

DOI: 10.3901/JME.2022.06.194

复合材料包裹十二直角薄壁梁弯曲理论分析方法^{*}

陈 光¹ 魏晨阳¹ 解东旋² 郑楠纤¹ 冯玉鹏¹ 陈 勇¹

(1. 河北工业大学天津市新能源汽车传动与安全重点实验室 天津 300130;

2. 长春工业大学计算机科学与工程学院 长春 130000)

摘要: 复合材料包裹金属十二直角薄壁梁具有良好的弯曲特性, 应用于车身安全构件中可兼顾抗撞性和轻量化的需求。开发了一种适合应用于车身结构设计早期阶段的理论分析方法和程序, 来获得该种薄壁梁的弯曲特性。首先, 将复合材料包裹十二直角薄壁梁弯曲失效区域中的变形特征简化为塑性铰、滚动铰和平面拉伸三种能量耗散机制。进而, 考虑了滚动铰运动方向和复合材料纤维方向夹角的瞬时变化的影响, 推导了滚动铰塑性极限弯矩和滚动铰的能量耗散的理论表达式, 建立整个薄壁梁的弯曲能量耗散平衡方程。最后, 基于能量最小原则, 求解弯曲变形区域特征长度, 获得了复合材料包裹十二直角薄壁梁的弯曲特性(弯曲力矩-转角)曲线。与有限元分析的结果比较表明, 所提出的理论分析方法可以准确地预测复合材料包裹十二直角薄壁梁的弯曲特性。

关键词: 复合材料包裹金属薄壁梁; 十二直角截面; 弯曲特性; 理论分析; 塑性极限弯矩

中图分类号: U463

Theoretical Study of Glass Fibre Reinforced Polymer-steel Hybrid Thin-walled Twelve-right-angle-section Beams under Bending Loading

CHEN Guang¹ WEI Chenyang¹ XIE Dongxuan² ZHENG Nanxian¹ FENG Yupeng¹ CHEN Yong¹

(1. Tianjin Key Laboratory of Power Transmission and Safety Technology for New Energy Vehicles,

Hebei University of Technology, Tianjin 300130;

2. School of Computer Science & Engineering, Changchun University of Technology, Changchun 130000)

Abstract: The twelve-right-angled-section thin-walled beams wrapped by composites have excellent bending characteristics and can be used in vehicle body bending safety components that take into account both crashworthiness and lightweight. A theoretical method and process is developed to get the bending characteristics of the twelve-right-angled-section thin-walled beams wrapped by composites for the design of automobile body. Firstly, the deformation characteristics in the bending failure area of the hybrid thin-walled beams are simplified into three kinds of energy dissipation mechanism: plastic hinge, rolling hinge and plane tension. Furthermore, the angle between the composite fiber direction and the rolling hinge motion direction is considered as instantaneous, the plastic limit bending moment and the energy dissipation expressions of these rolling hinges in the bending failure area of the hybrid thin-walled beam is deduced theoretically, and the entire bending energy dissipation balance equation of the thin-walled beams is established. Finally, based on the minimum energy principle, the bending moment-rotation angle curve of the wrapped beam is gained. Comparison with the results of finite element analysis demonstrates that the theoretical analysis method employed in this study can accurately predict the performance of thin-walled beams.

Key words: composites wrapping metal thin-walled beams; twelve-right-angled-section; bending characteristics; theoretical analysis; plastic limit bending moment

0 前言

在汽车车身抗撞性的初始阶段, 还未形成详细

结构时, 需要选择安全构件的截面形式、尺寸、厚度和材料参数。薄壁梁抗撞性理论是该阶段安全构件结构设计的重要理论基础^[1-2]。复合材料包裹金属组成混合薄壁梁可以兼顾汽车车身结构对抗撞性和轻量化的需求^[1]。十二直角截面形式相比于车身中常见的矩形截面形式的薄壁梁具有更大的最大弯曲

^{*} 河北省自然科学基金资助项目(E2019202201)。20210411 收到初稿, 20211020 收到修改稿

力矩和平均力矩^[3]，适合应用于车身抗弯安全构件中，如 B 柱、门槛梁和前纵梁与地板纵梁连接部位。研究复合材料包裹十二直角薄壁梁的弯曲理论可为该类型结构设计提供理论基础。

目前已经开展了针对圆形和矩形截面的复合材料包裹金属薄壁梁压溃和弯曲理论研究工作。MAMALIS 等^[4]提出了复合材料特性简化假设，即拉伸时简化为线弹性，压缩时简化为理想塑性，进行复合材料包裹圆形截面金属薄壁梁的压溃分析。之后 HANEFI 和 WIERZBICKI^[5]采用平行和垂直单向复合材料纤维两个方向的拉伸极限和压缩平台应力，计算了平行圆管周向塑性铰塑性极限弯矩。WANG 和 LU^[6-7]表示了复合材料相对圆管周向 $[\pm\theta]$ 铺层角度的拉伸极限应力应变，推导了非特殊方向的塑性极限弯矩。

在上述研究基础上，SHIN 等^[8]将已有的复合材料包裹金属薄壁梁的塑性极限弯矩直接应用于玻璃纤维复合材料包裹矩形截面铝合金薄壁梁的压溃和弯曲理论分析中。MIRZAEI 等^[9]将单向复合材料应力角度转换公式代入 TSAI-HILL 失效准则，获得了与材料主方向成角度的失效强度，建立了塑性极限弯矩表达式，推导了多角度铺层复合材料包裹铝合金薄壁圆管的平均压溃力。KIM 等^[10]将已有的混合薄壁梁塑性极限弯矩带入 KECMAN^[11]的金属矩形截面薄壁梁的弯曲失效运动学理论模型，计算多角度碳纤维复合材料包裹矩形截面铝合金薄壁梁弯曲大变形阶段的弯曲力矩。YING 等^[12]、张君媛等^[13-14]考虑了复合材料纤维方向对材料失效临界应力的影响，推导了复合材料轴向包裹低碳钢正方形截面的锥形复合薄壁梁、对称角度铺层的复合材料包裹矩形截面薄壁梁和复合材料周向包裹低碳钢十二直角薄壁梁的平均压溃力。马其华等^[15]采用了 MAMALIS 的塑性极限弯矩，分析了 CFRP 包裹钢圆形截面薄壁梁三点弯曲能量耗散特性。

塑性极限弯矩是保证理论分析合理性的关键参数，其物理意义是单位尺寸的塑性铰和滚动铰在单位变形时的能量耗散特性。目前的塑性极限弯矩理论分析时中性层位置是不变的。而在混合薄壁梁的弯曲失效区域中，滚动铰铰线的滚动方向与复合材料纤维铺层方向的相对角度是瞬时变化的^[16-17]，会引起铰线局部的中性层位置发生变化。滚动铰的能量耗散在薄壁梁总能量中所占比例较大，在混合薄壁梁弯曲失效区域的运动学分析中应充分考虑这种瞬时性。

论文以单向玻璃纤维复合材料沿周向包裹金属十二直角的薄壁梁(文中简称为包裹十二直角薄壁

梁)为研究对象，推导考虑滚动铰瞬时运动的塑性极限弯矩理论表达式；分析包裹十二直角薄壁梁弯曲失效区域中滚动铰瞬时能量耗散；最终获得该形式薄壁梁的弯曲特性的理论分析方法。

1 包裹十二直角薄壁梁弯曲失效区域

本文研究对象的截面特性如图 1 所示。截面关于 y 向和 z 向两个轴对称，截面宽度为 b_z ；截面在 z 向长度分为三部分，分别表示为 b_1 、 b_2 和 b_3 ；截面内凹长度为 b_a ，厚度为 h ，为复合材料厚度 h_c 和金属部分厚度 h_m 之和。单向玻璃纤维复合材料周向包裹该薄壁梁，每层玻璃纤维复合材料厚度约为 0.35 mm。

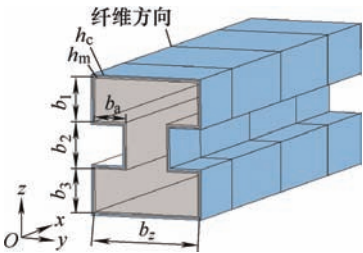


图 1 十二直角截面示意图

复合材料特性曲线^[6]如图 2 所示，详细参数如表 1 所示。金属部分采用了低碳钢材料 RSt37^[18]，其有效应力应变数据如表 2 所示。

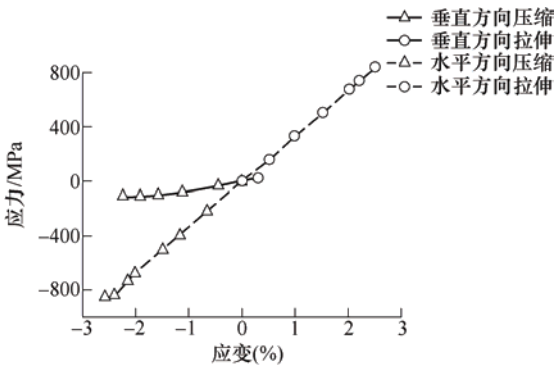


图 2 玻璃纤维复合材料特性

表 1 复合材料力学特性

	平行纤维 拉伸	平行纤维 压缩	垂直纤维 拉伸	垂直纤维 压缩
弹性模量/GPa	33.9	32.9	8.4(E_{yt})	7.2(E_{yc})
极限应力/MPa	845(X_t)	855(X_c)	24(Y_t)	116(Y_c)
极限应变(%)	2.5(ϵ_t)	—	0.28	—

表 2 RSt37 有效应力应变数据

有效应变 (%)	0.0	2.4	4.9	7.4	9.9	12.4	14.9	17.4
有效应力 /MPa	251	264	295	316	326	334	336	339

试验研究表明包裹的金属薄壁梁局部失效区域运动学关系与纯金属薄壁梁相似^[18-19]。本文假设复合材料随金属塑性失效机构一起运动,将薄壁梁弯曲失效区域中的能量耗散机制分为塑性铰、滚动铰和薄板拉伸三大类。弯曲区域中的各机制运动学关系与纯金属十二直角薄壁梁一致。根据文献[5]将复合材料拉伸时力学特性简化为线弹性,压缩时简化为理想刚塑性,如图 3 所示。

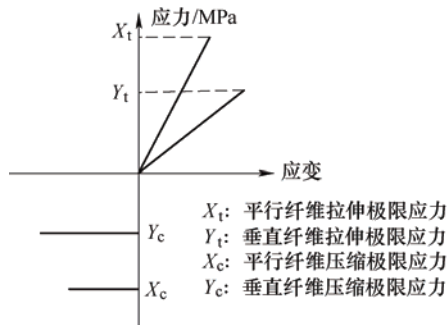


图 3 复合材料特性简化

如图 4 和图 5 所示为包裹十二直角薄壁梁分别绕 \$y\$ 向和 \$z\$ 向弯曲时失效区域中各塑性铰、滚动铰和薄板拉伸机制的分布。其中各关键点的标号与文献[20-22]保持一致,其中详细分析了纯金属十二直角薄壁梁弯曲失效区域各机制之间的运动和几何关系。

绕 \$y\$ 向弯曲时弯曲失效区域简化为图 4 中的上中下三部分,上部和中部失效机制包括塑性铰和滚动铰线,下部包括塑性铰、滚动铰和平面拉伸三种机制。绕 \$z\$ 向弯曲时弯曲失效区域简化为图 5 中的上部和小矩形及中部大矩形三部分。下部小矩形和中部大矩形的失效机制包括塑性铰、滚动铰和平面拉伸,上部小矩形只有塑性铰和滚动铰两种机制。图 4 和图 5 用不同颜色的圆点标注了滚动铰线和薄板拉伸位置,未标注的关键点之间的连线代表塑性铰位置。

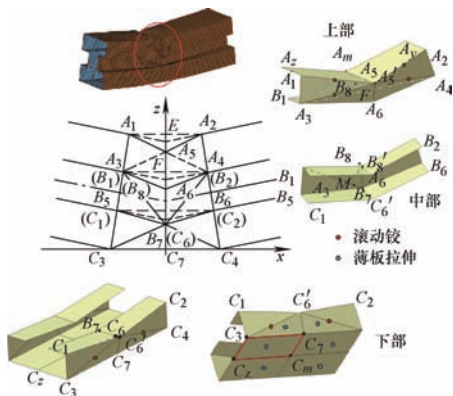


图 4 \$y\$ 向弯曲时各失效机制简化

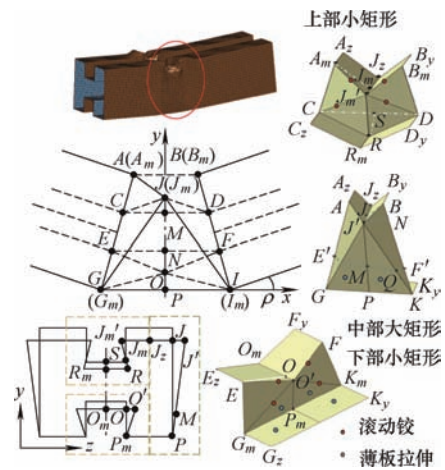


图 5 \$z\$ 向弯曲时各失效机制简化

2 滚动铰塑性极限弯矩

由图 4 和图 5 中各铰线的运动情况可以知,塑性铰和滚动铰中复合材料有受拉和受压两种受力状态,如图 6 所示。两种受力状态下的塑性极限弯矩应分别考虑。

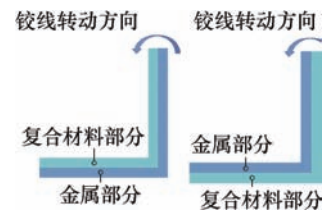


图 6 复合材料受压和受拉对比

滚动铰本质上是塑性铰的一种,具有绕铰线转动和在薄板上滚动的特性。如图 7 所示,为滚动铰线截面从 \$AB\$ 处滚动到 \$CD\$ 处的过程,滚动半径以 \$r\$ 表示。在这个过程中滚动铰在薄板上的位置也从 \$A_1B_1\$ 变化到 \$A_2B_2\$,如图 8 所示,铰线和纤维的角度也从 \$\lambda_1\$ 变化到 \$\lambda_2\$。在这个过程中,滚动铰弯曲局部的复合材料特性和中性轴位置是铰线瞬时运动方向和纤维方向夹角的函数。

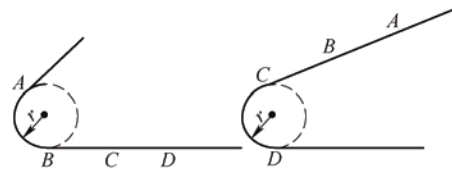


图 7 滚动铰滚动过程

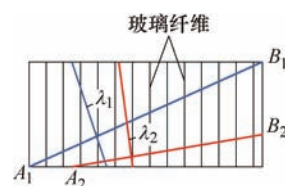


图 8 滚动铰的传播

2.1 复合材料力学特性方向转换

采用 TSAI-HILL 失效准则, 将沿纤维方向和垂直纤维方向的复合材料断裂极限应力和压缩平台应力转化到与纤维呈 λ 角度的方向上, 如式(1)和式(2)所示。其中, 下标 t 表示复合材料受拉, c 表示复合材料受压, λ 为复合材料受力和纤维方向所成角度, 如图 9 所示。 $\sigma_t(\lambda)$ 为与纤维成 λ 角度方向的拉应力, $\varepsilon_t(\lambda)$ 为与之对应的应变。 $\sigma_c(\lambda)$ 为与纤维成 λ 角度方向的压应力。

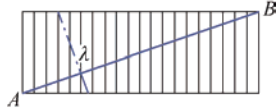


图 9 纤维和受力方向夹角

$$\sigma_t(\lambda) = \frac{1}{\sqrt{\frac{\cos^4 \lambda}{X_t^2} + \left(\frac{1}{S^2} - \frac{1}{X_t^2}\right) \cos^2 \lambda \sin^2 \lambda + \frac{\sin^4 \lambda}{Y_t^2}}} \quad (1)$$

$$\sigma_c(\lambda) = \frac{1}{\sqrt{\frac{\cos^4 \lambda}{X_c^2} + \left(\frac{1}{S^2} - \frac{1}{X_c^2}\right) \cos^2 \lambda \sin^2 \lambda + \frac{\sin^4 \lambda}{Y_c^2}}} \quad (2)$$

根据层合板的转轴公式, 可以获得复合材料的弹性模量表达式, 如式(3)所示。 $E(\lambda)$ 为与纤维成 λ 角度的方向上的复合材料弹性模量, 下标 1 表示沿纤维方向, 下标 2 表示垂直纤维方向, G 为切向模量, ν 为泊松比。

$$E(\lambda) = \left[\frac{1}{E_1} \cos^4 \lambda + \left(\frac{1}{G_{12}} - \frac{2\nu_{21}}{E_1} \right) \sin^2 \lambda \cos^2 \lambda + \frac{1}{E_1} \sin^4 \lambda \right]^{-1} \quad (3)$$

2.2 滚动铰塑性极限弯矩分析

当复合材料在铰线旋转外侧时复合材料受拉。滚动铰运动方向与纤维方向夹角为 λ , 本文以应变能守恒为原则, 推导获得式(4)计算复合材料等效拉伸应力 σ_{teq} 。其中, $\varepsilon_t(\lambda)$ 可将式(1)按照 TSAI-HILL 失效准则以应变表示形式获得。

$$\sigma_{teq}(\lambda) = \frac{\sigma_t(\lambda) \cdot \varepsilon_t(\lambda) \cdot r}{2(r_c - r)} \quad (4)$$

式中, r_c 为滚动铰运动时复合材料厚度中心部位的半径, 如式(5)所示

$$r_c = r + \frac{h_m + h_c}{2} \quad (5)$$

式中, r 为金属薄板的滚动半径, 可采用经验公式^[11]估算, 见式(6), 其中 H 为整个弯曲失效区域的长度, θ 为薄壁梁的弯曲角度。

$$r = \left(0.07 - \frac{\theta}{70} \right) H \quad (6)$$

复合材料受拉状态下, 当 $\sigma_m \cdot h_m \geq \sigma_{teq}(\lambda) \cdot h_c$ 时, 中性轴位于金属部分, 如图 10(a), 中性轴位置为

$$h_{xt}(\lambda) = \frac{h_m + 2h_c}{2} - \frac{\sigma_{teq}(\lambda) \cdot h_c}{2\sigma_m} \quad (7)$$

式中, σ_m 为金属材料的流动应力, h_m 为金属部分的厚度, h_c 为复合材料部分的厚度。此时的滚动铰塑性极限弯矩表示为

$$M_{0Rt}(\lambda) = \sigma_m \cdot \frac{[h_m + h_c - h_{xt}(\lambda)]^2}{2} + \sigma_m \cdot \frac{[h_{xt}(\lambda) - h_c]^2}{2} + \sigma_{teq}(\lambda) \cdot \frac{[2h_{xt}(\lambda) - h_c]^2}{8} \quad (8)$$

当 $\sigma_m \cdot h_m \leq \sigma_{teq}(\lambda) \cdot h_c$ 时, 中性轴位于复合材料部分, 如图 10b 所示, 中性轴位置为

$$h_{xt}(\lambda) = \frac{h_c}{2} + \frac{\sigma_m \cdot h_m}{2\sigma_{teq}(\lambda)} \quad (9)$$

此时滚动铰塑性极限弯矩表示为

$$M_{0Rt}(\lambda) = \sigma_m \cdot h_m \left[\frac{h_m}{2} + h_c - h_{xt}(\lambda) \right] + \sigma_{teq}(\lambda) \cdot \frac{h_{xc}(\lambda)^2}{2} + \sigma_{teq}(\lambda) \cdot \frac{[h_c - h_{xt}(\lambda)]^2}{2} \quad (10)$$

当复合材料位于铰线旋转的内侧时, 复合材料受压。复合材料受压状态下, 当 $\sigma_m \cdot h_m \geq \sigma_c(\lambda) \cdot h_c$ 时, 中性轴位置为

$$h_{xc}(\lambda) = \frac{h_m + 2h_c}{2} - \frac{\sigma_c(\lambda) \cdot h_c}{2\sigma_m} \quad (11)$$

此时的滚动铰塑性极限弯矩表示为

$$M_{0Rc}(\lambda) = \sigma_m \cdot \frac{[h_m + h_c - h_{xc}(\lambda)]^2}{2} + \sigma_m \cdot \frac{[h_{xc}(\lambda) - h_c]^2}{2} + \sigma_c(\lambda) \cdot \frac{[2h_{xc}(\lambda) - h_c]^2}{8} \quad (12)$$

当 $\sigma_m \cdot h_m \leq \sigma_c(\lambda) \cdot h_c$ 时, 中性轴位置为

$$h_{xc}(\lambda) = \frac{h_c}{2} + \frac{\sigma_m \cdot h_m}{2\sigma_c(\lambda)} \quad (13)$$

此时滚动铰塑性极限弯矩表示为

$$M_{0Rc}(\lambda) = \sigma_m \cdot h_m \left[\frac{h_m}{2} + h_c - h_{xc}(\lambda) \right] + \sigma_c(\lambda) \cdot \frac{h_{xc}(\lambda)^2}{2} + \sigma_c(\lambda) \cdot \frac{[h_c - h_{xc}(\lambda)]^2}{2} \quad (14)$$

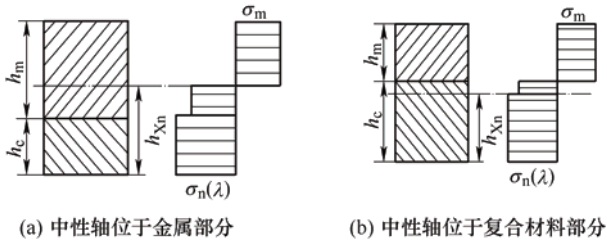


图 10 中性轴位置

3 弯曲失效区域能量耗散分析

3.1 滚动铰能量耗散分析

滚动铰运动耗散的能量为薄板的塑性极限弯矩与滚动铰扫过的面积和平均曲率之积^[11], 表示为式(15)。根据弯曲失效区域内各滚动铰的瞬时运动情况, 判定复合材料受力情况, 选择对应的滚动铰塑性弯矩表达式代入。

$$E_r = \int \frac{M_{0Rn}(\lambda)}{r} dS(\lambda) \quad (15)$$

式中, M_{0Rn} 为滚动铰的塑性极限弯矩, 下标 n 表示复合材料的受力状态, r 为滚动半径, S 为滚动铰扫过的面积。

如图 4 所示, 滚动铰为下部的 C_1C_6' (C_2C_6' 与之对称)、 C_3C_6' (C_4C_6' 与之对称) 和上部的 A_1A_5' (A_2A_5' 与之对称)、 A_3A_5' (A_4A_5' 与之对称)。其中所有滚动铰的复合材料均为受拉状态。如图 5 所示, 滚动铰为下部小矩形的 EO' (FO' 与之对称)、 G_mO' (K_mO' 与之对称), 两侧的大矩形 AJ' (BJ' 与之对称)、 GJ' (KJ' 与之对称) 和上部的小矩形 A_mJ_m' (B_mJ_m' 与之对称)、 CJ_m' (DJ_m' 与之对称)。其中下部小矩形失效区域滚动铰复合材料为受压状态, 其他滚动铰中复合材料均受拉。表 3 和表 4 列出了各滚动铰线的运动方向和纤维方向夹角和该滚动铰能量耗散表达式。

表 3 y 向弯曲失效区域滚动铰参数

铰线	铰线运动方向和纤维方向 夹角 λ	能量耗散表达式
C_1C_6'	$\lambda_1 = \arcsin\left(\frac{C_6C_6'}{C_2C_6'}\right)$	$\int_0^{\rho_0} \frac{HM_{0Rt}(\lambda_1)}{r} dC_6C_6'$
C_3C_6'	$\lambda_2 = \arctan\left(\frac{C_7C_6'}{H}\right)$	$\int_0^{\rho_0} \frac{2C_4C_6'M_{0Rt}(\lambda_2)}{3r} dC_6C_6'$
A_1A_5'	$\lambda_3 = \arcsin\left(\frac{A_5A_5'}{\sqrt{H^2 + A_5A_5'^2}}\right)$	$\int_0^{\rho_0} \frac{HM_{0Rt}(\lambda_3)}{r} dA_5A_5'$
A_3A_5'	$\lambda_4 = \arcsin\left(\frac{H}{A_3A_5'}\right)$	$\int_0^{\rho_0} \frac{2A_5A_5'M_{0Rt}(\lambda_4)}{3r} dC_5C_5'$

表 4 z 向弯曲失效区域滚动铰参数

铰线	铰线运动方向和纤维 方向夹角 λ	能量耗散表达式
EO'	$\lambda_5 = \arcsin\left(\frac{OO'}{FO'}\right)$	$\int_0^{\rho_0} \frac{HM_{0Rc}(\lambda_5)}{r} dOO'$
G_mO'	$\lambda_6 = \arcsin\left(\frac{H}{G_mO'}\right)$	$\int_0^{\rho_0} \frac{2G_mO' \cdot M_{0Rc}(\lambda_6)}{3r} dC_5C_5'$
$J'B$	$\lambda_7 = \arcsin\left(\frac{JJ'}{H}\right)$	$\int_0^{\rho_0} \frac{HM_{0Rt}(\lambda_7)}{r} dJJ'$
$J'K$	$\lambda_8 = \rho + \arctan\left(\frac{PJ'}{P_mG_m}\right)$	$\int_0^{\rho_0} \frac{2GJ' \cdot M_{0Rt}(\lambda_8)}{3r} dJJ'$
A_mJ_m'	$\lambda_9 = \arctan\left(\frac{J_mJ_m'}{H}\right)$	$\int_0^{\rho_0} \frac{HM_{0Rt}(\lambda_9)}{r} dJ_mJ_m'$
CJ_m'	$\lambda_{10} = \arcsin\left(\frac{H}{DJ_m'}\right)$	$\int_0^{\rho_0} \frac{2DJ_m' \cdot M_{0Rt}(\lambda_{10})}{3r} dJ_mJ_m'$
$DJ_m' = \frac{DJ_m'}{\sqrt{(RJ_m - RS)^2 + DS^2 + J_mJ_m'^2}}$		

根据滚动铰线在整个弯曲变形过程中的运动学描述, 可求得铰线和复合材料纤维方向夹角 λ 的变化, 如表 3 和表 4 所示。其中各铰线几何长度表达式可参见文献[17-22]。考虑截面关于 y 轴和 z 轴的对称, 各种滚动铰数量各为 4。

3.2 塑性铰和平面拉伸能量耗散分析

塑性铰转动耗散的能量为塑性铰的塑性极限弯矩 M_{0p} 与塑性铰长度 l 和转动角度 α 乘积。平面拉伸耗散的能量为极限膜力 N_0 与拉伸平面面积改变量 ΔS 乘积。塑性铰转动和薄板拉伸的方向相对于纤维方向不变, 根据文献[17-22]的弯曲区域运动学关系即可获得塑性铰转动和薄板拉伸方向与纤维方向夹角 λ_0 。代入式(7)~(14)可得 M_{0p} 。

塑性铰能量耗散如式(16)所示

$$E_p = M_{0pn}(\lambda_0)l\alpha \quad (16)$$

极限膜力表达式和平面拉伸的能量耗散如式(17)和式(18)所示

$$N_0 = \sigma_m \cdot h_m + \frac{\sigma_t^2(\lambda_0)h_c}{2E_t(\lambda_0)\varepsilon_t(\lambda_0)} \quad (17)$$

$$E_s = N_0 \cdot \Delta S \quad (18)$$

将各塑性铰、滚动铰和平面拉伸的能量耗散加和得到薄壁梁绕 y 轴和 z 轴弯曲的能量耗散表达式。其中, 弯曲失效区域长度 H 为未知量。本文根据能量最小原则, 对薄壁梁整体弯曲角度进行离散, 根据截面尺寸设定 H 的取值范围, 采用遍历法, 获得能量最小时的 H 值。

3.3 包裹十二直角薄壁梁最大弯曲力矩

采用论文提出的金属十二直角薄壁梁绕 y 向和 z 向弯曲最大弯曲力矩的分析方法^[17-22], 对金属部分和复合材料部分分别计算最大弯曲力矩, 以两部分之和作为包裹十二直角薄壁梁的最大弯曲力矩。由于复合材料在垂直纤维方向受力, 因此, 向最大弯曲力矩公式中代入垂直复合材料纤维方向压缩时材料的平台应力 Y_c 和弹性模量 E_c 进行分析。

4 包裹十二直角薄壁梁弯曲理论验证

采用有限元分析的方法对前述弯曲理论进行验证。薄壁梁有限元模型的截面尺寸如图 11 所示, 为金属中性层各部分尺寸, 薄壁梁长度为 400 mm, 玻璃纤维复合材料和金属材料特性如表 1 和表 2 所示。采用如图 12 所示工况模拟纯弯工况, 薄壁梁一端固定, 采用节点刚体单元连接截面中心和周围的节点及加载点。在距离另一端高度为 L 处施加恒定速度。为保证压应力的影响小于 1%, 采用式(19)估算速度加载位置, 根据截面尺寸取值约为 7 400 mm。为保证计算速度以 2 m/s 匀速加载。

$$L \geq \frac{100I_z}{S_y} \quad (19)$$

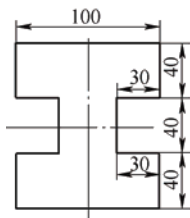


图 11 十二直角薄壁梁截面尺寸(mm)

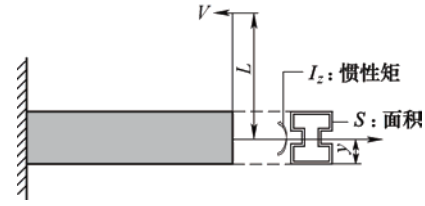


图 12 纯弯工况加载方式

采用商业软件 LS-DYNA 进行混合薄壁梁的非线性大变形分析。复合材料和金属部分均采用 Belytschko-Tsay 单元, 金属部分采用 *MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY 材料模型, 复合材料部分采用 *MAT_ENHANCED_COMPOSITE_DAMAGE 材料模型和 Chang-Chang 失效准则。采用关键字 *CONTACT_AUTOMATIC_NODES_TO_SURFACE 模拟复合材料和金属薄壁梁之间的相互作用。该建模方法的有效性在作者论文^[14,22]中以压溃工况进行了验证。

本文以金属部分厚度为 1.0 mm、1.4 mm 和 2.0 mm 和复合材料部分铺层层数为 2、4 和 6 组合建立 y 向和 z 向各 9 个有限元分析模型, 对相应的理论分析结果进行验证。 y 向和 z 向弯曲时各薄壁梁的理论分析和有限元分析结果对比如图 13 和图 14 所示。图 15 和图 16 为各薄壁梁在 y 向弯曲和 z 向弯曲时最大弯曲力矩和弯曲能量耗散的对比。能量耗散最大误差为 22%, 来自 y 向弯曲工况中厚度组合为($h_m=1.0$ mm, $h_c=2.1$ mm)的情况, 其他算例误差均在 $\pm 15\%$ 以内, 本文的理论分析方法具有较好的分析精度。

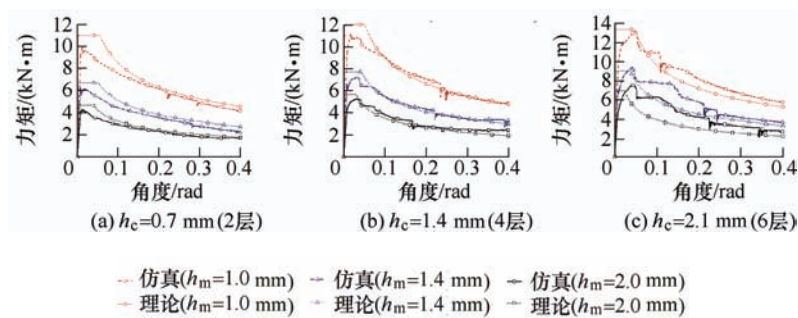


图 13 y 向弯曲理论与仿真比较

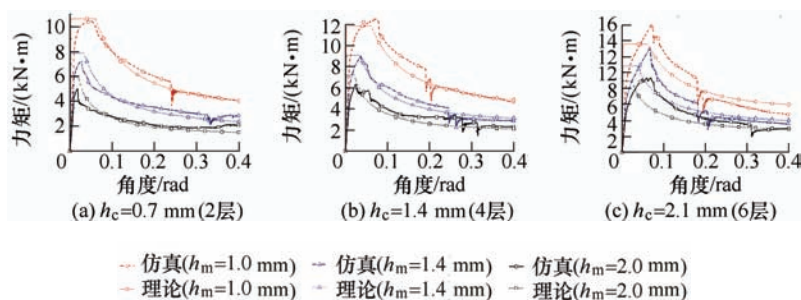


图14 z向弯曲理论与仿真比较

参 考 文 献

- [1] 余同希, 卢国兴. 材料与结构的能量吸收[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005.
YU Tongxi, LU Guoxing. Energy absorption of materials and structures[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2005.
- [2] MALEN D E. Fundamentals of automobile body structure design[M]. Pennsylvania: Sae International, 2011.
- [3] 陈光, 陈超, 路深, 等. 基于薄壁梁压溃和弯曲理论的前纵梁轻量化设计[J]. 汽车工程, 2016, 38(10): 1269-1273.
CHEN Guang, CHEN Chao, LU Shen, et al. Lightweight design of vehicle front rails based on the theory of thin-walled beam crush and bending[J]. Automotive Engineering, 2016, 38(10): 1269-1273.
- [4] MAMALIS A G, MANOLAKOS D E, DEMOSTHENOUS G A, et al. Axial plastic collapse of thin bi-material tubes as energy dissipating systems[J]. International Journal of Impact Engineering, 1991, 11(2): 185-196.
- [5] HANEFI E H, WIERZBICKI T. Axial resistance and energy absorption of externally reinforced metal tubes[J]. Composites Part B: Engineering, 1996, 27(5): 387-394.
- [6] WANG X, BLOCH J A, CESARI D. Static and dynamic axial crushing of externally reinforced tubes[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1992, 206(5): 355-360.
- [7] WANG X, LU GUOXING. Axial crushing force of externally fibre-reinforced metal tubes[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2002, 216(9): 863-874.
- [8] SHIN K, LEE J, KIM K, et al. Axial crush and bending collapse of an aluminum/GFRP hybrid square tube and its energy absorption capability[J]. Composite Structures, 2002, 57(1): 279-287.

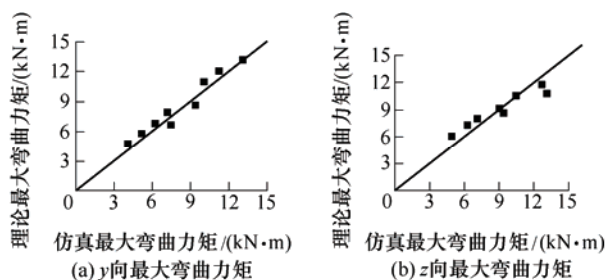


图15 最大弯曲力矩分析误差

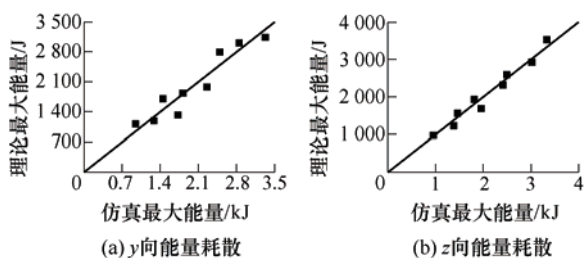


图16 能量耗散理论分析误差

5 结 论

(1) 本文考虑了复合材料包裹金属薄壁梁滚动铰运动方向和复合材料铺层方向的夹角对局部中性层位置的瞬时影响, 推导了由单向玻璃纤维复合材料和低碳钢组成的混合薄壁梁弯曲变形区域中滚动铰的塑性极限弯矩表达式。

(2) 分析了单向玻璃纤维复合材料周向包裹十二直角薄壁梁弯曲失效区域中所有滚动铰的实际运动方向和材料方向的夹角与整体弯曲角度之间的运动学关系, 推导了整个失效区域中滚动铰、塑性铰和平面拉伸机制能量耗散表达式。

(3) 基于能量最小原则获得包裹十二直角薄壁梁的弯曲特性, 与有限元分析结果对比大部分算例的最大误差在 $\pm 15\%$ 以内, 反映本文的理论分析方法具有较好的精度。

- [9] MIRZAEI M, SHAKERI M, SADIGHI M, et al. Experimental and analytical assessment of axial crushing of circular hybrid tubes under quasi-static load[J]. *Composite Structures*, 2012, 94(6): 1959-1966.
- [10] KIM H, SHIN D, LEE J. Characteristics of aluminum/CFRP short square hollow section beam under transverse quasi-static loading[J]. *Composites Part B: Engineering*, 2013, 51: 345-358.
- [11] KECMAN D. Bending collapse of rectangular and square section tubes[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 1983, 25(9): 623-36.
- [12] YING L W, YANG F P, WANG X. Analytical method for the axial crushing force of fiber-reinforced tapered square metal tubes[J]. *Composite Structures*, 2016, 153: 222-233.
- [13] ZHANG Junyuan, LU Bingquan, ZHENG Danfeng, et al. Experimental and numerical study on energy absorption performance of CFRP/aluminum hybrid square tubes under axial loading[J]. *Thin-Walled Structures*, 2020, 155: 106948.
- [14] ZHANG Junyuan, ZHANG Qiushi, CHEN Guang, et al. Axial crushing theory of externally fiber-reinforced thin-walled twelve right-angle section tubes[J]. *Thin-Walled Structures*, 2016, 103: 244-252.
- [15] MA Qihua, SUN Jiarui, GAN Xuehui, et al. Experiment and modified model for CFRP/steel hybrid tubes under the quasi-static transverse loading[J]. *International Journal of Crashworthiness*, 2020(4): 1-11.
- [16] YANG Haiyang, LEI Hongshuai, LU Guoxing, et al. Energy absorption and failure pattern of hybrid composite tubes under quasi-static axial compression[J]. *Composites Part B: Engineering*, 2020, 198: 108217.
- [17] ZHANG Junyuan, WU Linan, CHEN Guang, et al. Bending collapse theory of thin-walled twelve right-angle section beams[J]. *Thin-Walled Structures*, 2014, 85: 377-387.
- [18] SEITZBERGER M, RAMMERSTORFER F G, DEGISCHER H P, et al. Crushing of axially compressed steel tubes filled with aluminium foam[J]. *Acta Mechanica*, 1997, 125(1-4): 93-105.
- [19] LIU Qiang, LIN Yongzhou, ZONG Zhijian, et al. Lightweight design of carbon twill weave fabric composite body structure for electric vehicle[J]. *Composite Structures*, 2013, 97: 231-238.
- [20] SHEN Yong, WU Zhenyu, HU Xudong. Effect of reinforcement layer number on energy absorption of aluminum-CFRP hybrid square tubes under axial loading: Experimental and numerical study[J]. *Thin-Walled Structures*, 2020, 155: 106935.
- [21] SUN Guangyong, YU Hang, WANG Zhen, et al. Energy absorption mechanics and design optimization of CFRP/aluminium hybrid structures for transverse loading[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2019, 150: 767-783.
- [22] 陈光. 多直角薄壁梁理论及在车身抗撞性设计中的应用研究[D]. 长春: 吉林大学, 2014.
- CHEN Guang. Research on the theory of the multi-right angles thin-walled beam and application in autobody crashworthiness design[D]. Changchun: Jilin University, 2014.

作者简介: 陈光, 女, 1987 年出生, 博士, 讲师。主要研究方向为汽车车身抗撞性与轻量化。

E-mail: chenguang@hebut.edu.cn

解东旋(通信作者), 男, 1989 年出生, 博士, 讲师。主要研究方向为智能网联汽车, 曾开展过车身结构设计与优化、有限元分析和金属成形技术等研究工作。

E-mail: xiedx_jlu@163.com