

核安全三级容器应力分析与评定

余华金, 张双旺, 栾霖

(中国原子能科学研究院 快堆工程部, 北京 102413)

摘要:以密封排油罐为例, 论述了核安全三级容器力学计算与评定的主要过程, 为核安全三级容器的力学评定提供示范, 并阐明如何运用 ASME 规范指导和完成相关设计工作。

关键词: ASME 规范; 应力评定; 工况; 载荷

中图分类号: O342

文献标识码: A

文章编号: 1000-6931(2002)02-0137-06

The Stress Analysis and Assessment of the Class-3 Components

YU Hua-jin, ZHANG Shuang-wang, LUAN Lin

(China Institute of Atomic Energy, P. O. Box 275-95, Beijing 102413, China)

Abstract: The outline of mechanics assessment of the class-3 components is explained in the paper. It provides a demonstration of mechanics assessment of class-3 components. It is also presented how to use ASME code to guide and complete the design of the component.

Key words: ASME code; stress assessment; operating condition; load

核安全三级容器是中国实验快堆(CEFR)的一类设备,其设计过程分为尺寸设计和力学计算与评定两个阶段。ASME 规范^[1]是压力容器设计、制造、检验的根本性文件,核安全三级容器的力学计算与评定必须以此规范为依据。

从设计角度看,由于 ASME 规范中有关材料力学方面的内容已被弹性力学取代,又引入材料非线性(如弹塑性、蠕变)和几何非线性等方面的内容,根据此规范进行的设备设计越来越精细和安全。日本和法国结合自己的国情制定了相应的压力容器规范,它们的规范与 ASME 规范大同小异。俄罗斯的规范中材料力学方面的内容仍占有相当比重。我国的核设备执行 ASME 规范,并正在开发建立自己的规

范,如 HAF 文件、《核电厂抗震设计规范》^[2]等。ASME 规范对压力容器设计所提出的限值和规定的方法是必须遵守的,但凡遵照 ASME 规范设计的设备均是安全的,也是符合实际要求的。ASME 规范条文繁多,内容繁琐,涉及工况、载荷、结构、补强、连接等诸多方面的各个环节。在设计实践中,因受客观条件限制,使得设计不可能完全按照规范进行,因此,正确运用规范进行核安全三级容器的应力分析与评定,指导容器设计显得极其重要。同时,中国实验快堆的核安全三级容器数量很多,为加快其力学计算与评定,建立核安全三级容器评定系统的理论和方法是很有现实意义的工作。为此,本工作以中国实验快堆密封罐为例,研究运用 ASME 规范进行力学计算与评定的主要过程及

收稿日期:2001-05-14;修回日期:2001-09-26

作者简介:余华金(1977—),男,安徽全椒人,在读硕士研究生,反应堆结构力学专业

其相关的技术关键问题,以期为核安全三级容器的力学计算与评定提供示范。

本工作的内容包含:1)以密封排油罐为例进行力学计算与评定,为核安全三级容器的力学计算与评定提供示范;2)建立核安全三级容器评定系统的理论与方法;3)对核安全三级容器及设备的设计提出建议,以期对相关设计工作有所助益。

1 密封排油罐

密封排油罐的结构简图示于图1。此罐由中间筒体、上下封头、上下法兰、3个支承件及其它附件构成,是一典型核安全三级设备。计算中使用有限元程序 ANSYS 5.4。



图1 密封排油罐的结构简图

Fig.1 The structure of the close discharged canister

2 设备工况和载荷

2.1 设备工况

核安全三级容器的设备工况分设计工况、使用工况(包括正常工况(A级)、异常工况(B级)、紧急工况(C级)、事故工况(D级))和试验工况三大类。按照规范,密封排油罐的工况依据其自身的工作环境确定。设计工况主要是依据密封排油罐正常工况中最为严重的载荷组合及在厚度上预期的最高平均温度并考虑一定的偏差抽象出的“静态”工况。使用工况系密封排油罐运行时的实际工况。

按 ASME-NF 规定^[1],支承的设计温度可与容器相同,也可通过测量或传热分析确定。容器与支承通常是在一个模型中计算,两者的

工况不必特别区分。实际上,对密封排油罐而言,支承的设计温度与容器无大差异。

2.2 载荷

载荷包括内压和外压、地震、自重、管道加于设备的载荷、高周疲劳、温度效应、支承的反作用力等。密封排油罐的工况和载荷列于表1。

表1 密封排油罐的工况和载荷

Table 1 The operating condition and load of the close discharged canister

工况类别	温度	载荷组合
设计工况	室温	内压 1.0 MPa·自重·接管力
正常工况	室温	内压 0.6 MPa·自重·接管力
异常工况	室温	内压 0.6 MPa·自重·接管力-SL1 地震
紧急工况	室温	内压 0.6 MPa·自重·接管力
事故工况	室温	内压 0.6 MPa·自重·接管力-SL2 地震
试验工况	室温	内压 1.5 MPa·自重

注:SL1 为运行基准地震;SL2 为安全停堆地震

1) 内压和外压

排油罐最大静水压为 0.58×10^{-2} MPa, 竖直地震的等效静水压为 0.18×10^{-2} MPa, 总静水压为 0.76×10^{-2} MPa。内压直接加载于模型上。内压还应考虑液体静水压和竖向地震引起的等效静水压,它们沿高度的分布是线性的,但其作用较小。为方便可按最大值计算,但结果是保守的。对于外压载荷主要进行屈曲评定。

2) 地震载荷

地震输入包括 SL1 地震谱和 SL2 地震谱。按俄罗斯谱(A版)的计算说明,对于焊接容器,两个级别地震的阻尼比均取为 0.02;对于同一阻尼比,SL1 地震谱谱值是 SL2 地震谱谱值的 0.65。因此,SL1 地震计算结果取 SL2 结果的 0.65 倍。如管道(包括内部液体)的质量与设备相比不足 1/100,管道与设备可以解耦。地震计算中需考虑液体的晃动作用,这一问题通过建立液压晃动模型来解决。对应于水平地震,液体可简化为两部分作用:(1)脉冲质量及其质心高度;(2)对流质量及其质心高度。

对于密封排油罐,其脉冲质量为 91.56 kg,质心高度为 0.29 m;对流质量为 15.54 kg(它

的作用通过建立液压晃动模型来解决),质心高度为 0.52 m;液体晃动频率为 1.350 3 Hz,计算出的弹簧刚度为 2 797.66 MPa。以此为基础,建立密封排油罐的液压晃动模型(图 2)。对应于竖直地震,液体可简化为两部分作用:(1)把液体当作固定质量;(2)在内压中考虑竖直地震等效静水压。对浸在液体中的管道,其质量包括设备质量、内部液体质量和排开液体的质量。需指出的是:抗震计算用等效静力法是不合适的。ASME 规范中明确规定:可化为单自由度系统的设备才能采用等效静力法。如将其用于其它情况,则需进行论证。事实上,等效静力法对设备大部分部位的抗震载荷高估,对结构尺寸变化较大的部位又可能低估。

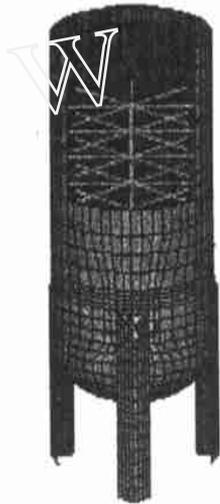


图 2 密封排油罐的液压晃动模型

Fig. 2 The hydraulic pressure shaking model of the close-discharged canister

3) 自重

自重载荷的计算相对其它载荷较为简单,它通过材料参数加载于模型上。自重包括结构重量、液体重量、附件重量和部分管道(包括内部液体)重量。值得注意的是:计算模型中板的计算厚度已扣除了板厚负偏差和腐蚀余量,应适当增加密度,以保持自重载荷计算的保守性。有关密封排油罐自重载荷的计算这里不予详述。

4) 管道加于设备的载荷

管道加于设备的载荷包括管道热膨胀受阻、地震引起的管道载荷等。在未作力学分析

的情况下,管道载荷不能确切给定,但可用管道极限载荷代替。管道极限载荷是管道承受的不允许超过的载荷极限。管线设计完成后,若出现大于管道极限载荷的情况,此时,应对设备受力情况重新评估。目前,管道极限载荷值取自法国的有关文件,它规定:(1)管道极限载荷按管道外径取值,与厚度无关;(2)仅适用于管道内压小于 2.5 MPa 的情况;(3)给出设计工况下的管道极限载荷;(4)不考虑连接仪表的管道极限载荷;(5)管道极限载荷由沿管道轴向的拉力、扭矩和垂直于管道轴线的剪力、弯矩 4 个静力组成。密封排油罐设计工况的管道极限载荷列于表 2。该罐共有 2 根漏油管、1 根排油管、2 根变送器接管和 1 根放气管。其中,变送器接管实际上并无接管力。为施加管道极限载荷,本工作研究摸索出一种刚性杆件的方法,将管道极限载荷按最不利组合施加。密封排油罐的接管极限载荷施加示于图 3。

表 2 密封排油罐设计工况的管道极限载荷

Table 2 The limited piping load in the design condition of the close-discharged canister

接管类别	轴力/N	剪力/N	弯矩/(N·m)	扭矩/(N·m)
漏油管	344.7	344.7	24.1	48.2
排油管、放气管	151.5	151.5	5.2	10.4



图 3 密封排油罐的接管极限载荷图

Fig. 3 The limited piping load of the close-discharged canister

5) 其它载荷

温度效应引起的某些应力属于二次应力和峰值应力,常规设计时不予考虑。但若属于一次应力,如管道受热膨胀施加于设备引起的应力、设备与基础间的温差造成的应力等,则需参与评定。温度的另一效应体现于材料性质和参数变化中。对于容器和板壳型支承结构,常规设计一般不作疲劳评定。因此,不考虑循环载荷幅度,只考虑载荷组合的最大值。但若设备处于疲劳环境中,且需关注设备的寿命时,必须进行疲劳评定。密封排油罐设计不需要进行疲劳评定。

3 模型的建立

模型的建立和简化是极其重要的。简化的核心为:抗震计算的特点在于设备的固有频率对地震响应的影响最大,而固有频率是由设备的整体特性(如直径、高度)体现的,因此,抗震模型仅考虑整体结构,可忽略人孔和可解耦附件的具体形状而使计算简化。对于接管载荷、内压和热载荷,一般可在部分模型上简化,如利用对称性、反对称性、轴对称性、周期循环对称选取部分结构,根据筒壳的边缘效应忽略边缘影响区以外的结构等。

1) 板壳元模型

按照设备结构建立板壳元模型。该模型用以计算内压产生的应力和接管极限载荷作用下远离接管区的总体薄膜应力。

2) 板壳元模型加液压晃动模型

板壳元模型加液压晃动模型^[3,4]用来计算结构在地震作用下的响应和自重产生的应力。

3) 三维实体元模型

用三维实体元建立接管区域的有限元模型,用以计算在管道外加载荷作用下及在内压作用下接管区域的应力。密封排油罐上封头的三维实体元模型示于图4。

4) 法兰的轴对称模型

按照ASME规范设计的法兰在力学上可不进行评定;不按ASME规范设计的法兰则需进行严格的力学计算与评定。在对密封排油罐的法兰进行应力计算时,由于法兰不能满足规范提出的限值而要求设计者不断改变法兰的尺寸、参数和载荷,这给模型的建立和施加载荷带

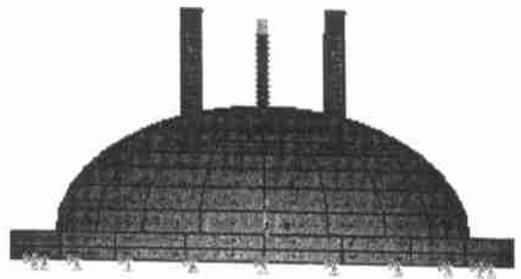


图4 密封排油罐上封头的三维实体元模型

Fig. 4 The three-dimensional model of the submit-end socket of the close-discharged canister

来很大困难。为从根本上解决法兰的计算问题,自行编制了一专用于法兰计算的参数化程序,当设计尺寸和载荷变化时,相应改变程序中的几个参数即可重新进行法兰计算,直至完成对其力学计算与评定。这一程序的建立和使用解决了法兰的力学与评定中遇到的上述困难。法兰的计算采用轴对称模型。密封排油罐的上法兰模型示于图5。

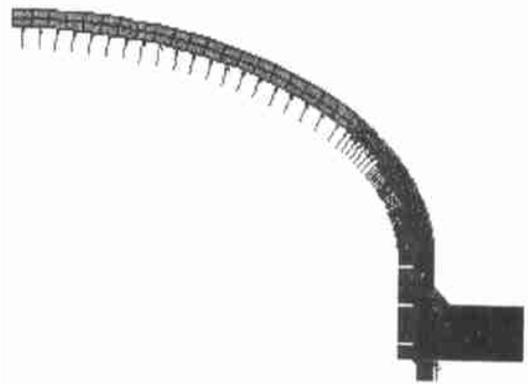


图5 密封排油罐的上法兰模型

Fig. 5 The model of the submit flange of the close-discharged canister

4 应力限制和评定

应力限制和评定需考虑强度、应力、变形三方面因素,具体内容包括:容器部分的限制和评定,支承部分的限制和评定(分为板壳型支承、线型支承),螺栓件的限制和评定,焊缝评定。对于载荷工况存在变数的情况,评定应留有余地;对于设计工况,评定更需留有余地。考虑到载荷的不确定性,可把限值减小到80%,甚至更低,应避免非冗余设计。所有的应力限制和

评定是建立在计算结果基础上的。对密封排油罐的应力限制与评定完全按照上述方法和要求进行。

4.1 载荷组合和应力组合

同时作用的载荷应同时施加,而后对结果进行评定,这是最为理想的计算和评定,但经常出现同时作用的载荷分别施加的情况。这时,最保守的做法是用各载荷相应的最大主应力之和作为载荷组合的最大主应力,否则,难以通过评定。较好的做法是:按载荷是否可同时施加予以分组,对每组分别进行应力计算,而后,把各组载荷的应力按6个应力分量分别进行代数组合或不利组合,最后,计算出最大主应力。3个方向的地震载荷引起的应力应按SRSS(平方和开平方根)法求和。

在密封排油罐的评定中,地震载荷和自重产生的应力很小,为方便计算取它们的最大主应力进行评定。内压和接管极限载荷产生的应力则取具体评定位置的应力值,然后,按工况要求进行叠加。

4.2 容器部分的限制和评定

容器部分的应力评定只针对典型位置,对典型位置的评定即是对设备的完整评定。ASME规范中列出了容器的基本评定位置、载荷类型及相应的应力类型。

容器评定包括设计工况、正常工况、异常工况、紧急工况和事故工况5个部分,所涉及的应力为总体薄膜应力、局部薄膜应力和一次弯曲应力。试验工况仅对试验压力作限制,不对应力作限制,不作应力评定。容器还需进行外压作用下的屈曲评定。纵向压应力造成的屈曲可与裙座支撑一起评定。其中,事故工况的压应力评定较为复杂,评定时需考虑结构的缺陷、非线性残余应力等问题。

对密封排油罐,给出了容器上的评定点、可能存在的应力类别和相应的应力评定结果。

4.3 支承部分的限制和评定

核安全三级设备的支承件分为板壳型支承和线型支承两种。板壳型支承的限制和评定具体包括设计工况、正常工况、异常工况、紧急工况、事故工况和试验工况6个部分。需要考虑的应力有薄膜应力和线性应力。线型支承的限制和评定较为复杂,需先求计算应力,再求许用

应力,将计算应力与许用应力进行比较,方能得到评定结果。计算应力包括压应力、拉应力、剪应力、弯曲应力、压弯组合和拉弯组合。对许用应力,先给出设计工况的许用应力,包括许用拉应力、许用剪应力、许用压应力、许用弯曲应力、压弯组合应力和拉弯组合应力;对于正常工况、异常工况、紧急工况和试验工况,许用应力与设计工况关系密切,应以设计工况的许用应力分别乘以相应的应力限制系数。线型支承的事故工况的应力限制与设计工况的应力限制有较大变化,应力限制单独给出,但涉及的许用应力均同于设计工况。

在密封排油罐的应力分析中给出了支承的应力评定结果。

4.4 螺栓件的限制和评定

螺栓件的设计和应力限制应符合ASME规范的要求,螺栓连接有摩擦型连接和支承型连接两种型式。摩擦型连接只评定拉应力,支承型连接则需评定拉应力、剪应力及支承应力,并需先求出计算应力,再求出许用应力,尔后将计算应力与许用应力进行比较,方能获得评定结果。在密封排油罐的应力分析中,对地脚螺栓进行了评定。

4.5 焊缝评定

焊缝评定比较复杂。对全焊透焊缝的评定通常与容器、支承结合在一起进行;对未全焊透的角焊缝,长期以来采用手工评定方法^[5]。目前,这一方法仍然有效。密封排油罐采用全焊透焊缝,不需单独评定。

5 密封排油罐的评定结果

密封排油罐在进行建模、加载、计算后,严格依据ASME规范规定的应力限制和评定要求进行了评定。最终评定结果是合格的。作为评定示例,仅在表3中列出密封排油罐线型支承部分的评定结果,图6示出密封排油罐上封头在内压0.6 MPa作用下的第一主应力图。

6 结束语

1) ASME规范是压力容器设计必须遵守的根本性文件,它所规定的方法和所提出的限值应严格遵照执行。中国实验快堆密封排油罐的应力分析与评定表明:依据该规范设计的设

表3 密封排油罐线型支承部分的评定结果

Table 3 The stress of the support for the close-discharged canister

工况类别	压力/N	剪力/N		弯矩/(N·m)		压应力/MPa		剪应力/MPa		弯曲应力/MPa		$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_{bx}}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}}$
		T_x	T_y	M_x	M_y	F_a	f_a	F_v	f_v	F_b	f_b	
设计	2 633	46.85	54.09	11.24	12.98	129	2.77	94	0.08	141	4.43	0.05
A级	2 633	28.11	32.46	11.24	12.98	129	2.77	94	0.05	141	4.43	0.05
B级	7 204	590	598	141.61	143.52	171	7.57	125	0.89	187.5	52.13	0.32
C级	2 633	28.11	32.46	11.24	12.98	193	2.77	141	0.05	211.5	4.43	0.04
D级	9 666	892	903	214.08	216.72	174.8	10.15	157.5	1.35	141	78.7	0.61
试验	7 633	74.02	85.47	17.76	20.40	171	2.77	125	0.12	187.5	66.98	0.05

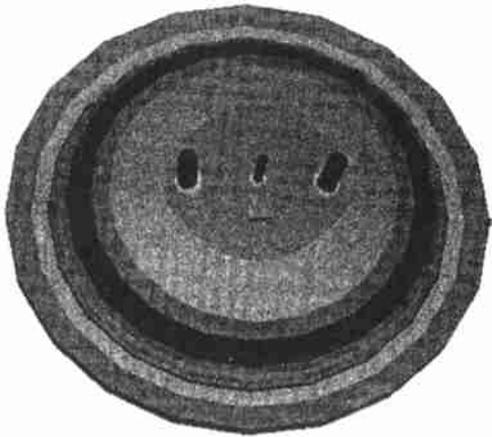


图6 上封头在内压0.6 MPa作用下的第一主应力

Fig. 6 The first stress of the submit-end socket in 0.6 MPa interal pressure

备是安全的,也是符合实际要求的。

2) 对人孔和接管,针对其有较大的应力集中,ASME规范规定了补强要求和实施方法。只要补强符合规范要求,内压造成的应力不必计算与评定。事实表明:容器破坏很少发生在光滑的筒体上,而大多发生在总体结构不连续处或局部结构不连续处。因此,补强倒角等细节常常是涉及设备安全和寿命的关键之处,在设计中需要着力把关。

3) 按HAF规定,支腿应用斜撑连接,使各腿形成一整体,显著提高刚度,从而提高频率,至少保证设备支腿较重,使基频落在33 Hz以下;若不加斜撑,将显著增加地震响应的作用,

甚至无法通过应力评定。若为增加支腿刚度不得不增加容器的厚度的做法是得不偿失的。

4) ASME规范很少规定结构的具体形式,因此,常常需要参考其他设计标准。值得注意的是:必须弄清参考标准的来源以及它与ASME规范的差别。例如,在化工部的标准中,对耳式支座只考虑了重力及竖向地震引起的应力,设计比较单薄,支座垫板与容器垫板间有相当距离。这种设计将无法通过按ASME规范进行的应力评定。因此,这种耳座设计,在核安全级容器中是不允许的。

5) 考虑CEFR所处地理位置,地震级别要求很高,安全问题十分重要。因此,对于ASME规范有明文规定的要求必需严格遵守;对规范无明文规定的支腿、耳座等结构,应在设计实践中总结经验,制定出相应的内部规范。

参考文献:

- [1] 美国机械工程师协会,ASME规范(第三卷ND、NF分卷,第二卷D篇,附录 F)[S].
- [2] GB50267-97,核电厂抗震设计规范[S].
- [3] 居荣初,曾心传.弹性结构与液体的耦联振动理论[M].北京:地震出版社,1983.11~288.
- [4] 高晓安,栾霖,陆道纲,等.流体简化模型在储液容器抗震计算中的应用及三维流固耦合程序的开发[R].北京:中国原子能科学研究院,2000.
- [5] 王国周,瞿履谦.钢结构——原理与设计[M].北京:清华大学出版社,1993.71~123.