

doi: 10.11835/j.issn.1000-582X.2025.05.002

引用格式: 黄昊, 夏静贵, 吴俊佑, 等. 机械-惯性载荷作用下航发齿轮传动壳体拓扑优化[J]. 重庆大学学报, 2025, 48(5): 15-27.



# 机械-惯性载荷作用下航发齿轮传动壳体拓扑优化

黄昊<sup>1</sup>, 夏静贵<sup>2</sup>, 吴俊佑<sup>2</sup>, 卢泽华<sup>1</sup>, 刘怀举<sup>1</sup>

(1. 重庆大学高端装备机械传动全国重点实验室, 重庆 400044; 2. 中国航发四川燃气涡轮研究院, 成都 610500)

**摘要:** 航发齿轮传动机匣在恶劣服役工况和复杂载荷条件下, 要求壳体具备轻量化特征, 轴承孔错位量作为机匣的关键评价指标, 如何保证错位量同时实现轻量化成为一大挑战。文中基于 SIMP 插值惩罚模型提出了一种考虑机械-惯性载荷作用的航发齿轮传动壳体拓扑优化方法, 将惯性过载对机匣附件所产生的影响加入优化模型, 以壳体应力、危险轴承孔中心错位量和优化区域体积分数为约束条件, 不同工况下的壳体加权柔顺度最小为目标, 实现壳体减重 7.1% 的同时, Von Mises 应力、变形量和危险轴承孔中心错位量最大分别下降 7.1%、3.1% 和 12.1%。

**关键词:** 航空发动机; 附件机匣; 结构设计; 齿轮传动; 拓扑优化

中图分类号: V233.1+4

文献标志码: A

文章编号: 1000-582X(2025)05-015-13

## Topology optimization of aero-engine gear transmission case considering mechanical-inertial loadings

HUANG Hao<sup>1</sup>, XIA Jinggui<sup>2</sup>, WU Junyou<sup>2</sup>, LU Zehua<sup>1</sup>, LIU Huaiju<sup>1</sup>

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission for Advanced Equipment, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China; 2. AECC Sichuan Gas Turbine Research Establishment, Chengdu 610500, P. R. China)

**Abstract:** Under harsh service conditions and complex loading environments, gearbox cases in aero-engines are required to be both structurally robust and lightweight. A key design challenge is balancing weight reduction with control of bearing bore misalignment, which is an important performance metric. To address this issue, a topology optimization method for the gear transmission case is proposed, considering both mechanical and inertial loads. The approach is based on the solid isotropic material with penalization(SIMP) interpolation model. Inertial load effects on attached components are incorporated into the optimization model, which imposes constraints on case stress, critical bearing bore misalignment, and volume fraction of the optimized region. The objective is to

收稿日期: 2024-06-15

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52322504); 重庆市杰出青年科学基金资助项目(CSTB2023NSCQ-JQX0016)。

Supported by National Natural Science Foundation of China (52322504), and the Chongqing Outstanding Youth Science Foundation(CSTB2023NSCQ-JQX0016).

作者简介: 黄昊(2000—), 男, 硕士研究生, 主要从事航发齿轮传动壳体轻量化方法研究, (E-mail) haohuang\_cqu@163.com。

通信作者: 刘怀举, 男, 教授, 博士生导师, (E-mail) huaijuli@cqu.edu.cn。

minimize the weighted structural compliance of the case under multiple loading conditions. The proposed method achieves a 7.1% reduction in case weight and simultaneously decreasing maximum von Mises stress, total deformation, and critical bearing bore misalignment by 7.1%, 3.1% and 11.1%, respectively.

**Keywords:** aero-engine; accessory gearbox; structural design; gear transmission; topology optimization

齿轮传动机匣是航空发动机机械系统的重要组件之一,主要作用为提取和传递发动机转子功率,带动伺服柱塞泵、回油泵、离心增压泵等航空发动机附件工作,常面临重载荷、大惯性等服役环境<sup>[1]</sup>,要求具备轻量化特征。壳体是航发齿轮传动机匣的关键零件,其重量占据机匣总体重量的 1/4 以上,显著影响机匣和航空发动机的可靠性和功率密度。工程实践中,机匣壳体设计流程存在迭代周期长、难以满足高功率密度设计的问题,如何实现在复杂载荷作用下的机匣轻量化设计成为当前亟待解决的难题。

航空领域常用的结构轻量化方法包括使用轻质材料<sup>[2]</sup>和结构优化<sup>[3]</sup>等方法。在轻质材料应用方面,碳纤维复合材料及铝、钛等轻质合金逐步取代了过去大量使用的钢制材料,广泛应用于一些航空发动机的传动系统<sup>[4]</sup>。在结构优化方面,包括均匀化法<sup>[5]</sup>、变密度法<sup>[6]</sup>、渐进结构优化法<sup>[7]</sup>和水平集法<sup>[8]</sup>等拓扑优化技术得到广泛运用<sup>[9]</sup>。针对航空飞行器结构件开展了大量轻量化研究,Warwick 等<sup>[10]</sup>以某飞机舱壁第一阶固有频率最大化为目标开展拓扑优化,探讨了 2 种不同优化设计区域下的拓扑结果,实现减重的同时改善了舱壁振动声学特性。Høghøj 等<sup>[11]</sup>和 Félix 等<sup>[12]</sup>针对机翼局部结构开展拓扑优化,实现减重的同时,改善机翼服役性能。Roper 等<sup>[13]</sup>针对飞机座椅提出了一种各向同性和各向异性多材料拓扑优化方法,相较于传统的单材料拓扑优化,可以更好地实现性能和成本之间的平衡。粟华等<sup>[14]</sup>提出了一种飞行器的环向肋增稳薄壁圆筒结构定向拓扑优化方法,兼顾加工性和稳定性,相比于初始设计方案,屈曲系数提升 32.21%,减重 19.05%。

在工程机械和车辆领域,齿轮箱壳体拓扑优化技术得到了广泛应用。研究人员<sup>[15-16]</sup>建立了考虑噪声辐射的齿轮箱壳体拓扑优化模型,优化壳体加筋布局和参数,实现显著的减振降噪。Liu 等<sup>[17]</sup>通过声学贡献分析确定了齿轮箱降噪优化区域,以降低法向振动加速度为目标开展拓扑优化,发现优化方案获得较好的降噪效果。Kim 等<sup>[18]</sup>以齿轮箱声压级最小为目标函数开展拓扑优化,结合结构-声学耦合分析,优化了壳体肋板结构和布局,实现辐射噪声的下降。Liang 等<sup>[19]</sup>基于变密度法开展了齿轮箱多载荷工况下的拓扑优化,建立了齿轮箱优化前后的动力学模型,提取了关键点的振动加速度,发现与试验结果有较好的一致性,且优化后的齿轮箱固有频率和振动加速度指标均有所改善。现有的齿轮箱壳体轻量化研究少有考虑到轴承孔中心错位量,相比于工程机械和车辆齿轮箱,航发齿轮传动壳体服役工况更加恶劣<sup>[20]</sup>,需要承受惯性载荷带来的影响<sup>[21]</sup>。惯性载荷主要分为惯性过载和旋转机械中向心加速度产生的离心力作用 2 种,牛草等<sup>[22]</sup>探究了惯性过载对于车载导弹发射架的影响。同时,惯性过载对航空航天飞行器的影响显著<sup>[1]</sup>,直接导致航发齿轮传动壳体的约束和边界条件更加繁杂,结构优化难度更大。

文中针对复杂载荷工况和约束条件对航发齿轮传动机匣轻量化带来的挑战,基于 SIMP 插值惩罚模型提出了一种机械-惯性载荷作用下的壳体拓扑优化方法。将惯性过载加入模型,考虑机匣附件重量由于惯性产生弯矩带来的影响,讨论了惯性载荷在机匣力学分析和拓扑优化中的必要性。约束机匣壳体吊挂和止口平动方向自由度,以壳体应力、危险轴承孔中心错位量和优化区域体积分数为约束条件,以不同工况下的壳体加权柔顺度最小为目标,开展航发齿轮传动壳体拓扑优化。图 1 为文中研究技术路线。

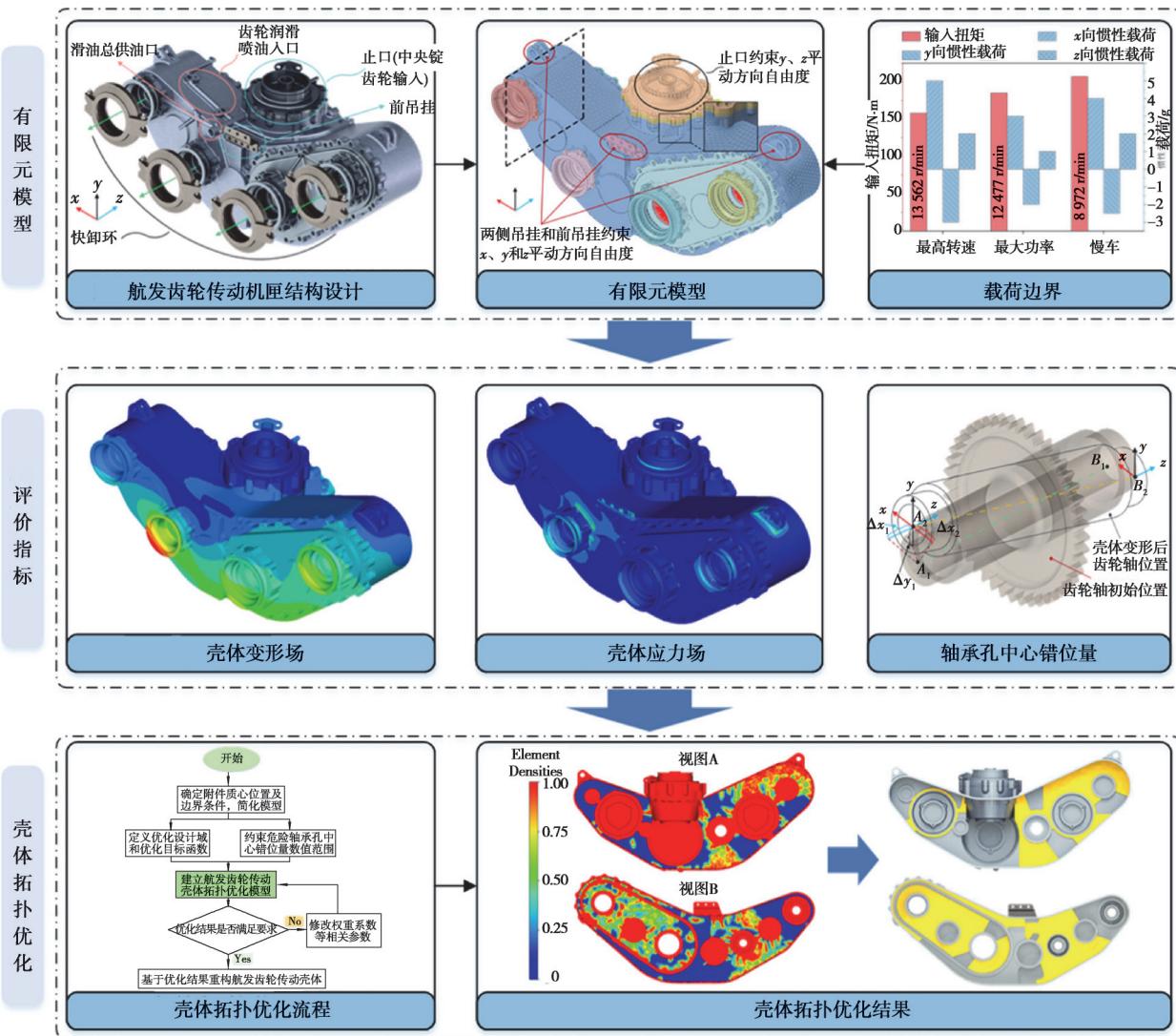


图 1 研究技术路线

Fig. 1 Research technology route

# 1 研究方法

## 1.1 结构与工况

以某航发齿轮传动机匣为研究对象,该机匣由主壳体、壳体盖、轴承座、止口和快卸环等零部件组成,其壳体采用整体式结构,铸造成型,如图 2 (a)所示。为保证机匣的平稳运行,除壳体两侧吊挂外,在机匣前方额外配置 1 个前吊挂。滑油通过总供油口流入,沿机匣内部油路依次喷射至轴承内圈和齿轮啮合处。航发齿轮传动机匣通过止口与中介机匣相连,将功率引入带动各附件的正常运转,如图 2 (b)所示,输出端 I~IV 由轴承座通过快卸环与滑油滤、回油泵、启动电机、离心增压泵相连接,重量依次为 2、20、10、15 kg,而输出端 5 则通过安装座直接与伺服柱塞泵相连,重量为 12 kg,各附件质心距离轴承座端面距离分别为 80、100、110、120、150 mm。图 2 (c)为机匣壳体二维结构示意图和对应轴承编号,轴承均选用深沟球轴承。

主壳体和壳体盖材料为铸铝合金 ZL101A,屈服强度为 246 MPa,前吊挂材料为 TC4,其余零件材料为 7075 铝合金。考虑到航发齿轮传动壳体会在高温环境中长时间稳定运行,而温度对于材料的物性参数会产生较大影响,如表 1 所示,选取最高运行温度 150 °C 时的材料物性参数开展相关分析。

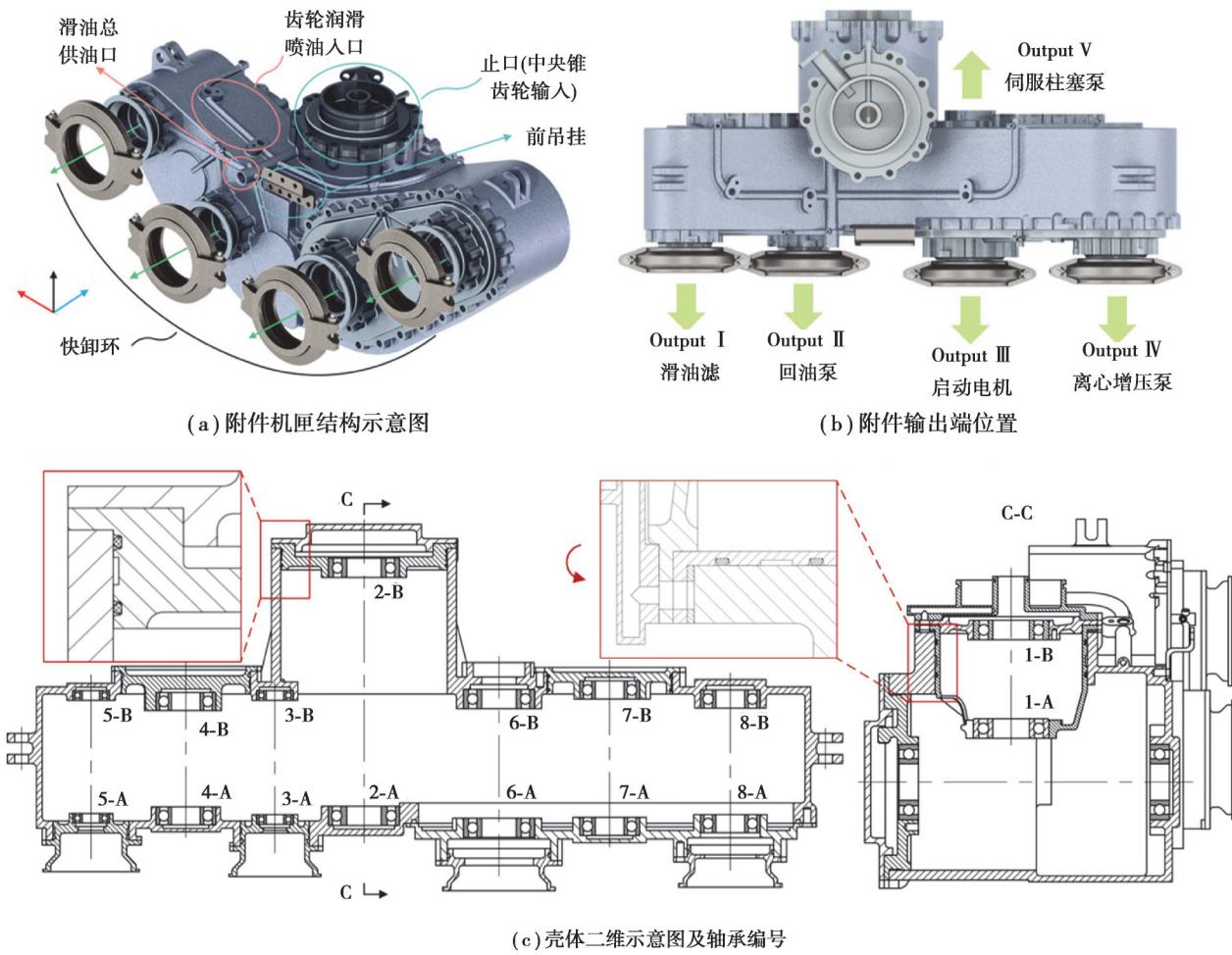


图2 发齿轮传动壳体初始结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of initial structure for the gear transmission case

表1 该航发齿轮传动机匣各组件材料物性参数

Table 1 The physical properties parameters of various components' materials for the gear transmission gearbox

组件	材料	密度/(kg·m <sup>-3</sup> )	弹性模量/MPa	泊松比
主壳体/壳体盖	ZL101A	2 680	65 000	0.33
前吊挂	TC4	4 500	96 000	0.34
其他	7 075	2 810	62 000	0.33

航空飞行器在持续爬升、俯冲、变向时,所带来的惯性过载会对壳体产生不可忽略的影响。航发齿轮传动机匣共有3种运行工况,分别为最高转速工况、最大功率工况和慢车工况,其主动锥齿轮输入转速分别为15 630、11 565、9 623 r/min,表2所示为不同工况下各输出端对应的转速、负载扭矩及惯性过载在坐标轴3个方向上产生的最大加速度。最高转速、最大功率和慢车工况的运行时间分别为90、60、150 h。

表2 该航发齿轮传动机匣典型工况参数

Table 2 Typical operating conditions parameters of the gear transmission gearbox

参数	最高转速工况			最大功率工况			慢车工况		
	90 h			60 h			150 h		
运行时间	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>
惯性载荷	5g	-3g	2g	3g	-2g	1g	4g	-2.5g	2g

续表 2

参数	最高转速工况			最大功率工况			慢车工况		
	输出端	扭矩/(N·m <sup>-1</sup> )	转速/(r·min <sup>-1</sup> )	扭矩/(N·m <sup>-1</sup> )	转速/(r·min <sup>-1</sup> )	扭矩/(N·m <sup>-1</sup> )	转速/(r·min <sup>-1</sup> )		
1		1.1	21 746	1.1	16 090	1.6	13 388		
2		30.0	26 324	38.0	19 477	48.0	16 207		
3		98.0	6 292	118.0	4 656	61.0	3 874		
4		62.0	5 268	57.0	3 898	158.0	3 243		
5		117.0	6 292	135.0	4 656	119.0	3 874		

## 1.2 力学分析

为了解机匣轴承孔中心错位量、应力和变形情况, 需计算最高转速、最大功率和慢车工况下壳体所承受的静态载荷, 采用有限元方法开展机匣的力学分析。建立模型前, 需去除壳体内部油路、油孔, 否则会影响模型计算精度和效率。机匣的力学有限元模型网格采用二阶四面体类型, 最大网格尺寸 10 mm, 倒圆角、结构过渡等位置网格细化尺寸 2 mm, 网格总数为 235 万个。模型中,  $y$  向为中央锥齿轮轴线方向,  $z$  向为平行轴圆柱齿轮的轴线方向,  $x$  向垂直于  $yoz$  平面。机匣承受的载荷主要来自于附件重量因惯性产生的弯矩以及齿轮之间的啮合作用<sup>[23]</sup>, 表 3 为各轴系平衡方程计算得到的轴承孔接触载荷。

表 3 不同工况下的航发齿轮传动机匣轴承载荷

Table 3 Bearing loads of the gear transmission gearbox under various operating conditions

轴承编号	最高转速工况			最大功率工况			慢车工况			N
	$x$	$y$	$z$	$x$	$y$	$z$	$x$	$y$	$z$	
1-A	-1 731	0	1 744	-2 024	0	2 039	-2 268	0	2 285	
1-B	-764	2 064	-1 591	-894	2 413	-1 860	-1 001	2 704	-2 084	
2-A	-1 015	790	0	-1 095	698	0	-1 046	338	0	
2-B	1 564	-1 025	-154	1 860	-1 259	-180	2 144	-1 532	-201	
3-A	-126	940	0	-163	1 190	0	-205	1 519	0	
3-B	-62	463	0	-81	586	0	-102	750	0	
4-A	-26	-42	0	-28	-45	0	-39	-63	0	
4-B	-13	-20	0	-14	-22	0	-19	-30	0	
5-A	3	13	0	3	15	0	4	20	0	
5-B	5	26	0	5	28	0	7	38	0	
6-A	854	-2 151	0	968	-2 237	0	937	-3 621	0	
6-B	1 244	-2 343	0	1 401	-2 529	0	1 417	-3 358	0	
7-A	-721	1 166	0	-653	1 056	0	-1 818	2 937	0	
7-B	-391	631	0	-353	572	0	-985	1 591	0	
8-A	787	-342	0	713	-309	0	1 981	-862	0	
8-B	394	-171	0	357	-155	0	991	-431	0	

模型边界条件如图 3 所示, 其中图 3(a) 为约束止口外圆柱面  $y$  和  $z$  平动方向的自由度, 约束两侧吊挂和前吊挂的  $x$ 、 $y$ 、 $z$  3 个平动方向的自由度。牛草等<sup>[22]</sup>采用质量点单元对导弹进行简化, 以模拟其重量在惯性过载条件下对结构分析的影响。参考上述建模方法, 图 3(b) 以集中质量点的方式取代原有附件, 质量点单元在有限元模型中位于附件质心位置, 通过 beam 梁单元建立质量点与轴承座端面之间的关联关系, 梁单元长度为对应附件质心位置与轴承座端面之间的距离。不同零件之间通过螺栓、螺柱固定, 模型中通过 RBE2 和 beam 梁单元模拟连接关系。利用 RBE3 单元耦合各轴承孔内圆柱面, 将轴承载荷通过该单元传递给机匣<sup>[24]</sup>。

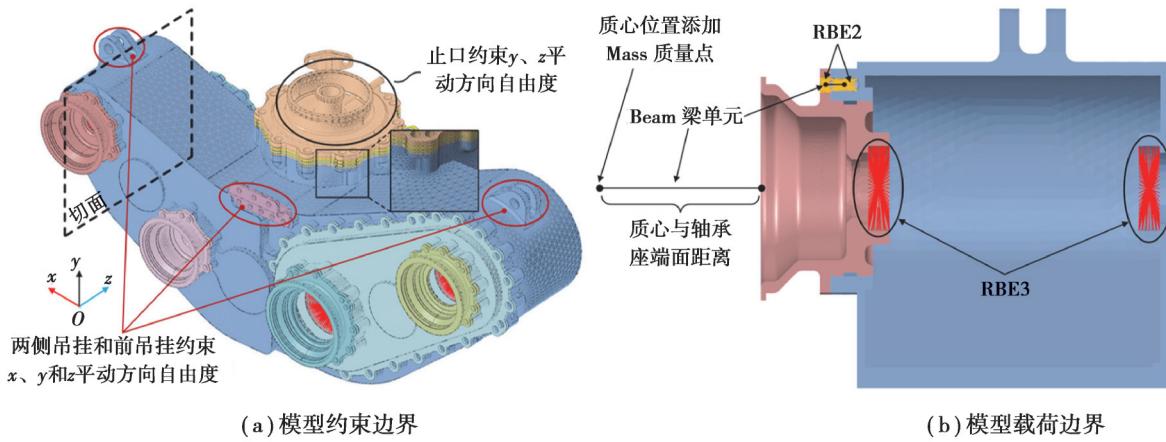


图3 航发齿轮传动壳体的力学有限元分析模型

Fig. 3 Mechanical finite element analysis model of the gear transmission gearbox

### 1.3 壳体拓扑优化方法

拓扑优化需要基于力学分析得到的应力、变形结果,通过不断调整材料分布,获得在满足目标和约束条件下的最优结构。文中提出了一种多工况拓扑优化方法,实现机匣壳体整体刚度提升的同时,将错位量控制到安全范围,以保证齿轮传动系统的啮合精度。拓扑优化分析流程如图4所示。首先,计算机匣所带各附件质心位置,再根据结构特征、装配关系和装配路径定义壳体的优化设计域,以危险轴承孔中心错位量、应力和优化区域体积分数作为约束条件,不同工况下的结构加权柔顺度作为目标函数,建立机械-惯性复合载荷作用下的壳体拓扑优化模型。

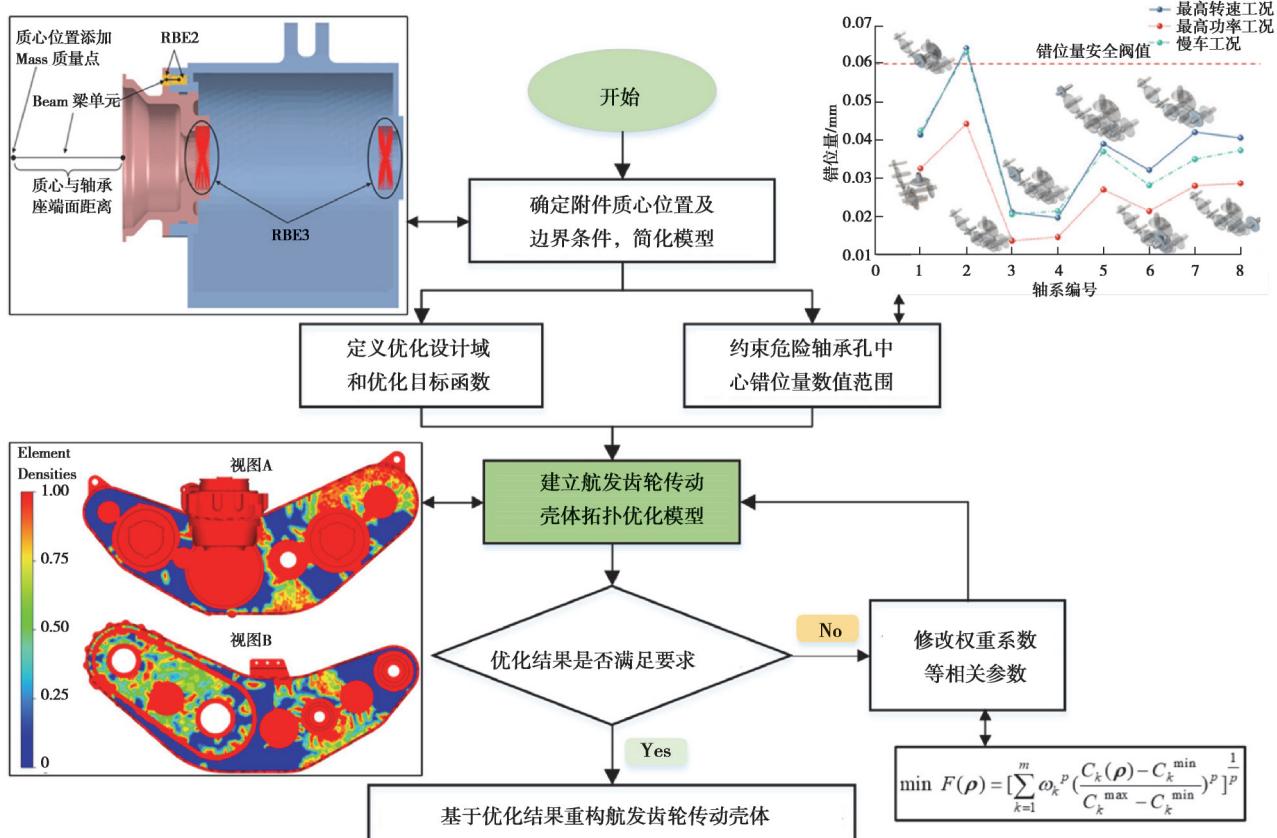


图4 壳体拓扑优化流程

Fig. 4 Process of case topology optimization

拓扑优化约束条件分为力学、几何和制造约束3类,图5(a)为航发齿轮传动壳体制造约束示意图。考虑优化结果的加工可行性,设置沿轴承孔5-A中心点(参考节点I)和轴承孔5-B中心点(参考节点II)方向的双向拔模约束,以增强可制造性。为了避免拓扑优化过程中出现材料堆积和棋盘格现象,通常使用最大和最小网格尺寸约束来提高优化迭代的收敛性,最大网格尺寸约束一般至少为最小网格尺寸约束的2倍<sup>[25]</sup>。设置优化最大网格尺寸约束为20 mm,最小网格尺寸约束为10 mm,通过优化过程中网格尺寸的控制可以减少中间密度网格单元,使载荷传递路径更加清晰。图5(b)为壳体优化区域。

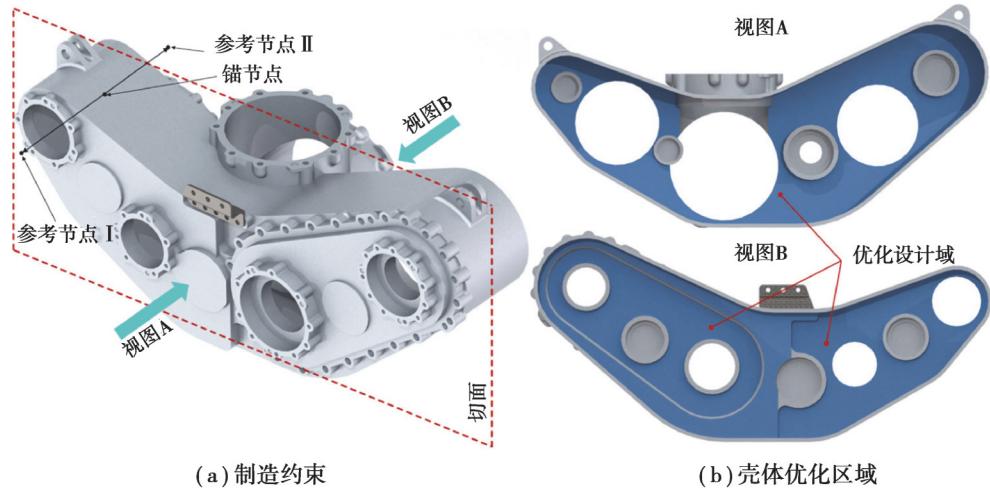


图5 航发齿轮传动壳体拓扑优化模型

Fig. 5 Topology optimization model for the gear transmission case

以实体网格单元的相对密度作为设计变量,基于SIMP插值惩罚模型建立航发齿轮传动机匣在机械-惯性复合载荷下的拓扑优化模型,优化设计变量和各单元材料密度的表达式可表示为<sup>[26]</sup>

$$\begin{aligned} \text{find } \boldsymbol{\rho} &= \{\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_N\}^T \in R^N, \\ \psi(\rho_e) &= \rho_e^p \psi_0, \end{aligned} \quad (1)$$

式中: $\rho_i$ 为单元的材料密度值; $R^N$ 为N维设计变量; $N$ 表示有限元单元的数量; $p$ 为惩罚因子,取决于材料的泊松比<sup>[6]</sup>,一般取1~3,文中取2; $\psi_0$ 为实体单元的材料密度; $\rho_e$ 为单元相对密度。

结构刚度最大问题一般转换成结构柔顺度最小化问题,而柔顺度可以通过结构应变能 $C$ 来定义<sup>[27-28]</sup>:

$$\min C(\boldsymbol{\rho}) = \mathbf{F}^T \mathbf{U} = \mathbf{U}^T \mathbf{K} \mathbf{U} = \sum_{e=1}^N \rho_e^p \mathbf{u}_e \mathbf{k}_0 \mathbf{u}_e, \quad (2)$$

式中: $C$ 为结构柔顺度,用来反映结构刚度,柔顺度越小,则结构刚度越大; $F$ 为结构所受外部载荷; $U$ 为结构位移场; $K$ 为结构刚度矩阵; $u_e$ 为单元位移; $k_0$ 为单元的初始刚度。

壳体作为承力部件对整个传动系统起支撑作用。在机械-惯性载荷作用下,壳体不可避免会发生变形,导致轴承孔中心发生错位。没有受到外界载荷时,壳体轴承孔左右两端中心点处于理想位置,受载后会产生一定程度的偏移量,当轴承孔中心错位量超过安全阈值0.06 mm,会影响齿轮的啮合精度,甚至导致机匣过早失效。将超过安全阈值的齿轮轴两端轴承孔中心点的偏移量分解到x、y、z 3个方向分别为 $\Delta x_{1j}^i$ 、 $\Delta y_{1j}^i$ 、 $\Delta z_{1j}^i$ 和 $\Delta x_{2j}^i$ 、 $\Delta y_{2j}^i$ 、 $\Delta z_{2j}^i$ ,对于平行轴圆柱齿轮两侧轴承孔中心的错位量只与x和y轴方向的位移分量有关,与轴向(z向)无关。文中把超过安全阈值的危险轴承孔中心错位量加权得到 $\Delta D(x,y)$ ,并作为约束条件引入拓扑优化模型。航发齿轮传动机匣主要服役于3种典型工况,开展航发齿轮传动多工况拓扑优化,拓扑优化数学模型可表示为

$$\left. \begin{aligned} \min F(\boldsymbol{\rho}) &= \left[ \sum_{k=1}^m \omega_k^p \left( \frac{C_k(\boldsymbol{\rho}) - C_k^{\min}}{C_k^{\max} - C_k^{\min}} \right)^p \right]^{\frac{1}{p}} \\ \text{subject to } V &= fV_0 \geq \sum_{e=1}^N \rho_e v_e \\ \mathbf{KU} &= \mathbf{F} \\ \sigma_{\max} &\leq \bar{\sigma} \\ \Delta D(x,y) &= \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \lambda_i \sqrt{(\Delta x_{1j}^i - \Delta x_{2j}^i)^2 + (\Delta y_{1j}^i - \Delta y_{2j}^i)^2} \leq 0.058 \\ 0 &\leq \rho_{\min} \leq \rho_e \leq 1 \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

式中: $m$ 为工况个数; $j$ 为轴系编号; $C_k(\rho)$ 为第 $k$ 个工况下柔顺度目标值; $C_k^{\max}$ 和 $C_k^{\min}$ 分别为第 $k$ 个工况优化前后的柔顺度最大值和最小值; $\sigma_{\max}$ 为当前优化迭代步下的最大应力幅值; $\bar{\sigma}$ 为不同工况下的加权最大应力值; $\omega_k$ 是各工况下结构柔顺度的权重; $\lambda_i$ 为第 $i$ 个工况下轴承孔中心错位量的权重系数,均依据各工况运行时间占比确定,依次为0.3、0.2、0.5; $f$ 为体积分数; $V_0$ 为初始体积; $v_e$ 为单元体积; $\rho_{\min}$ 为每个设计变量允许采用的最小密度。

## 2 结果与讨论

### 2.1 惯性载荷的影响

文中开展了不同载荷作用下壳体力学分析和拓扑优化,深入探讨惯性过载在航发齿轮传动壳体分析中的重要性。图6为最大功率工况下,机械载荷和机械-惯性载荷作用下的壳体变形与应力对比。可以看出,在机械载荷作用下,壳体最大Von Mises应力为31.32 MPa,位于轴承座1-A的结构过渡圆角处,最大变形量为0.0277 mm,位于轴承座1-B与轴承配合的内圆柱面,因为不考虑惯性时,轴承孔1-A和1-B受载较大。而当考虑机匣的惯性过载时,附件重量在惯性作用下会产生较大的弯矩,使应力和变形较大处均位于安装有附件的轴承座处。由于输出端II所连接的回油泵是所带附件中重量最大的(20 kg),故最大变形位于对应的轴承座端面,为0.1721 mm,且壳体上的安装座与壁面之间的结构过渡处附近存在明显的应力集中,最大应力为77 MPa,说明惯性过载对机匣壳体应力和变形分布状态的影响不可忽略。

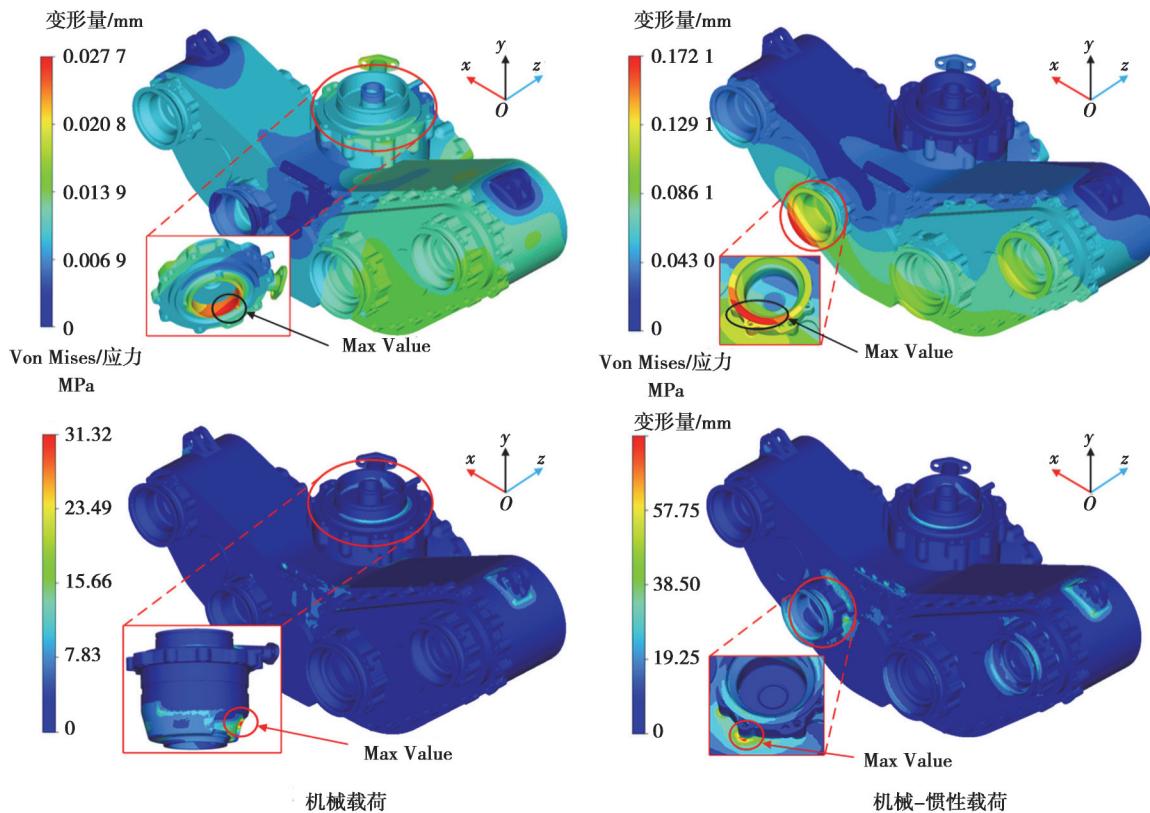


图6 最大功率工况下不同载荷类型对初始壳体应力和变形的影响

Fig. 6 Effects of different load types on initial case stress and displacement under maximum power operating condition

图7为最大功率工况下单纯机械载荷、机械-惯性载荷下的壳体拓扑优化结果。可见,仅考虑机械载荷时,轴承孔6-A和6-B的载荷相对较大,故周边大部分区域单元密度接近于1,需要保留的结构更多,说明该部分结构对于壳体整体刚度起重要作用。而考虑惯性过载后,由于视图B侧安装有4个附件,受到惯性影响更大,导致该侧壳体需要保留的结构较视图A侧明显增多,以提高壳体整体支撑刚度。

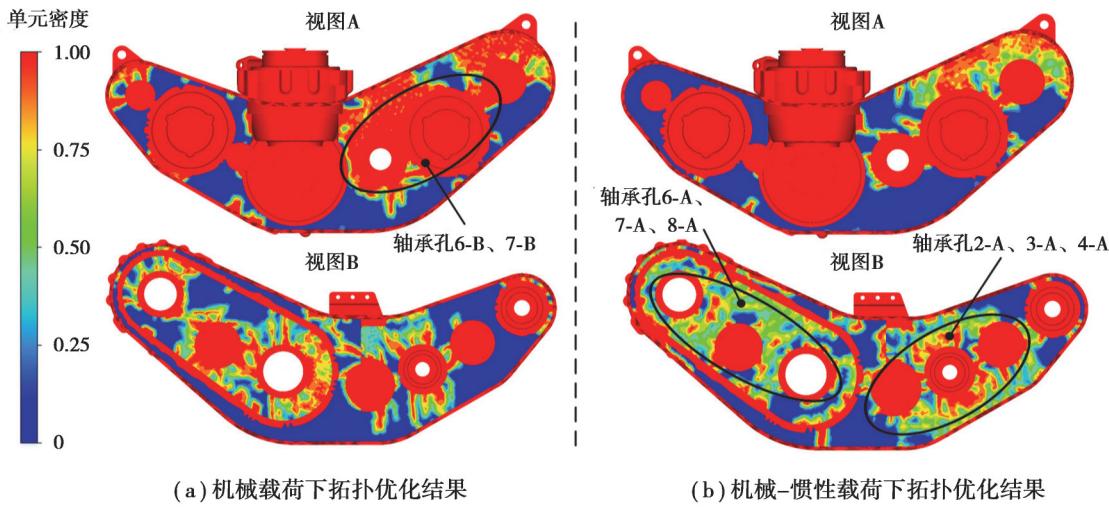


图7 最大功率工况下壳体的拓扑优化结果

Fig. 7 Topology optimization results of the case under maximum power condition

根据机械载荷作用下的拓扑优化结果,对壳体进行几何重构,并将最大功率工况的机械-惯性复合载荷作为输入施加到优化后的壳体上,进行应力、变形对比分析。图8为设计后的壳体优化结构,整体两侧壁厚由最初的6 mm减小至3 mm。为了使可制造性加强的同时降低加工成本,将壳体密度云图中的红色承力结构进行合并。图8中壳体灰色部分为减薄后的结构,黄色区域为减薄壁厚额外保留的凸台结构,以保证壳体整体强度和刚度要求。

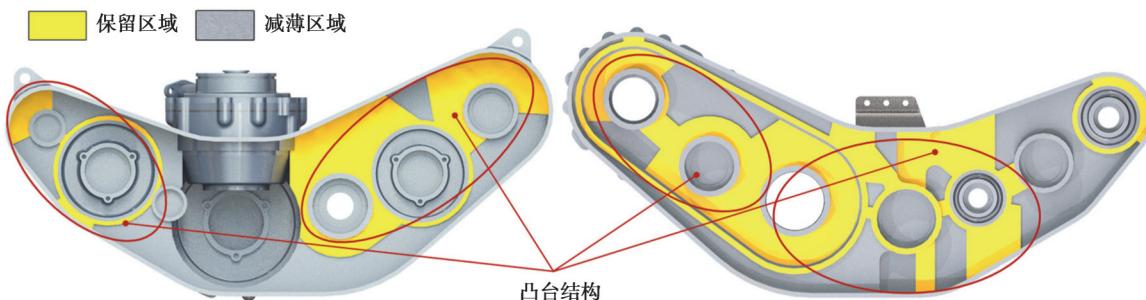


图8 最大功率工况机械载荷作用下的壳体结构优化方案

Fig. 8 Optimal case structure scheme under mechanical load at maximum power condition

将机械-惯性载荷作为边界输入到上述机匣优化设计方案的力学分析模型中,表4对机械-惯性载荷作用下初始和优化设计方案进行性能对比,发现机械-惯性载荷作用下,优化后的壳体最大Von Mises应力反而由77 MPa增加到83 MPa,提高率为7.8%;最大变形由0.172 1 mm增加到0.201 2 mm,提高率16.9%。说明开展航发传动壳体拓扑优化时,惯性载荷不可忽略。

表4 最大功率工况下机械-惯性载荷对该航发齿轮传动壳体应力和变形的影响

Table 4 Impact of mechanical-inertial loads at maximum power condition on the stress and displacement of the gear transmission case

参数	初始方案	优化方案	变化率/%
应力/MPa	77	83	7.8
变形量/mm	0.172 1	0.201 2	16.9

## 2.2 典型工况下壳体拓扑优化

图9为最高转速、最大功率和慢车3种典型工况下提取的各轴承孔中心错位量。发现3种工况下的错位量分布趋势相近,均在轴II处的轴承孔错位量取最大值,轴III和轴IV相对较小,其中,在最高转速工况和慢车工况下轴II两端轴承孔错位量均超过错位量安全阈值0.06 mm。

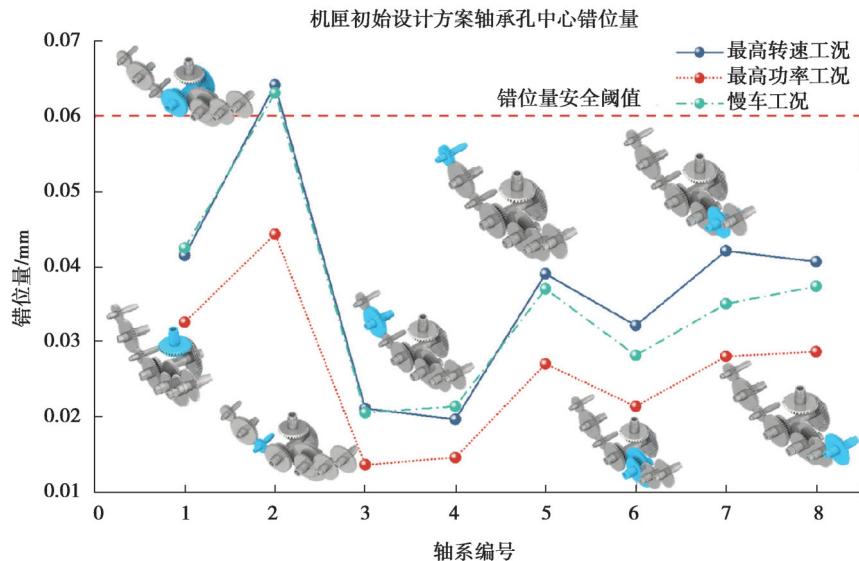


图9 典型工况下初始设计方案各轴承孔中心错位量

Fig. 9 Displacement of bearing bore centers in the initial design under typical working conditions

以3种工况下的结构加权柔顺度最小为目标,轴II两端加权错位量小于0.058 mm为约束条件开展拓扑优化,旨在实现壳体轻量化的同时保证错位量可控。图10(a)为加权结构柔顺度和错位量数值随优化迭代过程的历程曲线,迭代次数共计15次,柔顺度和错位量均在前3次迭代过程中迅速下降,随后趋于平稳,第4次优化迭代后,错位量在0.052 7 mm上下波动,壳体关键承力结构愈发清晰。图10(b)为机械-惯性载荷下的壳体多工况拓扑优化结果。绝大多数需要保留的结构集中于安装有附件的轴承座周围,以保证壳体的整体强度和刚度。图10(c)为基于多工况拓扑优化结果的壳体优化设计方案,壁厚由初始的6 mm减薄为3 mm,黄色区域为需要保留的关键承力结构,壳体重量由6.35 kg减至5.89 kg,下降7.1%,提高了机匣功率密度。

## 2.3 初始与优化方案对比

以设计工况中运行时间最长的慢车工况为例,图11对比了该工况下的壳体应力和变形分布。可见,初始和优化方案壳体整体应力和变形分布趋势类似,但应力集中明显减弱。

进一步对比了最高转速、最大功率和慢车工况下壳体初始和优化设计方案的最大Von Mises应力、最大变形量以及轴II两端轴承孔中心错位量。最高转速、最大功率和慢车工况下应力分别由114、77、99 MPa下降为107、72、92 MPa,分别降低了6.1%、6.5%和7.1%;最大变形量分别由0.259、0.172、0.226 mm下降为0.252、0.167、0.220 mm,分别降低了2.7%、3.1%和2.6%;危险轴承孔中心错位量也得到控制,均位于0.06 mm安全范围内,由0.064、0.044、0.063 mm分别降低了10.9%、9.1%和12.1%。表5为优化前后的设计方案对比,发现经过拓扑优化后,航发齿轮传动机匣应力分布更加均匀,错位量更小,达到优化效果。

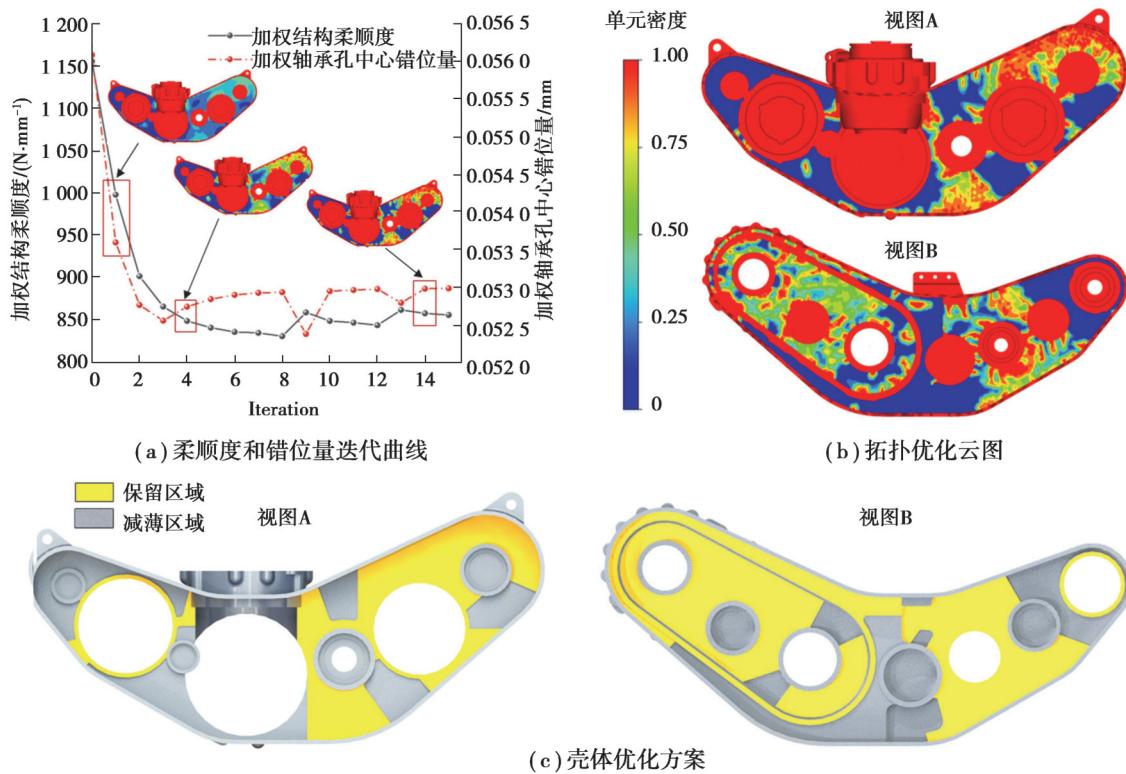


图 10 机械-惯性载荷下的壳体多工况拓扑优化结果

Fig. 10 Results of multiple condition topology optimization for the case under combined mechanical-inertia load

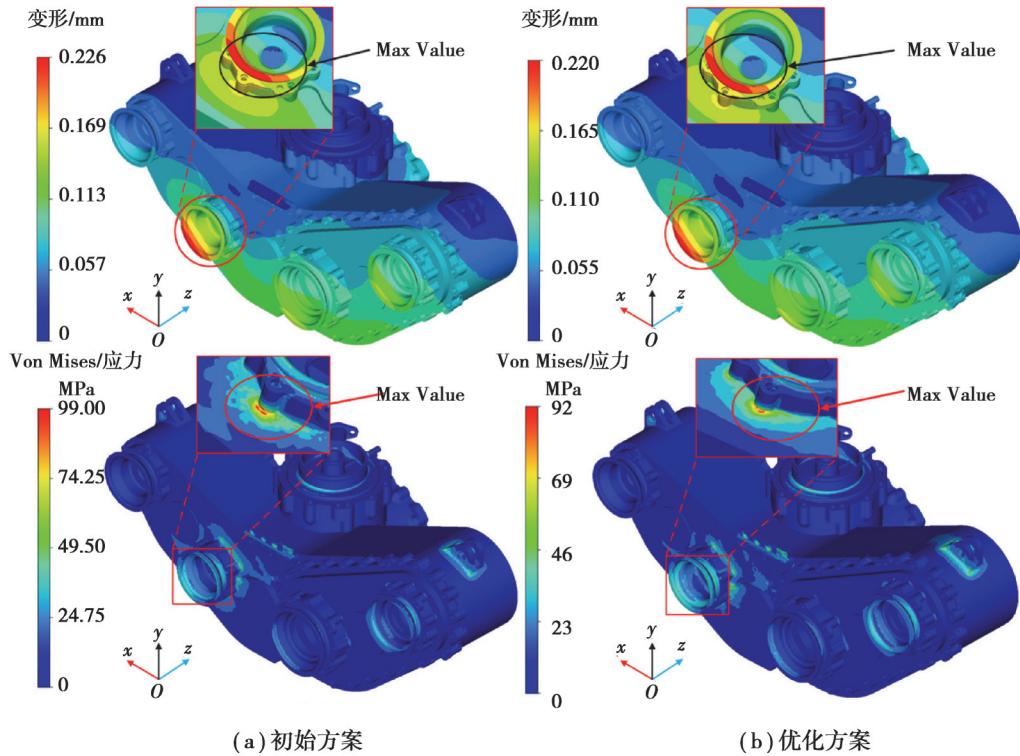


图 11 慢车工况下初始和优化设计方案对比

Fig. 11 Comparison of initial and optimized design schemes under idle operating condition

表5 初始和优化设计方案对比

Table 5 Comparison of initial and optimized design schemes

评价指标	初始设计方案	优化设计方案	变化率/%
壳体重量/kg	6.35	5.89	7.1
3种工况下加权最大应力/MPa	99.1	92.5	6.7
3种工况下加权最大变形/mm	0.225	0.219	2.7
3种工况下加权危险轴承孔错位量/mm	0.0575	0.0526	11.4

### 3 结 论

文中以航发齿轮传动壳体为研究对象,针对复杂载荷和约束条件下壳体无法兼顾轻量化、刚度和轴承孔错位量的难题,提出一种机械-惯性复合载荷作用下壳体拓扑优化方法,实现壳体减重的同时,提高机匣强度和刚度,并使危险轴承孔中心错位量得到控制。

- 1) 基于 SIMP 插值惩罚模型,以危险轴承孔中心错位量为约束条件,不同工况的加权柔顺度最小化为目标,优化设计区域内的单元相对密度为变量,建立了机械-惯性复合载荷下航发齿轮传动壳体的多工况拓扑优化模型;
- 2) 单纯机械载荷优化的航发齿轮传动壳体在更为接近真实的载荷边界条件下,发现壳体最大 Von Mises 应力和变形反而提高了 7.8% 和 16.9%,说明在拓扑优化时,考虑惯性载荷的必要性;
- 3) 拓扑优化实现机械-惯性复合载荷作用下壳体减重 7.1%,最大 Von Mises 应力下降 7.1%,最大变形下降 3.1%,最大危险轴承孔错位量下降 12.1%,达到优化效果。

### 参考文献

- [1] 高彤, 张卫红, 朱继宏. 惯性载荷作用下结构拓扑优化[J]. 力学学报, 2009, 41(4): 530-541.  
Gao T, Zhang W H, Zhu J H. Structural topology optimization under inertial loads[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2009, 41(4): 530-541. (in Chinese)
- [2] 王普毅, 范天峰, 张太平, 等. 武器装备轻量化结构正向设计方法及应用 [J]. 兵器装备工程学报, 2024, 45(6): 150-158.  
Wang P Y, Fan T F, Zhang T P, et al. A forward design method and application for lightweight structure of weaponry[J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2024, 45(6): 150-158.
- [3] Sun G Y, Tan D D, Lyu X J, et al. Multi-objective topology optimization of a vehicle door using multiple material tailor-welded blank (TWB) technology[J]. Advances in Engineering Software, 2018, 124: 1-9.
- [4] 廖文和, 戴宁. 航空航天结构轻量化设计制造技术发展现状与挑战 [J]. 南京航空航天大学学报, 2023, 55(3): 347-360.  
Liao W H, Dai N. Development and challenge of lightweight design and manufacturing technology for aerospace structures [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2023, 55(3): 347-360. (in chinese)
- [5] Allaire G, Geoffroy-Donders P, Pantz O. Topology optimization of modulated and oriented periodic microstructures by the homogenization method[J]. Computers & Mathematics with Applications, 2019, 78(7): 2197-2229.
- [6] Bendsøe M P, Sigmund O. Material interpolation schemes in topology optimization[J]. Archive of Applied Mechanics, 1999, 69(9): 635-654.
- [7] Xu T, Lin X S, Xie Y M. Bi-directional evolutionary structural optimization with buckling constraints[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2023, 66(4): 67.
- [8] Wang L, Li Z S, Ni B W, et al. A robust topology optimization method considering bounded field parameters with uncertainties based on the variable time step parametric level-set method[J]. Applied Mathematical Modelling, 2022, 107: 441-463.
- [9] Zhu J H, Zhang W H, Xia L. Topology optimization in aircraft and aerospace structures design[J]. Archives of Computational Methods in Engineering, 2016, 23(4): 595-622.
- [10] Warwick B T, Mechefske C K, Kim I Y. Topology optimization of a pre-stiffened aircraft bulkhead[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2019, 60(4): 1667-1685.
- [11] Høghøj L C, Conlan-Smith C, Sigmund O, et al. Simultaneous shape and topology optimization of wings[J]. Structural and

- Multidisciplinary Optimization, 2023, 66(5): 116.
- [12] Félix L, Gomes A A, Suleiman A. Topology optimization of the internal structure of an aircraft wing subjected to self-weight load[J]. Engineering Optimization, 2020, 52(7): 1119-1135.
- [13] Roper S W K, Lee H, Huh M, et al. Simultaneous isotropic and anisotropic multi-material topology optimization for conceptual-level design of aerospace components[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2021, 64(1): 441-456.
- [14] 粟华,陈伟俊,龚春林,等.环向肋增稳的薄壁圆筒结构定向拓扑优化方法[J].宇航学报,2022,43(3): 374-382.
- Su H, Chen W J, Gong C L, et al. Oriented topology optimization of thin-walled structure with circumferential rib enhancement of stability[J]. Journal of Astronautics, 2022, 43(3): 374-382. (in Chinese)
- [15] Qi L, Zhou J X, Jin P C, et al. Low noise optimization of two-stage gearbox housing structure based on acoustic contribution analysis and topology optimization[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2023, 37(9): 4533-4544.
- [16] 王晋鹏,宋敏,王鑫,等.结合声学贡献量和拓扑优化的多场点低噪声齿轮箱结构设计方法[J].振动与冲击,2021,40(16): 61-68, 139.
- Wang J P, Song M, Wang X, et al. A structural design method of gearboxes with low noise at multi-field points by combining acoustic contribution and topology optimization[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(16): 61-68, 139. (in Chinese)
- [17] Liu L, Kang K, Xi Y J, et al. Optimal design and experimental verification of low radiation noise of gearbox[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2022, 35(1): 130.
- [18] Kim B S, Han H W, Chung W J, et al. Optimization of gearbox housing shape for agricultural UTV using structural - acoustic coupled analysis[J]. Scientific Reports, 2024, 14: 4145.
- [19] Liang M X, Hu J H, Li S Q, et al. Topology optimization of transmission gearbox under multiple working loads[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2018, 10(11): 16878140-18813454.
- [20] Wu J Z, Wei P T, Zhu C C, et al. Development and application of high strength gears[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2024, 132(7): 3123-3148.
- [21] 李锦花,史妍妍,张茂强,等.航空发动机附件机匣壳体变形分析[J].航空发动机,2013,39(3): 59-61, 72.
- Li J H, Shi Y Y, Zhang M Q, et al. Analysis of accessory gearbox housing distortion for aeroengine[J]. Aeroengine, 2013, 39(3): 59-61, 72. (in Chinese)
- [22] 牛革,顾广鑫,朱磊,等.车载导弹发射架结构有限元分析与拓扑优化设计 [J].兵工学报,2023,44(2): 437-451.
- Niu C, Gu G X, Zhu L, et al. Finite element structural analysis and topology optimization of a vehicle-borne missile launching cradle [J]. Acta Armamentarii, 2023, 44(2): 437-451. (in chinese)
- [23] 孙红,史妍妍,侯明曦,等.附件机匣壳体变形分析及轴承孔平行度计算方法 [J].航空科学技术,2016,27(7): 26-29.
- Sun H, Shi Y Y, Hou M X, et al. Analysis on accessory gearbox housing distortion and calculating method on the parallel degree of bearing hole [J]. Aeronautical Science & Technology, 2016, 27(7): 26-29. (in chinese)
- [24] 彭显昌,蔡文奇,林志斌,等.电动汽车变速箱壳体静动态分析及拓扑优化设计[J].机械传动,2021,45(7): 74-81.
- Peng X C, Cai W Q, Lin Z B, et al. Static and dynamic analysis and topological optimization of gearbox housing in electric vehicle[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2021, 45(7): 74-81. (in Chinese)
- [25] Zhang Y, Shan Y C, Liu X D, et al. An integrated multi-objective topology optimization method for automobile wheels made of lightweight materials[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2021, 64(3): 1585-1605.
- [26] Gao X J, Chen W H, Li Y X, et al. Robust topology optimization of multi-material structures under load uncertainty using the alternating active-phase method[J]. Composite Structures, 2021, 270: 114065.
- [27] 卢清华,亢诗迪,陈为林,等.基于柔顺铰链拓扑优化的桥式位移放大机构设计、分析与实验测试 [J].机械工程学报,2022,58(11): 57-71.
- Lu Q H, Kang S D, Chen W L, et al. Design, analysis and experimental test of the bridge-type displacement amplification mechanism based on the topology optimization of flexure hinge [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(11): 57-71. (in chinese)
- [28] 万子平,谭若愚,郑杰基,等.面向武器站模块化基座的多工况与静动态筋壁结构高效设计方法 [J].兵工学报,2023,44(2): 577-590.
- Wan Z P, Tan R Y, Zheng J J, et al. Efficient design method of multi-condition and static and dynamic reinforced wall structure for modular base of weapon station [J]. Acta Armamentarii, 2023, 44(2): 577-590. (in chinese)