DOI: 10.3901/JME.2019.10.142

窗型多壁结构的耐撞性研究*

何宁 张勇 陈腾腾 林继铭 徐翔

(华侨大学机电及自动化学院 厦门 361021)

摘要: 具有高效吸能特性的薄壁结构已被广泛应用于各种运载工具中,但传统单壁结构存在易陷入全局弯曲的不稳定吸能模式。因此,提出一种窗型多壁结构,并采用试验测试、仿真分析与理论预测相结合的方法,详细研究了窗型多壁结构、均匀方形多胞结构与方形三壁结构在轴向载荷作用下的吸能特性。研究结果表明:窗型多壁结构比同质量的另外两种结构具有更高的吸能效率。同时,窗型多壁结构的几何参数(壁厚 T 、内层壁边长 D 、壁间距比 N)对结构的耐撞性能有显著影响。并且,基于超折叠单元理论开发了窗型多壁结构的理论模型,该模型能较好的预测窗型多壁结构的平均碰撞力与吸能特性,并采用数值分析结果与理论预测结果的对比来验证了理论预测模型的可靠性。研究结果对开发新颖的轻量化薄壁吸能结构提供了良好的指导与理论支撑。

关键词: 多壁结构; 能量吸能; 超折叠单元; 理论预测

中图分类号: U463

Crashworthiness Study of Window Multi-wall Structure

HE Ning ZHANG Yong CHEN Tengting LIN Jiming XU Xiang

(College of Mechanical Engineering and Automation, Huaqiao University, Xiamen 361021)

Abstract: Thin-walled structures have been widely used in various delivery vehicles due to high energy absorption performance, but single-wall structures easily suffer global bending and cause unstable energy absorption mode. Therefore, a window multi-wall structure is proposed to improve the energy absorption of single wall structures. The energy absorption characteristics of the window multi-wall structure, uniform multi-cell square structure and square three-wall structure are detail investigated under axial loading by experimental testing, simulation analysis and theoretical prediction. The results show that the window multi-wall structure has higher energy absorption efficiency than other two structures of the same mass. At the same time, the geometric parameters, such as wall thickness T , inner wall side length D and wall spacing ratio N , have a significant effect on crashworthiness of the window multi-wall structure. Furthermore, a theoretical model of the window multi-wall structure is developed to predict the mean crushing force and energy absorption of the window multi-wall structure based on super folding element theory. The reliability of the theoretical model is validated by comparing numerical results with theoretical solutions. The research findings offer a good guidance and theoretical support for development a novel thin-walled energy absorption structures.

Keywords: multi-wall structure; energy absorption; super folding element; theoretical prediction

0 前言

随着汽车保有量的逐年增长,交通事故的数量也逐年攀升,汽车的碰撞安全性能已经成为人们不可忽视的问题。因此,具有高的吸能性及吸能效率的薄壁结构在车辆领域得到了广泛的应用^[1],甚至在航天航空领域等轻量化设计中也发挥着重要的作用。并且,国内外学者已在薄壁结构的吸能性方面

开展了许多研究工作。其中,在单壁结构方面,WIERZBICKI等^[2]研究了方管的轴向碰撞,并提出超折叠单元理论(Super folding element, SFE)来预测其吸能。ABRAMOWICZ等^[3]研究了圆柱管和方管的轴向碰撞,并推导出平均碰撞力的理论模型。但是,由于单壁结构仍存在轴向冲击载荷作用下的吸能能力不足,易出现欧拉屈曲现象等缺陷^[4],从而使得薄壁管结构的吸能效率大大降低。

近年来,具有更好耐撞性能的多胞结构引起了研究人员的高度关注。CHEN等^[5]提出了简化超级折叠单元理论(Simplified super folding element, SSFE),并推导出多胞管的折叠波长和平均载荷的

* 国家自然科学基金(51675190)、福建省高等学校新世纪优秀人才计划和华侨大学研究生科研创新基金资助项目。20180604收到初稿,20181212收到修改稿

理论表达式。ZHANG 等^[6]开展了相同质量的不同方形多胞铝管的轴向碰撞吸能性分析,发现具有更多管壁的多壁结构能有效提高吸能效率。ANNISA 等^[7]通过数值分析和试验研究的手段对单壁,双壁及多壁管在动态轴向冲击力作用下的耐撞性进行了研究,结果表明在双壁管的壁间增加加强肋有利于提高多胞管的耐撞性能。此外,WANG 等^[8]研究了等质量不同胞体数的均匀方形多胞结构在轴向载荷作用下的吸能性,发现胞体数越多,均匀方形多胞结构的吸能性越强。并且,WU 等^[9]提出并研究了一种5胞方形管结构耐撞性,发现5胞结构的吸能性明显优于4胞方形结构和单壁方管,进一步表明增加胞元数能有效提高吸能效率。

上述研究发现,薄壁结构的多壁特性能较好的改善其吸能性,是薄壁结构推进和发展的一个重要方向,对发掘薄壁结构的潜在吸能特性具有很高的研究价值。综合上述研究,薄壁结构的塑性应变及能量耗散主要集中于结构的拐角区域^[2],且拐角区域形成 90° 夹角能有效提高结构的平均碰撞力和能量吸收^[10-11]。因此,基于这些发现的启发,提出一种窗型多壁结构,并采用试验、数值分析与理论推导方法详细的讨论了该结构的吸能性和耐撞性。研究结果对开发新颖的轻量化薄壁吸能结构提供了良好的指导与理论支撑,也对我国汽车被动安全性及轻量化研究的发展具有重要的现实意义。

1 窗型多壁结构的数值模型

1.1 几何模型

窗型多壁结构(Window multi-walled column tube, WMCT)的几何截面及其几何参数如图1a所示,它们分别是壁厚 T ,内层壁边长 D ,壁间距比 $N(N=d_1/d_2)$ 。 d_1 , d_2 分别为外壁到中壁的距离和中壁到内壁的距离。并且,为了开展对比研究,建立均匀方形多胞(3×3)结构(Uniform multi-cell square tube, UMST)与方形三壁结构(Square three-walled tube, STT)的几何截面及其几何参数如图1b和图1c所示,各个方形截面的

图1 窗型多壁结构的几何截面及碰撞示意图

边长皆为60 mm。为了研究各个结构的耐撞性,图1d建立了三种多壁结构的冲击示意图。其长度为 $L=110$ mm,底部固定在刚性墙上。质量 $m=300$ kg的冲击块以 $V_0=20$ m/s的初始速度冲击多壁结构。

1.2 多壁结构的有限元模型

基于图1的几何模型,在非线性有限元软件LS-DYNA建立了三种多壁结构的有限元碰撞模型如图2,多壁管采用 $2\text{ mm}\times 2\text{ mm}$ 的BT四节点壳单元进行离散,冲击块与刚性墙定义为刚体。为了模拟多壁结构与刚性支撑之间的接触力,多壁管和刚性支撑之间采用自动点面接触,为避免多壁管在压缩过程中自身的接触穿透,多壁管采用自动单面接触,且接触的静、动摩擦因数分别取为0.3和0.2。

图2 有限元模型

多壁管采用LS-DYNA中的MAT-24号材料模型,其材料为铝合金Al6061-O,其基本材料参数如下:密度 $\rho=2.7\times 10^3\text{ kg/m}^3$,弹性模量 $E=68.2\text{ GPa}$,初始屈服应力 $\sigma_y=96.8\text{ MPa}$,极限应力 $\sigma_u=195\text{ MPa}$,泊松比 $\mu=0.3$,图3为Al6061-O建立的拉伸试件及得到的有效应力应变曲线。刚性支撑采用LS-DYNA中的MAT-20号刚性材料模型。此外,由于铝合金应变率不敏感,在数值模型中忽略了应变率效应^[12]。

图3 Al6061-O有效应力应变曲线

1.3 试验分析与数值模型验证

为了获取多壁结构的吸能特性和验证有限元模型的可行性。首先基于线切割方法加工了如图4a所示为壁厚为0.6 mm的UMST试验试件,UMST试件在MTS万能材料试验机开展了速度为5 mm/min的

准静态试验。其在 70 mm 的压缩位移的变形如图 4b 所示, UMST 有较好的逐级折叠的变形模式。

图 4 在 MTS 万能试验机上进行准静态试验

此外, 为了验证文章数值模型的可行性, 基于试验的加载边界条件, 对 UMST 结构开展了仿真分析, 图 5a 分别给出了不同压缩位移下试验与仿真的变形模式对比, 由图可知, 试验与仿真的变形模式具有较好的一致性, 表明了数值分析结果的准确性。图 5b 进一步给出了 UMST 结构试验与仿真的压缩力-位移曲线, 其中试验与仿真曲线在波峰与波谷的波动性上具有较好的一致性, 从而进一步表明建立的有限元数值模型的准确性与可靠性。

(a) 不同压缩位移下试验与仿真的变形模式对比

(b) 试验与仿真的压缩力-位移曲线

图 5 试验测试与有限元模型比较

2 数值结果与讨论

2.1 耐撞性指标

多壁结构的主要耐撞性指标包括总吸能量

(Energy absorption, EA), 比吸能(Specific energy absorption, SEA), 峰值碰撞力(Peak crushing force, PCF), 碰撞力效率(Crushing force efficiency, CFE)等。

SEA 是最关键的能量吸能效率指标, 其表示了多壁结构单位质量的吸能率^[13], 其可表示为

$$SEA = \frac{EA}{m} \quad (1)$$

式中, m 表示结构的质量, EA 表示结构在塑性变形过程中的总吸能量, 其方程为

$$EA = \int_0^{\delta} F(x) dx \quad (2)$$

式中, δ 表示有效压缩位移, 所提出的有效压缩位移为 70 mm。 $F(x)$ 是碰撞过程中的瞬时碰撞力, $F(x)$ 的最大值(Peak crushing force, PCF)和平均值(Mean crushing force, MCF)与乘员的安全密切相关, 因为当碰撞发生时高的 PCF 会导致高的冲击加速度以及高的伤亡率, MCF 可表示为

$$MCF = \frac{EA}{\delta} = \frac{\int_0^{\delta} F(x) dx}{\delta} \quad (3)$$

另外, 碰撞力效率 CFE 也是一个很重要的指标, 它表示冲击过程中的载荷的稳定性, CFE 可表示为

$$CFE = \frac{MCF}{PCF} \times 100\% \quad (4)$$

CFE 值越高表明载荷稳定性就越高^[14]。

2.2 多壁与多胞结构的耐撞性对比

为了研究三种多壁结构的耐撞性能, 首先分析三种多壁结构在 5 种不同质量下的耐撞性, 表 1 给出了各质量参数及其对应的耐撞性指标值。其中,

表 1 不同质量下三种多壁结构的数值结果

多壁结构	质量/kg	壁厚/mm	EA /kJ	SEA/(kJ/kg)	PCF/kN	CFE
WMCT ₁	0.107	0.60	2.300	21.497	51.635	0.636
UMST ₁	0.107	0.75	1.986	18.580	51.714	0.549
STT ₁	0.107	0.75	1.287	12.042	51.485	0.357
WMCT ₂	0.160	0.90	4.430	27.616	83.443	0.758
UMST ₂	0.160	1.13	3.740	23.376	84.182	0.635
STT ₂	0.160	1.13	2.478	15.487	82.203	0.431
WMCT ₃	0.214	1.20	6.874	32.149	116.267	0.845
UMST ₃	0.214	1.50	5.811	27.181	117.964	0.704
STT ₃	0.214	1.50	3.877	18.133	113.727	0.487
WMCT ₄	0.267	1.50	9.555	35.745	167.681	0.814
UMST ₄	0.267	1.88	8.280	30.975	154.738	0.764
STT ₄	0.267	1.88	5.943	22.232	145.978	0.582
WMCT ₅	0.321	1.80	12.334	38.447	219.123	0.804
UMST ₅	0.321	2.26	11.021	34.355	209.119	0.753
STT ₅	0.321	2.26	7.680	23.940	178.656	0.614

窗型多壁结构的内层壁边长 D 与壁间距比 N 分别为20 mm与1。

图6表示3种多壁结构在5组不同质量下的SEA柱状图。首先,三种结构的SEA都随着质量的增加而增加,其中,WMCT具有明显吸能性优势,WMCT($m=0.214$ kg)的SEA和CFE分别比同质量的UMST提升了18%和20%,也比同质量的STT的SEA和CFE分别提升了77%和73%,且STT结构在各种质量参数下都具有最低的SEA。图7进一步给出了三种结构($m=0.214$ kg)在压缩位移70 mm处的压缩力-位移曲线及对应的变形模式,由图可知,WMCT与UMST都发生了较好的逐级折叠的变形模式,而STT却发生了不规则的变形模式。并且,WMCT的压缩力-位移曲线明显高于UMST。

图6 三种多壁结构的SEA

图7 三种多壁结构的压缩力与位移曲线

图8给出了3种多壁管在5组质量下的CFE。由图可知,WMCT结构在不同的质量下都具有最高的CFE,表明其具有最好的载荷稳定性。此外,三种结构的CFE随着质量的增加都呈现出先增后降的趋势,从而表明增加结构的质量并不总能提高结构的载荷一致性。

图8 三种多壁结构的CFE对比

综上可知,WMCT结构在能量吸收能力与载荷稳定性方面都优于UMST和STT。因此,所提出的窗型多壁结构具有优异的耐撞性。

2.3 窗型多壁结构的耐撞性参数研究

虽然WMCT具有较好的能量吸收性能,但其耐撞性也与其几何拓扑参数息息相关。因此,进一步开展了WMCT在不同几何参数的耐撞性研究。

2.3.1 内层壁边长 D 和壁厚 T 的影响

在保持壁间距比 $N=1$ 的情况下,表2给出了 D 与 T 的2因素5水平全因子设计的耐撞性参数及其指标。

表2 不同 D 与 T 下的WMCT的耐撞性指标

壁间距/mm	壁厚/mm	EA/kJ	SEA/(kJ/kg)	PCF/kN	CFE
10	0.6	2.291	22.548	49.022	0.668
10	0.9	4.396	28.848	78.025	0.805
10	1.2	6.906	33.904	114.714	0.860
10	1.5	9.829	38.714	161.203	0.871
10	1.8	13.217	43.377	221.392	0.853
15	0.6	2.337	22.431	50.302	0.664
15	0.9	4.444	28.414	80.819	0.786
15	1.2	7.014	33.642	115.243	0.870
15	1.5	9.927	38.094	167.849	0.845
15	1.8	12.936	41.370	216.565	0.853
20	0.6	2.300	21.497	51.635	0.636
20	0.9	4.430	27.616	83.443	0.758
20	1.2	6.874	32.149	116.267	0.845
20	1.5	9.555	35.745	167.681	0.814
20	1.8	12.334	38.447	219.123	0.804
25	0.6	2.378	21.696	53.144	0.639
25	0.9	4.529	27.547	85.924	0.753
25	1.2	6.772	30.892	119.911	0.807
25	1.5	8.982	32.780	164.822	0.778
25	1.8	11.303	34.378	212.855	0.759
30	0.6	2.367	21.080	54.673	0.619
30	0.9	4.396	26.103	88.268	0.711
30	1.2	6.193	27.584	123.437	0.717
30	1.5	8.429	30.030	161.626	0.745
30	1.8	10.651	31.624	200.516	0.759

图9表示WMCT在不同 D 与 T 值下SEA曲线,

图9 SEA随 D 与 T 的变化曲线

逐渐降低的趋势。图 10 进一步给出了 WMCT($T=1.2$ mm)在不同 D 值下的变形模式,由图 10 可知,SEA 随着 T 的增加而增加,但曲线的增长趋势逐渐减小。并且,随着 D 值增大,SEA 呈现随着 D 值的增加,WMCT 的折叠波长逐渐增大,折叠数逐渐减少,从而导致 SEA 的下降。

图 10 WMCT($T=1.2$ mm, $N=1$)的变形模式

另外,图 11 表明 PCF 随 T 增长呈现明显的增大趋势,表明 PCF 对结构厚度的变化具有非常强的敏感性。且不同 D 值对应的 PCF 曲线基本重合,表明 PCF 对内层壁边长 D 不敏感。CFE 随 D 与 T 变化的曲线如图 12 所示,CFE 呈现了明显的先增后降的趋势,且在 $T=1.2$ mm 附近出现最大值。且随着 D 的增大,CFE 也呈现下降的趋势。由此可知, T 与 D 皆对 WMCT 的耐撞性能有重要影响,且增大 D 不利于改善 WMCT 的吸能性。

图 11 PCF 随 D 与 T 的变化曲线

图 12 CFE 随 D 与 T 的变化曲线

2.3.2 壁间距比 N 的影响

本节在保持内层壁边长 $D=20$ mm 的情况下,研究了壁间距比 N 与对 WMCT 结构的耐撞性影响。表 3 给出了在 3 组不同厚度的 WMCT 在不同 N 下的各耐撞性指标。

表 3 不同 N 下的 WMCT 的耐撞性指标

壁厚/mm	壁间距比	质量/kg	EA/kJ	SEA/(kJ/kg)	PCF/kN	CFE
0.9	0.5	0.164	4.303	26.253	85.888	0.716
0.9	0.75	0.162	4.509	27.853	84.527	0.762
0.9	1	0.160	4.430	27.616	83.443	0.758
0.9	1.50	0.158	4.315	27.273	81.744	0.754
0.9	2	0.157	4.160	26.533	80.433	0.739
0.9	3	0.155	3.931	25.358	79.056	0.710
1.2	0.50	0.219	6.347	29.033	120.007	0.756
1.2	0.75	0.216	6.822	31.596	117.911	0.826
1.2	1	0.214	6.874	32.149	116.267	0.845
1.2	1.50	0.211	6.783	32.145	114.029	0.850
1.2	2	0.209	6.601	31.568	113.350	0.832
1.2	3	0.207	5.968	28.873	110.953	0.768
1.5	0.50	0.273	8.895	32.559	156.974	0.810
1.5	0.75	0.270	9.202	34.106	154.448	0.851
1.5	1	0.267	9.555	35.745	155.025	0.880
1.5	1.50	0.264	9.671	36.674	160.471	0.861
1.5	2	0.261	9.360	35.806	160.693	0.832
1.5	3	0.258	8.523	32.982	151.041	0.806

其中,图 13 与图 14 分别表示了 SEA 与 CFE 随 N 变化的曲线,SEA 与 CFE 随 N 都呈现先增大后减小的趋势,且约在 $N=1.5$ 时出现峰值。此外,随着 N 值的增加 PCF 有轻微的降低(图 15),这是由

图 13 SEA 随 N 的变化曲线

图 14 CFE 随 N 的变化曲线

图 15 PCF 随 N 的变化曲线

于 N 值的增加会使得 WMCT 的横截面积和刚度有一定的减小, 导致 PCF 降低。表明 N 对 WMCT 的耐撞性也有重要的影响。

3 窗形多壁结构的理论预测

理论预测能较好的获得结构的材料与几何参数与结构变形和吸能性的数学关系, 是吸能结构设计主要手段之一。因此, 进一步对 WMCT 开展理论分析和预测的研究, 并获得 N 、 D 、 T 与结构的吸能性的理论预测模型。

在冲击载荷的作用下, 薄壁结构被压溃产生折叠的变形能等于弯曲变形能与薄膜变形能之和。因此, 薄壁结构的能量吸收可表示为^[15]

$$\text{MCF} \cdot 2H = \frac{1}{\eta} (E_b + E_m) \quad (5)$$

式中, MCF 为平均碰撞力、 $2H$ 为折叠波长、 E_b 为弯曲变形能、 E_m 为薄膜变形能, η 为有效压缩距离系数。

3.1 弯曲变形能

基于简化超级折叠单元理论(Simplified super folding element, SSFE)^[6], 每个面的弯曲变形耗散能可通过叠加弯曲铰链线得到, 每个基本折叠单元有 3 个固定的弯曲铰链, 如图 16 给出了基本折叠单元弯曲变形的折叠过程。

图 16 基本折叠单元弯曲变形的折叠过程^[16]

弯曲变形能 E_b 可表示为

$$E_b = \sum_{i=1}^m \mu_0 M_0 b_i \quad (6)$$

式中, μ_0 表示弯曲过程中铰链线的旋转角度。为了简便, 假设在轴向压缩过程中, 基本折叠单元完全

折叠, 此时, 如图 16c 弯曲铰链处的 4 个旋转角 μ 均为 $\pi/2$ ^[6], b_i 表示单元的边长, $M_0 = \sigma_0 T^2 / 4$ 是薄壁发生塑性弯曲的弯矩, σ_0 表示材料的流动应力^[16-17]

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_u + \sigma_y}{2} \quad (7)$$

假设每个面的作用相似, 则总的弯曲变形能可用式(8)表示

$$E_b = 2\pi M_0 B \quad (8)$$

式中, B 为组成各个单元的边长之和, 即多胞结构横截面周长。

3.2 薄膜变形能

根据 SSFE 理论, 薄膜变形能 E_m 是通过计算各个拐角单元所耗散的能量和求得。图 17 给出了组成 WMCT 的两种基本拐角单元: L 形单元(圆圈)和 T 形单元(方形框)。

图 17 WMCT 的角单元示意图

3.2.1 L 形单元的薄膜变形能

图 18 表示 WMCT 中的 L 形单元(图 18a)和 T 形单元(图 18b)的折叠模式, 因此, L 形单元的变形模式可表示为图 19a^[5]的对称模式, 两个面同时发生折叠形成对称的三角形单元, 其三角形阴影区为能耗区域。

(a) L 形单元 (b) T 形单元

图 18 L 形单元和 T 形单元的变形模式

计算三角形阴影区域面积即得对称模式折叠的膜变形能 E_m^{sym} ^[11], 可以表示为

$$E_m^{\text{sym}} = \int \sigma_0 T ds = 4M_0 \frac{H^2}{T} \quad (9)$$

式中, T 表示多壁管的厚度。

由于折叠过程中每个面的作用相似, 因此, 对称模式下的 L 形单元的膜变形能 E_m^L 相当于 2 倍 E_m^{sym} , 表示为

$$E_m^L = 2E_m^{\text{sym}} = 8M_0 \frac{H^2}{T} \quad (10)$$

3.2.2 T 形单元的膜变形能

如图 18bT 形单元相当于在一个非对称的 L 形单元的基础上添加一个面组合而成的。非对称 L 形单元如图 19b, 两个面发生折叠变形挤压后形成 3 个非对称的三角形单元。图 20 表示了三面折叠单元的折叠过程和能量耗散区域^[18], 图 20a 为折叠过程, 图中 φ 为面与面之间的夹角, AME 区域沿着路径 ON 变形为 AMN (E 点的初始位置位于 O)。图 20b 中的三角形区域即为能量耗散区域。因此, T 形单元添加面的薄膜变形能 E_m^a 可表示为^[18]

$$E_m^a = \int \sigma_0 T ds = 2\sigma_0 TH^2 \tan(\varphi/2) = 8M_0 \tan(\varphi/2) \frac{H^2}{T} \quad (11)$$

图 19 基础折叠单元模式

图 20 三面折叠单元的折叠过程和能量耗散区域

非对称模式折叠的薄膜变形能 E_m^{asym} 可以表示为

$$E_m^{\text{asym}} = \int \sigma_0 T ds = 2M_0 \frac{H^2}{T} \quad (12)$$

因此, T 形单元 ($\varphi = \pi/4$) 的薄膜变形能 E_m^T 可以表示为

$$E_m^T = 4M_0 \frac{H^2}{T} + 8M_0 \frac{H^2}{T} = 12M_0 \frac{H^2}{T} \quad (13)$$

3.3 WMCT 的 MCF 和 SEA 的理论模型

WMCT 结构是由图 17 的 12 个 L 形单元和 24 个 T 形单元组成。因此, 将式(8)、(10)和(13)代入式(5), 得到 WMCT 的平均载荷

$$\text{MCF} \cdot 2H = \frac{1}{\eta} \left(2\pi M_0 B + 384M_0 \frac{H^2}{T} \right) \quad (14)$$

根据静态平衡条件^[6], 假设不同褶皱的波长 $2H$ 是相同的

$$\frac{\partial \text{MCF}}{\partial H} = 0 \quad (15)$$

故式(14)求偏导数可得

$$H = 0.072\pi^{0.5} B^{0.5} T^{0.5} \quad (16)$$

B 为 WMCT 的拐角单元的胞壁边长之和, 将 B 用内层壁边长 D 和壁间距比 N 进行表示

$$B = 480 + 2D + 2 \frac{DN + 60}{N + 1} \quad (17)$$

从而得到由参数 T , D , N 来表示的 WMCT 的平均载荷在准静态条件下的数学模型为

$$\text{MCF} = 6.928 \frac{\pi^{0.5} \sigma_0 T^{1.5}}{\eta} \sqrt{480 + 2D + 2 \frac{DN + 60}{N + 1}} \quad (18)$$

文中有效压缩距离系数 η 的取值为 0.7^[2]。

为了获得 MCF 在动态载荷下的理论模型, 文中进一步用动态系数 λ 来修正式(18)^[19]。表 4 给出了具有不同几何参数的 WMCT 的动态与准静态 MCF, 由表可知, 动态 MCF 与静态 MCF 之间的修正系数 λ 值约为 1.1。

表 4 动态与准静态下的平均载荷对比表

组别	内层壁边长 /mm	壁厚 /mm	壁间 距比	MCF 准静态 /kN	MCF 动态 /kN	动态 系数
1	20	0.9	1	60.972	63.281	1.04
2	20	1.5	1	127.593	136.494	1.07
3	10	0.9	1	56.699	62.805	1.11
4	20	0.9	2	53.623	59.435	1.11

MCF 的动态理论预测公式为

$$\text{MCF} = 6.928 \frac{\lambda \pi^{0.5} \sigma_0 T^{1.5}}{\eta} \sqrt{480 + 2D + 2 \frac{DN + 60}{N + 1}} \quad (19)$$

比吸能 SEA 的理论预测公式也可表示为

$$SEA = 4.409 \frac{\lambda \pi^{0.5} \sigma_0 T^{0.5}}{\rho \eta \sqrt{480 + 2D + 2 \frac{DN + 60}{N + 1}}} \quad (20)$$

3.4 理论预测结果与讨论

根据式(19)、(20), 表 5~7 分别给出在不同 T ($D=10$ mm, $N=1$)、 D ($T=1.2$ mm, $N=1$)、 N ($T=1.2$ mm, $D=20$ mm) 下理论预测模型的预测值与有限元分析值。由表可知, 在各个不同的参数中, 理论模型都能较好地预测 WMCT 的 MCF 和 SEA, 最大误差仅为 11.9%, 从而表明所推导的理论模型是具有良好的预测精度。

表 5 MCF 和 SEA 理论和仿真值随 T 值的变化表

壁厚 /mm	MCF 理论/kN	MCF 仿真/kN	SEA 理论 /(kJ/kg)	SEA 仿真 /(kJ/kg)	误差 (%)
0.6	32.073	32.860	20.998	21.497	2.4
0.9	58.923	63.281	25.718	27.616	7.4
1.2	90.717	98.193	29.696	32.149	8.3
1.5	126.781	136.494	33.201	35.745	7.7
1.8	166.658	176.197	36.370	38.447	5.7

表 6 MCF 和 SEA 理论和仿真值随 D 值的变化表

内层壁 边长/mm	MCF 理论/kN	MCF 仿真/kN	SEA 理论 /(kJ/kg)	SEA 仿真 /(kJ/kg)	误差 (%)
5	87.249	91.137	30.876	32.253	4.5
10	88.420	98.662	30.468	33.904	11.3
15	89.576	100.204	30.074	33.642	11.9
20	90.717	98.193	29.696	32.149	8.3
25	91.844	96.738	29.332	30.892	5.3
30	92.958	88.466	28.980	27.584	-4.8

表 7 MCF 和 SEA 理论和仿真值随 N 值的变化

壁间距比	MCF 理论/kN	MCF 仿真/kN	SEA 理论 /(kJ/kg)	SEA 仿真 /(kJ/kg)	误差 (%)
0.5	91.720	90.667	29.372	29.033	-1.2
0.75	91.148	97.452	29.556	31.596	6.9
1	90.717	98.193	29.696	32.149	8.3
1.5	90.111	96.893	29.896	32.145	7.5
2	89.704	94.298	30.032	31.568	5.1
3	89.193	85.259	30.204	28.873	-4.4

4 结论

通过采用试验测试、数值分析与理论预测的方法研究了窗型多壁结构的耐撞性。研究得到的几点结论概况如下。

(1) 窗型多壁结构的耐撞性优于同质量的方形均匀多胞结构和方形三壁结构, 多壁设计能有效提高碰撞效率及比吸能。

(2) 壁厚 T 、内层壁边长 D 以及壁间距比 N 对

窗型多壁结构的耐撞性能有重要的影响。

(3) 窗型多壁结构的理论模型能较精确地预测 MCF 与 SEA, 预测最大误差为 11.9%。

参 考 文 献

- [1] 张立玲, 高峰. 金属薄壁吸能结构耐撞性研究进展[J]. 机械工人: 热加工, 2006(1): 76-78.
- [2] ZHANG Liling, GAO Feng. Crashworthiness research progress of thin-walled energy-absorbing metal structures[J]. Mechanical Workers: Hot Working, 2006 (1): 76-78.
- [3] WIERZBICKI T, ABRAMOWICZ W. On the crushing mechanics of thin-walled structures[J]. Journal of Applied Mechanics, 1983, 50(4): 727-734.
- [4] ABRAMOWICZ W, JONES N. Dynamic progressive buckling of circular and square tubes[J]. International Journal of Impact Engineering, 1986, 4(4): 243-270.
- [5] GUILLLOW S R, LU G, GRZEBIETA R H. Quasi-static axial compression of thin-walled circular aluminium tubes[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2001, 43(9): 2103-2123.
- [6] CHEN W, WIERZBICKI T. Relative merits of single-cell, multi-cell and foam-filled thin-walled structures in energy absorption[J]. Thin-Walled Structures, 2001, 39(4): 287-306.
- [7] ZHANG Xiong, CHENG Gengdong, ZHANG Hui. Theoretical prediction and numerical simulation of multi-cell square thin-walled structures[J]. Thin-Walled Structures, 2006, 44: 1185-1191.
- [8] JUSUF A, DIRGANTARA T, GUNAWAN L, et al. Crashworthiness analysis of multi-cell prismatic structures[J]. International Journal of Impact Engineering, 2015, 78(78): 34-50.
- [9] WANG Zhonggang, LIU Jiefu, YAO Song. On folding mechanics of multi-cell thin-walled square tubes[J]. Composites Part B: Engineering, 2018, 132(1): 17-27.
- [10] WU Suzhen, ZHENG Gang, SUN Guangyong, et al. On design of multi-cell thin-wall structures for crash worthiness[J]. International Journal of Impact Engineering, 2016, 88: 102-117.
- [11] WIERZBICKI T, JONES N. Structural failure[M]. Hoboken: Wiley, 1989.
- [12] NIA A A, PARSAPOUR M. An investigation on the energy absorption characteristics of multi-cell square tubes[J]. Thin-Walled Structures, 2013, 68(10): 26-34.
- [13] 文桂林, 孔祥正. 泡沫填充夹芯墙多胞结构的耐撞性多目标优化设计[J]. 振动与冲击, 2015, 34(24105): 115-121.

- WEN Guilin, KONG Xiangzheng, et al. Multi-objective crashworthiness optimization design of foam-filled sandwich wall multi-cell structures[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34 (24105): 115-121.
- [13] 张勇, 刘舒然, 赖雄鸣, 等. 泡沫填充薄壁结构的抗弯性分析及多目标优化设计[J]. *机械工程学报*, 2016, 52(24): 115-122.
- ZHANG Yong, LIU Shuran, LAI Xiongming, et al. Bending resistance analysis and multi-objective optimization design of foam filled thin-walled structure[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(24): 115-122.
- [14] 兰凤崇, 马聪承, 陈吉清, 等. 泡沫铝填充充分体式翻转结构设计与优化分析[J]. *机械工程学报*, 2017, 53(12): 156-165.
- LAN Fengchong, MA Congcheng, CHEN Jiqing, YU Jianli, et al. Structural design optimization of split typed flip tubes filled with aluminum foam[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2017, 53(12): 156-165.
- [15] NHAN T T. Theoretical prediction and optimization for crashworthiness of multi-cell tubes under impact loading[D]. Changsha: Hunan University, 2015.
- [16] QIU Na, GAO Yunkai, FANG Jiangguang, et al. Theoretical prediction and optimization of multi-cell hexagonal tubes under axial crashing[J]. *Thin-Walled Structures*, 2016, 102: 111-121.
- [17] ZHANG Xiong, ZHANG Hui. Energy absorption of multi-cell stub columns under axial compression[J]. *Thin-Walled Structures*, 2013, 68(10): 156-163.
- [18] ZHANG Xiong, ZHANG Hui. Numerical and theoretical studies on energy absorption of three-panel angle elements[J]. *International Journal of Impact Engineering*, 2012, 46(6): 23-40.
- [19] HE Qiang, MA Dawei, ZHANG Zhedong, et al. Mean compressive stress constitutive equation and crashworthiness optimization design of three novel honeycombs under axial compression[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2015, 99: 274-287.
-
- 作者简介: 何宁, 男, 1994 年出生。主要研究方向为先进机械与车辆优化设计。
E-mail: 364644660@qq.com
- 张勇(通信作者), 男, 1980 年出生, 教授。主要研究方向为轻质材料的耐撞性研究。
E-mail: zhangyong@hqu.edu.cn
- 陈腾腾, 男, 1994 年出生。主要研究方向为先进机械与车辆优化设计。
E-mail: 1013123777@qq.com