



全国电力职业教育规划教材
职业教育电力技术类专业培训用书

管阀及其检修

袁佩玉 陈 晔 合编
门丕勋 费洪波 张延明 主审



中国电力出版社

<http://jc.cepp.com.cn>

前言

随着我国电力工业装备的不断更新和技术水平的不断提高，对电业生产技术人员素质也提出了更高的要求。为了适应电力职业技能培训，提高检修人员的技术素质，并适应现场岗位培训的需要，编者特编写了本教材。

本书以电力行业《中华人民共和国职业技能鉴定规范》为依据，以够用为度、实用为本、应用为主；力求简明实用、突出重点，便于培训，适合自学。教材编写结合电厂现状及近年来电力工业发展的新技术、新设备、新工艺、新经验和新方法，按照单元模式组织内容，每一个单元是一个完整的体系，可独立培训和学习，适合目前模块式教学的要求。

本书由江苏省电力公司生产技能培训中心袁佩玉、陈晔合编。由吉林省电力公司培训中心门丕勋和中电投集团公司吉电分江发电公司费洪波、张延明审稿。

本书在《热动力设备检修》培训班中已使用多期，对提高培训效果发挥了积极的作用。恳请读者对本教材提出宝贵意见，对书中的缺点和错误提出批评指正，使之不断改进，日臻完善。

目 录

前言

单元一 管道	1
课题一 管道的材料及规范	1
课题二 管道的技术计算	6
课题三 管道的膨胀和补偿	18
课题四 管道的支持、保温与涂色	21
课题五 管道的流量测量装置和减振器	26
课题六 管道的连接件	28
课题七 管道的故障分析	39
课题八 管道的试验、吹扫和验收的规定	42
课题九 管道的维护	45
单元二 阀门	50
课题一 阀门的类别及型号	50
课题二 阀门的基本参数和性能	53
课题三 阀门的部套	56
课题四 阀门的检验	62
课题五 阀门的驱动装置	64
课题六 截断阀类	69
课题七 调节阀类	77
课题八 保护阀类	85
课题九 阀门通用件常见故障处理	104
单元三 管阀的检修	107
课题一 高压管阀检修的准备工作	107
课题二 高压管道的一般检修	108
课题三 高压阀门的一般检修	111
课题四 高压加热器联成阀的检修	120
课题五 高压旁路控制阀的检修	123
课题六 高压旁路喷水调节阀的检修	125
课题七 低压旁路阀及低压旁路喷水调节阀的检修	126
课题八 给水调节阀的检修	131

课题九 安全阀的检修	133
课题十 止回阀的检修	140
课题十一 阀门驱动装置的检修	144
课题十二 管阀检修专用工机具及材料	152
单元四 管道的安装	159
课题一 管道安装的准备	159
课题二 高压管道的安装	163
课题三 低压管道的安装	165
课题四 疏水、放水、放空气管安装	166
课题五 管道的工艺性能和热处理常识	169
参考文献	174

管 道

热力发电厂的管道是指电厂热力系统范围内的汽水输送线路。它的任务是把汽、水从一个设备输送到另一个设备，或把它们排放至大气或地沟中。

发电厂的管道是热力系统的重要组成部分。按一定流程，通过管道把电厂的主、辅设备连成一个有机的整体，以满足生产的需要。汽水管道对电厂的安全性和经济性有着重要影响。

电厂汽水管道在高温高压下工作，启、停过程中经受交替的大温差变动，工作条件极为恶劣，其结构和受力非常复杂。它们的设计不仅涉及管道本身的可靠性，还影响着连接的主、辅设备的安全性。管道的安全运行已成为现代大型火力发电厂能否可靠运行的关键问题之一。

管道对电厂经济方面的影响也很大。现代化大电厂的管道总质量达几百吨乃至上千吨，其中包括大量昂贵的、我国目前尚不能生产的高级耐热合金钢，其管道费用在电厂总投资中占有很大的比重。同时，管道在输送介质的过程中，工质的泄漏、散热及压力损失也直接影响电厂的经济性。

热力发电厂的管道主要由下列部分组成：管子、管子的连接件（弯头、三通、大小头、堵头、法兰等）、附件（各种阀门）、管道支吊架、热补偿装置、测量装置和保温材料等。上述部分构成的汽水管道，必须满足布置合理、运行安全可靠、灵活方便、投资和运行费用少的基本要求。

课题一 管道的材料及规范

一、管道的类别和材料

1. 管道的类别

发电厂的管道按管内介质的工作压力分为六大类，见表 1-1。

表 1-1 按管内介质的工作压力划分的管道类别

序号	介质工作压力 (MPa)	类 别	序号	介质工作压力 (MPa)	类 别
1	>22.1	超临界	4	6.0~9.8	高 压
2	13.8~22.1	亚临界	5	2.5~5.9	中 压
3	9.9~13.7	超高压	6	<2.5	低 压

钢管按制造方法不同，可分为有缝钢管和无缝钢管。有缝钢管又分为直缝管和螺旋焊缝管等，无缝钢管又分为冷轧管和热轧管。发电厂高压管子均采用无缝钢管，低压管道可采用直缝管。

2. 管道的材料

发电厂汽水管道多为黑色金属管道，常用的管道材料有普通碳素钢、优质碳素钢、普通

续表

公称压力 PN	试验压力 p_T	设 计 温 度 (°C)						
		≤200	250	300	350	400	425	450
		允许工作压力 p						
		p_{20}	p_{25}	p_{30}	p_{35}	p_{40}	$p_{42.5}$	p_{45}
6	7.5	6	5.8	5.2	4.6	4.0	3.4	2.4
10	12.5	10	9.7	8.7	7.8	6.8	5.7	4.1
16	20	16	15.6	14.0	12.5	10.8	9.1	6.6
25	31	25	24	22	19	17	14.2	10.3
40	50	40	39	35	31	27	22	16.5
64	80	64	62	56	50	43	36	26
100	125	100	97	87	78	68	57	41
160	200	160	156	140	125	108	91	66
200	250	200	195	175	156	136	114	82
250	313	250	243	219	195	170	142	103
320	400	320	312	280	250	217	182	132
400	500	400	390	350	312	272	228	165
500	625	500	487	438	390	340	285	207

表 1-4 含钼不少于 0.4%的钼铜和铬钼钢管 (×0.098MPa)

公称压力 PN	试验压力 (用低于 100℃的 水) p_T	设 计 工 作 温 度 (°C)							
		≤350	400	425	450	475	500	510	530
		允许工作压力 (MPa)							
		p_{35}	p_{40}	p_{42}	p_{45}	p_{47}	p_{50}	p_{51}	p_{53}
1	2	1	0.9	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4
2.5	4	2.5	2.3	2.1	2	1.8	1.4	1.2	0.9
4	6	4	3.6	3.4	3.2	2.8	2.2	2	1.4
6	9	6	5.5	5.1	4.8	4.3	3.3	3	2.2
10	15	10	9.1	8.6	8.1	7.1	5.5	5	3.6
16	24	16	15	14	13	11	9	8	6
25	38	25	23	21	20	18	14	12	9
40	60	40	30	34	32	28	22	20	14
64	90	64	58	55	52	45	35	32	23
100	150	100	91	85	81	71	55	50	36
160	240	160	145	137	130	114	88	80	57
200	300	200	182	172	162	142	110	100	72
250	350	250	227	215	202	177	137	125	90
320	430	320	291	275	259	227	176	160	115
400	520	400	364	344	324	284	220	200	144
500	625	500	455	430	405	355	275	250	180
640	800	640	580	550	518	454	352	320	230
800	①	800	728	688	648	568	440	400	288
1000	①	1000	910	860	810	710	550	500	360

①试验压力根据不同用途要求自行决定。

表 1-3, 表 1-4 分别列出了 20 号钢和含钼不少于 0.4% 的铬钼钢的公称压力、在各种介质温度下的最大工作压力及试验压力。国家标准将管道压力分为若干个公称压力等级, 管内介质温度由 0℃ 至材料允许使用的最高温度间分为若干温度等级。每一温度等级下的压力数值是介质相应的允许最大工作压力。在第一个温度等级内允许的最大工作压力与管道的公称压力相等。

上述表中的设计温度一般是指管道在运行中介质的最高工作温度, 允许工作压力一般是指管道运行中介质的最大工作压力, 又称管道的设计压力。允许工作压力与公称压力也可按下式进行计算。

对于碳素钢和普通低合金钢

$$[p] = PN \frac{[\sigma]_t}{[\sigma]_{200}} \quad (1-1)$$

式中 $[p]$ ——允许工作压力, MPa;

$[\sigma]_t$ 、 $[\sigma]_{200}$ ——分别为钢材在 t ℃ 和 200℃ 下的基本许用应力, MPa。

若为耐热合金钢, 则上式变为

$$[p] = PN \frac{[\sigma]_t}{[\sigma]_{350}} \quad (1-2)$$

由于公称压力与管道设计温度、允许工作压力有密切的关系, 所以公称压力不是单纯的压力, 它是管道设计温度与设计压力的组合参数, 表示了管道的承压等级。它的表示方法如下, 如 PN100 指管道公称压力为 9.8MPa (100kgf/cm²)。工程上有时用如下方式表示管道参数, 如 p_{54} 表示介质工作温度为 540℃ 的工作压力。又如 $p_{54} 140$ 表示管道的设计温度为 540℃, 设计压力为 13.74MPa (140kgf/cm²)。

管道的试验压力是检验管道及附件强度和严密性的压力, 分为强度试验压力和严密性试验压力。表中所示为管道强度试验压力。

【例 1-1】 20 号钢制成的管子, 管子的公称压力为 20MPa, 当管内介质温度分别为 200℃、400℃、450℃ 时, 试确定该管子的最大允许工作压力。

解:

由表 1-3 查取

$$\begin{aligned} t=200^{\circ}\text{C} & \quad p_{20}=PN=20\text{MPa} \\ t=400^{\circ}\text{C} & \quad p_{40}=13.6\text{MPa} \\ t=450^{\circ}\text{C} & \quad p_{45}=8.2\text{MPa} \end{aligned}$$

通过例题及以上的讨论, 可得出如下两点结论:

(1) 管道公称压力 PN 的数值取自于第一个温度等级的最大允许工作压力。即对碳素钢和普通低合金钢 $PN=p_{20}$; 耐热合金钢 $PN=p_{35}$ 。

(2) 在同一公称压力 PN 下, 随管内介质温度的升高, 金属材料的强度下降, 管道的最大允许工作压力也降低。

2. 公称直径 DN

对于一定外径 (D_w) 的管子, 当管内介质的工作压力不同时, 为满足强度要求, 管子的壁厚 (S) 是不同的。这使得相同外径的管子, 它们的内径 (D_n) 各不相同。这同样给管道的设计、制造和选用带来诸多不便。在允许的介质流速和压力损失下, 管道的通流能力是

用于高参数管道的公称直径、壁厚和外径的钢管规范见表 1-7。

表 1-7 高压蒸汽管道的钢管规范

$p=10.0\text{MPa}$ $t=540^{\circ}\text{C}$ 无缝钢管			$p=14.0\text{MPa}$ $t=540^{\circ}\text{C}$ 无缝钢管					
材 料 12Cr1MoV			材 料 12Cr1MoV			材 料 10CrMo910		
DN	$D_w\times S$	每米管重	DN	$D_w\times S$	每米管重	DN	$D_w\times S$	每米管重
(mm)		(kg/m)	(mm)		(kg/m)	(mm)		(kg/m)
10	16×2.5	0.822	10	16×2.5	0.822	100	133×17.5	49.9
20	28×2.5	1.57	20	28×3.0	1.85	125	168.3×22.2	80
(32)	42×3.0	2.88	(32)	42×4.0	3.75	150	193.7×28	114
40	48×3.5	3.84	40	48×5.0	5.30	175	219.1×30	140
(45)	60×4.5	6.16	(45)	60×6.0	7.99	200	244.5×36	185
50	76×6.0	10.40	50	76×8.0	13.42	225	273×40	229
65	89×7.0	14.16	65	89×9.0	17.76	250	323.9×45	309
(80)	108×8.0	19.73	(80)	108×11	26.31	275	355.6×50	377
100	133×10	30.33	100	133×14	41.09	325	406.4×55	477
(125)	168×12	46.16	(125)	168×16	59.98			
150	194×14	62.15	150	194×20	90.26			
175	219×16	80.10	175	219×22	106.86			
(200)	245×18	100.77	(200)	245×25	135.64			
225	273×20	124.79	225	273×28	169.18			
250	325×25	185.10	250	325×32	231.23			
300	377×28	241.20	300	377×36	302.77			
350	426×30	292.90	350	426×40	380.77			

公称直径只是名义上的计算内径，一般并不等于管子的实际内径。对于同一材料、同一公称直径的管子，随着公称压力的升高、壁厚的增大，管子的实际内径与公称直径的差距也越来越大。在进行管子设计、制造及管件连接时，都采用公称直径作为管道的基本尺寸。

课题二 管道的技术计算

发电厂汽水管道的技术计算，包括水力计算和强度计算两部分。水力计算的任务是根据介质流量和允许压力损失来确定管径，或根据管径和介质流量来计算压力损失；强度计算的任务是根据介质参数和流量计算管壁厚度。对高参数的蒸汽管道有时还要对管道的热应力和热位移进行计算。

一、汽水管道的热力计算

发电厂主厂房内需要进行水力计算的汽水管道有下列几种。

(1) 主蒸汽管道。在计算锅炉出口至汽轮机进口的管道压力损失时，其值不应大于所允

许的数值。当机炉容量相配合时，压力损失应按锅炉最大连续蒸发量计算。

(2) 主给水管道。在进行主给水管道计算时，要核算给水泵的扬程是否能满足运行上的要求。其中，给水泵出水管应按给水泵的额定出力计算；锅炉进水管应按最大给水量计算。

(3) 低压给水管道。计算的目的是判断给水泵在最不利的运行情况下，其进口侧是否会发生汽化。流量应按给水泵额定流量计算。

(4) 主凝结水管道。要按凝结泵和除氧器水箱的布置标高和以凝结泵的额定出力，并以系统中最不利的运行情况计算压力损失。

(5) 回热抽汽管道。在必要时应根据热力系统计算中确定的抽汽量及抽汽口压力来校核抽汽管道的压力降。

(6) 循环水管道。计算出循环水管路的压力损失，用以选择和确定循环水泵的扬程，计算时要适当考虑凝汽器铜管结垢而增加的阻力。

此外，应按管道不同的性能及作用，校核锅炉及各种压力容器上安全阀的排汽管中介质的流速是否达到临界流速；校核所有容器的放水管能否在规定的时间内将水全部放出；计算有关容器上的溢流管，在水箱达到最高水位时，能否保证将继续进入水箱的水量完全放出等。

考虑到管道理论计算与实际值的偏差影响，在进行管道压力损失计算时，应附加一定的富余量（一般取总损失的 15%）。

(一) 管径计算

确定管道的管径时，应根据运行中最大可能的介质流量和最大允许的压力损失来计算。

根据流动介质的连续方程式，管道的流通截面积 f 的计算式为

$$f = \frac{\pi D_n^2}{4} = \frac{V}{c} = \frac{Dv_p}{3600c} (\text{m}^2) \quad (1-3)$$

式中 D_n ——管子内径，m；

V ——通过管道的介质容积流量， m^3/s ；

D ——通过管道的介质质量流量， kg/h ；

v_p ——介质在该压力与温度下的比容， m^3/kg ；

c ——介质的允许流速， m/s 。

$$\text{由式(1-3)得} \quad D_n = \frac{1}{30\sqrt{\pi}} \sqrt{\frac{Dv_p}{c}} = 0.0188 \sqrt{\frac{Dv_p}{c}} (\text{m}) \quad (1-4)$$

或

$$D_n = 18.8 \sqrt{\frac{Dv_p}{c}} (\text{mm})$$

在式(1-3)和式(1-4)中，介质的流量和比容 v_p 是已知量，而介质的流速 c 是未知量。允许流速是根据运行可靠条件（如没有水冲击，不产生振动、水泵不产生汽蚀等）和经济条件（管径的大小，压降的大小等）来决定的。此外，介质流过管道的压降与重度有关，在其他条件一定时，比重愈小，阻力损失也愈小，故允许的流速就愈大，所以蒸汽管道的流速远远大于水管道的流速。又如为了保证水泵的可靠工作，避免泵的入口产生汽蚀，要求水泵进水管道的流速一般不超过 $1.5\text{m}/\text{s}$ 。在《火力发电厂汽水管道设计技术规定》中给出的各种汽水管道的允许流速范围见表 1-8。

根据介质参数 $p_0 = 10.1 \text{ MPa}$, $t_0 = 540^\circ\text{C}$ 确定管子的材料采用 12Cr1Mov。

按计算出的内径及参数 $p_0 = 10.1 \text{ MPa}$, $t_0 = 540^\circ\text{C}$ 查表 1 - 7, 得到所选用的公称直径为 225mm。此时相应的尺寸即实际的尺寸, 即: 外径 273mm, 壁厚 20mm, 内径 233mm。

(二) 管道压力损失计算

对于蒸汽管道的压力损失计算, 以前曾把气体和水都假定为不可压缩流体, 按伯努利能量方程式进行计算。显然, 这个假定与实际是有偏差的。只有当气(汽)体压力不大、流速不高、比容变化不大 ($v_2/v_1 \leq 1.2$) 时, 引起的误差在工程上才是允许的。

对于水管道的压力损失计算, 可按流体力学课中水力计算方法进行计算。

1. 流动阻力及其损失

由于流体的黏性和流动边界的影响, 实际流体在流动过程中所受到的阻力, 称为流动阻力。流体为保持流动, 必须克服流动阻力而作功, 使它的一部分机械能转化为热能而损失。这种机械能的损失称为流动阻力损失。通常液体的阻力损失用能头损失 h_s 来表示, 气体的阻力损失用压力损失 p_s 来表示, $p_s = \rho g h_s$ 。

流体流动阻力损失的变化规律, 实质上是流动阻力规律的反映。流体产生流动阻力的内因是流体的黏性与惯性, 外因是流动边界的形状和内壁面的粗糙对流体质点的阻滞、扰动作用。所以, 研究流动阻力损失既要分析流体内部黏性与惯性的相互作用, 又要分析外部边界特征的影响。

人们根据实践经验, 把流动阻力及损失按边界条件的不同分为两类: 一类是流动边界沿流程不变化时的流动阻力及损失; 另一类是流动边界沿流程变化时的流动阻力及其损失。

图 1 - 1 为边界沿流程不变的类型。此类管内流动, 流体因沿流程的过流断面面积、流动方向和总流量均不变化而呈现均匀流动。其流动阻力来源于流体质点之间及质点与内壁面之间的黏性摩擦作用, 相应的流动阻力损失具有随流程长度均匀增加的特点, 故称这类流动阻力为沿程阻力, 相应的流动阻力损失称为沿程阻力损失, 用符号 h_f 表示其能头损失。



图 1 - 1 边界沿流程不变类型

图 1 - 2 为边界沿流程变化的类型。此类管内流动, 流体沿流程因过流断面面积变化, 或因流动方向变化, 或因总流量变化而呈非均匀流动。其流动阻力来源于局部区域内流体脱壁所致的涡旋或撞击等阻滞、扰动作用, 且它的影响远远超过摩擦作用, 相应的流动阻力损失具有集中于该边界变化的局部区域内的特点。因此, 称这类流动阻力为局部阻力, 相应的流动阻力损失称为局部阻力损失, 用符号 h_j 表示其能头损失 (或用 p_j 表示其压力损失)。

凡管道上的扩缩处、弯头、分流或合流处、阀门、节流装置、出口或入口处等流动边界发生变化的地方都会引起局部阻力及其损失。所以, 这些部件常称为局部障碍。如图 1 - 2 所示, 不同种类的障碍因为涡旋的区域在位置、范围大小和涡旋强弱等方面都不一样, 所以局部阻力损失的大小也就不同, 主要与障碍的种类有关。一般地说, 渐变类较突变类的局部阻力损失小, 加速流动较减速流动损失小, 合流较分流损失小。

图 1 - 3 为某一流段中上述两类边界并存时的流动阻力损失情况。它表明, 该流段的全部能头损失 h_s 等于各分段的沿程能头损失与各局部能头损失的总和, 即

$$h_s = \sum h_f + \sum h_j \quad (1 - 5)$$

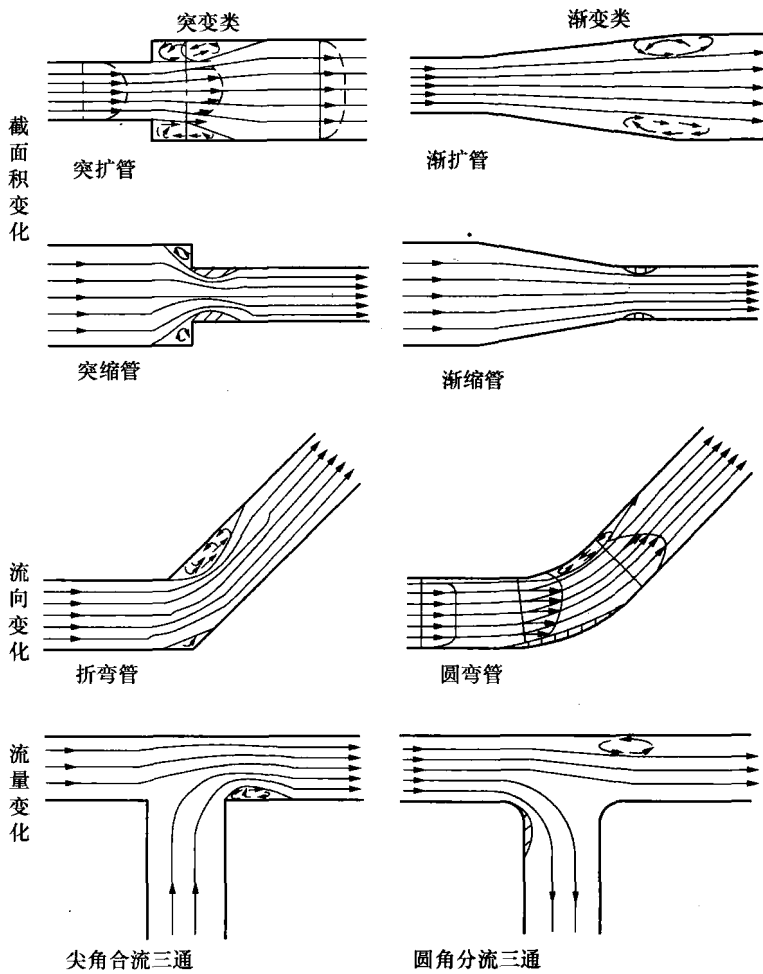


图 1-2 边界沿流程变化类型

这就是流动阻力损失的叠加原理。

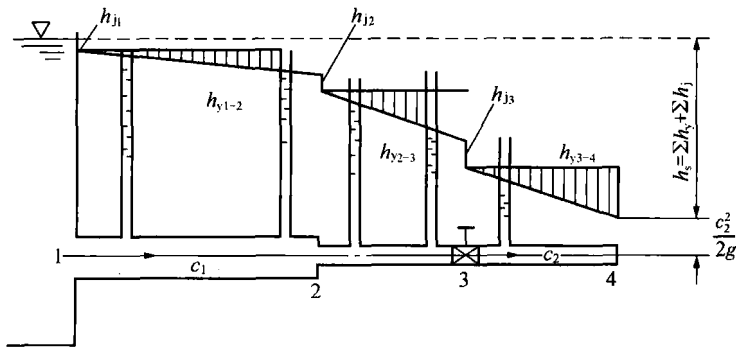


图 1-3 流动阻力损失叠加原理图例

比较这两类流动阻力损失的能头线，可见 h_y 呈线性均匀下降，而 h_j 呈突降趋势。

在进行流动阻力损失计算时，不论沿程能头损失 h_y 或局部能头损失 h_j ，习惯上都以管

道断面平均速度 c 的速度能头 $c^2/2g$ 的倍数来表示, 即

$$h_y = \lambda \frac{l}{d} \times \frac{c^2}{2g} \quad (1-6)$$

$$h_j = \zeta \frac{c^2}{2g} \quad (1-7)$$

式中 l ——管道的有效展开长度, m;

d ——管道的计算直径, 对于充满流体的圆管, 即其内径, m;

λ ——沿程阻力系数, 无因次数;

ζ ——局部阻力系数, 无因次数。

式 (1-5)~式 (1-7) 称为阻力计算的基本公式。

2. 减少能头损失的原则

流体流动时, 由于有流动阻力产生, 则必然要产生能量损失。因此, 减小流动阻力以减少能头损失是流体力学中的一个重要课题。它对于节约能源, 提高系统的经济性有着十分重大的意义。由于沿程能头损失和局部能头损失的影响因素不同, 下面分别予以研究。

(1) 减少沿程能头损失。由 $h_y = \lambda \frac{l}{d} \times \frac{c^2}{2g}$ 和 $\lambda = f\left(Re, \frac{\Delta}{d}\right)$ 函数关系的分析可知, 减少 h_y 的途径如下。

1) 减小管长 l 。在满足工程需要和工作安全性 (如管道的热膨胀等) 的前提下, 应尽可能减小管道长度。

2) 加大管径 d 。加大管径 d 可以减小 h_y , 但又将导致材料消耗的增加及投资和维修费用增加。因此, 管径 d 的选择应与介质的允许流速 (亦称经济流速) 一并考虑, 通过技术经济比较合理地选择管径。

3) 减小管壁的绝对粗糙度 Δ 。对铸造管道, 内壁面应清砂和清除毛刺; 对于焊接钢管, 内壁面应清除焊瘤。

4) 提高输送液体的温度, 以减小 ν 。对 ν 值很大的高黏性液体, 用减小 ν 来减少 h_y 的效果较为明显。如对长距离原油的输送, 可以采用逐级加温的办法, 以减小 ν , 降低 h_y 。

5) 采用圆管。在管道的过流断面面积和其他条件相同的情况下, 尽量采用圆管。因为在相同的条件下, 圆管的 h_y 最小。

6) 用柔性边壁代替刚性边壁。试验表明, 对黏滞性愈大的输送介质和采用愈薄的软管, 其减阻效果愈好。

7) 液体内加入添加剂减阻。加入添加剂来影响液体运动的内部结构达到减阻的目的。这是最新的一种减阻技术。经证明, 具有减阻性能的添加剂种类很多, 其中主要的有高分子聚合物 (人工合成的高聚物或天然的高聚物)、金属皂、分散的悬浮物。目前, 添加剂减阻尚处于研究探索阶段, 但试验研究和试用表明, 其减阻效果是很突出的, 将成为发展的趋向。

(2) 减少局部能头损失。由 $h_j = \zeta \frac{c^2}{2g}$ 和 $\zeta = f\left(\text{障碍种类}, \frac{\Delta}{d}, Re\right)$ 函数关系的分析可知, 减少 h_j 的途径是减小 ζ 值。减小 ζ 值可从以下方面考虑。

1) 在装置系统允许的情况下, 应尽可能减少弯头等特殊管段及阀门等局部障碍, 以降低整个系统的 $\sum \zeta$ 值。

2) 在装置系统中必须采用局部障碍的情况下, 可从改进障碍的边界形状来改善流动情

况，以达到减小 ζ 的目的。

例如，对于管道进口（见图 1-4），边缘形状采用流线型最为理想。对于弯管（见图 1-5），应减小转角 θ 和增大曲率半径与管径之比 R/d 。对热力设备中的蒸汽管道，目前锅炉采用的弯管为 $R/d > 3.5$ ，常用的 $R/d = 4$ ；烟风道因其截面较大，可以在适当加大曲率半径 R 和减小流体转弯时离心力的同时，在弯道内安装导流叶片（见图 1-6）。试验表明，未装导流叶片的直角弯道 $\zeta = 1.1$ ；当装有钢板弯成的导流叶片时， $\zeta = 0.4$ ；当装有月牙形导流叶片时， $\zeta = 0.25$ 。可见，装设导流叶片并选择合理的叶片形状，对减小 ζ 值有着明显的效果。

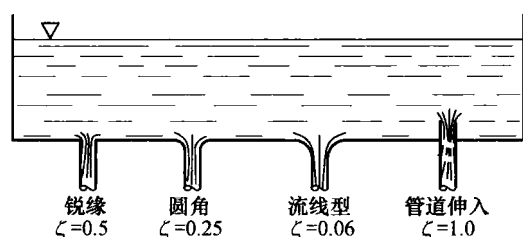


图 1-4 几种不同进口边缘的 ζ 值

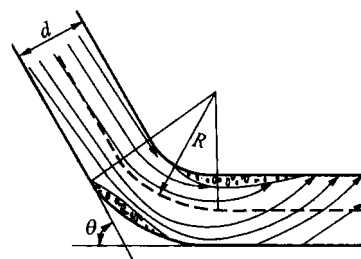


图 1-5 弯管

对于管道突然扩大的（见图 1-7），为了减小 ζ ，应改用渐扩管（一般 ζ 值减小一半左右）。试验表明，最有利的扩散角 $\alpha = 8^\circ$ ，此时，渐扩管的 ζ 值只有相同面积比的突扩管的 ζ 值的 15%~20%。一般常用 $\alpha = 8^\circ \sim 20^\circ$ 。

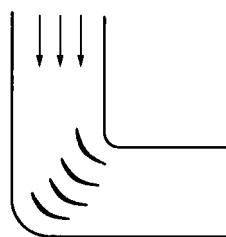


图 1-6 导流叶片

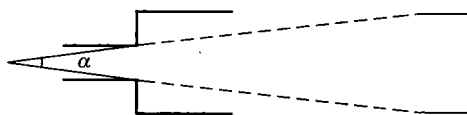


图 1-7 管道突然扩大及渐扩管

对于三通（见图 1-8），为了减小 ζ ，应将支管与总管连接处的折角改缓，或在总管中安装合流板或分流板。

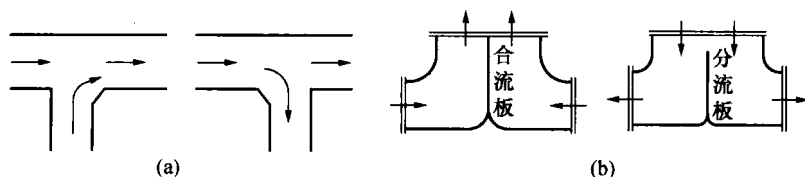


图 1-8 三通

(a) 折角的 T 形三通；(b) 装合流板或分流板的三通

对于三通支管（见图 1-9），应尽可能减小总管与支管间的夹角 φ ，一般 $\varphi < 30^\circ$ 。

3) 为避免局部障碍间的相互干扰引起 ζ 值增大，在管道设计和安装时，各障碍之间应有长度 $l_s > 3d$ 的直管段，切忌障碍与障碍直接连接（见图 1-10）。

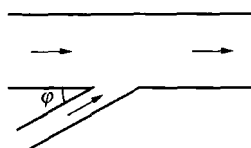


图 1-9 三通支管

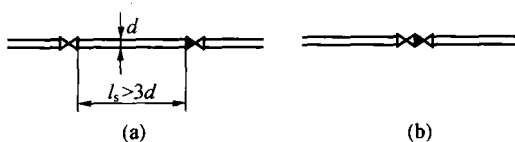


图 1-10 局部障碍的连接

(a) 合理连接; (b) 不合理连接

4) 局部障碍间的不合理连接, 会使 ζ 值大增。如对于既要转弯又要扩大断面的流动, 应先扩后弯较好; 反之, 若先弯后扩将导致 ζ 值增大两倍多, 是不合理的连接。

3. 管道流动能头损失 h_s (或流动压力损失 p_s) 和管道压降 Δp 的计算

关于管道的压降 Δp 计算, 一般是在流动能头损失 h_s (或流动压力损失 p_s) 先行确定的基础上进行的。其理论量 Δp_{th} 的计算式为

$$\Delta p_{th} = \rho g \left[h_s + (z_2 - z_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \right] \quad (1-8)$$

式中 Δp_{th} ——理论管道压降, Pa。

式 (1-8) 右边包括三部分: 流动损失压降 $p_s = \rho g h_s$; 终始端位差引起的位压降 $\rho g (z_2 - z_1)$; 终始端管径变化引起的动压降 $\rho (c_2^2 - c_1^2) / 2$ 。对于蒸汽、空气管道压降可以忽略; 对于简单管道, 动压降为零。

蒸汽的平均密度 ρ 可按以下原则确定: 当 $\Delta p_{th} > 0.25 p_1$ (p_1 为始端压力) 时, $\rho = (\rho_1 + \rho_2) / 2$; 当 $\Delta p_{th} \leq 0.25 p_1$ 时, 则由 $(p_1 - \Delta p_{th} / 2)$ 的值查得相应的密度 ρ 。

为安全起见, 实际的管道压降 Δp , 应比理论计算的压降 Δp_{th} 增加 15% 的富裕量, 即

$$\Delta p = 1.15 \Delta p_{th} \quad (1-9)$$

【例 1-3】 有一白铁皮风道, 已知 $d=300\text{mm}$, $l=60\text{m}$, $\Delta=0.15\text{mm}$, 输送 20°C 空气 ($v=0.157\text{cm}^2/\text{s}$, $\rho g=11.8\text{N/m}^3$)。当 $q_v=5400\text{m}^3/\text{h}$ 时, 风道局部阻力系数总和 $\sum \zeta=3.5$ 。试确定该情况下风道的流动压力损失 p_s 和与风道相配的风机的压降 Δp 。

解:

$$q_v = 5400\text{m}^3/\text{h} = 1.5\text{m}^3/\text{s} \quad Re = \frac{4q_v}{\pi v d} = \frac{4 \times 1.5}{3.14 \times 0.157 \times 10^{-4} \times 0.3} = 4.06 \times 10^5$$

$$\frac{\Delta}{d} = \frac{0.15}{300} = 0.0005$$

由 Re 和 $\frac{\Delta}{d}$ 值查莫迪图 1-11 得 $\lambda=0.0175$ 。

$$\begin{aligned} h_s &= \sum h_y + \sum h_i = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{c^2}{2g} = \frac{8}{\pi^2 g d^5} \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) q_v^2 \\ &= \frac{0.083}{d^4} \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) q_v^2 = \frac{0.083}{0.3^4} \left(0.0175 \times \frac{60}{0.3} + 3.5 \right) \times 1.5^2 \\ &= 161.39(\text{m}) \end{aligned}$$

$$p_s = \rho g h_s = 11.8 \times 161.39 = 1904(\text{Pa})$$

已知 $\Delta p_{th} = p_s = 1904\text{Pa}$ (因是简单管道送空气, 位压降可略, 动压降为零)。所以应选风机的压降为

$$\Delta p = 1.15 \Delta p_{th} = 1.15 \times 1904 = 2190(\text{Pa})$$