

中华人民共和国国家标准

GB/T 29165.3—2015/ISO 14692-3:2002

石油天然气工业 玻璃纤维增强塑料管 第3部分：系统设计

Petroleum and natural gas industries—Glass-reinforced plastics (GRP)
piping—Part 3: System design

(ISO 14692-3:2002, IDT)

2015-05-15 发布

2015-09-01 实施



中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国国家标准化管理委员会

发布

目 次

前言	III
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	1
4 符号及缩略语	1
5 系统布置要求	1
5.1 概述	1
5.2 空间要求	2
5.3 系统支承	2
5.4 用于清理的隔离装置及通道	3
5.5 薄弱点	3
5.6 接头的选择	5
5.7 火灾及爆炸	6
5.8 静电放电控制	7
5.9 电化学腐蚀	7
6 水力学设计	7
6.1 概述	7
6.2 流动特性	7
6.3 限制流速的因素	8
6.4 侵蚀	8
6.5 水锤	9
6.6 循环条件	9
7 结构设计	9
7.1 概述	9
7.2 制造商的压力等级	9
7.3 评定压力	9
7.4 因数化评定压力	9
7.5 系统设计压力	11
7.6 载荷要求	11
7.7 允许位移	13
7.8 评定应力	13
7.9 因数化应力	13
7.10 载荷产生的计算应力极限值	14
7.11 失效包络线的确定	15
8 应力分析	20
8.1 分析方法	20

8.2	分析要求	20
8.3	外部压力/真空	21
8.4	热载荷	22
8.5	内压产生的应力	22
8.6	管道支承产生的应力	22
8.7	轴向压缩载荷(屈曲应力)	23
9	防火性能	24
9.1	概述	24
9.2	耐火性	25
9.3	燃烧反应	25
9.4	防火层	26
10	静电	26
10.1	概述	26
10.2	控制静电积累的分类编码	26
10.3	静电防护方案	27
10.4	设计及档案编制要求	28
10.5	内部流体导电性大于 10 000 pS/m 的管道	28
10.6	内部流体导电性小于 10 000 pS/m 的管道	28
10.7	处于弱/中度外部电荷产生机制的管道	29
10.8	处于强外部产生静电机制作用的管道	29
10.9	管道系统内电路的连续性	29
10.10	雷击	30
11	安装方与运行方档案	30
附录 A (资料性附录)	GRP 管道系统布置设计指南	31
附录 B (资料性附录)	连接设计选择的方式和指南	33
附录 C (资料性附录)	材料性能与应力应变分析指南	38
附录 D (规范性附录)	挠度分析指南	40
附录 E (规范性附录)	大口径充液管道的支承应力计算	48
附录 F (资料性附录)	耐火性能评定指南	52
附录 G (资料性附录)	静电	56
附录 H (资料性附录)	检测规划	62
参考文献		65

前 言

GB/T 29165《石油天然气工业 玻璃纤维增强塑料管》分为以下 4 个部分：

- 第 1 部分：词汇、符号、应用及材料；
- 第 2 部分：评定与制造；
- 第 3 部分：系统设计；
- 第 4 部分：装配、安装与运行。

本部分为 GB/T 29165 的第 3 部分。

本部分按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本部分使用翻译法等同采用 ISO 14692-3:2002《石油天然气工业 玻璃纤维增强塑料管 第 3 部分：系统设计》。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别这些专利的责任。

本部分由全国石油天然气标准化技术委员会(SAC/TC 355)归口。

本部分起草单位：中国石油集团石油管工程技术研究院、哈尔滨斯达玻璃钢有限公司、山东胜利新大实业集团有限公司、中国石化西北油田分公司。

本部分主要起草人：戚东涛、赵岩、金立群、羊东明、李厚补、方伟、徐婷、杨志勇、朱加强。

石油天然气工业 玻璃纤维增强塑料管

第3部分:系统设计

1 范围

GB/T 29165 的本部分规定了玻璃纤维增强塑料管道系统的设计指南。

本部分适用于玻璃纤维增强塑料管的布置尺寸、水力设计、结构设计、细节设计、耐火性能、火焰蔓延、烟雾和静电释放控制等。

本部分应与第1部分配合使用。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

GB/T 29165.1—2012 石油天然气工业 玻璃纤维增强塑料管 第1部分:词汇、符号、应用及材料(ISO 14692-1:2002, IDT)

GB/T 29165.2—2012 石油天然气工业 玻璃纤维增强塑料管 第2部分:评定与制造(ISO 14692-2:2002, IDT)

GB/T 29165.4—2015 石油天然气工业 玻璃纤维增强塑料管 第4部分:装配、安装与运行(ISO 14692-4:2002, IDT)

ASTM E1118 增强热固树脂管(RTRP)声发射检测标准作法[Standard practice for acoustic emission examination of reinforced thermosetting resin pipe(RTRP)]

BS 7159:1989 独立工厂或场所用玻璃纤维增强塑料(GRP)管道系统的设计和施工规范[Code of practice for design and construction of glass-reinforced plastics(GRP) piping systems for individual plants or sites]

3 术语和定义

GB/T 29165.1 界定的术语及定义适用于本文件。

4 符号及缩略语

GB/T 29165.1 给出的符号及缩略语适用于本文件。

5 系统布置要求

5.1 概述

玻璃纤维增强塑料(GRP)管的尺寸、管件及材料种类的选择可能会受供应商生产能力的限制,因

此在设计阶段应尽早明确产品应用要求。在选择供应商时,宜将其所能提供的工程支持作为一个关键因素。

设计管道系统时应最大限度地采用预制管串以减少现场工作量。管串尺寸受下列因素影响:

- 现场运输及装卸设备的要求;
- 安装要求;
- 安装时必需的配合公差要求(满足裕量要求)。

设计方应评估制造商提供的特定管道系统的布置要求,包括但不限于:

- a) 轴向热膨胀要求;
- b) 抗紫外线辐射及大气老化要求;
- c) 组件尺寸;
- d) 连接系统要求;
- e) 支承要求;
- f) 维修隔离要求;
- g) 舱体与甲板的连接;
- h) 提升时舱体弯曲的要求;
- i) 便于管道维修;
- j) 安装及使用过程中管道损坏的风险级别;
- k) 防火性能;
- l) 静电控制。

水压试验是评估组件质量及系统完整性的最可靠方法,系统的设计应使局部管道安装结束后可立即进行压力试验,避免大型 GRP 管道系统施工结束时再进行整体压力试验的情况,因为后期发现问题会影响项目的整体工期进度。

附录 A 给出了 GRP 管道系统的布置指南。

5.2 空间要求

设计方应考虑某些 GRP 管道组件比钢制组件需要更大的空间,GB/T 29165.2—2012 中第 7 章给出了管件的推荐尺寸。与同等金属组件相比,GRP 管件通常具有铺设长度长、体积大的特点,因此更易受空间限制。可能的情况下尽量在工厂内预制成管串,以避免管件现场组装空间受限问题。

当空间有限时,应考虑对 GRP 及金属组件进行优化设计。

5.3 系统支承

5.3.1 概述

GRP 管道系统可以采用与金属管道系统相同的支承原理,但是由于管道系统的特性,标准尺寸支承可能与管道外径并不匹配。采用标准支承时可采用鞍座和弹性衬垫。

系统支承应符合下列要求:

- a) 支承间隔应避免管道系统在设计使用寿命期间发生下垂(长期过度偏移)和/或过度振动;
- b) 支承应按照制造商的指南设计;
- c) 当管道固定可靠时,长距离铺设可采用低模量材料以控制轴向膨胀,且无需采用膨胀伸缩节;
- d) 阀门或其他重型附属设备应采用独立支承;

注:由于阀门通常与远离管道中心线的重型控制机构装配在一起,可形成过大弯曲载荷及扭转载荷。

- e) 除非业主同意,GRP 管不能用于支承其他管道;

- f) GRP 管道应充分支承,以确保其连接软管接入公共设施或加载站时不会产生由于材料应力过大导致的拔脱;
 - g) 当支承需要采用保护接地措施时,应按照第 10 章和 5.8 的要求设计。
- 管道支承可分为允许滑动式管道支承和固定式管道支承两类。

5.3.2 管道支承接触面

5.3.2.1 导则

GRP 管道支承应遵循以下原则:

- a) 为了避免损伤受支承的管道,支座应保证足够的宽度,并采用弹性材料或其他软质材料做支承衬垫;鞍座板最小宽度应不低于 $\sqrt{30D}$ (单位为毫米),其中 D 为管道平均直径(单位为毫米);
- b) 夹紧力不可压损管道;安装不当会导致管道局部压损,夹紧力过大会导致管道周向压损;
- c) 支承应安装在直管段,不应安装在管件或连接处;
- d) 防火 GRP 管道的支承条件应进行特殊设计;支承如果安装在防火设计的外部,会导致载荷通过涂层时发生不规则传递,从而导致剪切/挤压损伤,破坏支承完整性。

5.3.2.2 滑动式管道支承

应在滑动式管道支承上设置鞍座板、弹性材料或金属片等耐磨损装置。

5.3.2.3 固定式管道支承

固定式管道支承应能够在不对 GRP 管道材料造成过载的情况下,将所需的轴向载荷传递至管道。建议将锚固夹板设置在两组双 180°的鞍架之间,与管道固定在一起。建议采用制造商的标准鞍座并按标准工序固定。

5.3.3 支承及导向装置的间距

由于材料模量低,GRP 管道跨距通常比钢管小。支承的放置间隔应避免管道系统在设计使用寿命内发生下垂(长期过度偏移)和/或过度振动。

GRP 管道充满水时,假设支承采用简支方式,间距应不大于表 1 规定的跨距,同时符合 0.5%跨度的偏移准则或偏心距为 12.5 mm,以两者中较小值为准。某些情况下,弯曲应力或支座/支架接触应力可能成为限制因素(见 8.6),设计中必须减小支承间距。

也可以采用更大的跨距,设计方应确认应力符合 8.6 规定的允许应力范围。设计方应考虑屈曲效应(8.7)和温度对 GRP 材料轴向模量的影响。

5.4 用于清理的隔离装置及通道

设计方应预先设置用于管道维护的隔离及通道,例如用于清除排水管中的污垢及阻塞物的通道。应在设计阶段注明用于隔离或通道的接头,并将接头设置偏于将法兰提高的位置,不应设置在两个锚固支架之间的短管上。

5.5 薄弱点

5.5.1 点载荷

应尽量避免点载荷,必要时对 GRP 管路进行局部增强。

表 1 跨距

管道公称直径/mm	跨距/m
25	2.0
40	2.4
50	2.6
80	2.9
100	3.1
150	3.5
200	3.7
250	4.0
300	4.2
350	4.8
400	4.8
450	4.8
500	5.5
≥600	6.0

5.5.2 不当操作

设计方应考虑 GRP 管在安装及使用中不当操作的风险,以及长期抗冲击的需求。

不当操作主要包括:

- a) 管道上任何可被人登踏或作为支承的区域;
- b) 坠落物的冲击;
- c) 管道可能被邻近吊运活动(例如吊杆、吊物、缆绳、绳索或链条)损坏的任何区域;
- d) 附近或上部空间焊接活动产生的焊熔金属飞溅。

小型管道支管(例如,仪器及通风管)等容易遭受剪切破坏部位,应采用加固角板设计以减少隐患。必要时应设计防冲击装置以保护管道及防火层。

注: BS 4994 中详细阐述了角板的设计指南。

5.5.3 与邻近设备及管道的动态响应及相互作用

设计方应考虑管件的相对位移,因为该位移可导致 GRP 管道出现应力过大。必要时应该考虑采用柔性管件。

设计方应确保 GRP 管(与碳钢管道系统相比)对不同动态响应产生的振动不会导致支承产生磨损或支管应力过大。设计方应保证 GRP 管的支承足以承受由于瞬时压力波动(例如压力安全阀操作及阀门关闭等)导致的冲击荷载。

5.5.4 外部环境的影响

5.5.4.1 日光和紫外线(UV)辐照

当 GRP 管受到阳光照射时,设计方应考虑是否需要采用防紫外线措施以防止树脂表面降解。如果

GRP 管采用半透明材料,设计方应考虑在管道外部喷漆以防止管道内慢速流动的水中滋生藻类。

5.5.4.2 低温及保温要求

设计方应考虑低温对管道材料性能的影响,例如冻结/解冻的影响。当输送液体时,设计方应重点考虑内部流体的冰点。对于完全注满的管道,内部液体的凝固会发生体积膨胀,从而导致 GRP 管的破裂或失效。对于供水管道,凝固或冻结过程中体积膨胀更易使 GRP 管失效。

管道可通过保温和/或表面电加热处理避免寒冷天气下管道冻结,以保证内部流体流动。设计方应考虑以下因素影响:

- a) 保温材料的质量及增加的截面面积所产生的附加荷载;
- b) 确保表面电加热不会使管道温度高于其额定温度。

应将电伴热线螺旋式缠绕到 GRP 管道上,以便热量均匀地分布到管壁四周。可通过首先将铝箔包缠到管道上的方式改善热量分布。

5.6 接头的选择

5.6.1 概述

可采用多种粘接及机械接头形式,这些专用接头大致分为以下几类:

- 粘接接头;
- 层合接头;
- 弹性承插密封接头(带或不带锁键);
- 法兰接头;
- 螺纹接头;
- 金属/GRP 转换接头;
- 其他机械接头。

附录 B 详细阐述并给出了不同类型接头的应用指南。选择接头形式时,设计方应考虑下列因素:

- a) 临界条件;
- b) 可靠性;
- c) 便于安装;
- d) 便于维修、将来的变更及搭接。

5.6.2 临界条件及可靠性

设计方应考虑服役过程中对接头性能的评估要求。

接头的选择应考虑装配过程中可能出现的环境状况,例如温度及湿度。

接头的选择应考虑主轴向应力及平面内轴向弯曲应力,因为与单独承担内压相比,这些应力在存在接头缺陷时造成损伤。

接头的选择应考虑海上浮动平台安装时船壳的挠曲和船舱在提升操作中的挠曲引起的管道运动。

5.6.3 接头安装便捷性

设计方应合理进行布管设计以使现场接头按正确尺寸装配,无需拉伸即可使接头就位以防材料所受应力过大。

选择现场接头时应考虑到装配工正确安装连接件时所需的通道。现场接头应设置在远离支座及管件并且容易靠近的部位。

设计方应考虑管路回路中最后现场接头的最佳位置,以保证有必要的通路,因为通常这个接头最难

装配。

5.6.4 便于维修和将来的变更及连接

如果在将来可能发生变更的位置采用承插接头,设计方应考虑管道轴向位移的需要,以便无需切断管道就可以打开接头。

5.6.5 金属/GRP管转换接头

与金属罐、容器、设备或管路之间的界面应采用法兰连接。

为使法兰密封可靠,并保证较低的螺栓拉力,应采用钢圈增强弹性垫圈。仅可采用软质弹性体,硬度宜介于邵氏硬度 A55~A75(C24~C43)之间。垫圈材料应符合管道系统的压力、温度及抗化学性要求。不宜采用 PTFE 包覆型垫圈,而且不可在高压(大于 3.2 MPa)、大直径管道(大于 600 mm)中采用该垫圈。

除非按 GB/T 29165.2—2012 中的 6.2.3.2 进行质量评定,否则不得采用其他方式制作的接头,如采用端部包缠法连接金属管道和 GRP 管道。

5.7 火灾及爆炸

5.7.1 概述

应考虑火灾(包括爆炸)对系统布置要求的影响。对具有耐火要求的 GRP 管道系统进行布置设计时需要考虑的事项包括:

- a) 爆炸;
- b) 接头及支承的耐火性;
- c) 与金属固定物之间的界面;
- d) 疏水阀的结构;
- e) 喷射火焰;
- f) 热量释放及火焰蔓延;
- g) 烟气排放物、可见度及毒性。

第 9 章给出了评估耐火性能的方法。

5.7.2 爆炸

如果组件可能处于有爆炸危险的环境中时,应考虑爆炸超压、拉曳力及抛射体冲击的影响(见 7.6.1),包括其对支承间距可能产生的影响。

5.7.3 疏水阀

应考虑在含滞流水的管道中设置疏水阀的可能性,这样可以利用水降低热传导。

5.7.4 喷射火焰

喷射火焰可形成极高的热流及侵蚀环境,从而对各种管道系统造成巨大威胁。尽管可以设计在指定期限内具有耐喷射火焰的性能的 GRP 管道系统,但设计系统布置时应尽量使管道远离喷射火焰直接冲击的区域。

5.7.5 热量释放及火焰蔓延

应考虑火灾类型及火焰表面蔓延至其他区域的风险,特别在管道空载或不再使用的情况下,设计方

应考虑管道方位及可能来自附近反射面的热反射对管道防火性能的影响。

5.7.6 烟气排放物、可见度及毒性

烟气及毒性排放物的性能准则主要适用于封闭区、逃生通道或通风受限区域及危险操作区的 GRP 管道。应考虑烟气及毒性排放物扩散到其他区域的风险,特别在管道空载或不再使用的情况下。

5.7.7 穿越

穿越(舱壁、防水壁、甲板)不应减弱穿越部位性能,其主要要求为防止烟气及火焰通过、保持结构完整性和防止背燃面温度升高。因此,穿越部位应符合对相关危险区域的要求,对考虑使用特种 GRP 管道工程的穿越进行耐火试验和认证。

5.8 静电放电控制

针对特定的服役条件及位置,GRP 管及相关系统可能需要具有导电性、静电耗散性并采用接地处理。

管道所处的位置决定了管道可能产生的外部静电程度和可燃性放电的结果。例如,管道上方的金属通道及甲板所产生的屏蔽效应能减少大气电场而造成的影响。

在危险区,设计方应注意工艺管道与其他可能形成产生强静电的机制的高压气射流源的距离。此外,设计方还应注意其他可能的静电产生源,例如摩擦生电、清理罐体时产生的带电薄雾及烟尘。在这些位置上,设计方应尽量减少使用与管道相连的未接地金属物体,并应在风险分析时考虑附近金属物体的距离(见 10.1)。

第 10 章及附录 G 给出了评估静电放电控制要求的指南。

5.9 电化学腐蚀

如果 GRP 组件中仅含有少量具有导电性的碳纤维,则不必考虑金属管道组件与 GRP 管道组件的界面电化学腐蚀问题。因为与邻近的金属组件相比,碳纤维(阴极)的外露面积相对较小。反之,阴极与阳极之间的面积比值高时,会产生加速腐蚀的风险。

但是,如果 GRP 组件含大量碳或其他阴极材料(例如用于辅助增强的材料),则可能需要采取预防措施,对金属组件界面处的碳纤维进行绝缘处理。这种情况下,不建议采用阴极保护系统的外加电流进行保护。

6 水力学设计

6.1 概述

水力学设计旨在保证 GRP 管道系统能在其预期使用寿命内输送规定的速度、压力及温度的流体。管道公称直径的选择取决于满足流体流量要求所需的管道内径,该液体流量需符合系统的流体及水力特性。

6.2 流动特性

估算压力损失时应考虑流体速度、密度、管道及管件内表面粗糙度、管道长度、管道内径、阀门及管件的阻力。ISO 13703 中给出了压力损失的计算方法。与金属管道相比,GRP 的表面光滑,压力损失较小,但是存在过多的胶珠时会增加管道压力损失。

6.3 限制流速的因素

管道系统中限制流速的因素包括：

- a) 不可接受的压力损失；
- b) 防止泵和阀产生气蚀；
- c) 防止瞬时过载(水锤)；
- d) 减少侵蚀；
- e) 减少噪音；
- f) 减少阀门等组件的磨损；
- g) 管道直径及几何结构(惯性载荷)。

当设计 GRP 管道系统流速时,设计方应考虑上述因素。对于典型 GRP 管,连续使用情况下流体的平均线性流速为 1 m/s~5 m/s,瞬时流速为 10 m/s。对于气体而言,连续使用情况下其平均线性流速为 1 m/s~10 m/s,瞬时流速为 20 m/s。当限制流速的因素已消除或得到控制时,例如设置排放到大气的排气系统时,可采用更高的流速。

6.4 侵蚀

6.4.1 概述

易造成 GRP 管材侵蚀的因素包括：

- a) 流速；
- b) 管道结构；
- c) 颗粒尺寸、密度及形状；
- d) 颗粒与流体的比例；
- e) 气蚀。

当管材抗侵蚀性能不明确时,设计方应咨询制造商并考虑降低流速。

6.4.2 颗粒含量

GRP 的抗侵蚀性能与颗粒含量密切相关。设计方应考虑流体中颗粒含量并相应降低最大平均流速。对于 GRP 管道而言,最严重的侵蚀损坏通常发生在硬粒子撞击角在 $45^{\circ}\sim 90^{\circ}$ 之间的部位,如弯管及三通等。撞击角较小($<15^{\circ}$)的部位,如相对平直的部分,侵蚀损坏极小。DNV RP 0501^[3]中详细阐述了与侵蚀相关的问题。

6.4.3 管道结构

湍流对 GRP 管道的侵蚀速率的影响取决于流体速度及颗粒含量。设计方设计管路构造时应考虑湍流速度及潜在的侵蚀风险。为尽量减少对 GRP 管道系统的侵蚀损坏,应避免以下情况：

- a) 流向的突然变化；
- b) 局部流动受限或湍流引发体,例如在接头内部残留的过多胶粘剂(胶粘剂凝珠)。

GB/T 29165.4—2015 中表 4 给出了胶粘剂凝珠的最大尺寸限度要求。

6.4.4 气蚀

GRP 管易于因气蚀产生快速损坏。管道系统有时会形成气蚀条件,设计具有较高流速系统时更易发生这种情况。气蚀可能出现的位置包括:分段弯头弯角处、三通及变径、垫圈安装偏心的法兰以及涂有过多胶粘剂的连接部位。

设计方应采用标准方法预测气蚀可能出现的部位(例如控制阀),并采用必要措施确保正常使用时不会出现气蚀。

6.5 水锤

GRP管对水锤引起的瞬时压力及失衡力的敏感性取决于其压力值和发生频率。在存在发生瞬时压力的情况下,应进行全面的水流分析以确定GRP管是否对水锤敏感。分析应包括所有预期操作条件,包括初始启动、开阀、水泵试验及冲洗软管等。水锤定义为偶然载荷,见7.6.2.3。

如果水锤造成的风险极大,设计方应采用标准技术确保瞬时压力不超过水压试验压力。

注:产生水锤的主要原因为阀门的快速关闭。管线越长,流体流速越快,产生冲击载荷越大。冲击载荷通常会使管道内部出现振动。与同等钢管相比,由于GRP管道轴向弹性模量较低,因此其纵向振动更大。

6.6 循环条件

最大压力不应超过设计压力。如果在设计使用寿命期间,预计压力循环或其他载荷循环超过7 000周次,则应执行7.4.4的规定。

7 结构设计

7.1 概述

GRP管道系统结构设计旨在确保其在服役寿命期间运行良好、承受所有应力和施工/安装过程中的变形。本章确定了服役设计判据和GRP可能承受的载荷。第8章给出了应力分析的要求。

7.2 制造商的压力等级

产品资料中给出的制造商压力等级不同于7.3中定义的评定压力 p_n (见7.3)或系统设计压力。制造商的压力等级定义如下:

$$p_{NPR} = f_2 \cdot f_{3,\min} \cdot p_n \quad \dots\dots\dots(1)$$

式中:

f_2 —— 载荷分项系数(见7.6.2);

$f_{3,\min}$ —— 制造商基于GRP管有限轴向载荷能力选取的系数 f_3 (见7.10);

f_3 —— 一个非固定参数并且主要取决于组件的应用及 p_n 值;对于能够形成极大的非内压应力的复杂管道系统,其组件的 f_3 值约为0.5;相反,如果组件支承情况良好并且是长管道的一部分,则 f_3 值不小于0.9。

制造商压力等级仅起指导性作用,制造商应始终提供用于采购报价的 f_3 值。

注:对于回归斜率小于0.03的GRP管道,可能需要式(5)中的 p_n 值降级。7.6.2.1中描述了降级系数。

7.3 评定压力

管道及管件的评定压力 p_n (单位为兆帕)应按GB/T 29165.2—2012中的6.2.2规定的方法确定。评定压力是基于20年的设计寿命。使用寿命超过20年以上的评定压力应按GB/T 29165.2—2012中的6.2.7确定。7.5定义了组件的评定压力与设计压力之间的关系。

7.4 因数化评定压力

7.4.1 概述

因数化评定压力指用于确定GRP管道或管道系统安全操作范围的压力。该压力考虑了质量评定

程序中没有涵盖的特殊服役条件。

管道或管件的因数化评定压力 p_{qt} (单位为兆帕) 应按式(2)计算:

$$p_{qt} = A_1 \cdot A_2 \cdot A_3 \cdot p_q \dots\dots\dots(2)$$

式中:

p_q —— 评定压力, 单位为兆帕(MPa), 见 7.3;

A_1 —— 按 7.4.2 确定的温度分项系数;

A_2 —— 按 7.4.3 确定的抗化学性的分项系数;

A_3 —— 按 7.4.4 确定的循环服役的分项系数。

7.4.2 设计温度

分项系数 A_1 表示温度对力学性能降低的影响, A_1 按 GB/T 29165.2—2012 中附录 D 确定。

管道系统最大运行温度不应超过用于计算 GRP 组件分项系数 A_1 的温度。如果运行温度不大于 65 °C, 则 A_1 值通常为 1.0。

应考虑低温对材料性能及系统性能的影响。对于服役温度小于 0 °C 的情况, 委托方应根据树脂体系考虑是否需要附加试验, 同时应考虑质量评定试验及附加力学试验。

尼龙锁键等系统组件在低温下易发生脆性断裂。

注: 由于 GRP 材料在本部分规定的温度范围内不会发生韧脆转变, 因此低温力学性能不会发生明显变化。但是, 当温度低于 -35 °C 时, 内部残余应力过大可能降低管道系统的安全操作范围。

7.4.3 化学降解

应考虑由输送介质或外部环境导致的系统构件化学降解对压力和温度等级的影响, 系统构件包括粘接剂、弹性密封件/锁紧环和基体玻璃纤维及树脂材料。

化学降解的影响用抗化学性分项系数 A_2 表示, 该系数按 GB/T 29165.2—2012 的附录 D 确定。如果常规服役流体为水, 则 $A_2 = 1$, 其他应参照制造商提供的数据。

注 1: 通常 GB/T 29165.2—2012 评定方法中规定的溶液是指服役中可能经历腐蚀性较强环境下的水溶液。但是强酸、碱、次氯酸盐、乙二醇、芳烃及酒精也会降低 GRP 管道元件的性能, 其影响程度取决于化学物质的浓度、温度和树脂种类。

注 2: 制造商提供的表格中数据来源于大气压力下经验和实验室试验数据、公开发表的文献以及原材料供应商提供的数据等。有时可不考虑化学物质浓度、管壁应力、增强形式及树脂种类等因素, 因此表格仅给出了管道组件适合输送的化学物质。此外, 化学物质的混合物可引起不可预测的更为严重后果。

7.4.4 疲劳载荷及循环载荷

循环载荷不仅局限于压力载荷, 因此评估循环严重性时还应考虑热载荷和其他循环载荷。

如果在设计寿命周期内压力循环或其他载荷循环的预计周次小于 7 000 周次, 则应视其为静态服役。必要时, 管道系统组件有限的循环能力可以根据 GB/T 29165.2—2012 的 6.4.5 进行描述。

如果在设计寿命周期内, 压力循环或其他载荷循环的预计周次大于 7 000 周次, 设计方则应确定管道系统的设计循环严重性 R_c 。 R_c 定义为

$$R_c = F_{min} / F_{max} \dots\dots\dots(3)$$

式中:

F_{min} 和 F_{max} 分别为载荷(或应力)循环过程中的最小及最大载荷(或应力)。

循环服役的分项系数 A_3 计算公式如下：

$$A_3 = \sqrt{\left[R_c^2 + \frac{1}{16}(1 - R_c^2) \right]} \times \exp \left[(1 - R_c) \left(1 - \frac{N - 7\,000}{10^8} \right) \right] \dots\dots\dots (4)$$

式中：

N ——服役寿命周期内总循环周次。

该方程通常仅适用于循环内压载荷，也可用适用于轴向载荷保持为拉伸载荷的情况，即不适用于存在拉伸压缩循环载荷条件。

7.5 系统设计压力

系统设计压力 p_d 应小于式(5)给出的组件最大允许压力：

$$p_d \leq f_2 \cdot f_3 \cdot p_{df} \dots\dots\dots (5)$$

式中：

f_2 ——见 7.6.2 中定义；

f_3 ——见 7.10 中定义；

p_{df} ——见 7.4 中定义。

系统设计压力受具有 f_3 最小值的组件限定。由于 f_3 值取决于轴向应力值，因此 f_3 最小值只能在进行系统应力分析之后确定。

注 1：如果将设计应力与失效包络线(见 7.11)进行了比对，则不必计算 f_3 值。

注 2：对于回归斜率小于 0.03 的 GRP 管道，可能需要对式(5)中的 p_{df} 值降级，降级系数见 7.6.2.1。

7.6 载荷要求

7.6.1 外加载荷

管道系统设计应考虑在系统安装和服役寿命周期内最苛刻的预计服役条件。设计方应考虑表 2 给出的载荷，即在预计服役寿命周期内管道系统可能承受的载荷，其中动荷载通常包括但不限于传输介质的质量。

在某些情况下，环境温度的变化可能比流体温度的变化更为重要。因此，管壁平均温度变化应取使用环境温度与运行温度的温差。此外，还应考虑极端瞬时温度，例如绝热冷却过程温度。

设计方应考虑对基于重力的结构进行混凝土浇筑及安装施工时原油及压载水对 GRP 管道施加的力学载荷及热载荷。

设计方应考虑根据风险评估确定的超压带来的影响，爆炸超压的影响通常采用分析技术确定。

7.6.2 载荷分项系数

7.6.2.1 概述

载荷分项系数 f_2 用于定义材料强度与运行应力之间的可接受的安全边界条件，此处的运行应力指三种载荷情况，即偶然载荷、存在热载荷的持续载荷和不存在热载荷的持续载荷。表 3 列出了基于 7.6.2.2 及 7.6.2.3 的 f_2 默认值。对于多数 GRP 管道系统而言，可接受的安全边界条件定义为长期因数化设计包络线(图 1，说明 5)，它等于 f_2 与理想长期包络线(图 1，说明 3)的乘积。对于回归曲线平直($G < 0.03$)的 GRP 管道系统，建议进一步评估可接受的安全边界条件，它们的平均短时爆破压力与设计压力之比小于 2.5。比值是否可以小于 2.5 应由委托方与制造商协商确定，如果该比值不可接受，则应将理想长期包络线降至 $1.44 \times p_{LCL} / p_{STHP}$ (见 GB/T 29165.2—2012 的 6.2.4)。

表 2 GRP 管道系统承受的载荷

持续载荷	偶然载荷
内压、外压或真空压力	水锤、瞬时设备振动、压力安全阀释放、水压试验
管道自身质量、管道保温层质量、防火层质量、 输送介质的质量、浮力、其他系统载荷	冲击
操作中由于移动造成的惯性载荷 操作中管道外壳挠曲引起的支座位移	运输中由于移动形成的惯性载荷 地震产生的水平方向和垂直方向的力 提升过程中,由于挠曲引起的支座位移
热载荷、表面电加热	安装载荷、提升载荷、运输载荷
环境载荷、冰	绝热冷却载荷
混凝土封装	地震、风
土压(埋藏深度)	爆破超压
土壤沉降	

表 3 f_2 的默认值

载荷类型	载荷持续时间	f_2	载荷类型举例
偶然载荷	短期	0,89	水压试验
存在热载荷的持续载荷	长期	0,83	热膨胀时自身质量
不存在热载荷的持续载荷	长期	0,67	自身质量

7.6.2.2 持续载荷分项系数

用于评估持续载荷的持续载荷分项系数 f_2 应通过考虑与管道系统相关的运行条件及风险确定,用于特殊管道系统的分项系数值应由用户指定。由于热膨胀相关载荷具有自限性,因此与评估不存在热效应的持续载荷分项系数 f_2 相比,评估存在热效应的持续载荷分项系数 f_2 的值可能更大。

因此,评估持续载荷应在下列两个阶段进行:

a) 评估不存在热效应的持续载荷。

除非用户另行指定,否则应选取 0,67 作为评估不存在热效应的持续载荷分项系数 f_2 值。

b) 评估含热效应的持续载荷。

除非用户另行指定,否则应选取 0,83 作为评估含热效应的持续载荷分项系数 f_2 值。

7.6.2.3 偶然载荷分项系数

确定评估持续载荷(如压力、质量)和偶然载荷(如水锤、风、地震或爆炸载荷)组合时应用的分项系数 f_2 应考虑与管道系统相关的运行条件和风险,特殊管道系统采用的系数值应由用户指定。除非用户另行指定,否则应选取 $1,33 \times 0,67 = 0,89$ 作为分项系数 f_2 值。

不必同时考虑风、地震、水锤或爆炸载荷的影响,但是应考虑不存在热效应的持续载荷的组合作用。水压试验应视作偶然载荷。

7.6.3 外部压力/真空

管道及管件应有足够的刚度以承受外部压力或真空载荷。刚度应至少可以承受短时真空载荷(例如由控制上游阀引起的真空),其安全系数 F_s 为 1.5。

易受长期真空载荷或外压载荷的管道应具有足够承受相应载荷的刚度,其安全系数 F_s 为 3.0。

7.7 允许位移

7.7.1 挠度

挠度不应大于 12.5 mm 或跨距及支座间距的 0.5%,二者取其中最小值。

如果不大于制造商的最小支承间距,则挠度应符合这些许用极限值。委托方及制造商应达成协议,确保使合同中约定的支座间距不会导致挠度大于规定值。

7.7.2 椭圆度

管道直径的椭圆度不应大于 5%。

7.8 评定应力

制造商应按式(6)确定管道的评定应力 σ_{qs} (单位为 MPa):

$$\sigma_{qs} = p_{q1} \times \frac{D}{2t_r} \quad \dots\dots\dots(6)$$

式中:

p_{q1} —— 评定压力,单位为兆帕(MPa);

D —— 管道平均直径,单位为毫米(mm);

t_r —— 管道增强层平均厚度,单位为毫米(mm)。

管件的评定应力应按式(7)计算:

$$\left(\frac{\sigma_{qs}}{p_{q1}}\right)_{\text{管件}} = \left(\frac{\sigma_{qs}}{p_{q1}}\right)_{\text{管道}} \quad \dots\dots\dots(7)$$

7.9 因数化应力

直管的因数化应力 σ_{fs} (单位为 MPa)应按式(8)或式(9)计算:

$$\sigma_{fs} = \sigma_{qs} \cdot A_1 \cdot A_2 \cdot A_3 \quad \dots\dots\dots(8)$$

式中:

σ_{qs} —— 评定应力,单位为兆帕(MPa);

A_1 —— 温度分项系数;

A_2 —— 耐化学性分项系数;

A_3 —— 循环服役分项系数。

$$\sigma_{fs} = \frac{p_{df} \cdot D}{2t_r} \quad \dots\dots\dots(9)$$

式中:

p_{df} ——因数化评定压力,单位为兆帕(MPa),按 7.4 确定。 D 及 t_r 的定义如 7.8 所述。

管件的因数化应力 σ_{fs} 应按式(10)计算:

$$\left(\frac{\sigma_{fs}}{p_{df}}\right)_{\text{管件}} = \left(\frac{\sigma_{fs}}{p_{df}}\right)_{\text{管道}} \quad \dots\dots\dots(10)$$

7.10 载荷产生的计算应力极限值

管道系统中任何组件由于压力、质量及其他持续载荷和偶然载荷(风、爆破或地震等)产生的环向应力之和 $\sigma_{h, sum}$ 、轴向应力之和 $\sigma_{a, sum}$ 均不得大于因数化长期设计包络线,见 7.11。

如果这些应力之和在因数化长期设计包络线之外,则应选取产品族中下一个具有较高额定压力等级的管道,重复计算其应力总和直至落入因数化长期设计包络线内。确定长期设计包络线的方法见 7.11。

如果已知非压力产生的轴向应力值,则应采用式(11)确定许用环向应力 $\sigma_{h, sum}$ (单位为兆帕)。

$$\sigma_{h, sum} \leq f_2 \cdot f_3 \cdot \sigma_{fs} \quad \dots\dots\dots(11)$$

式中:

f_2 ——载荷的分项系数,应按 7.6.2 确定;

f_3 ——轴向载荷的分项系数,采用式(13)或式(14)计算;

σ_{fs} ——定义见 7.9。

分项系数 f_3 取决于双轴应力比 r 值:

$$r = 2 \cdot \frac{\sigma_{sd(01)}}{\sigma_{sd(11)}} \quad \dots\dots\dots(12)$$

式中:

$\sigma_{sd(01)}$ ——仅存在轴向载荷条件下的短期轴向强度,单位为兆帕(MPa);

$\sigma_{sd(11)}$ ——应力为 2:1 条件下的短期环向强度,单位为兆帕(MPa)。

双轴应力比 r 的定义见 GB/T 29165.2—2012 中 6.2.6。如果制造商没有提供的这一数据,则应选用 7.11.4 给出的默认值。

分项系数 f_3 按 r 是否大于 1 或小于 1 定义。

如果 $r \leq 1$, 则

$$f_3 = 1 - \frac{2\sigma_{ah}}{r \cdot f_2 \cdot \sigma_{fs}} \quad \dots\dots\dots(13)$$

如果 $r > 1$, 则

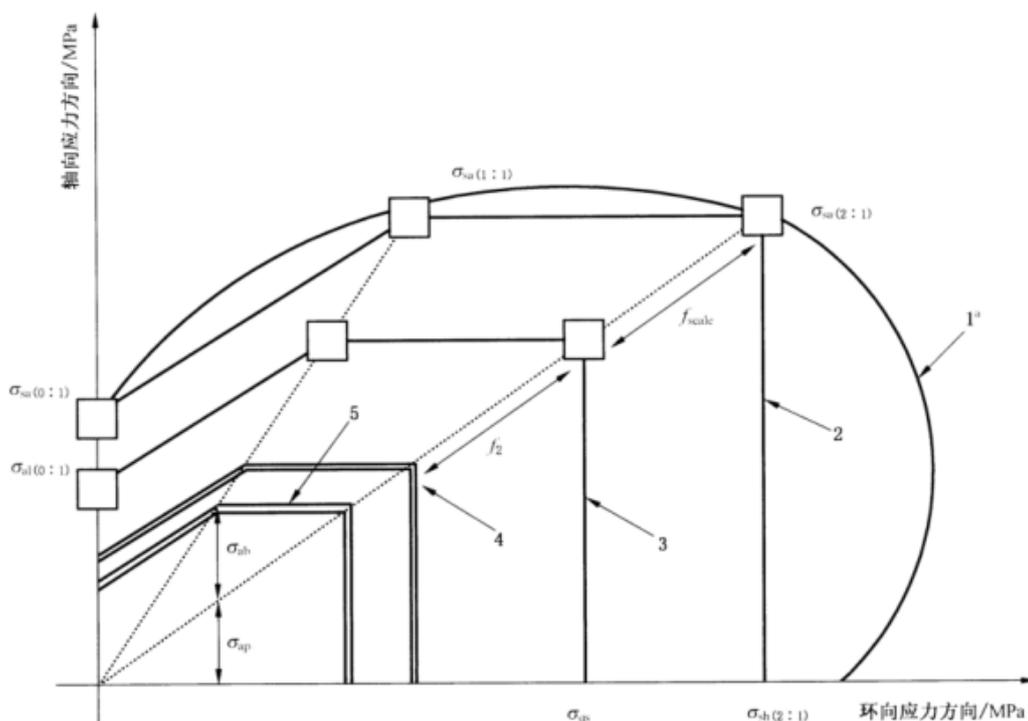
$$f_3 = r - \frac{2\sigma_{ah}}{f_2 \cdot \sigma_{fs}} \quad \dots\dots\dots(14)$$

式中:

σ_{ah} ——非压力产生的轴向应力,单位为兆帕(MPa),见图 1。

f_3 最大许用值为 1。当非压力产生的持续轴向应力 σ_{ah} 为压应力时 f_3 等于 1。

分项系数 f_3 的计算方法适用于管道及管件。计算管件的分项系数 f_3 时,等效评定应力 σ_{fs} 采用式(10)确定。



说明:

- 1'——短期失效包络线的图示;
- 2——理想短期包络线;
- 3——理想长期包络线;
- 4——非因数化长期设计包络线;
- 5——因数化长期设计包络线。

* 为了设计目的,包络线形状应根据实际测量的数据点确定。

图 1 缠绕角约为 $45^{\circ} \sim 75^{\circ}$ 时单缠绕角 GRP 复合管道的理想长期包络线

7.11 失效包络线的确定

7.11.1 概述

本部分主要阐述如何确定 GRP 管道组件的失效包络线以符合 7.10 规定的要求。根据测量数据的有效性,定义了两种设计方案:完整测量的包络线(见 7.11.2)和简化包络线(见 7.11.3)。

完整测量的包络线通常只适用于管体,对于其他所有组件变量应采用简化包络线。最不保守的方案采用的是完整测量的包络线。

注:对于纤维缠绕的 GRP 管道,多数制造商采用的设计方法是优选 2:1 压力条件(带封闭端的系统)的性能,因此其环向强度远大于轴向强度。

7.11.2 完整测量的包络线

长期包络线按 GB/T 29165.2—2012 附录 C 中给出的方法根据完整测量的短期包络线求得。就几何形状而言,理想长期失效包络线(图 1)与短期包络线几何形状类似,并且其所有三个数据点根据 f_{scale} 进行比例计算。

$$f_{scale} = \frac{\sigma_{qs}}{\sigma_{sh(2:1)}} \dots\dots\dots(15)$$

式中:

- f_{scale} ——比例系数;
- σ_{qs} ——评定应力,单位为兆帕(MPa);
- $\sigma_{sh(2:1)}$ ——应力比为2:1时的短期环向强度,单位为兆帕(MPa)。

根据载荷类型,非因数化长期设计包络线通过理想长期包络线乘相应的分项系数 f_2 (见 7.6.2) 确定。

因数化长期设计包络线按式(16)定义如下:

$$g_{long}(\sigma_{h,sum}, \sigma_{a,sum}) \leq f_2 \cdot f_{scale} \cdot A_1 \cdot A_2 \cdot A_3 \cdot g_{short}[\sigma_{sh(2:1)}, \sigma_{sa(0:1)}] \dots\dots\dots(16)$$

式中:

- $g_{long}(\sigma_{h,sum}, \sigma_{a,sum})$ ——因数化长期包络线的形状;
- $\sigma_{h,sum}$ ——所有环向应力之和,单位为兆帕(MPa)(压力综合系统设计);
- $\sigma_{a,sum}$ ——所有轴向应力之和,单位为兆帕(MPa);
- A_1 ——温度分项系数;
- A_2 ——耐化学性分项系数;
- A_3 ——循环服役分项系数;
- $g_{short}[\sigma_{sh(2:1)}, \sigma_{sa(0:1)}]$ ——理想短时包络线的形状。

7.11.3 简化包络线

7.11.3.1 概述

该方法采用双轴强度比 r ,即根据 GB/T 29165.2—2012 中 6.2.6 确定的应力比为 0:1 与 2:1 时的轴向应力比。

如果组件的 r 值不明确,应采用 7.11.4 给出的默认值。

7.11.3.2 直管

图 2 为缠绕角为 $\pm 45^\circ \sim 75^\circ$ 的单缠绕角 GRP 复合管道的短期及长期失效包络线,其中 r 值小于 1。当 r 值大于 1 时,例如手工铺设管道,则根据 7.11.3.3 的要求。

理想长期失效包络线与短期包络线几何形状相似,根据式(17)或式(18)可以推导:

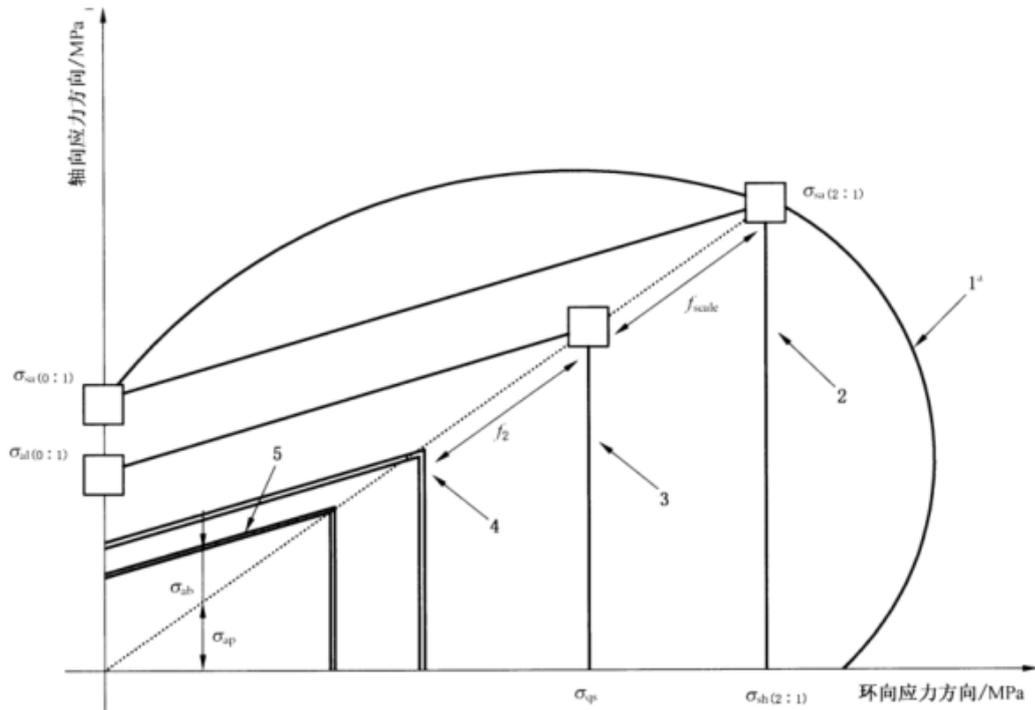
$$\sigma_{al(0:1)} = \sigma_{sa(0:1)} \times \frac{\sigma_{qs}}{\sigma_{sh(2:1)}} \dots\dots\dots(17)$$

或

$$\sigma_{al(0:1)} = r \times \frac{\sigma_{qs}}{2} \dots\dots\dots(18)$$

式中:

- σ_{qs} ——评定应力,单位为兆帕(MPa);
- $\sigma_{al(0:1)}$ ——应力比为 0:1 时的长期轴向(纵向)强度,单位为兆帕(MPa);
- $\sigma_{sa(0:1)}$ ——应力比为 0:1 时的短期轴向强度,单位为兆帕(MPa);
- $\sigma_{sh(2:1)}$ ——应力比为 2:1 时的短期环向强度,单位为兆帕(MPa);
- r ——根据式(12)确定。



说明：

- 1 —— 短期失效包络线的图示；
- 2 —— 理想短期包络线；
- 3 —— 理想长期包络线；
- 4 —— 非因数化长期设计包络线；
- 5 —— 因数化长期设计包络线。

* 为了设计目的，包络线形状应根据实际测量的数据点确定。

图 2 缠绕角范围大约为 45°~75°的单缠绕角 GRP 复合管道的短期时及长期理想失效包络线及设计包络线

图 2 的重要特征是轴向拉伸强度 $\sigma_{al(0:1)}$ 小于 2 : 1 内压 $\sigma_{sa(2:1)}$ 条件下的轴向应力。取决于不同的缠绕角及特定的管道类型，直管段的强度比例范围为 0.5~0.75。根据载荷型类型，非因数化长期设计包络线通过理想包络线乘以相应的分项系数 f_2 求得(见 7.6.2)。

环向和轴向应力的因数化长期设计包络线分别由下列公式定义：

$$\sigma_{h, sum} \leq f_2 \cdot A_1 \cdot A_2 \cdot A_3 \cdot \sigma_{qs} \quad \dots\dots\dots(19)$$

或

$$\sigma_{h, sum} \leq f_2 \cdot \sigma_{fs} \quad \dots\dots\dots(20)$$

及

$$\sigma_{a, sum} \leq f_2 \cdot A_1 \cdot A_2 \cdot A_3 \left[\left(\frac{\sigma_{qs}}{2} - \sigma_{al(0:1)} \right) \frac{\sigma_{h, sum}}{\sigma_{qs}} + \sigma_{al(0:1)} \right] \quad \dots\dots\dots(21)$$

或

$$\sigma_{a, sum} \leq f_2 \cdot A_1 \cdot A_2 \cdot A_3 \left[(1-r) \frac{\sigma_{h, sum}}{2} + \frac{r \cdot \sigma_{qs}}{2} \right] \quad (\text{当 } r \leq 1 \text{ 时}) \quad \dots\dots\dots(22)$$

式中：

- $\sigma_{a, \text{sum}}$ ——所有轴向应力之和,单位为兆帕(MPa)；
- $\sigma_{h, \text{sum}}$ ——所有环向应力之和,单位为兆帕(MPa)；
- σ_{qs} ——评定应力,单位为兆帕(MPa)；
- A_1 ——温度的分项系数；
- A_2 ——耐化学性的分项系数；
- A_3 ——循环服役的分项系数；
- σ_{ls} ——定义见式(8)。

注：式(19)~式(22)分别阐述了基于环向和轴向应力的因数化长期设计包络线的极限值,均应符合公式规定的准则。这些公式与式(11)并不矛盾,实际上通过将式(19)~式(22)结合即可证明式(11)。

7.11.3.3 带接头的管道

长期理想失效包络线呈矩形,边缘根据 σ_{qs} 及接头的长期轴向强度 σ_{a} 确定。长期理想失效包络线如图 3 a)或图 3 b)所示,其中图 3 a)代表准各向同性接头(例如层合接头)的包络线示意图,图 3 b)代表各向异性粘接接头的包络线示意图。

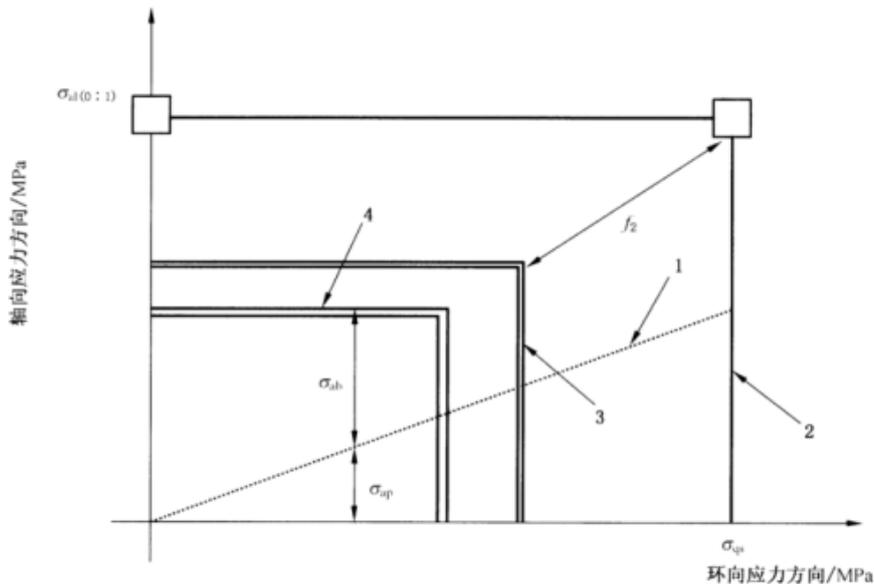
两种情况中 $\sigma_{\text{a}(0:1)}$ 均按式(17)确定。

根据载荷种类,非因数化长期设计包络线通过理想包络线乘以相应的分项系数 f_2 确定(见 7.6.2)。因数化长期设计包络线按式(19)~式(24)确定。

$$\sigma_{a, \text{sum}} \leq \frac{f_2 \cdot A_1 \cdot A_2 \cdot A_3 \cdot r \cdot \sigma_{\text{qs}}}{2} \quad \text{当 } r \geq 1 \dots\dots\dots(23)$$

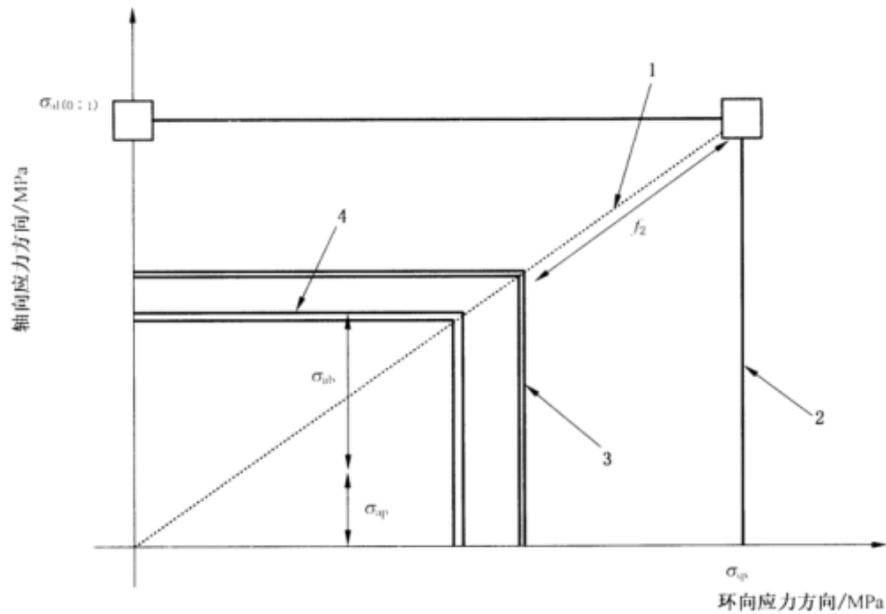
或

$$\sigma_{a, \text{sum}} \leq f_2 \cdot \sigma_{\text{ls}} \cdot \frac{r}{2} \quad \text{当 } r \geq 1 \dots\dots\dots(24)$$



a) 准各向同性 GRP 接头

图 3 短期及长期理想失效包络线及设计包络线



b) 粘接接头

说明:

- 1——压力比为 2 : 1;
- 2——长期理想包络线;
- 3——非因数化长期设计包络线;
- 4——因数化长期设计包络线。

图 3 (续)

7.11.3.4 管件

7.11.3.4.1 弯头

与同等载荷条件下的直管相比,由压力产生的轴向及弯曲载荷对弯管的影响更为复杂。弯矩会造成椭圆化,从而产生轴向及环向应力。失效包络线的形状取决于弯头铺设结构。

对于纤维缠绕的弯头,其失效包络线与图 2 所示包络线类似,即 r 小于 1。由于外加压力及弯曲载荷可能产生轴向及环向应力,因此确定 GRP 弯头的长期强度时应保守设计。

对于完全采用手工铺设的弯头,可认为其失效包络线呈矩形, r 大于 1[如图 3 a)]所示。

根据载荷类型,非因数化长期设计包络线通过理想包络线乘以相应的分项系数 f_2 (见 7.6.2)确定。

如果制造商无法提供相关数据,则应采用 7.11.4 给出的默认值。

7.11.3.4.2 三通

三通横截面交接处的应力较为复杂,很难通过外加压力及拉伸载荷计算。由于交接处对组件性能起决定性作用,因此三通的设计包络线与接头设计包络线类似(见 7.11.3.3),即拉伸载荷下主要失效形式是管道与三通交接区的轴向“拉脱”,压力引起的主要失效形式为渗漏。

如图 3 b)所示,三通的失效包络线呈矩形。

如果制造商无法提供相关数据,则应采用 7.11.4 给出的默认值。

7.11.4 管件及接头的默认值

表 4 给出了管件及接头的短期双轴强度比 r 的默认值。

注1：应从制造商获取直管段的 r 值。对于缠绕角为 55° 的玻璃纤维缠绕增强环氧管， r 值约为0.4，但是对于其他树脂体系和缠绕角度， r 值可能较低。

表4 接头及管件的短期双轴强度比 r^a 值

组件	短期双轴强度比 r^a
管件：	
弯头：纤维缠绕，单向缠绕角 90° 和 $\pm 0^\circ$	0.45
弯头：纤维缠绕加手工铺设	1
弯头：100%手工铺设	1.9
三通：纤维缠绕加手工铺设	1
其他手工制作管件；CSM/WR	1.9
接头：	
承插接头：粘接或机械连接	1
螺纹接头	0.45
法兰接头	1
层合接头	2.0
^a 如果已经按 GB/T 29165.2--2012 中 6.2.6 要求进行了试验验证，则 r 可以采用更高的系数值。	

当 r 小于1时，失效包络线的形状如图2所示。

当 r 大于1时，失效包络线的形状呈矩形，如图3 a)或图3 b)所示。

注2：当 r 小于2时，例如粘接接头，接头受轴向拉伸强度影响。

8 应力分析

8.1 分析方法

管道系统的结构分析应采用人工或计算机方法。但是，分析程度取决于下列因素：

- 管道的柔韧性；
- 布管的复杂性；
- 管道支承；
- 管道直径；
- 温度变化幅度；
- 系统极端条件和失效风险评估。

随着管道直径的增加，管道的柔性会减小，同时弯头及三通的应力强化系数会增大。

8.2 分析要求

8.2.1 概述

设计方应评估整个管道系统，包括评估基于运行和材料系数的系统极端条件和失效风险，以便评估是否需要柔性/应力分析。对于大口径管道系统，管道设计可能更多地取决于支承条件而非内压条件，应检查锚座(支承)载荷的适用性。在进行柔性/应力分析前应获取 8.2.2 及 8.2.3 列出的资料。

注：由于制造工艺的特性，GRP 管道的尺寸通常以内径及壁厚表征。

8.2.2 安装和设计参数

这些参数包括：

- a) 管道的设计压力及工作压力；
- b) 管道的设计温度及工作温度；
- c) 管道组件单位长度的质量；
- d) 阀门类型、阀门及其内构件的质量；
- e) 铺设路径；
- f) 环境载荷；
- g) 提升作业中可能产生的支座位移值；
- h) 移动设备外壳挠曲引起的支座位移值；
- i) 动态设备的移动引起的加速力及位移。

8.2.3 组件性能

这些性能包括：

- a) 系统所有部件的直径及壁厚；
- b) 空组件单位长度的质量；
- c) 管道材料轴向及环向热膨胀系数；
- d) 管道材料轴向及环向弹性模量；
- e) 泊松比(轴向及环向)；
- f) 管件及弯头的应力集中系数(S_f)；
- g) 管件及弯头的挠度系数；
- h) 压应力乘子；
- i) 材料的允许应力。

附录 C 阐述了有关材料性能的详细信息。应按附录 D 或与委托人商定的方法采用应力集中系数(S_f)、挠度系数及压应力乘子。

8.3 外部压力/真空

设计方应确保可能处于真空状态的组件适用。

GRP 管道的外部塌陷压力 p_c (单位为兆帕)，应按式(25)计算，此公式假定管道长度远大于管道直径：

$$p_c = 2 \left(\frac{1}{F_c} \right) \cdot E_h \left(\frac{t_r}{D} \right)^3 \quad \dots\dots\dots (25)$$

式中：

F_c ——安全系数，定义见 7.6.3；

E_h ——环向模量，单位为兆帕(MPa)；

t_r ——增强层的平均厚度，单位为毫米(mm)；

D ——增强层的平均管道直径，单位为毫米(mm)， $D = (D_i + 2t - t_r)$ ；

D_i ——管道内径，单位为毫米(mm)；

t ——公称壁厚，单位为毫米(mm)。

与环向拉伸模量相比，厚壁且具有夹层结构管壁的管道应优先采用环向弯曲模量。轴向应力为压应力时，应按 8.7.1 及 8.7.2 给出的允许应力及轴向屈曲判据检验。

8.4 热载荷

设计时应考虑与最大运行温度或最大环境温度范围有关的热载荷。

考虑管内流体对未保温管道管壁的加热或冷却时,应采用式(26)计算应力分析所需的管壁平均温差:

$$\Delta T_{eff} = k \Delta T_{iso} \dots\dots\dots(26)$$

式中:

ΔT_{eff} ——应力分析所需的有效设计温差,单位为摄氏度(°C);

ΔT_{iso} ——环境温度与工艺设计温度之差,单位为摄氏度(°C);

k ——GRP 考虑了低温导热性能系数的系数(由于 GRP 导热性低,因此管道平均壁温总是小于设计温度)。在缺乏详细信息时,液体的 k 值应取 0.85,气体的 k 值应取 0.8。

应验证轴向应力的允许应力,当为压应力时,应按 8.7.1 及 8.7.2 给出的轴向屈曲判据验证。

8.5 内压产生的应力

管体由于内压产生的环向应力(单位为兆帕 MPa)应按式(27)计算:

$$\sigma_{hp} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot t_r} \dots\dots\dots(27)$$

式中:

p ——压力,单位为兆帕(MPa);

D ——增强层的平均管道直径,单位为毫米(mm), $= (D_i + 2t - t_r)$;

D_i ——管道内径,单位为毫米(mm);

t ——公称壁厚,单位为毫米(mm);

t_r ——管道增强层的平均厚度,单位为毫米(mm)。

管件的等效环向应力 σ_{hp} 应按式(28)计算:

$$\left(\frac{\sigma_{hp}}{p}\right)_{\text{管件}} = \left(\frac{\sigma_{hp}}{p}\right)_{\text{管道}} \dots\dots\dots(28)$$

直管由内压产生的轴向应力(单位为兆帕)应按式(29)计算:

$$\sigma_{sp} = \frac{p \cdot D}{4 \cdot t_r} \dots\dots\dots(29)$$

8.6 管道支承产生的应力

设计方应考虑充满液体的大直径管道支座部位的接触应力的影响,它随直径及 D/t 比的增加而变大。对于直径大于 0.6 m 的管道,其轴向应力应按附录 E 或经委托方认可的方法计算。可通过在支承处进行局部增强并采用弹性垫来减少支承条件的刚度从而降低应力值。

对于应用于气体的管道和应用用于液体的中、小直径管道,与中跨处弯曲应力相比,支承应力可忽略不计。轴向应力值应按式(30)及式(31)计算并用相应的允许应力检验。如果该应力为压应力,则应按 8.7.1 及 8.7.2 给出的轴向屈曲判据验证。

当采用单跨简支方式时,管道由于弯曲时自身质量产生的附加轴向拉伸应力应按式(30)计算:

$$\sigma_{sh} = \frac{M_r [(D_i + 2t) / 2]}{I_p \times 10^6} \dots\dots\dots(30)$$

式中:

I_p ——垂直于管子轴向沿重心轴线的面积二次矩,单位为四次方米(m^4), $= \pi/64 [(D_i + 2t)^4 - D_i^4]$,

对于薄壁管 $= \pi D^3 t_r / 8$;

D ——增强层的平均管道直径,单位为米(m), $D = (D_i + 2t - t_r)$;

D_i ——管道内径,单位为米(m);

t ——公称壁厚,单位为米(m);

t_r ——增强层的平均厚度,单位为米(m);

M_s ——静载、单跨及双跨横梁时的挠矩,单位为牛顿米(N·m), $= \rho_0 \times 9.81 \times L_s^2 / 8 \sqrt{b^2 - 4ac}$
式中:

L_s ——支承跨度,单位为米(m);

ρ_0 ——管道及流体组合体的单位长度质量,单位为千克每米(kg/m), $= \rho_{eff} \frac{\pi D_i^2}{4}$

式中:

ρ_{eff} ——管道及流体组合体材料的有效密度,单位为千克每立方米(kg/m³), $= \left(\rho_c + 4 \frac{\rho_l t}{D_i} \right)$

ρ_c ——GRP的密度,单位为千克每立方米(kg/m³);

ρ_l ——管道内流体的密度,单位为千克每立方米(kg/m³)。

注:式(30)忽略了管道内水头产生的压力影响。

由内压和管道底部与顶部的自身质量产生的弯曲共同作用引起的轴向总应力 $\sigma_{s,lp}$ (单位为兆帕),按式(31)确定:

$$\sigma_{s,lp} = \frac{p \cdot D}{4 \cdot t_r} \pm \sigma_{sb} \quad \dots\dots\dots (31)$$

静载(管道及流体质量)产生的挠度计算方程如下:

$$\delta = (5 \times \rho_0 \times 9.81 \times L_s^4 \times 10^{-3}) / (K_s \times E_s \times I_p) \quad \dots\dots\dots (32)$$

式中:

δ ——静载、单跨、双跨横梁及锚架产生的挠度,单位为毫米(mm);

K_s ——支承类型系数;

= 384,单跨横梁(两个支承);

= 925,双跨横梁(三个支承);

= 1 920,锚架梁(两端内置两个固定支座);

E_s ——设计温度下轴向弯曲模量,单位为兆帕(MPa)。

8.7 轴向压缩载荷(屈曲应力)

8.7.1 壳体屈曲载荷

圆筒在纯弯曲情况下的轴向弹性屈曲应力 σ_u (单位为兆帕 MPa)计算公式如下:

$$\sigma_u = 0.90 \times \beta \frac{E_{eff} t_r}{D} \quad \dots\dots\dots (33)$$

式中:

D ——增强层的平均管道直径,单位为米(m), $D = (D_i + 2t - t_r)$;

D_i ——管道内径,单位为米(m);

t ——公称壁厚,单位为米(m);

t_r ——增强层的平均厚度,单位为米(m);

$$E_{eff} = \sqrt{E_s \cdot E_h}$$

E_a —— 轴向模量,单位为兆帕(MPa);

E_h —— 环向模量,单位为兆帕(MPa);

$$\beta = 0.1887 + 0.8113\beta_0$$

β_0 值应按式(34)确定:

$$\beta_0 = \frac{0.83}{\sqrt{0.1 + 0.005(D_i/t_r)}} \dots\dots\dots(34)$$

屈曲应力与最大轴向应力之比应大于 3。

注:壳体屈曲是薄壁大直径管道主控因素。

8.7.2 欧拉(Euler)屈曲

对于轴向压缩系统载荷,例如有约束的热膨胀或带有端部压缩载荷的垂直管串,和已知长度 L (单位为米)无支承管道的轴向压缩载荷采用式(35)确定,且不应大于 $F_{a,max}$ (单位为牛顿),其中惯性力矩近似等于 $\pi D^3 t_r / 8$ 。

$$F_{a,max} = \frac{\pi^3 D^3 t_r}{8L^2} E_a \times 10^6 \dots\dots\dots(35)$$

式中:

E_a —— 轴向模量,单位为兆帕(MPa);

L —— 无支承管道的长度,单位为米(m);

D —— 增强层的平均管道直径,单位为米(m), $D = (D_i + 2t - t_r)$;

D_i —— 管道内径,单位为米(m);

t —— 公称壁厚,单位为米(m);

t_r —— 增强层的平均厚度,单位为米(m)。

等效屈曲应力(单位为兆帕)应按式(36)确定:

$$\sigma_u = \frac{F_{a,max}}{\pi D \cdot t_r} \times 10^{-6} \dots\dots\dots(36)$$

屈曲应力与最大轴向应力之比应大于 3。

9 防火性能

9.1 概述

设计方应确定对管道系统防火性能的要求。防火性能包括以下性能:

- 耐火性;
- 燃烧反应性能。

耐火性是指在燃烧过程中特定时间内某一结构元件或组件作为隔离物或结构组件继续发挥其功效的能力。

燃烧反应性能与材料和点火时间相关,表面火焰蔓延特征包括焖燃、明火后燃烧和热、烟、毒气排放比。

如果管道不符合规定的耐火性及燃烧反应性能的要求,设计方应考虑以下替代方案:

- 重新设计线路以减少或消除火灾危险;
- 采用替代材料;
- 采用适当的防火层。

如果采用防火层,设计方应考虑涂层应用的可靠性及其在服役寿命周期内保持其功效的能力。

5.7 给出了管道系统布置对系统防火性能的影响。7.6.1 阐述了爆炸超压的影响。

9.2 耐火性

应根据安全条件下确定的设备总耐火时间和/或财产保护要求评估防火要求。设计方应考虑使用防护板,尤其针对仅影响管道一小部分的最严重的火灾危险(如喷射火焰)。

GRP管道组件的耐火性应按委托方及权威机构认可的GB/T 29165.2—2012附录E规定的相应方法确定。附录F给出了相应耐火性的量化方法。

设计方还应考虑以下因素:

- a) 管道及管件的走向;
- b) 管道内流体状态(例如干燥、滞流或流动);
- c) 管道内设置疏水阀的可行性,例如由水提供的局部冷却效应;
- d) 穿越处的防火性能;
- e) 与金属管件(例如阀门及支承夹板)接触并可将热量传导至GRP组件的界面应考虑采用防火层;
- f) 支承在火灾中过早失效的风险,该风险可导致管道承受附加应力;
- g) 将GB/T 29165.2—2012附录E中评定防火性能时采用的长度与支座跨距相比较,必要时设计方应减少跨距或增加壁厚以确保管道在火灾中自重状态下可以保持其完整性。

设计方应按GB/T 29165.2—2012中表7给出的三栏式耐火性分类编码确定管道系统所需的防火性能。其中服役功能A、火灾种类B及性能C按指定的严重性级别降序排列。出于对完整性的考虑,火灾分类编码包括的服役条件可能未包含在本部分中。管道系统可采用不同的火灾分类编码,设计方可以按位置等因素制定多个火灾分类编码要求。F.7给出了分类编码的实例。对于无防火层及专用于火灾条件的GRP管道,设计时应考虑结构层壁厚的损失。

注:GRP可以在很长一段时间内保证良好的耐火性,因为树脂热解属于吸热过程,可以吸收火焰热量并延缓温度升高。此外,它还有利于形成绝热炭化层,从而保护底层材料。

对于非防火供水管,管壁处水的缓慢渗漏可以降低管道的表面温度,是GRP管道具有耐火性的重要因素,但设计方应确保渗漏造成的流体损失不会降低系统性能。当内部为除水外的其他流体(水除外)时,GRP管道的耐火性可能有所不同,例如产出液、乙二醇、柴油管道及封闭式排污管,设计方应确保GRP管道在这些条件下具有规定的防火性,必要时应进行风险分析或附加试验。

9.3 燃烧反应

燃烧反应包括下列性能:

- a) 易燃性;
- b) 表面火焰蔓延特性;
- c) 热释放率;
- d) 烟气排放;
- e) 毒气排放。

附录F给出了量化相应燃烧反应性能的方法指南。设计方应按GB/T 29165.2—2012中表8给出的分类编码确定管道系统所需的耐火性能。燃烧反应分类编码用二栏式编号标明,其中火焰蔓延及热释放D、烟尘及毒性E按照指定的严重性级别降序排列。整个管道系统可采用不同的火灾分类编码,设计方可以按位置等因素制定多个火灾分类编码要求。

9.4 防火层

确定防火层的性能时,设计方应考虑下列因素:

- a) 管道安装区域的火灾风险(火灾区域)和火灾类型;
- b) 管道的类型、等级及直径;
- c) 采用的连接系统;
- d) 管道处于干燥状态或含有滞流水或流动水;
- e) 惰性防火层的类型及厚度;
- f) 长期气候、盐水、温度及紫外线辐射的影响;
- g) 挠曲、振动、机械损伤、冲击力及热膨胀的影响;
- h) 涂层及管路的液体吸收性能。如果用于盐水、石油或舱底污水等环境下,涂层的防火性能不应降低;
- i) 涂层在现场条件下附着性及界面液体滞留的影响。涂层的粘接力应能保证其在附着力试验中不剥落、碎裂或成粉末状;
- j) 易于维修。

防火层最好由制造商在工厂涂装,符合火焰蔓延、烟度及毒性要求的防火材料的施工对管道结构是永久性的。现场涂层施工应只限于安装目的,例如现场接头。如果防火层仅需符合耐火性要求,则可按每个组合件认可的规程,采用认可的管道材料及保温材料现场涂制防火层,并进行现场检验及鉴定。

10 静电

10.1 概述

与其他所有绝缘及非接地导体材料一样,GRP存在较高产生及聚积静电电荷的风险。绝缘材料表面的风险取决于其几何结构,小直径圆筒的风险比同面积平板的风危险小得多。电缆及GRP栏杆直径较小,但是GRP管道直径较大且更类似于平板。与建筑结构不同,GRP及其他绝缘材料制成的管道也能在管道内部产生静电电荷,因此静电电荷可以同时GRP管道内部及外部产生,从而存在因外部放电而引燃管道周围区域可燃气体的风险。如果管道上安装了诸如管箍等非接地导体,更易发生绝缘管道内部高能放电,因此应谨慎使用未被充满且可能含有易燃蒸气的管道。后续放电的火花也会击穿管壁、产生震动并影响人员工作,接触带有大量电荷的GRP管道人员可将静电荷携带到危险区域。

因此,当GRP管道系统在下列情况工作时,设计中应考虑上述危险。

- a) 用来输送能够产生静电电荷的流体;
- b) 与绝缘材料发生摩擦;
- c) 用于危险区。

10.2 控制静电积累的分类编码

表5概述了10.4中定义的导电性、静电耗散性及接地电阻等性能要求。GB/T 29165.2—2012中表9给出了GRP管道组件电性能分类编码X/Y中的X分项。根据是否符合接头位置的连续性要求,参数Y值为1或0(见10.9)。

设计具有导电性的GRP管道系统组件时应符合C1a、C2a、C3或C4的分类编码要求。C5及C6编码提供了可用作风险评估输入的性能参数,可用于非导电性GRP管道系统组件。如果委托方及权威机构认可,分类编码C7及C8允许根据特定情况采用不符合C1~C6要求的管道组件。

表 5 危险区内作为服役条件效能的导电性、消静电性及接地要求

服役条件	导电性编码 X/Y 中参数 X	接地电阻
内部电荷产生机制		
内部流体导电性大于 10 000 pS/m 并且内部不可能形成高电荷态液滴的管道组件(见 10.5.3 及 10.5.4)	对导电性无要求	管道中至少一点处的流体接地电阻为 $10^6 \Omega$
含有导电性大于 10 000 pS/m 高电荷态流体液滴的管道组件(见 10.5.2、10.6.4 及 10.6.9)	C1a、C2a 或 C3。 见注	管道中至少一点处的流体接地电阻为 $10^6 \Omega$ 。所有绝缘、大尺寸金属件的接地电阻为 $10^6 \Omega$
内部存在易燃环境,例如仅处于部分充满的状态,流体的导电性小于 10 000 pS/m 的管道组件(见 10.6.5 及 10.6.9)	优选 C1a,也可以采用 C2a 及 C3。 见注	管道中至少一点处的流体接地电阻为 $10^6 \Omega$ 。所有绝缘、大尺寸金属件的接地电阻为 $10^6 \Omega$
内流动流体的流速大于 1 m/s,导电性小于 10 000 pS/m 的管道组件(见 10.6.4 及 10.6.9)	C1a、C2a 或 C3。 见注	管道中至少一点处的流体接地电阻为 $10^6 \Omega$ 。所有绝缘、大尺寸金属件的接地电阻为 $10^6 \Omega$
长度小于 10 m,内部流动流体最大流速不大于 1 m/s,导电性小于 10 000 pS/m 的管道系统(见 10.6.7 及 10.6.8)。根据风险分析的结果,长度大于 10 m、特别是管道上游端设有精密过滤器的管道系统可能需要符合 10.5.4 规定的要求	对导电性无要求	管道中至少一点处的流体接地电阻为 $10^6 \Omega$ 。所有绝缘、大尺寸金属件的接地电阻为 $10^6 \Omega$
外部电荷产生机制		
存在来自产生弱外部电荷机制风险并且不可能具有大尺寸导电层覆盖物或在正常操作中不可能产生外部静电的管道组件(见 10.7.3)	对导电性无要求	所有绝缘、大尺寸金属件接地电阻为 $10^8 \Omega$
存在来自产生中度电荷产生机制的风险并且可能具有大尺寸导电层覆盖物的管道组件(见 10.7.4)	C2a 见注	所有绝缘、大尺寸金属件接地电阻为 $10^6 \Omega$
正常运行时存在来自强外部电荷产生机制的极大风险的管道组件。(见 10.8.4 及 10.8.5)	C2a 见注	所有大尺寸绝缘金属件接地电阻为 $10^6 \Omega$
注:如果委托方及权威机构认同,也可以采用其他的性能标准。		

10.3 静电防护方案

如果明确不存在重大静电危险且 GRP 管道不经过危险区域,不要求 GRP 管路具有导电性、静电耗散性或接地,不必执行 10.5~10.9 规定的要求。

如果管道经过危险区域,设计方应考虑选用以下方案之一:

—— 无论是否输送流体,要求所有 GRP 管路具有导电性,编码 C1a 及 C2a;管道系统任何一点的接地电阻不应大于 $1 \times 10^6 \Omega$;不必执行 10.5~10.9 规定的要求;

注 1:上述要求与国际海事组织(IMO)决议案 A753(18)中的要求一致,见 G.1。

—— 采用 10.5~10.9 给出的基于风险的方法。根据静电聚积源是否来自于管道组件内部或外部的电荷产生机制,该方法可能会产生多个性能标准。当出现这种情况时应采用较严格的性能

要求。附录 G 详细阐述了 GRP 管道组件导电性及接地电阻要求的主控因素。

注 2: GRP 管道易燃放电源主要是来自 GRP 管路连接的绝缘非接地金属件,而不是 GRP 材料本身。

注 3: 当外部电荷产生机制为主要考虑因素时,则相同临近区域内所有绝缘的非 GRP 管道组件及结构都应采用相同的风险对策。

注 4: 理论上,多数情况下静电放电风险来自于外部电荷产生机制,可能需要一系列特定环境才能发生。所以使用 GRP 管并不会显著增强出现易燃放电的风险。

10.4 设计及档案编制要求

设计方应按 10.3 及 10.10 规定的要求对位于危险区的管道系统的导电性、静电耗散性及接地要求进行鉴定并编制相关文件,此要求同样适用于 GRP 管道及外部涂有永久保护层的 GRP 管道,GRP 管道外覆有可除去的材料时(例如绝缘材料,见 G.7)应考虑其他因素。

应提供给安装者及操作者上述资料。如果已经按其表面电阻 C5、电荷屏蔽性 C3 或电荷耗散性对管道进行质量鉴定,设计方应确定安装或操作时是否需要验证这些性能。

10.5 内部流体导电性大于 10 000 pS/m 的管道

10.5.1 海水及原油通常符合这些条件。

10.5.2 如果管道内形成带电雾气,则应采用 10.6 规定的要求。

注:除非导电性液体像带电雾气那样形成极细小的液滴,否则管道内不会聚积电荷。因为需要极高的流速和/或极大的管道直径,因此本部分覆盖的条件通常不会发生这种情况。

10.5.3 管道内部应至少通过系统内一个外露接地点接地。如果管道并非始终处于满液状态,应在管道内部系统最低点处及可能截留液体的位置接地。

10.5.4 所有管道上或与管道连接的大尺寸绝缘金属件(见 G.4)在任何接地点的最大接地电阻宜为 $10^6 \Omega$ 。正常运行时应重点关注非常接近固定及移动接地物体的对象(包括操作人员)。

注:该要求旨在提示并阐明不可能出现的外部电荷产生机制,所以风险分析中没有考虑。

10.6 内部流体导电性小于 10 000 pS/m 的管道

10.6.1 此类流体通常包括柴油及煤油等炼化产品。

注:见 G.3.1 中的注。

10.6.2 如果存在人员被电击和人员可能将静电携带到危险区的风险时,非危险区应满足 10.6.3~10.6.6 规定的要求。

10.6.3 应至少在管道系统内部一个外露接地点处接地。如果管道并非始终处于满液状态,应在管道系统内部最低点处可能截留液体的位置接地。

10.6.4 线性流速大于 1 m/s 的 GRP 管道系统应符合 C1a、C2a 或 C3 规定的导电性要求。采用具有 C4 且 C5、C6 或 C7 静电耗散性的组件应经过委托方和权威机构认同。

注: C3 分类编码假定管道内产生的最大电压小于 50 kV。如果有资料表明服役过程中管道内产生的电压大于 50 kV,设计方应考虑更改验收判据。反之,如果有资料表明管道内产生的电压远小于 50 kV,则可以降低性能标准。

10.6.5 对于具有易燃环境管道,例如处于部分满液的管道,其内部任何一点的最大接地电阻宜为 $10^5 \Omega$ (C1a)。

10.6.6 如果除安全性之外其他原因(如产品质量)造成的管道内壁完整性及其管道内壁易于击穿成为重要影响因素,管道内任何一点的最大接地电阻宜为 $10^6 \Omega$ (C1a)。

10.6.7 长度小于 10 m、流体最大流速为 1 m/s、导电性小于 10 000 pS/m 的管道不要求有导电性,主要大尺寸绝缘金属组件的最大接地电阻(参见附录 G)小于 $10^5 \Omega$ 。根据风险分析的结果,长度大于 10 m、特别是管道上游端设有微孔过滤器的管道系统应满足 10.6.4 规定的要求。

10.6.8 对于能在管线内部及外部之间形成直接电通路的管道内部金属组件,其任何一点的最大接地电阻应为 $10^6 \Omega$ 。对于符合 10.6.7 要求的管道,其接地电阻可增加至 $10^8 \Omega$ 。

10.6.9 所有管道上或与管道连接的大尺寸(见 G.4)绝缘金属件的任何接地点的最大接地电阻宜为 $10^6 \Omega$ 。正常运行时应重点关注非常接近固定及移动接地物体的对象(包括人员)。见 10.5.4 中的注。

10.7 处于弱/中度外部电荷产生机制的管道

10.7.1 存在人员可能将聚积的静电携带到危险区的重大风险时,非危险区应符合 10.7.3~10.7.4 规定的要求。

10.7.2 具有可去除式包覆层的 GRP 管道系统的暴露部分或包覆层下的大尺寸绝缘金属部件应该符合本节规定的要求,见 G.7。

10.7.3 对于未被导电层覆盖的大尺寸管道组件或正常运行时几乎不会产生外部强静电的管道组件,只要其只处于弱的外部产生电荷机制环境下,可不具有导电性,例如偶然的摩擦静电及冲洗时小水箱附近的组件。管道上或与管道连接的所有大尺寸绝缘金属件的(见 G.4)最大接地电阻应小于 $10^8 \Omega$ 。正常运行时应重点关注非常接近固定及移动接地物体的对象(包括人员)。

注:大管道比小管道更容易被导电材料覆盖。

10.7.4 对于使用时可能被大尺寸导电层覆盖但在正常服役时几乎不会产生外部强静电的管道组件,只要组件仅处于弱的或中度的外部产生电荷机制环境,例如冲洗时大贮罐附近的组件、变化中的大气场及频繁摩擦静电,应符合分类编码 C2a 的静电耗散性要求。如果管道无法达到 C2a 规定的要求,经过委托方及权威机构认同后也可以采用分类编码 C5 或 C6。所有管道上或与管道连接的大尺寸(见 G.4)绝缘金属件的任何接地点的最大接地电阻宜为 $10^8 \Omega$ 。正常运行时应重点关注非常接近固定及移动接地物体的对象(包括人员)。

10.8 处于强外部产生静电机制作用的管道

10.8.1 具有可去除式包覆层的 GRP 管道系统的暴露部分或包覆层下的大尺寸绝缘金属部件应符合本节规定的要求,见 G.7。

10.8.2 通过管道的两相流体是主要考虑机制,如含有冷凝物的气体,邻近管道泄漏的蒸汽或烃类等。因为周围始终存在危险环境,因此后者存在潜在危险条件。

10.8.3 作为风险评估的一部分,设计方应该考虑泄漏流体的性能、分离电荷的能力、泄漏的驱动压力、产生泄漏源的管件和紧固件的可靠性、维修频率、GRP 管道的走向及泄漏源距离、通风条件、潜在易燃放电点相对于最近的可接地物体的距离及人工操控设备的时间比例。

10.8.4 所有管道上或与管道连接的大尺寸(见 G.4)绝缘金属件的任何接地点的最大接地电阻宜为 $10^6 \Omega$ 。正常运行时应重点关注非常接近固定及移动接地物体的对象(包括人员)。

10.8.5 在正常运行中,如果已确定强电荷外部产生机制会给管道组件带来重大风险,该组件应符合分类编码 C2a 规定的导电性要求。如过管道无法达到 C2a 要求,经过委托方及权威机构认同后也可以采用分类编码 C5 或 C6。

注:当 GRP 管道装有导电性流体并且壁厚小于 8 mm 时,GRP 表面本身的电磁辐射状放电机率增加。与小管道相比,大管道更易具有易燃放电的电容。

10.9 管道系统内电路的连续性

10.9.1 如果规定管道具有导电性,设计方应考虑通过接头的电路连续性并确定接地母线的间距。所有不符合连续性分类编码 Y=1 的组件应按制造商的建议采取独立接地措施。

10.9.2 如果需要采用外部导电涂料,建议在安装管道之前在工厂涂装,并建议不可在检验期间在难以进入的区域涂装导电涂料。

10.9.3 如果采用外部导电涂料,操作者必须在服役寿命周期内监控涂层的完整性以保证涂层区域不与地绝缘。

10.9.4 运行方应在使用过程中监控所有地连接点的性能。

10.9.5 涂层及地连接点完整性的评估频率及方法应尽可能与风险分析结果比对。

10.10 雷击

应根据风险分析结果确定是否可在存在雷击的环境中采用 GRP 管道输送易燃或危险流体。

11 安装方与运行方档案

系统设计方应提供安装及运行人员使用的必要资料,这些资料应包括但不限于:

- a) 运行及设计参数:
 - 1) 设计压力;
 - 2) 设计温度;
 - 3) 树脂的 T_g 值;
 - 4) 每个组件的评定压力;
 - 5) 每个管道系统的最小评定压力;
 - 6) 每个管道系统的平均及最大流速条件;
 - 7) 如果可行,抗化学性的极值;
 - 8) 如果可行,消除或控制水锤及气蚀的方法;
 - 9) 如果可行,防火管道的火灾分类编码及位置;
 - 10) 导电性分类、导电管道的位置、接地漏电/接地要求及接地点的位置;
 - 11) 临界条件。
- b) 重型设备的系统图纸及支承要求;
- c) 如果可行,管道回路中连接最终接头的最佳位置;
- d) 如果可行,管段早期压力试验指南;
- e) 检验规划。

安装及运行的检验规划应考虑系统的临界条件及检验的可行性。附录 H 给出了制定检验规划需要考虑的因素。GB/T 29165.2—2012 附录 E 给出了检验方法指南。当需要进行声发射试验时,应按 ASTM E1118 的要求进行。评估树脂或粘接剂的状态应按 GB/T 29165.2—2012 中 6.8.2 的要求进行。

附录 A

(资料性附录)

GRP 管道系统布置设计指南

A.1 支承结构类型

允许管道在相对自由度内移动的支承结构包括：

- a) 吊架,允许管道横向或纵向自由移动；
- b) 管道可在其上部滑动的固定支承,允许产生纵向及横向移动；
- c) 导轨,允许管道发生纵向和旋转移动,但限制其发生横向移动；
- d) 锚,限制管道在所有方向上的移动,将管道系统分成独立可膨胀的分部。

吊架能在吊杆上自由移动,包括带、环、U形钩或辊。由角钢做成的传统管架是一种典型的固定支承,它允许横向和纵向移动。

A.2 支承间距

在管道系统里设计支承结构是为了防止由管道和流体质量引起的管道过度挠曲。当间距正中的挠度限制在 12.5 mm 或跨距的 0.5% 时,管道的弯曲应力通常低于管子和连接件的许用应用。然而,在要求更为严格设计中,可能需要使用更短的支承间距。如果系统中有很多重型在线组件,例如阀门,或者当设计压力和设计温度接近产品极限时,应进行更严格的设计。支承间距决定了管子的最大应力水平。

A.3 热膨胀

对于任何地上管道系统,需要计算由热膨胀引起的长度方向上的变化。接触模法和长纤维缠绕法成型的 GRP 管道在轴向热膨胀值变化很大。GRP 管道的热膨胀值是热膨胀系数、温度变化以和管道总长的函数。当高于设计使用温度时,GRP 管道的热膨胀系数近似为恒定值,热膨胀值与温度成线性关系。

A.4 内压膨胀

由于 GRP 管道模量较低,由内压引起的轴向膨胀经常被忽略不计,但是有时它与热膨胀属于同一数量级,为了获得准确的结果,设计时应考虑内压膨胀。压力膨胀的大小取决于设计压力、管道尺寸、壁厚以及产品的机械性能。建议校核压力膨胀值并确定设计时是否需要将其作为影响因子。

A.5 用锚控制膨胀

在 GRP 管道系统设计中,应该利用其轴向弹性模量低的特性。这个特性优点之一是温度和压力作用产生的端部荷载较小,可采用较轻的锚。在锚—锚条件下,因为压力影响一般只出现在方向改变时,因此设计中通常不考虑压力膨胀。但是,在每一个设计中都应评估压力影响。

A.6 采用导轨控制膨胀

除非管道系统由导轨适当的限制,否则由于膨胀产生的压缩力可能会导致管壁屈曲和失稳。导轨固定在支承结构上以提供管道支持,它允许管道轴向移动以防止膨胀引起的屈曲。正常条件下,管道系统在锚定点之间的线性膨胀在不超出管道及配件轴向允许应力情况下可以得到控制。

推荐在管线在受到侧向载荷或提升力作用时使用导轨。例如,当管道承受压力波动、服役过程中的管道被清空和注满、管道被风或其他外部载荷抬起或移动(尤其是空管)的情况下。

A.7 通过方向改变来控制膨胀

作为管道系统几何设计的一部分,方向的改变能减小由热膨胀和压力膨胀产生的应力。但是在方向改变的情况下,GRP 管件,特别是弯头处产生的应力水平应低于管道和管件弯曲允许应力水平。管道和管件中的应力水平取决于管道长度的总变化和距第一个导轨或吊架长度。

A.8 通过膨胀环控制膨胀

膨胀环(管环通常是 C 形的)是减小管道系统中由于长度方向上变化产生的应力的另一种方法。膨胀环一般设置在非常长的直管段以减小锚间的末端载荷和屈曲。与用于方向改变的导轨间距一样,此设计也是一种简化方案。设计参数同样包括热膨胀和内压膨胀,而不仅仅是温度变化。任何详细设计均应考虑到为了减少温度影响降低模量会导致更为保守的结果。

A.9 利用伸缩装置控制膨胀

尽可能将伸缩装置(柔性管接头)的使用限制承受轴向压缩或伸长的场合,即压缩或扩展的场合。其他方法,如单伸缩装置和铰接式伸缩装置需要特别考虑。

附录 B

(资料性附录)

连接设计选择的方式和指南

B.1 概述

有各种类型的适用于 GRP 管道的胶接和机械连接,这些专用连接通常可以分成以下几类:

- a) 同心粘接接头;
- b) 层合板接头;
- c) 机械 O 形环承插式弹性密封接头(有/无锁键);
- d) 法兰接头;
- e) 其他机械接头;
- f) 金属/GRP 转换接头。

海上应用时通常需要抗推接头,如粘接接头、弹性承插密封接头(有锁键)、层合板接头或法兰接头。

但是,对于支承良好及锚固的管道,也可使用非抗推接头,例如,弹性承插密封接头(没有锁键)或机械接头。

选择连接方法时,设计者应考虑以下因素:

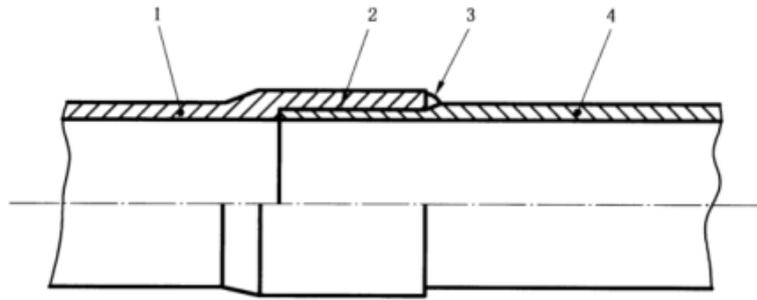
- 极限服役状态(可靠性);
- 弯曲性能;
- 安装环境(易于检验);
- 易于制造。

B.2 粘接接头

粘接接头是一种刚性接头,它由略带锥度(锥形)的承口和机制插口(圆柱或圆锥形)构成。此外,承插口的锥体可带螺纹。图 B.1 图示了一种典型的粘接接头。

在所有连接方式中,粘接接头的原材料耗费最低,正确连接时效果良好。当使用圆柱形插口时,接头会形成台肩。当使用锥形插口时,承口和插口的锥形表面相匹配,不会形成台肩。前者的优势在于能很容易的确定最终涂胶的位置,而后者(圆锥/圆锥接头)连接强度更高,但是连接不适当时易造成涂胶位置错误,从而降低接头强度。

对于大口径管子,尤其当直径大于 450 mm 时,粘接接头安装比较困难。应注意涂胶时产生的胶珠的尺寸,它可能被挤入到管道中,从而阻塞管道或成为管道侵蚀和气蚀损伤起源。



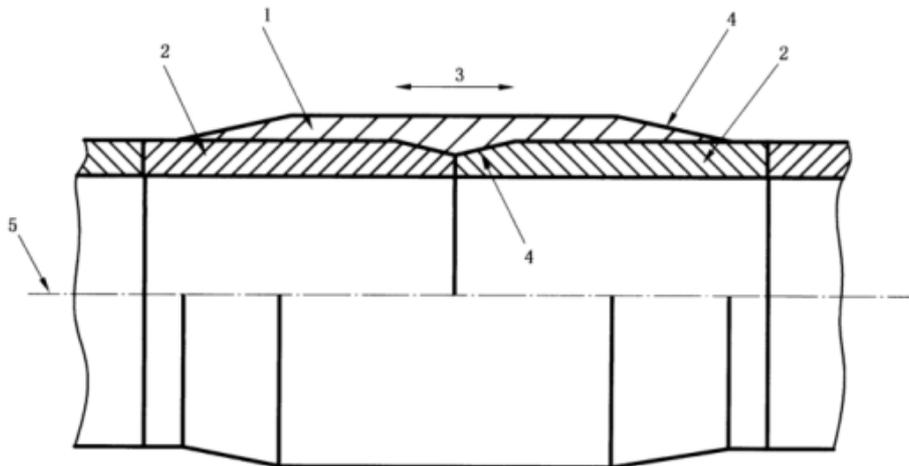
说明：

- 1——集成承插端的管子；
- 2——粘接剂；
- 3——倒角；
- 4——带插口端的管子。

图 B.1 典型的粘接接头

B.3 层合板接头

如图 B.2 所示,层合板接头由直管管端和预制的管件构成,直管端和管件对齐后将增强纤维和树脂/固化剂的混合物层合粘接在一起。有两种类型的层合板接头:管道外表面经打磨后形成圆柱面型和外表面经打磨后形成锥形表面型。层合接头需要很高的操作技巧,因此尽可能少在现场施工时采用这种连接方式。



说明：

- 1——层合结构；
- 2——管体；
- 3——层合长度方向；
- 4——锥度,不大于 1/6；
- 5——管道中心线。

图 B.2 典型的层合板接头

层合接头相对于粘接接头的优势在于,仅需从管道外部制备接头,管端定位相对容易。当现场搭接

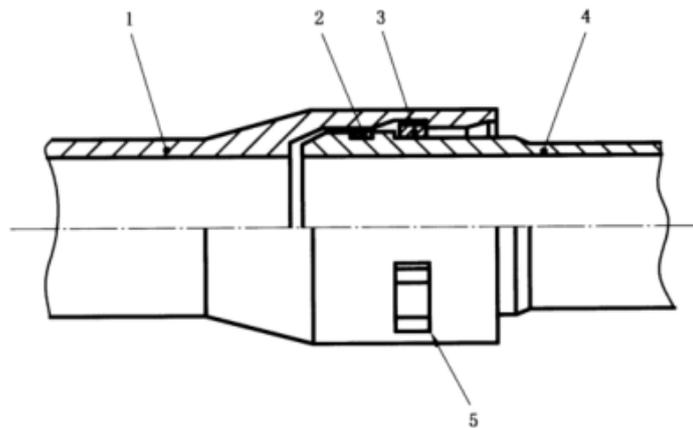
时,由于层合板接头容许微小的错位,因此可考虑采用这种连接。

B.4 机械 O 形环承插式弹性密封接头

承插式弹性密封接头由插口端和带有 O 形环或边缘密封环的承口组成。承口既可以与管(单承口)集成,也可以是一个独立的部件(双承口),双承口适用于连接两根带有插口的管。连接可能会使用两个或更多 O 形环的接头。弹性密封接头允许管道产生一定的轴向移动和一定量的角度偏移。当需要抗拉连接时,应在接头中加入锁键,如图 B.3 所示。

这种连接方式组装最为简便,设计时允许在接头内有一定的轴向运动和一定角度偏离。它们比法兰接头价格低且结构上更加有效,但比粘接接头价格高。相比粘接接头,这种接头比较笨重,但优点在于能在简陋的工作条件下快速的组装。对于混凝土重力基座系统的管道以及船用的压载传输管道,应首选这种接头。

这种接头也可用于泵送立管柱体,需在接头的轴向加入键槽以使其能传输扭矩。



说明:

- 1——集成承口的管子;
- 2——弹性密封圈;
- 3——锁键条;
- 4——带承口管子;
- 5——锁键条插孔。

图 B.3 典型的弹性承插式密封接头(带锁键)

B.5 法兰连接

法兰连接便于 GRP 管道与钢管的连接,易于管道系统的安装和拆卸。法兰的外径和孔距应符合 ISO 7005-3、ISO 15649 或 ASME B16.5 要求。GRP 法兰应为平面法兰,相应的金属法兰也是平面式的。

以下是两种常用的法兰类型:

- 固定式法兰,与管道末端用粘接剂粘接或者用层合方法连接;

——松环式法兰,肩圈为 GRP,通过粘接或者层合方式连接到管道的末端,末端带有 GRP 或者金属法兰底。

在使用螺栓连接法兰盘时,应在两边的法兰面上采用垫圈,并考虑使用垫板防止在拧螺栓时损伤 GRP。

通常情况下应尽量避免使用法兰连接,因为复合材料法兰对对中不当和螺栓过紧非常敏感。应避免使用重型法兰,不应将其用于弥补安装过程中可能存在质量缺陷,因为这样会显著增加成本、重量和增加装配长度。

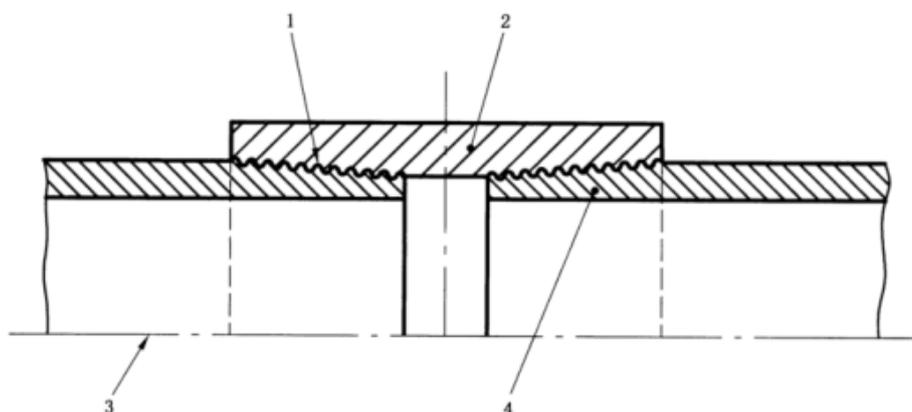
B.6 螺纹连接

以下三种螺纹连接方式可用于高压和中压的 GRP 管道系统:

- a) 外螺纹/外螺纹连接,使用标准 API 螺纹管箍(例如 EUE 10RD、EUE 8RD,也称为圆螺纹)见图 B.4;
- b) 内螺纹/外螺纹连接,接头带有标准 API 螺纹,密封通过制造商推荐的聚四氟乙烯带和/或特种化合物,见图 B.5;
- c) 内/外粗螺纹连接,使用 O 形环密封,见图 B.6。

为了减小摩擦力和增强密封效果,可在螺纹间使用填料,例如石墨和/或者陶瓷微粒。也可以使用聚四氟乙烯类润滑剂来减小摩擦力,降低上卸扣扭矩。

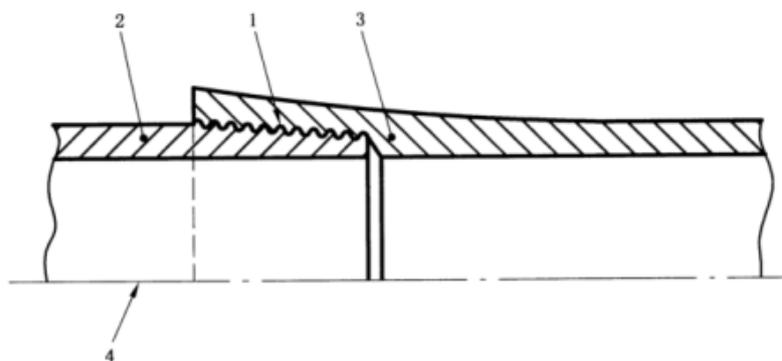
API 标准螺纹应满足 API Spec 15HR 的要求。由制造商设计的螺纹应满足企业标准,如螺纹的加工质量,表面光洁度等。



说明:

- 1——标准 API 螺纹;
- 2——内螺纹接头;
- 3——管道中心线;
- 4——管体。

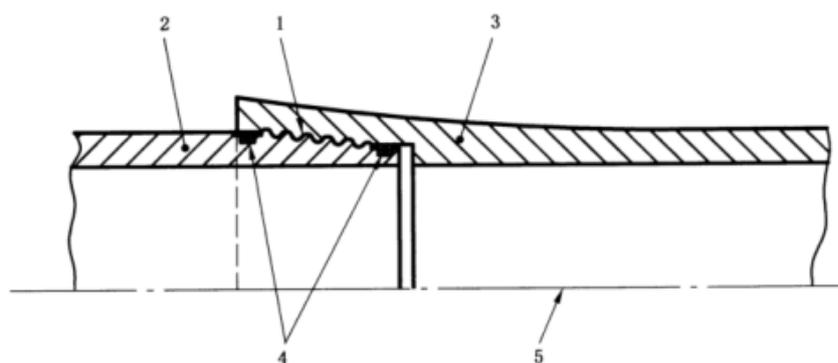
图 B.4 标准 API 螺纹连接



说明：

- 1——标准 API 螺纹；
- 2——带有外螺纹的管体；
- 3——带有内螺纹的管体；
- 4——管道中心线。

图 B.5 API 螺纹整体连接



说明：

- 1——粗螺纹；
- 2——带有外螺纹的管子；
- 3——带有内螺纹的管子；
- 4——O 形密封圈；
- 5——管道中心线。

图 B.6 螺纹整体连接(粗螺纹+O 形密封圈)

B.7 其他的机械连接

有多种适用于 GRP 管道的专用机械接头或管件,应参考制造商提供的应用指南。

附录 C

(资料性附录)

材料性能与应力应变分析指南

制造商通常选择内压 2 : 1(环向与轴向应力比)的工况来作为优化 GRP 管道性能的条件,这表明 GRP 的性能是各向异性的,其环向模量要远大于与轴向模量。

以下是与 GRP 管道及管道系统设计有关材料性能及其符号:

- | | |
|-------------|----------------------------|
| 符号 | 材料性能 |
| E_a | 轴向的杨氏模量 |
| E_h | 环向的杨氏模量 |
| ν_{ho} | (环向)泊松比,环向应力造成的轴向应变与环向应变之比 |
| ν_{oh} | (轴向)泊松比,轴向应力造成的环向应变与轴向应变之比 |
| G_{shear} | 剪切模量 |
| α_a | 轴向热膨胀系数 |
| α_h | 环向热膨胀系数 |

其中 $\frac{\nu_{ho}}{E_h} = \frac{\nu_{oh}}{E_a}$ 。

表 C.1 给出了上述 GRP 管道的性能参考值。该种 GRP 管道采用连续玻璃纤维以 55° 缠绕角进行缠绕,其中玻璃纤维体积分数为 55%,基体分别采用环氧树脂,乙烯基酯树脂和不饱和聚酯树脂。

表 C.1 材料的典型性能

材料性能	参考值
E_a	12 000 MPa
E_h	22 000 MPa
ν_{ho}	0,55
ν_{oh}	0,30
G_{shear}	11 000 MPa
α_a	18 $\mu\text{m}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$
α_h	12 $\mu\text{m}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$

用于 GRP 管道/管道系统设计的相关应力,应变参数及符号如下:

- | | |
|--------------|----------|
| 符号 | 应力/应变 |
| ϵ_a | 轴向应变 |
| ϵ_h | 环向应变 |
| γ | 剪切应变(面内) |
| σ_a | 轴向应力 |
| σ_h | 环向应力 |
| τ | 剪切应力(面内) |

应变随应力变化的关系式如下:

$$\epsilon_a = \frac{\sigma_a}{E_a} - \nu_{ho} \frac{\sigma_h}{E_h}$$

$$\epsilon_h = -\nu_{ah} \frac{\sigma_a}{E_a} + \frac{\sigma_h}{E_h}$$

$$\gamma = \frac{r}{G_{shear}}$$

相反,应力随应变的变化关系如下:

$$\sigma_a = \frac{E_a}{(1 - \nu_{ha}\nu_{ah})} (\epsilon_a + \nu_{ha}\epsilon_h)$$

$$\sigma_h = \frac{E_h}{(1 - \nu_{ha}\nu_{ah})} (\epsilon_h + \nu_{ah}\epsilon_a)$$

$$\tau = G_{shear} \cdot \gamma$$

附录 D
(规范性附录)
挠度分析指南

D.1 概述和定义

以下的系统设计指南提供了一种获取纤维缠绕管道及其管件设计裕量输入参数的方法,它以供应商提供的产品评定鉴定过程中的部分测试数据和组合负载下纤维缠绕层合板结构的应用经验为基础,程序中包括了不同载荷条件下许用设计包络线的评估。本程序设计原则为不应给组件供应商增加额外的测试负担。

在其他标准引文中,GB/T 29165 应作为 UKOOA 文件的发展。系统持续载荷、偶然载荷情况的定义与 ASME B31.3 一致。系统设计参数、挠度系数、应力集中系数和压力应力乘子的定义见 BS 7159:1989。GB/T 29165 和其他文献的主要区别在于,它规定了产品应以性能为基础进行供货和质检。

由于组件自身完整性不是通过设计而是通过测试来判定,当开发用于设计计算参数的方法时,会遇到一定的技术难题。

直管的设计过程比较单一,因为通常会有足够的数据用于构建系统在应力条件下的短时基准包罗线,许用设计包络线可通过此基准线的比例放大获得。(前提是假设比例放大的有效性)。

但是,管件的设计过程相对复杂,主要包括以下过程:

- 压力作用下管件中的应力分布非常复杂,不能局限于简单薄膜应力;对于许多管件,局部弯曲应力是应力的主要组成部分;通常采用在设计中引入了压力应力乘子(m_{psb})来进行修正;
- 管件所使用的材料和制造方法都不同于直管。几何尺寸的限制造成即使产品使用的树脂和玻璃纤维增强材料相同,铺层也是不同的,其结构细节、缠绕角,纤维含量等也会发生变化;这就造成产品的力学性能也不相同,如强度、各向异性的程度等;
- 在二维曲面上层合结构的厚度随着位置不同变化很大,例如,弯头内弧面要比拱背厚很多。这种影响增加了应力分析的复杂性。

本指南采用了“等效应力”的概念,此方法将管件性能等效成直管,计算出许用“等效”设计应力。因为管件中的实际应力分布变化很大,且难以计算,因此这种方法计算出的并非管件中的实际应力。推算“等效应力”的前提是质检测试结果表明管件的等级不低于相关直管段。

指南给出的方法代表了当前的技术现状,它以直径小于 0.3 m 的管材的经验数据为基础。它不能保证采用本附录中描述的方法进行应力计算的准确性,因此与业主协商后也可采用其他的计算方法。例如使用有限元分析技术和基于经验的计算方法。

下列术语和定义适用于本附录。

D.1.1**应力集中系数**

S_r

在外加载荷作用下管件中的实际/有效应力和名义应力的比值,名义应力是基于与管件相同截面模量和杨氏模量的直管确定的。

D.1.2

挠度系数

K

组件/管件的弯曲挠度和相应直管的弯曲挠度的比值,该直管段与管件具有相同铺层结构、杨氏模量、展开长度和厚度。

D.1.3

压力应力乘子

m_{psb}

由作用在管件上的内压造成的环向应力载荷的微量增加。

注:以上定义将弯头或三通的挠度应力集中系数与相同材料制备、相同直径和壁厚直管的挠度联系在一起。在传统的钢管系统中,弯头和管道通常采用相同的材料和尺寸。在 GRP 管道系统中,直管和弯头通常是分开的部件,然后通过粘结或者层合连接在一起。弯头和直管所用的材料、铺层结构和尺寸可能并不相同,尤其是弯头的壁厚更大。取决于管道的直径和压力等级,厚度增加系数通常在 2~5 之间。

对于 GRP 管,几乎没有可用的实验证据证实应力集中系数的定义。SINTEF^[7]最近的研究表明,BS 7159:1989 中提出的应力集中系数值和挠度值与他们最近设计的纤维缠绕 GRP 管的实验结果并不相符。

由于 BS 7159:1989 中提出的应力集中系数存在争议,同时又缺乏完善的数据支持,应按以下方法定义应力集中系数和挠度系数,这些方法基于分析过程中大量使用且被证明有效的数据。

对于使用非纤维缠绕成型的管件和/或管子,可直接参考 BS 7159:1989 标准。

当直径大于 0.5 m 时,挠度分析中的特定系数应参考 BS 7159:1989。

D.2 挠度分析

D.2.1 概述

挠度分析中两部分内容需要设计工程师来进行判断。首先,管道系统模型应能反映它的实际特性。尽管一些建模技术只适用于各向异性系统,还有许多好的建模技术对各向同性和各向异性管道系统是通用的。

其次,应对从挠度分析中获得的结果进行合理的解释。当采用钢管体系时,各种不同等级的钢材都有明确规定的允许应力水平。但是,对于 GRP 管而言,由于存在很多的铺层方式,因此允许应力水平的定义非常复杂。

D.2.2 弯头

D.2.2.1 概述

弯头对压力和热引起的轴向和弯曲载荷的响应比直管在同等载荷作用下的响应更为复杂。弯矩可以产生椭圆度、导致轴向和环向应力。取决于载荷的方向是在面内还是面外,弯矩产生的环向和轴向应力比值可在 2.1 和 2.8 之间变化。因此,弯头内的应力分布及其方向变得非常复杂,不能简单地通过承受的内压和拉伸载荷计算。

内压和弯曲载荷可能产生的轴向和环向应力,导致定义 GRP 弯头长期强度时会趋于保守。在应力

比为 2 : 1 时,长期轴向强度取值为管材长期强度的一半。对直管进行系统设计时同样趋于保守。

以下挠度系数、应力集中系数和压力应力乘子的经验关系是以 BS 7159:1989 为基础的。当在管道系统设计中使用时,应考虑经验公式的假设和限制条件,尤其应注意毗邻管子的壁厚。在推导挠度系数、压力应力乘子和应力集中系数之间的经验关系时,假定弯头的最大壁厚是直管最大壁厚的 1.75 倍。**备注:**在 BS 7159:1989 中描述的多种铺层类型中,仅考虑类型 3 纤维缠绕铺层。

D.2.2.2 挠度系数(K_b)

以下给出了确定弯头的挠度系数的计算方法,首先计算管件本身的挠度系数,然后转换成管道分析计算程序应用的总体挠度系数,弯头挠度系数通过将局部挠度系数与 $(E_a/b)_{管片}/(E_a/b)_{弯头}$ 比值相乘获得。

对于 GRP 弯头,其挠度系数 K_b 以管道系数 λ_b 和由内压作用产生的轴向压力修正系数 δ_a 为基础。 λ_b 通过下式计算:

$$\lambda_b = \frac{4t_b R_b}{D_i^2} \dots\dots\dots (D.1)$$

式中:

- t_b —— 弯头参考层合板的平均壁厚,单位为毫米(mm);
- D_i —— 弯头增强层的内径,单位为毫米(mm);
- R_b —— 管道弯曲半径的平均值,单位为毫米(mm)。

详见表 D.1。

注 1: 参考层合板的壁厚 t_b 定义为管道设计计算中用于建模的等效直管段壁厚。

δ_a 通过下式计算:

$$\delta_a = \frac{1}{1 + [2.53p/(E_{h,bend}) \cdot (R_b/t_b)^{1.3} \cdot (D_i/2t_b)^2]} \dots\dots\dots (D.2)$$

式中:

- p —— 施加的内压,单位为兆帕(MPa);
- $E_{h,bend}$ —— 弯头的环向模量,单位为兆帕(MPa)。

平滑弯头的挠度系数为 λ_b 的函数,见表 D.1:

$$\kappa_b = \delta_a \cdot \frac{0.64}{(\lambda_b)^{0.83}} \cdot \frac{E_{a,pipe} \cdot t_{pipe}}{E_{a,bend} \cdot t_b} \dots\dots\dots (D.3)$$

对于手糊成型弯头,式中的系数 0.7 更换为 1.0。

斜接弯头的挠度系数为 λ_b 的函数,见表 D.1:

$$\kappa_b = \delta_a \cdot \frac{0.64}{(\lambda_b)^{0.83}} \cdot \frac{E_{a,pipe} \cdot t_{pipe}}{E_{a,bend} \cdot t_b} \dots\dots\dots (D.4)$$

式中:

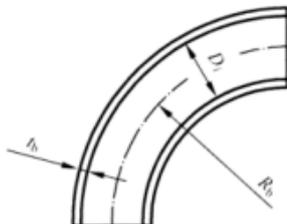
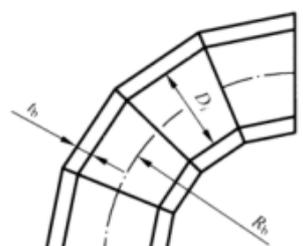
- $E_{a,pipe}$ —— 与其连接的管子的轴向模量,单位为兆帕(MPa);
- $E_{a,bend}$ —— 弯头的轴向模量,单位为兆帕(MPa)。

注 2: 式(D.3)和式(D.4)不同于 BS 7159:1989 中相关的公式。SINTEF 研究^[7]表明,由于弯头椭圆度造成的挠度增量超过通过增加弯头壁厚形成的补偿,从而导致整体的挠度系数小于 1,即弯头刚度大于直管。

注 3: 壁厚比作为面积二次矩比值的近似值。如果弯头的模量未知,可用管道的轴向模量来代替。

根据经验设置 κ_b 上限值,平滑弯头或斜接弯头都不应大于 3。

表 D.1 管道设计中弯头设计系数总结

弯头	平滑	斜接
图示		
管道系数	$\lambda_b = \frac{4t_b R_b}{D_i^2}$	
轴向压力修正系数	$\delta_a = \frac{1}{1 + [2.53p / (E_{h,bend}) \cdot (R_b/t_b)^{\frac{1}{2}} \cdot (D_i/2t_b)^2]}$	
环向压力修正系数	$\delta_b = \frac{1}{1 + [1.1p / (E_{h,bend}) \cdot (R_b/t_b)^{\frac{2}{3}} \cdot (D_i/2t_b)^{\frac{11}{6}}]}$	
挠度系数	$\kappa_b = \delta_a \cdot \frac{0.7}{\lambda_b} \cdot \frac{E_{a,pipe} \cdot t_{pipe}}{E_{a,bend} \cdot t_b}$	$\kappa_b = \delta_a \cdot \frac{0.64}{\lambda_b^{0.83}} \cdot \frac{E_{a,pipe} \cdot t_{pipe}}{E_{a,bend} \cdot t_b}$
面内轴向 SIF	$S_{b,ob} = \delta_a \cdot \frac{0.76}{\lambda_b^{\frac{2}{3}}}, S_{b,ob} \leq 2.5$	$S_{b,ob} = \delta_a \cdot \frac{0.5}{\lambda_b^{\frac{2}{3}}}, S_{b,ob} \leq 2.5$
面外轴向 SIF	$S_{b,ob} = \delta_a \cdot \frac{0.56}{\lambda_b^{\frac{2}{3}}}, S_{b,ob} \leq 2.5$	$S_{b,ob} = \delta_a \cdot \frac{0.51}{\lambda_b^{\frac{2}{3}}}, S_{b,ob} \leq 2.5$
面内环向 SIF	$S_{b,ob} = \delta_b \cdot \frac{1.6}{\lambda_b^{\frac{2}{3}}}, S_{b,ob} \leq 2.5$	$S_{b,ob} = \delta_b \cdot \frac{1.2}{\lambda_b^{\frac{2}{3}}}, S_{b,ob} \leq 2.5$
面外环向 SIF	$S_{b,ob} = \delta_b \cdot \frac{1.58}{\lambda_b^{\frac{2}{3}}}, S_{b,ob} \leq 2.5$	$S_{b,ob} = \delta_b \cdot \frac{1.53}{\lambda_b^{\frac{2}{3}}}, S_{b,ob} \leq 2.5$
注：正文中给出了适用于平滑手糊组件的修改后的公式。		

D.2.2.3 应力集中系数(S_f)

对于平滑弯头或斜接弯头,需要 4 个应力集中系数来量化主应力,即:

- S_{b,ob} —— 面内弯曲应力下的轴向应力集中系数;
- S_{b,ob} —— 面外弯曲载荷作用下的轴向应力集中系数;
- S_{b,ob} —— 面内弯曲载荷作用下的环向应力集中系数;
- S_{b,ob} —— 面外弯曲载荷作用下的环向应力集中系数。

这些应力集中系数是管道系数的函数 λ_b、轴向压力修正系数 δ_a 和环向压力修正系数 δ_b 的函数,其中 δ_b 通过下式计算:

$$\delta_b = \frac{1}{\left\{ 1 + [1.1p / (E_{h,bend}) \cdot (R_b/t_b)^{\frac{2}{3}} \cdot (D_i/2t_b)^{\frac{11}{6}}] \right\}} \dots\dots\dots (D.5)$$

面内弯曲载荷作用下平滑弯头的轴向应力集中系数通过下式计算(见表 D.1):

$$S_{f_n,ib} = \delta_a \cdot \frac{0.76}{(\lambda_b)^{2/3}} \dots\dots\dots (D.6)$$

对于手糊平滑弯头,式中的系数 0.76 更换为 0.96。

面内弯曲载荷作用下斜接弯头的轴向应力集中系数通过下式计算(见表 D.1):

$$S_{f_n,ib} = \delta_a \cdot \frac{0.5}{(\lambda_b)^{2/3}} \dots\dots\dots (D.7)$$

面外弯曲载荷作用下平滑弯头的轴向应力集中系数通过下式计算(见表 D.1):

$$S_{f_n,ob} = \delta_a \cdot \frac{0.56}{(\lambda_b)^{2/3}} \dots\dots\dots (D.8)$$

对于手糊平滑弯头,式中系数 0.56 更换为 1.03。

面外弯曲载荷作用下斜接弯头的轴向应力集中系数 $S_{f_n,ob}$ 通过下式计算(见表 D.1):

$$S_{f_n,ob} = \delta_a \cdot \frac{0.51}{(\lambda_b)^{2/3}} \dots\dots\dots (D.9)$$

面外弯曲载荷作用下平滑弯头的环向应力集中系数 $S_{f_h,ib}$ 通过下式计算(见表 D.1):

$$S_{f_h,ib} = \delta_h \cdot \frac{1.6}{(\lambda_b)^{2/3}} \dots\dots\dots (D.10)$$

对于手糊平滑弯头,系数 1.6 保持不变。

面外弯曲载荷作用下斜接弯头的环向应力集中系数 $S_{f_h,ib}$ 通过下式计算(见表 D.1):

$$S_{f_h,ib} = \delta_h \cdot \frac{1.2}{(\lambda_b)^{2/3}} \dots\dots\dots (D.11)$$

面外弯曲载荷作用下平滑弯头的环向应力集中系数 $S_{f_h,ob}$ 通过下式计算(见表 D.1):

$$S_{f_h,ob} = \delta_h \cdot \frac{1.58}{(\lambda_b)^{2/3}} \dots\dots\dots (D.12)$$

对于手糊弯头,式中系数 1.58 更换为 1.42。

面外弯曲载荷作用下斜接弯头的环向应力集中系数 $S_{f_h,ob}$ 通过下式计算(见表 D.1):

$$S_{f_h,ob} = \delta_h \cdot \frac{1.53}{(\lambda_b)^{2/3}} \dots\dots\dots (D.13)$$

根据经验,对上述四个应力集中系数设置上限,其上限值应不超过 2.5。

D.2.2.4 压力应力乘数 (m_{psb})

GB/T 29165.2 给出了建立管道系统中组件评定压力的步骤。如果式(7)用于确定弯头的评定应力,那么就已经考虑了组件中的应力集中。在这种情况下,系统设计计算中采用的压力应力乘子 m_{psb} 应设为 1。

对于没有按 GB/T 29165.2 中的方法评定的弯头,应使用以下的压力应力乘子:

- 对于平滑弯头,压力应力乘子应为 1;
- 对于斜接弯头,压力应力乘子应为 1.3。

D.2.2.5 应力分析

应力分析的目的在于计算有效环向和轴向应力,它们用于评估弯头的应力水平是否在可接受的范围内,即是否在因数化长期设计包络线内。

有效环向和轴向应力 $\sigma_{heff,b}$ 和 $\sigma_{axff,b}$ 通过下式计算:

$$\begin{aligned} \sigma_{heff,b} &= \sqrt{(\sigma_{hp} + \sigma_{hb})^2 + 4\xi^2} \\ \sigma_{axff,b} &= \sqrt{(\sigma_{ap} + \sigma_{ah})^2 + 4\xi^2} \dots\dots\dots (D.14) \end{aligned}$$

式中：

$$\sigma_{hp} \text{——环向压力应力,单位为兆帕(MPa),} = \frac{m_{psb} \cdot p(D_i + t_b)}{2t_b}$$

$$\sigma_{hb} \text{——环向弯曲应力,单位为兆帕(MPa),} = \frac{(D_i + 2t_b)}{2I_b} \sqrt{(S_{fb,cb}M_i)^2 + (S_{fb,cb}M_o)^2}$$

$$\sigma_{ab} \text{——轴向弯曲应力,单位为兆帕(MPa),} = \frac{(D_i + 2t_b)}{2I_b} \sqrt{(S_{fb,cb}M_i)^2 + (S_{fb,cb}M_o)^2}$$

$$\xi \text{——扭转应力,单位为兆帕(MPa),} = 1.5 \times \frac{M_T (D_i + 2t_b)^1}{4I_b}$$

注：上式中 1.5 是应力集中系数。

p ——施加压力,单位为兆帕(MPa)；

M_i ——施加的面内弯曲力矩,单位为牛毫米(N·mm)；

M_o ——施加的面外弯曲力矩,单位为牛毫米(N·mm)；

M_T ——施加的扭矩,单位为牛毫米(N·mm)；

I_b ——截面惯性矩,单位为四次方毫米(mm⁴), $= \frac{\pi}{64} [(D_i + 2t_b)^4 - D_i^4]$ 。

如果有效环向压力 $\sigma_{heff,b}$ 和轴向应力 $\sigma_{aeff,b}$ 处于因数化长期设计包络线内,那么弯头的设计在可接受的极限范围之内;如果这两个应力处于包络线之外,则需要选择更高等级的弯头,即厚壁更大的弯头,并重复计算其应力值。

D.2.3 三通

D.2.3.1 概述

在三通截面的交联处,应力大小和方向比较复杂,不容易建立外加压力和拉伸载荷与它们之间的关系。没有用于计算三通内的应力的解析表达式,因此,管道标准中的压力应力乘子、应力集中系数和挠度系数之间的关系式均是经验性的。

近期 Marinetech 项目^[8]研究了典型三通构件在弯曲载荷和内部压力作用下的力学行为,从中可以得出了以下结论：

- a) 由于内压产生的最大应力集中系数与 1 为同一个数量级,且位于在交接处；
- b) 由于弯曲载荷造成的最大应力集中系数也与 1 为同一数量级,因此由于弯曲载荷造成的附加应力也可累加至内压应力中。

由于三通交接部位控制了组件的性能,因此它的设计包络线同接头相似的。也就是说,拉伸载荷下的失效形势主要是管道和三通接合处的轴向“拔脱”,内压载荷下的失效形式主要是渗漏。这就表明长期失效包络线是矩形的。

以下挠度系数、压力应力乘子和应力集中系数之间的经验关系基于 BS 7159:1989,当将其应用于管道系统的设计时,应考虑这个经验公式的假设和限制条件。

注：在 BS 7159:1989 中所述的层合板类型中,仅考虑类型 3 纤维缠绕铺层结构。

D.2.3.2 挠度系数(K_f)

GRP 三通,无论是等径三通还是变径三通,模塑还是机制,其挠度系数(K_f)值均为 1,见表 D.2。

D.2.3.3 应力集中系数(S_n)

三通的应力集中系数(S_n)没有方向性,是管道因数 λ_1 的函数,通过下式计算：

对于等径三通： $\lambda_1 = 2t_i/D_i$

对于变径三通： $\lambda_1 = (2t_{br}/D_b)^2 / (2t_i/D_i)$ (D.15)

式中：

t_{br} ——三通支管铺层结构的平均壁厚，单位为毫米(mm)；

D_b ——三通支管的内径，单位为毫米(mm)。

注：在管路系统的设计计算中，三通参考层合结构的管壁厚度被定义为用于建模的等效直管的壁厚。

应力集中系数是 λ_1 的函数，通过下式计算：

$$S_{fi} = \frac{0.66}{\lambda_1^{0.5}} \dots\dots\dots (D.16)$$

根据经验， S_{fi} 上限值应不大于 2.3。

D.2.3.4 压力应力乘子(m_{pst})

GB/T 29165.2 中给出了建立管道系统中组件评定压力的过程。当用式(7)确定三通的评定压力时，已经考虑了组件中应力集中。在这种情况下，用于系统设计计算的应力乘子 m_{pst} 应设置为 1。

对于没有按 GB/T 29165.2 中进行评定的三通，其压力应力乘子 m_{pst} 应由以下方法确定。

三通的应力乘子 m_{pst} 是无方向性，且为管道因数的函数，其中管道因数通过式(D.15)给出。应力乘子是管道因数的函数，通过下式计算：

$$m_{pst} = \frac{1.4}{\lambda_1^{0.25}} \dots\dots\dots (D.17)$$

根据经验， m_{pst} 的上限值不应大于 3。

表 D.2 管道设计中三通设计系数总结

图示		
挠度系数	$K_s = 1$	
应力集中系数	$S_{fi} = \frac{0.66}{\lambda_1^{0.5}}, S_{fi} \leq 2.3$	
管道系数	等径三通	变径三通
	$\lambda_1 = \frac{2t_1}{D_1}$	$\lambda_1 = \frac{(2t_{br}/D_b)^2}{2t_1/D_1}$
压力应力乘子	$m_{pst} = 1$ (详见 D.2.3.4) 或 $m_{pst} = \frac{1.4}{\lambda_1^{0.25}}, m_{pst} \leq 3.0$	

D.2.3.5 应力分析

有效环向应力和轴向应力通过下式计算：

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{heff},t} &= \sqrt{(\sigma_{\text{hq}} + \sigma_{\text{hb}})^2 + 4\zeta^2} \\ \sigma_{\text{aef},t} &= \sqrt{(\sigma_{\text{op}} + \sigma_{\text{ab}})^2 + 4\zeta^2} \dots\dots\dots (D.18)\end{aligned}$$

式中：

σ_{hp} ——环向内压应力，单位为兆帕(MPa)， $= [m_{\text{pst}} p (D_i + t_i)] / 2t_i$ ，

σ_{op} ——轴向内压应力，单位为兆帕(MPa)， $= [p (D_i + t_i)] / 4t_i$ ，

σ_{hb} ——环向弯曲应力，单位为兆帕(MPa)， $= 0$ ，

σ_{ab} ——轴向弯曲应力，单位为兆帕(MPa)， $= [(D_i + 2t_i) S_{\text{fb}} (M_i^2 + M_o^2)^{1/2}] / 2I_b$ ，

ζ ——扭转应力，单位为兆帕(MPa)， $\zeta = [1.5 M_T (D_i + 2t_i)] / 4I_t$ ，

p ——内压，单位为兆帕(MPa)；

M_i ——面内弯矩，单位为牛毫米(N·mm)；

M_o ——面外弯矩，单位为兆帕(MPa)；

M_T ——扭矩，单位为牛米(N·m)；

I_T ——三通的截面惯性矩，单位为四次方毫米(mm⁴)， $= \pi [(D_i + 2t_i)^4 - D_i^4] / 64$ 。

若有效环向压力 $\sigma_{\text{heff},b}$ 和轴向应力 $\sigma_{\text{aef},b}$ 处于长期因数化设计包络线内，那么三通的设计在可接受的极限范围内；若这两个应力处于包络线之外，则应该选择一个更高级别的三通，即选一个厚壁更大的三通，然后重复进行应力计算。

附录 E
(规范性附录)

大口径充液管道的支承应力计算

E.1 概述

对于径厚比(D/t)较大的大口径充液管道,支承处的接触应力比较明显。本附录在以下假设的基础上,给出了大口径充液管道支承应力的计算方法。

- a) 相对于管道内液体质量,GRP 管道本身质量可忽略不计;
- b) 管材为各向同性材料,即环向和轴向模量相等;
- c) 支承为柔性材料,例如支承包含一个弹性垫;
- d) 经验系数基于直径 1 m 及 1 m 以上容器的实验数据。

注:典型纤维缠绕 GRP 管的环向模量是轴向模量的两倍。

经业主同意,可采用其他计算方法。例如,可采用有限元分析技术和基于经验的计算方法。

E.2 跨距中点的轴向应力

以简支的单跨为研究对象,其跨距中点的轴向应力是由总体压力 p (MPa)、静水压头和跨距 L_s 间的管道弯曲引起的。

横截面最高点处的轴向应力(单位为 MPa)为

$$\sigma_{a,bq} = \frac{0.125}{t_r} [(2p \cdot D) + \rho_l \times 9.81 \times (0.5D_i^2 - L_s^2) \times 10^{-6}] \dots\dots\dots (E.1)$$

式中:

- p —— 内压,单位为兆帕(MPa);
- D —— 管道增强层平均直径, $(D_i + 2t - t_r)$,单位为米(m);
- D_i —— 管道内径,单位为米(m);
- t —— 公称壁厚,单位为米(m);
- t_r —— 增强层平均壁厚,单位为米(m);
- L_s —— 支承跨度,单位为米(m);
- ρ_l —— 管内流体密度,单位为千克每立方米(kg/m^3)。

注:GRP 管道质量相对于管道内液体质量可忽略不计。

横截面最低点的轴向应力(单位 MPa)为:

$$\sigma_{a,bq} = \frac{0.125}{t_r} [(2p \cdot D) + \rho_l \times 9.81 \times (1.5D_i^2 + L_s^2) \times 10^{-6}] \dots\dots\dots (E.2)$$

以单跨简支结构为研究对象,跨距中点垂直方向的挠度可按式(32)计算。

E.3 管道支承处的轴向应力

假设管段单独处在某一支承上,见图 E.1。

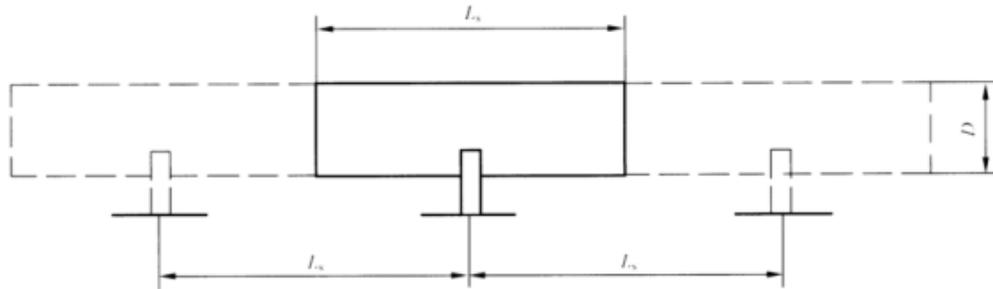


图 E.1 管段单独处于某一支承上

在最大整体弯曲拉应力处的轴向应力(单位 MPa)为:

$$\sigma_{s,lp} = \frac{0.125}{t_r} \left\{ (2p \cdot D) + \left[\rho_l \times 9.81 \times D_i^2 - \frac{\rho_l \times 9.81}{K_1} (L_s^2 - 0.5D_i^2) \right] \times 10^{-6} \right\} \dots (E.3)$$

式中尺寸和参数同 E.2。

在横截面的最低点的轴向应力(单位为 MPa)为:

$$\sigma_{s,lp} = \frac{0.125}{t_r} \left\{ (2p \cdot D) + \left[\rho_l \times 9.81 \times D_i^2 - \frac{\rho_l \times 9.81}{K_2} (L_s^2 - 0.5D_i^2) \right] \times 10^{-6} \right\} \dots (E.4)$$

式中常数 K_1 和 K_2 随鞍座夹角 θ 的变化见表 E.1。

表 E.1 常数 K_1 和 K_2 的取值

θ (°)	K_1	K_2
120	0.107	0.192
135	0.132	0.234
150	0.161	0.279
165	0.193	0.328
180	0.229	0.380

E.4 管材支承处的剪切应力

使用以上采用的单独支承的概念,最大剪切应力(单位为 MPa)为:

$$\tau_{max} = K_3 \times \rho_{eff} \times 9.81 \times \left[\frac{\pi D}{4t_r} \right] \times L_s / 10^6 \dots \dots \dots (E.5)$$

式中尺寸和参数同 8.6。

注:此方程不包括内部压力的影响。

常数 K_3 随鞍座夹角 θ 的变化见表 E.2。

表 E.2 常数 K_3 随总鞍座夹角 θ 变化的取值

θ (°)	120	135	150	165	180
K_3	1.171	0.958	0.799	0.675	0.577

许用剪切应力 $\tau_{许用}$ (单位 MPa) 不应大于 $50/K$, 对于纤维缠绕管道 $K=5$ 。

也可通过试验确定 K 值。

所有情况下 $\tau_{许用} > \tau_{max}$ 。

E.5 管道支承处的环向应力

E.5.1 综述

应确定支承截面最低点和支承最高点(鞍角)的环向应力(单位为 MPa)。同样采用单独支承的概念,可得到以下应力等式。

E.5.2 最低点的环向应力

$$\sigma_h = -K_4 \times \frac{9.81 \times L_s \times \rho_0}{t_r \times (b_1 + 10t_r) \times 10^6} \dots\dots\dots(E.6)$$

式中:

尺寸和参数同 8.6;

b_1 ——鞍式支座的宽度,单位为米(m)。

注:此等式没有考虑内压的影响。

常数 K_4 随总鞍座夹角 θ 变化见表 E.3。

表 E.3 常数 K_4 随总鞍座夹角 θ 变化的取值

θ (°)	120	135	150	165	180
K_4	0.750	0.711	0.673	0.645	0.624

如果管道和支座固定在一起, K_4 为表 E.3 中给定值的 1/10。

如果管道没有固定在支座上, K_4 为表 E.3 中给定值。

E.5.3 鞍角处的环向应力

$$\sigma_h = \left[\frac{9.81 \times L_s \times \rho_0}{4t_r(b_1 + 10t_r)} + \frac{3}{2} K_5 \left(\frac{9.81 \times L_s \times \rho_0}{t_r^2} \right) \right] / 10^6 \dots\dots\dots(E.7)$$

式中:

尺寸和参数同 8.6;

b_1 ——鞍式支座的宽度,单位为米(m)。

注：此方程没有考虑内压的影响。

常数 K_4 随总鞍座夹角 θ 的变化见表 E.4。

表 E.4 常数 K_5 随总鞍座夹角 θ 变化的取值

θ (°)	120	135	150	165	180
K_5	0,052 8	0,041 3	0,031 6	0,023 8	0,017 4

式(E.6)和式(E.7)中的环向应力应与允许应力值进行校核。

附录 F
(资料性附录)
耐火性能评定指南

F.1 概述

本指南主要应用于 GRP 海水管道系统。给出的测试过程也可应用于某些含烃类和/或易燃液体的 GRP 管道,例如产出水、柴油燃料管道和污水管道等。但是,高压烃类管道(如炼化管道)要求更严格的消防工程和防火性能。如果管道系统失效不会造成严重后果,可不进行耐火测试。

选择耐火性能要求如下:

- a) 应用场所和相应的服役极端条件;
- b) 服役极端条件可识别失效后果;
- c) 应用场所识别:
 - 1) 可对应用造成风险的性质;
 - 2) 火灾蔓延和烟雾/有毒物质排放的后果。
- d) 可以识别承担风险的性能参数;
- e) 性能标准是量化的,且应符合或超出实际功能需求;
- f) 选择火灾的分类代码以符合所需的性能标准;
- g) 审核支承工程数据,验证其是否满足性能标准。如果存在信息缺失,应进一步进行测试或选择其他设计方案。

耐火性能在 GB/T 29165.1 中定义为耐火性和火焰反应特性,即烟雾和有毒物质的排放、热量释放和火焰蔓延特性。由特定功能要求推导出的耐火测试参数和性能标准,可与按 GB/T 29165.2--2012 中附录 E 和附录 F 的要求经过测试、并在明确定义的火焰条件下耐火性满足要求的管道系统相匹配。

F.2 系统定义

F.2.1 应用环境

GRP 管道系统防火性能要求选择中第一阶段是识别服役中系统所处的应用环境和范围。如果设计者要求,应明确定义系统的耐火功能。

F.2.2 临界条件

明确系统应用环境后,应对系统的极限服役条件进行风险评估。临界系统可被定义火灾中或火灾后继续保持其功能的系统,功能的丧失会直接或间接导致人员危险或不可接受设施破坏。给定应用环境的临界条件取决于精确定位特定装置功能。例如,在火灾发生时,应明确用于设备的冷却水系统的连续运行对设施和/或人员的生存是否必要。

F.2.3 场所

应对场所或系统安装的场所进行定义,因为它们影响了管道暴露于潜在火灾和/或爆炸以及其他危险的概率。

场所是系统发生火灾类型的重要因素(见 F.6)。例如,依据设计,消防水管道可能暴露于喷射火焰

或烃池火焰,但在安全区域内的管道可能承受纤维素类火灾。

场所也确定了非功能性“燃烧反应”因素造成的“后果”,包括:

- a) 火焰蔓延;
- b) 火焰升级;
- c) 人员安全(GRP管材造成的烟雾和有毒气体排放)。

这些后果主要取决于人员和逃生路线的距离、通风口数量。火灾的蔓延和升级也可导致基础生产线和其他设备失效。

F.3 系统故障和/或火焰蔓延和排放的后果

GRP管道出于火灾中时,需考虑两种后果,即系统失效后果和燃烧反应后果。

在识别系统耐火性能要求之前,必须评估系统的失效后果。例如,在管道系统中,饮用水系统失效和消防水失效造成的后果有很大的不同。饮用水管道一般情况下不要求耐火性能,而消防水管在大多数情况下会有消防要求。应评估其直接和间接后果,如果失效后果对操作人员的安全和资产的完整性而言是不可接受的,应评估气体工程解决方案(即重新设计、设备重新定位或减少库存等)。

在空间有限或穿越防火墙时可能存在燃烧反应后果,因重点关注热量释放、表面火焰蔓延到邻近区域、烟雾和有毒物质释放。

总之,火灾后能维持其功能的系统,其失效后果是由极限服役环境决定的;燃烧反应的后果是由系统所处的场所、性质和应用领域决定的。

F.4 性能参数

F.4.1 概述

在确定了管道系统失效后果、损伤和/或燃烧反应后果后,应确定火灾期间和火灾后的相关性能参数。

F.4.2 功能性能参数

可能要求以下功能参数:

- a) 系统可能承受的最大爆炸超压;
- b) 系统行使其功能所需的通过管道系统的流体最小流动速率;
- c) 系统正常行使其功能所需的管道系统内保持的最小流体压力;
- d) 系统的持久性,即系统在规定水平下运行要求的最短时间。例如,排洪管道的干燥持续时间可定义为定量风险评估的输入值。而流水条件的持续时间可通过其他方式定义,例如,安全庇护下的生存时间、人员疏散、财产保护等。

F.4.3 燃烧反应性能参数

推荐采用以下参数:

- a) 烟雾可见性和毒性要求,尤其封闭区域内的管道;
- b) 火焰蔓延要求,应考虑:
 - 1) 管道的方向和反射面的距离;
 - 2) 集束管道和封闭热量对火焰在烟囱中的蔓延的影响;
 - 3) GRP的剥落和毛细作用及其可能将碳氧化物作为燃料的影响。
- c) GRP中增加燃料类型的可能性,这应通过GRP的热量释放特性进行量化。

d) 还应考虑以下因素影响:

- 1) 点燃后燃烧时间(即材料的自熄时间);
- 2) 闷燃(即产生一氧化碳和烟雾);
- 3) 重新燃烧的可能性。

GB/T 29165.2—2012 中表 8 给出了定量评价火焰蔓延、热量释放、烟雾和毒气释放的适用方法。可采用锥形量热仪^[9]测量热量释放,此测试可用于确定热源去除后材料的自熄性,及其能否产生增加燃烧率的热反馈。壁厚是热量释放大小的主要影响因素。因为较高的热量释放率经常与浓烟的产生相关,因此热量释放通常可以表征烟雾排放的程度。

实验室中小样品的测试可为不同材料的烟雾排放分级提供指导。由于火灾中材料的性能直接受周围空气流动的影响,这会使烟雾稀释并影响烟雾颗粒燃烧形成 CO 和 CO₂ 的程度,因此任何系统的烟雾测试实际上很难进行模拟。此外,烟雾形成的速率与热量释放和火焰增长有关,因此海上发生火灾应用这些参数应引起注意。

对于户外或通风良好的区域,相关的毒性测试结果并不确定,这是因为新鲜空气会大大稀释由于 GRP 燃烧产生的烟雾并减少由此带来的有害后果,因此这种情况下不必进行毒性测试。如果密封区域含有 GRP 管道,烟气的毒性应低于 IMO MSC.61(67)^[10]中规定的最大许用水平。

不含发泡涂层和阻燃添加剂的玻璃纤维增强热固性复合材料不会产生刺激性的气体,有害气体释放主要是一氧化碳和二氧化碳。因此,基体树脂的潜在毒性通常仅限于二氧化碳,它主要是由外部氧气而不是材料内部氧元素决定的。如果管道是由基体树脂材料之外的非基体材料制备,唯一产生毒性释放的位置可能在有限的空间内。

F.5 性能标准

确定了系统(见 F.4)的临界性能参数后,就可量化性能标准。性能标准至少应符合功能的要求。应考虑由于燃烧造成的降级和老化、气候等因素造成的力学性能下降。如果必须考虑安全系数,应包含在性能标准中并进行记录,这就给复查提供了依据,从而避免安全系数超出合理水平。性能标准和所有包括的安全系数应得到业主和委托人和权威机构同意。

F.6 火灾威胁评估

火灾威胁的评估包括三个步骤:

- a) 应明确定义系统所处的场所,因为它可能不仅会影响失效后果,而且会影响火灾的类型、范围、持续时间以及主动和被动的火灾控制设备;
- b) 确定系统位置后,可以定性确定火灾威胁,它与火灾前的爆炸、燃料库存、通风设施和可能存在的喷射火焰有关;
- c) 定性的威胁评估直接带来定量的威胁评估,从而产生持续时间的预估和爆炸超压、温度和/或热流以及燃烧过程中经历的火焰侵蚀/惰性效果,火灾威胁的量化应与安全情况中的推论相一致。

设计师应注意建模软件可能存在的缺陷和不准确情况及其他对上述评估的影响。

F.7 管道系统火灾的分类代码(型式试验包络线)

GB/T 29165.2—2012 中表 7 和表 8 给出的分类代码提供了基于服役条件和火灾威胁严重性确定管道防火性能和火灾威胁严重性的方法。虽然测试项目的数量和不同的性能要求可能影响供应商规范

系统,但是预计所有的海上应用中有 95% 将被数量有限数量的分类代码覆盖,很快他们就将代表典型的“型式试验”包络线。下面列出了火灾分类代码说明了 GRP 的潜在用途。

A.B.C/xxx-(D.E) 其中:

- a) **EF.JF.EC/030-(3.4)** 代表在一个开放的通风区域中干的消防水排洪系统,通风区域可能会处于碳氢化合物喷射火焰中,它在开始的时候为空,但在检测到火灾后立刻充水。要求系统运作 30 min,同时应限制火势沿管道蔓延到毗邻区域。
- b) **ST.HF.EB/030-(3.4)** 代表了充水的消防水管道系统,它注入管卷并监测开放的通风区域中的危险区域,也可能会暴露在有限的烃类消防水池中。应限制火势沿管道蔓延到毗邻区域。
- c) **ST.IF.EB/030-(3.4)** 代表了充水的消防水环式主通道,它沿着开放通风区域中平台的外周,可能会暴露在有限的烃类消防水池中。应限制火势沿管道蔓延到毗邻区域。
- d) **SF.IF.EB/030-(2.3)** 代表了典型的连续充水管道系统,处于停滞或停滞后流动状态,例如临界冷却水供给线,它可能会暴露在有限的烃类消防水池内。不允许火焰蔓延至燃烧区域之外,烟雾和有毒气体水平在排空时间内应保持在可接受的范围。
- e) **ST.CF.EF/000-(2.2)** 代表了安全区域内的管道,如宿舍、安全避难所和控制室等。典型系统用于淡水、公用水或污水输送。火灾类型是纤维素类,但在这种情况下没有可以依靠的主动式自动喷水灭火系统。火势蔓延十分有限,烟雾和毒性水平应满足安全区的要求。
- f) **HL.HF.EA/60-(3.4)** 代表了含有烃类的系统,它可能会处于传统的烃类消防水池中。尽管烟雾和有毒气体水平没有限制,但是不允许发生明显的火灾蔓延。应注意此类应用超出了目前进行的大部分耐火试验范围。

注 1: 分类代码只提供性能的一级指南。性能标准的细节分配到每个代码,例如,在测试过程中爆炸、持续时间、压力和流量保持、火焰蔓延和烟雾/有毒气体水平。

注 2: 等效于 IMO 决议 A.753(18)^[11] 的耐火要求如下:

- a) 一级;DE.HF.EA/60;
- b) 二级;DE.HF.EA/30;
- c) 三级;ST.IF.EB/30。

F.8 燃烧试验参数

燃烧试验参数来自于火灾威胁评估。在定性确定了燃烧类型后,应确定适用于此类型的燃烧试验方法符合 GB/T 29165.2—2012 中 6.5 规定的 GRP 管道的型式试验。

之前在 F.5 中建立的目标设定性能标准为测试提供了合格或不合格参数,这就明确规定了基于性能的准则,并给予此准则一个适当的规范水平。

附 录 G
(资料性附录)
静 电

G.1 概述

本附录中的指南适用于包括绝缘和半绝缘材料的管道及非管道应用领域。此指南主要涉及管道中液体流动产生的静电,也可延伸到粉末输送领域。

注 1: 以往基于 IMO 管道规范的指南,对于很多海上条件而言过于复杂了。这是由于 IMO A.753(18)^[11] 决议要求:“当管道穿过危险区域时,无论输送流体种类,塑料管道应具有导电性。”但是石油天然气设施中的静电问题可能是外部原因造成的,也可能是管道内部流体造成的,从这方面来看,GRP 管道与其他经常处于危险区域且拥有绝缘表面的构件没有什么区别,例如电缆、栏杆、格栅、被动防火装置、涂层钢板和 GRP 安全设施储柜等,这些构件并没有被要求具有导电性,应用中也并没有引起明显的静电问题。

注 2: 由于镀层钢板是接地的,因此表面不带高电荷时处于低风险状态。但是,由于刷型放电扩散极度活跃且易受激发^[12],因此可能带有高电荷的接地导体基板上的绝缘表面处于高风险状态,这种情况可能发生在充水的 GRP 管道。

采用基于性能的方法限制处于风险中的管道组件的导电性、静电耗散和接地要求。

在本部分中,具有永久性整体外涂层(如防火层)涂覆的玻璃纤维管道与普通管道处理方法相同。但是,带有可去除绝缘层的管道处理方法不同,这是由于这种材料已超出了本部分范围要求,见 G.7。

G.2 危险评估

在以下情况下能量释放存在潜在的危险:

- 存在可燃气氛;
- 管道刺漏产生危险流体;
- 轻微电击影响人员特性。

以下因素影响静电的积累和释放:

- a) 电荷产生方法:
流体沿管道内壁或外壁的运动或流动。
- b) 静电积累机制:
材料提供电容,并使之与地电绝缘和/或具有高电阻率。
- c) 管道表面上电极结构特性。
存在足够活泼的放电特性。

控制放电风险所采用的方法主要是通过控制电荷产生的机制和保持绝缘。由于静电放电的威胁主要与可燃气氛存在位置相关,因此威胁与存在位置的危险区域分类相关。电击可引燃气氛并造成危险,所以采取步骤以减少引燃可燃气氛危险的重点是控制产生较多的微弱电击。

因为需要产生足够电荷的环境在本部分规定的应用领域并不常见,因此可认为刺漏管道不会产生威胁。

G.3 电荷产生方法

G.3.1 管内流动

当电荷是由于管道内部流动产生时,实验结果表明^[12],如果流体的导电率大于 10 000 pS/m 就不会发生电荷聚集,海水和原油均属于这种情况。当流体是薄雾状态时可携带电荷,所以这种条件属于例外情况。

注:在大部分实际应用过程中,例如接地点之间存在的短管,在流体导电率在 10 000 pS/m 以上时不会发生明显的电荷聚集,IMO 决议 A.753(18)中采用了相同的导电率^[11]。

如果内部流体的电导性小于 10 000 pS/m,例如炼化流体(煤油等),应采取措施以确保管道不会产生足够的电荷以使其内部(部分充满时)或外部发生激励放电。种风险可能进一步加剧,电荷是从导电组件或管道或金属部件例如联轴器上隔离的,这样就提供了一个从管道内到管道外的电气通路。在泵和过滤器存在的条件下也可能导致电荷电流的大幅提高。

如果流体的线速度低于 1 m/s、线速度和直径之积保持在 $0.5 \text{ m}^2/\text{s}$ ^[17]以下,静电电荷产生的风险将显著降低。

G.3.2 外部充电机制

G.3.2.1 大气电场的变化和雷击

大气电场的变化,尤其在风暴附近时,可产生中度到高度的外部充电机制,尽管过去的经验^[18]表明通常不会发生意外燃烧,但在雷击的附近可产生大量的电荷聚集。

雷击比在 GRP 管道表面放电更易成为起火源。在多数情况下,管道周围的金属通道和甲板可减轻电荷产生机制。但是,雷击可导致 GRP 管道刺漏和易燃或有毒的气体的泄漏。

G.3.2.2 机械摩擦(摩擦生电)

与另一绝缘材料的机械摩擦,例如与衣物的摩擦,产生大量电荷的风险可能性很小^[12]。

G.3.2.3 管道与高压喷淋、冲洗和惰性气体产生的烟雾

GRP 管道表面与高压释放液体相互作用时,由于液滴破裂形成烟雾有助于电荷的产生。液体分裂后会一直保持电荷,直到他们被中和产生放电,放电通常是非激励电晕而不是火花放电。

流体的导电性能可能是决定烟雾中产生电荷密度大小的一个主要因素。煤油中存在 5% 的水分会增加 1 000 倍的空间电荷密度^[11]。

G.3.2.4 与泄漏的双相流体形成的射流柱相互作用

GRP 管道表面与双相高压气体喷射体之间的相互作用是一种很强的外部生电机理。经常可以发现二氧化碳和蒸汽喷射^[12],但也适用于含第二相的过程气体^[11]。当 GRP 管在可见喷射以外时,且与喷气处接近时,此机制仍然有效。因为过程气体不仅会产生电荷而且是着火和爆炸的起源,因此它非常危险。

纯气体的运动产生很少的静电电荷,但悬浮液滴或固体颗粒可携带静电电荷,例如过程气体的凝聚相。作为风险评估的一部分,应确定气体喷射流是含有能传输静电电荷重要的第二相^[15]。

注:电荷分离的根源可能在高压液体泄漏口,因为第二相已经带电,且电荷易在 GRP 管道上积聚,所以第二相通过 GRP 管道的速度并不是产生电荷的重要因素。

因为气体泄漏可能在喷嘴处产生的明显的动能,所以 GRP 管可能在远离泄漏处产生很强的电荷积累。但是,在绝大部分情况下这个距离不会大于 12 m,建议应关注距离泄漏源小于 3 m 处的 GRP 管。设计者应明确选择的最大距离是否合适。

G.4 电荷积累

在绝大多数情况下,放电的能量当量应大于点燃碳氢化合物蒸汽所需的能量值 0.2 mJ^[12]。

注: BS 5958-1^[12]中给出的碳氢化合物气体点燃能量的最小值在 0.01 mJ~1.0 mJ 之间。

当管子外部存在可贮存电能的绝缘的金属组件时,如法兰螺栓、放空接头,激励放电的风险最大。电容量取决于金属构件的尺寸和它是否位于接地物体的附近,如管道支座或隔离物。通过激励放电要求的最小能量和电位可估算金属组件尺寸,它们的关系可以用下式描述:

$$\text{带电表面能量 } E = 0.5C \cdot V^2 \quad \dots\dots\dots (G.1)$$

此式表明所需的电容 C 主要取决于电场中有效电压 V。如果金属构件靠近墙体或隔板,几何因素会限制构件承受电压的大小。但是,金属构件靠近接地面会增加电容并降低产生激励火花所需的电压。

但是目前几乎没有设计者用于准确评估组件所处位置电压大小的信息。假设能量和电压分别为 0.2 mJ 和 1 000 V,那么产生激励放电的电容约为 400 pF。假设电压为 20 000 V,那么仅需约 1.0 pF 的电容就能产生激励放电。对一个相对独立的构件,综合考虑圆柱体和接地平面的距离,通过式(G.2)计算出相对准确的电容。从中可以看出,400 pF 的电容对应一个很大的构件,而一个相对较小的、几十毫米尺寸的构件可以产生 1.0 pF 的电容。

电荷的积累不仅局限于金属构件。如果 GRP 有一个湿的或被污染的表面,尤其对于大口径的管材,可能会产生一个很大的电容。当 GRP 管外表面涂覆的导电涂料脱落时会留下提供大容量电容的孤立的导电涂料,从而带来风险。如果产生很高的电压并存在刷型放电或刷型放电扩散,GRP 自身可提供就电容。

单位长度的孤立圆筒的电容可通过式(G.2)计算:

$$C = \epsilon_r \cdot \epsilon_0 \cdot \frac{2\pi}{\ln[h + (h^2 - r_m^2)^{0.5}]/r_m} \quad \dots\dots\dots (G.2)$$

式中:

- r_m —— 金属组件的半径,单位为米(m);
- h —— 接地处与构件轴心的距离,单位为米(m)。

对空气来说 $\epsilon_r = 1, \epsilon_0 = 8.85 \times 10^{-12}$ F/m。

一个独立的球形电容(单位为 pF)可用简化式(G.3)表示:

$$C = 100 r_m \quad \dots\dots\dots (G.3)$$

两个有限平面之间的电容公式如式(G.4):

$$C = \epsilon_r \cdot \epsilon_0 \cdot (A/y) \quad \dots\dots\dots (G.4)$$

式中:

- A —— 平面面积,单位为平方米(m²);
- y —— 平面间的距离,单位为米(m)。

G.5 激励放电的条件

对于可能发生的静电危险,应使积累电荷通过激励放电发生耗散。主要有三种放电形式:

- 火花放电,需要两个电压不同的导电电极;
- 刷型放电,在绝缘的带电区域(带电表面或薄雾)附近的接地电位处需要一个弯曲但不突出的

导电电极。刷型放电中局部能量密度一般不大,但足够产生被激发^[15];

——刷型放电扩散,在由接地电位处导体支承的绝缘表面附近,在接地电位处需要有一个弯曲但不突出的导电电极。它产生的结果是一种强烈的和高能量的非常危险的电火花放电^[15]。

产生激励火花的情况取决于单独的金属构件的电容量、GRP 或独立钢件上产生或积累的电压、与接地件间的距离。在绝大多数情况下,电势应超过 1 000 V 才能引燃碳氢化物的蒸汽。要产生激励火花放电,单独的金属构件必须与接地物非常近。在干净的空气中,需要 14 kV 以上的电压才能在 12 mm 宽的针状电极间产生激励放电。(对球状电极需要 20 kV^[13])。

从靠近绝缘表面(如 GRP 或带电薄雾)的接地导体产生一个明显刷型放电需要较高的电压,可能在 25 kV~60 kV^[12]之间。刷型放电特别激烈,它需要超过 60 kV 的电压和厚度小于 8 mm 的绝缘层^[13]。在泄漏的过程气体法兰附近,壁厚小于 8 mm 的充水非导电 GRP 管原则上能作为刷型放电起源。

管子外表面存在非接地的导电构件是影响产生激励火花放电的重要因素,这是因为它提供了一个能将能量更有效率的转化为放电的电极,使放电电压比 GRP 绝缘材料直接放电更低。通常应假设管子支承了非接地导体,如一块相对导电的污物或水,这就会降低引燃需要的电位。

G.6 静电荷控制

G.6.1 概述

为了最小化静电积累的风险,应保证位于 GRP 管表面的导电的独立金属构件(如接头)接地可靠。这一点在应用于整个管道系统时并不总是可行的,因此应采用一种基于风险的方法明确最危险的区域。

如果不能保证所有的金属构件是独立且有效接地的,应使管材导电以提供一种接地途径。由于水箱中地线容易腐蚀,检测困难,这种措施对它非常必要。

在一些应用中,有必要保证 GRP 自身充分接地以消耗静电,例如当存在持久的摩擦生电、接触液体双相喷射流或者 GRP 与管内流体产生电荷时。

如果管子用于输送非导电的液体时,同样需要控制从管中充入和排出易燃液体时间,这是因为可能发生在管内部发生激励放电,尤其是当液体流经过滤器的时候。

G.6.2 接地电阻的要求

如果存在静电风险,BS 5958-1 和 IMO Resolution A.753(18)建议接地电阻不应超过 $10^6 \Omega$ 。但是 BS 5958 认为这个数值是保守的,因为这是设计用于保证最极端的环境,主要针对强电荷产生机理条件,例如 GRP 管表面和双相高压气体喷口处流体间的相互作用。如果电荷产生来自于管内液体流动,管线内泵和过滤器的存在可能会导致充电电流显著增加。

BS 5958-1 提出,如果确定没有很强的电荷产生过程可采用较高的接地电阻—— $10^8 \Omega$,并建议在很多情况下为了安全应用可采用更高的接地电阻。分析了在参考文献[12]中的信息后,明确了可应用的条件,例如

- a) 当电荷的产生是因为液体在管道内的流动且管线中没有泵或过滤装置时(见注 1);
- b) 当电荷的产生是因为大气电场发生改变时(见注 2);
- c) 当电荷的产生是因为 GRP 管表面和高压液体泄漏喷头的流出物相互作用时,其中液体的泄漏会增加由于破裂的液滴形成烟雾产生的电荷(见注 3)。

注 1: 对于一个直径 0.4 m 输送炼化石油制品的 GRP 管线,估算它需要的接地电阻应该被控制在大约 $1 \times 10^9 \Omega$ 以下。

注 2: 对于位于地面或平台几米上方的露天管道,估算 $1 \times 10^8 \Omega$ 的接地电阻足以抵抗大气电场的变化。但是,接地电阻再高一个数量级,即 $1 \times 10^9 \Omega$,即可满足在绝大部分情况的需要。

注 3: 水箱清洗时的接地电阻估计约为 $1 \times 10^9 \Omega$ 。在绝大部分情况下,参考文献[12]建议接地电阻应会一到两个数量级,即 $10^{10} \Omega \sim 10^{11} \Omega$ 。

BS 5958-1 也建议,如果表面电阻保持低于一定的数量,很多应用中可以避免积聚电荷。考虑到爆炸和静电放电的情况,另一种途径是限制硬质 GRP 通风管道的表面电阻不超过 $1.2 \times 10^9 \Omega$ 。对于高电阻的材料,如果能证明不会发生大量的电荷聚集,BS 5958-1 建议分散接地。在没有电荷积聚的情况下,BS 5958 不要求位于 2 类区域的构件接地(在正常的操作中不易产生爆炸气氛,即使产生也只存在很短的时间)。

G.6.3 管子的导电性要求

在很多情况下,只要保证金属组件接地充分,管子自身不需要导电。

在某些情况下,因为下列原因管子应具有导电性:

- a) GRP 表面存在激励刷型放电或刷型放电扩散风险;
- b) GRP 表面的导电板存在产生激励火花放电风险;
- c) 与绝缘材料接触存在摩擦生电风险;
- d) 直接与管道外表面接触的人员将电荷带入危险区域的风险;
- e) 管子上所有金属不可能单独接地。

组件单位长度的电阻取决于距最近的接地夹最大距离所需要的电阻。

此外,G.6.2 已经指出,如果材料的电阻低于 $10^9 \Omega$,可选取更高的接地电阻。

使 GRP 管材导电的方法在 G.6.4 中讨论。

G.6.4 管材的电性能

GRP 管材有四种类型:

- a) 没有采取附加措施增强电导性的普通 GRP;
- b) 管壁内中加入了导电纤维丝结构;
- c) 管壁中采用了导电树脂;
- d) 组件外壁涂覆了导电涂层。

在某些情况下,根据树脂体系的不同,GRP 管暴露在如海水这样的导电液体中一段时间后,可能永久形成低表面电阻,从而能对静电积累提供足够的保护。如果管子外部暴露在海洋环境中,如海潮、高湿度、水箱浸泡等,也会发生相似的表面电阻降低现象。

在结构中加入导电元素的管子可能会有一个高电阻的表面层,它使组件在管子接地点不能满足电阻要求。基于电荷屏蔽、电荷衰减和表面电阻性能的措施提供了确定是否会在特定区域积聚大量电荷的方法。电荷屏蔽实验确定在管内产生的电荷能否大量聚集在外表面,是否会在管外表面产生大的电荷积累。电荷衰减确定当电荷主要施加在外表面时,接地管、管件或接头外表面存在的电荷衰减速率。测试细节见 GB/T 29165.2—2012 中 G.3 和 G.4。

注 1: 如果管子通过了衰减测试,不会发生由于摩擦生电产生的局部高电势。但是,由于它是一个局部的测试,因此不能防止扩展的充电机制(如因为外部空间电势的变化)产生的高电势,也不存在防止液体流动产生的内部充电的必要措施。

注 2: 如果管子通过了表面电阻测试,外表面能耗散一定量的电荷。但是,根据管子几何结构,电阻可能上升到 $10^{10} \Omega$,所以只是防止了微弱的和中度的电荷产生机制。

如果组件中含有导电元素,应无采用接地夹按正常方式不能接地的孤立的绝缘导体,尤其是不能存在通过电绝缘导电纤维直接从内表面向外表面导电的路径。

位于服役过程中检修时难以到达的区域的 GRP 管道中不应采用外涂层,见 G.4。

G.6.5 保证接地通路的连续性

管道内部物质应至少与系统中一处暴露的接地点相连。

对于管内流体电导率低于 10 000 pS/m 的管道,它可能不是总是完全充满液体的。管子内壁应在系统的最低点接地,以保证接地处应有液体存在。

接地电阻由主管道组件的电阻和组件之间接头的电阻构成。如果接头的设计不能保证形成正确的导电路径,就无法实现管道系统中要求的最小电导率。采用导电树脂达到导电率要求比采用导电纤维容易,这是因为相关导电层可能出现接触不良。管道装配过程应测试接头的导电性,以保障接头和管道形成的导电路径满足要求。

在结构中加入导电元素的管道应正确接地,尤其在存在较强静电充电机制的情况下。如果接地不良,这种结构的管道就像一个电容,它造成的静电危害比没有导电纤维时造成的危害更大。

当 GRP 通过涂覆导电涂料的方法提供必要的导电路径时,管道和附着在管道上的金属构件,例如压力喷嘴和吊架,形成可靠的导电连接非常重要。不应仅通过管件上的涂料提供导电性,因为当涂料中出现裂纹时,会在距接地导体几分之一毫米的位置形成独立导体,激励火花可轻易跳过它们。在这种情况下,应单独采取措施保证管道和支座之间形成良好的导电路径,例如使用涂胶铜带。

G.6.6 湿度的影响

仅可能在相互电隔离和及与地电隔离的物体上积聚危险级别的静电电荷,因此电荷积聚受湿度的影响很大。在正常湿度条件下(50%或者更高),一层看不见的水薄膜会在表面形成连续的单分子层,从而显著增加其表面电导率^[7]。在沙漠和极地条件以及一些相对干燥的区域,不能仅依靠湿度,还应通过接地进行弥补。

在较小的湿度水平,表面吸附的水分子可提供离子驻点,从而增加了表面电荷密度,并通过产生局部激励放电增加静电耗散的风险^[14]。

G.7 涂覆层可去除的管道

在 GRP 管道完全被涂覆层覆盖的危险区域,以及仅由于外在机制产生的静电源,静电释放的控制主要是由涂覆层而不是管材的电性能决定的。在这种情况下,因为涂覆层的导电性能比管材更重要,因此不要求 GRP 管道具有导电性,尽管涂覆层下孤立金属构件上电荷积聚可能会成为危险区域中潜在的引燃源。尽管本部分建议设计者考虑涂覆层的静电性能,但对涂覆层的静电耗散性能没有强制性要求。

如果孤立的大尺寸的金属组件(例如阀门)外露或位于涂覆层下,可能需采取一些预防措施以保证其处于接地状态。

附录 H

(资料性附录)

检测规划

H.1 概述

此程序基于 NORSOK M-622, 适合于编制 GPR 系统和结构的综合检测规划。

符合以下条件的系统为非临界状态:

- a) 失效不会导致人员伤亡;
- b) 失效不会导致难以接受的经济损失;
- c) 即使发生最可能失效模式, 仍保持可接受的功能;
- d) 操作压力明显低于公称设计压力, 如系统内包括露天排水沟、冷却水系统。

以下系统处于准备完毕/进行检测状态:

——物理上可接近;

——不需要为压力测试支付过多的费用(如关闭接头、阻断压力喷嘴等)。

H.2 状态监测

表 H.1 建议的检测程序基于可能存在的缺陷或发生的降级以及系统的临界状态。选择状态监测方法时, 应考虑材料和工艺条件之间的相互作用, 这需要对材料进行包括最大概率失效/降级机制和缺陷在内的综合性材料工程评价。应选择相关无损检测(NDT)方法, 并明确每种方法的可行性和局限性。必要时应采用几种方法的组合, 以实现安全和设备/系统的有效利用。建议检测的时间间隔如表 H.2 所示。

检测程序的选择应基于对失效后果的全面评价。失效概率和严重性的评估应基于以往经验、材料特性、工艺单元设计和操作工艺条件等参数。

表 H.2 中检测程序包括对材料样品进行无损检测, 以确定极端的工作条件下材料的长期降级特性, 这是一种经过验证的延长 GRP 设备额定寿命的方法。采用的材料样品应能代表运行中设备的特征, 即从运行中的管道中截取的样品或样品所处的介质和压力水平与运行设备相同。如果初始材料工程评价表明应进行破坏性试验, 则应采用与材料性能预评价相同的方法。

表 H.1 检测程序的选择

设备分类	失效概率	失效严重性(后果)	检测程序 (见表 H.2)
临界	高	高	A
		中	A
		低	B
	中	高	A
		中	B
		低	C

表 H.1 (续)

设备分类	失效概率	失效严重性(后果)	检测程序 (见表 H.2)
临界	低	高	B
		中	C
		低	C
通用	高	高	A
		中	B
		低	C
	中	高	B
		中	C
		低	D
	低	高	B
		中	D
		低	D

注：海水系统是典型的程序 D，有时也为程序 C，因为这种系统一旦投入使用，发生失效的概率较低。发生失效时通常局限于滴漏（即 GRP 管壁发生少量渗透）或密封圈/连接处泄漏，这些失效不会影响系统功能。

表 H.2 推荐的无损检测方法和检验时间间隔

	检验程序			
	A	B	C	D
检验方法	内部/外部 外观检测 其他无损检验 (最适用于降级 机制的方法) 对处于实际工况材料 样品进行无损检测	内部/外部 外观检测 其他无损检验 (最适用于降级 机制的方法) 对处于实际工况材料 样品进行无损检测	内部/外部 外观检测 其他无损检验 (最适用于降级 机制的方法) 对处于实际工况材料 样品进行无损检测	外观检测 内部/外观
检验频率： 初次检验(服役后时间/a) 检验时间间隔/a	0.5~1 1~2	0.5~1 2~3	1~2 0.2×服役寿命	1~2 0.3×服役寿命

表 H.2 (续)

	检验程序			
	A	B	C	D
评价结果	<p>如果以往的检验结果发现存在严重降级,那么应缩短检验间隔时间。</p> <p>在每一次检验中应采用所有列出的检验方法。</p> <p>如果对材料和结构性能有足够信心,可采用检验程序 B,但最早应在经过 5 a 服役期后考虑采用</p>	<p>如果以往的检验结果发现存在严重降级,那么应缩短检验间隔时间。</p> <p>在首次检验应采用所有列出的检验方法,随后的检验可交替进行破坏性和非破坏性方法检验。</p> <p>如果对材料和结构性能有足够信心,可采用检验程序 C,但最早应在经过 5 a 服役期后考虑采用</p>	<p>如果以往的检验结果发现存在严重降级,那么应缩短检验间隔时间。</p> <p>如果服役寿命超出了最初的预计寿命,那么应进行破坏性试验。</p> <p>如果有足够的信心,可对分类为“通用”的工艺设备采用检验程序 D,但最早应在经过 5 a 服役期后考虑采用</p>	<p>如果服役寿命超出了最初的预计寿命,那么应进行破坏性试验</p>

参 考 文 献

- [1] BS 4994, Specification for design and construction of vessels and tanks in reinforced plastics, British Standards Institution
- [2] ISO 13703, Petroleum and natural gas industries—Design and installation of piping systems on offshore production platforms
- [3] DNV RP 0501, Erosive wear in piping systems
- [4] ISO 7005-3, Metallic flanges—Part 3: Copper alloy and composite flanges
- [5] ISO 15649, Petroleum and natural gas industries—Piping
- [6] ASME B16.5, Pipe flanges and flanged fittings—NPS ½ through NPS 24
- [7] WANG, D. T., ANISDAHL, L. and STOKKE, R. Determination of GRP pipe bend flexibility for use in piping engineering, Proc. Second International Conf. Composite Materials for Off-shore Operations, University of Houston, Texas, November 1996
- [8] KITCHING, R. and TANG, W.M. Comparison of glass reinforced plastic T-junction/straight pipe combinations for offshore use, Int. J. pressure vessels and piping, 71(3), 1997, p. 263
- [9] ISO 5660-1, Reaction-to-fire tests—Heat release, smoke production and mass loss rate—Part 1: Heat release rate (cone calorimeter method)
- [10] IMO MSC.61(67) (Part 2 of Annex), Adoption of the International Code for application of Fire Test Procedures (FTP Code)
- [11] IMO Resolution A.753(18), Guidelines for the Application of Plastic Pipes on Ships
- [12] WALMSLEY, H.L. Charge relaxation in pipes, 6th Conf. Electrostatics Phenomena, Institute of Physics, Oxford, April 1983
- [13] PRATT, T. Electrostatic Ignitions of Fires and Explosion, ISBN 0-9659092-4, Burgoyne Inc., 1997
- [14] LEES, F.P. Loss Prevention in the Process Industries; Hazard identification, Assessment and Control, Vol. 2, 2nd ed., Butterworth Heineman, 16/84 to 16/133
- [15] BS 5958-1, Code of practice for control of undesirable static electricity—Part 1: General considerations
- [16] API RP 2003, Protection against ignitions arising out of static, lightning, and stray currents
- [17] NORSOK M-622, Guideline for NDT of GRP piping systems and tanks
- [18] API Spec 15HR, Specification for high pressure fiberglass line pipe
- [19] Specification and recommended practice for use of GRP piping offshore, UK OOA, 1st ed., 1994
- [20] ASME B31.3, Process piping
-

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
石油天然气工业 玻璃纤维增强塑料管
第 3 部分：系统设计

GB/T 29165.3—2015/ISO 14692-3:2002

*

中国标准出版社出版发行
北京市朝阳区和平里西街甲 2 号(100029)
北京市西城区三里河北街 16 号(100045)

网址 www.spc.net.cn

总编室:(010)68533533 发行中心:(010)51780238

读者服务部:(010)68523946

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
各地新华书店经销

*

开本 880×1230 1/16 印张 4.5 字数 127 千字
2015 年 6 月第一版 2015 年 6 月第一次印刷

*

书号：155066·1-51570 定价 60.00 元

如有印装差错 由本社发行中心调换
版权专有 侵权必究
举报电话:(010)68510107



GB/T 29165.3-2015