

煤化工空分装置汽轮机组高压蒸汽管线应力分析

李 潇, 乔 舰, 刘 岩, 姜德强
(航天长征化学工程股份有限公司, 北京 101111)

摘 要: 高压蒸汽管线是煤化工空分装置管道应力分析的重难点,在满足相关标准中对管线一次、二次应力要求的同时,还需满足汽轮机生产厂家提出的较为苛刻的管口许用荷载。通过优化管线走向,合理设置管架类型,以满足不同工况下汽轮机管口荷载的要求,对工程设计具有一定的指导意义。

关键词: 空分装置;高压蒸汽管线;应力分析;管架设置

中图分类号:TQ055 文献标识码:A 文章编号:2096-3408(2024)05-0043-04

DOI:10.16570/j.cnki.issn1673-6850.2024.05.005

Stress Analysis of Steam Turbine High Pressure Steam Pipeline in Coal Chemical Industry Air Separation Unit

LI Xiao, QIAO Jian, LIU Yan, JIANG Deqiang

(Changzheng Engineering Technology Co., Ltd., Beijing 101111, China)

Abstract: The high pressure steam pipeline is a key and difficult point in the pipe stress analysis of coal chemical industry air separation unit. While meeting the requirements for primary and secondary stress in relevant standards, it also need to satisfy the stringent nozzle allowable forces and moments proposed by steam turbine manufacturers. By optimizing pipeline routing and setting reasonable pipe support types to meet the load requirements under different turbine running conditions, it has certain guiding significance for engineering design.

Key words: Air separation unit; High pressure steam pipeline; Stress analysis; Pipe support installation

煤化工产业中,空分装置是不可或缺的装置单元。粉煤输送及公用工程的氮气需求,气化炉的用氧需求等,均由空分装置满足。空分装置主要包含空冷系统、分子筛系统、分馏塔系统及成品物料储存系统等几大系统,其中空压增压机组为该装置的核心设备。空压增压机组的驱动方式一般有蒸汽驱动和电机驱动,蒸汽驱动使用高压蒸汽驱动汽轮机带动空压增压机组工作。

1 应力分析方法及典型机组管口荷载要求

高压蒸汽管线应力分析重点是管道的静应力分析,主要是一次、二次和峰值应力计算是否满足相关标准要求,汽轮机管口荷载是否满足汽轮机

厂家的管口受力要求。

一次应力是在压力、重力和其他外载荷作用下所产生的应力;二次应力为管系变形受限所产生的应力,具有自限性;峰值应力是由于结构不连续或局部热应力影响而引起的应力增量^[1-4]。一次应力调整原则为优化管线壁厚、在适当位置合理设置管架及选取管架类型。二次应力调整原则为合理设置管线边界条件、优化管线走向及选取管架类型。高压蒸汽设计压力>9.8 MPa,设计温度>525 °C,管道直径通常为250~350 mm,管线壁厚厚,在管架位置及其形式合理的情况下,其一次应力水平一般可满足相关标准要求。而因该管线壁厚厚、温度

收稿日期:2023-08-10

作者简介:李 潇(1990—),男,硕士研究生,工程师,主要从事管道应力分析工作。

联系方式:16600055268,lixiao@china-ceco.com

高,管线的二次应力需要通过优化管线走向、合理选用管架等方式来进行降低。在一次、二次应力满足相关标准后,还应满足汽轮机管口的受力要求。

汽轮机因其动静部件间隙要求,为保证汽轮机的安全稳定运行,其管口受力要求非常严格,同时部分厂家还明确规定在汽轮机的安装、开车、停车等工况下汽轮机管口荷载也需满足其相关受力要求。生产厂家依据NEMA SM23标准进行汽轮机的设计,该标准中对汽轮机管口许用荷载有明确规定。汽轮机管口荷载校核分为汽轮机单管口校核和整机校核,式(1)~式(3)为管口荷载的具体要求^[5]。

单管口合力及合力矩校核:

$$F_r + 1.09M_r \leq 29.24D_c \quad (1)$$

式中: $F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2}$ (N),

$$M_r = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2} \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

当量直径 $D_c = D_{\text{公称直径}}$ ($D_{\text{公称直径}} \leq 200$ mm) 或

$$D_c = \frac{400 + D_{\text{公称直径}}}{3} \text{ (} D_{\text{公称直径}} > 200 \text{ mm)}$$

整机校核:

$$F_c + 1.64M_c \leq 21.837D_c \quad (2)$$

式中: F_c 为进汽口、抽汽口和排汽口的合力,单位N; M_c 为进汽口、抽汽口和排汽口的力与力矩合成到排汽口中心处的合力矩,单位N·m; D_c 为按公称直径计算得到的各管口面积之和的当量直径,单位mm。

$D_c = D_{\text{折算直径}}$ ($D_{\text{折算直径}} \leq 230$ mm) 或

$$D_c = \frac{400 + D_{\text{折算直径}}}{3} \text{ (} D_{\text{折算直径}} > 230 \text{ mm)}$$

三个方向的分力和分力矩应满足:

$$|F_{cx}| \leq 8.70D_c \quad |M_{cx}| \leq 13.29D_c$$

$$|F_{cy}| \leq 21.89D_c \quad |M_{cy}| \leq 6.64D_c \text{ (1-3)}$$

$$|F_{cz}| \leq 17.51D_c \quad |M_{cz}| \leq 6.64D_c \quad (3)$$

式中坐标方向如图1,其中X轴方向为汽轮机主轴方向,Y轴为竖直方向,Z轴方向为水平面与主轴垂直方向。

NEMA SM23标准中规定的汽轮机管口许用荷载较为苛刻,建议在汽轮机订货阶段与厂家商议适当放大管口许用荷载。MAN机组中对汽轮机高压蒸汽管口荷载要求可放大至2倍的NEMA SM23标准许用值;SIEMENS机组对汽轮机管口各单向力和力矩均有具体数值要求,折算为合力+合力矩,约为2.1倍的NEMA SM23标准许用荷载,并且管口各向

荷载均需严格满足,较NEMA SM23中标准中规定的合力+合力矩校核原则更为严格。设计院一般仅负责计算汽轮机高压蒸汽入口管线的单管口校核。

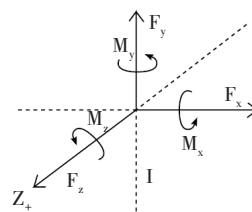


图1 管口荷载坐标轴

Fig.1 Axis of nozzle load

2 高压蒸汽管线材料选用及经济性对比

高压蒸汽管线材料国内各设计院通常选取12Cr1MoVG (GB/T 5310) 或 Gr.P91 (ASTM A335) 材料。12Cr1MoVG是电厂主蒸汽管线的常用材料,国内生产和使用经验丰富。Gr.P91近十余年在国内广泛推广使用,现已完全实现国产化。表1为12Cr1MoVG与Gr.P91许用应力对比及使用优缺点。

表1 12Cr1MoVG与Gr.P91许用应力对比及使用优缺点

Tab.1 Comparison of allowable stresses and advantages and disadvantages in use of 12Cr1MoVG and Gr.P91

材料	许用应力 MPa		使用优点	使用缺点
	525 °C	550 °C		
12Cr1MoVG	82	57	国内厂家生产和电厂使用经验丰富	壁厚计算值偏大,管线总重量大,自然补偿弯两侧固定点推力大,施工量大
Gr.P91	137	115	国外使用经验丰富;壁厚计算值小,管子、管件及阀门紧固件总重量低,自然补偿弯两侧固定点推力较小	国内可生产高质量P91钢管的成熟制造厂偏少,施工单位对材料焊接经验积累不足,尤其是焊后热处理控制

虽然Gr.P91管子较12Cr1MoVG管子的单位吨价高约80%,但通过材料许用应力对比,在相同介质参数、管径下,Gr.P91管线厚度较12Cr1MoVG管线壁厚减薄约40%,且综合管子配套法兰、阀门、土建结构、施工及安全余量等因素,Gr.P91的整体使用效果及成本优于12Cr1MoVG^[6]。另外,从管道应力分析角度,在相同介质参数、管线走向下,Gr.P91在高温下的材料线胀系数略低于12Cr1MoVG,同时Gr.P91的管子壁厚薄于12Cr1MoVG,其管系的变形补偿能力越强,对管系应力控制及满足汽轮机管口受力要求有积极作用。因此,优先选用Gr.P91材料作为高压蒸汽管线的选材。

3 高压蒸汽管线布置思路及其管架设置

以某煤化工项目配套的66 000 Nm³/h空分装置为例,该装置配套汽轮机使用高压蒸汽参数为:设计压力10.3 MPa,设计温度545 ℃,主管管径DN300 mm,管子材料为Gr.P91,汽轮机管口管径DN250 mm。该管线沿外管廊敷设进入空压机厂房,经阀组后接汽轮机管口。进入空压机厂房后该管线走向及其管架设置决定了管线二次应力水平及管线对汽轮机管口荷载的大小。

管线走向应遵循以下原则:靠近汽轮机管线的热膨胀方向应尽量与汽轮机管口热膨胀方向一致,便于控制汽轮机管口荷载;阀组至汽轮机管口管线应通过自然补偿,控制管线二次应力及汽轮机管口荷载;汽轮机管口附近管架应设置为恒力弹簧,便于控制汽轮机管口荷载。

管系计算应考虑下列工况:汽轮机正常操作工况、设计工况、开车工况(冷机热管)、停车工况(热机冷管)、安装工况等。操作工况、设计工况、开车工况和停车工况需满足操作工况下许用荷载;安装工况核定无应力连接下管口荷载(安装状态下去掉弹簧销),部分厂家控制在约1/9操作工况下许用荷载。

图2为高压蒸汽管线的布置图。管线沿管廊引入空压机厂房,过阀组后沿压缩机平台进入汽轮机管口。因管线温度高、壁厚厚,管线在X方向直且长,难以满足不同工况下汽轮机管口的荷载要求。经计算,该配管方案下的汽轮机管口荷载见表2。各工况下管口三个方向的力均在厂家许用荷载范围内,但三个方向的力矩均超出厂家许用荷载,其中尤以MZ管口荷载超标严重。MZ的偏大与该管系X方向直且长、管线的自然补偿效果、较差密切相关。

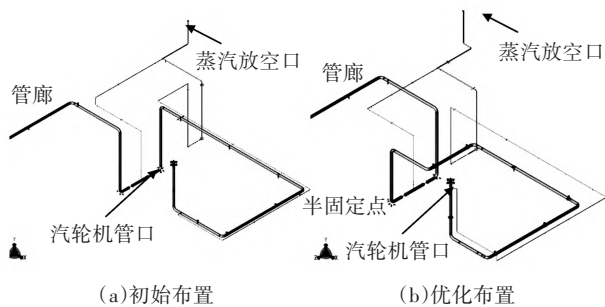


图2 高压蒸汽管线布置图

Fig. 2 High pressure steam pipeline arrangement

表2 初步布置下的汽轮机管口荷载

Tab.2 Turbine nozzle forces and moments under preliminary arrangement

工况	FX / N	FY / N	FZ / N	MX / N·m	MY / N·m	MZ / N·m
OPE1 正常操作	444	-158	884	275	1 181	6 413
OPE2 冷机热管	492	59	1 942	-4 912	-4 510	7 902
OPE3 冷管热机	-370	-1 527	-1 198	5 099	5 975	-6 276
设计工况	442	-111	961	81	1 019	6 677
安装工况	341	-1 351	-126	-357	298	-1 103
厂家许用 管口荷载	±3 000	±3 000	±3 000	±4 500	±4 500	±4 500
最大 荷载比率	16.4%	50.9%	64.7%	113%	133%	176%

根据优化原则、压缩机布置、其他管线走向等信息综合考量,优化后的高压蒸汽管线走向布置见图2(b)。高压蒸汽由压缩机厂房外管廊引入厂房内,阀组弯头处设置一处半固定点,控制阀组在开闭阶段因流体不稳定造成的振动。经阀组后,管线绕机组平台布置,绕约一周后进入汽轮机管口。优化配管方案下的汽轮机管口荷载见表3。该方案下各工况的管口荷载均在厂家许用管口荷载范围内,其中正常操作工况管口荷载基本均控制在较优范围。冷机热管、冷管热机和设计工况下的部分管口荷载虽临近厂家许用荷载的边界,但这三个工况均属于非常态工况,计算结果满足厂家许用荷载即可。安装工况下的管口荷载也处于较低水平,便于现场进行汽轮机管口的无应力对中安装。

表3 优化布置下的汽轮机管口荷载

Tab.3 Turbine nozzle forces and moments under optimized arrangement

工况	FX / N	FY / N	FZ / N	MX / N·m	MY / N·m	MZ / N·m
OPE1 正常操作	961	355	-661	3 584	-1 261	1 675
OPE2 冷机热管	1 381	433	-234	1 618	-4 295	4 495
OPE3 冷管热机	-395	-318	-655	1 222	3 519	-3 908
设计工况	980	385	-804	4 489	-718	1 544
安装工况	8	-231	-150	-1 204	337	-1 187
厂家许用 管口荷载	±3 000	±3 000	±3 000	±4 500	±4 500	±4 500
最大 荷载比率	46.0%	14.4%	26.8%	99.8%	95.4%	99.89%
正常操作 荷载比率	32.0%	11.8%	22.0%	79.6%	28.0%	37.2%

为满足汽轮机管口荷载要求,在适当位置处设置限位管架,并在进入汽轮机前设置弹簧架,优先设置恒力弹簧。限位管架的设置应控制限位架后管线热膨胀趋势与管口热位移方向趋同,管线热膨胀量与管口热位移量越接近,汽轮机管口荷载越易控制在许用荷载范围内。如有特殊限位间隙,应在设计文件中明确注明并在开车前重点核查现场限位间隙与设计文件要求是否一致。汽轮机管口附近弹簧应设置为恒力弹簧,通过设定弹簧的荷载变化率,控制操作工况与安装工况下汽轮机管口荷载的变化程度,以免弹簧在安装工况下,输出荷载偏小无法满足汽轮机管口无应力对中要求。

通过上述管线布置思路及其管架设置方案,最终汽轮机管口计算结果满足厂家在各类工况下的管口荷载要求。该空分装置现已投产并安全稳定运行,汽轮机高压蒸汽管线在无应力安装、试运行和稳定运行阶段,均顺利进行。

4 结论

1)空分装置中高压蒸汽管线选材优先选用A335 Gr.P91,便于控制汽轮机管口荷载及管线二次应力水平。

2)通过合理布置高压蒸汽管线走向、设置限位管架,尽量调整管线热胀方向与汽轮机管口膨胀方向趋同,便于控制汽轮机管口荷载。

3)汽轮机管口附近弹簧优先选取恒力弹簧,便于控制汽轮机在不同工况下的管口荷载。

[参考文献]

- [1]唐永进.压力管道应力分析[M].北京:中国石化出版社,2009.
- [2]宋岢岢.工业管道应力分析与工程应用[M].北京:中国石化出版社,2011.
- [3]唐永进.压力管道应力分析的内容及特点[J].石油化工设计,2008,25(2):20-24.
- [4]刘亚江.CAESARII管道应力分析理论[J].管道技术与设备,2003(2):6-9.
- [5]NEMA SM23-1991, Steam turbines for mechanical drive service [S].
- [6]高永刚,李进良,袁伊汝,等.9.81 MPa过热蒸汽管道的选材对比[J].化工设备与管道,2019,56(3):60-63. (编辑:李海燕)

(上接第39页)

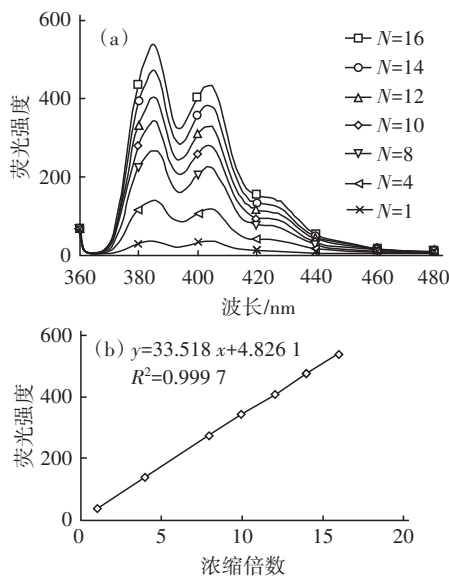


图5 静态阻垢性能试验条件下不同浓缩倍数样品的荧光发射光谱

Fig.5. Fluorescence spectra of samples with different COC under static scale inhibition performance test conditions

3 结论

1,3,6,8-萘四磺酸钠在水体系中具有稳定的荧光特性,激发波长分别为245、273、284、355、377 nm处,发射峰出现在385 nm和404 nm。采用检测波长

$E_x/E_m=355\text{ nm}/385\text{ nm}$, 1,3,6,8-萘四磺酸钠的荧光强度与其质量浓度在0~80 $\mu\text{g/L}$ 范围内呈良好的线性关系。NaClO、DBNPA、异噻唑啉酮杀菌剂和AA/AMPS、HPAA、HPMA、PBTCA、 $\text{ZnSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ 阻垢缓蚀剂对1,3,6,8-萘四磺酸钠的荧光强度影响均在6%以内。在反渗透海水淡化二级产品水浓缩过程中,1,3,6,8-萘四磺酸钠荧光特性稳定,受浓缩条件变化影响较小,荧光强度与浓缩倍数间有良好的线性关系。因此,1,3,6,8-萘四磺酸钠可作为荧光示踪剂,用于反渗透海水淡化二级水作为补充水时浓缩倍数的监测。

[参考文献]

- [1]吴登茹.一种循环水浓缩倍数精确控制系统:204705908 U[P]. 2015-10-14.
- [2]李伟龙.循环水浓缩倍数检测方法的优化[J].中国新技术新产品,2017(23):73-74.
- [3]王天新.试论循环水浓缩倍数与节水降耗[J].山东化工,2016(18):106-109.
- [4]李瑞恒,赵计萍.工业循环水浓缩倍数分析方法的选择[J].化工进展,2013(S1):240-242.
- [5]吴芸芳,成国辰,焦春联,等.1,5-萘二磺酸用于海水冷却系统浓缩倍数的监测[J].中国给水排水,2014(21):95-97.
- [6]崔振东,靳亚鹏,高丽丽,等.一种适用于海水淡化水用作循环冷却系统补充水的阻垢缓蚀剂及其应用:114105325B[P]. 2023-09-05. (编辑:郑丹妮)