

不等极孔气瓶的可缠绕性条件研究

陈东方, 陈燕荣, 卢迎灿, 任俊伟, 张恒, 崔启玉

(1. 中车青岛四方机车车辆股份有限公司, 青岛 266111; 2. 北京创联智软科技有限公司, 北京 100027)

摘要 基于纤维缠绕基础理论和数值模拟仿真方法, 本文根据大封头前极孔直径比对应的螺旋缠绕角、小封头后极孔直径比对应的螺旋缠绕角、摩擦系数对应的稳定偏差角, 分析讨论了不等极孔气瓶可缠绕性条件。摩擦系数是纤维缠绕的重要工艺参数, 不仅影响稳定偏差角计算, 也影响非测地线缠绕角的取值范围; 摩擦系数测量至关重要, 本文提出采用摩擦系数对比测量方法进行工程应用摩擦系数的测量。基于网格强度理论压力容器强度计算, 采用厚径比概念给出薄壳压力容器壳体设计厚度的适用范围; 最后, 结合全缠单角缠绕工艺, 给出压力容器不同截面处的均衡强度条件, 为封头缠绕区的肩部补强提供理论基础和工艺路线。

关键词 纤维缠绕; 工艺仿真; 不等极孔; 缠绕条件

Study on Winding Conditon for Unequal Poles Pressure Vessels

CHEN Dongfang, CHEN Yanrong, HU Yingcan, REN Junwei, ZHANG Heng, CUI Qiyu

(1. CRRC Qingdao Sifang Co., Ltd., Qingdao 266111; 2. Beijing Intelligent United Innovation Technology Co., Ltd., Beijing 100027)

ABSTRACT This paper uses the basic theoretical formulas and numerical simulation methods of filament winding process to study the influence factors between the front helical angle and the pole - diameter ratio of the large pole, the back helical angle and the pole - diameter ratio of the small pole, the stable deviation angle and the friction coefficient, analysis and discussion on the winding conditions of unequal - poles pressure vessels. The friction coefficient is an important process parameter for fiber winding, it not only affects the calculation of stable deviation angle, also affects the range of values for non - geodesic winding angles. The measurement of friction coefficient is important; it is proposed to use a comparative measurement method for friction coefficient in engineering applications. Finally, based on the grid strength theory, the strength calculation of pressure vessels is carried out, and the applicable shell thickness of pressure vessels is given using the concept of thickness - diameter ratio. Based on the full winding single angle winding process, provide a uniform strength condition for pressure vessels, and provide a theoretical basis for shoulder reinforcement in the poles winding area.

KEYWORDS filament winding; process simulation; unequal poles; winding condition

1 引言

纤维缠绕典型压力容器包括环形压力容器和气

瓶类压力容器两大类^[1]。球形压力容器分为双接头等极孔球形容器、单接头球形容器、双接头不等极孔球形容器^[2]。气瓶类压力容器分为等极孔气瓶、

单极孔气瓶、不等极孔气瓶等^[3]。当进行球形容器纤维缠绕时,根据球形容器的平面缠绕原理,纤维轨迹应落在过球心的最大轨迹圆上,经纤维轨迹的落纱点偏离最大圆时,常常遇到不稳定缠绕、纤维滑纱问题。当容器两个极孔半径相差很大时,若在纤维缠绕中仅采用单一的缠绕角,就会在两端封头产生滑线现象,严重时甚至无法进行缠绕^[4-8]。压力容器壳体封头往往是不等开口,无法用传统的测地线进行缠绕,需要采用非测地线缠绕。由此可见,不等极孔压力容器的缠绕过程滑纱是其主要工艺缺陷,如何事先根据产品几何结构尺寸和摩擦条件,明确不等极孔压力容器缠绕条件至关重要^[9-11]。在不可为条件下,适当调整产品结构尺寸,便于缠绕过程可控,避免缠绕过程滑纱。

本文基于纤维缠绕基础理论和纤维缠绕工艺设计数值模拟仿真软件,根据不等极孔气瓶前后极孔直径比差、稳定偏差角、摩擦系数,讨论不等极孔气瓶的可缠绕性条件。不等开口压力容器的前后极孔直径、筒身直径、摩擦系数影响了可缠绕性。在复合材料结构设计方面,大多采用网格强度理论为基础获得螺旋层和环向层的数量。本文提出厚径比概念,将压力容器受力模型几何化,讨论网格强度理论的缠绕层壁厚适用范围。

2 研究内容

2.1 压力容器开口类型

通用型纤维缠绕压力容器因两端封头极孔不同,分为等极孔气瓶、不等极孔气瓶和单端全开口气瓶(漏斗形气瓶)三类。等极孔气瓶的缠绕工艺性较好,不等极孔气瓶的缠绕工艺性次之,单端全开口气瓶的缠绕工艺性较差。如果单端全开口气瓶采用一模两件模式生产,缠绕工艺性与等极孔气瓶的缠绕工艺性相同。

2.1.1 等极孔气瓶

由于等极孔气瓶的缠绕工艺性好,所以可采用测地线缠绕轨迹进行螺旋切根缠绕和螺旋扩孔缠绕,实现气瓶的整体缠绕,不存在缠绕过程中的滑纱问题,针对筒身段的缠绕层皆是等角等厚。等极孔气瓶如图1所示。

2.1.2 不等极孔气瓶

由于不等极孔气瓶的缠绕工艺性较差,所以不

存在采用测地线缠绕轨迹的螺旋切根缠绕工艺,螺旋切根缠绕工艺属于非测地线型,关键因素是摩擦系数。不等极孔气瓶如图2所示。

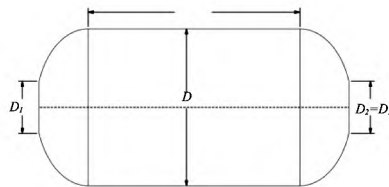


图1 等极孔气瓶

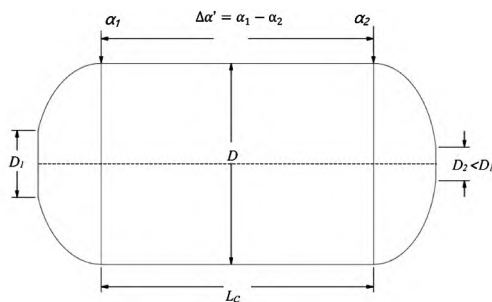


图2 不等极孔气瓶

2.1.3 单端全开口气瓶

单端全开口气瓶(漏斗形气瓶)的缠绕工艺性很差,也不存在采用测地线缠绕轨迹的螺旋切根缠绕工艺。由于全开口一端的缠绕角接近 90° ,筒身缠绕通常为变缠绕角变厚度缠绕。故此,单端全开口气瓶只能用于承载内压较小的容器,否则需要采用挂钉缠绕工艺或一模二件缠绕工艺,都将带来材料成本上升及相应增加配套工艺。单端全开口气瓶如图3所示。

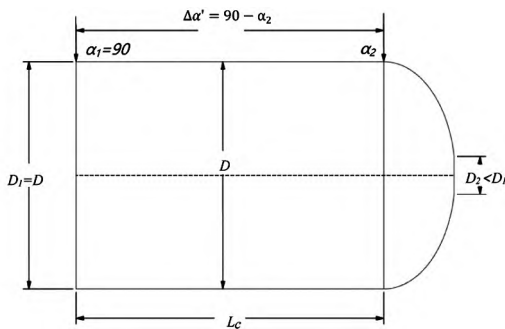


图3 单端全开口气瓶

2.2 不等极孔可缠绕性

在进行不等极孔可缠绕性研究时,需要明晰按压力容器关键截面划分的几何结构分区、缠绕工艺分区,明晰各缠绕区的缠绕角度分布、厚度分布,明晰各缠绕区纤维轨迹的测地线属性,以便可以准确掌握纤维轨迹滑纱发生的可能性。

2.2.1 缠绕区的划分

压力容器按几何功能结构划分前封头区、筒身段、后封头区；前后封头区因充放气而设置有安装极孔。纤维生产时，通常大极孔端安装在主轴端，主要考虑缠绕过程中的安全性。压力容器几何结构分区如图 4 所示。

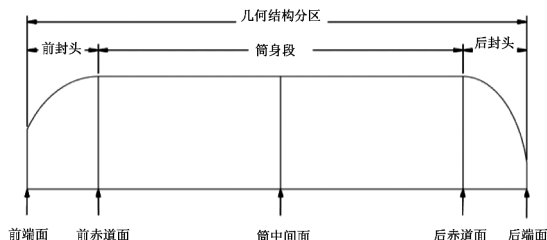


图4 压力容器几何结构分区

根据纤维缠绕工艺性，筒身段对于环向缠绕和螺旋缠绕工艺通常要求等角缠绕工艺以期达到等厚缠绕层目标，一般称为主缠绕区；前后封头缠绕区通常因可缠绕性问题只能进行螺旋缠绕，因螺旋缠绕特性而为变角缠绕区，一般称为转向区。在满足筒身爆破强度的设计壁厚条件下，因前后封头缠绕区不能进行环向缠绕，造成前后封头尤其是封头肩部厚度不能满足爆破强度条件。因此，如何快速地进行封头缠绕区壁厚设计是压力容器强度计算的关键问题。

简单地处理办法是应用爆破强度分量叠加原理，对于封头各处的缠绕铺层结构进行逐点取样计算，但是将带来大量的计算工作量。正确处理封头关键位置的取样点强度校核，进行必要位置的补强工艺参数确定并力求达到最优壁厚和最薄缠绕层，是封头缠绕区要解决的重要问题。

不等极孔压力容器的另一个问题是可缠绕性和可制造性的边界条件如何确定。在明确极孔直径比情况下，快速确定稳定偏角，明确需要依赖的物理摩擦系数，以此确定缠绕过程是否滑纱。在纤维张力作用下滑纱缺陷将造成缠绕工艺过程无法继续。即使可继续缠绕，也将造成缠绕角度的变化以及不相符的铺层厚度。压力容器缠绕区划分如图 5 所示。

根据缠绕角连续稳定理论，即测地线轨迹与非测地线轨迹稳定原理，压力容器按照缠绕区划分，每个缠绕区都存在测地线轨迹区与非测地线轨迹区，以实现缠绕角的连续稳定。最理想的情况是各缠绕区都以测地线轨迹方式实施缠绕，避免滑纱。

压力容器缠绕区划分如图 6 所示。

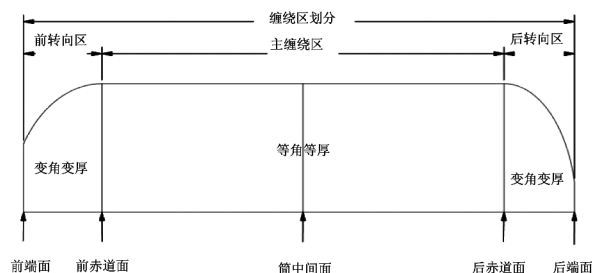


图5 压力容器缠绕区划分

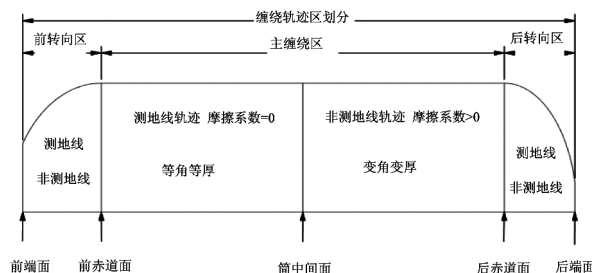


图6 压力容器缠绕区划分

2.2.2 缠绕路线选择

基于不等极孔气瓶缠绕区的测地线轨迹和非测地线轨迹进行缠绕工艺路线的优劣判断和选择。另外，根据非测地线缠绕理论采用非测地线缠绕角进行缠绕时，实际应用的非测地线缠绕角将小于螺旋缠绕角，如公式（1）所示。

$$\Delta\alpha' = \alpha - \Delta\alpha \Rightarrow \Delta\alpha = \alpha - \Delta\alpha', \Delta\alpha > 0 \quad (1)$$

式中， $\Delta\alpha'$ 为非测地线缠绕角； α 为螺旋缠绕角（测地线缠绕角）； $\Delta\alpha$ 为稳定偏差角。不等极孔气瓶的缠绕路线选择如表 1 所示。

表 1 不等极孔气瓶的缠绕路线选择

不等极孔气瓶工艺参数		小角缠绕工艺	大角缠绕工艺	均角缠绕工艺
芯模筒身直径	D		工艺纱宽取值	b_p
芯模筒身长度	L_c		前赤道螺旋角	α_1
前端极孔直径	D_1		后赤道螺旋角	α_2
前端封头高度	H_1		前后螺旋角差	$\Delta\alpha'$
后端极孔直径	$D_2 < D_1$		实际摩擦系数	f
后端封头高度	H_2		稳定偏差角度	$\Delta\alpha$
.....				
- 路线选择 - - 路线选择 - 路线选择 - - 路线选择 - - 路线选择 -				
前赤道缠绕角	$\alpha_1 > \alpha_2$	$\alpha'_1 = \alpha_2$	$\alpha'_1 = \alpha_1$	$\alpha'_1 = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}$
前封头的轨迹		非测地线 ↓	测地线	非测地线 ↓
筒身段缠绕角		$\alpha = \alpha_2$	$\alpha = \alpha_1$	$\alpha = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}$

续表 1

不等极孔气瓶工艺参数	小角缠绕工艺	大角缠绕工艺	均角缠绕工艺
筒身段的轨迹	测地线	测地线	测地线
后赤道缠绕角	$\alpha'_2 = \alpha_2$	$\alpha'_2 = \alpha_1$	$\alpha'_2 = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}$
后封头的轨迹	测地线	不受控轨迹	不受控轨迹
- 选择结果 -	- 选择结果 -	- 选择结果 -	- 选择结果 -
前螺旋角偏差	$\Delta\alpha'_1 = \alpha_1 - \alpha_2$	$\Delta\alpha'_1 = 0$	$\Delta\alpha'_1 = \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{2}$
前封缠绕条件	$\Delta\alpha'_1 \leq \Delta\alpha_1$	OK	$\Delta\alpha'_1 \leq \Delta\alpha_1$
后螺旋角偏差	$\Delta\alpha'_2 = 0$	$\Delta\alpha'_2 = \alpha_2 - \alpha_1$	$\Delta\alpha'_2 = \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{2}$
后封缠绕条件	OK	$\Delta\alpha'_2 < 0$	$\Delta\alpha'_2 < 0$
缠绕线型结果	两极孔切根	后极孔不切根	后极孔不切根
补救工艺措施	不需辅助措施	虚增封头高度	虚增封头高度
轨迹的稳定性	纤维轨迹稳定	稳定性不受控	稳定性不受控

基于不等极孔气瓶的缠绕路线选择条件可知, 大角缠绕工艺与均角缠绕工艺的后封头缠绕区的纤维缠绕轨迹为不受控轨迹, 最理想情况下应选择小角缠绕工艺, 计算方法如公式 (2) 和公式 (3) 所示。

$$\text{小角缠绕工艺: } \Delta\alpha'_1 = \alpha_1 - \alpha_2 \quad (2)$$

$$\text{均角缠绕工艺: } \Delta\alpha'_1 = \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{2} \quad (3)$$

从小角缠绕工艺的稳定偏差角公式 (2) 和均角缠绕工艺的稳定偏差角公式 (3) 可知, 小角缠绕工艺的稳定偏差角是均角缠绕工艺 2 倍。如果小角缠绕工艺的可缠绕条件不满足, 可以尝试采用修正均角缠绕工艺路线, 即适当增加筒身缠绕角以满足其前封头非测地线缠绕条件, 试缠绕比较两种方案的可行性。工艺路线选择原则将不受控轨迹只留在一端封头, 并考虑两端封头对于缠绕质量要求等综合因素。

2.2.3 角度差值速算

基于不等极孔气瓶的缠绕路线图分析可知, 如果快速判断小角度缠绕工艺的可行性, 将取决于前后赤道螺旋缠绕角差值的计算及其稳定偏差角的计算。小角度缠绕工艺的可缠绕条件如公式 (4) 所示。

$$\Delta\alpha'_1 = \alpha_1 - \alpha_2, \quad \Delta\alpha'_1 \leq \Delta\alpha_1 \quad (4)$$

式中, $\Delta\alpha'_1$ 为前赤道螺旋角差值; α_1 为前赤道螺旋角; α_2 为后赤道螺旋角; $\Delta\alpha_1$ 为前赤道稳

定偏差角。

根据纤维缠绕理论, 忽略工艺纱宽 b_p 的影响, 理想情况下螺旋缠绕角的正弦值等于极孔直径比 k_2 。作者在“等极孔气瓶的扩孔缠绕工艺研究^[12]”文章中曾讨论过, 将螺旋缠绕角的三角函数转换成线性速算公式如 (5) 所示。

$$\alpha \approx 60k_2 + \arcsin(k_1) \quad (5)$$

式中, α 为螺旋缠绕角; k_2 为极孔直径比; k_1 为纱宽直径比。

根据螺旋角速算公式 (5) 通过电子表格与曲线图方式进行螺旋角速算公式的实用性验证, 螺旋缠绕角的线性拟合公式精度验证如表 2 所示。

表 2 螺旋缠绕角的线性拟合公式精度验证表

极孔直径比	螺旋缠绕角/ $^\circ$	拟合线性值	拟合精度值	缠绕角正弦值
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.05	3.00	3.14	-0.14	0.05
0.10	6.00	6.27	-0.27	0.10
0.16	9.00	9.39	-0.39	0.16
0.21	12.00	12.47	-0.47	0.21
0.26	15.00	15.53	-0.53	0.26
0.31	18.00	18.54	-0.54	0.31
0.36	21.00	21.50	-0.50	0.36
0.41	24.00	24.40	-0.40	0.41
0.45	27.00	27.24	-0.24	0.45
0.50	30.00	30.00	0.00	0.50
0.54	33.00	32.68	0.32	0.54
0.59	36.00	35.27	0.73	0.59
0.63	39.00	37.76	1.24	0.63
0.67	42.00	40.15	1.85	0.67
0.71	45.00	42.43	2.57	0.71

根据螺旋角速算公式 (5) 计算的螺旋缠绕角拟合线性公式精度验证表, 忽略了工艺纱宽对螺旋缠绕角的影响, 螺旋缠绕角的线性拟合公式曲线如图 7 所示。

针对压力容器的极孔直径比通常小于 0.5, 这时螺旋缠绕角拟合线性值误差在 0.5° 左右; 即使极孔直径比为 0.71 时, 其螺旋缠绕角拟合线性值误差在 2.57° 左右。由此可见, 对于螺旋角速算公式可以适用于极孔直径比 0.5 以下的螺旋缠绕角计算。

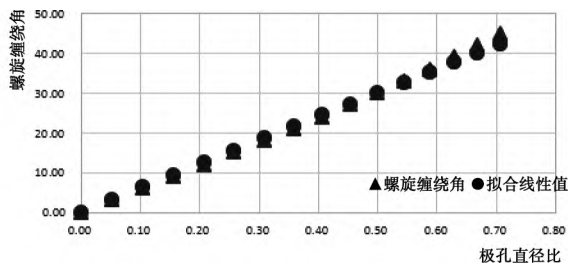


图7 螺旋缠绕角的线性拟合公式曲线图

应用螺旋角速算公式，计算前后极孔缠绕角差值，从计算结果可知前后极孔缠绕角差等于前后极孔直径比差值乘以 60，计算公式如公式（6）所示。

$$\begin{cases} \Delta\alpha' = \alpha_1 - \alpha_2 \\ \alpha_1 \approx 60k_2 + \arcsin(k_1) \\ \alpha_2 \approx 60k'_2 + \arcsin(k_1) \end{cases} \Rightarrow \Delta\alpha' \approx 60(k_2 - k'_2) \quad (6)$$

式中， α_1 为前极孔螺旋缠绕角； k_2 为前封头极孔直径比； k_1 为纱宽直径比； α_2 为后极孔螺旋缠绕角； k'_2 为后封头极孔直径比。

2.2.4 稳定偏差角度

根据 1990 年冷兴武所著的《纤维缠绕原理》^[13] 书中论述非测地线稳定缠绕力学模型，一微段纤维轨迹的稳定偏差角 $\Delta\alpha$ 与斜面倾角 φ 都只与摩擦系数相关，而与纤维张力和缠绕速度无关，都只是摩擦系数 f 的函数。由于斜面倾角 φ 与摩擦系数 f 是正切三角函数关系，作者在“等极孔气瓶的扩孔缠绕工艺研究”文章中，提出将斜面倾角 φ 的正切三角函数转换成线性速算确定如公式（7）所示。

$$\begin{cases} \Delta\alpha' \leq \Delta\alpha, \Delta\alpha \approx \arctan f \\ \alpha = 0^\circ - 22.5^\circ \end{cases} \quad (7)$$

式中， $\Delta\alpha'$ 为前后极孔缠绕角差值， $\Delta\alpha$ 为稳定偏差角， α 为缠绕角适用范围， f 为物理摩擦系数，如公式（8）所示。

$$\Delta\alpha \approx 54.7 \times kf, f \approx \frac{\Delta\alpha}{k \times 54.7} \quad (8)$$

式中， $\Delta\alpha$ 为稳定偏差角， f 为物理摩擦系数， k 为滑移安全系数（理想情况下， $k=1$ ）。

根据非测地稳定偏差角速算公式（8），通过电子表格与曲线图方式进行稳定偏差角速算公式的实用性验证，稳定偏差角的线性拟合公式曲线如图 8 所示，稳定偏差角的线性拟合公式精度验证如表 3

所示。

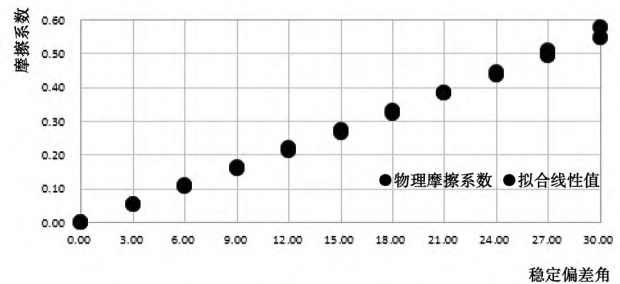


图8 稳定偏差角的线性拟合公式曲线图

表3 稳定偏差角的线性拟合公式精度验证表

稳定偏差角/°	斜面倾角/°	物理摩擦系数	拟合线性值	拟合精度值
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
3.00	3.00	0.05	0.05	0.00
6.00	6.00	0.11	0.11	0.00
9.00	9.00	0.16	0.16	-0.01
12.00	12.00	0.21	0.22	-0.01
15.00	15.00	0.27	0.27	-0.01
18.00	18.00	0.32	0.33	0.00
21.00	21.00	0.38	0.38	0.00
24.00	24.00	0.45	0.44	0.01
27.00	27.00	0.51	0.49	0.02
30.00	30.00	0.58	0.55	0.03

基于非测地稳定偏差角速算的线性拟合公式，稳定偏差角对于不等极孔缠绕气瓶，几乎可以覆盖大部分几何结构尺寸；对于 24° 以下的稳定偏差角的摩擦系数线性拟合误差在 0.01 左右。由此可见，此稳定偏差角的线性拟合公式精度完全可以满足工程需要。

2.2.5 可缠绕条件

根据前后螺旋角差值和稳定偏差角计算公式，可直接推导出不等极孔气瓶的可缠绕条件，计算方法如公式（9）所示。

$$\begin{cases} \Delta\alpha' \leq \Delta\alpha \\ \Delta\alpha' \approx 60(k_2 - k'_2) \Rightarrow 60(k_2 - k'_2) \leq 54.7 \times kf \\ \Delta\alpha \approx 54.7 \times kf \end{cases} \Rightarrow (k_2 - k'_2) \leq \frac{54.7 \times kf}{60}, k_2 - k'_2 \leq \frac{54.7 \times f}{60} \Rightarrow k_2 - k'_2 \leq 0.92f \quad (9)$$

式中， $\Delta\alpha'$ 为前后螺旋缠绕角差， $\Delta\alpha$ 为稳定偏差角， k_2 为前极孔直径比， k'_2 为后极孔直径比，

f 为物理摩擦系数, k 为滑移安全系数 (理想情况下, $k=1$)。基于不等极孔气瓶的可缠绕条件公式 (9), 即前后极孔直径比差应小于 54.7 倍摩擦系数除以 60, 计算方法如公式 (10) 所示。

$$k_2 - k'_2 \leq \frac{54.7 \times f}{60} \Rightarrow f \geq \frac{60 (k_2 - k'_2)}{54.7} \quad (10)$$

式中, f 为物理摩擦系数, k_2 为前极孔直径比, k'_2 为后极孔直径比。

2.2.6 应用验证

根据实际不等极孔芯模应用 CADWIND 软件的 IWIND 算法进行可缠绕性分析。

几何芯模参数: 芯模直径 150 mm, 筒身长度 300 mm; 前封头极孔直径 75 mm, 前封头高度 50 mm; 后封头极孔直径 20 mm, 后封头高度 50 mm。

可缠绕性计算: 工艺纱宽 9 mm

前螺旋缠绕角 $\alpha_1 = 60k_2 + \arcsin(k_1) = 41.08^\circ$

后螺旋缠绕角 $\alpha_2 \approx 60k'_2 + \arcsin(k_1) = 11.58^\circ$

前后角度差值 $\Delta\alpha' = \alpha_1 - \alpha_2 = 29.5^\circ$

摩擦系数: $f \geq \frac{60 (k_2 - k'_2)}{54.7} = 0.402$

通过软件 IWIND 缠绕算法进行参数设置:

(1) 缠绕角度: 11.58° ;

(2) 摩擦系数: 筒身缠绕区与后封头缠绕区 = 0;

(3) 摩擦系数: 前封头缠绕区 = 0.402, 0 - 21 帧;

(4) 纱带总宽: 9 mm。

不等极孔气瓶缠绕工艺参数设置如图 9 所示。

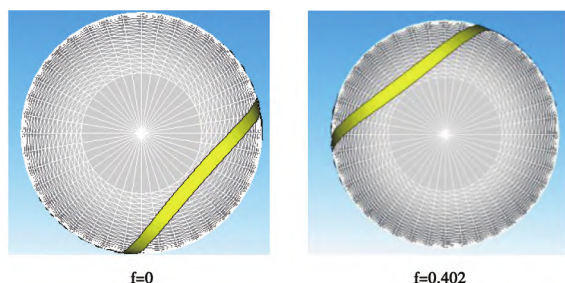


图 9 不等极孔气瓶的缠绕工艺参数设置

根据 CADWIND 软件的应用计算结果可见, 根据螺旋缠绕角速公式和不等极孔气瓶的可缠绕摩擦系数公式, 在 CADWIND 软件中可以准确实现可缠绕性的工艺参数设置。

2.3 摩擦系数对比测量

不等极孔气瓶缠绕为非测地线螺旋缠绕, 非测

地线缠绕需要准确计算稳定偏差角。稳定偏差角主要受摩擦系数影响, 故此简单可行的缠绕过程摩擦系数测量至关重要。

纤维缠绕工艺主要分为湿法和干法两种缠绕工艺, 摩擦系数是缠绕工艺的关键技术参数, 它不仅影响缠绕线型设计稳定性, 也是避免纤维轨迹滑纱的关键控制因素。由于纤维缠绕过程中应用的纤维和树脂类型不同以及工作环境温度和树脂粘度变化等因素, 都会造成纤维缠绕层间的摩擦系数变化。因此, 工程师准确掌握缠绕层间摩擦系数对于缠绕工艺至关重要。

纤维缠绕软件 CADWIND 中给出了干纱缠绕、湿法缠绕和干法缠绕等典型缠绕工艺的摩擦系数参考值表。实际工程应用中, 由于纤维、树脂类型不同, 缠绕时的环境温度和树脂粘度不同, 用户需要实际测量使用, 摩擦系数参考值如表 4 所示。

表 4 摩擦系数参考值表

芯模/纱带	干纱	湿纱 (湿法)	预浸料 (干法)
金属光滑芯模	0.18	0.15	0.35
塑料光滑芯模	0.2	0.17	0.32
干纱缠绕层表面	0.22	---	---
浸渍缠绕层表面	---	0.14	---
预浸料缠绕表面	---	---	0.37

为了科学简便地进行摩擦系数测量, 可以采用非测地缠绕算法计算的缠绕线型和缠绕程序, 根据软件仿真的计算结果与实际缠绕的测量结果进行比较分析, 最终确定摩擦系数。此逆向迭代测量法简单便利, 预判摩擦系数进行缠绕线型设计和试缠绕, 通过缠绕轨迹切根、缠绕区域长度、缠绕轨迹用纱量等结果进行缠绕过程滑纱判断。根据测地线理论, 如果缠绕过程存在滑纱问题则缠绕线型设置摩擦系数过大; 接下来, 通过减少预判摩擦系数进行缠绕线型再设计并进行试缠绕, 直到缠绕过程不存在滑纱时, 即可大致确定摩擦系数的边界值。

摩擦系数测量时可以根据缠绕工艺类型的摩擦系数参考值, 通过缠绕编程方式, 经过 2 ~ 3 个非测地缠绕程序即可大概确定摩擦系数范围。这个摩擦系数测量方法不需要制作特定芯模, 可以根据实际缠绕芯模的缠绕线型进行测量。如此迭代插补即

可确定摩擦系数范围与确定值。摩擦系数的这种测量可以综合考虑纤维张力、缠绕速度等众多因素影响,摩擦系数逆向迭代测量如表 5 所示。

表 5 摩擦系数逆向迭代测量

预估摩擦系数	0.12	0.08	0.10
仿真结果	X	X	X
缠绕结果	Y	Y	Y
结果对比	$Y < X$	$Y = X$	$Y = X$
调整摩擦系数	存在滑纱 减少 f 值	没有滑纱 增大 f 值	没有滑纱 增大 f 值

摩擦系数逆向迭代测量表 5 中, X 为纤维缠绕仿真模拟软件的计算结果,可以代表转向区长度、缠绕 1 圈的用纱量、螺旋缠绕极孔切根等特征参数; Y 为缠绕程序的缠绕结果; $Y < X$ 代表没有达到缠绕区域长度、没有达到仿真用纱量、缠绕线型没有切根等特征参数。

2.4 压力容器力学分析

工程实际中,针对气瓶等各类受内压载荷作用的薄壁圆筒类压力容器,主要应用网格强度理论和层合叠加强度理论进行内胆壁厚计算和纤维缠绕层壁厚计算。

基于薄壁内压容器的圆柱筒身段的内力分析可知,压力气瓶设计重要参数包括筒身直径和壁厚、爆破压力、材料强度四个参数。本文提出厚径比概念,将压力容器四个设计参数简化为三个参数,并以此区分薄壁件与厚壁件压力容器,以便采用适宜理论力学模型进行壁厚计算。一般情况下,典型圆柱筒身压力容器气瓶的壳厚相对筒身直径较小,我们将壁厚直径比小于 20 ($t \leq \frac{1}{20} D_i$) 的压力容器称为薄壁压力容器,采用薄壁压力容器强度理论进行壁厚设计,薄壁气瓶正应力与爆破压强如表 6 所示。

表 6 薄壁气瓶正应力与爆破压强表

设计参数	公式	偏轴应力	应力爆强比	应力爆强比
气瓶内径	D			
爆破强度	P_b			
材料强度	σ_b			
气瓶壁厚	t			

续表 6

设计参数	公式	偏轴应力	应力爆强比	应力爆强比
壁厚径比	$k_t = \frac{5}{n}$		$k_t = \frac{1}{10}$	$k_t = \frac{1}{20}$
环向拉应力	$\sigma_\theta = \frac{P_b D}{2t}$	$\sigma_\theta = \frac{P_b}{2k}$	$\sigma_\theta = 5P_b$	$\sigma_\theta = 10P_b$
纵向拉应力	$\sigma_x = \frac{P_b D}{4t}$	$\sigma_x = \frac{P_b}{4k}$	$\sigma_x = 2.5P_b$	$\sigma_x = 5P_b$
厚向压应力	$ \sigma_r _{\max} = P_b$	$ \sigma_r _{\max} = P_b$	$ \sigma_r _{\max} = P_b$	$ \sigma_r _{\max} = P_b$

薄壁气瓶正应力与爆破压强表 6 中, D 为压力容器圆柱内胆直径; P_b 为产品爆破强度; σ_b 为纤维材料抗拉发挥强度; t 为气瓶壁厚。

网格强度理论应用于薄壳压力容器强度计算,采用压力容器内力模型建立并验证。基于应力爆强比可建立直观的应力六面体模型,去确定不同厚径比压力容器的力学几何模型。从厚径比 10 % 的壳体压力容器的应力模型的直观应力六面体模型来看,已经不太适用薄壳压力容器平面力学模型,厚径比 5 % 薄壳压力容器的应力模型和厚径比 10 % 壳体压力容器的应力模型如图 10 和图 11 所示。

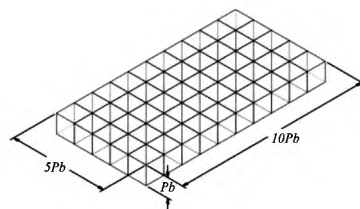


图 10 厚径比 5 % 薄壳压力容器的应力模型

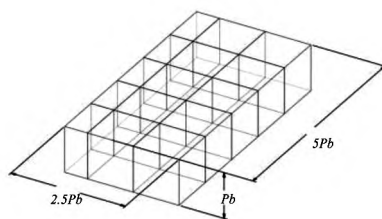


图 11 厚径比 10 % 壳体压力容器的应力模型

2.5 全缠单角缠绕工艺

忽略内胆承载的Ⅲ型瓶壁厚计算,如果气瓶筒身只有单角度螺旋缠绕层,且气瓶筒壁环向和轴向同时失效的均衡型压力容器,根据爆破压强计算方程确定单角度螺旋缠绕层厚度和特殊的螺旋缠绕角。

由此可知,在均衡平衡条件下,全缠单角缠绕气瓶的轴向强度分量与环向缠绕强度分量相等,且

等于气瓶爆破强度, 计算如公式 (11) 和公式 (12) 所示。

$$\begin{aligned}
 P_b &= P_\alpha^0 = \frac{2t_{f\alpha}\sigma_{fb}\sin^2\alpha}{D} \\
 P_b &= P_\alpha^x = \frac{4t_{f\alpha}\sigma_{fb}\cos^2\alpha}{D} \\
 P_\alpha^0 &= P_\alpha^x = P_b \\
 P_\alpha^0 = P_\alpha^x &\Rightarrow \frac{2t_{f\alpha}\sigma_{fb}\sin^2\alpha}{D} = \frac{4t_{f\alpha}\sigma_{fb}\cos^2\alpha}{D} \\
 &\Rightarrow \sin^2\alpha = 2\cos^2\alpha \Rightarrow \alpha = 54.7^\circ \quad (11) \\
 P_b = P_\alpha^0 &= \frac{2t_{f\alpha}\sigma_{fb}\sin^2\alpha}{D} \Rightarrow t_{f\alpha} = \frac{DP_b}{2\sigma_{fb}\sin^2\alpha} \\
 &\Rightarrow t_{f\alpha} = \frac{3DP_b}{4\sigma_{fb}} \Rightarrow k_t = \frac{t_{f\alpha}}{D} = \frac{3P_b}{4\sigma_{fb}} \quad (12)
 \end{aligned}$$

全缠单角缠绕公式 (11) 所确定的筒身均衡强度缠绕角是纤维缠绕压力容器设计的关键缠绕角度; 筒身段缠绕层壁厚公式 (12) 所确定的筒身缠绕层壁厚可以用于产品初期概念设计阶段; 如果考虑到封头强度补强, 可以乘以相关补强系数即可。如果在筒身任一截面处的缠绕角度都大于 54.7° , 则此截面处的环向强度过大。两端极孔所确定的螺旋缠绕角通常都小于 54.7° , 而封头区域没有环向缠绕工艺, 故此封头肩部区域需要环向补强工艺。

如果极孔所确定的螺旋缠绕角大于 54.7° , 那么封头肩部区域则需要更小缠绕角的纵向补强工艺, 且缠绕层总壁厚不可能是最优设计。因此, 没有特殊情况, 工程师通常不会采用此种封头结构类型。例如, 气瓶的一端全开口, 其螺旋缠绕角 90° , 单端全开口压力容器需要纵向补强。如果采用挂钉工艺进行小角度缠绕则材料利用低且工艺链长。如果筒身采用变角度缠绕, 则筒身壁厚分布不均匀且筒身强度不均等。

3 结语

本研究给出了不等极孔可缠绕条件, 即前后极孔直径比差 $k_2 - k'_2$ 应小于等于 $54.7/60$ 乘以摩擦系数 f , 即 $k_2 - k'_2 \leq 54.7f/60$ (或 $k_2 - k'_2 \leq 0.92f$)。

参考文献

- [1] 姜广祥, 费春东, 蒋喜志. 不等极孔纤维缠绕球形压力容器的结构设计与性能 [J]. 纤维复合材料, 2002 (2): 23-26.
- [2] 费春东, 杨丽萍, 孙博, 等. 不等极孔压力容器缠绕线型的理论分析与计算 [J]. 纤维复合材料, 2006 (1): 40-43.
- [3] 张桂明, 刘超凡, 郑磊, 等. 基于遗传算法的不等开口复合材料壳体缠绕角优化设计方法 [J]. 纤维复合材料, 2022, 39 (4): 18-23.
- [4] 刘榛, 吴乔国, 康凯, 等. 铝合金内胆碳纤维缠绕气瓶最佳自紧压力分析 [J]. 纤维复合材料, 2022, 39 (4): 12-17.
- [5] 杨克伦, 王金娜, 宗磊, 等. 干法缠绕成型工艺制备压力容器 [J]. 纤维复合材料, 2022, 39 (3): 114-117.
- [6] 侯传礼, 姜小杰, 杜鹏, 等. 大直径半球容器纤维缠绕线型研究 [J]. 纤维复合材料, 2018, 35 (2): 40-42.
- [7] 陈博. 纤维缠绕无内衬中低压复合材料容器制造工艺方案 [J]. 纤维复合材料, 2017, 34 (4): 31-35.
- [8] 张刚翼, 齐磊. 国产碳纤维缠绕铝内衬气瓶的缠绕设计及校核 [J]. 纤维复合材料, 2017, 34 (1): 11-14.
- [9] 吕广普, 刘洪上, 杜相荣. 大直径纤维缠绕水容器封头增强研究 [J]. 纤维复合材料, 2015, 32 (4): 8-11.
- [10] 王祥龙, 程彬, 刘志栋. 复合材料缠绕氩气瓶研制技术 [J]. 纤维复合材料, 2015, 32 (2): 3-6.
- [11] 蒋喜志, 吴东辉, 石建军, 等. 纤维缠绕压力容器表面损伤试验研究 [J]. 纤维复合材料, 2013, 30 (1): 12-15+7.
- [12] 陈东方, 郭松, 张恒, 等. 等极孔气瓶的扩孔缠绕工艺 [J]. 纤维复合材料, 2024, 41 (3): 94-101.
- [13] 冷兴武. 纤维缠绕原理 [M]. 山东科学技术出版社, 1990: 121-122.