

氯气透平压缩机喘振工况再探

沈志良 (上海天原化工厂)

氯气离心压缩机又称氯气透平压缩机,在喘振这种不稳定工况下运行,压缩机容易发生喘振。当然喘振工况的形成有其一个能量积累及释放的工况改变过程,因而不具有突发性。一般当需要压缩的氯气进机流量减少到离心式压缩机难以维持到规定的排出压力时,就会造成压缩机的流道内氯气流发生严重的边界层分离及二次涡流,再加上气流速度较大,(一般叶轮出口的圆周速度可达 200m/s 以上)使气流的流动损失,尤其是冲击阻力骤增,使气流的有效能头随气量减少而减少,这样就会使压缩机的出口气流形成压力脉冲从而使离心式压缩机进入喘振工况。因此如何去扩大氯气离心式压缩机的稳定工况范围,如何减少气流的流动损失,即可有效地制止喘振工况的形成。下面就诸如此类问题,阐述自己粗略的见解,以供参考。

一、影响稳定工况范围的因素分析

一般氯气离心式压缩机性能之优劣可以从其额定工况下的各种参数及变动工况下的性能曲线来反映。稳定工况的范围也可以从压缩机的特性曲线来予以展示。特性曲线无法用计算求得,只能依据测试数据汇总获得。我们常把离心式压缩机的转速及氯气的进机状态予以固定,把不同气体流量时测得的压力比、排气压力以及效率与进机流量之关系: ε (压力比) = $f(Q_{in})$ 、 P_{out} (排气压力) = $f(Q_{in})$ 、 η (级效率) = $f(Q_{in})$ 用曲线形式表示出来,而得到离心式压缩机的性能曲线(见图1)。由于机性能各异,不可能得到完全相同的两条性能曲线。尽管机性能曲线形状各异,曲线之斜率也各不相同,但是完整的测定表明机的特性曲线总是可以

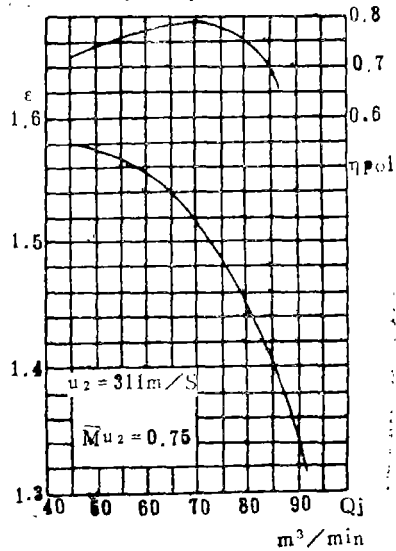


图1 性能曲线示意图

作出二头低、中间高(即流量不为零处有个最高点)的典型形状。这是叶轮对氯气流做功的理论能头特性去除了氯气流动过程中损失能头的特性所决定的,因此影响流动损失的因素自然会影响到机的特性曲线。那么在机的特性曲线中稳定工况的范围有多大呢?再请看图2。

这是进气流量 G 与排出压力 P_c 的特性曲线,它是从氯气离心式压缩机测定喘振流量时,关小进机流量所测得的不同流量时的特性曲线图。

我们可以看出曲线与水平轴交点是进机的最大流量, $(Q_{in})_{max}$ 。而与喘振限交点是进机的最小流量 $(Q_{in})_{min}$ 。这二者之间就是氯气离心式压缩机的稳定工况范围。但是实际上氯气离心式压缩机永远也不可能在正常运行中达到最大流量 $(Q_{in})_{max}$ 。这是因为达到最大进机流量只可能压缩机在滞阻

来,随着氯气流温度变化,氯气的重度 γ 是不同的。依据连续性方程,串联后氯气流的重量流量是相同的。由于氯气经过 I 级加压后,压力、温度增加上升,这样氯气的重度也增加了,因此进入第 II 级的气体重度要比进第 I 级的氯气重度大得多,显然进入第 I 级和第 II 级的氯气容积流量并不相同,即 $(Q_{in})_I \neq (Q_{in})_{II}$, 依据容积流量与重度关系可知,

$$(Q_{in})_{II} = (\gamma_{in})_I / (\gamma_{in})_{II} (Q_{in})_I$$

故第 II 级进口容积流量小于第 I 级进口容积流量。当第 I 级进口容积流量减少时,由性能曲线可知,第 I 级出口压力将增加,气体之重度也将增加,使 I、II 级之间容积流量就差得更多,也就是第 II 级进口容积流量比第 I 级进口容积流量下降得更快。……当第 I 级进口容积流量下降到尚未达到喘振流量时,第 II 级进口容积流量由于下降得更快而先于第 I 级达到了喘振流量。由此可见多级串联的氯气离心式压缩机的喘振流量远远大于任何一个单级的喘振流量,即 $(Q_{in})_{min I+II} > (Q_{in})_{min I}$ 或 $(Q_{in})_{min II}$ 。特别带有中间冷却器的段间冷却,使氯气温度接近于前一段的进口温度。(例如 LLY-3700 型氯气离心式压缩机的各级进口温度均小于 38°C) 由于温度变化不大,而氯气流压力却上升,这样氯气流重度之增加比没有中间冷却时更大,使后段的气流容积流量更小,更易进入喘振工况。相反,当第 I 级进口容积流量增加时,由于压力比下降及气体在级内流动损失,使气体在第 I 级出口温度仍大于进口温度,这样第 II 级进口的气体重度反而比进第 I 级的气体重度来得小,因此第 II 级进口流量大于第 I 级进口流量。在第 I 级尚未到达滞阻流量时,第 II 级就先于第 I 级达到了滞阻工况。因而串联后离心式压缩机最大流量 $(Q_{in})_{max I+II}$ 不等于第 I 级的滞阻流量 $(Q_{in})_{max I}$, 由此可见,多级串联的离心式压缩机的滞阻流量远远小于任

何一个单级的滞阻流量。

当级串联运行时,由于气体重度变化的影响,使离心式压缩机喘振流量增大,滞阻流量减小,性能曲线形状比单级的更陡峭,稳定工况范围也就更窄,详见图 3。

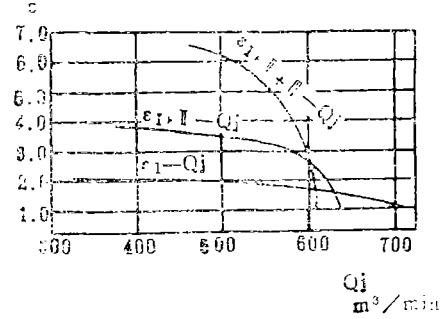


图 3 串联时性能曲线

显然在多段的氯气离心式压缩机中,由于级数多,即使第 I 段容积流量变化百分比较小,也会引起末段容积流量变化百分比相当大,这是因为气体重度变化影响,可能越出 $(Q_{in})_{min}$ 与 $(Q_{in})_{max}$ 之间稳定工况范围界限,而使稳定工况范围缩小,性能曲线也愈陡。为了扩大整个离心式压缩机的稳定工况范围,应尽可能设法使后几级性能曲线平坦些。一般可在设计、改进时将后几级叶轮的出口安置角 β_{A2} 选用小些,从而使后几级性能曲线有较宽的稳定工况区域。

2 叶片出口安置角对稳定工况范围的影响

叶轮中叶片的离角 β_{A2} (叶片出口安置角) 是叶轮主要参数之一。在相同的叶轮出口圆周速度下, β_{A2} 大的叶轮给出的能头 h_{th} 就大。但是叶片出口安置角 β_{A2} 大,那么叶轮的周向系数也大,其反作用度往往不高,这样级的效率不高,故而稳定工况范围必然不大。请看几个叶轮外径和叶道出口宽度相同,但叶片离角不同叶轮的性能曲线,详见图 4, 从测得的多变压缩能头系数与流量系数以及多变效率与流量系数的性能曲线。由图可以看出叶片之出口安置角从 $22^\circ 30'$ 、

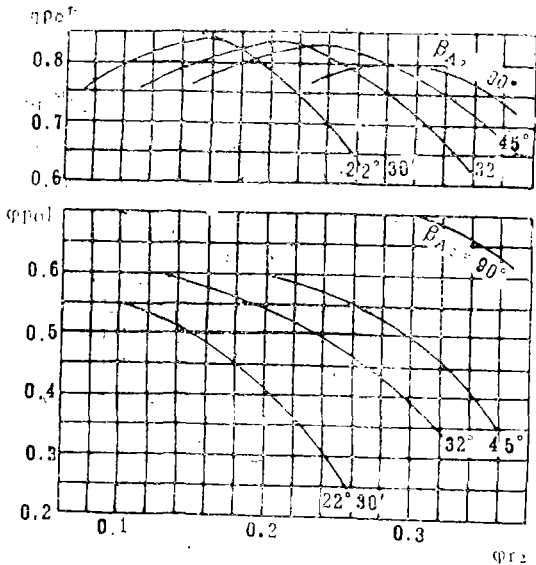


图4 不同离角的叶轮性能曲线

32°、45°、90°，其对应的稳定工况范围分别为4.5、3.3、2.5及1.8。对应的高效范围分别为3.65、2.5、2.22及1.73。而远离喘振工况衡量值分别为0.4、0.57、0.61及0.73。即由 β_{A2} 小的叶轮所组成的级的性能曲线稳定工况范围及效率较高的工况范围均最宽，且其喘振工况离开最佳工况也最远。LLy-3700 氯气离心式压缩机采用了 β_{A2} 较小的水泵后弯形叶轮。

一般可以这样认为，对于 β_{A2} 小叶轮组成的级，在流量系数 ϕ_{r2} 偏离设计流量系数 ϕ_{r2}^* 时。若 $\phi_{r2} < \phi_{r2}^*$ ，气体流过叶轮的流动效率将增大，但氯气流过固定元件的流动效率却减小。反之，当 $\phi_{r2} > \phi_{r2}^*$ 时，气体流过叶轮的流动效率将会减少，但流过固定元件的流动效率却不会有很大的减少，相反甚至可能还有提高。由于这些缘由的存在，就促使级效率的减少较缓慢，这样高效工况区范围相对较宽。随着 β_{A2} 之增大，当 $\phi_{r2} < \phi_{r2}^*$ 时，氯气流过固定元件的流动效率会减少，但叶轮之扩压度 (ω_1/ω_2) 增大，容易发生边界层分离之程度和可能增大，因此氯气流过叶轮的流动效率将增大很少。当 $\phi_{r2} > \phi_{r2}^*$ 时，氯气流过固定元件和流过叶轮的流动效率均为减少，这

样级效率随 β_{A2} 之增大而很快下降，其高效工况区范围也就逐步变窄。另外 β_{A2} 小的级其 $(\phi_{r2})_{\min}/(\phi_{r2})_{\text{opt}}$ 值变小，这样效率最高点离喘振点较远。因此对氯气这样一种分子量较大的重气体来说，采用 β_{A2} 较小的出口安置角是完全适用的。

3 马赫数对稳定工况范围的影响

气流的马赫数是气流速度与该速度所在点气温之下的音速之比。 ($M = c/a$) 气体动力学指出气流的马赫数是表征气流介质可压缩性的一个准数。对于氯气流来说，其音速 (a) 较低，而其马赫数 (M) 与音速成反比，显得较大。氯气流马赫数较大在流动过程中气流的流动损失 Σh_{hd} 相应要比其他氢气等轻气体要大得多，这样在叶轮叶道处的冲击损失也相应增加。当 $M = 1$ 或接近1时，氯气气速可达临界音速，而产生很大的冲击波。尤其是在第一级，由于氯气温度较低，这样音速就相应较低，这时气流速度很大，为此气流马赫数增大。这样引起叶轮对气流所作的功去耗损很大部份用以克服能头损耗，使级效率下降，性能曲线变陡，稳定工况范围缩小。因此为了控制叶轮的进、出口气流之马赫数，并保持在一定范围之内，不能将气流速度增大，而应该保持在较小的数值上。而控制气速的方法是改变流道的截面积，以降低叶轮出口的气流圆周速度。从这个意义上来说，氯气离心式压缩机的马赫数按其一级进口相对速度考虑保持在0.35左右，其叶轮出口圆周速度保持在200m/s，国外资料介绍叶轮出口圆周速度小于320m/s。

影响稳定工况范围的因素是很多的，另外还有转速及各种阻力损失等，下面就如何减少气流的流动损失阐述一下自己的看法。

二 减少气流的流动损失的分析

喘振工况区作业往往是氯气的流动损失 Σh_{hd} ，特别是冲击阻力较大之时，使氯气之有效能头 h_{eff} 显著减少。究竟是哪些因素

造成流动损失增加，而缩小了稳定工况范围呢？

1 边界层分离的影响

氯气是属于有相当粘滞性的非理想气体。在氯气流动中，同一流道截面上各个点的流速是不同的，因此存在边界层与主气流间的界线（边界层的厚度）。按照边界层性质，边界层内的压力是等于边界层外主流中的压力的，即 $dp/dy = 0$ 。边界层内气流之所以能克服摩擦力而继续向前流动，主要是

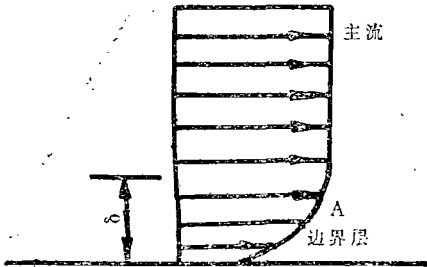


图5 边界层气流流速分布图

靠主流中传递来的动能。在氯气离心式压缩机中还常会发生边界层与流道壁面脱离，甚至在边界层气流中会产生反向流动的旋涡，造成很大的能量损失。此现象称为边界层分离。它总是发生在沿气流方向压力增加的流道。当氯气流量减少时（即达到最小流量）已无外界的能量加入。当气体在扩压部份流动时，其气流速度下降，压力上升，因而氯气流的动能沿流动方向是下降的。于是氯气流将其动能传给边界层中气流的能力便大为减少。加之沿流动方向气流压力的增加，边界层中气流的减速要比主气流快得多。这不但使边界层沿流动方向增厚很快，而且在沿流动方向流过一段距离后，边界层中与壁面紧挨着的气流会停止不前。再沿扩压流道（离心式压缩机通流部分是扩压性质的）流下去，会产生因压力增大使边界层气流倒流。这样流道流动阻力骤增，使边界层被旋涡区所占，同时边界层迅速增厚，使氯气主气流通流面积减小，严重

阻碍了气流的畅通。边界层分离结果必然发生喘振。为了防止边界层分离现象发生，除了补充有足够气量外，还要注意流道的形状影响，通常应保持扩压度 ω_1/ω_2 （进、出口流速之比）在1.6~1.8，小于2。同时尽

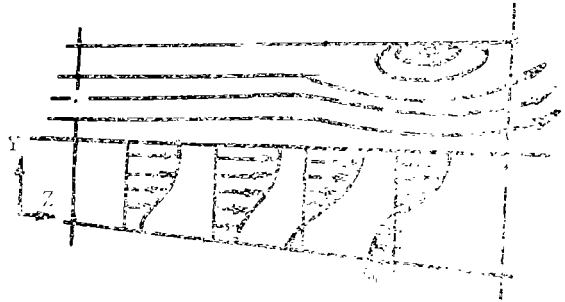


图6 扩压流道内旋涡区示意图

可能使气流在收敛形（收缩形）流道中流动，使气流有足够动能传递给边界层以帮助克服粘滞力。气流呈增速降压即收敛膨胀，使边界层分离得到克服，因此将机进口吸气室及叶轮进口处这些气流方向改变地方的流道做成收敛形。

2 冲击损失的影响

氯气离心式压缩机的冲击损失 h_{sh} (head of shock) 是指气体进入叶轮或扩压器时，气流的方向和叶轮进口安置角不一致而产生的能量损失。一般按设计流量安置，气流的方向与叶片安置角方向应该是一致的，应该无冲击损失。但当气体流量大于（或小于）设计流量时，在圆周速度不变时，无论是进叶轮还是扩压器，总会发生边界层的严重分离和旋涡产生的损失，因此冲击损失的大小与气流方向及安置角之差（一般称为冲角）大小有关。当气量大于设计气量时，冲角小于零（负冲角）。而气量小于设计气量时，冲角大于零（正冲角）。在气量大于设计气量（ $Q > Q_{opt}$ ）时，边界层一般不易发生分离，冲击损失 h_{sh} 较小。而气量小于设计气量（ $Q < Q_{opt}$ ）时，边界层易产生强烈分离（喘振工况下流量，情况更甚），冲击损

失较大。因此冲击损失的大小随冲角的正、负值显著不同。有资料表明,在相同冲击情况下(冲角相同),气量小于设计气量时的冲击损失要比气量大于设计气量时高10—15倍。

氯气离心式压缩机除了有流动损失 Σh_{hyd} 之外,还有轮阻损失 h_{dr} 及漏气损失 h_{ol} 等,因此当气量小于 Q_{opt} 时,一方面由于冲击损失增大很快(h_{sh}),另一方面气量小时,漏气及轮阻损失($\beta_{ol} + \beta_{dr}$)· h_{th} 所占比例相应增大,这样级效率随之下降,出现驼峰状特有性能曲线,此乃喘振工况发生之征兆。

为了扩大稳定工况范围,本人认为要重视以下几点:

1.按照扩大稳定工况范围之要求,氯气离心式压缩机不应在低于设计气量 Q_{opt} 下运行,以防止小气量运行使机进入喘振工况。

2.随着中间冷却之采用,气体比容减少,各段进口容量流量逐渐下降。在多级串联情况下,叶轮外径 D_2 、出口圆周速度 u_2 及叶片出口安置角 β_{A2} 应逐级减小,以求得后几级有较宽的稳定工况范围(流量系数 ϕ_{r2} 应提高)。

3.采用无叶扩压器,可以减少冲击损失,使级能适应改变工况的需要,这样使级特性曲线较平坦,从而达到扩大稳定工况范围的目的。

4.在气流弯道处,曲率半径尽可能放大,以减少气流在弯道处发生边界层分离之可能性;另外在吸气室等尽可能制成收敛状,以减少分离损失,提高级效率和高效区。

5.要尽可能提高有效能头 h_{eff} 以提高压缩效率,在强度许可条件下,尽可能提高叶轮出口圆周速度 u_2 ,但注意不要达到最大工频数 M_{max} ,这样可以求得比较好的稳定工况范围。

6.目前氯气离心式压缩机日益得到应用,但应用范围仍局限于低中压、大流量场合,为此转速不易过高,以保持在一阶临界转速与二阶临界转速之间即可,因为转速愈高,压缩机性能曲线就愈陡,稳定工况区也愈窄。

7.防喘振工况出现,必须尽可能避免在低流量、高端压工况下运行。管网压力过高对机运行不利,此时的工作点(机特性曲线与管路特性曲线之交点)就会左移进入喘振工况。

喘振工况是透平压缩机安全运行的潜在威胁,但并不可怕,只要掌握其内在规律与联系,必将在实践中被克服。

参 考 文 献

(1) Emmono H. W. Compressor Surge and Propagation, ASME, 77 (1955), 455.

(2) Emmono H. W. A survey of Stall Propagation, Experiment and Theory, Trans. ASME. Series D, 81 (1959).

(3) B. φ. 里斯,离心压缩机械,中国工业出版社

(4) 西安交大,离心式压缩机原理,机械工业出版社,1980, 9