

944/51
43609

离心压缩机的 调节与保护

王志清编著



机械工业出版社

离心压缩机的调节与保护

王志清 编著



机械工业出版社

本书内容包括离心压缩机性能曲线、管网特性曲线、离心压缩机和管网的联合工作、离心压缩机的串联和并联工作；离心压缩机的调节原理、几种调节方法的比较、调节系统；离心压缩机的喘振现象和机理、防喘振条件及防喘振调节系统；离心压缩机的温度保护、压力保护和机械保护及离心压缩机的起动、运行和停机等。

本书主要供从事透平压缩机运行维护的技术人员和工人阅读，也可供透平压缩机设计人员及有关专业的大专师生参考。

离心压缩机的调节与保护

王志清 编著

*

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南街一号）

（北京市书刊出版业营业登记证出字第 117 号）

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{32}$ · 印张 $4 \frac{1}{8}$ · 字数 89 千字

1983 年 8 月北京第一版·1983 年 8 月北京第一次印刷

印数 0,001—8,600 · 定价 0.55 元

*

统一书号：15033·5546

目 录

第一章 离心压缩机的调节	1
第一节 离心压缩机的性能曲线	1
一、离心压缩机性能曲线的形状	1
二、离心压缩机性能曲线的分析	11
三、离心压缩机性能曲线的作法	12
四、级串联对性能曲线的影响	15
五、变转速对性能曲线的影响	17
第二节 离心压缩机与管网联工作	18
一、管网的特性曲线	18
二、离心压缩机与管网联工作	21
第三节 离心压缩机的串联和并联工作	22
一、离心压缩机的串联工作	23
二、离心压缩机的并联工作	25
第四节 离心压缩机的调节	27
一、离心压缩机的出口节流调节	28
二、离心压缩机的进口节流调节	30
三、离心压缩机的进口气流旋绕调节	37
四、离心压缩机的变扩压器叶片角度调节	40
五、离心压缩机的变转速调节	43
六、离心压缩机的联合调节——变转速调节 与其它调节方法的联合应用	45
七、常用调节方法经济性的比较	47
八、结论	50
第五节 离心压缩机等压力、等流量调节系统	50
一、液动调节系统	51

IV

二、气动调节系统	54
三、电动调节系统	56
第二章 离心压缩机的喘振问题和防喘振调节系统	59
第一节 离心压缩机的喘振现象和机理	59
一、离心压缩机的喘振现象	59
二、离心压缩机喘振的机理	65
第二节 离心压缩机的防喘振条件	69
一、离心压缩机防喘振条件的导出	69
二、离心压缩机防喘振条件的简化	71
三、离心压缩机的几种防喘振条件	74
第三节 离心压缩机的防喘振调节	76
一、离心压缩机的防喘振调节系统	76
二、离心压缩机的液动防喘振调节系统	77
第四节 离心压缩机防喘振调节系统的实例	80
第三章 离心压缩机的保护	95
第一节 离心压缩机的温度保护	95
一、离心压缩机缸、段间进气温度的保护	95
二、离心压缩机组轴承温度的保护	97
三、离心压缩机润滑系统油温和冷却系统 水温的保护	100
第二节 离心压缩机的压力保护	100
一、离心压缩机工作时的油压保护	101
二、离心压缩机工作时的水压保护	102
第三节 离心压缩机工作的机械保护	103
一、离心压缩机工作时的轴向位移（轴向 推力）保护	103
二、离心压缩机工作时的机械振动保护	115
第四节 离心压缩机组的启动、运行和停机	122
一、离心压缩机组的启动	123
二、离心压缩机组的运行	124
三、离心压缩机组的停机	125
参考文献	125

第一章 离心压缩机的调节

离心压缩机的调节就是改变压缩机的性能，以适应管网特性变化的要求。

这一章对离心压缩机的性能曲线、管网的特性曲线、离心压缩机和管网的联合工作、离心压缩机的串联和并联工作等问题进行概要叙述，最后对离心压缩机的几种调节方法进行分析比较，其目的在于使读者对离心压缩机的调节方法有所了解，以便在离心压缩机设计、生产和运行时，正确、合理地选择调节方法和处理发生的有关问题。

第一节 离心压缩机的性能曲线

一、离心压缩机性能曲线的形状

离心压缩机的性能曲线通常包括：

1) 出口压力 p_c (或压比 ε) 与进口容积流量 Q_i 的关系曲线。即 $p_c = f_1(Q_i)$ 或 $\varepsilon = f_2(Q_i)$ 曲线。

2) 效率 η 与进口容积流量 Q_i 的关系曲线。

离心鼓风机通常用多变效率 η_{pol} 与 Q_i 的关系曲线，即 $\eta_{pol} = \varphi_1(Q_i)$ 曲线；也常用等温效率 η_{td} 与 Q_i 的关系曲线，即 $\eta_{td} = \varphi_2(Q_i)$ 曲线。

3) 功率 N 与进口容积流量 Q_i 的关系曲线，即 $N = \psi(Q_i)$ 曲线。

下面仅就 p_c (或 ε) = $f(Q_i)$ 曲线和 $\eta = \varphi(Q_i)$ 曲线进行简要分析。

i. p_c (或 ε) = $f(Q_i)$ 曲线

叶轮对 1 公斤气体做功, 按伯努利方程可表达为:

$$h_{th} = \int_1^2 \frac{2}{\gamma} \frac{dp}{\gamma} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + h_{fric} + h_{sh} \quad (1)$$

忽略动能的变化, 即 $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \approx 0$, 则

$$\int_1^2 \frac{2}{\gamma} \frac{dp}{\gamma} = h_{th} - h_{fric} - h_{sh} \quad (2)$$

式中 $\int_1^2 \frac{2}{\gamma} \frac{dp}{\gamma}$ —— 气体的静压能;

h_{fric} —— 气体的摩擦损失;

h_{sh} —— 气体的冲击损失。

分析式(2)中的各项与 Q_i 的函数关系, 就可定性地确定 p_c (或 ε) = $f(Q_i)$ 曲线的形状。

对于 1 公斤气体所获得的能量, 按欧拉方程表达为:

$$h_{th} = \frac{1}{g} (c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1) \quad (3)$$

叶轮进口无预旋绕时, 即 $c_{1u} = 0$ 时, 则

$$h_{th} = \frac{1}{g} c_{2u} u_2 \quad (4)$$

由图 1 叶轮出口速度三角形可知:

$$\operatorname{ctg} \beta_{2A} = \frac{u_2 - c_{2u\infty}}{c_{2r}}$$

$$c_{2u\infty} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_{2A}$$

1) 不考虑轴向涡流和气体粘性流动对 h_{th} 的影响, 则

$$\begin{aligned} h_{th} &= \frac{1}{g} u_2 (u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_{2A}) \\ &= \frac{u_2^2}{g} \left(1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_{2A} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

对某一台离心压缩机来说, u_2, β_{2A} 已为一定值, 故 h_{th} 随 c_{2r}/u_2 的变化而变化。而流量系数 c_{2r}/u_2 与进口容积流量 Q_1 近似成比例变化,

故

$$h_{th} \approx c_1 - c_2 Q_1 \quad (6)$$

由式(6)可知:
 h_{th} 与 Q_1 的函数关系是截距为 c_1 、斜率为 c_2 的直线。如图2中的直线1所示。

2) 考虑轴向涡流和气体粘性流动的影响。

轴向旋涡流动是由于气体本身具有惯性, 而气体粘性又很小, 使叶轮在旋转时, 气体只能跟叶轮作平面运动, 而不能跟着叶轮一起旋转, 相对于叶轮来说, 气流在叶轮里就会出现一个与叶轮旋转方向相反的轴向旋转(参见图1)。

在计算轴向旋涡速度时, 认为轴向旋

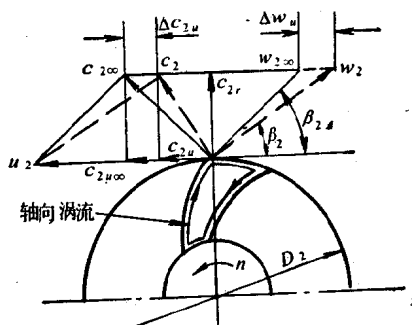


图1 叶轮出口速度三角形

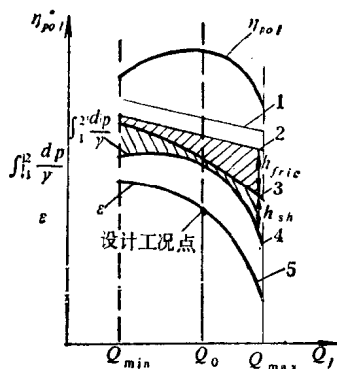


图2 级性能曲线

- 1—不考虑轴向涡流和气体粘性流动的影响
2—考虑轴向涡流和气体粘性流动的影响
3—考虑流道中气体摩擦损失时 4—考虑流道中气体冲击损失和分离损失时 5—压比与流量的关系曲线

涡转速等于叶轮转速, 旋涡直径等于叶片流道出口有效宽度。
故这时叶轮出口轴向涡流的平均速度为 (参见图 1):

$$\Delta w_u = \frac{\pi n}{60} \left(\pi D_2 \sin \beta_{2A} \frac{1}{Z} \right) = \frac{u_2 \pi}{Z} \sin \beta_{2A}$$

而

$$\Delta c_{2u} = \Delta w_u = \frac{u_2 \pi}{Z} \sin \beta_{2A}$$

$$c_{2u\infty} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_{2A}$$

$$c_{2u} = c_{2u\infty} - \Delta c_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_{2A} - u_2 \frac{\pi}{Z} \sin \beta_{2A}$$

$$\frac{c_{2u}}{u_2} = 1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_{2A} - \frac{\pi}{Z} \sin \beta_{2A}$$

$$= k_z - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_{2A}$$

$$k_z = 1 - \frac{\pi}{Z} \sin \beta_{2A} \quad (Z \text{ 为叶片数})$$

$$h_{th} = \frac{1}{g} c_{2u} u_2 = \frac{u_2}{g} \left(k_z - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_{2A} \right) \quad (7)$$

公式(7)中 $k_z = 1 - \frac{\pi}{Z} \sin \beta_{2A}$ 为小于 1 的数值, 故考虑轴向涡流和气体粘性的影响而使由公式(6)计算所得的 h_{th} 减小某一数值。如图 2 的直线 2 所示。

离心压缩机流道中的气体摩擦损失为 (参见图 3):

$$h_{fric} = \lambda \frac{l}{d_{hm}} \frac{c_m^2}{2g} \quad (8)$$

式中 λ ——摩擦阻力系数;

l ——流道中间流线长度;

c_m ——气体流过流道的平均速度;

d_{hm} ——平均水力直径;

$$d_{hm} = \frac{\text{容器的截面积}}{\text{湿边}}$$

而 c_m 近似与 Q_i 成比例, 并对某一台离心压缩机来说 λ, l, d_m 为常数。故

$$h_{fric} \approx K_1 Q_i^2 \quad (9)$$

式中 K_1 ——常数。

由公式(9)可知: 气体的摩擦损失 h_{fric} 与流量 Q_i 之间的函数关系为一条二次抛物线 (参见图4)。图2中的曲线3即为减去这部分损失的曲线。

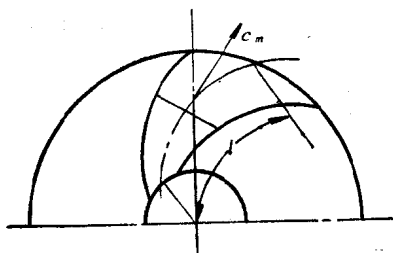


图3 公式(8)的注解图

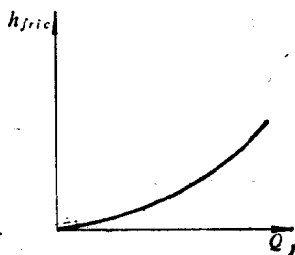


图4 气体的摩擦损失与流量的关系

离心压缩机在设计工况点工作时, 气流方向与流道的叶片方向基本一致, 这时冲击损失和分离损失最小; 当气体流量大于或小于设计工况点流量时, 冲击损失和分离损失增加。

当 $Q_i < Q_0$ (Q_0 为设计流量) 时, 即 $i > 0$ 时, 在叶轮流道非工作面出现边界层分离, 分离区向叶轮出口逐渐扩大 (见图5 a)。

当 $Q_i > Q_0$ 时, 即 $i < 0$ 时, 在叶轮流道非工作面出口处和叶轮流道工作面出现边界层分离 (见图5 b)。

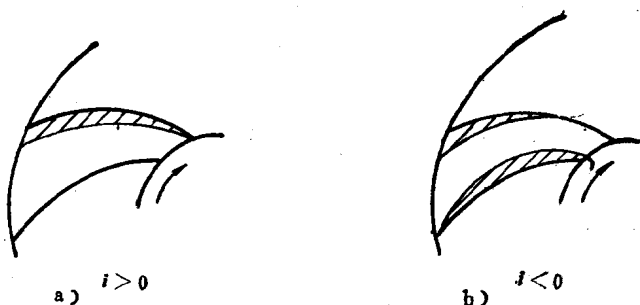


图5 $i > 0$ 和 $i < 0$ 时流道中的边界层分离情况

当 $Q_i < Q_0$ 时, 气流进入叶轮的径向速度 $c_{1r} < c_{1r0}$ (见图6)。

$$c_{1r} = c_{1r0} \frac{Q_i}{Q_{i0}}$$

这时进口相对速度 w_1 分解为两个分速度,

分速度 w'_1 , 沿 w_{10}

方向,

分速度 w_{1sh} , 沿叶片内径的切线方向, 与叶片发生冲击作用。

w_{1sh} 叫作冲击速度。

由图6中的速度三角形相似可知:

$$\frac{w_{1sh}}{u_1} = \frac{c_{1r0} - c_{1r}}{c_{1r0}}$$

$$w_{1sh} = u_1 \left(1 - \frac{c_{1r}}{c_{1r0}} \right)$$

叶轮的冲击损失

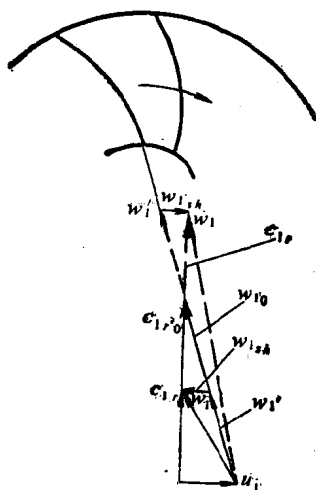


图6 叶轮进口气流的冲击

为:

$$\begin{aligned} h_{sh} &= \xi_{sh} \frac{w_{1sh}^2}{2g} = \xi_{sh} \frac{u_1^2}{2g} \left(1 - \frac{c_{1r}}{c_{1r0}}\right)^2 \\ &= \xi_{sh} \frac{u_1^2}{2g} \left(1 - \frac{\varphi_{1r}}{\varphi_{1r0}}\right)^2 \end{aligned} \quad (10)$$

当 $Q_i > Q_0$ 时 (见图 6 中速度三角形虚线), 由速度三角形相似可得:

$$\frac{w_{1sh}}{u_1} = \frac{c_{1r} - c_{1r0}}{c_{1r0}}, \quad w_{1sh} = u_1 \left(\frac{c_{1r}}{c_{1r0}} - 1 \right)$$

叶轮的冲击损失为:

$$\begin{aligned} h_{sh} &= \xi_{sh} \frac{u_1^2}{2g} \left(\frac{c_{1r}}{c_{1r0}} - 1 \right)^2 \\ &= \xi_{sh} \frac{u_1^2}{2g} \left(\frac{\varphi_{1r}}{\varphi_{1r0}} - 1 \right)^2 \end{aligned} \quad (10')$$

据资料[1]介绍: 当 $Q_i < Q_0$ (即 $\varphi_{1r} < \varphi_{1r0}$) 时的冲击损失系数 ξ_{sh} 要比 $Q_i > Q_0$ (即 $\varphi_{1r} > \varphi_{1r0}$) 时大 10~15 倍。目前从理论上尚不能精确计算冲击损失系数 ξ_{sh} 。由于雷诺数的影响和气流边界层的分离等原因, 使 ξ_{sh} 的计算更加复杂。一般 $\varphi_{1r} > \varphi_{1r0}$ 时, $\xi_{sh} = 0.6 \sim 0.9$; $\varphi_{1r} < \varphi_{1r0}$ 时 $\xi_{sh} = 6 \sim 12$ 。栅距不同, ξ_{sh} 大小也不同。

叶片扩压器的冲击损失:

$Q_i < Q_0$ 时, 假定 $D_3 = D_2$, 由图 7 速度三角形可求得冲击速度 c_{sh} :

$$\frac{c_{sh}}{u_2} = \frac{c_{2r0} - c_{2r}}{c_{2r0}}, \quad c_{sh} = u_2 \left(1 - \frac{c_{2r}}{c_{2r0}} \right)$$

若 $D_3 \neq D_2$, 则

$$c_{sh} = \frac{D_2}{D_3} u_2 \left(1 - \frac{c_{2r}}{c_{2r0}} \right) = u_2 \left(\frac{D_2}{D_3} \right) \left(1 - \frac{\varphi_{2r}}{\varphi_{2r0}} \right)$$

故叶片扩压器的冲击损失为:

$$h_{sh} = \xi_{sh} \frac{u_2^2}{2g} \left(\frac{D_2}{D_3} \right)^2 \left(1 - \frac{\varphi_{2r}}{\varphi_{2r0}} \right)^2 \quad (11)$$

叶片扩压器的冲击损失系数可近似地取为与叶轮的冲击损失系数相当。为减少冲击损失, 可在叶轮进口前装调节叶片或采用叶片可调节的扩压器。

根据上述分析, 气流进入叶轮或叶片扩压器的冲击损失可表达为:

$$\begin{aligned} h_{sh} &= \xi_{sh} \frac{u_2^2}{2g \varphi_{2r0}^2} \left(\frac{D_2}{D_3} \right)^2 (\varphi_{2r0} - \varphi_{2r})^2 \\ &\approx K_2 (Q_0 - Q_i)^2 \end{aligned} \quad (12)$$

式中 K_2 ——常数。

由公式(12)可知: 气体的冲击损失 h_{sh} 与流量 Q_i 之间的函数关系, 近似为一条原点为 Q_0 的二次抛物线 (参见图 8)。图 2 中的曲线 4 即为减去这部分损失的曲线。

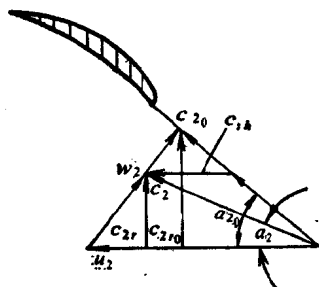


图 7 进入叶片扩压器气流的冲击

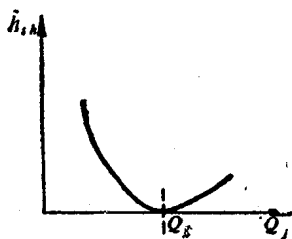


图 8 冲击损失与流量的关系

综上分析, 图 2 中曲线 4 即为气体静压能 $\int_1^2 \frac{dp}{\gamma}$ 与流量 Q_i 之间的函数关系曲线。其方程为:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\gamma} = h_{th} - h_{frc} - h_{sh} \\ = f(Q_i, \beta_{2d}) - K_1 Q_i^2 - K_2 (Q_0 - Q_i)^2 \quad (13)$$

而静压能 $\int_1^2 \frac{dp}{\gamma}$ 与压比 ε 或出口压力 p_c 的关系如下:

多变压缩功

$$h_{pol} = \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} = \frac{m}{m-1} RT_i [\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - 1] \\ = \frac{m}{m-1} RT_i \left[\left(\frac{p_c}{p_i} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

绝热压缩功

$$h_{ad} = \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} = \frac{k}{k-1} RT_i \left[\left(\frac{p_c}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

等温压缩功

$$h_{is} = \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} = \int_1^2 RT_i \frac{dp}{p} \\ = RT_i \ln \varepsilon = RT_i \ln \frac{p_c}{p_i}$$

故可得如图2中曲线5所示的压比 ε (或出口压力 p_c) 与流量 Q_i 的关系曲线。

2. $\eta = \varphi(Q_i)$ 曲线

离心压缩机段的压比 ε 与温升 Δt 的关系表达式为:

$$\varepsilon = \left(\frac{\Delta t}{T_i} + 1 \right)^\sigma = \left(\frac{T_i + \Delta t}{T_i} \right)^\sigma = \left(\frac{T_c}{T_i} \right)^\sigma \\ \lg \varepsilon = \sigma \lg \frac{T_c}{T_i}, \quad \sigma = \frac{\lg \varepsilon}{\lg \frac{T_c}{T_i}}, \quad \text{又 } \sigma = \eta_{pol} \frac{k}{k-1}$$

故

$$\eta_{pol} = \frac{\frac{\sigma}{k}}{\frac{k-1}{\lg \frac{T_c}{T_j}}} = \frac{\lg \varepsilon}{\lg \frac{T_c}{T_j}} \times \frac{k-1}{k} \quad (14)$$

由公式(14)可知：当压缩机压送的介质一定时（即 k 为常数），测得不同工况点的 $\varepsilon = \frac{p_c}{p_j}$ 和 T_j 、 T_c ，便可算出其多变效率 η_{pol} 。

多变效率 η_{pol} 与流量 Q_j 的关系如图 2 所示。

离心压缩机的内功率：

$$N_i = \sum \frac{G}{102g} \varphi_{2ui} u_{2i}^2 (1 + \beta_{dfi} + \beta_{fi}) \quad (\text{千瓦})$$

离心压缩机的绝热功率：

$$N_{ad} = \frac{G}{102} RT_j \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_c}{p_j} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (\text{千瓦})$$

离心压缩机的等温功率：

$$N_{is} = \frac{G}{102} RT_j \ln \varepsilon \quad (\text{千瓦}), \text{ 则}$$

绝热效率：

$$\eta_{ad} = \frac{N_{ad}}{N_i} = \frac{\frac{G}{102} RT_j \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_c}{p_j} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\sum \frac{G}{102g} \varphi_{2ui} u_{2i}^2 (1 + \beta_{dfi} + \beta_{fi})} \quad (15)$$

等温效率

$$\eta_{is} = \frac{N_{is}}{N_i} = \frac{\frac{G}{102} RT_j \ln \left(\frac{p_c}{p_j} \right)}{\sum \frac{G}{102g} \varphi_{2ui} u_{2i}^2 (1 + \beta_{dfi} + \beta_{fi})} \quad (16)$$

按公式(15)、(16)算出不同工况点的 η_{ad} 、 η_{is} ，即可作出 $\eta_{ad} = \varphi_3(Q_i)$ 、 $\eta_{is} = \varphi_2(Q_i)$ 的关系曲线。

二、离心压缩机性能曲线的分析

1. $\eta = \varphi(Q_i)$ 曲线的特点(见图 2)

1) $Q_i = Q_0$ 时，冲击、分离损失最小，故效率 η 最高。该工况点为设计工况点。

2) $Q_i > Q_0$ 时，随着 Q_i 的增加，冲击、分离损失与摩擦损失增加的很快，使效率下降的很快，故这段 $\eta = \varphi(Q_i)$ 曲线较陡。

3) $Q_i < Q_0$ 时，随着 Q_i 的减少，冲击损失增加，同时相对漏气和轮阻损失增加，使效率下降。

故效率 $\eta = \varphi(Q_i)$ 曲线一般为中间(设计工况点附近)高，偏离设计工况点(即 $Q_i > Q_0$ 或 $Q_i < Q_0$) 效率低，形成如图 2 中所示的 $\eta_{pol} = \varphi_1(Q_i)$ 曲线的形状。所以离心压缩机应在最高效率点(即设计工况点)附近进行工作。

2. p_c (或 ε) = $f(Q_i)$ 曲线的特点(见图 2)

1) p_c (或 ε) 随 Q_i 的增加而降低。

2) $Q_i \leq Q_{min}$ 时，离心压缩机发生喘振现象，压缩机严禁在喘振点运行。 Q_{min} 为喘振流量。

3) $Q_i \geq Q_{max}$ 时，离心压缩机发生滞止现象。 Q_{max} 为滞止流量。滞止工况就是当压缩机流量达到 Q_{max} 时，叶轮或叶片扩压器最小截面处气流速度将达到音速，这时流量再不能增加了；或者气流速度虽然未达到音速，但叶轮对气体作的功 h_{th} 全部用来克服流动损失，气体压力并不升高。

4) 喘振流量 Q_{min} 与滞止流量 Q_{max} 之间即为离心压缩机的稳定工况范围。用比值 $K_0 = \frac{Q_{max}}{Q_{min}}$ 表示；或者以比值

$K'_0 = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_0}$ 表示。比值 K_0 、 K'_0 越大，压缩机的稳定工况范围越宽。

衡量离心压缩机的性能好坏，不仅要求在设计流量下应有最高的效率，而且要求稳定工况范围要宽。

5) 高压比级的 M 数较高，比低压比级的性能差，不仅效率较低，而且由于级的流量变化时，很容易在叶道中某局部处气流超过临界马赫数 M_{kp} ，故其性能曲线较陡，稳定工况范围较窄。

三、离心压缩机性能曲线的作法

目前从理论上尚不能准确地计算离心压缩机的性能曲线。如果有比较充分的基本级和级间影响的实验数据，或者有比较充分的通流元件的损失系数数据，可分别用相似法或者用损失系数法作出近似的性能曲线。

实测法是目下广泛采用的离心压缩机性能曲线的测定方法。离心压缩机性能试验布置示意图见图 9。

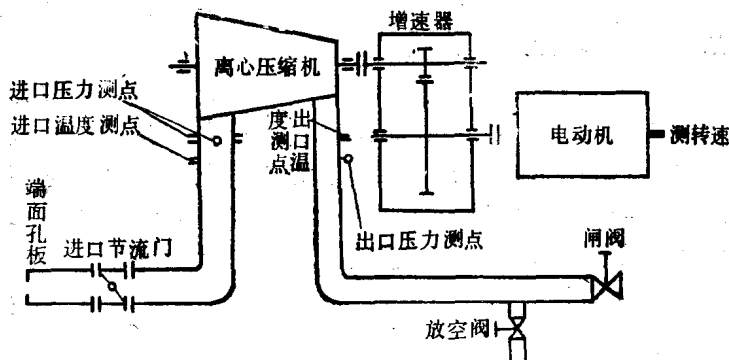


图 9 离心压缩机性能试验布置示意图