

基于合成气压缩机喘振线估算及防喘振控制线优化的研究

杨亮 刘成亮 杨松
(中海石油华鹤煤化有限公司)

摘 要：合成气压缩机运行过程中，受到如压缩介质组分与设计存在偏差、管网阻力的影响，喘振线组态参数同机组性能曲线给定参数偏差较大，机组的喘振裕度过大等因素的影响，使机组运行在防喘振线附近，导致防喘振阀有一定的开度，压缩的介质一部分回流，使机组运行产生不必要的浪费。因此，通过对机组喘振线组态数据核算比对，喘振控制程序评估，优化防喘振线的控制等措施，在保证机组稳定安全运行的前提下，降低机组的运行成本及能耗，为压缩机节能和优化控制提供借鉴意义。

关键词：压缩机；能耗；防喘振

某公司合成氨装置的合成气压缩机组采用日本三菱的 5EH-5BD 型透平和 3V-7(一段低压缸)、3V-7S(二段、三段低压缸)压缩机，将氢氮比为 3:1，压力为 5.2 MPa 的合成气压缩至 14.0 MPa，输送至合成塔。该压缩机自 2015 年装置开车以来，在额定工况(100% 负荷、转速为 13251 r/min)下运行时，压缩机三段出口回二段入口喘振阀无法完全关死，最小开度为 18%，回流量为 24918 Nm³/h，导致机组能耗偏高。通过该压缩机喘振线数据的核算，防喘振线控制的优化，机组运行能耗达到了预期效果^[1]。

1 压缩机组二段厂家写入的喘振线组态参数实际喘振线与出厂设计喘振线各点参数的比对

根据机组厂家设计资料的压缩机性能曲线^[2]，查表得出三种转速下，对应的机组的喘振流量见表 1 所列。

表 1 压缩机不同转速下对应的二段入口喘振流量

转速/ (r·min ⁻¹)	入口流量/ (m ³ ·h ⁻¹)
10 800	680
12 150	965
13 215	1 000

1.1 三种转速下对应的压缩机二段入口标准工况下喘振流量的计算

根据理想气体状态方程如式（1）所示：通过理想气体状态方程计算得出三种转速下对应的压缩机二段入口标况下喘振体积流量，出厂设计喘振线各点参数是在标况下标定的。

pV= nRT （1）

式中：p——理想气体的压强，V——理想气体的体积，n——气体物质的量，T——理想气体的热力学温度，R——理想气体常数。

由于介质为压缩气体，在质量一定的前提下，遵守[气体实验定律](#)，忽略压缩因子的变化，基于式（1）可得出

p1qV1/T1=p2qV2/T2 （2）

设二段入口标况下喘振体积流量为qV1(Nm³/h)，温度T1=273(K)，（标况下对应的温度）压力p1=101.325 kPa（A），在设计的工作压力和温度下二段入口喘振体积流量为qV2（m³/h），温度为T2(℃)，压力为p2，忽略压缩因子的变化：qV1=(p2qV2T1)/p1T2^[2]，代入各参数可求出三种转速下对应的压缩机二段入口标况下喘振体积流量，见表2所列。

表 2 不同转速下对应的入口标况下的喘振体积流量

转速/ (r·min ⁻¹)	q _v / (m ³ ·h ⁻¹)	p ₁ /kPa(A)	T ₁ /K	p ₂ /kPa(A)	T ₂ /K	q _n / (m ³ ·h ⁻¹)
10 800	680	8 277.3	310	101.3	273	48 931.5
12 825	965	8 277.3	310	101.3	273	69 439.6
13 251	1 000	8 277.3	310	101.3	273	71 958.1

根据温压补偿后的压缩机二段入口标况下喘振体积流量，计算压缩机的二段喘振线工作点HC，工作点用于压缩机喘振控制^[4-5]。

HC=($\frac{qV1}{qVmax}$)²× $\frac{Psb}{Ps+Ps_{abs_cor}}$ ×($\frac{Ts+T_{abs_cor}}{Tsb+T_{abs_cor}}$)×100%= （3）
 $(\frac{qV1}{qVmax})^2 \times \frac{Psb}{Ps} \times \frac{Ts}{Tsb} \times 100\%$

式中：qV1——二段入口标况下喘振体积流量，Nm³/h；qVmax——二段入口标况下最大体积流量，m3/h；psb——设计工况下的压缩机入口压力（绝压），kPa；ps——实际工况下的压缩机入口压力，kPa；Ts——实际工况下的压缩机入口温度，K；Tsb——设计工况下压缩机计入口温度，K；^{-Psabs_cor}——绝对压力补偿系数，取值为 1.013；^{T_abs_cor}——绝对温度补偿系数，取值为 273.15。

将各参数代入式（3），可求出二段喘振入口标况下喘振体积流量对应的三种转速下二段喘振 HC 的设计值。

表 4 喘振流量对应工作点与实际组态工作点偏差

转速 / RPM	q V 1 / Nm ³ /h	qVmax / Nm ³ /h	P s b / KPa(A)	P s / KPa(A)	Tsb /K	Ts /K	计算 HC /%	实际 HC /%	偏差 /%
10800	48931.5	300000	8277.3	8277.3	310	310	2.6	2.5	0.1
12825	69439.6	300000	8277.3	8277.3	310	310	5.3	5.4	0.1
13251	71958.1	300000	8277.3	8277.3	310	310	5.7	5.8	0.1

根据压缩机性能曲线、相关工艺参数计算确认实际组态的二段防喘振曲线参数同计算的设计参数偏差在允许范围内^[6]，不需要调整喘振线组态参数。

2 机组二段防喘振线控制优化

2.1 优化过程

调整前系统负荷，将压缩机入口压力从 5.2MPa 降至 5.10 MPa，然后开始逐渐关小三段、一段防喘振阀，直至全关。三段、一段防喘振阀全关后，开始关二段防喘振阀，按照每次关闭 0.5% 阀位的速度。当二段防喘振阀关到 18% 时，工作点已经靠近防喘振线，通过上位组态好的裕度实时调整参数，通过上位画面软按钮进行实时调整调整防喘振线裕度，由 10% 调整到 8%，然后继续关二段防喘振阀。该过程中，观察到机组一段、三段工作点靠近控制线，在保证机组一段、三段运行正常情况下，最后，二段防喘振阀关到 10%，工作点与控制线距离为 5%，此时一段工作点与控制线距离为 12%，三段工作点与控制线距离为 8%^[7]。

2.2 上位画面的优化

为了便于操作人员观察在合成气压缩机综合控制系统上位一、二、三段的防喘振画面中工作点与喘振线的距离，完善了合成气压缩机一、二、三段的防喘振画面的显示，增加了机组工作点到喘振线的裕度和工作点到控制线的裕度，使得机组的操作管理人员更为明晰地观察和了解机组各段的工作点和控制线运行的实际工况^[8]。

2.3 优化结果

通过测试，将二段控制线到喘振线的裕度由 10% 调整为 8%。在 $1.3 \times 10^4 \sim 1.2 \times 10^4$ r/min 下，一段、三段防喘振阀全关，二段防喘振阀可以由 18% 关到 10%，并可以保持稳定运行。

3 评估防喘振裕度由 10% 减小至 8% 对机组防喘振控制的影响

通过压缩机防喘振控制逻辑的设计及实时参数的设置进行评估，具体如下：

在机组正常运行时，通过喘振控制器、喘振超驰控制器对机组进行防喘振控制，对两个控制器的输出值进行高选，控制防喘振阀门的实际开度，最终控制防喘振阀。

3.1 压缩机二段喘振 PID 控制器

根据喘振控制器的设定值及当前的入口流量，得出 PID 的偏差，通过 PID 的逻辑控制来计算出喘振控制器的输出值。喘振控制提供了一种带有适配的调谐特性，根据工作点离喘振线的距离来改变增益和积分值，从而增强控制器的响应能力。当入口流量小幅波动使工作点移动至防喘振线上，喘振 PID 控制器起作用，直至工作点进入安全区^[9]。优化前：当工作裕度（工作点至喘振线的距离） $\leq 10\%$ 时，喘振 PID 控制器，根据设定值和给定值的偏差进行调节。开始动作，调整防喘振阀开度，使工作点进入安全区；优化后：当工作裕度 $\leq 8\%$ 时，喘振 PID 开始动作，调整防喘振阀开度，使工作点进入安全区，优化后 PID 动作值减小，调整自适应参数放大倍数 P 和积分 I，可及时调节入口流量的小幅波动。机组防喘振控制曲线的前后对比，如图 1 所示。

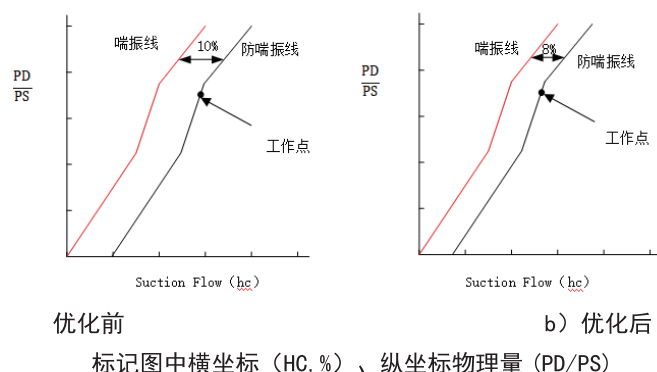


图 1 机组防喘振控制曲线前后对比

3.2 喘振超驰控制器

如果工艺扰动特别大或其他原因，造成喘振控制器响应不及时，使工作点移动至防喘振线左方（防喘振裕度的 70% 范围内），喘振超驰控制器起作用，直至当工作点与喘振线重合时，防喘阀全开^[10]，优化前：工作裕度 $\leq 7\%$ （防喘振裕度的 70%），喘振超驰控制器动作，工作裕度每变化 1%，喘振超驰控制器输出变化 14.3%。优化后：工作裕度 $\leq 5.6\%$ （防喘振裕度的 70%），喘振超驰控制器动作，工作裕度每变化 1%，喘振超驰控制器输出变化 17.8%，通过测试，防喘振阀动作响应时间 $< 1s$ ，优化后，喘振超驰控制器控制及时，能够有效的控制机组发生喘振。随着喘振超驰控制器输出数值变化的增大，相同裕度下喘振超驰控制器输出响应更快，从而控制更及时。优化喘振超驰控制器控制裕度的前后对比，如图 2 所示。

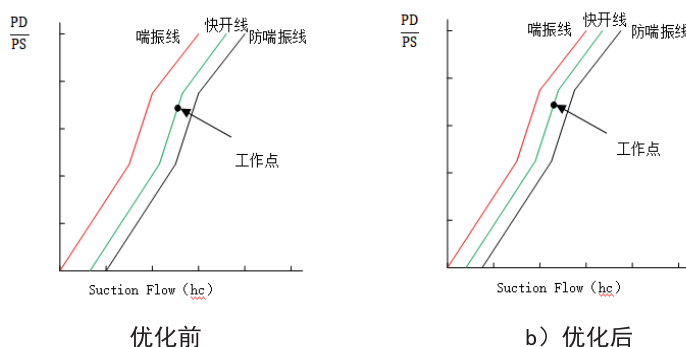


图 2 优化喘振超驰控制器控制裕度的前后对比

4 结束语

针对压缩机二段入口喘振阀无法完全关闭，导致机组能耗偏高等问题，提出在安全可控的前提下减小防喘振裕度的优化方式，提高了在机组 80%-100% 的负荷下，工作点向左进一步偏移直至压到防喘振线，机组的工作区进一步增大，机组的工作点区域更大，使防喘振阀门开度达到最小，机组在最优的条件下运行，增大了机组运行的范围，减少回流量，降低了机组运行的能耗，经过上述的调整后，二段防喘振阀开度由优化前的 18% 关小到 10%。优化后减少合成气三段出口返回二段入口回流量值约为 13000Nm³/h，年节约高压蒸汽 14400 吨（按 300 天计算），预期通过减少汽轮机的蒸汽用量一年可以节约 100 余万元的费用、同时减少 2880 吨燃料煤，进而减少二氧化碳、二氧化硫等气体的排放。

参考文献

- [1] 谷学谦，董丽旭，孔艳，等．离心压缩机防喘振控制系统：2022222102712[P]．[2022-11-22]．
- [2] 祁大同．离心式压缩机原理[M]．北京：机械工业出版社，2018:61-65．
- [3] 周雨青，刘甦，董科，等．大学物理核心知识[M]．南京：东南大学出版社，2019:59-62．
- [4] 徐英．离心式压缩机的防喘振调节及应用实例[J]．中氮肥，2005(03):47-48．
- [5] 唐磊．探讨离心压缩机的防喘振控制[J]．中国科技投资，2019(21):202．
- [6] API. Machinery protection systems: API STD 670—2014 [S]．USA: API, 2014．
- [7] 王书敏．离心式压缩机技术问答[M]．北京：中国石化出版社，1995．
- [8] 方佳浩．离心式压缩机防喘振控制设计探讨[J]．中国设备工程，2017(10):40-41．
- [9] 赵新君．乙烯压缩机现场工艺气喘振测试及控制优化[J]．当代化工研究，2020(12):127-128．
- [10] 张宪举，刘美．渣油加氢装置循环氢压缩机控制策略优化[J]．广东化工，2010(05):244-245．