

**火力发电厂
汽水管道应力计算技术规定
SDGJ6—90**

主编部门：能源部华东电力设计院
批准部门：能源部电力规划设计管理局
施行日期：1991年3月1日

**能源部电力规划设计管理局
关于颁发 SDGJ6—90《火力发电厂汽水管道
应力计算技术规定》的通知
(90)电规技字第 44 号**

为适应电力建设发展的需要，我局委托华东电力设计院对原 SDGJ6—78《火力发电厂汽水管道应力计算技术规定》进行了修订。经组织审查，现批准颁发 SDGJ6—90《火力发电厂汽水管道应力计算技术规定》为行业标准，自 1991 年 3 月 1 日起执行，原颁发的 SDGJ6—78《火力发电厂汽水管道应力计算技术规定》同时停止执行。

各单位在执行过程中如发现不妥或需要补充之处，请随时函告我局及负责日常管理工作的华东电力设计院。

1990 年 5 月 5 日

使用符号的单位和意义

符 号	单 位	意 义
σ_b^{20}	MPa	钢材在 20℃时的抗拉强度最小值
σ_s^t	MPa	钢材在设计温度下的屈服极限最小值
$\sigma_{s(0.2\%)}^t$	MPa	钢材在设计温度下残余变形为 0.2%时的屈服极限最小值
σ_D^t	MPa	钢材在设计温度下的 10 ⁵ h持久强度平均值
$[\sigma]^t$	MPa	钢材在设计温度下的许用应力
σ_{eq}	MPa	内压折算应力
p	MPa	设计压力
t	℃	设计温度或工作温度
t_{amb}	℃	计算安装温度
D_o	mm	管子外径
D_i	mm	管子内径
d_o	mm	三通支管的连接管子外径
d_i	mm	三通支管的连接管子内径
S_m	mm	直管最小壁厚
S_c	mm	直管计算壁厚
S_n	mm	直管公称壁厚
S_{nh}	mm	主管公称壁厚
S_{nb}	mm	支管公称壁厚
S_{b3}	mm	支管当量壁厚
S	mm	管子实测最小壁厚

r	mm	管子平均半径或弯管平均半径
r_{mh}	mm	主管平均半径
r'_{mb}	mm	支管平均半径
r_p	mm	接管座加强段的外半径
α	mm	考虑腐蚀、磨损和机械强度的附加厚度
η	—	许用应力的修正系数
Y	—	温度对计算管子壁厚公式的修正系数
C	mm	直管壁厚负偏差值
A	—	直管壁厚负偏差系数
R	mm	弯管弯曲半径
h	—	尺寸系数
k	—	柔性系数
i	—	应力增强系数
f	—	应力范围的减小系数
N	—	交变次数
γ	—	冷紧比
σ_E	MPa	热胀应力范围
σ_L	MPa	管道在工作状态下, 由持续荷载, 即内压、自重和其他持续的轴向应力之和
M_A	N·mm	由于自重和其他持续外载作用在管子横截面上的合成力矩
M_B	N·mm	由于安全阀或释放阀的反座推力、管道内流量和压力的瞬震等产生的偶然荷载作用在管子横截面上的合成力矩
M_C	N·mm	按全补偿值及 20°C 的弹性模量, 计算热胀引起的合成力矩
ΔX 、 ΔY 、 ΔZ	mm	计算管系(或分支)沿坐标轴 X、Y、Z 的线位移全补偿值
ΔX^{20} 、 ΔY^{20} 、 ΔZ^{20}	mm	计算管系(或分支)沿坐标轴 X、Y、Z 的线位移冷补偿值
ΔX_B 、 ΔY_B 、 ΔZ_B	mm	计算管系(或分支)的末端 B 沿坐标轴 X、Y、Z 的附加线位移
ΔX_A 、 ΔY_A 、 ΔZ_A	mm	计算管系(或分支)的始端 A 沿坐标轴 X、Y、Z 的附加线位移
ΔX_{AB}^t 、 ΔY_{AB}^t 、 ΔZ_{AB}^t	mm	计算管系(或分支)AB 沿坐标轴 X、Y、Z 的热伸长值
ΔX_{AB}^{cs} 、 ΔY_{AB}^{cs} 、 ΔZ_{AB}^{cs}	mm	计算管系(或分支)AB 沿坐标轴 X、Y、Z 的冷紧值
X_B 、 Y_B 、 Z_B	mm	计算管系(或分支)的末端 B 的坐标值
X_A 、 Y_A 、 Z_A	mm	计算管系(或分支)的始端 A 的坐标值
α^t	$10^{-6}/^\circ\text{C}$	钢材在工作温度下的线膨胀系数
E^{20}	kN/mm^2	钢材在 20°C 时的弹性模量
E^t	kN/mm^2	钢材在设计温度下的弹性模量
R_E	N(或 N·mm)	计算端点对管道的热胀作用力(或力矩), 按全补偿值和钢材的弹性模量计算
R_{1}^{20}	N(或 N·mm)	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)
R^{20}	N(或 N·mm)	管道运行初期在冷状态下对设备(或端点)的推力(或力矩)
R^t	N(或 N·mm)	管道运行初期在工作状态下对设备(或端点)的推力(或力矩)

第一章 总 则

第 1.0.1 条 管道应力计算的任务是: 验算管道在内压、自重和其他外载作用下所产生的

一次应力和在热胀、冷缩及位移受约束时所产生的二次应力,以判明所计算的管道是否安全、经济、合理以及管道对设备的推力和力矩是否在设备所能安全承受的范围内。

第 1.0.2 条 本规定适用于以低碳钢、低合金钢和高铬钢为管材的火力发电厂汽水管道的强度计算。

第 1.0.3 条 管道的热胀应力按冷热态的应力范围验算。管道对设备的推力和力矩按在冷状态下和在工作状态下可能出现的最大值分别进行验算。

第 1.0.4 条 恰当的冷紧可以减少管道运行初期的热态应力和管道对端点的热态推力,并可减少管系的局部过应变。冷紧与验算的应力范围无关。

第 1.0.5 条 进行管系的挠性分析时,可假定整个管系为弹性体。

第 1.0.6 条 使用本规定进行计算的管道,其设计还应遵守《火力发电厂汽水管道设计技术规定》。管道零件和部件的结构、尺寸、加工等,应符合《汽水管道零件及部件典型设计》的要求。

第二章 钢材的许用应力

第 2.0.1 条 钢材的许用应力,应根据钢材的有关强度特性取下列三项中的最小值:

$$\sigma_b^{20}/3, \sigma_s^t/1.5 \text{ 或 } \sigma_{s(0.2\%)}^t/1.5, \sigma_D^t/1.5$$

其中 σ_b^{20} ——钢材在 20℃时的抗拉强度最小值(MPa);

σ_s^t ——钢材在设计温度下的屈服极限最小值(MPa);

$\sigma_{s(0.2\%)}^t$ ——钢材在设计温度下残余变形为 0.2%时的屈服极限最小值(MPa);

σ_D^t ——钢材在设计温度下的 10^5 h持久强度平均值(MPa)。

常用钢材的许用应力数据列于附录一。

对于未列入附录一的钢材,如符合有关技术条件可作为汽水管道的管材时,它的许用应力仍按本条规定计算。

第三章 管道的设计参数

第 3.0.1 条 管道的设计压力应按下列规定取用:

一、主蒸汽管道的设计压力,取用锅炉过热器出口的额定工作压力。

当锅炉和汽轮机允许超压 5%(简称 5%OP)运行时,应加上 5%的超压值。

二、再热蒸汽管道的设计压力,取用汽轮机最大计算出力工况(调节汽门全开,简称 VWO 或 VWO+5%OP)下热平衡中高压缸排汽压力的 1.15 倍。对于再热器出口联箱到汽轮机的部分,可减至再热器出口安全阀动作的最低整定压力。

三、汽轮机非调整抽汽管道的设计压力,取用汽轮机最大计算出力工况(VWO 或 VWO+5%OP)下热平衡中该抽汽压力的 1.1 倍。

四、汽轮机调整抽汽管道、背压式汽轮机排汽管道和减压装置后蒸汽管道的设计压力,分别取其最高工作压力。

五、与直流锅炉启动分离器连接的汽水管道的设计压力,取用各种运行工况中可能出现的最高工作压力。

六、主给水管道设计压力的取用分两种情况:

1.对于设有不可调速电动给水泵的管道

从前置泵至主给水泵和从主给水泵出口至锅炉省煤器进口的管道,其设计压力取用泵的特性曲线最高点对应的压力与进水侧压力之和。

2.对于设有可调速给水泵的管道

(1)从给水泵出口至泵出口关闭阀的管道设计压力,取用泵在额定转速下特性曲线最高点对应的压力与进水侧压力之和;

(2)从泵出口关闭阀至锅炉省煤器进口的管道设计压力,取用泵在额定转速及设计流量下泵出口压力的 1.1 倍与进水侧压力之和。

第 3.0.2 条 管道的设计温度应按下列规定取用：

一、主蒸汽、高温再热蒸汽管道的设计温度，应分别取用锅炉额定蒸发量时过热器、再热器出口的额定工作温度加上锅炉正常运行时允许的温度偏差值。温度偏差值可取用 5℃。

二、低温再热蒸汽管道的设计温度，可取用汽轮机最大计算出力工况(VWO 或 VWO+5%OP)下热平衡中高压缸的排汽参数，等熵求取管道在设计压力下的相应温度。如制造厂有特殊要求时，该设计温度应取用可能出现的最高工作温度。

三、汽轮机非调整抽汽管道的设计温度，可取用汽轮机最大计算出力工况(VWO 或 VWO+5%OP)下热平衡中该抽汽参数，等熵求取管道在设计压力下的相应温度。

四、汽轮机调整抽汽管道、背压式汽轮机排汽管道和减温装置后蒸汽管道的设计温度，分别取其最高工作温度。

五、与直流炉启动分离器连接的汽水管道的的设计温度，取用各种运行工况中可能出现的最高工作温度。

六、加热器后主给水管道的的设计温度，取用被加热水的最高工作温度。

第四章 承受内压的管子壁厚计算

第 4.0.1 条 直管最小壁厚 S_m 应按下列规定计算：

一、按直管外径确定时：

$$S_m = \frac{pD_o}{2[\sigma]^t \eta + 2Yp} + a \quad (4.0.1-1)$$

二、按直管内径确定时：

$$S_m = \frac{pD_i}{2[\sigma]^t \eta - 2p(1-Y)} + a \quad (4.0.1-2)$$

以上两式中 p ——设计压力(MPa)；

D_o ——管子外径(mm)；

D_i ——管子内径(mm)；

$[\sigma]^t$ ——钢材在设计温度下的许用应力(MPa)；

Y ——温度对计算管子壁厚公式的修正系数，对于碳钢、低合金钢和高铬钢，480℃及以下时 $Y=0.4$ ，510℃时 $Y=0.5$ ，538℃及以上时 $Y=0.7$ ，中间温度的 Y 值，可按内插法计算；

a ——考虑腐蚀、磨损和机械强度要求的附加厚度(mm)；

η ——许用应力的修正系数，无缝钢管的 $\eta=1.0$ ，纵缝焊接钢管按有关制造技术条件检验合格者，其 η 值按表 4.0.1 取用，螺旋焊缝钢管按 SY5036—83 标准生产制作和无损检验合格者， $\eta=0.9$

表 4.0.1 纵缝焊接钢管许用应力修正系数表

焊接方法	焊 缝 形 式	η
手工电焊 或气焊	双面焊接有坡口对接焊缝，100%无损探伤	1.00
	有氩弧焊打底的单面焊接有坡口对接焊缝	0.90
	亚氩弧焊打底的单面焊接无坡口对接焊缝	0.75
熔剂下的 自动焊	双面焊接对接焊缝，100%无损探伤	1.00
	单面焊接有坡口对接焊	0.85
	缝单面焊接无坡口对接焊缝	0.80

第 4.0.2 条 直管计算壁厚 S_c 应按下列方法确定：

$$S_c = S_m + C \quad (4.0.2-1)$$

式中 C——直管壁厚负偏差值(mm)。

一、对于热轧生产的无缝钢管，壁厚负偏差值可按下式确定：

$$C = AS_m \quad (4.0.2-2)$$

式中 A——直管壁厚负偏差系数，根据管子产品技术条件中规定的壁厚允许负偏差(%)按表 4.0.2 取用。

二、对于按内径确定壁厚及采用热挤压生产的无缝钢管，壁厚负偏差值应根据管子产品技术条件中的规定选用。

三、对于焊接钢管，采用钢板厚度的负偏差值，但 C 值不得小于 0.5mm。

表 4.0.2 直管壁厚负偏差系数表

直管壁厚允许负偏差 (%)	-5	-8	-9	-10	-11	-12.5	-15
A	0.053	0.087	0.099	0.111	0.124	0.143	0.176

第 4.0.3 条 直管公称壁厚 S_n ，对于按外径确定壁厚的钢管，根据直管计算壁厚 S_c ，按管子产品规格选用；对于按内径确定壁厚的无缝钢管，根据直管计算壁厚 S_c 和制造厂产品技术条件中的有关规定选用。在任何情况下， S_n 均应等于或大于 S_c 。

第 4.0.4 条 弯管的壁厚应按下列方法确定：

一、用作弯管的直管，其最小壁厚根据弯曲半径而定，按表 4.0.4 取用。

表 4.0.4

弯曲半径	弯管前所采用直管的最小壁厚
≥6 倍管子外径	1.06 S_m
5 倍管子外径	1.08 S_m
4 倍管子外径	1.14 S_m
3 倍管子外径	1.25 S_m

二、弯管后任何一点的实测最小壁厚不得小于直管最小壁厚 S_m 。

第五章 补偿值的计算

第 5.0.1 条 管道一般以设备连接点或固定点分为若干管段，设备连接点或固定点之间互相连接的各管段，构成一个独立的计算管系，统一进行挠性分析和计算。

第 5.0.2 条 在进行作用力和力矩计算时，应采用右旋直角坐标系作为基本坐标系。基本坐标的原点可以任意选择，一般 Z 轴为向上的垂直轴，X 轴为沿主厂房纵向的水平轴，Y 轴为沿主厂房横向的水平轴。

第 5.0.3 条 当端点无附加角位移时，计算管系(或分支)的线位移全补偿值可按下列公式计算：

$$\left. \begin{aligned} \Delta X &= \Delta X_B - \Delta X_A - \Delta_{AB}^x \\ \Delta Y &= \Delta Y_B - \Delta Y_A - \Delta_{AB}^y \\ \Delta Z &= \Delta Z_B - \Delta Z_A - \Delta_{AB}^z \end{aligned} \right\} \quad (5.0.3-1)$$

其中

$$\left. \begin{aligned} \Delta X_{AB}^t &= \alpha^t (X_B - X_A)(t - t_{amb}) \\ \Delta Y_{AB}^t &= \alpha^t (Y_B - Y_A)(t - t_{amb}) \\ \Delta Z_{AB}^t &= \alpha^t (Z_B - Z_A)(t - t_{amb}) \end{aligned} \right\} \quad (5.0.3-2)$$

上二式中 ΔX , ΔY , ΔZ ——计算管系(或分支)沿坐标轴 X 、 Y 、 Z 的线位移全补偿值(mm);

ΔX_B , ΔY_B , ΔZ_B ——计算管系(或分支)的末端B沿坐标轴 X 、 Y 、 Z 的附加线位移(mm);

ΔX_A , ΔY_A , ΔZ_A ——计算管系(或分支)的始端A沿坐标轴 X 、 Y 、 Z 的附加线位移(mm);

ΔX_{AB}^t , ΔY_{AB}^t , ΔZ_{AB}^t ——计算管系(或分支)AB沿坐标轴 X 、 Y 、 Z 的热伸长值(mm);

α^t ——钢材在工作温度下的线膨胀系数($10^{-6} / ^\circ\text{C}$), 常用钢材在工作温度下的线膨胀系数列于附录一;

X_B , Y_B , Z_B ——计算管系(或分支)的末端B的坐标值(mm);

X_A , Y_A , Z_A ——计算管系(或分支)的始端A的坐标值(mm);

t ——工作温度($^\circ\text{C}$);

t_{amb} ——计算安装温度($^\circ\text{C}$), 可取用 20°C 。

第 5.0.4 条 工作温度在 430°C 及以上的管道宜进行冷紧, 冷紧比(即冷紧值与全补偿值之比)不宜小于 0.7; 对于其他管道, 当需要减小工作状态下对设备的推力和力矩时, 也可进行冷紧。冷紧有效系数, 对工作状态取 $2/3$, 对冷状态取 1。

第 5.0.5 条 当管道各方向(沿坐标轴 X 、 Y 、 Z)采用不同冷紧比时, 应计算管道在冷状态下各方向的冷补偿值。它的数值等于该方向的冷紧值, 即

$$\left. \begin{aligned} \Delta X^{20} &= \Delta X_{AB}^{cs} \\ \Delta Y^{20} &= \Delta Y_{AB}^{cs} \\ \Delta Z^{20} &= \Delta Z_{AB}^{cs} \end{aligned} \right\} \quad (5.0.5)$$

式中 ΔX^{20} , ΔY^{20} , ΔZ^{20} ——计算管系(或分支)沿坐标轴 X 、 Y 、 Z 的线位移冷补偿值(mm);

ΔX_{AB}^{cs} , ΔY_{AB}^{cs} , ΔZ_{AB}^{cs} ——计算管系(或分支)AB沿坐标轴 X 、 Y 、 Z 的冷紧值(mm)。

第六章 管道的应力验算

第 6.0.1 条 管道在内压下的应力验算

一、管道在工作状态下, 由内压产生的折算应力不得大于钢材在设计温度下的许用应力, 即

$$\sigma_{ep} = \frac{P[0.5D_0 - Y(s - \alpha)]}{S - \alpha} \quad (6.0.1)$$

式中 σ_{ep} ——内压折算应力(MPa);

P ——设计压力(MPa);

D_o ——管子外径(mm);
 S ——管子实测最小壁厚(mm);
 Y ——温度对计算管子壁厚公式的修正系数(见第 4.0.1 条);
 a ——考虑腐蚀、磨损和机械强度的附加厚度(mm);

$[\sigma]_t$ ——钢材在设计温度下的许用应力(MPa)。

二、当管道在运行中有压力波动,或压力、温度同时波动,且超过设计压力或设计温度时,还必须验算瞬态变化的安全性,即

1.任何 24h 连续运行时间内,超温或超压时间少于 10%者,计算管道在超压或(和)超温下的最大应力不得超过钢材在相应温度下许用应力的 1.15 倍;

2.任何 24h 连续运行时间内,超温或超压时间少于 1%者,计算管道在超压或(和)超温下的最大应力不得超过钢材在相应温度下许用应力的 1.2 倍。

第 6.0.2 条 管道在持续荷载下的应力验算

管道在工作状态下,由持续荷载即内压、自重和其他持续外载产生的轴向应力之和,必须满足下式的要求:

$$\sigma_L = \frac{pD_o^2}{D_o^2 - D_i^2} + 0.75 \frac{iM_A}{W} \leq 1.0[\sigma]^t \quad (6.0.2)$$

式中 p ——设计压力(MPa);

D_o ——管子外径(mm);

D_i ——管子内径(mm);

M_A ——由于自重和其他持续外载作用在管子横截面上的合成力矩(N·mm);

W ——管子截面抗弯矩(mm³);

$[\sigma]^t$ ——钢材在设计温度下的许用应力(MPa);

i ——应力增强系数(见附录二), $0.75i$ 不得小于 1;

σ_L ——由于内压、自重和其他持续外载所产生的轴向应力之和(MPa)。

第 6.0.3 条 管道在有偶然荷载作用时的应力验算

管道在工作状态下受到的荷载作用,亦即由内压、自重、其他持续外载和偶然荷载,包括地震等所产生应力之和,必须满足下式的要求:

$$\frac{pD_o^2}{D_o^2 - D_i^2} + 0.75 \frac{iM_A}{W} + 0.75 \frac{iM_B}{W} \leq K[\sigma]^t \quad (6.0.3)$$

式中 K ——系数,当任何 24h 连续运行时间内偶然荷载作用时间少于 10%时 $K=1.15$,少于 1%时 $K=1.20$;

M_B ——安全阀或释放阀的反座推力,管道内流量和压力的瞬时变化及地震等产生的偶然荷载作用在管子横截面上的合成力矩(N·mm)。只有在地震烈度为 8 度及以上地区建厂,并已在设计任务书中规定应对该管道考虑地震的影响时,才进行管道地震的验算。在验算时, M_B 中的地震力矩只取用变化幅度的一半。地震引起管道端点位移,如果已在式(6.0.4)中考虑,在式(6.0.3)中就不必考虑。

其他符号定义同第 6.0.2 条。

第 6.0.4 条 管系热胀应力范围的验算

管系热胀应力范围必须满足下式的要求:

$$\sigma_E = \frac{iM_C}{W} \leq f[1.2[\sigma]^{20} + 0.2[\sigma]^t + ([\sigma]^t - \sigma_L)] \quad (6.0.4)$$

式中 $[\sigma]^{20}$ ——钢材在 20℃时的许用应力(MPa);

M_C ——按全补偿值和钢材在 20℃时的弹性模量计算的, 热胀引起的合成力矩(N·mm) ;

σ_E ——热胀应力范围(MPa);

f ——应力范围的减小系数。

如果式(6.0.3)中 M_B 未计入地震引起的端点位移, 那么式(6.0.4)的 M_C 就应计入地震引起的端点位移的力矩。

预期电厂在运行年限内, 系数 f 与管道全温度周期性的交变次数 N 有关。

当 $N \leq 2500$ 时, $f=1$;

当 $N > 2500$ 时, $f=4.78N^{-0.2}$ 。

如果温度变化的幅度有变动, 可按下式计算当量全温度交变次数:

$$N = N_E + r_1^5 N_1 + r_2^5 N_2 + \dots + r_n^5 N_n$$

式中 N_E ——计算热胀应力范围 σ_E 时, 用全温度变化 ΔT_E 的交变次数;

N_1, N_2, \dots, N_n ——分别为温度变化较小 $\Delta T_1, \Delta T_2, \dots, \Delta T_n$ 的交变次数;

r_1, r_2, \dots, r_n ——分别为比值 $\Delta T_1 / \Delta T_E, \Delta T_2 / \Delta T_E, \dots, \Delta T_n / \Delta T_E$ 。

其他符号定义同第 6.0.2 条。

第 6.0.5 条 力矩和截面抗弯矩的计算

一、用式(6.0.2)、(6.0.3)、(6.0.4)验算直管元件、弯管和弯头时, 合成力矩 M_j 按下式计算:

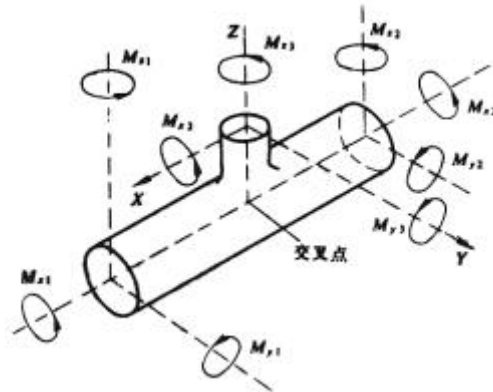


图 6.0.5

$$M_j = \sqrt{M_{xj}^2 + M_{yj}^2 + M_{zj}^2} \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad (6.0.5-1)$$

式中 j ——相当于式(6.0.2)、(6.0.3)、(6.0.4)中的注脚 A、B 和 C。

直管元件、弯管和弯头的截面抗弯矩 W 按下式计算:

$$W = \frac{\pi}{32D_0} (D_0^4 - D_1^4) \quad \text{mm}^3 \quad (6.0.5-2)$$

二、验算等径三通时, 应按式(6.0.5-1)分别计算各分支管的合成力矩, 按三通的交叉点取值, 见图 6.0.5。管子截面抗弯矩按式(6.0.5-2)和连接管子尺寸计算。

三、验算不等径三通时, 应分别计算主管两侧和支管的合成力矩。

1. 计算不等径三通支管的合成力矩

$$M_A(M_B \text{ 或 } M_C) = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2 + M_{z3}^2} \quad \text{N} \cdot \text{mm}$$

支管的当量截面抗弯矩为

$$W = \pi(\gamma_{mb})^2 S_{b3} \quad \text{mm}^3$$

式中 γ_{mb} ——支管平均半径(mm);

S_{b3} ——支管当量壁厚, 取用主管公称壁厚 S_{nh} 和*i*倍支管公称壁厚 S_{nb}^i 二者中的较小值(mm)。

2. 计算主管的合成力矩

$$\begin{aligned} M_A(M_B \text{ 或 } M_C) \\ = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2 + M_{z1}^2} \quad \text{N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

以及

$$\begin{aligned} M_A(M_B \text{ 或 } M_C) \\ = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2 + M_{z2}^2} \quad \text{N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

主管的截面抗弯矩按式(6.0.5-2)和连接管子尺寸计算。各合成力矩仍按三通的交叉点取值, 见图 6.0.5。

四、计算支管接管座(如附图 2.3)的合成力矩:

$$M_A(M_B \text{ 或 } M_C) = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2 + M_{z3}^2} \quad \text{N} \cdot \text{mm}$$

接管座的截面抗弯矩为

$$W = \pi(\gamma_{mb})^2 S_{b3} \quad \text{mm}^3$$

如果附图 2.3(a)、(b)、(c)、(d)中 $L_1 \geq 0.5\sqrt{r_1 S_b}$, 那么在计算接管座的截面抗弯矩和应

力增强系数时, γ'_{mb} 应计算到 S_b 值的一半。验算点应取接管座中心线与主管外表面的交点。

第七章 管道对设备的推力和力矩的计算

第 7.0.1 条 管道对设备(或端点)的推力和力矩可按下列原则计算:

一、按热胀、端点附加位移、有效冷紧、自重和其他持续外载及支吊架反力作用的条件, 计算管道运行初期工作状态下的力和力矩。

二、按冷紧、自重和其他持续外载及支吊架反力作用的条件, 计算管道运行初期冷状态下的力和力矩。

三、按应变自均衡、自重和其他持续外载及支吊架反力作用的条件, 计算管道应变自均衡后在冷状态下的力和力矩。

第 7.0.2 条 计算出的工作状态和冷状态下推力和力矩的最大值应能满足设备安全承受的要求。当数根管道同设备相连时, 管道在工作状态和冷状态下推力和力矩的最大值, 应按设备和各连接管道可能出现的运行工况分别计算和进行组合。

第 7.0.3 条 当管道无冷紧或各方向(沿坐标轴 X、Y、Z)采用相同的冷紧比时, 在不计及持续外载的条件下, 管道对设备(或端点)的推力(或力矩), 可按下列公式计算:

在工作状态下

$$R^t = -\left(1 - \frac{2}{3}\gamma\right) \frac{E^t}{E^{20}} R_E \quad (7.0.3-1)$$

在冷状态下

$$R^{20} = \gamma R_E \quad (7.0.3-2)$$

或

$$R_1^{20} = \left(1 - \frac{[\sigma]^t E^{20}}{\sigma_E E^t}\right) R_E \quad (7.0.3-3)$$

式中 R^t ——管道运行初期在工作状态下对设备(或端点)的推力(或力矩)(N或N·mm);

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N·mm);

R_1^{20} ——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N·mm)

;

R_E ——计算端点对管道的热胀作用力(或力矩), 按全补偿值和钢材在 20℃时的弹性模量计算(N或N·mm);

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(见第 6.0.4 条)(MPa);

E^t ——钢材在设计温度下的弹性模量(kN/mm²);

E^{20} ——钢材在 20℃时的弹性模量(kN/mm²)。

当 $\frac{[\sigma]^t E^{20}}{\sigma_E E^t} < 1$ 时, 冷状态下管道对设备的推力(或力矩)取式(7.0.3-2)和(7.0.3-3)计算结

果的较大值; 当 $\frac{[\sigma]^t}{\sigma_E} \times \frac{E^{20}}{E^t} \geq 1$ 时, 取 R^{20} 作为管道在冷状态下对设备(或端点)的推力(或力矩)。

上列公式中, R^t 、 R^{20} 、 R_1^{20} 、 R_E 均为一组力和力矩, 包括 F_x 、 F_y 、 F_z 、 M_x 、 M_y 、 M_z 六个分量。

第 7.0.4 条 当管道各方向(沿坐标轴 X、Y、Z)采用不同的冷紧比时, 在不计及持续外载的条件下, 管道对设备(或端点)的推力(或力矩)可按下列方法计算:

一、按冷补偿值和钢材在 20℃时的弹性模量计算的冷紧作用力(或力矩), 若取其相同的数值、相反的方向, 即为管道运行初期在冷状态下对设备(或端点)的推力(或力矩)。然后再同式(7.0.3-3)计算出的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)相比较, 取其大者(绝对值)作为管道在冷状态下对设备(或端点)的推力(或力矩)。

二、管道在工作状态下对设备(或端点)的推力(或力矩)按下式计算:

$$R^t = - \left(R_E - \frac{2}{3} R^{20} \right) \frac{E^t}{E^{20}} \quad (7.0.4)$$

式中符号的定义与第 7.0.3 条相同。

附录一常用钢材的性能

附表 1.1 常用国产钢材的许用应力表(Mpa)

钢号与标准号	10 GB3087—82	20 GB3087—82	20G GB5310—85	15CrMo GB5310—85	12Cr1MoV GB5310—85	12Cr2MoWVTiB* GB5310—85	12Cr3 GB
σ_{20}^b	333	392	402	441	441	539	
σ_s^{20}	196	226	226	225	255	333	
管壁温度 (°C)	20	111	131	134	147	147	180
	250	104	125	125			
	260	101	123	123			
	280	96	118	118			
	300	91	113	113	143		
	320	89	109	109	140		
	340	84	102	102	136		
	350	80	100	100	135	143	
	360	78	97	97	132	141	
	380	75	92	92	131	138	
	400	70	87	87	128	135	
	410	68	83	83	127	133	
	420	66	78	78	126	132	
	430	61	72	72	125	131	
440	55	63	63	124	130		
管壁温度 (°C)	450	49	55	55	123	128	
	460		47	47	122	126	
	470		41	41	120	125	
	480		37	37	119	124	
	490				112	121	
	500				96	118	
	510				82	110(99)	
	520				69	98(88)	
	530				59	86(79)	
	540				49	77(72)	90
	550				40	71(65)	84
	560					57(52)	79
570					50(46)	74	
580						69	
590						64	
600						59	

注：1.碳钢制成的管子或集箱，其金属温度不应超过 430℃，对于 20G 钢，若要求使用寿命不超过 20 年，使用温度可提高至 450℃，但使用期间应加强金属监督。

2.相邻金属温度数值之间的许用应力,可用算术内插法确定,但需舍弃小数点后的数字。

3.铸钢件的许用应力值取表中相应数值的 0.7 倍;锻钢件的许用应力,当用钢锭锻造时,可取表中响应钢号数值的 0.9 倍。

4.表中粗线下方的数据系按持久强度计算的,对于右下角带*的钢号,此粗线并不表示按持久强度计算许用应力的起始温度。

5.12Cr1MoV-栏中括弧内的许用应力值,为本规定推荐采用的数值。

附表 1.2 常用国产钢材的弹性模量数据表

钢号与标准号		10 GB3087—82	20, 20G GB3087—82 GB5310—85	15CrMo GB5310—85	12Cr1MoV GB5310—85	12Cr2MoWVTiB GB5310—85	12Cr3MoVSiTiB GB5310—85	C GB
工作温度 (°C)	20	198	198	206	208	213	216	
	100	191	183	199	205	208		
	200	181	175	190	201	204		
	250	176	171	187	197	201		
	260	175	170	186	196	200		
	280	173	168	183	194	199		
	300	171	166	181	192	198		
	320	168	165	179	190	196		
	340	166	163	177	188	194		
	350	164	162	176	187	192		
	360	163	161	175	186	190		
	380	160	159	173	183	188		
	400	157	158	172	181	186		
	410	156	155	171	180	185		
	420	155	153	170	178	184		
	430	155	151	169	177	184		
	440	154	148	168	175	183		
	450	153	146	167	174	183		
	460		144	166	172	182		
	470		141	165	170	182		
	480		129	164	168	181		
	490			164	166	180		
	500			163	165	179		
	510			162	163			
	520			161	162			
	530			160	160			
	540			159	158			
	550				157			
560				153				
570				153				
580				152				

附表 1.3 常用国产钢材的线膨胀系数数据表(从 20℃ 上列温度)(10^{-6}°C)

钢 号	10	20 20G	15CrMo	12Cr1MoV	12Cr2MoWVTiB	12Cr3MoVSiTiB	Q235-A	16Mng	
工 作 温 度 ($^{\circ}\text{C}$)	100	11.90	11.16	11.90	13.60	11.00	10.31	12.20	8.31
	200	12.60	12.12	12.60	13.70	11.90	11.46	13.00	10.99
	250	12.70	12.45	12.90	13.85	12.40	11.69	13.23	11.60
	260	12.72	12.52	12.96	13.88	12.50	11.74	13.27	11.78
	280	12.76	12.65	13.08	13.94	12.70	11.83	13.36	12.05
	300	12.80	12.78	13.20	14.00	12.90	11.92	13.45	12.31
	320	12.84	12.99	13.30	14.04	12.96	12.02		12.49
	340	12.88	13.20	13.40	14.08	13.02	12.12		12.68
	350	12.90	13.31	13.45	14.10	13.05	12.17		12.77
	360	12.92	13.41	13.50	14.12	13.08	12.22		12.86
	380	12.96	13.62	13.60	14.16	13.14	12.32		13.04
	400	13.00	13.83	13.70	14.20	13.20	12.42		13.22
	410	13.10	13.84	13.73	14.23	13.23	12.49		
	420	13.20	13.85	13.76	14.26	13.26	12.56		
	430	13.30	13.86	13.79	14.29	13.29	12.64		
	440	13.40	13.87	13.82	14.32	13.32	12.71		
	450	13.50	13.88	13.85	14.35	13.35	12.78		
	460		13.89	13.88	14.38	13.38	12.85		
	470		13.90	13.91	14.41	13.41	12.92		
	480		13.91	13.94	14.44	13.44	13.00		
	490			13.97	14.47	13.47	13.07		
	500			14.00	14.50	13.50	13.14		
	510			14.03	14.52		13.16		
	520			14.06	14.54		13.18		
	530			14.09	14.56		13.19		
	540			14.12	14.58		13.21		
	550				14.60		13.23		
	560				14.62		13.25		
570				14.64		13.26			
580				14.68		13.28			

附表 1.4 联邦德国钢材的许用应力表(MPa)

钢 号	壁 厚 S(mm)	σ_{b}^{20} (MPa)	σ_{s}^{20} (MPa)	管 壁 温 度 ($^{\circ}\text{C}$)												
				20	200	250	300	350	400	410	420	430	440	450	460	
st45.8/III	≤ 16	410~ 530	255	136	136	112	106	93	86	78	68	60	52	46	39	
	$16 < S \leq 40$		245		130	116	103	90								
	$40 < S \leq 60$		235		126	113	100	90								

15Mo3	≤ 40	450~ 600	270	150	150	136	120	113	106	106	105	104	104	103	102
	$40 < S \leq 60$		260		140	130	113	106	100	99	98	98	97	96	95
13CrMo44	≤ 40	440~ 590	290	146	146	146	143	133	126	125	124	122	121	120	119
	$40 < S \leq 60$		280				136	126	120	118	117	116	114	113	112
	$60 < S \leq 80$		270				130	120	113	112	110	109	108	106	106
10CrMo910	≤ 40	450~ 600	280	150	150	150	150	143	136	135	134	132	131	130	128
	$40 < S \leq 60$		270				146	136	130	128	127	126	124	123	122
	$60 < S \leq 80$		260				140	130	123	122	120	119	118	116	115
14MoV63	≤ 40	460~ 610	320	153	153	153	153	143	133	131	129	127	125	123	121
	$40 < S \leq 60$		310				146	136	126	124	122	120	118	116	114
X20CrMoV121	≤ 80	690~ 840	490	230	230	230	230	230	230	230	230	230	230	220	213
15NiCuMoNb5	≤ 60	610~ 760	440	203	203	203	203	203	203	203	203	200	182	163	140
st45.8/III	≤ 16	410~ 530	255	28											
	$16 < S \leq 40$		245												
	$40 < S \leq 60$		235												
15Mo3	≤ 40	450~ 600	270	95	78	62	49	39	31						
	$40 < S \leq 60$		260												
13CrMo44	≤ 40	440~ 590	290	118	108	91	77	62	52	40	32	26	22		
	$40 < S \leq 60$		280	111	108										
	$60 < S \leq 80$		270	104	104										
10CrMo910	≤ 40	450~ 600	280	113	101	90	78	68	60	52	45	38	34	29	
	$40 < S \leq 60$		270	113											
	$60 < S \leq 80$		260	112											
14MoV63	≤ 40	460~ 610	320	117	115	113	100	87	77	66	56	48			
	$40 < S \leq 60$		310	110	108	106									
X20CrMoV121	≤ 80	690~ 840	490	189	173	156	140	124	111	98	85	74	64	54	46

15NiCuMoNb5	≤60	610~ 760	440	92	69	46									
-------------	-----	-------------	-----	----	----	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--

注：本表的许用应力值是按 DIN17175-79 的强度特性和本规定的安全系数确定的。

附表 1.5 联邦德国钢材的弹性模量数据表(kN/mm²)

钢 号	20℃	100℃	200℃	300℃	400℃	500℃	600℃
St45 · 8/III	212	205	200	192	183	175	166
15Mo3	213	210	202	193	185	176	166
13CrMo44	213	210	202	193	185	176	166
10CrMo910	214	209	202	195	187	177	167
14MoV63	213	210	202	193	185	176	166
X20CrMoV121	218	213	206	198	189	179	166
15NiCuMoNb5	210	205	198	190	182	174	164

附表 1.6 联邦德国钢材的平均线膨胀系数数据表(10⁻⁶ / °C)

(从 20℃至下列温度)

钢 号	100℃	200℃	300℃	400℃	500℃	600℃
st45 · 8/III	12.5	13.1	13.6	14.0	14.4	14.7
15Mo3	12.5	13.1	13.6	14.0	14.4	14.7
13CrMo44	12.5	13.1	13.6	14.0	14.4	14.7
10CrMo910	12.0	13.0	13.0	14.0	14.0	14.0
14MoV63	12.5	13.1	13.6	14.0	14.4	14.7
X20CrMoV121	10.8	11.2	11.6	11.9	12.1	12.3
15NiCuMoNb5	12.3	12.8	13.3	13.8	14.1	14.4

附录二 柔性系数和应力增强系数

求解管系作用力的变形协调方程组时，通常以直管在其所在平面内弯矩作用下的刚度作为计算刚度，对管系中不同规格的管子和管件都要换算至同一规格的直管进行计算。管系中的弯管元件，在弯矩作用下与直管相比，刚度将降低，即柔性增大，同时应力亦将有所增加。因此，在计算弯管元件时，要考虑它的柔性系数和应力增强系数。

(一)光滑弯管的柔性系数

弯管相对于直管在承受弯矩时柔性增大的程度，其数值等于在相同的变形条件下，按一般弯曲理论求出的弯矩与考虑弯管截面扁平效应时求出的弯矩之比值。本规定采用 Clark 和 Reissner 较简单的表达式：

$$k = \frac{1.65}{h}$$

$$h = \frac{S_n R}{r^2} \quad (0.02 \leq h \leq 1.65)$$

其中

上二式中 k ——柔性系数，当 $h > 1.65$ 时， $k = 1$ ；

h ——尺寸系数，见附表 2.1；

S_n ——连接管的公称壁厚(mm);

R ——弯管或弯头的弯曲半径(mm);

r ——连接管的平均半径(mm)。

(二)焊接弯管的柔性系数

焊接弯管是由若干个扇形节组成的,在特定荷载条件下的性态与光滑弯管的性态相似,但在管段斜接面处,结构不连续将导致更大的局部应力。

根据 Markl 的试验,焊接弯管柔性系数的表达式为

$$k = \frac{1.52}{k^{5/6}}$$

(三)三通、接管座、大小头的柔性系数

通常认为它们与连接管的柔性相同,其柔性系数取用 $k=1$ 。

(四)应力增强系数

在持续外载、偶然荷载、热胀和冷缩等弯矩的作用下,弯管、三通等管件上将产生局部的应力集中。因此,在进行应力计算时,要计入应力增强系数以考虑应力增大的影响。理论和试验证明,要计算局部应力状态比较复杂,且与管件柔性有关,故在工程应用上一般都采用经验式。

本规定采用 Beskin 的理论和 Markl 的试验,对于弯制弯管、弯头、焊接弯管、三通等管件,不论是平面弯曲,还是非平面弯曲,统一采用下式计算应力增强系数 i :

$$i = \frac{0.9}{k^{2/3}}$$

对于接管座(只校核支管端)用下式计算 i :

$$i = 1.5 \left(\frac{r_{mh}}{S_{nh}} \right)^{2/3} \left(\frac{r'_{mb}}{S_{mh}} \right)^{1/2} \left(\frac{S_{nb}}{S_{nh}} \right) \left(\frac{r'_{mb}}{r_p} \right)$$

式中 r_{mh} ——主管平均半径(mm);

S_{nh} ——主管公称壁厚(mm);


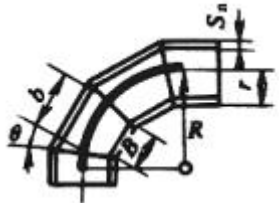


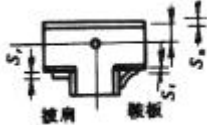
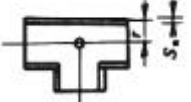
r'_{mb} ——支管平均半径(mm);

S_{nb} ——支管公称壁厚(mm);

r_p ——接管座加强段的外半径(mm)。




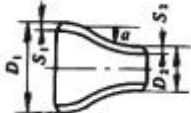
附表 2.1a 柔性系数和应力增强系数

名称	尺寸系数 h	柔性系数 k	应力增强系数 i	简图
----	-------------	-------------	---------------	----

弯制弯管和弯头 [见注: 1, 2, 3, 9]	$\frac{S_n R}{r^2}$	$\frac{1.65}{k}$	$\frac{0.9}{k^{2/3}}$	
窄间距焊接弯管 [见注: 1, 2, 3] $b < r(1 + \tan \theta)$ $B \geq 6S_n$ $\theta \leq 22.5^\circ$ $R = \frac{b \cot \theta}{2}$	$\frac{b S_n \cot \theta}{2r^2}$	$\frac{1.52}{k^{5/6}}$	$\frac{0.9}{k^{2/3}}$	
宽间距焊接弯管 [见注: 1, 2, 4] $b \geq r(1 + \tan \theta)$ $\theta \leq 22.5^\circ$ $R = \frac{r(1 + \tan \theta)}{2}$	$\frac{S_n (1 + \cot \theta)}{2r}$	$\frac{1.52}{k^{3/4}}$	$\frac{0.9}{k^{2/3}}$	
锻制三通 按 ANSI B16.9 [见注: 1, 2, 10]	$\frac{4.4 S_n}{r}$	1	$\frac{0.9}{k^{2/3}}$	
加强三通 [见注: 1, 2, 5, 10]	$\frac{(S_n + \frac{S_r}{2})^{5/2}}{r(S_n)^{3/2}}$	1	$\frac{0.9}{k^{2/3}}$	
无加强三通 [见注: 1, 2, 10]	$\frac{S_n}{r}$	1	$\frac{0.9}{k^{2/3}}$	

附表 2.1b 柔性系数和应力增强系数

名称	柔性系数 k	应力增强系数 i	简图
接管座 [见注: 1, 6]	1	只供校核支管端用 $1.5 \left(\frac{r_{mh}}{S_{nh}} \right)^{2/3} \left(\frac{r'_{mb}}{r_{mh}} \right)^{1/2} \left(\frac{S_{nb}}{S_{nh}} \right) \left(\frac{r'_{mb}}{r_p} \right)$	见附图 2.3

对接焊 [见注: 1, 12] $S \geq 6\text{mm}$ $\delta_{\max} \leq 3.2\text{mm}$ $\delta_{\text{avg}}/S \leq 0.13$	1	1.0	
对接焊 [见注: 1, 12] $S \geq 6\text{mm}$ $\delta_{\max} \leq 3.2\text{mm}$ $\delta_{\text{avg}}/S = \text{任何值}$	1	0.9+2.7(δ_{avg}/S) 最小 1.0, 最大 1.9	
对接焊 [见注: 1, 12] $S < 6\text{mm}$ $\delta_{\max} \leq 1.6\text{mm}$ $\delta_{\text{avg}}/S \leq 0.33$	1		
角焊 [见注: 11]	1	2.1 或 1.3	见附图 2.4
扩口过渡段 [见注: 1]	1	$1.3 + 0.0036 \frac{D_o}{S_n} + 3.6 \frac{\delta}{S_n}$ 最大 1.9	
同心大小头 [见注: 7]	1	$0.5 + 0.01\alpha \left(\frac{D_2}{S_2}\right)^{1/2}$ 最大 2.0	
螺纹管接头或 螺纹法兰	1	2.3	
波纹直管或带 波纹或皱纹弯 管 [见注: 8]	5	2.5	

注: 1.符号意义:

- B ——焊接弯管斜接过渡段内侧的长度(mm);
- r ——管子平均半径(与三通相连接的管子, mm);
- S_n ——管子公称壁厚(与三通相连接的管子, mm);
- R ——弯头或弯管的弯曲半径(mm);
- θ ——焊接弯管斜接轴线夹角的半角($^\circ$);
- b ——焊接弯管斜接段在中心线的长度(mm);
- S_r ——披肩加强或鞍板加强元件的厚度(mm);
- δ ——对接焊口的错边(δ_{avg} 为平均值, mm);

D_o ——管子外径(mm)。

2.附表 2.1 中的柔性系数 k 和应力增强系数 i 适用于部件在任何平面内的弯曲,但在任何情况下都不得小于 1。这两个系数对于弯管、弯头和焊接弯管用于有效弧长(详见简图中的粗中心线);对于三通用于交叉点。

3.对于一端或两端装有法兰的管道,其 k 和 i 值应根据附图 2.2 中查得的 C 值加以修正。两端装有法兰者, $C=h^{1/2}$; 一端装有法兰者, $C=h^{1/6}$

4.包括单斜角连接。

5.当 $S_r > 1.5S_n$ 时, $h=4.05 \sqrt{S_n/r}$ 。

6.只有满足下述条件才能适用此公式:

1)接管座已满足开孔补强的要求;

2)支管之轴垂直于主管壁的表面;

3)对于主管上有几个接管座者,相邻两个接管座之间的中心距,沿主管外表面所测得的弧长在轴向上不得小于该两个接管座内半径总和的 3 倍或沿主管周向不得小于该两个半径总和的 2 倍;

4)内角半径 r_1 (见附图 2.3)在 $10\%S_{nh}$ 和 $50\%S_{nh}$ 之间;

5)外角半径 r_2 (见附图 2.3)不得小于 $S_b/2$ 、 $(S_{nb}+y)/2$ (见附图 2.3)和 $S_{nh}/2$ 中的较大值;

6)外半径 r_3 不得小于以下两者中的较大值(见附图 2.3): $0.002 \theta d_o 2(\sin \theta)^3$ 与附图 2.3 中简图a和b所示的加厚部分的乘积;

7) $r_{mh}/S_{nh} \leq 50$ 和 $r'_{mb}/r_{mh} \leq 0.5$ 。

7.只有满足下列条件才能适用此公式:

1)锥角 α 不得大于 60° , 且大小头为同心圆;

2) D_1/S_1 和 D_2/S_2 两者取用较大值,但不得超过 100;

3)整个大小头的壁厚不得小于 S_1 ,但紧接小头端部除外,该处壁厚不得小于 S_2 。

8.所示系数适用于弯曲;对于扭转,柔性系数为 0.9。

9.对接焊铸造弯头的壁厚要比连接管子的壁厚大得多,设计者应加以注意,并考虑较大壁厚的影响,否则会造成较大的误差。

10.附表中所示的应力增强系数 i 是由等径三通的试验中得到的,对于异径三通,在没有获得足够数据之前,可采用等径三通的数据。

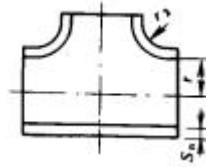
11.对于套接焊管件,若焊趾与管壁过渡平滑(见附图 2.4, d 的凹面不等边角焊),则应力增强系数 i 可以取用 1.3。

12.此应力增强系数用于管子壁厚为 $0.875S_n$ 和 $1.1S_n$ 之间的对接焊口,其轴向距离为 $\sqrt{D_o S_o}$ 为管子公称外径, S_n 为直管公称壁厚, δ_{avg} 为错边的平均值。

13.对于单筋或蝶式加强焊接三通, $h=3.25S_n/r$, $i=0.9/h^{2/3}$ 。

$$h = \left(1 + \frac{r_2}{r}\right) \frac{S_n}{r}$$

14.对于热挤压三通, 式中 r_2 为过渡区外半径,如简图所示:



15.对大口径薄壁弯头和焊接弯头的柔性系数和应力增强系数，如果要考虑内压的影响，则可按下列方法修正：

1)经内压修正后弯头的柔性系数为

$$k_p = \frac{k}{1 + 6 \frac{p}{E} \left(\frac{r}{S_n} \right)^{1/3} \left(\frac{R}{r} \right)^{1/3}}$$

2)经内压修正后弯头的应力增强系数为

$$i_p = \frac{i}{1 + 3.25 \frac{p}{E} \left(\frac{r}{S_n} \right)^{3/2} \left(\frac{R}{r} \right)^{2/3}}$$

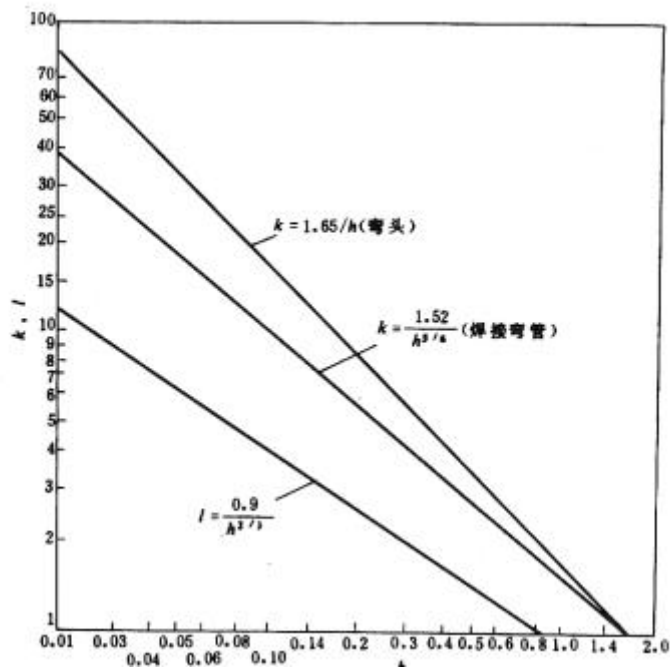
式中 p ——设计内压力(MPa)；

E ——管材的弹性模量(MPa)；

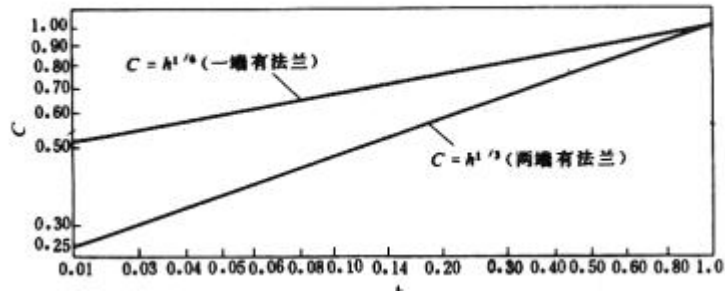
r ——管子平均半径(mm)；

S_n ——直管公称壁厚(mm)；

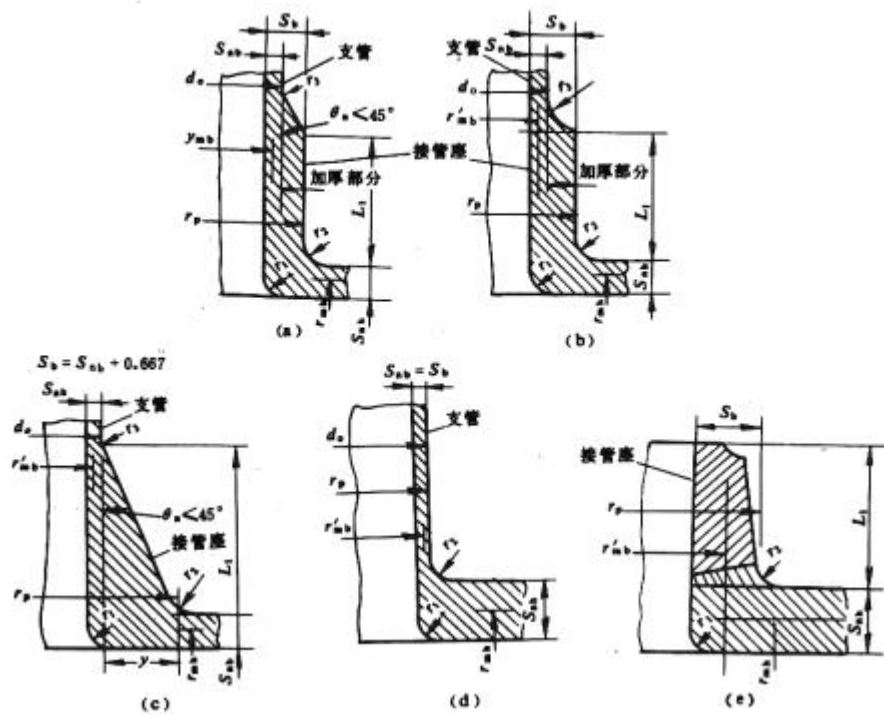
R ——弯管的弯曲半径(mm)。



附图 2.1 尺寸系数 h 与柔性系数 k 和应力增强系数 i 的关系



附图 2.2 尺寸系数 h 与修正系数 C 的关系



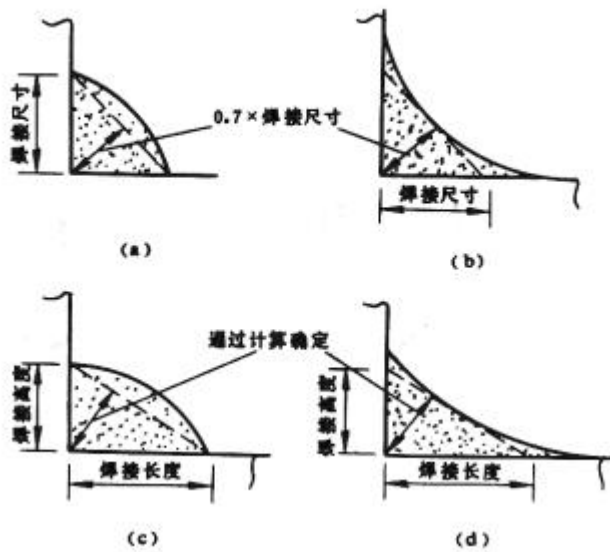
附图 2.3 接管座的尺寸图

r_{mb}^1 —支管平均半径(mm); S_{Nb} —支管公称壁厚(mm); S_b —接管座加强有效厚度(mm);

r_1, r_2, r_3 —接管座加强部分过渡区半径(mm); r_{mh} —主管平均半径(mm); S_{nh} —主管公称壁厚(mm);

d_o —支管外径(mm); r_p —接管座加强部分的外半径(mm); θ —接管座加强部分过渡段角度($^\circ$);

L_1 —接管座高度(mm)



附图 2.4 角焊尺寸

(a)凸面等边角焊；(b)凹面等边角焊；(c)凸面不等边角焊；(d)凹面不等边角焊

附录三 本规定用词说明

一、执行本规定的条文时，对于要求严格程度的用词说明如下，以便在执行中区别对待。

1.表示很严格，非这样做不可的用词：

正面词采用“必须”；

反面词采用“严禁”。

2.表示严格，在正常情况下均应这样做的用词：

正面词采用“应”；

反面词采用“不应”或“不得”。

3.表示允许稍有选择，在条件许可时，首先应这样做的用词：

正面词采用“宜”或“可”；

反面词采用“不宜”。

二、条文中指明应按其他有关标准、规范的规定执行，其写法为“应按……执行”或“应符合……要求”。如非必须按照所指的标准、规范执行时，采用“可参照……”。

附加说明

主要编写人：王致祥

条文说明

前 言

SDGJ6—90《火力发电厂汽水管道应力计算技术规定》业经能源部电力规划设计管理局颁发执行。为了帮助理解和正确贯彻规定条文，我们决定出版本规定条文的编制说明。

本编制说明主要阐述本规定条文的制定依据，对条文含义作必要的解释，并附有关资料供使用时参考。

该规定编制的主要原则是：

一、吸收对内搞活、对外开放以来工程投标和工程设计方面的经验，并认真搜集了国外电站管道设计标准、规范和工程咨询公司的有关设计准则，吸取其有益部分。同时，注意结合我国国情和本规定使用的延续性。

二、分析计算以采用电子计算机为主，规定中增加了验算管道承受偶然荷载下应力计算的有关内容。

三、本规定除编入国产钢材资料外，还增列了工程中常用的苏联、联邦德国、美国、日本等钢材的许用应力值和有关物理性能数据。

各单位在使用本技术规定及编制说明过程中，如发现有不妥或需要补充之处，请随时函告我局和负责日常管理工作的华东电力设计院。

能源部电力规划设计管理局

1990年5月

第一章 总 则

第 1.0.1 条 管道应力计算的任务除按原规定应验算管道在内压、自重和其他持续外载作用下所产生的一次应力和在热胀、冷缩及其他位移受约束时所产生的二次应力之外，还要求验算管道承受偶然荷载时产生的应力，但验算未包括热瞬态应力，亦尚未具备条件规定验算管道和零部件可能出现的峰值应力来进行疲劳分析和蠕变-疲劳交互作用的分析。管道零部件的结构、尺寸、加工等应符合《汽水管道零件及部件典型设计》的要求，尽量避免出现有结构不连续之处。凡管道有开孔的部位，都应进行补强计算和应力分析。对于工作温度大于或等于 566℃ 的高温管道，必要时可参考联邦德国 TRD301 附件 1 和 TRD508 或美国 ASME Code CaseN-47 的有关规定进行验算。

第 1.0.2 条 本规定适用于以低碳钢、低合金钢和高铬钢(含铬量小于及等于 12%)为管材的火力发电厂汽水管道，不适用于奥氏体钢管。因为奥氏体钢管在材料选择、制造加工、安装检验、许用应力值的确定和计算方面都有不同的要求。

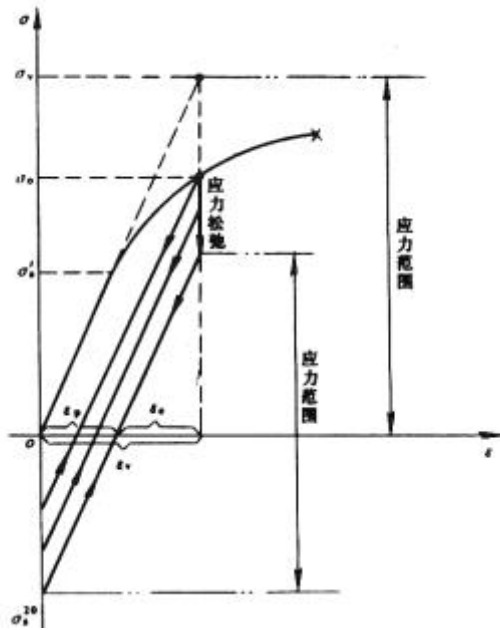


图 1.0.3

第 1.0.3 条 管道的热胀应力按冷热态的应力范围验算, 因为管道热胀受约束时所产生的初始应力 σ_c , 并非恒定不变。在热态工况之下, 如果初始热应力达到某一限定值, 则会由于局部屈服或蠕变而出现应力降低现象, 所降低的应力, 当管系回到冷状态时, 往往会在反方向出现。这种自弹的现象, 类似管系的冷紧, 称为自拉。自拉的量值与管材的性能、初始热胀应力和安装应力的大小、管道在热态下持续运行时间的多少以及工作温度的高低都有密切的关系, 而且很难作准确的度量。尽管管系应力松弛是个未知数, 但是管系在任一循环中冷热态应变量的总和大体上是保持不变的。为了计算方便, 可验算许用应力范围, 并考虑能与钢材冷热态的许用应力值相联系起来。管道热胀应力的计算中采用全补偿值和钢材在 20℃ 的弹性模数, 得出的是应力范围, 这样就可以将复杂的弹塑性管系简化成当量弹性体进行分析, 其原理如图 1.0.3 所示。图中 ε_v 为应变范围, ε_e 为弹性应变, ε_p 为塑性应变。 σ_v 为按全补偿值由弹性方法计算的当量应力, 用以作为应力范围, 它与应力松弛的大小无关。采用此验算方法时忽略了热胀应力对管道可能产生的蠕变以及材料在拉伸屈服后再承受压缩时, 其压缩屈服极限将略小于原来冷态屈服极限的鲍辛格效应。

管道的热胀应力属于二次应力, 这是由于管道变形受约束所产生的正应力和剪应力本身不是直接与外力相平衡的, 而具有自限性的特点。当局部屈服和产生小量塑性变形就能使在工作状态下的热胀应力降低下来。对于采用塑性良好材料的管材, 在初次加载时, 热胀应力一般不会直接导致它破坏, 只有在应变多次重复交变的情况下, 才能导致它破坏。因此对于热胀应力的限定, 并不是指一个时间的应力水平, 而是取决于交变的应力范围和交变的循环次数。但是管道对设备的推力和力矩应按在冷态和工作状态下可能出现的最大值进行验算, 尤其是对汽轮机和泵等敏感设备, 更应慎重, 因为即使是短时间内作用力比较大, 也会对设备造成不良的影响。

第 1.0.4 条 冷紧可以减小管道运行初期的热态应力, 促使管道的冷热态应变达到最佳的自均衡, 减小管道运行初期在工作状态下可能出现的屈服塑性变形和初始热胀应力所产生的

蠕变，对于蠕变条件下工作的管道的长期安全运行是有利的。冷紧还可以减小管道运行初期在工作状态下对设备和端点的推力，可以作为防止管系产生弹性转移和局部过应变的一项措施。从交变的观点来说，冷紧与管道热胀应变的总幅值无关，所以在验算热胀应力范围时，不必考虑冷紧的影响。

第 1.0.5 条 管系挠性分析是在假定整个管系为弹性体后进行的。这样的假定即使对管系中有许多点或相当大的区域出现塑性变形有足够的准确性，但它不能反映出不平衡系统中实际应变分布的情况，如下述情况就会出现有应力不平衡的现象：

(1)小管子与大管子或刚性较大的管子串联连接在一起时，小管子的部分会出现过高的应力；

(2)局部缩小管道断面尺寸或局部采用强度性能较差的材料时，将产生应力不平衡现象；

(3)管系布置不合理，管系中的小部分远离推力线时，这小部分管道吸收大部分的热胀应变而出现应力不平衡现象。

如果上述情况不能避免，应采用合理的限位装置或冷紧等措施，以缓和弹性转移，防止局部区域的应变集中。当然亦可进行复杂的弹塑性有限元计算，建立可靠的方法来计算由于弹性转移所引起的变形和应变的积累是否在允许的范围之内，以保证高温管系的安全。

ASME C.C.N-47 规定应将可能发生弹性转移的二次应力，作为一次应力，按荷载控制量的要求进行验算，这是相当保守的。国际上现虽已有多种有关管系弹性转移的简化计算方法，但都不成熟，所以没有把它们列入计算规定。

第 1.0.6 条 汽水管道应力计算仅是设计工作的一部分，因此使用本规范进行应力计算的汽水管道，还应遵守《火力发电厂汽水管道设计技术规定》。

第二章 钢材的许用应力

第 2.0.1 条 钢材的基本许用应力，应根据钢材的有关强度特性，取下列三项中的最小值：

$$\sigma_b^{20}/3, \sigma_s^t / 1.5 \text{ 或 } \sigma_{s(0.2\%)}^t / 1.5, \sigma_D^t / 1.5$$

这与原规定基本相同，安全系数亦不变，只取消 σ_b^t 强度指标的一项，因为多年来的实践证明取用 $\sigma_b^t/3$ 的意义不大。现国内外中、低温管材的许用应力主要取决于在室温下的抗拉强度或在工作温度下屈服强度的指标，生产厂家已不再提供计算温度下抗拉强度的指标。GB 9222—88 亦已将 σ_b^t 为基准的指标改为以 σ_b^{20} 为基准。以抗拉强度或屈服极限为基准的强度指标是在短时间内对材料进行试验取得的，称为与时间无关的强度指标，应取其最小值除以一定的安全系数确定许用应力；而以 10^5h 持久强度为基准的强度指标，并不是在短时间内试验可以取得的，称为与时间有关的强度指标，一般可取其平均值除以一定的安全系数确定许用应力。持久强度值的分散带规定应在 $\pm 20\%$ 之内。

以抗拉强度为指标确定许用应力时，安全系数采用 3，在一定意义上来说是指管道设计压力不应超过爆破压力的 $1/3$ ，这符合我国劳动总局压力容器安全监察规程中的设计规定及我国多年来制造、加工、使用的实践经验。倘以弹性方法计算的局部应力集中系数不大于 3 时，则既可不超过材料的抗拉强度，亦可不超过安定分析的规定，即应力范围在屈服极限的两倍以下，可防止在管件局部应力集中处发生低周疲劳裂纹或脆性破坏。

以屈服极限为指标确定许用应力时，安全系数取用 1.5，这与以抗拉强度为指标确定许

用应力的安全系数取用 3 相协调, 即 $3[\sigma] = 3 \times \frac{\sigma_s}{1.5} = 2\sigma_s$ 。对于碳钢及低合金钢, 抗拉强度约为屈服极限的两倍。

用与时间有关的强度指标 10^5h 持久强度平均值除以安全系数 1.5 确定许用应力, 这与现在国际上大多数国家的有关规定相同。以 10^5h 持久强度值作为一项强度指标, 这并不意味着管道和零部件的设计寿命只有 10^5h , 而是指在运行 10^5h 的情况下, 还有一定的安全系数, 可以继续运行, 但需进行必要的检验和监察。实践证明, 按此准则设计的大多数高温管道和零部件, 除特殊情况之外, 经检验后大都可以安全运行至 $2.5 \times 10^5\text{h}$ 或更长的时间。最近各国都在注意制定延长使用寿命的检验导则, 以祈将使用寿命延长至 50 年或更长的时间。

英国BS806 原规定高温管道和部件的许用应力取用 10^5h 持久强度值除以安全系数 1.5。这样设计的管道和部件, 现经检验大都可以安全运行至 $2.5 \times 10^5\text{h}$ 或更长的时间。CEGB的分析认为进行持久强度值试验的试件, 其直径一般都在 $5 \sim 10\text{mm}$, 因在空气中进行长期试验, 故不可避免地会产生氧化作用, 使试验的蠕变断裂应力值低于实际运行管道的断裂应力值。BS806—1986 的规定分别列有 10^5h 、 $2 \times 10^5\text{h}$ 和 $2.5 \times 10^5\text{h}$ 不同设计寿命的许用应力值, 实际上是取用该时间持久强度平均值除以安全系数 1.3, 这与ISO的规定相同。当使用寿命大于设计寿命时应遵照PD6510(The Art of Assessing Remanent Life of Pressure Components and Pressurized Systems Designed for High Temperature Service)的规定进行检验。

联邦德国DIN2413 和TRD-300 规定高温管道和零部件的许用应力为 $2 \times 10^5\text{h}$ 持久强度平均值除以安全系数 1.25。这是因为联邦德国已有多种钢材具备 $2 \times 10^5\text{h}$ 持久强度值的指标, 故可以适当降低取用的安全系数值, 但是对DIN17175-79 以外的钢材, 规定还应采用 10^5h 持久强度平均值除以安全系数 1.5。联邦德国对高温管道的设计寿命和剩余寿命的定义如图 2.0.1 所示。管道的检验和监察应遵照TRD-508 的规定。

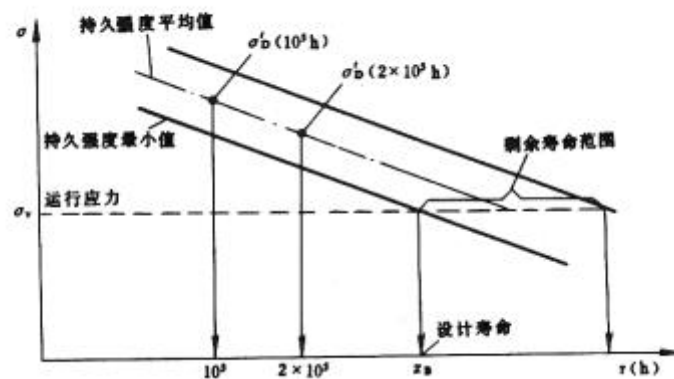


图 2.0.1

我国常用的三种联邦德国钢材在工作温度下的许用应力, 按本规定和联邦德国 DIN2413 的规定所确定的值, 比较如表 2.0.1 所示。

从表 2.0.1 可知, 按本规定所确定的许用应力值比联邦德国 DIN2413 或 TRD-300 的规定所确定的许用应力值偏于保守。

苏联《锅炉元件强度计算标准》和管道应力计算导则PTM24·038·08-72 规定高温管

道取用与时间有关的强度指标 10^5h 持久强度平均值除以安全系数 1.5 确定许用应力,但没有明确指出高温管道和零部件的设计寿命,直至 1979 年才规定电厂高温管道的计算寿命应按 $2 \times 10^5\text{h}$ 考虑。苏联 Г О С Т 108 · 031 · 02-75 标准第三次修订本提供了高温管道计算寿命为 $2 \times 10^5\text{h}$ 的许用应力值。

表 2.0.1

设计规定	钢种和工作温度		
	st45.8 440℃	10CrMo910 540℃	X20CrMoV121 560℃
本规定 取用 10^5h 持久强度平均值除以安全系数 1.5 的许用应力值(MPa)	52.67	52.00	74.67
联邦德国 DIN2413 取用 $2 \times 10^5\text{h}$ 持久强度平均值除以安全系数 1.25 的许用应力值(MPa)	53.60	54.40	76.80

美国ASME B & PV Code Section I 规定高温管道和零部件的许用应力值,取用 10^5h 持久强度平均值除以安全系数 1.5 和 10^5h 蠕变应变为 1%的应力值中的较小值。电厂管道设计准则B 31.1-1989 的许用应力值与ASME B & PV Code Section I & II 的规定相同,除特殊情况外,认为一般高温管道和部件的设计寿命可达 40 年(对于二班制运行的电厂,至少可达 30 年)。最近EPRI已制定RP2596 等检验导则,以祈使用寿命延长至 50 年或更长的时间。

第三章 管道的设计参数

本规定的设计参数只提出了火力发电厂中主要汽水管道的的设计压力和设计温度,并不包括所有汽水管道的的设计参数。

第 3.0.1 条 管道设计压力的取用方法说明如下:

一、主蒸汽管道的设计压力,取用锅炉过热器出口的额定工作压力,这与原规定相同。现引进国外技术、由国内生产的 300MW 和 600MW 机组或部分进口机组允许超压 5%运行,因此主蒸汽管道的设计压力应考虑加上 5%的超压值(简称 5%OP)。

二、再热蒸汽管道的设计压力,取用汽轮机最大计算出力工况(调节汽门全开,简称 VWO 或 VWO+5%OP)下热平衡中高压缸排汽压力的 1.15 倍,这与原规定相同,但原规定没有明确写明应取用汽轮机的能力工况或最大计算出力工况。实际上再热蒸汽管道的设计压力应与再热器的设计压力相协调。

我国 GB 9222—88《水管锅炉受压元件强度计算》第 4.3.1 条规定:对于再热蒸汽管子或管道,计算压力 p 取锅炉额定负荷时管子或管道中介质的最大工作压力的 1.15 倍。

EBASCO 设计准则规定:低温再热蒸汽管道和高温再热蒸汽管道的设计压力均应等于锅炉再热器的设计压力,而再热器压力部件的最小压力为再热器进口工作压力加上 15%的裕度。

美国某 A/E 公司的设计准则规定:可先从再热系统所容许的压降和汽轮机中压缸的进汽压力计算高温再热蒸汽管道的设计压力,即再热器出口安全阀的最低整定压力;低温再热管道的设计压力应与锅炉再热器的设计压力相同。其详细的计算方法如下:

(1)高温再热蒸汽管道的设计压力，取汽轮机最大计算出力工况(VWO+5%OP)下热平衡中中压缸进口处的蒸汽压力，再加上：

- 1)汽轮机制造误差 5%；
- 2)汽轮机老化 5%；
- 3)中联门阻力 3%；
- 4)高温再热蒸汽管道的阻力。

(2)低温再热蒸汽管道的设计压力(或再热器的设计压力)，取用高温再热蒸汽管道的设计压力，再加上：

- 1)再热器的阻力；
- 2)低温再热蒸汽管道的阻力。

英国 BS 806—1986 规定：低温再热管道的设计压力应为再热蒸汽系统中安全阀最高的整定开启压力；高温再热管道的设计压力应为再热蒸汽系统中安全阀最低的整定压力。

IEC 1970 年版对于汽轮机规定：再热器安全阀应整定得使再热器前的压力不超过汽轮机在额定出力时排汽压力的 120%，1985 年版改为 125%。该规定中的额定出力，并不是指汽轮机的能力工况或最大计算出力工况，而是指在正常工况下汽轮机的额定出力。现以国产 600MW 机组为计算示例：

(1)参照IEC 1985 年的规定，再热管道的设计压力取额定出力下高压缸排汽压力的 1.25 倍，即 $35.57\text{kgf/cm}^2 \times 1.25 = 44.46\text{kgf/cm}^2$ ；

* $1\text{kgf/cm}^2 = 98\text{MPa}$ 。

(2)EBASCO设计再热管道的设计压力取再热器进口工作压力的 1.15 倍，即 $551\text{psig} \times 1.15 = 633\text{psig}$ ，取用 $630\text{psig}(44.3\text{kgf/cm}^2)$ ；

(3)本规定取 VWO+5%OP 工况下高压缸排汽压力的 1.15 倍，即 $38.5\text{kgf/cm}^2 \times 1.15 = 44.28\text{kgf/cm}^2$ 。

三种不同规定得出的设计压力差异不大。

高、低温再热蒸汽管道的设计压力如能分别确定就较为合理，则补充规定，对于高温再热蒸汽管道的设计压力，可减至再热器出口安全阀的最低整定动作压力。日本火力发电技术标准亦有同样的规定，但设计开始为简化起见，往往将高、低温再热蒸汽管道的设计压力取成相同，也不会造成太大的影响，因为再热蒸汽的压力数值不大。

三、汽轮机非调整抽汽管道的设计压力，取汽轮机最大计算出力工况(VWO 或 VWO+5%OP)下热平衡中抽汽压力的 1.1 倍。这与美国某 A/E 公司设计准则的规定相同。EBASCO 设计准则规定为 1.15 倍，似偏大。此外，美国 A/E 公司还规定抽汽管道的压降从汽轮机抽汽口至加热器壳体，不得超过汽轮机抽汽口压力的 5%。

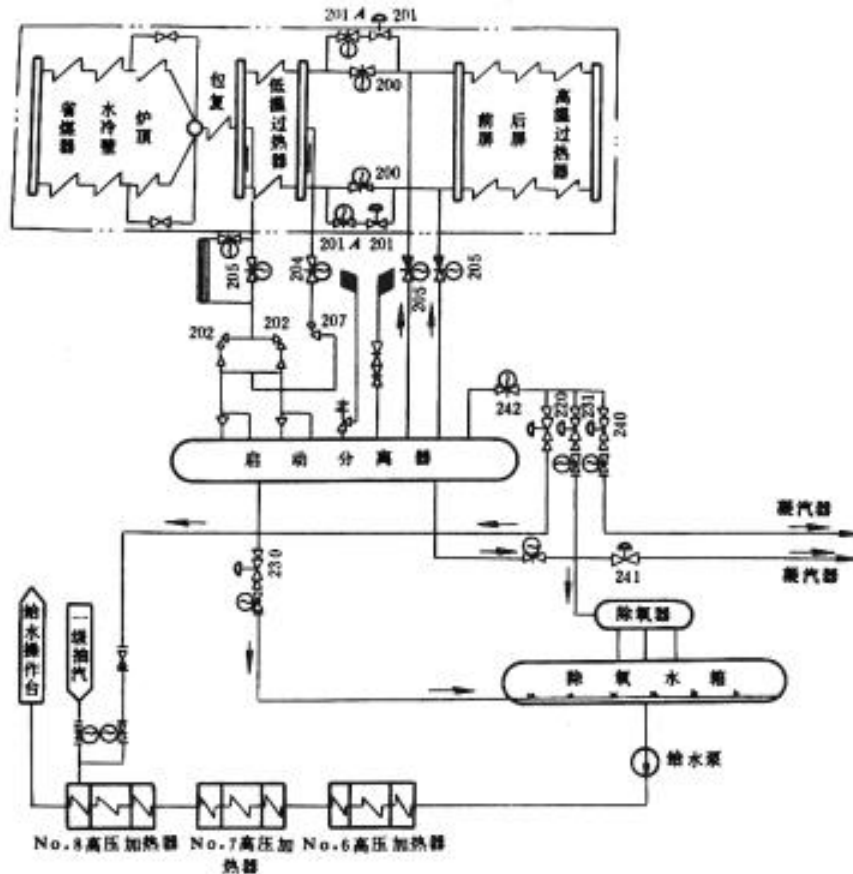


图 3.0.1-1

四、汽轮机调整抽汽管道、背压式汽轮机排汽管道和减压装置后蒸汽管道的设计压力，分别取其最高工作压力，这与原规定相同。最高工作压力亦可认为是安全阀开启的整定压力。

五、与直流锅炉启动分离器连接的汽水管路，取用各种运行工况中可能出现的最高工作压力。由于我国采用多种形式的直流锅炉，具有各种不同的启动分离器系统，故难于作更具体的规定。现以与上海锅炉厂 300MW 机组配套的改进型 UP 直流锅炉启动分离器系统为例 (图 3.0.1-1) 说明，在启动分离器进口调节阀 (国际通用编号 202 和 207 阀门) 之后的管道设计压力，应取用启动分离器的设计压力或安全阀开启的整定压力；调节阀 (202 和 207) 之前的管道设计压力，应取用与锅炉相联部分受热面的设计压力。启动分离器出口调节阀 (国际通用编号 205, 220, 230, 231, 240, 241 阀门) 之前的管道设计压力，应取用启动分离器的设计压力或安全阀开启的整定压力；调节阀 (240, 241) 之后的设计压力可取用 p_{g40} ，调节阀 (205) 之后的设计压力，应取用与锅炉相联部分屏式过热器的设计压力，调节阀 (220) 之后的设计压力，取用 #8 高压加热器的设计压力，调节阀 (230, 231) 之后的设计压力，取用除氧器的设计压力。

六、主给水管路设计压力的取用分两种情况：

(1) 对于从不可调速电动给水泵出口至锅炉省煤器进口的管路和从前置泵至主给水泵的管路，其设计压力取用泵的特性曲线最高点对应的压力与进水侧压力之和，这与原规定相同。

按 EBASCO 设计准则，采用定速给水泵时，主给水管路的设计压力遵照以下的规定：

1) 给水泵出口至给水调节阀之间主给水管路的设计压力，取给水泵在最小流量时的出口

压力；

2)给水调节阀之后主给水管道的设计压力，取用汽包安全阀开启的整定值(对于直流锅炉取用省煤器设计压力)加上静压以及锅炉最大连续出力时给水经过锅炉承压部件与给水管道系统总压降的 110%(不计调节阀的压降)。

日本通产省的《火力发电技术标准》中，对于主给水管道设计压力作如下规定：

1)给水调节阀至省煤器进口之间主给水管道的设计压力，取用省煤器入口最高工作压力的 1.15 倍和省煤器入口最高工作压力加 1.47MPa(15kgf/cm²)两者中的较小值；

2)给水调节阀之前主给水管道的设计压力，取用给水泵在最小流量时的出口压力和省煤器入口最高工作压力的 1.5 倍两者中的较小值。

在验算给水泵最小流量时的出口压力时，国外采用两种方法：一是按泵打冷水时的冷态工况进行计算；另一是按工作状态进行计算，再校验所选用的管子是否能满足冷态打冷水时超压下的最大应力，不超过该温度下许用应力的 1.2 倍。前者比较保守，而后者比较合理。

当采用定速电动给水泵时，应该认为从泵出口至给水调节阀主给水管道的设计压力取用泵出口最小流量时的压力比取用泵特性曲线的最高点(shut off head)对应的压力更为合理。但是取用泵出口最小流量时的压力时，一般还应考虑加上 3% 泵的制造误差。在设计开始，难于取得泵的详细数据，加上我国习惯将给水调节阀布置在炉前，调节阀与省煤器之间的给水管道较短，似没有必要再分段进行计算，故仍按原规定不变。至于电动给水泵需要验算打冷水工况的条件时按应力计算第 6.0.1 条二的规定。

(2)对于从可调速给水泵出口至泵出口关闭阀的主给水管道设计压力，取用泵在额定转速下特性曲线最高点对应的压力与进水侧压力之和。

从泵出口关闭阀至锅炉省煤器进口主给水管道的设计压力，取用泵在额定转速及设计流量下泵出口压力的 1.1 倍与进水侧压力之和，这与原规定基本相同，仅是将额定流量改为设计流量，这样较为合理。

按 EBASCO 设计准则，采用变速给水泵时，主给水管道的设计压力遵照以下规定：

取用泵在额定转速及设计流量下的出口压力加上传动设备超速(一般考虑 5%)到遮断器动作的限值所引起的附加压力升高值，且不得小于泵在设计转速下打冷水时，泵出口阀关闭时出口压力的 83.5%(即 1/1.2 的比值)。此外还规定，给水管道的设计压力必须与所连接的高压加热器管子及水室的设计压力相等。

美国另一家 A/E 公司的设计准则对主给水管道的设计压力采用以下的规定：

1)给水泵出口至高压加热器进口的关闭阀(包括至旁路阀)主给水管道的设计压力为给水泵可能出现的最大压力，通常为泵在额定转速下、阀门突然关闭时的压力(shut off head)加上进口侧的压力及 3% 泵的压头余度。

2)从高压加热器进口关闭阀至省煤器进口阀门主给水管道的设计压力规定如下：

对于汽包锅炉，为汽包的设计压力加上 225psig 和汽包设计压力的 25% 这二者中的较小值，再加上高压加热器进口关闭阀至省煤器入口之间的静压和加热器及主给水管道在设计流量下的压降；

对于直流锅炉，为过热器在 VWO+5%OP 时的出口压力加上高压加热器进口关闭阀至省煤器入口之间的静压和省煤器进口至过热器出口间的压降，以及加热器及主给水管道在设

计流量下的压降；

为保证运行压力不超过设计压力，自动控制系统设有连锁装置，以保证高压加热器后的关闭阀无论如何应比高压加热器进口关闭阀先开启。

给水设计流量通常采用 VWO+5%OP 工况下计算的最大流量再加上 5%的余量，这是考虑到给水泵叶轮磨损和系统老化等。

联邦德国和瑞士一些公司组成的集团对主给水管道设计压力的计算示例如图 3.0.1-2 所示：

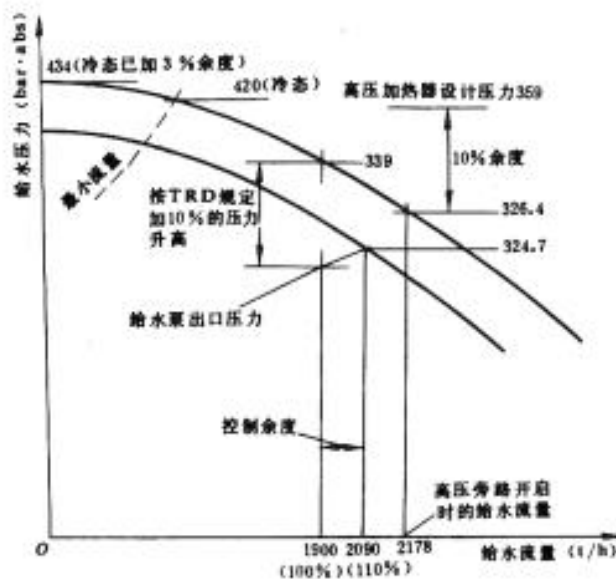


图 3.0.1-2

1)给水泵出口至第一个关闭阀的设计压力，取给水泵在最小流量时(冷态)的压力 420bar*，加上 3% 泵的压头余度 13bar，再加上进水侧压力 1bar，即 434bar。

* 1bar=0.1MPa。

2)给水泵出口第一个关闭阀至锅炉入口第一个关闭阀的设计压力取用泵在额定转速及设计流量时(热态)的出口压力的 1.1 倍，即 339bar。

3)锅炉入口第一关闭阀后至省煤器管道的设计压力，取用高压旁路开启时给水泵的出口压力 279bar 加上锅炉本体的压降 47.3bar，再加上 10%的余度，为 359bar；

4)高压加热器的设计压力和从给水泵出口第一个关闭阀至省煤器入口主给水管道的设计压力，取用 2)、3)两数中的较大值。

第 3.0.2 条 管道设计温度的取用方法说明如下：

一、主蒸汽、高温再热蒸汽管道的设计温度，应分别取用锅炉在额定蒸发量时过热器、再热器出口的额定工作温度加上锅炉正常运行时所允许的温度偏差值，后者一般取用 5℃。

美国 ANSI B31·1 第 101.3.2 条(c)规定：与锅炉过热器、再热器、省煤器所连接的蒸汽和给水管道的的设计温度应该为预期连续运行的温度，再加上设备制造厂所保证的最大温度偏差值。无论是日本还是联邦德国等国家的规范，也都有类似的规定。此温度偏差值是指锅炉在正常负荷变动率之下所允许的温度偏差，包括锅炉汽温调节的允许误差，一般取用+10 ° F 或+5℃，但并不包括负荷在阶跃+10%和 FCB 时汽温所产生的变化，后者属于第 6.0.1

条二、的规定。

联邦德国 DB 锅炉厂所提供的本生式直流炉汽温调节和负荷变动对汽温产生的变化保证值，列于表 3.0.2 以供参考：

表 3.0.2

温度变化	负荷变动率					
	每分钟 3% 30%~50%B-MCR		每分钟 5% 50%~100%B-MCR		阶跃 +10%	FCB
	增负荷	减负荷	增负荷	减负荷		
主蒸汽温度(°C)	±4	±4	±5	±5	±7	±6
高温再热蒸汽温度(°C)	±4	±4	±5	±5	±7	±6

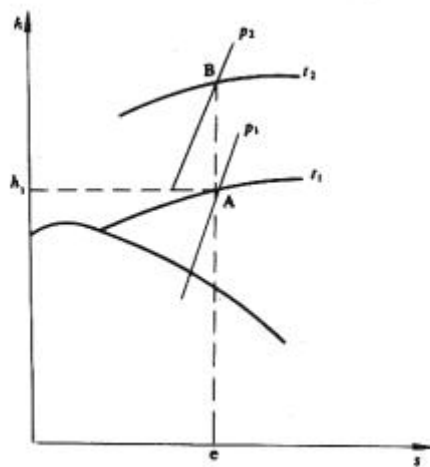


图 3.0.2

国外 A/E 公司的设计准则对主蒸汽管道和高温再热蒸汽管道的设计温度，大多数以汽轮机进口处的蒸汽设计温度为基准，再加上管道压降所引起的温降和锅炉制造厂汽温调节所允许的偏差值，后者一般取用 5°C。例如，汽轮机进口处的蒸汽设计温度为 538°C，锅炉出口蒸汽额定温度选用 541°C，则主蒸汽或高温再热蒸汽管道的设计温度取用 546°C。

我国习惯取用锅炉在额定蒸发量时过热器、再热器出口的额定工作温度为基准，如汽轮机进口处的设计温度为 535°C，锅炉过热器和再热器出口的额定工作温度取用 540°C，加上允许温度偏差 5°C，那么主蒸汽管道和高温再热蒸汽管道的设计温度为 545°C。

二、低温再热蒸汽管道的设计温度，可以汽轮机最大计算出力工况下热平衡中高压缸排汽参数为基准，等熵求取管道在设计压力下的相应温度，如图 3.0.2 所示。

在 $h-s$ 图中，先查得运行压力 p_1 和温度 t_1 的交点 A，然后沿等熵线自 e 垂直向上，查得与设计压力 p_2 的交点 B，B 点的相应温度 t_2 即为设计温度。国外 A/E 公司都采用同样的规定。

以上是指高、中压缸同时启动的汽轮机组。对于具有二级旁路的系统，如果采用中压缸先启动，而高压缸空转时，就有可能由于鼓风，排汽温度升高，这时低温再热蒸汽管道的设计温度应采用制造厂提供的可能出现的最高工作温度。

三、对汽轮机非调整抽汽管道，亦应等熵求取管道在设计压力下的相应温度。

四、汽轮机调整抽汽管道、背压式汽轮机排汽管道和减温装置后蒸汽管道的设计温度分

别取用其最高工作温度，这与原规定相同。

日本东芝公司的设计规定，对于高压旁路减温装置后蒸汽管道的设计温度，取用减温装置所整定的出口温度加上 50°C ，这是考虑到汽轮机采用中压缸启动时，减温装置后的管道温度会升高。

五、与直流锅炉启动分离器连接的汽水管道的的设计温度，取用各种运行工况中可能出现的最高工作温度，这与原规定相同。

六、主给水经加热器后的管道设计温度，取用被加热水的最高工作温度，这与原规定相同。

按 EBASCO 设计准则，对主给水管道的的设计温度采用以下的规定：

(1) 给水泵出口至最近一台给水加热器之间给水管道的的设计温度应等于给水泵进口的设计温度加上泵在设计工况下由于压缩功所引起的温升；

(2) 给水加热器之间和最后一台给水加热器后管道设计温度，取用该管道前给水加热器管侧的设计温度(在冷凝区)。

给水泵由于压缩功所引起的温升一般不会大于 5°C ，但东芝公司的设计取用 20°C 。

给水加热器管侧的设计温度，参照美国热交换器协会 HEI 的规定，取值为给水加热器壳侧在设计压力下的饱和温度；对于给水加热器有过热冷却段者，取值应为加热器壳侧在设计压力下的饱和温度再加上 20°C 。

由于目前我国尚无统一的设备设计计算标准，各制造厂的取值不同，因此管道的设计参数难于以设备的设计值来确定。但是如果今后我国有加热器的设计计算标准，经加热后主给水管道的的设计温度的规定，就应与加热器的设计计算标准相协调。

第四章 承受内压的管子壁厚计算

承受内压的管子壁厚计算分直管和弯管两部分。直管壁厚计算分三个步骤，即分别计算直管最小壁厚 S_m ，直管计算壁厚 S_C 和直管公称壁厚 S_N 。

第 4.0.1 条 直管最小壁厚 S_m 的确定

本条列出按直管外径确定最小壁厚的公式(4.0.1-1)和按直管内径确定最小壁厚的公式(4.0.1-2)。取用哪种公式计算与所选管子的生产工艺有关。对于无缝钢管，当采用热轧生产控制外径时，可按外径公式确定最小壁厚；当采用锻制生产或热挤压生产控制内径时，可按内径公式确定最小壁厚。对于有纵缝焊接钢管和螺旋焊缝钢管，亦按管子外径公式确定最小壁厚。

日本通产省规定：对于无缝钢管，当管子外径 $D_o \leq 600\text{mm}$ 时，推荐采用管子外径公式确定最小壁厚；当 $D_o > 600\text{mm}$ 时，推荐采用管子内径公式确定最小壁厚。这是因为日本钢管厂生产的热轧管子，最大外径至 600mm 为止。对于主蒸汽管道或高温再热蒸汽管道，虽 $D_o < 600\text{mm}$ ，亦有采用内径管，按内径作为控制尺寸，以利配管时的焊口对接。

美国 A/E 公司的设计规定，对于采用 Schedule 标准号生产的管子或 B&W 空心锻制的管子(Hollow-Forged Pipe)，以及钢板制成的纵缝焊接钢管，都按外径公式确定最小壁厚；对于美国卡麦隆厂生产的热挤压内径管子(Cameron Seamless Extruded Pipe)，按内径公式确定最小壁厚。

联邦德国 MANNESMANN 生产的无缝钢管采用以下四种方法生产：

对于外径管:

连续轧制法(Continuous Mandrel Rolling Process),公称直径为 20~150mm;

皮尔格热轧法(Pierce and Pilger Rolling Process),公称直径为 150~650mm;

心棒轧管法(Plug Rolling Process),公称直径为 150~250mm。

对于内径管:

爱氏冲管法(Ehrhardt Process),公称直径为 200~1200mm。

MANNESMANN 认为管子外径在 660mm 及以下时可按外径管子生产,管子外径大于 660mm 时应按内径管子生产。

按直管外径公式确定最小壁厚时,直管的外径 D_o 应采用公称外径;按直管内径公式确定最小壁厚时,直管的内径 D_i 应采用产品可能出现的最大内径,而不是设计内径。所谓最大内径,是指设计内径(或给定内径)加上制造厂规定的内径总偏差值。

美国某些 A/E 公司设计准则规定:按内径公式确定最小壁厚时,直管的内径应采用设计内径(或给定内径)加上制造厂规定的内径总偏差值,再加上 0.25mm(0.01in)。

美国 Cameron 生产的热挤压内径管,其内径偏差值如表 4.0.1。

表 4.0.1

内 径 (D_i)		正 公 差		负 公 差 (in)
in	mm	in	mm	
6~12	152.4~304.8	+0.093	+2.362	-0.00
>12~22	>304.8~558.8	+0.125	+3.175	-0.00
>22~30	>558.8~762	+0.156	+3.962	-0.00
>30	>762	+0.187	+4.749	-0.00

联邦德国 MANNESMANN 生产的内径管,其内径偏差值为内径的 $\pm 1\%$ 。

美国 ANSI B31.1 第 104.1.2 条规定按内径确定最小壁厚的公式中,承压要求的计算壁厚部分与附加厚度部分进行通分,但日本所规定的计算式,不考虑通分。本规定中式(4.0.1-2)对计算壁厚部分与附加厚度部分亦不进行通分,使应用方便。

附加厚度 δ 的确定主要考虑以下两项因素:

(1)考虑管道的腐蚀和磨损

对于主蒸汽管道、再热蒸汽管道和主给水管道,一般可取 $\delta = 0$;对于饱和蒸汽管道或湿度比较大的抽汽管道、辅助蒸汽管道、加热器疏水管道、给水再循环管道以及具有两相流的管道,都应遵照汽水管道设计规定考虑附加厚度。国外的有些规定对于管道的腐蚀和磨损,一般增加 1.6~3.2mm(1/16~1/8in)的附加厚度。

(2)考虑机械强度的要求

当管道有螺纹或刻槽,如主给水管道为加装流量测量装置而镗去部分壁厚时,需要在直管计算时增加附加厚度;在个别情况下,由于支撑及其他原因引起的附加荷载使管道可能发生凹塌、翘曲或过量的挠度时,亦需局部增加直管的壁厚,如高温再热蒸汽管道垂直段,装有承受大荷载的刚性吊架,需验算是否会因为弯矩过大而引起大口径薄壁管的翘曲或凹塌。

此外,本规定还考虑了温度不同时对计算管子最小壁厚公式的修正,采用修正系数 Y 值。对于碳钢、低合金钢和高铬钢,当设计温度

$\leq 480^\circ\text{C}$ 时, $Y=0.4$,修正后成为 LAME 壁厚计算式;

=510℃时， $Y = 0.5$ ，修正后成为平均壁厚计算式；

≥538℃时， $Y = 0.7$ ，修正后成为 COMMON CREEP 壁厚计算式，考虑了在高温蠕变下内外壁应力的重新分布。

480~510℃以及 510~538℃之间的设计温度所对应的 Y 值，可采用插值法求取。

规定中的表 4.0.1 所列为纵缝焊接钢管许用应力的修正系数，与原规定相同，只补充对 $\eta = 1$ 的焊缝，必须具有 100%无损探伤的条件。

第 4.0.2 条 直管计算壁厚 S_c 的确定

直管计算壁厚 S_c 等于直管最小壁厚 S_m 上直管壁厚负偏差值 C 。

对于热轧生产的无缝钢管，按管子外径确定最小壁厚时，可根据管子产品技术条件中规定的壁厚允许负偏差百分数值，由规定中的表 4.0.2 查得直管壁厚的负偏差系数 A ，然后用下式求出 C 值：

$$C = AS_m$$

亦可采用简易方法直接求取 S_c 。如管子产品技术条件中规定壁厚允许负偏差值为 -12.5%，那么直管计算壁厚 $S_c = S_m / 0.875$ 。原技术规定中管子壁厚负偏差系数 A_1 值内隐含有 5%的裕度，本技术规定中已予取消。

我国GB 3087—82 规定：采用热轧生产的普通级无缝钢管，壁厚为 3~20mm时，壁厚允许偏差百分数为 ~~±13.0%~~；壁厚大于 20mm时，壁厚允许偏差百分数为 ±12.5%。对于外径为 325mm及以上的热扩钢管，壁厚允许偏差百分数为 ±18%。

我国GB 5310—85 规定：采用热轧(挤)生产的普通级无缝钢管，壁厚小于 3.5mm时，壁厚允许偏差百分数为 ~~±15%~~；壁厚为 3.5~20mm时，壁厚允许偏差百分数为 ~~±15%~~；壁厚大于 20mm时，壁厚允许偏差百分数为 ±10%。

注：①外径大于和等于 219mm，壁厚大于 20mm的钢管，其壁厚允许偏差百分数为 ~~±13.0%~~；

②热扩管的尺寸允许偏差，由供需双方协商确定。

联邦德国DIN 17175—79 规定：按外径 D_o 订货的管子壁厚允许偏差百分数如表 4.0.2-1。

按内径 D_i 订货的管子壁厚允许偏差百分数如表 4.0.2-2。

MANNESMANN工厂生产的热轧碳钢管和铁素体合金钢管，外径从 150mm至 660mm， $S/D_o \geq 0.05$ 时，外径偏差为 ±1%。按外径 D_o 订货的管子壁厚允许偏差百分数如表 4.0.2-3。

如果要减少外径偏差和壁厚偏差，可采用机械加工，但要另加价。

按内径 D_i 订货的管径范围，从 180mm至 1140mm，内径偏差为 ±1%，按内径 D_i 订货的管子壁厚允许偏差百分数如表 4.0.2-4。

表 4.0.2-1

$D_o \leq 130\text{mm}$			$130\text{mm} < D_o \leq 320\text{mm}$			$320\text{mm} < D_o \leq 660\text{mm}$		
$S \leq 2S_n$	$2S_n < S \leq 4S_n$	$S > 4S_n$	$S \leq 0.05D_o$	$0.05D_o < S \leq 0.11D_o$	$S > 0.11D_o$	$S \leq 0.05D_o$	$0.05D_o < S \leq 0.09D_o$	$S > 0.09D_o$

+15%	+12.5%	±9%	+17.5%	±12.5%	±10%	+22.5%	+15%	+12.5%
-10%	-10%		-12.5%			-12.5%	-12.5%	-10%

注：S_n为按DIN2448 所确定的标准壁厚。

表 4.0.2-2

200mm ≤ D _i ≤ 720mm		
S ≤ 0.05D _i	0.05D _i < S ≤ 0.10D _i	S > 0.10D _i
+22.5%	+15%	+12.5%
-12.5%	-12.5%	-10%

表 4.0.2-3

	D _o ≤ 130mm			130mm < D _o ≤ 320mm			320mm < D _o ≤ 660mm		
	S ≤ 2S _n	2S _n < S ≤ 4S _n	S > 4S _n	S ≤ 0.05D _o	0.05D _o < S ≤ 0.11D _o	S > 0.11D _o	S ≤ 0.05D _o	0.05D _o < S ≤ 0.09D _o	S > 0.09D _o
a	+15%	+12.5%	+9%	+17.5%	+12.5%	+10%	+22.5%	+15%	+12.5%
b	-10%	-10%	-9%	-12.5%	-12.5%	-10%	-12.5%	-12.5%	-10%
c	+28%	+25%	+20%	+34%	+29%	+22%	+40%	+31%	+25%
0	-0%	-0%	-0%	-0%	-0%	-0%	-0%	-0%	-0%

表 4.0.2-4

200mm ≤ D _i ≤ 720mm			
	S ≤ 0.05D _i	0.05D _i < S ≤ 0.10D _i	S > 0.10D _i
a	+22.5%	+15%	+12.5%
b	-12.5%	-12.5%	-10%
c	+40%	+31%	+25%
0	-0%	-0%	-0%

如果要减少内径偏差和壁厚偏差，可采用机械加工，但也得加价。

工厂可按以下偏差条件订货：

(1)以公称壁厚S_n订货，即采用

a=正偏差(%)

b=负偏差(%)

(2)以最小壁厚S_m订货，即采用

$$c = \text{正偏差} = \frac{a+b}{100-b} \times 100\%$$

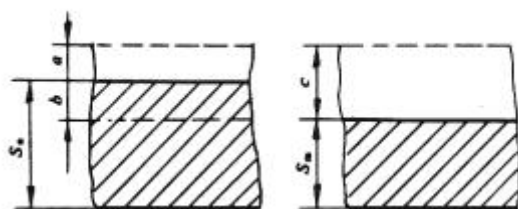


图 4.0.2

a、b与 S_n 的关系以及c与 S_m 的关系如图 4.0.2。

美国ASTM A106 和A335 规定壁厚负偏差百分数为-12.5%。按Schedule生产的管子壁厚负偏差亦为-12.5%。因此A/E公司计算的**实际最小壁厚(actual min thickness)** $t_a=t_m/0.875$ 。

对于按内径订货，采用Cameron热挤压的管子，计算实际最小壁厚 $t_a=t_m+0.005\text{in}(0.13\text{mm})$ ， t_m 为管子设计最小壁厚)。

第 4.0.3 条 直管公称壁厚 S_n 的确定

对于外径管，应根据计算壁厚 S_c ，按产品规格选用标准的公称壁厚 S_n 。在任何情况下 $S_n \geq S_c$ 。外径管规格通常表示为 $D_o \times S_n$ 。

对于内径管，应根据制造厂产品技术条件中的有关规定确定公称壁厚 S_n 。内径管规格表示为 $(D_i)_{\min} \times S_m$ 。

美国Cameron生产的热挤压管子，规定其公称壁厚 t_n 等于实际最小壁厚 t_a 除以管子系数。管子系数如表 4.0.3 所示。

表 4.0.3 Cameron 工厂的管子系数

管 壁 范 围		管子系数
in	mm	
0.668~1.000	17.00~25.40	0.910
1.001~2.250	25.41~57.15	0.930
2.251~3.125	57.16~79.38	0.940
3.126~3.500	79.39~88.90	0.945
3.501~3.875	88.91~98.43	0.950
3.876~4.250	98.44~107.95	0.955
4.251~4.750	107.96~120.65	0.960
4.751~5.250	120.66~133.35	0.965
≥ 5.251	≥ 133.36	0.970

管子系数是制造厂给定的常数，实际上是考虑了内径管的壁厚制造公差而引入的。采用内径管应注意公称值的定义如下：

- (1)最小内径等于给定内径或设计内径；
- (2)公称内径等于最小内径加上总的内径偏差值的一半；
- (3)公称壁厚等于最小壁厚除以管子系数；
- (4)公称外径等于公称内径加上二倍的公称壁厚；
- (5)采用公称外径和公称内径计算钢管的单位公称重量，并以此计价。

无论采用外径管还是内径管，都应注意对接焊口的问题。我国《火电施工质量检验及评

定标准》第七篇(管道)规定：内壁错边量在 1mm 及以下为合格；外壁错边量等于 4mm 及以下为合格。

注：错边量大于 4mm 时，按焊接技术规定应有加工过渡区。

美国对于管道以及管道与附件在配管时的对接焊口，要求遵照 PFI 标准 ES-1 和 ES-21 的规定，以使对口管子的内壁平齐，保证焊接质量。该规定中：

“A”为管子的给定外径；

“B”为管子的公称内径；

“C”为内径加工尺寸；

“d”为给定最小内径；

M_o 为“C”值的加工过偏差，一般采用+0.01in；

M_u 为“C”值的加工负偏差，一般采用-0.04in；

R_u 为外径的负偏差，ASTM规定最大值为 0.031in；

S_o 为内径的过偏差；

S_u 为内径的负偏差；

T 为订货的管子最小壁厚；

t_n 为公称壁厚；

t_m 为管子设计所需要的最小壁厚。

对于外径管及其与部件连接时：

$$“C” = (A - R_u - M_o - 2t_m)$$

美国 A/E 公司规定简化成：

$$“C” = \text{公称外径} - 0.041(\text{in}) - 2t_m$$

对于内径管及其与部件连接时：

$$“C” = (d + S_o + S_u - M_o)$$

美国 A/E 公司规定简化成：

$$“C” = \text{最小内径} + \text{总内径正公差，亦即采用最大内径。}$$

PFI 标准 ES-1 和 ES-21 最后规定按内径管订货时，可采用以下两种方法之一：

(1)增加管子的壁厚，以 T 值订货，即

$$T = S_o + S_u + t_m + M_o$$

(2)在订管子货时，向制造厂同时提出 t_m 和 “C” 值。

对接焊口错边的应力增强系数详见附表 2.1。

第 4.0.4 条 弯管壁厚的确定

弯管在弯制前所采用直管的最小壁厚列于规定中表 4.0.4，它是参照 ANSI B31.1 表 102.4.5 的规定确定的。这个规定可能略偏于保守，因为现在大都采用中频弯管，弯制后的壁厚减薄量均小于规定中表 4.0.4 所列数值。此外本规定允许采用壁厚正公差的管子用作弯管，但弯后任何一点的实测最小壁厚不得小于直管的最小壁厚 S_m 。

美国某 A/E 公司的设计准则规定：对于外径小于等于 14in(355.6mm)的管子，一般弯管的半径采用 5 倍的管子外径；对于外径大于等于 16in(406.4mm)的管子，一般弯管的半径采用 6 倍的管子外径；对于有 90° 弯头的蒸汽管道，限定其流速不得大于 45.7m/s。

日本《火力发电技术标准》第 32 条规定：当采用直管弯制成弯管时，弯曲半径要在管子外径的 4 倍以上。

英国 BS806—86 中第 4.3.1 条规定：对于外径小于等于 219.1mm 的弯管，在弯制前的直管最小壁厚 $t_b=1.125t_f$ ；对于外径大于 219.1mm，且 $t_f \geq 35\text{mm}$ 的弯管，在弯制前的直管最小壁厚 $t_b=1.1t_f$ (t_f 为直管计算最小壁厚)；对于外径为 244.5~323.9mm 的弯管，在弯制时的弯曲半径 $R=4.6D_o$ ；对于外径为 355.6~457.0mm 的弯管，在弯制时的弯曲半径 $R=5D_o$ 。

从以上的国外规定来看，不推荐弯管的弯曲半径取得过小，本规定要求弯管的弯曲半径 R 不小于 $3D_o$ 。

第五章 补偿值的计算

第 5.0.1 条 本条文与原规定相同。现大容量机组的管系比较复杂，倘要将设备连接点或固定点之间互相连接的各管段，包括疏水管道在内，都构成一个独立的计算管系以进行挠性分析和计算，则可能要超出计算机程序的容量，故允许将主要管系和次要管系分开进行计算。

对于火力发电厂，参照国外 A/E 公司有关管道应力计算的规定，只要主管和支管的刚度比大于 7 [即 $EI(\text{主管})/EI(\text{支管}) > 7$]，就可以将主要管系和次要的分支管系分开来分别进行计算，具体做法如下：

一、在进行主要管系的应力计算时，可先将主管与支管分开点的应力增强系数当作 1，即作为无开孔的直管，但应打印出在分开点附近按规定中式(6.0.2)、(6.0.3)、(6.0.4)计算出的应力、线位移和角位移值，然后在进行次要的分支管系的应力计算时，将主管在分开点的线位移和角位移值作为分支管系的端点位移；

二、计算出分开点的应力增强系数之后，可采用笔算对主管和支管在分开点的应力值进行调整，使之符合应力验算的要求。

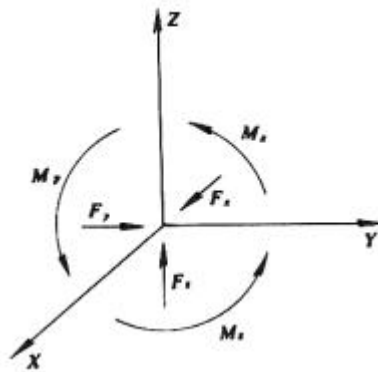


图 5.0.2

第 5.0.2 条 本条文与原规定相同。基本坐标系中各坐标轴的方向按右旋定则确定，即由 X 轴右旋转向 Y 轴时得 Z 轴的正方向；由 Y 轴右旋转向 Z 轴时得 X 轴的正方向；由 Z 轴右旋转向 X 轴时得 Y 轴的正方向，如图 5.0.2 所示。

第 5.0.3 条 本条文与原规定相同。计算管系的热伸长值时可采用运行时的工作温度计算。本规定只列出当端点无附加角位移时全补偿值的计算式，该计算式简明和便于应用。现大部分工程中，制造厂只提供设备端点的线位移，而无附加角位移。在工程设计中如遇到有端点附加角位移时，对全补偿值还应考虑角位移的影响。

第 5.0.4 条 钢材的蠕变温度，原规定对碳钢取 380℃，低合金钢和高铬钢取 420℃。新修订的 GB9222—88《水管锅炉受压元件强度计算》标准中已改为对碳钢取 350℃，低合金钢取 400℃。但实际上钢材的蠕变条件温度是一个温度范围，难于确定一个起始的具体温度值，但可认为无论是碳钢或低合金钢材，在 430℃及以上，蠕变的作用已比较显著。因此本规定规定工作温度在 430℃及以上的高温管道宜进行冷紧，冷紧比一般不小于 0.7，但这并不意味着所有的高温管道都应进行冷紧。冷紧的作用主要是减小热胀应力，让应力移向冷状态的一项措施，这样就能减小管道运行初期在工作状态下可能出现的屈服塑性变形和为松弛热胀应力所需的蠕变，这对于在蠕变条件下工作的管道的长期安全运行是有利的。所以有些国家的管道规范规定，对于以持久强度确定高温许用应力的管道，推荐采用 100%的冷紧，即冷紧比为 1.0。如英国 BS806—1986，迄今还推荐高温管道应采用 100%(至少不小于 85%)的冷紧，美国 ANSIB31.1 对高温管道是否应冷紧没有作具体规定。GE 公司推荐在蠕变条件温度下工作的管道，冷紧比最好采用 1.0。EBASCO 的设计准则推荐高温管道的冷紧比采用 0.5。另一家 A/E 公司的设计准则没有对冷紧作出任何规定，可见对冷紧作用的认识未臻相同。冷紧确实会给管道安装增加许多复杂的工作量，而且很难达到预期的效果。如果管系计算热伸长值不大，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，则没有必要进行冷紧。EBASCO 的设计准则还规定，当管系计算热伸长值小于等于 12in(12.7mm)时，可不必进行冷紧。

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。

第 5.0.5 条 本条文与原规定相同。当管道各方向(沿坐标轴 X、Y、Z)采用不同冷紧比时，由于各方向的冷紧对管道运行初期的工作状态和对冷状态下设备(或端点)的推力和力矩的影响不同，因此需要计算冷紧后在冷状态的冷补偿值，以便计算冷紧产生的推力和力矩。