

Discussion on the Cold Tight Design of the Main Steam Pipeline in Thermal Power Plant

Linlin Wang

The 4th Design Department of China CEC Engineering Corporation, Changsha, Hunan, 410114, China

Abstract

When designing the main steam pipeline in thermal power plant, in order to reduce the thrust and torque of the pipeline to the equipment nozzle (especially to the main steam valve of steam turbine) and the fixed support under the working condition, the main steam pipeline is usually cold tightened. The location of the cold tightening port should be set in the place where the bending moment of the pipeline system is small and convenient for construction. This paper discusses the calculation method of the cold tightening thrust of the pipeline, puts forward the problems that should be paid attention to in the cold tightening design, and provides reference for the similar design in the future.

Keywords

thermal power plant; main steam pipeline; cold-tight

浅谈热电厂主蒸汽管道的冷紧设计

王林林

中国轻工业长沙工程有限公司设计四部热力专业, 中国·湖南长沙 410114

摘要

在热电厂设计主蒸汽管道时, 为了减少管道在工作状态下对设备管口(特别是对汽机主汽门)及固定支架的推力和力矩, 通常对主蒸汽管道进行冷紧。冷紧口的位置应设置在管系弯矩较小且便于施工的地方, 论文探讨了管道冷紧推力的计算方法, 提出冷紧设计中应该注意的问题, 为以后类似的设计提供参考。

关键词

热电厂; 主蒸汽管道; 冷紧

1 引言

近年来, 我司设计的造纸、化工等行业的自备热电厂, 从锅炉过热器出口至汽轮机主汽门进口的主蒸汽管道, 大部分是高温高压参数(额定蒸汽压力 9.81MPa、额定蒸汽温度 540℃), 个别改造项目为次高温次高压参数(额定蒸汽压力 5.3MPa、额定蒸汽温度 485℃)。鉴于主蒸汽管道系统蒸汽介质高温高压的特点, 我们在进行主蒸汽管道设计时, 为了减少管道在工作状态下对设备管口(特别是对汽机主汽门)及固定支架的推力和力矩时, 通常对主蒸汽管道进行冷紧。

2 问题的提出

冷紧是指在安装时使管系产生一个初始位移和初应力的一种方法, 其目的是改善和平衡冷热态时管道的受力状况, 降低初始热态应力以及初始热态管道对设备管口、固定支架的

推力和力矩。冷紧可减少管系的局部过应变, 但应力范围并没有改变。冷紧口位置的选择应以热胀应力和推力都降低为原则, 应选择在便于施工的地方, 以及管系弯矩较小处。冷紧口位置是否合适, 将影响整个管系的安全性, 因此我们在设计时需要计算管道冷紧对设备管口或者固定支架产生的推力和力矩, 论文即探讨管道冷紧推力的计算方法, 提出冷紧设计中应该注意的问题。

3 冷紧推力的计算

3.1 冷紧值的计算

冷紧比是指管道的冷紧值与管道的全位移量之比。冷紧比与管道工作温度、管道材质以及设备允许受力值有关。规范^[1]规定“设计温度在 430℃及以上的管道宜进行冷紧, 冷紧比不宜小于 0.7。”主要是考虑对于蠕变温度或接近蠕变温度

(碳钢为 400℃、低合金钢为 450℃) 下工作的管道, 钢材进入蠕变区, 其蠕变率随应力的降低而减少, 故管道进行冷紧能减少蠕变率; 对于工作温度 $t \leq 250^\circ\text{C}$ 管道, 冷紧比宜取 0.5; 对于工作温度 $250 < t < 430^\circ\text{C}$ 管道, 冷紧比宜取 0.6。

管道的热膨胀量计算:

$$\Delta L = \alpha * L * (t_2 - t_1) \quad (\text{式 1})$$

式中: L —计算管长, m;

α —管道的线膨胀系数, $\text{cm}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$;

t_2 —管内介质温度, $^\circ\text{C}$;

t_1 —管道安装温度, $^\circ\text{C}$;

冷紧值计算: $\Delta L_1 = \beta * \Delta L \quad (\text{式 2})$

式中: β —冷紧比, 根据管道介质温度选取。

通常我们设计的热电厂主蒸汽管道, 其冷紧只有一个方向, 就是轴向冷紧。如管道沿坐标轴 X、Y、Z 三个方向都有冷紧, 且各个方向冷紧值不同时, 每个方向的冷紧值应根据该方向的冷紧进行计算。对于垂直管段上的冷紧口, 在管道设计时应按照管系柔性计算的结果, 分别在图上注明向上、向下和左右前后的方向及冷紧值, 以免在施工中造成方向性的错误。对于向下的冷紧值, 可采用放长支吊架拉杆的办法。为此, 支吊架拉杆的长度和丝扣的加工长度, 都应考虑冷紧位移的可调幅度; 对于水平管段上的冷紧口, 由于局部水平位移比较大, 设计、安装时应使支吊架拉杆长度在冷热态的偏斜角度均不超过允许值, 以免对管系造成过大的水平分力。

3.2 冷紧推力的计算

当管道沿 X、Y、Z 各方向采用相同的冷紧比时, 在不计及持续外载的条件下, 管道冷拉时, 冷拉口施加一个外力会直接通过管道作用于固定点, 此力及产生的力矩计算式如下:

在冷状态下,

$$R^{20} = \gamma * R_E \quad (\text{式 3})$$

$$\text{或 } R^{20}_1 = (1 - \frac{[\sigma]t * E_{20}}{\sigma E * Et}) * R_E \quad (\text{式 4})$$

式中: R^{20} —管道运行初期在冷状态下对设备或端点的推力或力矩, N 或 $\text{N} \cdot \text{mm}$;

R^{20}_1 —管道应变自均衡后, 在冷状态下对设备或端点的推力或力矩, N 或 $\text{N} \cdot \text{mm}$;

R_E —计算端点对管道的热胀作用力或力矩, N 或 $\text{N} \cdot \text{mm}$; 按全补偿值和钢材在 20°C 时的弹性模量计算;

γ —冷紧比;

$[\sigma]_t$ —钢材在设计温度下的许用应力, MPa;

σ_E —热胀应力范围, MPa;

E_t —钢材在设计温度下的弹性模量, kN/mm^2 ;

E_{20} —钢材在 20°C 时的弹性模量, kN/mm^2 。

根据热态下, 管道对设备或者端点的推力或力矩公式:

$$R^t = - (1 - \frac{2}{3} \gamma) * \frac{Et}{E_{20}} * R_E \quad (\text{式 5})$$

当 $\gamma=0$ 时, 即无冷紧, 即

$$R_E = - \frac{E_{20}}{Et} * R^t \quad (\text{式 6})$$

将 (式 1-6) 代入 (式 1-4) 中可得:

$$R^{20}_1 = (1 - \frac{[\sigma]t * E_{20}}{\sigma E * Et}) * R_E = (1 - \frac{[\sigma]t * E_{20}}{\sigma E * Et}) * (- \frac{E_{20}}{Et} * R^t) = (- \frac{E_{20}}{Et} + \frac{[\sigma]t * E_{20} * E_{20}}{\sigma E * Et * Et}) * R^t \quad (\text{式 7})$$

当 $\frac{[\sigma]t * E_{20}}{\sigma E * Et} < 1$ 时, 认为发生了应变自均衡, 取 (式 3)

和 (式 7) 计算结果中较大者; 当 $\frac{[\sigma]t * E_{20}}{\sigma E * Et} \geq 1$ 时, 认为没有发生应变自均衡, 按 (式 3) 计算。

(式 3) 和 (式 7) 中, $[\sigma]_t$ 、 E_t 、 E_{20} 可通过查有关规范中的表格得知, γ 可通过计算求得, 但是对于 R^t 和 σ_E 这两个参数, 通常我们只能按照有关规范通过复杂的计算求得, 现在随着应力计算软件的应用, 笔者认为可以按以下方法加以简化。

目前, 我们在进行主蒸汽管道应力计算时, 采用的是 CAESAR II 应力计算软件, CAESAR II 没有提供应变自均衡工况, 需要人工计算此工况下的受力和力矩。CAESAR II 的 SUS 工况对应初冷工况, OPE 工况对应初热工况, EXP 工况对应纯热态工况 (无自重), 其中:

SUS 工况: $W + P1 + H$

OPE 工况: $W + D1 + T1 + P1 + H$

EXP 工况: $OPE - SUS = D1 + T1$

上式中, W 为自重; $D1$ 为端点附加位移; $T1$ 为热胀; $P1$ 为内压; H 为支吊架。因此, 可认为 EXP 工况 Restraint Summary 计算出的端点推力和力矩即为纯热胀应变工况下的 R^t 。

对于 σ_E 热胀应力范围, 取管系中危险断面的应力值, 即为二次应力值与许用值的百分比最大处, 可认为 CAESAR II 的 EXP 工况下的 Stresses 报告中的 Highest Stresses 就是危险

断面, 其中 Code Stress 的值即为 σ_E 。

4 工程实例

某盐化技术改造项目, 将原有的两台压缩机由电动改为气动, 设置了两台额定功率为 7.9MW 的背压式汽轮机。主蒸汽系统包含热电厂至盐硝车间的厂区管线, 总长度约 500m。主蒸汽源额定蒸汽压力 5.3MPa、额定蒸汽温度 485℃, 为次高温次高压参数, 汽机进口额定蒸汽压力 $4.8^{+0.2}_{-0.1}$ MPa(a), 额定蒸汽温度 475^{+10}_{-5} ℃; 本项目主蒸汽管道共设置了 5 处冷紧点, 下面以某 2 处冷紧点为例进行案例分析。

4.1 案例 1

某段主蒸汽管道 ($\Phi 325 \times 13$)9# 与 27# 固定支架之间设计了一个冷紧点 (如图 1 所示), 图中冷紧口处的前后管头 (按蒸汽流动方向分为前后管头) 为冷紧前错开的相对位置, 即轴向冷紧值 385mm, 管道坡度方向与蒸汽流动方向一致, 其中 9#、27# 为固定支架, 11#、14#、20#、25# 支架为导向支架, 其余支架为滑动支架或者弹簧支架。

$$\text{热膨胀量 } \Delta L = 14.454 \times 10^{-4} \times 82 \times (485 - 20) = 55.11 \text{ cm}$$

那么, 冷紧值 $\Delta L_1 = 55.11 \times 0.7 = 38.57 \text{ cm}$, 实际取 385mm。

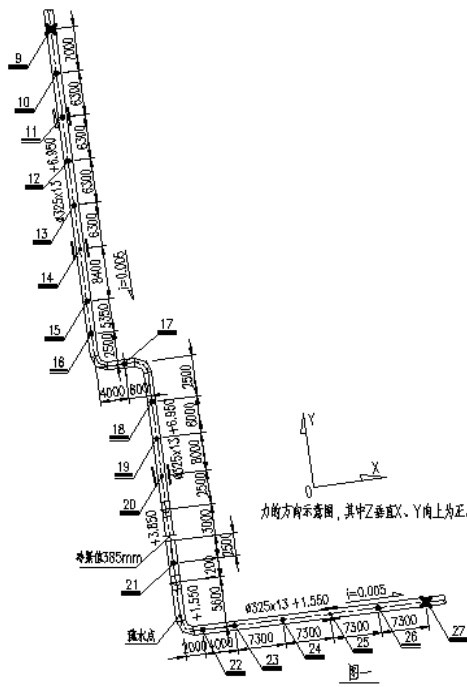


图 1 图例

4.1.1 冷紧施工中出现的问題

现场安装冷拉前, 按设计要求预留了冷拉口, 所有的固定支架、滑动支架、导向支架都已安装完毕, 采用卷扬机施

加外力对管道进行冷拉。冷拉时, 冷拉口前、后管头分别向 -Y 轴、+Y 轴方向冷拉 192.5mm, 冷拉的过程中, 发现 10#~16# 支架间的管道有逆时针 (从 10# 往 16# 支架方向看) 扭转的现象, 部分管道支架脱空旋转, 特别是 14# 导向支架旋转明显, 而固定支架完好, 具体如图 2 至图 4 所示。



图 2 冷拉后固定架完好



图 3 冷拉后 14# 导向支架旋转脱空



图 4 9#~16# 支架冷拉后整体情况

4.1.2 分析原因

因本案例中冷紧口位置与9#固定架之间的管道，由一个水平布置的Z字型加一个垂直布置的Z字型组成，管道冷拉时，这两个Z字型管道发生变形，冷拉力使得14#导向架产生一个逆时针(从10#往16#支架方向看)的扭矩，故管道产生旋转现象。此力矩 $M_x = F_x \cdot H \approx 4600 \cdot 0.409 \approx 1881 \text{N}\cdot\text{m}$ 。

式中， F_x 为冷拉时14#导向支架受到的径向力； H 为导向支架的高度。

根据规范^[1]第7.1.9条“冷紧口的位置应设置在管系冷态弯矩较小且便于施工的地方。”本冷紧口的位置设计在两个连续的Z字型布置管道段，刚好是冷态弯矩较大的地方，设计不太合理。

4.1.3 解决方案

首先，因管道在冷拉过程中发生了扭转，我们要求施工单位对管道进行质量检查，如管道是否有裂纹等缺陷，质量检查合格后，再在以下几个方案中选择合适的方案进行施工。

方案一：可以考虑把冷紧口位置改至13#与14#支架之间布置，此位置位于11#与14#导向支架之间，且处于远离Z字型管道的水平管道段，管道冷紧还是轴向冷紧，管系冷态弯矩会比较小。

方案二：考虑本主蒸汽管道采用的是12Cr1MoVG合金钢，施工单位施工前按照安装坡度放坡对管道已经进行了配管，冷紧口已经进行了预切割。如果更换冷紧口位置，必须对管道进行新的切割，这样原有的冷紧口位置又要增加一段等同冷紧值长度的管道，相应的要增加两道焊口。因此，我们考虑从改变导向支架的设计着手解决问题。如图5所示，11#、14#、20#、25#导向支架原设计采用Z4.325H，由于导向板只有几十毫米高，管道冷拉时产生的扭矩很容易将支座旋出导向板。如图6所示，将两块导向板改为两根20槽钢，槽钢有200mm高，相对于使用两块低的钢板，受力要好很多。

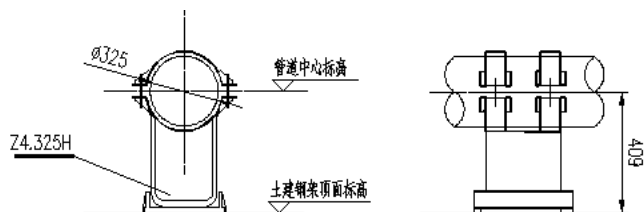


图5

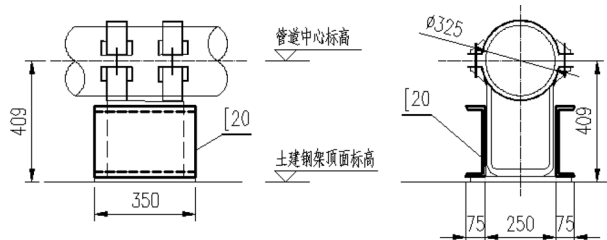


图6

方案三：如图7所示，将11#、14#、20#、25#导向支架Z4.325H改为双径向限位支座XZ2.325H，支座每边采用两根垂直的20槽钢及两根水平布置的20槽钢组合焊接在一起，此修改即能防止管道位移大导致支座滑落，又能承受冷拉时产生比较大的扭矩。但是本方案中，限位支座XZ2.325H由于是合金钢材质，现场无法制作，需要重新向支吊架厂家订货，供货期一个礼拜左右，业主认为此订货期不会影响整个项目的工期。

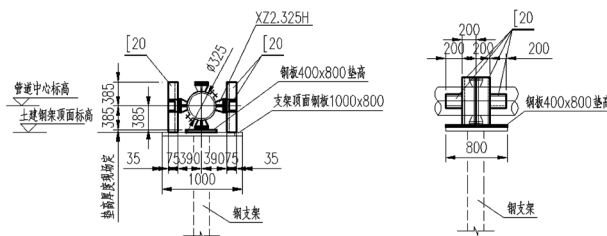


图7

我们经过与业主、施工单位商讨，三方一致认为采用方案三比较稳妥。事实证明，采用方案三修改管道支架后，管道再进行冷拉，未出现管道旋转及支架滑脱现象，达到了预期的效果。

4.2 案例2

某段主蒸汽管道(Φ219×9)61#固定支架与汽轮机主蒸汽进口之间的管道上设置了一个冷紧点(如图8所示)，冷紧值84mm，62#、65#支架为滑动架，其他支架均为弹簧架。

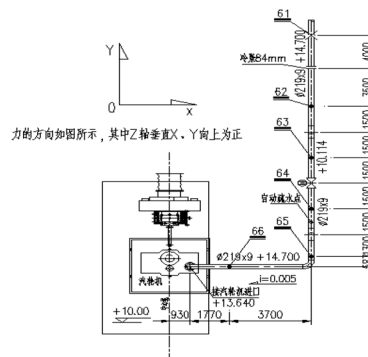


图8

汽机厂提供的主蒸汽接口的受力及力矩限值如表 1 所示:

表 1 汽机主蒸汽接口受力及力矩限值

Fx(N)	Fy(N)	Fz(N)	Mx(N.m)	My(N.m)	Mz(N.m)
2000	2300	4000	2500	3500	5000

4.2.1 管道无冷紧时对汽机主蒸汽接口的受力分析

管道不设计冷紧时,采用 CAESAR II 进行应力计算,各工况的力和力矩如表 2 所示:

表 2 无冷紧时各工况下管道对汽机接口的推力和力矩

工况 \ 力及力矩	Fx(N)	Fy(N)	Fz(N)	Mx(N.m)	My(N.m)	Mz(N.m)
SUS 工况	-5	-43	-936	-845	-221	-201
OPE 工况	33	428	-1529	-1334	2055	1874
EXP 工况	-626	-3329	-751	-914	2607	-12891

根据表 2 计算结果可知,管道在 EXP 工况时, Fy 和 Mz 超过了汽机厂对于汽机接口的受力和力矩限值。

4.2.2 管道冷紧后对汽机主蒸汽接口的受力分析

管道设计冷紧后,采用 CAESAR II 进行应力计算,各工况的力和力矩如表 3 所示:

表 3 有冷紧时各工况下管道对汽机接口的推力和力矩

工况 \ 力及力矩	Fx(N)	Fy(N)	Fz(N)	Mx(N.m)	My(N.m)	Mz(N.m)
SUS 工况	-4	-43	-935	-845	-221	-201
OPE 工况	42	588	-1661	2035	2799	2660
EXP 工况	-379	-1322	-890	-354	3300	-4445

下面进行应变自均衡工况计算,本案例中,管道冷拉时对汽机接口产生的力和力矩计算如下:

$[\sigma]_t = 122.5 \text{ MPa}$, $\sigma_E = 281 \text{ MPa}$, $E_t = 167 \text{ kN/mm}^2$, $E_{20} = 208 \text{ kN/mm}^2$, $\gamma = 0.7$, 对于 R¹ 而言, $F_x = -379 \text{ N}$, $F_y = -1322 \text{ N}$, $F_z = -890 \text{ N}$, $M_x = -354 \text{ N.m}$, $M_y = 3300 \text{ N.m}$, $M_z = -4445 \text{ N.m}$

因 $\frac{[\sigma]_t}{\sigma_E} * \frac{E_{20}}{E_t} = 122.5 * 208 / (281 * 167) = 0.54 < 1$, 认为管道发生了应变自均衡。

$$\text{计算 } R^{20} = 0.7x(-208/167)xR^1 = -0.87 R^1;$$

$$R^{20}_1 = \{(-208/167) + (122.5 * 208 * 208 / 281 / 167 / 167)\} x R^1 = -0.57 R^1;$$

由此可知 $|R^{20}| > |R^{20}_1|$, 故按照 R²⁰ 进行力和力矩计算:

$$F_x' = (-0.87)x(-379) = 329.7 \text{ N}$$

$$F_y' = (-0.87)x(-1322) = 1150.1 \text{ N}$$

$$F_z' = (-0.87)x(-890) = 774.3 \text{ N}$$

$$M_x' = (-0.87)x(-354) = 308 \text{ N.m}$$

$$M_y' = (-0.87)x3300 = -2871 \text{ N.m}$$

$$M_z' = (-0.87)x(-4445) = 3867.2 \text{ N.m}$$

由以上计算结果分析可知,管道冷拉后,各工况下管道对汽机接口的推力和力矩均满足汽机厂的要求。

5 结论及建议

冷紧口的位置应设置在管系冷态弯矩较小且便于施工的地方,对于冷紧后管道对汽轮机主蒸汽接口的推力和力矩,除了采用 CAESAR II 进行应力计算外,建议按照论文所述的简化计算方法进行应变自均衡工况下的冷紧推力计算,以确保汽轮机的安全性。冷紧口的冷拉就位不能使接口产生额外的扭转或偏移,如冷紧口管段有导向支架,导向支架尽量不采用 Z4,可采用限位支座 XZ2 的型式^[1]。

在任何情况下,冷紧前,弹簧支吊架的定位销都不能取掉,冷紧时,弹簧架应该处于刚性架状态。事实上,并非所有的高温管道都应进行冷紧,如果管系计算热膨胀量不大,或管系的布置相当柔软,计算应力范围低于工作温度下的持久强度值,热态初次启动不会造成塑性屈服,或者说,管道一次应力不超过许用值,二次应力不超过热胀许用应力范围,管道则没有必要进行冷紧。另外,热电厂连接给水泵等转动设备的管道,不应采用冷紧。原因一是由于施工误差使得冷紧量难以控制;二是在管道安装完成后要将管道法兰与设备的连接法兰拆开,以便检查管道法兰与设备法兰的同轴度和平行度,如果管道采用了冷紧将无法进行这一检查。另外,引用冷紧有效系数,这是考虑到冷紧施工的误差。为了使计算偏于安全,对工作状态的冷紧有效系数取 2/3,但对冷状态还是取 1。

总之,热电厂主蒸汽管道的冷紧很常见,设计过程中恰当的使用冷紧可以增加管系的安全性,延长管道的使用寿命。同时,合理的冷紧施工技术也很重要。以上是笔者对冷紧设计的几点看法,希望为今后类似的设计提供参考。

参考文献

- [1] GB50764-2012. 电厂动力管道设计规范 [S]. 住房和城乡建设部和国家质量监督检验检疫总局联合发布. 2012-10-01.
- [2] DL/T5366-2014. 发电厂汽水管道应力计算规程 [S]. 国家能源局发布. 2014-11-01.
- [3] DL/T5190.5-2012. 电力建设施工技术规范第 5 部分: 管道及系统 [S]. 国家能源局发布. 2012-01-04.