

# **GB 150—2011**

# **《压力容器》标准释义**

主编：寿比南 杨国义 徐 锋 谢铁军

## 图书在版编目 (CIP) 数据

GB 150—2011《压力容器》标准释义 / 寿比南等编著.

——北京: 新华出版社, 2012.3

ISBN 978-7-5011-9900-6

I. ①G… II. ①寿… III. ①压力容器—标准—注释

—中国 IV. ①TH49—65

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2012) 第 025949 号

## GB 150—2011《压力容器》标准释义

---

主 编: 寿比南 杨国义 徐 锋 谢铁军

责任编辑: 刘广军 白 玉

特约编辑: 胡若莹 李建春 丁匀婷

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: 北京玥实印刷有限公司

开 本: 880mm×1230mm 1/16

印 张: 16

字 数: 250 千字

版 次: 2012 年 3 月第一版

印 次: 2012 年 3 月第一次印刷

书 号: ISBN 978-7-5011-9900-6

定 价: 120.00 元

---

# 本书编委会

主 编：寿比南 杨国义 徐 锋 谢铁军

编委会：(按姓氏笔划排序)

尹立军	王 冰	王晓雷	冯清晓	叶日新
叶晓茹	刘 静	刘贤信	向志海	朱国栋
朱国辉	吴金龙	张 勇	张延丰	张驰群
张伯君	张迎恺	张康达	李 军	李世玉
邱清宇	陈永东	陈冰冰	陈志伟	陈学东
陈建玉	陈朝晖	郑津洋	洪锡纲	姚佐权
段 瑞	费 伟	饶 静	桑茹芭	秦叔经
秦晓钟	顾先山	高增梁	崔 军	常彦衍
盛水平	章小许	韩 冰	韩树新	缪春生
薛明德	魏春华			



# 前言

压力容器作为特种设备之一，在国民经济各个领域占有十分重要的地位。GB 150《压力容器》作为压力容器标准体系中最为核心的基础标准，在行业领域内影响巨大。GB 150标准的修订，不仅对国内压力容器领域的技术发展和市场贸易具有深远影响，在一定程度上对世界范围内压力容器设计建造技术及国际贸易也将产生较大影响。

GB 150《压力容器》标准系集压力容器通用要求、材料、设计、制造、检验和验收为一体的综合性基础标准。在该标准的制修订中，集中了目前国内压力容器行业权威的技术专家、学者及具有丰富经验的高级工程技术人员，从2009年7月开始，历时两年多时间，经过征求意见、委员会审查、WTO通报，于2011年2月完成报批稿，形成了GB 150—2011《压力容器》标准（GB 150.1 ~ 150.4—2011）。

国家标准化管理委员会于2011年11月21日以2011年第18号公告批准发布了GB 150.1 ~ 150.4—2011《压力容器》系列标准，于2012年3月1日实施。该四项系列标准的修订基于以下原则：

- ① 总结GB 150—1998十几年的使用经验；
- ② 体现压力容器本质安全的建造理念，与安全技术规范协调一致，建立压力容器核心标准；
- ③ 纳入成熟的压力容器设计方法及建造技术；
- ④ 借鉴国际先进标准的技术内容，与国际接轨，同时保持中国特色；
- ⑤ 行业各方参与，拓展标准的适用性和相容性。

与GB 150—1998《钢制压力容器》相比，GB 150.1 ~ 150.4—2011《压力容器》系列标准在内容和结构编排上均有较大变化。本标准释义将修订过程中的修订背景、理论基础、实践经验、试验数据、条款涵义及主要变化等内容进行整理和系统总结，以利标准使用者准确把握标准条文内容，深入理解标准技术内涵，为有效、正确应用本系列标准奠定基础。

本释义具体编写人员如下，GB 150—2011编制说明及GB 150.1—2011《通用要求》标准释义由寿比南、谢铁军、杨国义、李世玉编写；GB 150.2—2011《材料》标准释义由章小浒、张勇等编写；GB 150.3—2011《设计》标准释义由徐锋、杨国义、李世玉、高增梁、薛明德、郑津洋等编写；GB 150.4—2011《制造、检验和验收》标准释义由陈学东、崔军、谢铁军、缪春生等编写。全书由谢铁军统稿，由寿比南、李世玉审稿。

由于新版GB 150—2011《压力容器》发布后本释义的编写成书时间较为仓促，疏漏、不足和需要进一步改进之处在所难免，恳请读者谅解并且予以批评指正。

本书仅为配合理解GB 150—2011《压力容器》标准之用，不可作为标准的替代文件，亦不具有法律效力，以供读者参考。

本书编委会

2012年2月



# 目 录

---

GB 150—2011 《压力容器》编制说明	1
GB 150.1—2011 《压力容器 第1部分：通用要求》标准释义	17
GB 150.2—2011 《压力容器 第2部分：材料》标准释义	59
GB 150.3—2011 《压力容器 第3部分：设计》标准释义	103
GB 150.4—2011 《压力容器 第4部分：制造、检验和验收》标准释义	219





# **GB 150—2011 《压力容器》**

## **编 制 说 明**



## 编制说明

### 一、标准修订背景

压力容器是涉及多行业、多学科的综合性和通用性产品，其建造技术涉及到材料、力学、机械加工、焊接、腐蚀与防护、热处理、无损检测、安全防护等众多学科。随着材料、结构设计方法、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，带动了压力容器及其相关产业的技术发展。在世界各国投入了大量人力物力对建造技术进行深入研究的基础上，压力容器技术领域也取得了相应的进展。为了生产和使用更安全、更经济的压力容器产品，传统的设计、制造、焊接和检验方法正在不同程度地为新技术、新方法所替代，标准是国家压力容器行业整体技术水平和建造能力的集中体现。

中国具有压力容器建造的悠久历史，特别是改革开放以来，中国的经济迅猛发展，无论是在大型压力容器和复杂结构压力容器的建造能力上，还是在压力容器制造厂家的数量和规模上，中国都在世界上占有重要的地位。世界已经进入了经济全球化的发展时期，经济全球化的一个必然趋势是标准的国际化。随着国际资本进入中国建设大型工程装置和国内企业扩大生产装置能力，国际化的工程项目给我国的压力容器行业带来了国际上最先进的技术和管理模式，已经不可避免地给我国的压力容器行业提出了进行国际竞争、建造大型和高参数压力容器的机会与挑战。这些大型装置的建设需求是压力容器行业发展的动力，是发展我国压力容器行业的最好机遇，也是和世界先进技术和管理方式融合的最好时机。因此研究压力容器建造技术和使用最先进的技术手段，提高国家的整体国际竞争力是目前行业关注的焦点。

技术发展的动力源于经济的竞争。经济全球化和激烈的竞争使得世界各国必须考虑容器的安全性和经济性的协调统一，因此新的设计、建造方法不断出现，对压力容器技术标准的研究也在不断深入。

现代压力容器建造技术的发展具有如下特点：

- 1) 采用基于失效模式的设计方法，保证容器在完整寿命周期内的功能性、安全性和经济性；
- 2) 在设计、制造、检验等环节广泛采用以计算机技术应用为代表的信息技术，实现以可靠性为基础的质量控制技术；
- 3) 更广的标准适用范围，实现技术标准和安全法规的协调一致，包容其他国家的技术要求，体现综合建造能力；
- 4) 谋求提高本国产品在国际贸易中的国家竞争力。

我国于上世纪 60~70 年代就着手编制中国自己的压力容器建造标准，相应的设计

建造标准发展大致经历了 3 个时期：

第一时期：解放初期，全面恢复建设期间，由于工业基础薄弱，中国压力容器的设计、制造体制全面采用前苏联模式，没有完整的技术标准体系，基本上照搬前苏联的技术标准内容；

第二时期：改革开放初期，随着整套石油化工装置的引进，进口设备增多，在中国的标准中采用一些美国、欧洲和日本标准的技术内容，中国压力容器的材料、设计、制造技术以及相关的配套产业初步形成规模。在借鉴的基础上开始建立中国自己的压力容器技术标准体系；

第三时期：目前，中国已经从压力容器的进口国家转型为国际贸易平衡的国家，与压力容器产业相关的冶金、建造和检验的能力已经形成。政府和行业充分认识到建立我国压力容器技术标准体系的重要性，投入了大量的人力物力进行基础研究和应用研究，我国特有的建造、管理技术和经验逐渐丰富，逐步实现了在研究的基础上建立具有中国特色的压力容器技术标准体系的构想。

GB 150 的前身是实施了 20 多年的四部（原机械工业部、化学工业部、中国石油化工总公司、劳动部）标准《石油化工钢制压力容器》，经过多年的应用和实践，于 1989 年正式颁布实施国家标准 GB 150《钢制压力容器》。后于 1998 年经过一次修订，再次颁布了 GB 150—1998《钢制压力容器》。GB 150 已成为中国钢制压力容器设计、制造、检验的核心基础标准，是中国压力容器行业应用最广泛的标准，也是我国特种设备行业在国际上享有最高知名度的标准。由于 GB 150 是强制性国家标准，因此，中国的压力容器建造必然遵循其规定，在这套标准的控制和引领下，我国的压力容器建造产业全面满足了国内市场的需求，取得了令世人瞩目的成就。

近十年来，经济全球化和激烈的竞争使得世界各国必须考虑压力容器的安全性和经济性的协调统一，因此不断有新的设计方法出现，关于压力容器建造技术的研究也在不断深入。以欧盟和美国为代表的发达国家先后推出了新的压力容器设计建造标准，综合了国际最新的压力容器设计、制造技术，提出了许多新概念、新观点和新方法，极大地增强了其国际竞争力。相比较而言，压力容器行业在经历了近十年的经验积累和技术进步后，我国的 GB 150—1998《钢制压力容器》无论从设计理念上还是从技术指标上已经不能适应行业的建造技术发展和国际化潮流，因此有必要全面审视我国压力容器技术标准多年应用的经验与不足，在技术和管理层面全面研究重要的技术要求和技术指标，完成适应现代中国压力容器行业技术发展发展水平的修订，建立完整的技术体系，实现安全法规和技术标准的协调统一，规范压力容器的建造方法，实现标准技术指标的国际接轨，全面提升中国压力容器产品的国际竞争力。

为此，全国锅炉压力容器标准化技术委员会根据国家标准化委员会的标准制修订计划，于 2009 年 7 月启动修订 GB 150。经过标准工作组全体专家几年的努力，在对欧盟 EN 13445、美国 ASME VIII-1 等压力容器标准各项技术指标充分比对的基础上，汲取我国近十年来包括“十五”、“十一五”研究课题在冶金材料、设计方法、制造技术、无损检测等方面取得的科技成果，完成了本标准的研制（GB 150—2011《压力容器》）。于

2011 年经国家标准化管理委员会的批准颁布实施。本标准释义的目的是给标准的应用者提供本次修订的相关背景性资料,了解标准技术内容制定的技术依据,以便更好地理解和应用本标准。

## 二、修订过程

根据全国锅炉压力容器标准化技术委员会 2009 年秘书长扩大会议的工作布署及标准制修订计划的安排,2009 年 7 月 25 日在兰州组织召开了“GB 150—1998《钢制压力容器》标准修订工作启动会议”,会议确定了标准修订的原则、各部分的技术负责人、标准修订大纲及修订进度计划。

2009 年 8 月 31 日在北京组织召开了 GB 150.3 设计部分修订工作讨论会议,讨论主要修订内容和相应的技术指标,并形成“GB 150.3 设计部分修订工作讨论会会议纪要”。

2009 年 9 月 17 日在北京组织召开了 GB 150.4 制造部分编制大纲讨论会议,形成“GB 150.4 制造部分编制大纲”。

2009 年 10 月 12 日在北京组织召开了 GB 150 修订工作讨论会议。

2009 年 12 月 11 日在北京组织召开了 GB 150.3 设计部分修订工作讨论会议。

2010 年 1 月 6 日在海口组织召开了 GB 150 标准修订初稿工作讨论会议,会议对形成的初稿进行了讨论,并确定了下一次工作会议的时间和工作进度。

2010 年 3 月 6 日在常州组织召开了 GB 150.2 材料部分修订工作讨论会议。

2010 年 3 月 13 日在北京组织召开了 GB 150.3 设计部分征求意见稿讨论会议,形成了设计部分征求意见稿。

2010 年 4 月 11 日在网上发布了“关于发送国家标准《固定式压力容器》征求意见稿的通知”,面向社会进行征求意见,与此同时选择部分设计、制造、检验单位重点征求意见。

2010 年 6 月~8 月,分别组织各标准起草小组,对征求意见进行处理。

2010 年 9 月 15 日完成对征求意见的处理,形成送审稿并向全国锅炉压力容器标准化技术委员会全体委员提交送审。

2010 年 12 月完成对审查意见的处理,形成报批稿提交国家标准化管理委员会,并同时向 WTO/TBT 通报。

2011 年 7 月对 WTO/TBT 通报意见处理完毕。

2011 年 11 月 21 日经国家标准化管理委员会批准颁布,2012 年 3 月 1 日正式实施。

## 三、修订原则

目前国际压力容器标准技术领域的综合发展方向具有以下特点:

- 1) 趋同性:信息技术的高速发展,使世界范围内的先进技术迅速推广普及,世界范围内的压力容器技术要求正在向统一的方向发展。特别在设计方法、焊接和无损检测等技术领域,统一要求的趋向明显。国际标准化组织正在深冷容器和移动容器以及承压设备材料等方面开展工作,区域性的标准互认已经开始;

- 2) 区域性: 由于历史和贸易区域的原因, 已经形成了以北美国家和以日本为代表的亚洲国家所形成的 ASME 体系和欧洲的承压设备指令 (PED) 及其协调标准体系的区域性格局。目前两个体系的竞争日益激烈, 目的在于更多地占领国际市场份额。近年来中国标准不仅已经完整覆盖目前世界上最大的压力容器市场——中国, 同时也在东南亚、中东和非洲产生巨大影响, 已经形成了事实上的第三个区域性标准, 引起了世界的极大关注;
- 3) 相容性: 尽管世界上各国的技术标准的内容和具体指标不完全相同, 但各国都把自己的标准与其他国家标准相容作为目标, 以实现标准的互相认可和促进贸易的发展。ASME 在 1999 年进行一个研究项目, 对欧洲颁布的 PED 指令进行彻底分析, 并将 PED 的基本安全要求 (ESR) 与 VIII-1 对设计、建造和行政管理的要求进行系统的比较, 证明采用 ASME 标准并增加一些技术要求所建造的压力容器是可以满足 PED 要求的。法国和美国也在开展采用本国的压力容器标准来满足中国安全基本要求的研究工作;
- 4) 贸易性: 标准是国际贸易规则的组成部分和贸易纠纷仲裁的重要依据, 主导国际标准将有利于获得巨大的市场份额和经济利益。各国都在争夺国际标准的控制权, 在国际标准制定过程中的竞争已经达到了白热化的程度, 也就是说实施国际标准化战略的实质是争夺国际市场的控制权;
- 5) 经济性: 压力容器标准的总体技术发展方向是合理降低安全系数、提高生产效率、节约能源和资源、实现产品安全性和经济性的协调统一。技术指标的变化重点在于提高国家压力容器产品的国际竞争力。

有鉴于此, 考虑近十年来我国的建造技术发展状况和所积累的经验教训, 结合近年来科技研究的成果, 确定本次标准修订的原则如下:

#### 1、安全技术法规和技术标准协调一致原则

中国的压力容器安全管理建立在安全技术法规与技术标准共同形成的法规标准体系的基础之上。从理论上说, 国家的安全技术法规是为保证压力容器产品的安全而设立的强制性法规, 任何在其管辖范围内的产品都必须遵守它的安全原则; 技术标准应该是推荐性的, 规定保证压力容器安全要求的相应技术方法和涉及产品质量控制的技术指标。标准所规定的技术方法和技术指标应该符合技术法规的安全原则, 可以指导和规范压力容器的设计、制造、检验和验收过程, 是压力容器产品建造和贸易中的技术评价平台。因此, 产品技术标准与安全技术法规应该是总体协调一致的。

#### 2、建立 GB 150 压力容器基础标准原则

GB 150 一直是中国压力容器的核心技术标准。其设计准则和通用制造要求同样适用于换热器、塔式容器、卧式容器、球形储罐以及其他有色金属容器。本版标准通过引用标准的方式, 建立以 GB 150 为核心, 包含铝、钛、铜、镍及镍合金、锆制容器, 以及管壳式换热器、塔式容器、卧式容器、球形储罐等特定结构形式金属压力容器的标准体系, 逐步理顺不同类型压力容器的通用技术要求和特殊技术要求的关系, 建立以失效模式为基础的设计准则和通用建造技术要求, 形成金属压力容器的基础性标准。

### 3、标准技术采用成熟科技成果原则

标准是成熟技术的集成。在技术飞速发展的今天，国际压力容器法规和设计建造标准产生了极大的变化。本标准采纳或优化了若干体现我国压力容器产业技术进步的关键技术，集成了我国近年来已经应用的成熟研究成果，借鉴采纳了先进工业国家的具有成功使用经验的标准技术内容。这些成熟科技成果的应用将主要解决我国现行压力容器设计建造标准存在的设计理念、基础数据、产品经济性等方面与我国产业实际发展现状不匹配的突出问题，为标准技术的现代化提供理论依据。

### 4、标准技术指标国际接轨原则

标准在国际贸易中的重要作用是众所周知的，技术指标的国际接轨对于体现标准的包容性，促进国际贸易，特别是对于中国日益扩大的国际交流和产品互通，将起到积极的作用。标准技术指标表征标准技术水平，是标准比对的基础。技术指标的国际接轨有利于被其他国家接受，也为标准的国际互认奠定基础。

### 5、扩大标准适用性原则

标准没有必要、也不可能囊括适用范围内压力容器建造过程中的所有技术细节，因此，在满足法规所规定的基本安全要求和标准所规定的基于失效模式的设计准则的前提下，不应禁止本标准中没有特别提及的技术内容。标准不应该限制实际工程设计和建造中采用更为先进的技术方法，但工程技术人员采用先进的技术方法时应能做出可靠的判断，确保其安全性能满足本标准规定，特别是关于强制性的设计规定（如强度或稳定性设计公式等）。因此标准中应该给出标准规定之外的设计方法的实施细则、在满足标准设计准则前提下处理超标准范围压力容器的建造方法。

### 6、保持中国标准特色原则

中国压力容器标准已经使用了多年，实践证明其所包含的技术内容和技术要求能够保证容器的安全，同时行业内涉及设计、成形、焊接、热处理、无损检测和压力试验等建造过程的企业已经形成了满足这些技术要求的生产工艺和针对性的装备能力，建立了一整套质量控制的规则和方法，因此对于那些已经被长期工业实践证实是行之有效的工程经验和结合我国科研成果的技术内容，应该保持其连续性，体现具有中国自主知识产权的标准技术内容。

### 7、便于修订原则

在中国现有的国家标准管理体制下，标准过大难于修订。随着技术的不断发展，必然带来标准内容的增多、篇幅的扩大，给未来的修订工作带来不便。因此有必要按照压力容器建造的逻辑顺序，借鉴欧洲标准的经验，修改标准的层次，建立新的压力容器标准系统，并根据 GB/T 1.1—2009 的要求规范标准的格式。

### 8、标准的各方参与原则

标准是产业技术方法的结晶，也是涉及压力容器产品的各贸易方的统一技术平台，因此标准的技术内容应该在设计单位、制造单位、用户、检验机构和国家安全监察管理机构等各参与方充分协商一致的基础上进行编制，充分考虑各参与方的利益诉求，在协商一致的基础上达成共识。标准工作组的人员组成不仅要充分考虑各参与方专家人员的

比例,在制定过程中的征求意见和审查过程也应对各参与方给予重点考虑,实现标准制定过程的公开、公正和透明。

#### 四、标准的结构

GB 150—2011《压力容器》是一系列标准的组合,规定了压力容器建造的基本要求、对压力容器用钢材的要求、典型受压元件的设计计算方法和制造、检验与验收的要求。标准按压力容器建造的逻辑顺序分为四个部分:

GB 150.1—2011《压力容器 第1部分:通用要求》;

GB 150.2—2011《压力容器 第2部分:材料》;

GB 150.3—2011《压力容器 第3部分:设计》;

GB 150.4—2011《压力容器 第4部分:制造、检验和验收》。

尽管标准的各部分都是名义上的独立标准,但在应用中应该组合使用,以充分体现标准各部分的关联,实现统一建造准则的基本要求。

##### (一) GB 150.1《压力容器 第1部分:通用要求》

本标准的第1部分由前言、引言、四章正文和六个规范性附录构成。四章的内容分别是:范围、规范性引用文件、术语与符号和通用要求;六个附录分别是:

附录A(规范性附录) 标准的符合性声明及修订;

附录B(规范性附录) 超压泄放装置;

附录C(规范性附录) 以验证性爆破试验确定容器设计压力;

附录D(规范性附录) 对比经验设计方法;

附录E(规范性附录) 局部结构应力分析和评定;

附录F(规范性附录) 风险评估报告。

本部分规定了金属制压力容器材料、设计、制造、检验和验收的通用要求。其前言和引言不仅适用于GB 150的本部分,同时也适用于系列标准。

##### (二) GB 150.2《压力容器 第2部分:材料》

本标准的第2部分由前言、七章正文、两个规范性附录和两个资料性附录构成。

七章正文包括:范围、规范性引用文件、总则、钢板、钢管、钢锻件、螺柱(含螺栓)和螺母用钢棒;

附录包括:

附录A(规范性附录) 材料的补充规定;

附录B(资料性附录) 钢材高温性能参考值;

附录C(资料性附录) 高合金钢钢号近似对照;

附录D(规范性附录) Q235系列钢板的使用规定。

本部分规定了压力容器受压元件允许使用的钢材牌号及其产品标准,钢材的附加技术要求,钢材的使用范围(温度和压力)和许用应力表。

##### (三) GB 150.3《压力容器 第3部分:设计》

本标准的第3部分由前言、七章正文、三个规范性附录和两个资料性附录构成。

七章正文包括:范围、规范性引用文件、内压圆筒和内压球壳、外压圆筒和外压球



壳、封头、开孔与开孔补强、法兰；

附录包括：

附录 A（规范性附录） 非圆形截面容器；

附录 B（规范性附录） 钢带错绕筒体；

附录 C（资料性附录） 密封结构；

附录 D（资料性附录） 焊接接头结构

附录 E（规范性附录） 关于低温压力容器的基本设计要求。

#### （四）GB 150.4 《压力容器 第4部分：制造、检验和验收》

本标准的第4部分由前言、十三章正文构成。十三章正文的内容为：范围、规范性引用文件、名词术语、总则、材料复验、分割与标志移植、冷、热加工成形与组装、焊接、热处理、试件与试样、无损检测、耐压试验和泄漏试验、多层容器和容器出厂要求。

### 五、标准主要内容变化

GB 150—2011 已经被《固容规》所引用，成为支撑国家法规的强制性技术标准。标准的应用，为我国开展安全监察工作、贯彻实施或制修订相关法规提供重要技术支撑。

本次修订充分考虑我国压力容器产业的发展和技术进步，注重法规标准的协调性及与国际接轨，强调满足中国市场经济技术要求的同时能够满足 WTO/TBT 协议关于安全的要求。标准实施后将对规范我国压力容器产业，全面提升产品质量，增强产业国际竞争能力，贯彻节能减排国策，增加在国际压力容器标准化活动中的话语权等均有重要影响。

相对于 GB 150—1998《钢制压力容器》，GB 150—2011《压力容器》系列标准既有适应于现代标准技术发展的理念上的变化，也有行业技术进步和科研成果所带来的变化，有主要变化如下：

#### （一）增加了标准引言，说明标准的性质和应用原则

GB 150 标准是全国锅炉压力容器标准化技术委员会负责制定和归口的压力容器通用技术标准，用以规范在中国境内建造或使用的压力容器设计、制造、检验和验收。引言说明了本标准的制定权归属、使用范围和针对工程应用的一般问题。

引言中提到的如下内容具有特别的指导意义在于：要求涉及压力容器建造的各类工程技术人员，如设计、制造、检验以及监检人员应该在同一认知平台上学习掌握和实施压力容器产品标准的技术要求，同时也是确保基本安全法规要求的具体体现。

引言对标准技术条款的属性予以说明：“标准的技术条款包括了压力容器建造过程（即指设计、制造、检验和验收工作）中应遵循的强制性要求、特殊禁用规定以及推荐性条款”。

为了规范对标准的正确理解和合理应用，在引言中针对实际工程应用中可能发生的情况进行了说明和解释：

1、标准没有必要、也不可能囊括适用范围内压力容器建造中的所有技术细节，在满足法规所规定的基本安全要求的前提下，不应禁止本标准中没有特别提及的技术内容。

2、标准不能作为具体压力容器建造的技术手册，亦不能替代培训、工程经验和工程评价。工程评价是指由知识渊博、娴于规范应用的技术人员所做出针对具体产品的技术评价。但工程评价应符合本标准的相关技术要求，不得违反本标准中的强制性要求和禁用规定。

3、标准不限制实际工程设计和建造中采用先进的技术方法，但工程技术人员采用先进的技术方法时应能做出可靠的判断，确保其满足本标准规定，特别是关于强制性的设计规定。

4、标准规定的技术方法和技术要求不涉及任何专利。但注意本标准的工程应用可能会涉及特定专利，本标准的发布机构不承担识别这些专利的责任。

5、标准既不要求也不禁止设计人员使用计算机程序实现压力容器的分析或设计，但采用计算机程序进行分析或设计时，除应满足本标准要求外，还应确认：

- a) 所采用程序中技术假定的合理性；
- b) 所采用程序对设计内容的适应性；
- c) 所采用程序输入参数及输出结果用于工程设计的正确性。

在引言中同时规定了标准的使用者得到标准解释的渠道和相应的注意事项，同时也说明了一些权益和免责的规定：对于标准技术条款的询问应以书面形式向委员会秘书处提交，并有义务提供可能需要的资料。与标准条款没有直接关系或有关具体工程应用问题的询问将视为技术咨询的范畴，委员会可能拒绝回答。对于未经委员会书面授权或认可的其他机构对标准的宣贯或解释所产生的理解歧义和由此产生的任何后果，本委员会将不承担任何责任。

## （二）扩大了标准的适用范围

1、由于金属压力容器具有相同的失效模式 and 设计准则，考虑到本版 GB 150 的基础标准地位和未来标准的发展方向，所以本标准通过标准引用方式，将有色金属制压力容器和特殊结构压力容器纳入标准范围：

2、扩大了标准范围内压力容器的设计温度适用范围：

- a) 对于 GB 150 标准范围内的压力容器，在 $-269^{\circ}\text{C}$ ~ $900^{\circ}\text{C}$ 设计温度范围内均可选择到适用的材料，例如：铝的低温适用范围 $-269^{\circ}\text{C}$ ，镍基合金的高温适用范围 $900^{\circ}\text{C}$ ；
- b) 对于钢材的低温范围由液化氧气的设计温度 $-196^{\circ}\text{C}$ 扩展到液氢的设计温度 $-253^{\circ}\text{C}$ 。

3、结合近年来工程应用的经验，根据国家颁布的材料标准的技术内容的变化，同时得益于全国锅炉压力容器标准化技术委员会进行新材料技术评审和锻件安全注册所积累的材料试验数据，本标准拓展了标准规定的材料选用范围：

- a) 增加或更新若干经过行业验证的压力容器专用钢板钢号（6个低合金钢钢板、6个高合金钢板）；
- b) 钢管钢号（2个低合金钢管、2个奥氏体型高合金钢无缝钢管、4个奥氏体—铁素体型钢合金钢无缝钢管、5个奥氏体型高合金钢和3个奥氏体—铁素体型钢

号焊接钢管);

- c) 锻件钢号 (4 个低合金钢锻件、4 个奥氏体型高合金钢锻件、2 个奥氏体—铁素体型高合金钢锻件);
- d) 柱 (含螺栓) (S31008 高温用高合金钢螺柱和应变强化处理的 S30408 低温用高合金钢螺柱)。

### (三) 修改了容器建造参与方的资格和职责要求

1、设计输入是保证设计质量的极为重要的因素。在长期的工程实践中, 用户和设计方的责任不清是造成设计质量出现偏差和产品性能不能满足安全要求的主要原因之一, 也经常出现相互扯皮的现象。考虑到应该规定避免这类问题, 参照国际上的通行做法, 本标准增加了用户或委托方在设计阶段提供书面设计条件 (User's Design Specifications) 的职责, 同时规定了基本内容;

2、考虑到中国设计制造体制的特点及进行设计阶段风险控制的必要性, 按照相应法规的要求, 本标准规定了压力容器设计单位的资质要求、设计质量控制要求和进行设计阶段风险控制的要求, 修改了设计文件保存时间的规定;

3、中国制造能力的迅速提升是世界瞩目的成就, 但长期养成的注重装备条件、忽视质量意识的习惯严重影响了中国企业的形象和产品质量。遵守规则成了中国企业的一个老大难问题, 也是影响压力容器安全质量的主要因素。为了体现国家标准的作用, 使工厂的质量体系真正可以实施, 保证压力容器的安全质量, 参考工业发达国家的通行做法, 规定了制造单位在建造过程中建立并实施质量计划的要求。同时按照相应法规的变化, 修改了资质和文档的要求;

4、由于在本标准中增加了通过爆破试验确定设计压力的方法, 参照国际上的通行做法, 规定了检验机构的检验人员对验证性爆破试验见证和报告认可的职责。

### (四) 修订了确定材料许用应力的安全系数

1、通过考察和分析我国压力容器用 150 余种板材、管材和锻件的标准技术水平和实际材料供应的质量稳定状况、标准规定的强度设计准则和设计计算方法的可靠性、国内建造容器的技术和装备能力、建造的质量管理方式和水平、使用管理水平等影响压力容器安全的基本要素的基础上, 证明降低我国压力容器确定材料许用应力的系数是可行的;

2、通过对先进工业国家技术标准的对比研究 (主要是欧盟、美国), 结合我国实际情况, 通过对影响确定许用应力系数的诸多因素的定量分析及其与压力容器工作载荷相关联的分析, 提出我国压力容器基于强度失效准则的确定许用应力的安全系数降低方案: 抗拉强度的安全系数由 3.0 调整为 2.7; 对碳钢和低合金钢屈服强度的安全系数由 1.6 调整为 1.5; 对奥氏体钢允许采用  $R_{p1.0}$  确定许用应力。

### (五) 更新了材料的各项性能, 使得材料的应用更加科学化

1、根据最新的材料标准变化以及对材料要求的提高趋势, 考虑到法规的要求以及实际供货的质量状况, 标准提高了钢材 (钢板、钢管和钢锻件) 的冲击功指标;

2、根据相关标准的变化和修订后的设计准则, 同时参考国外标准的相关性能数据,

本标准重新确定了钢板、钢管和钢锻件的许用应力；

3、根据近年来工业应用的经验，细化不同牌号钢板的使用温度下限规定；

4、根据工程应用的要求和委员会进行材料技术评审所积累的数据，增加或更新若干经过行业验证的压力容器专用钢板、钢管、锻件、螺柱；

5、根据相关标准的变化，更新了材料的各项性能，充分协调本标准和相关标准的技术指标，使得材料的应用更加科学化；

6、增加了4个钢号钢板、2个钢号钢管的技术要求；

7、为了使标准的使用者更加方便，列出了新增钢号的相关性能数据参考值和钢号对照表。

#### （六）增加或优化若干设计方法

1、为了更加合理地进行结构设计，扩大标准的适用范围，本标准在前期科研成果的基础上，对科研成果进行工程化处理，增加了基于分析设计的圆筒体径向平齐接管的补强设计方法（开孔率适用范围可达0.9）；

2、根据我国学者的研究成果，结合我国特有的结构设计方法，同时参考了美国的标准案例和近年来设计制造的经验，增加了钢带错绕筒体的设计计算方法和相应的制造检验要求；

3、根据工程的需要，在结构设计中增加了偏心锥壳结构；

4、考虑到一些低压工况的应用，出于经济性和合理性的要求，引入了低压平封头等元件的设计计算方法；

5、根据工程需求，增加整体法兰和按整体法兰计算的任意法兰的刚度校核计算方法；

6、部分引入了弹塑性失效准则，合理调整了部分平盖的 $K$ 系数，使结构合理化；

7、根据近期的研究成果，修订了双锥密封结构的设计计算方法，扩大了结构的适用范围等。

（七）首次引入基于风险的设计理念，在标准中增加了在容器设计阶段进行风险评估的要求和实施细则（附录F）

压力容器事故的主要原因是受压元件的失效。由于压力容器本身所具有的爆炸能量，以及所含介质外泄可能导致的次生危害，都会对人员和设施构成危险，因此使用压力容器本身就具有一定的风险。如何控制这种风险，把风险限制在可以接受的范围，是世界各国压力容器界所普遍关注的问题。

近年来，压力容器向大型化、高参数、长周期、高风险方向发展，损伤模式更加复杂，维护和检验的难度加大，失效的风险性增加。在压力容器的建造和使用过程中，设计是保证压力容器安全的第一个重要的环节，在设计阶段全面考虑压力容器的风险控制，根据其可能出现的失效模式采取相应的防护措施，保障在使用过程中的安全是一个全新的设计理念。

在设计阶段进行风险评估是世界压力容器界提出的基于失效模式设计理念的产物，该方法最早在欧洲的PED中提出并开始实施，后来的澳大利亚压力容器标准AS

1210—1997 中也采用了这个理念。要求设计者对压力容器的机械设计和安全附件设计进行风险管理,通过对全设计寿命(使用年限)中的危害识别、风险评估和风险控制来完成风险管理是设计阶段的工作。本标准引入了风险评估理念,要求在设计阶段考虑容器的使用风险,根据使用要求进行危害识别和进行相应的风险控制,从而保障压力容器的本质安全。

(八)提出了以失效模式为基础的压力容器设计理念

通过对 1992 年至 2008 年间国内外数千起压力容器事故的统计、调研和原因分析,确定了影响压力容器本质安全的若干因素。同时参考国际标准和发达工业国家的相应技术要求,在本标准中提出了以失效模式为基础的压力容器设计理念。

ISO 16528 boilers and pressure vessels 综合世界主要工业国家的技术标准,参照欧洲标准的内容,针对锅炉和压力容器常见的失效形式,在标准中将失效模式归纳为三大类、14 种,明确了针对失效模式的设计技术应用理念:

第一大类:短期失效模式(Short term failure modes):

- 1) 脆性断裂(Brittle fracture)
- 2) 韧性断裂(Ductile rupture)
- 3) 超量变形引起的接头泄漏(Leakage at joints due to excessive deformations)
- 4) 超量局部应变引起的裂纹形成或韧性撕裂(Crack formation or ductile tearing due to excessive local strains)
- 5) 弹性、塑性或弹塑性失稳(垮塌)(Instability—elastic, plastic or elastic-plastic)

第二大类:长期失效模式(Long term failure modes)

- 6) 蠕变断裂(Creep Rupture)
- 7) 蠕变—在机械连接处的超量变形或导致不允许的载荷传递(Creep—excessive deformations at mechanical joints or resulting in unacceptable transfer of load)
- 8) 蠕变失稳(Creep instability)
- 9) 冲蚀、腐蚀(Erosion, corrosion)
- 10) 环境助长开裂如:应力腐蚀开裂、氢致开裂(Environmentally assisted cracking e.g. stress corrosion cracking, hydrogen induced cracking, etc)

第三大类:循环失效模式(Cyclic failure modes):

- 11) 扩展性塑性变形 Progressive plastic deformation
- 12) 交替塑性 Alternating plasticity
- 13) 弹性应变疲劳(中周和高周疲劳)或弹—塑性应变疲劳(低周疲劳) Fatigue under elastic strains (medium and high cycle fatigue) or under elastic—plastic strains (low cycle fatigue)
- 14) 环境助长疲劳 Environmentally assisted fatigue

对于压力设备标准,在确定设计准则和设计方法中至少要考虑如下失效模式:

- 1) 脆性断裂(Brittle fracture)
- 2) 韧性断裂(Ductile rupture)

- 3) 接头泄漏 (Leakage at joints)
- 4) 弹性或塑性失稳 (Elastic or plastic instability)
- 5) 蠕变断裂 (Creep rupture)

经过多年的实践和参照国际上同类标准的技术内容, GB 150 标准在技术内容中直接和间接考虑了如下失效模式, 并针对所考虑的失效模式确定了相应的设计准则和强度理论:

- a) 脆性断裂 (Brittle fracture): 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, 防止脆性断裂的发生;
- b) 韧性断裂 (Ductile rupture): 通过材料选用要求、结构强度设计方法、许用应力规定, 防止韧性断裂的发生;
- c) 接头泄漏 (Leakage at joints): 通过法兰设计方法和特殊密封结构的设计方法, 结构要求以及对密封垫片和螺柱、螺母的要求, 防止接头泄漏的发生;
- d) 弹性或塑性失稳 (Elastic or plastic instability): 通过外压结构设计方法防止整体失稳; 通过局部的应力分析和评定, 控制局部塑性失稳;
- e) 蠕变断裂 (Creep rupture): 通过限制材料的使用温度范围控制蠕变断裂的发生。

腐蚀是压力容器的最常见的失效模式, 腐蚀与防护是材料研究与应用领域中的一个专门学科, 按腐蚀的过程和机理, 可分为:

- a) 物理腐蚀: 金属由于单纯的物理溶解作用所引起的破坏;
- b) 化学腐蚀: 金属表面与非电解质直接发生纯化学反应而导致材料的破坏;
- c) 电化学腐蚀: 金属表面与电解质溶液直接发生电化学反应所导致材料的破坏,

反应过程中有电流产生。这也是压力容器最常见的失效模式。

按腐蚀失效的破坏形式特征, 腐蚀也可分为两大类:

- a) 均匀腐蚀;
- b) 局部腐蚀: 可以表现为各种不同形式, 如点腐蚀、应力腐蚀、晶间腐蚀、电偶腐蚀、选择性腐蚀、氢脆、缝隙腐蚀、磨蚀、微生物腐蚀、垢下腐蚀、微震腐蚀等。

在不同的工程应用中腐蚀情况差别极大, 不可能在标准中进行规定, 因此 GB 150 标准规定了由设计人员全面考虑腐蚀失效模式, 并在选择材料、结构设计、腐蚀防护等方面采取措施, 保证容器的设计寿命。

在 GB 150.1 的 4.3.1 款规定: 容器设计单位 (设计人员) 应严格依据用户或设计委托方所提供的容器设计条件进行容器设计, 应考虑容器在使用中可能出现的所有失效模式, 提出防止失效的措施。

#### (九) 增加了采用标准规定之外的设计方法的实施细则

为了增加标准的通用性和适用性, 在参照国际发达工业国家标准技术内容和我国工程实践的基础上, 增加了采用标准规定之外的设计方法的实施细则, 规定了在满足标准设计准则的前提下处理超标准范围的容器设计方法:

- a) 附录 C 以验证性爆破试验确定容器设计压力, 规定了采用验证性实验分析, 如实验应力分析、验证性液压试验的原则要求:

b) 附录 D 对比经验设计方法, 规定了利用可比的已投入使用的结构进行对比经验设计的原则要求;

c) 附录 E 局部结构应力分析和评定, 规定了局部结构采用包括有限元法在内的应力分析计算和评定的原则要求。

#### (十) 修改了压力试验的相关要求

1、为了适应大型设备以及特殊结构进行耐压试验的要求, 参照分析设计标准的规定, 本标准增加了气、液组合试验方法;

2、试验压力的温度补偿一直是我国标准长期关注的问题。考虑到许用应力在不同温度下的控制失效模式的参数不同, 因此划定极限温度点, 从而完善了压力试验中的温度补偿方法;

3、随着引用标准的不断丰富以及工程的需要, 改变了只有气密试验作为泄漏试验方法的规定, 增加了氨渗漏、氨质谱、卤素等泄漏试验的方法;

4、增加了免除耐压试验的条件, 明确规定了压力容器耐压试验免除是设计方的责任。

#### (十一) 重新界定低温容器定义

近年来新能源的发展使压力容器进入到更低的温度范围, 原 GB 150 的低温容器范围已经不能覆盖这些应用。本次修订规定设计温度低于 $-20^{\circ}\text{C}$ 的碳素钢、低合金钢、双相不锈钢和铁素体不锈钢制容器, 以及设计温度低于 $-196^{\circ}\text{C}$ 的奥氏体不锈钢制容器属于低温压力容器, 扩大了标准的适用范围。

#### (十二) 经验的疲劳分析设计

在 JB 4732 颁布以前, 工程实践中已有承受交变载荷的容器按常规设计并成功使用的案例。对于一些结构相对简单, 压力不高, 危险性不大的承受交变载荷的压力容器, 为解决其 SAD 设计资质等现实问题, 考虑到这些因素和国外标准的相应规定, 本标准规定了对于有成功使用经验的承受循环载荷的容器, 经设计单位技术负责人批准, 可按本标准进行设计, 并按 JB 4732 附录 C 补充疲劳分析和评定, 同时满足其相关制造要求。

#### (十三) 增加了标准的符合性声明及修订要求

##### 1、标准的符合性声明

借鉴欧洲标准模式, 增加了本标准满足安全技术规范所规定的基本安全要求的符合性声明(附录 A)。由于在标准的制定过程中, 充分考虑了法规的相关规定, 本标准所有部分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、制造检验技术要求和验收标准均符合《固容规》的相应规定。本标准所有部分均为《固容规》的协调标准, 即按本标准所有部分要求建造的压力容器可以满足《固容规》的规定。

##### 2、标准的修订采用提案审查制度

考虑到标准制修订过程的广泛参与性, 任何单位和个人均有权利对本标准的修订提出建议。参考美国标准的制修订方式, 本标准的修订建议应采用“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(以下简称“委员会”)。委员

会定期对收到的标准修订提案进行审查,根据审查结果,将采纳的技术内容纳入下一版标准或者标准修改通知单中。

(十四)修订了超压泄放装置的技术内容

详细内容见释义的附录 B 部分的解释。

## 六、未来标准的技术发展方向

近年来我国在压力容器领域开展了关于压力容器标准技术的多项研究,主要研究方向定位于失效模式和风险控制,对于结构设计方法和材料性能的研究也逐步深入。标准技术全球化和贸易的要求使得我国的标准化工作必须要考虑国际接轨的要求,因此压力容器标准应该更加关注以下方面的发展:

1、充分考虑我国压力容器标准与国际接轨的要求,在技术指标和产品要求上借鉴国际工业发达国家的标准技术内容,逐步实现各国压力容器用材料的互认、焊接工艺评定和焊工资格的互认以及无损检测人员资格和工艺的互认,满足产品国际流通的要求;

2、将有色金属制压力容器完全纳入 GB 150 的标准中,开展分析设计标准的研究和编制工作,制定超高压容器标准,形成具有我国特色的压力容器标准体系;

3、在科学研究和对欧美国家压力容器标准各项技术指标充分比对的基础上,汲取我国近十年来在冶金材料、制造技术、无损检测、安全防护等方面取得的科技成果,不断充实和完善标准的技术内容;

4、目前确定许用应力系数的调整只是关于压力容器钢材部分的局部调整,今后这方面的研究工作将针对有色金属、铸钢和铸铁、按断裂失效模式设计的超高压容器以及复合材料压力容器;

5、研究不同失效模式的设计准则,例如经验型的脆性断裂向断裂力学评价转化、结构稳定性设计准则的研究、关于压力容器危害识别风险控制等方法的研究等。



**GB 150.1—2011**

**《压力容器 第1部分：通用要求》**

**标 准 释 义**



## 第1章 范 围

### 【GB 150.1】【1 范围】释义

#### 一、标准适用范围

标准都有其特定的适用范围，特定的适用范围决定相应的安全要求和设计准则。GB 150 规定了金属制压力容器的建造要求，本部分规定了金属制压力容器材料、设计、制造、检验和验收的通用要求，其他特殊结构压力容器和有色金属制压力容器除了需要满足本标准的通用要求外，还要求满足相应的引用标准。

GB 150 标准的适用范围分为使用参数适用范围、结构适用范围和容器界定范围。

##### （一）标准使用参数适用范围

###### 1、设计压力的适用范围

钢制容器不大于 35MPa；其他金属材料制容器按相应引用标准确定。

###### 2、设计温度适用范围

标准的设计温度适用范围：-269℃（对应于铝的极限设计温度）~900℃（对应于镍合金的极限设计温度）；钢制容器不得超过按 GB 150.2 中列入材料的允许使用温度范围（-253℃，对应于液氢的设计温度）；其他金属材料制容器按本部分相应引用标准中列入的材料允许使用温度确定。

##### （二）结构形式适用范围

本标准适用的钢制容器结构形式按本部分以及 GB 150.2~150.4 的相应规定。本标准适用范围内的特定结构容器以及铝、钛、铜、镍及镍合金、锆制容器，其结构形式和适用范围还应满足下述标准的相应要求：

- a) GB 151《管壳式换热器》；
- b) GB 12337《钢制球形储罐》；
- c) JB/T 4731《钢制卧式容器》；
- d) JB/T 4710《钢制塔式容器》；
- e) JB/T 4734《铝制焊接容器》；
- f) JB/T 4745《钛制焊接容器》；
- g) JB/T 4755《铜制压力容器》；
- h) JB/T 4756《镍及镍合金制压力容器》；
- i) NB/T 47011《锆制压力容器》。

##### （三）容器界定范围

###### 1、容器与外部管道连接：

- a) 焊接连接的第一道环向接头坡口端面；

- b) 螺纹连接的第一个螺纹接头端面;
  - c) 法兰连接的第一个法兰密封面;
  - d) 专用连接件或管件连接的第一个密封面。
- 2、接管、人孔、手孔等的承压封头、平盖及其紧固件。
  - 3、非受压元件与受压元件的连接焊缝。
  - 4、直接连接在容器上的非受压元件如支座、裙座等。
  - 5、容器的超压泄放装置。

(四) 本标准的不适用范围:

- a) 设计压力低于 0.1MPa 且真空度低于 0.02MPa 的容器;

在此设计压力范围内的容器建造可参照:

NB/T 47003.1 (JB/T 4735.1)《钢制焊接常压容器》;

NB/T 47003.2 (JB/T 4735.2)《固体料仓》。

- b) 《移动式压力容器安全技术监察规程》管辖的容器;

《移动式压力容器安全技术监察规程》管辖的容器包括铁路罐车、汽车罐车、长管拖车、罐式集装箱和管束式集装箱等。对于不在《移动式压力容器安全技术监察规程》管辖范围内的可移动的压力容器,在确保安全使用条件下仍可借鉴、参考 GB 150 进行容器的建造。

- c) 旋转或往复运动机械设备中自成整体或作为部件的受压器室(如泵壳、压缩机外壳、涡轮机外壳、液压缸等);
- d) 核能装置(一回路)中存在中子辐射损伤失效风险的容器;
- e) 直接火焰加热的容器;
- f) 内直径(对非圆形截面,指截面内边界的最大几何尺寸,如:矩形为对角线,椭圆为长轴)小于 150mm 的容器;

将内直径小于 150mm 的容器列入 GB 150 的不适用范围,主要考虑这类容器一般体积小、危险性不大,容易满足强度、稳定性的要求,如果按照 GB 150 给出的计算公式可能存在较大的裕量,导致壁厚较厚、材料浪费、外形笨重等现象;必要时,也可参照 GB 150 的相关设计原则进行此类容器的设计。对于《固定式压力容器安全技术监察规程》管辖范围内的此类容器,只需要满足《固容规》总则、设计和制造许可要求。

- g) 搪玻璃容器和制冷空调行业中另有国家标准或行业标准的容器。

例如,制冷空调行业中的压力容器有其特定的设计条件,已有专门的行业标准(JB/T 4750《制冷装置用压力容器》)。

## 二、设计准则

在前期进行的研究中,通过对 1992 年至 2008 年间国内外数千起压力容器事故的统计、归纳和原因分析,确定了影响压力容器本质安全的若干因素,结合国际标准的发展趋势,提出了在 GB 150 中引入以失效模式为基础的压力容器设计理念。

失效模式与设计规范中所考虑的适用范围(包括设计载荷和使用工况)有密切的联系,表 SY1-1 给出了世界各国标准中所考虑的载荷条件对比分析。

表 SY1-1 各国载荷标准所规定的载荷条件

载荷类型	中国		ASME VIII		JIS B 8265		PD 5500	CODAP	AD	EN 13445
	GB 150	JB 4732	DIV 1	DIV 2	第1种	第2种				
内、外压	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√
工作介质 静压	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√
容器和介质 重量	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√
水压试验下 的水重	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√
风载荷	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√
雪载荷	√	√	√						√	√
地震载荷	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√
附加载荷	√	√	√		√	√		√		√
局部支 撑、内件 或工件错 位引起局 部应力	√	√	√		√	√		√		
冲击载荷	√	√	√		√	√	√	√		
偏心弯矩								√		√
稳态或瞬态 温差应力	√	√	√		√	√		√		√
压力和温度 波动		√			√		√	√	√	√
爆燃引起 的异常压力										√
冰载荷										√
不稳定流体 的分解										√

由表 SY1-1 可以看出, 各国标准在主要载荷方面的考虑是基本一致的, 但各国因设计习惯和自然条件 (如冰载荷) 等有所不同, 设计中考虑的因素不完全相同, 所以各国的经验都值得我们借鉴。

#### (一) 失效准则

金属强度失效准则主要包含弹性失效准则、塑性失效准则和爆破失效准则。

1、弹性失效准则: 该失效准则认为承受外载荷作用的构件, 只要有一点进入屈服状态, 或称该点受应力作用而使材料产生塑性流动, 即认为该结构失去继续承载的能力

而失效。压力容器规则设计标准（GB 150）主要采用弹性失效准则。

2、塑性失效准则：该失效准则认为承受外载荷作用的构件整个截面进入塑性状态，产生了使整体结构发生不可控变形的塑性铰结构，达到了结构的极限承载状态。这个准则在工程上得到了广泛的应用，如 ASME VIII-2 篇（2007 前版本）、EN13445 的分析设计篇、我国的锅炉建造标准 GB 9222 以及 JB 4732 中都得到了应用。

3、爆破失效准则：该失效准则认为，尽管按塑性失效准则当结构某个截面整体进入屈服状态（极限状态）而失去承载能力，但考虑到材料屈服后的应变强化特性，结构仍能继续承载，直至结构发生断裂破坏才失去承载能力。

爆破失效准则在超高压容器设计中得到了应用。如我国的《超高压容器安全技术监察规程》即采用爆破失效准则实现超高压容器的设计。按爆破失效准则，圆筒体爆破压力的计算大多基于福贝尔公式，即：

$$P_b = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_s^t \left( 2 - \frac{\sigma_s^t}{\sigma_b^t} \right) \ln k, \text{ 其中 } k = \frac{D_o}{D_i} \quad \dots\dots\dots \text{SY (1-1)}$$

我国的常压容器（JB/T 4735.1）和压力容器规则设计标准（GB 150）主要采用弹性失效准则，在部分复杂结构中引入塑性失效准则，使结构更加合理；在未来的分析设计标准采用塑性失效准则，正在编制的超高压容器标准中采用爆破失效准则和全壁厚屈服准则。

## （二）强度理论

在实际工程应用中主要有以下四个典型的强度理论：

1、第一强度理论：即最大主应力理论。复杂应力状态下的构件，其当量强度可用其最大主应力来表征。引入许用应力后，基于该理论的强度条件可表示为： $\sigma_1 \leq [\sigma]$ 。该理论首先由上世纪 30 年代为 ASME 规范所采用，用于容器设计。实际上用该理论处理塑性韧性较好的材料是存在工程的不合理因素的，由于容器壳体外径与内径比值  $K$  不大，误差也相对较小，而且公式又相对简单，所以目前 ASME VIII-div1、JIS 8265 以及我国压力容器规则设计标准 GB 150 仍然采用此强度理论，但对锥壳过渡段、开孔补强以及平封头等复杂结构需要进行修正。

2、第二强度理论：又称最大主应变理论。该理论认为处在复杂应力状态下的构件，发生破坏主要决定于其所承受的最大主应变是否达到极限值。该极限值即为单向拉伸试验测得的材料破坏断裂时的最大应变值。即其当量强度可用其最大拉应变来变相代替。该理论在表达思路与第一强度理论有相似之处，只是应力与应变之别。由于该理论经试验验证不适于金属材料，一直没有得到工程应用。

3、第三强度理论：又称最大剪应力理论，亦称为 Tresca 屈服条件。该理论认为处在复杂应力状态下的构件，当结构中产生的最大剪应力达到材料单向拉伸试验时所测得的发生塑性流动的剪应力  $\frac{\sigma}{2}$  时，构件即会产生塑性破坏。引入许用应力后，强度条件

即为： $\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]$ 。目前我国的 JB 4732 标准、2007 年以前的 ASME VIII-div2 篇等采用了该强度理论作为强度计算的依据。

4、第四强度理论：又称剪切变形能理论或歪形能理论（亦有称畸变能理论），该理论考虑了三个主应力  $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$ 、 $\sigma_3$  对材料强度的共同影响，该理论认为对于塑性良好的材料，在复杂应力状态下，构件的材料否发生塑性流动（或破坏）主要决定于其内部累积储存的歪形能密度，当此歪形能密度  $u_x = \frac{1+\mu}{3E}(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3)$  达到材料单向拉伸试验过程中发生塑性流动时累积的歪形能密度  $u_x = \frac{1+\mu}{3E}\sigma_s^2$ ，结构即发生塑性流动而导致塑性破坏。实际上承受复杂应力状态的构件，其内部既有体积能的累积，又有歪形能的累积，但试验证明单纯的体积能并不构成导致结构塑性失效的因素。正如三向等值压缩并不导致材料发生破坏一样。基于该理论，产生塑性流动的条件为：

$$\frac{1+\mu}{3E}(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3) = \frac{1+\mu}{3E}\sigma_s^2 \dots\dots\dots \text{SY (1-2)}$$

简化后即为： $\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} = \sigma_s$  称 Misses 屈服条件。

引入许用应力后，强度条件即为：

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \leq [\sigma] \dots\dots\dots \text{SY (1-3)}$$

美国于 2007 年颁布的 ASME-VIII-2，全面采用了近年来的研究成果，其材料性能参数的计算公式化、基于失效模式的设计方法、安全系数的降低、强度理论的变化令行业深感需要时间去消化、吸收这部全新的规范。ASME-VIII-2 新规范弹性应力分析准则中的控制参数由“应力强度”（即最大剪应力的一半）改为“米赛斯等效应力”，其定义为：

$$S = \sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{0.5} \dots\dots\dots \text{SY (1-4)}$$

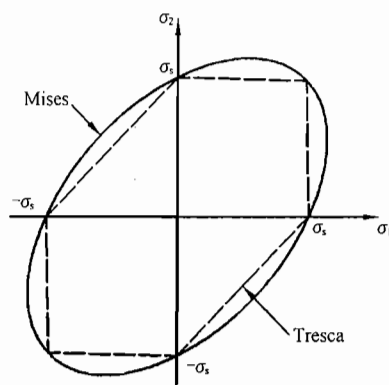


图 SY1-1 屈服条件

该变化的本质是：在老规范中判断材料由弹性状态转入塑性状态的屈服条件是特雷斯卡（Tresca）条件，即最大剪应力理论，材料力学中称第三强度理论；新规范改为米赛斯（Mises）条件，即最大畸变能理论，材料力学中称第四强度理论。在三向应力状态下，Tresca 条件是由 6 条直线组成的六边形，而 Mises 条件是该六边形的外接椭圆，如图 SY1-1。工程界曾经做过大量的试验来验证这两个强度理论哪个更符合实际。结果

大多数的试验点落在六边形和外接椭圆之间,有些落在椭圆之外,总体来看更符合 Mises 条件。两屈服条件间的最大偏差为 15.5%,发生在纯剪切应力状态下。通常在求解析解时,若已知主应力的方向则常采用 Tresca 条件,因为线性方程比非线性方程容易求解得多。但在数值分析中,通常采用 Mises 条件,因为椭圆是一个统一的连续函数,适用于任何应力状态;而六边形由 6 个不同的线性函数组成,计算机需要不断地判断现在所处的应力状态应该选用其中哪个线性函数来计算,执行过多的带判断的循环语句是相当费时的。

ASME-VIII-2 新规范在弹塑性分析中明确规定要采用 Mises 屈服条件。与此相统一,弹性应力分析的控制参数也改为米赛斯等效应力,而且弹塑性分析中的应变参数也选为米赛斯等效应变。

## 第 3 章 术语与符号

### 【GB 150.1】【3 术语与符号】释义

为了规范压力容器行业中的专业术语,早在上个世纪 80 年代就开始着手制定压力容器名词术语标准。但由于多方面原因,未能得以颁布。近年来,压力容器行业的蓬勃发展,促使压力容器设计者、制造者、使用者和检验者更加迫切需要一部统一的压力容器名词术语标准以规范资料编制和互相间的技术交流。因此,全国锅炉压力容器标准化委员会于 2000 年向国家标准化委员会申请立项、并被列入编制计划,目前,标准《压力容器术语》(GB/T 26929—2011)已于 2012 年 2 月 1 日正式实施。该标准共收录主词条 28 个,另附有派生词条 6 个,共计 34 个,涉及压力、温度、物料、容积、压力容器、元件等基本词条及定义。

作为压力容器行业的一项基础标准,GB/T 26929 对于统一行业用语,正确理解、执行或借鉴国内外压力容器方面的技术标准规范具有深远意义。

在各国压力容器标准中均将压力、温度和厚度定义为压力容器的基本参数,这三个参数贯穿于压力容器建造的全过程,既有其独立的定义和物理意义,又有相互之间的逻辑关系,是标准中最重要的参数。新版 GB 150 以标准引用的方式规定了“GB/T 26929 中界定的以及下列术语和定义适用于本文件”,同时摘抄了其中如压力、设计温度等 8 个关键定义,以便于标准使用者应用。

#### 一、压力 pressure

作为定义,压力指垂直作用在容器单位表面积上的力。在 GB 150 标准中,除注明者外,所有压力均指表压力。根据结构设计、制造要求和安全泄放装置的不同要求,各种压力的定义及其关系如下:

##### 1、工作压力 operating pressure



在正常工作情况下，容器顶部可能达到的最高压力，有时也称操作压力。其中“正常工作条件”是指在连续正常操作的生产过程中，该容器能够在其规定的设计条件（环境、物料、温度、压力等）范围内正常、安全运行的状态。

#### 2、设计压力 design pressure

设定的容器顶部的最高压力，与相应的设计温度一起作为容器的基本设计载荷条件，其值不低于工作压力。一台压力容器或一个独立的压力腔（室），在某一特定操作工况设计条件下，具有唯一的设计压力值。

#### 3、计算压力 calculation pressure

在相应设计温度下，用以确定元件厚度的压力，包括液柱静压力等附加载荷。

#### 4、试验压力 test pressure

进行耐压试验或泄漏试验时，容器顶部的压力。

#### 5、最高允许工作压力 maximum allowable working pressure (MAWP)

在指定的相应温度（一般是指某一操作工况条件时的设计温度，也可以是根据需要规定的其他温度，例如最低设计金属温度）下，容器顶部所允许承受的最大压力。该压力是根据容器各受压元件的有效厚度，考虑了该元件承受的所有载荷而计算得到的，且取各元件中的最小值。

当设计文件中给出了 MAWP，同时控制决定该 MAWP 的受压元件如标注有最小成形厚度，则此最小成形厚度不得小于其有效厚度。

当压力容器的设计文件没有给出 MAWP 时，如需要，可以认为该容器的设计压力即是 MAWP。

## 二、温度

#### 1、工作温度 operating temperature, working temperature

在规定的正常工作情况下，容器内物料的温度。应注意：

- a) 国内外压力容器行业的技术文件中，“工作温度”均指物料的温度；
- b) 一台容器内不同部位的物料温度可能不同，必要时应分别指出各部位工作温度；
- c) 工作温度有时亦称操作温度。

#### 2、金属温度 metal temperature

金属使用过程中，沿容器元件金属截面的温度平均值。应注意：

- a) 容器的不同元件，或同一元件的不同部位，可以有不同的金属温度；
- b) 根据工作温度，必要时还应考虑容器环境温度影响，通过传热计算或工程实际经验来确定容器元件的金属温度。

容器元件的金属温度可按以下方法确定：

- a) 传热计算求得；

元件金属两侧的流体温度不同时，通过流体与器壁间的给热、污垢热阻以及元件金属的热量传导，利用传热计算可以求取元件两侧的金属表面温度，图 SY3-1 为元件金属温度与表面温度的关系示意图。

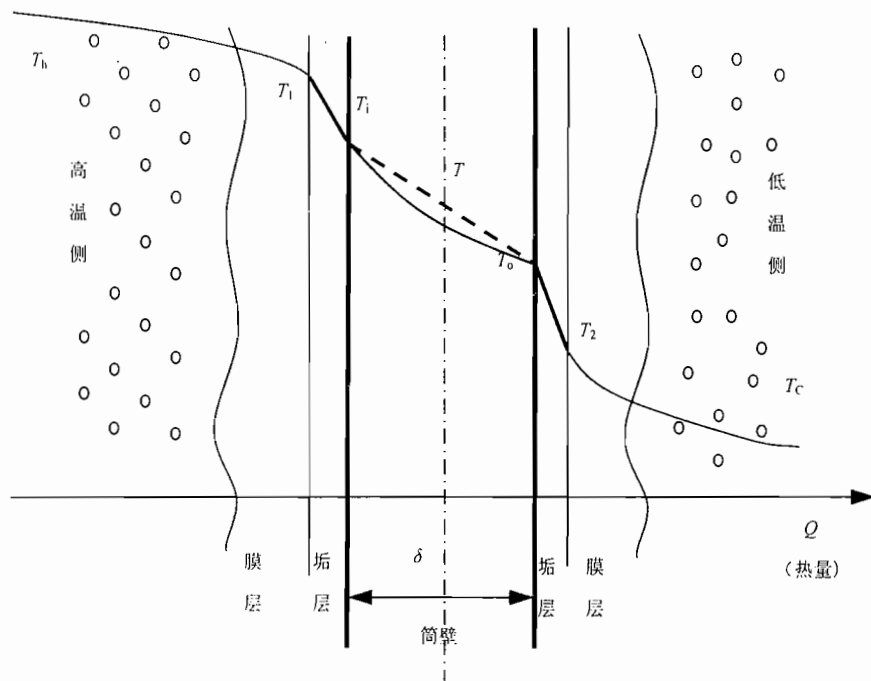


图 SY3-1 元件金属温度与表面温度的关系示意图

以内半径  $R_i$ 、外半径  $R_o$  的均质单层圆筒为例，在稳定传热状态下，通过传热计算或实际测定可以得到：圆筒内壁温度为  $T_i$ 、外壁温度为  $T_o$ ，则圆筒壁内任一半径  $r$  处的温度  $t$  为：

$$t = C_1 + C_2 \ln r \quad \text{.....SY (3-1)}$$

式中：

$$C_1 = (T_i \ln R_o - T_o \ln R_i) / \ln(R_o / R_i) \quad \text{.....SY (3-2)}$$

$$C_2 = -(T_i - T_o) / \ln(R_o / R_i) \quad \text{.....SY (3-3)}$$

即沿圆筒壁厚方向的温度分布是以对数曲线形式变化的，此时圆筒截面的温度平均值  $T$  为：

$$T = \int_{R_i}^{R_o} t dr / (R_o - R_i) \quad \text{.....SY (3-4)}$$

对于实际工程中的绝大多数薄壁容器，则近似地认为沿圆筒壁厚的温度分布是直线变化的。所以，其截面温度平均值，即是筒壁内、外表面温度的算术平均值：

$$T = (T_i + T_o) / 2 \quad \text{.....SY (3-5)}$$

示意图 SY3-1 中，沿壁厚 ( $T_i$  到  $T_o$ ) 的弧线为以对数曲线形式变化的温度实际分布，虚线为工程中采用的简化后的温度呈直线变化，容器元件的金属温度即为截面温度平均值  $T$ 。容器元件的设计温度应取大于等于  $T$  (当  $T \geq 0^\circ\text{C}$ ) 或小于等于  $T$  (当  $T \leq 0^\circ\text{C}$ )。

b) 在已使用的同类容器上测定；

c) 按内部介质（物料）温度近似地确定（当元件金属温度接近介质温度时）。

如图 SY3-1 所示, 与物料介质直接接触的金属表面温度  $T_i$ 、 $T_o$ , 不同于物料本身的温度为  $T_h$ 、 $T_c$ , 尤其当两侧给热系数差别较大时, 例如单侧有相变(蒸发或冷凝)的情况下, 金属表面温度与物料温度会有很大区别, 因此按内部介质确定金属温度, 必须对介质的传热系数、传热工况加以分析。

对于露天放置或放置于无采暖厂房内的储存容器, 其元件的金属温度还应考虑在低温环境中受到的气温条件的影响。对于一些特定条件下的容器壳体, 例如外部有良好的保温或容器内流体温度接近环境温度, 或者传热条件使得壳体壁温接近物料温度, 则此时元件的金属温度可以近似地取为物料温度。

### 3、设计温度 design temperature

容器在正常工作情况下, 设定的元件的金属温度(沿元件金属截面的温度平均值)。设计温度与设计压力一起作为设计载荷条件。

关于设计温度, 需要注意:

- a) 当容器各部分在工作状态的金属温度不同时, 可以分别设定各元件的设计温度, 不同于容器的设计压力, 对应于整台容器或独立的压力腔、压力室仅有唯一的设计压力值;
- b) 管壳式换热器管(壳)程的设计温度为管程管箱(壳程壳体)的设计温度, 是确定管程(壳程)材料及许用应力的关键参数, 与管壳式换热器管(壳)程的平均温度(指传热过程中换热管与壳程圆筒金属的沿长度方向的平均值, 取决于换热管两侧物料的流速、物性等, 用于计算换热管与壳程圆筒间的热膨胀差)不同。

### 4、试验温度 test temperature

进行耐压试验或泄漏试验时, 容器壳体的金属温度。

为防止容器在耐压试验或泄漏试验时不致于发生低应力脆性断裂, 试验时的容器壳体金属温度应保持在某一规定的温度之上。《固定式压力容器安全技术监察规程》中规定, 试验温度应当比容器器壁金属无延性转变温度高  $30^{\circ}\text{C}$ , GB 150.4 中则列出了部分碳钢和低合金钢制容器进行液压试验时的最低液体温度。

### 5、最低设计金属温度 minimum design metal temperature

设计时, 容器在运行过程中预期的各种可能条件下各元件金属温度的最低值。

设计者应注意:

- a) “各种可能条件”不但包括正常工作情况, 还应考虑可能出现的最低工作温度、工作中的不正常、自动制冷、大气环境温度以及其他制冷因素;

例如, 对于带有超压泄放装置的液化气体存储容器, 当容器超压安全阀排放时, 高压气体流经阀门迅速急剧减压后, 绝热膨胀至常压, 焦耳—汤姆逊效应使得气体温度骤降, 导致安全阀及其周围壳体金属快速降至很低的温度, 甚至低到物料标准沸点, 而在此过程中, 容器的工作压力几乎没有变化。

- b) 一台容器的各个受压元件可能具有不同的最低设计金属温度;
- c) 与设计温度不同, 最低设计金属温度是考察制成后的容器(或元件)可以承受

的最低温度，其确定原则参考了美国 ASME-VIII-1 的相关规定；

- d) 最低设计金属温度是设计选材重要依据之一，材料的选用除应满足容器各设计工况条件下的使用要求外，还应确保在最低设计金属温度下对材料及其焊接接头的冲击功要求。

### 三、厚度

厚度是压力容器最主要的结构参数，是在规定的载荷条件下，保证结构强度和结构刚度以及使用寿命的基本条件之一。因此，确保压力容器可靠性能的各种厚度，是标准中给予严格规定的技术内容。

#### 1、计算厚度 required thickness

按本标准相应公式计算得到的厚度。需要时，尚应计入其他载荷所需厚度。对于外压元件，系指满足稳定性要求的最小厚度。

#### 2、设计厚度 design thickness

计算厚度与腐蚀裕量之和。

#### 3、名义厚度 nominal thickness

设计厚度加上材料厚度负偏差后向上圆整至材料标准规格的厚度。

#### 4、有效厚度 effective thickness

名义厚度减去腐蚀裕量和材料厚度负偏差。

#### 5、最小成形厚度 minimum required fabrication thickness

受压元件成形后保证设计要求的最小厚度。

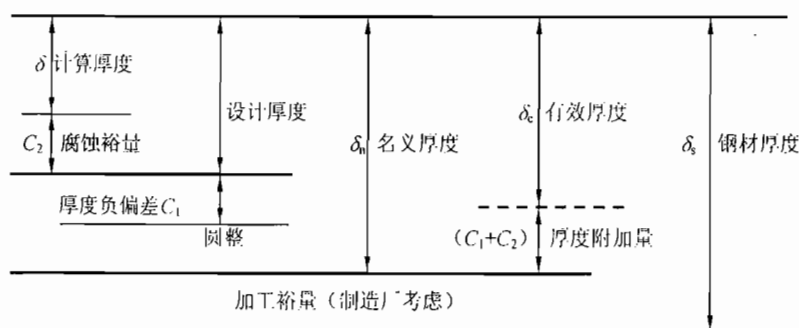
最小成形厚度可以理解为保证强度、刚度及使用寿命的受压元件的最小厚度。在设计文件中最小成形厚度可以是：

- a) 设计厚度。对于壳体指壳体的计算厚度与腐蚀裕量之和，对于接管区除壳体计算厚度、腐蚀裕量外还要考虑开孔补强所需要的补强厚度；
- b) 在给定的元件名义厚度下，制造中可以达到的最大厚度；
- c) 名义厚度减钢板负偏差。相当于有效厚度加腐蚀裕量。

GB 150—1998 中规定制造单位应根据制造工艺确定加工裕量，以确保凸形封头和筒节成形后的厚度不小于该部件的名义厚度减去钢板负偏差。制造单位为保证“名义厚度减去钢板负偏差”往往选购厚度规格大于名义厚度的钢板，即第二次圆整，在很多情况下导致材料的浪费。

本版标准要求设计图样注明元件的最小成形厚度为制造单位根据自身的经验选购投料的厚度规格提供了便利，在以上 a)、b) 情况下可能减小投料的钢材厚度。

以上各厚度间的关系见图 SY3-2。可见，计算厚度是在规定的载荷条件下保证结构强度、刚度和稳定性所必须的厚度；设计厚度是同时又保证规定的设计寿命所必须的厚度；有效厚度决定了容器元件的最大承载能力，一般用来校核容器强度、稳定性，也是确定最大允许工作压力的重要参数；钢材厚度，实际用于制造容器元件的材料厚度，是决定容器制造技术条件的厚度。



注：如设计考虑“加工裕量”，则应在图样中特别注明。

图 SY3-2 各厚度间的关系

## 第4章 通用要求

### 【GB 150.1】【4.2 资格与职责】释义

压力容器的安全使用不是单纯设计方或制造方所能够保证的，需要由设计、制造、用户和安全管理机构分别行使相应的职责，按照规定的规则完成建造过程，因此标准中必须规定所有参与方的职责和行使这些职责所必需的资格。

#### 一、用户的职责

相对于 GB 150—1998，新版标准增加了对用户职责的规定。要求压力容器的用户或设计委托方应当以正式书面形式向设计单位提出容器设计条件（UDS—User's Design Specification），其中至少包含以下内容：

- a) 容器设计所依据的主要标准和规范；
- b) 操作参数（包括工作压力、工作温度范围、液位高度、接管载荷等）；
- c) 压力容器使用地及其自然条件（包括环境温度、抗震设防烈度、风和雪载荷等）；
- d) 介质组分与特性；
- e) 预期使用年限；
- f) 几何参数和管口方位；
- g) 设计需要的其他必要条件。

明确了用户需要提供给设计单位的各项基础资料，特别是要求提供预期的使用年限，这对于容器使用寿命设计、后期在役检验及剩余寿命评价都有重要意义。

#### 二、设计单位的资格要求和职责

GB 150 规定《固定式压力容器安全技术监察规程》（以下简称《固容规》）管辖范围内压力容器的设计单位应持有相应的特种设备设计许可证；应该具有与其设计的容器

相匹配的技术能力，其中包括人员、质量体系、技术装备和工程经验。

设计单位应该履行的职责详见标准 4.2.2.2。相对于老版标准：

- a) GB 150 进一步明确了“设计文件”的具体内容并对“设计文件”的管理提出了更高的要求，即要求在整个使用年限内保存全部设计文件，这一要求规范了设计文件的管理，有利于容器后期的使用、维修、检验等，但加大了设计单位的存储成本；
- b) 增加了当法规或设计委托方要求进行风险评估时有设计单位出具风险评估报告的要求，并规定了风险评估报告的内容（附录 F）。

### 三、制造单位的职责

GB 150 规定《固容规》管辖范围内压力容器的制造单位应持有相应的特种设备制造许可证。应该具有与其制造的容器相匹配的技术能力，其中包括人员、技术装备、质量管理体系和工程经验。

制造单位应履行的职责为：

- a) 制造单位应按照设计文件的要求进行制造，如需要对原设计进行修改，应当取得原设计单位同意修改的书面文件，并且对改动部位作出详细记载；
- b) 制造单位在容器制造前应制定完善的质量计划，其内容至少应包括容器或元件的制造工艺控制点、检验项目和合格指标；
- c) 制造单位的检查部门在容器制造过程中和完工后，应按本标准、图样规定和质量计划的规定对容器进行各项检验和试验，出具相应报告，并对报告的正确性和完整性负责；
- d) 制造单位在检验合格后，出具产品质量合格证；
- e) 明确了制造单位对其制造的每台容器产品应在容器设计使用年限内至少应该保存的技术文件。

### 四、监察与检验机构的资格和职责

大部分的关于监察与检验机构的资质和职责在国家相应安全技术法规中进行规定，作为特殊的要求，在 GB 150 附录 C 中规定“C.2.3 参照容器耐压试验的监督检验要求，整个试验过程应当接受检验机构人员见证，验证性爆破试验报告应经检验机构人员签字认可”。

## 【GB 150.1】【4.2.2.2 d） 设计单位的职责（风险评估报告）】释义

### 一、设计阶段进行风险评估的目的

- a) 全面分析压力容器在建造和使用过程中可能出现的失效模式，提出防止这些失效的方法和措施，保证压力容器在预计使用条件下的本质安全；
- b) 依据风险工程的理论，系统评价风险的水平，采取必要的措施，将风险控制是可以接受的水平；

- c) 告诉压力容器的最终用户,说明容器可能出现的破坏形式,以及当发生破坏时应该采取的措施,便于制定合适的应急预案;
- d) 提供足够的信息,保证容器的安全使用。

## 二、设计阶段进行完整的风险评估的途径

设计阶段进行完整的风险评估应当建立在长期对失效模式认知的积累并具有相应的标准体系条件下。在美国有系列的标准支持设计者实施风险评估,如 API 571、API 579、API 580、API 581、NACE 和 NB 23 等;在欧洲有欧盟 PED 指令、英国 BS 7910 等。这些标准是根据长期对失效模式的总结和归纳,协调与经济发展相适应的可接受风险程度而制定出的系统标准。

我国长期以来对承压设备破坏事故的统计数字未能反映出设备损伤和失效模式的细观、微观机制;缺乏系统的标准体系,对在设计阶段防止失效和控制风险没有给予足够的重视。在《固容规》中引入设计阶段的风险评估要求是我国压力容器开始基于失效模式的设计和风险控制尝试性工作,基于失效模式的设计是压力容器设计理念的革命性变化,从基于传统经验和规则的设计进入到基于失效模式的设计。目的在于在设计阶段全面分析压力容器可能出现的失效模式,更有针对性地进行设计,保障压力容器的本质安全,对于压力容器安全管理人员和操作人员的安全控制具有重要的辅助作用。

设计和制造单位都有责任向容器的用户提供详细的压力容器使用信息,其中至少包括:容器的基本设计参数、介质在不同操作工况条件下的特性、容器可能出现的失效模式和相应的处理方法、容器使用的限制条件、容器检验中的注意事项等。容器的用户必须根据这些使用说明来合理使用容器。

### 1、压力容器设计的可靠性

压力容器设计的可靠程度一直是行业关注的焦点,以前的标准一直把注意力集中在强度计算方法的精确程度上,认为计算方法是决定设计可靠性的主要因素。统计分析表明,绝大多数压力容器事故都与强度设计方法的精确程度无关,真正的原因是在设计过程中忽略了一些可能发生的失效模式,在材料选择、载荷设定和结构考虑上出现问题。因此世界各国都在关注设计者的能力和进行设计的程序,在设计阶段实施风险评估的意义就在于充分考虑失效模式,以文件规定的方式规范设计所必须考虑的问题。

设计者应该认识到压力容器的机械设计是控制容器风险的重要组成部分,所有已经认知的失效模式都可以采取相应的措施防止这些失效的发生,在设计阶段要尽量考虑容器在寿命期内可能出现的危害,通过危害识别、风险评价和风险控制来保证设计的可靠性。

### 2、压力容器设计中需要考虑的失效模式

失效模式是指损伤直至失效的外在宏观表现形式、过程规律和失效机理,通常也称为损伤模式。承压设备失效模式(损伤模式)在国外的某些特定工业领域已经建立了相应的标准,如美国石油协会的 API571、579、580、581 标准中均有承压设备损伤模式的相关内容。在 API571 标准中,介绍了一般工业中四大类、44 种损伤模式,以及炼油工业中三大类、18 种针对相关装置中具体常见介质的损伤模式;在 ISO/CD 16528 中提出

三大类 14 种失效模式；在美国的 NB 23 标准中、欧盟的 PED 指令、英国的 BS 7910 标准、美国的 NACE 标准对承压设备的损伤模式也都有涉及。我国目前正在制定《承压设备损伤模式识别》标准，拟提出一套比较完整的，适合我国承压设备现状的损伤模式和识别方法，其内容主要包括承压设备主要损伤模式和失效机理的理论描述、形态、影响因素、敏感材料、可能发生失效的设备或构件、检测方法等。针对具体的损伤模式，在设计中应该充分考虑预防的技术措施。《承压设备损伤模式识别》标准对每一种损伤模式将提供如下技术内容，作为设计者提出预防措施、编制风险评估报告时的参考：

- 1) 该损伤模式的定义描述；
- 2) 该损伤模式的机理、表象、形态或者典型图谱；
- 3) 容易产生该损伤模式的敏感材料；
- 4) 影响该损伤模式的主要因素；
- 5) 容易发生该损伤模式的主要装置和典型设备；
- 6) 预防该损伤模式的建议措施；
- 7) 该损伤模式的监测、检测方法；
- 8) 与该损伤模式相关或伴随的其他损伤模式。

应该指出，损伤和失效是两个不同的概念，在压力容器的使用过程中，损伤可以积累成失效；损伤是必然的，容器在使用过程中将不可避免地受到损伤；可以预见的失效是必须防止的，设计者应该根据设计准则和工程经验确定防止失效的措施和技术要求。

### 3、风险评估报告的内容

本标准附录 F 给出一个规范化的关于风险评估报告的编制原则和至少应具有的内容。此外，风险控制不仅仅涉及使用中的失效模式，同时也包括在建造过程中的起吊、运输、安装、操作、检验以及维修等，以及容器的使用说明、维修和改造中的注意事项。

风险评估报告的签署方式应当与强度计算书一致，由设计单位的质量体系加以规定。

目前国际上的技术标准中把设计阶段的风险评估分为三个部分：危害识别、风险评估和风险控制，其系统的标准和行业规定的风险可接受准则都已经相当完备，可以支撑设计阶段风险评估工作的实施。

我国的标准目前尚没有完成体系的建设，基于失效模式的设计理念刚刚被引入到压力容器的设计中，还没有条件全面开展完整的风险评估，因此我国的设计阶段风险评估主要针对危害识别和风险控制，主要的目的就是提高设计工作的可靠性。

## 【GB 150.1】【4.3.1 关于承受循环载荷的容器设计】释义

对于有成功使用经验的承受循环载荷的容器，经设计单位技术负责人批准，可按本标准进行设计，并按 JB 4732 附录 C 补充疲劳分析和评定，同时满足其相关制造要求。

具体要求在原则上应该和本标准附录 E “局部结构应力分析和评定”的规定是相同的。对设计单位和设计者一般不要求具备设计资格，但是设计人员应该具备这种应力分析、分类及结果评定的能力。



### 【GB 150.1】【4.3.2 载荷】释义

本次修订没有变化,设计时各国标准所考虑的载荷对比见表 SY1-1。可见各国标准所考虑的载荷基本相同。

不同点在于,相对 GB 150, ASME VIII-1 还考虑了爆燃引起的异常压力,但未考虑运输或吊装时的作用力;相对于 GB 150, EN 13445 还考虑了冰载荷,不稳定流体的分解。

从 2007 年末我国南方由于冰雪造成的重大自然灾害看,考虑冰载荷对压力容器的影响还是必要的,尽管从报道看更多的是电力设施,如果冰载荷作用在塔设备上,至少需要考虑偏心载荷、重量等等。对于不稳定流体,例如由于聚合物的单体大多是易燃易爆物质,聚合反应多在高压下进行,本身又是放热过程,如果反应条件控制不当,聚合很容易分解,引起事故。因此考虑不稳定流体的分解,也是必要的。

### 【GB 150.1】【4.3.3 确定设计压力】释义

当工艺系统专业或工程设计文件对容器的设计压力有规定时,应按规定执行,确定设计压力时,可参照表 SY4-1 的原则。

表 SY4-1 设计压力的确定

类 型		设计压力
内压力容器	无安全泄放装置	无特殊规定时,一般取大于 1.0~1.1 倍工作压力
	装有安全泄放装置	按 GB 150.1 附录 B 相关规定
无夹套真空容器	无安全泄放装置	设计外压力取 0.1MPa;
	装有安全泄放装置	Min{1.25 倍最大内外压差, 0.1MPa}
多腔(室)容器		根据各腔(室)的工作压力确定各自的设计压力

### 【GB 150.1】【4.3.6 厚度附加量】【4.3.7 最小厚度】释义

#### 一、厚度附加量

由于容器在制造过程中和使用过程中都会有厚度的减薄,为了保证容器在整个使用过程中保有必须的设计厚度,从而确保其设计寿命内的安全,因此在设计中就应该考虑厚度附加量,GB 150 标准中规定的厚度附加量包括如下内容:

##### 1、腐蚀裕量

为防止容器元件在运行过程中由于腐蚀、机械磨损、冲蚀而导致厚度减薄,设计者应考虑实际情况和可能的失效模式并给出容器元件的腐蚀裕量,对于受到均匀腐蚀或磨损的元件,具体规定如下:

- a) 对有腐蚀、磨损或冲蚀的元件,应根据预期的容器寿命和介质对金属材料的腐蚀速率确定腐蚀裕量;
- b) 容器各元件受到的腐蚀程度不同时,可采用不同的腐蚀裕量;

c) 介质为压缩空气、水蒸气或水的碳素钢或低合金钢制容器，腐蚀裕量不小于1mm。

对于产生晶间腐蚀、应力腐蚀或点腐蚀等局部腐蚀的情况，应从耐蚀材料的选择考虑，增加腐蚀裕量是没有作用的。

2、钢材厚度负偏差

在选取钢板或钢管的厚度负偏差时，应按相应钢材标准的规定选取。

标准 GB/T 709—2006《热轧钢板和钢带的尺寸、外形、重量及允许偏差》规定厚度允许偏差种类可分为：

N类偏差，正偏差和负偏差相等；

A类偏差，按公称厚度规定负偏差；

B类偏差，固定负偏差为0.3mm；

C类偏差，固定负偏差为0，按公称厚度规定正偏差。

标准 GB 713—2008《锅炉和压力容器用钢板》、GB 3531—2008《低温压力容器用低合金钢钢板》、GB 19189—2011《压力容器用调质高强度钢板》中规定，厚度允许偏差按 GB/T 709—2006 规定的 B 类偏差，即偏差为固定值（-0.3mm）。同时 GB 713 也强调，经供需双方协商，可以提供减小负偏差且公差不变的钢板。GB 3531 和 GB 19189—2011 也强调，经供需双方协议，也可按 GB/T 709—2006 规定的 C 类偏差交货，即负偏差为 0。

标准 GB 24511—2008《承压设备用不锈钢钢板及钢带》的表 2 规定了热轧厚钢板的厚度负偏差、表 3 列出了热轧钢板及钢带的厚度负偏差（摘录如表 SY4-2 所示），表 4 规定了冷轧钢板及钢带的厚度负偏差的厚度负偏差。

表 SY4-2 不锈钢热轧钢板及钢带厚度允许偏差（GB/T 24511—2008） mm

类别	公称厚度	公称宽度							
		≤1000		>1000~1500		>1500~2500		>2500	
热轧厚板	5.0~80	-0.3							
	注：>80~100 的厚度允许偏差由供需双方协商。								
热轧钢板及钢带		≤1200		>1200~1500		>1500~1800		>1800~2100	
		普通精度	较高精度	普通精度	较高精度	普通精度	较高精度	普通精度	较高精度
	2.0~2.5	-0.22	-0.20	-0.25	-0.23	-0.29	-0.27	/	/
	>2.5~3.0	-0.25	-0.23	-0.28	-0.26	-0.30	-0.28	-0.30	
	>3.0~4.0	-0.28	-0.26	-0.30	-0.28	-0.30			
	>4.0~5.0	-0.30	-0.28	-0.30					
	>5.0~14.0	-0.3							

同样，对于复合钢板和无缝钢管的厚度负偏差应分别按相应的钢材标准规定。

3、加工裕量

加工裕量也称为加工减薄量。在国外的建造体系中，由于设计和制造的一体化，加工裕量在设计阶段就可以根据制造厂的加工工艺确定。中国的建造体系中，目前设计和制造大多分离，因此在 GB 150 中把加工裕量的确定交给制造厂处理，由制造厂根据名义厚度和最小成形厚度以及制造工艺自行决定加工裕量。

如果设计者根据设计经验和制造的实际经验，已经在设计中考虑了加工减薄量的需要，则应在图样中予以说明。

## 二、壳体加工成形后不包括腐蚀裕量的最小厚度

GB 150 所给出的最小厚度要求，主要是考虑在容器制造过程中一般成形、组对和焊接方法对产品（形状）的影响，以满足相应制造工艺对厚度的要求，并保证对容器壳体圆筒形状、几何尺寸及公差要求。对于小直径圆筒（如 DN 1500 以下）同时还兼顾了制造、运输和安装过程中的刚度要求；对于较大直径圆筒，为节约钢材不再规定刚度要求的最小厚度，此时应根据具体情况在制造、运输和安装过程中采取必要的支撑措施以保证必要的刚度，防止产生不可接受的变形。

壳体加工成形后，不包括腐蚀裕量的最小厚度的具体要求如下：

- 1) 对碳素钢、低合金钢制容器，不小于 3 mm；
- 2) 对高合金钢制容器，一般应不小于 2 mm；此处“一般”是指某些行业中的特殊容器，基于成功的使用经验，高合金钢制压力容器的壁厚可能存在小于 2mm 的情况。

在标准中还有一些为保证刚度所需要的最小厚度，例如：

- 1) GB 150.3 中规定的封头最小厚度确定方法；
- 2) GB 151 规定了换热器壳体的最小厚度；
- 3) 根据管板与换热管的连接方法、换热器的应用场合（介质特性）、管板是否为复合管板等，GB 151 规定了管板最小厚度确定原则，即在设计中，设计者不仅要考虑管板强度计算，还必须考虑标准要求的最小厚度。

## 【GB 150.1】【4.4 许用应力】释义

安全系数是机械工程中有关材料安全裕度的一种传统、经典的表示方法，其定义为极限应力（抗拉强度、屈服强度等）与设计应力之比。压力容器安全系数在技术规范中指的是“确定材料许用应力的系数”，这是一个约定成俗的习惯用语，因为这个安全系数中并没有包含所有的失效模式，只是针对韧性断裂、超量变形和高温蠕变等几个特定的失效模式所给出的安全裕度，所以并不可能代表压力容器的安全性能。事实上，在标准的制定中对于所涉及到的下列失效模式，标准均要考虑相应的安全系数：

- 1) 以韧性断裂的强度失效；
- 2) 以低温脆断为代表的脆性断裂失效；
- 3) 以法兰接头泄漏为代表的接头泄漏失效；
- 4) 以高温材料性能退化为代表的高温蠕变失效；

- 5) 以结构失稳为代表的弹性和塑性失稳失效;
- 6) 疲劳失效等。

安全系数的确定和国家的综合技术能力以及压力容器的建造历史有关,一般要考虑如下的因素:

- 1) 压力容器材料的技术水平和供应稳定状况;
- 2) 强度设计准则和设计计算方法的可靠性;
- 3) 压力容器建造的技术能力和装备能力;
- 4) 压力容器建造的质量管理方式和管理水平;
- 5) 压力容器使用管理的水平;
- 6) 压力容器事故的频发程度等。

应该说单纯强调安全系数是不能保证压力容器的安全的,近年来的事故统计表明,由于设计采取的安全系数所造成的事故是不存在的,事故的原因主要在于设计者对失效模式的认知和采取的相应措施。因此现代压力容器的设计理念已经由过去的强度设计转向基于失效模式的设计。

压力容器的安全系数用于确定材料许用应力和容器在特定失效模式条件下的安全裕度,是压力容器设计中最重要基础系数,标志着一个国家压力容器的设计建造水平,对于保障压力容器的建造合理性和安全使用具有十分重要的意义。压力容器的安全系数是影响压力容器建造的重要技术指标,安全系数越大,容器的壁厚就越大,对焊接、探伤、热处理和运输的相应要求越高,建造成本就越大。降低压力容器的安全系数意味着材料的节约和产品成本的降低,直接关系到建设资源节约型社会和产品的国际竞争力。但如上所述,影响安全系数的因素很多,也很复杂,因此,降低安全系数需要非常复杂而严谨的研究和论证,涉及到结构设计、材料选用、制造水平、检测技术以及使用管理等一系列技术条件与要求的调整。

因此,如何在保障安全的前提下,尽可能提高压力容器建造的经济性,是压力容器行业迫切需要解决的问题,特别是在要求资源节约和可持续发展的今天,降低压力容器安全系数的可行性研究显得尤为重要。

贸易全球化和日益激烈的市场竞争使得压力容器建造的经济性问题越来越突出,降低安全系数是节约材料的主要途径,国际上先进的工业国家纷纷降低了安全系数,以提高本国产品的国际竞争力,国内压力容器行业对安全系数降低的呼声也越来越强烈。开展压力容器安全系数研究将有助于解决安全性和经济性的协调问题,也有助于提高中国压力容器安全法规、技术标准和压力容器产品在国际市场上的竞争能力。

目前在压力容器安全法规和技术标准中采用的安全系数是粗放型的。由于将许多细节问题一概通过安全系数进行保障,这就造成了无法准确评估装置或设备安全裕度的问题。尤其是当操作条件或设备基本状态发生变化时,使用原设计思路对在用设备的安全裕度进行评估往往只能得到过于保守的结论。随着安全性与经济性相统一的优化型管理思路的兴起,我国现已开展成套承压装置“基于风险的检验”的工作试点,其中在设计阶段对设备潜在风险的估计和相应措施的加强必然会对装置的风险评价结果产生显著

影响。因此深入分析安全系数的保障范围和保障程度,也是设计阶段引入风险控制的概念,实现安全性与经济性相统一的设计理念的必要条件。

### 一、确定材料基本许用应力的系数

在世界各国的压力容器标准中,确定材料基本许用应力的系数一般主要针对材料的抗拉强度、屈服强度、高温持久断裂强度和高温蠕变强度设定相应的设计裕度,以防止由于材料性能不稳定、设计计算方法的偏差、制造的偏差以及在使用过程中的不当操作所引起的失效。

GB 150—1998《钢制压力容器》中规定,对于碳钢、低合金钢和高合金钢许用应力的确定,抗拉强度的确定材料基本许用应力的系数是 3.0,该系数自《钢制化工压力容器设计规定》颁布以来 30 多年从未发生过变化,也从未发生过因标准安全裕度(系数)不够引起的安全事故。世界上同一国家的锅炉和压力容器标准所规定的安全系数都是一致的,而我国锅炉和压力容器取不同的确定材料基本许用应力系数显得非常不协调。30 多年来,我国在材料生产和供应的技术水平、强度设计方法、焊接、热处理和无损检测等压力容器建造各环节的技术和工艺上都取得了重大进步,同时国家在安全管理方面制定了一系列相应的法规和标准,规范了行业的建造行为,特别是强化了使用安全管理,为降低确定材料基本许用应力的系数奠定了坚实的技术保障和安全管理基础。

另一方面,压力容器安全系数的研究也是 GB 150 修订的前期研究和基础研究,对于提高 GB 150 的技术水平、竞争能力和适应国际市场需求,进而促进我国装备制造业的技术进步具有重要作用。

欧盟启动欧洲共同体压力设备指令(PED)及其协调标准项目开始于上世纪 80 年代,在英国压力容器标准 BS 5500 的基础上,欧盟标准化委员会用了 9 年时间完成了 EN 13445—2002《非直接火压力容器》,并于 2002 年 5 月 30 日颁布实施。在该标准中,确定非奥氏体不锈钢材料的许用应力时,对应于屈服强度(有明显屈服平台的取最小屈服强度,没有屈服平台的取残余应变为 0.2%时的应力,以下同)和抗拉强度的安全系数分别为 1.5 和 2.4。

美国 ASME 规范第Ⅷ卷第 1 分篇,是与 GB 150 和 EN 13445 相当的压力容器建造规范,其对应于屈服强度和抗拉强度的确定材料基本许用应力系数分别为 1.5 和 3.5,后者比 GB 150 和 EN 13445 均高。面对欧盟 PED 指令和 EN 13445 的挑战,一方面,美国在已经公布的 ASME 规范第Ⅷ卷第 2 分篇(DBA)中大幅度地降低了安全系数;另一方面,美国学者又提出了动态安全系数的全新理念,即安全系数应在一定范围内根据压力容器使用环境和危害程度来确定。

美国在 1997 年发布了一份研究报告(Evaluation of Design Margins for ASME CODE VIII, Divisions 1 and 2 PVRC Project No. 97-2 November 1997),对美国降低确定材料基本许用应力系数进行了深入的研究。在研究报告中,研究者将美国的安全系数与英国 BS 5500、德国 AD-Merkblatt、荷兰 Stoomwezen 以及当时的 EN 13445(草案)的安全系数进行了全面的比较分析,通过对设计准则、载荷考虑、强度设计计算方法、材料选择原则、制造检验要求、质量控制等方面的理论研宄及试验验证最终得出了如下结论:

- 1) 降低确定材料基本许用应力系数(从  $\sigma_b/4.0$  到  $\sigma_b/3.5$ ) 对于绝大多数材料没有必要提高冲击韧性要求,即使是确定材料基本许用应力系数从  $\sigma_b/3.0$  降到  $\sigma_b/2.4$ ,也只是需要对高强钢考虑韧性增加问题。因为根据 PD 6493 FAD 程序的 Level、2 的断裂力学评价,美国材料标准中规定的韧性指标可以满足其设计准则;
- 2) 通过对圆筒体、椭圆封头和浅碟形封头组成的容器进行爆破试验,证明容器筒体爆破压力与设计压力的比值基本上比确定材料基本许用应力系数略高,而封头的爆破压力与设计压力的比值则比确定材料基本许用应力系数高得多,容器在设计条件下应当是安全的;
- 3) 修改确定材料基本许用应力系数需要对建造规范进行全面的分析和相应修改。标准各部分的内容是关联的,不能仅修改确定材料基本许用应力系数而不考虑对该系数影响很大的其他因素。

事实上,现在中国境内使用的压力容器,特别是按境外标准设计的压力容器,有一部分其确定材料基本许用应力系数小于我国法规和标准的规定,其使用状况良好,并没有比确定材料基本许用应力系数高的压力容器出现更多的事故。按 JB 4732 设计的压力容器,其确定材料基本许用应力系数为 2.6,而分析标准使用之初,当时的材料水平和制造技术均不如现在的高,这些压力容器也没有出现更多的事故。所有这些实例,都为安全系数的调整积累了大量的经验。

压力容器有不同的结构形式,我国的标准是按结构形式不同而制定相应标准的,国际上的其他国家一般是制定统一的压力容器标准,不同的结构形式采取同样的设计准则来处理建造问题。各国压力容器标准的对应关系见表 SY4-3。

表 SY4-3 各国压力容器标准的对应关系

中国	美国	日本	英国	法国	德国
GB 150	ASME VIII-1	JIS B8265	PD 5500	CODAP	AD
JB 4732	ASME VIII-2	JIS B8266	PD 5500	CODAP C10	AD
超高压容器	ASME VIII-3	超高压指针			
JB 4708	ASME IX	JIS B8285	BS EN 288	CODAP F	AD HP2/1
JB/T 4730	ASME V	JIS Z3104 等	BS EN 1435 等	CODAP I	AD HP5/3
GB 151	TEMA	JIS B8249	BS 3274	CODAP C7 等	
GB 12337		JGA 指针 104	PD 5500		
GB 16749	EJMA	JIS B8277		CODAP C8	AD B13

确定材料基本许用应力系数是各国标准中都规定的重要参数，其值的确定与相应国家的材料技术水平、设计准则的严密程度、制造和检验技术要求、压力容器使用管理状况有紧密的联系，同时与相应国家生产压力容器的历史有关。各国确定压力容器材料许用应力的系数见表 SY4-4~表 SY4-7。

表 SY4-4 中国、美国、日本安全系数比较

标准	材料	抗拉强度 下限值 $\sigma_b$	屈服强度 $\sigma_s$ 或 $\sigma_s^t$	持久强度		设计温度下 蠕变极限 $\sigma_n$
				$\sigma_D^t$ avg	$\sigma_D^t$ min	
GB 150	碳钢、低合金钢	$n_b \geq 3.0$	$n_s \geq 1.6$	$n_D \geq 1.5$	$n_D \geq 1.25$	$n_n \geq 1.0$
	高合金钢	$n_b \geq 3.0$	$n_s \geq 1.5$	$n_D \geq 1.5$	$n_D \geq 1.25$	$n_n \geq 1.0$
JB 4732	碳钢、低合金钢	$n_b \geq 2.6$	$n_s \geq 1.5$			
	高合金钢	$n_b \geq 2.6$	$n_s \geq 1.5$			
ASME-VIII-1	碳钢、低合金钢	$n_b \geq 3.5$	$n_s \geq 1.5$	$n_D \geq 1.5$	$n_D \geq 1.25$	$n_n \geq 1.0$
	高合金钢	$n_b \geq 3.5$	$n_s \geq 1.5$	$n_D \geq 1.5$	$n_D \geq 1.25$	$n_n \geq 1.0$
ASME-VIII-2	碳钢、低合金钢	$n_b \geq 2.4$	$n_s \geq 1.5$	$n_D \geq 1.5$	$n_D \geq 1.25$	$n_n \geq 1.0$
	高合金钢	$n_b \geq 2.4$	$n_s \geq 1.5$	$n_D \geq 1.5$	$n_D \geq 1.25$	$n_n \geq 1.0$
JIS B8265	碳钢、低合金钢	$n_b \geq 4.0$	$n_s \geq 1.5$	$n_D \geq 1.5$	$n_D \geq 1.25$	$n_n \geq 1.0$
	高合金钢	$n_b \geq 4.0$	$n_s \geq 1.5$	$n_D \geq 1.5$	$n_D \geq 1.25$	$n_n \geq 1.0$
EN 13445	碳钢、低合金钢	$n_b \geq 2.4$	$n_s \geq 1.5$			
	高合金钢	$n_b \geq 2.4$	$n_s \geq 1.5$			

表 SY4-5 英国标准规定的安全系数

PD 5500—2000		抗拉强度 $\sigma_b$		屈服强度 $\sigma_s$		与时间有关的设计 持久极限 $\sigma_D$ (平均值)
		$\leq 150^\circ\text{C}$	$\geq 150^\circ\text{C}$	$\leq 150^\circ\text{C}$	$\geq 150^\circ\text{C}$	
碳钢和低合金钢	已规定高温值的材料	2.35	2.35	1.6	1.6	1.3
	未规定高温值的材料	2.35	2.35	1.5	1.5	
奥氏体不锈钢	已规定高温值的材料 ( $\leq 50^\circ\text{C}$ )	2.5	2.5	1.5 ( $\leq 50^\circ\text{C}$ )	1.35	1.3
	未规定高温值的材料 ( $\leq 50^\circ\text{C}$ )	2.5	2.5	1.5 ( $\leq 50^\circ\text{C}$ )	1.45	

表 SY4-6 法国 CODAP 标准规定的安全系数

材 料	公称设计应力		
	$f_1$	$f_2$	$f_3$
碳钢、低合金钢	$\min\left\{\left(\frac{R_{p0.2}^t}{1.5}\right),\left(\frac{R_m}{2.4}\right)\right\}$	$\min\left\{\left(\frac{R_{p0.2}^t}{1.6}\right),\left(\frac{R_m}{2.7}\right)\right\}$	$\min\left\{\left(\frac{R_{p0.2}^t}{1.6}\right),\left(\frac{R_m}{3.0}\right)\right\}$
奥氏体不锈钢	$\frac{R'_m}{3.0}$	$\frac{R'_m}{3.25}$	$\frac{R'_m}{3.5}$
	$\frac{R_{p1.0}^t}{1.5}$	$\frac{R_{p1.0}^t}{1.6}$	$\frac{R_{p1.0}^t}{1.66}$
碳钢、低合金钢通用级别螺栓	$\min\left\{\left(\frac{R_{p0.2}^t}{3}\right),\left(\frac{R_m}{5}\right)\right\}$		
碳钢、低合金钢双头螺柱	$\min\left\{\left(\frac{R_{p0.2}^t}{3}\right),\left(\frac{R_m}{4}\right)\right\}$		
奥氏体不锈钢通用级别螺栓	$\frac{R'_m}{5}$		
奥氏体不锈钢双头螺柱	$\frac{R'_m}{4}$		

表 SY4-7 德国标准规定的安全系数

AD-88	材料和结构	计算强度下的安全系数 $S$	试验压力下的安全系数 $S'$
	轧制和锻造钢	1.5	1.1
	铸钢	2.0	1.5

由对比结果可见，对材料和制造要求比较严格的国家，一般取相对低的确 定材料基 本许用应力系数，如欧洲各国；对材料和制造要求比较宽松的国家，一般取相对高的系 数，如美国和日本。GB 150.1—2011 规定的确定许用应力的系数（表 SY4-8）仍然低于 美国和日本，高于欧洲各国。



表 SY4-8 钢材（螺栓材料除外）许用应力的取值

材 料	许用应力				
	取下列各值中的最小值, MPa				
碳素钢、低合金钢	$\frac{R_m}{2.7}$	$\frac{R_{eL}}{1.5}$	$\frac{R_{eL}^t}{1.5}$	$\frac{R_D^t}{1.5}$	$\frac{R_n^t}{1.0}$
高合金钢	$\frac{R_m}{2.7}$	$\frac{R_{eL}(R_{p0.2})}{1.5}$	$\frac{R_{eL}^t(R_{p0.2}^t)}{1.5}$	$\frac{R_D^t}{1.5}$	$\frac{R_n^t}{1.0}$
钛及钛合金、镍及镍合金	$\frac{R_m}{2.7}$	$\frac{R_{p0.2}}{1.5}$	$\frac{R_{p0.2}^t}{1.5}$	$\frac{R_D^t}{1.5}$	$\frac{R_n^t}{1.0}$
铝及铝合金、铜及铜合金	$\frac{R_m}{3.0}$	$\frac{R_{p0.2}}{1.5}$	$\frac{R_{p0.2}^t}{1.5}$		
注 1: 对奥氏体高合金钢制受压元件, 当设计温度低于蠕变范围, 且允许有微量的永久变形时, 可适当提高许用应力至 $0.9R_{p0.2}^t$ , 但不超过 $R_{p0.2}/1.5$ 。此规定不适用于法兰或其他有微量永久变形就产生泄漏或故障的场合。 注 2: 如果引用标准规定了 $R_{p1.0}$ 或 $R_{p1.0}^t$ , 则可以选用该值计算其许用应力。 注 3: 根据设计使用年限选用 $1.0 \times 10^5 \text{h}$ 、 $1.5 \times 10^5 \text{h}$ 、 $2.0 \times 10^5 \text{h}$ 等持久强度极限值。					

表 SY4-8 中注 2 给出了另一种可以提高材料许用应力的途径。例如, 材料 S30408 在室温下的  $R_{p0.2}=205 \text{ MPa}$ 、 $R_{p1.0}=250 \text{ MPa}$ , 如果以  $R_{p1.0}$  求取许用应力, 则许用应力可提高约 22%。

## 二、针对外压失稳失效模式的稳定安全系数

标准中, 受外压壳体的稳定许用外压值是采用临界压力除以稳定安全系数来表达, 即:

$$p_{cr}/m=[p] \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-1)}$$

式中:

$p_{cr}$ ——临界压力;

$m$ ——稳定安全系数;

$[p]$ ——许用外压。

壳体稳定安全系数  $m$  的选择, 主要考虑两个因素: 一是计算公式的精确程度; 另一是制造所能保证的形状公差。GB 150—2011 中所采用的稳定安全系数如下:

- 1) 对于圆筒的外压稳定计算, 取稳定安全系数  $m=3.0$ ;
- 2) 对于球壳和成形封头 (包括椭圆形、碟形、半球形、球冠形) 封头的外压稳定计算, 取稳定安全系数  $m=15$ 。若采用大挠度非线性分析, 得到的临界失稳压力约为采用小挠度理论解的 20%, 相当于稳定安全系数仍然为  $m=3.0$ ;
- 3) 对于圆筒加强圈的外压稳定计算, 取稳定安全系数  $m=3.0$ 。

## 三、紧固件的安全系数

紧固件的安全系数针对的是接头泄漏失效模式。用于确定密封螺栓许用应力的系数要高于对板、锻、管材的系数, 即密封螺栓材料具有较低的许用应力, 其原因如下:

- 1) 在紧固螺栓的操作中的螺栓预紧力难以定量控制, 很可能会大于设计值的需要。同时为保证密封, 也希望螺栓预紧力适当大于设计值;
- 2) 操作过程中的载荷循环或波动可能使螺栓伸长, 引起连接松动、垫片松弛, 需要多次紧固螺栓;
- 3) 由于螺栓和法兰的材料不同或二者具有不同的使用温度, 会引起附加热应力;
- 4) 用于密封的螺栓材料不允许产生塑性变形, 所以只控制屈服强度系数  $n_s$ 。

基于上述特点, 对于确定密封螺栓许用应力的系数采用如下工程原则: 当螺栓材料强度越高, 系数越大; 螺栓直径越大, 系数越小, 具体见标准的表 6。

#### 四、疲劳失效的安全系数

JB 4732—1995 在建立疲劳分析的  $S-N$  曲线时, 考虑到分析结果的不确定性, 结构缺口效应的不可知性和实验数据的精度问题, 规定了如下安全系数:

- 1) 对于除螺柱以外的材料, 分别考虑寿命和应力幅规定了相应的安全系数。  
对于交变应力幅  $S_a$  取 2.0;  
对于总体疲劳寿命安全系数  $N$  为 20, 由三部分组成:
  - a) 数据分散度: 2.0;
  - b) 尺寸因素: 2.5;
  - c) 表面、环境: 4.0。
- 2) 对于螺柱材料, 由于实验采用了实际螺栓材料和尺寸, 已经考虑了螺柱的疲劳强度减弱系数和平均应力的修正, 因此给出如下安全系数:  
总体疲劳寿命安全系数 5.7;  
对于交变应力幅  $S_a$  取 1.5。

#### 【GB 150.1】【4.5 焊接接头分类和焊接接头系数】释义

焊接接头分类是各国标准对于压力容器所允许使用的各种焊接接头的统一化表征, 用于帮助设计者依据焊接接头的类别制定相应的技术条件, 也作为制造单位规定相应制造工艺的依据。

##### 一、焊接接头和焊缝

焊接接头由焊缝、熔合区、热影响区三部分组成。

焊缝由熔化的焊接材料和熔化的母材组成, 因此焊缝金属的化学成分、力学性能等不能完全代表焊接材料的化学成分和力学性能等。

熔合区指焊缝金属与母材交接的过渡区, 即焊接过程中, 液态的混合金属(焊接材料和母材)与固态金属(母材)相交, 在交界面上形成了焊缝轮廓线(熔合线)。

热影响区是在焊接过程中母材经历短时升温(并未熔化)、之后冷却的过程后金相组织、机械性能产生变化的区域。

通常, 在焊接接头的各部分中, 以热影响区最为薄弱。

## 二、焊接接头分类

### 1、相对于 GB 150—1998 的主要变化

根据焊接接头在容器上的不同位置及受力特点,同时考虑焊接接头的型式与结构特点,GB 150—2011 将容器的焊接接头规定为 A、B、C、D、E 五类,具体见标准 4.5.1 以及标准中图 1,相对于 GB 150—1998 的主要变化如下:

#### a) 增加对 E 类焊接接头(非受压元件与受压元件的连接接头)的规定。

常见的非受压元件与受压元件的连接包括支座(鞍座等)的垫板、吊耳或其垫板、塔盘支撑件、保温支撑件等与承压壳体的连接接头。

非受压元件与受压元件的连接一般采用连续焊,根据具体情况可以是角焊缝、部分焊透或全焊透等结构形式,GB 150.3 附录 D.11 列出了常见的非受压元件与受压元件的连接接头形式。

对于承受较大载荷的非受压元件(例如吊耳),一般应采用全截面焊透结构,必要时还应对其进行应力校核。

#### b) 对于受压元件之间的焊接接头,进一步明确了工程中常见的容易混淆的焊接接头分类。

明确了接管、锥壳的纵向接头,平封头的拼焊接头,嵌入式凸缘与壳体对接连接的接头,均属 A 类焊接接头;明确了长颈法兰与壳体连接的接头、平盖或管板与圆筒对接连接的接头以及接管间的环向对接接头,均属 B 类焊接接头;明确了球冠形封头、平盖、管板与圆筒非对接连接的接头属于 C 类焊接接头(已规定为 A、B 类的焊接接头除外)。

### 2、在焊接工程专业中,针对接头、坡口、焊缝的结构形状不同,把焊接接头形式分类为:对接接头、T 形接头、角接头、搭接接头、锁底接头等共 12 种形式。

GB 150 中对压力容器结构中的焊接接头分类与焊接专业中对于焊接接头的分类是两种不同性质、不同用途的分类方法,两者的分类目的不同,但是两种分类方法并不矛盾,也不重复,我们仍可将 GB 150 中的 A、B、C、D、E 类焊接接头从焊接专业的角度定义为相应的接头形式,以便于从焊接专业的角度合理制定焊接工艺,实现对焊接接头的质量控制。

### 3、工程中,对于某些焊接接头形式的类别容易混淆。

#### 1) 平盖(或管板)与圆筒的连接接头(图 SY4-1)。

如图 SY4-1 a) 所示,平盖(或管板)与筒体的连接为对接接头,因此属于 B 类焊接接头;图 SY4-1 b)、c) 是非对接连接(T 型接头),属于对接和角接的组合焊缝形式,归类为 C 类焊接接头。

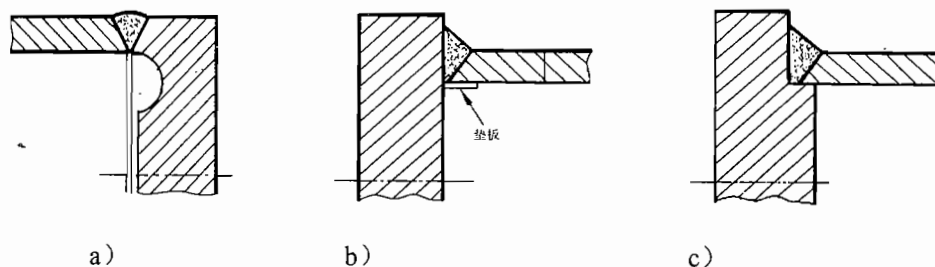


图 SY4-1 平盖（或管板）与圆筒的连接接头

2) 例如，凸缘与壳体的连接接头（图 SY4-2）。

显然，对于图 SY4-2 a) 所示的插入式凸缘与壳体的对接连接属于 D 类焊接接头形式，而图 SY4-2 b) 所示的嵌入式凸缘与壳体的对接连接则属于 A 类焊接接头。

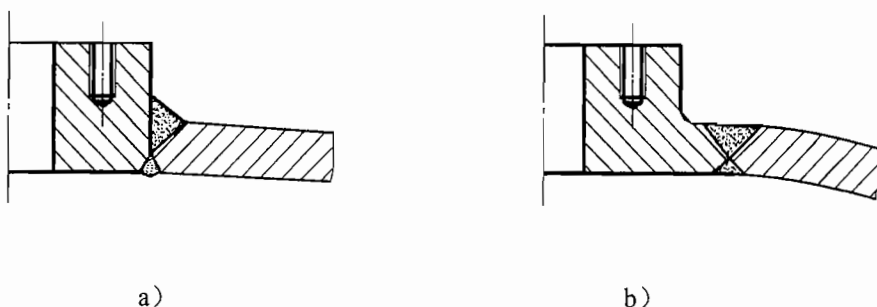


图 SY4-2 凸缘与壳体的连接接头

### 三、焊接接头系数

焊接接头系数是指对接焊接接头强度与母材强度之比值。用以反映由于焊接材料、焊接缺陷和焊接残余应力等因素使焊接接头强度被削弱的程度，是焊接接头力学性能的综合反映。

与其他国家的焊接接头系数不同，GB 150 规定的焊接接头系数  $\phi$  仅根据 A、B 类对接接头的焊接结构特点（单面焊、双面焊，有或无垫板）及无损检测的长度比例确定，见表 SY4-9。与其他类别的焊接接头无关。同时也没有降低焊接接头系数而免除无损检测的相应规定。

表 SY4-9 焊接接头系数  $\phi$ 

焊接接头形式（对接接头）		100%无损检测	局部无损检测
焊接工艺特点	双面焊 相当于双面焊全熔透的对接接头	1.0	0.85
	单面焊 （沿焊缝根部全长有紧贴基本金属的垫板）	0.9	0.8
JB/T 4730 无损检测合格级别	射线检测（技术等级不低于 AB 级）	II 级	III 级
	超声检测（技术等级不低于 B 级）	I 级	II 级

### 【GB 150.1】【4.6 耐压试验】【4.7 泄漏试验】释义

压力试验是检验压力容器整体质量的传统试验方法，按试验目的分为耐压试验和泄漏试验。为了避免制造过程中产生严重问题，容器制成后应经耐压试验，试验的种类、要求和试验压力值应在图样上注明；试验的要求随着试验目的和结构的不同而变化。

#### 一、内压容器的耐压试验

##### 1、试验的目的

内压力容器进行耐压试验的目的包括：

- 考察容器的整体强度、刚度和稳定性（针对可能由内压引起局部失稳的元件）；
- 检查焊接接头的致密性；
- 验证密封结构的密封性能；
- 消除或降低焊接残余应力、局部不连续区的峰值应力；
- 对微裂纹产生闭合效应，钝化微裂纹尖端。

##### 2、试验的种类

内压力容器的耐压试验包括液压试验、气压试验和气液组合试验。

相对于 GB 150—1998，增加了气液组合的试验方法。该方法主要解决某些大型压力容器在进行耐压试验时，因承重（例如基础承重能力可能不够）等原因无法进行液压试验，而进行气压试验不仅危险性大又耗时过长的问題。

从试验时的安全角度出发，标准规定容器采用的气液组合试验压力最小值与气压试验压力最小值相同，容器设计、制造、无损检测要求以及安全防护要求也应与气压试验的要求相同。

##### 3、试验压力的最小值

一般情况下采用液压试验，对于不适宜进行液压试验的容器，可采用气压试验或气液组合试验。对于立式容器采用卧置进行液压试验时，试验压力应计入立置试验时的液柱静压力；工作条件下内装介质的液柱静压力大于液压试验的液柱静压力时，应适当考虑相应增加试验压力。耐压试验压力的最小值规定如下：

a) 液压试验:

$$p_T = 1.25p \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-2)}$$

b) 气压试验或气液组合试验:

$$p_T = 1.1p \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-3)}$$

注 1: 容器铭牌上规定有最高允许工作压力时, 公式中应以最高允许工作压力代替设计压力  $p$ ; 当采用容器的最高允许工作压力来代替设计压力确定耐压试验压力时, 该最高允许工作压力应是容器各部件的相应最高允许工作压力中的最低值; 设计上应考虑其他结构, 如内件、支撑是否会因试验压力的改变而产生不利影响等。

注 2: 容器各主要受压元件, 如圆筒、封头、接管、设备法兰(或人手孔法兰)及其紧固件等所用材料不同时, 应取各元件材料的  $[\sigma]/[\sigma]^t$  比值中最小者;

规定了确定试验压力时需要考虑各元件材料、设计温度的差异, 相对于《固定式压力容器安全技术监察规程》4.7.2 的规定, 此处增加了设备法兰或人孔法兰的紧固件。

注 3:  $[\sigma]^t$  不应低于材料受抗拉强度和屈服强度控制的许用应力最小值。

本版标准对公式中  $[\sigma]^t$  的取值下限进行了限制, 避免不必要的过高试验压力可能对容器造成的危害。

例如, 某 15CrMoR 制容器, 壳体名义厚度为 24mm, 设计温度为 525℃, 查 GB 150.2 表 2 许用应力如表 SY4-10。

在计算该容器计算压力时, 应取  $[\sigma]^t=117$  MPa, 而不是设计温度为 525℃所对应的 58MPa, 因为表中粗线左侧的许用应力值是由钢材抗拉强度和屈服强度控制的, 而粗线右侧的许用应力系由钢材 10 万小时的高温持久强度极限所确定。

表 SY4-10 15CrMoR 钢板(厚度 6mm~60mm)许用应力表

温度, ℃	≤20	100	.....	450	475	500	525	550
许用应力, MPa	167	167	.....	119	117	88	58	37

相对于 GB 150—1998, 新版标准降低了采用气压试验时的试验压力最小值, 将计算公式中的系数由 1.15 降低到 1.1。主要考虑新版标准降低了确定许用应力的安全系数, 使得相同计算压力下的受压元件计算厚度减小。

## 二、外压容器的耐压试验

### 1、试验的目的

外压力容器以内压进行耐压试验, 其目的主要是检查焊接接头的致密性和验证密封结构的密封性能, 而不是考察容器的外压稳定性。

外容器的主要失效模式是失稳, 对于完全依据标准建造的外压力容器, 在设计外压作用下不会产生失稳失效, 因此没有必要进行外压试验以考察其稳定性。只需要通过内压进行耐压试验, 检查密封结构的密封性能和发现容易扩展为穿透性缺陷的隐患。

2、外压容器以内压进行耐压试验，试验压力按如下规定：

a) 液压试验：

$$p_T = 1.25p \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-4)}$$

b) 气压试验或气液组合试验：

$$p_T = 1.1p \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-5)}$$

### 三、多腔压力容器的压力试验

对于由2个或2个以上压力室组成的多腔容器，每个压力室的试验压力按其设计压力确定，各压力室分别进行耐压试验。

a) 校核公用元件在试验压力下的稳定性；

b) 如不能满足稳定性要求，同时还要保持原结构尺寸不变，则应先进行泄漏情况检查，确认相邻腔室之间不漏液后进行以下耐压试验。在进行耐压试验时，相邻压力室内应保持一定压力，以使整个试验过程（包括升压、保压和卸压）中的任一时刻，各压力室的压力差不超过允许压差，图样上应注明这一要求和允许压差值；

c) 如需提高某腔试验压力，应进行强度校核。

### 四、耐压试验应力校核

如果采用大于所规定的试验压力，在耐压试验前，应校核各受压元件在试验条件下的应力水平，对于壳体元件，其校核条件如下：

a) 液压试验时：

$$\sigma \leq 0.9 R_{eL} \phi \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-6)}$$

b) 气压试验或气液组合试验时：

$$\sigma \leq 0.8 R_{eL} \phi \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-7)}$$

式中：

$R_{eL}$ ——壳体材料在试验温度下的屈服强度（或0.2%非比例延伸强度），MPa。

与《固容规》4.7.3的要求相一致，不再要求耐压试验前一定要进行强度校核，仅要求对于采用大于标准4.6.2.2、4.6.2.3所规定的试验压力时才进行。

相对于GB 150—1998，设计者应注意：

a) 应对所有受压元件进行校核，标准中在这里仅给出了壳体元件的应力校核公式，对于其他形式的受压元件的校核应按GB 150.3中的相应计算公式；

b) 应力校核时，所取的壁厚应当扣除壁厚附加量，对于液压试验和气液组合试验还应考虑液柱静压力；

c) 对于介质为气态、高耸类容器，若进行立置水压试验，为防止强度破坏，即使采用标准4.6.2.2、4.6.2.3规定的试验压力，也应进行各受压元件的应力校核，

正在修订的《塔式容器》标准已经纳入了这项规定。

## 五、耐压试验的免除

不能按上述规定进行耐压试验的容器，设计单位应提出在确保容器安全运行的前提下免除耐压试验所应采取的安全措施，经设计单位技术负责人批准后在图样上注明。

不能按标准规定进行耐压试验的容器是指那些不可能进行压力试验的情况，例如必须现场组焊的有隔热层的反应器、再生器，不能作为一般在制造厂内生产的压力容器免除耐压试验的依据。

耐压试验免除相当于减少了压力容器制造过程的一个重要检验环节，为保证容器的安全质量，必须依据容器的具体要求采取相应的措施，例如提高对容器材料、无损检测比例和级别、结构设计的要求等。

## 六、泄漏试验

### 1、泄漏试验的目的

考察焊接接头的致密性和密封结构的密封性能，确定容器是否存在不允许的泄漏。泄漏试验不是压力容器的必做项目，标准规定仅对与介质毒性程度为极度、高度危害或者不允许有微量泄漏的容器，应在耐压试验合格后进行泄漏试验。

### 2、泄漏试验的种类

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。近期由我国自行研制的标准 NB/T 47013.8—2012 (JB/T 4730.8)《承压设备无损检测 第8部分：泄漏检测》于2012年3月1日正式实施，该标准为在制和在用承压设备的泄漏检测提供了可以确定泄漏部位或测量泄漏率的共11种泄漏试验方法。

GB 150 规定了如下泄漏试验的技术要求：

- a) 设计单位应当提出容器泄漏试验的方法和技术要求；
- b) 需进行泄漏试验时，试验压力、试验介质和相应的检验要求应在图样上和设计文件中注明；
- c) 气密性试验压力等于设计压力。

## 附录 B（规范性附录） 超压泄放装置

### 【GB 150.1】【附录 B 超压泄放装置】释义

在整体结构的修订方面，附录 B 共分 10 节，原 B.3 符号一节取消，对于需用到的符号在相关计算公式中给予说明。增设 B.8 泄放装置泄放面积计算，并将安全阀与爆破片的计算公式统一。其余各节仍保留，仅顺序有所调整。

国际标准和 GB 150 的引用标准均使用名词“爆破片安全装置” (Bursting disc safety



devices), 为与 ISO 4126 及 GB 567 保持一致, 爆破片装置统一改称为“爆破片安全装置 (Bursting disc safety devices)”, 以突出其对压力容器的“安全保护”特性。

### 一、范围的调整

B.1.2 修改为“本附录适用于容器上的泄放装置, 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”。同时增加了“安装在容器连接管线上的泄放装置可参照本附录”。

这是因为考虑了部分超压泄放装置不是直接安装在压力容器本体上而是安装在压力系统 (包括容器) 管道上, 但它也能起到保护容器的作用。

### 二、关于定义的修改

1、取消最高允许工作压力定义, 该术语已经在 GB 150.1 的正文中定义;

2、设计爆破压力、制造范围定义与 GB 567 一致;

3、安全阀开启压力改为整定压力, 以和《固容规》相一致;

4、标定爆破压力定义为: 标注在爆破片铭牌上的爆破压力值。其值可以是在规定的设计 (或试验) 爆破温度下, 同一批次爆破片抽样爆破试验时, 实测爆破压力的算术平均值; 也可以是设计爆破压力值 (制造范围为零时)。这主要是考虑到目前关于制造范围存在以下两种情况:

a) 欧洲国家 (ISO 4126) 习惯上不采用制造范围, 所以设计爆破压力就是标定爆破压力;

b) 美国 (ASME) 则采用制造范围, 在规定的制造范围内的任何一个压力都可以是标定爆破压力。

上述两种设计方法在我国实际上都采用, 为方便叙述起见, 把两种设计方法同时兼顾, 并在表 B.2 中加入“正拱形爆破片零制造范围”一项。

5、最低标定爆破压力定义为设计爆破压力与制造范围下限的代数和。与 GB 150—1998 有所不同, 按 GB 150—1998 定义, 最低标定爆破压力即为设计爆破压力, 这与其术语名称不符。

### 三、泄放装置的动作压力及容器超压限度

B.3.2 包含的三条内容 (见 B.3.2.1、B.3.2.2 和 B.3.2.3) 来源于 ASME VIII-1 篇 (2007 版) UG-125 和 UG-134 节, 现将其中的相关内容整合如表 SYB-1。

表 SYB-1 ASME VIII-1 关于动作压力与超压限度的相关内容

条 件		UG-134 泄放装置动作压力	UG-125 容器超压限度
1	安装一个泄放装置	≤容器的最高允许工作压力 [ 见 UG-134 (a) ]	≤容器最高允许工作压力的 10% [ 见 UG-125 (c) ]
2	安装多个泄放装置[ 见 UG-134 (a) ]		≤容器最高允许工作压力的 16% [ 见 UG-125 (c) (1) ]
	其中一个泄放装置	≤容器的最高允许 工作压力	
	其余泄放装置	≤容器最高允许工作压力的 105%	
3	安装防火灾辅助泄 放装置	≤容器最高允许工作压力的 110%[ 见 UG-134 (b) ]	≤容器最高允许工作压力的 21% [ 见 UG-125 (c) (2) ]

根据 ASMEⅧ-1(2007 版),原 B.4.2.3 修改成为 B.3.2.3,修改后包含以下三层含义:

- a) 若符合 B.3.2.1 条件的泄放装置,能同时满足火灾要求的泄放能力,则该泄放装置也同时具有防火灾的作用,而不需要专门设置防火灾辅助泄放装置。装置动作压力不大于设计压力;
- b) 若符合 B.3.2.2 条件的泄放装置,能同时满足火灾要求的泄放能力,则该泄放装置也同时具有防火灾的作用,而不需要专门设置防火灾辅助泄放装置。装置动作压力仍维持在 B.3.2.2 的水平;
- c) 若符合 B.3.2.1 条件的泄放装置或符合 B.3.2.2 条件的泄放装置,不能同时满足火灾要求的泄放能力,则需要另外安装防火灾的辅助泄放装置,且辅助泄放装置的动作压力只要控制在设计压力的 1.1 倍之内即可。

以上描述,可归结为表 SYB-2 泄放装置动作压力和超压限度的限制。

表 SYB-2 泄放装置动作压力和超压限度的限制

工况条件		单个泄放装置		多个泄放装置	
		最大动作压力	超压限度	最大动作压力	超压限度
非火灾 事故	第一个泄放装置	100	10	100	16
	附加泄放装置			105	16
火灾 事故	第一个泄放装置	100	21	100	21
	附加泄放装置			105	21
	辅助泄放装置*	110*	21*	110*	21*
注 1: 表中数值为设计压力的百分数。 注 2: 当单个泄放装置或多个泄放装置不能满足火灾工况时,才需要安装辅助泄放装置,即表中“*”部分为视具体情况确定是否设置。					

同时需要说明的是,GB 150—1998 中,关于安装多个泄放装置(B.4.2.2)和安装防火灾辅助泄放装置(B.4.2.3)时,对容器超压限度分别规定不大于设计压力的 12%和 16%。这是考虑到当时我国容器设计标准中,钢材确定许用应力时取安全系数为 3.0,而按同时期的 ASME VIII-1 设计规范,钢材许用应力取安全系数为 4.0,即在用相同条件制成的压力容器上,美国容器的应力水平只是我国容器应力水平的 3/4。泄放装置动作

时，容器的应力水平本身就较高，而此时再比美国的同类容器高 1/4，担心应力过高对容器的安全不利，因此把上述条件 2、条件 3 的容器超压限度分别乘以 3/4 而得到该版的结果。原意是想得到和美国容器相同的应力水平，美国的容器安全，我国的容器也安全。经分析，这种担心是不必要的。按照容器常规设计准则，容器的安全取决于此时的应力水平是否在其液压试验的应力范围以内（即保证容器的应力水平在材料允许的弹性范围内），只要仍在此范围内，就是安全的。而许用应力的高低是和液压试验压力的大小相对应的，即材料的许用应力值提高了，其液压试验压力值也相应地提高了。不能因安全系数降低就怀疑泄放装置的泄放压力会导致容器不安全，这种担心是不必要的，从 ASME VIII-1 2007 得知，钢材许用应力安全系数取为 3.5，但 UG-125 和 UG-134 的相关内容仍保持原样，这也说明安全系数和容器超压限度没有直接关系。

因此，在编写 GB 150—2011 这部分内容时，作出了更改，关于安装多个泄放装置（B.3.2.2）和安装防火灾辅助泄放装置（B.3.2.3）时，对容器超压限度分别规定为不大于设计压力的 16%和 21%。

B.3.8、B.3.9 增加了两条关于安全阀与爆破片组合装置使用工况适用条件。

四、安全阀

安全阀章节中增加了三条关于安全阀适用与不适用工况的条款，即 B.4.1、B.4.2 和 B.4.3；同时为了方便设计人员，在 B.4.6 中对安全阀整定压力偏差作出了规定，该条款与 GB/T 12241 的规定是一致的。

五、爆破片安全装置

为了让设计人员更好地理解 B.5.5，对装有爆破片装置的容器设计压力确定步骤举例如下，并同时以图 SYB-1 来表示爆破片各压力之间关系。

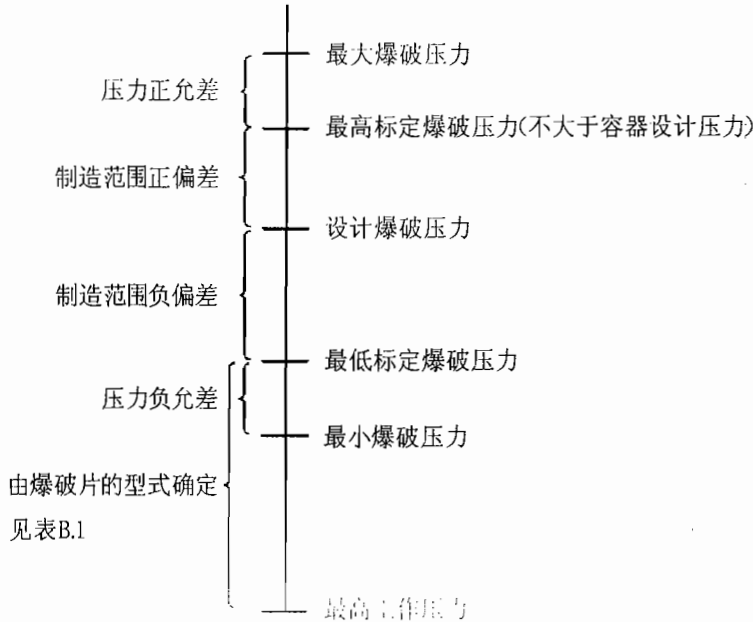


图 SYB-1 爆破片各压力之间关系示意图

容器设计压力确定举例：某容器工作压力为 1.0MPa，选用反拱形爆破片，确定容

器设计压力。

- a) 查表 B.1, 确定反拱形爆破片的最低标定爆破压力  $p_{\text{smin}}$ :  $p_{\text{smin}} \geq 1.1p_w$ , 取  $p_{\text{smin}} = 1.1 \text{ MPa}$ ;
- b) 选定爆破片的制造范围: 爆破片的制造范围由表 B.2 选 1/2 范围, 即为  $0 \sim -5\%$ ;
- c) 计算爆破片的设计爆破压力  $p_b$ :  $p_b = (1 + |-5\%|)p_{\text{smin}}$ , 从而求得  $p_b = 1.16 \text{ MPa}$ ;
- d) 确定容器的设计压力  $p$ :  $p \geq p_b + 0 = 1.16 \text{ MPa}$ , 取  $p = 1.2 \text{ MPa}$ 。

从本示例中可以看出, 对于爆破片, 当制造范围不为零时, B.3.2 中动作压力应取其最大标定爆破压力 (设计爆破压力加上所选爆破片制造范围的上限)。

B.5.6.1 爆破片常用材料最高适用温度即表 B.3 中增加了石墨 ( $200^\circ\text{C}$ ), 哈氏合金 ( $480^\circ\text{C}$ ), 删除了铜 ( $100^\circ\text{C}$ ), 因其在爆破片实际制造中并未被选用。

## 六、安全阀与爆破片安全装置的组合装置

对于安全阀与爆破片组合装置, 增加了两条 B.6.1 和 B.6.2, 主要是对串联组合装置中爆破片及安全阀的特性要求作出了规定, 同时明确组合装置中安全阀与爆破片之间的腔体应设置排气口、报警装置等附件。

## 七、容器安全泄放量的计算

关于容器安全泄放量的计算方法与 GB 150—1998 完全一致。

## 八、泄放装置泄放面积计算

(一) 关于泄放面积的计算公式中泄放系数  $K$  的说明

由于 GB 150—1998 附录 B 中安全阀和爆破片泄放面积的计算仅泄放系数  $K$  的取法不同, 本次修订中将安全阀和爆破片泄放面积的计算统一, 且所有计算公式均化为最简形式。

GB 150—1998 附录 B 中在计算爆破片泄放面积时,  $K$  统一取为 0.62, 过于保守, 且未对其适用条件作出说明。因此, 对于爆破片的泄放面积计算作了如下补充规定:

对于爆破片,  $K$  为与爆破片装置入口管道形状有关的系数, 可查表 B.5 确定, 但同时应满足 a) ~ d) 条件:

- a) 直接向大气排放;
- b) 爆破片安全装置离容器本体的距离不超过 8 倍管径;
- c) 爆破片安全装置泄放管长度不超过 5 倍管径;
- d) 爆破片安全装置上、下游接管的公称直径不小于爆破片安全装置的泄放口公称直径。

需要说明的是, 表 B.5 对  $K$  的取值方法与 ISO 4126-6:2003 是一致的。

当容器上安装的爆破片装置不满足 a) ~ d) 所列条件时, 可能会形成较大的流体阻力, 这时应采用流体阻力系数法来计算爆破片安全装置的泄放量。如何用流体阻力系数来计算泄放量, 国内标准尚无介绍, 可参考 ISO 4126、API 520 等国外标准或文献。

(二) GB 150—1998 附录 B 对饱和蒸汽泄放面积的计算公式

当  $10 \text{ MPa} < p_d \leq 22 \text{ MPa}$  时:

$$A \geq \frac{W_s}{5.25Kp_d} \left( \frac{229.2p_d - 7315}{190.6p_d - 6895} \right) \dots\dots\dots \text{SY (B-1)}$$

GB 150—2011 修改为:

当  $10 \text{ MPa} < p_f \leq 22 \text{ MPa}$  时:

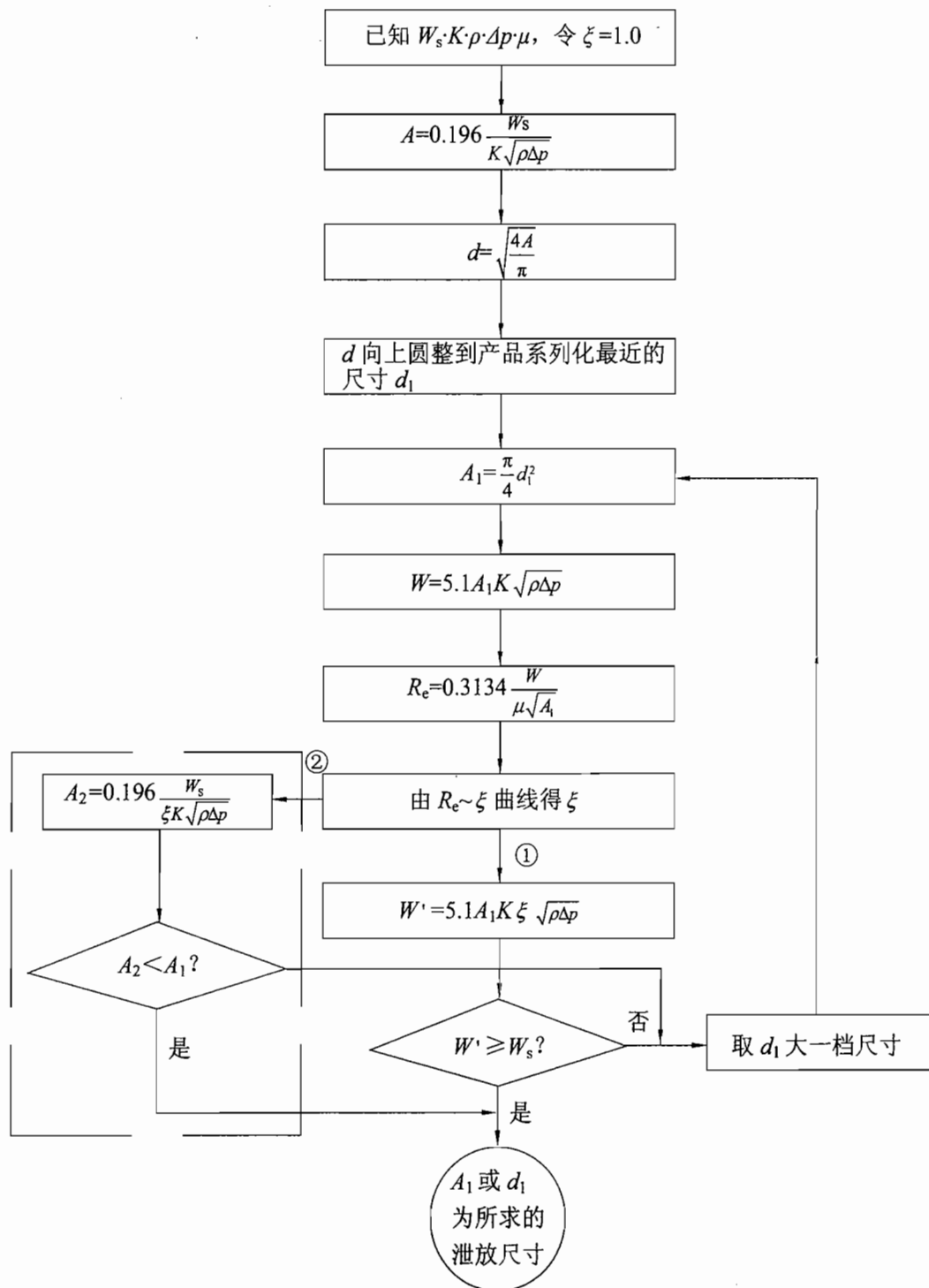
$$A = 0.19 \frac{W_s}{Kp_f} \left( \frac{33.2p_f - 1061}{27.6p_f - 1000} \right) \dots\dots\dots \text{SY (B-2)}$$

括号内的系数相当于是分子分母同时除了一个系数 6.895, 该表达形式与 ASME VIII: 2007 一致, GB 150—1998 表达形式为 ASME VIII: 2001 表达形式。

### (三) 增加液体介质的泄放面积计算公式

本次修订增加了液体介质的泄放面积计算公式, 并与 ISO 4126-6: 2003 保持一致, 对于粘滞性流体可由图 B.2 查得其液体动力粘度校正系数  $\zeta$ 。液体介质泄放面积计算流程图见图 SYB-2, 并举例说明液体介质的泄放面积计算方法。

液相介质单个泄放装置泄放面积计算流程



注：（1）①是通过比较计算的泄放量得出结论；②是通过比较计算的泄放面积得出结论。

（2）对于安全阀  $d_1$  为喉径（ $d_0$ ）；对于爆破片  $d_1$  为爆破片公称直径

图 SYB-2 液相介质单个泄放装置泄放面积计算流程图

计算举例：某承压设备内介质为原油，考虑到原油排出时一旦受到阻塞可能引起超压，安装了一安全阀，事故时安全阀的泄放量应不小于 30000kg/h，泄放时背压变动值为 0MPa~0.3MPa（表压）。承压设备设计压力为 1.73MPa（表压），该压力也是安全阀整定压力，原油的密度为 900kg/m<sup>3</sup>，在泄放时其黏度为 0.2（Pa·s）。请选择安全阀的尺寸。

安全阀的尺寸确定步骤如下：

- 1) 安全阀泄放压力为  $p_f=1.73 \times 1.1=1.9\text{MPa}$ ;
- 2) 安全阀泄放系数  $K=0.65$ （制造厂家提供）;
- 3) 假设为非粘滞性流体，取  $\zeta=1.0$  按式（B.9）计算出初始的泄放面积  $A$ ，即：

$$A = 0.196 \frac{W_s}{\zeta K \sqrt{\rho \Delta p}} = 0.196 \frac{30000}{1.0 \times 0.65 \times \sqrt{900 \times (1.9 - 0.3)}} = 238\text{mm}^2$$

并向上圆整到产品系列化规格最近的公称直径及相对应的泄放面积为  $A_1=324.5\text{mm}^2$ ;

- 4) 根据 3) 计算出的圆整后泄放面积  $A_1$  按式（B.9）及  $\zeta=1.0$  计算泄放量  $W$ ，即：

$$W = A \zeta K \sqrt{\rho \Delta p} \div 0.196 = 324.5 \times 1.0 \times 0.65 \times \sqrt{900 \times (1.9 - 0.3)} \div 0.196 = 40837\text{kg/h}$$

- 5) 根据  $W$  及  $A_1$  计算雷诺数，

$$R_e = 0.3134 \frac{W}{\mu \sqrt{A}} = 0.3134 \times \frac{40837}{0.2 \times \sqrt{324.5}} = 3552$$

- 6) 根据计算的雷诺数由图 B.2 查得  $\zeta=0.95$ ，并以查得的  $\zeta$  值按式 B.9 重新计算泄放量  $W$ ，即：

$$W = A \zeta K \sqrt{\rho \Delta p} \div 0.196 = 324.5 \times 0.95 \times 0.65 \times \sqrt{900 \times (1.9 - 0.3)} \div 0.196 = 38795\text{kg/h}$$

因为  $W \geq W_s$ ，则该面积即为所求，由此可确定安全阀的尺寸。

需要补充说明的是，除本附录介绍的方法外，对于黏性液体，也可按以下步骤来确定其泄放面积：

- a) 假设为非粘滞性流体，取  $\zeta=1.0$  按式（B.9）计算出初始的泄放面积与相应的直径，并向上圆整到产品系列化规格最近的公称直径及相对应的泄放面积  $A_1$ ;
- b) 根据圆整后泄放面积按式  $R_e = 0.3134 \frac{W}{\mu \sqrt{A}}$  计算雷诺数，由图 B.2 查得  $\zeta$  值，并以查得的  $\zeta$  值按式（B.9）重新计算泄放量  $A_2$ ;
- c) 若  $A_2 < A_1$ ，则该直径（面积）即为所求；若  $A_2 \geq A_1$  则采用大一档的产品公称直径相对应的泄放面积代替 a) 计算出的圆整后泄放面积  $A_1$  重复 b) ~ c) 的计算，直至  $A_2 < A_1$ 。

（四）泄放面积的计算所采用的压力

GB 150—1998 中泄放面积的计算公式中对于安全阀是采用泄放压力，而爆破片是采用设计爆破压力，新版把安全阀和爆破片都统一采用泄放压力。这一点与 ISO 4126-6:2003 及 API 520:2000 均是一致的。

## 九、泄放装置的设置

原 B9.2 即“全启式安全阀和反拱型爆破片装置必须装在气相空间。用于液体的安全阀出口管公称直径至少为 15mm。”取消，这主要是现在已有适合于全液相的反拱型爆破片安全装置。关于“用于液体的安全阀出口管公称直径至少为 15mm”这一条款则在 B.4.5 作了规定。

## 参 考 文 献

- [1] 特种设备安全监察条例. 中国标准出版社. 2009 年
- [2] 固定式压力容器安全技术监察规程. 新华出版社. 2009 年
- [3] 谢铁军, 寿比南, 王晓雷, 李军 <固定式压力容器安全技术监察规程释义>. 新华出版社. 2009 年
- [4] 压力容器安全技术监察规程. 中国劳动社会保障出版社. 1999 年
- [5] GB 150—1998 钢制压力容器. 中国标准出版社
- [6] ISO 16528 boilers and pressure vessels
- [7] 陈钢, 谢铁军, 宋继红, 林伟明等. 国内外特种设备标准法规综论. 中国标准出版社. 2007 年
- [8] 宋继红, 谢铁军, 石家骏等. 特种设备法规标准体系战略研究报告. 国家十一五科技支撑项目课题报告. 2009 年
- [9] 李世玉主编. 压力容器设计工程师培训教程. 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. 新华出版社
- [10] ASME II 材料 A 篇 铁基材料. 中国石化出版社. 2005 年
- [11] AD 2000 Code, Technical Rules for Pressure Vessels
- [12] CEN/ TC541 European Standard EN13445 for Unfired Pressure Vessels. 2002 年
- [13] 潘勇琨. 中外标准对产品焊接试板要求的对比分析. 《石油机械》. 2007. 35(8): 68-70
- [14] 锅炉压力容器安全监察局、全国锅炉压力容器标准会技术委员会. 压力容器安全技术监察规程(1999 版) 问题解答(三). 《压力容器》. 2003. 120(5): 1-5
- [15] 薛洲, 周瑾, 叶力等. 国内外标准中压力容器水压试验要求对比分析. 《石油化工设备》. 2006. 35(6): 45-48
- [16] 王洪波, 宋艳红, 江涛. 直立容器耐压试验方法探讨. 《石油化工设备》. 2005. 34(2): 45-46
- [17] 苏文献. 承压设备强度数值模拟若干问题及其工程应用研究. 浙江大学博士论文. 2003 年
- [18] 王保国, 王新泉, 刘淑艳等. 安全人机工程学. 机械工业出版社. 2007 年
- [19] GB/T 7994—2005 搪玻璃设备水压试验方法. 中国标准出版社
- [20] GB/T 228—2002 金属材料 室温拉伸试验方法. 中国标准出版社
- [21] 锅炉压力容器制造监督管理办法. 国家质检总局令第 22 号
- [22] 郑津洋, 孙国有, 陈志伟等译. 欧盟承压设备实用指南. 化学工业出版社. 2005 年
- [23] JB/T 4756—2006 镍及镍合金制压力容器. 新华出版社
- [24] HG 20660—2000 压力容器化学介质毒性危害和爆炸危险程度分类. 化学工业出版社
- [25] GB 5044—85 职业性接触毒物危害程度分级. 中国标准出版社
- [26] GB 13690—92 常用危险化学品的分类及标志. 中国标准出版社
- [27] Evaluation of Design Margins for ASME CODE VIII, Divisions 1 and 2 PVRC Project No. 97-2.



November, 1997

[28] ASME Boiler & Pressure Vessel Code, VIII Division 1, Rules for Construction of Pressure vessels, July 1, 2007

[29] ASME Boiler & Pressure Vessel Code, VIII Division 2, Alternative Rules, Rules for Construction of Pressure vessels, July 1, 2007

[30] PD 5500-2000 Unfired Pressure Vessels

[31] CODAP-2000 Unfired Pressure Vessels

[32] JB 4732—1995 钢制压力容器—分析设计标准

[33] “十五”国家重大科技专项课题《特种设备安全科技成果转化法规标准试点》国内外承压设备材料标准比较研究专题研究分项报告 01—02—04, 2007 年

[34] “十五”国家重大科技专项课题《特种设备安全科技成果转化法规标准试点》国内外承压设备材料标准比较研究专题研究分项报告 01—02—03, 2007 年

[35] “十一五”国家科技支撑计划课题《关键技术标准推进工程》特种设备标准体系研究及关键技术标准研制 02—04—01“中欧压力容器标准综合对比研究”, 2009 年

[36] “十一五”国家科技支撑计划课题《关键技术标准推进工程》特种设备标准体系研究及关键技术标准研制 02—04—02“中美压力容器标准综合对比研究”国内外承压设备制造装备及制造技术对比研究, 2009 年

[37] “十一五”国家科技支撑计划课题《关键技术标准推进工程》特种设备标准体系研究及关键技术标准研制 02—04—02“国内外承压设备制造装备及制造技术对比研究”, 2009 年

[38] EN13445:2002 (E) Unfired Pressure Vessels, Part 3: Design, Oct. 14, 2002

[39] ASME Boiler & Pressure Vessel Code, Section VIII-Division 1, 2010

[40] ASME Boiler & Pressure Vessel Code, Section VIII-Division 2, 2010

[41] API 571-1, Damage Mechanisms Affecting Fixed Equipment in the Refining Industry, 2003

[42] API 579-1/ASME FFS-1, Fitness-For-Service, 2007

[43] D.A. Osage, ASME ST-LLC BPVC SECTION VIII DIVISION 2 CRITERIA DOCUMENT (VERSION 25), The Equity Engineering Group, Inc

[44] D.A. Osage, C.D. Rodery, G.G. Karcher, T.P. Pastor, R.G. Brown, P.A. Henry, SECTION VIII: DIVISION 2—ALTERNATIVE RULES. Chapter 22 of Companion Guide to the ASME Boiler & Pressure Vessel Code, 3<sup>rd</sup> ed., K.R. Rao Eds., 2009

[45] M. Prager, D.A. Osage, “Development of Material Fracture Toughness Rules for Section VIII, Division 2,” 2007 Edition, WRC Bulletin 528, 2010

[46] H.T. Corten, Fracture Toughness Considerations Underpinning New Toughness Rules in Section VIII, Division 1, of the ASME Code



**GB 150.2—2011**

**《压力容器 第2部分：材料》**

**标 准 释 义**



## 第1章 范围

### 【GB 150.2】【1 范围】释义

GB 150.2—2011《压力容器 第2部分：材料》(以下简称本部分)代替 GB 150—1998 的材料部分(第4章、附录A、附录F和附录H)。

本部分依据 GB 150—1998 实施以来我国压力容器用钢的技术进展成果,并按照 TSG R0004—2009《固定式压力容器安全技术监察规程》(以下简称《固容规》)的相关规定进行了修订。与 GB 150—1998 相比,主要变动内容如下:

- 第2章引用文件中的钢材标准全部进行了更新。复合板增加了镍-钢、钛-钢和铜-钢3个标准(NB/T 47002.2、NB/T 47002.3和NB/T 47002.4)。不锈钢无缝钢管增加了奥氏体—铁素体型钢管标准(GB/T 21833)。不锈钢焊接钢管增加了锅炉和热交换器用奥氏体不锈钢管标准(GB/T 24593)和奥氏体—铁素体型钢管标准(GB/T 21832)。不锈钢棒增加了冷加工钢棒标准(GB/T 4226);
- 第3章总则中碳素钢和低合金钢钢材(钢板、钢管和钢锻件)的冲击功最低值按 TSG R0004 的规定提高了指标;
- 按《固容规》所规定的安全系数重新确定了钢板、钢管和钢锻件的许用应力;
- 第4章钢板中增加了7个低合金钢钢板(12Cr1MoVR、12Cr2Mo1VR、12MnNiVR、15MnNiNbDR、07MnNiMoDR、08Ni3DR和06Ni9DR),6个高合金钢钢板(S11972、S30409、S31008、S39042、S22253和S22053);
- 第4章钢板中提高了碳素钢和低合金钢钢板的超声检测要求,将钢板的使用温度下限作了详细规定;
- 第5章钢管中增加了2个低合金钢钢管(09MnNiD和08Cr2AlMo),2个奥氏体型高合金钢无缝钢管(1Cr19Ni9和0Cr25Ni20),4个奥氏体—铁素体型高合金钢无缝钢管(S21953、S22253、S22053和S25073),高合金钢焊接钢管列入5个奥氏体型钢号(S30408、S30403、S31608、S31603和S32168)和3个奥氏体—铁素体型钢号(S21953、S22253、S22053);
- 第5章钢管中列入了用钢棒加工的接管,并做出了相关规定;
- 第6章钢锻件中增加了4个低合金钢钢锻件(20MnNiMo、12Cr2Mo1V、12Cr3Mo1V和08Ni3D),4个奥氏体型高合金钢钢锻件(S30409、S31008、S31703和S39042),2个奥氏体—铁素体型高合金钢钢锻件(S22253和S22053);
- 第7章螺柱(含螺栓)用钢棒中调整了35CrMoA和40CrNiMoA低温用螺柱的最低冲击试验温度,提高了30CrMoA、35CrMoA和40CrNiMoA螺柱的低温冲击功指标,增加了S31008高温用高合金钢螺柱和应变强化处理的S30408

低温用高合金钢螺柱；

- 附录 A 中增加了 4 个低合金钢钢板（12Cr2Mo1VR、15MnNiNbDR、08Ni3DR 和 06Ni9DR）的技术要求，以及 2 个低合金钢钢管（09MnNiD 和 08Cr2AlMo）的技术要求；
- 附录 B 中列入了新增钢号的相关性能数据参考值；
- 附录 C 中列出了高合金钢统一数字代号和牌号的对照表；
- 附录 D 中列出了 Q235 系列钢板的使用规定。

本部分规定了压力容器受压元件用钢材〔包括钢板、钢管、钢锻件和螺柱（含螺栓）用钢棒〕的钢号及其相关标准，钢材的附加技术要求（如特殊冶炼方法、严格的化学成分、较高的冲击功指标、附加保证高温屈服强度、提高无损检测合格等级、增加力学性能检验率等），钢材的使用范围（温度和压力）及许用应力。

本部分只规定了钢材的使用温度，不包括有色金属。奥氏体不锈钢的最低使用温度为 $-253^{\circ}\text{C}$ （液氢的沸点温度为 $-252.8^{\circ}\text{C}$ ），奥氏体不锈钢 S31008 的最高使用温度为 $800^{\circ}\text{C}$ ，部分奥氏体不锈钢的最高使用温度为 $700^{\circ}\text{C}$ 。

本部分适用的压力容器范围和不适用的范围与 GB 150.1 一致，制冷装置用压力容器因在选材等方面具有特殊性，也不在本部分的适用范围之列，由 NB/T 47012—2010《制冷装置用压力容器》另行规定。简单压力容器需满足 TSG R0003—2007《简单压力容器安全技术监察规程》的要求。

本部分不适用的范围还包括《固容规》中 1.4 条所规定的范围，《固容规》1.4 条是适用范围的特殊规定，包括：

- 1.4.1 只需要满足本规程总则、设计、制造要求的压力容器
- 1.4.2 只需要满足本规程总则、设计和制造许可要求的压力容器
- 1.4.3 只需满足总则和制造许可要求的压力容器

上述 3 条规定中并不要求这些压力容器中的材料要符合《固容规》的规定，所以这些压力容器的材料并不要求满足本部分的规定，也就是本部分不适用的范围。

## 第 2 章 规范性引用文件

### 【GB 150.2】【2 规范性引用文件】释义

在这些引用标准中，多数标准是钢材标准，如钢板、复合钢板、钢锻件、钢管、钢棒等，还包含一些检验方法标准，如拉伸试验、冲击试验、落锤试验、涡流探伤检验、超声检测等。

需要注意的是：

- a) 在 GB 150 报批之后，GB/T 228—2002《金属材料 室温拉伸试验方法》进行了修订。

GB/T 228—2002 是等效采用国际标准 ISO 6892:1998《金属材料 室温拉伸试验》的标准。2009 年, ISO 6892 标准进行了修订, 因此我国的拉伸试验标准也于 2010 年完成了修改, 修改采用国际标准 ISO 6892-1:2009《金属材料 拉伸试验 第1部分: 室温试验方法》(英文版), 新标准为 GB/T 228.1—2010《金属材料 拉伸试验 第1部分: 室温试验方法》, 该标准于 2010 年 12 月 23 日发布, 2011 年 12 月 1 日实施。GB/T 228 分为 4 部分, 包括:

GB/T 228.1—2010《金属材料 拉伸试验 第1部分: 室温试验方法》;

GB/T 228.2—2010《金属材料 拉伸试验 第2部分: 高温试验方法》;

GB/T 228.3—2010《金属材料 拉伸试验 第3部分: 低温试验方法》;

GB/T 228.4—2010《金属材料 拉伸试验 第4部分: 液氮试验方法》。

b) GB 6479 标准给出了年号 (GB 6479—2000)。

本部分列入了 GB 6479—2000《高压化肥设备用无缝钢管》中的两个钢管牌号 (20 和 16Mn), GB 6479—2000 中所有钢管的化学成分中 P、S 含量的要求为  $P \leq 0.030\%$ 、 $S \leq 0.030\%$ , 其中的 S 含量不符合《固容规》2.3.2 条对压力容器专用钢中的碳素钢和低合金钢钢材  $S \leq 0.020\%$  的要求, 因此在本部分的 5.1.5 a) 加入了“钢中 S 含量应不大于 0.020%”的规定, 该条规定就是针对 2000 版标准加入的。

由于近期 GB 6479 标准会进行修订, 其中重要的就是要规定  $S \leq 0.020\%$ , 一旦新标准实施, 本部分的 5.1.5 a) 就自然满足了。

c) ISO 9328-2:2004 也标明了年号。

在本部分 4.1.12 条的技术要求就是针对 2004 版提出的, 一旦 ISO 9328-2:2004 进行修改, 其中的 P265GH 和 P355GH 的技术要求完全符合 Q245R 和 Q345R 规定的时候, 该条款中的某些内容就自然满足了。

## 第3章 总 则

### 【GB 150.2】【3 总则】

### 【GB 150.2】【3.1~3.3】释义

压力容器受压元件用钢材包含钢板、钢管、钢锻件和钢棒 (螺柱, 含螺栓), 这些钢材必须符合本部分的规定。为了保证钢材可焊性的相匹配, 虽然是非受压元件用钢, 但其与受压元件相焊接时应是焊接性良好的钢材。

采用本部分未列入钢号的钢材时, 除奥氏体型钢材外均应符合有关的规定。本部分附录 A (规范性附录) 是材料的补充规定, 对下列钢材提出了要求:

a) 已列入本标准但尚未列入材料标准 (国家标准或行业标准) 的钢材;

b) 未列入本标准的钢材。

附录 A 中未列入材料标准（国家标准或行业标准）的钢材包括低合金钢钢板、低合金钢钢管。

允许采用已列入国家标准的奥氏体型钢材，但其技术要求（如 P、S 含量，强度指标）不应低于本部分所列入相应钢材标准中化学成分相近钢号的规定。国家标准中的奥氏体型钢材主要是钢板、钢管和钢棒标准中的钢材，而钢锻件没有统一的锻件国家标准，所以奥氏体型钢锻件只能按照 NB/T 47010《承压设备用不锈钢和耐热钢锻件》进行选用。

本部分强调了压力容器受压元件用钢应附有钢材生产单位的质量证明书原件，提供材料质量证明书是法规的强制性要求，而不管相应标准中是否规定，必须提供。如无钢材生产单位的质量证明书原件时，则应按《固容规》中 2.1 的规定，当压力容器制造单位从非材料制造单位取得压力容器用材料时，应当取得材料制造单位提供的质量证明书原件或者加盖材料供应单位检验公章和经办人章的复印件，对符合《固容规》中 2.11 所规定的情况时，即对于采购的Ⅲ类压力容器用Ⅳ级锻件，以及不能确定质量证明书的真实性或者对性能和化学成分有怀疑的主要受压元件材料，压力容器制造单位应当进行复验，符合《固容规》及相应材料标准的要求后方可投料使用。

材料复验的内容包括：

- a) 检查钢板表面质量和材料标志；
- b) 复验钢板的化学成分；
- c) 复验钢板的力学性能、冷弯性能；
- d) 厂未提供钢板超声检测保证书时，应按《固容规》2.5 条的要求进行超声检测复验。

### 【GB 150.2】【3.4、3.5】释义

原标准中“……材料的焊接性能、……”不够全面，所以修改为“……材料的性能（力学性能、工艺性能、化学性能和物理性能），新的内容既合理，也更为全面。

原 GB 150 的 2002 年第 1 号修改单已取消了 Q235AF 和 Q235A 两个钢板牌号。现将熔炼方法单独提出，写成“压力容器受压元件用钢应当是氧气转炉或者电炉冶炼的镇静钢”更为合理，现在冶金企业已经几乎都是采用氧气转炉或者电炉炼钢，而在压力容器行业也禁止沸腾钢的应用，这些规定在现实中也是可行的。同时对强度级别高的高强度钢板（标准抗拉强度下限值大于或者等于 540MPa 的低合金钢钢板）和奥氏体—铁素体型（双相钢）不锈钢钢板、以及用于使用温度低于 -20℃ 的低温钢板和低温钢锻件，还应当采用炉外精炼工艺。由于应用场合和技术要求的不同，对上述三类钢板和锻件的冶炼要求提得更高，

炉外精炼就是把转炉或电炉中所炼的钢水移到另一个容器中（主要是钢包）进行精炼的过程。也叫“二次炼钢”或钢包精炼。炉外精炼把传统的炼钢分为两步。（1）初炼：在氧化性气氛下进行炉料的熔化、脱磷、脱碳和主合金化。（2）精炼：在真空、惰性气氛或可控气氛下进行脱氧、脱硫、去除夹杂、微调成分等。炉外精炼主要是在钢包内完



成的。它具有以下冶金作用：一是使钢水温度和成分均匀化。二是微调成分使成品钢的化学成分控制在很窄的范围之内。三是把钢中硫含量降到非常低（如 S 含量可达小于 0.005% 甚至更低）、改变钢中夹杂物形态及组成和去除有害元素。四是降低钢中的氢氮等气体含量（如 H 含量可小于 2ppm）。

炉外精炼在现代化的钢铁生产流程中已成为一个不可缺少的环节。尤其是炉外精炼与连铸相配合，可保证连铸生产顺行、扩大连铸品种、提高铸坯质量的重要手段。在炼钢生产流程中，采用转炉（电炉）→炉外精炼→连铸已成为现代化钢厂冶炼技术的普遍模式。它可以很好地提高钢材的冶炼水平，从而保障钢材的产品质量。GB 3531《低温压力容器用低合金钢板》，GB 19189《压力容器用调质高强度钢板》和 GB 24511《承压设备用不锈钢钢板及钢带》等标准已均要求采用转炉或电炉加炉外精炼的冶炼技术。

炉外精炼工艺主要包括 LF 钢包精炼、AOD 氩氧脱碳精炼、VOD 真空吹氧脱碳精炼、RH 真空处理、喂线、钢包吹氩搅拌、喷粉等。

### 【GB 150.2】【3.6 压力容器受压元件用钢材的使用温度上限】释义

明确受压元件的最高设计温度为钢材使用温度上限，正文中允许钢材可以短时在高于使用温度上限时使用，但需由设计文件规定。

钢材高于室温下的许用应力是由该温度下钢材的屈服强度  $R_{eL}$  下限值除以安全系数 1.5 所确定，但在一定的高温下许用应力是由钢材的 10 万小时高温持久强度极限所确定的，在新标准的许用应力表中，短粗竖实线后面的数据即是由高温持久强度极限得到的许用应力。

### 【GB 150.2】【3.7 压力容器受压元件用钢材的使用温度下限】释义

明确受压元件的最低设计温度为钢材使用温度下限，将奥氏体型钢材和其他钢材的使用温度下限分开，钢材（奥氏体型钢材除外，主要是碳素钢和低合金钢）的使用温度下限按第 4 章至第 7 章相关条文的规定，而第 4 章至第 7 章相关条文分别规定了钢板、钢管、钢锻件和钢棒（螺柱，含螺栓）的使用温度下限。

奥氏体型钢材的使用温度高于或等于  $-196^{\circ}\text{C}$  时不会产生低温脆断，所以可免做冲击试验。明确了奥氏体型钢材的使用温度可以达到  $-253^{\circ}\text{C}$ （液氢的沸点温度  $-252.8^{\circ}\text{C}$ ），但在  $-196^{\circ}\text{C} \sim -253^{\circ}\text{C}$  使用时应由设计文件规定冲击试验要求。对于低温低应力工况，钢材的使用温度下限可以低于 3.7.1 条的规定，具体要求按 GB 150.3 附录 E 的规定。

### 【GB 150.2】【3.8 碳素钢和低合金钢钢材的冲击试验要求】释义

为预防碳素钢和低合金钢制压力容器发生脆性破坏，规定了碳素钢和低合金钢钢材的冲击功最低值。GB 150—1989（同 GB 150—1998）、JB 4732—1995、GB 150—2011（同《固容规》）关于碳素钢和低合金钢钢材的冲击功最低值对比见表 SY3-1。

1、我国 GB 150—1989（以及随后的 GB 150—1998）对压力容器用碳素钢和低合

金钢材（钢板、钢管和钢锻件）及其焊接接头的冲击功指标规定（如表 SY3-1），该指标系参照当时的 ASME 规范第Ⅷ卷第 1 篇中的相应规定。

上世纪 80 年代 ASME 规范第Ⅷ卷第 1 篇中确定碳素钢和低合金钢（钢板、钢管和钢锻件）许用应力的安全系数  $n_b$  为 4.0，而我国 GB 150—1989 中  $n_b$  为 3.0。一般来讲，较低的安全系数应规定较高的冲击功指标，但限于当时我国压力容器用钢材的实际质量水平，只能规定表 SY3-1 所示的冲击功指标。根据全国锅炉压力容器标准化技术委员会的建议，重庆钢铁公司、武汉钢铁公司和舞阳钢铁公司相继制定了压力容器用钢板的企业标准，这些企业标准中钢板的冲击功指标均高于相应国家标准的规定。

表 SY3-1 法规标准碳素钢和低合金钢钢材冲击功对比

钢材标准抗拉强度下限值 $R_m$ , MPa	3 个标准试样冲击功平均值 ( $KV_2$ , J)		
	GB 150—1989 GB 150—1998	JB 4732—1995 (2005 确认)	《固容规》 GB 150—2011
$\leq 450$	$\geq 18$	$\geq 20$	$\geq 20$
$> 450 \sim 510$	$\geq 20$	$\geq 24$	$\geq 24$
$> 510 \sim 515$			$\geq 31$
$> 515 \sim 570$	$\geq 27$	$\geq 27$	
$> 570 \sim 590$		$\geq 31$	$\geq 34$
$> 590 \sim 630$			
$> 630 \sim 650$		$\geq 38$	$\geq 38$
$> 650 \sim 690$	/	/	

注：GB 150—2011 规定对  $R_m$  随厚度增大而降低的钢材，按该钢材最小厚度范围的  $R_m$  确定冲击功指标。

2、在 JB 4732—1995《钢制压力容器—分析设计标准》中，确定许用应力的安全系数相对于常规设计进一步降低，确定碳素钢和低合金钢（钢板、钢管和钢锻件）许用应力的安全系数  $n_b$  为 2.7，因此相应提高了钢材的冲击功指标。如表 SY3-1 所示，相对于 GB 150—1998，JB 4732 碳素钢和低合金钢钢材冲击功有两大变化，一是提高了大部分钢材的冲击功指标，二是对钢材标准抗拉强度下限值的分档进行了细化。

近年来，我国压力容器用钢材的质量水平有了明显提高，为提高压力容器的使用安全性，很多设计单位提高了钢材及其焊接接头的冲击功要求。2007 年 8 月正式启动了 GB 150 材料部分的修订工作，根据我国压力容器用钢材的生产和使用情况，也进一步提高了钢板的冲击功指标，该部分的成果已纳入 2009 年 8 月 31 日正式颁布实施的《固容规》表 2-1（确定了碳素钢和低合金钢钢材的冲击功最低值），如表 SY3-1 所示。

3、标准 GB 150—2011 中碳素钢和低合金钢钢材的冲击功最低值和《固容规》表 2-1 是相同的，但 GB 150—2011 强调了该最低值不仅仅包括钢板、钢管、钢锻件，还包括焊接接头（焊缝中心和焊接热影响区）。

相对 JB 4732，GB 150—2011 关于碳素钢和低合金钢钢材冲击功最低值表的变化：

- a) 提高了  $R_m$  下限值大于 510MPa 钢材的冲击功要求, 且  $R_m$  下限值间距的划分为 60MPa 一档, 比 JB 4732 的规定更为合理。
- b) 扩大了  $R_m$  下限值的范围, 由 650MPa 扩大为 690MPa, 这一变动系根据我国现有压力容器用钢材的实际情况而定的, 如 -196℃ 用 9%Ni 的 06Ni9DR 钢板, 其  $R_m$  下限值为 680 MPa。

从表 SY3-1 中可以看出, 随着钢材强度的提高, 最低冲击功指标在提高, 因为总冲击吸收功(能量)中分为裂纹形成功和裂纹扩展功, 材料强度提高则冲击过程中的裂纹形成功提高, 而抵抗材料发生脆断的主要是裂纹扩展功大小, 只有足够高的裂纹扩展功才能防止脆断的发生, 所以强度级别高的钢材必须具有较高的冲击功才能预防其发生脆性破坏。

#### 4、碳素钢和低合金钢钢材的冲击功最低值其他说明。

这里还需强调的是, 对于碳素钢和低合金钢的抗拉强度  $R_m$  随厚度增大而降低的钢材, 如何确定钢材的冲击功指标, 《固容规》没有规定, 而各标准规定不同:

- a) JB 4732—1995 中 6.1.7.1 规定“除螺柱材料外, 钢材的低温冲击功指标, 按钢材标准的最低抗拉强度值确定, 具体数值按表 6-1 的规定。对 16MnR 和 16MnDR 厚钢板, 当其标准的最低抗拉强度值降低至等于或小于 450MPa 时, 其低温冲击功指标仍为 24J。”
- b) GB 150—2011 中规定“对  $R_m$  随厚度增大而降低的钢材, 按该钢材最小厚度范围的  $R_m$  确定冲击功指标”(表 1 的注)。

对于某一碳素钢和低合金钢钢材, 厚度增加时, 压力容器设备的制造和焊接难度加大, 此时钢材的标准抗拉强度下限值降低, 如果按照 JB 4732—1995 的规定, 则冲击功的指标就可以降低了, 这是非常不合理的, 在技术上也是无法说通的, 所以 GB 150—2011 明确提出对  $R_m$  随厚度增大而降低的钢材, 按该钢材最小厚度范围的  $R_m$  确定冲击功指标(即按照冲击功指标高的要求)。

存在上述问题的列入我国压力容器(承压设备)专用钢板标准中碳钢和低合金钢钢材主要有 2 个, 即 GB 713—2008 中的 14Cr1MoR 和 GB 3531—2008 中的 16MnDR。压力容器(承压设备)专用钢板标准包括 4 个:

GB 713—2008《锅炉和压力容器用钢板》;

GB 3531—2008《低温压力容器用低合金钢钢板》;

GB 19189—2011《压力容器用调质高强度钢板》;

GB 24511—2009《承压设备用不锈钢钢板及钢带》。

压力容器专用钢板即上述标准列出的钢板。实践证明, 对于以上三个碳素钢和低合金钢专用钢板标准中所有钢号, 实际产品的最低冲击功指标一般都高于法规、标准的最低值(表 SY3-1 所列)要求, 不需要设计人员进行一一对照。设计人员需要注意的一是焊接接头冲击功指标应当满足表 SY3-1 的要求, 二是对存在“跨档”问题的 14Cr1MoR 和 16MnDR 的钢材及其焊接接头冲击功合格指标应该按该钢材最小厚度范围的  $R_m$  确定(分别为 31J 和 24J), 具体见表 SY3-2。

表 SY3-2 碳素钢和低合金钢钢材随厚度变化时冲击功最低值取值

材料牌号	材料标准	钢板厚度 mm	钢材标准抗拉强度 下限值 $R_m$ , MPa	按厚度确定的冲击功 指标 ( $KV_2$ , J)	应取冲击功指标 ( $KV_2$ , J)
14Cr1MoR	GB 713	6~100	520	31	31
		>100~150	510	24	
16MnDR	GB 3531	6~16	490	24	24
		>60~100	450	20	

注：标准“按厚度确定的冲击功指标”、“应取冲击功指标”都是取 3 个标准试样冲击功平均值。

5、关于境外牌号材料的冲击功最低值。

在我国用于压力容器所有材料牌号的钢材其冲击功均能满足表 SY3-1 的要求。境外牌号中，一些牌号材料的标准值（如 ASME 标准中很多牌号的材料）可能不能满足上述规定，设计人员在选用时应当予以注意。

6、关于钢板标准的冲击试验要求。

专用钢板的冲击试验应分别按产品标准（GB 713、GB 3531 和 GB 19189）的规定。标准中的冲击试验要求是最低要求，设计人员根据需要可以提高冲击功指标，但应在设计文件中注明。例如，在 GB 713 标准中，Q245R、Q345R 和 13MnNiMoR 钢板要求进行 0℃冲击试验，如需规定进行-20℃冲击试验时，应在设计文件中注明，此时的冲击功指标不能低于 GB 713 标准中相应的 0℃冲击功指标。

7、钢锻件的冲击试验要求。

我国专用钢锻件标准包括三个：

NB/T 47008—2010《承压设备用碳素钢和合金钢锻件》；

NB/T 47009—2010《低温承压设备用低合金钢锻件》；

NB/T 47010—2010《承压设备用不锈钢和耐热钢锻件》。

由于 NB/T 47010 不涉及到锻件的冲击试验要求，所以锻件的冲击试验要求分别按 NB/T 47008 和 NB/T 47009 的规定。标准中的冲击试验要求是最低要求，设计人员根据需要可以提高冲击功指标，但应在设计文件中注明。例如，在标准 NB/T 47008 中，20、16Mn 和 20MnMo 锻件是进行 0℃冲击试验，如需规定进行-20℃冲击试验时，应在设计文件中注明，此时的冲击功指标不能低于 NB/T 47008 标准中相应的 0℃冲击功指标。

【GB 150.2】【3.9~3.13】释义

本部分特别强调了钢材的晶间腐蚀试验、应力腐蚀试验、点腐蚀试验，钢材特殊技术要求中增加了严格的化学成分要求，增加了高合金钢钢号近似对照。

1、钢材的晶间腐蚀。

GB/T 4334—2008《金属和合金的腐蚀 不锈钢晶间腐蚀试验方法》为我国最新版本的晶间腐蚀试验标准，该标准适用于检验不锈钢晶间腐蚀，方法类别、名称及适用范围详见表 SY3-3。

表 SY3-3 晶间腐蚀试验标准（GB/T 4334—2008）试验方法

类别	试验方法	适用范围
A	不锈钢 10% 草酸浸蚀	适用于奥氏体不锈钢晶间腐蚀的筛选试验，试样在 10%草酸溶液中电解浸蚀后，在显微镜下观察被浸湿表面的金相组织，以判定是否需要进行方法 B、方法 C、方法 D、方法 E 等长时间热酸试验
B	不锈钢 S 酸 -S 酸铁腐蚀	适用于将奥氏体不锈钢在 S 酸—S 酸铁溶液中煮沸试验后，以腐蚀速率评定晶间腐蚀倾向
C	不锈钢 65% 硝酸腐蚀	适用于将奥氏体不锈钢在 65%硝酸溶液中煮沸试验后，以腐蚀速率评定晶间腐蚀倾向
D	不锈钢 硝酸 —氢氟酸腐 蚀	适用于检验含钼奥氏体不锈钢的晶间腐蚀倾向。用温度为 70℃的 10%硝酸和 3%氢氟酸溶液中的腐蚀速率，用基准试样腐蚀速率的比值来判定晶间腐蚀倾向
E	不锈钢 S 酸 -S 酸铜腐蚀	方法 E，适用于检验奥氏体、奥氏体—铁素体不锈钢在加有铜硝 S 酸-S 酸铜溶液中煮沸试验后，由弯曲和金相判定晶间腐蚀倾向

2、钢材的点腐蚀试验方法。

钢材的点腐蚀试验方法有两个标准，GB/T 4334.7—2000《不锈钢三氯化铁腐蚀试验方法》和 GB/T 17897—1999《不锈钢三氯化铁点腐蚀试验方法》，两个标准在试验方法、步骤和结果评定上一致。

国内点腐蚀试验有时也采用 ASTM 的两个标准，分别是：ASTM G48—2003《Standard test methods for pitting and crevice corrosion resistance of stainless steels and related alloys by the use of ferric chloride solution》和 ASTM A923—2006《Standard test methods for detecting detrimental intermetallic phase in duplex austenitic/feritic stainless steels—test method c-ferric chloride corrosion test for classification of stainless steels》。

3、应力腐蚀试验。

应力腐蚀试验标准是 GB/T 4157—2006《金属在硫化氢环境中抗特殊形式环境开裂实验室试验》，该标准包括了 4 种试验方法：

- 方法 A，拉伸试验；
- 方法 B，弯梁试验；
- 方法 C，C 形环试验；
- 方法 D，双悬臂梁（DCB）试验。

国内应力腐蚀试验有时也采用美国腐蚀协会的标准：NACE TM0177—1996《Laboratory testing of metals for resistance to specific forms of environmental cracking in H<sub>2</sub>S environments》。

以上两个标准在试验方法上几乎是完全相同的，差异仅在于 GB/T 4157 增加了规范性引用文件并采用国际单位制。

4、关于已列入本部分的标准抗拉强度下限值大于或等于 540MPa 的和用于压力容

器设计温度低于 $-40^{\circ}\text{C}$ 的低合金钢钢板的两类钢材。

根据我国的实践经验,这些钢材的压力容器制造工艺较复杂,技术要求高,一般用于制造较重要的压力容器。钢材制造单位除应当进行系统的化学成分、冶炼、浇注、轧制、热处理工艺的试验研究外,还应当就压力容器制造工艺(冷热成形、焊接、热处理)对钢材性能的影响进行试验研究。在我国压力容器新钢材的应用实践中,由于一些钢材制造单位的试验研究工作不够深入,多次导致虽然钢材性能可以满足有关材料标准的规定,但其制造的压力容器产品质量(特别是焊接热影响区冲击功)不能满足压力容器产品标准的要求。因此,对于上述两类钢材,如钢材制造单位没有制造经验和在压力容器上良好的使用业绩,仍应按新材料对待,从保证压力容器本质安全的角度考虑,应对上述钢材进行技术评审。

### 【GB 150.2】【3.14、3.15】释义

在 GB 150—1998 制定时的历史条件下,由于受材料供应条件的限制,材料代用的情况较多,关于材料代用的规定有着积极意义。材料选择是设计过程中的重要内容,尽管材料代用解决了一些压力容器制造过程中的问题,但也引发了诸如职责不清、代用不当等现象的发生。

在压力容器的建造中,有必要详细地论证材料代用的可行性,慎重考虑:

- a) 代用材料对工作介质的相容性,如应力腐蚀、晶间腐蚀等;
- b) 代用材料在设计温度下的许用应力是否达到原设计的要求;
- c) 代用材料是否需要改变焊接材料、焊接工艺等要求;
- d) 代用材料是否需要改变热处理状态、无损检测及焊接试板等要求。

这些问题应该由设计单位依据容器的设计条件综合考虑确定,因此材料代用必须取得设计单位的书面批准,并在竣工图上做详细记录。

## 第4章 钢 板

### 【GB 150.2】【4.1 碳素钢和低合金钢钢板】

#### 【GB 150.2】【4.1.1~4.1.6】释义

压力容器用碳素钢和低合金钢钢板标准是指 GB 713、GB 3531 和 GB 19189 三个标准。

#### 1、GB 713—2008《锅炉和压力容器用钢板》。

GB 713 标准参照了国外先进标准—欧洲标准 EN10028-2: 2003《压力容器用钢板 第2部分: 规定高温性能的非合金钢和合金钢》,是在合并和修改 GB 713—1997《锅炉

用钢板》和 GB 6654《压力容器用钢板》(2003 年报批稿)基础上制定的,代替 GB 713—1997《锅炉用钢板》和 GB 6654—1996《压力容器用钢板》(含修改单),该标准已于 2008 年 9 月 1 日实施。

GB 713—2008 共列入 Q245R、Q345R、Q370R、18MnMoNbR、13MnNiMoR、15CrMoR、14Cr1MoR、12Cr2Mo1R 和 12Cr1MoVR 计 9 个牌号。各牌号的来源以及相对于所代替的标准(例如 GB 713—1997、GB 6654—1996)的主要变化详见表 SY4-1。

可见,GB 713—2008 相对于其所代替的标准主要变化:

- a) 扩大了钢板厚度、宽度范围;
- b) 取消了 15MnVR 和 15MnVNR, 加入了 14Cr1MoR 和 12Cr2Mo1R;
- c) 降低了各牌号的 S、P 含量;
- d) 提高了各牌号的  $KV_2$  冲击功指标;
- e) 调整了钢板厚度允许偏差, 统一按 GB/T 709—2006 中的 B 类偏差 ( $-0.30\text{mm}$ )。

相对于国际上碳钢和低合金钢标准中相近牌号的钢材, GB 713—2008 在强度指标、杂质含量(S 和 P)、冲击功控制指标等方面均可达到国际先进水平。例如对 S、P 含量的控制指标,我国超过美国 ASME 标准,也完全符合欧洲的同类标准(相关对比见《固容规》释义)。

表 SY4-1 标准(GB 713—2008)修订后材料的主要变化

钢板牌号	材料来源	相对于所代替的标准, 材料的主要变化
Q245R	GB 713—1997: 20g	1) 厚度范围由 6mm~100mm 扩大为 3mm~150mm; 2) P 含量( $\leq 0.030\%$ → $\leq 0.025\%$ )、S 含量( $\leq 0.020\%$ → $\leq 0.015\%$ ); 3) $KV_2$ 指标由 0℃ ( $\geq 27\text{J}$ ) → 0℃ ( $\geq 31\text{J}$ ) 或 -20℃ ( $\geq 31\text{J}$ )。
	GB 6654—1996: 20R	
Q345R	GB 713—1997: 16Mng、19Mng	1) 厚度范围由 6mm~150mm 扩大为 3mm~200mm; 2) P 含量( $\leq 0.030\%$ → $\leq 0.025\%$ )、S 含量( $\leq 0.020\%$ → $\leq 0.015\%$ ); (双方协议可规定 P、S 含量分别为不大于 0.015%和 0.005%); 3) $KV_2$ 指标由 0℃ ( $\geq 31\text{J}$ ) 或 -20℃ ( $\geq 24\text{J}$ ) → 0℃ ( $\geq 34\text{J}$ ) 或 -20℃ ( $\geq 34\text{J}$ ); 4) 适当提高了不同厚度钢板的下屈服强度 $R_{eL}$ 和抗拉强度 $R_m$ 。
	GB 6654—1996: 16MnR	
Q370R	GB 6654—1996 (第 1 号修改单): 15MnNbR	1) 双方协议可规定 P、S 含量分别为不大于 0.015%和 0.005%; 2) 钢板抗拉强度 $R_m$ 的上限降低了 20MPa; 3) $\geq 36\sim 60\text{mm}$ 钢板的 $R_{eL}$ ( $\geq 350\text{MPa}$ ) → ( $\geq 340\text{MPa}$ )。
18MnMoNbR	GB 6654—1996: 18MnMoNbR	1) P 含量( $\leq 0.025\%$ → $\leq 0.020\%$ )、S 含量( $\leq 0.020\%$ → $\leq 0.010\%$ ); 2) $KV_2$ 指标由 0℃ ( $\geq 31\text{J}$ ) → 0℃ ( $\geq 41\text{J}$ ); 3) 适当的降低不同厚度钢板的下屈服强度 $R_{eL}$ 和抗拉强度 $R_m$ 。
13MnNiMoR	GB 713—1997: 13MnNiCrMoNbR	1) 厚度范围由 $\leq 120\text{mm}$ 扩大为 30mm~150mm; 2) P 含量( $\leq 0.025\%$ → $\leq 0.020\%$ )、S 含量( $\leq 0.020\%$ → $\leq 0.010\%$ ); 3) $KV_2$ 指标由 0℃ ( $\geq 34\text{J}$ ) → 0℃ ( $\geq 41\text{J}$ ) 或 -20℃ ( $\geq 41\text{J}$ );
	GB 6654—1996: 13MnNiMoNbR	

表 SY4-1 (续)

钢板牌号	材料来源	相对于所代替的标准, 材料的主要变化
15CrMoR	GB 713—1997: 15CrMog	1) 厚度范围由 6 mm~100mm 扩大为 6 mm~150mm; 2) P 含量( $\leq 0.030\%$ → $\leq 0.025\%$ )、S 含量( $\leq 0.020\%$ → $\leq 0.010\%$ )。
	GB 6654—1996: 15CrMoR	
14Cr1MoR	GB 150—1998 附录 A: 14Cr1MoR	1) 厚度范围由 6 mm~120mm 扩大为 6 mm~150mm; 2) P 含量( $\leq 0.030\%$ → $\leq 0.020\%$ )、S 含量( $\leq 0.020\%$ → $\leq 0.010\%$ ) (双方协议可规定 P 为不大于 0.012%); 3) $KV_2$ 指标由 20℃ ( $\geq 31J$ ) → 20℃ ( $\geq 34J$ )。
12Cr2Mo1R	GB 150—1998 附录 H: 12Cr2Mo1R	
12Cr1MoVR	新增	1) 厚度 6mm~60mm ( $R_{eL} \geq 245$ MPa, $R_m \geq 440$ MPa~590MPa), 厚度>60mm~100mm ( $R_{eL} \geq 235$ Mpa, $R_m \geq 430$ MPa~580MPa); 2) 供货状态正火加回火; 3) P 含量 ( $\leq 0.025\%$ )、S 含量 ( $\leq 0.010\%$ ); 4) $KV_2$ 指标 20℃ ( $\geq 34J$ )。

GB 713—2008 标准中材料的供货状态, 见表 SY4-2。

表 SY4-2 标准 (GB 713—2008) 材料的供货状态

GB 713—2008 材料牌号	材料的供货状态
Q245R 、 Q345R	热轧、控轧或正火
Q370R	正火
18MnMoNbR、13MnNiMoR、15CrMoR、 14Cr1MoR、12Cr2Mo1R、12Cr1MoVR	正火加回火

对于板材, 正火状态的钢板金相组织和性能以及性能的稳定性都比热轧和控轧态的钢板要好, 对于材料 Q245R 和 Q345R, 标准 GB 713 中并没有注明何种厚度必须正火, 为了保证压力容器的安全, 用于多层容器内筒的 Q245R 和 Q345R 必须在正火状态下使用。目前我国钢板的制造单位装备能力和人员水平相比 12 年前都有了很大的提高, 压力容器用钢板的内在质量有了很大的提高, 在一定的厚度范围内, 即使是热轧或者控轧交货的钢板内在质量也达到了很高的水平, 因此 Q245R 和 Q345R 热轧或者控轧钢板用于压力容器的最大厚度由 30mm 增加到 36mm。

15MnVR 已经在 GB 150—1998 标准的 2002 年第 1 号修改单中取消了。

2、GB 3531—2008《低温压力容器用低合金钢钢板》

GB 3531—2008 列入了 16MnDR、15MnNiDR 和 09MnNiDR 共 3 个牌号, 代替 GB 3531—1996, 自 2009 年 12 月 1 日实施。

相对于 GB 3531—1996, 标准 GB 3531—2008 的主要变化:



- a) 扩大了钢板厚度范围;
- b) 降低了各牌号的 S 含量, S 含量均由不大于 0.015%降低为均不大于 0.012%;
- c) 提高了各牌号的 V 型冲击功指标, 各牌号的 V 型冲击功  $KV_2$  指标由不小于 27J 提高到不小于 34J,;
- d) 钢板厚度允许偏差按 GB/T 709—2006 中的 B 类偏差 ( $-0.30\text{mm}$ ), 双方协议也可按 GB/T 709—2006 中的 C 类偏差 ( $0\text{mm}$ )。

16MnDR 钢板的厚度范围由  $6\text{mm}\sim 100\text{mm}$  扩大为  $6\text{mm}\sim 120\text{mm}$ , 厚度不小于  $36\text{mm}\sim 60\text{mm}$  的冲击试验温度由  $-30^\circ\text{C}$  降低为  $-40^\circ\text{C}$ , 对厚度不小于  $30\text{mm}\sim 100\text{mm}$  钢板的下屈服强度  $R_{eL}$  和抗拉强度  $R_m$  进行了适当的提高, 具体修改见表 SY4-3。

表 SY4-3 16MnDR (GB 3531—2008) 和 16MnDR (GB 3531—1996) 强度指标比较

牌号	16MnDR (GB 3531—2008)		16MnDR (GB 3531—1996)	
板厚, mm	$R_m$ , MPa	$R_{eL}$ , MPa	$R_m$ , MPa	$R_{eL}$ , MPa
$>36\sim 60$	460~590	$\geq 285$	450~580	$\geq 275$
$>60\sim 100$	450~580	$\geq 275$	450~580	$\geq 255$

09MnNiDR 钢板的厚度范围由  $6\text{mm}\sim 60\text{mm}$  扩大为  $6\text{mm}\sim 120\text{mm}$ , 将厚度不小于  $36\text{mm}\sim 60\text{mm}$  钢板的下屈服强度  $R_{eL}$  由不小于 260 MPa 提高到不小于 270 MPa。

### 3、GB 19189—2011《压力容器用调质高强度钢板》。

GB 19189—2011 列入了 3 个低焊接裂纹敏感性钢 (07MnMoVR、07MnNiVDR、07MnNiMoDR) 和 1 个大热输入焊接用钢 (12MnNiVR), 共计 4 个牌号。标准中钢板厚度允许偏差按 GB/T 709—2006 中的 B 类偏差 ( $-0.30\text{mm}$ ), 经双方协议也可按 GB/T 709—2006 中的 C 类偏差 ( $0\text{mm}$ )。该标准于 2011 年 6 月 16 日由国家标准化委员会以 2011 年第 9 号文公告, 2012 年 2 月 1 日实施。

GB 19189—2011 参考国外标准 JIS G 3115—2005《压力容器用钢板》标准进行修订, 为非等效采用, 该标准中的四个牌号的技术要求远高于 JIS G 3115—2005《压力容器用钢板》的技术要求, JIS G 3115—2005 相应牌号与 GB 19189—2011 的具体技术要求对照见表 SY4-4。

表 SY4-4 JIS G 3115—2005 与 GB 19189—2011 技术要求对照

标准	JIS G 3115—2005	GB 19189—2011	
牌号	SPV490	07MnMoVR	07MnNiVDR
P, %	$\leq 0.030$	$\leq 0.020$	$\leq 0.018$
S, %	$\leq 0.030$	$\leq 0.010$	$\leq 0.008$
$P_{cm}$ , %	$\leq 0.28$	$\leq 0.20$	$\leq 0.21$
$R_m$ , MPa	610~740	610~730	610~730
$-10^\circ\text{C}$ $KV_2$ , J	$\geq 47$		
$-20^\circ\text{C}$ $KV_2$ , J		$\geq 80$	
$-40^\circ\text{C}$ $KV_2$ , J			$\geq 80$

GB 19189—2011 与其代替的 GB 19189—2003 技术要求对比见表 SY4-5, 可见主要变化为:

- a) 扩大了钢板厚度范围, 最小厚度由 12mm 扩展为 10mm;
- b) 新增加了-50℃用 07MnNiMoDR 牌号;
- c) 降低了各牌号的 P、S 含量, 成品分析中 P 含量的上偏差为 0.003%, S 含量的上偏差为 0.002%;
- d) 提高了各牌号的 V 型冲击功指标, 各牌号的 V 型冲击功  $KV_2$  指标由不小于 47J 提高到不小于 80J, 经供需双方协议, 对厚度大于 36mm 的钢板可在厚度 1/2 处增加一组冲击试样, 冲击功指标由供需双方协议;
- e) 增加了对所有牌号 Cu 含量不大于 0.25%和 B 含量不大于 0.0020%的限制。

表 SY4-5 GB 19189—2003 与 GB 19189—2011 技术要求对照

标准 版本	钢板牌号	厚度范围 mm	变化的化学成分					低温冲击试验	
			P, %	S, %	P <sub>cm</sub> , %	Cu, %	B, %	温度, ℃	KV <sub>2</sub> , J
2011 版	07MnMoVR	10~60	≤0.020	≤0.010	≤0.20	≤0.25	≤0.0020	-20	≥80
	07MnNiVDR		≤0.018	≤0.008	≤0.21	≤0.25	≤0.0020	-40℃	≥80
	07MnNiMoDR		≤0.015	≤0.005	≤0.21	≤0.25	≤0.0020	-50℃	≥80
	12MnNiVR		≤0.020	≤0.010	≤0.25	≤0.25	≤0.0020	-20℃	≥80
2003 版	07MnCrMoVR	12~60	≤0.025	≤0.010	≤0.20	/	/	-20℃	≥47
	07MnNiMoVDR		≤0.020	≤0.010	≤0.21	/	/	-40℃	≥47
	12MnNiVR		≤0.025	≤0.010	≤0.26	/	/	-10℃ -20℃	≥54 ≥47

注：

1、07MnMoVR 是原标准 07MnCrMoVR 钢板取消 Cr 含量的下限而命名的，Cr 含量由≥0.10%~≤0.30%修改为≤0.30%，同时规定，对于厚度不大于 36mm 的钢板，Mo 含量的下限可不做要求；

2、07MnNiVDR 是原标准 07MnNiMoVDR 钢板取消 Mo 含量的下限而命名的， Mo 含量由≥0.10%~≤0.30%修改为≤0.30%；

3、07MnNiMoDR 是为了建造大型乙烯装置中设计温度为-45℃~-50℃的乙烯和丙烯球罐所开发的-50℃用钢板，是在原标准 07MnNiMoVDR 钢板的基础上进行成分设计的，钢板的厚度范围为 10mm~50mm，Ni 含量为≥0.30%~≤0.60%，V 含量为≥0.06%并在必要时加入，同时规定，对于厚度不大于 30mm 的钢板，Mo 含量的下限可不做要求。

宝山钢铁股份有限公司、舞阳钢铁有限责任公司、南京钢铁股份有限公司、首钢秦皇岛金属材料有限公司、湖南华菱湘潭钢铁有限公司、江苏沙钢集团有限公司等钢铁公司均能生产该标准中的所有 4 个牌号, 并且将钢板的冲击功合格指标提高到平均值  $KV_2 \geq 100J$ 。

GB 19189—2011 标准中, 钢板的拉伸和冲击试验是按照批来检验的, 但钢板是按照逐热处理张进行组批的, 就是钢板的拉伸和冲击试验是按照逐热处理张进行组批检

验、验收。标准中还规定，根据需方要求，经供需双方协议，对厚度大于 36mm 的钢板可在厚度 1/2 处增加一组冲击试样，冲击功指标由供需双方协议。

### 【GB 150.2】【4.1.7】释义

《固容规》中，对标准抗拉强度下限值大于或等于 540MPa 的钢板和用于设计温度低于-40℃的钢板的性能规定最为严格，对于该两类钢板本部分 4.1.7 也做出了更为严格的检测要求：“对厚度大于 36mm 标准抗拉强度下限值大于或等于 540MPa 的钢板和用于设计温度低于-40℃的钢板可附加进行落锤试验。试验按 GB/T 6803 进行，采用 P-2 型试样”。

落锤试验用来测定铁素体钢的无塑性转变温度 (NDTT)，NDTT 表示材料由韧性断裂向脆性断裂转变的温度，亦即无延性转变温度，是评定材料性能、进行低温压力容器安全评定的关键数据。

用落锤试验用来测定铁素体钢的 NDTT 方法是 1952 年由美国海军研究所 (NRL) 在爆炸鼓胀试验的基础上发展起来的，实际是一种裂纹传播试验 (也可称为止裂试验)。1963 年，该方法列入美国标准，即 ASTM E208，该方法具有以下优点：

- a) 试验可以直接给出 NDTT，且试验结果波动性小，一般只有 5℃ 左右；
- b) 试样制备简便，试验装置及操作简单。

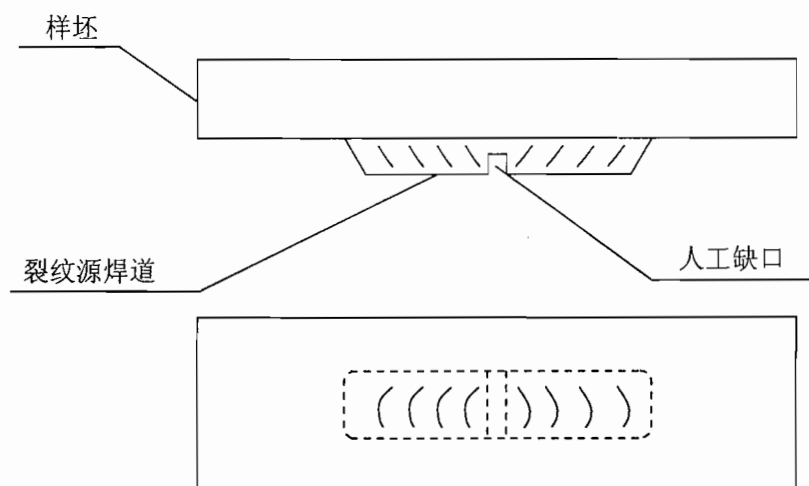


图 SY4-1 落锤试验试样示意图

落锤试样由样坯和裂纹源焊道组成 (如图 SY4-1)，试样以简支梁的形式加载，在试样受拉伸的表面上堆焊一道硬度较高的脆性焊道，并在焊道中部的垂直方向上用机械方法加工一个人工缺口 (缺口宽度  $\leq 1.5\text{mm}$ )，试验时将裂纹源面朝下，置于特定的砧座上，砧座中部设置限制下弯曲挠度的终止块。在不同温度下，用一个一定质量的、头部半径为 25mm 的圆柱面重锤自由落体向试样中部加载 (冲击载荷，其冲击能量应根据试样型号和试验材料的实际屈服强度值来确定的)。压力容器常用碳素钢和低合金钢，

采用 P-2 型试样时,冲击能量通常为 360 J 或 400J)。根据不同温度下试样受拉面的开裂情况,判断试验材料的 NDTT,即当缺口起裂的裂纹刚好扩展到试样的边缘面上时的最高温度。

1986 年,我国也制定了 GB/T 6803—1986《铁素体钢的无塑性转变温度落锤试验方法》,目前的版本为 GB/T 6803—2008 适用于测定厚度不小于 12mm 的铁素体钢(包括板材、型材、铸钢和锻钢)的无塑性转变温度。试验通过将给定材料的一组试样中的每一个试样分别在一系列选定的温度下施加单一的冲击载荷,测定试样断裂时的最高温度。

标准中给出了 P-1 至 P-3 共 3 型三个标准试样(附录 A 中给出了 P-4 至 P-6 三个辅助试样,压力容器行业基本不用),其中 P-2 型试样的尺寸大小适中,便于试样的加工和试验时的操作,同时在不同型号试样的一系列试验中发现,采用 P-2 型试样所测定的无塑性转变温度稍高,即得出的数据偏保守。

#### 【GB 150.2】【4.1.8】释义

钢板超声检测标准 JB/T 4730.3 适用的钢板最小厚度为 6mm,而 GB 150 和 GB 713—2008 中钢板的最小厚度为 3mm。由于钢板厚度较薄时,由板坯轧制成钢板的压缩比很大,钢板总体质量较好。加之近年来承压设备用钢板的技术水平和相应标准的要求有了很大提高,例如在 GB 713—2008 中,技术要求最低的 Q245R 和 Q345R 钢板,要求化学成分中  $P \leq 0.025\%$ 、 $S \leq 0.015\%$ ,这为获得高质量的钢板奠定了基础。再结合我国中厚板厂的实际生产情况,在本部分的表 3 中增加了超声检测的钢板厚度大于或者等于 12mm 的规定。我国多层压力容器用层板(不包括多层容器的内筒钢板),其厚度在 6mm~16mm 之间,近 50 年来,从未要求进行超声检测。因此,在本部分条文中注明超声检测不包括多层压力容器的层板。

压力容器设计时,有时设计委托单位不能确切提供介质中硫化氢含量,为保险起见,设计者可以在设计文件中要求对钢板逐张进行超声检测。

以上钢板超声检测的规定符合《固容规》中 2.5 条钢板超声检测要求。

#### 【GB 150.2】【4.1.9】释义

随着我国工业投资项目的增加,球形储罐的建设越来越多。随着装置的大型化,球形储罐也逐渐朝着大型化发展,球形储罐的大型化会带来土地的节省、球罐外围管线的减少、仪器和仪表的减少等,这些都会带来建设成本的降低,因此球罐的大型化会越来越受到用户的欢迎和采用。

球罐的大型化必然会带来球罐厚度的增加。球罐的主体焊缝都是在条件和环境非常苛刻的现场进行焊接施工的,厚度增加是线性增加,而焊接工作量是呈现体积性比例增加,球罐越厚结构的拘束度越大,造成的焊接残余应力越大,焊接质量的好坏与焊接人员的身体状况、周围环境以及个人技能有很大的关系,所以球罐的厚度也不宜过厚。

GB 150—2011 中压力容器材料许用应力基于抗拉强度的最小安全系数由原来的 3.0

降低至 2.7，降低了 10%，从理论上讲，用新标准设计的球罐厚度比以前减少了 10%，按照 GB 150—1998 设计的球罐若厚度为 56mm，现在的设计厚度约 50mm。根据球罐的制造安装实际情况，以前厚度超过 56mm 的球罐并不是很多，因此规定“球壳板厚度不宜大于 50mm”是必要的，也是可行的。即使采用规则设计方法时，球罐的厚度超过 50mm，还可以采用分析设计方法（压力容器材料许用应力的最小安全系数为 2.4）来进一步减少球罐的厚度。

### 【GB 150.2】【4.1.10】释义

Q370R 钢板为正火碳素钢，在厚度为  $>36\text{mm} \sim 60\text{mm}$  时，Q370R 钢板与 Q345R 钢板屈服强度最小值和许用应力比较见表 SY4-6。各钢厂实际生产时 Q370R 钢板的屈服强度裕量都不大。所以为了安全起见，在设计温度高于  $200^{\circ}\text{C}$  时要求 Q370R 钢板按批进行设计温度下的高温拉伸试验，以保证 Q370R 钢板有足够的高温屈服强度。

表 SY4-6 Q370R 与 Q345R 强度和许用应力比较

材料牌号	板厚 $>36 \sim 60\text{mm}$ 时 $R_{eL}$ , MPa	许用应力, MPa	
		$200^{\circ}\text{C}$	$350^{\circ}\text{C}$
Q370R	340	180	150
Q345R	325	160	123
Q370R 相对于 Q345R 超出	7%	12.5%	22.0%

由于 18MnMoNbR、13MnNiMoR 和 12Cr2Mo1VR 钢板主要用于设计温度高于  $300^{\circ}\text{C}$  的压力容器，为了保证该钢板的高温屈服强度，钢板应按批进行设计温度下的高温拉伸试验。

### 【GB 150.2】【4.1.11】释义

由于钢板较薄时，由板坯轧制成钢板的压缩比很大，钢板总体质量较好。加之近年来承压设备用钢板标准的技术水平有了很大提高，在 GB 713—2008 中，技术要求最低的 Q245R 和 Q345R 钢板，化学成分中  $P \leq 0.025\%$ 、 $S \leq 0.015\%$ ，为获得高质量的钢板奠定了基础，该类钢板有优良的力学性能。同时，厚度小于 6mm 的钢板无法加工宽度为 5mm 的小尺寸冲击试样，所以对厚度小于 6mm 的钢板免除冲击试验。对于 Q245R 和 Q345R 钢板，在我国压力容器的制造中有悠久的历史，积累了许多的制造和使用经验，对一定厚度规格以下的钢板可以在给定的冲击试验温度下适当降低使用温度下限。对 Q245R 是不大于 16mm，对 Q345R 是不大于 25mm。

其他钢板的最低使用温度都是分别按照 GB 713—2008、GB 3531—2008、GB 19189—2011 和本部分附录 A 的规定。

另外，对厚度大于 100mm 的壳体用钢板及其焊接接头，由于该类压力容器的制造难度大，设备的重要性高，钢板的低温脆断还和钢板的厚度有关，钢板厚度越大，低温脆断越容易发生。如果材料的  $-40^{\circ}\text{C}$  冲击功要求大于等于 34J 时能够防止 40mm 钢板在

低温-40℃发生脆断,但在厚度超过100mm时,同样的冲击功要求并不一定就能防止发生低温脆断。为了保证设备安全,应规定较严格的冲击试验要求,一种是冲击试验温度按最低设计温度;提高冲击功指标,这是多数设计单位常用的方法;另一种是保持冲击功指标不变,降低冲击试验温度,但这种方法不好掌握应降低试验温度的具体数值。当然,这两种方法可以在同一设计中同时采用。

### 【GB 150.2】【4.1.12】释义

P265GH和P355GH钢板是标准ISO 9328-2:2004《承压设备用钢板及钢带-供货技术条件 第2部分:规定高温性能的非合金钢和合金钢》(Steel flat products for pressure purposes-Technical delivery conditions-Part2: Non-alloy and alloy steels with specified elevated temperature properties)中的牌号,相当于GB 713—2008中的Q245R和Q345R钢板,它们的化学成分、力学性能规定( $P \leq 0.025\%$ ,  $S \leq 0.015\%$ ,)达到GB 713—2008中对Q245R和Q345R钢板的要求,该两种钢板在我国得到了大量的使用,也考虑到P265GH和P355GH钢板的技术要求不低于境内相近牌号的技术要求,所以允许使用。由于该钢板在ISO 9328-2:2004标准中规定是进行0℃冲击试验,如果要求-20℃冲击试验时,其合格指标不能低于国内相近牌号Q245R和Q345R钢板的相应要求。

ASME标准的国际影响力大、使用的国家也多,但是该标准中的很多材料具体要求达不到我国相近材料的具体要求,在选用这些材料时要特别注意。

### 【GB 150.2】【4.1.13】释义

Q235系列钢板(Q235B和Q235C)不是压力容器专用钢板,不适合放在标准的正文部分,考虑到该类钢板在压力容器行业还有一定的使用,将其放在附录D,并加入了很多使用的限制条款。

## 【GB 150.2】【4.2 高合金钢钢板】

### 【GB 150.2】【4.2.1~4.2.5】释义

原GB 150标准中的高合金钢是采用GB/T 3280—1992《不锈钢冷轧钢板和钢带》和GB/T 4237—1992《不锈钢热轧钢板和钢带》,这两个标准均于2007年进行了修订。修订后的GB/T 3280—2007和GB/T 4237—2007存在以下问题:

- 降低了某些技术要求(如常用奥氏体不锈钢的P含量由不大于0.035%降低要求为不大于0.045%);
- 牌号的表示过于复杂(如原00Cr18Mo2改为019Cr19Mo2NbTi);
- 有些牌号钢板的规定非比例延伸强度 $R_{p0.2}$ 指标降低了,与实际生产情况不符,影响到钢板的许用应力值。
- 加之压力容器尚需增加一些技术要求(如增列奥氏体不锈钢板的规定非比例延伸强度 $R_{p1.0}$ 指标)。

因此全国锅炉压力容器标准化技术委员会向全国钢标准化技术委员会提出制定承

压设备用不锈钢钢板专用标准的建议。2009年，研制完成GB 24511—2009《承压设备用不锈钢钢板及钢带》，并于2010年6月1日实施。

GB 24511—2009标准中钢号按GB/T 20878—2007《不锈钢和耐热钢 牌号及化学成分》，同时列出了统一数字代号和牌号（如S30408/06Cr19Ni10），这样表示方法就和原标准有一定的一致性，也很方便使用。其中的统一数字代号是按照GB/T 17616—1998《钢铁及合金牌号统一数字代号体系》对不锈钢、耐蚀和耐热钢的规定，用S×××××表示，前两位分别为S1、S2、S3和S4：

S1表示铁素体型钢；

S2表示奥氏体—铁素体型钢；

S3表示奥氏体型钢；

S4表示马氏体型钢。。

GB 24511—2009中共列入了17个钢号，其中铁素体型钢号3个，奥氏体—铁素体型钢号3个，奥氏体型钢号11个，相比GB 150—1998《钢制压力容器》中所列钢号高合金钢板增加了6个。表SY4-7列出了该标准中17个不锈钢牌号的对照表。

表 SY4-7 GB 24511—2009 的不锈钢牌号对照表

序号	GB/T 20878—2007 中 序号	GB 24511—2009		GB/T 4237—1992 旧牌号	ASME(2007)SA240	
		统一数字 代号	新牌号		UNS 代号	型号
1	97	S11306	06Cr13	0Cr13	S41008	410S
2	78	S11348	06Cr13Al	06r13Al	S40500	405
3	92	S11972	019Cr19Mo2NbTi	00Cr18Mo2	S44400	444
4	68	S21953	022Cr19Ni5Mo3Si2N	00Cr18Ni5Mo3Si2	—	—
5	71	S22053	022Cr23Ni5Mo3N	—	S32205	2205
6	70	S22253	022Cr22Ni5Mo3N	—	S31803	—
7	18	S30403	022Cr19Ni10	00Cr19Ni10	S30403	304L
8	17	S30408	06Cr19Ni10	0Cr18Ni9	S30403	304
9	19	S30409	07Cr19Ni10	—	S30409	304H
10	35	S31008	06Cr25Ni20	0Cr25Ni20	S31008	310S
11	39	S31603	022Cr17Ni12Mo2	00Cr17Ni14Mo2	S31603	316L
12	38	S31608	06Cr17Ni12Mo2	0Cr17Ni12Mo2	S31600	316
13	41	S31668	06Cr17Ni12Mo2Ti	0Cr18Ni12Mo2Ti	S31668	316Ti
14	50	S31703	022Cr19Ni13Mo3	00Cr19Ni13Mo3	S31703	317L
15	49	S31708	06Cr19Ni13Mo3	0Cr19Ni13Mo3	S31708	317
16	55	S32168	06Cr18Ni11Ti	0Cr18Ni10Ti	S32168	321
17	48	S39042	015Cr21Ni26Mo5Cu2	—	N08904	904L

需要注意的是在GB 24511—2009中S39042、S11306与GB/T 20878—2007中

S31782、S41008 命名不一样。对于 S39042 的命名主要是与 ASME SA240 中的 904L 保持相似,以方便记忆,对于 S11306 是由于该牌号用于承压设备时是退火状态下使用,其组织为铁素体,并不是马氏体,所以命名 S11306。

典型牌号 0Cr18Ni9、00Cr19Ni10 和 00Cr17Ni14Mo2 钢板技术要求随标准变迁的变化分别见表 SY4-8~表 SY4-10。

表 SY4-8 0Cr18Ni9—S30408/06Cr19Ni10 钢板技术要求

标准	GB/T 4237—1992	GB/T 4237—2007	GB 24511—2009
牌号或代号	0Cr18Ni9	06Cr19Ni10	S30408/06Cr19Ni10
C, %	≤0.07	≤0.08	≤0.08
Cr, %	17.00~19.00	18.00~20.00	18.00~20.00
Ni, %	8.00~11.00	8.00~10.50	8.00~10.50
P, %	≤0.035	≤0.045	≤0.035
S, %	≤0.030	≤0.030	≤0.020
$R_{p0.2}$ , MPa	≥205	≥205	≥205
$R_{p1.0}$ , MPa	—	—	≥250

表 SY4-9 00Cr19Ni10—S30403/022Cr19Ni10 钢板技术要求

标准	GB/T 4237—1992	GB/T 4237—2007	GB 24511—2009
牌号或代号	00Cr19Ni10	022Cr19Ni10	S30403/022Cr19Ni10
C, %	≤0.030	≤0.030	≤0.030
P, %	≤0.035	≤0.045	≤0.035
S, %	≤0.030	≤0.030	≤0.020
$R_{p0.2}$ , MPa	≥177	≥170	≥180
$R_{p1.0}$ , MPa	—	—	≥230

表 SY4-10 00Cr17Ni14Mo2—S31603/022Cr17Ni12Mo2 钢板技术要求

标准	GB/T 4237—1992	GB/T 4237—2007	GB 24511—2009
牌号或代号	00Cr17Ni14Mo2	022Cr17Ni12Mo2	S31603/022Cr17Ni12Mo2
C, %	≤0.030	≤0.030	≤0.030
Ni, %	12.00~15.00	10.00~14.00	10.00~14.00
P, %	≤0.035	≤0.045	≤0.035
S, %	≤0.030	≤0.030	≤0.020
$R_{p0.2}$ , MPa	≥177	≥170	≥180
$R_{p1.0}$ , MPa	—	—	≥260



**【GB 150.2】【4.2.6】释义**

铁素体钢的微观组织决定了其使用温度不宜低于 0℃；奥氏体—铁素体型钢板的使用温度主要是受焊接接头的限制，而从钢板本身可以使用到很低的温度，由于在低温下焊接接头的焊缝中心难以保证 40%~60%的铁素体相比比例，工程实践证明可以保证 -20℃的冲击功，所以目前将 -20℃确定为其使用温度下限，国外的某些双相钢可以使用到 -40℃。

从 GB 24511—2009 标准可以看出，某些钢板（如 S31603） $R_{p1.0}$  指标（260MPa）比相应的  $R_{p0.2}$  指标（180MPa）高 80MPa（高 44%），从理论上讲采用  $R_{p1.0}$  按照 GB 150.1 中 4.4 确定的钢板许用应力高 44%，容器的厚度减少 40%，压力容器的轻量化非常明显。

2009 年，合肥通用机械研究院联合美国 ASME、法国国际检验局、英国布理斯托尔大学、中国石化集团南京化工机械厂、兰州兰石油重型装备股份公司、浙江大学等单位，承担了国家科技部 2010 年度国际合作重点项目“重型压力容器轻量化关键技术研究”（2010DFB42960）。该项目在重型压力容器轻量化的国际大背景下，遵循安全与经济并重、安全与资源节约并重的发展理念，围绕百万吨乙烯、战略油储备、液化天然气集输等国家重大工程建设需求，以大型高强度钢球罐、大型原油储罐、深冷储运设备等高耗材重型压力容器为突破口，开展重型压力容器轻量化的关键技术研究，针对全寿命动态服役环境下可能存在的主要失效模式和失效机理，研究并建立相应的风险评价和寿命预测技术方法，探索材料许用强度调整、高强度材料应用、应变强化工艺等措施对重型压力容器寿命与可靠性的影响，从材料成分、结构设计、制造工艺等角度，提出相应的关键控制指标和预防措施，最终形成若干基于风险与寿命的重型压力容器轻量化设计制造技术方法，与传统方法相比，在确保寿命与可靠性的基础上，节约用材 10%~30%。

**【GB 150.2】【4.3 复合钢板】****【GB 150.2】【4.3.1 不锈钢—钢复合板】释义**

压力容器用爆炸复合钢板以前只有不锈钢—钢复合板和镍—钢复合板，原标准为 JB4733—1996《压力容器用爆炸不锈钢复合板》和 JB4748—2002《压力容器用镍及镍基合金爆炸复合钢板》，在 2009 年对这二个标准进行了修订，原标准为 JB 4733—1996《压力容器用爆炸不锈钢复合板》，该标准在 2009 年进行了修订，新标准改为 NB/T 47002—2009，分为 4 个部分：

NB/T 47002.1—2009《压力容器用爆炸焊接复合板 第 1 部分：不锈钢—钢复合板》；

NB/T 47002.2—2009《压力容器用爆炸焊接复合板 第 2 部分：镍—钢复合板》；

NB/T 47002.3—2009《压力容器用爆炸焊接复合板 第 3 部分：钛—钢复合板》；

NB/T 47002.4—2009《压力容器用爆炸焊接复合板 第 4 部分：铜—钢复合板》。

该系列标准于 2009 年 12 月 1 日发布，2010 年 5 月 1 日实施。

NB/T 47002—2009 对复合板的级别进行了规定（见表 SY4-11）。

压力容器用碳素钢和低合金钢的韧性是一项重要的性能指标，因此 NB/T 47002—2009 系列标准对复合板基材都提出了冲击试验要求。

表 SY4-11 复合板的级别

NB/T 47002 的级别	1 级	2 级	3 级
代 号	B1	B2	B3
未结合率, %	0	≤2	≤5

NB/T 47002.1—2009《压力容器用爆炸焊接复合板 第1部分：不锈钢—钢复合板》为非等效采用日本工业标准 JIS G 3601—2002《不锈钢—钢复合板》，相对 JB 4733—1996，主要变化包括：

- 在覆材和基材中增列了钢号示例，这些钢号在爆炸复合板生产厂中已有生产经验；
- 基材中增加了不锈钢板和不锈钢锻件；
- 增加了技术要求更高、未结合率为 0% 的 B1 级复合板；
- 复合界面的剪切强度指标有所提高（新旧标准及与国外同类标准的对比见表 SY4-12）；
- 复合板的拉伸试验由供需双方协议提升为应检验的项目；
- 增加了冲击试验的检验项目；
- B3 级复合板的超声检测由局部扫查提高为 100% 扫查；
- 增加了附录 A “不锈钢的密度”，用于计算复合板的理论重量。

覆材的标准及钢号（新国标 GB/T 20878—2007 序号、GB 24511 中的统一数字代号及牌号、旧国标 GB/T 3280 和 GB/T 4237 中牌号、ASTM A240/240M 中牌号）对比见表 SY4-7。

表 SY4-12 复合界面的结合剪切强度

标准	NB/T 47002.1	JB 4733—1996	JIS G3601	ASME SA264
$\tau_b$ , MPa	≥210	≥200	≥200	≥140

### 【GB 150.2】【4.3.2 镍—钢复合板】释义

由于 JB474 8—2002《压力容器用镍及镍基合金爆炸复合钢板》标准中的覆材牌号太少，仅二个，即 N6（6 号工业纯镍）和 Ncu30（蒙耐尔合金），使用范围较小。在 2009 年对该标准进行了修订，新标准改为 NB/T 47002.2—2009《压力容器用爆炸焊接复合板 第2部分：镍—钢复合板》，主要参照日本工业标准 JIS G3602 表—2002《镍及镍合金钢复合板》，为非等效采用，相对 JB 4748—2002《压力容器用镍及镍基合金爆炸复合钢板》的主要修改之处为：

- 增加了技术要求更高、未结合率为 0% 的 B1 级复合板，与前三个标准要求相一致；
- 覆材中增列了 6 个耐蚀钢合金牌号（覆材的标准及钢号见表 SY4-13）；
- 基材中取消了 Q235B 和 Q23C 两个低技术要求的牌号，增加了不锈钢板和不锈钢锻件；
- 符合界面的剪切强度指标有所提高（新旧标准及与国外同类标准的对比见表

SY4-14);

e). 增加了冲击试验的检验项目;

f) B3 级复合板的超声检测范围, 由沿钢板宽度方向、间距为 50 mm 的由局部平行扫查, 加严为 100%扫查。

表 SY4-13 覆材的标准及牌号

NB/T 47002.2 中的牌号	YB/T 5253 和 YB/T 5254 中的牌号	美国 ASME 标准中 牌号	ISO 6208 标准 中的牌号
N5		UNS N02201	N5
N6			N6
N7		UNS N02200	N7
NCu30		UNS N04400	NCu30
NS111	NS111	UNS N08800	
NS112	NS112	UNS N08810	
NS142	NS142	UNS N08825	
NS312	NS312	UNS N06600	
NS334	NS334	UNS N10276	
NS335	NS335	UNS N06455	

表 SY-14 复合界面的结合剪切强度

标准	NB/T 47002.2	JB 4748—2002	JIS G 3602	ASME SA265
$\tau_b$ , MPa	$\geq 210$	$\geq 200$	$\geq 200$	$\geq 140$

### 【GB 150.2】【4.3.3 钛-钢复合板】释义

NB/T 47002.3—2009《压力容器用爆炸焊接复合板 第3部分：钛钢—钢复合板》主要参照日本工业标准 JIS G 3603—2002《钛复合钢板》，为非等效采用，相对 JIS G 3603—2002《钛复合钢板》的主要修改之处：

a) 增加了技术要求更高、未结合率为 0% 的 B1 级复合板，与前三个标准要求相一致；

b) 提高了复合板结合状态的指标（要求复合界面的结合剪切强度  $\tau_b \geq 140$  MPa）。

由于 JB/T 4745《钛制焊接容器》指出，钛复合板中的钛覆层不能参加强度计算，只起耐蚀作用，因此 NB/T 47002.3—2009 中复合板只进行基材的拉伸试验。

覆材的标准及牌号：GB/T 3621—2007《钛及钛合金板材》及 GB/T 3620.1《钛及钛合金牌号和化学成份》中 TA1、TA2、TA3（三个工业纯钛）、TA9（Ti-0.2Pb）、TA10（Ti-0.3Mo-0.8Ni）。

### 【GB 150.2】【4.3.4 铜—钢复合板】释义

NB/T 47002.4—2009《压力容器用爆炸焊接复合板 第4部分：铜—钢复合板》主

要参照日本工业标准 JIS G 3604—2002《铜及铜合金复合钢板》，为非等效采用，相对 JIS G 3604—2002《铜及铜合金复合钢板》的主要修改之处：

- a) 增加了技术要求更高、未结合率为 0% 的 B1 级复合板，与前三个标准要求相一致；
- b) 提高了复合板结合状态的指标（要求复合界面的结合剪切强度  $\tau_b \geq 100 \text{ MPa}$ ）。覆材的标准及牌号见表 SY4-15。

GB/T 2040—2002《铜及铜合金板材》中拉伸试验仅规定抗拉强度和断后伸长率指标，未对屈服强度指标作出规定，因此 NB/T 47002.4—2009 中复合板只要求进行基材的拉伸试验。

表 SY4-15 覆材的标准（GB/T 2040—2002）及代号

代号	名称	代号	名称
T2	二号铜	QSn6.5-0.1	6.5—0.1 锡青铜
TU1	二号无氧铜	QA19-2	9—2 铝青铜
H68	68 黄铜	B19	19 白铜
H62	62 黄铜	BFe10-1-1	10-1-1 铁白铜
HSn62-1	62.1 锡黄铜	BFe30-1-1	30-1-1 铁白铜

## 第5章 钢 管

### 【GB 150.2】【5.1 碳素钢和低合金钢钢管】

#### 【GB 150.2】【5.1.1、5.1.2】释义

通常，钢管在轧制过程中（热轧过程）可以控制终轧温度，以终轧温度代替正火，此时终轧温度会低于正常的正火温度  $50^\circ\text{C} \sim 100^\circ\text{C}$ ，由于钢管在轧制过程中沿长度方向有不同的轧制时间，钢管各处的终轧温度会有所不同。

厚壁钢管和低温钢管的技术要求更高，为了保证厚壁钢管和低温钢管性能的均匀性和性能的优良，规定不允许用终轧温度符合正火温度的热轧来代替。

用于设计温度低于  $-40^\circ\text{C}$  的钢管用钢均应经炉外精炼。

#### 【GB 150.2】【5.1.3】释义

本部分中可用的碳素钢和低合金钢钢管有 3 个标准，GB/T 8163—2008《输送流体用无缝钢管》，GB 6479—2000《高压化肥设备用无缝钢管》和 GB 9948—2006《石油裂化用无缝钢管》，从标准的名称和技术要求上理解，GB 6479—2000 和 GB 9948—2006

可以认为是压力容器专用钢管。

GB/T 8163—2008 中的 10、20 和 Q345D 可以用于压力容器钢管，增加了 Q345D 钢管，规定了该钢管的 $-20^{\circ}\text{C}$ 冲击要求，标准试样的冲击功平均值不小于 34J。由于该标准钢管的外径允许偏差和壁厚允许偏差较大，尤其是该标准中规定有：“供方（钢管厂）可用涡流探伤、漏磁探伤或超声波探伤代替液压试验”等条款，为了保障产品质量和安全性能，因此该标准钢管不得用于换热管。

总体来说，GB/T 8163—2008 标准中的钢管技术要求较低，使用的限制条件多，以后会逐渐淘汰该标准中的钢管在压力容器中的使用。

### 【GB 150.2】【5.1.4】释义

GB 9948—2006《石油裂化用无缝钢管》属于压力容器专用钢管标准，共有 5 个碳素钢和低合金钢牌号和 2 个高合金钢牌号。本部分列入了 GB 9948—2006 中的 5 个钢管牌号，10、20、12CrMo、15CrMo 和 1Cr5Mo。

GB 9948—2006 中的 5 个碳素钢和低合金钢牌号的  $P \leq 0.030\%$ ， $S \leq 0.020\%$ ，符合《固容规》中 2.3.2 条化学成分的要求。

GB 9948—2006 规定，外径不小于 76mm，且壁厚不小于 14mm 的钢管，应做纵向标准试样 V 型缺口冲击试验，并且没有规定冲击试验的试验温度。因此本部分规定外径不小于 70mm，且壁厚不小于 6.5mm 的 10 和 20 钢管，应分别进行 $-20^{\circ}\text{C}$ 和  $0^{\circ}\text{C}$ 的冲击试验，3 个纵向标准试样的冲击功平均值应不小于 31J（指标和同强度级别的钢板、锻件相同）。非标准试样的冲击功平均值应分别为 23J（宽度为 7.5mm 的试样）和 16J（宽度为 5mm 的试样）。GB 9948—2006 中 10 钢管的技术要求高于 GB/T 8163—2008 中 10 钢管的技术要求，GB 9948—2006 中 10 钢管的使用温度下限为 $-20^{\circ}\text{C}$ 。

### 【GB 150.2】【5.1.5】释义

本部分列入了 GB 6479—2000《高压化肥设备用无缝钢管》中的两个钢管牌号，20 钢和 16Mn。

GB 6479—2000 中所有钢管的化学成分中 P、S 含量的要求为  $P \leq 0.030\%$ 、 $S \leq 0.030\%$ ，其中的 S 含量不符合《固容规》中 2.3.2 条对压力容器专用钢中的碳素钢和低合金钢钢材  $S \leq 0.020\%$  的要求，因此加入了“钢中 S 含量应不大于 0.020%”的规定。

### 【GB 150.2】【5.1.6、5.1.7】释义

GB 5310—2008《高压锅炉用无缝钢管》中 12Cr1MoVG 钢管可以使用。

GB 6479—2000 中 16Mn 钢管使用温度下限为 $-20^{\circ}\text{C}$ ，如果使用温度下限为 $-40^{\circ}\text{C}$ ，则其化学成分中 P、S 含量的要求应符合《固容规》中 2.3.2 条对“用于设计温度低于 $-20^{\circ}\text{C}$ 并且标准抗拉强度下限值小于 540MPa 的钢材， $P \leq 0.025\%$ 、 $S \leq 0.012\%$ ”的规定。

**【GB 150.2】【5.1.8】释义**

当要用的压力容器用钢管的数量很少,不方便采购,可以用 GB/T 699-1999《优质碳素结构钢》中 10 钢和 20 钢钢棒制造一些小规格的接管。

**【GB 150.2】【5.2 高合金钢钢管】****【GB 150.2】【5.2.1】释义**

高合金钢钢管的标准有 6 个,分别为:

GB/T 14976—2002《流体输送用不锈钢无缝钢管》;

GB/T 12771—2008《流体输送用不锈钢焊接钢管》;

GB 13296—2007《锅炉、热交换器用不锈钢无缝钢管》;

GB/T 24593—2009《锅炉和热交换器用奥氏体不锈钢焊接钢管》;

GB/T 21833—2008《奥氏体铁素体型双相不锈钢无缝钢管》;

GB/T 21832—2008《奥氏体铁素体型双相不锈钢焊接钢管》。

每个无缝钢管标准都有一个基本对应的焊接钢管。GB 13296—2007 和 GB/T 14976—2002 标准中没有给出统一数字代号,所以按照 GB/T 20878—2007《不锈钢和耐热钢牌号及化学成分》给出统一数字代号。

**【GB 150.2】【5.2.2~5.2.7】释义**

总体要求上,换热管在钢管外径允许偏差和壁厚允许偏差方面要求高,非换热专用钢管标准中的钢管应用于换热管有限制条件,焊接钢管的使用也有很多条件。

GB/T 12771 中钢管按制造类别分为六类:

I 类——钢管采用双面自动焊接方法制造,且焊缝 100%全长射线探伤;

II 类——钢管采用单面自动焊接方法制造,且焊缝 100%全长射线探伤;

III 类——钢管采用双面自动焊接方法制造,且焊缝局部射线探伤;

IV 类——钢管采用单面自动焊接方法制造,且焊缝局部射线探伤;

V 类——钢管采用双面自动焊接方法制造,且焊缝不做射线探伤;

VI 类——钢管采用单面自动焊接方法制造,且焊缝不做射线探伤。

其中, I 类钢管质量最好, VI 类钢管质量最差,只有进行射线探伤的钢管才能使用。

GB/T 21832 中钢管按制造类别分为六类:

I 类——钢管采用添加填充金属的双面自动焊接方法制造,且焊缝 100%全长射线探伤;

II 类——钢管采用添加填充金属的单面自动焊接方法制造,且焊缝 100%全长射线探伤;

III 类——钢管采用添加填充金属的双面自动焊接方法制造,且焊缝局部射线探伤;

IV 类——钢管采用除根部焊道不添加填充金属外,其他焊道应添加填充金属的单面自动焊接方法制造,且焊缝 100%全长射线探伤;

V 类——钢管采用添加填充金属的双面自动焊接方法制造,且焊缝不做射线探伤;

Ⅵ类——钢管采用不添加填充金属的自动焊接方法制造，且钢管允许偏差方面要求高。

GB/T 24593 和 GB/T 21832 中可用涡流探伤代替液压试验，对比样管人工缺陷应符合 GB/T 7735 中验收等级 A 的规定，该类钢管用于压力容器时，对比样管人工缺陷应符合 GB/T 7735 中验收等级 B 的规定（要求更高）。

### 【GB 150.2】【5.2.8、5.2.9】释义

高合金钢管的使用温度下限和高合金钢板相同。对于壁厚不大于 8mm 的小口径接管可以采用 GB/T 1220《不锈钢棒》中的钢棒进行制造。

## 第6章 钢锻件

### 【GB 150.2】【6.1 碳素钢和低合金钢钢锻件】

#### 【GB 150.2】【6.1.1、6.1.2】释义

压力容器钢锻件有 3 个标准：

NB/T 47008—2010（JB/T 4726）《承压设备用碳素钢和合金钢锻件》；

NB/T 47009—2010（JB/T 4727）《低温承压设备用低合金钢锻件》；

NB/T 47010—2010（JB/T 4728）《承压设备用不锈钢和耐热钢锻件》。

以上三项标准于 2010 年 8 月 27 日由国家能源局发布，2010 年 12 月 15 日实施，分别代替 JB 4726—2000《压力容器用碳素钢和低合金钢锻件》，JB 4727—2000《低温压力容器用低合金钢锻件》和 JB 4728—2000《压力容器用不锈钢锻件》。

JB 4726—2000、JB 4727—2000 和 JB 4728—2000 自 2000 年颁布实施以来已经 10 年了，10 年来我国压力容器用碳素钢和低合金钢锻件、低温压力容器用低合金钢锻件、压力容器用不锈钢锻件的产品质量有了很大提高，技术要求高的一些新钢号锻件相继研制成功，为提高压力容器的安全性和进一步满足压力容器的使用要求均起到了积极作用。

《固容规》于 2010 年 12 月 1 日正式实施，该规程降低了确定钢材许用应力的安全系数，因此相应钢材标准的技术要求应做出修改、提高。此外，根据全国锅炉压力容器标准化技术委员会的要求，将标准的中的内容涵盖到承压设备，因此标准的名称由压力容器扩大到承压设备（包括锅炉、压力容器和压力管道）。基于上述原因，对 JB 4726—2000、JB 4727—2000 和 JB 4728—2000 标准进行了修订。

标准修订的主要依据包括：

a)《固容规》的相关要求；

- b) 国内新钢号锻件的研制成果;
- c) 国内相应钢锻件的生产检验数据;
- d) JB 4726—2000、JB 4727—2000 和 JB 4728—2000 标准实施以来的业界意见;
- e) 近期国外同类标准的修订情况。

锻件共分为六种类型:

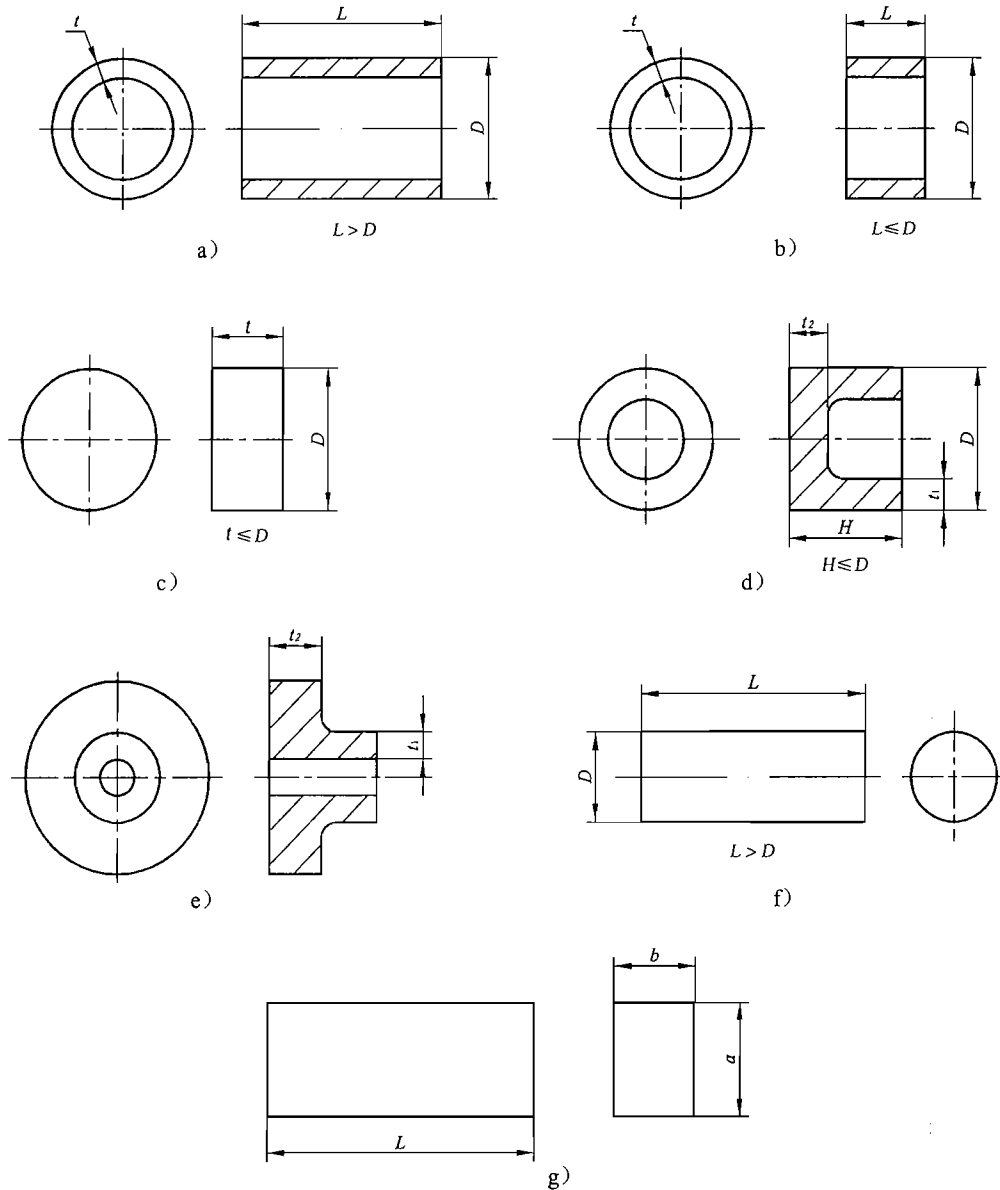


图 SY6-1 锻件的结构形式

筒形锻件: 轴向长度  $L$  大于其外径  $D$  的轴对称空心锻件, 如图 SY6-1 a) 所示。  $t$  为公称厚度。

环形锻件: 轴向长度  $L$  小于或等于其外径  $D$  的轴对称空心锻件, 如图 SY6-1 b) 所示。  $L$  和  $t$  中的小者为公称厚度。

饼形锻件: 轴向长度  $t$  小于或等于其外径  $D$  的轴对称实心锻件, 如图 SY6-1 c) 所示。  $t$  为公称厚度。



碗形锻件：截面呈凹形且长度  $H$  小于或等于其外径  $D$  的轴对称锻件，如图 SY6-1 d) 所示。 $t_1$  和  $t_2$  中的大者为公称厚度。

长颈法兰锻件：长颈法兰锻件如图 SY6-1 e) 所示。 $t_1$  和  $t_2$  中的大者为公称厚度。

条形锻件：截面为圆形，轴向长度  $L$  大于其外径  $D$  的实心锻件，如图 SY6-1 f) 所示。 $D$  为公称厚度。截面为矩形，长度  $L$  均大于其两边长  $a$ 、 $b$  的锻件，如图 SY6-1 g) 所示。 $a$  和  $b$  中的小者为公称厚度。

锻件的级别分为 I、II、III、IV 四个级别，每个级别的检验项目按表 SY6-1 的规定。

表 SY6-1 锻件级别的检验

锻件级别		检 验 项 目		检 验 数 量
NB/T 47008 NB/T 47010	NB/T 47009	NB/T 47008 NB/T 47009	NB/T 47010	
I	/	硬度 (HBW)		逐件检查
II		拉伸和冲击 ( $R_m$ 、 $R_{eL}$ 、 $A$ 、 $KV_2$ )	拉伸 ( $R_m$ 、 $R_{p0.2}$ 、 $A$ )	同冶炼炉号、同炉热处理的锻件组成一批，每批抽检一件
III		拉伸和冲击 ( $R_m$ 、 $R_{eL}$ 、 $A$ 、 $KV_2$ )	拉伸 ( $R_m$ 、 $R_{p0.2}$ 、 $A$ )	
		超声检测		逐件检验
IV		拉伸和冲击 ( $R_m$ 、 $R_{eL}$ 、 $A$ 、 $KV_2$ )	拉伸 ( $R_m$ 、 $R_{p0.2}$ 、 $A$ )	逐件检验
		超声检测		逐件检验

# 1、NB/T 47008—2010 (JB/T 4726)《承压设备用碳素钢和合金钢锻件》

相对于 JB 4726—2000 标准，NB/T 47008—2010 标准的主要变化：

## a) 扩展了适用范围。

NB/T 47008—2010 将适用的设计压力提高至小于 100MPa。名称修改为《承压设备用碳素钢和合金钢锻件》。JB 4726—2000 标准适用的设计压力不大于 35MPa，系与 GB 150—1998《钢制压力容器》相一致，由于 JB 4732—1995《钢制压力容器—分析设计标准》标准中的钢锻件也是采用 JB 4726—2000 标准，而 JB 4732—1995 标准适用的设计压力为小于 100 MPa。

## b) 增加了 5 个钢号。

JB 4726—2000 标准中列有 11 个钢号，NB/T 47008—2010 增加了 20MnNiMo、15NiCuMoNb、12Cr2Mo1V、12Cr3Mo1V 和 10Cr9Mo1VNb 五个钢号。

其中，20MnNiMo 系压力容器用钢锻件，15NiCuMoNb 系锅炉用钢锻件，12Cr2Mo1V、12Cr3Mo1V 系压力容器和压力管道用钢锻件，10Cr9Mo1VNb 系压力管道和锅炉用钢锻件。

标准还明确了 I 级锻件只适用于公称厚度小于或者等于 100mm 的 20、35 和 16Mn 三个钢号。

NB/T 47008—2010 中所有 16 个钢锻件的 P、S 含量均符合或严于《固容规》的技术要求：

符合《固容规》技术要求的钢号为 20、35、16Mn、20MnMoNb、15NiCuMoNb、35CrMo 和 1Cr5Mo 七个；

严于《固容规》技术要求的钢号有 20MnMo、20MnNiMo、15CrMo、12Cr1MoV、14Cr1Mo、12Cr2Mo1、12Cr2Mo1V、12Cr3Mo1V 和 10Cr9Mo1VNb 九个。

实际生产中，我国上述 16 个钢锻件产品的 P、S 含量均能满足标准的规定。表 SY6-2 列出了 NB/T 47008 中部分钢锻件与美国 ASME 标准中相近钢锻件所规定的 P、S 含量。从表中数据可以看出，我国 NB/T 47008—2010 标准中各钢号的 P、S 含量均严于美国 ASME 标准中相近的钢号。

表 SY6-2 NB/T 47008—2010 和 ASME 标准的比较

牌号	NB/T 47008—2010		ASME (2007)	
	P, %	S, %	P, %	S, %
16Mn / SA105	≤0.030	≤0.020	≤0.035	≤0.040
20MnNiMo / SA508-III	≤0.020	≤0.012	≤0.025	≤0.025
15CrMo / SA336-F12	≤0.025	≤0.015	≤0.025	≤0.025
12Cr2Mo1 / SA336-F22	≤0.020	≤0.012	≤0.025	≤0.025
12Cr2Mo1V / SA336-F22V	≤0.012	≤0.010	≤0.015	≤0.010
10Cr9Mo1VNb / SA336-F91	≤0.020	≤0.010	≤0.025	≤0.025

c) 提高了部分钢锻件的强度指标。

根据压力管道设计和使用单位的意见，经统计锻件制造厂的生产检验数据和锻件安全注册复验的实际数据，将公称厚度不大于 200mm 的 20 钢锻件和 16Mn 钢锻件以及所有公称厚度的 15CrMo 钢锻件和 12Cr1MoV 钢锻件的强度性能指标进行了提高。

20 钢锻件和 16Mn 钢锻件的强度指标见表 SY6-3。15CrMo 钢锻件和 12Cr1MoV 钢锻件的强度性能指标见表 SY6-4。

表 SY6-3 20 钢锻件 16Mn 钢锻件的强度性能指标变化

材料牌号	标准	JB 4726—2000	NB/T 47008—2010		
20	公称厚度, mm	≤200	≤100	>100~200	>200~300.
	$R_m$ , MPa	390~540	410~560	400~550	380~530
	$R_{eL}$ , MPa	≥215	≥235	≥225	≥205
16Mn	公称厚度, mm	≤300	≤100	>100~200	>200~300
	$R_m$ , MPa	450~600	480~630	470~620	450~600
	$R_{eL}$ , MPa	≥275	≥305	≥295	≥275

表 SY6-4 15CrMo 钢锻件和 12Cr1MoV 钢锻件的强度性能指标变化

材料牌号	标准	JB 4726—2000		NB/T 47008—2010	
	公称厚度, mm	≤300	>300~500	≤300	>300~500
15CrMo	$R_m$ , MPa	440~610	430~600	480~640	470MPa~630
	$R_{eL}$ , MPa	≥275	≥255	≥280	≥270
12Cr1MoV	$R_m$ , MPa	440~610	430~600	470~630	460MPa~620
	$R_{eL}$ , MPa	≥255	≥245	≥280	≥270

d) 全面提高了钢锻件的冲击功指标。

《固容规》对压力容器用钢最低冲击功指标的要求高于 GB 150—1998 中的规定, NB/T 47008—2010 根据实际生产数据全面提高了钢锻件的冲击功指标, 详见表 SY6-5。

表 SY6-5 钢锻件 (NB/T 47008) 的冲击功指标变化

材料牌号	NB/T 47008		JB 4726—2000		材料牌号	NB/T 47008		JB 4726—2000	
	试验温度	$KV_2$ J	试验温度	$KV_2$ J		试验温度	$KV_2$ J	试验温度	$KV_2$ J
20	0℃	≥31	20℃	≥34	15CrMo	20℃	≥47	20℃	≥34
35	20℃	≥34	20℃	≥24	12Cr1MoV	20℃	≥47	20℃	≥34
16Mn	0℃	≥34	0℃	≥31	14Cr1Mo	20℃	≥47	20℃	≥41
20MnMo	0℃	≥41	0℃	≥34	12Cr2Mo1	20℃	≥47	20℃	≥41
20MnMoNb	0℃	≥41	0℃	≥34	1Cr5Mo	20℃	≥47	20℃	≥34
35CrMo	0℃	≥41	20℃	≥34	20MnNiMo	-20℃	≥41	新增	
15NiCuMoNb	20℃	≥47	新增		12Cr2Mo1V	-20℃	≥60		
10Cr9Mo1VNb	20℃	≥47			12Cr3Mo1V	-20℃	≥60		

对 20 钢锻件, 在 JB 4726—2000 制订时由于缺乏 0℃ 的冲击功生产数据, 因此规定了 20℃ 的冲击功指标, 从压力容器的使用要求考虑, 在标准中注明根据需方要求, 20℃ 冲击试验可改作 0℃ 冲击试验, 0℃ 的冲击功指标为  $KV_2 \geq 27J$  (该指标严于 20℃ 规定的  $KV_2 \geq 34J$ )。NB/T 47008—2010 制订时, 根据大量的 20 钢锻件的复验和检验数据, 将 20 钢锻件冲击功指标提高至 0℃ 对应  $KV_2 \geq 31J$ , 这一指标与 GB 713—2008《锅炉和压力容器用钢板》中碳素钢钢板 Q245R 的 0℃  $KV_2 \geq 31J$  相一致。

对于 NB/T 47008—2010 新增加的钢号:

20MnNiMo 主要为核容器用钢锻件, 其冲击功指标系参照中国第一重型机械集团的生产数据而制定。根据该钢号化学成分中含有 0.40%~1.00% 的镍, 其韧性应优于相同强度级别的 20MnMoNb 钢锻件, 因此将冲击试验温度定为 -20℃, 冲击功指标为  $KV_2 \geq 41J$ , 该指标明显高于美国 ASME 标准中相应强度级别的 SA508—III 钢锻件 (冲击功指

标为试验温度 21℃, 冲击功  $KV_2 \geq 48J$ 。

15NiCuMoNb 和 10Cr9Mo1VNb 钢锻件是锅炉用锻件材料, 根据实际情况规定为 20℃  $KV_2 \geq 47J$ 。

12Cr2Mo1V 和 12Cr3Mo1V 钢锻件的冲击功指标是参照中国第一重型机械集团的生产数据制定。由于 NB/T 47008—2010 中的最低冲击试验温度为 -20℃, 因此对 12Cr2Mo1V 和 12Cr3Mo1V 钢锻件均规定 -20℃  $KV_2 \geq 60J$ 。12Cr2Mo1V 和 12Cr3Mo1V 为大型厚壁加氢反应器用锻件, 技术要求很高, 所以和所有的低温钢锻件要求一样应经炉外精炼的钢锻制而成。

2、NB/T 47009—2010 (JB/T 4727)《低温承压设备用低合金钢锻件》;

相对于 JB 4727—2000 标准, NB/T 47009—2010 标准的主要变化:

a) 扩展了适用范围。

NB/T 47009—2010 将适用的设计压力提高至小于 100MPa。名称修改为《低温承压设备用低合金钢锻件》。JB 4727—2000 标准适用的设计压力不大于 35MPa, 系与 GB 150—1998《钢制压力容器》相一致, 由于 JB 4732—1995《钢制压力容器—分析设计标准》标准中的钢锻件也是采用 JB 4727—2000 标准, 而 JB 4732—1995 标准适用的设计压力为小于 100 MPa, 因此 NB/T 47009 将适用的设计压力提高至小于 100 MPa。

b) 增加了 1 个钢号。

JB 4727—2000 标准中列有 5 个钢号, NB/T 47009—2010 增加了 08Ni3D 一个钢号。该钢锻件为低温 -100℃ 压力容器用 08Ni3DR 钢板的配套锻件, 进一步满足了低温压力容器和压力管道用钢锻件的要求。

NB/T 47009—2010 中所有 6 个钢锻件的 P、S 含量均符合、甚至严于《固容规》的技术要求:

符合《固容规》技术要求的钢号为 16MnD、20MnMoD 和 08MnNiMoVD;

严于《固容规》技术要求的钢号为 10Ni3MoVD、09MnNiD 和 08Ni3D。

我国钢锻件在实际生产中, 上述 6 个钢锻件的 P、S 含量均能满足标准的规定。

表 SY6-6 中列出了 NB/T 47009 中部分钢锻件与美国 ASME 标准中相近钢锻件所规定的 P、S 含量。可见, 我国 NB/T 47009—2010 标准中各钢号的 P、S 含量均严于美国 ASME 标准中相近的钢号。

表 SY6-6 NB/T 47009—2010 和 ASME 标准的比较

牌号	NB/T 47009—2010		ASME (2007)	
	P, %	S, %	P, %	S, %
16MnD / SA350-LF2	$\leq 0.025$	$\leq 0.012$	$\leq 0.035$	$\leq 0.040$
09MnNiD / SA350-LF5	$\leq 0.020$	$\leq 0.010$	$\leq 0.035$	$\leq 0.040$
08Ni3D / SA350-LF3	$\leq 0.015$	$\leq 0.010$	$\leq 0.035$	$\leq 0.040$

c) 提高了部分钢锻件的强度指标。

根据压力管道设计和使用单位的意见, 经统计锻件制造厂的生产检验数据和锻件安

全注册复验的实际数据,将公称厚度不大于200mm的16MnD钢锻件以及所有公称厚度的09MnNiD钢锻件的强度性能指标进行了提高,16MnD钢锻件和09MnNiD钢锻件的强度指标见表SY6-7。

表SY6-7 16MnD钢锻件和09MnNiD钢锻件的强度性能指标

材料牌号	标准	JB 4727—2000	NB/T 47009—2010 (JB/T 4727)		
	公称厚度 mm	≤300	≤100	>100~200	>200~300
16MnD	$R_m$ , MPa	450~600	480~630	470~620	450~600
	$R_{eL}$ , MPa	≥275	≥305	≥295	≥275
09MnNiD	$R_m$ , MPa	420~570	440~590		430~580
	$R_{eL}$ , MPa	≥260	≥280		≥270

d) 全面提高了钢锻件的冲击功指标。

《固容规》对压力容器用钢最低冲击功指标的要求高于GB 150—1998中的规定,NB/T 47009—2010根据实际生产数据全面提高了钢锻件的冲击功指标,详见表SY6-8。

表SY6-8 钢锻件(NB/T 47009—2010)的冲击功指标变化

材料牌号	NB/T 47009—2010				JB 4727—2000			
	≤100mm		>100 mm ~300mm		>300 mm ~700mm			
	试验温度	$KV_2$ J	试验温度	$KV_2$ J	试验温度	$KV_2$ J	试验温度	$KV_2$ J
16MnD	-45℃	≥47	-40℃	≥47	/	/	-40℃	≥27
20MnMoD	-40℃	≥47	-40℃	≥47	-30℃	≥47	-40℃	≥27
08MnNiMoVD	-40℃	≥60	-40℃	≥60	/	/	-40℃	≥47
10Ni3MoVD	-50℃	≥80	-50℃	≥80	/	/	-50℃	≥47
09MnNiD	-70℃	≥60	-70℃	≥60	/	/	-70℃	≥47
08Ni3D	-100℃	≥47	-100℃	≥47	/	/	/	/

对于16MnD钢锻件,承压设备的设计和使用单位希望公称厚度不大于100mm的钢锻件能保证-45℃的冲击功。NB/T 47009—2010根据16MnD钢锻件的检验和复验数据,增加公称厚度不大于100mm的钢锻件规定-45℃冲击功指标 $KV_2 \geq 47J$ ,公称厚度大于100mm~300mm的钢锻件规定-40℃冲击功指标 $KV_2 \geq 47J$ ,该指标高于GB 3531—2008《低温压力容器用低合金钢钢板》中16MnDR的-40℃ $KV_2 \geq 34J$ 的要求。08Ni3D钢锻件是NB/T 47009—2010新增加的钢号,其冲击功指标系参照国内锻件企业的生产数据而制定。该指标远高于美国ASME(2007)标准SA350-LF3的20J(1级锻件)和27J(2级锻件)的要求。

**【GB 150.2】【6.1.3~6.1.5】释义**

锻件的级别越高,其检验要求越严格,筒形、环形、碗形锻件主要用作容器筒体和封头,是压力容器的重要部分。新增加的钢锻件 20MnNiMo 主要为核容器用锻件,12Cr2Mo1、12Cr2Mo1V 和 12Cr3Mo1V 为大型厚壁加氢反应器用锻件,技术要求很高,特别是对抗回火脆化的要求,主要是通过控制钢中的化学成分来控制回火脆化敏感系数  $J=(\text{Si}+\text{Mn})(\text{P}+\text{Sn})\times 10^4\leq 100\%$  和  $X=(10\text{P}+5\text{Sb}+4\text{Sn}+\text{As})\times 10^{-2}\leq 15\text{ppm}$ 。

**【GB 150.2】【6.1.6】释义**

钢锻件的使用温度下限主要是根据锻件标准中相应锻件的最低冲击试验温度来确定的,但对厚度 $\leq 100\text{mm}$ 的 35 钢锻件进行  $20^\circ\text{C}$  冲击时可以用到  $0^\circ\text{C}$ ,对厚度 35CrMo 锻件由于不进行焊接,进行  $0^\circ\text{C}$  冲击时可以用到  $-20^\circ\text{C}$ 。

**【GB 150.2】【6.2 高合金钢钢锻件】****【GB 150.2】【6.2.1~6.2.4】释义**

高合金钢锻件标准为 NB/T 47010—2010《承压设备用不锈钢和耐热钢锻件》,相对于 JB 4728—2000 标准,主要变化为:

a) 扩大了适用范围。

鉴于锅炉用高合金钢锻件为耐热钢锻件,将 NB/T 47010—2010 标准的名称修改为《承压设备用不锈钢和耐热钢锻件》。JB 4728—2000 标准适用的设计压力不大于  $35\text{MPa}$ ,系与 GB 150—1998《钢制压力容器》相一致,由于 JB 4732—1995《钢制压力容器—分析设计标准》标准中的钢锻件也是采用 JB 4728—2000 标准,JB 4732—1995 标准适用的设计压力为小于  $100\text{MPa}$ ,因此 NB/T 47010—2010 将适用的设计压力提高到了为小于  $100\text{MPa}$ 。

JB 4728—2000 标准中铁素体钢锻件和奥氏体—铁素体钢锻件的最大公称厚度为  $100\text{mm}$ ,NB/T 47010—2010 加大至  $150\text{mm}$ 。

JB 4728—2000 标准中奥氏体钢锻件的最大公称厚度为  $200\text{mm}$ ,NB/T 47010—2010 加大至  $300\text{mm}$ 。b) 增加了 8 个钢号。

JB 4728—2000 标准中列有 8 个钢号,NB/T 47010—2010 增加了 8 个钢号,计列入 16 个钢号,增加的 8 个钢号为:

2 个奥氏体不锈钢钢号 S31703 和 S39042;

4 个奥氏体耐热钢钢号 S30409、S34779、S31609 和 S31008;

2 个奥氏体—铁素体不锈钢钢号 S22253 和 S22053。

标准还明确了 I 级锻件只适用于公称厚度小于或者等于  $150\text{mm}$  的 S11306 和 S30408 两个钢号。

GB/T 20878—2007《不锈钢和耐热钢 牌号及化学成分》将钢号分别以牌号和统一数字代号两种方式进行表示,新牌号比旧牌号的表示进一步复杂化,如原 0Cr18Ni9 改为 06Cr19Ni10,原 00Cr18Ni5Mo3Si2 改为 022Cr19Ni5Mo3Si2N,上述两个钢号的统一

数字代号相应为 S30408 和 S21953, 较牌号的表示大为简化。

GB/T 20878—2007 标准中奥氏体钢的统一数字代号与美国 USN 的代号相近, 甚至相同, 如我国的 S30408 所对应的美国代号为 S30400 (304)、我国 S30403 所对应的美国代号也为 S30403 (304L)、我国 S31603 所对应的美国代号也为 S31603 (316L)。为了使锻件制造厂、容器制造厂和压力容器设计单位方便和熟练的使用标准, NB/T 47010—2010 采用统一数字代号表示钢号, 为使统一数字代号的顺利使用, 该标准还增加了附录 B (资料性附录)《新旧标准的钢号对照》。

b) 调整了部分钢号的 S、P 含量。

NB/T 47010—2010 中 S11306 的  $P \leq 0.035\%$ 、 $S \leq 0.020\%$  与 GB 24511—2009《承压设备用不锈钢钢板及钢带》中 S11306 的规定相一致, 相对于 JB 4728-2000 标准中的 0Cr13 的规定 ( $P \leq 0.035\%$ 、 $S \leq 0.030\%$ ), 加严了 S 含量的规定。

NB/T 47010—2010 中除 S39042 (一般称其为超级奥氏体不锈钢) 外, 其余 11 个奥氏体钢号中  $P \leq 0.035\%$ 、 $S \leq 0.020\%$  与 GB 24511—2009 标准中相应钢号的规定完全一致, 相对于 JB 4728—2000 标准中奥氏体钢的  $P \leq 0.035\%$ 、 $S \leq 0.030\%$ , 加严了 S 含量的控制。上述规定。NB/T 47010—2010 中 S39042 的  $P \leq 0.030\%$ 、 $S \leq 0.010\%$  也与 GB 24511—2009 标准中的 S39042 相一致。美国 ASME 标准中相应奥氏体钢钢号的 P、S 含量上限值均高于 NB/T 47010—2010 的规定。

NB/T 47010—2010 中 S21953、S22253 和 S22053 的  $P \leq 0.030\%$ 、 $S \leq 0.020\%$  与 JB 4728—2000 中的 00Cr18Ni5Mo3Si2 的相应规定相同, 也与 GB 24511—2009 标准中相应钢号的有关规定一致。

NB/T 47010—2010 标准未规定冲击试验要求。

## 第7章 螺柱 (含螺栓) 和螺母用钢棒

### 【GB 150.2】【7.1 碳素钢和低合金钢钢棒】释义

碳素钢和低合金钢螺柱 (含螺栓) 和螺母用钢棒采用以下标准中的牌号:

GB/T 699—1999《优质碳素结构钢》中的 20 和 35 钢 2 个牌号;

GB/T 3077—1999《合金结构钢》中的 40MnB、40MnVB、40Cr、30CrMoA、35CrMoA、35CrMoVA、25Cr2MoVA 和 40CrNiMoA 等 8 个牌号 (牌号后加 A 的为高级优质钢, 其 P、S 含量为  $P \leq 0.025\%$ 、 $S \leq 0.025\%$ );

GB/T 1221—2007《耐热钢棒》中的 S45110 (该统一数字代号是按照 GB/T 20878—2007《不锈钢和耐热钢 牌号及化学成分》标准命名的, 在 GB/T 20878 中的序号为 113, 新牌号为 12Cr5Mo, 旧牌号为 1Cr5Mo)。

调整了 35CrMoA 和 40CrNiMoA 低温用螺柱的最低冲击试验温度, 提高了 30CrMoA、35CrMoA 和 40CrNiMoA 螺柱的低温冲击功指标, 根据实际的生产数据将

35CrMoA 的最低使用温度调整为 $-70^{\circ}\text{C}$ ，对 P、S 含量进行了更加严格的控制。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 P、S 含量应为  $P \leq 0.020\%$ 、 $S \leq 0.010\%$ ；40CrNiMoA 螺柱用钢和使用温度低于 $-70^{\circ}\text{C} \sim -100^{\circ}\text{C}$ 的 30CrMoA 螺柱用钢，其化学成分（熔炼分析）中 P、S 含量应为  $P \leq 0.015\%$ 、 $S \leq 0.008\%$ 。

### 【GB 150.2】【7.2 高合金钢钢棒】释义

高合金钢钢棒选用 GB/T 1220—2007《不锈钢棒》中的 S42020（2Cr13）、S30408、S31008、S31608 和 S32168 等 5 个牌号，增加了 S31008 高温用高合金钢螺柱和应变强化处理的 S30408 低温用高合金钢螺柱。

## 附 录 A

### （规范性附录）

### 材料的补充规定

### 【附录 A 材料的补充规定】释义

附录 A 作为本部分标准正文的补充，对选用下列钢材提出了要求：

- a) 已列入本标准但尚未列入材料标准（国家标准或行业标准）的钢材；
- b) 未列入本标准的钢材。

低合金钢板部分共列入 12Cr2Mo1VR、15MnNiNbDR、08Ni3DR 和 06Ni9DR 等 4 个牌号。该 4 个牌号均是近十年研制使用的压力容器钢板。

2009 年，合肥通用机械研究院联合浙江大学、华东理工大学、中国第一重型机械集团等单位，承担了国家科技部 2009 年度“863”重点项目“极端条件下重大承压设备的设计、制造与维护”（2009AA044800）。该项目针对我国大型、关键承压设备目前存在的突出问题，围绕高/低温、复杂腐蚀、超大容积等极端条件，以大型低温乙烯球罐、大型深冷 LNG 储罐、大型缠绕管式换热器、轻型化深冷储运设备、大型高压空冷器、醋酸装置锆复合板主反应器、高参数钢丝增强复合管、超大容积原油储罐、典型高温重大承压设备为实施对象，研究全寿命动态服役条件下的失效模式、失效机理及损伤演变规律，建立主导失效模式判别、风险评价及寿命预测技术方法，突破基于风险和寿命的成套设计和制造关键技术，实现大型低温乙烯球罐、大型深冷 LNG 储罐、大型低温缠绕管式换热器、轻型化深冷储运设备、醋酸装置主反应器、环氧乙烷反应器、高参数钢丝增强复合管等 6 种重大承压设备的国产化，建立若干基于寿命与风险的设计制造技术方法和标准规范；研究信号传感与信息实时获取、检测与监测网络优化、健康诊断



与性能预测、安全预警与维护决策关键技术,搭建健康诊断及维护决策管理平台。该项目的开发研究,为此4个钢板的应用提供了很好的应用前景。

12Cr2Mo1VR 为厚壁加氢反应器用 2.25Cr-1Mo-0.30V, 既在传统的 2.25Cr-1Mo (12Cr2Mo1R) 抗氢钢中加入 0.25%~0.30V, 同时调整其他微量元素,大幅度降低钢材中的 S, P 等杂质, Sn、Sb 等有害元素, 进而显著提高其韧性, 高温强度和抗回火回火脆性。12Cr2Mo1VR 和 12Cr2Mo1R 相比具有以下突出的优点:

一是提高了强度。在室温下, 2.25Cr-1Mo-0.30V 标准规定的抗拉强度为 590MPa~760MPa, 而原来的 2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo 钢仅为 520~680 MPa, (参见 GB 150.2—2011 表 2) 可见标准规定的最小抗拉强度值就提高 13%。再看设计应力值, 2001 年和 2007 年版 ASME 规范第 VIII 卷第二册中给出的 2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo- $\frac{1}{4}$ V 钢在 454℃ 下的设计应力强度相比 2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo 钢就提高了 30% 以上。这可使设备轻量化。详见表 SYA-1:

表 SYA-1 ASME 第 VIII 卷第 II 分篇的设计应力强度值 MPa

版本年份	温度, °C	2.25Cr-1Mo	2.25Cr-1Mo-0.25V
2001	454	151	169
	482	117	163
2007	454	151	199
	482	117	164

注: 如果需要, 可以进一步参考 2010 年版 ASME 数据。

二是提高了抗高温氢腐蚀性能。由于钒元素在钢中形成了热稳定性很高的碳化钒。因而使它具有很好的抗高温氢腐蚀性能。1997 年第 5 版的 API RP 941, 就将 2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo- $\frac{1}{4}$ V 钢正式列入该标准中的纳尔逊曲线图里。从中可查到 2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo- $\frac{1}{4}$ V 钢的使用极限温度为 510℃, 比原 2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo 钢提高了 50℃ 多度。

三是提高了抗氢脆性能。试验表明, 加钒钢在氢环境中的门槛应力强度因子  $K_{IH}$  值比 2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo 钢高许多。从断口情况看, 2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo 钢已为晶间型裂纹时, 加钒改进型 Cr-Mo 钢仍呈准解理型。

四是提高了抗回火脆化性能。国内外都曾对板材、锻件和焊缝金属进行过“步冷”处理及系列温度冲击试验, 其结果表明, 试验前后的转变温度增量都很小 ( $vTr_{55}+3\Delta vTr_{55}\leq 0^\circ\text{C}$ ), 说明没有明显的回火脆化现象。

近年国内建造了大量 2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo- $\frac{1}{4}$ V 钢反应器。仅中国第一重型机械集团制造的 2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo- $\frac{1}{4}$ V 钢反应器就有近百台, 其中, 最大的反应器内直径近 5000mm, 最大厚度 300 多 mm。

由于该钢材的标准抗拉强度大于等于 590MPa, 由于标准抗拉强度大于 540MPa, 所以钢材制造单位在试用前应按固容规的规定通过技术评审。因此, 中国第一重型机械集团于 2001 年向国家有关部门提出 2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo- $\frac{1}{4}$ V 锻焊结构的钢制厚壁加氢反应器的技术评审并获得通过。舞阳钢铁有限责任公司也于 2007 年 5 月通过了该钢材的技术评审。

15MnNiNbDR 为低温压力容器用低合金钢, 其标准抗拉强度大于等于 530MPa, 最

低使用温度为 $-50^{\circ}\text{C}$ ，该钢板由武汉钢铁集团有限公司研制，在低温球罐和低温压力容器中得到使用。由于该钢的使用温度低于 $-40^{\circ}\text{C}$ ，所以钢材制造单位在试用前应按固容规的规定通过技术评审。

08Ni3DR 为低温压力容器用低合金钢，其标准抗拉强度大于等于 490MPa，最低使用温度为 $-100^{\circ}\text{C}$ ，该钢板为含 3.25%~3.70%Ni 的 3.5Ni 钢板。我国 Ni 系低温压力容器用钢中，以 $-70^{\circ}\text{C}$ 级的 09MnNiDR（配套 09MnNiD 锻件和管材）为代表的 0.5%Ni 钢，无论是标准还是实物水平均应处在国际先进水准。而另一部分含 Ni 量在 3.5%~9%Ni 低温钢，分别为 $-100^{\circ}\text{C}$ 级的 3.5%Ni 钢和 $-196^{\circ}\text{C}$ 级的 9 %Ni 钢，其中尤其是以 3.5%Ni 钢为代表的 $-100^{\circ}\text{C}$ 以上温度使用的压力容器用钢，其使用范围，使用量较大，生产和制造技术上的难度也较大。这些在欧洲、美国及日本等均有标准和设备。我国自上世纪八十年代中期开始的镍系低温钢研制项目，经过多年的努力，先后在 3.5 %Ni 钢锻件和钢板上获得成功，08Ni3D 锻件先于 2010 年纳入标准 NB/T 47009—2010，之后 08Ni3DR 钢板在舞阳钢铁有限责任公司研制成功，并在低温压力容器中得到使用，该材料于 2010 年 12 月通过技术评审。随后，鞍钢股份有限公司也于 2011 年 10 月通过了该钢的技术评审。在参考了国外同类钢板标准和国内部分先进的企业标准，遵循《固容规》相关要求，编制的 08Ni3DR 钢板技条件，应当也是处于国际先进水平的。

08Ni3DR 钢板主要技术条件同美国 ASME SA203 D/E 及欧盟 EN10028.4-12Ni14 相关指标的比较见表 SYA-2、表 SYA-3。可见 08Ni3DR 钢板的 C、P、S 含量是最低的，而主要合金元素的含量基本一致。在强度指标要求基本一致的情况下，08Ni3DR 钢板的冲击韧性指标是最高的。这对促进我国 3.5 %Ni 钢材，乃至整个 Ni 系低温压力容器用钢的发展，保障我国 3.5%Ni 钢制压力容器产品质量和安全是有利的，也是符合我国国情的。

表 SYA-2 08Ni3DR 化学成分对比

标准号	版本	钢号	化学成分，%						
			C	Si	Mn	P	S	Ni	V
GB150.2	2011	08Ni3DR	$\leq 0.10$	0.15~ 0.35	0.30~ 0.80	$\leq 0.015$	$\leq 0.010$	3.25~ 3.70	$\leq 0.05$
ASME	2010	SA203 GrE	$\leq 0.20$	0.15~ 0.40	$\leq 0.70$	$\leq 0.035$	$\leq 0.035$	3.25~ 3.75	/
EN10028.4	2004	12Ni14	$\leq 0.15$	$\leq 0.35$	0.30~ 0.80	$\leq 0.020$	$\leq 0.010$	3.25~ 3.75	$\leq 0.05$

表 SYA-3 08Ni3DR 力学性能对比

标准号	版本	钢号	板厚 mm	拉伸试验			冲击试验		
				$R_m$ , MPa	$R_{cl}$ , MPa	$A$ , %	取向	温度 $^{\circ}\text{C}$	$KV_2$ , J
GB 150.2	2011	08Ni3DR	6~60	490~620	$\geq 320$	$\geq 21$	横向	-100	$\geq 47$
ASME	2010	SA203 GrE	$\leq 50$	485~620	$\geq 275$	$\geq 21$	纵向	-101	$\geq 27$
EN10028	2004	12Ni14	30~50	490~640	$\geq 345$	$\geq 22$	横向	-100	$\geq 27$

06Ni9DR 为低温压力容器用低合金钢，其标准抗拉强度大于等于 680MPa，最低使用温度为-196℃，该钢板为含 8.50%~10.00%Ni 的 9Ni 钢板，国内最早由山西太钢不锈钢股份有限公司研制，并在 16 万 m<sup>3</sup> 的大型 LNG 储罐中得到使用。由于该钢标准抗拉强度大于 540MPa 且使用温度低于-40℃，所以钢材制造单位在试用前应按《固容规》的规定通过技术评审。山西太钢不锈钢股份有限公司于 2007 年 1 月通过了该钢的技术评审，鞍钢股份有限公司于 2007 年 12 月通过了该钢的技术评审，南京钢铁股份有限公司于 2009 年 12 月通过了该钢的技术评审并在 16 万 m<sup>3</sup> 的大型 LNG 储罐中得到使用，宝山钢铁股份有限公司于 2010 年 12 月通过了该钢的技术评审，舞阳钢铁有限责任公司于 2010 年 12 月通过了该钢的技术评审。

低合金钢钢管部分共列入 12Cr2Mo1、09MnD、09MnNiD、08Cr2AlMo 和 09CrCuSb 等 5 个牌号，这些牌号都没有列入材料标准。

其中 09MnNiD 和 08Cr2AlMo 钢管是本次修订时新增加的牌号，均是由江阴兴澄钢管厂研制开发并通过技术评审的。

12Cr2Mo1、09MnD 和 09CrCuSb 钢管在上一版就有。其中 09MnD 在 GB 150—1998 的附录 A 中，12Cr2Mo1 和 09CrCuSb 在 GB 150—1998 的附录 H 中。只是根据近年来，钢管厂的检验和使用单位的复验数据及监检部门反馈的信息，按照《固容规》相关要求，对这三个牌号钢管的主要技术指标进行了适当的调整。主要是 P、S 等杂质元素含量降低，冲击性能提高。

09MnNiD 钢管的增加，使得-70℃级 0.5%Ni 钢从 09MnNiDR 板材到 09MnNiD 锻件和 09MnNiD 管材得到很好的配套（详见表 SYA-4）。制造厂方便，用户和设计单位选材更方便了。

表 SYA-4 09MnNiDR、09MnNiD 化学成分对比

标准号	年度	牌号	化学成分，%				拉伸试验		冲击试验	
			C	P	S	Ni	R <sub>m</sub> MPa	R <sub>eL</sub> MPa	温度 ℃	KV <sub>2</sub> J
GB 3531	2008	09MnNiDR	≤0.12	≤0.020	≤0.012	0.30 ~ 0.80	440~ 570	≥300	-70	≥34
NB/T 47009	2010	09MnNiD	0.06 ~ 0.12	≤0.020	≤0.010	0.45 ~ 0.85	440~ 590	≥280	-70	≥60
GB 150.2	2011	09MnNiD	≤0.12	≤0.020	≤0.010	0.30 ~ 0.80	440~ 580	≥280	-70	≥47

而 08Cr2AlMo 钢管的强度级别较低，上世纪九十年代开发，做了大量的试验研究工作。2000 年以来在《压力容器》等杂志上多有发表，在石油化工厂的热交换器上使用较多。

## 附 录 B

### (资料性附录)

### 钢材高温性能参考值

#### 【附录 B 钢材高温性能参考值】释义

由原标准附录 F 的六个表增加到本部分附录 B 的十四个表,所有引用文件中新增钢材,包括第 4 章新增加的 7 个低合金钢钢板,6 个高合金钢钢板,第 5 章新增加的 2 个低合金钢钢管,2 个奥氏体型高合金钢无缝钢管,4 个奥氏体-铁素体型高合金钢无缝钢管,第 6 章新增加的 4 个低合金钢钢锻件,4 个奥氏体型高合金钢钢锻件,2 个奥氏体-铁素体型高合金钢钢锻件,第 7 章新增加的 2 个高合金钢螺柱,附录 A 新增加的 4 个低合金钢钢板和 2 个低合金钢钢管的高温性能数据均分别列出,更多更全,供相关单位和人员选用,

## 附 录 C

### (资料性附录)

### 高合金钢号近似对照

#### 【附录 C 高合金钢钢号近似对照】释义

本部分新增附录。首次将国内外、国家标准和行业标准中常用的压力容器高合金钢材(包括钢板、钢管和钢锻件)的钢号近似对照以表的形式在本部分附录 C 中列出,在方便大家查阅的同时,促进压力容器用高合金钢材统一数字代号和新牌号的实施。

## 附录 D

### (规范性附录)

#### Q235 系列钢板的使用规定

##### 【附录 D Q235 系列钢板的使用规定】释义

附录 D 规定了 Q235 系列钢板的使用，Q235 系列钢板（Q235B 和 Q235C）由于不属于压力容器专用钢板，不适宜放在正文部分。

钢板标准为 GB/T 3274—2007《碳素结构钢和低合金结构钢热轧厚钢板和钢带》，该标准中的牌号和化学成分是按照 GB/T 700—2006《碳素结构钢》的规定，即 Q235B 和 Q235C 钢的化学成分（熔炼分析）应符合 GB/T 700 的规定，标准中 Q235B 钢板 P、S 含量为  $P \leq 0.045\%$ 、 $S \leq 0.045\%$ ，Q235C 钢板 P、S 含量为  $P \leq 0.040\%$ 、 $S \leq 0.040\%$ ，但规定钢板质量证明书中的 P、S 含量（实物的 P、S 含量）应符合  $P \leq 0.035\%$ 、 $S \leq 0.035\%$  的要求。

需要注意的是，GB/T 700—2006 标准中 Q235B 的脱氧方式为沸腾和镇静，但压力容器受压元件用钢必须是镇静钢，同时钢板的使用温度 Q235B 为  $20^{\circ}\text{C} \sim 300^{\circ}\text{C}$ ，Q235C 为  $0^{\circ}\text{C} \sim 300^{\circ}\text{C}$ ，用于容器壳体的钢板厚度 Q235B 和 Q235C 不大于 16mm。这些内容相对 GB 150—1998 都进行了修改。

在本次 GB 150 修订过程中，对 Q235 系列钢板的使用存在较大争议，一种观点认为，随着我国钢铁行业的发展，材料质量和性能大幅提高，压力容器专用钢板供应充足，为保证压力容器产品的本质安全，促进行业技术进步，像 A3 钢一样，Q235 系列钢板应当逐步从压力容器制造行业中退出；另一种观点认为 Q235 系列钢板的退出为时尚早，在搪玻璃容器、真空绝热容器、一些低参数容器及垫板支座等的制造中，Q235 系列钢板仍大量使用，建议本版 GB 150 保留。经起草组专家深入调研并与安全监察机构协调，最终确定本次修订暂时保留 Q235 系列钢板，但严格限制其使用范围，并在附录 D 中做出专门规定。

## 参 考 文 献

- [1] TSG R0004—2009 固定式压力容器安全技术监察规程
- [2] 谢铁军, 寿比南, 王晓雷, 李军. TSG R0004—2009〈固定式压力容器安全技术监察规程〉释义. 新华出版社. 2009 年
- [3] GB 713—2008 锅炉和压力容器用钢板[S]
- [4] GB 3531—2008 低温压力容器用低合金钢钢板[S]
- [5] GB 19189—2011 压力容器用调质高强度钢板[S]
- [6] GB 24511—2009 承压设备用不锈钢钢板及钢带[S]
- [7] NB/T 47002.1—2009 压力容器用爆炸焊接复合板 第 1 部分: 不锈钢—钢复合板[S]
- [8] NB/T 47002.2—2009 压力容器用爆炸焊接复合板 第 2 部分: 镍—钢复合板[S]
- [9] NB/T 47002.3—2009 压力容器用爆炸焊接复合板 第 3 部分: 钛—钢复合板[S]
- [10] NB/T 47002.4—2009 压力容器用爆炸焊接复合板 第 4 部分: 铜—钢复合板[S]
- [11] ISO 9328—2:2004 承压设备用钢板及钢带—供货技术条件 第 2 部分: 规定高温性能的非合金钢和合金钢 (Steel flat products for pressure purposes—Technical delivery conditions-Part2: Non-alloy and alloy steels with specified elevated temperature properties) [S]
- [12] NB/T 47008—2010 承压设备用碳素钢和合金钢锻件[S]
- [13] NB/T 47009—2010 低温承压设备用低合金钢锻件[S]
- [14] NB/T 47010—2010 承压设备用不锈钢和耐热钢锻件[S]
- [15] GB/T 228.1—2010 金属材料 拉伸试验 第 1 部分: 室温试验方法
- [16] 章小许. 压力容器用钢板标准的最新进展 [J]. 压力容器. 2010.27 (1): 41-45
- [17] 章小许. 承压设备用钢锻件标准的浅析 [J]. 压力容器. 2011.28 (1): 22-27
- [18] 柳曾典等. 2.25 Cr-1Mo-0.25V 钢加氢反应器开发与制造中的一些问题 [J] 压力容器. 2011.28(5):33-40
- [19] 王家辉等. 08Cr2AlMo 钢及其焊接接头回火脆性的试验研究 [J] 压力容器. 2001.18 (1)

**GB 150.3—2011**  
**《压力容器 第3部分：设计》**  
**标准释义**





## 第1章 范 围

### 【GB 150.3】【1 范围】释义

GB 150.3—2011《压力容器 第3部分：设计》(以下简称本部分)在 GB 150—1998 第5章至第9章、附录 C、附录 D、附录 G 和附录 J 的基础上,结合压力容器基本受压元件设计的实际需要及相关标准修订提案,同时为满足《固定式压力容器安全技术监察规程》的要求,进行修订编制。与 GB 150—1998 相比,主要变化如下:

- 对应于原 GB 150—1998 第5章:内压圆筒和内压球壳,本部分第3章增加了按外径进行壁厚设计计算的相应公式。
- 对应于原 GB 150—1998 第6章:外压圆筒与外压球壳,本部分第4章主要变化内容为:
  - a) 修订了外压曲线图,增加了对应于高强度材料的外压曲线;
  - b) 增加了相对应的应力系数  $B$  曲线图选用表;
  - c) 加强圈的结构设计作了部分修改。
- 对应于原 GB 150—1998 第7章:封头,本部分第5章中主要变化内容为:
  - a) 增加了偏心锥壳、低压折边平封头、带筋平封头和拉撑结构的设计计算方法;
  - b) 调整了部分平盖的结构特征系数  $K$ ;
  - c) 增加了适用于平封头与筒体全焊透连接结构的塑性分析设计方法;
  - d) 增加了  $\delta/R < 0.002$  时,球冠形封头与锥壳的设计方法。
- 对应于原 GB 150—1998 第8章:开孔和开孔补强,本部分第6章对开孔和开孔补强设计计算方法内容进行了扩充,引入了筒体径向接管的整体补强设计方法,开孔率适用范围可达 0.9。
- 对应于原 GB 150—1998 第9章:法兰,本部分第7章中主要内容变化为:
  - a) 增加了整体法兰和按整体法兰计算的任意法兰的刚度校核计算要求;
  - b) 增加了波齿垫片设计选用参数。
- 将 GB 150—1998 附录 C “低温压力容器”中与设计相关的内容调整为本部分的附录 E。
- 将 GB 150—1998 附录 D、附录 G 和附录 J 内容纳入本部分的附录 A、附录 C 和附录 D。主要调整或变化内容为:
  - a) 增加附录 B “钢带错绕筒体设计”;
  - b) 附录 C 扩大了双锥密封的适用范围;
  - c) 附录 D 焊接结构根据实际情况进行了整理和补充。

## 第3章 内压圆筒和内压球壳

### 【GB 150.3】【3.1】释义

相对于原 GB 150—1998 标准第 5 章, 主要变化为: ①将“热套圆筒”统一改称为套合圆筒(见 GB 150.4—2011《压力容器 第4部分: 制造、检验和验收》标准释义第三章)。②引出钢带错绕筒体设计计算方法, 即按附录 B 进行。

### 【GB 150.3】【3.2 术语、定义和符号】释义

按 GB/T 1.1 的规定, 一般应将整个独立标准所用术语、定义和符号集于一处, 考虑到 GB 150.3 内容繁多, 如按一般要求处理难度太大, 也极易造成内容混乱, 故本部分中一般按章或节列出术语、定义和符号。

### 【GB 150.3】【3.3 圆筒计算】释义

相对于原 GB 150—1998, 在原有以圆筒内径为基准的壁厚计算公式基础上, 增加了以圆筒外径为基准的壁厚计算公式(3-2)、(3-4)、(3-7)。对于直接采用管材作为圆筒形受压元件(筒体、接管)标准给出了按外径计算的厚度公式, 更方便设计者应用。另外, GB/T 9019—2001《压力容器公称直径》标准中也给出了以外径为基准的压力容器公称直径系列。

### 【GB 150.3】【3.4 球壳计算】释义

为配合按外径计算的圆筒, 相应增加了以球壳外径为基准的壁厚计算公式(3-9)、(3-11)、(3-13)。

### 【GB 150.3】【3.3 圆筒计算】和【3.4 球壳计算】理论基础释义

#### 一、公式建立的理论基础

建立工程构件的强度设计公式或者进行构件的有效设计系建立在以下原则基础上:

①选择失效准则, 即确定判断构件在什么条件下失去承载能力(或称失效), 不能继续使用;

②选择强度理论, 即确定某一当量强度或某一当量标量值以表征承受复杂应力状态作用的构件强度;

③在适当假设条件下, 基于相适应的力学模型, 计算构件在相应载荷作用下的应力状态。

在上述原则基础上, 通过下述步骤即可建立相应强度设计公式: 构件应力状态的确

定→依据适当的强度理论确定当量强度→按确定的失效准则确定许用应力值→按当量强度不超过许用应力值建立设计公式。

与本标准相关的失效准则和强度理论详见 GB 150.1—2011《压力容器 第1部分：通用要求》标准释义的第一章。

二、圆筒和球壳结构应力的计算

本处仅述及受内压载荷作用的圆筒和球壳的结构应力计算，在此种计算模型下，结构可简化为轴对称结构。

（一）基于弹性力学分析基础上的圆筒和球壳结构应力分析

在工程实际计算中，为处理问题方便通常将整体式圆筒分为厚壁筒和薄壁筒。一般以壁厚  $\delta$  与内径  $D_i$  的比值  $\delta/D_i > 1/10$  为厚壁筒， $\delta/D_i \leq 1/10$  为薄壁筒，将其表达为内外直径比值形式即为  $D_o/D_i > 1.2$  为厚壁筒， $D_o/D_i \leq 1.2$  为薄壁筒。对于厚壁筒一般基于弹性力学分析结果计算其结构应力，且一般应用于  $k=D_o/D_i > 1.5$  情况，而对于  $k \leq 1.5$  时通常采用薄壳无力矩理论的计算结果，尽管相对于弹性力学分析结果存在一定的误差，但由于其计算的简便性，仍为工程界广泛采用。单层圆筒在内压  $P_i$  作用下的环向应力  $\sigma_\theta$ 、经向应力  $\sigma_\varphi$ 、径向应力  $\sigma_r$  计算结果系基于以下基本假设：①假设材料完全处于弹性状态；②材料是连续的；③材料各向同性；④材料均质；⑤位移和形变微小。承受内压的圆筒结构应力具体计算结果如表 SY3-1 所示，亦称拉美公式。

表 SY3-1 按拉美公式计算的圆筒结构应力

载荷	应 力	任意半径 $r$ 处	筒体内壁面 ( $r=R_i$ )	筒体内壁面 ( $r=R_o$ )
仅受内压力 $P_i$ 作用	径向应力 $\sigma_r$	$\frac{P_i}{k^2-1}(1-\frac{R_o^2}{r^2})$	$-P_i$	0
	环向应力 $\sigma_\theta$	$\frac{P_i}{k^2-1}(1+\frac{R_o^2}{r^2})$	$P_i(\frac{k^2+1}{k^2-1})$	$\frac{2P_i}{k^2-1}$
	经(轴)向应力 $\sigma_\varphi$	$\frac{P_i}{k^2-1}$	$\frac{P_i}{k^2-1}$	$\frac{P_i}{k^2-1}$

应力分布如图 SY3-1 所示。

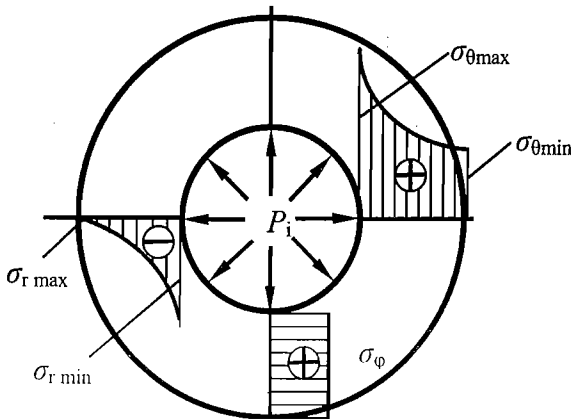


图 SY3-1 按拉美公式计算的圆筒应力分布图

在弹性力学假设前提下, 受内压作用的球壳, 其应力计算结果如表 SY3-2, 此时  $\sigma_{\theta} = \sigma_{\varphi}$ 。

表 SY3-2 按拉美公式计算的球壳结构应力

载荷	应 力	任意半径 $r$ 处	球壳内壁面 ( $r=R_i$ )	球壳外壁面 ( $r=R_o$ )
仅受内压力 $P_i$ 作用	径向应力 $\sigma_r$	$\frac{P_i}{k^3-1}(1-\frac{R_o^3}{r^3})$	$-P_i$	0
	环向应力 $\sigma_{\theta}$ 或 经向应力 $\sigma_{\varphi}$	$\frac{P_i}{2(k^3-1)}(2+\frac{R_o^3}{r^3})$	$P_i(\frac{k^3+2}{2(k^3-1)})$	$\frac{3P_i}{2(k^3-1)}$

## (二) 基于旋转薄壳无力矩理论的内压圆筒和球壳的应力计算

为使工程问题得以进一步简化处理, 在弹性力学基本假设基础上, 薄壳无力矩理论针对旋转薄壳的结构特性和承载特性, 在下列进一步假设基础之上使对应结构应力计算更为方便且精度亦足以满足工程需要。该理论系建立在以下进一步假设基础之上:

1、壁厚相对于直径足够小, 如薄膜, 只能承受拉压载荷而不能承受弯曲载荷作用, 因此可忽略内力矩的作用, 假设应力沿壁厚均匀分布。这一假设的结果使应力计算大为简化;

2、直线法假设, 即壳体在变形前垂直于中面的直线段, 在变形后仍然保持为直线段并垂直于变形后的中面。兼考虑小位移假设, 变形后的法线线段长度不变。根据这个假设, 在同一截面上沿厚度各点的法向位移均相同, 变形前后壳体厚度不变;

3、不挤压假设, 即壳壁各层纤维在变形前后均不互相挤压。按此假设壳壁法向应力与壳壁其他截面的应力分量相比较是可以忽略不计的微小量。其结果是在结构应力计算中只需考虑经向、环向两个方向的应力分量。

无力矩理论应用条件如下:

1) 壳体应具有连续曲面。实际上在壳体形状有急剧改变的地方, 例如曲率发生突然改变或壳壁厚度突变等, 将破坏无矩应力状态;

2) 壳体上的外载荷应当是连续的。作为无矩壳体实际上不能承受垂直于壳壁的集中力与力矩。因在集中力作用下壳体的应力状态将是有矩的;

3) 壳体边界的固定形式应该是自由支承的。实际上当边界上的法向位移和转角受到约束, 在载荷作用下势必引起壳体弯曲, 不能保证无矩状态;

4) 壳体的边界力应当在壳体曲面的切平面内, 要求在边界上无横剪力和弯矩。

综上所述, 薄壳无矩应力状态的存在必须满足壳体几何形状、材料和载荷的连续性, 同时需保证壳体应具有自由边界。但是远离局部区域(如壳体的连接边缘、载荷变化的分界面、容器的支座附近与开孔接管处等)以外的地方无矩应力状态的薄膜解答仍属有效。

基于上述假设, 对于轴对称旋转薄壳, 在承受均匀内压下其器壁内的应力满足如下公式:

$$\frac{\sigma_{\varphi}}{R_1} + \frac{\sigma_{\theta}}{R_2} = \frac{p_c}{\delta} \quad \dots\dots\dots \text{SY (3-4)}$$

式中:

$\sigma_{\varphi}$ ——分析点处的经向应力, MPa;

$\sigma_{\theta}$ ——分析点处的周向应力, MPa;

$R_1$ ——分析点处的第一曲率半径, mm;

$R_2$ ——分析点处的第二曲率半径, mm;

$p_c$ ——计算压力, MPa;

$\delta$ ——旋转壳体的计算厚度, mm。

其中 $\sigma_{\varphi}$ (经向应力)可通过轴向内外力平衡条件得出,由此即可求出 $\sigma_{\varphi}$ 、 $\sigma_{\theta}$ 的计算式。

### (三) 中径公式

1、以中径表示的圆筒应力计算表达式:

对于圆筒以中面半径 $R$ 代替 $R_2$ ,而 $R_1=\infty$ ,代入式SY(3-4)有,  $\sigma_{\theta} = \frac{p_c R}{\delta}$ 。

按轴向平衡条件有:  $2\pi R \delta \sigma_{\varphi} = \pi R^2 p_c$ , 即  $\sigma_{\varphi} = \frac{p_c R}{2\delta}$ 。

2、以中径表示的球壳应力计算表达式:

对于球壳,  $R_1=R_2=R$ , 而  $\sigma_{\varphi}=\sigma_{\theta}$ , 代入  $\frac{\sigma_{\varphi}}{R_1} + \frac{\sigma_{\theta}}{R_2} = \frac{p_c}{\delta}$  有,  $\sigma_{\varphi}=\sigma_{\theta} = \frac{p_c R}{2\delta}$ 。

按薄壳无力矩理论求取的圆筒和球壳应力计算结果与按拉美公式计算的结果的误差分析将在后续讨论。

## 三、圆筒和球壳设计公式的导出及应用限制

在前述理论基础和结构应力计算的基础上,本处讨论相应的设计公式是如何导出的,以及公式应用的限制要求。

前已述及,由于我国的压力容器规则设计标准(GB 150)采用弹性失效准则、第一强度理论,因此建立强度条件时,以周向薄膜应力作为当量强度与许用应力 $[\sigma]^t$ 间关系建立强度条件,其中薄膜应力以中径作为计算依据。

### (一) 内压圆筒中径设计公式的导出

依据当量强度和失效准则有:

$$\frac{p_c D}{2\delta} = [\sigma]^t \phi \quad \dots\dots\dots \text{SY (3-5)}$$

式中:

$[\sigma]^t$ ——设计温度下圆筒材料的许用应力, MPa;

$\phi$ ——焊接接头系数;

$p_c$ ——计算压力, MPa;

$D$ ——圆筒中径,  $D=D_i+\delta$ , mm;

$D_i$ ——圆筒内径, mm;

$\delta$ ——圆筒的计算厚度, mm。

将  $D=D_i+\delta$  代入式 SY (3-5) 整理后有:  $\delta=\frac{p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c}$ , 同样, 将  $D=D_o-\delta$  代入式

SY (3-5) 则有:  $\delta=\frac{p_c D_o}{2[\sigma]^t \phi + p_c}$ ; 此两式分别为以内直径和外直径为基准的圆筒计算厚

度的计算公式。该两式的适用范围确定为  $k \leq 1.5$ , 尽管超过了薄壁筒 ( $k \leq 1.2$ ) 的界限,

但精度尚能满足工程需要。将  $k \leq 1.5$  代入  $\delta=\frac{p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c}$ , 即相当于  $\frac{\delta}{D_i} \leq 0.25$ , 即有

$$\frac{p_c}{2[\sigma]^t \phi - p_c} \leq 0.25, \text{ 得 } 1.25 p_c \leq 0.5[\sigma]^t \phi, \text{ 即为 } p_c \leq 0.4[\sigma]^t \phi.$$

下面分析内压圆筒中径公式相对于拉美公式、塑性极限分析计算结果的误差。

a) 按照弹性失效准则, 采用第一强度理论, 计算圆筒承载的极限压力。

取第一主应力为当量强度, 按中径公式计算, 周向薄膜应力为第一主应力,

$$\sigma_1 = \frac{p_c D}{2\delta} = \frac{p_c (D_i + \delta)}{2\delta}, \text{ 令 } \sigma_1 = \frac{p_{s1}}{2} \left( \frac{2}{k-1} + 1 \right) = [\sigma]^t \phi, \text{ 可得极限压力与许用应力的比值}$$

$$\frac{p_{s1}}{[\sigma]^t \phi} = 2 \frac{k-1}{k+1}.$$

对于按拉美公式, 以内壁处的周向应力为最大, 即  $\sigma_1 = p_{s2} \left( \frac{k^2+1}{k^2-1} \right) = [\sigma]^t \phi$ , 得极限

$$\text{压力与许用应力的比值 } \frac{p_{s2}}{[\sigma]^t \phi} = \frac{k^2-1}{k^2+1}.$$

b) 按照弹性失效准则, 采用第三强度理论, 计算圆筒承载的极限压力。

以中径公式计算的三向主应力为:  $\sigma_1 = \frac{p_c D}{2\delta}$ 、 $\sigma_2 = \frac{p_c D}{4\delta}$ 、 $\sigma_3 = 0$ , 当量强度:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \frac{p_c D}{2\delta} = \frac{p_c (D_i + \delta)}{2\delta} = [\sigma]^t \phi, \text{ 可得极限压力与许用应力的比值: } \frac{p_{s1}}{[\sigma]^t \phi} = 2 \frac{k-1}{k+1}.$$

按拉美公式 (内壁处) 当量强度  $\sigma_1 - \sigma_3 = p_{s3} \left( \frac{2k^2}{k^2-1} \right) = [\sigma]^t \phi$ , 可得极限压力与许用

$$\text{应力的比值 } \frac{p_{s3}}{[\sigma]^t \phi} = \frac{k^2-1}{2k^2}.$$

c) 按照塑性失效准则, 计算圆筒承载的极限压力。

假设材料为理想弹塑性材料, 以薄壳无力矩理论为基础的中径公式认为沿壁厚方向应力均布且等于 0, 意味着当筒体上某一点达到屈服状态时, 整个截面将屈服, 对应的

极限压力与许用应力的比值  $\frac{p_{s1}}{[\sigma]^t \phi} = 2 \frac{k-1}{k+1}$ ，即与按照弹性失效准则计算结果相同。

以拉美公式为基础，利用经典的弹塑性力学分析，当全截面屈服，即整个筒体进入屈服状态时，筒体对应最大的塑性承载能力，此时： $p_{s4} = [\sigma]^t \phi \ln k$ ，得到极限压力与许用应力的比值  $\frac{p_{s4}}{[\sigma]^t \phi} = \ln k$ 。

d) 由以上计算公式，得到不同  $k$  所对应的圆筒承载的极限压力及其相对误差，结果见表 SY3-3。

表 SY3-3 圆筒计算公式结果分析

$k$	(1) <sup>注</sup>	(2) <sup>注</sup>	(3) <sup>注</sup>	(4) <sup>注</sup>	相对误差，%		
	$\frac{p_{s1}}{[\sigma]^t \phi}$	$\frac{p_{s2}}{[\sigma]^t \phi}$	$\frac{p_{s3}}{[\sigma]^t \phi}$	$\frac{p_{s4}}{[\sigma]^t \phi}$	$\frac{p_{s1} - p_{s2}}{p_{s2}}$	$\frac{p_{s1} - p_{s3}}{p_{s3}}$	$\frac{p_{s1} - p_{s4}}{p_{s4}}$
1.2	0.1818	0.1803	0.1528	0.1823	0.8264	19.0083	-0.2761
1.3	0.2609	0.2565	0.2041	0.2624	1.7013	27.7883	-0.5697
1.4	0.3333	0.3243	0.2449	0.3365	2.7778	36.1111	-0.9329
1.5	0.4000	0.3846	0.2778	0.4055	4.0000	44.0000	-1.3479
1.8	0.5714	0.5283	0.3457	0.5878	8.1633	65.3061	-2.7830
2	0.6667	0.6000	0.3750	0.6931	11.1111	77.7778	-3.8203
注： (1) 为采用弹性失效准则，利用第一强度理论（或第三强度理论）或基于塑性极限分析得到的中径公式解； (2) 为采用弹性失效准则，第一强度理论的拉美公式解； (3) 为采用弹性失效准则，第三强度理论的拉美公式解； (4) 为采用塑性失效准则，基于弹塑性分析得到的解。							

由以上结果可见：

1) 随着  $k$  的增大，基于弹性失效准则的中径公式相对误差增大，材料利用率降低，因此 GB 150 规定  $k \leq 1.5$ ；

2) 在  $k \leq 1.5$  的情况下按薄壳无力矩理论的计算结果相对于基于弹塑性分析得到的解是偏安全的，且精度上可以满足工程需要。

(二) 内压球壳中径设计公式的导出

依据当量强度和失效准则有：

$$\frac{p_c D}{4\delta} = [\sigma]^t \phi \quad \dots\dots\dots \text{SY (3-6)}$$

式中：

$[\sigma]^t$ ——设计温度下球壳材料的许用应力，MPa；

$\phi$ ——焊接接头系数;

$p_c$ ——计算压力, MPa;

$D$ ——球壳中径,  $D=D_i+\delta$ , mm;

$\delta$ ——球壳的计算厚度, mm。

将  $D=D_i+\delta$  代入上式整理后则有:  $\delta = \frac{p_c D_i}{4[\sigma]^t \phi - p_c}$ , 同样, 将  $D=D_o-\delta$  代入式 SY(3-6)

则有:  $\delta = \frac{p_c D_o}{4[\sigma]^t \phi + p_c}$ ; 此两式分别为以内直径和外直径为基准的球壳计算厚度的计算公式。

该式的适用范围确定为  $k \leq 1.35$ , 即相当于  $\frac{\delta}{D_i} \leq 0.175$ , 代入上式, 即有  $\frac{p_c}{4[\sigma]^t \phi - p_c}$

$\leq 0.175$ , 得  $p_c \leq 0.6[\sigma]^t \phi$ 。

#### 四、关于最高(大)允许工作应力 $[p_w]$ 的说明

最高(大)允许工作压力(MAWP)是指在指定的相应温度下, 容器顶部所允许承受的最大压力。该压力是根据容器各受压元件的有效厚度, 考虑了该元件承受的所有载荷而计算得到的, 且取最小值。此处, 指定的相应温度, 一般是指某一操作工况条件时的设计温度, 也可以是根据需要规定的其他温度, 如最低设计金属温度时所对应的最大允许工作压力。

显然, 在确定容器的最高允许工作压力(MAWP)时, 应首先计算出组成该容器的各受压元件的最高允许压力, 然后取各元件中的最低值作为容器的最高允许工作压力。

本章给出了以内径为基准和以外径为基准的圆筒或球壳的最大允许工作压力 $[p_w]$ 的计算公式, 即标准公式(3-6)、(3-7)、(3-12)、(3-13)。这些公式是由圆筒或球壳元件的计算厚度公式转化而来, 因此严格意义上讲, 此处 $[p_w]$ 对应的是圆筒或球壳元件的“最大允许计算压力”, 而不应该是该元件的最高允许工作压力。

按上述计算公式得到的元件(圆筒或球壳)最高允许计算压力, 已经包括了液柱静压力等其他载荷的影响, 因此在设计中, 在确定容器的MAWP时, 还应从 $[p_w]$ 中扣除液柱静压力值(包括其他载荷), 设计者需谨慎考虑。

#### 五、参考文献

- [1] 余国宗主编. 化工容器与设备. 天津大学等院校合编. 化学工业出版社. 1980年11月
- [2] 苏翼林主编. 材料力学. 天津大学. 人民教育出版社. 1979年12月
- [3] 张石铭主编. 化工容器及设备. 青岛化工学院、武汉化工学院等院校合编. 湖北科学技术出版社. 1984年12月
- [4] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. GB 150—1989《钢制压力容器标准释义》. 学苑出版社
- [5] 李世玉主编. 压力容器设计工程师培训教程. 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. 新华出版社



## 第4章 外压圆筒和外压球壳

### 【GB 150.3】【4 外压圆筒和外压球壳】释义

#### 一、稳定安全系数

标准中，受外压壳体的稳定许用外压值是采用临界压力除以稳定安全系数来表达，即：

$$p_{cr}/m=[p] \quad \cdots \cdots \text{SY (4-1)}$$

式中：

$p_{cr}$ ——临界压力；

$m$ ——稳定安全系数；

$[p]$ ——许用外压。

在其计算过程中将  $m$  值计入有关算图或公式，不直接表达。稳定安全系数  $m$  的选择，主要考虑两个因素：一是计算公式的精确程度；另一是制造所能保证的形状公差。

本次修订，稳定安全系数仍保留原标准 GB 150—1998 中所采用的稳定安全系数。即：

1、对于圆筒的外压稳定计算，取稳定安全系数  $m=3.0$ 。

在本部分中，外压圆筒的基本公式为：

长圆筒 ( $L \geq 1.1D_0\sqrt{D_0/\delta_e}$ ) 用 Bresse-Bryan 公式：

$$p_{cr} = 2.19E(D_0/\delta_e)^{-3} \quad \cdots \cdots \text{SY (4-2)}$$

$$A \approx 1.1(D_0/\delta_e)^{-2} \quad \cdots \cdots \text{SY (4-3)}$$

短圆筒用美国海军试验水槽公式 (式中取泊松比  $\mu=0.3$ )：

$$p_{cr} = \frac{2.6E(D_0/\delta_e)^{-2.5}}{(L/D_0) - 0.45(D_0/\delta_e)^{-0.5}} \quad \cdots \cdots \text{SY (4-4)}$$

$$A = \frac{1.3(D_0/\delta_e)^{-1.5}}{(L/D_0) - 0.45(D_0/\delta_e)^{-0.5}} \quad \cdots \cdots \text{SY (4-5)}$$

本部分的算图 4-2 中，垂直于横轴的  $D_0/\delta_e$  线系按式 SY (4-3) 绘制，算图中倾斜的  $D_0/\delta_e$  线段按美国海军水槽试验式 SY (4-5) 绘制。

按上述公式绘制的  $D_0/\delta_e$ 、 $L/D_0$  和外压应变系数  $A$  的关系曲线，并配以材料的拉伸曲线，即为外压应力系数  $B$  曲线 (本部分中的图 4-3~图 4-12)。

2、对于球壳和成形封头 (包括椭圆形、碟形、半球形、球冠形) 封头的外压稳定

计算, 取稳定安全系数  $m=15$ 。外压球壳和成形封头计算公式是基于小变形理论公式推演而得。典型的球壳小变形理论公式为:

$$p_{cr} = \frac{2E}{\sqrt{3(1-\mu^2)}} \cdot \left( \frac{\delta_e}{R_0} \right)^2 \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-6)}$$

$$A = \frac{0.125}{(R_0/\delta_e)} \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-7)}$$

将稳定安全系数  $m=15$  和材料泊松系数  $\mu=0.3$ , 代入式 SY (4-6) 和式 SY (4-7), 并经演算即得球壳及成形封头许用外压力  $[p]$  计算公式。

计算中选用如此大的稳定安全系数, 主要是考虑小变形理论公式的误差较大, 用大的安全系数予以弥补。

如果采用大挠度非线性分析, 得到的临界失稳压力约为采用小挠度理论解的 20%, 相当于稳定安全系数仍然为  $m=3.0$ 。

3、对于圆筒加强圈的外压稳定计算, 取稳定安全系数  $m=3.0$ 。本部分中, 列出了外压圆筒加强圈所需惯性矩计算公式如下:

$$I = \frac{D_o^2 L_s (\delta_e + A_s/L_s) A}{10.9} \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-8)}$$

上式系由铁木辛哥 (Timoshenko) 推导而得, 式中取超载系数 1.1, 式中  $(\delta_e + A_s/L_s)$  即为铁木辛哥指出的表示圆筒与加强圈组合惯性矩的圆筒当量厚度。

## 二、外压圆筒和外压球壳计算的理论依据

### (一) 外压圆筒基本公式

外压圆筒基本公式为:

长圆筒 ( $L \geq 1.1 D_o \sqrt{D_o/\delta_e}$ ) 用 Bresse-Bryan 公式[见式 SY (4-2) 及式 SY (4-3)]。

短圆筒用美国海军水槽试验公式[见式 SY (4-4) 及式 SY (4-5)]。

### (二) 外压球壳基本公式

外压球壳基本公式[见式 SY (4-6) 及式 SY (4-7)], 系球壳小变形理论的典型公式。以式 SY (4-6) 和式 SY (4-7) 为基础, 取  $p_{cr}/[p]=15$ , 泊松比  $\mu=0.3$  代入即得本部分中的计算式:

$$[p] = 0.0833E \left( \frac{R}{\delta_e} \right)^{-2} \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-9)}$$

以及应变  $A = 0.125/(R/\delta_e)$ 。

对于凸形封头, 式中的  $R$  为当量半径。根据计算的  $A$  值, 即可用算图进行计算。

### (三) 外压圆筒加强圈基本公式

外压圆筒加强圈基本公式为式 SY (4-8)。系由铁木辛哥 (Timoshenko) 推导而得。

### (四) 关于 $D_o/\delta < 20$ 的圆筒计算说明

若圆筒的厚度相对于圆筒的直径较大, 则该圆筒已不能完全用薄壁壳体的稳定性来描述了, 这时要确定它的承载能力时, 既要考虑它的稳定性问题, 又要考虑它的强度问

题。故此类圆筒的设计计算与单纯用薄壁壳体的稳定性描述的计算方法有所不同。

本次修订仍采用原标准 GB 150—1998 的规定，将圆筒外直径  $D_o$  和圆筒厚度  $\delta$  之比  $D_o/\delta < 20$  作为此类圆筒的界限。该界限是原 GB 150—1998 修订提出的，经十几年的使用，证明 GB 150—1998 的修订是有效的，故仍采用这一界限。

在 GB 150.3 中，是采用以下公式计算其许用外压，并取其中的最小值。

$$[p]_1 = \left( \frac{2.25}{D_o/\delta_e} - 0.0625 \right) \cdot B \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-10)}$$

$$[p]_2 = \frac{2\sigma_0}{D_o/\delta_e} \left( 1 - \frac{1}{D_o/\delta_e} \right) \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-11)}$$

式中：

$\sigma_0$  应力，取以下两值中的较小值：

$$\sigma_0 = 2[\sigma]^t$$

$$\sigma_0 = 0.9R_{eL}^t \text{ 或 } 0.9R_{p0.2}^t$$

对于受外压圆筒，由于  $\frac{[p]D_o}{2\delta_e} = \frac{R_{eL}^t}{m}$ ，因此安全系数  $m$  的取法不同，将使  $[p]$  值发生

变化。式 SY (4-10) 基于  $D_o/\delta_e = 20$  圆筒非弹性失稳时，取稳定安全系数  $m = 3.0$ （与  $D_o/\delta_e > 20$  的圆筒一致），并对  $D_o/\delta_e = 4.0$  的圆筒（即 GB 150.3 中图 4-2 中最小的  $D_o/\delta_e$  值）取相应的安全系数为 1.5，而在  $D_o/\delta_e$  在 20~4 之间， $1/m$  呈线性变化而得到，即：

$$D_o/\delta_e = 20, \quad 1/m = [p]D_o/(2\delta_e R_{eL}^t) = 1/3$$

$$D_o/\delta_e = 4, \quad 1/m = [p]D_o/(2\delta_e R_{eL}^t) = 1/1.5$$

若将  $1/m$  与  $D_o/\delta_e$  作图，则如图 SY4-1 的直线所示。该直线为：

$$\frac{1}{R_{eL}^t} \frac{[p]D_o}{2\delta_e} = a + b \left( \frac{D_o}{\delta_e} \right) \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-12)}$$

所求得： $a = 1/3$ ， $b = -1/48$ 。代入式 SY (4-12)，并取  $B = R_{eL}^t/1.5$ ，则得式 SY (4-10)。

式 SY (4-11) 是按厚壁圆筒在外压下由应力分析得到。

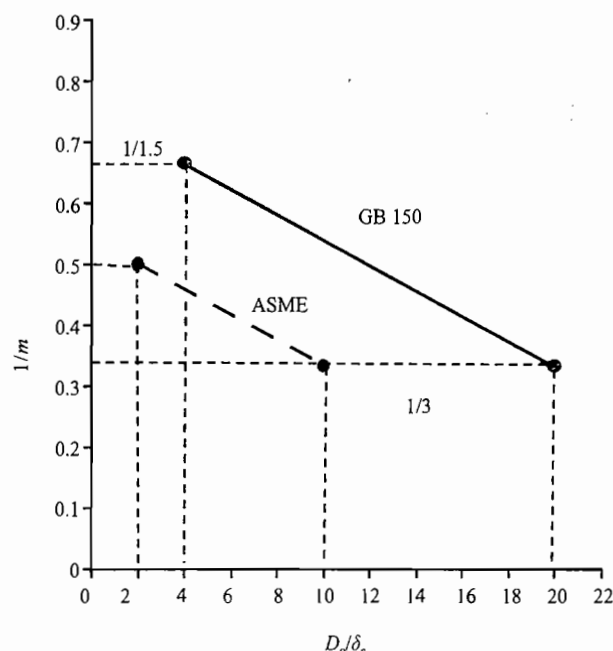


图 SY4-1 式 SY (4-12) 中稳定安全系数

(五) 长、短圆筒分界的临界长度  $L_{cr}$  说明

设在长、短圆筒分界的临界长度  $L_{cr}$  上, 其临界压力既可以用式 SY (4-2) 计算, 也可以用式 SY (4-13) [注: 与式 SY (4-4) 相近] 计算。

$$p_{cr} = \frac{2.59E\delta_e^2}{L_{cr}D_o\sqrt{D_o/\delta_e}} \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-13)}$$

故有:

$$2.2E\left(\frac{\delta_e}{D_o}\right)^3 = \frac{2.59E\delta_e^2}{L_{cr}D_o\sqrt{D_o/\delta_e}} \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-14)}$$

由此得:

$$L_{cr} = 1.17D_o\sqrt{D_o/\delta_e} \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-15)}$$

(六) 非弹性失稳

在小挠度理论基础上的分析结果, 只能适用于弹性阶段, 也就是材料的弹性模量必须是常数, 所以其应力应小于材料的比例极限。但是实际容器不一定满足上述要求, 而呈现非弹性失稳现象, 这种非弹性失稳现象比较复杂, 难以用简单的关系式来描述。研究表明, 对于这类板壳结构的非弹性失稳现象可以用切线模量  $E_t$  取代线性的弹性模量  $E$  进行近似计算。为了得到  $E_t$ , 标准中采用对材料实际拉伸曲线进行修正, 得到 GB 150.3 中图 4-3 至图 4-12 的外压应力系数  $B$  曲线。

(七) 外压圆筒的计算长度

从理论上, 外压圆筒的计算长度的选取应是判断在该圆筒长度的两端能否保持足够的约束, 使其真正起支撑线的作用, 从而在圆筒失稳时仍能保持圆形, 不致被压塌。按此原则, 本部分给出了圆筒计算长度的确定方法, 详见 GB 150.3 中的图 4-1。

### 三、圆度的要求 (GB 150.4)

制造过程中圆筒体所能达到的形状精确度 (即圆筒的圆度) 是影响圆筒稳定性的关键因素之一。

研究表明, 即使理想圆形的圆筒, 承受的外压达到临界压力时仍不可避免的产生失稳。对于存在初始形状偏差的外压圆筒, 由于筒壁上附加弯曲应力作用, 使其发生屈服的外压小于理想情况下的临界压力, 且形状偏差越大, 屈服外压越低。

为此, 工程上基于经验以下公式对圆筒的圆度提出了严格的要求。

$$\frac{e}{\delta_e} = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{\delta_e} = \frac{C_1}{n(\delta_e/D_o)} + C_2 n \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-16)}$$

式中:

$e = D_{\max} - D_{\min}$  为圆筒允许的 shape 偏差, 等于圆筒在同一断面上最大内直径与最小内直径之差;

$\delta_e$ ——圆筒有效厚度, mm;

$D_o$ ——圆筒外径, mm;

$n$ ——圆筒失稳后出现的波形数。

$C_1$ 、 $C_2$  系数, 由试验确定。对于失稳压力考虑 20% 的裕量, 可取  $C_1=0.018$ ,  $C_2=0.015$ , 即经验公式变为:

$$\frac{e}{\delta_e} = \frac{0.018}{n(\delta_e/D_o)} + 0.015n \quad \dots\dots\dots \text{SY (4-17)}$$

对应于不同的形状偏差  $e$ , 得到 GB 150.4 中的图 10 (外压壳体圆度最大允许偏差)。

### 四、本次修订的主要变化及相关说明

对应于原 GB 150—1998 第 6 章“外压圆筒与外压球壳”, 本部分第 4 章主要变化内容为:

1、明确了外压圆筒和球壳图算法关键系数  $A$ 、 $B$  的物料含义。外压应变系数  $A$  即为外压筒体临界失稳时的环向应变, 外压应力系数  $B$  ( $B=2EA/3$ ) 与  $A$  一起反映了材料的应力应变关系;

2、增加材料外压应力系数  $B$  曲线图。通过本次修订, 材料外压应力系数  $B$  曲线图已完全覆盖 GB 150.2 中所列的各种材料。其中图 4-7 由浙江工业大学通过试验数据得出, 其余增加外压应力系数  $B$  曲线都是根据 AMSE BPVC Sec II Part D (2010 版) 修改绘制的;

3、为便于使用, 并与 GB 150.2 材料部分一致, 增加了相对应的应力系数  $B$  曲线图选用表 (GB 150.3 中表 4-1);

4、加强圈的结构设计作了部分修改, 将加强圈的惯性矩大小定为结构设计的依据。

### 五、我国压力容器外压设计用系列材料外压曲线的研制

我国压力容器标准中外压容器设计用外压曲线长期处于借用国外标准相近材料或

强度相当材料的外压曲线的现实状况,迫切需要研制针对我国压力容器用常用材料的外压曲线。

由中国特种设备检测研究院牵头承担的质检公益课题《钢制压力容器外压设计用系列材料外压曲线的研制》(201110033)以研制我国可用于标准的外压设计曲线,填补我国压力容器标准中钢材无对应国产材料外压曲线的空白为目标,拟通过研究我国压力容器常用钢材系列温度下的力学性能,获取材料的各项基础数据,并研制我国压力容器标准所需要的外压曲线,以增强采用我国压力容器用材料进行外压容器设计的准确性与合理性,进而提升我国压力容器标准的国际地位与竞争力。

## 第5章 封 头

### 【GB 150.3】【5 封头】释义

封头是压力容器的主要受压元件之一,按形状封头分为凸形封头(椭圆形封头、碟形封头、球冠形封头和半球形封头)、平盖、锥形封头(含偏心锥壳)、变径段、紧缩口和平板拉撑结构等。

对于 GB 150 适用范围内的容器,受压元件一般为薄壁结构(如圆筒体外径与内径之比一般不超过 1.2,最大可为 1.5),因此其壁厚计算大都采用忽略内力矩和横剪力的薄膜理论。在外形上,不计接管的影响,封头是轴对称回转体结构,沿母线(或任一经线)第一曲率半径为恒定值或连续变化。在承受内压或外压的情况下,封头承载也是轴对称的。因此,封头的力学分析模型相对简单。可以根据作用于回转壳微元体的力的平衡关系,得到基于薄壳理论的微体平衡方程、区域平衡方程。

封头一般与筒体连接,由于连接处一般存在壁厚差、曲率半径突变等几何不连续,因此连接处应力按应力分类观点可分为一次局部薄膜应力、一次弯曲应力和二次应力。

### 【GB 150.3】【5.3 椭圆形封头】释义

相对于 GB 150—1998 的 7.1.2,本条的主要变化是增加了按照封头外径或与其连接的圆筒外半径进行封头厚度计算的公式。

椭圆形曲线的曲率是逐点改变的,因此椭圆形封头具有较好的力学性能,是目前国内外压力容器采用最多的封头形式。

## 一、内压椭圆形封头的计算方法

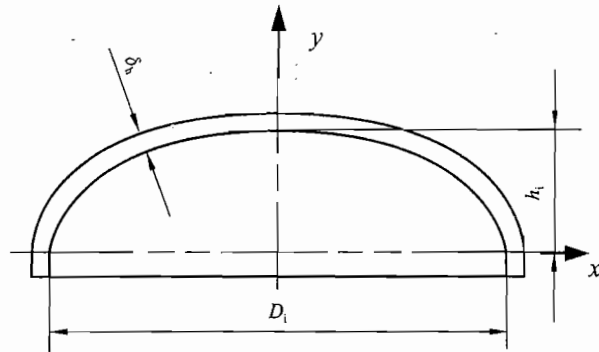


图 SY5-1 椭圆（经线）

如图 SY5-1 椭圆（经线）方程为：

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1 \quad \text{.....SY (5-1)}$$

式中,  $a=D_i/2$ ,  $b=h_i$ ;

$$\frac{dy}{dx} = -\frac{b^2 x}{a^2 y} \quad \text{.....SY (5-2)}$$

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{1}{y} \left( \frac{b^4 x^2}{a^4 y^2} + \frac{b^2}{a^2} \right) \quad \text{.....SY (5-3)}$$

第一曲率半径  $R_1$ :

$$R_1 = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{dy}{dx} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{\left| \frac{d^2y}{dx^2} \right|} = \frac{(a^4 y^2 + b^4 x^2)^{\frac{3}{2}}}{a^4 b^4} \quad \text{.....SY (5-4)}$$

第二曲率半径  $R_2$ :

$$R_2 = \frac{(a^4 y^2 + b^4 x^2)^{\frac{1}{2}}}{b^2} \quad \text{.....SY (5-5)}$$

由内压引起的椭圆封头上经向应力、周向应力:

$$\sigma_{\phi} = \frac{p R_2}{2 \delta} \quad \text{.....SY (5-6)}$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{p R_2}{2 \delta} \left( 2 - \frac{a^4}{b^2 R_2^2} \right) \quad \text{.....SY (5-7)}$$

应力分布特点:

- 1) 对于经向应力为正值, 即恒为拉应力, 且短轴顶点为最大值点, 长轴端点为最小值点;
- 2) 对周向应力, 可能出现负值, 在短轴顶点为最大拉应力, 长轴端点为最小拉应力

力或最大压应力。当  $a/b \geq \sqrt{2}$  时,  $\sigma_\theta \leq 0$ , 椭圆封头的过渡转角区出现周向压缩应力, 且最大应力点出现在长轴端点 ( $x=a$ ) 处,  $R_2=a$ ,  $\sigma_\theta = \frac{pa}{2\delta}(2 - \frac{a^2}{b^2})$  随着  $a/b$  增大, 压应力区扩大, 最大压应力增加。当  $a/b=2.5$  时, 长轴端点的周向压缩应力变得较大, 可能引起封头的失稳。为防止内压作用下, 由周向压缩应力引起的封头弹性失稳失效, 一方面, 标准中限制了  $a/b \leq 2.6$ ; 另一方面, 考虑椭圆封头过渡转角区是封头成型过程的易减薄区域, 标准限制对  $D_i/2h_i \leq 2$  的椭圆形封头的有效厚度应不小于封头内直径的 0.15%,  $D_i/2h_i > 2$  的椭圆形封头的有效厚度应不小于封头内直径的 0.30%。

实际结构中, 在内压作用下, 由于封头和筒体连接处的几何不连续, 在封头边界上产生横剪力  $Q$  和弯矩  $M$ , 在封头与圆筒连接附近的封头上产生局部薄膜应力和弯曲应力。考虑封头的总应力, 试验得到封头上最大应力发生部位、方向、及大小随着  $a/b$  的变化如图 SY5-2 虚线所示, 可见:

- 1、 $1 < a/b \leq 1.2$  时, 封头最大应力为周向拉伸应力, 位于椭圆壳底边;
- 2、 $1.2 < a/b \leq 2.5$  时, 封头最大应力为经向拉伸应力, 位于椭圆过渡区内壁;
- 3、 $2.5 < a/b$  时, 封头最大应力为周向压缩应力, 位于椭圆过渡区外壁。

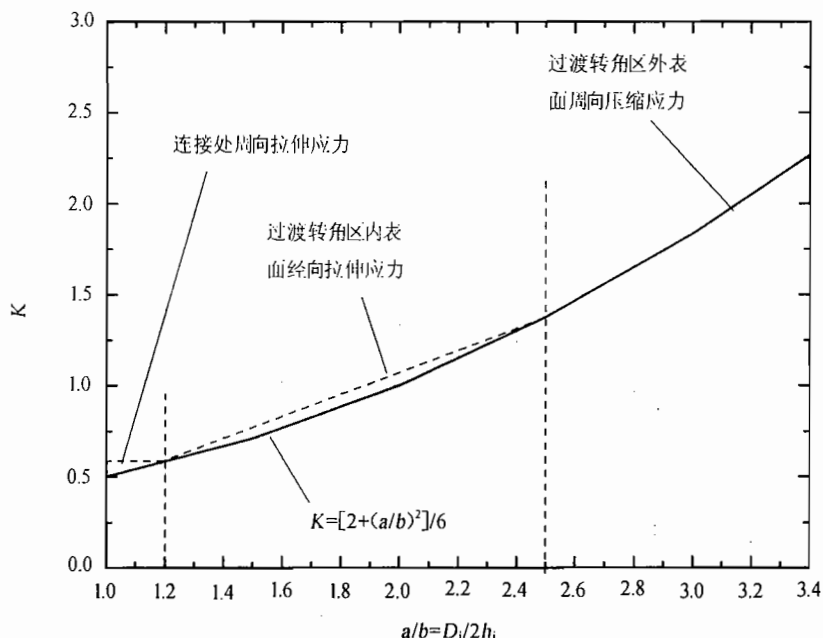


图 SY5-2 封头上最大应力随着  $a/b$  的变化

由以上分析可见, 椭圆封头最大应力点的位置随  $a/b$  的改变而变化, 即封头形状影响封头的应力分布, 因此令封头形状系数  $K$  等于封头上的最大应力与对接圆筒的环向薄膜应力的比值, 则封头厚度即为与之对接的圆筒计算厚度的  $K$  倍, 约等同于等径球壳计算厚度的  $2K$  倍, 同内压圆筒的计算相同, 采用第一强度理论, 控制椭圆封头的最大应力不超过材料的  $[\sigma]$ , 即:



$$\delta_h = K\delta_{\text{圆筒}} \approx 2K\delta_{\text{球壳}} = \frac{Kp_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5p_c} \dots\dots\dots \text{SY (5-8)}$$

式中,  $K$  随  $a/b$  改变曲线, 拟合为近似函数式:

$$K = \frac{1}{6} \left[ 2 + \left( \frac{D_i}{2h_i} \right)^2 \right] \dots\dots\dots \text{SY (5-9)}$$

为便于计算, 标准中列出了不同  $a/b$  ( $D_i/2h_i$ ) 对应的  $K$  值。标准中还给出了按封头外径计算的壁厚计算公式。

与第一章相同, 本节给出了以内径为基准的椭圆封头的最高允许工作压力 $[p_w]$ 的计算公式, 即标准公式(5-3)。显然, 该公式由椭圆封头的计算厚度公式转化而来, 同样此时计算得到的 $[p_w]$ 值中已经包括了液柱静压力等其他载荷, 因此在实际应用中, 计算椭圆封头的最高允许工作压力时还需根据具体情况扣除液柱静压力等其他载荷。

## 二、外压椭圆封头设计

外压作用下, 椭圆封头过渡转角区处于拉伸状态, 不存在稳定性问题。因此只需考虑转角区之外的部分。将椭圆封头作为一当量半球形封头进行计算, 该半球形封头的当量半径为  $K_1 \cdot D_i$ 。为便于计算, 标准中列出了不同  $a/b$  ( $D_i/2h_i$ ) 对应的  $K_1$  值。

## 三、参考文献

- [1] 李世玉. 压力容器设计工程师教程. 新华出版社. 2005
- [2] Mann H. Jawad, James R. Farr. Structural Analysis and Design of Process Equipment. 2<sup>nd</sup> ed. 1989
- [3] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. GB 150—1989《钢制压力容器》标准释义

## 【GB 150.3】【5.4 碟形封头】释义

相对于 GB 150—1998 的 7.1.3, 本条的主要变化是增加了按照封头外径或与其连接的圆筒外半径进行封头厚度计算的公式。

### 一、内压下的碟形封头计算

碟形封头由内半径为  $R_i$  的球壳体和转角过渡内半径为  $r$  的过渡环壳两部分组成。

由内压引起的碟形封头上经向应力、周向应力变化:

1) 经向应力在封头球壳部分呈均匀分布, 为拉伸薄膜应力, 至过渡环壳逐渐减少, 到封头底边降至与相连接圆筒轴向应力相等;

2) 周向应力在球壳部分同样为拉伸薄膜应力, 数值与经向应力相等。过渡环壳上则为周向压缩应力, 且在球壳与环壳连接处压应力最大, 沿经向至底边压应力逐渐减小, 在底边处为最小值;

3) 为防止因压缩应力引起的弹性失稳, 标准中对于  $R_i/r \leq 5.5$  ( $M \leq 1.34$ ) 的碟形封头, 其有效厚度  $\delta_{ch} \geq 0.15\% D_i$ ; 其他碟形封头 ( $M \geq 1.34$ ),  $\delta_{ch} \geq 0.30\% D_i$ 。

实际结构中, 碟形封头为一不连续曲面, 在封头球壳与环壳连接处、封头和筒体连接处因几何不连续, 内压作用下将产生横剪力和弯矩, 在这些横剪力和弯矩作用下, 在

不连续处附近的封头上产生局部薄膜应力和弯曲应力, 叠加内压引起的薄膜应力, 得到封头的总应力。碟形封头的最大应力通常发生在环壳过渡区, 由薄膜应力和弯曲应力组成。且试验表明, 碟形封头的最大应力与  $r/R_i$  相关, 如图 SY5-3。

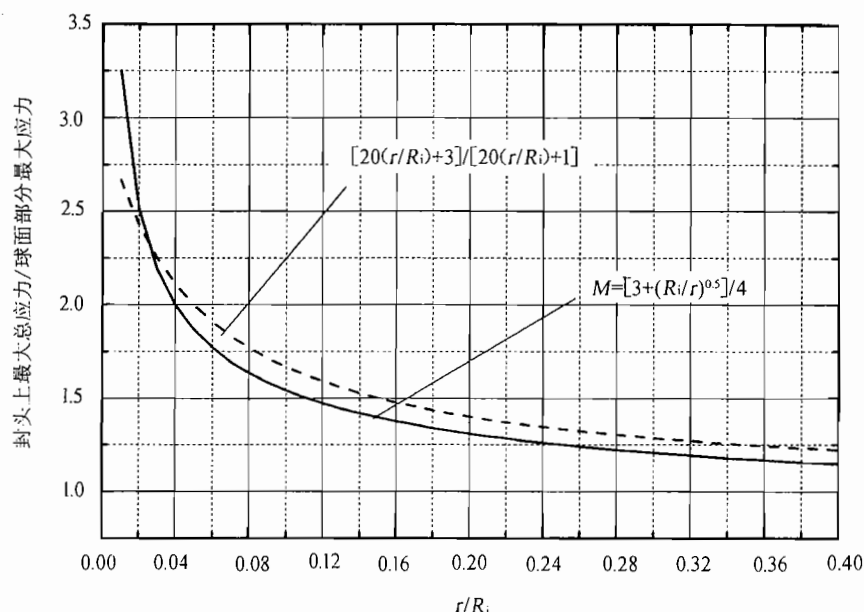


图 SY5-3 碟形封头上的最大总应力随着  $r/R_i$  的变化

由图 SY5-3 可见, 随着  $r/R_i$  增大,  $M$  减小, 碟形封头计算壁厚减薄, 即封头受力趋于缓和。为避免因  $R_i$  过大或过渡转角内半径  $r$  过小而导致最大总应力 (一般发生在过渡区) 过大, 标准中控制  $R_i \leq D_i$ , 通常取  $R_i = 0.9 D_i$ ;  $r \geq 0.1 D_i$ , 且  $r \geq 3\delta_{nh}$ 。

令碟形封头形状系数  $M$  等于封头上的最大应力与封头球壳部分的最大薄膜应力的比值, 则封头上最大应力即为球壳的最大薄膜应力的  $M$  倍, 同样采用第一强度理论, 控制碟形封头的最大应力不超过材料的  $[\sigma]^t$ , 即:

$$\delta_h = M\delta_{球} = \frac{Mp_c R_i}{2[\sigma]^t \varphi - 0.5p_c} \quad \dots\dots\dots \text{SY (5-10)}$$

将式中  $M$  随  $r/R_i$  变化曲线, 拟合为近似函数式:

$$M = \frac{1}{4} \left( 3 + \sqrt{\frac{R_i}{r}} \right) \quad \dots\dots\dots \text{SY (5-11)}$$

为便于计算, 标准中列出了不同  $R_i/r$  对应的  $M$  值。标准中还给出了按封头外径计算的壁厚计算公式。

本节还给出了以内径为基准的碟形封头的最高允许工作压力  $[p_w]$  的计算公式, 即标准公式 (5-6)。同理, 该公式由碟形封头的计算厚度公式转化而来, 同样此时计算得到的  $[p_w]$  值中已经包括了液柱静压力等其他载荷, 因此在实际应用中, 计算碟形封头的最高允许工作压力时还需根据具体情况扣除液柱静压力等其他载荷。

## 二、外压下的碟形封头计算

在外压作用下, 碟形封头的转角过渡区处于拉伸状态, 不存在失稳失效, 只需考虑

碟形封头的球冠部分，作为一当量半球形封头进行计算，该半球形封头的半径为碟形封头球冠部分的半径。

### 三、参考文献

- [1] 李世玉等. 压力容器设计工程师教程. 新华出版社. 2005
- [2] Mann H. Jawad, James R. Farr. Structural Analysis and Design of Process Equipment. 2<sup>nd</sup> ed. 1989
- [3] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. GB 150—1989《钢制压力容器》标准释义

## 【GB 150.3】【5.5 球冠形封头】释义

相对于 GB 150—1998 的 7.1.4，本条的主要变化包括：①增加了封头采用加强段结构的设计方法；随着科技发展，工程中压力容器有向大型化发展的趋势。在某些设计工况下，需要壁厚较薄的封头，本次标准给出了设置加强段结构的球冠形封头设计方法。②增加了当  $2\delta/D_i < 0.002$  时，球冠形封头的设计方法。

球冠形封头又称为无折边球形封头，是部分球壳（球冠）。一般与圆筒连接形成组合结构。球冠形封头可用作端封头，也可用作容器中两独立受压室的中间封头。球冠形封头可以是等厚度设计，也可采用不等厚度的加强段结构。

### 一、球冠形封头的受力特点及力学模型

1、球冠形封头作为部分球壳（球冠），在内压或外压作用下，分别与球壳受力相同，即主要是薄膜应力。因此，标准 5.5.2 规定，分别按照标准第 3 章、第 4 章计算内、外压球壳壁厚。对于中间封头，应考虑封头两侧最苛刻的压力组合工况。如果能够保证在任何情况下封头两侧的压力同时作用，可按封头两侧的压力差进行计算。

2、考虑球冠形封头与圆筒连接的组合结构，对于远离连接处的圆筒，在内压或外压作用下，主要是薄膜应力。由于几何不连续，在连接处产生用以变形协调的边界力（可分解为垂直筒体的剪切力和弯矩），如图 SY5-4 所示。在原有的内压引起的薄膜应力基础上，球冠边缘叠加边界力引起的经向和周向弯曲应力、局部薄膜应力，从应力分类角度，这些应力是由变形协调引起的，属于二次应力的范畴。

一般情况下，球冠封头边缘径向弯曲应力、圆筒轴向弯曲应力起控制作用，其作用区域沿壳体迅速衰减，作用区域一般不超过  $\sqrt{2D_i\delta_r}$ ，因此标准中对封头加强段长度和圆筒加强段长度限制为均应不小于  $\sqrt{2D_i\delta_r}$ 。进行力学分析和设计计算的模型中，假设封头与封头加强段、圆筒与圆筒加强段等厚，如图 SY5-4。

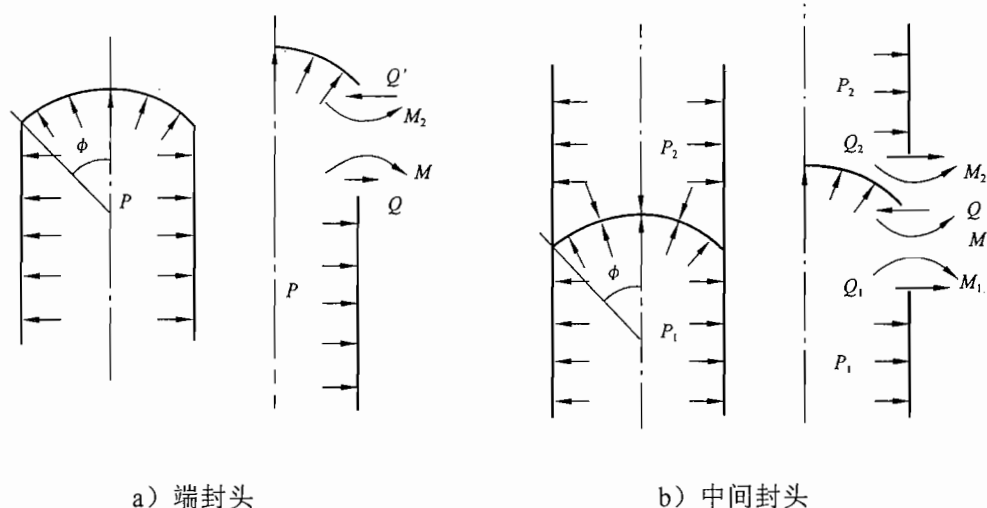


图 SY5-4 球冠封头和圆筒的组合结构力学模型

## 二、用作端封头时的球冠形封头加强段厚度计算

由图 SY5-4 a), 对于球冠形封头和圆筒壳体组合结构, 考虑力和弯矩的平衡, 可得:

$$Q' = Q + \frac{Pr}{2} \operatorname{ctg} \phi \quad \cdots \cdots \text{SY (5-12)}$$

$$M = M_2 \quad \cdots \cdots \text{SY (5-13)}$$

在连接处变形协调条件为: ①圆柱壳体边缘的径向位移  $\Delta_s$  = 球冠形封头边缘径向位移  $\Delta_{h2}$ ; ②圆柱壳体边缘的转角  $\beta_s$  = 球冠形封头边缘转角  $\beta_{h2}$ 。

由 JB 4732 附录 A.2.1.4 可得到内压  $p$  与边缘载荷  $Q$ 、 $M$  共同作用, 圆柱壳体边缘的径向位移  $\Delta_s$ 、转角  $\beta_s$  以及距边缘  $x$  处壳体表面经向  $\sigma_x$ 、环向应力  $\sigma_\theta$  (式 A.2-9~A.2-12)。

由 JB 4732 附录 A.2.3.4 式 (A.2-93)、式 (A.2-94) ( $i=2$ ) 可得到内压  $p$  与边缘载荷  $Q_2$ 、 $M_2$  共同作用下, 球壳边缘位移  $\Delta_{h2}$  与转角  $\beta_{h2}$ 。式 (A.2-93)、式 (A.2-94) ( $i=2$ ) 中  $\Delta_{h2}$ 、 $\beta_{h2}$  根据  $\phi_2$  [球冠半顶角, 即图 SY5-4 a) 中的  $\phi$ ] 不超过  $30^\circ$  时, 采用扁壳方程解, 由 JB 4732 附录 A 式 (A.2-71)、式 (A.2-72) 计算, 否则, 采用渐进解由式 (A.2-83)、式 (A.2-84) 计算。

将以上位移或转角代入变形协调条件, 得到连接部位的边缘弯矩  $M$  ( $M_2$ ) 和边缘剪力  $Q$ 、 $Q'$ 。求出连接部位的边缘弯矩  $M$  和边缘剪力  $Q$ , 进而计算封头与圆筒部分的最大应力  $\sigma_{\max}$ 。由于该部位的应力属于一次加二次应力的范畴, 取  $\sigma_{\max} \leq 3[\sigma]^t$ , 得到加强段壁厚关于  $R/D$ 、 $p_c/([\sigma]^t \phi)$  的方程, 进而得到系数  $Q$  的曲线图 (标准中图 5-5)。

## 三、用作中间封头时的球冠形封头加强段计算

由图 SY5-4 b), 对于球冠形封头和圆筒壳体组合结构, 考虑力和弯矩的平衡, 可得:

$$Q = Q_1 + Q_2 + \frac{(p_1 - p_2)r}{2} \operatorname{ctg} \phi \quad \cdots \cdots \text{SY (5-14)}$$

$$M = M_1 - M_2 \quad \dots\dots\dots \text{SY (5-15)}$$

在连接处变形协调条件为：①内压  $p_1$  圆柱壳体边缘的径向位移  $\Delta_{s1}$  = 球冠形封头边缘径向位移  $\Delta_{h2}$ ；②内压  $p_1$  圆柱壳体边缘的转角  $\beta_{s1}$  = 球冠形封头边缘转角  $\beta_{h2}$ ；③外压  $p_2$  圆柱壳体边缘的径向位移  $\Delta_{s2}$  = 球冠形封头边缘径向位移  $\Delta_{h2}$ ；④外压  $p_2$  圆柱壳体边缘的转角  $-\beta_{s2}$  = 球冠形封头边缘转角  $\beta_{h2}$ 。

解方程组，求出连接部位的边缘弯矩  $M$  和边缘剪力  $Q$ ，进而计算出封头与圆筒部分的内力素及最大应力  $\sigma_{\max}$ 。同样，该部位的应力属于一次加二次应力的范畴，取  $\sigma_{\max} \leq 3[\sigma]^t$ ，得到加强段壁厚关于  $R/D$ 、 $p_c/([\sigma]^t\phi)$  的方程，进而得到系数  $Q$  的曲线图（标准中图 5-6、图 5-7）。

#### 四、 $2\delta/D_i < 0.002$ 时加强段厚度计算

标准中图 5-5～图 5-7 给出了  $p_c/([\sigma]^t\phi) (\approx 2\delta/D_i) \geq 0.002$  时球冠形封头的厚度计算方法，标准（5.5.5）补充了对于  $2\delta/D_i < 0.002$  时的计算方法。

当  $2\delta/D_i < 0.002$  时，结构存在失稳的失效模式，必须考虑加大连接处的刚度。标准中取壁厚  $\delta$  为  $0.001D_i$ ，用  $p_c/([\sigma]^t\phi) = 0.002$  对应的  $Q$  值，同时代入封头加强段的计算厚度公式进行计算。

#### 五、参考文献

- [1] 李世玉等. 压力容器设计工程师教程. 新华出版社. 2005
- [2] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. GB 150—1989《钢制压力容器》标准释义
- [3] JB 4732—1995 钢制压力容器——分析设计标准（2005 年确认）

### 【GB 150.3】【5.6 锥形封头】释义

相对于 GB 150—1998 的 7.2，本条的主要变化包括：①增加了偏心锥壳的设计计算方法；②增加了  $\delta/R < 0.002$  时，内压作用下锥壳的设计方法；③增加了在内压和轴向载荷共同作用下无折边锥壳与圆筒连接处的加强设计；④为便于使用，增加锥壳与圆筒连接处外压计算框图（GB 150.3 中图 5-18）；⑤调整了外压下计算无折边锥壳与圆筒连接处有效加强面积时应计入的圆筒有效厚度。

#### 一、内压锥壳设计

##### （一）锥壳的受力特点

##### 1、锥壳的设计计算

锥壳在压力作用下的薄膜应力同圆筒相比，相同点在于同有环向和轴向两个方向的应力分布，且环向应力为轴向应力的 2 倍。不同点在于圆筒两向应力大小沿环向、轴向不变，而锥壳两应力沿轴向随直径的变化而变化，直径大应力水平高。

随半顶角  $\alpha$  的增大，在压力作用下的锥壳受力越接近平板，受力也从薄膜应力起主要作用转变为主要以弯曲应力起主要作用，因此标准中规定锥壳半顶角不超过  $60^\circ$  时按圆筒计算，否则按平盖计算或进行应力分析。

锥壳半顶角  $\alpha$  不超过  $60^\circ$  时, 内压下的锥壳厚度按当量圆筒计算, 将圆筒壁厚计算公式中的圆筒直径用锥壳当量圆筒直径  $D_e/\cos\alpha$  代替, 得到标准中锥壳壁厚计算公式 (5-8)。

当锥壳由同一半顶角的几个不同厚度的锥壳段组成时, 式中  $D_e$  分别为各厚度锥壳段大端内直径。

## 2、锥壳和圆筒的连接处

锥壳与圆筒连接部位因总体不连续引起较大的局部应力, 为减小此应力的影响, 标准中常采用在连接部位设置加强段 (即相当于整体加强) 或设置折边过渡段 (圆弧过渡段) 的方法。

标准中 (表 5-4) 规定: 对于锥壳半顶角超过  $30^\circ$  时的锥壳大端必须设置折边过渡段, 且要求折边过渡段转角半径不小于 0.1 倍的大端内直径且不小于 3 倍过渡段厚度; 对于锥壳半顶角超过  $45^\circ$  时的锥壳小端必须设置折边过渡段, 且要求折边过渡段转角半径不小于 0.05 倍的小端内直径且不小于 3 倍过渡段厚度。

对于锥壳半顶角小于  $30^\circ$  时的锥壳大端和半顶角小于  $45^\circ$  时的锥壳小端是否设置折边过渡段, 主要由设计者根据经验、使用工况、制造条件等决定。

## (二) 无折边锥壳

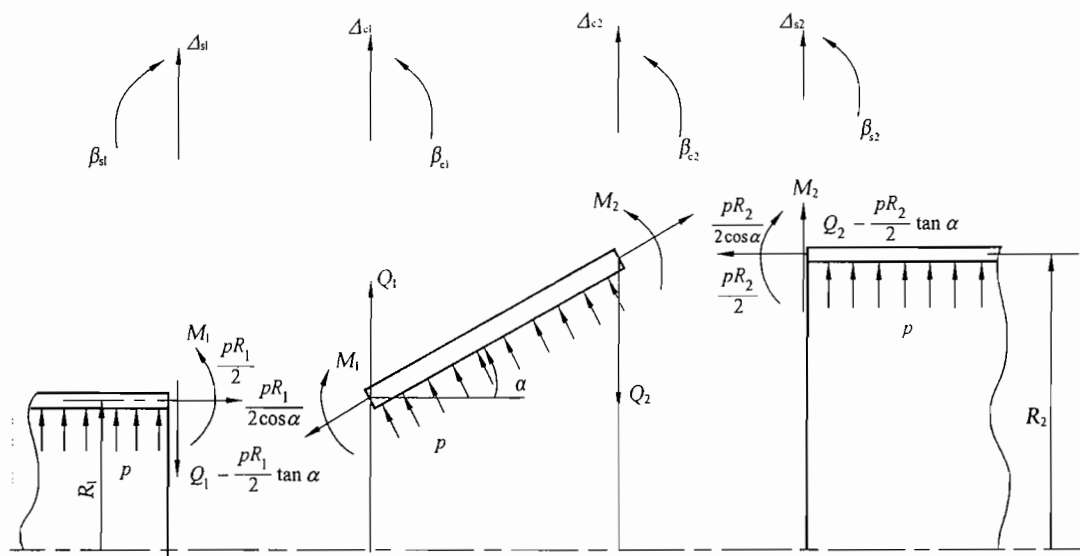


图 SY5-5 锥壳变径段与圆筒壳的连接内力示意图

如图 SY5-5, 锥壳变径段与圆筒壳的连接内力示意图, 小端、大端锥壳与圆柱壳连接处的变形协调条件分别为:

$$\Delta_{s1} = \Delta_{c1}, \quad \beta_{s1} = -\beta_{c1} \quad \cdots \cdots \text{SY (5-16)}$$

$$\Delta_{s2} = \Delta_{c2}, \quad \beta_{s2} = \beta_{c2} \quad \cdots \cdots \text{SY (5-17)}$$

利用 JB 4732 附录 A.3 的公式, 可以求得内力  $Q_1$ 、 $M_1$ 、 $Q_2$ 、 $M_2$ 。将求得的  $Q_1$ 、 $M_1$  值代入 JB 4732 附录 A 式 (A.3-11) 再代入式 (A.2-11)、式 (A.2-12),  $Q_2$ 、 $M_2$  值代

入式 (A.3-14) 再代入式 (A.2-11)、式 (A.2-12), 可分别得到小端与大端圆柱壳的经向、环向应力。将求得的  $Q_1$ 、 $M_1$ 、 $Q_2$ 、 $M_2$  代入 A.2.2 的圆锥壳公式, 可求得圆锥壳中的应力。

### 1、锥壳大端

公式由来: 最大应力为轴向的薄膜应力叠加弯曲应力 (起控制作用), 此处为总体不连续, 按照应力分类法, 用一次应力加二次应力采用 3 倍的许用应力进行控制, 得到标准中曲线图 (图 5-11、图 5-12) 及式 (5-9)。因此, 标准中图 5-11 纵轴及图 5-12 横轴中的焊缝系数应为锥壳与圆筒连接的环缝的接头系数, 但是考虑对于整台压力容器应保证整体相同的质量水平, 即应取纵缝和环缝具有相同的接头系数。

加强段长度: 由于连接处轴向弯曲应力起控制作用, 因此对于锥壳的加强段长度应不小于锥壳 (当量圆筒) 局部轴向弯曲应力的衰减长度, 对应的圆筒加强段长度应不小于圆筒上局部轴向弯曲应力的衰减长度, 标准中规定: 在任何情况下, 加强段的厚度不得小于相连接的锥壳厚度。锥壳加强段的长度  $L_1$  应不小于  $\sqrt{\frac{2D_{iL}\delta_r}{\cos\alpha}}$ ; 圆筒加强段的长度

$L$  应不小于  $\sqrt{2D_{iL}\delta_r}$ 。即锥壳大端锥壳加强段和圆筒加强段厚度应相同, 长度可以不同。

### 2、锥壳小端

公式由来: 最大应力为环向的薄膜应力 (起控制作用), 此处为总体不连续, 按照应力分类法, 保守地划归为一次局部薄膜应力 (一次局部薄膜应力是指应力水平大于一次总体薄膜应力, 但影响范围仅限于结构局部区域的一次薄膜应力。局部应力区是指经线方向延伸距离不大于  $\sqrt{D_{is}\delta_r/2}$ , 应力强度超过 1.1 倍的许用应力的区域), 按照分析设计标准 JB 4732, 应采用 1.5 倍的许用应力进行控制。对于锥壳小端, 整体应力水平较高, 若采用 1.5 倍的许用应力进行控制, 局部薄膜应力大于 1.1 倍许用应力的范围将超过  $\sqrt{D_{is}\delta_r/2}$ , 因此为保证安全, 此处采用 1.1 倍的许用应力作为控制值, 得到标准中图 (图 5-13、图 5-14) 及式 (5-10)。标准中图 5-13 纵轴及图 5-14 横轴中的焊缝系数应为锥壳纵缝、圆筒纵缝、以及锥壳与圆筒连接的环缝的接头系数中的小值。同样, 考虑对于整台压力容器应保证整体相同的质量水平, 即应取纵缝和环缝具有相同的接头系数。

加强段长度: 由于连接处环向薄膜应力起控制作用, 因此对于锥壳的加强段长度应不小于锥壳 (当量圆筒) 局部环向薄膜应力的衰减长度, 对应的圆筒加强段长度应不小于圆筒上局部环向薄膜应力的衰减长度, 标准中规定: 在任何情况下, 加强段的厚度不得小于相连接的锥壳厚度。锥壳加强段的长度  $L_1$  应不小于  $\sqrt{2D_{is}\delta_r/\cos\alpha}$ ; 圆筒加强段的长度  $L$  应不小于  $\sqrt{2D_{is}\delta_r}$ 。即锥壳小端锥壳加强段和圆筒加强段厚度应相同, 长度可以不同。

### 3、当 $\delta/R < 0.002$ 时, 无折边锥壳大、小端加强段的设计计算 (标准 5.6.4.3)

当  $\delta/R < 0.002$  且需要设置加强段时, 径厚比较大, 应保证结构具有足够的刚度。对应力增大系数  $Q_1$  与  $Q_2$  取  $p_c/[\sigma]_c \phi = 0.002$  查图 5-12 或图 5-14 得到, 同时用  $0.001 D_{iL}$  或  $0.001 D_{is}$  作为圆筒壁厚带入公式 (5-9) 或 (5-10) 计算大端或小端加强段厚度。

### 4、内压和轴向载荷共同作用下无折边锥壳与圆筒连接处的加强设计 (标准 5.6.4.4)

适用范围：半顶角 $\alpha \leq 30^\circ$ 的无折边锥壳、在内压与其他轴向载荷（如偏心重量、风载荷、地震载荷等）共同作用且大、小端轴向合力 $Q_L$ 、 $Q_s$ 为拉伸载荷时，与圆筒连接处的结构应力校核计算。

在内压及轴向载荷共同作用下，无折边锥壳与圆筒连接处产生的内力同样可由连接处的变形协调关系解析求得。对于锥壳大端，在内压、轴向载荷和内力作用下产生的环向应力可能出现压缩应力，对于锥壳小端，轴向应力可能出现压缩应力。为防止锥壳的大端或小端在压缩应力作用下可能产生的局部失稳，需要进行必要的加强校核。

由工程经验认为，如锥壳大端与筒体连接处的环向压应力的绝对值小于大端筒体的环向应力，则该连接处不会发生失稳，否则，有可能发生局部失稳，应在该处进行面积加强。同理，应将锥壳小端连接处的轴向压应力的绝对值限制在不大于小端筒体的环向应力，否则，应在该处进行加强结构设计。

因此标准中规定，在满足强度设计（5.6.3、5.6.4.1~5.6.4.3）基础上，需按照 5.6.4.4 进行局部失稳校核，决定是否需要增加加强截面积。连接处的内力和半锥角相关，所以需要的加强截面积和 $\alpha$ 有关，要求当 $\Delta$ 值小于 $\alpha$ 时，才进行是否需要另加加强截面积的计算。

对于锥壳大端，控制环向压缩应力不超过 $\frac{p_c D_{il}}{2\delta}$ ，可近似得到 $\Delta = 260\sqrt{p_c / [\sigma]_s} \phi$ ，对于锥壳小端，控制轴向压缩应力不超过 $\frac{p_c D_{is}}{2\delta}$ ，可近似得到 $\Delta = 89\sqrt{p_c / [\sigma]_s} \phi$ ，得到标准中表 5-5。

### （三）折边锥壳

#### 1、大端折边锥壳

大端折边锥壳由锥壳和过渡折边组成，计算厚度取锥壳计算厚度（式 5-19）和过渡折边计算厚度（式 5-18）中的大者。

由几何关系，锥壳大端的直径为 $D_{il}' = D_{il} - 2(r - r \cos \alpha)$ ，代替（式 5-8）中的 $D_c$ 。

即可得到锥壳计算厚度公式（式 5-19）。式中，取 $f = \frac{1 - \frac{2r}{D_{il}}(1 - \cos \alpha)}{2 \cos \alpha}$ ，即 $D_{il}' = 2 \cos \alpha f D_{il}$ 。

过渡折边的计算厚度按照当量碟形封头进行。方法为将锥壳用与之相切的球冠代

替，并以锥壳大端的第二曲率半径 $R_2$ 作为该球冠的半径，由几何关系， $R_2 = \frac{D_{il}'}{2 \cos \alpha}$ ，

即 $R_2 = f D_{il}$ ；以 $R_2$ 代替碟形封头厚度计算公式（式 5-4）中的 $R_1$ ，并令 $K = Mf$ 得到过渡折边计算厚度（式 5-18）。

#### 2、小端折边锥壳

计算原理同小端加强段强度设计计算方法。

## 二、外压锥壳

外压锥壳计算方法与 ASME 类同。



考虑大、小端受力特点不同,在计算无折边大端与圆筒连接处的有效加强面积时,计入有效加强面积时所考虑的圆筒有效厚度为 $\delta_n - C$ ,锥壳有效厚度为 $\delta_{nc} - C$ 。在计算无折边小端与圆筒连接处的有效加强面积时,计入有效加强面积时所考虑的圆筒有效厚度为 $\delta_n - \delta - C$ ,锥壳有效厚度为 $\delta_{nc} - \delta_c - C$ 。分别将原 GB 150—1998 中公式 7-17 和 7-24 作了修改为现 GB 150.3 中的公式 5-25 和 5-30。

为便于使用,增加锥壳与圆筒连接处外压计算框图(GB 150.3 中图 5-18)。

### 三、参考文献

- [1] 李世玉等. 压力容器设计工程师教程. 新华出版社. 2005
- [2] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. GB 150—1989《钢制压力容器》标准释义
- [3] JB 4732—1995 钢制压力容器——分析设计标准(2005 年确认)
- [4] ASME—2007 第Ⅷ卷 第1册 压力容器建造规则 附录 I

### 【GB 150.3】【5.7 偏心锥壳】释义

相对于原 GB 150—1998 第 7 章“封头”,本条为新增内容。偏心锥壳结构主要用于大小直径筒体的过渡段,在蒸发器结构中经常用到。为规范该结构的设计,本条给出了设计原则和方法。

本条主要参照了 EN 13445-3:2002 和 ASME Section VIII—Division 1 标准中提供的方法。5.7.2 受内压偏心锥壳厚度计算,基本上完全采用了 EN 13445-3:2002 中 7.6.9 和 ASME Section VIII—Division 1 中 UG-36 的计算方法,适用于大小端无折边的偏心锥壳设计。实际上当大小端采用折边结构时,对内压情况,结构受力会改善,但由于偏心锥壳为非轴对称结构,折边结构的制造加工也存在一定的难度,为使该结构设计更加合理,建议选择局部应力分析方法进行校核对折边结构。对承受外压的偏心锥壳,其理念也是取自上述标准的设计思想,但对于较大型的外压偏心锥壳,在满足本部分设计要求的前提下,建议补充非线性屈曲分析计算。

### 【GB 150.3】【5.8 变径段】释义

相对于 GB 150—1998 的 7.3,本条无变化。

变径段是连接不同直径筒体的常见结构,也是管壳式换热器壳程进出口接管与壳体连接部位消除滞热区、加大换热面积的常设结构。

变径段有 5 种结构形式。结构 1,大小端都带折边的整体锥壳形式[标准图 5-16 e)];结构 2,大小端无折边与锥壳焊接形式[标准图 5-16 a)];结构 3,大端带折边小端无折边焊接形式[标准图 5-16 c)];结构 4,小端带折边大端无折边焊接形式[标准图 5-16 d)];结构 5,大小端都带折边的反向曲线形式(标准图 5-20)。

显然,对于结构 1~结构 4,按照标准 5.6 的相应规定进行设计计算。对于结构 5,应分别按照标准 5.6 的相应规定计算大端折边厚度、小端折边厚度,取较大者作为变径段厚度。

### 【GB 150.3】【5.9 平盖】释义

相对于 GB 150—1998 的 7.4, 本条的主要变化是: ①增加了低压折边平封头、带筋平封头的设计计算方法; ②调整了部分平盖的结构特征系数  $K$ ; ③增加了适用于平封头与筒体全截面焊透连接结构的塑性分析设计方法。

#### 一、平盖计算公式的理论基础

由圆形平板理论, 受压力作用的圆平板板中的最大应力:

$$\sigma_{\max} = K \frac{p_c D_c^2}{\delta_p^2} \quad \dots\dots\dots \text{SY (5-18)}$$

其中,  $K$  为结构特征系数, 反映了板边缘的连接情况对板最大应力的影响。①当板周边简支时:  $K=0.309$ , 最大应力在板中心; ②当板周边固支时:  $K=0.188$ , 最大应力在板周边。

实际压力容器圆平盖结构周边一般与筒体焊接, 或与法兰焊接通过螺栓与圆筒部分连接, 因此结构介于简支和固支之间, 即理论的结构特征系数  $0.188 \leq K \leq 0.309$ 。

对圆平盖的最大应力  $\sigma_{\max}$  以许用应力  $[\sigma]^t$  进行限制, 并考虑平板可能拼接而计及焊接接头系数, 则得到标准中的平盖厚度计算公式 (式 5-33):

$$\delta_p = D_c \sqrt{\frac{K p_c}{[\sigma]^t \phi}} \quad \dots\dots\dots \text{SY (5-19)}$$

#### 二、关于平盖系数表 5-9

1、相对 GB 150—1998 表 7-7, 将全截面焊透的连接结构移到表 5-10。

2、增加针对低压容器 ( $p_c \leq 0.6 \text{MPa}$ ) 常用的折边平封头圆形平盖, 参考使用经验, 结构特征系数  $K$  取 0.145, 同时为减小结构不连续引起的局部应力, 增补附加形状要求: 直边段  $L \geq 1.1\sqrt{D_i \delta_c}$  且转角半径  $r \geq 3\delta_{ep}$ 。

3、角焊缝或组合焊缝连接 (序号 2、3、4、5) 和锁底对接焊缝 (序号 6、7) 为存在未全截面熔透的结构, 因此结构特征系数  $K$  取较大值。

4、对于螺栓连接 (序号 8、9、10):

螺栓垫片给平盖周边施加弯矩, 单位长度的径向弯矩为:

$$M = \frac{W L_G}{\pi D_c} \quad \dots\dots\dots \text{SY (5-20)}$$

在弯矩  $M$  作用下, 板中处处承受均匀的弯曲应力, 且平盖内表面受压缩, 外表面受拉伸。在板边缘产生的径向弯曲应力:

$$\sigma_M = \frac{M}{Z} = \frac{6W L_G}{\pi D_c \delta_p^2} \quad \dots\dots\dots \text{SY (5-21)}$$

式中,  $Z$  为单位周长圆板侧面的抗弯截面模量,  $Z = \delta_p^2 / 6$

考虑弯矩  $M$  实际作用位置小于平盖直径, 且垫片对平盖周边连接不完全是简支, 因此将公式简化、调整为:

$$\sigma_M = 1.78 \frac{WL_G}{D_c \delta_p^2} \quad \dots\dots\dots \text{SY (5-22)}$$

叠加由内压引起的应力后得到:

$$\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_M = 0.309 \frac{p_c D_c^2}{\delta_p^2} + 1.78 \frac{WL_G}{D_c \delta_p^2} \quad \dots\dots\dots \text{SY (5-23)}$$

对圆平盖的最大应力  $\sigma_{\max}$  以 1 倍的许用应力  $[\sigma]^t$  进行限制, 并考虑平板可能拼接而计及焊接接头系数, 得到的螺栓连接的平盖计算公式, 式中结构特征系数  $K$ :

$$K = 0.309 + 1.78 \frac{WL_G}{p_c D_c^3} \quad \dots\dots\dots \text{SY (5-24)}$$

### 三、关于平盖系数表 5-10

表 5-10 对应的平盖设计方法是基于塑性极限分析导出的, 适用于封头与筒体的全截面焊透连接结构。标准中图 5-21、图 5-22 曲线是以塑性极限分析、弹塑性极限分析为基础得到的, 其中图 5-21 对应于平盖与筒体连接处有过渡圆弧, 图 5-22 对应的平盖与筒体连接则没有过渡圆弧。

(一) 以塑性极限分析为基础的平盖结构特征系数计算

#### 1、基本假设

- 1) 筒体与平盖材料为理想塑性材料, 其屈服极限分别为  $\sigma_0^{(s)}$  与  $\sigma_0^{(p)}$ 。
- 2) 筒体长度  $l$  远大于  $\sqrt{R \cdot s}$  ( $R$ ——筒体中面半径,  $s$ ——筒体有效厚度)。
- 3) 平盖的塑性极限弯矩不小于筒体的塑性极限弯矩, 即平盖有效厚度  $t$  满足:

$$\frac{t \sqrt{\sigma_0^{(p)}}}{s \sqrt{\sigma_0^{(s)}}} \geq 1 \quad \dots\dots\dots \text{SY (5-25)}$$

#### 4) 设计准则:

$$p \leq p_s / n_s^{(p)} \quad \dots\dots\dots \text{SY (5-26)}$$

式中:

$p$  ——设计压力;

$p_s$  ——结构极限压力;

$n_s^{(p)}$  ——压力的安全系数。

#### 2、圆柱壳与平盖组合结构的塑性破坏机构与极限压力

共有三种可能的破坏机构:

- I 型——筒体首先发生塑性流动, 平盖仍为弹性;
- II 型——平盖首先发生塑性流动, 筒体仍为弹性;
- III 型——筒体与平盖同时发生塑性流动。

1) 产生 I 型或 III 型破坏的条件:

$$\frac{t}{s} \sqrt{\frac{\sigma_0^{(p)}}{\sigma_0^{(s)}}} = \sqrt{\frac{2}{3}} \sqrt{\frac{R}{s}} \frac{\xi_{\text{III}}}{R} \left( 1 + \frac{1}{\omega^2} \right) \approx \sqrt{\frac{2}{3}} \sqrt{\frac{R}{s}} \frac{\xi_{\text{III}}}{R} \quad \text{SY (5-27)}$$

其中:  $\xi_{\text{III}}$  由下列非线性方程解得:

$$\frac{2}{3} \ln \frac{R}{\xi_{\text{III}}} + 1 = \left( \frac{R}{\xi_{\text{III}}} \right)^2 \left( 1 - \frac{\omega^2}{1 + \omega^2} \frac{s}{R} \right) \approx \left( \frac{R}{\xi_{\text{III}}} \right)^2 \left( 1 - \frac{s}{R} \right) \quad \text{SY (5-28)}$$

当  $\frac{t}{s} \sqrt{\frac{\sigma_0^{(p)}}{\sigma_0^{(s)}}} \geq \sqrt{\frac{2}{3}} \sqrt{\frac{R}{s}} \frac{\xi_{\text{III}}}{R}$  时, 发生 I 型或 III 型破坏, 对应的极限压力为:

$$p_s^{\text{I}} = p_s^{\text{III}} = \sigma_0^{(s)} \frac{s}{R} \left( 1 + \frac{1}{\omega^2} \right) \approx \sigma_0^{(s)} \frac{s}{R} \quad \text{SY (5-29)}$$

即此时增加平盖厚度无助于增加结构的极限压力。

2) 产生 II 型破坏的条件:

$\frac{t}{s} \sqrt{\frac{\sigma_0^{(p)}}{\sigma_0^{(s)}}} < \sqrt{\frac{2}{3}} \sqrt{\frac{R}{s}} \frac{\xi_{\text{II}}}{R}$ , 对应的极限压力为:

$$p_s^{\text{II}} = \frac{3}{2} \sigma_0^{(p)} \left( \frac{t}{R} \right)^2 \left( \frac{R}{\xi_{\text{II}}} \right)^2 \quad \text{SY (5-30)}$$

其中:  $\xi_{\text{II}}$  由下列非线性方程解得:

$$\frac{2}{3} \ln \frac{R}{\xi_{\text{II}}} + 1 = \left( \frac{R}{\xi_{\text{II}}} \right)^2 - \frac{2}{3} \frac{s^2}{t^2} \frac{\sigma_0^{(s)}}{\sigma_0^{(p)}} \quad \text{SY (5-31)}$$

3) 平盖结构特征系数  $K_p$  与极限压力的关系

以塑性极限分析为基础的平盖结构特征系数  $K_p$  的定义: 板中最大应力

$$\sigma_{\max} = K_p \left( \frac{D_i}{t} \right)^2 \leq [\sigma]^{(p)} \quad \text{SY (5-32)}$$

$$K_p = \frac{1}{4} \left( \frac{t}{R_i} \right) \frac{[\sigma]^{(p)}}{p} = \frac{1}{4} \left( \frac{t}{R_i} \right)^2 \frac{\sigma_0^{(p)} n_s^{(p)}}{n_s p_s}$$

$$(\text{材料的安全系数 } n_s = \sigma_0^{(p)} / [\sigma]^{(p)}) \quad \text{SY (5-33)}$$

$s/s_0 = 1$  平盖与圆柱壳组合结构产生 III 机构或 I 机构破坏 ( $s_0$  为筒体发生塑性流动时所对应的筒体有效厚度):

将  $p_s^{\text{I}} = p_s^{\text{III}} = \sigma_0^{(s)} \frac{s}{R} \left( 1 + \frac{1}{\omega^2} \right) \approx \sigma_0^{(s)} \frac{s}{R}$  与产生 III 机构时板厚度的表达式

$$\left( \frac{t}{s} \right)^2 \approx \frac{2}{3} \frac{R}{s} \left( \frac{\xi_{\text{III}}}{R} \right)^2 \frac{\sigma_0^{(s)}}{\sigma_0^{(p)}} \text{ 代入 } K_p \text{ 的表达式:}$$

$$K_p^{\text{III}} = \frac{1}{4} \left( \frac{t}{R_i} \right)^2 \frac{\sigma_0^{(p)} n_s^{(p)}}{\sigma_0^{(s)} n_s} \frac{R}{s} = \frac{1}{4} \left( \frac{t}{s} \right)^2 \frac{\sigma_0^{(p)} n_s^{(p)}}{\sigma_0^{(s)} n_s} \frac{R}{s} \left( \frac{s}{R_i} \right)^2 = \frac{1}{6} \left( \frac{\xi_{\text{III}}}{R} \right)^2 \frac{n_s^{(p)}}{n_s} \left( \frac{R}{R_i} \right)^2$$

$$\approx \frac{1}{6} \frac{n_s^{(p)}}{n_s} \left( \frac{\xi_{\text{III}}}{R} \right)^2 \quad (\text{设 } R \approx R_i) \quad \dots\dots\dots \text{SY (5-34)}$$

式中  $\xi_{\text{III}}$  由下列非线性方程解得:

$$\frac{2}{3} \ln \frac{R}{\xi_{\text{III}}} + 1 = \left( \frac{R}{\xi_{\text{III}}} \right)^2 \left( 1 - \frac{s_0}{R} \right) \quad \dots\dots\dots \text{SY (5-35)}$$

$s/s_0 > 1$  平盖与圆柱壳组合结构产生 II 型机构破坏:

由  $p_s^{\text{II}}$  表达式解得  $\left( \frac{t}{R} \right)^2 = \frac{2}{3} \frac{p_s^{\text{II}}}{\sigma_0^{(p)}} \left( \frac{\xi_{\text{II}}}{R} \right)^2 = \frac{2}{3} \frac{n_s^{(p)} p}{\sigma_0^{(p)}} \left( \frac{\xi_{\text{II}}}{R} \right)^2$ , 代入  $K$  的表达式:

$$K_p^{\text{II}} = \frac{1}{4} \left( \frac{t}{R_i} \right)^2 \frac{\sigma_0^{(p)}}{n_s p} = \frac{1}{6} \frac{n_s^{(p)}}{n_s} \left( \frac{\xi_{\text{II}}}{R} \right)^2 \left( \frac{R}{R_i} \right)^2 \approx \frac{1}{6} \frac{n_s^{(p)}}{n_s} \left( \frac{\xi_{\text{II}}}{R} \right)^2 \quad (\text{设 } R \approx R_i) \quad \dots\dots\dots \text{SY (5-36)}$$

式中  $\xi_{\text{II}}$  由下列非线性方程解得 (考虑到:  $p = s_0[\sigma]/R = s_0\sigma_0^{(s)}/n_s R$ ):

$$\frac{2}{3} \ln \frac{R}{\xi_{\text{II}}} + 1 = \left( \frac{R}{\xi_{\text{II}}} \right)^2 - \frac{2}{3} \frac{s^2}{R^2} \frac{\sigma_0^{(s)}}{\sigma_0^{(p)}} \left( \frac{R}{t} \right)^2 = \left( \frac{R}{\xi_{\text{II}}} \right)^2 \left( 1 - \frac{s^2}{R^2} \frac{\sigma_0^{(s)}}{n_s^{(p)} p} \right) \quad \dots\dots\dots \text{SY (5-37)}$$

$$= \left( \frac{R}{\xi_{\text{II}}} \right)^2 \left[ 1 - \left( \frac{s}{s_0} \right)^2 \frac{s_0}{R} \frac{n_s}{n_s^{(p)}} \right]$$

结构特征系数  $K_p$  的表达式形式对于两种机构完全相同。但通过  $\xi_{\text{III}}$  ( $s/s_0=1$ ) 或  $\xi_{\text{II}}$  ( $s/s_0>1$ ) 的不同求解方程表示为  $s/s_0$  与  $s_0/R \approx p/[\sigma]$  的函数, 并取决于  $n_s^{(p)}/n_s$ 。

(二) 以弹塑性极限分析为基础的平盖结构特征系数计算

对于平盖与筒体联接处没有过渡圆弧的结构, 按照结构安定性的设计准则, 还要求在与平盖联接的筒体内最大薄膜加弯曲应力强度  $S_{\text{IV}}$  小于或等于 3 倍的筒体材料许用应力。

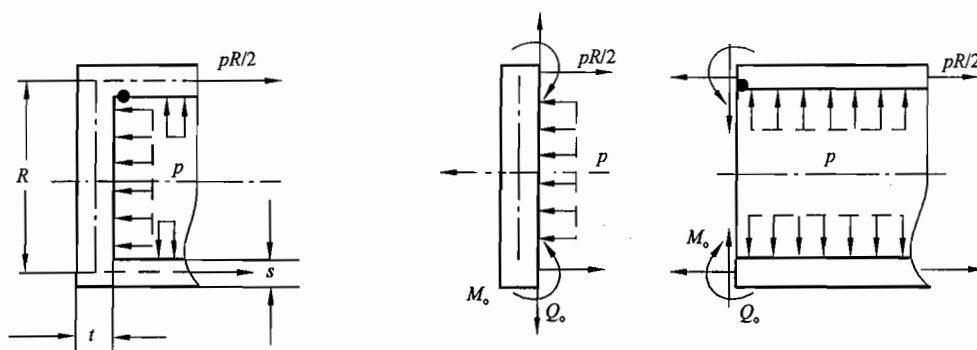


图 SY5-6 平盖与圆筒壳连接力学模型

### 1、与平盖连接处筒体中的最大应力强度

弹性薄板与薄壳理论分析得到 (设材料泊松比  $\nu=0.3$ ):

$$\frac{S_{IV}}{pR/s} = 0.5 + \frac{1.545\sqrt{\frac{s}{R}} + \left(0.957\sqrt{\frac{R}{s}} - 1.966\sqrt{\frac{s}{R}}\right)\left(\frac{s}{t}\right)^2 + 1.480\frac{R}{s}\left(\frac{s}{t}\right)^3 + 0.402\sqrt{\frac{R}{s}}\left(\frac{s}{t}\right)^4}{\sqrt{\frac{s}{R}} + 2.182\frac{s}{R}\frac{s}{t} + 2.545\sqrt{\frac{s}{R}}\left(\frac{s}{t}\right)^2 + 1.980\left(\frac{s}{t}\right)^3 + 0.542\sqrt{\frac{s}{R}}\left(\frac{s}{t}\right)^4} = 0.5 + \frac{1.545\sqrt{\frac{s_0}{R}\frac{s}{s_0}} + \left(0.957\sqrt{\frac{R}{s_0}\frac{s_0}{s}} - 1.966\sqrt{\frac{s_0}{R}\frac{s}{s_0}}\right)\left(\frac{s}{t}\right)^2 + 1.480\frac{R}{s_0}\frac{s_0}{s}\left(\frac{s}{t}\right)^3 + 0.402\sqrt{\frac{R}{s_0}\frac{s_0}{s}}\left(\frac{s}{t}\right)^4}{\sqrt{\frac{s_0}{R}\frac{s}{s_0}} + 2.182\frac{s_0}{R}\frac{s}{s_0}\frac{s}{t} + 2.545\sqrt{\frac{s_0}{R}\frac{s}{s_0}}\left(\frac{s}{t}\right)^2 + 1.980\left(\frac{s}{t}\right)^3 + 0.542\sqrt{\frac{s_0}{R}\frac{s}{s_0}}\left(\frac{s}{t}\right)^4} \dots\dots\dots \text{SY (5-38)}$$

2、满足设计准则的平盖与筒体厚度之比

由设计准则:

$$\frac{S_{IV}}{[\sigma]} = \frac{S_{IV}}{pR/s_0} = \frac{S_{IV}}{pR/s} \frac{s_0}{s} \leq 3 \quad \text{得:} \quad \frac{S_{IV}}{pR/s} \leq 3 \frac{s}{s_0} \quad \dots\dots\dots \text{SY (5-39)}$$

由

$$1.545\sqrt{\frac{s_0}{R}\frac{s}{s_0}} + \left(0.957\sqrt{\frac{R}{s_0}\frac{s_0}{s}} - 1.966\sqrt{\frac{s_0}{R}\frac{s}{s_0}}\right)\left(\frac{s}{t}\right)^2 + 1.480\frac{R}{s_0}\frac{s_0}{s}\left(\frac{s}{t}\right)^3 + 0.402\sqrt{\frac{R}{s_0}\frac{s_0}{s}}\left(\frac{s}{t}\right)^4 \\ = \left(3\frac{s}{s_0} - 0.5\right) \left[ \sqrt{\frac{s_0}{R}\frac{s}{s_0}} + 2.182\frac{s_0}{R}\frac{s}{s_0}\frac{s}{t} + 2.545\sqrt{\frac{s_0}{R}\frac{s}{s_0}}\left(\frac{s}{t}\right)^2 + 1.980\left(\frac{s}{t}\right)^3 + 0.542\sqrt{\frac{s_0}{R}\frac{s}{s_0}}\left(\frac{s}{t}\right)^4 \right]$$

即输入  $s_0/R$ ,  $s/s_0$ , 解方程

$$-6.546\frac{s_0}{R}\left(\frac{s}{s_0}\right)^2\frac{s}{t} + \left(0.957\sqrt{\frac{R}{s_0}\frac{s_0}{s}} - (0.704 + 7.635\frac{s}{s_0})\sqrt{\frac{s_0}{R}\frac{s}{s_0}}\right)\left(\frac{s}{t}\right)^2 \\ + \left(1.480\frac{R}{s_0}\frac{s_0}{s} - 5.94\frac{s}{s_0} + 0.99\right)\left(\frac{s}{t}\right)^3 + \left(0.402\sqrt{\frac{R}{s_0}\frac{s_0}{s}} - \sqrt{\frac{s_0}{R}\frac{s_0}{s}}(1.626\frac{s}{s_0} - 0.271)\right)\left(\frac{s}{t}\right)^4 \\ = \left(3\frac{s}{s_0} - 2.034\right)\sqrt{\frac{s_0}{R}\frac{s}{s_0}}$$

$\dots\dots\dots \text{SY (5-40)}$

得到满足设计准则的  $s/t$ 。

3、满足安定性准则的平盖结构特征系数

$$K_c = \frac{1}{4} \left( \frac{t}{R_i} \right)^2 \frac{\sigma_0^{(p)}}{n_s p} = \frac{1}{4} \frac{\sigma_0^{(p)}}{\sigma_0^{(s)}} \left( \frac{s_0}{R_i} \right) \left( \frac{s}{s_0} \right)^2 \left( \frac{t}{s} \right)^2 \quad \dots\dots\dots \text{SY (5-41)}$$

式中  $s/t$  由式 SY (5-40) 解得。

## (三) 平盖结构特征系数取值

对于平盖与筒体连接处具有过渡圆弧的平盖 (图 5-21):

$$K = K_p = \begin{cases} K_p^{\text{III}} & \forall \quad s/s_0 = 1 \\ K_p^{\text{II}} & \forall \quad s/s_0 > 1 \end{cases} \quad \text{SY (5-42)}$$

对于平盖与筒体连接处不具有过渡圆弧的平盖 (图 5-22):

$$K = \max(K_p, K_c) \quad \text{SY (5-43)}$$

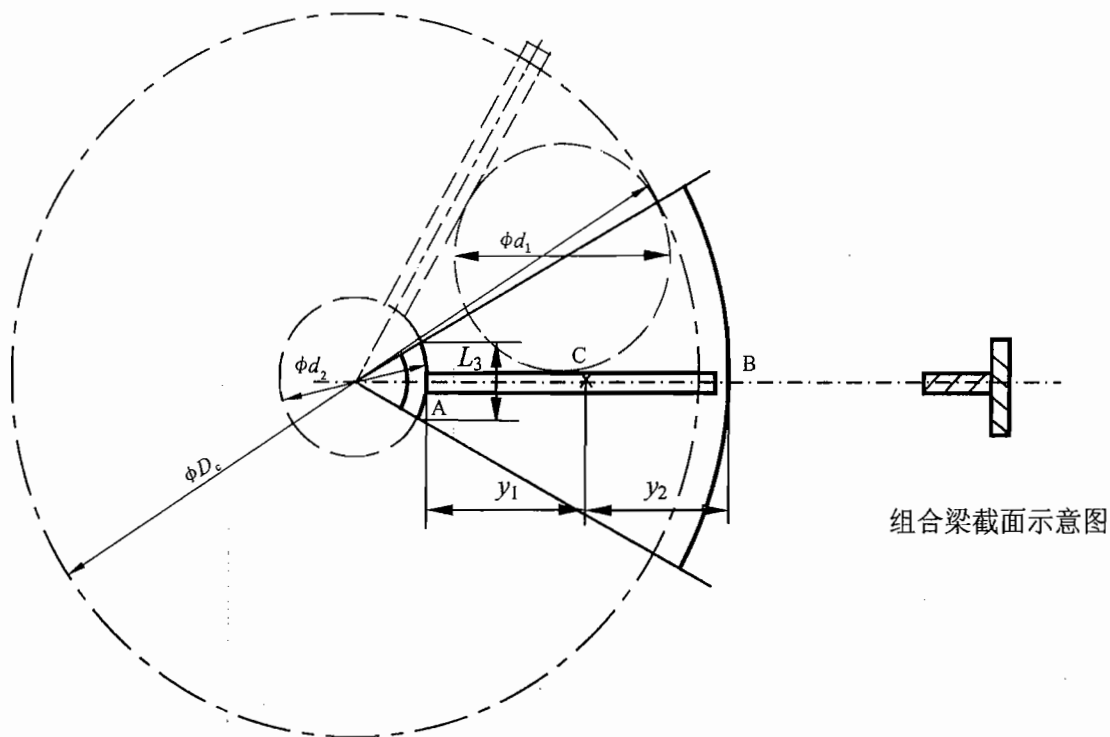
## 四、加筋圆形平盖

平盖结构简单、制造方便, 因此广泛应用于常压容器和大直径的低压容器中。但也存在同等压力和直径下平盖壁厚较椭圆等凸形封头壁厚大得多的缺点, 为减小平盖厚度, 工程上常采用设置加强筋的方法。

## (一) 计算公式的理论基础

假设标准加筋平盖结构示意图 (图 5-23) 中, 当量直径  $d$  (图示  $d_1$ 、 $d_2$  中较大者) 的圆板周边简支, 则将  $K=0.309$  带入平盖厚度计算公式, 得到公式 (5-36):

$$\delta_p = d \sqrt{\frac{K p_c}{[\sigma]^t \phi}} = 0.55 d \sqrt{\frac{p_c}{[\sigma]^t \phi}}$$



$$\text{图中: } y_2 = \frac{D_c}{2} \left[ 1 - \frac{2n \sin(\pi/n)}{3\pi} \frac{1 - (d_2/D_c)^3}{1 - (d_2/D_c)^2} \right]; \quad y_1 = \frac{D_c - d_2}{2} - y_2; \quad n \text{ 为辐射状筋板数量}$$

图 SY5-7 加筋平盖力学模型示意图

假设平盖所承受的压力由辐射状筋板和宽度为  $L_3$  的盖板所组成的组合梁承担, 则每个组合梁承担的载荷为图 SY5-7 所示扇形面积上对应的压力; 进一步将均布在扇形面积上的压力等效为作用在扇形形心  $C$  上的力, 大小为:  $F = \frac{\pi(D_c^2 - d_2^2)}{4n} p_c$ 。该力由一端

简支 (B 端), 一端固支 (A 端) 的组合梁承担, 固支端弯矩  $M_A = \frac{F y_2 y_1 (2y_2 + y_1)}{2(y_2 + y_1)^2}$ , 将

$M_A$  带入  $W \geq \frac{M_A}{[\sigma]_t}$ , 化简后得到式 5-38。

## (二) 技术要求

1、为防止筋板间的焊接交叉, 改善结构受力的均衡性, 建议在中心设置环状加强筋, 并要求平盖中心加强圆环截面的抗弯模量不小于加强筋板的截面抗弯模量;

2、为保证结构强度, 要求筋板与平盖之间采用双面焊;

3、结合工程实际, 对采用矩形截面的筋板, 为保证抗弯模量, 建议高厚比为 5~8, 且筋板与平盖组合截面的抗弯模量  $W$  应满足标准 (式 5-38);

4、标准中只给出了常见的一种结构, 对于较大直径平盖结构, 除上述中心设置的环状加强筋外, 还可以在每个扇形区的环向设置加强筋和径向筋板。

## 五、参考文献

[1] JB 4732—1995《钢制压力容器——分析设计标准》标准释义. 第七章. 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. 1995.6

[2] 邓勇, 薛明德, 黄克智. 圆柱壳平封头组合结构受均匀内压的塑性分析. 固体力学学报. 1987.8 (3): 225-236

[3] 薛明德, 邓勇, 黄克智. 一种以弹塑性分析为基础的压力容器平封头设计方法—兼评各国平封头设计规范. 压力容器. 1986.3 (3): 41-48

[4] 薛明德. 圆柱形压力容器平封头的应力分析. 化工设备设计. 1980 年第 3 期. 8-20

[5] HG 20580~20585 钢制石油化工压力容器设计规定 (1998)

[6] NB/T 47003.1—2009 钢制焊接压力容器

### 【GB 150.3】【5.10 锻制紧缩口封头】释义

相对于 GB 150—1998 的 7.5, 本节无变化。

锻制紧缩口封头常用于高压容器。本节提供了带直边和不带直边的紧缩口封头的校核计算方法。

### 【GB 150.3】【5.11 带法兰的凸形封头】释义

相对于 GB 150—1998 的 7.6, 本节无变化。

本节的制定主要参考了 ASME VIII-1 附录 1-6 的相关内容。带法兰凸形封头通过螺栓与筒体连接, 适用于工艺要求容器筒体和封头间为可拆连接的结构, 例如, 浮头式换热器的浮头盖。



## 一、带法兰凸形封头的结构形式

本节列出了 a)、b)、c)、d) 四种带法兰凸形封头结构形式。

1、结构 a) 为法兰和封头焊接连接组合结构，按照法兰与封头的焊接结构形式、焊接连接的牢固程度区分为平焊法兰和整体式法兰两类；按封头形式包括椭圆封头和碟形封头。结构 a) 的设计计算按照封头、法兰分别进行。

2、结构 b) 的设计计算按照封头（半球形）、法兰分别进行，但封头计算必须考虑封头与法兰连接处的边缘应力对封头强度的影响。法兰计算按照垫片可以是窄垫片或宽垫片区分为窄面法兰或宽面法兰。

3、结构 c) 法兰采用和封头等厚的钢板压制成型，其设计计算按照封头、法兰分别进行，封头计算计及封头、法兰几何变形处边缘应力对封头强度的影响。法兰计算则考虑封头上薄膜应力对法兰环强度的影响；法兰计算按照螺栓孔形状区分为圆形螺栓孔和槽形螺栓孔，每种螺栓形状按照垫片形式又区分为窄面法兰和宽面法兰。

4、结构 d) 的设计计算按照封头、法兰分别进行，但封头计算必须考虑封头与法兰连接处的边缘应力对封头强度的影响。法兰计算则计及封头上薄膜应力对法兰环强度的影响。

## 二、内压带法兰凸形封头

### （一）结构 a)

封头壁厚按照椭圆封头（标准 5.3.2）或碟形封头（标准 5.4.2）进行计算。法兰则按照标准第 7 章进行。

### （二）结构 b)

1、封头计算不同于半球形封头（标准 5.1）的设计计算，而是考虑封头与法兰连接处的边缘应力对封头强度的影响，按标准式 5-43 计算。

2、法兰计算时，将法兰视为活套法兰，按标准式 7-19 计算法兰环上的周向弯曲应力；式中参数  $Y$  区别于普通法兰取  $Y = (D_o + D_i) / (D_o - D_i)$ ，将计算得到的周向弯曲应力控制在材料许用应力以下，得到窄面法兰计算公式（标准式 5-44）。对于宽面法兰，一般情况下法兰环厚度由操作工况决定，法兰力矩应采用操作时介质压力构成的轴向力对

螺栓中心圆取矩得到： $M_o = \frac{\pi}{4} p_c D_i^2 \left( \frac{D_b - D_i}{2} \right)$ ，将  $Y$ 、 $M_o$  带入标准式 7-19，计算法兰环

应力并限制在材料许用应力以下得到宽面法兰计算公式（标准式 5-45）。

### （三）结构 c)

封头计算同结构 b)。

法兰计算模型仍然采用不带颈的活套法兰[标准图 7-1 a)]，按照结构形式，法兰计算分为 4 种，如表 SY5-1 所示。

对于每种结构形式法兰环总应力包括两部分：螺栓力矩在法兰环上的周向弯曲应力；内压作用下封头应力引起的法兰环的周向拉伸应力。将法兰总应力限制在材料许用应力以下，得到法兰环计算厚度。

表 SY5-1 结构 c) 计算分类表

类别	螺栓孔	工况	螺栓力矩引起应力	$p_c$ 引起的应力	法兰环计算厚度	$M_0$	$Q$
窄面法兰	圆形	操作	$\frac{1.875M_0(D_b+D_i)}{\delta_f^2 D_i (7D_b-5D_i)}$	$\frac{p_c R_i (D_b+D_i)}{2\delta_f (7D_b-5D_i)}$	$Q + \sqrt{\frac{1.875M_p (D_b+D_i)}{[\sigma]_r^4 D_i (7D_b-5D_i)}}$	$M_p$	$\frac{p_c R_i (D_b+D_i)}{4[\sigma]_r^4 (7D_b-5D_i)}$
		预紧	$\frac{1.875M_0(D_b+D_i)}{\delta_f^2 D_i (7D_b-5D_i)}$	0	$\sqrt{\frac{1.875M_a (D_b+D_i)}{[\sigma]_r^4 D_i (7D_b-5D_i)}}$	$M_a \frac{[\sigma]_r^4}{[\sigma]_r}$	0
	槽形	操作	$\frac{1.875M_0(D_b+D_i)}{\delta_f^2 D_i (3D_b-D_i)}$	$\frac{p_c R_i (D_b+D_i)}{2\delta_f (3D_b-D_i)}$	$Q + \sqrt{\frac{1.875M_p (D_b+D_i)}{[\sigma]_r^4 D_i (3D_b-D_i)}}$	$M_p$	$\frac{p_c R_i (D_b+D_i)}{4[\sigma]_r^4 (3D_b-D_i)}$
		预紧	$\frac{1.875M_0(D_b+D_i)}{\delta_f^2 D_i (3D_b-D_i)}$	0	$\sqrt{\frac{1.875M_a (D_b+D_i)}{[\sigma]_r^4 D_i (3D_b-D_i)}}$	$M_a \frac{[\sigma]_r^4}{[\sigma]_r}$	0
宽面法兰	圆形	操作	$\frac{3p_c D_i (D_b+D_i)(D_b-D_i)}{4\delta_f^2 (7D_b-5D_i)}$	$\frac{p_c R_i (D_b+D_i)}{2\delta_f (7D_b-5D_i)}$	$Q + \sqrt{Q^2 + \frac{3D_i Q (D_b-D_i)}{R}}$	$M_p$	$\frac{p_c R_i (D_b+D_i)}{4[\sigma]_r^4 (7D_b-5D_i)}$
	槽形	操作	$\frac{3p_c D_i (D_b+D_i)(D_b-D_i)}{4\delta_f^2 (3D_b-D_i)}$	$\frac{p_c R_i (D_b+D_i)}{2\delta_f (3D_b-D_i)}$		$M_p$	$\frac{p_c R_i (D_b+D_i)}{4[\sigma]_r^4 (3D_b-D_i)}$

注 1: 对于宽面法兰, 一般情况下, 操作工况起控制作用, 因此标准中没有列出预紧状态下的计算。

## 1、窄面法兰

1) 螺栓力矩在法兰环上的周向弯曲应力按标准式 7-19 计算:  $\sigma_{T1} = \frac{YM_0}{\delta_f^2 D_i}$

式中参数  $Y$  区别于普通法兰按照螺栓孔形式分别取:

$$\text{对于圆形螺栓孔: } Y = \frac{7.5}{4} \frac{1}{\left(1 + 6 \left(\frac{D_b - D_i}{D_b + D_i}\right)\right)} = \frac{1.875(D_b + D_i)}{(7D_b - 5D_i)}$$

$$\text{对于槽形螺栓孔: } Y = \frac{7.5}{4} \frac{1}{\left(1 + 2 \left(\frac{D_b - D_i}{D_b + D_i}\right)\right)} = \frac{1.875(D_b + D_i)}{(3D_b - D_i)}$$

2) 内压作用下封头应力引起的法兰环的周向拉伸应力:  $\sigma_{T2} = \frac{p_c R_i}{2\delta_f} Y_1$

式中参数  $Y_1$  按照螺栓孔形式分别取:

$$\text{对于圆形螺栓孔: } Y_1 = \frac{1}{\left[1 + 6 \left(\frac{D_b - D_i}{D_b + D_i}\right)\right]}, \quad \text{对于槽形螺栓孔: } Y_1 = \frac{1}{\left[1 + 2 \left(\frac{D_b - D_i}{D_b + D_i}\right)\right]}$$

3) 法兰总应力:  $\sigma_T = \sigma_{T1} + \sigma_{T2} = \frac{YM_0}{\delta_f^2 D_i} + \frac{p_c R_i}{2\delta_f} Y_1 \leq [\sigma]_r^t$

分别取  $Q_1 = \frac{YM_0}{[\sigma]_f^t D_i}$ 、 $Q = \frac{p_c R_i}{4[\sigma]_f^t} Y_1$  则:  $\frac{[\sigma]_f^t}{\delta_f^2} Q_1 + \frac{2[\sigma]_f^t}{\delta_f} Q \leq [\sigma]_f^t$

$$\text{解得: } \delta_f = Q(1 + \sqrt{1 + \frac{Q_1}{Q^2}}) \approx Q + \sqrt{Q_1}, \text{ 即 } \delta_f = Q + \sqrt{\frac{YM_0}{[\sigma]_f^t D_i}}$$

将  $Y$ 、 $Y_1$  带入上式, 分别得到标准中式 5-46、式 5-48。

2、对于宽面法兰, 一般情况下, 操作工况起控制作用。法兰力矩应采用操作时介质压力构成的轴向力对螺栓中心圆取矩得到:  $M_0 = \frac{\pi}{4} p_c D_i^2 \left( \frac{D_b - D_i}{2} \right);$

此时法兰总应力:  $\sigma_T = \sigma_{T1} + \sigma_{T2} = \frac{YM_0}{\delta_f^2 D_i} + \frac{p_c R_i}{2\delta_f} Y_1 \leq [\sigma]_f^t$ , 带入  $Y$ 、 $M_0$ :

$$\frac{7.5}{4\delta_f^2} \frac{\pi}{2} p_c D_i Y_1 \left( \frac{D_b - D_i}{2} \right) + \frac{p_c R_i}{2\delta_f} Y_1 \leq [\sigma]_f^t, \text{ 令 } Q = \frac{p_c R_i}{4[\sigma]_f^t} Y_1, \text{ 取极限值 (取等号) 得到:}$$

$$\delta_f^2 - 2Q\delta_f - \frac{7.5\pi}{4} (D_b - D_i) \frac{D_i}{R_i} Q = 0, \text{ 即: } \delta_f = Q + \sqrt{Q^2 + \frac{3D_i Q(D_b - D_i)}{R_i}}$$

#### (四) 结构 d)

封头计算同结构 b)。

法兰计算模型仍然采用不带径的活套法兰[标准图 7-1 a)], 法兰环总应力包括两部分: 螺栓力矩在法兰环上的周向弯曲应力; 内压作用下封头应力引起的法兰环的周向拉伸应力。将法兰总应力限制在材料许用应力以下, 得到法兰环计算厚度。

1、螺栓力矩在法兰环上的周向弯曲应力按标准式 7-19 计算:  $\sigma_{T1} = \frac{YM_0}{\delta_f^2 D_i}$

式中参数  $Y$  区别于普通法兰按照螺栓孔形式分别取:  $Y = \frac{D_o + D_i}{D_o - D_i}$

2、内压作用下封头应力引起的法兰环的周向拉伸应力:  $\sigma_{T2} = \frac{p_c R_i}{2\delta_f} \cos \beta_1 \frac{D_i}{D_o - D_i}$

上式将球壳薄膜应力径向分力 ( $\frac{p_c R_i}{2\delta_f} \cos \beta_1$ ) 等效于作用在法兰环内周边处的内压,

在圆筒 (壁厚为  $\frac{D_o - D_i}{2}$ ) 上引起的应力。

由几何关系,  $\beta_1 = \arcsin \frac{0.5D_i}{R_i + 0.5\delta_{ch}}$ ,  $\cos \beta_1 = \frac{\sqrt{4R_i^2 - D_i^2}}{2R_i}$ , 代入  $\sigma_{T2}$  中, 得

$$\sigma_{T2} = \frac{p_c D_i}{4\delta_f} \frac{\sqrt{4R_i^2 - D_i^2}}{D_o - D_i}$$

$$3、\text{法兰总应力: } \sigma_T = \sigma_{T1} + \sigma_{T2} = \frac{M_0}{\delta_f^2 D_i} \frac{D_o + D_i}{D_o - D_i} + \frac{p_c D_i}{4\delta_f} \frac{\sqrt{4R_i^2 - D_i^2}}{D_o - D_i} \leq [\sigma]_f^t$$

$$\text{取 } L = \frac{p_c D_i}{8[\sigma]_f^t} \frac{\sqrt{4R_i^2 - D_i^2}}{(D_o - D_i)}, \quad J = \frac{M_0}{[\sigma]_f^t D_i} \frac{D_o + D_i}{D_o - D_i} \text{ 得: } \delta_f^2 - 2L\delta_f - J = 0$$

$$\text{即: } \delta_f = L + \sqrt{L^2 + J}$$

式中参数 L、J 的取值:

在预紧状态,  $M_0 = M_a = F_G L_G$ ,  $J = J_a$ ,  $L = 0$ ;

操作状态,  $M_0 = M_p = M_D + M_G + M_T - M_r$  ( $M_r$  为压力引起的封头作用于法兰环上的径向分力  $F_r$  对法兰环形心的矩),  $J = J_p$ ,  $L = 0$ 。

4、因此, 预紧状态壁厚  $\delta_{fa} = \sqrt{J_a}$ , 操作状态壁厚  $\delta_{fp} = L + \sqrt{L^2 + J_p}$ , 法兰的有效厚度:  $\delta_{ef} \geq \max\{\delta_{fa}, \delta_{fp}\}$  且  $\delta_{ef} \geq 2\delta_{eh}$ , 否则应重新假设  $\delta_{ef}$ , 直至满足要求。

### 三、外压带法兰凸形封头

1、封头按照外压球壳进行设计计算 (标准 4.4)。

2、法兰计算结构 a) 按第 7 章计算外, 结构 b)、结构 c) 结构 d) 法兰厚度分别按式 (5-44)、式 (5-45)、式 (5-46)、式 (5-48) 及式 (5-50) 计算。

## 【GB 150.3】【5.12 拉撑结构】释义

本节内容为新增内容, 其制定主要参考了 ASME VIII-1 UG-47、UG-48、UG-50、UW-19 的相关内容; 另外还参考了 JIS B 8276《压力容器拉撑所支撑的板》和《钢制石油化工压力容器设计规定》的相关内容。

### 一、适用范围和受拉撑的板厚计算

1、对于带夹套容器进行拉撑设计时, 适用条件应满足表 5-13 要求, 夹套及容器的壁厚还需考虑相应的内外压强度、刚度计算要求。

2、表 5-13 中序号 1 为夹套常用拉撑结构型式; 序号 2、3 为平封头或管板上用焊接方法装设杆状拉撑时的结构及尺寸。

3、由拉撑支撑平封头, 因内压产生变形, 在拉撑的支撑部位产生较大应力。对于采用螺纹连接时, 对螺纹啮合将产生不利影响, 为此限制平封头厚度不得小于 8mm。

### 二、拉撑的支承载荷 W 及单根拉撑所需截面面积

1、拉撑的支撑面积是指在相邻拉撑中心连线上做垂直二等分线, 由该二等分线所围成的面积, 或者是拉撑中心与封头上开始弯曲的分界线, 或板状拉撑安装焊缝上各点的连线, 通过这些连线中点得曲线所围成的面积, 减去拉撑所占面积。

2、公式 (5-52) 中另取 1.1 倍的安全系数主要考虑腐蚀的影响。

### 三、拉撑的设置

为保证焊接强度,对斜拉撑的角接头焊缝截面面积要求不小于拉撑所需最小截面面积的1.4倍,为避免较大的应力集中要求封头凹面内不得采用角接头。

## 第6章 开孔与开孔补强

### 【GB 150.3】【6 开孔与开孔补强】释义

在压力容器壳体和平盖上,因开孔接管处几何不连续,容器强度受到削弱,接管与主壳相贯处应力集中,内压下产生较大的局部应力,再加上接管上会有各种附加载荷产生的应力、温差应力以及容器材质和制造缺陷等因素的综合作用,往往成为容器破坏的原发部位,需要对开孔接管处进行开孔补强,因此开孔补强是压力容器设计中的一项重要内容。

GB 150—2011 在本章提供了如下开孔补强计算:

(1) 壳体(圆筒、锥壳、球形封头、椭圆封头、碟形封头)在内压、外压作用下的单孔补强;

(2) 内压作用下具有径向接管圆筒的开孔补强设计—分析法<sup>[4-6]</sup>;

(3) 平盖单孔的补强计算;

(4) 平盖开大孔( $d_{op} \geq 0.5D_o$ )的反向法兰法的计算;

(5) 多个开孔补强;

(6) 排孔补强。

对于开孔补强的计算方法,GB 150—2011 同时给出了等面积法和分析法。分析法的理论基础是清华大学研究组经过20多年研究而提出的、适用于圆柱壳大开孔接管的薄壳理论解,本版GB 150给出了内压作用下的补强计算部分,随着计算机的普及,该方法可以通过程序编制完成工程应用。该方法适用于开孔率 $\rho=0.1\sim 0.9$ ,解决了近年来日益增多的大开孔计算问题。分析法详细介绍见本部分6.6的释义。

### 【GB 150.3】【6.1 范围及一般要求】释义

总结以往GB 150—1998使用过程中存在的问题和反馈建议,在本次修订过程中,不但对文字进行编制整理,而且对架构也作了相应调整。将单孔和多孔分开进行处理。对排孔部分进行了重新编辑,使其更加明了,方便应用。本节引入了一些指导设计的概念和指导性条文。增加了分析法,并提供了详细的计算步骤。

#### 【GB 150.3】【6.1.1 等面积法适用范围】释义

等面积法开孔补强的适用范围,与ASME UG-36(b)等国外规范的等面积法基本

一致。

6.1.1 b) 规定凸形封头或球壳开孔的最大允许直径不超过  $D_i/2$ ，根据工程经验，从安全角度考虑，建议开孔尽可能位于  $80\%D_i$  范围内。这是因为对于在  $80\%D_i$  范围以外的封头转角部分，曲率变化大，应力水平高，封头与接管间相贯导致受力情况与等面积法基本假设偏差较大，因此需要在实际工程中尽量避免。

超出等面积法计算范围时，对于圆筒，可以采取分析法。对于凸形封头或球壳开孔，当  $d_{op} > D_i/2$  时，可以采用锥形封头来代替开孔。个别情况可以对开孔补强作有限元法应力分析。

### 【GB 150.3】【6.1.2 分析法适用范围】释义

本部分的适用范围条文主要为了与等面积法进行对比，给设计人一个基本判断。分析法具体的适用范围应该满足 GB 150—2011 中 6.6.1 的规定。

### 【GB 150.3】【6.1.3 不另行补强的最大开孔直径】释义

GB 150 根据设计压力、开孔间距、接管外径、接管壁厚、材质以及焊接质量，规定了不另行补强的条件。并明确了接管不得位于筒体 A、B 类焊接接头上。主要基于以下考虑：

(1) 容器产品的壳体厚度往往超过实际强度需要。这种情况下，可看作容器已被整体加强；

(2) 在通常设计条件下，接管的最小壁厚往往多于实际需要，多余的金属已经起到补强作用；

(3) 大量的实验得出<sup>[10]</sup>，受压壳体应力集中系数的计算式为：

$$K = 2.5 + \left(\frac{d_{op}}{D_i}\right) \sqrt{\frac{D_i}{\delta}} \quad \dots\dots\dots \text{SY (6-1)}$$

可见，随着接管开孔直径的减小，应力集中系数降低，标准表 6-1 给出了接管外径不超过 89mm 的不另行补强所对应的接管壁厚。

### 【GB 150.3】【6.1.4 开孔附近的焊接接头】释义

A、B 类焊接接头上是否允许开孔以往由设计人员规定，基于安全考虑和国内设计、制造等工程实际情况，GB 150—2011 明确了不另行补强的开孔不得在 A、B 类焊接接头上。设计者还需注意 GB 150.4 的 10.3.2 c)：对于“不另行补强的接管，自开孔中心，沿容器表面的最短长度等于开孔直径的范围内的焊接接头”还要求进行局部无损检测。

6.1.4 特别指出容器上的开孔“宜”避开容器焊接接头。意指尽量避免开孔位于 A、B 类焊接接头上，但是也考虑到当前设备大型化，有些大接管的确无法避开 A、B 类焊接接头。对于无法避开焊接接头的补强开孔，针对开孔附近接头虽然没有明确必须进行局部无损检测，但是规定了必须保证开孔附近范围内其接头质量的要求，为此，对于开孔补强周边指定范围内的焊接接头，设计人员应根据具体情况决定：是否有必要提出附

加的检测要求。

### 【GB 150.3】【6.3 单个开孔补强的等面积法】释义

在本节释义中，着重介绍等面积法的理论基础。

#### 一、开孔应力集中的现象

容器开孔后，孔边缘局部区域的应力急剧增大现象叫“应力集中”。

若壳体未开孔时的名义应力为  $\sigma$ ，开孔后的最大应力为  $\sigma_{\max}$ ，则应力集中系数  $K^{[7]}$  的定义为

$$K = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma} \quad \dots\dots\dots \text{SY (6-2)}$$

通常情况下，在各种孔形中，圆孔的应力集中程度最低，因此，GB 150 对开孔形状进行了限制。根据弹性力学解，可得到无限平板开小圆孔时的单项拉伸时应力集中系数[见图 SY6-1 a) ]。

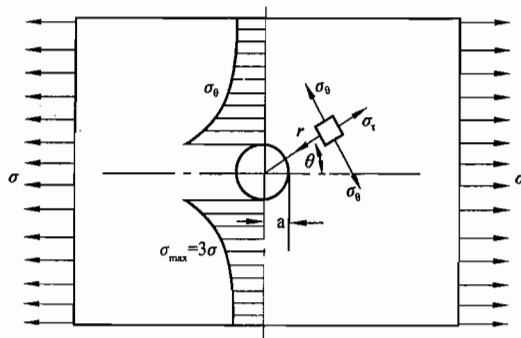
$$\sigma_r = \frac{\sigma}{2} \left( 1 - \frac{a^2}{r^2} \right) + \frac{\sigma}{2} \left( 1 - \frac{4a^2}{r^2} + \frac{3a^4}{r^4} \right) \cos 2\theta \quad \dots\dots\dots \text{SY (6-3)}$$

$$\sigma_\theta = \frac{\sigma}{2} \left( 1 + \frac{a^2}{r^2} \right) - \frac{\sigma}{2} \left( 1 + \frac{3a^4}{r^4} \right) \cos 2\theta \quad \dots\dots\dots \text{SY (6-4)}$$

$$\tau_{r\theta} = -\frac{\sigma}{2} \left( 1 + \frac{2a^2}{r^2} - \frac{3a^4}{r^4} \right) \sin 2\theta \quad \dots\dots\dots \text{SY (6-5)}$$

根据弹性力学叠加原理，可以方便的得到其他情况下的应力集中系数。图 SY6-1 提供了常见开孔边缘的应力集中现象。

图 SY6-1 a) 为单向拉伸时的应力集中，图 SY6-1 b) 为等值双向拉伸应力集中，类似球壳小开孔，图 SY6-1 c) 双向拉伸应力集中 ( $\sigma_2 = 0.5\sigma$ )，近似薄壁圆柱壳小开孔时的应力集中。



a)

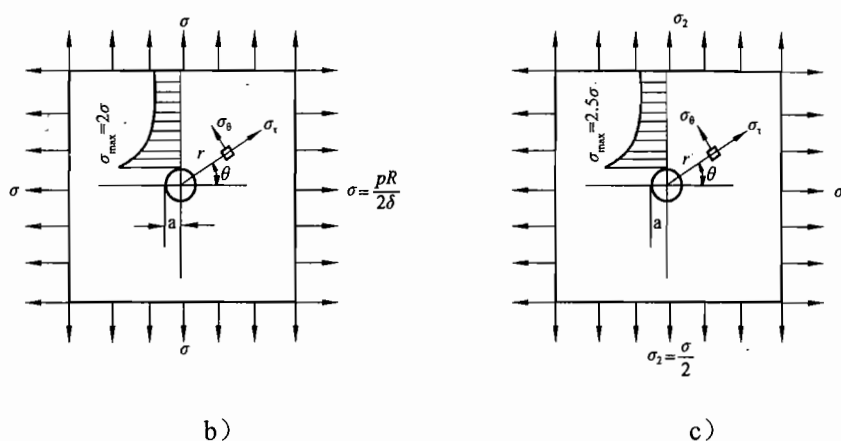


图 SY6-1 圆孔的几种常见应力集中现象

## 二、开孔受力特点

壳体开孔后应力状态不完全同于上述大平板开圆孔，其受力情况较平板开孔复杂（见图 SY6-3）。

开孔处引起的应力可分为三种：

### （1）局部薄膜应力

压力容器壳体一般承受均匀的薄膜应力，即一次总体薄膜应力。开孔后，开孔边缘应力分布很不均匀。在离开孔边缘较远处，应力几乎没有变化，而增大的应力则集中分布在开孔边缘。因此在孔边引起很大的薄膜应力，即所谓的局部薄膜应力。

### （2）弯曲应力

容器开孔以后，一般设置接管或人孔等。为使两部件在连接点上变形协调，则必然产生一组自平衡的边界内力（包括横剪力与弯矩）。这些边界内力将在壳体的开孔边缘及接管端部引起局部的弯曲应力，属于二次应力。

### （3）峰值应力

在壳体开孔边缘与接管的连接处还会产生一种由于应力集中现象造成的分布范围很小，而数值可能很高的应力，称为峰值应力。

可见，压力容器壳体由于开孔使开孔边缘造成了比较复杂的应力状态。

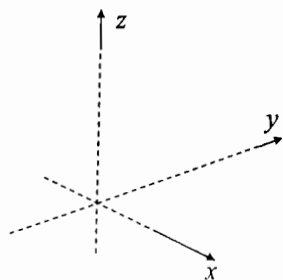


图 SY6-2 筒体开孔



图 SY6-3 筒体开孔应力集中（yz 截面）



### 三、等面积开孔补强原则

从补强角度讲,壳体由于开孔丧失的拉伸承载面积应在孔边有效补强范围内等面积地进行补强。当补强材料与壳体材料相同时,所需补强面积就与壳体开孔削弱的强度面积相等,俗称等面积法。无限大平板开小孔,是容器壳体进行等面积补强的力学基础。

等面积补强法是以补偿开孔局部截面的拉伸强度作为补强准则的,为此其补强只涉及静力强度问题。

等面积补强法对开孔边缘的二次应力的安定性问题是通过对限制开孔形状和开孔范围(开孔率)间接加以考虑的,使孔边的局部应力得到一定的控制。长期的使用经验证明该方法在允许使用范围内,开孔边缘的安定性能够得到保障。

等面积补强法对开孔边缘的峰值应力问题未加考虑,为此该方法不适用于疲劳容器的开孔补强。

### 四、等面积开孔补强的局限性

(1) 等面积法粗略地认为在补强范围内补强金属的均匀分布降低了孔边缘的应力集中作用。

(2) 等面积法忽视了开孔处应力集中与开孔系数(开孔率 $\rho$ ,参数 $\lambda = d/\sqrt{D\delta_e}$ 等)的影响,例如相同大小的圆孔,当壳体直径很大时,造成的强度削弱就小,反之壳体直径很小时,开孔率很大,削弱也大。因此,等面积法有时富裕,有时显得不足。

(3) 等面积法认为壳体的高应力处一直在 $yz$ 截面处(见图SY6-2),而事实上,在某些几何尺寸下,如接管壁厚大于壳体壁厚超过上述范围,高应力点可能会偏移出 $yz$ 截面。

虽然压力容器壳体开孔以后受力状态,并非完全等同于大平板开圆孔,但是,由于在较小开孔率等特定条件下,偏差不会很大,基于无限大平板开小圆孔理论的等面积法计算较为方便,因此等面积法在工程中得到广泛应用。为保证其准确性,GB 150 规定了其适用范围、开孔形状及位置要求。

### 五、参考文献

- [1] GB 150—2011. 压力容器. 国家质量监督检验检疫总局 发布[S]
- [2] ASME VIII-1 2010 版[美][S]
- [3] 李世玉主编. 压力容器设计工程师培训教程. 新华出版社. 2005.10. 第11章 开孔与开孔补强(桑如苞)
- [4] JB 4732—1995 钢制压力容器——分析设计标准(2005 确认)[S]
- [5] JB 4732—1995 <钢制压力容器——分析设计标准>标准释义[S]
- [6] 薛明德, 黄克智, 杜青海, 李世玉. 内压与支管载荷作用下圆柱壳大开孔接管的分析设计方法. 第一届设计计算方法专业委员会会议文集[C]. 北京: 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. 2007.10, 第76-96页
- [7] 王志文. 化工容器设计. 化学工业出版社
- [8] 压力容器的局部应力与许用应力. 通用机械快报. 1964 年 14 期
- [9] 蒋国宾主编. 弹性与塑性力学基础教程. 成都科技大学出版社. 1990.8

[10] 朱国栋, 李世玉, 薛明德. JB 4732 附录 J (2005 年确认) 大开孔应力分析的工程应用程序. 压力容器. 2009.5

### 【GB 150.3】【6.3.1 单个开孔的适用范围】释义

在旧版 GB 150 中, 对单个开孔并没有给出明确定义, 使用中易出现概念不清的现象。本版给出明确的定义, 以免与多孔计算方法混乱使用。例如对平盖, 单孔和多孔的计算方法已经做出明确划分。

### 【GB 150.3】【6.3.2 补强结构型式与补强件材料】释义

当以厚壁接管代替补强圈进行补强时, GB 150—2011 推荐了结构尺寸  $\delta_{nt}/\delta_n$  控制在 0.5~2 范围。由于接管补强结构变形协调原因, 已有大量的计算可以证实 (见 6.6 释义)  $\delta_{nt}/\delta_n$  在 0.5~2 范围内, 开孔受力状态更好。此条用于指导设计人员进行合理的结构设计。

### 【GB 150.3】【6.3.3 壳体开孔补强】

#### 【GB 150.3】【6.3.3.1 开孔补强的计算截面选取】释义

6.3.3.1 为新增内容, 明确了计算截面的选取。

### 【GB 150.3】【6.3.4 平盖开孔补强】释义

在 GB 150—1998 的实际工程运用中, 由于表述不够清晰明确, 致使设计人员在平盖开孔计算时, 有设计不当或重复补强现象, 造成材料浪费。GB 150—2011 明确了不同情况 (单孔、多孔) 下, 开孔补强的方法选用。

平盖在内压作用下, 板中应力为弯曲应力, 单孔补强准则为: 补强后, 平板的弯曲强度与开孔前保持不变。

### 【GB 150.3】【6.4 多个开孔补强的等面积法】

#### 【GB 150.3】【6.4.1 壳体多个开孔补强】释义

多个开孔采用等面积方法。新版对旧版的文字进行重新编排和梳理。

其中 6.4.1 a) 条所指的“两孔直径之和”是指两孔的  $d_{op}$  之和。

#### 【GB 150.3】【6.4.2 排孔的补强要求】释义

排孔采取当量焊接接头系数的方法进行考虑。在旧版的排孔阐述中歧义较多。GB 150—2011 对排孔的计算按排孔的布置形式进行了明确。

### 【GB 150.3】【6.5 平盖中心单个圆形开孔 ( $d_{op} \geq 0.5D_o$ )】释义

平盖中心单个圆形开孔, 开孔率大于等于 0.5 时, 受力与法兰相接近, 因此开孔补强按照法兰或反向法兰进行校核计算。

### 【GB 150.3】【6.6 圆柱壳径向开孔补强设计的分析法】释义

分析法的模型假定接管和壳体是连续的整体结构,因此在使用分析法时,应保证焊接接头的整体焊透性和质量。分析法的设计准则是基于塑性极限与安定分析得出的,通过保证一次加载时有足够的塑性承载能力和反复加载的安定要求来保证开孔安全。分析法的设计准则与等面积法和弹性名义应力分类法均有所区别。GB 150 分析法与等面积法一样,不能用于疲劳设计。

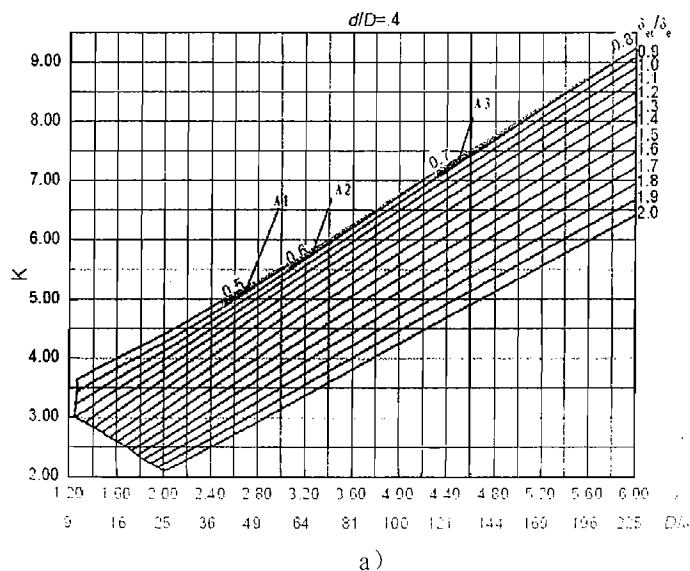
由于内伸管对改善开孔应力是有好处的,因此 GB 150—2011 提出“本计算方法可保守地用于带有径向内伸接管的补强计算”,在计算中忽略接管的内伸部分。

标准中给出了两种计算途径,其中①等效应力校核直接算出开孔处等效薄膜应力强度  $S_{II}$  和等效总应力强度  $S_{IV}$ , 然后进行应力评定。如果有特殊要求的压力容器开孔补强,可以根据要求进行评定。②补强结构尺寸设计,是在遵从 GB 150.3 式(6-41),式(6-42)设计准则基础上,给出最小设计结构尺寸。

本节分析法中的压力载荷都是以设计压力  $p$  表示的,在实际设计中,应以计算压力  $p_c$  代替  $p$ 。

分析法曲线族中的每根曲线的起始点和结束点都代表一定的适用范围的界限,不得对曲线进行外延。例如若所查询的点落在  $K$ ,  $K_m$  曲线族上方,则接管相对壳体太薄,最大应力点会偏移 to 接管上,造成最大应力点偏移出理论考核点。

在实际工程计算时,查询点可能落入图 SY6-4 a) 中的阴影区域,图中有  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$  三块区域,其中  $A_1$  区域再见图 SY6-4 b) 中的阴影区域。这时,开孔接管虽然符合分析法的计算模型,但却无法查取插值区间的下限值,造成部分符合适用范围的结构因插值问题无法计算。为解决这类问题,可以做虚拟线处理。如图 SY6-4 b) 中的插值虚线可以延长至 A-C 连线,处理后,例如点 F ( $\lambda=2.6$  和  $\delta_{et}/\delta_e=0.52$  的交点),仍可以查取到有效  $K$  (或  $K_m$ ) 值。



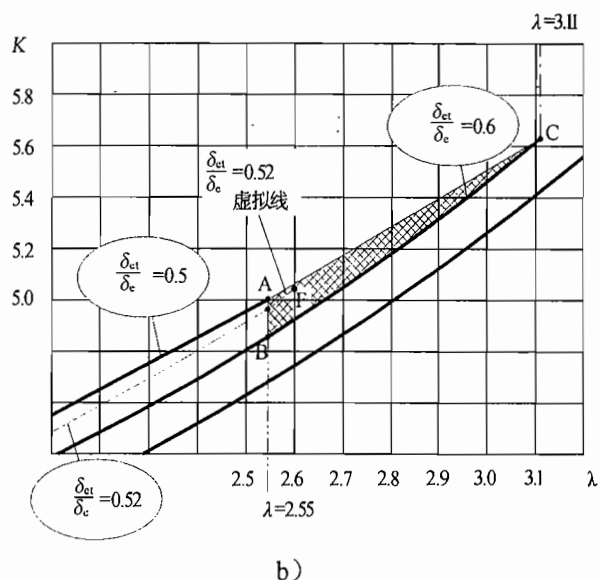


图 SY6-4

## 一、前言

图 SY6-5 所示圆柱壳开孔接管结构在内压（可能还有支管力与力矩等管系载荷）作用下，由于主壳和支管连接处结构几何不连续，在相贯区域会产生很高的应力集中，往往成为各种灾害性事故的原发部位，在应力分析基础上寻找合理的设计方法对压力容器的安全运行是非常重要的。目前在各国压力容器规范和我国此前各版的国家标准《钢制压力容器》GB 150—1989、GB 150—1998 中，普遍采用基于经验设计的“等面积补强法”；在欧盟标准中，采用“压力面积法”。这些方法的基本思想是将被孔削弱的面积补在孔周围，给出所需补强面积，不计孔附近的应力集中；只适用于容器受内压工况且限制较小的开孔率。在新版的我国国家标准《压力容器》GB 150—2011 中，增加了一节“6.6 节：“圆筒径向接管开孔补强设计的分析法”。6.6 节包括已知结构尺寸求应力集中系数校核强度和根据已知设计条件求开孔补强尺寸的两种方法。与上述各种经验方法相比，6.6 节具有以下技术进展：

(1) 该方法的理论基础是清华大学研究组（自 1985 年至今，清华大学共有 6 位博士研究生邓勇，陈伟，王和慧，李东风，杜青海，吕炜和硕士研究生王珑祺先后参加了本项研究工作，最终的理论计算程序是由杜青海完成的。）经过 20 多年研究而提出的、适用于圆柱壳大开孔接管的薄壳理论解，解的结果得到了前人许多实验结果以及精细网格三维有限元解的验证，并为国际同行所认可与赞赏；

(2) 大大扩展了圆柱壳开孔补强设计方法的适用范围，可适用于  $\rho = d/D \leq 0.9$  且  $\lambda = d/(D\delta_e)^{1/2} \leq 12$ 。图 SY6-6 给出与 6.6 节分析法与传统的等面积补强法适用范围的比较；

(3) 该方法所得到的内压作用下圆柱壳中的应力，便于进一步与其他各种管系载荷引起的应力相叠加，形成一整套工程设计方法。

圆柱壳开孔接管的应力分析在压力容器设计中是一个普遍而重要的问题，在应力分析的基础上为工程师提供一种既便于应用、适用范围广、并具有必要精度的设计方法，基于该问题普遍性与参数多样性的特点，为得到壳中应力与各参数的关系，仍需要求助

于理论解。但由于圆柱壳方程本身的复杂性,两个圆柱壳的交贯线又是一条复杂的空间曲线,所以在力学上是一个薄壳理论中的著名难题。

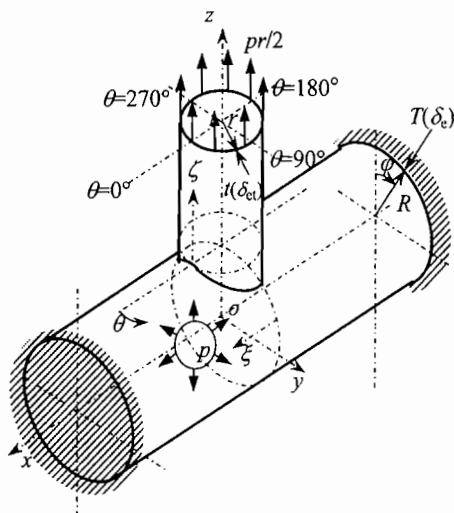


图 SY6-5 受内压的圆柱壳开孔接管结构

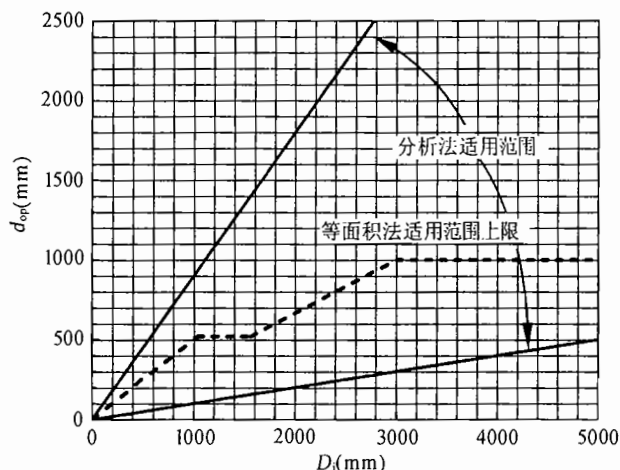


图 SY6-6 圆筒开孔补强分析法与等面积法适用范围的比较

从上世纪 50 年代至今国内外有很多学者从事该理论分析与实验研究。Eringen<sup>[1]</sup>、钱令希<sup>[2]</sup>、Lekkerkerker<sup>[3]</sup>等先后从扁壳方程出发,将两壳的交贯线近似为主壳展开面上的圆,支管端部简化为平面,其解的适用范围仅限于开孔率  $\rho \leq 0.3$ 。上世纪六十年代,美国压力容器委员会(PVRC)根据文[1]给出过小开孔情况下工程设计方法<sup>[4]</sup>,该方法曾在 1977 年被我国二部压力容器标准作为附录<sup>[5]</sup>引入,但并未得到广泛应用。其他分析解都没有形成可供工程界使用的内压下开孔补强设计方法。工程界现行的 WRC Bulletin<sup>[6,7]</sup>方法只给出圆筒开孔接管受轴拉力与两种弯矩作用下的无量纲应力集中,不含内压等载荷。文[6]基于 Bijlaard<sup>[8]</sup>对两端简支(无孔)圆柱壳中部受集中力的近似分析得到;文[7]由 Steele<sup>[9]</sup>对带接管圆柱壳的近似理论解得到,他根据扁壳方程,精确描述接管与圆柱壳的交贯线,将解的适用范围扩大到  $\rho \leq 0.5$  且  $\lambda \leq 5$ 。英国 PD5500<sup>[10]</sup>将内压下球壳开孔接管的分析解用至圆柱壳,适用范围限于  $\rho_0 \leq 0.3$ 。至此寻求圆柱壳大开孔的分析解在理论和数学上遇到了很大困难。其困难在于:

(1) 采用什么样的圆柱壳方程？扁壳方程易于求解，但只适用于小开孔情况且精度低；精确的圆柱壳方程求解困难；

(2) 两相贯圆柱壳的交贯线是复杂的空间曲线。即大开孔情况下，主壳展开面上的孔边界不能简化为圆，支管端部也不能简化为平面。由此造成交贯线处连续条件的数学表达式极为复杂；

(3) 求解以上问题，归结为求解两个联立的八阶偏微分方程（或两个联立的四阶复函数偏微分方程）的复杂边值问题，在数学计算方法上存在很大困难。

薛明德、黄克智及其合作者们从上世纪八十年代起从事圆柱壳开孔接管理论解的研究，经过二十多年的工作，已得到在内压<sup>[11-17,26,27]</sup>、外力与力矩<sup>[18-27]</sup>作用下的薄壳理论解，解的适用范围可扩大到开孔率 0.9。其中，基于作者早期理论解<sup>[11-15]</sup>所得内压下圆柱壳开孔接管处应力集中系数的计算方法已成为我国压力容器分析设计规范<sup>[28]</sup>的非规定性的附录。上述理论成果得到国际压力容器界的承认：关于内压下圆柱壳开孔接管分析解的论文<sup>[15]</sup>获得 ASME 压力容器与管道部颁发的 1996 年度 J. of Pressure Vessel Technology 杂志的杰出论文奖。论文<sup>[23]</sup>表述了在支管力矩作用下圆柱壳开孔接管分析设计方法，获得该杂志 2005 年度杰出论文奖。在 2006 年第 11 届国际压力容器技术暨 ASME 压力容器与管道会议上，发表了在内压与 6 种支管外载作用下圆柱壳开孔接管分析设计方法的论文<sup>[25]</sup>，获得会议杰出论文奖。作为压力容器设计最基本的内容，在本规范 6.6 节中，仅反映了该项研究成果中关于内压作用下圆柱壳开孔接管分析设计方法的部分；关于圆柱壳开孔接管受各种外载与内压共同作用下统一的应力分析与设计方法，由于篇幅所限，今后将专册出版。

为与已往作者所发表的理论文章一致，在本文以下的叙述中，改用以下符号代替 GB 150—2011 第 6.6 节中的一些符号，见表 SY6-1：

表 SY6-1 本文理论基础部分与国标 GB 150—2011 中的不同符号对照表

符 号 名 称	GB 150—2011 中符号	理论文章中符号
圆筒有效厚度	$\delta_e$	$T$
接管有效厚度	$\delta_{et}$	$t$
圆筒计算厚度	$\delta$	$T_0$
接管计算厚度	$\delta_i$	$t_0$
开孔率	$\rho = d/D$	$\rho_0$
圆柱坐标系中的无量纲矢径坐标	无	$\rho$

## 二、圆柱壳开孔接管理论解的力学基础

在力学理论基础方面，GB 150.3—2011 版 6.6 节与前人的研究成果相比，有以下几方面的突破：

(1) 本研究基于 Morley 方程<sup>[29,30]</sup>，对于开孔圆柱壳、基于由黄克智等加以修正的 Morley 方程<sup>[31]</sup>，使圆柱壳开孔接管的解适用于大开孔并将精度由扁壳方程的精度

$O[(T/R)^{1/2}]$ 量级提高至薄壳理论的精度  $O(T/R)$ 量级;

(2) 导出并应用两正交相贯圆柱壳交贯线处精确的连续条件, 而前人由简化导致  $O(\rho_0^2)$ 甚至  $O(\rho_0)$ 量级的误差。当开孔率超过 0.5 时, 该误差将造成结果完全不正确;

(3) 克服了由于复杂的精确方程和精确连续条件导致的一系列数学困难; 得到了在内压与外载作用下圆柱壳开孔接管的薄壳理论解; 一系列国际上已发表的实验结果和三维有限元解证明了该理论解的可靠性;

(4) 所得到的是圆柱壳开孔接管在内压和所有外载分量作用下统一的理论解, 适用范围扩大至  $\rho_0 \leq 0.9$  且  $\lambda = d/(DT)^{1/2} \leq 12$ 。

### (一) 力学模型与坐标系

图 SY6-5 所示带有支管的圆柱壳, 受到内压  $p$  作用。(此外还可能受到支管传递的管系载荷作用, 支管载荷向两正交圆柱壳交贯线处的支管中心  $z=R$  处简化, 可包含 3 个力的分量: 纵向剪力  $P_{xb}$ 、横向剪力  $P_{yb}$ 、轴拉力  $P_{zb}$  与 3 个力矩分量: 面外弯矩  $M_{xb}$ 、面内弯矩  $M_{yb}$ 、扭矩  $M_{zb}$ , 由于不属于国标 GB 150 的设计范围, 本文对于支管外载作用下的应力分析问题不进行讨论。) 为得到问题的准确描述, 在分析中建立了三个空间中的 5 套坐标系, 它们是: 主壳中面(二维空间)的 2 套高斯坐标系: 主坐标系  $(\xi, \varphi)$  与极坐标系  $(\alpha, \beta)$ ; 支管中面(二维空间)的 1 套主坐标系  $(\theta, \zeta)$ ; 三维空间的直角坐标系  $(x, y, z)$  与圆柱坐标系  $(\rho, \theta, z)$ 。这里, 所有与长度有关的坐标都加以无量纲化, 即: 将它们的长度除以圆柱壳的中面半径  $R$  或  $r$ , 例如,  $\xi = x/R$ 。分析采用的力学模型及坐标系见图 SY6-5, 此处假设主壳与支管都足够长, 致使其端部都可视为薄膜应力状态。

### (二) 具有薄壳理论精度的 Morley 方程、修正的 Morley 方程及其解

Simmonds<sup>[30]</sup>从 Budiansky-Sanders 方程<sup>[32]</sup>出发, 导出复位移—应力函数形式的 Morley 方程, 该方程具有薄壳理论的精度(精度量级为  $O(T/R)$ ); 本课题以此方程代替前人所采用的扁壳方程。这是基于对圆柱壳中应力状态变化规律的以下基本认识: 开孔圆柱壳的孔边界上  $\theta=90^\circ$  与  $\theta=270^\circ$  处的切线与圆柱壳的母线(渐近线)重合, 根据薄壳的渐近分析理论<sup>[33,34,35]</sup>, 圆柱壳开孔处的应力状态变化规律应属于广义边界效应, 即满足

$$(\cdot)' \sim \sqrt{\frac{R}{T}}(\cdot), (\cdot)^{\cdot} \sim \left(\frac{R}{T}\right)^{1/4}(\cdot) \quad \cdots \cdots \text{SY[6-6 a)、b)]}$$

式中及下文中,  $(\cdot)' = \partial(\cdot)/\partial\xi$  (或  $(\cdot)' = \partial(\cdot)/\partial\zeta$ ),  $(\cdot)^{\cdot} = \partial(\cdot)/\partial\varphi$  (或  $(\cdot)^{\cdot} = \partial(\cdot)/\partial\theta$ ); 括号内是

圆柱壳中的某一物理量, 如位移, 内力素, 应力函数等。SY[6-6 a)、b)]两式说明圆柱壳中应力状态沿  $\xi$  与  $\varphi$  两个方向的变化指数不同, 分别为  $1/2$  与  $1/4$ ; 而扁壳理论假设沿  $\xi$  与  $\varphi$  两个方向的变化指数都是  $1/2$ 。此外, 根据渐近理论对解的量级分析可知: 圆柱壳中的两个面内位移分量  $u_\xi$ ,  $u_\varphi$  与法向位移分量  $u_n$  之间以及另两个应力函数  $\phi_1$ ,  $\phi_2$  与 Airy 应力函数  $\phi$  之间分别满足:

$$u_\varphi \sim u_\xi \sim \sqrt{\frac{T}{R}}u_n, \quad \phi_1 \sim \phi_2 \sim \sqrt{\frac{T}{R}}\phi, \quad \cdots \cdots \text{SY[6-7 a)、b)]}$$

与扁壳方程不同, Morley<sup>[29]</sup>和 Simmonds<sup>[30]</sup>在推导圆柱壳方程时, 采用精确的几何关系如下:

$$R^2 \kappa_\xi = u_n'', \quad R^2 \kappa_\varphi = \ddot{u}_n - \dot{u}_\varphi \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-8 \text{ a) }、\text{ b) }]$$

$$R^2 \tilde{\tau} = R^2 \left( \tau + \frac{\omega}{4R} \right) = \dot{u}_n' - \frac{3}{4} u_\varphi' + \frac{1}{4} \dot{u}_\xi \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-8 \text{ c) }]$$

$$R \varepsilon_\varphi = u_n + \dot{u}_\varphi, \quad R \varepsilon_\xi = u_\xi', \quad R \omega = u_\varphi' + \dot{u}_\xi \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-8 \text{ d) }、\text{ e) }、\text{ f) }]$$

本文的表达式中不带下划线的项为主要项, 带下划线的项为量级较小的项, 它们与主要项相比的量级为  $O((T/R)^{1/2})$  或者更小, 在推导扁壳方程时, 它们都被略去, 因而其精度量级为  $O((T/R)^{1/2})$ 。复位移—应力函数形式的 Morley 方程<sup>[30]</sup>如下

$$\left[ \nabla^4 + \underline{\nabla^2} - 4\mu^2 i \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} \right] \chi = P(p_\xi, p_\varphi, p) \quad \cdots \cdots \text{SY (6-9)}$$

式中右端项为圆柱壳所受面载荷  $p_\xi$ ,  $p_\varphi$  与法向压力  $p$  的函数, 对于只受内压工况,  $p_\xi = p_\varphi = 0$ 。带下划线的项是扁壳方程所略去的。左端项  $\nabla^2$  为拉普拉斯偏微分算子;  $\chi$  为复位移—应力函数, 其实部为法向位移  $u_n$ , 虚部为 Airy 应力函数  $\phi$ :

$$\chi = u_n + i \frac{4\mu^2}{ETR} \phi \quad \cdots \cdots \text{SY (6-10)}$$

$$4\mu^2 = \sqrt{12(1-\nu^2)} \frac{R}{T} \quad \text{或对于支管 } 4(\mu^{(i)})^2 = \sqrt{12(1-\nu^2)} \frac{r}{t} \quad \cdots \cdots \text{SY (6-11)}$$

对于支管, 式 SY (6-9) 中的坐标系应当将  $(\xi, \varphi)$  替换为  $(\zeta, \theta)$ , 本文中以上标  $(i)$  表示支管的表达式。式 SY (6-9) 的解可分解为式 SY (6-9) 的一个特解与式 SY (6-9) 对应的齐次方程的齐次解, 其中特解满足与外载荷相平衡但不满足边界条件, 齐次解中包含待定常数, 与特解共同构成式 SY (6-9) 的通解, 待定常数由边界条件确定。

对于作为闭合圆柱壳的支管, 课题组导出式 SY (6-9) 对应的齐次方程在其主坐标系  $(\theta, \zeta)$  中的通解, 可统一表示为

$$\chi^{(i)} = \sum_{k=e(4, N)}^{\infty} \psi_k(\zeta) G_N^{(i)}(m\theta), \quad m=2k+e(2, N) \quad \cdots \cdots \text{SY (6-12)}$$

式中

$$\psi_k = (D_{k1} + iD_{k2}) e^{-(a_{k1} + ib_{k1})\zeta} + (D_{k3} + iD_{k4}) e^{-(a_{k2} + ib_{k2})\zeta} \quad \cdots \cdots \text{SY (6-13)}$$

其中  $D_{ki}$  ( $i=1,2,3,4$ ) 是由支管与主壳交贯线处连续条件决定的待定常数 (支管足够长可假设为半无限长);  $e(j, N)$  ( $j=1,2,3,4$ ) 为 0, 1, -1 等由情况编号  $N$  决定的整型数;  $G_N^{(i)}$  ( $i=1,2,3,4$ ) 表示三角函数, 其自变量由所表述的问题决定, 见文[22,24]。这里, 情况编号  $N$  描述了不同的载荷工况 (包括各种外载荷工况), 对于内压工况,  $N=1$ , 由 SY (6-12)、SY (6-13) 两式可得到:

$$\chi^{(i)} = \sum_{k=0}^{\infty} \left[ (D_{k1} + iD_{k2}) e^{-(a_{k1} + ib_{k1})\zeta} + (D_{k3} + iD_{k4}) e^{-(a_{k2} + ib_{k2})\zeta} \right] \cos 2k\theta \quad \cdots \cdots \text{SY (6-14)}$$



其中  $D_{kl}$  ( $l=1,2,3,4$ ) 为待定实常数,  $a_{k1}$ ,  $a_{k2}$ ,  $b_{k1}$  和  $b_{k2}$  为与  $\mu^{(t)}$  有关的参数, 见文献<sup>[24]</sup>。

$$u_n = \operatorname{Re} \chi^{(t)} = \sum_{k=0}^{\infty} \sum_{l=1}^4 D_{kl} g_{kl}(\zeta) \cos 2k\theta \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-15 \text{ a})]$$

$$\phi = \frac{Etr}{4\mu^2} \operatorname{Im} \chi^{(t)} = \frac{Etr}{4\mu^2} \sum_{k=0}^{\infty} \sum_{l=1}^4 D_{kl} \bar{g}_{kl}(\zeta) \cos 2k\theta \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-15 \text{ b})]$$

其中  $g_{kl}$ ,  $\bar{g}_{kl}$  ( $l=1,2,3,4$ ) 为指数函数与三角函数之积, 具体表达式见文献<sup>[24]</sup>。

课题组通过进一步改善各内力素与已求得的  $u_n$ ,  $\phi$  之间的表达式的精度<sup>[17,26,27]</sup>, 以达到改善解的精度、扩大适用范围的目的。

$$T_{\xi} = \frac{1}{R^2} \left\{ \ddot{\phi} + \phi + \frac{D}{R} \left[ u_n'' + \nu(\ddot{u}_n + u_n) \right] \right\} \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-16 \text{ a})]$$

$$T_{\varphi} = \frac{1}{R^2} \phi'' \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-16 \text{ b})]$$

$$S = \int (S' d\xi + \dot{S} d\varphi) \approx -\frac{\dot{\phi}'}{R^2} \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-16 \text{ c})]$$

$$M_{\xi} = \frac{D}{R^2} \left\{ u_n'' + \nu \ddot{u}_n + \nu u_n + \frac{1-\nu}{ETR} \left[ \phi'' - \nu(\ddot{\phi} + \phi) \right] \right\} \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-17 \text{ a})]$$

$$M_{\varphi} = \frac{D}{R^2} \left[ \ddot{u}_n + \nu u_n'' + u_n - \frac{1-\nu}{ETR} (\ddot{\phi} - \nu \phi'' + \phi) \right] \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-17 \text{ b})]$$

$$H = \int (H' d\xi + \dot{H} d\varphi) \approx (1-\nu) \frac{D}{R^2} \dot{u}_n' \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-17 \text{ c})]$$

上述各式中主要项为前人及作者前期的文章[11-15,18-23]中采用的内力素表达式, 带下划线的项为修正项。对于面内拉力  $T_{\xi}$ , 修正项与主要项之比达到了  $O((T/R)^{1/2})$  量级, 对于弯矩  $M_{\varphi}$ , 修正项的影响也较大。

对于具有开孔的主壳, 本课题选择在主壳展开面的极坐标系  $(\alpha, \beta)$  中求其齐次解。Morley 方程式 SY (6-9) 对应的齐次方程无法分解因子, 在极坐标系中很难求解。黄克智及其研究生张丕辛<sup>[31]</sup>在式 SY (6-9) 左端的算子中加入一个与主项相比量级为  $O(T/R)$  的小项  $\chi/4$ , 在不降低方程精度的前提下, 将 Morley 方程 (其齐次方程) 修正为

$$(\nabla^4 + \nabla^2 + \frac{1}{4} - 4\mu^2 i \frac{\partial^2}{\partial \xi^2}) \chi = (\nabla^2 + \frac{1}{2} + 2\mu\sqrt{i} \frac{\partial}{\partial \xi})(\nabla^2 + \frac{1}{2} - 2\mu\sqrt{i} \frac{\partial}{\partial \xi}) \chi = 0 \quad \cdots \cdots \text{SY (6-18)}$$

从而使方程得以在极坐标系中求解。对于各种载荷工况, 课题组导出上述修正的 Morley 方程的通解为

$$\chi = \sum_{k=e(4,N)}^{\infty} \sum_{n=e(1,N)}^{\infty} C_n F_{kn}(\alpha) G_N^{(1)}(m\beta) \quad \cdots \cdots \text{SY (6-19)}$$

上式中  $C_n = C_{n1} + i C_{n2}$ , 为由孔边界条件确定的复常数

$$F_{kn} = (-1)^k (1 - \frac{1}{2} \delta_{m0}) \left[ J_{m-n}(\sqrt{-i}\mu\alpha) + e(3,N) J_{-m-n}(\sqrt{-i}\mu\alpha) \right] H_n^{(2)}(\eta\alpha) \quad \cdots \cdots \text{SY (6-20)}$$

上式中  $\eta = \sqrt{1 - i\mu^2}$ ,  $\delta_{mn} = \begin{cases} 0, & m \neq n \\ 1, & m = n \end{cases}$ 。对于只有内压作用的工况, 式 SY (6-19) 成为:

$$\chi = \sum_{k=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} C_n F_{kn}(\alpha) \cos 2k\beta \quad \cdots \cdots \cdots \text{SY (6-21)}$$

$$u_n(\alpha, \beta) = \operatorname{Re} \chi = \operatorname{Re} \sum_{k=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} C_n F_{kn}(\alpha) \cos 2k\beta \quad \cdots \cdots \cdots \text{SY (6-22)}$$

$$\phi(\alpha, \beta) = \frac{ETR}{4\mu^2} \operatorname{Im} \chi = \frac{ETR}{4\mu^2} \operatorname{Im} \sum_{k=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} C_n F_{kn}(\alpha) \cos 2k\beta \quad \cdots \cdots \cdots \text{SY (6-23)}$$

当两正交相贯圆柱壳只承受内压  $p$  时, 方程 SY (6-9) 的特解取其薄膜理论解便可。

即:

$$\text{支管中: } \hat{T}_{\zeta}^{(i)} = pr/2, \quad \hat{T}_{\theta}^{(i)} = pr, \quad \hat{u}_{\zeta}^{(i)} = (1-2\nu)pr^2/2Et, \quad \hat{u}_{\rho}^{(i)} = (2-\nu)pr^2/2Et \quad \cdots \cdots \text{SY (6-24)}$$

$$\text{主壳中: } \hat{T}_{\alpha} = pR(3-\cos 2\beta)/4, \quad \hat{T}_{\beta} = pR(3+\cos 2\beta)/4, \quad \hat{T}_{\alpha\beta} = pR \sin 2\beta/4 \quad \cdots \cdots \text{SY (6-25)}$$

$$\hat{u}_{\rho} = [3\rho(1-\nu) - \rho(1+\nu)\cos 2\theta]pR^2/4ET, \quad \hat{u}_{\theta} = pR^2\rho(1+\nu)\sin 2\theta/4ET \quad \cdots \cdots \text{SY[6-26 a)、b)]}$$

$$\hat{u}_z = pR^2(2-\nu)\sqrt{1-\rho^2\sin^2\theta}/2ET \quad \cdots \cdots \text{SY[6-26 c)]}$$

### (三) 大开孔圆柱壳与支管交贯线处的连续条件

两正交相贯圆柱壳的交贯线  $\Gamma$  是一条复杂的空间曲线, 大开孔时, 在主壳展开面上不能简化为圆, 支管端部也不平齐, 它们在主壳与支管展开面上的形状如图 SY6-7 a)、b) 示。

为精确表达交贯线处主壳与支管中广义力与广义位移的连续条件, 我们的基本思想是: 建立如图 SY6-5 所示的三个空间 (主壳中面与支管中面分别为两个二维空间, 它们相交于三维空间中的曲线  $\Gamma$  上) 中的五个坐标系, 用张量分析<sup>[36]</sup>方法导出主壳与支管高斯坐标系的正交标准化基矢量与三维空间基矢量之间的坐标转换关系, 见 Xue et al<sup>[11]</sup>。

导出交贯线  $\Gamma$  在主壳的高斯坐标系中的坐标  $(\xi_r, \varphi_r)$  以及  $(\alpha_r, \beta_r)$  通过三维空间圆柱坐标的表达式, 它们分别为

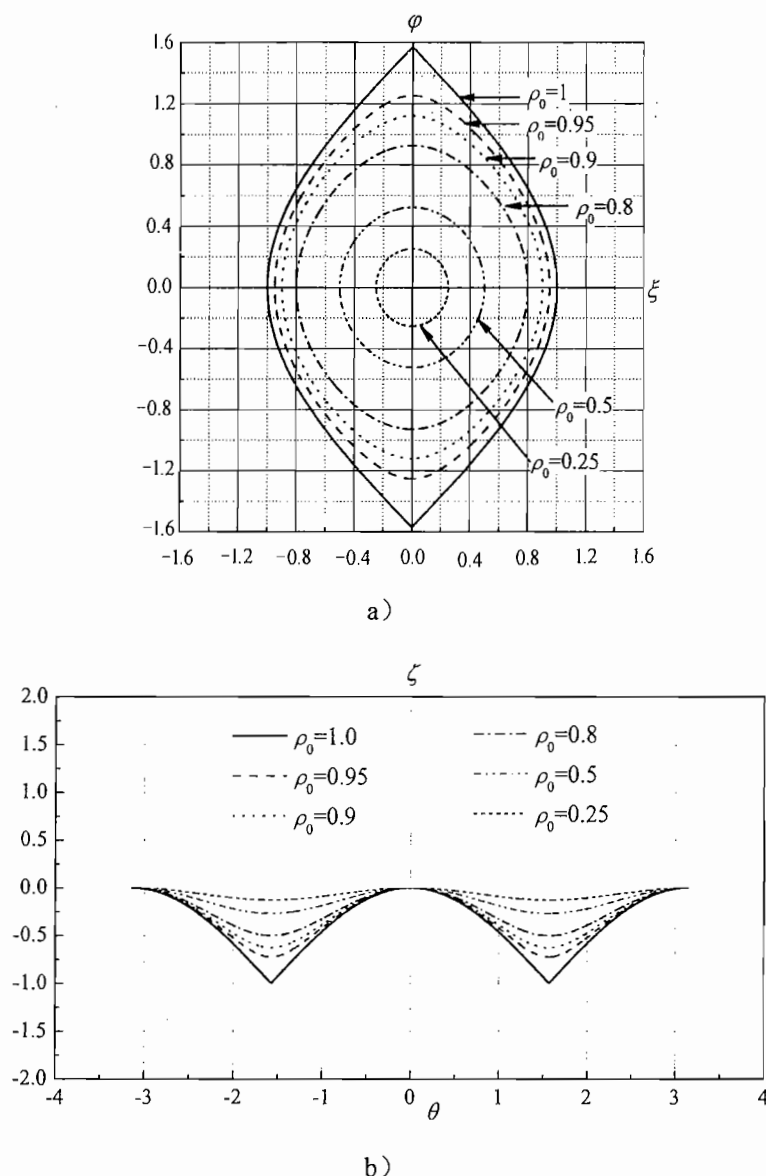
$$\xi_r = \rho_0 \cos \theta, \quad \varphi_r = \sin^{-1}(\rho_0 \sin \theta) \quad \cdots \cdots \text{SY[6-27 a)、b)]}$$

$$\alpha_r = [\rho_0^2 \cos^2 \theta + (\sin^{-1}(\rho_0 \sin \theta))^2]^{1/2} = \rho_0 + \frac{1}{6}\rho_0^3 \sin^4 \theta + O(\rho_0^5) \quad \cdots \cdots \text{SY[6-28 a)]}$$

$$\beta_r = \sin^{-1}[\sin^{-1}(\rho_0 \sin \theta)/\alpha_r] = \theta + \frac{1}{6}\rho_0^2 \sin^3 \theta \cos \theta + O(\rho_0^4) \quad \cdots \cdots \text{SY[6-28 b)]}$$

交贯线  $\Gamma$  在支管的高斯坐标系中的表达式为

$$\zeta_r = (1 - \rho_0^2 \sin^2 \theta)^{1/2} / \rho_0 = \frac{1}{\rho_0} \left[ 1 - \frac{1}{2}\rho_0^2 \sin^2 \theta + O(\rho_0^4) \right] \quad \cdots \cdots \text{SY (6-29)}$$

图 SY6-7 不同开孔率下交贯线  $l$  在支管展开面上的形状

本研究采用 SY (6-28)、式 SY (6-29) 诸式中第一个等式, 即不做任何简化的精确表达式。而式 SY (6-28)、式 SY (6-29) 右端的最后一个渐近展开式显示, 若将交贯线简化为主壳展开面上的圆、支管平齐端, 所引起的误差是  $\rho_0^2$  的数量级。式 SY (6-27) ~ 式 SY (6-29) 式显示, 交贯线在主壳与支管中的高斯坐标最终都可表示为带有参数  $\rho_0$  的  $\theta$  的周期函数。

将由二、(二) 节的主壳与支管圆柱壳方程的齐次解与特解对应的广义内力素与广义位移[对于支管, 它们是  $(\theta, \zeta)$  的函数; 对于主壳, 齐次解是  $(\alpha, \beta)$  的函数], 在交贯线上取值, 由式 SY (6-27) ~ 式 SY (6-29) 可知, 它们也都可以表示为带有参数  $\rho_0$  的  $\theta$  的周期函数。由文[34]所给出的公式, 还可进一步求得边界  $l$  上主壳与支管的广义边界力[对于主壳有等效切面内拉力  $T_v$ 、等效切力  $S_v$ 、等效横剪力  $Q_v$  与弯矩  $M_v$ , 对于支管则分别加以上标  $(t)$  ], 它们的正方向如图 SY6-8 所示, 注意到它们均沿交贯线不断变化方向。

进一步由交贯线  $l$  的表达式 SY (6-27) ~ 式 SY (6-29) 和主壳高斯坐标系中的正交标

准化基矢量 $(i_\zeta, i_\varphi, i_n)$ 、 $(i_\alpha, i_\beta, i_n)$ 与总体坐标系 $(\rho, \theta, z)$ 的基矢量 $(i_\rho, i_\theta, i_z)$ 之间的转换关系, 导出交贯线上主壳边界基矢量 $(i_v, i_t, i_n)$ 、支管边界矢量 $(i_v^{(t)}, i_t^{(t)}, i_n^{(t)})$ 与三维空间圆柱坐标系基矢量 $(i_\rho, i_\theta, i_z)$ 之间的转换关系; 其中 $i_t = -i_t^{(t)}$ 是 $\Gamma$ 的切向单位矢量,  $i_n = i_\zeta \times i_\varphi$ 和 $i_n^{(t)} = i_\rho$ 是二者的法向基矢量, 而 $i_v$ 与 $i_v^{(t)}$ 则是二者的密切面内的法向矢量。以主壳为例:

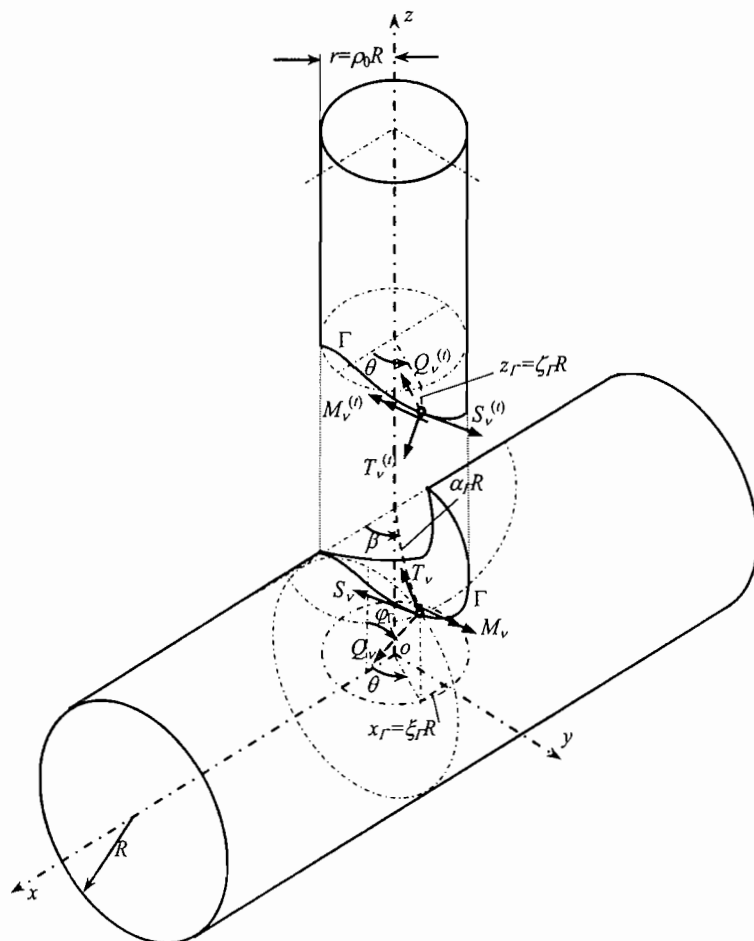


图 SY6-8 主壳与支管在交贯线 $\Gamma$ 处的边界广义力正方向规定

$$\begin{Bmatrix} i_v \\ i_t \\ i_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sqrt{1-\rho_0^2 \sin^4 \theta} & \frac{\sin^2 \varphi_\Gamma \sin \theta \cos \theta}{\sqrt{1-\rho_0^2 \sin^4 \theta}} & \frac{\sin \theta \sin \varphi_\Gamma \cos \varphi_\Gamma}{\sqrt{1-\rho_0^2 \sin^4 \theta}} \\ 0 & \frac{-\cos \varphi_\Gamma}{\sqrt{1-\rho_0^2 \sin^4 \theta}} & \frac{\sin \varphi_\Gamma \cos \theta}{\sqrt{1-\rho_0^2 \sin^4 \theta}} \\ \sin \theta \sin \varphi_\Gamma & \sin \varphi_\Gamma \cos \theta & \cos \varphi_\Gamma \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} i_\rho \\ i_\theta \\ i_z \end{Bmatrix} \dots\dots\dots \text{SY (6-30)}$$

上式中 $\varphi_\Gamma$ 由式 SY[6-27 b) ]代入。对上式以开孔率 $\rho_0$ 为小参数进行渐近展开, 可以发现前人对于交贯线处联结内力与位移方向的简化所造成的误差分别为 $O(\rho_0)$  (对于文[1])或 $O(\rho_0^2)$  (对于文[2])的量级。前人对于连续条件的这些简化使他们的解在开孔率超过

0.3（对于文[1]）或 0.5（对于文[2]）时导致不正确的结果。

式 SY（6-30）同样显示这些基矢量的转换关系也是带有参数  $\rho_0$  的  $\theta$  的周期函数。得到这些转换关系后，我们就可以将主壳与支管的边界力矢量都重新在三维空间圆柱坐标系中分解：

$$F(\rho_0, \theta) = T_v i_v + S_v i_t - Q_v i_n = F_\rho i_\rho + F_\theta i_\theta + F_z i_z \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-31 a)]$$

$$F^{(i)}(\rho_0, \theta) = T_v^{(i)} i_v^{(i)} + S_v^{(i)} i_t^{(i)} - Q_v^{(i)} i_n^{(i)} = F_\rho^{(i)} i_\rho + F_\theta^{(i)} i_\theta + F_z^{(i)} i_z \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-31 b)]$$

主壳与支管之间的联结力与力矩是一对作用与反作用，应当满足连续条件：

$$F_\rho = -F_\rho^{(i)}, F_\theta = F_\theta^{(i)}, F_z = -F_z^{(i)}, M_v = M_v^{(i)} \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-32 a)、b)、c)、d)]$$

同样，主壳与支管在交贯线上的位移矢量  $u$  和  $u^{(i)}$  与转角  $\gamma_v$  和  $\gamma_v^{(i)}$  之间也应满足连续条件，从而：

$$u_\rho = u_\rho^{(i)}, u_\theta = u_\theta^{(i)}, u_z = u_z^{(i)}, \gamma_v = -\gamma_v^{(i)} \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-33 a)、b)、c)、d)]$$

显然，连续条件式 SY（6-32）、式 SY（6-33）的左右两端都是带有参数  $\rho_0$  的  $\theta$  的周期函数。注意到它们分别是由特解与齐次解（对于主壳，包含待定的复常数  $C_n = C_{n1} + iC_{n2}$  [记作实常数  $C_{ni}$  ( $i=1,2$ )] 对于支管，包含待定的实常数  $D_{kl}$ ）叠加而成，故式 SY（6-32）、式 SY（6-33）进一步写作：

$$\tilde{F}_\rho[C_{ni}, \alpha_r(\rho_0, \theta), \beta_r(\rho_0, \theta)] + \tilde{F}_\rho^{(i)}[D_{kl}, \rho_r(\rho_0, \theta), \theta] = -\hat{F}_\rho[\xi_r(\rho_0, \theta), \varphi_r(\rho_0, \theta)] - \hat{F}_\rho^{(i)}(\rho_0, \theta) \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-34 a)]$$

$$\tilde{F}_\theta[C_{ni}, \alpha_r(\rho_0, \theta), \beta_r(\rho_0, \theta)] + \tilde{F}_\theta^{(i)}[D_{kl}, \rho_r(\rho_0, \theta), \theta] = -\hat{F}_\theta[\xi_r(\rho_0, \theta), \varphi_r(\rho_0, \theta)] \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-34 b)]$$

$$\tilde{F}_z[C_{ni}, \alpha_r(\rho_0, \theta), \beta_r(\rho_0, \theta)] + \tilde{F}_z^{(i)}[D_{kl}, \rho_r(\rho_0, \theta), \theta] = -\hat{F}_z[\xi_r(\rho_0, \theta), \varphi_r(\rho_0, \theta)] - \hat{F}_z^{(i)}(\rho_0, \theta) \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-34 c)]$$

$$\tilde{M}_v[C_{ni}, \alpha_r(\rho_0, \theta), \beta_r(\rho_0, \theta)] - \tilde{M}_v^{(i)}[D_{kl}, \rho_r(\rho_0, \theta), \theta] = 0 \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-34 d)]$$

$$\tilde{u}_\rho[C_{ni}, \alpha_r(\rho_0, \theta), \beta_r(\rho_0, \theta)] - \tilde{u}_\rho^{(i)}[D_{kl}, \rho_r(\rho_0, \theta), \theta] = -\hat{u}_\rho[\xi_r(\rho_0, \theta), \varphi_r(\rho_0, \theta)] + \hat{u}_\rho^{(i)}(\rho_0, \theta) \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-35 a)]$$

$$\tilde{u}_\theta[C_{ni}, \alpha_r(\rho_0, \theta), \beta_r(\rho_0, \theta)] - \tilde{u}_\theta^{(i)}[D_{kl}, \rho_r(\rho_0, \theta), \theta] = -\hat{u}_\theta[\xi_r(\rho_0, \theta), \varphi_r(\rho_0, \theta)] \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-35 b)]$$

$$\tilde{u}_z[C_{ni}, \alpha_r(\rho_0, \theta), \beta_r(\rho_0, \theta)] - \tilde{u}_z^{(i)}[D_{kl}, \rho_r(\rho_0, \theta), \theta] = -\hat{u}_z[\xi_r(\rho_0, \theta), \varphi_r(\rho_0, \theta)] + \hat{u}_z^{(i)}(\rho_0, \theta) \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-35 c)]$$

$$\tilde{\gamma}_v[C_{ni}, \alpha_r(\rho_0, \theta), \beta_r(\rho_0, \theta)] + \tilde{\gamma}_v^{(i)}[D_{kl}, \rho_r(\rho_0, \theta), \theta] = -\hat{\gamma}_v[\xi_r(\rho_0, \theta), \varphi_r(\rho_0, \theta)] \quad \cdots \cdots \text{SY}[6-35 d)]$$

上式中用上标“ $\sim$ ”表示齐次解，上标“ $\wedge$ ”表示已求得的特解。方程组的左端项包含未知的待定常数  $C_{ni}$  与  $D_{kl}$ 。

#### （四）求解方法

式 SY（6-34）、式 SY（6-35）的各项实际上是十分复杂的表达式，其中圆柱壳的各高斯坐标系中的广义力与广义位移分量可能是包含贝塞尔函数、汉克尔函数的级数[见式 SY（6-20）~式 SY（6-23）]，函数的自变量还可能是三角函数构成的超越函数[见式

SY (6-27) ~ 式 SY (6-29) ]；在坐标转换过程中又引入了复杂的坐标转换关系式，如式 SY (6-30) 即为其中一例，它们又包含三角函数构成的超越函数。如此复杂的方程带来了求解的困难。但我们发现这些方程有以下特点：

- (1) 每个方程左端的两项分别与未知量  $C_{ni}$ 、 $D_{kl}$  成线性关系，即本质上是线性方程组；
- (2)  $C_{ni}$  与  $D_{kl}$  的系数虽然复杂，但都是包含参数  $\rho_0$  的  $\theta$  的周期函数；方程的右端项也是包含参数  $\rho_0$  的  $\theta$  的周期函数。对于每个特定的问题，参数  $\rho_0$  是确定的。

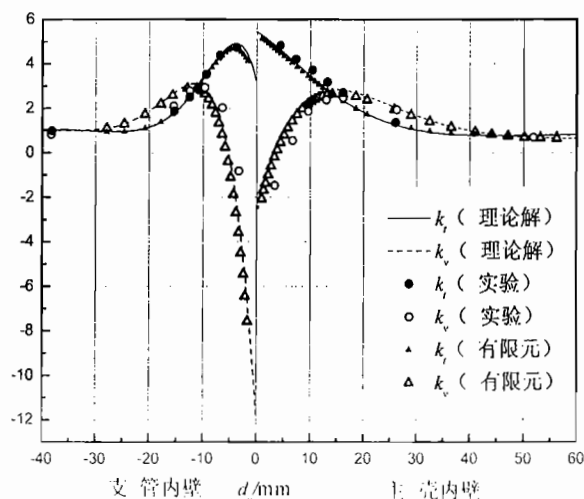
由于以上特征，我们可以将方程组式 SY (6-34)、式 SY (6-35) 的左右两端各项都按照  $m\theta$  ( $m=2k$ ) 进行傅立叶展开，并且截断至  $k=j=K$ ,  $n=2K$ ，成为求解有限个  $C_{ni}$  与  $D_{ji}$  的线代数方程组。在 Fourier 级数的各谐系数的积分式中，被积函数包含过于复杂的周期函数，无法解析积分，本文采用数值积分求解；由于当谐数较高时被积函数具有强烈振荡特性，根据文<sup>[37]</sup>的数值积分理论，本文采用 Filon 积分数值求解 Fourier 级数的各谐系数。

解得  $C_{ni}$  与  $D_{ji}$  后，由二、(二) 节就可以进一步分别求得开孔圆柱壳与接管中的应力场与位移场。

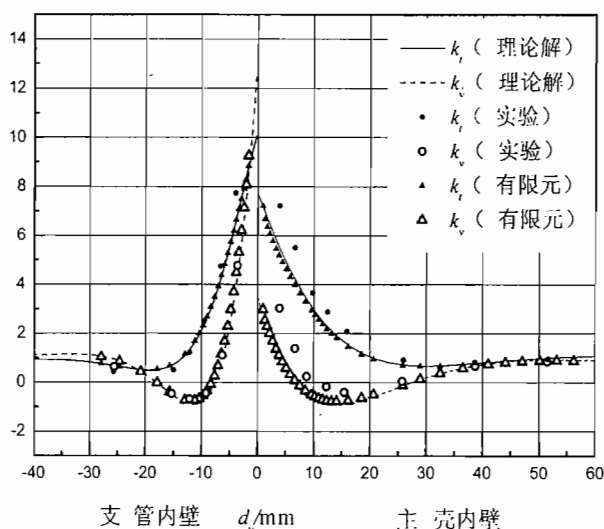
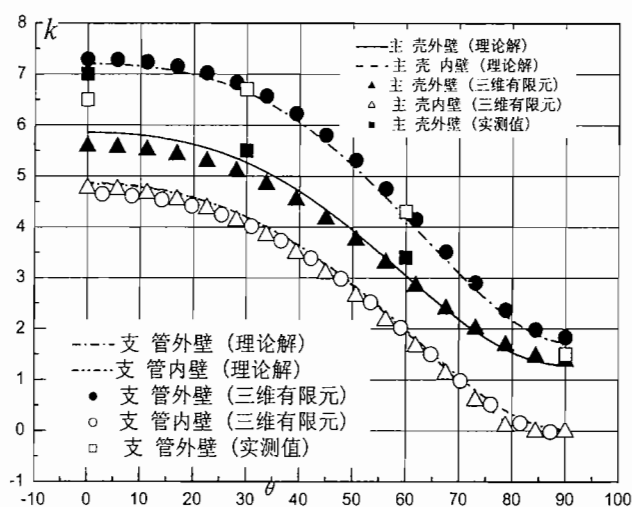
### 三、薄壳理论解可靠性与适用范围的验证，最大应力校核点的选择

#### (一) 与 ORNL 实验结果的比较

上世纪 70 年代，美国橡树岭国家实验室 (ORNL) 对四个精车 (焊缝被去除) 钢模型在 13 种载荷工况下逐一进行了电测实验应力分析，给出了详细的实验结果，被众多理论研究作为验证性数据广泛应用。我们对于内压、主壳受 3 种外力矩与 6 种支管外载荷作用下的 ORNL-1 模型 ( $d/D=t/T=0.5$ ,  $D/T=100$ )<sup>[38]</sup>，分别用清华理论解、三维有限元方法进行了应力分析，并与实验结果进行对比。证明对于所有各种载荷工况理论解与三维有限元解都能很好地符合，与实验结果也能较好地符合，充分证明了清华理论解的可靠性。见文[15,18-24]。对于内压作用工况下的比较见图 SY6-9。



a)  $\theta=0^\circ$  截面母线处内壁应力比较

b)  $\theta=0^\circ$ 截面母线处外壁应力比较

c) 绕交贯线最大主应力绝对值对比图

图 SY6-9 ORNL-1 模型内压  $p$  条件下实验结果与本文理论解及三维有限元计算结果的比较

## (二) 与前人内压作用下模型实验应力集中系数的比较

Decock<sup>[39,40]</sup>, Taylor<sup>[41]</sup>, Findlay<sup>[42]</sup>, Riley<sup>[43]</sup>, Mershon<sup>[44]</sup>和 Mokhtarian<sup>[45]</sup> 等人给出或评析了一系列圆柱壳开孔接管的实测应力集中系数值, 与本文理论解的对比见表 SY6-2, 显示二者能符合。实测值是与支管交贯的主壳内壁 $\theta=0^\circ$ 角点 A 处的最大应力[见图 SY6-10 a)], 而理论值是主壳内壁[见图 SY6-10 b)]O'点的最大薄膜加弯曲应力。表 SY6-2 中二者的差别主要由模型差别造成, 实测值包含了峰值应力成分。如模型 No.9-1, 由文[41]所给光弹性模型应力分布规律可见, 由于该模型接管壁厚远大于主壳壁厚, 在 A 点处有很高的峰值应力, 此应力沿支管厚度即迅速衰减。故在依据本文提出的设计方法中, 我们规定支管厚度不得超过主壳厚度的 2 倍。





表 SY6-2 (续)

No	文号	$r/R$	$D/T$	$t/T$	$\lambda$	实测	理论
5-1	[44]	0.501	13.4	0.5	1.834	3.80	3.93
5-2	[38]	0.500	100.0	0.50	5.00	5.4	5.3
5-3	[43]	0.500	240.0	0.98	7.582	4.0	3.7
5-4	[44]	0.524	62.8	1.00	4.153	3.15	2.98
5-5	[44]	0.524	84.4	0.890	4.814	3.86	3.38
5-6	[41]	0.566	13.06	1.38	2.045	2.68	2.57
5-7	[42]	0.550	21.00	1.82	2.520	2.70	2.09
5-8	[40]	0.566	31.4	1.52	3.172	2.61	2.26
6-1	[40]	0.650	19.0	0.37	2.833	5.08	5.40
6-2	[40]	0.646	31.4	1.64	3.620	2.68	2.38
6-3	[40]	0.622	70.0	2.17	5.204	2.49	2.49
7-1	[40]	0.716	13.22	0.504	2.603	5.30	4.85
7-2	[42]	0.760	10.30	1.50	2.439	3.50	3.10
7-3	[40]	0.707	31.4	2.20	3.962	2.16	2.10
7-4	[40]	0.748	31.4	3.20	4.191	1.70	1.68
7-5	[40]	0.730	15.20	1.10	2.846	3.44	3.47
7-6	[40]	0.773	15.20	1.60	3.014	3.10	2.91
7-7	[41]	0.715	13.23	0.486	2.600	5.30	5.28
7-8	[45]	0.781	16.0	1.833	3.124	2.60	2.16
8-1	[41]	0.800	13.01	0.804	2.886	4.10	3.90
8-2	[40]	0.817	31.4	1.66	4.578	3.06	2.67
8-3	[45]	0.812	16.0	1.333	3.248	3.10	2.74
8-4	[40]	0.829	61.4	2.105	6.496	2.96	2.43
8-5	[45]	0.844	16.0	0.833	3.376	4.10	3.89
8-6	[45]	0.854	16.0	0.667	3.380	4.60	4.59
8-7	[45]	0.873	16.0	0.373	3.492	6.40	6.78
8-8	[40]	0.897	31.4	1.680	5.026	3.15	2.60
9-1	[41]	0.908	13.00	2.203	3.272	2.73	1.93

### (三) 与三维有限元方法计算结果的比较

为验证本文理论解的适用范围,用三维有限元法对于不带焊缝的圆柱壳开孔接管模型进行了数值分析,计算采用 ANSYS 商业软件中三维 20 结点实体单元,在交贯线附近划分 6 层密集网格。图 SY6-11 给出了内压工况下,模型参数为:  $\rho_0=0.93$ ,  $D/T=166$  ( $\lambda=12$ ),  $t/T=1$  时,理论解和三维有限元计算结果的比较。显示当开孔参数达到  $\rho_0=0.93$ ,  $\lambda=12$  时,本文理论解与三维有限元解仍能很好相符。

以上各种参数的圆柱壳开孔接管受内压作用的应力分析与实验结果都显示:其中最大薄膜应力强度总是发生在主壳与支管轴线构成的  $xoz$  平面上,即图 SY6-5 所示  $\theta=0^\circ$  与  $\theta=180^\circ$  处;对于绝大多数情况,最大应力强度(或最大薄膜加弯曲应力强度)也发生在该处;设计采用的强度校核点应当取在该处。

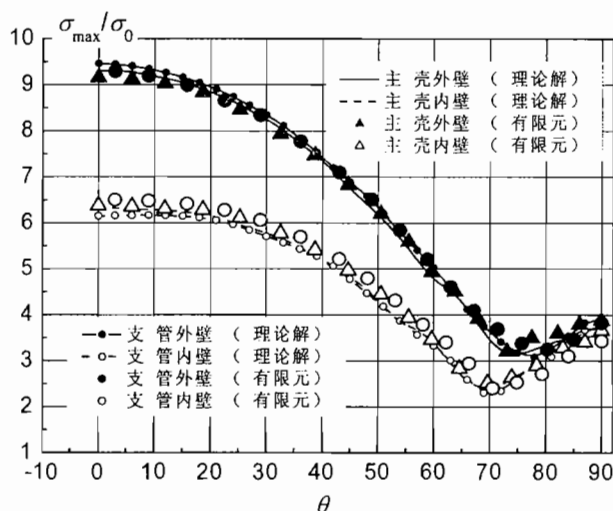


图 SY6-11 内压  $p$  作用下无量纲最大应力沿交贯线分布

### (四) 薄壳理论解取值点的确定

分析设计方法要求实际开孔接管结构具有全焊透的焊缝(图 SY6-12),焊缝金属对于开孔可起一定补强作用,减小交贯线附近的应力集中;与薄壳理论解的力学模型[图 SY6-10 b)]不完全一致。由于在交贯线附近应力集中具有迅速衰减的特征,将理论解应用于实际结构时,合理选择薄壳理论解的取值点是十分重要的。前人大量的实验、数值分析及作者的理论计算都说明,进行内压下圆柱壳开孔接管强度分析时最大应力的校核截面在  $\theta=0^\circ$  处。此前作者在制订钢制压力容器—分析设计标准附录 J<sup>[28]</sup>时,保守地选择理论解的取值点为壳体的中面交贯线  $O'-O''$  截面[见图 SY6-10 b)]处。其后,我们对于几十个带焊缝的圆柱壳开孔接管结构建立了三维有限元模型(图 SY6-13),进行计算。模型取文[28]规定的最小焊缝尺寸  $w_s=T/2$ ,  $w_h=t/2$ 。将  $\theta=0^\circ$  处 A-A'、B-B' 和 C-C' 三个截面处的三维有限元计算结果进行后处理,所得的无量纲局部薄膜应力强度  $k_m$  与最大

薄膜加弯曲应力强度  $k$  与薄壳模型[见图 SY6-10 b)]的 O'-O'' 截面、J-J' 截面和 B-B' 截面的理论解进行比较, 其部分结果见表 SY6-3 a)、b)。表 SY6-3 a) 与表 SY6-3 b) 显示:

- (1) 局部薄膜应力强度: 所有三个截面的薄壳理论解都不小于三维有限元解;
- (2) 最大薄膜加弯曲应力强度: O' 点的薄壳理论解都大于三维有限元解; 除少数  $t/T$  过小的模型外, 绝大多数模型 B' 点的薄壳理论解也不小于三维有限元解。

基于以上分析结果, 我们选择图 SY6-10 b) 中 B-B' 截面作为薄壳理论解的校核取值截面, 而对于那些 B' 点的薄壳理论解小于三维有限元解的模型所对应的参数( $r/R$ ,  $D/T$ ), 则选择较大一些的  $t/T$  值, 这种限制已经反映在 GB 150—2011 版 6.6 节所给曲线图的终点取值中。

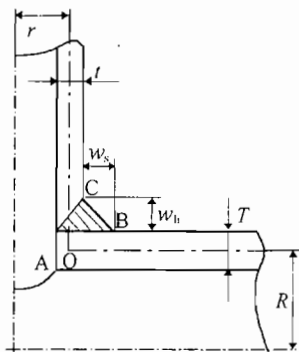


图 SY6-12 实际结构

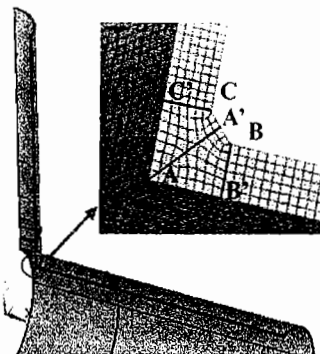


图 SY6-13 三维有限元力学模型

表 SY6-3 a) 圆柱壳开孔接管局部薄膜应力强度  $k_m$  理论解与数值解的比较

No.	$r/R$	$D/T$	$\lambda$	$t/T$	薄壳理论解			三维有限元解		
					O'-O''	J-J'	B-B'	B-B'	A-A'	C-C'
9-1	0.9	160	11.4	0.9	9.39	9.00	8.63	7.25	7.50	7.43
9-2	0.9	178	12	2.0	4.95	4.90	4.82	4.55	4.45	3.61
9-3	0.9	178	12	1.0	7.63	7.49	7.31	7.10	7.28	7.10
8-2	0.8	225	12	1	7.72	7.61	7.46	7.15	7.19	7.29
8-4	0.8	190	11.0	0.9	7.80	7.63	7.43	7.04	7.26	7.23
8-5	0.8	225	12	2.0	5.07	5.05	4.99	4.77	4.49	3.35
7-4	0.7	130	8	0.8	6.78	6.54	6.26	5.91	6.21	6.09
7-5	0.7	200	9.9	0.9	7.27	7.11	6.93	6.60	6.79	6.71
7-6	0.7	250	11.1	1.0	7.37	7.26	7.13	6.83	6.88	6.89
7-7	0.7	294	12.0	0.9	8.37	8.24	8.08	7.79	8.03	7.92
6-3	0.6	180	8	0.8	6.83	6.63	6.41	6.06	6.40	6.24
6-4	0.6	225	9	0.9	6.85	6.71	6.54	6.21	6.41	6.33
6-5	0.6	300	10.4	1.0	7.12	7.03	6.92	6.63	6.70	6.68
6-6	0.6	400	12.0	0.9	8.47	8.36	8.23	8.00	8.26	8.09
5-3	0.5	100	5	2	2.92	2.84	2.74	2.28	2.20	2.57
5-5	0.5	200	7.07	0.9	5.85	5.71	5.55	5.19	5.41	5.34
5-6	0.5	400	10	1.0	7.05	6.97	6.88	6.61	6.70	6.67
5-7	0.5	576	12	1.0	8.10	8.04	7.96	7.79	7.88	7.79
4-4	0.4	225	6.0	0.8	5.68	5.52	5.35	4.97	5.35	5.17
4-5	0.4	225	6.0	0.9	5.31	5.18	5.04	4.67	4.90	4.83
4-6	0.4	625	10	1.0	7.23	7.18	7.11	6.92	7.02	6.92
4-7	0.4	625	10	0.9	7.66	7.58	7.49	7.27	7.56	7.35
3-4	0.3	280	5.02	0.8	5.12	4.98	4.84	4.47	4.84	4.66
3-5	0.3	280	5.02	1.0	4.57	4.48	4.37	4.01	4.21	4.21
3-6	0.3	625	7.5	1.0	6.05	5.99	5.92	5.69	5.84	5.73
3-7	0.3	625	7.5	0.9	6.37	6.30	6.21	5.95	6.24	6.06
2-4	0.2	225	3.0	0.8	3.78	3.63	3.48	3.12	3.40	3.35
2-6	0.2	400	4.0	0.9	4.29	4.20	4.10	3.76	4.00	3.94
2-7	0.2	400	4.0	2	2.99	2.94	2.89	2.44	2.39	2.73
2-8	0.2	625	5.0	1.0	4.77	4.70	4.64	4.34	4.49	4.46
2-9	0.2	625	5.0	0.9	4.98	4.91	4.83	4.52	4.78	4.68
1-3	0.1	324	1.8	0.8	2.97	2.83	2.71	2.42	2.58	2.66

表 SY6-3 a) (续)

No.	$r/R$	$D/T$	$\lambda$	$t/T$	薄壳理论解			三维有限元解		
					O'-O''	J-J'	B-B'	B-B'	A-A'	C-C'
1-4	0.1	400	2.0	0.9	3.01	2.89	2.79	2.49	2.61	2.72
1-5	0.1	400	2.0	1.0	2.89	2.79	2.69	2.39	2.45	2.63
1-6	0.1	400	2.0	2.0	2.13	2.07	2.02	1.69	1.61	1.95
1-7	0.1	625	2.5	0.8	3.56	3.46	3.37	3.07	3.35	3.29
1-8	0.1	1600	4.0	1.0	4.44	4.40	4.35	4.12	4.25	4.28

表 SY6-3 b) 圆柱壳开孔接管一次加二次应力强度  $k$  理论解与数值解的比较

No	$r/R$	$D/T$	$\lambda$	$t/T$	薄壳理论解			三维有限元解		
					O'-O''	J-J'	B-B'	B-B'	A-A'	C-C'
9-1	0.9	160	11.4	0.9	16.69	14.81	13.11	10.90	9.82	11.64
9-2	0.9	178	12	2.0	9.30	8.52	7.77	7.36	5.30	3.78
9-3	0.9	178	12	1.0	13.27	12.99	11.77	11.28	9.52	10.62
8-2	0.8	225	12	1.0	13.48	13.35	12.25	12.30	12.09	9.61
8-4	0.8	190	11.0	0.9	13.96	12.69	11.49	11.03	9.54	11.73
8-5	0.8	225	12	2.0	9.85	9.12	8.43	7.79	5.34	3.54
7-4	0.7	130	7.98	0.8	11.17	9.85	8.63	8.63	10.47	8.03
7-5	0.7	200	9.90	0.9	12.97	11.81	10.72	10.64	11.53	8.86
7-6	0.7	250	11.1	1.0	13.89	12.84	11.82	11.68	11.39	9.07
7-7	0.7	294	12.0	0.9	15.35	13.26	13.20	13.07	13.16	10.39
6-3	0.6	180	8.05	0.8	11.44	10.30	9.22	9.21	11.16	8.17
6-4	0.6	225	9	0.9	12.21	11.18	10.19	10.17	10.91	8.35
6-5	0.6	300	10.4	1.0	13.47	12.53	11.63	11.53	11.13	8.81
6-6	0.6	400	12.0	0.9	15.73	14.77	13.83	13.63	13.86	10.62
5-3	0.5	100	5	2	4.33	3.76	3.25	3.46	2.36	3.17
5-5	0.5	200	7.07	0.9	10.21	9.26	8.37	8.42	8.82	7.07
5-6	0.5	400	10	1.0	13.42	12.61	11.83	11.79	11.29	8.76
5-7	0.5	576	12	1.0	15.83	15.05	14.29	13.12	13.64	10.24
4-4	0.4	225	6.0	0.8	9.44	8.56	7.74	7.81	9.21	6.80
4-5	0.4	225	6.0	0.9	9.19	8.36	7.59	7.63	7.96	6.40
4-6	0.4	625	10	1.0	13.94	13.27	12.62	12.5	11.99	9.13
4-7	0.4	625	10	0.9	13.25	13.55	12.86	12.83	13.65	9.70
3-4	0.3	280	5.02	0.8	8.48	7.75	7.06	7.13	8.27	6.13
3-5	0.3	280	5.02	1.0	8.04	7.39	6.77	6.86	6.39	5.59

表 SY6-3 b) (续)

No	$r/R$	$D/T$	$\lambda$	$t/T$	薄壳理论解			三维有限元解		
					O'-O''	J-J'	B-B'	B-B'	A-A'	C-C'
3-6	0.3	625	7.5	1.0	11.34	10.77	10.22	10.19	9.52	7.54
3-7	0.3	625	7.5	0.9	11.59	10.99	10.41	10.43	10.86	7.95
2-4	0.2	225	3.0	0.8	5.94	5.28	4.69	4.80	5.24	4.47
2-6	0.2	400	4.0	0.9	7.29	6.75	6.24	6.30	6.22	5.21
2-7	0.2	400	4.0	2	4.80	4.47	4.16	4.24	2.46	3.23
2-8	0.2	625	5.0	1.0	8.56	8.09	7.64	7.63	6.94	5.85
2-9	0.2	625	5.0	0.9	8.75	8.26	7.79	7.84	7.95	6.15
1-3	0.1	324	1.8	0.8	4.44	3.94	3.50	3.59	3.58	3.53
1-4	0.1	400	2.0	0.9	4.67	4.22	3.82	3.89	3.52	3.60
1-5	0.1	400	2.0	1.0	4.54	4.11	3.72	3.78	3.09	3.47
1-6	0.1	400	2.0	2.0	2.86	2.62	2.39	2.46	1.77	2.38
1-7	0.1	625	2.5	0.8	5.64	5.23	4.85	4.94	5.24	4.30
1-8	0.1	1600	4.0	1.0	7.89	7.60	7.31	7.35	6.53	5.47

#### 四、设计准则

上世纪六十年代美国 ASME 锅炉与压力容器规范 VIII-2 篇中提出：将弹性应力分析得到的名义应力进行分类，并且对于不同类的应力强度采用不同的设计准则，以后该准则被各国分析设计规范所沿用，在上个世纪对压力容器设计方法的进步起了较大的促进作用。该方法的基本出发点是：（1）结构的极限承载能力对于设计载荷应满足一定的安全裕度要求；（2）设计应使结构满足安定性要求。在当时的条件下，所提出的设计准则是基于简单梁的理论（个别情况是轴对称壳的理论）制定的。但实际的压力容器结构大多是复杂的板壳结构，简单地套用基于一维的梁理论的设计准则常常会出现问题。这一问题特别反映在一次局部薄膜应力强度、一次薄膜加一次弯曲应力强度的设计准则方面。对于圆柱壳开孔问题，孔边缘的应力状态是非常复杂的，局部薄膜应力不仅沿垂直于孔边缘的方向迅速衰减，沿着孔边缘也是变化的；图 SY6-14 a)、b) 给出受内压的闭合圆柱壳开孔（开孔率分别为 0.4 与 0.7， $D/T=40$ ）时孔边缘周向薄膜应力与周向总应力的分布规律<sup>[11]</sup>，充分说明了用简单的梁的理论无法描述如此复杂的问题。一个众所周知的事实是：即使受内压的圆柱壳上开一个很小的孔、孔的存在不会对于圆柱壳的塑性极限承载能力有影响，但此时孔边缘的局部薄膜应力已达到总体一次薄膜应力的 2.5 倍。所以，如果机械地将限制一次局部薄膜应力为 1.5 倍许用应力的准则照搬到圆柱壳开孔问题上，将导致十分保守的设计。又如，一次弯曲应力被限制在 1.5 倍许用应力的准则，是基于两端简支梁的塑性极限压力为 1.5 倍弹性极限压力而得到的；而就压力容器常用的圆板而言，塑性极限压力与弹性极限压力的比值，对于周边简支圆板为 1.86 倍，

对于周边固支圆板为 2.12 倍。

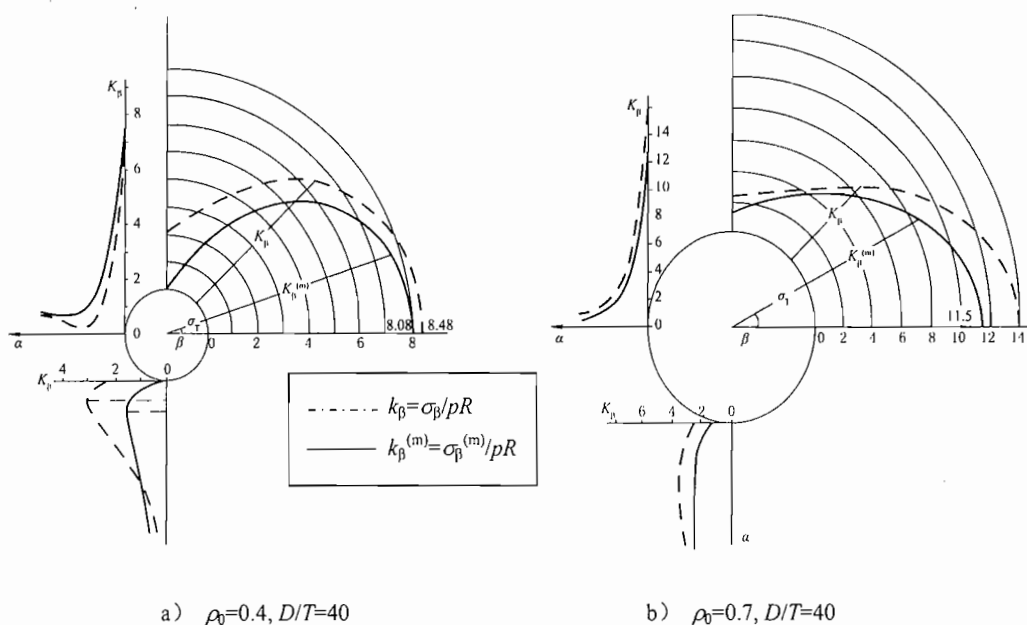


图 SY6-14 内压下闭合圆柱壳孔附近的无量纲周向薄膜应力  $k_\beta^{(m)}$  与周向最大应力  $k_\beta$  分布

事实上,早在 1966 年, Mershon<sup>[4]</sup>总结美国压力容器研究委员会(PVRC)关于开孔补强研究的成果时就指出,对于开孔补强设计,若采用局部薄膜应力强度小于  $1.5S_m$  的准则进行补强设计是不合理的,将导致非常保守的结果。他建议采用:开孔补强后结构的极限压力  $p_l=0.98p_s$  ( $p_s=n_s p$ ,  $p$ ——设计压力,  $n_s$ ——对材料屈服限的安全系数) 作为设计准则。据此原则,作者对几十个前人<sup>[46~52]</sup>给出实测极限压力  $p_l$  的圆柱壳开孔接管模型,计算了内压作用下局部薄膜应力强度的理论值<sup>[15]</sup>,见表 SY6-4。表中  $\sigma_\varphi^{(m)}, \sigma_\varphi$  分别为模型在将极限压力除以安全系数作为设计内压  $p=p_l/1.5$  作用时,  $\theta=0^\circ$  处周向薄膜应力 ( $\theta=0^\circ$  时,  $\sigma_\varphi^{(m)}$  等于最大薄膜应力强度) 与周向薄膜加弯曲应力分量。绝大部分模型的无量纲局部薄膜应力强度大于 2.2。基于上述分析,对于内压下圆柱壳开孔补强问题,一次总体加局部薄膜应力的设计准则如下:

$$k_m \frac{pR}{T} \leq 2.2[\sigma]^t \quad \dots\dots\dots \text{SY}[6-36 a)]$$

至于为满足结构安定性准则所要求的最大一次加二次应力强度的设计准则,对于焊缝经过光滑打磨并探伤的管接头,且接管不受任何外载荷的情况,本可采用  $3S_m$  作为其许用值。但考虑到本部分标准首次作为国标推出,为了留有一定的安全裕量,采用以下偏于保守的准则:

$$k \frac{pR}{T} \leq 2.6[\sigma]^t \quad \dots\dots\dots \text{SY}[6-36 b)]$$

需要指出的是,对于较薄的壳体,即

$D_0/T$  较大的情况,控制设计厚度的通常是安定性准则式 SY[6-36 b)] 图 SY6-15

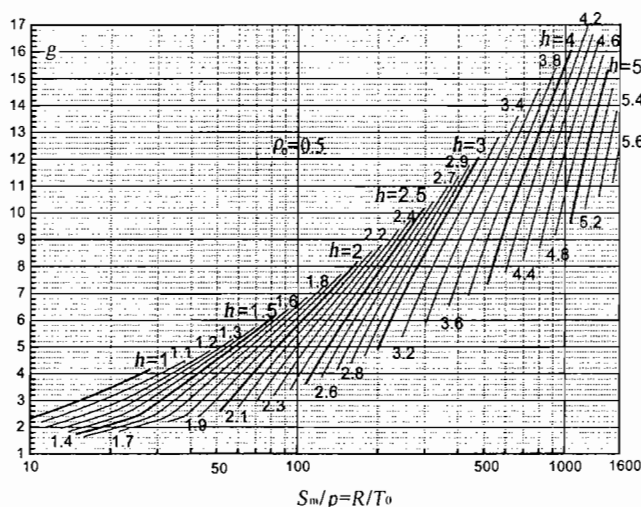
给出 6.6 节中开孔接管补强系数之一例, 其中

在  $R/T_0 \leq 40$  ( $D/T_0 \leq 80$ ),  $g < 2.5$  左右以下的线段是以式 SY[6-36 a)] 准则控制设计厚度的, 其余部分均以式 SY[6-36 b)] 准则控制设计厚度。二者结合部位有一个明显的拐点。

表 SY6-4 塑性极限压力实验模型对应的最大无量纲应力理论值

No.	Ref	$D/T$	$d/D$	$t/T$	$p/p_s$	$\sigma_{\varphi}^{(m)}/S_m$	$\sigma_{\varphi}/S_m$
P1-1	[46]	47.0	.135	0.33	1.00	2.64	2.71
P1-2	[46]	47.0	.160	0.50	1.02	2.50	2.56
P1-3	[46]	47.0	.156	0.67	1.02	2.19	2.20
P1-5	[47]	84.0	.190	0.67	.885	2.48	2.81
P1-7	[47]	100.5	.189	1.08	.999	2.38	2.75
P2-1	[46]	47.0	.216	0.50	1.03	2.94	3.15
P2-2	[46]	47.0	.213	0.67	.993	2.47	2.63
P2-4	[46]	47.0	.270	0.67	.993	2.80	3.06
P2-5	[46]	47.0	.262	1.0	.979	2.24	2.42
P2-6	[52]	27.8	.258	0.25	.681	2.37	2.40
P2-7	[52]	28.4	.258	0.25	.648	2.27	2.31
P3-1	[46]	47.0	.326	0.67	.979	3.08	3.43
P3-2	[46]	47.0	.319	1.0	1.03	2.60	2.90
P5-1	[48]	33	.513	0.75	.913	3.16	3.46
P5-3	[48]	33	.528	1.25	.918	2.34	2.61
P5-4	[51]	230	.529	0.98	.432	2.57	3.40
P6-1	[50]	34.5	.630	0.70	.780	3.25	3.58
P6-2	[49]	30.0	.600	0.60	.736	3.11	3.31
P6-3	[49]	31.0	.650	0.66	.669	2.83	3.05
P7-1	[52]	28.2	.706	0.66	.501	2.17	2.30
P7-2	[52]	27.9	.706	0.66	.544	2.35	2.49
P8-1	[52]	28.9	.826	0.77	.556	2.42	2.58
P8-2	[52]	27.6	.826	0.76	.581	2.51	2.66
P8-3	[50]	26.0	0.83	0.83	.610	2.42	2.54



图 SY6-15 GB 150—2011 的 6.6 中  $d/D=0.5$  时开孔接管补强系数

## 五、与其他设计方法的比较

美国 ASME 锅炉与压力容器规范 VIII 篇 1 分册 2007, 2010 版<sup>[53]</sup>在其正文部分 UG36 中采用等面积补强法, 其适用范围同我国国家标准 GB 150。即:

$D_i \leq 1500\text{mm}$  时,  $d/D \leq 1/2$  且  $d \leq 500\text{mm}$

$D_i > 1500\text{mm}$  时,  $d/D \leq 1/3$  且  $d \leq 1000\text{mm}$ , 见图 SY6-16, 区域①。

对于超出以上参数范围且开孔率不大于 0.7 的开孔接管结构, UG-36 (b) (1) 指出可以按规定性附录 1-7 或者附录 1-10 中给出的方法进行补强计算,

(1) 附录 1-7 的规定如下:

●附录 1-7 (a): 适用范围见图 SY6-16, 区域②、③。

等面积补强应满足[2/3 原则], 即是指 2/3 的所需补强面积位于特定的补强范围之内:

所需补强面积按 ASME VIII-I, UG-37 计算; 指定的补强范围按 ASME VIII-I, 附录 1-7 (a) 确定。

●附录 1-7 (b): 适用范围见图 SY6-16, 区域③。具体是:

筒体内直径  $D_i > 1500$ 、接管内直径  $d_i > 1000\text{mm}$  且  $d_i > 3.4(R_i T)^{1/2}$  时(即  $\lambda = d_i/(D_i T)^{1/2} > 2.4$ )

要求开孔补强应同时满足附录 1-7 (a) 和附录 1-7 (b) 关于校核弯曲应力  $\sigma_b$  的要求。

本附录 1-7 (b) 特别适用于  $D/T > 100$ , 接管法兰密封面与筒体外壁距离  $2.12\sqrt{d_i t} (= 3\sqrt{r_i t})$

(2) 附录 1-10 规定的适用范围见图 SY6-16, 区域②、③。提出了另一种计算方法, 该方法不校核孔附近的弯曲应力, 但是, 当  $D_i/T > 200$  且  $d > 1000\text{mm}$  时, 必须采用附录 1-7 (b) 的方法校核弯曲应力  $\sigma_b$ 。

注意: 在附录 1-7 (b) 中, 提出的是一种按照一维梁的理论近似计算  $0^\circ$  截面处平均弯曲应力  $\sigma_b$  的方法(假设圆柱壳开孔接管处局部区域的  $0^\circ$  截面作为受均匀弯矩的直

梁横截面), 并将其计算得到的应力归类为一次弯曲应力, 要求与近似的平均薄膜应力  $\sigma_m$  叠加之后不大于  $1.5[\sigma]$ 。

GB 150.3 中圆筒开孔补强分析法适用范围见图 SY6-16, 区域④, 即  $0.1 \leq \rho \leq 0.9$ ,  $\lambda \leq 12$ ,  $\rho \leq t/T \leq 2$  范围, 但不得超出曲线查询范围;

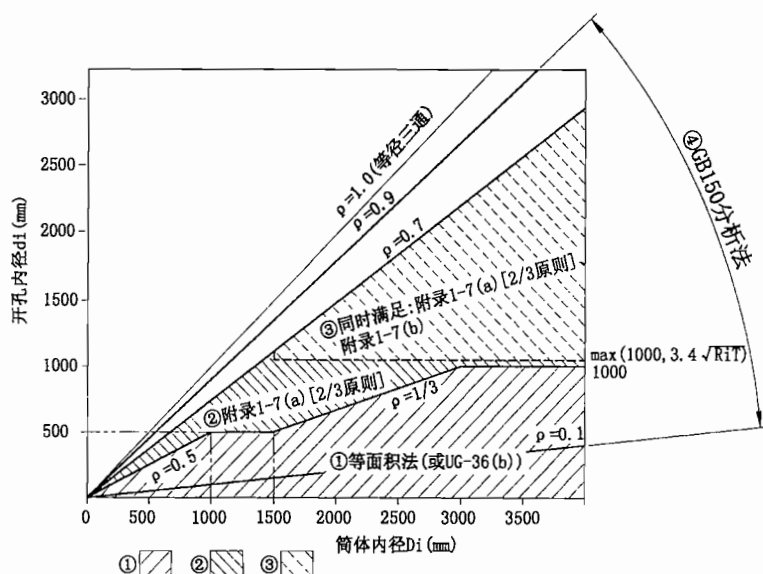


图 SY6-16 GB 150—2011 分析法设计与 ASME VIII-1 各部分适用范围的比较

在德国 AD 压力容器规范<sup>[54]</sup>的常规设计篇中, 采用压力面积法, 并提出其适用范围为:  $10 \leq (D_i + 2T)/T \leq 500$ , 且  $d_i/(D_i + 2T) \leq 0.8$ 。而在 B9 的附录中又指出, 对于具有大开孔的薄壁壳体, 按压力面积法的设计只能满足静载荷设计要求, 不能满足安定性要求; 而按 AD 规范 B 篇设计的容器应当满足安定性要求: 即, 在设计寿命内, 允许全幅度的压力循环不超过 1000 次。但是, 该附录并没有给出按压力面积法设计不满足安定性要求的容器开孔率与壁厚比之定量数值。这是因为压力面积法无法给出开孔边缘的局部应力。

以下给出 GB 150.3—2011 中 6.6 节圆柱壳开孔补强的分析设计与现有各种经验设计方法的比较。包括: 与等面积补强法、压力面积法和 ASME VIII-1 篇附录 1-7 (b) 方法的比较。

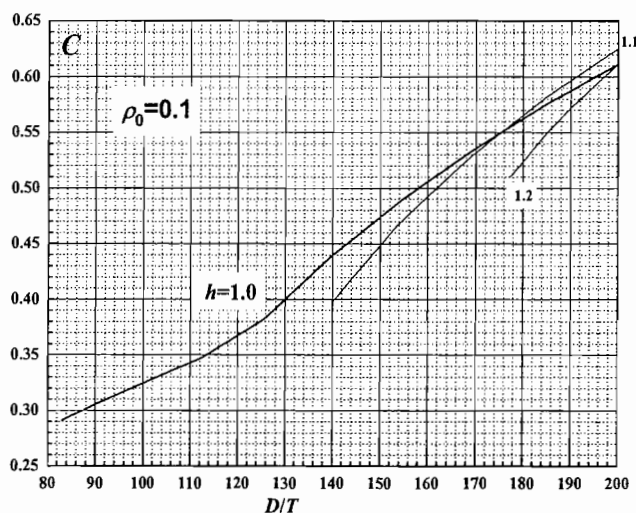
#### (一) 与等面积补强法的比较

我国规范 GB 150.3—2011 和美国 ASME 锅炉与压力容器规范 VIII 篇 1 分册 UG36 中, 都规定了对于小开孔情况, 可采用等面积补强法。为了研究等面积补强法的安全裕度, 此处给出当开孔率不大于 0.5 时, 分析法与等面积补强法设计结果的比较, 见图 SY6-17a) ~ e)。图中  $C$  值表示在给定的开孔率与  $D/T$  下, 按分析法设计对应  $h=T/T_0$  (即筒体补强系数) 所需的  $g=t/t_0$  (即接管补强系数) 值, 按照等面积补强法规定的筒体与接管有效补强范围计算对应补强面积  $A_{gh}$  与等面积补强法要求补强面积  $A$  之比, 即  $C=A_{gh}/A$ 。 $C>1$  表示分析法要求补强面积大于等面积补强法,  $C<1$  表示分析法要求补强

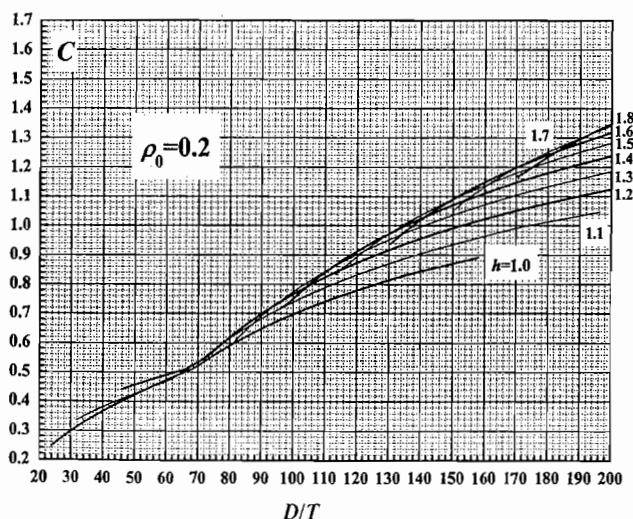
面积小于等面积补强法。在分析图 SY6-17a) ~e) 给出的比较结果时,还应当注意到 GB 150.3—2011 分析法设计时对于接管厚度  $t$  与筒体厚度  $T$  之比保持结构合理性的限制,即:  $\rho \leq t/T \leq 2$ 。图 SY6-17a) ~e) 显示:

(1) 对于小开孔情况,等面积补强法有很大的安全裕度。开孔率大于 0.2 时,当  $D/T$  较小时,等面积补强法仍有一定的安全裕度;

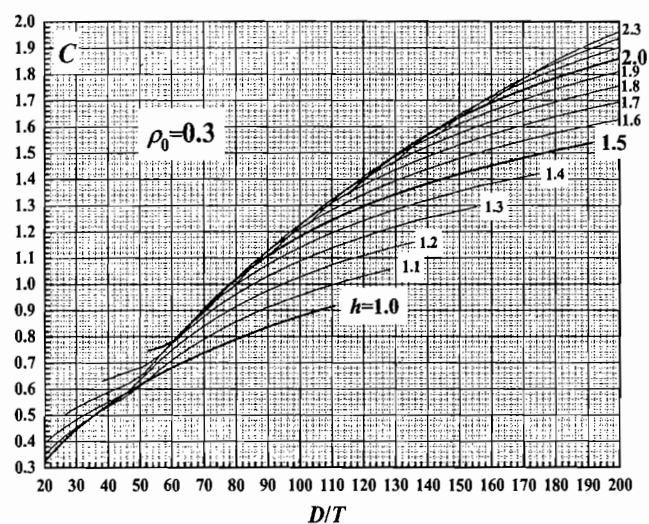
(2) 开孔率较大时,多数情况下  $h=T/T_0$  越大,对于同一  $D/T$  值,等面积补强法安全裕度越小。这是由于等面积补强法将距离开孔边缘一倍孔半径范围内的富裕筒体壁和补强板都计入有效补强范围,而这种计算方法过高估计了距离孔边缘较远处(例如,与孔边缘距离大于  $\sqrt{DT}$  处)的材料对于降低孔边缘应力集中的作用。



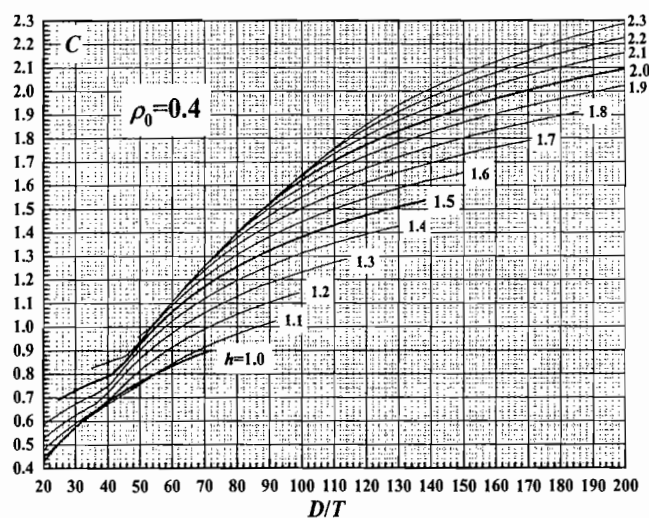
a)



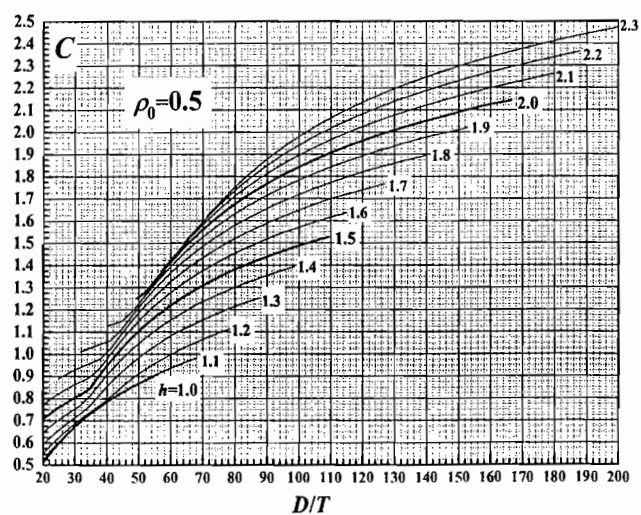
b)



c)



d)



e)

图 SY6-17 GB 150—2011 分析法与等面积补强法设计补强面积的比值

## (二) 与压力面积法的比较

如前述, GB 150—2011 版 6.6 节所给分析法设计对开孔补强厚度起控制作用的主要是保证结构安定性准则式 SY[6-36 b)], 而按压力面积法设计无法保证结构的安定性。为将 GB 150—2011 6.6 节所给分析法设计所需补强面积与按 AD 规范中压力面积法设计所需补强面积进行比较, 可根据本规范 6.6 节所给开孔接管需要的补强系数  $g$  和  $h$ , 按照 AD 规范定义的  $A_\sigma$  与  $A_p$  计算其比值, 见图 SY6-18。图中当  $C_{AD}>1$  表示本方法要求的补强面积大于 AD 规范,  $C_{AD}<1$  表示本方法要求的补强面积小于 AD 规范。图 SY6-18 显示当开孔率  $\rho_0$  和  $D/T$  较小时, 按照压力面积法设计偏于保守, 但当开孔率  $\rho_0$  和  $D/T$  较大时, 按照压力面积法设计得到的补强不能满足结构安定性要求。

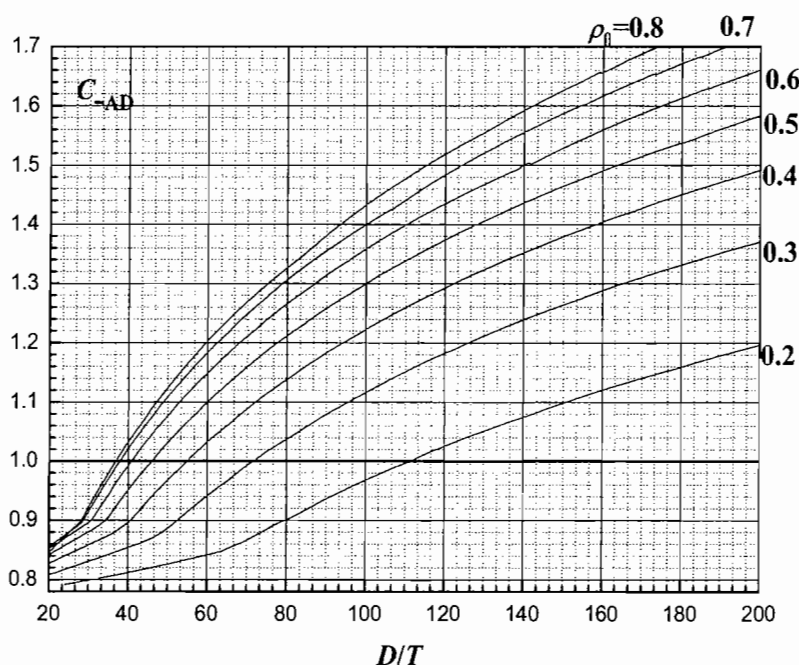


图 SY6-18 按本规范分析法与 AD 压力面积法设计开孔补强面积之比值

## (三) 与美国规范 ASME VIII-1 附录 1-7 (b) 的比较

为了与美国 ASME 规范 VIII 篇 1 分册的规定性附录 1-7 (b) 进行比较, 对于超过等面积补强法适用范围的大开孔接管, 表 SY6-5 中给出开孔率自 0.2 至 0.7 (ASME VIII-1 篇 1-7 算法仅适用至开孔率  $\leq 0.7$ ) 按 GB 150.3—2011 中 6.6 节设计的大开孔接管结构, 理论计算应力与 ASME VIII-1 篇 1-7 (b) 近似计算应力的比较。表 SY6-6 给出相同设计条件下按 GB 150.3—2011 中 6.6 节与按 ASME VIII-1 篇设计开孔补强厚度的比较。表 SY6-5 与表 SY6-6 中所有模型材料为 16MnR 板材,  $[\sigma]=163\text{MPa}$ 。表 SY6-5 中应力校核截面均为  $0^\circ$ , 理论解  $S_{II}=k_m p R/T$ , 为该处最大薄膜应力强度, 并等于最大薄膜应力  $\sigma_\phi^m$ ,  $S_{IV}=k p R/T$  为最大一次加二次应力强度 (校核点为主壳  $0^\circ$  处沿母线截面的内壁, 该处  $\sigma_\phi$  为正值,  $\sigma_\xi$  为负值),  $\sigma_\phi$  为最大薄膜加弯曲应力 (发生在主壳  $0^\circ$  处沿母线截面的外壁)。  $S_m$  和  $S_m+S_b$  指按照 GB 150.3—2011 中 6.6 节设计得到的筒体厚度  $T$  与接管厚度  $t$  作为模

型尺寸,按 ASME VIII-1 篇 1-7 中近似公式计算该模型的应力  $S_m$  和  $S_m+S_b$ ,以便与理论解所得  $0^\circ$  截面处最大薄膜应力  $\sigma_\phi^m$  和最大薄膜加弯曲应力  $\sigma_\phi$  进行比较。表 SY6-5 与表 SY6-6 显示:

(1) 对于同一尺寸和材料的算例,按 ASME VIII-1 篇附录 1-7 计算得到的  $0^\circ$  截面处近似的平均薄膜加弯曲应力  $(\sigma_m+\sigma_b)$  (按 ASME VIII-1 篇附录 1-7 要求,应小于  $1.5[\sigma]$ ) 远大于按本文理论解计算得到的  $0^\circ$  截面处最大薄膜加弯曲应力  $\sigma_\phi$  (按 GB 150.3—2011 中 6.6 节要求,应小于  $2.6[\sigma]$ ),其原因在于 ASME VIII-1 篇附录 1-7 所给的弯曲应力近似公式来自于一维梁理论,它完全不能反映开孔边缘复杂的应力状态(图 SY6-9、图 SY6-11 和图 SY6-14 显示了孔边缘的应力分布规律),其计算方法过于粗糙。这个结论也为大量的有限元计算结果所证实。

表 SY6-5 圆柱壳开孔接管按 GB 150.3 分析法与 ASME VIII-1 篇附录 1-7(b) 计算应力的比较

No.	$D$ (mm)	$d$ (mm)	$p$ (MPa)	按 GB 150.3 的 6.6 节设计, 计算应力					按 ASME VII-1 1-7 计算	
				$T$ (mm)	$t$ (mm)	$S_{II}$ (MPa)	$S_{IV}$ (MPa)	$\sigma_\phi$ (MPa)	$S_m$ (MPa)	$S_m+S_b$ (MPa)
2-6	5200	1040	0.32	13	11.7	262.4	399.4	334.9	182.25	303.61
3-5	3360	1008	0.44	12.	12.	269.2	417.	345.9	188.78	365.1
4-8	2700	1080	0.5	12	12	269.7	416.7	345.5	190.55	423.1
4-9	2700	1080	1.8	27	27	316.8	415.7	383.3	227.28	422.21
4-10	2640	1056	1.3	22	22	294.5	403.4	361.5	209.83	404.96
4-11	2560	1024	0.85	16	16	286.5	418.6	359.0	202.8	416.6
4-12	2600	1040	0.6	13	13	275.1	416.6	349.9	194.38	419.97
4-13	2700	1080	0.32	9	9	256.7	414.6	334.8	181.81	432.75
4-14	2800	1120	0.2	7	7	238.8	401.5	316.7	170	435.34
5-9	2200	1100	0.5	11	11	263.2	408.4	337.1	187.2	476.9
5-8	2200	1100	1.5	22	22	303.	409.9	368.5	216.8	461.1
5-10	2160	1080	1.1	18	18	286.0	402.9	352.9	203.8	453.67
5-11	2080	1040	0.72	13	13	278.5	415.5	351.2	197.98	474.82
5-12	2250	1125	0.42	10	10	260.2	411.6	335.9	185.3	487.5
5-13	2100	1050	0.27	7	7	249.1	411.7	327.8	178.21	508.9
6-7	1800	1080	0.36	8	8	250.4	403.3	325.3	179.62	554.1
6-5	3000	1800	0.24	10	10	249.0	418.7	329.9	179.6	697.5
6-6	1700	1020	1.34	17	17	303.5	419.6	370.1	217.4	526.3
6-8	1680	1008	1.0	14	14	291.5	419.1	361.0	208.34	531.42

表 SY6-5 (续)

No.	$D$ (mm)	$d$ (mm)	$p$ (MPa)	按 GB 150.3 的 6.6 节设计, 计算应力					按 ASME VII-1 1-7 计算	
				$T$ (mm)	$t$ (mm)	$S_{II}$ (MPa)	$S_{IV}$ (MPa)	$\sigma_\phi$ (MPa)	$S_m$ (MPa)	$S_m + S_b$ (MPa)
6-9	1760	1056	0.64	11	11	277.6	422.1	351.8	198.43	551.09
6-10	1800	1080	0.45	9	9	265.8	420.1	342.5	190.39	566.09
6-11	1800	1080	0.37	8	8	257.3	414.5	334.4	184.61	569.5
7-5	1500	1050	0.38	7.5	6.75	264.9	408.7	336.5	190.65	663.47
7-8	1500	1050	1.15	15	15	287.2	403.6	350.8	206.39	565.28
7-9	1440	1008	0.9	12	12	289.4	422.5	359.3	207.65	602.79
7-10	1440	1008	0.56	9	9	268.2	413.8	341.2	192.63	614.44

表 SY6-6 圆柱壳大开孔补强按 GB 150.3—2011 分析法设计与按 ASME VIII-1 设计厚度的比较

No.	$\rho_0$	$D/T$	$t/T$	$D$ (mm)	$d$ (mm)	$p$ (MPa)	按 GB 150.3—2011 6.6 节设计		按 ASME VIII-1 设计		备注
							$T$ (mm)	$t$ (mm)	$T'$ (mm)	$t'$ (mm)	
2-6	0.2	400	0.9	5200	1040	0.32	13	11.7	15	15	按 1-7(b)
				4800	960	0.32	12	10.8	10	9	按等面积补强
3-5	0.3	280	1.0	3360	1008	0.44	12	12	16	16	按 1-7(b)
				3220	966	0.44	11.5	11.5	9	9	按等面积补强
4-8	0.4	225	1.0	2700	1080	0.5	12	12	17	17	按 1-7(b)
				2475	990	0.5	11	11	13	13	按 1-10
4-9	0.4	100	1.0	2700	1080	1.8	27	27	38	38	按 1-7(b)
	0.4	100	1.0	2400	960	1.8	24	24	30	30	按 1-10
4-10	0.4	120	1.0	2640	1056	1.3	22	22	30	30	按 1-7(b)
	0.4	120	1.0	2400	960	1.3	20	20	25	25	按 1-10
4-11	0.4	160	1.0	2560	1024	0.85	16	16	22	22	按 1-7(b)
	0.4	160	1.0	2400	960	0.85	15	15	18	18	按 1-10
4-12	0.4	200	1.0	2600	1040	0.6	13	13	18	18	按 1-7(b)
	0.4	200	1.0	2400	960	0.6	12	12	14	14	按 1-10
4-13	0.4	300	1.0	2700	1080	0.32	9	9	13	13	按 1-7(b)
	0.4	300	1.0	2400	960	0.32	8	8	9	9	按 1-10
4-14	0.4	400	1.0	2800	1120	0.2	7	7	10	10	按 1-7(b)
	0.4	400	1.0	2400	960	0.2	6	6	7	7	按 1-10
5-9	0.5	200	1.0	2200	1100	0.5	11	11	17	17	按 1-7(b)

表 SY6-6 (续)

No.	$\rho_0$	$D/T$	$t/T$	$D$ (mm)	$d$ (mm)	$p$ (MPa)	按 GB 150.3—2011 6.6 节设计		按 ASME VIII-1 设计		
							$T$ (mm)	$t$ (mm)	$T'$ (mm)	$t'$ (mm)	备注
							9.5	9.5	10	10	按 1-10
5-8	0.5	100	1.0	2200	1100	1.5	22	22	32	32	按 1-7(b)
				1900	950	1.5	19	19	22	22	按 1-10
5-10	0.5	120	1.0	2160	1080	1.1	18	18	26	26	按 1-7(b)
				1920	960	1.1	16	16	18	18	按 1-10
5-11	0.5	160	1.0	2080	1040	0.72	13	13	20	20	按 1-7(b)
				1920	960	0.72	12	12	13	13	按 1-10
5-12	0.5	225	1.0	2250	1125	0.42	10	10	15	15	按 1-7(b)
				1800	900	0.42	8	8	9	9	按 1-10
5-13	0.5	300	1.0	2100	1050	0.27	7	7	11	11	按 1-7(b)
				1950	975	0.27	6.5	6.5	7	7	按 1-10
6-7	0.6	225	1.0	1800	1080	0.36	8	8	13	13	按 1-7(b)
				1575	945	0.36	7	7	7	7	按 1-10
6-5	0.6	300	1.0	3000	1800	0.24	10	10	17	17	按 1-7(b)
6-6	0.6	100	1.0	1700	1020	1.34	17	17	27	27	按 1-7(b)
				1650	990	1.34	16.5	16.5	18	18	按 1-10
6-8	0.6	120	1.0	1680	1008	1.0	14	14	22	22	按 1-7(b)
				1620	972	1.0	13.5	13.5	14	14	按 1-10
6-9	0.6	160	1.0	1760	1056	0.64	11	11	18	18	按 1-7(b)
				1600	960	0.64	10	10	10	10	按 1-10
6-10	0.6	200	1.0	1800	1080	0.45	9	9	15	15	按 1-7(b)
				1600	960	0.45	8	8	8	8	按 1-10
6-11	0.6	225	1.0	1800	1080	0.37	8	8	13	13	按 1-7(b)
				1575	945	0.37	7	7	7	7	按 1-10
7-5	0.7	200	0.9	1500	1050	0.38	7.5	6.75	13	13	按 1-7(b)
				1400	980	0.38	7	6.3	7	7	按 1-10
7-8	0.7	100	1.0	1500	1050	1.15	15	15	25	25	按 1-7(b)
				1400	980	1.15	14	14	13	13	按 1-10
7-9	0.7	120	1.0	1440	1008	0.9	12	12	21	21	按 1-7(b)
				1320	924	0.9	11	11	11	11	按 1-10
7-10	0.7	160	1.0	1440	1008	0.56	9	9	16	16	按 1-7(b)
				1360	952	0.56	8.5	8.5	8	8	按 1-10



(2) 对于所有开孔直径大于 1000mm 的设计实例, 在相同设计条件下, 按 ASME VIII-1 篇附录 1-7 设计厚度  $T$  与  $t$  都远大于按 GB 150.3—2011 中 6.6 节所得到的设计厚度  $T$  与  $t$ 。

(3) 具有相同无量纲几何参数  $d/D$ 、 $D/T$  和  $t/T$  并且相同材料的容器, 按照我国规范应当能够承受相同的设计压力。据此, 表 6 还针对直径超过 1500mm 或开孔率超过 1/3 的容器, 就一组参数同时给出开孔直径略大于 1000mm 与开孔直径略小于 1000mm 两个设计模型; 两个模型的尺寸几何相似, 材料相同并且承受相同的设计压力, 结构中的应力场完全相同。当二者的容器和开孔直径相差不大时, 这两个模型符合设计要求的壁厚理应相差不大。而按照 ASME 规范 VIII 篇 1 分册的规定, 开孔直径大于 1000mm 的容器开孔接管必须按照附录 1-7 设计, 校核其中的弯曲应力, 而开孔直径小于 1000mm 的容器开孔接管不必校核其中的弯曲应力; 从而造成开孔直径略大于 1000mm 的容器开孔接管设计厚度远大于开孔直径略小于 1000mm 的容器开孔接管设计厚度, 而二者的几何参数只有很小的差别。这个设计结果再一次反映了 ASME VIII-1 篇附录 1-7 所给的弯曲应力计算方法的不合理。

(4) 在表 SY6-6 所计算的参数范围内, 当开孔接管直径小于 1000 时, 按照 GB 150.3—2011 分析法设计与按照 ASME 规范 VIII 篇 1 分册规定性附录 1-10 的设计结果相接近。当  $d/D < 0.5$  且  $D/T < 200$  时, 按 GB 150.3—2011 分析法设计所需厚度略小。

## 六、结论

1、GB 150.3—2011 中 6.6 节“圆筒径向接管开孔补强设计的分析法”是根据我国自主研发的薄壳理论解得到的应力分析方法。该方法采用了精确的圆柱壳 Morley 方程以及交贯线处精确的边界条件, 从而成功地提高了解的精度, 使解的适用范围扩大至开孔率 0.9,  $\lambda = d/\sqrt{RT} \leq 12$ 。该理论解得到前人数十个实验结果的验证。解的精度与适用范围得到了一系列精细网格的三维有限元解成功验证, 并得到国际压力容器界的认可。

2、GB 150.3—2011 中 6.6 节将圆筒径向接管开孔补强设计的适用范围扩大至开孔率 0.9。与分析法比较发现, 对于大开孔、径厚比大的压力容器开孔问题, 等面积补强法和压力面积法的安全裕度是不够的。

3、ASME VIII-1 篇附录 1-7 所给的弯曲应力近似计算方法过于粗糙, 不能反映开孔边缘复杂的应力状态, 往往导致所得到的设计结果过于保守。

## 参 考 文 献

- [1] Eringen, A.C., Naghdi, A.K., Mahmood, S.S., Thiel, C.C., Ariman, T., 1969. "Stress Concentrations in Two Normally Intersecting Cylindrical Shells Subject to Internal Pressure," WRC Bulletin, No.139, April
- [2] 钱令希等. 圆柱壳开孔问题. 大连工学院学刊. 1965(3-4)(总 44-45)
- [3] Lekkerkerker, J.G., 1972. "The Determination of Elastic Stresses near Cylinder-to-Cylinder Intersection," Nuclear Eng. Des., 20:57-84
- [4] Mershon, J.L. 1966, PVRC Research on Reinforcement of Openings in Pressure Vessels, WRC Bull. No.133
- [5] 中华人民共和国石油化工部. 第一机械工业部. 《钢制石油化工压力容器设计规定》. 附录 E, 1977
- [6] Wichman, K.R., Hopper, A.G., and Mershon, J.L., 1965. Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells Due to External Loadings. WRC Bull. No.107
- [7] Mershon, J.L., et al., 1984. "Local Stresses in Cylindrical Shells Due to External Loadings on Nozzle Supplement to WRC Bulletin No.107," WRC Bulletin No.297
- [8] Bijlaard, P.P., 1955. "Stresses from Radial Loads and External Moments in Cylindrical Pressure Vessels," The Welding Journal, 34(12), Research Supl., 608-s to 617-s
- [9] Steele, C.R., and Steele, M.L., 1983. "Stress Analysis of Nozzle in Cylindrical Vessels with External Load," ASME J. Pres. Ves. Tech., 105:191-200
- [10] PD5500: 2003 Specification for Unfired Fusion Welded Pressure Vessels (BSI Standard)
- [11] Xue M D, Deng Y, Hwang K C. 1991. Some Results on Analytical Solution of Cylindrical Shells with Large Opening. ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 113: 297-307
- [12] Deng Y, Hwang K C, Xue M D., 1991 The Stress Analysis of Cylindrical Shells with Rigid Inclusions Having a Large Ratio of Radii. SMiRT 11 Transactions F, F05/2, (Tokyo) 85-90
- [13] Xue M D, Chen W, Hwang K C. 1995. Stresses at The Intersection of Two Cylindrical Shells. Nuclear Engineering and Design, 154: 231-238
- [14] 薛明德, 陈伟, 邓勇, 黄克智. 1995. 圆柱壳大开孔的薄壳理论解. 力学学报. 27(4):482-488
- [15] Xue M D, Hwang K C, Lü W, et al. 1996. A Reinforcement Design Method Based on Analysis of Large Openings in Cylindrical Pressure Vessels. ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 118: 502-506
- [16] 薛明德, 杜青海, 黄克智. 2007. 内压作用下圆柱壳开孔接管的分析设计方法. 压力容器

器. 24(6): 17~23

[17] 杜青海, 薛明德. 2008. 内压下带径向接管圆柱壳的薄壳理论解. 清华大学学报(自然科学版). 48(2): 264-269

[18] 薛明德, 王和慧, 陈伟, 黄克智. 1998. 带径向接管的圆柱壳端部受力矩作用时的薄壳理论解. 中国科学(A辑). 28(11):1030-1041

[19] Xue, M.D., Wang, H.H., and Hwang, K.C., 2000. Stress Analysis of Cylindrical Shells with Nozzles due to External Run Pipe Moments. Journal of Strain Analysis for Engineering Design, Vol.35, 159-170

[20] M.D. Xue, D.F. Li., and K.C. Hwang. 2004. Analytical Solution of Two Intersecting Cylindrical Shells Subjected to Transverse Moment on Nozzle. International Journal of Solids and Structures. International Journal of solids and structures. Vol. 41.(24-25). pp. 6949-6962

[21] 薛明德, 李东风, 黄克智. 2004. 带径向接管的圆柱壳受支管载荷作用的薄壳理论解. 压力容器. 21(1):18~24

[22] Xue, M.D., Li, D.F. and Hwang, K.C., 2005. Theoretical Stress Analysis of Intersecting Cylindrical Shells Subjected to External Loads Transmitted through Branch Pipes, International Journal of Solids and Structures, 42, 3299-3319

[23] Xue, M.D., Li, D.F. and Hwang, K.C., 2005. A Thin Shell Theoretical Solution for Two Intersecting Cylindrical Shells Due to External Branch Pipe Moments, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 127(4): 357-368

[24] Xue, M.D., Du, Q.H., Li, D.F. and Hwang, K.C., 2006. Theoretical Stress Analysis of Intersecting Cylindrical Shells Subjected to External Forces on Nozzle, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 128(1): 71-83

[25] Xue, M.D., Du, Q.H., Li, D.F. and Hwang, K.C., 2006. A Stress Analysis Method for Cylindrical Shells with Nozzles Subjected to Internal Pressure, External Forces and Moments, in: Proceedings of ICPVT-11/ 2006 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, July 23-27, 2006, Vancouver, BC, Canada

[26] Ming-De Xue, Qing-Hai Du, Keh-Chih Hwang, Zhi-Hai Xiang, 2010, An analytical method for cylindrical shells with nozzles due to internal pressure and external loads – Part I: Theoretical foundation; ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 132 / 031206-1~9

[27] Ming-De Xue, Qing-Hai Du, Keh-Chih Hwang, Zhi-Hai Xiang, 2010, An analytical method for cylindrical shells with nozzles due to internal pressure and external loads – Part II: Design method; ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 132/ 031207-1~8

[28] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. 2007. 钢制压力容器—分析设计标准 (JB 4732—1995, —2005 确认). 附录 J

[29] Morley, L.S.D., 1959. An improvement on Donnell's approximation for thin walled circular

cylinders, Q. J. Mech. Appl.Math.12:89-91

[30] Simmonds, J.G., 1966, A set of simple, accurate equations for circular cylindrical elastic shells, Int. J. Solids Struct.2: 525-541

[31] 张丕辛, 黄克智, 陆明万. 1991. 具有大开孔圆柱壳的应力分析. 力学学报. 23(6), 700-705.

[32] Budiansky, B. and Sanders, J. L., 1963, On the “best” first-order linear shell theory, In: Progress in Applied Mechanics, The Prager Anniversary Volume. 129-140, Macmillan

[33] Gol'denveizer, A.L., 1961, Theory of Elastic Thin Shells, Pergamon, Oxford.(English translation)

[34] 黄克智, 陆明万, 薛明德. 1988. 《弹性薄壳理论》. 北京: 高等教育出版社

[35] Niordson, F. I., 1985, Shell Theory, North-Holland-Amsterdam, New York, Oxford

[36] 黄克智, 薛明德, 陆明万. 2003. 《张量分析》(第二版). (1986, 第一版) 北京: 清华大学出版社

[37] Davis P J, Rabinowitz P. 1984, Methods of Numerical Integration. 2nd edition, New York: Academic Press,

[38] Corum, J.M., Bolt, S.E., Greenstreet, W.L. and Gawltney, R.C., 1974. Theoretical and experimental stress analysis of ORNL thin-shell cylinder to cylinder Model-1. ORNL Report 4553, Oak Ridge National Laboratory

[39] Decock, J., 1973, Determination of Stress Concentration Factors and Fatigue Assessment of Flush and Extruded Nozzles in Welded Pressure Vessels, Paper II-59, 2nd Intern. Conf. on Pressure Vessel Technology, San Antonio

[40] Decock, J., 1975, Reinforcement method of openings in cylindrical pressure vessels subjected to internal pressure. Welding Research Abroad

[41] Taylor C E, Lind N C. 1966, Photoelastic study of the stresses near openings in pressure vessels. WRC Bull. No.113

[42] Findlay G E, Moffat D G, Spence J. 1970, Some experimental stress results on pressure vessel components, Part 5, Proceedings of the 4th International Conference on Experimental Stress Analysis, Cambridge

[43] Riley W F. 1965, Experimental determination of stress distributions in the thin walled cylindrical and spherical pressure vessels with circular nozzles, WRC Bull. No.108

[44] Mershon J L. 1966, Preliminary Evaluation of PVRC Photoelastic Test Data on Reinforced Openings in Pressure Vessels, WRC Bulletin 113

[45] Mokhtarian, K. and Endicott, J.S., 1991, Stresses in intersecting cylinders subjected to pressure. WRC Bull.No. 368

[46] Cottam, W.J. and Gill, S.S., 1966, Experimental investigation of the behavior beyond the elastic limit of flush nozzles in cylindrical pressure vessels, Journal of Mechanical Engineering Science, 8(3):

330—350

[47] Clare, K.D. and Gill, S.S., 1966, Effect of vessel diameter/thickness ratio on the behavior beyond the elastic limit of flush nozzles in cylindrical pressure vessels: Experimental investigation, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 8(4): 357—362

[48] Rodabough, E.C., 1988, A review of AREA replacement rules for pipe connections in pressure vessels and piping, WRC Bulletin No.335

[49] Ellyin, F., 1977, An experimental study of elasto-plastic response of branch pipe tee connections subjected to internal pressure, external couples and combined loadings, WRC Bulletin No.230

[50] Schroeder, J., et al., Analysis of test data in branch connections exposed to internal pressure and/or external couples, WRC Bulletin No.200

[51] Maxwell, R. L. and Holland, R.W., 1977, Collapse test of a thin walled cylindrical pressure vessel with radially attached nozzle, WRC Bulletin No.230

[52] 陆明万等. 1993. 异径正交圆柱壳极限压力的实验研究. *力学学报*. 25(3): 369-373

[53] ASME, Boiler and Pressure Vessel Code, Sec.VIII-1, 2007, 2010, New York, ASME

[54] AD 2000-Merkblatt, Design of pressure vessels, B9, October 2000 edition

(标准 6.6 节释义内容由清华大学薛明德老师撰写)

## 第7章 法 兰

### 【GB 150.3】【7 法兰】释义

相对于原 GB 150—1998 第 9 章“法兰”，本部分第 7 章主要变化包括：①增加了整体法兰和按整体法兰计算的任意法兰的刚度校核计算要求；②增加了波齿垫片设计选用参数。

#### 一、整体式法兰的刚度校核要求

本部分的法兰设计方法为 Waters 法，该法于 1937 年提出<sup>[1]</sup>，应用至今已有 70 余年的使用经验。无数采用该方法设计的法兰得到应用，证实在一般情况下都能得到较好的密封效果。

该计算方法所作的一些假设简化，曾受到过质疑，特别是在二十世纪 60 年代有不少评论，但该方法仍在世界范围得到广泛应用。

但从计算上来说，以下简化确有重新审视的必要。Waters 法认为压力容器法兰的受力分为以下三部分<sup>[1]</sup>：

(1) 压力直接作用在组成法兰的三部分（筒体、锥颈和法兰环）内表面产生一次薄膜应力；

(2) 受压力作用的三部分，由于各自不同的自由变形而进行变形协调，于是会产生边界力并引起边缘应力，此为二次应力；

(3) 在法兰力矩作用下，组成法兰的三个部分上都出现弯曲应力，此为一次弯曲应力。

Waters 法在对上述三部分应力的处理中，认为前两部分的应力相对第三部分应力只是小量，可忽略不计，为此 Waters 法对法兰的应力计算只考虑了法兰力矩作用产生的应力。并将此应力按一次弯曲应力处理，即对法兰锥颈上的轴向弯曲应力  $\sigma_H$  以  $1.5[\sigma]_t$  进行控制。

由于压力作用在法兰锥颈中产生的轴向薄膜应力  $\sigma_m$  为一次薄膜应力，应按塑性控制准则控制。而该法已将  $\sigma_H$  限制在  $1.5[\sigma]_t$ ，但  $\sigma_m$  是必然存在的，且很接近  $0.5[\sigma]_t$ ，

为此使  $\sigma_m + \sigma_H > 1.5[\sigma]_t$ ，甚至接近  $2[\sigma]_t$ 。所以是不够安全的，也会造成较大的法兰变形，对密封性产生影响。文<sup>[2]</sup>曾指出应补充的强度控制条件。

美国 ASME<sup>[3]</sup>对该法补充了进行刚度校核的要求，其实质是控制一定的法兰转角。

本部分认为 Waters 法，在对  $\sigma_m$  的处理上是存在欠缺的。增加对法兰转角的控制也不失为一种补充措施，为此标准中增加了法兰刚度校核要求。

由文<sup>[4]</sup>分析可知，对法兰进行刚度（转角）控制的设计要求与 Waters 法对法兰进行

应力控制的设计要求,两方法的控制条件不同,但会在不同情况下分别起控制作用。对具有较大法兰锥颈的法兰(如长颈对焊法兰),应力控制的强度条件要求严于刚度控制要求,即按 Waters 法控制住法兰的各项应力后,法兰的刚度(转角)要求会自动得到满足。

但对较小锥颈的法兰(如平焊法兰),满足 Waters 法的强度条件后,其法兰的刚度控制条件会尚不能满足,为此有必要按刚度要求调正增加法兰尺寸(一般为法兰厚度)。

经计算,我国压力容器法兰标准(JB/T 4700~4707—2000)中的长颈对焊法兰虽按 Waters 法计算,但绝大部分都能满足刚度的控制要求<sup>[4]</sup>。

本部分未对活套法兰提出补充刚度校核条件,其原因如下:

(1) 活套法兰的计算基于圆环理论,由于压力不直接作用到法兰环上,所以不存在整体法兰那样的问题,即计算模型是正确的;

(2) 活套法兰的刚度并不直接影响法兰的密封性。为此本部分未对活套法兰提出补充刚度计算要求。

## 二、波齿式垫片

柔性石墨金属波齿复合垫片(简称波齿垫)是我国自行开发的一种承压设备特别是压力容器用垫片<sup>[5]</sup>,其兼备了缠绕式垫片和金属波纹垫片的优点,同时又避免了缠绕垫片和波纹垫片的缺陷,是一种较理想的新颖垫片。

它的研究始于二十世纪 90 年代初<sup>[6]</sup>,经测试其  $m \approx 3$ ,  $y \approx 50\text{MPa}$ 。这种垫片已在国内许多石化装置中得到较广泛的应用<sup>[7]</sup>。

它的成功应用是在解决众多压力容器密封泄露难题中得到证实的<sup>[8]</sup>。大量的波齿垫能成功地替代缠绕垫片得到可靠地应用也证实了它的基本特性参数( $m$ 、 $y$  值)与缠绕垫片相接近。这种垫片在很大程度上可能取代缠绕垫片和金属包垫。

## 三、参考文献

[1] (美). E.O.Waters 等. 螺栓法兰一般公式的推导. 1937. 李世玉等. 中译文: 石油化工技术情报. 1978 年 5 期

[2] 王庆梅, 桑如苞. Waters 法法兰设计中的轴向应力计算及其评定. 石油化工设计. 2009.26 (1)

[3] 美国: ASME Boiler & Pressure Vessel Code, VIII Division 1, Rules for Construction of Pressure vessels, July 1, 2007

[4] 冯清晓, 桑如苞. 修正的 Waters 法兰设计方法与 ASME 法兰设计刚度计算法的分析比较. 石油化工设备技术. 2010 年 3 期

[5] 吴树济. 波齿复合垫片及其在石油化工设备上的应用. 第六届石化设备密封学术讨论会论文(1994 年)

[6] 吴树济等. 新一代法兰垫片——波齿复合垫片在石油化工设备上应用的新进展. 第七届石化设备密封学术讨论会论文(1996 年)

[7] 永杰. 波齿复合垫片及其应用. 石油化工设备. 1998 年 27 卷第 2 期

[8] 李幼详等. 石化装置中换热器密封材料应用与对比. 石油化工设备技术. 1998 年第 19 卷第 1 期

## 附录 A 非圆形截面容器

### 【GB 150.3】【附录 A 非圆形截面容器】释义

#### 一、非圆形截面容器应力分析的力学模型

本部分中考虑的非圆形截面容器的截面形状为矩形、长圆形和椭圆形，这些容器都不属于回转壳体，应力计算将比圆形截面容器复杂得多。以矩形截面容器为例，当考虑在压力作用下，要计算其中一块侧板中的应力分布时，应考虑与其四条边所连接的其他板对其施加的约束力和力矩，按板壳理论，如果受均布载荷的矩形板四边为简支或固支，则可得到板中所受最大弯矩的三角函数级数解，这些解的计算相当复杂。如再考虑到矩形板每边所受到的实际约束应是介于简支和固支之间，则要得到实际约束条件下板中的最大弯矩的解析解将更加困难，即使能够得到，解的表达形式将肯定十分复杂，显然不适合工程设计的应用要求。

当非圆形截面容器的轴向尺寸相对于其截面尺寸大得多时，在远离端盖处（如大于 4 倍的两个截面尺寸中的较大值），容器端盖对侧板的影响（约束）可忽略不计。这时，对于该处侧板中的应力计算可采用直梁法。该方法认为壳体中的轴向应力是均布的，而最大应力是沿着壳体的周向。由于本部分采用的是第一强度理论，因此，只需计算壳体中的轴向应力，然后，将其按一定的强度条件加以限制。凡包含非圆形截面容器设计的各国压力容器设计规范（如 ASME VIII-1、EN13445 等）也都采用这种方法。仍以矩形截面容器为例，直梁法的计算模型和步骤如下：

在远离端盖处沿轴线方向取出一单位宽度的矩形环，考虑对称性，可取其 1/4 进行分析，见图 SYA.1。

由结构与载荷关于 X 轴和 Y 轴的对称性，可确定  $F_M$  和  $F_N$  均为 0，且

$$N_M = p \cdot \frac{H}{2} \quad \dots\dots\dots \text{SY (A.1)}$$

$$N_N = p \cdot \frac{h}{2} \quad \dots\dots\dots \text{SY (A.2)}$$



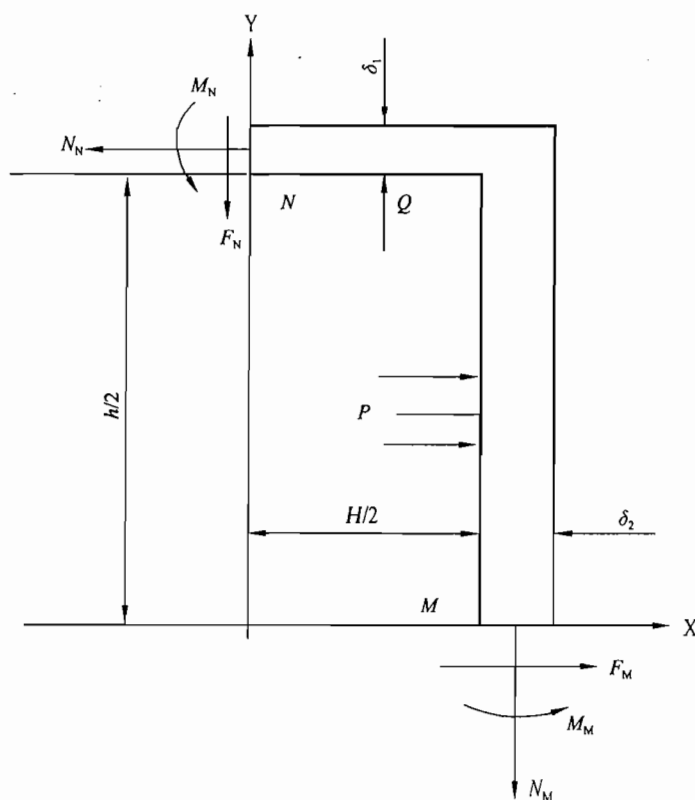


图 SYA.1 矩形截面容器的内力分析

在 X 轴和 Y 轴的两个中面处的内力矩  $M_M$  和  $M_N$  可利用材料力学的能量法求得。同样利用对称性，可知在均布载荷  $p$  的作用下，M 端和 N 端的转角均为 0。因此，可以固定 N 端，这是一个一次静不定问题。当去掉未知力  $M_M$  时，在载荷  $p$  和内力  $N_M$  的作用下，M 点的转角为：

$$\begin{aligned}\theta &= \frac{1}{EI_2} \int_0^{h/2} p \cdot \frac{x^2}{2} dx + \frac{1}{EI_1} \int_0^{H/2} \left( -N_M \cdot x + p \cdot \frac{h^2}{8} + p \cdot \frac{x^2}{2} \right) dx \\ &= \frac{p \cdot h^3}{48EI_2} + \frac{1}{EI_1} \left( -N_M \frac{H^2}{8} + \frac{p \cdot h^2 H}{16} + \frac{p \cdot H^3}{48} \right) \dots\dots\dots \text{SY (A.3)} \\ &= \frac{p \cdot h^3}{48EI_2} + \frac{p}{EI_1} \left( -\frac{H^3}{16} + \frac{h^2 H}{16} + \frac{H^3}{48} \right)\end{aligned}$$

然后，仅考虑未知力  $M_M$  的作用，M 点的转角为：

$$\theta_1 = M_M \left( \frac{h}{2EI_2} + \frac{H}{EI_1} \right) \dots\dots\dots \text{SY (A.4)}$$

于是，利用以上提及的对称性条件

$$\theta + \theta_1 = 0 \dots\dots\dots \text{SY (A.5)}$$

可得

$$-M_M \left( \frac{h}{I_2} + \frac{H}{I_1} \right) = \frac{p \cdot h^3}{24I_2} + \frac{p}{I_1} \left( -\frac{H^3}{8} + \frac{h^2 H}{8} + \frac{H^3}{24} \right) \dots\dots\dots \text{SY (A.6)}$$

令

$$\alpha = \frac{H}{h} \text{ 和 } K = \frac{I_2}{I_1} \cdot \alpha \dots\dots\dots \text{SY (A.7)}$$

经整理, 即可得

$$M_M = \frac{p \cdot h^2}{12} \left( -1.5 + \frac{1 + \alpha^2 K}{1 + K} \right) \dots\dots\dots \text{SY (A.8)}$$

利用该内力矩  $M_M$ , 即可求得作用在 N 端的内力矩  $M_N$ :

$$M_N = \frac{p \cdot h^2}{12} \left( -1.5\alpha^2 + \frac{1 + \alpha^2 K}{1 + K} \right) \dots\dots\dots \text{SY (A.9)}$$

以及 Q 点的内力矩  $M_Q$ :

$$M_Q = \frac{p \cdot h^2}{12} \left( \frac{1 + \alpha^2 K}{1 + K} \right) \dots\dots\dots \text{SY (A.10)}$$

得到这些内力和内力矩后, 即可分别计算各点的薄膜应力和弯曲应力。按以上同样的方法可推得带圆角矩形和长圆形截面容器中的内力和内力矩。椭圆截面容器由于其每一点的曲率半径不同, 因此, 必须利用柱壳理论得到其内力和内力矩的计算公式, 具体可参见文献。

对于带加强件的非圆形截面容器, 标准除了要求对加强件截面的周向应力进行校核之外, 还要求对两加强件之间壳体中的应力进行校核。加强件截面周向应力的校核公式与无加强非圆形截面容器的公式相同, 只是在计算截面积和惯性矩时, 计及了加强件的截面积和惯性矩。在计算加强件之间壳体中的应力时, 由于两加强件之间的矩形之长边的方向是不定的, 且长、短边的边长之比也不一定大于 4, 因此, 标准是采用弹性力学中受均布载荷矩形板的解来校核这部分壳体中的强度。

由弹性理论中的纳维叶解或李维解, 可得矩形板中的最大弯矩:

$$M_{\max} = \beta_1 \cdot p \cdot a^2 \dots\dots\dots \text{SY (A.11)}$$

式中:

$a$ ——矩形板的短边长;

$\beta_1$ ——系数, 与矩形板长、短边的边长之比  $\beta$  有关。

该最大弯矩的作用方向 (即弯矩产生的弯曲应力方向) 是沿矩形板的短轴方向。

为了利用上式计算矩形板中的最大弯矩, 需要确定矩形板长、短边的长度。因此, 首先可在两加强件之间沿轴向取出一单位宽度的窄条, 该窄条可看成一受均布载荷  $p$  的简支梁。按材料力学的解, 梁中的最大应力为:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{\frac{1}{8} p \cdot L_s^2}{\frac{1}{6} \delta^2} = \frac{3 p \cdot L_s^2}{4 \delta^2} \quad \dots\dots\dots \text{SY (A.12)}$$

限制其不大于  $1.5[\sigma]^t$ ，即可得标准中的式 (A-62)：

$$L_s \leq \delta \sqrt{\frac{2[\sigma]^t}{p}} \quad \dots\dots\dots \text{SY (A.13)}$$

用上式得到的  $L_s$  与实际两加强件中的小值分别按短边长度  $H$  和长边长度  $h$  计算  $\beta$  值，然后按标准中的式 (A-63) ~ 式 (A-66) 计算  $L_{s1}$  和  $L_{s2}$ 。最后，两加强件的间距应不大于式 (A-62) ~ 式 (A-66) 中的小值。

## 二、强度条件

由于本附录中考虑的载荷为压力和其他机械载荷，附录中给出的应力计算公式均为压力载荷作用下壳体中的周向应力，因此，本部分中将计算得到的薄膜应力都作为一次总体薄膜应力加以限制，将计算得到的弯曲应力都作为一次弯曲应力加以限制，即：

- 1、压力和机械载荷引起的薄膜应力应不大于  $[\sigma]^t \phi$ ；
- 2、压力和机械载荷引起的总应力（即薄膜应力与弯曲应力之和）应不超过以下数值：
  - a) 无加强容器（图 A.1~图 A.5）的侧板或外加强带圆角矩形截面容器上无加强圆角处，（图 A.7）取  $1.5[\sigma]^t \phi$ ；
  - b) 外加强容器的组合截面处：
    - 1) 碳素钢、低合金钢、铁素体不锈钢取： $\frac{R_{cl}^t}{1.5} \phi$ ；
    - 2) 奥氏体不锈钢取： $0.9R_{p0.2}^t \cdot \phi$  和  $\frac{R_{p0.2}}{1.5} \phi$  两者中小值。

对于上述的 2、b) 条给出的强度条件，这是考虑到当受弯矩作用的截面由侧板和加强件两部分面积（这两部分面积代表的材料强度还可能是不一样的）组成时，使得整个截面发生屈服的最大的名义应力有可能小于侧板材料的  $1.5R_{eL}$  保守地考虑仍然将其控制在  $R_{eL}$  以内，即在考虑安全系数和焊接接头系数后，其强度条件应限制最大名义应力不超过  $(R_{eL}/1.5) \cdot \phi$ 。对于奥氏体不锈钢，可允许采用高应力的概念，即可采用强度条件 2、b) 2)。

当对侧板上的 A、B 类焊缝处进行校核时，强度条件中的焊接接头系数应按本部分中规定取值；当对两侧板的角接焊接接头处进行校核时，强度条件中的焊接接头系数可取为 1.0，条件是所有的角接接头应符合本部分附录 D 中图 D11 和图 D13 规定的要求，这些焊接结构实际上保证了焊接宽度应大于侧板厚度的 2 倍。

本附录中 A.4~A.6 节给出了非圆形截面容器横截面上最大弯矩处的应力，当焊接接头不在最大弯矩处而在侧板的其他部位时，应对该焊缝处的应力按表 A.5 另行进行计算和校核。

### 三、开孔补强计算

非圆形截面容器侧板上的开孔也需进行开孔补强计算。当开孔直径满足本部分中 6.1.1 和 6.3.1 的规定时,该开孔可按针对单孔的等面积法进行补强计算。由于侧板中的应力主要由弯曲应力控制,因此,与平盖上开孔的等面积补强法一样,考虑补强后结构的抗弯截面模量不低于未开孔时的抗弯模量,可取开孔直径与计算厚度乘积的一半作为需进行补强的最小面积  $A_1$ 。

对于侧板上所开的排孔,可按排孔对侧板强度的削弱而对侧板厚度整体加厚来进行计算。与本部分第 6 章中排孔补强计算相同,针对非圆形截面容器侧板上的排孔,也按削弱系数来考虑侧板中薄膜应力值的升高,如对等间距等直径的排孔:

$$\eta_m = \eta_b = \frac{L_h - d}{L_h} \quad \dots\dots\dots \text{SY (A.14)}$$

然后,取  $\eta_m$  和  $\eta_b$  与焊接接头系数  $\phi$  的小值计入强度条件,对开孔处计算得到的薄膜应力和弯曲应力进行校核。

### 三、参考文献

- [1] 洪锡纲,廖景娉,吴淑贤. 矩形截面容器中的应力与设计. 石油化工设备技术. Vol.10, No.1, 1989
- [2] 高红利,洪锡纲. 非圆形截面容器的特点及其应力计算. 暨南大学学报. Vol.24, No.1, Feb., 2003
- [3] 李光海,洪锡纲. 长圆形截面容器的应力分析. 压力容器. Vol.18, No.6, 2001
- [4] 高红利,洪锡纲,李伟军. 有限长椭圆截面容器应力计算. Vol.33, No.4, July, 2004
- [5] 张映,洪锡纲. 非圆形截面容器计算. Vol.5, No.2, Mar., 1988

## 附录 B 钢带错绕筒体

### 【GB 150.3】【附录 B 钢带错绕筒体】释义

#### 符号说明

- $B$ ——钢带宽度, mm;
- $C_2$ ——内筒腐蚀裕量, mm;
- $D_i$ ——筒体内直径, mm;
- $D_k$ ——第  $k$  层钢带层平均直径, mm;
- $e_k$ ——第  $k$  层钢带的带间间隙, mm;
- $j$ ——壁厚比, 内筒名义厚度与钢带错绕筒体名义厚度之比;
- $K_1$ ——内筒外直径与内直径之比;
- $K_2$ ——钢带层外直径与内直径之比;
- $m$ ——钢带设计层数;

- $m_c$ ——钢带计算层数;  
 $m_k$ ——第  $k$  层钢带根数;  
 $p_b^z$ ——钢带错绕筒体的轴向爆破压力, MPa;  
 $p_b^\theta$ ——钢带错绕筒体的环向爆破压力, MPa;  
 $p_c$ ——计算压力, MPa;  
 $R_{mi}$ ——内筒材料标准常温抗拉强度下限值, MPa;  
 $R_{mw}$ ——钢带材料标准常温抗拉强度下限值, MPa;  
 $R_j$ ——内筒外半径, mm;  
 $R_o$ ——钢带层外半径, mm;  
 $y$ ——系数, 取  $y=0.98$ ;  
 $\alpha$ ——相对于筒体环向的钢带平均缠绕倾角, ( $^\circ$ );  
 $\alpha_k$ ——第  $k$  层钢带的缠绕倾角, ( $^\circ$ );  
 $\delta$ ——钢带错绕筒体计算厚度, mm;  
 $\delta_n$ ——钢带错绕筒体名义厚度, mm;  
 $\delta_{ni}$ ——内筒名义厚度, mm;  
 $\delta_{nw}$ ——钢带层名义厚度, mm;  
 $\delta_r$ ——钢带厚度, mm;  
 $\phi$ ——焊接接头系数;  
 $\lambda$ ——钢带缠绕平均导程, mm;  
 $\lambda_c$ ——钢带缠绕计算导程, mm;  
 $[\sigma]^t$ ——设计温度下钢带错绕筒体材料的许用应力, MPa;  
 $[\sigma]_i^t$ ——设计温度下内筒材料的许用应力, MPa;  
 $[\sigma]_w^t$ ——设计温度下钢带材料的许用应力, MPa。

## 一、概述

钢带错绕筒体是我国首创的一种压力容器筒体结构形式,它是在较薄的内筒外面倾角错绕多层(层数为偶数)扁平钢带所构成,钢带与筒体环向成一定倾角,相邻层钢带绕向相反。自1964年研制成功以来,经过40多年的理论分析、试验研究和应用实践,我国已系统建立了钢带错绕筒体的优化设计理论,积累了丰富的设计、制造和使用经验。钢带错绕式高压气体(氢气、氮气、天然气、氢气和天然气混合气等)储罐、氨合成塔、氨冷凝器、铜液吸收塔、水压机蓄能器等高压容器已广泛应用于能源、化肥、国防、航空航天等领域。

## 二、设计思路

1、用中径公式计算钢带错绕筒体厚度。仅在计算许用应力时,考虑钢带带间间隙对筒体环向强度的影响,引入系数  $y=0.98$ 。

2、根据容器环向爆破压力为轴向爆破压力的95%的要求,确定钢带平均缠绕倾角,进而确定钢带缠绕平均导程、各层钢带缠绕倾角、同层钢带根数、带间间隙等参数。

### 三、钢带错绕筒体厚度设计

与单层圆筒计算厚度的确定方法一样,本附录采用中径公式确定钢带错绕筒体的计算厚度,如式 SY (B.1) 所示:

$$\delta = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c} \quad \dots\dots\dots \text{SY (B.1)}$$

其中,设计温度下钢带错绕筒体材料的许用应力 $[\sigma]^t$ 按式 SY (B.2) 计算:

$$[\sigma]^t = j[\sigma]_i^t + (1-j)y[\sigma]_w^t \quad \dots\dots\dots \text{SY (B.2)}$$

式中:  $j=1/8 \sim 1/4$ ,  $y=0.98$ 。

理论上讲,只要选择适当的钢带缠绕倾角,即使内筒薄到仅起密封作用,钢带层也可承受内压作用。但内筒太薄会导致刚度不足<sup>[1]</sup>。因此,结合制造实践经验,本附录要求内筒厚度不小于钢带错绕筒体厚度的 1/8。

内筒设计厚度按式 SY (B.3) 计算:

$$\delta_i = j\delta + C_2 \quad \dots\dots\dots \text{SY (B.3)}$$

将 $\delta_i$ 向上圆整至钢材标准规格的厚度得到内筒名义厚度 $\delta_{ni}$ 。

钢带计算层数按式 SY (B.4) 确定:

$$m_c = \frac{(1-j)\delta}{\delta_r} \quad \dots\dots\dots \text{SY (B.4)}$$

式中:  $\delta_r = 4 \text{ mm} \sim 8 \text{ mm}$ , 将 $m_c$ 向上圆整至最接近的偶数得到钢带设计层数 $m$ 。

钢带错绕筒体名义厚度按式 SY (B.5) 计算:

$$\delta_n = \delta_{ni} + \delta_{nw} = \delta_{ni} + m\delta_r \quad \dots\dots\dots \text{SY (B.5)}$$

### 四、钢带缠绕参数设计

#### (一) 钢带平均缠绕倾角

当内筒和钢带层的材料、厚度一定时,钢带错绕筒体的环向爆破压力(破口沿轴向)随平均缠绕倾角的增大而减少,轴向爆破压力(破口沿环向)随平均缠绕倾角的增大而增大。当环向爆破压力和轴向爆破压力相等时,筒体承载能力最大。

#### 1、环向爆破压力

采用式 SY (B.6) 计算钢带错绕筒体的环向爆破压力:

$$p_b^0 = \frac{2}{\sqrt{3}} R_{mi} \ln K_1 + R_{mw} \cos^2 \alpha \ln K_2 \quad \dots\dots\dots \text{SY (B.6)}$$

式 SY (B.6) 的相对误差在 $-8.9\% \sim 9.6\%$ , 平均相对误差为 $0.6\%$ <sup>[2]</sup>。

#### 2、轴向爆破压力

在内压作用下,钢带错绕筒体邻层钢带沿其长度方向尤其是宽度方向变形情况不一致且具有相对转动的趋势,使得钢带层间产生摩擦力。这种摩擦力使钢带可同时承受长度和宽度方向的作用力,充分利用了钢带宽度方向的强度,对筒体的轴向有显著的加强作用。综合考虑这一加强作用的钢带错绕筒体轴向爆破压力按式 SY (B.7) 计算:

$$p_b^z = \frac{K_1^2 - 1}{K_1^2} R_{mi} + R_{mw} (\sin^2 \alpha + 0.125 \cos^2 \alpha) (K_2^2 - 1) \dots\dots\dots \text{SY (B.7)}$$

式 SY (B.7) 的最大相对误差为 5.1%，平均相对误差为 2.5%<sup>[3,4]</sup>。

考虑使用安全性，应尽量避免筒体发生轴向超强度破坏。故工程设计中，常使筒体轴向强度略优于环向强度，要求环向爆破压力为轴向爆破压力的 95%<sup>[5]</sup>。由式 SY (B.6) 和式 SY (B.7) 及  $p_b^0 = 0.95 p_b^z$  得钢带平均缠绕倾角计算公式：

$$\alpha = \arccos \sqrt{\frac{0.95(K_2^2 - 1)R_{mw} + R_{mi} [0.95(K_1^2 - 1)] / K_1^2 - 2 \ln K_1 / \sqrt{3}}{R_{mw} [\ln K_2 + 0.83125(K_2^2 - 1)]}} \dots\dots\dots \text{SY (B.8)}$$

计算所得  $\alpha$  应在 15°~30°，否则应调整壁厚比重新设计。若  $\alpha$  过大，应增大壁厚比； $\alpha$  过小，则减小壁厚比。钢带缠绕倾角过大，同层的钢带根数增加，层间贴合质量难以保证；钢带缠绕倾角过小，则钢带两端与端部锥面焊接的斜边较长，难以将斜边与锥面贴紧。端部焊接部位结构见图 SYB.1。

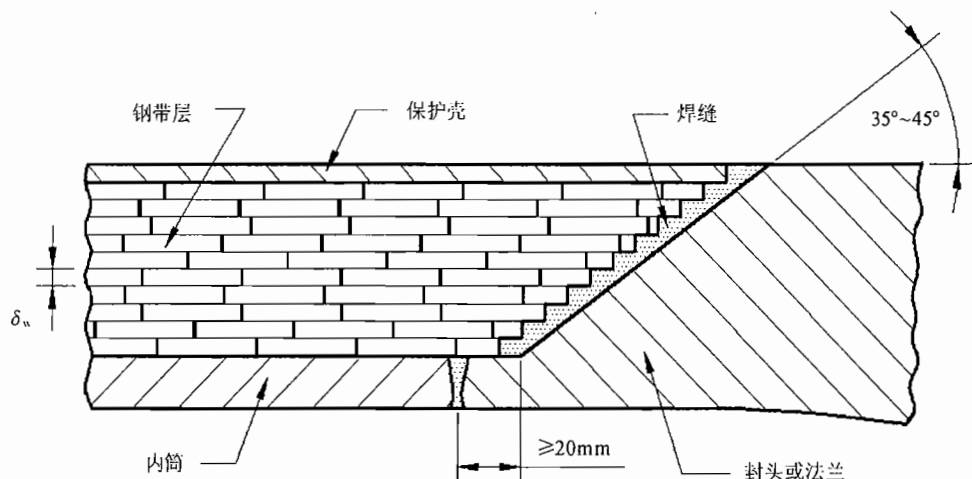


图 SYB.1 钢带与端部锥面焊接结构示意图

## （二）其他缠绕参数

### 1、钢带缠绕平均导程

钢带缠绕计算导程按式 SY (B.9) 确定：

$$\lambda_c = 2\pi \left( \frac{R_o / R_i}{2} \right) \tan \alpha \dots\dots\dots \text{SY (B.9)}$$

设计时钢带缠绕平均导程  $\lambda$  应根据绕带机床实际导程表选择与  $\lambda_c$  最接近的数值， $\lambda$  可以数层或者全部钢带层取同一值，以方便缠绕操作。

### 2、钢带缠绕倾角

第  $k$  层钢带的缠绕倾角按式 SY (B.10) 计算：

$$\alpha_k = \arctan(\lambda / \pi D_k) \dots\dots\dots \text{SY (B.10)}$$

### 3、同层钢带根数

第  $k$  层钢带的根数按式 SY (B.11) 计算：

$$m_k = (\pi D_k / B) \sin \alpha_k \quad \dots\dots\dots \text{SY (B.11)}$$

式中取  $B = 80 \text{ mm} \sim 160 \text{ mm}$ ,  $m_k$  向上圆整至最接近的整数。

#### 4、带间间隙

第  $k$  层钢带的带间间隙按式 SY (B.12) 计算:

$$e_k = (\pi D_k / m_k) \sin \alpha_k - B \quad \dots\dots\dots \text{SY (B.12)}$$

同层钢带中, 相邻钢带的间隙应不大于 3mm。设计计算时, 若第  $k$  层钢带的带间间隙  $e_k$  计算值大于 3mm, 须调整导程, 重新计算。

### 五、参考文献

- [1] 郑津洋. 扁平绕带式压力容器优化设计理论及工程应用研究 [D]. 杭州: 浙江大学. 1992
- [2] 郑津洋等. 新型绕带式压力容器的设计准则 [J]. 浙江大学学报. 1993, 27 (3): 324-333
- [3] Zheng J. New method for design of flat steel ribbon-wound pressure vessels [J]. Journal of Pressure Vessel Technology-Transactions of The ASME. 1998, 120 (3): 252-255
- [4] 朱国辉, 郑津洋著. 新型绕带式压力容器 [M]. 北京: 机械工业出版社. 1995
- [5] 郑津洋, 陈志平著. 特殊压力容器 [M]. 北京: 化学工业出版社. 1997

## 附录 C 密封结构

### 【GB 150.3】【附录 C 密封结构】释义

#### 符号说明

- $b'$ ——密封面宽度, mm;
- $E_m$ ——螺栓材料的弹性模量, MPa;
- $F_m$ ——摩擦力, N;
- $F_n$ ——轴向自紧力, N;
- $f_D$ ——内压作用的径向有效环面积,  $\text{mm}^2$ ;
- $f_F$ ——双锥环一个锥面上的密封接触面积,  $\text{mm}^2$ ;
- $f_m$ ——螺栓的截面积,  $\text{mm}^2$ ;
- $f_P$ ——平盖上内压作用的面积,  $\text{mm}^2$ ;
- $L$ ——预紧结束时的螺栓长度, mm;
- $m$ ——垫片系数
- $m_0$ ——最小密封比压系数;
- $m_1$ ——预热结束时的密封比压系数;
- $N_0$ ——双锥密封面上的法向压紧力, N;



$n$ ——主螺栓的个数;  
 $p_F$ ——密封比压, MPa;  
 $p_{F0}$ ——最小密封比压, MPa;  
 $p_{Fi}$ ——预热结束时的密封比压, MPa;  
 $p_0$ ——最小密封比压时的内压, MPa;  
 $p_1$ ——预热结束时的内压, MPa;  
 $V_P$ ——双锥环自紧作用的径向分力, 每个锥面上承担  $V_P/2$ , N;  
 $V_R$ ——双锥环回弹作用的径向分力, 每个锥面上承担  $V_R/2$ , N;  
 $W_s$ ——内压作用下的单个螺栓力, N;  
 $W'_s$ ——内压作用下的单个螺栓力增量, N;  
 $\Delta D$ ——操作状态因螺栓伸长而产生的双锥环径向回弹量, mm;  
 $\Delta D_0$ ——预紧状态产生的双锥环径向压缩量, mm;  
 $\Delta L$ ——内压作用引起的螺栓伸长量, mm;  
 其余符号见 GB 150.3 附录 C。

## 一、修订背景

近年来, 高压容器大型化发展十分迅速。2006 年国务院颁布了《国务院关于加快振兴装备制造业的若干意见》, 确定大型石化装备是我国重点发展的 16 项重大技术装备之一。大型设备与小型的相比具有制造成本低、占地面积少、管线阀门少等优势。例如, 建一套 100 万 t/a 的焦化装置, 选用 2 台直径为 8400mm 的焦炭塔比选用 4 台直径为 6000mm 焦炭塔节省投资 880 万元; 制造 1 台单重 1000t 的石化设备与制造 2 台单重 500t 的设备相比, 前者所用的材料和加工费用比后者节省 30%~40%<sup>[1-3]</sup>。

设备的大型化促进了密封结构的大型化。高压密封结构具有多种形式, 其中双锥密封具有优良的综合性能, 是一种在高压容器中广泛使用的密封结构。但是, GB 150—1998《钢制压力容器》附录 G 中规定, 双锥密封结构仅适用于内直径  $\phi 400\text{mm} \sim \phi 2000\text{mm}$ 、设计压力 6.4MPa~35MPa、设计温度为 0℃~400℃的压力容器, 已经难以适应当前高压容器大型化的发展需求, 行业内也迫切需要建立起一套成熟的大直径双锥密封结构的设计方法。

新版 GB 150.3 附录 C 密封结构与原标准相比的主要变化是: 将双锥密封结构的内直径上限从  $\phi 2000\text{mm}$  增加至  $\phi 3200\text{mm}$ 。其余密封结构, 包括金属平垫密封、伍德密封、卡扎里密封、八角垫和椭圆垫密封、卡箍紧固结构, 除许用应力做适当调整外, 整体保持不变。

该部分主要针对改动较大的双锥密封结构设计进行说明, 主要研究内容包含以下两个方面:

(1) 验证内直径上限从  $\phi 2000\text{mm}$  增加至  $\phi 3200\text{mm}$  后, 新版 GB 150.3 附录 C 中双锥密封结构设计方法的可行性;

(2) 影响双锥密封性能的因素有很多, 其中双锥环内圆柱面与平盖支撑面间的单侧径向间隙  $g$  (后文简称径向间隙) 以及双锥环的自紧系数  $A/(A-C)$  是两个关键参数。

该部分从这两个关键参数着手,通过理论分析和数值计算,得出径向间隙和自紧系数的合理取值范围,并形成标准中表 C.6 双锥环的系列结构尺寸。

## 二、修订内容

- 1、双锥密封结构的内直径从  $\phi 400\text{mm} \sim \phi 2000\text{mm}$  调整为  $\phi 400\text{mm} \sim \phi 3200\text{mm}$ ;
- 2、径向间隙的取值范围从  $g=(0.1\% \sim 0.15\%)D_1$  调整为  $g=(0.075\% \sim 0.125\%)D_1$ 。

## 三、修订依据

### (一) 理论分析

#### 1、双锥密封受力分析

预紧状态下双锥环的受力分析可参考文献[2,3]。操作状态下,主螺栓承受三部分力,因此,主螺栓载荷  $W_p$  可表示为:

$$W_p = F + F_p + F_c \quad \dots\dots\dots \text{SY (C.1)}$$

#### a) 内压引起的总轴向力 $F$

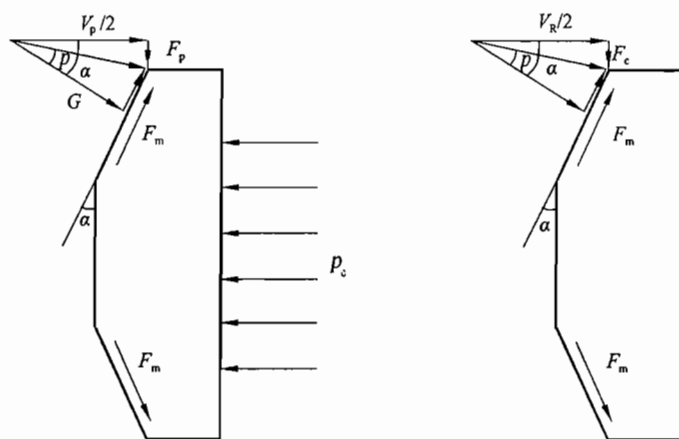
$$F = p_c f_p = 0.785 D_G^2 p_c \quad \dots\dots\dots \text{SY (C.2)}$$

#### b) 双锥环自紧作用的轴向分力 $F_p$

$$F_p = \frac{V_p}{2} \tan(\alpha - \rho) = 1.57 D_G b p_c \tan(\alpha - \rho) \quad \dots\dots\dots \text{SY (C.3)}$$

#### c) 双锥环回弹力的轴向分力 $F_c$

$$F_c = \frac{V_R}{2} \tan(\alpha - \rho) = \pi E f \frac{(2g - \Delta D)}{D_G} \tan(\alpha - \rho) \quad \dots\dots\dots \text{SY (C.4)}$$



a) 内压自紧力分析

b) 回弹自紧力分析

图 SYC.1 双锥环操作状况受力分析

考虑到双锥环厚度  $B$  与  $D_1$  比值很小, 取  $D_G = D_1$ , 则实际操作状况下主螺栓载荷为:

$$W_p = 0.785 D_G^2 p_c + 1.57 D_G b p_c \tan(\alpha - \rho) + 3.14 f \frac{(2g - \Delta D)}{D_1} E \tan(\alpha - \rho) \dots\dots SY (C.5)$$

偏于安全考虑, 设计螺栓时, 假设操作状态下双锥环内圆柱面仍然和平盖支撑面相接触, 即  $\Delta D = 0$ , 因此操作状态下的主螺栓载荷  $W_p$  可按照式 SY (C.6) 进行计算:

$$W_p = 0.785 D_G^2 p_c + 1.57 D_G b p_c \tan(\alpha - \rho) + 3.14 f \frac{2g}{D_1} E \tan(\alpha - \rho) \dots\dots SY (C.6)$$

## 2、密封比压分析

为求得操作状态下双锥环上的密封比压, 将式 SY (C.1) 表示为:

$$W_p = F + (F_p + F_c) = F + F_n = p_c f_p + F_n = n W_s \dots\dots SY (C.7)$$

操作状态下, 单个螺栓的螺栓力还可以表示为:

$$W_s = W_s' + W_a / n \dots\dots SY (C.8)$$

由式 SY (C.7) 和式 SY (C.8) 得:

$$W_s' = (p_c f_p + F_n - W_a) / n \dots\dots SY (C.9)$$

由材料力学相关理论和几何关系可得:

$$\Delta L = (W_s' L) / (f_m E_m) \dots\dots SY (C.10)$$

$$\Delta D = \Delta L \tan \alpha = (W_s' L \tan \alpha) / (f_m E_m) \dots\dots SY (C.11)$$

故有

$$\Delta D = [(p_c f_p + F_n - W_a) L \tan \alpha] / (n f_m E_m) \dots\dots SY (C.12)$$

定义轴向自紧力  $F_n = F_p + F_c$ , 由式 SY (C.3)、式 SY (C.4) 和式 SY (C.12) 可得:

$$F_n = \frac{\left[ \left( 1.57 D_G b - \frac{3.14 L E f_p \tan \alpha}{n D_1 E_m f_m} \right) p_c + 3.14 E f \left( \frac{2g}{D_1} + \frac{L W_a \tan \alpha}{n D_1 E_m f_m} \right) \right] \tan(\alpha - \rho)}{\left[ 1 + \frac{3.14 L E f \tan \alpha \tan(\alpha - \rho)}{n D_1 E_m f_m} \right]} \dots\dots SY (C.13)$$

操作状态下的密封比压  $P_F$  由轴向自紧力  $F_n$  引起, 由图 SYC.1 可知  $F_n$  对应的径向合力  $V_n/2 = V_P/2 + V_R/2$ , 因此  $p_F$  可表示为:

$$p_F = \frac{F_n \cos \rho}{f_F \sin(\alpha - \rho)} = \frac{V_n \cos \rho}{2 f_F \cos(\alpha - \rho)}$$

$$= \frac{\left[ \left( 1.57 D_G b - \frac{3.14 L E f_p \tan \alpha}{n D_1 E_m f_m} \right) p_c + 3.14 E f \left( \frac{2g}{D_1} + \frac{L W_a \tan \alpha}{n D_1 E_m f_m} \right) \right] \cos \rho}{\left[ 1 + \frac{3.14 L E f \tan \alpha \tan(\alpha - \rho)}{n D_1 E_m f_m} \right] f_F \cos(\alpha - \rho)} \dots\dots\dots \text{SY (C.14)}$$

式中单个密封面的面积  $f_F = \pi D_G b'$ 。

$$\begin{aligned} \text{令} \quad M &= \frac{\left( 1.57 D_G b - \frac{3.14 L E f_p \tan \alpha}{n D_1 E_m f_m} \right) \cos \rho}{\left[ 1 + \frac{3.14 L E f \tan \alpha \tan(\alpha - \rho)}{n D_1 E_m f_m} \right] f_F \cos(\alpha - \rho)} \\ N &= \frac{3.14 E f \left( \frac{2g}{D_1} + \frac{L W_a \tan \alpha}{n D_1 E_m f_m} \right) \cos \rho}{\left[ 1 + \frac{3.14 L E f \tan \alpha \tan(\alpha - \rho)}{n D_1 E_m f_m} \right] f_F \cos(\alpha - \rho)} \end{aligned}$$

则式 SY (C.14) 可改写为:

$$p_F = M p_c + N \dots\dots\dots \text{SY (C.15)}$$

由式 SY (C.15) 可知, 双锥环内圆柱面和平盖支撑面分离后, 密封比压随内压的增加而线性增加。定义  $A/(A-C)$  为双锥环的自紧系数, 根据 GB 150 中相关设计内容, 当内压一定时双锥环尺寸  $A$  一定, 如果设计的双锥环尺寸  $C$  越大, 则有效高度  $b$  越大而锥面宽度  $b'$  越小, 此时自紧系数和斜率  $M$  越大, 随内压升高密封性能越好。

### 3、危险点最小密封比压

需要注意的是, 式 SY (C.15) 不能分析双锥环内圆柱和平盖支撑面分离前密封比压的变化情况, 主要原因是理论分析时忽略了双锥环受压缩时截面发生的变化。预紧状态下, 当预紧力大于  $W_a'$  后, 由于平盖支撑面的阻挡, 双锥环在径向方向上难以继续被压缩, 此时仅能通过压缩截面来储存该部分回弹能量。操作状态下, 开始升压时内压较低, 双锥环的自紧作用不强, 但是内压仍然会引起平盖向上移动和筒体向外膨胀。此时双锥环发生回弹会优先释放预紧力超过  $W_a'$  后截面压缩所储存的那部分能量, 抑制锥面上密封比压的下降。由于理论分析时没有考虑双锥环截面积发生的变化, 假定双锥环内圆柱面与平盖的圆柱支承面分离前主螺栓不伸长, 平盖和筒体不产生位移, 故无法分析密封比压的下降过程。只有当内压升高至双锥环内圆柱和平盖支撑面分离以后, 主螺栓开始伸长, 密封比压才会与式 SY (C.15) 中描述的一致, 随内压增加而线性增加。为了完整的描述操作状态下密封比压先下降后上升的过程, 有必要对升压过程中的危险点 (最小密封比压) 进行分析<sup>[4-6]</sup>。

根据式 SY (C.7) 和式 SY (C.12), 双锥环内圆柱和平盖支撑面分离的瞬间  $\Delta D = 0$ ,  $W_p = W_a$ , 设此时的内压  $p_c = p_0$ , 双锥环回弹力引起的轴向分力  $F_c = F_0$ , 最小密封比压  $p_{F(\min)} = p_{F0}$ , 由式 SY (C.1) 和式 SY (C.6) 可得:

$$p_0 = \frac{W_a - F_0}{0.785D_G^2 + 1.57D_G b \tan(\alpha - \rho)} \quad \text{..... SY (C.16)}$$

此时每个锥面上的径向合力为  $V_n/2 = V_P/2 + V_R/2$ , 将参考文献[3]中  $V_R$  和  $V_P$  表达式代入式 SY (C.14), 可得密封比压  $p_{F0}$  为:

$$p_{F0} = \left( \frac{bp_0}{2b'} + \frac{Ef}{D_G b'} \times \frac{2g}{D_G} \right) \frac{\cos \rho}{\cos(\alpha - \rho)} \quad \text{..... SY (C.17)}$$

设密封比压  $p_{F0}$  时的密封比压系数  $m_0 = p_{F0} / p_0$ , 则

$$m_0 = \left[ \frac{(A+C)\cos \alpha}{2(A-C)} + \frac{2gEf}{p_0 D_G^2 b'} \right] \frac{\cos \rho}{\cos(\alpha - \rho)} \quad \text{..... SY (C.18)}$$

由式 SY (C.18) 可知, 等式右侧第一项是双锥环几何尺寸对密封比压系数的影响, 第二项为双锥环初始径向间隙  $g$  对密封比压系数的影响。为保证操作状态下的密封性能,  $m_0$  必须大于垫片所需的操作密封比压系数  $m$ 。根据 GB 150 相关内容, 假设锥面上采用铝垫片 (垫片系数为 4), 取  $C=0.5A \sim 0.6A$ , 即自紧系数为 2~2.5。若设计时选择  $C=0.6A$ , 第一项的贡献为 1.7, 第二项值至少需要 2.3 才能保证加压过程中不发生泄漏; 若  $C=0.55A$ , 第一、二项的贡献分别为 1.5 和 2.5; 若  $C=0.5A$ , 第一、二项的贡献分别为 1.3 和 2.7。因此可以看出升压开始阶段, 初始径向间隙对密封比压的影响比自紧系数更为显著, 因此有必要对最小密封比压和初始径向间隙之间的关系开展深入研究。

综上所述, 操作状态下双锥环内圆柱和平盖支撑面分离前, 初始径向间隙  $g$  对密封性能的影响占据主导地位; 此后随着内压不断的升高, 自紧系数对密封性能的影响占据主导地位。为了完整的考虑双锥密封过程, 需要综合考虑初始径向间隙  $g$  和自紧系数对密封性能的影响。

## (二) 数值分析

### 1、有限元分析模型

本章将根据文献[7-10]的试验装置建立双锥密封结构的有限元分析模型, 采用非线性接触算法对密封过程进行数值模拟, 将有限元分析结果与试验结果进行对比, 验证模型的可靠性。接着采用 GB 150.3 附录 C 中双锥密封结构设计方法, 将试验模型适量放大, 以某厂的大型氨合成塔为分析对象, 采用热耦合分析技术, 探讨径向间隙和自紧系数的合理取值范围。

#### 1) 双锥密封试验装置

双锥密封试验装置如图 SYC.2 所示。试验的双锥环包含 2 种结构尺寸 (表 SYC.1 的 1#环和 2#环), 考虑到装置是周期性对称结构, 为了减少计算工作量, 取整体结构的 1/24 建立有限元模型, 分别记为模型 A 和 B。模型包括两对称面间的螺栓、螺母、双锥环、顶盖和底座。1/24 实体模型如图 SYC.3 所示。

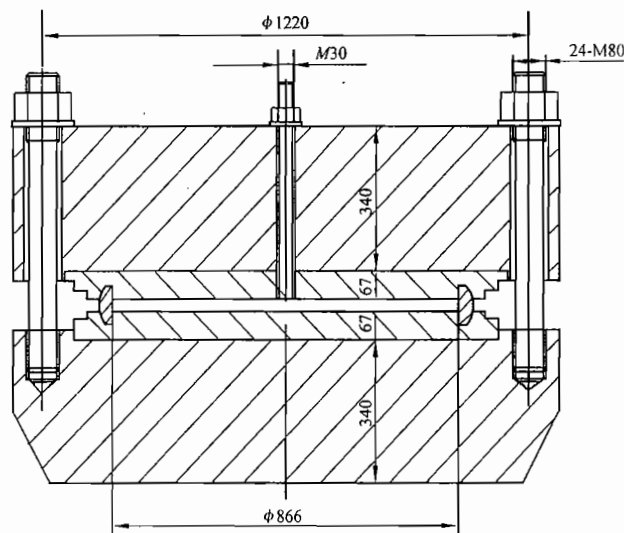


图 SYC. 2 双锥密封试验装置

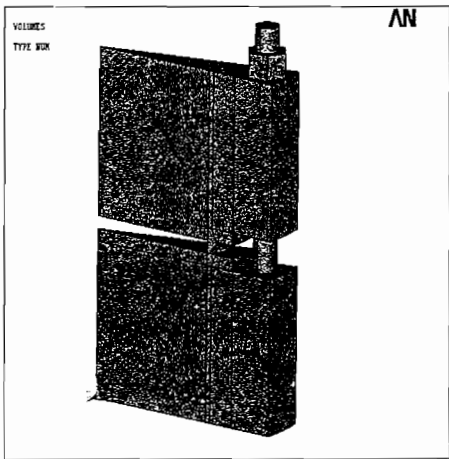


图 SYC. 3 双锥密封试验装置实体模型

基本假设、边界条件、载荷工况和材料参数见文献[2,5]。

表 SYC. 1 试验装置的双锥环尺寸

环号	材料	几何尺寸, mm					
		<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D<sub>i</sub></i>	$\alpha$	<i>g</i>
1#	20	90	34	31	900	30°	0.55
2#	Q345	75	30	30	900	30°	0.50

2) 大直径双锥密封装置

本节参考某内直径为 $\phi 3200\text{mm}$  的氨合成塔进行分析。该氨合成塔设计/工作压力 12.6/11.46MPa，塔上部密封结构处的设计/工作温度 300/250℃。分析时双锥密封结构主要分为 2 个系列，其设计参数分别如表 SYC.2 和表 SYC.3 所示。No.1 系列模型主要考

考虑双锥环自紧系数  $A/(A-C)$  对密封性能的影响,  $g$  取  $0.1\%D_1$ ; No.2 系列模型主要考虑径向间隙  $g$  对密封性能的影响, 自紧系数  $A/(A-C)$  取 2.2。模型主螺栓个数都为 32 根。

表 SYC.2 No.1 系列双锥密封结构模型参数

模型	设计参数			双锥环几何尺寸, mm						结构尺寸, mm		
	$D_i$ mm	设计 压力 MPa	设计 温度 ℃	$A$	$B$	$C$	$\frac{A}{A-C}$	$\alpha$	$g$	$\delta_p$	$\delta$	$l$
No.1	3200	12.6	300	153	39	69	1.8	$30^\circ$	3.16	600	200	1420
					40	76	2.0					
					41	84	2.2					
					43	91	2.5					
					45	99	2.8					

表 SYC.3 No.2 系列双锥密封结构模型参数

模型	设计参数			双锥环几何尺寸, mm					结构尺寸, mm		
	$D_i$ mm	设计 压力 MPa	设计 温度 ℃	$A$	$B$	$C$	$\alpha$	$g/D_1$	$\delta_p$	$\delta$	$l$
No.2	3200	12.6	300	153	41	84	$30^\circ$	0.04% ~0.14%	600	200	1420

根据圣维南原理, 当筒体长度  $L > 2.5\sqrt{Rt}$  ( $R$  代表筒体的平均半径,  $t$  代表筒体的壁厚), 可消除筒体边缘处应力分布对双锥环处应力分布的影响。图 SYC.4 为 2 个系列模型的结构尺寸, 考虑到模型的周期性对称特性, 取整体的 1/32 建立有限元模型, 网格划分如图 SYC.5 所示。本次以金属软垫片双锥密封结构为分析对象, 软垫片取铝垫。根据 GB 150 查得, 铝垫的垫片比压力 60.7MPa, 垫片系数  $m=4$ , 操作状态下操作密封比压取  $mp_c$ 。

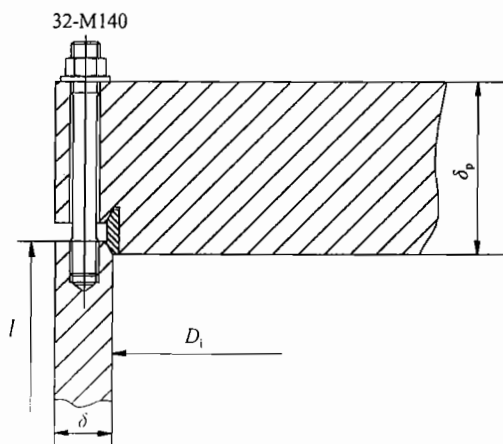


图 SYC.4 模型整体结构尺寸

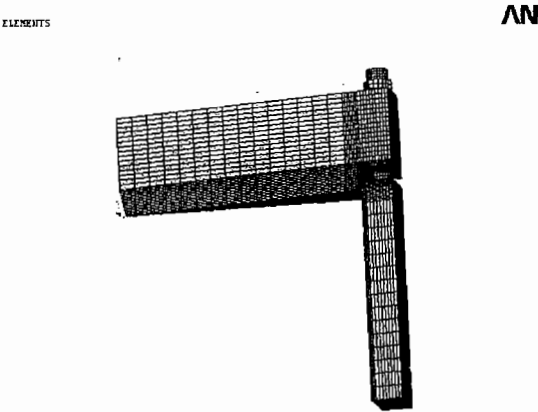


图 SYC.5 1/32 有限元网格模型

氨合成塔双锥密封结构模拟过程：

- a) 常温下对氨合成塔上双锥密封结构进行预紧；
- b) 常温下将塔体内介质压力逐渐升高至 5MPa；
- c) 保持内部压力为 5MPa 进行预热，结束时双锥密封结构内壁温度约 250℃，为保守起见本次取 300℃（设计温度）；
- d) 最后将塔体内介质压力逐渐升高至 12.6MPa。

边界条件和载荷工况：

常温预紧状态和常温操作状态的边界条件和载荷施加方式与试验模型的加载方式基本一致；预热进行温度场分析时，将结构分析单元转换为热分析单元，定义随温度变化的材料参数及接触面热阻，计算得到温度场分布。热分析结束后将模型再次转换成结构分析模型，预热阶段依次读入随时间变化的温度场，作为体载荷加载；此后需与内压载荷进行耦合，其边界条件和载荷施加方式与试验模型的加载方式基本一致。

材料参数：双锥密封结构各部件材料选用见表 SYC.4。不同温度下的材料性能参数见文献[11,12]。

表 SYC.4 各部件材料

部件名称	双锥环			顶盖	筒体	螺栓
材料名称	35	Q345	20MnMo	Q345	Q345R	40CrNiMo

2、有限元模型的试验验证

为验证有限元模型的准确性，文献[2,5]已经将计算结果与试验数据<sup>[7-10]</sup>进行了对比。对比结果显示有限元的计算结果与试验具有较好的一致性，表明本模型能够较准确的预测双锥密封过程。

3、自紧系数对双锥密封性能的影响分析

1) 操作状态下的密封过程

双锥环的自紧系数对密封性能影响显著。由理论分析可知，自紧系数增加，密封比压随内压的增长斜率也相应增加。本节将通过数值分析证明这一结论，并找出自紧系数



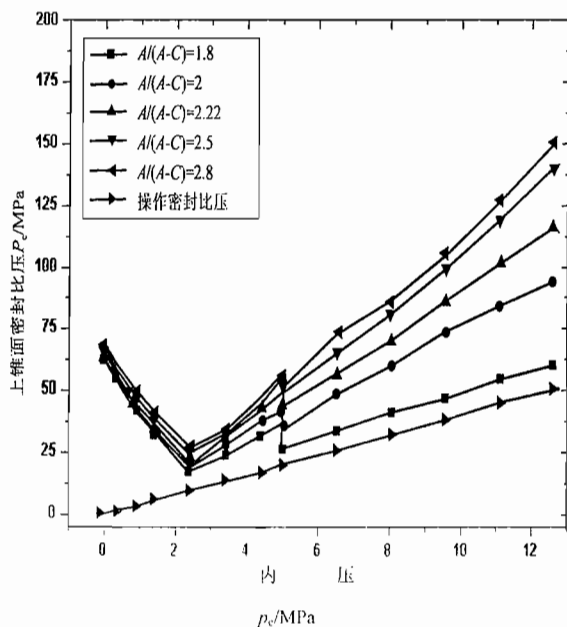
的合理取值范围。

图 SYC.6 和 SYC.7 为操作状态下双锥环密封比压随内压的变化关系,材料分别为 20MnMo 和 Q345。由图可以看出,操作状态下氨合成塔的双锥密封过程主要分为 3 个阶段:首先是常温加载阶段,内部压力由常压升高至 5MPa;接着保持压力在 5MPa 左右开始预热;最后将内部压力升高至正常操作压力。因此图中在 5MPa 左右时,由于温度影响密封比压会产生一定的波动,但是整个升压过程中仍然满足先下降后上升的趋势。要保证操作状态下密封结构不发生泄漏,应当同时满足以下 3 点:

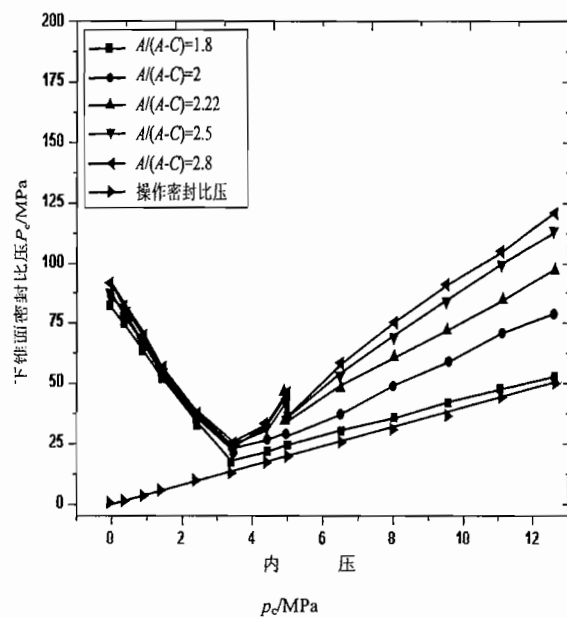
- 升压初始阶段,双锥环内圆柱和平盖支撑面分离之前不发生泄漏,即最小密封比压不低于操作密封比压;
- 双锥环内圆柱和平盖支撑面分离以后,密封比压随内压呈线性增长关系,双锥环需要足够的自紧系数以保证密封比压的增长斜率  $M$  不低于操作密封比压的增长斜率。对于带垫片双锥密封结构,操作密封比压的增长斜率为垫片系数;
- 高温工况下,双锥环材料的屈服强度降低会影响其回弹性能。因此还需要保证预热完成后的密封比压不低于操作密封比压。

由图 SYC.6 和 SYC.7 可以看出,双锥环内圆柱面和平盖支撑面分离之前,自紧系数对最小密封比压处的密封性能影响不十分明显。但是随着压力不断上升,自紧系数的增加会使得密封比压的增长斜率不断上升。图 SYC.8 为操作状态下锥面上密封比压的增长斜率随自紧系数的变化关系。经分析, Q345 钢和 20MnMo 钢的双锥环当自紧系数  $A/(A-C)$  小于 1.85 时,密封比压斜率  $M$  小于垫片系数  $m$ ,密封比压的增长斜率低于操作密封比压的增长斜率,说明该自紧系数条件下的双锥环无法充分发挥其自紧作用。

进一步研究发现,当  $A/(A-C) < 2.0$  时,密封比压的增长斜率  $M$  较低,双锥环自紧作用不强;当  $A/(A-C) > 2.5$  时,随自紧系数增加密封比压的增长斜率已不发生明显变化,而且自紧系数取值过大会导致密封面过窄,当内压较大时双锥环的接触面会产生较大滑动,过窄的密封面会对密封不利。因此自紧系数取  $2.0 \leq A/(A-C) \leq 2.5$  较为合适。

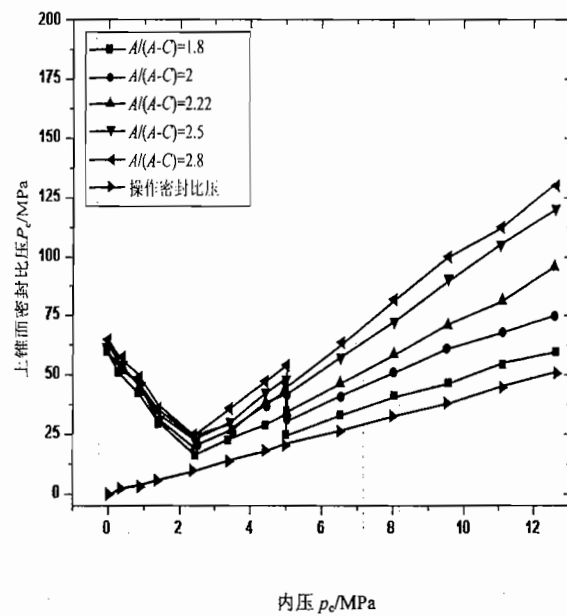


a) 上锥面密封比压

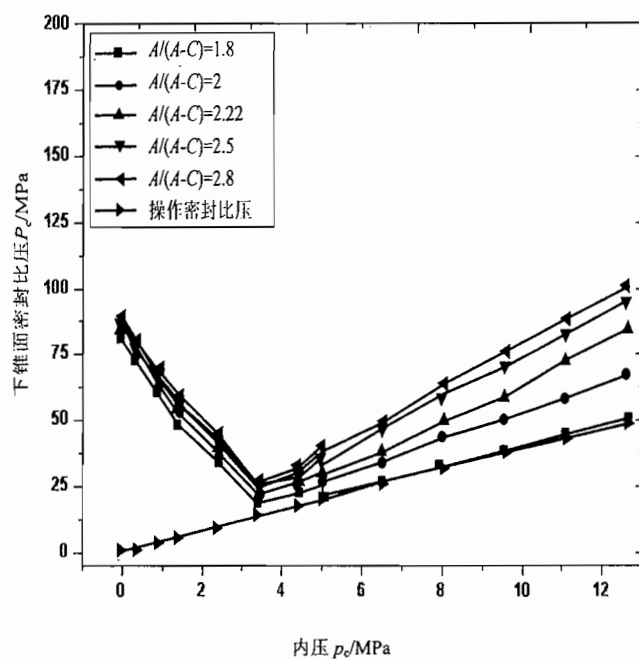


b) 下锥面密封比压

图 SYC.6 双锥环材料为 20MnMo 操作状态下锥面上密封比压随内压的变化关系

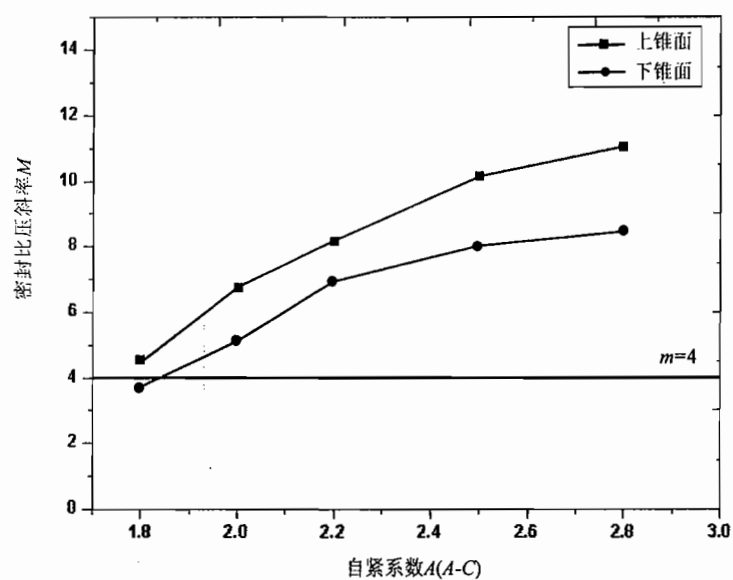


a) 上锥面密封比压

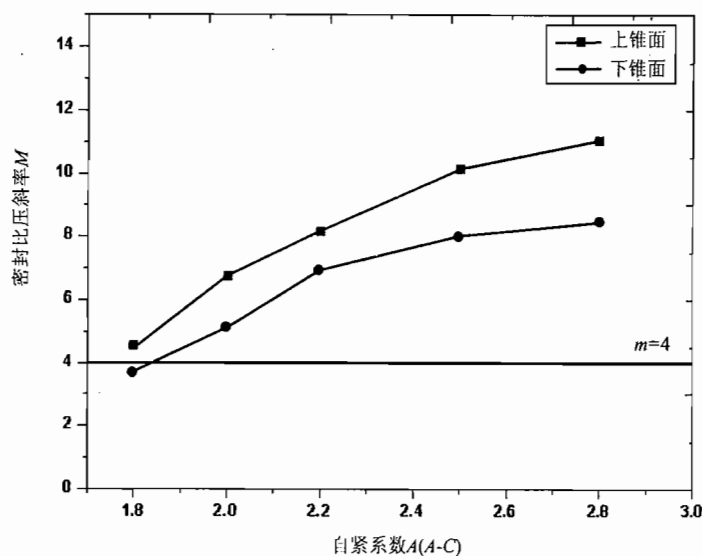


b) 下锥面密封比压

图 SYC.7 双锥环材料为 Q345 操作状态下锥面上密封比压随内压的变化关系



a) Q345



b) 20MnMo

图 SYC.8 操作状态下锥面上密封比压的增长斜率随自紧系数的变化关系

## 2) 小结

综上所述, 自紧系数的取值范围仍然可以按照原标准中  $2.0 \leq A/(A-C) \leq 2.5$  [相当于  $C = (0.5 \sim 0.6)A$ ] 进行选取。参考原标准中的双锥环系列尺寸表 G6, 当  $20\text{MPa} \leq p_c \leq 35\text{MPa}$  时, 取  $C=0.5A$ ;  $10\text{MPa} \leq p_c < 20\text{MPa}$  时, 取  $C=0.55A$ ; 内压  $6.4\text{MPa} \leq p_c < 10\text{MPa}$  时, 取  $C=0.57A$ 。双锥环系列结构尺寸的推荐值见新版 GB 150.3 附录 C 表 C.6。

## 4. 径向间隙对双锥密封性能的影响分析

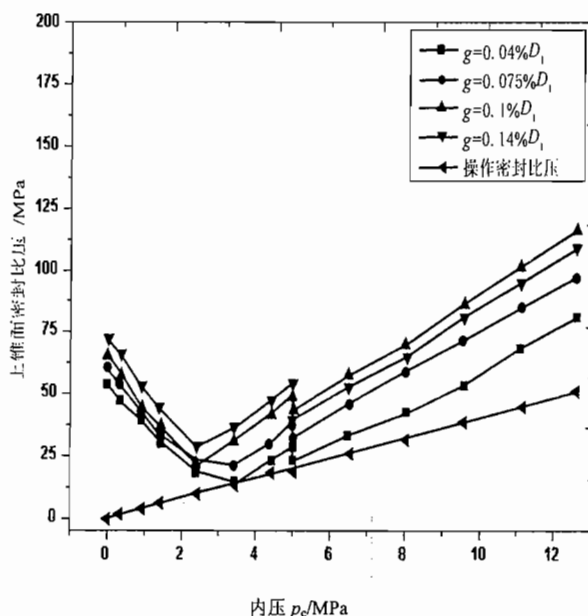
### 1) 操作状态下的密封过程

理论分析可知, 除自紧系数外, 径向间隙  $g$  也对双锥密封性能有较大的影响。升压开始时, 锥面上的密封比压主要由双锥环压缩变形产生的回弹力提供。如果径向间隙取值太小, 双锥环无法充分发挥自身的回弹作用, 导致内压较低时锥面上不能维持足够的密封比压。随着径向间隙的增加, 预紧阶段双锥环的压缩量逐渐增加, 回弹力增强, 对密封性能有利。但是  $g$  在不断增加过程中会伴随材料应力水平上升, 当  $g$  增加到一定值以后, 双锥环上的应力会超过材料的屈服强度, 产生塑性变形。已有研究结果表明, 如果双锥环塑性变形过多, 会影响其回弹性能, 反而对密封不利<sup>[2,4,6,13]</sup>。因此  $g$  选取时存在一个最优范围。

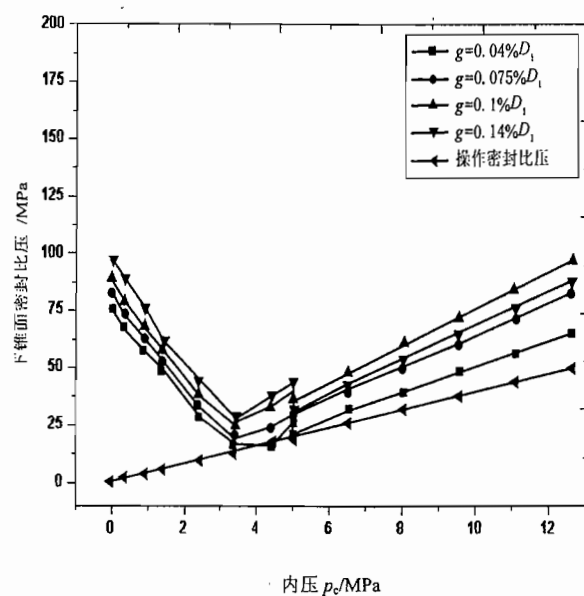
选用的双锥环材料不同时, 由于不同材料屈服强度上存在差异, 即使径向间隙  $g$  相同, 双锥环上的塑性变形也不同。为考虑不同材料对密封性能的影响, 本次选取 2 种双锥环材料进行分析。图 SYC.9 和图 SYC.10 中双锥环材料分别为 20MnMo 和 Q345。由于两种材料常温下的屈服强度都比较高, 因此密封性能基本随着  $g$  值的增加而上升。但是预热结束以后,  $300^\circ\text{C}$  下 Q345 钢的屈服强度仅  $216\text{MPa}$ , 远小于 20MnMo 钢的  $286\text{MPa}$ ,

应力水平相当时, 预热结束后 Q345 钢双锥环上的塑性变形大于 20MnMo 钢, 回弹性能 20MnMo 钢优于 Q345 钢。通过图 SYC.9 和图 SYC.10 对比发现, 虽然自紧系数相同使得密封比压增加的斜率基本一致, 但是预热完成时 Q345 钢的密封比压比 20MnMo 钢下降明显, 因此升压后期 Q345 钢双锥环的密封比压普遍低于 20MnMo 钢。可见, 在高温下选用屈服强度较高的双锥环材料的对密封性能有利。

选用的双锥环材料相同时, 不同的径向间隙  $g$  也会对密封性能产生较大影响。以图 SYC.9 中 20MnMo 材料为例, 径向间隙按照  $g=0.14\%D_1$  设计时, 预紧结束和常温工况下的密封比压较大, 但是该径向间隙会导致双锥环在预紧阶段产生的压缩变形过大, 预热后双锥环材料会产生较多的塑性变形, 导致密封性能不佳; 若按照  $g=0.04\%D_1$  设计, 又会因为径向间隙取值太小而无法充分发挥双锥环的回弹作用性能, 图中也显示锥面上的最小密封比压低于操作密封比压而发生泄漏。因此下文将结合数值计算结果分析升压过程中危险点处密封比压对双锥密封性能的影响, 进而给出径向间隙的最优取值范围。

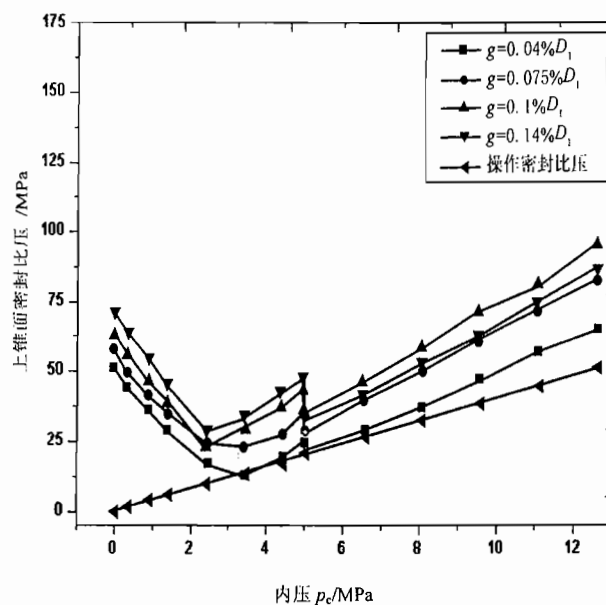


a) 上锥面密封比压



b) 下锥面密封比压

图 SYC.9 双锥环材料为 20MnMo 操作状态下锥面上密封比压随内压的变化关系



a) 上锥面密封比压

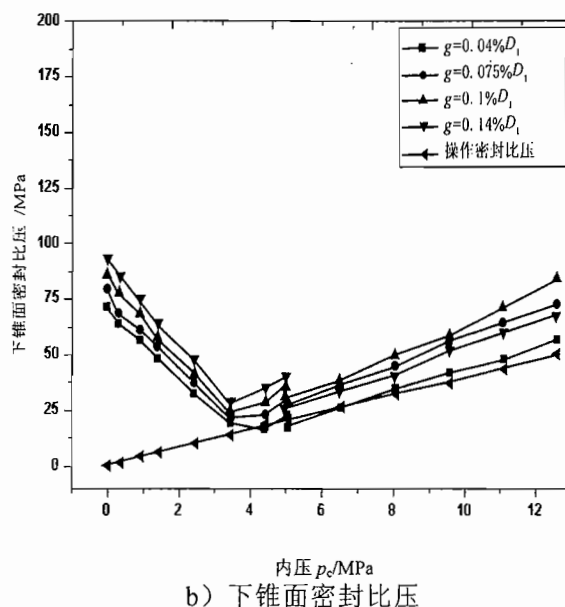


图 SYC.10 双锥环材料为 Q345 操作状态下锥面上密封比压随内压的变化关系

## 2) 操作状态下危险点的密封比压

双锥密封结构的泄漏量随内压升高先增加后减小, 密封比压先减小后增加, 操作过程中密封比压存在最小值, 该时刻是操作状态下的危险点之一; 高温工况下由于材料屈服强度降低, 塑性变形增大, 双锥环回弹性能下降, 因此还需要兼顾预热结束时的密封比压。

本节取该两个时刻危险点的密封比压系数作为参考指标。对于最小密封比压:

记  $m_0 = p_{F0} / p_0$ ;

对于预热结束后的密封比压:

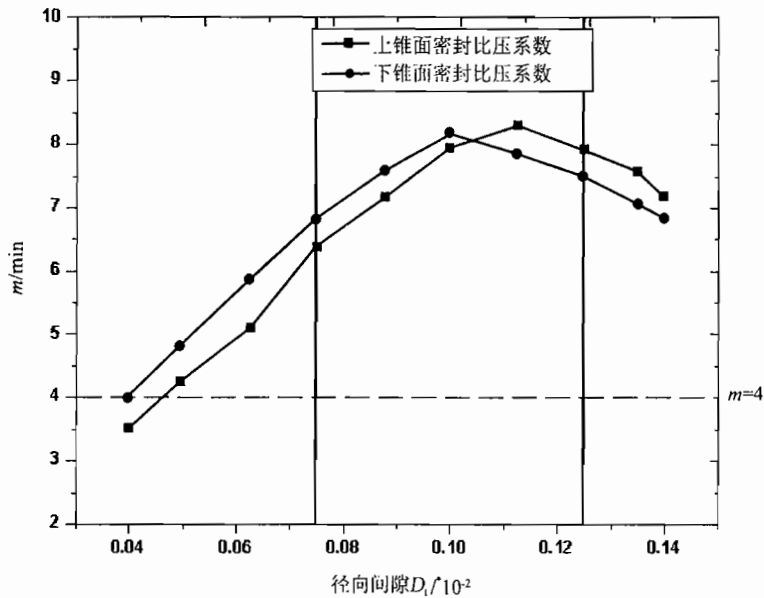
记  $m_1 = p_{F1} / p_1$ ;

取  $m_{\min} = \min(m_0, m_1)$ 。

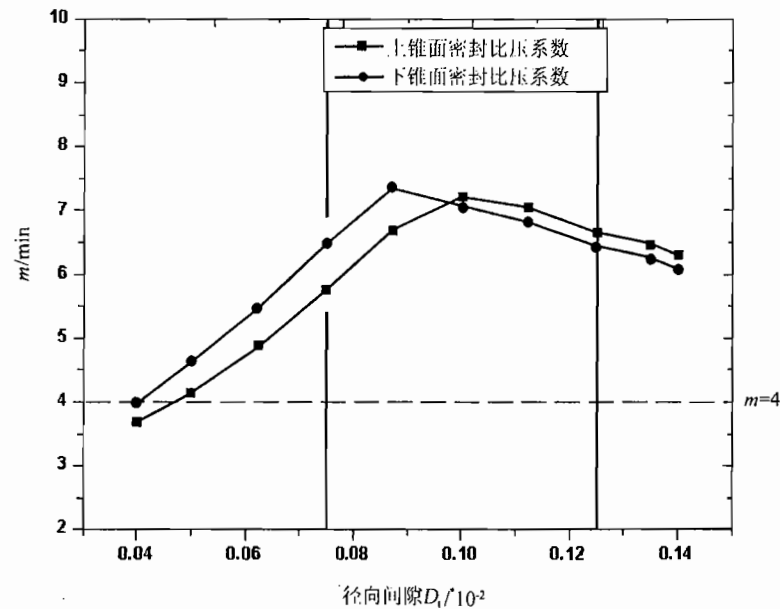
图 SYC.11 为操作状态下  $m_{\min}$  随径向间隙  $g$  的变化关系。由图可以看出, 当  $g=0.04\%D_1$  时两种材料的双锥环都因为回弹性能不足而发生泄漏; 当  $g=(0.04\%, 0.1\%)D_1$  时, 双锥环的回弹性能不断增强, Q345 钢和 20MnMo 钢的最优径向间隙范围分别为  $(0.0875\%, 0.1\%)D_1$  和  $(0.1\%, 0.1125\%)D_1$ , 都在  $g=0.1\%D_1$  左右; 当  $g=(0.1\%, 0.14\%)D_1$  时, 由于  $300^\circ\text{C}$  下 Q345 钢的屈服强度仅 216MPa, 塑性变形较多, 因此  $g>0.1\%D_1$  以后 Q345 钢的上锥面密封比压系数随着  $g$  增加开始下降; 20MnMo 钢的屈服强度为 286MPa, 塑性变形较少, 因此上锥面密封比压系数仍然随着  $g$  增加不断上升, 直到  $g=0.1125\%D_1$  左右时才从最优值开始下降。

一般而言, 氨合成塔常用双锥环材料 35 钢、Q345、20MnMo、15CrMo 等在常温下屈服强度相当, 且普遍高于 Q345 钢  $300^\circ\text{C}$  时的屈服强度 216MPa, 因此常温操作状态下双锥环的回弹性能高于  $300^\circ\text{C}$  时的 Q345 钢, 危险点的密封比压也大于后者, 因此本次

分析时选取的危险点  $m_{\min}$  是偏于安全的。



a) 20MnMo



b) Q345

图 SYC. 11 操作状态下  $m_{\min}$  随径向间隙  $g$  的变化关系



### (3) 径向间隙的合理取值范围

为获得合理的径向间隙取值范围,新标准中将按照下述原则进行选取:

a) 鉴于最优的径向间隙在  $g=0.1\%D_1$  左右,将该点作为  $g$  取值范围的中点;

b) 考虑到内径增加至  $\phi 3200\text{mm}$  以后双锥环与平盖密封面的加工精度等级,径向间隙范围仍然保持与 GB 150—1998 中的  $0.05\%D_1$  一致。因此,径向间隙的取值范围从 GB 150—1998 中的  $g=(0.1\%\sim 0.15\%)D_1$  修改为  $g=(0.075\%\sim 0.125\%)D_1$ 。图 SYC.11 为取值范围的示意图,由图可以看出,径向间隙在该范围内能够获得较优的密封性能。

### (4) 成功案例

近年来,浙江大学化工机械研究所、合肥通用机械研究院、中国寰球工程公司、南京化工机械厂、湘东化工机械有限公司等单位设计制造了多台内直径  $\phi 3200\text{mm}$ 、 $\phi 2330\text{mm}$  和  $\phi 2410\text{mm}$  的氨合成塔。这些高压容器都采用双锥密封结构,径向间隙的设计值都在本编制说明推荐的  $(0.075\%\sim 0.125\%)D_1$  范围以内,都获得了成功应用。

### (5) 小结

径向间隙  $g=(0.125\%\sim 0.15\%)D_1$  时取值过大,双锥环上应力水平过高,塑性变形过多影响了双锥环的回弹性能,操作状态下的密封比压偏低;径向间隙取  $g=(0.05\%\sim 0.075\%)D_1$  时,双锥环预紧阶段的压缩量不足,操作状态下没有充分发挥回弹作用,密封比压仍然偏低。因此,新版 GB 150.3 附录 C 中双锥密封结构的径向间隙从  $g=(0.1\%\sim 0.15\%)D_1$  调整为  $g=(0.075\%\sim 0.125\%)D_1$ 。考虑到不同双锥环材料的屈服强度存在差异,以及高温对密封性能造成的影响,径向间隙可按以下原则进行选取:双锥环选用屈服强度高的材料时  $g$  取大值,选用屈服强度低的材料时  $g$  取小值;常温工况下  $g$  取大值,高温工况下  $g$  取小值。

## 四、结论

- 1、自紧系数的取值范围保持  $2.0\leq A/(A-C)\leq 2.5$ [相当于  $C=(0.5\sim 0.6)A$ ]不变;
- 2、径向间隙的取值范围从  $g=(0.1\%\sim 0.15\%)D_1$  调整为  $g=(0.075\%\sim 0.125\%)D_1$ 。双锥环选用屈服强度高的材料时  $g$  取大值,选用屈服强度低的材料时  $g$  取小值;常温工况下  $g$  取大值,高温工况下  $g$  取小值。

## 五、参考文献

- [1] 钱伯章.石化专用设备向大型化发展[J].化工机械.2005,32(2):99-99
- [2] 高永建.大型高压容器双锥密封结构设计方法研究[D].浙江大学硕士学位论文.2008.06
- [3] 郑津洋,董其伍,桑芝富.过程设备设计(第三版)[M].北京:化学工业出版社.2010
- [4] 盛水平,韩树新,郑津洋等.高压容器双锥环密封性能的研究[J].工程力学.2010,5(27):173-178
- [5] 韩树新,盛水平,郑津洋等.大型双锥密封过程非线性数值分析[J].压力容器.2008,25(12):22-28
- [6] 韩树新,盛水平,郑津洋.高压容器双锥环密封径向间隙的研究[J].润滑与密封.2010,35(3):81-84
- [7] 通用机械研究所高压组.双锥密封的初步试验与研究[J].化工与通用机械.1975(1):13-34
- [8] 通用机械研究所高压密封课题组.双锥密封的初步试验与研究(二)——气态密封试验[J].化

工与通用机械, 1976 (1): 7-14

[9] 吕理荣, 胡天然, 刘志杰. 双锥密封的初步试验与研究 (三) ——高温密封试验[J]. 化工与通用机械, 1979 (8): 1-7

[10] 通用机械研究所高压密封课题组. 双锥密封的初步试验与研究 (四) ——无垫、镶丝双锥环密封试验[J]. 化工与通用机械, 1980 (4): 1-6

[11] 朱森第. 机械工程材料性能数据手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1995

[12] 潘家桢. 压力容器材料实用手册 (碳钢及合金钢) [M]. 北京: 化学工业出版社, 2000

[13] 孙振国, 顾伯勤. 大直径双锥密封主要结构参数的研究[J]. 润滑与密封, 2008 (7): 66-68.

## 附录 D 焊接接头结构

### 【GB 150.3】【附录 D 焊接接头结构】释义

#### 一、概述

本附录是对 GB 150—1998 附录 J 进行的修订, 修订后为 GB 150.3—2011 附录 D。修订后的焊接接头结构作为推荐资料供设计和制造参考选用。本附录主要包括以下内容:

- 1) A、B 类焊接接头结构;
- 2) 接管、凸缘与壳体的连接;
- 3) 平封头与受压元件的连接;
- 4) 凸形封头与圆筒的搭接连接;
- 5) 矩形容器侧板间的连接;
- 6) 裙座与封头的连接;
- 7) 多层容器;
- 8) 钢带错绕容器端部焊接结构;
- 9) 夹套封闭件结构;
- 10) 非受压附件与受压元件的连接;
- 11) 其他。

本附录所推荐的焊接接头结构, 除参考 ASME《锅炉及压力容器规范》VIII-1、EN 13445《非火焰接触压力容器》、EN 1708-1《钢制容器基本焊接结构详图》、PD 5500《非火焰接触熔焊式压力容器》及 HG/T 20583《钢制化工容器结构设计规定》中所推荐的焊接接头外, 还根据国内一些设计单位及制造单位的经验和资料, 经分析、比较后列出了一些常用的焊接接头型式。

本附录焊接名词术语参照了 GB/T 3375《焊接术语》的规定。焊接接头分类按 GB 150.1《压力容器 第 1 部分: 通用要求》的规定。

多数结构破裂的裂源产生于结构中应力集中、局部应力和拉伸残余应力较高的焊接接头的缺陷处。但结构设计不合理，又往往使得压力容器在制造和使用过程中容易产生缺陷。因此，合理、正确的选择焊接接头结构，也是保证压力容器安全可靠运行的重要前提。此外，制定合理的焊接工艺、掌握先进技术，提高焊接水平、严格的焊接接头检测也是保证质量的重要一环，这些均需引起足够重视。

## 二、焊接接头的补充说明

本附录中焊接接头的坡口，如无特殊说明，一般适用于手工焊条电弧焊。

焊接接头及坡口型式的选择应考虑到元件结构、厚度以及材料焊接性等因素的影响。

焊接压力容器的质量，除了钢材和制造加工质量外，主要还取决于焊接质量的优劣。GB 150.4《压力容器 第4部分：制造、检验及验收》对焊接质量控制做了必要的规定：如对焊工的要求、焊接工艺评定、焊缝外观要求、焊缝多次返修的限制等。所以，在使用本附录时，应遵照 GB 150.4《压力容器 第4部分：制造、检验及验收》的有关规定。

保证焊接质量是压力容器制造的关键。焊接的特点表现为焊接接头形成过程的特点和结构形式的特点。结构型式的特点主要是指板厚、坡口型式、接头型式等。由于这些因素变化和不同，导致产生加热的效率不同和冷却速度变化，以及产生不同残余应力和不同变形程度。一般来说，板材越厚、材质不均匀性越严重。且厚板需要多层焊，因而可能产生反复受热和再热的作用，对于某些材料也容易产生裂纹。板越厚，拘束度也较大，造成残余应力也较大，这都对接头产生裂纹起到促进作用。

焊接接头结构型式，主要指的是对接、角接、T形接头及搭接等形式。接头型式不同，接头受力特点就不相同，焊缝刚度也不相同，因而对焊缝出现裂纹缺陷程度也不同。焊缝断面形状，如坡口角度、钝边高度、根部间隙等，这些均与制造单位的实际情况有密切关系。在制造中，坡口型式往往采用 V、K、X、U 形等。不同接头形式应力集中程度是不同的，对产生根部裂纹有不同的影响。在全焊透的情况下，焊接坡口的变化并不影响焊接接头的机械性能。所以，焊接质量的控制关键还是要控制焊接工艺。目前，各制造单位的焊接工艺难以统一，即用不相同的焊接工艺都有可能达到规定的技术要求。因此，本附录仅推荐列出一些常用的焊接接头结构供设计和制造选择，制造单位可结合本单位的实践经验，加以适当调整，在不实质性改变设计图纸要求的焊接接头结构型式的前提下，并通过焊接工艺评定合格后，最终确定适宜的坡口型式及尺寸。

## 三、图文释义

### D.1 总述

本部分指明本附录仅列出一些常用的焊接接头结构供设计和制造选用。焊接接头结构，包括坡口的型式及尺寸等，仅为推荐内容，主要考虑国内多数制造厂家都有自己的一套成熟的焊接工艺及对应的焊接接头结构形式，只要符合设计图纸提出的焊接接头选用原则，且经过焊接工艺评定合格，制造单位，包括有经验的设计单位，均可采用不同于本附录的焊接接头结构，为设计和制造单位留出一定的合理选择空间。

同时，提出保证焊接质量的前提下，焊接接头结构设计的基本原则。

## D.2 A、B类焊接接头结构

GB 150—1998 附录 J (d) 结构图取消, 考虑封头厚度方向的中面与对焊的筒节厚度方向的中面在制造过程中很难完全对齐; 同时, 参照 PD 5500, 增加封头厚度小于圆筒厚度的焊接接头结构, 见图 D.2 f) 结构图, 并对其接头结构进行改进, 为了防止加工斜边过程中出现加工误差导致过多加工圆筒, 以致削边超越封头切线, 应保留圆筒与切线间有 10mm~12mm 的直边段后再削斜边。

参照 HG/T 20583 增加了焊接接头两侧厚度相等时常见的 A、B 类对接接头的连接型式, 见图 D.1。

该部分内容部分参照美国 ASME-VIII-1、PD 5500 和 HG/T 20583 的规定。

## D.3 接管、凸缘与壳体的连接

本节推荐了插入式、安放式及嵌入式等接管的连接形式。如容器使用条件比较苛刻, 即在压力和温度较高的情况下; 有疲劳载荷的情况; 储存高度危害或极度危害介质的压力容器; 低温下使用的压力容器等, 都必须采用完全焊透的结构型式。

鉴于目前国内制造厂对焊在容器壳体上的一般安放式或插入式接管开孔的坡口及尺寸等有很多种形式, 所以难以规定统一的焊接坡口。因此, 在选择焊接结构时, 可结合制造单位的实践经验, 加以适当调整, 也可通过焊接工艺评定, 最后确定适宜的坡口型式及尺寸。

C、D 类焊缝的焊脚, 在图样无规定时, 取等于施焊件中较薄者之厚度。对补强圈的焊脚, 当补强圈的厚度  $\delta_e > 8$  时, 其焊脚高度等于  $0.7\delta_e$ , 且不小于 8mm。

增加两个不全焊透的带补强圈接管与壳体的焊接接头结构; GB 150—1998 附录 J 图 J6 中的 (d) 节点图及图 J9 中的 (c) 节点图本次不再列出。

部分焊接接头结构参照了 PD5500 标准和美国 ASME-VIII-1 标准, 接头结构较上版做了少量调整, 详见附录正文。

## D.4 平封头与圆筒的连接

考虑不易焊透的原因, GB 150—1998 附录 J 图 10 中的 (b) 和 (g) 接头结构本次不再列出; 参照 ASME—VIII-1 标准, 增加了一些典型的连接结构供选用。本节中的部分焊接接头结构参照了 PD5500 标准, 对本节中的一些接头结构尺寸进行了修定, 详见本附录正文。

## D.5 凸形封头与圆筒的搭接连接

GB 150—1998 附录 J 中图 J11 注中“当圆筒厚度  $\delta_n \leq 16\text{mm}$  时, 可用做端封头”删除, 主要考虑即使圆筒厚度  $\delta_n \leq 16\text{mm}$  时, 端封头与圆筒的搭接连接在压力容器设计中也很少采用, 故本次删除此注解, 也不推荐设计时采用此结构型式用作端封头与圆筒的连接。

本节中焊接接头结构主要参照美国 ASME-VIII-1 标准。

## D.6 矩形容器侧板间的连接

本节未做修订。

## D.7 裙座与封头的连接

本节焊接结构参照 JB/T 4710 做了修订。裙座焊在立式容器壳体上的型式主要有两种：一是搭接焊结构，如本附录中图 D.14 a)、b) 所示；二是对接焊结构，如本附录中图 D.14 c)、d) 所示。如裙座与容器壳体间采用搭接焊结构，在没有风载荷或地震载荷时，容器的质量使焊缝主要承受剪切载荷，因此，焊缝受力情况不佳，仅适用于小塔。若裙座与容器壳体间采用对接焊结构，则焊缝主要承受压缩载荷，适用于大塔。

#### D.8 多层容器

GB 150—1998 附录 J 图 J14 (e)、(f)，图 J18 (a)、(b)、(c)、(h)、(i)、(l)、(m)，考虑使用场合较少，本次不再列出；

D.8.5 中，图 D.19 g) 结构，增加了使用限制条件，即，“一般适用于公称管径大于 DN50mm 的开孔”；

本节中焊接接头结构主要参照美国 ASME-VIII-1 标准，多层圆筒断面的过渡型式、整体封头和多层断面的连接及接管在多层圆筒断面的连接等，其中的一些接头和坡口的型式和尺寸部分做了修订，详见本附录正文。

#### D.9 钢带错绕容器端部焊接结构

增加了钢带错绕容器的端部焊接结构，选用此焊接结构需同时满足 GB 150.3 附录 B 的要求。

#### D.10 夹套封闭件结构

增加几个管口、凸缘穿过夹套时的封闭件连接结构。

GB 150—1998 附录 J 图 J23 中的 5 个焊接结构图，考虑使用场合较少，本次不再列出。

此部分内容主要参照美国 ASME-VIII-1、英国 PD 5500 及 HG/T 20569 的规定。本附录所推荐的夹套封闭件结构设计，仅表示焊接接头的型式，并不包括设计及制造的所有细节。所列结构并不意味着只限于本附录图示或所述的结构型式。夹套结构中有些较差的角接接头，只能在低压或低应力状态下应用，且不适用于高强度钢。

#### D.11 非受压附件与受压元件的连接

该部分为新增内容，给出常用非受压附件与受压元件之间连接的 E 类焊接接头连接结构型式。部分参考了 HG 20585 和 HG/T 21574《化工设备吊耳及工程技术要求》的规定。

承受较大载荷的设备吊耳等附件与容器壁或其垫板的连接应尽量采用全焊透的连接结构。

#### D.12 其他

管板、法兰与筒体的连接及复合板焊接接头的连接结构，考虑相关标准已经给出焊接接头结构，本附录不再复引。

### 四、参考文献

- [1] ASME BPV Code. Section VIII. Division 1. 2007 Edition
- [2] PD 5500 Unfired fusion welded Pressure Vessels. 2006 Edition
- [3] EN 13445 Unfired Pressure Vessels. 2009 Edition

[4] EN 1708-1 Basic welded joint details in steel. 1999 Edition

[5] HG 20583 钢制化工容器结构设计规定. 1998

[6] HG 20585 钢制低温压力容器技术规定. 1998

[7] HG/T 20569 机械搅拌设备. 1994

[8] HG/T 21574 化工设备吊耳及工程技术要求. 2008

## 附录 E 关于低温压力容器的基本设计要求

### 【GB 150.3】【附录 E 关于低温压力容器的基本设计要求】释义

根据 GB 150 标准修订的总体结构安排, 将 GB 150—1998 附录 C “低温压力容器”中有关设计方面的内容摘录汇总、充实、编整, 形成本附录。需要说明的问题如下:

#### 一、关于低温压力容器的界定

在 GB 150.1—2011 第 3.1.15 条给出了低温容器的定义。在压力容器行业的工程实践中, 一般认为低温压力容器是指使用(或工作)在低温条件下的压力容器, 而不是根据对材料、制造的技术要求不同来划分是否属于低温容器; 本次修订的一个重大变化就在于颠覆了传统观念, 不只是根据温度来判断是否为低温容器, 还要考虑材料和制造技术要求, 这样规定的目的是提高低温特殊要求的针对性, 对 $\geq -196^{\circ}\text{C}$ 的奥氏体不锈钢容器放宽了要求, 在保证安全的前提下降低成本。各个国家根据各自条件不同, 其压力容器建造规范对于“低温”规定了具体温度界线。

相对 GB 150—1998 本次修订主要变化如下:

1、除奥氏体不锈钢以外的其他钢制低温容器的设计温度界线是 $< -20^{\circ}\text{C}$ , 原规定是 $\leq -20^{\circ}\text{C}$ ;

2、奥氏体不锈钢制低温容器的设计温度界线是 $< -196^{\circ}\text{C}$ , 意指 $\geq -196^{\circ}\text{C}$ 的奥氏体不锈钢制容器被视为常温(或以上)容器。这可以理解为, 在 GB 150—2011 整个标准中对于低温压力容器选材、设计、制造和检验的技术要求, 除个别特殊要求(见下述)外的绝大部分内容并不适合于 $\geq -196^{\circ}\text{C}$ 的奥氏体不锈钢制容器;

3、原规定中对设计温度低于 $-100^{\circ}\text{C}$ 的奥氏体不锈钢制容器的材料和焊缝的技术要求仍然保留在 GB 150.4 中;

4、对于奥氏体不锈钢制低温容器( $< -196^{\circ}\text{C}$ )的建造要求, 可参考国内、外相关规范标准由设计者自行提出, GB 150—2011 并没有涉及。

#### 二、关于低温低应力工况

本次修订保留了对“低温低应力工况”的判定条件以及该工况条件下对于容器设计的基本要求, 如 E.1.4 条所述, 相对原 GB 150 本次修订主要变化如下:

### 1、关于“低温低应力工况”的判定条件

以前仅以壳体或其受压元件的环向应力大小作为判定条件。修订后，对于载荷及引起的应力性质、大小都作了明确的规定，避免了以前判定中的片面和混乱。例如，现在明确了在进行容器的“低温低应力工况”判定时，除了对容器壳体元件进行一次总体薄膜应力的核定外，还应对承受一次弯曲应力的容器元件进行考查，如平封头、管板、法兰等。

ASME VIII-1 中 UCS-66 (b) (1) (b) 有着类似的规定。

### 2、关于“设计温度加 50℃（或者，加 40℃）”的规定

在同样的设计、选材条件和同样的其他制造技术要求条件下，对低温容器进行焊后热处理可以大大减少接头范围内的焊接残余应力，同时也可以适当地消除成形加工导致的残余应力，从而提高了材料和接头的韧性、降低容器在低温条件下的脆断倾向。因此本次标准修订，对于不要求焊后热处理的容器，更加严格了适用“低温低应力工况”的条件，改为加 40℃。

EN 13445-2: 2009, Annex B, B.2.2.6 有着类似的规定。

### 3、符合“低温低应力工况”条件的容器用钢材和设计考虑

在这里应该指出，“低温低应力工况”并没有改变低温容器的“设计温度”这一参数，不能认为温度  $T(\Delta)$  [ $T(\Delta)$ =设计温度+ 50℃（或 40℃）] 是调整后的容器设计温度。在图样或设计文件中应另行表明  $T(\Delta)$  是选材和确定制造技术要求的温度依据。

有关条文的技术含义已一目了然。文中“除另有规定外”是指设计者认为有必要在设计文件中提出的特殊考虑，这些考虑可以是源自其他标准规范的要求，也可以是相关的工程设计经验。例如，尽管已在“低温低应力工况”下，可以“不必遵循关于低温容器的规定”，但是根据该容器的具体使用条件，设计者仍然需要考虑本附录 E.2.3 和 E.2.4 中关于结构设计和焊接接头的某些要求。

不能用于低温条件的 Q235 系列钢板材料仍然不能用于“低温低应力工况”。

不适用于“低温低应力工况”的其他情况与原 GB 150 没有变化。如不适用于钢材标准抗拉强度下限值  $R_m \geq 540$  MPa 的材料；不适用于螺栓材料。

## 三、关于结构设计和焊接接头的规定

本附录 E.2.3 和 E.2.4 给出了关于结构设计和焊接接头的设计要求，鉴于以往成功的实践经验，这些规定与原 GB 150 的规定没有大的变化，仅在 E.2.4 中增加了 e) 对 E 类接头要求和 f) 拼接壳体不得存在十字焊缝的规定。

## 四、关于低温容器焊后热处理

本附录 E 隶属 GB 150.3 设计部分，不涉及制造方面的细节规定。但是作为设计人员，除了合理的选材、设计之外，还应该提出适当的制造技术要求。图面技术要求表述了设计者对于容器的制造技术要求，是一套完整设计文件的重要组成部分，只有正确的制造技术要求才能确保容器产品的经济、安全可靠。

GB 150 作为一套完整的压力容器建造（设计、制造、检验等）标准，对于低温容器的选材、结构设计、强度计算、以及制造过程中的成形、焊接、热处理、试件、检测和

试验等各个环节，在其相应部分中都规定了最起码的通用技术要求，除本附录 E 关于设计方面的特殊考虑外，对于材料的低温韧性要求见 GB 150.2；对于制造检验方面的规定见 GB 150.4。

在 GB 150.4 “制造、检验和验收”中，在以下各生产环节上都有专门针对低温容器的特殊要求：材料复验、标志移植、焊接工艺和焊接返修、焊后热处理、产品焊接试件、焊接接头无损检测以及耐压试验。其中，大部分要求都是出于设计的考虑以保证低温容器使用安全的。

前面曾谈到，在同样的设计、选材条件和同样的其他制造技术条件下，对低温容器进行焊后热处理（PWHT）可以大大减少接头范围内的焊接残余应力，同时也可以适当地消除成形加工导致的残余应力，从而提高了材料和接头的韧性、降低了容器在低温条件下的脆断倾向。因此，在一定条件下低温压力容器是否进行 PWHT 对于容器的安全性具有重要意义。

对于碳素钢、低合金钢制压力容器，确定是否要求 PWHT 主要取决于容器的盛装介质、设计温度、材料种类、材料强度、材料厚度、设计应力水平等多个因素。现以本版 GB 150 和 ASME VIII-1、2（2010 版）中的相关规定予以对比、说明，见表 SYE.1。

表 SYE.1 关于 PWHT 和  $KV_2$  的规定——GB 150 和 ASME VII 比较

影响因素	GB 150—2011		ASME VIII-1, 2010		说明	比较
① 盛装 介质	极度、高度危害 毒性介质		致死介质		不计其他条件, 要求 PWHT	相同
② 容器 设计 温度	$< -45^{\circ}\text{C}$		$\text{MDMT} < -48^{\circ}\text{C}$		不计其他条件, 要求 PWHT	相似
③ 材料 种类	Cr-Mo 钢		同左		不计其他条件, 要求 PWHT	相同
	Mn-Mo、Mn-Mo-Ni 钢		同左			
	3.5Ni 钢		同左			
	C-Mn 低合金钢, $\delta > 25\text{ mm}$		C-Mn 低合金钢, $\delta > 32\text{ mm}$		不计其他条件, 要求 PWHT	GB 150 —稍严格
④ 材料 强度	$R_m$ , MPa	$KV_2$ , J	$R_{eL}$ , MPa	$KV_2$ , J		相似
	$\leq 450$	$\geq 20$				
	$\leq 510$	$\geq 24$	$\leq 350$	$\geq 20$		
	$\leq 570$	$\geq 31$	$> 350$	$\geq 27$		
	$\leq 630$	$\geq 34$				
⑤ 材料 厚度 $\delta$	随 $\delta$ 增加, $KV_2$ 要求不变		随 $\delta$ 增加, $KV_2$ 要求提高。见 图 UG-84.1			ASME— 严格



表 SYE.1 (续)

影响因素	GB 150—2011		ASME VIII-1, 2010		说明	比较
⑥ 应力水平 (一)	低温低应力工况		见图 UCS-66.1		低应力工况的规定间接放宽了对冲击功试验和 PWHT 的要求	GB 150—较严格
	选材、制造可根据提高后的温度, ℃		应力降低至 %	MDMT 降低, 免作冲击, ℃		
	容器	提高后温度	90	5		
	AW	$t+40$	70	16		
	PWHT	$t+50$	50	32		
			40	52		
		$t$ : 设计温度	35	80		
⑦ 应力水平 (二)	$\delta=25\text{ mm}$ (GB 150)		$\delta=32\text{ mm}$ (ASME VIII)			注: 现以不要求 PWHT 的最大厚度作比较  ASME—严格
	$n_b=2.7$		$n_b=3.5$ (VIII-1)		$n_b=2.4$ (VIII-2)	
	假设: 以此应力水平为基准		较 GB 150, 应力水平降低 29.6%		较 GB 150, 应力水平提高 11.1%	
	$R_m$ , MPa	$KV_2$ , J	$R_{eL}$ , MPa	$KV_2$ , J	$KV_2$ , J	
		AW		AW	AW PWHT	
	$\leq 450$	$\geq 20$	$\leq 260$	20	27 27	
	$\leq 510$	$\geq 24$	345~350	20	34 27	
	$\leq 570$	$\geq 31$	380	27	40.3 27	
	$\leq 630$	$\geq 34$	450	27	53 27	
	$\leq 690$	$\geq 38$	530	27	72 34	
其他因素:	国内		国外			
⑧材料实物冲击功	低		高			
⑨接头检测要求	高		低			
⑩接头实际质量	低		高			

从表 SYE.1 的比较中可以看出, GB 150—2011 关于容器焊后热处理 (PWHT) 的制造技术要求, 在各影响因素中, 还存在要求宽、严不均衡的地方, 例如:

1、见表 SYE.1 中第②、③项——

设计温度  $t < -45^\circ\text{C}$  的低温容器, 不管材料、厚度如何, 一律要求 PWHT, 而设计温度  $t = -40^\circ\text{C}$  的 C-Mn 低合金钢制低温容器, 厚度  $\delta > 25\text{ mm}$  才要求 PWHT。

2、见表 SYE.1 中第⑦项——

设计温度  $t=-40^{\circ}\text{C}$  的 16MnDR 低温容器, 厚度  $\delta=25\text{ mm}$ , GB 150—1998,  $n_b=3.0$  (应力水平低), 要求 PWHT、冲击功  $KV_2\geq 20\text{J}$ ; GB 150—2011,  $n_b=2.7$ , 应力水平提高了 10%, 反而不要求 PWHT、冲击功仅为  $KV_2\geq 24\text{J}$ 。

3、见表 SYE.1 中第⑦项——

比较 ASME (VIII-1) 和 (VIII-2) 的冲击功要求, 在同样保证容器安全质量条件下, 应力水平、是否 PWHT、相应冲击功指标——这三者是密切关联的一组整体要求, 例如:

1) 同样钢材厚度  $\delta=32\text{ mm}$ , 同样是 AW 状态, 应力水平提高 ( $n_b=3.5\rightarrow 2.4$ ), 冲击功要求大大提高;

2) 同样钢材厚度  $\delta=32\text{ mm}$ , 同样应力水平 ( $n_b=2.4$ ), 经 PWHT 比较 AW 状态, 冲击功要求大大降低。

鉴于此, 设计者在对低合金钢制低温容器决定是否要求 PWHT 时, 除满 GB 150.4 的基本要求外, 还应根据上述所有影响因素并针对容器的具体设计条件予以全面、综合考虑, 切不可盲目仅仅满足标准规定的最低要求。

五、其他标准规范关于低温容器的技术要求

以下是关于低温容器的设计、制造要求严于 GB 150—2011 的相关规定, 引自 HG/T 20585—2011, 供设计人员讨论、参考或有针对性、有选择的使用:

1) 第 5.0.7 条: “低温低应力工况” 不适用于最低设计温度低于  $-100^{\circ}\text{C}$  的压力容器;

2) 第 8.5.1 条: 受压元件焊接接头厚度超过 16mm 时, 低温压力容器或部件全部施焊工作完成后, 应进行消除应力热处理;

3) 第 6.0.5 条, 第 1) 和 3) 项: 壳体厚度大于 16mm, 但又无法进行焊后消除应力热处理的容器, 应按表 6.0.5-1 (见本文表 SYE.2) 的要求降低壳体材料及其焊接接头的冲击试验温度。

表 SYE. 2 (摘自表 6.0.5-1, HG/T 20585—2011)

厚度, mm	设计温度, ℃	降低温度, ℃	.....
17~24	-20~-40	15	
25~30		20	
注: GB 150—2011 规定: 大于 25mm 时, 要求焊后热处理。			

**GB 150.4—2011**  
**《压力容器 第4部分：制造、检验和验收》**  
**标 准 释 义**



## 第1章 范 围

### 【GB 150.4】【1 范围】释义

GB 150.4—2011《压力容器 第4部分：制造、检验和验收》（以下简称本部分）代替 GB 150—1998《钢制压力容器》中的第10章和附录C的部分内容。

本部分依据 GB 150—1998 实施以来我国压力容器用钢的技术进展成果，并按照 TSG R0004—2009《固定式压力容器安全技术监察规程》（以下简称《固容规》）的相关规定进行了修订。与 GB 150—1998 相比，除编辑性修改外主要技术内容变化如下：

——增加了规范性引用文件和名词术语。

——第4、5章：

- a) 将容器焊接接头分类的规定移至 GB 150.1 并增加 E 类接头；
- b) 增加了容器制造过程中风险预防与控制的规定，对新技术、新工艺和新方法使用以及信息化管理规定；
- c) 增加了容器制造过程中设计修改、材料代用和材料复验的规定。

——第6章：

- a) 修改了关于受压元件成形后实际厚度的规定；
- b) 修改了关于成形方法、封头形状偏差检查以及不允许封头直边出现纵向皱折的要求；
- c) 修改了筒体直线度检查方法和允差、壳体焊接接头布置的要求。

——第7章：

- a) 修改了需进行焊接工艺评定的范围和技术档案保存期，相应增加了取样、试验方法、合格指标和试样保存期的规定；
- b) 修改了关于焊接返修后再次进行热处理的规定。

——第8章（GB 150—1998，10.4）：

- a) 增加了成形受压元件进行恢复性能热处理、改善材料力学性能热处理及其他热处理的规定；
- b) 增加了对热处理炉、热处理工艺和记录的要求；
- c) 修改了容器及其受压元件需进行焊后热处理的范围及焊后热处理操作要求。

——第9章：

- a) 调整了需制备产品焊接试件、母材热处理试件以及其他试件与试样的范围，相应增加了取样、检验与评定要求；
- b) 增加了对合并制备产品焊接试件与母材热处理试件的规定。

——第10章：

- a) 增加了无损检测方法选择、无损检测实施时机的规定；

- b) 调整了全部(100%)射线或超声检测、局部射线或超声检测和表面检测的范围,增加了对射线和超声检测技术等级的要求;
- c) 增加了衍射时差法超声检测方法(TOFD),并规定了合格级别;
- d) 增加了组合检测要求;
- e) 增加了无损检测档案保存要求。

——第11章:

- a) 增加了气液组合试验的耐压试验方法;
- b) 修改了耐压试验温度的规定;
- c) 明确了气密性试验方法作为泄漏试验方法的一种,增加了氨检漏试验、卤素检漏试验和氦检漏试验3种泄漏试验方法。

——第12章:增加了多层整体包扎和钢带错绕压力容器的制造、检验与验收要求。

——第13章:

- a) 修改了容器出厂质量证明文件所包含的内容,增加了应提供的文件;
- b) 修改了产品铭牌所包括的内容,增加了设备代码等项目。

本部分适用于GB 150.1适用范围内的钢制压力容器,包括采用碳素钢、低合金钢、高合金钢制造的容器,以碳素钢、低合金钢为基层高合金钢为覆层的复合板制容器,衬里容器和在基层上堆焊耐腐蚀(或隔热)层的容器。结构形式含单层焊接容器、多层筒节包扎容器(原GB 150<sup>[1]</sup>称“多层包扎容器”)、多层整体包扎容器<sup>[2]</sup>、套合容器(原GB 150称“热套容器”)、锻焊容器和钢带错绕容器等六种结构。与GB 150—1998适用的容器结构范围相比增加了多层整体包扎和钢带错绕两种结构容器。本部分不适用于GB 150.1适用范围内的有色金属制压力容器。

对设计温度低于-196℃的奥氏体型钢材制低温压力容器制造、检验与验收,因迄今为止的工程案例较少,积累的基础数据不多,制造技术尚不成熟,冲击韧性值等验收指标需要研究。因此规定“由参与建造的各方协商规定附加的制造、检验与验收要求,由设计单位在设计文件中予以规定”。

## 第3章 名词术语

### 【GB 150.4】【3 名词术语】释义

按GB/T 1.1—2009的要求,给出了本部分常用重要名词术语的定义。对一些定义加以说明如下:

#### 1、多层包扎压力容器

原GB 150适用的多层包扎压力容器仅指在单节内筒上逐层包扎层板形成多层筒节,通过环向焊接接头组焊后形成的容器(多层筒节包扎压力容器)。随着多层整体包

扎压力容器的产业化,本部分列入对该结构容器的制造、检验与验收要求,为将其与原 GB 150 适用的多层包扎压力容器加以区分,本部分将多层包扎压力容器分为多层筒节包扎压力容器(原 GB 150 中列入者)和多层整体包扎压力容器两类,并按两者包扎方式的差异给出了定义。

多层整体包扎容器是从德国引进的另一种多层包扎结构容器。上世纪八十年代后期,原合肥通用机械研究所、华南理工大学、长沙化工机械厂等单位各自进行了相关研究,解决了该结构容器的设计、制造、检验与验收等相关技术问题,实现产业化。该结构容器与美国 SMITH 公司开发的多层包扎容器(本部分中称为“多层筒节包扎容器”)的最大不同是先将内筒节、封头(筒体端部)焊接,然后在整体内筒全长范围逐层包扎直至所需的筒体厚度,层板的环向焊接接头也相互错开(见图 SY3-1),与多层筒节包扎容器相比生产效率高。现有长沙威重化工机械有限公司、安徽六方深冷股份有限公司、自贡大业高压容器有限责任公司等多家企业采用该结构制造合成氨等装置中的高压容器,现将其纳入国家标准,提出明确的制造、检验和验收要求。

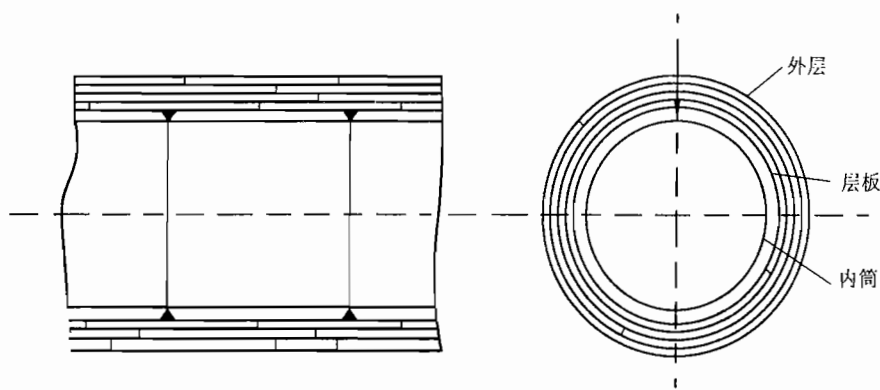


图 SY3-1 多层整体包扎压力容器

## 2、钢带错绕压力容器

钢带错绕压力容器是我国浙江大学朱国辉教授提出的一种新型结构容器,由原合肥通用机械研究所、原南京第二化工机械厂等单位联合解决了其制造、检验等问题,实现工业化生产,曾为解决我国小化肥装置高压容器作出过重要贡献。该结构已被美国 ASME “Case 2229 Design of Layered Vessels Using Flat Ribbon Wound Cylindrical Shells”<sup>[3]</sup>所接纳,但却一直未进入国家标准。考虑该结构容器在安全性方面的优势以及目前在储氢、纳米材料制备等领域的应用,本次修订亦将该结构容器正式纳入国家标准,提出明确的制造、检验和验收要求。

## 3、套合压力容器

本部分中的套合容器实际是指原 GB 150 中的热套容器,只是改变了术语以求更精确地给出定义。

热套压力容器包含两类不同的产品,两者虽结构相似,但在选材、设计、制造工艺

及适用范围上存在较大差异<sup>[4]</sup>。

一类超高压设备上使用的热套容器，设计压力大于 100MPa，其设计要求在内、外筒之间需要精确控制过盈量，通过热套在内筒产生较为均匀的预压应力，以提高容器的弹性承载能力<sup>[5]</sup>。

另一类热套容器，其设计压力多不大于 35MPa，且规格尺寸较大，各层筒节多属于薄壁容器，若也同样精确控制过盈量以提高容器的弹性承载能力，实际上既无必要也不经济。这类容器的过盈量不再根据内筒的预压应力计算控制，而是根据容器热套工艺的需要确定；为降低制造成本，套合面只进行一般的机加工或不机加工，由此会造成套合后内筒应力的不均匀，甚至局部会出现拉应力<sup>[6][7]</sup>，此时的预应力对承载能力的影响是不确定的，需采用热处理加以消除<sup>[8]</sup>，可见其与超高压设备上使用的热套容器差异明显。

本部分所列入的热套容器显然是后者，为避免理解歧义，特给出了套合容器的术语定义。对于大型厚壁压力容器，当卷板或锻造筒节受限制时，套合容器仍不失为一种可选结构。

#### 4、成形

成形是容器制造中的重要工艺环节，因其直接影响材料性能而与后续恢复材料性能热处理的选择乃至压力容器的制造质量直接关联。

传统金属学将材料成形定义为冷成形与热成形两种<sup>[9]</sup>，在工件材料再结晶温度以上进行的塑性变形加工定义为热成形；反之，则为冷成形。该定义也为美国 ASME 所采纳<sup>[10]</sup>。

在我国压力容器行业，习惯将成形分为冷成形、温成形和热成形三种。本次修订仍将成形按材料的再结晶温度分为冷成形和热成形两大类；考虑行业习惯，在冷成形中再细分出环境温度下进行的塑性变形加工的冷成形和介于冷成形和热成形之间的塑性变形加工的温成形。

## 第4章 总 则

### 【GB 150.4】【4.1 压力容器的制造、检验与验收依据】释义

本部分是压力容器基础标准，不可能对所有元件作出详细的规定，对部分元件、材料，如封头、法兰、焊材等，已有相应的标准或设计附加要求，应按相应标准规定或设计文件要求执行。

### 【GB 150.4】【4.2 压力容器制造过程中的风险预防和控制】释义

受益于我国压力容器行业整体技术水平的提升及科技部“863”项目“极端条件下重大承压设备的设计、制造与维护”（编号：2009AA0448002889）等研究成果。我国引入并开始实施“基于风险（失效模式）的压力容器设计、制造与检验”的理念和方法。该



方法核心内容是：在压力容器设计使用年限内，结合同类或类似容器曾出现过、或考虑容器全寿命过程中服役条件下可能出现的各种失效模式和损伤机理产生的风险对安全性与寿命的影响，通过合理选材、改进结构设计，优化制造和检验工艺等措施，在设计、制造过程中预先控制和降低风险，使其安全服役到预定的设计使用年限。经各方努力，该方法已开始逐步落实到我国压力容器相关法规、标准中。

设计阶段的风险控制由《固容规》的3.6条作出了规定：“对第Ⅲ类压力容器，设计时应当出具包括主要失效模式和风险控制等内容风险评估报告”。规定压力容器设计单位在设计阶段进行风险评估，识别主要失效模式并从选材、结构、制造与检验要求等方面合理采取措施控制风险，并通过出具的风险评估报告及其传递，建立设计单位与制造单位之间沟通的渠道。

制造阶段的风险控制即由本条落实。对设计单位出具了风险评估报告的压力容器，制造单位应当根据风险评估报告的要求合理确定制造和检验工艺，并在产品质量证明文件中予以体现。本条是固容规3.6条及GB 150.1中4.2.2.2、4.3.1、附录F在制造过程中的贯彻实施。对于风险评估报告中的失效预防措施，在制造结束前实施的有三个，即材料控制、结构优化与制造检验工艺控制，通过材料控制与结构优化降低风险主要由GB 150.2、GB 150.3通过隐含的规定及设计者的水平经验来实现，而通过制造检验工艺控制降低风险则在本部分明确提出。合理的制造工艺与检验方法在很多情况下能降低使用中的若干失效可能性，例如良好的焊后热处理工艺能改善焊接接头的力学性能、减少残余应力，合适的无损检测方法在合适的时机实施可以提高缺陷的检出率与检测精度，避免制造时遗留缺陷到使用阶段。

#### 【GB 150.4】【4.3 设计修改和材料代用】释义

制造单位对原设计的修改以及对受压元件的材料代用，是发生在压力容器制造过程中的，且与质量密切相关，理应在本部分中加以规定。该规定与《固容规》4.1.6条一致。

#### 【GB 150.4】【4.4 新技术和新工艺的使用】释义

标准采用成熟技术，但不限制技术进步。对标准未列入的压力容器制造的新技术、新工艺和新方法，使用前应按《固容规》1.9条的规定，向国家质检总局提出申请，由国家质检总局委托相关机构进行技术评审，在获得认可、审批后试用，并在成熟后方可列入标准。如衍射时差法超声检测技术（TOFD）就是经过技术评审、试用并在成熟后列入标准的；而国内正在开发的奥氏体不锈钢应变强化技术仍处于研发阶段，使用前尚需经过技术评审。

#### 【GB 150.4】【4.5 信息化管理】释义

《固容规》1.11（2）条新增了有关信息管理方面的规定，源于国家质检总局特种设备局正在推进特种设备动态监管信息平台建设工作，将要对特种设备从生产到退役

（报废）整个周期内进行动态监管。这就要求压力容器制造单位（源头）将新制造的压力容器有关数据输入到规定的特种设备动态监管信息平台中，并利用这些数据进行防伪打假、使用登记、检验检测、监督检查、数据统计等。本条的目的是为今后压力容器动态监管工作的开展打下基础。

需要特别提醒的是应对压力容器设备代码编制给予足够的重视，作为特种设备动态监管信息平台查询的检索标识，压力容器设备代码需严格按照《固容规》附录 D 要求的方法进行编制，以确保其唯一性。

本次修订删除了对压力容器制造单位质量保证体系、焊工和无损检测人员的相关要求。因其属于对制造单位进行制造许可审查时的基本要求，不具备相应条件则不可能获得压力容器制造的行政许可。同时，为与国际接轨，便于交流，压力容器主要受压元件焊接接头的分类方法参照美国 ASME 规范，并移至 GB 150.1《压力容器 第 1 部分：通用要求》中。

## 第 5 章 材料复验、分割与标志移植

### 【GB 150.4】【5.1 材料复验】释义

压力容器材料的复验由制造单位负责。原 GB 150 执行过程中，材料复验是按 1999 版《容规》第 25 条进行的；本次修订将材料复验要求纳入了本部分，并在要求上与《固容规》相呼应。考虑到近年来我国冶金行业的技术进步，材料质量、压力容器专用材料标准水平的大幅度提高以及压力容器专用钢板、钢管等制造已经由工业生产许可转化为特种设备制造许可的实际情况，减少了强制性复验要求。

关于材料复验要求的说明：

1、对用于制造主要受压元件的境外材料进行复验，是为了防止境外不良材料流入我国，鼓励使用国产材料，与《固容规》2.9 条要求统一。

2、对采购的Ⅲ类压力容器用Ⅳ级锻件和不能确定质量证明书真实性或者对性能和化学成分有怀疑的主要受压元件材料进行复验，与《固容规》2.11 条中的复验要求统一；对设计文件要求进行复验的材料进行复验是延续了 1999 版《容规》第 25 条要求。

上述材料复验至少包括：按炉复验化学成分；按批复验力学性能、冷弯性能。

3、对用于制造主要受压元件的奥氏体型不锈钢开平板进行复验，则是本部分新增要求。主要是因为近年来采用奥氏体型不锈钢开平板制造封头过程中，发现与轧制板相比开平板成形后开裂明显增多，且在采用奥氏体型不锈钢开平板成形封头制造的低温压力容器使用过程中出现了封头开裂失效的案例。为此，国内封头制造单位进行了相关试验。

根据对 0Cr18Ni9、304、316L、Q235B、16MnR 等不同厚度的 5 种材料，24 卷钢卷，重约 512 吨材料的试验结果，整理出开平操作对材料性能的影响（见表 SY5-1、表

SY5-2),发现开平操作对碳素钢、低合金钢卷板力学性能的负面影响不大,但会导致奥氏体型不锈钢卷板断后伸长率出现降低。由此,便不难理解应用奥氏体型不锈钢开平板时所出现的问题,开裂失效与材料延性的下降有着直接的关系。

为此,本次修订将用于制造主要受压元件的奥氏体型不锈钢开平板列入复验之列,考虑到开平操作不会影响其化学成分,故仅要求复验力学性能;同时,对整卷使用奥氏体型不锈钢开平板的制造单位,合理地减少了复验数量,也是基于在保证质量的前提下降低复验成本的考虑。

表 SY5-1 开平操作对不锈钢材料性能的影响

材料性能	不同材料各性能指标相对材质证明书中对应值变化比例, %			
	板头	板中	板尾	平均值
$R_{p0.2}$	12.47	21.31	15.49	16.42
$R_m$	4.19	4.74	3.66	4.19
$A$	-5.78	-9.28	-6.04	-7.03
HB	14.66	19.21	13.09	15.65

表 SY5-2 开平操作对碳素钢、低合金钢材料性能的影响

材料性能	不同材料各性能指标相对材质证明书中对应值变化比例, %			
	板头	板中	板尾	平均值
$R_{eH}$	4.79	6.81	1.77	4.46
$R_m$	0.31	-0.43	-1.59	-0.57
$A$	-3.84	-1.21	1.12	-1.31
$\alpha_{kv}$	35.31	76.82	-4.72	35.80

材料质量是压力容器产品质量的基础及重要组成部分。保证材料质量符合标准及设计文件的要求是制造单位的职责,制造单位应当对用于压力容器的材料进行验收与检验,如核查材料质量证明书、检查材料表面质量和材料标志等,当材料制造单位未提供钢板超声检测报告时,应按《固容规》2.5条和GB 150.2的要求补充超声检测;材料复验仅是其中的一项工作。

### 【GB 150.4】【5.2 材料分割】释义

压力容器材料分割方法多种多样,但从对材料性能的影响看,行业上习惯将其分为冷切割和热切割两大类。以热切割方法(如氧乙炔切割、等离子切割、激光切割等)分割材料,存在使材料氧化、淬硬、渗碳、晶粒长大等可能,造成切割面和近切割区域材

料性能的下降,应在材料分割后及时清除材料性能下降的部分。

低温容器受压元件禁用硬印标记,是为了降低脆断风险,源于原 GB 150 附录 C;而有耐腐蚀要求的不锈钢以及复合钢板的耐腐蚀面禁用硬印标记,则是为了降低腐蚀失效风险。

## 第6章 冷、热加工成形与组装

### 【GB 150.4】【6.1 成形】

#### 【GB 150.4】【6.1.1】释义

受压元件成形后的实际厚度不小于设计要求,是压力容器安全的基本保证。原 GB 150 据此规定:制造单位应“根据制造工艺确定加工裕量,以确保凸形封头和热卷筒节成形后的厚度不小于该部件的名义厚度减去钢板负偏差。冷卷筒节投料的钢材厚度  $\delta_s$  不得小于其名义厚度减钢板负偏差。”

修订后,本部分规定:“制造单位应根据制造工艺确定加工余量,以确保受压元件成形后的实际厚度不小于设计图样标注的最小成形厚度。”

两者相差一个厚度圆整量,减小了投料的钢材厚度。这是由于制造单位为保证“名义厚度减去钢板负偏差”往往选购厚度规格大于名义厚度的钢板,即第二次圆整,第二次圆整量在很多情况下只能导致材料的浪费。GB 150.1 要求设计图样注明元件的最小成形厚度为制造单位根据自身的经验选购投料的厚度规格提供了便利,而不必拘泥于“名义厚度减去钢板负偏差”。

值得注意的是,由于装备条件、制造工艺等方面的差异,不同制造单位确定的加工裕量可能不同,成形件投料的钢材厚度也随之不同。因材料许用应力随厚度增加是逐渐降低的,当制造单位考虑加工余量致投料的钢材厚度增大并跳档时,许用应力降低,“设计图样标注的最小成形厚度”将增大。此时应重新计算最小成形厚度,防止出现增加投料的钢材厚度反而造成受压元件强度不足的情况发生。

#### 【GB 150.4】【6.1.2】释义

本条是原 GB 150 附录 C 对低温容器受压元件成形提出的要求,但因其是选择成形工艺的一般原则,因此写入本部分的条款,并扩大了该条的应用范围。

一般情况下,因材料制造单位装备条件好,热处理工艺成熟、稳定,压力容器材料标准按材料使用的热处理状态规定了材料出厂的热处理状态,压力容器的设计、制造和使用单位通常则要求保持材料使用的热处理状态与材料出厂的热处理状态一致,由此引出了“采用经过正火、正火加回火,或调质处理的钢材制造的受压元件,宜采用冷成形或回火温度以下的温成形”要求。当采用温成形工艺加工某些材料(如调质处理的钢材)

时,选择的工艺温度应避开材料的回火脆性温度区间,特别是第一类回火脆性温度区间<sup>[14]</sup>。

回火温度以上的热成形,改变了材料的热处理状态,若设计要求材料使用的热处理状态与材料出厂的热处理状态一致,则应当采用热处理方法恢复材料的性能(与材料出厂的热处理状态相同)。

### 【GB 150.4】【6.2 表面修磨】释义

本条在原 GB 150 中 10.2.1 条文的基础上,将相关要求扩大,增加了堆焊件和金属衬里层的修磨、补焊要求。

### 【GB 150.4】【6.3 坡口】释义

本条修订的是原 GB 150 中的 10.2.2 条中的 b) 款。该款本意是防止低合金高强钢热切割制备坡口时,因工艺或操作不当产生裂纹等缺陷,但原文“标准抗拉强度下限值  $\sigma_b > 540\text{MPa}$  的钢材”的写法,将双相不锈钢也纳入其中则无必要。相应的对低合金高强钢表面进行无损检测,磁粉检测也更适合。

### 【GB 150.4】【6.4 封头】释义

本条对分瓣成形后组装的封头焊缝方向的规定系指顶圆板已成形为一块整圆板后,再与其他瓣片组装时焊缝宜是径向和环向的。该情况下,此前已整体成形的顶圆板,如是拼接的,则其拼接焊缝布置不受此条限制。

随着成形技术的进步,凸形封头的尺寸和直边部分的纵向皱折已可以受到有效控制。新修订的 GB/T 25198—2010《压力容器封头》中 6.3.8 条规定采用带间隙的全尺寸的内样板检查成形的凸形封头形状偏差;6.3.10 条规定封头的直边部分不得存在纵向皱折;GB/T 25198—2010 同时对球形封头提出明确的要求。这些规定对于改善凸形封头的受力状况,减小容器组装偏差是非常有利的。本部分也做相应修订,以求与相关标准的协调统一。

### 【GB 150.4】【6.5 圆筒与壳体】

本条除以下特别说明外,6.5.1 错边量、6.5.2 棱角、6.5.3 不等厚连接、6.5.10 内压壳体直径差、6.5.11 外压壳体圆度等规定与原 GB 150 相同。

### 【GB 150.4】【6.5.4】释义

对直立容器壳体直线度检查方法的修改,反映了直线度测量技术的进步。许多制造单位现已可以采用先进的仪器(如激光经纬仪等)进行直线度测量,结果更加准确,故不再强制规定采用传统的拉细钢丝方法进行测量。

### 【GB 150.4】【6.5.5】释义

原 GB 150 规定“筒节长度应不小于 300mm”,对换热器管箱等部件上仅有一个筒节的情况下,这一要求是不合理的。本次将其修改为“组装筒体中,任何单个筒节的长

度不得小于 300mm”。所谓组装筒体是指由两个或两个以上筒节组成的一个筒体，对仅有一个筒节的筒体（如换热器管箱）不限制筒节长度。

### 【GB 150.4】【6.5.7】释义

考虑到大直径容器加工及安装问题，按《塔式容器》标准修改了底座圈、底板上地脚螺栓孔尺寸公差。

### 【GB 150.4】【6.5.8】释义

要求在可能的情况下，容器内件和壳体焊接的焊缝不但要尽可能避开壳体环焊缝，同时也要尽可能避开壳体纵焊缝。

### 【GB 150.4】【6.7 螺栓、螺柱和螺母】释义

与《固容规》将 M36 以上的设备主螺栓规定为主要受压元件的规定相呼应，提高了对 M36 以上螺栓、螺柱和螺母的要求；修改了螺柱表面检测的规定，以适应非铁磁性材料螺柱的表面检测。

### 【GB 150.4】【6.8 组装及其他要求】释义

增加了限制强力组装的要求。所谓强力组装，系指用大锤敲打、用千斤顶顶压等方法进行组对。强力组装对材料性能会造成伤害，同时会增加组装、焊接残余应力，必须加以控制。

因近年来国内制造单位屡次在压力容器的几何尺寸、管口方位上出现重大偏差，提示制造单位应当对容器的主要几何尺寸、管口方位进行检查，以确认符合图样要求。

## 第7章 焊 接

### 【GB 150.4】【7.1 焊前准备及施焊环境】释义

增加了当焊件温度低于 $-20^{\circ}\text{C}$ ，且无有效防护措施时禁止施焊的规定。焊件温度低于 $-20^{\circ}\text{C}$ 时进行施焊，因焊接接头的冷却速度过快，会增大拘束应力和钢的淬硬倾向，同时使氢的溶解度降低且逸出困难，易出现裂纹<sup>[16]</sup>。因此，除应在施焊处 100mm 范围内将焊件预热到 $15^{\circ}\text{C}$ 以上之外，还应采取其他有效防护措施（如保温等），消除低温环境对焊接的影响。这与 NB/T 47015—2011《压力容器焊接规程》的规定是一致的。

### 【GB 150.4】【7.2 焊接工艺】

#### 【GB 150.4】【7.2.1】【7.2.2】释义

《固容规》对熔入永久焊缝内的定位焊缝，返修焊缝等提出了应按 NB/T 47014—

2011《承压设备焊接工艺评定》进行焊接工艺评定或者具有经过评定合格的焊接工艺支持的明确规定。本部分修订也增加了相应要求。

定位焊缝是指为固定容器元件间的相互位置而施焊的点焊或断续焊焊缝。最初的定位焊缝一般在施焊容器元件间永久焊缝前需清除,但随着技术的发展,现在的定位焊缝已可以采取的措施,在施焊容器元件间永久焊缝过程中直接熔入,如此定位焊缝成为永久焊缝的一部分,要求其应按 NB/T 47014 进行焊接工艺评定或者具有经过评定合格的焊接工艺支持不难理解。同时,定位焊缝焊接与永久焊缝焊接时,焊件材料状态是相同的,如何进行焊接工艺评定不需赘述。

返修焊缝的焊接,与该焊缝的初始焊接相比属局部施焊,拘束应力大,要求按 NB/T 47014 进行焊接工艺评定或者具有经过评定合格的焊接工艺支持是必要的。但应注意返修焊缝时,焊件的状态与该焊缝初始焊接焊件状态的差异,必要时模拟返修焊缝的状态进行焊接工艺评定。

对用于焊接结构受压元件的境外材料(含填充材料),首次使用前应按 NB/T47014 《承压设备焊接工艺评定》进行焊接工艺评定,但不得依该标准附录 B 对母材和填充材料进行归类。该要求与《固容规》2.9 条要求是一致的,目的是防止使用境外劣质材料,鼓励使用国产材料。

### 【GB 150.4】【7.2.3】释义

该条检验要求源于原 GB 150 附录 C 中 C1.4 条 c) 款;合格指标源于原 GB 150 附录 C 中 C2.1.7 条 c) 款。

增加的说明“(当设计温度低于 $-192^{\circ}\text{C}$ 时,其冲击试验温度取 $-192^{\circ}\text{C}$ )”是因为我国进行奥氏体型钢材低温容器焊缝金属的低温夏比(V形缺口)冲击试验,所依据的是液氮温度区的试验标准 GB/T 229,其附录 E 规定的低温下最大过冷温度补偿值为 $4^{\circ}\text{C}$ ,即该标准只能用于 $-192^{\circ}\text{C}$ 及其以上温度的冲击试验。此前,行业上虽未完全遵守该适用条件,将试验范围人为扩大至 $-196^{\circ}\text{C}$ ,但工程实践表明,并未危及容器安全。故本次修订,未作原则修改,仅增加了一段说明文字,以从原理上解决与引用标准间的衔接问题<sup>[17]</sup>。

本次修订过程中,对设计温度低于 $-100^{\circ}\text{C}$ 且不低于 $-196^{\circ}\text{C}$ 的铬镍奥氏体不锈钢制容器焊接工艺评定中,焊缝金属的低温夏比(V形缺口)冲击试验的冲击吸收功合格指标进行过认真分析研究。

从原理上看,冲击吸收功由下列三部分组成:

- 1、消耗于试样弹性变形的弹性功;
- 2、消耗于试样塑性变形直至产生裂纹前的塑性功;
- 3、消耗于裂纹产生并扩展直至断裂的撕裂功。

对于低温下操作的压力容器,重点需预防与控制脆性断裂风险,关注的是焊缝金属低温下的塑性功和撕裂功。但铬镍奥氏体不锈钢在温度低于 $-100^{\circ}\text{C}$ 且不低于 $-196^{\circ}\text{C}$ 区间内,强度提高致焊缝金属的弹性功相应增加,致以冲击吸收功作为合格判据存在缺欠<sup>[18]</sup>。为此,美国 ASME 规范 1995 年版提出以侧向膨胀量不低于 $0.38\text{mm}$ ( $0.15\text{in}$ )作为合格

判据<sup>[19]</sup>。国内对此问题也进行了研究<sup>[20][21]</sup>,发现铬镍奥氏体不锈钢的冲击吸收功与侧向膨胀量有一定的对应关系:冲击吸收功为 31J 时,对应的侧向膨胀量约为 0.52mm,远大于 ASME 规范规定的 0.38mm;而侧向膨胀量为 0.38mm 时,对应的冲击吸收功约为 24J,又明显低于我国标准规定的 31J。

由于存在上述问题,采用侧向膨胀量作为温度低于-100℃且不低于-196℃的铬镍奥氏体不锈钢焊缝金属的低温夏比(V形缺口)冲击试验的合格指标尚需积累数据。经协调,NB/T 47016—2011《承压设备产品焊接试件的力学性能检验》中 6.3.4 条 b)款作出规定,铬镍奥氏体钢的冲击试验应测量并提供侧向膨胀量,为该条的后续修订做技术准备。

### 【GB 150.4】【7.2.4】【7.2.5】【7.2.6】释义

这些条款是由原 GB 150 附录 C 相应条款修订,针对低温压力容器的焊接要求。

低温容器的焊接工艺评定中冲击试验的取样方法、合格指标,已分别由 NB/T 47014—2011《承压设备焊接工艺评定》和 GB 150.2《压力容器 第2部分:材料》作出规定,本部分不再另行规定。

### 【GB 150.4】【7.2.7】释义

正在使用的焊接工艺评定,应当保存技术档案备查;失效的焊接工艺评定,可以不再保存技术档案。

### 【GB 150.4】【7.3 焊缝表面的形状尺寸及外观要求】

#### 【GB 150.4】【7.3.1】【7.3.2】【7.3.3】释义

因焊缝表面不可低于母材平面,将原 GB 150 表 10-3 中  $e_2$  合格指标“ $\leq 1.5$ ”修改为“0~1.5”,使文字表达更严谨。

与《固容规》对应,为减小应力集中,修改了原 GB 150 中 10.3.3.3 条,增加了“角焊缝的外形应凹形圆滑过渡”的要求。

#### 【GB 150.4】【7.3.4】释义

咬边是常见的焊接缺陷,对容器质量的危害可以概括为三个方面<sup>[22]</sup>:

- 1、造成微小区域的形状突变,产生应力集中,咬边部位的应力集中系数可高达 3,是需控制的脆性断裂源、疲劳破坏源之一;
- 2、咬边是“开口”缺陷,容器内表面的咬边直接接触介质,介质在压力作用下会进入咬边内,形成不流动的介质“死区”,进而浓缩,加剧局部腐蚀;
- 3、在渗入其内介质压力的作用下,咬边处更易诱发裂纹。

可见,从控制脆性断裂和疲劳破坏角度,对于低温容器、Cr-Mo 低合金钢材制造的容器和承受循环载荷的容器不允许存在咬边是必要的;从控制腐蚀失效角度,对于不锈钢材料制造的容器、有应力腐蚀的容器不允许存在咬边也是必须的;而焊接接头系数  $\phi$



为 1.0 的容器（用无缝钢管制造的容器除外），对焊接接头质量要求高，也应禁止咬边的出现。

需要说明的是，有两种情况均符合标准所要求的“焊缝表面不得有咬边”：一是精心施焊，完工焊缝无咬边，这是最佳结果；二是完工焊缝存在咬边，但其后采用修磨等方法加以完全去除。

虽然不同国家的标准对焊缝咬边的要求宽严尺度不一，但工业发达国家制造的绝大多数压力容器均对焊缝表面进行修磨，很少有咬边存在，这应是我国压力容器制造单位应当效仿的。

### 【GB 150.4】【7.4 焊接返修】释义

长期以来，行业上对经热处理后容器的再次焊接给予了颇多的关注，形成了“热处理后不能再焊接（动火），焊接（动火）后需要再次进行热处理”的概念。单就焊接时的相对拘束度而言，同样条件下，这种局部区域的焊接所产生的焊接残余应力相对更高（但也与返修焊接的深度有关），但不仔细分析局部焊接残余应力对安全性的影响，一味强调再次热处理，显然对于有再热裂纹倾向材料制造的容器、部分复合板材料制造的容器等明显不尽合理，因再次热处理反而会使材料性能下降，增加出现裂纹的概率；而对于碳素钢等一般容器则完全不需要，因施焊后不再次热处理对安全性影响有限。为此，《固容规》对相关规定进行了修订，规定“要求焊后消除应力热处理的压力容器，一般应当在热处理前焊接返修，如在热处理后进行焊接返修，应当根据补焊深度确定是否需要消除应力处理；”。

有鉴于此，本次修订在充分征求行业专家意见的基础上，依据制定《压力容器缺陷评定规范》及后续合于使用规范的相关研究成果和基础数据，参考了美国 ASME 规范，从两个方面给出了相关规定：

1、考虑到同样条件下，局部区域焊接产生的焊接残余应力更高，为降低风险，规定如下容器热处理后如施焊，应于焊接后再次热处理：

- a) 盛装毒性为极度或高度危害介质的容器；
- b) Cr-Mo 钢制容器；
- c) 低温容器；
- d) 图样注明有应力腐蚀的容器。

2、考虑到再次热处理对安全性的影响，规定除上述所列容器之外，“要求焊后热处理的容器，如在热处理后进行返修，当返修深度小于钢材厚度  $\delta_s$  的 1/3，且不大于 13mm 时，可不再进行焊后热处理。返修焊接时，应先预热并控制每一焊层厚度不得大于 3mm，且应采用回火焊道。”

## 第8章 热处理

### 【GB 150.4】【8.1 成形受压元件的恢复性能热处理】释义

该部分条款是在原 GB 150 中 10.4.2 条的基础上扩充形成的。

受压元件成形后依成形的温度的不同分别会出现冷作硬化、力学性能和耐腐蚀性能改变等问题，原 GB 150 中虽对此进行了规定，但不尽全面。本次修订以国内近十年来的相关研究和工程实践为依据，参考了美国 ASME 规范等，对受压元件成形后是否需要恢复性能热处理作出了较为详细的规定：

#### 1、冷成形受压元件

以变形率定量冷作硬化程度，当不同材料的受压元件成形后，如变形率达到对应的数值，则应于成形后进行恢复性能热处理。

此处“进行相应热处理恢复材料的性能”是指：

a) 对于碳素钢、低合金钢是指进行再结晶温度退火，消除残余应力、应变硬化等不良影响。

再结晶是当退火温度足够高、时间足够长时，在变形金属或合金的显微组织中，产生无应变的新晶粒——再结晶核心。新晶粒不断长大，直至原来的变形组织完全消失，金属或合金的性能也发生显著变化，这一过程称为再结晶。

其中，开始生成新晶粒的温度称为开始再结晶温度，显微组织全部被新晶粒所占据的温度称为终了再结晶温度或完全再结晶温度。再结晶过程所占温度范围受合金成分、形变程度、原始晶粒度、退火温度等因素的影响。实际应用中，常用开始再结晶温度和终了再结晶温度的算术平均值作为衡量金属或合金性能热稳定水平的参量，称为再结晶温度。

b) 对于高合金钢，如奥氏体、铁素体、双相不锈钢等，因为在冷成形过程中，依其变形率不同，同时还会不同程度地发生金相组织的变化，仅仅依靠一般的消除应力热处理是无法恢复材料性能的（包括力学性能、耐腐蚀性能等），因此通常需要进行原材料供货状态的热处理，从而达到恢复材料性能的要求。

#### 2、温成形受压元件

当成形温度较低时，冷作硬化影响仍然存在，宜参照对冷成形受压元件的热处理条件和要求确定成形后是否需要恢复性能热处理。当成形温度较高时，如果改变了材料供货热处理状态，而设计要求材料使用的热处理状态与材料供货的热处理状态一致，应重新进行热处理，恢复材料供货时的热处理状态。

#### 3、热成形受压元件

热成形主要应关注热过程对受压元件材料性能和材料供货热处理状态的影响，当该

影响不可接受时，也应重新进行热处理，以恢复材料的性能或材料供货热处理状态。

本次修订没有给出采用扩口、缩口工艺成形元件的变形率计算公式，主要是因为近年来国内采用扩口、缩口工艺成形元件，如变径段、变径接头等，在运行过程出现了开裂失效，经分析其中部分失效与成形的冷作硬化有一定的关系，故对可能造成冷作硬化的冷、温扩口和缩口工艺成形的元件，推荐进行热处理以恢复材料的性能。如结构尺寸过大，不易进行热处理，则应在设计时考虑可不采用扩口、缩口工艺成形的其他结构。

同样，本次修订也没有给出管材弯制工艺的变形率计算方法。

## 【GB 150.4】【8.2 焊后热处理(PWHT)】

### 【GB 150.4】【8.2.1】释义

以焊后热处理厚度（即焊缝金属厚度）作为是否应进行焊后热处理消除焊接残余应力的判断基准之一，而不是原 GB 150 以钢材厚度确定是否进行焊后热处理消除焊接残余应力。这是因为需要焊后热处理的原因是焊接，焊缝金属厚度表明了焊接对残余应力、焊接接头的组织和性能影响范围及程度，因此决定焊后热处理与否应当是焊缝厚度，而不完全是钢材厚度。本条对焊后热处理厚度给出了较为严谨的规定。

美国 ASME 规范<sup>[19]</sup>在 UW-40 (f) 中给出了焊接接头厚度的明确规定，依该条规定确定焊接接头厚度后，再对照 UCS-56、UCS-56.1、UHA-32 及 UHT-56 等条的规定判断焊接的容器及其受压元件是否需要焊后热处理。我国相关研究、设计基本是参照美国 ASME 规范要求进行，研究及工程实践证明，UW-40 (f) 条对焊接接头厚度的规定是合理的，本次修订参照了其中的相关规定。

### 【GB 150.4】【8.2.2~8.2.5】释义

按 GB/T 3375<sup>[23]</sup>的定义，焊接残余应力是焊后残留在焊件内的焊接应力。焊接过程的不均匀温度场以及由它引起的局部塑性变形和比容不同的组织是产生焊接应力和变形的根本原因。现已清楚地证明焊接残余应力是延迟裂纹、再热裂纹的诱因之一；在腐蚀性介质中对应力腐蚀裂纹的产生起着重要的作用；此外，还会引发延迟变形影响结构或尺寸的稳定性等<sup>[24] [25]</sup>。为消除焊接残余应力，进行焊后热处理是最常用、最有效的方法。

按“基于风险的压力容器设计、制造与检验”的观点：

- a) 某些焊接容器及其受压元件，焊接残余应力致使失效风险增大，宜进行焊后热处理控制失效。因焊接残余应力的大小主要与材料、焊接接头厚度和预热温度有关，据此三个因素对是否进行焊后热处理作出的规定汇总形成了本部分的表 5；
- b) 某些焊接容器及其受压元件，虽然焊接残余应力影响并不一定很大，但一旦失效后果特别严重，也宜进行焊后热处理预防失效。

用于盛装毒性为极度或高度危害介质的碳素钢、低合金钢制容器即属于此类，该规定与美国 ASME 规范的相关规定也是相同的；

- c) 对于介质有应力腐蚀倾向的容器，焊接残余应力会成为应力腐蚀的主要推动力，

增大失效风险，理应消除。

对工程上常见的低温钢板、低温锻件使用高于其使用温度下限的情况，本部分表 5 根据设计温度的不同，对这部分材料给出了不同要求，在保证焊接容器及其受压元件本质安全的前提下合理降低制造成本。

标准 8.2.3 规定“对于异种钢材之间的焊接接头，按热处理要求高者确定是否进行焊后热处理”，应理解为：是否要求焊后热处理（PHWT）取决于材料、接头厚度以及焊前是否进行预热等因素。例如，厚度为 26mm 的 Q345R 钢板，在焊后不需要进行 PWHT，但是如果与同样厚度的 09MnNiDR 组焊时，则根据本条规定，按要求高者则应进行 PWHT。从这个意义上讲，虽然 Q345R 和 09MnNiDR 属于焊接规程中的同一类、同一组钢材（Fe-1-2），此时也可理解为“异种钢”。

### 【GB 150.4】【8.2.6】【8.2.7】释义

为使标准条理更清晰，将原 GB 150 “10.4.5 焊后热处理方法”分为焊后热处理要求和焊后热处理操作两个部分，并按 NB/T 47015 标准修改了部分条款，补充了必要的热处理相关要求。其中包括：

1、与《固容规》统一，增加了编制焊后热处理工艺和记录热处理温度——时间曲线的要求，旨在做到对焊后热处理质量的事前控制和事后验证、检查和可追溯；

2、使用燃煤炉进行焊后热处理是落后的方法，温度不均匀、煤中杂质等均会对被处理件产生不利的影响，需明确禁止；

3、修订了局部热处理有效加热范围的规定，使之更明确和科学；

4、根据 S11306、S11348 铁素体型不锈钢的焊后热处理特点，增补了相关规定；

5、修改了 GB 150—1998 “需要焊后进行消氢处理的容器，如焊后随即进行焊后热处理时，则可免做消氢处理”的规定。

因 GB 150—1998 中 10.4.3 条对“焊后随即进行焊后热处理”的时间界限无明确规定，若时间间隔过长仍会产生延迟裂纹，宜交由制造单位针对具体情况通过试验确定。

## 第 9 章 试件与试样

### 【GB 150.4】【9.1 产品焊接试件】

#### 【GB 150.4】【9.1.1 制备产品焊接试件条件】释义

与《固容规》相对应，减少了强制性制备产品焊接试件（原 GB 150 称“产品焊接试板”）数量。

标准对于制备压力容器产品焊接试件的规定一直是相关各方共同关注的焦点。它既是中外法规标准的主要差异之一，也涉及到产品成本、管理水平与产品质量控制。

制备产品焊接试件的目的是为了验证和检验与压力容器本质安全相关的焊接接头主要性能是否达到设计要求。与承担事前预防与控制失效风险的焊接工艺评定不同,制备产品焊接试件及其随后的检验,属于事后监督检查措施。从“基于风险的压力容器设计、制造”角度看,其对于降低风险的作用没有焊接工艺评定积极、有效。也正因如此,美、日、欧等工业发达国家为提高压力容器质量,更多地依靠焊接工艺评定,而较少采用产品焊接试件。

此前,我国的法规、标准要求焊接工艺评定、制备产品焊接试件并进行相关性能检验两项都做,导致了材料、能源与工时的消耗过大,也使得焊接工艺评定的重要作用被淡化。国内几十年的压力容器制造实践证明,产品焊接试件在压力容器行业清理整顿时期,对提高企业质量意识、提高产品质量发挥了重要的作用,但随着焊接工艺评定的推广普及,产品焊接试件的作用已大打折扣。表现为:

- 1、压力容器焊接接头的性能主要依靠焊接工艺评定来保证;
- 2、由于容器的制造、检验工序问题,部分产品焊接试件性能检验结果无法在耐压试验前获得,影响制造工期,也失去了其应发挥的重要作用;
- 3、根据对不同制造单位产品焊接试件检验结果的调查,产品焊接试件检验的不合格率非常低。在调查的643个产品焊接试件中,初次不合格的有11个,其中弯曲8个,拉力3个,不合格的主要原因是由于试验条件和试样加工、试验过程的控制而导致的,且上述不合格产品焊接试件经过复验都已合格,没有出现由于产品焊接试件不合格而导致压力容器产品不能出厂的情况。如制造单位记录的情况属实,则过多制备产品焊接试件确无必要;如另有原因,则说明制备产品焊接试件也只是流于形式,浪费资源,对产品质量控制所起作用不大。

鉴于上述原因,本次修订完整地贯彻了《固容规》思想,加强对压力容器制造质量至关重要的焊接工艺评定的控制,在事前预防与控制上投入更多的资源;相应削减了制备产品焊接试件并检验的事后监督检查措施。这样的调整,也同时兼顾了我国加入WTO的实际情况,与境外压力容器制造、检验惯例相接轨。

因此,削减了制备产品焊接试件数量,并不是放松了对压力容器制造质量的控制。

### 【GB 150.4】【9.1.2 制备产品焊接试件与试样的要求】释义

该部分条款中,需要就产品焊接试件的代表性加以说明。制备产品焊接试件并对其进行性能检验,以判定相对应压力容器的质量,实际是一种抽样检验方法,它对压力容器制造质量判定的准确性是与样本的代表性直接相关的。从理论上说,所制备的产品焊接试件如能与相应容器性能最差部位的状况相同,并经检验性能合格,则该容器的制造质量是符合设计要求的。

多年来的实践证明,在筒节纵向焊缝的延长部位与筒节同时施焊(球形容器除外)制备产品焊接试件,虽然并不总是能与相应容器性能最差部位的状况相同,但绝大多数情况下对其进行检验,进而判定压力容器制造质量,已为工程实践证实是比较有效的。但也不排除在特定情况,此法制备的产品焊接试件因与相应容器性能最差部位的状况差

异过大,需要另行增加产品焊接试件的情况。因其是由压力容器特定制造条件(与制造工艺过程等相关)下出现的个案,国家标准不可能一一罗列,需要设计和制造单位确定。

如某低温罐案例,筒节纵向焊缝的延长部位与筒节同时施焊的产品焊接试件,其制造热过程为:16MnDR 正火板+焊接+焊后热处理,而封头拼接接头制造热过程为:16MnDR 正火板+拼接焊接+三次热压制成形+正火(急冷)+回火+焊后热处理。按标准要求制备的产品焊接试件性能与封头拼接接头的性能存在较大差异,同时制备封头产品焊接试件并经检验合格,则对该容器制造质量的检验无疑有着更强的代表性和说服力。

### 【GB 150.4】【9.1.3 试样检验与评定】释义

原 GB 150 该部分条款中,许多已由 NB/T 47016 标准规定,本次修订对重复部分进行了删减。

### 【GB 150.4】【9.2 母材热处理试件】释义

将原 GB 150 该部分分条列出,以使规定更加明确,实质内容并无变化。

### 【GB 150.4】【9.4 其他试件与试样】释义

与《固容规》相统一,增加了对做耐腐蚀性能检验的容器或者受压元件制备耐腐蚀性能试验试件并进行检验与评定的要求。

### 【GB 150.4】【9.5 合并制备试件】释义

与《固容规》相统一的新增规定,在保证产品焊接试件和母材热处理试件各自代表性的情况下,可合并制备试件可以降低制造成本。

## 第 10 章 无损检测

### 【GB 150.4】【10.1 无损检测方法的选择】释义

与《固容规》相统一,规定了压力容器焊接接头各种无损检测方法的选择。

对于超声检测,给出了衍射时差法超声检测(TOFD)、可记录的脉冲反射法超声检测和不可记录的脉冲反射法超声检测等3种方法。可记录的脉冲反射法超声检测是指记录全部检测过程的脉冲反射法超声检测,其检测设备应当记录所检测对接接头的全部超声波形并可回放,例如采用自动记录的超声检测仪器进行检测。不可记录的脉冲反射法超声检测则是指仅局部记录检测数据或不记录检测数据的脉冲反射法超声检测,例如采用模拟超声检测仪器进行的检测。

该规定不再重射线轻超声,而是视为地位相同的检测方法,主要是基于如下考虑:

1、射线检测和超声检测各有其优缺点。射线检测的结果有直接记录(底片),可

以获得缺陷的投影图像,缺陷定性、长度测量比较准确,对体积型缺陷和薄壁工件中的缺陷检出率较高;其缺点是厚壁工件的缺陷检出率偏低,缺陷在工件中厚度方向的位置难以确定,自身高度难以测量,对面积型缺陷的检出受到多种因素影响,有时会漏检,射线对人体和环境有害,防护成本、检测成本较高而且射线检测速度较慢等。超声检测的优点是对面积型缺陷的检出率较高,穿透能力强,适合于厚壁工件,缺陷定位准确,可以测量缺陷自身高度,对人体和环境无害,检测成本较低且检测速度较快等;其缺点是缺陷定性困难,定量精度不高,常用的(不可记录)脉冲反射法超声检测结果无直接见证记录,无缺陷直观图像,薄壁工件检测困难,一般需要对探头扫查面进行打磨处理,增加了工作量等。

2、历史上重射线轻超声,主要原因在于常规的(不可记录)脉冲反射法超声检测结果无直接见证记录,检测结果主要依靠检测单位的质量管理水平、检测人员的技术水平和责任心来保证,难以控制。目前,可记录的超声检测发展迅猛,可以实时记录检测过程和检测结果,国外有关标准也逐渐改变了重射线轻超声的局面。例如,ASME《锅炉压力容器规范》CODE CASE 2235规定:锅炉、压力容器材料厚度 $\geq 12.7\text{mm}$ 的全熔化焊对接焊接接头,在一定条件下可以采用自动记录的超声检测方法替代其正文中要求的射线检测。

本次修订吸纳了近年来国内应用较为成熟的超声检测新方法——衍射时差法超声检测(TOFD)。自2000年中国特种设备检测研究院和中国第一重型机械(集团)公司在国内首次进行TOFD检测研究和应用以后,2007年国家质检总局以国质检特函(2007)402号文《关于进一步完善锅炉压力容器压力管道安全监察工作的通知》明确了在一定条件下可以采用衍射时差法超声检测(TOFD)替代射线检测。此后合肥通用机械研究院等多个单位也进行了大量研究和实际检测应用,全国特种设备无损考委会也培训和认可了Ⅱ级TOFD检测人员200余人,TOFD检测标准NB/T 47013.10—2010(JB/T 4730.10)《承压设备无损检测 第10部分:衍射时差法超声检测》已经发布。大量的检测实例表明,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、环保等优点,对于压力容器无损检测是一种有效的补充。鉴于国内对TOFD技术的强烈需求,如厚壁容器、无法进入容器内部的封头与筒体的最后一条对接焊缝、现场组焊检测等各种情况,将衍射时差法超声检测(TOFD)及时纳入,以期促进和规范衍射时差法超声检测(TOFD)技术的推广应用并提高压力容器的无损检测技术水平。由于衍射时差法超声检测(TOFD)在我国的应用时间尚短、所积累的经验还不够丰富,本身也存在一些局限性,因此应用该方法前,应当充分准备、加强工艺试验,及时总结检测经验,保证该技术有序健康地发展。

当采用不可记录的脉冲反射法超声检测时,要求采用射线检测或衍射时差法超声检测做为附加局部检测,主要是考虑该方法的检测结果无直接见证记录,增加有记录的射线检测或衍射时差法超声检测作为质量控制的补充措施。

对于铁磁性材料,因磁粉检测对表面开口缺陷的灵敏度要远高于渗透检测或其他表面检测方法,同时还能有效地检出近表面缺陷,因此规定应当优先选择磁粉检测方法检



测焊接接头表面。

### 【GB 150.4】【10.2 无损检测的实施时机】释义

与《固容规》相统一，增加了对拼接封头、有延迟裂纹倾向和再热裂纹倾向的材料以低合金高强钢焊接接头耐压试验后进行表面无损检测实施时机的要求。

### 【GB 150.4】【10.3 射线和超声检测】

#### 【GB 150.4】【10.3.1 全部（100%）射线或超声检测】释义

本条规定是基于对失效风险大或失效危害严重的压力容器严格检验的原则制订的。具体条款与《固容规》相统一，并参照了美国 ASME 规范的相关规定。

为使修订后的标准条理更清晰，对多层容器的相关要求移至“12 多层容器”部分。

在《固容规》中，公称直径  $DN \geq 250\text{mm}$  的接管和管法兰属主要受压元件，其接管与接管对接接头、接管与高颈法兰对接接头在使用过程中出现过因焊接缺陷引起的失效，为有效控制风险，无损检测时将上述重要容器中公称直径  $DN \geq 250\text{mm}$  的接管与接管对接接头、接管与高颈法兰对接接头与该容器中的 A 类和 B 类焊接接头同样对待。

#### 【GB 150.4】【10.3.3 $DN < 250\text{mm}$ 的接管无损检测】释义

将公称直径  $DN < 250\text{mm}$  的接管与接管对接接头、接管与高颈法兰对接接头的检测要求，交由设计单位根据容器具体情况提出要求、制造单位落实实施。

### 【GB 150.4】【10.4 表面检测】释义

本部分规定与《固容规》相统一，并参照了美国 ASME 规范的相关规定。

钢材的金相组织主要分为珠光体、马氏体、铁素体和奥氏体。从焊接角度讲，异种钢一般指两种不同类型金相组织钢材的组合；在相同类型金相组织的钢材中，也可能因其化学成分与性能有较大差异而组成异种钢；当同种钢材选用异质填充金属焊接时，也纳入异种钢焊接范围内。异种钢焊接突出问题在于焊接接头化学成分的不均匀性，以及由此引起的组织和力学性能不均匀性、异种组织的不稳定性、应力和变形的复杂性。

不同强度的珠光体钢材相焊，应保证焊接金属抗拉强度高于或等于强度较低一侧母材抗拉强度下限值，且不超过强度较高一侧母材标准规定抗拉强度的上限值；珠光体钢与马氏体钢焊接时，尽可能防止焊接接头产生脆化和冷裂纹；珠光体钢与铁素体钢相焊时，则需防止焊接接头过热粗化、脆化和裂纹；珠光体钢与奥氏体钢相焊时，则需防止焊缝金属的稀释、碳迁移形成的扩散层及组织不同产生焊缝金属的剥离；Cr-Mo 珠光体钢、马氏体钢与铁素体钢同种钢相焊均有较高的冷裂纹敏感性；珠光体钢与马氏体钢、铁素体钢、奥氏体钢异种钢相焊，也有较高冷裂纹倾向，应加强无损检验。

从无损检测要求的角度讲，本部分 10.4 款 c) 的异种钢焊接接头主要指凡是两种钢材在焊接后容易产生焊接缺陷的应增加表面检测要求。一般情况下：按 NB/T 47014 表 1 不同组别钢材的焊接接头应考虑增加表面检测要求，但如果其中一种钢材的焊接工艺



评定可以适用于另一种钢材时除外。

### 【GB 150.4】【10.5 组合检测】释义

在原 GB 150 基础上，结合《固容规》要求修订而来。

### 【GB 150.4】【10.6 无损检测的技术要求】释义

改变了原来的表达方法，以表格形式列出要求，使用更为便捷。

与《固容规》相统一增加了角接接头、T 形接头射线和超声检测要求以及衍射时差法超声检测的相关要求。

同时相应增加了无损检测技术等级要求。无损检测技术等级所反映的是对应无损检测方法本身应达到的检测质量要求，等级高者对缺陷的检出率高，对缺陷的定性、定量也更为准确。因此，无损检测技术等级是有效进行压力容器无损检测并获得科学、准确检测结果的重要保证，宜予以规定。

“角接接头”和“T 形接头”的结构可参照 GB 150.3 附录 D（资料性附录）“焊接接头结构”。角接接头一般指两焊件端部构成大于  $30^\circ$ 、小于  $135^\circ$  夹角的焊接接头；如安放式接管与壳体的焊接接头，和容器内壁平齐的插入式接管与壳体的焊接接头。T 形接头一般指一焊件端面与另一焊件表面构成直角的焊接接头；如内伸接管与壳体的焊接接头。

### 【GB 150.4】【10.7 无损检测档案】释义

压力容器无损检测档案是重要的制造、检验存档文件，是见证制造单位的无损检测与法规、标准及设计文件要求符合性的书面文件，一旦所制造的容器涉及法律纠纷或出现失效，它将是重要的法律证据和进行失效分析、责任认定的依据。当制造单位制造的压力容器投入使用并达到设计使用年限后，制造单位的相关责任可以解除，故压力容器无损检测档案至少应保存到设计使用年限。

## 第 11 章 耐压试验和泄漏试验

### 【GB 150.4】【11.4 耐压试验】释义

在原 GB 150 基础上，增加了相关要求。

由于存在某些压力容器因安装基础及自身承重能力等原因，或因内部结构、填料等原因无法充满液体，难以进行液压试验，而进行气压试验又耗时过长，特增加了气液组合压力试验作为耐压试验的方法之一。

气液组合压力试验最早用于在用容器，以解决因安装位置等原因无法正常进行液压

试验的问题,实践证明其是一种有效的耐压试验方法。近年来,随着我国石化、化工装置的日益大型化,许多大型直立容器卧置进行耐压试验遇到了新问题——进行水压试验,水的重量可能导致容器在试验过程中发生非预期的异常变形;而进行气压试验又会受到安全、大流量气源的困难。由此,在工程中已经引入了气液组合压力试验方法,有效化解大型容器进行耐压试验问题。

制造单位进行耐压试验时总是需使用临时受压元件封闭压力容器,临时受压元件通过焊接连接、紧固件连接等方法与试验容器构成密闭的内腔。此前,制造单位往往忽视临时受压元件及其连接方式的安全性,耐压试验过程中出现了多起事故,造成了不该出现的人员、财产损失。如2008年5月,某厂制造的一台高压反应器,在水压试验过程中,临时焊接的接管球形端盖突然在焊接处断裂,造成3人死亡事故。为避免此类事故的再次发生,《固容规》与本部分均增加相应规定,以防止耐力试验时临时受压元件因强度、刚性不足或焊接质量不良造成安全事故。

多腔容器的耐压试验要求也是标准新增内容,本次修订规定了确定多腔容器耐压试验压力的方法。多腔容器进行耐压试验前,应校核共用受压元件的强度(或刚度),若共用受压元件的强度(或刚度)满足各压力室单独试验的要求,则可对各压力室单独进行耐压试验;若共用受压元件的强度(或刚度)无法满足各压力室单独试验的要求,则应先对相邻压力室可能发生内漏的部位进行泄漏检查,然后再将试验压力室和相邻压力室升压,完成耐压试验。因此前进行过相邻压力室可能发生内漏部位的泄漏检查,可以排除内漏对耐压试验结果判定的影响。

### 【GB 150.4】【11.4.9 液压试验】释义

地处我国北方的制造单位,在寒冷的冬季进行容器的耐压试验,如何控制试验温度一直是一个困扰企业的难题。若完全严格执行“Q345R、Q370R、07MnMoVR制容器进行液压试验时,液体温度不得低于5℃;其他碳钢和低合金钢制容器进行液压试验时,液体温度不得低于15℃”,则会使耐压试验难以进行。

成功的工程实践证明,若能保证容器的试验温度(容器器壁金属温度)比容器器壁金属无塑性转变温度高至少30℃,则完全可以避免耐压试验过程中因低温而造成的脆断。但金属材料的无塑性转变温度与材料、厚度、焊接工艺、焊材匹配等多种因素相关,标准编制组尚无法获取完整的相关金属材料的无塑性转变温度数据,给出不同情况下的试验温度。故本次修订规定“当有试验数据支持时,可使用较低温度液体进行试验,但试验时应保证试验温度(容器器壁金属温度)比容器器壁金属无塑性转变温度至少高30℃”。

全国锅炉压力容器标准化技术委员会收集整理合肥通用机械研究院等单位在材料研究过程中的一些试验数据,这些试验按照GB/T 6803《铁素体钢的无塑性转变温度落锤试验方法》进行,采用P-2型试样。该标准的以前版次为GB 6803—1986,目前版次为GB/T 6803—2008;该标准适用于测定厚度不小于12mm的铁素体钢(包括板材、型材、铸钢和锻钢)的无塑性转变温度,试验原理是将给定材料的一组试样中的每一个

试样分别在一系列选定的温度下施加单一的冲击载荷,测定试样断裂时的最高温度。试验是要保证在某一试验温度下有一个试样断裂,在该温度高5度的试验温度下保证两个试样均不断裂。对于钢材制造单位提供的同一材料、同一厚度的钢材,不同的试验单位得出的钢材的无塑性转变温度可能会有5度的差别。本释义选择已有试验数据的最高值如表SY11-1,供参考。

表 SY11-1 压力容器常用钢材的无塑性转变温度 (NDTT) 最高值 (参考)

材料牌号	材料标准	NDTT	材料牌号	材料标准	NDTT
Q245R	GB 713—2008	-10℃	15CrMoR	GB 713—2008	-5℃
Q345R	GB 713—2008	-30℃	14Cr1MoR	GB 713—2008	-5℃
Q370R	GB 713—2008	-30℃	16MnDR	GB 3531—2008	-35℃
07MnCrMoVR	GB 19189—2011	-30℃	/	/	/

压力容器用碳素钢和低合金钢标准为 GB 713—2008、GB 3531—2008 和 GB 19189—2011。从目前的试验结果来看,GB 3531—2008《低温压力容器用低合金钢钢板》标准中的所有牌号(16MnDR、15MnNiDR 和 09MnNiDR)的 NDT 温度均为 $\leq -30^{\circ}\text{C}$ ,而 GB 19189—2011《压力容器用调质高强度钢板》标准中的所有牌号(07MnMoVR、07MnNiVDR、07MnNiMoDR 和 12MnNiVR)的 NDT 温度均为 $\leq -30^{\circ}\text{C}$ ,所以对于 GB 3531 和 GB 19189 中钢材的  $\text{NDT}+30^{\circ}\text{C}\leq 0^{\circ}\text{C}$ ,不会影响到压力试验温度;重要的是研究 GB 713 中所有牌号的无塑性转变温度。

当制造单位需调整耐压试验的试验温度时,则可按试验容器的真实状况,通过试验测定或者查找材料手册来取得器壁金属的无塑性转变温度,或者参考上述数据(取最高温度值)并据此确定耐压试验的试验温度。

因试验发现部分 Q245R 材料的无塑性转变温度在 $-15^{\circ}\text{C}\sim -20^{\circ}\text{C}$ ,因此相应提高了碳素钢制容器液压试验时的液体温度。

考虑到压力容器规格大小及结构复杂程度的不同,取消“保压 30min”的硬性规定,改为保压足够时间进行检查,所谓保压足够时间是指在达到规定压力、容器充分变形后,完成规定检查工作所需的时间。

### 【GB 150.4】【11.4.10 气压试验和气液组合压力试验】释义

该部分增加了对气液组合压力试验的要求。

由于气液组合压力试验的危险性与气压试验相当,因此,其升降压要求、安全防护要求等与气压试验完全一致。

对于气液组合压力试验,规定先保持容器外壁干燥状态,检查无液体泄漏后,再以肥皂液或其他检漏液检查气体泄漏,这样兼顾了气相区和液相区的泄漏检查要求。

【GB 150.4】【11.5 泄漏试验】释义

对于介质毒性程度为极度、高度危害或者设计上不允许有微量泄漏的压力容器，在制造完成后应该进行泄漏试验，保证容器的泄漏率符合设计要求。

本次修订将气密性试验改为泄漏试验，是因仅以常规气密性试验检查容器焊接接头的致密性和密封结构的密封性能已不能满足控制介质泄漏率的需要。表 SY11-2 列出了不同泄漏试验所能达到的灵敏度<sup>[20]</sup>，而目前已出现要求泄漏率控制到  $10^{-7} \text{ (Pa} \cdot \text{m}^3) / \text{s}$  的容器，必须增加灵敏度更高的泄漏试验方法。

表 SY11-2 泄漏试验的灵敏度 (Pa·m<sup>3</sup>) /s

泄漏试验方法	气密性试验		氨检漏试验	卤素检漏试验	氨检漏试验
	检漏液检查	浸入水中检查			
检出泄漏率	$10^{-2} \sim 10^{-3}$	$10^{-4} \sim 10^{-6}$	$10^{-5} \sim 10^{-6}$	$>10^{-5} \sim 10^{-7}$	$>10^{-7} \sim 10^{-10}$

【GB 150.4】【11.5.3 气密性试验】释义

分层次表述，以利使用，实质内容并无变化。

【GB 150.4】【11.5.4】释义

采用除气密性试验以外的其他泄漏试验方法时的要求：

- 1、氨检漏试验时，可采用氨—空气法、氨—氮气法和 100%氨气法。氨的浓度、试验压力、保压时间，按相关技术标准或设计图样规定；
- 2、卤素检漏试验时，容器内的真空度要求、采用的卤素气体种类、试验压力、保压时间以及试验操作程序，按相关技术标准或设计图样的要求执行；
- 3、氨检漏试验时，容器内的真空度要求、氨气的浓度、试验压力、保压时间以及试验操作程序，按相关技术标准或设计图样的要求执行。

氨检漏、卤素检漏及氦检漏都是灵敏度较高的泄漏试验方法，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。

氨检漏是将氨压入被检容器，然后通过观察覆在可疑表面上的试纸或试布颜色的改变来确定泄漏点位置。由于氨检漏容易操作，费用低，具有能清楚确定泄漏点的优势，即使不能作为产品的出厂最终检验，也可以将其作为水压试验前检查衬里焊缝贯通性缺陷的一种手段。

卤素（卤族元素包括氟、氯、溴、碘）检漏的原理是金属铂在 800℃～900℃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, 其中氟里昂 12 最好。卤素检漏仪灵敏度最高可达  $3.2 \times 10^{-9} (\text{Pa} \cdot \text{m}^3) / \text{s}$ 。

氦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。氦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等组成。氦检漏虽说很灵敏, 但要确定具体泄漏点却很不方便, 只能通过逐步缩小可能泄漏范围捕捉泄漏点。

将要颁布的修订后的《承压设备无损检测》标准, 已考虑了压力容器泄漏试验情况, 增加了“泄漏试验”部分, 对标准中列入的各种泄漏试验方法提出了明确规定, 以适应法规、标准修订后制造单位的使用需要。

## 第 12 章 多层容器

### 【GB 150.4】【12 多层容器】释义

本次修订将多层筒节包扎容器、套合容器、多层整体包扎容器和钢带错绕容器相关要求汇总, 形成独立的多层容器一章。

本章的具体内容, 其中多层筒节包扎容器、套合容器来自原 GB 150, 实质内容并无变化; 多层整体包扎容器系根据合肥通用机械研究院“新型多层包扎容器的研究”课题资料<sup>[26]</sup>和原化工部标准 HG 3129—1998《整体多层夹紧式高压容器》等资料编制<sup>[2][27][28][29]</sup>; 钢带错绕容器则根据浙江大学、合肥通用机械研究院相关资料编制。

## 第 13 章 容器出厂要求

### 【GB 150.4】【13.1 出厂资料】释义

按《固容规》的相关要求修订。

### 【GB 150.4】【13.2 产品铭牌】释义

按《固容规》的相关要求修订。

## 参 考 文 献

- [1] GB 150—1998 钢制压力容器. 国家技术监督局. 1998 年 5 月
- [2] 张立权. 整体包扎多层式高压容器的设计和制造. 化工与通用机械. 1982 年第 1 期
- [3] ASME. CODE CASES: BOILERS AND PRESSURE VESSELS — Case 2229 Design of Layered Vessels Using Flat Ribbon Wound Cylindrical Shells
- [4] 李景辰. GB 150—1989《钢制压力容器》标准释义—第十章 制造、检验与验收. 学苑出版社. 1989 年 3 月
- [5] 邵国华, 魏兆灿等编. 化工设备设计全书. 超高压容器. 化学工业出版社. 2002 年 8 月
- [6] 上海锅炉厂等.  $\phi 3200$  毫米热套筒节试验. 化工与通用机械. 1975 年第 8 期
- [7] 上海锅炉厂等.  $\phi 3200$  毫米热套筒节应力测定. 化工与通用机械. 1975 年第 8 期
- [8] 上海锅炉厂等. 热处理消除套合应力模拟试验. 化工与通用机械. 1975 年第 8 期
- [9] 上海工业大学史美堂主编. 金属材料及热处理. 上海科学技术出版社. 1980 年 7 月
- [10] ASME (2007) Section II Materials Part A: Ferrous material specifications—SA-941 Specification for terminology relating to steel, stainless steel, related alloys, and ferroalloys
- [11] 陈学东, 王冰, 艾志斌等. 以风险与寿命为基准的承压设备设计与制造. 压力容器. 2007 年第 10 期
- [12] 陈学东, 寿比南, 陈钢等. 压力容器风险评估技术在国家安全技术规范中的采用. 压力容器. 2008 年第 12 期
- [13] GB 150—1998 钢制压力容器. 国家标准第 2 号修改单. 中国国家标准化管理委员会. 2004 年 1 月 16 日
- [14] 刘宗昌, 任慧平, 宋义全, 赵莉萍编著. 金属固态相变教程. 冶金工业出版社. 2011 年 2 月
- [15] GB 150—1998 国家标准第 1 号修改单. 中国国家标准化管理委员会. 2002 年 4 月 16 日
- [16] 李龙江. 容器冬季施焊焊接裂纹的控制措施探讨. 炼油与化工. 2011 年第 3 期
- [17] 郭怀东, 李东林, 黄仁太. GB 150 标准低温冲击试验温度规定修改意见. 压力容器. 2002 年第 12 期
- [18] 应道宴. GB 150—1989《钢制压力容器》标准释义——附录 C 低温压力容器. 学苑出版社. 1989 年 3 月
- [19] ASME (2007) Section VIII division 1: Rules for construction of pressure vessels—Part UHA: Requirements for pressure vessels constructed of high alloy steel
- [20] 战旗, 李平瑾等. 关于铬镍不锈钢低温冲击问题的探讨. 压力容器. 2000 年第 3 期
- [21] 冯志猛, 张漪芳. 非标准试样冲击侧向膨胀量合格判定. 石油化工设备. 2003 年 3 月
- [22] 李世玉主编. 压力容器设计工程师培训教程. 新华出版社. 2005 年 10 月
- [23] GB/T 3375—1994 焊接术语. 中国国家标准化管理委员会. 1994 年 6 月 20 日

- [24] 李平瑾, 许道荣主编. 锅炉压力容器焊接技术及焊工问答. 机械工业出版社. 2004年6月
- [25] 荆树峰. 国外大型容器现场热处理综述. 化工与通用机械. 1974年第9期
- [26] 合肥通用机械研究院内部资料. “课题总结报告”. “新型多层包扎容器的研究”课题组. 1988年11月
- [27] HG 3129—1998 整体多层夹紧式高压容器. 中华人民共和国化学工业部. 1998年3月
- [28] 钱佩刚, 许劲晖.  $\phi 1400 \times 15000$  氨合成塔高压外壳的开发. 小氮肥设计技术. 2003年第1期
- [29] 李玉江等. 整体多层夹紧式高压容器的制造和应用. 化工设备与防腐蚀. 2000年第3期
- [30] TSG R0004—2009 固定式压力容器安全技术监察规程. 新华出版社. 2009年
- [31] 谢铁军, 寿比南, 王晓雷, 李军. TSG R0004—2009〈固定式压力容器安全技术监察规程〉释义. 新华出版社. 2009年





# 全国锅炉压力容器标准化技术委员会归口

## 国家标准 (GB) 与行业标准 (NB、JB) (截止到 2012 年 3 月)

序号	编 号	名 称
1	GB 150.1-2011	压力容器 第1部分: 通用要求
2	GB 150.2-2011	压力容器 第2部分: 材料
3	GB 150.3-2011	压力容器 第3部分: 设计
4	GB 150.4-2011	压力容器 第4部分: 制造、检验和验收
5	GB 151-1999	管壳式换热器
6	GB 567-1999	爆破片与爆破片装置
7	GB/T 1576-2008	工业锅炉水质
8	GB/T 1921-2004	工业蒸汽锅炉参数系列
9	GB/T 2900.48-2008	电工名词术语 锅炉
10	GB/T 3166-2004	热水锅炉参数系列
11	GB/T 5458-1997	液氮生物容器
12	GB/T 9019-2001	压力容器公称直径
13	GB/T 9222-2008	水管锅炉受压元件强度计算
14	GB/T 10180-2003	工业锅炉热工性能试验规程
15	GB/T 10478-2006	液化气体铁道罐车
16	GB/T 10863-2011	烟道式余热锅炉热工试验方法
17	GB/T 10869-2008	电站调节阀
18	GB/T 10868-2005	电站减温减压阀
19	GB/T 11943-2008	锅炉制图
20	GB/T 12130-2005	医用空气加压氧舱
21	GB 12337-1998	钢制球形储罐
22	GB/T 12353-1999	拱形金属爆破片装置分类与安装尺寸
23	GB/T 13922-2011	水处理设备性能试验
24	GB/T 14566.1-2011	爆破片型式与参数 第1部分: 正拱形爆破片
25	GB/T 14566.2-2011	爆破片型式与参数 第2部分: 反拱形爆破片
26	GB/T 14566.3-2011	爆破片型式与参数 第3部分: 平板形爆破片
27	GB/T 14566.4-2011	爆破片型式与参数 第4部分: 石墨爆破片
28	GB/T 14567-1993	反拱形金属爆破片型式与参数
29	GB/T 14568-1993	开缝形金属爆破片型式与参数
30	GB/T 14792-1993	锅炉水处理设备术语
31	GB/T 16181-1996	爆破片装置夹持器型式和外形尺寸
32	GB/T 16507-1996	固定式锅炉建造规程
33	GB/T 16508-1996	锅壳锅炉受压元件强度计算
34	GB 16774-1997	自增压式液氮容器
35	GB/T 17261-2011	钢制球形储罐型式与基本参数
36	GB/T 18182-2000	金属压力容器声发射检测及结果评价方法
37	GB/T 18300-2011	自动控制钠离子交换器技术条件
38	GB 18442-2001	低温绝热压力容器
39	GB 18564.1-2006	道路运输液体危险货物罐式车辆 第1部分: 金属常压罐体技术要求
40	GB 18564.2-2008	道路运输液体危险货物罐式车辆 第2部分: 非金属常压罐体技术要求
41	GB/T 18442.1-2011	固定式真空绝热深冷压力容器 第1部分: 总则
42	GB/T 18442.2-2011	固定式真空绝热深冷压力容器 第2部分: 材料

序号	编 号	名 称
43	GB/T 18442.3-2011	固定式真空绝热深冷压力容器 第3部分: 设计
44	GB/T 18442.4-2011	固定式真空绝热深冷压力容器 第4部分: 制造
45	GB/T 18442.5-2011	固定式真空绝热深冷压力容器 第5部分: 检验与试验
46	GB/T 18442.6-2011	固定式真空绝热深冷压力容器 第6部分: 安全防护
47	GB/T 18443.1-2010	真空绝热深冷设备性能试验方法 第1部分: 基本要求
48	GB/T 18443.2-2010	真空绝热深冷设备性能试验方法 第2部分: 真空度测量
49	GB/T 18443.3-2010	真空绝热深冷设备性能试验方法 第3部分: 漏率测量
50	GB/T 18443.4-2010	真空绝热深冷设备性能试验方法 第4部分: 漏放气速率测量
51	GB/T 18443.5-2010	真空绝热深冷设备性能试验方法 第5部分: 静态蒸发率测量
52	GB/T 18443.6-2010	真空绝热深冷设备性能试验方法 第6部分: 漏热量测量
53	GB/T 18443.7-2010	真空绝热深冷设备性能试验方法 第7部分: 维持时间测量
54	GB/T 18443.8-2010	真空绝热深冷设备性能试验方法 第8部分: 容积测量
55	GB/T 19284-2003	医用氧气加压舱
56	GB/T 19285-2003	埋地钢质管道腐蚀防护工程检验
57	GB/T 19293-2003	对接焊缝 X 射线实时成像检测法
58	GB/T 19624-2004	在用含缺陷压力容器安全评定
59	GB/T 19904-2005	医用氧舱用电化学式测氧仪
60	GB/T 19905-2005	液化气体运输车
61	GB/T 20663-2006	囊式蓄能用压力容器
62	GB/T 20801.1-2006	压力管道规范 工业管道 第1部分: 总则
63	GB/T 20801.2-2006	压力管道规范 工业管道 第2部分: 材料
64	GB/T 20801.3-2006	压力管道规范 工业管道 第3部分: 设计和计算
65	GB/T 20801.4-2006	压力管道规范 工业管道 第4部分: 制作与安装
66	GB/T 20801.5-2006	压力管道规范 工业管道 第5部分: 检验与试验
67	GB/T 20801.6-2006	压力管道规范 工业管道 第6部分: 安全防护
68	GB/T 21432-2008	石墨制压力容器
69	GB/T 21433-2008	不锈钢压力容器晶间腐蚀敏感性检验
70	GB/T 21434-2008	相变锅炉
71	GB/T 21435-2008	相变加热炉
72	GB/T 22395-2008	锅炉钢结构设计规范
73	GB 24747-2009	有机热载体安全技术条件
74	GB/T 25197-2010	静置常压焊接热塑性塑料储罐(槽)
75	GB/T 25198-2010	压力容器封头
76	GB/T 26466-2011	固定式高压储氢用钢带缠绕式容器
77	GB/T 26467-2011	承压设备带压密封技术规范
78	GB/T 26468-2011	承压设备带压密封夹具设计规范



序号	编 号	名 称
79	GB/T 26556-2011	承压设备带压密封剂技术条件
80	GB/T 26610.1-2011	承压设备系统基于风险的检验实施导则 第1部分：基本要求和实施程序
81	GB/T 26929-2011	压力容器术语
82	GB/T 27512-2011	埋地钢质管道风险评估方法
83	GB/T 27513-2011	载人低压舱
84	GB/T 27698.1-2011	热交换器及传热元件性能测试方法 第1部分：通用要求
85	GB/T 27698.2-2011	热交换器及传热元件性能测试方法 第2部分：管壳式热交换器
86	GB/T 27698.3-2011	热交换器及传热元件性能测试方法 第3部分：板式热交换器
87	GB/T 27698.4-2011	热交换器及传热元件性能测试方法 第4部分：螺旋板式热交换器
88	GB/T 27698.5-2011	热交换器及传热元件性能测试方法 第5部分：管壳式热交换器用换热管
89	GB/T 27698.6-2011	热交换器及传热元件性能测试方法 第6部分：空冷器用翅片管
90	GB/T 27698.7-2011	热交换器及传热元件性能测试方法 第7部分：空冷器噪声测定
91	GB/T 27698.8-2011	热交换器及传热元件性能测试方法 第8部分：热交换器工业标定
92	GB/T 27699-2011	钢质管道内检测技术规范
93	GB/T 28055-2011	钢制管道带压封堵技术规范
94	GB/T 28056-2011	烟道式余热锅炉通用技术条件
95	GB/T 28057-2011	氧气转炉余热锅炉技术条件
96	NB/T 47003.1-2009	钢制焊接常压容器
97	NB/T 47003.2-2009	固体料仓
98	NB/T 47001-2009	钢制液化石油气卧式储罐型式与基本参数
99	NB/T47002.1-2009	压力容器用爆炸焊接复合板 第1部分：不锈钢-钢复合板
100	NB/T47002.2-2009	压力容器用爆炸焊接复合板 第1部分：镍-钢复合板
101	NB/T47002.3-2009	压力容器用爆炸焊接复合板 第1部分：钛-钢复合板
102	NB/T47002.4-2009	压力容器用爆炸焊接复合板 第1部分：铜-钢复合板
103	NB/T 47004-2009	板式热交换器
104	NB/T 47005-2009	板式蒸发装置
105	NB/T 47006-2009	铝制板翅式热交换器
106	NB/T47007-2010	空冷式热交换器
107	NB/T47008-2010	承压设备用碳素钢和合金钢锻件
108	NB/T47009-2010	低温承压设备用低合金钢锻件
109	NB/T47010-2010	承压设备用不锈钢和耐热钢锻件
110	NB/T 47011-2010	铝制压力容器
111	NB/T47012-2010	制冷装置用压力容器
112	NB/T 47013.7-2012	承压设备无损检测 第7部分：目视检测
113	NB/T 47013.8-2012	承压设备无损检测 第8部分：泄漏检测
114	NB/T 47013.9-2012	承压设备无损检测 第9部分：声发射检测
115	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
116	NB/T 47014-2011	承压设备焊接工艺评定
117	NB/T 47015-2011	压力容器焊接规程
118	NB/T 47016-2011	承压设备产品焊接试件的力学性能检验
119	NB/T 47017-2011	压力容器补焊

序号	编 号	名 称
120	NB/T 47018.1-2011	承压设备用焊接材料订货技术条件 第1部分：采购通则
121	NB/T 47018.2-2011	承压设备用焊接材料订货技术条件 第2部分：钢焊条
122	NB/T 47018.3-2011	承压设备用焊接材料订货技术条件 第3部分：气体保护电弧焊钢焊丝和填充丝
123	NB/T 47018.4-2011	承压设备用焊接材料订货技术条件 第4部分：埋弧焊钢焊丝和焊剂
124	NB/T 47018.5-2011	承压设备用焊接材料订货技术条件 第5部分：堆焊用不锈钢焊带和焊剂
125	NB/T 47018.6-2011	承压设备用焊接材料订货技术条件 第6部分：铝及铝合金焊丝和填充丝
126	NB/T 47018.7-2011	承压设备用焊接材料订货技术条件 第7部分：钛及钛合金焊丝和填充丝
127	NB/T 47019.1-2011	锅炉、热交换器用管订货技术条件 第1部分：通则
128	NB/T 47019.2-2011	锅炉、热交换器用管订货技术条件 第2部分：规定室温性能的非合金钢和合金钢
129	NB/T 47019.3-2011	锅炉、热交换器用管订货技术条件 第3部分：规定高温性能的非合金钢和合金钢
130	NB/T 47019.4-2011	锅炉、热交换器用管订货技术条件 第4部分：低温用低合金钢
131	NB/T 47019.5-2011	锅炉、热交换器用管订货技术条件 第5部分：不锈钢
132	NB/T 47019.6-2011	锅炉、热交换器用管订货技术条件 第6部分：铁素体/奥氏体型双相不锈钢
133	NB/T 47019.7-2011	锅炉、热交换器用管订货技术条件 第7部分：有色金属 铜和铜合金
134	NB/T 47019.8-2011	锅炉、热交换器用管订货技术条件 第8部分：有色金属 钛和钛合金
135	JB/T 4710-2005	钢制塔式容器
136	JB/T 4711-2003	压力容器涂敷与运输包装
137	JB/T 4712.1-2007	容器支座 第1部分：鞍式支座
138	JB/T 4712.2-2007	容器支座 第1部分：腿式支座
139	JB/T 4712.3-2007	容器支座 第1部分：耳式支座
140	JB/T 4712.4-2007	容器支座 第1部分：支承式支座
141	JB/T 4730.1-2005	承压设备无损检测 第1部分：通用要求
142	JB/T 4730.2-2005	承压设备无损检测 第2部分：射线检测
143	JB/T 4730.3-2005	承压设备无损检测 第3部分：超声检测
144	JB/T 4730.4-2005	承压设备无损检测 第4部分：磁粉检测
145	JB/T 4730.5-2005	承压设备无损检测 第5部分：渗透检测
146	JB/T 4730.6-2005	承压设备无损检测 第6部分：涡流检测
147	JB/T 4731-2005	钢制卧式容器
148	JB 4732-1995	钢制压力容器—分析设计标准 (2005年确认)
149	JB/T 4751-2003	螺旋板式换热器
150	JB/T 4755-2006	铜制压力容器
151	JB/T 4756-2006	镍及镍合金制压力容器
152	JB/T 4780-2002	液化天然气罐式集装箱
153	JB/T 4781-2005	液化气体罐式集装箱
154	JB/T 4782-2007	液体危险货物罐式集装箱
155	JB/T 4783-2007	低温液体汽车罐车
156	JB/T 4784-2007	低温液体罐式集装箱
157	JB/T 4785-2005	电站阀门铸钢件技术条件

