

备案号：J3030—2022

中华人民共和国化工行业标准



HG/T 20645—2022

代替 HG/T 20645—1998

化工装置管道机械设计规定

Design standard of piping mechanics for chemical plant

2022-04-08 发布

2022-10-01 实施

中华人民共和国工业和信息化部 发布

中华人民共和国工业和信息化部

公告

2022年 第10号

工业和信息化部批准《化工装置管道机械设计规定》等555项行业标准（见附件1）。其中，化工行业4项、石化行业8项、有色金属行业5项、建材行业3项、机械行业（含制药装备）156项、汽车行业45项、船舶行业6项、航空行业48项、轻工行业68项、纺织行业103项、包装行业6项、电子行业18项、通信行业85项。批准《车用起重尾板》1项汽车行业标准修改单（见附件2）。批准《旅行箱包》等11项行业标准外文版（见附件3）。其中，轻工行业8项、纺织行业2项、电子行业1项。批准《高碳钢盘条索氏体含量标准样品》等79项行业标准样品（见附件4）。其中，冶金行业78项、有色金属行业1项，现予公布。行业标准修改单及行业标准样品自发布之日起实施。

以上化工行业标准（工程建设类）及汽车行业标准由北京科学技术出版社出版，石化行业标准由中国石化出版社出版，有色金属行业标准（工程建设类）由中国计划出版社出版，建材行业标准由中国建材工业出版社出版，机械行业标准由机械工业出版社出版，机械（制药装备）行业标准、纺织行业标准（含外文版）及包装行业标准由中国标准出版社出版，船舶行业标准由中国船舶工业综合技术经济研究院组织出版，航空行业标准由中国航空综合技术研究所组织出版，轻工行业标准（含外文版）由中国轻工业出版社出版，电子行业标准（含外文版）由中国电子技术标准化研究院组织出版，通信行业标准由人民邮电出版社出版。

附件：4项化工行业工程建设标准编号、标准名称和实施日期

中华人民共和国工业和信息化部

二〇二二年四月八日

附件：

4 项化工行业工程建设标准编号、标准名称和实施日期

序号	标准编号	标准名称	被代替标准编号	实施日期
1	HG/T 20645—2022	化工装置管道机械设计规定	HG/T 20645—1998	2022-10-01
2	HG/T 20712—2022	磷化工固体废物堆场设计与施工规范		2022-10-01
3	HG/T 22818—2022	橡胶工厂综合监控系统设计规范		2022-10-01
4	HG/T 22819—2022	橡胶工厂物流设计规范		2022-10-01

中华人民共和国化工行业标准

化工装置管道机械设计规定
设计技术规定

**Design standard of piping mechanics for chemical plant—
Design technical specifications**

HG/T 20645.5—2022

主编单位：中国成达工程有限公司
全国化工工艺配管设计技术中心站
批准部门：中华人民共和国工业和信息化部
实施日期：2022年10月1日



北京科学技术出版社

前 言

本规定是根据工业和信息化部《关于印发 2015 年第四批行业标准修订计划的通知》（工信厅科[2015]165 号文）的要求，由中国石油和化工勘察设计协会为主编部门，委托全国化工工艺配管设计技术中心站负责组织，中国成达工程有限公司、全国化工工艺配管设计技术中心站为主编单位，会同参编单位，在原行业标准《化工装置管道机械设计技术规定》HG/T 20645.5—1998 的基础上修订完成。

本规定自实施之日起代替《化工装置管道机械设计技术规定》HG/T 20645.5—1998。

本规定在修订过程中，编制组进行了广泛的调查研究，认真总结了我国化工工程设计方面的管道应力分析和管架设计、施工工艺、质量控制、工程质量验收工作的实践经验，同时参考了国内外化工工程技术应用的大量资料，并在广泛征求意见的基础上，修改本规范，最后经审查定稿。

本规定共分为 11 章和 17 个附录，其主要内容包括总则、管系柔性分析和应力计算规定、管道系统动力问题的等效静力分析规定、非金属管道柔性分析和应力计算规定、管架设计技术规定、管架生根规定、对墙体安装悬臂管架许用荷载的规定、粘滞阻尼器的选用规定、金属波纹管膨胀节选用规定、旋转补偿器的选用规定、计算。

其中“11 计算”主要内容包括：管道壁厚计算、标准法兰等级校核规定、盲板厚度计算、孔板厚度计算、蒸汽夹套管端板强度计算、管道支管补强计算、汽轮机管口校核计算、离心式压缩机管口荷载的校核计算、离心式泵管口荷载的校核计算、管系简化计算、管架计算规定。

本规定与 HG/T 20645.5—1998 相比，主要变化如下：

1. 增加了总则；
2. 删除了原规定中“6 往复式压缩机管道动力计算”；
3. 删除了原规定中“7 埋地管道的受力计算”；
4. 增加了“3 管道系统动力问题的等效静力分析规定”；
5. 增加了“4 非金属管道柔性分析和应力计算规定”；
6. 增加了“8 粘滞阻尼器的选用规定”；
7. 增加了“9 金属波纹管膨胀节的选用规定”；
8. 增加了“10 旋转补偿器的选用规定”；
9. 对原“11 管架计算规定”进行了增减修改，更完整地列出了实际工程中常用和可能需要计算的几种类型的管架计算方法；
10. 把有关力学计算的内容整理和补充完善，编入“11 计算”；
11. 修订了与相关标准不相符合的部分条款。

本规定由工业和信息化部负责管理，由中国石油和化工勘察设计协会负责日常管理，由中国成达工程有限公司负责具体技术内容的解释。在执行过程中如有意见和建议，请与中国成达工程

有限公司联系（联系地址：四川省成都市天府大道中段 279 号成达大厦；邮编：610041；电话：028-65531491；电子邮箱：liuxunze@chengda.com），以供今后修订时参考。

本规定主编单位、参编单位、主要起草人和主要审查人：

主 编 单 位：中国成达工程有限公司

全国化工工艺配管设计技术中心站

参 编 单 位：中国天辰工程有限公司

中国五环工程有限公司

华陆工程有限责任公司

洛阳双瑞特种装备有限公司

江苏中圣管道工程技术有限公司

隔而固（青岛）振动控制有限公司

扬州泰克管道机械有限公司

江苏贝特管件有限公司

南京中特化工动力设备有限公司

常州武进武南管道设备有限公司

南京晨光东螺波纹管有限公司

无锡金龙石化设备制造有限公司

主要起草人：刘勋泽 丁 伟 代永清 陈兴安 刘海清 董永强 刘 俊

张西平 蔡晓峰 李洪杰 彭立国 王晓页 郭晓冰 杜光怡

毛玉海 韦小平 刘大航 王伟强 张爱琴 李永波 洪 亮

主要审查人：吴礼学 马海宾 王果俊 田德永 刘洪福 端木瑾 唐 琳

单 荣 邢 睿 王 刚

目 次

1	总则	(119)
2	管系柔性分析和应力计算规定	(120)
2.1	分析计算方法	(120)
2.2	分析计算要求	(121)
3	管道系统动力问题的等效静力分析规定	(124)
3.1	管道系统动态荷载的分类	(124)
3.2	分析方法	(126)
4	非金属管道柔性分析和应力计算规定	(129)
4.1	壁厚计算方法	(129)
4.2	柔性分析方法	(131)
5	管架设计技术规定	(133)
5.1	基本内容	(133)
5.2	管架间距	(133)
5.3	管架设置	(135)
5.4	管架选用	(144)
5.5	管架设计说明书的编制	(145)
5.6	管架施工总体要求	(146)
5.7	管道基本跨距	(149)
6	管架生根规定	(151)
6.1	管架生根位置及常用结构型式	(151)
6.2	管架生根件的技术规定	(155)
7	对墙体安装悬臂管架许用荷载的规定	(159)
7.1	设计要求	(159)
7.2	许用荷载值的判断及处理	(163)
8	粘滞阻尼器的选用规定	(164)
8.1	技术要求	(164)
8.2	管道粘滞阻尼器选型方法	(164)
9	金属波纹管膨胀节的选用规定	(166)
9.1	技术要求	(166)
9.2	管段划分与管架设置规定	(166)
9.3	膨胀节选型应用	(168)

9.4	膨胀节预变位	(174)
9.5	膨胀节的选用要求	(175)
10	旋转补偿器的选用规定	(177)
10.1	技术要求	(177)
10.2	旋转补偿器的集中布置方式	(177)
10.3	旋转补偿器的型号表示方法	(180)
10.4	旋转补偿器的技术参数	(181)
10.5	旋转补偿器选型计算	(182)
10.6	旋转补偿器在管道设计中的参数设计	(182)
11	计算	(184)
11.1	管道壁厚计算	(184)
11.2	标准法兰等级校核规定	(185)
11.3	盲板厚度计算	(188)
11.4	孔板厚度计算	(189)
11.5	蒸汽夹套管端板强度计算	(191)
11.6	管道支管补强计算	(194)
11.7	汽轮机管口校核计算	(201)
11.8	离心式压缩机管口荷载的校核计算	(202)
11.9	离心式泵管口荷载的校核计算	(203)
11.10	管系简化计算	(206)
11.11	管架计算规定	(207)
附录I	管道跨距表	(209)
附录II	粘滞阻尼器选用举例	(214)
附录III	旋转补偿器选型计算实例	(215)
附录A	管道壁厚计算实例	(217)
附录B	标准法兰等级校核规定计算实例	(218)
附录C	盲板厚度计算实例	(219)
附录D	孔板厚度计算实例	(220)
附录E	蒸汽夹套管端板强度计算实例	(221)
附录F	管道支管补强计算实例	(225)
附录G	管系简化计算实例	(227)
附录H	单悬臂架的计算	(228)
附录I	三角架的计算	(232)
附录J	T型钢柱架的计算	(235)
附录K	梁上生根多管支架的计算	(236)

附录 L 门型框架的计算	(238)
附录 M 支腿的计算	(240)
附录 N 水平管道焊接管托的计算	(243)
本规定用词说明	(245)
引用标准名录	(246)
附：条文说明	(247)

Contents

1	General provisions	(119)
2	Regulations for flexibility analysis and stress calculation of pipeline systems	(120)
2.1	Analysis and calculation methods	(120)
2.2	Analysis and calculation requirements	(121)
3	Equivalent static analysis regulations for dynamic problems of pipeline system	(124)
3.1	Classification of dynamic loads of pipeline system	(124)
3.2	Analysis method	(126)
4	Regulations for flexibility analysis and stress calculation of nonmetallic pipelines	(129)
4.1	Calculating method of wall thickness	(129)
4.2	Flexibility analysis method	(131)
5	Technical regulations for pipe support design	(133)
5.1	Basic content	(133)
5.2	Pipe support spacing	(133)
5.3	Pipe support setting	(135)
5.4	Selection of pipe support	(144)
5.5	Preparation of pipe support design specification	(145)
5.6	The pipe support construction guidance	(146)
5.7	Pipeline basic span	(149)
6	Regulations for rooting of pipe support	(151)
6.1	Rooting position and common structural types of pipe support	(151)
6.2	Technical regulations for rooting parts of pipe support	(155)
7	Provisions on permissible load of cantilever pipe support from the wall	(159)
7.1	Design requirements	(159)
7.2	Judgment and treatment of permissible load value	(163)
8	Selection of viscous dampers	(164)
8.1	Technical requirements	(164)
8.2	Selection method of viscous dampers for pipeline	(164)
9	Selection regulations for expansion joints of metal bellows	(166)
9.1	Technical requirements	(166)
9.2	Pipe section division and pipe support setting regulation	(166)
9.3	Selection and application of expansion joint	(168)

9.4	Pre-displacement of expansion joint	(174)
9.5	Selection requirements of expansion joint	(175)
10	Selection of rotary compensator	(177)
10.1	Technical requirements	(177)
10.2	Centralized arrangement of rotary compensator	(177)
10.3	Model representation of rotary compensator	(180)
10.4	Table of technical parameters of rotary compensator	(181)
10.5	Selection and calculation of rotary compensator	(182)
10.6	Parameter design of rotary compensator in pipeline design	(182)
11	Calculation	(184)
11.1	Calculation of pipeline wall thickness	(184)
11.2	Standard flange grade checking regulations	(185)
11.3	Calculation of blind plate thickness	(188)
11.4	Calculation of orifice thickness	(189)
11.5	Strength calculation of end plate of steam jacket	(191)
11.6	Reinforcement calculation of pipeline branches	(194)
11.7	Checking calculation of steam turbine nozzle	(201)
11.8	Checking calculation of the load on the nozzle of centrifugal compressor	(202)
11.9	Checking calculation of the load on the nozzle of centrifugal pump	(203)
11.10	Simplified calculation of piping system	(206)
11.11	Regulations for calculation of pipe support	(207)
Appendix I	Pipeline span table	(209)
Appendix II	Selection of viscous dampers	(214)
Appendix III	Examples of selection and calculation of rotary compensator	(215)
Appendix A	Pipeline wall thickness calculation example	(217)
Appendix B	Standard flange class calibration provisions	(218)
Appendix C	Blind plate thickness calculation example	(219)
Appendix D	Examples of calculating orifice plate thickness	(220)
Appendix E	Examples of strength calculation of steam jacket endplate	(221)
Appendix F	Pipeline branch reinforcement calculation example	(225)
Appendix G	An example of simplified calculation of pipeline system	(227)
Appendix H	Calculation of single cantilever	(228)
Appendix I	Calculation of triangular frame	(232)
Appendix J	T-shaped steel column frame calculation	(235)
Appendix K	Calculation of multi-pipe support for rooting on beams	(236)

Appendix L	Calculation of portal frame	(238)
Appendix M	Calculation of pipeleg	(240)
Appendix N	Calculation of welded pipe bracket for horizontal pipeline	(243)
	Explanation of wording in this code	(245)
	List of quoted standards	(246)
Addition: Explanation of provisions		(247)

1 总 则

- 1.0.1 为规范化工装置管道机械设计技术规定的内容和要求，制定本规定。
- 1.0.2 本规定适用于化工装置的管道机械设计。
- 1.0.3 本规定的内容仅具有通用性，在具体工程项目设计时，参照执行。
- 1.0.4 工程设计中管道机械设计工作除应执行本规定外，尚应符合国家现行有关标准的规定。

2 管系柔性分析和应力计算规定

2.1 分析计算方法

2.1.1 管系柔性分析和应力计算应采用结构力学中超静定结构计算的方法和位移法进行分析计算。工作条件不苛刻的简单管系可采用人工计算，“临界管系”则应采用计算机程序分析计算。

2.1.2 采用计算机程序分析计算建立程序的数学模型时，管系材料应完全满足下列特性：

- 1 线弹性；
- 2 连续性；
- 3 均匀性；
- 4 同向性。

2.1.3 计算机程序分析可按图 2.1.3 所示的框图进行。

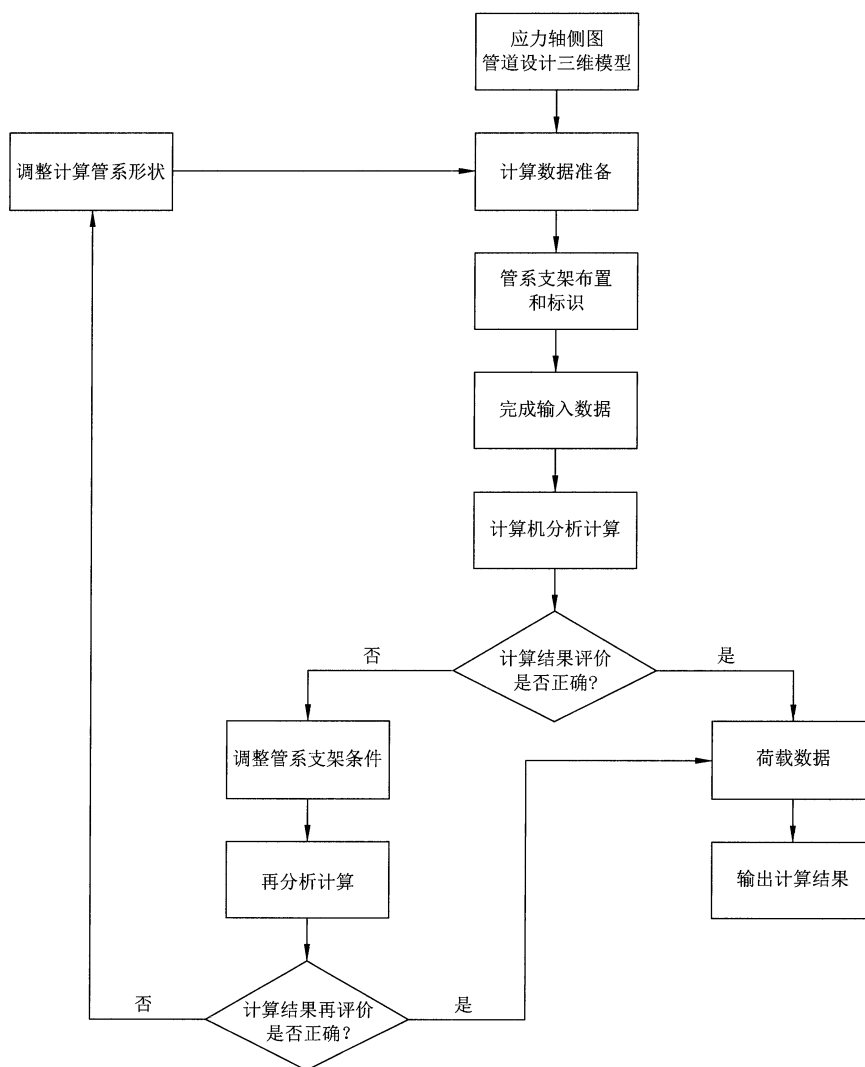


图 2.1.3 计算机程序分析过程框图

2.1.4 在工程设计中，所使用的计算机程序应符合相关规定的要求，管系特殊节点的处理和独立管系的划分必须正确，以适应程序的功能要求和保证计算模型的准确性。

2.2 分析计算要求

2.2.1 分析计算输入数据可分为基本参数、管道单元结构参数和边界条件，所需条件和数据应包括下列内容：

- 1 下列原始条件和数据应由顾客、业主方提供：
 - 1) 地质条件包括土壤性质、地下水位、冻结深度、地震烈度等；
 - 2) 气象条件包括气温、风荷载、冰雪荷载等。
- 2 下列条件和数据应由相关专业提供：
 - 1) 工艺系统专业提供满足计算要求的管道命名表和管道仪表流程图；
 - 2) 设备专业提供带有设计性能参数的相关设备总图；
 - 3) 管道专业建立管道设计三维模型，提供应力计算轴测图；
 - 4) 布置专业提供满足计算要求的设备布置图；
 - 5) 管材专业提供管材专业的管道材料等级表、管道绝热工程设计规定以及特殊管材的规格和质量、阀门的规格和质量；
 - 6) 仪表专业提供仪表调节阀的规格和质量等参数；
 - 7) 土建专业提供结构模板图供管机专业确定支架位置。
- 3 安装温度应按下列方法确定：
 - 1) 当管道操作温度高于年平均温度时，宜取安装温度为全年平均温度；
 - 2) 当管道操作温度低于年平均温度时，宜取安装温度为年最热月平均温度。
- 4 计算温度应按下列方法确定：
 - 1) 管道计算温度应不低于正常操作中预计的最高温度或在其他工况下的最苛刻温度，取其最高值，或二者均应考虑计算。对工艺有特殊要求的工况也应予以考虑；
 - 2) 蒸汽伴热管道、蒸汽夹套管道和蒸汽吹扫管的计算温度，应取介质设计温度和蒸汽温度的高者为计算温度；
 - 3) 带内衬里的管道的计算温度应利用计算值或经验数据并根据工艺管线表确定计算温度；
 - 4) 安全阀排泄管道的计算温度应取排放时可能出现的最高或最低温度作为计算温度，同时还应该考虑正常操作时，排出管线处于常温下的工况；
 - 5) 进行管道柔性分析和应力计算时，不仅要考虑正常操作条件下的温度，还应考虑短时超温工况；
 - 6) 当管道的操作工况复杂，难以确定计算工况时，可选几种工况进行分析比较。
- 5 金属管道的许用应力应按下列方法确定：
 - 1) 管材许用应力应为基本许用应力 \times 质量系数；
 - 2) 钢管基本许用应力应包括安装温度下和计算温度下的许用应力，当计算软件中无所用

材料的许用应力时，应查相关规范获得；

3) 铸铁件质量系数 E_c 宜取 $E_c=1.0$ ；

4) 焊缝质量系数 E_j 宜按表 2.2.1 取值；

表 2.2.1 焊缝质量系数 E_j

焊缝处理		焊缝质量系数 (E_j)
双面对接焊缝 (带或不带填充金属)	100%无损探伤	1
	局部无损探伤	0.9
	不作探伤	0.85
单面对接焊缝 (带或不带填充金属)	100%无损探伤	1
	局部无损探伤	0.9
	不作探伤	0.8
单面对接焊缝 (无垫板)	100%无损探伤	0.914
	局部无损探伤	0.7
	不作探伤	0.6

5) 灰铸铁许用应力宜取抗拉强度下限值的 1/10；

6) 可锻铸铁/球墨铸铁许用应力宜取抗拉强度下限值的 1/5。

6 管材的弹性模数 E 应分为金属材料和非金属材料。

7 管材的线膨胀系数 a 应分为金属材料和非金属材料。

8 金属材料在弹性范围内，泊桑比为一常量，应取 $\mu=0.3$ 。

2.2.2 分析计算输出要求应包括下列格式和内容：

1 工况输出格式应包括下列内容：

1) 工况 1：自重+内压工况；

2) 工况 2：热胀工况；

3) 工况 3：操作工况，包括自重、内压、热胀等所有外荷载的综合作用；

4) 工况 4：偶然工况，包括除上述外荷载的其他持续外荷载。

2 输出结果应包括下列内容：

1) 计算管系的固定点、端点、约束点和指定节点的作用力、力矩；

2) 计算管系节点的应力值；

3) 计算管系节点的位移值；

4) 弹簧支 (吊) 架的弹簧数据 (表)；

5) 指定节点的法兰承载校核数据 (表)；

6) 设备管口承载校核数据 (表)；

7) 管系节点的最大荷载、应力和位移值。

2.2.3 分析计算结果应按下列方法判断和处理：

1 当计算的接管口力和力矩不超过许用的力和力矩时，应认为它是安全和可靠的。许用的力和力矩值（范围）应符合下列要求：

- 1) 设备（产品）厂商提供符合国内外同类产品制造和检验标准要求的接管口许用荷载值；
- 2) 相关设计专业提供符合标准要求的接管口许用荷载值；
- 3) 当上述要求都不能符合时，可由提供方（或专业）予以协调确定并使问题得到解决。

2 应力的判断应包括：

- 1) 当“工况 1”的应力计算结果不超过管道的许用应力时，应认为一次应力是安全和可靠的；
- 2) 当“工况 2”的应力计算结果不超过管系热态下的许用应力范围时，应认为二次应力是安全和可靠的；
- 3) 当“工况 3”的应力计算结果不超过管系工作偶然状态下的许用应力范围时，应认为偶然应力是安全和可靠的。

3 位移应按下列要求进行判断：

- 1) 线位移应包括热胀产生的附加位移和释放约束后的应变位移。应以计算结果为依据，进行适应性处理；
- 2) 角位移的计算结果值不超过管道组成件或管道附件所允许的正常角位移值时，应认为它是安全和可靠的。

4 合格计算结果处理应包括下列方面：

- 1) 标识计算结果合格；
- 2) 按规定方式送交或通知有关方（或专业）。

5 不合格计算结果处理应包括下列方面：

- 1) 标识计算结果不合格；
- 2) 按规定方式送交或通知有关方（或专业）；
- 3) 针对问题分析，提出修改建议或进行新一轮复算，以求达到合格（或通过）。

6 计算机程序使用应注意下列事项：

- 1) 在工程设计中，不得使用未批准的程序。
- 2) 当程序建模建立在线弹性理论上时，程序功能往往未考虑应力松弛和应变自均衡；如果对固定点的推力和力矩以及对约束点反力和力矩的计算值大于实际值，可不再增加余量。
- 3) 当程序中的某些假定条件与管系的实际情况不一致时，应明确予以判断。
- 4) 设计者或程序使用者应能对具体情况作出全面、准确的分析和判断并运用成功的经验对计算结果作出合理和有效处理，达到在保证安全可靠的前提下，使费用得以控制。

3 管道系统动力问题的等效静力分析规定

3.1 管道系统动态荷载的分类

3.1.1 管道系统动态荷载中的随机荷载可按下列方法分类计算：

1 随机荷载中的风荷载可按下列方法计算：

- 1) 风荷载计算应考虑当风撞击管道使风的动量减弱而在管道上产生等效压力；
- 2) 在给定的时间内，可按主要方向和平均速度计算；
- 3) 随着时间的延长，风荷载的变化不可预见，应包括所有方向和风速范围。

2 随机荷载中的地震荷载计算应考虑地震通过结构和地面的锚固传递给结构和管道系统的作用力。

3 对于随机荷载，宜采用谱分析或静态等效法求解。

4 地震和风的作用可不同时考虑。

3.1.2 管道系统动态荷载中的谐波荷载可按下面方法分类计算：

1 谐波荷载可以用下列函数进行描述计算：

$$F(t) = A + B \cos(\omega t + Q) \quad \dots\dots\dots (3.1.2-1)$$

式中：

$F(t)$ ——随时间变化的力；

A ——平均力；

B ——相对于平均力偏差值；

ω ——荷载的角频率；

t ——时间；

Q ——相位角。

2 谐波荷载应包括下列三类：

- 1) 设备振动荷载。
- 2) 声振动荷载。
- 3) 脉动荷载：

弯头 a 的压力是 $Pa(t)$ ，弯头 b 的压力是 $Pb(t)$ ，则两个弯头间的不平衡力为：

$$F(t) = 0.5(dP)A[\cos \omega t - \cos \omega(t - L/c)] \quad \dots\dots\dots (3.1.2-2)$$

式中：

$F(t)$ ——弯头间的不平衡力；

dP ——压力的变化量；

A ——管道内截面面积；
 ω ——脉动的角频率；
 L ——弯头间的管道长度；
 c ——流体中的声速。

3.1.3 管道系统动态荷载中的脉冲荷载可按下列方法分类计算：

脉冲应包括下列三类：

- 1 安全阀脉冲荷载。
- 2 流体锤脉冲荷载：

$$F_T = \rho a A V \dots\dots\dots (3.1.3-1)$$

式中：

F_T ——施加在弯头的合力；
 ρ ——流体密度；
 a ——流体中的声速；
 A ——管道内截面面积；
 V ——流体速度。

- 3 柱塞流脉冲荷载：

$$F_r = \rho V^2 A [2(1 - \cos\theta)]^{1/2} \dots\dots\dots (3.1.3-2)$$

$$F_1 = \rho V^2 A (1 - \cos\theta) \dots\dots\dots (3.1.3-3)$$

$$F_2 = \rho V^2 A \sin\theta \dots\dots\dots (3.1.3-4)$$

式中：

F_r ——施加在弯头的合力；
 ρ ——流体密度；
 A ——管道内截面面积；
 V ——流体速度；
 θ ——弯头角度。

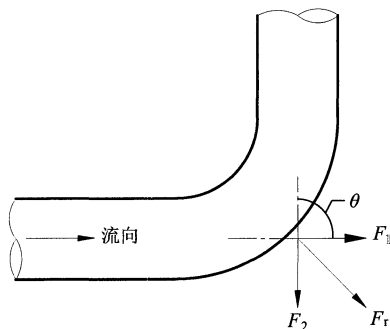


图 3.1.3 柱塞流在弯头施加的作用力

3.2 分析方法

3.2.1 管道系统动力学问题的分析方法可通过等效静力法转化为静力学问题，将动荷载用静荷载表示，并加载到管道系统进行静力学分析。

1 地震荷载可按下面方法进行分析：

1) 按现行国家标准《中国地震动参数区划图》GB 18306 的要求，选择相应地区的三个方向的地震加速度。

2) 地震荷载与管道的质量成正比，线荷载值为：

$$F_q = aq \quad \dots\dots\dots (3.2.1-1)$$

式中：

F_q ——地震线荷载；

a ——地震加速度；

q ——单位长度管道质量。

2 风荷载可按下面方法进行分析：

1) 风压值可按相应的建筑规范、风压-高度数据表和风速-高度数据表确定。

2) 管单元风荷载的计算公式如下：

$$F = P_{eq}SA \quad \dots\dots\dots (3.2.1-2)$$

式中：

F ——单元风荷载；

P_{eq} ——等效风压；

S ——单元风型系数，对于圆柱单元，取 0.5~0.7 之间的值；

A ——管道单元的接触面积。

3) 风压可根据风速-高度数据表，用式 (3.2.1-3) 将速度转化求得：

$$P = 1/2\rho V^2 \quad \dots\dots\dots (3.2.1-3)$$

式中：

P ——风压；

V ——风速；

ρ ——空气密度。

3 开式安全阀放空反力可按下面方法计算：

1) 开式安全阀放空开启后的稳定流动状态如图 3.2.1-1 所示，排气弯头点①的排气反力应按式 (3.2.1-4) 进行计算：

$$F_1 = \dot{m}V_1 + (P_1 - P_a)A_1 = \rho_1 A_1 V_1^2 + (P_1 - P_a)A_1 \quad \dots\dots\dots (3.2.1-4)$$

式中：

F_1 ——①处的排气反作用力；

\dot{m} ——介质的质量流量；

V_1 ——①点的介质流速；

P_1 ——①点的介质压力；

P_a ——标准大气压；

A_1 ——①点的排气流通面积。

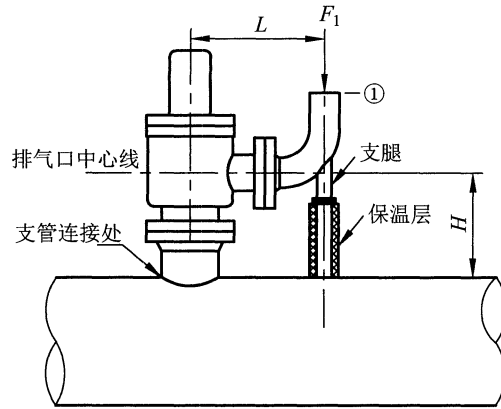


图 3.2.1-1 开式安全阀放空的安装方式

2) 出口处的压力和速度的计算相对复杂且难以确定时，排气弯头点①的排气反力可按式 (3.2.1-5) 进行计算：

$$F_1 = P_0 A_T (1+k) \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = P_0 A_T C_F \quad \dots\dots\dots (3.2.1-5)$$

式中：

C_F ——反力系数（一般在 1.20 和 1.30 之间）；

A_T ——安全阀喉径；

k ——介质的比热比。

3) 考虑安全阀忽然开启时动态效应时，应将上式计算得到的反力乘动态效应放大系数 DLF ，动态效应放大系数仅依赖于阀门开启时间与结构固有周期的比值 t_0/T ，可从图 3.2.1-2 查出 DLF 值。

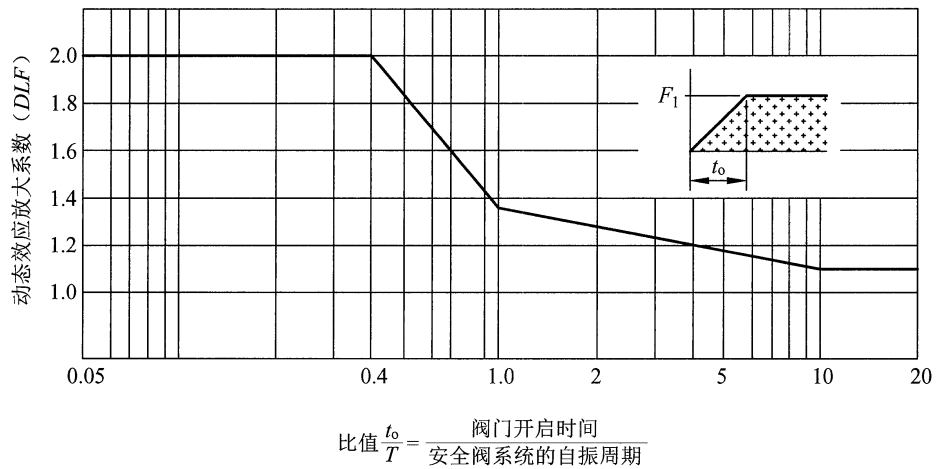


图 3.2.1-2 安全阀忽然开启时动态效应放大系数

4) 安全阀系统的自振周期计算公式如下：

$$T = 0.1146 \sqrt{\frac{mH^3}{EI}} \dots\dots\dots (3.2.1-6)$$

式中：

T ——自振周期，s；

m ——安全阀系统的质量（包括阀门、管道、法兰和附件等），kg；

H ——主管到排气口中心线的距离，mm，见图 3.2.1-1；

E ——设计温度下入口管道材料的弹性模量，MPa；

I ——入口管道的截面惯性矩， mm^4 。

5) 安全阀反力会在支管连接处产生较高的弯矩，为减小弯矩，应尽量减小图 3.2.1-1 中 L 的值。

6) 对于临界管系，宜在放空管弯头下方设置支架，支架生根在母管上。为减小安全阀出口和支架的热膨胀位移差，宜对支架进行保温。

4 随机荷载作用下的应力应按一次应力的校核条件进行应力评定，校核时的许用应力为材料在设计温度下的许用应力乘以放大系数 K 。对于工艺管道，放大系数 K 值可取为 1.33。对于动力管道，放大系数 K 取值应与荷载作用时间相关。

4 非金属管道柔性分析和应力计算规定

4.1 壁厚计算方法

4.1.1 非金属管道直管部分的设计壁厚应按式(4.1.1)计算:

$$t_m = t + c \quad \dots\dots\dots (4.1.1)$$

式中:

t_m ——包括加工、腐蚀、冲蚀裕量在内的最小厚度, mm;

t ——计算壁厚(承受内压), mm;

c ——加工裕量加腐蚀和冲蚀裕量之和, mm。对于螺纹元件,采用公称螺纹深度。对于未规定公差的机械加工或切槽,起公差可假定为:在规定的切槽深度以外再加 0.5mm。

4.1.2 计算壁厚 t 应不小于由下列公式所得的计算值:

1 热塑性管:

$$t = \frac{PD}{2S + P} \quad \dots\dots\dots (4.1.2-1)$$

2 RTR(层压)管:

$$t = \frac{PD}{2S + P} \quad \dots\dots\dots (4.1.2-2)^{(注)}$$

3 RTR(缠绕)RPM(离心浇铸)管:

$$t = \frac{PD}{2SF + P} \quad \dots\dots\dots (4.1.2-3)^{(注)}$$

式中:

F ——工况(设计)系数;

P ——设计内压(表压), MPa;

D ——管子的外径, mm;

S ——静压设计应力(HDS),热塑性塑料的 HDS 见表 4.1.2-1, RTR(层压)材料见表 4.1.2-2。

注:设计内压厚度 t 不应包括用于小于补强纤维质量 20%补强的管道厚度。

表 4.1.2-1 热塑性管道元件的静压设计应力 (HDS) 和推荐的温度极限值

ASTM 标准号	材料	推荐的温度极限值 ^{(注1)(注2)}		静压设计应力/MPa			
		最低值/°C	最高值/°C	23°C	38°C	60°C	82°C
D2846	CPVC 4120	-17.8	82	13.8	11	7.2	3.45
F441							
F442							
D2513	PA 32312	-28.8	82	8.62	7.58	5.52	4.34
F2145							
D2104	PE2406 PE3408	-34.4	60	4.34	3.72	2.75	…
D2239							
D2447							
D2513							
D2737							
D3035							
D1785 D2241 D2514 D2672	PVC 1120	-17.8	37.8	13.8	…	…	…
	PVC 1220	-17.8	37.8	13.8	…	…	…
	PVC 2110	-17.8	37.8	6.9	…	…	…
	PVC 2112	-17.8	37.8	8.6	…	…	…
	PCV 2116	-17.8	37.8	11	…	…	…
	PVC 2120	-17.8	37.8	13.8	…	…	…

注 1: 这些推荐的范围是在低压下用水和其他不影响热塑性塑料性能的流体得到的。

注 2: 低于表列温度时使用该列静压设计应力 (HDS)。

表 4.1.2-2 层压式增强热固树脂管道元件的设计应力 (DS) 和推荐的温度极限值

ASTM 标准号	型式	树脂	增强方式	推荐的温度极限值 ^(注1)		厚度/mm	设计应力/MPa ^(注2)
				最低值/°C	最高值/°C		
C 582	I	聚脂	玻璃纤维	-28.9	82	3.18~4.76	6.2
						6.35	8.3
						7.94	9.3
						≥9.53	10.3
C 582	II	环氧	玻璃纤维	-28.9	82	3.18~4.76	6.2
						6.35	8.3
						7.94	9.3
						≥9.53	10.3

注 1: 这些推荐的范围是在低压下用水和其他不影响热塑性塑料性能的流体得到的。

注 2: 设计应力 (DS) 值仅在-28.9°C~82°C温度范围内适用。

4.2 柔性分析方法

4.2.1 柔性分析可按下列方法进行：

1 位移应变法分析内容应包括：

- 1) 由热膨胀或收缩，约束的柔性，外部施加的位移引起的应变，非金属管道不具有完全的弹性行为，管道系统的应力不应通过应变计算出来；
- 2) 在热塑性塑料和某些 RTR 和 RPM 管道中，位移应变不一定会造成管道的立即破坏，但应考虑在反复的热循环和长时间处于高温下可能会发生进一步的有害的变形；
- 3) 在脆性管道和某些 RTR 和 RPM 管道中，材料呈现刚性行为，应考虑过度的应变而产生位移应力，直至发生突然的断裂、破坏。

2 位移应力法分析内容应包括：

- 1) 对于不同的非金属材料，当设计人员选择一种以弹性行为为假设的柔性分析方法时，应证实这种方法适用于其所分析的管道系统，并确定柔性分析和应力计算的安全范围；
- 2) 当管道的局部区域有可能出现过量变形时，应利用管道的布置或采用特殊接头或膨胀元件使过量变形减至最小。

4.2.2 柔性分析的材料特性应包括下列参数：

- 1 热膨胀系数典型值列于表 4.2.2-1 中，实际设计温度下的数值应从制造厂获得。

表 4.2.2-1 非金属的热膨胀系数

材料名称	平均热膨胀系数	
	$10^{-6}\text{mm}/(\text{mm}\cdot^{\circ}\text{C})$	范围/ $^{\circ}\text{C}$
热塑材料		
PVC, 1120 型	54	-5~+3
PVC, 2116 型	72	3~7
CPVC, 4120 型	61	...
PE, 2406 型	162	...
PE, 3408 型	162	21~49
聚丙烯	77	...
聚(偏二氯乙烯)	153	...
聚(亚乙烯氟利)	18	...
增强热固树脂		
离心浇铸式环氧	16~23.5	...
丝绕式环氧玻璃	16~23.5	...
离心浇铸式聚酯玻璃	16~27	...
丝绕式聚酯玻璃	16~20	...
手绕式聚酯玻璃	21.5~27	...

2 弹性模量 E 可查表 4.2.2-2。

表 4.2.2-2 非金属的拉伸弹性模量

材料名称	$E^{(注1)}/\text{MPa} (23^{\circ}\text{C})$
热塑性材料	
PVC, 1120 型	2 485
PVC, 2116 型	2 895
CPVC, 4120 型	620
PE, 2406 型	740
聚丙烯	825
聚(偏二氯乙烯)	690
聚(亚乙烯氟利)	1 340
轴向增强的热固性树脂	
离心浇铸式环氧	8 725~13 100
丝绕式环氧玻璃	7 585~13 790
离心浇铸式聚酯玻璃	8 275~13 100
丝绕式聚酯玻璃	6 895~13 790
手绕式聚酯玻璃	5 515~6 895

注：热塑材料的弹性模量值不受温度影响而与承受应力的时间有关系。表中所列的热固性树脂管的的弹性模量为径向弹性模量值，轴向或环向的数值可能不同。

3 泊松比取值应考虑不同材料在不同温度条件下的变化。

5 管架设计技术规定

5.1 基本内容

5.1.1 管架设计应包括下列基本内容：

- 1 管架间距；
- 2 管架设置；
- 3 管架的选用；
- 4 管架设计说明书的编制；
- 5 管架施工指导；
- 6 管道基本跨距。

5.2 管架间距

5.2.1 确定管架间距应包括下列工况条件：

- 1 操作工况应考虑下列设计荷载：
 - 1) 管道及其零部件的重量；
 - 2) 流体介质的重量；
 - 3) 绝热层的重量；
 - 4) 热胀荷载；
 - 5) 摩擦荷载；
 - 6) 泄放荷载。
- 2 水压试验工况应考虑下列设计荷载：
 - 1) 管道及其零部件的重量；
 - 2) 充水的重量。
- 3 特殊工况应包括下列设计荷载：
 - 1) 风荷载；
 - 2) 地震荷载；
 - 3) 振动荷载；
 - 4) 冲击荷载；
 - 5) 雪荷载；
 - 6) 冰荷载；
 - 7) 检修荷载。

5.2.2 管架间距应满足下列要求：

- 1 连续敷设的水平直管的最大跨距应按三跨连续梁承受均布荷载时的刚度(挠度)条件计算，

应按强度条件校核，取两者中的较小值。

2 一些特定布置情况下的管道允许跨距可按式（5.2.2）计算：

$$L = fL_0 \quad \dots\dots\dots (5.2.2)$$

式中：

L ——各种特定情况的允许跨距，m；

L_0 ——最大跨距，m；

f ——跨距折减系数。

3 四种情况的跨距折减系数可从图 5.2.2 查得。对于更为复杂的管系，其跨距可通过计算机程序计算得到。

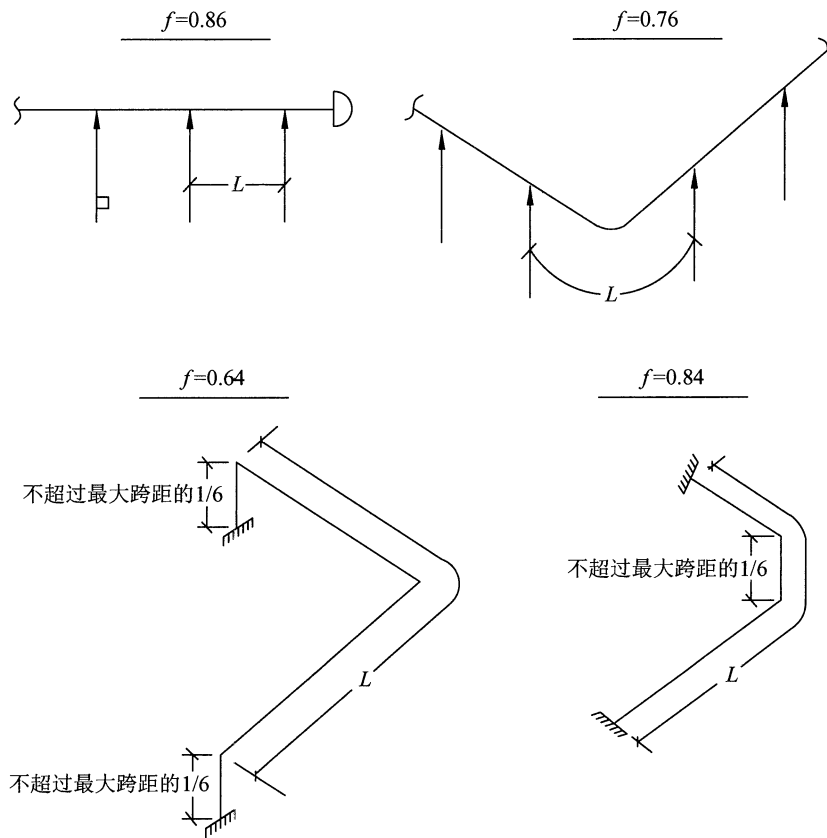


图 5.2.2 四种布置情况的跨距折减系数

4 垂直管道的导向间距除应考虑承重的因素外，还应注意防止风载引起的共振以及垂直管道的轴向失稳。在考虑承重架的同时，还要适当考虑增设必要的导向架。一般垂直管道（钢管）的导向间距可按附录 I 表 I .0.4 选取。

5 水平管道导向管架间距除应考虑承重的因素外，还应注意当管道需要约束，以限制风载、地震、温差变形等引起的横向位移，或要避免因不平衡内压、热胀推力以及支承点摩擦力造成管道轴向失稳时，应适当地设置些必要的导向架。特别是在管道很长的情况下，更不能避免。水平管道（钢管）的导向架最大间距可按附录 I 表 I .0.5 选用。

6 当地震设防烈度 ≥ 7 度时，支架跨距应按附录 I 表 I .0.6 选用。

7 有脉动影响的管道管架间距应以避免管道产生共振作为依据来考虑,应在管道基本跨距的基础上减小一相应倍数的距离,该倍数是管道的固有频率和机器的脉动频率的函数。

5.3 管架设置

5.3.1 管架设置应按下列原则进行:

1 管架设置应严格控制管架间距不能超过管道的基本跨距(即管架的最大间距)的要求,尤其是水平管道的承重架间距更不能超过许用值,这是控制挠度不超限的需要。

2 管架设置应满足管系柔性要求,并同时考虑下列因素:

1) 宜利用管道的自支撑作用,少设置或不设置管架;

2) 宜利用管系的自然补偿能力,合理分配管架点和选择管架类型,注意在同一段直管上,不能设置两个或两个以上的轴向限位架;

3) 长距离敷设的管道,应在适当的位置设置导向管架,增加管系的稳定性,在管道改变方向处,导向管架的设置应避免影响到管道的自然补偿;

4) 在设置管架的过程中,如发现与有与两台设备的接管口相连接的同一轴向直连管道时,应及时通知有关设计专业,改变管道布置,或选用补偿器,或采用其他措施消除热胀或冷缩对设备接管口受力和管系柔性的不利影响;

5) 经管系柔性分析和应力计算以及动力分析所确定的约束点位置和约束型式,设计时应满足分析要求,不应擅自处理和变更。

3 管架生根点的确定应充分了解管道与周围环境的情况,如管道附近建构筑物和设备布置情况,合理选择管架生根点。管架生根点的选择应符合:

1) 宜利用已有的建筑物、构筑物的构件以及管廊的梁柱来支承管架。建筑物如墙也可以作为管架的生根点;

2) 宜利用设备作管架生根点,必要时大管也可作为荷载小的小管管架的生根点;

3) 若管架不能利用1)项和2)项生根,应利用地面或地面基础生根;

4) 无处生根或难以找到合适生根点的管架,必须修改管道走向,并重新设置相应的管架。

4 管架位置的确定应满足下列要求:

1) 管架位置应不妨碍管道与设备的安装和检修,需经常拆卸、清扫和维修的部位,不应设置任何型式的管架;

2) 为维修方便,应尽可能避免在拆卸管段时配备临时管架;

3) 不应妨碍操作和人员通行;

4) 管架设置宜数量少,结构简单,经济合理,但又应确保安全可靠,既能减缓和抑制振动,又能抵御地震、风载等恶劣环境的影响。

5.3.2 管架设置应满足下列要求:

1 有上悬条件承重架的设置可选用悬吊式管架;有下支条件的可选用支撑式管架。下列情况应设置承重架:

- 1) 水平敷设的管道管架应符合两相邻架间的距离不大于水平管道的基本跨距的规定；
- 2) 具有垂直管段的管系，宜在垂直重心以上部位设置管架，如果需要也可移至管系下部；
- 3) 可在弯管附近或大直径三通式分支管附近设置管架；
- 4) 应在集中荷载大的阀门以及管道组成件附近设置管架；
- 5) 可在设备接管口附近设置管架；
- 6) 应在需要承受安全阀排气管道的重力和推力的场合设置管架。

2 限制性管架的设置除应控制管道的热位移外，还应有防止管道振动的作用。限制性管架的设置应考虑：

- 1) 当垂直管段很长时，除必要的承重架外，还应在管段中间设置适当数量的导向架；
- 2) 当铸铁阀门承受较大的弯矩时，应在其两侧应设导向架；
- 3) 应在敏感设备（如机泵）接管口附近的直管段上设置导向架或其他类型的限位架；
- 4) 两段或多段管道的管系，可设置导向架、轴向限位架和固定架；
- 5) 对于柔性分析和应力计算管系应以管系柔性分析与应力计算结果来最终确认。

3 弹簧架的设置必须按照管道基本跨距以及柔性分析和应力计算要求。

4 防振管架的设置应通过管系静力和动力分析加以综合考虑。防振管架应单独生根于地面基础上，并与建筑物隔离，以避免将振动传递到建筑物上。

5 对具有补偿器的管系，除应遵守一般管系布架的要求外，还应遵守合格的补偿器生产厂商提供的规定和安装要求进行布架。

5.3.3 常用典型管道管架设置应遵照以下要点：

1 一般管道管架设置应满足如下要求：

- 1) 一般性要求：安全可靠、经济合理、整齐美观、生根牢固。
- 2) 沿地面或浅沟敷设的管道，可设管架基础（管墩）支撑，地沟管道应支在横梁式管架上，并设置相应的导向架和轴向限位架。
- 3) 不保温、不保冷的常温碳钢管道除非有坡度要求外，可不设置管托。
- 4) 非金属或金属衬里管道不宜用焊接管托，而用带管夹的管托。
- 5) 保温管托的适宜高度与绝热层的厚度有关，通常可按表 5.3.3-1 和表 5.3.3-2 来选取。当绝热层厚度特别厚时，管托高度可根据管道大小并根据管道布置情况作特殊处理。

表 5.3.3-1 保温管托高度选用表

管径/mm	保温厚度 T /mm				
	$T \leq 75$	$75 < T \leq 110$	$110 < T \leq 160$	$160 < T \leq 210$	$210 < T \leq 260$
DN600 及以下	100	150	200	—	—
DN600 以上	150	150	200	250	300

表 5.3.3-2 保冷管托高度选用表

保冷厚度 T /mm	$T \leq 50$	$50 < T \leq 100$	$100 < T \leq 150$	$150 < T \leq 200$	$200 < T \leq 250$
管托高度/mm ^(注)	100	150	200	250	300

注：管托高度指的是管道底部到管托底板底面的高度。

6) 大直径管和薄壁管宜选用鞍座。

7) 对不锈钢、合金钢、铝和镀锌管，不宜使用焊接型管架。若不可避免的要使用焊接型管架，管架材料要与管道材料一致。这几类管道与碳钢管架（如碳钢管夹、管夹型管托和型钢等）接触处，应加垫隔离层。

8) 同一管系上不宜过多连续使用单一的圆钢吊杆吊架。

2 槽罐上部每根管道都应设 1 个滑动承重架，当垂直管段较长时，可再设 1 个导向架。管架宜生根在设备上。

3 塔类管道管架应按下列要点设置：

1) 从塔顶或塔侧出口的管道，应在靠近设备接管口处设置第一个管架，且为承重架；如需要再设第二个承重架，则应为弹簧支吊架；在承重架的下面，应按规定间距设导向架，如图 5.3.3-1 所示。应特别注意最下面的一个导向架距管道转弯处至少为导向架最大间距的 1/3，以免影响管道的自然补偿。

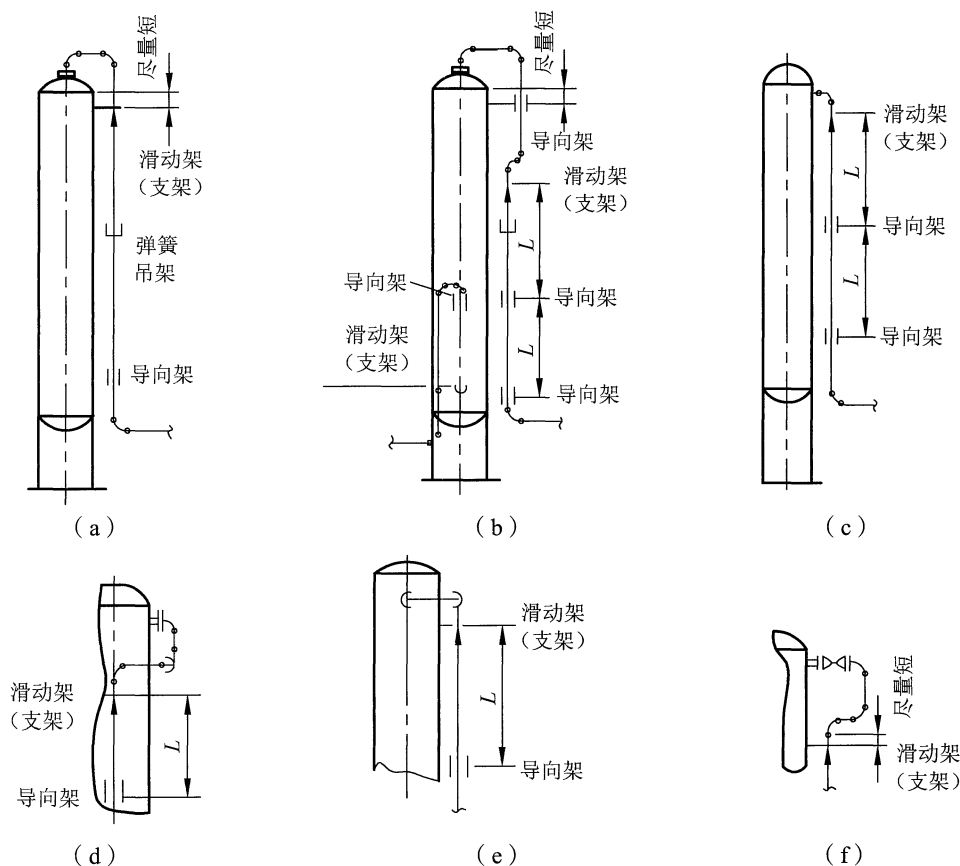


图 5.3.3-1 塔类管道支架

注：

1. 图中“滑动架”为承重架。
2. 图 (b) 的下接口管道的承重架位置设在与管口相同标高处，对膨胀有利。

2) 直接与塔侧接管口相连接的等于或大于 DN150mm (6") 的阀门下面，宜单独设置承重架，如图 5.3.3-2 所示。

3) 管架宜生根在塔体上, 距地面或通道平台 2.2m 以上。

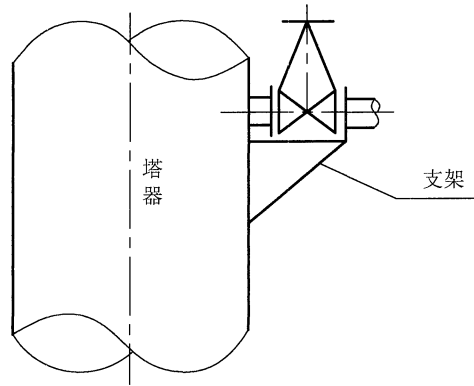
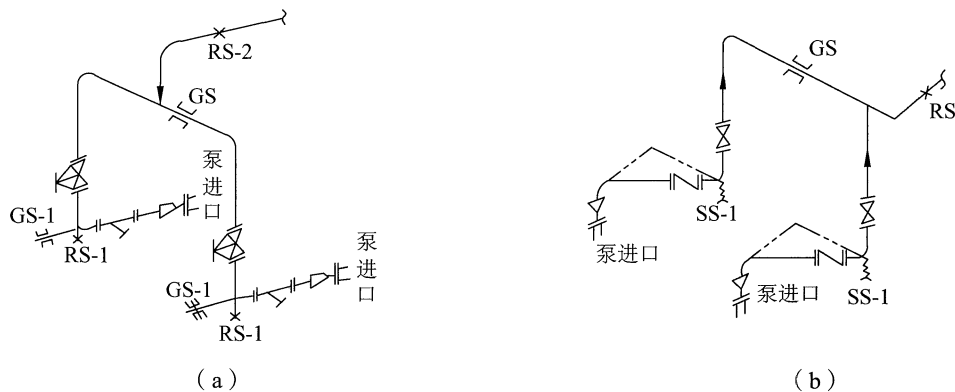


图 5.3.3-2 塔壁阀门支架

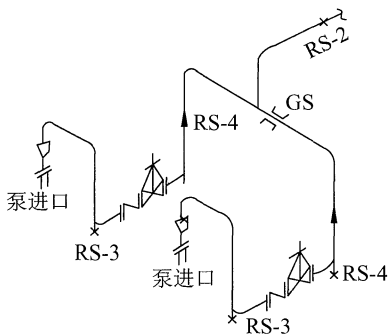
4 泵类管道管架应按下列要点设置:

- 1) 应在靠近泵的管段上设置恰当的支吊架, 或设置必要的弹簧支吊架, 并做到泵检修或更换时管道不需另外架设临时支吊架;
- 2) 若泵为侧面进口, 顶部出口, 则应在入口侧设支架或可调支架出口上方应设吊架或弹簧吊架;
- 3) 若泵靠近其吸入料液罐布置, 且又不是同一基础时, 应考虑罐基础下沉引起的管道垂直位移对泵接管口的影响;
- 4) 对于大型的水泵出口应注意止回阀关闭时推力作用, 在止回阀及切断阀附近应有坚固的管架, 以承受水击及重力荷载;
- 5) 泵类进出口附近的管架间距应比一般管道小, 约为一般管道基本跨距的 $1/2 \sim 1/3$;
- 6) 几种典型配管及布架设置, 可按图 5.3.3-3 所示。



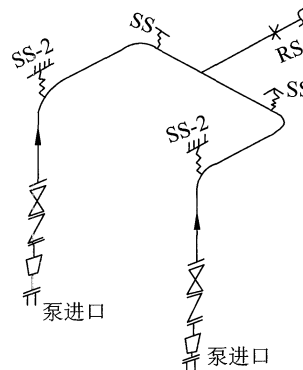
图中 RS-1 支架一般为可调节高度的承重架; GS-1 是导向架, 使泵入口水平管的轴线保持无偏移。以保证泵口不至于承受过大的弯矩, RS-2 支架为承重滑动架, 应注意到弯头的距离如果太小, 将会托空; GS 是水平方向导向架。

图 5.3.3-3 泵类管道支吊架



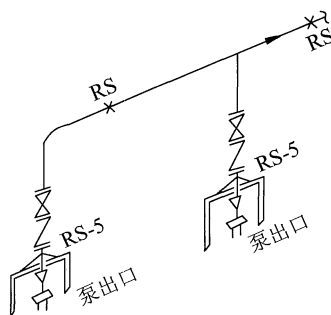
(c)

图中 RS-3 及 RS-4 可不用可调支架。



(d)

应注意泵出口管线的固有频率，如有必要可在 SS-2 下面垂直管段增加导向支架。



(e)

泵的管道为常温，RS-5 采用支耳支承在落地的钢架上，这种类型不适用于高温管线。

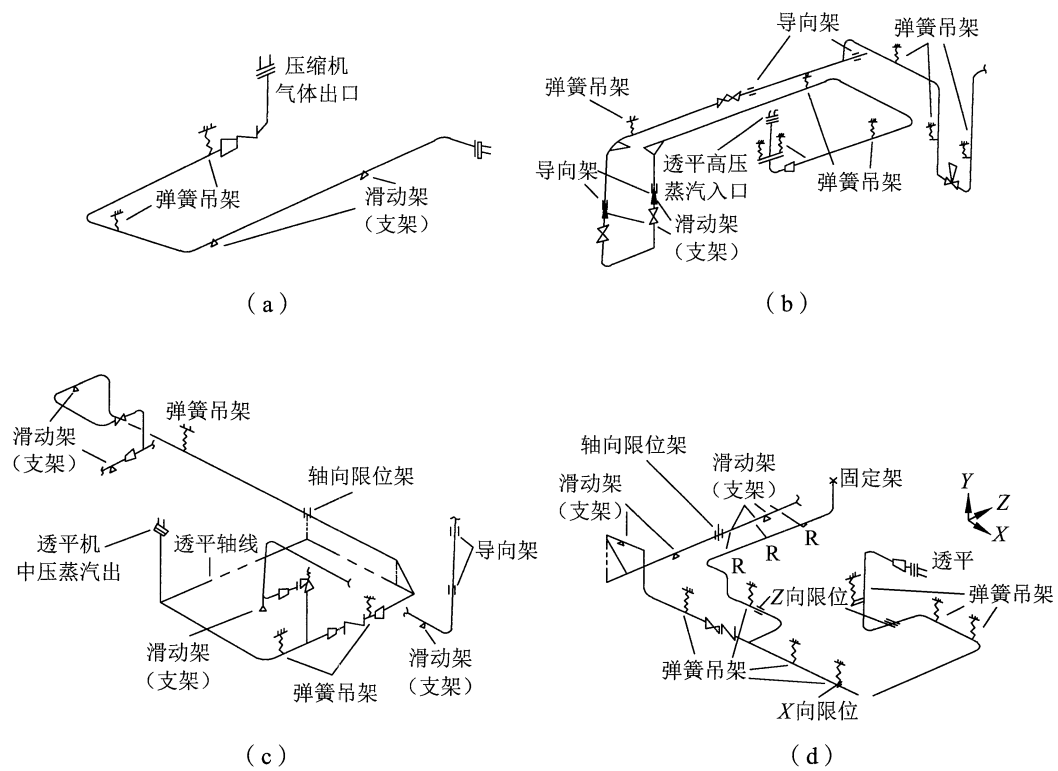
注：

1. 图 (a) ~ 图 (d) 为热力管道；图 (e) 为常温管道。
2. 图中的 RS 为承重架，GS 为导向架（沿管道轴向可自由移动，限制管道侧向运动），SS 为弹簧架。

图 5.3.3-3 (续)

5 离心式压缩机及蒸汽透平管道管架应该按下列要点设置：

- 1) 离心式压缩机及蒸汽透平的管道，除管道应具有足够柔性外，还应通过管架的合理设计，使压缩机和透平接管口所受的力和力矩控制在许用范围内；
- 2) 对管口向下的压缩机及蒸汽透平，管道支吊架宜采用弹簧支架或弹簧吊架；
- 3) 为减小管道对进出接管口上的力矩，宜在与接管口直接相连接的垂直管道上或靠近接管口的水平管道上设置导向架或其他限位架；
- 4) 几种典型配管及管架设置可按图 5.3.3-4 所示。



注:

1. 图中的“滑动架”为“承重架”。
2. 靠近设备管口的支架大多采用弹簧架；有阀门的部位，应考虑管道的刚度，如图（b），当阀门开闭时，管道不至于扭转或弯曲或晃动；必要时，在有些地方需设置控制位移方向的限位架，如图（d）；有时限位架与设备管口在同一直线上，如图（c）。此类管道决定支架类型及位置也是有一定规律的。管支架位置及类型必须严格按照柔性计算的结果而定。

图 5.3.3-4 离心式压缩机、蒸汽透平管道管架

6 往复式泵和往复式压缩机管道管架应按下列要点设置:

- 1) 应避免管架生根在楼面、梁、墙和设备上，宜将管道固定于生根在地面基础上的牢靠的型钢架上，地面基础应是独立的；
- 2) 弯头、阀门以及其他附加荷载集中处应设置承重架或导向架或其他限位架；
- 3) 应合理设置导向架和固定管夹，既要能抗振，又要不妨碍管道热胀位移；
- 4) 固定管托、管夹应有一定的弹性，用于吸收管道的振动；
- 5) 对于沿管廊布置的振动管道宜设置弹簧减振器；
- 6) 设置管架时还应注意压缩机各级进出口管道对汽缸的作用力不应超过汽缸的重量，见图 5.3.3-5；

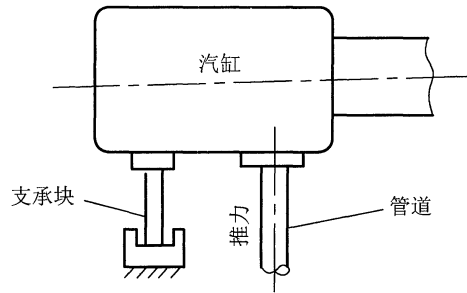
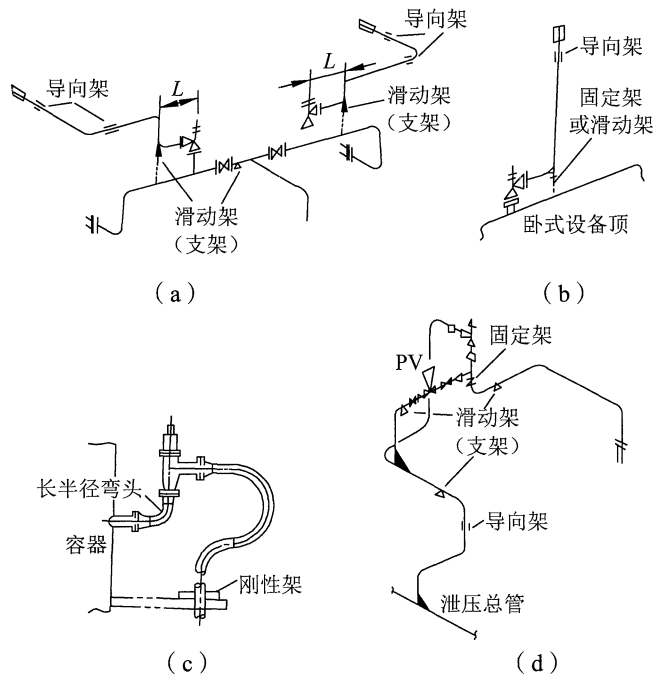


图 5.3.3-5 管道推力对汽缸的影响

- 7) 其他管道不应与振动管道合用管架，以避免振动的传递；
 - 8) 管架间距控制在振动管道的基本跨距之内；
 - 9) 对于往复式压缩机的配管，其管架的设置宜通过对管系动力分析后确认；
 - 10) 往复泵的管道与往复式压缩机的管道一样，注意防止振动也是最根本的，因此参照往复式压缩机管道设置支架。
- 7 安全阀管道管架应按下列要点设置：

- 1) 在安全阀的管口设置管架时，除应承受管道重力荷载外，还应注意泄放流体时产生的反力及其方向，不宜生根在柔性大的钢结构上，同时支承点的垂直方向热位移应尽量小；在温度较高的管道上，阀门口水平段“L”应足够长，使管架不至于脱空，见图 5.3.3-6 所示。
- 2) 对大口径、大压差的安全阀应注意防振，当出口管中的流体为气液两相时，还应注意避免水击。
- 3) 安全阀出口排入大气的和排入泄压总管的管道及管架设置，可按图 5.3.3-6 所示。

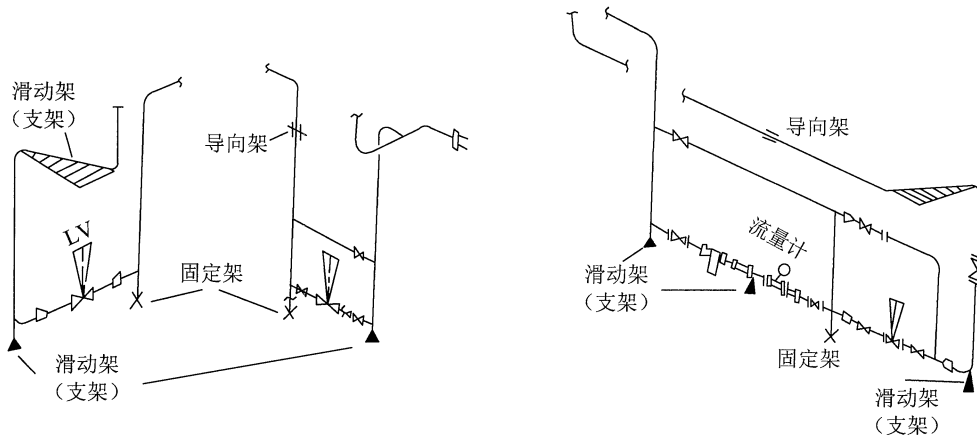


注：图中的“滑动架”为“承重架”。

图 5.3.3-6 安全阀管道管架

8 调节阀组管道管架应按下列要点设置：

- 1) 调节阀组最常见的布置为立面布置，见图 5.3.3-7 所示。宜在管道弯头下面设置管架；对于常温的管道可采用固定架，但如有热胀的管道，应根据柔性计算的要求，将一个管架改为固定架，另一个应设为滑动架或导向架。
- 2) 当阀组很长，仅在阀组两端支撑会使阀组中间下垂较大时，宜在中间增加一个管架，中间管架最好采用可调式管架，见图 5.3.3-7 所示。
- 3) 应慎重设置固定架，对于热力管线都应依据柔性分析和应力计算的结果来选取。



注：图中的“滑动架”为“承重架”；LV 为调节阀。

图 5.3.3-7 调节阀组管道管架

5.3.4 管架类型及表示可按下述方法进行：

- 1 管道支吊架包含了所有的支承关系的装置，其功能和用途可按表 5.3.4-1 进行分类。

表 5.3.4-1 管架分类

序号	大分类		小分类	
	名称	用途	名称	用途
1	承重管架	承受管道荷载（包括管道自重荷载、隔热或隔声结构荷载和介质荷载等）	刚性架	用于无垂直位移场合
			可调刚性架	用于无垂直位移场合，但要求安装误差严格的场合
			可变弹簧架	用于有少量垂直位移的场合
			恒力弹簧架	用于垂直位移较大或要求支吊点的荷载变化不能太大的场合
2	限制性管架	用于限制、控制和约束管道任一方向的变形	固定架	用于固定点处，不允许有线位移和角位移的场合
			限位架	用于限制管道任一方向线位移的场合
			轴向限位架	用于限位点处，需要限制管道轴向线位移的场合
			导向架	用于允许有管道轴向位移，但不允许有横向位移的场合

表 5.3.4-1 (续)

序号	大分类		小分类	
	名称	用途	名称	用途
3	减振架	用于限制管道的振动或缓和管道振动对结构引起的冲击	一般减振架	用于限制往复式泵或压缩机进出口管道的振动
			弹簧减振架	用于由地震、风压、水锤或安全阀排放等引起的管道振动。用于有热位移的管道上时，会对管道产生持续反力
			阻尼器	用于由地震、风压、水锤或安全阀排放等引起的管道振动。用于有热位移的管道上时，不会对管道产生持续反力

2 管架类型代码及图例可按表 5.3.4-2 的图例表示。

表 5.3.4-2 管架类型缩写及图例

序号	管架类型	缩写	基本图形	管道应力空视图上表示的图例
1	固定架 (ANCHOR)	A		
2	导向架 (GUIDE)	G		
3	吊架 (HANGER)	H		
4	滑动架(支架) (RESTING)	R		
5	弹簧架 (SPRING)	S		
6	限位架 (停止架) (DIRECTINAL STOPPER)	D		

3 管架的标注可按下列方法进行：

1) 标准管架可根据表 5.3.4-1 和表 5.3.4-2 中的管架类型，从标准管架图册中选用合适的标准管架（可选用两个或者两个以上的标准管架进行组合），将管架代码完整的标注在空视图上。

2) 每一个特殊（非标准）管架应画 1 张安装详图，且每个特殊管架都有 1 个单独的管架号，特殊管架号的编号可按下列原则进行：

例：

SPS - AS - 12 - 001

(a) - (b)(c) - (d) - (e)

此处：

(a)：特殊管架（Special Pipe Support）的代码；

(b)：管架类型的缩写（根据表 5.3.4-2）；

(c)：生根点：

S：钢结构上生根（Steel）

C：混凝土构件上生根（Concrete）

F：混凝土基础上生根（Foundation）

V：设备上生根（Vessel）

P：管道上生根（Pipe）

(d)：装置或单元代码；

(e)：序号：001—999。

4 所有管架应标注在管道平面布置图和管道空视图上，在管道空视图上必须标注完整的管架代码。

5 当特殊管架中包含标准管架时，应将此标准管架用虚线画出，可在其管架号后加注（X）。

5.4 管架选用

5.4.1 标准管架的选用可按下述方法进行：

1 应依据管道的操作条件、管道的布置要求以及支承点的荷载大小和方向、管道的位移情况、是否保温或保冷、管道的材质、建构筑物 and 设备的布置等条件选用合适的支吊架；

2 设计时应尽可能地选用标准管架，可采用现行行业标准《管架标准图》HG/T 21629；

3 弹簧支吊架应根据管道工作荷载、安装荷载、位移量及其方向，以及安装方式等确定弹簧的型号，应根据弹簧所要求配套的吊杆和管道规格来选用相应的标准弹簧支吊架；

4 使用现行行业标准《管架标准图》HG/T 21629 中的标准零部件组合构成的组合管架时，应绘制一幅简化结构图，以便施工安装。

5.4.2 非标准管架的设计可按下述方法完成：

1 在选不到标准管架时应进行非标准管架的设计；

2 在设计非标准管架时，首先应确定特殊型式的管架，并绘出结构草图，然后进行设计计算确认；

3 经设计计算确认的管架，应按照制图规定绘制管架制造安装图。

5.4.3 管架数据表可按下述方法进行编制：

1 应按管架布置图、标准或非标准管架图以及管架数据表格式的要求进行编制；

2 宜按工序或区域，按管架顺序号逐一依次填写，具体编制方法可按现行行业标准《管架标准图》HG/T 21629 中的选用说明进行。

5.4.4 管架材料表可按下述方法进行编制：

1 应按管架数据表、标准或非标准管架图，将被选用的管架逐一分解，分门别类地作好记录并进行汇总，填写到各自对应的表中；

2 宜按工序或区域统一编制。

5.5 管架设计说明书的编制

5.5.1 管架设计说明书的编制应包括下列内容：

1 工程设计中采用的标准、规范，管架材料、螺栓、螺母等标准应采用国家通用标准。

2 管架加工制造以及焊接可按现行行业标准《管架标准图》HG/T 21629 中的要求进行。

3 管架施工和安装说明应包括下列几点要求：

1) 管道安装时，应按设计要求以及现场情况及时进行支、吊架的安装和调整工作，管架位置应正确，安装平整牢固，与管子接触良好；

2) 无特殊要求的吊架，包括弹簧吊架，其吊杆应垂直安装；

3) 导向架的滑动面应洁净平整，不能有歪斜和卡塞现象；

4) 弹簧支吊架的弹簧箱定位块，待系统安装、试压、绝热完毕后，系统开始运行前必须拆除；

5) 管架与管道焊接时，应避免管子烧穿等削弱管子强度的现象发生；

6) 安装完毕后，应按设计要求逐个核对支、吊架的型式和位置。

4 试车时，应对支、吊架的工作情况进行检查和调整，检查和调整内容包括下列几点：

1) 弹簧支吊架运行情况；

2) 支吊架失效情况；

3) 支吊架变形情况；

4) 管系振动情况。

5.5.2 管架设计说明书编制可采用下述方法进行：

1 应将编制内容逐条列出；

2 宜以装置为单位进行编制。

5.6 管架施工总体要求

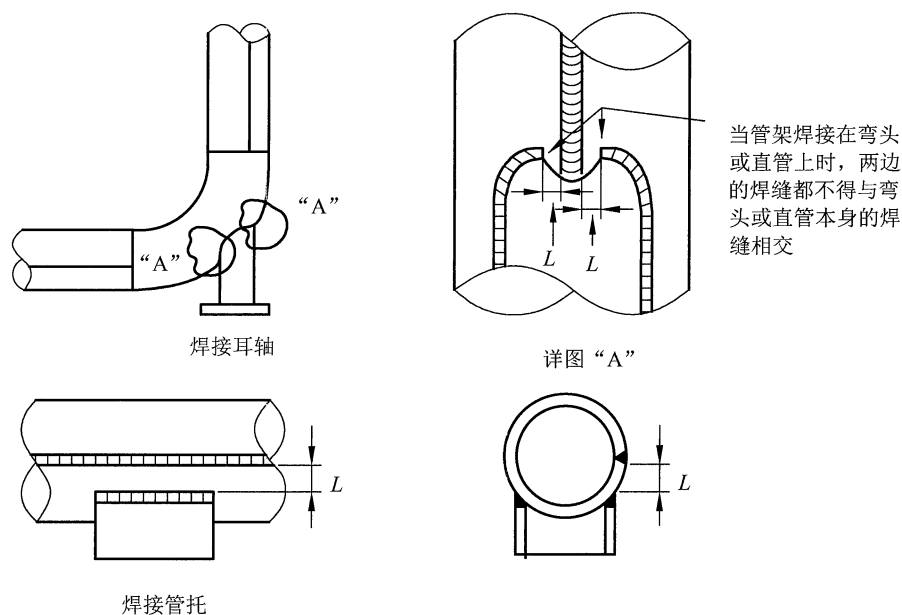
5.6.1 管架施工应符合下列总体要求：

- 1 除非另有规定，螺栓、U型螺栓和吊杆等的开孔直径，应遵循表 5.6.1 的规定。

表 5.6.1 螺栓、U 型螺栓和吊杆等的开孔直径

螺栓直径	开孔直径 mm	螺栓直径	开孔直径 mm
M8	9	M30	33
M10	11	M36	39
M12	14	M42	45
M16	18	M48	52
M18	20	M56	62
M20	22	M64	70
M22	24	M72	78
M24	26	—	—

- 2 管架焊缝和管道纵向焊缝之间的关系应满足图 5.6.1-1 的要求。



注： L 最小为 50mm。

图 5.6.1-1 管架焊缝和管道纵向焊缝之间的关系

- 3 管托应按照图纸要求安装在管道上，不应将滑动管托点焊在支撑梁上。
- 4 当管架（如管托，耳轴等）直接焊接在合金钢、不锈钢或铝镇静钢管道上时管架应修成斜面，如图 5.6.1-2 所示。

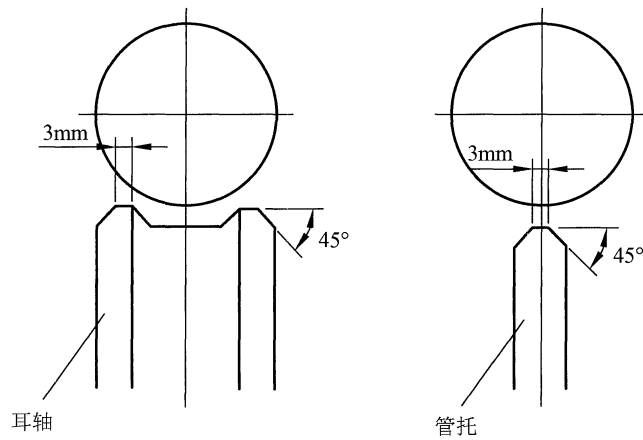


图 5.6.1-2 管架焊接面

5 若在现场安装过程中，发现无法按照标准管架或管架详图中的尺寸进行安装，则应在不改变管架类型的前提下，调整管架的尺寸来适应现场条件。

6 除非另有说明，管托和鞍座应按照下面的方式安装在管道上：管托和鞍座的中心线应和支撑梁的中心线重和，如图 5.6.1-3 所示。如果要求管托或鞍座偏安装，则应将施工要求，如“向北偏安装 150mm (OFFSET 150mm to N)”，标示在管道空视图或相关施工文件上。

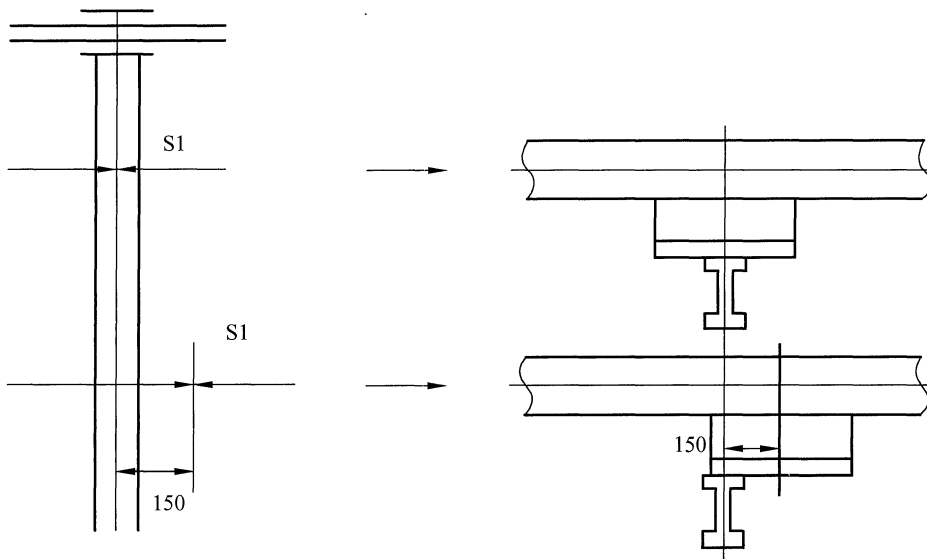


图 5.6.1-3 管托和鞍座

7 管架安装后，如果在管道或管托和支撑梁之间出现了空隙，应使用垫板等进行填充；垫板的宽度应等于梁的宽度，垫板的长度应考虑管道的横向位移，垫板的两端都应和梁焊接在一起；用垫板调整前，不得紧固 U 型螺栓或 U 型卡。

8 管架的滑动面应是平滑的；如果管道或管架被支撑在混凝土基础或路面上，应考虑用二次灌浆的方式调整高度。

9 吊杆吊架安装完毕后,应使用花篮螺母或螺母进行调整,拉紧吊架使其仅承受管道的重量,但是不可过度拉紧小管。

10 耳轴和假腿应与管道全密封焊接,同时应焊接端板,并在下侧尽可能低的位置开一个 5mm 孔径的排气孔。

11 在试压前,对管道应进行适当固定和导向。

12 保护涂层应遵照管材专业相关设计规定。

5.6.2 管架附件的安装应满足下列要求:

- 1 管托可预制;
- 2 鞍座应为成型的鞍座;
- 3 在管道安装过程中,管托或鞍座应安装在指定处;
- 4 管架附件诸如管托、耳轴、假腿和支柱等,可在车间将其与管道焊接在一起。

5.6.3 管架组件的安装应满足下列要求:

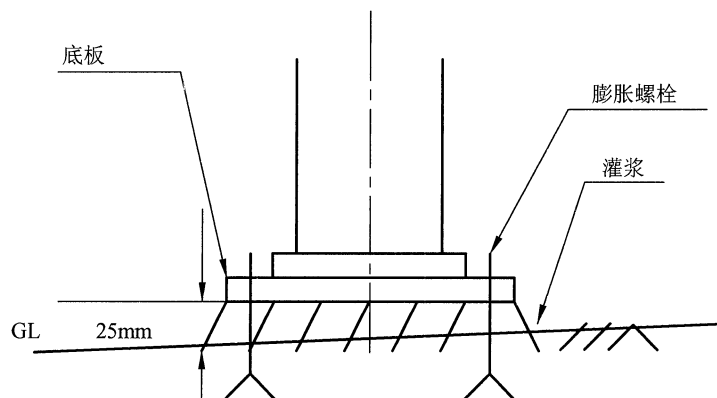
- 1 管道组件可在现场的车间预制;
- 2 通过调整管架构件长度,完成管道安装后,管架连接件应固定在管架生根点上;
- 3 在管道安装之前,将管架连接件固定在管架生根点上,应在考虑了被支撑管道的标高和线路之后,调整管架构件在垂直方向上的长度(高度),然后再将其固定。

5.6.4 特殊管架的安装应满足下列要求:

- 1 特殊管架的组件可在现场的车间预制;
- 2 在管道安装前,应在指定的管架详图中指定的位置处安装管架的根部组件;
- 3 其他的管架组件,诸如 U 型螺栓、导向挡块等,应根据指定的管架详图,在管道安装完成后安装。

5.6.5 膨胀螺栓锚固式管架的安装应满足下列要求:

- 1 膨胀螺栓可用于混凝土厚度大于等于 100mm 的地方;
- 2 当通过用膨胀螺栓将基础板固定在路面上时,膨胀螺栓应与路面垂直;
- 3 对于路面上的管架,管架安装承包商应按图 5.6.5 所示进行灌浆,砂浆不能漫过底板;若无其他可行措施,可在底板下用垫板调整高度。



注: GL 为道路表面。

图 5.6.5 路面管架灌浆

5.6.6 弹簧架的安装应满足下列要求：

1 弹簧架的安装应参考制造商的手册和说明书；

2 弹簧架在锁定时的设计承载能力应是最大真实荷载的 2 倍；在安装管道的过程中，不应让弹簧架承受的荷载超过此极限；

3 所有弹簧架在运送过程中应用固定块或锁定螺栓使其处于锁定状态，并使其保持在预先设定的位置直到试压完毕；在装置运行前，应将锁定装置拔掉或松开；

4 当锁定块难以被拔掉时，可调整花篮螺母或荷载柱，不得使用任何过度冲击，如锤击等；

5 拔掉或松开锁定装置后，在装置运行前应检查弹簧架自身的指标尺是否正对着刻度<C>，若未对准，实际的指标尺位置和刻度<C>之间的差值应记录下来，并通知负责的管道应力工程师，征询他的指导意见；涉及弹簧架构件的调整，参阅制造厂说明书；

6 一个弹簧架的调整可能影响到其他弹簧架，所以当通过花篮螺母或荷载柱调整弹簧架时，应注意附近的其他弹簧架。

5.6.7 防振装置的安装应满足下列要求：

1 防振装置的安装应参考制造商的手册和说明书；

2 防振装置的安装不应影响管道的热膨胀。

5.7 管道基本跨距

5.7.1 管道基本跨距应满足管道刚度条件，基本跨距的计算应符合下列规定：

1 基本跨距可按式（5.7.1-1）计算：

$$L_1 = 0.11 \left(\frac{EI\Delta}{W} \right)^{1/4} \dots\dots\dots (5.7.1-1)$$

式中：

L_1 ——由刚度条件决定的跨距，m；

E ——管材在设计温度下的弹性模量，MPa；

I ——管道断面惯性矩， cm^4 ；

Δ ——管道许用挠度，mm；

W ——单位长度管道荷载，包括管道、介质、隔热或隔声结构等的荷载，daN/m。

2 对于无脉动的管道，考虑风荷载等因素的影响后，装置内管道的固有振动频率不宜低于 4Hz，装置外管道的固有振动频率不宜低于 2.55Hz。相应管道许用挠度，装置内宜控制在 15mm 之内，装置外宜控制在 38mm 之内。

3 装置内的基本跨距应按式（5.7.1-2）计算，装置外的基本跨距应按式（5.7.1-3）计算。

$$L_1 = 0.2165 \left(\frac{EI}{W} \right)^{1/4} \dots\dots\dots (5.7.1-2)$$

$$L_1 = 0.2731 \left(\frac{EI}{W} \right)^{1/4} \dots\dots\dots (5.7.1-3)$$

5.7.2 管道基本跨距应满足管道强度条件，基本跨距的计算应符合下列规定：

1 在不计管内压力的条件下，基本跨距可按式（5.7.2-1）计算。式中 $[\sigma]$ 用 $[\sigma_1]$ 。 $[\sigma_1]$ 为设计温度下管材的许用应力，MPa。

$$L_2 = (Z[\sigma] / W)^{1/2} \dots\dots\dots (5.7.2-1)$$

式中：

L_2 ——按强度条件计算的跨距，m；

Z ——管道断面系数（即扣除腐蚀裕量和负偏差的抗弯截面模量）， cm^3 ；

$[\sigma]$ ——在设计温度下管材因受管道重力荷载作用引起的应力的许用值，MPa。

2 考虑管道内压力产生的环向应力达到许用应力值，即轴向应力达到 1/2 许用应力时，装置内外的管道荷载及其他垂直持续荷载在管壁中引起的一次应力，即轴向应力不应超过许用应力的 1/2，即 $[\sigma] = 0.5[\sigma_1]$ 的前提下，其跨距 L_2 应按式（5.7.2-2）计算。

$$L_2 = (Z[\sigma] / 2W)^{1/2} \dots\dots\dots (5.7.2-2)$$

5.7.3 管道基本跨距应选取 L_1 与 L_2 两者中的较小值。

5.7.4 装置内碳钢、厚壁不锈钢最大跨距表、装置内不锈钢 Schedule 10S 最大跨距、非金属管道最大跨距可按附录 I 中相应的跨距表确定。

6 管架生根规定

6.1 管架生根位置及常用结构型式

6.1.1 管架在设备上的生根可采用下列结构形式：

1 生根件的结构可按下列形式分类：

- 1) 在设备上焊贴板，见图 6.1.1-1 (a) 所示；
- 2) 在设备壁上焊单立板，见图 6.1.1-1 (b) 所示；
- 3) 在设备壁上焊带筋板的立板，见图 6.1.1-1 (c) 所示；
- 4) 在设备壁上焊平面横板，见图 6.1.1-1 (d) 所示；
- 5) 在保冷设备壁上预焊件，见图 6.1.1-1 (e) 所示；
- 6) 在设备上的组合生根件。

2 生根件可进行双位或多位设置，以满足管架设计的要求。

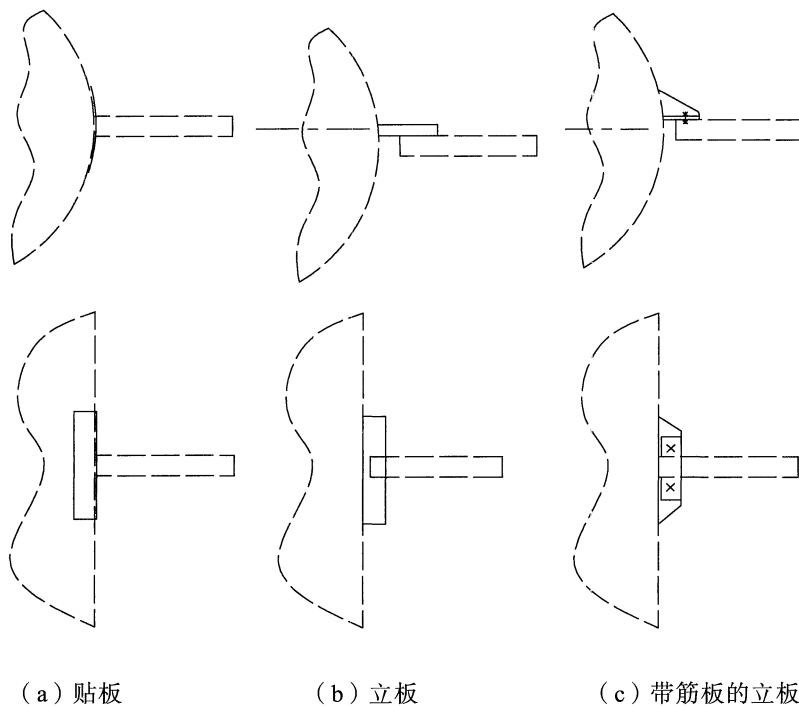
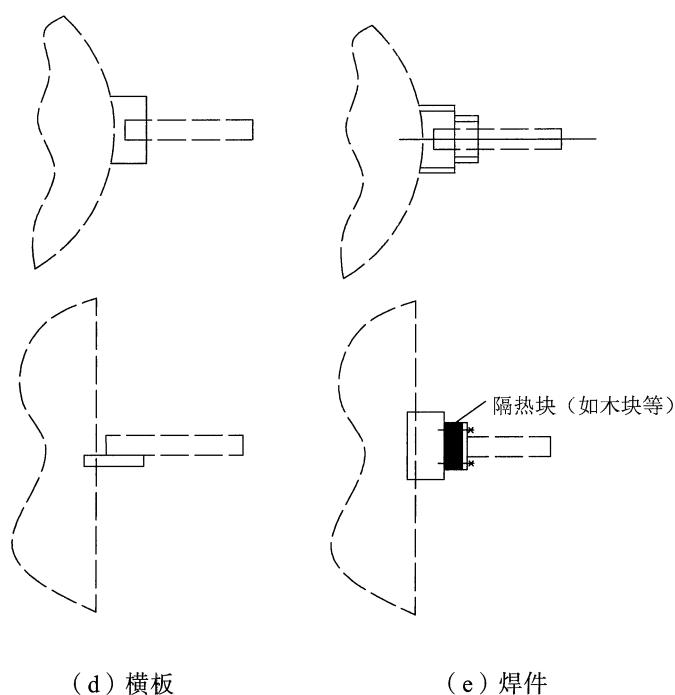


图 6.1.1-1 在设备上的生根件



注：图 6.1.1-1 (b) 为可焊接或螺栓连接，但承受横向荷载小；图 6.1.1-1 (c) 加了筋板，承受横向荷载能力增大。选择生根件结构时，一定要考虑支架的受力状况。

图 6.1.1-1 (续)

3 对于保冷管道，应考虑设备生根和支架构件之间的隔热要求：5℃～-45℃的保冷管，应使用隔热块；-46℃及以下的保冷管道，则应使用高密度聚氨酯或木块等做隔热层；隔热层的材料、尺寸参数等，应根据项目执行中的其他相关专业核算确定。

4 在使用螺栓连接两种构件时，应注意各种螺栓所适合的工作温度。6℃～350℃的工作状态，可使用 Q235-A 钢；351℃～575℃的工作状态时，应使用耐热钢，如螺栓采用 35CrMoA 或 16Mn；-46℃以下时，应使用奥氏体不锈钢作为螺栓材料。

5 贴板结构在钢板周边焊接，应避开壳体焊缝；贴板尺寸超过 200mm×200mm 时，宜采用图 6.1.1-2 所示结构，用 4 块拼成；贴板应留有焊接的气孔，焊后妥善堵好，防止对设备外壳腐蚀；对于整体应力已消除的设备、衬里的设备不宜采用贴板结构。

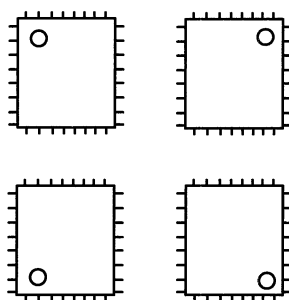


图 6.1.1-2 组合贴板结构

6.1.2 管架在土建结构上生根可采用下列结构形式：

1 生根件的结构可按下下列形式分类：

- 1) 在混凝土结构梁、柱上预埋钢板，见图 6.1.2 (a) 所示；
- 2) 在混凝土结构梁、柱上预埋型钢，见图 6.1.2 (b) 所示；
- 3) 在混凝土露面穿孔处预埋环型钢板，见图 6.1.2 (c) 所示；
- 4) 在混凝土结构梁上预埋套管，见图 6.1.2 (d) 所示；
- 5) 在混凝土结构梁、柱上打膨胀螺栓，见图 6.1.2 (e) 所示；
- 6) 在混凝土结构柱上夹紧式抱箍，见图 6.1.2 (f) 所示；
- 7) 在钢结构梁、柱上焊接管架；
- 8) 在土建结构上的组合生根件。

2 生根件可进行双位或多位设置，以满足管架设计（选型及功能）的要求。

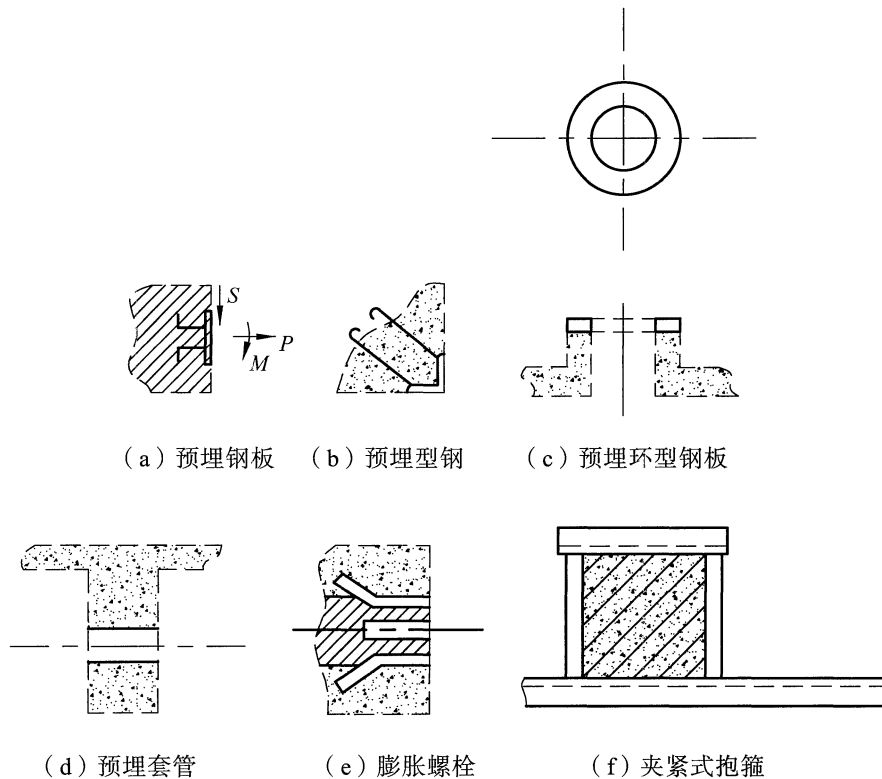


图 6.1.2 在土建结构上的生根件

3 可在土建结构上预埋钢板于柱、梁基础等表面；型钢预埋件宜用于梁、柱、基础的拐角处，可用于多根管道支架范围内生根连接；预埋套管宜用于有腐蚀介质的环境场所，供穿过 M20 或 M40 的螺栓，以连接支架构件。

4 采用膨胀螺栓的支架，可承受小荷载，但对有振动和有冲击荷载的场合禁止使用。

6.1.3 管架在墙体生根可采用下列结构形式：

1 生根件的结构可按下下列形式分类：

- 1) 墙体预留孔再将预制砌块嵌入, 见图 6.1.3 (a) 所示;
- 2) 墙体预埋钢板, 见图 6.1.3 (b) 所示;
- 3) 墙体打膨胀螺栓, 见图 6.1.3 (c) 所示。

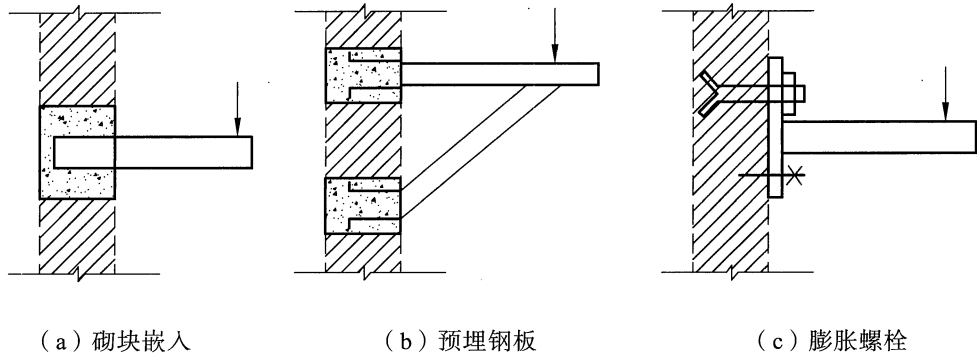


图 6.1.3 在墙上的生根件

2 在墙体生根, 支架荷载不应过大, 详见本规定“7 对墙体安装悬臂管架许用荷载的规定”。

6.1.4 管架在地面上生根可采用下列结构形式:

1 支墩基础上的预埋钢板、螺栓及预留孔, 可分别按图 6.1.4-1 (a)、图 6.1.4-1 (b)、图 6.1.4-1 (c) 所示要求进行;

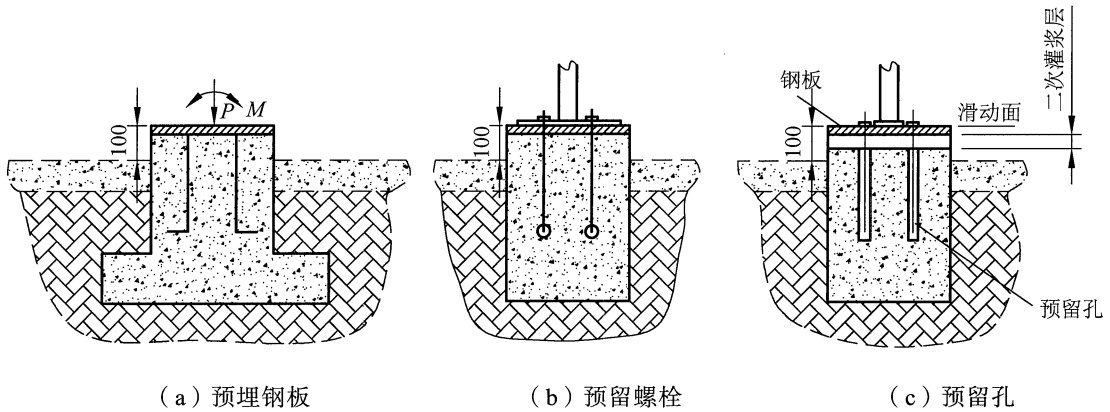


图 6.1.4-1 在支墩基础上的生根件

2 地面上打膨胀螺栓分为一般地面和加厚地面, 可分别按图 6.1.4-2 (a)、图 6.1.4-2 (b) 所示要求进行;

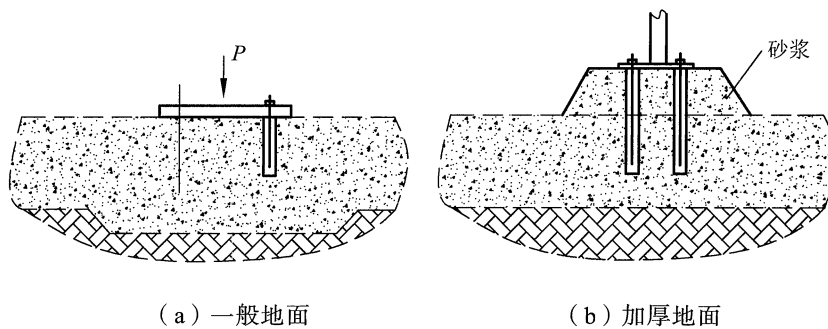


图 6.1.4-2 在地面上打膨胀螺栓

3 在水泥铺砌的地面上做支架生根，应只限于不重要管道，并有柔性，荷载小，地面变形对管道无危害等情况；

4 荷载较大的支架应生根在基础上，基础应由土建专业设计人员决定，管道机械专业负责提供必要的条件。

6.1.5 管架在大管上生根可采用下列结构形式：

1 生根件的结构可按下列形式分类：

1) 直接在大管壁上焊接支承构件，如图 6.1.5 (a)、图 6.1.5 (b)、图 6.1.5 (c) 所示；

2) 在大管壁上加焊局部加强板，如图 6.1.5 (d)、图 6.1.5 (e) 所示；

3) 在大管的管夹上生根，如图 6.1.5 (f)、图 6.1.5 (g) 所示。

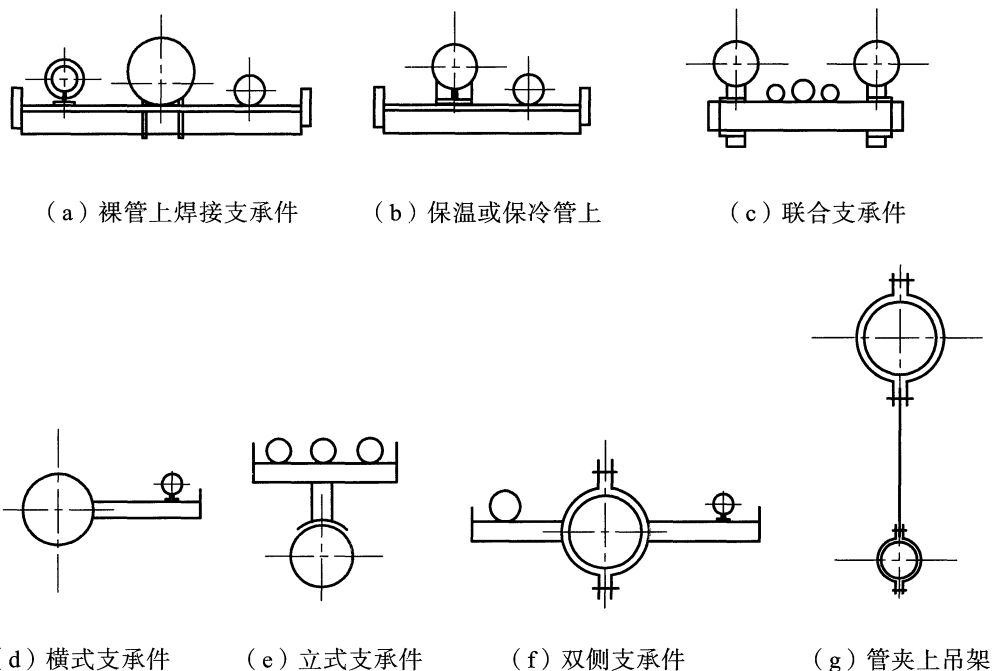


图 6.1.5 在大管上支承小管的生根型式

2 在大管上生根的悬臂架，其臂长不宜过大，被支撑管道不应固定。

6.2 管架生根件的技术规定

6.2.1 在设备上的生根件应满足下列要求：

1 应根据管道平面图布架图、设备装配图、有关管线的柔性分析和应力计算书确定设备生根件（预焊件）。

2 设备生根件（预焊件）应在设备制造时完成其焊制工作，特别是压力容器和衬里设备，必须预先焊接生根件；若特殊情况需要在施工现场补焊生根件，必须征得设备专业人员的许可，并与设备专业人员共同商定焊接方案。

3 设备生根件（预焊件）应具有足够的强度，以满足承载和热柔性分析和应力计算的要求。仅起轴向导向作用的管架生根件，可采用图 6.1.1-1 (d) 的横板型式；一般承重的管架生根件可采

用图 6.1.1-1(b)单立板型式；荷载较大的管架生根件应采用 6.1.1-1(c)的带筋板型式；当图 6.1.1-1 中列出的单悬管架型式不能满足荷载要求时，可采用组合形式为三角架，见图 6.2.1-1 (a) 所示；双悬臂架、双三角架可按图 6.2.1-1 (b) 所示。

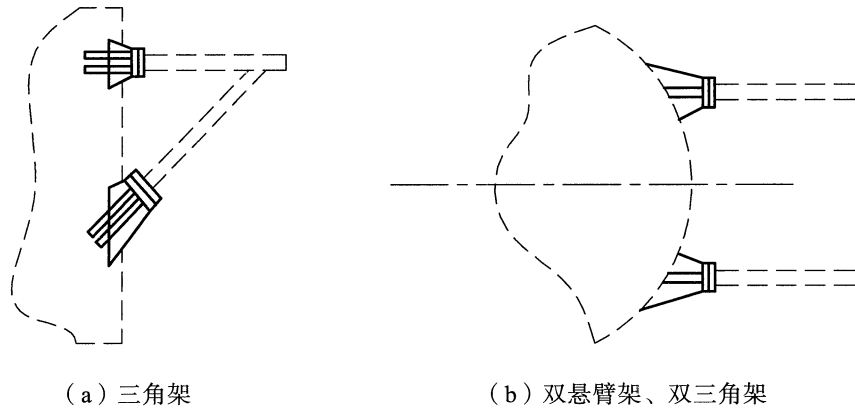


图 6.2.1-1 设备生根条件组合型式

4 在设备生根件采用组合型式的设计时，应注意消除管架和设备之间由于温差引起的相对位移的影响，以减小作用在运行设备壳体和管架上的应力，见下图 6.2.1-2 所示。

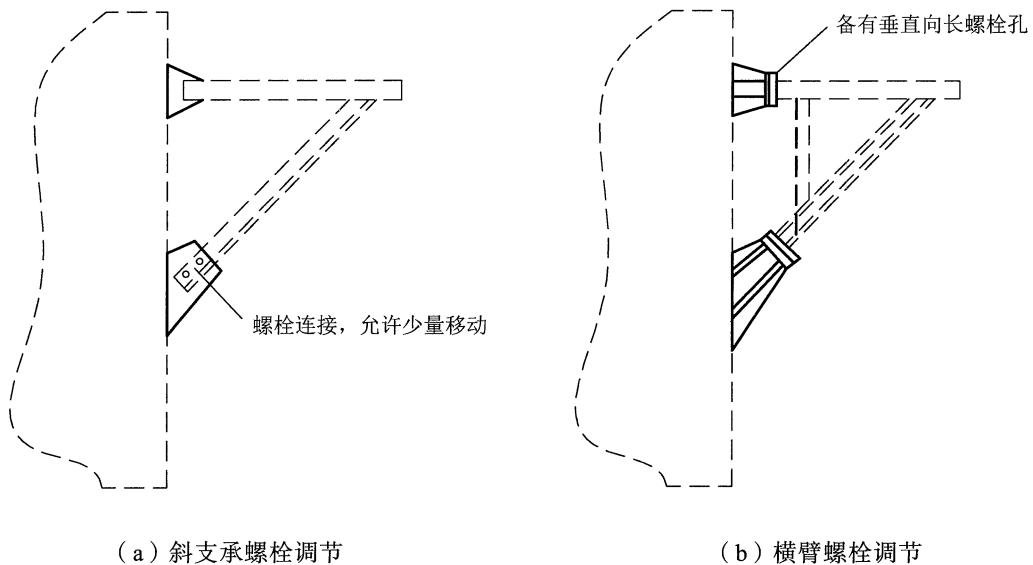


图 6.2.1-2 热胀设备生根组合件

5 对于保温、保冷设备，应注意减少热量的传递，避免雨水通过支架结构流入设备保温层中，以免影响设备的隔热效果，增加系统的能量损耗。

6.2.2 在土建结构上的生根件应满足下列要求：

1 应根据管道平面图布架图、土建模板图及有关结构图、有关管线的柔性分析和应力计算书确定土建结构上的生根件；

2 设计文件中要求应尽量采用事先预埋生根件的方式；在预埋件遗漏，且荷载较小处，可用膨胀螺栓在混凝土结构上生根；

3 承载较大的管架荷载预埋件应在主梁或柱上生根；

4 管架在钢结构上生根时，必须避免型钢翼缘扭曲，可在受力处增加筋板，或改变管架生根型式以改善结构受力情况，如图 6.2.2 所示；

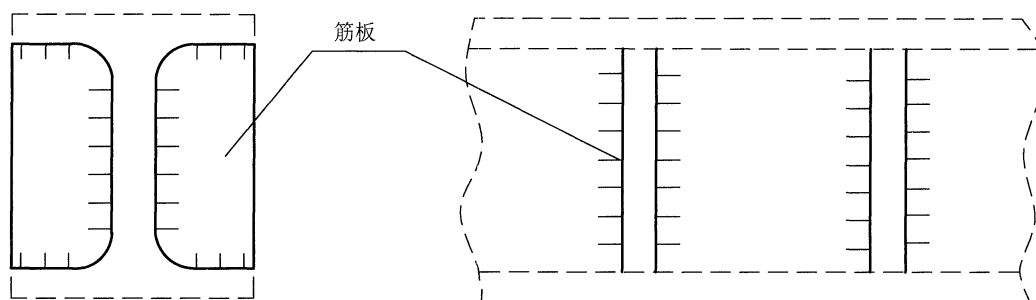


图 6.2.2 钢结构受力处加筋板

5 生根在混凝土结构上的预埋件条件应包括：预埋件位置（纵横坐标及标高）、预埋件型式及尺寸、每个预埋件荷载（力和力矩）。

6.2.3 完成在墙体上的生根件条件需接收下列相关条件，满足下列技术要求，并提出相应的条件：

1 应根据管道平面图布架图、建筑图、有关管线的柔性分析和应力计算计算书确定墙体上生根件；

2 墙体上生根的管架荷载不宜太大，详见本规定“7 墙上悬臂管架的许用荷载规定”；

3 墙体上生根件的条件应包括：管架生根位置、生根件型式尺寸及荷载（力和力矩）。

6.2.4 完成地面生根件条件条件应接收下列相关条件，满足下列技术要求，并提出相应的条件：

1 应根据管道平面图布架图、结构基础图、建筑图、有关管线的柔性分析和应力计算计算书确定地面生根件。

2 对于荷载较大，特别是弯矩较大或有振动荷载，以及其他要求较高的重要管架，必须有供其生根的支墩基础，支墩基础一般高出地面 100mm，有特殊要求时，由设计规定。

3 对于荷载较小，高度较低的一般管架，在地面变形对管道影响不大时，可用膨胀螺栓在地面生根。荷载小于 3 500N 的不重要管架可在一般未加厚的地面上生根，见图 6.1.4-2 (a)；荷载在 3 500~7 500N 之间时，管架生根处地面应做加厚处理，见图 6.1.4-2 (b)。为防雨水和污水的锈蚀，管架支承点均应适当高出地面。

4 地面生根件条件应包括：管架基础的位置、型式、尺寸及荷载（力和力矩）。

6.2.5 完成在大管上生根件条件条件应接收下列相关条件，满足下列技术要求，并提出相应的条件：

1 应根据管道平面图布架图、有关管线的空视图确定大管上生根件；

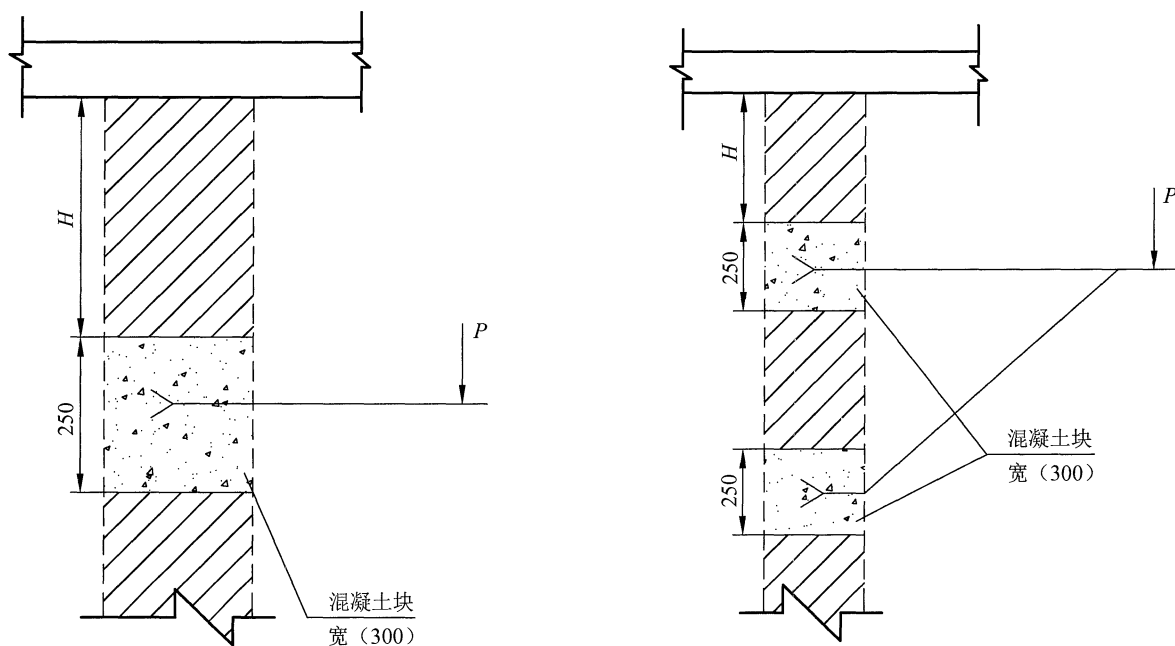
2 大管上生根件可用于无其他生根条件的小管、小荷载、小位移管架；

- 3 不应把临界管线作为支承大管；
- 4 支承用大管的保温、保冷性能不应因支承小管的管架而受影响；
- 5 支承用大管与被支承小管的相对位移不应太大，并对预知的位移量作出相应的技术处理；
- 6 大管上生根件的条件：应在管架布置图上标注被支承小管管架位置尺寸、管架号以及支承大管管段号。

7 对墙体安装悬臂管架许用荷载的规定

7.1 设计要求

7.1.1 对墙体安装悬臂管架的墙体及预制块示意图见图 7.1.1，墙体及预制块应满足下列要求：



注： P 为标准值（未包括管架自身荷载）； $H \geq 1000\text{mm}$ 。

图 7.1.1 墙体及预制块示意图

1 墙体应为 24 墙（墙厚 240mm）和 37 墙（墙厚 370mm）规格及以上的墙体，混凝土预制块强度等级应符合现行国家标准 GB 50010—2010《混凝土结构设计规范（2015 年版）》的要求，连同悬臂管架（或三脚架）整体预制后安装；或者采用预制块表面预埋钢板（有拉筋）焊接安装。

2 预制块尺寸（墙上留孔应略大于预制块尺寸）应包括下列两种情况：

- 1) 墙体厚度 240mm：240 × 300 × 250；
- 2) 墙体厚度 370mm：370 × 300 × 250。

3 预制块数量应满足管架选型和墙上生根的要求。

7.1.2 墙架选型及安装方式应分别按下列要求进行：

1 墙架选型可为：单臂、双臂悬臂架或三角架。

2 墙架安装可采用下列方式：

- 1) 预制块（包括带预埋钢板）直接砌入墙体：整体性好，其承载能力较强；

- 2) 墙上预留孔：施工较方便，但与墙体结核性较差，其承载能力不强；
- 3) 膨胀螺栓固定：仅适用于小荷载的情况。

7.1.3 荷载计算应满足下列要求：

1 悬臂架荷载应包括：

- 1) 1个集中荷载时，应满足式(7.1.3-1)：

$$PL \leq 0.5qL_0^2$$

$$\text{即： } P \leq 0.245 \frac{q}{L} \quad \dots\dots\dots (7.1.3-1)$$

式中：

- P ——集中荷载，N；
- L ——力臂长度，m；
- q ——均布荷载，N/m；
- L_0 ——长度常数 0.7m，见图 7.1.3-1 (e)。

- 2) 2个及以上集中荷载时，应满足式(7.1.3-2)：

$$P_1L_1 + P_2L_2 + \dots + P_nL_n \leq 0.245q \quad \dots\dots\dots (7.1.3-2)$$

式中：

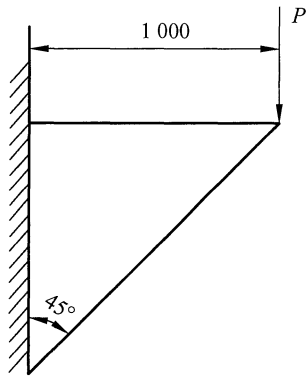
- $P_1、P_2、\dots、P_n$ ——集中力，N；
- $L_1、L_2、\dots、L_n$ ——力臂，m。

2 三角架荷载应包括：

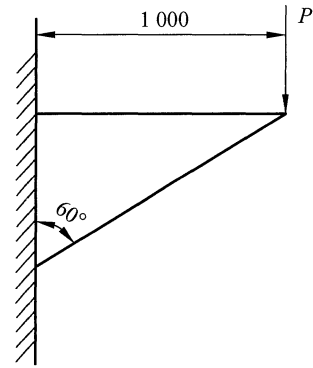
- 1) 1个集中荷载时，应将受力点应放在斜撑的交汇点处。
- 2) 2个及以上集中荷载时，其受力点可按表 7.1.3-2 中所示尺寸定位。
- 3) 许用荷载可按表 7.1.3-1 和表 7.1.3-2 确定，荷载类型可按图 7.1.3-1 和图 7.1.3-2 所示分类。

表 7.1.3-1 单一荷载类型 墙架许用荷载 单位:N. N/m

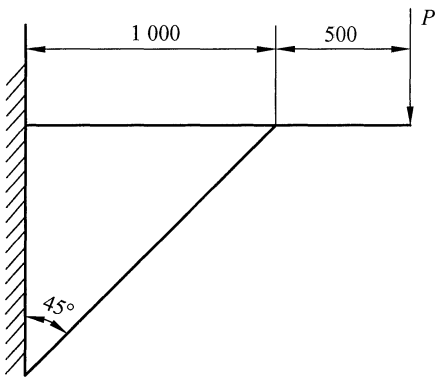
荷载类型		a	b	c	d	e
24 墙	C ₂₀	7 400	4 300	4 900	2 850	820
	C ₁₅	5 500	3 200	3 700	2 100	620
37 墙	C ₂₀	11 400	6 600	7 600	4 400	1 900
	C ₁₅	8 550	4 950	5 700	3 300	1 400



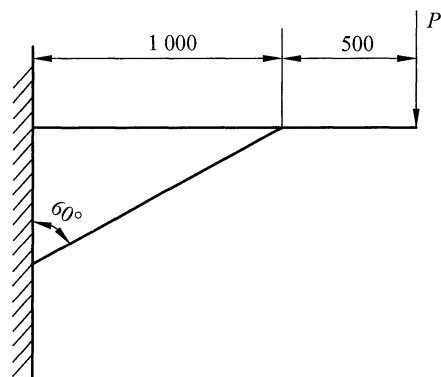
(a) 45°斜撑三角形外支撑支架



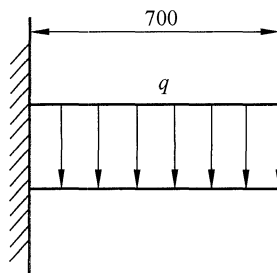
(b) 60°斜撑三角形支架



(c) 45°斜撑三角形外支撑支架



(d) 60°斜撑三角形外支撑支架



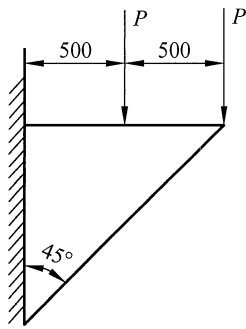
(e) 悬臂梁均布荷载支架

图 7.1.3-1 单一荷载类型示意图

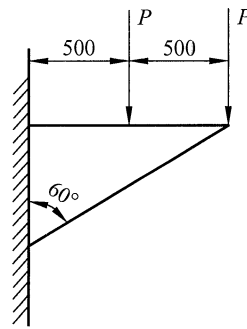
表 7.1.3-2 多荷载类型 墙架许用荷载

单位: N.

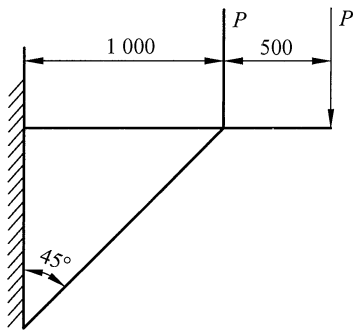
荷载类型		a	b	c	d	e	f
24 墙	C ₂₀	4 930	2 850	2 960	1 700	2 470	1 400
	C ₁₅	3 700	2 100	2 200	1 270	1 850	1 100
37 墙	C ₂₀	7 600	4 400	4 560	2 600	3 800	2 200
	C ₁₅	5 700	3 300	3 400	1 950	2 850	1 650



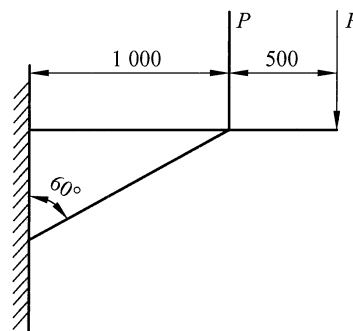
(a) 双荷载 45°斜撑三角形外支撑支架



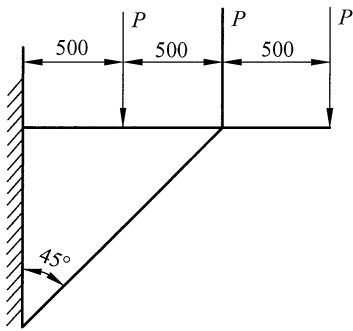
(b) 双荷载 60°斜撑三角形支架



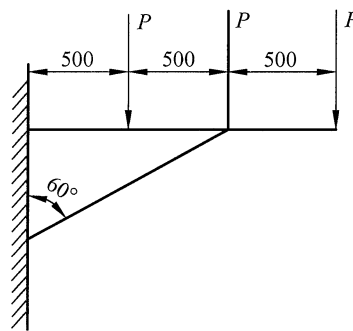
(c) 双荷载 45°斜撑三角形外支撑支架



(d) 双荷载 60°斜撑三角形外支撑支架



(e) 三荷载 45°斜撑三角形外支撑支架



(f) 三荷载 60°斜撑三角形外支撑支架

图 7.1.3-2 多荷载类型示意图

4) 在砖墙上设置支架时, 应考虑荷载不能太大, 生根点以上应有足够的砖墙高度, 需要的墙高可按下式计算:

$$H \geq \frac{P}{Bh} \left(1.02 \frac{L}{h} - 0.625 \right) + 0.625B \quad \dots\dots\dots (7.1.3-3)$$

式中:

H ——生根点之上需要的填充墙高度, m;

P ——管道的垂直荷载, t;

- B ——混凝土块宽度，m；
 h ——混凝土块厚度或砖墙厚度，m；
 L ——悬臂的计算长度，m。

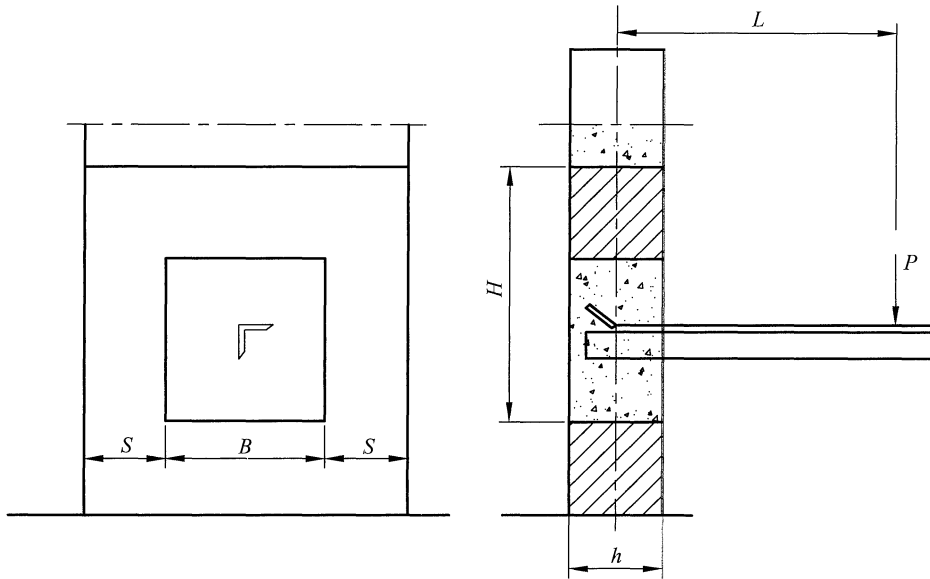


图 7.1.3-3 墙体上的悬臂架

5) 图 7.1.3-3 中尺寸 S 不应小于 $B/2$ ，如果小于 $B/2$ ，可以增加 H 高度，使墙的有效体积不小于原要求（即 $2BHh$ ）。从而使生根点之上有足够的砖墙重量压住管架，此外还应使混凝土和砖的许用应力都能满足要求，这样才能使墙架安全可靠。

7.2 许用荷载值的判断及处理

7.2.1 墙架的许用荷载值应包括管架和墙体所容许承受的荷载值，并以两者中的较小值为墙架设计判断的依据。

7.2.2 墙架荷载的处理及说明应满足下列要求：

1 当墙体承载能力大于管架的承载能力时，则可确认墙架设计数据有效，见表 7.1.3-1 和表 7.1.3-2；

2 当墙体承载能力小于等于管架承载能力时，应调整管架以适应墙体承载要求或向土建专业提出条件并提予确认；

3 对在墙体上采用膨胀螺栓固定管架时，应限定管道公称直径（DN）不大于 50mm；

4 在墙体上设置管架，应避免管道振动；

5 计算荷载应由管系静态分析计算求得，符合条件的计量单位见本章第 7.1.3 条、表 7.1.3-1 和表 7.1.3-2。

8 粘滞阻尼器的选用规定

8.1 技术要求

8.1.1 管道粘滞阻尼器结构原理如图 8.1.1 所示，管道粘滞阻尼器应满足下列要求：

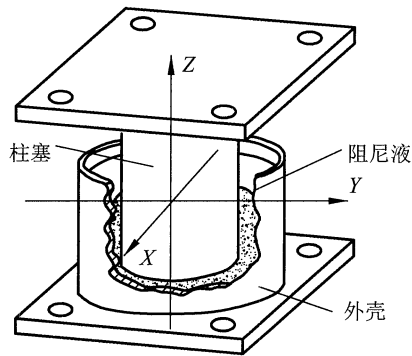


图 8.1.1 管道粘滞阻尼器结构原理图

1 在空间三维方向，标准型号的管道粘滞阻尼器的柱塞与外壳之间，宜留有 30mm、40mm、50mm 或 70mm 的间隙，充满阻尼液，三维方向都应有阻尼作用；

2 管道粘滞阻尼器对振动的阻尼作用不应延迟；

3 阻尼液不应老化。

8.1.2 管道粘滞阻尼器可应用于下列两种情况：

1 有管道振动，可能使材料产生疲劳，使管道遭到破坏的情形；

2 在管道发生各种故障工况与紧急工况时，如安全装置失效、机器故障、阀门快速关闭、地震和爆炸等，管道会承受巨大的冲击荷载的情形。

8.1.3 管道粘滞阻尼器应有下列两方面的功能：

1 管道粘滞阻尼器应能够有效地抑制管道振动，保护管道以及相连的阀门等装置的正常安全长期运行；

2 管道粘滞阻尼器产生的阻尼力应能有效防止冲击产生的位移过大，而对热膨胀等缓慢运动则不应起限制作用。

8.2 管道粘滞阻尼器选型方法

8.2.1 管道粘滞阻尼器主要有下列特性参数，可以用于设计选型：

1 额定荷载^(注1) [kN]；

2 垂向与水平向阻尼系数^(注2) [kN·s/m]；

- 3 垂向与水平向当量刚度^(注3) [kN/mm];
- 4 垂向与水平向许可位移^(注4) [mm];
- 5 阻尼器工作温度^(注5) [°C]。

注1: 额定荷载是指工作温度下阻尼器能够提供的最大阻尼力。

注2: 阻尼系数定义为最大阻尼力与最大振动速度的比值。它与振动频率有关, 是描述粘弹性阻尼器能量耗散特性的最直观的参数。

注3: 当量刚度定义为最大阻尼力与最大振动位移的比值。当量刚度值也与频率有关。在那些不能输入与振动速度成正比的阻尼系数的程序中, 可以用当量刚度进行计算。

注4: 许可位移是指管道热膨胀位移、冲击荷载响应位移与运行振动响应位移的总和限值。通常垂向与水平向的许可位移是±40mm。当热膨胀量大于40mm时, 阻尼器还可以通过事先预偏置来实现更大位移。

注5: 运行温度是指连续运行期间阻尼液中的最高温度。

注6: 例如: 型号 RRD-200/V40/H40 的额定荷载: 20.0kN; 水平向阻尼系数: 105.1kN·s/m (5Hz 时)。

注7: 水平向当量刚度: 3.3kN/mm (5Hz 时); 垂向与水平向许可位移: ±40mm; 阻尼器工作温度: 在 20°C~80°C 之间可选。

8.2.2 管道粘滞阻尼器可按下述方法选型和使用:

1 可按管道重量的“1g 原则”选型, 选用的阻尼器的额定荷载应大于需要阻尼减振的管道重量或者预估的管道冲击荷载的大小;

2 可根据现场测量获得的或者依据经验预估的管道振动的频率, 管道系统的阻尼比采用 0.4 进行计算, 得到所需阻尼器阻尼系数。

8.2.3 管道粘滞阻尼器应按下列三种方法使用:

1 设计时应当与其他管道支承件如弹簧支吊架、滑动支座等配合使用;

2 管道阻尼器应设计安装在管道系统中振动位移最大的地方;

3 可将几个较小型号的阻尼器安装在管道系统的不同位置。

8.2.4 管道粘滞阻尼器选用可按附录 II 选型举例的方法进行。

9 金属波纹管膨胀节的选用规定

9.1 技术要求

- 9.1.1 金属波纹膨胀节的安装位置与适用类型应根据管道布局、介质特性、管系的压力、温度、热膨胀（收缩）量、介质流速及管系的振动特性等条件进行确定。
- 9.1.2 金属波纹膨胀节的选型条件表应包括膨胀节的设计参数、材料选择、设计、制造、质量控制等方面的要求。
- 9.1.3 跨越、穿越厂区内铁路和道路的管道，在其跨越段或穿越段上不宜设置膨胀节。
- 9.1.4 管道布置、固定管架、导向管架和承重管架的设置应避免膨胀节承受过量或非预期的变形和作用力。
- 9.1.5 膨胀节的设计应符合现行国家标准《金属波纹管膨胀节通用技术条件》GB/T 12777 的规定，且用于管路补偿的任何膨胀节波纹管的波数不少于 2 个波。
- 9.1.6 膨胀节材料选用应满足下列要求：
- 1 波纹管的选材应根据管内介质、设计温度和外部环境等条件选用，也可参照现行国家标准《金属波纹管膨胀节通用技术条件》GB/T 12777 的规定进行选用；
 - 2 膨胀节导流筒的材料应与相连接管道的材质相同或相当，还应考虑双面腐蚀余量。
- 9.1.7 膨胀节的质量大于 200kg 时宜设置吊耳。
- 9.1.8 膨胀节制造厂应对出厂产品附带安装使用说明书，对该膨胀节的结构特点、安装要求、能否承受压力推力、过程压力试验及支撑要求等做出详尽的说明。

9.2 管段划分与管架设置规定

- 9.2.1 管段系指管线上两固定管架之间的一段管道。一个管段上所有的各方向的位移应在两个固定管架之间被吸收。
- 9.2.2 划分管段与设置固定管架可按下述要求进行：
- 1 当管道选用膨胀节进行补偿时，首先应确定固定管架的位置，通过设置固定管架将其划分成形状简单的独立膨胀管段。固定管架包括主固定管架、中间固定管架和定向固定管架。
 - 2 主固定管架应能承受膨胀节波纹管压力推力、位移弹性发力、管道重量、冲击荷载、风载以及其他管道荷载引起的力。
 - 3 中间固定管架可不承受膨胀节波纹管压力推力，应承受膨胀节位移弹性发力、管道重量、冲击荷载、风载以及其他管道荷载引起的力。
 - 4 定向固定管架，应仅在一个方向上允许管道位移，在另一个或多个方向阻止管道位移。定向固定管架在固定位移方向应能承受的荷载同主固定管架。定向固定管架也可以起到导向管架的作用。

5 滑动管架应采用摩擦系数较低的摩擦副。

9.2.3 在包含一个或多个无约束膨胀节的管系之中，主固定管架应设置在下列部位：

- 1 管道流动方向变化处；
- 2 同一段直管段上两个直径不同的膨胀节之间；
- 3 带有一个无约束膨胀节的旁路支管与主管道的连接处；
- 4 两个无约束膨胀节之间装有截止阀或减压阀的部位；
- 5 管道的盲端。

9.2.4 两个固定管架之间应只使用一个无约束型膨胀节，保证每个膨胀节只在其设计位移范围内工作。

9.2.5 设置直线导向管架应满足下述要求：

1 对于安装轴向型膨胀节的直管段，应在靠近膨胀节的位置设置直线导向管架，数量一般不少于 4 个，导向管架的侧向力可以按波纹管压力推力的 7%~15% 计算。

2 膨胀节一端靠近一个固定支架，另一端应由导向管架约束，如图 9.2.5 所示。第一个导向管架与膨胀节端部的间距 L_1 应不超过 4 倍的管道外径，第一导向管架与第二导向管架之间的间距 L_2 应不超过 14 倍管道外径。其余导向管架之间的最大间距 L_g 按式 (9.2.5) 计算。

$$L_g = 1.572 \sqrt{\frac{E_p I_p}{p A_e \pm |f_i e_x|}} \dots\dots\dots (9.2.5)$$

式中：

- A_e ——波纹管有效面积， mm^2 ；
- E_p ——管道材料弹性模量，MPa；
- e_x ——波纹管单波轴向位移，mm；
- f_i ——波纹管单波轴向弹性刚度，N/mm；
- I_p ——管道惯性矩， mm^4 ；
- p ——设计压力，MPa。

注：工作状态中，波纹管受压缩时用 $+|f_i e_x|$ ，波纹管受拉伸时用 $-|f_i e_x|$ 。

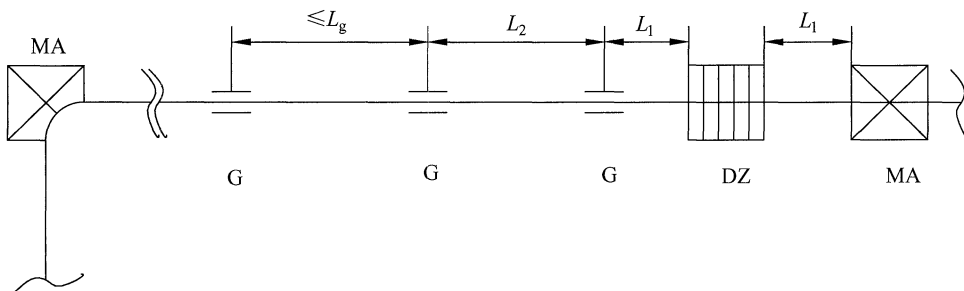


图 9.2.5 直线导向管架的间距布置图

9.2.6 平面导向管架应允许管道在一个平面内移动。选用约束型膨胀节组合补偿的管段，应在组合的膨胀节一侧设置平面导向管架另一侧设置直线导向管架，以保证管道只在一个平面内发生横向位移和/或弯曲位移。

9.2.7 弹簧吊架用以承受管道垂直荷载，不应限制管道的位移。

9.3 膨胀节选型应用

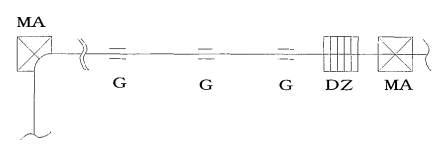
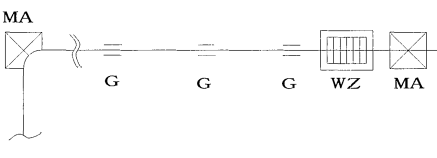
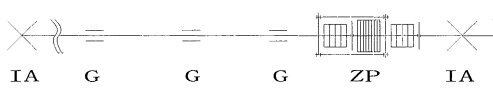

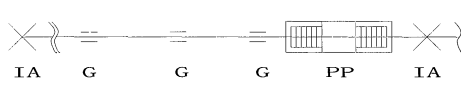
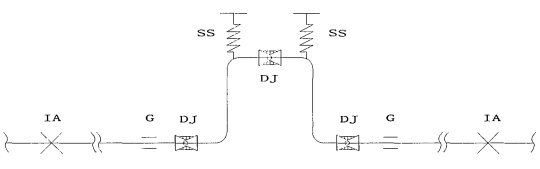
9.3.1 管架与膨胀节图例可按表 9.3.1 的符号进行标注。

表 9.3.1 膨胀节图例符号

图例	符号	名称	图例	符号	名称
	MA	主固定管架		FZB	比例连杆复式自由型膨胀节
	IA	次固定管架		FL	复式拉杆型膨胀节
	DMA	定向固定管架		FJ	复式铰链型膨胀节
	G	导向管架		FW	复式万向铰链型膨胀节
	PG	平面导向管架		WP	弯管压力平衡型膨胀节
	SS	弹簧吊架		ZP	直管压力平衡型膨胀节
	DZ	单式轴向型膨胀节		WZP	外压直管压力平衡型膨胀节
	WZ	外压轴向型膨胀节		PP	旁通直管压力平衡型膨胀节
	DJ	单式铰链型膨胀节		FJP	复式铰链直管压力平衡型膨胀节
	DW	单式万向铰链型膨胀节		FWP	复式万向铰链直管压力平衡型膨胀节
	FZ	复式自由型膨胀节	—	—	—

9.3.2 直管段可选用无约束型膨胀节，也可以选用约束型膨胀节，见表 9.3.2。

表 9.3.2 直管段膨胀节选型表

序号	选用图例	膨胀节类型	说明
1		单式轴向型膨胀节	直管段两端需设置固定管架
2		外压轴向型膨胀节	直管段两端需设置固定管架。外压轴向型膨胀节补偿量大，可用于长直管段的补偿
3		内压直管压力平衡型膨胀节	直管段两端设置中间固定管架
4		外压直管压力平衡型膨胀节	直管段两端设置中间固定管架
5		旁通直管压力平衡型膨胀节	仅限于流速低、对压力降要求较低的直管段，管段两端设置中间固定管架
6		3个单式铰链型膨胀节组合	“Π”形三铰链用于长直管段的补偿，当“Π”形三铰链垂直布置时，宜在“Π”形两侧设置平面导向管架，并在“Π”形弯头顶部设置弹簧吊架

9.3.3 “L”形管段宜选用约束型膨胀节，压力较低时也可以选用无约束型膨胀节。选用无约束型膨胀节时，在两个固定管架之间仅使用一个膨胀节。“L”形管段膨胀节选用见表 9.3.3。

表 9.3.3 “L”形管段膨胀节选型表

序号	选用图例	膨胀节类型	说明
1		2 个单式铰链型膨胀节组合	用于短管腿的伸长量与 2 个膨胀节变形后产生的轴向缩短量相当的“L”形管段
2		3 个单式铰链型膨胀节组合	用于短管腿较长的“L”形管段
3		复式铰链型膨胀节	用于短管腿长度与复式铰链型膨胀节长度接近的“L”形管段
4		复式拉杆型膨胀节	用于短管腿长度与复式拉杆型膨胀节长度接近的“L”形管段
5		弯管压力平衡型膨胀节	用于仅适合在管道拐弯处布置 1 个膨胀节, 且与其相连的管道支座和设备管口受力要求苛刻的“L”形管段
6		单式轴向型膨胀节	此管段选用能同时吸收轴向、横向两个方向位移的单式轴向型膨胀节, 该膨胀节为无约束型膨胀节, 需要注意固定管架类型不同

表 9.3.3 (续)

序号	选用图例	膨胀节类型	说明
7		复式自由型膨胀节	复式自由型膨胀节能够同时吸收轴向、横向两个方向的位移,且主要吸收横向位移。复式自由型膨胀节为无约束型膨胀节,需要注意固定管架类型不同
8		复式自由型膨胀节	复式自由型膨胀节能够同时吸收轴向、横向两个方向的位移,且主要吸收轴向位移。复式自由型膨胀节为无约束型膨胀节,需要注意固定管架类型不同

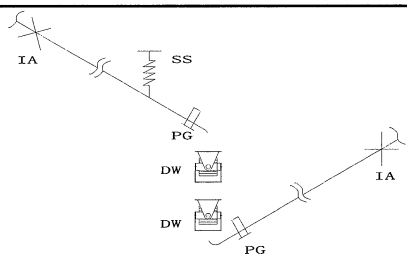
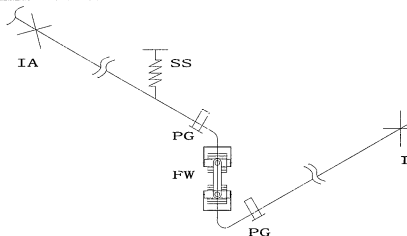
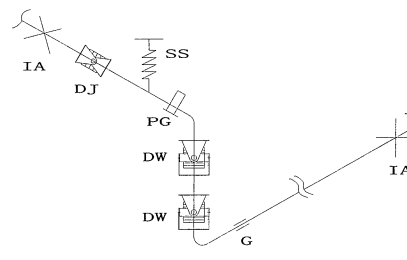
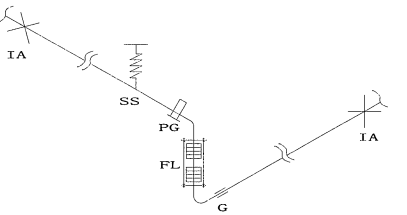
9.3.4 平面“Z”形管段膨胀节可按表 9.3.4 选用。

表 9.3.4 平面“Z”形管段膨胀节选型表

序号	选用图例	膨胀节类型	说明
1		2个单式铰链型膨胀节组合	用于中间管腿的伸长量与2个膨胀节变形后产生的轴向缩短量相当的平面“Z”形管段
2		复式铰链型膨胀节	用于中间管腿长度与复式铰链型膨胀节长度接近的平面“Z”形管段
3		3个单式铰链型膨胀节组合	用于中间管腿长度较短,无法布置膨胀节组合的平面“Z”形管段
4		复式拉杆型膨胀节	用于中间管腿长度与复式拉杆型膨胀节长度接近的平面“Z”形管段
5		3个单式铰链型膨胀节组合	用于中间管腿较长的平面“Z”形管段

9.3.5 立体“Z”形管段膨胀节选用见表 9.3.5。

表 9.3.5 立体“Z”形管段膨胀节选型表

序号	选用图例	膨胀节类型	说明
1		2个单式万向铰链型膨胀节组合	用于中间管腿的伸长量与两膨胀节变形后产生的轴向缩短量相当的立体“Z”形管段
2		复式万向铰链型膨胀节	用于中间管腿长度与复式万向铰链型膨胀节长度接近的立体“Z”形管段
3		2个单式万向铰链型膨胀节与1个单式铰链型膨胀节组合	用于中间管腿较长的立体“Z”形管段, 1个单式铰链型膨胀节也可以设置在底部水平管腿上
4		复式拉杆型膨胀节	用于中间管腿长度与复式拉杆型膨胀节长度接近的立体“Z”形管段

9.3.6 “Π”形管段膨胀节可按表 9.3.6 选用。

表 9.3.6 “Π”形管段膨胀节选型表

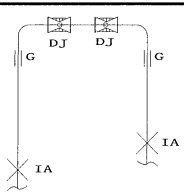
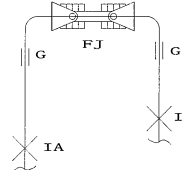
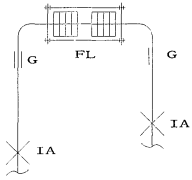
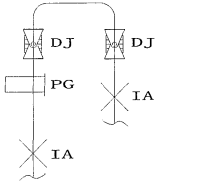
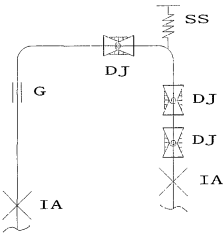
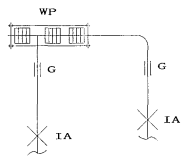
序号	选用图例	膨胀节类型	说明
1		2个单式铰链型膨胀节组合	用于横梁部分的伸长量与两膨胀节变形后产生的轴向缩短量相当的“Π”形管段
2		复式铰链型膨胀节	用于横梁部分的长度与复式铰链型膨胀节长度接近的“Π”形管段

表 9.3.6 (续)

序号	选用图例	膨胀节类型	说明
3		复式拉杆型膨胀节	用于横梁部分的长度与复式拉杆型膨胀节接近的“Π”形管段
4		2个单式铰链型膨胀节)组合	用于横梁部分较短的“Π”形管段,必要时可在顶部增设弹簧吊架,支撑管道重量
5		3个单式铰链型膨胀节	用于尺寸较大的“Π”形管段
6		弯管压力平衡型膨胀节	用于仅适合在横梁拐弯处布置1个膨胀节,且与其相连的管道支座和设备管口受力要求苛刻的“Π”形管段

9.3.7 弯曲角不等于 90°的管段膨胀节选用可按下述要求进行:

- 1 当弯曲角大于或等于 80°但小于或等于 100°时,可以作为直角处理,按照表 9.3.3 选用膨胀节;
- 2 当弯曲角大于或等于 60°但小于 80°,或大于 100°但小于或等于 120°时,在进行膨胀节选型补偿设计时,应计及由于弯曲角过大或过小引起的附加角位移;
- 3 当弯曲角小于 60°或大于 120°时,应在弯曲角处设置固定管架,以使管段的位移可以被有效地吸收。

9.3.8 对于管系压力较低,压力推力不能使管道产生挠曲(管道挠曲量远小于膨胀节的额定位移)的场合,弯曲管段的热膨胀可选用比例连杆复式自由型膨胀节进行补偿。该型膨胀节可进行轴向、横向和角向等任何方向的位移补偿,参见图 9.3.8。

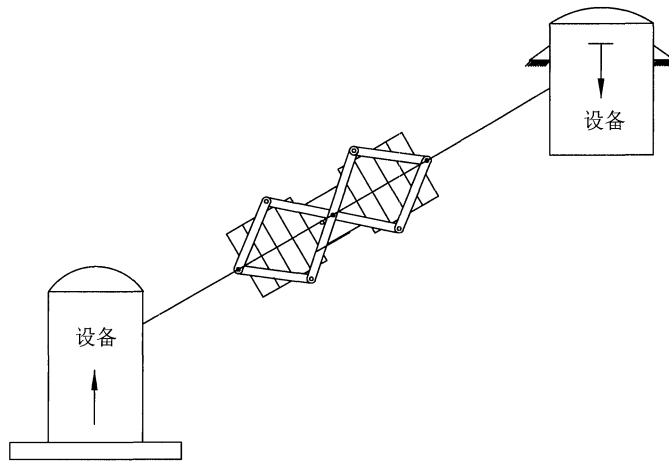


图 9.3.8 比例连杆复式自由型膨胀节补偿管段示意图

9.3.9 设备管口受力要求苛刻的场合膨胀节选用可按下述要求进行：

1 对于相邻设备或固定端受力要求苛刻的管段，宜采用约束型膨胀节进行补偿，根据管段类型的不同选用膨胀节。

2 对于直管段，只有轴向位移可选用直管压力平衡型膨胀节；存在组合位移时宜选用表 9.3.2 中能补偿组合位移的复式铰链直管压力平衡型膨胀节。

3 对于弯曲管段，根据管段的不同形状，可参照表 9.3.3、表 9.3.4、表 9.3.5 和表 9.3.6 选用相应的约束型膨胀节，进行波纹管补偿量核算时应计及弯头和中间管的热膨胀。当空间受限时，可以选用表 9.3.1 中能够补偿轴向、横向和角向组合位移的复式铰链直管压力平衡型膨胀节和复式万向铰链直管压力平衡型膨胀节。

9.4 膨胀节预变位

9.4.1 膨胀节宜进行预变位安装，膨胀节的预变位有利于降低管架的弹性反力和降低波纹管应力幅值。

9.4.2 预变位量宜为设计位移的 30%~50%，当膨胀节的位移量较小或位移量要求较精确时，预变位量的计算应计及安装温度的影响。

9.4.3 对于吸收轴向位移的膨胀节，其预变位可以是预拉伸，也可以是预压缩。一般情况下，膨胀节工作状态吸收热膨胀，产生压缩位移，预变位为预拉伸；低温膨胀节，工作状态膨胀节吸收拉伸位移，预变位为预压缩。

9.4.4 吸收轴向位移的膨胀节预变位可以在制造厂内进行，也可以现场预变位。当预变位在制造厂进行时，预变位用的调整杆在管道安装完毕后、系统压力试验前必须拆除。如果在安装现场进行轴向预变位，施工方应与膨胀节制造厂沟通确认预变位方案。

9.4.5 吸收横向和角位移的膨胀节预变位应在安装现场进行。在进行预变位之前，施工方应与膨胀节制造厂沟通确认预变位方案。

9.4.6 对于吸收横向位移、角位移的约束型膨胀节预变位无需拉伸或压缩波纹管，应通过将管道

切短（见图 9.4.6），使膨胀节将承受的总位移的一部分由预变位实现，此种通过切短管道对膨胀节端部横向位移或角位移的方法也叫“冷紧”。约束型膨胀节的预变位（“冷紧”）应在现场进行。

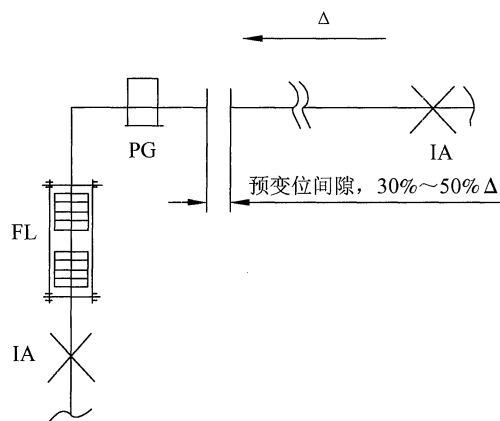


图 9.4.6 安装约束型膨胀节的管段的预变位

9.5 膨胀节的选用要求

9.5.1 直管段膨胀节的选用包括下列要求：

- 1 2 个固定支架之间不得设置两个轴向型膨胀节（内压轴向型或外压轴向型），见图 9.5.1-1；

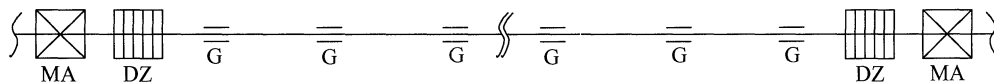
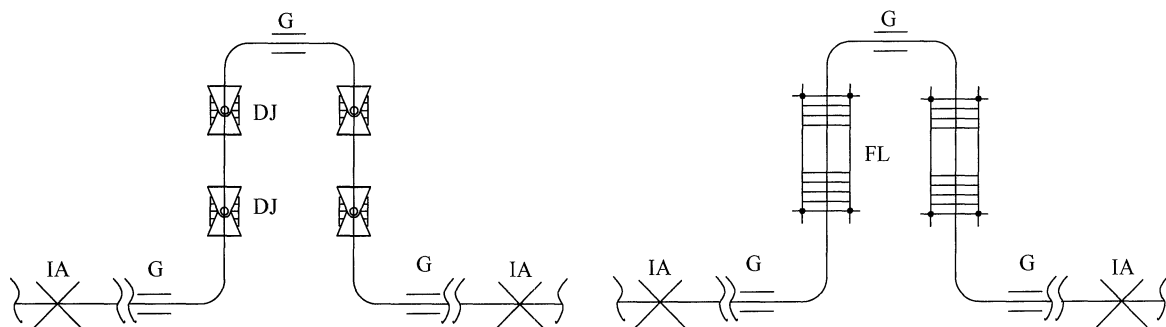


图 9.5.1-1 两个固定管架之间布置两个轴向型膨胀节不当选型示意图

- 2 长直管段“Π”形补偿，在“Π”形弯上不得布置 4 个单式铰链型膨胀节或 2 个复式拉杆型膨胀节，见图 9.5.1-2。



(a) 4 个单式铰链型膨胀节

(b) 2 个复式拉杆型膨胀节

图 9.5.1-2 “Π”形补偿膨胀节不当选用示意图

9.5.2 立体“Z”形管段不得采用3个万向铰链型膨胀节，见图9.5.2。

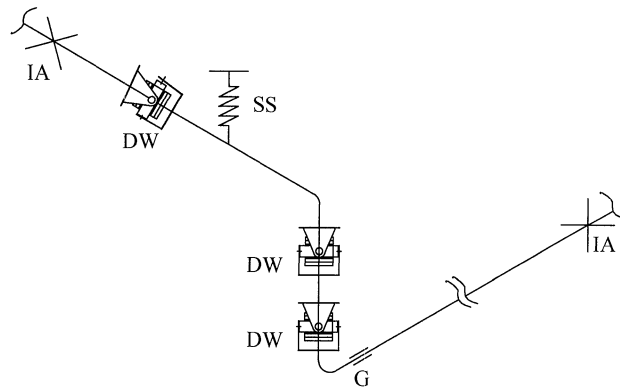


图 9.5.2 立体“Z”形管段膨胀节不当选用示意图

10 旋转补偿器的选用规定

10.1 技术要求

10.1.1 旋转补偿器可用于介质为蒸汽、热水等管道的热位移补偿，其使用温度、压力范围见表 10.1.1。

表 10.1.1 旋转补偿器的适用介质选用范围

管径	压力	温度	介质
DN20~DN2000	≤30.0MPa	≤650℃	非易燃易爆有毒介质均可

10.1.2 旋转补偿器应符合现行行业标准《旋转补偿器》JB/T 12936 的规定。

10.1.3 旋转补偿器的设计应包括下列设计条件：

- 1 设计压力；
- 2 设计温度；
- 3 材质；
- 4 接口尺寸；
- 5 介质。

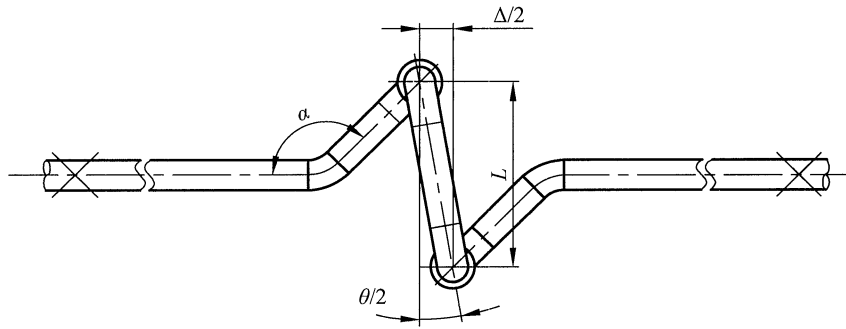
10.1.4 旋转补偿器在管道设计中可用于下列场合：

- 1 架空管线埋地管线；
- 2 架空和埋地结合处；
- 3 高管位和低管位处；
- 4 直角转弯管线处；
- 5 管线非直角转弯处。

10.2 旋转补偿器的集中布置方式

10.2.1 2 个为一组的旋转补偿器可采用下列布置方式：

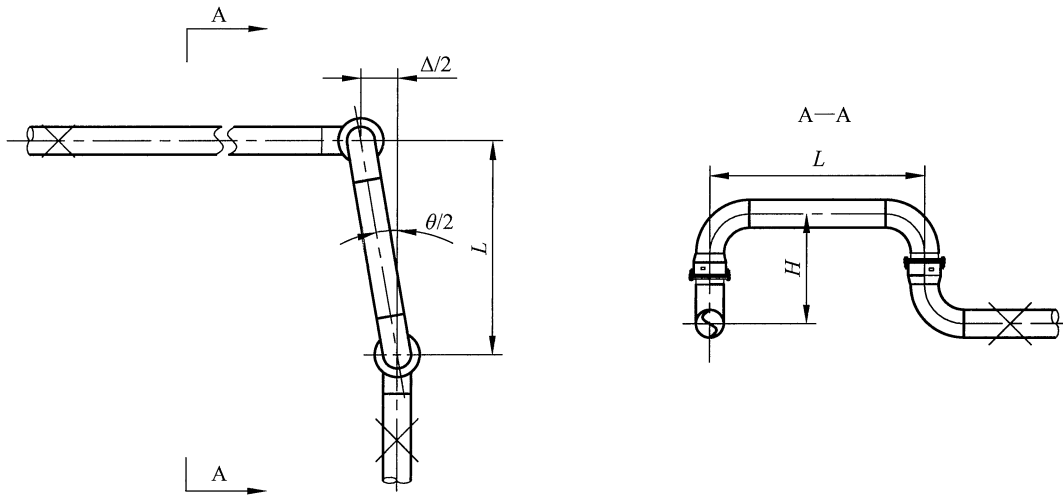
- 1 在直管线中的旋转补偿器的布置方式见图 10.2.1-1：



注：在补偿器前后，将直线管道向两侧打折布置，形成 α 夹角（一般为 135° ，也可以是任意角度），两侧斜出的距离为设计所需的 L 值，当一侧有障碍物时，可全部向另一侧斜出 L 值。

图 10.2.1-1 直管线中的布置

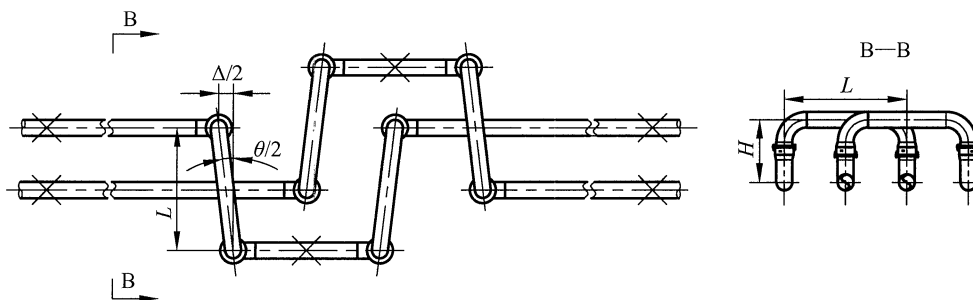
2 在拐角处旋转补偿器的布置方式见图 10.2.1-2：



注：利用拐角处布置旋转补偿器可以节省弯头，固定点距补偿器的距离尽量短，力臂尽量长，这样可以有效地减小补偿器对固定点的推力。

图 10.2.1-2 拐角处的布置

3 在管廊或者多条管道同时布置方式见图 10.2.1-3：



注：采用此种方式布置旋转补偿器，中间的固定点做在管道外侧，因两侧布置对称，推力相等，相互平衡，对固定点的推力很小。

图 10.2.1-3 管廊或者多条管道同时布置

4 在管线有错位的地方的布置方式见图 10.2.1-4:

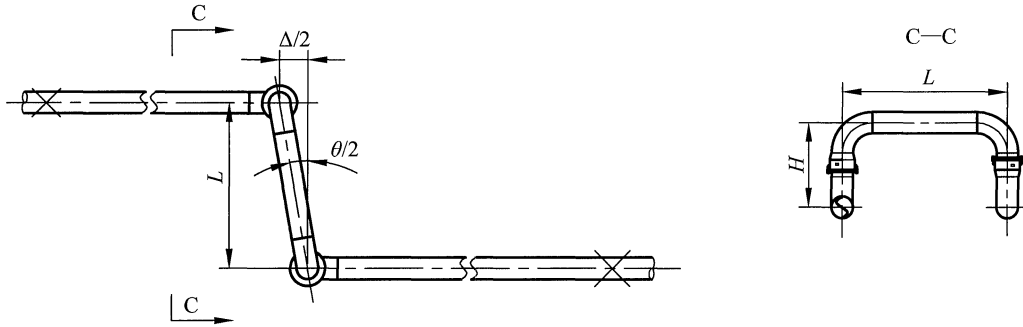
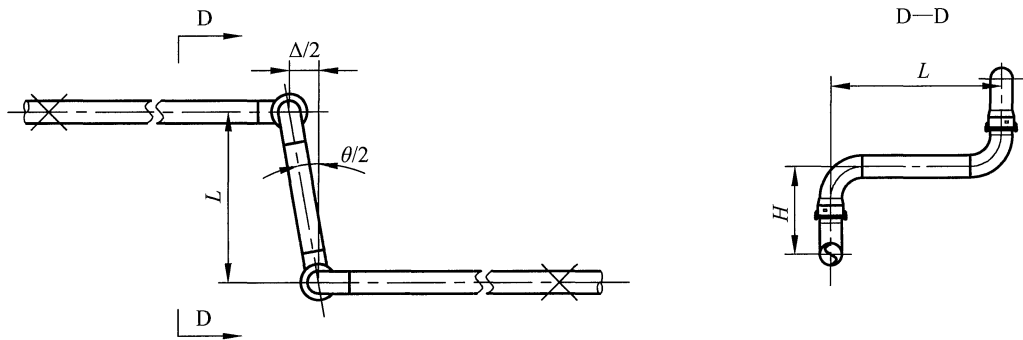


图 10.2.1-4 管线有错位的布置

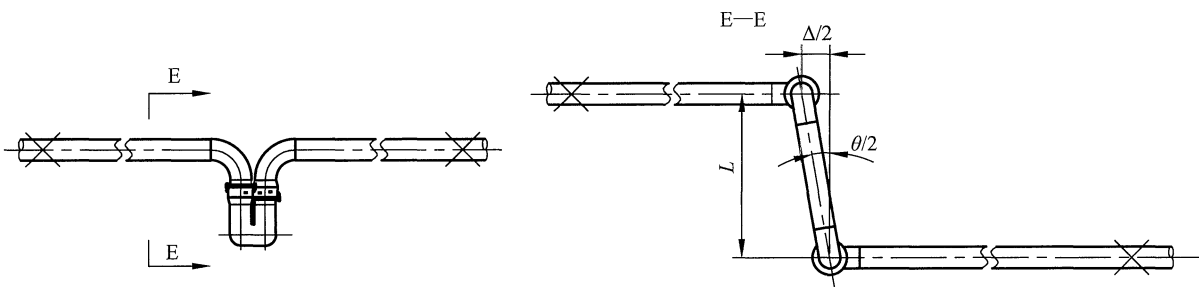
5 在管线有高差又错位的地方的布置式见图 10.2.1-5:



注: 如要将 L 值加长, 可用 45° 弯头往外侧拐一段, 增加 L 的值。

图 10.2.1-5 管线有高差又错位的布置

6 在有高差的地方的上下布置的方式见图 10.2.1-6:

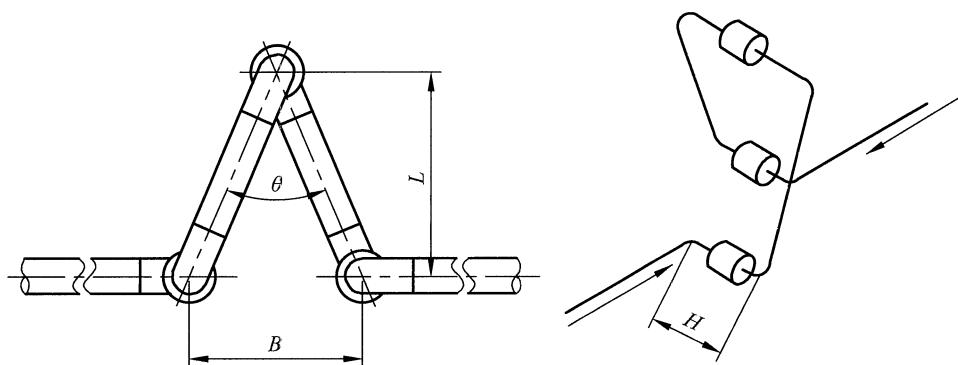


注: 根据管道的走向可以在有高差的地方布置旋转补偿器, 这种布置方式在旋转补偿器两侧的的第一个支架必须采用导向支架, 往后每隔 2 个到 4 个滑动支架设导向支架, 同时宜在靠近旋转补偿器的一个低支架设计弹簧支架, 否则低支架必须离旋转补偿器尽量远一点, 利用管道弹性吸收垂直段的位移。

图 10.2.1-6 管线有高差的布置

10.2.2 三个一组的旋转补偿器可采用下列布置方式:

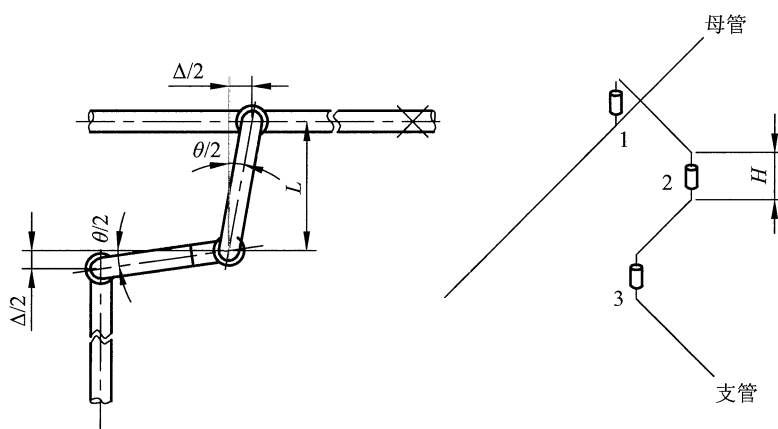
1 在直管线上三个一组的补偿方式 Ω 型见图 10.2.2-1:



注：这种布置方式要求两侧靠近旋转补偿器的第一个支架设为导向支架，同时要注意 B 值的大小要保证管道在运行后管道的保温不会相互碰撞。

图 10.2.2-1 直管线的布置

2 当管线三通开口的地方不靠近固定点，那三通处就会有母管的位移，可在此处设计旋转补偿器以便吸收母管线的位移以及支管线的位移，见图 10.2.2-2:



注：图 10.2.2-2 中 1 号和 2 号补偿器是吸收母管线的位移，2 号和 3 号是吸收支管线的位移。需要注意的是：旋转补偿器在工作的时候需要克服扭矩，故在三通开口附近必须设导向支架，同时 3 号旋转补偿器后的第一个支架必须为导向支架。

图 10.2.2-2 三通处的布置

3 管道设计布置旋转补偿器时，可对旋转补偿器进行偏装，偏装量为补偿量的一半。

10.3 旋转补偿器的型号表示方法

10.3.1 旋转补偿器的型号可按下述方法表示：

XZ-A-B-C-D-E-F

其中：

A——公称直径，mm；

B——设计压力，MPa；

C——产品长度；mm；

D——旋转角度，(°)；

E——设计温度，℃；

F——连接形式（F——法兰；H——焊接式）。

注：

1. 旋转补偿器具体的适用范围见表 10.1.1。

2. 示例：公称直径为 150，设计压力为 1.6MPa，总长度为 370mm，旋转角度为 15°，设计温度为 350℃，端部连接为焊接式，标记为 XZ-150-1.6-370-15-350-H。

10.4 旋转补偿器的技术参数

10.4.1 旋转补偿器的技术参数可从表 10.4.1 查得。

表 10.4.1 旋转补偿器技术参数

序号	公称直径 DN mm	补偿量 Δ mm	接管外径 D_1 mm	法兰外径 D_2 mm	长度 L mm	转矩 M KN·m
1	80	0~1 000	89	233	310	1.11
2	100	0~1 000	108	252	330	1.29
3	125	0~1 000	133	268	330	1.83
4	150	0~1 200	159	303	330	2.35
5	200	0~1 200	219	373	360	3.93
6	250	0~1 500	273	425	360	8.11
7	300	0~1 800	325	477	360	14.48
8	350	0~1 800	377	526	360	18.50
9	400	0~1 800	426	580	360	25.84
10	450	0~2 000	480	630	360	36.21
11	500	0~2 000	530	690	370	45.12
12	600	0~2 000	630	790	370	63.23
13	700	0~2 000	720	890	370	72.70
14	800	0~2 000	820	990	370	93.20
15	900	0~2 000	920	1 100	370	110.50
16	1 000	0~2 000	1 020	1 200	375	125.00
17	1 100	0~2 000	1 120	1 300	375	145.6
18	1 200	0~2 000	1 220	1 420	375	163.7

表 10.4.1 (续)

序号	公称直径 DN mm	补偿量 Δ mm	接管外径 D_1 mm	法兰外径 D_2 mm	长度 L mm	转矩 M KN·m
19	1 300	0~2 000	1 320	1 520	375	186.1
20	1 400	0~2 000	1 420	1 620	400	202.5
21	1 500	0~2 000	1 520	1 750	400	228.7
22	1 800	0~2 000	1 820	2 050	425	305.4
23	2 000	0~2 000	2 020	2 250	440	386.2

注：以上所有参数均为设计压力 $\leq 2.5\text{MPa}$ ，设计温度 $\leq 350^\circ\text{C}$ 时，设计参数如超出范围则需由厂家针对管道相关的设计参数重新进行计算并提供。

10.5 旋转补偿器选型计算

10.5.1 旋转补偿器选型计算应包括：力臂、旋转角度、摆动值（横向位移）、推力等的确定，旋转补偿器选型计算实例见附录 III。

10.6 旋转补偿器在管道设计中的参数设计

10.6.1 管道的 H 值为：弯头长度+旋转补偿器的长度+弯头长度，中间可不需要加短管，如旋转补偿器两侧的管道有高差，且高差不大的情况下可以加短管， H 值不得大于 1.2 倍的 L 值， $\leq \text{DN}200$ 的管道 H 值不得大于 L 值。

10.6.2 旋转补偿设计时固定管架间的最大跨距应按表 10.6.2 确定。

表 10.6.2 BT 系列旋转补偿器装置固定点之间的最大跨距

管道通径/mm		<200	200~350	400~600	≥ 700	
敷 设 方 式	架 空	滑动托座/m	150	200	250	300
		滚动托座/m	200	250	300	350
	地埋钢套钢管/m	200	250	300	350	

注：

1. 350°C 以上的管道固定点之间的长度要适当短一点，否则位移量过大。
2. 旋转补偿器的旋转角度不得超出推荐旋转角度。
3. 由于固定支柱间的最大跨距特别大，在特殊情况下（例如：严重水击振荡、升压过快等），系统可能失稳。为此，每隔一定距离（一般每隔 2~3 个支柱跨距）应设置 1 个导向支柱。

10.6.3 导向支架的设计应满足下述要求：

1 采用图 10.2.1-1~图 10.2.1-5 这五种布置方式时，靠近旋转补偿器两侧的第一个支架一般应设为滑动支架，第二个或第三个支架应设为导向支架（参考表 10.6.3-1），往后每隔 2 个到 4 个滑动支架应设导向支架。

表 10.6.3-1 旋转补偿器两侧导向支架距补偿器的距离

公称通径/mm	≤100	≤200	≤350	≤500	≤600	≤700	≤800	> 800
Π组合/m	≥10	≥10	≥15	≥15	≥15	≥20	≥20	≥20

注：如旋转补偿器的其中一侧紧靠固定点，则另一侧的导向支架到补偿器的距离为表 4 中的 1.5 倍~2 倍。

2 采用图 10.2.1-6 和图 10.2.2-1 的布置方式时，旋转补偿器两侧的第一个支架应设为导向支架。

3 采用图 10.2.2-2 的布置方式时，在三通开口处的支架必须为导向支架，在 3 号旋转补偿器后面的第一个支架必须设为导向支架，且导向支架尽量靠近旋转补偿器。

4 旋转补偿器装置的臂长 L 值不应过大，即旋转补偿器装置的展开长度不得超过水平布置直管跨距。 L 值可按表 10.6.3-2 选取。

表 10.6.3-2 L 的推荐值

公称通径/mm	≤100	125	150	250	≤350	≤450	500	600	700	≥800
L 的推荐值/m	1 000	1 200	1 500	1 500	2 000	2 500	3 000	3 000	3 500	3 500

5 设计时必须对摆动角 θ （与补偿量成正比）加以限制。 θ 值可按表 10.6.3-3 选取。

表 10.6.3-3 θ 的推荐值 (θ_{\max})

公称通径/mm	≤200	250	300	350	400	450	500	600	700	≥800
θ_{\max}	Π组合	20°	20°	20°	20°	15°	15°	15°	15°	15°
	Ω组合	≤55°								

11 计 算

11.1 管道壁厚计算

11.1.1 化工装置中承受内压的管道厚度计算可按下列方法进行：

1 承受内压的直管厚度计算公式如下：

计算厚度：

$$T = \frac{PD}{2(SEW + PY)} \quad \dots\dots\dots (11.1.1-1)$$

最小厚度：

$$T_m = T + C_2 \quad \dots\dots\dots (11.1.1-2)$$

设计厚度：

$$T_d = T_m + C_1 \quad \dots\dots\dots (11.1.1-3)$$

式中：

T ——计算厚度，mm；

T_m ——最小厚度，mm；

T_d ——设计厚度，mm；

P ——设计压力（表压），MPa；

D ——管子外径，mm；

C ——厚度附加量之和，mm；

C_1 ——厚度减薄附加量，包括加工、开槽和螺纹深度及材料厚度负偏差，mm；

C_2 ——腐蚀或磨蚀附加量，mm；

S ——设计温度下材料的许用应力，MPa；

E ——质量系数；

W ——焊缝接头强度降低系数^(注)；

Y ——系数。

注：高温下，焊接接头的长期强度可能低于母材。设计时应根据具体情况进行考虑。见第 11.1.2 条。

2 承受内压的弯管最小厚度计算：

最小厚度：

$$T_m = \frac{PD}{2(SEW / I + PY)} + C_2 \quad \dots\dots\dots (11.1.1-4)$$

在弯曲半径内侧处：

$$I = \frac{4(R/D)-1}{4(R/D)-2} \dots\dots\dots (11.1.1-5)$$

在弯曲半径外侧处：

$$I = \frac{4(R/D)+1}{4(R/D)+2} \dots\dots\dots (11.1.1-6)$$

式中：

R ——弯管的弯曲半径，mm。

11.1.2 输入数据应包括下列参数：

- 1 质量系数 E 包括铸件的质量系数 E_c 和焊接接头质量系数 E_j ， $E = E_c \times E_j$ 。
- 2 焊缝接头强度降低系数 W 在高温下纵向焊接管或螺旋焊接管上焊缝的蠕变强度可能会比母材低，所以在确定纵向焊接管或螺旋焊接管最小壁厚时，用 W 表示这种焊缝强度的减弱程度。
- 3 系数 Y ：
 - 1) 当 $T < D/6$ 时， Y 值按表 11.1.2 选取，介于表列的中间温度的 Y 值可用内插法计算；
 - 2) 当 $T \geq D/6$ 时， $Y = \frac{d+2C}{D+d+2C}$ 。

表 11.1.2 系数 Y 值

材料	温度/°C					
	≤482	510	538	566	593	≥621
铁素体钢	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
奥氏体钢	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
其他韧性金属	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
铸铁	0	0	0	0	0	0

11.1.3 输出数据应包括：

- 1 承受内压的直管厚度：当 $T \geq D/6$ 或 $P/SE > 0.385$ 时，直管厚度的计算，应考虑失效机理、疲劳和热应力等因素的影响。
- 2 承受内压的弯管最小厚度：对弯管，从内弧线到外弧线以及弯管端面处的厚度变化是渐进的，式 (11.1.1-5) 和式 (11.1.1-6) 计算所得的最小厚度分别指弯管内弧线、外弧线以及弯管中心线在弯管长度中间处的厚度。弯管端部的最小厚度不应小于式 (11.1.1-4) 计算的对直管要求的厚度值。

11.1.4 计算实例见附录 A。

11.2 标准法兰等级校核规定

11.2.1 为防止管道法兰在操作条件下发生泄漏，必要时，应对已选定的标准法兰等级进行可靠性校核。

11.2.2 标准法兰等级计算校核方法可采用把外荷载换算成当量内压的方法，对法兰等级进行校核。

1 把轴向力转换为当量压力的计算公式如下:

$$P_1 = \frac{4F}{\pi \times D_G^2} \dots\dots\dots (11.2.2-1)$$

式中:

P_1 ——由轴向力引起的当量压力, MPa;

F ——轴向力, N; 使法兰受拉伸作用的力计入, 使法兰受压缩作用的力不计;

D_G ——垫片压紧力作用中心圆直径, mm。

1) 力矩转换为当量压力计算:

$$P_2 = \pm \frac{16M}{\pi \times D_G^3} \times 10^3 \dots\dots\dots (11.2.2-2)$$

式中:

P_2 ——由弯矩引起的当量压力, MPa;

M ——弯矩, N·m。

2) 当量总压力计算:

$$P_c = P + P_1 + P_2 \dots\dots\dots (11.2.2-3)$$

式中:

P_c ——作用于法兰的当量总压力, MPa;

P ——设计压力(表压), MPa。

2 输入数据力矩 M 应是合成弯矩, 即:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \dots\dots\dots (11.2.2-4)$$

式中:

M_x 、 M_y ——法兰在两个方向上的弯矩, N·m。

3 输入数据垫片压紧力作用中心圆直径 D_G 的确定, 应取决于法兰的型式及密封宽度。即:

1) 窄面法兰指垫片的接触面位于法兰螺栓孔包围的圆周范围内的法兰。包括: 松套法兰垫片 D_G 值应为法兰与翻边接触面的平均直径; 其他形式法兰的计算方法应为: 当 $b_0 \leq 6.4\text{mm}$ 时, D_G 等于垫片接触的平均直径; 当 $b_0 > 6.4\text{mm}$ 时, D_G 等于垫片接触的外径减去 $2b$; 当 $b_0 \leq 6.4\text{mm}$ 时, $b = b_0$; 当 $b_0 > 6.4\text{mm}$ 时, $b = 2.53 \sqrt{b_0}$ 。其中, b : 垫片有效密封宽度, mm; b_0 : 垫片基本密封宽度(见表 11.2.2), mm。

2) 宽面法兰指垫片的接触面分布于法兰螺栓中心圆内外两侧的法兰。其垫片 D_G 值应按下式计算:

$$D_G = D_b - (d_b + 2b) \dots\dots\dots (11.2.2-5)$$

式中:

D_b ——螺栓中心圆直径, mm;

d_b ——螺栓孔直径, mm;

2b₁——操作状态垫片有效密封宽度，一般取 2b₁=5mm。

4 输入数据许用工作压力 P_{\max}^t 应依照法兰标准中的压力-温度等级规定求得。

5 输出数据应为当量压力 P_c ，当量压力 P_c 是法兰在工作温度下考虑外荷载作用的总当量压力，是判定法兰是否安全的重要依据， P_c 值应取绝对值。

6 计算结果应按下列方法处理：

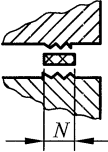
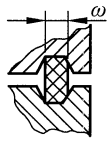
1) 等级校核应满足要求： $P_c \leq P_{\max}^t$ ，其中， P_{\max}^t ——法兰在操作温度时的许用工作压力，MPa；

2) 如果 $P_c > P_{\max}^t$ ，法兰在工作温度下有可能产生泄漏，为保证法兰能安全工作，可分别采取措施：减小轴向力和弯矩值（改变管道柔性）、提高法兰的材料等级或提高法兰的压力等级。

表 11.2.2 垫片基本密封宽度

序号	压紧面形状（简图）	垫片基本密封宽度 b_0	
		I	II
1a		$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
1b			
1c		$\frac{\omega + \delta_g}{2}$ $\left(\frac{\omega + N}{4} \text{最大}\right)$	$\frac{\omega + \delta_g}{2}$ $\left(\frac{\omega + N}{4} \text{最大}\right)$
1d			
2		$\frac{\omega + N}{4}$	$\frac{\omega + 3N}{8}$
3		$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
4 ⁽¹⁾		$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$

表 11.2.2 (续)

序号	压紧面形状 (简图)	垫片基本密封宽度 b_0	
		I	II
5 ⁽¹⁾		$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
6		$\frac{\omega}{8}$	

注：垫片类别 I 指材料为金属平板或金属环的垫片，其他为类别 II。

⁽¹⁾当锯齿深度不超过 0.4mm，齿距不超过 0.8mm 时，应采用 1b 或 1d 的压紧面形状。

11.2.3 计算实例见附录 B。

11.3 盲板厚度计算

11.3.1 本规定适用于夹在两法兰之间的盲板厚度计算。

11.3.2 盲板厚度计算可采用下列方法进行：

1 夹在两片法兰之间的盲板厚度可用下式进行计算：

计算厚度：

$$T = d_G \sqrt{\frac{3P}{16SEW}} \quad \dots\dots\dots (11.3.2-1)$$

设计厚度：

$$T_d = T + C_1 + C_2 \quad \dots\dots\dots (11.3.2-2)$$

式中：

T ——计算厚度，mm；

d_G ——垫片有效直径，指凹面或平面法兰垫片的内径或环槽式垫片节径，mm；

P ——设计压力（表压），MPa；

S ——设计温度下材料的许用应力，MPa；

E ——质量系数；

W ——焊缝接头强度降低系数^(注)；

T_d ——盲板的设计厚度，mm；

C_1 ——厚度减薄附加量，mm；

C_2 ——腐蚀或磨蚀附加量，mm。

注：高温下，焊接接头的长期强度可能低于母材。设计时应根据具体情况进行考虑。

2 输入数据应包括：

1) 质量系数 E 包括铸件的质量系数 E_c 和焊接接头质量系数 E_j ， $E = E_c \times E_j$ 。

- 2) 焊缝接头强度降低系数 W 。
- 3) 厚度减薄附加量 C_1 可取值：公称直径小于 18" 时，厚度公差为 0mm~3.0mm；公称直径大于 18" 时，厚度公差为 0mm~4.8mm；计算时可取为 0。
- 4) 腐蚀或磨蚀附加量 C_2 取值时要注意介质对盲板的腐蚀或磨蚀是单面还是双面。
- 5) 有效直径 d_G 取值图例见图 11.3.2，其中图 11.3.2 (a) 法兰密封面为全平面、突面以及凹凸面， d_G 取垫片内径；图 11.3.2 (b)、图 11.3.2 (c) 法兰密封面为环连接面及榫槽面， d_G 取垫片节径。

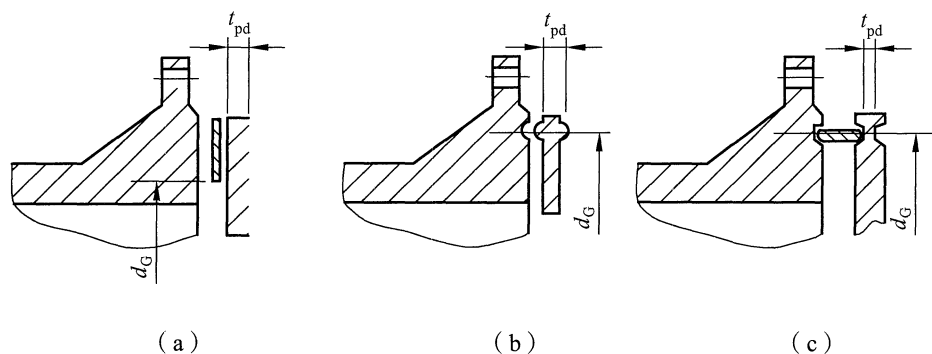


图 11.3.2 夹在法兰间的盲板

11.3.3 计算实例见附录 C。

11.4 孔板厚度计算

11.4.1 本规定适用于孔板的厚度计算。

11.4.2 孔板厚度计算可按下列方法进行：

1 计算公式如下：

单孔孔板厚度 T 由式 (11.4.2-1) 计算：

$$T = \sqrt{\frac{KPD^2}{S}} \dots\dots\dots (11.4.2-1)$$

多孔孔板厚度 T 由式 (11.4.2-2) 计算：

$$T = D' \times \sqrt{\frac{P}{2KS}} \dots\dots\dots (11.4.2-2)$$

式中：

T ——孔板计算厚度，mm；

D' ——孔板外径，mm；

P ——孔板前后压差，MPa；

b ——钻孔孔径，mm；

L ——孔中心距, mm;

S ——设计温度下孔板的许用应力, MPa;

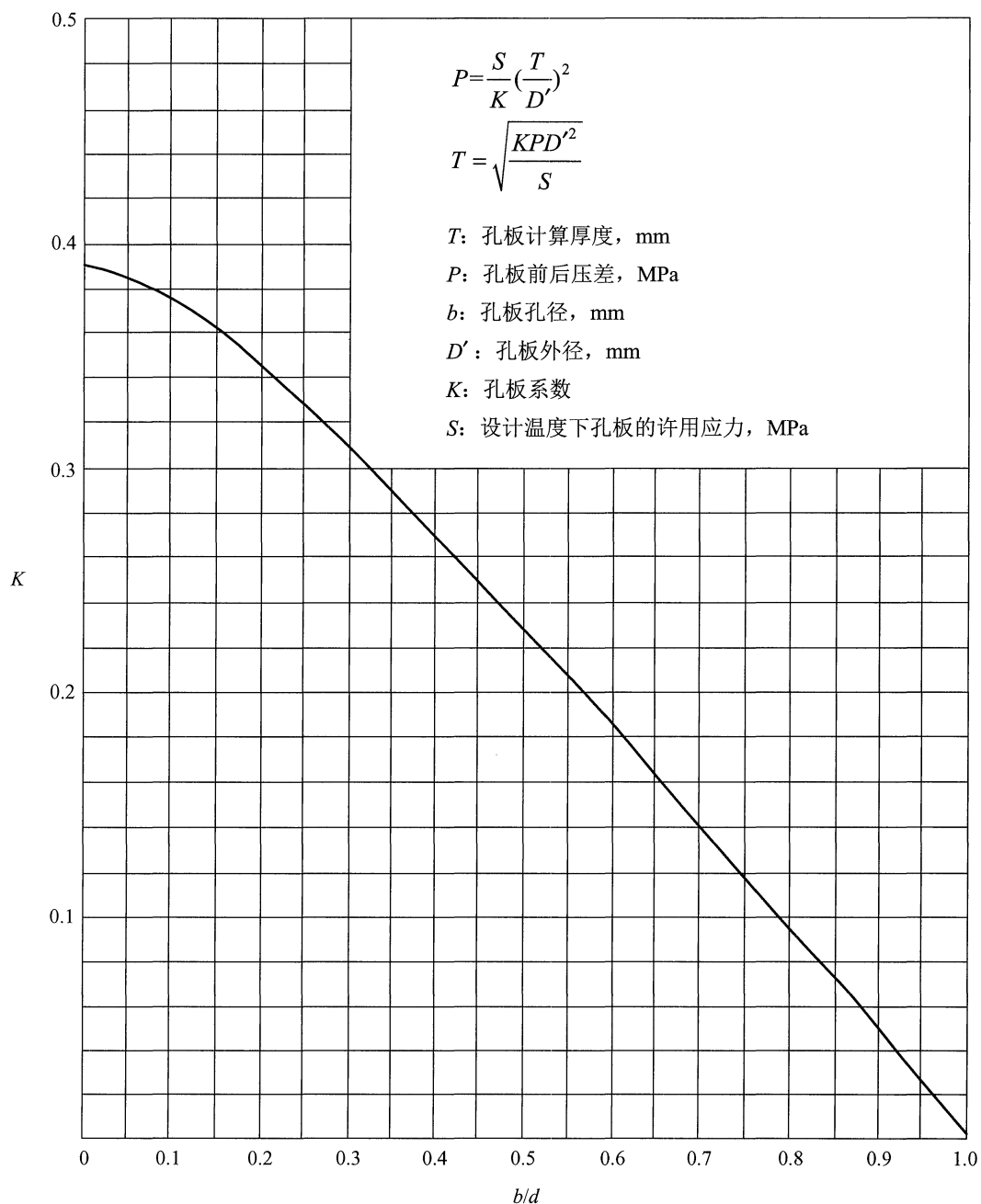
K ——孔板系数。

2 输入数据应包括:

1) 孔板外径 D' 的取值应分别按孔板安装方式确定。焊接: D' 值为孔板所在管道的内径减去 3.175mm (安装间隙); 法兰对夹: D' 值可以采用垫片的平均直径。

2) 单孔孔板的孔板系数 K 的取值与 b/D' 有关, 可查表 11.4.2。

表 11.4.2 单孔孔板孔板系数 K



3) 多孔孔板的孔板系数 $K=(L-b)/L$, 当 $(L-b)/L < 0.25$ 时, 取 $K=0.25$ 。

3 输出数据应为孔板计算厚度 T 。对多孔孔板, 计算厚度不应超过 38.1mm。如计算厚度大于 38.1mm, 需重新调整孔板参数。

11.4.3 计算实例见附录 D。

11.5 蒸汽夹套管端板强度计算

11.5.1 本规定适用于蒸汽夹套端板强度的校核计算。

11.5.2 计算中, 内管与外套管不同的热膨胀量和夹套中的内压应作为端板变形的主要因素见图 11.5.2。对这两部分应力应分别进行计算, 然后叠加得到端板的总应力, 根据应力判断端板厚度是否能满足要求。

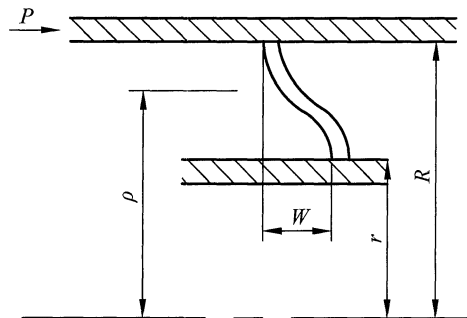


图 11.5.2 蒸汽夹套管端板简图

1 蒸汽夹套管端板强度计算可按下列方法进行:

1) 热膨胀引起的端板应力和变形计算:

径向应力:

$$\sigma_{P(\Delta L)} = \frac{3P_{(\Delta L)}}{2\pi\delta^2} \cdot \epsilon \quad \dots\dots\dots (11.5.2-1)$$

纵向应力:

$$\sigma_{t(\Delta L)} = \mu \cdot \sigma_{P(\Delta L)} \quad \dots\dots\dots (11.5.2-2)$$

合成应力:

$$\sigma_{v(\Delta L)} = \sqrt{\sigma_{P(\Delta L)}^2 + \sigma_{t(\Delta L)}^2 - \sigma_{P(\Delta L)} \cdot \sigma_{t(\Delta L)}} \quad \dots\dots\dots (11.5.2-3)$$

变形量:

$$W_{(\Delta L)} = \frac{P_{(\Delta L)} \cdot R^2}{E_m \cdot \delta^3} \cdot \beta \quad \dots\dots\dots (11.5.2-4)$$

式中:

$\sigma_{P(\Delta L)}$ —— 由热膨胀产生的端板径向应力;

$\sigma_{t(\Delta L)}$ ——由热膨胀产生的端板纵向应力；
 $\sigma_{v(\Delta L)}$ ——由热膨胀产生的端板合成应力；
 $P_{(\Delta L)}$ ——由内外套管热膨胀差产生的作用于外套管边缘上的荷载；
 $W_{(\Delta L)}$ ——由热膨胀产生的端板变形量；
 δ ——端板厚度；
 μ ——泊桑比；
 R ——端板外半径；
 E_m ——外套管的弹性模量。

2) 夹套管夹套中的内压产生的端板应力，该端板应力可分为两部分：其一，夹套管内压均匀的作用在端板上产生的端板应力；其二，该内压会引起一个作用在管壁上的反作用力 F ，这个力也产生端板应力。以上两部分应力之和应为内压引起的端板综合应力。

径向应力：

$$\sigma_{P(P)} = \frac{3PR^2}{2\delta^2} \cdot \lambda \quad \dots\dots\dots (11.5.2-5)$$

纵向应力：

$$\sigma_{t(P)} = \mu \cdot \sigma_{P(P)} \quad \dots\dots\dots (11.5.2-6)$$

合成应力：

$$\sigma_{v(P)} = \sqrt{\sigma_{P(P)}^2 + \sigma_{t(P)}^2 - \sigma_{P(P)} \cdot \sigma_{t(P)}} \quad \dots\dots\dots (11.5.2-7)$$

变形量：

$$W_{(P)} = \frac{PR^4}{E_s \delta^3} \cdot \nu \quad \dots\dots\dots (11.5.2-8)$$

由 F 产生的端板应力：

$$\sigma_{v(F)} = \frac{3F}{2\pi\delta^2} \cdot \omega \quad \dots\dots\dots (11.5.2-9)$$

由内压产生的端板边缘综合应力：

$$\sigma_{vP} = \sigma_{v(P)} - \sigma_{v(F)} \quad \dots\dots\dots (11.5.2-10)$$

由热膨胀和内压共同作用产生的端板边缘最大应力：

$$\sigma_{v \max} = \sigma_{v(\Delta L)} + \sigma_{vP} \quad \dots\dots\dots (11.5.2-11)$$

式中：

$\sigma_{P(P)}$ ——由内压产生的端板径向应力；
 $\sigma_{t(P)}$ ——由内压产生的端板纵向应力；
 $\sigma_{v(P)}$ ——由内压产生的端板合成应力；
 $\sigma_{v(F)}$ ——由边缘荷载 F 产生的应力；
 $W_{(P)}$ ——由内压产生的端板变形量；

σ_{vp} ——由内压产生的端板边缘综合应力；
 P ——夹套管内的介质压力；
 E_s ——端板的弹性模量；
 F ——由内压引起的作用在端板边缘上的反作用力。

2 输入数据应包括：

1) 系数 α ：

$$\alpha = \frac{R}{r} = \frac{D_m - 2t_m}{D_p} \dots\dots\dots (11.5.2-12)$$

式中：

r ——端板内半径；
 R ——端板外半径；
 D_m ——外套管的外径；
 D_p ——内套管的外径；
 t_m ——外套管的壁厚。

2) 系数 β ：

$$\beta = \frac{0.217\alpha^2 - 0.434 + \frac{0.217}{\alpha^2} - 0.868 \ln^2 \alpha}{\alpha^2 - 1} \dots\dots\dots (11.5.2-13)$$

3) 系数 ε ：

$$\varepsilon = (1 + \mu) \ln X - \frac{\ln \alpha}{\alpha^2 - 1} \left(\frac{\alpha}{X} \right)^2 [(1 + \mu)X^2 + (1 - \mu)] + 1 \dots\dots\dots (11.5.2-14)$$

式中：

X —— ρ/r ，端板内半径处， $X=1$ ，端板外半径处， $X=R/r=\alpha$ 。

4) 系数 λ ：

$$\lambda = \frac{1 - \mu}{2} + (1 + \mu) \ln X - \frac{3 + \mu}{4\alpha^2} X^2 + \frac{1 + \mu}{2} \left(\frac{3}{2} - \frac{2\alpha^2 \ln \alpha}{\alpha^2 - 1} + \frac{1}{2\alpha^2} \right) - \frac{1 - \mu}{X^2} \left(\frac{\alpha^2 \ln \alpha}{\alpha^2 - 1} - \frac{1}{4} \right) \dots\dots\dots (11.5.2-15)$$

5) 系数 τ ：

$$\tau = (1 + \mu) \ln X - \frac{\ln \alpha}{\alpha^2 - 1} \left(\frac{\alpha}{X} \right)^2 [(1 + \mu)X^2 - (1 - \mu)] + \mu \dots\dots\dots (11.5.2-16)$$

6) 系数 v ：

$$v = \frac{0.512\alpha^2 - 1.195 + 0.683 \ln \alpha - 2.73 \ln^2 \alpha - \frac{0.683}{\alpha^2} \ln \alpha + \frac{0.854}{\alpha^2} - \frac{0.171}{\alpha^4}}{\alpha^2 - 1} \dots\dots\dots (11.5.2-17)$$

7) 系数 ω ：

$$\omega = \sqrt{\varepsilon^2 + \tau^2 - \varepsilon \cdot \tau} \dots\dots\dots (11.5.2-18)$$

8) 外套管截面积:

$$F_m = (D_m - t_m) \cdot \pi \cdot t_m \quad \dots\dots\dots (11.5.2-19)$$

9) 内套管截面积:

$$F_p = (D_p - t_p) \cdot \pi \cdot t_p \quad \dots\dots\dots (11.5.2-20)$$

式中:

D_p ——内套管的外径;

t_p ——内套管的壁厚。

10) 由内外套管热胀差产生的作用于外套管边缘上的荷载 $P_{(\Delta L)}$:

$$P_{(\Delta L)} = \frac{L(\alpha_p \cdot \Delta t_p - \alpha_m \cdot \Delta t_m)}{\frac{L}{E_p \cdot F_p} + \frac{L}{E_m \cdot F_m} + 2\beta \frac{R^2}{E_s \delta^3}} \quad \dots\dots\dots (11.5.2-21)$$

式中:

α_m ——外套管的热膨胀系数;

α_p ——内套管的热膨胀系数;

L ——夹套管的长度;

E_m ——外套管的弹性模量;

E_p ——内套管的弹性模量;

E_s ——端板的弹性模量。

11) 由内压引起的端板边缘荷载 F :

外边缘荷载:

$$F_o = \frac{\nu}{\beta} PR^2 \quad \dots\dots\dots (11.5.2-22)$$

内边缘荷载:

$$F_i = P(R^2 - r^2) \cdot \pi - F_o \quad \dots\dots\dots (11.5.2-23)$$

3 输出数据应为端板边缘最大应力 $\sigma_{v \max}$ 应满足 $\sigma_{v \max} \leq [\sigma]^t$; 如果不能满足, 需要增大端板厚度值再进行校核计算, 直至满足要求。

11.5.3 计算实例见附录 E。

11.6 管道支管补强计算

11.6.1 本规定适用于管道支管连接的补强计算。

11.6.2 计算可按下列方法进行:

1 焊接支管的补强计算适用于支管轴线与主管轴线斜交的结构型式(图 11.6.2-1 所示), 图中支管轴线与主管轴线的夹角 α_1 应为 $45^\circ \sim 90^\circ$ 。主管为焊接管时, 焊缝应位于主管的斜下方。等面积补强法的计算应按下列方法进行。

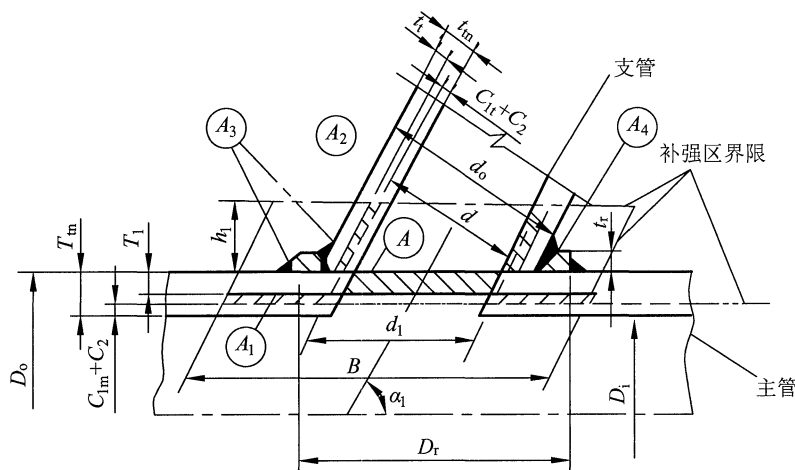


图 11.6.2-1 支管连接的补强

1) 主管开孔需补强的面积 A 的计算公式如下:

在内压作用时:

$$A = T_t d_1 (2 - \sin \alpha_1) \quad \dots\dots\dots (11.6.2-1)$$

在外压作用时:

$$A = \frac{T_t d_1 (2 - \sin \alpha_1)}{2} \quad \dots\dots\dots (11.6.2-2)$$

其中:

$$d_1 = d / \sin \alpha_1 \quad \dots\dots\dots (11.6.2-3)$$

$$d = d_o - 2t_m + 2(C_{1t} + C_2) \quad \dots\dots\dots (11.6.2-4)$$

式中:

T_t ——主管计算厚度, mm;

A ——主管开孔削弱所需的补强面积, mm^2 ;

α_1 ——支管轴线与主管轴线的夹角, ($^\circ$);

d_o ——支管名义外径, mm;

d_1 ——扣除厚度附加量后主管上斜开孔的长径, mm;

d ——扣除厚度附加量后的支管内径, mm;

C_{1t} ——支管厚度减薄(负偏差)的附加量, mm;

C_2 ——腐蚀或磨蚀附加量, mm;

t_m ——支管名义厚度, mm。

2) 补强面积按下列公式进行计算, 如有加筋板时, 不应计入补强面积内:

$$A_1 = (B - d_1)(T_m - T_t - C_{1m} - C_2) \quad \dots\dots\dots (11.6.2-5)$$

$$A_2 = 2h_1(t_m - t_t - C_{1t} - C_2) / \sin \alpha \quad \dots\dots\dots (11.6.2-6)$$

$$A_4 = \left(D_r - \frac{d_0}{\sin \alpha_1} \right) (t_r - C_{1t}) f_r \quad \dots\dots\dots (11.6.2-7)$$

式中：

A_1 ——补强范围内主管承受内、外压所需计算厚度和厚度附加量两者之外的多余金属面积， mm^2 ；

A_2 ——补强范围内支管承受内、外压所需计算厚度和厚度附加量两者之外的多余金属面积， mm^2 ；

A_3 ——补强范围内的角焊缝面积， mm^2 ；

A_4 ——补强范围内另加补强件的面积， mm^2 ；

C_{1m} ——主管厚度减薄（负偏差）的附加量， mm ；

C_{1t} ——补强板厚度减薄（负偏差）的附加量， mm ；

D_r ——补强板的外径， mm ；

t_r ——补强板名义厚度， mm ；

t_t ——支管计算厚度， mm ；

B ——补强区有效宽度， mm ；

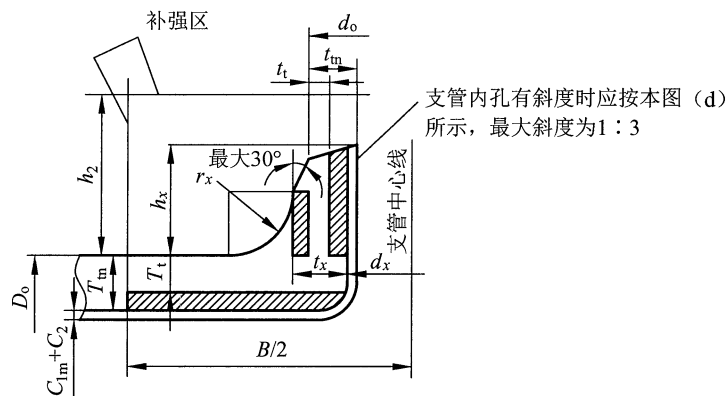
h_1 ——主管外侧法向补强的有效高度， mm ；

f_r ——补强板材料与主管材料的许用应力之比， $f_r = [\sigma]_{RP}^t / [\sigma]_M^t$ ，当 $[\sigma]_{RP}^t \geq [\sigma]_M^t$ 时， f_r 取1；

$[\sigma]_{RP}^t$ ——在设计温度下补强板材料的许用应力， MPa ；

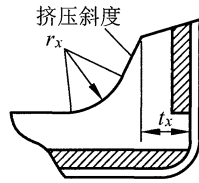
$[\sigma]_M^t$ ——在设计温度下主管材料的许用应力， MPa 。

2 对挤压引出支管（图 11.6.2-2 所示）的补强计算可考虑挤压引出支管包括曲率半径在内应采用 1 个或多个压模直接在主管上挤压形成。支管的轴线必须与主管轴线正交，且在主管表面以上的挤压引出支管高度 h_x 应等于或大于在主管和支管轴线的平面内，外轮廓转角处的曲率半径 r_x 。本条不适用于用补强圈、垫板或鞍形板等各种另加补强零件的管口。



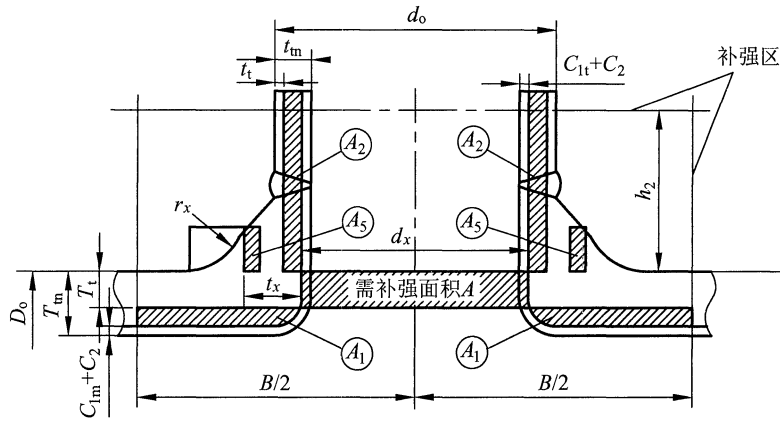
(a)

图 11.6.2-2 挤压引出支管型式

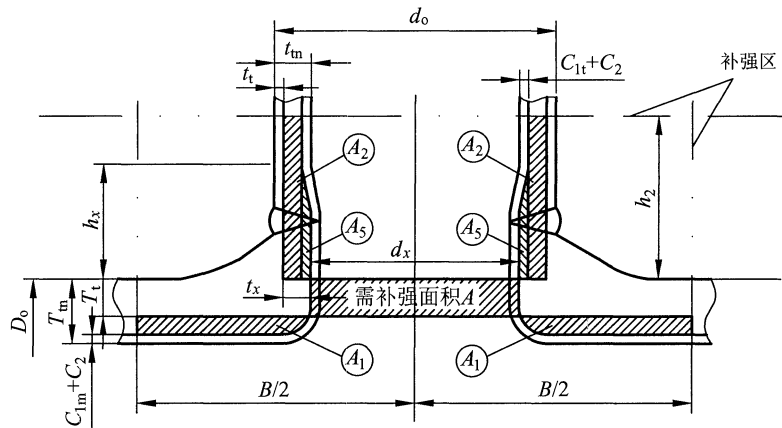


本图中 t_x 的确定用于以 r_x 为半径的圆弧所对的角小于 90°

(b)



(c)



(d)

图 11.6.2-2 (续)

需补强面积 A 的计算公式如下:

$$A = K_3 \cdot T_t \cdot d_x \quad \dots\dots\dots (11.6.2-8)$$

补强面积的计算公式如下:

$$A_1 = (B - d_0)(T_m - T_t - C_{1m} - C_2) \quad \dots\dots\dots (11.6.2-9)$$

$$A_2 = 2h_2(t_m - t_t - C_{1t} - C_2) \quad \dots\dots\dots (11.6.2-10)$$

$$A_5 = 2r_x(t_x + C_{1t} + C_2 - t_m) \quad \dots\dots\dots (11.6.2-11)$$

式中:

K_3 —— 挤压引出支管补强系数;

T_t —— 主管计算厚度, mm;

d_x ——除去厚度附加量后挤压引出支管的内径，mm；

A_1 ——补强范围内，主管承受内、外压所需计算厚度和厚度附加量两者之外的多余金属面积， mm^2 ；

A_2 ——补强范围内，支管承受内、外压所需计算厚度和厚度附加量两者之外的多余金属面积， mm^2 ；

A_3 ——补强范围内，挤压引出支管上承受内、外压所需计算厚度和厚度附加量两者之外的多余金属面积， mm^2 ；

r_x ——在主管和支管轴线的平面内，外轮廓转角处的曲率半径，mm；

B ——补强区有效宽度，mm；

h_2 ——支管有效补强高度，mm；

d_o ——支管名义外径，mm；

t_x ——除去厚度附加量后，在主管外表面处挤压引出支管的有效厚度，mm。

1) 半管接头的公称直径小于或等于 50mm 和主管公称直径的 1/4，且设计压力小于或等于 10MPa 时，在接头端部处厚度大于或等于表 11.6.2-1 规定的厚度，并符合图 11.6.2-3 形式时，可免做补强计算。

表 11.6.2-1 半管接头端部厚度

公称直径/mm	厚度/mm
15	4.1
20	4.3
25	5.0
32	5.3
40	5.5
50	6.0

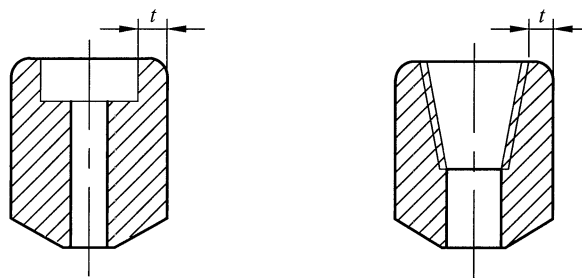


图 11.6.2-3 半管接头

2) 选用对焊支管台、螺纹支管台及承插焊支管台（图 11.6.2-4 所示），应按设计压力-温度参数条件整体补强。对焊支管台的端部厚度，应等于支管的厚度。

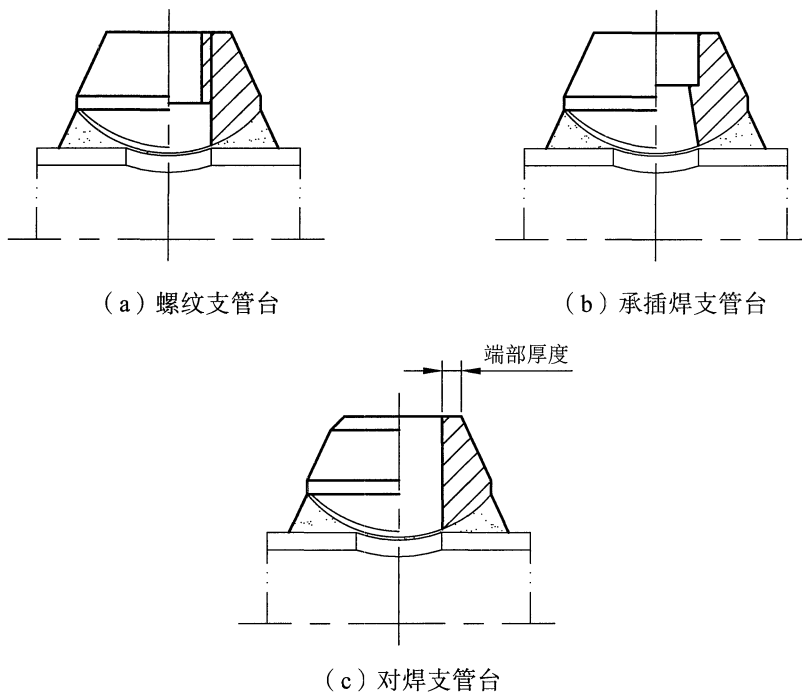


图 11.6.2-4 支管台

3) 设计温度低于或等于 400°C 及设计压力小于或等于 7.1MPa 的工况下, 可使用插入式支管台 (图 11.6.2-5), 当其公称直径小于或等于 50mm 及尺寸 t_w 符合表 11.6.2-2 时, 可免做补强计算。

表 11.6.2-2 插入式支管台的尺寸 t_w

公称直径/mm	尺寸 t_w 最小值/mm
15	4.8
20	5.6
25	6.4
40	7.1
50	8.7

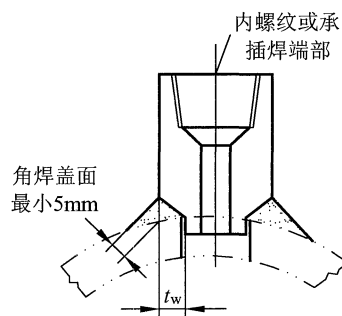


图 11.6.2-5 插入式支管台

2 计算输入数据包括:

1) 焊接支管的补强计算, 即开孔补强有效范围计算:

$$B = \begin{cases} 2d_1 & \dots\dots\dots (11.6.2-12) \\ d_1 + 2(T_m + t_m) - 2(C_{1m} + C_{1t} + 2C_2) \end{cases}$$

取以上两者中较大者。

$$h_1 = \begin{cases} 2.5(T_{tn} - C_{1m} - C_2) & \dots\dots\dots (11.6.2-13) \\ 2.5(T_{tn} - C_{1t} - C_2) + t_r \end{cases}$$

取以上两者中较小者。

2) 挤压引出支管的补强计算:

开孔补强有效范围计算:

$$B = 2d_x \dots\dots\dots (11.6.2-14)$$

$$h_2 = 0.7\sqrt{d_0 t_x} \dots\dots\dots (11.6.2-15)$$

式中:

挤压引出支管补强系数 K_3 :

当 $d_0/D_0 > 0.6$ 时, $K_3 = 1.0$;

当 $0.15 < d_0/D_0 \leq 0.6$ 时, $K_3 = 0.6 + 2(d_0/D_0)/3$;

当 $d_0/D_0 \leq 0.15$ 时, $K_3 = 0.7$ 。

在主管和支管轴线的平面内, 外轮廓转角处曲率半径 r_x 应按下列方法取值:

r_x 最小值: r_x 取 $0.05d_0$ 或 38mm 的较小值。

r_x 最大值: 当 $d_0 < \text{DN}200$ 时, r_x 不应大于 32mm ; 当 $d_0 \geq \text{DN}200$ 时, r_x 不应大于 $0.1d_0 + 32\text{mm}$ 。

当外轮廓由多个半径组成时, 上述要求适用以一个与 45° 圆弧过渡连接的最佳配合半径为最大半径。

3 焊接支管补强计算输出应包括下列数据:

1) 焊接支管的补强面积计算结果应符合下式规定:

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 > A \dots\dots\dots (11.6.2-16)$$

不满足时, 应进行补强。

2) 当主管上任意 2 个或 2 个以上相邻开孔的中心距小于相邻两孔平均直径的 2 倍, 其补强范围重叠时, 此 2 个或 2 个以上开孔必须按照 11.6.2 规定进行补强计算, 并采用联合补强方式进行补强。采用联合补强时, 总补强面积不应小于各孔单独补强所需补强面积之和。置于两相邻孔之间的补强面积应至少等于各孔所需补强面积之和的 50%, 且此两相邻孔中心距应至少等于两开孔平均直径的 1.5 倍。

4 挤压引出支管补强计算输出应包括下列数据:

1) 补强面积计算结果应符合下式规定:

$$A_1 + A_2 + A_3 > A \dots\dots\dots (11.6.2-17)$$

不满足式 (11.6.2-17) 时, 应进行补强。

2) 当多个挤压引出支管中任意两相邻孔的中心距小于该相邻两孔平均直径的 2 倍时, 其补强规定与 11.6.2.2 中规定相同。但补强计算应符合 11.6.2 中第 1 款和第 2 款的规定。

11.6.3 计算实例见附录 F。

11.7 汽轮机管口校核计算

11.7.1 符合相关标准的单级、多级机械驱动的汽轮机的蒸汽进口, 吸入接口和排放接口荷载的校核计算可按下列方法进行。

1 汽轮机管口校核计算坐标系应与图 11.7.1 所示坐标一致, 即: X 轴——与汽轮机转动轴平行; Y 轴——垂直向上; Z 轴——水平方向且与汽轮机转动轴垂直。

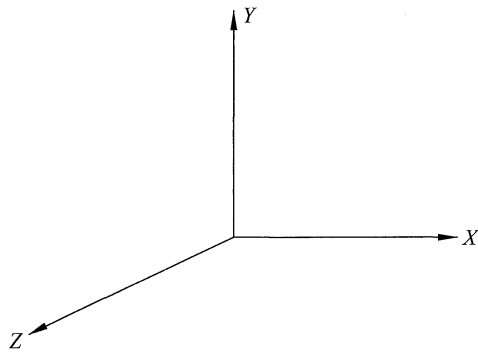


图 11.7.1 汽轮机的坐标系

2 校核可按下述方法进行:

1) 作用在任一管口上的合力和合力矩应满足下列条件:

$$0.9144F_R + M_R \leq 26.689D_c \quad \dots\dots\dots (11.7.1-1)$$

2) 进气口、抽气口和排气口上的力、力矩合成到排气口中心处的合力及合力矩应满足下列两个条件。

合力和合力矩:

$$0.6096F_c + M_c \leq 13.345D_c \quad \dots\dots\dots (11.7.1-2)$$

F_c 和 M_c 在 X 、 Y 、 Z 三个方向的分力和分力矩:

$$\begin{aligned} F_{cx} &\leq 8.756D_c M_{cx} \leq 13.345D_c \\ F_{cy} &\leq 21.891D_c M_{cy} \leq 13.345D_c \quad \dots\dots\dots (11.7.1-3) \\ F_{cz} &\leq 17.513D_c M_{cz} \leq 6.672D_c \end{aligned}$$

式中:

F_x 、 F_y 、 F_z ——作用在单个管口上 X 、 Y 、 Z 方向的力, N;

M_x 、 M_y 、 M_z ——作用在单个管口上 X 、 Y 、 Z 方向的力矩, N·m;

F_R ——作用在单个管口上的合力, N;

M_R ——作用在单个管口上的合力矩， $N \cdot m$ ；

D_e ——当量直径， mm ；当管口公称直径 ≤ 200 时， D_e =管口公称直径；当管口公称直径 > 200 时， $D_e = (\text{管口公称直径} + 400) / 3$ ；

F_C ——作用在各管口上的合力， N ；

M_C ——所有管口的力、力矩合成到排气口中心处的合力矩， $N \cdot m$ ；

D_c ——各管口面积之和折合成的当量直径， mm ；当各管口面积之和折合成圆形的折算直径 $\leq 230mm$ 时， D_c =折算直径；当各管口面积之和折合成圆形的折算直径 $> 230mm$ 时， $D_c = (\text{折算直径} + 460) / 3$ ；

F_{cx} 、 F_{cy} 、 F_{cz} —— F_C 在 X 、 Y 、 Z 方向的分力， N ；

M_{cx} 、 M_{cy} 、 M_{cz} —— M_C 在 X 、 Y 、 Z 方向的分力矩， $N \cdot m$ 。

3) 对于具有向下排气口的凝汽式汽轮机，若其排放口安装有无约束膨胀节时，可存在由压力引起的附加力。同时考虑该附加力和其他荷载时，作用于排气口的垂直分力不应超出排气口面积的 0.1069 倍。对于该类汽轮机，在进行上述 1)、2) 条校核时，排气口上的垂直分力可不用考虑压力引起的附加力。

3 计算结果处理应按下列要求进行：

1) 若作用在汽轮机上的力和力矩满足第 11.7.1 条第 2 款中 1) ~ 3) 的要求，则该汽轮机管口荷载校核应通过。

2) 若其中 1 项或多项不满足要求，则该汽轮机管口荷载校核未通过。此时，应对汽轮机管系做相应调整以减小其作用在汽轮机管口上的力和力矩，再重新作上述校核计算，直至满足要求。

11.8 离心式压缩机管口荷载的校核计算

11.8.1 符合相关标准的离心式压缩机管口荷载的校核计算可按下列方法进行。

1 坐标系同 11.7.1 中第 1 款。

2 校核计算可按 11.7.1 中第 2 款的方法进行，但作用在离心式压缩机各管口上的力、力矩和作用在离心式压缩机机体上总的合力、合力矩及各分量的许用范围应分别是 11.7.1 中规定的 1.85 倍。

3 计算结果应按下列要求处理：

1) 若作用在离心式压缩机上的的力和力矩满足 11.8.1 中第 2 款的要求，则该汽轮机管口荷载校核应通过。

2) 若其中 1 项或多项不满足要求，则压缩机管口荷载校核未通过。此时，应对压缩机管系做相应调整以减小其作用在压缩机管口上的力和力矩，再重新作上述校核计算，直至满足要求。

11.9 离心式泵管口荷载的校核计算

11.9.1 符合相关标准，接管口公称直径小于或等于 DN400 的钢制离心泵接管口荷载的校核计算可按下列方法进行。

1 各种类型离心式泵管口荷载校核计算的坐标系应与图 11.9.1-1、图 11.9.1-2、图 11.9.1-3 和图 11.9.1-4 所示坐标一致：

1) 立式管道泵见图 11.9.1-1。

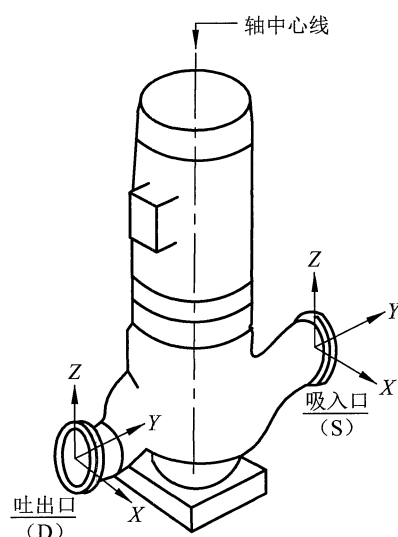


图 11.9.1-1 立式管道泵

2) 立式悬吊式双壳体泵见图 11.9.1-2。

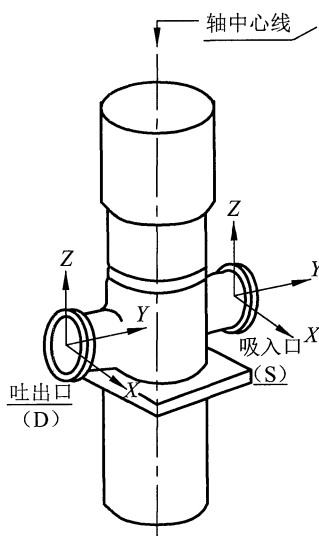


图 11.9.1-2 立式悬吊式双壳体泵

3) 侧面吸入和侧面吐出的卧式泵见图 11.9.1-3。

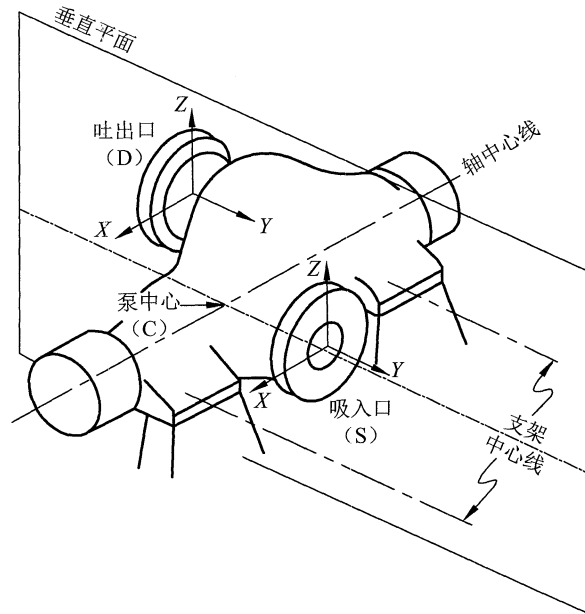


图 11.9.1-3 侧面吸入和侧面吐出的卧式泵

4) 轴向吸入和顶部吐出的卧式泵见图 11.9.1-4。

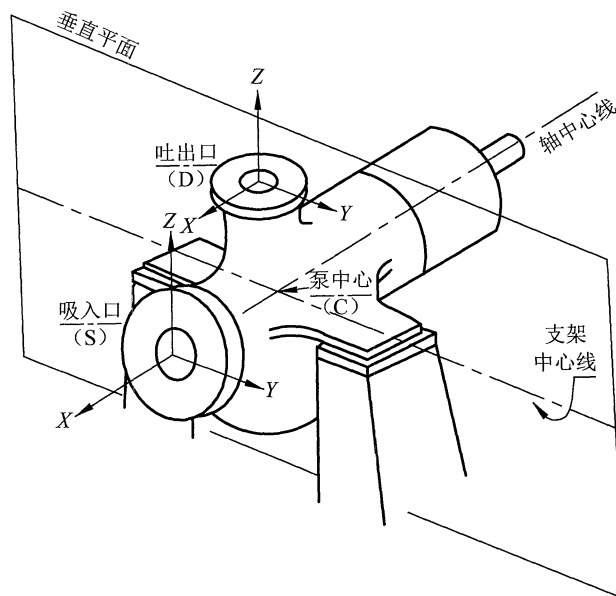


图 11.9.1-4 轴向吸入和顶部吐出的卧式泵

2 校核可按下列方法进行：

- 1) 立式管道泵 [如第 11.9.1 条第 1 款中的 1)、2) 类] 侧面管口允许的力和力矩应是表 11.9.1 中荷载值的 2 倍。
- 2) 当卧式泵各个管口各分力和力矩不大于表 11.9.1 中的数值时，应为校核通过。
- 3) 当卧式泵各个管口各分力和力矩超过表 11.9.1 中的数值，但不大于 2 倍时，如能同时满足式 (11.9.1-1)、式 (11.9.1-2) 和式 (11.9.1-3)，也应为校核通过。

表 11.9.1 泵口允许承载数值

	法兰公称规格 (DN)								
	50	80	100	150	200	250	300	350	400
	力 (N) 和力矩 (N·m)								
每个顶部管口									
F_x	710	1 070	1 420	2 490	3 780	5 340	6 670	7 120	8 450
F_y	580	890	1 160	2 050	3 110	4 450	5 340	5 780	6 670
F_z	890	1 330	1 780	3 110	4 890	6 670	8 000	8 900	10 230
F_R	1 280	1 930	2 560	4 480	6 920	9 630	11 700	12 780	14 850
每个侧面管口									
F_x	710	1 070	1 420	2 490	3 780	5 340	6 670	7 120	8 450
F_y	890	1 330	1 780	3 110	4 890	6 670	8 000	8 900	10 230
F_z	580	890	1 160	2 050	3 110	4 450	5 340	5 780	6 670
F_R	1 280	1 930	2 560	4 480	6 920	9 630	11 700	12 780	14 850
每个端部管口									
F_x	890	1 330	1 780	3 110	4 890	6 670	8 000	8 900	10 230
F_y	710	1 070	1 420	2 490	3 780	5 340	6 670	7 120	8 450
F_z	580	890	1 160	2 050	3 110	4 450	5 340	5 780	6 670
F_R	1 280	1 930	2 560	4 480	6 920	9 630	11 700	12 780	14 850
每个管口									
M_x	460	950	1 330	2 300	3 530	5 020	6 100	6 370	7 320
M_y	230	470	680	1 180	1 760	2 440	2 980	3 120	3 660
M_z	350	720	1 000	1 760	2 580	3 800	4 610	4 750	5 420
M_R	620	1 280	1 800	3 130	4 710	6 750	8 210	8 540	9 820

单个管口的合力和合力矩应满足：

$$\frac{F_R S_R}{1.5 F_R S_{T2}} + \frac{M_R S_R}{1.5 M_R S_{T2}} \leq 2 \quad \dots\dots\dots (11.9.1-1)$$

$$\frac{F_R D_R}{1.5 F_R D_{T2}} + \frac{M_R D_R}{1.5 M_R D_{T2}} \leq 2 \quad \dots\dots\dots (11.9.1-2)$$

泵所受总体合力与合力矩应满足：

$$\begin{aligned} F_R C_A &< 1.5(F_R S_{T2} + F_R D_{T2}) \\ |M_Y C_A| &< 2.0(M_Y S_{T2} + M_Y D_{T2}) \\ M_R C_A &< 1.5(M_R S_{T2} + M_R D_{T2}) \quad \dots\dots\dots (11.9.1-3) \end{aligned}$$

式中：

- $F_R S_A$ ——吸入口所受的合力，N；
- $F_R D_A$ ——排出口所受的合力，N；
- $M_R S_A$ ——吸入口所受的合力矩，N·m；
- $M_R D_A$ ——吸入口所受的合力矩，N·m；
- $F_R S_{T2}$ ——表 11.9.1 规定的吸入口许用合力值，N；
- $F_R D_{T2}$ ——表 11.9.1 规定的排出口许用合力值，N；
- $M_R S_{T2}$ ——表 11.9.1 规定的吸入口许用合力矩值，N·m；
- $M_R D_{T2}$ ——表 11.9.1 规定的排出口许用合力矩值，N·m；
- $F_R C_A$ ——吸入口和排出口作用力的合力，N；
- $M_R C_A$ ——吸入口和排出口上力和力矩合成到泵中心的合力矩，N·m；
- $M_Y C_A$ ——吸入口和排出口上力和力矩合成到泵中心的 Y 方向合力矩，N·m；
- $M_Y S_{T2}$ ——表 11.9.1 规定的吸入口 Y 方向的允许合力矩值，N·m；
- $M_Y D_{T2}$ ——表 11.9.1 规定的排出口 Y 方向的允许合力矩值，N·m。

3 计算结果应按下列要求处理：

- 1) 若作用在泵的力和力矩满足第 11.9.1 条中第 3 款的要求，则该泵管口荷载校核应通过。
- 2) 若其中 1 项或多项不满足要求，则泵管口荷载校核未通过。此时，应对泵管系做相应调整以减小其作用在泵管口上的力和力矩，再重新作上述校核计算，直至满足要求。

11.10 管系简化计算

11.10.1 本规定适用于同管径、两端固定、无中间约束的管系的简化计算。

11.10.2 管系简化计算可按下列方法进行：

1 计算公式如下：

$$\frac{DY}{(L-U)^2} \leq K_1 \quad \dots\dots\dots (11.10.2)$$

式中：

- D ——管道外径，mm；
- Y ——管道总位移，mm；
- L ——管段两个固定点的展开长度，m；

U ——管段两个固定点的直线距离, m;

K_1 ——系数: $208\ 000SA/Ea$ (mm/m), 其中, $SA=f(1.25SC+0.25SH)$;

S_C ——所分析的位移循环期间, 预计最低金属温度下的基本许用应力, MPa;

S_H ——所分析的位移循环期间, 预计最高金属温度下的基本许用应力, MPa;

E_a ——管道材料在 21℃时的弹性模量, MPa;

f ——应力范围减小系数, 取值为 1。

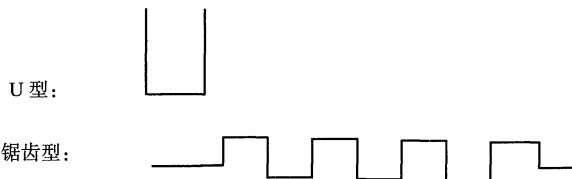
表 11.10.2 不同管道温度、不同材质对应的 K_1

温度	cs	ss	lc
150℃	211.5	220.4	206.6
200℃	211.3	218.1	206.6
250℃	210	216.3	206

注:

管系简化计算方法不适用于下列管系:

1. 剧烈循环条件下的系统 (循环次数大于 7 000)。
2. 大直径的薄壁管 ($t/D \leq 0.02$)。
3. 端点位移量占总管位移量大部分的管道。
4. $L/U > 2.5$ 的不等腿 U 型管道或近似锯齿型的管道。



5. 约束点的约束力有要求的管道。

6. 非金属管道。

2 计算结果应按如下方法判断处理:

- 1) 若计算结果满足式 (11.10.2), 则可判断管系有足够的柔性;
- 2) 若计算结果不满足式 (11.10.2), 则应判断管系的柔性可能不满足要求, 需改变管道走向, 或用计算机程序进行详细分析, 重新判断。

11.10.3 计算实例见附录 G。

11.11 管架计算规定

11.11.1 进行管架计算应首先计算确定管架所承受的管道荷载, 对于一般管道作用在管架上的管道荷载计算, 应先查出管道单位荷载值而后依据两相邻管架间距进行简化计算求得。管架间距可按管架布置图查取。对于热力管系及振动管系的管架, 其承受的荷载应通过管系静力分析和动力分析计算求得。管架强度计算主要针对非标准管架, 它应包括管架构件的强度计算和管架焊缝的强度计算。

- 1 计算输入应包括与管道有关的条件：
 - 1) 管道的管径、壁厚、材料以及温度、介质、是否隔热或隔声等；
 - 2) 管道所处的方位（水平、垂直或倾斜）。
 - 2 计算输入应包括与与布架有关的条件：
 - 1) 管架类型、基本结构以及管架结构简图；
 - 2) 管架点所承受的荷载；
 - 3) 管架点至管架生根点的相对位置。
 - 3 计算输入应包括管架材料数据：
 - 1) 管道支吊架所用的材料应根据使用场所的条件确定，其技术性能应符合国家现行的技术标准的规定；
 - 2) 在建筑物、构筑物上生根的构件的材料，通常可以选用 Q235-B 或 Q235-A；
 - 3) 直接焊接在管道或设备上的构件应采用与管道或设备相同或焊接相容的材质；
 - 4) 管架材料的选取见《管架标准图》HG/T 21629 的规定。
 - 4 计算输入的计算温度范围，可按下列四种情况确定：
 - 1) 直接与管道、设备焊接的构件（焊接处有无加强板均一样），其计算温度可分为：与无内衬里保温的管道、设备连接的构件，其计算温度取介质温度；与无内衬里不保温的管道、设备连接的构件，其计算温度取介质温度的 95%；与有内衬里的管道、设备连接的构件，其计算温度取外表面壁温。
 - 2) 紧固在隔热层外的管夹，其计算温度取隔热层表面温度，可以按 60℃ 计算。
 - 3) 在建筑物、构筑物上生根的构件，其计算温度可取当地的环境温度。
 - 4) 与管道用管夹连接或与设备上的预焊件用螺栓连接的管架构件，其计算温度可分为：设备或管道无内衬里保温时，可取介质温度的 80%；设备或管道有内衬里不保温时，可取外壁温度的 80%。
 - 5 计算判断依据应是：管架构件有足够的强度和刚度（包括焊缝）承受管道荷载。
- 11.11.2 工程中常见的几种典型管架构件的强度计算可按下列方法进行：
- 1 几种常见的根部计算可按下列方法进行：
 - 1) 单悬臂架可按附录 H 的方法计算；
 - 2) 三角架可按附录 I 的方法计算；
 - 3) T 型钢柱架可按附录 J 的方法计算；
 - 4) 梁上生根的多管支架可按附录 K 的方法计算；
 - 5) 门型框架可按附录 L 的方法计算。
 - 2 几种常见的管部计算可按下列方法进行：
 - 1) 三类支腿可按附录 M 的方法计算；
 - 2) 水平管道焊接管托可按附录 N 的方法计算。

附录 I 管道跨距表

I.0.1 装置内碳钢、厚壁不锈钢最大跨距见表 I.0.1。装置外管廊碳钢、厚壁不锈钢最大跨距取装置内的 1.25 倍。表 I.0.1-1 适用于：

- 1 碳钢管，STD 壁厚及以上，最高温度 350℃；
- 2 奥氏体不锈钢管，Schedule 40S 及以上，最高温度 350℃；
- 3 双相不锈钢管，Schedule 10S 及以上，最高温度 280℃。

表 I.0.1 装置内碳钢、厚壁不锈钢最大跨距表

DN	最大跨距/mm ^{(注1)、(注2)}			
	气态		液态	
	裸管	保温 ^(注3)	裸管	保温 ^(注3)
25	3 850	2 300	3 450	2 250
40	4 750	3 000	4 100	2 800
50	5 350	3 600	4 550	3 300
80	6 550	4 600	5 450	4 200
100	7 500	5 550	6 100	4 900
150	9 150	6 800	7 100	5 800
200	10 500	8 050	7 950	6 700
250	11 800	9 050	8 700	7 400
300	12 900	9 800	9 150	7 800
350	15 150 ^(注4)	11 850	10 850	9 300
400	16 250 ^(注4)	12 850	11 200	9 750
450	17 250 ^(注4)	13 750	11 500	10 150
500	18 200 ^(注4)	14 450	11 750	10 400
600	18 950 ^(注4)	16 050	12 150	10 950
DN>600 的管道参照 DN600 执行。				

注 1：该跨距基于直管，对于其他布置形式的跨距 L 应乘形状系数 f （见图 5.2.2）。

注 2：对于具有 1.5mm/m 下列坡度的重力流管线，需要额外检查跨距。

注 3：保温层和外皮重量基于的保温厚度从 70mm（对于 DN25）到 200mm（对于 DN600），密度取 190kg/m³。

注 4：跨距受挠度的限制，所有其他跨距由纵向弯曲应力限制。

I .0.2 装置内不锈钢 Schedule 10S 最大跨距见表 I .0.2。装置外管廊不锈钢 Schedule 10S 最大跨距取装置内的 1.25 倍。

表 I .0.2 装置内不锈钢 Schedule 10S 最大跨距表

DN	最大跨距/mm ^{(注1)、(注2)}			
	气态		液态	
	裸管	保温 ^(注3)	裸管	保温 ^(注3)
25	3 900	2 200	3 450	2 100
40	4 850	2 800	4 000	2 600
50	5 450	3 300	4 300	3 000
80	6 700	4 050	4 950	3 500
100	7 650	4 800	5 300	4 000
150	9 400	5 750	5 950	4 600
200	10 750	6 800	6 450	5 200
250	12 000	7 600	6 950	5 650
300	13 000	8 250	7 350	6 050
350	13 750	8 700	7 600	6 300
400	14 700	9 450	7 750	6 550
450	15 650	10 150	7 850	6 750
500	16 450	11 000	8 400	7 300
600	18 050	12 700	9 050	8 050

DN > 600 的管道参照 DN600 执行。

注 1: 该跨距基于直管, 对于其他布置形式的跨距 L 应乘形状系数 f (同碳钢管道)。

注 2: 对于具有 1.5mm/m 以下坡度的自由排污管线, 需要额外检查跨距。跨距由纵向弯曲应力限制。

注 3: 保温层和外皮重量基于的保温厚度从 70mm (对于 DN25) 到 200mm (对于 DN600), 密度取 190kg/m³。

I.0.3 非金属管道跨距表。

1 FRP 管道跨距见表 I.0.3-1。

表 I.0.3-1 FRP 管道跨距表

管径 DN	PN6				PN10				PN16			
	气体 Gas $\rho=0$	液体 Liquid $\rho=1.0$	液体 Liquid $\rho=1.5$	液体 Liquid $\rho=1.8$	气体 Gas $\rho=0$	液体 Liquid $\rho=1.0$	液体 Liquid $\rho=1.5$	液体 Liquid $\rho=1.8$	气体 Gas $\rho=0$	液体 Liquid $\rho=1.0$	液体 Liquid $\rho=1.5$	液体 Liquid $\rho=1.8$
25	2 300	2 100	2 000	2 000	2 300	2 100	2 000	2 000	2 300	2 100	2 000	2 000
32	2 500	2 300	2 200	2 100	2 500	2 300	2 200	2 100	2 500	2 300	2 200	2 100
40	2 800	2 400	2 300	2 200	2 800	2 400	2 300	2 200	2 800	2 400	2 300	2 200
50	3 100	2 600	2 400	2 400	3 100	2 600	2 400	2 400	3 100	2 600	2 400	2 400
65	3 300	2 700	2 600	2 500	3 300	2 700	2 600	2 500	3 300	2 700	2 600	2 500
80	3 600	2 900	2 700	2 600	3 600	2 900	2 700	2 600	3 600	2 900	2 700	2 600
100	4 000	3 000	2 800	2 700	4 000	3 000	2 800	2 700	4 000	3 000	2 800	2 700
125	4 300	3 100	2 900	2 800	4 300	3 100	2 900	2 800	4 300	3 100	2 900	2 800
150	4 800	3 400	3 100	3 000	4 800	3 400	3 100	3 000	4 900	3 500	3 200	3 100
200	5 300	3 600	3 300	3 200	5 300	3 600	3 300	3 200	5 700	3 900	3 600	3 500
250	5 900	3 800	3 500	3 400	6 100	3 900	3 600	3 400	6 600	4 400	4 000	3 900
300	6 500	4 000	3 700	3 500	6 900	4 400	4 000	3 800	7 400	4 900	4 500	4 300
350	7 100	4 200	3 900	3 700	7 600	4 700	4 300	4 100	8 200	5 200	4 800	4 600
400	7 500	4 400	4 000	3 800	8 300	5 000	4 500	4 400	8 800	5 600	5 100	4 900
500	8 900	5 100	4 700	4 500	9 500	5 600	5 100	4 900	10 000	6 200	5 700	5 500
DN>500 的管道参照 DN500 执行。												

2 PVC-U 管道跨距见表 I.0.3-2。

表 I.0.3-2 PVC-U 管道跨距表

公称外径 d_n		20	25	32	40	50	63	75	90	110	160
最大跨距	横管	500	550	650	800	950	1 100	1 200	1 350	1 550	1 800
		(400)	(400)	(500)	(600)	(750)	(900)	(1 050)	(1 200)	(1 350)	(1 550)
	立管	900	100	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000	2 200	2 400	2 800
		(500)	(500)	(620)	(750)	(930)	(1 120)	(1 300)	(1 500)	(1 700)	(2 000)

注：上表是以连续跨距间隔，流体以相对密度为 1 左右且管道无绝缘层为基础。环境温度较高的情况下请参考括号内数值。

3 PVC-C 管道跨距见表 I .0.3-3。

表 I .0.3-3 PVC-C 管道跨距表

温度 ℃	公称外径 d_n									
	20	25	32	40	50	63	75	90	110	160
20	700	750	800	850	1 000	1 200	1 350	1 500	1 650	1 800
40	650	700	750	800	950	1 100	1 300	1 400	1 500	1 650
60	600	650	700	750	900	1 000	1 200	1 250	1 350	1 500

注：

1. 上表是以连续跨距间隔，流体以相对密度为 1 左右且管道无绝缘层为基础。
2. 立管支撑跨距可按本表水平间距增长 1/4 长度。

4 ABS 管道跨距见表 I .0.3-4。

表 I .0.3-4 ABS 管道跨距表

温度 ℃	公称外径 d_n															
	20	25	32	40	50	63	75	90	110	125	160	200	250	315	355	400
20	800	800	1 000	1 000	1 200	1 200	1 400	1 400	1 600	1 800	1 800	2 000	2 000	2 500	2 500	2 500
50	500	600	600	800	800	1 000	1 000	1 200	1 200	1 200	1 200	1 800	1 800	2 000	2 000	2 000

注：上表是以连续跨距间隔，流体以相对密度为 1 左右且管道无绝缘层为基础。垂直立管上的固定卡的设置间隔可略大于水平管道跨距的 30%。

I .0.4 一般垂直管道（钢管）的导向间距见表 I .0.4。

表 I .0.4 垂直管导向间距表

DN/mm	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125
间距/m	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7	8	8.5
DN/mm	150	200	250	300	350	400	450	500	600	—
间距/m	9	10	11	12	12.5	13	13.5	14	15	—

I .0.5 水平管道导向管架间距见表 I .0.5。

表 I .0.5 水平管道导向管架间距表

DN/mm	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125
间距/m	10	11	12.7	13	13.7	15.2	18.3	7.8	22.9	23.5
DN/mm	150	200	250	300	350	400	450	500	600	—
间距/m	24.4	27.4	30.5	33.5	36.6	38.1	41.4	42.7	45.7	—

I.0.6 考虑地震荷载影响的管道基本跨距见表 I.0.6。

表 I.0.6 考虑地震荷载影响的管道基本跨距表

DN/mm		25	40	50	80	100	150	200	250	300	350
管道跨距/m	气体管	2.2	2.7	3.0	3.7	4.3	5.2	6.1	6.8	7.5	7.9
	液体管	2.1	2.6	2.8	3.5	3.9	4.7	5.4	6.0	6.5	6.7
DN/mm		400	450	500	600	700	800	900	1 000	1 200	—
管道跨距/m	气体管	8.4	9.0	9.5	10.4	11.3	12.1	12.8	13.8	14.8	—
	液体管	7.1	7.4	7.7	8.2	8.6	9.0	9.4	9.8	10.3	—

附录 II 粘滞阻尼器选用举例

II.0.1 设计条件:

管道质量: 3 900kg。

II.0.2 计算过程:

1 若管道振动频率未知或者为宽频,可采用“1g原则”选择 2 个 RRD 200/V40/H40 阻尼器,单个阻尼器的额定荷载为 20kN, 2 个为 40kN, 大于 3 900kg 管道的重力荷载。

2 若上述管道振动频率为 5Hz, 则可以根据下式进行计算得到所需的阻尼系数:

$$D = \frac{C}{2m\omega} = \frac{C}{2m \cdot 2\pi f} = 0.4 \quad \dots\dots\dots (\text{II.0.2})$$

由上式可得所需阻尼系数 $C=97.7\text{kNs/m}$, RRD 200/V40/H40 的阻尼系数为 105.1kNs/m , 因此可以选择 1 个 RRD 200/V40/H40 阻尼器。

3 若上述管道振动频率为 10Hz, 同理, 需要选择 2 个 RRD 200/V40/H40 阻尼器。

附录 III 旋转补偿器选型计算实例

III.0.1 设计条件:

某热网蒸汽管线（见图 III.0.1）压力为 1.6MPa，工作温度为 300℃，选用 $\phi 377 \times 8/20$ 钢管，保温层厚度为 80mm，管道安装温度为 20℃，旋转补偿器如图补偿器布置方式，求结构尺寸、工作时最大摩擦力。

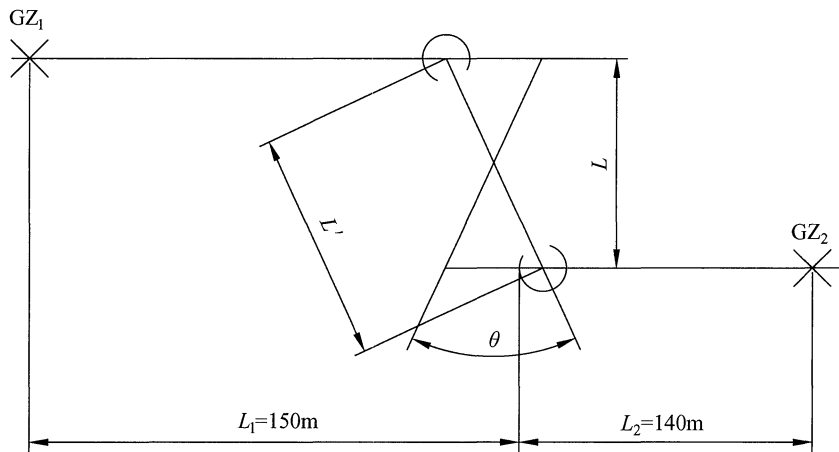


图 III.0.1 旋转补偿器应用实例

III.0.2 计算过程:

1 力臂的验证计算:

查表 10.6.3-2，DN350 的管道，力臂 $L=2\ 000\text{mm}$ 。

1) 管道总的位移量:

$$\begin{aligned} \Delta &= \alpha \cdot (L_1 + L_2)(t_2 - t_1) \\ &= 13.24 \times 10^{-6} \times (140 + 100) \times (350 - 20) \\ &= 1.049 \text{ (m)} \\ &= 1\ 049 \text{ (mm)} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots \text{(III.0.2-1)}$$

2) 旋转补偿器旋转的角度:

$$\theta = 2\arctan(\Delta/2L) = 2\arctan[1\ 249/(2 \times 2\ 000)] = 2 \times 17.3 = 34.6 \text{ (}^\circ\text{)} \quad \dots\dots\dots \text{(III.0.2-2)}$$

查表 10.6.3-3: DN350 推荐旋转角度为 $\theta=20^\circ$ ， 34.6° 远远大于 20° ，故 2 000mm 的力臂长度是不够的。

通过推荐角度 $\theta=20^\circ$ ，由此来计算力臂的长度:

$$L=(\Delta/2)/\tan(\theta/2)=(1\ 049/2)/\tan(20^\circ/2)=2\ 975\ (\text{mm}) \dots\dots\dots (\text{III}.0.2-3)$$

故：旋转补偿器的力臂长度取整 3 000mm，也可取值大一点，更有利于旋转补偿器工作。

2 个补偿器之间的直管段的长度：

$$L'=L/\cos(\theta/2)=3\ 000/0.985=3\ 046\ (\text{mm}) \dots\dots\dots (\text{III}.0.2-4)$$

2 摆动值（横向位移）计算：

1) 单侧最大的摆动值：

$$\Delta Y=L'-L=3\ 658-3\ 600=58\ (\text{mm}) \dots\dots\dots (\text{III}.0.2-5)$$

2) 单侧最小的摆动值：

$$\Delta Y=(L'-L)/2=58/2=29\ (\text{mm}) \dots\dots\dots (\text{III}.0.2-6)$$

3 摩擦力计算：

查表 10.4.1：DN350 转矩为 18.50kN·m。

由 $M=F \cdot L$ 得：

$$F=M/L=18.50/3.6=5.14\ (\text{kN}) \dots\dots\dots (\text{III}.0.2-7)$$

旋转补偿器安装示意图见图 III.0.2：

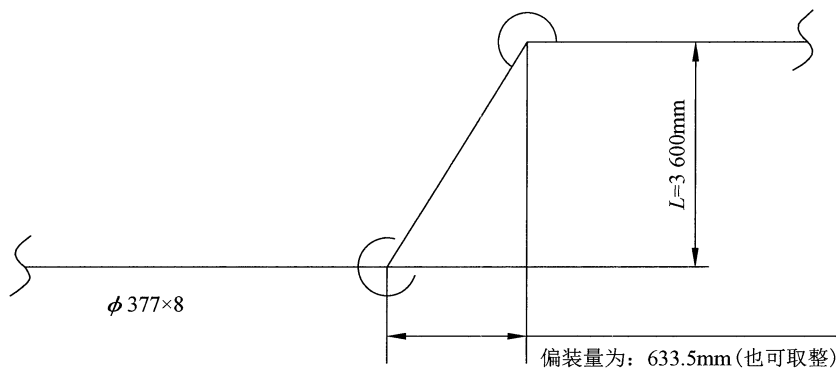


图 III.0.2 旋转补偿器安装示意图

附录 A 管道壁厚计算实例

A.0.1 设计条件:

工艺管道, 设计压力为 18.8MPa, 设计温度为 180℃, 管道外径为 60.3mm 的无缝钢管, 材料为 A106-B, 腐蚀余量为 1.5mm, 负偏差为 4.5%。

A.0.2 设计要求:

求管道的设计厚度。

A.0.3 计算过程:

查得 A106-B 在 180℃ 时的许用应力为 137MPa; 非铸件, E_c 取 1; 材料无焊接, E_j 及 W 均取 1。根据表 11.1.2, Y 值取 0.4。

管道计算厚度:

$$T = \frac{PD}{2(SEW + PY)} = \frac{18.8 \times 60.3}{2(137 \times 1 \times 1 + 18.8 \times 0.4)} = 3.92 \text{ (mm)} \dots\dots\dots (\text{A.0.3-1})$$

管道最小厚度:

$$T_m = T + C_2 = 3.92 + 1.5 = 5.42 \text{ (mm)} \dots\dots\dots (\text{A.0.3-2})$$

管道设计厚度:

$$T_d = T_m + C_1 = 5.42 + 5.42 \times \frac{4.5}{100 - 4.5} = 6.2 \text{ (mm)} \dots\dots\dots (\text{A.0.3-3})$$

即该管道的设计厚度为 6.2mm。

附录 B 标准法兰等级校核规定计算实例

B.0.1 设计条件:

法兰材料为 20#, 标准 HG/T 20592B, 设计压力 $P=0.4\text{MPa}$ 。在操作温度 $t=104^\circ\text{C}$ 下所受荷载: 轴向拉力 $F=40\,000\text{N}$, 弯矩 $35\,000\text{N}\cdot\text{m}$ 。法兰等级为 PN16。垫片压紧力作用中心圆直径 $D_G=865.5\text{mm}$ 。

B.0.2 设计要求:

校核法兰是否安全。

B.0.3 校核过程:

由 HG/T 20592B 查得许用工作压力 $P_{\max}^t=1.33\text{MPa}$ 。

当量总压力:

$$\begin{aligned}P_c &= P + P_1 + P_2 \\&= P + \frac{4F}{\pi \times D_G^2} \pm \frac{16M}{\pi \times D_G^3} \times 10^3 \\&= 0.4 + \frac{4 \times 40\,000}{3.14 \times 865.5^2} \pm \frac{16 \times 35\,000}{3.14 \times 865.5^3} \times 10^3 \\&= 0.4 + 0.068 \pm 0.275 \\&= 0.743 \text{ 或 } 0.193 \text{ (MPa)} \quad \dots\dots\dots \text{(B.0.3)}\end{aligned}$$

即: $P_c (0.743 \text{ 或 } 0.193) < P_{\max}^t (1.33)$

综上, 选用的法兰等级是安全的。

附录 C 盲板厚度计算实例

C.0.1 设计条件:

盲板材料为 ASTM A240 304, 腐蚀余量为 0, 所在管道的管径为 28", 设计压力为 0.65MPa, 设计温度为 247℃, 突面法兰, 法兰等级为 CL150, 垫片为金属缠绕垫, 带内环及对中环, 管道材料规定中垫片的标准规范为 ASME B16.2/ASME B16.47B。

C.0.2 设计要求:

求盲板的计算厚度。

C.0.3 计算过程:

查得 ASTM A240 304 在 247℃ 时的许用应力为 124MPa; 有效直径 d_G 为垫片缠绕部分内径, 由 ASME B16.2 查得 d_G 为 723.9mm; A240 为板材, 非铸件, E_c 取 1; 材料无焊接, E_j 及 W 均取 1。

盲板计算厚度:

$$T = d_G \sqrt{\frac{3P}{16SEW}} = 723.9 \times \sqrt{\frac{3 \times 0.65}{16 \times 124 \times 1 \times 1}} = 22.69 \text{ (mm)} \dots\dots\dots \text{(C.0.3)}$$

即该盲板的计算厚度为 22.69mm。

附录 D 孔板厚度计算实例

D.0.1 单孔孔板计算实例:

1 设计条件:

单孔限流孔板,所在管道管径4",孔板材料为316SS,孔板孔径为20mm,孔板前后压差0.2MPa,法兰对夹式,垫片为金属缠绕垫,带内环及对中环,对应标准规范为ASME B16.2/ASME B16.5。

2 设计要求:

求孔板的计算厚度。

3 计算过程:

查得0Cr18Ni12Mo2Ti在175℃时的许用应力为135MPa;由ASME B16.2查得 D' 为138.2mm;根据孔板孔径和孔板外径的比值,由表11.4.2查得孔板系数 K 为0.362。

盲板计算厚度:

$$T = \sqrt{\frac{KPD'^2}{S}} = \sqrt{\frac{0.362 \times 0.2 \times 138.2^2}{135}} = 3.2 \text{ (mm)} \dots\dots\dots (\text{D.0.1})$$

即该盲板的计算厚度为3.2mm。

D.0.2 多孔孔板计算实例:

1 设计条件:

多孔限流孔板,所在管道为14",规格为Sch20。孔板材料为0Cr18Ni12Mo2Ti,孔数50个,孔径为25mm,孔板前后压差0.01MPa,焊接式。

2 设计要求:

求孔板的计算厚度。

3 计算过程:

查得0Cr18Ni12Mo2Ti在66℃时的许用应力为137MPa; D' 取管道内径:339.76mm;根据孔板布孔图式计算出孔中心距为35.6mm,孔板系数为0.3。

盲板计算厚度:

$$t = D' \times \sqrt{\frac{P}{2KS}} = 339.76 \times \sqrt{\frac{0.01}{2 \times 0.3 \times 137}} = 3.76 \text{ (mm)} \dots\dots\dots (\text{D.0.2})$$

即该孔板的计算厚度为3.76mm。

附录 E 蒸汽夹套管端板强度计算实例

E. 0. 1 设计条件:

夹套管长 6 000mm, 压力 0.4MPa, 夹套管外管外径 406.4mm, 壁厚 4.76mm, 介质温度 150℃, 弹性模量 2×10^5 MPa, 夹套内管外径 273.05mm, 壁厚 9.27mm, 介质温度 236℃, 弹性模量 1.956×10^5 MPa, 端板壁厚 12mm, 弹性模量 1.937×10^5 MPa, 端板许用应力 135MPa。

E. 0. 2 设计要求:

校核夹套管端板强度。

E. 0. 3 计算过程:

1 系数 α :

$$\alpha = \frac{D_m - 2t_m}{D_p} = \frac{406.4 - 2 \times 4.76}{273.05} = 1.4535 \quad \dots\dots\dots (E.0.3-1)$$

2 系数 β :

$$\beta = \frac{0.217\alpha^2 - 0.434 + \frac{0.217}{\alpha^2} - 0.868 \ln^2 \alpha}{\alpha^2 - 1} = 0.005182 \quad \dots\dots\dots (E.0.3-2)$$

3 系数 ε :

端板内边缘处, $X=1$:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= (1 + \mu) \ln X - \frac{\ln \alpha}{\alpha^2 - 1} \left(\frac{\alpha}{X} \right)^2 [(1 + \mu) X^2 + (1 - \mu)] + 1 \\ &= (1 + 0.3) \ln 1 - \frac{\ln 1.4535}{1.4535^2 - 1} (1.4535)^2 [(1 + 0.3) + (1 - 0.3)] + 1 \\ &= -0.42017 \quad \dots\dots\dots (E.0.3-3) \end{aligned}$$

端板外边缘处, $X=\alpha$:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= (1 + \mu) \ln X - \frac{\ln \alpha}{\alpha^2 - 1} \left(\frac{\alpha}{X} \right)^2 [(1 + \mu) X^2 + (1 - \mu)] + 1 \\ &= (1 + 0.3) \ln 1.4535 - \frac{\ln 1.4535}{1.4535^2 - 1} [(1 + 0.3) \times 1.4535^2 + (1 - 0.3)] + 1 \\ &= -0.32779 \quad \dots\dots\dots (E.0.3-4) \end{aligned}$$

4 系数 λ :

端板内边缘处, $X=1$:

$$\lambda = \frac{1-\mu}{2} + (1+\mu)\ln X - \frac{3+\mu}{4\alpha^2} X^2 + \frac{1+\mu}{2} \left(\frac{3}{2} - \frac{2\alpha^2 \ln \alpha}{\alpha^2 - 1} + \frac{1}{2\alpha^2} \right) - \frac{1-\mu}{X^2} \left(\frac{\alpha^2 \ln \alpha}{\alpha^2 - 1} - \frac{1}{4} \right)$$

$$= -0.156833 \quad \dots\dots\dots (\text{E.0.3-5})$$

端板外边缘处, $X=\alpha$:

$$\lambda = 0.0645 \quad \dots\dots\dots (\text{E.0.3-6})$$

5 系数 τ :

端板内边缘处, $X=1$:

$$\tau = (1+\mu)\ln X - \frac{\ln \alpha}{\alpha^2 - 1} \left(\frac{\alpha}{X} \right)^2 \left[(1+\mu)X^2 - (1-\mu) \right] + \mu = -0.126 \quad \dots\dots\dots (\text{E.0.3-7})$$

端板外边缘处, $X=\alpha$:

$$\tau = 0.098 \quad \dots\dots\dots (\text{E.0.3-8})$$

6 系数 v :

$$v = \frac{0.512\alpha^2 - 1.195 + 0.683 \ln \alpha - 2.73 \ln^2 \alpha - \frac{0.683}{\alpha^2} \ln \alpha + \frac{0.854}{\alpha^2} - \frac{0.171}{\alpha^4}}{\alpha^2 - 1} = 0.00478 \quad \dots\dots\dots (\text{E.0.3-9})$$

7 系数 ω :

端板内边缘处:

$$\omega = \sqrt{\varepsilon^2 + \tau^2 - \varepsilon \cdot \tau} = \sqrt{(-0.42017)^2 + (-0.126)^2 - (-0.42017)(-0.126)} = 0.3735 \quad \dots (\text{E.0.3-10})$$

端板外边缘处:

$$\omega = \sqrt{\varepsilon^2 + \tau^2 - \varepsilon \cdot \tau} = \sqrt{0.32779^2 + 0.098^2 - 0.32779 \times 0.098} = 0.29134 \quad \dots\dots (\text{E.0.3-11})$$

8 外套管截面积 F_m :

$$F_m = (D_m - t_m) \cdot \pi \cdot t_m = (406.4 - 4.76) \times 3.141 \times 4.76 = 6006 \text{ (mm}^2\text{)} \quad \dots\dots (\text{E.0.3-12})$$

9 内套管截面积 F_p :

$$F_p = (D_p - t_p) \cdot \pi \cdot t_p = (273.05 - 9.27) \times 3.141 \times 9.27 = 7682 \text{ (mm}^2\text{)} \quad \dots\dots (\text{E.0.3-13})$$

10 由内外套管热胀差产生的作用于外套管边缘上的荷载 $P_{\Delta L}$:

$$P_{\Delta L} = \frac{L(\alpha_p \cdot \Delta t_p - \alpha_m \cdot \Delta t_m)}{\frac{L}{E_p \cdot F_p} + \frac{L}{E_m \cdot F_m} + 2\beta \frac{R^2}{E_s \delta^3}} = \frac{6000 \times (1.7 \times 10^{-5} \times 125 - 1.3 \times 10^{-5} \times 150)}{\frac{6000}{195600 \times 7682} + \frac{6000}{200000 \times 6006} + 2 \times 0.00518 \times \frac{198.44^2}{193700 \times 12^3}}$$

$$= 101100\text{N} \quad \dots\dots\dots (\text{E.0.3-14})$$

11 由内压引起的端板边缘荷载 F :

外边缘荷载:

$$F_o = \frac{v}{\beta} PR^2 = \frac{0.00478}{0.005182} \times 0.4 \times 198.44^2 = 14529 \text{ (N)} \dots\dots\dots \text{(E.0.3-15)}$$

内边缘荷载:

$$F_i = P(R^2 - r^2) \cdot \pi - F_o = 0.4 \times (198.44^2 - 136.525^2) \times 3.14 - 14529 = 11520 \text{ (N)} \dots \text{(E.0.3-16)}$$

12 热膨胀产生的端板应力:

端板内边缘处:

径向应力:

$$\sigma_{P(\Delta L)} = \frac{3P_{(\Delta L)}}{2\pi\delta^2} \cdot \varepsilon = \frac{3 \times 101100}{2 \times 3.14 \times 144} \times (-0.42017) = -140.862 \text{ (MPa)} \dots\dots\dots \text{(E.0.3-17)}$$

纵向应力:

$$\sigma_{t(\Delta L)} = \mu \cdot \sigma_{P(\Delta L)} = 0.3 \times (-140.862) = -42.258 \text{ (MPa)} \dots\dots\dots \text{(E.0.3-18)}$$

合成应力:

$$\sigma_{v(\Delta L)} = \sqrt{(-140.862)^2 + (-42.258)^2} = 147.1 \text{ (MPa)} \dots \text{(E.0.3-19)}$$

端板外边缘处:

径向应力:

$$\sigma_{P(\Delta L)} = \frac{3P_{(\Delta L)}}{2\pi\delta^2} \cdot \varepsilon = \frac{3 \times 101100}{2 \times 3.14 \times 144} \times 0.32779 = 109.982 \text{ (MPa)} \dots\dots\dots \text{(E.0.3-20)}$$

纵向应力:

$$\sigma_{t(\Delta L)} = \mu \cdot \sigma_{P(\Delta L)} = 0.3 \times 109.982 = 32.995 \text{ (MPa)} \dots\dots\dots \text{(E.0.3-21)}$$

合成应力:

$$\sigma_{v(\Delta L)} = \sqrt{109.982^2 + 32.995^2} = 114.8 \text{ (MPa)} \dots\dots\dots \text{(E.0.3-22)}$$

13 内压产生的端板应力:

端板内边缘处:

径向应力:

$$\sigma_{P(P)} = \frac{3PR^2}{2\delta^2} \cdot \lambda = \frac{3 \times 0.4 \times 198.44^2}{2 \times 144} \times (-0.156833) = -25.732 \text{ (MPa)} \dots\dots\dots \text{(E.0.3-23)}$$

纵向应力:

$$\sigma_{t(P)} = \mu \cdot \sigma_{P(P)} = 0.3 \times (-25.732) = -7.72 \text{ (MPa)} \dots\dots\dots \text{(E.0.3-24)}$$

合成应力:

$$\sigma_{v(P)} = \sqrt{(-25.732)^2 + (-7.72)^2 - 25.732(-7.72)} = 22.872 \text{ (MPa)} \dots\dots\dots (\text{E.0.3-25})$$

由 F 产生的端板应力:

$$\sigma_{v(F)} = \frac{3F}{2\pi\delta^2} \cdot \omega = \frac{3 \times 11520}{2 \times 3.14 \times 144} \times 0.3735 = 14.27 \text{ (MPa)} \dots\dots\dots (\text{E.0.3-26})$$

由内压产生的端板内边缘综合应力:

$$\sigma_{vP} = \sigma_{v(P)} - \sigma_{v(F)} = 22.872 - 14.27 = 8.6 \text{ (MPa)} \dots\dots\dots (\text{E.0.3-27})$$

端板外边缘处:

径向应力:

$$\sigma_{P(P)} = \frac{3PR^2}{2\delta^2} \cdot \lambda = \frac{3 \times 0.4 \times 198.44^2}{2 \times 144} \times 0.0645 = 10.575 \text{ (MPa)} \dots\dots\dots (\text{E.0.3-28})$$

纵向应力:

$$\sigma_{t(P)} = \mu \cdot \sigma_{P(P)} = 0.3 \times 10.575 = 3.172 \text{ (MPa)} \dots\dots\dots (\text{E.0.3-29})$$

合成应力:

$$\sigma_{v(P)} = \sqrt{10.575^2 + 3.172^2 - 10.575 \times 3.172} = 9.4 \text{ (MPa)} \dots\dots\dots (\text{E.0.3-30})$$

由 F 产生的端板应力:

$$\sigma_{v(F)} = \frac{3F}{2\pi\delta^2} \cdot \omega = \frac{3 \times 14529}{2 \times 3.14 \times 144} \times 0.29134 = 14.04 \text{ (MPa)} \dots\dots\dots (\text{E.0.3-31})$$

由内压产生的端板外边缘综合应力:

$$\sigma_{vP} = \sigma_{v(P)} - \sigma_{v(F)} = 9.4 - 14.04 = -4.64 \text{ (MPa)} \dots\dots\dots (\text{E.0.3-32})$$

14 端板总应力:

端板内边缘处:

$$\sigma_{v \max} = \sigma_{v(\Delta L)} + \sigma_{vP} = 125.2 + 8.6 = 133.8 \text{ (MPa)} < 135 \text{ (MPa)} \dots\dots\dots (\text{E.0.3-33})$$

端板内边缘处:

$$\sigma_{v \max} = \sigma_{v(\Delta L)} + \sigma_{vP} = 97.765 - 4.64 = 93.125 \text{ (MPa)} < 135 \text{ (MPa)} \dots\dots\dots (\text{E.0.3-34})$$

综上, 端板厚度 12mm 满足强度要求。

附录 F 管道支管补强计算实例

F.0.1 设计条件:

管道设计压力 6.3MPa, 设计温度 65℃, 材质 06Cr19Ni10, 设计温度下许用应力为 137MPa, 腐蚀余量为 0。主管参数 (325×13) mm, 支管参数 (168×7) mm, 主管与支管夹角 90°。

F.0.2 设计要求:

求补强板面积。

F.0.3 计算过程:

根据壁厚计算相关公式求得:

主管计算壁厚 7.29mm, 负偏差 1.63mm; 支管计算壁厚 3.79mm, 负偏差 0.88mm。

根据式 (11.6.2-4)

扣除厚度附加量后支管内径:

$$d=d_0-2t_m+2(C_{1t}+C_2)=155.08 \text{ (mm)} \cdots \cdots \text{ (F.0.3-1)}$$

根据式 (11.6.2-3)

扣除厚度附加量后主管上斜开孔的长径:

$$d_1=d/\sin\alpha_1=155.08 \text{ (mm)} \cdots \cdots \text{ (F.0.3-2)}$$

根据式 (11.6.2-5)

补强区有效宽度:

$$B = \begin{cases} 2d_1 = 310.16 \text{ (mm)} \\ d_1 + 2(T_m + t_m) - 2(c_{1m} + c_{1t} + 2c_2) = 180.5 \text{ (mm)} \end{cases} \quad \text{取 } 310.16 \text{ (mm)} \cdots \cdots \text{ (F.0.3-3)}$$

根据式 (11.6.2-6)

主管外侧法向补强的有效高度:

$$h = \begin{cases} 2.5(T_m - c_{1m} - c_2) = 29.9 \text{ (mm)} \\ 2.5(t_m - c_{1t} - c_2) = 29.15 \text{ (mm)} \end{cases} \quad \text{取 } 29.15 \text{ (mm)} \cdots \cdots \text{ (F.0.3-4)}$$

根据式 (11.6.2-1)

主管开孔需补强的面积:

$$A = T_t d_1 (2 - \sin\alpha_1) = 1130.53 \text{ (mm}^2\text{)} \cdots \cdots \text{ (F.0.3-5)}$$

根据式 (11.6.2-5)

补强范围内主管承受内、外压所需计算厚度和厚度附加量两者之外的多余金属面积:

$$A_1 = (B - d_1)(T_m - T_t - C_{1m} - C_2) = 724.22 \text{ (mm}^2\text{)} \cdots \cdots \text{ (F.0.3-6)}$$

根据式 (11.6.2-6)

补强范围内支管承受内、外压所需计算厚度和厚度附加量两者之外的多余金属面积:

$$A_2 = 2h_1(t_m - t_t - C_{1t} - C_2)/\sin\alpha_1 = 155.66 \text{ (mm}^2\text{)} \cdots \cdots \text{ (F.0.3-7)}$$

补强范围内的角焊缝面积 A_3 按实际角焊缝截面计算面积, 这里保守计算, 不考虑角焊缝面积, A_3 取 0。

根据式 (11.6.2-16)

补强范围内另加补强件的面积:

$$A_4 > A - A_1 - A_2 - A_3 = 250.65 \text{ (mm}^2\text{)} \dots\dots\dots \text{(F.0.3-8)}$$

补强板厚度取值和主管壁厚一致, 即: 13mm, 负偏差 1.625mm。

根据式 (11.6.2-7)

补强板的外径:

$$D_r = A_4 / (t_r - C_{1r}) f_r + d_0 / \sin \alpha_1 = 190.04 \text{ (mm)} \dots\dots\dots \text{(F.0.3-9)}$$

综上, 该支管处需要补强, 补强板最小面积为 250.65mm^2 , 补强板最小外径为 190.04mm。

附录 G 管系简化计算实例

G.0.1 设计条件:

图 G-1 所示: 碳钢管道, $L_{AB}=5.5\text{m}$, $L_{BC}=7.8\text{m}$, $L_{CD}=3.2\text{m}$, $D=508\text{mm}$, $t=150^\circ\text{C}$, $\alpha=11.88 \times 10^{-6}\text{mm/mm}^\circ\text{C}$, 安装温度 20°C 。

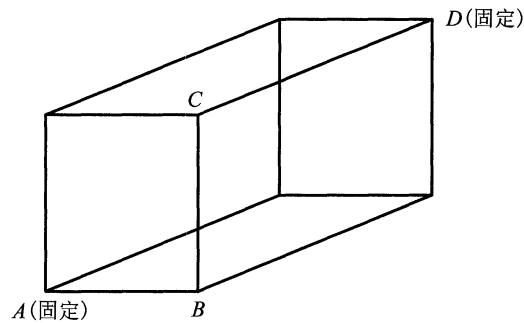


图 G-1 管系简化计算实例简图

G.0.2 设计要求:

校核该管道柔性是否充分, 是否需要做详细柔性分析和应力计算。

G.0.3 计算过程:

$$\Delta L = L \cdot \alpha \cdot \Delta t \dots\dots\dots (\text{G.0.3-1})$$

$$\Delta X = L_{BC} \times \Delta t \times \alpha = 7.8 \times (150 - 20) \times 11.88 \times 10^{-6} = 12.05 \text{ (m)} \dots\dots (\text{G.0.3-2})$$

$$\Delta Y = L_{CD} \times \Delta t \times \alpha = 3.2 \times (150 - 20) \times 11.88 \times 10^{-6} = 11.94 \text{ (m)} \dots\dots (\text{G.0.3-3})$$

$$\Delta Z = L_{AB} \times \Delta t \times \alpha = 5.5 \times (150 - 20) \times 11.88 \times 10^{-6} = 8.49 \text{ (m)} \dots\dots (\text{G.0.3-4})$$

$$Y = \sqrt{\Delta X^2 + \Delta Y^2 + \Delta Z^2} = \sqrt{12.05^2 + 11.94^2 + 8.49^2} = 15.55 \text{ (m)} \dots\dots (\text{G.0.3-5})$$

$$U = \sqrt{L_{AB}^2 + L_{BC}^2 + L_{CD}^2} = \sqrt{5.5^2 + 7.8^2 + 3.2^2} = 10.0663 \text{ (m)} \dots\dots (\text{G.0.3-6})$$

$$K_1 = 211.5 \dots\dots\dots (\text{G.0.3-7})$$

$$\frac{D \times Y}{(L - U)^2} = \frac{508 \times 15.55}{(5.5 + 7.8 + 3.2 - 10.0663)^2} = 190.8 \leq 211.5 \dots\dots\dots (\text{G.0.3-8})$$

G.0.4 计算结果:

通过简化计算, 该管系柔性充分, 不需要做详细柔性分析和应力计算。

附录 H 单悬臂架的计算

H.0.1 单悬臂架的计算实例见图 H.0.1:

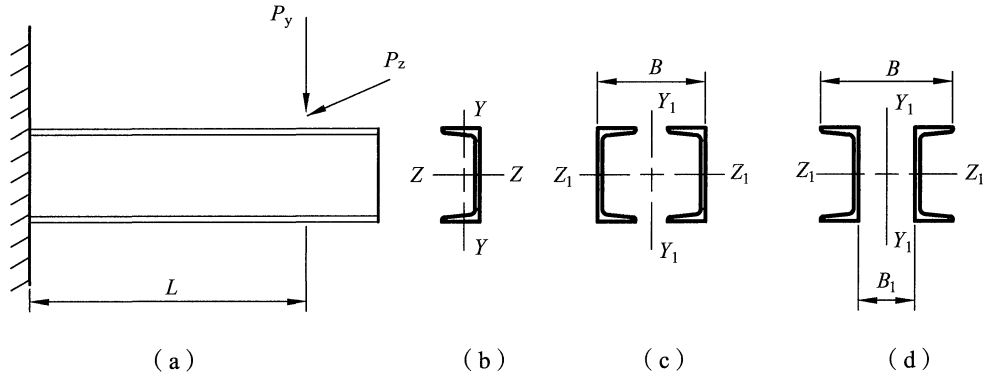


图 H.0.1 单悬臂架

H.0.2 计算过程:

1 当悬臂架同时承受垂直荷载和水平推力时,按式(H.0.2-1)进行计算:

$$\sigma = \left(\frac{P_y L}{\varphi_w W_z} + \frac{P_z L}{W_y} \right) \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots (H.0.2-1)$$

对于图(c)、(d), W_y 、 W_z 分别由 W_{y1} 、 W_{z1} 代替:

$$W_{y1} = \frac{2J_{y1}}{B} \quad \dots\dots\dots (H.0.2-2)$$

$$W_{z1} = 2W_z \quad \dots\dots\dots (H.0.2-3)$$

对于图(c):

$$J_{y1} = 2 \left[2J_y + F \left(\frac{B}{2} - C_0 \right)^2 \right] \quad \dots\dots\dots (H.0.2-4)$$

对于图(d):

$$J_{y1} = 2 \left[2J_y + F \left(\frac{B_1}{2} - C_0 \right)^2 \right] \quad \dots\dots\dots (H.0.2-5)$$

φ_w 取值按下列规则:

2 悬臂长度不宜超过 2 000mm,按表 H.0.2 查询:

表 H.0.2 单槽钢悬臂梁的整体稳定系数

悬臂梁长度 mm	$L < 500$	$500 \leq L < 1\ 000$	$1\ 000 \leq L < 1\ 500$	$1\ 500 \leq L < 1\ 800$	$1\ 800 \leq L < 2\ 000$
整体稳定 系数 φ_w	1.00	0.90	0.85	0.80	0.75

3 若特殊情况，悬臂超过 2 000mm，对于单槽钢，按式 (H.0.2-6)、式 (H.0.2-7) 计算整体稳定系数 φ_w ；对于双槽钢，可以按荷载由两根槽钢平均承受，然后按式 (H.0.2-6)、式 (H.0.2-7) 计算 φ_w ：

$$\varphi_w = \frac{570bt}{LH} \times \frac{235}{\sigma_s^t} \dots\dots\dots (H.0.2-6)$$

如果计算 φ_w 大于 0.6，则应按式 (H.0.2-7) 计算出 φ'_w 来代替 φ_w ：

$$\varphi'_w = 1.1 - \frac{0.4646}{\varphi_w} + 0.1269(\varphi_w)^{3/2} \dots\dots\dots (H.0.2-7)$$

式中：

- P_y ——竖向受力，N；
- P_z ——水平 Z 轴方向受力，N；
- σ ——计算应力，MPa；
- $[\sigma]$ ——许用应力，MPa；
- W_y ——Y 轴方向抗弯模量， mm^3 ；
- W_{y_1} —— Y_1 轴方向抗弯模量， mm^3 ；
- W_z ——Z 轴方向抗弯模量， mm^3 ；
- W_{z_1} —— Z_1 轴方向抗弯模量， mm^3 ；
- φ_w ——整体稳定系数，查表 H.0.2；
- J_y ——型钢截面的惯性矩， mm^4 ；
- J_{y_1} ——截面的惯性矩， mm^4 ；
- C_0 ——重心距离，mm；
- b, t, H ——槽钢的翼板宽度、翼板厚度、高度，mm；
- φ'_w ——修正整体稳定系数。

H.0.3 焊缝强度校核：

1 悬臂架端部生根，如图 H.0.3-1，计算公式见式 (H.0.3-1) ~ 式 (H.0.3-8)：

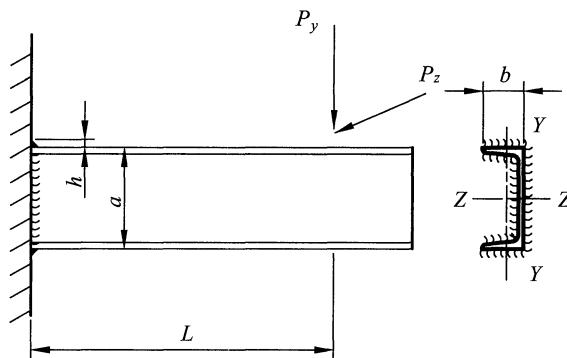


图 H.0.3-1 悬臂架端部生根形式

$$\tau = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2 + \tau_z^2} \leq [\tau] \dots\dots\dots (H.0.3-1)$$

$$\tau_x = \frac{L \left(\frac{P_y}{Z_z} + \frac{P_y}{Z_y} \right)}{0.7} \dots\dots\dots (\text{H.0.3-2})$$

$$\tau_y = \frac{P_y}{0.7F} \dots\dots\dots (\text{H.0.3-3})$$

$$\tau_z = \frac{P_z}{0.7F} \dots\dots\dots (\text{H.0.3-4})$$

$$F = 2h(2b + a - 3h) \dots\dots\dots (\text{H.0.3-5})$$

$$Z_y = \frac{2h}{2(b - Z_0)} \left[3Z_0^2(2b + a - 3h) - 3Z_0(2b^2 + ah - 5h^2) + 2b^3 \right] \dots\dots\dots (\text{H.0.3-6})$$

$$Z_0 = \frac{22b^2 + ah - 5h^2}{2(a + 2b - 3h)} \dots\dots\dots (\text{H.0.3-7})$$

$$Z_z = \frac{h}{3a} [a^2(a + 6b - 9h) - 24abh] \dots\dots\dots (\text{H.0.3-8})$$

2 悬臂架侧向生根, 如图 H.0.3-2, 计算公式见式 (H.0.3-9) ~ 式 (H.0.3-15):

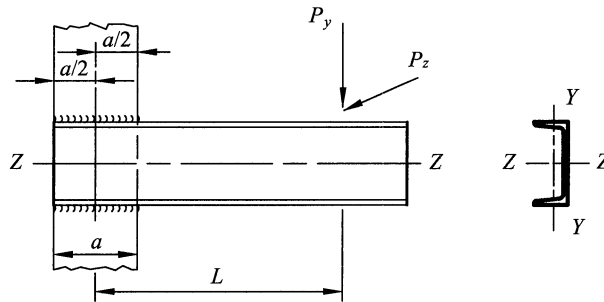


图 H.0.3-2 悬臂架侧向生根形式

$$\tau = \sqrt{(\tau_x^2 + \tau_y^2 + \tau_z^2)} \leq [\tau] \dots\dots\dots (\text{H.0.3-9})$$

$$\tau_x = \frac{P_y LH}{1.4I_p} \dots\dots\dots (\text{H.0.3-10})$$

$$\tau_y = P_y(L / 2I_p + 1 / F) / 0.7 \dots\dots\dots (\text{H.0.3-11})$$

$$\tau_z = P_z \left(\frac{L}{Z_y} + \frac{1}{F} \right) / 0.7 \dots\dots\dots (\text{H.0.3-12})$$

$$F = 2h(a - 10) \dots\dots\dots (\text{H.0.3-13})$$

$$Z_y = \frac{ha^2}{3} \dots\dots\dots (\text{H.0.3-14})$$

$$I_p = \frac{ha(a^2 + 3H^2)}{63} \dots\dots\dots (\text{H.0.3-15})$$

式中：

- τ —— 剪切应力，MPa；
- τ_x —— X 轴方向受力产生的剪切应力，MPa；
- τ_y —— Y 轴方向受力产生的剪切应力，MPa；
- τ_z —— Z 轴方向受力产生的剪切应力，MPa；
- h —— 焊缝高度，mm；
- F —— 焊缝计算面积， mm^2 ；
- Z_y —— Y 轴焊缝断面系数， mm^3 ；
- Z_z —— Z 轴焊缝断面系数， mm^3 ；
- Z_0 —— 与焊缝断面系数计算相关的系数，mm；
- I_p —— 焊缝断面惯性矩， mm^4 ；
- H —— 槽钢高度，mm。

附录 I 三角架的计算

I.0.1 三角架（图 I.0.1）端部（管道位于横梁与斜撑的交点）受力的计算实例见图 I.0.1:

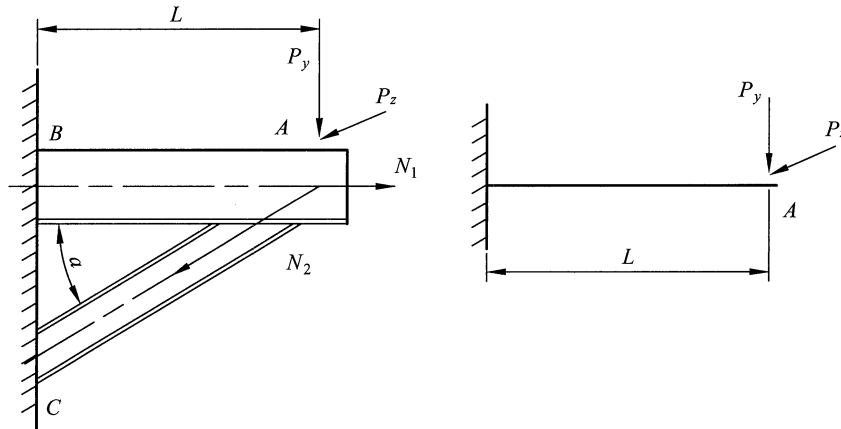


图 I.0.1 三角架

1 横梁计算按式 (H.0.3-1)、式 (H.0.3-2) 及式 (I.0.1-1)、式 (I.0.1-2) 计算:

$$N_1 = \frac{P_y}{\operatorname{tg} \alpha} \quad \dots\dots\dots (I.0.1-1)$$

$$\sigma_1 = \left(\frac{N_1}{A_b} + \frac{M_z}{W_z} \right) \leq [\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (I.0.1-2)$$

选取型钢的规格, 应满足式 (I.0.1-3)、式 (I.0.1-4):

$$\lambda = \frac{L_0}{i} \leq 120 \quad \dots\dots\dots (I.0.1-3)$$

$$L_0 = \frac{L_0}{\cos \alpha} \quad \dots\dots\dots (I.0.1-4)$$

2 斜撑的强度校核按式 (I.0.1-5)、式 (I.0.1-6):

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{\varphi A_t} \leq [\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (I.0.1-5)$$

$$N_2 = \frac{P_y}{\sin \alpha} \quad \dots\dots\dots (I.0.1-6)$$

式中:

A_t ——斜撑的截面积, mm^2 ;

P_y ——作用于支架梁的垂直荷载, N;

- P_z ——作用于支架梁的水平荷载，N；
 N_1 ——横梁承受的轴向力，N；
 N_2 ——斜撑承受的轴向压力，N；
 $[\sigma]^t$ ——支架梁在设计温度下的许用应力，MPa；
 σ_1 ——横梁截面的应力，MPa；
 σ_2 ——斜撑截面的应力，MPa；
 α ——横梁与斜撑的夹角，(°)；
 φ ——斜撑轴心受压时的稳定系数，查表 I.0.1。

表 I.0.1 压杆稳定系数 φ

长细比 λ	稳定系数 φ	长细比 λ	稳定系数 φ
—	1.00	110	0.536
10	0.995	120	0.466
20	0.991	130	0.400
30	0.958	140	0.349
40	0.927	150	0.306
50	0.888	160	0.272
60	0.842	170	0.243
70	0.789	180	0.218
80	0.731	190	0.197
90	0.669	200	0.180
100	0.604	—	—

注：中间值按插入法计算。

I.0.2 三角架中间受力的计算实例见图 I.0.2：

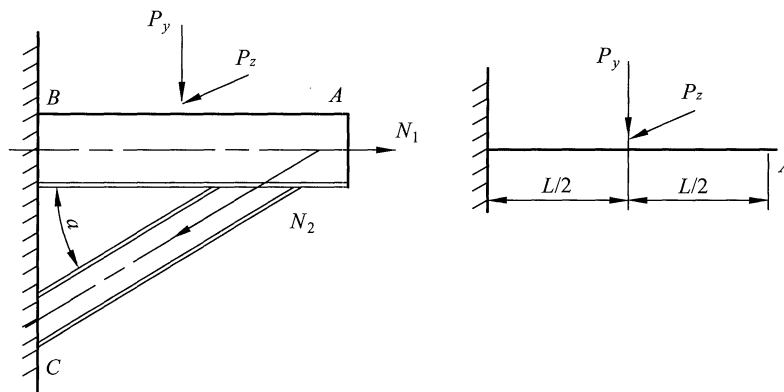


图 I.0.2 中间受力三角架

1 横梁截面应力按式 (H.0.3-1)、式 (H.0.3-2) 及式 (I.0.2-1) ~ 式 (I.0.2-4) 进行计算:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_b} + \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z} \leq [\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (I.0.2-1)$$

$$N_1 = \frac{5P_y}{16\text{tg}\alpha} \quad \dots\dots\dots (I.0.2-2)$$

$$M_y = \frac{P_z L}{2} \quad \dots\dots\dots (I.0.2-3)$$

$$M_z = \frac{3P_y L}{16} \quad \dots\dots\dots (I.0.2-4)$$

2 斜撑截面应力应按式 (I.0.2-5)、式 (I.0.2-6) 进行计算:

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{\varphi A_t} \leq [\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (I.0.2-5)$$

$$N_2 = \frac{5P_z}{\sin\alpha} \quad \dots\dots\dots (I.0.2-6)$$

式中:

- A_t ——斜撑的截面积, mm^2 ;
- P_y ——作用于支架梁的垂直荷载, N;
- P_z ——作用于支架梁的水平荷载, N;
- N_1 ——横梁承受的轴向力, N;
- N_2 ——斜撑承受的轴向压力, N;
- $[\sigma]^t$ ——支架梁在设计温度下的许用应力, MPa;
- σ_1 ——横梁截面的应力, MPa;
- σ_2 ——斜撑截面的应力, MPa;
- φ ——斜撑轴心受压时的稳定系数, 查表 I.0.1;
- M_y ——Y 轴弯矩, N·mm;
- M_z ——Z 轴弯矩, N·mm;
- α ——横梁与斜撑的夹角, ($^\circ$)。

附录 J T 型钢柱架的计算

J.0.1 T 型钢柱架计算实例见图 J.0.1:

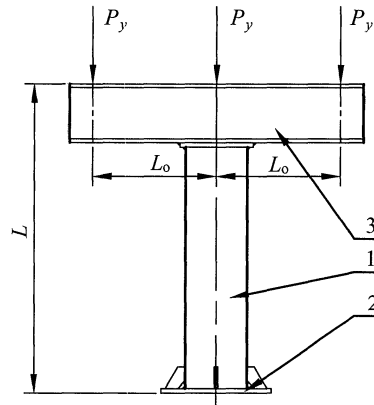


图 J.0.1 T 型钢柱架

- 1 件 3 强度按悬臂梁计算，以 L_0 代 L 。
- 2 件 1 强度按式 (J.0.1) 进行计算：

$$\sigma = \frac{\sum P_y}{\varphi A_1} + \frac{\sum M}{W} \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots (J.0.1)$$

式中：

- σ ——计算应力，MPa；
- $[\sigma]$ ——许用应力，MPa；
- P_y ——作用于支架梁的垂直荷载，N；
- M ——对立柱作用的所有力矩，N·mm；
- W ——立柱抗弯模量， mm^3 ；
- φ ——斜撑轴心受压时的稳定系数，查表 I.0.1；
- A_1 ——立柱截面积， mm^2 。

附录 K 梁上生根多管支架的计算

K.0.1 梁上生根多管支架的计算实例见图 K.0.1:

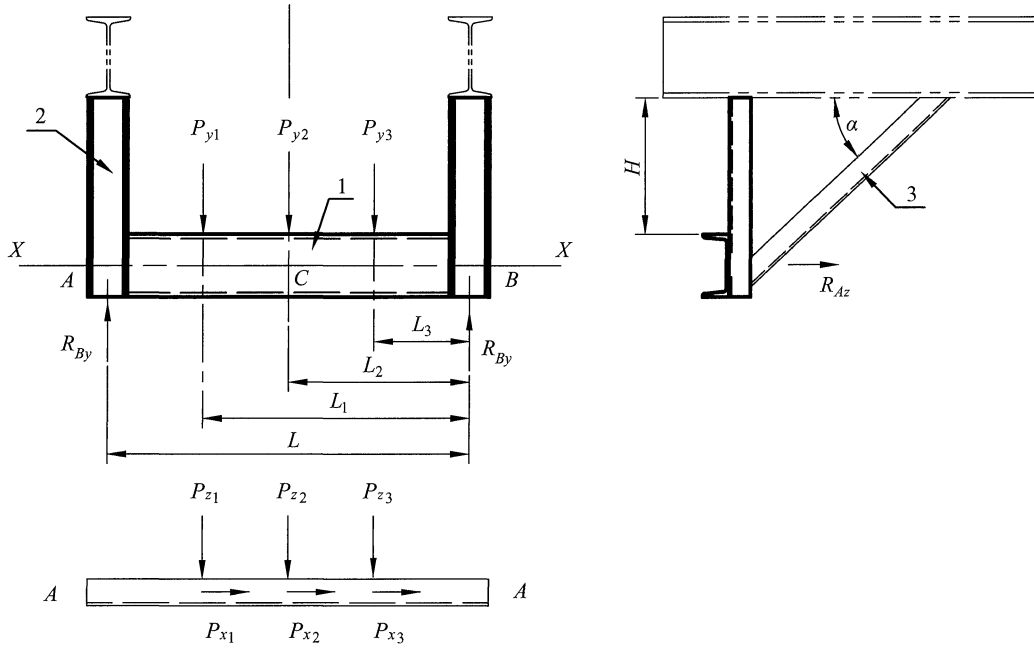


图 K.0.1 梁上生根的多管支架

1 件 1 强度按下列公式进行计算:

$$R_{Ay} = \frac{P_{y1}L_1 + P_{y2}L_2 + P_{y3}L_3}{L} \quad \dots\dots\dots (K.0.1-1)$$

$$R_{By} = (P_{y1} + P_{y2} + P_{y3}) - R_{Ay} \quad \dots\dots\dots (K.0.1-2)$$

$$M_{Cz} = R_{By}L_2 - P_{y3}(L_2 + L_3) \quad \dots\dots\dots (K.0.1-3)$$

$$R_{Az} = \frac{P_{z1}L_1 + P_{z2}L_2 + P_{z3}L_3}{L} \quad \dots\dots\dots (K.0.1-4)$$

$$R_{Bz} = (P_{z1} + P_{z2} + P_{z3}) - R_{Az} \quad \dots\dots\dots (K.0.1-5)$$

$$M_{Cy} = R_{Bz}L_2 - P_{z3}(L_2 - L_3) \quad \dots\dots\dots (K.0.1-6)$$

$$\sigma = \frac{M_{Cz}}{W_{1z}} + \frac{M_{Cy}}{W_{1y}} \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots (\text{K.0.1-7})$$

2 件 2 强度按下列公式进行计算:

A、B 两点反力取较大一侧为准计算。设 A 点较大, 即取 R_{Ay} 、 R_{Az} :

$$R_{Ax} = \frac{P_{x1} + P_{x2} + P_{x3}}{2} \quad \dots\dots\dots (\text{K.0.1-8})$$

$$\xi = \frac{I_{2z}}{I_{2z} + I_{3z} \sin^3 \alpha} \quad \dots\dots\dots (\text{K.0.1-9})$$

$$R_{Az} = R_{Ay} \xi \quad \dots\dots\dots (\text{K.0.1-10})$$

$$\sigma = \frac{1}{A_{2b}} (R_{Ax} \operatorname{tg} \alpha + R_{Az}) + \frac{R_{Ax} H \xi}{W_{2x}} \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots (\text{K.0.1-11})$$

3 件 3 强度按式 (K.0.1-12) 进行计算:

$$\sigma = \frac{R_{Az}}{\varphi A_L \cos \alpha} + \frac{R_{Ax} H (1 - \xi)}{W_{3x} \sin \alpha} \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots (\text{K.0.1-12})$$

式中:

R_{Ay} ——A 点处 Y 向反力, N;

R_{By} ——B 点处 Y 向反力, N;

R_{Az} ——A 点处 Z 向反力, N;

R_{Bz} ——B 点处 Z 向反力, N;

M_{Cz} ——C 点处 Z 轴方向弯矩, N·mm;

M_{Cy} ——C 点处 Y 轴方向弯矩, N·mm;

W_{1z} ——件 1 在 Z 轴方向抗弯模量, mm^3 ;

W_{1y} ——件 1 在 Y 轴方向抗弯模量, mm^3 ;

W_{2x} ——件 2 在 X 轴方向抗弯模量, mm^3 ;

W_{3x} ——件 3 在 X 轴方向抗弯模量, mm^3 ;

σ ——计算应力, MPa;

$[\sigma]$ ——许用应力, MPa;

ξ ——与荷载分配有关的计算系数;

A_{2b} ——件 2 横截面积, mm^2 ;

φ ——型钢轴心受压时的稳定系数, 查表 I.0.1;

A_L ——斜撑 (件 3) 横截面积, mm^2 。

附录 L 门型框架的计算

L.0.1 门型框架计算实例见图 L.0.1:

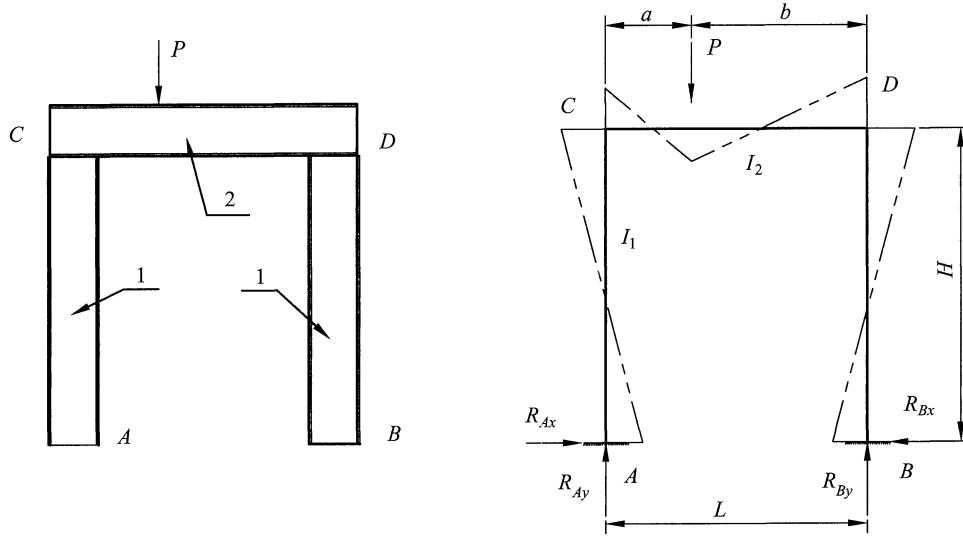


图 L.0.1 门型框架

1 一般公式:

$$R_{Ay} = \frac{Pb}{L} \quad \dots\dots\dots (L.0.1-1)$$

$$R_{By} = \frac{Pa}{L} \quad \dots\dots\dots (L.0.1-2)$$

$$K = \frac{H}{L} \cdot \frac{I_2}{I_1} \quad \dots\dots\dots (L.0.1-3)$$

$$Q_1 = 2 + K \quad \dots\dots\dots (L.0.1-4)$$

$$Q_2 = 1 + 6K \quad \dots\dots\dots (L.0.1-5)$$

$$\beta = \frac{b}{H} \text{ 或 } \beta = \frac{b}{L} \quad \text{取其中较大值} \quad \dots\dots\dots (L.0.1-6)$$

$$M_A = \frac{Pab}{L} \left[\frac{1}{2Q_1} - \frac{2\beta-1}{2Q_2} \right] \quad \dots\dots\dots (L.0.1-7)$$

$$M_B = \frac{Pab}{L} \left[\frac{1}{2Q_1} + \frac{2\beta-1}{2Q_2} \right] \quad \dots\dots\dots (L.0.1-8)$$

$$M_C = -\frac{Pab}{L} \left[\frac{1}{Q_1} + \frac{2\beta-1}{2Q_2} \right] \dots\dots\dots (L.0.1-9)$$

$$M_D = -\frac{Pab}{L} \left[\frac{1}{Q_1} - \frac{2\beta-1}{2Q_2} \right] \dots\dots\dots (L.0.1-10)$$

2 件 1 强度按下式进行计算:

$$\sigma = \frac{M_1}{W_1} \leq [\sigma] \dots\dots\dots (L.0.1-11)$$

M_1 值取 M_A 与 M_B 中较大者。

3 件 2 强度计算按下式:

$$\sigma = \frac{P_y}{\varphi A_{2b}} + \frac{M_2}{W_2} \leq [\sigma] \dots\dots\dots (L.0.1-12)$$

M_2 取 M_C 与 M_D 中较大者, 同时 P_y 取同侧支点反力。

式中:

R_{Ay} —— A 点处 Y 向反力, N;

R_{By} —— B 点处 Y 向反力, N;

K ——与计算相关的系数;

Q_1 ——与计算相关的系数;

Q_2 ——与计算相关的系数;

β ——与计算相关的系数;

M_A —— A 点计算力矩, N·mm;

M_B —— B 点计算力矩, N·mm;

M_C —— C 点计算力矩, N·mm;

M_D —— D 点计算力矩, N·mm;

M_1 ——件 1 计算抗弯力矩, N·mm;

M_2 ——件 2 计算抗弯力矩, N·mm;

W_1 ——件 1 抗弯模量, mm^3 ;

W_2 ——件 2 抗弯模量, mm^3 ;

A_{2b} ——件 2 横截面积, mm^2 ;

φ ——型钢轴心受压时的稳定系数, 查表 I.0.1;

σ ——计算应力, MPa;

$[\sigma]$ ——许用应力, MPa。

附录 M 支腿的计算

M. 0.1 支腿类承重管架主要有三类：

- 1 垂直管道管的水平支腿（见图 M.0.2）；
- 2 平管与弯管的垂直支腿（见图 M.0.3）；
- 3 垂直管道管 L 型支腿（见图 M.0.4）。

M. 0.2 垂直管道管的水平支腿计算实例见图（M.0.2）：

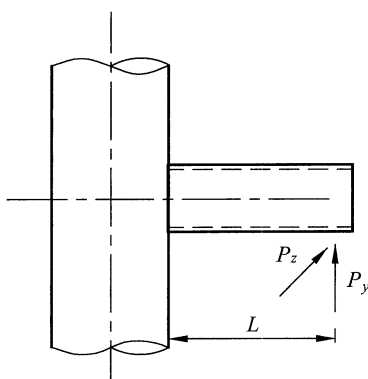


图 M.0.2 垂直管道管的水平支腿

弯矩产生的正应力：

$$\sigma_{\text{bm}} = \frac{L\sqrt{P_y^2 + P_z^2}}{W} \leq [\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (\text{M.0.2})$$

式中：

W ——托架抗弯断面系数， mm^3 ；

L ——管道与支点的距离， mm ；

P_x ——垂直作用于支架轴线的水平荷载， N ；

P_y ——平行于管子轴向施加于托架的总荷载（即管道的垂直荷载）， N ；

P_z ——作用于支架与水平管道轴向相垂直的水平荷载， N ；

$[\sigma]^t$ ——管道在设计温度下的许用应力， MPa ；

σ_{bm} ——由弯矩产生的正应力， MPa 。

M. 0.3 平管与弯管的垂直支腿计算实例见图 M.0.3:

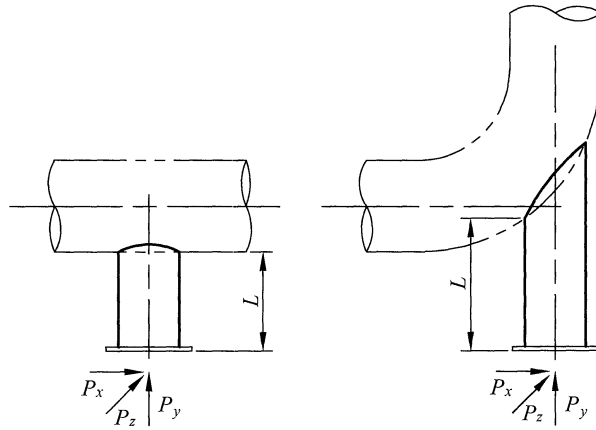


图 M.0.3 平管与弯管的垂直支腿

支腿应力:

$$\sigma = \sigma_{\text{bm}} + \frac{P_y}{\varphi A_t} \leq [\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (\text{M.0.3-1})$$

$$\sigma_{\text{bm}} = \frac{L\sqrt{P_x^2 + P_y^2}}{W} \quad \dots\dots\dots (\text{M.0.3-2})$$

式中:

L ——管式托架的高度, mm;

W ——托架抗弯断面系数, mm^3 ;

A_t ——托架截面面积, mm^2 ;

P_x ——垂直作用于支架轴向上的水平荷载, N;

P_y ——平行于管子轴向施加于托架的总荷载 (即管道的垂直荷载), N;

P_z ——作用于支架与水平管道轴向相垂直的水平荷载, N;

$[\sigma]^t$ ——管道在设计温度下的许用应力, MPa;

σ_{bm} ——由弯矩产生的正应力, MPa;

φ ——型钢轴心受压时的稳定系数, 查表 I.0.1。

M.0.4 垂直管道管 L 型支腿计算实例见图 M.0.4:

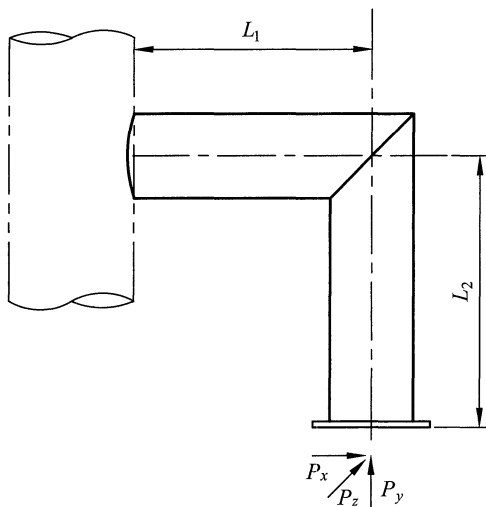


图 M.0.4 垂直管道管 L 型支腿

组合应力:

$$\sigma_b = \frac{\sqrt{(P_x L_1 + P_y L_2)^2 + (P_z L_2)^2 + (P_z L_1)^2}}{W} \leq [\sigma]^t \dots\dots\dots (M.0.4)$$

式中:

- W ——托架抗弯断面系数, mm^3 ;
- P_y ——作用于支架点的总荷载 (即管道的垂直荷载), N;
- L_1 、 L_2 ——L 型管架梁的尺寸, mm;
- P_x 、 P_z ——作用于支架点的水平荷载, N;
- $[\sigma]^t$ ——管道在设计温度下的许用应力, MPa;
- σ_b ——L 型管架的组合应力, MPa。

附录 N 水平管道焊接管托的计算

N.0.1 水平管道焊接管托计算实例见图 N.0.1:

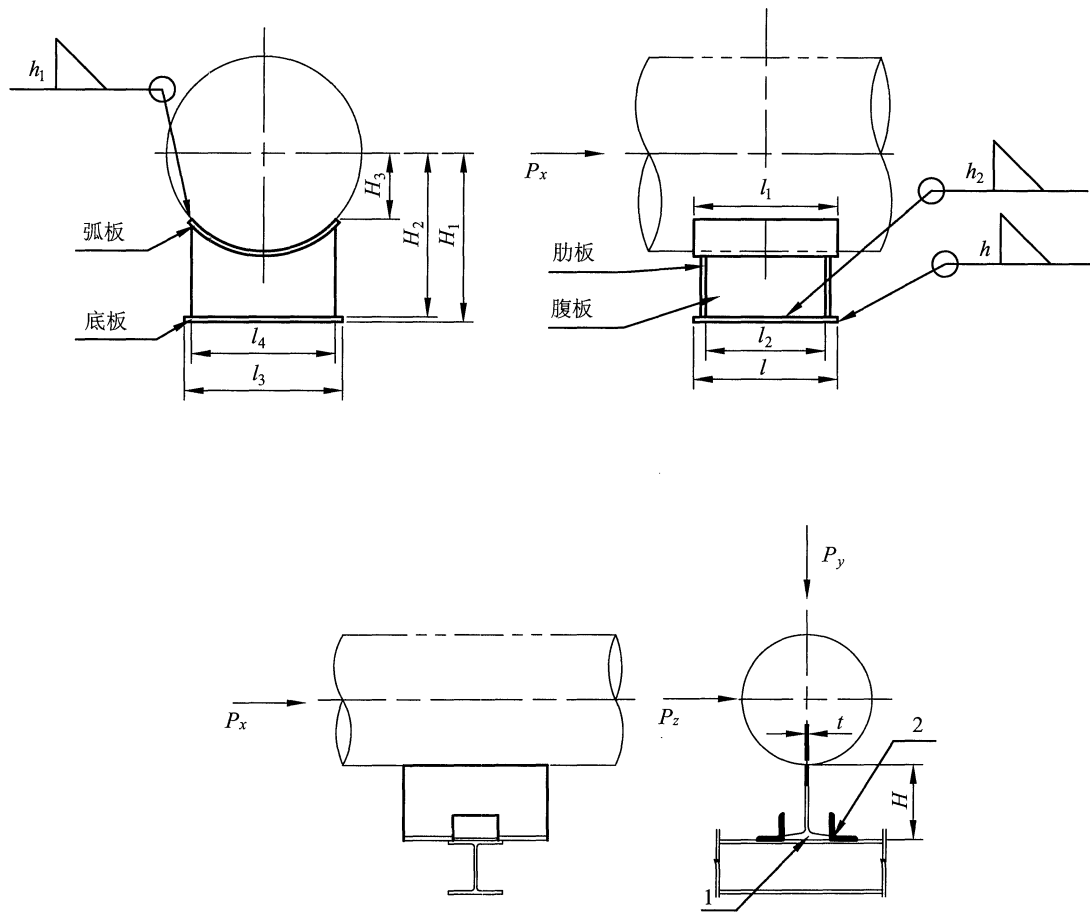


图 N.0.1 水平管道焊接管托

1 底板焊缝强度:

$$\tau^h = \frac{1.43P_x}{lh} \sqrt{\frac{9H_1^2}{l^2} + 0.25} \leq [\tau]^h \quad \dots\dots\dots (N.0.1-1)$$

2 加强板焊缝强度:

$$\tau^h = \frac{1.43P_x}{lh} \sqrt{\frac{9H_1^2}{l_1^2} + 0.25} \leq [\tau]^h \quad \dots\dots\dots (N.0.1-2)$$

3 肋板与底板间焊缝强度:

$$\tau^h = \frac{1.43P_x}{l_2 h_2} \sqrt{\frac{9H_1^2}{(l_2 + 6l_4)^2} + 0.25} \leq [\tau]^h \quad \dots\dots\dots (\text{N.0.1-3})$$

式中:

τ^h ——焊缝计算应力, MPa;

$[\tau]^h$ ——焊缝许用应力, MPa;

P_x ——作用于支架点轴向荷载, N;

h ——焊缝高度, mm;

h_1 ——焊缝高度, mm;

h_2 ——焊缝高度, mm。

本规定用词说明

- 1 为便于在执行本规定条文时区别对待，对于要求严格程度不同的用词说明如下：
 - 1) 表示很严格，非这样做不可的用词：
正面词采用“必须”，反面词采用“严禁”。
 - 2) 表示严格，在正常情况下均这样做的用词：
正面词采用“应”，反面词采用“不应”或“不得”。
 - 3) 表示允许稍有选择，在条件许可时首先应这样做的用词：
正面词采用“宜”，反面词采用“不宜”。
 - 4) 表示有选择，在一定条件下可以这样做的用词，采用“可”。
- 2 规定中指定应按其他有关标准、规定执行时的写法为：“应符合……的规定”或“应按……执行”。

引用标准名录

- [1] 《中国地震动参数区划图》GB 18306
- [2] 《混凝土结构设计规范（2015年版）》GB 50010
- [3] 《金属波纹管膨胀节通用技术条件》GB/T 12777
- [4] 《变力弹簧支吊架》HG/T 20644
- [5] 《管架标准图》HG/T 21629
- [6] 《恒力弹簧支吊架》NB/T 47038
- [7] 《可变弹簧支吊架》NB/T 47039
- [8] 《旋转补偿器》JB/T 12936

中华人民共和国化工行业标准

化工装置管道机械设计规定
设计技术规定

HG/T 20645.5—2022

条文说明

目 次

修订说明	(250)
1 总则	(251)
2 管系柔性分析和应力计算规定	(252)
2.1 分析计算方法	(252)
2.2 分析计算要求	(252)
3 管道系统动力问题的等效静力分析规定	(253)
3.1 管道系统动态荷载的分类	(253)
3.2 分析方法	(253)
4 非金属管道柔性分析和应力计算规定	(254)
4.1 壁厚计算方法	(254)
4.2 柔性分析方法	(254)
5 管架设计技术规定	(255)
5.3 管架设置	(255)
5.4 管架选用	(255)
5.7 管道基本跨距	(255)
6 管架生根规定	(256)
6.1 管架生根位置及常用结构型式	(256)
6.2 管架生根件的技术规定	(256)
8 粘滞阻尼器的选用规定	(257)
8.1 技术要求	(257)
8.2 管道粘滞阻尼器选型方法	(257)
9 金属波纹管膨胀节的选用规定	(258)
9.1 技术要求	(258)
9.2 管段划分与管架设置规定	(258)
9.5 膨胀节的选用要求	(258)
10 旋转补偿器的选用规定	(259)
10.2 旋转补偿器的集中布置方式	(259)
10.6 旋转补偿器在管道设计中的参数设计	(259)
11 计算	(260)
11.5 蒸汽夹套管端板强度计算	(260)

11.7 汽轮机管口校核计算	(260)
11.8 离心式压缩机管口荷载的校核计算	(260)
11.9 离心式泵管口荷载的校核计算	(260)
11.10 管系简化计算	(260)
11.11 管架计算规定	(260)

修 订 说 明

《化工装置管道机械设计规定》HG/T 20645—2022，经工业和信息化部 2022 年 4 月 8 日以第 10 号公告批准发布。

本规定是在《化工装置管道机械设计技术规定》HG/T 20645.5—1998 的基础上修订而成，上一版的主编单位是中国成达工程有限公司，主要起草人是蔡强华、何祖鈞、夏德楷、贺安良。

本次修订过程中，由全国化工工艺配管设计技术站组织我国管道、管道机械行业专家，多次召开相关研讨会，审查，并根据当前我国国民经济建设的政策方针，吸取近年化工系统在管道机械工程设计方面的实践经验，以及试行十多年来各单位的反馈意见进行修订。

本规定的历次版本发布情况为：

——HG/T 20645—1998。

1 总 则

1.0.1 管道机械在工程设计中的工作内容主要包括管道柔性分析和管道应力计算、管件强度分析和管架设计。不针对某企业或某公司的内部分工。本规定未列出的专业技术规定在工程设计中应根据其他相应的规定完成。

2 管系柔性分析和应力计算规定

2.1 分析计算方法

- 2.1.1 超静定结构计算的力法是以多余未知力为基本未知数，位移法是以独立结构位移为基本未知数。
- 2.1.2 管系材料弹性指服从胡克定律；管系材料连续性指可视为连续整体，可用连续函数描述；管系材料均匀性指具有相同的弹性性质，与位置无关；管系材料同向性指各方向具有相同的物理性质。
- 2.1.3 若管道设计采用三维模型设计，管道设计三维模型也是管系柔性分析和应力计算的重要条件之一。
- 2.1.4 管系的特殊节点包括固定点、连接设备的端点等。

2.2 分析计算要求

- 2.2.1 根据现行相关规定修订了相关计算参数的取值。
 - 第1款2)项：气温包括平均温度、最高温度、最低温度。
 - 第4款5)项：短时超温工况可能包括开车、停车、除焦、再生等工况。
 - 第5款5)项：灰铸铁许用应力如能查取即取查取值。
 - 第5款6)项：可锻铸铁/球墨铸铁许用应力如能查取即取查取值。
- 2.2.2 自重+内压工况即为一次应力，其特性为非自限性。当管道内的塑性区扩展达到极限状态，即使外力荷载不在增加，管道仍将产生变形，直至破坏。

热胀工况即为二次应力，其特性为有自限性。二次应力引起主要是疲劳破坏，但是当位移荷载极大，局部屈服或小量变形不足以使位移约束条件或自身变形连续要求得到满足时，管道也可能在一次加载过程中就发生破坏。
- 2.2.3 第6款3)项：某些假定条件包括未考虑约束点摩擦力、固定支架和固定端点为安全刚性/刚度非常大等。

3 管道系统动力问题的等效静力分析规定

3.1 管道系统动态荷载的分类

3.1.3 脉冲荷载是荷载先从零跃升至某一值，保持相对的稳定一段时间后再忽然降为零。脉冲荷载跃升时间短，这类荷载的特性曲线接近矩形。

3.2 分析方法

3.2.1 第2款：如按 GB 50009 进行计算时，输入参数包括基本风压、地面粗糙度类别、管道表面光滑情况，管系的第一阶固有频率，风载总高度。也可按国际规范 ASCE 7 进行计算。

3.2.1 第3款：因为排气管一般较短，可忽略摩擦力的作用，在这种情况下，考虑阀腔和排气管内流体是等熵的。

4 非金属管道柔性分析和应力计算规定

4.1 壁厚计算方法

4.1.1 加工裕量 c 指括螺纹或切槽深度。公称螺纹深度指 ASME B21.20.1 中的 h 或相当的尺寸。

4.1.2 工况（设计）系数 F ：当使用循环 HDBS（静压设计基本应力）时， F 不应超过 1.0；当使用静态 HDBS 时， F 不应超过 0.5。HDBS 应按 ASTM D2992 中的方法求得，并在 23℃ 时有效。HDS 应按 ASTM D2992 所述的方法，将 HDBS 乘以一个按使用要求选择的工况（设计）系数。

4.2 柔性分析方法

4.2.1 第 2 款：对于非金属材料，位移应变与产生的应力在很宽的范围成比例通常情况下是不适用的。脆性管道中，应变一开始就会产生相当大的弹性应力，管道破坏的原因通常是过度的应变而不是塑性变形。热塑性塑料或热固性树脂管道中，即使总位移应变值相当低，一般也会产生过量的应变（塑性）型的应力。

5 管架设计技术规定

5.3 管架设置

5.3.2 第4款：防振管架的设置是为约束振动管系，提高其固有频率，避免发生共振，但约束管系后又限制了该管系的热胀冷缩的自由。

5.3.2 第5款：补偿器包括波纹补偿器、旋转补偿器、套筒式补偿器、软管等。

5.3.3 第1款：大直径管和薄壁管宜选用鞍座是为防止管道与支承件接触管道表面的磨损，又有利于管壁上应力分布趋向均匀化。同一管系上过多连续使用单一的圆钢吊杆吊架，容易引起摆动或振动。

5.3.3 第6款4)条：在固定管夹和管道之间可以衬以软木或橡胶垫等。

5.3.4 第4款：如果平面图图面较密，可简单标注（如：J5-1200-200-450-CS标注为J5）。但在填写管架数据表时，应各项填写完整。

5.3.4 第5款：当分包商看到带（X）的管架号时，不需要统计管架材料。

5.4 管架选用

5.4.1 第2款：《管架标准图》HG/T 21629中例入了A、B、C、D、E、F、G、H、J、K、L、M、N、P、Q、R、S、T、U、V、W、X、Y共23大类管架，供设计人员选用。

5.4.1 第3款：弹簧型号可从弹簧支吊架标准HG/T 20644、NB/T 47038和NB/T 47039中查得。

5.7 管道基本跨距

5.7.4 本次修订将装置内碳钢、厚壁不锈钢最大跨距表、装置内不锈钢 Schedule 10S 最大跨距表、非金属管道跨距表分别列出。

6 管架生根规定

6.1 管架生根位置及常用结构型式

6.1.1 第3款：一般情况应尽量在保温层以外使用螺栓连接，此时可使用普通材料的螺栓进行连接。

6.1.4 第3款：铺砌面会受气候的影响、容易产生热胀冷缩而开裂变形，特别是受土壤冰冻层的影响而变形等情况。

6.2 管架生根件的技术规定

6.2.1 第2款：因为设备的制造和检验要求较高，在制造、检验完毕后，一般不允许再在其壳壁上动火焊接件。

6.2.3 由于墙上承载能力较小，所以墙上生根管架一般用于其他结构不好利用之处。

8 粘滞阻尼器的选用规定

8.1 技术要求

8.1.1 管道粘滞阻尼器的阻尼液很粘稠，可缓慢流动，和柱塞、外壳紧密接触，没有间隙。当柱塞端与振动部件、外壳与静止部件连接时，振动使柱塞剪切和挤压阻尼液，产生阻尼力，阻尼力大致与振动速度成正比。只要柱塞有振动，阻尼液就会毫无延迟地产生阻尼力。

8.1.2 在管道正常运行期间，管道内流体会产生紊流，两相流，以及压力突变、压力脉冲与水锤现象，管道与设备直接或间接连接时也会传递设备振动，室外安装时由于风振会产生漩涡现象，上述激振力都会使管道产生振动，由于管道系统本身的阻尼很小，当激振力的频率与管道系统的频率接近时，由于共振效应，管道的振动位移将非常大，在长期运行时，即使振动位移相对比较小，也可能使材料产生疲劳，使管道遭到破坏。

8.2 管道粘滞阻尼器选型方法

8.2.2 第1款：“1g原则”即认为阻尼器承受的冲击荷载等于管道管件的质量在1g加速度情况下产生的惯性力。

8.2.2 第2款：几个较小型号的阻尼器安装在管道系统的不同位置的阻尼器效果有时会更好，因为它们可以对多个振动模态进行阻尼减振。

9 金属波纹管膨胀节的选用规定

9.1 技术要求

9.1.8 详尽的使用说明是为避免由于对补偿器结构的误解，造成安装方位错误，无法完成位移补偿任务；或由于不当支撑导致压力试验过程固定支架（或临时固定支架）倾覆事故。

9.2 管段划分与管架设置规定

9.2.2 第1款：由于波纹管及膨胀节构件传递扭矩和吸收扭转的能力较差，在设置固定管架和布置膨胀节时，应尽量避免独立管段组成的平面超过两个，以免扭转荷载作用于膨胀节上；当扭转确实不可避免时，应给出具体的扭矩值，以便膨胀节设计时对承力构件进行加强。

9.5 膨胀节的选用要求

9.5.1 第1款：当两个固定支架之间设置两个轴向型膨胀节时，由于波纹管刚度、管道导向支架摩擦力的差异，会导致各膨胀节吸收的位移量不同。波纹管压缩后刚度值会降低，使得吸收位移大的波纹管，变形越来越大，影响其承压能力和疲劳寿命。另外，在两个膨胀节之间的管道，由于与波纹管端口相连，形不成固支的边界条件，稳定性变差，导向支架的侧向力可能远超设计值，给系统的运行带来隐患。

9.5.1 第2款：选用图 9.5.1-2 的布置方式时，“Π”形上部管道沿轴向无约束，会导致膨胀节失稳，波纹管产生过量变形破坏。

9.5.2 选用图 9.5.2 的布置方式时，相当于在多平面管系布置了3个万向接头，系统不稳定，膨胀节可能产生过量变形，波纹管损坏。

10 旋转补偿器的选用规定

10.2 旋转补偿器的集中布置方式

10.2.2 第3款：在管廊布置时，这种布置方式不占管位。

10.6 旋转补偿器在管道设计中的参数设计

10.6.3 第2款：旋转补偿器两侧的管道在同一条直线上，故在旋转补偿器两侧的第一个支架设为导向支架。

10.6.3 第4款： L 值更不可以过小，过小的 L 值将导致旋转补偿器不能正常工作，而且轴向推力特别大，补偿量会非常小，所以正确的办法是在保证了展开长度的前提下，让 L 尽量大些。

11 计 算

11.5 蒸汽夹套管端板强度计算

11.5.2 第2款：复核修改了公式（11.5.2-17）。

11.7 汽轮机管口校核计算

11.7.1 指符合 NEMA SM23 标准的汽轮机。

11.7.1 第3款：大多数厂商的许用力和力矩可以大于本规定计算值，但须要和厂商联系确认。

11.8 离心式压缩机管口荷载的校核计算

11.8.1 指符合 API 617 标准的离心式压缩机。

11.8.1 第3款：大多数厂商的许用力和力矩可以大于本规定计算值，但须要和厂商联系确认。

11.9 离心式泵管口荷载的校核计算

11.9.1 指符合 API 610 标准的离心泵。

11.9.1 第3款：大多数厂商的许用力和力矩可以大于本规定计算值，但须要和厂商联系确认。

11.10 管系简化计算

11.10.1 管系简化计算仅用于判断符合要求的简单管系是否满足柔性要求，不能作为管口受力和管架受力的计算依据。

11.11 管架计算规定

11.11.2 按《管架标准图》HG/T 21629 的规定或推荐范围选择的管架不需进行强度计算校核。