

多场环境下涡轮盘的强度与振动 安全性仿真优化研究

任 众, 朱东华, 许开富

(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 涡轮盘作为发动机的关键部件, 工作在高温、高负荷、高转速及大振动的环境中, 由强度与振动问题引起的轮盘破坏是发动机的常见故障之一。本文采用气热固耦合的方法, 对某发动机一级涡轮盘进行有限元结构与模态仿真, 并采用相应的静强度与振动准则进行安全性分析。结果表明, 轮盘中心孔处的静强度安全余量较小, 且二节径、三节径耦合频率与工作频率的避开率小于 10%, 工作时存在共振危险。经过结构优化, 将轮盘厚度增加 25%, 同时根部局部加厚, 中心孔处应力水平显著降低, 各节径耦合共振频率的避开率均大于 20%, 涡轮盘的安全性满足要求。

关键词: 涡轮盘; 气热固耦合; 安全性分析; 结构优化

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2016) 06-0036-07

Multiphysics-based simulation and optimization on strength and vibration security of turbine disk

REN Zhong, ZHU Donghua, XU Kaifu

(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: As a key part of rocket engine, the turbine disk works in high temperature, high temperature, high rotate speed and large vibration environment. The turbine disk damage caused by strength and vibration is one of the common faults of the engine. With the fluid-thermo-structure coupling method, a finite element structure and modal simulation is performed for a first-order turbine disk of an engine. Its safety is analyzed by means of static strength and vibration criteria. The results reveal that the maximum stress of the disk locates at its center hole, which is near the allowable design value, and the evadible ratio of the 2nd and 3rd nodal diameter coupling frequency and working frequency is less than 10%, so there is resonance danger in its work period. To solve this problem, the thickness of the disk is increased by 25%, and the thickness of its root is incrassated locally. After redesign, the stress at the center hole was reduced distinctly, and the evadible ratio of coupling resonance frequency of each nodal diameter was higher than 20%. The security of the disk can meet the design requirement.

Keywords: turbine disk; fluid-thermo-structure coupling; safety analysis; structure optimization

收稿日期: 2016-02-17; 修回日期: 2016-04-21

作者简介: 任众 (1987—), 男, 硕士, 研究领域为液体火箭发动机涡轮泵设计

0 引言

涡轮盘作为发动机的关键部件, 要求其在高温、高负荷、高转速以及振动载荷的工作环境下有着非常高的安全可靠性能, 而由强度与振动问题引起的轮盘疲劳破坏是发动机的常见故障之一^[1-2]。因此, 在进行涡轮盘设计时, 需要进行静强度与振动安全性分析, 使静强度满足要求, 同时通过合理的设计使其固有频率尽量远离工作转速的倍频, 避免由于共振而产生的轮盘破坏。

涡轮盘工作时由于受离心力、气动力与热载荷的共同作用, 载荷复杂, 同时旋转刚化作用及高温环境会对轮盘固有频率产生显著的影响。因此, 为了更准确的求解涡轮盘工作时的应力分布及固有频率, 必须采用多物理场耦合的算法。本文采用气热固耦合的方法对某发动机一级涡轮盘进行静强度与模态计算, 在此基础上进行强度与振动安全性优化分析, 为涡轮盘的设计提供一定的依据。

1 方法介绍

计算方法见图 1。由图 1 可知, 整个计算流程包括 CFD 计算、载荷传递、有限元静强度计算及模态计算分析 4 部分。首先对涡轮通道进行三维全流场计算, 获得涡轮盘及叶片表面的压力、温度分布; 然后通过插值运算, 将流固交界

面上的流场压力、温度数据映射到固体有限元模型表面网格节点上; 再进行有限元静强度计算, 获得涡轮盘在综合载荷作用下的应力分布; 最后以此作为预应力进行模态计算, 获得涡轮盘在各节径下的固有频率及振型, 并用相应准则进行振动安全性分析, 判断其是否存在共振危险。整个计算过程在 ANSYS Workbench 平台下完成。

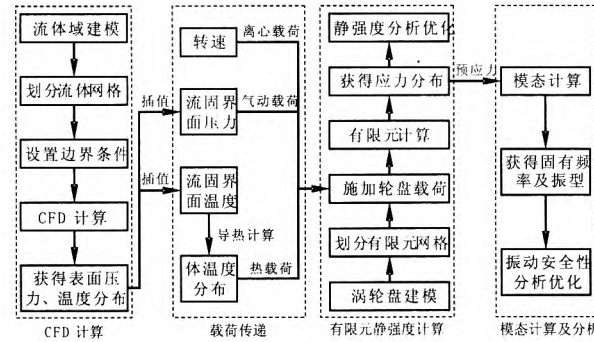


图 1 计算方法
Fig. 1 Calculation method

2 研究对象

以某型发动机一级涡轮盘为研究对象, 该涡轮为局部进气冲击式涡轮。轮盘的三维模型见图 4。通过内孔花键传递扭矩, 计算模型中将花键简化。涡轮盘材料为高温合金, 主要力学参数见表 1。

表 1 材料主要力学参数
Tab. 1 Main mechanical parameters of material

温度/℃	弹性模量 E/GPa	泊松比 μ	屈服极限 $\sigma_{0.2}$ /MPa	拉伸极限 σ_t /MPa	延伸率 δ_5 /%
20	204	0.30	930	1 180	12
500	160	0.32	830	1 030	12
650	146	0.33	740	900	12

3 数值仿真及结果分析

3.1 CFD 计算及载荷传递

首先对局部进气涡轮进行三维流场仿真, 采用全通道模型进行计算, 计算域由进口集气环、

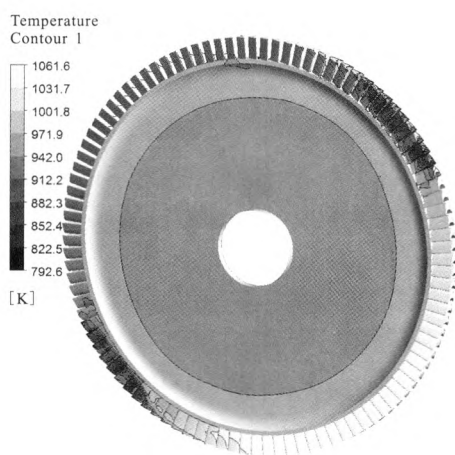
叶片通道、涡轮盘腔以及级间泄漏腔 4 部分组成。为了获得涡轮盘两侧的压力、温度分布, 因此加入了涡轮盘腔与级间泄露腔两个计算域。

对计算域均采用六面体结构网格进行划分, 壁面处进行附面层加密处理, 控制壁面的最大 y+

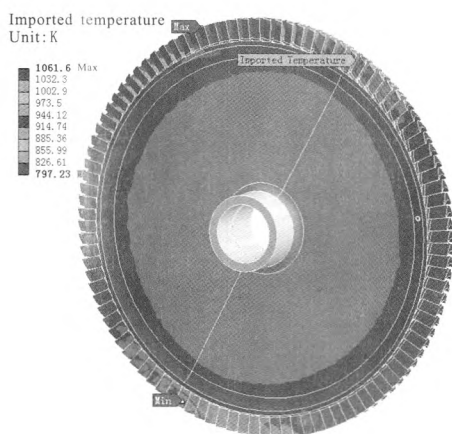
值在 200 内, 网格单元数 1 809.4 万。利用商用软件 CFX 完成涡轮流场仿真。集气环入口设置为总压入口, 动叶出口设置为静压出口, 静子域与转子域之间采用转静交接面, 壁面按照绝热壁处理, 湍流模型设置为 SST, 采用高阶差分格式对方程进行离散求解。

由于流场网格与有限元结构网格不一致, 因此流场得到的流固交界面上的温度、压力数据需

要通过插值算法, 传递到有限元网格节点上, 作为有限元计算的载荷边界。流场计算结果与有限元插值后的分布对比见图 2 和图 3。由图可知, 由于涡轮静子为两弧段局部进气, 对应的一级动叶上的气动参数在周向两弧段上不均匀分布。插值前后的温度、压力分布及数值范围基本一致, 温度误差不超过 5 K, 压力误差不超过 0.08 MPa, 说明载荷传递具有足够的插值精度。



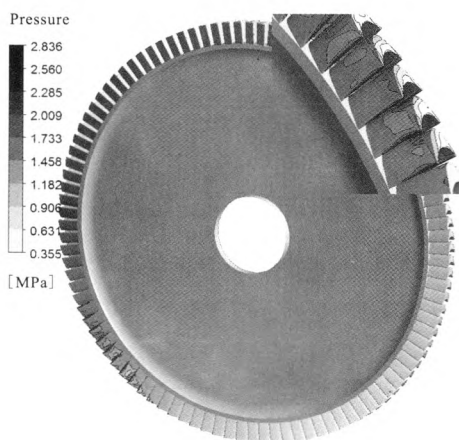
(a) 流场结果



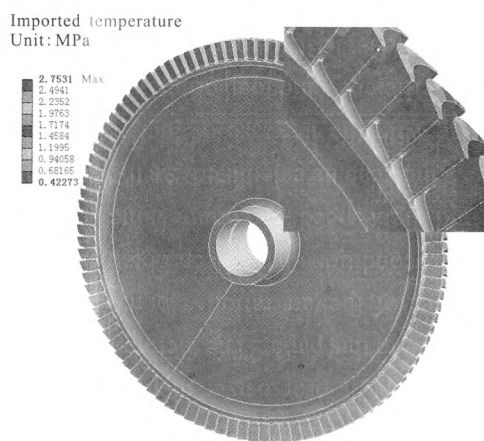
(b) 有限元插值结果

图 2 插值前后温度对比

Fig. 2 Comparison of temperature distribution before and after interpolation



(a) 流场结果



(b) 有限元插值结果

图 3 插值前后压力对比

Fig. 3 Comparison of pressure distribution before and after interpolation

3.2 有限元静强度计算及校核

本部分对涡轮盘进行结构有限元线性计算并进行静强度校核, 计算模型及网格见图 4。采用二十节点六面体网格进行网格划分, 模型网格节点数 124.8 万。在进气侧轴端面约束周向自由度, 在内孔花键处约束周向自由度。分别对涡轮盘在力载荷与综合载荷作用下进行有限元计算, 将插值得到的表面压力直接作为气动载荷, 而表面稳态温度场先进行导热计算, 将得到的体温度作为热载荷。

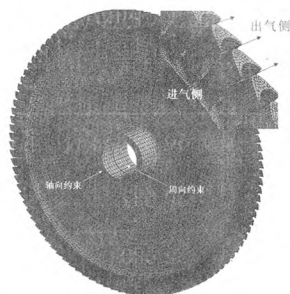
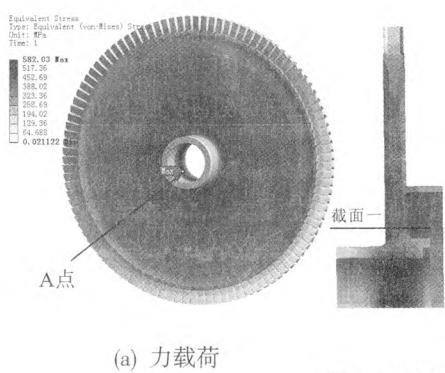


图 4 涡轮盘有限元网格划分

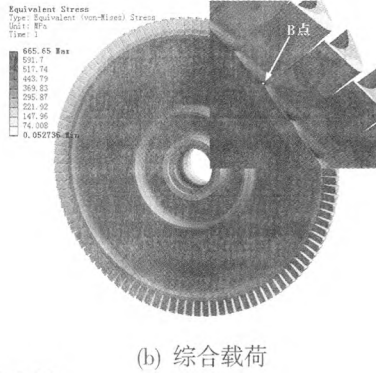
Fig. 4 Finite element mesh generation of turbine disk

计算得到的等效应力分布见图 5。由图 5 可知, 力载荷作用下最大应力在中心孔的 A 点处, 应力为 582.0 MPa。由于该轮盘的最大线速度较高, 同时表面压力较小, 因此 A 点应力主要由离心载荷引起, 而截面一位于轮盘根部, 所受的离心拉应力最大。因此, 该截面的平均应力最大。由此可知, 涡轮盘在力载荷下的应力主要由离心力引起, 气动力的影响较小。综合载荷作用下最大应力在进气段对应的叶片前缘根部的 B 点, 应力为 665.7 MPa, 主要由进气弧段与非进气弧段之间的温度梯度引起。

判断涡轮盘的静强度是否满足要求, 需要以判别准则为依据。随着有限元方法的广泛应用, 在涡轮盘的有限元计算分析中, 碰到了缺少设计判据的技术难题。本文采用文献 [3] 中准则对涡轮盘进行有限元静强度校核, 结果见表 2。由表 2 可知, 各校核项均满足要求, 但力载荷作用下的截面最大平均等效应力以及表面最大等效应力均已接近应力许用值, 安全裕度较小。



(a) 力载荷



(b) 综合载荷

图 5 涡轮盘等效应力分布图

Fig. 5 Equivalent stress distribution of turbine disk

表 2 涡轮盘有限元静强度校核

Tab. 2 Finite element static strength check of turbine disk

计算载荷	校核项	计算值/MPa	校核结果	备注
力载荷	截面最大平均等效应力 σ_{eq1}	324.8	✓	轮盘根部截面一
	应力许用值 $[\sigma]$	442.5		
	表面最大等效应力 σ_{eq2}	582.0	✓	中心孔处 A 点
	应力许用值 $\sigma_{0.2}'$	663.8		
综合载荷	应力集中部位最大等效应力 $\sigma_{eq \max}$	665.7	✓	进气弧段对应的叶片前缘根部 B 点
	应力许用值 $K\sigma_{0.2}'$	1 327.6		

3.3 模态计算及结果分析

本部分以综合载荷作用下的应力作为预应力，对涡轮盘进行模态计算并进行振动安全性分析，分别对 0~60 000 r/min 转速下的前 5 节径模态进行计算。节径数越高，固有频率越高，振动能量降低，不会对轮盘造成破坏，同时随着固有

频率的升高计算误差也增大，因此只计算了前 5 节径。不同转速下的固有频率见表 3，轮盘工作转速下的振型见图 6。由表 3 可知，与静止状态相比，工作转速下的前 5 节径固有频率分别提高 26.9%，31.5%，19.6%，11.7%和 7.3%。由此可知，节径数越小，旋转刚化的作用越明显。

表 3 不同转速下的固有频率
Tab. 3 Natural frequencies at different rotate speed

节径数	转速/(r/min)				Hz
	0	20 000	40 000	60 000	
1 节径	610.9	721.0	974.2	1 281.2	
2 节径	694.3	851.8	1 206.2	1 633.5	
3 节径	1 248.9	1 393.0	1 755.5	2 231.6	
4 节径	2 047.8	2 173.7	2 512.8	2 991.7	
5 节径	3 050.8	3 161.5	3 471.1	3 929.7	

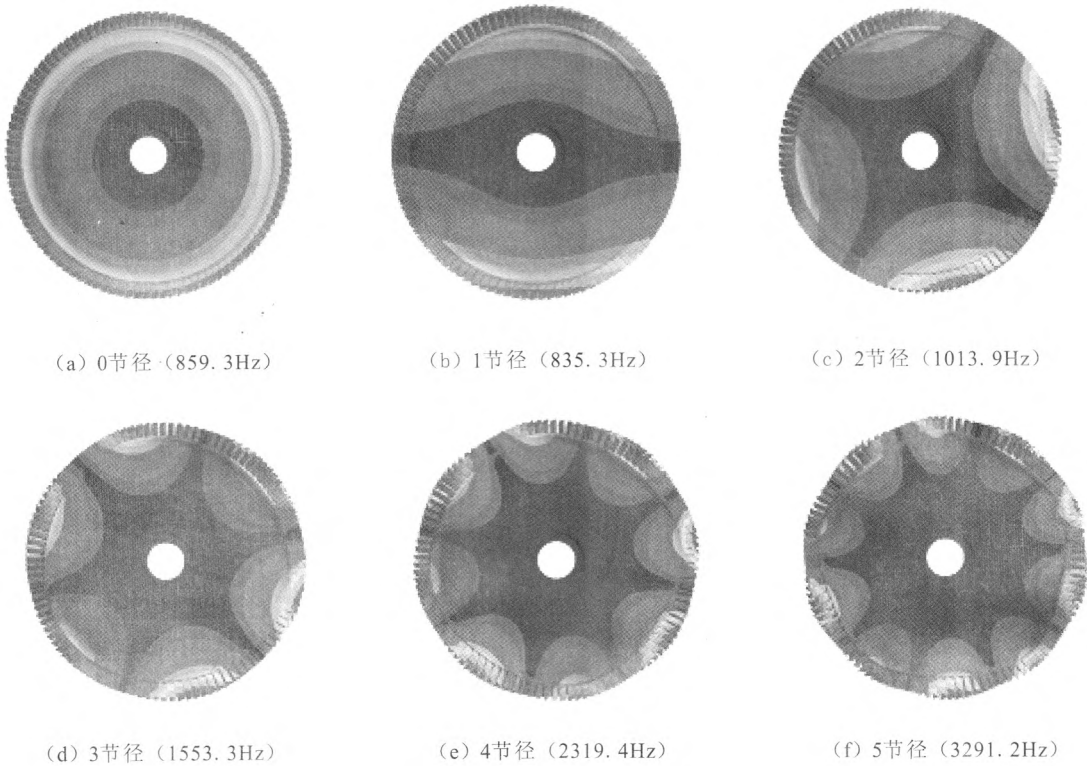


图 6 工作转速下的各阶振型
Fig. 6 Vibration modes of each order at working rotate speed

涡轮盘的振动主要表现为节径和节圆振动。对于节径不为 0 的情况, 理论分析和试验结果表明, 在激振力频率等于固有频率, 且激振力阶次和节径满足一定关系的情况下才会发生共振。本文对涡轮盘振动安全性判别准则采用文献 [4] 中的准则, 涡轮盘的振动坎贝尔图见图 7, 各节径的耦合共振振动频率见表 4。由表 4 可知, 2 节径、3 节径的耦合共振转速与工作转速的避开率均小于 15%, 按照共振转速与工作转速 15% 避开率的要求, 计算得到的涡轮盘安全工作转速范围为 0~26 333.7 r/min, 因此涡轮盘工作时存在共振的危险。

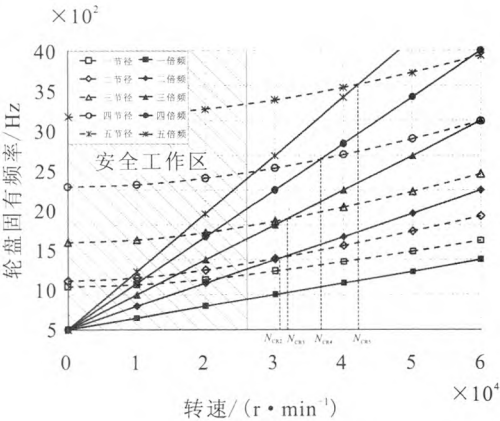


图 7 涡轮盘振动坎贝尔图
Fig. 7 Campbell diagram of turbine disk

表 4 涡轮盘耦合振动转速

Tab. 4 Coupled vibration rotate speed of turbine disk

节径数	耦合转速/(r/min)	避开率/%
2 节径	$N_{CR2}=30\ 981$	3.27
3 节径	$N_{CR3}=31\ 834$	6.11
4 节径	$N_{CR4}=36\ 708$	22.36
5 节径	$N_{CR5}=41\ 840$	39.47

安全工作区域($\leq 0.85N_{CR2}$): 0~26 333.7 r/min

4 振动安全性结构优化

由上节分析可知, 由于涡轮盘的固有频率较

低, 在工作转速下存在共振的危险。初步确定结构改进方案为增大轮盘厚度来提高刚度, 提高固有频率, 增大避开率。保持其它结构不变, 将涡轮盘厚度增加 25%, 计算得到的力载荷作用下的轮盘中心孔处的最大等效应力为 681.9 MPa, 超过了该温度下的屈服应力 663.8 MPa, 静强度已不满足要求, 且轮盘根部截面的平均等效应力为 406 MPa, 已接近许用应力 442.5 MPa。

由上节的静强度分析可知, 内孔花键处的应力主要由离心力引起, 且安全余量不足; 当轮盘厚度增大之后, 该处受到的离心载荷变大, 造成静强度不满足要求。为了解决该问题, 将加厚后的轮盘根部做了局部加厚, 优化后模型与原始模型的对比见图 8。

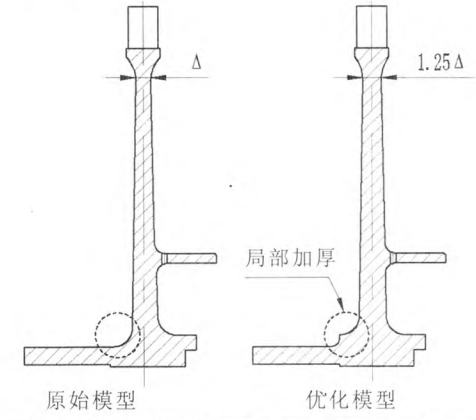


图 8 优化前后模型对比
Fig. 8 Comparison of original and improved structures

对结构优化后的涡轮盘有限元静强度校核见表 5。由表 5 可知, 各校核项均满足要求, 通过对根部的局部加厚, 机械载荷作用下的最大应力明显降低。同时由于轮盘厚度增大, 根部截面的平均应力有所增大, 但安全余量依然很大。

对结构优化后的涡轮盘进行模态计算, 得到工作转速下优化前后的固有频率对比见表 6。由表 6 可知, 轮盘厚度增加后, 各节径下的固有频率均提高 9% 左右。

按照上节的方法对优化后的模型做出振动坎贝尔图, 得到各节径下的耦合振动转速见表 7。由表 7 可知, 优化后各节径的耦合共振转速与工

作转速的避开率均大于 20%，涡轮盘的工作转速 在安全工作范围内。

表 5 优化后涡轮盘有限元静强度校核

Tab. 5 Finite element static strength check of improved turbine disk

计算载荷	校核项	计算值/MPa	校核结果	备注
力载荷	截面最大平均等效应力 σ_{eq1}	362.4	√	轮盘根部截面一
	应力许用值 $[\sigma]$	442.5		
	表面最大等效应力 σ_{eq2}	494.8	√	中心孔处 A 点
	应力许用值 $\sigma_{0.2}^t$	663.8		
综合载荷	应力集中部位最大等效应力 $\sigma_{eq\max}$	677.8	√	进气弧段对应的叶 片前缘根部 B 点
	应力许用值 $K\sigma_{0.2}^t$	1 327.6		

表 6 优化前后工作转速下的固有频率对比

Tab. 6 Comparison of natural frequencies for original and improved structures at working speed

节径数	Hz		
	优化前	优化后	增长率/%
1 节径	835.3	917.5	9.85
2 节径	1 013.9	1 108.5	9.33
3 节径	1 553.3	1 707.1	9.90
4 节径	2 319.4	2 545.1	9.73
5 节径	3 291.2	3 578.4	8.73

表 7 优化后涡轮盘耦合振动转速

Tab. 7 Coupled vibration rotate speed of improved turbine disk

节径数	耦合转速/(r/min)	避开率/%
2 节径	$N_{cr2}=36\ 047$	20.15
3 节径	$N_{cr3}=36\ 409$	21.36
4 节径	$N_{cr4}=41\ 257$	37.52
5 节径	$N_{cr5}=46\ 398$	54.66

安全工作区域($\leq 0.85N_{cr2}$): 0~30 639.5 r/min

5 结论

采用气热固耦合的方法对某发动机一级涡轮

盘进行有限元结构与模态仿真，并进行安全性分析与结构优化。主要结论如下：

- 1) 机械载荷作用下的轮盘中心孔处的最大等效应力已接近应力许用值，安全裕度较小，主要由离心载荷引起的。
- 2) 轮盘 2 节径、3 节径的耦合共振转速与工作转速的避开率均小于 15%，工作时存在共振危险。
- 3) 将涡轮盘的厚度增加 25%，提高刚度，从而增大固有频率。同时将轮盘根部局部加厚，解决中心孔处等效应力较大的问题。
- 4) 优化后的涡轮盘中心孔处的应力水平显著降低，且各节径下的耦合共振频率避开率均大于 20%，涡轮盘的工作转速在安全工作范围内。

参考文献：

[1] 吕文林. 航空发动机强度计算[M]. 北京: 国防工业出版社, 1988.

[2] 窦唯, 闫宇龙, 金志磊, 等. 某发动机涡轮泵转子高温超速 / 疲劳试验研究 [J]. 火箭推进, 2015, 41(1): 15-22.

[3] 史进渊, 杨宇, 邓志成, 等. 汽轮机零部件强度有限元分析的设计判据[J]. 热力透平, 2011, 40(1): 22-27.

[4] DOUGLASS H W. NASA space vehicle design criteria-liquid rocket engine turbines [M]. Washington D.C: National Aeronautics and Space Administration, 1974.

(编辑：王建喜)