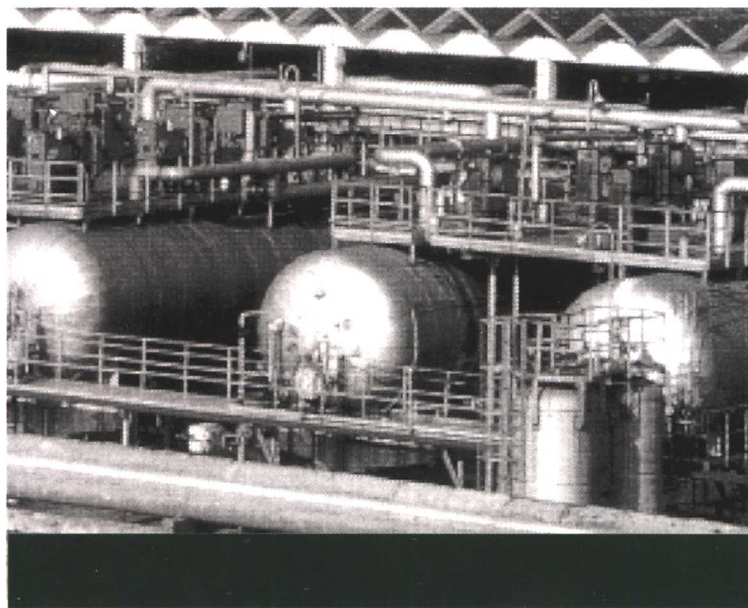


王 非 编著

化工压力容器设计

——方法、问题和要点



Chemical Industry Press



化学工业出版社

工业装备与信息工程出版中心

化工压力容器设计

——方法、问题和要点

王 非 编著



化学工业出版社
工业装备与信息工程出版中心

· 北 京 ·

(京)新登字 039 号

图书在版编目 (CIP) 数据

化工压力容器设计——方法、问题和要点/王非编著.
—北京:化学工业出版社,2005.4
ISBN 7-5025-6794-1

I. 化… II. 王… III. 化学工业-压力容器-设计
IV. TH49

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2005) 第 021859 号

化工压力容器设计

——方法、问题和要点

王 非 编著

责任编辑:段志兵

责任校对:凌亚男

封面设计:于 兵

*

化 学 工 业 出 版 社 出版发行

工业装备与信息工程出版中心

(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)

发行电话:(010) 64982530

<http://www.cip.com.cn>

*

新华书店北京发行所经销

大厂聚鑫印刷有限责任公司印刷

三河市延风装订厂装订

开本 720mm×1000mm 1/16 印张 19 $\frac{1}{4}$ 字数 360 千字

2005 年 5 月第 1 版 2005 年 5 月北京第 1 次印刷

ISBN 7-5025-6794-1/TQ·2176

定 价:39.00 元

版权所有 违者必究

该书如有缺页、倒页、脱页者,本社发行部负责退换

前 言

为了保障压力容器安全运行,保护人民生命和财产安全,20世纪80年代初原国家劳动总局颁布了《压力容器安全监察规程》,原劳动部20世纪90年代初颁布了《压力容器设计单位资格管理与监督规则》。进入21世纪,以国务院(第373号)令发布的《特种设备安全监察条例》于2003年6月1日起施行,对压力容器工作提出了更高的要求。从事压力容器设计的单位,需要取得相应级别的《压力容器设计资格许可证》,取证条件之一是从事压力容器设计的批准(审核、审定)人员必须经过规定的培训,考试、答辩合格,并取得相应资格的《设计审批员资格证书》。

作者在多年的压力容器设计单位取(换)证工作和压力容器审批人员培训(授课、答辩)工作中,深感许多共性问题在不同时期、不同单位、不同设计人员中反复出现,并呈现一定的规律。这促使作者在授课中尝试有针对性地分析一些热点问题,在设计单位取(换)证过程中,有针对性地分析一些有代表性的问题。结合化工压力容器的基础知识和标准规范的最新要求分析这些问题,往往能够得到学员或受检单位的积极响应,所以就顺着这条路一直走了下来。这种以设计中常见问题为线索讲解、讨论标准规范,进而引导学员提高设计能力的方式,通常易于被设计人员所接受,因此,作者以压力容器设计审批人员资格考试培训班和其他压力容器设计培训班的讲义为基础,并进一步汇集了相关资料,结合作者多年从事压力容器设计和研究的体会编成本书,以求对压力容器设计人员及相关领域人员有所帮助。

方法 工程技术既有继承性,又有循环性。所谓继承性就是连续性,不同时期的技术标准、技术法规、技术方案、技术特点有其内在的联系。所谓循环性,它是螺旋式上升的,每循环一次都会上升一个台阶,往往伴随认识的深入和进步,近些年这些特点在压力容器技术标准、技术法规的换版更新的变化中尤为明显。面对这种螺旋式上升,波浪式发展的过程,站在“螺旋”的对面,人们可能看到不断循环的回转;站在“螺旋”的侧面,人们可能见到一条正弦曲线;站在“螺旋”的轴侧方向,则有可能见到这条曲线的全貌,把握事物的整体特点。本书的特点是换个角度看待化工压力容器设计工作,结合实际工作中出现的问题,从技

术的发展脉络中归纳要点，掌握方法。规律是普遍的，而实践是特殊的。普遍的规律不以特殊的例证相补充，总有些缺漏，而特殊的例证莫过于实践中出现的问题，从中也折射出某些要点。“读书是学习，使用也是学习，而且是更重要的学习。”

化工压力容器设计既有一定之理，也有一定之规。在计算机辅助设计（CAD）技术已普及应用的年代，在大多数情况下，设计一台化工压力容器的过程经常是修改和完善以往设计作品的过程，在此过程中“设计”、“校核”、“审核”三者实际工作内容的差别正在缩小，都是一个查找问题、把握要点、完善设计的过程。这对各级设计人员提出了很高的要求。一些从事化工压力容器设计的人员没有受过系统的化工机械（过程设备）专业培训，受过化工机械专业培训的设计人员也需要结合设计实践对一些基本概念加深认识。同时，在学习和工作中具有各种专业背景人员之间的有效交流、互相启发，有助于加深对问题的理解，有助于更好地完善设计。

问题 在安全可靠的前提下，对化工压力容器的设计有两方面要求，一是满足化工工艺的要求；二是满足设备制造的要求。专业设计院的设计人员擅长前者，制造单位的设计人员精于后者。多年来，通过两者的密切配合，完成化工压力容器的设计工作，保证了产品的技术先进、经济合理、安全可靠。目前专业设计院转变为工程公司，由容器制造单位承担大部分施工图设计已是大势所趋。化工压力容器施工图设计工作正通过各种形式逐渐向制造厂转移，以适应市场经济的需要和中国加入 WTO 后与国际惯例接轨的客观要求。设计工作在设计院和制造单位之间的这种重新分工，在暴露出一些新的问题的同时，对双方都提出了更高的要求。对于制造单位而言，要将以往由设计院设备专业的许多工作承接过来，通过工程公司、设计院对制造单位的设计指导和图纸审核，将逐步提高其能力和水平。对于设计院设备专业，要从单一压力容器施工图设计逐步转向工程建设全过程控制，将工作领域向相关专业扩展。其工作内容虽然在“绘图”层面上有所减少，但是在选材、计算、结构等方面，即方案确定方面并没有减弱，设计指导和设备建造等过程对设计人员提出了许多新的要求。工程总承包要求设计院的设备设计工作在深度和广度方面都有所进展。

要点 设计是化工压力容器建造的第一步，是科技转化为现实生产力的桥梁，是设计人员综合运用相关知识和经验制定用于建造的技术文件的过程，是一种创造性劳动。化工压力容器设计工作具有三个特点是：结构、参数的多样性；标准、规范的时效性；许可证制度的严密性（按特种行业管理）。三者往往要同时兼顾。设计有赖于经验的积累，过去的经验需要结合时代的发展予以归纳和总结。化工压力容器的设计需要考虑行业特点，本着安全第一的原则，结合技术标准和法规的最新要求进行综合考虑。

本书的读者应该具有 GB 150《钢制压力容器》方面的基本知识,即了解常用技术标准和技术法规的基本要求,了解设计工作的基本程序。本书在叙述和讨论中采用一些典型事例阐明在设计中容易混淆的概念,从使用角度反向审视技术标准和技术法规中有关条款的语法和语义,进而加深理解以正确使用。本书第 1 章概要介绍了压力容器设计中所涉及的基础知识,以方便讨论;第 2 章以国家标准和法规为依据,结合实际设计工作,讨论基本概念、基本理论、基本方法在实际设计工作中的具体应用;第 3 章和第 4 章分别讨论了化工压力容器设材中的选材和结构问题。

压力容器的圆筒与封头设计、开孔补强设计、卧式容器设计、外压容器设计、法兰设计、换热器、塔器、球罐及压力容器的制造检验要求等知识对设计人员的重要性是不言而喻的,但为了突出特色没有列出专门的章节予以介绍,而是将这些内容融入本书上述各章的讨论中。读者如需进一步了解这些知识可查找相关的资料。

在目前有关化工设备及压力容器方面的图书中既有采取正面叙述的,如各种教材及丛书,也有采用反面叙述的,如“常见问题”和“问答”。本书尝试将两者有机地组合在一起,抛砖引玉。这一方式是否可行,还有待读者的验证。

为利于判别和查找,将讨论的内容以楷体字表达。

这里的化工是大化工的概念,是指石化、化工、医药而言。化工压力容器设计对冶金、能源、环保、轻纺、食品、城建等相关行业也有借鉴意义。

通过本书,希望能够使初学者和相关领域人员对压力容器设计有一个较为全面的了解;使已经从事压力容器设计的人员加深对其方法、要点和标准规范的认识。需要说明的是,本书涉及标准规范内容的根据是标准规范的现行版本或特定版本,标准规范总是在不断的修订完善之中,读者在引用标准规范的具体内容时,应查阅其原文的有关条款。

在本书的编写过程中,得到了有关方面的热情帮助。全国锅炉压力容器标准化技术委员会秘书长、教授级高级工程师寿比南同志在百忙之中对本书审阅并予以指正;在与全国锅炉压力容器标准化技术委员会、中国石油和化工勘察设计协会和辽宁省质量技术监督局特种设备处等单位的合作中积累了本书的一些素材;作者所在单位辽宁省石油化工规划设计院的各级领导给予了热情的支持。在此作者对上述帮助一并表示感谢。

由于作者水平有限,在本书的内容方面不可避免地存在某些不当之处,敬请读者提出宝贵意见。

编著者

2005 年 1 月于沈阳

目 录

第 1 章 设计基础	1
1.1 薄壁壳体的无力矩理论	1
1.1.1 无力矩理论的假定条件	2
1.1.2 回转壳体的几何知识	2
1.1.3 微体平衡方程与区域平衡方程	4
1.1.4 无力矩理论在常用壳体中的应用	5
1.1.5 内压薄壁圆筒的强度计算公式	6
1.1.6 无力矩理论的适用条件和边缘问题	6
1.1.7 圆平板问题	10
1.2 压力容器设计准则	11
1.2.1 应力分类	11
1.2.2 设计准则和设计标准	15
1.3 压力容器安全知识	21
1.3.1 基本概念	21
1.3.2 典型问题	25
1.4 压力容器的分类	38
1.4.1 一般分类	38
1.4.2 《容规》的划类	39
1.5 技术标准与技术法规	45
1.5.1 技术标准	45
1.5.2 技术法规	46
1.5.3 技术标准与技术法规的关系	47
第 2 章 设计总论	49
2.1 GB 150—1998《钢制压力容器》适用范围	50
2.1.1 压力范围	50
2.1.2 温度范围	51
2.1.3 结构范围	52
2.1.4 GB 150—1998《钢制压力容器》不适用的范围	53

2.2 基本概念及其讨论	56
2.2.1 压力	56
2.2.2 温度	60
2.2.3 厚度	62
2.3 许用应力	74
2.3.1 许用应力的确定方法	74
2.3.2 对许用应力的讨论	75
2.4 安全系数	76
2.4.1 总体一次薄膜应力的安全系数	77
2.4.2 螺栓的安全系数	77
2.4.3 地脚螺栓的安全系数	78
2.4.4 JB 4732—1995《钢制压力容器——分析设计标准》中的 安全系数	78
2.4.5 控制失稳的安全系数	79
2.5 焊接接头系数	79
2.6 压力试验	84
2.6.1 耐压试验	84
2.6.2 致密性试验	86
2.7 设计参数的选取	87
2.7.1 设计温度与设计压力的对应	87
2.7.2 设计压力的选取	88
2.7.3 设计温度的选取	90
2.7.4 厚度附加量	91
2.7.5 直径选取与钢板厚度	95
2.7.6 两腔压力容器设计参数的选取	96
2.7.7 压力容器设计中对“保证值”的考虑	104
2.8 焊接、制造及检验要求	107
2.8.1 焊接特点	108
2.8.2 检验	111
2.8.3 焊接、制造及检验基本要求	116
第3章 选材要求	143
3.1 选材原则	143
3.1.1 标准对材料的要求	143
3.1.2 选材原则	144

3.2 材料性能	144
3.2.1 材料的力学性能	144
3.2.2 不锈钢的耐腐蚀性能	150
3.2.3 材料问题的对比思考	152
3.2.4 非奥氏体不锈钢及其有关问题	154
3.2.5 应力腐蚀开裂	154
3.2.6 材料的加工性能	154
3.3 常用钢材	158
3.3.1 钢板	158
3.3.2 钢管	161
3.3.3 锻件	163
3.3.4 紧固件	166
3.3.5 焊接材料	172
3.4 常用有色金属材料	176
3.4.1 铝材	176
3.4.2 钛材	178
3.5 材料问题的讨论	183
3.5.1 材料代用问题	183
3.5.2 材料腐蚀问题	190
3.5.3 材料热处理问题	198
3.5.4 钛制容器设计	203
3.5.5 材料的最低使用温度及相关措施	207
第4章 结构设计	213
4.1 对标准掌握不全面引发的问题	214
4.1.1 压力容器法兰	214
4.1.2 补强圈	215
4.1.3 封头	218
4.1.4 压力容器	219
4.1.5 管法兰、垫片、紧固件	221
4.1.6 人、手孔	229
4.2 较高的技术质量要求与较低要求在结构方面的体现	229
4.2.1 较高的结构设计要求	230
4.2.2 较低的结构设计要求	232
4.3 换热器的结构设计问题	237

4.4 塔器的结构设计问题	244
4.5 球罐的结构设计问题	247
4.6 高温设备的结构设计问题	252
附录1 各版压力容器技术标准的目录和适用范围	256
附录2 管法兰、垫片和紧固件的选用	270
附录3 焊接材料的选用	276
附录4 化工压力容器常用国内外钢号（近似）对照	285
参考文献	300

第1章 设计基础

压力容器设计规范中,为防止可能产生的各种失效,规定了强度、刚度的计算公式。尽管各个元件的计算公式不尽相同,但其总体思路是清晰的。即应用板壳理论或弹性力学分析受载元件的应力,对某些难以对应力直接求解的元件,必要时借助于大量实践经验所积累的资料引入各项修正系数。对于因强度不足、可能导致失效的元件,大部分场合采用最大主应力理论,并用弹性失效准则,将受压元件的最大主应力限制在材料的许用应力以内,以确定受压元件的厚度;对于因刚度不足可能导致失稳的元件,根据所计算出的临界载荷,并引入必要的稳定性安全系数,以作为其许用载荷。由于各种元件的实际结构形式千差万别,其真实应力难以估算,按照规则设计的方法,对某些局部应力不予考虑,所以,就只能在其结构细节上加以种种限制^[37]。

1.1 薄壁壳体的无力矩理论

化工压力容器,其圆筒和封头绝大多数属于薄壁回转壳体,特点是内部压力均匀地垂直作用在器壁的内表面上,这部分力由器壁承受。对封头的压力将使圆筒部分在横断面上破裂,这时沿断面分布的应力为 σ_1 ,其作用方向是沿着容器的轴线方向,称为“经向应力”或“轴向应力 σ_ϕ ”。而对筒壁的压力将使筒壁沿着周向破裂,这种圆周的切线方向产生的应力,称为“周向应力”或“环向应力 σ_θ ”。

为分析求解薄壁壳体中的这两个应力值可以用两种理论,即无力矩理论和有力矩理论。无力矩理论又称为薄膜理论。它假定壁厚与直径相比很小,认为壁厚很薄几乎像薄膜那样,只承受拉应力或压应力,不承受弯矩。且认为壳体内部的应力沿厚度是均匀分布的,这种器壁的应力又称为“薄膜应力”。设计上规定,壁厚与内径之比小于1/10,即壳体外径与内径之比 $K \leq 1.2$ 的情况属于旋转薄壳。

有力矩理论认为壳体内不但有拉应力或压应力,同时还存在着弯曲应力,但经分析发现弯曲应力与周向应力相比较是一个很微小的数值。为了简化计算,采用无力矩理论的假定,其计算结果的精度同样可以满足工程需要。

1.1.1 无力矩理论的假定条件

(1) 壳体应具有连续曲面。变形不连续将直接导致局部弯曲，破坏无力矩应力状态。

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

(3) 壳体边界的固定形式应该是自由支撑的。

客观世界中能够同时满足上述要求的情况，恐怕只有“气球”。设计中经常需要借助薄膜理论讨论方案，此时，如果引入“气球”模型，容易理解要点，把握实质。

1.1.2 回转壳体的几何知识

任何直线或平面曲线绕其平面内的轴线旋转一周而形成的表面称为回转曲面。如一壳体的中面是回转曲面，则此壳体称为回转壳体。

如图 1.1.2-1 为回转壳体的中面，此面是由平面曲线 OA 环绕其同一平面内的 OZ 轴旋转而成。形成中面的曲线 OA 称为母线，在回转壳体中母线也称为经线。图中在某一点 M 垂直于中面的直线 MN 称为中面在该点的法线。垂直于回旋轴的平面与中面相割而形成的圆称为平行圆或纬线。

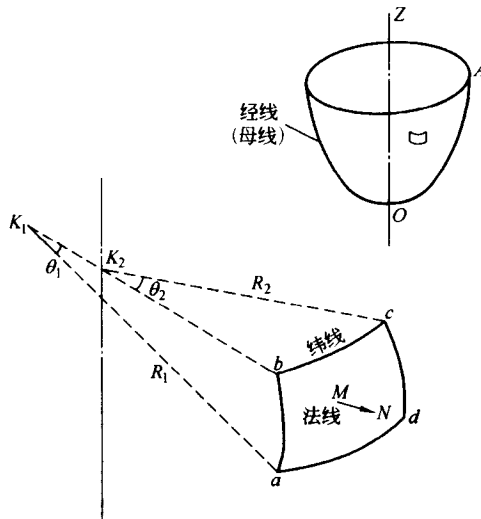


图 1.1.2-1 回转壳体的几何知识

第一曲率半径：又称“经线曲率半径”。回转壳体中间面上任意一点的经线曲率半径。即图 1.1.2-1 中的 $K_1 a = R_1$ 。

第二曲率半径：通过回转壳体的中间面上任意一点，且垂直于经线做一平

面，此平面与中间面相交形成一条曲线，此曲线在该点处的曲率半径称为中间面在该点的第二曲率半径。即图 1.1.2-1 中的 $K_2c=R_2$ 。

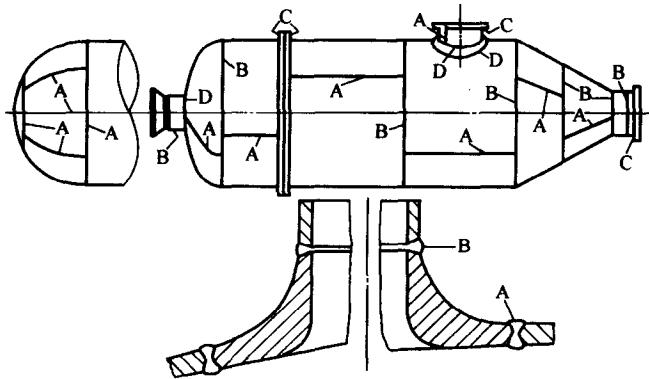


图 1.1.2-2 压力容器焊接接头分类

结合设计实践可以加深对理论的理解，上述基本概念对于设计中正确处理一些实际问题十分重要。如球形封头与圆筒连接的环向焊接接头的受力问题，此时第一曲率半径对应的应力为轴向应力，第二曲率半径对应的应力为周向应力，按照文献 [2] 的焊接接头分类方法，在压力容器中通常将承受轴向应力的焊接接头定义为 B 类焊接接头（环焊缝），将承受周向应力的焊接接头定义为 A 类焊接接头（纵焊缝），如图 1.1.2-2 所示。圆筒中 A 类焊接接头承受的应力为 B 类焊接接头的一倍。但是对于球形封头与圆筒连接的这条环焊缝而言，第一曲率半径发生了变化，第二曲率半径相等，这里既是圆筒的一条环向焊接接头，又是球壳的一条焊接接头，所以文献 [2] 将其定义为 A 类焊接接头，见图 1.1.2-2，球形封头中第一曲率半径与第二曲率半径相等。在实际设计中，如果将此处设计为图 1.1.2-3 所示的球形封头与圆筒的连接结构是错误的。

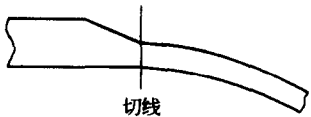
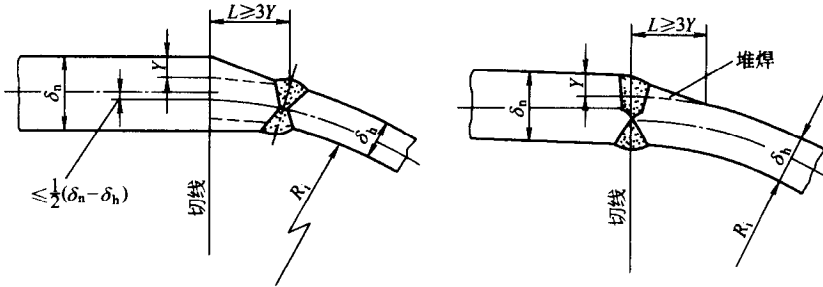


图 1.1.2-3 球形封头与圆筒的错误结构

圆筒承受内压的计算厚度是球形封头的一倍，图中的切线位置不能满足圆筒的计算厚度要求。据说出现这一错误的原因是根据文献 [2] 的 10.2.4.3 节“B 类焊接接头以及圆筒与球形封头相连的 A 类焊接接头，当两侧钢材厚度不等时，若薄板厚度不大于 10mm，两板厚度差超过 3mm；若薄板厚度大于 10mm，两板厚度差大于薄板厚度的 30%，或超过 5mm 时，均应按图 10.8 的要求单面或双面削薄边缘，或按同样要求采用堆焊方法将薄板边缘焊成斜面”的要求。在这种情况下不能将圆筒的厚度削薄，具体的焊接结构也出现在文献 [2] 中的图 J (e)、(f) 中，见图 1.1.2-4^[2]。理解标准不够全面反映出设计者的基本概念不够清楚。图 1.1.2-4

中的 (a) 结构与 (b) 结构相比, 将圆筒端部削边不需要进行堆焊, 且中心线偏移程度较小, 受力较好, 但是, 所采用的无折边球形封头曲面深度较深, 现行标准中的无折边球形封头曲面深度较浅, 达不到这种程度, 设计时需要引起注意^[32]。当然, 也可以采用增加封头厚度直至使封头与圆筒等厚的设计方案, 其优点是避免了不等厚连接, 当在球形封头上开孔时, 可以借助封头上多余的金属面积达到整体补强效果, 缺点是增加了材料和制造成本, 需要综合考虑其利弊。



(a) 封头厚度小于圆筒厚度, 且中心线偏移

(b) 封头厚度小于圆筒厚度

图 1.1.2-4 球形封头与筒体的连接结构

文献 [2] 将球形封头与圆筒连接的环向焊接接头定义为 A 类焊接接头, 也带来了其他的相应问题。在涉及到需要强调其环向焊接接头特征的地方, 就要予以特殊的说明。如, 文献 [2] 10.4.5.3: “B、C、D 类焊接接头, 球形封头与圆筒相连的 A 类焊接接头以及缺陷焊补部位, 允许采用局部热处理方法”。这里所涉及的几种允许采用局部热处理的情况都是环向焊缝, 其应力场是对称的闭合回路, 可以自行抵消一部分应力。该项规定强调的是纵向焊缝不得采用局部热处理的方式, 即大多数化工压力容器需要采用整体热处理方式进行焊后热处理。

1.1.3 微体平衡方程与区域平衡方程

(1) 在薄壁回转壳体中, 取一无限小的微体, 建立该微体法线方向上的力平衡, 即可得到微体平衡方程。微体平衡方程又称拉普拉斯方程, 是关于薄壁壳体周向应力与经向应力和内压力关系的方程式, 是无力矩理论的一个基本方程式。表达式为

$$\frac{\sigma_1}{R_1} + \frac{\sigma_2}{R_2} = \frac{P}{S_0} \quad (1.1.3-1)$$

式中 P ——分离体所受与壳体表面垂直的压力;

R_1 ——截体切割面处经线圆半径;

R_2 ——截体切割面处纬线圆半径；

S_0 ——壳体壁厚；

σ_1 ——截体切割面处的经向应力；

σ_2 ——截体切割面处的纬向应力。

(2) 用一垂直于壳体中间面的圆锥面（当壳体为圆柱体时，则为平面）切割壳体，然后任取一截体为分离体所列出的周向平衡方程式，即可得到区域平衡方程式，这是无力矩理论的又一个基本方程式。表达式为

$$Q = 2\pi R_K S_0 \sigma_1 \cos\phi \quad (1.1.3-2)$$

式中 Q ——分离体所受外载荷的轴向分量；

R_K ——截体切割面处纬线圆半径；

S_0 ——壳体壁厚；

σ_1 ——截体切割面处的经向应力；

ϕ ——截体切割面处经线切线与回转轴的夹角。

利用微体平衡方程式和区域平衡方程式即可求解一般薄壁回转壳体中的周向应力和经向应力。

1.1.4 无力矩理论在常用壳体中的应用

(1) 球形壳体。在应用微体平衡方程计算壳体中应力时，首先要知道壳体的第一曲率半径和第二曲率半径 R_1 、 R_2 。已知球壳 $R_1 = R_2 = R$ ，球壳承受的是均匀内压 P 。由于球的几何形状和载荷都对称于球心，所以球上每点的经向应力和周向应力是相等的：

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma$$

$$\frac{\sigma}{R} + \frac{\sigma}{R} = \frac{P}{S_0}$$

即

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma = \frac{PR}{2S_0} \quad (1.1.4-1)$$

(2) 筒形壳体。对于圆筒，其第一曲率半径 $R_1 = \infty$ （经线曲率半径），第二曲率半径 $R_2 = R$ ，代入微体平衡方程：

$$\frac{\sigma_1}{\infty} + \frac{\sigma_2}{R} = \frac{P}{S_0}$$

所以

$$\sigma_2 = \frac{PR}{S_0} \quad (1.1.4-2)$$

利用区域平衡方程求出 σ_1 ，对于圆筒： $\phi = 0$ ， $\cos\phi = 1$ ， $R_K = R$ ，故

$$\pi R^2 P = 2\pi R S_0 \sigma_1$$

所以

$$\sigma_1 = \frac{PR}{2S_0} \quad (1.1.4-3)$$

由所得 σ_1 和 σ_2 值可看出, 周向应力 σ_2 是轴向应力 σ_1 的两倍, 因此, 在设计圆筒形容器时, 应特别注意 A 类焊接接头。例如, 确定壳体厚度计算中所采用的焊接接头系数应当是 A 类焊接接头系数; 若在圆筒上开椭圆形圆孔, 应尽量使其短轴平行于圆筒的轴线方向。

1.1.5 内压薄壁圆筒的强度计算公式

材料力学提供了 4 种强度理论, 压力容器规则设计所依据的是第一强度理论。内压薄壁圆筒的受力为平面应力状态, $\sigma_3 = 0$, 所以, 第一强度理论与第三强度理论的计算结果数值上相等, 判断条件都是: $\sigma_1 \leq [\sigma]$, 即

$$\frac{PR}{S_0} = \frac{PD}{2S_0} \leq [\sigma]$$

D 是旋转壳体的中径, 而工程中圆筒的直径以内径表达, 即 $D = D_i + S_0$ 代入上式, 并考虑圆筒焊接接头系数对强度的削弱, 则实际的壁厚计算公式为

$$\delta = \frac{P_c D_i}{2[\sigma] \varphi - P_c} \quad (1.1.5-1)$$

因为此式是由中径推导出来, 所以又称为“中径公式”。有的行业习惯用外径表达圆筒直径, 将该公式分母的负号相应变为正号即可。

1.1.6 无力矩理论的适用条件和边缘问题

前面明确了无力矩理论的 3 个前提条件, 在实际设计中这是难以彻底实现的, 无力矩理论是一个近似理论。应用这一理论时, 除首先满足回转壳体是薄壁 ($K \leq 1.2$) 这个条件外, 还应满足其他不致产生显著弯曲变形的一些条件, 这就是壳体的几何形状、材料及载荷分布应该具有对称性和连续性。因此, 产生了旋转壳体的边缘问题。旋转壳体的边缘问题主要是分析连接边缘区的应力与变形。所谓连接边缘是指壳体这一部分与那一部分相连接的边界, 通常是指连接处的平行圆而言。例如, 下面一些情况都能出现边缘应力。

(1) 壳体和封头的连接处经线曲率有突变。如, 圆筒壳体与锥形封头、平板封头、无折边球形封头的连接处等。

(2) 器壁厚度有突变。如, 两段厚度不同的圆筒连接处。

(3) 圆筒上装有法兰、加强圈、管板等刚性较大的元件处。

(4) 壳体上相邻两段所受的压力或温度有突变处。

图 1.1.6-1 给出几种常见的边缘应力产生部位 (已用圆圈圈出), 这些部位不符合对称条件和连续条件, 所以, 在这些部位无力矩理论的应用便受到限制。现具体分述如下:

① 圆筒两部分的厚度不等, 如图 1.1.6-1 (a)。

② 圆筒与各种封头连接时, 在连接处曲率有突变, 如图 1.1.6-1 (b)、(c)。

③ 圆筒相邻两部分材料的性能 (如弹性模量 E , 泊松比 μ , 热胀系数 α 等) 不同, 如图 1.1.6-1 (d), 或两部分的温度、压力有较大差异。

④ 在封头上有集中载荷作用, 如图 1.1.6-1 (e); 或支座反力造成载荷突变, 如图 1.1.6-1 (f)。

⑤ 圆筒上焊有加强圈、法兰等, 致使壳体的变形受到约束, 如图 1.1.6-1 (g)、(h)。

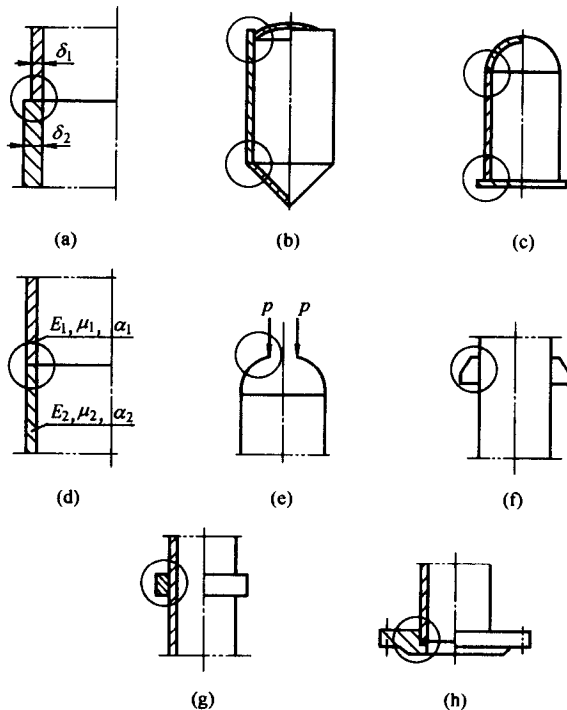


图 1.1.6-1 几种常见的边缘应力产生部位 (已用圆圈圈出)

由边界力和边界弯矩产生的边界应力虽然可以达到相当大的数值, 但其作用范围是很小的。对于钢制容器, 当离产生边缘应力处的距离大于 $2.5\sqrt{RS}$ 时, 边缘应力就衰减至很小的数值。在很多情况下, $2.5\sqrt{RS}$ 与 R 相比是很小的, 因