

某型涡轴发动机叶片锯齿形叶冠优化设计应用

杨飞¹ 蔡显新²

(中航工业航空动力机械研究所 湖南 株洲 412002)

摘要:以某型航空涡轴发动机涡轮叶片叶冠为研究对象进行结构优化设计。根据叶冠的特点建立了叶冠优化设计的数学模型,确定了叶冠的设计变量、目标函数和约束函数,建立了叶冠的优化设计流程,研究以叶冠工作面上应力最小和叶冠重量最轻为目标函数;以预扭角、工作面偏转角等叶冠的结构尺寸为设计变量;以结构、强度和振动要求为约束条件。运用可视化编程(VC)、UG/OPEN API 函数和 APDL 语言将建立的参数化模型与有限元结构强度分析进行集成,并利用多学科优化软件 iSIGHT 完成对带锯齿冠叶片的结构优化,得到了优化设计结果。经过优化后的锯齿冠叶片的应力分布与优化前相比更加合理,叶冠的重量相比优化前降低了 0.982%,锯齿冠工作面上的应力降低了 22.83%。

关键词:优化设计;参数化;锯齿冠;预扭角

中图分类号:TK05 文献标识码:B

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.06.033

引言

目前航空涡轴发动机涡轮叶片多数采用带冠设计,而叶片带冠设计主要有以下两点优势:一是可以改善涡轮性能。采用带冠设计后,由于叶冠上设计有封严齿,因此可以控制其与蜂窝外环之间的间隙,减少了漏气损失;另外,叶冠阻隔了叶尖叶盆、叶背之间的潜流发生,改善叶尖流动特性,提高了涡轮部件效率,对涡轮性能改善有利。二是改善了涡轮叶片振动特性。相邻叶片的叶冠预扭装配后增大了其接触面干摩擦力,减小叶片扭转变形和弯曲变形,达到减振作用。因此,国内外先进的航空发动机为了提高涡轮部件的性能,改善涡轮转子叶片的振动应力,延长其使用寿命,逐渐将涡轮转子叶片设计成顶部带冠结构^[1]。本研究主要目的是研究涡轮工作叶片锯齿冠的结构优化设计方法,以某型涡轴发动机带冠涡轮叶片为研究对象,对锯齿叶冠的结构参数进行优化,为带冠叶片结构设计提供设计依据。

1 带锯齿形冠叶片参数化建模

根据航空发动机设计手册中锯齿形叶冠设计方法及相关设计要求^[1-2],采用商业建模软件 UG 实现某型涡轴发动机低压涡轮转子带冠叶片参数化建模。在 UG 中采取草图创建特征平面,然后在特征面上规定叶冠尺寸及形状参数,并在面间规定位置参数。当这些参数提取后,就生成了特征面,然后使用旋转就可以在 UG 软件中生成叶冠三维实体模型。而叶身的建模是利用叶身截面数据拟合。截面拟合的精准度主要取决于给定截面拟合点的数量。同时前缘小圆和后缘小圆的过渡也会影响拟合的精度。当一系列的截面造型完成后,利用 UG 的过截面功能,同时选定合适的精度后就能生成叶身的实体造型了。最后,当有了上述造型基础后,选择合适的定位原则,将已建模的各个部分进行布尔运算粘连为一个整体,这样就能在一个目录文件下实现完整的带冠叶片几何模型,如图 1 所示。

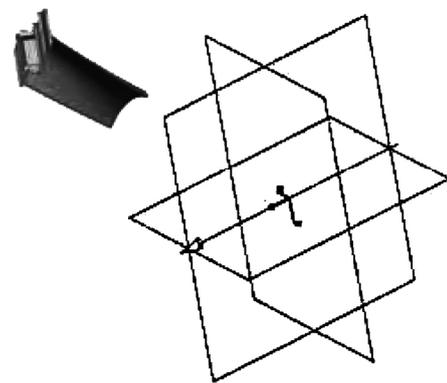


图1 叶冠参数化造型

Fig. 1 Parameterized modeling of the zigzag shroud blade

收稿日期:2014-07-16; 修订日期:2015-01-26

作者简介:杨飞(1983-),男,重庆人,中航工业航空动力机械研究所工程师。

这些提取的参数可以直接在创建的草图面上修改,更方便的是通过表达式,表达式是UG中控制参数的唯一标识。本研究应用VC和UG/OPEN API函数进行编程,从而在UG中实现叶冠参数化模型的建立。

2 建立优化数学模型

对于一般的优化问题,其优化数学模型的表达式为:

$$\min f(X)$$

$$s. t. g_i(X) \leq 0 (i=1, 2, 3, \dots, n)$$

式中: f —目标函数; X —设计变量; g_i —约束条件,这里 $X=(X_1, X_2, \dots, X_n)^T$ 。

2.1 设计变量的选取

本研究在参考和总结文献材料研究的基础上发现^[2-5]锯齿冠涡轮叶片的预扭角和锯齿冠工作面偏转角两个设计参数对锯齿冠工作面上的应力分布影响系数很大。因此,确定叶片叶冠预扭角及叶冠工作面偏转角为本研究优化设计变量的关键参数,同时还提取部分叶冠结构参数作为优化设计变量来对叶冠的重量进行优化,叶冠设计变量的具体位置、几何意义如图2和图3所示。

锯齿冠参数化建模特征参数列图中说明: α —工作面偏转角; R_0 —工作面与非工作面之间的导圆; θ —非工作面偏转角; h —叶冠厚度; $\Delta\alpha$ —预扭角; g —工作面厚度; x_j —工作面到叶身中心线的距离; b_1 —封严齿定位尺寸; w —非工作面之间的距离; b_2 —封严齿定位尺寸; ta —工作面之间的距离; b_3 —封严齿定位尺寸; w_1 —非工作面到叶身中心线的距离; L —封严齿宽度; c —轴向宽度; γ —封严齿夹角; β —加强角; R_1 —封严齿与叶冠倒角; σ —槽的深度; M —槽的宽度; N —槽的长度; X —发动机轴线; Y —方向由坐标系右手法则确定; Z —发动机径向。

2.2 目标函数的选取

由于某型发动机在试验时发现叶冠叶盆侧工作面有掉块的现象,后经分解检查发现故障主要由工作面与非工作面间未导圆过度,产生尖角,导致应力集中。另外,叶片带冠的缺点是由于有了叶冠使叶片重量加大,特别是它处于叶尖处,工作中由于叶冠的存在大大增加了叶身的离心的拉伸应力,也增大了榫齿与轮盘的负荷,另外叶冠和叶身转接处也有

一附加弯矩作用于叶身上,产生很大的弯曲应力,造成该处易产生应力集中。因此,在选取性能目标函数时,设定以下两个性能指标:

- (1) 锯齿形叶冠工作面上的应力最小;
- (2) 锯齿形叶冠叶片的重量最轻。

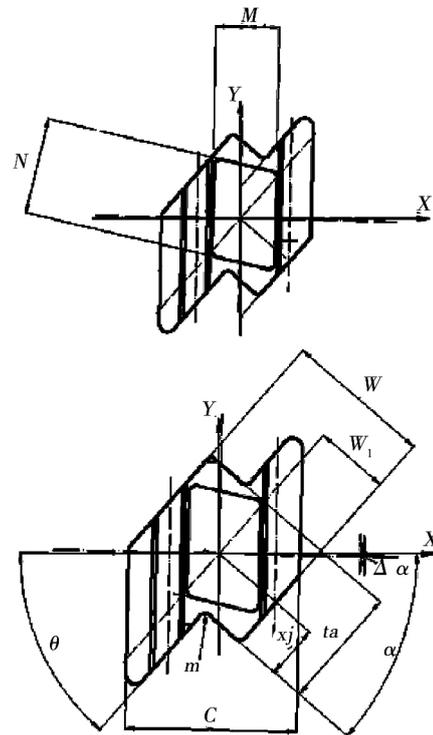


图2 锯齿形叶冠俯视图特征参数
Fig. 2 The feature parameters of vertical view of the zigzag shroud

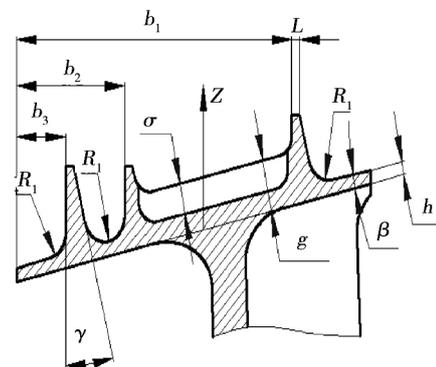


图3 锯齿形叶冠正视图特征参数
Fig. 3 The feature parameters of front view of the zigzag shroud

2.3 约束条件的选择

本研究选择约束条件考虑了以下两个方面:

(1) 强度方面

叶冠上的最大等效应力、叶身与叶冠转接圆转接处的最大等效应力以及叶身上的最大等效应力这 3 个应力值作为强度约束的条件。

(2) 振动方面

这里采用前五阶固有频率的约束值为^[6]:

$$(1 + 0.04i) \frac{\omega_i}{\omega_{i+1}} \leq 1 \quad i = 1, 2, 3, 4$$

式中: ω_i — 叶片第 i 阶固有频率。

控制叶片前 5 阶固有频率为非密频, 从而使叶片具有良好的结构振动响应特性。

3 优化方法

锯齿冠叶片的设计变量多而复杂, 比如叶冠预扭角和工作面偏转角都是空间三维参数, 很难简化成二维模型处理, 使得优化设计很难用单一的有限元参数化方法来完成, 需联合其它的软件才能实现。另外, 优化目标也不是单一的, 运用单一的几何结构优化也无法实现。因此, 需将参数化设计、强度分析、模态分析及优化算法分开处理, 然后利用 VC 编写程序将整个流程进行集成实现优化计算。从图 4 中可以知道, iSIGHT 作为整个优化计算的平台, 确定寻优方向, 基于结构、强度及振动计算结果, 调整设计变量初始设计值, 通过优化处理文件反复循环计算, 找到最优计算结果。优化批处理程序利用 iSIGHT 修正后的设计变量, 及时更新参数化模型, 反馈计算结果, 经优化算法评定后自动搜索下一个变量设计点。

优化批处理程序的主要功能为:

- (1) 从输入文件中读取修正后的设计变量;
- (2) 调用 UG OPEN/API 函数, 后台运行完成 UG 参数化模型更新, 并输出可计算识别的转换文件;
- (3) 调用 ANSYS, 运行已建立的命令流文件完成更新后的模型有限元计算, 并将计算结果转换成 iSIGHT 可识别的文件格式。

4 边界条件

取某发动机锯齿冠低压涡轮转子叶片作为研究对象, 对其在离心、温度和气动载荷下进行结构优化

设计。采用十节点四面体空间单元对带冠叶片进行网格划分。涡轮叶片叶冠的有限元模型如图 5 所示。此涡轮叶片叶冠的材料为铸造高温合金 K403, 密度 $\rho = 8100 \text{ kg/m}^3$, 泊松比 $\sigma = 0.3$ 。离心载荷为给计算模型施加一个绕轮盘轴线的转速, 本研究取计算状态为起飞状态, 转速 13249 r/min。温度载荷作用在整个计算模型上, 气动压力分别作用在叶盆面和叶背面, 而叶冠边界条件则是约束锯齿形叶冠的工作面位移, 叶片的根部固支。

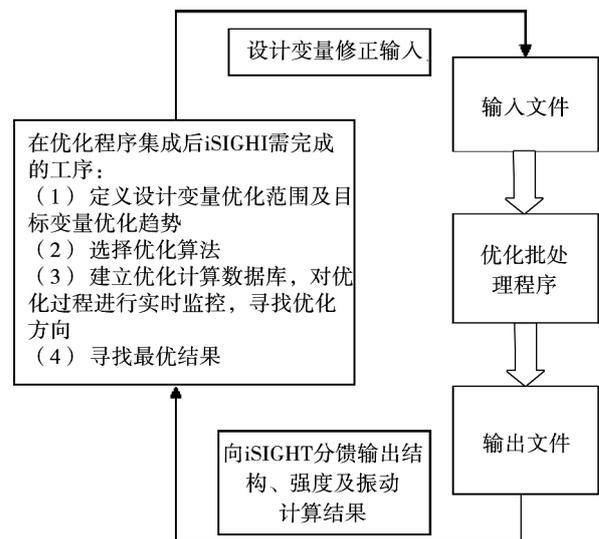


图 4 iSIGHT 优化流程简图

Fig. 4 Schematic diagram of iSIGHT optimization process



图 5 带冠叶片有限元网格图

Fig. 5 Mesh of the zigzag shroud blade

5 锯齿形叶冠优化结果及分析

首先在优化平台中引入学科设计分析软件,其次是完成参数设定模块,在 iSIGHT 中定义变量,最后进入算法界面选择优化算法。首先使用 DOE(构造数据分布样本),筛选出对目标函数影响最明显的主要变量作为优化问题中的设计变量,然后利用 GA(全局搜索性对样本)得到的优化问题进行全局搜索,找寻潜在最优解,最后在潜在最优解存在的可行区域使用 SQP(局部梯度搜索法)局部搜索最优设计点。

5.1 优化前后锯齿冠设计变量、目标函数、约束函数的对比

优化前后设计变量、目标函数、约束函数的比较如表 1、表 2 及表 3 所示。通过优化前后带冠叶片各项性能的比较,可见,带冠叶片的总质量降低了 0.982%;叶冠工作上的最大当量应力降低了 22.826%。同时叶冠上的最大当量应力降幅达 2.286%,叶冠与叶身转接处的最大当量应力降幅达 25.117%,叶身上的最大当量应力降幅达 2.427%。叶片的振动应力也相应地有所降低,且叶片前 5 阶固有振动频率满足约束条件。

表 1 设计变量优化前后对比

Tab.1 Comparison of the design variables before and after optimization

设计变量	初始值	优化取值下限	优化取值上限	优化后值
接触面偏转角/(°)	50	20	75	58.871 296 1
预扭角/(°)	1.17	0	2	0.512 179 97
接触面与非接触面间的倒圆/mm	0.6	0.2	2	0.899 930 56
叶冠上的槽宽/mm	7.6	6.9	8.1	7.528 628 071
叶冠上的槽长/mm	11.5	10	11.9	11.271 874 96
叶冠上的槽深/mm	1	0	2	1.291 070 732
叶冠厚度/mm	0.5	0.1	2	0.112 098 604
加强角/(°)	0.5	0	4	2.878 332 548
封严齿角度/(°)	15	12	18	17.621 224 1
封严齿与叶冠之间的倒圆/mm	1	0.1	2	1.178 822 625

表 2 目标函数优化前后对比

Tab.2 Comparison of the objective function before and after optimization

目标函数	设定趋势	初始值	最优值	改善
叶冠工作上的最大等效应力/MPa	↓	408.60	315.33	-22.826%
叶片叶冠的质量/g	↓	33.492 991 2	33.163 879 2	-0.982%

表 3 约束函数优化前后对比

Tab.3 Comparison of the restrictive conditions before and after optimization

约束函数	设定趋势	初始值	最优值	改善
叶冠上的最大等效应力/MPa	↓	440.94	430.86	-2.286%
叶身与叶冠转接处最大等效应力/MPa	↓	359.21	267.55	-25.117%
叶身上最大等效应力/MPa	↓	507.16	494.85	-2.427%
一阶频率约束值	→0	0.455 539	0.456 805	-0.126%
二阶频率约束值	→0	0.695 059	0.693 381	0.167%
三阶频率约束值	→0	0.804 065	0.798 128	0.738%
四阶频率约束值	→0	0.790 143	0.786 437	0.469%

5.2 优化前后应力图和振型图的对比

分别提取锯齿冠叶盆工作面、叶背工作面、叶冠及叶身上的当量应力分布云图,如图 6 - 图 13 所示。图 14 - 图 17 为优化前后带冠叶片部分的振型图,由于篇幅所限本研究仅给出前两阶振型。

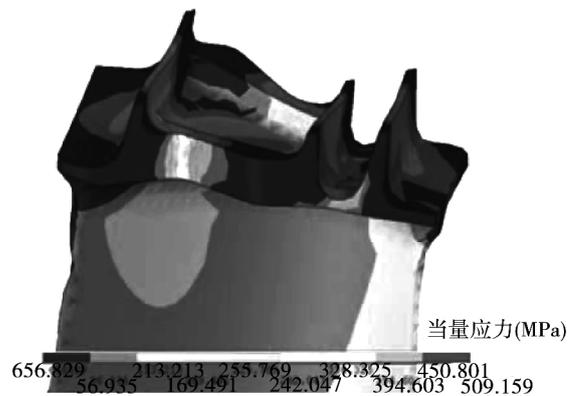


图 6 优化前叶盆工作面当量应力云图

Fig.6 The atlas of pressure side stress distribution of the zigzag shroud blade before optimization

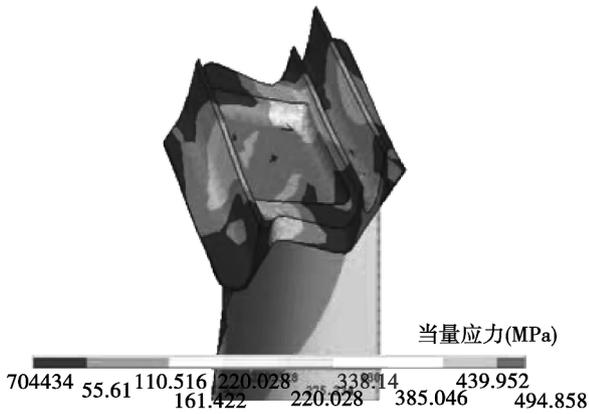


图 7 优化后叶盆工作面当量应力云图

Fig. 7 The atlas of pressure side stress distribution of the zigzag shroud blade after optimization

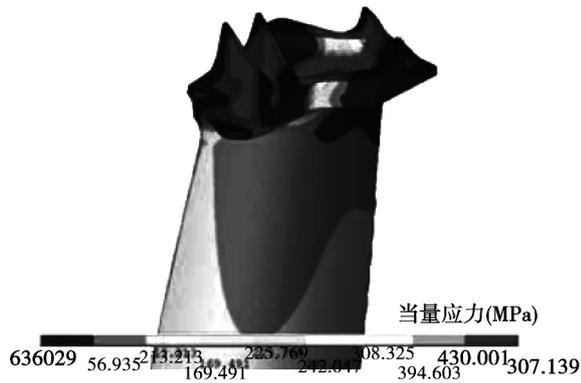


图 8 优化前叶背工作面当量应力云图

Fig. 8 The atlas of suction side stress distribution of the zigzag shroud blade before optimization

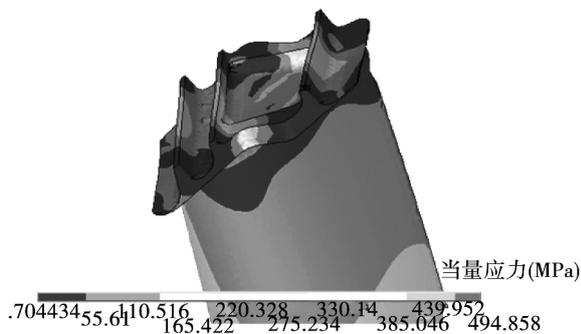


图 9 优化后叶背工作面当量应力云图

Fig. 9 The atlas of suction side stress distribution of the zigzag shroud blade after optimization

从表 2 可知,优化后每个设计变量值在其可行

域范围内发生了或多或少的变化,有的甚至几乎达到设计下限或上限值,主要是因为有的变量值(例如叶冠厚度及槽长)的变化在满足约束条件不明显的情况下,对于改变目标函数中的工作面最大等效应力贡献不大,而对于减轻叶冠质量作用明显而引起。另外,有的变量(例如封严齿角度)是确实可以达到设计边界值,它的变化不仅对两个目标函数都产生影响,还对约束条件中的应力项有较大影响。

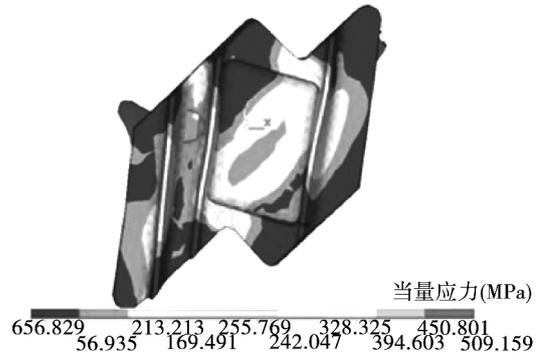


图 10 优化前叶冠当量应力云图

Fig. 10 The atlas of stress distribution of the zigzag shroud before optimization

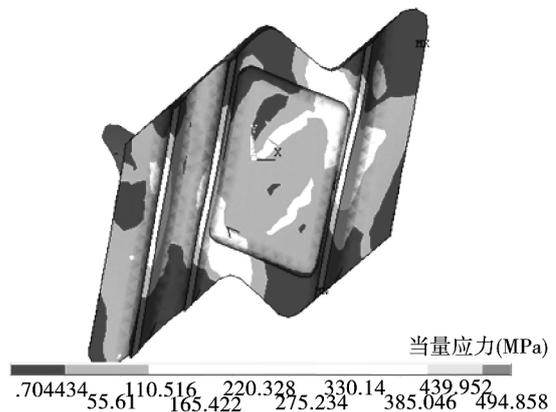


图 11 优化后叶冠当量应力云图

Fig. 11 The atlas of stress distribution of the zigzag shroud after optimization

设计变量在优化结果中的变化是存在差异的,这说明了叶冠的设计变量对目标函数影响不是孤立的,且作用大小也是不同的,因此要在优化时考虑到设计参数之间的相互影响,同时减少对优化结果影响不大的参数,可提高优化效率。

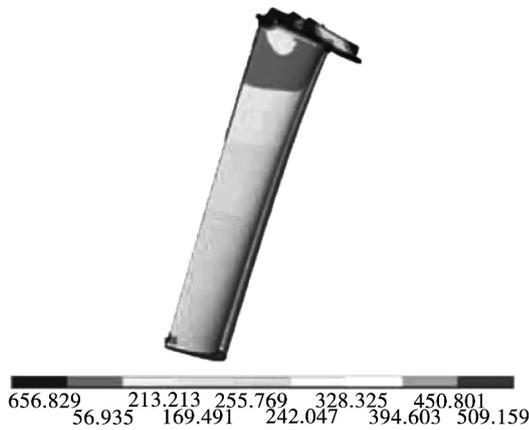


图 12 优化前叶身当量应力云图

Fig. 12 The atlas of stress distribution of the zigzag shroud blade before optimization

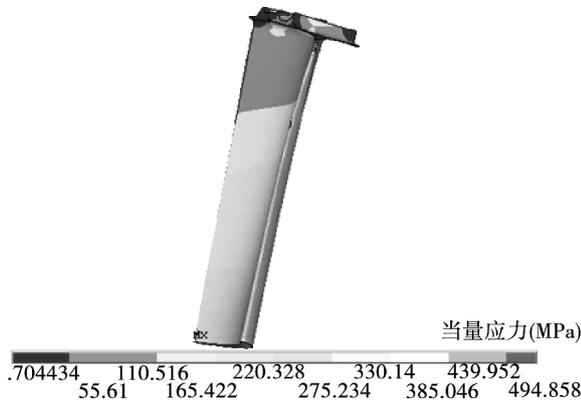


图 13 优化后叶身当量应力云图

Fig. 13 The atlas of stress distribution of the zigzag shroud blade after optimization

由表 2、表 3 和图 6 - 图 13 可知,目标和约束条件中的所有应力项在优化后都是降低的。优化前在叶冠工作面和非工作面转角的导圆面上出现了明显的应力集中,这种现象会导致叶冠在工作中接触面出现磨损,开裂甚至掉块。优化后该处应力明显改善,主要是因为通过调整预扭角和接触面偏转角,增大了接触面阻尼面积,从而降低了其应力水平。优化前,在叶冠上开槽处也出现了应力集中,造成该现象的原因主要是叶冠边缘变形大于叶冠中部,叶冠边缘的变形对叶冠顶端的挤压应力所导致的。最大等效应力出现在叶片根部,主要是由于对其固支的

约束条件引起。而叶身与叶冠转接处出现的应力集中主要是由于设计变量变化后,导致叶冠形状改变,尤其是预扭角的变化,导致叶冠扭转发生较大改变,造成了此处应力的集中。

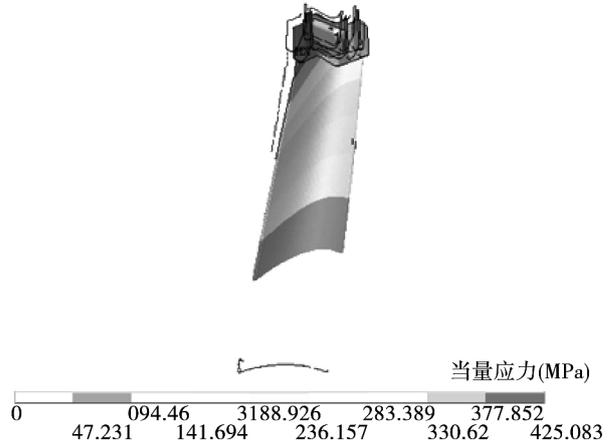


图 14 优化前带冠叶片第一阶振型图

Fig. 14 First vibration mode of the zigzag shroud blade before optimization

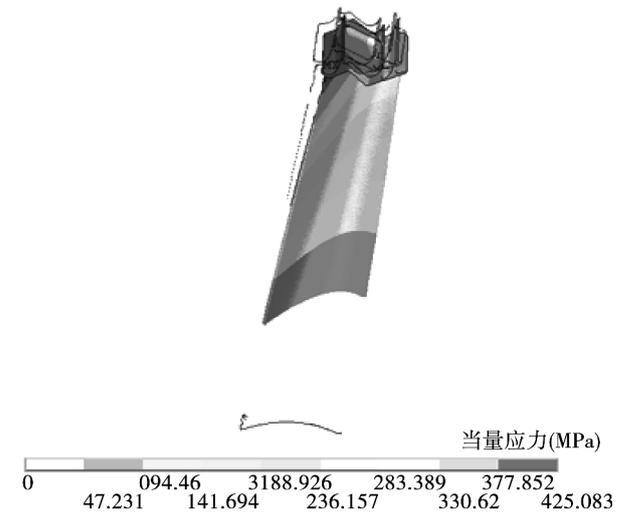


图 15 优化后带冠叶片第一阶振型

Fig. 15 First vibration mode of the zigzag shroud blade after optimization

由图 14 - 图 17 可以看出,带冠叶片的振动应力在优化后相应地有所降低。叶片出现叶冠振动幅值较大的模态,这样会使相邻锯齿冠之间产生相对位移,吸收振动能量,从而起到锯齿冠的减振作用。

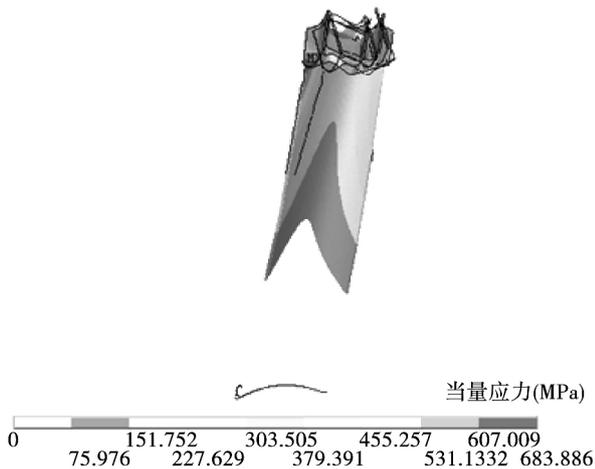


图 16 优化前带冠叶片第二阶振型图

Fig. 16 Second vibration mode of the zigzag shroud blade before optimization

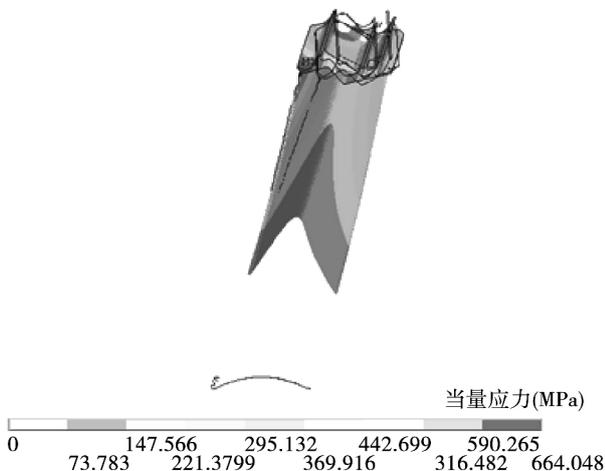


图 17 优化后带冠叶片第二阶振型

Fig. 17 Second vibration mode of the zigzag shroud blade after optimization

6 结 论

本研究以某型航空涡轴发动机锯齿冠叶片为研究对象,利用多学科集成优化平台 iSIGHT 完成了锯齿冠的结构优化计算,并对优化结果进行了后处理和分析。经过结构优化设计后,带冠叶片的重量比

优化前的重量降低了 0.982%,锯齿冠工作面上的应力降低了 22.826%,同时,锯齿冠叶片的应力水平、分布状况有了明显改善,各约束条件也都满足限制值。

算例验证结果表明,以带冠叶片的预扭角和工作面偏转角为主要设计参数,将较大地影响了叶冠的应力分布情况。本研究使用的优化方法和模型,可以实现对带锯齿冠叶片结构的优化设计,在可行域内自动搜索,优化叶片叶冠工作面上的应力分布水平达到最佳设计状态。

参考文献:

- [1] 夏祥泰,王志宏,等.航空发动机设计手册(第 10 册)涡轮[M].北京:航空工业出版社 2001.
Xia Xiang-tai, Wang Zhi-hong. Turbine of aero-engine design manual(the tenth) [M]. Beijing: Aviation Industry Press 2001.
- [2] 黄庆南,刘春华.涡轮叶片锯齿冠结构设计的实践与思考[J].航空发动机 2008, 2: 13 - 16.
Huang Qing-nan, Liu Chun-hua. Practice and thinking for zigzag shroud turbine blade structural design [J]. Journal of Aero Engine, 2008, 2: 13 - 16.
- [3] 孟光,汤凤.带冠涡轮叶片的接触分析[J].上海交通大学噪声与振动控制 2005, 4: 5 - 8.
Meng Guang, Tang Feng. Contact analysis of zigzag shroud turbine blade [J]. Shanghai Jiao Tong University, Noise and Vibration Control 2005, 4: 5 - 8.
- [4] 刘永川.涡轮叶片锯齿形叶冠设计分析技术研究[D].南京航空航天大学 2006: 1 - 45.
Liu Yong-chuan. Research on the design and analysis of zigzag shroud turbine blade [D]. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics 2006: 1 - 45.
- [5] 郑君.涡轮叶片锯齿形叶冠主要设计参数分析研究[D].南京航空航天大学 2005: 1 - 45.
Zheng Jun. Research on the major design parameters of zigzag shroud turbine blade [D]. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics 2005: 1 - 45.
- [6] Shashibeckara S. Talya. Multidisciplinary Design Optimization Procedure For Turbomachinery Blades And Sensitivity Analysis Technique For Aerospace Application. Ph. D. D. issertation, Arizons State University, May 2000.

(姜雪梅 编辑)

液压型风力发电机组功率追踪方法研究 = **Study of the Method for Tracking the Power of a Hydraulic Type Wind Power Generator Unit** [刊, 汉] AI Chao (Hebei Provincial Laboratory on Heavy-duty Machinery Fluid Dynamic Transmission and Control ,Yanshan University ,Qinhuangdao ,China ,Post Code: 066004) ,KONG Xiang-dong (Education Ministry Key Laboratory on Advanced Forging Shape-forming Technology and Science ,Yanshan University ,Qinhuangdao ,China ,Post Code: 066004) ,CHEN Li-juan ,CHEN Wen-ting (College of Mechanical Engineering ,Yanshan University ,Qinhuangdao ,China ,Post Code: 066004) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015 30(6) . -946 -952

With a hydraulic type wind power generator unit serving as the object of study and an aim to enhance the utilization rate of wind power ,a model was established for solving the problem that the product of the power generation efficiency of the unit multiplying with the system model is non-linear. The small signal linearization method was used to solve the problem above-mentioned. On this basis ,the tactics for tracking both optimum powers based on the single wind turbine output power control and the output power and rotating speed joint control were proposed. The control theory of the method for tracking both optimum powers were described in detail and the merits and demerits of both control methods were theoretically analyzed. In the meantime ,on the basis of a 24 kW hydraulic type wind power generator unit semi-physic simulation test rig and by using the simulation software MATLAB/Simulink ,a simulation and experimental study of both optimum power control methods above proposed were performed respectively ,thus verifying that both methods are feasible and correct and laying a theoretical basis for further study and better applications of hydraulic type wind power generator units. **Key words:** wind power generation ,hydraulic transmission , optimum power tracking ,power and rotating joint control

某型涡轴发动机叶片锯齿形叶冠优化设计应用 = **Optimized Design and Applications of the Zigzag Blade Shrouds in Turbo-shaft Engines** [刊, 汉] YANG Fei ,CAI Xian-xin (AVIC Aviation Power and Machinery Research Institute ,Zhuzhou ,China ,Post Code: 412002) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015 30(6) . -953 -959

With a turbine blade shroud in a turbo-shaft engine serving as the object of study ,its structural optimization and design were performed. According to the specific features of the blade shroud ,a mathematical model for optimized de-

sign of blade shrouds was established with the design variables ,target functions and restriction functions of the blade shroud being determined and the optimized design flow path for the blade shroud being established. In this connection ,the minimal stress on the working surface of the blade and the lightest weight of the blade shroud serve as the target functions ,such structural dimensions of the blade shroud as the pre-twisted angle and deflection angle on the working surface etc. serve as the design variables and the structure ,strength and vibration requirements serve as the restraint conditions. The visualization programming (VC) ,UG/OPEN API function and APDL language were used to integrate the parameterization model thus established with the finite element strength analysis and the multi-discipline optimization software iSIGHT was employed to fulfill the structural optimization of the blades with zigzag shrouds with the optimized design results being obtained. The stress distribution on the zigzag-shrouded blades after the optimization is more rational than that before the optimization and the weight of the blade shroud becomes lighter than that before the optimization. **Key words:** optimized design ,parameterization ,zigzag blade shroud ,pre-twisted angle

船用涡轮轴系动力学特性分析 = **Analysis of the Dynamic Characteristics of a Marine Turbine Shafting System** [刊 汉]ZHANG Shao-kai (CPLA Naval Representative Office Resident at Dalian No. 426 Works ,Dalian ,China ,Post Code: 116001) ,KANG Lei ZHANG Hao-ran ,XU Liang (CSIC No. 703 Research Institute ,Harbin ,China ,Post Code: 150078) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015 ,30(6) . -960 -964

For a marine turbine shafting system ,a turbine rotor ,transmission shaft and sun wheel coupling model was established. Under various supporting conditions ,the rotor dynamic characteristics of the shafting system were studied. The curves showing the vibration patterns and the unbalance amplitudes of the shafting system under the condition of shafting system being supported by a round pad bearing or a damping bearing were obtained and the difference between the responses in both supporting modes was analyzed with a safe operation range of the shafting system being given. It has been found that under the condition that the length of the transmission shaft is shortened and the connection stiffness of the coupler is enhanced ,the critical speed of the shafting system can increase to a speed higher than the working speed ,thus improving the dynamic characteristics of the shafting system. **Key words:** rotor shafting system ,stiffness ,critical speed ,unbalance response ,dynamic characteristics