

某电厂前置泵入口管道振动分析与治理

王超

(中广核工程有限公司 广东 深圳 518214)

摘要: 针对某电厂 600MW 机组的前置泵入口管道存在的振动问题, 机组负荷在 300 ~ 400MW 之间运行时, 管道振动尤为严重。采用振动测量和有限元方法分析管道的振动特性。根据经济性和可行性的要求, 提出增加预留间隙限位支架, 增加热态运行时的管道刚度方案进行处理。通过振动治理措施的实施和热态调试, 管道的振动得到了有效控制, 振动速度符合相关标准的要求, 为解决此类问题提供参考。

关键词: 管道振动; 间隙限位; 刚度; 振动速度

0 引言

管道振动的危害很大, 它可能加速材料的疲劳损坏, 大大缩短材料的使用寿命; 容易振松阀门元件导致控制失灵或泄漏, 甚至造成停机事故; 容易造成支吊架的损坏, 引起连锁失效反应等。电站管道振动问题是一个非常复杂的问题, 涉及多方面因素。引起振动的力称之为激振力, 按激振力的来源, 可以将管道振动归纳为机械振动、流体振动、阀门自激振动和地震引起的振动等几种类型, 其中以流体不稳定流动引起的振动最为常见。

1 管道振动概况

前置泵入口管道规格、材料、设计参数及管道支吊架布置示意图见图 1。

其中, 位于除氧器出口至前置泵进口电动门之间管段振动最为明显, 主要表现为轴向窜动。管道振动已造成现有的支吊架根部膨胀螺栓松脱、支架焊口开裂、松动等现象。根据振动及机组运行情况, 在 360MW 负荷工况下, 不同给水流量下测量了管道的振动, 测点位置见图 1。测量仪器: 德国 VIBXPERT II, 型号 VIB5.310。前置泵入口管道振动测量结果见表 1。由表 1 可看出, 前置泵入口管道的主振频率范围

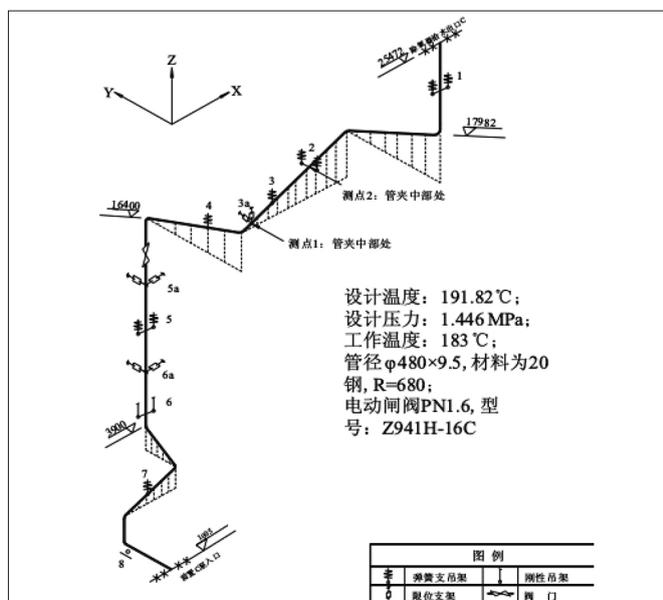


图 1 振动治理前管道支吊架及测点布置示意图

表 1 振动治理前管道振动测量结果

机组负荷	测量位置	测量方向	主振频率 / Hz	主振频率下速度的最大值 / (mm/s)	各种频率下速度的最大值 / (mm/s)
360MW (流量 720t/h)	测点 1	X	4.75	5.28	27.07
		Y	12.75	0.93	5.72
		Z	3.50	2.58	14.64
	测点 2	X	3.75	6.40	30.28
		Y	2.75	3.13	17.00
		Z	6.25	6.64	22.38
360MW (流量 632t/h)	测点 1	X	4.00	18.46	49.91
		Y	13.50	0.94	5.78
		Z	3.50	6.20	22.16
	测点 2	X	3.50	28.26	58.17
		Y	2.75	5.93	25.45
		Z	6.75	8.82	30.82

集中在 2.75 ~ 13.50Hz, 主振频率下管道振动速度的最大值为 28.26mm/s; 在各种频率下的振动速度最大值为 58.17mm/s, 超过了标准 DL/T292—2011 规定的 20.2mm/s 合格值。

2 管道振动原因及固有特性分析

原设计管道中 3a 号 Y、Z 向限位支架, 5a 号 X、Y 向限位支架, 6a 号 X、Y 向限位支架一定程度上增加了管道刚度, 但阻碍了管道正常的热位移, 将会导致管道应力增加, 而且管道轴向窜动较大, 已经造成个别支架生根变形。选取机组负荷 360MW, 流量大于 600t/h 时, 测点 1、2 号 X 方向振动速度时域图和频谱图进一步分析, 见图 2。由图可见, 振动较大的 X 方向的主振频率为 3.5 ~ 4.75Hz, 原设计管道在 1 ~ 4 号支吊架所在管段, 没有水平方向上阻尼和约束装置, 管系刚度低, 在不均衡的流体的激振力作用下引起管道振动, 激励频率和管道系统固有频率相吻合则会产生共振。

3 管道振动控制方案的设计

管系节点微幅振动, 运动微分方程一般形式由拉格朗日方程导出, 写成矩阵型式如下:

$$MX + CX + KX = F$$

作为已投运管道, 质量矩阵 M 很难改变, 阻尼矩阵 C 一般可以通过加装阻尼器, 达到耗散冲击振动的能量, 消减振动。影响管系刚度的因素主要有管道走向、管径、壁厚和管道支撑状况。改变管道走向, 减少弯头的个数、增大管径

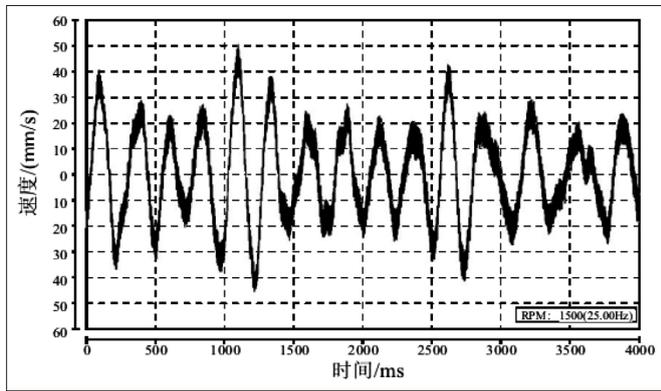


图2 360MW 负荷下测点 1-X 方向振动速度时域图 (流量大于 600t/h 工况下)

和壁厚,会导致较大的经济投入。此时如果激振频率较为复杂,则治理的难度也将增大。针对实际工程情况,考虑经济和可行性,在满足管道强度和热位移的要求下,可通过在管道适当位置设置限位装置或拉撑杆改变刚度矩阵 K,使管道某阶固有频率和振型消失,避免共振。

根据管道设计标准通过对管道刚度要求的规定,控制管道的一阶固有频率大于 3.5Hz,使之避开介质的激励频率。采用管道应力计算软件动力学分析模块,建立管道减振前后的有限元模型。通过模态分析,可得到管道各阶固有频率以及相应的振型,并根据计算结果对减振方案的效果作优化分析。

根据现场管道布置情况,经过反复模拟计算,提出以下减振措施:添加、改造振动治理装置有 7 处,分别是 #1aXY 双向限位支架、#2aYZ 双向限位支架、#3bYZ 双向限位支架、#3aYZ 双向限位支架、#4aXZ 双向限位支架、#5aXY 双向限位支架、#6aXY 双向限位支架。计算模型中设定所有支架均不限制管道任何方向热位移,根据计算得到加装支架点的热位移值,实际安装可选取大于计算位移 20mm 为预留间隙,限位支架为单向限位,如 #1a 点计算热位移 X 向 -20mm, Y 向 +1mm, Z 向 -9mm,则预留 -X 侧 40mm 间隙,+Y 向预留 21mm 间隙,#1a 限位支架型式。表 1、表 2 给出了管道应力计算结果,显示管道应力合格。因温度基本不影响管道刚度,将计算模型运行温度设定为常温,加装限位支架,间隙设为 0mm,再模拟运行时限位支架管部与根部接触的状况,表 3 给出了限位支架增加前后管道固有频率计算结果,管道的固有频率得到了明显提高,可以有效避开激振频率。

管道环向应力计算公式: $f=PD/(2t)$

频率计算公式: $f=1/T$

表 2 管道应力计算结果

序号	计算值 /MPa	允许值 /MPa	计算值 / 允许值 /%
1	35.69	127.62	27.97
2	63.83	304.16	20.99

4 方案实施效果

在机组投运以后,管道温度达到工作温度,管道充分膨胀以后,调节间隙支架使其根部与管道接触,因限位支架均安装在管道热膨胀方向,机组停运时,无需调节间隙支架,

表 3 限位支架增加前后管道固有频率计算结果

阶数	无限位支架固有频率 /Hz	有限位支架固有频率 /Hz
1	0.511	5.575
2	1.446	9.881
3	1.856	10.806
4	2.508	12.761
5	3.186	16.335
6	3.759	16.683
7	4.867	17.677
8	5.911	19.041

管道将恢复至冷态位。选择管道振动较大的工况进行测量。振动治理后,管道的主振频率范围集中在 5.25 ~ 14.25Hz,主振频率下管道振动速度的最大值为 3.48mm/s,在各种频率下的振动速度最大值为 16.65mm/s,均在标准 DL/T292—2006 规定的 20.2mm/s 合格值以内。经振动治理后,振动速度明显减小,管道振动状况有明显改善,振动速度最大值比振动治理前下降了 71.4%。机组负荷 420MW,流量 650t/h 时,实测主振频率为 8Hz 左右,频谱结果比较吻合模拟计算结果。

5 结语

通过对前人管道存在的振动情况进行测量和分析,制定了有效的治理措施,为同类问题的治理提供了参考:

- (1) 未设置阻尼和约束装置的管道,管系局部刚性低,流体不稳定流动产生的激振力与管道自有频率产生共振,导致管道产生低频大幅振动;
- (2) 减小流体的激振力,可以在特定方向增加阻尼和约束装置,远离管道自有频率区间;
- (3) 改变管道的刚度和管材自有频率。

一般而言,刚度越大的管材,其远离激振力产生频率的效果越好。针对易振管道,在设计时宜采用管道应力计算软件动力学分析模块,提高管道的固有频率。

参考文献:

[1] 徐成军,赵一川.某核电厂辅助给水汽动泵进出口管道振动原因分析及处理方案[J].科技经济导刊,2017(09):68.

[2] 苗育才,张茂玮,张锐锋,杨紫宝,郭尚跃.M310 机组凝结水抽取系统调试期间管道振动分析与处理[J].电力设备管理,2019(07):58-60.

[3] 王琇峰,洪银聪,周正平,张福海.核电主泵连接管道振动故障诊断与改进措施研究[J].设备管理与维修,2019(11):124-127.

[4] 张海,陈盛广,王军民,武彦飞,窦东官.前置泵入口管道振动分析、控制及安全性评定[J].山东工业技术,2018(20):47-48.

[5] 刘庭安,杨光文,王东芳.核电厂除盐水输送泵回流管道振动问题的研究与处理[J].应用能源技术,2016(07):5-7.

[6] 张轶桀,杨佳,郝剑,杨海松,陈忠兵.除氧器给水泵入口管道振动评估及治理[J].中国特种设备安全,2015,31(09):44-46.

[7] 袁寿其,吴登昊,任芸,张金凤.不同叶片数下管道泵内部流动及振动特性的数值与试验研究[J].机械工程学报,2013,49(20):115-122.