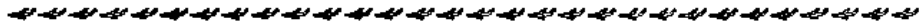


第17章 活塞式压缩机的安装与调试



由于活塞式压缩机结构比较复杂，往复运动的性质，以及脉动冲击力等特点，机器的装配与安装质量的优与劣，对压缩机在生产运行过程中，能否安全地、可靠地达到机器规定的功能是非常重要的。所以压缩机在大修后的再装配和重新安装，必须按照压缩机制造厂提供的技术文件或有关工业部门制订的安装规程进行。在本章将介绍安装、调试的一

般程序、方法和技术要求。

第1节 活塞式压缩机的安装

压缩机经大修后要进行重新装配与安装。动力用空气压缩机主要部位的装配间隙见表17-1-1和表17-1-2。

表17-1-1 空气压缩机主要部位装配间隙

配合部位	间 隙 值 (mm)										
	3L-10/8 L2-10/7	2V2- 10/7	4L- 20/8	ZL3.5 -20/7	2D3.5- 17/10	5L- 40/8	1.5- 40/8 ZL5.5- 40/7	7L- 100/8	2D12- 100/8	5L- 16/50	
曲柄销与连杆大瓦的径向间隙	0.04~ 0.11	0.03~ 0.09	0.06~ 0.106	0.072~ 0.161	0.07~ 0.132	0.085~ 0.175	0.07~ 0.174	0.21~ 0.13	0.12~ 0.235	0.085~ 0.173	
十字头销与连杆小头瓦的径向间隙	0.025~ 0.08	0.025~ 0.081	0.03~ 0.075	0.03~ 0.095	0.06~ 0.103	0.06~ 0.109	0.03~ 0.09	0.16~ 0.09	0.036~ 0.112	0.06~ 0.109	
十字头与滑道径向间隙	0.18~ 0.28	0.12~ 0.22	0.15~ 0.27	0.17~ 0.288	0.145~ 0.248	0.21~ 0.34	0.18~ 0.295	0.39~ 0.21	0.21~ 0.379	0.21~ 0.342	
活塞与气缸的径向间隙	I级	0.21~ 0.34	0.45~ 0.602	0.25~ 0.46	1.21~ 1.397	1.0~ 1.197	0.76~ 0.935	0.56~ 0.84	2.41~ 2.15	0.8~ 1.08	1~ 1.44
	II级	0.15~ 0.25	0.17~ 0.288	0.18~ 0.34	0.17~ 0.286	0.17~ 0.288	0.4~ 0.627	0.25~ 0.39	1.315~ 1.1	0.48~ 0.64	1~1.39
	III级	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1~1.30
I级活塞行程止点间隙	盖侧	2~3.5	1~1.2	2~3	1~2	1.2~ 3.8	2.5~ 3.5	2.6~ 3.2	5~8	2~3	1.5~ 2.5
	轴侧	2~3.5	0.8~1	1.2~ 2.2	1~2	1.2~ 3.8	2.5~ 3.5	2.0~ 2.6	3~5	1.5~ 2.5	1.5~ 2.5
II级活塞行程止点间隙	盖侧	2~3.5	1~1.2	2~3	1~2	1.2~ 3.8	2~5	2.4~ 3.0	4.5~6	2~3	—
	轴侧	2~3.5	0.8~1	1.2~ 2.2	1~2	1.2~ 3.8	2~5	1.8~ 2.4	2.5~4	1.5~ 2.5	2~4
III级活塞行程止点间隙	盖侧	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2~4
	轴侧	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
活塞环与槽的轴向间隙	I级	0.015~ 0.085	0.08~ 0.124	0.015~ 0.08	0.055~ 0.099	0.04~ 0.112	0.04~ 0.098	0.055~ 0.099	0.045~ 0.11	0.04~ 0.105	0.035~ 0.09
	II级	0.015~ 0.069	0.022~ 0.11	0.015~ 0.08	0.05~ 0.086	0.03~ 0.09	0.04~ 0.102	0.055~ 0.099	0.035~ 0.082	0.035~ 0.09	0.035~ 0.09
	III级	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.025~ 0.07

(续)

配合部位	间隙值 (mm)										
	3L-10/8 L2-10/7	2V2- 10/7	4L- 20/8	ZL3.5- 20/7	2D3.5- 17/10	5L- 40/8	L5.5- 40/8 ZL5- 40/7	7L- 100/8	2D12- 100/8	5L- 16/50	
活塞环工作开口 间隙	I级	1.1~ 1.4		1.6~ 1.9	1.4~ 1.7	1.4~ 1.7	1.6~2	2.1~ 2.5	3.3~ 3.8		1.1~ 1.5
	II级	0.7~ 1.0		1.0~ 1.3	0.9~ 1.2	0.9~ 1.2	1~1.4	1.3~ 1.6	2.0~ 2.4		0.9~ 1.3
	III级	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.4~ 0.6
吸气阀阀片升程	I级	1.8~ 2.3	1.8	2.7	1.7	1.8	2.5	2.1	2.5	2.7	2.5
	II级	1.8~ 2.6	1.6	2.2	1.7	1.8	2.0	2.1	2.0	2.2	2.5
	III级	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2
排气阀阀片升程	I级	1.8~ 2.3	1.8	2.7	1.7	1.8	2.5	2.1	2.5	2.5	2.5
	II级	1.8~ 2.6	1.6	2.2	1.7	1.8	2.0	2.1	2.0	2.0	2.5
	III级	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2
曲轴轴向窜动间隙	2		1.5~ 2.5	0.5~ 1.0	0.24~ 0.4	1~1.2	0.8~ 1.5	1.5~ 2.5	2~3	1~1.2	

表17-1-2 无油润滑空气压缩机主要部位装配间隙

配合部位	间隙值 (mm)								
	2Z-3/8-1	2Z-6/8-1	3LW-10/8	2D3.5- -15/15 2D3.5- 15/12	4LW-20/8	2D3.5- 20/8 2D3.5- 20/7	L3.5-20/8	5L- 16/50-II	
曲柄销与连杆大瓦的径向 间隙	0.06~0.10	0.06~0.10	0.04~0.11	0.07~ 0.132	0.06~ 0.106	0.08~0.12	0.036~ 0.106	0.085~ 0.173	
十字头销与连杆小头瓦的 径向间隙	0.04~0.06	0.04~0.06	0.025~ 0.08	0.06~ 0.103	0.03~ 0.075	0.06~ 0.103	0.03~ 0.096	0.06~ 0.109	
十字头与滑道的径向间隙	0.10~0.20	0.10~0.20	0.18~0.28	0.145~ 0.248	0.15~0.27	0.145~ 0.248	0.22~ 0.306	0.21~ 0.342	
活塞与气缸的径 向间隙	I级	3~3.1	3~3.1		0.95~1.25		3~3.4	4~4.16	3.5~3.65
	II级	3~3.1	3~3.1		0.75~1.05		5~5.34	4~4.132	4.5~4.6
	III级	—	—		0.55~0.85		—	—	3~3.1
活塞支承环与气 缸的径向间隙	I级	0.56~0.86	0.56~0.86			4	0.7~1.10	0.67~1.27	0.8~1.2
	II级	0.56~ 0.843	0.56~ 0.843			1.5	0.4~0.8	0.42~0.66	0.65~1.0
	III级	—	—			—	—	—	0.4~0.7
I级活塞行程止 点间隙	左侧	2~3	2~4		1.2~3.8	2~3	2.0~2.5	2	1.5~2.5
	右侧	0	2~4		1.2~3.8	1.2~2.2	2.0~2.5	2	1.5~2.5

(续)

配合部位	间隙值 (mm)								
	2Z-3/8-1	2Z-6/8-1	3LW-10/8	2D3.5 15/15 2D3.5- 15/12	4LW-20/8	2D3.5- 20/8 2D3.5- 20/7	L3.5-20/8	5L- 16/50-2	
Ⅱ级活塞行程止 点间隙	盖侧	2~3	2~4	2~3	2~3	2.0~2.5	2	Ⅲ 2~4	
	轴侧	0	2~4	2~3	1.2~2.2	2.0~3.0	2	2~4	
活塞环与槽的轴 向间隙	I级	0.2~0.43	0.2~0.43	0.28~ 0.352	0.25~ 0.335	0.28~ 0.352	0.2~ 0.427	0.15~ 0.243	0.24~0.34
	Ⅱ级	0.2~0.43	0.2~0.43	0.28~ 0.352	0.25~ 0.335	0.28~ 0.352	0.2~ 0.427	0.15~ 0.243	0.24~0.34
	Ⅲ级	—	—	—	0.20~0.28	—	—	—	0.22~0.32
活塞支承环与槽 的轴向间隙	I级	0.29~ 0.435	0.2~ 0.435	0.28~ 0.452	—	0.3~ 0.704	0.3~0.95	0.2~0.37	0.29~0.47
	Ⅱ级	0.29~ 0.435	0.2~ 0.435	0.28~ 0.452	—	0.31~ 0.744	0.3~0.45	0.2~0.37	0.38~0.58
	Ⅲ级	—	—	—	—	—	—	—	0.61~0.89
活塞环工作开口 间隙	I级	3~3.5	3~3.5	4	12~12.4	6	8~8.4	23	7~7.5
	Ⅱ级	2~2.5	2~2.5	4	10~10.4	6	5~5.3	14	5.67~5.93
	Ⅲ级	—	—	—	5.5~5.7	—	—	—	2.67~2.93
活塞支承环工作 开口间隙	I级	6	6	—	整体环	—	整体环	—	10~10.25
	Ⅱ级	3	3	—	整体环	—	整体环	—	7.5~7.7
	Ⅲ级	—	—	—	整体环	—	整体环	—	4~4.2
吸气阀阀片升程	I级	2	2	1.8~2.3	I, Ⅲ级 1.8	—	2.5	2.5	I级2.2
	Ⅱ级	1.5	1.5	1.8~2.6	1.5	—	2	2.5	Ⅱ级2.2 Ⅲ级1.5
排气阀阀片升程	I级	2	2	1.8~2.3	I, Ⅲ级 1.8	—	2.5	2.5	I级2.2 Ⅱ级2.2 Ⅲ级1.5
	Ⅱ级	1.5	1.5	1.8~2.6	1.5	—	2	2.5	—

(一) 机身(曲轴箱)的安装

1. 油池试漏检查

首先机身(曲轴箱)的油池将内部油漆尘土清理干净;其次注入煤油达到润滑油的最高油面位置,经2~4h浸泡,不应有渗漏。但要注意防火!

2. 找水平

机身(曲轴箱)的纵向、横向水平度不大于0.05/1000mm。

卧式和对称平衡式的纵向水平度应在十字头滑道上测量,横向水平度应在曲轴轴承座上测量;立式和L型应在曲轴箱的接合面或机身竖立列法兰面上测量;若是整体安装时,应在气缸体顶面上测量。

对于采用悬挂或半悬挂电动机结构的压缩机机身的水平度,考虑到曲轴挠度的影响,允许在靠近电动机端的轴承座一侧低0.03mm。

对多列如对称平衡式压缩机各列的轴心线应相互平行,其平行度一般为1000:0.1。

3. 机身(曲轴箱)的安装

为保证机身(曲轴箱)有足够的刚性,应在地脚螺栓两旁各放置一组垫铁。其规格为150×200(或80×160)mm,厚度为70~80mm。每组不超过三层。安装垫铁的地表面应铲平,用水平仪测量水平度。在灌浆前每组垫铁应焊牢。

(二) 曲轴和轴承的安装

1. 轴瓦的安装

(1) 轴瓦的涂色检查 对于厚壁轴瓦,轴颈与对开式轴瓦的下瓦承受载荷部分有90°~120°的弧面接触,接触点的总面积不小于该接触弧面面积的60%~80%;对于四开式轴瓦,轴颈与下瓦和侧瓦接触点的总面积不小于该瓦面积的70%。接触点应均匀分布。对于薄壁瓦原则上是不允许刮研的。

(2) 轴承与轴颈的径向间隙 滑动轴承与轴颈的径向间隙,应符合产品使用说明书上的规定。若无规定时,通常按下经验公式计算的数值选取。

$$\delta = (0.0008 \sim 0.001) D \quad (17-1-1)$$

式中 δ ——径向间隙 (mm);

D ——轴瓦内孔公称直径 (mm)。

(3) 轴向定位间隙 滑动轴承轴向定位的轴向间隙,一般取0.2~0.5mm。

2. 曲轴的安装

1) 曲轴的水平度不大于0.1/1000mm。

2) 曲轴的轴线同十字头滑道的轴心线的垂直度为1000:0.1。

3) 曲臂的开档差(即曲轴旋转一周,两曲臂间的差值);在安装时应不大于 $10^{-4}S$ (其中 S 为行程);在装上电动机后,运转时允许不大于 $3 \times 10^{-4}S$ 。

测量曲臂开档差应在距离曲柄销轴线 $(r + \frac{d}{2})$ 的位置上进行(式中 r 为曲柄半径, d 为主轴颈直径)。

(三) 气缸的安装

1. 水压试验检查

排气压力为0.7或0.8MPa的空气压缩机的气缸

体,缸盖和缸座经大修后,应按表17-1-3所列数据进行水压试验检查。

表17-1-3 气缸部分试验压力与时间

部 位	试验压力 (MPa)		试验时间 (min)
	I 级	II 级	
气 腔	0.1	1.2	30
水 腔	0.3	0.45	

中压压缩机气缸的水压试验检查压力为该零件工作压力的1.5倍。通过试压检查,均不得有渗漏现象。

2. 气缸的安装

(1) 立式、L型、V型、W型等中、小型压缩机常为整体安装。安装的准确度是靠接合面的定位凸台来保证。当活塞装入气缸后,可测量活塞与气缸的径向间隙的均匀度来验证。立式气缸的偏差应不大于平均间隙的1/2,而活塞在缸内能自由摆动,且无卡住现象。

(2) 卧式气缸的轴心线与十字头滑道的轴心线的同轴度,及气缸的倾斜度的偏差应符合表17-1-4的数据。

表17-1-4 气缸与十字头滑道的同轴度及气缸的倾斜度 (mm)

气缸直径	≤100	100~300	300~500	500~1000	1000~1500
气缸与滑道轴心线的同轴度	0.05	0.07	0.10	0.15	0.20
气缸的倾斜度		0.02	0.04	0.06	0.08

检查同轴度可用测量活塞体与气缸径向间隙的均匀程度来验证。对于大直径有托瓦的活塞,其偏差应不大于平均间隙的1/6~1/8。

检查倾斜度,允许气缸向前端高出,每1000mm为0.05mm。

当查出的偏差超过表17-1-4中的数值时,可以进行调整:

1) 当同轴度超过允许值时,可将气缸作水平移位。

2) 当倾斜度超过允许值时,可采用研刮气缸与机身的接合面来调整。若超差过大,应用加工方法来调整。其加工量可按下式计算,并参看图17-1-1。

$$B = \frac{DA}{L} \quad (17-1-2)$$

式中 3 —— 倾斜度加工量 (mm);
 D —— 气缸接合面外径 (mm);
 L —— 气缸长度 (mm);
 A —— 找正时的偏差值 (mm)。

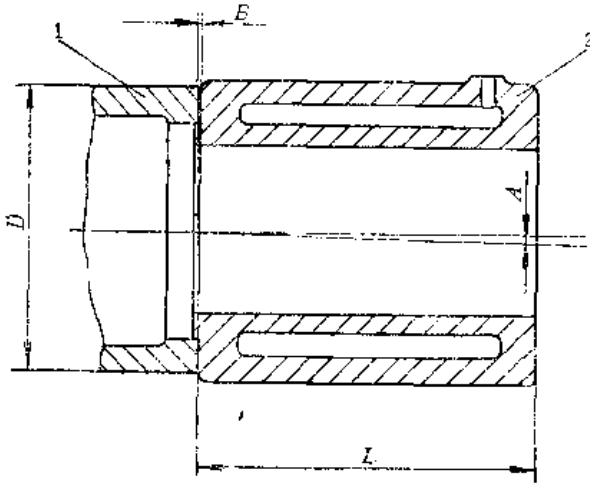


图17-1-1 气缸修正计算示意图
 1—机身(或中杆) 2—气缸

(四) 连杆的安装

1. 大端瓦与小头衬套的安装

(1) 大端瓦与衬套的涂色检查 大端瓦、衬套与曲柄销和十字头(或活塞销)销的接触面积为各自面积的70%，接触点要均匀分布。对薄壁瓦原则上不允许修刮。

(2) 瓦的配合间隙 瓦和衬套与销轴的装配间隙应符合产品说明书的规定，动力用空气压缩机连杆瓦和衬套的配合间隙见表17-1-1和表17-1-2。若无规定时，可按下面经验公式选取。

大端瓦的径向间隙：

$$\delta_1 = (0.0008 \sim 0.001) D \quad (17-1-3)$$

式中 δ_1 —— 大端瓦径向间隙 (mm);
 D —— 曲柄销直径 (mm)。

衬套径向间隙：

$$\delta_2 = (0.0004 \sim 0.0012) d \quad (17-1-4)$$

式中 δ_2 —— 衬套径向间隙 (mm);
 d —— 销轴直径 (mm)。

衬套材料为铜合金，间隙取较大数值，若材料为轴承合金，间隙取较小数值。

2. 连杆螺栓的安装

1) 连杆螺栓头和螺母与连杆螺栓孔的支承面要接触良好，并垂直。

2) 螺母旋紧的程度应根据设计要求实施。通常用测力扳手或用测量螺栓伸长量来控制。几种动力用空气压缩机连杆螺栓旋紧力矩见表17-1-5。

表17-1-5 连杆螺栓旋紧力矩

压缩机型号	旋紧螺母的力矩 (N·m)
3L-10/8(L ₂ -10/7)	43.0
4L-20/8(L _{3.5} -20/7)	118.0
ZL _{3.5} -20/7	132.0
L _{5.5} -40/8(ZL _{5.5} -40/7)	215.0

若无规定时，可按以下方法进行计算。

连杆螺栓预紧力的计算：

$$T = [P_1 + (2.1 \sim 2.5) P] \frac{1}{Z} \quad (17-1-5)$$

式中 T —— 预紧力 (N);

P —— 最大活塞力 (N);

P_1 —— 薄壁瓦过盈所需的力 (N);

Z —— 连杆螺栓数量，当用四根螺栓时，取 $Z = 3$ 。

连杆螺栓伸长量的计算：

$$\Delta l = \frac{4Tl}{E\pi d_0^2} \quad (17-1-6)$$

式中 Δl —— 螺栓伸长量 (cm);

l —— 螺栓长度 (cm);

d_0 —— 螺栓直径 (cm);

E —— 螺栓材料弹性模数 (N/cm²)。

测力扳手的扭矩(力矩)的计算：

$$M = K T d \quad (17-1-7)$$

式中 M —— 扭矩 (N·m);

K —— 系数，见表17-1-6。

表17-1-6 不同摩擦面的系数K值

螺母支承端面及螺 纹表面接触情况	有油润滑	干燥的精加工面或有 油润滑的粗加工面	干燥的粗 加工面
	K	0.15	0.18

一般情况连杆螺栓的伸长量不应超过两端支承面间长度的0.03%~0.04%。

(五) 十字头的安装

1. 十字头滑板的涂色检查

十字头滑板与滑道接触点的总面积应不小于滑板面积的60%，接触点应分布均匀。

2. 十字头的安装

(1) 安装间隙 动力用空气压缩机十字头与滑道的间隙可参见表17-1-1和表17-1-2。若遇无资料时,可按以下经验公式选取。

$$\delta = (0.0007 \sim 0.0008) D \quad (17-1-8)$$

式中 δ —— 径向间隙 (mm);

D —— 十字头滑道工作面直径 (mm)。

如果按公差配合选取,则一般选用 H8/e8 极限间隙的平均值。

(2) 对称平衡式压缩机十字头的安装 对列的十字头对滑道的作用力(侧向力),一侧向上而另一侧向下。侧向力的方向与曲轴旋转方向相同。侧向力向上的十字头滑板与滑道间隙应小于侧向力向下的那一列;间隙应该在不受力或受力小的一边,而主要受力侧的滑板工作面应保证十字头体与活塞杆同轴。为此,应用滑板与十字头体间的垫片来调整。即根据所留间隙在上面(或在下面),使滑板轴线调整在十字头体轴线之下(或之上)以达到保证同轴。这个滑板轴线与十字头体和活塞杆连接处轴线的偏心值大约为 1/2 间隙值。过大的间隙,十字头容易产生跳动,影响填料函的密封效果及使用寿命。

(六) 活塞和活塞杆的安装

1. 活塞环的安装

(1) 检查活塞环外圆工作面与缸壁间的不严密的间隙 间隙值见表17-1-7。不严密的间隙在整个圆周上不得多于两处,每处不超过 45° 弧度长,且与环开口处的距离应大于 30°。

(2) 检查活塞环在环槽中的侧间隙和环的热胀间隙 间隙值见表17-1-1及表17-1-2,一般为:

铸铁活塞环与槽以 H9/d9 配合来保证间隙。

填充聚四氟乙烯环与槽以 H10/b12 配合来保证间隙。

铸铁活塞环的热胀间隙,

$$\delta = \alpha \pi D (t_2 - t_1) \quad (17-1-9)$$

填充聚四氟乙烯活塞环的热胀间隙,

$$\delta = (0.018 \sim 0.024) D \quad (17-1-10)$$

表17-1-7 环与缸壁间不严密间隙 (mm)

活塞环直径	塞尺不得通过的厚度
<250	0.03
250~500	0.05
>500	0.08

式中 δ —— 环的热胀间隙 (mm);

α —— 铸铁的线胀系数 (1/°C);

D —— 环的外圆直径 (mm);

t_1 —— 检查环开口时的室温 (°C);

t_2 —— 气缸排气温度 (°C);

(0.018~0.024) —— 气缸工作温升 $\Delta t \leq 100^\circ\text{C}$ 取较小值;当 $100^\circ\text{C} < \Delta t < 150^\circ\text{C}$ 取较大值。

(3) 活塞环的安装要求 活塞环在压紧时,能全部沉入槽内,并有 (0.05~0.1) t 的沉入深度 (t 为环的径向厚度)。同组活塞环开口位置应相互错开。所有开口位置应与气阀口错开。

2. 活塞的安装

1) 浇有巴氏合金的活塞与气缸镜面应均匀接触,接触点总面积应大于活塞与气缸接触圆弧面积的60%。当用测量活塞与气缸的径向间隙来检查其同轴度时,应考虑活塞托瓦的磨损,因此,活塞上部的间隙要比下部间隙小5%左右。

2) 活塞与活塞杆的连接要牢固,锁紧装置要可靠。活塞杆与活塞的同轴度不低于8级精度,其垂直度不低于5级精度。

3. 卧式压缩机的活塞杆的安装

卧式压缩机,特别是卧式无油润滑压缩机在气缸缸大修或重新组装后,常用测量活塞杆的径向跳动来校验气缸与十字头的同轴度。活塞杆的径向跳动的检测,要在装上压缩机的所有相关部件后其装配尺寸、垂直度、平行度和同轴度都在允差范围内时进行,而且通常在常温下进行。

活塞杆的径向跳动值可按下式计算:

$$\Delta F_r = \Delta \delta \frac{S}{l} \quad (17-1-11)$$

式中 ΔF_r —— 径向跳动 (mm);

S —— 活塞行程 (mm);

l —— 活塞杆长度(即从十字头端面至活塞前端面间的距离)(mm);

$\Delta \delta$ —— 降差,等于活塞与十字头运行间隙的差值之半 (mm)。

活塞杆径向跳动的检测,应在水平方向和垂直方向分别进行。允许偏差为 0.00015 S 。

(1) 水平径向跳动 水平径向跳动的读数是从小十字头经中筒到气缸的水平同轴度。其允差范围为 $\pm 0.00015 S$, 最大值不超过 0.064 mm。水平径向跳动不管机器处于常温状态,还是工作状态

部是相同的。过大的水平径向跳动,可通过对气缸、缸座、中间接筒、十字头和十字头滑板、活塞杆和活塞等件的重装来调整。但是,活塞杆螺纹与其螺母的螺纹和其表面的垂直度,以及与十字头的螺纹和其表面的垂直度是影响水平和垂直径向跳动的关键因素。十字头和活塞杆结合面的垂直度检查,水平与垂直的径向跳动检查,都应分别在十字头和活塞杆的螺母松开和旋紧时各进行一次。

(2) 垂直径向跳动

1) 常温状态垂直径向跳动: 常温状态垂直径

向跳动不一定是同轴度不好的表征。这是由于活塞在气缸内的运动间隙和十字头在滑道内的运动间隙引起的。图17-1-2为常温垂直径向跳动基本几何图形。活塞和十字头轴线比理想的轴线低 $1/2$ 的运行间隙。气缸内运行间隙比十字头的运行间隙大些(或小些),活塞轴线比十字头轴线低(或高),差值为常温状态运行间隙之差的 $1/2$ 。由此产生正常常温状态下活塞杆垂直径向跳动。此 $1/2$ 的间隙差称降差 ($\Delta\delta$)。常温垂直径向跳动按式(17-1-11)能准确计算出。

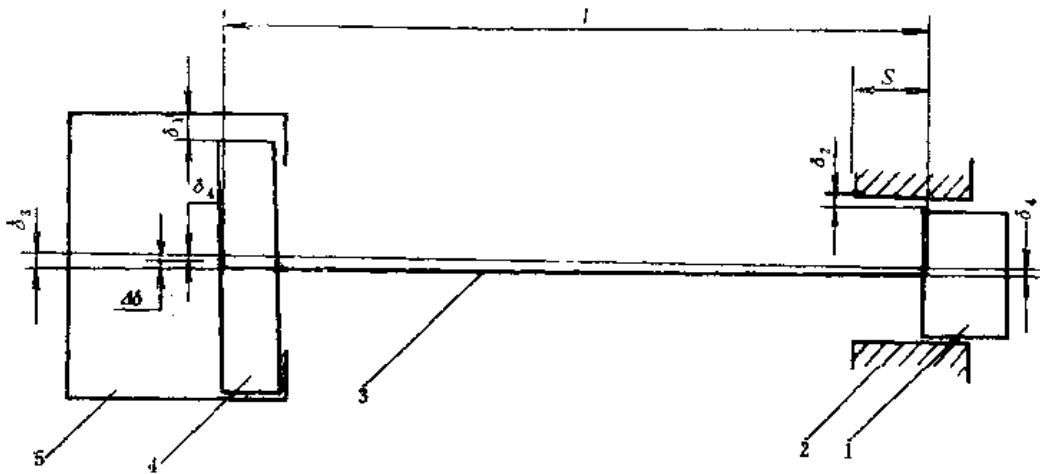


图17-1-2 常温垂直径向跳动基本几何图形

1—十字头 2—十字头滑道 3—活塞杆 4—活塞 5—气缸 l —活塞杆长 S —行程 δ_1 、 δ_2 —

$$\text{活塞和十字头运行间隙 } \delta_2 = \frac{1}{2}\delta_1; \Delta\delta = \frac{1}{2}(\delta_1 - \delta_2) \quad \delta_4 = \delta_3 - \Delta\delta = \frac{1}{2}\delta_2$$

用千分表垂直接触活塞杆的顶部或底部测量垂直径向跳动时,应以活塞杆在行程终端即活塞处在内止点开始,千分表放在活塞杆顶部位置并调整到零,见图17-1-3。

当活塞杆的行程方向向盖(即向外止点)时,表的读数为正;活塞杆底部的千分表读数为负。这说明活塞杆由十字头向活塞方向往下倾斜。这是气缸内间隙大于十字头间隙时出现的典型情况。

常温状态下垂直径向跳动为零值,不总是符合要求的,也不是最佳的标志。实际上它很可能是同轴度超差的表示,特别是在铝制活塞和氟塑料支承环的无油润滑大直径气缸的情况。在这种结构情况时,活塞杆常温状态的径向跳动与操作状态的径向跳动之间存在很大的差别。这是由于铝活塞和氟塑料支承环热膨胀系数大所致。

2) 操作(工作)状态垂直径向跳动: 在这种

状态下,如要求垂直径向跳动不超过 $0.00015S$,可用调整十字头滑板的垫片来达到。若需调整,就要获得操作温度时所要求的径向跳动量,然后仔细研究常温状态下的读数再确定调整量。这种调整,可取出十字头下滑板的垫片放到上滑板下面来降低轴线,甚至可低于理想轴线的位置而保持相同的运行间隙。这样可以减少降差,从而减小正的活塞杆径向跳动。支承环的磨损,将导致活塞下降至低于十字头容许磨损量的轴线。当出现这种情况时,必须考虑进行补偿。

(3) 活塞杆的挠曲 在计算与检测活塞杆垂直径向跳动时,有时必须考虑由于活塞杆自身重量引起的挠曲,见图17-1-4。尤其在特别长的双室中间接筒中需要很长的活塞杆,此时会由于活塞自重而产生挠曲。由于挠曲引起的最大挠度,可按下列公式估算,

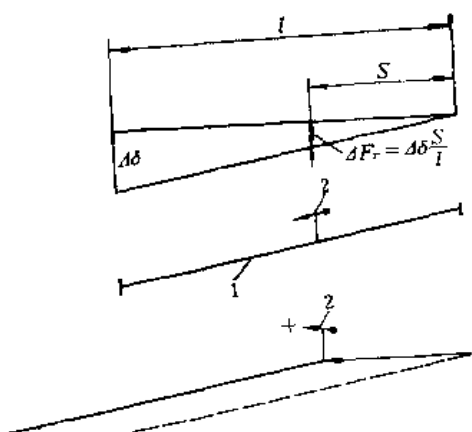


图17-1-3 测量垂直径向跳动关系图
1—活塞杆 2—千分表 l—活塞杆长 S—行程

$\Delta\delta$ —降差 $\Delta F_r = \Delta\delta \frac{S}{l}$ —径向跳动

$$y_{max} = \frac{5}{384} \left(\frac{WL^3}{EJ} \right) \quad (17-1-12)$$

式中 y_{max} ——最大挠度 (mm);

W ——活塞杆重力 (N);

L ——活塞杆长度 (mm);

E ——材料弹性模量 (N/mm²);

J ——惯性矩 (mm⁴).

投影挠度:

$$y_p = 1.5y_{max} \quad (17-1-13)$$

活塞杆径向跳动:

$$\Delta F_r = \frac{9}{35} y_p \quad (17-1-14)$$

投影的直线变形近似于计算最大挠度值的1.5倍。这些计算中有效的活塞杆长度只是全长的一半。要确定是否由于活塞杆挠曲造成过大的径向跳动,可将千分表放置在靠近十字头端的活塞杆上,此时,千分表显示正的读数;在同一行程中,另一端即近填料函端的千分表显示负的读数,而位于活塞杆中点处上的千分表将有很小或没有径向跳动的读数。

当十字头和活塞受到活塞杆挠曲影响时,它们将分别在十字头滑道内和气缸内向活塞杆这边产生倾头现象。在向盖行程时,活塞杆处于受压状态,长柱效应造成进一步的挠曲。当行程改变方向时,活塞杆受拉力,则有被拉直的倾向。在实际操作中,用仪表检测活塞杆运动情况,其现象更为明显,

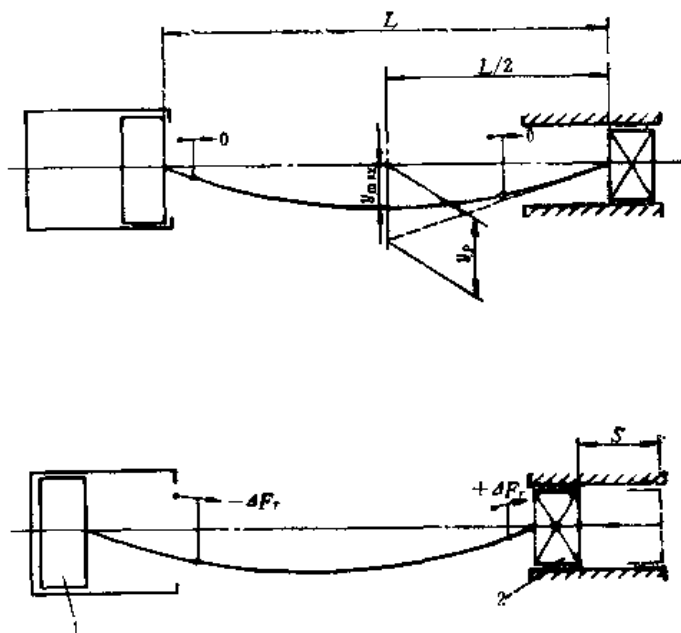


图17-1-4 活塞杆自重的挠曲

有时会在每一行程端点测量到这个转变。

4. 活塞行程止点间隙的检测

1) 测量活塞行程止点间隙时,应预先选好两根比规定测量间隙值大1/3的软铅条。

2) 测量时将两根软铅条同时在气缸一端的相对位置的两气阀孔中伸入缸内,手动活塞压铅条(注意:此时活塞必须从行程止点返回)。其后计量压扁量是否符合规定;同时检查两铅条压扁量是否一致。如若不等,要及时找出歪斜原因并消除,其后进行重新检测。铅条的压扁程度,不应超过铅条直径的1/3。双作用气缸另一端的行程止点间,用相同的方法进行。

(七) 填料函的安装

1. 密封圈的安装

1) 安装密封圈时,不能装反。平面三、六瓣密封圈在装配时,三瓣密封面向气流方向。三、六瓣密封圈的径向开口用定位销将其错开位置。

2) 密封圈应与活塞杆配研,其接触点总面积应不少于接触面积的70%,且要分布均匀,同时研磨面上不允许有轴向沟痕。

2. 填料函的安装

1) 一组密封圈在填料盒中的轴向间隙:金属密封圈一般在0.035~0.15mm之间;填充聚四氟乙烯密封圈一般在0.15~0.4mm的范围内。

2) 填料盒两平面必须研磨并平行,以免气体

泄漏、窜油、窜水。

3) 填料函的油、水 and 气路应通畅。

(八) 气阀的安装

1. 阀座的安装

气阀阀座的密封面和阀片工作面上不能有划痕, 应平整光洁。

2. 气阀弹簧的安装

1) 气阀弹簧钢丝用5倍放大镜检查, 表面应无任何划伤、凹坑和发纹等缺陷。

2) 每个弹簧的外圆柱面的直线性应不大于0.17mm; 同时两端平面对轴心线的垂直度误差大于0.035mm。

3) 每组气阀应使用相同弹力的弹簧(这里指小圆柱螺旋弹簧), 每环阀片所使用的弹簧在升程限位器弹簧孔内的高度应一致, 若发现不一致时, 应检查弹簧的自由高度及孔深, 及时进行调整与修孔。同时, 阀片和弹簧应无卡住和歪斜现象。

3. 阀片升程

气阀的气量调节装置和阀片升程应符合设计规定。阀片升程 $h < \frac{b}{2}$ (b 为阀座气道宽度)。

4. 气阀气密性试验

气阀组件组装以后, 应用煤油进行气密性试验, 在5min内允许有断续的滴状渗漏, 但滴数不得超出表17-1-8中所规定的数值。

表17-1-8 气密性试验允许渗漏滴数

气阀阀片圈数	1	2	3	4	5	6
允许渗漏滴数	<10	<23	<40	<64	<94	<130

(九) 冷却器的安装

1. 强度和气密性试验

空气压缩机冷却器经大修重新组装后, 应进行水压试验, 检验其强度及气密性。试验压力和时间见表17-1-9。不得有渗漏现象。

表17-1-9 水压试验压力和时间

部件名称	试验压力 (MPa)		试验时间 (min)
	气腔	水腔	
中间冷却器	0.4	0.3	30
后冷却器	1.2	0.4	
油冷却器	—	0.45	

2. 冷却器的安装

L型空气压缩机的中间冷却器直接装在机器上, 在紧固连接螺栓时, 应防止因用力不当而造成机身变形。其检验是通过检查十字头与滑道的间隙来进行的。

(十) 润滑系统的安装

润滑系统的油管路及油孔油道应吹洗干净, 不得有堵塞现象。油管不应有急剧弯曲, 折扭和压扁等情况, 并应进行严密性试验。其试验压力和时间见表17-1-10。

表17-1-10 润滑系统水压试验压力和时间

项 目	试验压力 (MPa)	试验时间 (min)
循环润滑系统 (包括过滤器、冷却器、阀门、管路等)	0.6	30
气缸、填料函润滑系统 (包括阀门、管路等)	1.2	

油管与其供油润滑处相连接时, 须是供给的润滑油无气泡出现后方可进行。

循环润滑系统的回油管应有3/1000的坡度, 以利润滑油回流油箱(油池)。

机油泵的工作压力, 一般为0.15~0.25MPa, 最低不得小于0.1MPa。

安装油泵和注油器时, 连接传动机构应运转灵活, 并不得有阻滞现象。

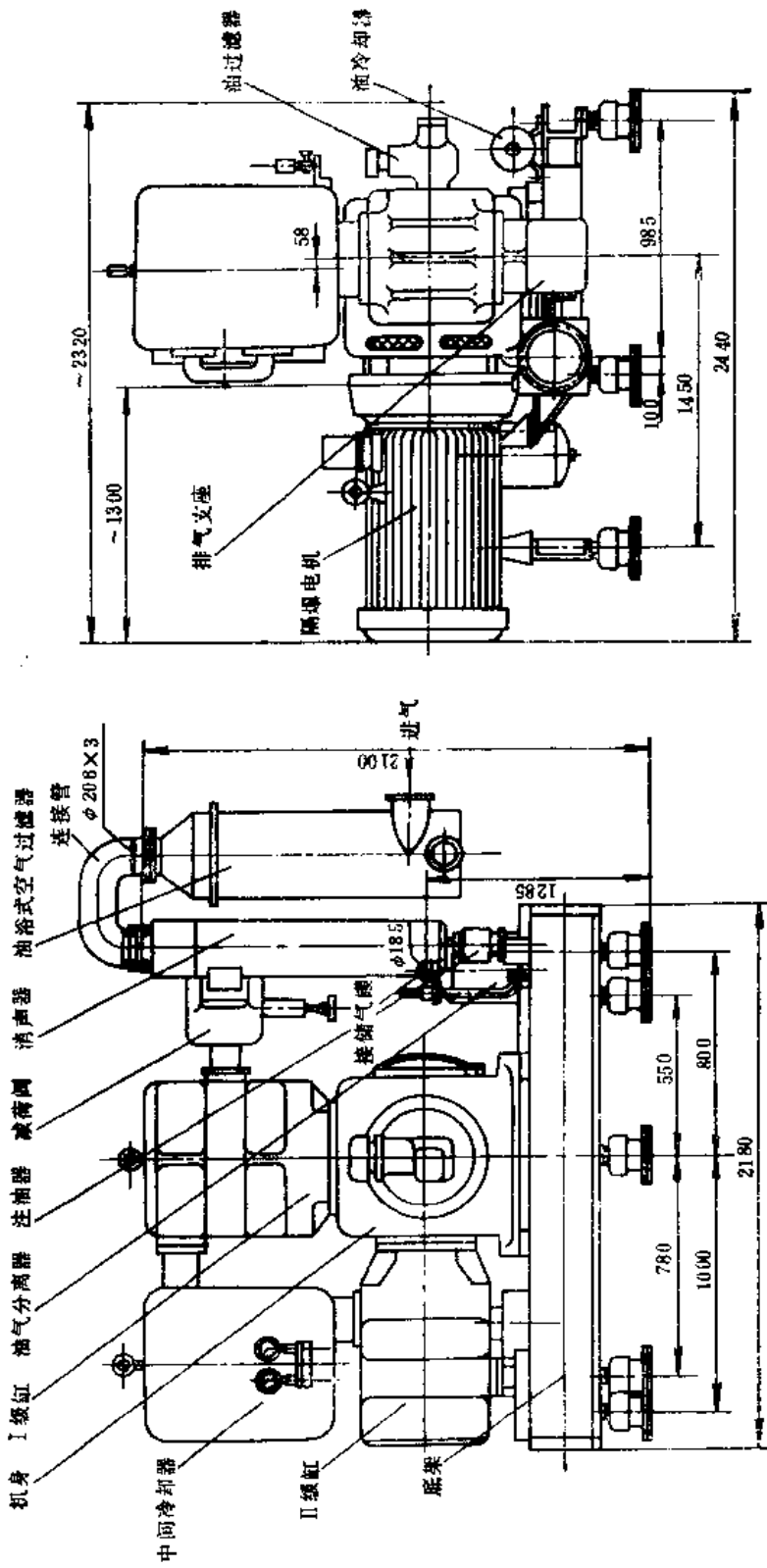
(十一) 整机安装

(1) 起吊 整机起吊, 首先找准重心, 其次穿好橡胶管套着的钢丝绳。试吊三次后正式徐徐起吊; 放置就位时, 对准地脚螺栓, 放好调整垫铁, 缓慢地、平稳地落地。对于无基础压缩机(见图17-1-5)的放置, 必须保证机组底座下的减震器, 应平稳地同时落地。

(2) 就位找水平 空气压缩机的安装水平度见表17-1-11。

表17-1-11 空气压缩机安装水平度 (mm)

压缩机型式	轴 向	横 向
立 式	0.1/1000	0.2/1000
L 型	0.1/1000	0.2/1000
V、W型	0.2/1000	
无基础的台座面 (地面)	0.6/1000	



技术规范 排气量: 20m³/min 排气压力: 0.7MPa 电动机功率: 110kW

图17-1-5 BZLs.s-20/7型矿用无基础空气压缩机 (江西气体压缩机厂制造)

(3) 地脚浇灌 地脚用膨胀水泥浇灌。其安装程序如下,

1) 把清洗好的机身垫铁放在现场空地上, 起吊对准地脚螺栓, 并将地脚螺栓悬挂在机身上旋紧螺母, 平稳地放在垫铁上, 粗调水平。

2) 浇灌膨胀水泥混凝土, 捣实, 浇灌后的地脚孔混凝土上表面, 应略高于垫铁座的底平面。按常规养生。

3) 根据浇灌地脚螺栓孔混凝土时所作试块的检验结果, 在达到要求强度后, 即可紧固地脚螺栓, 进行精调水平。

由于膨胀水泥混凝土早期强度高, 第一组试块可在浇灌后48小时进行检验; 一般情况希望在浇灌后72小时后达到预期强度, 故第二组试块可在72小时后进行检验。第三组试块的检验视第二组试块的结果而定。

石膏矾土膨胀水泥混凝土的配比为: 石膏矾土膨胀水泥: 砂子: 碎石: 水 = 8:12:25:5。

石膏矾土膨胀水泥为500^号; 碎石粒度为10~15mm; 砂子为中砂; 加水量要严格控制。

(十二) 气体管道的安装

空气压缩机的气体管道的安装, 应注意以下几点:

- 1) 按规定工作压力, 对管子进行强度试验, 试验压力为工作压力的1.5倍。
- 2) 管子应清洗干净, 内部不得有焊渣, 锈皮及泥沙等其他脏物。
- 3) 管子的支架与托架应有足够的强度和刚性。管子与支架接触处要用木块或软金属板垫好。
- 4) 管子与管子之间或与其他物体之间的间距不小于30mm。
- 5) 管子穿墙时应有套管, 并在套管与管子间充填绝缘物。
- 6) 管子的油漆颜色, 应符合规定。刷油漆时, 要留出焊口代号, 并画上箭头, 表示流体流动的方向。

第2节 活塞式压缩机的试车

当压缩机安装或装配完成后, 都要进行试车试验。通过试车能初步了解压缩机的性能以及检查压缩机的修理、装配工作是否合理和完善, 以保证压

缩机能安全、可靠地正常运行。压缩机的试车试验的完整过程, 应按下述步骤进行。

(一) 试车前的准备

1. 驱动机的试验

压缩机的驱动机——电动机、柴油机等首先应进行单独试验, 这种单独试车对大型驱动机尤为重要。驱动机的试车必须按照该机的试车规程进行, 同时必须检查驱动机的旋转方向是否符合压缩机的要求。

2. 压缩机试车前的准备

- 1) 全面检查压缩机各运动与静止机件的紧固程度和防松装置的可靠情况。
- 2) 复查各部分的间隙及活塞止点间隙是否正确无误。手动盘车检查转动部分是否灵活、自由。
- 3) 核对润滑油的质量及油量是否符合规定要求。并检查各部分供油情况, 是否达及润滑点。
- 4) 检查冷却水路是否通畅。
- 5) 核对各检测仪表是否已经经过计量部门校验合格, 并检查这些仪表是否安装妥善。
- 6) 检查各控制和安全装置是否灵敏可靠及安装是否妥善。
- 7) 将压缩机周围打扫干净, 向地面洒水, 以防灰尘被吸入机器内, 并设试车安全区的明显标志。
- 8) 最后拆下各级气缸的排气阀和管道, 并装上钢丝筛网。

(二) 空载试车

(1) 上润滑油与冷却水 首先打开水门, 使冷却水畅流各部, 其次开动循环油泵, 调整到规定压力。如果循环油泵安装在曲轴端头, 而又无手摇装置时, 应先用油枪(或油壶)向曲柄连杆机构充分浇油。再次开动注油器, 检查气缸和填料函注油情况是否正常。

(2) 试运转 按具体操作规程开车。先瞬时启动(即点动), 即刻停机检查, 确认无不正常现象后, 方可进行下步运转。第二次启动运转5分钟; 第三次启动开车30分钟, 若无不正常的响声、发热和振动等现象, 则可进入连续运转4小时。其后检查各部分的温度。装有金属填料的活塞杆温升应不超过60℃, 无油润滑填料函的活塞杆温升可达90℃; 十字头滑道应不超过60℃; 驱动机应符合自身的技

术规范。

(三) 负荷试车

1. 吹洗

启动压缩机，对整个系统进行吹洗。吹洗是利用压缩机本身的功能，从第Ⅰ级开始，逐级连通进行。Ⅰ级吸气管道另行吹洗清除污物、泥沙。吹洗压力见表17-2-1。

表17-2-1 吹洗压力 (MPa)

压缩机工作压力	<1.0	1.0~10.0	>10.0
吹洗压力	0.15	0.2	0.35

吹洗时，按级的顺序，逐级装上气阀，接上管路分级逐个吹洗。吹洗时，应在各级吹除出口处，放置白布以检查脏物，吹除时间不限，直到吹净为止。吹洗完毕后，应检查各级吸、排气阀工作后的情况是否正常，并进行清洗。将吹洗用的盲板拆下，装上正式开车用的安全阀、仪表及其他阀门。为正式开车试验做好准备。

2. 升压试车

动力空气压缩机升压试车的压力和时间见表17-2-2。

表17-2-2 升压试车的压力和时间

空气压缩机试运行压力 (MPa)	动力空气压缩机运行压力 (MPa)	运行时间 (h)
1/4排气压力	0.2	1
1/2排气压力	0.4	2
3/4排气压力	0.6	2
达最终压力	0.8	4

在试车过程中，应对机器的运转情况作全面观察，停机后应作全面仔细的检查。

3. 安全阀的调试和风量调节装置的试验

安全阀的调整试验，可在升压试车后逐级调试，其后，闭压力见表17-2-3。但一般情况，其开启压力为工作压力的1.1倍。当达到规定的开启压力值后，进行铅封。

有风量调节装置的压缩机，应按风量调节的范围进行试验与调整。

4. 负荷连续运转

以上试验认可后，在额定排气压力下进行不少于24小时的连续负荷试验。每隔1小时做好一次压力、温度及驱动机的数据记录。如电动机的电流、电压，以及机器运转的平稳性等。

表17-2-3 空气压缩机安全阀启闭压力 (MPa)

型 号	开 启 压 力			关 闭 压 力		
	Ⅰ级	Ⅱ级	Ⅲ级	Ⅰ级	Ⅱ级	Ⅲ级
2Z-3/8-1、2Z-6/8-1	≤0.24	≤0.88	—	≥0.2	≥0.8	—
1.2-10/7、3L-10/8	0.22~0.24	0.74~0.88	—	0.17~0.21	0.76~0.8	—
L3.5-20/8、4L-20/8、2D3.5-20/8	≤0.24	≤0.88	—	>0.2	>0.76	—
2D3.5-20/7	≤0.195	≤0.78	—	≥0.15	≥0.63	—
2D3.5-17/10	≤0.28	≤1.05	—	≥0.2	≥0.97	—
2V2-10/7	0.22~0.25	0.77~0.8	—	—	—	—
5L-16/50	≤0.343	≤1.65	≤5.4	≥0.294	≥1.44	≥4.0
5L-40/8	≤0.24	≤0.88	—	>0.2	>0.76	—
2D12-100/8	≤0.24	0.84~0.88	—	≥0.18	>0.72	—

负荷试车后,应检查各部分的磨合情况是否正常,各紧固部分是否牢固,机器水平有无变化。然后,清洗气阀,并消除试车中发现问题。拆检后再次试车,考核再装配的正确性。

第3节 活塞式压缩机的控制测量

压缩机的控制测量,是应用热工仪表对压缩机运行参数:压力、温度、流量、转速以及功率等进行连续的或定期的检测。借助仪表显示的数值,掌握和处理压缩机的运行情况,其目的是使压缩机能在最佳的工况下安全地、可靠地运行。因此,所用仪表应按压缩机运转实际需要进行选取。

(一) 压力的测量

压力是压缩机主要性能参数之一。准确地测量压力,对压缩机的故障分析,对保证机器和人身安全,以及机器的经济运行具有重要的意义。

1. 压力计的种类、精度和使用范围

(1) U型管压力计(U型管差压计)是液体式压力计的一种。它用来测量压力、压差和负压力。常用于测量压缩机常压进气原始吸气压力,空气滤清器、消声器和管道的压力损失,节流装置压力差等。其主要特点是构造简单,使用方便,精度较高,一般可达0.1%~1%。测量范围可由真空到2个大气压。

(2) 弹簧管压力计 弹簧管压力计种类繁多,如有精密压力计、标准压力计、氨气压力计、氧气压力计、船用压力计、耐酸压力计、双管压力计和电接点压力计等等。弹簧管压力计的测量范围自 $-9.33 \times 10^4 \text{ Pa}$ ~ $3 \times 10^4 \sim 10^6 \text{ Pa}$ 的压力。一般工业用压力计的测量精度为1.5~4.0级。

2. 压力计的选择、安装和使用

(1) 压力计的选择 应按压力计的系列、被测介质的种类和性质,以及安装方法等选取。

压力计的量程,在被测压力脉动比较平稳时,被测压力正常工作点应在压力表刻度标尺的2/3处;而在脉动较大时,则不应超过刻度标尺的1/2,但不应低于全量程的1/3。

(2) 压力计的安装

1) 取压点的选取:必须保证压力计测得的是介质的静压力。因此,严格使取样管的管口与流体流向平行。绝对避免在局部阻力处(如阀门、挡板

和弯头等)附近设置取样管。

2) 压力信号管的尺寸:信号管是自取压点到压力计的连接管路。信号管的长度小于20m时,管子内径不小于3mm;长度小于50m时,管子内径不小于5mm;长度大于50m,则管子内径不小于8mm。

3) 取压点的位置:测量气体压力时,取压点应设置在管道的上部,以避免气体中的冷凝液积聚在压力信号管中,同理,水平铺设的压力信号管应有1:10的斜度。测量液体压力时,取压点宜设置在管道的侧壁,以免流体管道内的沉积物堵塞压力取样口。

取压点处的温度不应超过压力计许用的温度值。

4) 压力计的防振:当测量脉动性大的介质时,应尽量减小或消除脉动幅度。其方法是装设缓冲容积或阻尼装置。

5) 校验压力计装置:弹簧管压力计前应装有一个三通阀门,其作用为:安装标准校正压力计用以定期校验使用中的压力计;在检修压力计时,以便切断压力源;用以冲洗压力信号管路。

(二) 温度的测量

温度是压缩机重要测量项目之一。准确测量温度,对压缩机运转的可靠性与经济性有着重要意义。在压缩机运转过程中主要测量进、排气温度,冷却水、润滑油的温度,轴承和十字头等运动部件与摩擦部位的温度等。

根据测量仪表的作用原理,可分为接触式和非接触式两大类。接触式测温仪表简单、可靠、精确和价廉;但滞后大,测量上限低。非接触式测温仪表的测量上限高,而且可测运动中物体的温度,但测量误差较大。

在压缩机装置中,需要测量的温度一般不超过300℃,因此常用接触式测温仪表。

1. 玻璃管液体温度计

(1) 工作原理 玻璃管液体温度计是最常用的一种测温仪表。其工作原理是基于工作液体的体积增量和温度近似成线性关系。一般常用的工作液体及其测量范围见表17-3-1。

工业上用的玻璃管液体温度计的刻度标尺最小为0.5℃,一般刻度标尺是1℃或2℃,其允许误差为±1℃至±2℃。

表17-3-1 工作液体及测量范围

液体名称	测温范围 (°C)		备注
	上限	下限	
水 银	700	-30	上限用加压办法得到
乙 醇	75	-160	
甲 苯	100	-90	
石 油 醚	25	-130	
戊 烷	20	-190	

(2) 温度计的安装 玻璃管液体温度计测量温度时, 感受件必须与被测介质达到热平衡。因此, 需将温度计插入被测介质中, 并与被测介质流动方向相垂直, 或迎着介质流动方向作倾斜安装。如果装有测温套管测量温度时, 在测温套管内应注入机械油, 以利温度计均匀受热。

(3) 温度计的校验 玻璃管液体温度计应定期进行校验。除对0°C和100°C两点外, 还应根据标准温度的读数校验三个点的读数。

2. 热电偶温度计

热电偶温度计测量范围大, 测量精确度高, 还可以遥测和自动记录, 便于集中控制和检测。目前常用的热电偶温度计测温范围见表17-3-2。

表17-3-2 热电偶温度计测温范围

热电偶名称	使用温度范围 (°C)		备注
	长时间测量	短时间测量	
铂铑—铂 (铂铑为正极, 铂为负极)	-20~+1300	1600	测温精确度高, 化学性能稳定, 但热电势较小
铬镍—考铜 (铬镍合金为正极, 考铜为负极)	-50~+600	800	热电势大, 灵敏度
铜—康铜 (铜为正极, 康铜为负极)	-200~+300	—	在低温领域普遍使用

应用热电偶测温, 必需要有与其相配套的二次仪表。常用的有毫伏计, 动圈式指示仪和电位计等。二次仪表可直接按指示温度刻度。

3. 电阻温度计

电阻温度计是利用导体或半导体的电阻值随温度而改变的特性来测量温度的。因此, 用电阻温度

计测量温度。实际上就是测量热电阻的电阻值。所以电阻温度计的准确度高, 能用于自动记录和远程控制, 易于实现多点测量。但是它体积大, 热惯性大。故不能用它来测量某一点的温度, 只能用来测量某一个面或某一区域内的平均温度。

工业生产中常用的铂热电阻和铜热电阻的测温范围见表17-3-3。

表17-3-3 热电阻测温范围

热电阻名称	测温范围 (°C)
铂热电阻	-200~+500
铜热电阻	-50~+150

电阻温度计的二次仪表, 一般为平衡电桥和动圈式指示仪。

4. 压缩机温度测量的精度要求

要精确地测量压缩机在运转过程的实际温度是相当困难的。因为, 压缩机装置中大部分是具有不稳定流速的气体或液体, 需测温度随时间作周期性的或不规则的变化, 测温环境多少存在振动。所以, 只能要求测定每一时间间隔内的平均温度, 因而对精度要求大致为表17-3-4所列。

表17-3-4 测温精度要求 (°C)

测量项目	标准试验	检查试验	工程测量
吸气温度	±0.2	±1.0	±2.5
排气温度	±0.5	±2.0	±4.0
冷却水温度	±0.2	±1.0	±2.5
润滑油温度	±1.0	±1.0	±1.5

(三) 转速的测量

压缩机的转速直接影响排气量, 轴功率。同时也与基础振动、管道气流脉动、气阀寿命及运动零部件的磨损都有密切关系。在测定排气量时, 若实际转速与额定转速不同, 则须按转速比修正测得的排气量; 用扭力测功器测定轴功率时, 须按压缩机的转速进行计算。所以, 转速也是压缩机的重要参数之一。因此, 准确测量转速是压缩机主要检测工作之一。转速测量方法有多种, 最简便, 最常用的有以下方法。

1. 离心式转速表测速

离心式转速表结构简单, 使用方便, 测速范围大 (30~24000r/min)。但精度较差, 其误差约为1%~2%。测量前要选择好接头。当曲轴端头有中心

孔，而转速又在300r/min以下时，应用锥形铁接头；转速在300r/min以上时，应用橡皮锥形接头；当曲轴端头无中心孔时，用橡皮平接头。测速时，转速表分度盘表面应保持水平，转速表转轴与机轴应在同一直线上，转速表接头轻轻地接触上机轴端，不发生松脱或打滑即可，但不能用力过大、过猛。

这种转速表在温度 $20^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ 时，误差为测量上限的 $\pm 1\%$ 。

2. 日光灯测速

对于三相交流电动机驱动的压缩机，通常用8W台式日光灯照射测速。测速时，在被测轴的端面或联轴器圆面上，画上与电动机极数相等数目的白色条或块（均匀分布在圆面或圆周上），见图17-3-1。然后用日光灯（和电动机同一电源）照射，观察白色条块是否相对地静止，还是相对转动，便可计算出待测轴的实际转速。由于日光灯与电动机是同一电源，其频率相同。由于日光灯亮度随电流的正弦交变而变化，灯在一周期内亮两次，熄两次，所以日光灯的闪光频率为电源电压频率的两倍，若供电频率为50Hz，则日光灯闪光频率为100Hz，即每分钟闪光6000次。若用它分别照射一台4极同步电动机和4极异步电动机的轴端图案（上面画着黑白相间的扇形各4块）时，看上去前者的影像似乎静止不动，这时电动机的转速为同步转速。而后的扇形影像相对轴的转向逆转，这表示电动机的转速低于同步转速。

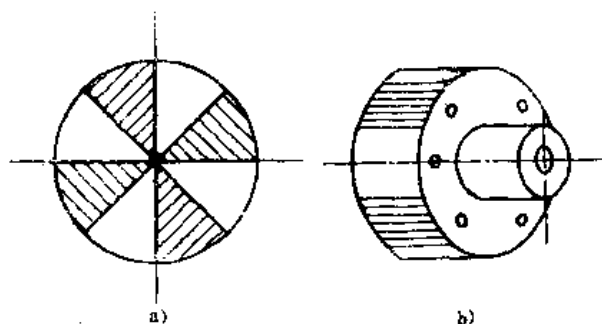


图17-3-1 日光灯测速

a) 轴端着色 b) 联轴器圆周着色

同步电动机的转速为：

$$n = \frac{60f}{p} = \frac{60 \times 50}{2} = 1500 \quad (17-3-1)$$

异步电动机的转速则为：

$$n = \frac{60f}{p} - \frac{60}{t} \times \frac{z}{a} \quad (17-3-2)$$

式中 n —— 转速 (r/min)；

p —— 电动机极对数；

f —— 电源频率 (Hz)；

a —— 着色条、块总数；

t —— 观察时间 (s)；

z —— 在时间 t 秒内逆向转动通过某固定点的着色条 (块) 数。

日光灯测速方法设备简单，方便易行。测量准确度取决于电源频率 f 和 z 的计数。电源频率一般为定值。 z 可用肉眼观察测得，故其精度一般可达 $\pm 1\%$ 。

近些年来，国内外生产一种频闪观测仪。它能发生极短促的闪光，单位时间内发出的闪光次数是可调整的。使用频闪观测仪，将其发出的闪光照射到需测速的旋转机件上，同时调整单位时间的闪光次数，使之与被测机件的转数一致，这时，便可形成机件似静止不动的印象。然后可以从频闪观测仪上读出转数。这种仪器还可以用来观测机件的动平衡状态和高速摄像。频闪观测仪，可用来代替日光灯测速。

(四) 排气量的测量

1. 喷嘴法

喷嘴法测量压缩机排气量，已为我国压缩机行业广泛采用。其测量范围为 $0.03 \sim 229 \text{m}^3/\text{min}$ 。测量方法、测量装置以及要求，已在GB3853—83《一般用容积式空气压缩机性能试验方法》中有具体规定。

2. 充气法

充气法测量压缩机的排气量是在没有测量排气量的节流装置时被采用。由于充气法简单易行，使用仪表不多，应用此方法仍较广泛。但准确度不及喷嘴法高。

(1) 充气法测量装置 充气法测量装置的系统图见图17-3-2。对该装置的要求如下：

缓冲器的容积在压缩机充气到额定排气压力时，应不少于30s。

储气罐的容积在压缩机充气到额定排气压力时，应不少于5min。

储气罐容积的计量，应用充水法测量，误差应不大于 $\pm 0.2\%$ 。

压力表精度应选用1级。

温度计精度应选用0.5级。

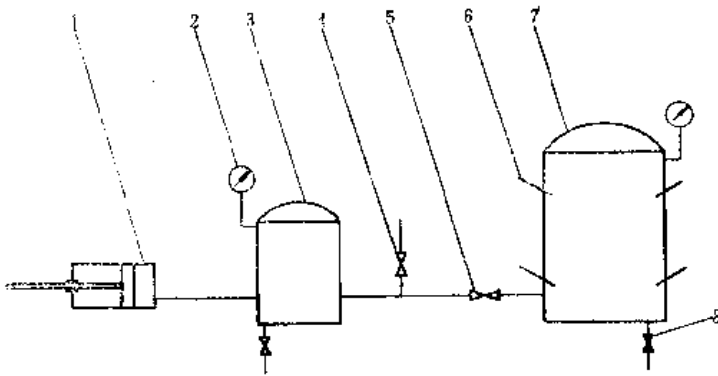


图17-3-2 充气法系统图

1—压缩机 2—压力表 3—缓冲器 4—放空阀 5—连通阀
6—温度计 7—储气罐 8—排液阀

管路阀门应进行严密性检查，不应有任何泄漏。

(2) 测量操作 启动压缩机后，首先向缓冲器充气，微微开启放空阀，同时关闭连通阀，保持压缩机在规定的排气压力。待压缩机运转稳定后，仔细排放缓冲器和储气罐中的冷凝液。稍微开大放空阀，使缓冲器内气体压力下降，然后关闭。此时，压缩机继续向缓冲器内充气，当达到规定压力时，缓慢开启连通阀，并保持缓冲器内气体压力为规定排气压力。当储气罐内气体压力接近规定排气压力的90%时，进一步开大连通阀使缓冲器内压力略微下降，立即将连通阀关闭。这时，缓冲器内压力将升高到规定排气压力时，压缩机停车或卸载。

充气时间应以开启储气罐的连通阀时开始计算，直到全闭连通阀后缓冲器内压力达到规定排气压力的瞬时止。

充气期间应记录储气罐内气体的温度与压力，并测量压缩机曲轴转数，记录次数应不少于3次。

放置储气罐直至热平衡后，记录其中气体压力和温度，然后排放冷凝液并进行计量。

(3) 排气量的计算

1) 压缩机的排气量为：

$$V_{sc} = \frac{VT_{s1}}{t p_{s1}} \left(\frac{p_{d2}}{T_{d2}} - \frac{p_{d1}}{T_{d1}} \right) \quad (17-3-3)$$

式中 V_{sc} —— 排气量(未进行冷凝水和转速修正) (m^3/min)；

V —— 储气罐容积 (m^3)；

t —— 充气时间 (min)；

p_{s1} —— 压缩机吸气压力(绝对压力)(Pa)；

T_{s1} —— 压缩机吸气温度 ($^{\circ}K$)；

p_{d1} —— 充气开始时储气罐内气体压力(绝对压力)(Pa)；

p_{d2} —— 充气终止时储气罐内气体压力(绝对压力)(Pa)；

T_{d1} —— 充气开始时储气罐内气体温度 ($^{\circ}K$)；

T_{d2} —— 充气终止时储气罐内气体温度 ($^{\circ}K$)。

2) 计入冷凝水时对排气量的修正，

$$V_{a1} = V_{s0} + \frac{W_s p_{s1}}{p_{s1} \rho_{s1}} \quad (17-3-4)$$

式中 V_{a1} —— 计入冷凝水的压缩机排气量 (m^3/min)；

W_s —— 从储气罐收集到的单位时间内的冷凝水质量 (kg/min)；

p_{s1} —— 压缩机吸气温度下的饱和水蒸汽压力 (Pa)；

ρ_{s1} —— 压缩机吸气温度下的饱和水蒸汽密度 (kg/m^3)；

p_{s1} —— 压缩机吸气压力(绝对压力)(Pa)。

3) 转速修正

当压缩机试验时的转速与额定转速不相同，应按下式修正压缩机的排气量。

$$[V_n] = V_{a1} \left[\frac{n}{n} \right] \quad (17-3-5)$$

式中 $[V_n]$ —— 额定工况下压缩机的排气量 (m^3/min)；

$[n]$ —— 压缩机额定转速 (r/min)；

n —— 压缩机实测平均转速 (r/min)。

3. 孔板节流测量法

当排气量大，或气体在流程中处于封闭循环的，或为易爆、易燃、有毒气体的情况，多数采用孔板节流装置进行压缩机排气量的测量。标准孔板已有专业工厂生产，可以选购。但为提高测量精确度，不仅需要选择适当的孔板结构、尺寸和配套的差压计，同时，还必须注意安装质量和使用方法。如孔板的孔径 d 与管径 D 的平方比，应满足 $0.05 < \frac{d^2}{D^2} < 0.7$ 的条件；孔板节流装置前后，必须有一段较长的直管，装置所处环境温度应在 $10 \sim 60^{\circ}C$ 之间，且无振动；差压计和孔板节流装置连接

导管宜短，并紧相邻，保证温度一致，被测气体内不应含液体，否则误差较大。

(五) 压缩机轴功率的测量

轴功率是压缩机重要技术经济指标之一。它直接反映压缩机设计和制造的水平；也是使用部门能耗主要考核指标之一；它也反映使用单位对机器的使用管理水平。所以，不仅设计、制造者很重视这项指标；用户单位也很关心。

轴功率的测量方法有多种，主要有：

1) 用转矩转速仪或直流测功机直接测定压缩机轴的输入扭矩和转速，确定压缩机的轴功率；

2) 用矫正过的直流电动机法测定电动机输出功率；

3) 用损耗分析法间接测定电动机输出功率。

当选用测定方法时，应根据驱动机的种类选择。若驱动机为内燃机时，则往往采用扭力测功器直接测定驱动机的输出功率。若驱动机为电动机，则往往测出电动机的输入功率，然后乘以电动机的效率，得到电动机的输出功率，从而确定压缩机的轴功率。用测电动机输入功率的方法比较简便，已被广泛应用，虽然测量精度不是很高，但能满足生产实际需要。另外，还可以用测录压缩机的指示功率来确定压缩机的轴功率。

1. 用测定电动机输入功率的方法确定压缩机的轴功率

(1) 仪表精度的选择 测量三相交流电动机输入功率，应在电动机入线端测量。可用两瓦特表法或三瓦特表法测量。使用仪表精度应按表 17-3-5 中的规定。

表17-3-5 仪表精度等级

仪表名称	电流表	电压表	瓦特表	互感器
精度等级(不低于)	0.5	0.5	0.5	0.2

(2) 瓦特表量程的选择 瓦特表的电流量限务必能容许通过负载电流；电压量限务必能承受负载电压。这样测量功率的量限就自然能够满足。所以，不仅要注意到测量功率的量限是否足够，而且要注意电压、电流的量限是否和负载电压、电流相适应。

(3) 瓦特表的接线 若测量完全对称三相四线制电路的功率时，可用瓦特表测出一相的功率乘以3就是三相电路的总功率；若测量不对称三相四

线制电路的功率时，可以分别测出每相的功率（或用三只瓦特表同时测量），然后将各相功率相加即得三相电路总功率。若测量三相三线制（不管三相电路是否对称）电路的功率时，应用两瓦特表法（不适用于三相四线制不对称电路）。两瓦特表法测量三相电路功率的线路见图17-3-3。电路的总功率等于两个瓦特表读数的代数积。

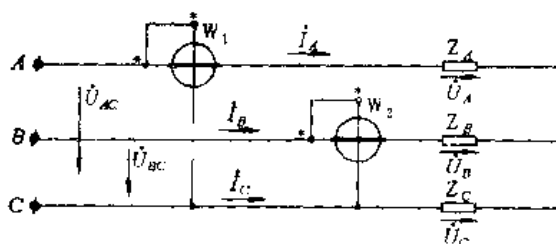


图17-3-3 两瓦特表法测量三相功率线路图

瓦特表接线规则：

1) 瓦特表中标有“*”号的电流端钮（电流线圈的“发电端”）必须接至电源的一端，而另一端钮则接至负载端。电流线圈是串联接入电路中的。

2) 瓦特表中标有“*”号的电压端钮，可以接至电流端钮的任一端，而另一电压端钮则跨接到负载的另一端。瓦特表的电压支路是并联接入电路的。

(4) 瓦特表的读数 读数时，应根据表上指针指示的格数与该表给出的分格常数的乘积就是该表测得的瓦特数。若没有给出分格常数，可按式(17-3-6)算出分格常数。

$$c = \frac{U_n I_n}{a_n} \quad (17-3-6)$$

式中 c ——分格常数 (W)；

U_n ——所使用的额定电压值 (V)；

I_n ——所使用的额定电流值 (A)；

a_n ——瓦特表满标尺的格数。

那么，瓦特数为：

$$P' = ca \quad (17-3-7)$$

式中 P' ——测得的瓦特数 (W)；

a ——瓦特表指针所指示的格数。

所以，用两表法测量三相功率时，电路的总功率等于两只瓦特表读数的代数和。当瓦特表读数为负值时，应将瓦特表的电流线圈的两个端钮反接，这时应把读数视为负值。

(5) 互感器的用法 驱动电动机的额定电流和额定电压值，一般大大超过瓦特表的许用范围。因此，在使用瓦特表测量功率时，必须采用降低电流的电流互感器和降低电压的电压互感器。

1) 电流互感器的用法：电流互感器的额定变流比

$$k_I = I_1 / I_2 \quad (17-3-8)$$

式中 k_I ——额定变流比；

I_1 、 I_2 ——额定的初级和次级电流 (A)。

瓦特表经电流互感器接入电路后，被测负载功率为：

$$P = k_I P' \quad (17-3-9)$$

式中 P ——负载功率 (W)；

P' ——瓦特表测得的瓦特数 (W)。

使用电流互感器时，应注意：初级线圈串联接入被测电源线，而次级线圈则与测量仪表串联；次级和铁芯都要可靠接地，但次级绝对不容许开路，防止铁芯线圈过热，同时次级线圈感应产生高压，危及安全，因此，在次级电路中不容许安装保险丝。在操作中应特别注意极性。

2) 电压互感器的用法：电压互感器的额定变压比

$$k_U = U_1 / U_2 \quad (17-3-10)$$

式中 k_U ——额定变压比；

U_1 、 U_2 ——额定的初级和次级电压 (V)。

瓦特表经电压互感器接入电路后，被测负载功率为：

$$P = k_U P' \quad (17-3-11)$$

式中 P ——测得负载功率 (W)。

采用电压互感器时，必须注意：电压互感器的初级线圈与被测电压的电路并联，而次级线圈与仪表相连接；初级线圈和次级线圈都要安保险丝，防止意外短路；次级线圈是不容许短路的，否则，互感器将因过热而烧坏。同时，次级线圈、铁芯和外壳都要可靠地接地，以确保设备和人身安全。

(6) 两瓦特表法测量电动机输入功率 用两表法测量电动机输入功率时，经测量用互感器接到三相电路中的连接线路见图17-3-4。从图中看出，用两表法测量三相功率时，用两只瓦特表 (W)，两只电流互感器和两只电压互感器，测量仪表用两只安培计 (A) 和两只伏特计 (V)。图中，在瓦特表分别画出了电流线圈和电压线圈。因电流互感器初级线圈 L_1 端钮是接到电源的，所以瓦特表的电流线圈的发电机端 (有 * 号) 要接到电流互感器次级线圈的 K 端钮，而电压互感器的初级端钮 A 是与电流互感器初级线圈 L_1 、 L_2 所在的线相连接的，所以与端钮 A 对应的电压互感器次级端钮 a 就要接到瓦特表的电压支路的发电机端。这样才能满足仪表的“发电机端的接线规则”。用这种方法接线时，瓦特表的读数：

1) 若采用的互感器刚好与仪表上标明配套使用的互感器相符，则可以直接读出功率的数值。

2) 当把一标明额定电压、电流而没有标明所配用的仪用互感器的变流比和变压比的瓦特表与某电压互感器、电流互感器配合使用的时候，实际测得的功率是表上读数与变流比及变压比的乘积，

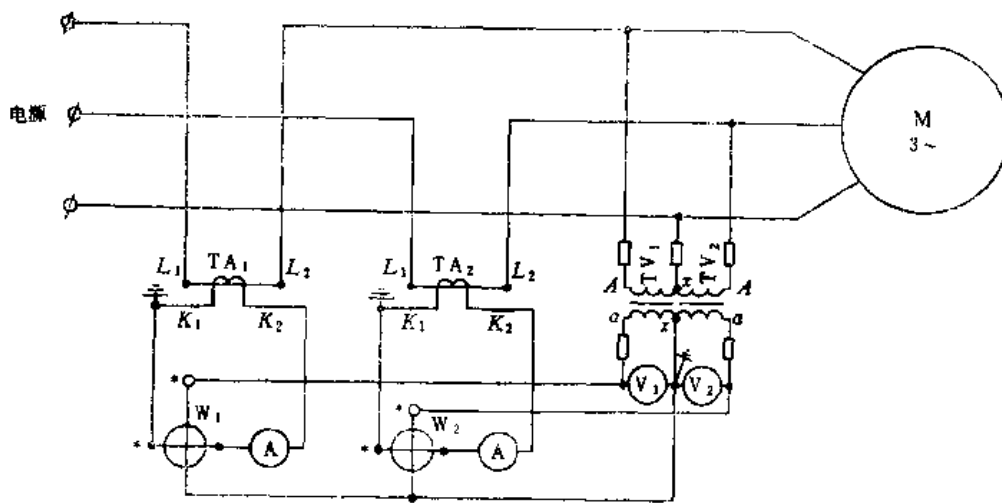


图17-3-4 用两瓦特表经测量用互感器测量电动机输入功率的连接线路

即，

$$P = k_U k_I P' \quad (17-3-12)$$

式中 P ——实际的功率 (W)；

k_U ——电压互感器变压比；

k_I ——电流互感器变流比；

P' ——瓦特表读数 (W)。

(7) 压缩机轴功率的确定 两瓦特表法测得电动机输入功率，乘以电动机的效率就得电动机输出的功率。电动机的效率可以使用电动机生产厂提供的效率数据，这基本上满足工业生产的要求。

若电动机与压缩机为直接连接传动时，则电动机的输出功率即为压缩机的轴功率。

若电动机与压缩机之间尚有传动装置时，电动机的输出功率还要乘以传动效率，才能得压缩机的轴功率。

若传动效率无可靠方法确定时，可按以下数据选取，但这将降低测量精度。

1) 精密齿轮传动 (每一级) 的传动效率为 0.98；

2) 平带传动的传动效率为 0.97；

3) V 形带传动的传动效率为 0.95。

2. 测定压缩机指示功率确定其轴功率

录取活塞式压缩机的指示图 (或称示功图) 是

反映压缩机在一个工作循环中活塞在每个位置时气缸内气体压力变化的曲线。根据指示图就可对压缩机的工作过程作一系列的分析 and 计算。例如，根据指示图面积可计算出缸内平均指示压力、指示功率及气阀功率损失；根据吸入线长度可计算出气缸容积系数 λ ；根据最高和最低压力，可求出缸内实际压力比；根据气体压力所产生的作用力，可作为动力及强度复核计算的依据。另外，在指示图上还可以分析判断气阀、活塞环、填料函等泄漏情况；吸、排气过程压力损失情况；压缩和膨胀过程的热交换情况等。进而根据这些分析判断来排除压缩机某些故障 (见本篇第 18 章第 5 节指示图显示的故障)。由此可见，使用仪器录取及分析压缩机指示图，是研究压缩机运行工况的一种方法。

指示器 (示功器) 是录取指示图的基本仪器，常用的有机械式、气电式和电子式。机械式又有螺旋形弹簧指示器和杠杆形弹簧指示器两种，见图 17-3-5。

(1) 指示器工作过程 螺旋形弹簧指示器工作时与气缸内余隙容积相连通。压缩气体进入指示器小气缸，变化的气体压力推动小活塞，克服圆柱弹簧的弹力作往复运动，弹簧与气体力间呈良好的线性关系，调节小活塞杆的移动范围，并通过杠杆

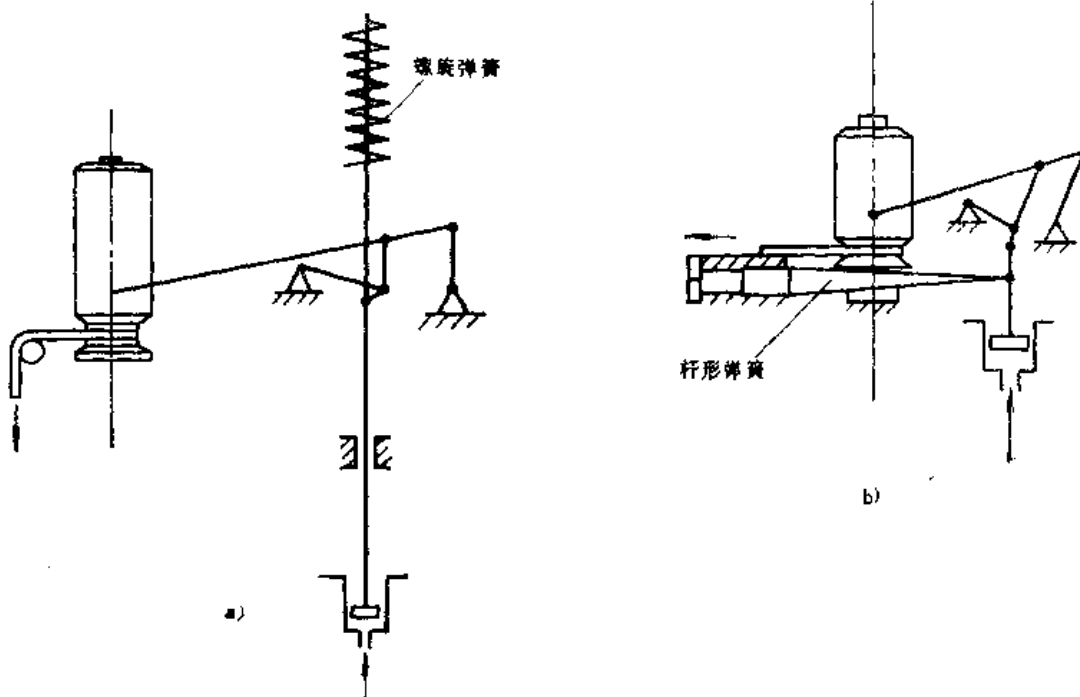


图 17-3-5 机械式指示器示意图

a) 螺旋形弹簧指示器 b) 杆形弹簧指示器

装置传递给记录装置，使记录笔随气体压力在小卷筒上作上下移动；小卷筒由绳子通过行程缩小器连接到十字头或曲轴端，从而带动小卷筒作回转摆动，记录笔即画出指示图。这种指示器适用于转速低于600r/min的压缩机，当压缩机转速在750~1500r/min时，应选用杠杆形弹簧指示器。

(2) 指示器的安装和使用 指示器的三通阀与气缸的测功孔连接，根据需要可以接管，但接管不宜过长。测功孔应开在气缸余隙容积内，不能被活塞或其他零件所遮盖。

指示器为适应各种不同气体压力，备有成套不同尺寸的小活塞和不同刚度的弹簧，各型指示器内均附有弹簧和活塞直径选用表以便选用。表17-3-6为30型螺旋形弹簧指示器活塞弹簧选配表。

活塞与弹簧的选配，应按最大气体压力并考虑压缩机转速的影响，一般按压缩机可能达到的最大气体压力选定指示器纵坐标比例尺，即表17-3-6中A行数字。在不显著增大惯性误差的条件下，尽量利用转筒高度的90%。纵坐标比例选定后，便可选

配弹簧和活塞。此时为了提高指示器的动力性能，在一些可能的搭配中，应该选用刚性最强的弹簧和直径最大的活塞，这样指示器的自振频率被提高了。

指示器小卷筒由主轴或十字头来驱动，并通过行程缩小器使卷筒得到合适的转动周角。由于压缩机活塞行程的长度远大于卷筒周长，因此要安装行程缩小器。常用的为滚子行程缩小器，选择可换滑轮的直径，便可得到不同横坐标的指示图。

行程缩小器应保证卷筒的转动周角正比于压缩机活塞的位移。行程缩小器与卷筒之间的传动绳索的长度不应过长，防止伸长变形产生的误差。

(3) 按指示图计算指示功率与轴功率

1) 指示功率的计算：

$$P_i = \frac{F_i k_p k_v}{60 \times 10^3} \quad (17-3-13)$$

式中 P_i ——指示功率 (kW)；

F_i ——指示图面积 (cm²)；

k_p ——压力比例尺 (N·m⁻²/cm)；

表17-3-6 30型螺旋弹簧指示器的活塞与弹簧选配表

标号2/1, 直径28.67mm													
A (mm)	40	30	20	12	10	6	5	4	3	2.4	2	1.4	
B (×10 ⁵ Pa)	0.25	0.5	1	2	3	5	6	7	10	12	15	20	
标号1/1, 直径20.27mm													
A (mm)	20	15	10	6	5	3	2.5	2	1.5	1.2	1	0.7	
B (×10 ⁵ Pa)	0.5	1	2	4	6	10	12	15	20	25	30	40	
标号1/2, 直径14.35mm													
A (mm)	10	7.5	5	3	2.5	1.5	1.25	1	0.75	0.6	0.1	0.35	
B (×10 ⁵ Pa)	1	2	4	8	12	20	24	30	40	50	60	80	
标号1/5, 直径9.06mm													
A (mm)	4	3	2	1.2	1	0.6	0.5	0.4	0.3	0.24	0.2	0.14	
B (×10 ⁵ Pa)	2.5	5	10	20	30	50	60	75	100	125	150	200	
标号1/10, 直径6.41mm													
A (mm)	2	1.5	1	0.6	0.5	0.3	0.25	0.2	0.15	0.12	0.1	0.07	
B (×10 ⁵ Pa)	5	10	20	40	60	100	120	150	200	250	300	400	

注：1,1/1号活塞为基准活塞 (φ20.27mm)，2/1号活塞面积比1/1号活塞大1倍，1/5号活塞面积是1/1号活塞的1/5，其余类推。

2. A行数字代表在98067Pa压力作用下指示器笔尖移动的距离。

3. B行数字代表指示器所能测录的最高压力。

k_v ——容积比例尺 ($\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1} / \text{cm}$);

$$k_v = k_s F_p \quad (17-3-14)$$

其中 k_s ——行程比例尺 (m / cm);

F_p ——活塞每分钟工作面积 (m^2 / min)。

若是多级压缩机, 应将每一气缸指示图功率相加, 即为压缩机总指示功率。

2) 轴功率的计算:

$$P_s = \frac{P_i}{\eta_m} \quad (17-3-15)$$

式中 P_s ——压缩机轴功率 (kW);

η_m ——机械效率: 中大型压缩机机械效率

$\eta_m = 0.9 \sim 0.96$, 小型压缩机机械效率

$\eta_m = 0.85 \sim 0.92$, 微型压缩机机械效率

$\eta_m = 0.82 \sim 0.9$, 高压循环压缩机机械效率

$\eta_m = 0.8 \sim 0.85$ 。

(4) 用指示图进行的其他计算

1) 平均指示压力:

$$p_i = k_p h_i \quad (17-3-16)$$

式中 p_i ——平均指示压力 (Pa);

h_i ——指示图平均高度 (cm);

$$h_i = F_i / l$$

l ——指示图长度 (cm)。

2) 容积系数:

$$\lambda_v = l' / l \quad (17-3-17)$$

式中 λ_v ——容积系数;

l' ——指示图吸气线长度 (即指示图中膨胀线和压缩线与大气压力线交点间的距

离) (cm)。

3) 气阀功率损失相对值 (见图17-3-6);

$$\Delta c = \frac{f_s + f_d}{F_i - (f_s + f_d)} \quad (17-3-18)$$

式中 Δc ——功率损失相对值;

f_s ——名义吸气压力线以下, 吸气阀耗功面积 (cm^2);

f_d ——名义排气压力线以上, 排气阀耗功面积 (cm^2);

F_i ——指示图面积 (cm^2)。

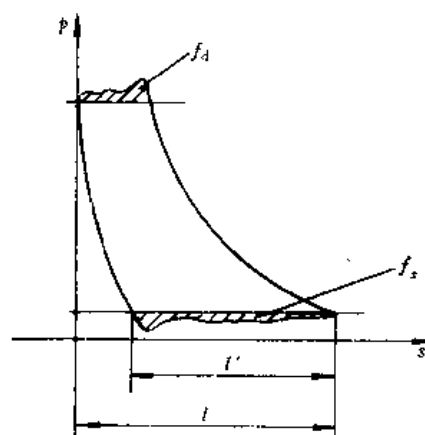


图17-3-6 气阀功率损失示意图

f_s —吸气阀耗功面积 f_d —排气阀耗功面积

l' —吸气线长度 l —活塞行程