

复合材料气瓶的自紧设计研究

范万春

摘要 随着能源结构的变化和环境污染日益加剧,汽车工业研究的重点开始转向清洁能源领域,采用天然气为燃料的汽车越来越受到大家的欢迎,而作为天然气的盛装载体—气瓶的发展必将会迎来新的挑战。自紧压力设计是复合材料气瓶成型工艺的一个重要手段,也是气瓶应力分析中的一个关键环节,本文借助 ABAQUS 有限元分析软件,对车用压缩天然气钢质内胆环向缠绕气瓶进行了力学分析,建立了有限元分析模型。

关键词 复合气瓶 内胆 纤维层 自紧压力 有限元

复合材料已广泛地应用于航天、航空、汽车、造船、化工、机械、建筑和能源等各个工程部门。目前复合材料已与金属、高聚物、陶瓷并列为四大工程材料,从其发展速度、规模和应用范围、对现代科学技术和生产进步的影响和推动以及其自身科学研究的深度和广度等各方面来看,现代复合材料领域所取得的成就已超过了人类历史上所使用的任何一种工程材料,其发展速度之快、效率之高,以至于一个国家或地区的复合材料工业应用水平已成为当今时代衡量其现代科技、经济实力和综合实力的重要标志。

1 复合材料气瓶的结构

车用压缩天然气钢质内胆环向缠绕气瓶实体结构如图 1 所示,一般来说,复合材料气瓶由内胆层、纤维缠绕增强层和外保护层组成。

(1) 内胆层

由于复合材料气瓶内胆层的内壁直接与介质相接触,它的主要作用是气密、防腐、耐高温和耐高压。因此要求内胆材料具有优良的气密性、耐腐蚀性、耐高温、强度高、韧性和易于加工等特点。

(2) 纤维缠绕增强复合材料层

纤维缠绕增强复合材料层的主要作用是保证气瓶在受力的情况下,具有足够的强度、刚度和稳定性。其中纤维是主要的承载体,树脂对纤维起粘结作用,并在纤维之间起着分布和传递载荷的作用。因此选择高强度、高弹性的增强纤维和性能良好的树脂是提高结构承载能力的重要措施,通常采用高强度的玻璃纤维/环氧树脂或碳纤维/环氧树脂等高性能的复合材料。

(3) 外保护层

为了提高复合材料气瓶抵抗外载荷冲击特性,通常在外表面缠绕数层抗冲击性能较好的高强度玻璃纤维复合材料,同时进行外涂层表面处理。

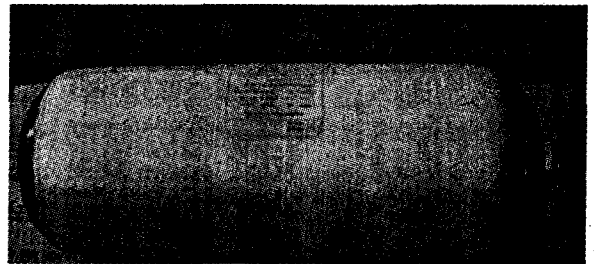


图 1 车用压缩天然气钢质内胆环向缠绕气瓶实体结构

2 复合材料缠绕气瓶的简单网络理论

(1) 网络理论

对于纤维缠绕气瓶,考察气瓶壁中层合板的工作状态,在复杂应力状态下层合板的失效过程比较复杂。首先,由某一层的横向开裂导致最外层失效,直至层合板最终破坏前仅有若干单层靠其纵向纤维来承担载荷,此时可假设基体材料的弹性模量为零:

$$E_m = 0 \quad (1)$$

因此,网络理论的实质是假设横向开裂后基体的刚度退化为零。根据网络理论的假设,薄膜力完全由纤维承担。设纤维应力为 σ_f , 纤维厚度为 t_f , 则薄膜力可表示为: $N_\phi = \sigma_f t_f \cos^2 \alpha$, $N_\theta = \sigma_f t_f \sin^2 \alpha$

式中, α 表示纤维方向与圆筒轴的夹角。由此:

$$\tan^2 \alpha = \frac{N_\theta}{N_\phi} \quad (2)$$

可见单螺旋缠绕的缠绕角必须满足(4、5)式,此时纤维应力为:

$$\sigma_f = \frac{N_\phi}{t_f \cos^2 \alpha} = \frac{N_\theta}{t_f \sin^2 \alpha} \quad (4)$$

(2) 复合材料气瓶筒身段的网络理论

纤维缠绕复合材料气瓶的设计包括筒身和封头两部分,单螺旋纤维缠绕气瓶的筒身段为圆柱壳体,其薄膜力为:

$$N_\phi = \frac{1}{2} RP, \quad N_\theta = RP \quad (5)$$

由均衡性条件可知: $t_f \tan^2 \alpha = 2$ (6)

纤维的应力和应变分别为:

$$\sigma_f = \frac{3RP}{2t_f}, \quad \epsilon_f = \frac{3RP}{2E_f t_f} \quad (7)$$

若 $[\sigma_f]$ 和 $[\epsilon_f]$ 分别为纤维的许用应力和许用应变,则筒身纤维厚度由下式确定:

$$t_f = \frac{3RP}{2[\sigma_f]}, \quad t_f = \frac{3RP}{2E_f [\epsilon_f]} \quad (8)$$

3 气瓶自紧原理

所谓预紧压力,即复合材料气瓶在生产过程中,在压力作用下,由于内应力不断增加,使金属内胆足以超过它的屈服点,进而产生永久塑性变形,其结果使得复合材料气瓶在不承受内压时,内胆具有压应力而复合材料缠绕层具有拉应力。当气瓶正常工作时,复合材料气瓶承受内压作用产生的应力与预应力相迭加,使内壁的最大应力值降低,而外壁处较小的应力值又适当提高,进而使沿壁厚方向的应力分布趋于均匀化,因此,就带来了一些静强度和疲劳强度上的优点。

通过施加预紧压力,使气瓶的金属内胆达到屈服状态,产生塑性效应,由于外层缠绕的复合材料由于高强度而处在线性变形状态,当卸载至零压力时,内胆因塑性变形不能恢复原始状态,受到复合层材料的紧缩压力,产生了预紧压力,自紧工艺原理如下图:

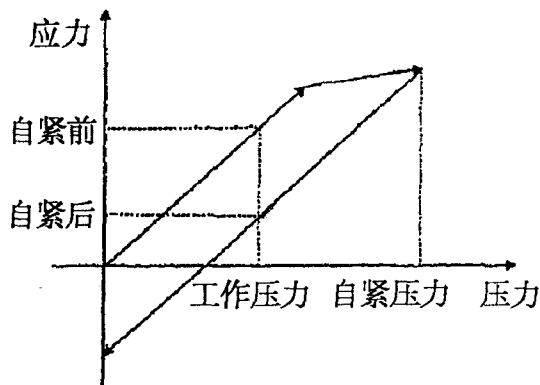


图2 自紧工艺原理图

4 工作压力下气瓶的应力分析

研究气瓶自紧的目的就是为了研究气瓶在工作情况下的应力分布情况,以达到充分合理的使用材料的极限,重点是研究工作状态下的气瓶内胆的应力分布和应力变化情况。由于气瓶的工作压力是 20 MPa,研究气瓶自紧压力的改变则通过分析在工作压力下气瓶内胆的应力变化情况,来验证或找出气瓶的最佳自紧压力。

根据结构的对称性,其受力和变形可归结为一个广义轴对称问题,由于本复合材料单向铺层的层合板试样是由 10 层单层厚度为 0.469 mm 的玻璃纤维组成,选取结构圆周方向建立实体模型,模型所用的单元型为 DC3D8,节点数为 1331,单元数为 1000。在封头与筒体连接处,虽然壁厚有厚薄过渡,但由于是圆滑过渡,边缘应力的影响可以忽略不计。

如图 3 表示经 P=34.3 MPa 自紧后工作压力下气瓶内胆的 Von Mises 应力分布图。如图 4 表示气瓶经 P=34.3 MPa 自紧后工作压力下气瓶复合材料层的 Von Mises 应力分布图。

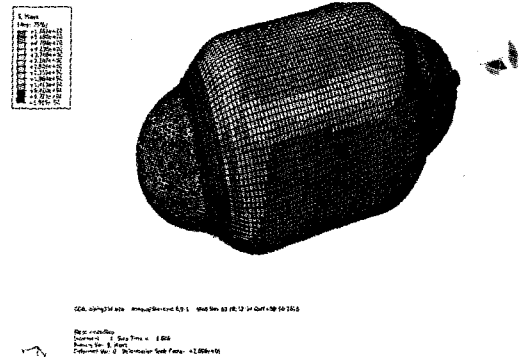


图3 自紧后工作压力时气瓶内胆 Von Mises 应力值

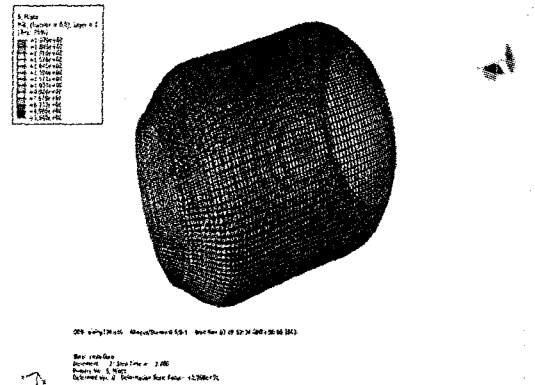


图4 自紧后工作压力下复合材料层的 Von Mises 应力值

如图 5 表示复合材料气瓶未经自紧,直接加载,工作压力下气瓶内胆的 Von Mises 应力分布图。如图 4

表示复合材料气瓶未经自紧,直接加载,工作压力下气瓶复合材料层的 Von Mises 应力分布图。

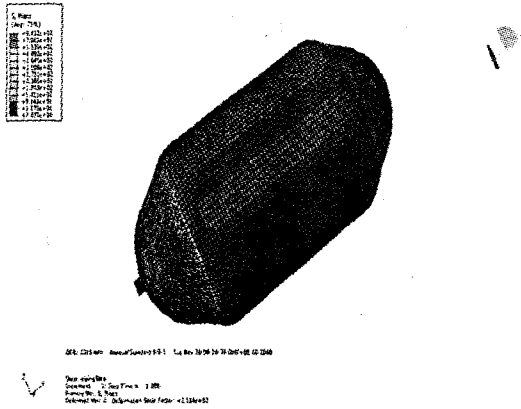


图5 未经自紧工作压力时气瓶内胆 Von Mises 应力值

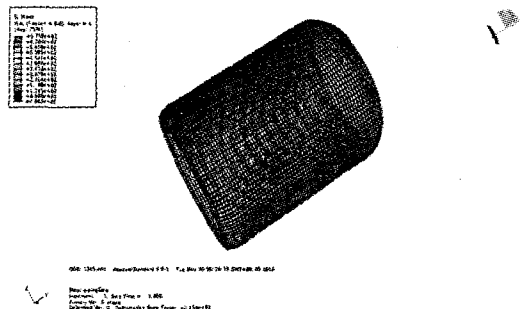


图6 未经自紧工作压力时气瓶复合材料层 Von Mises 应力值

从图3可知,由于气瓶内胆与封头的连接处出现了二次应力,因此最大应力是在内胆筒体和封头的连接部位,在制造过程中该部位进行了局部加厚处理,从图3、图5可以得出,两图的最大应力值是不同的,同时应力在同一位置大小也不一样,图3气瓶的筒体的最大应力 565 MPa 远远小于图5气瓶的筒体的最大应力 941 MPa;从图4、图6可以看出,两筒体的应力值的分布是不一样的,图2的最大应力 198 MPa 明显小于图6的最大应力 676 MPa,由此可以得出通过自紧可以有效的降低复合材料气瓶的内胆的应力,从而为提高复合材料气瓶的承载能力打下了坚实的基础。

5 气瓶的自紧压力的选取

由于复合材料气瓶是按批生产,本文以内胆外径 356 mm、公称壁厚 5 mm 这一规格气瓶为例,以工作压力 $P_w=20$ MPa 下的内胆 Von Mises 应力值为目标函数,采用等步长(步长=2 MPa)方法来评估自紧压力对工作压力下内胆的 Von Mises 应力的大小的影响。例如改变自紧压力为 $P=22$ MPa 时,经自紧后在 $P_w=20$ MPa 内胆的 Von Mises 应力分布如图7。

依此类推,分别计算出自紧压力 $P=24, 26, 28, 30, 32, 34, 34.3, 36, 38$ MPa 时在工作压力下内胆的 Von Mises 应力如表1。

表1 自紧压力与 Von Mises 应力的对应关系

自紧压力	22	24	26	28	30	32	34	34.3	36	38
Von Mises 应力	543	512	486	463	440	426	403	395	450	503

为了更直观的找出自紧后工作压力下的内胆的 Von Mises 应力与自紧压力的对应关系,把工作状态时的内胆 Von Mises 应力随各种自紧压力的改变的变化情况做成如图8数据曲线。

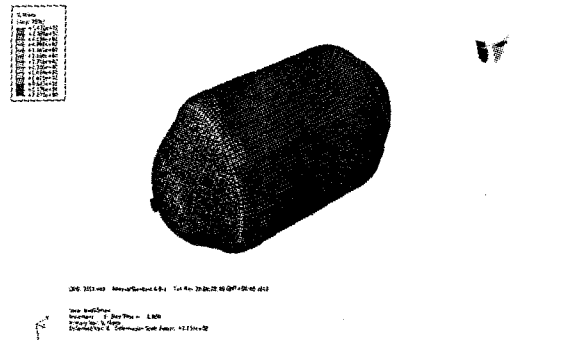


图7 经 22MPa 自紧后工作压力下内胆的 Von Mises 应力分布图

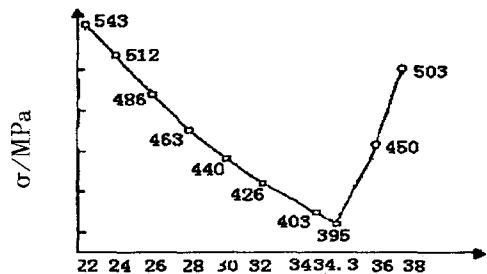


图8 不同自紧压力后工作压力时气瓶内胆 Von Mises 应力分布

从图8可知,经自紧压力 $P=34.3$ MPa 后,工作压力下气瓶内胆 Von Mises 应力是最小的,也就是说,当以内胆外径 356 mm、公称壁厚 5 mm 的复合材料气瓶的最佳自紧压力 $P=34.3$ MPa,采用此自紧压力,可以有效的提高气瓶的承载能力,延长气瓶的使用寿命。

6 结论

通过对预应力的复合材料气瓶进行有限元分析,得到了自紧压力对复合材料气瓶应力影响的结果:

(1)内胆外径 356 mm、公称壁厚 5 mm 的这一规格的复合材料气瓶的最佳自紧压力 $P=34.3$ MPa。

(2)预紧压力处理明显优化了气瓶内胆工作状态下的应力状态,让气瓶未经自紧就承受工作压力 20 MPa 的作用,经过有限元分析,在工作压力下,内胆

液化气球罐疲劳分析与抗疲劳研究

于兴峰 许佳明

摘要 为了对液化气球罐的疲劳失效进行分析以及提高液化气球罐的抗疲劳性能,了解和掌握了压力容器的寿命特性并对液化气球罐的应力进行分析。之后基于压力容器的设计规范对液化气球罐的疲劳寿命进行了分析。按照美国 ASMEVII-2 规范进行计算,根据现行使用液化气罐的使用条件,计算出在不做疲劳分析时,该容器可以安全使用 31.25 年,文章最后给出具体的抗疲劳措施,包括:冷作硬化处理、降低应力集中、机械超载以及消除残余应力等,保证使得正常使用情况下容器不发生疲劳失效。

关键词 液化气罐 疲劳失效 规范 抗疲劳

0 引言

压力容器在承压状态下工作,并且所接触的介质多为高温或易燃易爆物。它们在使用中一旦发生事故,就会危及正常生产,甚至可能引起火灾、中毒、爆炸等恶性事故,这给人们的生命财产造成不可估量的损失。液化石油气作为一种清洁燃料或化工原料,其需求量日益增加。液化气容器事故引发的火灾及爆炸不仅会毁坏大量的工业和生活设施,而且还会造成严重的环境污染。

大量的事实表明:液化气球罐的爆炸与容器材料裂纹的发生与扩展有关。对液化气容器研究的要求是在正常使用情况下,保证容器不开裂,或由于某些非确定因素引起的微裂纹不至于迅速扩展,从而使破坏程度限于尽可能小的局部范围^[1]。

为此,本文研究的方法是在了解液化气球罐的疲劳失效设计规范的基础上,对液化气球罐的疲劳寿命

进行分析,最后给出具体的抗疲劳措施,使得正常使用情况下容器不开裂,或由于某些非确定因素引起的微裂纹不至于迅速扩展,从而使破坏程度限于尽可能小的局部范围^[2]。

1 压力容器寿命特性

1.1 容器寿命

寿命的定义是以主要承压部件裂纹的产生为标志的,如图 1 所示。设计寿命是指由分析计算所得的材质发生裂纹的预测期。国外一般取 30 年,但由于实际运行的模式与设计假定条件不尽相同,这个年限并不作为制造厂家对用户的保证值。如果在运行中管理得当,运行寿命总会大于设计值。

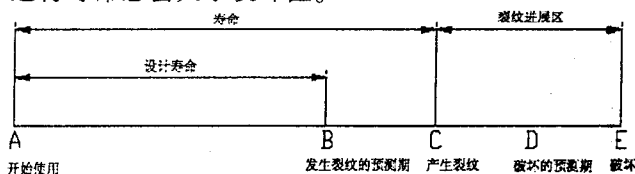


图 1 压力容器的寿命示意图

收稿日期:2010-02-10

的 Von Mises 应力为 941 MPa,处于较高的应力环境,所以经过若干次的充气和放气后,钢质内胆就会因疲劳而开裂,而外层复合材料的作用还远远没有发挥出来。

(3)未经自紧,就承受工作压力 20 MPa 的压力,复合材料气瓶内胆的环向、轴向应力很快就接近或达到其拉伸极限强度。在工作压力下,内胆的环向、轴向应力一直维持在很高的水平,这严重影响了气瓶的使用寿命。如果先经过自紧处理,则气瓶加载内压时,内胆的环向、轴向应力从负值升高到几十兆帕,所以在工作压力下,内胆的环向、轴向应力一直保持在很低的水平,大大

的改善了气瓶的使用寿命,提高了气瓶的承载能力。

(4)封头与筒身的连接处,受力情况比较复杂,结构设计时,把封头简化为平面应力状态,而在制造过程中采取了局部加厚补强,应力分布符合要求,取得了显著的效果。

(5)本文对复合材料气瓶自紧压力的优化设计有着重要的意义。

作者 范万春

江苏省特种设备安全监督检验研究院无锡分院

江苏·无锡 邮编 214174