

# 自紧压力对车用玻璃纤维环向缠绕气瓶疲劳次数的影响研究

成志钢

(浙江蓝能燃气设备有限公司, 浙江上虞 312369)

**摘要:** 运用有限元分析软件,分析了不同的自紧压力对车用玻璃纤维环向缠绕气瓶疲劳次数的影响,采用新的许用应力幅度-循环次数曲线代替 JB 4732,对不同自紧压力下的疲劳寿命进行了计算,认为如果不进行自紧处理,无法满足气瓶疲劳试验的要求。

**关键词:** 车用玻璃纤维环向缠绕瓶; 有限元; 应力幅度; 疲劳寿命; 自紧压力

**中图分类号:** TB332 **文献标识码:** A **文章编号:** 1003-0999(2014)10-0070-05

## 1 前言

车用玻璃纤维环向缠绕气瓶(以下简称车用缠绕瓶)在我国使用量巨大,生产厂家众多。车用缠绕瓶的原理为由内胆承接部分环向载荷及全部的纵向载荷,同时起到密封充装压缩天然气的作用,缠绕层承担剩余的环向载荷。由于车用缠绕瓶经过自紧处理后,缠绕层表面存在环向裂纹,如图 1 所示。



图 1 缠绕瓶表面环向裂纹

Fig. 1 The hoop crack on the hoop-wrapped cylinder

由于缠绕层仅承担环向载荷,故表面的环向裂纹对气瓶的安全性没有影响。但对于客户来说,由于认识上的差距,习惯了普通钢质无缝气瓶,对表面缠绕层的环向裂纹不太理解,认可度偏低,要求气瓶表面裂纹少甚至没有。但由于车用缠绕瓶本身的特点,缠绕层是各向异性复合材料,内胆与缠绕层之间是金属与非金属接触,在自紧工艺处理后,气瓶环向缠绕层在内压的作用下,受到环向与纵向的拉应力,缠绕层部分为环向缠绕,纵向不承担载荷,在膨胀的过程中,树脂应力开裂,形成环向裂纹。而裂纹的数量、开裂程度,与自紧压力密切相关,自紧压力越大,裂纹越密集,缝隙越大。为了改善气瓶表面的裂纹情况,部分厂家采用降低自紧压力,甚至将自紧压力

降低到与水压试验压力相同的程度,以此来避免车用缠绕瓶表面环向裂纹的产生与扩展。这种做法,对车用缠绕瓶的使用寿命究竟有多大影响,目前为止没有相应的研究。

人们已经对气瓶疲劳寿命进行了大量的研究。如曾凡苏<sup>[1]</sup>研究了压缩天然气(CNG)钢瓶的表面划痕与疲劳寿命的关系。杨利芬<sup>[2]</sup>通过应变片法研究了大容积钢质无缝气瓶的应力,并用断裂力学分析了气瓶的疲劳寿命。肖文刚<sup>[3]</sup>介绍了断裂力学在纤维缠绕金属内衬压力容器疲劳寿命中的应力。这些文章,都是通过断裂力学对气瓶的疲劳寿命进行预测,同时多采用 JB 4732-95《钢质压力容器—分析设计标准》<sup>[4]</sup>附录 C 中的许用应力幅度-循环次数曲线对气瓶疲劳性能进行分析,但由于 JB 4732 标准用于低许用应力的碳素钢与合金钢,其拟合的许用应力幅度-循环次数,总结的数据多来自于焊接压力容器,材料多未经调质处理或仅经退火处理。工作压力下许用应力低,一般只对焊缝进行射线探伤,对整体射线或者超声探伤少,各种检测标准要求比较低。而对于气瓶领域,对内胆材料缺陷标准要求、热处理性能、表面质量均有更为严格的要求,明显高于普通的压力容器,故同样情况下,如果采用 JB 4732 标准来对气瓶进行疲劳性能判定,其结果显而易见趋于保守。尤其是随着气瓶的轻量化、高强度,气瓶最大拉伸强度已经从 880MPa 提高到 950MPa<sup>[5]</sup>,再采用 JB 4732 的标准对气瓶疲劳寿命进行判定,其结果更趋于保守,不能很好地指导实际生产实践。

关于缠绕气瓶的设计与自紧压力优化设计<sup>[6-12]</sup>已有过不少论述,本文不再讨论。本文主要采用了

收稿日期: 2013-11-01

作者简介: 成志钢(1979年-),男,工程师,主要从事铝内胆碳纤维全缠绕复合气瓶、车用压缩天然气钢质内胆环向缠绕气瓶等复合气瓶的设计、工艺、制造等工作。

有限元分析软件 ANSYS,分析了车用缠绕瓶在不同的自紧压力处理后钢内胆疲劳试验压力(26MPa)下的应力强度,并采用新的许用应力幅度-循环次数曲线<sup>[13]</sup>代替 JB 4732 对车用缠绕瓶的疲劳性能进行了分析。认为自紧压力对于气瓶疲劳寿命非常重要,没有经过自紧处理的气瓶,无法满足 GB 24160-2009<sup>[14]</sup>对气瓶疲劳试验的最低要求。

## 2 分析过程

市场上主流的缠绕瓶规格按气瓶内胆外径分为三个不同的系列,分别为  $\phi 325$ 、 $\phi 356$ 、 $\phi 406$ 。本文以  $\phi 356$  外径 100L 缠绕瓶为例,分析其通过不同的自紧压力后,内胆在 26MPa 疲劳试验压力下的 V-MISE 应力及应力强度 SINT。自紧压力范围为 30~35MPa。

根据新的许用应力幅度-循环次数曲线<sup>[13]</sup>对车用缠绕瓶的疲劳寿命进行计算。

## 3 气瓶参数、模型及分析步骤

### 3.1 设计参数

车用缠绕瓶设计参数见表 1。

表 1 车用缠绕瓶设计参数

Table 1 Design parameters of hoop-wrapped cylinder

| 内胆外径<br>/mm | 内胆壁厚<br>/mm | 缠绕层厚度<br>/mm | 工作压力<br>/mm | 疲劳试验压<br>/mm |
|-------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| 356         | 5.4         | 5.5          | 20          | 26           |

### 3.2 材料参数

钢内胆与玻璃纤维的材料参数如表 2 所示。

表 2 材料参数

Table 2 Material parameters

| 牌 号                   | 弹性模量<br>/GPa | 泊松比  | 屈服强度<br>/MPa | 拉伸强度<br>/MPa | 延伸率<br>/% |
|-----------------------|--------------|------|--------------|--------------|-----------|
| 30CrMo <sup>[注]</sup> | 206          | 0.29 | ≥690         | ≥815         | 14        |
| 158B 450              | ≥70          | /    | /            | ≥1530        | ≥2.5      |

注:有限元计算中用的内胆材料性能参数从图 2(真应力-应变曲线)获得。复合材料单向板拉伸强度为≥1000MPa。

158B 450 玻璃纤维/环氧树脂复合材料弹性常数见表 3。

表 3 玻璃纤维复合材料单向板弹性常数  
(纤维体积百分含量 65%)

Table 3 The elastic constants of glass fiber composite laminates  
(Fiber volume fraction 65%)

| $E_x$<br>/GPa | $E_y$<br>/GPa | $E_z$<br>/GPa | $V_{xy}$ | $V_{yz}$ | $V_{xz}$ | $G_{xy}$<br>/GPa | $G_{yz}$<br>/GPa | $G_{xz}$<br>/GPa |
|---------------|---------------|---------------|----------|----------|----------|------------------|------------------|------------------|
| 47.33         | 8.97          | 8.97          | 0.26     | 0.25     | 0.26     | 6.2              | 3.59             | 6.2              |

30CrMo 真应力-应变曲线见图 2,真应力-应变换算方法见 3.3。

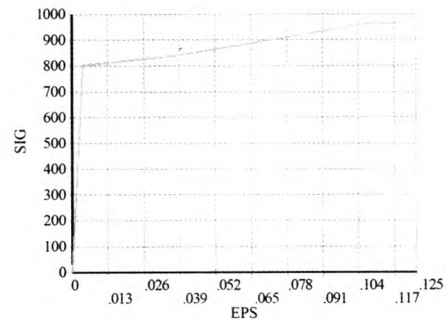


图 2 真应力-应变曲线  
Fig. 2 True stress-strain curve

### 3.3 真应力-应变曲线换算

(1)内胆材料工程力学拉伸性能试验结果见表 4。

表 4 工程力学拉伸性能

Table 4 The engineering mechanics performance

| 试样编号    | 屈服强度/MPa | 抗拉强度/MPa | 断后伸长率/% |
|---------|----------|----------|---------|
| S149004 | 780      | 870      | 15      |

(2)真应力-应变计算公式

通过测量记录拉伸试件在不同的应力下的应变,根据材料力学,通过公式换算得到真应力-应变曲线。测量与换算从零应力到最大拉伸强度为止的应力与应变。

工程应力-应变与真应力-应变计算公式如下。

$$\text{真应力: } S = \sigma(1 + \epsilon)$$

$$\text{真应变: } e = \ln(1 + \epsilon)$$

(3)真应力-应变换算值

应力-应变测量值与真应力-应变换算值如表 5 所示。

表 5 真应力-应变换算表

Table 5 True stress-strain curve conversion table

| 应力 $\sigma$ /MPa | 应变 $\epsilon$ /% | 真应力 $S$ /MPa | 真应变 $e$ /% |
|------------------|------------------|--------------|------------|
| 0                | 0                | 0            | 0          |
| 300.20           | 0.146            | 300.64       | 0.146      |
| 410.50           | 0.199            | 411.32       | 0.199      |
| 650.50           | 0.316            | 652.55       | 0.315      |
| 700.50           | 0.340            | 702.88       | 0.339      |
| 760.20           | 0.369            | 763.01       | 0.368      |
| 780.00           | 0.379            | 782.95       | 0.378      |
| 794.91           | 0.385            | 797.97       | 0.384      |
| 797.05           | 0.392            | 800.17       | 0.391      |
| 797.96           | 0.399            | 801.14       | 0.398      |
| 799.46           | 0.432            | 802.91       | 0.431      |
| 808.76           | 3.695            | 838.65       | 3.629      |
| 828.07           | 5.922            | 877.11       | 5.753      |
| 832.62           | 6.446            | 886.29       | 6.247      |
| 840.26           | 7.328            | 901.84       | 7.072      |
| 855.72           | 9.110            | 933.68       | 8.719      |
| 868.77           | 10.615           | 960.99       | 10.089     |
| 870.00           | 10.757           | 963.59       | 10.217     |

### 3.4 车用缠绕瓶计算模型

车用缠绕瓶主要结构如图3所示。

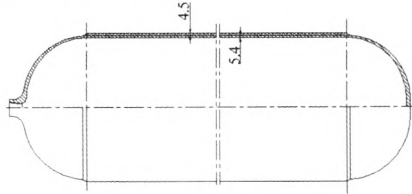


图3 气瓶主要结构图

Fig.3 Main structure chart of cylinder

复合材料层长度取910mm,取90度剖面,采用轴对称处理,约束其对称轴上法向位移为零,气瓶瓶嘴阀门应力等效处理为瓶口端面轴向拉应力。

有限元分析使用ANSYS,内胆采用solid 95单元,复合层采用shell 99单元<sup>[15]</sup>。分析中考虑了内胆材料的非线性和大变形的几何非线性。车用缠绕瓶的三维有限元模型见图4。

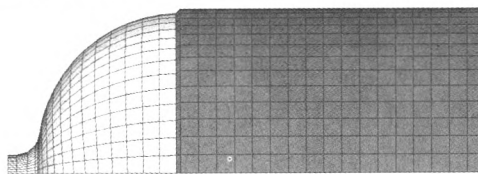


图4 车用缠绕瓶的三维有限元模型

Fig.4 3D FEA model of hoop-wrapped cylinder

### 3.5 分析步骤

升压过程为0MPa→自紧压力→0MPa→20MPa→26MPa→30MPa→50MPa。其中自紧压力分别为30MPa、31MPa、32MPa、33MPa、34MPa、35MPa。最后分析自紧压力0MPa、20MPa、26MPa下的各个应力值。

### 4 各内压下内胆与缠绕层应力

本文只列出了典型自紧压力34MPa下,内胆的应力,其他自紧压力下内胆的应力以表格的形式给出,具体见图5至图9。

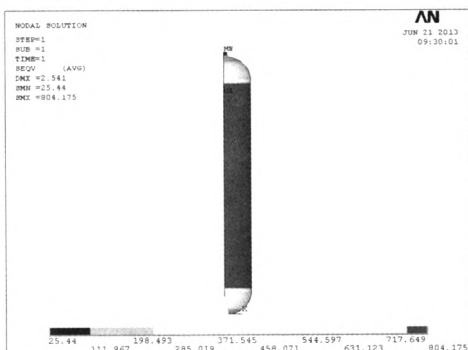


图5 自紧压力34MPa下内胆V-MISE应力

Fig.5 Liner V-MISE stress at the autofrettage pressure

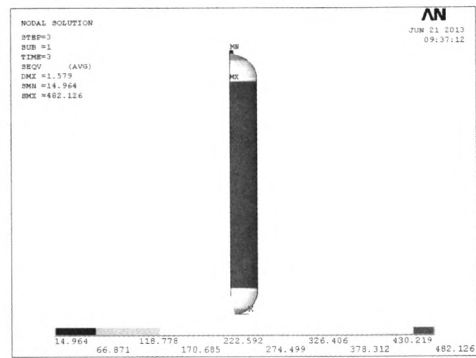


图6 工作压力20MPa下内胆V-MISE应力

Fig.6 Liner V-MISE stress at the service pressure

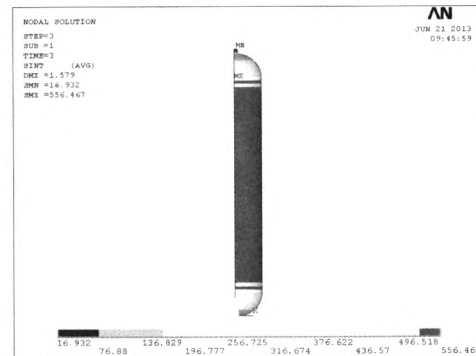


图7 工作压力20MPa下内胆SINT应力

Fig.7 Liner SINT stress at the service pressure

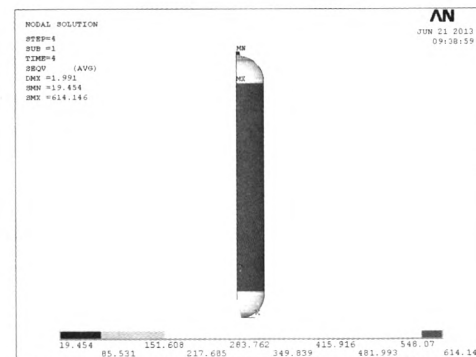


图8 疲劳压力26MPa下内胆V-MISE应力

Fig.8 Liner V-MISE stress at the cycle pressure 26MPa

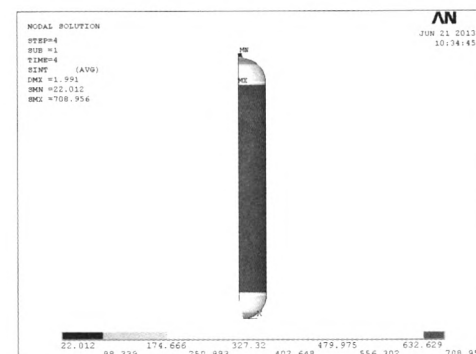


图9 疲劳压力26MPa下内胆SINT应力

Fig.9 Liner SINT stress at the cycle pressure 26MPa

各自紧压力下内胆的应力见表6。

表6 各自紧压力下内胆的应力

Table 6 The Liner stress in different autofrettage pressure (MPa)

| 自紧压力 | 自紧应力    | 零压力应力         | 工作压力应力          | 疲劳压力应力          |
|------|---------|---------------|-----------------|-----------------|
| 压力   | V-MISE  | V-MISE/SINT   | V-MISE/SINT     | V-MISE/SINT     |
| 30   | 766.946 | 0/0           | 511.297/589.367 | 664.686/766.177 |
| 31   | 786.033 | 0.74/0.847    | 507.075/584.505 | 659.416/760.11  |
| 32   | 800.272 | 12.201/13.93  | 497.287/573.198 | 648.374/748.04  |
| 33   | 803.006 | 34.9/40.292   | 492.037/567.01  | 634.856/731.557 |
| 34   | 804.175 | 59.355/68.524 | 482.126/556.467 | 614.146/708.956 |
| 35   | 805.443 | 84.33/97.018  | 472.8/544.655   | 604.597/697.107 |

### 5 数据分析

#### 5.1 判定依据

根据 GB 24160-2009<sup>[14]</sup> 标准规定,疲劳循环次数要求为在不大于 2~26MPa 压力下,循环最少 15000 次为合格。考虑到实际情况,疲劳试验机下限循环压力可能无法稳定在 2MPa,故分析直接取用 0~26MPa 循环。

#### 5.2 应力幅度值计算

根据 JB 4732<sup>[4]</sup> 附录 C 规定,应力幅度值  $\Delta\sigma/2$  为 26MPa 下应力强度减去 0MPa 下应力强度的差值的一半。将数据处理后如表 7 所示。

表7 各自紧压力下应力幅度值

Table 7 The stress range in different autofrettage pressure MPa

| 自紧压力 | SINT 应力 1/2 $\Delta\sigma$ |
|------|----------------------------|
| 30   | 383.089                    |
| 31   | 379.632                    |
| 32   | 367.055                    |
| 33   | 345.633                    |
| 34   | 320.216                    |
| 35   | 300.045                    |

#### 5.3 疲劳次数

如果根据 JB 4732<sup>[4]</sup> 附录 C 中的许用应力幅度-循环次数曲线对车用缠绕瓶疲劳寿命进行计算,最小应力幅度 300.045MPa 在曲线中的疲劳次数仅约 12000 次,这与实际情况远远不符合,甚至连满足标准最低要求也达不到。GB 24160-2009 标准<sup>[14]</sup> 对缠绕瓶疲劳次数合格标准为 15000 次。实际生产当中  $\phi 356$  外径缠绕瓶各生产批次疲劳次数见表 8。

表8 实际生产批次疲劳次数统计表 (相同外径,不同容积)

Table 8 Statistical table about the actual production batch cycle times

| 瓶号   | 8E0002025 | 8G0001093 | 8G0003043 | 8E0003025 |
|------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 疲劳次数 | 36900     | 32000     | 26000     | 28000     |

从以上统计的疲劳次数可看出,JB 4732<sup>[4]</sup> 对缠绕瓶疲劳次数的判定与实际生产实践相比是相当保守的,无法指导实际的生产。

#### 5.4 新的许用应力幅度-循环次数曲线

陈璐启<sup>[13]</sup> 研究了车载高压天然气钢瓶的瓶体应力与实际气瓶疲劳次数的关系,通过有限元分析软件,计算出疲劳试验压力下各个不同规格钢瓶的应力,并对 6 个规格、共 8 只钢瓶进行了疲劳试验。拟合出了应力幅-寿命曲线,如图 10 所示。同时得出了应力幅-寿命公式,见式(1)。

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \alpha(2N_f)^b \quad (1)$$

式中,  $\alpha = 1667.4; b = -0.1468$ 。

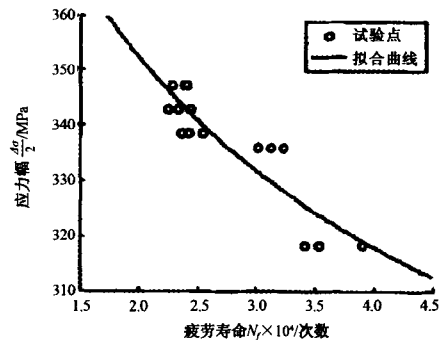


图10 应力幅-疲劳寿命曲线

Fig. 10 Stress range-cycle life curve

该曲线以大量气瓶实际疲劳寿命为依据进行拟合,与实际情况结合比较好。根据该曲线对车用缠绕瓶在不同自紧压力下的疲劳寿命进行计算,结果如表 9 所示。

表9 自紧压力与疲劳寿命关系表

Table 9 Relational table about autofrettage and cycle life

| 自紧压力/MPa | 疲劳寿命  |
|----------|-------|
| 30       | 11222 |
| 31       | 11937 |
| 32       | 15016 |
| 33       | 22618 |
| 34       | 38056 |
| 35       | 59279 |

从表9疲劳分析可以看出,当车用缠绕瓶不进行自紧压力试验时,其疲劳寿命仅为11222次,而32MPa的自紧压力是气瓶疲劳循环试验合格的最基本要求( $\geq 15000$ 次)。一般建议对车用缠绕瓶自紧压力选用在33MPa以上,才符合气瓶生产的实际情况。

表8中实际生产批次疲劳次数统计是在自紧压力为34MPa的情况下测得的。生产实践中,要保证每只缠绕瓶的自紧压力正好维持在34MPa是无法做到的。水压试验机对气瓶的自紧压力一般控制在33~34MPa,即疲劳次数在22618~38056次之间。而从表8中可以看出,实际疲劳次数在理论计算的范围之内。

由于实践生产中,制造缠绕瓶内胆的气瓶内表面质量不一、缺陷尺寸不同、实际壁厚不一,所以实际疲劳次数波动比较大。而应力幅-寿命曲线,正是考虑到各方面因素后的经验曲线。统计一定数量的缠绕气瓶的自紧压力与疲劳性能关系后,认为表9中根据公式推导的数据与实际疲劳次数比较吻合。

## 6 结论

通过以上分析,我们可以得出以下结论:

(1)如果不做自紧压力,疲劳次数仅有11222次,无法满足标准最低要求15000次循环;

(2)随着自紧压力的提高,疲劳寿命逐步增加,考虑到随着自紧压力的增加,车用缠绕瓶表面环向裂纹数量的增多,所以比较适合的自紧压力应在33~35MPa之间选择;

(3)采用JB 4732标准<sup>[4]</sup>预测气瓶领域的疲劳次数,其结果过于保守,新的应力幅-疲劳寿命曲线更适用于气瓶领域的疲劳判定。

## 参考文献

- [1] 曾凡苏,章鹏兴,郝静,等. 汽车用CNG钢瓶应力与疲劳寿命分析[J]. 压力容器, 2011, 28(3): 38-42.
- [2] 杨利芬,武常生,杜丽敏,等. 大容积无缝气瓶的疲劳寿命[J]. 中国化工装备, 2009, 11(3): 31-35.
- [3] 肖文刚,郭志峰,郭丽敏,等. 纤维缠绕金属内衬压力容器的疲劳行为分析[A]. 第十五届玻璃钢/复合材料学术年会论文集[C]. 北京: 2003. 41-45.
- [4] JB 4732-95, 钢质压力容器—分析设计标准[S].
- [5] 瓶标发字[2011]第57号,关于GB 24160-2009《车用压缩天然气钢质内胆环向缠绕气瓶》提高内胆强度的意见[S].
- [6] 郭亚芳. CNG复合材料缠绕气瓶自紧压力的优化[J]. 玻璃钢/复合材料, 2013, (3): 62-65.
- [7] 黄再满,蒋鞠慧,薛忠民,等. 复合材料天然气气瓶预紧压力的研究[J]. 玻璃钢/复合材料, 2001, (3): 29-32.
- [8] 范万春. 复合材料气瓶的自紧设计研究[J]. 特种设备安全技术, 2011, (2): 35-38.
- [9] 林松,王俊锋,孙文文,等. 薄壁铝内衬缠绕高压复合材料气瓶的疲劳及爆破性能研究[J]. 玻璃钢/复合材料, 2011, (5): 65-70.
- [10] 高龙士,冯刚. 复合材料CNG气瓶的结构设计与研究[J]. 工程塑料应力, 2012, 40(1): 47-50.
- [11] 边文凤,王小燕. 复合材料容器最佳预压力的研究[J]. 固体火箭技术, 2007, 30(2): 146-149.
- [12] 谢志刚,陈小芹,李方军. CNG2气瓶爆破机理分析与自紧压力优化设计[J]. 工业安全与环保, 2013, 39(1): 13-15.
- [13] 陈璐启,高增梁,马夏康. 车载高压天然气气瓶的结构优化[J]. 轻工机械, 2013, 31(1): 95-100.
- [14] GB 24160-2009, 车用压缩天然气钢质内胆环向缠绕气瓶[S].
- [15] 古海波. 全缠绕复合气瓶预紧压力和缠绕层厚度的优化[D]. 大连:大连理工大学, 2006.

## FATIGUE TIME ANALYSIS ON DIFFERENT AUTOFRETTAGE PRESSURE OF GLASS FIBER HOOP-WRAPPED COMPOSITE CYLINDERS

CHENG Zhi-gang

(Zhejiang Rein Gas Equipment Co., Ltd., Zhejiang 312369, China)

**Abstract:** This paper analyzed the fatigue times of glass fiber hoop-wrapped composite cylinder under different autofrettage pressure. By adopting the new stress range-cycle times curve instead of the JB 4732 standard, the fatigue life under different autofrettage pressure was calculated. The results indicate that the cylinder can not meet the fatigue life if no autofrettage.

**Key words:** glass fiber hoop-wrapped composite cylinders; finite element analysis; stress range; fatigue life; autofrettage pressure