

陶瓷基复合材料整体叶盘振动仿真分析

汪佳辉, 吴锦武*

南昌航空大学, 飞行器工程学院, 江西 南昌
Email: 674065105@qq.com, *wujinwu@nchu.edu.cn

收稿日期: 2021年2月16日; 录用日期: 2021年3月11日; 发布日期: 2021年3月18日

摘要

对陶瓷基复合材料整体叶盘结构振动特性仿真分析, 首先对整体叶盘的叶片单独进行固有频率计算和模态分析, 获得叶片的前4阶模态。其次对去除叶片的轮盘进行振动仿真分析, 计算给出前4阶模态振型及对应的固有频率。最后对整体叶盘进行计算, 得出整体叶盘的前8阶固有频率及其对应振型。由仿真计算结果可知: 叶片对整体叶盘的振动模态有很大的影响。叶片与轮盘的耦合振动, 使得叶盘形成的几个振型与轮盘本身的振型相同, 但固有频率不一样的模态。

关键词

陶瓷基复合材料, 整体叶盘, 固有频率

Vibration Simulation Analysis of Ceramic Matrix Composite Turbine Rotor Integral Blade-Disk

Jiahui Wang, Jinwu Wu*

School of Aircraft Engineering, Nanchang Hangkong University, Nanchang Jiangxi
Email: 674065105@qq.com, *wujinwu@nchu.edu.cn

Received: Feb. 16th, 2021; accepted: Mar. 11th, 2021; published: Mar. 18th, 2021

Abstract

The vibration characteristics of ceramic matrix composites (CMCs) monolayers were simulated and analyzed. Firstly, the natural frequency calculation and modal analysis of the monolayers

*通讯作者。

were carried out, and the first four modes of the monolayers were obtained. Secondly, the first four modes and their corresponding natural frequencies are calculated by the vibration simulation analysis of the wheel with the blades removed. Finally, the first 8 order natural frequencies and corresponding modes of the whole bladed disc are calculated. The simulation results show that the blade has a great influence on the vibration mode of the whole blade disc. The coupled vibration of the blade and the wheel causes several modes formed by the blade disc to have the same mode shapes as the wheel itself, but different natural frequencies.

Keywords

Ceramic Matrix Composites (CMCS), Integral Blade-Disk, Natural Frequency

Copyright © 2021 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

实际工程应用的设计工作中, 动力学的设计与分析是不可缺少的环节。动力问题是现代工程结构都需要挑战的困难。在航空航天领域, 动力学问题尤为突出。轴和轮盘等旋转结构在航空航天领域大量存在并且占据航空航天领域重要的一环。近年来陶瓷基复合材料在航空航天领域的应用越来越广泛, 高比强度、耐高温、抗氧化和抗腐蚀是陶瓷基复合材料的特点。由于以上特性, 陶瓷基复合材料是用来制造涡轮转子轮盘的理想材料[1] [2] [3] [4]。陶瓷基复合材料涡轮转子整体轮盘是整体采用陶瓷基复合材料, 一体化制造的小型航空发动机涡轮转子整体叶盘。由于陶瓷基复合材料内部细观结构、纤维/基体界面相互作用以及组成材料的属性等细观特征影响陶瓷基复合材料的整体力学和物理性能[5] [6] [7] [8]。

整体叶盘是航空发动机中主要连接和受力零件, 由于目前发动机追求轻重量和长寿命等特性, 因此高负载的工况下, 轮盘因振动疲劳而断裂的故障有所增多。一旦发生共振或疲劳, 就可能导致严重事故, 因此需对轮盘叶片的振动研究更加重视[9] [10]。黄爱萍[11]研究某型发动机压气机轮盘振动特性以及共振转速, 采用激光全息干涉法对某型发动机一级压气机盘进行振动试验研究, 在 0~15,000 Hz 频率范围内获得了 7 个振动模态的静频及振型, 并根据实验结果研究该轮盘的行波振动, 分析轮盘的共振特性以及临界转速, 但只有试验结果分析, 缺少对轮盘结构振动特性的仿真分析。由于等学者[12]通过建立航空发动机典型轮盘结构三维有限元模型, 利用传递矩阵法完成特定振型下的结构模态测试与参数识别, 但其研究成果只是在特定振型下较好, 未能推广到全部结构模态测试。

本文以陶瓷基复合材料整体叶盘为研究对象。通过仿真软件计算, 首先对陶瓷基复合材料整体叶盘的单独叶片计算前 4 阶固有频率及其对应的振型。其次对去除叶片的陶瓷基复合材料轮盘, 计算前 4 阶固有频率及其对应振型。最后对整体叶盘, 仿真计算固有频率, 分析叶片对轮盘的影响, 以及陶瓷基复合材料整体叶盘的振动特性分析。

2. 模型建立及叶片分析

2.1. 模型建立

仿真模型如图 1(a)所示。其中内盘直径 60.4 mm, 陶瓷基复合材料整体轮盘含叶片的总直径为 84.04 mm, 其中心开孔的直径为 11.0 mm, 整体叶盘的厚度为 8.0 mm。使用 COMSOL Multiphysics 结构力学

模块进行仿真分析,对模型使用自由四面体网格划分如图 1(b)所示,其中网格包括 22,089 个域单元,12,088 个边界元以及 2358 个边单元。仿真计算使用材料属性为: 杨氏模量 $E_x = E_y = 95 \text{ GPa}$, $E_z = 31 \text{ GPa}$, 泊松比 $\mu = 0.2$, 密度 2.28 g/cm^3 。

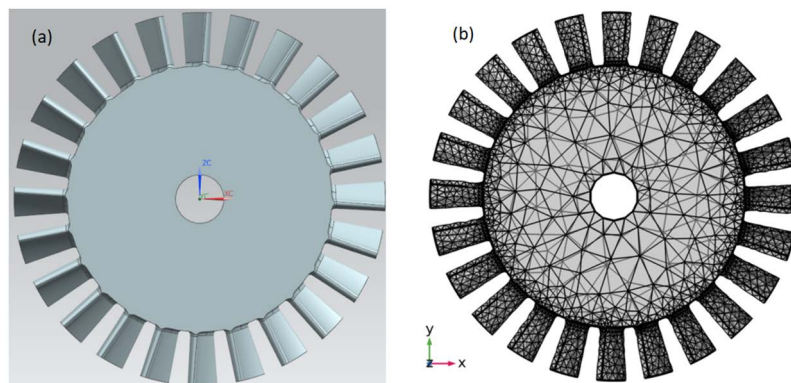


Figure 1. Blade disk model and its meshing
图 1. 轮盘模型及其网格划分

2.2. 叶片固有频率计算

为了得到叶片本身的固有频率与振型模态,将单个叶片区域拿出作为研究对象,单个叶片如图 2(a)所示,将叶片置于固定端,即如图 2(b)所示的固定边界,通过 COMSOL 计算得到整体叶盘的单个叶片前四阶固有频率以及对应主振型为: 14,006.0 Hz、34,600.0 Hz、42,109.0 Hz 以及 73,865.0 Hz 对应模态振型如图 3 所示。

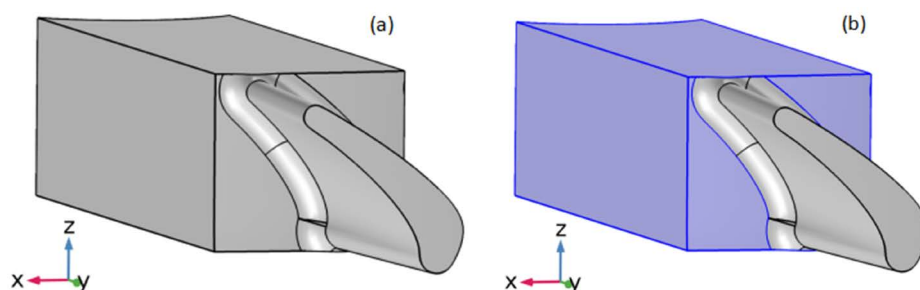
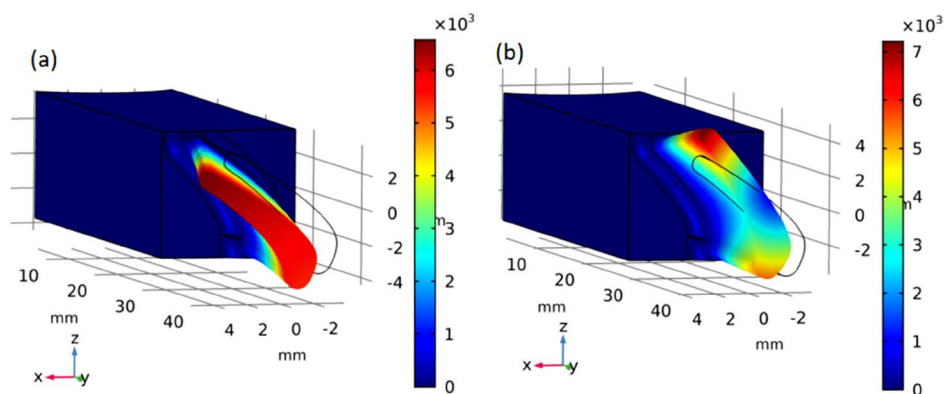


Figure 2. Single blade model and fixed constraint end schematic diagram
图 2. 单个叶片模型及固定约束端示意图



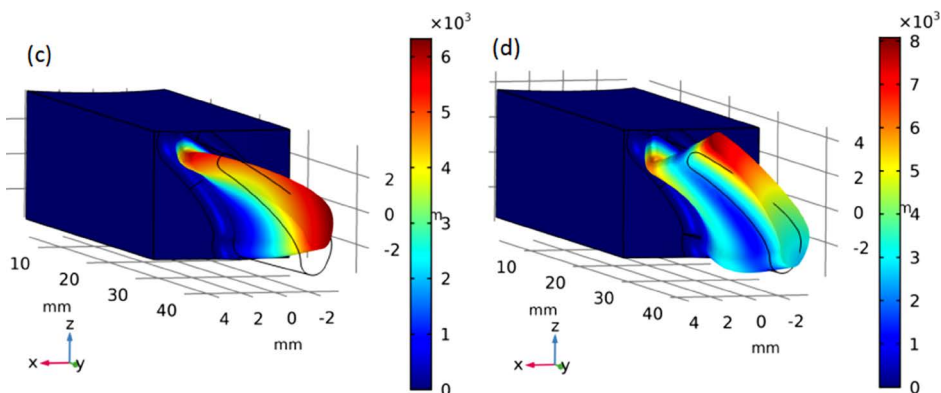


Figure 3. The first four order main modes of a single blade: (a) First order natural frequency 14,006.0 Hz; (b) Second order natural frequency 34,600.0 Hz; (c) Third order natural frequency 42,109.0 Hz; (d) Fourth order natural frequency: 73,865 Hz
图 3. 单个叶片前 4 阶主振型: (a) 一阶固有频率 14,006.0 Hz; (b) 二阶固有频率 34,600.0 Hz; (c) 三阶固有频率 42,109.0 Hz; (d) 四阶固有频率 73,865.0 Hz

3. 轮盘自由状态固有频率分析

接下来, 针对未安装叶片时中间的单独轮盘, 分析陶瓷基复合材料轮盘自由约束下的振型模态如图 4 所示, 其中轮盘的固有频率分别为: 12,527.0 Hz、19,439.0 Hz、28,548.0 Hz、40,661.0 Hz。单独轮盘为对称结构, 其陶瓷基复合材料轮盘振型明显呈对称形态。

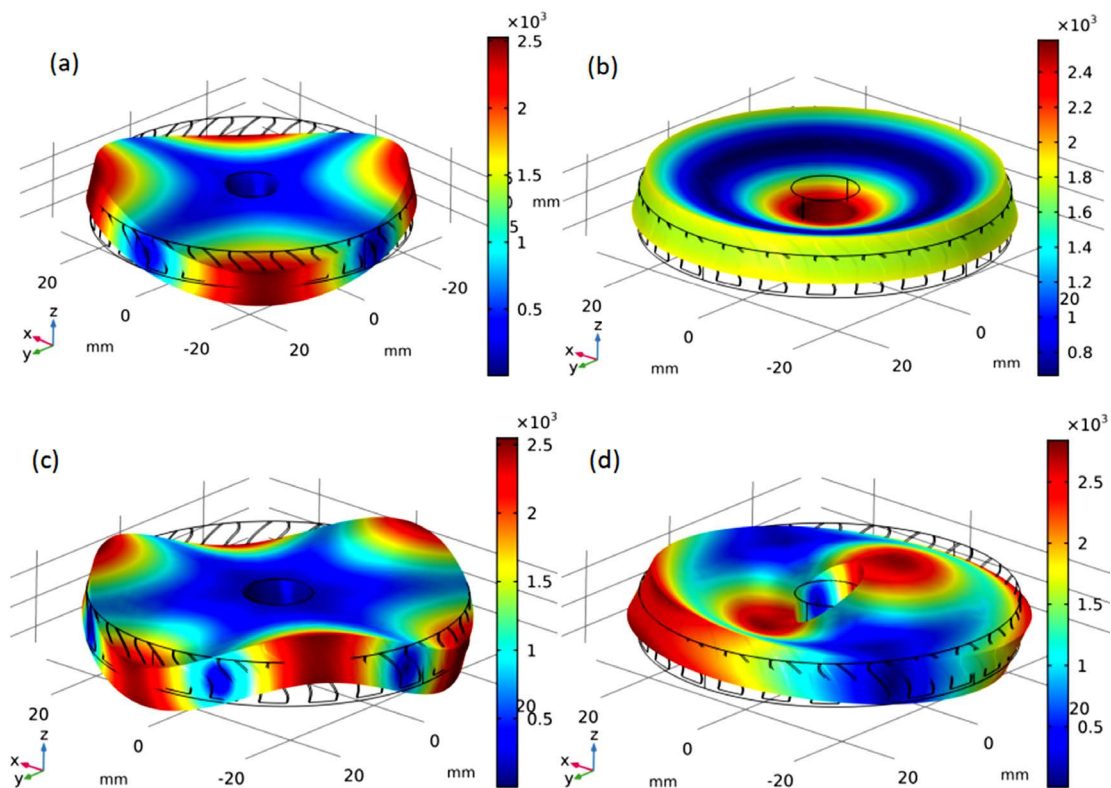


Figure 4. The first four main modes of a single wheel: (a) First order natural frequency 12,527 Hz; (b) Second order natural frequency 19,439 Hz; (c) Third order natural frequency 28,548.0 Hz; (d) Fourth order natural frequency 40,661.0 Hz
图 4. 单个轮盘前 4 阶主振型: (a) 一阶固有频率 12,527.0 Hz; (b) 二阶固有频率 19,439.0 Hz; (c) 三阶固有频率 28,548.0 Hz; (d) 四阶固有频率 40,661.0 Hz

4. 整体叶盘模态固有频率分析

然而, 由于实际安装时轮盘和叶片为一整体结构, 则应该考虑轮盘和叶片同时处于全自由约束时的固有频率, 则添加自由条件如图 5 所示, 轮盘及叶片外部均为自由端。

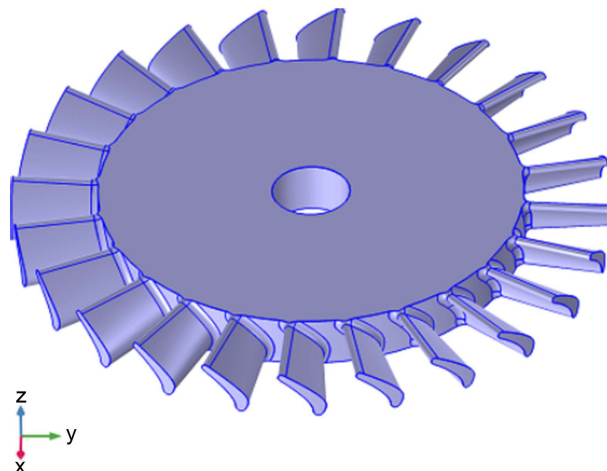
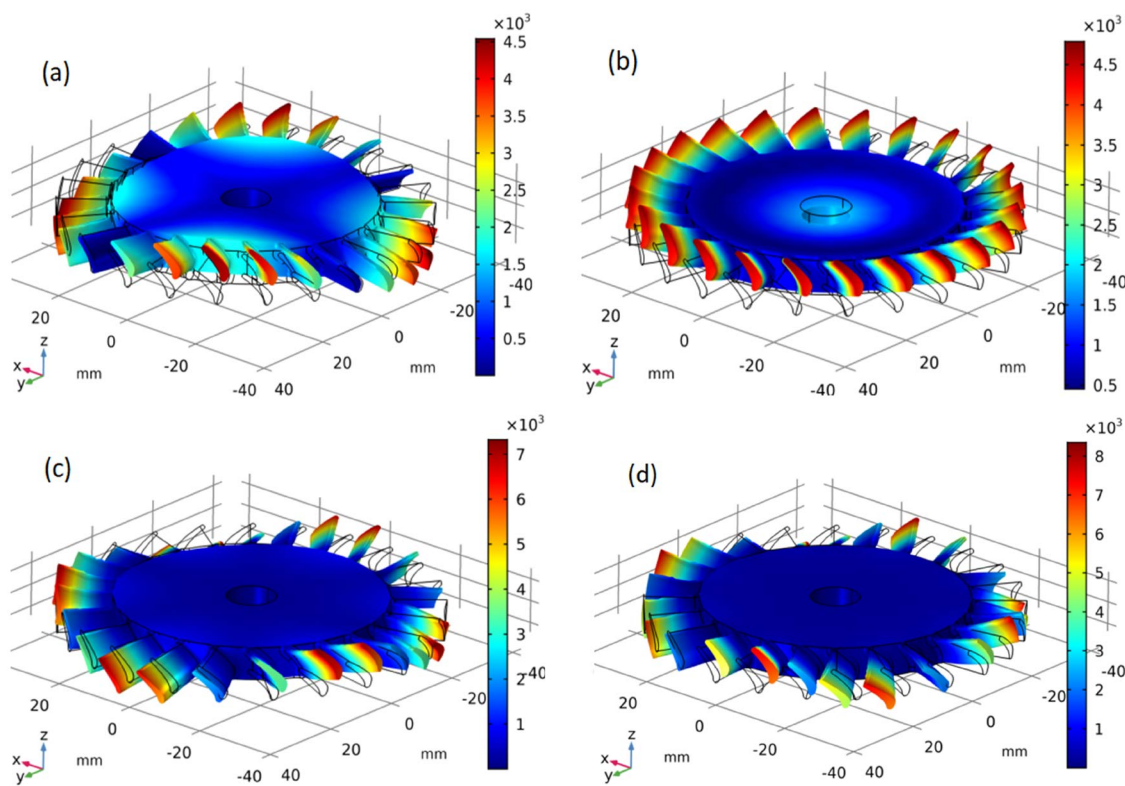


Figure 5. Global leaf disk free constraints

图 5. 整体叶盘自由约束条件

仿真得到如图 6 的模式振型, 可以看出由于中心盘和外围叶片的耦合, 出现了相当多的耦合模式, 图 6(a)~(h)分别对应自由约束固有频率为: 8712.9 Hz、12,093.0 Hz、12,721.0 Hz、13,219.0 Hz、18,364.0 Hz、20,277.0 Hz、26,220.0 Hz、29,356.0 Hz。



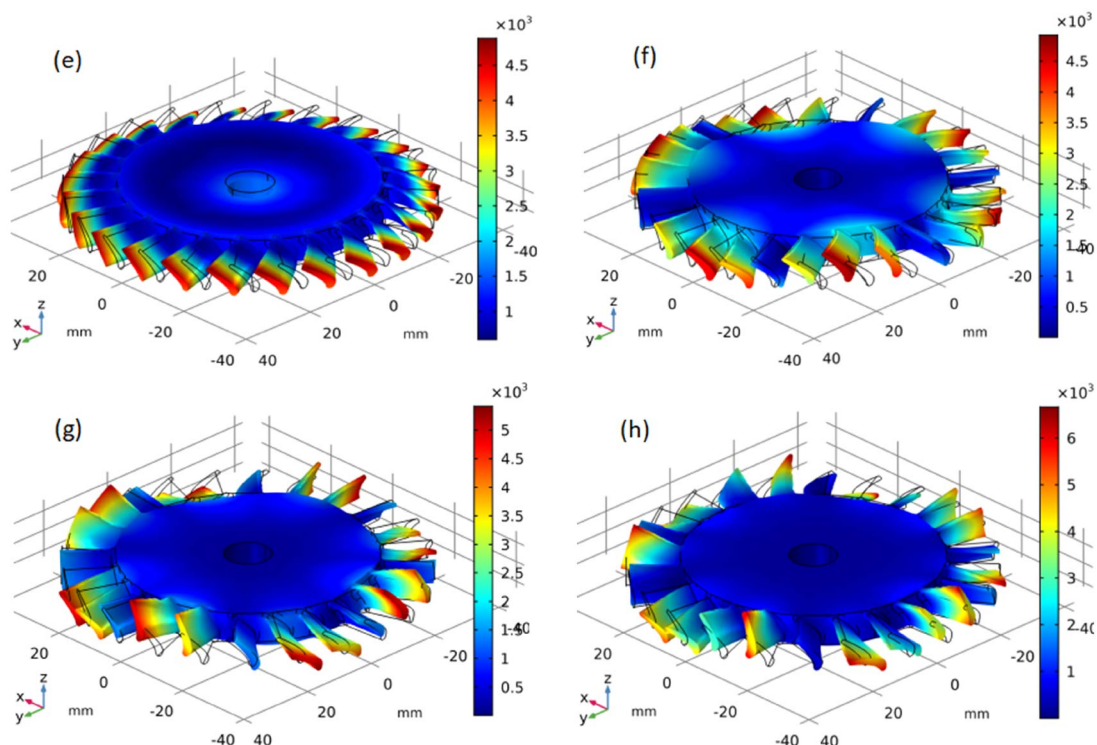


Figure 6. Shape model of blade-disk: (a) First-order natural frequency of the whole leaf disk 8712.9 Hz; (b) Second-order natural frequency of the whole leaf disk 12,093.0 Hz; (c) Third-order natural frequency of the whole leaf disk 12,721.0 Hz; (d) Fourth-order natural frequency of the whole leaf disk 13,219.0 Hz; (e) Fifth-order natural frequency of the whole leaf disk 18,364.0 Hz; (f) Sixth-order natural frequency of the whole leaf disk 20,277.0 Hz; (g) Seventh-order natural frequency of the whole leaf disk 26,220.0 Hz; (h) Eighth-order natural frequency of the whole leaf disk 29,356.0 Hz

图 6. 整体叶盘振型模式: (a) 整体叶盘一阶固有频率为 8712.9 Hz; (b) 整体叶盘二阶固有频率为 12,093.0 Hz; (c) 整体叶盘三阶固有频率为 12721.0 Hz; (d) 整体叶盘四阶固有频率为 13219.0 Hz; (e) 整体叶盘五阶固有频率为 18,364.0 Hz; (f) 整体叶盘六阶固有频率为 20,277.0 Hz; (g) 整体叶盘七阶固有频率为 26,220.0 Hz; (h) 整体叶盘八阶固有频率为 29,356.0 Hz

其中较为明显的为:

图 6(a)为中间盘一阶模态与外缘部分叶片不同相位的一阶模态的耦合结果;

图 6(b)与图 6(e)的中间盘二阶模态与外缘全部叶片相位一致的一阶耦合振型,其中图 6(b)的中间盘与叶片相位相同,图 6(e)的中间盘与叶片相位相反;

图 6(c)和图 6(f)为中间盘三阶模态与外缘部分叶片不同相位的一阶模态的耦合结果;

图 6(d)为外缘叶片之间不同模态、相位等组合构成的耦合模态,另实际在 13,000 Hz 附近有较多不同组合模式的耦合模态,在这里省略不做额外分析;

图 6(g)和图 6(h)为中间盘的更高阶模态与叶片及叶片前三阶模态的不同组合得到的耦合模态。

综上所述:叶片对轮盘的固有频率影响很大,在整体叶盘的仿真分析中,带有叶片的轮盘振动,实际上是轮盘和叶片的耦合振动,其整体叶盘的振动和单个轮盘的振动特性不同。图 4 与图 6 对比中,图 4 中的单个轮盘振动特性明显呈对称,且都是弯曲振动。图 6 中的整体叶盘的振动,由于受到叶片弯扭振动的耦合影响,使得整体叶盘的前 8 阶振型有几个不是对称振型,叶片与轮盘的耦合振动,使得叶盘形成的几个振型与轮盘本身的振型相同,但固有频率不一样的振型。

5. 结论

对陶瓷基复合材料整体叶盘的振动特性,采用仿真计算得出单个叶片与轮盘的前 4 阶固有频率及其

振型。再对整体叶盘仿真计算前 8 阶固有频率及其振型。得出: 陶瓷基复合材料整体叶盘的振动特性与单个轮盘的振动特性明显不同。叶片与轮盘的耦合振动, 使得整体叶盘形成的几个振型与轮盘本身的振型相同, 但固有频率不一样的模态。从而为陶瓷基复合材料整体叶盘的动态响应提供参考数据, 与此同时能为陶瓷基复合材料整体叶盘结构的振动特性优化设计提供依据。

参考文献

- [1] 张原, 郁大照, 张浩然. 自由涡轮叶片/轮盘耦合振动特性分析[J]. 航空发动机, 2011, 37(6): 21-25.
- [2] 高德平. 轮盘及带叶片轮盘振动分析方法[J]. 南京航空航天大学学报, 1983(1): 154-165.
- [3] 罗潇, 徐友良, 郭小军, 等. 涡轮发动机用陶瓷基复合材料涡轮转子研究进展[J]. 推进技术, 2021, 42(1): 230-240.
- [4] 武立明, 曹树谦. 转子运动激励下叶片的振动特性分析[J]. 机械工程学报, 2019, 55(19): 92-102.
- [5] Jones, R.H., Giancarli, L., Hasegawa, A., *et al.* (2002) Promise and Challenges of SiC/SiC Composites for Fusion Energy Applications. *Journal of Nuclear Materials*, **307**, 1057-1072. [https://doi.org/10.1016/S0022-3115\(02\)00976-5](https://doi.org/10.1016/S0022-3115(02)00976-5)
- [6] Reynaud, P. (1996) Cyclic Fatigue of Ceramic-Matrix Composites at Ambient and Elevated Temperatures. *Composites Science & Technology*, **56**, 809-814. [https://doi.org/10.1016/0266-3538\(96\)00025-5](https://doi.org/10.1016/0266-3538(96)00025-5)
- [7] 马晓红, 田文强, 夏燕茂. 二维编织复合材料的结构及力学性能研究[J]. 上海纺织科技, 2016, 44(5): 27-29.
- [8] 王奇志, 林慧星, 许赟泉. 二维编织陶瓷基复合材料偏轴拉伸力学性能预测[J]. 复合材料学报, 2018, 35(12): 3423-3432.
- [9] 王赛. 陶瓷基复合材料涡轮转子叶片的宏微观结构设计[D]: [硕士学位论文]. 南京: 南京航空航天大学, 2019.
- [10] 刘政, 王建军. 单-厚盘转子过两阶临界转速的瞬态振动分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2015, 41(11): 2144-2157.
- [11] 黄爱萍. 轮盘振动特性试验及共振转速特性分析[J]. 测控技术, 2007, 26(4): 14-15.
- [12] 由于, 杭超, 高翔, 等. 航空发动机轮盘振动模态测试技术研究[J]. 机械设计, 2019, 36(S1): 283-285.