

基于拓扑优化的航空发动机滑油箱支架设计^{*}

王 雁¹, 周才华¹, 周 演¹, 徐胜利², 王 博¹, 李玉韦³, 刘中华³

(1. 大连理工大学 工业装备结构分析国家重点实验室 工程力学系, 辽宁 大连 116024;

2. 大连理工大学 能源与动力学院, 辽宁 大连 116024;

3. 中国航发沈阳发动机研究所, 辽宁 沈阳 110015)

摘 要: 支架是航空发动机滑油箱组件中的重要部件, 用于连接和固定滑油箱组件中的箍带。但现有支架设计会引起与之相连的箍带承受偏心拉力, 导致结构应力水平偏高进而发生疲劳破坏。本文提出了一种考虑结构局部刚度的拓扑优化方法, 能够在提升支架整体刚度的同时兼顾局部刚度, 使支架的刚度分布更加合理, 进而显著降低与之相连的箍带的应力水平。利用该优化方法优化后的支架结构质量与初始结构相同, 最大形变量降低了 17.7%, 与之相连的箍带结构不再受偏心拉力, 应力分布更为均匀, 最大应力降低了 30.84%, 验证了考虑结构局部刚度的拓扑优化方法在支架结构设计中的有效性。

关键词: 滑油箱支架; 拓扑优化; 局部刚度; 相对位移; 灵敏度分析

中图分类号: V233 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2022) 02-210154-11

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.210154

Design of Bracket of Oil Tank Assembly in Aero-Engine Based on Topology Optimization

WANG Yan¹, ZHOU Cai-hua¹, ZHOU Yan¹, XU Sheng-li², WANG Bo¹, LI Yu-wei³, LIU Zhong-hua³

(1. Department of Engineering Mechanics, State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment,

Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

3. AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: The bracket is an important part of the oil tank assembly in aero engine, which is used to connect and fix the band in the oil tank assembly. However, the existing bracket design will cause eccentric tension on the band connected to the bracket. This will lead to a high level of structure stress and fatigue damage. A topology optimization method considering the local stiffness of the structure is proposed, which improved the overall stiffness of the support while taking into account the local stiffness. Through this method, the stiffness distribution of the bracket become more reasonable, thereby the stress level of the band connected to it is reduced. The weight of the bracket designed by this topology optimization method is the same as the original structure, the maximum deformation is reduced by 17.7%. The band connected to the bracket is no longer subjected to eccentric tension, the stress distribution is more uniform, and the maximum stress is reduced by 30.84%. The effectiveness of the topol-

^{*} 收稿日期: 2021-03-15; 修订日期: 2021-05-08

基金项目: 国家科技重大专项 (J2019-IV-0019-0087); 国家杰出青年科学基金 (11825202); 国家自然科学基金 (51875077; 11802051); 兴辽英才计划 (XLYC1802020)。

作者简介: 王 雁, 博士生, 研究领域为航空航天结构分析与优化设计。

通讯作者: 徐胜利, 博士, 教授, 研究领域为航空发动机结构强度可靠性和轻量化设计。

引用格式: 王 雁, 周才华, 周 演, 等. 基于拓扑优化的航空发动机滑油箱支架设计[J]. 推进技术, 2022, 43(2): 210154. (WANG Yan, ZHOU Cai-hua, ZHOU Yan, et al. Design of Bracket of Oil Tank Assembly in Aero-Engine Based on Topology Optimization[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(2):210154.)

ogy optimization method considering the local stiffness in the design of the bracket is verified.

Key words: Bracket of oil tank assembly; Topology optimization; Local stiffness; Relative displacement; Sensitivity analysis

1 引 言

滑油箱组件为航空发动机接触摩擦部位提供用于润滑和散热的滑油,同时保持滑油温度和清洁度的稳定。滑油箱组件的损坏会导致发动机供油系统停止工作,影响发动机的正常运行。据统计,近年由发动机滑油箱组件故障引发的事故占我国空中停车事故的 40%,占欧美航空发动机事故的 25%^[1]。因此,滑油箱组件的结构设计对发动机的性能至关重要^[2-3]。

滑油箱组件由滑油箱、滑油箱壳体、支架、箍带和橡胶组成,如图 1 所示,对支架上的螺栓施加螺栓预紧力,使箍带张紧,将滑油箱壳体固定在航空发动机上。对于航空发动机滑油箱组件而言,箍带需要时刻保持张紧状态,是易出现应力集中的薄弱环节,很容易在服役过程中发生断裂^[4]。图 2 为箍带和与之相连的支架 B_1 的受力状态, Q_1 为支架箍带上所承受的拉力。箍带受螺栓预紧力呈受拉状态并将该拉力传递给支架结构,而支架结构只有一侧有安装孔,且为固支状态,这种结构形式和服役条件使得支架左右两侧的刚度差别较大,致使与之相连的箍带呈偏心受拉的状态,产生应力集中。所以亟需对支架进行优化设计,在提升整体刚度的同时兼顾局部刚度,使刚度分布更加合理,进而改善与之相连的箍带结构的应力分布。

近年来,得益于先进制造技术的发展,复杂结构的生产制造成本有所降低,拓扑优化方法被广泛地应用于航空航天领域^[5-8],在保证结构性能的基础上给出了航空航天结构关键零部件的创新构型。与传统的尺寸优化和形状优化相比,拓扑优化不依赖于初始构型,且设计空间更大,可以为设计人员提供一种全新概念设计模型^[9-11]。拓扑优化通过结构空间中材料的有无来确定材料的分布,经过 30 多年的发展,拓扑优化出现了均匀化方法、启发式准则类算法、变密度法、边界演化类算法和组件类算法等多种实现方法。其中,密度法(Simplified Isotropic Material with Penalization, SIMP)以其在概念和数值实现方面的简单性,已成为拓扑优化中最流行和最成功的方法^[12]。密度法将指定区域的人工密度定义为拓扑优化的设计变量,从而实现了拓扑变量的连续化。

国内外许多学者已将拓扑优化方法引入到了支架结构的设计中^[13-14],Chang 等^[15]同时考虑了结构的整体刚度和振动性能,对支架结构进行了拓扑优化设计;Zhao 等^[16]考虑了静、动载荷条件下,支架刚度、振动性能的多目标拓扑优化问题;邢广鹏等^[17]以多工况下的总柔度为目标函数,以体积为约束函数对某发动机支架进行了拓扑优化设计。这些研究大多从支架本身的力学问题出发,以改善支架结构整体

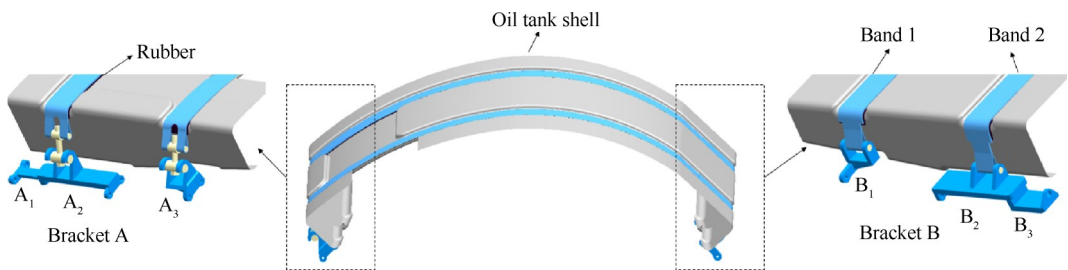


Fig. 1 Schematic of oil tank assembly

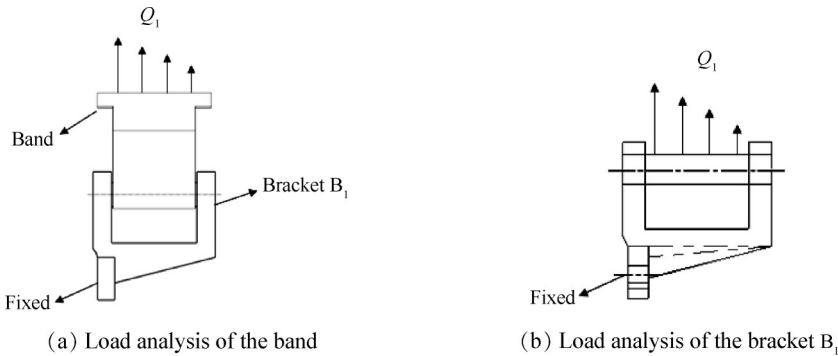


Fig. 2 Load analysis of the band and the bracket

刚度为设计需求,没有考虑支架结构连接处的局部刚度,这可能会导致与支架相连的连接结构的力学性能达不到设计要求。

本文提出考虑局部刚度的拓扑优化方法,在传统拓扑优化方法基础上,在优化列式中引入了可以考虑支架连接处局部刚度的约束函数,在满足支架结构整体刚度性能要求的同时兼顾支架结构连接部位的局部刚度。通过这种考虑局部刚度的拓扑优化方法设计了一种全新的滑油箱组件,该方法充分解决了分体支架偏心受力问题,有效地提升了支架结构的整体刚度以及局部刚度,改善了与之相连的箍带结构的应力分布状态,降低了箍带结构和支架结构的应力水平。

2 考虑局部刚度的拓扑优化方法

2.1 基于密度法的拓扑优化方法

密度法作为比较常见的拓扑优化方法,在结构优化设计中得到了非常广泛的应用,如图3所示,其基本思想就是通过优化算法求解设计域中每个单元的最优密度值,获得结构的最优材料分布。将设计域划分为 n 个单元,每个单元的密度为设计变量 ρ_e ,取值为 $0 \sim 1$,当 $\rho_e = 0$ 时代表该单元是空材料,当 $\rho_e = 1$ 时代表该单元处有材料,但是若 ρ_e 处于 $0 \sim 1$ 时,单元的材料为灰度材料,这样的材料在结构中是无法定义的,所以学者们^[18-20]提出了密度惩罚方法(Simplified Isotropic Material with Penalization, SIMP),通过对灰度单元进行惩罚,使得连续变量的优化问题区域 $0 \sim 1$ 化

$$E(\rho_e) = \rho_e^p E_0 \quad (1)$$

式中 p 为惩罚因子, E_0 为体单元的弹性模量。当 $p = 1$ 时,优化问题可理解为变厚度板问题;当 $p > 1$ 时,对于柔顺性问题, p 可对中间密度值进行有效的惩罚,得到清晰的 $0 \sim 1$ 分布。但是较大的 p 值会导致优化收敛到局部最优解的问题,因此,为得到一个较为清晰的 $0 \sim 1$ 结果,且不影响收敛过程, p 一般取值为 $3^{[21]}$ 。

2.2 考虑局部刚度的拓扑优化列式

传统的静力拓扑优化大多以应变能作为表征结构刚度性能的指标,该指标衡量的是结构整体的刚

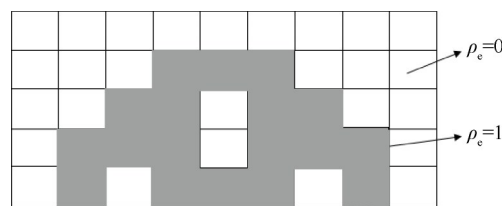


Fig. 3 Illustration of density approach

度水平。然而对于很多结构,局部刚度也是优化设计时需要考虑的重要性能,例如支架结构吊耳、机匣结构安装孔等部位的刚度。因此,需要提出一个表征局部刚度的性能指标,在拓扑优化设计中对该性能加以考虑。图4为支架B在螺栓预紧力下的受力示意图。 P_{j1}, P_{j2} ($j = 1, 2$)分别为支架B的两对吊耳上的参考节点, U_{j1}, U_{j2} ($j = 1, 2$)分别为参考节点沿 Y 向的位移, j 为每对吊耳的编号。为了提升支架连接处的局部刚度,在优化列式中增加了局部刚度约束函数,其形式如式(2)所示。

$$g_j(\rho) = \left(1 - \frac{U_{j1}}{U_{j2}}\right)^2 \leq 10^{-6} \quad (2)$$

通过该函数来控制支架连接处两吊耳之间的相对位移,使支架保持水平,改善与支架相连接的箍带结构的受力状态,进而改善其应力分布状态。所以,为了提升支架的刚度,同时使得刚度合理分布,考虑局部刚度的拓扑优化列式如式(3)所示。

$$\begin{aligned} \min C &= \mathbf{F}^T \mathbf{U} = \sum_{i=1}^N \mathbf{u}_{e_i} \mathbf{k}_{e_i} \mathbf{u}_{e_i} \\ \text{s.t. } \mathbf{K} \mathbf{U} &= \mathbf{F} \\ h(\rho) &= \sum_{i=1}^N \rho_i V_i \leq V^* \\ g_j(\rho) &= \left(1 - \frac{U_{j1}}{U_{j2}}\right)^2 \leq 10^{-6} \\ 0 < \rho_i &< 1 \end{aligned} \quad (3)$$

式中 $\mathbf{K}, \mathbf{U}, \mathbf{F}$ 分别是总体刚度阵、位移向量、等效节点载荷向量; N 为单元个数; $\mathbf{u}_{e_i}$ 为 i 个单元的节点位移向量; $\mathbf{k}_{e_i}$ 为第 i 个单元的单元刚度阵; ρ_i 为第 i 个单元的单元密度; V_i 为第 i 个单元的体积; V^* 为材料体积上限。该优化列式可以在最大化支架结构刚度的同

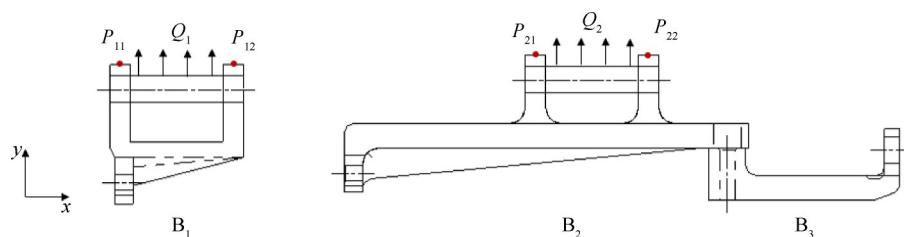


Fig. 4 Load analysis and reference node of the bracket B

时,通过约束函数 $g_j(\rho)$ 控制支架结构连接处的局部刚度,使支架结构的刚度分布更加合理,降低支架 B_1 两吊耳之间的相对位移,改善与之相连的箍带结构的应力分布,降低箍带结构和支架 B_1 的应力水平。

2.3 灵敏度分析

灵敏度分析是基于梯度算法的拓扑优化模型有效求解的前提。下面对局部刚度约束函数 $g(x)$ 关于单元设计变量的灵敏度进行求解。

对式(2)直接求导得到:

$$\frac{\partial g_j(\rho)}{\partial \rho_i} = 2 \left(1 - \frac{U_{j1}}{U_{j2}} \right) \left(\frac{\frac{\partial U_{j2}}{\partial \rho} U_{j1} - \frac{\partial U_{j1}}{\partial \rho} U_{j2}}{U_{j2}^2} \right) \quad (4)$$

对 $KU = F$ 关于设计变量 ρ_i 求导可得:

$$\frac{\partial K}{\partial \rho_i} U + K \frac{\partial U}{\partial \rho_i} = 0 \quad (5)$$

令

$$U_{j1} = A_{j1}^T U \quad (6)$$

$$U_{j2} = A_{j2}^T U \quad (7)$$

式中 A_{j1} 和 A_{j2} 分别为只有第 p 项和第 q 项为1,其它项元素均为0的向量。

对式(6)求导并结合公式(5),可得下式:

$$\frac{\partial U_{j1}}{\partial \rho_i} = A_{j1}^T \frac{\partial U}{\partial \rho_i} = -A_{j1}^T K^{-1} \frac{\partial K}{\partial \rho_i} U = -(K^{-1} A_{j1})^T \frac{\partial K}{\partial \rho_i} U \quad (8)$$

同理可得:

$$\frac{\partial U_{j2}}{\partial \rho_i} = -(K^{-1} A_{j2})^T \frac{\partial K}{\partial \rho_i} U \quad (9)$$

将式(8)和式(9)代入式(4),即可得到局部刚度约束函数 $g(x)$ 的灵敏度公式为

$$\frac{\partial g_j(\rho)}{\partial \rho_i} = 2 \left(1 - \frac{U_{j1}}{U_{j2}} \right) \left(\frac{(K^{-1} A_{j1})^T U_{j2} - (K^{-1} A_{j2})^T U_{j1}}{U_{j2}^2} \right) \frac{\partial K}{\partial \rho_i} U \quad (10)$$

2.4 灵敏度分析精度验证

有限差分法是使设计变量有一微小摄动 $\Delta \rho_i$ 过有限元分析得到结构响应,再由差分格式来计算约束函数 $g(\rho)$ 关于设计变量 ρ_i 的近似导数^[22]。有限差分法的表达式见式(11),本文以有限差分法为对比,验证2.3节推导的局部刚度约束函数灵敏度公式的精度。

$$\frac{\partial g(\rho)}{\partial \rho_i} = \frac{g(\rho + \Delta \rho_i) - g(\rho)}{\Delta \rho_i} \quad (11)$$

图5为悬臂梁结构,基于该结构对上述灵敏度公

式进行验证。悬臂梁左端固支,顶端承受大小为10MPa的均压。采用单元尺寸为2mm的八节点六面体单元对结构进行离散,图中的 n_1 和 n_2 分别对应编号为29和2045的两个节点,约束这两个节点之间沿竖直方向的相对位移,则局部刚度约束函数的形式为

$$g(\rho) = \left(1 - \frac{U_1}{U_2} \right)^2 \quad (12)$$

分别采用式(10)和式(11)求解局部刚度约束函数(式(12))对应的灵敏度。随机选取10个单元,对比其灵敏度的数值, $\Delta \rho$ 取 10^{-4} ,结果见表1。从对比结果可知,2.3节中推导的灵敏度公式精度满足要求。

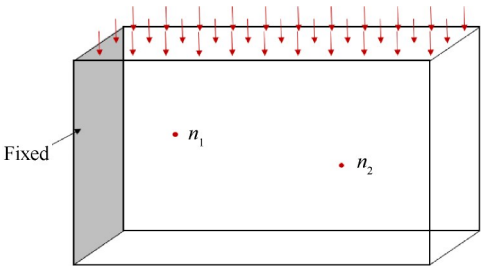


Fig. 5 Example to verify the accuracy of the sensitivity of the constraint function

Table 1 Relative error between sensitivities calculated by the adjoint method and the difference method

Number of element	Adjoint method	Difference method	Relative error/%
7	174.8270	174.8292	-1.26×10^{-3}
181	-26.2146	-26.2117	1.11×10^{-2}
345	462.0505	462.0531	-5.63×10^{-4}
537	57.0322	57.0362	-7.01×10^{-3}
724	2627.6597	2627.7946	-5.13×10^{-3}
917	2011.2617	2011.3384	-3.81×10^{-3}
1009	-0.2880	-0.2869	3.83×10^{-1}
1223	15065.6396	15070.1819	-3.01×10^{-2}
1467	-2.4489	-2.4464	1.02×10^{-1}
1621	-8985.0613	-8983.4386	1.81×10^{-2}

2.5 考虑局部刚度的拓扑优化设计流程

依据上述局部刚度约束函数,本文提出了考虑局部刚度的拓扑优化设计流程,如图6所示。给定体分比及最大迭代步数 $iter_{max}$,其具体流程如下:

第一步:根据组件间的装配关系构建拓扑优化设计域,保证设计域与组件中的其他部件不发生干涉;

第二步:选定部件的局部刚度关心区域,在区域内确定后续用来表征局部刚度的参考节点;

第三步:构造局部刚度约束函数,建立考虑局部

刚度的拓扑优化列式,推导目标函数、约束函数的灵敏度表达式;

第四步:初始化设计变量 ρ ,迭代步数 $iter = 0$;

第五步:对密度场 ρ 进行过滤得到 $\tilde{\rho}$,并根据该密度场计算目标函数,约束函数及其灵敏度;

第六步:采用MMA梯度优化算法^[23]得到优化后的密度场 ρ_{new} ;

第七步:计算设计变量的最大改变量 $change = \|\rho_{new} - \rho\|_{max}$,若 $change > 0.01$,则令 $iter = iter + 1$, $\rho = \rho_{new}$,返回第五步,否则转到第八步;

第八步:对拓扑优化结果进行特征提取并验证分析其力学性能,若性能满足要求,则结束流程,否则返回第二步,调整局部刚度参考节点,重新构建拓扑优化列式。

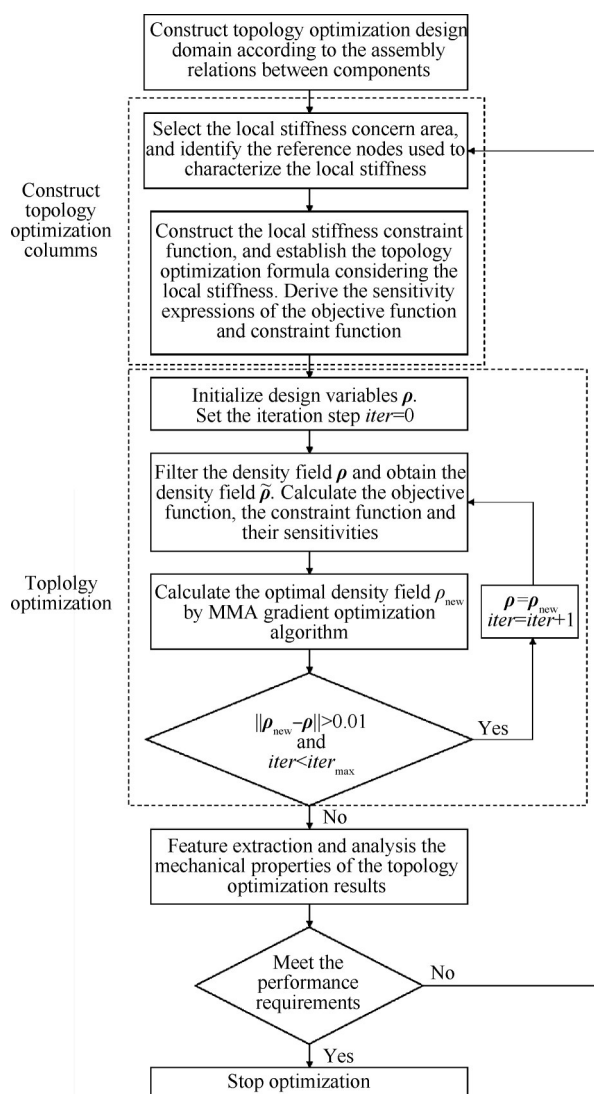


Fig. 6 Topology optimization process considering local stiffness

3 滑油箱组件结构算例

3.1 滑油箱组件结构模型

本文以滑油箱组件作为算例,研究考虑局部刚度约束的拓扑优化对滑油箱支架刚度的提升及对与支架相连的箍带结构应力分布、应力水平的改善。滑油箱组件结构示意图如图1所示,灰色的零部件为滑油箱壳体,其厚度为0.8mm,通过箍带及支架A处的螺栓预紧力固定在航空发动机上。支架上的安装孔起到与发动机中其他零部件连接的作用。由结构形式可知,箍带承受螺栓预紧力引起的拉力,且与箍带1相连的支架 B_1 只有一侧有安装孔,所以支架 B_1 端的箍带承受偏心拉力。箍带的尺寸如图7所示,箍带中间段的厚度为1mm,转角段的厚度为2mm,与支架相连的末端段厚度为1mm。箍带与滑油箱壳体之间有一层橡胶,起到缓冲和保护的作用。滑油箱组件模型中,橡胶层参照橡胶Mooney-Rivlin超弹性本构模型^[24-25],其应变能密度函数模型为

$$W = \sum_{i+j=1}^N C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j + \sum_{k=1}^N \frac{1}{d_k} (I_3 - 1)^{2k} \quad (13)$$

式中 N, C_{ij} 为材料常数; I_1, I_2 和 I_3 为张量不变量。

本文采用的是该函数的典型二项三阶展开式,即

$$W = C_{10} (I_1 - 3) + C_{01} (I_2 - 3) + \frac{1}{d} (J - 1)^2 \quad (14)$$

式中 J 是橡胶变形后和变形前的体积比, $C_{10} = 6.21, C_{01} = 0.25, d = 0.1$ 。

除橡胶层之外,滑油箱壳体、箍带、支架和螺栓的材料均为Q235钢,材料属性为:弹性模量 $E = 210\text{GPa}$,泊松比 $\nu = 0.3$,密度 $\rho = 7.85 \times 10^3 \text{kg/m}^3$,屈服强度为235MPa,强度极限为380MPa。

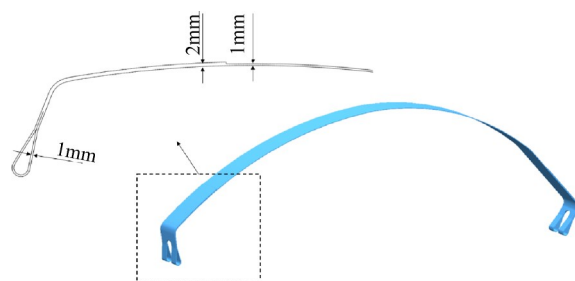


Fig. 7 Size of the band

3.2 滑油箱组件结构力学性能分析

本文基于有限元软件ABAQUS对滑油箱支架组件进行非线性静力学分析,进而得到受偏心拉力的箍带1和支架 B_1 的刚度、强度等力学性能。滑油箱壳体刚度较大,在该工况下的形变较小,因此在数值模

拟中忽略其形变,将其考虑为刚体。橡胶与箍带之间、箍带与螺栓之间、支架吊耳与螺栓之间均为摩擦接触,其中橡胶与箍带之间的摩擦系数为 0.8,其余部分的摩擦系数为 0.3,除此之外,滑油箱支架组件中所有的接触均考虑为绑定连接。基于八节点六面体单元对箍带、橡胶及几何规则的支架、螺栓进行离散,采用十节点四面体单元对支架、螺栓中几何形状复杂的部分进行离散。整体模型的单元尺寸为 4mm,箍带的转角处及末端处为强度关心区域,需要对该区域进行网格加密。因此,通过网格收敛性分析(图 8)确定强度关心区域以及与该区域有接触的螺栓单元尺寸为 0.5mm。固支支架 A 和支架 B 的所有螺栓孔,对与支架 A 相连的两个螺栓施加预紧力,大小均为 2450N。图 9 为计算得出的箍带和支架 B 的位移云图和应力云图,从位移云图可以看出,支架 B₁ 一端固支,一端自由,类似于悬臂梁,支架连接处两吊耳之间沿 Y 向的相对位移较大,致使靠近固支端的结构应力处于较高的水平。这也导致了与支架 B₁ 相连的箍带结构应力分布不均匀,从应力云图中可以看出,靠近固支端的箍带应力水平较高,这种现象主要是由箍带所受的偏心拉力导致的。最大应力出现在靠近固支边界的箍带末端,大小为 272.7MPa,超过了材料的屈服强度,在服役过程中会影响结构的疲劳寿命。

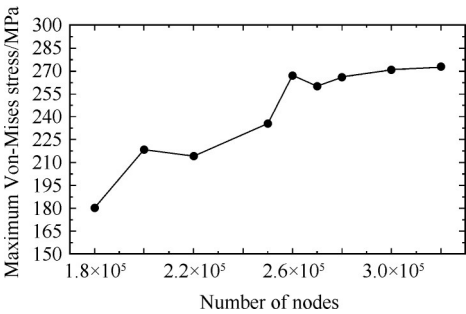
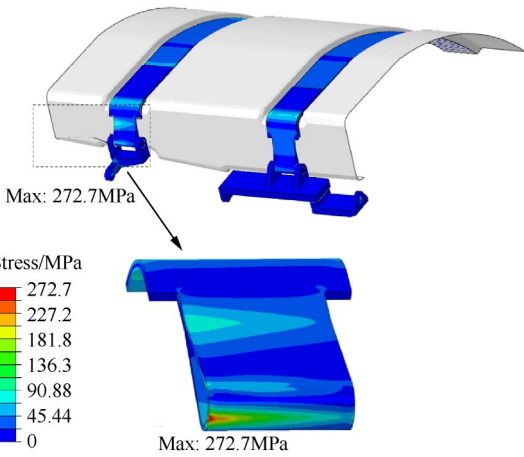
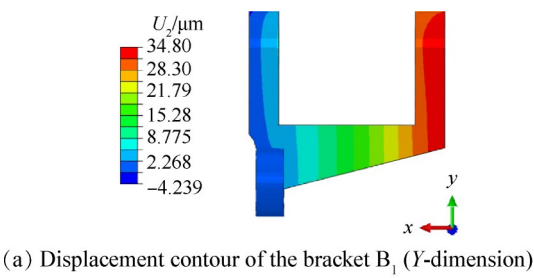


Fig. 8 Results of mesh convergence analysis of the oil tank assembly

3.3 滑油箱支架结构拓扑优化设计

箍带结构不均匀的应力分布和较高的应力水平会为发动机的安全性能带来隐患,但箍带作为连接结构,结构形式单一、固定,且在整个滑油箱装配组件中,其所占的设计空间也有限,难以直接对其进行优化设计。由 3.2 节中的分析可知,导致箍带结构应力不均匀、应力水平高的主要原因是支架 B₁ 的结构形式:由于与发动机其他零部件之间的装配关系,支架 B₁ 只有一端有安装孔,这样的结构形式会导致结构有安装孔



(a) Displacement contour of the bracket B₁ (Y-dimension)

(b) Stress distribution of the bracket B and the band

Fig. 9 Displacement contour and stress distribution of the bracket B and bands

一端的刚度远大于无安装孔的一端,使得与其相连的箍带承受了偏心拉力。正因为这种特殊结构形式,仅仅对支架 B₁ 进行优化设计,显然无法平衡支架两端的刚度,改善箍带结构的应力状态,因此需要对支架 B 整体进行优化设计。根据 2.4 节中提出的考虑局部刚度的拓扑优化流程,本算例的具体流程如下:

首先将包含三个分体支架(B₁, B₂ 与 B₃)的支架 B 考虑为整体支架,并确定拓扑优化的设计域;然后,通过提出一种考虑支架连接处局部刚度的优化方法,在获得结构主传力路径的同时兼顾结构危险位置局部刚度,尽可能使结构整体与局部刚度均能合理分布,降低支架 B₁ 连接处两吊耳之间的相对位移,改善与之相连接的箍带结构的应力分布,同时降低箍带结构和支架 B₁ 的应力水平。

基于本文提出的考虑局部刚度的拓扑优化列式,以单元密度为设计变量,对支架 B 进行整体拓扑优化设计。拓扑优化设计域如图 10 所示,划分网格的区域为设计域,未划分网格的区域是支架与其他结构相连的吊耳,为不可设计域。针对该设计域,基于式 (3) 所示的优化列式对支架结构进行拓扑优化。

图 11 为支架结构拓扑优化模型的网格示意图,基于八节点六面体单元对设计域进行离散,单元尺

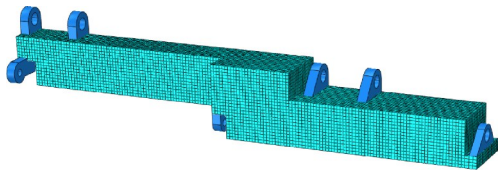


Fig. 10 Design domain of bracket B

寸为 1.5mm。由滑油箱组件的结构形式可知,螺栓预紧力通过箍带、与箍带相连的螺栓、与螺栓相连的支架吊耳传递到支架上,因此作用在支架 B 上的螺栓预紧力可以等效为作用于支架吊耳上的拉力。综上,拓扑优化中的边界条件及加载条件如下:将与螺栓相连的吊耳接触面上的所有节点刚性耦合至参考点,在参考点上施加大小为 2450N 的拉力,方向如图 11 所示,除承受拉力的吊耳之外,其他吊耳固支。支架 B 原结构的质量为 0.64kg,为保证优化后支架的质量不超过原结构,优化列式中材料的体分比 V^* 取 0.15,用于构造局部刚度约束函数的参考节点的位置如图 4 所示,基于 MMA 梯度优化算法对支架结构进行拓扑优化。作为对比,本文同时基于不考虑局部刚度约束函数的拓扑优化列式对支架结构进行了拓扑优化设计,除局部刚度约束函数之外,对比算例的其他设置均与上述算例相同。

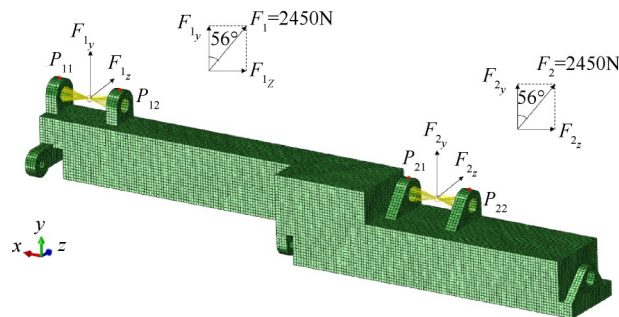
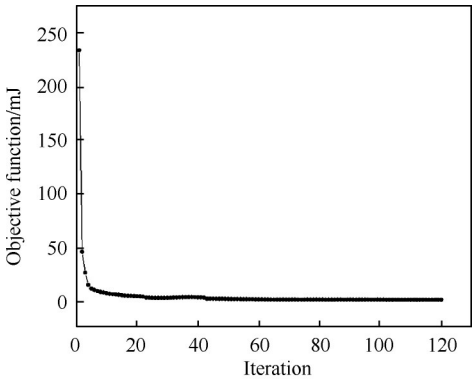


Fig. 11 Schematic diagram of working condition and reference node

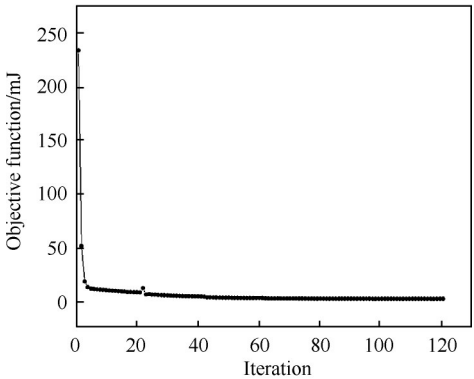
3.4 结果与讨论

分别对考虑局部刚度约束函数和未考虑局部刚度约束函数的支架结构进行了拓扑优化设计,这两种拓扑优化的迭代过程如图 12 所示,从图中可以看出,随着优化过程的进行,拓扑优化趋于收敛,达到

了最大化结构刚度的目标。对拓扑优化结果进行了后处理,最终的拓扑优化结果如图 13,图 14,表 2 所示。



(a) With the constraint function of local stiffness



(a) Without the constraint function of local stiffness

Fig. 12 Optimization iterations of the topology optimizations with and without the constraint function of local stiffness

由优化结果可知,两种新型支架的质量与初始支架结构的质量几乎相同。考虑局部刚度约束函数时,支架 B 的第一对吊耳之间的相对位移 ΔU_1 为 $0.001\mu\text{m}$,第二对吊耳之间的相对位移 ΔU_2 几乎为 0;未考虑相对位移函数时,支架 B 的第一对吊耳之间的相对位移 ΔU_1 为 $0.073\mu\text{m}$,第二对吊耳之间的相对位移 ΔU_2 为 $1\mu\text{m}$ 。考虑局部刚度约束后,较未考虑局部刚度约束函数的拓扑优化结果,支架 B 的第一对吊耳之间的相对位移降低了 98.6%,第二对吊耳之间的相



(a) With the constraint function of local stiffness



(b) Without the constraint function of local stiffness

Fig. 13 Optimal design of the topology optimizations (density distribution)

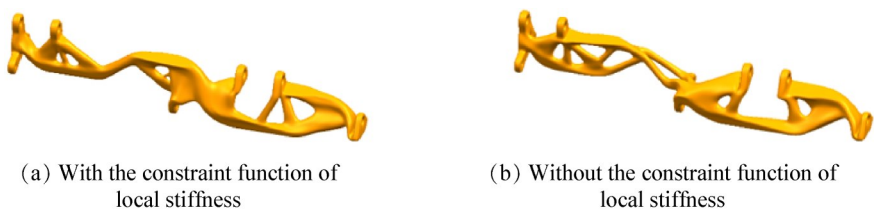


Fig. 14 Optimal design of the topology optimizations (feature extraction)

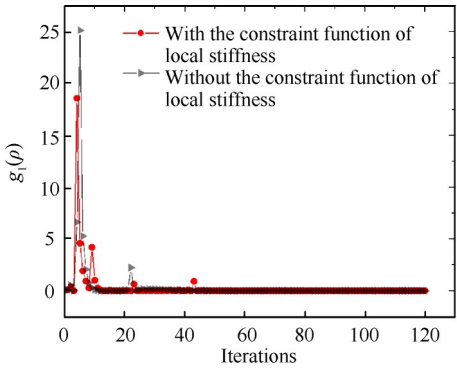
Table 2 Optimal design of the topology optimizations with and without the constraint function of local stiffness

	With the constraint function of local stiffness	Without the constraint function of local stiffness
Mass/kg	0.65	0.65
$U_{11}/\mu\text{m}$	0.748	0.832
$U_{12}/\mu\text{m}$	0.749	0.759
$\Delta U_1/\mu\text{m}$	0.001	0.073
$U_{21}/\mu\text{m}$	2.4	2.2
$U_{22}/\mu\text{m}$	2.4	3.2
$\Delta U_2/\mu\text{m}$	0	1.0

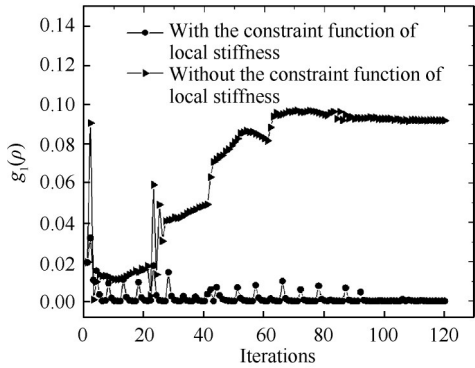
对位移降低了 100%,这凸显了局部刚度约束函数在控制支架局部刚度的优化问题中的巨大优势。

图 15 为两种拓扑优化中局部刚度函数的迭代过程,在未考虑局部刚度约束函数时,随着优化的进行,支架 B 第二对吊耳之间的相对位移逐渐增大,因为在该优化问题中仅仅考虑了结构整体的刚度,未对局部的刚度做约束,所以在优化的过程中,材料的布局也倾向于最大化整体结构的刚度,忽略了支架连接处的局部刚度。而考虑了局部刚度约束函数之后,优化问题对支架结构局部的刚度进行了约束,支架 B 两对吊耳之间的相对位移数值均随着优化的进行逐渐减小并最终收敛于 0。可以看出,在拓扑优化过程中,局部刚度约束函数可以根据需求在设计域内合理地分配材料的用量,起到了增强支架局部刚度的作用,进一步表明了该拓扑优化模型的有效性。

将考虑局部刚度约束函数的支架优化结果装配到滑油箱组件中,进行有限元分析,接触、载荷、边界条件等设置均与 2.2 节相同,整体结构的网格尺寸为 4mm,经网格收敛性分析(图 16),强度关心区域的网格尺寸为 0.5mm。与初始支架结构的性能进行对比,分析结果见表 3 和图 17~19。从整体变形云图中可以看出,在质量相同的情况下,拓扑优化后的支架结构在形变量上有明显的减小,初始支架结构的最大形变发生在第一对吊耳处,形变量为 41 μm ,优化后的支架结构最大形变发生在第二对吊耳处,形变量为 34 μm ,较初始结构,最大形变量降低了 17.1%,优化



(a) Local stiffness of the 1st pair of lugs



(b) Local stiffness of the 2nd pair of lugs

Fig. 15 Local stiffness of the two pairs of lugs of the topology optimizations with and without the constraint function of local stiffness

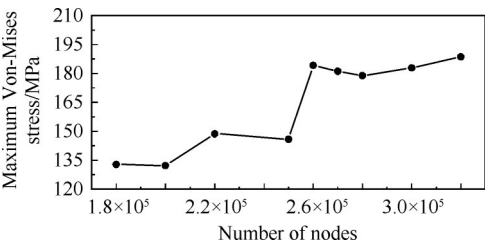


Fig. 16 Results of mesh convergence analysis of the oil tank assembly with optimal bracket B

后的整体支架结构整体刚度上有明显的提升。从 Y 向变形云图可以看出,拓扑优化后,支架吊耳之间的相对位移也有了明显的降低,初始支架结构第一对吊耳之间的相对位移 $(\Delta U_1)_{\text{org}}$ 为 28.71 μm ,第二对吊耳之间的相对位移 $(\Delta U_1)_{\text{org}}$ 为 8.0 μm ,优化后的整体支架结构第一对吊耳之间的相对位移 $(\Delta U_1)_{\text{opt}}$ 为 0.986 μm ,第二对吊耳之间的相对位移 $(\Delta U_1)_{\text{opt}}$ 为 2.3 μm ,相较于

初始支架结构,优化后第一对吊耳之间的相对位移降低了 96.56%,第二对吊耳之间的相对位移降低了 71.25%,由此可见,优化后支架结构的局部刚度由显著的提升,刚度分布也更加符合设计要求。

Table 3 Comparison of the mechanical performance of the optimal and the original design

Parameter	Optimal design	Original design
$U_{11}/\mu\text{m}$	0.734	1.19
$U_{12}/\mu\text{m}$	1.720	29.90
$\Delta U_1/\mu\text{m}$	0.986	28.71
$U_{21}/\mu\text{m}$	17.9	25.6
$U_{22}/\mu\text{m}$	20.2	33.6
$\Delta U_2/\mu\text{m}$	2.3	8.0
Maximum Von-Mises stress/MPa	188.6	272.7

从应力云图(图 19)中可以看出,初始支架结构中,与第一对吊耳相连的箍带明显呈偏心受拉的形式,结构的最大等效应力发生在箍带末端,应力值为 272.7MPa,超过了材料的屈服极限,而支架经过拓扑

优化后,与第一对吊耳相连的箍带应力分布更为均匀,不再呈现出偏心受拉的形式,结构的最大等效应力发生在箍带末端,应力值为 188.6MPa,较初始结构降低了 30.84%,由此可见,支架结构刚度分布更为合理之后,与支架相连的箍带结构应力水平也得到了改善,体现了考虑局部刚度的拓扑优化方法在提升滑油箱组件力学性能问题上的巨大优势。

3.5 新型支架结构工艺性分析

本文设计的新型支架结构几何形式复杂,可以采用增材制造工艺对其进行加工制造。增材制造是通过材料层层叠加的方式制备零件结构。增材制造的工艺约束是指结构必须满足的几何约束,以保证结构满足设备加工要求,可以制备^[21]。主要包括以下两类:

- (1)最大最小尺寸约束。在设计时需考虑加工设备的制造精度,保证结构的最小尺寸大于制造设备的精度,同时也要考虑设备的最大尺寸约束,合理的设计结构构型、切片方式以及各切片之间的连接方式,降低加工难度,减小热变形。
- (2)连通性约束。结构内部不能含有封闭的空

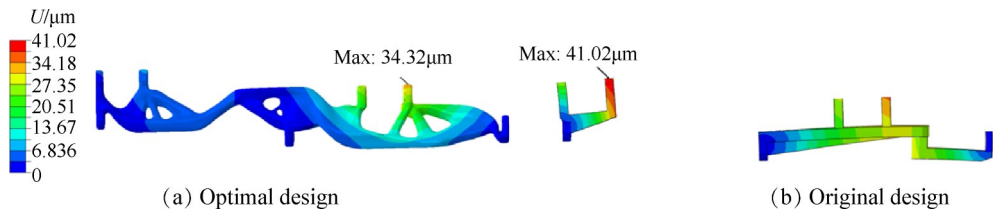


Fig. 17 Comparison of the deformation of the optimal design and the original design

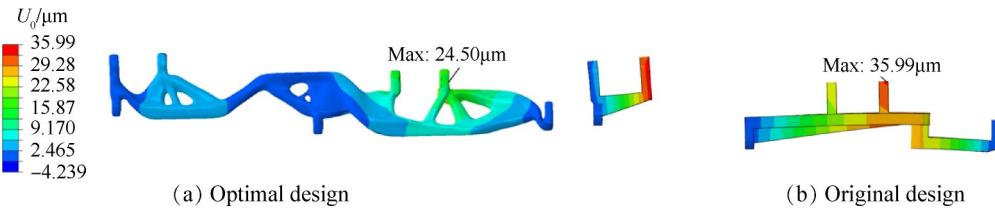


Fig. 18 Comparison of the deformation of the optimal design and the original design (Y-dimension)

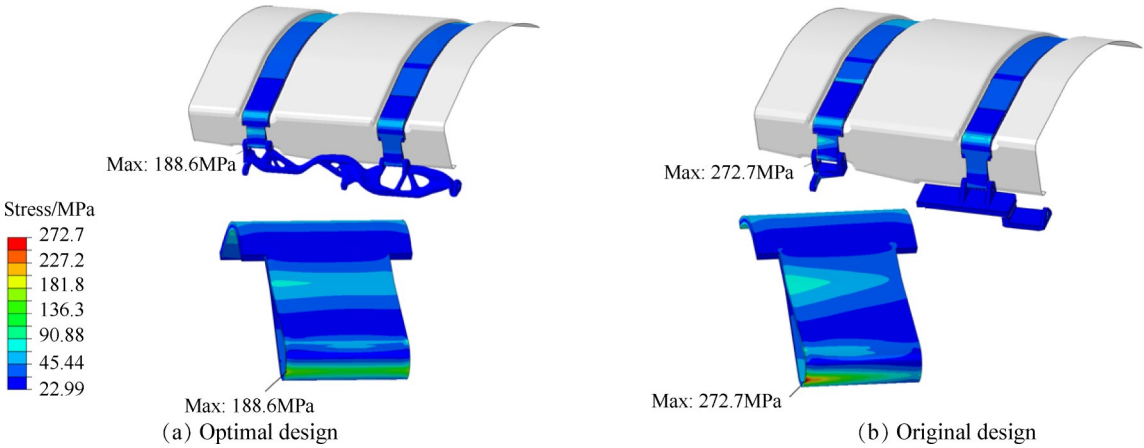


Fig. 19 Comparison of the stress of the optimal design and the original design

洞,如果结构含有封闭的孔洞,其内部的支撑结构将难以去除。

从图 20 所示的支架整体尺寸图可以看出,新型支架结构中不存在 1mm 以下的微小结构,满足最大最小尺寸约束。从图 21 所示的支架截面尺寸图可以看出,支架结构内部不存在封闭的孔洞,满足连通

性约束。因此,从结构形式上,新型支架结构满足增材制造的工艺约束,可以采用增材制造工艺对其进行加工。在制备过程中需要在支架热应力敏感部位添加一些辅助支撑结构,并确定最优成形的扫描路径,在支架的制备完成之后再 将辅助支撑结构去除即可。

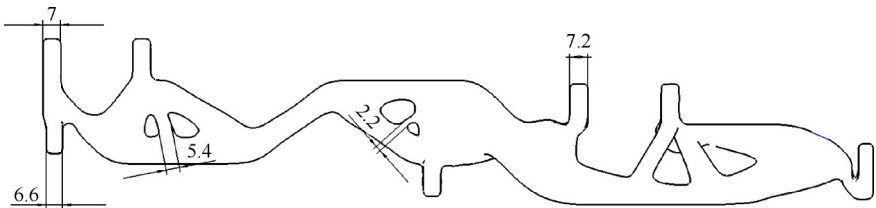


Fig. 20 Size of the bracket (mm)

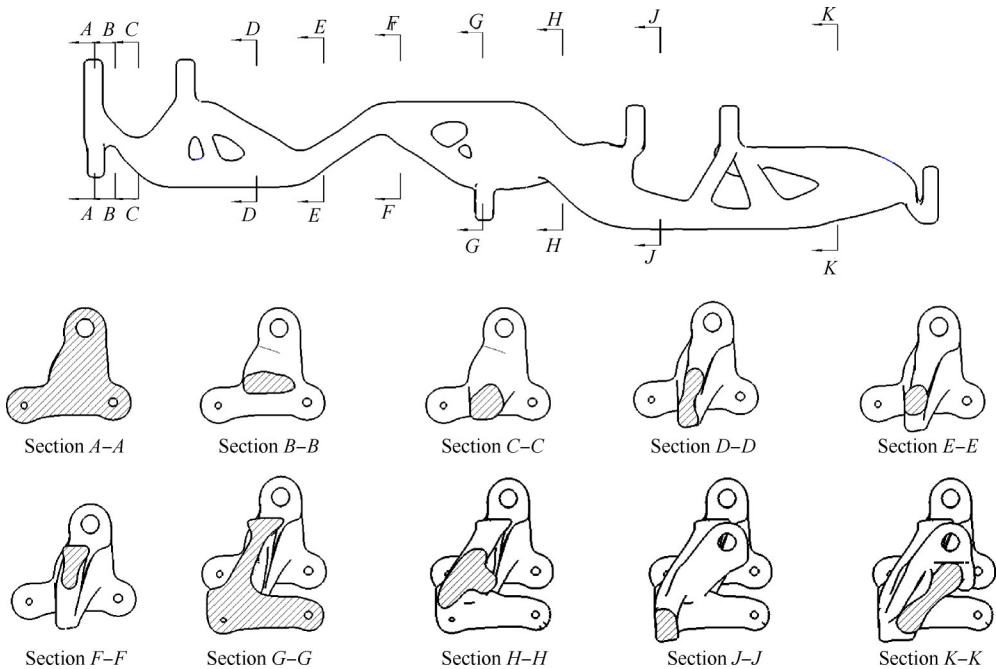


Fig. 21 Section size of the bracket

4 结 论

通过本文研究,得出如下结论:

(1)针对滑油箱支架结构刚度分布不均匀的问题,提出了采用局部刚度函数对结构的局部刚度进行约束,给出了局部刚度约束函数的具体形式,构建了考虑局部刚度的拓扑优化列式及拓扑优化设计流程。通过优化算例验证了本文提出的考虑局部刚度的拓扑优化列式的有效性,相较于不考虑局部刚度的拓扑优化方法,本文所提出的优化方法可以兼顾支架结构的整体刚度和连接处的局部刚度。优化后,支架结构的最大形变量降低了 17.7%,两对吊耳处的相对位移分别降低了 96.56% 和 71.25%。

(2)结合伴随法推导了灵敏度,并与差分法求解

的灵敏度进行对比,结果表明,采用伴随法求解的局部刚度约束函数灵敏度精度满足要求,且与差分法相比效率更高。

(3)采用考虑局部刚度的拓扑优化方法对支架结构进行设计,可以改善与支架相连的箍带结构的应力分布,由于优化后支架结构的刚度分布更为合理,与其相连的箍带结构不再承受偏心拉力,应力分布更为均匀,且应力水平较优化前降低了 30.84%。

致 谢:感谢国家科技重大专项、国家重点研发计划、国家杰出青年科学基金、国家自然科学基金和兴辽英才计划的资助。

参考文献

[1] 石 峰. 航空发动机润滑系统设计的建模仿真研究

- [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2019.
- [2] 魏旭东. 对航空发动机滑油系统的现状及未来发展趋势[J]. 内燃机与配件, 2019(12): 63-64.
- [3] 李国权. 航空发动机滑油系统的现状及未来发展[J]. 航空发动机, 2011, 37(6): 49-52.
- [4] 刘欢, 佟文伟, 张开阔. 0Cr18Ni9 不锈钢箍带断裂失效分析[C]. 北京: 中国航空学会第八届航空发动机可靠性学术交流会, 2015.
- [5] Sigmund O. Morphology-Based Black and White Filters for Topology Optimization[J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2007, 33(4): 401-424.
- [6] Wang F W, Lazarov B S, Sigmund O. On Projection Methods, Convergence and Robust Formulations in Topology Optimization[J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2011, 43(6): 767-784.
- [7] Sigmund O. Manufacturing Tolerant Topology Optimization[J]. *Acta Mechanica Sinica*, 2009, 25(2): 227-239.
- [8] Zhou M, Lazarov B S, Wang F W, et al. Minimum Length Scale in Topology Optimization by Geometric Constraints[J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2015, 293: 266-282.
- [9] 宋健, 温卫东, 崔海涛, 等. 航空发动机多辐板风扇盘拓扑优化与形状优化设计技术[J]. 推进技术, 2013, 34(9): 1188-1196. (SONG Jian, WEN Weidong, CUI Hai-tao, et al. Topology and Shape Optimization Method for Multi-Web Fan Disk in Aero-Engine[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2013, 34(9): 1188-1196.)
- [10] 林旭斌, 黄生勤, 洪杰. 燃气涡轮发动机压气机轮盘拓扑优化设计方法[J]. 推进技术, 2014, 35(6): 830-837. (LIN Xu-bin, HUANG Sheng-qin, HONG Jie. Topology Optimization Design Method on Compressor Disks in Gas Turbine Engines[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2014, 35(6): 830-837.)
- [11] 李琳, 田开元, 范雨, 等. 基于拓扑优化的叶盘压电阻尼器性能研究[J]. 推进技术, 2020, 41(8): 1831-1840. (LI Lin, TIAN Kai-yuan, FAN Yu, et al. Performance of Piezoelectric Damper on Bladed Disk Based on Topology Optimization[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(8): 1831-1840.)
- [12] Bendsoe M P, Sigmund O. Material Interpolation Schemes in Topology Optimization[J]. *Archive of Applied Mechanics*, 1999, 69(9-10): 635-654.
- [13] Xiao D H, Liu X D, Du W H, et al. Application of Topology Optimization to Design an Electric Bicycle Main Frame[J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2012, 46(6): 913-929.
- [14] Yuji Miyazu, Makoto Ohsaki, Seita Tsuda. Topology Optimization of Supporting Structure for Seismic Response Reduction of an Arch[J]. *Science China Technological Sciences*, 2016, 59(6): 852-861.
- [15] Chang J W, Lee Y S. Topology Optimization of Compressor Bracket[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2008, 22(9): 1668-1676.
- [16] Zhao Q, Chen X, Wang L, et al. Simulation and Experimental Validation of Powertrain Mounting Bracket Design obtained from Multi-Objective Topology Optimization[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2015, 7(6): 1-13.
- [17] 邢广鹏, 孙志刚, 崔向敏, 等. 多工况载荷下航空发动机支架拓扑优化设计[J]. 航空动力学报, 2020, 35(11): 2248-2262.
- [18] Bendsoe M P. Optimal Shape Design as a Material Distribution Problem[J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 1989, 1(4): 193-202.
- [19] Zhou M, Rozvany G I N. The COC Algorithm, Part II: Topological, Geometrical and Generalized Shape Optimization[J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 1991, 89(1-3): 309-336.
- [20] Mlejnek H P. Some Aspects of the Genesis of Structures[J]. *Structural optimization*, 1992, 5(1): 64-69.
- [21] 李取浩. 考虑连通性与结构特征约束的增材制造结构拓扑优化方法[D]. 大连: 大连理工大学, 2017.
- [22] 张旭明, 王德信. 结构灵敏度分析的解析方法[J]. 河海大学学报, 1998(5): 3-5.
- [23] Krister Svanberg. The Method of Moving Asymptotes—A New Method for Structural Optimization[J]. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 2010, 24(2): 359-373.
- [24] 黄建龙, 解广娟, 刘正伟. 基于 Mooney-Rivlin 模型和 Yeoh 模型的超弹性橡胶材料有限元分析[J]. 橡胶工业, 2008, 55(8): 467-471.
- [25] 刘萌, 王青春, 王国权. 橡胶 Mooney-Rivlin 模型中材料常数的确定[J]. 橡胶工业, 2011, 58(4): 241-245.

(编辑: 朱立影)