

施加轴向力的旋转轮盘低循环疲劳试验

刘大成, 黄福增, 刘 闯, 霍成民, 刘 海

(中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 为满足配装某型飞机的发动机在外场使用的需要, 利用传统安全寿命法对航空发动机轮盘进行了低循环疲劳试验。通过有限元方法计算轮盘在发动机工作条件下的应力状态, 结合失效分析, 确定了轮盘的关键部位和相应的标准循环。针对该轮盘的应力状态受轴向力影响大的特点, 运用类比法确定了试验参数, 设计的试验装置实现了在旋转条件下对轮盘施加轴向力。研究表明: 轮盘关键部位的确定不仅与应力水平有关, 还与结构和失效模式有关。试验设计须考虑轴向力对轮盘应力状态产生的影响。试验装置通过调节油量控制轴向力, 可同时满足不同试验参数的新盘和外场使用盘的需要。

关 键 词: 低循环疲劳试验; 旋转轮盘; 传统安全寿命法; 关键部位; 轴向力

中图分类号: V231.95; V232.3

文献标志码: A

Low cycle fatigue test of rotating disc under axial loading

LIU Da-cheng, HUANG Fu-zeng, LIU Chuang,

HUO Cheng-min, LIU Hai

(Shenyang Engine Design and Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: In order to meet the outfield service requirement of the engine assembled in a aircraft, the research was conducted on low cycle fatigue test of aero-engine disc based on traditional safety life method. The stress state of disc under engine working conditions was calculated using finite element method, while the critical positions and the corresponding standard cycle were confirmed with failure analysis. According to the feature that the disc's stress state was affected by axial loading, the test parameters were confirmed through analogy, and the test rig was designed to apply axial loading to the disc under rotating condition. The research shows: the critical position of the disc is not only related to stress level, but also depends on structure and failure mode. Test design needs to consider the impact on the stress state by axial loading. By adjusting the amount of oil, the test rig can control the axial loading and meet the requirement of various tests with different parameters for the new disc and the used one after outfield service.

Key words: low cycle fatigue test; rotating disc; traditional safety life method; critical position; axial loading

通常盘类零件破坏会产生巨大的碎块动能, 发动机无法包容, 会危及飞机安全, 因此发动机的绝大多数关键件都是转子零件^[1]。为了满足某型飞机的使用需要^[2], 对配装该型飞机的斯贝 Mk202 发动机高压压气机 X 级盘(HPC X 级盘)

进行定寿试验, 确定批准的安全寿命。该发动机的高、低压压气机轴向连接结构非常简单, 既未采用长螺栓连接也未采用短螺栓连接, 只靠中心轴上的压紧螺母使得轮盘倾斜, 工作中靠离心力使得结构压紧, 保证了连接刚性和使用要求。但由于结

构中引入了轴向位移使得轮盘的应力状态复杂化,因此需要计算轮盘在发动机工作条件下的应力,以及研究如何在试验器条件下施加离心力的同时,施加轴向位移,以模拟发动机工作条件。

对于考核部位应力状态对轴向位移敏感的轮盘^[3],需要设计一种能在旋转轮盘上施加轴向力的疲劳强度试验方法,对于 HPC X 级盘,设计了油缸式轴向力加载旋转试验器,通过调整油量和转速,实现了轴向力加载的控制,成功地解决了这一技术难题。

1 传统的安全寿命法

英国国防部标准 Defence Standard 00-970 11 部(简称 DEF STAN 00-970 11 部)^[4]指出批准安全寿命的方法有 4 种,分别是:传统的安全寿命法、数据库法、损伤容限法和因故退役法。除因故退役法外,罗-罗公司从 20 世纪 60 年代就开始综合使用传统的安全寿命法,数据库法和损伤容限法对关键件进行定寿。目前国内尚只具备应用传统安全寿命法进行定寿的条件。

传统的安全寿命法是基于发动机全尺寸零件的循环试验结果对发动机零件进行定寿的方法。主要流程是,选择典型飞行剖面,进行发动机条件下的应力分析,确定关键部位及其标准循环;确定疲劳试验方案;进行试验器条件下的应力分析,选择合适的超应力试验系数,进行零件疲劳试验;选择散度系数,确定预定安全循环寿命和使用寿命等。

首先关键部位指关键件上有可能发生低循环疲劳破坏、并导致危险性发动机影响的高应力区。不能完全根据应力大小确定,首先因为应力大的部位不一定疲劳寿命短,其次只有失效可能导致危险性发动机影响的部位才需要定为关键部位。需要确定关键件上多个关键部位的原因有两点:一是在旋转试验器上做轮盘的疲劳试验,在有热应力的情况下不可能同时对所有的关键部位进行试验考核,只能针对每个关键部位设计疲劳试验条件。二是各关键部位有自己的应力飞行剖面和换算率,“循环寿命”最短的部位,不一定“飞行小时”寿命或者“飞行循环”寿命也最短。零件的安全寿命,是按“飞行小时”或按“飞行循环”计算后,寿命最短部位的寿命。所以,首先用有限元方法计算在发动机工作条件下轮盘的应力分布,然后结合失效模式分析确定可能的关键部位。

其次标准循环是指对所研究的关键件,考虑

了发动机正常工作中遇到的最严重的应力-温度组合,得到的各关键部位最小应力-最大应力-最小应力的循环。任何关键部位的简化应力飞行剖面都可以用“雨流法”分解成单个循环,其中最大的循环称为主循环,在大多数飞行剖面中经常出现的主循环,应该定为标准循环。通常疲劳试验的应力都是等幅循环变化的,按标准循环确定疲劳试验循环方便可行。另外,实际飞行使用时,飞行科目不尽相同,零件的使用寿命消耗也是折算成标准循环比较方便。

为缩短试验时间和留有一定的应力储备,通常采用超应力系数 α 试验。通过选定的 α 和标准循环应力幅 σ_{work} ,由式(1)可以求出试验器循环的应力幅 σ_{exp} 。再根据应力与转速的平方成正比,求出试验循环的上限转速。下限转速通常取为上限转速的 5%,由此造成的应力误差是 0.25%,可以忽略不计。

$$\alpha = \frac{\sigma_{exp}}{\sigma_{work}} \times \frac{\sigma_{b,work}}{\sigma_{b,exp}} \quad (1)$$

其中 σ_{exp} 为试验器循环的应力幅; σ_{work} 为发动机标准循环的应力幅; $\sigma_{b,work}$ 为发动机工作温度下的材料强度极限; $\sigma_{b,exp}$ 为试验温度下的材料强度极限。

超应力的程度,在修正温度影响后,不应导致整体和局部应力或应变失去代表性。DEF STAN 00-970 11 部给出超应力系数 α 范围如表 1。

表 1 不同材料的超应力系数

Table 1 Over-stress coefficient of various materials

材料(锻件)	α
钢	0.9~1.30
钛合金	0.9~1.30
镍基合金	0.9~1.14

如果实际可行,则对镍基合金 α 大于 1.14,对钢和钛合金 α 大于 1.30,或对所有材料 α 小于 1.00 都应该避免。

试验终止条件是基于裂纹萌生寿命占功能失效寿命的 2/3 的假设建立的,虽然裂纹稳定扩展寿命占功能失效寿命的比例随材料的不同存在差异,但当试验出现一条长裂纹时,通常假设长裂纹就是功能失效,将该循环数乘以 2/3 得到用于寿命计算的试验循环数 N ,以保证一定的安全裕度。对于检验没有发现裂纹的情况,假设下一个循环时出现裂纹。

最后试验批准的各关键部位的安全寿命 F_i

可由下式确定^[5]:

$$F_r = \frac{Na^{5.28}}{y} \quad (2)$$

其中 N 为盘萌生裂纹时的试验器循环数; y 为寿命散度系数.

疲劳寿命散度系数是假定零件寿命按对数正态分布, $+3\sigma$ 寿命与 -3σ 寿命之比等于 6, 置信度为 95% 确定的, 用于除粉末冶金以外的传统材料. 当根据小子样试验结果推断的母体标准差判断, $+3\sigma$ 寿命与 -3σ 寿命之比大于 6 时, 应该用更大的疲劳寿命散度系数.

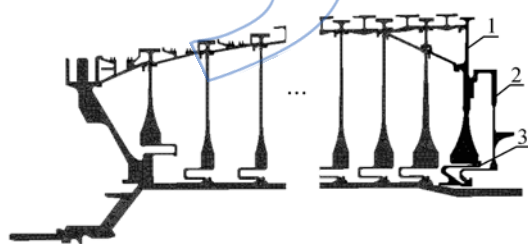
2 确定 HPC X 级盘关键部位和标准循环

2.1 HPC X 级盘工作特点

HPC 1 级盘为锥形盘, 在旋转离心力的作用下将产生向后的位移, 该位移通过各级隔圈最终作用到 HPC X 级盘上, 将使 HPC X 级盘产生向后的倾斜. 此外, 发动机工作时轮缘温度高于轴的温度, 隔圈的热伸长量总和比轴大, 也使 HPC X 级盘向后倾斜^[6]. 该倾斜量将对 HPC X 级盘应力产生影响, 试验时应充分考虑.

2.2 HPC X 级盘各关键部位的标准循环

轮盘一般有 3 个关键部位: 中心孔、螺栓孔、轮缘^[7]. HPC X 级盘发动机工作状态的计算采用整体模型, 如图 1 所示.



1 HPC X 级盘; 2 空气封严; 3 转接座

图 1 高压压气机有限元模型

Fig. 1 Finite element model of high pressure compressor

对于 HPC X 级盘可能的关键部位: 中心孔和轮缘的计算模型如图 2 所示.

螺栓孔的计算采用三维循环对称建模, 如图 3 所示.

计算模型中分别施加了装配位移载荷、转速、叶片的离心载荷、气体轴向力的载荷^[8-9]. 针对

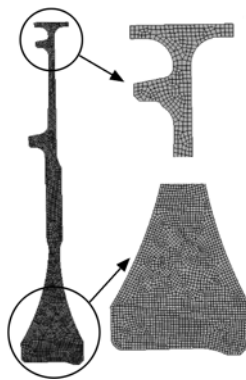


图 2 中心孔与轮缘的有限元模型

Fig. 2 Finite element model of bore and rim

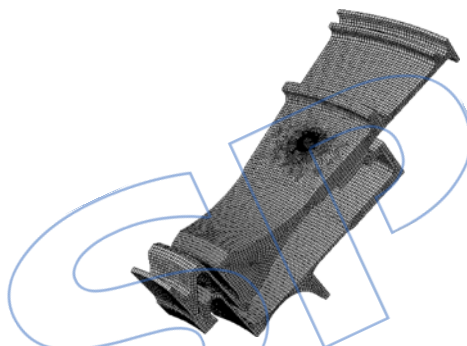


图 3 螺栓孔的有限元模型

Fig. 3 Finite element model of bolt holes

HPC X 级盘不同部位的标准循环计算分别引入了瞬态温度场和稳态温度场^[10-13], 假设温度梯度沿盘径向为二次分布^[14].

对 HPC X 级盘, 中心孔、螺栓孔、轮缘 3 个关键部位的最大应力条件不同. 分析结果给出各关键部位最严重的应力-温度组合, 如表 2 所示.

表 2 HPC X 级盘最严重的应力-温度组合

Table 2 Extreme stress-temperature combination of HPC X disc

位置	最大转速	瞬态温差	稳态温差
中心孔	✓	✓	
螺栓孔	✓		✓
轮缘	✓		✓

计算结果包含装配应力、离心应力、热应力 3 部分, 以当量应力 σ_e (见式(3)) 表示的标准循环应力是考虑了应力幅、平均应力、温度、双向及三向应力等影响的应力. 关键部位标准循环的应力计算结果见表 3. 其他部位的应力小于这 3 处, 因此没有列出.

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2} - \sigma_r \sigma_\theta \quad (3)$$

其中 σ_r 为径向应力; σ_θ 为周向应力.

在表 3 中,总应力=装配应力+离心应力+热应力,按总应力计算最大当量应力.标准循环的最小应力 $\sigma_{c,min}$ 等于装配应力,即最小当量应力,标准循环的最大应力 $\sigma_{c,max}$ 等于最大当量应力 $\sigma_{e,max}$.

表 3 HPC X 级盘标准循环应力计算结果(单位:MPa)

Table 3 Standard cycle stress results of HPC X disc (unit: MPa)

应力	中心孔	螺栓孔 (6 点钟位置)	轮缘
装配应力 $\sigma_{r,ass}$	0	0	-169
装配应力 $\sigma_{\theta,ass}$	108	33	-51
离心应力 $\sigma_{r,cen}$	0	0	623
离心应力 $\sigma_{\theta,cen}$	544	1070	489
热应力 $\sigma_{r,thermo}$	0	0	202
热应力 $\sigma_{\theta,thermo}$	358	-117	-322
总应力 $\sigma_{r,sum}$	0	0	656
总应力 $\sigma_{\theta,sum}$	1010	986	116
最大当量应力 $\sigma_{e,max}$	1010	986	606
标准循环的 最小应力 $\sigma_{c,min}$	108	33	150
标准循环的 最大应力 $\sigma_{c,max}$	1010	986	606

2.3 HPC X 级盘限制寿命的关键部位

一般轮盘中心孔应力较高,中心孔破坏是最危险的破坏形式,中心孔出现裂纹会导致轮盘分裂成数块,打穿机匣,造成危险性影响^[15-16].虽然中心孔的应力幅略小于螺栓孔的应力幅,但由于中心孔的应力集中程度相对较小,中心孔仍定为第一关键部位.计算给出了中心孔标准循环最大值的应力状态,其中周向应力 σ_θ 如图 4 所示.

螺栓孔也应作为一个可能的关键部位^[17].与中心孔和螺栓孔的应力幅相比,轮缘喉部的应力不大,可以不作为一个关键部位.

根据发动机条件下 HPC X 级盘应力分析结果,最终确定中心孔为限制 HPC X 级盘寿命的关键部位.

2.4 HPC 12 级盘发动机工作状态的轴向位移

由于高压压气机采用了斜盘-隔圈结构,HPC X 级盘的应力受垂直于盘面的轴向载荷或相对

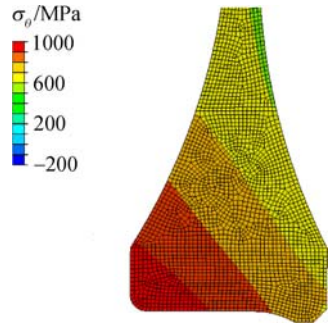


图 4 中心孔周向应力

Fig. 4 Circumferential stress of bore

轴向位移影响较大,计算的离心应力和热应力中都有轴向载荷或轴向位移引起的应力.在这种情况下,应力分析结果中还应该给出轮盘的轴向变形,以便制定疲劳试验方案时决定如何模拟轴向变形.表 4 列出了以上因素引起的相关位置的轴向位移.从表 4 可以看出,HPC X 级盘轮缘相对于转接座前安装边的装配轴向位移 ΔS_{ass} 为 -0.84 mm(表 4 序号 1 与序号 2 位移之差),是必须满足的装配要求,该位移不循环变化.最大转速时的相对工作轴向位移 ΔS_{work} 为 -0.86 mm,与其他标准循环载荷一起同步循环变化.

表 4 HPC X 级盘的轴向位移

Table 4 Axial displacement of HPC X disc

序号	位置	装配轴向位移 S_{ass} /mm	工作轴向位移 S_{work} /mm
1	HPC X 级盘轮缘	0.06	-0.77
2	转接座前安装边	0.90	0.93

3 HPC X 级盘中心孔定寿试验方案设计

3.1 试验方案设计的基本原则

关键件定寿试验方案设计的基本原则可归纳如下:

- 1) 模拟关键部位的应力和应力分布.对盘类零件通常就是转速和温度条件.
- 2) 模拟轮盘边界条件.主要是保持盘原有的连接刚度不变.
- 3) 关键部位的超应力系数 α 合理(接近并在给定范围内).
- 4) 试验件的其余部位不先于要定寿的关键部位破坏.试验件其余部位的应力水平如果过高导致先于关键部位发生破坏,就达不到对关键部

位定寿的目的。

3.2 中心孔定寿试验方案

由于 HPC X 级盘寿命较短,如果采取 2~X 级盘整体转子试验方案风险太大,且 HPC X 级盘热应力远大于其他盘,很难调整一个合适的超应力系数,因此 HPC X 级盘宜采用单盘定寿试验方案。

理论上对旋转轮盘施加轴向力可以用两种方法:一种是用斜盘结构产生的轮缘轴向位移来模拟,但是这种方法导致斜盘的设计有相当大的困难,且这种方法不能适应于可能出现的试验参数的变化;另一种方法就是用与相邻轮盘结构和刚度相似的油缸结构产生需要的轴向力,该方法易于产生不同的轴向力,弥补了传统试验器在新盘定寿试验和外场使用盘的延寿试验中不能同时满足试验需求的缺点。

带轴向力加载的试验组件原理如图 5 所示,油缸中油在离心力作用下产生液压载荷推动活塞,通过支撑盘、X-1~X 级内、外隔圈作用在 HPC X 级盘上。试验时试验组件为悬臂形式,轮缘位移传感器安装在 R_1 处,轮心位移传感器安装在 R_2 处。用该装置在 HPC X 级盘轮缘部位产生轴向位移,实现了转速和轴向力的同步施加,模拟了发动机状态下的装配应力、离心应力和热应力。

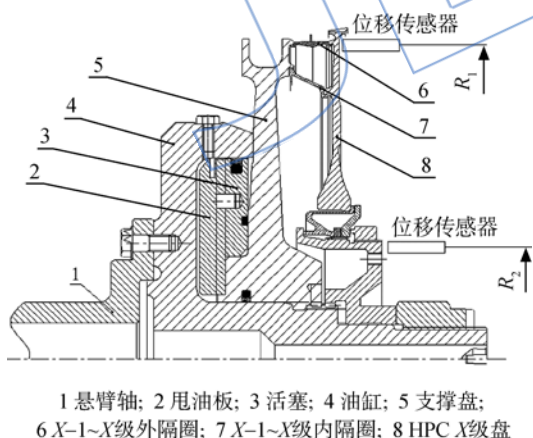


图 5 带轴向力加载的试验组件原理图

Fig. 5 Principle diagram of test assembly under axial loading

3.3 中心孔定寿试验参数确定

按照适航性标准的要求^[18],试验器条件下应力分析方法应与发动机条件下的应力分析方法相同。采用类比法,通过应力按工作条件确定试验条件。一般工作条件中包括转速和温度两部分,转

速为主,试验条件就是转速。误差来自温度应力。装配应力不难实现试验与工作条件相同。用类比的方法确定试验器的转速条件,有效地避免了计算的关键部位的应力不准确带来的误差。试验条件计算中仍采用线弹性有限单元法计算 HPC X 级盘在试验器条件下的应力和变形,使用的软件为 ABAQUS 6.9,关键部位的计算网格与发动机条件下的计算网格完全相同。

计算得到试验组件中关键部位中心孔的装配应力 σ_{ass} (最小应力) 和离心应力 σ_{cen} (最大应力),以及轮缘与轮心在装配和最大转速时的相对轴向位移 $\Delta S_{exp, ass}$ 和 $\Delta S_{exp, work}$ 。为了装配和试验测量方便,同时计算得到两个传感器位置的相对轴向位移 $\Delta S_{exp, ass'}$ 和 $\Delta S_{exp, work'}$ 。计算得到的试验参数见表 5。从表 5 中可见,装配应力为 105 MPa, 小于发动机条件下的 108 MPa, 在最大应力不变的情况下,使试验结果偏于安全。

表 5 试验参数
Table 5 Test parameters

项目	数值
$\sigma_{ass} / \text{MPa}$	105
$\sigma_{cen} / \text{MPa}$	1010
$\Delta S_{exp, ass} / \text{mm}$	-0.84
$\Delta S_{exp, work} / \text{mm}$	-0.40
$\Delta S_{exp, ass'} / \text{mm}$	-0.84
$\Delta S_{exp, work'} / \text{mm}$	-0.41

在试验器条件下,没有热应力,使得螺栓孔的应力大幅提升,对于新盘的中心孔定寿试验,取消了螺栓孔和其附属结构,才能保证试验件其余部分不先于中心孔破坏。结构的改变使得工作轴向位移比发动机状态下的结果有所降低,但是并不影响中心孔的标准循环和应力状态。

3.4 油缸注油量与轴向位移的关系

由于新盘的定寿试验与外场使用后的轮盘在试验方案和试验参数上存在不同,调节油量可以满足不同轴向位移的需求,在相同转速 $n_1 = 10000 \text{ r/min}$ 条件下,分别依次增大油量注入油缸 100, 150 和 200 mL 滑油。试验前测得相对装配位移为 -0.84 mm。试验过程中实时监测位移传感器的测量结果,可知轮缘的轴向位移 S_{rim} 和轮心的轴向位移 S_{bore} , 最后得到相同转速条件下油量与相对工作轴向位移 ΔS 的关系,如表 6 所示。

从表6可以看出,由于转速保持不变,随着注入油量的增大,油缸式轴向力加载旋转试验器可以为试验件提供的轴向位移也随之增大,相应的轴向力随之增大.这对于外场使用后进行延寿试验的轮盘具有很大的工程价值.

表6 10000 r/min 转速下工作位移测量结果
Table 6 Working displacement measurement result
at 10000 r/min

油量/mL	S_{rim}/mm	S_{bore}/mm	$\Delta S/mm$
100	-0.08	0.96	-0.20
150	-0.19	0.96	-0.31
200	-0.30	0.96	-0.42

3.5 工程应用实例

基于上述方法,对新盘与外场使用盘分别进行过低循环疲劳寿命试验,外场使用盘试验组件见图6,由于试验条件下螺栓孔寿命明显小于中心孔寿命,所以可以对外场使用的中心孔剩余寿命不长的轮盘进行中心孔寿命试验.

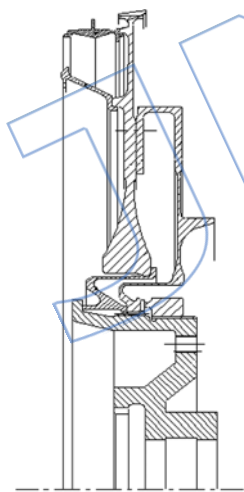


图6 外场使用盘试验组件

Fig. 6 Test assembly of outfield service disc

4 结 论

1) 运用传统安全寿命法对 HPC X 级盘中心孔进行定寿试验研究的实践证明,该方法可靠,简单易行.

2) 轮盘关键部位的确定不仅与应力水平有关,还与结构和失效模式有关.分析得到中心孔是 HPC X 级盘限制寿命的第一关键部位,螺栓孔可作为一个可能的关键部位.

3) HPC X 级盘在工作中的应力分布受轴向位移影响较大,在试验方案设计之中须考虑影响轮盘应力分布的主要因素.

4) 在新盘中心孔定寿试验中由于螺栓孔会先于中心孔破坏,在新盘中心孔定寿试验中需要取消螺栓孔及其附属结构进行试验.

5) 设计的油缸式旋转试验器实现了在旋转条件下对轮盘施加轴向力,完成疲劳寿命试验,通过调节注油量控制轴向力,可以同时完成新盘定寿和外场使用盘的延寿试验.

参考文献:

- [1] Corran R S J, Williams S J. Lifing methods and safety criteria in aero gas turbines[J]. Engineering Failure Analysis, 2007, 14: 518-528.
- [2] Rolls-Royce Limited. SPEY Mk's 201, 202, 203[R]. Derby, U. K. :Rolls-Royce Limited, ISSUE 4, 1982.
- [3] Rolls-Royce Limited. SPEY Mk202 HP compressor stage 2-12 discs and spacers[R]. Derby, U. K. :Rolls-Royce Limited, ASR 3480, 1965.
- [4] Military Aviation Authority. Defence standard 00-970 design and airworthiness requirements for service aircraft: Part 11 engines[S]. U. K. :Ministry of Defence, 2006; ANNEX A4-A7.
- [5] Military Aviation Authority. Defence standard 00-971 General specification for aircraft gas turbine engine[S]. U. K. :Ministry of Defence, 1987; ANNEX A1-A2.
- [6] 何倩,黄怀璋,陈应根,等. 斯贝 Mk202 发动机翻修手册: 第6册[M]. 西安:西安航空发动机公司, 1988.
- [7] Rolls-Royce Limited. Military SPEY Mk's 101, 202 and 250 series identification of LCF cracking regions group 'A' components[R]. Derby, U. K. :Rolls-Royce Limited, HSK 3254, 1985.
- [8] Rolls-Royce Limited. SPEY RB163-25 HP compressor St. 1 & 2 discs, cold cyclic fatigue test with simulated gas load for life assessment[R]. Derby, U. K. :Rolls-Royce Limited, MRA 10612, 1970.
- [9] Rolls-Royce Limited. SPEY Mk202 fatigue stresses in S/CMV HP turbine shaft[R]. Derby, U. K. :Rolls-Royce Limited, AST 4859, 1965.
- [10] Rolls-Royce Limited. SPEY Mk506-14D M162 stress analysis of HP 7-9 compressor discs under engine conditions and rig analysis of stage 8 HP compressor disc[R]. Derby, U. K. :Rolls-Royce Limited, MRA 10628, 1988.
- [11] Rolls-Royce Limited. SPEY Mk506-14 HP compressor stage 7 disc temperature predictions[R]. Derby, U. K. :Rolls-Royce Limited, TDR 12109, 1988.
- [12] Rolls-Royce Limited. Experiment of component test department report RB163-2&25 HP compressor stage 8 disc in H53V specimens 177 cold cyclic fatigue test[R]. Derby, U. K. :MRA 10653, 1965.

- [13] 汪好,宋文艳,石德永. 压气机和涡轮转子三维温度场计算研究[J]. 航空工程进展,2012,3(3):344-350.
WANG Hao, SONG Wenyan, SHI Deyong. Calculation study on the compressor and turbine rotor three-dimensional temperature field[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering,2012,3(3):344-350. (in Chinese)
- [14] Rolls-Royce Limited. EGD-3 SPEY Mk202 stressing standards[S]. U. K. :Rolls-Royce Limited,1979:48.
- [15] Rolls-Royce Limited. Military SPEY cyclic life review[R]. Derby, U. K. :Rolls-Royce Limited,MDM 16090,1985.
- [16] Rolls-Royce Limited. Commercial SPEY Mk506-14D group 'A' component life declaration for rated and full throttle take-off procedure[R]. Derby, U. K. :Rolls-Royce Limited,DLR 10027,1975.
- [17] Rolls-Royce Limited. Proposed peak stress fatigue design criteria for IMI685, FV535 and N901 materials[R]. Derby, U. K. :Rolls-Royce Limited,ASR 4911,1971.
- [18] ANE-111.33.70-1 Guidance material for aircraft engine life-limited parts requirements[S]. U. S. :Department of Transportation,2009:10-11.