doi:10.16018/j.cnki.cn32-1650/n.202504005

汽车注塑件平板加强筋设计优化

王 博
(泛亚汽车技术中心有限公司,上海 200093)

摘要:为确保内饰零部件刚度满足整车质量标准,以仪表板端盖为研究对象,通过NX UG建立平板件、正交筋板、品字筋板及蜂窝筋板4种模型,基于零部件点刚度测试标准,利用有限元软件ABAQUS对其表面施加作用力,采用变形量的大小评估抗弯曲性能,再使用正交设计方法分析筋长和筋高对零件刚度的影响。结果表明:作用力为100 N时,平板件变形量最大(17.5 mm),蜂窝筋板变形量最小(10.9 mm),较之平板件最大变形量,蜂窝筋板减小约37.71%;当蜂窝筋板筋高保持不变时,变形量随筋长增加逐渐增大;当蜂窝筋板筋长保持不变时,变形量随筋高增加逐渐减小;相同质量前提下,增大筋高比减小筋长对抑制变形量的效果更为显著。

关键词:注塑件;应力;工字筋;网格筋;蜂窝筋;形变量;正交设计方法
中图分类号:U463.82 **文献标志码**:A **文章编号**:1671-5322(2025)04-0036-05

21世纪以来,现代工业技术水平不断提高,汽车行业迎来前所未有的发展和变革,加之智能网联技术不断进步,以电子控制系统和通信技术为基础的人工辅助驾驶智能汽车使日常出行更为便捷,极大提高了出行效率[1-2]。技术进步的同时,消费者对汽车的使用不再局限于“出行工具”,而是向“生活空间”转变,上下班通勤或短途旅行的用车频率显著增加,对于汽车的依赖日益提升[3]。

随着日均用车时长的逐步提升,乘客对汽车乘坐的舒适性有了更高要求。内饰材料的选择、座椅姿态的设计及车内空间的布置均会对乘客乘坐体验产生重要影响[4-5]。其中,内饰(造型、触感、操作及静音)是客户能直接感知、接触及交互最多的零部件,是汽车品质评价的重要指标[6]。

基于整车性能、质量及零部件成本等多种因素考量,塑料件已成为汽车内饰工程应用最广的零部件,开发满足主机厂NVH(noise、vibration、harshness)性能需求且具有高强度的轻质高性能材料已成为内饰设计开发过程中的重要课题[7-9]。由于内饰零部件组成较多,在考虑外观设计的基础上,通常采用Clip、Snap等卡扣进行过盈装配,以实现零件零贴,减少振动和噪音,同时,紧密配合还可以防止灰尘和异物进入,提升乘客舱的舒适性[10]。塑料材料虽具有较强弹性和韧性,但在车辆使用过程中,长时间、高频次的振动引起的应力集中和疲劳损伤等问题易使得塑料件局部材料疲软、分子链断裂,最终导致零部件产生裂纹乃至整体断裂,完全失效[11]。

丁晓红等[12]基于自然界植物根系的形态形成机理,对加筋薄壁圆柱壳结构的加强筋进行仿生设计,通过有限元方法对设计对象在外部压力作用下的应力分布展开研究。王冠等[13]利用显式动力学有限元分析软件,以具有加筋结构设计的6061铝合金前碰撞横梁台车为研究对象,分析碰撞过程中横梁的抗弯曲性能。张宇等[14]以电池包为研究对象,采用有限元法和边界元法分析不同加强筋高度对辐射噪声影响,并结合振动传递路径和辐射噪声理论,研究电池包壳体辐射噪声产生机理。

综上所述,国内外学者虽在加强筋结构的应力分析弯曲性能及噪声改善等方面奠定了研究基础,然而在汽车塑料零部件领域,如何通过优化加强筋的布置方案与结构参数,从而在满足关

收稿日期:2025-09-08
作者简介:王博(1996—),男,河南郑州人,工程师,硕士,主要研究方向为整车热管理。

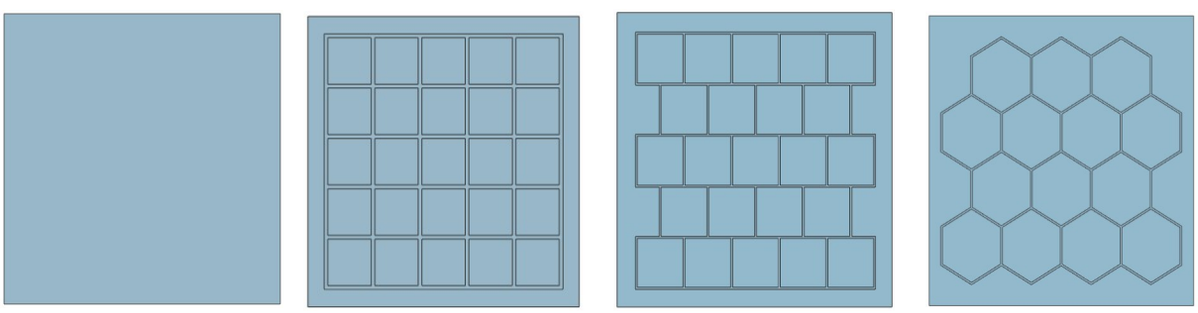
键性能如点刚度的前提下,最大限度地提升材料利用效率,并降低因结构复杂化带来的制造成本的增加与周期的延长,仍是当前工程实践中的一个重要优化方向。

为平衡设计性能与制造效率之间的矛盾,本研究以某车型仪表板端盖为研究对象,基于NX UG建立端盖模型,通过有限元软件ABAQUS对不同加强筋布置的平板件所受应力及变形量进行计算,按照点刚度测试标准对端盖进行刚度校核,选出最优布置方案,以期为塑料零部件加强筋结构设计提供参考。

2　模型建立

2.1　物理模型

某车型仪表板端盖主要由平板件、正交筋板、品字筋板及蜂窝筋板构成,4种板子均为150 mm×150 mm×2.5 mm,材料为聚丙烯(polypropylene,PP),筋条厚度为1 mm,筋条高度为3 mm,筋条所用质量相同,模型如图1所示。



a 平板件(无筋条)　b 正交筋板　c 品字筋板　d 蜂窝筋板

图1　加强筋模型

Fig. 1　Rib model

2.2　网格无关性验证

本文采用有限元分析软件ABAQUS对加强筋结构特性展开研究。由于有限元分析软件计算结果的准确性与模型网格的合理划分有关,即网格尺寸划分较大,则在计算网格第n和第n+1个单元节点方程时误差较大;当网格尺寸较小,虽计算结果的准确性可以得到保证,却会因计算规模呈指数级增长,造成时间和计算资源的浪费。因此,为确保模型计算的可靠性与高效率,需进行网格无关性验证。

本文使用5种不同尺度划分正交筋板模型网格,以最密网格(尺寸0.001 m)的结果为基准,对比分析其他网格尺寸下的计算结果;在计算误差满足工程精度要求(前4阶固有频率最大相对误差<1%)的前提下,选取计算效率最优的网格尺寸。表1为不同网格尺寸与正交筋固有频率的对应关系。

由表1可知,正交筋板的前4阶固有频率最

表1　正交筋板网格尺寸与固有频率对应关系

Table 1　The correspondence between the grid size of orthogonal stiffened plates and their natural frequencies

网格		固有频率/Hz				前4阶固有频率
尺寸/m	数量	第1阶	第2阶	第3阶	第4阶	最大相对误差/%
0.010	2 728	381.74	806.76	816.17	1 202.80	12.27
0.009	3 829	374.16	789.60	791.63	1 151.40	7.48
0.008	4 119	372.62	786.15	787.57	1 141.90	6.59
0.007	4 540	368.72	778.00	779.57	1 126.00	5.11
0.006	6 032	364.37	769.22	769.29	1 111.50	3.75
0.005	8 751	361.50	763.39	763.52	1 101.20	2.93
0.004	11 783	358.45	758.06	758.20	1 094.10	2.18
0.003	19 857	356.90	754.60	754.64	1 087.50	1.70
0.002	80 981	352.37	746.23	746.31	1 075.2	0.58
0.001	482 957	351.22	742.12	742.01	1 071.3	——

大相对误差随着网格数增加逐渐减小;当网格尺寸为0.002 m(网格数量为80 981)时,前4阶固有频率最大相对误差为0.58%(小于1%),相较于对照组(尺寸0.001 m),网格数量减少约83.23%。考虑到网格数量和计算效率,选择网格尺寸为0.002 m进行数值分析。

2.3　薄板弯曲理论

对于小变形、线弹性材料的薄板,通常忽略剪切变形影响。在四周固定、中心受集中力P的薄板中,最大挠度(变形量)δ_{max}和力的关系可通过以下公式描述。

$$\delta_{max}=\frac{0.0056\cdot P\cdot a^2}{D} \tag{1}$$

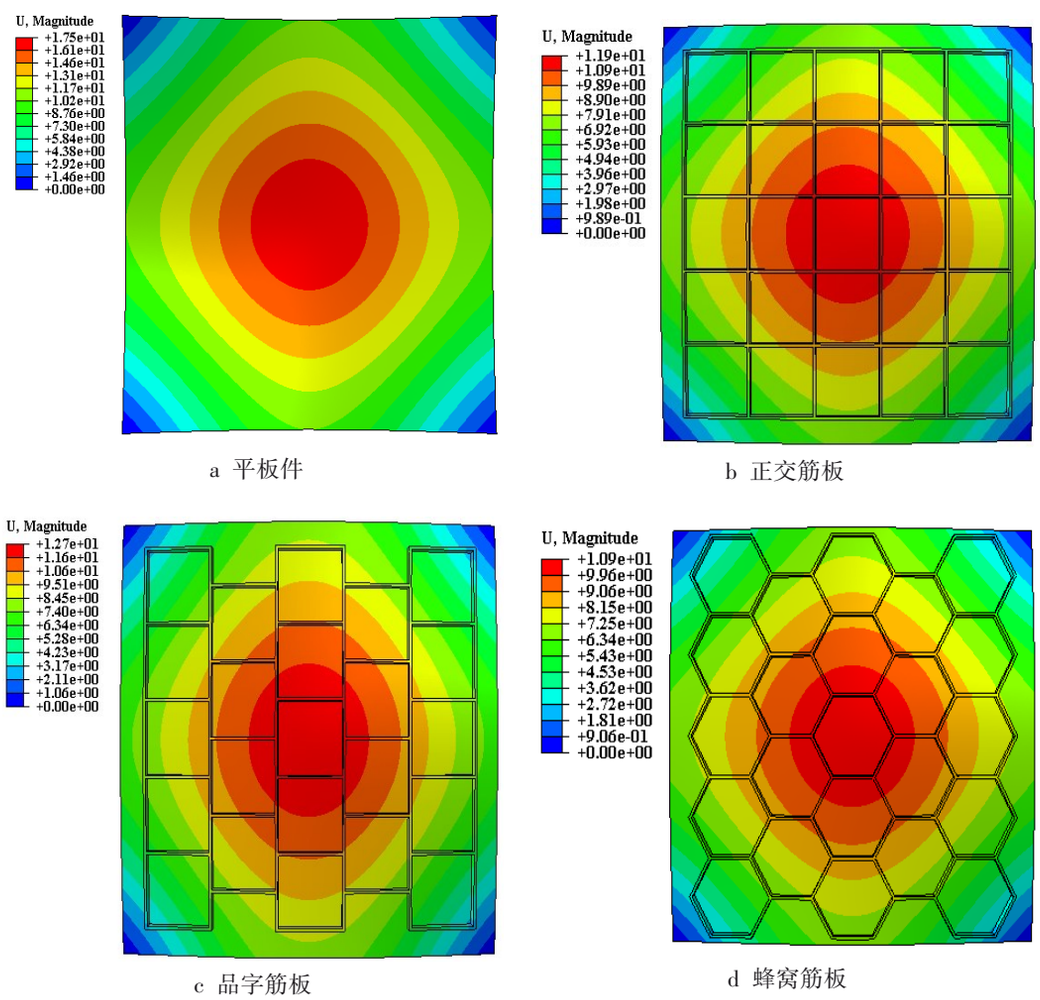
其中,$D=\dfrac{E\cdot h^3}{12(1-v^2)}$

式中:a为平板边长,m;D为平板弯曲刚度,N·m²;E为材料弹性模量,Pa;h为平板厚度,m;v为材料泊松比。

3　仿真分析

为保证汽车内饰零部件刚度,通常在塑料件背面布置加强筋(其形状、筋长及筋高等均会影响结构刚度)。为此,以平板件(背面未布置加强筋)为基础,设计3种筋条方案,并以零件中心为圆心,施加半径为0.01 m、大小为100 N的作用力,对比不同筋条布置方案下零件的变形量,结果如图2所示,加强筋优化流程如图3所示。

由图2可知,平板件、正交筋板、品字筋板及蜂窝筋板的最大变形量分别为17.5、11.9、12.7、10.9 mm;较之平板件变形量,3种筋板变形量均减小,分别减小了32.00%、27.43%、37.71%。显然,3种筋板中蜂窝筋板变形量减小最大,抗弯曲性能最好,可以有效减缓疲劳损伤,提升零部件使用寿命。因此,选用蜂窝筋板进一步研究筋高和筋长对塑料件刚度的影响。



a 平板件　　b 正交筋板

c 品字筋板　　d 蜂窝筋板

图2　不同筋条布置的筋板变形云图 (单位:mm)

Fig. 2　Deformation contour plots of stiffened plates with different rib arrangements (unit: mm)

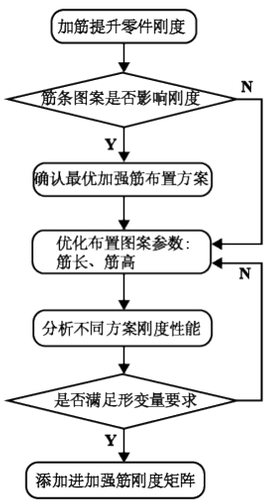


图 3　加强筋优化流程

Fig. 3　Rib optimization process

正交设计方法[15]基于数理统计理论,通过多个控制因子和控制水平对目标展开研究,从而在试验中得到最优方案。因此,本文采用正交试验方案,以筋高和筋长为控制因子,设计 3 组试验,探究筋长和筋高的较优设计参数组合。筋长和筋高示意图如图 4 所示,设计参数的控制因子和水平如表 2 所示。

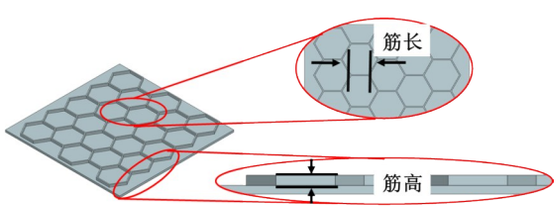


图 4　筋长和筋高示意图

Fig. 4　Schematic diagram of rib length and rib height

表 2　参数水平表

Table 2　Level of the parameter　　mm

水平	参数	
	筋高	筋长
1	3. 0	13
2	4. 5	16
3	6. 0	19

控制因子为 2,控制水平为 3,故至少进行 9 次计算。根据设定参数,重复进行 9 次模拟。蜂窝筋板最大变形量见表 3。

表 3　数值计算结果

Table 3　Results of numerical simulation　　mm

方案	列号		
	筋高	筋长	最大变形量
1	3. 0	13	10. 5
2	3. 0	16	10. 8
3	3. 0	19	10. 9
4	4. 5	13	7. 7
5	4. 5	16	8. 1
6	4. 5	19	8. 8
7	6. 0	13	4. 9
8	6. 0	16	5. 4
9	6. 0	19	6. 7

由表 3 可知,蜂窝筋板的最大变形量受筋长和筋高影响显著;当筋高相同时,蜂窝筋板最大变形量随筋长增加逐渐增大;当筋长相同时,蜂窝筋板最大变形量随筋高增加逐渐减小。9 种方案中,筋高保持 6 mm 不变,当筋长由 19 mm 减小至 13 mm 时,最大位移量减少约 1. 8 mm;当筋高由 3 mm 增加至 6 mm 时,位移量最大减少约 6. 0 mm。在 9 种试验方案中,方案 3 的蜂窝筋板变形量最大(10. 9 mm),方案 7 的变形量最小(4. 9 mm),较方案 3 减小约 55. 05%。

综上,在零部件设计时,成本不变的前提下,可通过增大筋高的方式提升整体刚度。

4　结论

以仪表板端盖为研究对象,设计三种不同加筋筋板,使用有限元软件 ABAQUS 模拟 100 N 作用力下端盖变形过程,基于零部件点刚度测试标准,评估抗弯曲性能。利用正交设计方法分析筋长和筋高对零件刚度的影响。结论如下:

1) 与平板件最大变形量 17. 5 mm 相比,蜂窝筋板的最大变形量为 10. 9 mm,减小约 37. 71%。

2) 蜂窝筋板变形量随筋长增加逐渐增大,随筋高增加逐渐减小。

3) 在相同质量前提下,增大筋高比减小筋长对抑制变形量效果更为显著,可以优先采用筋高设计。

参考文献:

[1] 中华人民共和国工业和信息化部. 关于开展智能网联汽车“车路云一体化”应用试点工作的通知[Z]. 北京:中华人

民共和国工业和信息化部,2024.
[2] 李捷, 吴晓东, 许敏, 等. 基于强化学习的城市场景多目标生态驾驶策略[J]. 汽车工程, 2023, 45(10): 1791-1802.
[3] 中国城市规划设计研究院. 2024年度中国主要城市通勤监测报告[Z]. 北京:中国城市规划设计研究院,2024.
[4] 王国华, 桑国辉, 张英朝, 等. 汽车乘员舱热舒适性影响因素多参数优化分析[J]. 汽车工程, 2023, 45(11): 2023-2033, 2057.
[5] 周蒙蒙. 汽车座椅静态舒适性评价及调节参数优化[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2023.
[6] 马永利, 郭常忠, 陈文波, 等. 汽车内饰空间对齐精致感提升研究[J]. 汽车零部件, 2025(1): 24-29.
[7] 赵力宁. 塑料与碳纤维复合材料在汽车轻量化中的应用[J]. 塑料助剂, 2023(6): 72-74.
[8] 方明月, 张宇, 王彻, 等. 汽车仪表内饰件注塑成型工艺的多目标优化[J]. 工程塑料应用, 2023, 51(9): 83-89.
[9] 蒋雄, 邱德平. 汽车内饰塑料件NVH异响改善[J]. 汽车工程师, 2018(4): 31-34, 37.
[10] 荣升格, 施帆君, 高发华, 等. 汽车内饰轻量化的NVH性能开发及应用[J]. 内燃机与配件, 2023(3): 82-84.
[11] 黄强. 车用塑料零件失效分析概论[J]. 汽车与配件, 2018(14): 68-69.
[12] 丁晓红, 林建中, 山崎光悦. 利用植物根系形态形成机理的加筋薄壳结构拓扑优化设计[J]. 机械工程学报, 2008, 44(4): 201-205.
[13] 王冠, 周佳, 刘志文, 等. 铝合金汽车前碰撞横梁的轻量化设计与碰撞性能分析[J]. 中国有色金属学报, 2012, 22(1): 90-98.
[14] 张宇, 李进, 吴鸿飞, 等. 电动车电池包壳体辐射噪声性能研究[J]. 噪声与振动控制, 2022, 42(3): 155-160.
[15] 茆诗松, 周纪芗, 陈颖. 试验设计:学习指导与习题[M]. 北京: 中国统计出版社, 2005: 117-200.

Rib Design Optimization for Automotive Injection-molded Flat Parts

WANG Bo
(Pan Asia Technical Automotive Center Co. Ltd., Shanghai 200093, China)

Abstract: To ensure the stiffness of interior trim components meets the overall quality standards of the vehicle, the study took the dashboard end cover as the research object. Four models, including a flat plate, an orthogonal rib plate, a triangularly distributed rib plate, and a honeycomb rib plate, were established using NX UG. Based on the component point stiffness testing standard, a force was applied to their surfaces using the finite element software ABAQUS, and the bending resistance was evaluated based on the magnitude of deformation. In addition, an orthogonal design method was used to analyze the influence of rib length and rib height on the stiffness of the part. The results showed that when the applied force was 100 N, the flat plate exhibited the maximum deformation(17.5 mm), while the honeycomb rib plate showed the minimum deformation(10.9 mm), representing a reduction of approximately 37.71% compared to the maximum deformation of the flat plate. When the rib height of the honeycomb rib plate remained constant, the deformation gradually increased with the increase in rib length. Conversely, when the rib length remained constant, the deformation gradually decreased with the increase in rib height. Under the same quality condition, increasing the rib height was found to be more effective in suppressing deformation than reducing the rib length.

Keywords: injection-molded parts; stress; I-beam rib; grid rib; honeycomb rib; deformation amount; orthogonal design -method

(责任编辑:邵 茗)