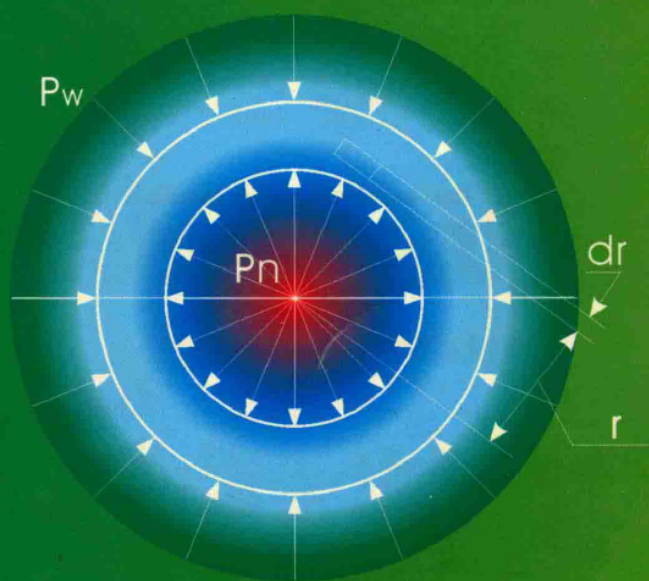


承压容器

强度分析与设计

主 编 刘兴家 傅国民
副主编 刘远军 孙明琦 王佐民



哈尔滨地图出版社

要 要 容 内

承压容器强度分析与设计

CHENGYARONGQI QIANGDU FENXI YU SHEJI

主 编 刘兴家 傅国民

副主编 刘远军 孙明琦 王佐民

哈尔滨地图出版社

• 哈尔滨 •

内 容 提 要

承压容器的应用领域极为广泛,其安全性和经济性格外重要。强度分析与设计是确保承压容器安全性与经济性统一的基础。本书共分四部分:首先概要阐述承压容器强度设计的基本理论和方法,旨在介绍强度分析与设计的全貌;第二、第三部分以应力分析、强度分析和强度设计为线索介绍承压元件应力分析、强度分析与设计的基本理论和方法;最后扼要地介绍有限元分析及蠕变设计、疲劳设计及断裂力学设计的基本原理和强度分析方法。

本书可作为高等学校能源工程、动力工程、石油、化工、环境工程等专业的教材和教学参考书,也可供其它相关专业科技人员、管理人员参考。

图书在版编目(C I P)数据

承压容器强度分析与设计/刘兴家,傅国民主编.
哈尔滨:哈尔滨地图出版社,2002·12
ISBN 7-80529-523-9

I. 承... II. ①刘...②傅... III. ①压力容器-机械元件-强度-分析②压力容器-机械元件-强度-设计 IV. TK225

中国版本图书馆CIP数据核字(2002)第108568号

哈尔滨地图出版社出版、发行

(地址:哈尔滨市南岗区测绘路2号 邮政编码:150086)

哈尔滨理工大学印刷厂印刷

开本:787 mm×1 092 mm 1/16 印张:14.75 字数:340.7千字

2003年1月第1版 2003年1月第1次印刷

印数:1~1 000 定价:23.80元

前 言

在热能与动力工程、石油化工、环境保护等领域，承压容器的应用非常广泛。承压容器的安全性和经济性格外重要。因此，对它们进行强度分析，既有利于保证其工作安全性，又有利于满足其经济合理性，这对于承压容器进行合理设计、检验及其标准的制定极为重要。本书的目的是使读者了解和掌握压力容器强度分析和强度设计的原理、方法及相关的强度计算。内容包括锅炉、压力容器的应力分析与强度设计计算的基本原理和方法及与锅炉压力容器强度相关的内容。

本书共分四部分：第一章概要阐述承压容器强度设计的基本理论和方法；第二章~第七章介绍承压容器的应力分析方面的内容；第八章~第十三章介绍强度分析及设计方面的内容；第十四章和第十五章简要介绍有限元分析及蠕变设计、疲劳设计及断裂力学设计的基本原理和强度分析方法。

本书把应力分析、强度分析和标准应用结合起来，力求把原理和公式的来龙去脉交代清楚，但不进行过于繁复的推导，以便使读者抓住主线，获取大量信息。

目前，我国锅炉与压力容器强度设计标准的制定存在各行其事的现象，随着我国加入 WTO，锅炉与压力容器强度标准的统一及与世界接轨是必然的趋势，因此，在内容上既要考虑目前现状，又要考虑其发展趋势。

随着现代化计算手段的发展，以应力分类强度控制为基础的强度设计方法是强度计算发展的必然方向。因此，应力分析在设计中的地位是非常重要的。强度分析对于确定危险部位的位置、采取加强措施具有重要意义；强度设计必须确保安全，并在此基础上，提高设计的经济性。

本书由哈尔滨理工大学刘兴家、傅国民担任主编，由佳木斯大学刘远军、哈尔滨理工大学孙明琦和王佐民担任副主编。第一、二、八~十、十二、十三章由刘兴家编写，第十四、十五章由傅国民编写，第三、十一章由刘远军编写，第四、六章由孙明琦编写，第五、七章由王佐民编写。全书由刘兴家教授整理定稿。

由于编者水平所限，书中难免有不足之处，恳请读者指正。

编 者

2002.12

目 录

第一章 承压容器强度分析与设计概论	1
第一节 承压容器强度分析与设计的内容和发展方向	1
第二节 锅炉压力容器的失效形式及其产生的原因	2
第三节 受压元件的许用应力与安全系数	6
第四节 受压元件强度控制理论	9
第五节 极限分析和安定性分析强度控制法	11
第六节 应力分类强度控制法	14
第七节 承压容器强度设计的壁厚与压力	19
第二章 薄壁旋转壳体的无矩理论	22
第一节 壳体几何特征及无矩基本假设	22
第二节 薄壁旋转壳体的应力分析	24
第三节 旋转壳体变形与位移	25
第四节 无矩理论在典型旋转壳体中的应用	26
第三章 薄壁旋转壳体弯曲理论	32
第一节 旋转壳体力学方程的建立	32
第二节 薄壁圆筒的边界效应分析	35
第三节 一般旋转薄壳的简单边界效应	38
第四节 轴对称变形圆环薄壳的内力及变形	40
第四章 薄壁平板弯曲理论	42
第一节 圆形平板基本方程	42
第二节 圆形平板应力分析	44
第三节 椭圆薄板与矩形薄板的应力及变形	49
第五章 典型薄壁旋转壳体连接的局部应力	52
第一节 旋转薄壳几何不连续处的局部应力	52
第二节 常见凸形封头与圆筒连接处的局部应力	54
第三节 膨胀节及其与圆筒连接	58
第四节 平板与圆筒连接处的局部应力	62

第六章 厚壁受压壳体应力分析	65
第一节 厚壁圆筒应力分析	65
第二节 厚壁球壳应力及变形分析	70
第三节 提高厚壁圆筒强度的措施	72
第七章 热应力分析与计算	79
第一节 温度沿壁厚变化时厚壁圆筒的热应力	79
第二节 厚壁球形容器的热应力分析	82
第三节 薄壁圆柱壳的热应力分析	85
第四节 圆平板的热应力分析	87
第八章 内压圆筒形元件强度分析与设计	90
第一节 承受内压未减弱圆筒形强度分析	90
第二节 被减弱圆筒强度分析	92
第三节 圆筒形承受内压的强度计算	98
第四节 管子弯头和环形集箱强度设计	106
第五节 三通的强度设计	109
第九章 内压凸形封头的强度计算	112
第一节 球壳的强度计算	112
第二节 球形封头及椭球形封头的强度计算	114
第三节 球冠形封头与碟形封头的强度计算	118
第四节 锥形封头的强度计算	120
第五节 下脚圈强度设计	123
第十章 具有平板结构元件的强度设计	126
第一节 平端盖的强度分析与设计	126
第二节 管板的强度计算	129
第三节 拱形管板强度设计	134
第四节 矩形集箱的强度计算	136
第五节 法兰的强度计算	138
第十一章 外压元件稳定性及强度的分析与设计	143
第一节 圆筒形外压元件的稳定性及临界压力	143
第二节 承受外压圆筒形元件的强度及稳定性计算	147
第三节 承受外压的回转壳体强度及稳定性设计	153

第十二章 元件开孔的加强设计	157
第一节 孔边缘的应力集中分析	157
第二节 不需加强的单孔的最大允许开孔直径	159
第三节 凸形元件上孔的加强设计	161
第四节 平板上孔的加强	170
第十三章 附加外载荷应力校核及压力试验	172
第一节 锅炉受压元件重量载荷应力校核计算	172
第二节 卧式容器重量载荷附加应力校核计算	174
第三节 直立式容器外载荷附加应力校核计算	182
第四节 受压元件试验	186
第十四章 有限元法应力分析及强度设计基本理论	191
第一节 有限元法应力分析及强度设计的基本过程	191
第二节 单元分析	196
第三节 整体分析	202
第十五章 几种强度分析方法简介	207
第一节 断裂力学强度分析方法简介	207
第二节 疲劳强度分析方法简介	215
第三节 蠕变强度分析方法简介	223
参 考 文 献	228

第一章 承压容器强度分析与设计概论

锅炉与压力容器都是承压设备。本章概要阐述锅炉、压力容器强度分析与设计的内容、作用、方法。

第一节 承压容器强度分析与设计的内容和发展方向

承压容器（锅炉、压力容器）强度是指承压元件在载荷的作用下，在设计寿命内能够承担载荷而不失效的能力。锅炉压力容器强度设计的目的是保证承压元件的安全性和经济性。

一、承压元件的安全性与经济性的统一

确保承压元件的工作安全是强度设计的一项重要内容。由于锅炉、压力容器在工作中承受压力的作用，如果一旦失效，往往会产生很大的危害，因此，工作安全就显得格外重要。对于强度设计与计算，世界各国都制定了相应的法规标准。在各种强度标准中，对于元件安全性的重视程度都予以了充分的体现，要求设计者在强度设计时，必须符合标准的要求。

经济性是锅炉与压力容器强度设计的另一重要内容。安全性和经济性的统一是设计者追求的目标。国外有些标准对压力容器的具体结构形式限制较少，以利于设计出更加合理的结构，充分体现经济性，为此产生了以应力分析为基础的强度设计标准。近年来，我国锅炉与压力容器结构的经济性设计日益得到重视。

为提高经济性，目前世界各国和地区的压力容器标准普遍存在降低安全系数的倾向。安全系数的降低关系到压力容器标准的基础，对压力容器行业的经济性及安全性影响极大，必须慎之又慎。降低安全系数的前提条件是：结构分析设计水平的提高；制造经验的积累和制造技术水平的提高；更严格的材料技术要求的提出；更科学的质量保证体系的建立。

二、锅炉压力容器标准的统一与国际化趋势

目前我国锅炉、压力容器标准仍以借鉴先进国家标准技术内容为主，材料的基础数据尚不完善，特别是材料的外压曲线、高温性能、疲劳数据等亟待完善和充实。

锅炉和压力容器均为承压设备，在结构、材料、制造、检验等多方面有共同点。在国际上，锅炉和压力容器都使用统一的标准。在我国锅炉和压力容器标准长期各行其是，给设计和制造工作带来了很多不便。因此，锅炉和压力容器标准的尽可能统一是强度设计标准发展的方向之一。

随着全球经济一体化形势的发展，锅炉、压力容器标准国际化的趋势已经越来越明

显。其目的是消除各国标准中可能存在的技术壁垒，在标准国际认可的基础上，实现全球锅炉、压力容器产品的自由贸易。

三、锅炉压力容器的优化设计问题

大多数情况下，对于制造材料相同、工作条件相同的受压元件，壁厚越大(增加安全系数)，失效的可能性就越小、越安全，但钢材的耗量也越大，成本增加。因此，受压元件的设计既要考虑安全性，也要考虑经济性。在确保安全性的条件下使得经济性最佳，或在经济性不变的情况下安全性最好，或使二者都能够达到较好的状态，就是最优化设计所要研究的内容。

实际上，壁厚的选取对安全性的影响与很多方面的因素有关。在材料及工作条件相同的情况下，取用壁厚的大小将带来各种不同的结果。有可能利于安全性的提高，也可能不利于安全性的提高。例如，取用壁厚偏大时，元件壁由介质压力所产生的应力下降，将使屈服及破裂的安全裕度加大，使低周疲劳寿命、高温蠕变寿命延长，另外，抵抗均匀腐蚀及抵抗磨损的寿命也延长，这些都是有利于安全性的因素。但另一方面，壁厚加大将使热应力增加，使受压元件重量增加，使工艺变得复杂，这些都可能成为不利于安全性的因素。此外，壁厚增加还使工艺量增加，使运输、安装困难增加，受压元件重量增加，可能导致构架钢耗加大。由此可见，元件并非在所有情况下都是壁愈厚愈安全。对于壁厚较大且热负荷很高的部位，尽管壁厚增加使介质压力产生的膜应力下降，但壁温所引起的热应力会明显上升，这时，就需要进行最优壁厚值核算。

受压元件的优化设计问题十分复杂，但却是强度设计追求的目标，随着强度分析手段的不断提高，相关研究工作的不断深入，优化设计必然会成为强度设计的发展方向。

第二节 锅炉压力容器的失效形式及其产生的原因

锅炉、压力容器在运行(工作)时承受载荷的作用。锅炉与压力容器元件的失效形式与载荷形式有很大关系。载荷形式不同，对元件强度的影响也不一样。本节介绍载荷的形式，对强度的影响及失效的形式。

锅炉压力容器在运行(工作)时所承受载荷主要有以下几种形式：

- (1) 介质的压力：包括元件正常工作情况下和试验时介质所产生的稳定压力 and 变化压力；
- (2) 附加载荷：元件与介质的自重及因吊挂、支承等所产生的载荷；
- (3) 温度应力：在各种工况下，由温差所引起的应力，包括稳定热应力、变化热应力及波动频率较大的交变热应力等；
- (4) 工艺应力：在制造过程中，因工艺所产生的应力，如焊接残余应力、胀接应力和热处理应力等。

通常受压元件同时承受几种载荷的作用。锅炉、压力容器在载荷的作用下所产生的失效形式主要有静载超载失效、动载超载失效、变形失效、脆化失效和泄漏失效等。下面主要介绍锅炉与压力容器元件的这些常见的失效形式及其产生的原因。

一、静载超载失效及其产生的原因

静载失效引起的原因主要是超压或超温所引起的塑性失效，分别由钢材的短时特性和长时特性所决定。

1. 钢材的短时特性与超压、超温失效

由材料的拉伸试验得知，应力与应变的关系如图1-1所示。

当应力达到材料的屈服极限时，材料就会产生塑性变形，这就是塑性超压失效。

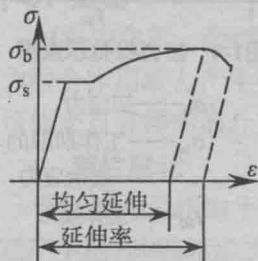


图1-1 材料应力-应变曲线

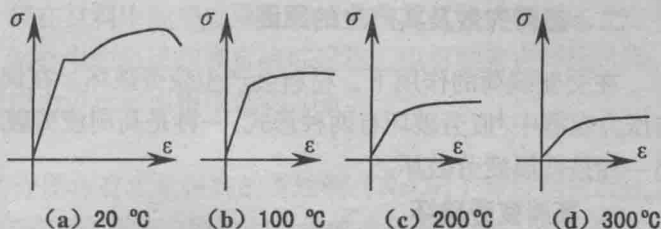


图1-2 温度对应力应变曲线的影响

由图1-2可以看出，随着温度的升高，材料的变形抗力降低，应力应变曲线下移，屈服极限减小，如果屈服极限减小到材料的应力值时，材料就发生塑性流动破坏。产生所谓的超温失效。

2. 钢材的长时特性与蠕变失效及应力松弛

在较高的温度下，钢材会发生在恒定载荷的作用下，随着时间的延长，塑性变形不断缓慢增加的现象，这种现象称为“蠕变”（参见图1-3）。如果蠕变变形超过某一规定值时，就认为产生了蠕变失效。

研究发现，当材料的应力值小于某数值时，不出现蠕变现象。但是，在较高的温度下不产生蠕变的应力很小。如果按此应力进行强度设计，既浪费钢材，又容易引起较大的温差应力，反而会降低安全性。

在工作期限内，如果变形积累很小，则可以正常工作。因此，在某温度下，在确定的工作期限内，可以使变形积累量小于允许值时的应力称为“蠕变限”。应力值超过蠕变限时，蠕变变形积累就会超过允许值，导致蠕变失效。

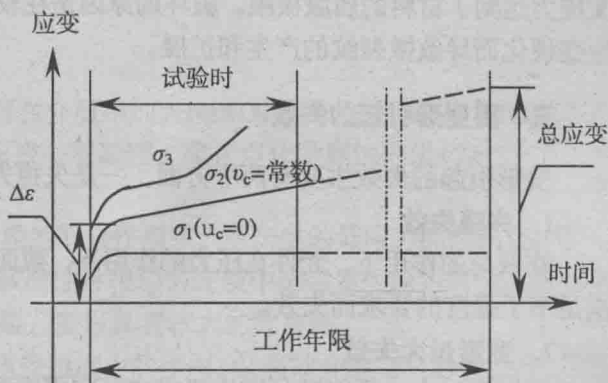


图1-3 蠕变曲线示意图

在一定温度下，经过指定工作期限不引起蠕变破坏的最大应力称为钢材的持久极限。蠕变限与持久极限都是钢材的应力形式的长时特性强度指标。差别是前者把着眼点放在极限变形量上，而后者则放在材料的破坏上，二者反映的角度不同。

与蠕变类似，钢材还有一种长时特性称为“应力松弛”（参见图1-4）。它是指钢

材在总变形量不变的情况下，随着时间的延长，应力不断减小的现象。例如，采用螺栓连接法兰盘的结构中，螺栓的拉力会产生应力松弛。当应力松弛达到一定的限度时，连接的牢固性和严密性就有可能不满足强度要求，造成失效。

蠕变与应力松弛都是钢材在较高温度下的长时特性，所不同的是，前者应力基本不变，变形缓慢增加；后者是变形基本不变，应力缓慢降低。

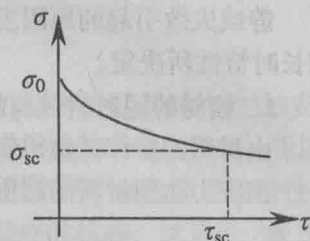


图1-4 应力松弛示意图

σ_0 ——初应力
 σ_{sc} ——工作期限的
 残余应力
 τ_{sc} ——工作期限

二、疲劳失效及其产生的原因

在交变载荷的作用下，材料会产生疲劳破坏。在锅炉与压力容器中，疲劳破坏有两种形式，一种是高周疲劳破坏，另一种是低周疲劳破坏。

1. 高周疲劳破坏

高周疲劳破坏是指在较高的循环次数($>10^5$ 次)所产生的弹性疲劳破坏。多发生于几何形状突变、填角焊缝、缺陷等应力集中处及热应力变化频率较大的部位。需要说明的是，高周疲劳破坏时的交变应力低于材料的屈服极限。破坏的原因是在较高的交变应力的作用下导致微裂纹的产生和扩展。

2. 低周疲劳破坏

低周疲劳破坏是指元件在工作期限内，在较低的循环次数($<10^5$ 次)的交变应力的作用下，经过反复的塑性变形而导致的疲劳破坏，多发生于几何形状突变、填角焊缝、缺陷等应力集中处及热应力变化频率较大的部位。需要说明的是，低周疲劳破坏时的交变应力达到了材料的屈服极限。破坏的原因是在较低的交变应力的作用下由于反复产生应变硬化而导致微裂纹的产生和扩展。

三、因变形引起的失效

变形引起的失效主要有两个方面，一是失稳失效，二是变形过大失效。

1. 失稳失效

在载荷的作用下，元件在压力的作用下，截面发生了畸变，使承载能力和其它性能满足不了强度的要求而失效。

2. 变形过大失效

因变形过大，不能满足刚度要求或其它强度要求而产生的失效。

四、脆化失效

脆化失效是指在元件中的应力还没有达到屈服极限时，由于材料脆化而产生断裂。脆化的类型有冷脆、热脆、氢脆、苛性脆化和应力腐蚀脆化应力等。脆化的特点是材料断裂几乎不产生塑性变形，断裂应力值小于屈服极限。

1. 冷脆

材料在较低温度下呈现的脆性称为冷脆性。影响冷脆性的主要因素是材料的化学成分

分。为了避免在水压试验时发生冷脆，很多强度标准规定了最低水温值。

2. 热脆

材料在较高温度（400~500℃）下呈现的脆性称为热脆性。需要指出，具有热脆性的钢材在高温脆性区并不显现脆化，只有当温度降低到室温时，才显现出脆性。对于工作在400~500℃的受压元件（如锅炉的蒸汽管道等）应特别注意热脆化问题。

影响热脆性的主要因素是材料的化学成分和在脆化区的时间的长短。材料在热脆区停留的时间越长，常温下冲击韧性降低得就越多。

3. 氢脆

材料中含氢，会产生氢脆。氢在材料中随温度降低而析出为氢气，体积膨胀，在与应力联合作用后，产生微裂纹。钢材中的氢可能来自冶炼过程，也可能来自焊接过程，还可能来自容器中的介质。氢脆应力可比屈服极限低约20%。

4. 苛性脆化

苛性脆化是指由于元件中的介质含有含量很高的苛性钠（NaOH）导致钢材腐蚀加剧而产生的。其破坏形式是存在肉眼能看到的主裂纹和大量的肉眼看不到的分支微裂纹。在裂纹的附近区域的材料仍具有较好的塑性。

发生苛性脆化的条件是：

- （1）脆化区具有很高的接近屈服极限的应力；
- （2）脆化区与苛性钠溶液相接触；
- （3）具有一定的工作温度。工作温度越高，产生苛性脆化所需要的苛性钠的含量越低。

在胀接与铆接的连接处，因为该部位满足产生苛性脆化的条件：连接处可能存在的缝隙，缝隙中存在的苛性钠溶液水分蒸发，使苛性钠浓度增大，故容易发生苛性脆化。

防止苛性脆化的措施通常有：

- （1）提高介质的质量；
- （2）对于工作温度较低的元件可在介质中加入 NaNO_3 物质，硝酸钠与苛性钠的比例应为0.35~0.4。这样可在钢材表面形成一层薄膜，阻止点化学腐蚀的进行。

5. 应力腐蚀

应力腐蚀是指在拉应力与腐蚀介质的联合作用下，所产生的低应力脆性断裂。在一定的条件下，即使在很低的应力水平或腐蚀性很弱的介质中也会发生应力腐蚀。应力腐蚀脆断往往没有先兆，就突然发生断裂，所以具有较大的危害性。

发生应力腐蚀的条件是：①元件承受拉应力的作用；②腐蚀介质与材料种类相匹配；③材料为合金钢或含杂质的金属。纯金属不发生应力腐蚀。钢材对应力腐蚀的敏感程度取决于它的化学成分、组织和热处理条件等。

五、泄漏失效

正常情况下，锅炉与压力容器中的介质是不允许发生泄漏的。如果发生了泄漏就认为发生了失效。

产生泄漏失效的原因主要有以下两方面：

(1) 因弹性变形过大或应力松弛引起的泄漏。常发生在法兰连接或胀接部位。

(2) 因腐蚀过大而引起的介质的泄漏。

上面介绍了锅炉与压力容器常见的失效形式及其产生的原因。这些失效现象一旦发生就会给人们带来生命危害和经济损失。设备参数越高,这种危害就越大。为了防止锅炉与压力容器发生失效,必须进行准确、合理的强度分析与设计,正确、合理地进行制造和运行,从而避免失效现象的发生。

第三节 受压元件的许用应力与安全系数

许用应力与安全系数为满足安全设计要求的强度控制指标。本节介绍这两个指标的概念、作用及其选取的原则和依据。

一、材料的基本许用应力

材料在各种工作条件下的承载能力是用相应的强度指标来衡量的,例如屈服强度、抗拉强度、持久强度、疲劳强度等。这些强度指标是采用标准试样在特定的试验条件下得到的,与元件实际工作条件之间存在差异,例如应力计算的精确程度、载荷的确切程度、材料性能的不均匀性、加工工艺的影响以及其它未能考虑到的因素等。为了反映这些因素对元件承载能力的影响,需要上述强度指标除以一个大于1.0的数值(称为安全系数),将强度指标值适当地缩小,作为元件材料的强度设计允许的应力控制值指标。该指标称为材料的基本许用应力。

需要说明,安全系数与实际的安全裕度并不是等同的。元件的安全裕度是指元件在工作状态时实际所具有的安全程度。假如同种元件在设计计算时所取的安全系数一样,但由于制造工艺、安装及运行条件不同,它们的安全裕度可能不同,甚至相差很大。对于同样的材料,其工作温度不同,其强度指标值也不一样。在设计计算时首先要确定元件在设计计算时,材料的计算温度——称为“计算壁温”。在我国锅炉及压力容器标准对计算壁温的确定方法都作了相应的规定。在强度设计时,计算壁温需取正常运行状态下元件温度最高部位(当元件处于大于0℃的工作状态时),或温度最低部位(当元件处于小于0℃的工作状态时)沿截面厚度内、外壁壁温的算术平均值,且不得小于250℃。具体数值可从对锅炉或压力容器相应的强度标准中查取。

对于不同的强度标准,安全系数的取值也不一样。在确定基本许用应力时,应取各强度指标中的最小值。

1. 锅炉强度标准中基本许用应力的确定

我国锅炉受压元件强度计算标准中,基本许用应力的取法是取常温(20℃)时的抗拉强度、计算壁温时的屈服强度和计算壁温时的持久强度与各自安全系数之比的最小值:

$$[\sigma]_j \leq \min \left(\frac{\sigma_b}{n_b}, \frac{\sigma_s'}{n_s}, \frac{\sigma_D'}{n_D} \right) \quad (1-1)$$

式中 $[\sigma]_j$ ——材料的基本许用应力;

$\sigma_b, \sigma'_s, \sigma'_D$ ——分别为材料在常温(20℃)时的抗拉强度、计算壁温时的屈服强度和计算壁温时的持久强度极限;

n_b, n_s, n_D ——分别为相对于抗拉强度、屈服强度、持久强度极限的安全系数。

对于计算壁温小于蠕变温度的受压元件在计算基本许用应力时,可不考虑持久强度极限控制项。由于锅壳锅炉受压元件的计算壁温都小于蠕变温度,我国锅壳锅炉受压元件的强度计算标准在计算基本许用应力时就可不考虑此项,即

$$[\sigma]_J \leq \min \left(\frac{\sigma_b}{n_b}, \frac{\sigma'_s}{n_s} \right) \quad (1-2)$$

2. 我国钢制压力容器标准中基本许用应力的确定

我国钢制压力容器标准对基本许用应力计算方法与锅炉标准略有不同,规定除了满足式(1-1)的3个条件外,还需满足2个条件,总共需要满足5个条件,即

$$[\sigma]_J \leq \min \left(\frac{\sigma_b}{n_b}, \frac{\sigma'_s}{n_s}, \frac{\sigma'_D}{n_D}, \frac{\sigma'_s}{n_s}, \frac{\sigma'_v}{n_n} \right) \quad (1-3)$$

式中 σ'_s, σ'_v ——分别为材料在常温时的屈服强度和计算壁温时 10^5 h后蠕变率为1%的蠕变极限;

n_s, n_D ——分别为屈服强度安全系数和蠕变极限安全系数。

式(1-1)与式(1-3)两者的差别除了在钢制压力容器中考要考虑蠕变变形的因素外,还增添了对常温屈服强度的控制因素。这是因为锅炉受压元件一般都是在大于室温的温度条件下工作的,而压力容器的工作温度范围很广,工作温度可能高于室温,也可能低于室温。对于在低温工作条件下的受压元件,计算壁温时的屈服强度高于室温时的屈服强度,但材料的韧性降低,对元件的安全性会带来不利的影响,所以需要增加室温时的屈服强度控制项,以反映材料变脆的影响。

用计算壁温时的屈服强度及持久强度极限(以及蠕变极限)控制材料基本许用应力能够保证材料工作安全,计算壁温时抗拉强度自然满足。采用室温抗拉强度控制基本许用应力是为了防止材料脆性断裂。通常强度计算基于材料是均匀连续的假设,没有考虑可能存在的裂纹等因素对强度的影响。在这种情况下,采用室温时抗拉强度作为控制基本许用应力的因素之一,可以防止材料发生脆性断裂。

此外,在强度设计时,除依据材料基本许用应力外,还必须考虑材料其它方面的性能,例如锅炉及压力容器受压元件材料必须具有良好的塑性。在我国锅炉受压元件强度计算标准中规定材料在常温时的延伸率应不低于18%,我国钢制压力容器标准中对不同的材料也规定了常温时的延伸率及冲击韧度的最低值。其它诸如材料的化学元素、组织结构、冶炼方式以及焊接制造工艺等都有一定的要求。

二、许用应力

上面所讨论的基本许用应力的计算方法主要依据钢材的性能,而没有考虑元件的制造工艺及工作条件。锅炉及压力容器受压元件大都是焊接而成,而焊接质量与焊接工艺方法以及焊缝形式与无损探伤的程度等密切相关。为了反映焊缝存在可能对元件强度的

减弱, 以及受压元件的形式及工作条件对受压元件强度的影响, 在强度的设计计算时, 应将基本许用应力进行修正后, 作为设计计算的许用应力, 即

$$[\sigma] = \eta [\sigma], \quad (1-4)$$

式中 η ——许用应力修正系数, 其值可在锅炉或压力容器强度标准中查取。

三、安全系数的确定

安全系数非常重要, 影响因素很多, 确定复杂。安全系数过小不能保证受压元件安全运行, 安全程度降低; 过大则会造成钢材浪费, 使经济性下降。目前各国锅炉及压力容器受压元件的安全系数一般都是在长期实践经验基础上, 按照安全经济原则确定的。下面主要介绍强度计算标准中确定安全系数时所考虑的一些主要因素。

1. 屈服强度安全系数 n_s

屈服强度安全系数是依据钢材的屈服极限确定的。我国锅炉受压元件强度计算标准及大多数国家的受压元件强度计算标准中屈服强度的安全系数取为 $n_s = 1.5$; 我国钢制压力容器标准中对奥氏体高合金钢取 $n_s = 1.5$, 对其它钢材取 $n_s = 1.6$ 。屈服强度安全系数的选取主要考虑了以下因素。

(1) 控制应力集中程度

在受压元件强度计算标准中对应力集中情况一般不做具体分析, 而是通过对结构的限制和安全系数来控制应力集中程度。一般需将应力集中系数控制在3.0以下, 以防止“不安定”现象(后面介绍)发生, 使应力集中处的最大虚拟应力(假想的不产生屈服的, 与应变成正比的应力)不超过屈服强度的2倍。取屈服强度安全系数 $n_s = 1.5$ 可满足此项要求。

(2) 防止大面积屈服

元件大面积屈服后, 加工硬化将导致材料的塑性、韧性及抗腐蚀性能下降。例如蒸汽锅炉筒内的炉水因大量蒸发而浓缩, 使水质变差, 大面积屈服时将出现介质腐蚀现象。对于化工容器, 介质腐蚀现象更为严重。因此, 取屈服强度安全系数 $n_s = 1.5$, 并结合结构的限制, 可保证存在腐蚀介质的元件整个壁厚都处于弹性状态。

(3) 弥补强度计算未能考虑到的因素的影响

例如锅炉强度计算中, 只考虑安全阀的低位开启压力, 而未考虑高位开启压力等, 需要在安全系数中反映出来。

2. 抗拉强度安全系数 n_b

抗拉强度安全系数主要用于防止材料发生脆性断裂。我国锅炉和压力容器强度标准分别取为 $n_b = 2.7$ 和 $n_b = 3.0$, 这时的屈强比分别为 $n_s/n_b = 0.556$ 和 $n_s/n_b = 0.533$ 。如果元件材料的屈强比大于上述相应类型元件的屈强比数值, 则许用应力将由抗拉强度决定。锅炉压力容器中有某些钢材, 特别是标准中尚未列出的某些钢材, 其许用应力可能需由抗拉强度确定。

3. 持久强度极限安全系数 n_D

目前各国锅炉及压力容器强度标准一般都取持久强度极限安全系数 $n_D = 1.5$ 。该取值的前提是持久强度极限取试验数据平均值外推至 10^5 h 的数值。我国钢制压力容器标准

还规定,如果持久强度极限取试验数据最低值外推至 10^5h 的数值,则相应的安全系数取为 $n_D=1.25$ 。持久强度极限安全系数的选取主要考虑了以下因素。

(1)持久极限受冶炼、热处理及试验条件的影响很大,试验数据的分散,一般可达20%,钢制压力容器标准取试验外推平均值和最低值时,安全系数取不同值正是反映了这种情况。

(2)由于持久强度极限的获取是通过线性外推得到的,而外推与实际情况可能存在一定的偏差,因此需要用安全系数修正。

(3)锅炉与压力容器在较高温度运行时允许有一定的偏差,还有一些其它未能考虑到的因素都会对强度产生影响。这些影响也需要考虑在安全系数中。

4. 蠕变限安全系数 n_n

材料高温时蠕变引起的破坏已由持久强度极限所控制,蠕变极限只是控制元件的变形速度,故可不必考虑给予相应的安全系数,即蠕变限安全系数取为 $n_n=1.0$ 。

综上所述,安全系数主要应从材料性能、设计计算角度来确定其取用值。此外,在选取安全系数时,还必须考虑到材料及产品的检验制度及其它在强度计算中未能考虑到的一些因素。

第四节 受压元件强度控制理论

材料的应力应变关系均由单向拉伸(压缩)试验得到。对于均匀单向应力状态,材料的强度控制是把该单向应力值控制在材料的许用应力以下。锅炉及压力容器受压元件一般都处于复杂应力状态。强度理论是针对不同材料在不同应力状态下的破坏原因,揭示材料应力与破坏的规律,对复杂应力状态的强度进行控制的准则。

强度理论表明,在不同的应力状态下,当应力的某特定组合达到一定数值时,材料即将发生某特定形式的破坏,该特定数值不以应力状态的不同而改变。这也说明,对于不同的应力状态,材料对破坏类型的抗力是相同的,所以可通过某些受力较简单的试验(例如单向拉伸试验)来确定应力、变形与破坏的关系。目前有4个强度理论,它们都是将复杂的应力状态折合为相当于单向拉伸状态的应力,然后用与单向拉伸相类似的方法进行强度控制。它们之间的差异是当量应力的表达形式不同。

研究表明,对于不同的破坏形式,材料的应力应变关系是不同的。材料的破坏形式可归结为脆性断裂及塑性流动(或剪断)两类。前者的特点是脆性断裂,所产生的变形很小;而塑性流动(或剪断)的变形相对很大。不同的强度理论适合于不同的破坏形式。第一、第二强度理论适用于脆性材料。第一强度理论是最早的强度理论,认为材料破坏的共同因素是最大正应力,也称为最大正应力强度理论。对于脆性材料,这种强度理论具有一定的合理性。对于钢材这种塑性材料,最大正应力理论与实验值相差很大。第二强度理论也称为最大正应变强度理论,它认为材料破坏的共同因素是最大正应变。此强度理论并不能正确地反映钢材破坏的真实情况,所得的结论与试验结果相差很大,只是对于一些个别的受力状态相差较小。第三、第四强度理论适用于塑性材料,与实验结果具有较好的吻合。材料的塑性是区别脆性材料和塑性材料的重要依据,也是判断材料破坏

类型的重要依据。但需要说明的一点是，塑性并不是材料的固有特征，而与所处的外界条件，例如温度、变形速度等因素有关。根据材料性质和载荷形式可以判定，在锅炉与压力容器中的受压元件基本上都属于塑性材料，适合采用塑性流动(或剪断)强度理论。目前在锅炉、压力容器强度设计中较广泛采用的强度理论为第三和第四强度理论。下面我们重点介绍这两种强度理论。

一、第三强度理论

第三强度理论也称为最大剪应力强度理论。该强度理论认为材料产生塑性流动(或剪断)的共同因素是由于某一点处的最大剪应力达到了某一特定数值。若把最大剪应力为最大主应力与最小主应力之差的一半这点考虑进去后，即得到第三强度理论的强度控制准则为

$$\sigma_d = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \quad (1-5)$$

式中 σ_d ——相对于第三强度理论的当量应力；

σ_1, σ_3 ——分别为某点处的最大及最小主应力；

$[\sigma]$ ——单向拉伸时的许用应力。

二、第四强度理论

第四强度理论也称为统计平均剪应力强度理论或称为歪形能强度理论。该强度理论认为材料塑性流动(或剪断)的共同因素是一点处的统计平均剪应力达到某特定值。统计平均剪应力是将通过一点的各个截面内的剪应力求其统计平均值所得的数值。

可以证明，一点的统计平均剪应力小于流动应力的 $\sqrt{2/15}$ 倍时，材料就不会发生塑性流动破坏。由此可得到统计平均剪应力强度理论，即第三强度理论的控制准则为

$$\sigma_d = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \leq [\sigma] \quad (1-6)$$

式中 σ_d ——相对于第四强度理论的当量应力；

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ ——分别为某点处的最大主应力、中间主应力和最小主应力；

$[\sigma]$ ——单向拉伸时的许用应力。

统计平均剪应力强度理论的物理意义是当剪切变形能达到某特定数值时，材料就产生屈服，所以，该强度理论也称为歪形能强度理论。研究发现，此强度理论不仅适用于塑性流动情况，而且适用于剪断破坏形式。

从式(1-5)与式(1-6)的对比中可以看出，最大剪应力强度理论仅反映了使材料产生塑性变形的主要因素是最大剪应力，亦即最大主应力与最小主应力，忽略了中间应力对强度的影响；而统计平均剪应力强度理论更全面地考虑了其它剪应力的影响，亦即考虑了中间主应力对强度的影响。可以证明，用最大剪应力强度理论计算的当量应力值不小于统计平均剪应力强度理论计算的当量应力值，因此，后者比前者允许承受更大的应力值。通过塑性变形试验发现，极限状态的试验点介于此两强度理论的极限状态曲线之间，而与统计平均剪应力强度理论的极限状态曲线具有更好的吻合。这说明，采用统计平均剪应力强度理论进行强度计算从理论上来说更为合适，从试验结果上看，它比最