DOI: 10. 13801/j. cnki. fhclxb. 20170821. 008

多角度交替缠绕复合圆筒的剩余应力算法及 水压试验

李博, 丝超*, 殷军辉, 尹德军, 邓辉咏, 高华

(军械工程学院火炮工程案, 百家庄 050003)

摘 要: 针对含薄壁钢内衬碳纤维增强聚合物基复合材料(CFRP)多角度交替缠绕复合圆筒的剩余应力计算问题,基于正交各向异性材料的厚壁圆筒理论和弹供查加理论,提出了考虑卸去芯模影响的多角度交替缠绕下 CFRP 各层和钢内衬剩余应力的逐层叠加算法,研究了恒缠绕张力下,芯模厚度和螺旋层缠绕角对 CFRP 各层和 钢内衬剩余应力的影响。计算表明:芯模厚度越大则 CFRP 层剩余应力越低,但芯模厚度过大将减弱缠绕张力对 钢内衬的强化效应;螺旋层缠绕角约,50时,环向层剩余应力出现极小值,螺旋层剩余应力和内衬剩余应力均出 现极大值。针对缠绕张力对钢内衬的强化效应,通过水压试验加载过程中钢内衬声发射特征与复合圆筒外壁应变 测试,测得的钢内衬屈服载荷与理论预测值一致,基本证实了算法的有效性。为提高 CPRP 层缠绕质量,基于等 剩余应力假设,提出了多角度交替缠绕张力制度优化设计思路,适用于内压管的张力制度优化。

关键词:复合圆筒:多角度交替缠绕;剩余应力;缠绕张力;声发射 中图分类号:、TB330.1;TB322 文献标志码: A 文章编号: 1000-3851(2018)06-1452-12

Residual stress algorithm for composite columber with alternate multi-angle

winding layers and water-pressure test

LI Bo, XIONG Chao^{*}, YIN Junni, YIN Dejun, DENG Huiyong, GAO Hua (Artillery Engineering, Ordnance Engineering College, Shijiazhuang 050003, China)

Abstract: In order to calculate the residual stress of CFRP layers and metal liner for composite (adders consisting of alternate multi-angle CFRP winding layers and thin-walled metal liner, a superposition algorithm layer by layer for CFRP layers and metal liner residual stress was proposed, reflecting on the thick walk a cylinder theory and the elastic superposition theory of orthotropic material, and the effect of removing mandrel was under consideration as well. The influence of the spiral layers winding angle and the thickness of mandrel was under consideration as well. The influence of the spiral layers winding angle and the thickness of mandrel was under consideration as well stress of CFRP layers is, but too thick mandrel weakens the onhancement effect of steel liner profiting from winding tension. When the spiral winding angle is in 65°, the usidual stress of hoop layers is minimum, and the residual stress of spiral layers and steel liner is maximum. For the enhancement effect for steel liner, the yield loading pressure of steel liner was measured by the accused mission characteristics of the steel liner and the strain measurement of composite cylinder outer edge in the toading process based on water-pressure test. The test results were basically consistent with the theoretical prediction values and the validity of the algorithm proposed above was verified. A optimization design ideal of fibra intertwist tension system for composite cylinder with alternate multi-angle winding layers, which withstands an internal pressure load, was proposed to improve the winding quality, based on the hypothesis of equal residual stress in hoop and spiral layers, respectively.

Keywords: composite cylinder; multi-angle winding; residual stress; winding tension; acoustic emission

收稿日期: 2017-06-02; 录用日期: 2017-08-14; 网络出版时间: 2017-08-21 22:42

网络出版地址: https://doi.org/10.13801/j.cnki.fhclxb.20170821.008

基金项目: 军队重点攻关项目(ZS2015070132A12002)

通讯作者:熊超,博士,副教授,硕士生导师,研究方向为纤维复合材料的装备轻量化 E-mail: xiongchao@tsinghua.org.cn

引用格式:李博,熊超,殷军辉,等. 多角度交替缠绕复合圆筒的剩余应力算法及水压试验[J]. 复合材料学报, 2018, 35(6): 1452-1463. LI B, XIONG C, YIN J H, et al. Residual stress algorithm for composite cylinder with alternate multi-angle winding layers and water-pressure test[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2018, 35(6): 1452-1463 (in Chinese).

将高强度碳纤维应用在火炮身管的增强层,是 未来火炮身管轻量化、提高膛压的发展方向之 一^[1]。美国贝尔实验室及我国的南京理工大学在纤 维增强复合材料身管的可行性论证、基础理论方面 做了大量的工作^[2-7]。按照金属内衬加纤维缠绕的 结构组成方式,金属内衬承受发射时火药燃气的高 温冲击及弹丸的摩擦,外部纤维复合材料承担绝大 部分膛压是理想的工作方式。金属内衬加纤维复合 材料的结构类似于双筒身管,若在金属内衬产生 定预压应力则可大幅度提高金属内衬的承载能 力^[8]。Anthony等^[9-10]将自紧身管外部金属去掉以 碳纤维层代替,并采用[0°,90°]、[90°]两种缠绕制 度对比分析了金属内衬剩余应力及弹比发射时的最 外层纤维应变,但并未给出具体的预应力计算和加 工方法。

类似于传统的钢带及纤维缠绕式压力容器制造 工艺,较高的缠绕张力可提高金属内衬的承载能 力。早期一些学者对缠绕制品的研究中发现,外层 纤维的缠绕张力对内层纤维有显著的"放松效应", 使内层纤维的剩余应力低于控制系统施加的缠绕张 力^[11-13]。纤维缠绕圆筒的缠绕过程中力学行为 分复杂,其剩余应力的理论计算和有限元仿真较 困难。

丁宝庚等^[14]考虑了纤维束缠绕张力对已缠绕 层的"放松效应"及缠绕张力引起的内衬弯曲变形, 引入薄壳圆筒挠度方程, 建立、具有薄壁金属内衬 的缠绕张力公式。吴德会等^[16]将芯模等价为刚性 体,给出了一种神经网络等剩余应力算法。刘成旭 等^[16]认为已缠绕张力引起的芯模径向变形对剩余 张力分布的影响不可忽略,并将纤维层简化为各向 同性材料,推导了具有柔性芯模的等剩余应力算法。 康超等^[17]基于纤维层的各向异性属性推导了剩余张 力计算公式,并给出了等剩余张力计算公式。

有限元仿真模拟缠绕过程方面,郑长良等^{O8} 通过虚实-结合、逐层实化的有限元策略,将已缠绕 层赋予真实材料参数,而未缠绕层赋予极小的刚 度,逐层赋予虚单元真实材料参数,并通过温度参 数法使其缠绕张力达到预定值。梁静波等^[19]提出 了一种结合温度参数法的"逐层位移耦合"的有限元 计算策略,将当前缠绕层和已缠绕层通过节点耦合 的方法模拟缠绕过程,并通过温度降达到预定缠绕 张力值。上述方法均可较准确的计算出纤维层和内 衬的剩余应力。

文献[14-17]中考虑了单一缠绕角下纤维层剩 余应力计算和缠绕张力的优化设计,本文重点研究 了多角度交替缠下纤维层和内衬剩余应力计算,及 缠绕张力的初步优化设计思路。薄壁金属内衬的抗 弯刚度较差,在大缠绕张力弯曲变形较为严重时, 需加入支撑芯模来增加其刚度。本文基于多角度缠 绕张力对已缠绕层的放松效应,并考虑厚壁芯模和 薄壁内衬弹性变形,给出了具有多角度交替缠绕复 哈圆筒的剩余应力计算方法,并考虑了卸去芯模的 影响。探究了恒张力缠绕制度下,芯模厚度和螺旋 层缠绕角对剩余应力的影响。通过水压试验,结合 钢内衬声发射信号特征和复合圆筒外壁应变测试方 法,判断钢内衬屈服载荷,并与理论预测值进行了 对比分析。基于该算法的分析结果和等剩余应力假 设,定义了等剩余应为比值κ,对多角度交替缠绕 复合圆筒的缠绕张力制度进行了初步的优化设计。

1 剩余应力计算方法

1.1 剩余应力计算模型

如图 1 所示, 缠绕模型由外向内分别为碳纤维 增强聚合物基复合材料(CFRP)缠绕层、薄壁内衬 和厚壁芯模。芯模内外半径分别为 a 和 6、厚度为 $t_{\rm M}$, 内衬内外半径分别为 b 和 c, 厚度为 $t_{\rm L}$, CFRP 层内外半径为 c 和 R; 忽略 CFRP 层厚度变化, CFRP 每层厚度均匀为 t_0 , 第 2 CFRP 半径为 r_i = $c+i \times t_0$ 。定义单向 CFRP 复合材料的正轴方向 1、2 和 3 分别对应柱坐标的轴向 z、环向 t 和径向 r, 材料旋转轴为对应材料 3 向和柱坐标系径向 r, 则材料偏转角、纵向缠绕为 0°, 环向缠绕为 90°, 螺 旋缠绕为 o °。

基于以下假设计算剩余应力:(1)缠绕后的每 层纤维皆为正交各向异性的均匀介质,且为标准的 圆柱筒形;(2)各纤维层之间连接紧密,忽略纤维 摩擦力;(3)缠绕张力引起的径向力均匀分布,且 忽略轴向分力;(4)假设所有变形均在弹性极限之



Fig. 1 Geometric model of a composite cylinder during winding in the cylinder coordinate system

内,可应用弹性叠加原理;(5)芯模与内衬为理想 接触,且由工装固定,不能相对滑动,认为在两者 的接触面上只有径向应力,且径向应力是连续的。

1.2 芯模及内衬外压应力计算

内衬和芯模材料为金属,属于各向同性材料, 内衬外径受均匀外压,由厚壁圆筒理论和双筒理论 可知,内衬和芯模的径向位移 u_{Lr}、u_{Mr}、径向应力 σ_{Lr}、σ_{Mr}和环向应力 σ_{Lt}、σ_{Mr}均可由下式表示:

$$\begin{cases} u_{r} = \frac{1}{E} \left[-(1+\nu)\frac{A}{r} + 2(1-\nu)Cr \right] \\ \sigma_{r} = \frac{A}{r^{2}} + 2C \\ \sigma_{t} = -\frac{A}{r^{2}} + 2C \end{cases}$$

式中: E和v为内衬和芯模的杨氏模量和泊松比; A和C为待定系数。

由假设(3)、(50和图1可知内衬与芯模的径向 应力边界条件为

 $\begin{cases} \sigma_{\mathrm{L}r} \mid_{r=c} = -P_{\mathrm{T}} \\ \sigma_{\mathrm{M}r} \mid_{r=b} = \sigma_{\mathrm{M}r} \mid_{r=b} \end{cases}$

式中, P1 为纤维层对内衬径向压力。

由假设(5)可知内衬与芯模的径向位移边界条 件为

$u_{Lr}|_{r=b} = u_{Mr}|_{r=b}$ 1.3 多角度交替缠绕剩余应力计

文献[14-17]为单角度缠绕,实际应用中的纤 维缠绕制品,多为两种或两种以上缠绕角度,需要 单独列出与每层缠绕角相对应的求解函数。缠绕第 *j* 层时,缠绕张力在本层产生环向应力和径向应力, 对内产生径向压应力 *P_j*,具体表达式为

$$\sigma''_{jt} = \frac{T_j \sin\alpha_j}{t_0 B_0}$$
$$\sigma''_{jr} = \frac{\sigma_t B_0}{r_{j-1}} = \frac{T \sin\alpha_j}{t_0 r_{j-1}} = -P_j$$

式中: T_j 为第j层缠绕张力; α_j 为当前缠绕层的缠绕角度; B_0 为缠绕带宽度。

向内取第 $i \in (i < j)$,有几何方程与物理方 程为

$$\begin{cases} \varepsilon_{jir} = \frac{\mathrm{d}u_{jir}}{\mathrm{d}r} \\ \varepsilon_{jit} = \frac{u_{jir}}{r} \end{cases}$$
(6)

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{\varepsilon}_{jir} \\ \boldsymbol{\varepsilon}_{jit} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{S}_{i22} & \overline{S}_{i23} \\ \overline{S}_{i23} & \overline{S}_{i32} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{\sigma}_{jit} \\ \boldsymbol{\sigma}_{jir} \end{bmatrix}$$
(7)

式中:下角标 *ji* 表示第 *j* 层缠绕张力对第 *i* 层的作 用; $\begin{bmatrix} \overline{S}_{i22} & \overline{S}_{i23} \\ \overline{S}_{i23} & \overline{S}_{i32} \end{bmatrix}$ 为第 *i* 层柔度矩阵,具体计算过程 见文献[20]。

该层相容方程为

$$\frac{\mathrm{d}\sigma_{jir}}{\mathrm{d}r} + \frac{\sigma_{jir} - \sigma_{jit}}{r} = 0 \tag{8}$$

将式(6)和式(7)代入式(8)得径向位移 u_{jir}的微 分方程:

$$\ddot{u}_{jir} + \frac{1}{r} \dot{u}_{jir} - \frac{\beta_i^2}{r^2} u_{jir} = 0$$
(9)

式中,
$$eta_i = \sqrt{rac{S_{i23}}{S_{i22}}}$$
。

(2)

由位移单值条件可得位移微分方程的一般解: $u_{jir} = C_{ji1}r^{\beta_i} + C_{ji2}r^{-\beta}$ (10) 式中, C_i和 C_i2为待定系数。

将式(f)和式(10)代人式(7)得到单次缠绕下 CFRP 层边松效应的待定系数表达式:

$$\sigma_{jil} = C_{ji1} \frac{\overline{\beta_i \overline{S}_{i22}} - \overline{S}_{i23}}{\overline{S}_{i22} \overline{S}_{i33}} - \overline{S}_{i23}^2} r^{\beta_i - 1} - C_{ji2} \frac{\overline{\beta_i \overline{S}_{i22}} + \overline{S}_{i23}}{\overline{S}_{i22} \overline{S}_{i33}} - \overline{S}_{i23}^2} r^{-\beta_i - 1}$$

$$\sigma_{jil} = C_{ji1} \frac{\overline{S}_{i22} - \beta_i \overline{S}_{i23}}{\overline{S}_{i22} \overline{S}_{i33} - \overline{S}_{i23}^2} r^{\beta_i - 1} + C_{ji2} \frac{\overline{S}_{i22} + \beta_i \overline{S}_{i23}}{\overline{S}_{i22} \overline{S}_{i33} - \overline{S}_{i23}^2} r^{-\beta_i - 1}$$

$$(11)$$

$$\sigma_{jil} = C_{ji1} \frac{\overline{S}_{i22} - \beta_i \overline{S}_{i23}}{\overline{S}_{i22} \overline{S}_{i33} - \overline{S}_{i23}^2} r^{\beta_i - 1} + C_{ji2} \frac{\overline{S}_{i22} + \beta_i \overline{S}_{i23}}{\overline{S}_{i23} - \overline{S}_{i23}^2} r^{-\beta_i - 1}$$

$$(12)$$

则由径向位移和径向应力连续条件可知,第一 层缠绕层与内衬有边界条件:

$$\begin{cases} \sigma_{jLr} \mid_{r=c} = \sigma_{j1r} \mid_{r=c} \\ u_{jLr} \mid_{r=c} = u_{j1} \\ \downarrow \bigcirc \bigcirc \bigcirc \end{cases}$$
(13)

式中, σ_{jL} 和它们分别为第j层缠绕张力下,内衬径向应分和径向位移。

则中间相邻缠绕层接触面有径向应力连续和径 的位移连续条件:

$$\sigma_{jir}|_{r=r_{i}} = \sigma_{j(i+1)r}|_{r=r_{i}}$$

$$u_{jir}|_{r=r_{i}} = u_{j(i+1)r}|_{r=r_{i}}$$
(14)

最外层受缠绕张力的径向压力为 P_j ,即

 $\sigma_{j(j-1)r}|_{r=r_{j-1}} = -P_j \tag{15}$

已知当前缠绕第 *j* 层,应求解芯模、内衬和向 内(*j*-1)层 CFRP 的应力,可知共有(2*j*+2)个待 定系数,联立式(12)~(15),共有(2*j*+2)个条件方 程,待定系数个数与条件方程个数相同,有唯一 解,可得各层待定系数。将求得系数代入应力函数 便可得单次缠绕张力下,内衬和已缠绕纤维层的应 力值。 每层 CFRP 剩余应力为外部所有缠绕层张力 影响的总和与自身缠绕张力之和,即第 *i* 层环向和 径向的总剩余应力分别为

$$\begin{cases} \sigma'_{ir} = \sum_{j=i+1}^{n} \sigma_{jir} + \sigma''_{jr} \\ \sigma'_{it} = \sum_{j=i+1}^{n} \sigma_{jit} + \sigma''_{jt} \end{cases}$$
(16)

内衬的剩余应力为所有缠绕层张力影响之和,则内衬环向和径向的总剩余应力分别为

$$\begin{cases} \sigma'_{Lr} = \sum_{j=1}^{n} \sigma_{jr} \\ \sigma'_{Lt} = \sum_{j=1}^{n} \sigma_{jt} \end{cases}$$

式中, σ_{jLi}和 σ_{jLr}为第 j 层缠绕张力分别对内衬和芯 模产生的环向和径向应力。

1.4 卸模压力的影响

实际生产中,缠绕制品需将芯模脱去才可正常 使用,文献[15-0]未考虑脱去芯模对剩余应力的 影响。芯模,表面与内衬内表面存在径向压力,由 径向应力连续条件可知,内衬及芯模表面压力大 小为

 $\sigma'_{\mathrm{Lr}} \mid_{\mathrm{r}=\mathrm{b}} = \sigma'_{\mathrm{Mr}} \mid_{\mathrm{r}=\mathrm{b}} = -P_{\mathrm{ML}}$

脱去芯模后,相当于内衬表面受向内的拉力, 简称卸模压力,卸模压力促使 FRP 层和内衬向内 收缩,产生卸模应力。

假设内衬及缠绕层向内收缩量很小,可用弹性 叠加原理更新内衬及缠绕层应力。由径向应力和位 移连续条件可知,共有(2*n*+2)个待定系数和(2*n*+ 2)个条件方程,有唯一解。将求得的待定系数代入 应力函数,可得脱去芯模后内衬及缠绕层环向和径 向应力变化量,则纤维层的最终环向剩余应力σ_{*u*}和 径向剩余应力σ_{*i*}为

$$\begin{cases} \sigma_{ir} = \sigma'_{ir} + \sigma_{Mir} \\ \sigma_{ir} = \sigma'_{ir} + \sigma_{Mir} \end{cases}$$

式中, σ_{Mir}和 σ_{Mit}为脱去芯模后第 *i* 层径向和环 向卸模应力。

则内衬最终剩余应力为

 $\begin{cases} \sigma_{Lr} = \sigma'_{Lr} + \sigma_{MLr} \\ \sigma_{Lr} = \sigma'_{Lr} + \sigma_{MLr} \end{cases}$ (20)

式中, σ_{ML}和 σ_{ML}为脱去芯模后内衬环向和径向的 卸模应力。

多角度交替缠绕下的内衬及每层 FRP 剩余应 力求解流程如图 2 所示。



图 2 多角度交替缠绕下的内衬及每层 FRP 剩余应力计算流程图 Fig. 2 Calculation flow chart of residual stress for the liner and each FRP layer with alternate multi-angle winding layers

1.5 内衬理论屈服载荷计算

在水压试验中,假设内衬屈服之前内衬和纤维 层都工作在比例极限之内,复合圆筒在水压下的应 力状态为水压应力与剩余应力之和。复合圆筒内壁 劳均匀内压,只需将式(18)中卸模压力换为水压载 荷,即可求得水压应力^[21]。

内衬为各向同性金属材料,选择米塞新屈服准则判断内衬是否屈服,采用水压载满增量方法,增量 精度为 0.01 MPa,计算得到内积理论屈服载荷及对 应的复合圆筒外缘环向应变①流程如图 3 所示。



图 3 内衬屈服载荷计算流程图



2 多角度缠绕剩余应力

张力缠绕制度主要有恒张力、恒力矩和锥度缠 绕三种,其中恒张力缠绕在工程实践中应用较多, 因此主要研究恒张力缠绕时环向剩余应力的影响,



下文中剩余应力指环向剩余应力。碳纤维为日本东 丽 T1000GB-12k 等级,树脂为国产 E51 环氧树脂, T1000/E51 单向拉伸模量、剪切模量和泊松比见表 1,内衬与芯模采用 45[#]钢,E = 210 GPa, $\nu =$ 0.267,CFRP 缠绕带宽为 4.5 mm,每层厚度为 0.25 mm,缠绕28 层,内衬内半径为 40 mm,厚度 为 2 mm,缠绕张力恒为 60 N,CFRP 各层缠绕角 度见表 2。

表	1 T1000/E	51 拉伸樽	、量す	泊松比和	剪切模量	21
]	Fable 1 Ter	nsion mod	ulus,	poisson ra	atio and (S)
	shear	modulus	of T1	000/E51	6	
E_1/GPa	$E_2 = E_3/\mathrm{GP}$	a $v_{12} = v_{13}$	v_{23}	$G_{12} = G_{13}$	$GPa G_{23}/$	GPa
186	10.1	0.29	0.3	5.4	9 4.8	
表 2 纤维各层缠绕角度 Table 2 Winding angle of each layer						
	Layer	number			Winding a	ngle
Hoop la	yers $1-4$	9-12, 17	7-20	25-28	90°	
Spiral la	yers 5-08	13 - 16	$21 - 2^{-1}$	1	$\pm \alpha^{\circ}$	
21 世	横原座对	→ 利仝広→	占的馬	影响		

设定缠绕张力恒为 60 N,固定螺旋层缠绕角 度为 60°。因内衬厚度不变,为了直观表示芯模厚 度对剩余应力的影响,令芯模厚度 $t_{\rm M}$ 与内衬厚度 $t_{\rm L}$ 的比值为 λ ,探究比值 λ 与剩余应力的关系,即 $\lambda = \frac{t_{\rm M}}{t_{\rm L}}$ (21)

2.1.1 芯模厚度对 CFRP 层剩余应力的影响

图 4 为芯模厚度与环向层和螺旋层剩余应力的 关系,限于篇幅只选取环向层第 1、17 层和螺旋层 第 5、21 层为典型层列于图中。分析发现:(1)脱去 芯模后,所有缠绕层剩余应力降低,对比图 4(a)和 图 4(b),环向层应力下降幅度大于螺旋层下降幅 度;(2)随芯模厚度增加,脱去芯模前的 CFRP 层剩 余应力变化不大,脱去芯模后,纤维层剩余应力洗 迅速下降后趋于平缓。

2.1.2 芯模厚度对内衬剩余应力的影响

图 5 为芯模厚度与钢内衬剩余应力的关系。未 脱去芯模时内衬剩余应力和内衬卸模应力叠加即为 脱去芯模的内衬剩余应力。脱去芯模前,芯模厚度 增加弱化了缠绕张力的作用,使内衬剩余应力下降; 脱去芯模后,卸模压力引起的卸模应力增长幅度较 小,因此内衬脱去芯模后的最终剩余应力逐渐减小。 内衬卸模应力与未脱芯模时剩余应力之比即为内衬 剩余应力增长比例,其比例恰好与λ成线性关系。



经上述分析,在满足筒体抗弯刚度的同时,合 理选择芯模厚度有助于减小缠绕层剩余应力,弱化 "高缠绕张力降低缠绕层强度"引起的负面影响,但 芯模过厚会弱化缠绕张力对钢内衬的强化效应。

2.2 缠绕角对剩余应力的影响

设定芯模厚度为 6 mm,分析螺旋层缠绕角对 纤维层及钢内衬剩余应力的影响。 2.2.1 缠绕角对纤维层剩余应力的影响

限于篇幅只选取环向层第 1、9、17 和 25 层和 螺旋层第 5、13 和 21 层为代表,探究螺旋层缠绕角 与剩余应力的关系。

图 6 为未脱去芯模时环向层剩余应力与缠结角的 关系。随螺旋层缠绕角增加,环向层第 1、9 和 17 层剩 余应力微弱降低,第 25 层之外没有螺旋层,其应力基 本不变。图 7 为未脱去芯模时螺旋层剩余应力与缠结 角的关系。随螺旋层缠绕角增加,螺旋层剩余应力统 升高后小幅降低,在 76°附近出现极值,这是由螺旋层 缠绕张力的环向分力和径向刚度综合作用的结果。

CFRP 层总径向刚度受螺旋层缠绕角控制,其径向刚度即代表了螺旋层径向刚度。在又纤维层总径向刚度 K 为

(22)

式中: P为 CFRP 层所受外压力; u_r |_{r=R} 为缠绕层外 表面径向位移。将螺旋层缠绕张力环向分力 T 和 CFRP 层径向砌度 K 分别做归一化处理, 曲线见图 7。

 $K = \frac{P}{u_r \mid_{r=R}}$

图 为复合圆筒未脱芯模时螺旋层剩余应力与 缠绕角关系。由图 7(a)可知,螺旋层缠绕角小于 78 时,其径向刚度可视为基本不变,螺旋层剩余应力随 环向分力增加而增加;螺旋层缠绕角大形76、其径 向刚度迅速增加,而螺旋层缠绕张力的环间分力可 视为基本不变,导致外层缠绕张力在螺旋层产生的 "放松应力"迅速增加,因此螺旋层剩余应力随缠绕角 增加反而降低,如图 7(b)所示,在 76°附近出现极值。

图 8 为复合圆筒卸模压力、纤维层卸模应力与 缠绕角关系。可以看出,随螺旋层缠绕角增加,卸 模压力 P₂ 先迅速增加后小幅回落,在 76°附近出现 极值点,这与未脱芯模时螺旋层剩余应力变化趋势







图 7 复合圆筒未脱芯模时螺旋层剩余应力与缠绕角关系 Fig. 7 Residual stress of spiral layers with manufel VS. the spiral layers winding angel of composite cylinder

相同。图 9 为缠绕张力环向分分,纤维层卸模应力与螺旋层缠绕角的关系。

螺旋层缠绕角小千65°时,卸模应力主要受卸 模压力影响(图 8)、螺旋层径向刚度变化不大,卸 模压力主要由认问层承担,随卸模压力增加,环向 层卸模应力升高而螺旋层卸模应力基本不变。缠绕 角在、〒65°时,卸模应力主要受 CFRP 层径向刚度 影响(图 9),螺旋层径向刚度随缠绕角增加迅速增 ,而卸模压力基本不变,因此螺旋层卸模应力迅速 升高,而环向层卸模应力迅速下降。

图 10 和图 11 分别为脱去芯模后 CFRP 层剩余 应力与缠绕张力环向分力和 CFRP 层径向刚度的关 系。脱去芯模后 CFRP 层和钢内衬最终剩余应力为 脱去芯模前剩余应力与卸模应力叠加的结果。如图 10 和图 11 所示,随缠绕角增加,环向层剩余应力先 减少后增加,螺旋层剩余应力先增加后减少;环向层 和螺旋层在 65°附近分别出现极小值点和极大值点。

综上所述, 缠绕角小于 65°时, CFRP 层剩余应 力主要受螺旋层缠绕张力的环向分力支配(图 10); 大于 65°时主要受螺旋层径向刚度支配(图 11)。



mandrel vs. the spiral layers winding angel of composite cylinder

19.11 Radial stiffness of CFRP layers vs. the residual stress of CFRP layers without mandrel of composite cylinder

2.2.2 缠绕角对内衬剩余应力的影响

图 12 为螺旋层缠绕角与内衬剩余应力的关系。 内衬剩余应力脱去芯模后进一步增大;未脱去芯模 时,剩余应力随缠绕角增大而增大,脱去芯模后, 剩余应力先增加后减小,在 65°附近出现极值点, 同样是螺旋层径向刚度和缠绕张力的环向分力综合 作用的结果。



composite cylinder

3 复合圆筒水压试验

3.1 试验方案

在提出剩余应力算法并分析缠绕角度和芯模厚 度对内衬和纤维层剩余应力影响规律的基础上,以 同样工艺制作复合圆筒进行水压试验。内衬和芯模 材料为 45[#]钢,其屈服强度为 360 MPa;内衬内半 径 b=40 mm,内衬厚度 $t_{\rm L}=2$ mm,长 450 mm, T1000/E51 作为外部 CFRP 层,共 28 层,缠绕张 力恒为 T=60 N,芯模厚度和螺旋层缠绕角度见 表 3。

经过多角度交替缠绕复合圆筒 CFRP 层和 的 内衬剩余应力算法计算得出钢内衬及缠绕层剩余应 力,具体层数和其对应的数值见表4 和图 13。对比

	表 3	复合	圆筒编号	
2	NT			. 1.

Table 3	Number	of	composite	cylinders

Scheme number	Mandrel thickness/ mm	Spiral layers winding angle $\alpha/(^{\circ})$
1	2	90
2	4	90
3	8	90
4	4	65
5	4	30

表 4 钢内衬剩余应力计算值

Table 4 Theoretical residual hoop stress of liner

Scheme number	1	2	3	4	5
Residual stress/MPa	-108.91	-89.68	-74 . 17	-99.87	-83.16



Fig. 13 Free residual hoop stress of CFRP winding layers of composite cylinder

方案1、2和3,随芯模厚度 t_M 增加,缠绕层和钢 内衬剩余应力下降;对比方案2、4和5、方案4 钢内衬应力最高,相同缠绕层比较,环闭层剩余 应力最低,螺旋层剩余应力最高,与上文分析结 论一致。

3.2 承压能力预测和失稳检验

表 4 和图 13 中的数值即为水压为 0 时内衬和 缠绕层的初始应力值,以内衬内缘进入屈服状态为 界限,表 5 为各力案理论屈服载荷和屈服载荷对应 的复合圆筒处缘环向应变理论计算值。

(薄壁內衬受纤维层均匀挤压,可视为典型的薄 氏圆筒外压容器,其外压失稳的临界压力公 (^{22]}为

表 5 复合圆筒理论屈服载荷、水压最大压力及 复合圆筒外缘环向应变

Table 5Theoretical yield loading pressure, maximumpressure and the composite cylinder outer edge hoop

strain of composite cylinder

Scheme number	Theoretical yield pressure/ MPa	Maximum pressure/ MPa	Hoop strain of cylinder outer edge ε
1	74.46	85	0.001480
2	71.41	75	0.001420
3	67.94	78	0.001371
4	58.10	68	0.001537
5	52.21	62	0.001500

$$P_{\rm cr} = \frac{E}{4(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{R}\right)^3 \tag{23}$$

均匀外压下薄壁内衬环向应力公式为

$$\sigma_{\max} = -\frac{RP_{cr}}{t} = \frac{E}{4(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{R}\right)^2 \tag{24}$$

式中: t 为内衬厚度; R 为内衬内半径; E 和 ν 为内 衬杨氏模量和泊松比; P_{cr} 为临界压力; σ_{max} 为内衬 失稳临界外压应力。代入薄壁钢内衬参数, 得 σ_{max} = -134.51 MPa, 可见所有方案中内衬环向应力均 小于极限应力, 不会发生失稳破坏。

3.3 试验方法

3.3.1 水压加载方案

参照标准 JB/T 4730—2005^[23], 制定加载历程。 加载速率为 5 MPa/min, 在正式测量之前, 以 5 MPa 压力循环加压并保压 10 min, 日水压加载上限高于 理论预测值 10 MPa

3.3.2 声发射测试和应变测试

45^{*} 钢在单轴拉伸应力条件下,其主要拉伸阶段分弹性阶段。屈服阶段、硬化阶段和断裂阶段, 弹性阶段基本没有声发射信号产生;屈服阶段有明显的应力-应变平台,拉伸试样表面上有明显的与 拉伸轴成45°的Luders带,同时伴随大量的声发射信号 ,且在进入屈服平台时会有大量的声发射信号 突然出现;进入硬化阶段,声发射信号数量明显减 少;在屈服阶段声发射信号的主要频率分布在 150 kHz 左右^[24]。采用 SUAC25型采集仪和两个 SR800-81159型声发射传感器、采样率为1 000 kHz, 监测点在筒体中间和端部位置,如图 14 所示。碍 于水压力对应变片直接作用的影响,金属内衬内缘 的应变不易准确测量,而最外层 CFRP 缠绕层应变 易于测量,选取筒体中间和端部位置测试最外圈应 变,如图 14 所示。



图 14 复合圆筒水压试验中应变测试和声发射(AE)测试 Fig. 14 Strain measurement and acoustic emission(AE) test in the composite cylinder water-pressure test

水压试验中得到声发射信号包括 CFRP 层损 伤信号、钢内衬屈服信号和水压机噪声信号,对原 始信号进行基于 EEMD 自适应滤波技术降噪处 理^[25-26],后经训练好的人工神经网络进行特征识别 提取钢内衬屈服阶段声发射信号,统计声发射计数 率。为方便对比,消去绝对数量上的个体差异,将 声发射计数率除以总振铃计数,使其归一化。

3. ① 试验结果分析

3.4.1 芯模厚度对钢内衬剩余应力的影响

图 15 为方案 1、2 和 3 声发射计数率和应变与 载荷的关系。声发射计数率有明显的上升阶段和平 台阶段,对应 45 钢单轴拉伸实验中屈服阶段的声 发射计数率变化特征,且随芯模厚度增加,对应的 屈服载荷减小。由复合圆筒外缘应变-载荷曲线可 知,钢内衬进入屈服等台后几乎不再承受载荷,复 合圆筒总刚度降低,应变-载荷曲线的斜率在声发 射计数率突变点附近变大,但由于内衬厚度较薄, 应变斜率的变化很微弱。



15° AL count rate of liner and hoop strain of cylinder oute edge of scheme 1, 2 and 3 vs. loading pressure

经过综合判断,钢内衬屈服载荷见表 6,方案 1、2和3屈服载荷依次降低,说明内衬的剩余应力 随芯模厚度增加而减小,且与理论计算值基本一 致。但由于存在加工误差和缺陷,及未计入纤维层 厚度和含胶量变化,实际屈服载荷与理论计算值存 在5%~6%左右的误差。

3.4.2 缠绕角对钢内衬剩余应力的影响

对比图 16 中方案 2、4 和 5,方案 2 内衬屈服 载荷最高,方案 5 内衬屈服载荷最低;应变-载荷曲 线的斜率在声发射计数率突变点附近微弱变大,且 曲线斜率方案 5>方案 4>方案 2;相同载荷下应变

复合圆筒钢内衬屈服载荷测试值与理论值误差 表 6 Table 6 Difference between test value and theoretical value of the steel liner vield loading pressure of composite cylinder

Scheme number	Measurement yield pressure/MPa	Theoretical yield pressure/MPa	Error/ %
1	70.0	74.46	5.99
2	67.5	71.41	5.48
3	64.5	67.94	5.06
4	54.5	58.10	6.20
5	49.0	52.21	6.15





pressure of composite cylinder

方案 5>方案 4>方案 2, 与螺旋层缠绕角越小刚度 越小的实际情况相符。经过综合判断,钢内衬屈服 载荷见表 6, 可知由屈服载荷大小无法直观比较钢 内衬剩余应力的大小,但实际屈服载荷与理论预测 值基本一致,可间接说明钢内衬剩余应力方案 4> 方案 2>方案 5, 证实了算法的有效性。

多角度交替缠绕张力的设计 4

多角度交替缠绕张力的设计方法 4.1

对于环向层和螺旋层交替缠绕的情况,恒张 缠绕下,脱去芯模后螺旋层剩余应力大于环向层显 然是不合适的。缠绕角较小的螺旋层对于内衬的预 压应力贡献不大,且螺旋层缠绕角越小,其缠绕张 力的轴向分力越大,引起螺旋层和环向层的层间应 力,降低层间结合强度。但是螺旋层缠绕角由复合 圆筒整体承压强度决定,不能轻易改变,因此,只 能减小螺旋层缠绕张力。

在单角度缠绕中, 文献 [11-19] 中认为等剩余 应力分布是最佳分布,因此假定较为理想的环向层 和螺旋层剩余应力分布皆为等剩余应力分布,即环 • 1461 •

为 $[\sigma]_{spiral}$,则必定有 $[\sigma]_{spiral} < [\sigma]_{hoop}$ 。定义比例系 数κ为螺旋层剩余环向应力与环向层剩余应力 比值:

$$= \frac{[\sigma]_{\text{spiral}}}{[\sigma]_{\text{hoop}}}$$
(25)

对于 κ 的取值范围应满足: κ 最小值应满足缠 绕工艺对最低缠绕张力的要求:κ最大值应满足螺 旋层最高张力「T_{max}]_{spiral}小于环向层最小张力 $[T_{\min}]_{\text{hoop}}$, $\mathbb{B}[T_{\max}]_{\text{spiral}} < [T_{\min}]_{\text{hoop}}$

根据上述假设和分析,给出每层的剩余应力为 「σ_i],其中环向层和螺旋层分别等于一常数,由缠 绕张力计算分析可知,第*i*层实际剩余环向应力为 本层和外部缠绕层所有缠绕张力作用之和,即式 (16),则实际每层缠绕张力应为

$$T_{i} = \frac{\left(\left[\sigma_{i}\right] - \sigma_{i}\right) \left(t_{i}\right)}{\sin\left(\sigma_{i}\right)} \tag{26}$$

多角度交替缠绕张力设计算例 4.2

设定内衬内半径为40mm,内衬厚度为2mm, 芯模厚度为6mm,环向层和螺旋层交替缠绕如表 2 所示。图 17 为不同缠绕角下第 5 层螺旋层随 κ 变化的趋势。第28层的缠绕张力为标准作归一化 处理。螺旋层缠绕张力与κ为线性关系? 且缠绕角 越大直线斜率越小, κ可取值范围越大。

以最外层缠绕张力为标准的一化,相同κ值 下,缠绕角越大螺旋层缠绕张力越小;相同缠绕角 下, κ 值越大螺旋层缠绕张力越大; 相对于环向层, 螺旋层缠绕张尔变化更为"平缓";κ值越小,螺旋 层缠绕角越分了则螺旋层与环向层的相邻层缠绕张 力变化越剧烈,如图18所示。



winding angle and κ of composite cylinder





实际生产工艺中,相邻思缠绕张力变化太大不 易实现,因此,为便天实现环向层和螺旋层缠绕张 力过渡,螺旋层缠绕角较大时可选取较小的κ值, 螺旋层缠绕角较小时适宜选取较大的κ值,但最佳 κ值选取应进 步用试验得到。

5 结^{\\}论

(1)推导了多角度交替缠绕复合圆筒的剩余应力计算公式,并考虑了卸去芯模的影响,探究,芯模厚度和螺旋层缠绕角对剩余应力的影响规律,并针对缠绕张力对钢内衬的强化效应设计水压试验。

(2) 多角度交替缠绕复合圆筒的螺旋层与环向 层剩余应力差别明显,缠绕角约 65°时螺旋层和环 向层分别出现极大值点和极小值点,且钢内衬的剩 余应力最高。

(3)芯模有助于降低缠绕层剩余应力,芯模越 厚则纤维层剩余应力越小,但芯模过厚将削弱缠绕 张力对钢内衬的强化效应。

(4)通过水压试验,基于钢内衬声发射计数率 特征和复合圆筒外缘应变测试相结合的方法,到别 复合圆筒的钢内衬屈服载荷与理论预测值基本一 致,初步证实本文剩余应力算法的有效性。

(5) 基于等剩余应力假设,给出螺旋层和环向 层剩余应力比值 κ,螺旋层缠绕角较大时可选取较 小的 κ 值,螺旋层缠绕角较小时可选取较大的 κ 值,为多角度交替缠绕的张力制度设计提供了一定 依据。

参考文献:

[1] 吕彦, 胡俊, 赵鸿雁, 等. 复合材料炮管技术研究概况[J].

兵器材料科学与工程,2012,35(3):91-96.

LV Y, HU J, ZHAO H Y, et al. Research survey of composite material gun barrel[J]. Ordnance Material Science and Engineering, 2012, 35(3): 91-96 (in Chinese).

[2] ANTHONY P P, EDWARD T J, UNDERWOOD H. Stresses within compound tubes comprising a steel liner and an external carbon-fiber wrapped laminate[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2005, 127(1): 26-29.

ANDREW L, EDWARD H, ANDREW A, et al. Carbon fiber/thermoplastic overwrapped gun tube[J]. Materials & Manufacturing Processes, 2006, 21(6): 573-578.

- [4] DE R, WILLIAM S, AUDINO M J. Advanced gun barrel materials and manufacturing technology symposium overview and perspective[J]. Materials & Manufacturing Processes, 2011, 21(6): 571-572.
- [5] QIAN L F, BATRA R C, CHEN L M. Static and dynamic deformations of thick functionally graded elastic plates by using higher-order chear and normal deformable plate theory and meshless local Petrov-Galerkin method[J]. Composites Part B Engineering, 2004, 35(6): 685-697.
- [6] CIONE F, BATRA R C, CHEN L M. Analysis of cylindribending thermoelastic deformation of functionally graded plates by a meshless local Petrov-Galerkin method[J]. Computational Mechanics, 2004, 33(4); 263-273.
- [7] BATRA R C, QIAN L F, CHEN L M. Natural trequency of thick square plates of orthotropic, trigonal monoclinic, hexagonal and triclinic materials[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 270(4-5): 1074-1086
- [8] 张相炎,郑建国,袁人枢,等公规设计理论[M]. 北京:北京理工大学出版社,2004 ZHANG X Y, XHEN G, YUAN R S, et al. Gundesign theory[M]、Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2014 (mChinese).
- [9] ANDREW G L, EDWARD J H. 120 mm prestressed carbon her thermoplastic overwrapped gun tubes [J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2012, 134 (4): 0410081-0410089.
 - 10] PARKER A P, TROIANO E, UNDERWOOD J H. Stresses within compound tubes comprising a steel liner and an external carbon-fiber wrapped laminate[J]. Pressure Vessel Technology, 2015, 127(1): 26-30.
- [11] IMAMURA T, KUROIWA T, MITSUI N, et al. Development of hoop filament winding system with tension control
 [J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Part C, 2003, 69(4): 906-913.
- [12] DE H F R, COZIJNSEN M, YUEN W Y D. An inverse solution for winding stresses in wound coils of linear orthotropic material with large deformations[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2007, 221(6): 639-652.

[13] 任明法,郑长良,陈浩然.具有内衬的缠绕容器缠绕层等张 力设计的迭代搜索[J].复合材料学报,2004,21(5):153-158.

> REN M F, ZHENG C L, CHEN H R. Iterative search for the isotension design of the band wound vessels with liner [J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2004, 21(5): 153-158 (in Chinese).

- [14] 丁宝庚,杨福江. 缠绕张力公式的研究[J]. 玻璃钢/复合材料,2000,6(11):73-77.
 DING B G, YANG F J. Study of winding tension formals
 [J]. Fiber Reinforced Plastics/Composite, 2000,6(11):(あ)
 - 77 (in Chinese).
- [15] 吴德会,张忠远. 厚壁复合材料管纤维缠绕张力的神经网络设计方法[J]. 复合材料学报, 2012, 29(4), 95-203.
 WU D H, ZHANG Z Y. Approach to resign tension of fliament winding for thick composite pipe using a neural network
 [J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2012, 29(4): 195-203 (in Chinese).
- [16] 刘成旭,型静忠,陈利等. 柔性厚壁筒环向缠绕张力分析 与设计[J]. 固体人箭技术, 2013, 36(2): 261-265.
 LIUCX, NGJZ, CHENL, et al. Analysis of residual window renxion and design of winding tension for hoop winding on flexible cylinder[J]. Journal of Solid Rocket Technology, 2013, 36(2): 261-265 (in Chinese).
- [17] 康超, 史耀耀, 何晓东, 等. 具有厚壁内衬圆筒的缠绕采力算法[J]. 工程力学, 2016, 33(2): 200-208.
 KANG C, SHI Y Y, HE X D, et al. Algorithm of winding tension for cylinder with thick-walled liner[1]. Engineering Mechanics, 2016, 33(2): 200-208. (m Chanese).
- [18] 郑长良,任明法,陈浩然.具有认为独绕式压力容器缠绕过程的有限元模拟[J].机械强度 2006,28(6):913-918.
 ZHENG C L, REN M F, CHEN H R. Finite element simulation of the winding process of band wound vessels with liner
 [J]. Journal of Mechanical Strength, 2006, 28(6):913-918 (in Chinese).
- [19] 梁清波,邢静忠,杨涛. 柱形缠绕件的环向缠绕张力设计的 理论研究及其数值模拟[J]. 固体火箭技术,2013,36(6)。 799-835.

LIANG Q B, XING J Z, YANG T. Theoretical research and numerical simulation of winding tension design of hoop winding on cylindrical mandrel[J]. Journal of Solid Rocket Technology, 2013, 36(6): 799-835 (in Chinese).

[20] 刘新东,刘伟.复合材料力学基础[M].西安:西北工业大学 出版社,2010.

LIU X D, LIU W. Composite materials mechanics[M]. Xi' an: Northwestern Polytechnics University Press, 2010 (in Chinese).

(1) 邢静忠,陈利.内外压作用下纤维缠绕厚壁柱形容器的强度
 [J].复合材料学报,2011,28(1):124-131.

XING J Z, CHEN L. Strength of filament wound thickwalled cylindrical vessel under internal and external pressure [J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2011, 28(1): 124-131 (in Chinese).

[22] 边文凤, 孙芳, 王彪. 提高金属内衬容器承载能力的预外压 法[J]. 固体火箭技采, 2005, 28(1): 60-64.

BIAN W F. SUN F. WANG B. External pre-pressure method for improving the load-bearing of vessels with metallic liner [J], Journal of Solid Rocket Technology, 2005, 28(1): 60-6 Op Chinese).

- 23、 全国压力容器标准化技术委员会.承压设备无损检测:JB/T 4730-2005[S].北京:中国标准出版社,2005.
 - China Standandization Committee on Boilers and Pressure Vessels. Nondestructive testing of pressure enriptients: JB/ T 4730-2005[S]. Beijing: Standards Press of China, 2005 (in Chinese).
- [24] 沈功田. 声发射检测技术及应用[32]. 北京:科学出版社, 2015. SHEN G T. Acoustic anussion technology and application

[M]. Beijing: Science Press, 2015 (in Chinese).

[25] WU Z, HUANGON E. Ensemble empirical mode decomposition: The assisted data analysis method[J]. Advances in Adaptive Data Analysis, 2009, 1(1): 1-41.

I WANG C S, SHA C Y, SU M, et al. An algorithm to remove noise from locomotive bearing vibration signal based on self-adaptive EEMD filter[J]. Journal of Central South University, 2017, 24(2): 478-488.