

涡轮叶片与涡轮盘 热弹塑性蠕变接触分析*

航空工业总公司六二八所 陈火红** 何君毅
航空工业总公司六二四所 曹凤兰 邓剑波

【摘要】 利用大型通用结构分析程序 A POLAN S 对某型航空发动机高压涡轮盘与叶片进行了热弹塑性蠕变接触分析, 并与轮盘热弹塑性蠕变分析结果进行了比较, 得出了一些有益的结论, 为涡轮盘、叶片的应力应变分析提供了一种较为准确的方法。

主题词: 接触问题 蠕变 弹塑性 有限元 涡轮

分类号: V 231. 9 O 344. 3

1 计算方法和程序

为了便于有限元网格的划分及能够适用于有摩擦滑移的接触状态, 采用了点面接触的物理模型, 按照修正的势能原理, 采用拉格朗日乘子法, 把接触边界条件代入泛函, 采用增量变分形式, 最后导出接触控制方程, 编制了计算机程序, 作为一个功能模块集成入 A POLAN S 程序之中。详细推导过程参见文献[1, 2]。目前程序中一般采用的是定常温度下的蠕变规律, 但涡轮盘与叶片实际存在剧烈变化的温度场, 为克服此缺陷, 在 A POLAN S 蠕变分析模块中增加了由美国橡树岭国家实验室提出的蠕变规律, 并在本课题中采用:

$$\epsilon_c = S \cdot T \cdot e^{-H} \quad (1)$$

式中 $S = a_0 \sigma^{a_1}$, $T = t^{a_2} + a_3 t^{a_4} + a_5 t^{a_6}$, $H = a_7 / (\theta + 273.16)$ (2)

ϵ_c 为蠕变应变, t 为蠕变时间, σ 为应力, θ 为 t 时的摄氏温度, $a_0 \sim a_7$ 为材料常数。由式(2)可见: S 、 T 与 H 分别为当其他参数为常数时, 蠕变应变与应力、时间及温度的函数关系。

在公式(1)中直接引进了温度项 e^{-H} , 克服过去温度的影响仅体现在对 S 与 T 公式中各系数的修正中, 温度变化激烈时不准确的缺点。增加了以上功能后, A POLAN S 就可用于处理高温、高应力环境下的涡轮盘与叶片榫槽、榫齿接触问题, 可以进行准确求解。

2 计算模型

该级涡轮共有 94 个叶片, 简化起见, 不考虑叶片安装角, 叶片伸根以上部分可用载荷的形式施加于计算模型, 根据近似的循环对称及对称条件, 可仅考虑半个叶片及 1/188 轮盘扇形块进行分析。具体模型如图 1 所示, AB 、 CD 、 EF 分别为盘和叶片的对称面, 沿径向可以自由移动, 沿周向固定。轮盘在阴影区与轴联接, 此处轴向位移为零。A、E 面上承受叶片略掉部分的离心力,

简化为均匀分布并垂直作用于 $A-E$ 面上, 当转速到达最大时该均布载荷为 202.5 MPa 。

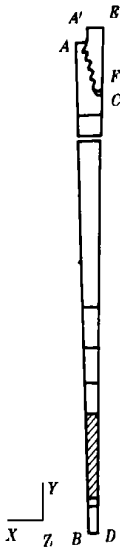


图1 计算模型

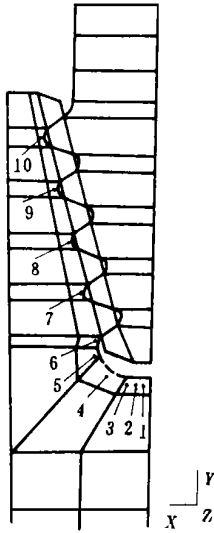


图2 高斯点径向位置

由于重点分析轮盘的应力应变分布, 因此在轮盘上 141 个 20 节点、16 节点的三维固体单元, 共有 1060 个节点, 在叶片上仅划分了 54 个 10 节点、8 节点三维固体单元, 共有 172 个节点。图 2 是接触区域网格在 XY 平面上的投影, 沿 Z 轴划分了三排单元。结构主要承受离心力, 转速变程如图 3 所示。温度的变程近似与转速平方成正比, 其分布规律为:

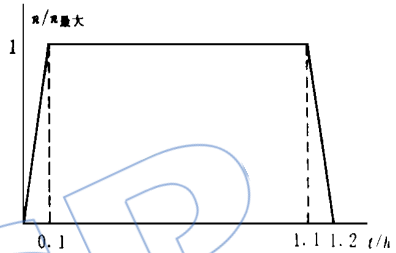


图3 转速变程

$$\begin{cases} T = \{T_a - 20 + (T_b - T_a) [(R^2 - R_a^2)/(R_b^2 - R_a^2)]\} (n^2/n_{100}^2) + 20 & R \leq R_b \\ T = 642 & R > R_b \end{cases}$$

式中, n 为工作转速 (r/min), n_{100} 为 100% 工作转速 ($= 11283 \text{ r/min}$), $T_a = 330^\circ\text{C}$, $T_b = 420^\circ\text{C}$, R_a 为轮盘中心孔处最小半径, R_b 为轮盘榫槽底部半径, R 为半径。

材料的蠕变曲线为:

$$\epsilon = 1.28 \times 10^4 \times \sigma^{4.94} e^{-46226/(\theta + 273.16)} t \quad (3)$$

公式 (3) 与 (1) 形式上有所区别是由于当主要考虑第二期蠕变时, 材料系数 $a_3 = a_5 = 0$ 。

3 计算结果

当转速到达最大, 即 $t = 0.1$ 时, 在轮盘中心孔边存在较大的塑性区, 在轮盘第 V 喉部中部也发生屈服, 其余区域均处于弹性状态。此时中心孔边的高斯点中最大等效应力为 759.3 MPa , 等效塑性应变为 0.0742% , 第 V 喉部高斯点中最大等效应力为 692.3 MPa , 等效塑性应变为 0.0164% 。

表 1、表 2 分别为 $t = 0.1$ 及 $t = 1.1$ 时, 图 2 所示高斯点的应力分布。由于单元沿轴向积分阶数为 3, 故对应于每个图 2 所示位置, 沿轴向共有 9 个高斯点。由表中可看出, 大部分区域由于应力水平不太高, 加之保持时间较短, 应力松弛很小, 而在第 V 喉部, 由于应力水平较高, 产生较大的蠕变应变, 因而应力松弛较大。最大等效应力由 693.9 MPa 降为 650.1 MPa , 该点的等效蠕变应变为 0.01147% 。表 3 为槽底及第 V 喉部几个高斯点的应力分量及等效应力, 可见在槽底主要受周向热压应力, 在第 V 喉部主要受径向拉应力。

表 1 轮盘榫槽应力集中区高斯点等效应力(单位: M Pa)

轴向位置	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	171.8	214.5	278.9	315.9	339.9	360.7	368.9	385.9	492.9
2	159.5	201.2	261.1	294.7	319.2	346.5	358.5	382.0	431.2
3	158.9	200.0	256.5	286.7	311.3	344.1	359.1	391.0	418.3
4	185.3	238.9	267.8	299.8	330.7	316.7	285.7	266.9	280.5
5	419.2	456.7	491.8	557.0	621.5	553.0	469.9	415.9	405.7
6	592.7	570.1	586.3	661.0	693.9	671.0	594.9	565.2	588.1
7	418.3	446.5	473.8	520.9	565.7	504.8	445.4	419.3	403.3
8	375.2	381.9	388.6	423.8	458.5	413.1	375.4	372.0	357.6
9	433.2	398.7	365.1	379.7	418.9	397.7	375.5	380.5	363.6
10	361.5	358.4	345.1	365.4	389.0	360.3	343.1	362.2	357.6

表 2 蠕变保持后轮盘榫槽区高斯点等效应力(单位: M Pa)

轴向位置	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	172.2	215.1	279.4	316.3	339.9	360.4	368.6	385.5	491.2
2	160.1	202.0	261.9	295.5	319.8	346.8	358.5	381.6	430.1
3	159.6	201.0	257.6	287.9	312.4	344.8	359.3	390.4	416.8
4	184.9	238.4	267.3	299.1	329.7	316.5	285.8	266.8	280.1
5	417.9	455.6	490.2	553.1	613.2	549.8	469.8	416.0	404.2
6	587.3	566.6	581.7	650.2	650.1	657.7	590.8	561.9	580.2
7	412.6	442.3	470.7	516.6	559.0	501.6	442.2	414.9	398.2
8	374.4	381.7	387.9	422.1	455.7	411.0	373.9	370.9	355.9
9	435.2	400.5	365.5	378.8	416.3	395.1	373.6	380.8	363.7
10	363.3	358.0	344.0	364.1	387.2	358.9	342.0	361.7	358.2

表 3 槽底及第Ⅴ喉部高斯点应力分量及等效应力(单位: M Pa)

径向位置	轴向位置	σ_x	σ_y	σ_z	σ_{xy}	σ_{xz}	σ_{yz}	σ_e
1	9	- 429.8	09.2	- 8.4	- 4.9	0105.1	104.0	492.9
2	9	- 445.7	- 22.7	- 55.2	- 33.2	- 70.0	24.5	431.2
3	9	- 456.4	- 29.2	- 94.4	- 64.1	- 34.9	- 6.8	418.3
6	4	248.5	898.1	289.1	- 103.1	10.3	- 49.8	661.0
6	5	314.6	1030.3	373.1	- 101.5	- 11.5	21.7	693.9
6	6	185.9	859.5	257.4	- 69.0	- 28.7	87.0	671.0

4 与非接触分析结果比较

一般的轮盘应力应变分析不考虑轮盘与叶片之间的接触,只是根据经验将叶片对轮盘的作用力以压力载荷的形式加在轮盘的榫齿上,这样处理方法简单,节约计算时间,需要的计算机外存空间也小,但会引起误差,为了比较二种方法所得结果的差别,进行了轮盘热弹塑性蠕变分析。该模型与前述接触模型的区别在于不考虑叶片,将叶片对轮盘的作用力加在齿面上,从上至下 5 个齿的分布载荷分别为 235.7, 224.9, 238.6, 235.7 MPa 和 280.8 MPa。其它如轮盘的单元数、节点数、温度场等均与接触模型相同。

计算结果表明,在远离接触区域的轮盘中心孔边及腹板二种模型所得结果几乎完全相同,而在接触区附近的应力集中较为严重的榫槽区域应力分布有较明显的区别。图 4(1—第 V 喉部, 2—第 III 喉部, 3—第 I 喉部; (a) 接触分析 (b) 非接触分析) 分别是 I、III、V 喉部危险截面二种计算模型所得等效应力分布的比较。从图中可见二种计算模型所得结果沿 z 向分布规律大致相同,但数值大小在有的截面比较一致,有的截面相差较大。最危险的第 V 喉部,接触分析所得应力高于非接触分析所得的应力,而其它喉部则相反。非接触模型计算得到第 V 喉部高斯点最大等效应力在 $t = 0.1$ 时为 621.4 MPa,未进入屈服,经过 1 小时蠕变保持后降为 610.3 MPa,该点的等效蠕变应变为 0.00799%。这些值均比接触模型得到的相应值有较大的下降,因而采用非接触模型的计算结果来进行强度校核及寿命估算是不安全的。

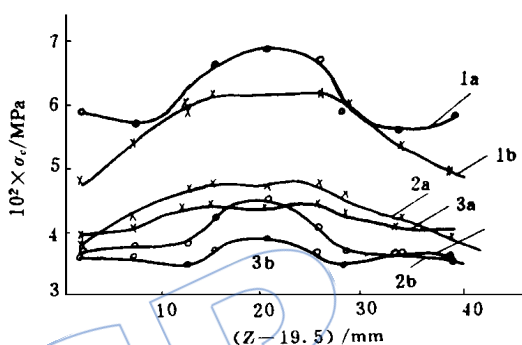


图 4 喉部危险截面等效应力比较

结论 (1) 在接触区域附近,接触分析与非接触分析得到的等效应力分布有区别,在最危险的第 V 喉部如用非接触分析结果进行强度校核和寿命估算是不安全的。(2) 在远离接触区的中心孔边及腹板部位,二种分析所得结果相差不大。(1)、(2) 结果与预估相符,从而说明接触分析的可信性。(3) 当转速达最大时,轮盘中心孔边有较大的塑性区,轮盘榫槽第 V 喉部有小范围屈服,其余区域处于弹性状态。(4) 由于保持时间较短,大部分区域蠕变应变很小,应力松弛也很小,但在第 V 喉部,有较大的蠕变应变,应力松弛也较大。

参 考 文 献

- 1 何君毅,林祥都 工程结构非线性问题的数值解法 北京:国防工业出版社,1994
- 2 何君毅 用有限元法分析接触问题的一种新的力学模型及计算方法 航空动力学报,1992,7(4)

(责任编辑 王震华)