火力发电厂汽水管道设计技术规定

Code for design of thermal power plant steam/water piping

DL/T 5054—1996

主编部门：电力工业部东北电力设计院
批准部门：中华人民共和国电力工业部

中华人民共和国电力工业部

关于发布《火力发电厂汽水管道设计技术规定》电力行业标准的通知

电技［1996］340号

《火力发电厂汽水管道设计技术规定》电力行业标准，经审查通过，批准为推荐性标准，现予发布。标准编号为：DL/T 5054—1996。

本标准自1996年10月1日起实施。

请将执行中的问题和意见告电力部电力规划设计总院，并抄送部标准化领导小组办公室。

本标准由中国电力出版社负责出版发行。

1996年5月30日

目　　次

常用符号的单位和意义 …… 640
1　总则 …… 643
2　一般规定 …… 643
3　管子的选择 …… 649
3.1　管径选择 …… 649
3.2　壁厚计算 …… 651
3.3　管子类别选择 …… 653
4　管道附件的选择 …… 653
4.1　一般规定 …… 653
4.2　选择原则 …… 653
4.3　附件材料 …… 656
5　管道及附件的布置 …… 658
5.1　管道布置 …… 658
5.2　附件布置 …… 661
5.3　管道的补偿 …… 662
5.4　管道的冷紧 …… 664
6　水力计算 …… 664
6.1　一般规定 …… 664
6.2　介质比容变化不大的管道 …… 666
6.3　介质比容变化大的管道 …… 667
6.4　两相流体的管道 …… 673
7　支吊架的设计 …… 676
7.1　一般规定 …… 676
7.2　支吊架间距 …… 677
7.3　支吊架荷载 …… 678
7.4　弹簧选择 …… 680
7.5　支吊架结构强度计算 …… 683
8　疏水、放水、放气和锅炉排污系统的设计 …… 686
8.1　一般规定 …… 686
8.2　管道和设备的疏水、放水、放气系统 …… 686
8.3　防止汽轮机进水的疏水系统 …… 689
8.4　锅炉的排污和疏水、放水系统 …… 690
8.5　管子及附件的选择 …… 691
8.6　布置 …… 692

9 工业水系统的设计 …… 693
9.1 一般规定 …… 693
9.2 供水系统 …… 693
9.3 排水系统 …… 694
9.4 布置 …… 694
附录A 设计常用数据 …… 695
A.1 常用国产钢材的许用应力表 …… 695
A.2 常用国产钢材的弹性模量数据表 …… 697
A.3 常用国产钢材的平均线膨胀系数数据表 …… 698
A.4 常用德国钢材的许用应力表 …… 699
A.5 常用德国钢材的弹性模量数据表 …… 701
A.6 常用德国钢材的平均线膨胀系数数据表 …… 701
A.7 常用美国钢材的许用应力表 …… 702
A.8 常用美国钢材的弹性模量数据表 …… 703
A.9 常用美国钢材的平均线膨胀系数数据表 …… 703
A.10 Q235、Q235-A.F、Q235-B.F 钢管子及附件（阀门除外）的公称压力、试验压力和允许工作压力表 …… 704
A.11 10 号钢管子及附件（阀门除外）的公称压力、试验压力和允许工作压力表 …… 705
A.12 20 号钢管子及附件（阀门除外）的公称压力、试验压力和允许工作压力表 …… 706
A.13 20G 钢管子及附件（阀门除外）的公称压力、试验压力和允许工作压力表 …… 707
A.14 16Mng 钢管子及附件（阀门除外）的公称压力、试验压力和允许工作压力表 …… 708
A.15 碳素钢制件的公称压力、试验压力和允许工作压力表 …… 709
A.16 碳钢焊条的型号 …… 710
A.17 低合金钢焊条的型号 …… 711
A.18 常用焊丝的化学成分 …… 712
A.19 常用焊条熔敷金属的化学成分和常温机械性能 …… 714
A.20 焊接异种钢的焊条（焊丝）及焊后热处理温度推荐表 …… 718
A.21 常用国产钢材所适用的焊条和焊丝型号 …… 720
A.22 常用德国钢材所适用的焊条和焊丝型号 …… 721
A.23 常用美国钢材所适用的焊条和焊丝型号 …… 721
A.24 常用焊接接头基本形式及尺寸表 …… 722
A.25 不同厚度对口时的处理方法 …… 724
附录B 钢管的尺寸偏差 …… 725
B.1 国产钢管的尺寸偏差 …… 725
B.2 德国钢管的尺寸偏差 …… 727

附录C 管道零件及部件的计算 …… 728
C.1 弯管（弯头）壁厚计算 …… 728
C.2 异径管壁厚计算 …… 728
C.3 主管上未加强开孔最大允许直径 d 计算 …… 729
C.4 三通壁厚计算 …… 731
C.5 封头、堵头壁厚计算 …… 734
C.6 法兰及法兰联接计算 …… 737
C.7 节流孔板孔径计算 …… 737
C.8 安全阀选择计算 …… 738
C.9 调节阀的选择 …… 740
C.10 波纹管补偿器应力计算 …… 741
C.11 阀门传动装置许用最大扭矩与阀门参数、通径的关系 …… 744
附录D 管道补偿资料 …… 744
D.1 管道自补偿能力判别 …… 744
D.2 波纹管补偿器的补偿及推力计算 …… 745
附录E 水力计算资料 …… 748
E.1 水和水蒸气的粘度 …… 748
E.2 阻力系数有关数据 …… 750
附录F 支吊架设计资料 …… 779
F.1 常用弹簧特性表 …… 779
F.2 支吊架荷载近似计算法 …… 783
附录G 本规定用词说明 …… 784
附加说明 …… 785
条文说明 …… 786

常用符号的单位和意义

符　号	单　位	意　义
p	MPa	设计压力
PN	MPa	公称压力
p_T	MPa	试验压力
p_d	Pa，MPa	管内介质动压力
p_{d1}	Pa，MPa	管道始端动压力
p_{d2}	Pa，MPa	管道终端动压力
p_0	Pa，MPa	管道始端滞止压力
p_1	Pa，MPa	管道始端压力
p_2	Pa，MPa	管道终端压力
p_c	Pa，MPa	管内介质临界压力
p_{dc}	Pa，MPa	管内介质临界动压力
α'	—	管道始端压力与末端空间压力之比
α_c	—	管道始端压力与临界压力之比
t	℃	设计温度或工作温度
t_{er}	℃	设计安装温度
σ_b^{20}	MPa	钢材在 20℃时的抗拉强度最小值
σ'_s	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 10 万 h 的持久强度平均值
$[\sigma]^t$	MPa	钢材在设计温度下的许用应力
η	—	许用应力修正系数
DN	mm	公称通径
D_o	mm	管子外径
D_i	mm	管子内径
s_m	mm	直管最小壁厚
s_c	mm	直管计算壁厚
s	mm	直管壁厚
A	—	管子壁厚负偏差系数
G	t/h	介质质量流量
G_{max}	t/h	介质最大质量流量
G_{min}	t/h	介质最小质量流量

续表

符　号	单　位	意　义
Q	m^3/h	介质容积流量
v	m^3/kg	介质比容
v_0	m^3/kg	管道始端滞止比容
v_1	m^3/kg	管道始端介质比容
v_2	m^3/kg	管道终端介质比容
v_c	m^3/kg	介质临界比容
β	—	管道终端与始端的介质比容之比
β_c	—	介质临界比容与管道始端介质比容之比
ρ	kg/m^3	介质密度
ρ_1	kg/m^3	管道始端介质密度
ρ_2	kg/m^3	管道终端介质密度
w	m/s	介质流速
$\dot{m}$	$kg/(m^2 \cdot s)$	介质质量流速
w_c	m/s	介质临界流速
$\dot{m}_c$	$kg/(m^2 \cdot s)$	介质临界质量流速
L	m	管道总展开长度
λ	—	管道摩擦系数
Re	—	雷诺数
ξ	—	管道阻力系数
$\Sigma\xi_l$	—	管道总局部阻力系数
ε	—	管子等值粗糙度
g	m/s^2	重力加速度
k	—	蒸汽绝热指数
a	—	管道局部变换后与变换前的介质质量流速之比
H_1	m	管道始端的标高
H_2	m	管道终端的标高
p_{at}	Pa	大气压力
P_{op}	N	弹簧的工作荷载
P_{er}	N	弹簧的安装荷载
P_{max}	N	弹簧最大允许荷载
λ_{max}	mm	弹簧最大允许变形量
H_{op}	mm	弹簧的工作高度
H_{er}	mm	弹簧的安装高度
H_0	mm	弹簧的自由高度
ΔZ_t	mm	管道支吊点垂直方向热位移值

续表

符　号	单　位	意　义
K	mm/N	弹簧系数
μ	—	摩擦系数
L_{max}	m	支吊架的最大允许间距
I	cm^4	管子截面惯性矩
q	kN/m	管道单位长度自重
E^{20}	kN/mm^2	钢材在 20℃时的弹性模量
E^t	kN/mm^2	钢材在设计温度下的弹性模量
α^t	10^{-6}/℃	钢材在工作温度下的线膨胀系数
τ	MPa	剪应力
h_f	mm	焊缝高度
h_u	mm	焊缝有效厚度
X	mm	补偿器吸收的轴向位移量
Y	mm	补偿器吸收的横向位移量
X_0	mm	补偿器最大轴向补偿量
Y_0	mm	补偿器最大横向补偿量

数进行水力计算。如没有该方面的资料可参照美国或德国的标准选择阻力系数。而国产的管材、管件可参照前苏联的标准选择阻力系数。

附录中各国阻力系数来源如下：

前苏联的《火力发电厂管道手册》；

美国的 Crane 公司《通过阀门和管件流体流动的特性》；

前联邦德国的《热力工程计算图册》。

1 总　　则

1.0.1 本规定制定的目的是为了指导火力发电厂汽水管道的设计，以保证火力发电厂安全、满发、经济运行。

1.0.2 本规定适用于火力发电厂范围内主蒸汽参数为27MPa、550℃（高温再热蒸汽可达565℃）及以下机组的汽水管道设计。

机、炉本体范围内的汽水管道设计，除应符合本规定外，还应与制造厂共同协商确定。

发电厂内的热网管道和输送油、空气等介质管道的设计，可参照本规定执行。

本规定不适用于燃油管道、燃气管道、氢气管道和地下直埋管道的设计。

1.0.3 本规定所引用的相关标准

管道元件的公称通径	(GB1047)
管道元件的公称压力	(GB1048)
高压锅炉用无缝钢管	(GB5310)
低中压锅炉用无缝钢管	(GB3087)
碳素结构钢	(GB700)
螺旋焊缝钢管	(SY5036～5039)
低压流体输送用焊接钢管	(GB3092)
钢制压力容器	(GB150)
碳钢焊条	(GB5117)
低合金钢焊条	(GB5118)
火力发电厂汽水管道应力计算技术规定	(SDGJ6)
电力建设施工及验收技术规范（管道篇）	(DJ56)
电力建设施工及验收技术规范（火力发电厂焊接篇）	(DL5007)
电力建设施工及验收技术规范（钢制承压管道对接焊缝射线检验篇）	(SDJ143)
火力发电厂金属技术监督规程	(DL438)
电力工业锅炉监察规程	(SD167)

2 一　般　规　定

2.0.1 设计要求

管道设计应根据热力系统和布置条件进行，做到选材正确、布置合理、补偿良好、疏水通畅、流阻较小、造价低廉、支吊合理、安装维修方便、扩建灵活、整齐美观，并应避免水

击、共振和降低噪声。

管道设计应符合国家和部颁有关标准、规范。

2.0.2 设计参数

2.0.2.1 设计压力

管道设计压力（表压）系指管道运行中内部介质最大工作压力。对于水管道，设计压力的取用，应包括水柱静压的影响，当其低于额定压力的3%时，可不考虑。

主要管道的设计压力，应按下列规定选用：

(1) 主蒸汽管道

取用锅炉过热器出口的额定工作压力或锅炉最大连续蒸发量下的工作压力。

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。

(2) 再热蒸汽管道

取用汽轮机最大计算出力工况（见注）下高压缸排汽压力的1.15倍。高温再热蒸汽管道，可减至再热器出口安全阀动作的最低整定压力。

注：汽轮机最大计算出力工况，系指调节汽门全开（简称VWO）工况或调节汽门全开加5%超压（简称VWO+5%OP）工况。

(3) 汽轮机抽汽管道

非调整抽汽管道，取用汽轮机最大计算出力工况下该抽汽压力的1.1倍，且不小于0.1MPa；

调整抽汽管道，取其最高工作压力。

(4) 背压汽轮机排汽管道

取其最高工作压力。

(5) 减压装置后的蒸汽管道

取其最高工作压力。

(6) 与直流锅炉启动分离器连接的汽水管道

取用分离器各种运行工况中可能出现的最高工作压力。

(7) 高压给水管道

非调速给水泵出口管道，从前置泵到主给水泵或从主给水泵至锅炉省煤器进口区段，分别取用前置泵或主给水泵特性曲线最高点对应的压力与该泵进水侧压力之和；

调速给水泵出口管道，从给水泵出口至关断阀的管道，设计压力取用泵在额定转速特性曲线最高点对应的压力与进水侧压力之和；从泵出口关断阀至锅炉省煤器进口区段，取用泵在额定转速及设计流量下泵提升压力的1.1倍与泵进水侧压力之和。

以上高压给水管道压力，应考虑水泵进水温度对压力的修正。

(8) 低压给水管道

对于定压除氧系统，取用除氧器额定压力与最高水位时水柱静压之和；

对于滑压除氧系统，取用汽轮机最大计算出力工况下除氧器加热抽汽压力的1.1倍与除氧器最高水位时水柱静压之和。

(9) 凝结水管道

凝结水泵进口侧管道，取用泵吸入口中心线至汽轮机排汽缸接口平面处的水柱静压（此时凝汽器内按大气压力），且不小于0.35MPa；

单级泵系统泵出口侧管道，取用泵出口阀关断情况下泵的扬程与进水侧压力（上述水柱静压）之和；

两级泵系统的凝结水泵出口侧管道，取用原则同单级泵系统泵出口侧管道；

两级泵系统的凝结水升压泵出口侧管道，取用两台泵（凝结水泵和凝结水升压泵）出口阀关闭情况下泵的扬程之和。

（10）加热器疏水管道

取用汽轮机最大计算出力工况下抽汽压力的1.1倍，且不小于0.1MPa。当管道中疏水静压引起压力升高值大于抽汽压力的3%时，尚应计及静压的影响。

（11）锅炉排污管道

锅炉排污阀前或者当排污阀后管道装有阀门或堵板等可能引起管内压力升高时，对于定期排污管道，设计压力应不小于汽包上所有安全阀中的最低整定压力与汽包最高水位至管道联结点水柱静压之和；对于连续排污管道，设计压力应不小于汽包上所有安全阀的最低整定压力。

当锅炉排污阀后不会引起管内压力升高时，排污管道（定期排污或连续排污）的设计压力按表2.0.2-1选取。

表2.0.2-1　锅炉排污阀后管道设计压力［MPa（g）］

锅炉压力	1.750～4.150	4.151～6.200	6.201～10.300	≥10.301
管道设计压力	1.750	2.750	4.150	6.200

（12）给水再循环管道

当采用单元制系统时，进除氧器的最后一道关断阀及其以前的管道，取用相应的高压给水管道的设计压力；其后的管道，对于定压除氧系统，取用除氧器额定压力；对于滑压除氧系统，取用汽轮机最大计算出力工况下除氧器加热抽汽压力的1.1倍。

当采用母管制系统时，节流孔板及其以前的管道，取用相应的高压给水管道的设计压力；节流孔板后的管道，当未装设阀门或介质双出路上的阀门不可能同时关断时，取用除氧器的额定压力。

（13）安全阀后排汽管道

应根据排汽管道的水力计算结果确定。

2.0.2.2　设计温度

系指管道运行中内部介质的最高工作温度。

主要管道的设计温度，应按下列规定选用：

（1）主蒸汽管道

取用锅炉过热器出口蒸汽额定工作温度加上锅炉正常运行时允许的温度偏差。温度偏差值，可取用5℃。

（2）再热蒸汽管道

高温再热蒸汽管道，取用锅炉再热器出口蒸汽额定工作温度加上锅炉正常运行时允许的温度偏差。温度偏差值可取用5℃；

低温再热蒸汽管道，取用汽轮机最大计算出力工况下高压缸排汽参数，等熵求取在管道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。

(3) 汽轮机抽汽管道

非调整抽汽管道，取用汽轮机最大计算出力工况下抽汽参数，等熵求取管道在设计压力下的相应温度；

调整抽汽管道，取用抽汽的最高工作温度。

(4) 背压汽轮机排汽管道

取用排汽的最高工作温度。

(5) 减温装置后的蒸汽管道

取用减温装置出口蒸汽的最高工作温度。

(6) 与直流锅炉启动分离器连接的汽水管道

取分离器各种运行工况中管道可能出现的汽水最高工作温度。

(7) 高压给水管道

取用高压加热器后高压给水的最高工作温度。

(8) 低压给水管道

对于定压除氧器系统，取用除氧器额定压力对应的饱和温度；

对于滑压除氧器系统，取用汽轮机最大计算出力工况下 1.1 倍除氧器加热抽汽压力对应的饱和温度。

(9) 凝结水管道

取用低压加热器后凝结水的最高工作温度。

(10) 加热器疏水管道

取用该加热器抽汽管道设计压力对应的饱和温度。

(11) 锅炉排污管道

锅炉排污阀前或者当排污阀后管道装有阀门或堵板等可能引起管内压力升高时，排污管道（定期排污或连续排污）的设计温度，取用汽包上所有安全阀中的最低整定压力对应的饱和温度。

锅炉排污阀后不会引起管内压力升高时，排污管道（定期排污和连续排污）的设计温度按表 2.0.2-2 选取。

表 2.0.2-2 锅炉排污阀后管道设计温度

锅炉压力（MPa）	1.750～4.150	4.151～6.200	6.201～10.300	≥10.301
管道设计温度(℃)	210	230	255	280

(12) 给水再循环管道

对于定压除氧系统，取用除氧器额定压力对应的饱和温度；对于滑压除氧系统，取用汽轮机最大计算出力工况下 1.1 倍除氧器加热抽汽压力对应的饱和温度。

(13) 安全阀排汽管道

排汽管道的设计温度，应根据排汽管道水力计算中相应数据选取。

2.0.2.3 设计安装温度

设计安装温度可取用 20℃。

2.0.2.4 管道的公称压力和公称通径

管道参数等级用公称压力表示，符号为PN，压力等级应符合国家标准《管道元件公称压力》(GB1048) 规定的系列。

管道参数等级也可用标注压力和温度的方法来表示，如 $p_{54}14$ 系指设计温度为540℃，压力为14MPa。

管道的公称通径用符号DN表示，通径等级应符合国家标准《管道元件的公称通径》(GB1047) 规定的系列。

2.0.2.5 管道公称压力的换算

管子和管件的允许工作压力与公称压力可按下式换算：

$$[p] = \mathrm{PN}\frac{[\sigma]^t}{[\sigma]^s} \tag{2.0.2-1}$$

式中 $[p]$ ——允许的工作压力，MPa；

$[\sigma]^t$——钢材在设计温度下的许用应力，MPa；

$[\sigma]^s$——公称压力对应的基准应力，系指钢材在指定的某一温度下的许用应力，MPa。

常用国产钢材的公称压力列于附录A.10～A.15。

2.0.3 水压试验

水压试验用于检验管子和附件的强度及检验管系的严密性。

2.0.3.1 强度试验

管子和附件强度试验压力（表压），按下式确定：

$$p_T = \begin{cases} 1.25p\dfrac{[\sigma]^T}{[\sigma]^t} \\ p + 0.1 \end{cases} \quad 或\ 1.5p \tag{2.0.3-1}$$

取两者中的较大者。

式中 p_T——试验压力，MPa；

p——设计压力，MPa；

$[\sigma]^T$——试验温度下材料的许用应力，MPa。

水压试验下，试件内周向应力值，不得大于材料在试验温度下屈服极限的90%。周向应力按下式计算：

$$\sigma_t = \frac{p_T[D_i + (s - \alpha - c)]}{2(s - \alpha - c)\eta} \tag{2.0.3-2}$$

式中 σ_t——试验压力下管子或附件的周向应力，MPa；

D_i——管子内径，mm；

s——管子壁厚，mm；

α——考虑腐蚀、磨损和机械强度要求的附加厚度，mm；

c——管子壁厚的负偏差值，mm；

η——许用应力修正系数，取值按表3.2.1。

2.0.3.2 严密性试验

管道安装完毕后，必须对管道系统进行严密性检验。

水压试验的压力（表压），应不小于1.5倍设计压力，且不得小于0.2MPa。

水压试验下管道的周向应力以及试压时的内压力、活荷载和恒荷载引起的轴向应力，都必须不大于试验温度下材料屈服极限的 90%。轴向应力按下式计算：

$$\sigma_L = \frac{p_T D_i^2}{D_o^2 - D_i^2} + \frac{M_A}{W} \qquad (2.0.3\text{-}3)$$

式中 σ_L——试验压力、自重和其他持续外载所产生的轴向应力之和，MPa；

D_o——管子外径，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，mm^3。

水压试验用水温度，应不低于 5℃，也不大于 70℃。试验环境温度不得低于 5℃，否则，必须采用防止冻结和冷脆破裂的措施。

水压试验用水水质，必须清洁且对管道系统材料的腐蚀性要小。对于奥氏体不锈钢管道，必须采用饮用水，且氯离子含量不超过 25mg/L。

亚临界及以上参数机组的主蒸汽管道和再热蒸汽管道及其他大直径管道的所有焊缝，也可采用无损探伤代替水压试验进行严密性试验，探伤的具体要求应符合《电力建设施工及验收技术规范（钢制承压管道对接焊缝射线检验篇）》的规定；通向大气的管道（如排汽管道或最后一道关断阀门后的疏水管道），不需要作严密性试验。

2.0.4 管子材料

管子所用钢材应符合国家或冶金工业部有关钢材现行标准的规定。当需要采用新钢种时，应经有关部门鉴定后方可采用。当需要采用国外钢材时，应根据可靠资料经分析确认适合使用条件时才能采用。

常用国产钢材及其推荐使用温度见表 2.0.4。

表 2.0.4 常用国产钢材及其推荐使用温度

钢 类	钢 号	推荐使用温度（℃）	允许的上限温度（℃）	备 注
碳素结构钢	Q235—A.F Q235—B.F	0～200	250	GB700
	Q235—A Q235—B Q235—C	0～300	350	GB700
	Q235—D	−20～300	350	GB700
优质碳素结构钢	10	−20～425	430	GB3087
	20	−20～425	430	GB3087
	20G	−20～430	450	GB5310
普通低合金钢	16Mng	−40～400	400	GB713
合金钢	15CrMo	510	550	GB5310
	12Cr1MoV	540～555	570	GB5310
	12Cr2MoWVTiB	540～555	600	GB5310
	12Cr3MoVSiTiB	540～555	600	GB5310

20G 钢管道，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。

2.0.5 许用应力

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 10^5h 的持久强度平均值，MPa。

常用国产钢材的许用应力数据列于附录 A.1。

常用国外钢材的许用应力数据列于附录 A.4、A.7。

2.0.6 焊接

焊条、焊丝的选用，应根据母材的化学成分、力学性能和焊接接头的抗裂性、碳扩散、焊前预热、焊后热处理以及使用条件等综合考虑。

2.0.6.1 同种钢材焊接时，焊条（焊丝）的选用应符合下列要求：

(1) 焊缝金属性能和化学成分与母材相当。

(2) 工艺性能良好。

2.0.6.2 异种钢材焊接时，焊条（焊丝）的选用应符合下列要求：

(1) 两侧钢材均非奥氏体不锈钢时，可选用成分介于两者之间或与合金含量低的一侧相配的焊条（焊丝）。

(2) 两侧之一为奥氏体不锈钢时，可选用铬镍不锈钢或镍基合金焊条（焊丝）。

2.0.6.3 常用钢材焊条的型号及性能

(1) 碳钢焊条的型号见附录 A.16。

(2) 低合金钢焊条的型号见附录 A.17。

(3) 常用焊丝的型号及化学成分见附录 A.18。

(4) 常用焊条熔敷金属的化学成分和常温力学性能见附录 A.19。

(5) 焊接异种钢的焊条（焊丝）及焊后热处理温度推荐值见附录 A.20。

(6) 常用国产钢材所适用的焊条和焊丝型号见附录 A.21。

(7) 常用国外钢材所适用的焊条和焊丝型号见附录 A.22、附录 A.23。

2.0.6.4 常用焊接接头基本形式及尺寸见附录 A.24。

2.0.6.5 不同厚度对口时的处理方法见附录 A.25。

3 管子的选择

3.1 管径选择

3.1.1 主蒸汽管道、再热蒸汽管道和高压给水管道等主要管道的管径尺寸，宜通过优化计算

确定。单相流体的管道，根据推荐的介质流速，按下列公式计算：

$$D_i = 594.7\sqrt{\frac{Gv}{w}} \tag{3.1.1-1}$$

或

$$D_i = 18.81\sqrt{\frac{Q}{w}} \tag{3.1.1-2}$$

式中 D_i——管子内径，mm；

G——介质质量流量，t/h；

v——介质比容，m^3/kg；

w——介质流速，m/s；

Q——介质容积流量，m^3/h。

对于汽水两相流体（如高压加热器疏水、锅炉排污等）的管道，应按 6.4 两相流体管道的计算方法，求取管径或核算管道的通流能力。

3.1.2 汽水管道的介质流速，按表 3.1.2 选取。

表 3.1.2 推荐的管道介质流速(m/s)

介质类别	管道名称	推荐流速 (m/s)
主蒸汽	主蒸汽管道	40～60
中间再热蒸汽	高温再热蒸汽管道	50～65
	低温再热蒸汽管道	30～45
其他蒸汽	抽汽或辅助蒸汽管道：过热汽	35～60
	饱和汽	30～50
	湿蒸汽	20～35
	去减压减温器蒸汽管道	60～90
给　水	高压给水管道	2～6
	低压给水管道	0.5～2.0
凝结水	凝结水泵出口侧管道	2.0～3.5
	凝结水泵入口侧管道	0.5～1.0
加热器疏水	加热器疏水管道：	
	疏水泵出口侧	1.5～3.0
	疏水泵入口侧	0.5～1.0
	调节阀出口侧	20～100
	调节阀入口侧	1～2
其他水	生水、化学水、工业水及其他水管道：	
	离心泵出口管道及其他压力管道	2～3
	离心泵入口管道	0.5～1.5
	自流、溢流等无压排水管道	<1

在推荐的介质流速范围内选择具体流速时，应注意管径大小、参数高低的影响，对于直径小、介质参数低的管道，宜采用较低值。

3.2 壁 厚 计 算

3.2.1 对于$\frac{D_o}{D_i}\leqslant 1.7$承受内压力的汽水管道，直管的最小壁厚$s_m$应按下列规定计算：

按直管外径确定时：

$$s_m = \frac{pD_o}{2[\sigma]^t\eta + 2Yp} + \alpha \qquad (3.2.1\text{-}1)$$

按直管内径确定时

$$s_m = \frac{pD_i + 2[\sigma]^t\eta\alpha + 2Yp\alpha}{2[\sigma]^t\eta - 2p(1-Y)} \qquad (3.2.1\text{-}2)$$

式中 s_m——直管的最小壁厚，mm；

D_o——管子外径，取用公称外径，mm；

D_i——管子内径，取用最大内径，mm；

Y——温度对计算管子壁厚公式的修正系数，对于铁素体钢，482℃及以下时$Y=0.4$，510℃时$Y=0.5$，538℃及以上时$Y=0.7$；对于奥氏体钢，566℃及以下时$Y=0.4$，593℃时$Y=0.5$，621℃及以上时$Y=0.7$；中间温度的Y值，可按内插法计算；

η——许用应力的修正系数，对于无缝钢管$\eta=1.0$；对于纵缝焊接钢管，按有关制造技术条件检验合格者，其η值按表3.2.1取用；对于螺旋焊缝钢管，按SY—5036标准制造和无损检验合格者，$\eta=0.9$；

α——考虑腐蚀、磨损和机械强度要求的附加厚度mm，对于一般的蒸汽管道和水管道，可不考虑腐蚀和磨损的影响；对于高压加热器疏水管道、给水再循环管道、排污管道和工业水管道，腐蚀和磨损裕度可取用2mm；对于腐蚀和磨损较严重的管道，如果估计到管子在使用中腐蚀和磨损的速度超过0.06mm/a，则腐蚀和磨损裕度应为管道运行年限内的总腐蚀和磨损量；机械强度要求的附加裕度，视具体情况确定。

表 3.2.1 纵缝焊接钢管许用应力修正系数

焊接方式	焊 缝 型 式	η
手式电焊或气焊	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
	无氩弧焊打底的单面焊接有坡口对接焊缝	0.75
熔剂层下的自动焊	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缝	0.85
	单面焊接无坡口对接焊缝	0.80

3.2.2 直管的计算壁厚和取用壁厚

3.2.2.1 直管的计算壁厚应按下式计算：

$$s_c = s_m + c \tag{3.2.2-1}$$

式中 s_c——直管的计算壁厚，mm；

c——直管壁厚负偏差的附加值，mm。

3.2.2.2 直管的取用壁厚，以公称壁厚表示。对于以外径×壁厚标示的管子，应根据直管的计算壁厚，按管子产品规格中公称壁厚系列选取；对于以最小内径×最小壁厚标示的管子，应根据直管的计算壁厚，遵照制造厂产品技术条件中有关规定，按管子壁厚系列选取。任何情况下，管子的取用壁厚均不得小于管子的计算壁厚。

3.2.3 直管壁厚负偏差附加值，应按下列规定选取：

对于管子规格以外径×壁厚标示的无缝钢管，可按下式确定：

$$c = As_m \tag{3.2.3-1}$$

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 $m\%$（见附录B）按公式 $A = \frac{m}{100 - m}$ 计算，或按表3.2.2取用。

表 3.2.2 直管壁厚负偏差系数

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

对于管子规格以最小内径×最小壁厚标示的无缝钢管，壁厚负偏差值等于零；

对于焊接钢管，直缝焊接管采用钢板厚度的负偏差值；螺旋缝焊接管根据管子产品技术条件中规定的壁厚允许负偏差按表3.2.2取用。且上述两种钢管的直管壁厚负偏差的附加值，均不得小于0.5mm。

3.2.4 弯管壁厚

弯管（成品）任何一点的实测最小壁厚，不得小于弯管相应点的计算壁厚，且外侧壁厚不得小于相连直管允许的最小壁厚 s_m。

为补偿弯制过程中弯管外侧受拉的减薄量，弯制弯管用的直管厚度应不小于表3.2.4规定的最小壁厚。

表 3.2.4 弯管弯制前直管的最小壁厚

弯曲半径	弯管弯制前直管的最小壁厚
≥6倍管子外径	$1.06s_m$
5倍管子外径	$1.08s_m$
4倍管子外径	$1.14s_m$
3倍管子外径	$1.25s_m$

当采用以最小内径×最小壁厚标示的直管弯制弯管时，宜采用加大直管壁厚的管子。当

采用以外径×壁厚标示的直管弯制弯管时，宜采用挑选正偏差壁厚的管子进行弯制。

弯管的弯曲半径宜为外径的4～5倍，弯制后的椭圆度不得大于5%。

弯管椭圆度指弯管弯曲部分同一截面上最大外径与最小外径之差与公称外径之比。

3.3 管子类别选择

3.3.1 管子类别的选择原则

管子类别应根据管内介质的性质、参数及在各种工况下运行的安全性和经济性进行选择。

3.3.2 主要管子类别选择

3.3.2.1 无缝钢管适用于各类参数的管道。

3.3.2.2 低温再热蒸汽管道可采用高质量焊接钢管。

3.3.2.3 PN2.5及以下参数的管道，也可选用电焊钢管。

3.3.2.4 低压流体输送用焊接钢管（GB3092—82），仅适用于PN1.6及以下，设计温度不大于200℃的介质。

4 管道附件的选择

4.1 一般规定

4.1.1 管道附件应根据系统和布置的要求，按公称通径、设计参数、介质种类及所采用的标准进行选择。管道零部件应是符合国家标准（或行业标准）的成熟产品。重要的、新型结构的管件需另行设计制造时，应经鉴定合格。常用管道零件及部件计算见附录C。选择管件时，还应注意减少品种和规格。

4.1.2 管子和附件的连接除需拆卸的以外，应采用焊接方法。选择附件时应满足与所连接管子的焊接要求。

4.1.3 螺纹连接的方式应采用在设计压力不大于1.6MPa、设计温度不大于200℃的低压流体输送用焊接钢管上。

4.2 选择原则

4.2.1 法兰组件

对于设计温度300℃及以下且PN≤2.5的管道，应选用平焊法兰；对于设计温度大于300℃或PN≥4.0的管道，应选用对焊法兰。

选配法兰宜遵照国家标准。当需要选配特殊法兰时，除应核对接口法兰的尺寸外，还应保证所选用的法兰厚度不小于连接管道公称压力下国家标准法兰的厚度。

法兰及法兰连接计算可按附录C.6进行。

设计压力14MPa及以上，或设计温度540℃及以上的管道，应采用焊接式流量测量装置；

其他参数的管道可采用法兰式流量测量装置。

4.2.2 弯管及弯头

对于 PN≥6.3 的管道，应采用中频加热弯管，根据布置情况也可采用符合国家标准（或行业标准）的弯头，PN<1.0、DN<50 的管道可采用冷弯弯管；PN<6.3 的管道宜采用热成型的弯头。

纵缝热成型弯头宜用于 PN≤2.5 的管道上，其弯曲半径为 DN+50mm。

对于大容量机组再热蒸汽管道 PN>2.5 的大直径弯头，也可采用高质量纵缝热成型焊接弯头。弯管（弯头）的壁厚计算见附录 C.1。

4.2.3 异径管

钢板焊制异径管宜用在 PN≤2.5 的管道上；钢管模压异径管可用在 PN≥4.0 的管道上。异径管的壁厚计算见附录 C.2。

4.2.4 三通

主要管道的三通型式可按表 4.2.4-1 选用。

表 4.2.4-1 三通型式选用表

三通型式 \ 机组 / 管道	机组容量（MW）			
	≥600	300～350	125～210	100 及以下
主蒸汽管道	锻制	锻制、挤压	挤压、焊接	挤压、焊接
高温再热蒸汽管道	锻制	锻制、锻焊焊接	挤压、焊接	—
低温再热蒸汽管道	焊接	焊接	焊接、挤压	—
高压给水管道	锻制、锻焊	挤压、焊接、锻制	挤压、焊接	挤压、焊接

PN≤10 管道宜采用挤压或焊接三通，如果采用单筋加强焊制三通，应保证焊接质量。

接管座和锻制三通的壁厚计算，应采用面积补偿法，详见附录 C.4。

直插和接管座应按《汽水管道零件及部件典型设计》选用。

主管上未加强开孔的最大允许直径可按附录 C.3 所列公式计算。当开孔直径大于最大允许直径时，应按规定进行补强。

4.2.5 封头和堵头

宜采用椭球形封头和球形封头。也可采用对焊堵头。

PN≤2.5 的管道可采用平焊堵头、带加强筋焊接堵头或锥形封头。

封头或堵头的计算见附录 C.5。

4.2.6 堵板和孔板

夹在两个法兰之间的堵板，应采用回转堵板或中间堵板。节流孔板可采用法兰或焊接连接。节流孔板孔径计算见附录 C.7。

4.2.7 波纹管补偿器

波纹管补偿器应按制造厂的技术要求进行选择。并应根据补偿器的各种运行工况、热位移及所承受的应力来核算其疲劳寿命（循环次数）。波纹管补偿器应力计算见附录 C.10。

4.2.8 阀门

阀门应根据系统的参数、通径、泄漏等级、启闭时间选择，满足汽水系统关断、调节、保证安全运行的要求和布置设计的需要。阀门的型式、操作方式，应根据阀门的结构、制造特点和安装、运行、检修的要求来选择。当有特殊要求时，可提高等级选用。例如与高压除氧器和给水箱直接相连管道的阀门及给水泵进口阀门，均应选用钢制阀门。

4.2.8.1 闸阀：作关断用。双闸板闸阀宜装于水平管道上，阀杆垂直向上。单闸板闸阀可装于任意位置的管道上。

对要求流阻较小或介质需两个方向流动时，宜选用闸阀。

4.2.8.2 截止阀：作关断用。当要求严密性较高时，宜选用截止阀。可装于任意位置的管道上。

4.2.8.3 球阀：作调节或关断用。当要求迅速关断或开启时，可选用球阀。可装于任意位置的管道上，但带传动机构的球阀应使阀杆垂直向上。

4.2.8.4 调节阀：应根据使用目的、调节方式和调节范围选用。可按附录C.9选择。调节阀不宜作关断阀使用。选择调节阀时应有控制噪声、防止汽蚀的措施。

当调节幅度小且不需要经常调节时，在下列管道上可用截止阀或闸阀兼作关断和调节用：

(1) 设计压力不大于1.6MPa的水管道。

(2) 设计压力不大于1.0MPa的蒸汽管道。

4.2.8.5 止回阀：升降式垂直瓣止回阀应装在垂直管道上；而水平瓣止回阀应装在水平管道上，旋启式止回阀宜安装于水平管道上。底阀应装在水泵的垂直吸入管端。

4.2.8.6 疏水阀（疏水器）：宜采用圆盘式、双金属片式、热动力式、脉冲式或浮球式疏水阀，并应水平安装。根据疏水系统的要求也可采用自动控制的疏水阀。疏水阀按疏水量、选用倍率和制造厂提供的不同压差下的最大连续排水量进行选择。单阀容量不足时，可两阀并联使用。

4.2.8.7 蝶阀：宜用于全开、全关，也可作调节用。

4.2.8.8 安全阀：装于管道上的安全阀，其规格和数量，应根据排放介质的流量和参数，按附录C.8方法或制造厂资料进行选择。在水管道上，应采用微启式安全阀；在蒸汽管道上，可根据介质种类、排放量的大小采用全启式或微启式安全阀。布置安全阀时，必须使阀杆垂直向上。

4.2.8.9 具有下列情况之一的关断阀，制造厂如不带旁通阀时，宜装设旁通阀：

(1) 蒸汽管道启动暖管需要先开旁通阀预热时。

(2) 汽轮机自动主汽阀前的电动主闸阀。

(3) 对于截止阀，介质作用在阀座上的力超过50kN时。

(4) 对于手动闸阀：当PN≤1.0，DN≥600；

PN1.6，DN≥450；

PN2.5，DN≥350；

PN4，DN≥250；

PN6.3，DN≥200；

PN10，DN≥150；

PN≥20，DN≥100。

关断阀的旁通阀通径，可按表4.2.8选用。

表 4.2.8 旁通阀通径选用表(mm)

关断阀通径 DN	100～250	300～600
旁通阀通径 DN	20～25	25～50

汽轮机电动主闸阀的旁通阀通径，应根据汽轮机起动或试验要求选用。

4.2.8.10 在下列情况下工作的阀门，需装设电动或气动驱动装置：

(1) 按生产过程的控制要求，需要频繁启闭或远方操作时。

(2) 阀门装设在手动难以实现的地方，或必须在两个及以上的地方操作时。

(3) 扭转力矩较大，或开关阀门时间较长时。

电动或气动驱动方式的选用，应根据系统需要、安装地点、环境条件、热工控制和制造厂要求，以及驱动装置特点进行选择。

电动驱动装置供电系统简单，敷设方便，但用于有爆炸性气体或物料积聚及高温潮湿雨淋的场所时，应选用相应防护等级的电动驱动装置。气动驱动装置有动作快、受环境条件影响小的特点，但应有可靠的供气系统及气源设施。

4.2.9 阀门传动装置

4.2.9.1 阀门传动装置各组件应根据阀门和操作器的布置、阀门的扭矩，按典型设计选用。阀门手轮上的启闭扭矩应以制造厂提供的数据为准。当缺乏数据时，可参照附录 C.11。

4.2.9.2 传动装置的连杆，宜采用低压流体输送用焊接钢管制成，并应具有足够的刚度，其扭转角不应超过 0.05 弧度。所需连杆横断面的轴惯性矩应满足下列条件：

$$J \geqslant 0.013 M_{max} L$$

式中 J——连杆横断面的轴惯性矩，cm^4；

M_{max}——连杆承受的最大扭矩，N·m；

L——一根连杆的长度（不超过 4m），m。

为满足被传动阀门手轮的升降和万向接头转动灵活，以及吸收管道（设备）与传动装置接头处的位移，应在传动连杆上装设补偿器。

4.2.9.3 在下列情况下应使用换向器

(1) 当由操作部件至被操作阀门或至第二个部件的距离较远，且不能用一根连杆时。

(2) 当传动部件沿直线连接有困难而必须转向时。

万向接头最大变换方向为 30°，齿轮（蜗轮）换向器允许的变换方向为 90°。

4.2.9.4 拉链传动只用在操作较少且难以装设连杆传动装置的 PN<2.5 且 DN<200 的阀门上。当采用拉链传动时。在阀门手轮上必须有防止拉链脱落的装置。

4.3 附 件 材 料

4.3.1 弯管、弯头、异径管、三通、封头与堵头的材料按表 2.0.4 及相当的国外标准钢材选用，并应与所连接的管材一致。

4.3.2 波纹管补偿器的波纹管材料，当 PN≤1.6 时，采用 08F；当参数较高或有特殊要求时，可采用 0Cr18Ni11Ti（或 1Cr18Ni9Ti），0Cr19Ni9、0Cr19Ni11。

4.3.3 法兰组件的材料，应根据管道的设计参数按表 4.3.3 选用。软垫片宜采用金属石墨缠绕片。

表 4.3.3 法兰组件材料

零件名称	公称压力 PN（MPa）	介质为下列温度（℃）时采用的钢材						
		0～200	300	350	425	450	510	540～555
法兰和法兰盖	≤2.5	Q235—A.F / B.F	Q235	20 号钢，25 号钢			—	
	4，6.3，10，20	20 号钢，25 号钢					12CrMo 15CrMoA	—
	压力不限	—					12Cr1MoV	
螺栓和双头螺栓	≤2.5	Q275			25 号钢，35 号钢	30CrMoA	—	
	4，6.3，10	35 号钢，40 号钢				30CrMoA 35CrMoA	25Cr2MoVA	—
	20	30CrMoA，35Cr			30CrMoA，35CrMoA		25Cr2MoVA	—
	压力不限	—						25Cr2MolV，20CrlMoVTiB 20CrlMo1VNiB
螺母	≤2.5	Q235—A.F / B.F，Q275			20 号钢，30 号钢		35 号钢，45 号钢	—
	4，6.3，10	25 号钢，35 号钢				35 号钢 40 号钢	30CrMoA 35CrMoA	—
	20	35 号钢，45 号钢						—
	压力不限	—						25Cr2MoV，25Cr2Mo1V 20Cr1Mo1V，30Cr2MoV
垫圈	≤20	Q235—A.F，Q235—B.F，Q235，20 号钢，35 号钢					—	
	压力不限	—					12CrMo，15CrMo，15CrMoA	
软垫片	≤10	金属石墨缠绕垫片（或石棉橡胶板）						
	压力不限	金属石墨缠绕垫片						

5 管道及附件的布置

5.1 管 道 布 置

5.1.1 管道布置应结合主厂房设备布置及建筑结构情况进行，管道走向宜与厂房轴线一致。在水平管道交叉较多的地区，宜按管道的走向划定纵横走向的标高范围，将管道分层布置。

管道布置不宜使介质的主流在三通内变换方向。

5.1.2 管道系统中应防止出现由于刚度较大或应力较低部分的弹性转移而产生局部区域的应变集中。管道布置中应避免下述情况：

小管与大管或与刚度较大的管子连接，而此小管具有较高的应力；局部缩小管道断面尺寸或局部采用性能较差的材料；管系中应力分布不均匀性大，小部分管段的应力值显著大于其余部分。

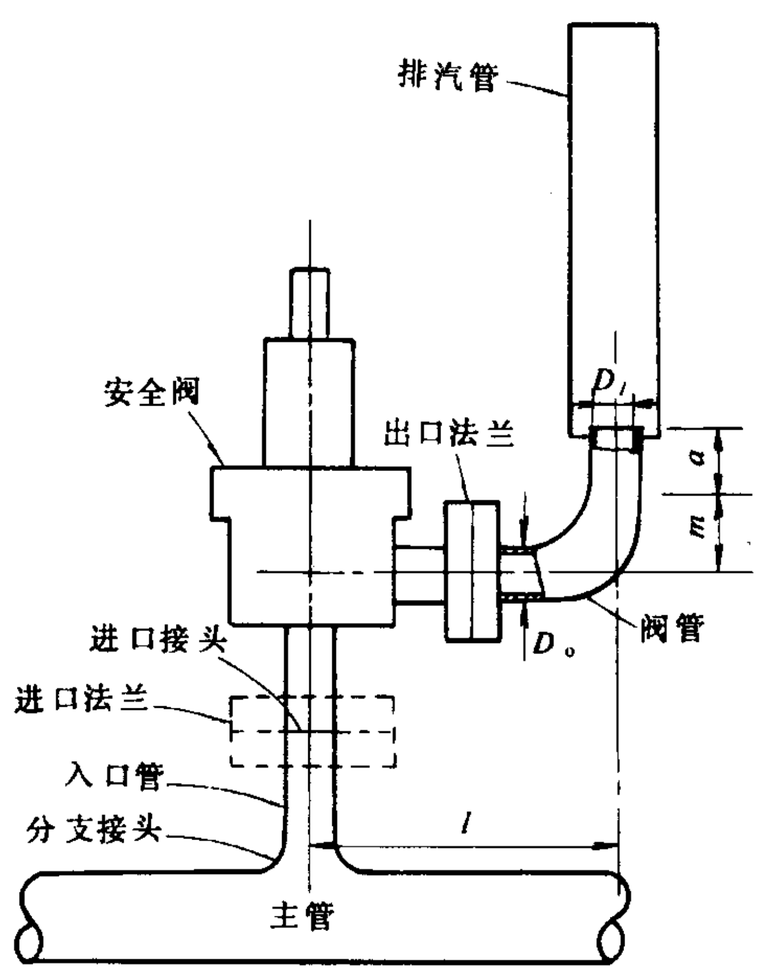


图 5.1.6 安全阀装置（开式排放系统）

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，以缓和弹性转移现象。

当管道中有阀门时，应注意阀门关闭工况下两侧管道温度差别对管段刚性的影响。

5.1.3 大容量机组的主蒸汽管道和再热蒸汽管道宜采用单管或具有混温措施的管道布置，当主蒸汽管道、再热蒸汽管道或背压机组的排汽管道为偶数时，宜采用对称式布置。

5.1.4 存在两相流动的管道，宜先垂直走向，后水平布置，且应短而直。

5.1.5 汽轮机旁路阀前后应有一定的直管段，其尺寸和布置要求应与制造厂协商确定。

5.1.6 安全阀排汽管的布置

5.1.6.1 当排汽管采用如图 5.1.6 所示开式系统，且阀门和阀管上无支架时，角式安全阀出口弯头的出口端 a 段应留有一段不小于 1 倍管道内径的直段，且使在运行时排汽管接口与出口弯头的出口段中心线相一致，排汽管中心线与主管中心线成垂直。

5.1.6.2 安全阀出口与第一只出口弯头之间无支架时，两者之间宜直接连接，如有直管段时应尽可能短。

5.1.7 当蒸汽管道或其他热管道布置在油管道的阀门、法兰或其他可能漏油部位的附近时，应将其布置于油管道上方。当必须布置在油管道下方时，油管道与热管道之间，应采取可靠的隔离措施。

5.1.8 除氧器安装高度和下水管管径选择及布置应进行计算，以满足给水泵（或前置泵）所需汽蚀余量的要求。

5.1.9 管道与墙、梁、柱及设备之间的净空距离，应符合下列规定：

5.1.9.1 不保温的管道，管子外壁与墙之间的净空距离不小于 200mm。

5.1.9.2 保温的管道，保温表面与墙之间的净空距离不小于 150mm。

5.1.9.3 管道与梁、柱、设备之间的局部距离，可按管道与墙之间的净空距离减少 50mm。

5.1.10 布置在地面（或楼面、平台）上的管道与地面之间的净空距离，应符合下列规定：

5.1.10.1 不保温的管道，管子外壁与地面的净空距离不小于 350mm。

5.1.10.2 保温的管道，保温表面与地面的净空距离不小于 300mm。

5.1.10.3 管子靠地面侧没有焊接要求时，上述净空距离可适当减小。

5.1.11 对于平行布置的管道，两根管道之间的净空距离应符合下列规定：

5.1.11.1 不保温的管道，两管外壁之间的净空距离不小于 200mm。

5.1.11.2 保温的管道，两管保温表面之间的净空距离不小于 150mm。

5.1.12 当管道有冷热位移时，5.1.9～5.1.11 规定的各项间距，在考虑管道位移后应不小于 50mm。

5.1.13 管道的布置，应保证支吊架的生根结构、拉杆与管子保温层不致相碰。

5.1.14 管道跨越各类通道的净空距离，应考虑管道位移的影响，并符合下列规定：

5.1.14.1 当管道横跨人行通道上空时，管子外表面或保温表面与地面通道（或楼面）之间的净空距离应不小于 2000mm。当通道需要运送设备时，其净空距离必须满足设备运送的要求。

5.1.14.2 当管道横跨扶梯上空时，按图 5.1.14 管子外表面或保温表面至扶梯倾斜面的垂直距离 h，应根据扶梯倾斜角 θ 的不同，分别不小于表 5.1.14 所列数值。

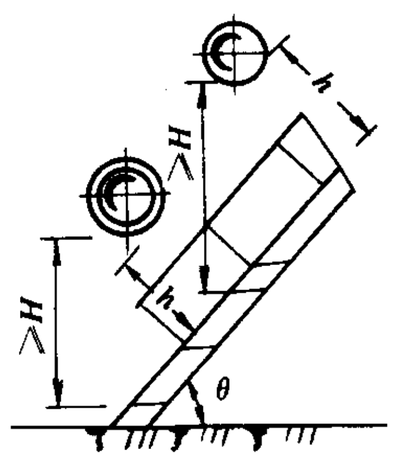


图 5.1.14 管道横跨扶梯上空时的净空要求

表 5.1.14 管子（或保温层）表面至扶梯倾斜面的垂直距离表

θ	45°	50°	55°	60°	65°
h（mm）	1800	1700	1600	1500	1400

当布置确有困难时，管子外表面或保温表面至管道正下方踏步距离 H 不得小于 2200mm。

5.1.14.3 当管道在直爬梯的前方横越时，管子外表面或保温表面与直爬梯垂直面之间的净空距离应不小于 750mm。

5.1.15 排汽管道出口喷出的扩散汽流，不应危及工作人员和邻近设施。排汽口离屋面（或楼面、平台）的高度，应不小于 2500mm。

5.1.16 水平管道的安装坡度，应根据疏放水的要求和防止汽机进水的要求确定。并考虑管道冷、热态位移对坡度的影响，此时，管道的位移可按设计压力下的饱和温度计算。

各类管道的最小疏放水坡度，应不小于下列数值：

蒸汽管道：

温度小于 430℃时	0.002
温度大于和等于 430℃时	0.004
水管道	0.002
疏水、排污管道	0.003
单元机组前置泵前的低压给水管道	0.15
各类母管	0.001～0.002

自流管道的坡度，应按下式计算：

$$i \geqslant 1000 \frac{\lambda}{D_i} \cdot \frac{w_m^2}{2g} \tag{5.1.16}$$

式中 λ——管道摩擦系数；

D_i——管道内径，mm；

w_m——管道平均流速，m/s。

蒸汽管道的坡度方向，宜与汽流方向一致。

按照防止汽机进水的要求，汽机抽汽管道，应保证管道按汽流方向的疏水坡度不小于 0.005。

汽机本体疏水管道按水流方向的坡度不小于 0.005。

汽轮机与汽封联箱之间的汽封系统管道应使疏水坡向联箱，其最小坡度不小于 0.02。至汽封系统的供汽管道必须坡向供汽汽源，其最小坡度不应小于 0.06。

5.1.17 弯管两端应有直管段。连续弯管两弯管中间应有直管段。其长度应符合弯管标准。

5.1.18 地沟内管道宜采用单层布置。当采用多层布置时，可将小管或压力高的、阀门多的管道布置在上面。

5.1.19 地沟内布置的管道，各种净空应符合下列规定：

5.1.19.1 不保温的管道

(1) 管子外壁至沟壁的净空距离 100～150mm；

(2) 管子外壁至沟底的净空距离不小于 200mm；

(3) 相邻两管外壁之间的净空距离，垂直方向不小于 150mm，水平方向不小于 100mm。

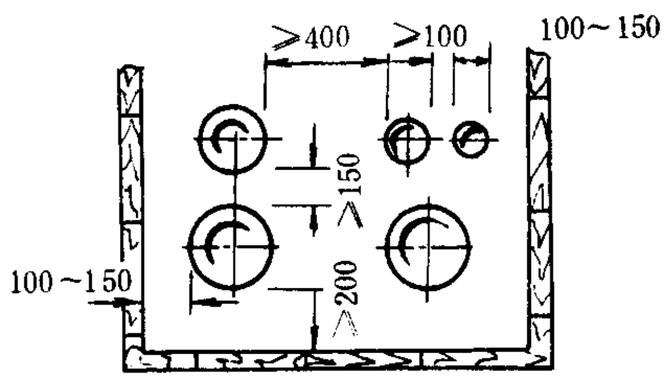


图 5.1.19 沟内管道布置尺寸

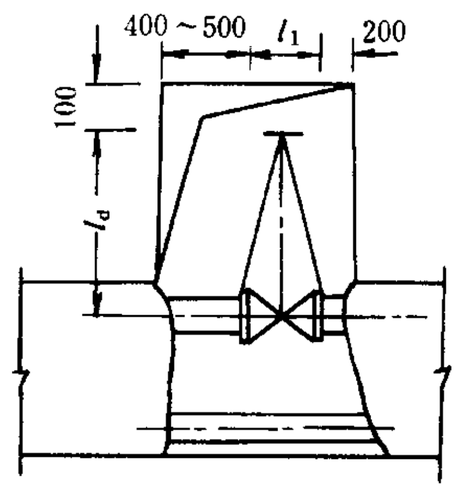


图 5.1.20 阀门井内阀门布置尺寸

l_1—阀门长度；l_d—阀门中心线至开启后门杆（或手轮）顶端的长度

5.1.19.2 保温的管道，在考虑冷、热位移条件下，除保证上述净空距离外，且保温后的净空距离不小于 50mm。

5.1.19.3 多层布置时，上层管道应有一个不小于 400mm 的水平间距。

上述尺寸关系见图 5.1.19。

5.1.20 地沟内阀门（或法兰）处，必要时可设置阀门井。阀门井的尺寸，可参照图 5.1.20 选取。

5.2 附 件 布 置

5.2.1 两个成型附件相连接时，宜装设一段直管，其长度可按下列规定选用：

对于 DN≥150 的管道，不小于 200mm；

对于 DN<150 的管道，不小于 150mm；

对于大直径管道，上述直管段距离应适当加长；

当直管段内有支吊架或疏水管接头时，还应根据需要适当加长。

5.2.2 在三通附近装设异径管时，对于汇流三通，异径管应布置在汇流前的管道上；对于分流三通，异径管应布置在分流后的管道上。

水泵进口水平管道上的偏心异径管，应采用偏心向下布置。

5.2.3 亚临界及以上参数机组的主蒸汽、再热蒸汽管道的合（分）流三通宜采用斜三通或“Y”型三通。

5.2.4 亚临界及以上参数机组，当主汽门和再热汽门不能承受管系水压试验压力时，主蒸汽和再热蒸汽管道上靠近过热器出口和再热器进、出口侧，应装设水压试验阀或采取其他隔离措施。

5.2.5 阀门的布置

5.2.5.1 阀门应布置在便于操作、维护和检修的地方。

5.2.5.2 重型阀门和较大的焊接式阀门，宜布置在水平管道上，且门杆垂直向上。重型阀门还应考虑起吊的必要措施。

5.2.5.3 对于法兰连接的阀门或铸铁阀门，应布置在弯矩较小处。

5.2.5.4 水平布置的阀门，无特殊要求阀杆不得朝下。

5.2.5.5 地沟内的阀门，当不妨碍地面通行时，阀杆可露出地面，操作手轮一般高出地面 150mm 以上。否则，应考虑简便的操作措施。

5.2.6 阀门手轮的布置

5.2.6.1 布置在垂直管段上直接操作的阀门，操作手轮中心距地面(或楼面、平台)的高度，宜为 1300mm。

5.2.6.2 平台外侧直接操作的阀门，操作手轮中心（对于呈水平布置的手轮）或手轮平面（对于呈垂直布置的手轮）离开平台的距离，不宜大于 300mm（见图 5.2.6）。

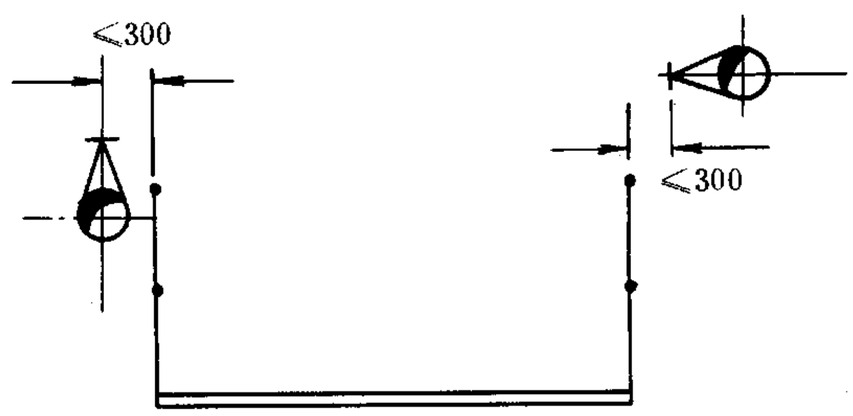


图 5.2.6 阀门手轮与平台距离

5.2.6.3 任何直接操作的阀门手轮边缘，其周

围至少应保持有 150mm 的净空距离。

5.2.7 当阀门不能在地面或楼面进行操作时，应装设阀门传动装置或操作平台。传动装置的操作手轮座，应布置在不妨碍通行的地方，并且万向接头的偏转角不应超过 30°，连杆长度不应超过 4m。

5.2.8 存在两相流动的管系，调节阀的位置宜接近接受介质的容器。如果条件许可，调节阀应直接与接受介质的容器连接。调节阀后出现的第一个转向弯头应改用三通连接，三通直通的一端应加设堵头。

5.2.9 汽轮机旁路阀的布置

5.2.9.1 旁路阀宜靠近汽轮机布置。

5.2.9.2 旁路阀的阀杆应垂直向上，并应设置操作、维护平台及检修起吊措施。

5.2.9.3 喷水调节阀应靠近旁路阀的喷水入口。喷水调节阀及阀后管道的布置应符合制造厂的要求。

5.2.10 安全阀的布置

5.2.10.1 对于主蒸汽和高温再热蒸汽管道上的安全阀，阀门应距上游弯管（头）起弯点不小于 8 倍管子内径的距离；当弯管（头）是从垂直向上而转向水平方向时，其距离还应适当加大。安全阀入口管距上下游两侧［除下游弯管（头）外］的其他附件也应不小于 8 倍管子内径的距离。

5.2.10.2 两个或两个以上安全阀布置在同一管道上时，其间距沿管道轴向应不小于相邻安全阀入口管内径之和的 1.5 倍。当两个安全阀在同一管道断面的周向上引出时，其周向间距的弧长应不小于两安全阀入口内径之和。

5.2.10.3 当排汽管为开式系统，且安全阀阀管上无支架时，安全阀布置应尽可能使入口管缩短，安全阀出口的方向应平行于主管（或联箱）的轴线。

5.2.10.4 在同一根主管（或联箱）上布置有多只安全阀时，应考虑在安全阀的所有运行方式下，其排放作用力矩对主管的影响力求达到相互平衡。

5.2.11 介质温度为 500℃及以上的主蒸汽和高温再热蒸汽管道，应设置 3 个蠕变测量截面，其位置应在温度较高、应力较大、便于监测的部位。蠕变测量截面的保温层应采用活动式结构。

5.2.12 流量测量装置（测量孔板或喷嘴）前后应有一定长度的直管段。其直管段长度可按表 5.2.12 查取。

当流量测量装置的孔径未知，且预计该孔径与管子内径之比值在 0.3～0.5 之间时，流量测量装置前后直管段长度，可分别取不小于管子内径的 20 倍和 6 倍。

流量测量装置前后允许的最小直管段长度内，不宜装设疏水管或其他接管座。

5.2.13 在介质温度为 450℃以上的主蒸汽和高温再热蒸汽管道上，可在适当位置设置三向位移指示器。

5.3 管道的补偿

5.3.1 应充分利用管道本身柔性的自补偿来补偿管道的热膨胀。当自补偿不能满足要求时，必须增设补偿器。

表 5.2.12 流量测量装置（测量孔板或喷嘴）前后侧的最小直管段长度

β (d/D_i)	流量测量装置前侧局部阻力件形式和最小直管段长度 L_1						流量测量装置后最小直管段长度 L_2（左面所有的局部阻力件形式）
	一个 90°弯头或只有一个支管流动的三通	在同一平面内有多个 90°弯头	空间弯头（在不同平面内有多个 90°弯头）	异径管（大变小，$2D_i \rightarrow D_i$ 长度 $\geqslant 3D_i$；小变大 $\frac{1}{2}D_i \rightarrow D_i$，长度 $\geqslant 1\frac{1}{2}D_i$）	全开截止阀	全开闸阀	
1	2	3	4	5	6	7	8
0.20	10 (6)	14 (7)	34 (17)	16 (8)	18 (9)	12 (6)	4 (2)
0.25	10 (6)	14 (7)	34 (17)	16 (8)	18 (9)	12 (6)	4 (2)
0.30	10 (6)	14 (7)	34 (17)	16 (8)	18 (9)	12 (6)	5 (2.5)
0.35	10 (6)	14 (7)	36 (18)	16 (8)	18 (9)	12 (6)	5 (2.5)
0.40	14 (7)	18 (9)	36 (18)	16 (8)	20 (10)	12 (6)	6 (3)
0.45	14 (7)	18 (9)	38 (19)	18 (9)	20 (10)	12 (6)	6 (3)
0.50	14 (7)	20 (10)	40 (20)	20 (10)	22 (11)	12 (6)	6 (3)
0.55	16 (8)	22 (11)	44 (22)	20 (10)	24 (12)	14 (7)	6 (3)
0.60	18 (9)	26 (13)	48 (24)	22 (11)	26 (13)	14 (7)	7 (3.5)
0.65	22 (11)	32 (16)	54 (27)	24 (12)	28 (14)	16 (8)	7 (3.5)
0.70	28 (14)	36 (18)	62 (31)	26 (13)	32 (16)	20 (10)	7 (3.5)
0.75	36 (18)	42 (21)	70 (35)	28 (14)	36 (18)	24 (12)	8 (4)
0.80	46 (23)	50 (25)	80 (40)	30 (15)	44 (22)	30 (15)	8 (4)

注：① 本表所列数字为管道内径 D_i 的倍数；

② 本表括号外的数字为“附加极限相对误差为零”的数值；括号内的数字为“附加极限相对误差为±0.5%”的数值。

③ 表中 d—喷嘴或孔板孔径；D_i—管子内径。

5.3.2 主蒸汽、再热蒸汽、汽轮机抽汽、辅助蒸汽、高温轴封供汽及高压给水管道应按照《汽水管道应力计算技术规定 SDGJ6—90》进行电子计算机计算；其他热管道，宜采用电子计算机计算。

5.3.3 两点间无限位支吊点的无分支的管道，其自补偿能力是否满足要求，可按附录 D.1 判别。

5.3.4 当采用波纹管补偿器时，可利用补偿器的轴向变形来吸收直管段的热膨胀，也可利用补偿器的弯曲变形组成单式或复式补偿器来吸收管道横向的热膨胀。有关补偿能力的判别见附录 D.2。在使用波纹管时，必须在支吊系统中保证不使其失稳。

在锅炉安全阀排汽管上，可采用套筒式补偿器或疏水盘。

5.3.5 波纹管补偿器应根据波纹管的类型考虑其推力和力矩对设备接口或管道固定点的影响。有关推力的计算见附录 D.2。

5.4 管道的冷紧

5.4.1 设计温度在430℃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。

对于多分支管道，各分支的冷紧值应根据节点位移情况和各分支的柔度决定。

5.4.2 当管道上有限位支吊架（包括刚性吊架）时，冷紧量和冷紧口应以限位支吊点为分隔点进行分段计算和设置。实际施工时，可通过放拉杆、松限位的方式集中进行冷紧。

5.4.3 冷紧口宜选在便于施工（如靠近平台、梁柱等）和管道弯矩较小处。

6 水力计算

6.1 一般规定

6.1.1 管道水力计算的任务是按照给定的管道布置、管径、介质流量及其参数来计算管道的压降，或确定管道内任一截面上的介质状态以及管道的通流能力。

6.1.2 计算管道压降时，宜考虑一定的裕量，其值可取计算压降的10%。

6.1.3 管子摩擦系数应按雷诺数及管壁相对粗糙度 ε/D_i 由图6.1.3查取。

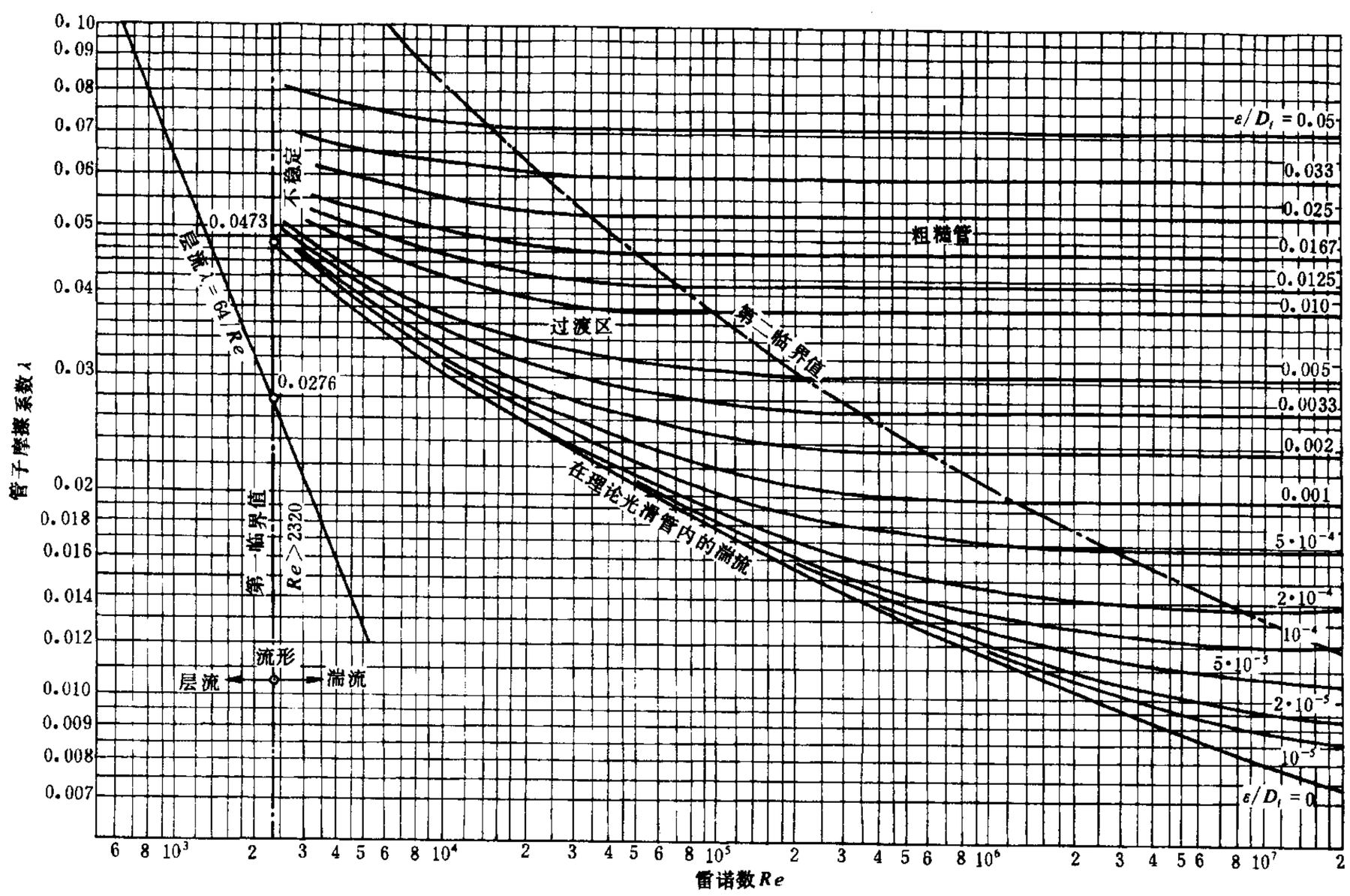


图6.1.3 管子摩擦系数

6.1.3.1 雷诺数按下式计算

$$Re = \frac{wD_i}{\nu} = \frac{wD_i}{\eta v} \tag{6.1.3}$$

式中 Re——雷诺数；

w——管内介质流速，m/s；

D_i——管子内径，m；

ν——介质运动粘度，m^2/s；

η——介质动力粘度，Pa·s；

v——介质的比容，m^3/kg。

水和水蒸气的粘度值见附录 E.1。

6.1.3.2 管壁相对粗糙度等于管子等值粗糙度 ε 与管子内径 D_i 之比。各种管子的等值粗糙度见附录 E.2.1。

6.1.4 管道的总阻力系数按下式计算：

$$\xi_t = \frac{\lambda}{D_i}L + \Sigma\xi_1 \tag{6.1.4}$$

式中 ξ_t——管道总阻力系数；

λ——管道摩擦系数；

L——管道总展开长度（包括附件长度），m；

$\Sigma\xi_1$——管道总局部阻力系数。

各国常用附件的局部阻力系数见附录 E.2.2，计算时应根据所用管件的具体情况取用。

6.1.5 在两条阻力不同而管径相同的并联管道中，介质流量的分配按下式计算：

$$\frac{G_1}{G_2} = \sqrt{\frac{\xi_{t2}}{\xi_{t1}}} \tag{6.1.5}$$

式中 G_1、G_2——第一条和第二条支管的质量流量，t/h；

ξ_{t1}、ξ_{t2}——第一条和第二条支管的总阻力系数。

6.1.6 如图 6.1.6 所示的并联后串联的等径管道总阻力系数，可按下式计算：

$$\xi_t = \frac{\xi_{1\sim3}\xi_{2\sim3}}{\left(\sqrt{\xi_{1\sim3}}+\sqrt{\xi_{2\sim3}}\right)^2} + \xi_{3\sim4} \tag{6.1.6}$$

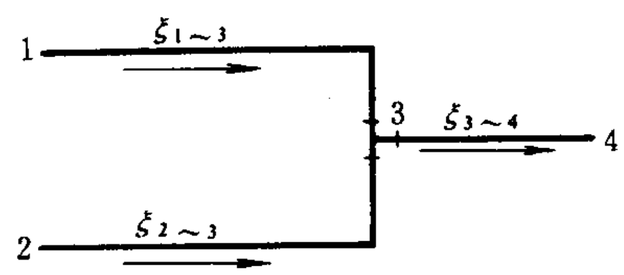


图 6.1.6 并联后串联的管道

式中 $\xi_{1\sim3}$——1～3 段管道总阻力系数；

$\xi_{2\sim3}$——2～3 段管道总阻力系数；

$\xi_{3\sim4}$——3～4 段管道总阻力系数。

对于先串联后并联的等径管道总阻力系数的计算公式同式（6.1.6）。

6.1.7 当管径不同时，应采用下式折算到计算管径 D_{i1} 下的阻力系数后才可使用式(6.1.5)和式（6.1.6）。

$$\xi_{t1} = \xi_{t2}\left(\frac{D_{i1}}{D_{i2}}\right)^4 \times \left(\frac{G_2}{G_1}\right)^2 \tag{6.1.7}$$

6.1.8 管内介质的流速和质量流速分别按下列公式计算：

$$w = 0.3537\frac{Gv}{D_i^2} \tag{6.1.8-1}$$

$$\dot{m} = 0.3537 \frac{G}{D_i^2} \tag{6.1.8-2}$$

式中 $\dot{m}$——管内介质的质量流速，kg/（$m^2 \cdot s$）。

6.1.9 管内介质的动压力按下式计算：

$$p_d = \frac{1}{2} \frac{w^2}{v} \tag{6.1.9-1}$$

或

$$p_d = \frac{1}{2} \dot{m}^2 v \tag{6.1.9-2}$$

式中 p_d——管内介质的动压力，Pa。

6.2 介质比容变化不大的管道

6.2.1 本节适用于水管道和管道终端与始端介质比容比不大于 1.6 或压降不大于初压 40% 的蒸汽管道。

6.2.2 水管道的压降按下式计算：

$$\Delta p = \xi_t p_d + \frac{g}{v}(H_2 - H_1) \tag{6.2.2}$$

式中 Δp——管道的压降，Pa；

g——重力加速度，m/s^2，取 9.81；

$H_2 - H_1$——管道终端与始端的高差，m。

6.2.3 水管道的终端压力按下式计算：

$$p_2 = p_1 - \xi_t p_d - \frac{g}{v}(H_2 - H_1) \tag{6.2.3}$$

式中 p_2——管道终端压力，Pa；

p_1——管道始端压力，Pa。

6.2.4 蒸汽管道的压降可按达西公式计算：

$$\Delta p = \xi_t \frac{w^2}{2v} \tag{6.2.4}$$

式中 v——介质比容，m^3/kg，当 $\Delta p \leqslant 0.1 p_1$ 时可取已知的管道始端或终端比容；当 $0.1 p_1 < \Delta p \leqslant 0.4 p_1$ 时，应取管道始、终端比容的平均值。当 $\Delta p > 0.4 p_1$ 时式（6.2.4）不适用。

6.2.5 蒸汽管道终端或始端压力、比容及压降的计算

6.2.5.1 蒸汽管道终端或始端压力及压降按下列公式计算：

$$p_2 = p_1 \sqrt{1 - 2 \frac{p_{d1}}{p_1} \xi_t \left(1 + 2.5 \frac{p_{d1}}{p_1}\right)} \tag{6.2.5-1}$$

$$p_1 = p_2 \sqrt{1 + 2 \frac{p_{d2}}{p_2} \xi_t \left(1 + \frac{p_{d2}}{p_2}\right)} \tag{6.2.5-2}$$

$$\Delta p = p_1 - p_2 \tag{6.2.5-3}$$

式中 p_{d1}——管道始端动压力，以始端介质参数按式(6.1.9-1)或式（6.1.9-2）计算，Pa；

p_{d2}——管道终端动压力，以终端介质参数按式（6.1.9-1）或式（6.1.9-2）计算，Pa。

6.2.5.2 蒸汽管道终端或始端比容按下列方法计算：

首先按下式求管道终端与始端介质比容比 β：

$$\beta = b - \frac{k-1}{k} b(b^2 - 1)\frac{p_{d1}}{p_1} \tag{6.2.5-4}$$

或

$$\beta = b - \frac{k-1}{k}\left(b - \frac{1}{b}\right)\frac{p_{d2}}{p_2} \tag{6.2.5-5}$$

终端或始端比容按下式计算：

$$v_2 = \beta v_1 \tag{6.2.5-6}$$

$$v_1 = v_2/\beta \tag{6.2.5-7}$$

式中 β——管道终端与始端介质比容比，$\beta=\frac{v_2}{v_1}$；

b——管道始端与终端压力比，$b=\frac{p_1}{p_2}$；

k——绝热指数，按 6.3.2 条规定取值。

6.2.6 上述确定管道始端和终端压力的公式仅适用于管道质量流速 $\dot{m}$ 不变的情况，当所计算的管道由不同的质量流速（由于管径或流量不同）组成时，可按不同的质量流速分段顺序计算，每个局部变换后管道的始端压力应考虑局部变换处（异径管或三通）动压力的改变。

对于水管道，局部变换后的动压力和静压力按下列公式计算：

$$p_{dⅡ} = a^2 p_{dⅠ} \tag{6.2.6-1}$$

$$p_{Ⅱ} = p_{Ⅰ} + p_{dⅠ} - p_{dⅡ} - \Delta p_{Ⅰ-Ⅱ} \tag{6.2.6-2}$$

式中 $p_{dⅡ}$——局部变换后管道始端Ⅱ的动压力，Pa；

$p_{dⅠ}$——局部变换前管道终端Ⅰ的动压力，Pa；

a——局部变换后与变换前介质质量流速比；

$p_{Ⅰ}$——局部变换前管道终端Ⅰ的静压力，Pa；

$p_{Ⅱ}$——局部变换后管道始端Ⅱ的静压力，Pa；

$\Delta p_{Ⅰ-Ⅱ}$——局部变换处的压力降，Pa。

对于蒸汽管道，当 $\frac{p_{dⅠ}}{p_{Ⅰ}}<0.02$ 时，可按上述公式计算 $p_{dⅡ}$、$p_{Ⅱ}$。当 $\frac{p_{dⅠ}}{p_{Ⅰ}}\geqslant 0.02$ 时，应考虑介质比容变化的影响，计算方法见 6.3.6 条规定。

6.3 介质比容变化大的管道

6.3.1 本节适用于管道终端和始端介质比容比大于 1.6 或压降大于初压 40%的蒸汽管道。

6.3.2 管道的压降按下式计算：

$$\Delta p = \left[\xi_t + \frac{k+1}{k}\ln\beta + \frac{k-1}{2k}\left(\beta - \frac{1}{\beta}\right)\right]\frac{\beta}{1+\beta}\dot{m}^2 v_1 \tag{6.3.2-1}$$

式中 k——绝热指数，对于过热蒸汽 k 取 1.3，对于饱和温度为 225℃的干饱和蒸汽 k 可取 1.135，对于饱和温度为 310℃干饱和蒸汽，k 可取 1.08，其他温度下饱和蒸汽的 k 值可按图 6.3.2 查取。

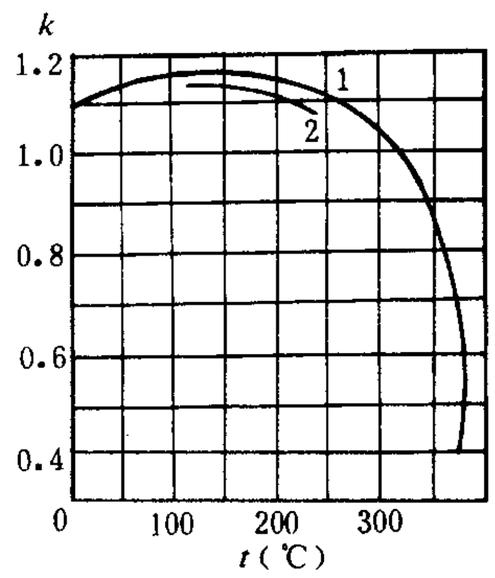


图 6.3.2 饱和蒸汽的绝热指数

1—干度 $x=1$；

2—干度 $x=0.9$

6.3.3 计算时首先应按临界压力或临界比容比判别管道内蒸汽的流动特性（亚临界流动或临界流动）。

6.3.3.1 临界压力应按下式计算：

$$p_c = \frac{\dot{m}}{k}\sqrt{\frac{2kp_0v_0}{k+1}} \tag{6.3.3-1}$$

式中 p_c——临界压力，Pa；

p_0——始端滞止压力，Pa；

v_0——始端滞止比容，m^3/kg。

滞止参数 p_0、v_0 应根据管道始端介质流速，在焓熵图中求取，也可按下式计算：

$$p_0v_0 = \left(p_1 + \frac{k-1}{k}\frac{\dot{m}^2v_1}{2}\right)v_1 \tag{6.3.3-2}$$

当计算锅炉安全阀排汽管道时，始端滞止参数可取安全阀入口处参数。

6.3.3.2 临界比容比按下式计算：

$$\beta_c^2 = \frac{2k}{k+1}\xi_t + 1 + 2\ln\beta_c \tag{6.3.3-3}$$

式中 β_c——介质的临界比容与始端比容之比，$\beta_c=\frac{v_c}{v_1}$，也可按图 6.3.3 查取。

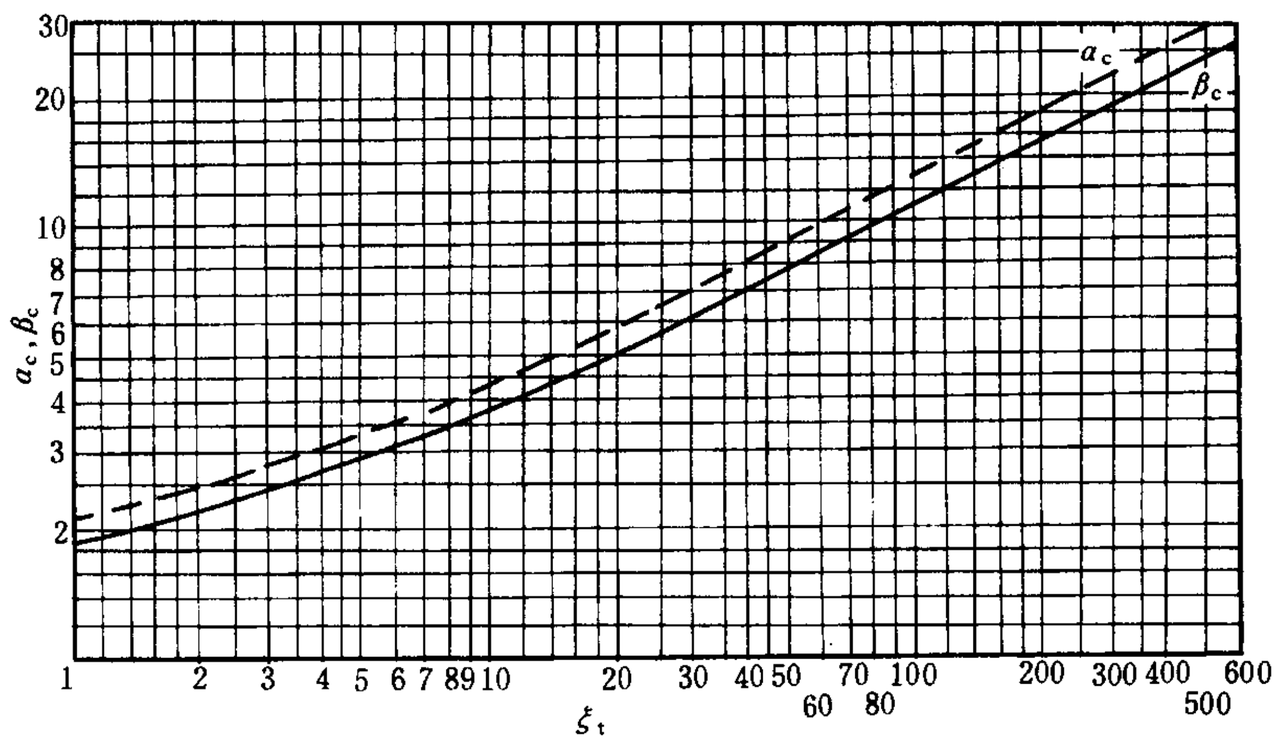


图 6.3.3 临界压力比 α_c 和临界比容比 β_c 与总阻力系数 ξ_t 的关系曲线

6.3.3.3 蒸汽临界流速按下式计算：

$$w_c = \sqrt{\frac{2kp_0v_0}{k+1}} \tag{6.3.3-4}$$

或 $$w_c = \sqrt{2kp_cv_c} \tag{6.3.3-5}$$

式中 w_c——临界流速，m/s。

6.3.4 介质比容变化大的管道应根据不同的已知条件，分别采用下述方法进行水力计算：

6.3.4.1 当已知始端滞止参数 p_0、v_0、质量流速 $\dot{m}$、管道总阻力系数 ξ_t 和末端空间压力 p' 时，蒸汽初参数 p_1、v_1 应按下列公式计算：

首先按式（6.3.3-1）计算临界压力。

（1）如 $p_c<p'$，则为亚临界流动，管道终端参数按下式计算：

$$p_2 = p' \tag{6.3.4-1}$$

$$v_2^2 + \frac{2k}{k-1}\frac{p_2}{\dot{m}^2}v_2 - \frac{2k}{k-1}\frac{p_0v_0}{m^2} = 0 \tag{6.3.4-2}$$

介质比容比 β 按下式计算：

$$\left(\frac{p_2}{2p_{d2}} + \frac{k-1}{2k}\right)(\beta^2 - 1) = \xi_t + \frac{k+1}{k}\ln\beta \tag{6.3.4-3}$$

管道始端参数按下式计算：

$$v_1 = v_2/\beta \tag{6.3.4-4}$$

$$p_1 = \beta p_2 + \frac{k-1}{k}\left(\beta - \frac{1}{\beta}\right)p_{d2} \tag{6.3.4-5}$$

（2）如 $p_c\geqslant p'$，则为临界流动，管道终端参数按下式计算：

$$p_2 = p_c \tag{6.3.4-6}$$

$$v_2 = \frac{2}{k+1}\frac{p_0v_0}{p_2} \tag{6.3.4-7}$$

介质临界比容比 β_c 按式（6.3.3-3）计算，或由图 6.3.3 查取。

介质临界压力比 α_c 按下式计算，或由图 6.3.3 查取。

$$\alpha_c = \frac{k+1}{2}\beta_c - \frac{k-1}{2\beta_c} \tag{6.3.4-8}$$

式中 α_c——临界压力比，$\alpha_c=p_1/p_c$。

管道始端参数按下式计算：

$$v_1 = v_2/\beta_c \tag{6.3.4-9}$$

$$p_1 = \alpha_c p_c \tag{6.3.4-10}$$

6.3.4.2 当已知始端参数 p_1、v_1、质量流速 $\dot{m}$、管道总阻力系数 ξ_t 时，终端参数 p_2、v_2 应按下列公式计算：

首先按下式计算管道终端与始端介质比容比 β：

$$\left(\frac{p_1}{2p_{d1}} + \frac{k-1}{2k}\right)\left(1 - \frac{1}{\beta^2}\right) = \xi_t + \frac{k+1}{k}\ln\beta \tag{6.3.4-11}$$

求出 β 值后，与按式（6.3.3-3）求出的 β_c 值比较。

（1）如 $\beta<\beta_c$，则为亚临界流动，管道的终端参数按下式计算：

$$v_2 = \beta v_1 \tag{6.3.4-12}$$

$$p_2 = \frac{p_1}{\beta} - \frac{k-1}{k}\left(\beta - \frac{1}{\beta}\right)p_{d1} \tag{6.3.4-13}$$

(2) 如 $\beta=\beta_c$，则为临界流动，使用式（6.3.3-3）及式（6.3.4-8）求出临界比容比 β_c 和临界压力比 α_c 后，按下式计算管道终端参数：

$$p_2=p_1/\alpha_c \tag{6.3.4-14}$$

$$v_2=v_1\beta_c \tag{6.3.4-15}$$

(3) 如 $\beta>\beta_c$，表示给定的条件不成立，即在给定的始端参数和总阻力系数下，达不到给定的质量流速值。

6.3.4.3 当已知始端参数 p_1、v_1、管道总阻力系数 ξ_t 和末端空间压力 p' 时，质量流速 $\dot{m}$ 应按下列公式计算：

首先计算比值 $\alpha'=p_1/p'$，并与按式（6.3.4-8）求出的 α_c 值比较。

(1) 如 $\alpha'<\alpha_c$，则为亚临界流动（$p_2=p'$），管内介质质量流速按下式计算：

$$\dot{m}=\sqrt{\frac{(p_1-p_2)(1+\beta)}{\left[\xi_t+\frac{k+1}{k}\ln\beta+\frac{k-1}{2k}\left(\beta-\frac{1}{\beta}\right)\right]\beta v_1}} \tag{6.3.4-16}$$

在进行上述计算时，式中的 β 值可先按下式近似计算：

$$\beta=\alpha'\left[1-\frac{k-1}{k+1}\left(\frac{\alpha'}{\alpha_c}\right)^2\right] \tag{6.3.4-17}$$

或

$$\beta=\alpha'\left[1-\frac{4(k-1)}{(k+1)^3}\left(\frac{\alpha'}{\beta_c}\right)^2\right] \tag{6.3.4-18}$$

式中 α'——管道始端压力与末端空间压力之比。

用近似的 β 值按式（6.3.4-16）求出近似的质量流速 m，再按式（6.3.4-2）计算管道终端介质比容 v_2，按 $\beta=v_2/v_1$ 计算出较准确的 β 值后，代入式（6.3.4-16）修正 $\dot{m}$ 值。

(2) 如 $\alpha'\geqslant\alpha_c$，则为临界流动，管内介质质量流速按下式计算：

$$\dot{m}=\frac{p_1}{\left(\frac{k+1}{2k}\beta_c-\frac{k-1}{2k}\frac{1}{\beta_c}\right)\sqrt{\frac{2kp_0v_0}{(k+1)g\times10^4}}} \tag{6.3.4-19}$$

6.3.5 对于管道终端为亚临界的流动，也可采用虚拟法计算如图 6.3.5 所示，即设想将管道按等截面延长，其后必能找到一点“3”，该点在流量不变的条件下为临界状态。

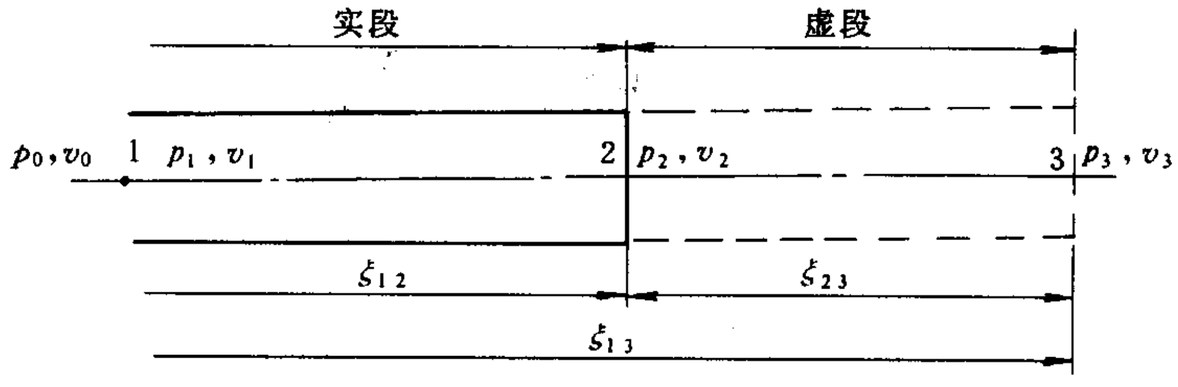


图 6.3.5 亚临界流动管道虚拟计算图

“3”点处参数 p_3、v_3 可按式(6.3.3-1)和式(6.3.4-7)计算。

1～3 段的阻力系数 ξ_{13} 可按下式计算：

$$\xi_{13}=\frac{k+1}{2k}\left[\left(\frac{v_3}{v_1}\right)^2-2\ln\frac{v_3}{v_1}-1\right] \tag{6.3.5-1}$$

2～3 段的阻力系数 ξ_{23} 可按下式计算：

$$\xi_{23}=\frac{k+1}{2k}\left[\left(\frac{v_3}{v_2}\right)^2-2\ln\frac{v_3}{v_2}-1\right] \tag{6.3.5-2}$$

或

$$\xi_{23}=\xi_{13}-\xi_{12} \tag{6.3.5-3}$$

计算出以上的参数后，根据不同的已知条件采用 6.3.3 条中的方法，可求“2”点或“1”点处的介质参数。

6.3.6 上述各式仅适用于介质质量流速 $\dot{m}$ 不变的情况，当质量流速不同时，可按不同的质量流速分段顺序计算，每个局部变换后管道的始端压力应考虑局部变换处（异径管或三通）动压力的改变。

当 $a=\dot{m}_{\mathrm{I}}/\dot{m}_{\mathrm{I}}<1$，$c=p_{\mathrm{dI}}/p_{\mathrm{I}}<0.05$ 时，或 $a>1$，$c<0.03$ 时，蒸汽管道局部变换后的始端压力按下式计算：

$$p_{\mathrm{dI}}=\frac{a^2p_{\mathrm{dI}}p_{\mathrm{I}}}{(p_{\mathrm{I}}+p_{\mathrm{dI}})-p_{\mathrm{dI}}} \tag{6.3.6-1}$$

局部变换后管道始端静压力按下式计算：

$$p_{\mathrm{I}}=p_{\mathrm{I}}+p_{\mathrm{dI}}-p_{\mathrm{dI}}-\Delta p_{\mathrm{I-I}} \tag{6.3.6-2}$$

局部变换后始端蒸汽比容按下式计算：

$$v_{\mathrm{I}}=2\frac{p_{\mathrm{dI}}}{\dot{m}_{\mathrm{I}}^2} \tag{6.3.6-3}$$

式中 v_{I}——局部变换后管道始端的蒸汽比容，$\mathrm{m^3/kg}$；

$\dot{m}_{\mathrm{I}}$——局部变换后管道始端的质量流速，$\mathrm{kg/(cm^2\cdot s)}$。

当 $a<1$，$c\geqslant0.05$ 或 $a>1$，$c\geqslant0.03$ 时，可按下式计算局部变换后管道始端与局部变换前管道始端的介质比容比，或由图 6.3.6 查取 β 值。

$$a^2c\beta^2+\frac{k}{k+1}(\beta^{1-k}-1)=c \tag{6.3.6-4}$$

β 值求出后局部变换后管道始端参数按下列公式计算：

$$v_{\mathrm{I}}=\beta v_{\mathrm{I}} \tag{6.3.6-5}$$

$$p_{\mathrm{I}}=p_{\mathrm{I}}\beta^{-k} \tag{6.3.6-6}$$

$$p_{\mathrm{dI}}=a^2\beta p_{\mathrm{dI}} \tag{6.3.6-7}$$

6.3.7 蒸汽在通过异径管向大直径管道流动时，也有达到临界流速的可能。

异径管变换后始端的全压应大于或等于后段管子阻力和管子末端背压所形成的压头加上相应于大端的异径管的阻力所形成的压头之和。

$$p_{\mathrm{I}}+p_{\mathrm{dI}}\geqslant p_{\mathrm{dI}}\xi'_{\mathrm{I}}+p'' \tag{6.3.7}$$

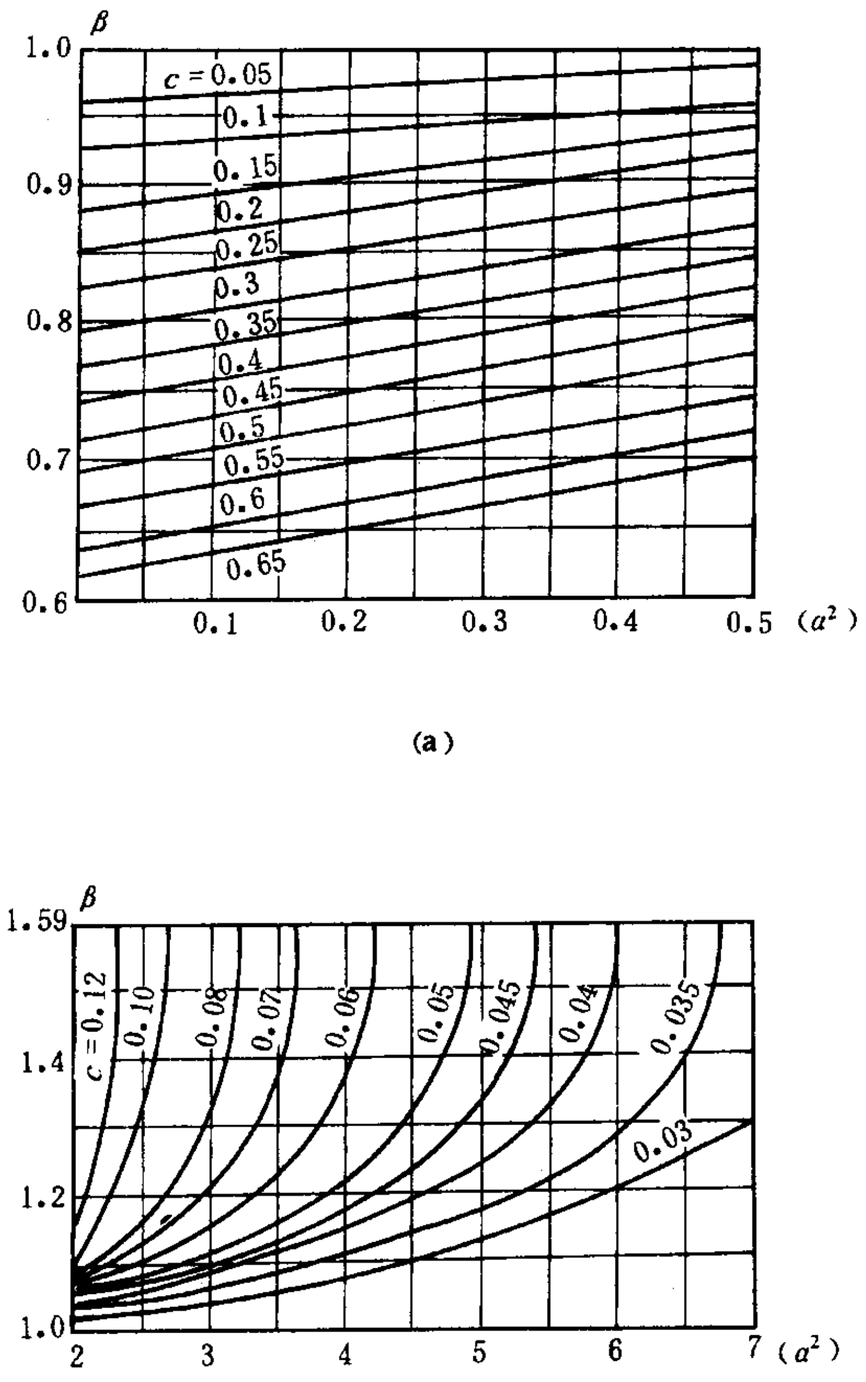


图 6.3.6 比容比（β）与质量流速比（a）和动静压比（c）的关系曲线（$k=1.3$）

(a) $a<1$； (b) $a>1$

式中 p'' ——后段管子阻力和管子末端背压所形成的压头，Pa；

ξ'_{I}——相应于大端的异径管的阻力系数，$\xi'_{\mathrm{I}}=\frac{1}{2}\xi_{\mathrm{I}}\left(\frac{D_{\mathrm{i}}}{d_{\mathrm{i}}}\right)^4$，其中，$\xi_{\mathrm{I}}$为由附录 E.2.2 查出的异径管阻力系数；$d_{\mathrm{i}}$ 为异径管的小端内径。

6.3.8 计算选择蒸汽管道上的孔板见图 6.3.8，按下列方法。

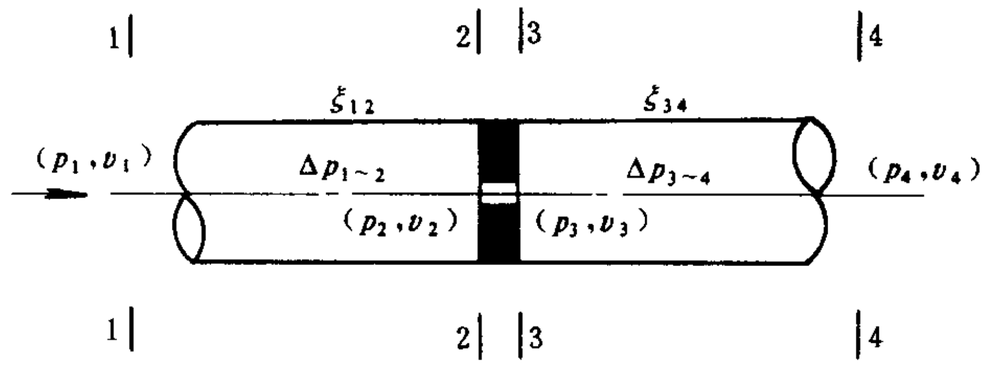


图 6.3.8 介质经孔洞的流动

6.3.8.1 孔板压降的计算

首先由给定的 $\dot{m}$、p_1、v_1、ξ_{12}按照 6.2 节或 6.3 节有关规定，确定孔板前的蒸汽参数 p_2、v_2，以及按给定的 $\dot{m}$、p_4、v_4、ξ_{34}确定孔板后的蒸汽参数 p_3、v_3。

孔板的压降按下式计算：

$$\Delta p_{\mathrm{m}}=p_2-p_3 \tag{6.3.8-1}$$

式中 Δp_{m}——孔板的压降，Pa。

6.3.8.2 孔板阻力系数的计算

按 6.3.8.1 计算出孔板压降 ΔP_{m} 后，孔板的阻力系数 ξ_{m} 按下式计算：

$$\xi_{\mathrm{m}}=\frac{\Delta p_{\mathrm{m}}}{p_{\mathrm{d2}}} \tag{6.3.8-2}$$

式中 p_{d2}——孔板前介质动压力，Pa；

ξ_{m}——相应于孔板前介质流速的阻力系数。

6.3.8.3 孔板孔径的计算

对于蒸汽管道上孔板孔径的计算，可按附录 C.7 方法进行，也可按下述方法计算。

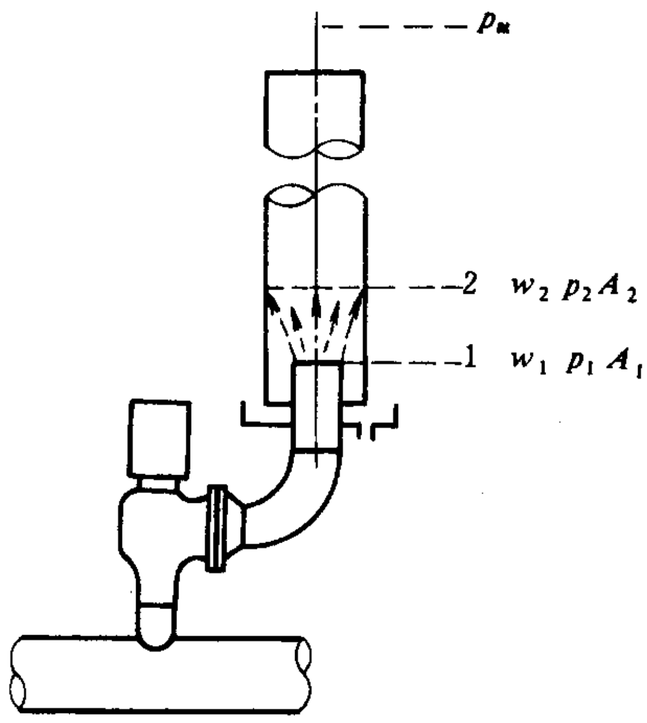


图 6.3.9 开式排汽管道

按 6.3.8.2 计算出的阻力系数 ξ_{m} 以及比值$\frac{\Delta p_{\mathrm{m}}}{p_1}$，查附录 E 中的图 E.2.2-12，求$\left(\frac{d_0}{D_{\mathrm{i}}}\right)^2$值，孔板的孔径按下式计算：

$$d_0=D_{\mathrm{i}}\sqrt{\left(\frac{d_0}{D_{\mathrm{i}}}\right)^2} \tag{6.3.8-3}$$

式中 d_0——孔板的孔径，m；

D_{i}——蒸汽管子内径，m。

也可使用上述方法确定调节阀的喉部面积和阻力系数。

6.3.9 对于开式排放的排汽管道，必须避免在疏水盘处

发生蒸汽反喷，排汽管不反喷应满足下列公式：

$$\frac{G}{3.6}(w_1 - w_2) > (p_2 - p_{at})A_2 - (p_1 - p_{at})A_1 \tag{6.3.9}$$

脚注 1 为阀管出口端参数；2 为排汽管入口端参数。

式中 G——质量流量，t/h；

p_{at}——大气压力，Pa；

A——管道截面积，m^2。

6.4 两相流体的管道

6.4.1 本节适用于介质为沸水和压力损失较大的高压饱和蒸汽两相流体的管道，主要是确定管道的通流能力。

6.4.2 管道的通流能力按下式计算：

$$G = 2.827\dot{m}\,D_i^2 \tag{6.4.2}$$

6.4.3 两相流介质质量流速按下式计算：

$$\dot{m} = \sqrt{\frac{2}{\xi_t + 4.6\lg\beta}\left(\int_2^1 \rho \mathrm{d}p + \int_2^1 \Delta\rho \mathrm{d}p + g\int_2^1 \rho^2 \mathrm{d}H\right)} \tag{6.4.3-1}$$

式中 ρ——介质密度，kg/m^3；

$\mathrm{d}p$——介质压力变化，Pa；

$\mathrm{d}H$——管道高度变化，m；

积分限 1——管道始端参数；

积分限 2——管道终端参数。

6.4.3.1 $\int_2^1 \rho \mathrm{d}p$ 值按下列方法计算

首先假设管道终端压力为 p_2，并将 p_1 和 p_2 压力范围分为相当数量的间隔：$p_{\mathrm{I}}-p_{\mathrm{I}}$、$p_{\mathrm{I}}-p_{\mathrm{II}}$、$p_{\mathrm{I}}-p_{\mathrm{III}}$……。

(1) 任一点压力（p_n）下的计算干度：

$$x_n = \frac{h_1 - h_n}{r_n} \tag{6.4.3-2}$$

式中 h_1——介质始端焓，kJ/kg；

h_n、r_n——在压力 p_n 下饱和水的焓和汽化潜热，kJ/kg。

(2) 任一点汽水混合物的比容：

$$v_n = x_n(v''_n - v'_n) + v'_n \tag{6.4.3-3}$$

式中 v''_n、v'_n——在压力 p_n 下饱和蒸汽和饱和水的比容，m^3/kg。

(3) $\int_2^1 \rho \mathrm{d}p$ 项按下式计算：

$$\int_2^1 \rho \mathrm{d}p = \sum_2^1 (p_n - p_{n+1})\left(\frac{\rho_n + \rho_{n+1}}{2}\right) \tag{6.4.3-4}$$

6.4.3.2 $\int_2^1 \rho^2 \mathrm{d}H$ 按下列方法计算：

(1) 近似计算：

$$\int_2^1 \rho^2 \mathrm{d}H = \rho_m^2 (H_1 - H_2) \tag{6.4.3-5}$$

式中 H_1、H_2——垂直管段始、末端的标高，m；

ρ_m——垂直管段中沸水的平均密度，m^3/kg，取值分别如下：

当 $p_1 \geqslant 10.0$MPa 时，$\rho_m = 0.85\rho_1$；

当 $p_1 = 4.5$MPa 时，$\rho_m = 0.9\rho_1$；

当 $p_1 \leqslant 1.0$MPa 时，$\rho_m = \rho_1$；

当 p_1 介于上述压力之间时，可采用内插法求 ρ_m。

(2) 较精确计算：

首先按 6.4.4 条规定近似求出 $\dot{m}_c$，令 $\dot{m} = \dot{m}_c$。

再按下式用试算法计算垂直管段末端的介质密度（ρ_e）值：

$$\frac{\dot{m}^2}{2}\left(\xi_t + 4.6\lg\frac{\rho_1}{\rho_e}\right) = \int_2^1 \rho \mathrm{d}p + g\int_2^1 \rho^2 \mathrm{d}H \tag{6.4.3-6}$$

先假定垂直管段末端压力的变化范围，计算出各压力下所对应的沸水密度 ρ，作辅助曲线 $A = \int_e^1 \rho \mathrm{d}p, B = A + g\int_e^1 \rho^2 \mathrm{d}H, C = \frac{\dot{m}^2}{2}(\xi_t + 4.6\lg\beta)$。$B$ 和 C 线交点下的压力即为垂直管段末端压力 p_m，如 p_m 在假定的压力范围内，用内插法求出管段末端介质密度 ρ_m 值，代入下式计算：

$$\int_e^1 \rho^2 \mathrm{d}H = \frac{H_1 - H_2}{2}(\rho_1^2 + \rho_e^2) \tag{6.4.3-7}$$

(3) 当计算饱和蒸汽管道时，$\int_e^1 \rho^2 \mathrm{d}H$ 项可不考虑。

6.4.3.3 $\int_2^1 \Delta\rho \mathrm{d}p$ 项的计算

(1) $\int_2^1 \Delta\rho \mathrm{d}p$ 按下式计算：

$$\int_2^1 \Delta\rho \mathrm{d}p = 0.2 \times 10^{-6}(p_1 - p_2) \times \left(\frac{v''_2 - v'_2}{r_2} + 4\frac{v''_m - v'_m}{r_m} + \frac{v''_1 - v'_1}{r_1}\right)\dot{m}^2 \tag{6.4.3-8}$$

式中 脚标 m——平均压力 $\frac{p_1 + p_2}{2}$ 下的介质参数。

(2) $\int_2^1 \Delta\rho \mathrm{d}p$ 的结果为 $\dot{m}$ 的函数，可将 $\dot{m}$ 值作为未知量代入式（6.4.3-1）中解方程求 $\dot{m}$ 值。

(3) 当管道出口介质排出速度 $\omega_2 < 120$m/s 时，$\int_2^1 \Delta\rho \mathrm{d}p$ 项可不考虑。

6.4.3.4 $\lg\beta$ 值的计算

在假定 p_2 值后，可按式 $v_2 = x_2(v''_2 - v'_2) + v'_2$ 求末端比容 v_2，$\lg\beta$ 值按下式计算：

$$\lg\beta = \lg\frac{v_2}{v_1} \tag{6.4.3-9}$$

6.4.4 管内介质的临界质量流速按下列公式计算：

6.4.4.1 近似计算

$$\dot{m}_c = q\frac{p_2}{g} \times 10^{-4} \tag{6.4.4-1}$$

式中 q——系数，由图 6.4.4 查取；

p_2——管子终端压力，Pa。

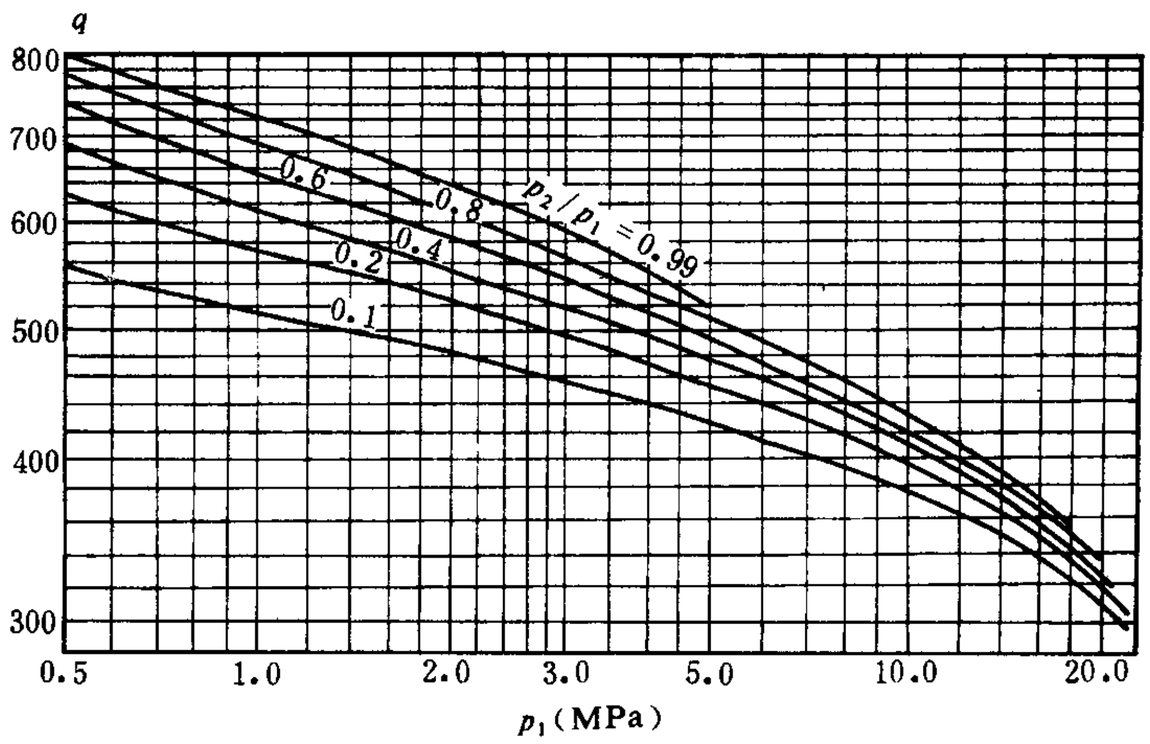


图 6.4.4 沸腾水 q 与 p_1 及 p_2/p_1 的关系曲线

6.4.4.2 较精确计算

(1)

$$\dot{m}_c = \sqrt{\left(-\frac{\Delta p}{\Delta v}\right)_s} \tag{6.4.4-2}$$

式中 Δp——管道终端压力 p_2（p_c）与“水和水蒸汽热力学性质图表”中最接近压力级的差值（其值约为 p_2 的 2%～5%），Pa；

Δv——在 Δp 范围内按等熵膨胀所得的比容增量，m^3/kg；

脚标 s——等熵。

(2) 上式中 Δv 值按下列方法计算：

首先按下式计算压力为 p_c 时介质的干度 x：

$$\left(\frac{\dot{m}}{44.732}\right)^2(v''-v')^2x^2+\left[r_2+2\left(\frac{\dot{m}}{44.732}\right)^2(v''-v')v'\right]x - (h_1-h_2)=0 \tag{6.4.4-3}$$

式中 $\dot{m}$——质量流速，kg/（$m^2 \cdot s$），计算时可先按近似计算法估取；

h_1——始端焓值，kJ/kg；

h_2——压力为 p 时的饱和水焓，kJ/kg；

r_2——压力为 p_c 时的汽化潜热，kJ/kg。

然后按下式计算蒸汽的干度变量 Δx：

$$\Delta x = \frac{(s''-s')x+s'-s_\Delta'}{s_\Delta''-s_\Delta'} - x \tag{6.4.4-4}$$

式中 s''_{Δ}、s'_{Δ}——压力为 $p_c-\Delta p$ 时饱和蒸汽和饱和水的熵，kJ/(kg·K)；

s''、s'——压力为 p_c 时饱和蒸汽和饱和水的熵，kJ/(kg·K)。

比容增量 Δv 按下式计算：

$$\Delta v=(v_{\Delta}''-v'')x+(v_{\Delta}''-v_{\Delta}')\Delta x-(1-x)(v'-v_{\Delta}') \tag{6.4.4-5}$$

式中 v''、v'——压力为 p_c 时饱和蒸汽和饱和水的比容，m^3/kg；

v_{Δ}''、v_{Δ}'——压力为 $p_c-\Delta p$ 时饱和蒸汽和饱和水的比容，m^3/kg；

x——压力为 p_c 时蒸汽的干度，按式（6.4.4-3）求值；

Δx——在等熵膨胀条件下蒸汽的干度变量，按式（6.4.4-4）求值。

6.4.5 在假定 p_2 值后，按式（6.4.3-1）和按式（6.4.4-1）或按式（6.4.4-2）计算求出的 $\dot{m}$ 和 $\dot{m}_c$ 值应该相等，或相差很小，如没达到此条件，表明 p_2 值假定的不合理，要重新假定 p_c 值进行上述计算，直至求出的 $\dot{m}$ 和 $\dot{m}_c$ 值相等（或相差很小）时为止。

对于第一次计算结果，如果 $\dot{m}_c<\dot{m}$，表明 p_2 值假定得偏小，如 $\dot{m}_c>\dot{m}$，表明 p_2 值假定得偏大。

7 支吊架的设计

7.1 一般规定

7.1.1 管道支吊架的设计应满足下列要求：

7.1.1.1 管道支吊架的设置和选型应根据管道系统的总体布置综合分析确定。支吊系统应合理承受管道的动荷载、静荷载和偶然荷载；合理约束管道位移；保证在各种工况下，管道应力均在允许范围内；满足管道所连设备对接口推力（力矩）的限制要求；增加管道系统的稳定性，防止管道振动。

7.1.1.2 确定支吊架间距时，应考虑管道荷载的合理分布，并满足管道强度、刚度、防止振动和疏放水的要求。

7.1.1.3 支吊架必须支承在可靠的构筑物上，应便于施工，且不影响邻近设备检修及其他管道的安装和扩建。

7.1.1.4 支吊架零部件应有足够的强度和刚度，结构简单，并应采用典型结构和元件。

7.1.1.5 管道吊架的螺纹拉杆应有足够的调整长度。当吊架上下端均不能调整拉杆长度时，可采用花篮螺丝在中间调整。

7.1.1.6 在任何工况下管道吊架拉杆可活动部分与垂线的夹角，刚性吊架不得大于 3°，弹性吊架不得大于 4°，当上述要求不能满足时，应偏装或装设滚动装置。

根部相对管部在水平面内的计算偏装值为：冷位移（矢量）$+\frac{1}{2}$热位移（矢量）。

7.1.1.7 位移或位移方向不同的吊点，不得合用同一套吊架中间连接件。

7.1.2 支吊架型式选择

7.1.2.1 固定支架：用于管道上不允许有任何方向的线位移和角位移的支承点。

7.1.2.2 滑动支架或刚性吊架：用于不允许有垂直位移的支吊点。

7.1.2.3 滚动支架：用于不允许有垂直位移且需减小支架摩擦力的支撑点。

7.1.2.4 弹簧支吊架：用于有垂直位移的支吊点。当有水平位移时，弹簧支架宜加装滚柱、滚珠盘或聚四氟乙烯板。

7.1.2.5 恒力支吊架：用于管道垂直位移较大或需要限制转移荷载的支吊点。

7.1.2.6 导向装置：用于需引导管道某方向位移而限制其他方向位移的地方。

7.1.2.7 限位装置：用于管道上需要限制某个或几个方向位移的地方。

7.1.2.8 减振装置：用于管道上需要防止振动的地方，允许其对管道热胀冷缩有一定的影响。

7.1.2.9 阻尼装置：用于管道上需承受地震荷载、冲击荷载或控制管道高速振动位移的地方。它不影响管道热胀冷缩。

7.1.3 支吊架布置

7.1.3.1 设备接口附近的支吊架间距和型式，除符合管道的强度、刚度和防振要求外，还应使设备接口所承受的管道最大推力和力矩在允许范围内，且不应限制设备接口位移。

7.1.3.2 在靠近集中荷载（如阀门、三通等）处宜布置支吊架。

7.1.3.3 装设波纹管补偿器或套筒补偿器的管道，应根据管道补偿需要和补偿器性能，设置固定支架和导向装置，将管道热位移正确地引导到补偿器处，并应满足补偿器制造厂的要求。

7.1.3.4 安全阀排汽管道的自重和排汽反力应由支吊架承受；对于开式排放系统，当阀管上不设支吊架时，应对安全阀进出口接管和法兰进行强度核算。

7.1.3.5 在Π形补偿器两侧适当位置宜设置导向装置。

7.1.3.6 当设备接口承受过大的管道推力或力矩时，如装设限位装置，其位置及限位方向应通过计算确定。

7.1.3.7 垂直管道穿过各层楼板和屋顶时，在孔洞周围应有防水措施；穿过屋顶的管道应装设防雨罩。室外管道吊架的拉杆，在穿过保温层处应装设防雨罩。

7.2 支吊架间距

7.2.1 水平直管道上的支吊架间距应满足下列要求：

7.2.1.1 刚度条件

管道的一阶固有频率应大于 3.5Hz，即单跨管道按简支梁计算，其最大挠度值不应大于 2.62mm。

7.2.1.2 按照刚度条件，均布荷载水平直管道的支吊架允许最大间距用下式计算：

$$L_{max} = 0.2118\sqrt[4]{\frac{E_t I}{q}} \qquad (7.2.1\text{-}1)$$

式中 L_{max}——支吊架的最大允许间距，m；

E_t——钢材在设计温度下的弹性模数，kN/mm²；

I——管子截面惯性矩，cm⁴；

q——管道单位长度自重，kN/m。

7.2.1.3 强度条件

管道强度应按《火力发电厂汽水管道应力计算技术规定》(SDGJ6—90) 有关外载应力验算的规定计算，使管道的持续外载当量应力在允许范围内；并且单跨管道按简支梁计算，管道自重引起的最大弯曲应力不大于 23.5MPa。

7.2.1.4 按照强度条件，均布荷载水平直管道的最大支吊架间距按下式计算：

$$L_{max} = 0.4336\sqrt{\frac{W}{q}} \tag{7.2.1-2}$$

式中 W——管子截面抗弯矩，cm³。

7.2.1.5 水平 90°弯管两端支吊架间的管道展开长度，不应大于水平直管道上允许支吊架的最大间距的 0.73 倍。

7.3 支吊架荷载

7.3.1 支吊架设计应考虑（但不限于）下列各项荷载：

7.3.1.1 管子、阀门、管件和保温结构的重力。

7.3.1.2 支吊架零部件自重。

7.3.1.3 管道所输送介质的重力。

7.3.1.4 蒸汽管道水压试验或管路清洗时的介质重力。

7.3.1.5 管道上柔性管件（如波纹管补偿器、金属软管等）由于内部压力所产生的作用力。

7.3.1.6 支吊架约束管道位移（包括热胀、冷紧和端点附加位移）所承受的约束反力和弹簧支吊架转移荷载。

7.3.1.7 管道位移时在活动支吊架上引起的摩擦力，摩擦系数 μ 可取下列数值：

钢与钢滑动摩擦	$\mu=0.3$
钢与聚四氟乙烯	$\mu=0.2$
聚四氟乙烯之间	$\mu=0.1$
钢与钢滚动摩擦	$\mu=0.1$
吊架	$\mu=0.1$

7.3.1.8 室外管道的风雪荷载。

7.3.1.9 正常运行时，可能产生的管道振动力。

7.3.1.10 管内流体动量突变（如水锤）引起的瞬态作用力。

7.3.1.11 蒸汽排放时产生的反作用力。

7.3.1.12 管道装在有地震地区产生的地震力。但不考虑地震与风荷载同时出现的工况。

7.3.2 支吊架结构荷载

应按照支吊架使用过程中的各种工况分别计算，并组合同时作用于支吊架上的所有荷载，取其中对支吊架结构最不利的一组，并加上本支吊架或临近活动支吊架上摩擦力对本支吊架的作用作为结构荷载。

7.3.2.1 支吊架结构荷载计算可考虑下述工况：

(1) 运行初期冷态工况；

(2) 运行初期热态工况；

(3) 管道应变自均衡后的冷态工况；

(4) 水压试验（或管路清洗）工况；

(5) 各种暂态工况，如阀门瞬间启闭工况、安全阀动作工况等。

7.3.2.2 计算 7.3.1.1 款规定的荷载时，应乘以荷载修正系数。荷载修正系数可取 1.4。此时，修正后的荷载已包括支吊架零部件自重。

7.3.2.3 动力荷载（包括 7.3.1.10 和 7.3.1.11 规定的荷载）应根据荷载的动力特性，乘以相应的动载系数。

安全阀排汽管道排汽反力的动载系数可取 1.1～1.2，其他动载系数可取 1.2。

7.3.2.4 风雪荷载可按《建筑结构荷载规范》(GBJ9) 计算。

7.3.2.5 减振装置和阻尼装置的结构荷载，应根据管道对防振或抗冲击的需要具体分析确定。

7.3.3 支吊架荷载应使用经审定的计算程序，利用计算机计算。次要管道也可使用附录 F 的计算方法近似计算。

7.3.4 弹簧支吊架或恒力支吊架的分配荷载，包括分配给该支吊架的管子、阀门、管件、保温结构和所输送介质的重力，在必要时，可考虑支吊架管部和连结件的重力。

当管道为热态吊零时，工作荷载等于分配荷载；当管道为冷态吊零时，安装荷载等于分配荷载。

7.3.5 排汽管道的排汽反力应根据管道结构和水力计算结果，按下述有关公式计算。计算结果应乘以动载系数。

7.3.5.1 与管道轴线垂直的排汽口或管段进出口断面处的反力可按下式计算：

$$F_i = \frac{1}{3.6} G_i w_i + (p_i - p_a) A_i \qquad (7.3.5\text{-}1)$$

式中 F_i——断面 i 处的反力，kN；

G_i——断面 i 处的介质流量，kg/h；

w_i——断面 i 处的介质流速，m/s；

p_i——断面 i 处的介质压力，kPa；

p_a——当地大气压，kPa；

A_i——断面 i 处的通流面积，m^2。

7.3.5.2 斜切排汽口的排汽反力，当斜切部分入口为亚临界流动时，按式 (7.3.5-1) 计算；当为临界流动时，按下式计算：

$$F_{iz} = -\frac{1}{3.6} G_i w_i \cos\varphi \qquad (7.3.5\text{-}2)$$

$$F_{ix} = \frac{1}{3.6} G_i w_i \sin\varphi \qquad (7.3.5\text{-}3)$$

式中 F_{iz}——z 向分力，见图 7.3.5-1，kN；

F_{ix}——x 向分力，kN；

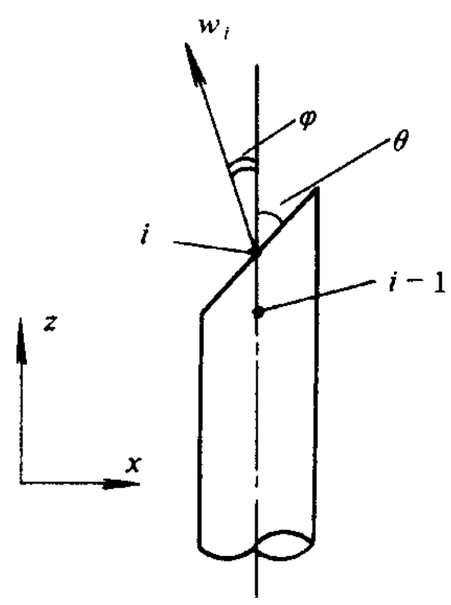


图 7.3.5-1 斜切排汽口示意图

φ——汽流偏转角，按表 7.3.5-1 确定。

式中$\frac{1}{3.6}G_i w_i$可按下式计算：

$$\frac{1}{3.6}G_i w_i = \frac{1}{3.6}G_i w_{i-1} + (p_{i-1} - p_a)A_{i-1} \tag{7.3.5-4}$$

式中 w_{i-1}——$i-1$ 断面处的介质流速，m/s；

p_{i-1}——$i-1$ 断面处的介质压力，kPa；

A_{i-1}——$i-1$ 断面处的流通面积，m^2。

表 7.3.5-1 汽流偏转角与斜切角关系表

斜切角 θ	30°	45°	60°
汽流偏转角 φ	30°	16°	7°

7.3.5.3 T 型、Y 型排汽口反力计算

(1) T_a 型排汽口〔见图 7.3.5-2 (a)〕的排汽反力可按下式计算：

$$F_{iz} = \frac{1}{3.6}G_{i-1}w_i\sin\varphi \tag{7.3.5-5}$$

(2) T_b 型排汽口〔见图 7.3.5-2 (b)〕的排汽反力可按下式计算：

$$F_{iz} = -\frac{1}{3.6}G_{i-1}w_i\sin\varphi \tag{7.3.5-6}$$

(3) Y 型排汽口〔见图 7.3.5-2 (c)〕的排汽反力可按下式计算：

$$F_{iz} = -\frac{1}{3.6}G_{i-1}w_i\cos\varphi(\varphi + \theta) \tag{7.3.5-7}$$

式 (7.3.5-5)、式 (7.3.5-6)、式 (7.3.5-7) 中的$\frac{1}{3.6}G_{i-1}w_i$可按下式计算：

$$\frac{1}{3.6}G_{i-1}w_i = \frac{1}{3.6}G_{i-1}w_{i-1} + (p_{i-1} - 2p_a)A_{i-1} \tag{7.3.5-8}$$

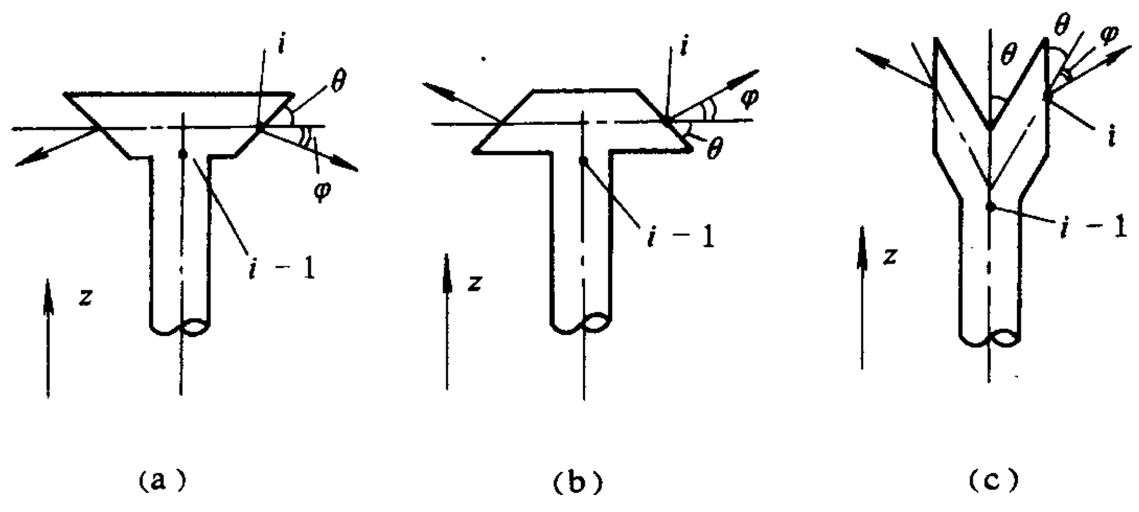


图 7.3.5-2 T 型、Y 型排汽口示意图

(a) T_a 型；(b) T_b 型；(c) Y 型

7.4 弹 簧 选 择

7.4.1 管道支吊点的热位移值，应使用经审定的计算程序，用计算机计算；设计温度低于

300℃的次要管道也可使用近似方法计算。

计算热位移时，应考虑管道端点附加位移的影响。

7.4.2 弹簧支吊架的弹簧选择应符合下列要求：

7.4.2.1 管道由冷态到运行工况，弹簧的荷载变化系数不应大于35%；对于主要管道，不宜大于25%。

7.4.2.2 弹簧的安装荷载和工作荷载〔指7.3.2.1（2）工况下荷载〕均不应大于其最大允许荷载。

7.4.3 弹簧串联安装时，应选用最大允许荷载相同的弹簧，此时热位移值应按弹簧的刚度分配；并联安装时，支吊架两侧应选用相同型号的弹簧，其荷载由两侧弹簧承担。

7.4.4 弹簧的选择计算

支吊架的弹簧选择，应根据管道工作温度〔指7.3.2.1（2）工况下温度〕下所产生的位移进行，并有热态吊零和冷态吊零两种荷载分配方式，分别按下列公式计算确定。

对于热态吊零管道的弹簧，应按支吊点垂直方向的热位移和工作荷载计算；对于冷态吊零管道的弹簧，应按支吊点垂直方向的热位移和安装荷载计算。

7.4.4.1 单个弹簧吸收的最大热位移按下式计算：

（1）热位移向上时

$$\Delta Z' = \frac{C'}{C'+1}\lambda_{max} \tag{7.4.4-1}$$

式中 $\Delta Z'$——单个弹簧吸收的最大热位移，mm；

C'——初选的荷载变化系数；

λ_{max}——弹簧最大允许荷载下的变形量，mm。

（2）热位移向下时

$$\Delta Z' = C'\lambda_{max} \tag{7.4.4-2}$$

7.4.4.2 弹簧串联数按下式计算（计算结果进位取整数）：

$$n = \frac{\Delta Z_t}{\Delta Z'} \tag{7.4.4-3}$$

式中 n——弹簧串联数；

ΔZ_t——支吊点垂直热位移，mm。

7.4.4.3 热态吊零管道

（1）弹簧型号选择计算

热位移向上时：

$$P_{op}\frac{\lambda_{max}}{\lambda_{max}-\Delta Z'} \leqslant P_{max} \tag{7.4.4-4}$$

热位移向下时：

$$P_{op} \leqslant P_{max} \tag{7.4.4-5}$$

式中 P_{op}——弹簧的工作荷载，N；

P_{max}——弹簧的最大允许荷载，N。

（2）弹簧荷载变化系数核算

$$C = \frac{\Delta Z_t}{nKP_{op}} \leqslant [C] \tag{7.4.4-6}$$

或

$$C = \frac{|P_{er} - P_{op}|}{P_{op}} \leqslant [C] \tag{7.4.4-7}$$

式中 C——实际荷载变化系数；

$[C]$——允许荷载变化系数；

P_{er}——弹簧的安装荷载，N；

K——弹簧系数，mm/N。

7.4.4.4 冷态吊零管道

(1) 弹簧型号选择计算

热位移向上时：

$$P_{er} \leqslant P_{max} \tag{7.4.4-8}$$

热位移向下时：

$$P_{er} \frac{\lambda_{max}}{\lambda_{max} - \Delta Z'} \leqslant P_{max} \tag{7.4.4-9}$$

(2) 弹簧荷载变化系数核算

$$C = \frac{\Delta Z_t}{nKP_{er} \pm \Delta Z_t} \leqslant [C] \tag{7.4.4-10}$$

热位移向上时取“－”号；热位移向下时取“＋”号。

也可按式（7.4.4-7）核算。

7.4.5 弹簧的工作高度、安装高度、工作荷载和安装荷载分别按下列公式计算。

7.4.5.1 热态吊零算道

(1) 工作高度

$$H_{op} = H_0 - KP_{op} \tag{7.4.5-1}$$

式中 H_{op}——弹簧的工作高度，mm；

H_0——弹簧的自由高度，mm。

(2) 安装高度

$$H_{er} = H_{op} \pm \frac{\Delta Z_t}{n} \tag{7.4.5-2}$$

式中 H_{er}——弹簧的安装高度，mm。

热位移向上时取“－”号；热位移向下时取“＋”号。

(3) 安装荷载

$$P_{er} = P_{op} \pm \frac{\Delta Z_t}{nK} \tag{7.4.5-3}$$

热位移向上时取“＋”号；热位移向下时取“－”号。

7.4.5.2 冷态吊零管道

(1) 安装高度

$$H_{er} = H_0 - KP_{er} \tag{7.4.5-4}$$

(2) 工作高度

$$H_{op} = H_{er} \pm \frac{\Delta Z_t}{n} \tag{7.4.5-5}$$

热位移向上时取“+”号；热位移向下时取“—”号。

(3) 工作荷载

$$P_{op} = P_{er} \pm \frac{\Delta Z_t}{nK} \tag{7.4.5-6}$$

热位移向上时取“—”号；热位移向下时取“+”号。

7.5 支吊架结构强度计算

7.5.1 支吊架零部件的强度应按结构荷载计算。根部钢结构强度计算方法及稳定性应遵守现行的《钢结构设计规范》(GBJ17)，材料选择和许用应力分别按 7.5.2 条和 7.5.3 条确定。

7.5.2 支吊架零部件的材料应按下列原则选用：

7.5.2.1 凡与管道直接接触的零件，应按管道设计温度选择钢材。与管道焊接的零件，其材料还应与管道材料相容。

7.5.2.2 管道保温层以外零件的材料，宜采用 Q235—A.F；环境计算温度低于 0℃的管道，宜采用 Q235—D 或 16Mn，环境计算温度低于－20℃时，16Mn 钢还应具有－40℃冲击韧性的合格保证。

环境计算温度按国家现行《采暖通风和空气调节设计规范》(GBJ19) 中规定的冬季空气调节室外计算温度确定。

7.5.3 许用应力

7.5.3.1 支吊架零部件材料的抗拉、抗压许用应力按附录 A.1 选取，许用剪切应力为附录 A.1 所列数值的 0.6 倍。

7.5.3.2 螺纹拉杆的抗拉许用应力为附录 A.1 所列数值的 0.56 倍，拉杆截面积按螺纹根部直径计算。

7.5.3.3 支吊架零部件组装焊缝的许用应力为附录 A.1 确定的较弱被焊件许用应力的 0.56 倍。

7.5.3.4 水压试验时，支吊架材料的许用应力可提高到不大于其在室温下屈服强度的 0.8 倍。

7.5.3.5 在运行期间短时超载时，支吊架材料的许用应力可提高 20%。

7.5.4 DN≤50 的管道，拉杆直径不应小于 10mm；DN≥65 的管道，拉杆直径不应小于 12mm。

7.5.5 支吊架管部设计应保证管道局部应力在允许范围内。

7.5.6 较长垂直管道上的刚性支吊架，应按单侧承受相应支吊点全部荷载设计。

7.5.7 生根结构除满足强度条件外，尚应满足下述刚度条件：

7.5.7.1 固定支架、限位装置和阻尼装置生根结构的最大挠度不应大于其计算长度的 0.2%。

7.5.7.2 其他支吊架生根结构的最大挠度不应大于其计算长度的 0.4%。

7.5.8 生根结构采用焊接或梁箍固定的双支点梁型式时，可按简支梁计算其强度和刚度。

梁式生根结构在其承受较大弯矩处开孔时，应进行补强。

当作用力不通过非对称型钢的弯曲中心时，应考虑偏心扭转因素。

7.5.9 支吊架结构的焊缝，应按下列要求确定焊缝结构尺寸和验算焊缝的强度：

7.5.9.1 受拉、受压或受剪的直角角焊缝强度，应按下式计算：

$$\tau = \frac{F}{0.7h_f l} \leqslant [\tau]^t \qquad (7.5.9\text{-}1)$$

式中 τ——剪应力，MPa；

F——作用在连接处的轴向力，N；

h_f——焊缝高度，取截面的较小直角边，mm；

l——焊缝的计算长度，mm；

$[\tau]^t$——焊缝抗剪许用应力，MPa。

7.5.9.2 承受弯矩和剪力共同作用的直角角焊缝强度，应按下式计算：

$$\tau = \sqrt{\tau_m^2 + \tau_g^2} \leqslant [\tau]^t \qquad (7.5.9\text{-}2)$$

式中 τ_m——角焊缝由弯矩产生的剪应力，MPa；

τ_g——角焊缝由剪力产生的剪应力，MPa。

7.5.9.3 圆钢与钢板（或型钢）、圆钢与圆钢之间的角焊缝强度应按下式计算：

$$\tau = \frac{F}{h_u l} \leqslant [\tau]^t \qquad (7.5.9\text{-}3)$$

式中 h_u——焊缝有效厚度，mm。

对于圆钢与钢板（或型钢），$h_u=0.7h$（图 7.5.9-1）；对于圆钢与圆钢，$h_u=0.1(D+2d)-\delta$（图 7.5.9-2）；式中 D 为大圆钢直径，mm；d 为小圆钢直径，mm；δ 为焊缝表面至两圆钢公切线的距离，mm。

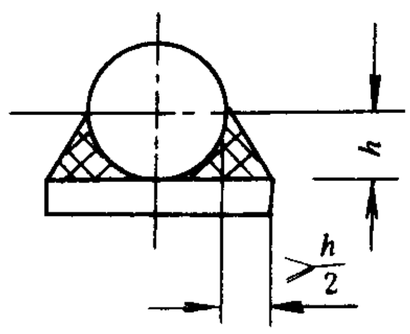


图 7.5.9-1 圆钢与钢板之间的焊缝

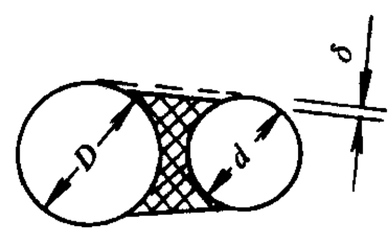


图 7.5.9-2 圆钢与圆钢焊接

7.5.9.4 角焊缝应符合下列要求；

(1) 直角角焊缝两焊脚边的夹角宜呈 90°。夹角大于 120°或小于 60°的斜角角焊缝不宜用作受力焊缝（钢管结构除外）。

(2) 角焊缝的焊脚尺寸 h_f 见图 7.5.9-3，不得小于 $1.5\sqrt{s}$（s 为较厚被焊件厚度）。但对自动焊，最小焊角尺寸可减小 1mm；对 T 形连接的单面角焊缝，应增加 1mm；当焊件厚度等于或小于 4mm 时，最小焊脚尺寸应与焊件厚度相同。

(3) 角焊缝的焊角尺寸不宜大于较薄焊件厚度的 1.2 倍（钢管结构除外），但厚度为 s 的板件边缘的角焊缝最大焊角尺寸，尚应满足下列要求：

当 $s \leqslant 6$mm 时，$h_f \leqslant s$；

当 $s > 6$mm 时，$h_f \leqslant s-(1\sim2)$ mm。

(4) 角焊缝的两焊脚尺寸宜相等。当焊件的厚度相差较大，且等焊脚尺寸不能满足本款(2)、(3) 要求时，可采用不等焊脚尺寸，与较厚焊件接触的焊角边应满足 (2) 的要求，与

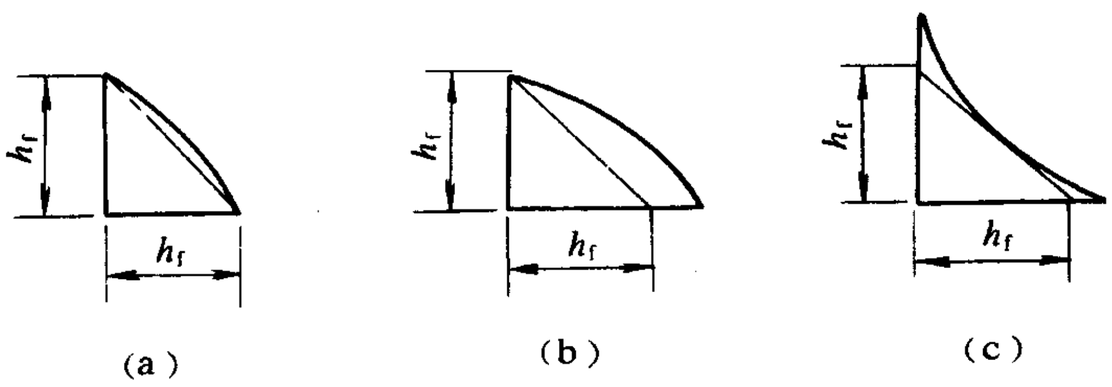


图 7.5.9-3 直角角焊缝示意图

较薄焊件接触的焊脚边应满足（3）的要求。

（5）侧面角焊缝或正面角焊缝的计算长度不得小于 $8h_f$ 且不得小于 40mm。

（6）侧面角焊缝的计算长度不宜大于 $60h_f$（承受静力荷载或间接承受动力荷载时）或 $40h_f$（承受动力荷载时）；当大于上述数值时，其超过部分在计算中不予考虑。若内力沿侧面角焊缝全长分布，其计算长度不受此限。

（7）在直接承受动力荷载的结构中，角焊缝表面应做成直线形或凹形。焊脚尺寸的比例：正面角焊缝宜为 1∶1.5（长边顺内力方向）；侧面角焊缝可为 1∶1。

（8）在次要构件或次要焊缝连接中，可采用断续角焊缝。断续角焊缝之间的净距，不应大于 $15s$（对受压构件）或 $30s$（对受拉构件），s 为较薄焊件的厚度。

（9）当板件的端部仅有两侧面角焊缝连接时，每条侧面角焊缝的长度不宜小于两侧面角焊缝之间的距离；同时两侧面角焊缝之间的距离不宜大于 $15s$（当 $s>12$mm 时）或 200mm（当 $s\leqslant 12$mm 时），s 为较薄焊件的厚度。

（10）杆件与节点板的连续焊缝见图 7.5.9-4，宜采用两面侧焊，也可采用三面围焊，对角钢杆件可采用 L 形围焊，所有围焊的转角处必须连续施焊。

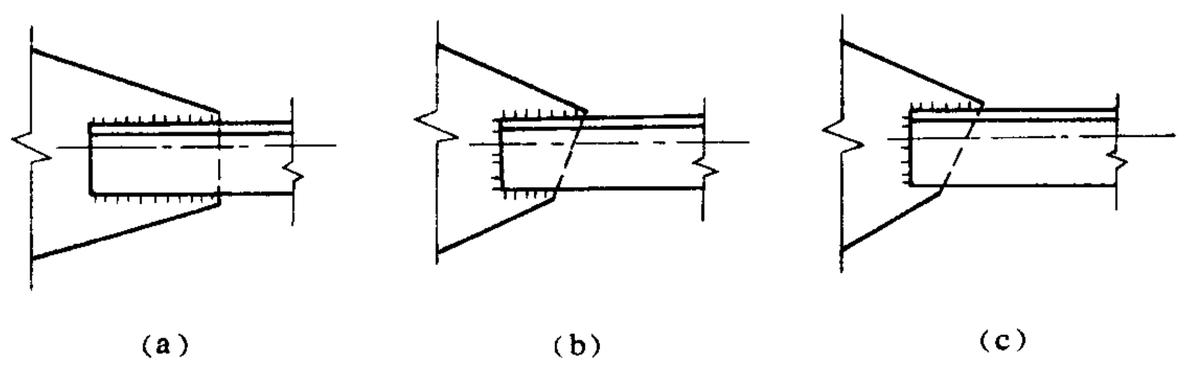


图 7.5.9-4 杆件与节点板的焊缝连接

（a）两面侧焊；（b）三面围焊；（c）L 形围焊

（11）当角焊缝的端部在构件转角处作长度为 $2h_f$ 的绕角焊时，转角处必须连续施焊。

（12）在搭接连接中，搭接长度不得小于较薄焊件厚度的 5 倍，并不得小于 25mm。

（13）圆钢与圆钢、圆钢与钢板（型钢）的焊缝有效厚度 s，不应小于 0.2 倍圆钢直径（当焊接直径不同的两圆钢时，取平均直径）且不小于 3mm，且不应大于 1.2 倍平板厚度，焊缝计算长度不应小于 20mm。

7.5.9.5 对于有端头的焊缝，计算长度应按实际长度减少 10mm 计算。按 7.5.9.4（6），实际长度超出规定者，不考虑本款之减少值。

8 疏水、放水、放气和锅炉排污系统的设计

8.1 一 般 规 定

8.1.1 疏水、放水、放气和锅炉排污系统的设计，应从全厂整体出发，对机组安全经济运行、快速启动、事故处理、减少汽水损失、回收介质和热量，以及实现自动化等，进行全面规划，统筹安排，力求系统简单可靠，布置合理，便于维修和扩建。

8.1.2 疏水、放水、放气和锅炉排污系统的设计，应包括下列各项：

8.1.2.1 厂内管道的疏水、放水和放气系统。

8.1.2.2 热力设备的疏水、放水和放气系统。

8.1.2.3 锅炉排污、疏水、放水、上水和反冲洗系统。

8.1.2.4 防止汽轮机进水的疏水系统。

8.1.2.5 对于锅炉、汽轮发电机组本体范围内的设备和管道，其疏水、放水、放气和排污系统应按与制造厂商定的本体汽水系统进行设计。

8.2 管道和设备的疏水、放水、放气系统

8.2.1 管道疏水、放水系统的设计，应符合下列要求：

8.2.1.1 蒸汽管道为母管制系统时，疏水系统宜采用母管制。不同压力的蒸汽管道，经常疏水应分别设置相应的母管，压力相差不大者，可共用一根母管。启动疏水，全厂只设一根母管。各疏水母管分别引入疏水扩容器，并考虑有旁路措施。当疏水压力较低而进入疏水扩容器有困难时，可引入疏水箱。为便于检修，可将每台机组的启动疏水管接成分疏水母管，再汇入总疏水母管。接入一根总疏水母管的机组台数，以不超过四台为宜。

8.2.1.2 蒸汽管道为单元制系统时，疏水系统应按单元或扩大单元设计。

8.2.1.3 对于启动过程中可能出现负压的蒸汽管道，其疏水必须接至汽机本体疏水扩容器或凝汽器。

8.2.1.4 给水加热器、射汽抽气冷却器、轴封蒸汽冷却器等连续疏水，不应接入疏水总管。

8.2.1.5 管道的放水宜接入放水母管。

8.2.2 在下列地点应设置经常疏水：

8.2.2.1 经常处于热备用状态的设备（如减压减温器装置等）进汽管段的低位点。

8.2.2.2 蒸汽不经常流通的管道死端，而且是管道的低位点时。

8.2.2.3 饱和蒸汽管道和蒸汽伴热管道的适当地点。

8.2.3 在下列地点应设置启动疏水：

8.2.3.1 按暖管方向分段暖管的管段末端。

8.2.3.2 为了控制管壁升温速度，在主管上端可装设疏汽点。

8.2.3.3 水平管道上每隔 100～150m 处。

8.2.3.4 在装设经常疏水装置处，同时应装设启动疏水和放水装置。

8.2.3.5 所有可能积水而又需要及时疏出的低位点。

8.2.4 管道的放水装置，应设在管道可能积水的低位点处。蒸汽管道的放水装置应与疏水装置联合装设。

8.2.5 管道的疏水、放水装置的设计，应符合下列要求：

8.2.5.1 PN≥4 的管道疏水和放水，应串联装设两个截止阀；PN≤2.5 的管道疏水和放水，宜装设一个截止阀。对于亚临界及以上参数机组的主蒸汽管道、再热蒸汽管道、轴封蒸汽管道、抽汽管道上的疏水阀门，其中一个应为动力驱动阀。

8.2.5.2 经常疏水的疏水装置，对于 PN≥6.3 的管道，宜装设节流装置或疏水阀，节流装置后的第一个阀门，应采用节流阀；对于 PN≤4 的管道，宜采用疏水阀；当管道内蒸汽压力很低时，可采用 U 型水封装置。

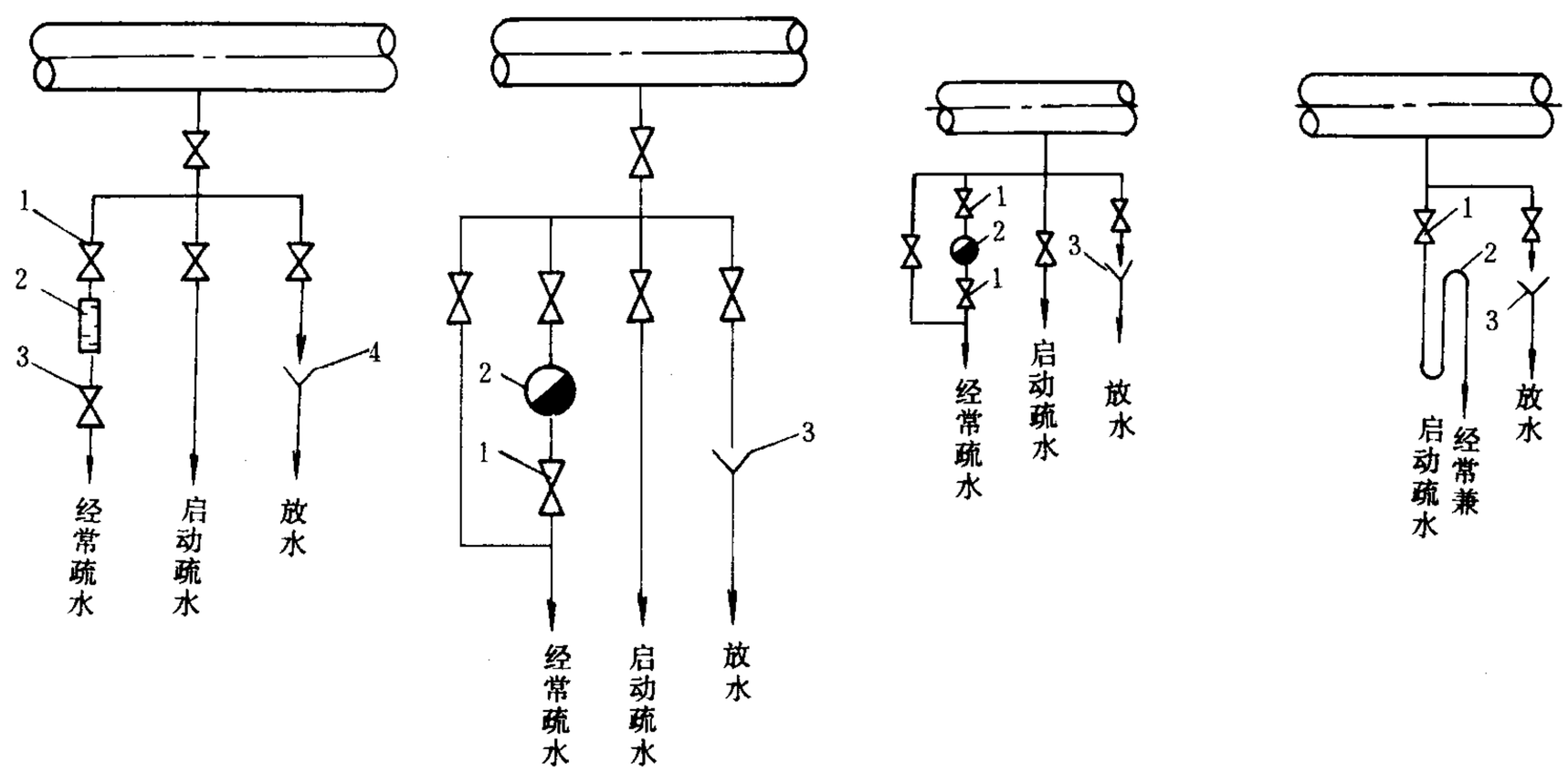


图 8.2.5-1 PN≥6.3 管道的疏水、放水装置
1—截止阀；2—节流装置；3—节流阀；4—漏斗

图 8.2.5-2 PN4.0 管道的疏水、放水装置
1—截止阀；2—疏水器；3—漏斗

图 8.2.5-3 PN≤2.5 管道的疏水放水装置
1—截止阀；2—疏水器；3—漏斗

图 8.2.5-4 压力很低的 U 型管疏水、放水装置
1—截止阀；2—水封；3—漏斗

8.2.5.3 疏水罐应由直径不小于 DN150 的管子制作，长度应满足安装水位传感器的要求。疏水罐下方引出管（DN≥50）装设一个动力驱动的调节阀。

8.2.5.4 管道放水应经漏斗接至放水母管或相应排水点。疏水、放水装置的组合型式见图 8.2.5-1～图 8.2.5-7，其中图 8.2.5-5～图 8.2.5-7 为亚临界及以上参数机组的疏水型式。图中所示的经常疏水与放水装置，可按需要装设。

8.2.5.5 高温管道的局部地方可能因疏水引起较大的温差应力时，应采取适当的措施消除温差应力。

8.2.6 水管道的最高位点应装设放气装置。对于凸起布置的管段，可根据积存空气的可能，适当装设放气装置。

需进行水压试验的蒸汽管道，其最高位点应装设放气装置。对于凸起布置的管段，可根

据需要适当装设供水压试验用的放气装置。

PN≥4 管道的放气装置，应串联装设两个截止阀；PN≤2.5 管道的放气装置，可只装设一个截止阀。

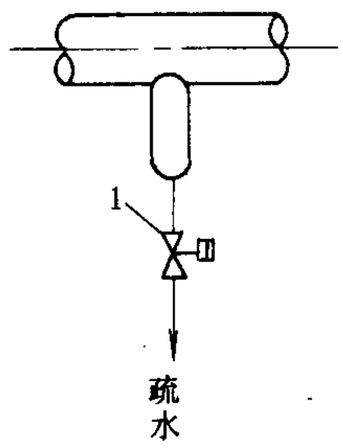


图 8.2.5-5 带疏水罐的疏水
1—气（电）动疏水阀

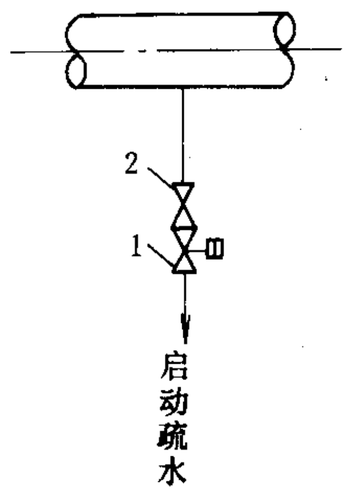


图 8.2.5-6 PN≥4.0 管道疏水装置
1—气（电）动疏水阀；2—截止阀

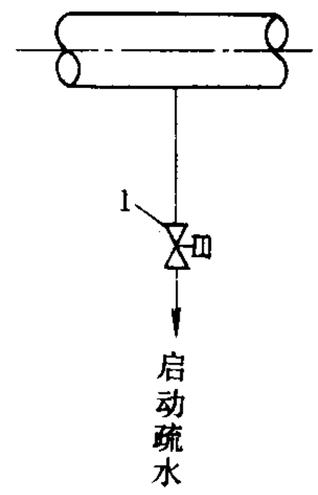


图 8.2.5-7 PN≥2.5 管道疏水装置
1—气（电）动疏水阀

8.2.7 设计中应结合具体情况，减少疏水装置的数量，合理简化疏水系统。示例见图 8.2.7-1～图 8.2.7-4。

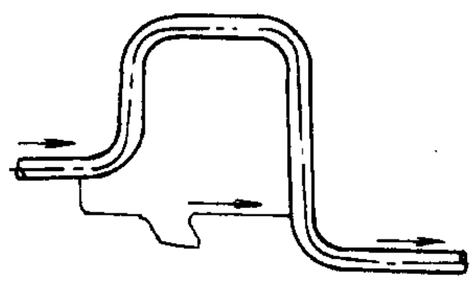


图 8.2.7-1 高位至低位的疏水转注

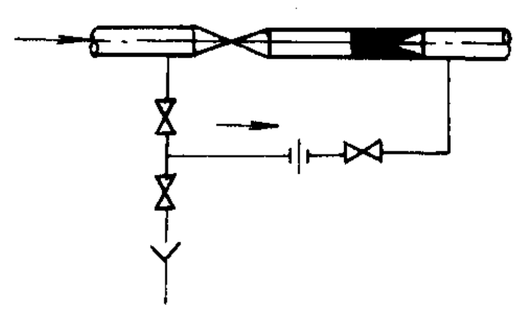


图 8.2.7-2 高压至低压的疏水转注

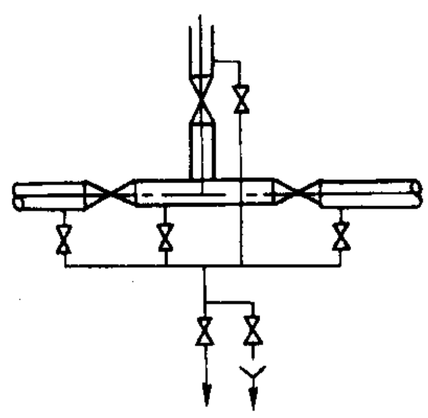


图 8.2.7-3 疏水集中处的疏水合并

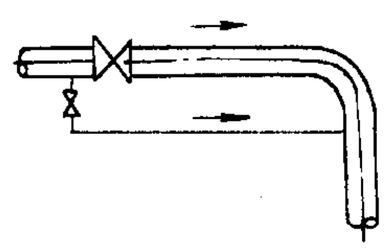


图 8.2.7-4 阀门前后疏水转注

8.2.8 热力设备的疏水、放水和放气系统设计应符合下列要求：

8.2.8.1 在正常运行过程中，将疏水和空气连续排出。

8.2.8.2 在故障满水时，能自动紧急疏水或溢流。

8.2.8.3 当正常疏水、放气管道故障时，应有备用的疏放措施。

8.2.8.4 在启动时排出空气，在停止运行时将积水和蒸汽排出。

8.2.8.5 热力设备的放水应经漏斗排至放水母管。

8.2.9 水箱应有放水和溢流装置。按箱内压力高低，溢流装置可采用控制阀或水封管。汽水系统中，同类设备的放水和溢流装置宜共用一根母管。大气式除氧器给水箱的溢流、放水管宜接至疏水箱。高压除氧器给水箱的溢流、放水管宜接至疏水扩容器或凝汽器。

8.2.10 锅炉暖风器、热网加热器和蒸发装置等的疏水系统，应结合全厂热力系统加以考虑。暖风器的疏水，应经压力水箱由暖风器疏水泵打入除氧器；也可以经压力水箱引入汽轮机低压加热器等其他热力设备。同时应有故障排放措施。

8.3 防止汽轮机进水的疏水系统

8.3.1 防止汽轮机进水的疏水系统，应包括下列各项：

8.3.1.1 主蒸汽管道的疏水。

8.3.1.2 再热蒸汽管道的疏水。

8.3.1.3 汽轮机抽汽管道的疏水。

8.3.1.4 给水加热器紧急放水。

8.3.1.5 汽轮机汽封管道疏水。

8.3.2 主蒸汽管道的疏水

8.3.2.1 从锅炉过热器出口至汽轮机主汽门之间的主蒸汽管道，每个低位点都应设置疏水，如果主蒸汽管道是分成几路分支管接入汽轮机时，每路分支管和总管上都应设置疏水点。在靠近汽轮机主汽门前的每段支管上，应装设疏水点。

8.3.2.2 主汽门至汽轮机第一级喷嘴之间应设置疏水点。这部分疏水包括主汽门阀座后的疏水、调节汽门或进汽阀的阀前和阀后疏水，以及调节汽门后主蒸汽管道各低位点的疏水等。

8.3.3 低温再热蒸汽管道的疏水

每根低温再热蒸汽管道的低位点应设置疏水，在靠近汽轮机侧附近的低位点应设置疏水罐。如果低温再热蒸汽管道至给水加热器的进汽管道有低位点时，在该低位点宜装设疏水罐。

8.3.4 高温再热蒸汽管道的疏水

从再热器出口至汽轮机中压主汽门之间的高温再热蒸汽管道，每个低位点都应疏水。在靠近汽轮机中压主汽门的每根支管上，应装设疏水罐，该罐可不设水位调节装置。

8.3.5 汽轮机抽汽管道的疏水

汽轮机抽汽管道上的低位点应设疏水，该疏水应单独接至疏水扩容器（或联箱）或凝汽器。

8.3.6 给水加热器紧急放水

8.3.6.1 给水加热器紧急放水量取下列二者较大值，并加10%的裕度。

(1) 不小于最大负荷下管侧给水流量的10%。

(2) 一根加热器管子破裂流出的水量（两个断口）按下式计算：

$$Q = 22.90 \times 10^{-2} \cdot D_i^2 \sqrt{p_t - p_s} \qquad (8.3.6\text{-}1)$$

式中 Q——一根管子破裂流出的水量，m^3/h；

D_i——管子公称内径，mm；

p_t——管侧设计压力，MPa；

p_s——壳侧设计压力，MPa。

8.3.6.2 给水加热器的紧急放水应单独引至高压加热器紧急疏水扩容器或凝汽器等。

8.3.7 汽轮机汽封管道的疏水

汽封系统的喷水减温器下游应设置疏水点，其疏水量按喷水阀全开时水量考虑。应将疏水引至汽封蒸汽冷却器。

8.3.8 至给水泵汽轮机供汽管道的低位点应设疏水，在靠近汽轮机侧的低位点宜装疏水罐。

8.3.9 汽轮机的高压旁路和低压旁路出口管道的低位点应设置疏水，可根据需要装疏水罐。

8.4 锅炉的排污和疏水、放水系统

8.4.1 根据锅炉的容量、参数、水质要求及锅炉本体汽水系统，确定锅炉的排污和疏水、放水系统。系统设计应包括下列各项：

8.4.1.1 过热器、再热器联箱及过热蒸汽、再热蒸汽减温器的疏水。

8.4.1.2 水冷壁下联箱和省煤器联箱的排污和放水。

8.4.1.3 锅炉汽包连续排污和紧急放水。

8.4.1.4 锅炉的上水。

8.4.1.5 过热器和再热器的反冲洗。

8.4.1.6 直流锅炉启动分离器的疏水。

8.4.2 锅炉排污水系统

汽包锅炉，宜采用一级连续排污扩容系统。对于高压热电厂的汽包锅炉，根据扩容蒸汽的利用条件，可采用二级连续排污扩容系统。连续排污系统应有切换至定期排污扩容器的旁路。

定期排污扩容器的排污水经降温后排至回收水管或下水道。连续排污扩容器的排污水，可排入定期扩容器，有条件时应用于热网补充水或其他用途。

100MW 及以下的机组，可 2～4 台锅炉设一套排污扩容系统；125MW 及以上机组，每台锅炉宜设一套排污扩容器系统。

数台锅炉共用一套排污扩容器时，各炉的连续排污管道应单独接至连续排污扩容器进口联箱；定期排污管道经本炉环形母管后，接入公用母管通往定期排污扩容器。在连续排污管道与扩容器间，定期排污环形母管与公用母管间，均应装设阀门和回转堵板。当不设堵板时，应串联装设两个阀门。

8.4.3 锅炉上水

锅炉上水，宜采用凝结水泵或给水泵经给水管道向锅炉上水；也可用疏水泵或补给水泵向锅炉上水。当采用疏水泵、凝结水泵、补给水泵向锅炉上水时，在高低压管道连接处应装设阀门或回转堵板，或采取其他安全措施。

8.4.4 锅炉放水

锅炉放水通过定期排污管道排至定期排污扩容器。

锅炉紧急放水，接至锅炉的定期排污母管。定期排污母管与定期排污扩容器之间，不应

有阀门或堵板。对单元机组可直接引入定期排污扩容器。紧急放水管道根据需要可装设节流装置。

8.4.5 汽包锅炉本体启动疏水（如过热器联箱、再热器联箱、过热蒸汽及再热蒸汽减温器等疏水），应接入定期排污扩容器。

8.4.6 直流锅炉的疏水、放水系统应结合制造厂提供的启动系统和运行要求进行设计。启动疏水，根据锅炉本体汽水系统要求，汽水分离器疏水分别接至疏水扩容器、除氧器或凝汽器。

8.5 管子及附件的选择

8.5.1 疏水管道和阀门的通流截面选择，应符合下列规定：

8.5.1.1 疏水管道和阀门的通流截面，应按机组在各种运行工况下，可能出现的最大疏水量来考虑。并应考虑疏水管道能够在最小压差的情况下排出可能出现的最大水量。任何情况下其疏水管道内径不应小于 20mm。

8.5.1.2 疏水、放水、放气管道的公称通径应按表 8.5.1-1 选用。疏水、放水和锅炉排污母管的公称通径应按表 8.5.1-2 选用。

表 8.5.1-1 疏水、放水、放气管管径选择表

项目 \ 疏放管道公称通径（DN）	≤125	150～200	225～300	350～800	850～1200
启动疏水①	20～25	25～32	32～50	32～50	50～80
经常疏水②	20～25	20～25	20～25	25	32
放　水	20	20	25	32	32
放　气	15～20				

注：① 滑参数启停时，有关管道的启动疏水管管径，可采用表中上限值，疏水阀后的管径，可放大一级选择。凝疏管管径不受此限。

② 对于亚临界及以上参数机组的经常疏水可采用表中上限值。

表 8.5.1-2 疏水、放水和排污母管管径选择表

PN>10 管道的疏水母管	PN4～10 管道的疏水母管	PN≤2.5 管道的疏水母管	除氧器给水箱放水母管	定期排污母管	定期排污环形母管	放水母管
50～80	80～100	80～150	80～200	80～125	>50	150～300

8.5.1.3 为控制管壁温升速度而装设的疏汽管，管径宜采用 DN65～DN100。

8.5.1.4 接入疏水扩容器的总母管的通流截面应大于接入该母管的所有疏水管道内截面面积之和的 10 倍。

8.5.2 疏水、放水、放气和锅炉排污管道的管子及附件的材料和设计参数，应符合下列规定。

8.5.2.1 疏水管道

(1) 节流装置或疏水阀门及其以前的管子和附件，按与所连接管道相同的设计参数选择。

(2) 节流装置或疏水阀门以后的管子和附件，对于所连接管道的设计压力为 14MPa 及以上者，按 PN6.3 选择；设计压力为 10MPa 者，按 PN4 选择；设计压力为 6.3MPa 及以下者，

按 PN≤2.5 选择。

8.5.2.2 放水管道

(1) 放水阀及其以前的管子和附件，按与所连接管道相同的设计参数选择。

(2) 放水阀以后的管子和附件，可按 PN≤2.5 选择。

8.5.2.3 放气管道

(1) 放气阀及其以前的管子和附件，按与所连接管道相同的设计参数选择。

(2) 放气阀以后的管子和附件，可按 PN≤2.5 选择。

8.5.2.4 锅炉定期排污管道和连续排污管道的设计参数见 2.0.2.1 (11)。

8.5.2.5 锅炉紧急放水管道的设计参数与锅炉连续排污管道的设计参数相同。如果紧急放水阀下游装设节流装置，并且其后的管道压力不会升高时，节流装置后管子和附件的设计参数应计算确定。

8.5.2.6 锅炉上水、放水管道

(1) 从上水阀（或堵板）至锅炉的管子和附件（包括上水阀或堵板），按引接点处设计参数选择。

(2) 上水阀以前的管道，按水源最大工作压力选择。

(3) 放水阀（或堵板）至锅炉的管子和附件（包括放水阀或堵板），按引接点处设计参数选择。

(4) 放水阀以后的管道，按 PN≤2.5 选择。

8.5.2.7 分母管：分母管汇入母管处的连接阀和其以前的管子及附件，按与所连接管道相同的设计参数选择；连接阀以后的管子和附件，按上述 8.5.2.1～8.5.2.6 原则选择。

8.6 布　　置

8.6.1 疏水、放水、放气和锅炉排污系统的管道及附件布置，除应符合第五章有关规定外，尚应符合下列要求：

8.6.1.1 各疏水管道应按运行压力范围相近者进行分组，分别接入不同压力的疏水联箱或扩容器。

8.6.1.2 接至疏水扩容器总管上各疏水管道的布置，应按压力顺序排列（压力低的靠近扩容器侧），并应与总管轴线成 45°角，且出口朝向扩容器。

8.6.1.3 各种手动阀门，根据不同用途，分组集中布置。

8.6.1.4 放水、放气漏斗的布置位置，应保证不危及设备和人身的安全，避免漏斗反水，操作时能看见工质的流动情况。

8.6.1.5 锅炉紧急放水管道从汽包引出后，宜先布置一段较长的垂直段。当设置节流装置时，应布置在靠近扩容器侧。

8.6.1.6 汽轮机本体疏水扩容器的布置，应保证疏水扩容器的正常水位高于凝汽器热井正常水位 1m 以上。

8.6.1.7 锅炉定期排污母管或锅炉放水母管的布置标高，应低于所连接锅炉的最低放水点。当无法满足时，可设置低位点放水。

8.6.1.8 露天布置的管道和阀门，应有防冻措施。

9 工业水系统的设计

9.1 一 般 规 定

9.1.1 工业水系统的设计，应结合全厂供水和排水系统及各冷却设备对水源的要求进行整体规划。应保证有可靠的水源、水质，同时必须满足设备的正常运行、启停、检修的要求，做到安全可靠，经济合理及节约用水，并考虑扩建的方便。

工业水系统分为开式系统和闭式系统。

9.1.2 工业水系统的供水范围，包括锅炉、汽轮机、发电机及其辅助设备和机械的冷却用水，轴封用水及其他用水（凝汽器冷却水除外）。

9.1.3 工业水应具有独立的供水、排水系统。供水系统不应与厂内消防水、冲灰水、生活用水等系统合并，排水系统应满足回收利用的要求。

9.1.4 工业水的水质应符合设备的要求。

9.1.4.1 对于开式系统的水质要求，碳酸盐硬度应小于250mg/L（以 $CaCO_3$ 计），pH 值应不小于 6.5，也不宜大于 9.5，悬浮物的含量宜小于 50mg/L，对 200MW 及以下机组应不大于 100mg/L。

9.1.4.2 对于闭式系统的水质要求，采用除盐水、凝结水或软化水。

9.1.5 工业水管道在使用低温水而有可能导致管道外壁结露时，应采取防止管道外壁腐蚀的措施。在寒冷地区的供、排水管道在有可能冻结部位，应有防冻措施。

9.1.6 输送海水的管道和附件应考虑防腐和防堵措施。

9.1.7 工业水管道与设备的连接，应便于拆装。

9.2 供 水 系 统

9.2.1 工业水的供水系统，应根据设备要求和水源的水质情况，电厂所在地区水资源贫富及费用，通过技术经济比较确定。

9.2.1.1 当水源主要为海水或受潮汐倒灌影响时，工业水系统宜采用淡水闭式和海水开式的系统。

9.2.1.2 当水源为淡水时，工业水系统可采用开式系统或淡水闭式加淡水开式系统。

9.2.1.3 对水质要求较高的用水点，如：水内冷发电机冷却水、汽水取样冷却器的冷却水、高压机组给水泵和凝结水泵的轴封用水以及自动主汽阀、汽轮机猫爪的冷却水、真空泵系统补充水等，宜采用闭式系统。

9.2.1.4 对用水量较大的管式冷却设备，如：油冷却器、空（氢）气冷却器等，可根据具体情况，宜采用经过过滤的循环水。

9.2.2 工业水系统的连接方式，根据机组的容量及台数，按下列原则确定：

9.2.2.1 单机容量为100MW及以下的机组，宜采用环形母管系统。每一环以2～4台机组为宜。环形母管的分段阀门，应按电厂分期建设情况装设，每段不应多于两台机组。

9.2.2.2 单机容量为125MW或200MW机组的工业水系统，宜采用单元制系统或扩大单元制系统。公用设备应能由各单元供水。

9.2.2.3 单机容量为300MW及以上机组，宜采用单元制系统。

9.2.3 空冷机组的辅机冷却用水宜设置单独的工业水系统。当发电厂同时装有空冷和常规机组时，空冷机组的工业水也可取自常规机组的工业水系统。

9.2.4 对作为保安电源的柴油发电机组和其他在正常工业水系统处于事故状态时仍不能中断冷却水的设备，应设置事故备用水源，如专用的工业水箱和停机冷却水泵等。

9.2.5 开式水系统中，可不设工业水箱。闭式水系统中，应设有水—水热交换器、水泵和高位水箱。

9.2.6 当采用循环水（包括海水）作工业水水源时，根据水质状况及被冷却设备的要求，宜在供水总管上装设过滤器。

过滤器台数和系统连接方式应满足在运行中清洗和维修的要求。

9.3 排 水 系 统

9.3.1 工业水系统的设计，应充分考虑到工业水排水的回收利用。当凝汽器冷却水采用淡水直流供水系统时，开式工业水的回收宜通过比较确定。

9.3.2 工业水的排水系统，可采用自流排水或压力排水。

9.3.2.1 自流排水应通过带盖的漏斗接入母管，排水后宜引入排水回收系统。

9.3.2.2 开式系统的压力排水，应回收利用或根据水质情况接至循环水系统。

9.3.2.3 轴承的压力排水管道上，应装设流动指示器。

9.3.3 设备的工业用水接管管径，应按设备接口尺寸选用。排水漏斗后的管道，管径应放大一至二级。

9.4 布 置

9.4.1 工业水系统的供水母管和压力排水母管，宜采用架空布置。自流排水母管，可地沟布置。

9.4.2 闭式系统中的高位水箱，布置标高不得低于系统中的最高点。当系统中未设置落差管时，水箱标高对系统产生的稳定压力，应满足水—水热交换器中二次水（指闭式循环水）的压力大于一次水的压力，宜小于油冷却器油侧压力（当闭式系统中连接有油冷却器时）的要求。

当闭式系统中设落差管时，落差管的布置标高，应使系统中由此产生的稳定压力，满足闭式系统水—水热交换器中二次水的压力大于一次水的压力，宜小于油冷却器油侧压力（当闭式系统中连接有油冷却器时）的要求。

9.4.3 连接于同一母管上的排水漏斗，应布置在同一标高上，此时，高位排水点除在该排水出口处装漏斗外，还应在统一的标高上加设低位排水漏斗，或接入附近统一标高的排水漏斗。排水漏斗前后的管子中心，宜适当偏装。

附录A　设计常用数据

A.1　常用国产钢材的许用应力表(MPa)

表 A.1

钢号与标准号		10 GB3087-82	20 GB3087-82	20G GB5310-85	15CrMo GB5310-85	12Cr1MoV GB5310-85	12Cr2MoWVTiB* GB5310-85	12Cr3MoVSiTiB* GB5310-85	Q235 GB700-88	16Mng GB713-86
σ_b^{20}		333	392	402	441	471	539	627	372	470
σ_s^{20}		196	226	226	225	255	333	441	216	305
管壁温度(℃)	20	111	131	134	147	157	180	209	124	156
	250	104	125	125					113	149
	260	101	123	123					111	146
	280	96	118	118					105	140
	300	91	113	113	143				101	135
	320	89	109	109	140				93	132
	340	84	102	102	136				88	130
	350	80	100	100	135	143			85	129
	360	78	97	97	132	141				127
	380	75	92	92	131	138				122
	400	70	87	87	128	135				117
	410	68	83	83	127	133				
	420	66	78	78	126	132				
	430	61	72	72	125	131				
	440	55	63	63	124	130				

续表

钢号与标准号		10 GB3087-82	20 GB3087-82	20G GB5310-85	15CrMo GB5310-85	12Cr1MoV GB5310-85	12Cr2MoWVTiB* GB5310-85	12Cr3MoVSiTiB* GB5310-85	Q235 GB700-88	16Mng GB713-86
管壁温度（℃）	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	110		
	550				40	71(65)	84	97		
	560					65(58)	79	87		
	570					57(52)	74	75		
	580					50(46)	69	65		
	590						64	58		
	600						59	51		

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，可取表中相应钢号数值的 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 一栏中括弧内的许用应力值，为本规定推荐采用的数值。

A.2 常用国产钢材的弹性模量数据表(kN/mm²)

表 A.2

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	Q235 GB700-88	16Mng GB713-86
工作温度(℃)	20	198	198	206	208	213	216	206	206
	100	191	183	199	205	208		200	200
	200	181	175	190	201	204		192	189
	250	176	171	187	197	201		188	185
	260	175	170	186	196	200		187	184
	280	173	168	183	194	199		186	183
	300	171	166	181	192	198		184	181
	320	168	165	179	190	196			179
	340	166	163	177	188	194			177
	350	164	162	176	187	192			176
	360	163	161	175	186	190			175
	380	160	159	173	183	188			173
	400	157	158	172	181	186			171
	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		171		

A.3 常用国产钢材的平均线膨胀系数数据表

(从 20℃至下列温度)(10^{-6}/℃)

表 A.3

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	Q235 GB700-88	16Mng GB713-86
工作温度(℃)	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		

A.4 常用德国钢材的许用应力表(MPa)

表 A.4

钢号	壁厚 s(mm)	σ_b^{20} (MPa)	σ_s^{20} (MPa)	管壁温度(℃)													
				20	200	250	300	350	400	410	420	430	440	450	460	470	480
st45.8/Ⅲ	≤16	410～530	255	136	136	123	106	93	86	78	68	60	52	46	39	33	28
	16<s≤40		245		130	116	103	90									
	40<s≤60		235		126	113	100	90									
15Mo3	≤40	450～600	270	150	150	136	120	113	106	106	105	104	104	103	102	102	95
	40<s≤60		260		140	130	113	106	100	99	98	98	97	96	95	95	
13CrMo44	≤40	440～590	290	146	146	146	143	133	126	125	124	122	121	120	119	118	118
	40<s≤60		280				136	126	120	118	117	116	114	113	112	112	111
	60<s≤80		270				130	120	113	112	110	109	108	106	106	105	104
10CrMo910	≤40	450～600	280	150	150	150	150	143	136	135	134	132	131	130	128	125	113
	40<s≤60		270				146	136	130	128	127	126	124	123	122	120	113
	60<s≤80		260				140	130	123	122	120	119	118	116	115	114	112
14MoV63	≤40	460～610	320	153	153	153	153	143	133	131	129	127	125	123	121	119	117
	40<s≤60		310				146	136	126	124	122	120	118	116	114	112	110
X20CrMoV121	≤80	690～840	490	230	230	230	230	230	230	230	230	230	230	220	213	206	189
15NiCuMoNb5	≤60	610～760	440	203	203	203	203	203	203	203	203	200	182	163	140	116	92
X10CrMoVNb91	≤120	585～850	415	195	195	195	195	195	195	195	195	195	195	195	195	195	195
WB36	≤100	610～780	440	203	203	203	203	203	203	203	203	200	182	163	140	117	92

续表

钢　号	壁　厚 s(mm)	σ_b^{20} (MPa)	σ_s^{20} (MPa)	管壁温度（℃）											
				490	500	510	520	530	540	550	560	570	580	590	600
st45.8/Ⅲ	≤16	410～530	255												
	16<s≤40		245												
	40<s≤60		235												
15Mo3	≤40	450～600	270	78	62	49	39	31							
	40<s≤60		260												
13CrMo44	≤40	440～590	290	108	91	77	62	52	40	32	26	22			
	40<s≤60		280	108											
	60<s≤80		270	104											
10CrMo910	≤40	450～600	280	101	90	78	68	60	52	45	38	34	29		
	40<s≤60		270												
	60<s≤80		260												
14MoV63	≤40	460～610	320	115	113	100	87	77	66	56	48				
	40<s≤60		310	108	106										
X20CrMoV121	≤80	690～840	490	173	156	140	124	111	98	85	74	64	54	46	39
15NiCuMoNb5	≤60	610～760	440	69	46										
X10CrMoVNb91	≤120	585～850	415	183	169	156	143	131	119	108	97	87	77	68	60
WB36	≤100	610～780	440	68	43										

注：① 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。
② WB36 管材壁厚大于 100mm 的许用应力值与 100mm 相同。

A.5 常用德国钢材的弹性模量数据表（kN/mm²）

表 A.5

钢　　号	20℃	100℃	200℃	300℃	400℃	500℃	600℃
st45・8/Ⅱ	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
X10CrMoVNb91	216	213	207	199	190	181	168
WB36	211	206	200	192	184	175	164

A.6 常用德国钢材的平均线膨胀系数数据表（从 20℃至下列温度）（10^{-6}/℃）

表 A.6

钢　　号	100℃	200℃	300℃	400℃	500℃	600℃
st45・8/Ⅱ	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
X10CrMoVNb91	10.9	11.3	11.7	12.0	12.3	12.6
WB36	12.2	12.9	13.4	14.0	14.3	14.6

A.7 常用美国钢材的许用应力表[(k.s.i)MPa]

表 7

钢号	σ_b^{20}	σ_s^{20}	管壁温度 [(F)℃]									
			(−20～650°F) −29～343℃	(700°F) 371℃	(750°F) 399℃	(800°F) 427℃	(850°F) 454℃	(900°F) 482℃	(950°F) 510℃	(1000°F) 538℃	(1050°F) 566℃	(1100°F) 593℃
A106B 碳钢管	(60) 413.7	(35) 241.3	(15.0) 103.4	(14.4) 99.3	(13.0) 89.6	(10.8) 74.5	—	—	—	—	—	—
A106C 碳钢管	(70) 482.7	(40) 275.8	(17.5) 120.7	(16.6) 114.5	(14.6) 100.7	(12.0) 82.7	—	—	—	—	—	—
$1\frac{1}{4}$Cr-$\frac{1}{2}$Mo-Si A335P11	(60) 413.7	(30) 206.9	(15.0) 103.4	(15.0) 103.4	(14.8) 102.1	(14.4) 99.3	(14.0) 96.5	(13.6) 93.8	(9.3) 64.1	(6.3) 43.4	(4.2) 29.0	(2.8) 19.3
$2\frac{1}{4}$Cr-1Mo A335P22	(60) 413.7	(30) 206.9	(15.0) 103.4	(15.0) 103.4	(15.0) 103.4	(15.0) 103.4	(14.4) 99.3	(13.1) 90.3	(11.0) 75.8	(7.8) 53.8	(5.8) 40.0	(4.2) 29.0
9Cr-1Mo-V A335P91	(85) 586.1		(20.5) 141.3	(20.0) 137.9	(19.4) 133.8	(18.7) 128.9	(17.8) 122.7	(16.7) 115.1	(15.5) 106.9	(14.3) 98.6	(12.9) 88.9	(10.3) 71.0
A672B70CL32	(70) 482.7		(17.5) 120.7	(16.6) 114.5	(14.8) 102.0	(12.0) 82.7	—	—	—	—	—	—

A.8 常用美国钢材的弹性模量数据表(kN/mm²)

表 A.8

钢种		工作温度(℃)											备注
		21	93	149	204	260	316	371	427	482	538	593	
碳钢	含碳量≤0.30%	203	199	195	191	188	184	176	167	154	141	124	含碳量 A106B 为 0.30% A106C 为 0.35%
	含碳量>0.30%	202	197	194	190	187	183	174	165	154	139	123	
铬钢	$\frac{1}{2}$Cr 至 2Cr	204	200	196	192	190	185	181	176	171	165	159	
	$2\frac{1}{4}$Cr 至 3Cr	211	205	203	199	195	191	187	181	177	170	163	
	5Cr 至 9Cr	213	207	204	200	197	193	188	180	170	157	141	

A.9 常用美国钢材的平均线膨胀系数数据表(10^{-6}℃)

表 A.9

钢种	工作温度(℃)(从 21℃起至下列温度)									
	93	149	204	260	316	371	427	482	538	593
碳钢、碳-铜钢,低铬钢	11.48	11.88	12.28	12.64	13.01	13.39	13.77	14.11	14.35	14.62
中合金钢(5Cr-Mo 至 9Cr-Mo)	10.87	11.14	11.41	11.70	11.99	12.24	12.53	12.78	13.00	13.18

A.10 Q235、Q235-A.F、Q235-B.F 钢管子及附件（阀门除外）的公称压力、试验压力和允许工作压力表

表 A.10

公称压力 PN (MPa)	试验压力 p_T (MPa)	设计温度（℃）						
		≤200	250	300				
		允许工作压力（MPa）						
		p_{20}	p_{25}	p_{30}				
0.10	0.2	0.10	0.10	0.09				
0.25	0.40	0.25	0.25	0.22				
0.40	0.60	0.40	0.39	0.35				
0.60	0.90	0.60	0.59	0.53				
0.80	1.20	0.80	0.78	0.70				
1.00	1.50	1.00	0.98	0.88				
1.60	2.40	1.60	1.57	1.40				
2.0	3.00	2.0	1.96	1.75				
2.5	3.75	2.5	2.45	2.19				
4.0	6.00	4.0	3.9	3.5				
5.0	7.50	5.0	4.9	4.4				
6.3	9.50	6.3	6.2	5.5				
10.0	15.00	10.0	9.8	8.8				
15.0	22.50	15.0	14.7	13.1				
16.0	24.00	16.0	15.7	14.0				
20.0	30.00	20.6	19.6	17.5				
25.0	37.50	25.0	24.5	21.9				
28.0	42.00	28.0	27.4	24.5				
32.0	48.00	32.0	31.3	28.0				
42.0	63.00	42.0	41	37				
50.0	75.00	50.0	49	44				

A.11 10号钢管子及附件（阀门除外）的公称压力、试验压力和允许工作压力表

表 A.11

公称压力 PN (MPa)	试验压力 p_T (MPa)	设计温度（℃）						
		≤200	250	300	350	400	430	450
		允许工作压力（MPa）						
		p_{20}	p_{25}	p_{30}	p_{35}	p_{40}	p_{43}	p_{45}
0.10	0.20	0.10	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04
0.25	0.40	0.25	0.25	0.22	0.19	0.16	0.14	0.11
0.40	0.60	0.40	0.39	0.35	0.30	0.27	0.23	0.19
0.60	0.90	0.60	0.59	0.52	0.46	0.4	0.35	0.28
0.80	1.20	0.80	0.79	0.69	0.61	0.53	0.46	0.37
1.00	1.50	1.00	0.99	0.86	0.76	0.66	0.58	0.47
1.60	2.40	1.60	1.58	1.38	1.21	1.06	0.93	0.74
2.0	3.00	2.0	1.97	1.73	1.52	1.33	1.16	0.93
2.5	3.75	2.5	2.47	2.16	1.90	1.66	1.45	1.16
4.0	6.00	4.0	4.0	3.5	3.0	2.7	2.3	1.9
5.0	7.50	5.0	5.0	4.3	3.8	3.3	2.9	2.3
6.3	9.50	6.3	6.2	5.4	4.8	4.2	3.6	2.9
10.0	15.00	10.0	9.9	8.6	7.6	6.6	5.8	4.6
15.0	22.50	15.0	14.8	12.9	11.4	10.0	8.7	7.0
16.0	24.00	16.0	15.8	13.8	12.1	10.6	9.3	7.4
20.0	30.00	20.0	19.7	17.3	15.2	13.3	11.6	9.3
25.0	37.50	25.0	24.6	21.6	19.0	16.6	14.5	11.6
28.0	42.00	28.0	27.6	24.2	21.2	18.6	16.2	13.0
32.0	48.00	32.0	31.5	27.6	24.3	21.2	18.5	14.9
42.0	63.00	42.0	41	36	32	28	24	20
50.0	75.00	50.00	49	43	38	33	29	23

A.12 20号钢管子及附件（阀门除外）的公称压力、试验压力和允许工作压力表

表 A.12

公称压力 PN (MPa)	试验压力 p_T (MPa)	设计温度（℃）						
		≤200	250	300	350	400	430	450
		允许工作压力（MPa）						
		p_{20}	p_{25}	p_{30}	p_{35}	p_{40}	p_{43}	p_{45}
0.10	0.20	0.10	0.10	0.09	0.08	0.07	0.05	0.04
0.25	0.40	0.25	0.25	0.22	0.20	0.17	0.14	0.11
0.40	0.60	0.40	0.40	0.36	0.32	0.77	0.23	0.17
0.60	0.90	0.60	0.59	0.54	0.48	0.41	0.34	0.26
0.80	1.20	0.80	0.79	0.72	0.63	0.55	0.46	0.35
1.00	1.50	1.00	0.99	0.90	0.79	0.69	0.57	0.44
1.60	2.40	1.60	1.58	1.43	1.27	1.10	0.91	0.70
2.0	3.00	2.0	1.98	1.79	1.58	1.38	1.14	0.87
2.5	3.75	2.5	2.47	2.24	1.98	1.72	1.43	1.09
4.0	6.00	4.0	4.0	3.6	3.2	2.8	2.3	1.7
5.0	7.50	5.0	5.0	4.5	4.0	3.5	2.9	2.2
6.3	9.50	6.3	6.2	5.6	5.0	4.3	3.6	2.7
10.0	15.00	10.0	9.9	8.9	7.9	6.9	5.7	4.4
15.0	22.50	15.0	14.8	13.4	11.9	10.3	8.6	6.5
16.0	24.00	16.0	15.8	14.3	12.7	11.0	9.1	7.0
20.0	30.00	20.0	19.8	17.9	15.8	13.8	11.4	8.7
25.0	37.50	25.0	24.7	22.4	19.8	17.2	14.3	10.9
28.0	42.00	28.0	27.7	25.1	22.2	19.3	16.0	12.2
32.0	48.00	32.0	31.7	28.6	25.3	22.0	18.2	13.9
42.0	63.00	42.0	42	38	33	29	24	18
50.0	75.00	50.0	50	45	40	34	29	22

A.13 20G 钢管子及附件（阀门除外）的公称压力、试验压力和允许工作压力表

表 A.13

公称压力 PN (MPa)	试验压力 p_T (MPa)	设计温度（℃）						
		≤200	250	300	350	400	430	450
		允许工作压力（MPa）						
		p_{20}	p_{25}	p_{30}	p_{35}	p_{40}	p_{43}	p_{45}
0.10	0.20	0.10	0.10	0.09	0.08	0.07	0.05	0.04
0.25	0.40	0.25	0.25	0.22	0.20	0.17	0.14	0.11
0.40	0.60	0.40	0.40	0.36	0.32	0.27	0.23	0.17
0.60	0.90	0.60	0.59	0.53	0.47	0.41	0.34	0.26
0.80	1.20	0.80	0.79	0.71	0.63	0.55	0.45	0.35
1.00	1.50	1.00	0.98	0.89	0.79	0.69	0.57	0.43
1.60	2.40	1.60	1.58	1.42	1.26	1.10	0.91	0.69
2.0	3.00	2.0	1.97	1.78	1.58	1.37	1.13	0.87
2.5	3.75	2.5	2.46	2.22	1.97	1.71	1.42	1.08
4.0	6.00	4.0	3.9	3.6	3.2	2.7	2.3	1.7
5.0	7.50	5.0	4.9	4.4	3.9	3.4	2.8	2.2
6.3	9.50	6.3	6.2	5.6	5.0	4.3	3.57	2.73
10.0	15.00	10.0	9.8	8.9	7.9	6.9	5.7	4.3
15.0	22.50	15.0	14.8	13.3	11.8	10.3	8.5	6.5
16.0	24.00	16.0	15.7	14.2	12.6	11.0	9.1	6.9
20.0	30.00	20.0	19.7	17.8	15.7	13.7	11.3	8.6
25.0	37.50	25.0	24.6	22.2	19.7	17.1	14.2	10.8
28.0	42.00	28.0	27.6	24.9	22.0	19.2	15.9	12.1
32.0	48.00	32.0	31.5	28.5	25.2	21.9	18.1	13.9
42.0	63.00	42.0	41	37	33	29	24	18
50.0	75.00	50.0	49	44	39	34	28	22

A.14 16Mng 钢管子及附件（阀门除外）的公称压力、试验压力和允许工作压力表

表 A.14

公称压力 PN (MPa)	试验压力 p_T (MPa)	设计温度（℃）				
		≤200	250	300	350	400
		允许工作压力（MPa）				
		p_{20}	p_{25}	p_{30}	p_{35}	p_{40}
0.10	0.2	0.10	0.10	0.09	0.08	0.08
0.25	0.40	0.25	0.25	0.23	0.21	0.19
0.40	0.60	0.40	0.40	0.36	0.34	0.31
0.60	0.90	0.60	0.59	0.54	0.51	0.47
0.80	1.20	0.80	0.79	0.72	0.69	0.62
1.00	1.50	1.00	0.99	0.90	0.86	0.78
1.60	2.40	1.60	1.58	1.44	1.37	1.24
2.0	3.00	2.0	1.98	1.79	1.71	1.56
2.5	3.75	2.5	2.48	2.24	2.14	1.94
4.0	6.00	4.0	4.0	3.6	3.4	3.1
5.0	7.50	5.0	5.0	4.5	4.3	3.9
6.3	9.50	6.3	6.2	5.7	5.4	4.9
10.0	15.00	10.0	9.9	9.0	8.6	7.8
15.0	22.50	15.0	14.9	13.5	12.9	11.7
16.0	24.00	16.0	15.8	14.4	13.7	12.4
20.0	30.00	20.0	19.8	17.90	17.1	15.5
25.0	37.50	25.0	24.8	22.4	21.4	19.4
28.0	42.00	28.0	27.7	25.1	24.0	21.8
32.0	48.00	32.0	31.7	28.7	27.4	24.9
42.0	63.00	42.0	42	38	36	33
50.0	75.00	50.0	50	45	43	39

A.15 碳素钢制件的公称压力、试验压力和允许工作压力表（JB74—59）

表 A.15

公称压力 p_g (kgf/cm²)	试验压力（用低于100℃的水） p_s^q (kgf/cm²)	设计温度（℃）						
		至200	250	300	350	400	425	450
		允许工作压力 (kgf/cm²)						
		p_{20}	p_{25}	p_{30}	p_{35}	p_{40}	$p_{42.5}$	p_{45}
1.0	2.0	1.0	1.0	1.0	0.7	0.6	0.6	0.5
2.5	4.0	2.5	2.3	2.0	1.8	1.6	1.4	1.1
4.0	6.0	4.0	3.7	3.3	2.9	2.6	2.3	1.8
6.0	9.0	6.0	5.5	5.0	4.4	3.8	3.5	2.7
10	15	10	9.2	8.2	7.3	6.4	5.8	4.5
16	24	16	15	13	12	10	9.0	7.0
25	38	25	23	20	18	16	14	11
40	60	40	37	33	30	28	23	18
64	96	64	59	52	47	41	37	29
100	150	100	92	82	73	64	58	45
160	240	160	147	131	117	102	93	72
200	300	200	184	164	146	128	116	90
250	350	250	230	205	182	160	145	112
320	430	320	294	262	234	205	185	144
400	520	400	368	328	292	256	232	180
500	625	500	460	410	365	320	290	225

注：① 本表供选用碳素钢阀件（按1959年第一机械工业部标准制造）。

② 当制造厂提供专用表时，应以制造厂供表为准。

③ 本表是引用原标准，计量单位和符号未予更改。

A.16 碳钢焊条的型号

表 A-16

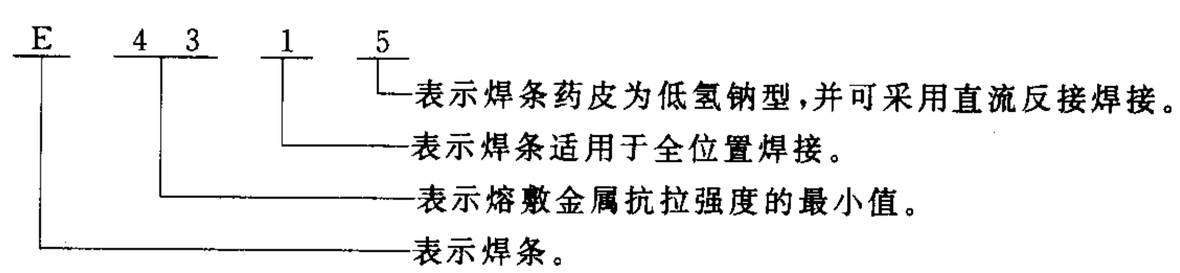
焊条型号	药皮类型	焊接位置	电流种类
E43 系列——熔敷金属抗拉强度≥43kgf/mm² (420MPa)			
E4300	特殊型	平、立、仰、横	交流或直流正、反接
E4301	钛铁矿型		
E4303	钛钙型		
E4310	高纤维钠型		直流反接
E4311	高纤维钾型		交流或直流反接
E4312	高钛钠型		交流或直流正接
E4313	高钛钾型		交流或直流正、反接
E4315	低氢钠型		直流反接
E4316	低氢钾型		交流或直流反接
E4320	氧化铁型	平角焊	交流或直流正接
E4322		平	交流或直流正、反接
E4323	铁粉钛钙型	平、平角焊	交流或直流正、反接
E4324	铁粉钛型		
E4327	铁粉氧化铁型		交流或直流正接
E4328	铁粉低氢型		交流或直流反接
E50 系列——熔敷金属抗拉强度≥50kgf/mm² (490MPa)			
E5001	钛铁矿型	平、立、低、横	交流或直流正、反接
E5003	钛钙型		
E5011	高纤维钾型		交流或直流反接
E5014	铁粉钛型		交流或直流正、反接
E5015	低氢钠型		直流反接
E5016	低氢钾型		交流或直流反接
E5018	铁粉低氢型		
E5024	铁粉钛型	平、平角焊	交流或直流正、反接
E5027	铁粉氧化铁型		交流或直流正接
E5028	铁粉低氢型		交流或直流反接
E5048		平、立、仰、立向下	

注：① 焊接位置栏中文字函义：平——平焊、立——立焊、仰——仰焊、横——横焊、平角焊——水平角焊、立向下——向下立焊。

② 直径不大于 4.0mm 的 E5014、E5015、E5016 和 E5018 型焊条及直径不大于 5.0mm 的其他型号的焊条可适用于立焊和仰焊。

③ E4322 型焊条适宜单道焊。

焊条型号举例如下：



A.17 低合金钢焊条的型号

表 A-17

焊条型号	药皮类型	焊接位置	电流种类
E50 类列——熔敷金属抗拉强度≥50kgf/mm² (490MPa)			
E5010—X	高纤维素钠型	平、立、仰、横	直流反接
E5011—X	高纤维素钾型		交流或直流反接
E5015—X	低氢钠型		直流反接
E5016—X	低氢钾型		交流或直流反接
E5018—X	铁粉低氢型		
E5020—X	高氧化铁型	平角焊	交流或直流正接
		平	交流或直流正、反接
E5027—X	铁粉氧化铁型	平角焊	交流或直流正接
		平	交流或直流正、反接
E55 类列——熔敷金属抗拉强度≤55kgf/mm² (540MPa)			
E5500—X	特殊型	平、立、仰、横	交流或直流正、反接
E5503—X	钛钙型		
E5510—X	高纤维素钠型		直流反接
E5511—X	高纤维素钾型		交流或直流反接
E5513—X	高钛钾型		交流或直流正、反接
E5515—X	低氢钠型		直流反接
E5516—X	低氢钾型		交流或直流反接
E5518—X	铁粉低氢型		
E60 系列——熔敷金属抗拉强度≥60kgf/mm² (590MPa)			
E6000—X	特殊型	平、立、仰、横	交流或直流正、反接
E6010—X	高纤维素钠型		直流反接
E6011—X	高纤维素钾型		交流或直流反接
E6013—X	高钛钾型		交流或直流正、反接
E6015—X	低氢钠型		直流反接
E6016—X	低氢钾型		交流或直流反接
E6018—X	铁粉低氢型		
E70 系列——熔敷金属抗拉强度≥70kgf/mm² (690MPa)			
E7010—X	高纤维素钠型	平、立、仰、横	直流反接
E7011—X	高纤维素钾型		交流或直流反接
E7013—X	高钛钾型		交流或直流正、反接
E7015—X	低氢钠型		直流反接
E7016—X	低氢钾型		交流或直流反接
E7018—X	铁粉低氢型		
E75 系列——熔敷金属抗拉强度≥75kgf/mm² (740MPa)			
E7515—X	低氢钠型	平、立、仰、横	直流反接
E7516—X	低氢钾型		交流或直流反接
E7518—X	铁粉低氢型		
E85 系列——熔敷金属抗拉强度≥85kgf/mm² (830MPa)			
E8515—X	低氢钠型	平、立、仰、横	直流反接
E8516—X	低氢钾型		交流或直流反接
E8518—X	铁粉低氢型		

注：① 后缀字母 X 代表熔敷金属化学成分分类代号。

A.18 常用焊丝

表 A.

序号	型号	标准号	化学			
			碳 C	锰 Mn	硅 Si	铬 Cr
1	H08A	GB1300－77	≤0.10	0.30～0.55	≤0.30	≤0.20
2	H08MnA			0.80～1.10	≤0.07	
3	H08MnR	YB/Z11－76		1.00～1.30	0.10～0.30	—
4	H08Mn2SiA	GB1300－77	≤0.11	1.80～2.10	0.65～0.95	≤0.20
5	H10Mn2		≤0.12	1.50～1.90	≤0.07	
6	H08CrMoA		≤0.10	0.40～0.70	0.15～0.35	0.80～1.10
7	H13CrMoA		0.11～0.16			0.80～1.00
8	H08CrMoV		≤0.10			1.00～1.30
9	H08CrMnSiMoVA	YB/Z11－76		1.20～1.50	0.60～0.90	0.95～1.25
10	H08Cr2MoA			0.40～0.70	0.15～0.35	2.00～2.50
11	H1Cr13	GB1300－77	≤0.15	0.30～0.60	0.30～0.60	12.00～14.00
12	H1Cr19Ni9		≤0.14	1.00～2.00	0.50～1.00	
13	H0Cr19Ni9Si2		≤0.06		2.20～2.75	18.00～20.00
14	H1Cr19Ni9Ti		≤0.10		0.30～0.70	
15	H1Cr19Ni10Nb		≤0.09		0.30～0.80	
16	H1Cr25Ni13		≤0.12		0.30～0.70	23.00～26.00
17	H1Cr25Ni20		≤0.15		0.20～0.50	24.00～27.00
18	TIG-J50	—	0.06～0.12	1.20～1.50	0.60～0.85	—
19	TIG-R31			0.75～1.05	0.45～0.70	1.10～1.40
20	TIG-R40					2.20～2.50
21	TIG-R10			0.75～1.05	0.45～0.70	—
22	TIG-R30			1.75～1.05		1.10～1.40

的化学成分

18

成分（%）									备注
钼 Mo	钒 V	钛 Ti	铌 Nb	镍 Ni	稀土	其他	硫 S 不大于	磷 P 不大于	
—	—	—	—	≤0.30	—	—	0.030	0.030	
					0.10（加入量）	Al0.05（加入量）			
				≤0.30	—	—	0.040	0.040	
0.40～0.60							0.030	0.030	
0.50～0.70	0.15～0.35								
	0.20～0.40			≤0.25					
0.90～1.20	—								
—				≤0.60					
				8.00～10.00			0.020		
		0.50～0.80							
		—	1.20～1.50	9.00～11.00					
			—	12.00～14.00					
				17.00～20.00					
		0.03～0.06		—	0.05（加入量）	Al0.07～0.15 Zr0.04～0.10	0.025	0.025	上海电力修造总厂标准系
0.45～0.65	0.20～0.35	0.03～0.06				—			
0.95～1.25	—								
0.45～0.65									

A.19 常用焊条熔敷金属的化

表

序号	焊条型号			化学				
	型号	标准号	牌号	C	Mn	Si	Cr	Mo
1	E4303	GB 5117	J422	≤0.12	0.30～0.60	≤0.25	—	—
2	E4301	GB 5117	J423	≤0.12	0.35～0.60	≤0.20	—	—
3	E4320	GB 5117	J424	≤0.12	0.50～0.90	≤0.15	—	—
4	E4316	GB 5117	J426	≤0.12	0.50～0.90	≤0.50	—	—
5	E4315	GB 5117	J427	≤0.12	0.50～0.90	≤0.50	—	—
6	E5001	GB 5117	J503	≤0.12	0.50～1.00	≤0.30	—	—
7	E5016	GB 5117	J506	≤0.12	0.80～1.40	≤0.65	—	—
8	E5015	GB 5117	J507	≤0.12	0.80～1.40	≤0.70	—	—
9	E6015—D_1	GB 5118	J607	≤0.12	1.25～1.75	0.60	—	0.25～0.45
10	E7015—D_2	GB 5118	J707	0.15	1.65～2.00	0.60	—	0.25～0.45
11	E5015—A_1	GB 5118	R107	0.12	0.90	0.60	—	0.40～0.65
12	E5503—B_1	GB 5118	R202	0.05～0.12	0.90	0.60	0.40～0.65	0.40～0.65
13	E5515—B_1	GB 5118	R207	0.05～0.12	0.90	0.60	0.40～0.65	0.40～0.65
14	E5515—B_2	GB 5118	R307	0.05～0.12	0.90	0.60	1.00～1.50	0.40～0.65
15	E5515—B_2—V	GB 5118	R317	0.05～0.12	0.90	0.60	1.00～1.50	0.40～1.65
16	E6003—B_3	GB 5118	R402	0.05～0.12	0.90	0.60	2.00～2.50	0.90～1.20
17	E6015—B_3	GB 5118	R407	0.05～0.12	0.90	0.60	2.00～2.50	0.90～1.20

学成分和常温机械性能

A. 19

成分（%）							常温机械性能			分类号
V	Nb	B	W	Ni	Re	其他	σ_b (MPa)	σ (%)	a_k (J/cm²)	SD3490—89
—	—	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.050	412	≥18	78.4	Ⅰ—1
—	—	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.050	412	≥18	78.4	Ⅰ—1
—	—	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.050	412	≥18	78.4	Ⅰ—1
—	—	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.040	412	≥22	137.2	Ⅰ—1
—	—	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.040	412	≥22	137.2	Ⅰ—1
—	—	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.050	490	≥16	58.8	Ⅰ—2
—	—	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.040	490	≥20	127.4	Ⅰ—2
—	—	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.040	490	≥20	127.4	Ⅰ—2
—	—	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.035	588	≥15	27[v]	Ⅱ4—2
—	—	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.035	610	≥15		Ⅱ8
—	—	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.035	490	≥22		Ⅲ—1
—	—	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.035	540	≥16		Ⅲ—2
—	—	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.035	540	≥17		Ⅲ—2
—	—	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.035	540	≥17		Ⅲ—2
0.10～ 0.35	—	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.035	540	≥17		Ⅲ—3
—	—	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.035	590	≥14		Ⅳ
—	—	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.035	590	≥15		Ⅳ

序号	焊条型号			化学				
	型号	标准号	牌号	C	Mn	Si	Cr	Mo
18	E5515—B_3—VNb	GB 5118	R 417	0.05～0.12	0.90	0.60	2.40～3.00	0.70～1.00
19	E5515—B_3—VWB	GB 5118	R 347	0.05～0.12	1.00	0.60	1.50～2.50	0.30～0.80
20	E5515—B_2—VW	GB 5118	R 327	0.05～0.12	0.70～1.10	0.60	1.00～1.50	0.70～1.00
21	E5515—B_2—VNb	GB 5118	R 337	0.05～0.12	0.60	0.60	1.00～1.50	0.70～1.00
22	E_1—5MoV—15	GB 983	R 507	0.12	0.50～0.90	0.50	4.5～6.00	0.40～0.70
23	E_1—9Mo—15	GB 983	R 707	0.10	1.00	0.90	8.0～10.5	0.85～1.20
24	E_2—11MoVN1—15	GB 983	R 807	0.19	0.50～1.00	0.50	9.5～11.5	0.60～0.90
25	E_2—11 MoVNiW—15	GB 983	R 817	0.19	0.5～1.00	0.50	9.5～12.0	0.80～1.10
26			R 827	0.15～0.21	0.50～1.00	≤0.50	9.50～12.00	0.80～1.10
27	E_1—13—15	GB 983	G 207	0.12	1.00	0.90	11.00～13.50	0.50
28			G 217	≤0.12	≤1.00	≤0.90	12.00～14.00	—
29	Eo—19—10Nb	GB 983	A132/A137	0.08	0.5～2.5	0.90	18.00～21.00	0.50
30	Eo—18—12Mo2—	GB 983	A202/A207	0.08	0.5～2.5	0.90	17.0～20.0	2.0～2.5
31	E1—23—13—	GB 983	A302/A307	0.15	0.5～2.5	0.90	22.0～25.0	0.50
32	E2—26—21—	GB 983	A402/A407	0.20	1.0～2.5	0.75	25.0～28.0	0.50
33	E1—16—25Mo6N	GB 983	A 507	0.12	0.5～2.5	0.90	14.0～18.0	5.0～7.0
34	Eo—17—	GB 983	G302/G307	0.10	1.0	0.90	14.0～18.0	0.50

续表

成分（%）							常温机械性能			分类号
V	Nb	B	W	Ni	Re	其他	σ_b (MPa)	σ (%)	a_k (J/cm²)	SD3490—89
0.25～0.50	0.35～0.65	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.035	540	≥17		Ⅳ
0.20～0.60	—	0.001～0.003	0.20～0.60	—	—	S≤0.035 P≤0.035	540	≥17		Ⅳ
0.20～0.35	—	—	0.25～0.50	—	—	S≤0.035 P≤0.035	540	≥17		Ⅲ—3
0.15～0.40	0.10～0.25	—	—	—	—	S≤0.035 P≤0.035	540	≥17		Ⅲ—3
0.10～0.35	—	—	—	—	Cu:0.50	S≤0.030 P≤0.035	540	≥14		Ⅴ—1
—	—	—	—	0.40	Cu:0.50	S≤0.030 P≤0.035	590	≥16		Ⅴ—2
0.20～0.40	—	—	—	0.60～0.90	Cu:0.50	S≤0.030 P≤0.035	730	≥15		Ⅴ—3
0.20～0.40	—	—	0.40～0.70	0.40～1.10	Cu:0.50	S≤0.030 P≤0.035	730	≥15		Ⅴ—3
0.20～0.40	—	—	—	0.70～1.10	—	S≤0.035 P≤0.040				Ⅴ—3
—	—	—	—	0.60	Cu:0.50	S≤0.030 P≤0.035	450	≥20		Ⅵ
—	—	—	—	≤0.60	—	S≤0.030 P≤0.040				Ⅵ
—	8×C ～1.00	—	—	9.0～11.0	Cu:0.50	S≤0.030 P≤0.035	520	≥25		Ⅶ
—	—	—	—	11.0～14.0	Cu:0.50	S≤0.030 P≤0.035	520	≥30		Ⅶ
—	—	—	—	12.0～14.0	Cu:0.50	S≤0.030 P≤0.035	550	≥25		Ⅶ
—	—	—	—	20.0～22.5	Cu:0.50	S≤0.030 P≤0.030	550	≥25		Ⅶ
—	—	—	—	22.0～27.0	Cu:0.50 N≥0.1	S≤0.030 P≤0.035	610	≥30		
—	—	—	—	0.60	Cu:0.50	S≤0.030 P≤0.035	450	≥20		Ⅶ

A.20 焊接异种钢的焊条(焊丝)

C	1-a-A							
C-Mo	1-a-B	3-b-B						
1/2Cr-1/2Mo	2-a-C	3-b-C	3′-c-C					
1Cr-1/2Mo	2-a-C	3-b-C	3′-c-C	4-c-C				
$1\frac{1}{4}$Cr-1/2Mo	3-b-C	3-b-D	3′-c-C	4-c-C	4-c-C			
1/2Cr-1/2Mo-V	3′-c-C	4-c-D	4-c-D	4-c-C	4-c-C	5-d-E		
1Cr-1/2Mo-V	3′-c-C	4-c-D	4-c-D	4-c-C	5-d-E	5-d-E		
$1\frac{1}{4}$Cr-1Mo-V	4-c-C	4-c-D	4-c-D	4-c-D	4-c-D	5-d-E	5-d-E	5′-d-E
$1\frac{3}{4}$Cr-1/2Mo-V	4-c-C	4-c-D	4-c-D	4-c-D	4-c-D	5-d-E	5-d-E	5′-d-E
2Cr-1/2Mo	4-c-D	4-c-D	4-c-D	4-c-D	4-c-D	5-d-E	5-d-E	5′-d-E
$2\frac{1}{4}$Cr-1Mo	4-c-D	4-c-D	4-c-D	5-d-E	5-d-E	5-d-E	5-d-E	5′-d-E
2Cr-1/2Mo-VW	4-c-D	5-d-E	5-d-E	5-d-E	5-d-E	5-d-E	5-d-E	5′-d-E
3Cr-1Mo	4-c-D	5-d-E	5-d-E	5-d-E	5-d-E	5′-d-E	5′-d-E	5′-d-E
3Cr-1Mo-VTi	4-c-D	5-d-E	5-d-E	5-d-E	5-d-E	5′-d-E	5′-d-E	5′-d-E
5Cr-1/2Mo	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E
7Cr-1/2Mo	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E
9Cr-1Mo	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E
12Cr-1Mo-V	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E	6-e-E
18-8	9-h-A	9-h-A	9-h-A	9-h-A	9-h-A	9-h-A	9-h-A	9-h-A
钢　种	C	C-Mo	1/2Cr-1/2Mo	1Cr-1/2Mo	$1\frac{1}{4}$Cr-1/2Mo	1/2Cr-1/2Mo-V	1Cr-1/2Mo-V	$1\frac{1}{2}$Cr-1Mo-V

注：① 当两侧钢材之一为奥氏体不锈钢，且工作温度低于425℃时，可选用与所焊奥氏体不锈钢相应的焊条(焊丝)。

② 对工作温度大于425℃的耐热合金钢管子、管件等承压部件进行补焊或在其上焊接管接头，若限于条件焊后无法进

③ 当采用氩弧焊打底时，氩弧焊丝a′可同1、2电焊条；b′可同3电焊条；d′可同3′、4电焊条；d″可同5、5′电焊条；e′可

④ 括号内之酸性焊条为TIG盖面焊条。

及焊后热处理温度推荐表

焊　条	焊　丝	氩弧焊丝	热处理温度℃
1——J426(J422)	a——H08MnA	a′——TIGJ50	A——一般不进行热处理
2——J506、J507	H08MnReA	b′——TIGR10	B——620～670
3——R107(新 R102)	b——H08CrMo	d′——TIGR30	C——650～700
3′——R207(新 R202)	c——H13CrMo	d″——TIGR31	D——670～720
4——R307(新 R302)	d——H08CrMoV	e′——TIGR40	E——720～750
5——R317(新 R312)	e——H08Cr2Mo1		F——750～780
5′——R337	f——H08Cr2MoVNb		
6——R407(新 R402)	g——H16Cr10MoNiV		
6′——R347	h——HCr25Ni13		
6″——新 R417	HCr25Ni20		
7——R507	i——H1Cr19Ni9Nb		
8——707			
8′——R817			
9——A302、A307、A402、A407			
10——A132、A137			

5′-d-E										
5-d′-E	6-e-E									
5′-d-E	6-e-E	6-e-E								
5′-d-E	6-e-E	6-e-E	6′-f-F							
5′-d-E	6-e-E	6-e-E	6′-f-F	6′-f-F						
5′-d-E	6-e-E	6-e-E	6′-f-F	6′-f-F	6″-f-F					
6-e-E	6-e-E	6-e-E	6″-f-F	6″-f-F	6″-f-F	7-F				
6-e-E	6-e-E	6-e-E	6″-f-F	6″-f-F	7-F	7-F	7-F			
6-e-E	6-e-E	6-e-E	6″-f-F	6″-f-F	7-F	7-F	7-F	8-F		
6-e-E	6-e-E	6-e-E	6″-f-F	6″-f-F	7-F	7-F	7-F	8-A	8′-g-F	
9-h-A	9-h-A	9-h-A	9-h-A	9-h-A	9-h-A	9-h-A	9-h-A	9-h-A	9-h-A	10-j-A
$1\frac{3}{4}$Cr-1/2Mo-V	2Cr-1/2Mo	$2\frac{1}{4}$Cr-1Mo	2Cr-1/2Mo-VW	3Cr-1Mo	3Cr-1Mo-VTi	5Cr-1/2Mo	7Cr-1/2Mo	9Cr-1Mo	12Cr-1Mo-V	18-8

行热处理时，推荐选用镍基条。

用 6、6′电焊条相配使用。

A.21 常用国产钢材所适用的焊条和焊丝型号

表 A.21

钢材		电焊条			焊丝	
种类	代号（类型）	牌号	国标	国际相当	牌号	国标
碳素钢	（C≤0.3%）	J421 J420G J422 J423 J424 J426 J427	E4313 E4300 E4303 E4301 E4320 E4316 E4315	AWSE6013、JISD4313 — JISD4303 JISD4301 AWSE6020 AWSE6016 —	焊 08 锰高	H08MnA
普通低合金钢耐热钢	16MnV、16Mng 15Mnr、15MnVg （适用中、厚钢板） 15CrMo（1Cr—$\frac{1}{2}$Mo）	J506 J507 J557 R307	E5016 E5015 E5515—G E5515—B_2	AWSE7016、JISD5016 AWSE701 AWSE8015G AWSE8015—B_2 JISDT2315	焊 08 锰高	H08MnA H08CrMoA H13CrMo
耐热钢	12Cr1MoV （1Cr—$\frac{1}{2}$Mo—V）	R317 R337	E5515—B_2—V E5515—B_2—VNb			H08CrMoV
	12Cr2MoWVTiB（钢 102） （2Cr—1/2Mo—VW）	R347 R417	E5515—B_3—VW E5515—B_3—VNb—7		焊 08 铬 2 钼高	H08Cr2MoVNb
	12Cr3MoVSiTiB（钢 Π11） 3Cr—1Mo—VTi	R417	E5515—B_3—VNb—7		焊 08 铬 2 钼高	H08Cr2MoVNb H05Cr2Mo1TiRe
	12MoVWBSiRe （无铬 8 号）	R347 R417	E5515—B_3—VWB E5515—B_3—VNb—7		焊08 铬2 钼1 焊 08 铬 2 钼钒铌	H08Cr2Mo1 H08Cr2MoVNb H08CrMoV
不锈钢	0Cr18Ni11Ti 1Cr18Ni9Ti 1Cr19Ni9 1Cr19Ni11Nb	A132 A137	E_0—19—10 Nb—16 E_0—19—10 Nb—15	AWSE347—16 AWSE347—15	焊 1 铬 19 镍 9 钛 焊 1 铬 19 镍 10 铌	H1Cr19Ni9Ti H1Cr19Ni10Nb

A.22 常用德国钢材所适用的焊条和焊丝型号

表 A.22

钢材			电焊条			焊丝	
种类	代号	材质类型	牌号	国标	国际相当	牌号	国标
炭钢	st45.8/Ⅲ（相当 20）	0.25	J426 J422	E4316 E4303	AWSE6016 JISD4303	焊 08 锰高	H08MnA
耐热钢	15Mo3	0.3%Mo		E5015—A_1	AWSE7015—A_1 JISDT1215	焊 08 铬钼	H08CrMo
	13CrMo44	1Cr—1/2Mo	R307	E5515—B_2	AWSE8015—B_2 JISDT2315	焊 13 铬钼	H13CrMoj
	10CrMo910	$2\frac{1}{4}$Cr—1Mo	R407	E6015—B_3	ASWE9015—B_3 JISDT2415		H08Cr2MoVNb
	14MoV63	1/2Cr—$\frac{1}{2}$Mo—V	R317	E5515—B_2—V			H08CrMoV
	X20CrMoV121（F12）	12Cr—1Mo—V	R817	E2—11MoVNi W—15			H16Cr10MoNiV
	15NiCuMoNb5		R107				

注：① X20CrMoV121 钢可进行电弧焊或闪光焊，但必须焊前预热，焊后热处理，预热温度根据钢管壁厚大小决定。

② 对于厚壁管和苛刻的焊接条件，至少要预热到 400℃，焊后空冷到 100～150℃随后进行消除应力退火或回火。

A.23 常用美国钢材所适用的焊条和焊丝型号

表 A.23

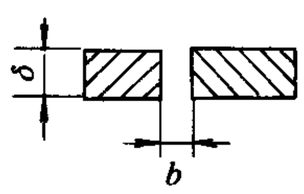
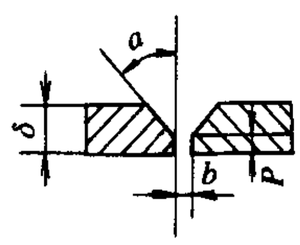
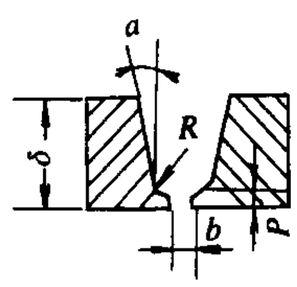
钢材			电焊条			焊丝	
种类	代号	材质类型	牌号	国标	国际	牌号	国标
碳钢	A106Cr.A A106Gr.B A106Gr.C 管 A515Cr.60 A515Gr.65 A515Gr.70 板	C					
碳钼钢	A335—P1、A369EP1（管）	$\frac{1}{2}$Mo	R107	E5015—A_1	JISDT1215 AWSE7015—A_1	焊 08 铬钼	H08CrMo
	A204Gr.A 板		R107	E5015—A_1	JISDT1215 AWSE7015—A_1	焊 08 铬钼	H08CrMo
耐热钢	A335—P12	1Cr—$\frac{1}{2}$Mo	R307	E5515—B_2	JISDT2315 AWSE8015—B_2	焊 13 铬钼	H13CrMo
	A335—P11 管子	$1\frac{1}{4}$Cr—$\frac{1}{2}$Mo	R307	E5515—B_2	JISDT2315 AWSE8015—B_2	焊 13 铬钼	H13CrMo

续表

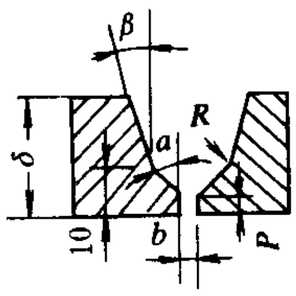
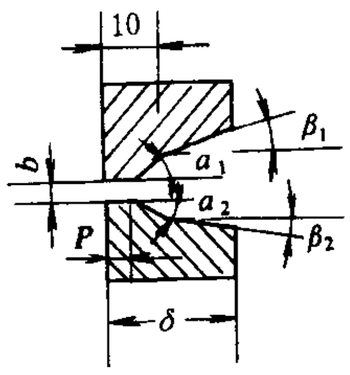
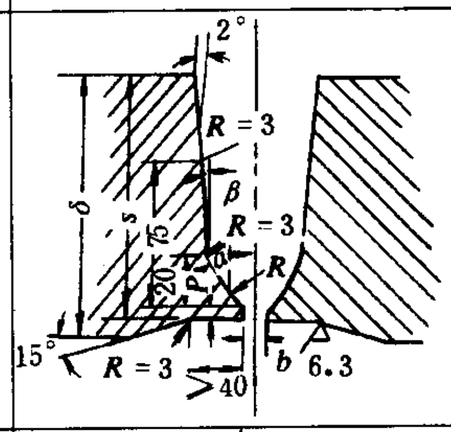
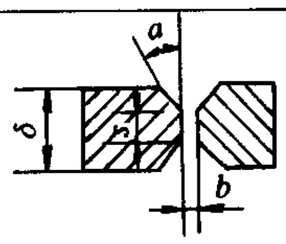
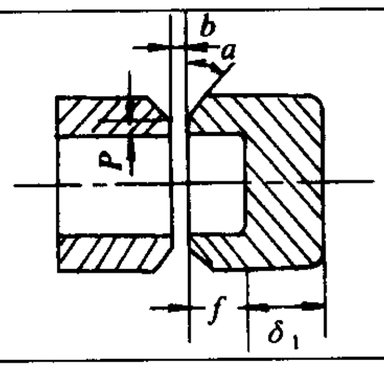
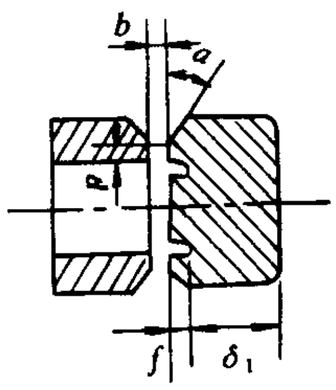
钢材			电焊条			焊丝	
种类	代号	材质类型	牌号	国标	国际	牌号	国标
耐热钢	A335—P22	$2\frac{1}{2}$Cr—1Mo	R407	E6015—B_3	JISDT2415 AWSE9015—B_3		
	A335—P5 管子	5Cr—$\frac{1}{2}$Mo	R507	E_1—5MoV—15			
	A335—P9	9Cr—1Mo	R707	E_1—9Mo—15			
	A387—12	1Cr—$\frac{1}{2}$Mo	R307				
	A387—11 板	$1\frac{1}{4}$Cr—$\frac{1}{2}$Mo	R307				
	A387—22	$2\frac{1}{2}$Cr—$\frac{1}{2}$Mo	R407				
	A387—P5	5Cr—1Mo	R507				
	A387—P9	9Cr—1Mo	R707				
不锈钢	A312TP304L A312TP321，A409 TP321，A312TP321	18Cr—8Ni—0.0350 18Cr—8Ni—Ti	A132 A137	E_0—19—10Nb—16 E_0—19—10Nb—15	AWSE347—16 AWSE347—15	焊1铬19镍9钛 焊1铬19镍10铌	H1Cr19Ni9Ti H1Cr19Ni10Nb

A.24 常用焊接接头基本形式及尺寸表

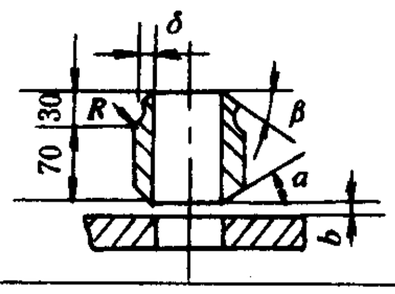
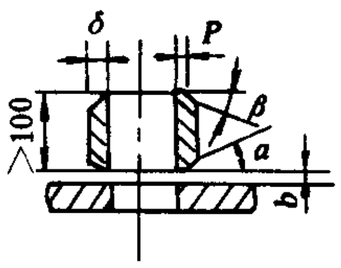
表 A.24

序号	接头类型	坡口形式	图形	焊接方法	焊件厚度 δ (mm)	接头结构尺寸 α	β	b (mm)	P (mm)	R (mm)	适用范围
1	对接	I形		气焊 电弧焊 埋弧焊	<3 ≤3 8～16	—	—	1～2 1～2 0～1	—	—	容器和一般钢结构
2		V形		气焊 电弧焊 埋弧焊	≤6 ≤16 >16～20	30°～35°	—	1～3 1～3 0～1	0.5～2 1～2 7	—	各类承压管子，压力容器和中、薄件承重结构
3		U形		电弧焊	≤60	10°～15°	—	2～3	2	5	中、厚壁汽水管道

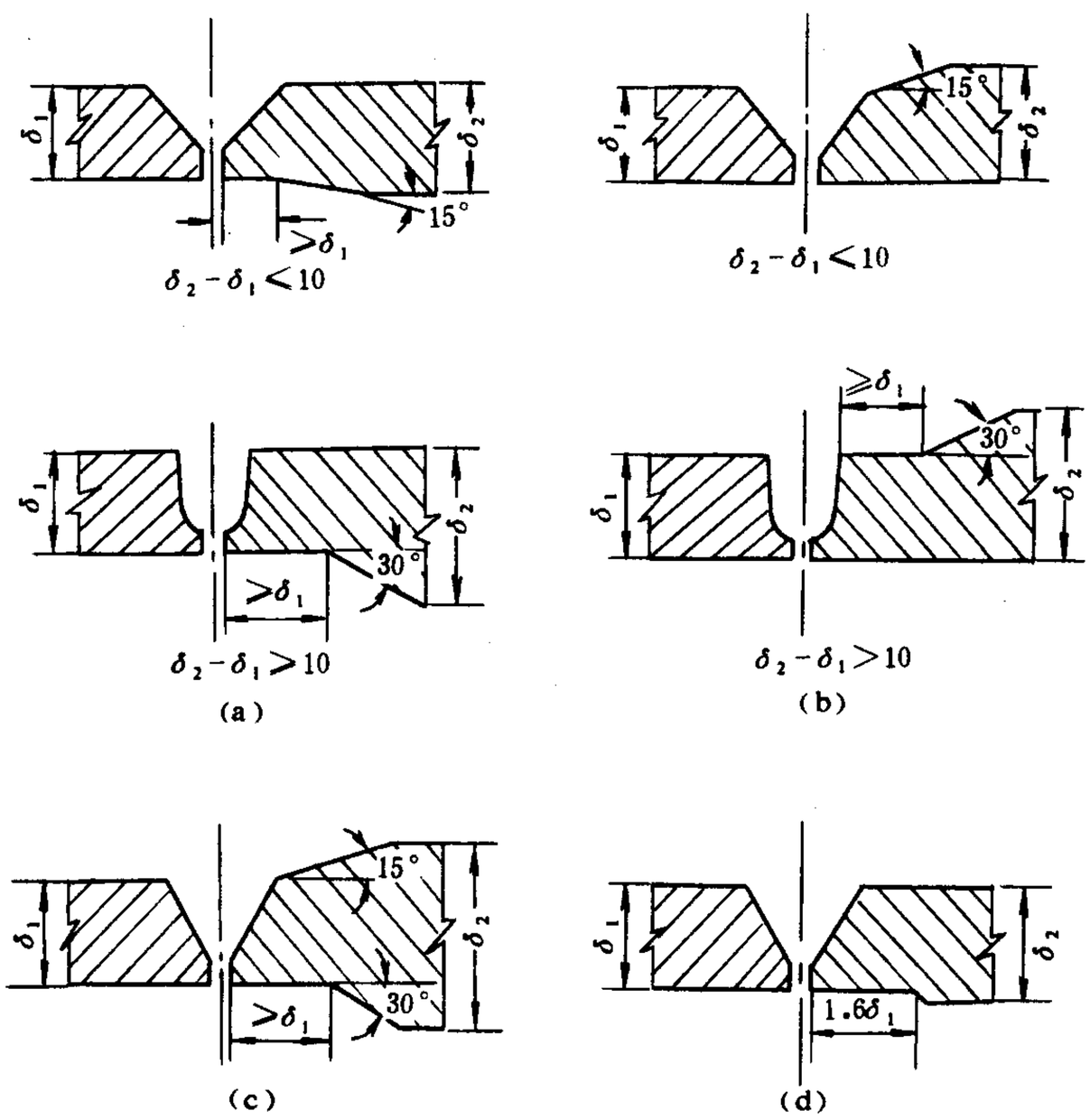
续表

序号	接头类型	坡口形式		图形	焊接方法	焊件厚度 δ (mm)	接头结构尺寸					适用范围
							α	β	b (mm)	P (mm)	R (mm)	
4	对接	双V形	水平管		电弧焊	>16～60	30°～40°	8°～12°	2～5	1～2	5	中、厚壁汽水管道
5	对接	双V形	垂直管		电弧焊	>16～60	α_1=35°～40° α_2=20°～25°	β_1=15°～20° β_2=5°～10°	1～4	1～2	5	中、厚壁汽水管道
6	对接	综合形			电弧焊	>60	20°～25°	5°	2～3	2	5	厚壁汽水管道
7	对接	X形			电弧焊 埋弧焊	>16 >20	30°～35°	—	2～3 0～1	2～4 7	—	双面焊接的大型容器和结构
8	对接	封头			电弧焊	管径不限	同厚壁管坡口加工要求					汽水管道或联箱封头
9	对接	堵头			电弧焊	直径 $\phi \geqslant 273$	同厚壁管坡口加工要求					汽水管道或联箱堵头

续表

序号	接头类型	坡口形式	图形	焊接方法	焊件厚度 δ (mm)	接头结构尺寸					适用范围
						α	β	b (mm)	P (mm)	R (mm)	
10	T形接	管座		电弧焊	管径 $\phi\leqslant76$	50°～60°	30°～35°	2～3	1～2	按壁厚差取	汽水、仪表取样等接管座
11				电弧焊	管径 $\phi76$～133	50°～60°	30°～35°	2～3	1～2	—	汽或接接一般道的或一管器座水容管头

A.25 不同厚度对口时的处理方法



(a) 内壁尺寸不相等；(b) 外壁尺寸不相等；
(c) 内外壁尺寸均不相等；(d) $\delta_2-\delta_1\leqslant5$mm

附录B　钢管的尺寸偏差

B.1　国产钢管的尺寸偏差

表 B.1-1　高压锅炉用无缝钢管外径和壁厚的允许偏差(GB5310-85)

钢管种类	钢管尺寸(mm)		精确度	
			普通级	高级
热轧(挤)管	外径	<57	±1.0%（最小值为±0.5）	±0.75%（最小值为±0.3）
		57～159	±1.0%	±0.75%
		>159	$^{+1.25}_{-1.0}$%	±0.1%
	壁厚	<3.5	$^{+15}_{-10}$%（最小值为$^{+0.48}_{-0.32}$）	±10%（最小值为±0.2）
		3.5～20	$^{+15}_{-10}$%	±10%
		>20	±10%	±7.5%
冷拔(轧)管	外径	<30	±0.2	±0.15
		>30～51	±0.3	±0.25
		>51	±0.8	±0.6%
	壁厚	2～3	$^{+12}_{-10}$%	±10%
		>3	±10%	7.5%

注：① 外径大于和等于 219mm，壁厚大于 20mm 钢管的壁厚允许偏差为$^{+12.5}_{-10}$%。

② 热扩管的尺寸允许偏差由供需双方协商。

表 B.1-2　低中压锅炉用无缝钢管外径和壁厚的允许偏差(GB3087-82)

钢管种类	钢管尺寸(mm)	精度	
		普通级	高级
热轧管	外径：		
	<159	$^{+1.25}_{-1.0}$%	±1.0%
	>159	$^{+1.25}_{-1.5}$%	±1.25%
	壁厚：		
	3～20	$^{+12.5}_{-15}$%	±12.5%
	>20	±12.5%	±10%
	对外径>325 的热扩钢管	±18%	—

续表

钢管种类	钢管尺寸（mm）	精度	
		普通级	高级
冷拔（轧）管	外径：		
	>10～30	±0.4mm	±0.2mm
	>30～50	±0.45mm	±0.3mm
	>50	±1%	±0.8%
	壁厚：		
	1.5～3.0	$^{+15}_{-10}$%	$^{+12}_{-10}$%
	>3.0	$^{+12}_{-10}$%	±10%

螺旋缝埋弧焊钢管

SY5036—83：适用于承压流体输送。

外径允许偏差：

$D_o < 500mm$　　± 0.75%

$D_o \geqslant 500mm$　　± 1.00%

壁厚允许偏差：

$D_o < 500mm$　　± 12.5%

$D_o \geqslant 500mm$　　± 10.0%　（Q235）

± 8.0%　（16Mn）

SY5037—83：适用于一般低压流体输送。

外径允许偏差：

± 1.00%，但绝对值不小于 4mm

壁厚允许偏差：

$D_o < 500mm$　　± 12.5%

$D_o \geqslant 500mm$　　± 10.0%

螺旋缝高频焊钢管

SY5038—83：适用于承压流体输送。

外径允许偏差：　　±1.25%

壁厚允许偏差：　　±12.5%

SY5039—83：适用于一般低压流体输送。

外径允许偏差：　　±2.00%

壁厚允许偏差：　　±12.5%

B.2 德国钢管的尺寸偏差

外径允许偏差：

热轧、热挤压、热拉方法制造的管子

$D_o \leqslant 100mm$ ±0.75%

$100mm < D_o \leqslant 320mm$ ±0.90%

$D_o > 320mm$ ±1.00%

冷轧或冷拔方法制造的管子

$D_o \leqslant 120mm$ ±0.6%(至少 ±0.5mm)

$D_o > 120mm$ ±0.75%

表 B.2-1 外径管壁厚允许偏差

管子外径 D_o (mm)	公称（选用）壁厚 s (mm)	壁厚允许偏差 (%)
$D_o \leqslant 130$	$s \leqslant 2s_n$	+15 −1.0
	$2s_n < s \leqslant 4s_n$	+12.5 −10
	$s > 4s_n$	±9
$130 \leqslant D_o \leqslant 320$	$s \leqslant 0.05D_o$	+17.5 −12.5
	$0.05D_o < s \leqslant 0.11D_o$	±12.5
	$s > 0.11D_o$	±10
$320 < D_o \leqslant 660$	$s \leqslant 0.05D_o$	+22.5 −12.5
	$0.05D_o < s \leqslant 0.09D_o$	+15 −12.5
	$s > 0.09D_o$	+12.5 −10

注：表中 s_n 是德国《无缝钢管尺寸与重量-DIN2448》中的标准壁厚。

表 B.2-2 内径管壁厚允许偏差

管子内径 D_i (mm)	选用壁厚 s (mm)	壁厚允许偏差 (%)
$200 \leqslant D_i \leqslant 720$	$s \leqslant 0.05D_i$	+22.5 −12.5
	$0.05D_i < s \leqslant 0.10D_i$	+15 −12.5
	$s > 0.10D_i$	+12.5 −10

附录C　管道零件及部件的计算

C.1　弯管（弯头）壁厚计算

C.1.1　弯管（弯头）外弧最小壁厚 s_{om} 按下式计算：

$$s_{om}=\frac{pD_o}{2[\sigma]^t\eta+2Yp}\cdot\frac{2R+D_o/2}{2R+D_o}+\alpha \qquad \text{(C.1.1-1)}$$

弯管（弯头）内弧最小壁厚 s_{im} 按下式计算：

$$s_{im}=\frac{pD_o}{2[\sigma]^t\eta+2Yp}\frac{2R-D_o/2}{2R-D_o}+\alpha \qquad \text{(C.1.1-2)}$$

式中　R——弯管（弯头）弯曲半径，mm；

η——许用应力的修正系数，无缝钢管的 $\eta=1.0$，纵缝焊接弯头按有关制造技术条件验算合格的，按表3.2.1取用；

p——设计压力，MPa；

D_o——管子外径，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，对于铁素体钢482℃及以下时 $Y=0.4$，510℃时 $Y=0.5$，538℃及以上时 $Y=0.7$；对于奥氏体钢，566℃及以下时 $Y=0.4$，593℃时 $Y=0.6$，621℃及以上时 $Y=0.7$；中间温度的 Y 值，可按内插法计算；

α——考虑腐蚀的附加厚度，mm，腐蚀附加值可取0.5mm，对某些腐蚀较重的管道还要适当增加。

上述两式计算结果，分别是弯管或弯头成型件外侧和内侧允许的最小壁厚，不包括弯制过程中的工艺减薄量和弯制选用直管负偏差的附加值。

C.1.2　弯管（弯头）任意一点的实测最小壁厚不得小于弯管（弯头）相应的计算壁厚，且外侧不宜小于相连直管允许的最小壁厚 s_m。

C.2　异径管壁厚计算

C.2.1　异径管（大端）最小壁厚 s_m 按下式计算：

$$s_m=\frac{pD_m+2[\sigma]^t\eta\alpha+2Yp\alpha}{[2[\sigma]^t\eta-2p(1-Y)]\cos\theta} \qquad \text{(C.2.1-1)}$$

或

$$s_m=\frac{pD_o}{2[\sigma]^t\eta+2Yp}+\alpha \qquad \text{(C.2.1-2)}$$

二者取较大值。

式中　D_m——异径管的平均直径，应为距大端 l 处的圆锥端平均直径，实际计算中可取 $D_m=D_o-s$，$l=\sqrt{D_m s}$ 或 $l=\frac{L}{2}$，二者取小值，mm；

θ——半锥角，应小于 15°；

α——考虑腐蚀的壁厚附加值，对于钢管模压异径管，考虑到生产工艺，其壁厚会有不同程度的增加，可取 $\alpha=0$；对于用钢板或钢管制成的焊制异径管，可按 3.2.1 条取值。

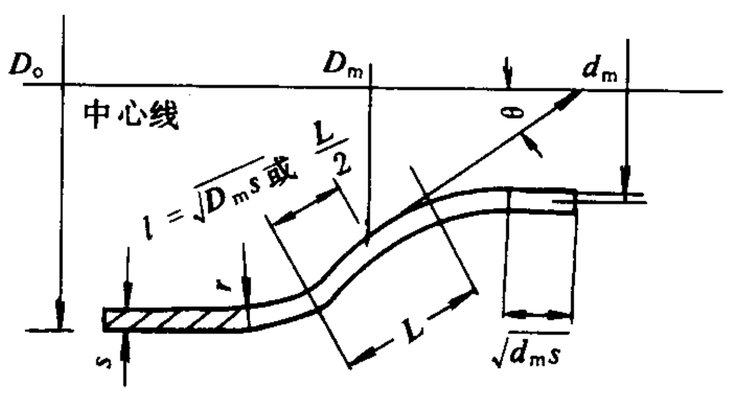


图 C.2.1 异径管壁厚计算图

上式计算结果，是指异径管成型件允许的最小壁厚，不包括选用坯料直管的负偏差附加值。

C.2.2 异径管与管道连接处的补强

异径管与管道连接处由于存在局部应力，往往需要局部补强。但对环形过渡区而言，当弯曲半径 $r\geqslant 0.1D_o$ 时，只要大端壁厚能满足公式（C.2.1-1）和公式（C.2.1-2）就不必补强。对于小端，则只要在图 C.2.2 斜线范围内满足压力面积法计算要求时，即可不补强。压力面积法的计算如下：

$$[\sigma]^t A_\sigma = pA_P \tag{C2.2-1}$$

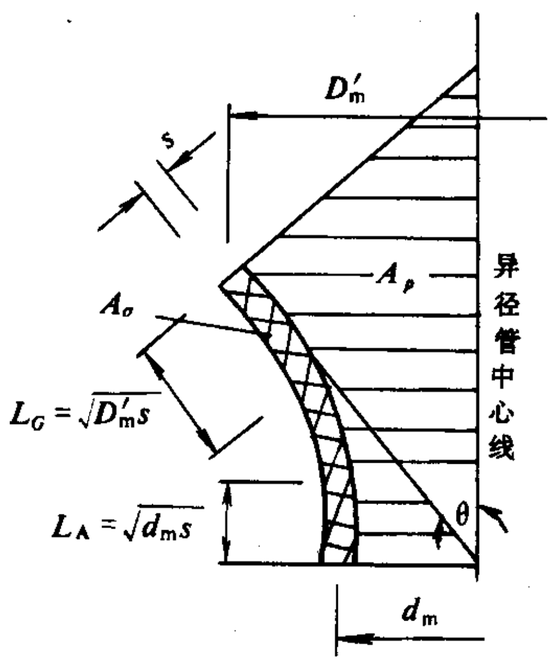


图 C.2.2 异径管小端计算示意图

式中 p——设计压力，MPa；

$[\sigma]^t$——设计温度下材料许用应力，MPa；

A_P——内压承受面积，cm^2；

A_σ——应力承受面积，cm^2。

A_P 和 A_σ 按图 C.2.2 作图求得，有效补强范围为

$$L_G=\sqrt{D_m's}$$

$$L_A=\sqrt{d_m s}$$

式中 d_m——离弯曲段 l_A 距离处的平均直径，或取用小端连接管的平均直径；

D'_m——离弯曲段 l_G 距离处的平均直径，计算时可近似用大端连接管的平均直径 D_m 来代替。

C.2.3 异径管结构尺寸选择

异径管半锥顶角一般限制在 30°以下；外侧弯曲半径一般不小于 $0.1D_o$。

C.3 主管上未加强开孔最大允许直径 d 计算

C.3.1 主管上未加强开孔最大允许直径 d 计算

先计算

$$K'=\frac{pD_i}{(2[\sigma]^t-p)s_e} \tag{C.3.1}$$

式中 K'——最小壁厚与有效壁厚之比，说明管壁的富裕系数；

D_i——主管内径，mm；

s_e——主管有效壁厚，mm。

主管有效壁厚按下式计算：

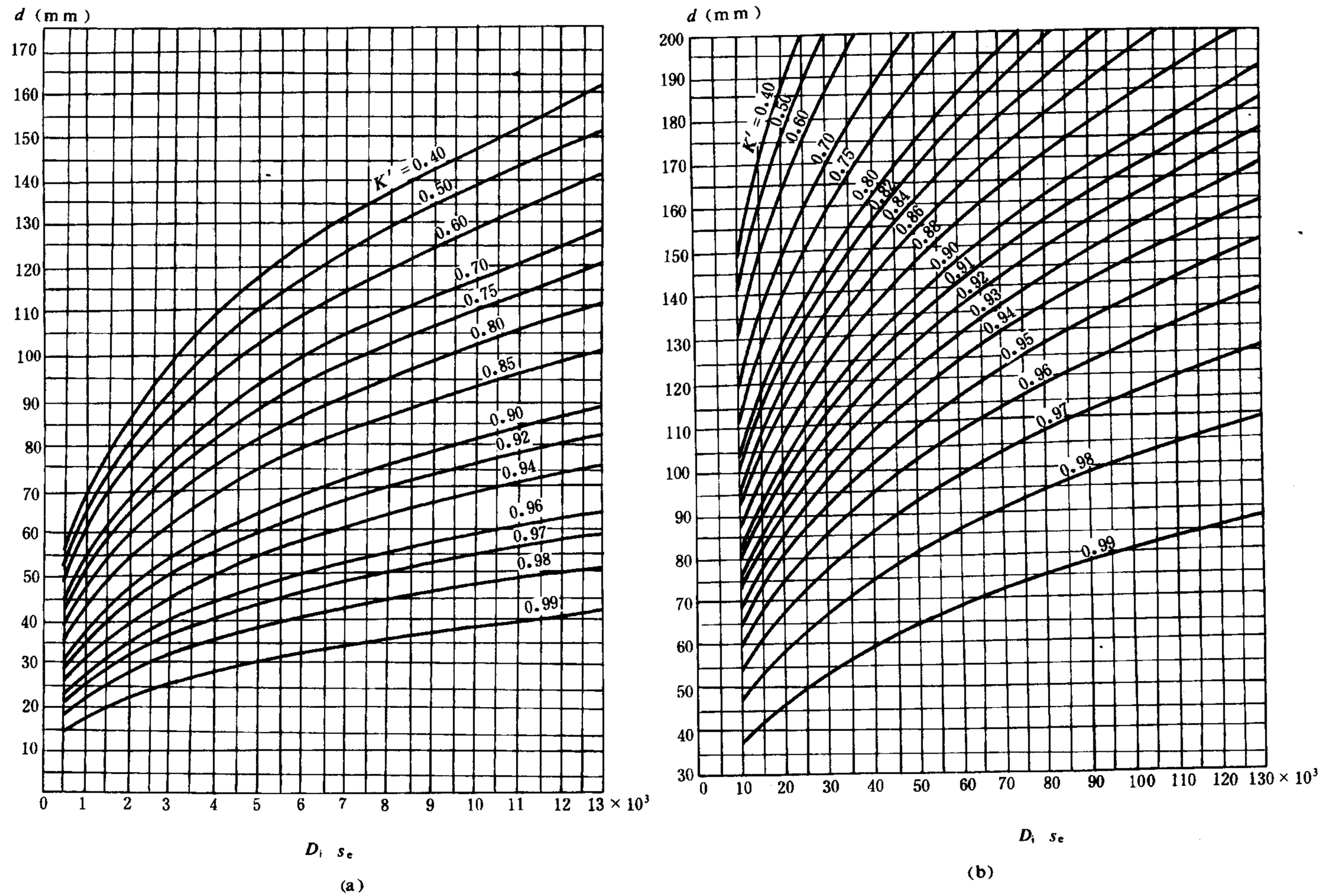


图 C.3.1　未加强孔的最大允许直径 d

$$s_e = s - c$$

式中 s——主管取用壁厚，mm；

c——管壁厚负偏差值，应按 3.2.2 条计算。

如 $K' < 0.4$，主管无需补强；

如 $K' \geqslant 0.4$，按图 C.3.1（a）、（b）查取允许开孔直径 d 值。

当 $D_i s_e > 130 \times 10^3$mm 时，按 $D_i s_e = 130 \times 10^3$mm 查取，如查出的 d 值超过 200mm 时，取 $d = 200$mm。

C.4 三通壁厚计算

C.4.1 挤压三通壁厚计算

挤压三通的壁厚计算采用压力面积法。即三通纵向断面上主、支管交叉区域内的有效承载断面积和平均应力的乘积，与其相应的有效受压面积和内压的乘积相平衡，并控制此承载面积内的一次膜态应力不超过钢材的许用应力。其强度条件为：

$$[\sigma]^t \geqslant p\left[\frac{A_P}{A_\sigma} + \frac{1}{2}\right] \tag{C.4.1-1}$$

式中 A_P——在通过主、支管中心线的纵断面上最大承载长度范围内的承压面积，mm²；

A_σ——在通过主、支管中心线的纵断面上最大承载长度范围内钢材的承载面积，mm²。

最大承载长度：

对三通主管：
$$l_G = \sqrt{(D_i + s_e)s_e} \tag{C.4.1-2}$$

对三通支管：
$$l_{G1} = \sqrt{(d_i + s_{e1})s_{e1}} \tag{C.4.1-3}$$

式中 s_e——主管有效壁厚 $s_e = s - c$；

s_{e1}——支管有效壁厚 $s_{e1} = s_1 - c$。

计算时应先按三通尺寸画出三通纵断面图，然后求出承载面积 A_σ 和受压面积 A_p，并按公式（C.4.1-1）验算三通强度。

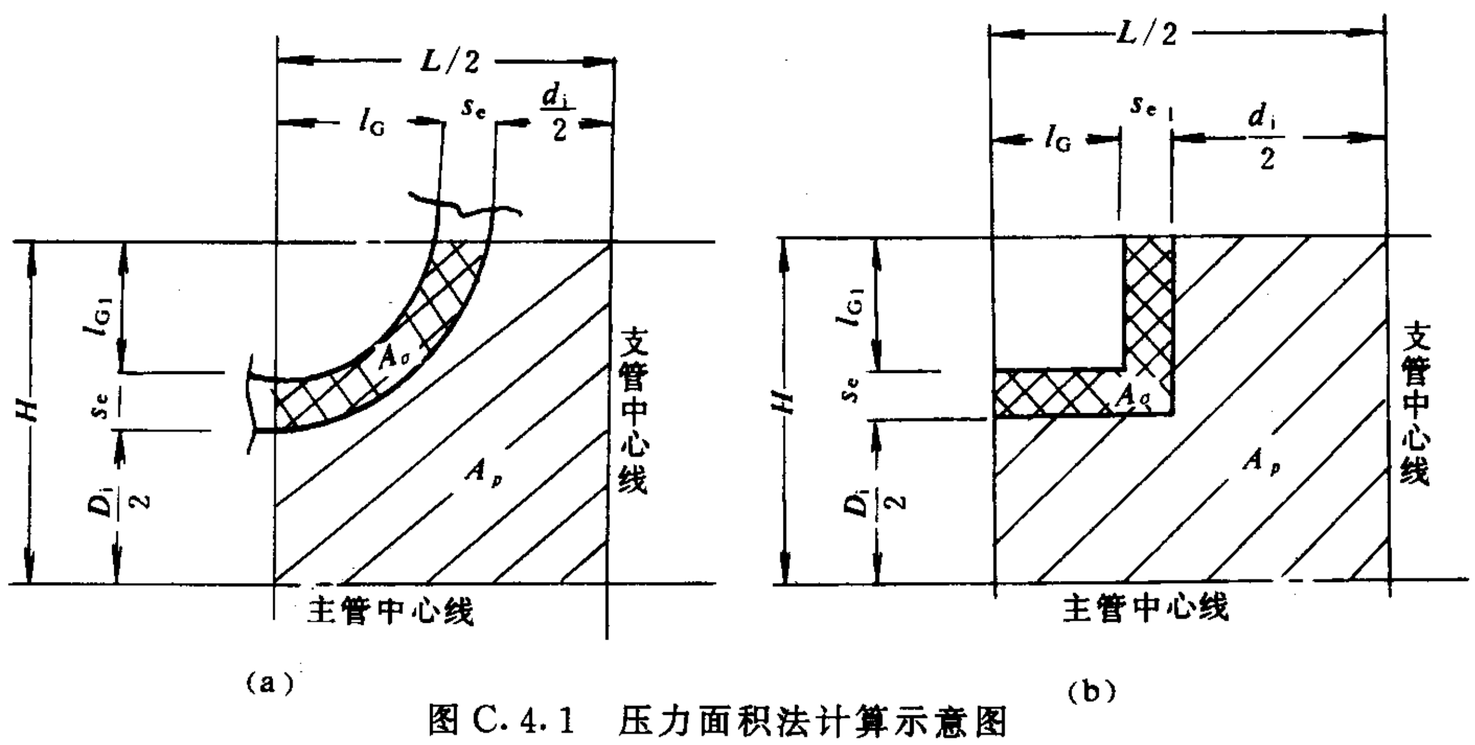


图 C.4.1 压力面积法计算示意图

（a）圆弧过渡结构；（b）直角过渡结构

挤压三通主管最小壁厚 s_m 按下式计算：

$$s_m = \frac{pD_i + 2[\sigma]^t\varphi\alpha + 2Yp\alpha}{2[\sigma]^t\varphi - 2(1-Y)} \qquad \text{(C.4.1-4)}$$

式中 φ——热压三通强度减弱系数，当按图 C.4.1 (a) 所示圆弧过渡结构进行计算时，应采用式 (C.4.1-5) 计算 φ 值；当按图 C.4.1 (b) 所示直角过渡结构计算时，应采用式 (C.4.1-6) 计算 φ 值。

$$\varphi = \frac{D_i A_\sigma}{2 s_e A_P} \leqslant 1 \qquad \text{(C.4.1-5)}$$

$$\varphi = \frac{0.9\left(l_G + s_{e1} + l_{G1}\dfrac{s_{e1}}{s_e}\right)}{l_G + s_{e1} + (l_{G1} + s_e)\dfrac{d_i}{D_i} + \dfrac{d_i}{2}} \leqslant 1 \qquad \text{(C.4.1-6)}$$

$$s_c = s_m + c \quad \text{mm} \qquad \text{(C.4.1-7)}$$

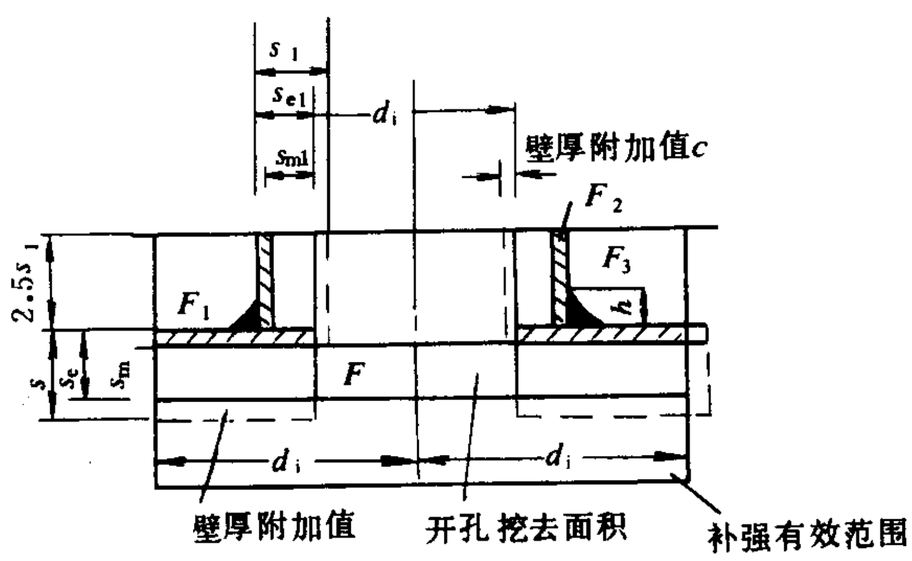


图 C.4.2 面积补偿法计算示意图

挤压三通的长度 L 可取为 2.2DN，高度 H 可取为 (0.8～0.9) D_o。主、支管的取用壁厚均不应小于主、支管连接管道的取用壁厚。

C.4.2 接管座、锻制三通的壁厚计算

接管座、锻制三通的壁厚计算按面积补强法（见图 C.4.2）进行，即主管上开孔挖去的在纵断面上的金属面积，应由主、支管在有效补强区内补强的金属面积及焊缝金属断面积之和来补偿，其条件式为：

$$F \leqslant F_1 + F_2 + F_3 \qquad \text{(C.4.2)}$$

式中 F——在通过主、支管中心线的纵断面上开孔挖去的金属面积，$F = d_i s_m$，mm^2；

F_1——在通过主、支管中心线的纵断面上的主管补强面积，$F_1 = d_i\ (s_e - s_m)$，mm^2；

F_2——在通过主、支管中心线的纵断面上的支管补强面积，$F_2 = 2 \times 2.5 s_1\ (s_{e1} - s_{m1})$，$mm^2$；

F_3——在通过主、支管中心线的纵断面上的焊缝金属断面积，$F_3 = h^2$，mm^2。

以上各式中 h——焊缝高度，mm；

s_m、s_{m1}——主、支管最小壁厚，mm；

s_e、s_{e1}——主、支管有效壁厚，mm；

s、s_1——主、支管取用壁厚，mm。

s_m、s_{m1}、s_e、s_{e1} 可分别按下列各式计算：

$$s_m = \frac{pD_o}{2[\sigma]^t\eta + 2Yp} + \alpha$$

$$s_{m1} = \frac{pd_o}{2[\sigma]^t\eta + 2Yp} + \alpha$$

$$s_e = s - c$$

$$s_{e1} = s_1 - c$$

以上各式中 η——许用应力的修正系数，见本规定第 3.2.1 条；

α——考虑腐蚀、磨损和机械强度要求的附加厚度，见本规定第 3.2.1 条；

c——直管壁厚负偏差值，见本规定第 3.2.2 条。

C.4.3 焊制三通壁厚计算

所列公式适用于 $D_o \leqslant 660$mm，支管内径 d_i 与主管内径 D_i 之比 $d_i/D_i \geqslant 0.8$ 以及主管外径与内径之比 $\beta = D_o/D_i$ 在 $1.05 \leqslant \beta \leqslant 1.5$ 范围内的焊制三通。

C.4.3.1 主管最小壁厚 s_m

$$s_m = \frac{pD_o}{2[\sigma]^t\varphi + 2pY} + \alpha \tag{C.4.3-1}$$

或

$$s_m = \frac{pD_i + 2[\sigma]^t\varphi\alpha + 2Yp\alpha}{2[\sigma]^t\varphi - 2p(1-Y)} \tag{C.4.3-2}$$

式中 φ——三通强度减弱系数，根据管道设计温度，β 值、d_i/D_i 比、按表 C.4.3 取用；

其余符号同前。

C.4.3.2 支管计算壁厚 s_{c1}

焊制三通支管计算壁厚 s_{c1}，可按下式计算

$$s_{c1} = \frac{d_o}{D_o}s_c \text{ 或 } s_{c1} = \frac{d_i}{D_i}s_c$$

C.4.3.3 主管取用壁厚 s 不小于主管计算壁厚 s_c，支管取用壁厚 s_1 不小于支管计算壁厚 s_{c1}。

C.4.3.4 焊制三通结构尺寸的选择

焊制三通长度可取 $2.3D_o$，但不应小于 $2D_i$，高度可取 $1.2D_o$。

单筋加强三通的单筋直径（或方筋边长）等于三通主管壁厚 s 的 1.5 倍，且不大于 60mm。

表 C.4.3 焊制三通强度减弱系数 φ 表

t	$\frac{d_i}{D_i}$	β	加强型式	φ
蠕变温度以下	$\frac{d_i}{D_i} \geqslant 0.8$	$1.1 \leqslant \beta \leqslant 1.5$	单　筋	0.80
		$1.05 \leqslant \beta \leqslant 1.5$	厚　壁	按式（C.4.3-3）计算
蠕变温度以上	$\frac{d_i}{D_i} \geqslant 0.8$	$1.1 \leqslant \beta \leqslant 1.25$ $273 < D_o \leqslant 660$	单　筋	按式（C.4.3-3）计算
		$1.1 \leqslant \beta \leqslant 1.25$ $D_o \leqslant 273$	单　筋	0.70
		$1.05 < \beta \leqslant 1.5$	厚　壁	按式（C.4.3-3）计算
		$1.25 < \beta \leqslant 1.5$	单　筋	0.70

强度减弱系数计算式如下：

$$\varphi = \frac{1}{1.20\left(1 + \frac{x\sqrt{1+y^2}}{2y}\right)} \tag{C.4.3-3}$$

式中

$$x = \frac{d_i^2}{D_m d_m} \tag{C.4.3-4}$$

$$y = 4.05\frac{s_m^3 + s_{1m}^3}{s_m^2\sqrt{D_m s_m}} \qquad \text{(C.4.3-5)}$$

C.5 封头、堵头壁厚计算

C.5.1 椭球形封头壁厚计算

$$s_m = \frac{K' p D_i}{2[\sigma]^t\eta - 0.5p} + \alpha \qquad \text{(C.5.1-1)}$$

或

$$s_m = \frac{pD_i + 2[\sigma]^t\eta\alpha + 2Yp\alpha}{2[\sigma]^t\eta - 2p(1-Y)} \qquad \text{(C.5.1-2)}$$

取两者中的较大值。

式中 s_m——封头最小壁厚，mm；

K'——与 $p/[\sigma]^t$ 比值有关的校正系数，当椭球形封头的椭圆形状系数 $D_o/2b=2$（b 为椭圆短半径）时，K'值可按图 C.5.1 查取；

η——许用应力修正系数，封头无拼接焊缝时，$\eta=1$；有拼接焊缝时，η 值按本规定第 3.2.1 条取值；当设计温度在所用钢材的蠕变温度以上时，取用 $\eta=0.7$；

α——考虑腐蚀，工艺减薄量的附加厚度，工艺减薄量与制造厂的工艺过程和操作技术有关，可通过试验或与制造厂协商确定，对于椭球形封头，当用于无腐蚀的汽水管道时，可取 $\alpha=0.1s_m$。

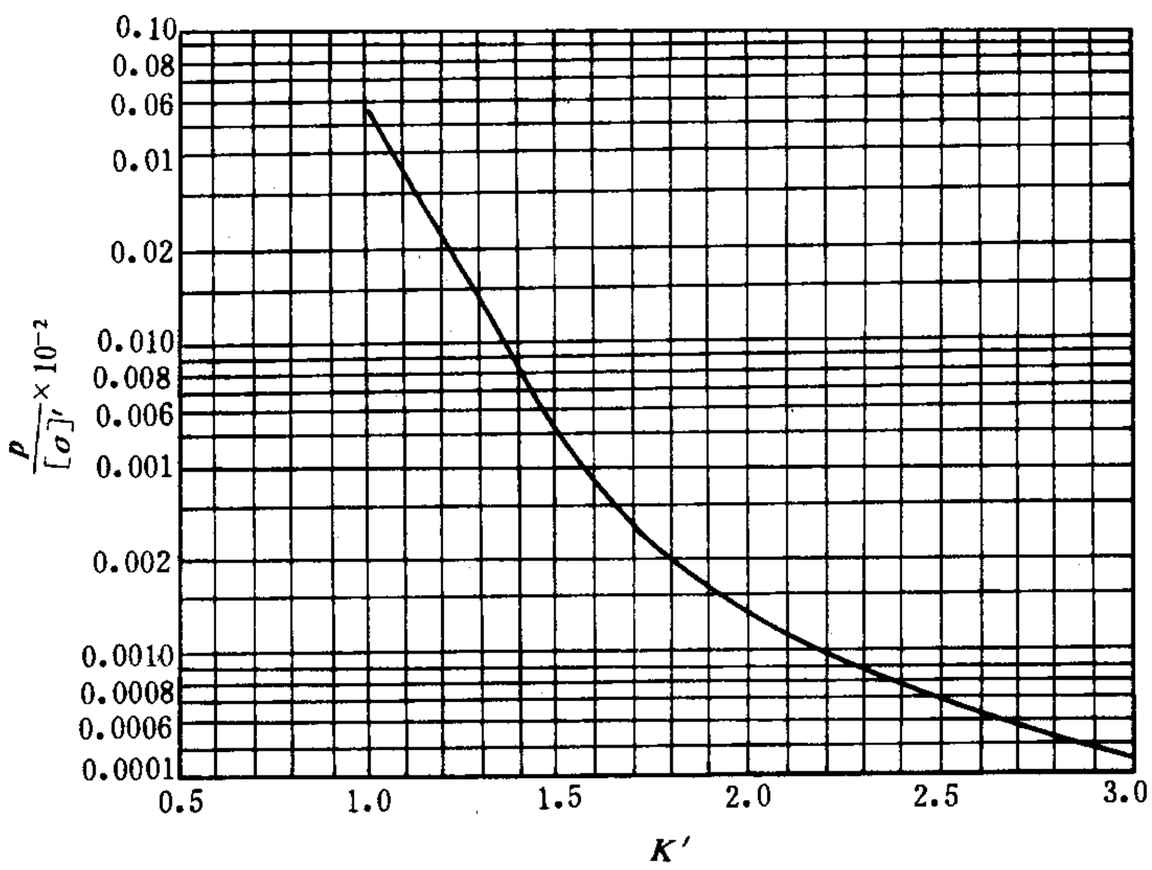


图 C.5.1 椭圆形状系数为$\frac{D_o}{2b}=2$ 的椭球形封头的 K'值

取用壁厚

$$s = s_m + c \qquad \text{(C.5.1-3)}$$

c——钢板厚度负偏差附加值，按照钢板产品技术条件中规定的板厚负偏差百分数确定。

C.5.2 球形封头壁厚计算

$$s_m = \frac{pD_i}{4[\sigma]^t\eta - p} + \alpha \qquad \text{(C. 5. 2-1)}$$

或

$$s_m = \frac{pD_i + 2[\sigma]^t\eta\alpha + 2Yp\alpha}{2[\sigma]^t\eta - 2p(1 - Y)} \qquad \text{(C. 5. 2-2)}$$

取两者中的较大值。

对于无腐蚀汽水管道上所用的球形封头，可取 $\alpha = 0.15s_m$。

椭球形和球形封头结构尺寸的选定：

椭球形和球形封头都应有一段直边 h，使焊缝避开弧线和直线的连接处，且位于局部应力衰减范围之外，可取

$$h \geqslant 0.5\sqrt{D_m s} \qquad \text{(C. 5. 2-3)}$$

式中 D_m——椭球形或球形封头平均直径，mm；

s——取用壁厚，mm。

C. 5. 3 锥形封头壁厚计算

锥形封头壁厚计算与异径管壁厚计算相同，按式（C. 2. 1-1）、式（C. 2. 1-2）进行。

锥形封头的半锥顶角很大（$\theta = 60°$），所以，与管道连接处应局部补强。

C. 5. 4 平堵头壁厚计算

$$s_c = K'D_i\sqrt{\frac{p}{[\sigma]^t\phi'}} \qquad \text{(C. 5. 4)}$$

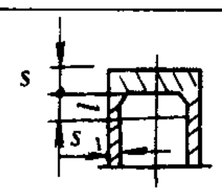
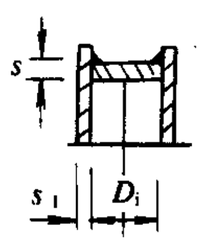
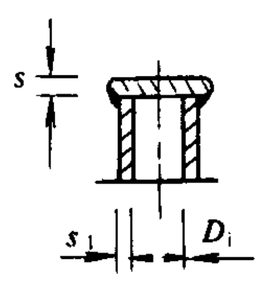
式中 p——设计压力 MPa；

$[\sigma]^t$——钢材在设计温度下的许用应力 MPa；

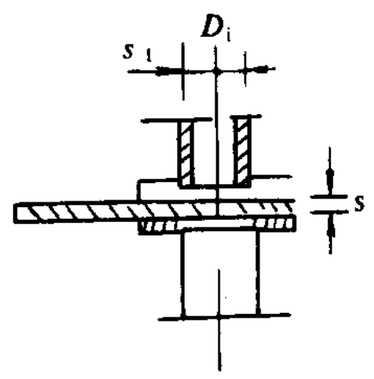
s_c——平堵头计算壁厚 mm；

K'，ϕ'——与堵头结构有关的系数，按表 C. 5. 4 选取。

表 C. 5. 4 堵头结构型式系数

堵头型式	结构要求	K'	ϕ'		备注
			$l \geqslant 2s_1$	$2s_1 > l \geqslant s_1$	
	$r \geqslant \frac{2}{s}s_1$ $2 \geqslant s_1$	0.4	1.05	1.00	推荐优先采用的结构型式
		0.6	0.85		用于 PN≤2.5 和 DN≤400mm 的管道
		0.4	1.05		只用于水压试验
		0.6	0.85		用于 PN<2.5 和 DN<40mm 的管道

续表

堵头型式	结构要求	K'	ϕ		备　注
			$l \geqslant 2s_1$	$2s_1 > l \geqslant s_1$	
		0.45	0.85		用于回转堵板，中间堵板和法兰式节流孔板

C.5.5　带加强筋堵头壁厚计算

(1) 堵头壁厚计算

$$s_c = 0.432 D_i \sqrt{\frac{p}{[\sigma]^t \phi}} \qquad \text{(C.5.5-1)}$$

符号同上。

带加强筋堵头可用于 DN≥400 的低压管道上，为使堵板有足够的稳定性和承载能力，板厚取用值可比值 s_c 适当加厚，一般不小于 20mm。

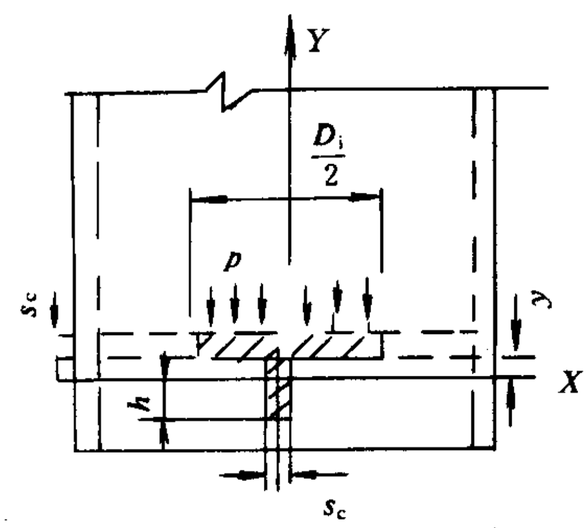


图 C.5.5　加强筋荷载简图

(2) 加强筋计算

加强筋的最大弯矩可按下式计算：

$$M = p\frac{D_i}{2}\frac{D_i^2}{8} = \frac{pD_i^3}{16} \qquad \text{(C.5.5-2)}$$

断面抗弯矩：

$$W = \frac{M}{[\sigma]^t} = \frac{pD_i^3}{16[\sigma]^t} \qquad \text{(C.5.5-3)}$$

由图 C.5.5　T 形断面几何尺寸，可求得：

$$W = \frac{J}{h - y} \qquad \text{(C.5.5-4)}$$

$$y = \frac{h^2 - \frac{D_i}{2}s_c}{2\left(\frac{D_i}{2} + h\right)} = \frac{2h^2 - D_i s_c}{2(D_i + 2h)}$$

式中　W——T 形断面的断面抗弯矩，cm^3；

y——T 形断面形心的 y 轴坐标，cm；

J——T 形断面的转动惯量，cm^4；

h——加强筋高度，给定，cm。

T 形断面的转动惯量 J 一般按下式用试凑法算出：

$$J = s_c h\left(\frac{h^2}{3} - hy + y^2\right) + \frac{D_i s_c}{2}\left(\frac{s_c^2}{3} + sy + y^2\right)$$

C.6 法兰及法兰联接计算

C.6.1 概述

本节适用于螺栓联接的法兰，且仅考虑了流体静压力及垫片压紧力的作用。法兰计算应分别按操作情况及预紧螺栓情况进行。

C.6.2 螺栓法兰联接计算包括下列各项：

C.6.2.1 确定垫片材料、型式及尺寸。

C.6.2.2 确定螺栓材料、规格及数量。

C.6.2.3 确定法兰材料、密封面型式及结构尺寸。

C.6.2.4 进行应力验算。

C.6.3 法兰及法兰联接计算

法兰及法兰联接计算，按GB150—89《钢制压力容器》第七章的有关条文进行。在确定法兰结构及尺寸时，应考虑与法兰国标（GB9112～GB9131）系列相符合，并与所联接阀件及设备接口相一致。

C.7 节流孔板孔径计算

C.7.1 水管道上的节流孔板

水管道节流孔板孔径，可按下式计算：

$$d_k = \sqrt{\frac{421.6G}{\sqrt{\rho \Delta p}}} \tag{C.7.1}$$

式中 d_k——节流孔板的孔径，mm；

G——通过孔板的流量，t/h；

ρ——水的密度，kg/m^3；

Δp——孔板前后压差，MPa。

C.7.2 蒸汽管道上的节流孔板

节流孔板后的压力 p_{2k}，与孔板前的滞止压力 p_{0k} 之比 $\varepsilon_2=\frac{p_{2k}}{p_{0k}}$，当 ε_2 达到 $\varepsilon_c=\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ 时，蒸汽为临界流动。

对于过热蒸汽 $k=1.3$，而 $\varepsilon_c=0.546$；对于乾饱和蒸汽 $k=1.135$，而 $\varepsilon_c=0.577$。

C.7.2.1 蒸汽临界流动时，节流孔板孔洞面积 F_k^* 可按下式计算：

$$F_k^* = \frac{G\sqrt{T_0}}{0.367K''\mu p_0\sqrt{\frac{g}{R}}} \tag{C.7.2-1}$$

式中 F_k^*——临界流动时，节流孔板孔洞面积，mm^2；

G——通过孔板的流量，t/h；

p_0，T_0——孔板前的滞止压力和滞止温度，MPa及K；

g——重力加速度，取为9.81m/s^2；

R——气体常数，对于水蒸汽取 47；

K''——系数，可按绝热指数 k 值计算，也可按附表 C.7.2—1 查取；

μ——流量系数，应根据孔形和压差试验确定，可近似按带锐边孔洞由表 C.7.2—2 取值（包括临界流动和非临界流动）。

表 C.7.2-1 系 数 K'' 值

k	1.70	1.50	1.40	1.35	1.30	1.20	1.15	1.135	1.1
K''	0.731	0.701	0.685	0.676	0.667	0.649	0.639	0.636	0.628

C.7.2.2 蒸汽亚临界流动时，即 $p_{2k}/p_{0k}>\varepsilon_c$ 时，孔洞面积 F_k 确定如下：

$$F_k = \frac{F_k^*}{q} \tag{C.7.2-2}$$

式中 F_k^*——临界流动条件下所需的孔洞面积（mm^2）；但在计算中 μ 值应按实际$\frac{p_{2k}}{p_{0k}}$值由表 C.7.2—2 查取；

q——比流量，$q=\frac{1}{1-\varepsilon_c}\sqrt{(1-\varepsilon_2)(1-2\varepsilon_c+\varepsilon_2)}$。

表 C.7.2-2 流 量 系 数 μ 值

p_{2k}/p_{0k}	0.676	0.641	0.606	0.559	0.529	0.037
μ	0.680	0.700	0.710	0.730	0.740	0.850

（3）孔为圆孔时，F_k 或 F_k^* 计算式为：

$$F = \frac{\pi}{4}d_k^2 \tag{C.7.2-3}$$

式中 d_k——孔径，mm。

C.7.3 孔板厚度计算

C.7.3.1 夹在两法兰之间的节流孔板，以及中间堵板、回转堵板的厚度计算，可按本附录 C.5 所列公式（C.5.4）进行，其 K' 可查表 C.5.4 取值为 0.45。

C.7.3.2 焊接式节流孔板厚度亦可按公式（C.5.4）计算，其 K' 值可查表 C.5.4，取值 0.6。

C.8 安全阀选择计算

C.8.1 装设在锅炉汽包、过热器、再热器等处的安全阀，在缺乏制造厂资料时，或者对于设计压力大于 1MPa 的蒸汽管道或容器上的安全阀，一般按下述两式计算其通流能力或在给定通流量下确定安全阀个数。

C.8.1.1 排放汽源为过热蒸汽时，安全阀的通流量为：

$$G = 0.0024\mu_1 nF\sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \tag{C.8.1-1}$$

C.8.1.2 排放汽源为饱和蒸汽时，安全阀的通流量为：

$$G = 0.002288\mu_1 nF\sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \tag{C.8.1-2}$$

C.8.2 设计压力为1MPa及以下的蒸汽管道或压力容器，可按下式计算安全阀的通流能力或在给定通流量下确定安全阀个数：

$$G = 0.00508\mu_2 BnF\sqrt{\frac{p_0 - p_2}{v_0}} \qquad \text{(C.8.1-3)}$$

以上三式中 G——安全阀的通流量，t/h；

p_0——蒸汽在安全阀前的滞止绝对压力，MPa；

v_0——蒸汽在安全阀前的滞止比容，m^3/kg；

p_2——蒸汽在安全阀后的绝对压力，MPa；确定 p_2 时，应考虑阀后管道及附件的阻力；

n——并联装设的安全阀数量，个；

μ_1，μ_2——安全阀流量系数，应由试验确定或按制造厂资料取值。可取 $\mu_1=0.9$，$\mu_2=0.6$；

B——考虑蒸汽可压缩性的修正系数，与绝热指数 k，压力比 p_2/p_0，阻力等因数有关。对于水，取 $B=1$；对于蒸汽，可按表C.8.1查取；

F——每个安全阀通流截面的最小断面积，其值应按制造厂资料确定，

对于全启式安全阀：$F=\frac{\pi}{4}d^2$；

对于微启式安全阀；$F=\pi dh$；

其中 d——安全阀最小通流截面直径mm；

h——安全阀阀杆升程mm。

表C.8.1 系数 B 的值

$\frac{p_2}{p_1}$	绝热指数 k 在下列数值时的 B 值						
	1.00	1.135	1.24	1.30	1.40	1.66	2.00
0	0.429	0.449	0.464	0.472	0.484	0.513	0.544
0.04	0.438	0.459	0.474	0.482	0.494	0.524	0.556
0.08	0.447	0.469	0.484	0.492	0.505	0.535	0.568
0.12	0.457	0.479	0.495	0.503	0.516	0.547	0.580
0.16	0.468	0.490	0.506	0.515	0.528	0.559	0.594
0.20	0.479	0.502	0.519	0.527	0.541	0.573	0.609
0.24	0.492	0.515	0.546	0.541	0.555	0.588	0.624
0.28	0.505	0.529	0.552	0.556	0.570	0.604	0.641
0.32	0.520	0.545	0.563	0.572	0.587	0.622	0.660
0.36	0.536	0.562	0.580	0.590	0.605	0.641	0.680
0.40	0.553	0.580	0.598	0.609	0.625	0.662	0.702

续表

$\frac{p_2}{p_1}$	绝热指数 k 在下列数值时的 B 值						
	1.00	1.135	1.24	1.30	1.40	1.66	2.00
0.44	0.573	0.600	0.620	0.630	0.647	0.685	0.727
0.48	0.594	0.622	0.643	0.654	0.671	0.711	0.753
0.50	0.606	0.635	0.656	0.567	0.685	0.725	0.765
0.52	0.619	0.648	0.669	0.681	0.699	0.739	0.777
0.54	0.632	0.662	0.684	0.698	0.714	0.752	0.789
0.56	0.646	0.677	0.699	0.711	0.729	0.765	0.800
0.58	0.662	0.693	0.715	0.726	0.743	0.778	0.811
0.60	0.678	0.710	0.730	0.741	0.757	0.790	0.822
0.62	0.695	0.726	0.745	0.756	0.771	0.802	0.833
0.64	0.712	0.742	0.760	0.770	0.785	0.814	0.843
0.66	0.729	0.758	0.775	0.784	0.798	0.826	0.853
0.68	0.748	0.773	0.790	0.798	0.811	0.838	0.863
0.72	0.780	0.803	0.818	0.826	0.837	0.860	0.883
0.76	0.812	0.833	0.846	0.852	0.862	0.882	0.901
0.80	0.845	0.862	0.873	0.878	0.886	0.903	0.919
0.84	0.877	0.891	0.899	0.904	0.910	0.924	0.936
0.88	0.908	0.919	0.925	0.929	0.933	0.944	0.953
0.92	0.939	0.946	0.951	0.953	0.956	0.963	0.969
0.96	0.970	0.973	0.976	0.977	0.978	0.982	0.985
1.00	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

C.9 调节阀的选择

C.9.1 调节阀的选择原则

调节阀应根据介质、管系布置、使用目的、调节方式和调节范围及调节阀的流量特性（等百分比，线性，平方根，抛物线等）来选用，并应满足在任何工况下对流量，压降及噪声的要求。同时还应考虑下列情况：

C.9.1.1 在调节系统确定后，应考虑调节阀前后管件对调节阀节流参数的影响。

C.9.1.2 根据需要对流量系数值进行低雷诺数修正或管件形状修正。

C.9.1.3 调节阀应进行噪声、闪蒸、气蚀控制，并应在设计中予以考虑。

C.9.2 调节阀的名词解释

C.9.2.1 流量系数

C——温度为5℃至40℃的水，在1kgf/cm² 压降下，每小时内流过调节阀的立方米数。是工程单位制的流量系数。

C_v——温度为60℉的水，在1lb/m² 压降下，流过调节阀的每分钟美加仑数。是英制单位流量系数。

K_v——温度为5℃至40℃的水，在10^5Pa压降下，流过调节阀的每小时立方米数。是国际单位制的流量系数。

C.9.2.2 雷诺数系数

F_R——用同一装置在紊流与非紊流条件下，分别测得调节阀流量系数K_v与K'_v，其比值K_v/K'_v即为F_R。

C.9.2.3 闪蒸

液体流经调节阀时，由于压力降低至饱和蒸汽压力，便产生汽泡，而在下游压力等于或低于入口温度对应的饱和蒸汽压时，汽泡没能破灭，并随液体流出调节阀，此过程称为闪蒸。

C.9.3 调节阀的计算方法

调节阀应满足控制系统的调节质量，工艺过程的安全性、经济性和稳定性。因调节阀的计算方法复杂，重要数据取自试验，各制造厂的计算方法不尽相同。根据《电站调节阀技术条件》(GB10869)以及《气动调节阀》(GB/T4213—92)的规定进行计算，流量系数应采用K_v，但当采用国内外不同制造厂的调节阀时，所取的流量系数和相应计算，应与制造厂的要求相符合。

C.10 波纹管补偿器应力计算

波纹管补偿器应力计算是引用美国膨胀节制造商协会标准（EJMA）。

本节仅列入了U形波纹，无加强的波纹管补偿器的计算方法。

C.10.1 波纹管补偿器应力计算

C.10.1.1 由内压产生的补偿器切线段的周向薄膜应力σ_{Zm}

$$\sigma_{Zm} = \frac{pD_oE_bK}{2(s_cE_c + nsE_b)} \quad \text{MPa} \qquad \text{(C.10.1-1)}$$

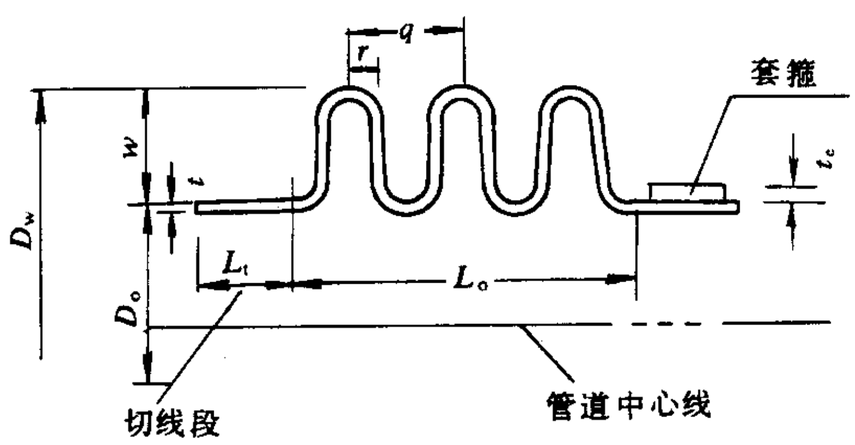
当采用有套箍时，$K=1$

C.10.1.2 由内压产生的套箍周向薄膜压力σ'_{Zm}

$$\sigma'_{Zm} = \frac{pD_oE_c}{2(s_cE_c + nsE_b)} \quad \text{MPa} \qquad \text{(C.10.1-2)}$$

C.10.1.3 由内压产生的补偿器周向薄膜应力σ_m

$$\sigma_m = \frac{pD_P}{2nt_P}\left(\frac{1}{0.571 + 2W/q}\right) \quad \text{MPa} \qquad \text{(C.10.1-3)}$$



图C.10.1-1 无加强波纹管补偿器

C.10.1.4 由内压产生的补偿器子午向薄膜应力 σ_{shm}

$$\sigma_{shm} = \frac{pW}{2nt_p} \quad \text{MPa} \tag{C.10.1-4}$$

C.10.1.5 由内压产生的补偿器子午向弯曲应力 σ'_{shw}

$$\sigma_{shw} = \frac{p}{2n}\left(\frac{W}{t_p}\right)^2 C_p \quad \text{MPa} \tag{C.10.1-5}$$

C.10.1.6 由挠曲产生的补偿器子午向薄膜应力 σ'_{shm}

$$\sigma'_{shm} = \frac{E_b(t_p + C)^2 e}{2W^3 C_f} \quad \text{MPa} \tag{C.10.1-6}$$

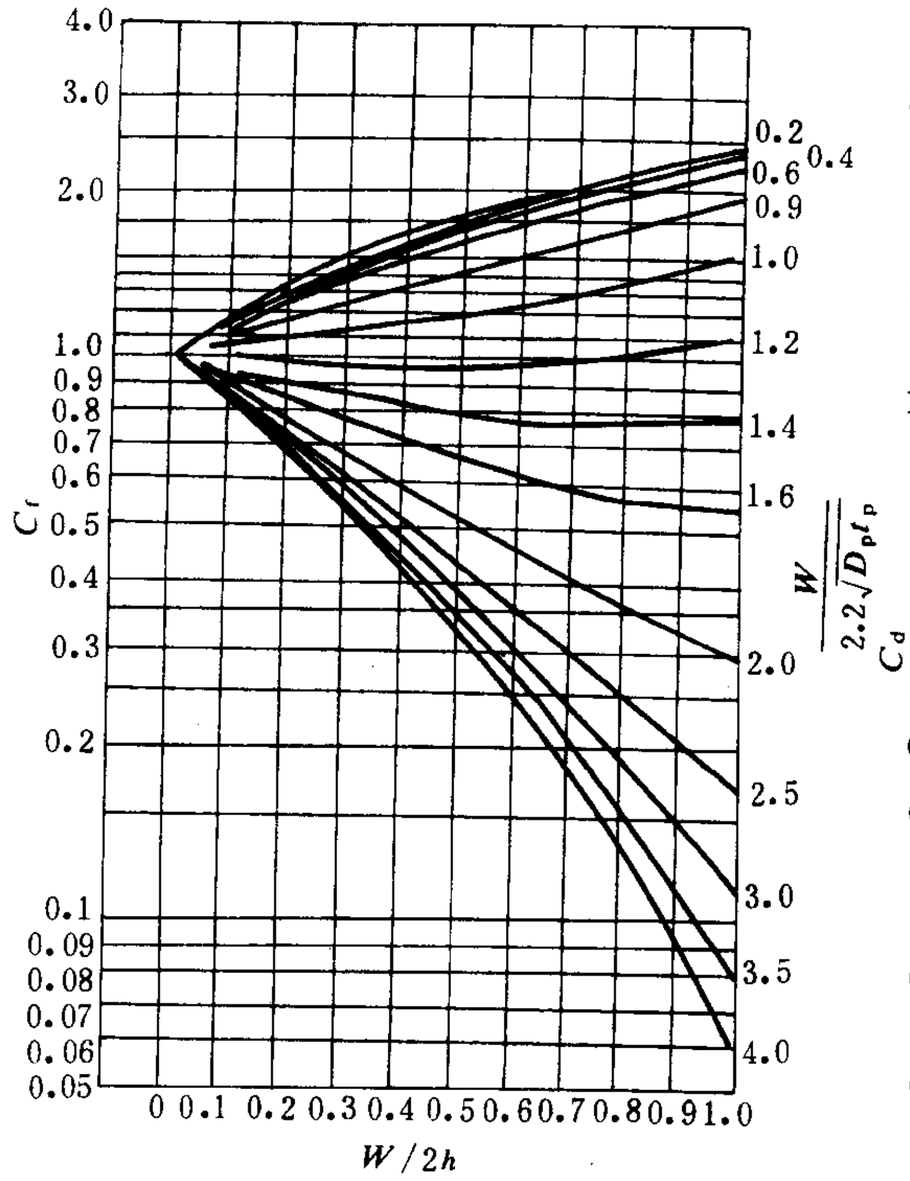


图 C.10.1-2 C_f 曲线图

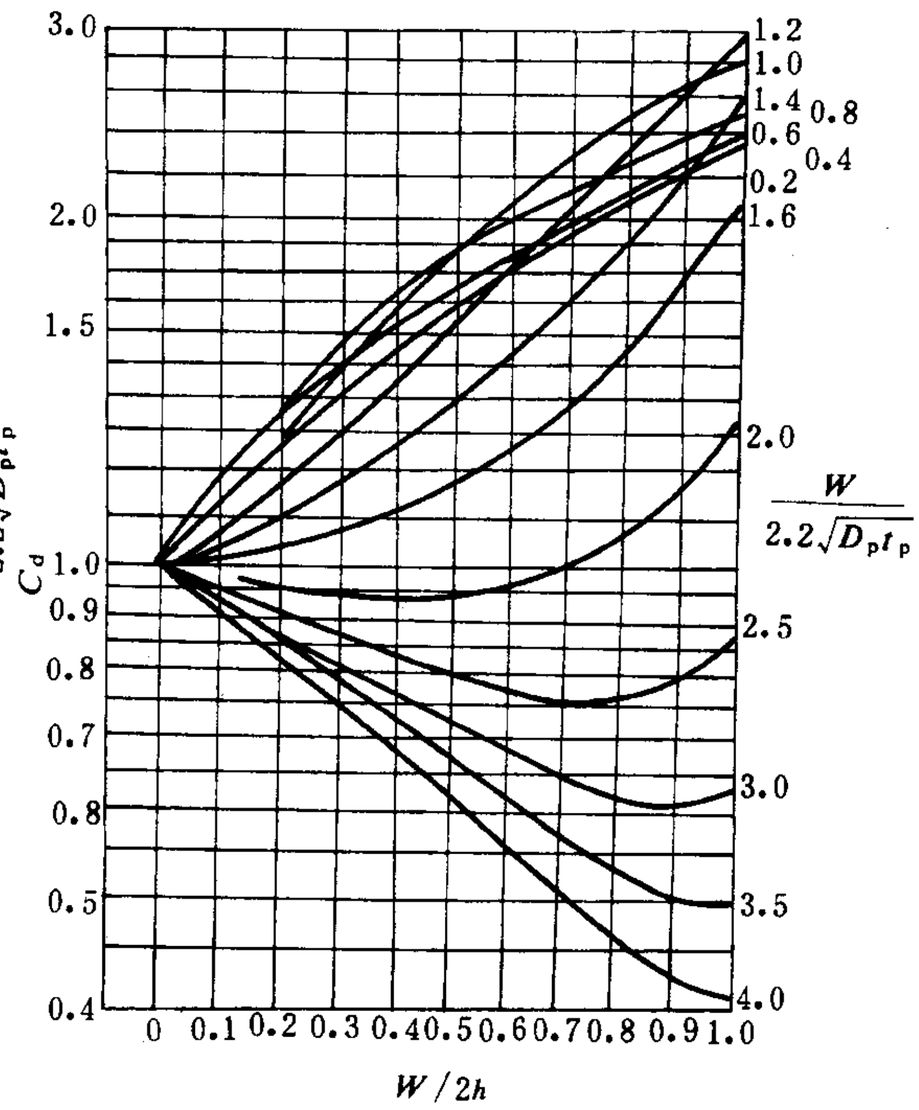


图 C.10.1-3 C_d 曲线图

C.10.1.7 由挠曲产生的补偿器子午向弯曲应力 σ'_{shw}

$$\sigma'_{shw} = \frac{5E_b(t_p + C)e}{3W^2 C_d} \quad \text{MPa} \tag{C.10.1-7}$$

式中 p——内压，MPa；

D_o——圆筒直线段的外径，mm；

E_b，E_c——补偿器和套箍材料的弹性模量，kN/mm²；

K——系数；$K = Lt/1.5\sqrt{D_o t} \leqslant 1$；

n——补偿器层数；

t_p——补偿器一层材料的厚度系数，用以校正成型时的减薄量，$t_p = t\,(D_o/D_p)\,1/2$；

D_p——补偿器的节圆直径，$D_p = D_o + W$；

e——波纹管单波伸缩量，mm；

s，s_c——相应的波纹管、套箍厚度，mm；

C_p，C_f，C_d——系数，查图 C.10.1-2-3-4；

C——腐蚀余量，mm；

W——波纹管的波高，mm；

q——波纹管的节距，mm。

C.10.1.8 应力评定

$$\sigma_{Zm}、\sigma'_{Zm}、\sigma_m、\sigma_{sbm}、0.35\sigma_{shw} \leqslant [\sigma]^t \qquad \text{(C.10.1-8)}$$

及

$$0.7(\sigma_{shm} + \sigma_{shw}) + \sigma'_{shw} + \sigma'_{shm} = \sigma_R \leqslant 3[\sigma]^t \qquad \text{(C.10.1-9)}$$

此时可不必考虑疲劳问题。

当(C.10.1-9)式不能满足时，应按下式计算波纹管补偿器疲劳破坏时的循环次数 N_i。

$$N_i = \left(\frac{12820f}{\sigma_R - 370}\right)^r \qquad \text{(C.10.1-11)}$$

式中 σ_R——见上，$\sigma_R = 0.7(\sigma_{shm} + \sigma_{sbw}) + \sigma'_{shm} + \sigma'_{shw}$，MPa；

f——疲劳寿命温度修正系数；

当操作循环是由温度变化引起时：

$$f = (\sigma_b^t + \sigma_b^{20})/2\sigma_b^{20}$$

当操作循环是由恒定温度下机械循环载荷引起时：

$$f = \sigma_b^t/2\sigma_b^{20}$$

r——指数。不锈钢 $r=3.4$；碳钢 $r=5.0$；

σ_b^t——工作温度下波纹管材料的抗拉强度，MPa；

σ_b^{20}——室温下波纹管材料的抗拉强度，MPa。

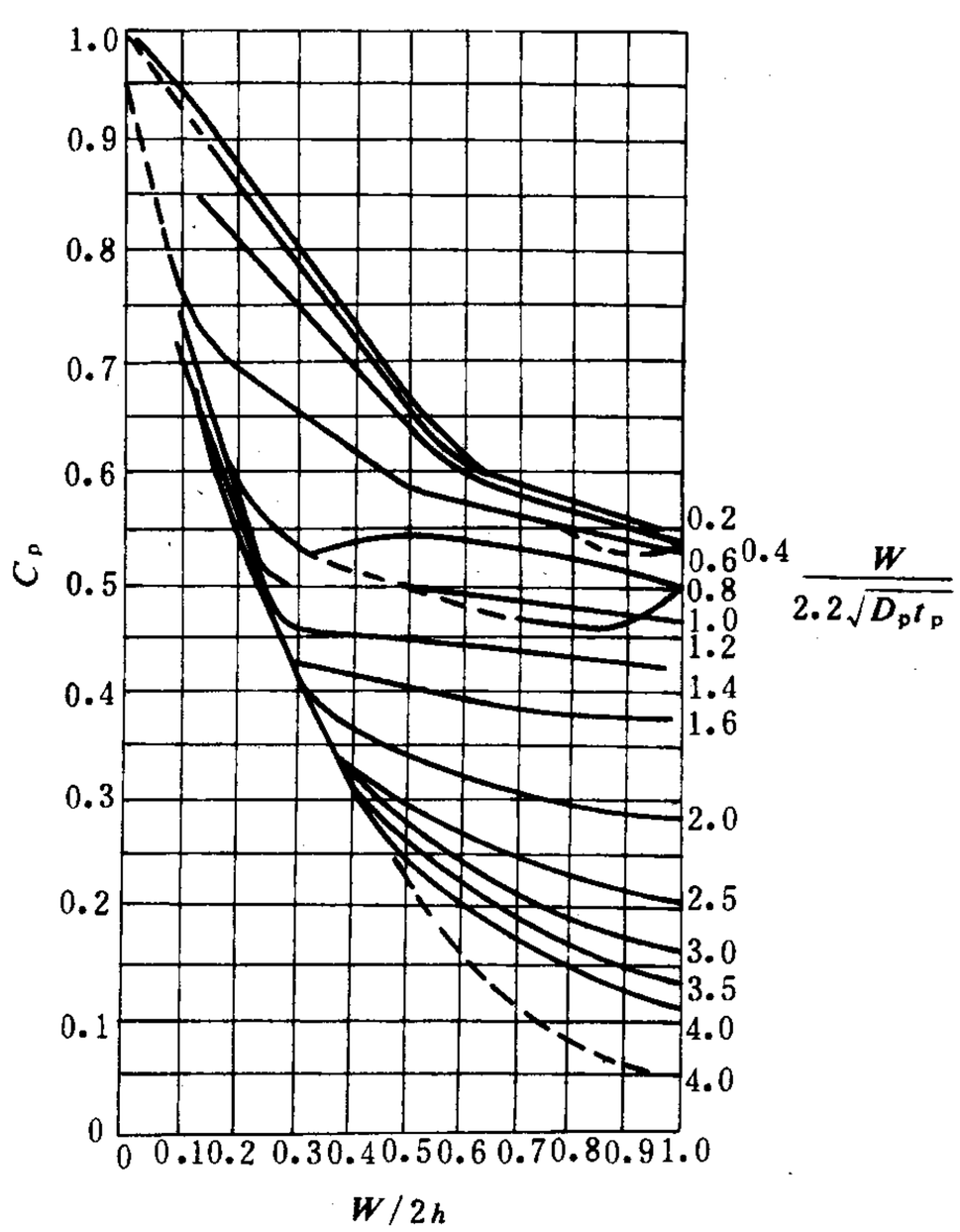


图 C.10.1-4 C_p 曲线图

C.10.2 许用循环次数的确定：

$$\sum_1^i N_i \leqslant [N] \qquad \text{(C.10.2)}$$

式中 N_i——某一工况下波纹管补偿器循环次数；

[N]——制造厂规定的波纹管补偿器允许循环次数。

C.11 阀门传动装置许用最大扭矩与阀门参数、通径的关系

C.11.1 闸阀

传动装置的许用最大扭矩与配用闸阀参数、通径的关系，可按表C.11.1选用。

表C.11.1 阀门传动装置许用最大扭矩选用表

传动装置许用最大扭矩（N·m）	对应下列PN所适用的闸阀DN（mm）									
	≤PN1	PN1.6	PN2.5	PN4	PN6.3	PN10	PN16	PN20	PN25	PN32
≤80	≤150	≤125	≤80	≤65	—	—	—	—	—	—
≤300	≤350	≤300	≤300	≤200	≤100	<100	<80			
≤600	≤600	≤400	≤350	≤300	≤200	≤150	≤125			
≤1200	≤800	≤450	≤400	≤350	≤250	≤200	≤150	≤125	≤100	≤100
≤2500	≤1000	≤800	≤600	≤500	≤400	≤300	≤250	≤225	≤200	≤200

C.11.2 截止阀

传动装置的许用最大扭矩与配用截止阀参数、通径的关系，可按表C.11.2选用。

表C.11.2 阀门传动装置许用最大扭矩选用表

传动装置许用最大扭矩（N·m）	对应下列PN所适用的截止阀DN（mm）					
	PN4	PN6.3	PN10	PN16	PN20	PN25 PN32
≤80	≤50	—	—	—	—	—
≤300	≤100	≤80	≤65	≤50	≤25	≤20
≤600	≤125	≤100	≤80	≤65	≤50	≤40
≤1200	≤150	≤125	≤100	≤80	≤65	≤65
≤2500	≤200	≤150	≤150	≤125	≤100	≤80

附录D 管道补偿资料

D.1 管道自补偿能力判别

D.1.1 管道两端点间，无限位支吊点的无分支的管道，其自补偿能力是否满足要求，可按下式计算u、v，利用图D.1.1进行初步判别：

$$u = L/a - 1 \tag{D.1.1-1}$$

$$v = nD_o/L \tag{D.1.1-2}$$

式中 L——固定点间的管道展开长度，m；

a——固定点间的直线距离，m；

D_o——管道外径，mm；

n——管道强度特性，

$$n=10^{-3}E^t\alpha^t\ (t-t_{er})\ /\ [\sigma]^t$$

其中 t——设计温度，℃；

t_{er}——设计安装温度，℃；

E^t——设计温度下管材的金属弹性模量，kN/mm^2；

α^t——设计温度下管材的线膨胀系数，$10^{-6}/℃$。

当所求出的坐标（u，v）值在图 D.1.1 上查得的对应点落在 A 区域内时，则管道可以满足自补偿；当落在 B 区域内时，必须精确计算后确定；当落在 C 区域内，则不能满足自补偿。

如果管道某段的横截面是变化的，则在确定管道的展开长度时，可用折算展开长度 L' 代替实际展开长度 L。若将大端管道长度折合成小端管道长度，按下式计算：

$$L'=L\left(\frac{r_b}{r_m}\right)^3\frac{s_b}{s_m} \qquad \text{(D.1.1-3)}$$

式中 L'——管道折算长度，m；

r_m——大端管道横截面平均半径，mm；

s_m——大端管道壁厚，mm；

r_b——小端管道平均半径，mm；

s_b——小端管道壁厚，mm。

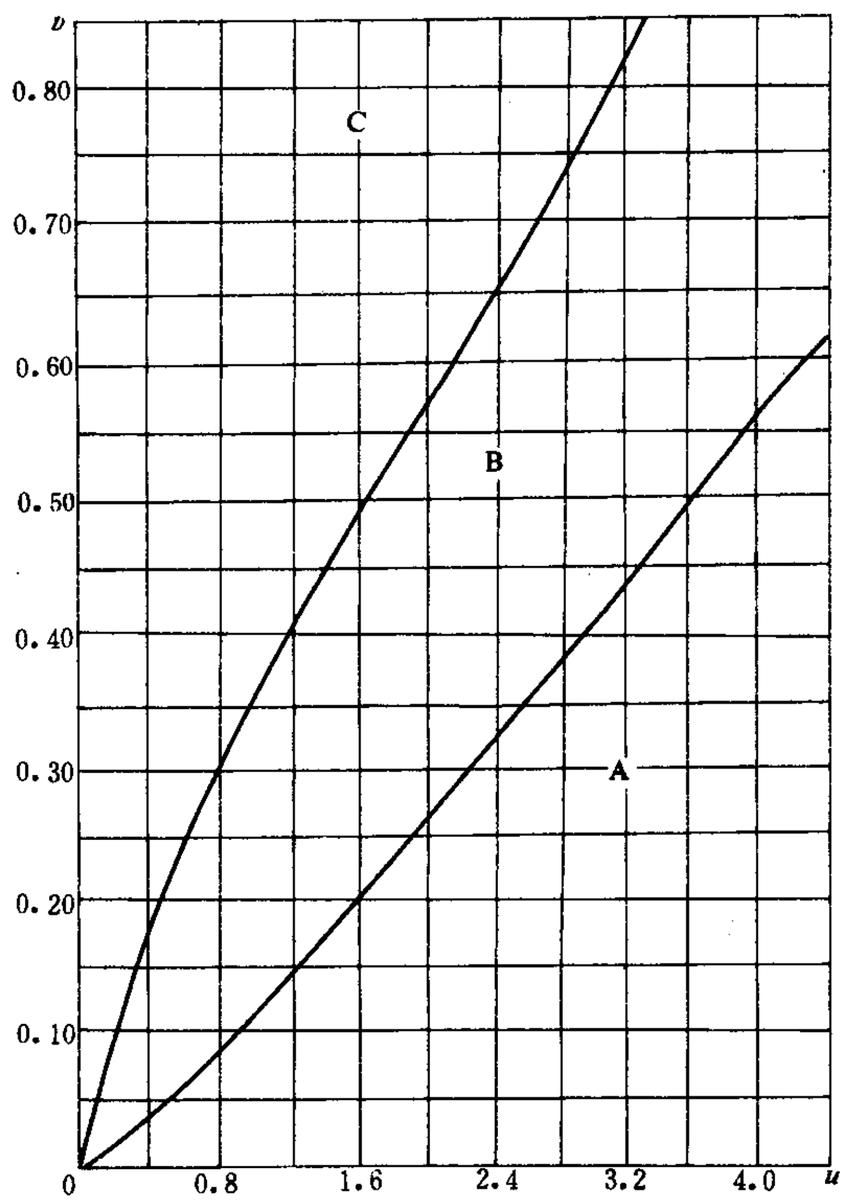


图 D.1.1 估算管道补偿能力曲线

D.2 波纹管补偿器的补偿及推力计算

D.2.1 补偿器的内压推力按下式计算：

$$F_n=pA \qquad \text{(D.2.1)}$$

式中 F_n——波节环面上的内压推力，N；

p——管道设计压力，MPa；

A——波节环面的有效面积，mm^2。

在计算固定点推力时，还应根据管道布置情况（例如是否装有阀门、弯头、堵头等），考虑介质压力作用在管道断面上的影响。

D.2.2 仅吸收轴向热位移的波纹管补偿器，只有轴向推力，包括内压推力和弹性推力。补偿器的补偿能力及推力按下式判断或计算：

补偿能力：

补偿器吸收的位移量 $X \leqslant X_0$ (D.2.2-1)

所需补偿器组数 $n \geqslant X_f / X_0$ (D.2.2-2)

单波轴向吸收的位移量 $e_x = X/n \leqslant X_0/n$ (D.2.2-3)

弹性推力：

$$F_x = K_x X \quad \text{(D.2.2-4)}$$

内压推力：按公式 D.2.1 计算。

式中 X——补偿器吸收的轴向位移量，mm；

X_0——补偿器最大轴向补偿量，根据制造厂的数值，并考虑温度、疲劳次数的修正，mm；

X_f——管道系统沿补偿器轴向全补偿量，mm；

e_x——单波轴向位移量，mm；

n——补偿器的波纹数；

K_x——补偿器的轴向刚度，N/mm。

D.2.3 仅吸收横向热位移的波纹管补偿器，其推力包括内压推力（轴向），弹性推力（横向）和弯矩。补偿器的补偿能力及推力按下式判断或计算：

D.2.3.1 单（复）式补偿器

补偿能力：

补偿器吸收的横向位移量 $Y \leqslant Y_0$ (D.2.3-1)

弹性推力：

补偿器两端横向弹性推力 $F_y = K_y Y$ (D.2.3-2)

补偿器两端弯矩 $M_y = F_y \dfrac{L}{2}$ (D.2.3-3)

内压推力：按 D.2.1 计算

式中 Y——补偿器吸收的横向位移量，mm；

Y_0——补偿器最大横向补偿量，根据制造厂的数值，并考虑温度、疲劳次数的修正，mm；

K_y——补偿器横向刚度，N/mm；

F_y——补偿器两端横向弹性推力，N；

M_y——补偿器两端弯矩，N·m；

L——补偿器长度，对于复式补偿器，等于两个波纹管补偿器与中间连接管段长度之和，m。

D.2.3.2 角式（带铰点）补偿器

补偿能力：

补偿器吸收的横向位移 $Y \leqslant Y_0$ (D.2.3-4)

弹性推力：

补偿器两端的横向推力 $F_y = K_y Y$ (D.2.3-5)

补偿器两端的弯矩 $M_y = F_y \dfrac{L-l}{2}$ (D.2.3-6)

或者利用下列一组公式

补偿能力：

补偿器吸收的角位移 $\theta \leqslant \theta_0$ (D.2.3-7)

弹性推力：

补偿器两端的弯矩 $M_y = K_\theta \theta$ (D.2.3-8)

补偿器两端的横向推力 $F_y = \frac{2}{L-l} M_y$ (D.2.3-9)

内压推力：按 D.2.1 计算。

式中 θ——补偿器吸收的角位移，(°)；

θ_0——补偿器的最大角向补偿量，根据制造厂的数值，并考虑温度、疲劳次数的修正，(°)；

K_θ——补偿器的角向刚度，Nm/（°）；

l——单个补偿器长度。

D.2.4 吸收双向位移（轴向和横向）的波纹管补偿器，其推力包括内压推力（轴向）、轴向弹性推力、横向弹性推力和弯矩。补偿器的补偿能力和推力按下式判断或计算：

补偿能力：

$$\frac{X_1}{X_0} + \frac{Y_1}{Y_0} \leqslant l \quad \text{(D.2.4-1)}$$

弹性推力：

补偿器两端的轴向推力 $F_x = K_x X_1$ (D.2.4-2)

补偿器两端的横向推力 $F_Y = K_Y Y_1$ (D.2.4-3)

补偿器两端的弯矩 $M_Y = F_Y \frac{L}{2}$ (D.2.4-4)

当采用角式波纹管补偿器 $M_Y = F_Y \frac{L-1}{2}$ (D.2.4-5)

内压推力：按公式（D.2.1）计算。

式中 X_1——补偿器吸收双向位移时的轴向位移，mm；

Y_1——补偿器吸收双向位移时的横向位移，mm。

注：式中 X_0、Y_0 分别为补偿器单独进行单向补偿时的最大轴向补偿量和最大横向补偿量。

D.2.5 波纹补偿器的冷紧值，应根据管道横向和轴向热位移的具体情况综合考虑。

对于吸收管道轴向位移的波纹补偿器，安装时，补偿器的预定位的变形量按下式计算：

$$\Delta X = X\left(r - \frac{t_{amb} - t_{min}}{t_{max} - t_{min}}\right) \quad \text{(D.2.5)}$$

式中 ΔX——设计冷紧比为 r 值（通常取 50%）时，波纹管补偿器预变形的实际拉伸或压缩量，mm；

t_{amb}——管道安装温度，宜取用安装时实际环境温度，℃；

t_{min}——最低使用温度，℃；

t_{max}——最高使用温度，℃。

对于承受管道横向位移的波纹管补偿器，冷紧应在补偿器横向的管道上进行，冷紧比通常取 50%。

波纹管补偿器不能靠冷紧来加大其补偿能力。

D.2.6 当波纹管补偿器所产生的轴向推力较大，宜装设跨桥装置。跨桥与土建结构只允许有一个固定点。跨桥断面上的许用应力，宜取 30～50MPa。补偿器所吸收的轴向位移，宜取跨

桥长度范围内管段（包括补偿器）热伸长量的85%。

附录E 水力计算资料

E.1 水和水蒸气的粘度

E.1.1 各种压力及温度下水和水蒸气的动力粘度η见表E.1.1。

表E.1.1 水和水蒸气的动力粘度η(10^{-6}Pa·s)

t (℃) ↓	p(×10^5Pa) →																		
	1	10	25	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800
0	1750	1750	1750	1750	1750	1740	1740	1740	1740	1730	1730	1730	1720	1720	1720	1720	1710	1710	1710
10	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1290	1290	1290	1290	1290	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280
20	1000	1000	1000	1000	1000	1000	999	990	998	997	997	996	996	995	994	994	993	992	992
30	797	797	797	797	797	797	797	797	797	797	797	797	796	796	796	796	796	796	796
40	651	651	652	652	652	652	653	653	653	653	654	654	654	654	655	655	655	656	656
50	544	544	544	545	545	546	546	547	547	548	548	549	549	550	550	551	551	552	552
60	463	463	463	464	464	465	466	467	467	468	469	469	470	471	471	472	473	473	474
70	400	401	401	401	402	403	404	404	405	406	407	408	408	409	410	411	412	412	413
80	351	351	351	352	353	354	355	355	356	357	358	359	360	361	362	362	363	364	365
90	311	311	312	312	313	314	315	316	317	318	319	320	321	322	323	324	325	326	326
100	12.11	279	279	280	281	282	283	284	285	286	287	288	289	290	291	292	293	294	295
110	12.52	252	253	253	254	255	256	257	258	259	260	262	263	264	265	266	267	268	269
120	12.92	230	230	231	232	233	234	235	236	237	238	239	241	242	243	244	245	246	247
130	13.33	211	212	212	213	214	215	216	218	219	220	221	222	223	224	225	226	227	228
140	13.74	195	195	196	197	198	199	200	201	203	204	205	206	207	208	209	210	211	213
150	14.15	181	182	182	183	184	185	187	188	189	190	191	192	193	194	196	197	198	199
160	14.55	169	169	170	171	172	173	175	176	177	178	179	180	181	183	184	185	186	187
170	14.96	159	159	160	161	162	163	164	165	166	168	169	170	171	172	173	174	176	177
180	15.37	14.96	150	150	151	153	154	155	156	157	158	159	161	162	163	164	165	166	168
190	15.77	15.40	141	142	143	144	145	147	148	149	150	151	153	151	155	156	157	158	160
200	16.18	15.85	134	135	136	137	138	139	141	142	143	144	145	146	148	149	150	151	152
210	16.59	16.29	127	128	129	130	132	133	134	135	136	138	139	140	141	142	143	145	146
220	16.99	16.74	122	122	123	124	126	127	128	129	130	132	133	134	135	136	138	139	140
230	17.40	17.18	16.79	117	118	119	120	122	123	124	125	126	128	129	130	131	132	134	134
240	17.81	17.61	17.28	112	113	114	115	117	118	119	120	121	123	124	125	126	128	129	130
250	18.22	18.05	17.77	107	109	110	111	112	113	115	116	117	118	119	121	122	123	124	126
260	18.62	18.49	18.26	103	104	106	107	108	109	111	112	113	114	115	117	118	119	120	122
270	19.03	18.92	18.74	18.38	101	102	103	104	105	107	108	109	110	112	113	114	115	117	118
280	19.44	19.35	19.22	18.95	97.0	98.2	99.4	101	102	103	104	106	107	108	109	111	112	113	114
290	19.84	19.78	19.69	19.51	93.6	94.9	96.1	97.4	98.6	99.9	101	102	104	105	106	107	109	110	111
300	20.25	20.22	20.16	20.06	90.5	91.7	93.0	94.3	95.5	96.8	98.1	99.3	101	102	103	104	106	107	108

续表

t (℃) ↓	p(×10⁵Pa) →																		
	1	10	25	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800
310	20.7	20.7	20.6	20.6	86.6	88.3	89.4	91.1	92.4	93.8	94.9	96.1	97.5	98.4	99.7	101	102	103	105
320	21.1	21.1	21.1	21.1	21.6	84.5	85.9	87.7	89.2	90.6	92.0	92.9	94.3	95.5	96.6	97.8	99.0	100	102
330	21.4	21.5	21.6	21.7	22.4	80.4	82.1	84.1	85.8	87.5	88.8	90.0	91.1	92.4	93.5	94.8	96.0	97.2	98.3
340	21.9	21.9	22.0	22.2	23.0	76.0	78.2	80.2	82.1	84.0	85.5	86.9	88.0	89.2	90.5	91.8	93.1	94.3	95.5
350	22.3	22.3	22.4	22.7	23.6	25.4	73.0	75.9	78.5	80.2	82.1	83.6	84.8	86.2	87.5	88.9	90.2	91.4	92.6
360	22.7	22.8	22.9	23.2	24.1	25.7	66.8	70.6	73.7	76.3	78.3	80.3	81.5	83.2	84.7	86.2	87.4	88.7	90.0
370	23.1	23.2	23.4	23.7	24.6	26.0	29.6	64.3	68.5	72.0	74.2	76.7	78.3	80.2	81.9	83.5	84.9	86.2	87.5
380	23.5	23.6	23.8	24.2	25.0	26.3	28.8	53.7	63.2	67.5	70.6	73.0	75.1	77.3	79.1	80.9	82.3	83.7	84.9
390	23.9	24.0	24.2	24.6	25.4	26.6	28.6	34.9	56.1	63.0	67.0	69.9	72.3	74.3	76.3	78.2	79.7	81.2	82.6
400	24.3	24.4	24.6	25.0	25.8	26.9	28.6	32.1	45.7	57.3	62.8	66.5	69.3	71.7	73.7	75.5	77.3	79.0	80.3
410	24.7	24.8	25.0	25.4	26.1	27.2	28.7	31.3	38.1	50.4	58.1	62.8	66.2	68.9	71.1	73.1	74.9	76.4	77.9
420	25.1	25.3	25.4	25.7	26.5	27.5	28.8	31.0	35.2	44.1	52.8	58.7	62.8	65.9	68.5	70.7	72.6	74.3	75.9
430	25.5	25.7	25.8	26.1	26.9	27.8	29.1	30.9	32.2	39.4	47.8	54.4	59.2	62.8	65.7	68.2	70.3	72.1	73.8
440	26.0	26.1	26.2	26.5	27.2	28.1	29.3	30.9	32.0	37.4	43.9	50.3	55.5	59.6	62.9	65.6	67.9	69.9	71.8
450	26.4	26.5	26.6	26.9	27.6	28.5	29.6	31.0	32.0	36.3	41.2	46.9	52.1	56.4	60.0	63.0	65.5	67.7	69.7
460	26.8	26.9	27.0	27.3	28.0	28.8	29.8	31.2	32.0	35.6	39.4	44.2	49.1	53.5	57.2	60.4	63.1	65.5	67.6
470	27.2	27.3	27.4	27.7	28.4	29.2	30.1	31.4	32.1	35.2	38.3	42.3	46.6	50.8	54.6	57.9	60.8	63.3	65.4
480	27.6	27.7	27.8	28.1	28.8	29.5	30.5	31.6	32.3	35.0	37.6	40.9	44.7	48.6	52.2	55.6	58.5	61.1	63.4
490	28.0	28.1	28.2	28.5	29.2	29.9	30.8	31.9	32.5	34.9	37.1	39.9	43.3	46.8	50.2	53.4	56.4	59.1	61.5
500	28.4	28.5	28.7	28.9	29.5	30.3	31.1	32.1	32.7	34.9	36.9	39.3	42.2	45.3	48.5	51.6	54.5	57.2	59.6
510	28.8	28.9	29.1	29.3	29.9	30.6	31.4	32.4	33.0	35.0	36.7	38.9	41.4	44.2	47.1	50.0	52.8	55.5	57.9
520	29.2	29.3	29.5	29.7	30.3	31.0	31.8	32.7	33.2	35.1	36.7	38.6	40.8	43.3	46.0	48.7	51.4	53.9	56.3
530	29.6	29.7	29.9	30.1	30.7	31.4	32.1	33.0	33.5	35.3	36.7	38.4	40.4	42.7	45.1	47.6	50.1	52.5	54.9
540	30.0	30.1	30.3	30.5	31.1	31.7	32.5	33.3	33.8	35.4	36.8	38.4	40.2	42.2	44.4	46.7	49.1	51.4	53.6
550	30.4	30.5	30.7	30.9	31.5	32.1	32.8	33.6	34.1	35.7	36.9	38.3	40.0	41.9	43.9	46.0	48.2	50.4	52.5
560	30.8	30.9	31.1	31.3	31.9	32.5	33.2	34.0	34.4	35.9	37.1	38.4	39.9	41.6	43.5	45.5	47.5	49.6	51.6
570	31.2	31.3	31.5	31.7	32.3	32.9	33.5	34.3	34.7	36.1	37.2	38.5	39.9	41.5	43.2	45.0	46.9	48.9	50.8
580	31.7	31.7	31.9	32.1	32.6	33.2	33.9	34.6	35.0	36.4	37.4	38.6	39.9	41.4	43.0	44.7	46.5	48.3	50.1
590	32.1	32.1	32.3	32.5	33.0	33.6	34.2	35.0	35.3	36.7	37.6	38.8	40.0	41.3	42.8	44.4	46.1	47.8	49.6
600	32.5	32.6	32.7	32.9	33.4	34.0	34.6	35.3	35.7	36.9	37.9	38.9	40.1	41.4	42.8	44.2	45.8	47.4	49.1
610	32.9	33.0	33.1	33.3	33.8	34.4	35.0	35.7	36.0	37.2	38.1	39.1	40.2	41.4	42.7	44.1	45.6	47.1	48.7
620	33.3	33.4	33.5	33.7	34.2	34.8	35.4	36.0	36.4	37.5	38.4	39.4	40.4	41.5	42.8	44.1	45.4	46.9	48.4
630	33.7	33.8	33.9	34.1	34.6	35.1	35.7	36.4	36.7	37.8	38.7	39.6	40.6	41.7	42.8	44.0	45.4	46.7	48.1
640	34.1	34.2	34.3	34.5	35.0	35.5	36.1	36.7	37.0	38.1	38.9	39.8	40.8	41.8	42.9	44.1	45.3	46.6	48.0
650	34.5	34.6	34.7	34.9	35.4	35.9	36.5	37.1	37.4	38.5	39.2	40.1	41.0	42.0	43.0	44.1	45.3	46.5	47.8
660	34.9	35.0	35.1	35.3	35.8	36.3	36.8	37.4	37.8	38.8	39.5	40.4	41.2	42.2	43.2	44.2	45.4	46.5	47.7
670	35.3	35.4	35.5	35.7	36.2	36.7	37.2	37.8	38.1	39.1	39.8	40.6	41.5	42.4	43.3	44.3	45.4	46.5	47.7
680	35.7	35.8	35.9	36.1	36.6	37.1	37.6	38.2	38.5	39.4	40.2	40.9	41.7	42.6	43.5	44.5	45.5	46.6	47.7
690	36.1	36.2	36.3	36.5	37.0	37.5	38.0	38.5	38.8	39.8	40.5	41.2	42.0	42.8	43.7	44.7	45.6	46.7	47.7
700	36.5	36.6	36.7	36.9	37.4	37.9	38.4	38.9	39.2	40.1	40.8	41.5	42.3	43.1	43.9	44.8	45.8	46.8	47.8

E.1.2 介质的运动粘度 γ 与动力粘度 η 的关系如下式：

$$\gamma = \frac{\eta}{\rho} \tag{E.1.2}$$

式中 γ——介质的运动粘度，m^2/s；

η——介质的动力粘度，$Pa \cdot s$；

ρ——介质的密度，kg/m^3。

E.2 阻力系数有关数据

E.2.1 各种管子的等值粗糙度

前苏联、美国和德国推荐的各种管子等值粗糙度见表 E.2.1—1～表 E.2.1～3。

表 E.2.1-1 前苏联推荐的管子等值粗糙度

管子类型	等值粗糙度 ε(mm)	管子类型	等值粗糙度 ε(mm)
不锈钢无缝钢管和不锈钢焊接管(无垫环焊接)	0.1	焊接钢管	0.3
无缝钢管	0.2	高腐蚀运行条件下的钢管(排汽管、溢放管)	0.55～0.65

表 E.2.1-2 美国推荐的管子等值粗糙度

管子类型	等值粗糙度 ε(mm)	管子类型	等值粗糙度 ε(mm)
冷拔钢管(新的、洁净的)	0.0015	普通铸铁管	0.2591
普通钢管或熟铁管	0.0457	混凝土管	0.3050～3.0500
涂沥青铸铁管	0.1220	铆接钢管	0.9150～9.1500
镀锌铸铁管	0.1524		

表 E.2.1-3 德国推荐的管子等值粗糙度

管材	加工方式	管子状态、管壁特性	等值粗糙度 ε(mm)
钢	无缝轧制	新、常见典型轧制表皮	0.02～0.06
		未酸洗	0.02～0.06
		已酸洗	0.03～0.04
		细管	<0.01
	焊接管有涂层	新、典型轧制表皮	0.04～0.10
		新、普通镀锌	0.10～0.16
		涂沥青	～0.05
		敷水泥	～0.18

续表

管　材	加工方式	管子状态、管壁特性	等值粗糙度 ε(mm)
钢	旧钢管(参考值)	有均匀腐蚀坑	～0.15
		中度锈蚀至轻微起锈皮	0.20～0.50
		中度起锈皮	～1.50
		严重起锈皮	2.00～4.00
		长期使用后经过清理后涂沥青，沥青局部脱落	0.15～0.20
		有锈点	～0.10
	介质影响(使用一段时间后产生腐蚀坑所致)	水管、平均值	0.40～1.20
		起锈皮，有腐蚀坑	1.50～3.00
		蒸汽管，平均值	0.20～0.40
		压缩空气管，平均值	0.20～0.40
		焦炉煤气和城市煤气管道，有萘沉积物和起锈皮	1.00～3.00
		天然气管道，平均值	0.10～0.20
		高炉煤气管道	0.80～1.20
铸铁		新，典型铸铁表面，未涂沥青	0.10～0.15
		涂沥青	
		旧，生锈	0.50～1.00
		轻微至严重起锈皮	1.50～3.00
		严重锈蚀	4.5
		使用多年后经过清理	0.50～1.50
		使用中的自来水管	1.5
		城市下水道	1.50～3.00
钢板	镀锌	风道和风机管道，光滑	0.07～1.20
有色金属	铜，黄铜，青铜、铝等(或金属镀层)	新，拉拔或压延，工程光滑	0.001～0.002
		旧	<0.003
混凝土		新，普通，涂有光滑漆	0.30～0.80
		普通，中度粗糙	1.00～2.00
		普通，粗糙	2.00～3.00
		钢筋混凝土，经认真抹光	0.10～0.15
		离心浇注混凝土，未抹灰	0.20～0.80
		离心浇注混凝土，抹光	0.10～0.15
		旧，抹光，在水内使用多年	0.20～0.30
		无接头管段(平均值)	0.2
		有接头管段(平均值)	2.0

续表

管　材	加工方式	管子状态、管壁特性	等值粗糙度 ε(mm)
石棉水泥压力管道		新，管径 0.05m	0.016
		0.100m	0.015
		0.150m	0.013
		0.200m	0.010
		0.300m	0.003
		旧	ε值一般较小
玻璃		新	0.001～0.002
		旧	<0.003
塑料		新	<0.002
		旧	<0.003
橡胶		新，压力橡胶管，工程光滑	～0.0016
粘土		新，煅烧的下水管用土砖毛坯砌成	～0.70 ～9.00
砖砌管及槽道		普通砖缝	1.30～3.00

E.2.2　管道附件的局部阻力系数

E.2.2.1　前苏联推荐的各种管道附件的局部阻力系数

(1) 弯管和弯头的局部阻力系数

弯管和弯头的局部阻力系数见表 E.2.2-1。

表 E.2.2-1　弯管和弯头的局部阻力系数表

弯管弯头型式	DN (mm)	R/DN	不同弯曲角度弯管（弯头）的局部阻力系数				
			90°	60°	45°	30°	22°30′
弯　管	—	>3.0	0.20	0.15	0.12	0.09	0.07
热压弯头	—	1.5	0.25	0.20	0.16	—	—
铸造弯头	—	1.0	0.60	—	—	—	—
焊接弯头	100	1.5	0.55	0.43	0.28	0.25	0.16
	125	1.5	0.48	0.37	0.24	0.22	0.14
	150	1.5	0.41	0.32	0.21	0.19	0.12
	200	1.5	0.35	0.27	0.18	0.16	0.10
	250～450	1.5	0.30	0.24	0.16	0.14	0.09
	500～1400	1.0	0.40	0.31	0.19	0.18	0.11

如图 E.2.2-1 所示的鹅型弯管，当 $R_0/D_i=1$ 时，其局部阻力系数 $\xi=2.16$。

(2) 焊制三通的局部阻力系数

以下三通的阻力系数 ξ_b 和 ξ_n 都是相应于 c-c 断面主管流速 w_c 而言的。

ξ_b——侧向支流的阻力系数；

ξ_n——直通部分的阻力系数；

a——侧向通流内径 D_{bi} 与主流通流内径 D_{ci} 比的平方，$a=\left(\frac{D_{bi}}{D_{ci}}\right)^2$；

q——分流流量 G_b 的主流流量 G_c 之比，$q=\frac{G_b}{G_c}$。

如图 E.2.2-2 所示的侧向汇流三通的阻力系数按下式计算：

$$\xi_b = A\left[1+\left(\frac{q}{a}\right)^2+2(1-q)^2\right] \tag{E.2.2-1}$$

式中 ξ_b——为 b-c 截面间的阻力系数；

A——系数，按表 E.2.2-2 取值。

表 E.2.2-2

α	0～0.2	0.3～0.4	0.6	0.8	1
A	1	0.8	0.7	0.65	0.6

$$\xi_n = q(1.55-q) \tag{E.2.2-2}$$

式中 ξ_n——为 n-c 截面间阻力系数。

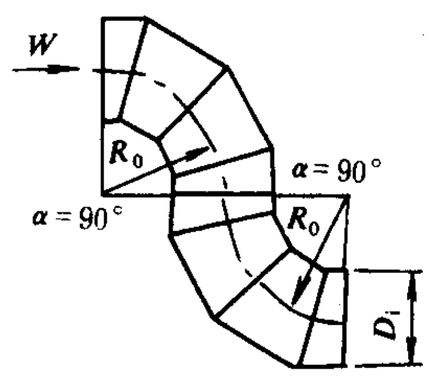


图 E.2.2-1 鹅形弯管

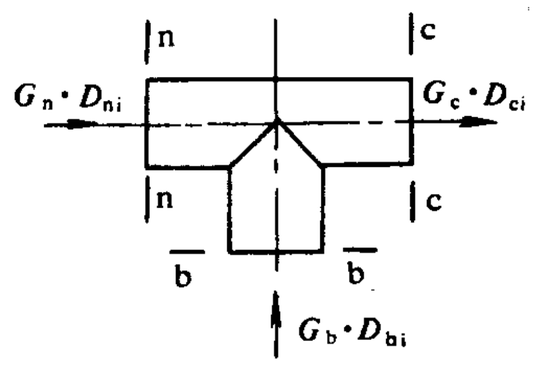


图 E.2.2-2 侧向汇流

上述侧向汇流三通的阻力系数 ξ_b 和 ξ_n 也可由表 E.2.2-3 查取。

表 E.2.2-3 侧向汇流三通的阻力系数表

q	当数值为 a 时的 ξ_b							ξ_n
	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0	
0.2	0.7	0.1	0	−0.1	−0.1	−0.1	−0.2	0.27
0.3	2.3	0.7	0.4	0.3	0.2	0.1	0.07	0.38
0.4	4.3	1.5	1.0	0.7	0.5	0.4	0.26	0.46
0.5	6.7	2.4	1.5	1.1	0.8	0.6	0.46	0.53
0.6	9.7	3.5	2.2	1.5	1.2	0.8	0.62	0.57
0.7	13	4.7	2.9	2.0	1.5	1.0	0.78	0.59
0.8	17	5.9	3.7	2.5	1.9	1.2	0.94	0.60
0.9	21.20	7.3	4.6	3.1	2.2	1.5	1.08	0.59
1.0	26.00	8.9	5.4	3.6	2.7	1.7	1.20	0.55

如图 E.2.2-3 所示的对向汇流三通的阻力系数按下式计算：

$$\xi_b = 1 + \frac{1}{a^2} + \frac{3}{a^2}(q^2 - q) \tag{E.2.2-3}$$

当 $a=1$ 时，ξ_b 可由表 E.2.2-4 查取。

表 E.2.2-4 对向汇流三通的阻力系数表

q	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
ξ_b	1.25	1.28	1.37	1.52	1.73	2.0

如图 E.2.2-4 所示的侧向分流三通的阻力系数按下式计算：

$$\xi_b = A'\left[1 + \left(\frac{q}{a}\right)^2\right] \tag{E.2.2-4}$$

式中 A'——系数，按下列方法取值，

当 $\frac{q}{a} \leqslant 0.8$ 时，$A'=1$；

当 $\frac{q}{a} > 0.8$ 时，$A'=0.9$。

$$\xi_n = 0.4q^2 \tag{E.2.2-5}$$

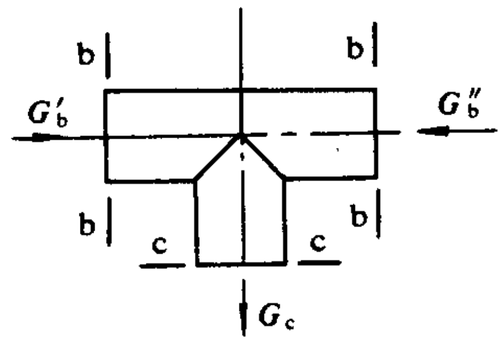


图 E.2.2-3 对向汇流

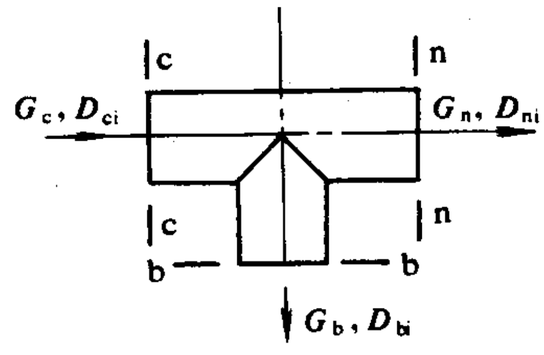


图 E.2.2-4 侧向分流

上述侧向分流三通的阻力系数也可由表 E.2.2-5 查取。

如图 E.2.2-5 所示的背向分流三通的阻力系数按下式计算：

$$\xi_b = 1 + 0.3\left(\frac{q}{a}\right)^2 \tag{E.2.2-6}$$

ξ_b 在 1.0～1.3 之间变化。

如图 E.2.2-6 所示的叉形三通，当为汇流且 $\alpha=45°$时，阻力系数按下式计算：

$$\xi_b = 5.6q + 0.5[q^4 + (1-q)^4] - 2q^2 - 1.8 \tag{E.2.2-7}$$

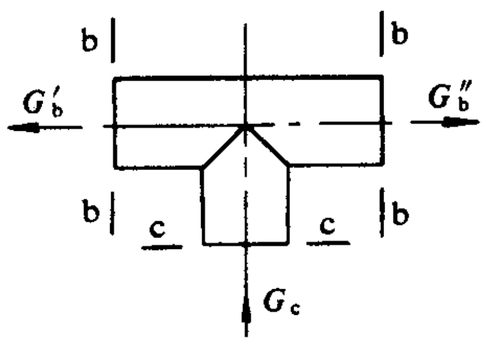


图 E.2.2-5 背向分流

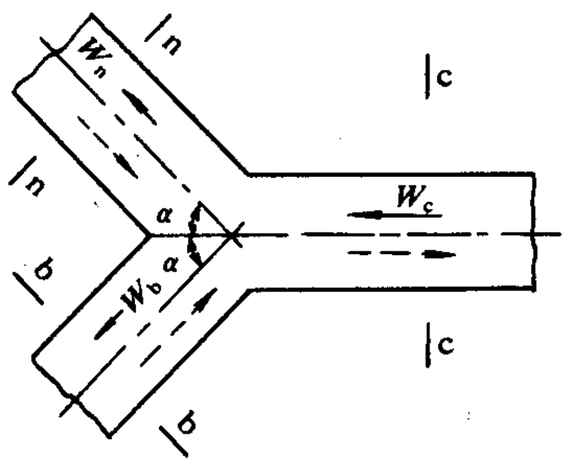


图 E.2.2-6 合流或分流式叉形三通

表 E.2.2-5 侧向分流三通的阻力系数表

q	ξ_b 在 a 为下值时的数值							ξ_n
	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0	
0.2	1.8	1.4	1.3	1.2	1.1	1.05	1.04	0.02
0.3	2.9	1.8	1.6	1.4	1.2	1.14	1.09	0.04
0.4	4.5	2.5	1.8	1.6	1.4	1.25	1.16	0.06
0.5	6.5	3.4	2.3	1.8	1.5	1.4	1.25	0.10
0.6	9.0	4.5	2.9	2.2	1.8	1.6	1.36	0.14
0.7	—	5.8	3.7	2.7	2.1	1.6	1.49	0.20
0.8	—	7.3	4.5	3.2	2.5	1.8	1.64	0.26
0.9	—	9.0	5.5	3.8	2.9	2.0	1.62	0.32
1.0	—	—	6.5	4.5	3.4	2.3	1.8	0.40

当 α 为不同角度时的阻力系数可由表 E.2.2-6 查取。

表 E.2.2-6 合流叉形三通的阻力系数 ξ_b 值

α (°)	q										
	0	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.0
15	−2.56	−1.89	−1.30	−0.77	−0.30	+0.10	0.41	0.67	0.85	0.97	1.04
30	−2.05	−1.51	−1.00	−0.53	−0.10	+0.28	0.69	0.91	1.09	1.37	1.55
45	−1.30	−0.93	−0.55	−0.16	+0.20	0.56	0.92	1.26	1.61	1.95	2.30

当为分流三通时，阻力系数 ξ_b 按下式计算：

$$\xi_b = 1 + \left(\frac{w_b}{w_c}\right)^2 - 2\frac{w_b}{w_c}\cos\alpha - \xi'_b\left(\frac{w_b}{w_c}\right)^2 \qquad \text{(E.2.2-8)}$$

式中 w_b——截面 b 处介质流速，m/s；

w_c——截面 c 处介质流速，m/s；

ξ'_b——系数，按如下方法取值：

当 $\alpha=15°$时，$\xi'_b=0.04$；

当 $\alpha=30°$时，$\xi'_b=0.16$；

当 $\alpha=45°$时，$\xi'_b=0.36$。

上述分流叉形三通的阻力系数，也可由表 E.2.2-7 查取。

表 E.2.2-7 分流叉形三通阻力系数 K_b 值

α (°)	w_b/w_c												
	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.80	1.00	1.20	1.40	1.60	1.80	2.00
15	0.81	0.65	0.51	0.38	0.28	0.19	0.06	0.03	0.06	0.13	0.35	0.63	0.98
30	0.84	0.69	0.56	0.44	0.34	0.26	0.16	0.11	0.13	0.23	0.37	0.60	0.89
45	0.87	0.74	0.63	0.54	0.45	0.38	0.28	0.23	0.22	0.28	0.38	0.53	0.73

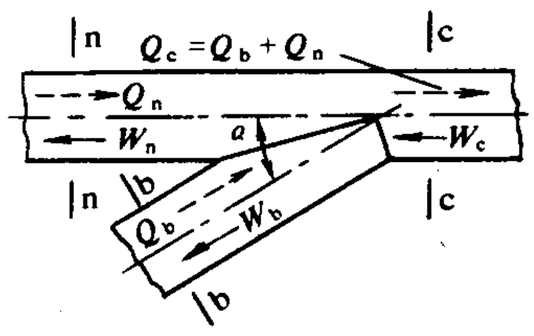


图 E.2.2-7 合流或分流式斜插三通的直通管或侧向支管

如图 E.2.2-7 所示的斜插三通的阻力系数，当为汇流三通时，阻力系数按下式计算：

$$\xi_n = 1 - 1(1-q)^2 - (2q^2/a)\cos\alpha \tag{E.2.2-9}$$

ξ_n 值也可由表 E.2.2-8 查取。

$$\xi_n = 1 + (q/a)^2 - 2(1-q)^2 - (2a^2/a)\cos\alpha \tag{E.2.2-10}$$

ξ_n 值也可由表 E.2.2-9 查取。

当为分流三通时，阻力系数按下式计算：

$$\xi_n = 0.4\left(1 - \frac{w_n}{w_c}\right)^2 \tag{E.2.2-11}$$

ξ_n 值也可由表 E.2.2-10 查取。

$$\xi_n = A'[1 + (q/a)^2 - (2q/a)\cos\alpha] \tag{E.2.2-12}$$

式中 A'——系数，按如下取值，

当 $q/a \leqslant 0.8$ 时，$A'=1$；

当 $q/a > 0.8$ 时，$A'=0.9$。

ξ_b 值也可由表 E.2.2-11 查取。

表 E.2.2-8 合流式斜插三通的直通管的阻力系数 ξ_n 值

q	a						
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8	1.0
$\alpha=30°$							
0.0	0	0	0	0	0	0	0
0.1	+0.02	0.11	0.13	0.15	0.16	0.17	0.17
0.2	−0.33	+0.01	+0.13	0.19	0.24	0.27	0.29
0.3	−1.10	−0.25	−0.01	+0.10	0.22	0.30	0.35
0.4	−2.15	−0.75	−0.30	−0.05	+0.17	0.26	0.36
0.5	−3.60	−1.43	−0.70	−0.36	0.00	+0.21	0.32
0.6	−5.40	−2.35	−1.25	−0.70	−0.20	+0.06	0.25
0.7	−7.60	−3.40	−1.95	−1.20	−0.50	−0.15	+0.10
0.8	−10.10	−4.61	−2.74	−1.82	−0.90	−0.43	−0.15
0.9	−13.00	−6.02	−3.70	−2.55	−1.40	−0.80	−0.45
1.0	−16.30	−7.70	4.75	3.35	−1.19	−1.17	−0.75

续表

q	a						
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8	1.0
$\alpha=45°$							
0.0	0	0	0	0	0	0	0
0.1	+0.50	0.12	0.14	0.16	0.17	0.17	0.17
0.2	−0.20	+0.17	0.22	0.27	0.27	0.29	0.31
0.3	−0.76	−0.13	+0.08	0.20	0.28	0.32	0.40
0.4	−1.65	−0.50	−0.12	+0.80	0.26	0.36	0.41
0.5	−2.77	−1.00	−0.49	−0.13	+0.16	0.30	0.40
0.6	−4.30	−1.70	−0.87	−0.45	−0.40	+0.20	0.33
0.7	−6.05	−2.60	−1.40	−0.85	−0.25	+0.08	0.25
0.8	−8.10	−3.56	−2.10	−1.30	−0.55	−0.17	+0.06
0.9	−10.00	−4.75	−2.80	−1.90	−0.88	−0.40	−0.18
1.0	−13.20	−6.10	−3.70	−2.55	−1.35	−0.77	−0.42
$\alpha=60°$							
0.0	0	0	0	0	0	0	0
0.1	+0.09	0.14	0.16	0.17	0.17	0.18	0.18
0.2	0.00	0.16	0.23	0.26	0.29	0.31	0.32
0.3	−0.40	+0.06	0.22	0.30	0.32	0.41	0.42
0.4	−1.00	−0.16	+0.11	0.24	0.37	0.44	0.48
0.5	−1.75	−0.50	−0.08	+0.13	0.33	0.44	0.50
0.6	−2.80	−0.95	−0.35	−0.10	0.25	0.40	0.48
0.7	−4.00	−1.55	−0.70	−0.30	+0.08	0.28	0.42
0.8	−5.44	−2.24	−1.17	−0.64	−0.11	+0.16	0.32
0.9	−7.20	−3.08	−1.70	−1.02	−0.38	−0.08	+0.18
1.0	−9.00	−4.00	−2.30	−1.50	−0.68	−0.28	0.00

表 E.2.2-9 合流式斜插三通侧向支管的阻力系数 ξ_b 值

q	a						
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8	1.0
$\alpha=30°$							
0.0	−1.00	−1.00	−1.00	−1.00	−1.00	−1.00	−1.00
0.1	+0.21	−0.46	−0.57	−0.60	−0.62	−0.63	−0.63
0.2	3.10	+0.37	−0.06	−0.20	−0.28	−0.30	−0.35
0.3	7.60	1.50	+0.50	+0.20	+0.05	−0.08	−0.10
0.4	13.50	2.95	1.15	0.59	0.26	0.18	0.16
0.5	21.20	4.58	1.78	0.97	0.44	0.35	0.27
0.6	30.40	6.42	2.60	1.37	0.64	0.46	0.31
0.7	41.30	8.50	3.40	1.77	0.76	0.50	0.40
0.8	53.80	11.50	4.22	2.14	0.85	0.53	0.45
0.9	58.00	14.20	5.30	2.58	0.89	0.52	0.40
1.0	83.70	17.30	6.33	2.92	0.89	0.39	0.27
$\alpha=45°$							
0.0	−1.00	−1.00	−1.00	−1.00	−1.00	−1.00	−1.00
0.1	+0.24	−0.45	−0.56	−0.59	−0.61	−0.62	−0.62
0.2	3.15	+0.54	−0.02	−0.17	−0.26	−0.28	−0.29
0.3	8.00	1.64	+0.60	+0.30	+0.08	0.00	−0.03
0.4	14.00	3.15	1.30	0.72	0.35	+0.25	+0.21
0.5	21.90	5.00	2.10	1.18	0.60	0.45	0.40
0.6	31.60	6.90	2.97	1.65	0.85	0.60	0.53
0.7	42.90	9.20	3.90	2.15	1.02	0.70	0.60
0.8	55.90	12.40	4.90	2.66	1.20	0.79	0.66
0.9	70.60	15.40	6.20	3.20	1.30	0.80	0.64
1.0	86.90	18.90	7.40	3.71	1.42	0.80	0.59

续表

q	a						
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8	1.0
$\alpha=60°$							
0.0	−1.00	−1.00	−1.00	−1.00	−1.00	−1.00	−1.00
0.1	+0.26	−0.42	−0.54	−0.58	−0.61	−0.62	−0.62
0.2	3.35	+0.55	+0.03	−0.13	−0.23	−0.26	−0.26
0.3	8.20	1.85	0.75	+0.40	+0.10	0.00	−0.01
0.4	14.70	3.50	1.55	0.92	0.45	+0.35	+0.28
0.5	23.00	5.50	2.40	1.44	0.78	0.58	0.50
0.6	33.10	7.90	3.50	2.05	1.08	0.80	0.68
0.7	44.90	10.00	4.60	2.70	1.40	0.98	0.84
0.8	58.50	13.70	5.80	3.32	1.64	1.12	0.92
0.9	73.00	17.20	7.65	4.05	1.92	1.20	0.99
1.0	91.00	21.00	9.70	4.70	2.11	1.35	1.00

表 E.2.2-10　分流式斜插三通的直通管阻力系数 ξ_n 值($\alpha=15°\sim90°$)

α	w_n/w_c								
	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0
0～1.0	0.40	0.32	0.26	0.20	0.15	0.10	0.06	0.02	0.00

表 E.2.2-11　分流式斜插三通的侧向支管阻力系统 ξ_b 值

w_b/w_c	角度 α			w_b/w_c	角度 α		
	30°	45°	60°		30°	45°	60°
0.0	1.00	1.00	1.00	1.6	0.80	1.30	1.98
0.1	0.94	0.97	0.98	2.0	1.52	2.16	3.00
0.2	0.70	0.75	0.84	2.6	3.23	4.10	5.15
0.4	0.46	0.60	0.76	3.0	7.40	7.80	8.10
0.6	0.31	0.50	0.65	4.0	14.20	14.80	15.00
0.8	0.25	0.51	0.80	5.0	23.50	23.80	24.00
1.0	0.27	0.58	1.00	6.00	34.50	35.00	35.00
1.2	0.36	0.74	1.23	8.00	62.70	63.00	63.00
1.4	0.70	0.98	1.54	10.00	98.30	98.60	99.0

(3) 异径管的局部阻力系数

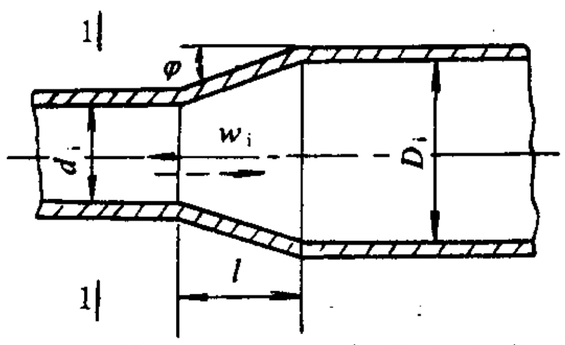


图 E.2.2-8 直径变小或变大的异径管

下述异径管的阻力系数 ξ 都是相应于较小直径 d_i 的数值。

$$\alpha = \left(\frac{d_i}{D_i}\right)^2$$

式中 d_i——异径管小端内径，m；

D_i——异径管大端内径，m。

如图 E.2.2-8 所示的大小头阻力系数见表 E.2.2-12，表中的 φ 为半锥角。

表 E.2.2-12 变径管阻力系数 ξ 值

$\left(\frac{d_i}{D_i}\right)^2$	直径由大变小		直径由小变大	
	$\varphi=12°$	$\varphi=15°$	$\varphi=12°$	$\varphi=15°$
0.80	0.050	0.040	0.030	0.040
0.75	0.057	0.045	0.035	0.045
0.70	0.065	0.050	0.040	0.050
0.65	0.072	0.055	0.045	0.055
0.60	0.080	0.060	0.050	0.070
0.55	0.087	0.065	0.060	0.080
0.50	0.095	0.070	0.070	0.090

如图 E.2.2-9 所示的突然变径，当为突然缩小时，阻力系数按下式计算：

$$\xi = 0.5(1 - a) \qquad \text{(E.2.2-13)}$$

当为突然扩大时，阻力系数按下式计算：

$$\xi = (1 - a)^2 \qquad \text{(E.2.2-14)}$$

(4) 管道入口与出口的局部阻力系数

如图 E.2.2-10 所示的嵌进壁内的管子入口阻力系数 ξ 值按表 E.2.2-13 选取。

其它型式管子入口或出口的阻力系数按表 E.2.2-14 选取。

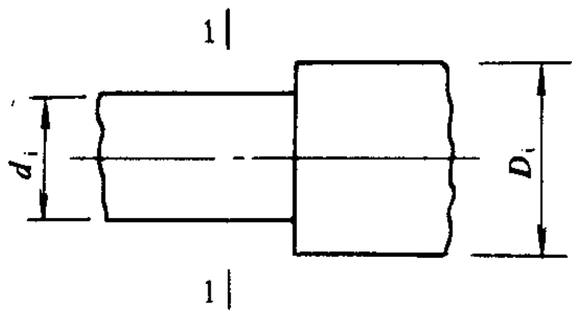


图 E.2.2-9 突然变径

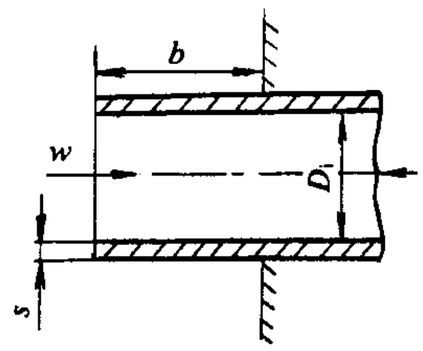
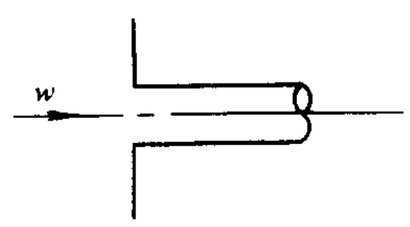
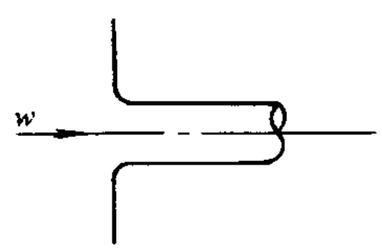
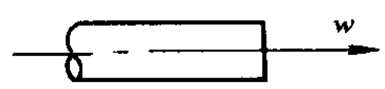


图 E.2.2-10 嵌进壁内的管子入口

表 E.2.2-13　管子嵌进壁内时入口的阻力系数 ξ 值

s/D_i	b/D_i							
	0.00	0.01	0.02	0.05	0.10	0.20	0.50	∞
0.00	0.50	0.68	0.73	0.80	0.86	0.92	1.00	1.00
0.02	0.50	0.52	0.53	0.55	0.60	0.66	0.72	0.72
0.03	0.50	0.51	0.52	0.52	0.54	0.57	0.61	0.61
0.04	0.50	0.51	0.51	0.51	0.51	0.52	0.54	0.54
∞	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50

表 E.2.2-14　管道入口或出口的局部阻力系数 ξ 值

带锐角的入口	带圆角的入口	从管内自由流出
 $\xi=0.5$	 $\xi=0.05\sim0.25$	 $\xi=1.0$

(5) 节流孔板的局部阻力系数

如图 E.2.2-11 所示的节流孔板的局部阻力系数，与管内介质的状态有关，当管内介质为水或其他不可压缩液体时，节流孔板的阻力系数按下式计算：

$$\xi_0 = 0.5a + \tau\sqrt{ac} + c^2 \qquad \text{(E.2.2-15)}$$

式中　ξ_0——相应于管径 d_0 的阻力系数；

a——系数，$a=1-\left(\dfrac{d_0}{d_1}\right)^2$；

c——系数，$c=1-\left(\dfrac{d_0}{d_2}\right)^2$；

τ——系数，取决于 $1/d_0$，按表 E.2.2-15 查取。

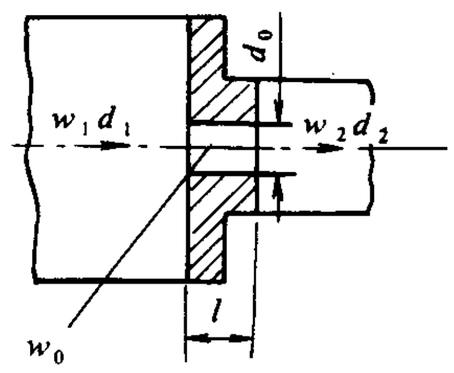


图 E.2.2-11　节流孔板

表 E.2.2-15　系数 τ 值表

$1/d_0$	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.40	0.60	0.80	1.00	1.20	1.60	2.00	2.40
τ	1.30	1.25	1.22	1.20	1.18	1.10	0.84	0.42	0.24	0.16	0.07	0.02	0.00

当 $d_1=d_2$ 时，$a=c$，上式可简化为

$$\xi_0 = 0.5a + \tau\sqrt{a} + a^2 \qquad \text{(E.2.2-16)}$$

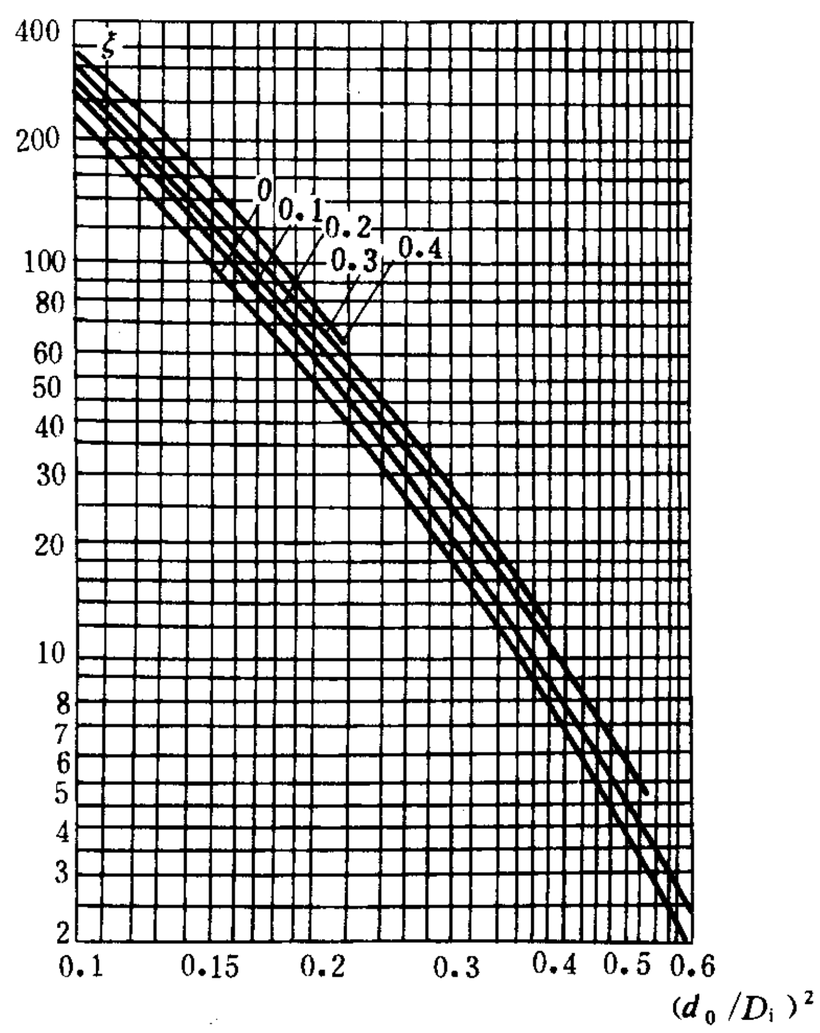


图 E.2.2-12 确定孔板流体动力阻力系数的曲线（换算为蒸汽管通径，$k=1.3$）

当管内介质为蒸汽时（$k=1.3$），节流孔板的阻力系数 ξ 可按 6.3.8 中的方法计算或按图 E.2.2-12 查取，图中阻力系数是相应于孔板前管子内径和蒸汽参数；图中的线族为相应于各种孔板处压降 Δp_m 与孔板之前压力 p_1 之比（$\Delta p_m/p_1=0.4$；0.3；0.2；0.1 和 0）。该曲线只有当直管长度在节流孔板之前不小于 $5D_i$ 及在孔板之后不小于 $10D_i$ 时才有效。

（6）阀门的局部阻力系数

闸阀的局部阻力系数 ξ 见表 E.2.2-16。

截止阀的局部阻力系数 ξ 见表 E.2.2-17。

调节阀的局部阻力系数 ξ 见表 E.2.2-18。

其他阀门的阻力系数见表 E.2.2-19。

（7）补偿器的阻力系数

多种补偿器的阻力系数见表 E.2.2-20。

E.2.2.2 美国推荐的各种管道附件的阻力系数

美国管道附件的阻力系数给出的是当量长度值，其与阻力系数的关系如下：

$$\xi = L_d\lambda \tag{E.2.2-17}$$

式中 L_d——管件的当量长度；

λ——与管件连接管道的摩擦系数。

表 E.2.2-16 闸阀的局部阻力系数

序 号	公称通径 DN（mm）	公称压力 PN 或工作参数（MPa/℃）	ξ	备 注
1	100	14.0/170 18.5/215；23.0/230 25.5/565 38.0/280 10.0/540	0.6 1.07 0.2 0.6 1.07	
2	125	10.0/540	0.2	
3	150	10.0/540 18.5/215；23.0/230 24.0/570 25.5/565 38.0/280	0.7 0.7 0.3 0.48 1.5	
4	175	10.0/540 18.5/215；23.0/230 14.0/570	0.48 0.42 0.24	

续表

序　号	公称通径 DN（mm）	公称压力 PN 或工作参数 （MPa/℃）	ξ	备　注
5	200	25.5/565 38.0/280 14.0/570	0.4 0.46 0.38	
6	225	20.0/510 10.0/540 18.5/215；23.0/230	0.28 0.9 0.75	
7	250	10.0/540 14.0/570；23/230 18.5/215 4.0/570 38/280 29/510	0.5 0.24 1.85 0.46 0.9 1.15	
8	300	23/230 38/280 14.0/570	2.8 2.5 0.65	
9	400	4.0/570	0.3	
10	450 500	4.0/570 4.0/570 4.4/340	0.3 0.3 0.3	
11	600	4.4/340 4.0/570	0.25 0.25	
12	100 175 225 250	PN=40.0	0.6 0.66 0.4 0.75	
13	100 175 225 250 300	PN=25.0	0.9 1.1 0.6 1.4 2.3	
14	150 200 250 300 400 450 550	PN=10.0	0.36 1.2 0.54 1.22 1.6 1.05 0.83	
15	150 200 250 300 350	PN=10.0	0.47 1.63 0.55 1.63 1.6	

表 E.2.2-17 截止阀的局部阻力系数

序 号	公称通径 DN（mm）	公称压力 PN 或工作参数 （MPa/℃）	ξ	备 注
1	20	25.5/565 18.5/215 23.0/230 38.0/280 PN=6.4～100	7.8	
2	40～80	3.5/225 3.2/300	5.5～7.0 5.5～7.0	
3	40～200	38.5/225 2.3/425	5.5～6.0 5.5～6.0	
4	80～100	15.5/225 1.0/425	1.35～2.5 1.35～2.5	
5	100	0.3/50	1.22	
6	50 100 150	PN=10.0	5.5 5.2 5.0	
7	15～40	PN=6.4	4.8～7.2	
8	25～50 70～200	PN=1.6	4.5～5.0 5.2	

表 E.2.2-18 调节阀的局部阻力系数

序 号	公称通径 DN（mm）	公称压力 PN 或工作参数 （MPa/℃）	ξ	备 注
1	20	18.4/250	71.4	
2	50	18.4/250	18.1	
3	50	23.0/230	41.6	
4	50	14.0/555	58.4	
5	100	18.4/250	57.6	
6	100	23.0/230	101.5	
7	100	36.0/280	104.7	
8	100	14.0/555	106.0	
9	150	10.0/540	79.2	
10	150	36.0/280	104.0	
11	175	18.4/250	310.0	
12	175	14.0/555	84.5	
13	200	36.0/280	173.4	

续表

序　号	公称通径 DN（mm）	公称压力 PN 或工作参数（MPa/℃）	ξ	备　注
14	225	23.0/230	200.0	
15	250	23.0/230	390.0	
16	250	36.0/280	154.0	
17	100	PN=6.4	57.0	
18	150	PN=6.4	36.8	
19	200	PN=6.4	72.0	
20	250	PN=6.4	46.8	
21	300	PN=6.4	66.6	
22	80	PN=10.0	72.5	
23	100	PN=10.0	53.5	
24	150	PN=10.0	35.1	
25	200	PN=10.0	66.5	
26	250	PN=6.4	44.5	

表 E.2.2-19　其他阀门的阻力系数 ξ

名　　称	公称通径 DN（mm）	公称压力 PN（MPa）	ξ
楔形闸阀	50	6.4	0.7
平形闸阀	50～400	1.0	0.2～0.25
法兰式关闭截止阀	15～40	6.4	4.8～7.2
	25～50	1.6	4.5～5.0
	70～200	1.6	5.2
带内衬直流关闭截止阀	25～200	0.6	2.0～2.5
直流关闭截止阀	80～100	1.6	1.35～2.5
衬胶隔膜关闭截止阀	25～100	0.6	1.5～2.0
止回阀	50～600	1.0～1.6	0.8～9.4
多瓣止回阀	800～1000	1.0	1.8～1.9
升降式止回阀	100	1.0～1.6	6.4

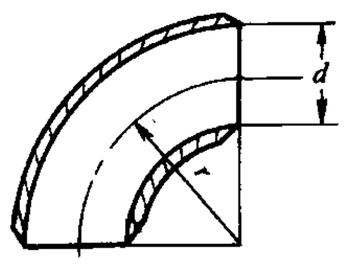
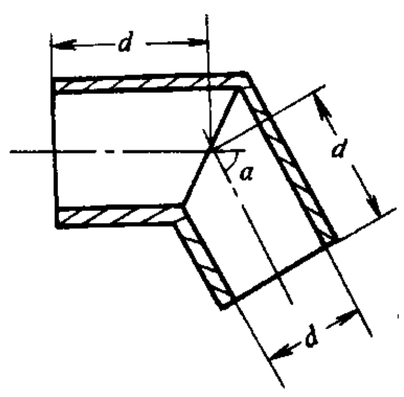
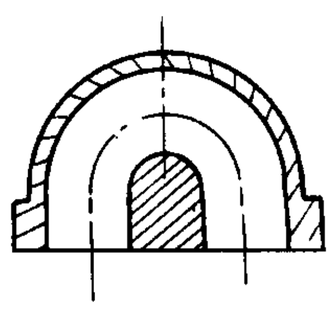
表 E.2.2-20 补偿器的阻力系数

名　　称	ξ
填料式补偿器	0.2
多波纹的波纹式补偿器（无套管）	0.2
多波纹的波纹式补偿器（有套管）	0.1

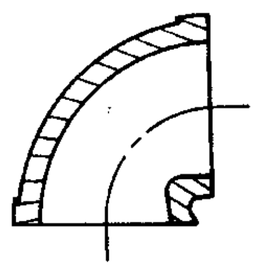
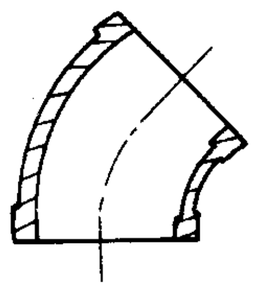
(1) 各种弯头或弯管的阻力系数

各种弯头或弯管的阻力系数见表 E.2.2-21。

表 E.2.2-21 各种弯头或弯管的阻力系数

名　　称	图　　形	阻力系数 ξ			
90°弯管、弯头或焊接弯头		r/d	ξ	r/d	ξ
		1	20λ	8	24λ
		1.5	14λ	10	30λ
		2	12λ	12	34λ
非 90°弯头的阻力系数 ξ_b 按下式计算：$\xi_b=(n-1)\left(0.25\pi\lambda\frac{r}{d}+0.5\xi\right)+\xi$　n—90°弯头数；ξ——一个 90°弯头的阻力系数		3	12λ	14	38λ
		4	14λ	16	42λ
		6	17λ	20	50λ
折管弯头		弯管角度 α	ξ	弯管角度 α	ξ
		0°	2λ	60°	25λ
		15°	4λ	75°	40λ
		30°	8λ	90°	60λ
		45°	15λ		
回转弯头		50λ			

续表

名　　称	图　　形	阻　力　系　数　ξ
90°标准弯头		30λ
45°标准弯头		16λ

(2) 三通的阻力系数

标准三通的阻力系数按如下取值：

流经主管的阻力系数，$\xi=20\lambda$；

流经支管的阻力系数，$\xi=60\lambda$。

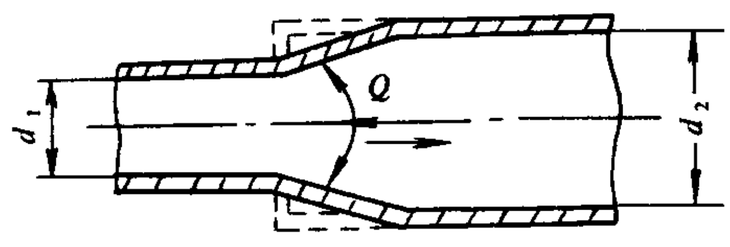


图 E.2.2-13　异径管

(3) 异径管的阻力系数

异径管的阻力系数按下列公式计算：

对于突然或逐渐收缩管，当 $\theta\leqslant45°$时，阻力系数按下式计算：

$$\xi_2=\frac{0.8\sin\frac{\theta}{2}(1-\beta^2)}{\beta^4} \tag{E.2.2-18}$$

当 $45°<\theta\leqslant180°$时

$$\xi_2=\frac{0.5(1-\beta^2)\sqrt{\sin\frac{\theta}{2}}}{\beta^4} \tag{E.2.2-19}$$

对于突然或逐渐扩大管，当 $\theta\leqslant45°$时，阻力系数按下式计算：

$$\xi_2=\frac{2.6\sin\frac{\theta}{2}(1-\beta^2)^2}{\beta^4} \tag{E.2.2-20}$$

当 $45°<\theta\leqslant180°$时

$$\xi_2=\frac{(1-\beta^2)^2}{\beta^4} \tag{E.2.2-21}$$

式中　ξ_2——相应于大管径的阻力系数；

β——较小直径与较小直径比，$\beta=\frac{d_1}{d_2}$。

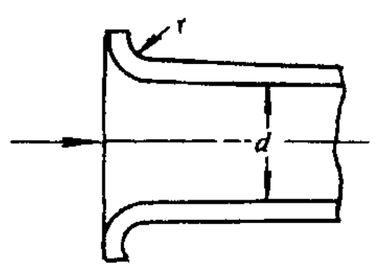
如求相应于小管径的阻力系数 ξ_1，按下式折算：

$$\xi_1 = \xi_2 \beta^4 \tag{E.2.2-22}$$

（4）管道入口与出口的阻力系数

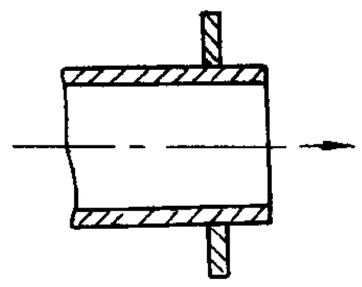
管道入口与出口的阻力系数按表 E.2.2-22 查取。

表 E.2.2-22 各种管道入口与出口的阻力系数



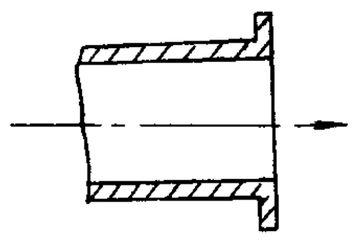
圆角进口

r/d	ξ
0.11	0.5
0.02	0.28
0.04	0.24
0.06	0.15
0.10	0.09
≥0.15	0.04



$\xi=1.0$

锐角突边出口

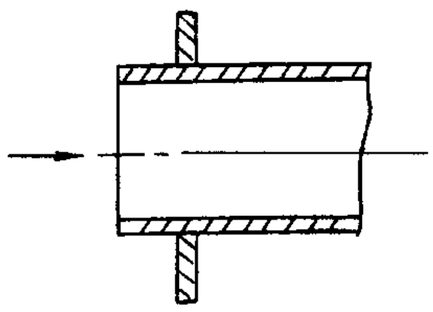


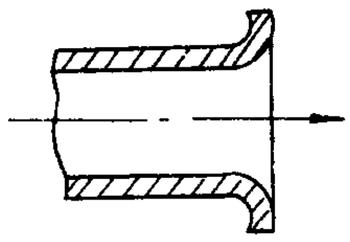
$\xi=1.0$

锐角出口

$\xi=0.78$

锐角突边进口





$\xi=1.0$

圆角出口

（5）阀门的局部阻力系数

各种阀门的阻力系数按表 E.2.2-23 查取。

如果阀门的进、出口带有渐缩或渐扩管时，则阀门的阻力系数应加上渐缩或渐扩的阻力系数。

当 $\theta \leqslant 45°$ 时，ξ_2 为式（E.2.2-18）与式（E.2.2-20）之和再加上 $\frac{\xi_1}{\beta^4}$，即

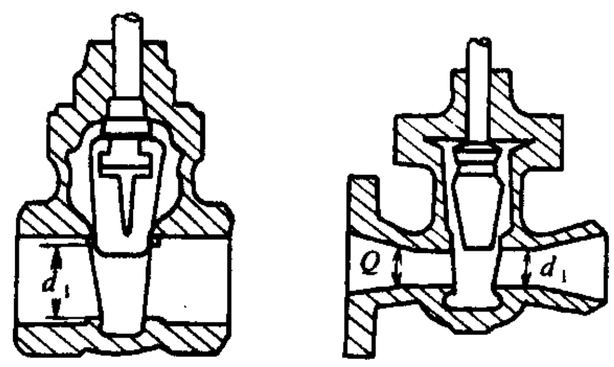
$$\xi_2 = \frac{\xi_1 + \sin\frac{\theta}{2}[0.8(1-\beta^2) + 2.6(1-\beta^2)^2]}{\beta^4} \tag{E.2.2-23}$$

当 $45° < \theta \leqslant 180°$ 时，ξ_2 为式（E.2.2-19）与式（E.2.2-21）之和再加上 $\frac{\xi_1}{\beta^4}$，即

$$\xi_2 = \frac{\xi_1 + 0.5\sqrt{\sin\frac{\theta}{2}}(1-\beta^2) + (1-\beta^2)^2}{\beta^4} \tag{E.2.2-24}$$

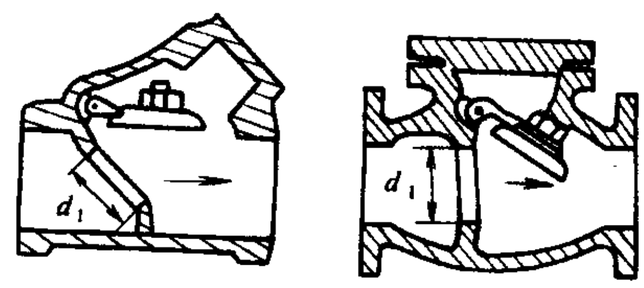
式中 ξ_2——相应于阀门出口内径的阻力系数。

表 E. 2. 2-23　阀门的阻力系数



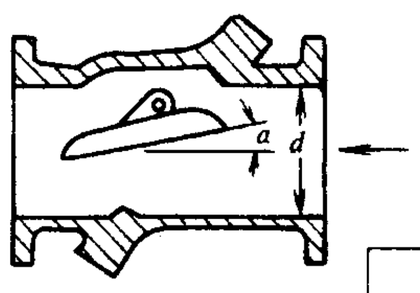
$\xi_1 = 8\lambda$

闸阀　双闸板及柱塞式



$\xi_1 = 100\lambda$　　$\xi_1 = 50\lambda$

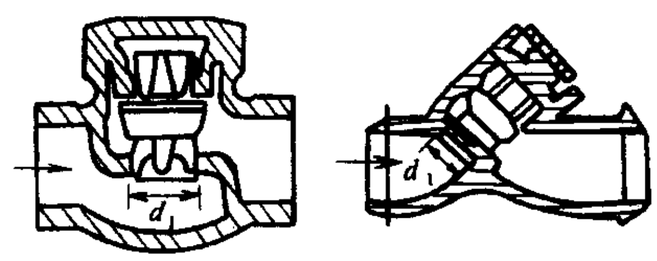
旋启式止回阀



ξ值

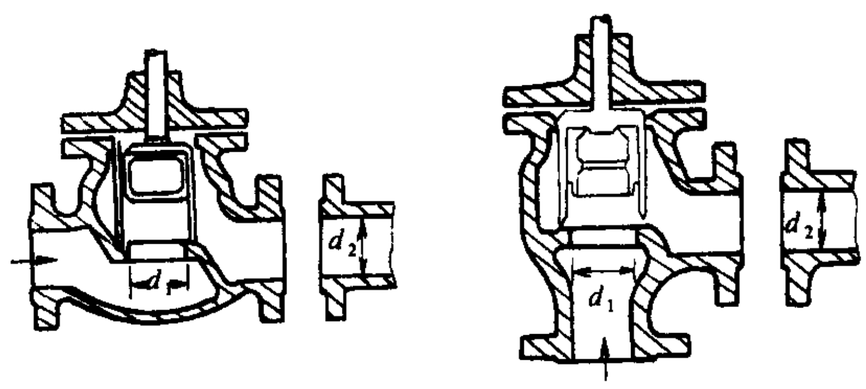
口径	$a = 5°$	$a = 15°$
2～8″	40λ	120λ
10～14″	30λ	90λ
16～48″	20λ	60λ

斜置瓣式止回阀



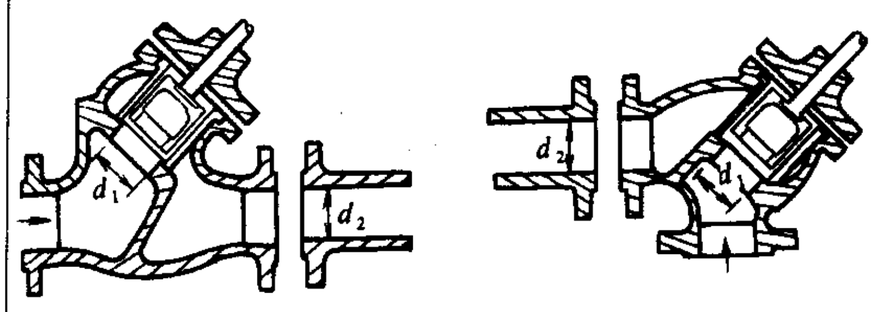
$\xi_1 = 600\lambda$　　$\xi_1 = 55\lambda$

升降式止回阀



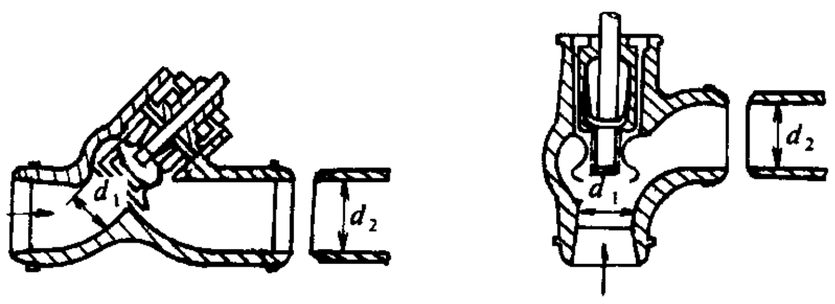
$\xi_1 = 400\lambda$　　$\xi_1 = 200\lambda$

截止止回阀



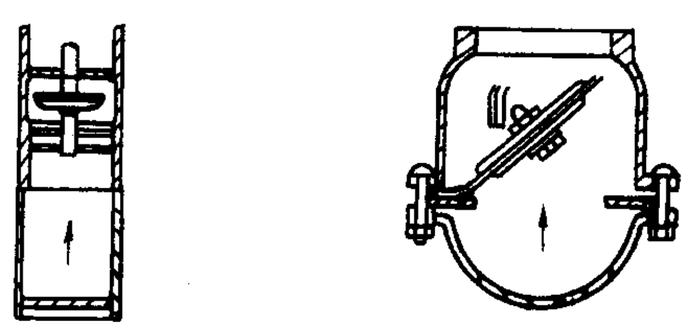
$\xi_1 = 300\lambda$　　$\xi_1 = 350\lambda$

截止止回阀



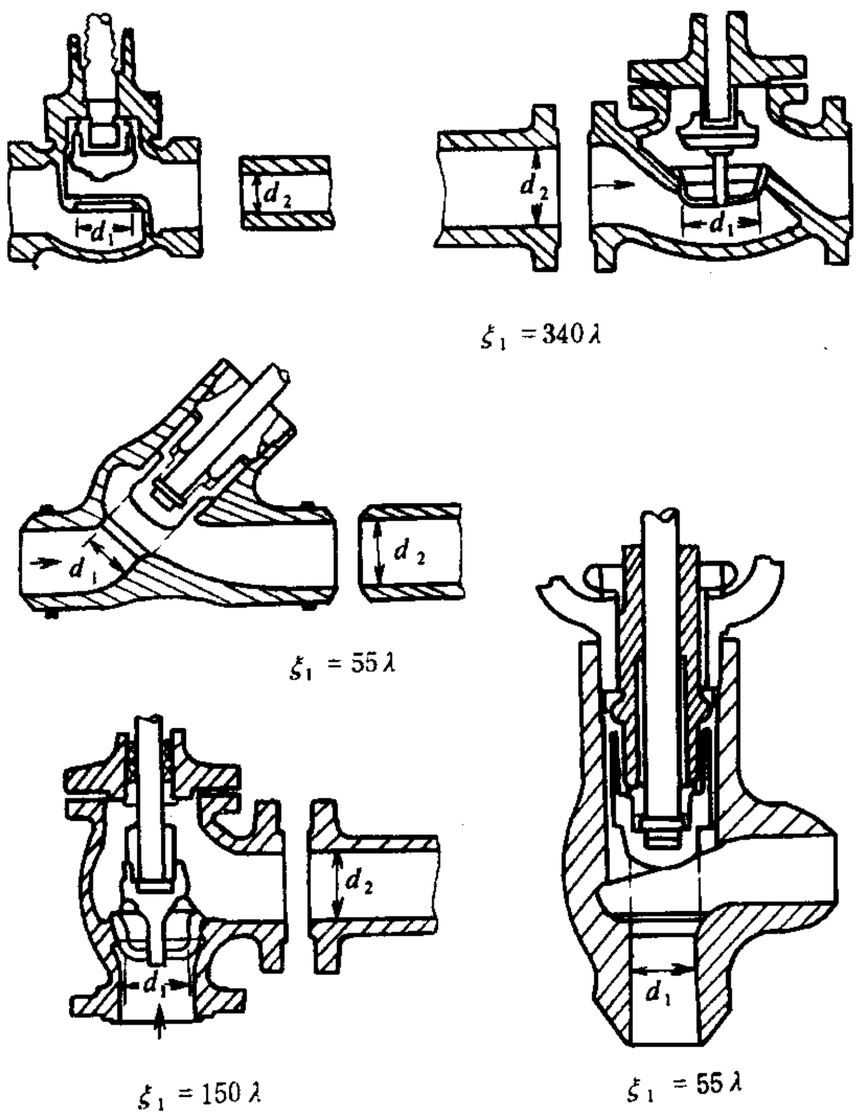
$\xi_1 = 55\lambda$　　$\xi_1 = 55\lambda$

截止止回阀

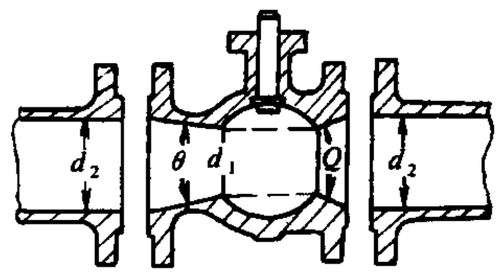


$\xi = 420\lambda$　　$\xi = 75\lambda$

带滤网的底阀

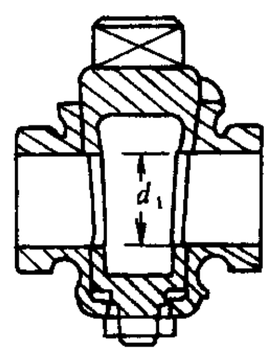


截 止 阀



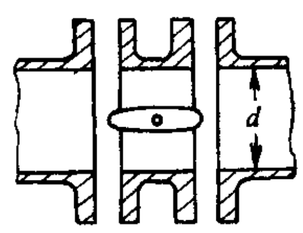
$\xi_1 = 3\lambda$

球阀



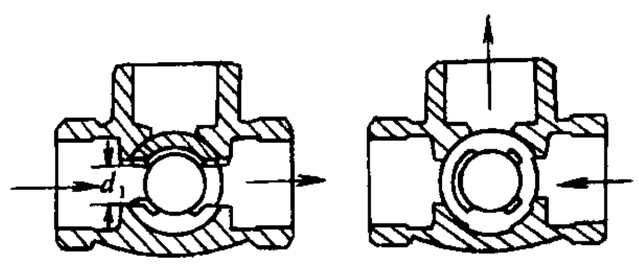
$\xi_1 = 18\lambda$

（直 通 道）



口径	ξ
2～8″	45λ
10～14″	35λ
16～24″	25λ

蝶 阀



$\xi_1 = 30\lambda$ $\xi_1 = 90\lambda$

（三通道）

柱塞闭和旋塞阀

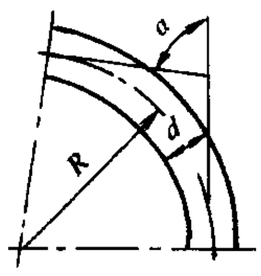
以上阻力系数 ξ_1 为相应于阀门通径 d_1 的阻力系数

E.2.2.3 德国推荐的管道附件的阻力系数

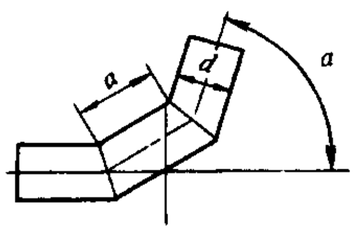
(1) 各种弯头和弯管的局部阻力系数

各种弯头和弯管的局部阻力系数见表 E.2.2-24。

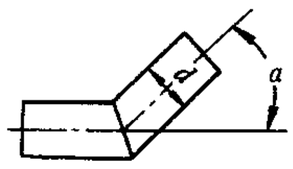
表 E.2.2-24 弯头和弯管的局部阻力系数（ξ）表

弯管	弯曲角度 α		11.25°	22.5°	30°	45°	60°	90°
			ξ					
	光滑	$R/d=1$	0.03	0.045	0.05	0.14	0.19	0.21
		2	0.03	0.045	0.05	0.09	0.12	0.14
		4	0.03	0.045	0.05	0.08	0.10	0.11
		6	0.03	0.045	0.045	0.075	0.09	0.09
		10	0.03	0.045	0.045	0.07	0.07	0.11
	粗糙	$R/d=1$	0.07	0.13	0.22	0.30	0.38	0.51
		2	0.06	0.11	0.13	0.18	0.26	0.30
		4	0.05	0.09	0.10	0.17	0.21	0.23
		6	0.05	0.09	0.09	0.15	0.18	0.18
		10	0.05	0.08	0.08	0.13	0.15	0.20

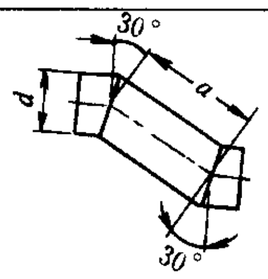
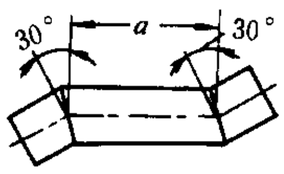
焊接式扇形弯头

	弯曲角度	α	15°	22.5°	30°	45°	60°	90°
	环焊缝数目		1	1	2	2	3	3
		$a/d=1.5$	0.06	0.07	0.10	0.13	0.19	0.24
		2	0.06	0.08	0.10	0.15	0.20	0.26
		4	0.07	0.09	0.11	0.16	0.22	0.28
		6	0.07	0.09	0.11	0.17	0.23	0.29

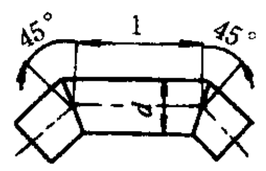
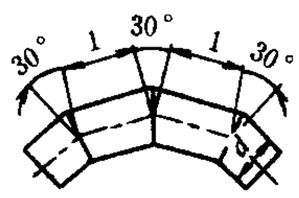
肘形管（圆截面）

	弯曲角度 α	15°	22.5°	30°	45°	60°	90°
		ξ					
	光滑	0.04	0.07	0.11	0.24	0.47	1.13
	粗糙	0.06	0.11	0.17	0.32	0.68	1.27

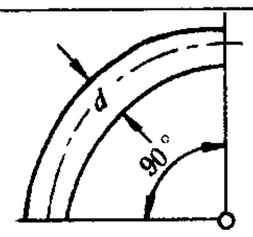
多阶弯头

	a/d	1	1.5	2	3	4
		ξ				
	光滑	0.16	0.14	0.15	0.15	0.17
	粗糙	0.31	0.28	0.26	0.25	0.24
	光滑	0.17	0.16	0.15	0.15	0.16
	粗糙	0.32	0.29	0.27	0.25	0.25

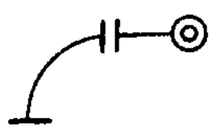
续表

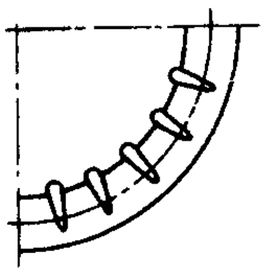
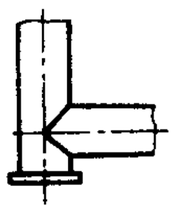
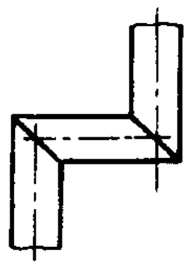
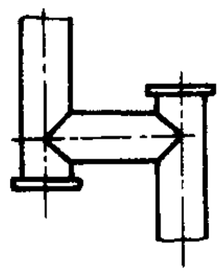
	l/d	0.8	1.5	2	3	4	5	6
		ξ						
	光滑	0.45	0.28	0.30	0.36	0.38	0.39	0.40
	粗糙	0.47	0.38	0.40	0.43	0.44	0.44	0.45
	光滑	0.19	0.18	0.16	0.17	0.19	0.19	0.20
	粗糙	0.40	0.32	0.32	0.35	0.36	0.36	0.36

90°铸铁弯头

	公径直径	50	100	200	300	400	600
	ξ	1.3	1.5	1.8	2.1	2.2	2.2

组合式（90°弯曲二次）ξ_{90}为90°弯头的阻力系数

$\xi=1.3\xi_{90}$	$\xi=1.7\xi_{90}$ 	$\xi=1.7\xi_{90}$	琴式弯头 光滑管 $\xi=0.7$ 波纹管 $\xi=1.4$

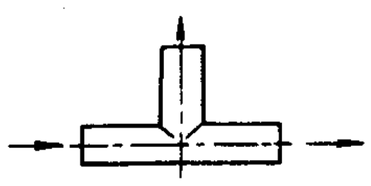
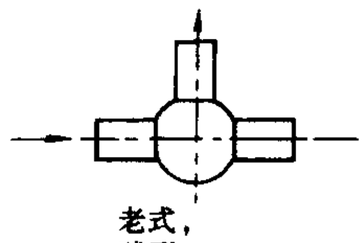
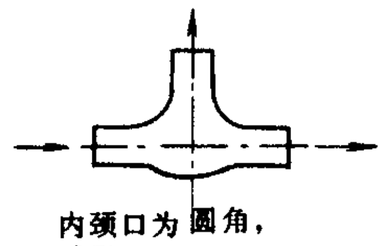
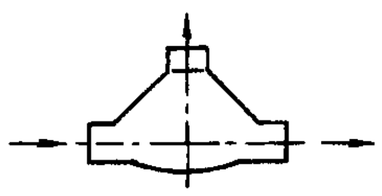
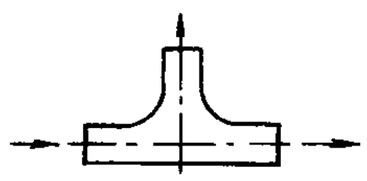
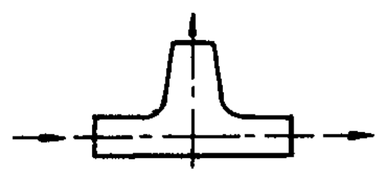
90°波形弯头	组合式管段	
$\xi=0.4$ 	$\xi=2.0\sim2.5$ 	$\xi=3$  $\xi=4\sim5$ 

（2）三通的局部阻力系数

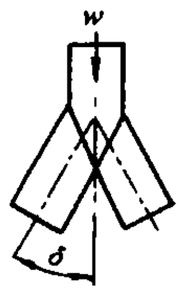
各种三通的局部阻力系数见表 E. 2. 2-25。

表 E. 2. 2-25　三通的局部阻力系数

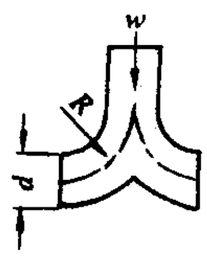
各种形状的三通（分流）：

 老式， 锐边 $\xi=1.3$	 老式， 球形 $\xi=4.9$	 内颈口为圆角， 球形 $\xi=0.9$
 斜屋顶式管颈， 内部倒圆 $\xi=0.82$	 内颈为圆角 直底 $\xi=0.73$	 锥形管颈 略倒圆 $\xi=0.75$

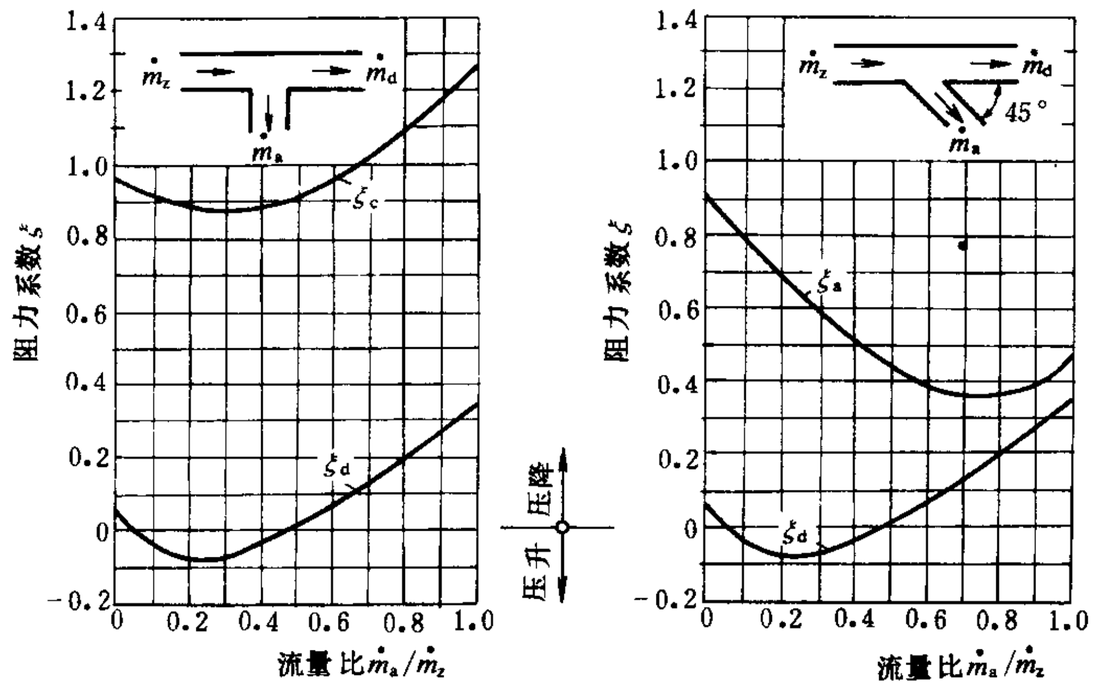
直线形裤叉管（ξ 值相对于进口速度）

	δ	15°	22.5°	30°	45°	60°	90°
	ξ	0.15	0.23	0.30	0.7	1.0	1.4

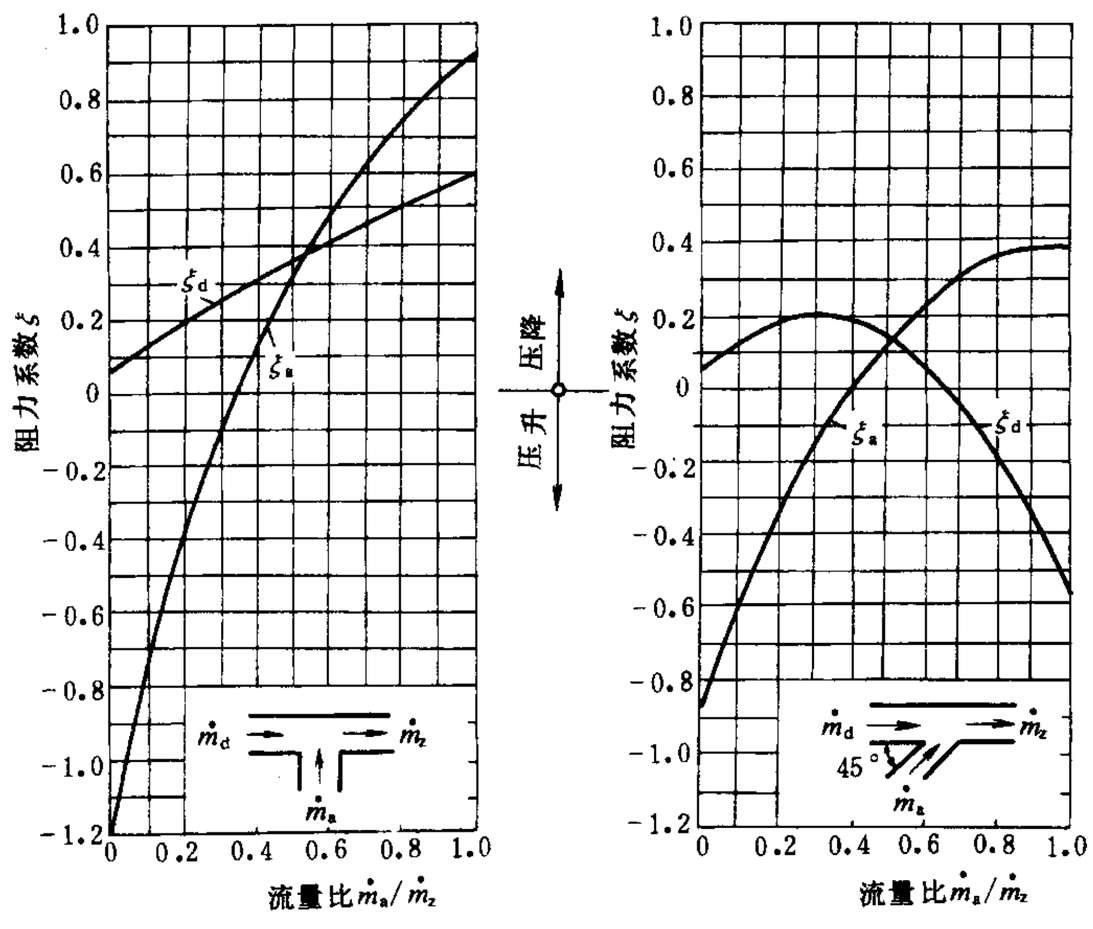
弯曲形裤叉管（ξ 值相对于进口速度）

	R/d	0.5	0.75	1	1.5	2
	ξ	1.1	0.6	0.4	0.25	0.2

分流：



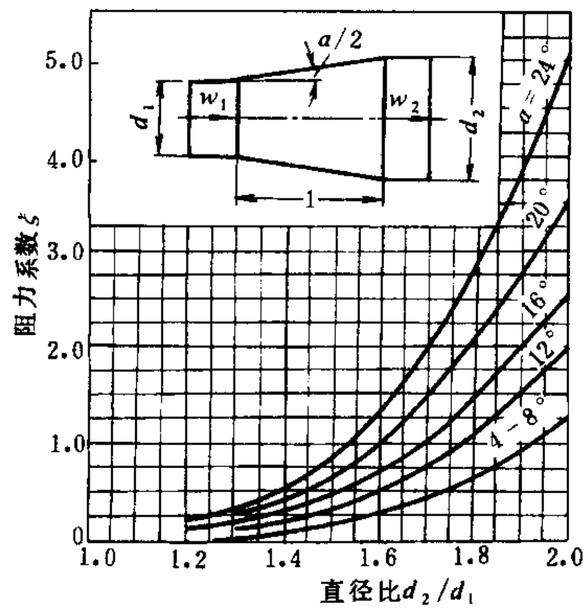
合流：



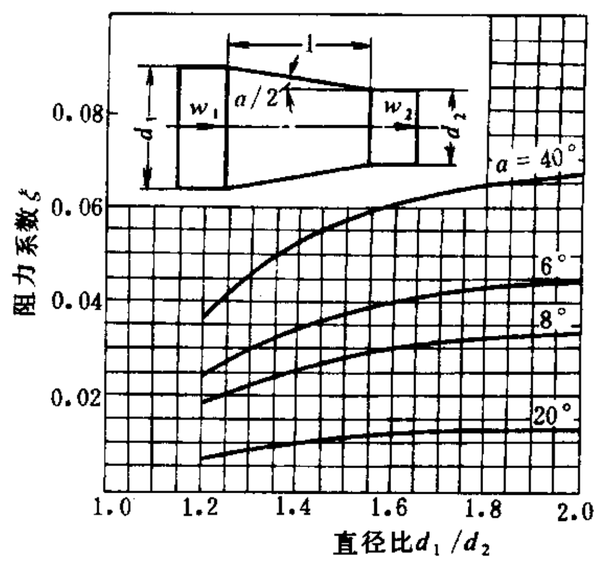
(3) 异径管的局部阻力系数

异管的局部阻力系数见表 E.2.2-26。

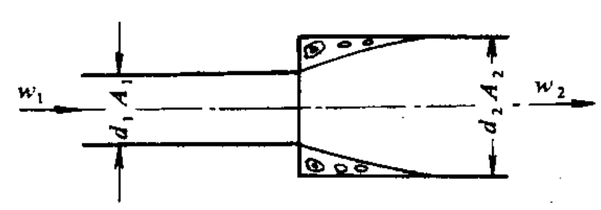
截面连续扩展：



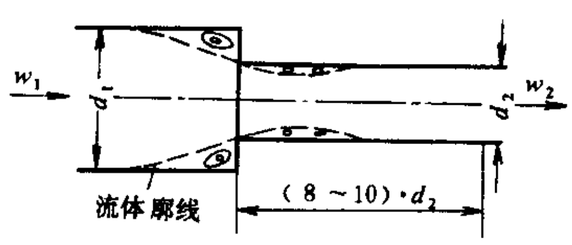
截面连续收缩：

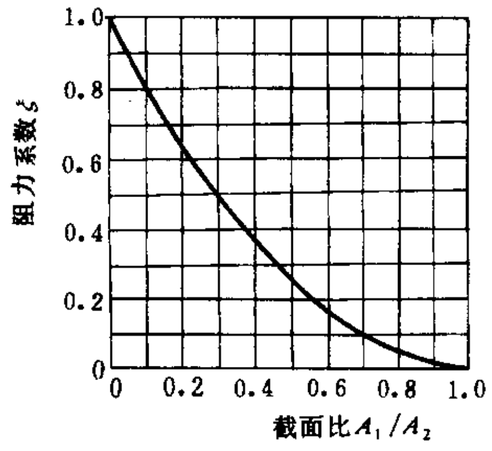


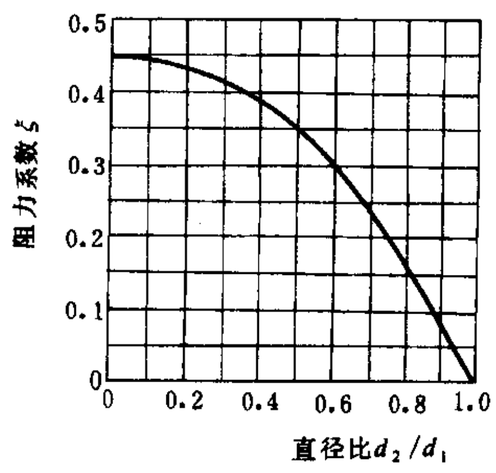
截面突然扩展：



截面突然收缩：







(4) 管子入口的局部阻力系数

各种管子入口的局部阻力系数见表 E.2.2-27。

表 E.2.2-27 管子入口的局部阻力系数

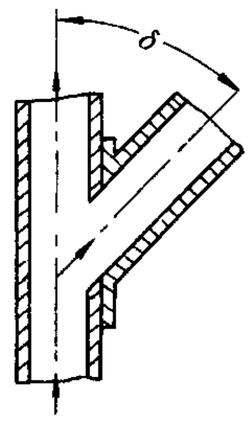
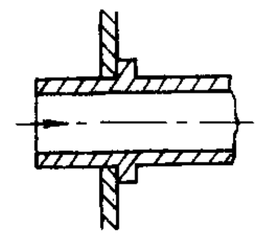
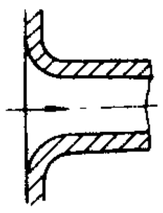
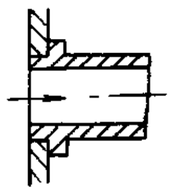
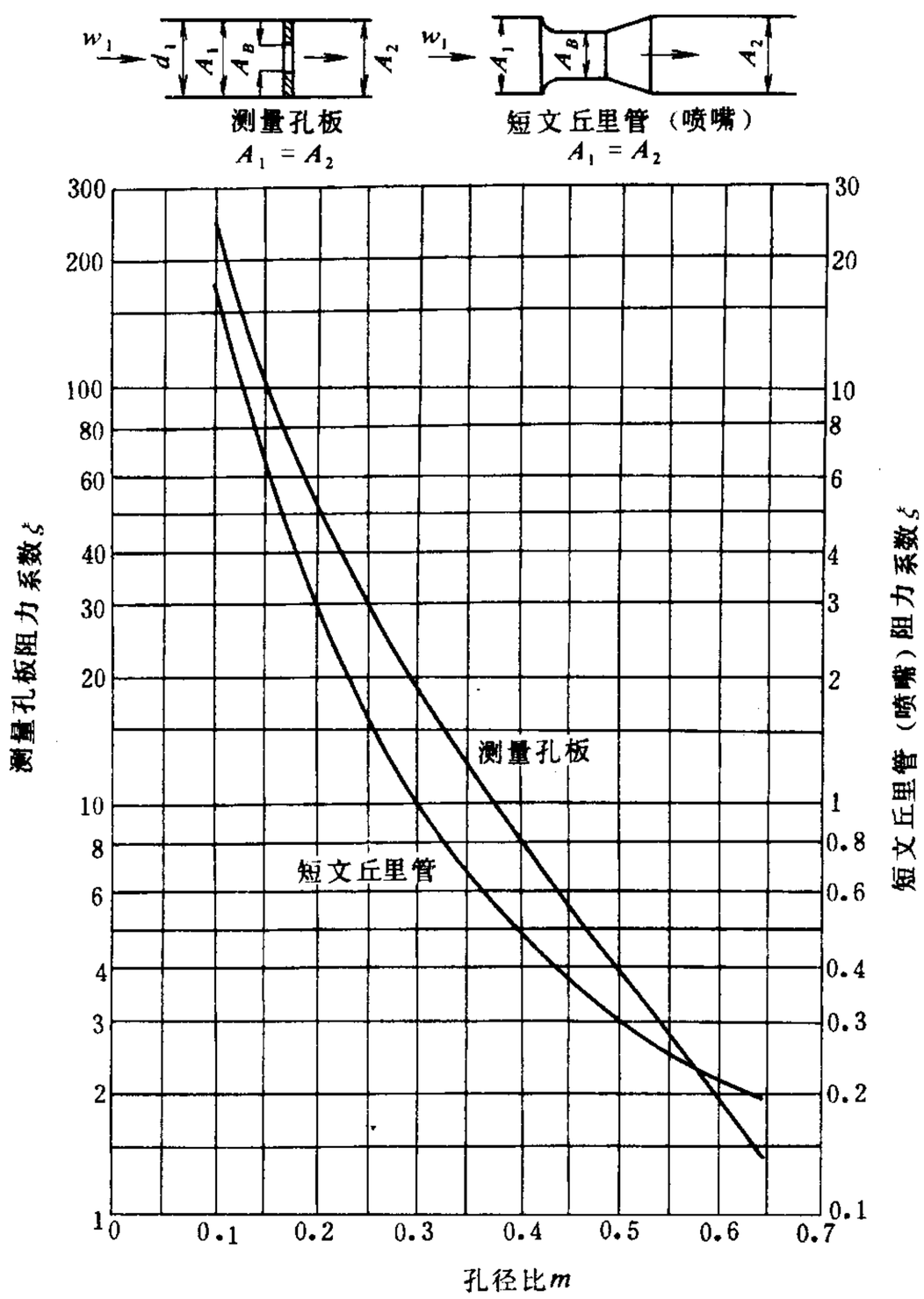
<table>
<tr><td colspan="2">管子入口形状</td><td rowspan="2">  </td><td rowspan="2">  </td></tr>
<tr><td>  </td><td>  </td></tr>
<tr><td>入口管壁弯成圆角形
$\xi = 0.005 \sim 0.06$
依圆角和管壁的粗糙度而定</td><td>边缘锐利：
$\xi=0.5$
略倒角：
$\xi=0.25$</td><td>斜角，锐利
$\xi=0.5+0.3\cos\delta+0.2\cos^2\delta$
<table><tr><td>δ</td><td>22.5°</td><td>30°</td><td>45°</td><td>60°</td><td>90°</td></tr><tr><td>ξ</td><td>0.95</td><td>0.9</td><td>0.8</td><td>0.7</td><td>0.5</td></tr></table></td><td>插入式，边缘伸出
锐利：
$\xi=3$
倒角：
$\xi=0.6$</td></tr>
</table>

表 E.2.2-28 测量孔板和短文丘里管的局部阻力系数



(5) 测量孔板和短文丘里管的局部阻力系数

测量孔板和短文丘里管是按 DIN1952 标准，图中的 m 为孔径比：

$$m=\frac{d_B^2}{d_1^2}$$

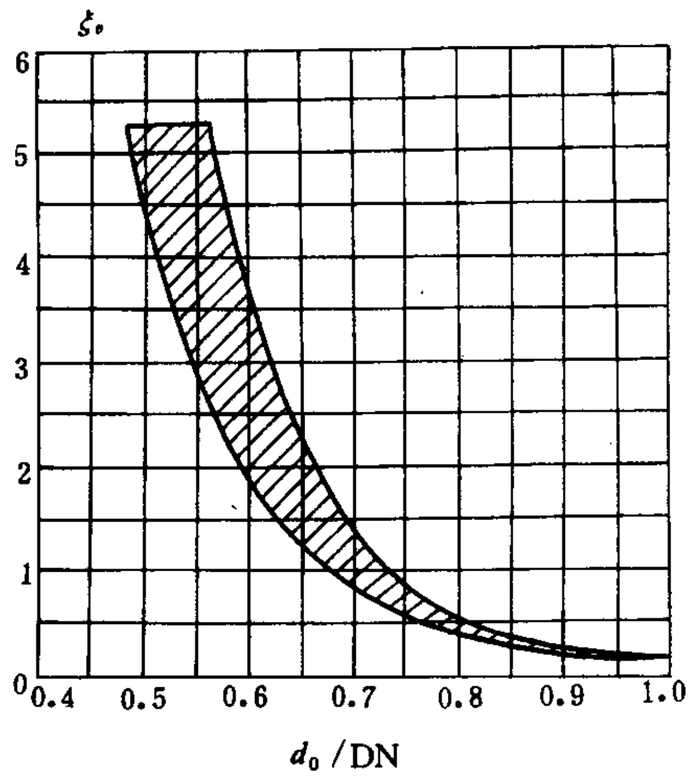
测量孔板和短文丘里管喷嘴的阻力系数 ξ 与速度 w_1 有关，其值见表 E. 2. 2-28。

(6) 阀门的局部阻力系数

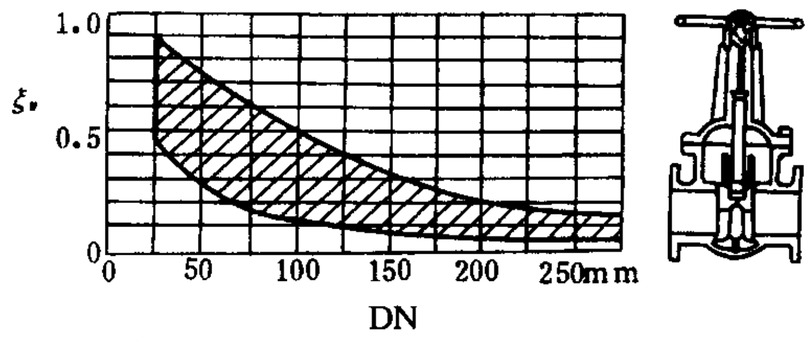
各种阀门的局部阻力系数见表 E. 2. 2-29，其中 ξ_v 表示阀门全开时的阻力系数。

表 E. 2. 2-29 各种阀门的局部阻力系数表

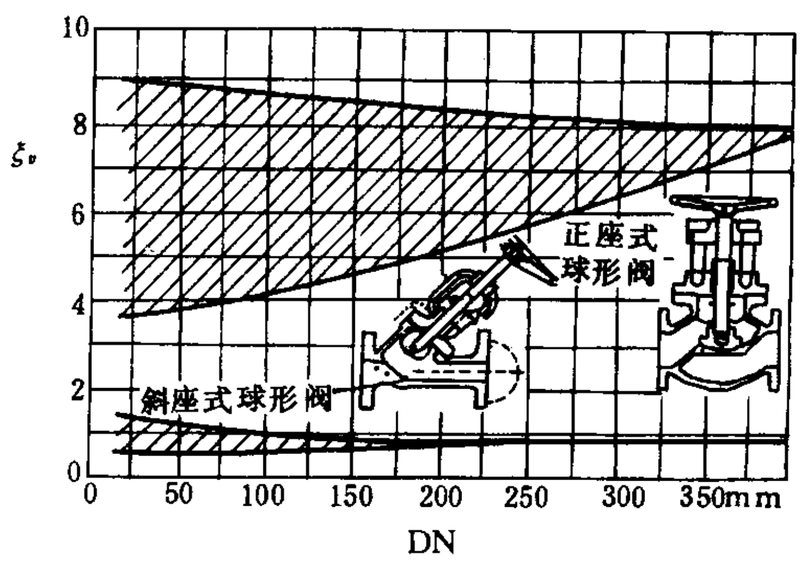
闸阀（有缩口）：



平行闸阀：



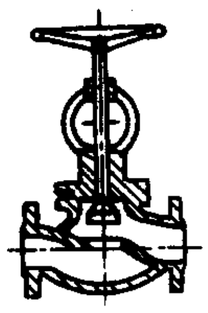
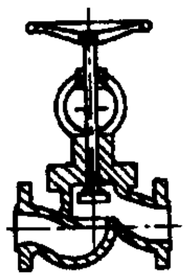
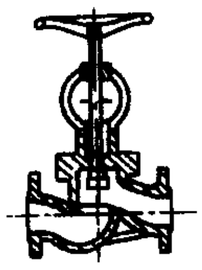
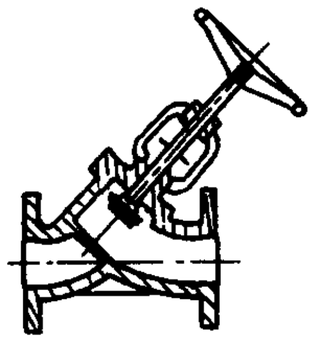
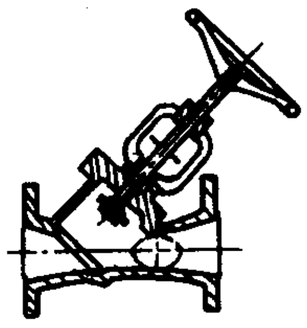
球形阀：



图中 d_0—缩口直径；

DN—公称直径。

公称直径 DN100 的不同形状阀门的阻力系数：

				
DIN 阀 $\xi_v=4\sim9$	改良阀 $\xi_v=3.4$	赖依(Rhei)阀 $\xi_v=2.7$	科斯瓦 (Koswa) 阀 $\xi_v=2.5$	自由通流 斜座阀 $\xi_v=0.6$

续表

角　　阀：					
公称直径（mm）	50	100	200	300	400
ξ_v	3.3	4.1	5.3	6.2	6.6
止回盖板阀：					
公称直径（mm）	50	100	150	200	500
ξ_v	1.4	1.2	1.0	1.0	1.0
止 回 阀：					
公称直径（mm）	50	100	125	150	200
ξ_v	5.5	4.6	4.8	4.8	4.8

（7）其他附件的局部阻力系数

其他附件的局部阻力系数见表 E.2.2-30。

表 E.2.2-30　其他附件的局部阻力系数表

吸滤网	软管（如压缩空气管）	环　焊　缝
带吸入阀 ξ=2.2～2.5	软管连接套管 ξ=0.5～1.0 软管螺纹接头 ξ=1.5～2.0 软管联接装置 带金属外套 ξ=1.9～2.0 带橡胶垫圈 ξ=2.0～3.0	ξ=0.02～0.05
水分离器（值对应于进口速度）		补偿器（伸缩节）
入口 轴向 ξ=2.5 切向 ξ=3 标准 ξ=5～8 带撞击板 ξ=4～7		金属软管补偿器 有内螺纹 ξ=0.5～1.0 无内螺纹 ξ=1～2 波形补偿器 每个波 ξ=0.2

E.2.2.4　一般规定

（1）当在给定的计算直径 d_p 管道上，装有另一流通直径为 d_i 的某种管件或阀门时，必须将管件截面流速所产生的阻力系数，按下式换算成计算直径 d_p 下的阻力系数：

$$\xi_p = \left(\frac{d_p}{d_i}\right)^4 \xi_i \qquad \text{(E.2.2-25)}$$

式中　ξ_p——换算成计算直径下管件的阻力系数；

ξ_i——管道附件或阀门的阻力系数。

（2）流量测量装置的局部阻力系数

介质通过流量测量装置时的压力损失，应按测量装置的计算数据取用，此时阻力系数按下式计算：

$$\xi_w = \Delta p_1 / p_{d1} \qquad \text{(E.2.2-26)}$$

式中 Δp_1——计算流量下流量测量装置的压力损失，Pa；

p_{d1}——计算流量下的动压力，Pa。

当实际流量与计算流量不符时，流量测量装置的阻力系数应按下式换算：

$$\xi_w / \xi'_w = (G/G')^2 \qquad \text{(E.2.2-27)}$$

式中 ξ_w，ξ'_w——计算流量和实际流量下的阻力系数；

G，G'——计算流量和实际流量，t/h。

当缺少流量测量装置的计算数据时，压力损失可取用0.029MPa～0.049MPa，此时阻力系数应按下式换算：

$$\xi_w = \frac{\Delta p_2}{p_{d2}} \times 10^6 \qquad \text{(E.2.2-28)}$$

式中 Δp_2——压降，取0.029MPa～0.049MPa；

p_{d2}——实际流量下的动压力，Pa。

附录F 支吊架设计资料

F.1 常用弹簧特性表

表F.1-1

弹簧编号		最小工作荷载 P_{min}(N)	最大允许荷载 P_{max}(N)	最小工作荷载下变形量 λ_{min} (mm)	最大允许荷载下变形量 λ_{max} (mm)	弹簧系数 K (mm/N)	弹簧刚度 $1/K$(N/mm)	弹簧自由高度 H_0(mm)
ZH1	01	196	490	30	75	0.15288	6.541	140
	02	304	755			0.09930	10.07	150
	03	461	1157			0.06481	15.43	160
	04	716	1785			0.04201	23.80	160
	05	1098	2746			0.02732	36.61	160
	06	1716	3678	35		0.02039	49.04	180
	07	2285	4904			0.01529	65.38	180
	08	3050	6531			0.01148	87.09	190
	09	4060	8709			0.00861	116.1	200
	10	5404	11572			0.0648	154.3	200
	11	7208	15446			0.00486	205.9	230
	12	9611	20595			0.00364	274.6	250
	13	12818	27460			0.00273	366.1	250
	14	17162	36776			0.00204	490.4	260
	15	22880	49035			0.00153	653.8	320
	16	30480	65315			0.00115	870.9	330
	17	40640	87086			0.00086	1161	370
	18	54007	115722			0.00065	1543	430
	19	72081	154460			0.00049	2059	440
	20	96109	205947			0.00036	2750	460

续表

弹簧编号		最小工作荷载 P_{min}(N)	最大允许荷载 P_{max}(N)	最小工作荷载下变形量 λ_{min} (mm)	最大允许荷载下变形量 λ_{max} (mm)	弹簧系数 K(mm/N)	弹簧刚度 $1/K$(N/mm)	弹簧自由高度 H_0(mm)
ZH2	01	196	490	60	150	0.30576	3.271	280
	02	304	755			0.19861	5.035	300
	03	461	1157			0.12962	7.715	300
	04	716	1785			0.08403	11.90	300
	05	1098	2746			0.05463	18.31	320
	06	1716	3678	70		0.04078	24.52	340
	07	2285	4904			0.03059	32.69	340
	08	3050	6531			0.02296	43.55	360
	09	4060	8709			0.01723	58.05	380
	10	5404	11572			0.01296	77.15	380
	11	7208	15446			0.00971	103.0	440
	12	9611	20595			0.00728	137.3	470
	13	12818	27460			0.00546	183.1	480
	14	17162	36776			0.00408	245.2	480
	15	22880	49035			0.00306	326.9	600
	16	30480	65315			0.00230	435.5	600
	17	40640	87086			0.00172	580.5	700
	18	54007	115722			0.00130	771.5	800
	19	72081	154460			0.00097	1030	820
	20	96109	205947			0.00073	1375	850
TD30	00	154	255	46	76	0.29815	3.354	120.0
	01	206	340			0.22361	4.472	130.0
	02	283	468			0.16236	6.159	135.0
	03	359	592			0.12827	7.796	140.0
	04	498	822			0.09245	10.817	140.0
	05	676	1116			0.06807	14.690	140.0
	06	902	1491			0.05099	19.613	150.0
	07	1237	2044			0.03717	26.900	160.0
	08	1665	2752			0.02762	36.206	150.0
	09	2254	3724			0.02041	48.994	165.0
	10	2919	4822			0.01576	63.449	170.0
	11	4009	6624			0.01147	87.152	190.0
	12	5422	8959			0.00848	117.877	190.0
	13	6879	11366			0.00669	149.552	210.0
	14	9293	15353			0.00495	202.018	210.0
	15	11553	19087			0.00398	251.150	220.0
	16	14805	24461			0.00311	321.856	240.0
	17	20760	34299			0.00222	451.304	260.0
	18	29205	48251			0.00158	634.886	280.0
	19	38231	63165			0.00120	831.118	320.0
	20	50975	84220			0.00090	1108.157	370.0
	21	66358	109635			0.00088	1442.566	430.0
	22	84583	139745			0.00054	1838.756	460.0
	23	104792	173135			0.00044	2278.096	430.0
	24	131575	217384			0.00035	2860.320	470.0

续表

弹簧编号		最小工作荷载 P_{min}(N)	最大允许荷载 P_{max}(N)	最小工作荷载下变形量 λ_{min} (mm)	最大允许荷载下变形量 λ_{max} (mm)	弹簧系数 K(mm/N)	弹簧刚度 $1/K$(N/mm)	弹簧自由高度 H_0(mm)
TD60	00	154	255	92	152	0.59630	1.677	240.0
	01	206	340			0.44723	2.236	250.0
	02	283	468			0.32468	3.080	260.0
	03	359	592			0.25654	3.898	270.0
	04	498	822			0.18488	5.409	270.0
	05	676	1116			0.13615	7.345	275.0
	06	902	1491			0.10197	9.8067	300.0
	07	1237	2044			0.07435	13.450	315.0
	08	1665	2752			0.05524	18.103	295.0
	09	2254	3724			0.04082	24.497	320.0
	10	2919	4822			0.03152	31.725	320.0
	11	4009	6624			0.02295	43.576	355.0
	12	5422	8959			0.01697	58.939	365.0
	13	6879	11366			0.01337	74.776	400.0
	14	9293	15353			0.00990	101.009	400.0
	15	11553	19087			0.00796	125.575	410.0
	16	14805	24461			0.00621	160.928	440.0
	17	20760	34299			0.00443	225.652	470.0
	18	29205	48251			0.00315	317.443	520.0
	19	38231	63165			0.00240	415.559	580.0
	20	50975	84220			0.00180	554.079	675.0
	21	66358	109635			0.00139	721.283	780.0
	22	84583	139745			0.00109	919.378	850.0
	23	104792	173135			0.00088	1139.048	760.0
	24	131575	217384			0.00070	1430.160	820.0

续表

弹簧编号		最小工作荷载 P_{min}(N)	最大允许荷载 P_{max}(N)	最小工作荷载下变形量 λ_{min} (mm)	最大允许荷载下变形量 λ_{max} (mm)	弹簧系数 K(mm/N)	弹簧刚度 $1/K$(N/mm)	弹簧自由高度 H_0(mm)
TD90	00	154	255	138	228	0.89445	1.118	372.0
	01	206	340			0.67069	1.491	392.0
	02	283	468			0.48709	2.053	407.0
	03	359	592			0.38476	2.599	422.0
	04	498	822			0.27732	3.606	422.0
	05	676	1116			0.20421	4.897	427.0
	06	902	1491			0.15295	6.538	462.0
	07	1237	2044			0.11152	8.967	487.0
	08	1665	2752			0.08286	12.069	457.0
	09	2254	3724			0.06123	16.331	497.0
	10	2919	4822			0.04728	21.150	502.0
	11	4009	6624			0.03442	29.051	557.0
	12	5422	8959			0.02545	39.292	567.0
	13	6879	11366			0.02006	49.851	630.0
	14	9293	15353			0.01485	67.339	630.0
	15	11553	19087			0.01195	83.717	650.0
	16	14805	24461			0.00932	107.285	700.0
	17	20760	34299			0.00665	150.435	750.0
	18	29205	48251			0.00473	211.628	820.0
	19	38231	63165			0.00361	277.039	920.0
	20	50975	84220			0.00271	369.386	1065.0
	21	66358	109635			0.00208	480.855	1230.0
	22	84583	139745			0.00163	612.919	1330.0
	23	104792	173135			0.00132	759.365	1210.0
	24	131575	217384			0.00105	953.440	1310.0

续表

弹簧编号		最小工作荷载 P_{min}(N)	最大允许荷载 P_{max}(N)	最小工作荷载下变形量 λ_{min} (mm)	最大允许荷载下变形量 λ_{max} (mm)	弹簧系数 K(mm/N)	弹簧刚度 $1/K$(N/mm)	弹簧自由高度 H_0(mm)
	00	154	255			1.19190	0.839	496.0
	01	206	340			0.89445	1.118	512.0
	02	283	468			0.64935	1.540	532.0
	03	359	592			0.51308	1.949	552.0
	04	498	822			0.36982	2.704	552.0
	05	676	1116			0.27225	3.673	562.0
	06	902	1491			0.20396	4.903	612.0
	07	1237	2044			0.16327	6.125	642.0
	08	1665	2752			0.11047	9.052	602.0
	09	2254	3724			0.08164	12.249	652.0
	10	2919	4822			0.06304	15.862	652.0
	11	4009	6624			0.04590	21.788	722.0
TD120	12	5422	8959	184	304	0.03393	29.469	742.0
	13	6879	11366			0.02675	37.388	820.0
	14	9293	15353			0.01980	50.505	820.0
	15	11553	19087			0.01593	62.7875	840.0
	16	14805	24461			0.01243	80.464	900.0
	17	20760	34299			0.00886	112.826	960.0
	18	29205	48251			0.00630	158.720	1060.0
	19	38231	63165			0.00481	207.780	1180.0
	20	50975	84220			0.00361	277.039	1370.0
	21	66358	109635			0.00277	360.641	1580.0
	22	84583	139745			0.00218	459.689	1720.0
	23	104792	173135			0.00176	569.524	1540.0
	24	131575	217384			0.00140	715.080	1660.0

注：① 自由高度为 TD30+TD60 两弹簧串联，加连接板的高度。

② 自由高度为两只 TD60 弹簧串联，加连接板的高度。

③ TD30～TD120 弹簧按 GB10182—88 标准设计。

F.2 支吊架荷载近似计算法

F.2.1 水平管段

直管如图 F.2.1-1；弯管如图 F.2.1-2。

$$F_{fp} = \frac{1}{2}q(L + L_1) + K_{fp}(Q - lq) \qquad \text{(F.2.1-1)}$$

式中 l——附件长度，m；

F_{fp}——分配荷载，kN；

L——支吊架间距，m；

L_1——两侧相邻支吊架间距，m；

q——管道单位长度重力，kN/m；

Q——附件重力，kN；

K_{fp}——附件荷载分配系数，按下列方法确定：

对于支吊架 A：

$$K_{fp}^{A} = \frac{b}{L} \qquad \text{按图 F.2.1-1} \qquad \text{(F.2.1-2)}$$

$$K_{fp}^{A} = \frac{\sqrt{c^2 + d^2}}{L} \qquad \text{按图 F.2.1-2} \qquad \text{(F.2.1-3)}$$

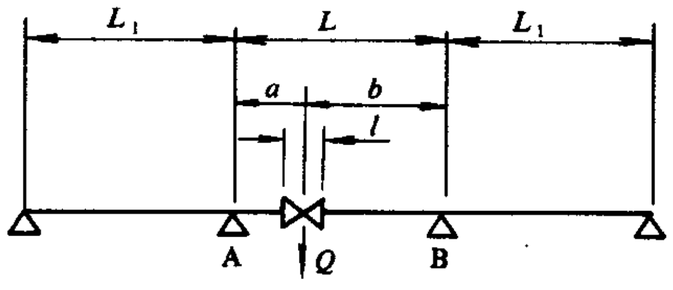


图 F.2.1-1 水平直管

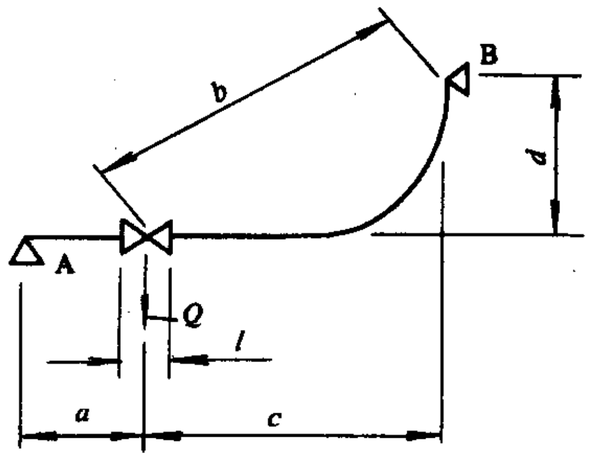


图 F.2.1-2 水平弯管

对于支吊架 B：

$$K_{fp}^{B} = 1 - K_{fp}^{A} \qquad \text{(F.2.1-4)}$$

F.2.2 带大小头的管段，按两侧支吊架各承受间距内管段总重力的一半分配。

F.2.3 对于水平三通管段，支管的计算一般以三通处作为假想支点；主管的计算，可将支管假想支点的荷载做为集中荷载，按 F.2.1 中原则分配。

F.2.4 垂直 90°弯管段，其水平管道重力的分配：当水平段较长时按 50%，较短时按 100% 分配给水平段邻近的支吊架承受。

F.2.5 按上述方法计算得到的分配荷载乘以 1.4 的荷载修正系数，做为结构荷载。

附录 G 本规定用词说明

G.1 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。

G.1.1 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”。

G.1.2 表示严格，在正常情况均应这样做的用词：

正面词采用“应”，反面词采用“不应”或“不得”。

G.1.3 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”。

G.2 条文中指明应按其他有关标准、规范的规定执行时，其写法为“应按……执行”或“应符合……要求或规定”。

如非必须按照所指的标准、规范执行时，采用“要参照……”。

附加说明：

本规定主编单位：电力工业部东北电力设计院

主要编写人：刘忠泽　李广和　濮德田　史国志

李兰庆　霍广钊　方英鹤　朱　焱

火力发电厂汽水管道设计
技术规定

DL/T 5054—1996

条文说明

主编部门：电力工业部东北电力设计院
批准部门：中华人民共和国电力工业部

火力发电厂汽水管道设计技术规定
条 文 说 明

近年来，随着我国电力工业的迅速发展，特别是超（亚）临界压力大容量中间再热机组大幅度增多，以及引进技术的应用和新技术的采用，原规定的部分条文，已不适应管道设计的需要，因此，原能源部电力规划设计总院以［88］电规字第（0038）号文，以及电力规划设计总院与东北电力设计院签订的标准化项目合同书的要求，对原《火力发电厂汽水管道设计技术规定（DLGJ23—81）》（以下简称“原管规”）进行修订。

按照上述要求，东北电力设计院成立了《火力发电厂汽水管道设计技术规定》修订组，该组对目前我国已投产的高参数，大容量机组的管道设计、安装、运行等方面进行调查研究，并对国外常用标准，如：美国 B31.1、前苏联 ГОСТ、MBH、英国 BS806、日本 JIS、前西德 DIN、TRD 等进行研究，并提出了专题报告、译文和参考资料，在此基础上对“原管规”条文进行修订，使“管规”的条文与国内现行标准、规定中的有关条文更加协调。同时，吸收了国外一些标准中符合我国国情的有益部分，使“管规”的条文大部分靠近了美国 B31.1 规程，少部分参照了其他国家的一些国际通用标准，使修改后的《火力发电厂汽水管道设计技术规定》与国际同类标准接轨。

此次修订除具体技术内容外，主要遵循：

1. 规定中的计量单位、符号及符号意义，遵照 1984 年国务院颁发的《中华人民共和国法定计量单位》的规定，凡未规定的仍采用有关专业常用符号标注。

2. 规定的编写格式，原则上遵照建设部“［91］建标技字第 32 号”文颁发的《工程建设技术标准编写暂行办法》中有关规定进行。

此次规定修编工作是在电力工业部电力规划设计总院的直接领导下进行的，修订过程中得到了许多电力设计院，电力局，研究院，有关施工、运行单位以及其他部外单位的支持和帮助。修订组在调查研究和充分吸收各方面意见的基础上，先后编写了修编大纲，征求意见初稿，征求意见稿和送审稿，1994 年 12 月电力规划设计总院受电力工业部的委托，主持了对送审稿的审查工作，在此基础上，修订组编制了报批稿，并由中华人民共和国电力工业部于 1996 年 5 月 30 日正式批准，于 1996 年 10 月 1 日起实施。

目　　次

1　总则 …… 789
2　一般规定 …… 789
3　管子的选择 …… 800
4　管道附件的选择 …… 804
5　管道及附件的布置 …… 806
6　水力计算 …… 811
7　支吊架的设计 …… 815
8　疏水、放水、放气和锅炉排污系统的设计 …… 821
9　工业水系统的设计 …… 824
附录C　管道零件及部件的计算 …… 827
附录D　管道补偿资料 …… 830
附录E　水力计算资料 …… 830

1 总　　则

1.0.1 新增条文。

主要是阐明本规定制定的目的。

1.0.2 “原管规”第 1-1 条的修改条文。

考虑管道设计主要取决于管内介质的参数和重要性，而与机组容量关系不大。国外的管道设计标准，也是不规定适用于何种单机容量，仅以参数划限。在系统设计的有关条文中所出现的容量含义与设计范围中提及的容量无关。因此，在条文中将机组容量规定删掉。

对于燃油管道、燃气管道、氢气管道和地下直埋管道的设计均有特殊要求，并有有关的设计规范，因此，这些管道不属于汽水管道设计范围之内。

1.0.3 在条文中列入了所引用的主要相关标准。

2 一 般 规 定

为使本规定主要技术原则能更明确，在修订中增列了本章“一般规定”，并将“原总则中的设计要求、设计参数、水压试验、管子材料的许用应力、焊接等移入本章。

2.0.1 “原管规”第 1-2 条的保留条文。

2.0.2 “原管规”第 1-3 条的修改条文。

条文内容的编排作了调整，按管道名称分项，每一项号只含一种管道，并在设计压力和设计温度款内各项号相互对应，便于查找；

扩大了条文内容，新增加了对凝结水管道和加热器疏水管道等的规定。

2.0.2.1 “原管规”第 1-3 条一款的修改条文。

设计压力总的选取原则与“原管规”相同，只对主要管道进行了部分修改。

(1)“原管规”第 1-3 条一款 1 项的修改条文。

主蒸汽管道设计压力的取用原则，与“原管规”同。鉴于高参数、大容量锅炉参数的表示法，是相对于最大连续出力（MCR）工况，修改条文中设计压力的取用除原条文的“额定工作压力”外，还补充了最大连续出力工况下的压力。

有的高参数、大容量机组允许超压 5%（简称 5%OP）运行，为了覆盖这一情况，修改条文中增加了“当锅炉和汽机允许超压 5%运行时，应加 5%的超压值”的规定，这与《火力发电厂汽水管道应力计算技术规定 SDJ6—90》（以下简称“90 应规”）相同。

国外规程对主蒸汽管道设计压力选取的规定，各有差异。美国 B31.1 标准明确规定主蒸汽管道的设计压力“不得小于所有过热器上安全阀的最低整定压力，或不小于汽包上所有安全阀最低整定压力的 85%，取两者中之大者”。英国 BS806 标准规定“蠕变温度以上其设计许用应力基于时间—应力关系的应力，设计压力取过热器上所有安全阀最低整定压力；蠕变温

度以下主蒸汽管道的设计压力取最高允许工作压力”。西德 TRD—300 标准与英国 BS806 相同。法国 STEIN 公司为我国设计的珞璜电厂，也是遵照 TRD—300 的规定。美国 EBASCO 公司的标准设计准则《电厂主要管道系统的设计压力和温度 MNE—64》（以下简称“MNE—64 准则”）规定“主蒸汽管道的设计压力应不大于锅炉制造厂的过热器出口联箱设计压力，并不小于根据设计准则《蒸汽锅炉机组 MNE—9》（以下简称“MNE—9 准则”）确定的过热器出口联箱设计压力”。而“MNE—9 准则”对过热器出口联箱的规定，其最小设计压力为“对于亚临界压力锅炉取过热器出口最大运行压力加上 0.689～1.04MPa 裕度，对于超临界压力锅炉，加上 1.04～1.38MPa”。这些规程都表明了主蒸汽管道取用的设计压力比过热器出口压力要高。

下表列出了近些年从国外引进的 12 个高参数大容量机组电站设计的实际数据来印证主蒸汽管道设计压力的取用情况。

电厂名称	石洞口（二厂）	元宝山	平圩	北仑港	南通	珞璜
单机容量(MW)	600	300	600	600	352	360
过热器出口蒸汽压力(MPa)	25.4	18.6	18.28	17.39(g)	17.84	18.4(g)
主蒸汽管道设计压力(MPa)	27.8	20.5	19.123	19.1(g)	20.24	21.1(g)
电厂名称	岳阳	江油	大港	吴泾（六期）	利港	蒲城
单机容量(MW)	362	330	320	300	354.5	330
过热器出口蒸汽压力(MPa)	17.5(g)	18.4	17.41	18.3	17.29(g)	19.2
主蒸汽管道设计压力(MPa)	18.39(g)	20.8	18.73	19.23	17.8(g)	21.2

上表所列数据，也表明了实际工程设计中取用的主蒸汽管道的设计压力，高于锅炉过热器出口蒸汽压力。当然，也有采用相同压力的，如前苏联设计的绥中电厂、南热电厂、捷克设计的神头二电厂，但总的来说为数较少。

虽然如此，但国内过去和现在的有关规程规定，主蒸汽管道的设计压力，都是取用过热器出口的额定工作压力，没有考虑安全阀动作时的超压对管道强度的影响。这也是根据以往曾对 33 个发电厂的调查，锅炉安全阀动作次数少，而且动作前压力升高的时间占整个运行期间的时间短，对管道强度影响不大。为了结合国内情况、考虑有关规程规定的连贯性和相互协调，修改条文仍按“原管规”，亦即“90 应规”的规定。

（2）“原管规”第 1-3 条一款 2 项的修改条文。

再热蒸汽管道的设计压力，“原管规”是基于汽轮机在额定功率时高压缸的排汽压力。对于高参数、大容量机组，仅说：“额定功率”不能表明汽轮机的运行工况。如能力工况虽发额定功率，但进汽量大，因而高压缸的排汽压力也就高。另外，汽轮机的进汽量最大是在汽轮机的最大计算出力工况，此时，高压缸的排汽压力也最大，因此，本规定将再热蒸汽管道的设计压力，取用汽轮机最大计算出力工况下高压缸排汽压力的1.15倍，留有15%的裕度。这个选取法，与我国“90应规”的规定是一致的，也符合“MNE—64”准则的要求。

有些规程规定将再热管道的设计压力，按低温段和高温段分别选取不同的值，如英国BS806、美国某A/E公司的设计准则，都规定了高温再热蒸汽管道的设计压力，取用再热器出口安全阀动作的最低整定压力。由于高温段和低温段内的介质压力不同，其设计压力分别选取，更为合理。修改条文考虑了这个情况，对高温再热蒸汽管道也允许其降低到安全阀动作的最低整定压力。但是，高压缸排汽压力本来就不高，约4.0MPa，而再热蒸汽管道的总压降占排汽压力的百分比也不大。我国有关规程规定，低温段再热器，高温段压降分配为高压缸排汽压力的1.5%～2%、5%、3%～3.5%。即高温段压力较低温段能降低6.5%～7%左右，约等于0.25MPa，再计及安全阀的最低整定压力，两者的压力差还要小，这对管道设计不会产生太大影响。

(3)“原管规”第1-3条一款8项的修改条文。

抽汽管道的设计压力，“原管规”条文规定“取用制造厂提供的最大工作压力”，较为笼统，也未照顾到调整和非调整抽汽的差别。修改条文作了如下几点变更：

第一，按抽汽能否调整，将管道分为调整抽汽和非调整抽汽管道，其设计压力分别规定了不同的取用原则，条文中所说的“最高工作压力”是指各种运行工况下可能出现的最高压力。

第二，非调整抽汽管道，明确规定了设计压力选取汽轮机最大计算出力工况下的抽汽压力，并留有10%的裕度。“MNE—64准则”规定“汽轮机每个抽汽点抽汽管道的设计压力，应与加热器壳体的设计压力一样，分别按《抽汽给水加热器MNE—39》(以下简称“MNE—39准则”)的规定来确定”。对加热器壳体的设计压力，“MNE—39准则”规定“按汽轮机最大计算出力热平衡上的抽汽压力的115%确定”。修改条文主要按此原则考虑。但是，裕量是考虑到美国A/E公司的设计准则和我国的“90应规”的规定都取10%。为了与其相协调，修改条文的裕度也取10%。

第三，对于去低压加热器的抽汽管道，还应考虑管道可能出现真空的情况，EBASCO公司设计准则也有此考虑。按照我国压力容器的设计原则，真空容器按外压容器设计，其设计外压力取0.1MPa，应力的计算方法和承受内压时相同，只是应力的符号相反。因此，条文中规定了抽汽管道的设计压力不小于0.1MPa，即包含了真空管道的情况。

(4)“原管规”第1-3条一款8项的保留条文。

(5)“原管规”第1-3条一款4项的保留条文。

(6)“原管规”第1-3条一款3项的保留条文。

(7)“原管规”第1-3条一款5、6项的修改条文。

高压给水管道设计压力，“原管规”只对泵出口管道作了规定，此次修订增加了前置泵到主给水泵区段管道的规定条文，明确其设计压力与非调速泵出口管道相同。对于非调速给水泵出口管道，修改条文内容与“原管规”基本一样，只是个别字句有些变化。

对于调速给水泵出口管道，当泵出口关断阀运行中突然关闭时，流量虽然减小了，但是，由于控制系统的滞后，给水泵的瞬时转速尚未立即降低，泵出口瞬时压力就有可能沿原有转速特性曲线升高，阀前管道承受的压力也会相应升高，这与阀后管道是不一样的。因此，修改条文中按泵出口关断阀将管道分为阀前和阀后两个区段考虑，分别规定了不同的设计压力。阀前管道要考虑阀突然关闭时泵出口压力瞬时升高的影响。阀后管道设计压力的取用与“原管规”基本相同，但考虑到在装有调速泵的给水系统中，一般都不再装设调节阀，“原管规”条文中的“当给水管道不装设调节阀时”这个条件在修改条文中取消。修改后的条文与“90应规”一致。

(8)“原管规”第1-3条一款7项修改条文。

低压给水管道的设计压力，“原管规”笼统叙述，未将除氧器运行是定压或滑压情况分开，一律采用“除氧器最大工作压力与最高水位时水柱静压之和。”这与“MNE—64准则”的规定基本相同，只是后者是用“除氧器的设计压力”，而非“最大工作压力。”实际上两者是一致的。鉴于除氧器定压运行时，其最大工作压力实际上就是除氧器的额定压力，不随加热汽源压力改变，而滑压运行时，最大工作压力是与加热汽源压力直接相关的，用汽轮机抽汽加热，还应当考虑到汽轮机的计算和制造偏差。因此，这次修改条文，将除氧器定压运行和滑压运行两种情况分开规定。定压运行时，基于除氧器的额定压力，而滑压运行时，基于汽轮机最大计算出力工况下除氧器加热抽汽压力，并考虑10%裕度。

(9) 新增条文。

凝结水管道设计压力的取用原则与“MNE—64准则”一致。

凝结水泵进口侧管道，取用泵吸入口中心线至汽轮机排汽缸接口平面处的水柱静压头，且不小于0.35MPa，是考虑凝汽器组装完毕后汽侧要进行灌水试验的要求。灌水高度要充满整个铜管的汽侧空间，并高出顶部铜管100mm。在“MNE—64准则”中规定“还应按全真空设计。按真空容器的设计原则，设计压力为0.1MPa，试验压力为0.2MPa，皆小于最小水柱静压头0.35MPa的要求，因此，新增条文的规定也满足了“按全真空设计”的要求。

(10) 新增条文。

加热器疏水管道设计压力的取用原则，是参照“MNE—64准则”，该准则规定‘从加热器壳体直到并包括最后一只截止阀在内的全部加热器的疏水管道的设计压力，应等于“MNE—39准则”规定中相应的给水加热器壳体的设计压力’。这与非调整抽汽管道设计压力的取法完全一致。为使内容简明，使用方便，将设计压力的取用原则，按非调整抽汽管道的规定，在条文中直接写出。

(11)“原管规”第1-3条一款9项修改条文。

锅炉排污管道的设计压力，“原管规”只规定了排污阀门后三次阀前一段管道取用汽包额定工作压力，条文不够明确。这次修订，借鉴美国B31.1规程的规定，将锅炉排污管道几种不同情况分别规定了不同的设计压力。对于排污阀后的管道，当其在任何运行工况下都不会引起管内介质压力升高时，排污管道的设计压力按表2.0.2-1选用。对于管内介质压力有可能升高的情况，例如，排污阀后管道上装有阀门，运行中有关闭的可能，对于这种情况，B31.1规程1990年修正中将定期排污和连续排污分开，区别对待：连续排污管道的设计压力必须不小于汽包上所有安全阀的最低整定压力；定期排污管道的设计压力，必须超过锅炉最大允许工作压力的25%或1550kPa，取其小者，但不得小于700kPa。这种将定期排污管道和连续排

污管道分开考虑，显然是比较合理的，因为这两种排污管道的引出位置是不同的。连续排污是从汽包上锅炉水表面引出，所以取用不小于汽包所有安全阀的最低整定压力，修改条文采用了这个取法。而定期排污管道的引出位置是锅炉水冷壁下联箱，此处压力与锅炉汽包水位高度有关，B31.1 规程规定中没有直接涉及，这次修订，定期排污管道的设计压力改为不小于该管道联接点可能出现的最大工作压力，其中包括汽包的最大工作压力和汽包内最高水位时的水柱静压，前者是指汽包上所有安全阀的最低整定压力。

(12)“原管规”第 1-3 条一款 10 项的修改条文。

增加了单元制系统中进除氧器最后一道关断阀以后管道设计压力选取的规定，使条文更完整。

(13)“原管规”第 1-3 条一款 11 项修改条文。

锅炉安全阀排汽管道的设计压力，“原管规”未涉及亚临界和超临界压力锅炉的排汽管道，对高、中压和超高压锅炉排汽管道设计压力规定的值，系根据一些计算和实测规定的经验性数值。考虑到现在工程设计中，排汽管道都要经过计算（如反力、反喷等），且计算方法较完善。因此，修改条文强调安全阀排汽管道的设计压力应根据消声器和管道阻力，进行管内介质流动的水力计算结果确定，不再采用“原管规”的规定值。

2.0.2.2 “原管规”第 1-3 条二款的修改条文。

设计温度取用原则与“原管规”相比，作了如下几方面的修改：

(1)“原管规”第 1-3 条二款 1 项的修改条文。

主蒸汽管道的设计温度，与“原管规”基本相同，只是增加了允许温度偏差的修正，这是借鉴了美国 B31.1 规程，该规程规定“从受火设备（例如过热器、再热器等）引出的蒸汽管道，其设计温度应基于预期连续运行的温度加上设备制造厂家保证的最大温度偏差。”这在日本和联邦德国等国家的规范，也都有类似的规定。新修改的条文，采纳了这种取法，与“90 应规”的规定也相协调。条文中规定温度偏差值取用 5℃是根据一般情况考虑的，我国机组来源较多，不同国家不同厂家的设备，其允许温度偏差也可能不一样，如果与规定值相差较大时，应采用制造厂家的规定值。

(2)“原管规”第 1-3 条二款 2 项的修改条文。

高温再热蒸汽管道的设计温度取用“锅炉最大连续蒸发量时再热器出口蒸汽温度加上锅炉正常运行时允许的温度偏差”。这与主蒸汽管道设计温度的选取原则一致，理由也是一样。

低温再热蒸汽管道的设计温度，“原管规”是取用汽轮机最大功率时高压缸排汽温度，与取用的设计压力不对应，未计及 15%压力裕度的影响。修改条文改为利用汽轮机高压缸的排汽参数等熵求取设计压力下的相应温度，这种取法来源于“MNE—64 准则”具体步骤如下：

在图 2.0.2（h-s 图）中先根据汽轮机最大计算出力工况下高压缸排汽参数（p_1、t_1）查出 A 点，从 A 点沿等熵过程线查得与设计压力 p_2（等于 $1.15p_1$）线相交点 B，B 点对应的温度 t_2，即为管道的设计温度。

如果汽轮机在运行方式上，制造厂有特殊要求，因而使低温再热蒸汽管道内介质温度超过了上述方法选取的数值时，则应选取管内可能出现的最高温度作为该管道的设计温度。

(3)“原管规”第 1-3 条二款 6 项的修改条文。

调整抽汽管道的设计温度，与“原管规”规定相同，没有变动。

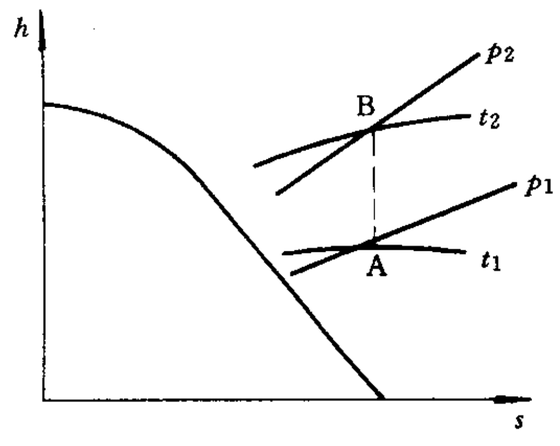


图 2.0.2

非调整抽汽管道的设计温度，“取用汽轮机最大计算出力工况下该抽汽参数等熵求取管道设计压力下的相应温度。”选取原则和理由同低温再热蒸汽管道，前已述及。

(4)“原管规”第 1-3 条二款 6 项的部分保留条文。

(5)“原管规”第 1-3 条二款 4 项的保留条文。

(6)“原管规”第 1-3 条二款 3 项的保留条文。

(7) 新增条文。

高压给水管道的设计温度，“MNE—64 准则”的规定是分段（分为第一台加热器以前，各加热器之间和最后一台加热器以后）考虑的。第一台加热器以前的管道为给水泵出口给水温度，其他区段的管道等于“该特定区段以前的给水加热器的管侧设计温度，”即等于该加热器抽汽管道设计压力对应的饱和温度。这种分段考虑法，就理论上说是比较精确合理的，但是考虑到高压给水温度的变化对管材强度影响不大，为工程设计中使用简单方便和减小管子尺寸规格，修改条文仍按不分段考虑，整条管道取用一样的设计温度。并且考虑到加热器的过热蒸汽冷却段可能是外置式的，则给水最终温度也将比最后一台高压加热器抽汽管道设计压力对应的饱和温度高，因此，条文规定高压给水管道的设计温度取用高压加热器后高压给水的最高温度，此与原条文原则基本一致。

(8) 新增条文。

低压给水的温度与除氧器的运行压力有关，等于除氧器工作压力对应的饱和温度。因此，低压给水管道的设计温度应取用除氧器最高工作压力对应的饱和温度。这里所说的“除氧器最高工作压力。”与前面低压给水管道设计压力的规定条文对照，实际上就是除氧器的额定压力（对于定压除氧器系统）或汽轮机最大计算出力工况下 1.1 倍除氧器加热蒸汽抽汽压力（对于滑压除氧器运行系统）。

(9) 新增条文。

凝结水管道的设计温度，“MNE—64 准则”的规定与该准则高压给水管道设计温度的规定基本一样，取用原则也是分段考虑。鉴于凝结水的温度比高压给水更低，各区段温度变化对管材强度的影响更小，本规定与高压给水管道一样，采用低压加热器后凝结水的最高工作温度，作为整条凝结水管道的设计温度。

(10) 新增条文。

加热器疏水管道的设计温度，“原管规”没有规定，这次修订借鉴“MNE—64 准则”的规定，取用“该加热器加热抽汽管道设计压力对应的饱和温度”。如果加热器设有疏水冷却段，疏水的实际温度要比本规定低，但是疏水在冷却段内的温降有限，如哈尔滨锅炉厂设计的高压加热器限制在 10～20℃。另外，加热器疏水温度不是太高，这点温降对管材强度起不到多大影响，规定中不再计及。

(11)“原管规”第 1-3 条二款 7 项的修改条文。

锅炉排污管道的设计温度，与 2.0.2.1 款中排污管道的设计压力的条文对应，也分成两种情况分别规定。

表 2.0.2-1

锅炉压力（MPa）	1.750～4.150	4.151～6.200	6.201～10.300	≥10.301
管道设计温度（℃）	210	230	255	280

对于排污阀门后管道不会引起压力升高的情况，由于流动介质经过排污阀门的节流减压，阀门后的介质温度相应下降，节流程度大、温降也大。美国 B31.1 规程对排污管道的设计温度，规定按表 2.0.2-1 选取：

对于压力不会升高的排污管道，英国 BS806 规程也有规定，其设计温度按公式 $T=\frac{T_s-41}{1.15}$ 计算求取，其中 T_s 为排污阀门的设计温度。下面就目前几种参数的锅炉，对 B31.1 和 BS806 的两种方法求取的结果进行对比如表 2.0.2-2 所示。

表 2.0.2-2

	锅炉压力（MPa）	3.83	9.81	13.73	17.36	25.4
	汽包安全阀最低整定压力（MPa）	4.405	11.282	15.79	19.964	临　界
BS806	排污阀门设计温度（℃）	～256	～320	～346	～364	～374
	排污管道设计温度（℃）	187	243	265	281	290
B31.1	排污管道设计温度（℃）	210	255	280	280	280

从上表所列数据比较，可知两个方法求取的排污管道设计温度是比较接近的，两者都可使用。新修改条文采用 B31.1 的数值，因其使用方便。

对于排污阀门后管内压力可能升高的管道，其可能升高的最大压力等于管道联接点的压力，此时，排污水的温度即为汽包最大允许工作压力（等于汽包安全阀的最低整定压力）对应的饱和温度。因此，修改条文即以此饱和温度作为排污管道的设计温度。

（12）新增条文。

给水再循环管道设计温度的选取原则，与低压给水管道相同，详见本款第（8）项说明。

（13）“原管规”第 1-3 条二款 8 项的修改条文。

在前面 2.0.2.1 款 13 项中已叙及，锅炉安全阀排汽管道，已有一套较完善计算方法。因此，修改条文强调安全阀排汽管道的设计温度，也应根据消声器特性和管道阻力进行管内介质流动的水力计算结果确定。

2.0.2.3　“原管规”第 1-3 条三款的保留条文。

2.0.2.4　“原管规”第 1-3 条四款、五款的修改条文。

管道参数的表示法，修改条文与“原管规”条文基本上一致，用公称压力或标注压力和温度的方法来表示。只是公称压力的表示符号，由“原管规”的 p_g 改为 PN，并强调了“压力等级应符合国家标准《管道元件公称压力》（GB1048）规定的系列。该标准 90 年版的公称压力等级（MPa）的系列为 0.05，0.10，0.25，0.40，0.60，0.80，1.00，1.60，2.0，2.5，4.0，5.0，6.3，10.0，15.0，16.0，20.0，25.0，28.0，32.0，42.0，50.0（其余从略）。

虽然如此，但目前制造厂生产的产品，有些还采用原来的公称压力等级。如机械工业出版社 92 年 9 月出版的用于电站、冶金、石化、轻纺的《工业专用阀门手册》（汇总了国内绝大多数阀门制造厂的产品），对阀门所采用的参数，特别注明“公称压力数值按 JB74—59《管路附件公称压力、试验压力和工作压力的规定》”。为了能与当前制造业产品配合协调，本规

定仍保留该标准作为附录附于后，由于是引用原标准，计量单位未予换算。

管道的公称通径，修改条文的规定与“原管规”基本相同，只是公称通径的表示符号，由“原管规”的 D_g 改为 DN，并强调了通径等级应符合国家标准《管道元件的公称通径》(GB1047) 规定的系列。

2.0.2.5 “原管规”第 1-3 条四款的部分修改条文。

条文内容与“原管规”完全一致，只是换算公式中 $[\sigma]_j^{200}$；换成温度待定的基准应力 $[\sigma]^s$，使公式更通用化。

2.0.3 “原管规”第 1-4 条的修改条文。

2.0.3.1 强度试验，修改条文与“原管规”的精神基本一致，只是公式的形式和行文表达上有点变动，系根据 1991 年 10 月批准的 GB150—89《钢制压力容器》第二号修改通知单修改的，较“原管规”条文增加了 $p_T=p+0.1$ (MPa) 公式，低温低压（包括真空）管道基本上是按此公式选取试验压力。对试验时周向应力值不得超过材料在试验温度下屈服极限的 90% 的限定，与“原管规”规定的强度试验压力最大不应超过 $\frac{180-\eta\sigma_S(s-c)}{D_o-(s-c)}$ 值，本质上是一致的，只是形式不一样，两者可以相互换算。

公式 $p_T=1.25p\frac{[\sigma]^T}{[\sigma]^t}$ 中的系数，有的国家采用 1.5，这是因为试验压力值的确定，与设计时所采用的安全系数有关，如美国 86 年版的 ASME 锅炉和压力容器规范中，ASME Ⅰ 和 ASMEⅧ—1 采用的安全系数基于抗拉强度的 $n_b\geqslant4$，屈服强度的 $n_s\geqslant1.5$，其试验压力公式中的系数取 1.5。而 ASMEⅧ—2 采用的安全系数 $n_b\geqslant3$，$n_s\geqslant1.5$，其试验压力公式中的系数取 1.25。通常常温下的许用应力都是基于抗拉强度，现以两个 n_b 值分别代入两个不同系数的公式中，分别得 $1.25\frac{\sigma_b/3}{[\sigma]^t}=0.41\frac{\sigma_b}{[\sigma]^t}$ 和 $1.5\frac{\sigma_b/4}{[\sigma]^t}=0.38\frac{\sigma_b}{[\sigma]^t}$，公式中系数小的试验压力反而大。日本取 1.5 系数，也是因其 $n_b\geqslant4$。本规定的安全系数 $n_b\geqslant3$，$n_s\geqslant1.5$，所以，修改条文中试验压力公式的系数也取 1.25。

2.0.3.2 严密性试验，修改条文作了较大变动，这是针对高参数，大容量机组管道在进行水压试验时可能出现的问题综合考虑的。首先对下述几方面有关管系水压试验情况，进行了分析；

第一，国外规程情况，管道系统安装完毕后，是否必须进行水压试验，国外有关规程规定也非完全一致，如美国 B31.1 和英国 BS806 两大规程就各持异议。前者规定“锅炉范围外的管道，必须按照 B31.1 有关条文进行水压试验”。后者则明确规定“Ⅰ级对口焊接系统，没有进一步做水压试验的必要；Ⅱ级对口焊接系统必须进行水压试验，如果管子接点是经过无损探伤，且安装前管子和管件都已做过水压试验，则无须要求做水压试验”。所谓Ⅰ级对口焊接系统，是指压力大于 1.7MPa 或温度大于 220℃的蒸汽管道和压力大于 2.4MPa 或温度大于 200℃的水管道，其他低压低温管道，即所谓Ⅱ级对口焊接系统。BS806 的规定明确表明在一定条件下可以不进行水压试验。前苏联规定“各类管道及其组件和阀门，在安装之后应进行水压试验”。日本也要求做水压试验。我国也有规定：“各类管道安装完毕后，应进行严密性试验……一般采用水压”。这是国内外规程规定的基本情况。由此也可看出，水压试验不是检验管系严密性的唯一手段。

第二，国内电站工程建设的实践中，某些管道安装完毕后，也多有不作水压试验而采用

其他检验措施代替的。例如，近几年来，从国外引进的一些机组工程中，对主蒸汽管道和再热蒸汽管道的检验情况，大致如下表所示。

工程名称	机组容量	管道名称	水压试验情况	管道检验措施	锅炉水压试验措施
南通(意)	350MW	主蒸汽	不做	100%X 射线探伤	
		再热蒸汽	不做	100%X 射线探伤	
珞璜(法)	360MW	主蒸汽	不做	100%X 射线探伤	
		再热蒸汽	不做	100%X 射线探伤	
神头二厂(捷)	500MW	主蒸汽	不做	100%焊口射线检查 100%焊口拍片检查	过热器出口设有水压试验阀
		再热蒸汽	不做	100%无损探伤	再热器进、出口均设有水压试验阀
大港二期(意)	330MW	主蒸汽	不做	100%γ射线探伤	过热器出口联箱处设有球形堵头
		再热蒸汽热段	不做	100%γ射线探伤	再热器出口联箱处设有球形堵头
		再热蒸汽冷段	不做	100%γ射线探伤	再热器进口联箱处设有球形堵头
平圩(美)	600MW	主蒸汽	不做		
		再热蒸汽			再热器进口设有水压试验阀
石横(美)	300MW	主蒸汽	不做		
		再热蒸汽			再热器进口设有水压试验阀
北仑港(美)	600MW	主蒸汽	不做		
		再热蒸汽	不做		再热器进口设有水压试验阀
岳阳(英)	362MW	主蒸汽	要求做，但实际有困难，有可能，也有条件不做	100%超声波探伤，100%射线探伤，100%磁粉外表检查	
		再热蒸汽热段		同主蒸汽	
		再热蒸汽冷段		100%超声波探伤，100%磁粉外表检查	
蒲城(罗)	330MW	主蒸汽	不详		锅炉出口侧管道上装有锅炉侧隔离阀
		再热蒸汽	不详		再热器进出口管道上均装有三用(正常运行、酸洗、水压试验)堵板
江油(法)	330MW	主蒸汽	不做	现场焊口都设计有射线探伤孔	过热器联箱第一段接管端设计有水压用临时堵头
		再热蒸汽热段	不做	现场焊口都设计有射线探伤孔	再热器出口联箱两端设计有水压用临时堵头
		再热蒸汽冷段	不做	现场焊口除锅炉出口段(双路)12个焊口中有6个不设外，整个管系上其余焊口全设有射线探伤孔	再热器进口联箱第一段接管端设计有水压用临时堵头
		高压给水	不做	现场焊口除锅炉进口侧逆止门、操作台、高加间连管的焊口外，整个管道上其余焊口皆未设射线探伤孔	省煤器进口联箱两端设计有水压用临时堵头

第三，轴向应力验算，对于水压试验期间管壁内应力，美国 B31.1 还有一条限定："偶然荷载以外的试验期间的试验压力，活荷载和死荷载引起的纵向应力之和，不得超过试验温度下材料屈服极限的 90%。"通过计算分析并以某工程（600MW 机组）不同性质管道的数据，验证目前常用几种管材的情况，得知低参数、大直径、薄管壁的管道，如低温再热蒸汽管道和低压供热蒸汽管道等，在进行水压试验时，由于水重较大，轴向应力有超限的可能。

第四，水压试验检验的可靠程度、管道设计中选用的许用应力值是与设计温度紧密相关的，同样一种材料，温度愈高许用应力值愈低，而水压试验基本上是在常温下进行的，此时许用应力值较高，两者相差甚大，特别是有蠕变的高温管道，许用应力值系按管材的高温持久强度选取的，其值更低，与常温下的许用应力值相比，相差就更为悬殊，例 10CrMo910 管材，$[\sigma]^{540}=52\text{MPa}$ $[\sigma]^{20}=150\text{MPa}$，进行 1.5 倍设计压力的水压试验时，管壁内最大应力不超过 78MPa，远小于 $[\sigma]^{20}$。因此，管道焊缝中即使有点缺陷，水压试验中也不一定能反映出来，某些安装单位也持有这种见解。他们认为打完水压合格后，运行中还有漏的，高压管道施焊中，即使有数道焊接缺陷，水压也不能发现，关键还是保证焊口合格。因此，对主蒸汽管道和再热蒸汽管道，这类管道以无损探伤检验，其可靠程度更大一些。

第五，对土建结构荷载的影响，在设计支吊架及提供土建设计用的荷载（结构荷载）时，除了管道本身的工作荷载外，"对于要做水压试验或因设备检修试压而管系有可能充水的蒸汽管道，还应加上水重"。这对于小管径管道影响不大，但对于某些管壁薄、直径大的管道，在其荷载中，水重不仅所占份额大，而且绝对值也大，再计及超载系数，支点承受的水重，就可能超过 10 吨以上。据此设计，无疑地对支吊架本体、生根结构，以及相关的土建结构相应要过分增大尺寸。此处如果采用临时支撑以解决试压水重的支承，设计时就应确定支持点的位置和荷载，并且施工时也很难保证实际支撑点能与设计位置吻合。

考虑到上述多种情况，修改条文中规定了对亚临界及以上参数机组的主蒸汽管道和再热蒸汽管道焊缝也可采用无损探伤来代替水压试验进行严密性检验。

水压试验的压力，"原管规"采用"设计压力的 1.25 倍"。目前大多数国家都超过此值，美国 B31.1 采用 1.5 倍，英国 BS806 采用 1.25～1.5 倍，日本也是 1.5 倍，只有苏联还是 1.25 倍。在涉外的工程中，标书对管道严密性检验的水压试验要求的压力，大多数是 1.5 倍。为此，根据上述情况修改条文，水压试验压力改为"应不小于设计压力的 1.5 倍"。

水压试验用水温度，国外规程中大多数只规定了下限温度，目的是防止试验期间管道发生冷脆破裂，如美国 EBASCO 公司规定 15℃，英国 BS806 建议不低于 7℃，前苏联要求不低于 5℃或不大于 70℃，我国其他规程也要求环境温度不低于 5℃，否则必须有防止金属冷脆折裂的措施。"原管规"只规定了上限温度 100℃而对下限温度无要求，修改条文改为"不低于 5℃也不大于 70℃"。

2.0.4 "原管规"第 1-5 条的修改条文。

管子材料中，"原管规"的常用管材钢号及其推荐使用温度表，修改条文中作了如下几点修改。

第一，"原管规"所列钢号是根据以往冶金部的管子标准编写的。80 年代以后，钢管的国家标准陆续颁发，与以往"冶标"相比有些变动，修改条文根据现已颁发的国家标准《高压锅炉用无缝钢管（GB5310—85）》、《低、中压锅炉用无缝钢管（GB3087—82）》和《碳素结构钢（GB700—88）》等所列钢号，选取出目前电站管道设计中常用管材的钢号，并考虑到与"90 应

规”常用国产钢材的许用应力表相对应，对原表钢号进行了调整，其中增加了 20G。

第二，普通碳素钢的牌号表示方法，现按 GB700—88 修改。按 GB150—89 规定 Q235—A、Q235—B 和 Q235—C 的适用范围下限温度改为 0℃，仅 Q235—D 因技术条件上要求在 −20℃温度下进行冲击试验，可以用在 −20℃。

第三，对碳素钢管的使用温度进行了调整。“原管规”对 10 和 20 号钢的推荐使用温度分别为 −20～440℃和 −20～450℃。由于碳素钢在高温下长期运行石墨化问题比较突出，我国中压中温电厂主蒸汽管道的石墨化和三通破裂情况已有发生，如山东韩庄电厂，河北石家庄电厂等。为了防止碳素钢管石墨化问题，劳动人事部 1987 年颁发的《蒸汽锅炉安全技术监察规程》规定：10、20 号钢(GB3087)蒸汽管道的适用范围等于或小于 430℃，电力工业部 1985 年颁发的《电力工业锅炉监察规程》规定：20 号钢(GB3087)蒸汽管道的适用范围等于或小于 425℃。因此，修改条文中 10、20 号钢的推荐使用温度改为 −20～425℃，允许上限温度 430℃。对于 16Mn 钢，“原管规”规定推荐使用温度 −40～450℃，允许上限温度 475℃。而上述两个监察规程都规定 16Mng 钢(GB713)的适用范围等于或小于 400℃，这次修改条文也改为 −40～400℃。

第四，增加了 20G(GB5310)钢号。这种钢的适用范围，除了能满足上述 10、20 号钢(GB3087)的要求外，在有条件限定的情况下还可满足 450℃温度下长期运行，作为中参数主蒸汽管的管材。上述劳动人事部或电力部的规程都已涉及，规定 20G 钢蒸汽管道的适用范围等于或小于 430℃，但都加有注解，“要求使用寿命在 20 年内可提高至 450℃”。因此，修改条文改为 20G 钢的推荐使用温度为 −20～430℃，若要求使用寿命不超过 20 年允许上限温度 450℃。

“原管规”第 1-5 条对锅炉安全阀后的排汽管、锅炉点火排汽、高温段汽封及高温漏汽管道，还作了选材规定，修改条文中删去此条，主要是强调按规定选用，如工程有特殊要求，可特殊处理，不作为正式规定。

2.0.5 “原管规”第 1-6 条的修改条文。

“原管规”本条的标题是“基本许用应力”，目前国内外规程都不这样称谓，只用“许用应力”。修改条文中也不再使用这个术语。

许用应力取用的基准，“原管规”中有钢材在设计温度下的抗拉强度最小值 σ_b^t，其他标准中也不采用，多年来实践证明，用 σ_b^t 作为许用应力取用的基准，意义不大，“90 应规”和“元件强度标准”中都已取消，因此，修改条文也予删掉。

安全系数的选用，国内标准多不统一，如下表所示：

	水管锅炉受压元件强度计算 GB9222—88	钢制压力容器 GB150—89	90 应规	原管规
基于抗拉强度 σ_b^{20}	2.7	≥3	3	3
基于屈服极限 σ_s^t 或 $\sigma_{s(0.2\%)}^t$	1.5	≥1.6	1.5	1.5
基于持久强度 σ_D^t	1.5	≥1.5	1.5	1.5

其中国标 GB9222—88 与 GB150—89 也不一致，考虑到本系统规程能相互协调，并有连贯性，修改条文仍采用“原管规”的规定并与“90 应规”一致。

2.0.6 “原管规”第 1-7 条的修改条文。

原条文笼统地指出焊接应符合《电力建设施工及验收技术规范（火力发电厂焊接篇）》的要求。但在设计中遇到管道焊接的具体问题（如：异种钢焊接；不同壁厚管子的对口焊接等）时，很难处理得当，为了使设计人员掌握管道的焊接基本要求。本次条文给出了新编国标的碳钢、低合金钢焊条及焊丝的型号、化学成分及性能。并根据钢材的化学成分和力学性能等特性选取适合的焊条。同时，规定了同种钢焊接或异种钢焊接时，焊条（焊丝）的选用要求。

对于常用焊接接头基本形式及尺寸和不同厚度对口时的处理方法，均在附录中以图形方式表示，以供设计人员在工程中应用。

3 管子的选择

3.1 管径选择

3.1.1 “原管规”第 2-1 条的修改条文。

管径选择的原则和计算公式，“原管规”的规定全部保留，但对主蒸汽管道、再热蒸汽管道和高压给水管道，由于管壁厚，材质优，管径大小对工程的建设费影响较大。加上这几根管道又直接连接到主设备上，管径大小直接关系到机组运行的经济性，因此，修改条文强调这几根管道的管径选择应通过优化计算确定。

3.1.2 “原管规”第 2-2 条修改条文。

管道内介质的推荐流速，多年都是作为管道内径尺寸选择的根据。在满足管道通流能力及其允许压降的基础上，流速的大小直接涉及到管道的经济性。由于具体工程中实际情况比较复杂，相互差异较大，我国的钢煤比价又多年受计划经济的影响，不能真正反映价格规律，无法通过技术经济比较来确定各类管道确切合理的介质流速。但是，自 80 年代以来，我国电力建设已逐步进入高参数、大容量机组的范畴，陆续由国外不同国家引进机组及电站设计技术，由此，可以找到一些借鉴资料。这次修订，从这些引进的电站设计技术中，收集到美、英、苏、德、日、意、罗、捷等 8 个国家 10 个单位的规定（管道介质推荐流速），并对 16 个引进机组电站中四大管道的实际流速进行了对比分析，综合得到一个“推荐的管道介质流速”表，作为推荐值。

为了对比分析方便，现将 10 个单位的规定和“原管规”的规定，按不同管道，分别绘制成下列对照图表。

从对照图表上，可以看出，“原管规”推荐的管道流速，有些管道与国外好些规定差不多，大部分能覆盖，修改条文中可以沿用，如主蒸汽管道、饱和蒸汽管道、去减压减温器蒸汽管道、低压给水管道，凝结水泵入口侧管道、其他水管道（包括压力管道、离心泵入口管道和自流、溢流管道）。其中主蒸汽管道，美国推荐值很高可到～100m/s，但实际工程中取值仍然很低，也在 40～60m/s 内。

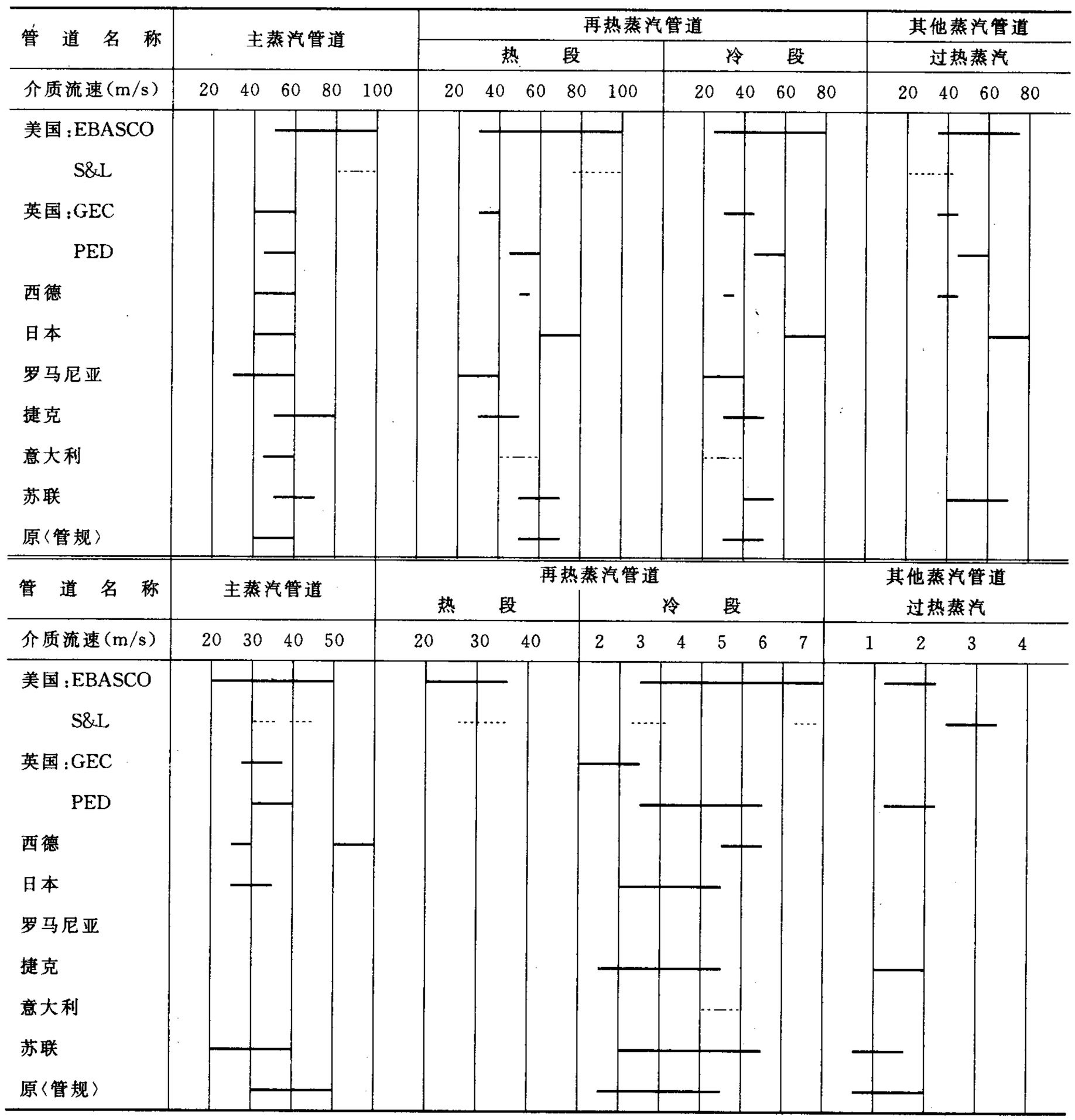
修改条文推荐表中，增加了加热器疏水管道的推荐流速。目前我国新建工程安装的机组，

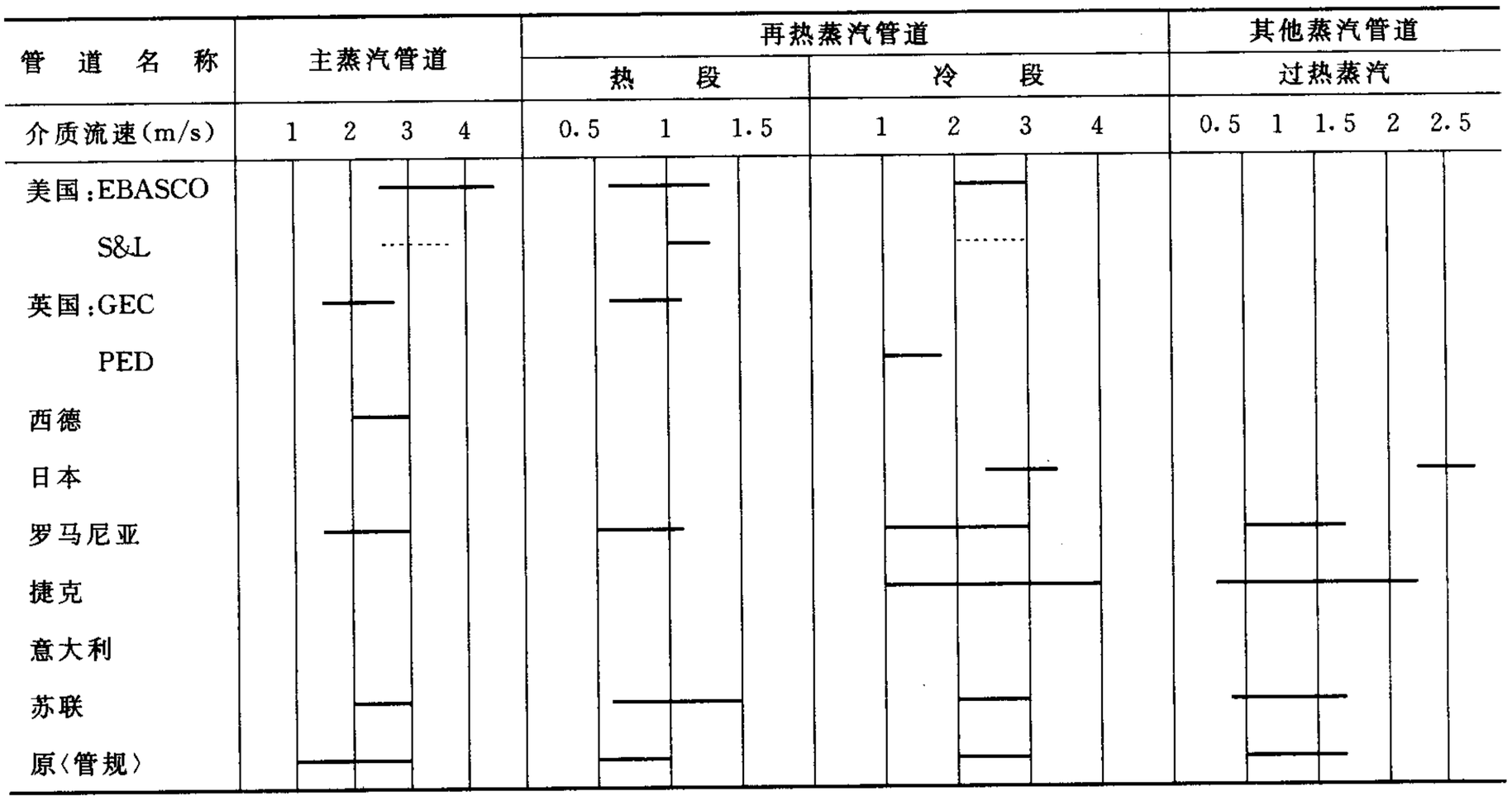
已进入了高参数、大容量范畴，加热器的疏水量增多，规定流速，可使疏水管尺寸的选择有所依循，修改条文是参照美国 EBASCO 公司的规定推荐的。

其他条文在“原管规”的基础上作了适当修改。

凝结水泵出口管道，“原管规”规定的推荐流速为 1～3m/s，国外标准中除美国推荐值较高，上限可达 4.57m/s 外，其余都在 2～3m/s（或 1.5～3m/s）范围内，两相比较“原管规”的下限稍低一些，考虑到凝结水泵前后管道内介质流速应有明显的区别，下限宜比泵前略高一些较为合理，并考虑上限能包罗目前工程中实际情况，也略为提高一些。这样，修改条文推荐的流速就改为 2.0～3.5m/s。

高压给水管道，从对照图表上看，除英国 GEC 公司较低（1.5～3m/s）和美国上限较高可达 7.6m/s 外，绝大多数国家基本上都差不多，都在 2～6m/s 之间。至于具体工程取用的流速，





从统计所涉及的国家来看,基本也是在各自所推荐的范围内。电站内主汽、再热汽以外的其他蒸汽管道,参照国外按过热,饱和,湿蒸汽分类,推荐流速的具体数值,按"MNE—65 准则",并考虑与本规定其他管道相协调,取用过热蒸汽 35～60m/s,饱和蒸汽 20～50m/s,湿蒸汽 20～35m/s。

另外,管道介质流速推荐的是一个范围,虽然都在推荐范围内,靠近上限和靠近下限对管径的影响也是很大的。因此,具体选用时还应考虑到管径大小、介质参数高低的影响。直径较小、介质参数低的管道宜采用较低的值。

3.2 壁 厚 计 算

3.2.1 "原管规"第 2-4 条的修改条文。

新公式来源于美国 B31.1 规程,与"90 应规"一致。

由于所列公式是根据管壁内压平均应力导出的,考虑内压周向应力是平均分布的,而管壁内周向应力的分布,实际是不均匀,内壁大,外壁小,在外径(或内径)一定时,壁厚愈大,内外壁应力值差别也愈大,因此,内壁内压周向应力比平均周向应力要高,因而有时按平均应力是满足了,而内壁实际应力却超过了屈服极限,产生材料屈服,甚至管壁上出现大面积屈服,这对管子的运行不利。通过计算比较,如果以管壁内压平均折算应力(应力为平均值)选择管子壁厚时,当许用应力采用以屈服极限为基准的安全系数为 1.5 时,在 $\beta=D_o/D_i$ 值等于 1.6 时,管子内壁才有可能开始屈服,内壁内压实际折算应力超过屈服极限的 2%,但管壁大部分仍处于弹性状态。根据国内近年来已建或在建的 14 个电站主蒸管道的统计结果,除石洞口电站 $\beta=1.7$ 外,其余的都在 1.6 以下。石洞口电站 β 值之所以高,是因为参数是超临界,且管材取用强度相对较低的 A335P22,使管子壁厚尺寸达到 136mm。今后电力建设中,主蒸汽管道的选材趋向于选用强度更高的管材,以降低管壁厚度,这样,管道的 β 值基本上都能在 1.6 以下,能保证管壁不会出现大面积的屈服。"原管规"对 β 的限定是小于或等于 1.7,仍能适应当前和今后一段时

间内新安装机组的要求。因此，修改条文保留了 β 值等于或小于 1.7 作为管壁计算公式的适用条件。

3.2.2 “原管规”第 2-5 条的修改条文。

这次修订中，直管壁厚计算公式采用 B31.1 的公式，计算结果是最小壁厚，其含义已包括了腐蚀裕度。因此，修改条文中计算壁厚的裕度仅有一项，即管壁负偏差的附加值。

直管的取用壁厚，“原管规”只规定了“应不小于管子的计算壁厚”内容偏于简单。修改条文在“原管规”的基础上，增加了按外径×壁厚和最小内径×最小壁厚标示的管子分别依循的选择原则。

3.2.3 “原管规”第 2-6 条修改条文。

管子壁厚负偏差的附加值，修改条文中明确“原管规”的条文，无缝钢管部分只适用于管子规格是外径×壁厚标示的管子，查取负偏差系数 A 的表列数值，取消了“原管规”多增加的 5%，还补充了负偏差系数 A 的计算公式 $A=\frac{m}{100-m}$，其中 m 为管子产品技术条件壁厚允许负偏差(%)。

对于管子规格以最小内径×最小壁厚标示的无缝钢管，因为本来就是最小壁厚，不可能有负偏差。因此，明确规定这类管子的壁厚负偏差的附加值为零。

对于焊接管子，直缝焊接管是用钢板卷制，管子的壁厚负偏差就是钢板的厚度负偏差。螺旋焊缝管道按产品行业标准规定有壁厚允许偏差值。

3.2.4 新增条文。

修改条文将弯管实测壁厚限定不得小于弯管的计算壁厚，含意是弯管上任何一点的壁厚都不得小于弯管在该点的计算壁厚。显然不可能每一点都去核算，但是，弯管是由直管弯制成的，为了补偿弯曲面最外侧的减薄量，选用的直管壁厚就应有一定的裕度，即弯制前的直管上任何一点都有这个裕度。对外半侧而言，靠这个裕度来补偿各处的减薄量；对内半侧而言，靠这个裕度来补偿应力的增加。弯管最外侧减薄量最大，最内侧应力增加最大，只要这两处的裕度没有用完，弯管运行中的安全性就能保证。因此，只要制造工艺合理能控制住最外侧和最内侧的壁厚，满足该处计算壁厚的要求即可。

由于弯制过程中，弯管外侧受拉伸变形后壁厚要减薄，减薄量的大小与弯管的弯曲半径 R 和弯制工艺水平有关。因此，在用作弯制弯管的直管段的壁厚，必须大于相连直管允许的最小壁厚，且有一定的裕度以补偿弯制过程中的减薄量，即留的裕度应大于弯制工艺上可能产生的最大减薄量。美国 B31.1 规程认为当采用好的工艺操作时，用下表所示最小厚度的直管来弯制弯管，对减薄量的补偿是足够的，能满足最小壁厚的要求。

弯曲半径 R	≥6 倍外径	5 倍外径	4 倍外径	3 倍外径
推荐弯制前最小厚度 s_b	$1.06s_m$	$1.08s_m$	$1.14s_m$	$1.25s_m$

注：s_m 是相连直管的最小厚度，其中不包括负偏差的附加值。

英国 BS806—86 也有规定，对于外径 $D_o \leqslant 219.1$mm，$R/D_o=2.4\sim3.2$(用于外径 26.9～219.1mm 管子)和 $D_o>219.1$mm，$R/D_o=3.3\sim4.4$(用于外径 244.5～457.0mm 管子)推荐弯制前最小厚度 $s_b=1.125s_m$；对于外径 $D_o>219.1$mm，壁厚 $s\geqslant35$mm，$R/D_o=4.7\sim5.0$(用于外径 244.5～457.0mm 管子)，推荐弯制前的最小厚度 $s_b=1.1s_m$。

对于允许负偏差比较大的管子，当其具有最大负偏差时的管子壁厚即相当于相连直管的

最小壁厚。因此，具有正偏差的管子，其壁厚本身就较相连直管的最小壁厚多一个裕度，其值最小也等于最大负偏差值。这个裕度也可以利用来补偿弯管外侧的减薄量。

上述两种方法都是能补偿弯管外侧受拉的减薄量，保证弯管满足最小厚度的可靠手段，因此，修改条文中两种方法都推荐。对于以最小内径×最小壁厚标示的管子，因其壁厚无负偏差，且允许正偏差也不大，应采用直管订货壁厚加大的方法；对于以外径×壁厚标示的管子，一般负偏差都很大，宜采用挑选正公差管子的方法。

椭圆度也是表示弯管质量好坏的特征之一，椭圆度大了，弯管受内压作用产生的椭圆应力，影响弯管的强度。前苏联的管壁计算公式还特地列出一项椭圆度的附加值。国外规程绝大多数都是限制弯管椭圆度，在限定范围内都不计及其对壁厚计算的影响。例如，美国 B31.1 规程限定不超过 8%，英国 BS806 规程和西德限定不超过 5%，前苏联规定椭圆度小于 3%时，椭圆应力可以不计。我国《电力建设施工及验收规范(管道篇)》规定不得大于 6%(对于 PN≥10MPa 管道)或 7%(对于 PN<10MPa 管道)。修改条文规定为弯制后的椭圆度不得大于 5%。这是考虑当前我国采用了中频弯管，弯制的工艺水平有很大提高，成型弯管的初始椭圆度，一般都比规定值还要小，例如，天津电建公司修造厂近年来大量弯管的实践数据表明，高压厚壁管中频弯管的椭圆度都很小，一般在 1%～2%，个别 3%。常州电力修造厂引进一台日本 48B 型中频弯管机初期试弯 4 个弯管，椭圆度都在 3%以下。因此，修改条文规定的椭圆度，虽然比《管道篇》提高了，但由于目前弯管技术进步、弯制工艺水平提高，弯管成品满足不大于 5%，是可以做到的。

3.3 管子类别选择

3.3.1 新增条文。

本条规定了无缝钢管、焊接钢管和低压流体输送用焊接钢管等各类管子各自的适用参数范围，并明确了高参数大容量机组适用的焊接管的条件，使管子类别选择上有所约束。

所谓“高质量特殊焊接钢管”，指像美国的电熔焊焊接钢管等。

4 管道附件的选择

4.1 一般规定

4.1.1 “原管规”第 3-2 条的修改条文。

本条和原有条文的区别在于强调了标准。产品设计应按有关标准，产品制造及验收亦应按照国家标准(或行业标准)，对新产品还要求经主管部门鉴定合格后方能使用。这样就能杜绝不合格的产品在电厂内使用，以保证电厂安全满发。

4.1.2、4.1.3 “原管规”第 3-2 条的修改条文。

将原条文分成两条，这样更加明确。

4.2 选 择 原 则

4.2.1 “原管规”第 3-3 条的修改条文。

补充了法兰及法兰联接计算方法。

4.2.2 “原管规”第 3-4 条的修改条文。

修改共有下列四处：

1）增加了“根据布置情况，也可采用符合国家标准（或行业标准）的弯头”。扩大了弯头的使用范围。

2）根据前苏联对损坏了的冷弯弯管分析表明：冷弯且未经热处理的弯管损坏率较高，故对冷弯弯管的使用条件作出限制，规定使用在 PN<1.0、DN<50 的范围内。

3）对弯管的弯曲半径在条文中不作规定，可以采用《87GD》典设数据，也可根据实际情况确定。热成型弯头的弯曲半径改为 1.5DN 与国际通用标准一致。

4）增加了适用于高参数大容量机组的大直径焊接弯头的要求。

4.2.3 “原管规”第 3-5 条的修改条文。

根据相关国标的标准已将大小头改称异径管，P_g 改称 PN。

4.2.4 “原管规”第 3-6 条的修改条文。

修改共有下列五处：

1）鉴于“原管规”不包括 600MW 机组，故 600MW 未列主汽三通型式。本次修订根据目前 600MW 机组主汽三通国内通过鉴定的实际状况采用锻制，小管径三通可使用挤压三通，只列入了锻制一种。目前正试制锻焊三通，待经过鉴定后，再予以补充。

2）从目前挤压三通的加工工艺来看，既有热挤压也有冷挤压成型，“原管规”只提热压不妥，故本次修订统称为挤压三通。

3）“原管规”再热蒸汽管道可采用蝶式加强焊制三通，鉴于蝶形板为不连续结构温差应力较大，且蝶式加强焊制三通的应力加强系数也大，现已由厚壁加强焊制三通替代，故在条文中已改为焊制三通。当然，在无其他合适的三通可资应用时，仍可使用蝶式加强焊制三通。

4）对于 PN≤10 的管道三通，可采用厚壁加强焊制三通，也可逐步推广使用挤压三通。

5）目前单筋加强三通加工工艺粗糙，单筋与主管间的连接焊缝质量不高，影响加强效果，故在条文中注明应保证焊接质量。

4.2.5 “原管规”第 3-7 条的修改条文。

仅个别文字上略有修改，删去了对焊堵头的限用参数。

4.2.6 “原管规”第 3-8 条的保留条文。

4.2.7 “原管规”第 3-9 条的修改条文。

共有下列二处修改：

1）焊制波型补偿器由于波形中间有焊缝，而该处正位于弯曲应力较大之处，故原条文规定只能用在设计压力不超过 0.7MPa、温度不大于 300℃的管道上。考虑近年来随着制造波纹管补偿器的工厂大量涌现，波纹管补偿器的供货十分简便，本次修改不再推荐焊制波型补偿器。

2）波纹管补偿器增加了核算疲劳寿命的条文。

4.2.8 “原管规”第 3-10 条的修改条文。

修改有以下四处：

1）增加了有关调节阀选择的条文。

2）目前，疏水阀种类较多，故补充本条文。

3）鉴于气动操作装置在电厂使用日益普遍，增加了有关气动操作装置的条文。

4）升降式水平瓣止回阀只能装在水平管道上，用词程度将“宜”改为“应”。

5 管道及附件的布置

5.1 管 道 布 置

5.1.1 “原管规”第 4-1 条的保留条文。

5.1.2 “原管规”第 4-2 条的保留条文。

5.1.3 “原管规”第 4-3 条的修改条文。

主蒸汽及再热蒸汽管道采用单管布置方式或带有混温管的双管布置方式将锅炉左右两侧过热器出口或再热器出口的蒸汽进行混合，然后进入汽机，有利于减少汽机两侧进口蒸汽温差，减少汽缸的温差应力、汽缸扭曲、轴封摩擦等，使汽机运行平稳，延长使用寿命。在管件、管材能解决的前提下，采用单管或具有混温措施的管道布置较为合理。

5.1.4 新增条文。

存在汽水两相流动的管系，布置管道时，宜先垂直走向，目的是使管道下游的介质先有一定高度的水柱，减轻两相流动的影响。曾对某工程的锅炉紧急放水管道进行如此改线，结果降低了管道的振动，运行良好。

5.1.5 新增条文。

我国大机组配备的旁路阀大部分都是引进或仿造国外的，他们对旁路及管道的布置都有特殊要求，难于归纳统一，故条文规定“应与制造厂协商确定”。

5.1.6 新增条文。

摘录于美国 ANSI/ASME B31.1 附录 Ⅱ 5.0～5.3 中的部分内容。

对于安全阀排汽管的布置，当排汽管采用开式系统，如果阀门和阀管上无支架时，为减少反作用力矩而定向布置的角式排放弯头，在弯头出口端部必须至少留有一段不小于 1 倍管径的直段，以保证在所希望的角度上产生反作用力，且使排放管接口与排放弯头出口段中心线相一致，排放管与联箱（或主管）中心线成垂直。

安全阀出口与第一只出口弯头之间无支架时，两者之间的直管段，应尽可能短，以减少反作用力矩的影响。

5.1.7 “原管规”第 4-4 条的保留条文。

5.1.8 新增条文。

除氧器滑压运行时，在甩负荷以后，除氧器内压力和给水泵吸入侧介质汽化压力随时间而变化，由于蓄热和进、排水的影响，过程复杂化。下水管道的管径和布置对其有直接影响，因此，

应进行“除氧器滑压运行暂态过程计算”，核算给水泵吸入侧的净正吸水头是否满足要求。

5.1.9 “原管规”第 4-5 条的保留条文。

5.1.10 “原管规”第 4-6 条的保留条文。

5.1.11 “原管规”第 4-7 条的部分条文。

为了条理清楚，将平行管道之间的净空距离单独列出，作为本条文的内容。至于管道布置还应考虑支吊架的有关内容详见 5.1.13。

5.1.12 “原管规”第 4-8 条的保留条文。

5.1.13 “原管规”第 4-7 条的部分条文。

5.1.14 原管规第 4-9 条的修改条文。

管子外表面或保温层表面与楼梯踏步上方的净空距离，为与《火力发电厂建筑设计技术规定》相协调，按其要求改为 2200mm。

5.1.15 “原管规”第 4-10 条的保留条文。

5.1.16 “原管规”第 4-11 条的修改条文。

此次修订蠕变分界点为 430℃，同“90 应规”取得一致。

修改自流管道的疏水坡度，是由于原规定的坡度，对某些自流管道（如小管径，较高流速）不适用，坡度偏小，此次修订，按管道的自流条件确定，管道自流的最小坡度为：

$$i = 1000\frac{\lambda}{D_i}\cdot\frac{w_m^2}{2g}$$

式中 λ——管道摩擦系数；

D_i——管道内径，mm；

w_m——管道平均流速，m/s。

增加除氧器下水管道的坡度为 0.15，目的是防止给水泵或前置泵产生汽蚀，数值取自国外资料。

汽机本体范围内管道的疏水坡度，主要是从防止汽机进水的要求出发的，这些管道的疏水坡度一是参照美国 EBASCO 公司的设计规定而定，二是 1985 年 7 月水利电力部及规划院组成调查组，对东北地区 200MW 机组发生七次大轴弯曲事故进行了实地调查，提出了调查分析报告及预防措施，编制了《防止 20 万千瓦汽轮机进水引起大轴弯曲事故的暂行设计技术规定》，此条文旨在执行此规定。

5.1.17 “原管规”第 4-12 条的修改条文。

现在大机组的管道弯制，一般均采用中频弯管机。为减少管道的焊口，工程中除采用单个弯管弯制外，还采用连续煨制弯管。为使弯管顺利弯制，中频弯管机对弯管两端及两弯管中间都有直管段要求。

5.1.18 “原管规”第 4-13 条的保留条文。

5.1.19 “原管规”第 4-14 条的保留条文。

5.1.20 “原管规”第 4-15 条的保留条文。

5.2 附 件 布 置

5.2.1 “原管规”第 4-16 条的修改条文。

原规定与《电力建设施工及验收技术规范(管道篇)DJ56-79》第62条有点矛盾。管道篇规定"管子两个接口间的距离不得小于管子外径,且不少于150mm"。装设直管段的目的,是为了在检修切割管件时,不致损伤成型附件。对于大直径、薄壁管,若按照"管道篇"所规定的一个直径长度,显得太长,若按原管规直管段长度200mm,又短些,因此本次修编规定为,对于此种管道,其直管段长度应适当加长。

5.2.2 "原管规"第4-17条的保留条文。

5.2.3 新增条文。

目前,国外引进机组,如江油电厂2×330MW亚临界压力机组,珞璜电厂第一期工程2×360MW亚临界压力机组,南通2×350MW亚临界压力机组,石洞口第二发电厂一期工程,2×600MW超临界压力机组等,还有国内的引进型机组,如石横、铁岭、吴泾300MW亚临界压力机组,哈尔滨第三发电厂2×600MW亚临界压力机组等,其主蒸汽管道、再热蒸汽管道的合(分)流三通,基本上都采用了斜三通或Y型三通。采用斜三通,可以减少管道的阻力,减小两管道进汽机的压差,充分利用高温、高压能量。

5.2.4 新增条文。

目前,国内引进美国西屋公司的300MW、600MW汽轮机,其主汽、高温再热汽门能承受水压实验压力,故不设水压试验门,但是,我国生产的引进型300MW、600MW机组,其主汽、高温再热汽门,有些汽轮机厂不允许承受水压试验压力,造成锅炉检修后水压试验困难,故应增设水压试验门或采取其他隔离措施。

5.2.5 "原管规"第4-18条的保留条文。

5.2.6 "原管规"第4-19条的保留条文。

5.2.7 "原管规"第4-20条的保留条文。

5.2.8 新增条文。

存在两相流动的管系,一般以控制流量的调节阀为分界点。调节阀前为单相介质,调节阀后才出现两相流动。调节阀的位置宜接近接受介质的容器,这样既缩短了调节阀和接受介质的容器之间的距离,减少厚壁合金钢管材的使用量,同时削弱了由于汽水两相流动引起的振动和噪声等影响。如果条件许可,调节阀最好直接与接受介质的容器连接,如图5.2.8-1,但这种接法,在容器内接入管附件应有防止汽水流冲蚀的挡板,以免容器内的设备遭受损坏。如果调节阀不能直接与接受介质的容器连接,则调节阀后按流向所遇到的第一个弯头应改用图5.2.8-2

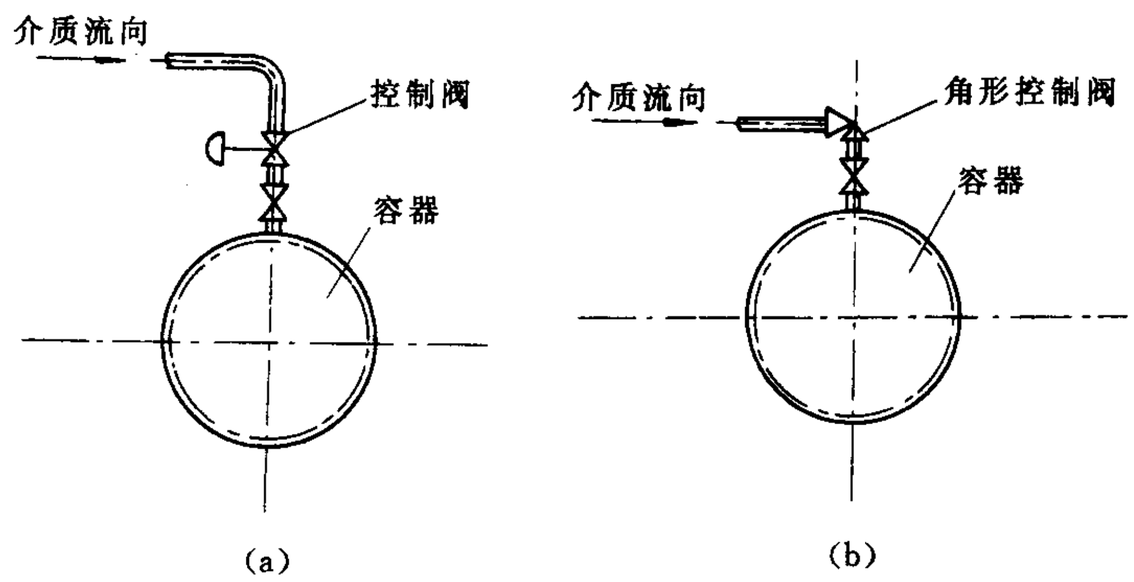


图 5.2.8-1

(a)直通阀;(b)角式阀

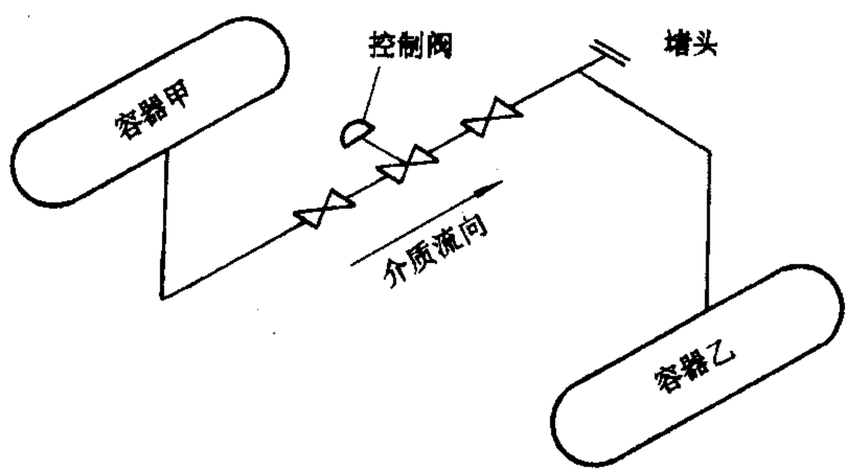


图 5.2.8-2

所示的三通连接方式。调节阀直通的一端加设堵板。用以吸收能量较大的汽水两相混合物的冲击。

5.2.9 新增条文。

目前，我国引进的或国产的大容量机组都配有汽轮机旁路系统。根据旁路阀的布置特点及要求。本条文仅规定了旁路阀布置的共性部分。对于各厂家旁路阀的具体要求。设计中应考虑制造厂的要求。

5.2.9.1 新增条文。

我国大机组所配备的旁路阀，都具有协助主蒸汽暖管和减少氧化物粒子的侵蚀的功能。从这两点考虑，高压旁路布置应靠近汽轮机，并从主蒸汽管道的低位点接出更有利。这样，过热器和再热器管中的剥离物，在锅炉起动时对于备有旁路系统的机组，有足够的汽流通过旁路系统直接进入凝汽器，使这些粒子不进入汽机，同时，加速主蒸汽暖管。

5.2.9.2 新增条文。

根据厂家及旁路阀的运行维护要求。

5.2.9.3 新增条文。

从安全考虑，防止旁路阀关闭不严或误动作而造成汽机进水。

5.2.10 新增条文。

摘录于美国 ANSI/ASME B31.1 附录 Ⅱ 5.0～5.3 部分内容。

主蒸汽和高温再热蒸汽管道上的安全阀，应距上游弯管(头)起弯点不小于 8 倍管子内径的距离，以防止振动。如果蒸汽流向是从垂直向上转为水平方向，应增大安全阀的这一装置距离。

两个或两个以上安全阀布置在同一管道上时，其间距沿管道轴向应不小于相邻安全阀入口内径和的 1.5 倍；当两个安全阀的引出管在同一断面的周向引出时，其周向间距的弧长应不小于两安全阀入口内径之和。规定上述距离，主要是从主管强度以及扳手空间考虑的。

5.2.11 “原管规”第 4-21 条的修改条文。

目前，国内引进的大机组当中，主蒸汽和再热蒸汽管道普遍取消了蠕胀监察段。因为，高温、高压管道材料主要为 10CrMo910、A335P22 或 F12，这些钢种，在国外已使用几十年，管材性能已经掌握。同时，根据国内的多年运行经验，本规定选取三组蠕变测量截面来代替蠕胀监察段。

5.2.12 “原管规”第 4-23 条的修改条文。

原规定流量测量装置前后应有一定长度直管段，装置前不小于管内径 20 倍，后不小于 6 倍。但目前世界上多参照 ISO5167 标准，我国国标 GB2674—81 是按 ISO/R541 编制的。此次修订，就是与国标取得一致。新条文强调按表 5.2.12 查取，但考虑到喷嘴或孔板孔径，通常未知，使该表使用不便，因此 20 倍和 6 倍的条件仍然保留。

5.3 管道的补偿

5.3.1 “原管规”第 4-24 条的部分保留条文。

将此内容分开，是为了条文的内容更具有条理性。

5.3.2 “原管规”第 4-25 条的修改条文。

具体规定了应进行电算的管道及主管道与多分支管道联合计算的原则。当主管与支管的刚度比大于 7 时〔即 EI（主管）/EI（支管）>7〕，支管可不必与主管联合电算。

5.3.3 “原管规”第 4-26 条的修改条文。

“原管规”此条文判别式是按美国方法判别。根据多年的设计经验，该方法判别管系的安全性误差很大，结论有时是错误的。因此，本条文推荐附录 D（前苏联方法）进行判别。

以下列出美国方法与前苏联方法的比较：

1）公式的使用范围

前苏联方法，对管道的形状、材料没作具体限制，其适用范围广；而美国方法适于黑色金属材料，对于不等脚“U”型管（$X>1.5$）或大直径薄壁管等使用时应特别注意。

2）公式中考虑的因素

前苏联方法，不仅考虑了管道的形状 X，而且考虑了管道材料特性，如 E、α、$[\sigma]$ 等。而美国方法在管道材料特性方面仅考虑 α。

3）公式的来源

前苏联方法是 60 年代在苏联学者进行大量计算实例之后提出来的。该方法是在汇集了 Γ 型、⌐ 型、⌐ 型、⌐⌐ 型、⌐⌐ 型等管形计算结果的基础上得出来的，因而实用价值较大，可信度高。

4）公式的包容性

前苏联方法的计算结果，其合格性区间基本包容了美国方法，而且前苏联方法其合格区域（A 区）加必须计算区（B 区）接近于有限元法的计算结果。

5）公式的延伸性

前苏联方法在可估算出接点位移情况下，适用于多分支管道及管径变化的管道。

6）前苏联方法偏离于有限元法的主要原因。

前苏联方法的公式中应力检验是以许用应力 $[\sigma]$ 检验管道应力，不是以许用应力范围 $[\sigma_f]$ 来检验管道应力变化幅值，但此方法中考虑了一定的安全储备系数，采用了 $[\sigma_f]=[\sigma]$，而有限元法中，是采用 $\sigma_f\leqslant[\sigma_f]$ 来判断管道的补偿能力，这就是前苏联方法偏离于有限元法的主要原因。

5.3.4 “原管规”第 4-24 条的部分保留条文。

5.3.5 新增条文。

波纹管补偿器，分为吸收轴向位移的补偿器、吸收横向位移的补偿器及吸收双向（轴向、横向）位移的补偿器，它们的受力情况是不同的，应根据其类型确定其受力情况，并强调这些推力较大，应注意其影响。

至于推力及补偿的具体计算公式（“原管规”第 4-28 条～4-31 条）移到附录 D.2 中，以减少条文中波纹管补偿器的篇幅，避免与 5.3.1 条矛盾，误认为有优先推荐使用波纹管补偿

器之意。

5.4 管道的冷紧

5.4.1 “原管规”第4-33条的修改条文。

本次修订同“90应规”中第5.0.4条取得一致。

5.4.2 新增条文。

当管系中有限位或刚性吊架时，计算时应以限位支吊架（或刚性吊架）为分割点，分段计算其冷紧量，而实际施工中，可以通过放拉杆或松限位方式集中到一个冷紧口进行冷紧，这样可简化施工工作量。

5.4.3 “原管规”第4-35条的保留条文。

6 水力计算

6.1 一般规定

6.1.1 “原管规”第5-1条的修改条文。

增加了“确定管道内任一截面上状态”的说明。因为有些问题，如排汽管的计算有时需要了解某一中间断面处介质的参数，这要通过水力计算来完成。

6.1.2 “原管规”第5-2条的修改条文。

新条文对考虑压降富裕量的要求进行了适当的放宽，主要原因是：

1）根据多年的经验，在“原管规”中给出的各种管件的局部阻力系数普遍偏大，而在“新管规”中仍要继续使用这些数据，如再考虑10%的富裕量，则压降的偏差就更大了。

2）在《火力发电厂设计技术规程》中，有关选择泵扬程的计算条文，要求介质的流动阻力加10%～20%的裕量，如重复考虑流动阻力的裕量，泵的扬程将会很大，使系统不经济。

根据以上的原因，考虑压降富裕量的大小应根据具体情况而定。因此，新条文规定：“计算管道压降时，应考虑一定的裕量，其值可取计算压降的10%”，将用词的严格程度，由“应”放宽成“可”。

6.1.3 新增条文。

雷诺数是判断流体流动状态的重要参数，管内介质的流动是层流还是湍流，是与雷诺数的大小有关的，而管道的摩擦系数是与介质流动状态及管壁的相对粗糙度有关。理论上把流动状态分为以下几个区域，在不同区域内摩擦系数计算式是不同的。

层流区，摩擦系数按下式计算：

$$\lambda = 64/Re \tag{6.1.3-1}$$

理论光滑管内的湍流，摩擦系数按下式计算：

$$1/\sqrt{\lambda} = 2\lg[Re\sqrt{\lambda}/2.51] \tag{6.1.3-2}$$

过渡区，摩擦系数按下式计算：

$$1/\sqrt{\lambda} = -2\lg[2.51/(Re\sqrt{\lambda}) + \varepsilon/(3.71D_i)] \quad (6.1.1\text{-}3)$$

粗糙管内的湍流，摩擦系数按下式计算：

$$\lambda = 1/\left(1.14 + 2\lg\frac{D_i}{\varepsilon}\right)^2 \quad (6.1.3\text{-}4)$$

式中 λ——摩擦系数；

Re——雷诺数；

ε——管子等值粗糙度，m；

D_i——管子内径，m。

在“原管规”的第5-3条给出的摩擦系数计算式便是（6.1.3-4）式。这是基于发电厂中的汽水管道内介质的流动，大都处在粗糙管内的湍流区，虽有少部分不在此区域内，但摩擦系数相差很小。针对该问题我们进行了专题研究，结果发现电厂中汽水管道确有一部分管内介质的流动不是处在粗糙管的湍流区内，虽然按式（6.1.3-4）计算出的摩擦系数与正确值相差很小，但对整个管道而言，由于摩擦系数的误差所导致的压降误差是不能忽略的，因此，在“新管规”中提出了用雷诺数及管壁相对粗糙度求摩擦系数的方法，这种做法与美国、日本、德国和前苏联等国家相同。

6.1.4 “原管规”第5-4条的修改条文。

增加了选择管件局部阻力系数的说明，并在附录E.2中列入了前苏联、美国和德国的三套阻力系数，在计算时应根据工程所使用的管件实际情况选用。具体选用方法见附录E.2的条文说明。

6.1.5 “原管规”第5-5条的保留条文。

6.1.6 新增条文。

在实际工程中经常遇到带有并联管段的管道，计算这种管道的压降有两种方法，一是分段计算，即把管道分成并联段或串联段，先计算各分段的压降，总压降为各分段压降之和。二是按式（6.1.6）求出管道总阻力系数，然后直接求总压降。当管内介质为过热蒸汽时，采用分段计算，由于考虑了各中间点比容的变化，则计算结果比较准确。但当管内介质为水时，直接求总压降就显示出了准确、方便和快捷的优点。

使用式（6.1.6）时应该注意，其中的$\xi_{1\sim3}$、$\xi_{2\sim3}$是对应分支管中实际流量求出的阻力系数，而求出的总阻力系数ξ_t是相应于主管流量的值，另外，对式（6.1.6）只有在各分支管径相同时才适用，否则要按6.1.7条规定进行折算。

当并联管段由多分支路组成时，也可使用式（6.1.6）计算总阻力系数。

6.1.7 “原管规”第5-6条的修改条文。

在文字说明上明确了使用式（6.1.5）和式（6.1.6）的条件。条文中的计算管径D_{i1}是人为指定的，主要是看以哪个介质流速为基准，通常应以总管直径为计算管径。

6.1.8 “原管规”第5-8条的修改条文。

式中的常数按4位有效数给出。其主要由于计算手段日趋先进，因此，计算结果也应更加准确。

6.1.9 “原管规”第5-9条的修改条文。

由于使用法定计量单位，公式形式略有变化。

6.2 介质比容变化不大的管道

6.2.1 “原管规”第 5-7 条的保留条文。

6.2.2 新增条文。

给出了计算水管压降的公式，该公式在计算泵的扬程时经常使用。

6.2.3 “原管规”第 5-10 条的修改条文。

6.2.4 新增条文。

给出了求蒸汽管道压降的公式，该公式是著名的达西公式，其使用要求是参照美国 Grane 公司的资料，即：

1）如果计算出的压降（p_1-p_2）小于进口压力 p_1 的 10%，只要公式中的比容是以已知的进口或出口数值为基准，就可获得较高的精度。

2）如果计算出的压降（p_1-p_2）在进口压力 p_1 的 10%～40%之间，只要采用进口和出口比容的平均值$\left(\frac{v_1+v_2}{2}\right)$就可获得较高的精度。

当满足上述 2）情况时，由于要采用进口和出口比容的平均值，而在仅已知管始端或终端介质参数的条件下，必须靠试算才能求出正确的压降。

6.2.5 “原管规”第 5-11 条的修改条文。

并增加了求始端压力 p_1 和压降的公式，该组公式来源于前苏联的有关资料，用该组公式计算管道压降与用达西公式所得结果比较，在条件相同的情况下相差很小，但使用该组公式计算 2）情况下的管道压降时，可免去求平均比容而反复试算的麻烦。

该条还增加了已知管道终端参数求比容比的公式（6.2.5-5）。

6.2.6 “原管规”第 5-12 条的修改条文。

在原条文中只说明了适用蒸汽管道的求变换后始端参数的公式，事实上当介质状态不同时，所用的公式是有差异的，即使同样是输送蒸汽的管道，当介质动、静压力比在不同范围时，计算式也是不同的，故在新条文中对介质状态进行了区分，并增加了求水管道变换后始端参数的公式。

6.3 介质比容变化大的管道

6.3.1 “原管规”第 5-13 条的保留条文。

6.3.2 新增条文。

在使用该公式前应首先按 6.3.3 条中的规定判别流动特性，从而决定式中 β 的取值。实际上使用 6.3.4 条规定求出终端或始端压力，按 $\Delta p=p_1-p_2$ 也可计算出管道的压降。

6.3.3 “原管规”第 5-14 条的修改条文。

新条文中只给出了临界压力比及临界比容比的公式，由于实际流动的介质压力比和介质比容比，在已知原始条件不同的情况下，其计算公式是不同的，故判断流动特性的方法列在了具体计算的条文 6.3.4 中了。

6.3.4 “原管规”第 5-15 条的修改条文。

由于已知条件及所求参数不同时，所使用的公式及流动特性的判据也各不相同，而“原管规”只是笼统地给出了几个计算公式，在实际计算时会感到模糊不清，在新条文中是按经常遇到的三种情况，分别给出了计算方法，这样条理清晰，计算时更方便。

6.3.5 新增条文。

当确知管内为亚临界流动时，可使用虚拟法计算，这种方法用来计算排汽管道，特别是出口端装有消音器的排汽管道非常方便，有关虚拟法的论证在西北电力设计院的有关资料中进行了详细地论述和比较，为多方吸收先进技术，在新条文中增加了用虚拟法计算亚临界管内流动的有关内容及方法。

6.3.6 “原管规”第 5-12 条及 5-17 条的修改条文。

同 6.2.6 条说明一样，在该条中给出了蒸汽管道局部变换处的计算式，该部分内容为“原管规”的第 5-12 条，考虑到介质比容变化较大的管内流动，多数在此范围内，故在第 3 节中列出了此部分内容。另外，“原管规”中的第 5-17 条规定取消了，其原因是，“原管规”规定的该部分内容在实际工程中很少遇到，而且实际计算时也非常麻烦，准确度也不太高，如要解决这一种问题，可分段顺序计算各段的通流能力，其中最小值可定为管道的通流能力。

6.3.7 “原管规”第 5-18 条第七款的修改条文。

新条文取消过热蒸汽与干饱和蒸汽以临界流速由管端流出的条件，其原因是这些条件的适用范围很窄，且式（6.3.7）已包括此两种情况。

6.3.8 新增条文。

该条规定可帮助设计者选择孔板或调节阀的孔径、阻力系数以及计算孔板或调节阀造成的压降。

6.3.9 新增条文。

目前排汽管道大多都采用开式排放，而这种排汽管必须避免在疏水盘处发生蒸汽反喷，因此，在设计时应进行判断，该条文给出的就是排汽管是否反喷的判据，此判据来源于美国 B31.1 的附录。

6.4 两相流体的管道

6.4.1 “原管规”第 5-19 条的保留条文。

6.4.2 新增条文。

给出了求管道介质流量的公式，该式是式(6.1.8-2) 的变形。

6.4.3 “原管规”第 5-20 条的修改条文。

新条文强调了计算前 p_2 的假定，同时增加了计算 $\lg\beta$ 值方法。其他各积分项的计算与“原管规”基本相同，由于在计算 $\int_2^1 \Delta\rho \mathrm{d}p$ 和 $\int_2^1 \rho \mathrm{d}p$ 项时都涉及到质量流速 $\dot{m}$ 值，其中 $\int_2^1 \Delta\rho \mathrm{d}p$ 项是 $\dot{m}$ 的函数，而 $\int_2^1 \rho \mathrm{d}p$ 项是 $\dot{m}$ 的隐函数，所以 $\int_2^1 \rho \mathrm{d}p$ 可做为 $\dot{m}$ 的函数代入式(6.4.3-1) 中求 $\dot{m}$，这一点同“原管规”有差异，但这种做法要比“原管规”的方法准确。

6.4.4 “原管规”近似计算 m_{jc} 值时，系数 q 的取值曲线是对应始端压力 p_1 及终端压力 p_2 的线族，而 p_1 只是给出了几个特定的值，因此适用范围很小。在“新管规”中，q 的取值曲线是对应始端压力 p_1 及压力比 p_2/p_1 的线族，p_1 的范围为 0.5 ～ 20MPa，压力比 p_2/p_1 的范围为 0.1 ～

0.99，其适用范围基本上包括了亚临界及以下参数，故“新管规”进行了修改，此曲线来源于前苏联的有关资料。

6.4.5 新增条文。

该条文是两相流计算的关键，是判断 m 值及 p_2 是否正确的依据。

7 支吊架的设计

7.1 一般规定

7.1.1 管道支吊架设计总的要求。

7.1.1.1 “原管规”第 6-1 条第一款的修改条文。

系支吊架设置和选型时所应满足的基本功能要求。本款是在吸取美国阀门和管件工业制造标准协会（MSS）标准中有关内容和总结近年来国内管道支吊架设计经验的基础上形成的，使新条文的要求更具体，更明确，并增加了支吊架设计应“保证在各种工况下管道应力均在允许范围内”的要求。

7.1.1.2 “原管规”第 6-1 条第二款的修改条文。

增加了满足管道刚度、强度和防止振动要求的内容，这是为了与 7.2 节支吊架间距的限定条件一致。

7.1.1.3、7.1.1.4 “原管规”第 6-1 条第三、四款的保留条文。

该条文内容未变，仅在语句上稍有改动，使得条文更加简洁、清晰。

7.1.1.5 “原管规”第 6-4 条的增补条文。

增加了吊架应具有调整其结构高度可能性的要求。

7.1.1.6 “原管规”第 6-4 条的增补条文。

新的偏装要求基本与美国 MSS 的 SP—69 和 SP—89 标准中的有关规定一致，同时还明确了计算偏装值的计算方法。

与“原管规”比较，新偏装主要有下列几点变化：

1）增加了支架偏装要求。

2）偏装值考虑冷位移。

3）原规定偏装后允许拉杆最小长度为吊点水平位移值的 10 倍，即将附加水平力限定在 5%之内，新规定刚性吊架拉杆与垂线的夹角不得大于 3°，附加水平力亦为 5%，弹簧吊架不得大于 4°，水平力为 7%。

4）强调了拉杆可活动部分与垂线的夹角的限制必须保证，以控制水平附加力。

总之，新的偏装要求放宽了个别支吊架的限制，以简化设计，扩大了偏装支吊架范围，以降低整个管系的水平附加力。

7.1.1.7 “原管规”第 6-4 条的保留条文。

7.1.2 “原管规”第 6-2 条的修改条文。

7.1.2.1 “原管规”第 6-2 条第一款的保留条文。

7.1.2.2、7.1.2.3 “原管规”第 6-2 条第三款的增补条文。

考虑到与国际标准一致，滚动支架单独列为一类。

7.1.2.4 “原管规”第 6-2 条第四款的保留条文。

7.1.2.5 “原管规”第 6-2 条第五款的保留条文。

7.1.2.6 “原管规”第 6-2 条第二款的保留条文。

7.1.2.7 “原管规”第 6-2 条第六款的保留条文。

7.1.2.8 “原管规”第 6-2 条第七款的增补条文。

因为减振装置，具有吸收位移的功能，可以吸收管子的冷、热位移。

7.1.2.9 新增条文。

为了区别两种功能不同的支吊装置，把阻尼装置单独列出。

7.1.3 “原管规”第 6-3 条的修改条文。

7.1.3.1 “原管规”第 6-3 条第一款的增补条文。

增加了不应限制设备接口位移的要求。

7.1.3.2 “原管规”第 6-3 条第二款的保留条文。

7.1.3.3 “原管规”第 6-3 条第五款的增补条文。

鉴于目前横向补偿的波纹管补偿器已得到广泛应用，而焊制波形补偿器已属不推荐产品，条文做了相应修改。另外增加了补偿器有关支吊架设置应满足制造厂要求的规定。

另外，原第 6-3 条第三款有关垂直管段上只有一个支吊架时的支吊架设置规定并非典型情况，对于长立管很少采用单吊点，而短立管控制稳定性意义又不大，故予取消。

7.1.3.4 “原管规”第 6-3 条第四款的修改条文。

增加了开式排放系统，当阀管上不设支吊架时，应对安全阀进出口管和法兰进行强度核算的要求，此处“阀管”指安全阀至疏水盘之间的管道。核算的目的是保证安全阀进出口管强度及法兰处的严密性。核算方法可参照美国动力管道规范 B31.1 的附条 Ⅱ 并根据力学原理进行分析求解。

7.1.3.5 “原管规”第 6-3 条第六款的保留条文。

7.1.3.6 “原管规”第 6-3 条第七款的保留条文。

7.1.3.7 “原管规”第 6-3 条第八款的修改条文。

增加了室外管道吊架的拉杆，参照近年来引进机组的设计，在穿过保温层处应装设防雨罩的要求，以防雨水进入保温层。

7.2 支吊架间距

7.2.1 “原管规”第 6-5 条的修改条文。

7.2.1.1 “原管规”第 6-5 条第二款的修改条文。

刚度条件的规定是出于控制管道一阶固有频率，使之避开管道输送介质的激振频率，以防止发生共振。据有关文献推证，单跨管道一阶固有频率只与管道静挠度有关；多跨管道的一阶固有频率基本与单跨管道一致。所以可通过控制单跨管道的挠度，从而控制一阶固有频率，来限制整个管系的固有频率，达到防振目的。

按简支跨计算，当管道挠度为 2.62mm 及以下时，管道固有频率在 3.5Hz 以上。对于水

管道，流速一般在 4m/s 以下，激振频率小于 3Hz，所以基本可使两者避开。至于蒸汽管道，由于介质流速高，激振频率一般在 30Hz 以上，已无须通过支吊架间距控制振动。

据计算比较，上述条件可以满足管道疏放水要求，即比“原管规”按疏放水要求所规定的刚度条件确定的支吊架最大间距要小。

对于次要管道，尤其是蒸汽管道，支吊架间距可以适当加大，但不应大于按下式（“原管规”刚度公式）及强度条件确定的最大间距：

$$L_{max} = 0.112\sqrt[3]{\frac{E_t I}{q}}$$

式中 L_{max}——支吊架的最大允许间距，m；

E_t——管道在工作温度下的弹性模数，kN/mm^2；

I——管子截面惯性矩，cm^4；

q——管道单位长度自重，kN/m。

7.2.1.2 “原管规”第 6-7 条的修改条文。

7.2.1.3 “原管规”第 6-5 条第一款的修改条文。

增加了单跨管道按简支梁计算，管道自重引起的最大弯曲应力不得大于 23.5MPa 的规定。

据计算分析，刚度条件可以把 DN65 及以上管道的自重应力限定在“90 应规”允许的范围内，所以强度条件实际上只对 DN50 及以下的管道有控制意义。

7.2.1.4 “原管规”第 6-6 条的修改条文。

7.2.1.5 “原管规”第 6-8 条的保留条文。

7.3 支吊架荷载

7.3.1 “原管规”第 6-9 条的修改条文。

7.3.1.1 “原管规”第 6-10 条的保留条文。

7.3.1.2 新增条文。

支吊架零部件自重在荷载计算中仍以荷载修正系数考虑。

7.3.1.3 “原管规”第 6-9 条的保留条文。

7.3.1.4 新增条文。

7.3.1.5 “原管规”第 6-9 条第九款的修改条文。

7.3.1.6 “原管规”第 6-9 条第六款的增补条文。

7.3.1.7 “原管规”第 6-9 条第七款的保留条文。

7.3.1.8 新增条文。

7.3.1.9 新增条文。

7.3.1.10 新增条文。

对于超（亚）临界大容量中间再热机组，需对此工况进行校验。

7.3.1.11 “原管规”第 6-9 条第九款的保留条文。

7.3.1.12 新增条文。

按美国 B31.1 规程的要求。另外，“原管规”第 6-9 条文第五、六款，弹簧预压缩产生的

作用力和弹簧转移荷载均非外界施于管系的作用力，而系荷载分配计算的过程量，故予取消。

7.3.2 “原管规”第 6-10 条的修改条文。

为适应支吊架荷载的计算机计算，提高荷载计算的准确性，并向国际上通行的标准靠拢，支吊架结构荷载的计算改用按支吊架使用过程中的各种工况分别组合计算，取其中对支吊架结构最不利的一组作为结构荷载的方法。

7.3.2.1 新增条文。

支吊架荷载计算时应考虑的工况，此与“90 应规”的规定基本相同，具体管道设计中，可根据实际情况增减。

7.3.2.2 “原管规”第 6-10 条第二款的修改条文。

“原管规”荷载修正系数为 1.5，修正范围包括管子重力、保温结构的重力、附件的重力和所输介质的重力。其荷载修正系数考虑了下列因素：

荷载分配不准的误差 5%；

管子自重偏差 10%；

支吊架零部件自重 10%；

保温结构容重偏差 8%；

安装误差 10%。

合计 43%，取 50%，即荷载修正系数 1.5。

考虑到荷载分配多通过计算机计算，准确性及精确性提高，新规定将荷载分配不准的误差降至 3%；多采用轻质保温材料，保护层很少采用灰泥抹面，保温结构容重偏差降为 7%，荷载修正系数便为 1.4。

新规定的荷载修正范围不包括介质重力。

7.3.2.3、7.3.2.4 新增条文。

动态荷载实际上比按静态计算得到的数值要大，但动载修正系数的确定比较复杂，本条参照 B31.1 附录Ⅱ给出了开式安全阀排汽管道的动载系数。工程设计中，如资料齐全也可按该规范进行动载系数计算。至于其他动载系数可取 1.2 的规定，则是参考《建筑结构荷载规范》(GBJ—9) 提出的。

7.3.2.5 新增条文。

减振装置和阻尼装置均系为非正常工况所设，难以采用统一的公式计算其荷载，只能根据具体情况确定。

7.3.3 “原管规”第 6-18 条的保留条文。

7.3.4 新增条文。

弹簧或恒力支吊架的选择需用到其分配荷载，所以本条按热态吊零和冷态吊零两种情况予以规定。

7.3.5 “原管规”第 6-17 条的修改条文。

排汽管道的反力计算主要进行了下面几项修改：

1) 增加了考虑动态因素的内容。

2) 扩大了计算范围。“原管规”只规定安全阀排汽管道上的支吊架考虑排汽反力荷载。新规定将范围扩大到所有排汽管道。

3) 增加了斜切排汽口、T 型和 Y 型排汽口的反力计算方法。

4）取消了临界压力、流速和动压计算公式，因该部分内容与水力计算部分重复。

另外，“原管规”第6-12条至第6-16条各种支吊架结构荷载的计算方法均为手算而规定，已不适于计算机分析计算，或已不为计算机分析计算所必需，故予以取消。

7.4 弹 簧 选 择

7.4.1 “原管规”第6-18条的修改条文。

扩大了利用计算机进行管道位移计算的范围。“原管规”的计算机计算范围为四大管道和设计温度为450℃及以上的其他管道。鉴于目前设计中已普遍使用计算机，而且其准确性好、效率高，所以新规定将计算机计算范围扩大到除设计温度低于300℃的次要管道之外的所有管道。

7.4.2 “原管规”第6-19条的修改条文。

7.4.2.1 鉴于我国的管道应力分析中已考虑了弹簧的转移荷载，其大小并不会危及到管道的安全性，所以弹簧的荷载变化系数仍采用35%，只是主要管道（一般指主蒸汽管道，再热蒸汽管道和高压给水管道），推荐采用25%。

7.4.2.2 “原管规”第6-19条保留条文。

7.4.3 “原管规”第6-20条的保留条文。

7.4.4 考虑到目前国内管道荷载分配有热态吊零和冷态吊零两种模式，本条按两种情况，分别给出了计算公式。

7.4.4.1 新增条文。

为适应弹簧荷载变化系数灵活选用的要求，方便计算，本款以单个弹簧吸收的最大热位移代替了“原管规”中的初选弹簧个数表。

7.4.4.2 “原管规”第6-19条的保留内容。

7.4.4.3 “原管规”第6-21条的保留条文。

7.4.4.4 新增条文。

新增冷态吊零。

7.4.5 “原管规”第6-22条的修改条文。

7.4.5.1 “原管规”第6-22条的保留条文。

7.4.5.2 新增条文。

7.5 支吊架结构强度计算

7.5.1 “原管规”第6-23条的修改条文。

关于根部钢结构的强度计算方法，增加了应遵守现行的《钢结构设计规范》（GBJ17）的要求，至于其材料选择和许用应力，考虑到支吊架钢结构的特殊性，予以单独规定。

鉴于工程设计中支吊架的设计大都按支吊架设计手册选用典型零部件，很少需要进行强度计算，“原管规”附录四中有关内容实用意义不大，故予删去。

7.5.2 “原管规”第6-24条的修改条文。

7.5.2.1 “原管规”第6-24条第一款的增补条文。

增加了与管道焊接的零件，其材料应与管道材料相容的要求。

7.5.2.2 “原管规”第 6-24 条第二款的修改条文。

管道保温层以外的支吊架零部件材料，“原管规”一般采用 A3F，现根据新的碳素钢标准 GB700—88，改为 Q235—A.F；环境计算温度低于 0℃的管道，“原管规”采用 A3 钢，现据 GBJ17 规范及 GB700—88，改为 Q235—D 和 16Mn 两种材料，其中 16Mn 钢做－40℃冲击试验为协议保证条件，应在设计图纸中予以说明。

7.5.3 “原管规”第 6-26 条的修改条文。

7.5.3.1 “原管规”第 6-25 条的部分保留条文。

7.5.3.2 “原管规”第 6-25 条的部分保留条文。

螺纹拉杆的许用应力是钢材的抗拉强度确定的，附录 A.1 所列许用应力的安全系数为 3，与国际标准比较，此安全系数偏低。MSS 标准此安全系数为 4，另外螺纹拉杆的许用应力再在此基础上下降 25%。此处取 0.56 倍附录 A.1 所列数值，使螺纹拉杆的安全系数与美国标准取得了一致。

7.5.3.3 “原管规”第 6-29 条的修改条文。

焊缝许用应力与 B31.1 标准取得了一致，详见 7.5.3.2 的说明。

7.5.3.4 新增条文。

引自 B31.1 规范。

7.5.3.5 新增条文。

引自 B31.1 规范。

7.5.4 “原管规”第 6-25 条部分修改条文。

拉杆最小直径，参照 MSS 标准，提高了一级。

7.5.5 新增条文。

为防止管道支吊架管部尺寸过小，导致管道局部过应力，特做此规定，一般对大口径薄壁管需进行此项核算。

7.5.6 新增条文。

较长垂直管道上的刚性支吊架，由于管道受力矩作用，易出现单侧脱载，故增加本条规定。

7.5.7 “原管规”第 6-26 条的保留条文。

7.5.7.1 “原管规”第 6-26 条第一款的保留条文。

7.5.7.2 “原管规”第 6-26 条第二款的保留条文。

7.5.8 “原管规”第 6-27 条的保留条文。

7.5.9 “原管规”第 6-28 条的修改条文。

7.5.9.1 “原管规”第 6-28 条第一款的保留条文。

7.5.9.2 “原管规”第 6-28 条第二款的保留条文。

7.5.9.3 “原管规”第 6-28 条第四款的保留条文。

7.5.9.4 新增条文。

系根据《钢结构设计规范》中的有关规定编写的。

7.5.9.5 “原管规”第 6-28 条第五款的保留条文。

8 疏水、放水、放气和锅炉排污系统的设计

8.1 一般规定

8.1.1 “原管规”第7-1条的保留条文。

将“原管规”条文的语句稍做调整，使得条文更加清晰、明了。

8.1.2 “原管规”第7-2条的增补条文。

8.1.2.1 “原管规”第7-2条第一款的保留条文。

8.1.2.2 “原管规”第7-2条第二款的保留条文。

8.1.2.3 “原管规”第7-2条第三款的保留条文。

8.1.2.4 新增条文。

增加防止汽轮机进水的疏水系统。此项内容主要是保证汽轮机安全运行的一项重要措施。电力规划设计总院，曾于1985年7月专门为国产200MW汽轮机制定了《防止汽轮机进水引起大轴弯曲事故的暂行设计技术规定》，美国机械工程师学会标准TDP—1—1985《火电用汽轮机防止进水损伤的规定》，从国内外来看对防止汽轮机进水都有一系列的防范措施，因此，本次规程中增加了此项内容。

8.1.2.5 “原管规”第7-2条部分保留条文。

8.2 管道和设备的疏水、放水、放气系统

8.2.1 “原管规”第7-3条的修改条文。

8.2.1.1 “原管规”第7-3条第一款的修改条文。

将启动疏水母管改为全厂只设一根，与目前工程设计情况相符。

8.2.1.2 “原管规”第7-3条第二款的保留条文。

8.2.1.3 “原管规”第7-3条第三款的保留条文。

8.2.1.4 新增条文。

考虑到在工程设计中这些加热器和冷却器的连续疏水都不接至疏水总管，故将此内容列为一条写在规程中，使设计者有所遵循。

8.2.1.5 “原管规”第7-3条第四款的保留条文。

8.2.2 “原管规”第7-4条的保留条文。

8.2.3 “原管规”第7-5条的保留条文。

8.2.4 “原管规”第7-6条的保留条文。

8.2.5 “原管规”第7-7条的修改条文。

8.2.5.1 新增条文。

对于亚临界及以上参数的机组，主要管道（如：主蒸汽，再热蒸汽管道，汽机本体范围内的抽汽管道）的疏水，其中一个阀门应为动力驱动阀，这主要是机组容量增大，参数提高，为保证机组安全运行，在控制手段上采取的措施。动力驱动阀，可以在控制室内进行控制，同时，还显示出阀门开度的位置指示，供运行人员掌握每只动力驱动疏水阀的运行状态。提高运行安全性。

8.2.5.2 “原管规”第 7-7 条第二款保留条文。

8.2.5.3 “原管规”第 7-7 条第三款的修改条文。

“原管规”只说明低温再热蒸汽管道可装设收集疏水的疏水收集器，此次条文中明确加装疏水罐，并给出疏水罐的具体要求。

8.2.5.4 “原管规”中第 7-7 条第四款的修改条文。

此条文中的放水母管是指回收管道，以利节约用水，特别是对水资源比较贫乏地区的电厂，水的回收再利用，十分重要，增加了亚临界及以上参数机组的疏水引出连接型式图。在工程设计中 PN≥4 的疏水选用国产阀多串联装设两个阀门，对阀门严密性有可靠保证的引进工程中也有只装设一支阀门的。

8.2.5.5 新增条文。

考虑到工程中曾有因疏水引起高温管道局部地方出现温差应力，使该处产生裂纹而破损，在本条文中明确规定要采取措施。

8.2.6 “原管规”第 7-8 条的保留条文。

8.2.7 “原管规”第 7-9 条的保留条文。

8.2.8 “原管规”第 7-10 条的保留条文。

8.2.9 “原管规”第 7-11 条的保留条文。

8.2.10 “原管规”第 7-12 条的保留条文。

8.3 防止汽轮机进水的疏水系统

8.3.1 新增条文。

主要是参照我部《防止汽轮机进水引起大轴弯曲事故的暂行设计技术规定》及美国 TDP—1—1985《火电用汽轮机防止进水损伤的规定》有关条文制定的。

目前国内外对防止汽轮机进水保护大都包括以下各项：主蒸汽管道，再热蒸汽管道，汽机本体抽汽管道，汽封管道的疏水及给水加热器紧急放水管道。

8.3.2 新增条文。

主蒸汽管道的疏水，要求管道的每个低位点都应该设置疏水，这样才能保证机组的安全运行。在确定这些低位点时，要考虑到管系的冷热态工况，如果没有明显的低位点（如水平管道相当长）应在此管段靠近汽机侧末端设置一个低位疏水点。

凝疏管的装设目的是机组起动时与系统疏水同时使用，作为主蒸汽管暖管的排放点，加速暖管速度，缩短起动时间。

汽轮机主汽门阀座前疏水及主汽门至汽机第一级喷嘴之间的疏水，其目的是将该管段的凝结水排出，保证机组安全。同时，疏水管管径要求不得小于 3/4 英寸，其中动力驱动阀应在控制室操作及显示开度。

8.3.3 新增条文。

汽轮机发生进水损伤的事故大多数是由于低温再热蒸汽管道有水造成的。这些水通常来自再热器喷水和给水加热器管子爆破通过低温再热蒸汽管道泄漏进入汽机的。这些水一般漏流量都很大，疏水系统按该水量设计是不合理的。因此，系统中采用设置疏水罐装置来解决这一问题。疏水罐由 ϕ219 管子制成，并设有高、低水位接点控制水位，同时，主控制室应有指示信号。我部《防止汽轮机进水引起大轴弯曲事故的暂行设计技术规定》中规定高压缸排汽管道，应在靠近高压缸的最低水平管段上装设 ϕ219 疏水罐。

引进国外设计的电厂，如：日本设计的华能大连电厂、沙角 B 电厂；法国设计的珞璜电厂、江油电厂；英国设计的岳阳电厂。在低温再热蒸汽管道靠近汽机侧低位点均装设疏水罐。

我国设计的哈尔滨第三发电厂、铁岭电厂、汉川电厂等，在低温再热蒸汽管道靠近汽机侧也均装设了疏水罐。

8.3.4 新增条文。

高温再热蒸汽管道，确定低位疏水点时，应考虑管道冷热态工况的位置。由于汽轮机起动前，高温再热蒸汽管道的压力与凝汽器压力相同，管道上常安装直径不小于 100mm，长度约 100mm 的管接头，便于机组在低负荷时依靠液体重力自流疏水。故此，在条文中提出根据需要装设疏水罐。如：华能大连电厂、沙角 B 电厂、哈尔滨第三发电厂、汉川发电厂均装设了疏水罐。法国设计的江油、珞璜电厂装设了管接头。

8.3.5 新增条文。

汽轮机至电动阀门（或逆止阀）之间的抽汽管道上的低位点应设置疏水，此疏水应单独接至疏水扩容器（或联箱）或凝汽器。在疏水管道上可装一只动力驱动疏水阀，当抽汽管道上的电动阀关闭时，此动力驱动疏水阀应能自动打开。在抽汽管道上的其他低位点亦应有同样的疏水点，这些疏水阀在控制室内应有开和关的位置指示。并可在控制室由远方和手操阀门，供机组起动时应用。

8.3.6 新增条文。

加热器紧急放水量是参照美国 HE1（热交换器协会）第四版，对给水加热器规范中安全阀的出力选定的。《火力发电厂高压加热器维护守则》中的有关条文，亦是参照美国 HE1 标准制定的。对中、小型机组，加热器紧急放水，在工程设计中一般都排至定期排污扩容器或引至循环水吸水口处。本条中式（8.3.6-1）是在断口流量系数取 0.9，水温为 20℃时得出的。

8.3.7 新增条文。

汽封系统的疏水除按本条文外，其疏水坡度值及其坡度方向，还应遵守 5.1.15 条的规定。

8.3.8 新增条文。

此条文的目的为了保护给水泵汽轮机，要求在靠近汽机供汽管道的低位点处设置疏水罐。如：哈尔滨第三发电厂、铁岭发电厂、汉川电厂均装设疏水罐。

8.4 锅炉的排污和疏水、放水系统

本节中的条文基本上保持“原管规”中第 7-13 条至第 7-17 条的条文。只是在内容编排上做了一些调整，使得条文更加清晰，明了。

8.5 管子及附件的选择

8.5.1 “原管规”第 7-18 条的修改条文。

给出了疏水管道的通流截面选取的原则。并根据国内对疏水量的计算。管径的选取，及对国外引进设计的一些电厂疏水、放水管道管径的选择进行分析，列出表 8.5.1-1，表 8.5.1-2，供设计中选用。

8.5.2 “原管规”第 7-19 条的保留条文。

8.6 布　　置

8.6.1 “原管规”第 7-20 条的修改条文。

8.6.1.1、8.6.1.2 新增条文。

由于机组容量的增大，参数的提高，疏水点也在不断增加，按疏水点的疏水压力范围进行分组，分别接入不同压力的疏水联箱或扩容器，这样使得疏水畅通互不干扰，以保证机组起动顺利。

8.6.1.3 “原管规”第 7-20 条第一款的保留条文。

8.6.1.4 “原管规”第 7-20 条第二款的保留条文。

8.6.1.5 新增条文。

此种布置要求主要目的是尽量减少两相流的出现。

8.6.1.6 新增条文。

引自美国机械工程师学会标准 TDP—1—1985《火电用汽轮机防止进水损伤的规定》有关条文的要求。

8.6.1.7 “原管规”第 7-20 条第三款的保留条文。

8.6.1.8 “原管规”第 7-20 条第四款的保留条文。

9 工业水系统的设计

9.1 一 般 规 定

9.1.1 “原管规”第 8-1 条的修改条文。

强调了节约用水。随着我国经济的发展，淡水作为一项国有资源日益显得紧张。火力发电厂是个用水大户强调节约用水更为必要。工业水系统也是其中一个环节。

根据当前技术发展和实际需要明确工业水系统分为“闭式”、“开式”。

9.1.2 “原管规”第 8-2 条的修改条文。

新条文明确指出了供水范围，使条文更加简明，清晰。

9.1.3 “原管规”第 8-3 条的修改条文。

强调了“排水系统应满足回收利用的要求。”其立足点是节约用水。

9.1.4 “原管规”第8-4条的修改条文。

9.1.4.1 “原管规”第8-4条的部分修改条文。

调查国内几个电厂对工业水悬浮物的控制指标如下：

平圩电厂服务水悬浮物含量控制在50mg/L以下；汉川电厂的工业水系统其水质为澄清后的循环水水质，其化学运行规程中要求斜管沉淀池出口浊度控制在20mg/L以下；谏壁电厂规定工业水悬浮物含量为20mg/L；石横电厂生水为地下水，其特点为悬浮物低、暂硬度高，设计时以所知的最坏水质为依据，该水悬浮物含量为34mg/L。

从查阅的国外资料来看，美国工业用冷却水悬浮物控制在50mg/L以下；日本10mg/L以下。

综合以上资料可以看出，随着机组容量增大，设备对冷却水水质的要求相应提高，考虑到国内实际情况，推荐采用悬浮物指标控制在50mg/L。但对目前中小型机组如果也要求在50mg/L以下，势必要造成水处理费用的大量增加。而这些电厂对原来100mg/L的数值并没有什么意见。所以，本条文中提出对中小型机组悬浮物含量可以不大于100mg/L。

9.1.4.2 “原管规”第8-4条的部分修改条文。

对于闭式系统，由于这部分特定的介质在管线内反复使用，为防止堵塞、结垢或腐蚀等现象，故在此条文中明确要求采用除盐水（凝结水）或软化水。

9.1.7 “原管规”第8-14条的保留条文。

9.2 供 水 系 统

9.2.1 “原管规”第8-7条的修改条文。

9.2.1.1 “原管规”第8-7条的部分修改条文。

对于以淡水为水源的电厂，其工业水源的水质情况、设备对水质的要求及地区水资源贫富条件、水资源费用应通过技术经济比较来确定。

9.2.1.2 “原管规”第8-7条的部分修改条文。

对于海滨电厂或受潮汐倒灌影响的电厂，汽机凝汽器冷却水采用海水或受海水影响的河水作水源。如果工业水水源也采用此种水源，将给用水点设备带来海水腐蚀问题。因此，当前国内外电厂大都采用闭式系统或部分闭式系统。如大港电厂、宝钢自备电厂、华能大连电厂莫不如此。闭式系统的优点，淡水消耗少，运行可靠。

9.2.1.3 “原管规”第8-7条的部分修改条文。

对水质要求很高的设备或机械，如汽机猫爪、主汽门、取样冷却器，给水泵机械密封、轴套等，则应采用凝结水或除盐水的闭式循环系统。

9.2.1.4 “原管规”第8-4条的部分修改条文。

从所调查的电厂来看，凡是以冷却塔水为水源的开式循环冷却系统，其引水总管上皆装设了滤水器，在此情况下有些管式换热器（如水一水换热器）还是发生了堵塞现象。这些换热器大部分不装胶球清洗系统，而板式换热器则采用折卸清洗。故在此强调应该采用经过过滤的循环水。对直流供水系统因冷却水直接取自江河湖海，也应考虑水草及水生物等堵塞问题。

9.2.2 “原管规”第 8-8 条的增补条文。

9.2.2.1、9.2.2.2 “原管规”第 8-8 条的部分保留条文。

9.2.2.3 新增条文。

强调了单机容量为 300MW 及以上机组宜采用单元制系统。

单机容量为 300MW 及以上机组在电网中的作用和影响较大，机组的可靠性要求高。采用单元制系统以适应这种要求。

9.2.3 新增条文

空冷机组是指汽轮机凝汽器为空气冷却的机组。采用直接空冷系统的汽轮机的排汽，在空冷凝汽器中由环境空气直接冷却，无循环冷却水系统。当采用间接空冷系统时，如海勒式系统，由于循环水和凝结水混合在一起，要求循环水品质与凝结水一致，在带表面式凝汽器的间接空冷系统中，循环水采用闭式系统，水质一般也为除盐水。更主要的是由于空冷机组背压高，最高循环水温可达 60～70℃，满足不了工业水温度的要求，故空冷机组辅助设备冷却水宜设置单独的工业水系统。当发电厂同时装有空冷机组和常规机组时，由于空冷机组的辅助设备冷却水量相对常规机组来说，其数量很小，故一般可由常规机组工业水供给，或单独设置系统供给。

9.2.4 新增条文。

对应设置事故备用水源的设备，如作为备用电源的柴油发电机组及其他设备，如工业电站冷却水等提了些要求。

9.2.5 “原管规”第 8-7 条的修改条文。

从所调查的电厂来看，闭式循环冷却水系统一般都设有高位水箱（有些还加设落差管，如华能大连电厂）、水泵及水-水冷却器，而不设回水箱。很多电厂在系统中设置了加药装置。

9.3 排 水 系 统

9.3.1 “原管规”第 8-11 条的修改条文。

我国是贫水国家，节约用水是项重要政策，因此强调了排水的回收利用，以节约用水，有的电厂虽建在水库边上，水源充足，但需支付水费，在此情况下亦应考虑工业水排水的回收利用。

9.3.2 “原管规”第 8-12 条的保留条文。

9.3.3 “原管规”第 8-13 条的保留条文。

9.4 布 置

9.4.1 “原管规”第 8-15 条的保留条文。

9.4.2 新增条文。

闭式系统中高位水箱一般布置在系统的最高点，其水位由一个水位调节器根据系统需要控制补充水调节阀来维持。水箱通大气，并设溢流和放水管道，其大小视系统容量而定。正常运行时水位只维持水箱高度的 1/2 处。该水箱在系统中主要起如下作用。

1）稳压作用：水箱通过一定的安装高度，使闭式系统中二次水压保持在所要求的一定范

围内。该压力应满足大于一次水的压力，且小于系统中联接的油冷却器中油侧压力。

2）缓冲作用：该水箱也可做为缓冲水箱，以适应系统中流量的变化和水的热膨胀。系统中水箱正常储水量为其容积的一半，使系统内的水有足够的膨胀空间。

系统中设置落差管的目的既起到了高位水箱的作用，又使水箱的布置标高不必受闭式系统回水母管压力的限制，同时也提高了系统调节的灵敏度。这是因为落差管的截面较小，微小水量的变化，即能引起较大的水位变化，从而能灵敏地控制补水量，达到调节的要求，落差管安装标高的要求与上述水箱要求一致。落差管设有水位指示、水位接点、水位发送器和水位自动控制装置。在华能大连电厂、宝钢自备电厂都装设了落差管。

9.4.3 “原管规”第 8-16 条的保留条文。

附录C 管道零件及部件的计算

C.1 弯头壁厚计算

“原管规”附录二中所列方法适用于弯管及弯头，且分为薄壁管及厚壁管两种情况计算。厚壁管的计算方法取自原西德标准 DIN2413。由于该标准的内侧壁厚修正系数 B_i 在 $R/D_i=1\sim2$ 时，B_i 值急剧升高，壁厚明显增大，超出目前常用范围。故此次规定不再采用修正系数 B_i，而根据弯管受内压作用后同一圆截面上周向应力的差异情况来修正。“原管规”公式中相当于直管理论计算壁厚部分则按本规定 3.2.1 条的公式修改。因此，弯管及弯头的最小壁厚公式，外侧和内侧分别为：

$$s_{om}=\frac{pD_o}{2[\sigma]^t\eta+2Yp}\cdot\frac{2R+D_o/2}{2R+D_o}+\alpha$$

$$s_{im}=\frac{pD_o}{2[\sigma]^t\eta+2Yp}\cdot\frac{2R-D_o/2}{2R-D_o}+\alpha$$

式中 s_{om}——弯头外侧最小壁厚，mm；

s_{im}——弯头内侧最小壁厚，mm；

p——设计压力，MPa；

D_o——管子外径，mm；

Y——温度对管子壁厚公式的修正系数，见本规定 3.2.1 条；

η——许用应力的修正系数，见本规定 3.2.1 条；

α——考虑腐蚀的附加厚度。

上述两公式计算结果，系分别指弯管及弯头外侧和内侧的最小壁厚，即弯管和弯头成型件允许的最小壁厚。未包括弯制过程中的工艺减薄量和弯制前选用直管负偏差的附加值。

C.2 异径管壁厚计算

本节未作变更，仅因直管计算方法修改而作局部修改如下式：

异径管（按大端）最小壁厚 s_m 按下式计算：

$$s_m = \frac{pD_m}{2[\sigma]^t\eta - 2p(1-Y)} \cdot \frac{1}{\cos\theta} + \alpha \qquad \text{(C. 2-1)}$$

$$s_m = \frac{pD_o}{2[\sigma]^t\eta + 2Yp} + \alpha \qquad \text{(C. 2-2)}$$

二者取较大值

式中 D_m——异径管平均直径，实际计算中，可取 $D_m = D_o - s_c$，mm；

θ——半锥角。

其余符号同上。

同样，由上两式计算的结果是指异径管的最小壁厚，即异径管成型件允许的最小壁厚，不包括选用坯料直管的负偏差附加值。

C.3 主管上未加强开孔最大允许直径 d 的计算

“原管规”漏列，在修改通知中列入。由于直管壁厚计算公式修改，故求 K 值公式也作了修改。

先计算 K

$$K = \frac{pD_i}{2[\sigma]^t - 2p(1-Y)} \cdot \frac{1}{s_e} \qquad \text{(C. 3-1)}$$

式中 D_i——主管内径，mm；

s_e——主管有效壁厚，mm，$s_e = s - c$；

s——主管取用壁厚，mm；

c——主管壁厚负偏差值，按本规定 3.2.2 条取用。

如 $K < 0.4$，主管无需补强；

如 $K \geqslant 0.4$，按图 C.3.1-1（a），C.3.1-1（b）查取允许开孔直径 d 值。

C.4 三 通 壁 厚 计 算

1. 挤压三通

挤压三通仍按压力面积法计算，但主管最小壁厚 s_m 计算公式作了修改：

$$s_m = \frac{pD_i}{2[\sigma]^t\varphi - 2p(1-Y)} + \alpha \qquad \text{(C. 4-1)}$$

式中 φ——热压三通强度减弱系数；

D_i——主管内径，mm；

其余符号同上。

2. 锻制三通、接管座的壁厚计算

主管最小壁厚 s_m 计算公式已作了修改，与式（C.2.1-2）相同。

面积补强条件仍与原“管规”相同，未作修改。

3. 焊制三通壁厚计算

（1）直管壁厚计算公式已作修改，见式（C.4.1-3），但焊制三通的强度减弱系数已按GB9222—88《水管锅炉元件强度计算》予以修改，见本规定附录C.4的附表C.4-1。

（2）焊制三通的结构长度设计人员反映太长、布置不方便，已根据应力衰减所需长度适当减少，由3.5D_o改为2.3D_o。高度由1.7D_o改为1.2D_o。

对于单筋加强和蝶式加强焊制三通，由于单筋及蝶形板形体较大，焊接工作量大，制造厂为赶任务，往往在焊道上塞入钢筋头等铁件，虽然焊缝外观影像不错，但连接强度不好，影响了使用效果，故规定应保证单筋和三通的焊接质量。

C.5 封头、堵头壁厚计算

修改了直管最小壁厚计算公式。

“原管规”在附录二第四节列出了封头、堵头壁厚计算，其中包括平堵头壁厚计算。又在第七节中列出了回转堵板，节流孔板的厚度计算，两者大同小异，本次修订予以合并列入本节中，以减少重复。

C.6 法兰及法兰连接计算

“原管规”未列入，此次增补，并与GB150协调。

C.7 节流孔板孔径计算

计算方法无变化，仅因单位换算关系，系数有所变化。

“原管规”所列的堵板、节流孔板厚度计算已合并到封头、堵头一节以减少篇幅。

C.8 安全阀选择计算

计算方法无改变，仅因压力单位换算的原因，计算公式的系数有所变化。

C.9 调节阀的选择

“原管规”未列，本次是按照GB 4213—84、GB10869—89及有关国家标准增补的。由于调节阀的计算方法比较复杂，重要数据取自试验。因此，各制造厂所给出的调节阀的计算方法不尽相同，因此，计算方法应按各制造厂所提供的方法计算，本规定未予列出。

C.10 波纹管补偿器应力计算

焊制波型补偿器由于波形中间有焊缝，而该处正位于弯曲应力较大之处，并且波型补偿

器推力又大，故本次修编不予推荐。

波纹管补偿器的计算方法“原管规”是按 TOYO 公司的计算方法。但我国机电部、石油部和化工部的规范已改用 FJMA 标准，考虑到 TOYO 公司方法与 EJMA 标准有共同点，且 EJMA 标准更为全面且在国际上知名度更高，故此次修订改为采用 EJMA 标准。《87GD》波纹管补偿器继续有效。如需要新规格时可按 EJMA 标准设计。

C.11 阀门传动装置许用最大扭矩与阀门参数，通径的关系

本次修订在“原管规”基础上，按照《87GD》所列传动装置的许用扭矩，予以扩大、补充。

附录D 管道补偿资料

D.2 波纹管补偿器的补偿及推力计算

在管道系统中选用波纹管补偿器，不仅要核算补偿能力，还要计算补偿器对管系的推力。此项核算或计算，采用的公式（“原管规”公式 4-7～4-14）较为复杂，涉及到补偿器多项外形尺寸，计算也比较繁琐。目前，波纹管补偿器生产厂正式产品样本上给出的技术特性数据比较齐全，如能充分利用，上述计算都可简化。附录 D.2 即按此修改，引进了制造厂应提供的产品技术特性数据，简化了这些公式。

附录E 水力计算资料

E.1 水和水蒸气的粘度

在 6.1.3 条计算雷诺数的公式中使用介质的粘度值。本附录所列的水和水蒸气的动力粘度源自西德工程师协会的《水蒸气性质表》。

E.2 阻力系数有关数据

由于目前我国尚没有一套完整的、可供工程使用的各种管子及管道附件的阻力系数值，所以仍然使用其他国家的试验数据。考虑到目前我国火电厂中，特别是大容量高参数机组的主要管材及部分管件多是由美国或德国进口，所以在附录中把前联邦德国及美国的阻力系数有关数据引列进来。另外，考虑到我国的加工制造水平还不是很高，估计按前苏联标准选择阻力系数偏差不会很大，所以把前苏联的阻力系数有关数据也列入附录中。

在工程实际选用时应该注意，当确定某管系采用进口管材时，应按进口国提供的阻力系