

铝内衬碳纤维缠绕复合气瓶自紧压力分析

郭峰 李辅安 孙敏 周伟江

(西安航天复合材料研究所,西安 710025)

文 摘 应用解析计算的方法对铝内衬碳纤维全缠绕复合材料气瓶在内压情况下的弹塑性历程进行了分析,推导并得到了气瓶的自紧压力,通过水压应变测试及疲劳试验的方法进一步验证了计算结果的合理性。经对比分析,文中提到的计算方法可用于今后相似结构气瓶的自紧力计算。

关键词 复合材料,气瓶,内衬,自紧力

中图分类号:VB332,V19

DOI:10.3969/j.issn.1007-2330.2014.06.003

Analysis of Autofrettage Pressure of Aluminium Liner Carbon Filament-Wound Composite Gas Cylinder

GUO Feng LI fuan SUN Min ZHOU Weijiang

(Xi'an Aerospace Composites Research Institute, Xi'an 710025)

Abstract Calculation analytical method is applied to aluminium liner carbon fiber winding composite gas cylinder during elastic-plastic process under inner pressure, autofrettage pressure is obtained from inference. The rationality of the calculated results is verified through hydrostatic strain test and fatigue test method. By comparative analysis, the calculation method can be applied to similar structure gas cylinder autofrettage pressure calculation in the future.

Key words Composite, Gas cylinder, Liner, Autofrettage pressure

0 引言

铝内衬碳纤维全缠绕复合气瓶是在铝内衬外表面通过纵环向纤维缠绕制成。使用过程中由于铝合金的断裂延伸率远高于碳纤维的断裂延伸率,故而认为纤维层将决定气瓶的疲劳寿命,但实际上,疲劳试验过程中会出现未爆先漏的现象,证明纤维未断而铝内衬已遭到破坏,这是因为每次卸压后,结构中将有残余应力,不断累加的残余应力将会对气瓶的使用寿命产生较大影响。因此,需要给气瓶加上内压,其值应该大于铝内衬屈服应力而小于纤维层的破坏应力,时机通常选在水压试验前,这样做将较大程度提高气瓶的疲劳寿命^[1]。

本文以某结构 6061 铝内衬碳纤维缠绕复合气瓶为例,开展了复合材料气瓶的自紧压力研究。文中采用解析计算方法对碳纤维复合气瓶进行了自紧压力分析,并推断出自紧压力的取值范围,最后通过水压

试验和疲劳试验对解析分析结果进行了对比验证,说明本文中所采用的自紧力解析公式可以用于今后相似结构气瓶的自紧力计算。

1 气瓶计算模型的建立

本文研究的气瓶结构参数见表 1。

表 1 气瓶结构参数

Tab.1 Parameters of gas cylinder structure

产品长度 /mm	内衬外径 /mm	产品外径 /mm	容积 /L	内衬壁厚 /mm	复合材料层 厚度/mm
500	284	300	25	2.2	6.55

2 计算分析

2.1 理论依据

根据气瓶卸压后,结构中仍留有残余应力的力学特点,按照 CFRC2007 中对自紧力的相关规定^[2]进行研究,即:复合气瓶自紧力卸载至零压力后,内衬上任一点的压应力应在材料屈服极限的 60% 与 95% 之

间,且应从筒身段开始破坏。

2.2 弹性段分析

对于在内压作用下复合气瓶的应力分析,可归结为薄壁结构的应力分析,内衬和复合材料层可作为平面应力问题进行处理^[3-4]。

假设纤维层与铝内衬紧密粘合,加内压过程中无相对位移,则此二者的纵向应变及径向位移相等。由此得到方程^[5]:

$$\begin{cases} \varepsilon_{z1} = \varepsilon_{z2} \\ R_1 \varepsilon_{\theta_1} = R_2 \varepsilon_{\theta_2} \end{cases} \quad (1)$$

式中, ε_{z1} 、 ε_{θ_1} 分别为内衬的纵向、环向应变; ε_{z2} 、 ε_{θ_2} 分别为纤维层的纵向、环向应变; R_1 、 R_2 分别表示内衬和纤维层半径。

2.3 塑性段分析^[6]

对于 6061 铝内衬的纤维缠绕压力容器,其内衬材料塑性段的应力应变曲线接近平直线,故内衬的塑性段应力分析可采用理想的弹塑性模型,即当内压由 p_0 (内衬刚进入塑性段时的内压值) 连续增加到自紧压力 p_z 时,铝内衬进入弹塑性阶段,其应力将不再增加,增加的应力由纤维层承担,此时得到:

$$\Delta p = p_z - p_0 \quad (2)$$

$$\Delta \varepsilon_{\theta_2} = \frac{\Delta \sigma_{\theta_2}}{E_{\theta}} = \frac{R_1 \Delta p}{E_{\theta} h_2} \quad (R_1 \approx R_2) \quad (3)$$

内衬塑性应变为:

$$\varepsilon_{\theta_1}(p_z) = \varepsilon_{\theta_1}^{0.2} + \Delta \varepsilon_{\theta_2} \quad (4)$$

当内压由 p_z 降到 0 时,内衬保留 $\varepsilon_{\theta_1}^0$ 的塑性应变,纤维层就会对内衬产生一个压力。由变形条件得:

$$\varepsilon_{\theta_1}^0 + \varepsilon_{\theta_2}^0 = \varepsilon_{\theta_1}(p_z) \quad (5)$$

式中, $\varepsilon_{\theta_1}^0$ 为内力由 p_z 降到 0 时内衬应变的差值。

平衡方程:

$$T_{\theta_1}^0 = T_{\theta_2}^0 \quad (6)$$

物理方程:

$$\sigma_{\theta_2}^0 = E_{\theta} \varepsilon_{\theta_2}^0, \sigma_{\theta_1}^0 = E \varepsilon_{\theta_1}^0 \quad (7)$$

$$T_{\theta_2}^0 = \sigma_{\theta_2}^0 h_2, T_{\theta_1}^0 = \sigma_{\theta_1}^0 h_1$$

式中, $T_{\theta_1}^0$ 、 $\sigma_{\theta_1}^0$ 、 E 、 h_1 、 $T_{\theta_2}^0$ 、 $\sigma_{\theta_2}^0$ 、 E_{θ} 、 h_2 分别为自紧后内压降为 0 时的内衬压缩力、内衬环向应力、内衬材料模量、内衬壁厚、纤维层拉伸力、纤维层环向应力、纤维层环向模量及纤维层厚度。

由公式(5)~(7)得内衬环向应力:

$$\sigma_{\theta_1}^0 = \frac{E_{\theta} E h_2}{E_{\theta} h_2 + E h_1} \varepsilon_{\theta_1} p_z \quad (8)$$

2.4 自紧压力选择

依据 DOT-CFFC 中条款要求,通过式(4)和式(8)得:

$$0.6 \sigma_{0.2} \leq \sigma_{\theta_1}^0 = \frac{E_{\theta} E h_2}{E_{\theta} h_2 + E h_1} (\varepsilon_{\theta_1}^{0.2} + \Delta \varepsilon_{\theta_2}) \leq 0.95 \sigma_{0.2} \quad (9)$$

将式(3)代入式(9),即可确定 Δp 的范围,结合式(2)可得自紧压力 p_z 的范围。

2.5 计算结果分析

经简单计算,得到复合材料层环向模量值约为 75 MPa,设铝合金极限屈服强度为 300 MPa,将此二值代入式(9)和式(2),得到:22.42 MPa $\leq p_z \leq$ 29.79 MPa。

由于气瓶自紧后,内衬已处于塑性变形,其力学特性表现较为复杂,为了进一步对上述的计算结果进行分析,可计算出内衬材料处于弹性极限时的内压值,并用此内压值与自紧压力范围值进行比较,以求进一步验证结果的合理性,弹性极限时有关系式:气瓶整体平均应力/气瓶综合模量 = 内衬材料刚达到屈服时的应力/内衬材料弹性模量,据此有:

$$\frac{p}{E_2 h_2 + E h_1} = \frac{\sigma_{0.2}}{E \frac{D_0}{2}} \quad (10)$$

式中, p 为气瓶内压力; D_0 为内衬外径; E 为内衬模量; E_2 为纤维层综合模量。

从最终结果可以看出,式(10)中 p 表示的意思为:使内衬应力刚好达到铝合金材料屈服强度时的内压值,若要使铝合金内衬达到屈服,必须使内压值大于式中内压力的计算结果。

为了进一步说明问题,将参数带入式(10)进行计算,设 $D_0 = 284$ mm, $E_2 = 70$ MPa, $h_2 = 6.55$ mm, $h_1 = 2.2$ mm, $\sigma_{0.2} = 300$ MPa,得到: $p = 18.49$ MPa。

将此结果与本节中算例所得到的自紧力计算范围的最小值进行对比,可以看出,18.49 MPa 略小于 22.42 MPa,其偏差主要是由于式(10)得到的压力值为刚好使铝内衬达到屈服,而当内压处于 2.4 节中得到的范围值时,内衬已过屈服点。故可在一定程度上说明 2.4 节中的方法具有一定的说服力。

3 实验分析

从自紧力解析值范围拟定气瓶试验工作所需的自紧力值,此气瓶实际应用中的水压压力值为 31.5 MPa,为了更全面地验证计算结果,自紧力取值时可取部分在计算范围内,部分高于水压压力值,故可取 25、28、32、35 MPa 作为实验值,并通过水压应变测试和疲劳试验分别对 4 只 25 L 气瓶(编号为 1# 至 4#)

进行试验验证。

3.1 水压应变测试

3.1.1 测试参数

升压速率: ≤ 3 MPa/min, 保压时间: 5 min, 降压速率: ≤ 5 MPa/min。

3.1.2 检测要求

试验前在气瓶表面贴应变片, 试验过程中需要测量筒段及封头部位应变值大小。应变测点如图 1 所示, 实际自紧试验照片见图 2、图 3。

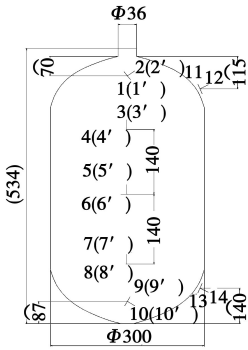


图 1 应变测点示意图

Fig. 1 Schematic diagram of strain measurement

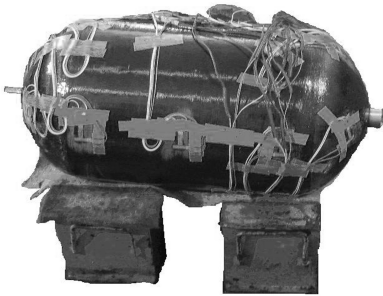


图 2 筒段测点照片

Fig. 2 Measurement photo of cylinder



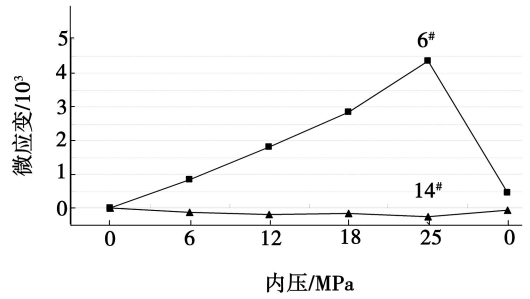
图 3 封头测点照片

Fig. 3 Measurement photo of dome

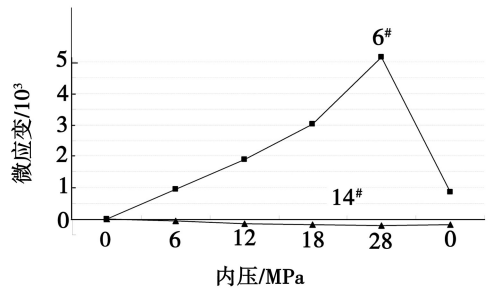
3.1.3 应变结果及分析

由于封头段应变数据较为复杂, 对照应变测点图 1, 本文只针对筒段中部和封头靠近赤道处沿纤维方向的 6# 和 14# 测点的应变数据进行分析, 1# 至 4# 气瓶水压应变测试结果分别见图 4 中 (a) ~ (d) 所示, 图中横坐标以上曲线为 6# 应变片测得结果, 横坐标以下

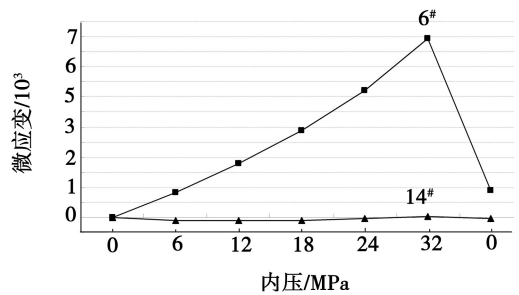
下为 14# 应变片测得结果。



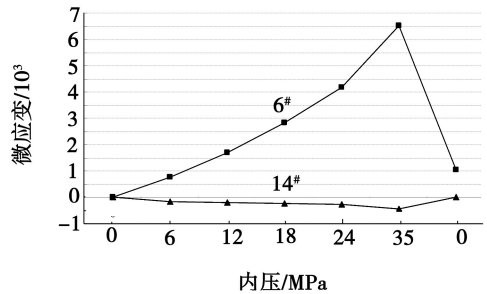
(a) 1# 气瓶



(b) 2# 气瓶



(c) 3# 气瓶



(d) 4# 气瓶

图 4 气瓶应变测试结果

Fig. 4 Results of strain measurement of gas cylinder

从图 4 中可以看出, 应变趋势基本相同。14# 应变片数值为负值, 表明此处存在压应力。当筒段向外变形时, 会对封头段沿母线方向产生拉伸作用, 这使得原先的“椭球表面”向“平面”进行转化, 故气瓶实际受到内压作用时, 此处将产生向内弯曲状态, 此结果与实际受力状况相同。

6# 应变片处于筒段中部, 且所测结果为纤维方向 (环向) 应变结果, 当内压约为 18 MPa 时, 铝合金内
宇航材料工艺 <http://www.yhclgy.com> 2014 年 第 6 期

衬处于屈服临界状态,且此时铝合金屈服应力值为280~300 MPa,对应的应变约为0.2% (由于环向内力为轴向内力的两倍,故此处应变值应为内衬环向应变。),比较图4中,当内压为18 MPa时的应变值,除图4(b)中应变值接近0.3%,其余应变值均约为0.28%,这与理论应变值(0.2%)非常接近,从而说明实验值和理论值吻合度较好。

3.2 疲劳试验

3.2.1 主要试验设备及试验参数

试验设备采用YJS-30型油疲劳试验机。疲劳循环试验压力为(0~21~0)MPa,循环速率不大于每分钟10次。

3.2.2 疲劳试验结果及分析

疲劳次数及泄漏(每百次观察一次)部位见表2。疲劳试验后3#气瓶泄漏照片见图5。

表2 疲劳次数及泄漏部位

Tab.2 Number of fatigue and damage location

试样	疲劳次数	破坏位置
1#	17300	封头
2#	43000	筒段和封头
3#	44500	筒段
4#	40300	筒段



图5 瓶体泄漏照片

Fig.5 Photo of leakage

可以看到,气瓶破裂后有油渍渗出。在疲劳试验

结果中除了1#瓶只进行了17300次,其余疲劳次数均超过4万次。1#瓶为封头接近筒段处泄漏,这可能是由于内衬在制造过程中产品质量存在不均致使局部应力集中,并且在内压作用下此处存在较大压应力,故导致较低疲劳次数下破裂。

从疲劳试验结果情况来看,3#气瓶的疲劳寿命最长,对应的自紧力为32 MPa,接近第2节中当 $\sigma_{0.2} = 300$ MPa时的自紧力计算上限值,故试验结果表明,可以取自紧力计算结果的上限值作为实际自紧力。

4 结论

在复合材料力学和层合结构的理论基础上,对某结构铝合金内衬碳纤维缠绕复合材料气瓶进行了解析计算理论分析,并通过水压应变试验和疲劳试验对计算结果进行了进一步分析验证。经对比分析发现,运用本文中的自紧力解析计算公式所得到的自紧力范围在试验中得到了验证,可以取解析结果的上限值作为实际自紧力取值,可以在一定程度上解决复合气瓶自紧力计算问题,为此类结构气瓶的深入研究提供了理论依据。

参考文献

- [1] 张仁良,陈金岳,曾欣. 碳纤维复合气瓶自紧工艺及其应力分析[J]. 煤矿安全,2004,35(2):27-28
- [2] DOT-CFFC Standard. Carbon-Fiber Aluminum Cylinders[S],2007
- [3] 诺沃日洛夫 B B. 薄壳理论[M]. 北京:科学出版社,1959
- [4] 陈汝训. 环向纤维增强钢压力容器设计分析[J]. 固体火箭技术,2002,25(1):58
- [5] 陈汝训. 纤维缠绕圆筒压力容器结构分析[J]. 固体火箭技术,2004,27(2):105
- [6] 刘锡礼,王秉权. 复合材料力学基础[M]. 北京:中国建筑工业出版社,1984

(编辑 任涛)

(上接第9页)

[6] 张佳佳,何景武. 蜂窝夹层结构中胶粘剂的模拟和研究[J]. 飞机设计,2009,28(6):27-30

[7] Xia Y, Zhou Q, Wang P C, et al. Development of high-efficiency modeling technique for weld-bonded steel joints in vehicle structures—Part I: Static experiments and simulations [J]. International Journal of Adhesion and Adhesives, 2009, 29(4): 414-426

[8] Xia Y, Zhou Q, Wang P C, et al. Development of a high-efficiency modeling technique for weld-bonded steel joints in vehicle structures, Part II: Dynamic experiments and simulations 宇航材料工艺 <http://www.yhclgy.com> 2014年 第6期

[J]. International Journal of Adhesion and Adhesives, 2009, 29(4): 427-433

[9] Nuin I, Amézqueta C, Trias D, et al. Fracture mechanics techniques for the design of structural components with adhesive joints for wind turbines[D]. FM Paper, 2009:461

[10] 杨辛. 胶焊接头在碰撞载荷下失效的模拟方法研究及其应用[D]. 北京:清华大学,2010

[11] 王武荣,韦习成,李萌,等. 电焊试样拉伸试验辅助定位夹紧装置[P]. 中国,201220723297.0. 2013-06-19

(编辑 李洪泉)