

GB 12337—2014

《钢制球形储罐》

标准释义

主审◎寿比南 谢铁军
主编◎刘福录 杨国义 朱保国

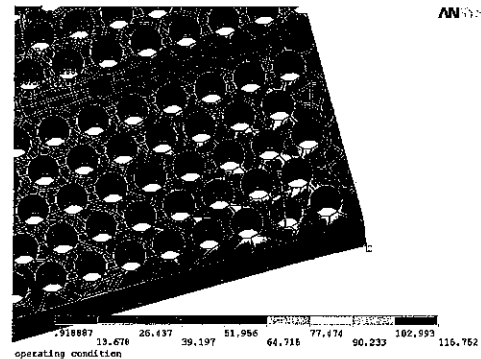
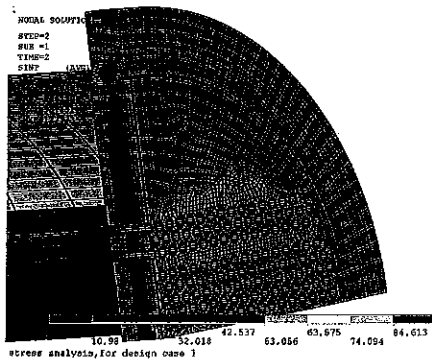
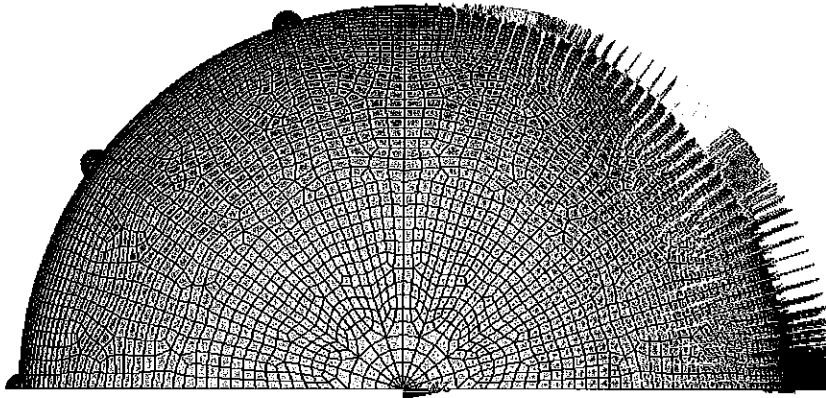
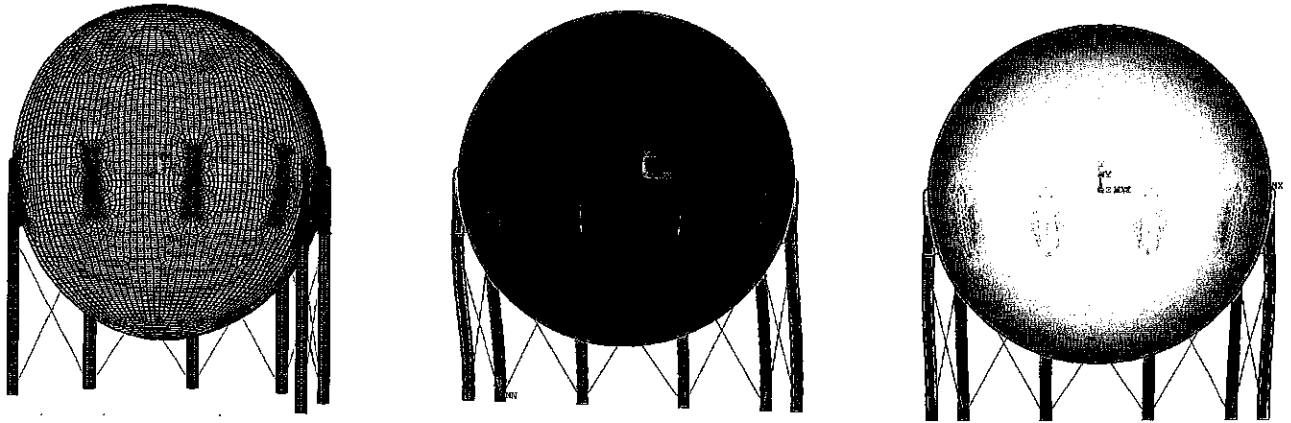


新华出版社



China Standardization Committee
On Boilers And Pressure Vessels

压力容器结构分析计算作为全国锅炉压力容器标准化技术委员会多年来持续服务于压力容器行业的技术咨询业务，为行业技术发展及解决行业技术难题做出了贡献。特别是近年来完成的大型加氢反应器、超大型热交换器、10000m³球形储罐等设备的结构分析计算为标准的局技术分析及解决标准的局限性提供了强有力的技术支撑。欢迎业内人士垂询、合作、交流，共谋压力容器领域技术进步。



GB 12337—2014
《钢制球形储罐》
标准释义及算例

主审◎寿比南 谢铁军
主编◎刘福录 杨国义 朱保国

中国昆仑工程公司
辽宁分公司
技术图书

新华出版社

图书在版编目 (CIP) 数据

GB12337—2014《钢制球形储罐》标准释义/刘福录, 杨国义, 朱保国主编. —北京: 新华出版社, 2015.5
ISBN 978-7-5166-1704-5

I. ①G… II. ①刘…②杨…③朱…III. ①球形油罐
—国家标准—解释—中国 IV. ①TE972—65

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2015) 第 107323 号

GB 12337—2014《钢制球形储罐》标准释义及算例

主 编: 刘福录 杨国义 朱保国

责任编辑: 白 玉 刘广军

特约编辑: 常 敬 胡若莹 曹晓霞

出版发行: 新华出版社

网 址: <http://www.xinhupub.com>

<http://press.xinhuanet.com>

地 址: 北京石景山区京原路 8 号

邮 编: 100043

经 销: 新华书店

印 刷: 北京市庆全新光印刷有限公司

开 本: 880mm×1230mm 1/16

印 张: 7.75

字 数: 100 千字

版 次: 2015 年 5 月第一版

印 次: 2015 年 5 月第一次印刷

书 号: ISBN 978-7-5166-1704-5

定 价: 56.00 元

本书编委会

主 审：寿比南 谢铁军

主 编：刘福录 杨国义 朱保国

编委会：（按姓氏笔划排序）

冯振友 朱国栋 安林林 芦 玲 苏学良

李景诚 肖秀荣 张延丰 张志刚 张连友

张春贵 陆欢军 陈朝晖 武铜柱 岳 彬

赵雷江 段 瑞 党战伟 高中稳 章小浒

冀 峰

前 言

GB 12337—1998《钢制球形储罐》自1999年12月1日实施以来，已历时15年之久。按照《国家标准管理办法》的有关规定，根据全国锅炉压力容器标准化技术委员会（以下简称锅容标委）2010年《制修订国家标准项目计划》的安排对GB 12337—1998进行修订。

第二届GB 12337标准工作组成立于2008年5月30日，2008年5月召开首次会议，研讨并确定了本标准的编制大纲和修订内容，制定了本标准的修订原则和方案，根据TSG R0004《固定式压力容器安全技术监察规程》的要求和GB 150.1~150.4征求意见稿的修订内容，完成了本标准修订后的征求意见稿初稿。2010年5月在宁波召开了标准工作组第二次会议，并对GB 12337的征求意见稿初稿进行了详细的讨论。根据会议确定的原则，经修改完善后，形成了本标准的征求意见稿，并于2010年7月20日至2010年9月10日向锅容标委固定式压力容器分技术委员会全体委员、专家、会员单位及网上向公众广泛征求意见。标准工作组对征求的意见进行了讨论修改，同时，根据GB 150.1~150.4送审稿的修订内容，完成了本标准的送审稿，并于2010年10月29日至2010年12月10日向锅容标委固定式压力容器分技术委员会全体委员提交送审，2011年2月完成对审查意见的处理。2012年7月根据GB 150.1~150.4—2011进行修改，2013年3月在北京由固定式压力容器分技术委员会组织标准工作组全体成员和各领域专家召开定稿会，2013年6月完成对审查意见的处理，2013年9月在北京由固定式压力容器分技术委员会组织相关分委会委员进行会议审查，2013年12月完成对审查意见的处理，形成报批稿报国家标准化委员会。

近十年来，随着冶金、机械加工、焊接和无损检测等技术的不断进步，特

别是以计算机技术为代表的信息技术的飞速发展，球形储罐技术领域也取得了相应的进展。经济全球化和激烈的竞争使得世界各国必须考虑球形储罐的安全性和经济性的和谐统一。本标准是在已实施的 GB 12337—1998 的基础上，对国际同类标准和我国钢制球形储罐标准进行了综合对比，充分利用我国近年来的科技成果，经过调查分析和实验验证，结合成功的使用经验，对钢制球形储罐标准加以充实、完善和提高。

本标准修订后的技术内容仍包括：球壳、支柱、拉杆等的设计计算、材料的选用要求、结构要素的规定，以及球形储罐（以下简称球罐）的制造、组焊、检验与验收要求等。新增加了附录 A 标准的符合性声明及修订、附录 B 安全附件及附属设施、附录 C 风险评估报告、附录 D 应力分析设计球罐。

本“标准释义”从理论、实践应用、国内外现行标准对比以及管理规则等方面，介绍并解释了所修订的主要技术内容，还提供了 4 个算例和球罐风险评估报告示例，旨在帮助有关人员正确理解和运用本标准的各项规定和准则，有助于标准的宣贯与实施。

国家质量监督检验检疫总局、国家标准化管理委员会于 2014 年 9 月 3 日以 2014 年第 21 号公告批准发布了 GB 12337—2014《钢制球形储罐》标准，该标准于 2015 年 2 月 1 日实施。

本书释义部分具体编写人员如下，GB 12337—2014《钢制球形储罐》标准释义第 1、2、4、5、7 章由刘福录编写；第 3 章标准释义由章小浒、朱保国编写；第 6 章标准释义由朱保国、陆欢军、段瑞、张连友、冀峰、安林林、苏学良等编写；算例由张春贵、岳彬、党战伟等编写；球罐风险评估报告示例主要由高中稳等编写。全书由刘福录、朱保国、杨国义、朱国栋统稿，由寿比南、谢铁军审稿。感谢甘肃蓝科石化高新装备股份有限公司为本书提供了算例和风险评估报告示例。

本书在 GB 12337—1998《钢制球形储罐》释义基础上，结合新标准编写，其中如存在疏漏、不足和需要进一步改进之处恳请读者谅解并且予以批评指正。

本书仅为配合理解 GB 12337—2014《钢制球形储罐》标准之用，不可作为标准的替代文件，亦不具有法律效力，仅供读者参考。

本标准第一版 GB 12337—1990《钢制球形储罐》的主要起草人有：丁厚墮、黄秀戎、朱巨贤、刘福录、姚玉晶、张世同、刘洪波、刘溢恩、汪荣芳。

本标准第二版 GB 12337—1998《钢制球形储罐》的主要起草人有：刘福录、姚玉晶、刘溢恩、刘洪波、张杰、虞敏敏、孙洁。

本书编委会

2015 年 3 月

引 言

GB 12337—2014《钢制球形储罐》(以下简称“本标准”)适用于钢制球形储罐(以下简称“球罐”)的设计、制造、组焊、检验与验收,标准规定的技术内容是球罐设计、制造、组焊的最基本要求。有关设计、制造、组焊单位可在本标准的基础上,根据自身的条件和经验制订相应的企业标准或制造手册,以保证球罐的质量和安

目前国际标准化组织(ISO),美国、欧洲各国等均还没有编制专用的球罐标准,这些国家的球罐建造技术要求与本国的压力容器标准通用。仅有日本液化石油气协会编制了JLPA 201《液化石油气球罐标准》及高压气体保安协会编制的《高强度钢使用标准》。日本液化石油气球罐标准,内容比较完整,包括管理体制、材料、结构、制造、检验、修补、附属设备、涂装和标志等部分。高强度钢使用标准突出考虑介质应力腐蚀与热处理的有关规定。日本是世界上建造球罐数量较多的国家,我国以前从国外引进的球罐也是日本的较多。因此以日本的球罐标准作为对照分析最能反映我国球罐标准的技术水平,故本标准参照的国外标准为日本液化石油气协会标准JLPA 201《液化石油气球罐标准》。

目 录

GB 12337—2014 《钢制球形储罐》标准释义	1
第1章 范围	3
第2章 总则	5
第3章 材料	10
第4章 结构	14
第5章 计算	20
第6章 制造、组焊、检验与验收	37
第7章 关于“附录”的说明	46
参考文献	51
GB 12337—2014 《钢制球形储罐》算例	53
例题1 1 000m ³ 乙烯球罐	55
例题2 3 000m ³ 液化石油气球罐	69
例题3 10 000m ³ 丁烯球罐（固定式拉杆）	83
例题4 20 000m ³ 天然气球罐（分析设计）	100
附录1 球罐风险评估报告示例	111

GB 12337—2014 《钢制球形储罐》

标准释义

第1章 范 围

[1 范围]释义

球形容器在我国应用的领域非常广泛,例如在石油、化工、石化、冶金、城镇燃气等工业中,球形容器被用于储存丙烯、乙烯等液态烃、液化石油气、液化天然气、液氧、液氮、液氢、液氨、氧气、氮气、天然气、压缩空气等介质;在原子能发电站,球形容器用作核安全壳;在造纸厂用作蒸煮球;在化工厂也被用作反应器等。我们仅把用于储存气体或液体(含液化气体)介质的球形容器称作球形储罐(简称“球罐”)。球罐的型式很多,从形状看,有圆球型和椭球型;从球壳结构型式看,有足球瓣式、桔瓣式及混合式;从壳体的层数看,有单层、多层和双重壳球罐等;从球罐支座的支承方式看,有支柱式、裙座式、半埋式、V型支承等。

球罐的型式繁多,其结构和制造工艺也相差甚远,本标准无法将所有球罐型式包容进来,结合我国建造球罐的实际需求和储存介质的性质,本标准对球罐做出了许多限定。

1 材料

本标准适用于碳素钢、低合金钢和奥氏体型钢制球罐,不适用于有色金属制球罐。因为采用有色金属等钢板制造单层球罐或制造复合板单层球罐,在我国还很少,有关技术还需进一步掌握,在现阶段标准不宜列入。

2 设计压力

本标准规定的设计压力范围为不大于6.4MPa(上版标准为4MPa)。主要考虑与相关零部件标准的匹配问题,另外,已经有一部分球罐的设计压力超过4MPa,故本标准做了适当的提高。本标准并未涵盖所有的压力范围,超出6.4MPa时可按分析设计方法进行设计。

3 球壳结构和支座型式

本标准规定球壳结构为桔瓣式或混合式,支座为支柱支撑。球壳结构暂时没有列入足球瓣式是因为:①足球瓣式球罐适用于制造容积较小的球罐,不适用于制造较大容积的球罐,应用场合少;②足球瓣式球罐组装和焊接比较困难,还需进一步积累工程经验;③足球瓣式球罐必须配套裙座支撑,本版标准还未将裙座计算方法列入。

混合式球罐的球壳结构兼容了足球瓣式和桔瓣式球壳的优点,故混合式球壳结构具有较高的技术经济优势。以前从国外引进的大型球罐大多采用混合式,国内组焊单位已积累了丰富的实践经验,特别是近年来国内建造了大量的混合式球罐,已完全掌握了混合式球罐的设计、制造和组焊技术。故本标准采用了混合式球壳结构。

本标准仅提供了赤道正切支柱支撑的球罐支座设计计算方法,其他型式的支座还没有相对成熟的经验和计算方法,设计者应探索其他型式支座的计算方法或按分析设计方法进行设计。

4 受核辐射的球罐

辐射作用对人体有极大的危害性,因此对储存放射性介质的球罐在设计、制造、组焊方面和安全防护上须有严格的要求,而且,长期遭受中子辐射的钢材,其性能也会有改变,因此,在选材上也应从严要求。对于受辐射作用的球罐,标准中的规定是远远不够的,故本标准不适用于受辐射作用的球罐。

5 经受相对运动的球罐

经受相对运动的球罐,其动载冲击较大,故在设计计算中,安全裕度的设定和冲击载荷的确定与静止使用的球罐有所不同,因此,本标准不适用于经受相对运动的球罐。

6 公称容积小于 50m^3 的球罐

本标准的球罐公称容积没有规定上限,只规定了下限,即球罐的公称容积必须大于 50m^3 ,主要是考虑到:①小于 50m^3 的球罐大多为高压,用途特殊,与它配套的制造检验要求也特殊,与球罐的要求相差甚远,应用领域窄。这条规定与设计压力的限定也是一致的;②小于 50m^3 的球罐与圆筒形储罐相比较,虽材料耗量少,但由于拼板块数多,现场组装,组焊难度大、焊缝长、制造周期长、综合经济指标差。故容积小于 50m^3 时,选用圆筒形储罐比选用球罐经济。

7 双层结构的球罐

双层结构的球罐,由于结构复杂,制造、组焊、检验技术要求高,难度大,应用数量少,故本标准暂没有列入。

第2章 总 则

[2 总则]释义

总则是使用本标准中各章节时所必须遵循的规则，是球罐设计计算的基础，它着重阐述了标准的管辖范围，用户或设计委托方、设计、制造、组焊单位的资格与职责、术语定义、载荷、许用应力、耐压试验、泄漏试验以及应用时遵守的标准等。

1 资格与职责

球罐是一种储存有压气体或液体的大型储罐，由于容积大，需制造厂成形，组焊单位现场组装焊接，制造技术复杂。为确保球罐的安全使用，故球罐的设计单位应持有特种设备设计许可证（压力容器，球形储罐），分析设计球罐的设计单位还应持有特种设备设计许可证（压力容器，压力容器分析设计），制造和组焊单位应持有特种设备制造许可证（压力容器，球壳板制造，球形储罐现场组焊），且《固定式压力容器安全技术监察规程》管辖范围内的球罐设计、制造、组焊和使用必须接受特种设备安全监察机构的监察。

设计单位应对设计文件的完整性和准确性负责，制造、组焊单位必须严格按照设计图样制造与组装焊接，对原设计的任何更改，必须取得原设计单位的书面认可。

2 压力

垂直作用在球罐单位表面积上的力。在本标准中，除注明者外，压力均为表压力。

2.1 工作压力

在正常工作情况下，球罐顶部可能达到的最高压力。

2.2 设计压力

设定的球罐顶部的最高压力，与相应的设计温度一起作为设计载荷条件，其值不低于工作压力。工作压力则需由工艺要求确定。本标准分别按下述各点考虑其设计压力：

- a) 球罐上装有超压泄放装置时，应按 GB 150.1 附录 B 或 JB 4732 附录 E 的规定确定设计压力；
- b) 对于盛装液化气体的球罐，应根据介质组分、装量系数和球罐内介质可能达到的最高温度来确定工作压力，依据工作压力确定设计压力，即根据最高介质温度下混合组分的饱和蒸汽压来作为确定设计压力的基础。

3 设计温度

球罐在正常工作情况，在相应的设计压力下，设定的受压元件的金属温度，其值不

得低于元件可能达到的最高金属温度。对有保温设施的球罐可取储存介质的最高或最低温度。对无保温设施的球罐,应根据工艺操作情况并考虑环境温度的影响确定设计温度。

球罐应注明最高和最低设计温度,最高设计温度主要用于确定球罐的设计压力、选材、确定许用应力(应力强度)等。最低设计温度主要用于选材、确定材料低温冲击温度等。

4 载荷

球罐支承部分的安全和经济的设计,最关键的是选择合理的设计载荷。支柱承受的载荷除在内压力作用下,球壳直径增大使支柱承受附加弯矩外,还包括由球壳、结构附件、储存介质、积雪等形成的静载荷,由风或地震所产生的动载荷。球罐所受的载荷还应考虑:支座的反作用力,连接管道和其他部件的作用力,温度梯度和热膨胀量不同引起的作用力,压力急剧波动的冲击载荷,冲击反力(如由流体冲击引起的反力等)。

4.1 静载荷

- a) 操作状态下的静载荷。包括:球壳、介质、积雪、保温层、支柱、拉杆、附件(包括人孔、接管、液位计、内件、喷淋装置、安全阀、梯子平台……)等的重力载荷;
- b) 耐压试验状态下的静载荷。包括:球壳,耐压试验时液体、支柱、拉杆、附件等的重力载荷;
- c) 最小静载荷。包括:球壳、支柱、拉杆、附件的重力载荷。

4.2 动载荷

a) 地震载荷:

地震载荷包括两类:一是水平地震载荷,二是垂直地震载荷。对于球罐,一般认为水平地震载荷对结构的破坏起着决定性的作用,垂直地震载荷虽会降低底板与混凝土基础间的磨擦力,使地脚螺栓实际承受的水平剪力增大,从而使球罐抵抗水平地震载荷的能力明显地降低,但是,考虑地震载荷作用的时间是短暂的(几十秒钟),水平地震载荷与垂直地震载荷不会同时达到最大值,且设备材料所能承受的压应力的强度较大,一般足以抵抗由垂直载荷所附加的内力。故本标准在地震载荷计算中略去了垂直地震载荷的计算。

关于液动压力,国内曾有研究,根据振型分解反应谱理论,考虑动波作用,按双质点体系进行抗震验算,其结果,地震载荷较按单质点计算为小,而工作量则大大增加。国外也曾作过一些理论计算,其结果,动液产生的冲击和振动压力均小于静液产生的压力。将液体全部作为静止液(即随球壳同步振动)所得到的地震载荷较实际为大,以此进行支柱、拉杆的强度计算偏于安全,故各国的计算中均未考虑液动压力。

b) 风载荷:

风载荷的计算方法与 NB/T 47041《塔式容器》中风载荷的计算方法大致相同。塔式容器是将平台梯子等附件的影响反映在有效直径 D_{ef} 上,而本标准则以球罐附件增大

系数 $f_2=1.1$ ，取一常数。在计算公式中不出现有效直径的概念，比较简单化。基本风压值 q_0 和风压高度变化系数 f_1 ，取自 GB 50009《建筑结构荷载规范》。

5 厚度

a) 腐蚀裕量

系根据介质的腐蚀性和球罐的使用寿命而定。各国规范大多依据不同的钢种，给出不同的腐蚀裕量，如日本 JIS B 8270 对碳素钢按表 1 确定腐蚀裕量值。

表 1

腐蚀程度	不腐蚀	轻微腐蚀	腐 蚀	重腐蚀
腐蚀速度 mm/年	≤ 0.05	0.05~0.13	0.13~0.25	> 0.25
腐蚀裕量 mm	0	≥ 1	≥ 2	≥ 3

一般可按下式选取：

$$C_2 = KB$$

式中：

K ——腐蚀速度，mm/年；

B ——球罐的设计寿命，年。

由于各设计单位所接触的储存介质不同，使用习惯上的不同，不宜作出硬性规定。

b) 钢材厚度负偏差

钢板或钢管的厚度负偏差按相应的钢材标准的规定。当钢材的厚度负偏差不大于 0.3mm，且不超过名义厚度的 6% 时，负偏差可忽略不计。

此条规定与 GB 150—1998 一致，与 GB 150.1~150.4—2011 不一致，主要是考虑球罐的特殊性。球壳板厚度的确定在满足了设计厚度以后，若再同时增加厚度负偏差及圆整量可能会导致球壳板厚度跳档，造成浪费。球壳板的厚度偏差往往是正偏差，制造后的球壳板厚度只要大于设计厚度就是安全的。若设计人员认为不考虑厚度负偏差可能无法满足制造后的球壳板厚度大于设计厚度时，则设计应考虑厚度负偏差。

c) 球壳加工裕量

本标准不做规定，因球壳的加工裕量随制造单位的加工工艺不同变化，设计者一般难以确定。但若设计时已明确球壳的加工工艺，设计者应将球壳加工裕量在名义厚度中包括，以免造成制造单位因考虑加工裕量而增加球壳厚度，增加球罐重量。如设计无法确定加工裕量，设计图样不予考虑加工裕量，由制造单位考虑增加加工裕量。

6 确定钢材许用应力的系数

根据 TSG R0004—2009《固定式压力容器安全技术监察规程》和 GB 150.1~150.4—2011《压力容器》修订了安全系数。系数的选定对球罐的安全性、先进性和经济性有着直接关系。它的选取与许多因素有关，如材料质量，球罐计算方法和计算公式的准确性，球罐的制造、组焊、检验的技术水平和实践经验等，它是一项综合性指标。各个国家根据自己的技术水平与实践经验在编制的规范中确定有可行的系数。如日本规范中，针对

指定的高强度钢板，即屈强比小于或大于 0.7 的钢板，分别采用不同的系数；PD 5500 规范：碳素钢和低合金钢取 $n_b \geq 2.35$ ，已规定高温值的材料 $n_s \geq 1.5$ ，未规定高温值的材料 $n_s \geq 1.6$ 。

鉴于我国材质的稳定性提高，兼顾多年来对球罐的使用经验，并考虑近年来建造球罐的技术水平和质量的稳定提高，以及质量保证体系的健全和完善，根据 TSG R0004—2009 的规定，系数由 $n_b \geq 3$ ， $n_s \geq 1.6$ 分别改为： $n_b \geq 2.7$ （分析设计 2.4）， $n_s \geq 1.5$ 。

7 焊接接头系数

焊接接头是球罐上比较薄弱的环节，事故的发生较多是由于焊缝金属或焊接热影响区材料的破裂，一般情况下焊缝金属的强度和母材金属的强度相等，甚至超过，但由于焊缝及热影响区有焊接残余应力存在，焊缝金属晶粒粗大，以及焊接接头中可能出现的气孔和未焊透等缺陷，从而影响焊接接头的强度。因此必须采用焊接接头系数，以补偿焊接时可能产生的强度削弱。

标准中焊接接头系数是依据焊接接头型式和无损检测比例确定的。本标准取：双面焊全焊透对接接头的焊接接头系数 ϕ ，当 100% 无损检测时取 $\phi = 1.0$ ；局部无损检测时取 $\phi = 0.85$ ，这与 ASME VIII-1、JIS B8265、GB 150.1~150.4 是一致的。

焊接接头系数只能为球罐强度计算所用，不能以焊接接头系数值的高低来推定无损检测的长度或焊接接头型式。

8 耐压试验

球罐在制造过程中，从选材、加工、组装、焊接、直至热处理，虽然对原材料和各工序都有检查和检验，但因检查方法或范围的局限性，必然有材料缺陷和制造工艺缺陷存在，因而有必要在球罐制造完毕后进行耐压试验，以验证球罐的整体强度，焊接接头质量，球罐基础的强度，……。耐压试验可采用液压试验、气压试验或气液组合压力试验，一般选用液压试验。

耐压试验的压力值确定，根据各国规范统计，液压试验压力值一般为 1.25 倍~1.5 倍设计压力。根据我国历年来制造球罐的试验压力取值和使用情况，液压试验取 1.25 倍设计压力是可行的，可确保安全使用。气压试验的试验压力根据 TSG R0004—2009《固定式压力容器安全技术监察规程》由 GB 12337—1998 的 1.15 倍设计压力改为 1.10 倍设计压力。气液组合压力试验根据 TSG R0004—2009《固定式压力容器安全技术监察规程》取 1.10 倍设计压力。

a) 液压试验，一般采用水作为液压试验介质。水温不宜过高，也不宜过低，当壁温降至材料的脆性转变点时，会使球壳用钢材在应力强度很低，远未达到屈服点时就破坏。国外几起液压试验时的破坏，水温均在 10℃ 左右。ASME VIII div.2 规定 15℃，我国《固定式压力容器安全技术监察规程》规定“试验温度（容器器壁金属温度）应当比容器器壁金属无延性转变温度高 30℃”。本标准沿用了 GB 150.1~150.4 的规定，对部分材料明确了试验温度，便于实际操作。

液压试验时，不宜过速升压，宜缓慢提高压力，压力逐渐升高，球壳逐渐趋圆，球

壳中应力便趋向于均匀。如果迅速升高压力，由于焊接接头等处存在形状不连续，局部应力较高，尚未来得及缓解形状的不连续，应力的再分布，压力又很快升高，只能使形状不连续处局部应力继续迅速增大，对球壳的强度不利。另外，焊接接头处存在较大的焊接残余应力，压力过快升高，残余应力和液压试验的应力叠加，使球罐局部进入塑性状态，对球罐使用安全性极为不利。

b) 气压试验，一般选用空气作为试压介质，特殊要求时亦可用氮气或其他惰性气体。由于气体具有可压缩性，因而气压试验具有一定的危险性，为此，在气压试验前必须作好安全防范措施。为了提高在气压试验过程中的安全性，升压至试验压力的 10% 时，应进行初次泄漏检查，以便及早发现缺陷。

c) 气液组合压力试验

近年来随着大型球罐建造数量的增多，其液压试验时试验液体对基础承载能力要求较高，根据操作工况时的介质重量注入部分液体，然后注入气体完成耐压试验，可有效降低基础的造价。本标准提出气液组合压力试验，并从试验时的安全角度出发，规定气液组合压力试验的压力值按气压试验的压力值选取，其设计、制造、组焊、无损检测也应按气压试验的要求进行。同时，应按照气压试验做好安全防护工作。

9 泄漏试验

泄漏试验包括气密性试验以及氨检漏试验、卤素检漏试验和氦检漏试验等。根据球罐的特殊性，泄漏试验一般采用气密性试验，试验介质一般为空气。泄漏试验是检验球罐焊接接头的致密性和密封结构的密封性能的重要手段。盛装毒性程度为极度和高度危害的介质；易爆的压缩气体或液化气体或者不允许有微量泄漏的球罐，应在耐压试验合格后进行泄漏试验。

第3章 材 料

[3 材料]释义

材料的技术进展多年来一直是影响我国球罐建造技术向大型化（高参数）、轻量化方向发展的因素。为此，我国压力容器用钢领域自上世纪 80 年代初就致力于球罐用钢的开发和应用研究。特别是近十多年来，随着我国冶金技术装备和宽厚板技术装备水平的大幅提高，我国压力容器用碳素钢和低合金钢钢板的产品质量有了很大提高，钢板的规格尤其是板宽尺寸基本满足了我国大型球罐产品的需求。强度和韧性优于 Q345R 而焊接性能及抗硫化氢应力腐蚀性能与其相近的正火型 Q370R 钢在 2 000 m³~3 000 m³ 液化石油气（LPG）、丙烯等球罐中的大量应用，10 000 m³ 天然气球罐国产化的成功，以及-50℃级低温用高性能 15MnNiNbDR（正火型）和 07MnNiMoDR（调质型）钢的研制并在 2 500 m³ 乙烯球罐中的成功应用，为拓宽球罐的应用、提高球罐的使用安全性起到了积极作用。

本章依据 GB 12337—1998 实施以来我国球罐用钢的技术进展成果，并按照 GB 150.2—2011《压力容器 第 2 部分：材料》的相关规定进行了修订。

此外，依据目前国内对操作温度为-162℃的液化天然气（LNG）、腐蚀性极强的合成橡胶用胶浆和环氧乙烷等介质储存球罐产品的需求，增加了奥氏体型不锈钢材（含钢板、钢管、锻件及螺柱）部分。

与 GB 12337—1998 第 4 章相比，主要内容有如下变动。

1 钢板

a) 碳素钢和低合金钢钢板

本标准球壳用碳素钢和低合金钢钢板共列有 10 个钢号，因钢板的许用应力、供应情况、焊接性能、GB 150.1~150.4 的修订等方面的原因取消了 15MnVR、15MnVNR 和 09Mn2VDR 等 3 个钢号，增加了 Q370R、15MnNiDR、15MnNiNbDR、09MnNiDR 和 07MnNiMoDR 等 5 个钢号，其中 15MnNiNbDR 钢已列入 GB 3531—2014《低温压力容器用钢板》（2014-04-01 实施）标准中，在 GB 3531—2014 实施前其技术要求见 GB 150.2—2011 附录 A（规范性附录）材料的补充规定。按 GB 713—2008《锅炉和压力容器用钢板》的规定，将 20R 和 16MnR 钢号分别改名为 Q245R 和 Q345R；按新修订的 GB 19189—2011《压力容器用调质高强度钢板》的规定，分别将 07MnCrMoVR 和 07MnNiCrMoVDR 钢号改名为 07MnMoVR 和 07MnNiVDR。

本标准所列的 10 个球壳用碳素钢和低合金钢钢板的钢号，基本上建立了我国建造球罐的常温球罐用低合金钢系列和低温球罐用低合金低温钢系列。即使用温度下限为-20℃，其屈服强度分别为 245MPa、345MPa、370MPa 及 490MPa 级的钢号相应为 Q245R、

Q345R、Q370R 及 07MnMoVR 等 4 个钢号，使用温度下限分别为 -40°C 、 -45°C 、 -50°C 及 -70°C 的钢号相应有 16MnDR、07MnNiVDR、15MnNiDR、15MnNiNbDR、07MnNiMoDR 和 09MnNiDR 等 6 个钢号。

球罐是一种以储存气体、液体（含液化气体）介质为目的的压力容器，由于它储存的介质大部份是易燃易爆和有毒的物质，故球罐的使用安全性显得尤为重要；加之球罐均在现场组焊，通常采用焊条电弧焊方法进行施焊，施工条件恶劣，且一般焊缝长度长达几百米，故随着球壳板厚度的增加，焊接缺陷产生的可能性有所增加，球壳板的组装拘束应力和焊接残余应力也随之增加。因此，与常用压力容器用钢相比，球罐用钢除需足够的强度外，对其韧塑性和焊接性能提出了较高的要求。特别是本标准根据 TSG R0004—2009《固定式压力容器安全技术监察规程》降低了确定钢材许用应力的安全系数，故对球壳用钢板厚度方向不同部位的低温韧性提出了更高的要求。考虑到我国球罐正在向大型化、轻量化方向发展的趋势，同时考虑到近年来建造的球壳厚度大于 40mm，特别是大于 50mm 的球罐由于失效发生的事故，故本标准提出了球壳用钢板厚度不宜大于 50mm 的规定，相应的修订了钢板的厚度适用范围。球壳板厚度大于 50mm 时，设计文件应对材料、制造、组焊给出更为具体的技术要求。

钢板的使用状态及检验：用于球壳的厚度大于 36mm 和用于其他受压元件（法兰、平盖等）的厚度大于 50mm 的 Q245R 和 Q345R 钢板应在正火状态下使用，其他钢号的钢板使用状态按相关标准的规定。球壳用调质热处理状态使用的钢板和厚度大于 60mm（分析设计 50mm）的碳素钢和低合金钢钢板应逐热处理张进行拉伸和夏比 V 型缺口冲击试验。根据钢板厚度、储存介质情况和球罐的使用安全性，设计可提出如下特殊要求：对厚度大于 36mm 的调质状态使用的钢板和厚度大于 50mm 的正火或正火加回火状态使用的钢板，可增加一组在钢板厚度 1/2 处取样的冲击试验，其冲击功指标在设计文件中规定；对厚度大于 36mm 的标准强度下限值大于或等于 540MPa 的低合金钢钢板和用于球罐设计温度低于 -40°C 的低合金钢钢板，可附加进行落锤试验，无塑性转变（NDT）温度的合格指标应在设计文件中规定。

由于我国冶金质量及宽厚板轧制技术的提高，钢板实际硫、磷含量的控制在大多数情况下低于相应标准规定的规定值，由连铸坯轧制成钢板的压缩比也远大于 3，钢板的总体质量较好；为节约钢板超声检测复验的费用和降低球罐的制造成本，故本标准规定了球壳用碳素钢及低合金钢钢板的超声检测可由钢板制造单位进行，也可由球罐制造单位进行。但应当指出的是，不论钢板的超声检测是由钢板制造单位进行或是由球罐制造单位进行，球罐产品的最终质量应由球罐制造单位负责。考虑到本标准降低了确定钢材许用应力的安全系数，故相应提高了球壳用钢板超声检测的质量等级。如正火状态使用的球壳用碳素钢及低合金钢钢板超声检测的质量等级由 GB 12337—1998 规定的不低于 III 级，提高到按不同钢号钢板超过一定厚度时应不低于 II 级的规定。

b) 奥氏体型不锈钢钢板

本标准增加了球壳用 S30408、S30403、S31608 和 S31603 等 4 个奥氏体型不锈钢钢板钢号。上述钢号基本能够满足目前国内建造奥氏体型球罐的要求，且国内已有了

S30408、S30403 和 S31603 等 3 个钢号建造球罐的业绩。

奥氏体型钢板应按 GB 24511—2009《承压设备用不锈钢钢板及钢带》的规定，以固溶热处理状态交货；球壳用钢板的表面加工类型：热轧产品一般采用 1E 级，冷轧产品一般采用 2D 级；热轧钢板的厚度允许偏差精度一般采用普通精度级。

2 钢管

由于目前我国钢管用钢的钢号和钢管的规格及技术要求还远不能满足球罐用接管的需求，致使球罐的厚壁接管主要是采用与球壳用钢板相匹配的锻件进行制造。故本标准依据 GB 150.2 的规定，碳素钢和低合金钢钢管用钢共选用了 10、20、Q345D、16Mn、09MnD 和 09MnNiD 等 6 个钢号，取消了 20G 和 15MnV 等 2 个钢号，增加了 Q345D 和 09MnNiD 等 2 个钢号。奥氏体型钢管用钢共列入 12 个钢号，其选择依据是与 S30408、S30403、S31608 和 S31603 钢板相匹配的奥氏体型钢管。

同时根据 GB 150.2 的规定，按不同钢管标准对所选用的 6 个碳素钢和低合金钢钢管的使用范围、低温冲击试验、使用温度下限及相关技术要求进行了规定。此外，还依据 GB 150.2 的相关规定，对允许选用的碳素钢钢棒和奥氏体型钢钢棒制造接管的技术要求进行了详细规定。

3 锻件

本标准碳素钢和低合金钢锻件共列入了 20、16Mn、20MnMo、16MnD、20MnMoD、08MnNiMoVD、

10Ni3MoVD 和 09MnNiD 等 8 个钢号。取消了 09Mn2VD 钢号，增加了与 07MnNiMoDR 和 09MnNiDR 钢板相匹配的 10Ni3MoVD 和 09MnNiD 等 2 个钢号。08MnNiCrMoVD 按新修订的 NB/T 47009—2010《低温承压设备用低合金钢锻件》的规定改名为 08MnNiMoVD。

与 GB 12337—1998 相比，本标准明确规定了用于人孔的锻件和公称厚度大于 200mm 且标准抗拉强度下限值等于或大于 540MPa 的低合金钢锻件以及公称厚度大于 200mm 且设计温度低于 -20°C 的低温用低合金钢锻件的锻件级别应选用 III 级或 IV 级。考虑到球罐用锻件公称厚度一般不超过 300mm，故省略了 20MnMo 和 20MnMoD 公称厚度大于 300mm 的设计许用应力。

奥氏体型不锈钢锻件共列入了 NB/T 47010—2010《承压设备用不锈钢和耐热钢锻件》中 S30408、S30403、S31608 和 S31603 等 4 个钢号，其选择依据是与球壳用奥氏体型钢钢板相匹配的不锈钢锻件。

4 螺柱和螺母

a) 碳素钢和低合金钢螺柱

本标准碳素钢和低合金钢螺柱共列入了 20、35、30CrMoA 和 35CrMoA 等 4 个钢号。即按 GB 150.2 的规定，取消了 Q235-A 钢号，增加了 20 钢号。

考虑到球罐的螺柱用钢一般不采用 40MnB、40MnVB、40Cr 和 40CrNiMoA 等 4

个钢号,故取消该4个钢号。同时考虑到球罐的螺柱规格一般不超过M48 mm,故省略了30CrMoA和35CrMoA钢螺柱规格大于M48 mm的设计许用应力值。

按GB 150.2的规定,20和35钢螺柱的使用温度下限分别为 -20°C 和 -10°C ;并将30CrMoA和35CrMoA钢螺柱的冲击试验温度由GB 12337—1998规定的常温改为 0°C 进行冲击试验,其使用温度下限均为 -20°C ;当30CrMoA和35CrMoA钢螺柱的使用温度低于 -20°C 时,应进行使用温度下的低温冲击试验,最低冲击试验温度的冲击功指标由GB 12337—1998规定的27J提高到47J;同时明确规定,使用温度低于 $-40^{\circ}\text{C}\sim-70^{\circ}\text{C}$ 的30CrMoA和35CrMoA螺柱用钢,其化学成分(熔炼分析)中磷、硫含量应为 $P\leq 0.020\%$ 、 $S\leq 0.010\%$;使用温度低于 $-70^{\circ}\text{C}\sim-100^{\circ}\text{C}$ 的30CrMoA螺柱用钢,其化学成分(熔炼分析)中磷、硫含量应为 $P\leq 0.015\%$ 、 $S\leq 0.008\%$ 。

考虑到球罐的设计温度一般不会超过 200°C ,为与本章球罐受压元件用钢许用应力的温度范围相统一,故螺母用钢使用温度范围的上限温度均为 200°C 。

b) 奥氏体型钢螺柱

本章奥氏体型钢螺柱共列入了S30408、S31608和S32168等3个奥氏体型钢号,其选择依据是与球壳用奥氏体型钢钢板相匹配的奥氏体型钢螺柱。并规定了各奥氏体型钢号螺柱用毛坯应进行拉伸试验,其试验要求和结果应符合GB/T 1220—2007《不锈钢棒》的规定。

5 焊接材料

本标准采用的焊接材料应符合NB/T 47018.1(JB/T 4747.1)~47018.4(JB/T 4747.4)《承压设备用焊接材料订货技术条件》。取消了GB/T 984《堆焊焊条》、GB/T 5117《碳钢焊条》、GB/T 5118《低合金钢焊条》、GB/T 5293《埋弧焊用碳钢焊丝和焊剂》、GB/T 8110《气体保护焊用碳钢、低合金钢焊丝》、GB 10045《碳钢药芯焊丝》、GB/T 12470《埋弧焊用低合金钢焊丝和焊剂》、GB/T 14957《熔化焊用钢丝》和GB/T 14958《气体保护焊用钢丝》等9个标准。球罐制造和现场组焊单位选用本章规定的焊接材料标准以外的焊接材料时,应按TSG R0004—2009《固定式压力容器安全技术监察规程》2.12的相关规定进行选材。

根据TSG R0004—2009的相关要求,规定用于制造球罐受压元件的焊接材料,球罐制造和现场组焊单位应当建立并且严格执行焊接材料验收、复验、保管、烘干、发放和回收制度;并特别规定用于球壳受压焊缝的焊条熔敷金属和气体保护电弧焊用钢焊丝熔敷金属的冲击功指标均应不低于相应母材标准规定的下限值。

同时,根据NB/T 47018.2(JB/T 4747.2)《承压设备用焊接材料订货技术条件 第2部分:钢焊条》的相关规定,提高了E43××、E50××、E50××-×和E55××-×型焊条熔敷金属扩散氢含量的技术要求;并依据多年来J607RH焊条的实际使用经验,规定采用甘油法或气相色谱法(或水银法)测定E60××-×型焊条熔敷金属扩散氢含量应分别小于或等于 $2.5\text{mL}/100\text{g}$ 和 $5.0\text{mL}/100\text{g}$ 。

第4章 结 构

[4 结构]释义

1 球壳

球壳结构型式主要分足球瓣式、桔瓣式和混合式三种。国内自行设计、制造、安装的球罐多为桔瓣式和混合式。

足球瓣式球罐的球壳划分和足球壳一样，所有球壳板大小相同，所以又叫均分法。优点是每块球壳板尺寸相同，下料成型规格化，材料利用率高，互换性好，组装焊缝较短，焊接及检验工作量小，缺点是焊缝布置复杂，不适用于支柱支撑结构，施工组装困难，对球壳板的制造精度要求高，由于受钢板规格及自身结构的影响，一般只适用于制造容积小于 $1\ 000\text{m}^3$ 的球罐。

桔瓣式球罐的球壳划分就象桔瓣（或西瓜瓣），是一种最通用的型式。优点是焊缝布置简单，组装容易，球壳板制造简单，缺点是材料利用率低。

混合式球罐的球壳组成是：赤道带和温带采用桔瓣式，极板采用足球瓣式。由于取其桔瓣式和足球瓣式两种结构型式之优点，材料利用率较高、焊缝长度缩短，球壳板数量减少，且特别适合大型球罐。

本标准只列入桔瓣式和混合式球壳结构。

球罐的破裂事故，绝大多数发生在焊接接头处，因此，缩短球壳的焊缝长度是提高球罐质量和安全可靠性的关键措施之一，缩短焊缝长度的根本途径是加大球壳板尺寸。球壳板的尺寸，主要取决于钢厂的轧机能力，制造厂压机的开档尺寸（指龙门式压机）和铁路、公路运输界限等，故本标准对球壳板最大外形尺寸不作规定，希望球壳板的尺寸在条件具备的情况下尽可能加大。

本标准对球壳板的最小宽度加以限制，不小于 500mm ，且球壳板不允许拼接，是为了尽可能的减少焊缝长度。

球壳具体的分带和分块数量参照 GB/T 17261 确定。

2 坡口

球壳板的坡口形式与尺寸，各施工单位在长期的施工过程中，根据习惯和实践经验，大都制定有本单位的焊缝坡口形式与尺寸，故本标准不作硬性规定，可按 GB/T 985.1，GB/T 985.2 选用或参照附录 F“球壳对接焊缝的坡口形式及尺寸”确定。附录 F 是根据国内外球壳坡口形式及部分施工单位意见制定的，是国内大多数施工单位普遍采用的焊缝坡口形式。本版标准结合球罐多年来的施工经验，本着节能降耗的原则，将球壳板的坡口角度进行了适当减小。

3 支柱与球壳的连接

球罐支座是球罐中用以支承球壳及附件和储存介质重量的结构部件。支座形式有柱式和裙式两大类。柱式支承有赤道正切（相割）柱式支承、V形柱式支承和三柱合一柱式支承。裙式支承包括圆筒裙式支承、锥形支承，及用钢筋混凝土连续基础支承的半埋式支承、锥底支承。其中柱式支承中以赤道正切柱式支承为国内外普遍采用。

赤道正切（相割）柱式支座的结构特点是：球壳由多根圆柱状的支柱在球壳赤道部位等距离布置，支柱中心线与球壳内壁相切或近似相切（相割）。支柱支承球罐的重量，为了承受风载荷和地震载荷，保证球罐的稳定性，在支柱之间设置拉杆相连接。这种支座的优点是受力均匀，弹性好，能承受热膨胀的变形，安装方便，施工简单，容易调整，现场操作和检修也方便，且适用于多种规格的球罐；缺点是重心高，稳定性较差。本标准选用的支座形式为赤道正切或相割柱式支承。

支柱与球壳的连接分有垫板连接和无垫板连接两种结构型式。有垫板连接结构（又称加垫板）可增加球壳板的强度，但又增加了球壳上的搭接接头和球壳的局部刚性，当球壳承受内压膨胀，由于局部刚性的限制，会引起局部应力的增加，易导致焊接接头裂纹的产生，故应尽量避免采用此种结构。我国球罐的设计基本都采用无垫板结构型式。引进球罐也大都采用无垫板结构型式。

支柱与球壳连接端部结构分平板式、半球式和椭圆式3种。平板式结构边角易造成高应力状态。半球式和椭圆式结构属弹性结构，不易形成边沿高应力状态，抗拉断能力较强，故多被采用。本标准亦选用此两种结构。

本版标准支柱与球壳连接下部结构有3种：直接连接结构、U形托板结构、长圆形结构（见图1）。取消了对球壳拘束大（产生较大的应力集中）的U形柱结构和制造困难的翻边结构：

- a) 由于U型柱加平板连接型式在平板与球壳板连接处结构发生了突变，会造成过高的结构约束，产生过高的二次应力和峰值应力。近年来已发生了多起U型柱结构导致的事故，如“南京扬子巴斯夫球罐支柱裂纹”，“福建炼厂丙烯球罐赤道带环缝裂纹”，“西安天然气公司进口法国球罐支柱裂纹”等质量事故，因此本标准本次修订中取消了该种连接结构型式；
- b) 由于支柱翻边结构型式虽然在结构上比较合理，但翻边的宽度有限，还易造成翻边处减薄和产生裂纹，对改善焊接条件效果较差，多年来较少采用，因此本标准本次修订中取消了该种结构型式；
- c) 本标准本次修订中增加了长圆形结构型式。该结构是在鞍山钢制压力容器有限公司研发的“钢制球形储罐圆滑连接长圆型U型支柱”（实用新型专利证书编号第430563号）的基础上经优化改进而形成的。鞍山的支柱结构型式应用近十年来，先后在5000m³高强度天然气球罐、8000m³低温液氨球罐、3000m³丙烯球罐、2000m³乙烯球罐等多台球罐上应用，有效地解决了球壳与支柱连接处a点应力集中的问题。全国锅炉压力容器标准化技术委员会对此种结构的支柱进行了详细应力分析，结果表明该种结构在相同结构设计参数下比其他赤

道正切式支柱结构的 a 点应力值有所降低；

- d) 直接连接结构：经大量的有限元计算验证直接连接结构是受力状态较好的结构，但由于支柱与球壳连接处下部空间狭窄，施焊困难，故标准推荐了 U 形托板结构。对大型球罐在满足施焊条件的情况下应尽量采用该结构；
- e) 本标准本次修订中将托板结构修改为 U 形托板结构。甘肃蓝科石化高新装备股份有限公司根据丰富的工程经验和大量的有限元分析计算，对上版标准的托板结构进行了优化改进，取得了“球形储罐支柱托板”实用新型专利（专利号：ZL 2003 2 0130038.8）。采用此种结构，不仅解决了支柱与球壳连接部下端的焊接问题，而且由于托板底部结构由上版标准的平板改为圆弧形板，有效降低了连接处的应力集中。此种结构在工程中得到广泛应用，效果良好。故本标准修订中在“球形储罐支柱托板”的基础上，经过简化改进形成了本标准的 U 形托板结构。

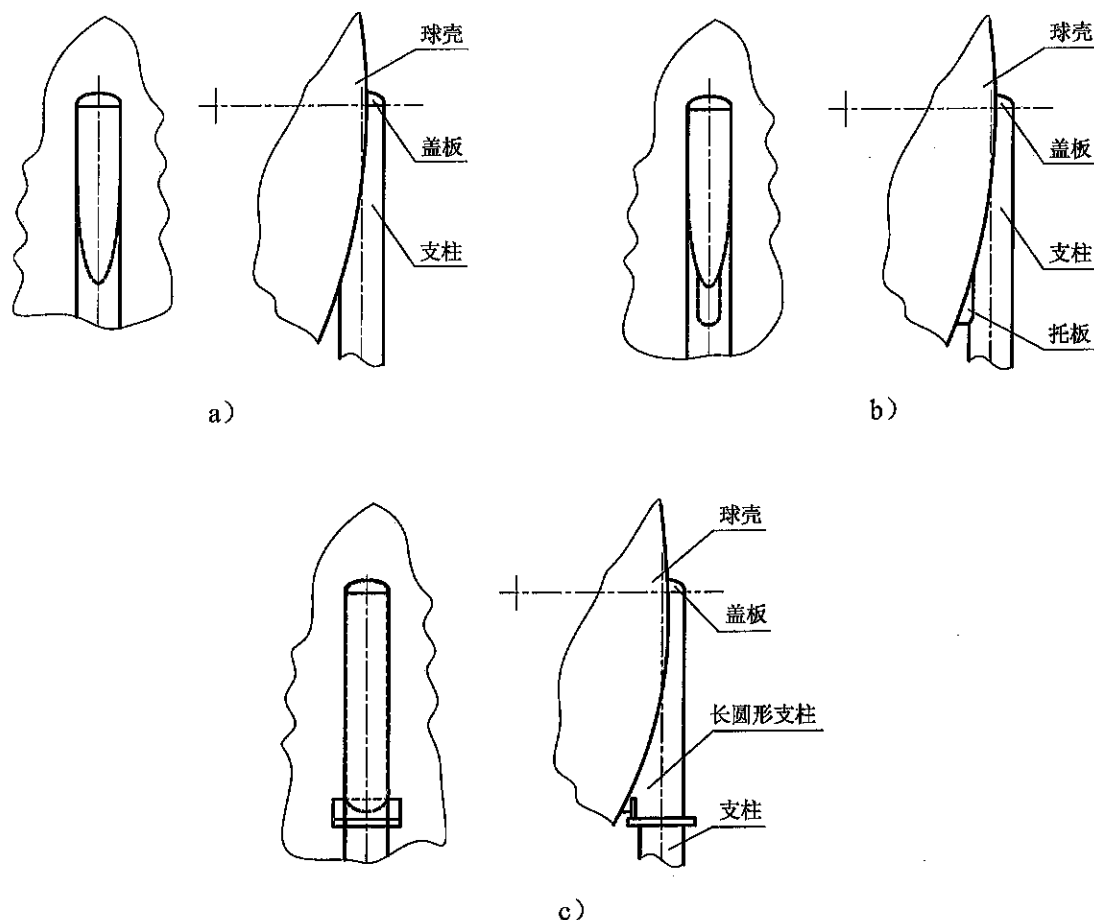


图 1

4 支柱

支柱一般采用无缝钢管或卷制焊接钢管制作。低温球罐或容积较大的球罐，应采用分段支柱型式。段间的环向接头应全熔透。上段支柱用材料在满足支柱与球壳焊接接头

强度的基础上, 尽量选用强度低于球壳的材料, 有利于球罐的安全。支柱属于钢结构, 不属于球罐的受压元件, 故支柱选材可不考虑环境温度的影响。储存低温介质的球罐上段支柱宜选用低温材料。

支柱上设置通气口, 以防在火灾情况下支柱内气体因受热膨胀而使支柱破裂。对于储存易爆及液化石油气的球罐, 支柱还应设置耐火隔热层, 以防发生火灾时支柱被烧软失稳倒塌, 直接危及球罐的安全。

在支座的底板上应开设通气孔, 以利积水的排除。

支座底板上开设的地脚螺栓孔应为径向长圆孔, 以利于调整支柱垂直度和球罐整体热处理时支柱的径向移动。

5 拉杆

拉杆结构分可调式和固定式两种:

- a) 可调式拉杆, 采用圆钢加工而成, 拉杆与支柱采用销钉连接。两根拉杆立体交叉处应留间隙, 不得焊死, [见图 2 a)]。拉杆张紧程度应均匀, 拉力不宜过大。日常球罐运行中应注意液体进出时, 冬夏温差和小地震引起的拉杆松动, 及时调节松紧;
- b) 固定式拉杆, 一般采用钢管。拉杆与支柱的连接采用焊接结构。拉杆与拉杆的交叉处采用固定板焊接结构或直接焊接结构[见图 2 b)]。固定式拉杆的优点: 制作简单、施工方便, 由于拉杆可承受拉伸和压缩载荷, 大大提高了支柱承载能力。近年来国外大型球罐已广泛采用。

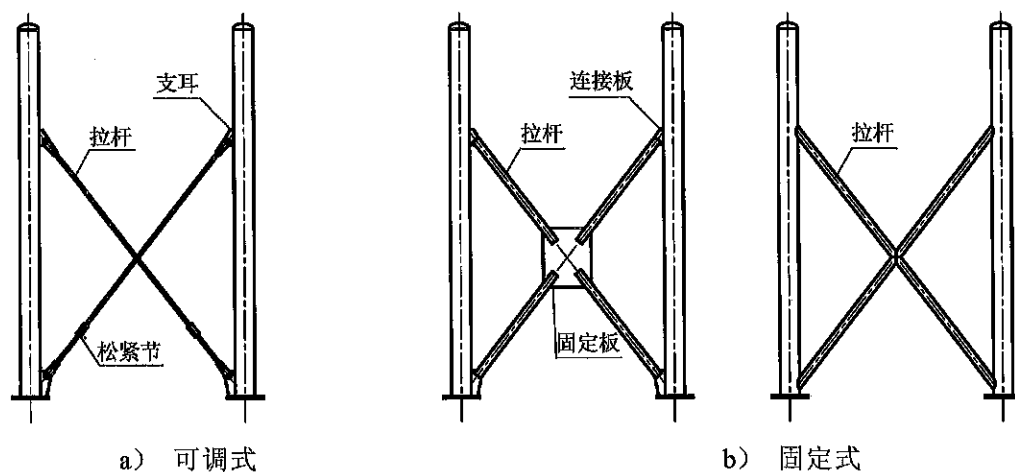


图 2

6 开孔

球罐开孔应尽量设计在上下极上, 便于集中控制, 便于在制造厂完成接管的组焊和进行焊后消除应力热处理, 保证接管部位的质量。开孔应避开焊缝, 若不得不在焊缝上开孔时, 则以开孔中心为圆心, 1.5 倍开孔直径为半径的圆中所包容的焊缝必须经 100%无损检测合格:

- a) 人孔

球罐用人孔是作为作业人员进出球罐以进行检验及维修之用。球罐在施工过程中,上极人孔用于罐内通风、烟尘排除及照明,下极人孔用于脚手架、机具及作业人员的进出;若球罐需进行消除应力整体热处理,球罐的上极人孔被用于调节空气和排烟,球罐的下极人孔被用于通入柴油和放置喷火嘴;在球罐的在役检验和维修时,上极人孔被用于罐内通风和照明,下极人孔被用于脚手架、机具及作业人员的进出。因此,球罐上应开设2个人孔,且分别设置在上下极板上,为便于球罐进行消除应力整体热处理和作业人员进出便利,上下极人孔宜开设在球壳的中心线上。人孔直径必须考虑作业人员能带工具进出球罐方便,球罐人孔直径以DN500~DN600为宜,小于DN500人员进出不便,大于DN600开孔强度削弱过大。人孔应根据球罐的不同工艺操作条件选取与球壳材料相匹配的材料。人孔结构宜选用回转盖人孔。

b) 接管

球罐由于工艺操作需要开设各种规格的接管。接管一般采用钢管、厚壁管、凸缘结构。接管材料应与球壳材料匹配。低温球罐接管应选用低温材料,并保证在低温下具有足够的冲击韧性。

c) 进出口接管的开设

为了确保操作人员生命财产安全,结合近年来大地震的经验教训,本标准规定:盛装毒性程度为极度或高度危害介质的球罐,进出口应在上极开孔。这条规定的目的是:1)充分增加管线的柔性;2)一旦出现重大地质灾害导致管线拉断、破裂时,球罐中的介质不会大量溢出;3)有毒介质泄漏时,由于泄漏点在球罐上极,对地面操作人员的危害程度有所降低。

d) 法兰密封面

由于TSG R0004—2009要求缠绕垫应采用带加强环的金属缠绕垫片,法兰凹凸面不适用于带外加强环的缠绕垫,故本标准取消了法兰密封面应采用凹凸面的规定。但本标准仍要求法兰采用带颈对焊法兰。

7 相邻对接焊缝的最小间距

球壳上相邻对接焊缝的最小间距,指相邻两带的纵向焊缝中心,支柱与球壳连接的对接焊缝(支柱开坡口)中心到球壳板的对接焊缝中心,人孔、接管等与球壳的连接焊缝中心至球壳的对接焊缝中心及其相互间的焊缝中心等之间的距离,应大于 3δ (δ 为球壳板钢材厚度),且不小于100mm。

日本JLPA 201标准规定为5倍的壳体壁厚和50mm两者的较大值,两标准基本一致。

8 基础垫板

为便于球罐整体热处理时支柱的移动,本标准增加了在基础表面预埋基础垫板的要求。

9 球罐的支撑结构和支柱与球壳连接型式

球罐的支撑结构和支柱与球壳连接型式有很多种，本标准只选择了一些典型的和相对合理的结构型式，设计单位应不断探索、研发受力更好、结构更优、制造更易的结构型式，所有超出标准的规定，应按 TSG R0004—2009 第 1.9 条的规定进行技术评审。但对具有压力容器分析设计资质的单位，对球罐的支撑结构和支柱与球壳连接型式的改进，本标准放宽了规定，可不按 TSG R0004—2009 第 1.9 条的规定进行技术评审。

第5章 计 算

[5 计算]释义

1 符号说明

本标准将计算过程中多次出现的符号均列入 6.1 条，对在计算中仅出现一次的符号在公式中列出。

2 球壳计算

球壳计算的公式与 GB 150.1~150.4《压力容器》一致，其理论的阐述请参阅 GB 150.1~150.4 的标准释义。

球壳的计算，须计入液柱静压力，因球壳直径较大，即使不足 5% 设计压力的液柱静压力，也对球壳的厚度计算有较大的影响。

球壳各带根据设计厚度可选取不同的名义厚度，与支柱连接的赤道板和与人孔接管相焊接的极板可根据受力状态的不同选取不同的名义厚度。

强度计算书中应明确球壳各带的设计厚度。

3 自振周期

球罐因结构的对称性和形状特点，质量可近似地集中于球壳中心，故球罐可视为单自由度体系。

球罐质量 $m=G/g$ 集中于球壳中心，不计支柱质量，支柱下端为固定端，且为弹性常数为 k 的弹性体。

当质点 m 离开平衡位置后，在支柱弹性反力的作用下发生简谐振动，支柱弹性反力为 ky ，惯性力为 ma 。

设坐标系如图 3 所示，质点 m 在振动的瞬间处于图 4 所示的位置，则弹性反力：

$$F = -ky \quad \dots\dots\dots (1)$$

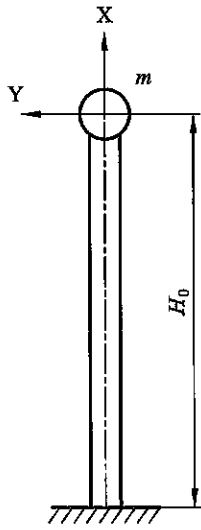


图 3

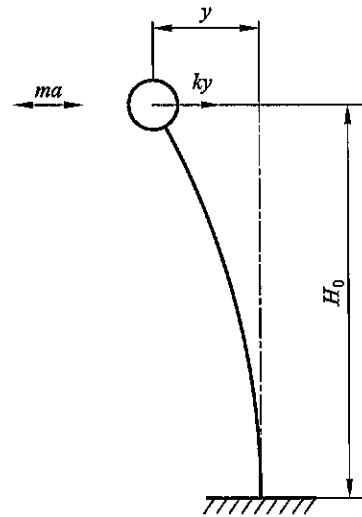


图 4

惯性力与加速度 a 的方向相反, 当质点 m 处于图 4 所示的位置, 加速度 a 向右, 惯性力 $F' = ma$ 向左, 于是 $F' = F$ 。

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = -ky \quad \dots\dots\dots (2)$$

令 $p^2 = \frac{kg}{G}$, 则式 (2) 可写为:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + p^2 y = 0 \quad \dots\dots\dots (3)$$

微分方程 (3) 的通解为:

$$y = C_1 \cos pt + C_2 \sin pt \quad \dots\dots\dots (4)$$

振动方程 (4) 中的 C_1, C_2 为积分常数, 它取决于边界条件, 若令 $t=0$ 时, 挠度 y 具有最大值 y_0 , 而速度 $\frac{dy}{dt} = 0$, 由式 (4) 得:

$$\frac{dy}{dt} = -C_1 p \sin pt + C_2 p \cos pt \quad \dots\dots\dots (5)$$

当 $t=0$ 时: $-C_1 p \sin pt + C_2 p \cos pt = 0$

因 $p \neq 0$, 则 $C_2 = 0$ 代入式 (4):

$$y = C_1 \cos pt \quad \dots\dots\dots (6)$$

当 $t=0$ 时, $y=y_0$ 得 $y_0 = C_1$, 于是得:

$$y = y_0 \cos pt \quad \dots\dots\dots (7)$$

式中 p 具有角速度的意义, pt 表示在任何时间 t 的以弧度表示的角位移, 函数 $\cos pt$ 及 $\sin pt$ 是周期函数, 当角位移达到 2π 时发生重现, 重现的时间间隔称为周期 T , 而周期的倒数 $1/T$ 称为振动的频率, 因此:

$$pt = 2\pi$$

$$T = \frac{2\pi}{p} = 2\pi \sqrt{\frac{G}{kg}} \quad \dots\dots\dots (8)$$

式中， k 为支柱的弹性常数，即是产生单位位移必须的外力，若用 δ 表示单位力使支柱产生的位移，则 $\delta = \frac{1}{k}$ ，于是：

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{G\delta}{g}} \dots\dots\dots (9)$$

单位力作用下在球罐中心引起的水平位移 δ 与结构在地震载荷作用下的变形有关，因为球罐在振动情况下按剪切型振动，即结构在水平力作用下，整个体系会产生平移，球罐本身不发生偏转，所以求解球罐在水平力作用下的位移便可转化为求支柱在该力作用下的位移问题。

如图 5 所示，球罐在水平力 F_{max} 作用下，整个体系产生水平位移，这个水平力 F_{max} 正是我们所要确定的动载荷。

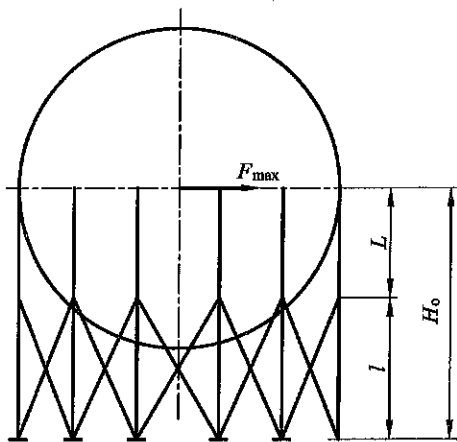


图 5

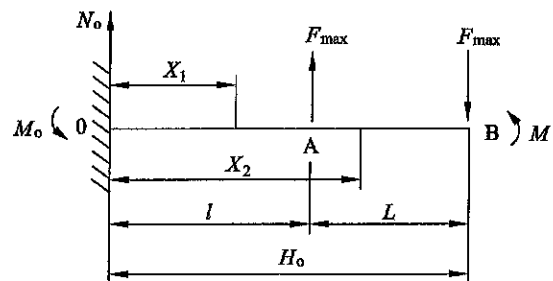


图 6

风力及地震力等水平力的合力 F_{max} 通过球心，该合力在赤道平面上由几根支柱分担。各支柱受力可能不一样，但其合力一定是水平力 F_{max} 。

由于拉杆的存在，将支柱分成了上、下两段。当支柱在水平力 F_{max} 作用下发生位移时，拉杆将被拉长或压短，从而限制了支柱的位移。

支柱的地脚螺栓使其底部不产生水平位移及转角，即相当于固定端支承，支柱便相当于悬臂梁。

由于拉杆的存在大大加强了支柱的刚性，即有力的限制了支柱的位移，所以在水平力 F_{max} 作用下各拉杆的水平合力可以认为等于 F_{max} ，此时，图 5 所示的球罐可以简化为如下所述的力学模型。

自由端作用水平力 F_{max} ，在离自由端距离为 L 处作用与水平力方向相反，但数值等值的拉杆水平力 F_{max} ，如图 6 所示，由于球罐仅作水平位移，所以自由端的转角应为零，所以附加上一个力矩 M ，若一根支柱的惯性力矩为 I ，则 n 根支柱的总的惯性矩为 nI 。

根据力平衡条件，支反力为：

$$N_o = 0$$

$$M_o = F_{max}L - M$$

对于 OA 段，任意截面的弯矩为：

$$M(x_1) = F_{\max}L - M$$

根据材料力学的微分方程:

$$E_s I \frac{d^2 y}{dx^2} = M(x) \quad \dots\dots\dots (10)$$

则: $nE_s I y_1'' = F_{\max}L - M$

$$nE_s I y_1' = (F_{\max}L - M)x_1 + C_1$$

$$nE_s I y_1 = \frac{1}{2}(F_{\max}L - M)x_1^2 + C_1 x_1 + D_1$$

当 $x_1=0$ 时, $y_1'=y_1=0$; 于是 $C_1=0$ 、 $D_1=0$, 则:

$$nE_s I y_1' = (F_{\max}L - M)x_1 \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$nE_s I y_1 = \frac{1}{2}(F_{\max}L - M)x_1^2 \quad \dots\dots\dots (12)$$

对于 AB 段, 任意截面的弯矩为:

$$M(x_2) = F_{\max}L - M - F_{\max}(x_2 - l)$$

将上式代入式 (10):

$$nE_s I y_2'' = (F_{\max}L - M) + F_{\max}l - F_{\max}x_2$$

$$nE_s I y_2' = (F_{\max}L - M)x_2 + F_{\max}lx_2 - \frac{1}{2}F_{\max}x_2^2 + C_2$$

$$nE_s I y_2 = \frac{1}{2}(F_{\max}L - M)x_2^2 + \frac{1}{2}F_{\max}lx_2^2 - \frac{1}{6}F_{\max}x_2^3 + C_2 x_2 + D_2$$

当 $x_1 = x_2 = l$ 时, 有:

$$y_1' = y_2', \quad y_1 = y_2$$

于是:

$$(F_{\max}L - M)l = (F_{\max}L - M)l + F_{\max}l^2 - \frac{1}{2}F_{\max}l^2 + C_2$$

得: $C_2 = -\frac{1}{2}F_{\max}l^2$

$$\frac{1}{2}(F_{\max}L - M)l^2 = \frac{1}{2}(F_{\max}L - M)l^2 + \frac{1}{2}F_{\max}l^3 - \frac{1}{6}F_{\max}l^3 + \left(-\frac{1}{2}F_{\max}l^3\right) + D_2$$

得: $D_2 = \frac{1}{6}F_{\max}l^3$

则:

$$nE_s I y_2' = (F_{\max}L - M)x_2 + F_{\max}lx_2 - \frac{1}{2}F_{\max}x_2^2 - \frac{1}{2}F_{\max}l^2 \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$nE_s I y_2 = -\frac{1}{6}F_{\max}x_2^3 + \frac{1}{2}(F_{\max}L - M)x_2^2 + \frac{1}{2}F_{\max}lx_2^2 - \frac{1}{2}F_{\max}l^2 x_2 + \frac{1}{6}F_{\max}l^3 \quad \dots\dots\dots (14)$$

由式 (13), 当 $X_2=H_0=l+L$ 时, $y_2' = 0$ 即:

$$F_{\max}L(l+L) - M(l+L) + F_{\max}l(l+L) - \frac{1}{2}F_{\max}(l+L)^2 - \frac{1}{2}F_{\max}l^2 = 0$$

$$M(l+L) = F_{\max} \left(lL + L^2 + l^2 + lL - \frac{1}{2}l^2 - lL - \frac{1}{2}L^2 - \frac{1}{2}l^2 \right)$$

$$M = \frac{F_{\max} L(2l+L)}{2(l+L)} = \frac{F_{\max} L}{2H_0} (2l+L) = \frac{F_{\max} L}{2H_0} (2H_0 - L)$$

得

$$F_{\max} L - M = F_{\max} \cdot \frac{L^2}{2H_0} \quad \dots\dots\dots (15)$$

代入式(14), 则当 $x_2=H_0=l+L$ 时, 挠度具有最大值:

$$y_{\max} = \frac{F_{\max}}{nE_s I} \left[-\frac{1}{6}(l+L)^3 + \frac{1}{4}L^2(l+L) + \frac{1}{2}l(l+L)^2 - \frac{1}{2}l^2(l+L) + \frac{1}{6}l^3 \right]$$

$$= \frac{F_{\max}}{12nE_s I} [3lL^2 + 3L^3 + 6l^3 + 12l^2L + 6lL^2 - 2l^3 - 6l^2L - 6lL^2 - 2L^3 - 6l^3 - 6l^2L + 2l^3]$$

$$= \frac{F_{\max}}{12nE_s I} [3lL^2 + L^3]$$

$$= \frac{F_{\max} L^2}{12nE_s I} (3l+L)$$
(16)

为了和梁的一般公式 $y = \frac{F_{\max} H_0^3}{12nE_s I}$ 进行比较, 有:

$$y_{\max} = \frac{F_{\max} H_0^3}{12nE_s I} \cdot \frac{3lL^2 + L^3}{H_0^3}$$

$$= \frac{F_{\max} H_0^3}{12nE_s I} \left[1 - \frac{l^3 + 3l^2L + 3lL^2 + L^3 - 3lL^2 - L^3}{H_0^3} \right] \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$= \frac{F_{\max} H_0^3}{12nE_s I} \left[1 - \frac{l^2}{H_0^2} \left(1 + 2 \frac{L}{H_0} \right) \right]$$

$$\text{令 } \xi = \left[1 - \frac{l^2}{H_0^2} \left(1 + 2 \frac{L}{H_0} \right) \right]$$

则

$$y_{\max} = \xi \cdot \frac{F_{\max} H_0^3}{12nE_s I} \quad \dots\dots\dots (18)$$

于是, 单位力作用下的水平位移 δ 为:

$$\delta = \xi \cdot \frac{H_0^3}{12nE_s I} \quad \dots\dots\dots (19)$$

4 地震载荷

我国是个多地震国家。近年来, 我国连续发生了几次大地震, 例如 1975 年的海城地震, 1976 年的唐山地震, 2008 年的汶川地震等给国家和人民的生命财产造成了巨大损失, 因此对地震工作应引起足够的重视。国家规范 GB 50011 中规定, 对设置在设防烈度为六、七、八、九度地区的房屋建筑, 各种构筑物(其中包括石油化工设备)应进

行抗震设计。其中设置在七、八、九度地区的还必须对构筑物本身进行抗震验算。本标准遵循国家标准的规定，对设置在七、八、九度地区的球罐进行抗震验算。为保证球罐的安全性和经济合理性，对设防烈度为六度地区的球罐，应按七度进行抗震验算。

抗震验算目前有四种理论：静力理论、动力理论、反应谱理论和时间历程响应。

静力理论：首先由日本大森房吉教授提出。他假定物体是一个刚体，地震时结构各部分的水平加速度与地面加速度一致。若以 m 表示结构物的质量，则地震时由该质量引起的惯性力为：

$$F_{\max} = m\tau = m \frac{\tau}{g} \cdot g \quad \dots\dots\dots (20)$$

$$\text{令 } k = \frac{\tau}{g}, \text{ 则 } F_{\max} = kmg$$

式中的 τ 表示地震时地面运动的最大水平加速度。利用这个惯性力以静力的形式作用在结构上，然后根据静力学原理，即可求出结构各部分的位移和动力。

把结构视为一个刚体，完全忽视其弹性性能是不合理的。但对低矮的民用建筑，由于刚度很大可以近似按刚体处理，则该方法可以近似地计算。

动力理论：首先由苏联 К·с·э·а·в·ц·е·в 教授提出，见于 1951 年苏联《地震区建筑规范》。该理论认为结构物在地震发生前质点处于平衡状态，地震时受到一个冲击作用开始振动，所以它只有初速度而无初位移。此外，还认为地震时结构的破坏应发生在地面最初振动的瞬间，因为这时自由振动来不及衰减。地震结构的水平地震力为：

$$F_{\max} = \beta k_c mg \quad \dots\dots\dots (21)$$

式中 β 为动力系数，对刚性较大的结构物可取 $\beta=2$ ； k_c 为地震系数，前苏联的标准规范规定：

$$\text{七度： } k_c = \frac{1}{40}; \quad \text{八度： } k_c = \frac{1}{20}; \quad \text{九度： } k_c = \frac{1}{10}$$

对动力系数苏联规范后期规定：刚性结构 $\beta=1$ ，这样一来与静力理论一致了。对柔性结构顶端取 $\beta=2$ ，底端取 $\beta=1$ ，中间按线性插值。这种将动力系数取为定值的做法是非常粗糙的。地震时，若结构物的自振周期与土壤的自振周期相吻合即产生共振，若结构的自振周期远大于自振周期，则动力系数理应下降，这是该理论的缺陷。

反应谱理论：该理论首先由 Biot 提出。现世界大部分抗震规范都采用它，本规范推荐的计算方法就是源于反应谱理论。该理论将结构物视为一个弹性体，地震时该结构物的反应大小不仅与该结构物的自振特性（周期、振型和阻尼）有关，且与场地土的类型有关。求出在地震期间的最大反应值作为载荷加在结构上，然后根据静力理论计算其位移和内力。

时间历程响应：反应谱的方法虽经普遍采用，但它存在一定的缺点，它不能反映结构在地震作用下随时间变化的全过程。其次反应谱法适用于结构的弹性分析，在强烈地震作用下结构可能进入塑性反应，因而不能正确判定结构的薄弱环节。经常要采用时程分析法进行补充计算。时间历程响应分析，顾名思义就是从地震作用最初时刻开始按一定的时间间隔求出结构在每一时刻的变形与内力（反应），因而时间历程响应分析可以

求出结构地震反应的全过程。

地震载荷对球罐的设计计算影响很大，是确定球罐水平力的决定因素。

地震作用是确定球罐抗震设计的基本依据。根据地震烈度、实际场地条件、结构自振特性、球罐的形状和刚度、质量分布以及抗震设计要求等因素正确地确定球罐所受的地震作用，是获得安全和经济完美协调的进行球罐抗震设计的前提。

a) 反应谱理论

反应谱理论是现代抗震设计的基本理论，即在给定地震加速度时间过程下，弹性粘滞阻尼体系的最大反应相对于体系自振周期 T 和阻尼比 ζ 的函数关系。

图 7 表示一个单自由度体系在地面水平运动作用下的变形情况，其中 $x_0(t)$ 表示地面水平位移，它是时间 t 的函数，它的变化规律可根据地震时地面运动实测记录求得。 $x(t)$ 表示单自由度体系的质量对于地面的相对弹性变形或相对位移反应，它也是时间 t 的函数。

当运动的某一瞬间，作用在质点上的力是平衡的。取质点 m 为隔离体图 7 b) 所示，作用在其上面的力为：弹性恢复力 $-Kx$ ；阻尼力 $-cx$ 。

在地震作用下，质点的绝对加速度为 $\ddot{x}_0(t) + \ddot{x}(t)$ ，根据牛顿第二定律，质点运动方程可写作：

$$m[\ddot{x}_0(t) + \ddot{x}(t)] + c\dot{x}(t) + Kx(t) = 0 \quad \dots\dots\dots (22)$$

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + Kx(t) = -m\ddot{x}_0(t)$$

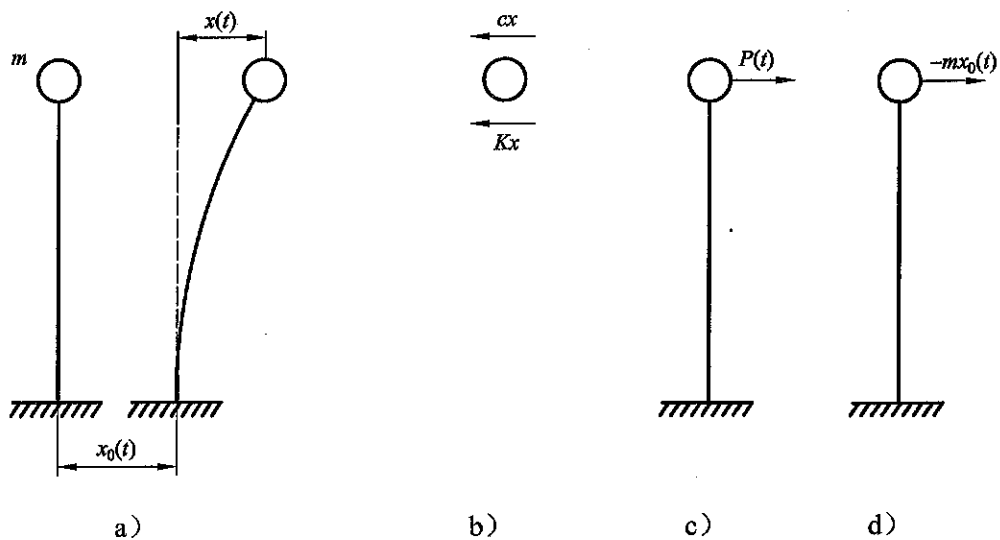


图 7

式 (22) 就是在地震作用下质点的运动微分方程。由此可以看出，地面运动对质点的影响相当于在质点上加一个动载荷，其值等于 $m\ddot{x}_0(t)$ ，指向与质点运动的加速度反方向。因此，在计算结构地震反应时，必须知道地震地面运动加速度 $\ddot{x}_0(t)$ 的变化规律。

将上式两边用 m 去除，则：

$$\ddot{x}(t) + \frac{c}{m}\dot{x}(t) + \frac{K}{m}x(t) = -\ddot{x}_0(t) \quad \dots\dots\dots (23)$$

令 $\omega^2 = \frac{K}{m}$, $\xi = \frac{c}{2\omega m}$, 则上式变为:

$$\ddot{x}(t) + 2\xi\omega\dot{x}(t) + \omega^2x(t) = -\ddot{x}_0 \quad \dots\dots\dots (24)$$

此运动方程的解可分为两部分, 即齐次方程的通解和特解。即 $x(t) = x_1(t) + x_2(t)$ 。

通解: 对应的齐次方程为:

$$\ddot{x}(t) + 2\xi\omega\dot{x}(t) + \omega^2x(t) = 0 \quad \dots\dots\dots (25)$$

其通解的形式可以写作:

$$x(t) = e^{-\xi\omega t} (A\cos\omega't + B\sin\omega't) \quad \dots\dots\dots (26)$$

式中的 ω' 为有阻尼时的结构自振频率, $\omega' = \sqrt{1-\xi^2} \cdot \omega$ 。当阻尼比 ξ 很小时, $\omega' \approx \omega$, A 、 B 为常数, 其值可根据初始条件确定。

当 $t=0$ 时, $x(t) = x(0) = 0$, 则 $A=0$; 将式 (26) 取一阶导数并将 $t=0$; $\dot{x}(t) = \dot{x}(0)$ 代入得: $B = \frac{\dot{x}(0)}{\omega'}$ 。将 A 、 B 值代入式 (26), 得出通解为:

$$x(t) = e^{-\xi\omega t} \cdot \frac{x(0)}{\omega'} \sin\omega't \quad \dots\dots\dots (27)$$

它代表自由振动, 但是由于结构阻尼作用, 它很快就会衰减, 所以一般不计它的影响。

特解: 为了便于求方程 (24) 的特解, 我们把 $-\ddot{x}_0(t)$ (扰动力) 分割成无穷多个连续作用的微分脉冲, 如图 8 所示。讨论任意一个微分脉冲的作用。设它在 $t = \tau - d\tau$ 时开始作用, 作用时间为 $d\tau$, 脉冲的大小为 $-\ddot{x}_0(\tau) d\tau$ 。显然脉冲的作用只能产生自由振动。更由于脉冲作用之前位移和速度均为零, 在脉冲作用后的瞬时, 位移来不及发生变化, 故 $x(0) = 0$, 但速度有变化, 可利用具有单位质量质点的动量变化来求取。根据动量定理:

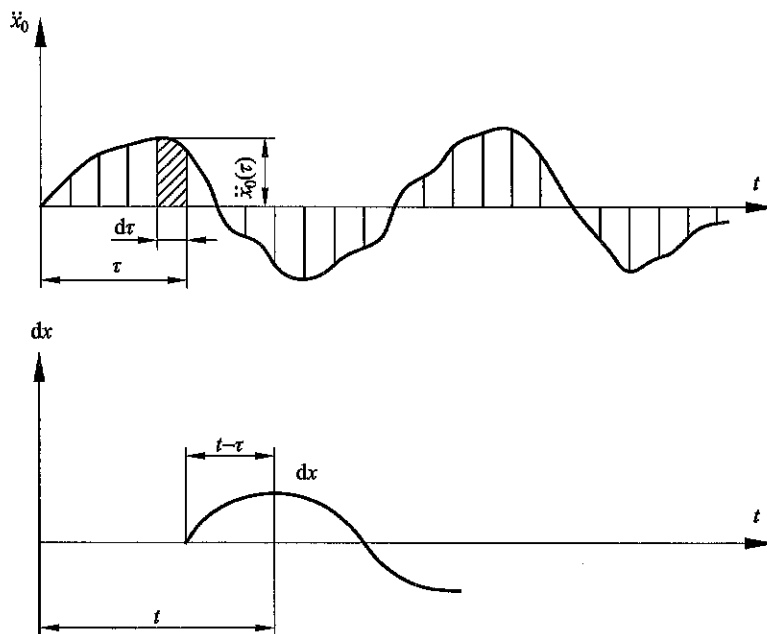


图 8

$$x(0) = -\ddot{x}_0(\tau) d\tau \quad \dots\dots\dots (28)$$

将此值代入自由振动的解中, 得:

$$dx = -e^{-\xi\omega(t-\tau)} \frac{x_0(t)}{\omega'} \sin \omega'(t-\tau) d\tau: \quad \dots\dots\dots (29)$$

将所有的微分脉冲作用效果叠加, 就可得到总反应。因此:

$$x(t) = -\frac{1}{\omega'} \int_0^t \ddot{x}_0(\tau) e^{-\xi\omega(t-\tau)} \sin \omega'(t-\tau) dx \quad \dots\dots\dots (30)$$

这就是非齐次微分方程的特解, 称为杜阿美 (Duhamel) 积分。这个积分计算很困难, 只有采用数值解法。所幸工程上所关心的只是其最大值, 令该积分最大的绝对值为:

$$S_V = \left| \frac{1}{\sqrt{1-\xi^2}} \int_0^t \ddot{x}_0(\tau) e^{-\xi\omega(t-\tau)} \sin \omega'(t-\tau) d\tau \right|_{\max} \quad \dots\dots\dots (31)$$

$$\text{则} \quad x(t)_{\max} = \frac{1}{\omega} S_V \quad \dots\dots\dots (32)$$

S_V 称为地面运动的拟速度谱反应。对于任何给定的地震记录, 假定结构的阻尼为一定值, 则可计算出对应所有周期 (或频率) 的 S_V 值。将这些速度谱反应值绘成周期的函数图形, 即通常我们所用的拟速度反应谱。度量结构对地面运动反应更密切的量是最大位移 S_d , 所谓谱位移即结构相对于地面的最大位移, 所以:

$$x(t)_{\max} = S_d = \frac{1}{\omega} S_V \quad \dots\dots\dots (33)$$

由此谱加速度为:

$$S_a = \omega S_V = \omega^2 S_d \quad \dots\dots\dots (34)$$

上述公式给出了几种反应谱之间近似关系。结构在地震时所产生的最大弹性力为:

$$F_{\max} = K S_d \quad \dots\dots\dots (35)$$

式中 K 为结构的刚度, 单自由度体系 $\omega = \sqrt{\frac{K}{m}}$,

$$\text{则} \quad F_{\max} = \omega^2 m S_d = m S_a \quad \dots\dots\dots (36)$$

引入重力加速度 g 和地震时最大地面运动加速度 τ_{\max} 后, $F_{\max} = mg \frac{S_a}{\tau_{\max}} \cdot \frac{\tau_{\max}}{g}$

令 $\beta = \frac{S_a}{\tau_{\max}}$, $K = \frac{\tau_{\max}}{g}$, 则:

$$F_{\max} = K \beta m g = \alpha m g \quad \dots\dots\dots (37)$$

式中 K 为地震系数, 它代表地面运动加速度的大小, 是一个反映地震强弱的物理量。动力系数 β 取决于结构的自振特性 (例如自振周期和阻尼), 当给定阻尼比 ξ 时, 可以得到对应于不同 T 值的动力系数 β 。从而得到 $\beta-T$ 之间的关系曲线, 即通常所说的反应谱曲线。 α 为地震影响系数, $\alpha = K\beta$, 所以 $\alpha_{\max} = K\beta_{\max}$ 。

b) 设计反应谱

本标准规定的计算方法为反应谱理论, 并推荐了 GB 50011 中的设计反应谱。调整了建筑的抗震设防分类, 提出了按设计基本地震加速度进行抗震设计的要求。将原规范的设计近、远震改为设计地震分组, 修改了建筑场地划分。

多年来的地震经验表明,在宏观烈度相似的情况下,处在大震级远震中距下的柔性建筑,其震害要比中、小震级近震中距的情况重的多。抗震设计时,对同样场地条件、同样烈度的地震,按震源机制、震级大小和震中距远近区别对待是必要的,作为一种简化,GBJ 11—89 主要借助于当时的地震烈度区划,引入了设计近震和设计远震,根据设计近、远震和场地类别确定场地的特征周期。处于设计远震的建筑物可能遭遇近、远两种地震影响。在水平地震力计算时,设计近、远震采用 2 组地震影响系数,按远震设计时已经包含了 2 种地震作用的不利情况。

本标准本次修订时,根据 GB 50011 引入了“设计基本地震加速度”和“设计地震分组”。我国绝大多数地区只考虑设计近震,需要考虑设计远震的地区很少(约占县级城镇的 8%)。将设计近震和远震改为设计地震分组,可更好的体现震级和震中距的影响。

地震对建筑物的破坏,除地震直接引起的结构破坏外,还有场地条件的原因。例如:地震引起的地表错动与地裂,地基土的不均匀沉陷、滑坡等。本次修订时,根据对抗震是否有利将建筑场地分为 3 种:有利、不利和危险地段,其他地段可视为可进行建设的一般场地。抗震设防区的球罐宜选择有利的地段,避开不利的地段并不在危险地段建造。

GB 50011 在 GBJ 11—89 的基础上,进一步考虑了覆盖层厚度的影响,形成了以平均剪切波速和覆盖层厚度作为评价指标的双参数分类方法。为了在保障安全的条件下尽可能减少设防投资,在保持技术上合理的前提下适当扩大了 II 类场地的范围。该分类方法存在场地类别呈阶梯状跳跃的问题,在边界线附近不容易掌握。特别是在覆盖层厚度为 80m,平均剪切波速为 140m/s 的特定情况下,覆盖层厚或平均剪切波速稍有变化,则场地类别有可能从 IV 类突变到 II 类,地震力计算的取值差异较大。这主要是扩大 II 类场地的范围造成的。为了解决场地类别的突变问题,允许通过对相应的特征周期进行插值计算来解决。

5 支柱和拉杆的计算

本标准仅给出了可调式拉杆的支柱计算。标准正文未列入固定式拉杆的支柱计算,固定式拉杆的支柱计算方法已有理论推导结果,但未经过有关的鉴定,还需一定时间的使用验证。本标准在例题中给出的固定式拉杆支柱计算方法仅供参考,设计者在选用时应认真地加以分析研究。

5.1 最大弯矩对支柱产生的垂直载荷

球罐支柱主要承受 2 个力,一个是由重量构成的对支柱的正压力,另一个是由于地震和风引起的水平力。这水平力下移至拉杆处,变为水平力和一个弯矩。

视地震载荷和风载荷为一作用于球壳中心的水平载荷,则按图 9 建立力学模型,由水平地震力和水平风力引起的水平载荷 F_{\max} 可以简化为一个弯矩 M_{\max} 和一个沿标高为 l 作用的水平剪力 F_{\max} ,这里先研究力矩 M_{\max} 对支柱的作用。

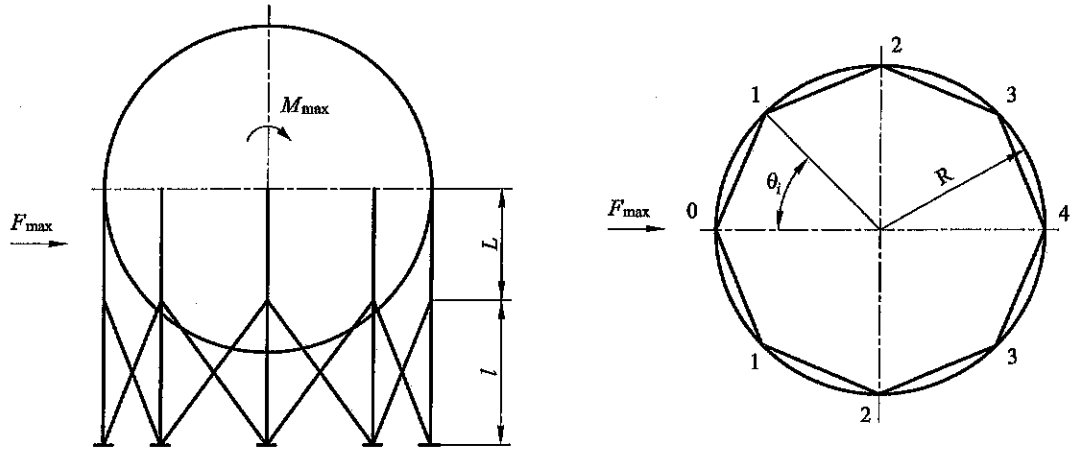


图 9

在 M_{max} 的作用下，球罐力求偏转，从而在正风侧的支柱产生拉力，而背风侧的支柱产生压力，根据力线平移定理，弯矩为：

$$M_{max} = F_{max} \cdot L \quad \dots\dots\dots (38)$$

由于支柱左右对称，所以编号为 0 的支柱垂直载荷为 F_0 ，其所在的方位角为 θ_0 ，图 9 所示的支座 $\theta_0=0^\circ$ ， $\theta_1=45^\circ$ 。

根据力矩平衡条件：

$$M_{max} = F_0 \cdot 2R \cos \theta_0 + F_1 \cdot 2R \cos \theta_1 + \dots + F_i \cdot 2R \cdot \cos \theta_i + \dots$$

考虑到球罐在力矩 M_{max} 作用下偏转一个角度，则根据平面变形假设支柱各力间存在如下关系：

$$\frac{F_0}{F_i} = \frac{R \cdot \cos \theta_0}{R \cdot \cos \theta_i}; \quad \frac{F_1}{F_i} = \frac{R \cdot \cos \theta_1}{R \cdot \cos \theta_i}$$

于是：

$$M_{max} = 2R \cdot \frac{\cos^2 \theta_0}{\cos \theta_i} F_i + 4R \frac{\cos^2 \theta_1}{\cos \theta_i} F_i + \dots$$

任一根支柱 i 的垂直载荷 F_i 为：

$$F_i = \frac{M_{max} \cos \theta_i}{R(2 \cos^2 \theta_0 + 4 \cos^2 \theta_1 + \dots)} \quad \dots\dots\dots (39)$$

式 (39) 的分母与水平载荷 F_{max} 的方向有关，一般均考虑 F_{max} 指向支柱 (A 向) 或指向两支柱间的构架面 (B 向) 如图 10 所示，当 F 指向 B 向时，式 (39) 分母改写为：

$$R(4 \cos^2 \theta_0 + 4 \cos^2 \theta_1 + \dots)$$

在这两种情况下，分母均为 $\frac{n}{2}R$ ，于是 i 支柱的垂直载荷为：

$$F_i = \frac{2M_{max}}{nR} \cos \theta_i \quad \dots\dots\dots (40)$$

式中：

M_{\max} ——球罐所受的最大弯矩；

F_i ——最大弯矩对编号为 i 的支柱产生的垂直载荷；

θ_i ——编号为 i 的支柱的方位角。

当水平载荷 F_{\max} 指向支柱（A 向）时，在 $\theta_i=0$ 处的支柱的垂直载荷最大，迎风侧的支柱受拉力，而背风侧的支柱受压缩力。最大拉力和最大压缩力可按式（41）计算：

$$(F_i)_{\max} = \frac{2}{n} \cdot \frac{M_{\max}}{R} \quad \dots\dots\dots (41)$$

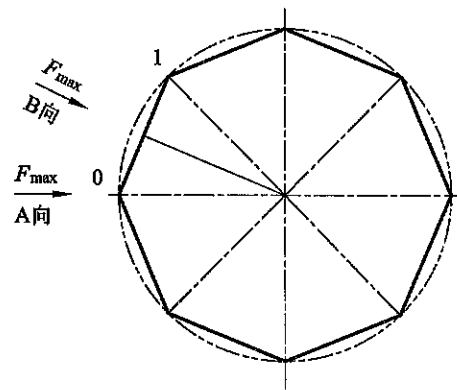


图 10

5.2 拉杆作用在支柱上的垂直载荷

可调式拉杆仅能承受拉力，所以迎风侧的拉杆可对支柱下段加强，而背风侧拉杆不能起作用。

根据图 9 的力学模型，水平剪力 F_{\max} 作用在标高为 l 的水平面上，此时， F_{\max} 力并不对支柱上段的受力起作用，而只是对支柱下段及拉杆起作用。

a) 变形分析

现研究支柱 i, j 及其间的拉杆构成的平面框架，如图 11 所示，在水平剪力的作用下，标高 l 的平面对于基础平面作位移 u ，这里假定标高 l 的平面变形前后形状不变，框架的基础面位置（即 $i, i+1$ ）不变，而上表面作位移 u ， a 点移到 a_0 点， b 点移到 b_0 点，这里 $\overline{aa_0} = \overline{bb_0} = u$ ，这种变形可以认为是由两部分组成的。其一是沿框架面的变形，即： $\overline{aa_1} = \overline{bb_1} = u \cdot \cos \beta_j$ ，这里 β_j 是框架面与水平剪力 F 之间的夹角，另一是垂直于框架面的变形，即： $\overline{aa_0} = \overline{bb_0} = u \cdot \sin \beta_j$ ，由于前者会使框架产生很大的内力，而后者的变形并不使框架产生多大的内力，做为支柱载荷的计算仅需考虑前者，由于：

$$\overline{aa_1} = \overline{bb_1} = u \cdot \cos \beta_j = u \cdot \sin \theta_j \quad \dots\dots\dots (42)$$

式中：

θ_j ——编号为 $i, i+1$ 的框架面的方位角，即拉杆方位角。

$$\theta_j = \frac{1}{2}(\theta_i + \theta_{i+1})$$

使构件产生内力的变形量 $u \cdot \sin \theta_j$ 在外力——水平剪力 F_{\max} 方向的投影为 $u \cdot \sin^2 \theta_j$ ，

各框架的位移是由水平剪力 F_{\max} 引起的，所以各框架在 F_{\max} 力方向的变形量总和为：

$$\Sigma = n_{01}u \cdot \sin^2 \theta_{01} + n_{12}u \cdot \sin^2 \theta_{12} + \dots + n_{ij}u \cdot \sin^2 \theta_{ij} + \dots$$

根据由最大弯矩 M_{\max} 形成的支柱垂直载荷一节中的叙述：

$$n_{01}u \cdot \sin^2 \theta_{01} + n_{12}u \cdot \sin^2 \theta_{12} + \dots + n_{ij}u \cdot \sin^2 \theta_{ij} + \dots = \frac{n}{2}u \dots \dots \dots (43)$$

式中：

n_{ij} ——方位角 θ_j 相同的框架面数；

于是：

$$\Sigma = \frac{n}{2}u \dots \dots \dots (44)$$

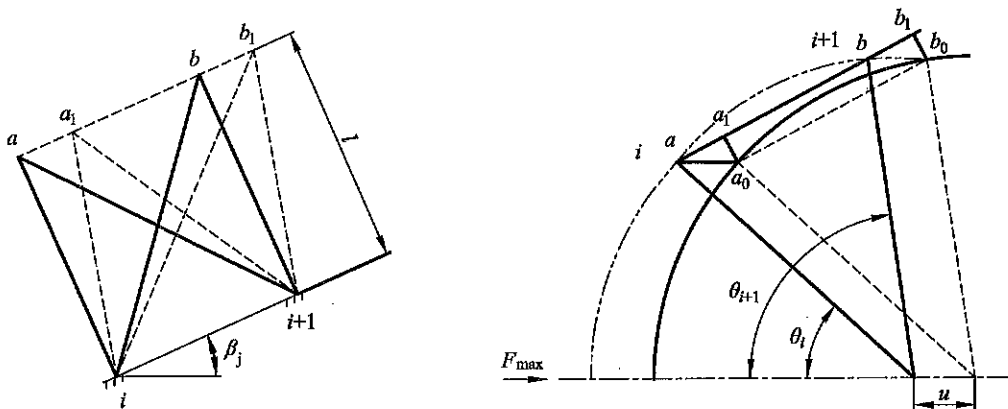


图 11

b) 考虑拉杆作用时框架的受力分析

在水平剪力 F_{\max} 的作用下，各框架产生相应的力 F'_{i-j} ， F'_{i-j} 在 F_{\max} 力方向上的投影为 F_{i-j} ， $F_{i-j} = F'_{i-j} \cos \beta_j = F'_{i-j} \sin \theta_j$ ，各平面框架的 F_{i-j} 的总和即是水平剪力 F_{\max} ，这里假定空间桁架是完全弹性体，则载荷与变形成正比，水平剪力作用下使空间桁架产生变形量 Σ ，而 F_{i-j} 产生的变形量为 $u \cdot \sin^2 \theta_j$ 。

$$\frac{F_{i-j}}{F_{\max}} = \frac{u \cdot \sin^2 \theta_j}{\Sigma}$$

将式 (44) 代入：

$$F_{i-j} = \frac{2 \cdot \sin^2 \theta_j}{n} F_{\max} \dots \dots \dots (45)$$

由图 12 可以求得：

$$F_{i-j} = \frac{2 \cdot \sin \theta_j}{n} F_{\max} \dots \dots \dots (46)$$

根据合力分力分析：

$$P_{i-j} = \frac{l F_{\max} \cdot \sin \theta_j}{n R \cdot \sin \frac{180^\circ}{n}} \dots \dots \dots (47)$$

如每隔一支柱用拉杆连接时，拉杆作用在支柱上的垂直载荷为：

$$P_{i-j} = \frac{lF_{\max} \cdot \sin \theta_j}{nR \cdot \sin \frac{360^\circ}{n}} \dots\dots\dots (48)$$

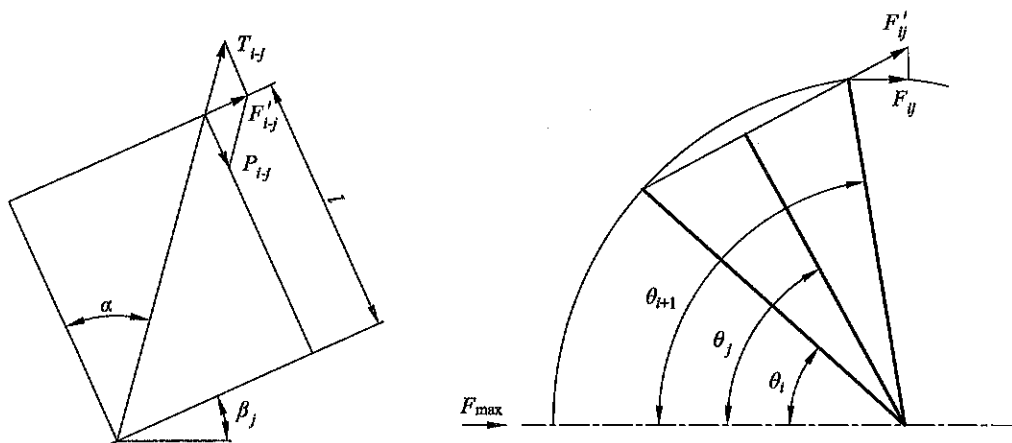


图 12

5.3 单个支柱弯矩

支柱在操作或液压试验时，在内压力作用下，球壳直径增大，使支柱承受偏心弯矩和附加弯矩，见图 13。

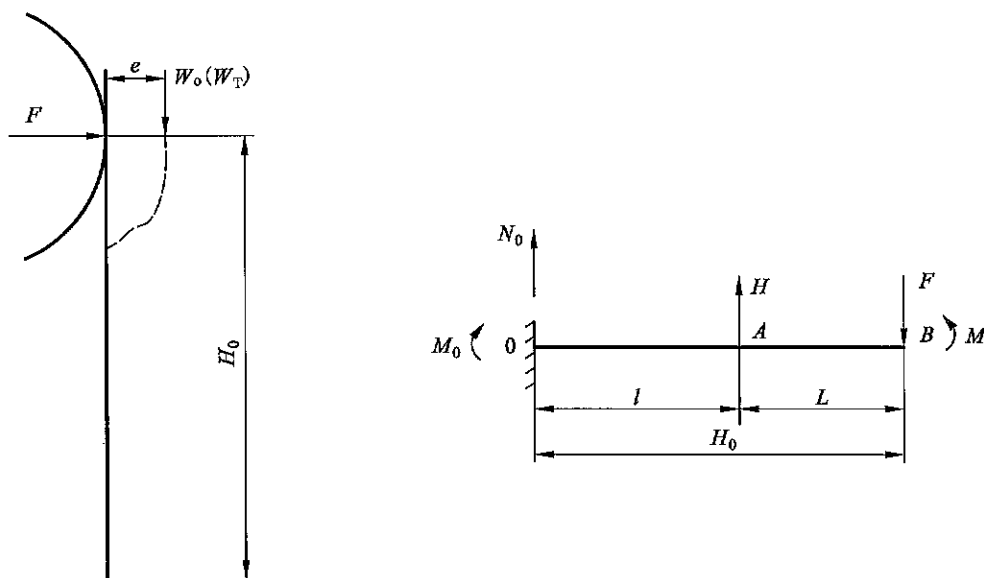


图 13

在支柱顶端的偏心距 e 实际上就是球壳在内压作用下所产生的膨胀量 ΔR 。

$$e = \Delta R = \frac{\sigma R}{E} (1 - \mu) \dots\dots\dots (49)$$

$$M_1 = W \cdot e = \frac{\sigma R W}{E} (1 - \mu) \dots\dots\dots (50)$$

由于球壳的膨胀，它同时给支柱顶部施加了一横推力（见图 13）引起支柱的附加弯矩 M_2 。

球壳膨胀 ΔR ，使支柱顶部也产生 ΔR 的挠度，支柱顶部受到了与这个挠度相应的

横推力的作用, 因而引起支柱的弯曲, 弯矩 M_2 可按图 13 的力学模型求得。

假定球壳是刚体, 在支柱的 B 点产生挠度 e , 而转角 $\theta = 0^\circ$, 由于竖直力对支柱的挠度的影响较小, 所以只考虑横向力的作用, 图 13 表示其中一根支柱的受力, F 是产生 e 所必须的横推力, M 为保持 B 的转角为零, H 为拉杆的横向分力, 支柱底部 O 为固定端, 而 B 为自由端。

为简化计算, 假定拉杆的拉力很小, 取 $H=0$,

$$M_o = M - FH_o \quad N_o = F$$

$$M(x) = M_o + Fx = M - FH_o + Fx$$

根据挠曲轴微分方程:

$$EIy'' = -M(x) = FH_o - M - Fx$$

$$EIy' = (FH_o - M)x - \frac{1}{2}Fx^2 + C_1$$

$$EIy = \frac{1}{2}(FH_o - M)x^2 - \frac{1}{6}Fx^3 + C_1x + D_1$$

根据边界条件 $x=0$ 时, $y'=0$; $y=0$, 可得 $C_1=0$, $D_1=0$, 代入上式:

$$EIy' = (FH_o - M)x - \frac{1}{2}Fx^2$$

$$EIy = \frac{1}{2}(FH_o - M)x^2 - \frac{1}{6}Fx^3$$

根据边界条件 $x=H_o$ 时, $y'=0$, $y=e$

$$(FH_o - M)H_o - \frac{1}{2}FH_o^2 = 0$$

$$\text{得: } M = \frac{1}{2}FH_o$$

$$\text{由 } \frac{1}{2}(FH_o - M)H_o^2 - \frac{1}{6}FH_o^3 = EIE$$

得:

$$F = \frac{12EIE}{H_o^3} \quad \dots\dots\dots (51)$$

$$M = \frac{6EIE}{H_o^2} \quad \dots\dots\dots (52)$$

则附加弯矩为:

$$M_2 = \frac{6EIE}{H_o^2} = \frac{6E_s I \sigma R}{H_o^2 \cdot E} (1 - \mu) \quad \dots\dots\dots (53)$$

6 支柱稳定性校核

本标准中支柱的稳定性校核的理论及公式均来源于 GB 50017《钢结构设计规范》。

现行钢结构设计规范 GB 50017 将偏心率的影响直接以公式来表述, 本标准的规定取之轴心受力构件和拉弯、压弯构件的计算, 其基本公式为:

$$\sigma = \frac{N}{\phi_p \cdot A} + \frac{\beta_m M}{\gamma Z \left(1 - 0.8 \frac{N}{N_{EX}}\right)} \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots (54)$$

式中， ϕ_p 为弯矩作用平面内的轴心受压构件稳定系数，根据截面分类、长细比 λ 按表查取或按公式计算。

7 支柱中心圆半径

支柱中心圆半径与支柱与球壳的连接情况和基础中心圆半径有直接关系。

支柱中心圆半径确定后，支柱切割位置就确定。支柱切割位置直接影响到球壳和支柱的受力状况。以前赤道正切柱式支座的支柱轴心有切于球壳内壁、外壁、壁厚之半及平分支柱与球壳连接弧长等形式。球罐重力载荷可以看作通过与支柱相连的环壳作用在支柱上，当支柱轴心平分支柱与球壳连接弧长时，与支柱相连的环壳的重心落在支柱轴心上，故重力载荷亦作用于轴心，支柱受力状态良好。同时在此情况下与支柱相连的环壳面积最大，球壳受力状况也最好。

如图 14 所示，求解支柱轴心平分支柱与球壳连接弧长的支柱中心圆半径。

$$L_w = \sqrt{(R + \delta_n)^2 - \left(R_x - b - \frac{d}{2}\right)^2} \quad \dots\dots\dots (55)$$

$$\cos \alpha = \frac{R_x - b - \frac{d}{2}}{R + \delta_n} \quad \dots\dots\dots (56)$$

$$\widehat{L}_w = \frac{\pi}{180} \alpha \cdot (R + \delta_n) \quad \dots\dots\dots (57)$$

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{R_x}{R + \delta_n} \quad \dots\dots\dots (58)$$

根据平面三角函数关系： $\cos \alpha = 2 \cdot \cos^2 \frac{\alpha}{2} - 1$

将式 (56)、式 (58) 代入：

$$\frac{R_x - b - \frac{d}{2}}{R + \delta_n} = 2 \left(\frac{R_x}{R + \delta_n} \right)^2 - 1$$

整理后得：

$$R_x = \frac{R + \delta_n}{4} \left(1 + \sqrt{9 - 8 \frac{b + d/2}{R + \delta_n}} \right) \quad \dots\dots\dots (59)$$

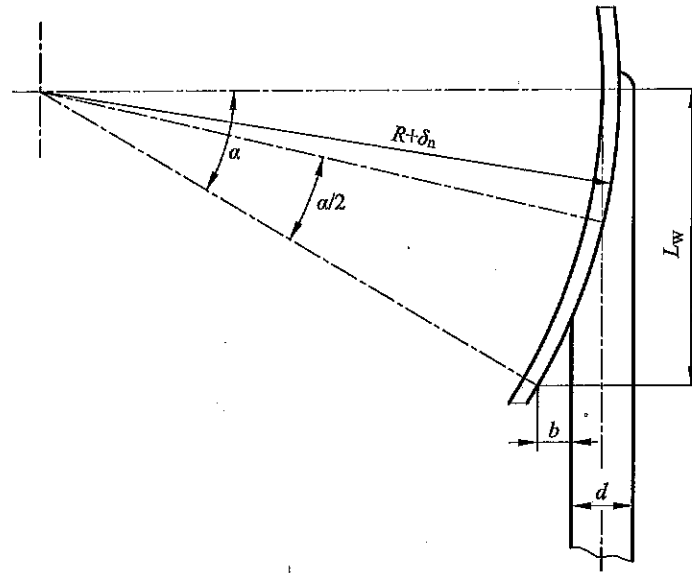


图 14

为便于分析代入几个实例：

a) 400m³ 球罐 $R = 4\ 600\text{mm}$ $\delta_n = 30\text{mm}$ $b = 0\text{mm}$ $d = 325\text{mm}$

则 $R_x = 4\ 575\text{mm}$

b) 1 000m³ 球罐 $R = 6\ 150\text{mm}$ $\delta_n = 40\text{mm}$ $b = 0\text{mm}$ $d = 426\text{mm}$

则 $R_x = 6\ 118\text{mm}$

c) 2 000m³ 球罐 $R = 7\ 850\text{mm}$ $\delta_n = 30\text{mm}$ $b = 0\text{mm}$ $d = 530\text{mm}$

则 $R_x = 7\ 791\text{mm}$

通过以上实例可以看出，支柱切割位置均为球壳内直径以内，GB 12337—1998 规定支柱中心圆半径等于球壳内半径，即支柱轴心与球壳内壁相切，本标准本次修订中放开这一规定，给设计者一定的空间，根据有限元计算和分析对比，选择受力状态最佳的支柱位置。故本标准规定：支柱与球壳的连接为赤道正切或相割型式。

8 考虑到真空球罐的设计、抽真空置换、误操作和盛装液体的球罐在卸料中可能产生外压的问题，本标准增加了外压球壳的计算内容。

9 本标准释义提供 4 个计算实例，见附录 1。

第6章 制造、组焊、检验与验收

[6 制造、组焊、检验与验收]释义

由于球罐体积大,无法整体运输,一般由制造单位将球壳板压制成形,组焊单位现场组装焊接。球罐的组焊质量对其运行可靠性及安全性影响很大。球罐在运行中产生的开裂或裂纹扩展,往往发生在几何尺寸超标、错边、角变形大及强制装配的部位或工夹具焊迹处。施工工艺不合理、焊材选择不当、施焊工艺规范控制不严、施焊顺序不合理,均会对焊接接头造成缺陷和焊接残余应力过大,进而导致球罐在运行中破裂。因此对球罐在建造过程中的质量控制是确保球罐安全运行的可靠保证。

1 制造

球罐受压元件包括球壳板、接管、补强件、法兰、法兰盖等。与球壳相连接的上段支柱、盖板、托板、垫板等属于非受压元件,但这些零部件的选材应考虑与球壳板的可焊性。

1.1 球壳板

- a) 为了保证球壳板的质量,便于球罐的组焊,使球壳板分块及分带对称,装配应力及焊接内应力均匀,减少焊接接头的长度,本标准要求球壳板不得拼接。
- b) 球壳板表面不允许存在裂纹、气泡、结疤、折叠和夹杂等缺陷,不得有分层。这是对球壳板质量的基本要求。
- c) 本标准修订时将 GB 12337—1998 规定的“球壳板实际厚度不得小于名义厚度减钢板负偏差”改为:球壳板实际厚度不得小于设计厚度。这条修改的原因是设计厚度能够满足球壳板的强度要求,允许球壳板因压制、修磨等原因导致厚度减薄时利用名义厚度圆整量,也体现节能降耗的原则。

d) 曲率

球壳板在成形中由于压制工艺不合理等因素将产生曲率偏差,且球壳板因放置、运输、包装不当也易发生变形,这都会导致球罐现场组装困难。为了保证球罐的组装精度,使组装中棱角不超差,组装后球壳内应力较小,本标准对球壳板的曲率允差提出了具体要求。日本 JLPA 201 标准仅要求焊后测量角变形,本标准的要求沿用现行球罐标准的规定。

当球壳板的弦长小于 2 000mm 时,采用弦长不小于球壳板弦长的样板进行检查,不但减少了样板规格,更便于确保球壳板的曲率。

e) 几何尺寸

本标准要求用弦长检查球壳板的尺寸,这样既保证了球壳板的尺寸,又保证了球壳

板的曲率,从而控制了球壳组装时的错边量和棱角度,可更好地保证球罐的组装质量。考虑到刚性差的球壳板容易发生变形,本标准本次修订时增加了“对刚性差的球壳板几何尺寸宜在托架上测量”的规定。

控制两对角线的垂直距离差是为了防止球壳在组装时出现扭曲。

f) 坡口

球壳板的坡口质量直接影响着球罐的焊接质量,因而本标准对球壳板坡口的精度要求较高,要求球壳板坡口表面及其周边必须确保平滑、无凹坑、无裂纹、无分层等影响焊接质量的缺陷。

坡口表面的磁粉或渗透检测以及球壳板周边的超声检测是确保球罐焊接质量的措施,对每张球壳板周边进行超声检测,这在各国的规范中均有规定,只是宽窄不同,ASME A435“压力容器钢板超探标准”规定宽51mm;法国PN A04—305“钢板超声探规范设计要点”规定:等于板厚,但不小于50mm。本标准规定的宽度为100mm。

g) 成形

球壳板按其成形工艺分热压成形和冷压成形两种。热压成形能耗高,效率低,成本高,国内已经不再采用这种工艺,考虑到目前制造的球壳板厚度基本在50mm以下,鉴于我国球罐压机能力不断提高,冷压工艺完全可以满足球壳板的压制,球壳厚度较厚需要热压工艺的也基本上属于小于 50m^3 的球形容器。故本标准本次修订中改为“球壳板应采用冷压成形”,取消了热压成形的规定。

h) 球壳板的互换性

球壳板经运输、装卸、雨淋、风吹、日晒,球壳板上的标记可能会脱落或模糊,这样非互换性球壳板将会给组装带来麻烦,进而影响球罐质量,所以本标准要求相同规格的球壳板必须具有互换性。

1.2 零部件组焊

分段支柱的上段、人孔、接管与球壳板组焊后,由于焊接应力的作用,可能会引起球壳板的变形或焊接接头产生裂纹。在现场组焊难以控制焊接变形,无法消除焊接残余应力(对非整体热处理球罐);制造单位组焊,可通过制作专用胎具控制焊接及热处理中的变形,也可通过校形来校正焊接及热处理中的变形,因而本标准规定零部件的组焊应在制造单位进行,并按规定进行消氢处理或消除应力热处理。

2 组装

2.1 基础各部分尺寸与允许偏差

- a) 基础中心圆直径 D_b 的允差,标准中规定两个档次,其一,公称容积小于 $1\,000\text{m}^3$ 的球罐为 $\pm 5\text{mm}$,这是多年来各施工单位均能控制的指标;其二,公称容积大于或等于 $1\,000\text{m}^3$ 的球罐为 $\pm D_i/2\,000\text{mm}$ (D_i 为球壳内直径),是考虑到球壳直径越大,各专业各工种测量的累计误差也就越大,用 $D_i/2\,000\text{mm}$ 这一经验公式是可行的;

- b) 每根支柱基础上的地脚螺栓中心与基础中心圆的距离之允差为 $\pm 2\text{mm}$ ，是指一次灌浆的要求，所以要求严格，如果采用二次灌浆的预留孔，既方便又灵活，尺寸要求也较松；
- c) 采用预埋基础垫板固定的基础，要求水平度允差为 2mm ，此种固定方式由于其稳定性好，便于支柱滑移，提高了球罐组装和整体热处理过程中支柱调整的精度，是为需要整体热处理的球罐而设，各支柱受力也均匀，组焊质量也易于保证，是球罐基础设计施工的首选。

2.2 球罐零部件的复查

组焊单位对制造单位提供的文件与实物进行复验，是为了验证制造单位检验结果的真实性，是否符合图样或有关标准的规定，避免组装后发现问题，影响工期，造成经济损失，同时划清制造单位与组焊单位的质量责任。对球壳板周边提出超声抽查的要求是为了避免球壳板坡口在加工过程中产生内部缺陷的问题并适量复验了前期的质量检验工作。对球壳板进行超声测厚抽查，是为了检查球壳板的厚度是否满足要求。对标准抗拉强度下限值 $R_m \geq 540\text{MPa}$ 的低合金钢制造的球壳板，坡口表面应进行磁粉检测，主要考虑高强度钢对缺陷比较敏感，易产生裂纹。组焊单位与制造单位相同时，可简化复查工作。

2.3 组装

- a) 强力组装是造成附加应力过大导致产生焊接裂纹的主要因素，因此标准明确规定：球壳不得采用机械方法强力组装。所谓强力组装是指在采用工卡具无法使对口错边量、对口间隙、棱角符合规定的情况下，采用千斤顶、丝杠、手链等机械方法强制球壳板局部变形以达到该部位尺寸符合规定的行为。

严格说，用工卡具组装也属强力组装，目前国内外组装球罐仍普遍采用工卡具，所以本标准限制采用强力组装的同时，还是允许采用工卡具调整球壳板的对口偏差。

- b) 球壳板的曲率、几何尺寸和坡口表面质量符合本标准的要求，是球罐组装质量达到标准的基本条件，即使采用了工卡具，所造成的内应力也不致于过大。
- c) 焊接接头对口错边量的大小，直接影响球壳应力分布的均匀性，必须做出相应的规定。本标准的规定与 GB 150.1~150.4 一致。
- d) 组装后测量棱角，是为了控制球壳的曲率，避免产生过大的附加应力。本标准规定焊前棱角不得大于 7mm ，是为力求控制焊后棱角符合规定。球壳板的坡口形式、焊接顺序和焊缝清根后的坡口尺寸等都对焊后棱角的大小有影响，应注意控制。

棱角测量的点数，本标准规定每 500mm 测量一点，这样统一了测量部位，使记录数据有可比性，也可保证在标准规定的球壳板最小宽度尺寸 500mm 上至少有一个测量点。

3 焊接

3.1 施焊环境

施焊温度条件是指焊件温度而不是环境温度,即使环境温度较低,在施焊部位通过有效措施能够改善焊件温度,焊接质量是可以得到保证的,故本标准本次修订中取消了环境温度要求,增加了“当焊件温度低于 0°C 但不低于 -20°C 时,应在施焊处 100 mm 范围内预热到 15°C 以上”的规定。

3.2 焊接工艺评定

焊接工艺评定是从工艺上保证球罐的制造、组焊质量。标准规定应按 NB/T 47014《承压设备焊接工艺评定》的规定进行焊接工艺评定,按评定合格的焊接工艺施焊。

焊接工艺评定应以可靠的钢材焊接性能为依据,而钢材的焊接性能在钢材的研制和生产中已经完成,对于制造组焊单位可以根据其试验结果,通过调研、查找资料、咨询选择合适的焊接工艺参数,做出合格的焊接工艺评定。

3.3 焊接要求

球罐的焊接须用低氢碱性焊条,该类焊条在空气中易吸潮,应严格干燥和保管。为了防止焊条在大气中的吸潮,标准明确规定,施工中焊条放在保温筒内,且不得超过 4 h 。

定位焊及工卡具的焊接对焊工要求应与球壳焊接相同,其焊接工艺要求比球壳焊接宽松,标准规定“定位焊和工卡具焊接按评定合格的焊条电弧焊焊接工艺进行”。引弧点和熄弧点应在坡口内,严禁在非焊接位置任意引弧和熄弧。

3.4 焊接施工

预热温度采取按厚度与钢种级别分类的方法,结合我国钢材的具体情况和多年来对球罐施工的经验而制定的,可作为制造、组焊单位进行焊接工艺评定时的参考,只有经制造、组焊单位评定合格后方可采用。

双面焊对接焊缝的定位焊缝是焊接缺陷的密集区,必须予以清除并修整,为保证修整后坡口的质量,本标准提出标准抗拉强度下限值大于或等于 540 MPa 的钢材在清根后须按 JB/T 4730.5 进行 100% 渗透检测。

焊接接头后热可以促进焊缝中氢的逸出,防止产生冷裂纹,本标准规定后热温度为 $200^{\circ}\text{C}\sim 250^{\circ}\text{C}$,保温时间为 $0.5\text{ h}\sim 1\text{ h}$ 。有试验证明,当温度低于 200°C 时,除氢效果较差,而高于 250°C 时,氢在钢中的扩散系数增加渐缓,除氢效果提高不大。

3.5 焊后尺寸检查

球罐组焊产生的不圆度在外力作用下,由于趋圆效应使球壳产生多种应力,与原来存在的应力叠加后,给球罐带来不安全因素,为此,标准提出对内径差的控制要求。

球罐对接焊缝形成的棱角(包括错边量),受外力作用时,由于趋圆效应,使球罐产生附加应力或局部过载,尤其作用于氢引起的延迟裂纹或热影响区塑性下降所导致的

焊接裂纹等缺陷时，更易发生破坏。为此，提出控制要求。

4 无损检测

4.1 本次修订对无损检测前的外观质量要求进行了完善。

4.2 本次修订列入了《固定式压力容器安全技术监察规程》中规定的三种超声检测方法，本着便于选用的原则直接将检测方法分类中的超声检测用三种超声检测方法替换，即无损检测方法分为射线检测、衍射时差法超声检测（TOFD）、可记录的脉冲反射法超声检测、不可记录的脉冲反射法超声检测、磁粉检测和渗透检测。其中射线检测、衍射时差法超声检测（TOFD）、可记录的脉冲反射法超声检测、不可记录的脉冲反射法超声检测主要用于检测内部缺陷，考虑到采用不可记录的脉冲反射法超声检测时检测结果无直接见证记录，要求采用射线检测或衍射时差法超声检测进行附加局部检测作为质量控制的补充措施；磁粉检测和渗透检测主要用于检测表面缺陷，并明确了铁磁性材料优先选择磁粉检测，考虑到球罐内侧光线不如外侧，提出了球罐内侧宜采用荧光磁粉检测的要求。

4.3 关于无损检测方法的选用，考虑近年的工程实践，尤其是大量低合金高强钢的使用，结合无损检测技术的发展，对无损检测方法的选用给出了选用原则：

- a) 由于奥氏体不锈钢材料晶粒粗大，其焊接接头进行超声检测较为困难，所以要求优先选择射线检测；
- b) 对于铁磁性材料的表面检测，本标准明确了优先选择磁粉检测，比较有利于表面质量控制，和近表面缺陷的检测；
- c) 射线检测对圆形缺陷比较敏感，衍射时差法超声检测（TOFD）对线性缺陷比较敏感。

近年来的工程实践表明，衍射时差法超声检测（TOFD）技术具有缺陷检出率较高、实时成像记录、对人和环境无害，检测速度快、检测结果可靠的特点。随着技术的发展 TOFD 技术的检测结果更利于球罐的安全运行，因为缺陷厚度方向的尺寸对质量的影响更大。目前国内对 TOFD 技术的引进和吸收进行了多年，国家质检总局也组织培养了一批 TOFD 检测人员，国内已有一些单位取得了 TOFD 检测资质，NB/T 47013.10—2010《承压设备无损检测 第 10 部分：衍射时差法超声检测》已发布实施，该技术已经具备了投入使用的条件。故本标准提出了对碳素钢和低合金钢优先采用衍射时差法超声检测的要求。

γ 射线全景曝光射线检测时，存在散射线导致底片曝光的问题，对检测结果有一定的影响，故本标准提出了不宜采用 γ 射线全景曝光射线检测的要求。

4.4 焊接结束到焊缝开始无损检测的停留时间，应根据球壳材料、焊接工艺及焊后可能产生裂纹的倾向由焊接工艺确定。本标准仅规定：用有延迟裂纹倾向的钢材制造的球罐，应在焊接结束至少 36h 以后进行无损检测。由设计者判定材料是否有延迟裂纹倾向和再热裂纹倾向。

4.5 焊缝局部检测

目前球罐焊接基本上还是以焊条电弧焊为主,焊接质量与每个焊工的状态有很大关系,因此,本标准明确规定:局部无损检测应包括每个焊工所施焊的部分部位。

4.6 表面检测

表面裂纹是球罐的重大隐患之一,尤其是在焊接工艺不合理或执行不严格时出现问题较多,所以有关规范均作了规定,基本上是根据材质、板厚和使用条件而定。

随着我国工业的发展,对球罐的大量使用,建造球罐的队伍已达到专业化,各项质保体系业已健全。根据调查,按现行标准建造的球罐耐压试验后没有发现有裂纹存在,故本标准不再要求耐压试验后再次进行表面裂纹的检查。但对材料标准抗拉强度下限值大于或等于 540MPa 的球罐基于其焊接工艺条件苛刻,易于产生焊接裂纹,不易进行应力腐蚀控制的特点,本标准要求在耐压试验后增加一次 100%表面检测,以确保无表面裂纹等超标缺陷存在。

本标准本次修订中增加了“有再热裂纹倾向的材料制造的球罐的焊接接头,应在热处理后或耐压试验后增加一次 100%表面检测”的规定。主要考虑到裂纹的扩展需要一定时间,这类材料一般强度较高,耐压试验后必须进行表面检测,允许在耐压试验后进行表面检测,有利于降低球罐的制造成本。

4.7 本标准对无损检测的技术等级、验收级别单独列出,以便于使用。

4.8 本标准要求,返修后的部位应按原方法原程序重新检验,即该部位要进行原来要求进行的所有检测。

5 修补

球罐在制造、运输、装卸、组装、焊接等过程中,难免产生有害缺陷,不但增加了不安全因素,而且也影响产品外观。球罐的有害缺陷必须按标准规定处理。

5.1 修磨

球壳板局部表面及焊缝表面等缺陷允许打磨修补。修磨后的球壳厚度不得小于设计厚度,以确保球罐的设计强度要求。为防止在余量较大的情况下打磨过深,标准规定磨除深度小于球壳名义厚度的 5%且不大于 2mm。

5.2 焊补

坡口焊接修补的焊接工艺(焊接材料、方法、预热温度、焊接线能量等)应与球壳焊接工艺一致,以避免在同一部位上发生两种不同的焊接工艺,导致球罐最终的焊接质量得不到保证。

焊缝内部缺陷应彻底清除,采用与球壳焊接工艺相同的工艺进行焊接修补。对于焊缝表面缺陷焊补时,焊补长度应大于 50mm。

6 焊后整体热处理

焊后整体热处理是将球罐整体加热到相变点 AC_1 以下某一合适温度,经一定时间恒

温，而后均匀冷却。它除了消除焊接所造成的残余应力外，还能改善焊接接头的力学性能，降低峰值应力和焊缝硬度，提高塑性和断裂韧性，提高疲劳强度，进一步释放焊缝金属中的氢，防止延迟裂纹的产生，并防止早期低应力脆性破坏，从而提高球罐的使用寿命。

对于球罐盛装的介质是否具有应力腐蚀倾向由设计者判定。

6.1 热处理方法

球罐焊后整体热处理方法有：内燃法、热风法、电热法等，目前国内多采用内燃法，并有较成功的经验。施工单位可根据现场条件自由选择。

6.2 热处理工艺

- a) 热处理温度：本标准根据有关试验数据、规范和球罐热处理经验，在标准的表 30 中给出常用钢材热处理温度范围，以供参考，所实施的热处理必须按制造或组焊单位的焊接工艺评定验证的热处理工艺进行；
- b) 恒温时间：按球壳板厚度每 25mm 保持恒温 1h 计算，且不应少于 1h。应以所有测温点达到热处理温度为恒温开始，任一测温点降至热处理温度以下为恒温结束；
- c) 升温 and 降温速度的温度记录起始线：根据资料介绍，在 300℃~400℃ 以下的加热或冷却速度对材料性能没有有害影响。目前大多数国家热处理规范中已将此温度修改为 400℃。结合我国近年来对球罐进行热处理实践，将升降温速度记录的起始界限仍定为 400℃，即加热时温度达到 400℃ 以前不加控制，冷却到 400℃ 以下不加控制；
- d) 升温 and 降温速度：升温速度为 50℃/h~80℃/h，降温速度为 30℃/h~50℃/h，是吸取国外规范的经验，结合目前国内热处理设备所能达到的实际水平，针对球罐的特殊性而确定的（见图 15）。对有回火脆性倾向的钢种，降温速度应尽可能采用上限值；

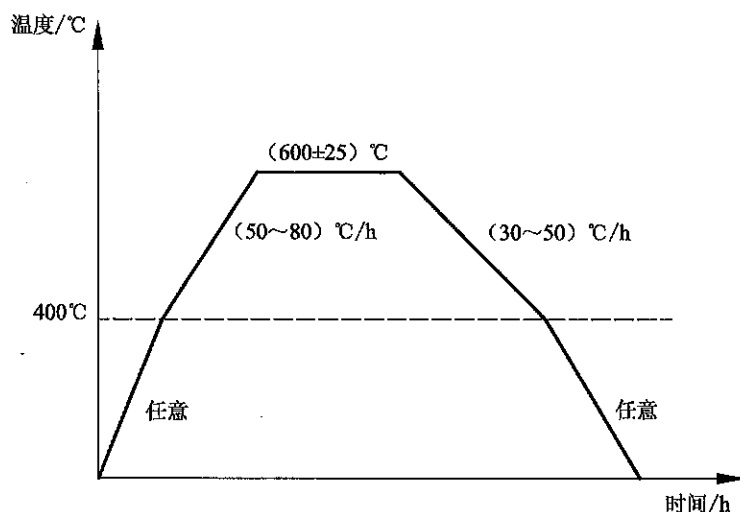


图 15

- e) 测温系统, 测温点的布置, 应考虑能监测被热处理球罐的温度变化, 以达到标准要求。对于内燃法热处理, 针对燃气在罐内的循环特征强调在上下方向(尤其在上下极带部位)保证测温点的布置。为了更好地监测温度变化, 可根据情况, 适当增加测温点数;
- f) 升温和降温阶段的温差限制: 为保证热处理时罐体温度的均匀, 规定任意两测温点的温度差不得大于 130°C ;
- g) 柱脚移动: 在热处理过程中, 由于球罐的热胀冷缩, 支柱应作径向位移调整, 位移主要是通过支柱基础表面预埋的基础垫板来实现的。由于支柱承受的载荷大, 底板处的摩擦力较大, 实现自由移动是比较困难的, 如果不进行必要的调整, 球壳与支柱连接部位势必要产生很大应力, 因此, 必须根据计算的位移值来调整柱脚的位移。位移值的近似计算是按每变化 100°C , 每米球罐半径的位移值为 $1\text{mm}\sim 1.5\text{mm}$;
- h) 为了保证热处理的质量, 确保施工单位严格按照标准、规范和验证合格的热处理工艺施工, 故本标准提出了施工单位应针对每台球罐制定热处理作业指导书的要求。

7 产品焊接试板

产品焊接试板, 是用评定合格的工艺进行焊接并进行检验, 以确认实际球罐焊接接头的完好性和安全性是否达到设计要求。由于产品焊接接头的力学性能主要依靠焊接工艺评定, 严格按照焊接作业指导书对产品进行施焊, 产品焊接接头的力学性能是能够得到保证的, 完全通过产品焊接试板的作用判定产品质量的意义不大。考虑球罐现场组焊的特殊性, 为了提高其安全可靠, 同时体现节能降耗的原则, 本标准本次修订中取消了横焊产品焊接试板, 修订为每台球罐制作立焊和平焊加仰焊 2 块产品焊接试板。

8 耐压试验

本标准规定耐压试验可以采用液压试验、气压试验或气液组合压力试验。与上版标准相比增加了气液组合压力试验。

9 泄漏试验

本标准规定介质毒性程度为极度或高度危害、易爆的压缩气体或易爆的液化气体、不允许有微量泄漏的球罐, 应在耐压试验合格后进行泄漏试验。

将单一的气密性试验, 扩充为气密性试验以及氨检漏试验、氦检漏试验、卤素检漏试验以适应不同球罐的严密性检漏要求, 并且统称为泄漏试验。氨检漏、氦检漏及卤素检漏都是灵敏性较高的检漏方法, 已广泛地应用在真空绝热容器、换热器、分离器、再沸器、氨合成塔、衬里容器、有色金属容器、核能容器等的检漏中。

氨质谱检漏仪是用氦气为示漏气体的专门用于检漏的仪器, 它具有性能稳定、灵敏度高的特点。是真空检漏技术中灵敏度最高, 用得最普遍的检漏仪器。氨质谱检漏仪由离子源、分析器、收集器、冷阴极电离规组成的质谱室和抽气系统及电气部分组成。

氦检漏虽说很灵敏，但要确定具体泄漏点却很费事，只有逐步缩小可能泄漏范围。氦检漏可以参照 GB/T 15823—2009《无损检测 氦泄漏检测方法》进行。ASME 第 V 卷无损检测中也有氦检漏的相应内容。

氦检漏是将氦压入被检容器，然后通过观察覆在可疑表面上试纸或试布颜色的改变来确定漏孔位置。氦检漏容易操作，费用低，具有能清楚确定泄漏点的优势。HG/T 20584—2011《钢制化工容器制造技术要求》附录 A 压力容器氦检漏试验方法，GB 50274—2010《制冷设备、空气分离设备安装工程施工及验收规范》都有对这种方法的详细介绍。

卤素（卤族元素包括氟、氯、溴、碘）检漏的原理是金属铂在 $800^{\circ}\text{C}\sim 900^{\circ}\text{C}$ 温度下会发生正离子发射，当遇到卤素气体时，这种发射会急剧增加。这就是所谓的“卤素效应”，利用该效应，用含有卤素的气体为示漏气体制成的检漏仪器称为卤素检漏仪。该类仪器分两类：其一为传感器（即探头）与被检件相连接的称为固定式（也称内探头式）卤素检漏仪；其二为传感器（即吸枪）在被检件外部搜索的称为便携式（也称外探头式）卤素检漏仪。示漏气体有氟里昂、氯仿、碘仿、四氯化碳等，其中氯里昂 12 最好。卤素检漏仪灵敏度可达 $3.2\times 10^{-9}\text{Pa}\cdot\text{m}^3/\text{s}$ 。ASME 第 V 卷无损检测中也有卤素检漏的相应内容。

第7章 关于“附录”的说明

[7 关于“附录”的说明]释义

1 附录 A（规范性附录） 标准的符合性声明及修订

本附录表明了本标准的制定遵循了国家颁布的压力容器安全法规所规定的基本安全要求,其设计准则、材料要求、制造、组焊、检验技术要求和验收标准均符合 TSG R0004《固定式压力容器安全技术监察规程》和 GB 150.1~150.4《压力容器》的相应规定。

标准的修订采用提案审查制度,任何单位和个人均有权利对本标准的修订提出建议,修订建议应采用“表 A.1 标准提案/问询表”的方式提交全国锅炉压力容器标准化技术委员会。

2 附录 B（规范性附录） 安全附件及附属设施

2.1 国内很多球罐安全事故的发生与安全附件及其附属设施的选型及使用有直接关系,为了规范安全附件及其附属设施的选型及使用,本标准本次修订时首次增加了本附录。

2.2 本附录根据 JLPA 201—2000《日本液化石油气球罐标准》及甘肃蓝科石化高新装备股份有限公司的企业标准《液化石油球形储罐及附属设施设计规定》,规定了球罐安全附件及其附属设施的选用及安装的原则要求。

2.3 本附录中的安全附件包括:直接连接在球罐上的超压泄放装置(包括安全阀、爆破片安全装置、安全阀与爆破片安全装置的组合装置)、紧急切断装置、压力表、液位计、测温仪表及其他安全设施。

2.4 本附录中的附属设施包括:梯子平台、耐火隔热设施(包括支柱耐火层、消防喷淋装置)、接地装置、沉降测量板等。

2.5 在事故状态下,球罐的接管部位可能破裂导致介质泄漏,如果接管设置在球罐上极,即使产生泄漏,对地面操作人员的伤害相对较小。故本附录规定“满足工艺要求的情况下,应尽可能的减少球罐底部的开口数量”。

2.6 对储存液态烃或者毒性程度为极度、高度或者中度危害介质的球罐,泄放装置严禁就地排放,必须将泄放介质引至安全地点,并且进行妥善处理。

2.7 对储存毒性为极度、高度危害或液态烃球罐,为了在进出口管线发生破裂时安全、及时的关闭阀门,本附录要求在进出口管线上安装紧急切断装置。

2.8 压力表应与球罐储存的介质与压力相匹配。

2.9 当储存介质具有腐蚀性或者高粘度时,在压力表与球罐之间应装设隔离介质的缓冲装置。

- 2.10 液位计的选用应考虑球罐的储存介质、压力、温度和液位高度等。
- 2.11 对于盛装易爆、毒性程度为极度、高度危害介质的液化气体球罐，为了便于安全的观测液位，应设就地和远传的液位计，并应设高液位报警和高高液位连锁。
- 2.12 温度计建议选用万向型温度计，最低测量温度比最低使用温度低 10℃左右。
- 2.13 球罐应设置梯子平台。本附录对梯子平台的设置给出了具体的参考值。梯子平台踏步的宽度不宜小于 700mm，斜梯的倾斜角度不宜大于 45°，踏步的间距宜为 200mm。
- 2.14 盛装液态烃的球罐应设置消防喷淋装置，支柱应设置耐火层，其耐火极限应不低于 2h。
- 2.15 接地装置数量不宜少于球罐支柱数量的一半，且不少于 2 个，并沿球罐周向均匀或对称布置。
- 2.16 为了便于在水压试验时测量基础沉降，在球罐的每个支柱上均应焊接一个沉降测量板，各支柱上的沉降测量板应在同一高度。

3 附录 C（规范性附录） 风险评估报告

本附录根据 GB 150.1 规定了风险评估报告的有关要求。包括通则、制定原则和程序、风险评估报告内容等内容。

所有的设计单位都应针对所设计球罐的介质特性、环境温度、主要受压元件材质等，不断探索可能产生的失效模式或危害，对各种失效模式或危害进行分析，以便对制造、组焊、使用等环节提出防止产生失效或危害的建议。

风险评估报告可参照附录 2 进行编写。

4 附录 D（规范性附录） 应力分析设计球罐

本附录在 JB 4732 的基础上提出了以分析设计为基础的钢制球形储罐（以下简称“球罐”）的设计、制造、组焊、检验与验收的特殊要求。

4.1 分析设计方法

分析设计是以弹性应力分析和塑性失效准则、弹塑性失效准则为基础的设计方法。分析设计从设计思想上放弃了规则设计的弹性失效准则，而采用以极限载荷、安定载荷和疲劳寿命为界限的塑性失效准则与弹塑性失效准则。分析设计基于塑性失效的准则，认为如果结构是稳定与安定的，则允许结构出现局部塑性区，要求结构整体无限寿命，局部则允许按有限寿命设计。分析设计方法是工程与力学紧密结合的产物，它不仅解决了压力容器常规设计所不能解决的问题（如存在循环载荷的工况），也是压力容器设计观点与方法上的一个飞跃，代表了近代的先进设计水平。

JB 4732 提供了弹性应力分析与塑性失效准则相结合的设计方法。以比较成熟的弹性应力分析代替复杂的塑性分析是一种工程近似方法。

4.2 由于 JB 4732 是压力容器分析设计的通用标准，没有针对不同结构型式压力容器的相应技术条款。为了便于使用 JB 4732 进行球罐的设计，本标准本次修订时引入了分析设计方法。

4.3 本附录必须结合标准正文、相关附录和 JB 4732 来使用。球罐结构、地震载荷、风载荷、支柱、拉杆等的计算直接采用标准正文相关章节。分析设计的相关名词术语、分析设计的一般准则、开孔补强等内容见 JB 4732。

4.4 球罐分析设计的特点

4.4.1 设计应考虑载荷较多

分析设计时不仅要考虑静载荷，如压力、重力等（风载荷、地震载荷以水平力的形式施加时，按静载荷考虑），还应考虑动载荷，如风载荷、地震载荷、压力波动（应进行疲劳分析）等。

4.4.2 设计时对球壳、人孔、接管、支柱与球壳的连接部位等应进行详细的应力分析。对支柱、拉杆等钢结构可不进行应力分析。

4.4.3 安全附件设计与规则设计相同。

4.4.4 对球壳板的曲率允许偏差、零部件组焊、焊缝表面的形状尺寸及外观要求、球壳组装要求、焊后尺寸检查等方面提出了比规则设计更为严格的技术要求。

4.5 根据 TSG R0004—2009 的规定，给出了设计应力强度的确定依据及钢板、钢管、锻件、螺柱的设计应力强度。

4.6 给出了分析设计球罐至少应该考虑的载荷组合工况。

5 附录 E（规范性附录） 低温球形储罐

低温下操作的球罐，由于随着使用温度的降低，球罐所用钢材及其焊接接头会由延性状态转变为脆性状态，当球罐在材料脆变温度下受力作用时，将会导致脆裂，发生灾难性事故。标准中针对上述现象，对低温球罐用材、设计、制造、组焊、以及检验与验收等提出了要求。

5.1 总则

5.1.1 设计温度界限

低温球罐的设计温度界限值，各国规范的划分很不一致（见表 E.1）。我国自 1959 年起以 -20°C （包括 -20°C ）作为容器的低温界限。TSG R0004 及 GB 150.3 中将低温界限定义为低于 -20°C ， -20°C 按常温处理。本标准中低温界限由低于或等于 -20°C 改为低于 -20°C ，与 TSG R0004、GB 150.3 一致。

表 E.1 各国规范划分低温容器的设计温度界限值

美 国	英 国	德 国	日 本	荷 兰	中 国
ASME	PD 5500	AD	JIS B 8243	海牙 Bateefse 国际化学公司	GB 150.1~150.4
-29°C	0°C	-10°C	-10°C	0°C	$<-20^{\circ}\text{C}$

由于环境温度的影响，导致球壳的温度低于 -20°C 时，也应遵循本附录的规定。但是，在低温低应力工况下，当其设计温度加 50°C （对于不要求焊后热处理的球罐，加 40°C ）后，高于 -20°C 时，可不遵循本附录的规定。

5.1.2 本附录仅适用于单壁低温球罐的设计、制造、组焊、检验与验收。双层壁的低温球罐，因其结构、焊接接头质量、检验方法及操作运行等具有特殊性，且国内目前使用极少，本附录没有纳入。

5.2 材料

低温球罐的受压元件用钢必须是氧气转炉或者电炉冶炼的镇静钢，同时还应采用炉外精炼工艺。钢材的使用温度下限、最低冲击功值不应低于标准中之规定。

低温冲击韧性直接关系着材料的脆性破坏。冲击韧性一般用冲击功或侧向膨胀量来表示。侧向膨胀量虽能反映缺口根部处材料塑性变形能力的大小，是缺口韧性的一种直观质量指标，而且能保证随材料强度的增大，相应冲击功的值亦增加，以保证同等程度的缺口韧性，但是，测定侧向膨胀量时易参入人为的误差，造成不必要的误判。冲击功虽不能直接体现强度增大要求冲击功值亦应增加，以保证一定的缺口韧性，但是，采用它来评定材料脆性破坏特性是比较稳妥和简便的，也保持了和 GB 3531《低温压力容器用低合金钢钢板》、GB 150.1~150.4《压力容器》相一致。

钢板的超声检测是低温球罐选材的主要检验措施。国外多数压力容器规范虽无明文规定检测界限，但从引进的石油化工装置中的一些主要容器来看，均要求制造容器用钢板逐张进行无损检测。GB 150.2 规定 16MnDR、Ni 系低温钢、调质钢板逐张检测。本附录规定“低温球壳用钢板，应逐张进行超声检测，超声检测按 JB/T 4730.3 的规定进行，正火状态供货的钢板质量等级应不低于 II 级，调质状态供货的钢板质量等级应为 I 级”。

焊接材料：焊接材料的选用是决定球罐质量的重要因素之一，特别是高强度钢的焊接。一般选用与母材成分和性能相同或相似的高韧性材料。

5.3 设计

低温球罐的结构设计应有足够的柔性，应尽量简单，要防止截面的急剧变化引起的应力集中。非受压元件与受压元件的焊接应通过中间件进行，中间件应采用与受压件相当的材质。焊接应采用连续的全焊透结构。

5.4 制造、组焊、检验与验收

球罐在制造、组焊过程中，母材试板和焊接试板的制取与数量按标准正文 8.9 的要求。

钢材焊接后，焊缝金属呈现类似于铸造状态的结晶组织，热影响区也有不同程度脆化，因此，力学性能一般较母材低，如果焊接材料和焊接工艺选择适当，仍可达到母材水平。故本附录规定：“应保证焊缝金属的力学性能高于或等于母材规定的限值”。

接管与球壳连接处等部位的角接接头易形成应力集中，这是导致脆性破坏的主要因素之一，据国内有关爆破试验统计，这些部位的起爆率占 32% 左右，因此接管端部应打磨成同壳体内表面平齐，且端部棱角应打磨成圆滑过渡。此外须采用全焊透坡口形式和工艺进行焊接。国内外的规范均有此要求。

各国规范对低温容器焊后消除应力热处理的要求各不相同，本附录的规定与 GB

150.4 一致。

6 附录 F (资料性附录) 球壳对接焊缝的坡口形式及尺寸

本附录中所列的对接焊缝坡口形式及尺寸,是根据国内外球壳板坡口形式及部分施工单位意见制定的。减小坡口角度有利于减少焊接填充量,减小焊接热输入量,降低焊接残余应力。根据上述原则对 GB 12337—1998 版的坡口角度进行了调整。根据球罐实际组装的情况,无法做到 3 ± 1 这样严格的要求,故将自动焊的坡口间隙由 3 ± 1 统一改为 2 ± 2 。所列坡口形式仅作为推荐,设计者可根据经验进行其他坡口形式设计。组焊单位也可根据长期的施焊经验与习惯,向制造单位提出更改要求。

7 附录 G (规范性附录) 场地类别划分

本附录根据 GB 50011 修改了场地类别的划分。

地震对建筑物的破坏,除地震直接引起的结构破坏外,还有场地条件的原因。例如:地震引起的地表错动与地裂,地基土的不均匀沉陷、滑坡等。本次修订时,根据对抗震是否有利将建筑场地分为 3 种:有利、不利和危险地段,其他地段可视为可进行建设的一般场地。抗震设防区的球罐宜选择有利的地段,避开不利的地段并不在危险地段建造。

GB 50011 在 GBJ 11—89 的基础上,进一步考虑了覆盖层厚度的影响,形成了以等效剪切波速和覆盖层厚度作为评价指标的双参数分类方法。为了在保障安全的条件下尽可能减少设防投资,在保持技术上合理的前提下适当扩大了 II 类场地的范围。该分类方法存在场地类别呈阶梯状跳跃的问题,在边界线附近不容易掌握。特别是在覆盖层厚度为 80m,平均剪切波速为 140m/s 的特定情况下,覆盖层厚或平均剪切波速稍有变化,则场地类别有可能从 IV 类突变到 II 类,地震力计算的取值差异较大。这主要是扩大 II 类场地的范围造成的。为了解决场地类别的突变问题,允许通过对相应的特征周期进行插值计算来解决。

参 考 文 献

- [1] ASME Boiler and Pressure Vessel code, section VIII, Division 1, 2008 Edition.
- [2] JLPA 201—2000 液化石油气球形储罐标准 (译文), 兰州石油机械研究所.
- [3] GB 150.1~150.4 压力容器.
- [4] GB 12337—1998 钢制球形储罐.
- [5] GB 12337—1998 《钢制球形储罐》标准释义.
- [6] GB 50009 建筑结构荷载规范 (2006年版).
- [7] GB 50011 建筑抗震设计规范.
- [8] GB 50017 钢结构设计规范.
- [9] NB/T 47041 塔式容器.
- [10] SH/T 3512—2002, 球形储罐工程施工工艺标准.
- [11] 王嘉磷, 候贤忠等. 球形储罐焊接工程技术. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [12] 徐英, 杨一凡等. 球罐和大型储罐. 北京: 化学工业出版社, 2005.
- [13] 《压力容器实用技术丛书》编写委员会. 压力容器设计知识. 北京: 化学工业出版社, 2005.
- [14] 张镜清, 刘福录. 球罐固定式拉杆和支柱的强度计算. 石油化工设备, 1987 (6).
- [15] 刘福录, 朱保国等. 8 000m³商品液化石油气球罐的设计研究. 石油化工设备, 1999 (1).
- [16] 张增斌, 李晓明等. 大型天然气球罐建造技术. 石油化工设备, 2008 (3).
- [17] 朱保国, 李晓明等. 液化天然气储罐安全技术分析. 石油化工设备, 2010.
- [18] 刘福录, 李晓明等. 1 500m³液化天然气球罐设计[J]. 石油化工设备, 2009 (5).
- [19] 刘福录, 朱保国等. 400m³氧气球罐应力设计. 石油化工设备, 2001.

GB 12337—2014 《钢制球形储罐》

算 例

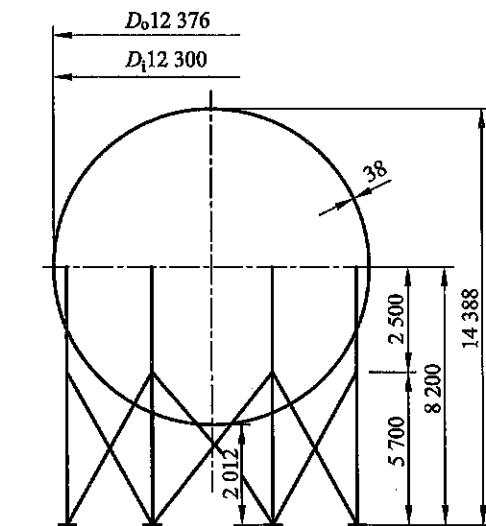
例题 1 1 000m³ 乙烯球罐

图 1-1

1 设计条件

设计压力： $p = 2.2 \text{ MPa}$

设计温度： $50^\circ\text{C}/-40^\circ\text{C}$

水压试验压力： $p_T = 1.25p \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} = 2.75 \text{ MPa}$

球壳内直径： $D_i = 12\,300 \text{ mm}$ (974 m^3)

储存介质：乙烯

装量系数： $k = 0.90$

地震设防烈度/加速度/地震分组：8度/0.20g/第一组

基本风压值： $q_0 = 600 \text{ N/m}^2$

基本雪压值： $q = 600 \text{ N/m}^2$

支柱数目： $n = 8$

支柱选用： $\phi 426 \times 10$ Q345E 钢管

拉杆选用： $\phi 60$ 圆钢

球罐建造场地：场地类别 III、地面粗糙类别 B

钢材厚度负偏差： $C_1 = 0.3 \text{ mm}$ (按 GB 12337 第 3.8.3.1 的规定，取 $C_1 = 0 \text{ mm}$)

腐蚀裕量： $C_2 = 1.0 \text{ mm}$

2 球壳计算

2.1 计算压力

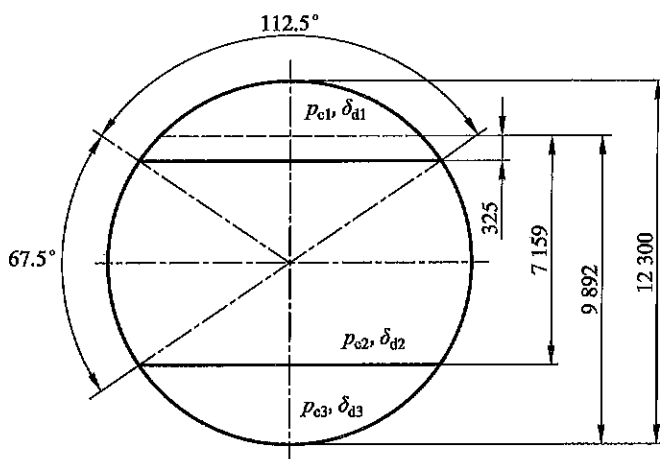


图 1-2

设计压力: $p = 2.2 \text{ MPa}$

球壳各带的介质液柱高度:

$$h_1 = 325 \text{ mm}$$

$$h_2 = 7\,159 \text{ mm}$$

$$h_3 = 9\,862 \text{ mm}$$

介质密度: $\rho_2 = 453 \text{ kg/m}^3$

重力加速度: $g = 9.81 \text{ m/s}^2$

球壳各带的计算压力:

$$p_{ci} = p + h_i \rho_2 g \times 10^{-9} \text{ MPa}$$

$$p_{c1} = 2.2 + 325 \times 453 \times 9.81 \times 10^{-9} = 2.201 \text{ MPa}$$

$$p_{c2} = 2.2 + 7\,159 \times 453 \times 9.81 \times 10^{-9} = 2.232 \text{ MPa}$$

$$p_{c3} = 2.2 + 9\,892 \times 453 \times 9.81 \times 10^{-9} = 2.244 \text{ MPa}$$

2.2 球壳各带的厚度

球壳内直径: $D_i = 12\,300 \text{ mm}$

设计温度下球壳材料 15MnNiNbDR 的许用应力: $[\sigma]^t = 193 \text{ MPa}$

焊接接头系数: $\phi = 1.0$

厚度附加量: $C = C_1 + C_2 = 0 + 1.0 = 1.0 \text{ mm}$

球壳各带的设计厚度:

$$\delta_{d1} = \frac{p_{c2} D_i}{4[\sigma]^t \phi - p_{c2}} + C_2 = \frac{2.201 \times 12\,300}{4 \times 193 \times 1.0 - 2.201} + 1.0 = 36.17 \text{ mm}$$

$$\delta_{d2} = \frac{p_{c3} D_i}{4[\sigma]^t \phi - p_{c3}} + C_2 = \frac{2.232 \times 12\,300}{4 \times 193 \times 1.0 - 2.232} + 1.0 = 36.66 \text{ mm}$$

$$\delta_{d3} = \frac{p_{c4} D_i}{4[\sigma]^t \phi - p_{c4}} + C_2 = \frac{2.244 \times 12\,300}{4 \times 193 \times 1.0 - 2.244} + 1.0 = 36.86 \text{ mm}$$

球壳各带名义厚度:

取 $\delta_{n1} = 38 \text{ mm}$;

取 $\delta_{n2} = 38 \text{ mm}$;

取 $\delta_{n3} = 38 \text{ mm}$ 。

2.3 外压校核

球壳的有效厚度: $\delta_e = \delta_n - C = 38 - 1.0 = 37 \text{ mm}$

球壳的外半径: $R_o = 6\,188 \text{ mm}$

系数 A : $A = \frac{0.125}{R_o / \delta_e} = \frac{0.125}{6188/37} = 0.000\,7474$

系数 B : 查 GB 150.3 的图 4-6 得 $B=100$

许用外压力 $[p]$:

$$[p] = \frac{B}{R_o / \delta_e} = \frac{100}{6188/37} = 0.597\,9 \text{ MPa}$$

$$[p] = 0.597\,9 \text{ MPa} > 0.1 \text{ MPa}$$

外压校核通过。

3 球罐质量计算

球壳平均直径: $D_{cp} = 12\,338 \text{ mm}$

球壳材料密度: $\rho_1 = 7\,850 \text{ kg/m}^3$

装量系数: $k = 0.90$

水的密度: $\rho_3 = 1\,000 \text{ kg/m}^3$

球壳外直径: $D_o = 12\,376 \text{ mm}$

基本雪压值: $q = 600 \text{ N/m}^2$

球面的积雪系数: $C_s = 0.4$

球壳质量:

$$m_1 = \pi D_{cp}^2 \delta_n \rho_1 \times 10^{-9} = \pi \times 12\,338^2 \times 38 \times 7\,850 \times 10^{-9} = 142\,657 \text{ kg}$$

介质质量:

$$m_2 = \frac{\pi}{6} D_i^3 \rho_2 k \times 10^{-9} = \frac{\pi}{6} \times 12\,300^3 \times 453 \times 0.90 \times 10^{-9} = 397\,241 \text{ kg}$$

耐压试验时液体的质量:

$$m_3 = \frac{\pi}{6} D_i^3 \rho_3 \times 10^{-9} = \frac{\pi}{6} \times 12\,300^3 \times 1\,000 \times 10^{-9} = 974\,348 \text{ kg}$$

积雪质量:

$$m_4 = \frac{\pi}{4g} D_o^2 q C_s \times 10^{-6} = \frac{\pi}{4 \times 9.81} \times 12\,376^2 \times 600 \times 0.4 \times 10^{-6} = 2\,943 \text{ kg}$$

保温层质量:

$$m_5 = 4\,240 \text{ kg}$$

支柱和拉杆的质量:

$$m_6 = 12\,460\text{kg}$$

附件质量:

$$m_7 = 8\,850\text{kg}$$

操作状态下的球罐质量:

$$\begin{aligned} m_0 &= m_1 + m_2 + m_4 + m_5 + m_6 + m_7 \\ &= 142\,657 + 397\,241 + 2\,943 + 4\,240 + 12\,460 + 8\,850 = 568\,391\text{kg} \end{aligned}$$

耐压试验状态下的球罐质量:

$$\begin{aligned} m_T &= m_1 + m_3 + m_6 + m_7 \\ &= 142\,657 + 974\,348 + 12\,460 + 8\,850 = 1\,138\,315\text{kg} \end{aligned}$$

球罐最小质量:

$$\begin{aligned} m_{\min} &= m_1 + m_6 + m_7 \\ &= 142\,657 + 12\,460 + 8\,850 = 163\,967\text{kg} \end{aligned}$$

4 地震载荷计算

4.1 自振周期

支柱底板底面至球壳中心的距离: $H_0 = 8\,200\text{ mm}$

支柱数目: $n = 8$

支柱材料 Q345E 钢的室温弹性模量: $E_s = 201 \times 10^3\text{ MPa}$

支柱外直径: $d_o = 426\text{ mm}$

支柱内直径: $d_i = 406\text{ mm}$

支柱横截面的惯性矩:

$$\begin{aligned} I &= \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4) \\ &= \frac{\pi}{64} \times (426^4 - 406^4) = 2.829 \times 10^8 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

支柱底板底面至上支耳销子中心的距离: $l = 5\,700\text{ mm}$

$$\text{拉杆影响系数: } \xi = 1 - \left(\frac{l}{H_0} \right)^2 \left(3 - \frac{2l}{H_0} \right) = 1 - \left(\frac{5\,700}{8\,200} \right)^2 \times \left(3 - \frac{2 \times 5\,700}{8\,200} \right) = 0.222\,2$$

球罐的基本自振周期:

$$\begin{aligned} T &= \pi \sqrt{\frac{m_0 H_0^3 \xi \times 10^{-3}}{3nE_s I}} \\ &= \pi \sqrt{\frac{568\,391 \times 8\,200^3 \times 0.222\,2 \times 10^{-3}}{3 \times 8 \times 201 \times 10^3 \times 2.829 \times 10^8}} = 0.709\,7\text{ s} \end{aligned}$$

4.2 地震载荷

地震影响系数的最大值: $a_{\max} = 0.16$ (查 GB 12337 表18)

特征周期: $T_g = 0.45\text{ s}$ (查 GB 12337 表19)

曲线下降段的衰减指数 γ :

ζ ——阻尼比, 取 $\zeta = 0.035$

$$\gamma = 0.9 + \frac{0.05 - \zeta}{0.3 + 6\zeta} = 0.9 + \frac{0.05 - 0.035}{0.3 + 6 \times 0.035} = 0.9294$$

阻尼调整系数 η_2 :

$$\eta_2 = 1 + \frac{0.05 - \zeta}{0.08 + 1.6\zeta} = 1 + \frac{0.05 - 0.035}{0.08 + 1.6 \times 0.035} = 1.110$$

对应于自振周期 T 的地震影响系数:

$$a = \left(\frac{T_g}{T}\right)^\gamma \eta_2 a_{\max} = \left(\frac{0.45}{0.7097}\right)^{0.9294} \times 1.110 \times 0.16 = 0.1163$$

球罐的水平地震载荷:

$$F_e = am_0g = 0.1163 \times 568391 \times 9.81 = 6.485 \times 10^5 \text{ N}$$

5 风载荷计算

风载荷体形系数: $k_1 = 0.4$

系数 ξ_1 : $\xi_1 = 1.526$ (查 GB 12337 表 20)

风振系数: $k_2 = 1 + 0.35\xi_1 = 1 + 0.35 \times 1.526 = 1.534$

基本风压值: $q_0 = 600 \text{ N/m}^2$

支柱底板底面至球壳中心的距离: $H_0 = 8200 \text{ mm}$

风压高度变化系数: $f_1 = 1.0$ (查 GB 12337 表 21)

球罐附件增大系数: $f_2 = 1.1$

$$\begin{aligned} \text{球罐的水平风力: } F_w &= \frac{\pi}{4} D_0^2 k_1 k_2 q_0 f_1 f_2 \times 10^{-6} \\ &= \frac{\pi}{4} \times 12376^2 \times 0.4 \times 1.534 \times 600 \times 1.0 \times 1.1 \times 10^{-6} \\ &= 4.872 \times 10^4 \text{ N} \end{aligned}$$

6 弯矩计算

$(F_e + 0.25F_w)$ 与 F_w 的较大值, F_{\max} :

$$F_e + 0.25F_w = 6.485 \times 10^5 + 0.25 \times 4.872 \times 10^4 = 6.607 \times 10^5 \text{ N}$$

$$F_w = 4.872 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F_{\max} = 6.607 \times 10^5 \text{ N}$$

力臂: $L = H_0 - l = 8200 - 5700 = 2500 \text{ mm}$

由水平地震载荷和水平风力引起的最大弯矩:

$$M_{\max} = F_{\max} L = 6.607 \times 10^5 \times 2500 = 1.652 \times 10^9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

7 支柱计算

7.1 单个支柱的垂直载荷

7.1.1 重力载荷

操作状态下的重力载荷:

$$G_o = \frac{m_o g}{n} = \frac{568\,391 \times 9.81}{8} = 6.970 \times 10^5 \text{ N}$$

耐压试验状态下的重力载荷:

$$G_T = \frac{m_T g}{n} = \frac{1\,138\,315 \times 9.81}{8} = 1.396 \times 10^6 \text{ N}$$

7.1.2 支柱的最大垂直载荷

支柱中心圆半径: $R = R_i = 6\,150 \text{ mm}$

最大弯矩对支柱产生的垂直载荷的最大值 (查 GB 12337 表 22):

$$(F_i)_{\max} = 0.250 \, 0 \frac{M_{\max}}{R} = 0.250 \, 0 \times \frac{1.652 \times 10^9}{6\,150} = 6.715 \times 10^4 \text{ N}$$

拉杆作用在支柱上的垂直载荷的最大值 (查 GB 12337 表 22):

$$(P_{i-j})_{\max} = 0.326 \, 6 \frac{IF_{\max}}{R} = 0.326 \, 6 \times \frac{5\,700 \times 6.607 \times 10^5}{6\,150} = 2.000 \times 10^5 \text{ N}$$

以上两力之和的最大值 (查 GB 12337 表 22):

$$\begin{aligned} (F_i + P_{i-j})_{\max} &= 0.176 \, 8 \times \frac{M_{\max}}{R} + 0.301 \, 8 \frac{IF_{\max}}{R} \\ &= 0.176 \, 8 \times \frac{1.652 \times 10^9}{6\,150} + 0.301 \, 8 \times \frac{5\,700 \times 6.607 \times 10^5}{6\,150} = 2.323 \times 10^5 \text{ N} \end{aligned}$$

7.2 组合载荷

操作状态下支柱的最大垂直载荷:

$$W_o = G_o + (F_i + P_{i-j})_{\max} = 6.970 \times 10^5 + 2.323 \times 10^5 = 9.293 \times 10^5 \text{ N}$$

耐压试验状态下支柱的最大垂直载荷:

$$\begin{aligned} W_T &= G_T + 0.3 (F_i + P_{i-j})_{\max} \frac{F_w}{F_{\max}} \\ &= 1.396 \times 10^6 + 0.3 \times 2.323 \times 10^5 \times \frac{4.872 \times 10^4}{6.607 \times 10^5} = 1.401 \times 10^6 \text{ N} \end{aligned}$$

7.3 单个支柱弯矩

7.3.1 偏心弯矩

操作状态下赤道线的液柱高度: $h_{oe} = 3\,742 \text{ mm}$

耐压试验状态下赤道线的液柱高度: $h_{Te} = 6\,150 \text{ mm}$

操作状态下介质在赤道线的液柱静压力:

$$p_{oe} = h_{oe} \rho_2 g \times 10^{-9} = 3\,742 \times 453 \times 9.81 \times 10^{-9} = 0.016 \, 63 \text{ MPa}$$

耐压试验状态下液体在赤道线的液柱静压力:

$$p_{Te} = h_{Te} \rho_3 g \times 10^{-9} = 6\,150 \times 1\,000 \times 9.81 \times 10^{-9} = 0.060 \, 33 \text{ MPa}$$

球壳有效厚度: $\delta_o = \delta_n - C = 38 - 1.0 = 37.0 \text{ mm}$

操作状态下球壳赤道线的薄膜应力:

$$\begin{aligned}\sigma_{oc} &= \frac{(p+p_{oc})(D_i+\delta_e)}{4\delta_e} \\ &= \frac{(2.2+0.016\ 63)\times(12\ 300+37.0)}{4\times 37.0} = 184.8\ \text{MPa}\end{aligned}$$

耐压试验状态下球壳赤道线的薄膜应力:

$$\begin{aligned}\sigma_{Te} &= \frac{(p_T+p_{Te})(D_i+\delta_e)}{4\delta_e} \\ &= \frac{(2.75+0.060\ 33)\times(12\ 300+37.0)}{4\times 37.0} = 234.3\ \text{MPa}\end{aligned}$$

球壳内半径: $R_i = 6\ 150\ \text{mm}$

球壳材料的泊松比: $\mu = 0.3$

球壳材料 15MnNiNbDR 的室温弹性模量: $E = 201\times 10^3\ \text{MPa}$

操作状态下支柱的偏心弯矩:

$$\begin{aligned}M_{o1} &= \frac{\sigma_{oc}R_iW_o}{E}(1-\mu) \\ &= \frac{184.8\times 6\ 150\times 9.293\times 10^5}{201\times 10^3}\times(1-0.3) = 3.678\times 10^6\ \text{N}\cdot\text{mm}\end{aligned}$$

耐压试验状态下支柱的偏心弯矩:

$$\begin{aligned}M_{T1} &= \frac{\sigma_{Te}R_iW_T}{E}(1-\mu) \\ &= \frac{234.3\times 6\ 150\times 1.401\times 10^6}{201\times 10^3}\times(1-0.3) = 7.031\times 10^6\ \text{N}\cdot\text{mm}\end{aligned}$$

7.3.2 附加弯矩

操作状态下支柱的附加弯矩

$$\begin{aligned}M_{o2} &= \frac{6E_sI\sigma_{oc}R_i}{H_o^2E}(1-\mu) \\ &= \frac{6\times 201\times 10^3\times 2.829\times 10^8\times 184.8\times 6\ 150}{8\ 200^2\times 201\times 10^3}\times(1-0.3) = 2.008\times 10^7\ \text{N}\cdot\text{mm}\end{aligned}$$

耐压试验状态下支柱的附加弯矩:

$$\begin{aligned}M_{T2} &= \frac{6E_sI\sigma_{Te}R_i}{H_o^2E}(1-\mu) \\ &= \frac{6\times 201\times 10^3\times 2.829\times 10^8\times 234.3\times 6\ 150}{8\ 200^2\times 201\times 10^3}\times(1-0.3) = 2.546\times 10^7\ \text{N}\cdot\text{mm}\end{aligned}$$

7.3.3 总弯矩

操作状态下支柱的总弯矩:

$$M_o = M_{o1} + M_{o2} = 3.678\times 10^6 + 2.008\times 10^7 = 2.376\times 10^7\ \text{N}\cdot\text{mm}$$

耐压试验状态下支柱的总弯矩:

$$M_T = M_{T1} + M_{T2} = 7.031\times 10^6 + 2.546\times 10^7 = 3.249\times 10^7\ \text{N}\cdot\text{mm}$$

7.4 支柱稳定性校核

计算长度系数, 取 $k_3 = 1$;

单个支柱的横截面积:

$$A = \frac{\pi}{4}(d_o^2 - d_i^2) = \frac{\pi}{4} \times (426^2 - 406^2) = 13\,069 \text{ mm}^2$$

支柱的惯性半径:

$$r_i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{2.829 \times 10^8}{13\,069}} = 147.1 \text{ mm}$$

支柱长细比:

$$\lambda = \frac{k_3 H_o}{r_i} = \frac{1 \times 8\,200}{147.1} = 55.74$$

支柱材料 Q345E 钢的室温屈服强度: $R_{eL} = 345 \text{ MPa}$

支柱换算长细比:

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda}{\pi} \sqrt{\frac{R_{eL}}{E_s}} = \frac{55.74}{\pi} \times \sqrt{\frac{345}{201 \times 10^3}} = 0.735\,1$$

$$\bar{\lambda} > 0.215$$

系数: $\alpha_2 = 0.986$ $\alpha_3 = 0.152$

弯矩作用平面内的轴心受压支柱稳定系数:

$$\begin{aligned} \phi_p &= \frac{1}{2\bar{\lambda}^2} \left[(\alpha_2 + \alpha_3 \bar{\lambda} + \bar{\lambda}^2) - \sqrt{(\alpha_2 + \alpha_3 \bar{\lambda} + \bar{\lambda}^2)^2 - 4\bar{\lambda}^2} \right] \\ &= \frac{1}{2 \times 0.735\,1^2} \times \left[(0.986 + 0.152 \times 0.735\,1 + 0.735\,1^2) - \sqrt{(0.986 + 0.152 \times 0.735\,1 + 0.735\,1^2)^2 - 4 \times 0.735\,1^2} \right] \\ &= 0.847\,3 \end{aligned}$$

等效弯矩系数: $\beta_m = 1$

截面塑性发展系数: $\gamma = 1.15$

单个支柱的截面系数: $Z = \frac{\pi(d_o^4 - d_i^4)}{32d_o} = \frac{\pi(426^4 - 406^4)}{32 \times 426} = 1.328 \times 10^6 \text{ mm}^3$

欧拉临界力: $W_{EX} = \pi^2 E_s A / \lambda^2$

$$= \frac{\pi^2 \times 201 \times 10^3 \times 13\,069}{55.74^2} = 8.345 \times 10^6 \text{ N}$$

支柱材料的许用应力: $[\sigma]_c = R_{eL} / 1.5 = \frac{345}{1.5} = 230 \text{ MPa}$

操作状态下支柱的稳定性校核:

$$\begin{aligned} \frac{W_o}{\phi_p A} + \frac{\beta_m M_o}{\gamma Z \left(1 - 0.8 \frac{W_o}{W_{EX}} \right)} &= \frac{9.293 \times 10^5}{0.847\,3 \times 13\,069} + \frac{1 \times 2.376 \times 10^7}{1.15 \times 1.328 \times 10^6 \times \left(1 - 0.8 \times \frac{9.293 \times 10^5}{8.345 \times 10^6} \right)} \\ &= 101.0 \text{ MPa} < [\sigma]_c, \text{ 校核合格} \end{aligned}$$

耐压试验状态下支柱的稳定性校核:

$$\frac{W_T}{\phi_P A} + \frac{\beta_m M_T}{\gamma Z \left(1 - 0.8 \frac{W_T}{W_{EX}}\right)} = \frac{1.401 \times 10^6}{0.847 \times 3 \times 13 \times 069} + \frac{1 \times 3.249 \times 10^7}{1.15 \times 1.328 \times 10^6 \times \left(1 - 0.8 \times \frac{1.401 \times 10^6}{8.345 \times 10^6}\right)}$$

$$= 151.1 \text{ MPa} < [\sigma]_c, \text{ 校核合格}$$

结论：稳定性校核通过。

8 地脚螺栓计算

8.1 拉杆作用在支柱上的水平力

拉杆和支柱间的夹角（见图 7）：

$$\beta = \arctan \frac{2R \cdot \sin \frac{180^\circ}{n}}{l} = \arctan \frac{2 \times 6150 \times \sin \frac{180^\circ}{8}}{5700} = 39.55^\circ$$

拉杆作用在支柱上的水平力：

$$F_c = (P_{-j})_{\max} \tan \beta = 2.000 \times 10^5 \times \tan 39.55^\circ = 1.652 \times 10^5 \text{ N}$$

8.2 支柱底板与基础的摩擦力

支柱底板与基础的摩擦系数： $f_s = 0.3$ （钢-钢）

支柱底板与基础的摩擦力：

$$F_s = f_s \frac{m_{\min} g}{n} = 0.3 \times \frac{163967 \times 9.81}{8} = 6.032 \times 10^4 \text{ N}$$

8.3 地脚螺栓

因为 $F_s < F_c$ ，球罐必须设置地脚螺栓。

每个支柱上的地脚螺栓个数： $n_d = 2$

地脚螺栓材料 Q235B 的室温屈服强度： $R_{eL} = 215 \text{ MPa}$

地脚螺栓材料的许用剪应力： $[\tau]_B = 0.4R_{eL} = 0.4 \times 215 = 86 \text{ MPa}$

地脚螺栓的腐蚀余量： $C_B = 3.0 \text{ mm}$

地脚螺栓的螺纹小径：

$$d_B = 1.13 \sqrt{\frac{F_c - F_s}{n_d [\tau]_B}} + C_B = 1.13 \times \sqrt{\frac{1.652 \times 10^5 - 6.032 \times 10^4}{2 \times 86}} + 3.0 = 30.90 \text{ mm}$$

取 M42 的地脚螺栓。

9 支柱底板

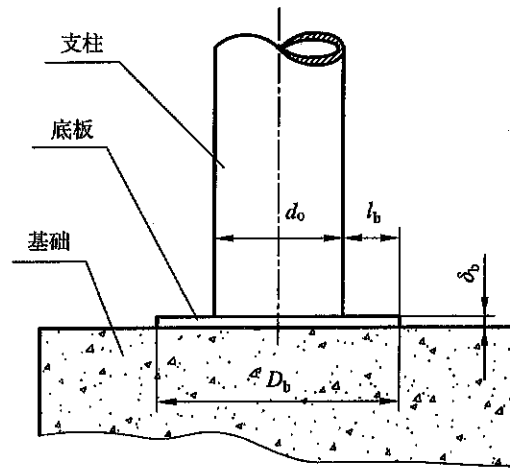


图 1-3

9.1 支柱底板直径

基础采用钢筋混凝土，其许用压应力： $[\sigma]_{bc} = 3.0 \text{ MPa}$ ；

地脚螺栓直径： $d = 42 \text{ mm}$ ；

支柱底板直径（取 D_{b1}, D_{b2} 中较大值）：

$$D_{b1} = 1.13 \sqrt{\frac{W_{\max}}{[\sigma]_{bc}}} = 1.13 \times \sqrt{\frac{1.401 \times 10^6}{3.0}} = 772.2 \text{ mm}$$

$$D_{b2} = (8 \sim 10)d + d_o = (8 \sim 10) \times 42 + 426 = 762 \sim 846 \text{ mm}$$

选取底板直径 $D_b = 800 \text{ mm}$

9.2 底板厚度

$$\text{底板的压应力: } \sigma_{bc} = \frac{4W_{\max}}{\pi D_b^2} = \frac{4 \times 1.401 \times 10^6}{\pi \times 800^2} = 2.787 \text{ MPa}$$

$$\text{底板外边缘至支柱外表面的距离 (见图 1-3): } l_b = \frac{800 - 426}{2} = 187.0 \text{ mm}$$

底板材料 Q235B 的室温屈服强度： $R_{eL} = 215 \text{ MPa}$

$$\text{底板材料的许用弯曲应力: } [\sigma]_b = R_{eL} / 1.5 = \frac{215}{1.5} = 143.3 \text{ MPa}$$

底板的腐蚀裕量： $C_b = 3.0 \text{ mm}$

$$\text{底板厚度: } \delta_b = \sqrt{\frac{3\sigma_{bc} l_b^2}{[\sigma]_b}} + C_b = \sqrt{\frac{3 \times 2.787 \times 187^2}{143.3}} + 3.0 = 48.17 \text{ mm}$$

选取底板厚度 $\delta_b = 50 \text{ mm}$

10 拉杆计算

10.1 拉杆螺纹小径的计算

拉杆的最大拉力：

$$F_T = \frac{(P_{i-j})_{\max}}{\cos \beta} = \frac{2.000 \times 10^5}{\cos 39.55^\circ} = 2.594 \times 10^5 \text{ N}$$

拉杆材料 Q235B 的室温屈服强度: $R_{eL} = 215 \text{ MPa}$

拉杆材料的许用应力: $[\sigma]_T = R_{eL} / 1.5 = \frac{215}{1.5} = 143.3 \text{ MPa}$

拉杆的腐蚀裕量: $C_T = 2.0 \text{ mm}$

拉杆螺纹小径: $d_T = 1.13 \sqrt{\frac{F_T}{[\sigma]_T}} + C_T = 1.13 \times \sqrt{\frac{2.594 \times 10^5}{143.3}} + 2.0 = 50.08 \text{ mm}$

选取拉杆的螺纹公称直径为 M60

10.2 拉杆连接部位的计算

10.2.1 销子直径

销子材料 35 的室温屈服强度: $R_{eL} = 315 \text{ MPa}$

销子材料的许用剪切力: $[\tau]_p = 0.4R_{eL} = 0.4 \times 315 = 126 \text{ MPa}$

销子直径: $d_p = 0.8 \sqrt{\frac{F_T}{[\tau]_p}} = 0.8 \times \sqrt{\frac{2.594 \times 10^5}{126}} = 36.30 \text{ mm}$

选取销子直径: $d_p = 42 \text{ mm}$

10.2.2 耳板厚度

耳板材料 Q235B 的室温屈服强度: $R_{eL} = 225 \text{ MPa}$

耳板材料的许用压应力: $[\sigma]_c = R_{eL} / 1.1 = \frac{225}{1.1} = 204.5 \text{ MPa}$

耳板厚度: $\delta_c = \frac{F_T}{d_p [\sigma]_c} = \frac{2.594 \times 10^5}{42 \times 204.5} = 30.20 \text{ mm}$

选取耳板厚度为 36mm

10.2.3 翼板厚度

翼板材料 Q235B 的室温屈服强度: $R'_{eL} = 225 \text{ MPa}$

翼板厚度: $\delta_a = \frac{\delta_c}{2} \cdot \frac{R_{eL}}{R'_{eL}} = \frac{30.20}{2} \times \frac{225}{225} = 15.10 \text{ mm}$

选取翼板厚度为 18mm

10.2.4 连接焊缝强度验算

A 焊缝单边长度: $L_1 = 350 \text{ mm}$

A 焊缝焊脚尺寸: $S_1 = 10 \text{ mm}$

支柱或耳板材料屈服强度的较小值: $R_{eL} = 225 \text{ MPa}$

角焊缝系数: $\phi_a = 0.60$;

焊缝的许用剪切应力: $[\tau]_w = 0.4R_{eL}\phi_a = 0.4 \times 225 \times 0.60 = 54.00 \text{ MPa}$

耳板与支柱链接焊缝 A 的剪切应力校核:

$$\frac{F_T}{1.41L_1S_1} = \frac{2.594 \times 10^5}{1.41 \times 350 \times 10} = 52.56 \text{ MPa} < [\tau]_w, \text{ 校核合格}$$

B 焊缝单边长度: $L_2 = 200 \text{ mm}$

B 焊缝焊脚尺寸: $S_2 = 18 \text{ mm}$

拉杆或翼板材料的屈服强度的较小值: $R_{eL} = 215 \text{ MPa}$

焊缝的许用剪切应力: $[\tau]_w = 0.4R_{eL}\phi_n = 0.4 \times 215 \times 0.60 = 51.6 \text{ MPa}$

拉杆与翼板的焊缝 B 的剪切应力校核:

$$\frac{F_T}{2.82L_2S_2} = \frac{2.594 \times 10^5}{2.82 \times 200 \times 18} = 25.55 \text{ MPa} < [\tau]_w, \text{ 校核合格}$$

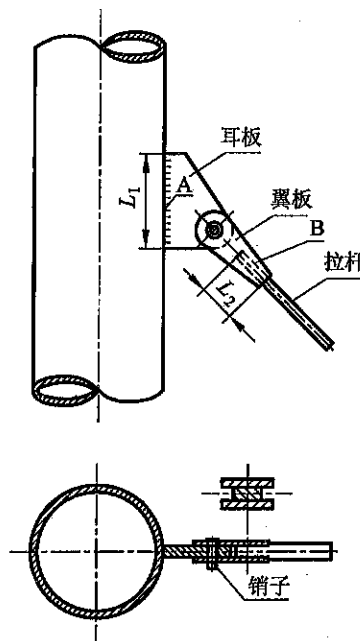


图 1-4

11 支柱与球壳连接最低点 a 的应力校核

11.1 a 点的剪切应力

支柱与球壳连接焊缝单边的弧长: $L_w = 2\ 240 \text{ mm}$

球壳 a 点处的有效厚度: $\delta_{ca} = 37.0 \text{ mm}$

操作状态下 a 点的剪切应力:

$$\tau_o = \frac{G_o + (F_i)_{\max}}{2L_w\delta_{ca}} = \frac{6.970 \times 10^5 + 6.715 \times 10^4}{2 \times 2\ 240 \times 37.0} = 4.610 \text{ MPa}$$

耐压试验状态下 a 点的剪切应力:

$$\tau_T = \frac{G_T + 0.3(F_i)_{\max} \frac{F_w}{F_{\max}}}{2L_w\delta_{ca}} = \frac{1.396 \times 10^6 + 0.3 \times 6.715 \times 10^4 \times \frac{4.872 \times 10^4}{6.607 \times 10^5}}{2 \times 2\ 240 \times 37.0} = 8.431 \text{ MPa}$$

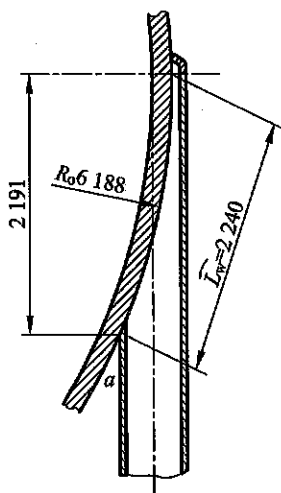


图 1-5

11.2 a 点的纬向应力

操作状态下 a 点的液柱高度: $h_{oa} = 5\,933\text{ mm}$

耐压试验状态下 a 点的液柱高度: $h_{Ta} = 8\,341\text{ mm}$

操作状态下介质在 a 点的液柱静压力:

$$p_{oa} = h_{oa} \rho_2 g \times 10^{-9} = 5\,933 \times 453 \times 9.81 \times 10^{-9} = 0.026\,37\text{ MPa}$$

耐压试验状态下液体在 a 点的液柱静压力:

$$p_{Ta} = h_{Ta} \rho_3 g \times 10^{-9} = 8\,341 \times 1\,000 \times 9.81 \times 10^{-9} = 0.081\,83\text{ MPa}$$

操作状态下 a 点的纬向应力:

$$\sigma_{o1} = \frac{(p + p_{oa})(D_i + \delta_{ca})}{4\delta_{ca}} = \frac{(2.2 + 0.026\,37) \times (12\,300 + 37.0)}{4 \times 37.0} = 185.6\text{ MPa}$$

耐压试验状态下 a 点的纬向应力:

$$\sigma_{T1} = \frac{(p_T + p_{Ta})(D_i + \delta_{ca})}{4\delta_{ca}} = \frac{(2.75 + 0.081\,83) \times (12\,300 + 37.0)}{4 \times 37.0} = 236.1\text{ MPa}$$

11.3 a 点的应力校核

操作状态下 a 点的组合应力:

$$\sigma_{oa} = \sigma_{o1} + \tau_o = 185.6 + 4.610 = 190.2\text{ MPa}$$

耐压试验状态下 a 点的组合应力:

$$\sigma_{Ta} = \sigma_{T1} + \tau_T = 236.1 + 8.431 = 244.5\text{ MPa}$$

应力校核:

$$\sigma_{oa} = 190.2\text{ MPa} < [\sigma]^t \phi = 193 \times 1.0 = 193\text{ MPa}, \text{ 校核合格}$$

$$\sigma_{Ta} = 244.5\text{ MPa} < 0.9R_{eL} \phi = 0.9 \times 350 \times 1.0 = 315\text{ MPa}, \text{ 校核合格}$$

结论: 校核通过

12 支柱与球壳连接焊缝的强度校核

W 取 $G_o + (F_i)_{\max}$ 和 $G_T + 0.3(F_i)_{\max} \frac{F_w}{F_{\max}}$ 两者中的较大值:

$$G_o + (F_i)_{\max} = 6.970 \times 10^5 + 6.715 \times 10^4 = 7.642 \times 10^5 \text{ N}$$

$$G_T + 0.3(F_i)_{\max} \frac{F_w}{F_{\max}} = 1.396 \times 10^6 + 0.3 \times 6.715 \times 10^4 \times \frac{4.872 \times 10^4}{6.607 \times 10^5} = 1.397 \times 10^6 \text{ N}$$

$$W = G_T + 0.3(F_i)_{\max} \frac{F_w}{F_{\max}} = 1.397 \times 10^6 \text{ N}$$

支柱与球壳连接焊缝焊脚尺寸: $S = 10 \text{ mm}$

支柱与球壳连接焊缝所承受的剪切应力:

$$\tau_w = \frac{W}{1.41L_w S} = \frac{1.397 \times 10^6}{1.41 \times 2240 \times 10} = 44.23 \text{ MPa}$$

支柱或球壳材料屈服强度的较小值: $R_{eL} = 345 \text{ MPa}$

焊缝许用剪切应力: $[\tau]_w = 0.4R_{eL}\phi_a = 0.4 \times 345 \times 0.6 = 82.8 \text{ MPa}$

应力校核: $\tau_w = 44.23 \text{ MPa} < [\tau]_w$ 则通过。

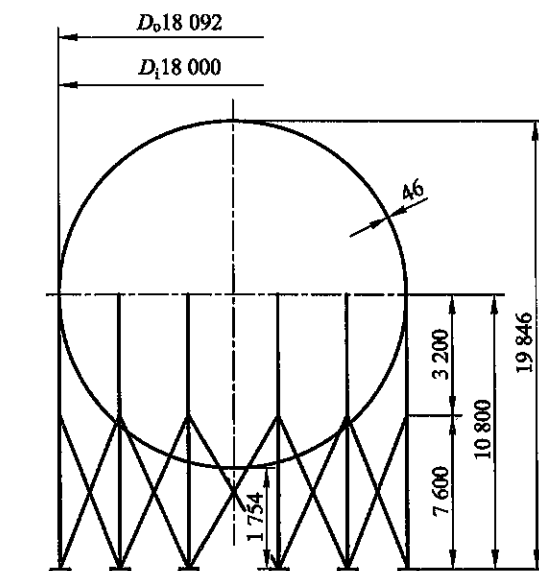
例题 2 3 000m³液化石油气球罐

图 2-1

1 设计条件

设计压力: $p = 1.77 \text{ MPa}$

设计温度: $50^\circ\text{C}/-19^\circ\text{C}$

水压试验压力: $p_T = 1.25p \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} = 2.22 \text{ MPa}$

球壳内直径: $D_i = 18\,000 \text{ mm}$ ($3\,054 \text{ m}^3$)

储存介质: 液化石油气

装量系数: $k = 0.90$

地震设防烈度/加速度/地震分组: 7度/0.10g/ 第二组

基本风压值: $q_0 = 600 \text{ N/m}^2$

基本雪压值: $q = 600 \text{ N/m}^2$

支柱数目: $n = 10$

支柱选用: $\phi 630 \times 12$ Q345R 钢板卷制

拉杆选用: $\phi 60$ 圆钢

球罐建造场地: 场地类别 II、地面粗糙类别 B

钢材厚度负偏差: $C_1 = 0.3 \text{ mm}$, 按 GB 12337 第 3.8.3.1, 取 $C_1 = 0 \text{ mm}$

腐蚀裕量: $C_2 = 1.0 \text{ mm}$

2 球壳计算

2.1 计算压力

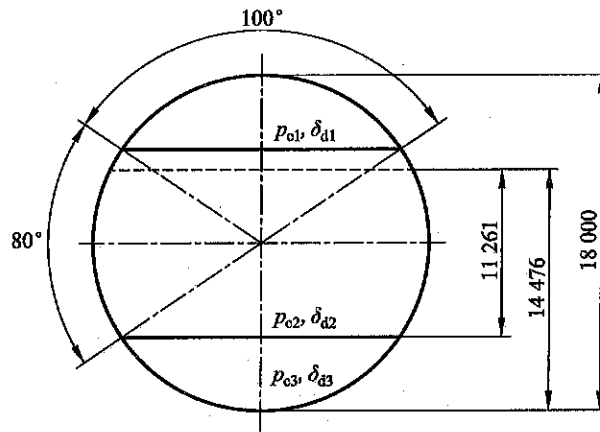


图 2-2

设计压力: $p = 1.77 \text{ MPa}$

球壳各带的介质液柱高度:

$$h_1 = 0 \text{ mm};$$

$$h_2 = 11\,261 \text{ mm};$$

$$h_3 = 14\,476 \text{ mm}。$$

介质密度: $\rho_2 = 480 \text{ kg/m}^3$

重力加速度: $g = 9.81 \text{ m/s}^2$

球壳各带的计算压力:

$$p_{c1} = p + h_1 \rho_2 g \times 10^{-9} \text{ MPa}$$

$$p_{c1} = 1.77 + 0 = 1.770 \text{ MPa}$$

$$p_{c2} = 1.77 + 11\,261 \times 480 \times 9.81 \times 10^{-9} = 1.823 \text{ MPa}$$

$$p_{c3} = 1.77 + 14\,476 \times 480 \times 9.81 \times 10^{-9} = 1.838 \text{ MPa}$$

2.2 球壳各带的厚度

球壳内直径: $D_i = 18\,000 \text{ mm}$

设计温度下球壳材料 Q370R 的许用应力: $[\sigma]^t = 193 \text{ MPa}$

焊接接头系数: $\phi = 1.0$

厚度附加量: $C = C_1 + C_2 = 0 + 1.0 = 1.0 \text{ mm}$

球壳各带的设计厚度

$$\delta_{d1} = \frac{p_{c1} D_i}{4[\sigma]^t \phi - p_{c1}} + C_2 = \frac{1.77 \times 18\,000}{4 \times 193 \times 1.0 - 1.77} + 1.0 = 42.36 \text{ mm}$$

$$\delta_{d2} = \frac{p_{c2} D_i}{4[\sigma]^t \phi - p_{c2}} + C_2 = \frac{1.823 \times 18\,000}{4 \times 193 \times 1.0 - 1.823} + 1.0 = 43.61 \text{ mm}$$

$$\delta_{d3} = \frac{p_{c3} D_i}{4[\sigma] \phi - p_{c3}} + C_2 = \frac{1.838 \times 18\,000}{4 \times 193 \times 1.0 - 1.838} + 1.0 = 43.96 \text{ mm}$$

球壳各带名义厚度:

$$\text{取 } \delta_{n1} = 46 \text{ mm};$$

$$\text{取 } \delta_{n2} = 46 \text{ mm};$$

$$\text{取 } \delta_{n3} = 46 \text{ mm}。$$

2.3 外压校核

球壳的有效厚度: $\delta_e = \delta_n - C = 46 - 1.0 = 45 \text{ mm}$

球壳的外半径: $R_o = 9\,046 \text{ mm}$

$$\text{系数 } A: A = \frac{0.125}{R_o / \delta_e} = \frac{0.125}{9\,046 / 45} = 0.000\,621\,8$$

系数 B : 查 GB 150.3 的图 4-6 得 $B=82$

许用外压力 $[p]$:

$$[p] = \frac{B}{R_o / \delta_e} = \frac{82}{9\,046 / 45} = 0.407\,9 \text{ MPa}$$

$$[p] = 0.407\,9 \text{ MPa} > 0.1 \text{ MPa}$$

外压校核通过。

3 球罐质量计算

球壳平均直径: $D_{cp} = 18\,046 \text{ mm}$

球壳材料密度: $\rho_1 = 7\,850 \text{ kg/m}^3$

装量系数: $k = 0.90$

水的密度: $\rho_3 = 1\,000 \text{ kg/m}^3$

球壳外直径: $D_o = 18\,092 \text{ mm}$

基本雪压值: $q = 600 \text{ N/m}^2$

球面的积雪系数: $C_s = 0.4$

球壳质量:

$$m_1 = \pi D_{cp}^2 \delta_n \rho_1 \times 10^{-9} = \pi \times 18\,046^2 \times 46 \times 7\,850 \times 10^{-9} = 369\,436 \text{ kg}$$

介质质量:

$$m_2 = \frac{\pi}{6} D_i^3 \rho_2 k \times 10^{-9} = \frac{\pi}{6} \times 18\,000^3 \times 480 \times 0.90 \times 10^{-9} = 1\,319\,167 \text{ kg}$$

耐压试验时液体的质量:

$$m_3 = \frac{\pi}{6} D_i^3 \rho_3 \times 10^{-9} = \frac{\pi}{6} \times 18\,000^3 \times 1\,000 \times 10^{-9} = 3\,053\,628 \text{ kg}$$

积雪质量:

$$m_4 = \frac{\pi}{4g} D_o^2 q C_s \times 10^{-6} = \frac{\pi}{4 \times 9.81} \times 18\,092^2 \times 600 \times 0.4 \times 10^{-6} = 6\,289 \text{ kg}$$

保温层质量:

$$m_5 = 0 \text{ (无保温)}$$

支柱和拉杆的质量:

$$m_6 = 24\,509 \text{ kg}$$

附件质量:

$$m_7 = 33\,962 \text{ kg}$$

操作状态下的球罐质量:

$$\begin{aligned} m_o &= m_1 + m_2 + m_4 + m_5 + m_6 + m_7 \\ &= 369\,436 + 1\,319\,167 + 6\,289 + 0 + 24\,509 + 33\,962 \\ &= 1\,753\,363 \text{ kg} \end{aligned}$$

耐压试验状态下的球罐质量:

$$\begin{aligned} m_T &= m_1 + m_3 + m_6 + m_7 \\ &= 369\,436 + 3\,053\,628 + 24\,509 + 33\,962 \\ &= 3\,481\,535 \text{ kg} \end{aligned}$$

球罐最小质量:

$$\begin{aligned} m_{\min} &= m_1 + m_6 + m_7 \\ &= 369\,436 + 24\,509 + 33\,962 \\ &= 427\,907 \text{ kg} \end{aligned}$$

4 地震载荷计算

4.1 自振周期

支柱底板底面至球壳中心的距离: $H_o = 10\,800 \text{ mm}$

支柱数目: $n = 10$

支柱材料 Q345R 的室温弹性模量: $E_s = 201 \times 10^3 \text{ MPa}$

支柱外直径: $d_o = 630 \text{ mm}$

支柱内直径: $d_i = 606 \text{ mm}$

支柱横截面的惯性矩:

$$\begin{aligned} I &= \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4) \\ &= \frac{\pi}{64} \times (630^4 - 606^4) = 1.112 \times 10^9 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

支柱底板底面至上支耳销子中心的距离: $l = 7\,600 \text{ mm}$

$$\text{拉杆影响系数: } \xi = 1 - \left(\frac{l}{H_o} \right)^2 \left(3 - \frac{2l}{H_o} \right) = 1 - \left(\frac{7\,600}{10\,800} \right)^2 \times \left(3 - \frac{2 \times 7\,600}{10\,800} \right) = 0.2113$$

球罐的基本自振周期:

$$\begin{aligned} T &= \pi \sqrt{\frac{m_o H_o^3 \xi \times 10^{-3}}{3nE_s I}} \\ &= \pi \sqrt{\frac{1\,753\,363 \times 10\,800^3 \times 0.2113 \times 10^{-3}}{3 \times 10 \times 201 \times 10^3 \times 1.112 \times 10^9}} = 0.8288 \text{ s} \end{aligned}$$

4.2 地震载荷

地震影响系数的最大值： $a_{\max} = 0.08$ （查 GB 12337 表 18）

特征周期： $T_g = 0.40$ s（查 GB 12337 表 19）

曲线下降段的衰减指数 γ ：

ζ ——阻尼比，取 $\zeta = 0.035$

$$\gamma = 0.9 + \frac{0.05 - \zeta}{0.3 + 6\zeta} = 0.9 + \frac{0.05 - 0.035}{0.3 + 6 \times 0.035} = 0.9294$$

阻尼调整系数 η_2 ：

$$\eta_2 = 1 + \frac{0.05 - \zeta}{0.08 + 1.6\zeta} = 1 + \frac{0.05 - 0.035}{0.08 + 1.6 \times 0.035} = 1.110$$

对应于自振周期 T 的地震影响系数：

$$a = \left(\frac{T_g}{T} \right)^\gamma \eta_2 a_{\max} = \left(\frac{0.40}{0.8288} \right)^{0.9294} \times 1.110 \times 0.08 = 0.04512$$

球罐的水平地震载荷：

$$F_e = a m_0 g = 0.04512 \times 1753363 \times 9.81 = 7.761 \times 10^5 \text{ N}$$

5 风载荷计算

风载荷体型系数： $k_1 = 0.4$

系数 ξ_1 ： $\xi_1 = 1.597$ （查 GB 12337 表 20）

风振系数： $k_2 = 1 + 0.35\xi_1 = 1 + 0.35 \times 1.597 = 1.559$

基本风压值： $q_0 = 600 \text{ N/m}^2$

支柱底板底面至球壳赤道平面的距离： $H_0 = 10.8 \text{ m}$

风压高度变化系数： $f_1 = 1.021$ （查 GB 12337 表 21）

球罐附件增大系数： $f_2 = 1.1$

$$\begin{aligned} \text{球罐的水平风力：} F_w &= \frac{\pi}{4} D_0^2 k_1 k_2 q_0 f_1 f_2 \times 10^{-6} \\ &= \frac{\pi}{4} \times 18092^2 \times 0.4 \times 1.559 \times 600 \times 1.021 \times 1.1 \times 10^{-6} \\ &= 1.080 \times 10^5 \text{ N} \end{aligned}$$

6 弯矩计算

$(F_e + 0.25F_w)$ 与 F_w 的较大值， F_{\max} ：

$$F_e + 0.25F_w = 7.761 \times 10^5 + 0.25 \times 1.080 \times 10^5 = 8.031 \times 10^5 \text{ N}$$

$$F_w = 1.080 \times 10^5 \text{ N}$$

$$F_{\max} = 8.031 \times 10^5 \text{ N}$$

力臂： $L = H_0 - l = 10800 - 7600 = 3200 \text{ mm}$

由水平地震载荷和水平风力引起的最大弯矩：

$$M_{\max} = F_{\max} L = 8.031 \times 10^5 \times 3200 = 2.570 \times 10^9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

7 支柱计算

7.1 单个支柱的垂直载荷

7.1.1 重力载荷

操作状态下的重力载荷:

$$G_o = \frac{m_o g}{n} = \frac{1\,753\,363 \times 9.81}{10} = 1.720 \times 10^6 \text{ N}$$

耐压试验状态下的重力载荷:

$$G_T = \frac{m_T g}{n} = \frac{3\,481\,535 \times 9.81}{10} = 3.415 \times 10^6 \text{ N}$$

7.1.2 支柱的最大垂直载荷

支柱中心圆半径: $R = R_i = 9\,000 \text{ mm}$

最大弯矩对支柱产生的垂直载荷的最大值 (查 GB 12337 表 22)

$$(F_i)_{\max} = 0.2\,000 \frac{M_{\max}}{R} = 0.2\,000 \times \frac{2.570 \times 10^9}{9\,000} = 5.711 \times 10^4 \text{ N}$$

拉杆作用在支柱上的垂直载荷的最大值 (查 GB 12337 表 22)

$$(P_{i-j})_{\max} = 0.323\,6 \frac{IF_{\max}}{R} = 0.323\,6 \times \frac{7\,600 \times 8.031 \times 10^5}{9\,000} = 2.195 \times 10^5 \text{ N}$$

以上两力之和的最大值 (查 GB 12337 表 22)

$$\begin{aligned} (F_i + P_{i-j})_{\max} &= 0.117\,6 \times \frac{M_{\max}}{R} + 0.3\,078 \frac{IF_{\max}}{R} \\ &= 0.117\,6 \times \frac{2.570 \times 10^9}{9\,000} + 0.307\,8 \times \frac{7\,600 \times 8.031 \times 10^5}{9\,000} \\ &= 2.423 \times 10^5 \text{ N} \end{aligned}$$

7.2 组合载荷

操作状态下支柱的最大垂直载荷:

$$W_o = G_o + (F_i + P_{i-j})_{\max} = 1.720 \times 10^6 + 2.423 \times 10^5 = 1.962 \times 10^6 \text{ N}$$

耐压试验状态下支柱的最大垂直载荷:

$$\begin{aligned} W_T &= G_T + 0.3(F_i + P_{i-j})_{\max} \frac{F_w}{F_{\max}} \\ &= 3.415 \times 10^6 + 0.3 \times 2.423 \times 10^5 \times \frac{1.080 \times 10^5}{8.031 \times 10^5} = 3.425 \times 10^6 \text{ N} \end{aligned}$$

7.3 单个支柱弯矩

7.3.1 偏心弯矩

操作状态下赤道线的液柱高度: $h_{oe} = 5\,476 \text{ mm}$

耐压试验状态下赤道线的液柱高度: $h_{Te} = 9\,000 \text{ mm}$

操作状态下介质在赤道线的液柱静压力:

$$p_{oe} = h_{oe} \rho_2 g \times 10^{-9} = 5\,476 \times 480 \times 9.81 \times 10^{-9} = 0.025\,79 \text{ MPa}$$

耐压试验状态下液体在赤道线的液柱静压力:

$$p_{Te} = h_{Te} \rho_3 g \times 10^{-9} = 9\,000 \times 1\,000 \times 9.81 \times 10^{-9} = 0.088\,29 \text{ MPa}$$

球壳有效厚度: $\delta_e = \delta_n - C = 46 - 1.0 = 45 \text{ mm}$

操作状态下球壳赤道线的薄膜应力:

$$\begin{aligned} \sigma_{oe} &= \frac{(p + p_{oe})(D_i + \delta_e)}{4\delta_e} \\ &= \frac{(1.77 + 0.025\,79) \times (18\,000 + 45)}{4 \times 45} = 180.03 \text{ MPa} \end{aligned}$$

耐压试验状态下球壳赤道线的薄膜应力:

$$\begin{aligned} \sigma_{Te} &= \frac{(p_T + p_{Te})(D_i + \delta_e)}{4\delta_e} \\ &= \frac{(2.22 + 0.088\,29) \times (18\,000 + 45)}{4 \times 45} = 231.40 \text{ MPa} \end{aligned}$$

球壳内半径: $R_i = 9\,000 \text{ mm}$

球壳材料的泊松比: $\mu = 0.3$

球壳材料 Q370R 的室温弹性模量: $E = 201 \times 10^3 \text{ MPa}$

操作状态下支柱的偏心弯矩:

$$\begin{aligned} M_{o1} &= \frac{\sigma_{oe} R_i W_o}{E} (1 - \mu) \\ &= \frac{180.03 \times 9\,000 \times 1.962 \times 10^6}{201 \times 10^3} \times (1 - 0.3) \\ &= 1.107 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

耐压试验状态下支柱的偏心弯矩:

$$\begin{aligned} M_{T1} &= \frac{\sigma_{Te} R_i W_T}{E} (1 - \mu) \\ &= \frac{231.40 \times 9\,000 \times 3.425 \times 10^6}{201 \times 10^3} \times (1 - 0.3) \\ &= 2.484 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

7.3.2 附加弯矩

操作状态下支柱的附加弯矩:

$$\begin{aligned} M_{o2} &= \frac{6E_s I \sigma_{oe} R_i}{H_o^2 E} (1 - \mu) \\ &= \frac{6 \times 201 \times 10^3 \times 1.112 \times 10^9 \times 180.03 \times 9\,000}{10\,800^2 \times 201 \times 10^3} \times (1 - 0.3) \\ &= 6.488 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

耐压试验状态下支柱的附加弯矩:

$$\begin{aligned}
 M_{T2} &= \frac{6EsI\sigma_{Te}R_i}{H_o^2E}(1-\mu) \\
 &= \frac{6 \times 201 \times 10^3 \times 1.112 \times 10^9 \times 231.40 \times 9\,000}{10\,800^2 \times 201 \times 10^3} \times (1-0.3) \\
 &= 8.339 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

7.3.3 总弯矩

操作状态下支柱的总弯矩:

$$M_o = M_{o1} + M_{o2} = 1.107 \times 10^7 + 6.488 \times 10^7 = 7.595 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

耐压试验状态下支柱的总弯矩:

$$M_T = M_{T1} + M_{T2} = 2.484 \times 10^7 + 8.339 \times 10^7 = 1.082 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

7.4 支柱稳定性校核

计算长度系数, 取 $k_3 = 1$;

单个支柱的横截面积:

$$A = \frac{\pi}{4}(d_o^2 - d_i^2) = \frac{\pi}{4} \times (630^2 - 606^2) = 23\,298 \text{ mm}^2$$

支柱的惯性半径:

$$r_i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{1.112 \times 10^9}{23\,298}} = 218.5 \text{ mm}$$

支柱长细比:

$$\lambda = \frac{k_3 H_o}{r_i} = \frac{1 \times 10\,800}{218.5} = 49.43$$

支柱材料 Q345R 的室温屈服强度: $R_{eL} = 345 \text{ MPa}$

支柱换算长细比:

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda}{\pi} \sqrt{\frac{R_{eL}}{E_s}} = \frac{49.43}{\pi} \times \sqrt{\frac{345}{201 \times 10^3}} = 0.6519$$

$$\bar{\lambda} > 0.215$$

系数: $\alpha_2 = 0.965$ $\alpha_3 = 0.300$

弯矩作用平面内的轴心受压支柱稳定系数:

$$\begin{aligned}
 \phi_p &= \frac{1}{2\bar{\lambda}^2} \left[(\alpha_2 + \alpha_3 \bar{\lambda} + \bar{\lambda}^2) - \sqrt{(\alpha_2 + \alpha_3 \bar{\lambda} + \bar{\lambda}^2)^2 - 4\bar{\lambda}^2} \right] \\
 &= \frac{1}{2 \times 0.6519^2} \times \left[(0.965 + 0.3 \times 0.6519 + 0.6519^2) - \sqrt{(0.965 + 0.3 \times 0.6519 + 0.6519^2)^2 - 4 \times 0.6519^2} \right] \\
 &= 0.8039
 \end{aligned}$$

等效弯矩系数: $\beta_m = 1$

截面塑性发展系数: $\gamma = 1.15$

单个支柱的截面系数: $Z = \frac{\pi(d_o^4 - d_i^4)}{32d_o} = \frac{\pi(630^4 - 606^4)}{32 \times 630} = 3.53 \times 10^6 \text{ mm}^3$

欧拉临界力: $W_{EX} = \pi^2 E_s A / \lambda^2$

$$= \frac{\pi^2 \times 201 \times 10^3 \times 23\,298}{49.43^2} = 1.892 \times 10^7 \text{ N}$$

支柱材料的许用应力: $[\sigma]_c = R_{eL}/1.5 = \frac{345}{1.5} = 230 \text{ MPa}$

操作状态下支柱的稳定性校核:

$$\frac{W_o}{\phi_p A} + \frac{\beta_m M_o}{\gamma Z \left(1 - 0.8 \frac{W_o}{W_{EX}}\right)} = \frac{1.962 \times 10^6}{0.8039 \times 23\,298} + \frac{1 \times 7.595 \times 10^7}{1.15 \times 3.532 \times 10^6 \times \left(1 - 0.8 \times \frac{1.962 \times 10^6}{1.892 \times 10^7}\right)}$$

$$= 125.15 \text{ MPa} < [\sigma]_c, \text{ 校核合格}$$

耐压试验状态下支柱的稳定性校核:

$$\frac{W_T}{\phi_p A} + \frac{\beta_m M_T}{\gamma Z \left(1 - 0.8 \frac{W_T}{W_{EX}}\right)} = \frac{3.425 \times 10^6}{0.8039 \times 23\,298} + \frac{1 \times 1.082 \times 10^8}{1.15 \times 3.532 \times 10^6 \times \left(1 - 0.8 \times \frac{3.425 \times 10^6}{1.892 \times 10^7}\right)}$$

$$= 214.02 \text{ MPa} < [\sigma]_c, \text{ 校核合格}$$

结论: 稳定性校核通过。

8 地脚螺栓计算

8.1 拉杆作用在支柱上的水平力

拉杆和支柱间的夹角 (见图 7):

$$\beta = \arctan \frac{2R \cdot \sin \frac{180^\circ}{n}}{l} = \arctan \frac{2 \times 9\,000 \times \sin \frac{180^\circ}{10}}{7\,600} = 36.2^\circ$$

拉杆作用在支柱上的水平力:

$$F_c = (P_{i-j})_{\max} \tan \beta = 2.195 \times 10^5 \times \tan 36.2^\circ = 1.607 \times 10^5 \text{ N}$$

8.2 支柱底板与基础的摩擦力

支柱底板与基础的摩擦系数: $f_s = 0.3$ (钢-钢)

支柱底板与基础的摩擦力:

$$F_s = f_s \frac{m_{\min} g}{n} = 0.3 \times \frac{427\,907 \times 9.81}{10} = 1.259 \times 10^5 \text{ N}$$

8.3 地脚螺栓

因为 $F_s < F_c$, 球罐必须设置地脚螺栓。

每个支柱上的地脚螺栓个数: $n_d = 2$

地脚螺栓材料 Q235B 室温屈服强度: $R_{eL} = 215 \text{ MPa}$

地脚螺栓材料的许用剪应力: $[\tau]_B = 0.4 R_{eL} = 0.4 \times 215 = 86 \text{ MPa}$

地脚螺栓的腐蚀裕量: $C_B = 3.0 \text{ mm}$

地脚螺栓的螺纹小径:

$$d_B = 1.13 \sqrt{\frac{F_c - F_s}{n_d [\tau]_B}} + C_B$$

$$= 1.13 \times \sqrt{\frac{1.607 \times 10^5 - 1.259 \times 10^5}{2 \times 86}} + 3.0 = 19.07 \text{ mm}$$

取 M42 的地脚螺栓。

9 支柱底板

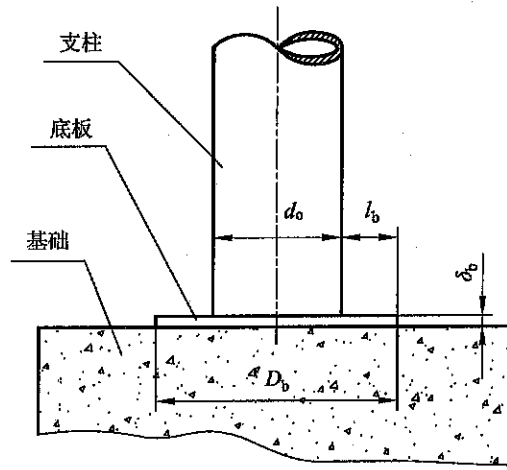


图 2-3

9.1 支柱底板直径

基础采用钢筋混凝土，其许用压应力： $[\sigma]_{bc} = 3.0 \text{ MPa}$ ；

地脚螺栓直径： $d = 42 \text{ mm}$ ；

支柱底板直径（取 D_{b1}, D_{b2} 中较大值）：

$$D_{b1} = 1.13 \sqrt{\frac{W_{\max}}{[\sigma]_{bc}}} = 1.13 \times \sqrt{\frac{3.425 \times 10^6}{3.0}} = 1\ 207.39 \text{ mm}$$

$$D_{b2} = (8 \sim 10)d + d_o = (8 \sim 10) \times 42 + 630 = 966 \text{ mm} \sim 1\ 050 \text{ mm}$$

选取底板直径 $D_b = 1\ 250 \text{ mm}$

9.2 底板厚度

$$\text{底板的压应力: } \sigma_{bc} = \frac{4W_{\max}}{\pi D_b^2} = \frac{4 \times 3.425 \times 10^6}{\pi \times 1250^2} = 2.790 \text{ MPa}$$

$$\text{底板外边缘至支柱外表面的距离 (见图 2-3): } l_b = \frac{1250 - 630}{2} = 310 \text{ mm}$$

底板材料 Q345R 室温屈服强度： $R_{eL} = 305 \text{ MPa}$

$$\text{底板材料的许用弯曲应力: } [\sigma]_b = R_{eL} / 1.5 = \frac{305}{1.5} = 203.3 \text{ MPa}$$

底板的腐蚀裕量： $C_b = 3.0 \text{ mm}$

$$\text{底板厚度: } \delta_b = \sqrt{\frac{3\sigma_{bc}l_b^2}{[\sigma]_b}} + C_b = \sqrt{\frac{3 \times 2.790 \times 310^2}{203.3}} + 3.0 = 65.90 \text{ mm}$$

选取底板厚度 $\delta_b = 68 \text{ mm}$

10 拉杆计算

10.1 拉杆螺纹小径的计算

拉杆的最大拉力:

$$F_T = \frac{(P_{i-j})_{\max}}{\cos \beta} = \frac{2.195 \times 10^5}{\cos 36.2^\circ} = 2.720 \times 10^5 \text{ N}$$

拉杆材料 Q235B 室温屈服强度: $R_{eL} = 215 \text{ MPa}$

拉杆材料的许用应力: $[\sigma]_T = R_{eL}/1.5 = \frac{215}{1.5} = 143.3 \text{ MPa}$

拉杆的腐蚀裕量: $C_T = 2.0 \text{ mm}$

拉杆螺纹小径:

$$d_T = 1.13 \sqrt{\frac{F_T}{[\sigma]_T}} + C_T = 1.13 \times \sqrt{\frac{2.720 \times 10^5}{143.3}} + 2.0 = 51.23 \text{ mm}$$

选取拉杆的螺纹公称直径为 M60。

10.2 拉杆连接部位的计算

10.2.1 销子直径

销子材料 35 室温屈服强度: $R_{eL} = 315 \text{ MPa}$

销子材料的许用剪切力: $[\tau]_p = 0.4R_{eL} = 0.4 \times 315 = 126 \text{ MPa}$

$$\text{销子直径: } d_p = 0.8 \sqrt{\frac{F_T}{[\tau]_p}} = 0.8 \times \sqrt{\frac{2.720 \times 10^5}{126}} = 37.17 \text{ mm}$$

选取销子直径为 $d_p = 42 \text{ mm}$ 。

10.2.2 耳板厚度

耳板材料 Q235B 室温屈服强度: $R_{eL} = 225 \text{ MPa}$

耳板材料的许用压应力: $[\sigma]_c = R_{eL}/1.1 = \frac{225}{1.1} = 204.5 \text{ MPa}$

$$\text{耳板厚度: } \delta_c = \frac{F_T}{d_p [\sigma]_c} = \frac{2.720 \times 10^5}{42 \times 204.5} = 31.67 \text{ mm}$$

选取耳板厚度为 36mm。

10.2.3 翼板厚度

翼板材料 Q235B 室温屈服强度: $R'_{eL} = 225 \text{ MPa}$

$$\text{翼板厚度: } \delta_a = \frac{\delta_c}{2} \cdot \frac{R_{eL}}{R'_{eL}} = \frac{31.67}{2} \times \frac{225}{225} = 15.84 \text{ mm}$$

选取翼板厚度为 18mm。

10.2.4 连接焊缝强度验算

A 焊缝单边长度: $L_1 = 400 \text{ mm}$

A 焊缝焊脚尺寸: $S_1 = 12 \text{ mm}$

支柱或耳板材料屈服强度的较小值: $R_{eL} = 225 \text{ MPa}$

角焊缝系数: $\phi_a = 0.60$;

焊缝的许用剪切应力: $[\tau]_w = 0.4R_{eL}\phi_a = 0.4 \times 225 \times 0.60 = 54 \text{ MPa}$

耳板与支柱链接焊缝 A 的剪切应力校核:

$$\frac{F_T}{1.41L_1S_1} = \frac{2.720 \times 10^5}{1.41 \times 400 \times 12} = 40.19 \text{ MPa} < [\tau]_w, \text{ 校核合格}$$

B 焊缝单边长度: $L_2 = 300 \text{ mm}$

B 焊缝焊脚尺寸: $S_2 = 20 \text{ mm}$

拉杆或翼板材料的屈服强度的较小值: $R_{eL} = 215 \text{ MPa}$

焊缝的许用剪切应力: $[\tau]_w = 0.4R_{eL}\phi_a = 0.4 \times 215 \times 0.60 = 51.6 \text{ MPa}$

拉杆与翼板的焊缝 B 的剪切应力校核:

$$\frac{F_T}{2.82L_2S_2} = \frac{2.720 \times 10^5}{2.82 \times 300 \times 20} = 16.08 \text{ MPa} < [\tau]_w, \text{ 校核合格}$$

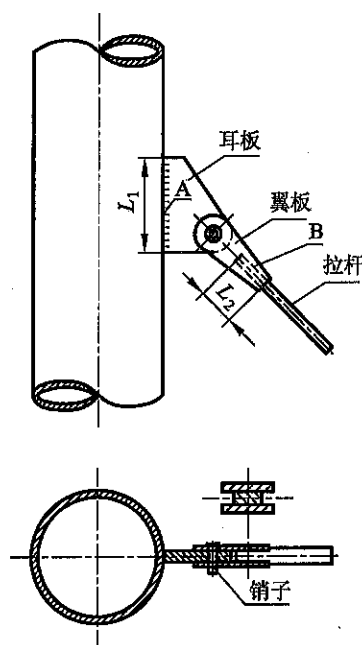


图 2-4

11 支柱与球壳连接最低点 a 的应力校核

11.1 a 点的剪切应力

支柱与球壳连接焊缝单边的弧长: $L_w = 3055 \text{ mm}$

球壳 a 点处的有效厚度: $\delta_{ea} = 45.0 \text{ mm}$

操作状态下 a 点的剪切应力:

$$\tau_o = \frac{G_o + (F_i)_{\max}}{2L_W \delta_{ea}} = \frac{1.720 \times 10^6 + 5.711 \times 10^4}{2 \times 3\,055 \times 45.0} = 6.463 \text{ MPa}$$

耐压试验状态下 a 点的剪切应力:

$$\tau_T = \frac{G_T + 0.3(F_i)_{\max} \frac{F_W}{F_{\max}}}{2L_W \delta_{ea}} = \frac{3.415 \times 10^6 + 0.3 \times 5.711 \times 10^4 \times \frac{1.080 \times 10^5}{8.031 \times 10^5}}{2 \times 3\,055 \times 45.0} = 12.43 \text{ MPa}$$

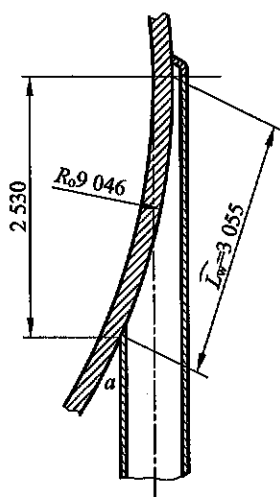


图 2-5

11.2 a 点的纬向应力

操作状态下 a 点的液柱高度: $h_{oa} = 8\,006 \text{ mm}$

耐压试验状态下 a 点的液柱高度: $h_{Ta} = 11\,530 \text{ mm}$

操作状态下介质在 a 点的液柱静压力:

$$p_{oa} = h_{oa} \rho_2 g \times 10^{-9} = 8\,006 \times 480 \times 9.81 \times 10^{-9} = 0.0377 \text{ MPa}$$

耐压试验状态下液体在 a 点的液柱静压力:

$$p_{Ta} = h_{Ta} \rho_3 g \times 10^{-9} = 11\,530 \times 1\,000 \times 9.81 \times 10^{-9} = 0.1131 \text{ MPa}$$

操作状态下 a 点的纬向应力:

$$\sigma_{o1} = \frac{(p + p_{oa})(D_i + \delta_{ea})}{4\delta_{ea}} = \frac{(1.77 + 0.0377) \times (18\,000 + 45.0)}{4 \times 45.0} = 181.2 \text{ MPa}$$

耐压试验状态下 a 点的纬向应力:

$$\sigma_{T1} = \frac{(p_T + p_{Ta})(D_i + \delta_{ea})}{4\delta_{ea}} = \frac{(2.22 + 0.1131) \times (18\,000 + 45.0)}{4 \times 45.0} = 233.9 \text{ MPa}$$

11.3 a 点的应力校核

操作状态下 a 点的组合应力:

$$\sigma_{\text{oa}} = \sigma_{\text{ol}} + \tau_{\text{o}} = 181.2 + 6.463 = 187.7 \text{ MPa}$$

耐压试验状态下 a 点的组合应力:

$$\sigma_{\text{Ta}} = \sigma_{\text{Tl}} + \tau_{\text{T}} = 233.9 + 12.43 = 246.3 \text{ MPa}$$

应力校核:

$$\sigma_{\text{oa}} = 188.7 \text{ MPa} < [\sigma]^t \phi = 193 \times 1.0 = 193 \text{ MPa}, \text{ 校核合格}$$

$$\sigma_{\text{Ta}} = 246.3 \text{ MPa} < 0.9R_{\text{eL}}\phi = 0.9 \times 340 \times 1.0 = 306 \text{ MPa}, \text{ 校核合格}$$

结论: 校核通过。

12 支柱与球壳连接焊缝的强度校核

W 取 $G_{\text{o}} + (F_i)_{\text{max}}$ 和 $G_{\text{T}} + 0.3(F_i)_{\text{max}} \frac{F_{\text{w}}}{F_{\text{max}}}$ 两者中的较大值:

$$G_{\text{o}} + (F_i)_{\text{max}} = 1.720 \times 10^6 + 5.711 \times 10^4 = 1.777 \times 10^6 \text{ N}$$

$$G_{\text{T}} + 0.3(F_i)_{\text{max}} \frac{F_{\text{w}}}{F_{\text{max}}} = 3.415 \times 10^6 + 0.3 \times 5.711 \times 10^4 \times \frac{1.080 \times 10^5}{8.031 \times 10^5} = 3.417 \times 10^6 \text{ N}$$

$$W = G_{\text{T}} + 0.3(F_i)_{\text{max}} \frac{F_{\text{w}}}{F_{\text{max}}} = 3.417 \times 10^6 \text{ N}$$

支柱与球壳连接焊缝焊脚尺寸: $S = 12 \text{ mm}$

支柱与球壳连接焊缝所承受的剪切应力:

$$\tau_{\text{w}} = \frac{W}{1.41L_{\text{w}}S} = \frac{3.417 \times 10^6}{1.41 \times 3055 \times 12} = 66.11 \text{ MPa}$$

支柱或球壳材料屈服强度的较小值 $R_{\text{eL}} = 340 \text{ MPa}$

焊缝许用剪切应力: $[\tau]_{\text{w}} = 0.4R_{\text{eL}}\phi = 0.4 \times 340 \times 0.6 = 81.6 \text{ MPa}$

应力校核: $\tau_{\text{w}} = 66.11 \text{ MPa} < [\tau]_{\text{w}}$ 则通过。

例题 3 10 000m³丁烯球罐（固定式拉杆）

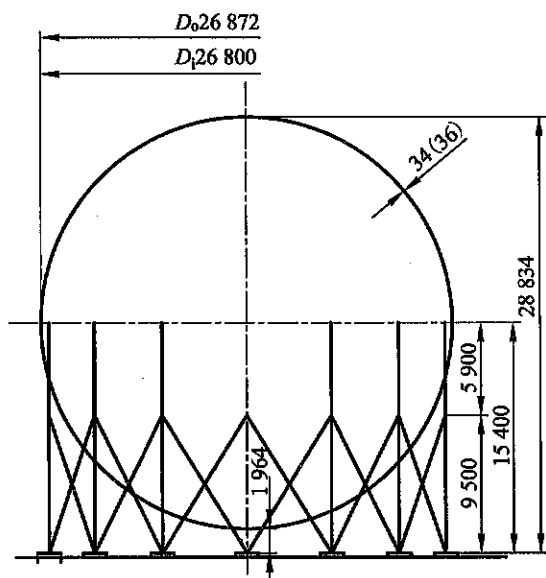


图 3-1

1 设计条件

设计压力： $p = 0.8 \text{ MPa}$

设计温度： $50^\circ\text{C} / -21.8^\circ\text{C}$

气液组合压力试验压力： $p_T = 1.1p \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} = 0.88 \text{ MPa}$

球壳内直径： $D_i = 26\,800 \text{ mm}$ ($10\,078 \text{ m}^3$)

储存介质：丁烯

装量系数： $k = 0.90$

地震设防烈度/加速度/地震分组：7度/0.15g/ 第二组

基本风压值： $q_0 = 600 \text{ N/m}^2$

基本雪压值： $q = 750 \text{ N/m}^2$

支柱数目： $n = 14$

支柱选用： $\phi 1032 \times 16$ Q345R 钢板卷制

拉杆选用： $\phi 219 \times 8$ 钢管

球罐建造场地：场地类别 III、地面粗糙类别 B

钢材厚度负偏差： $C_1 = 0.3 \text{ mm}$ ，按 GB 12337 第 3.8.3.1，取 $C_1 = 0 \text{ mm}$

腐蚀裕量： $C_2 = 1.0 \text{ mm}$

2 球壳计算

2.1 球壳计算

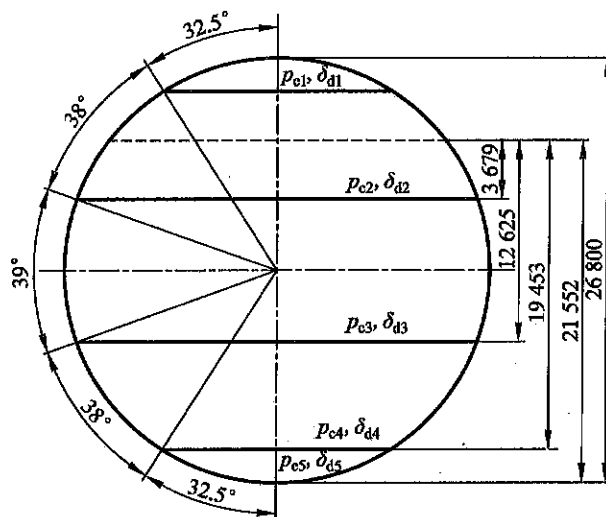


图 3-2

设计压力: $p = 0.8 \text{ MPa}$

球壳各带的介质液柱高度:

$$h_1 = 0 \text{ mm}$$

$$h_2 = 3679 \text{ mm}$$

$$h_3 = 12625 \text{ mm}$$

$$h_4 = 19453 \text{ mm}$$

$$h_5 = 21552 \text{ mm}$$

介质密度: $\rho_2 = 550 \text{ kg/m}^3$

重力加速度: $g = 9.81 \text{ m/s}^2$

球壳各带的计算压力:

$$p_{c1} = p + h_1 \rho_2 g \times 10^{-9} \text{ MPa}$$

$$p_{c1} = 0.8 + 0 = 0.8 \text{ MPa}$$

$$p_{c2} = 0.8 + 3679 \times 550 \times 9.81 \times 10^{-9} = 0.8199 \text{ MPa}$$

$$p_{c3} = 0.8 + 12625 \times 550 \times 9.81 \times 10^{-9} = 0.8681 \text{ MPa}$$

$$p_{c4} = 0.8 + 19453 \times 550 \times 9.81 \times 10^{-9} = 0.9050 \text{ MPa}$$

$$p_{c5} = 0.8 + 21552 \times 550 \times 9.81 \times 10^{-9} = 0.9163 \text{ MPa}$$

球壳各带的厚度

球壳内直径: $D_1 = 26800 \text{ mm}$

设计温度下球壳材料 Q345R 的许用应力: $[\sigma]^t = 185 \text{ MPa}$

焊接接头系数: $\phi = 1.0$

厚度附加量: $C = C_1 + C_2 = 0 + 1.0 = 1.0 \text{ mm}$

球壳各带设计厚度:

$$\delta_{d1} = \frac{p_{c1} D_i}{4[\sigma]^t \phi - p_{c1}} + C_2 = \frac{0.8 \times 26\,800}{4 \times 185 \times 1.0 - 0.8} + 1.0 = 30.00 \text{ mm}$$

$$\delta_{d2} = \frac{p_{c2} D_i}{4[\sigma]^t \phi - p_{c2}} + C_2 = \frac{0.819\,9 \times 26\,800}{4 \times 185 \times 1.0 - 0.819\,9} + 1.0 = 30.73 \text{ mm}$$

$$\delta_{d3} = \frac{p_{c3} D_i}{4[\sigma]^t \phi - p_{c3}} + C_2 = \frac{0.868\,1 \times 26\,800}{4 \times 185 \times 1.0 - 0.868\,1} + 1.0 = 32.48 \text{ mm}$$

$$\delta_{d4} = \frac{p_{c4} D_i}{4[\sigma]^t \phi - p_{c4}} + C_2 = \frac{0.905\,0 \times 26\,800}{4 \times 185 \times 1.0 - 0.905\,0} + 1.0 = 33.82 \text{ mm}$$

$$\delta_{d5} = \frac{p_{c5} D_i}{4[\sigma]^t \phi - p_{c5}} + C_2 = \frac{0.916\,3 \times 26\,800}{4 \times 185 \times 1.0 - 0.916\,3} + 1.0 = 34.23 \text{ mm}$$

球壳各带名义厚度:

$$\text{取 } \delta_{n1} = 34 \text{ mm}$$

$$\text{取 } \delta_{n2} = 34 \text{ mm}$$

$$\text{取 } \delta_{n3} = 36 \text{ mm}$$

$$\text{取 } \delta_{n4} = 36 \text{ mm}$$

$$\text{取 } \delta_{n5} = 36 \text{ mm}$$

2.2 外压校核

球壳的有效厚度: $\delta_e = \delta_n - C = 34 - 1.0 = 33 \text{ mm}$

球壳的外半径: $R_o = 13\,434 \text{ mm}$

$$\text{系数 } A: A = \frac{0.125}{R_o / \delta_e} = \frac{0.125}{13\,434 / 33} = 0.000\,307\,1$$

系数 B : 查 GB 150.3 的图 4-4 得 $B=42$

许用外压力 $[p]$:

$$[p] = \frac{B}{R_o / \delta_e} = \frac{42}{13\,434 / 33} = 0.103\,2 \text{ MPa}$$

$$[p] = 0.103\,2 \text{ MPa} > 0.1 \text{ MPa}$$

外压校核通过。

2.3 低温低应力工况判断

丁烯在 -21.8°C 时的饱和蒸汽压: $p = 0.05 \text{ MPa}$

-21.8°C 下球壳的最大计算压力:

$$p_e = p + h_s \rho_2 g \times 10^{-9} = 0.05 + 21\,552 \times 643.4 \times 9.81 \times 10^{-9} = 0.186\,0 \text{ MPa}$$

球壳下极的有效厚度: $\delta_e = \delta_{n5} - C = 36 - 1.0 = 35.0 \text{ mm}$

球壳材料 Q345R 的室温屈服强度: $R_{eL} = 325 \text{ MPa}$

-21.8°C 下球壳的一次总体薄膜应力:

$$\sigma^t = \frac{p_e (D_i + \delta_e)}{4\delta_e} = \frac{0.186\,0 \times (26\,800 + 35.0)}{4 \times 35.0} = 35.65 \text{ MPa}$$

$$\sigma^t < \frac{R_{el}}{6} = \frac{325}{6} = 54.17 \text{ MPa 且小于 } 50 \text{ MPa}。$$

故按本标准附录 E “低温低应力工况” 的规定, 本球罐不必遵循附录 E “低温球形储罐” 的规定, 按常温球罐进行设计。

3 球罐质量计算

球壳材料密度: $\rho_1 = 7850 \text{ kg/m}^3$

装量系数: $k = 0.90$

水的密度: $\rho_3 = 1000 \text{ kg/m}^3$

球壳赤道带外直径: $D_o = 26872 \text{ mm}$

基本雪压值: $q = 750 \text{ N/m}^2$

球面的积雪系数: $C_s = 0.4$

球壳各带球心角: $\alpha_T = 65^\circ$ $\alpha_{TT} = 38^\circ$ $\alpha_E = 39^\circ$ $\alpha_{BT} = 38^\circ$ $\alpha_B = 65^\circ$

球壳各带的质量:

$$\begin{aligned} m_T &= \frac{\pi}{2} (D_i + \delta_{n1})^2 \left(1 - \cos \frac{\alpha_T}{2} \right) \delta_{n1} \rho_1 \times 10^{-9} \\ &= \frac{\pi}{2} \times (26800 + 34)^2 \times \left(1 - \cos \frac{65^\circ}{2} \right) \times 34 \times 7850 \times 10^{-9} = 47277 \text{ kg} \\ m_{TT} &= \frac{\pi}{2} (D_i + \delta_{n2})^2 \left(\cos \frac{\alpha_T}{2} - \sin \frac{\alpha_E}{2} \right) \delta_{n2} \rho_1 \times 10^{-9} \\ &= \frac{\pi}{2} \times (26800 + 34)^2 \times \left(\cos \frac{65^\circ}{2} - \sin \frac{39^\circ}{2} \right) \times 34 \times 7850 \times 10^{-9} = 153835 \text{ kg} \\ m_E &= \pi (D_i + \delta_{n3})^2 \sin \frac{\alpha_E}{2} \delta_{n3} \rho_1 \times 10^{-9} \\ &= \pi \times (26800 + 36)^2 \times \sin \frac{39^\circ}{2} \times 36 \times 7850 \times 10^{-9} = 213429 \text{ kg} \\ m_{BT} &= \frac{\pi}{2} (D_i + \delta_{n4})^2 \left(\cos \frac{\alpha_E}{2} - \sin \frac{\alpha_B}{2} \right) \delta_{n4} \rho_1 \times 10^{-9} \\ &= \frac{\pi}{2} \times (26800 + 36)^2 \times \left(\cos \frac{39^\circ}{2} - \sin \frac{65^\circ}{2} \right) \times 36 \times 7850 \times 10^{-9} = 162908 \text{ kg} \\ m_B &= \frac{\pi}{2} (D_i + \delta_{n5})^2 \left(1 - \cos \frac{\alpha_B}{2} \right) \delta_{n5} \rho_1 \times 10^{-9} \\ &= \frac{\pi}{2} \times (26800 + 36)^2 \times \left(1 - \cos \frac{65^\circ}{2} \right) \times 36 \times 7850 \times 10^{-9} = 50066 \text{ kg} \\ m_1 &= m_T + m_{TT} + m_E + m_{BT} + m_B \\ &= 47277 + 153835 + 213429 + 162908 + 50066 = 627515 \text{ kg} \end{aligned}$$

介质质量:

$$m_2 = \frac{\pi}{6} D_i^3 \rho_2 k \times 10^{-9} = \frac{\pi}{6} \times 26800^3 \times 550 \times 0.9 \times 10^{-9} = 4988939 \text{ kg}$$

气液组合压力试验时介质的质量:

$$m_3 \geq m_2 \text{ 取 } m_3 = 6\,000\,000 \text{ kg}$$

积雪质量:

$$m_4 = \frac{\pi}{4g} D_o^2 q C_s \times 10^{-6} = \frac{\pi}{4 \times 9.81} \times 26\,872^2 \times 750 \times 0.4 \times 10^{-6} = 17\,344 \text{ kg}$$

保温层质量:

$$m_5 = 0 \text{ (无保温)}$$

支柱和拉杆的质量:

$$m_6 = 91\,525 \text{ kg}$$

附件质量:

$$m_7 = 32\,500 \text{ kg}$$

操作状态下的球罐质量:

$$\begin{aligned} m_o &= m_1 + m_2 + m_4 + m_5 + m_6 + m_7 \\ &= 627\,515 + 4\,988\,939 + 17\,344 + 91\,525 + 32\,500 = 5\,757\,823 \text{ kg} \end{aligned}$$

气液组合压力试验状态下的球罐质量:

$$\begin{aligned} m_T &= m_1 + m_3 + m_6 + m_7 \\ &= 627\,515 + 6\,000\,000 + 91\,525 + 32\,500 = 6\,751\,540 \text{ kg} \end{aligned}$$

球罐最小质量:

$$\begin{aligned} m_{\min} &= m_1 + m_6 + m_7 \\ &= 627\,515 + 91\,525 + 32\,500 = 751\,540 \text{ kg} \end{aligned}$$

4 地震载荷计算

4.1 自振周期

支柱底板底面至球壳中心的距离: $H_o = 15\,400 \text{ mm}$

支柱数目: $n = 14$

支柱材料 Q345R 的室温弹性模量: $E_s = 201 \times 10^3 \text{ MPa}$

支柱外直径: $d_o = 1\,032 \text{ mm}$

支柱内直径: $d_i = 1\,000 \text{ mm}$

支柱横截面的惯性矩:

$$I = \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4) = \frac{\pi}{64} \times (1\,032^4 - 1\,000^4) = 6.591 \times 10^9 \text{ mm}^4$$

支柱底板底面至上支耳销子中心的距离: $l = 9\,500 \text{ mm}$

$$\text{拉杆影响系数: } \xi = 1 - \left(\frac{l}{H_o} \right)^2 \left(3 - \frac{2l}{H_o} \right) = 1 - \left(\frac{9\,500}{15\,400} \right)^2 \times \left(3 - \frac{2 \times 9\,500}{15\,400} \right) = 0.3279$$

球罐的基本自振周期:

$$\begin{aligned} T &= \pi \sqrt{\frac{m_o H_o^3 \xi \times 10^{-3}}{3nE_s I}} \\ &= \pi \sqrt{\frac{5\,757\,823 \times 15\,400^3 \times 0.3279 \times 10^{-3}}{3 \times 14 \times 201 \times 10^3 \times 6.591 \times 10^9}} = 1.106 \text{ s} \end{aligned}$$

4.2 地震载荷

地震影响系数的最大值： $a_{\max} = 0.12$ （查 GB 12337 表 18）

特征周期： $T_g = 0.55 \text{ s}$ （查 GB 12337 表 19）

曲线下降段的衰减指数 γ ：

ζ ——阻尼比，取 $\zeta = 0.035$

$$\gamma = 0.9 + \frac{0.05 - \zeta}{0.3 + 6\zeta} = 0.9 + \frac{0.05 - 0.035}{0.3 + 6 \times 0.035} = 0.9294$$

阻尼调整系数 η_2 ：

$$\eta_2 = 1 + \frac{0.05 - \zeta}{0.08 + 1.6\zeta} = 1 + \frac{0.05 - 0.035}{0.08 + 1.6 \times 0.035} = 1.110$$

对应于自振周期 T 的地震影响系数：

$$a = \left(\frac{T_g}{T} \right)^\gamma \eta_2 a_{\max} = \left(\frac{0.55}{1.106} \right)^{0.9294} \times 1.110 \times 0.12 = 0.06959$$

球罐的水平地震载荷：

$$F_e = am_0g = 0.06959 \times 5757823 \times 9.81 = 3.931 \times 10^6 \text{ N}$$

5 风载荷计算

风载荷体形系数： $k_1 = 0.4$

系数 ξ_1 ： $\xi_1 = 1.7636$ （查 GB 12337 表 20）

风振系数： $k_2 = 1 + 0.35\xi_1 = 1 + 0.35 \times 1.7636 = 1.617$

基本风压值： $q_0 = 600 \text{ N/m}^2$

支柱底板底面至球壳中心的距离： $H_0 = 15.4 \text{ m}$

风压高度变化系数： $f_1 = 1.138$ （查 GB 12337 表 21）

球罐附件增大系数： $f_2 = 1.1$

$$\begin{aligned} \text{球罐的水平风力：} F_w &= \frac{\pi}{4} D_0^2 k_1 k_2 q_0 f_1 f_2 \times 10^{-6} \\ &= \frac{\pi}{4} \times 26872^2 \times 0.4 \times 1.617 \times 600 \times 1.138 \times 1.1 \times 10^{-6} \\ &= 2.755 \times 10^5 \text{ N} \end{aligned}$$

6 弯矩计算

$(F_e + 0.25F_w)$ 与 F_w 的较大值， F_{\max} ：

$$F_e + 0.25F_w = 3.931 \times 10^6 + 0.25 \times 2.755 \times 10^5 = 4.000 \times 10^6 \text{ N}$$

$$F_w = 2.755 \times 10^5 \text{ N}$$

$$F_{\max} = 4.000 \times 10^6 \text{ N}$$

力臂： $L = H_0 - l = 15400 - 9500 = 5900 \text{ mm}$

由水平地震载荷和水平风力引起的最大弯矩：

$$M_{\max} = F_{\max} L = 4.000 \times 10^6 \times 5900 = 2.360 \times 10^{10} \text{ N} \cdot \text{mm}$$

7 支柱计算

7.1 单个支柱的垂直载荷

7.1.1 上段支柱的重力载荷

操作状态下的重力载荷:

$$G_o = \frac{m_o g}{n} = \frac{5757823 \times 9.81}{14} = 4.035 \times 10^6 \text{ N}$$

气液组合压力试验状态下的重力载荷:

$$G_T = \frac{m_T g}{n} = \frac{6751540 \times 9.81}{14} = 4.731 \times 10^6 \text{ N}$$

7.1.2 下段支柱的重力载荷

支柱中心圆半径: $R = R_i = 13400 \text{ mm}$

拉杆与支柱的夹角:

$$\beta = \arctan \frac{2R \cdot \sin \frac{180^\circ}{n}}{l} = \arctan \frac{2 \times 13400 \times \sin \frac{180^\circ}{14}}{9500} = 32.12^\circ$$

单个支柱的横截面积:

$$A = \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2) = \frac{\pi}{4} (1032^2 - 1000^2) = 51070 \text{ mm}^2$$

拉杆选用 $\phi 219 \times 8$ 钢管

拉杆材料: 16Mn

单个拉杆横截面积:

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2) = \frac{\pi}{4} (219^2 - 203^2) = 5303 \text{ mm}^2$$

计算系数:

$$K = 1 + 2 \cdot \frac{A_p}{A} \cos^3 \beta = 1 + 2 \times \frac{5303}{51070} \times \cos^3 32.12^\circ = 1.126$$

操作状态下的重力载荷:

$$G'_o = \frac{G_o}{K} = \frac{4.035 \times 10^6}{1.126} = 3.583 \times 10^6 \text{ N}$$

气液组合压力试验状态下的重力载荷:

$$G'_T = \frac{G_T}{K} = \frac{4.731 \times 10^6}{1.126} = 4.202 \times 10^6 \text{ N}$$

7.1.3 最大弯矩对下段支柱产生的垂直载荷的最大值:

$$F_i = -\frac{2M_{\max}}{KnR} \cdot \cos \theta_i = -\frac{2 \cos \theta_i}{n} \cdot \frac{M_{\max}}{KR}$$

表 3-1

A 向受力		B 向受力	
θ_i	$-2 \cos \theta_i / n$	θ_i	$-2 \cos \theta_i / n$
0°	-0.1429	-12.86°	-0.1393
25.71°	-0.1287	12.86°	-0.1393
51.43°	-0.08907	38.57°	-0.1117
77.14°	-0.03180	64.29°	-0.06198
102.86°	0.03180	90°	0
128.57°	0.08907	115.71°	0.06198
154.29°	0.1287	141.43°	0.1117
180°	0.1429	167.14°	0.1393

$$(F_l)_{\max} = 0.1429 \cdot \frac{M_{\max}}{KR} = 0.1429 \times \frac{2.360 \times 10^{10}}{1.126 \times 13400} = 2.235 \times 10^5 \text{ N}$$

7.1.4 拉杆作用在下段支柱上产生的垂直载荷的最大值:

$$P_{i-j} = \frac{1}{2} \left(\frac{\sin \theta_{ij}}{n \cdot \sin \frac{180^\circ}{n}} - \frac{\sin \theta_{hi}}{n \cdot \sin \frac{180^\circ}{n}} \right) \cdot \frac{l \cdot F_{\max}}{R} = d_{ij} \cdot \frac{l F_{\max}}{R}$$

表 3-2

A 向受力			B 向受力		
θ_{ij}	θ_{hi}	d_{ij}	θ_{ij}	θ_{hi}	d_{ij}
-12.86°	12.86°	-0.07143	-25.71°	0°	-0.06964
12.86°	38.57°	-0.06434	0°	25.71°	-0.06964
38.57°	64.29°	-0.04454	25.71°	51.43°	-0.05586
64.29°	90°	-0.01589	51.43°	77.14°	-0.03099
90°	115.71°	0.01589	77.14°	102.86°	0
115.71°	141.43°	0.04454	102.86°	128.57°	0.03099
141.43°	167.14°	0.06434	128.57°	154.29°	0.05586
167.14°	192.86°	0.07143	154.29°	180°	0.06964

$$(P_{i-j})_{\max} = 0.07143 \frac{l F_{\max}}{R} = 0.07143 \times \frac{9500 \times 4.000 \times 10^6}{13400} = 2.026 \times 10^5 \text{ N}$$

7.2 组合载荷

最大弯矩对下段支柱产生的垂直载荷与拉杆作用在下段支柱上的垂直载荷之和的最大值发生在 A 向 7 号支柱:

$$\begin{aligned} (F_i + P_{i-j})_{\max} &= 0.1429 \times \frac{M_{\max}}{KR} + 0.07143 \frac{IF_{\max}}{R} \\ &= 0.1429 \times \frac{2.360 \times 10^{10}}{1.126 \times 13400} + 0.07143 \times \frac{9500 \times 4.000 \times 10^6}{13400} = 4.261 \times 10^5 \text{ N} \end{aligned}$$

操作状态下支柱的最大垂直载荷

$$W_o = G_o' + (F_i + P_{i-j})_{\max} = 3.583 \times 10^6 + 4.261 \times 10^5 = 4.009 \times 10^6 \text{ N}$$

气液组合压力试验状态下支柱的最大垂直载荷

$$\begin{aligned} W_T &= G_T' + 0.3(F_i + P_{i-j})_{\max} \frac{F_w}{F_{\max}} \\ &= 4.202 \times 10^6 + 0.3 \times 4.261 \times 10^5 \times \frac{2.755 \times 10^5}{4.000 \times 10^6} = 4.211 \times 10^6 \text{ N} \end{aligned}$$

7.3 单个支柱弯矩

7.3.1 偏心弯矩

操作状态下赤道线的液柱高度: $h_{oe} = 8152 \text{ mm}$

气液组合压力试验状态下赤道线的液柱高度: $h_{Te} = 1713 \text{ mm}$

操作状态下介质在赤道线的液柱静压力:

$$p_{oe} = h_{oe} \rho_2 g \times 10^{-9} = 8152 \times 550 \times 9.81 \times 10^{-9} = 0.04398 \text{ MPa}$$

气液组合压力试验状态下液体在赤道线的液柱静压力:

$$p_{Te} = h_{Te} \rho_3 g \times 10^{-9} = 1713 \times 1000 \times 9.81 \times 10^{-9} = 0.01680 \text{ MPa}$$

球壳赤道带有效厚度: $\delta_e = \delta_n - C = 36 - 1.0 = 35.0 \text{ mm}$

操作状态下球壳赤道线的薄膜应力:

$$\begin{aligned} \sigma_{oe} &= \frac{(p + p_{oe})(D_i + \delta_e)}{4\delta_e} \\ &= \frac{(0.8 + 0.04398) \times (26800 + 35.0)}{4 \times 35.0} = 161.8 \text{ MPa} \end{aligned}$$

气液组合压力试验状态下球壳赤道线的薄膜应力:

$$\begin{aligned} \sigma_{Te} &= \frac{(p_T + p_{Te})(D_i + \delta_e)}{4\delta_e} \\ &= \frac{(0.88 + 0.01680) \times (26800 + 35.0)}{4 \times 35.0} = 171.9 \text{ MPa} \end{aligned}$$

球壳内半径: $R_i = 13400 \text{ mm}$

球壳材料的泊松比: $\mu = 0.3$

球壳材料 Q345R 的室温弹性模量: $E = 201 \times 10^3 \text{ MPa}$

操作状态下支柱的偏心弯矩:

$$\begin{aligned} M_{o1} &= \frac{\sigma_{oe} R_i W_o}{E} (1 - \mu) \\ &= \frac{161.8 \times 13400 \times 4.009 \times 10^6}{201 \times 10^3} \times (1 - 0.3) = 3.027 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

气液组合压力试验状态下支柱的偏心弯矩:

$$\begin{aligned}
 M_{T1} &= \frac{\sigma_{Te} R_i W_T}{E} (1-\mu) \\
 &= \frac{171.9 \times 13\,400 \times 4.211 \times 10^6}{201 \times 10^3} \times (1-0.3) = 3.378 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

7.3.2 附加弯矩

操作状态下支柱的附加弯矩

$$\begin{aligned}
 M_{o2} &= \frac{6E_s I \sigma_{oe} R_i}{H_o^2 E} \left(1 - \frac{2L}{H_o}\right) (1-\mu) \\
 &= \frac{6 \times 201 \times 10^3 \times 6.591 \times 10^9 \times 161.8 \times 13\,400}{15\,400^2 \times 201 \times 10^3} \times \left(1 - \frac{2 \times 5\,900}{15\,400}\right) \times (1-0.3) \\
 &= 5.916 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

气液组合压力试验状态下支柱的附加弯矩:

$$\begin{aligned}
 M_{T2} &= \frac{6E_s I \sigma_{Te} R_i}{H_o^2 E} \left(1 - \frac{2L}{H_o}\right) (1-\mu) \\
 &= \frac{6 \times 201 \times 10^3 \times 6.591 \times 10^9 \times 171.9 \times 13\,400}{15\,400^2 \times 201 \times 10^3} \times \left(1 - \frac{2 \times 5900}{15400}\right) \times (1-0.3) \\
 &= 6.285 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

7.3.3 拉杆载荷的水平分力作用在支柱上的弯矩

7.3.3.1 重力载荷形成的作用在支柱上的水平分力

操作状态下重力载荷形成的水平分力

$$\begin{aligned}
 P_{o1} &= \frac{2G_o A_p}{Kn A} \sin \beta \cdot \cos^2 \beta \cdot \sin \frac{180^\circ}{n} \\
 &= \frac{2 \times 4.035 \times 10^6}{1.126 \times 14} \times \frac{5\,303}{51\,070} \times \sin 32.12^\circ \times \cos^2 32.12^\circ \times \sin \frac{180^\circ}{14} = 4\,511 \text{ N}
 \end{aligned}$$

气液组合压力试验状态下重力载荷形成的水平分力

$$\begin{aligned}
 P_{T1} &= \frac{2G_T A_p}{Kn A} \sin \beta \cdot \cos^2 \beta \cdot \sin \frac{180^\circ}{n} \\
 &= \frac{2 \times 4.731 \times 10^6}{1.126 \times 14} \times \frac{5\,303}{51\,070} \times \sin 32.12^\circ \times \cos^2 32.12^\circ \times \sin \frac{180^\circ}{14} = 5\,289 \text{ N}
 \end{aligned}$$

7.3.3.2 由最大弯矩形成的作用在支柱上的水平分力

$$\begin{aligned}
 P_2 &= -\frac{4M_{\max} A_p}{KnR A} \sin \beta \cdot \cos^2 \beta \cdot \sin \frac{180^\circ}{n} \cdot \cos \theta, \quad (\theta_i = 180^\circ \text{最大}) \\
 &= -\frac{4 \times 2.360 \times 10^{10}}{1.126 \times 14 \times 13\,400} \times \frac{5\,303}{51\,070} \times \sin 32.12^\circ \times \cos^2 32.12^\circ \times \sin \frac{180^\circ}{14} \times \cos 180^\circ \\
 &= 3\,938 \text{ N}
 \end{aligned}$$

7.3.3.3 由水平地震力和水平风力 F_{\max} 形成的作用在支柱上的水平分力

$$P_3 = -\frac{2}{n} \cdot \sin^2 \frac{180^\circ}{n} \cdot F_{\max} = -\frac{2}{14} \times \sin^2 \frac{180^\circ}{14} \times 4.000 \times 10^6 = -28\,294 \text{ N}$$

7.3.3.4 水平分力总和

操作状态下的总水平分力:

$$P_o = P_{o1} + P_2 + P_3 = 4\,511 + 3\,938 - 28\,294 = -19\,845 \text{ N}$$

气液组合压力试验状态下的总水平分力:

$$P_T = P_{T1} + P_2 + P_3 = 5289 + 3938 - 28294 = -19067 \text{ N}$$

7.3.3.5 拉杆载荷的水平分力作用在支柱上的弯矩

操作状态下形成的弯矩:

$$M_{o3} = \frac{2P_o \cdot l^2 \cdot L^2}{H_o^3} = \frac{2 \times (-19845) \times 9500^2 \times 5900^2}{15400^3} = -3.414 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

气液组合压力试验状态下形成的弯矩:

$$M_{T3} = \frac{2P_T \cdot l^2 \cdot L^2}{H_o^3} = \frac{2 \times (-19067) \times 9500^2 \times 5900^2}{15400^3} = -3.280 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

7.3.4 总弯矩

操作状态下支柱的总弯矩:

$$M_o = M_{o1} + M_{o2} + M_{o3} = 3.027 \times 10^7 + 5.916 \times 10^7 - 3.414 \times 10^7 = 5.529 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

气液组合压力试验状态下支柱的总弯矩:

$$M_T = M_{T1} + M_{T2} + M_{T3} = 3.378 \times 10^7 + 6.285 \times 10^7 - 3.280 \times 10^7 = 6.383 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

7.4 支柱稳定性校核

计算长度系数, 取 $k_3 = 1$;

支柱的惯性半径:

$$r_i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{6.591 \times 10^9}{51070}} = 359.2 \text{ mm}$$

支柱长细比:

$$\lambda = \frac{k_3 H_o}{r_i} = \frac{1 \times 15400}{359.2} = 42.87$$

支柱材料 Q345R 的室温屈服强度: $R_{eL} = 345 \text{ MPa}$

弯矩作用平面内的轴心受压支柱稳定系数: $\phi_p = 0.8477$ (查 GB 12337 表 26)

等效弯矩系数: $\beta_m = 1$

截面塑性发展系数: $\gamma = 1.15$

单个支柱的截面系数: $Z = \frac{\pi(d_o^4 - d_i^4)}{32d_o} = \frac{\pi(1032^4 - 1000^4)}{32 \times 1032} = 1.277 \times 10^7 \text{ mm}^3$

欧拉临界力: $W_{EX} = \pi^2 E_s A / \lambda^2 = \frac{\pi^2 \times 201 \times 10^3 \times 51070}{42.87^2} = 5.513 \times 10^7 \text{ N}$

支柱材料的许用应力: $[\sigma]_c = R_{eL} / 1.5 = \frac{345}{1.5} = 230 \text{ MPa}$

操作状态下支柱的稳定性校核:

$$\frac{W_o}{\phi_p A} + \frac{\beta_m M_o}{\gamma Z \left(1 - 0.8 \frac{W_o}{W_{EX}}\right)} = \frac{4.009 \times 10^6}{0.8477 \times 51070} + \frac{1 \times 5.529 \times 10^7}{1.15 \times 1.277 \times 10^7 \times \left(1 - 0.8 \times \frac{4.009 \times 10^6}{5.513 \times 10^7}\right)}$$

$$= 96.60 \text{ MPa} < [\sigma]_c, \text{ 校核合格}$$

气液组合压力试验状态下支柱的稳定性校核:

$$\frac{W_T}{\phi_p A} + \frac{\beta_m M_T}{\gamma Z \left(1 - 0.8 \frac{W_T}{W_{EX}}\right)} = \frac{4.211 \times 10^6}{0.8477 \times 51070} + \frac{1 \times 6.383 \times 10^7}{1.15 \times 1.277 \times 10^7 \times \left(1 - 0.8 \times \frac{4.211 \times 10^6}{5.513 \times 10^7}\right)}$$

$$= 101.9 \text{ MPa} < [\sigma]_c, \text{ 校核合格}$$

结论：稳定性校核通过。

8 地脚螺栓计算

8.1 拉杆作用在支柱上的水平力

$$F_c = (P_{t-j})_{\max} \tan \beta = 2.026 \times 10^5 \times \tan 32.12^\circ = 1.272 \times 10^5 \text{ N}$$

8.2 支柱底板与基础的摩擦力

支柱底板与基础的摩擦系数： $f_s = 0.3$ （钢-钢）

支柱底板与基础的摩擦力：

$$F_s = f_s \frac{m_{\min} g}{n} = 0.3 \times \frac{751540 \times 9.81}{14} = 1.580 \times 10^5 \text{ N}$$

8.3 地脚螺栓

因为 $F_s > F_c$ ，球罐不需设置地脚螺栓，但为了固定球罐位置，每根支柱设置两个 M48 定位地脚螺栓。

9 支柱底板

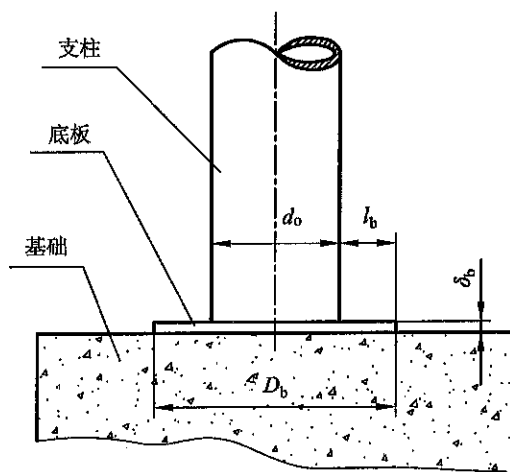


图 3-3

9.1 支柱底板直径

基础采用钢筋混凝土，其许用压应力： $[\sigma]_{bc} = 3.0 \text{ MPa}$ ；

地脚螺栓直径： $d = 48 \text{ mm}$ ；

支柱底板直径（取 D_{b1}, D_{b2} 中较大值）：

$$D_{b1} = 1.13 \sqrt{\frac{W_{\max}}{[\sigma]_{bc}}} = 1.13 \times \sqrt{\frac{4.211 \times 10^6}{3.0}} = 1339 \text{ mm}$$

$$D_{b2} = (8 \sim 10)d + d_0 = (8 \sim 10) \times 48 + 1032 = 1416 \text{ mm} \sim 1512 \text{ mm}$$

选取底板直径 $D_b = 1500 \text{ mm}$

9.2 底板厚度

$$\text{底板的压应力: } \sigma_{bc} = \frac{4W_{\max}}{\pi D_b^2} = \frac{4 \times 4.211 \times 10^6}{\pi \times 1500^2} = 2.383 \text{ MPa}$$

$$\text{底板外边缘至支柱外表面的距离 (见图 3-3): } l_b = \frac{1500 - 1032}{2} = 234 \text{ mm}$$

底板材料 Q345R 的室温屈服强度: $R_{eL} = 315 \text{ MPa}$

$$\text{底板材料的许用弯曲应力: } [\sigma]_b = R_{eL} / 1.5 = \frac{315}{1.5} = 210 \text{ MPa}$$

底板的腐蚀裕量: $C_b = 3.0 \text{ mm}$

$$\text{底板厚度: } \delta_b = \sqrt{\frac{3\sigma_{bc} l_b^2}{[\sigma]_b}} + C_b = \sqrt{\frac{3 \times 2.383 \times 234^2}{210}} + 3.0 = 46.17 \text{ mm}$$

选取底板厚度 $\delta_b = 50 \text{ mm}$

10 拉杆计算

10.1 拉杆载荷计算

10.1.1 重力载荷对拉杆产生的压缩载荷

操作状态下的压缩载荷

$$T_{o1} = \frac{G_o}{Kn} \cdot \frac{A_p}{A} \cdot \cos^2 \beta = \frac{4.035 \times 10^6}{1.126 \times 14} \times \frac{5303}{51070} \times \cos^2 32.12^\circ = 1.906 \times 10^4 \text{ N}$$

气液组合压力试验状态下的压缩载荷

$$T_{T1} = \frac{G_T}{Kn} \cdot \frac{A_p}{A} \cdot \cos^2 \beta = \frac{4.731 \times 10^6}{1.126 \times 14} \times \frac{5303}{51070} \times \cos^2 32.12^\circ = 2.235 \times 10^4 \text{ N}$$

10.1.2 最大弯矩对拉杆产生的压缩载荷

$$\begin{aligned} T_2 &= -\frac{2M_{\max}}{K \cdot nR_L} \cdot \frac{A_p}{A} \cdot \cos^2 \beta \cdot \cos \theta, \\ &= -\frac{2 \times 2.360 \times 10^{10}}{1.126 \times 14 \times 13400} \times \frac{5303}{51070} \times \cos^2 32.12^\circ \times \cos 180^\circ \\ &= 1.664 \times 10^4 \text{ N} \end{aligned}$$

10.1.3 水平地震力和水平风力 F_{\max} 对拉杆产生的压缩载荷

$$\begin{aligned}
 T_3 &= \frac{F_{\max}}{R} \cdot \frac{\sin \theta_y}{n \sin \frac{180^\circ}{n}} \cdot \sqrt{l^2 + 4 \sin^2 \frac{180^\circ}{n} R_1^2} \\
 &= \frac{4.000 \times 10^6}{13400} \times \frac{\sin 167.14}{14 \times \sin \frac{180^\circ}{14}} \times \sqrt{9500^2 + 4 \times \sin^2 \frac{180^\circ}{14} \times 13400^2} \\
 &= 2.392 \times 10^5 \text{ N}
 \end{aligned}$$

10.1.4 组合载荷

操作状态下拉杆承受的最大压缩载荷

$$T_0 = T_{01} + T_2 + T_3 = 1.906 \times 10^4 + 1.664 \times 10^4 + 2.392 \times 10^5 = 2.749 \times 10^5 \text{ N}$$

气液组合压力试验状态下拉杆承受的最大压缩载荷

$$\begin{aligned}
 T_T &= T_{T1} + 0.3(T_2 + T_3) \frac{F_W}{F_{\max}} \\
 &= 2.235 \times 10^4 + 0.3 \times (1.664 \times 10^4 + 2.392 \times 10^5) \times \frac{2.755 \times 10^5}{4.000 \times 10^6} = 2.764 \times 10^4 \text{ N}
 \end{aligned}$$

10.2 拉杆的稳定性校核

计算长度系数： $k_3 = 1$

拉杆横截面的惯性矩：

$$I = \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4) = \frac{\pi}{64} (219^4 - 203^4) = 2.955 \times 10^7 \text{ mm}^4$$

拉杆的惯性半径：

$$r_i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{2.955 \times 10^7}{5303}} = 74.65 \text{ mm}$$

拉杆长细比：

$$\begin{aligned}
 \lambda &= \frac{k_3 \sqrt{l^2 + \left(2R_1 \cdot \sin \frac{180^\circ}{n}\right)^2}}{2r_i} \\
 &= \frac{1 \times \sqrt{9500^2 + \left(2 \times 13400 \times \sin \frac{180^\circ}{14}\right)^2}}{2 \times 74.65} = 75.13
 \end{aligned}$$

拉杆材料 16Mn 钢室温下的屈服强度： $R_{eL} = 320 \text{ MPa}$

拉杆材料 16Mn 钢的室温弹性模量： $E_s = 201 \times 10^3 \text{ MPa}$

拉杆换算长细比：

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda}{\pi} \sqrt{\frac{R_{eL}}{E_s}} = \frac{75.13}{\pi} \times \sqrt{\frac{320}{201 \times 10^3}} = 0.9542$$

$$\bar{\lambda} > 0.215$$

系数： $\alpha_2 = 0.986$ $\alpha_3 = 0.152$

弯矩平面内的轴心受压拉杆稳定系数：

$$\begin{aligned}\phi_p &= \frac{1}{2\bar{\lambda}^2} \left[(\alpha_2 + \alpha_3\bar{\lambda} + \bar{\lambda}^2) - \sqrt{(\alpha_2 + \alpha_3\bar{\lambda} + \bar{\lambda}^2)^2 - 4\bar{\lambda}^2} \right] \\ &= \frac{1}{2 \times 0.9542^2} \times \left[(0.986 + 0.152 \times 0.9542 + 0.9542^2) - \sqrt{(0.986 + 0.152 \times 0.9542 + 0.9542^2)^2 - 4 \times 0.9542^2} \right] \\ &= 0.7229\end{aligned}$$

$$\text{拉杆材料的许用应力: } [\sigma]_c = \frac{R_{eL}}{1.5} = \frac{320}{1.5} = 213.3 \text{ MPa}$$

操作状态下拉杆的稳定性校核:

$$\frac{T_o}{\phi_p A_p} = \frac{2.749 \times 10^5}{0.7229 \times 5303} = 71.71 \text{ MPa} < [\sigma]_c, \text{ 校核合格}$$

气液组合压力试验状态下拉杆的稳定性校核:

$$\frac{T_T}{\phi_p A_p} = \frac{2.764 \times 10^4}{0.7229 \times 5303} = 7.210 \text{ MPa} < [\sigma]_c, \text{ 校核合格}$$

结论: 拉杆的稳定性校核合格。

10.3 拉杆与支柱连接焊缝强度验算

$$\text{焊缝长度: } L_p = \pi \cdot d_o = \pi \times 219 = 688.0 \text{ mm}$$

$$\text{焊缝焊脚尺寸: } S_p = 8 \text{ mm}$$

$$\text{支柱或拉杆材料屈服强度的较小值: } R_{eL} = 320 \text{ MPa}$$

$$\text{角焊缝系数: } \phi_a = 0.6$$

$$\text{拉杆承受的最大拉力: } F_T = \frac{(P_{i-j})_{\max}}{\cos \beta} = \frac{2.026 \times 10^5}{\cos 32.12^\circ} = 2.392 \times 10^5 \text{ N}$$

$$\text{焊缝许用剪切应力: } [\tau]_w = 0.4 R_{eL} \phi_a = 0.4 \times 320 \times 0.60 = 76.8 \text{ MPa}$$

拉杆与支柱连接焊缝的剪切应力校核:

$$\frac{F_T}{0.71 L_p S_p} = \frac{2.392 \times 10^5}{0.71 \times 688 \times 8} = 61.21 \text{ MPa} < [\tau]_w, \text{ 校核合格}$$

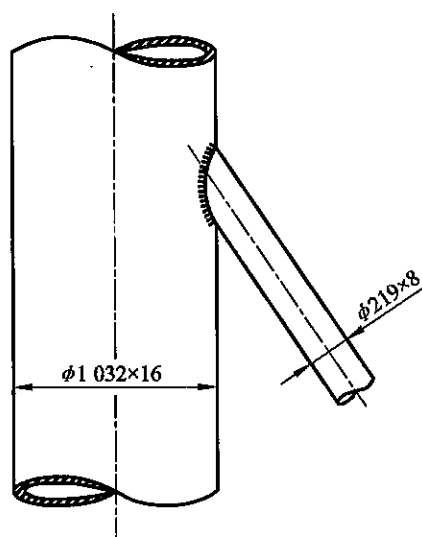


图 3-4

11 支柱与球壳连接最低点 a 的应力校核

11.1 a 点的剪切应力

支柱与球壳连接焊缝单边的弧长： $L_w = 3865 \text{ mm}$

球壳 a 点处的有效厚度： $\delta_{ea} = 35.0 \text{ mm}$

操作状态下 a 点的剪切应力：

$$\tau_o = \frac{G_o + (F_i)_{\max} \cdot K}{2L_w \delta_{ea}} = \frac{4.035 \times 10^6 + 2.235 \times 10^5 \times 1.126}{2 \times 3865 \times 35.0} = 15.84 \text{ MPa}$$

气液组合压力试验状态下 a 点的剪切应力：

$$\tau_T = \frac{G_T + 0.3(F_i)_{\max} \frac{F_w}{F_{\max}}}{2L_w \delta_{ea}} = \frac{4.731 \times 10^6 + 0.3 \times 2.235 \times 10^5 \times \frac{2.755 \times 10^5}{4.000 \times 10^6}}{2 \times 3865 \times 35.0} = 17.50 \text{ MPa}$$

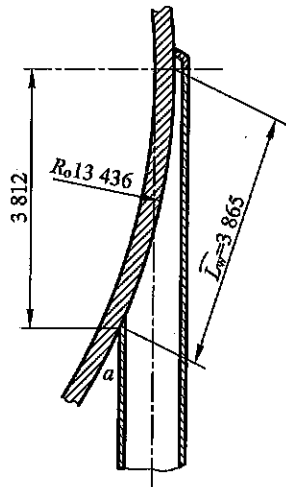


图 3-5

11.2 a 点的纬向应力

操作状态下 a 点的液柱高度： $h_{oa} = 11964 \text{ mm}$

气液组合压力试验状态下 6 000 000kg 水对应的液柱高度：15113mm

气液组合压力试验状态下 a 点的液柱高度： $h_{Ta} = 15113 - 13400 + 3812 = 5525 \text{ mm}$

操作状态下介质在 a 点的液柱静压力：

$$p_{oa} = h_{oa} \rho_2 g \times 10^{-9} = 11964 \times 550 \times 9.81 \times 10^{-9} = 0.06455 \text{ MPa}$$

气液组合压力试验状态下液体在 a 点的液柱静压力：

$$p_{Ta} = h_{Ta} \rho_3 g \times 10^{-9} = 5525 \times 1000 \times 9.81 \times 10^{-9} = 0.05420 \text{ MPa}$$

操作状态下 a 点的纬向应力：

$$\sigma_{o1} = \frac{(p + p_{oa})(D_i + \delta_{ea})}{4\delta_{ea}} = \frac{(0.8 + 0.06455) \times (26800 + 35.0)}{4 \times 35.0} = 165.7 \text{ MPa}$$

气液组合压力试验状态下 a 点的纬向应力：

$$\sigma_{T1} = \frac{(p_r + p_{Ta})(D_i + \delta_{ca})}{4\delta_{ca}} = \frac{(0.88 + 0.05420) \times (26800 + 35.0)}{4 \times 35.0} = 179.1 \text{ MPa}$$

11.3 a 点的应力校核

操作状态下 a 点的组合应力:

$$\sigma_{oa} = \sigma_{o1} + \tau_o = 165.7 + 15.84 = 181.5 \text{ MPa}$$

气液组合压力试验状态下 a 点的组合应力:

$$\sigma_{Ta} = \sigma_{T1} + \tau_T = 179.1 + 17.5 = 196.6 \text{ MPa}$$

应力校核:

$$\sigma_{oa} = 181.5 \text{ MPa} < [\sigma]^t \phi = 185.0 \times 1.0 = 185.0 \text{ MPa}, \text{ 校核合格}$$

$$\sigma_{Ta} = 196.6 \text{ MPa} < 0.9\sigma_s \phi = 0.9 \times 325 \times 1.0 = 292.5 \text{ MPa}, \text{ 校核合格}$$

结论: 校核通过。

12 支柱与球壳连接焊缝的强度校核

W 取 $G_o + (F_i)_{\max} K$ 和 $G_T + 0.3(F_i)_{\max} \frac{F_w}{F_{\max}} K$ 两者中的较大值:

$$G_o + (F_i)_{\max} K = 4.035 \times 10^6 + 2.235 \times 10^5 \times 1.126 = 4.287 \times 10^6 \text{ N}$$

$$G_T + 0.3(F_i)_{\max} \frac{F_w}{F_{\max}} K = 4.731 \times 10^6 + 0.3 \times 2.235 \times 10^5 \times \frac{2.755 \times 10^5}{4.000 \times 10^6} \times 1.126 = 4.736 \times 10^6 \text{ N}$$

$$W = G_T + 0.3(F_i)_{\max} \frac{F_w}{F_{\max}} K = 4.736 \times 10^6 \text{ N}$$

支柱与球壳连接焊缝焊脚尺寸: $S = 16 \text{ mm}$

支柱与球壳连接焊缝所承受的剪切应力:

$$\tau_w = \frac{W}{1.41L_w S} = \frac{4.736 \times 10^6}{1.41 \times 3865 \times 16} = 54.32 \text{ MPa}$$

支柱或球壳材料屈服强度的较小值 $\sigma_s = 325 \text{ MPa}$

焊缝许用剪切应力: $[\tau]_w = 0.4\sigma_s \phi_a = 0.4 \times 325 \times 0.6 = 78 \text{ MPa}$

应力校核: $\tau_w = 54.32 \text{ MPa} < [\tau]_w$, 校核合格。

例题 4 20 000m³天然气球罐（分析设计）

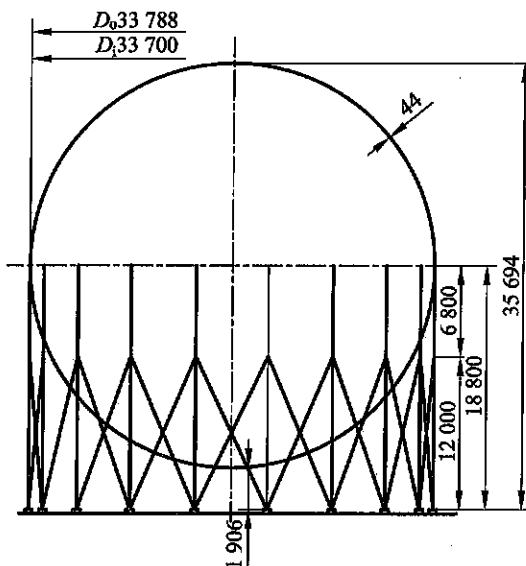


图 4-1

本例题仅为支柱、拉杆的计算，应力分析报告本例题略。

1 设计条件

设计压力： $p = 1.0 \text{ MPa}$

设计温度： $50^\circ\text{C}/-19^\circ\text{C}$

气压试验压力： $p_T = 1.10p \frac{S_m}{S_m^t} = 1.13 \text{ MPa}$

球壳内直径： $D_1 = 33\,700 \text{ mm}$ ($20\,040 \text{ m}^3$)

储存介质：天然气

装量系数： $k = 1.00$

地震设防烈度/加速度/地震分组：7度/0.15g/第三组

基本风压值： $q_0 = 600 \text{ N/m}^2$

基本雪压值： $q = 600 \text{ N/m}^2$

支柱数目： $n = 18$

支柱选用： $\phi 828 \times 14$ Q345R 钢板卷制

拉杆选用： $\phi 64$ 圆钢

球罐建造场地：场地类别 II、地面粗糙类别 B

钢材厚度负偏差： $C_1 = 0.25 \text{ mm}$ ，按 GB 12337 第 3.8.3.1 的规定，取 $C_1 = 0 \text{ mm}$

腐蚀裕量： $C_2 = 1.0 \text{ mm}$

2 球壳计算

2.1 球壳计算

计算压力: $p_c = p = 1.0 \text{ MPa}$

球壳内直径: $D_i = 33\,700 \text{ mm}$

设计温度下球壳材料 Q345R 的设计应力强度: $S_m^t = 198.75 \text{ MPa}$

载荷组合系数: $K=1.0$ (查 JB 4732 表 3-3)

厚度附加量: $C = C_1 + C_2 = 0 + 1.0 = 1.0 \text{ mm}$

根据应力分析结果, 取球壳的名义厚度: $\delta_n = 44 \text{ mm}$

2.2 外压校核

球壳的有效厚度: $\delta_e = \delta_n - C = 44 - 1.0 = 43 \text{ mm}$

球壳的外半径: $R_o = 16\,894 \text{ mm}$

系数 A: $A = \frac{0.125}{R_o / \delta_e} = \frac{0.125}{16\,894 / 43} = 0.000\,318\,2$

系数 B: 查 JB 4732 的图 8-5 得 $B=42$

许用外压力 $[p]$:

$$[p] = \frac{B}{R_o / \delta_e} = \frac{42}{16\,894 / 43} = 0.106\,9 \text{ MPa}$$

$$[p] = 0.106\,9 \text{ MPa} > 0.1 \text{ MPa}$$

外压校核通过

3 球罐质量计算

球壳平均直径: $D_{cp} = 33\,744 \text{ mm}$

球壳材料密度: $\rho_1 = 7\,850 \text{ kg/m}^3$

装量系数: $k=1.00$

介质密度: $\rho_2 = 0.8 \text{ kg/m}^3$, (常压)

空气密度: $\rho_3 = 1.205 \text{ kg/m}^3$, (常压)

球壳外直径: $D_o = 33\,788 \text{ mm}$

基本雪压值: $q = 600 \text{ N/m}^2$

球面的积雪系数: $C_s = 0.4$

球壳质量:

$$m_1 = \pi D_{cp}^2 \delta_n \rho_1 \times 10^{-9} = \pi \times 33\,744^2 \times 44 \times 7\,850 \times 10^{-9} = 1\,235\,564 \text{ kg}$$

介质质量:

$$m_2 = \frac{\pi}{6} D_i^3 \rho_2 k \times 10^{-9} = \frac{\pi}{6} \times 33\,700^3 \times 10 \times 0.8 \times 1 \times 10^{-9} = 160\,317 \text{ kg}$$

气压试验时空气的质量:

$$m_3 = \frac{\pi}{6} D_i^3 \rho_3 \times 10^{-9} = \frac{\pi}{6} \times 33\,700^3 \times 11.3 \times 1.205 \times 10^{-9} = 272\,869 \text{ kg}$$

积雪质量:

$$m_4 = \frac{\pi}{4g} D_o^2 q C_s \times 10^{-6} = \frac{\pi}{4 \times 9.81} \times 33\,788^2 \times 600 \times 0.4 \times 10^{-6} = 21\,936 \text{ kg}$$

保温层质量:

$$m_5 = 0 \text{ (无保温)}$$

支柱和拉杆的质量:

$$m_6 = 105\,550 \text{ kg}$$

附件质量:

$$m_7 = 48\,982 \text{ kg}$$

操作状态下的球罐质量:

$$\begin{aligned} m_o &= m_1 + m_2 + m_4 + m_5 + m_6 + m_7 \\ &= 1\,235\,564 + 160\,317 + 21\,936 + 0 + 105\,550 + 48\,982 \\ &= 1\,572\,349 \text{ kg} \end{aligned}$$

气压试验状态下的球罐质量:

$$\begin{aligned} m_T &= m_1 + m_3 + m_6 + m_7 \\ &= 1\,235\,564 + 272\,869 + 105\,550 + 48\,982 \\ &= 1\,662\,965 \text{ kg} \end{aligned}$$

球罐最小质量:

$$\begin{aligned} m_{\min} &= m_1 + m_6 + m_7 \\ &= 1\,235\,564 + 105\,550 + 48\,982 \\ &= 1\,390\,096 \text{ kg} \end{aligned}$$

4 地震载荷计算

4.1 自振周期

支柱底板底面至球壳中心的距离: $H_o = 18\,800 \text{ mm}$

支柱数目: $n = 18$

支柱材料 Q345R 的室温弹性模量: $E_s = 201 \times 10^3 \text{ MPa}$

支柱外直径: $d_o = 828 \text{ mm}$

支柱内直径: $d_i = 800 \text{ mm}$

支柱横截面的惯性矩:

$$\begin{aligned} I &= \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4) \\ &= \frac{\pi}{64} \times (828^4 - 800^4) = 2.966 \times 10^9 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

支柱底板底面至上支耳销子中心的距离: $l = 12\,000 \text{ mm}$

$$\text{拉杆影响系数: } \xi = 1 - \left(\frac{l}{H_o} \right)^2 \left(3 - \frac{2l}{H_o} \right) = 1 - \left(\frac{12\,000}{18\,800} \right)^2 \times \left(3 - \frac{2 \times 12\,000}{18\,800} \right) = 0.2978$$

球罐的基本自振周期:

$$T = \pi \sqrt{\frac{m_0 H_0^3 \xi \times 10^{-3}}{3nE_s I}}$$

$$= \pi \sqrt{\frac{1572349 \times 18800^3 \times 0.2978 \times 10^{-3}}{3 \times 18 \times 201 \times 10^3 \times 2.671 \times 10^9}} = 1.029 \text{ s}$$

4.2 地震载荷

地震影响系数的最大值: $\alpha_{\max} = 0.12$ (查 GB 12337 表18)

特征周期: $T_g = 0.45 \text{ s}$ (查 GB 12337 表19)

曲线下降段的衰减指数 γ :

ζ ——阻尼比, 取 $\zeta = 0.035$

$$\gamma = 0.9 + \frac{0.05 - \zeta}{0.3 + 6\zeta} = 0.9 + \frac{0.05 - 0.035}{0.3 + 6 \times 0.035} = 0.9294$$

阻尼调整系数 η_2 :

$$\eta_2 = 1 + \frac{0.05 - \zeta}{0.08 + 1.6\zeta} = 1 + \frac{0.05 - 0.035}{0.08 + 1.6 \times 0.035} = 1.110$$

对应于自振周期 T 的地震影响系数:

$$a = \left(\frac{T_g}{T}\right)^\gamma \eta_2 \alpha_{\max} = \left(\frac{0.45}{1.029}\right)^{0.9294} \times 1.110 \times 0.12 = 0.06175$$

球罐的水平地震载荷:

$$F_e = a m_0 g = 0.06175 \times 1572349 \times 9.81 = 9.525 \times 10^5 \text{ N}$$

5 风载荷计算

风载荷体型系数: $k_1 = 0.4$

系数 ξ_1 : $\xi_1 = 1.717$ (查 GB 12337 表20)

风振系数: $k_2 = 1 + 0.35\xi_1 = 1 + 0.35 \times 1.717 = 1.601$

基本风压值: $q_0 = 600 \text{ N/m}^2$

支柱底板底面至球壳赤道平面的距离: $H_0 = 18.8 \text{ m}$

风压高度变化系数: $f_1 = 1.206$ (查 GB 12337 表21)

球罐附件增大系数: $f_2 = 1.1$

$$\begin{aligned} \text{球罐的水平风力: } F_w &= \frac{\pi}{4} D_0^2 k_1 k_2 q_0 f_1 f_2 \times 10^{-6} \\ &= \frac{\pi}{4} \times 33788^2 \times 0.4 \times 1.601 \times 600 \times 1.206 \times 1.1 \times 10^{-6} \\ &= 4.570 \times 10^5 \text{ N} \end{aligned}$$

6 弯矩计算

$(F_e + 0.25F_w)$ 与 F_w 的较大值, F_{\max} :

$$F_e + 0.25F_w = 9.525 \times 10^5 + 0.25 \times 4.570 \times 10^5 = 1.067 \times 10^6 \text{ N}$$

$$F_w = 4.570 \times 10^5 \text{ N}$$

$$F_{\max} = 1.067 \times 10^6 \text{ N}$$

力臂: $L = H_0 - l = 18\,800 - 12\,000 = 6\,800\text{ mm}$

由水平地震载荷和水平风力引起的最大弯矩:

$$M_{\max} = F_{\max} L = 1.067 \times 10^6 \times 6\,800 = 7.256 \times 10^9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

7 支柱计算

7.1 单个支柱的垂直载荷

7.1.1 重力载荷

操作状态下的重力载荷:

$$G_o = \frac{m_o g}{n} = \frac{1\,572\,349 \times 9.81}{18} = 8.569 \times 10^5 \text{ N}$$

气压试验状态下的重力载荷:

$$G_T = \frac{m_T g}{n} = \frac{1\,662\,965 \times 9.81}{18} = 9.063 \times 10^5 \text{ N}$$

7.1.2 支柱的最大垂直载荷

支柱中心圆半径: $R = R_i = 16\,850\text{ mm}$

最大弯矩对支柱产生的垂直载荷的最大值 (查 GB 12337 表 22):

$$(F_i)_{\max} = 0.1111 \times \frac{M_{\max}}{R} = 0.1111 \times \frac{7.256 \times 10^9}{16\,850} = 4.784 \times 10^4 \text{ N}$$

拉杆作用在支柱上的垂直载荷的最大值 (查 GB 12337 表 22):

$$(P_{i-j})_{\max} = 0.3199 \frac{IF_{\max}}{R} = 0.3199 \times \frac{12\,000 \times 1.067 \times 10^6}{16\,850} = 2.431 \times 10^5 \text{ N}$$

以上两力之和的最大值 (查 GB 12337 表 22)

$$\begin{aligned} (F_i + P_{i-j})_{\max} &= 0.0380 \times \frac{M_{\max}}{R} + 0.3151 \frac{IF_{\max}}{R} \\ &= 0.0380 \times \frac{7.256 \times 10^9}{16\,850} + 0.3151 \times \frac{12\,000 \times 1.067 \times 10^6}{16\,850} = 2.558 \times 10^5 \text{ N} \end{aligned}$$

7.2 组合载荷

操作状态下支柱的最大垂直载荷:

$$W_o = G_o + (F_i + P_{i-j})_{\max} = 8.569 \times 10^5 + 2.558 \times 10^5 = 1.113 \times 10^6 \text{ N}$$

气压试验状态下支柱的最大垂直载荷:

$$\begin{aligned} W_T &= G_T + 0.3 (F_i + P_{i-j})_{\max} \frac{F_w}{F_{\max}} \\ &= 9.063 \times 10^5 + 0.3 \times 2.558 \times 10^5 \times \frac{4.570 \times 10^5}{1.067 \times 10^6} = 9.392 \times 10^5 \text{ N} \end{aligned}$$

7.3 单个支柱弯矩

7.3.1 偏心弯矩

操作状态下球壳赤道线的薄膜应力:

$$\begin{aligned}\sigma_{oc} &= \frac{p_{ci}(0.5R_i + 0.25\delta_e)}{K\delta_e} \\ &= \frac{1.0 \times (0.5 \times 16850 + 0.25 \times 43)}{1.0 \times 43} = 196.2 \text{ MPa}\end{aligned}$$

气压试验状态下球壳赤道线的薄膜应力:

$$\begin{aligned}\sigma_{Te} &= \frac{p_T(0.5R_i + 0.25\delta_e)}{K\delta_e} \\ &= \frac{1.13 \times (0.5 \times 16850 + 0.25 \times 43)}{1.0 \times 43} = 221.7 \text{ MPa}\end{aligned}$$

球壳内半径: $R_i = 16850 \text{ mm}$

球壳材料的泊松比: $\mu = 0.3$

球壳材料 Q345R 的室温弹性模量: $E = 201 \times 10^3 \text{ MPa}$

操作状态下支柱的偏心弯矩:

$$\begin{aligned}M_{o1} &= \frac{\sigma_{oc}R_iW_o}{E}(1-\mu) \\ &= \frac{196.2 \times 16850 \times 1.113 \times 10^6}{201 \times 10^3} \times (1-0.3) = 1.281 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}\end{aligned}$$

气压试验状态下支柱的偏心弯矩:

$$\begin{aligned}M_{T1} &= \frac{\sigma_{Te}R_iW_T}{E}(1-\mu) \\ &= \frac{221.7 \times 16850 \times 9.392 \times 10^5}{201 \times 10^3} \times (1-0.3) = 1.222 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}\end{aligned}$$

7.3.2 附加弯矩

操作状态下支柱的附加弯矩

$$\begin{aligned}M_{o2} &= \frac{6E_sI\sigma_{oc}R_i}{H_o^2E}(1-\mu) \\ &= \frac{6 \times 201 \times 10^3 \times 2.966 \times 10^9 \times 196.2 \times 16850}{18800^2 \times 201 \times 10^3} \times (1-0.3) = 1.165 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}\end{aligned}$$

气压试验状态下支柱的附加弯矩:

$$\begin{aligned}M_{T2} &= \frac{6E_sI\sigma_{Te}R_i}{H_o^2E}(1-\mu) \\ &= \frac{6 \times 201 \times 10^3 \times 2.966 \times 10^9 \times 221.7 \times 16850}{18800^2 \times 201 \times 10^3} \times (1-0.3) = 1.317 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}\end{aligned}$$

7.3.3 总弯矩

操作状态下支柱的总弯矩:

$$M_o = M_{o1} + M_{o2} = 1.281 \times 10^7 + 1.165 \times 10^8 = 1.293 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

气压试验状态下支柱的总弯矩:

$$M_T = M_{T1} + M_{T2} = 1.222 \times 10^7 + 1.317 \times 10^8 = 1.439 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

7.4 支柱稳定性校核

计算长度系数, 取 $k_3=1$;

单个支柱的横截面积:

$$A = \frac{\pi}{4}(d_o^2 - d_i^2) = \frac{\pi}{4} \times (828^2 - 800^2) = 35\,802 \text{ mm}^2$$

支柱的惯性半径:

$$r_i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{2.966 \times 10^9}{35\,802}} = 287.8 \text{ mm}$$

支柱长细比:

$$\lambda = \frac{k_3 H_o}{r_i} = \frac{1 \times 18\,800}{287.8} = 65.32$$

支柱材料 Q345R 的室温屈服强度: $R_{eL} = 345 \text{ MPa}$

支柱换算长细比:

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda}{\pi} \sqrt{\frac{R_{eL}}{E_s}} = \frac{65.32}{\pi} \times \sqrt{\frac{345}{201 \times 10^3}} = 0.861$$

$$\bar{\lambda} > 0.215$$

系数: $\alpha_2 = 0.965$ $\alpha_3 = 0.300$

弯矩作用平面内的轴心受压支柱稳定系数:

$$\begin{aligned} \phi_p &= \frac{1}{2\bar{\lambda}^2} \left[(\alpha_2 + \alpha_3 \bar{\lambda} + \bar{\lambda}^2) - \sqrt{(\alpha_2 + \alpha_3 \bar{\lambda} + \bar{\lambda}^2)^2 - 4\bar{\lambda}^2} \right] \\ &= \frac{1}{2 \times 0.861^2} \times \left[(0.965 + 0.3 \times 0.861 + 0.861^2) - \sqrt{(0.965 + 0.3 \times 0.861 + 0.861^2)^2 - 4 \times 0.861^2} \right] \\ &= 0.6872 \end{aligned}$$

等效弯矩系数: $\beta_m = 1$

截面塑性发展系数: $\gamma = 1.15$

单个支柱的截面系数: $Z = \frac{\pi(d_o^4 - d_i^4)}{32d_o} = \frac{\pi(828^4 - 800^4)}{32 \times 828} = 7.165 \times 10^6 \text{ mm}^3$

欧拉临界力: $W_{EX} = \pi^2 E_s A / \lambda^2$
 $= \frac{\pi^2 \times 201 \times 10^3 \times 35\,802}{65.32^2} = 1.665 \times 10^7 \text{ N}$

支柱材料的许用应力: $[\sigma]_c = R_{eL} / 1.5 = \frac{345}{1.5} = 230 \text{ MPa}$

操作状态下支柱的稳定性校核:

$$\begin{aligned} \frac{W_o}{\phi_p A} + \frac{\beta_m M_o}{\gamma Z \left(1 - 0.8 \frac{W_o}{W_{EX}}\right)} &= \frac{1.113 \times 10^6}{0.6872 \times 35\,802} + \frac{1 \times 1.293 \times 10^8}{1.15 \times 7.165 \times 10^6 \times \left(1 - 0.8 \times \frac{1.113 \times 10^6}{1.665 \times 10^7}\right)} \\ &= 61.82 \text{ MPa} < [\sigma]_c, \text{ 校核合格} \end{aligned}$$

气压试验状态下支柱的稳定性校核:

$$\frac{W_T}{\phi_p A} + \frac{\beta_m M_T}{\gamma Z \left(1 - 0.8 \frac{W_T}{W_{EX}}\right)} = \frac{9.392 \times 10^5}{0.6872 \times 35802} + \frac{1 \times 1.439 \times 10^8}{1.15 \times 7.165 \times 10^6 \times \left(1 - 0.8 \times \frac{9.392 \times 10^5}{1.665 \times 10^7}\right)}$$

$$= 56.46 \text{ MPa} < [\sigma]_c, \text{ 校核合格}$$

结论：稳定性校核通过。

8 地脚螺栓计算

8.1 拉杆作用在支柱上的水平力

拉杆和支柱间的夹角（见图 7）：

$$\beta = \arctan \frac{2R \cdot \sin \frac{180^\circ}{n}}{l} = \arctan \frac{2 \times 16850 \times \sin \frac{180^\circ}{18}}{12000} = 25.99^\circ$$

拉杆作用在支柱上的水平力：

$$F_c = (P_{i-j})_{\max} \tan \beta = 2.431 \times 10^5 \times \tan 25.99^\circ = 1.185 \times 10^5 \text{ N}$$

8.2 支柱底板与基础的摩擦力

支柱底板与基础的摩擦系数： $f_s = 0.3$ （钢-钢）

支柱底板与基础的摩擦力：

$$F_s = f_s \frac{m_{\min} G}{n} = 0.3 \times \frac{1390096 \times 9.81}{18} = 2.273 \times 10^5 \text{ N}$$

8.3 地脚螺栓

因为 $F_s > F_c$ ，球罐不需设置地脚螺栓，但为了固定球罐位置，每根支柱设置两个 M48 定位地脚螺栓。

9 支柱底板

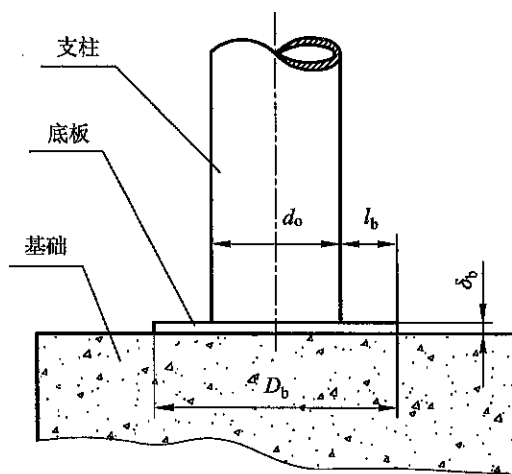


图 4-2

9.1 支柱底板直径

基础采用钢筋混凝土，其许用压应力： $[\sigma]_{bc} = 3.0 \text{ MPa}$ ；

地脚螺栓直径： $d = 48 \text{ mm}$ ；

支柱底板直径（取 D_{b1} 、 D_{b2} 中较大值）：

$$D_{b1} = 1.13 \sqrt{\frac{W_{\max}}{[\sigma]_{bc}}} = 1.13 \times \sqrt{\frac{1.113 \times 10^6}{3.0}} = 688.3 \text{ mm}$$

$$D_{b2} = (8 \sim 10)d + d_0 = (8 \sim 10) \times 48 + 828 = 1212 \text{ mm} \sim 1308 \text{ mm}$$

选取底板直径 $D_b = 1250 \text{ mm}$

9.2 底板厚度

$$\text{底板的压应力: } \sigma_{bc} = \frac{4W_{\max}}{\pi D_b^2} = \frac{4 \times 1.113 \times 10^6}{\pi \times 1250^2} = 0.9070 \text{ MPa}$$

$$\text{底板外边缘至支柱外表面的距离 (见图 4-3): } l_b = \frac{1250 - 828}{2} = 211 \text{ mm}$$

底板材料 Q235B 的室温屈服强度： $R_{eL} = 225 \text{ MPa}$

$$\text{底板材料的许用弯曲应力: } [\sigma]_b = R_{eL} / 1.5 = \frac{225}{1.5} = 150 \text{ MPa}$$

底板的腐蚀裕量： $C_b = 3.0 \text{ mm}$

$$\text{底板厚度: } \delta_b = \sqrt{\frac{3\sigma_{bc} l_b^2}{[\sigma]_b}} + C_b = \sqrt{\frac{3 \times 0.9070 \times 211^2}{150}} + 3.0 = 31.42 \text{ mm}$$

选取底板厚度 $\delta_b = 36 \text{ mm}$

10 拉杆计算

10.1 拉杆螺纹小径的计算

拉杆的最大拉力：

$$F_T = \frac{(P_{i-j})_{\max}}{\cos \beta} = \frac{2.431 \times 10^5}{\cos 25.99^\circ} = 2.705 \times 10^5 \text{ N}$$

拉杆材料 Q235B 的室温屈服强度： $R_{eL} = 215 \text{ MPa}$

$$\text{拉杆材料的许用应力: } [\sigma]_T = R_{eL} / 1.5 = \frac{215}{1.5} = 143.3 \text{ MPa}$$

拉杆的腐蚀裕量： $C_T = 2.0 \text{ mm}$

$$\text{拉杆螺纹小径: } d_T = 1.13 \sqrt{\frac{F_T}{[\sigma]_T}} + C_T = 1.13 \times \sqrt{\frac{2.705 \times 10^5}{143.3}} + 2.0 = 51.10 \text{ mm}$$

选取拉杆的螺纹公称直径为 M64

10.2 拉杆连接部位的计算

10.2.1 销子直径

销子材料 35 的室温屈服强度： $R_{eL} = 315 \text{ MPa}$

$$\text{销子材料的许用剪切力: } [\tau]_p = 0.4R_{eL} = 0.4 \times 315 = 126 \text{ MPa}$$

$$\text{销子直径: } d_p = 0.8 \sqrt{\frac{F_T}{[\tau]_p}} = 0.8 \times \sqrt{\frac{2.705 \times 10^5}{126}} = 37.07 \text{ mm}$$

选取销子直径: $d_p = 42 \text{ mm}$

10.2.2 耳板厚度

耳板材料 Q235B 的室温屈服强度: $R_{eL} = 225 \text{ MPa}$

耳板材料的许用压应力: $[\sigma]_c = \frac{R_{eL}}{1.1} = \frac{225}{1.1} = 204.5 \text{ MPa}$

$$\text{耳板厚度: } \delta_c = \frac{F_T}{d_p [\sigma]_c} = \frac{2.705 \times 10^5}{42 \times 204.5} = 31.49 \text{ mm}$$

选取耳板厚度为 40 mm

10.2.3 翼板厚度

翼板材料 Q235B 的室温屈服强度: $R'_{eL} = 225 \text{ MPa}$

$$\text{翼板厚度: } \delta_a = \frac{\delta_c}{2} \cdot \frac{R_{eL}}{R'_{eL}} = \frac{31.49}{2} \times \frac{225}{225} = 15.75 \text{ mm}$$

选取翼板厚度为 20 mm

10.2.4 连接焊缝强度验算

A 焊缝单边长度: $L_1 = 500 \text{ mm}$

A 焊缝焊脚尺寸: $S_1 = 14 \text{ mm}$

支柱或耳板材料屈服强度的较小值: $R_{eL} = 225 \text{ MPa}$

角焊缝系数: $\phi_a = 0.60$;

焊缝的许用剪切应力: $[\tau]_w = 0.4 R_{eL} \phi_a = 0.4 \times 225 \times 0.6 = 54 \text{ MPa}$

耳板与支柱链接焊缝 A 的剪切应力校核:

$$\frac{F_T}{1.41 L_1 S_1} = \frac{2.705 \times 10^5}{1.41 \times 500 \times 14} = 27.41 \text{ MPa} < [\tau]_w, \text{ 校核合格}$$

B 焊缝单边长度: $L_2 = 300 \text{ mm}$

B 焊缝焊脚尺寸: $S_2 = 20 \text{ mm}$

拉杆或翼板材料的屈服强度的较小值: $R_{eL} = 215 \text{ MPa}$

焊缝的许用剪切应力: $[\tau]_w = 0.4 R_{eL} \phi_a = 0.4 \times 215 \times 0.6 = 51.6 \text{ MPa}$

拉杆与翼板的焊缝 B 的剪切应力校核:

$$\frac{F_T}{2.82 L_2 S_2} = \frac{2.705 \times 10^5}{2.82 \times 300 \times 20} = 15.99 \text{ MPa} < [\tau]_w, \text{ 校核合格}$$

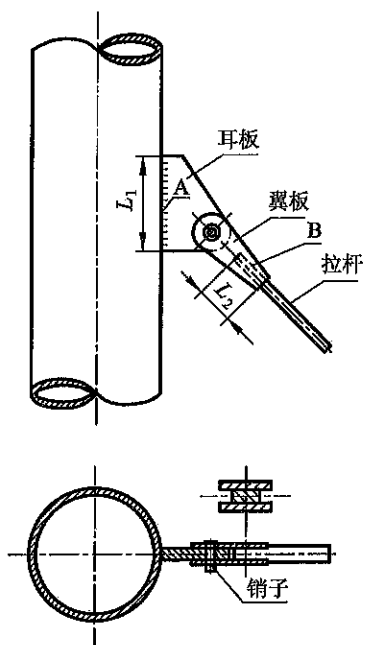


图 4-3

附录 1 球罐风险评估报告示例

球罐风险评估报告

项目名称:

设计: 日期:

校对: 日期:

审核: 日期:

批准: 日期:

XXXXXX (设计单位)

1、适用范围

本球罐风险评估报告仅适用于 XXXX（项目名称）。

2、编制依据

本球罐风险评估报告根据 TSG R0004—2009《固定式压力容器安全技术监察规程》、GB 12337—2014《钢制球形储罐》编制。

3、基本设计参数

设备名称			
设计压力/MPa		容器类别（类）	
工作压力/MPa		几何容积/m ³	
设计温度/℃		储存介质	
工作温度/℃		介质毒性程度	
腐蚀裕量/mm		介质爆炸极限/%	
装量系数		设计寿命/年	
球壳内直径/mm		场地类别/类	
耐压试验压力/MPa		地震设防烈度/加速度/ 地震分组	
气密性试验压力/MPa		基本风压/N/m ²	
球壳厚度/mm		基本雪压/N/m ²	
焊接接头系数		结构形式（带/柱/式）	
无损检测方法及比例		球壳材料	
整体热处理		锻件材料	

4、介质特性

根据具体项目填写。应明确介质是否具有易燃性、易爆性、腐蚀性、毒性、溶解性等。

5、操作工况条件

根据具体项目对各种操作工况进行详细描述。

6、可能产生的危害

球罐在使用过程中，可能发生的危害主要有：爆炸、泄漏、破损、变形、火灾、基础过度沉降或不均匀沉降。

7、失效模式及预防措施

球罐在使用的过程中，可能出现的失效模式主要有：脆性断裂、韧性断裂、接头泄

漏、弹性或塑性失稳（垮塌）、腐蚀减薄、应力腐蚀、机械损伤、疲劳失效、支柱失稳、基础不均匀沉降等。

7.1 脆性断裂失效

原因：使用温度低于材料的无塑性转变温度，材料发生脆性断裂；以及结构内部出现严重缺陷，球罐会在低应力下发生低应力脆断。

措施：可通过材料选用要求、材料韧性要求、制造和检验要求以及结构形式要求等，防止发生脆性断裂失效。本球罐执行标准 GB 12337 第 4 章、第 6 章、第 7 章、第 8 章已做了规定。

7.2 韧性断裂失效

原因：由于球罐压力升高等原因导致球壳材料经历弹性变形、塑性变形，随着应力和应变的继续增大，材料积累足够大的塑性变形后出现韧性断裂。

措施：可通过材料选用要求，结构强度设计方法、许用应力规定等，防止韧性断裂的发生。本球罐执行标准 GB 12337 第 4 章、第 6 章已做了规定。

7.3 接头泄漏失效

原因：由于球罐的接管法兰变形、垫片失效等原因导致的接管法兰处的泄漏。

措施：设计时已通过选择合适压力级别的带颈对焊法兰、适合法兰密封及使用工况的垫片以及对螺栓、螺母的要求，避免接头泄漏的发生。

7.4 弹性或塑性失稳（垮塌）

原因：由于外压及局部结构不合理造成的刚性失稳。

措施：设计时已按照外压结构设计方法防止球罐的整体失稳，通过局部的应力分析和评定，控制局部塑性失稳。

7.5 腐蚀失效

原因：由于介质的腐蚀性，导致球罐主要受压元件随着使用年限的增加逐渐减薄，最终厚度不满足强度要求，导致失效。

措施：设计时已通过考虑球罐在设计使用年限内介质对钢材的均匀腐蚀量，增加腐蚀裕量的措施，避免腐蚀失效。

7.6 应力腐蚀失效

原因：材料在持久的拉伸应力和特定的腐蚀介质共同作用下发生的脆性开裂破坏。

措施：设计时已通过选材、限制特定的腐蚀介质的含量等措施，避免应力腐蚀的发生。

7.7 机械损伤

原因：球罐在制造、运输、组焊以及使用过程中，由机械导致的球罐主要受压元件的局部损伤。

措施：局部损伤可通过打磨、焊补等措施消除。本球罐执行标准 GB 12337 第 8.7 条已做了规定。

7.8 疲劳失效

原因：球罐承受交变载荷，在应力集中区域易产生疲劳裂纹，随着使用年限的增加，疲劳裂纹逐渐扩展，最终导致球罐失效。

措施：设计时已通过考虑接管内壁倒圆角、角焊缝圆滑过渡、控制对接焊缝余高等措施减少结构的不连续性，降低局部应力集中；同时对承受交变载荷的球罐，设定其载荷波动范围及循环次数，以避免球罐在设计使用年限内的疲劳失效。

7.9 支柱失稳

原因：支柱由于结构不合理、基础不均匀沉降、地震、风载荷、火灾等原因，导致支柱破裂、弯曲等，影响球罐的使用安全，产生支柱失稳。

措施：设计时已通过选择标准规定的支柱结构、校核地震、风载荷对支柱的影响、设置支柱防火层、对基础提出要求等措施，避免支柱失稳的发生。

7.10 基础不均匀沉降

原因：由于场地土地基承载力的差异，造成球罐的基础沉降不均匀。

措施：设计时已通过考虑基础沉降试验等措施，避免基础的不均匀沉降的发生。

8、风险识别与防范

球罐在使用的过程中，主要有以下风险需要识别与防范：

8.1 球罐超压

风险：球罐在使用过程中，由于过量充装、压力表失效、超压泄放装置失效、温度计失效（对于储存液化气体的球罐）等原因，可能导致球罐的工作压力达到或超过设计压力。

防范：设置超压泄放装置、压力表；每天巡检、定期校验超压泄放装置、压力表、温度计。

8.2 介质翻涌

风险：对于储存液体的球罐，在进液或出液时，由于介质流速过快或介质密度不同，造成罐内介质翻涌。

防范：对于盛装液化气体的球罐，在进口应设置防冲设施，出口设置防涡流设施。

8.3 接头泄漏

风险：球罐的接管法兰由于垫片失效、法兰损坏等原因导致接头发生泄漏。

防范：对于法兰的密封面定期检验；垫片应定期检查、更换；对于盛装易爆介质的球罐，应在易泄漏区域设置可燃气体报警仪。

8.4 过量充装

风险：球罐在操作过程中，由于操作失误、仪表失效、阀门失效等原因，导致球罐过量充装。

防范：加强操作培训；定期检验仪器仪表、阀门；对于承装液化气体或液体的球罐，应设置液位仪表、高液位报警、高高液位报警等。

8.5 自然灾害

风险：球罐在使用的过程中，可能遭遇超过设计条件的地震或风等自然灾害，导致球罐出现破损、接管拉断、接头泄漏、支柱失稳等。

防范：盛装毒性程度为极度或高度危害介质的球罐，进出口在上极开孔；编制专门的应对自然灾害的应急预案，并加强预案的演练。

8.6 静电

风险：由于接地设施失效导致球罐可能遭遇雷击或有静电时，可能产生电火花引燃可燃气体或可燃液体。

防范：按 GB 12337 附录 B 的要求设置静电接地设施；定期检验静电接地设施，并定期测量其接地电阻。

8.7 腐蚀减薄

风险：由于储存介质组分的变化或其他影响，导致介质对主要受压元件的腐蚀速率大于设计条件，进而影响球罐的安全使用。

防范：定期、多点测量球壳壁厚，如发现球壳壁厚超标，应制定防范修补措施。

8.8 检维修操作

风险：检维修操作不合理、置换不彻底等原因，可能导致球罐发生火灾、爆炸或给球罐留下潜在安全隐患。

防范：检维修操作应选择有资质的单位；检维修前应进行彻底置换；制定检维修方案，严格审批制度，并认真执行。

8.9 其他危险因素

风险：

防范：

9、介质发生泄漏、火灾状况下的处置建议

根据具体项目填写。

10、防护设备及措施

根据具体项目填写。

责任编辑：白 玉 刘广军

特约编辑：常 敬 胡若莹 曹晓霞

GB 12337—2014
《钢制球形储罐》标准释义

GB 12337—2014
《钢制球形储罐》标准释义



ISBN 978-7-5166-1704-5

定价：56.00元