

基于参数化建模的包带式星箭连接结构优化设计*

武新峰¹, 刘观日^{1,2}, 雷勇军¹, 李 谨¹

(1. 国防科技大学 航天科学与工程学院, 湖南长沙 410073;
2. 北京宇航系统工程研究所, 北京 100076)

摘 要:采用 MSC. Patran 参数化建模和遗传算法进行包带式星箭连接结构优化设计。首先给出了包带连接结构二维轴对称模型优化设计过程中涉及的 V 形卡块刚度等效、包带预紧力模拟和载荷施加方法, 以及强度和刚度约束条件、优化目标等内容; 然后以某直径为 3m 的包带连接结构为例进行了优化设计, 并分析了对接框内延伸段长度和端头高度对应力及变形的影响; 最后建立三维有限元模型进行静力分析。结果表明 (1) 该方法适用于包带连接结构的优化设计; (2) 增加对接框内延伸段长度和端头高度能够提高整体连接刚度; (3) 三维有限元模型与轴对称模型计算结果一致, 验证了轴对称模型分析方法的正确性, 以及 V 形卡块等效和预紧力模拟方法的有效性。

关键词:包带连接结构; 参数化建模; 遗传算法; 优化设计

中图分类号: V414.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-2486(2013)05-0006-07

Optimizing design of clamp band joint based on parameter modeling method

WU Xinfeng¹, LIU Guanri^{1,2}, LEI Yongjun¹, LI Jin¹

(1. College of Aerospace Science and Engineering, National University of Defense Technology, Changsha 410073, China;
2. Beijing Institute of Astronautical Systems Engineering, Beijing 100076, China)

Abstract: A new application based on the parameter modeling method of MSC. Patran and generation algorithm was proposed to design the clamp band joint. First, finite element techniques for 2-dimension axisymmetric analysis of clamp band joints were developed, including the modeling of V-clamp, strap pre-tension and loads, and the optimizing constrains and objectives were also introduced. Then a clamp band joint with the diameter being 3m was designed via the presented method. Finally, a 3-dimension finite element model of the designed clamp band joint was established and analyzed. It indicates that the method is applicable to the design of clamp band joints, that the connective stiffness is strengthened by increasing the length and height of the inner ring of the interface rings, and that the modeling method is proved to be valid by the agreements of the finite element analysis results of 2-D model and 3-D model.

Key words: clamp band joint; parameterized modeling method; generation algorithm; optimizing design

包带式星箭连接结构 (Clamp Band Joint, CBJ) 主要用于卫星-火箭的连接、分离过程, 因其可靠性高、分离冲击低等优点, 在航天领域得到了广泛的应用。目前, 我国正研制大直径包带连接结构, 以往设计方法主要依赖于经验公式和试验数据, 可供参考的构型较少, 初始设计结构质量偏大, 有较大的优化空间。然而, 包带连接结构力学行为复杂, 各构件之间存在接触、间隙、摩擦等现象, 难以建立较为准确的优化模型, 因此研究包带连接结构优化设计方法是十分必要的。

包带连接结构结构参数与刚度、强度的关系是非线性的, 通常采用有限元方法进行建模和分

析。20 世纪 90 年代中期, Robert^[1] 首次采用非线性有限元法和循环加载试验分析了包带连接结构的轴向承载能力; Takeuchi^[2] 研究了分离冲击下结构响应预示方法, Jacob^[3] 介绍了包带连接结构力学分析的有限元技术。近年来, 国内秦朝焯^[4-6] 和谭雪峰^[7] 等针对包带连接结构的刚度、承载能力和动力学响应等问题开展了系统的研究, 白绍俊^[8] 等研究了包带连接结构的建模和非线性动力学特性分析问题, 为包带连接结构的设计与分析提供了重要参考。

为了确定包带连接结构的构型和几何参数, 本文采用有限元参数化建模和遗传算法对包带连

* 收稿日期: 2013-02-27

基金项目: 国家自然科学基金重点资助项目 (11132012); 国家自然科学基金资助项目 (11272348)

作者简介: 武新峰 (1983—), 男, 河北怀来人, 博士研究生, E-mail: wuxinfeng@nudt.edu.cn;

雷勇军 (通信作者), 男, 教授, 博士, 博士生导师, E-mail: leiyj108@nudt.edu.cn

接结构进行优化设计。该方法已在固体导弹发动机药柱优化过程中得到了成功应用^[9-10],目前尚未应用到包带连接结构优化设计过程中,仍有部分关键问题亟须解决。

1 包带式星箭连接结构及通用优化构型

如图1所示,包带连接结构包括:金属包带、V形卡块、解锁装置(如爆炸螺栓)、对接框等。其中,对接框对局部连接刚度和结构质量影响较大,是包带连接结构优化设计和减重的主要内容。

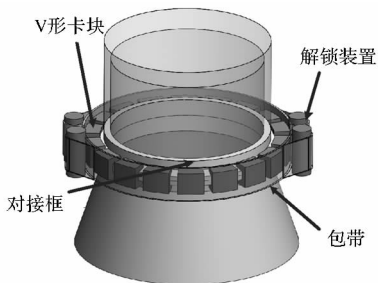


图1 包带连接结构示意图

Fig.1 Configuration of clamp band joint

定,而内延伸段则涉及形状和参数的优化。

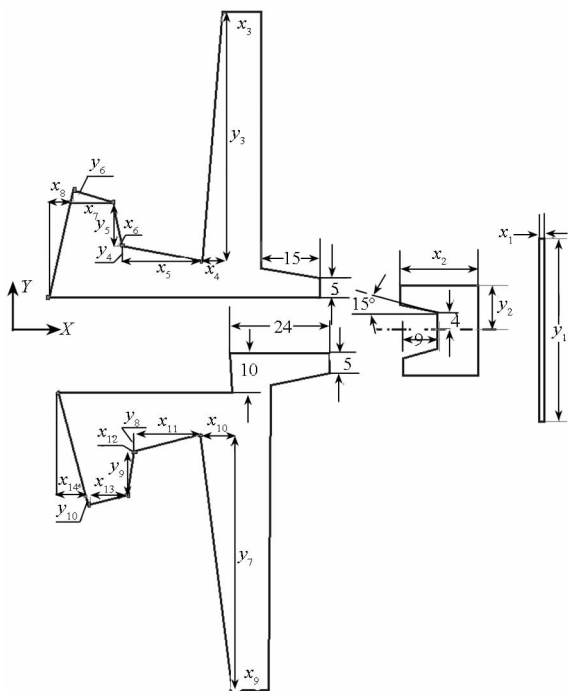


图3 包带连接结构通用优化构型

Fig.3 General configuration of CBJ in optimizing design

2 基于参数化建模和遗传算法的优化设计方法

包带连接结构的应力、变形与几何尺寸的关系十分复杂,难以描述为显示函数关系,不满足传统优化设计方法对目标函数和约束函数连续、可微的要求。利用 MSC. Patran/Marc 的参数化建模语言 PCL(Patran Command Language)和非线性求解器能够获得不同几何构型的变形和应力分布,同时遗传算法能够模拟生物进化过程,确定搜索方向和范围,逼近优化目标,因此综合采用这两种方法进行对接框的优化设计。图4和图5分别给出了对接框的优化设计流程及参数化建模与分析流程,其中优化设计部分由 matlab 程序控制和调用,参数化建模及求解采用 PCL 程序。程序中涉及了包带连接结构有限元分析方法、优化约束条件及优化目标等内容,下面逐一给出。

2.1 包带连接结构轴对称有限元分析方法

结构几何尺寸改变时,需要重新建立或修改有限元模型、提交计算和导入结果,工作量大且重复性工作较多。参数化建模方法不仅能够解决这一问题,而且便于外部程序调用,自动完成从建模到分析等一系列操作。考虑到包带连接结构接触面较多,且对接框直径远大于接触面宽度,三维有限元模型单元数量巨大且非线性计算时不易收

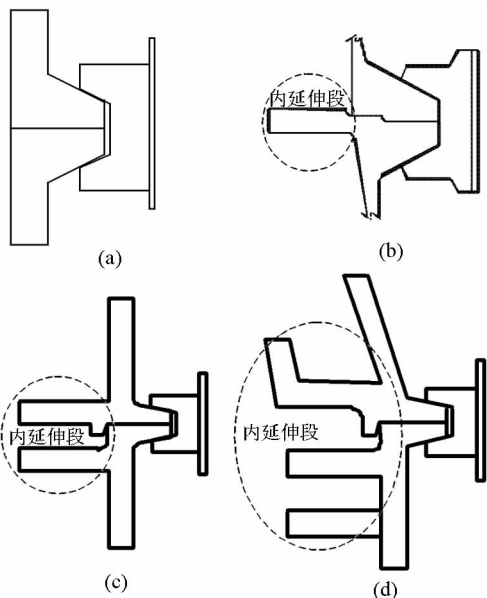


图2 典型对接框构型横截面

Fig.2 Cross sections of typical interface rings

图2给出了文献中常见的四种典型对接框构型^[2,4,11-12],可以看出其主要区别在于包带长度、V形卡块形状和对接框形状及对称性等方面。对比图2四种对接框构型可知:对接框内延伸段从整体上可分为上下端框对称和非对称;从形状上分为“一”形和“L”形。在图2(c)基础上设计包带连接结构的通用构型,如图3所示共需24个优化参数,其中包带和V形卡块形状不变,主要优化4个几何尺寸参数;对接框端头几何参数根据经验公式确

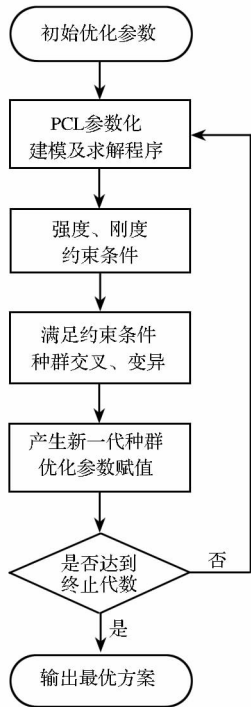


图 4 优化设计流程
Fig. 4 Flow chart of optimizing design

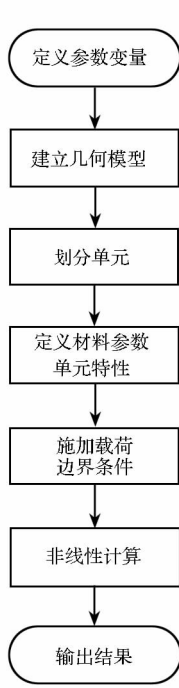


图 5 参数化建模与分析流程
Fig. 5 Flow chart of parameterized modeling and analysis

敛,因此采用轴对称模型进行优化设计。在包带连接结构的有限元分析过程中, Jacob^[3]和秦朝焯^[5]研究了包带连接结构的建模、加载和分析等关键技术问题,本文采用了部分研究结果,同时根据大直径包带连接结构的特点做了一些改进。

2.1.1 V形卡块材料参数等效

建立包带连接结构轴对称有限元模型时,将离散的卡块看作连续体,为了保证计算的准确性,需要对卡块材料进行等效处理。秦朝焯^[7]假设卡块的周向刚度远小于径向刚度,采用正交各向异性材料进行模拟。本文从等效刚度和等效质量出发,将离散卡块沿轴向简化为多个弹簧并联,采用各向同性材料进行模拟。设卡块弧角度为 θ_V ,卡块个数为 N ,单个卡块的拉压刚度为 K_{Ti} , R 为包带连接结构等效半径, d 为卡块等效厚度。以 N 个卡块为研究对象时,将其看作多个刚度并联,则总的拉压刚度为 $K_T = \sum_{i=1}^N K_{Ti}$ 。由拉压刚度计算

式 $K_l = \frac{EA}{L}$ 可知,影响拉压刚度的主要因素是横截面积。定义卡块覆盖率为

$$\delta = \frac{A_V}{A_{Total}} = \frac{N\theta_V R d}{2\pi R d} = \frac{N\theta_V}{2\pi} \quad (1)$$

其中 A_V 为卡块横截面积之和, A_{Total} 为等效后的总面积。轴对称模型的等效拉压刚度为

$$K = \frac{EA_V}{L} = \frac{E\delta A_{Total}}{L} = \frac{E_{equ} A_{Total}}{L} \quad (2)$$

则等效弹性模量为

$$E_{equ} = \delta E \quad (3)$$

同时,为了保证质量相同,密度等效为

$$\rho_{equ} = \delta \rho \quad (4)$$

这里需要注意的是:经过刚度和质量等效后能够获得较为准确的应变和变形分布,但是V形卡块的应力是“平均”应力,需要通过 $\sigma_{true} = \sigma_{average}/\delta$ 将其转换为真实应力。

2.1.2 包带预紧力施加方法

包带的装配预紧力通常采用降温法来模拟^[3],设包带材料的热膨胀系数为 α ,弹性模量为 E ,包带横截面积 A ,则预紧力 F_{pt} 与对应的温度差 ΔT 的换算关系为

$$\Delta T = \frac{F_{pt}}{EA\alpha} \quad (5)$$

在以往采用降温法模拟螺栓预紧力过程中,螺栓通常采用一维梁单元进行建模,只考虑螺栓沿轴向的收缩,会得到较为准确的模拟效果。而当式(5)推广到二维和三维单元时,由于降温过程中各向同性材料各个方向同时收缩,三个主方向的应变均按照 $\varepsilon = \alpha\Delta T$ 变化,而事实上模拟包带预紧过程时只有周向符合这一公式,直接使用就存在较大误差。为了解决这一问题,提出采用各向异性材料来定义包带单元,其中弹性模量、泊松比和剪切模量均由各向同性材料换算而来,区别仅在于热膨胀系数的处理,如式(6)所示定义周向的热膨胀系数为某一常值,而其余两个方向的热膨胀系数设置为零,如此能够很好地模拟包带的周向预紧力分布。

$$\begin{cases} \alpha_R = 0 \\ \alpha_T = const \\ \alpha_Z = 0 \end{cases} \quad (6)$$

2.1.3 轴对称模型中的载荷等效处理

在轴对称模型中定义包带连接结构的工作载荷拉力 T 、弯矩 M 和剪力 Q ,一般采用以下公式^[4]:

$$q_T = \frac{T}{2\pi R_s} \quad (7)$$

$$q_M = \frac{M}{\pi R_s^2} \quad (8)$$

$$q_Q = \frac{Qh}{\pi R_s^2} \quad (9)$$

其中 R_s 是等效半径, h 为剪力作用面与对接面的距离, q_T 、 q_M 和 q_Q 分别为拉力、弯矩和剪力作用

在上端框顶部的均布载荷。

将轴向拉力、弯矩和载荷的等效载荷线性叠加后,就得到了优化过程中的总载荷,即

$$q_{total} = q_T + q_M + q_Q \quad (10)$$

参数化建模优化过程中,总载荷以均布压力的方式施加:

$$q_{total} = (q_T + q_M + q_Q)/d_s \quad (11)$$

其中 d_s 为上端框顶部宽度。

2.1.4 接触非线性分析

接触边界是高度非线性问题,需要准确追踪接触前多个物体的运动以及接触发生后这些物体之间的相互作用,同时需要考虑接触面之间的摩擦行为。包带连接结构部件之间接触面较多,包括上端框与下端框、上端框与V形卡块、下端框与V形卡块,以及包带与V形卡块等。弹性接触面之间采用罚函数法施加无穿透接触约束条件,一旦接触区域发生穿透,罚函数便夸大这种误差的影响,使计算无法正常运行,从而避免穿透。采用 MSC. Marc 求解器进行非线性计算时,采用库仑摩擦模型,设置接触面之间的摩擦系数、迭代步长和结果类形,按照预紧工况和工作载荷工况两个加载步进行计算。然后采用 MSC. Patran 读取结果,并将结果数据输出到指定文档中。

2.2 遗传算法优化设计

2.2.1 遗传算法实现过程

遗传算法设计一般步骤是编码方式确定、适应度函数与约束函数处理、遗传算子与收敛准则设计等内容^[10]。包带连接结构设计中共有 24 个几何优化参数,为了提高计算效率,遗传算法的编码方式采用整数编码。适应度函数与目标函数和约束条件直接相关,考虑到包带连接结构的优化设计目标是质量最小,因此将质量与强度、刚度约束条件共同作为适应度函数,并采用罚函数方法对不满足约束条件的个体进行惩罚。遗传算子包括选择算子、交叉算子和变异算子,根据适应度函数的大小进行排序,将适应度函数最大的个体进行交叉和变异,并采用最优保存策略保存最优个体。采用针对最优个体的收敛准则,并设定终止代数结束计算。

2.2.2 约束条件及适应度函数

包带连接结构轴对称结构优化过程中,需要设定强度和刚度约束条件,其中强度约束条件容易获得满足,只需设定最大应力小于材料屈服极限即可。然而轴对称模型计算中的工作载荷均等效为轴对称载荷(拉力),虽然能够得到较为准确的最大应力分布,但变形与实际不符,即不能反映

结构刚度。在轴对称模型中,计算包带连接结构的抗弯刚度是十分困难的。本文考虑从整体变形和局部变形来约束抗弯刚度。以上端框为研究对象,假设其变形可以分为两部分:弹性变形和间隙。首先弹性变形计算过程中认为端框之间紧密接触,可以看作一个整体,则端框 x_1 的最小厚度 d_{min} 可由薄壁圆筒等效模型计算:

$$EI = \frac{E\pi(R_s^4 - r^4)}{4} = \frac{E\pi[R_s^4 - (R_s - d_{min})^4]}{4} \quad (12)$$

其中 EI 为包带连接结构的最小抗弯刚度。

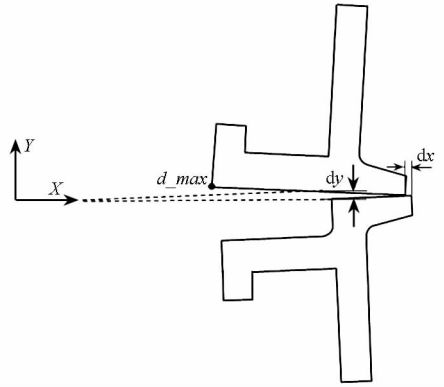


图6 端框变形示意图

Fig. 6 Deformation of interface rings

求解式(12)能够确定端框的最小厚度,从整体上约束了包带连接结构的刚度。下面通过间隙和滑移来约束局部刚度。如图6所示,在包带预紧力和弯矩 M 作用下,上端框接触端头沿径向收缩变形,沿下端框接触面产生微小滑移 dx ,同时沿载荷方向变形,产生微小间隙 dy ,则接触面的局部转角为

$$\theta_{gap} = \frac{dy}{R_s} \quad (13)$$

由柔度系数的定义公式可得

$$C_b = \frac{\theta_{gap}}{M} = \frac{dy/R_s}{q_M \pi R_s^2} = \frac{dy}{q_M \pi R_s^3} \quad (14)$$

从而得到最大的间隙

$$dy = C_b q_M \pi R_s^3 \quad (15)$$

另外,在包带连接结构设计中,不允许端框之间发生滑移。一方面,预紧力过小时会产生滑移;另一方面,在仿真分析过程中,由于下端框边界固定,上端框自由加载,使得上下端框变形不对称,受到卡块的压力时上下端框变形不一致,会产生一定的微小滑移,此时可以通过延长上下端框高度来减小边界条件引起的误差。为了避免出现较大的滑移量,需要给 dx 赋一个小值。

上下端框之间安装了分离弹簧,为了避免端

框变形过大使分离弹簧随之变形,进而导致分离力分布不均,需要限制上端框最大变形 d_{\max} 。

综上,优化过程中的约束条件可以写为

$$\begin{cases} \sigma_{\max} < \sigma_s \\ dy < C_b q_M \pi R_s^3 \\ dx < dx_{\text{cons}} \\ d_{\max} < d_{\max_{\text{cons}}} \end{cases} \quad (16)$$

其中 σ_s 为最大应力处材料的屈服极限, dx_{cons} 和 $d_{\max_{\text{cons}}}$ 分别为设定的最大滑移和最大位移量。

适应度函数定义为

$$M(x) = m(x) + \sum_{i=1}^4 \Delta f(x_i) \quad (17)$$

其中 $m(x)$ 为总体质量, $\Delta f(x_i)$ 代表式 (16) 的四个约束条件, 表达式为

$$\Delta f(x_i) = \begin{cases} F(x_i) - f(x_i), & \text{if } f(x_i) \leq F(x_i)_{\text{con}} \\ C_i (f(x_i) - F(x_i)_{\text{con}}), & \text{if } f(x_i) > F(x_i)_{\text{con}} \end{cases} \quad (18)$$

其中 $f(x_i)$ 为响应值, $F(x_i)_{\text{con}}$ 为约束条件。

3 优化算例

根据前述方法设计一直径为 3000mm、总高度为 120mm 的包带连接结构, 要求抗弯刚度 $EI \geq 5 \times 10^9 \text{Nm}^2$, 包带预紧力为 50kN, 设计载荷: 拉力 T 为 $1.5 \times 10^5 \text{N}$, 剪力 Q 为 $8 \times 10^4 \text{N}$, 弯矩 M 为 $1.5 \times 10^5 \text{Nm}$, 安全系数为 1.5。包带材料为 00Ni18Co7Mo5Ti, 对接框和 V 形卡块材料为 LD10CYS, 材料参数见表 1。根据材料特性和以往试验数据, 上下端框、端框与 V 形卡块、端框与包带之间的摩擦系数分别取为 0.5、0.2 和 0.05。

表 1 材料物理特性参数

Tab. 1 Physical parameter of materials

	包带	对接框、V 形卡块
材料名称	00Ni18Co7Mo5Ti	LD10CYS
弹性模量 E (MPa)	182000	70000
泊松比 μ	0.3	0.3
密度 ρ (kg/m^3)	7800	2700
热膨胀系数 α	1.0×10^{-5}	2.16×10^{-5}
屈服极限 σ_s (MPa)	1500	373

3.1 优化结果

V 形卡块覆盖率 δ 取为 0.8, 沿周向均匀布置 40 个弧度为 7.2 度的卡块, 对接框端头结构参数和优化变量如图 3 所示。为避免结构出现畸形, 在 PCL 程序中对参数变化范围及几何关系进行了约束。优化约束条件参数取为 $d_{\max} \leq 2\text{mm}$, $dy \leq 0.5\text{mm}$, $dx \leq 0.1\text{mm}$ 。编制程序后进行了 5 次优化设计, 每次优化取 50 代, 每代取 60 个样本参数, 对比优化结果后发现: 虽然五组变量的数值

稍有差别, 但每组变量的取值趋势基本一致, 因此从中选择一组较优解, 结果如表 2 所示。其中根据包带实际加工情况将包带长度和宽度分别调整为 40mm 和 1.5mm, 保持横截面积不变。

表 2 优化设计结果

Tab. 2 Results of optimizing design

变量名	结果 /mm	变量名	结果 /mm	变量名	结果 /mm
x_1	1	x_9	7	y_3	52
x_2	20	x_{10}	0	y_4	0
x_3	10	x_{11}	25	y_5	18
x_4	0	x_{12}	0	y_6	1
x_5	35	x_{13}	9	y_7	39
x_6	0	x_{14}	-3	y_8	0
x_7	12	y_1	60	y_9	10
x_8	-6	y_2	10	y_{10}	1

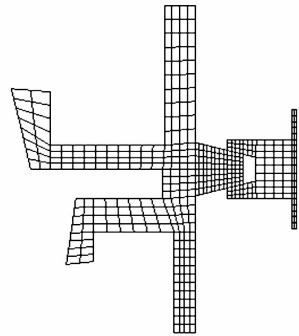


图 7 包带连接结构优化构型有限元模型

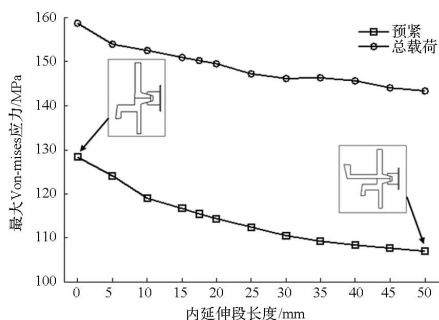
Fig. 7 Finite element model of optimized configuration of CBJ

图 7 给出了优化设计后的包带连接结构有限元模型, 从总体上看上下端框是非对称结构, 这是由边界条件不对称引起的, 即上端框顶部需要施加载荷, 则设置为自由边界条件, 而下端框底部则需施加固支边界条件。实际中上、下端框分别与航天器和火箭连接, 航天器与上端框整体类似于悬臂结构, 边界条件可以近似看作自由边界, 而下端框与运载火箭连接的刚度较大, 可以近似看作固支边界, 由此看来, 上下端框结构不对称是合理的。不过, 为了避免边界条件对结果影响过大, 本文优化过程中考虑将端框高度增加 50mm 延长段。优化参数中 x_4 、 x_6 、 x_{10} 和 x_{12} , 以及 y_4 和 y_8 均为零, 即内延伸段 L 型内侧为矩形, 说明这些参数变量对结构强度、刚度影响较小。

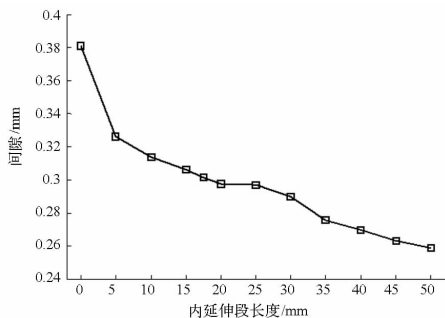
3.2 典型几何参数影响分析

采用 PCL 程序分析了各参数变化对应力和变形的影响规律, 其中对接框内延伸段的长度和端头高度是影响结构强度和局部刚度的重要参数。图 8 给出了上端框内延伸段长度改变时最大应力和间隙的变化曲线, 表明内延伸段长度增

加时最大 Von-mises 应力(仅考虑对接框与 V 块



(a) 最大 Von-mises 应力

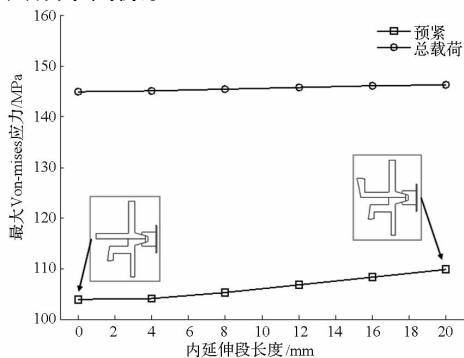


(b) 间隙 dy

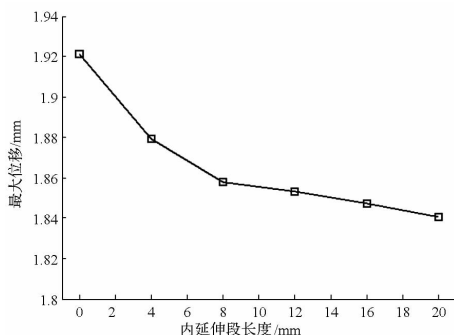
图 8 最大应力和间隙 dy 随内延伸段长度的变化

Fig. 8 Variations of the max stress and dy with the length of inner interface ring

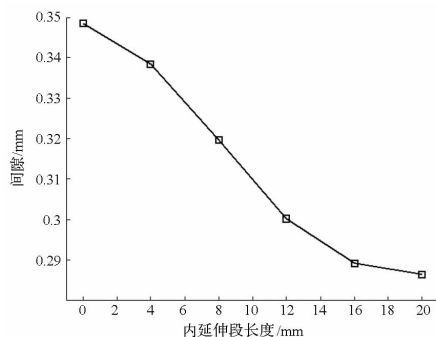
接触面的应力,不包含包带)减小,总载荷工况的间隙 dy 也减小,影响幅度可分为三段:当长度较小(与无内延伸段相比)时,能够有效减小应力和间隙;当长度与下端框近似相等时,间隙的减小幅度较小;当长度继续增大时,间隙的减小幅度增大。由此可见,设置内延伸段能够有效提高局部刚度,减小端框之间的间隙,并且上端框内延伸段长度要稍大于下端框。图 9 给出了上端框内延伸段端头高度改变时最大应力、最大位移和间隙的变化响曲线,结果表明,内延伸段端头高度增加时,最大 Von-mises 应力小幅增大,而最大位移和间隙均减小,说明在内延伸段设置端头结构能够增加局部刚度,有效约束端框的变形量(即最大位移),减小间隙。



(a) 最大 Von-mises 应力



(b) 最大位移 d_max



(c) 间隙 dy

图 9 最大应力、d_max 和 dy 随内延伸段端头高度的变化

Fig. 9 Variations of the max stress, d_max and dy with the height of inner interface ring

3.3 三维有限元模型验证

为了验证二维轴对称模型结果的正确性,采用 8 节点体单元建模建立了包带连接结构的三维有限元模型,如图 10 所示,其中 V 形块与包带之间采用 2 个共用节点来模拟连接关系,预紧力采用本文降温法模拟。下面对比预紧工况下轴对称模型与三维模型的应力分布。

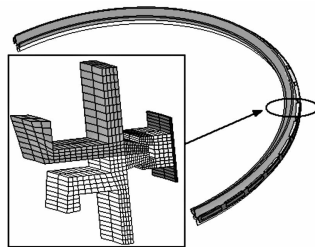


图 10 包带连接结构三维有限元模型

Fig. 10 3-dimension finite element model of CBJ

图 11 给出了包带连接结构轴对称模型(左图)与三维模型(右图)各构件在预紧状态下的 Von-mises 应力云图,对比分析可以看出:

(a)轴对称模型中应力分布较为均匀,三维模型中包带与卡块边缘接触处出现应力集中,两模型包带最大应力分别为 824MPa 和 850MPa,与包带平均应力值(即预紧力除以包带横截面积)833MPa 相比,误差分别为 -1.1% 和 2.0%。实际上包带与 V 形卡块之间通过销钉连接,包带可

沿销钉滑动,轴对称模型中将这种连接方式简化为一个共用节点连接,而三维模型中将其处理为固定连接,这两种处理方法与真实情况都存在误差。因此,前者在采用降温法施加预紧力时,与 V 形卡块的共用节点会承受一部分预紧力,使得包带应力小于平均值;而三维模型中,由于 V 块与端框、包带之间都考虑了摩擦,且包带预紧后有包裹卡块的趋势,而在卡块边缘未做倒角处理,使得包带应力分布不够均匀,产生了应力集中现象,最大应力要大于平均值。总体来看,三维模型包带应力更接近真实值,说明本文预紧力施加方法能够较为准确模拟实际情况。

(b) 在轴对称模型中应力沿周向均匀分布,卡块凹槽内部最大应力分别为 49MPa,按照应力转换公式 $\sigma_{true} = \sigma_{average} / \delta$ 可得真实应力为 61MPa;而在三维模型中,由于摩擦力分布和周向节点接触的先顺序不同,卡块与对接框接触的边缘的节点会出现应力集中,最大应力为 128MPa,但隐去边缘节点后发现,应力分布于轴对称模型结果相似,最大应力为 59MPa,与轴对称模型的真实应力相近,验证了本文 V 形卡块等效方法的正确性。

(c) 轴对称模型与三维模型对接框应力分布相似,最大应力分别是 110MPa 和 111MPa,均位于上下端框接触外边缘。三维模型中,应力沿周向不是均匀分布,在卡块覆盖区域应力较大,而在卡块间隙应力相对较小。

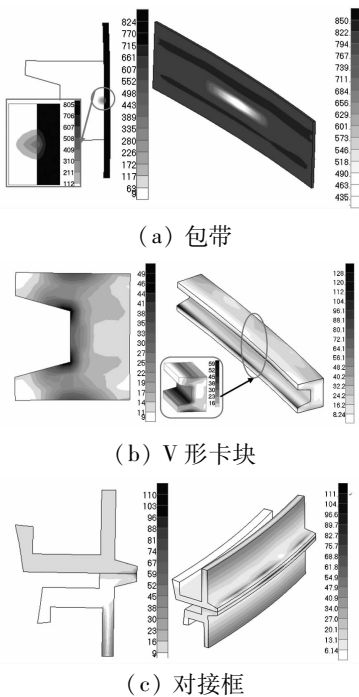


图 11 轴对称模型与三维模型的应力分布对比

Fig. 11 Comparison of stress distributions obtained by 2-D axisymmetric model and 3-D model respectively

4 结论

(1) 采用参数化建模和遗传算法解决了包带式星箭连接结构的优化设计问题,获得了轴对称模型中 V 形卡块等效、预紧力模拟和刚度约束条件定义方法。

(2) 算例表明该方法能够解决包带式星箭连接结构的优化设计问题,同时参数影响性分析表明,增加对接框内延伸段长度和端头高度能够减小张开间隙,提高对接框连接刚度。

(3) 三维有限元计算结果验证了轴对称模型分析方法的正确性,以及 V 形卡块等效和预紧力模拟方法的有效性。

参考文献 (References)

- [1] Robert D T, Michael E. Nonlinear finite element evaluation of marman clamp structural capability[R]. AIAA-94-1346-CP, 1994: 320-330.
- [2] Shinsuke T, Junjiro O. Estimation of separation shock of the marman clamp system by using a simple band-mass model[J]. Trans. Japan Soc. Aero. Space Sci., 2002, 45(147): 53-60.
- [3] Jacob I R, Vinay K G, Nicholas E M. Techniques for finite element analysis of clamp band systems[C]//Proceedings of 48th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, California, 2009: 1-9.
- [4] Qin Z Y, Yan S Z, Chu F L. Analytical modeling of clamp band joint under external bending moment[J]. Aerospace Science and Technology, 2011, 12(7): 1-11.
- [5] Qin Z Y, Yan S Z, Chu F L. Finite element analysis of the clamp band joint[J]. Applied Mathematical Modelling, 2012, 2012(36): 463-477.
- [6] 秦朝焯, 褚福磊, 阎绍泽. 包带式星箭连接结构轴向刚度研究[J]. 宇航学报, 2009, 30(5): 2080-2085. QIN Zhaoye, CHU Fulei, YAN Shaoze. Axial stiffness analysis of clamp band system[J]. Journal of Astronautics, 2009, 30(5): 2080-2085. (in Chinese)
- [7] 谭雪峰, 阎绍泽. 包带式星箭连接结构的动力学模拟及故障分析[J]. 清华大学学报, 2010, 50(8): 1205-1209. TAN Xuefeng, YAN Shaoze. Dynamic simulations and failure analysis of a clamp band system for spacecraft[J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2010, 50(8): 1205-1209. (in Chinese)
- [8] 白绍竣, 尉飞, 郑钢铁. 包带连接建模与非线性动力学特性分析[J]. 振动与冲击, 2010, 29(5): 5-10. BAI Shaojun, YU Fei, ZHEN Gangtie. Modeling of a marman clampband joint and its nonlinear dynamic analysis[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(5): 5-10. (in Chinese)
- [9] 李磊, 段静波, 申志彬, 等. 基于参数化建模的药柱伞盘结构形状优化[J]. 固体火箭技术, 2011, 34(5): 584-589. LI Lei, DUAN Jingbo, SHEN Zhibin, et al. Shape optimization of grain umbrella slot based on parameterized modeling[J]. Journal of Solid Rocket Technology, 2011, 34(5): 584-589. (in Chinese)
- [10] 李磊, 唐国金, 段静波, 等. 基于参数化建模的车轮形药柱形状优化[J]. 国防科技大学学报, 2011, 33(1): 11-16. LI Lei, TANG Guojin, DUAN Jingbo, et al. Shape optimization of wheel shape grain based on parameterized modeling[J]. Journal of National University of Defense Technology, 2011, 33(1): 11-16. (in Chinese)
- [11] NASA. GD-ED-2214, Marman clamp system design guidelines[S]. Maryland, USA: NASA Goddard Space Flight Centre, 2000.
- [12] GJB 2499A-2006, 包带弹簧式星箭连接分离装置通用规范[S]. GJB 2499A-2006, General specification for clampband-spring satellite-launcher release device[S]. (in Chinese)