

涡轮盘榫齿高温复合疲劳载荷、寿命 由试验向外场的换算

北京航空航天大学 王荣桥** 聂景旭

【摘要】 针对某型发动机二级涡轮盘榫齿裂纹故障,进行了轻、重两种腐蚀状态的涡轮盘榫齿高温复合疲劳寿命试验。并由试验寿命推算出其外场使用寿命,为此,本文提出了复合疲劳载荷、寿命由试验向外场的双频比换算方法。换算结果可用于制定涡轮盘的腐蚀判废标准。

主题词: 盘 载荷 疲劳寿命 腐蚀 高温

分类号: V231.9

1 引言

某型航空发动机二级涡轮盘,长期存在着榫齿的裂纹故障,这在涡轮盘腐蚀严重时尤为突出。裂纹总是由第一对榫齿开始。断口分析表明,此类裂纹是由高温下的低周载荷(主要为离心力)叠加高周叶片弯曲振动载荷的复合疲劳导致。为了制定新的腐蚀判废标准,我们采用文献[1, 2]中的试验方法和试验载荷谱,对该涡轮盘榫齿进行了高温复合试验研究,得到了枞树型榫槽这一多通道传力结构的复合疲劳裂纹扩展规律及轻、重两种腐蚀状态的涡轮盘榫齿高温复合疲劳寿命。由试验寿命推算出其外场使用寿命很困难,问题在于试验载荷与外场使用载荷可能不相符,这其中主要是振动载荷的不相符。这里认为,振动载荷引起的损伤量主要取决于振动应力幅值和振动频率(或应力比和频率比)。若保持振动应力幅值(应力比)一定(已超过了其起损伤作用的门槛值),通过改变振动频率(频比),则振动损伤量只是依赖于其频率(频比)的改变而变化。这样,就可以由两种振动频率(频比)的试验结果,推算得出一个频率(频比),其造成的损伤相当于实际使用载荷造成的损伤,进而可以换算出实际使用寿命。推算的依据为外场失效率的统计结果,采用的方法为双频比分析法^[3]。

2 复合疲劳的双频比换算方法

在复合疲劳中,每次低、高周循环负荷所造成的疲劳损伤值并非为各自单一疲劳时的损伤值,二者之间具有相互耦合作用。这时把复合疲劳中每次低周载荷循环对构件造成的疲劳损伤称为耦合低周损伤度,用 $1/A$ 表示。同样,把每次高周载荷循环对构件造成的疲劳损伤称为耦合高周损伤度,用 $1/B$ 表示。 $1/A$ 和 $1/B$ 是高低周载荷匹配及材料等的函数,与频率比 n 无关;因而,对于同一种载荷匹配,设有两组不同频比 n_1, n_2 对应的复合低周寿命分别为 $(N_{CL})_1, (N_{CL})_2$, 则有:

$$1/A + n_1/B = 1/(N_{CL})_1, \quad 1/A + n_2/B = 1/(N_{CL})_2 \quad (1)$$

1997 年 10 月收稿; 1998 年 3 月收到修改稿。

** 男 30 岁 博士生 讲师 北京航空航天大学 405 教研室 100083

解此联立方程, 得 $1/A$ 和 $1/B$, 这样, 通过两个频比 n_1, n_2 的复合疲劳试验结果 $(N_{CL})_1, (N_{CL})_2$, 就可以求定其耦合低周、高周损伤度 $1/A$ 和 $1/B$; 进而就可以求出相同的载荷匹配下, 另一频比 n 的复合疲劳寿命, 即: $(N_{CL})_n = 1/(1/A + 1/B)$ (2)

这就是复合疲劳的双频比换算方法。下面即用上述方法, 进行某型发动机二级涡轮盘榫齿高温复合疲劳载荷、寿命由试验向外场的换算。

3 试验载荷与实际使用载荷的换算

应用复合疲劳的双频比换算方法进行试验载荷与实际使用载荷换算的前提, 是两种载荷对应于同一种失效模式。某型发动机二级涡轮盘外场实际使用对应的失效模式可认为是 I 齿裂透, 而试验最终失效模式为脱榫, 这时, 需要将外场失效寿命延长一部分, 对应于第一榫齿裂透后剩余四齿的扩展寿命, 使两种失效模式达成一致, 具体延长的百分值由两种试验频比的剩余寿命百分值推出。

在振动频率 50 Hz 和 100 Hz 下, 各检测了 5 个榫槽的高温复合疲劳试验, 试验裂纹监测曲线见图 1 和图 2。其中 50 Hz 使用裂纹检测仪监测, 100 Hz 用裂纹探伤仪结合高精度电压表监测。其中, V 为不同裂纹情况下的电位值, V_0 为起裂时的电位值。

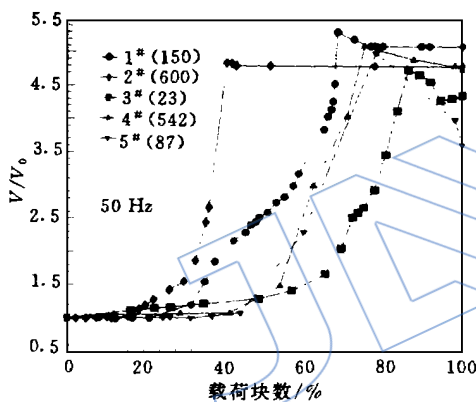


图1 50 Hz 裂纹扩展曲线

(图中括号数为已飞行小时数)

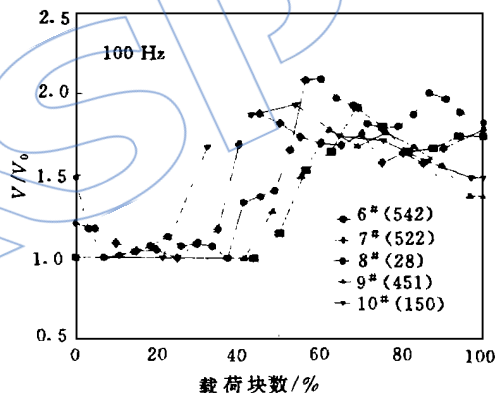


图2 100 Hz 裂纹扩展曲线

(图中括号数为已飞行小时数)

图 1 和 2 检测了由试验开始直至叶片由榫槽拉脱全过程, 并定义这一寿命为脱榫寿命; 认为 V/V_0 由 1.0 开始剧烈上升的点为榫槽第 I 齿起裂点, 定义由此点直至叶片由榫槽拉脱的寿命为扩展寿命; 最大值代表榫槽第 I 齿完全失效, 定义由此直至叶片由榫槽拉脱的寿命为剩余寿命。

试验扩展寿命和剩余寿命可由图 1 和 2 给出: 振频为 50 Hz 时, 榫槽扩展寿命约占脱榫寿命的 66.12%, 剩余寿命约占脱榫寿命的 30.2%; 振频为 100 Hz 时榫槽扩展寿命约占脱榫寿命的 66.18%, 剩余寿命约占脱榫寿命的 42.7%。图 1 和 2 中未包含榫槽的扩展寿命和剩余寿命, 则由图 1 和 2 中所列榫槽相应寿命的平均百分值(50 Hz 分为 66.12%, 30.2%, 100 Hz 分为 66.18%, 42.7%) 乘上脱榫寿命求出。

由外场统计可知, 实际使用涡轮盘在使用 556.5 小时, 存活率为 50%, 由外场的一个起飞降落约合 30 分钟, 即一个试验载荷块相当于外场实际使用半小时, 可以得出外场实际使用第一齿裂透的中值(存活率为 50%) 寿命相当于试验的 1113 个载荷块。

因外场统计数据基本上对应于轻腐蚀盘,所以,由轻腐蚀盘的试验结果,振频 50Hz 的脱榫中值寿命为 1022.3 个载荷块,振频 100 Hz 的脱榫中值寿命为 582.5 载荷块,又知试验中每个载荷块的保持时间为 17 秒,施加在这段时间上的振动循环数,振频 50 Hz 时为 850 次,因此其高低周频比 n_1 为 850;振频为 100 Hz 时为 1700 次,其高低周频比 n_2 为 1700。这时,由 (2) 式可得: $A = 4173$, $B = 1.151 \times 10^6$ 。再由振频为 50 Hz 时,榫槽平均剩余寿命占总寿命的 30.2% 和振频为 100 Hz 时的 42.7%,通过迭代插值可得外场剩余寿命平均约占总寿命的 25%,即外场脱榫中值寿命约为 1484 个载荷块,进而由下式可得实际载荷频比: $n = B(1/N - 1/A)$ 。其中, $A = 4173$, $B = 1.151 \times 10^6$, $N = 1484$, 可得 $n = 496$, 此即为相应的外场频比,对应于外场实际使用载荷强度。

此处所说的外场频比为 496, 应作这样理解: 外场使用载荷对涡轮盘榫齿产生的损伤相当于频比为 496 的试验载荷对涡轮盘榫齿产生的损伤, 这时可认为外场使用载荷与频比为 496 的试验载荷等价, 由此可以用频比为 496 的试验载荷来表示外场实际载荷, 简称外场频比为 496, 并不是说外场实际使用时振动频率与低周离心力循环频率之比一定是 496。

4 试验寿命曲线与外场寿命曲线间的换算

根据试验振频 50 Hz 和 100 Hz 两种情况下的 p (存活率) $\sim NB$ (载荷块) 曲线(图 3~8,

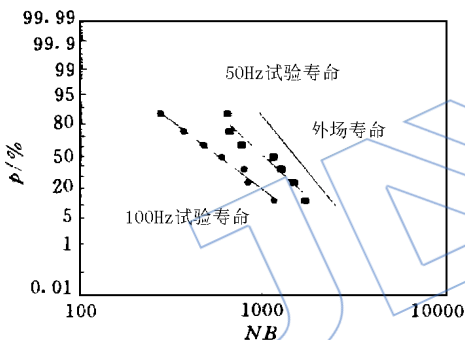


图 3 轻腐蚀盘的试验和外场脱榫寿命曲线

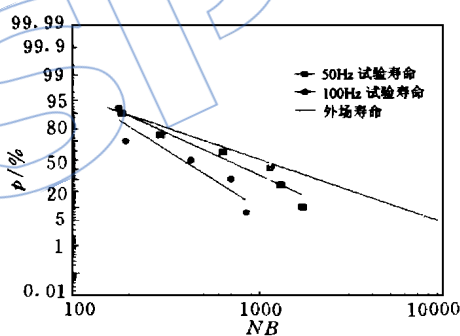


图 4 重腐蚀盘的试验和外场脱榫寿命曲线

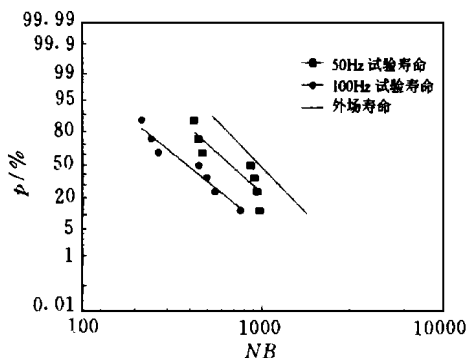


图 5 轻腐蚀盘的试验和外场扩展寿命曲线

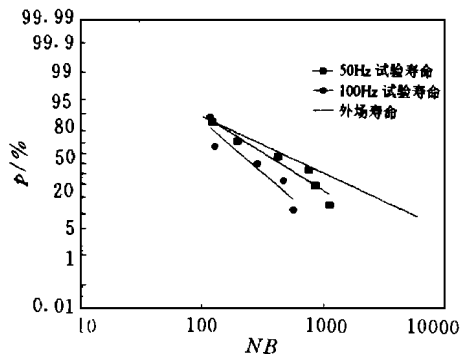


图 6 重腐蚀盘的试验和外场扩展寿命曲线

用平均秩 $\hat{p} = 1 - i/(n+1)$ 与最小二乘法拟合得到), 由 (1) 式可得对应于一定存活率下的 A 和 B , 又已知 $n = 496$, 由 (2) 式即可求出外场的相应寿命。依此类推, 可得一系列存活率下的外场寿命, 拟合即可得外场 p (存活率) $\sim NB$ 寿命曲线方程, 形式如: $w_p = C + D \lg NB$, 其中, C 和 D 为拟合常数, w_p 是存活率大小的函数, NB 为载荷块数。图 3~8 中同时列出了换算出的轻、重

腐蚀盘的外场脱榫、扩展和剩余寿命曲线。

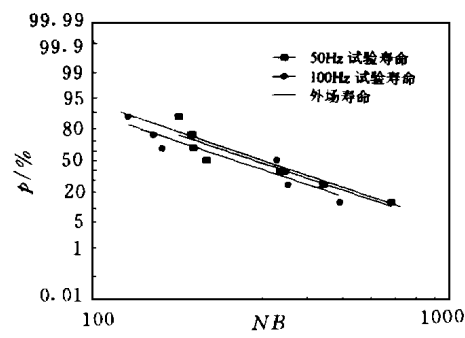


图 7 轻腐蚀盘的试验和外场剩余寿命曲线

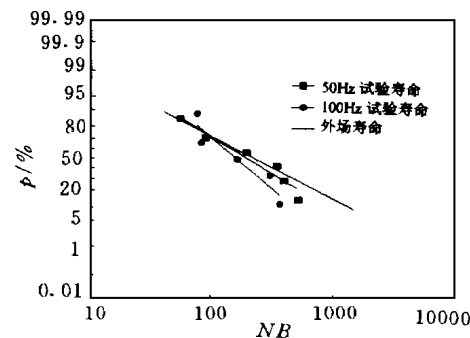


图 8 重腐蚀盘的试验和外场剩余寿命曲线

由图 3~8, 针对 4 种不同的存活率水平, 对轻、重腐蚀盘的外场复合疲劳寿命进行了比较, 结果如表 1 所示。

表 1 轻、重腐蚀盘的外场复合疲劳寿命对比 (单位: 载荷块即起落数; 括号内为飞行小时数)

存活率 (%)	轻腐蚀盘			重腐蚀盘			重/轻×100%		
	脱榫	扩展	剩余	脱榫	扩展	剩余	脱榫	扩展	剩余
99.9	459(229.5)	224(112)	35(17.5)	8(4)	5(2.5)	3(1.5)	1.74	2.23	8.6
99	616(308)	322(161)	59(29.5)	27(13.5)	18(9)	9(4.5)	4.4	5.6	15.3
95	800(400)	446(223)	95(47.5)	78(39)	51(25.5)	24(12)	9.8	11.4	25.3
90	920(460)	530(265)	122(61)	137(68.8)	91(45.5)	39(19.5)	14.9	17.2	32

5 结果分析与结论

(1) 双频比分析法是具有理论依据并为试验证明的一种较为成熟的方法。在外场统计数据不很充分的条件下进行试验和外场载荷、寿命换算, 最为有效的途径就是采用双频比方法。(2) 采用双频比换算方法得到的结果合理。例如, 由表 1, 在存活率为 99% 的情况下, 外场轻腐蚀盘的扩展寿命为 322 个起落, 相当于 161 个飞行小时, 尚可使用一个返修期, 这与外场中榫槽可带裂纹飞行的判废标准是一致的。(3) 重腐蚀盘应该判废。以脱榫寿命为例, 在 99% 存活率下, 轻腐蚀盘安全寿命为 616 个起落, 即相当于 308 个飞行小时的情况下, 而重腐蚀盘仅有 27 个起落, 约相当 13 个飞行小时, 远达不到一个返修期。因此可以看出, 重腐蚀盘不应沿用现行的主要针对轻腐蚀盘的判废标准, 制定针对不同腐蚀盘的判废标准势在必行。

参 考 文 献

1 王荣桥, 聂景旭. 涡轮盘榫齿高温复合疲劳试验方法研究. 航空动力学报, 1996, 11(4): 361- 363
2 Rongqiao Wang, Jingxu Nie. A New Experimental Method to Study Combined Fatigue of Actual Turbine Disk Mortise Teeth at Elevated Temperature. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1997, 119(4): 969- 972
3 聂景旭. 复合疲劳的双频比法. 中国航空学会第六届发动机结构强度振动会议集, 1994
4 王荣桥. 涡轮盘榫槽榫齿高温复合疲劳研究: [学位论文]. 北京航空航天大学, 1996

(责任编辑 杨再荣)

COMBINED FATIGUE LOAD AND LIFE CONVERSION FROM EXPERIMENTS TO SERVICE CONDITIONS

Wang Rongqiao and Nie Jingxu

(2nd Dept. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

ABSTRACT

A contrast test investigation on the combined fatigue lives of slightly and heavily corroded turbine disc slots has been carried out at high temperature under two vibration frequencies 50 Hz and 100 Hz. In order to estimate the service life from the test life, a new two-frequency-ratio method is proposed to convert the tested combined fatigue loads and life into service ones in the field. The conversion results can be taken as criteria for discarding the corroded turbine disc.

Key Words Discs Loads Fatigue life Corrosion High temperature

APPLICATION OF FLEXIBLE- POROUS SQUEEZE FILM DAMPED SUPPORT TO A CORE ENGINE

Zhou Ming, Li Qihan, Zhao Fuan

(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT

A porous Squeeze Film Damper (PSFD) had been developed by BUAA on the basis of the normal Squeeze Film Damper (SFD). The investigation on its application indicates that the nonlinear vibration characteristics of rotor system with SFD, such as bistable jump, nonsynchronous response and "lock-up" at rotor pin-pin critical speeds under quite high unbalance level are greatly improved or avoided with the PSFD system. In conformity with the calculation and analysis of the dynamic characteristics of the rotor system in a core engine, a new flexible-porous squeeze film damped support has been designed and used in the rotor system of this core engine for adjusting its critical speeds and controlling its vibration. It is shown that the data of the engine cell tests have a good agreement with the calculation results.

Key Words Rotors Elastic supports Oil film Damper

STUDY ON VIBRATION DAMPING MECHANISM OF AN ELASTIC RING SQUEEZE FILM DAMPER

Zhou Ming, Li Qihai, Yan Litang

(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT

The vibration reduction mechanism of the Elastic Ring Squeeze Film Damper (ERSFD) is investigated. Based on the analyses of forces and motions acting on the journal of a rotor-support system with ERSFD and generalized incompressible Reynolds Equation, the model and differential equations of the vibration reduction mechanism of an ERSFD are set up. The features of the vibration reduction for both ERSFD and SFD are considered and compared. It is found out that SFD is only the special example of ERSFD. Theoretical analysis reveals that ERSFD has a very good dynamic characteristics and can be used for both reducing vibration and retuning the frequencies (critical speeds) of the rotor-support system.