

离心式压缩机及汽轮机管道设计分析

梅樱珠

安徽华东医药工程有限责任公司上海分公司 上海 201315

摘要: 本文以某润滑油加氢装置离心式压缩机及汽轮机的设计为例,对离心式压缩机及汽轮机的设备平面布置、管道设计要点、支架布置、管道应力计算等进行讨论,对设备布置、管道、支架进行合理规划,保证装置平稳运行。

关键词: 离心式压缩机; 汽轮机; 管道设计; 平面布置; 应力分析

1 引言

压缩机是一种输送气体和提高气体压力的流体机械;其中离心式压缩机具有气量大、工作稳定可靠、振动小、噪音低等优点,广泛应用于大型石化装置中。离心式压缩机根据驱动方式不同,又分为电机和汽轮机驱动型。汽轮机因其体积小、转速高、无需变速箱、负荷可调,被广泛应用。由于机组造价高,并且对主气路进出管口受力要求非常严苛,所以汽轮机驱动的离心式压缩机的管道布置至关重要。^[1]

在加氢装置中,循环氢压缩机是关键的动力设备,

维持反应系统的氢气循环,带走反应热,循环氢压缩机的可靠运行至关重要。随着加氢装置规模不断扩大,循环氢压缩机大多选择离心式压缩机。本文结合某润滑油加氢装置循环氢压缩机的设计过程,从设备平面布置、管道布置、支吊架设置及管道应力分析几个方面来探讨汽轮机驱动的离心式压缩机的管道设计。

2 设备平面布置

图1和图2为该循环氢压缩机及其附属设备的平面布置图。

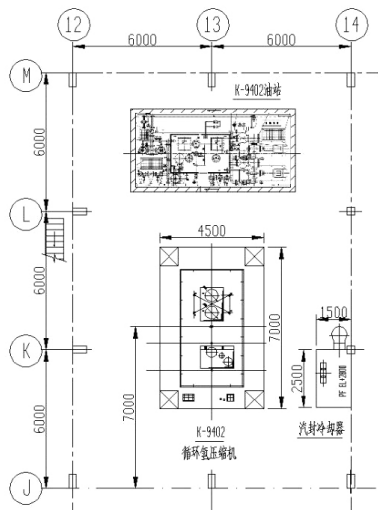


图1 地面层布置图

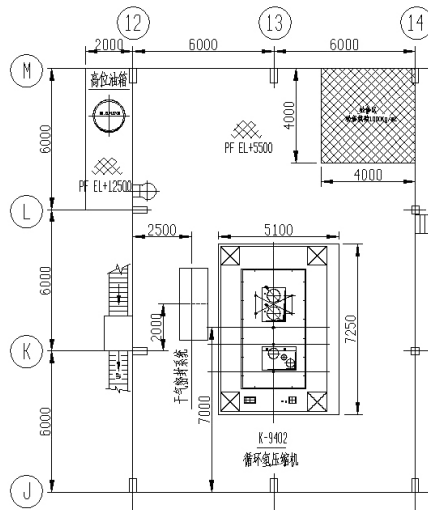


图2 二层平台布置图

2.1 压缩机的平面布置应符合《石油化工企业设计防火标准》、《爆炸和火灾危险环境电力装置设计规范》。压缩机一般布置在厂房内,有爆炸危险的甲、乙类压缩机厂房宜独立设置,宜采用半敞开或敞开式厂房;寒冷地区或多风沙地区宜采用封闭式厂房;该装置位于华北地区,采用半敞开式厂房。^[2]

2.2 离心压缩机布置可分为横向布置和纵向布置,该装置因厂房跨距有限,机组体积较大,循环氢压缩机采

用纵向布置,即压缩机组中心线与主厂房柱列线平行的布置。

2.3 大型压缩机形式为下进下出时,宜采用双层布置,离心压缩机及汽轮机设备主体布置在二层平台,其附属设备及主气路管道宜布置在地面,二层平台高度一般不低于4m,该装置循环氢压缩机组二层平台EL+5500高,并在平台上设置检修空间,确保能够为机组最大检修件提供足够的检修空间与支撑强度;吊装孔范围内不

得布置管道或设备。

2.4 对于大型压缩机，需配置吊车供机组安装与检修使用，吊车顶轨标高由压缩机安装、检修所需的起吊高度决定，吊车主钩距操作层的最大高度应大于压缩机制造厂家规定的机组最小起吊高度，该厂房吊车设置在EL+13500高度。

2.5 压缩机附属设备宜靠近压缩机组布置，并保证足够的操作和检修空间。

3 管道设计

对于双层布置的离心压缩机及汽轮机，主气路管道及阀门一般集中布置在地面，便于现场操作及维护。

3.1 离心压缩机管道设计

该装置循环氢压缩机进出口设置双道切断阀，阀前后设置了压力平衡线。出口设置止回阀，防止压缩机切换或发生事故停机时介质倒串，损坏机组。

入口管道伴热保温，防止凝液进入机组损坏叶片。并设置过滤器，保证过滤器的抽芯空间。为防止进气扰流，压缩机入口需留足够的直管段。

垂直剖分式离心压缩机前端不宜布置管道；水平剖分式离心压缩机上部不宜布置管道；在满足管道柔性基础上，压缩机进出口管道应尽量少用弯头且管道尽量短。

3.2 汽轮机管道设计

汽轮机入口蒸汽管道应从蒸汽总管顶部接出，避免出现“U”形。入口管道应设排凝，防止凝结水带入汽轮机损坏叶片。

入口管道靠近汽轮机进口处设置可拆卸短节，便于开车前做打靶试验。

汽轮机在较高温度下运行，管道应有足够的柔性，以吸收管系的热胀量和汽轮机管嘴的附加位移量。开机前应对机壳、转子进行预热，进汽管道上的切断阀应设预热旁路阀，保证既能实现预热，又不使汽轮机转动，另外可平衡主切断阀两侧的压力，便于主阀开启。

为防止汽轮机停机，管网蒸汽倒流，汽轮机反转，排汽管道设止回阀。

3.3 支架布置要点

离心式压缩机和汽轮机均是高速运转的机械，受力敏感，无论在冷态还是热态，管系热胀对机器进出口产生的力和力矩都必须符合压缩机制造厂的要求，管道走向和支架设置至关重要。

离心压缩机及汽轮机进出口管嘴一般向下，机体热膨胀及管道膨胀均向下，管道支架宜采用弹簧支吊架。为防止管道热胀致使进出口管嘴产生弯矩，在靠近进出口管嘴的管道上应设置导向支架或止推支架。

对于离心压缩机，介质温度不高情况下，一般不考虑做补偿弯，在靠近进出口处做导向或限位支架，在管嘴附近设置弹簧支架，通过调节弹簧支架的工作载荷，即能达到要求。但当管道管径大、管壁厚、阀门重时，摩擦力将对管嘴产生影响，增加水平方向的力，力矩相应增加，这种情况下，首选摩擦系数较小的支架材料，再在合适的位置增加限位支架。

对于汽轮机，介质蒸汽温度较高，按设计经验，若不做补偿则很难达到要求；该装置蒸汽温度为330℃，在靠近管嘴处水平和竖直两个方向做双方向补偿，吸收管嘴位移及管道热胀对管嘴造成的影响，再配合弹簧支架、限位支架，综合考虑以达到要求。

4 受力分析

通常，压缩机和汽轮机制造厂会提供管嘴受力及力矩要求，若制造厂未提出允许受力限制时，可参照美国电气制造商协会标准NEMA SM23对机器的要求。^[1]在工程设计中，需多次调整设计方案，根据计算结果分析超限原因，不断优化管系的布置形及管道支架。

该压缩机及汽轮机进出口法兰允许的作用力和力矩要求如下：

表1 进出口法兰允许的作用力和力矩

	压缩机	汽轮机
进口法兰	$Fr + 1.09Mr \leq 10820$	$Fr + 1.09Mr \leq 8750$
出口法兰	$Fr + 1.09Mr \leq 10820$	$Fr + 1.09Mr \leq 12763$
最终作用在出口法兰的合力和合力矩	$Fc + 1.64Mc \leq 10004$	$Fc + 1.64Mc \leq 10920$
最终作用在出口法兰的合成力、合力矩及其分量	$Fxc \leq 3987$	$Fxc \leq 4368$
	$Fyc \leq 10028$	$Fyc \leq 10920$
	$Fzc \leq 8023$	$Fzc \leq 8736$
	$Mxc \leq 6091$	$Mxc \leq 6658$
	$Myc \leq 3046$	$Myc \leq 3330$
	$Mzc \leq 3330$	$Mzc \leq 3330$

其中:

$$Fr = \sqrt{Fx^2 + Fy^2 + Fz^2}, Mr = \sqrt{Mx^2 + My^2 + Mz^2}$$

$F_x F_y F_z M_x M_y M_z$ 分别为管口三个方向的力和力矩

$$Fc = \sqrt{Fxc^2 + Fyc^2 + Fzc^2}, Mc = \sqrt{Mxc^2 + Myc^2 + Mzc^2}$$

$F_{xc} F_{yc} F_{zc}$ 为各管口力在X、Y、Z方向的合成力

$M_{xc} M_{yc} M_{zc}$ 为各管口力在X、Y、Z方向的合成力

本文以循环氢压缩机和汽轮机的入口管道为例, 简述受力分析调整过程。

4.1 循环氢压缩机入口管道

离心压缩机入口管道条件: 温度 = 54°C, 压力 = 14.38MPa, 外径 = 323.8mm, 壁厚 = 28.58mm。

管道模型如图3所示, 弹簧不指定工作载荷。

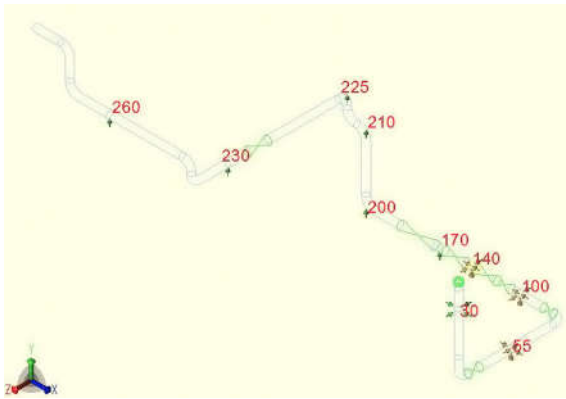


图3 循环氢压缩机入口管道HG016模型

经计算, 一次应力最大占ASME B31.3许用应力32.4%, 二次应力最大占ASME B31.3许用应力7.5%, 管系本身一、二次应力均不超限。

入口法兰受力:

$$F_x = 1025N, F_y = -9882N, F_z = -5986N$$

入口法兰力矩:

$$M_x = -15435N \cdot m, M_y = -3919N \cdot m, M_z = 43N \cdot m$$

55、100、140三点弹簧受力分别为-16606N、-39506N、-8556N。

经分析, 管嘴Y方向受力过大, 调整弹簧工作载荷, 给定55、100、140三点弹簧工作载荷分别为30000N、30000N、30000N。

再次计算, 一次应力最大占ASME B31.3许用应力33.4%, 二次应力最大占ASME B31.3许用应力6.4%, 均不超限。

入口法兰受力:

$$F_x = -192N, F_y = -1214N, F_z = -9006N$$

入口法兰力矩:

$$M_x = -18053N \cdot m, M_y = -3412N \cdot m, M_z = -2352N \cdot m$$

$Fr + 1.09Mr = 29279 > 10820$, 离心压缩机入口法兰合

力和合力矩校核超限。

由结果分析, 调整弹簧工作载荷对减少管嘴Y方向受力效果显著, 但管嘴仍在Z方向受较大的力, X方向力矩也较大, 且结果显示30点导向间隙为1mm的导向支架受力为0, 若尝试将间隙缩小至0做限位支架, 则管嘴所受力和力矩更大, 可见管嘴附近的限位支架并未起到作用。那么, 为控制Z方向的力, 取消30点导向支架, 在35点增加-Z方向的限位支架, 用以控制Z走向管道产生的热胀及摩擦力对管嘴的影响。

再次计算,

离心压缩机入口法兰受力:

$$F_x = 738N, F_y = -1464N, F_z = -1772N$$

离心压缩机入口法兰力矩:

$$M_x = -1928N \cdot m, M_y = -3397N \cdot m, M_z = -1230N \cdot m$$

管嘴在Z方向受力有很大程度降低, 但仍不理想, 为此, 在75点增加-X方向限位支架, 进一步控制管系形变对管嘴造成的影响, 如图4所示。

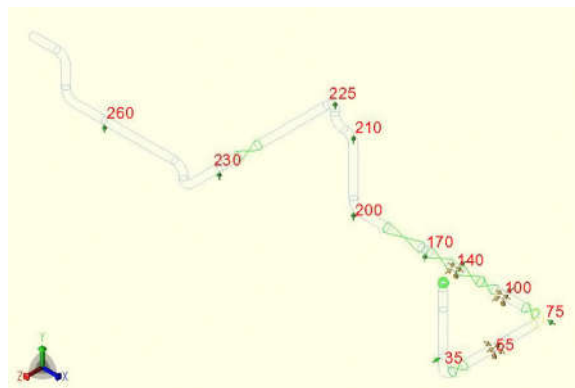


图4 离心压缩机入口管道HG016模型(优化后)

再次计算, 一次应力最大占ASME B31.3许用应力32.1%, 二次应力最大占ASME B31.3许用应力3.4%, 管系本身一、二次应力均不超限。

离心压缩机入口法兰受力:

$$F_x = 415N, F_y = -1364N, F_z = 946N$$

离心压缩机入口法兰力矩:

$$M_x = -1029N \cdot m, M_y = -345N \cdot m, M_z = 61N \cdot m$$

$Fr + 1.09Mr = 2896 < 10820$, 离心压缩机入口法兰合力和合力矩校核通过。

4.2 汽轮机入口管道

入口管道条件: 温度 = 330°C, 压力 = 3.5MPa, 外径 = 219.1mm, 壁厚 = 10.31mm。

根据前述设计经验及现场情况, 分别在水平和竖直方向做π形补偿, 270点用轴向固定支架将管道分为两个系统, 分段考虑热补偿。在Caesar II中输入管道模型, 调

整弹簧载荷,使管嘴Y方向受力尽量小,与调整循环氢压缩机进出口弹簧方法相似,模型如图5所示。

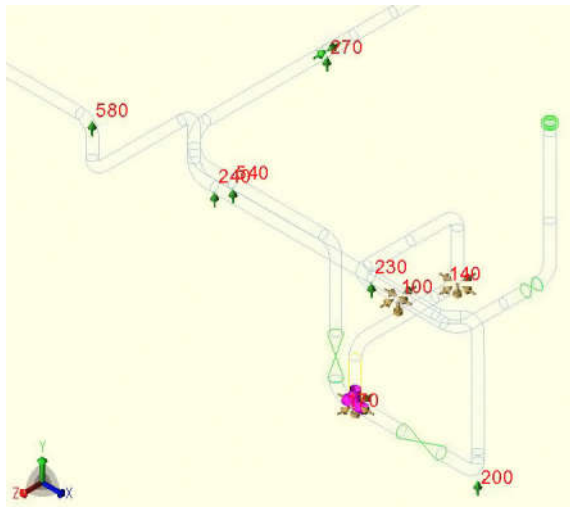


图5 汽轮机入口管道MS001模型

经计算,管系一次应力最大占ASME B31.3许用应力30.7%,二次应力最大占ASME B31.3许用应力15.2%,管系本身一、二次应力均不超限;可见, π 形补偿在吸收管道热胀方面起到了较好的作用。

汽轮机入口法兰受力:

$$F_x = 3085N, F_y = -234N, F_z = -1958N$$

汽轮机入口法兰力矩:

$$M_x = 3953N \cdot m, M_y = 1386N \cdot m, M_z = 4918N \cdot m$$

$Fr + 1.09Mr = 10703 > 8750$,汽轮机入口法兰合力和合力矩校核超限。

经分析,竖直方向的力 F_y 已经足够小,而 F_x 和 M_z 较大,X方向上水平管的热胀对管嘴影响较大,因此考虑在205点处增加X方向的限位支架,如图6所示。

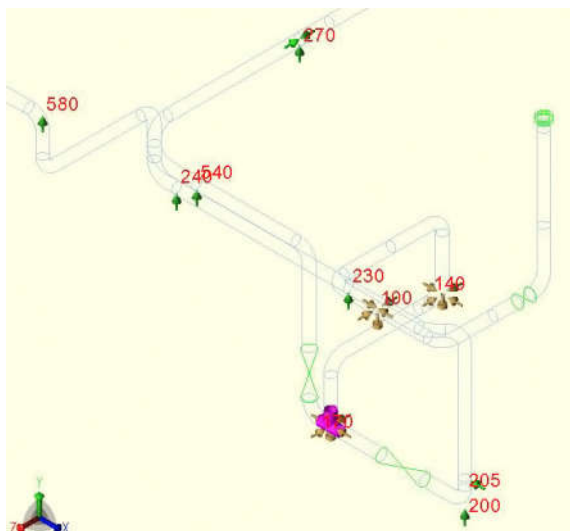


图6 汽轮机入口管道MS001模型(优化后)

再次计算,一次应力最大占ASME B31.3许用应力28.6%,二次应力最大占ASME B31.3许用应力16.1%,管系本身一、二次应力均不超限。

汽轮机入口法兰受力:

$$F_x = 1881N, F_y = -805N, F_z = -1781N$$

汽轮机入口法兰力矩:

$$M_x = 3689N \cdot m, M_y = 211N \cdot m, M_z = 930N \cdot m$$

$Fr + 1.09Mr = 6866 \leq 8750$,汽轮机入口法兰满足合力和合力矩要求。

由此可见,校核循环氢压缩机和汽轮机管嘴受力及力矩时,仅考虑进口或出口的管嘴受力情况是不够的,还要考虑进出口合力和合力矩。从调整弹簧工作载荷、增加或修改补偿形式、增加限位或导向支架等方面调整,管道布置方案才满足要求。

5 结束语

本文简述了汽轮机驱动的离心压缩机在加氢装置中的重要作用,结合某润滑油加氢装置设计实例,从设备布置、管道设计、受力分析几方面介绍了离心压缩机及汽轮机的管道设计过程和设计要点。该润滑油加氢装置建成后,离心式压缩机开机一次成功。充分考虑现场状况,进行合理布置,规划管道走向,选用合适的支架,尽可能减少离心压缩机及汽轮机管嘴受力,对确保装置正常运行起到了重要作用。

参考文献

- [1]黄钟岳,王晓方.透平式压缩机[J].化学工业出版社,2004.5.16(11)22-25
- [2]张德姜,王怀义,丘平.石油化工装置工艺管道安装设计手册[J]中国石化出版社2014.(21)35-38
- [3]唐永进.压力管道应力分析[J]中国石化出版社,2009.07.14 51-55