

带锯齿形叶冠叶片接触应力计算及静强度分析

申秀丽^{1,2}, 高鹏新^{1,2}, 董少静^{1,2}, 张文灿³

- (1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 北京航空航天大学 航空发动机结构强度北京市重点实验室, 北京 100191;
3. 中国航空发动机集团有限公司 湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 根据接触面位移收敛的特点,采用“位移提取法”计算锯齿形叶冠接触面的接触应力,在面网格尺寸为 0.202 mm 时可以得到准确的接触应力,最大值为 453.48 MPa。分析了带冠叶片在不同情况下的应力水平和扭转程度,发现随初始安装紧度的增加应力水平增大,随离心载荷的增加叶片的扭转角度增大。根据接触面施加载荷与扭转角度的关系,得到了叶片的压缩刚度和扭转刚度,由于压缩刚度远大于扭转刚度,所以叶身应力制约接触面应力。提出以叶冠平均挤压应力不大于 40% 的名义屈服极限、叶片当量应力不大于 75% 的名义屈服极限作为静载荷强度判断准则进行静强度分析,初始安装紧度为 0.127 mm 时的带冠叶片模型可以满足该强度要求。

关 键 词: 涡轮叶片; 锯齿形叶冠; 接触应力; 接触面紧度; 静强度分析

中图分类号: V232.4 **文献标志码:** A

Contact stress calculation and static strength analysis of zig-zag shrouded blade

SHEN Xiuli^{1,2}, GAO Pengxin^{1,2}, DONG Shaojing^{1,2}, ZHANG Wencan³

- (1. School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Beijing Key Laboratory of Aero-Engine Structure and Strength,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
3. Hunan Aviation PowerPlant Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: The “displacement extraction method” was proposed to calculate the contact stress of the zig-zag shroud contact surface according to the convergent displacement of contact surface. The contact stress can be obtained accurately with the surface mesh size of 0.202 mm, and the maximum value was 453.48 MPa. The stress level and torsion degree of the shrouded blade under different conditions were analyzed. The stress level increased with the increase of initial installation tightness, and the blade torsion angle increased with the increase of centrifugal load. According to the relationship between the load on the contact sur-

收稿日期: 2019-10-31

作者简介: 申秀丽(1967—),女,研究员,博士,主要从事航空发动机涡轮部件结构强度研究。

通信作者: 董少静(1986—),女,讲师,博士,主要从事航空发动机热端部件结构、材料及工艺方面的研究。

E-mail: dshj0321@163.com

引用格式: 申秀丽,高鹏新,董少静,等.带锯齿形叶冠叶片接触应力计算及静强度分析[J].航空动力学报,2020,35(4):732-743.
SHEN Xiuli,GAO Pengxin,DONG Shaojing,et al. Contact stress calculation and static strength analysis of zig-zag shrouded blade[J]. Journal of Aerospace Power,2020,35(4):732-743.

face and the torsion angle, the compressional rigidity and torsional rigidity of blade were obtained. The compressional rigidity was much higher than torsional rigidity, so the stress of blade body restricted the stress of contact surface. It was proposed that the average contact stress of shroud should not be greater than 40% nominal yield limit and the equivalent stress of blade body should not be greater than 75% nominal yield limit as a criterion for the static load strength analysis, and the shrouded blade model of 0.127 mm initial installation tightness can meet this strength requirement.

Key words: turbine blade; zig-zag blade shroud; contact stress; tightness of contact surface; static strength analysis

高展弦比低压涡轮转子叶片常在叶片顶端采用叶冠结构,相邻叶冠抵紧可以减少叶片的扭转和弯曲变形,增强叶盘组件刚性;减少叶尖漏气,提高涡轮效率;叶冠间的摩擦可以吸收振动能量,起到减振作用^[1]。锯齿形叶冠由于有更良好的减振效果而被大量采用^[1-2]。

在对锯齿形叶冠进行静强度设计和评估时,按早期的经验公式,叶冠接触面平均接触压应力要求为 20~40 MPa^[3]。也有经验指出,考虑叶冠各种因素,最大不超过 50 MPa,有耐磨涂层时可适当增大。E³ 资料^[4]中 GE(美国通用电气公司)设计的 5 级低压涡轮锯齿形叶冠接触压应力均小于 20 MPa,PW(普拉特·惠特尼集团公司)设计的 4 级低压涡轮转子叶冠接触压应力均小于 25 MPa。通常情况下,除脆性材料外,可以认为材料的拉伸和压缩下的名义屈服极限均相等^[3],可用拉伸状态的屈服载荷代替压缩屈服载荷,显然上述限制值(20~50 MPa)与压缩屈服极限(670 MPa)相比偏小。为此,需探究两个问题:①叶冠接触面接触应力的真实分布情况如何;②叶冠接触应力静强度判断的依据是什么。

本文在提出高精度计算叶冠接触面接触应力方法的基础上,分析载荷对叶冠接触面紧度的影响,以及叶冠接触面紧度对叶片应力水平的影响,初步提出一种以叶身应力和叶冠接触面的接触应力作为参考的带锯齿形叶冠叶片静载荷强度分析方法。

1 计算模型及叶冠接触面紧度分析

1.1 计算模型

本文计算所选用的叶片模型如图 1 所示,为某航空发动机涡轮转子叶片,在叶片顶端带有锯齿形叶冠,将叶片进行装配后如图 2 所示,锯齿形叶冠在装配后中间一部分相互接触,称为接触面,

其中叶背侧的叶冠接触面记为接触面 P,叶盆侧的接触面记为接触面 S,图 2 中标注的 P、S 是对中间叶冠而言的。

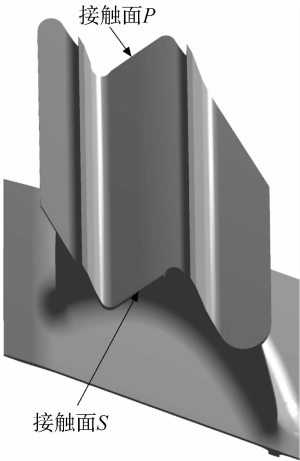


图 1 锯齿形叶冠结构

Fig. 1 Structure of zig-zag blade shroud

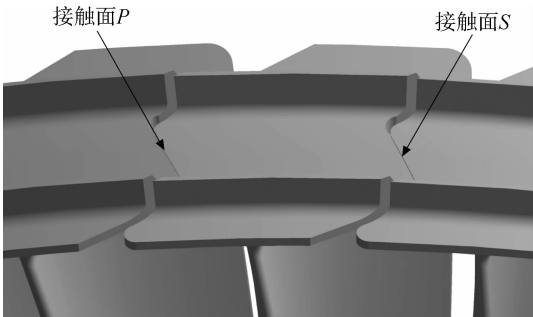


图 2 叶冠装配图

Fig. 2 Assembly of blade shroud

在对叶冠间的接触应力进行有限元分析时,选择循环对称模型^[5]作为接触状态的计算模型,即根据叶片数将模型分为 N(叶片数)份,每份中保留完整的叶身结构并包括完整的叶冠接触部分,图 3 为叶片和轮盘模型的 1/N 部分,计算模

型坐标系的 x 轴方向为发动机径向, y 方向为发动机周向, z 方向为发动机轴向, 以下如未特别说明坐标系均与图 3 相同。叶冠处的直径在 300~400 mm 之间, 图 4(a) 和图 4(b) 分别为该模型叶片和轮盘的网格划分情况, 在叶冠处体网格尺寸为 0.5 mm、面网格尺寸为 0.202 mm 时, 单元数为 39 716, 节点数为 144 386。

叶片材料为某铸造高温合金, 密度为 8.16 g/cm³, 其他性能参数见表 1^[6]。

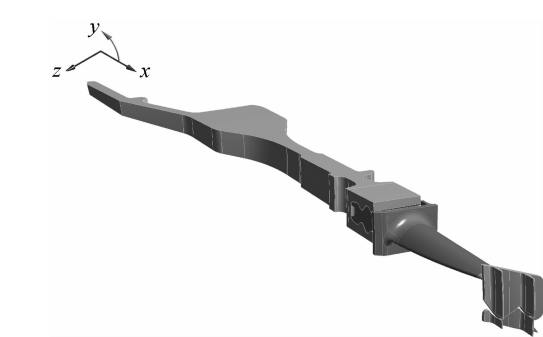


图 3 带冠叶片循环对称模型
Fig. 3 Cyclic symmetry model of shrouded blade

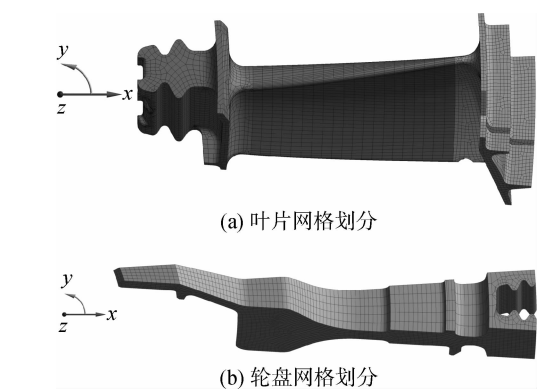


图 4 模型网格划分
Fig. 4 Mesh of the model

表 1 叶片材料参数

Table 1 Material parameters of blade				
温度/ ℃	泊松比	弹性模量/ GPa	热膨胀系数/ 10 ⁻⁵ ℃ ⁻¹	屈服强度 $\sigma_{0.2}$ /MPa
20	0.3	199		815
200	0.3	190	1.256	
500	0.3	178.9	1.675	
600	0.3	175.2	1.716	630
700	0.3	168.8	1.842	610
800	0.3	161.7	2.051	670
900	0.3	154.6	2.261	430

根据发动机实际安装状态, 设置模型的边界条件。如图 5 所示, 约束轮盘前安装边的轴向位移(A), 榫接部分在前安装边榫头和榫槽轴向位移一致(B), 同时还需要设置轮盘两侧面和叶冠切割面为循环对称面(C), 对整个结构添加转速(D)。叶冠接触面接触设置选择面-面接触和对称接触, 接触算法选择增广拉格朗日法(augmented Lagrange)。

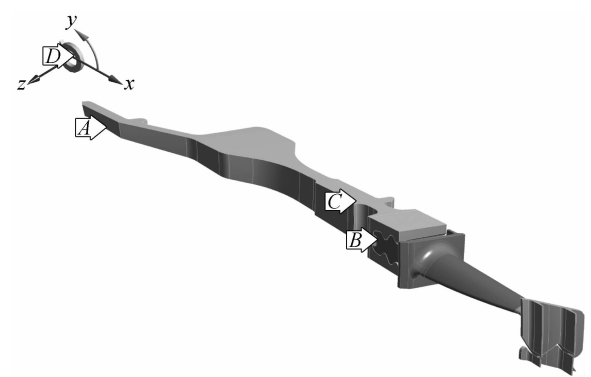


图 5 边界条件
Fig. 5 Boundary conditions

1.2 叶冠接触面紧度

对于锯齿形叶冠, 叶冠间的接触状态有过盈配合和间隙配合两种, 过盈配合时的过盈量即为接触面紧度, 间隙配合的空隙即为接触面间隙。为了使叶片产生更好的减振效果, 叶冠接触面间多采用紧度。接触面的接触紧度对叶身应力和叶冠接触应力都有较大影响。对紧度的分析涉及装配前、装配后和工作过程 3 种状态。比尔格尔^[3]分析了叶冠装配前后的参数变化, 认为叶冠装配前接触面紧度可以达到 1 mm 左右; 黄庆南等^[7]给出的某发动机装配状态的叶冠接触面紧度为 0.46 mm。叶冠接触面间也有间隙设计, 并且达到一定转速时开始接触^[8]。Arkhipov 等^[9]分析认为当接触面之间的装配间隙为 0.1、0.3 mm 和 0.5 mm 时, 分别在转速为 15%、30% 和 50% 左右时接触面开始接触。不同工作状态下叶冠间的紧度(间隙)有所不同, 故在研究中需要分析不同状态下的紧度变化情况, 以及紧度对带冠叶片强度的影响。

叶冠紧度可通过 3 个方面获得^[10], 一是通过叶冠平均厚度处截面的周向距离 t 设置紧度, 二是通过预扭角 $\Delta\beta$ 获得紧度, 三是在叶冠斜切角度 θ 上设置紧度, 上述参数所表示的具体含义如图 6 所示, 其中, 整体坐标系 $Oxyz$ 与计算模型相同, $y'Oz'$ 为叶冠的局部坐标系。

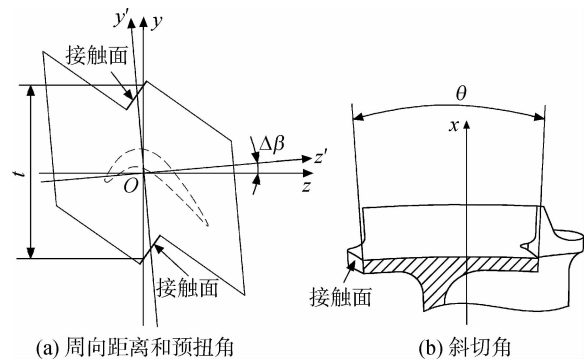


图 6 改变紧度的参数

Fig. 6 Parameters that change tightness

本文中的叶片通过叶冠预扭使接触面获得紧度,叶冠预扭方向为俯视逆时针方向,如图 7 所示,即叶冠通过逆时针的扭转使紧度增加。本文计算得到带冠叶片的接触面紧度为 0.127 mm。

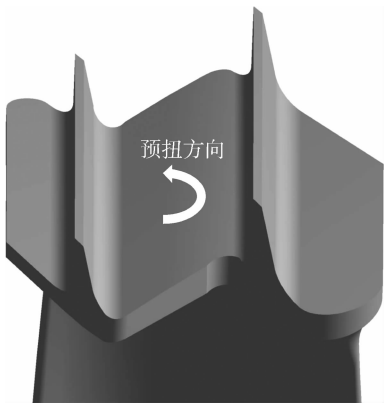


图 7 叶冠预扭方向

Fig. 7 Pretwist direction of the blade shroud

2 叶冠接触面接触应力分析方法

2.1 接触面接触应力分析现状

接触应力的数值计算和常规有限元计算不同,在接触边界处随着有限元计算网格的加密接

触应力不断增大,无法收敛,针对接触应力的这个特点,课题组^[11]将常规数值计算结果与光弹试验结果相结合来确定满足精度要求的应力计算有限元网格尺寸,Wang 等^[12]将光弹试验结果作为有限元计算的位移边界条件来进行应力分析,这两种方法都需要与试验相结合,缺乏普适性;尹芳等^[13]则提出采用“外推法”,即通过对尖角周围节点的收敛应力外推的方式来估算尖角的应力,该方法需要通过样条插值进行外推,存在一定的误差。以上方法均具有一定的局限性,无法满足叶冠接触面计算精度的要求。

2.2 不同网格尺寸下接触应力分析

采用常规接触方法,对模型进行有限元分析。在其他条件不变的情况下,只改变叶冠接触面的面网格尺寸进行计算(在面网格很小的情况下,为防止网格过度畸形,将体网格大小也减小),在面网格尺寸为 0.0625 mm 时,最大接触应力超过了材料的屈服极限,此时的计算考虑了塑性。得到的不同网格下的计算结果如表 2 所示。

在一般问题的有限元分析计算中,随着网格尺寸的不断减小,计算精度不断提高,计算结果收敛。而分析表 2 可以发现,随着面网格尺寸的减小,接触面的最大位移基本不变,但最大接触应力逐渐增加,相邻尺寸下最大接触应力计算结果相对差值均大于 10%,无法收敛,显然该情况与一般问题有限元分析计算的情形不同,因此无法通过常规有限元分析方法得到准确的叶冠间接触应力,需要寻找另一种方法。

2.3 位移提取法

通过表 2 中数据可以发现,虽然接触面最大接触应力随网格尺寸的减小不收敛,但是接触面最大位移却收敛,故提出采用“位移提取法”进行接触边界的应力计算。

表 2 不同网格尺寸下有限元计算结果

Table 2 Finite element calculation results with different mesh sizes

体网格 尺寸/mm	面网格 尺寸/mm	最大接触 应力/MPa	面网格尺寸减半 相对差值/%	接触面最大 位移/mm	面网格尺寸减半 相对差值/%
1.0	1.0	313.45		0.34320	
0.5	0.5	264.74	-18.40	0.34319	-0.0029
0.5	0.25	394.29	32.86	0.34317	-0.0058
0.5	0.125	502.70	21.57	0.34323	0.0175
0.5	0.0625	777.09	35.31	0.34324	0.0029

位移提取法基于有限元计算中位移函数的连续性和保续性。对于平面问题的线性单元和二次单元,在节点上要求位移函数连续,而 1 阶导数可以不连续^[14],即位移是连续的,而应力和应变可能不连续。在接触计算中也可发现,由于网格加密导致边界点接触应力不断增大,甚至趋于无穷,无法收敛;但边界位移可以收敛。

位移提取法的思路为:采用常规方法进行接触计算,在位移收敛后,将接触物体分开,提取边界位移并将其作为位移边界条件重新代入计算,直至应力收敛,再将收敛时的网格尺寸作为接触分析的网格尺寸计算边界接触应力。本文首先以二维模型为例,通过光弹试验验证该方法的可行性,然后再将该方法应用到锯齿形叶冠接触应力的计算中去。

二维平面应力接触模型如图 8 所示,在半无限大弹性平面上有一方形压头与其接触,半无限大平板下端固定,在其上施加垂直于 x 轴的均布压力 $p_1=2.855\text{ MPa}$,以下通过位移提取法对其接触边界应力进行计算。

对二维模型进行有限元计算,发现接触边界的最大应力出现在边界点 E 和 F 处,该模型为对

称结构,两点处的应力和位移相同,不同网格下的计算结果如表 3 所示,表中 u_x 、 u_y 表示接触面 x 轴、 y 轴方向的位移。该结果与之前叶冠模型的结果相同,位移收敛而应力不收敛,可以采用位移提取法进行接触应力计算。

提取位移收敛的 0.125 mm 网格下接触边界 EF 上所有节点的位移分布,将其作为边界条件施加到边界 EF 上去,从而得到边界点 E 、 F 处的接触应力为 7.17 MPa 。通过光弹试验对位移提取法进行验证,试验得到的接触应力结果如图 9 所示,横坐标“0”为接触区中间位置,“1.0”为接触区边界位置(E 、 F),其中边界点处的应力为 7.0 MPa ,与位移提取法的相对差值为 2.37% ,两者非常接近,故采用位移提取法计算接触边界应力是可行的,可以将其推广到三维模型,运用到叶冠接触面的接触应力分析中去。

将位移提取法应用到带锯齿形叶冠的计算模型中去,在只受离心载荷作用下,发现最大接触应力出现在靠近叶盆侧的接触面 S 。通过位移提取法计算得到的接触面最大接触应力的结果为 453.33 MPa ,根据该应力确定接触面接触计算时的网格,当接触面网格尺寸为 0.202 mm 时,得到最大接触应力为 453.48 MPa ,与位移提取法的相对差值为 0.033% ,故在进行叶冠接触面接触应力计算时,采用 0.202 mm 的接触面网格尺寸和 0.5 mm 的体网尺寸可以得到准确结果,在该种情况下计算得到的叶冠整体应力及叶盆侧接触面的接触应力分布情况如图 10 所示。

根据上述分析,采用传统有限元方法直接计算接触应力,会出现接触应力随网格减小不断增大的现象,无法通过单纯的数值方法得到合适的网格尺寸和与之对应的准确接触应力结果。本文提出的位移提取法有效地解决了这一问题,其可以确定合适的网格尺寸和接触应力,从而为后续的分析研究提供基础。

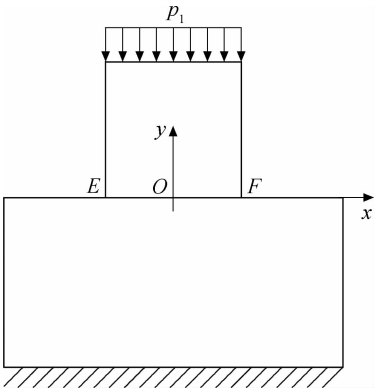


图 8 二维平面应力接触模型

Fig. 8 Two-dimensional plane stress contact model

表 3 二维模型计算结果

Table 3 Calculation results of two-dimensional model

网格尺寸/ mm	最大接触 应力/MPa	应力相对 差值/%	接触面 x 轴方向		接触面 y 轴方向	
			$u_x/10^{-2}\text{ mm}$	相对差值 %	$u_y/10^{-2}\text{ mm}$	相对差值 %
1.0	4.06		−1.505		−3.546	
0.5	4.64	12.50	−1.495	0.67	−3.545	0.03
0.25	5.39	13.91	−1.505	0.66	−3.549	0.11
0.125	8.34	35.37	−1.517	0.79	−3.546	0.08

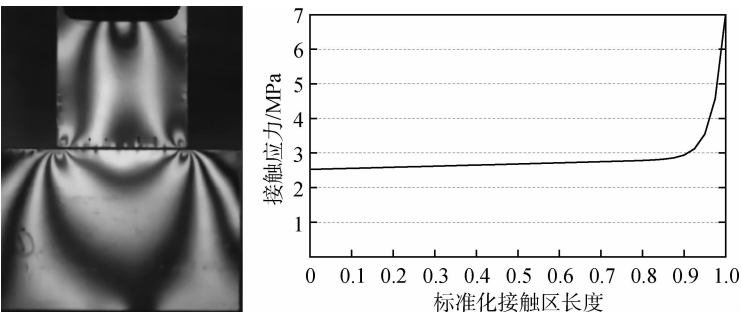


图 9 二维接触模型光弹试验结果

Fig. 9 Photoelastic test results of two-dimensional contact model

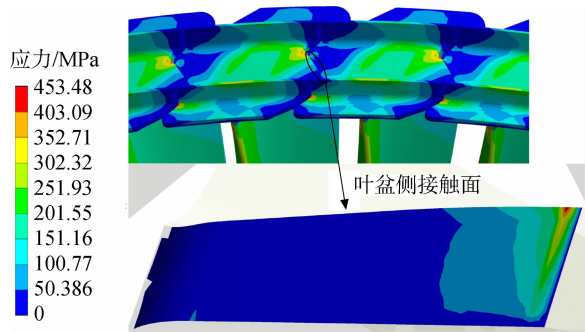


图 10 叶冠模型接触面接触应力

Fig. 10 Contact stress on contact surface of shroud model

3 载荷对锯齿形叶冠接触面紧度及叶身应力的影响

对于锯齿形叶冠,其接触刚度远大于扭转刚度,因此,叶冠接触面紧度一方面导致接触应力的增加,另一方面也带来叶身应力的增加。

锯齿形叶冠叶片在实际的使用过程中,出现过由于近叶冠叶身在较大的应力作用下导致的折断故障(掉冠)^[15]。栗尼娜^[16]对不同配合紧度下的带冠叶片进行了静强度计算,发现叶身最大当量应力出现在进气边的叶根背部,且随着配合紧度的增加,叶身最大当量应力逐渐增大。

根据对叶冠接触面接触应力的计算,接触面边界点的应力较大,但这种大应力只在局部出现,这种局部的应力过大会导致叶冠接触面的微动磨损^[17],导致疲劳等问题,但不是静强度的制约因素。以上分析可以说明,不考虑接触边界,带冠叶片的最大应力可能出现在叶身处。

3.1 安装状态接触面紧度对应力的影响

3.1.1 安装状态初始紧度对变形的影响

安装状态是指叶片安装在轮盘上但还未工作时的状态。为保证在工作状态叶冠接触面保持紧度,大部分锯齿形叶冠在安装状态都会设置初始

紧度,这会使接触面产生初始应力。本文模型安装状态的初始紧度为 0.127 mm。参照文献[18],选择如图 11 所示的叶片尖端截面上进气和出气圆弧端点 G、H 两点作为参考点进行扭转变形的分析。对 0.127 mm 初始紧度模型在安装状态下进行有限元计算,总变形结果如图 12 所示。可以发现,在安装状态,由于接触面的初始紧度,在接触面产生了挤压力,造成叶冠发生了俯视顺时针

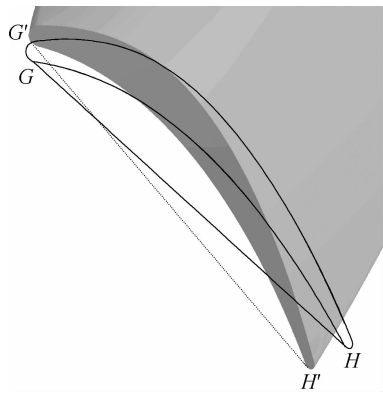


图 11 叶片测点及扭转示意图

Fig. 11 Illustration of blade measuring point and blade twisting

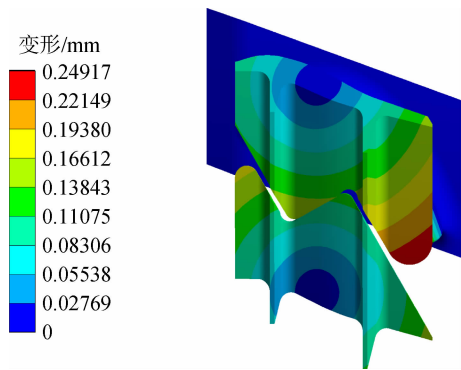


图 12 安装状态叶冠总变形

Fig. 12 Total deformation of blade shroud under installation condition

方向的扭转变形,见图 11,其中 GH 为安装前位置, $G'H'$ 为安装后位置,扭转角度为 0.804° 。

3. 1. 2 不同初始安装紧度下叶身当量应力

以原始模型的初始安装紧度(0. 127 mm)为基准,通过改变叶冠周向尺寸,分别计算不同初始安装紧度(0. 027、0. 127 mm 和 0. 227 mm)下叶片的应力情况,分析叶冠接触面紧度对应力的影响,其中不同初始安装紧度下叶冠的过盈接触如图 13 所示。

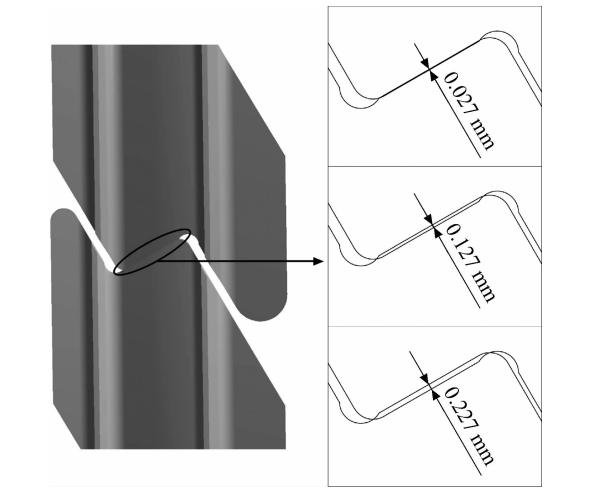


图 13 不同初始安装紧度示意图
Fig. 13 Illustration of different initial installation tightness

图 14 为叶冠初始紧度为 0. 127 mm 时的叶片当量应力分布图,可以看出,叶冠初始安装紧度的存在使得叶冠前缘,以及叶冠与叶身连接处在其局部区域内的当量应力较大,各个紧度下的应力分布情况相似。提取不同初始安装紧度下这两个位置的应力,其中紧度为 0. 127 mm 时的结果如图 15 所示。不同初始安装紧度下的应力变化

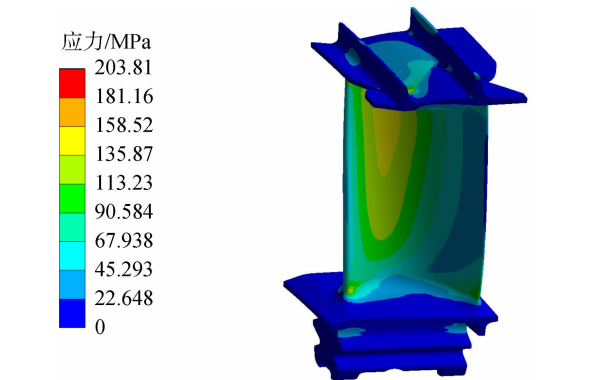


图 14 初始紧度为 0. 127 mm 下的叶片当量应力
Fig. 14 Equivalent stress of blade under 0. 127 mm initial tightness

见图 16,从图 16 中可以看出,随着叶冠初始紧度的增加,两处当量应力都增大,其中叶身转接处当量应力增长幅度很快,故叶冠初始紧度对叶身转接处的应力影响更大。

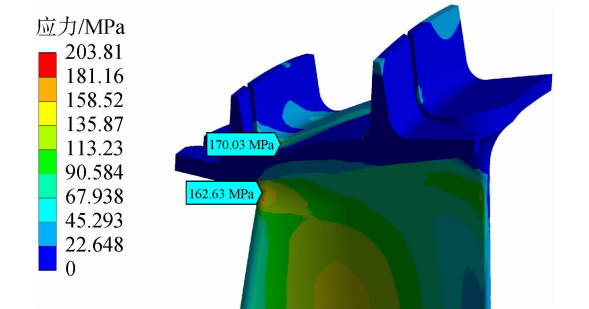


图 15 初始紧度为 0. 127 mm 下叶冠和叶身最大当量应力
Fig. 15 Maximum equivalent stress of blade shroud and body under 0. 127 mm installation tightness

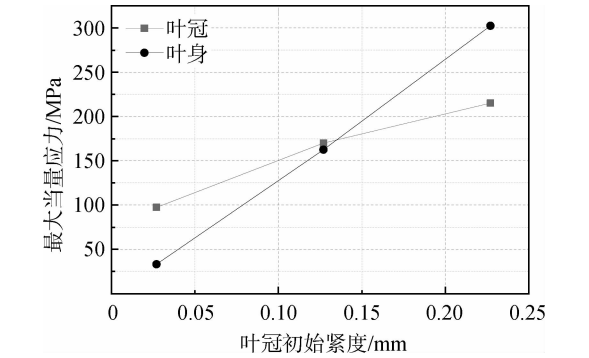


图 16 叶片当量应力随初始安装紧度的变化
Fig. 16 Variation of equivalent stresses of blade with initial installation tightnesses

3. 1. 3 不同初始安装紧度下叶冠接触应力

对不同初始安装紧度下叶冠接触面的接触应力进行计算,发现不同紧度下的接触应力虽然大小相差较大但整体分布情况基本相同,在此只给出紧度为 0. 127 mm 时接触面的接触应力分布情况,如图 17 所示,图中标叶背侧和叶盆侧均以中间叶片为参照,从图中可以看出接触应力存在局部较大的情况,但大部分接触应力均小于某一值,可以根据该值进行整体强度的评估。所以对接触应力的分析需要整体考虑接触应力的分布情况,故对接触面的不同应力的比例进行量化分析,结果如图 18 所示,从图中可以看出,叶冠紧度在 0. 027、0. 127 mm 和 0. 227 mm 时,均有超过 95% 的接触面的接触应力分别小于 50、100 MPa 和 200 MPa,由此看见随着紧度增加,接触面整体应力水平和最大应力均增长较快。

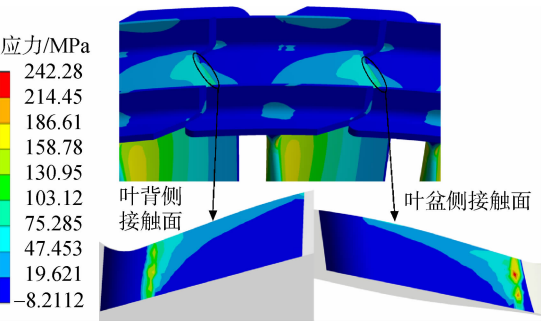
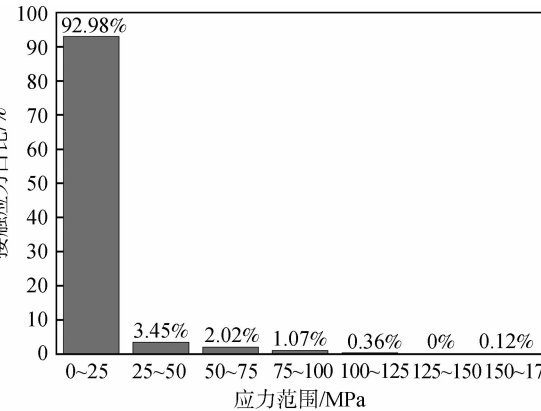
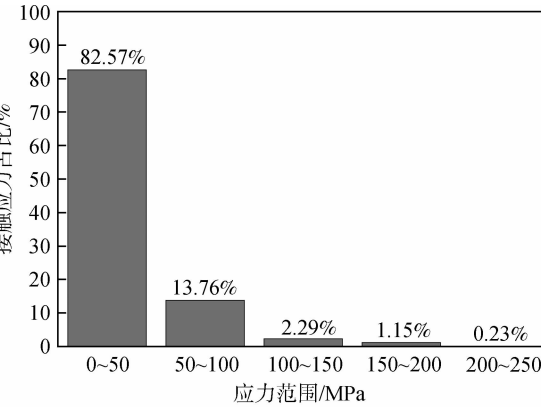


图 17 初始安装紧度为 0.127 mm 时接触面接触应力分布

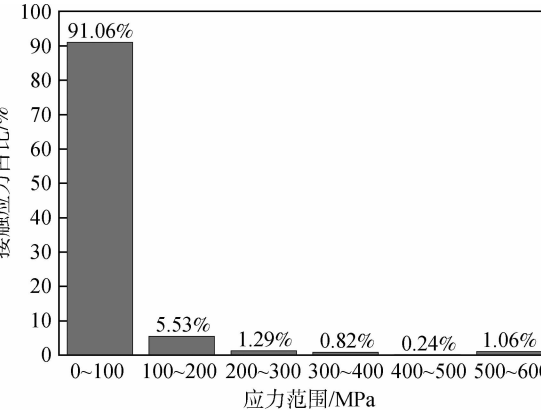
Fig. 17 Contact stress distribution on contact surface under 0.127 mm initial installation tightness



(a) 初始安装紧度为0.027mm



(b) 初始安装紧度为0.127mm



(c) 初始安装紧度为0.227mm

图 18 不同接触应力占比

Fig. 18 Proportion of different contact stress ranges

综合以上分析,给叶冠施加接触面紧度,相当于在叶冠接触面施加了一对压力载荷,该载荷导致叶冠发生压缩,并带来叶冠的扭转,产生应力。叶身当量应力和叶冠接触应力均随着紧度的增加而增加,是进行静载荷强度分析需要主要考虑的因素。

3.2 载荷对叶片变形的影响

由于载荷的作用,叶片会发生扭转变形,导致接触面紧度的改变,从而对叶身应力和叶冠接触应力产生影响。叶冠所受的载荷主要有气动载荷、离心载荷和热载荷 3 种,初步分析这 3 种载荷对叶冠扭转变形造成的影响,得到 3 种载荷分别作用和综合载荷作用下的叶冠周向变形结果如表 4 所示。从表中可以看出,相比于气动载荷和热载荷,离心载荷导致的变形与综合载荷作用下的变形最为接近,即离心载荷对叶冠扭转变形影响最大。而且,3 种载荷共同作用的计算时间(约为 16 000 s)是只有离心载荷作用的计算时间(3 000 s)的 5 倍多。所以综合考虑到计算准确性和计算时间,本文分析离心载荷的影响。

表 4 不同载荷作用下叶冠的扭转变形

Table 4 Torsional deformation of blade shroud under different loads		
载荷类型	周向变形 (叶背为正)/mm	各载荷变形与综合 载荷变形的比值/%
综合载荷	0.35	
离心载荷	0.26	74.3
气动载荷	0.08	22.9
热载荷	−0.03	−8.6

对模型进行有限元计算,分析离心载荷下叶冠的扭转情况。分别对锯齿形叶冠自由状态和接触状态进行分析,其中自由状态下模型为单个叶片模型,如图 19 所示,在叶冠处不设置循环对称和接触,其他均与文中第 1.1 节中的模型相同;接触状态下模型仍采用前述分析所使用的循环对称模型。得到的自由状态和接触状态下的周向变形见图 20,与图 12 安装状态的变形情况进行对比,在图中标注出叶冠在施加离心载荷后相对于不施加载荷情况时的扭转方向。从图中可以看出,在自由和接触两种情况下,相对于不施加载荷的安装状态,离心力的作用使叶冠发生了从叶盆向叶背的逆时针旋转,自由状态的扭转角度为 0.8771°,接触状态的扭转角度为 0.602°。在接触状态下,

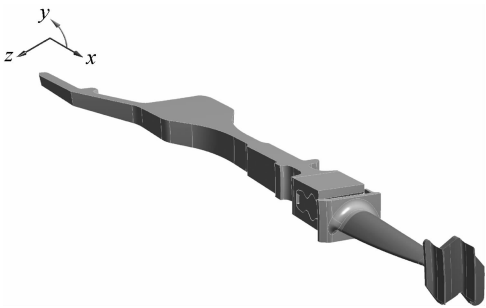


图 19 单个叶片模型
Fig. 19 Model of single blade

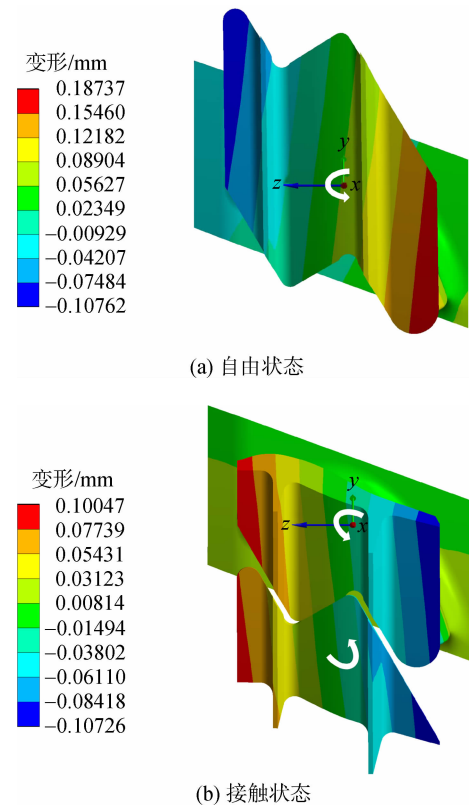


图 20 离心载荷下的周向变形
Fig. 20 Circumferential deformation under centrifugal load

该扭转使接触面仍然保持了紧度。

对不同离心载荷下的扭转情况进行分析,自由和接触两种状态下叶冠的扭转角度(逆时针为正)随计算转速 n_c 与设计转速 n_d 的比值变化情况见图 21,用 2 次多项式进行拟合。可以看出,在接触状态下,由于有初始紧度,所以转速为零的时候有一个俯视顺时针 0.804° 的扭转,随着转速的增加,发生从叶盆向叶背的逆时针扭转,顺时针扭转的角度越来越小,紧度增加。在同一转速下,接触状态拟合曲线的 1 阶导数要小于自由状态,即与自由状态相比,接触状态扭转角随转速变化的变化率要小得多。

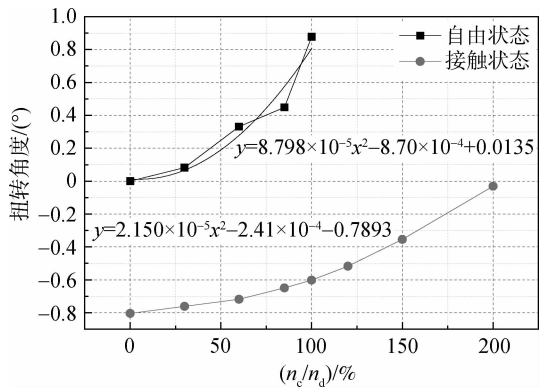


图 21 自由和接触状态叶冠扭转角随转速的变化
Fig. 21 Variation of shroud twisting angles with rotation velocities in free and contact conditions

根据上述分析,离心载荷会对接触面紧度产生影响,而紧度又会对叶片的应力产生影响。设计转速下的应力分布如图 22 所示。从图中可以看出,只分析叶身而不考虑叶冠,叶身最大当量应力出现在叶片与叶冠的转接处,为 375.24MPa 。提取不同离心载荷下该位置的应力,得到叶身最大当量应力随转速的变化曲线如图 23 所示,从图中可以看出,随着转速的增大,叶身最大当量应力增大,且其变化趋势与扭转角变化趋势(图 21 接触状态)相似。

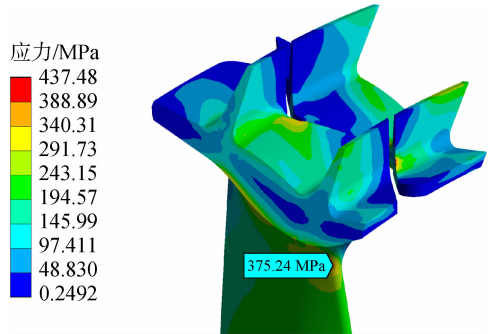


图 22 离心载荷下叶片应力
Fig. 22 Blade stress under centrifugal load

除叶身当量应力外,离心载荷对叶冠接触面接触应力也有较大影响,计算不同转速下的最大接触应力,结果如图 24 所示,从图中可以看出,叶冠的接触应力随转速的增加而增加,变化趋势与叶身最大当量应力变化趋势(图 23)相似,从侧面说明两者间有相互制约的关系。

综合以上分析,当叶冠具有初始紧度时,叶冠发生扭转,从而产生应力,叶身当量应力和叶冠接触应力均随着紧度的增加而增加。离心载荷是导致叶冠扭转和叶冠接触面紧度变化的主要因素,它使叶冠发生逆时针旋转,叶冠接触面紧度增加,应力增加,且应力随着离心载荷的增大而增大。

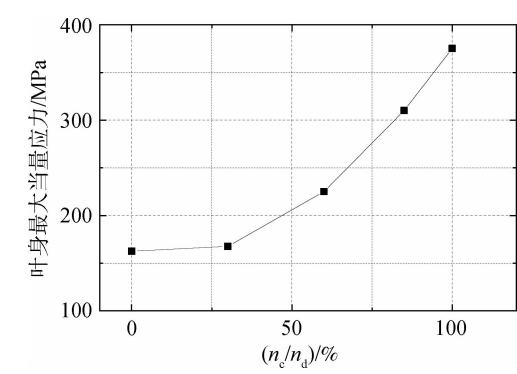


图 23 叶身最大当量应力随转速的变化

Fig. 23 Variation of maximum equivalent blade stresses with rotation velocities

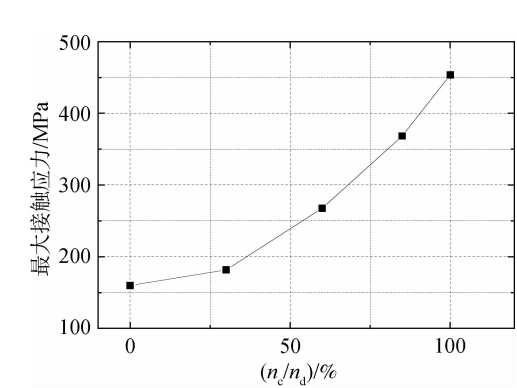


图 24 最大接触应力随转速的变化

Fig. 24 Variation of maximum contact stresses with rotation velocities

4 静载荷强度分析方法

静强度分析是航空发动机结构设计中的重要内容,如何对涡轮叶片静强度进行准确的分析,会直接影响到发动机的安全性和可靠性^[19]。因此有必要对涡轮叶片静强度分析方法进行研究。

4.1 叶冠接触面压缩刚度和叶身扭转刚度

叶冠的变形包括接触面的压缩和叶身的扭转,用压缩刚度和扭转刚度衡量压缩和扭转的变形程度。叶冠接触面的压缩刚度可表示为

$$k_1 = \frac{p}{\Delta b} \tag{1}$$

其中 p 为接触面上的平均压强, Δb 为紧度。

叶片的扭转刚度定义为

$$k_2 = \frac{M_n}{\phi} \tag{2}$$

其中 M_n 为力矩, ϕ 为单位长度扭转角。

用数值计算方法计算不同叶冠接触面均布压力载荷作用下的叶冠变形和扭转情况,其中,选择如图 25 所示的接触面中心位置 M 、 N 两点分别

作为叶背侧和叶盆侧的叶冠接触面变形测点,选择前述图 11 所示的叶片 G 、 H 两点作为扭转角度的测点。得到叶冠接触面变形和扭转角度(逆时针为正)随叶冠接触面载荷变化的曲线,分别如图 26 和图 27 所示,单位长度扭转角度随力矩的变化如图 28 所示。

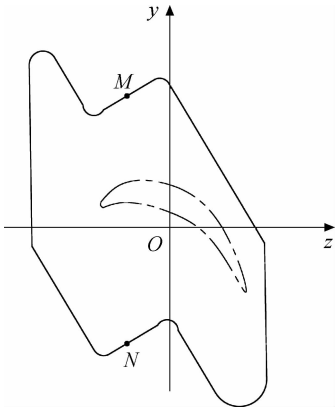


图 25 叶冠接触面测点示意图

Fig. 25 Illustration of measuring point of blade shroud contact surface

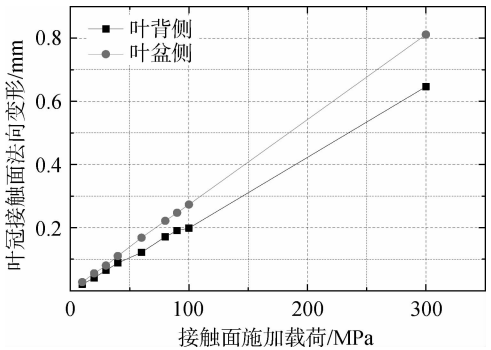


图 26 叶冠接触面法向变形随接触面施加载荷的变化

Fig. 26 Variation of normal deformations of contact surface with loads applied on contact surface

从图 26 中可以看出,叶盆侧接触面的法向变形要大于叶背侧,对每个点对应的压缩刚度进行计算,得到叶背面和叶盆面的压缩刚度的平均值分别为 $4.770\ 7 \times 10^{11}$ Pa/m 和 $3.649\ 5 \times 10^{11}$ Pa/m,平均压缩刚度为 $4.210\ 1 \times 10^{11}$ Pa/m。将图 28 中各点数据用同样的方法进行计算,得到扭转刚度为 $3.51\ \text{N} \cdot \text{m}^2/\text{rad}$ 。对比两个刚度,可以看出,压缩刚度远大于扭转刚度,因此,在外力作用下,首先发生叶片的扭转变形,扭转后接触面的接触应力发生变化,因此叶身处由扭转导致的最大应力更值得关注。

将图 27 中数据进行线性拟合,可以得到叶冠

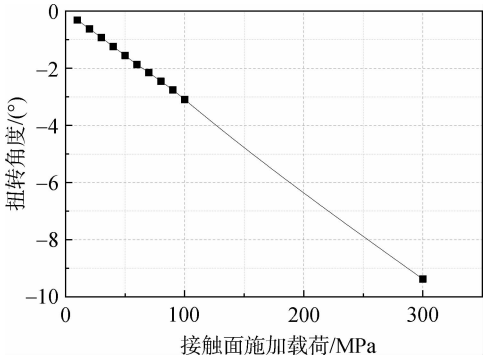


图 27 叶冠扭转角度随接触面施加载荷的变化
Fig. 27 Variation of twisting angles of blade with loads applied on the contact surface

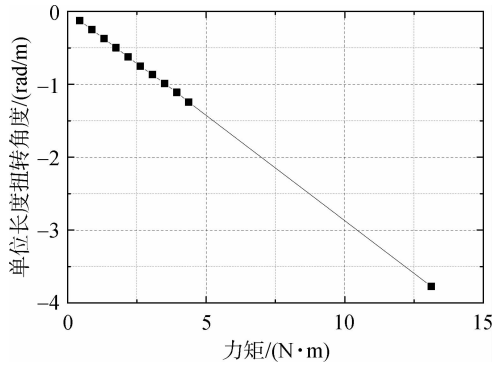


图 28 叶片单位长度扭转角随力矩的变化
Fig. 28 Variation of twisting angles per unit length of blade with moments

扭转角度 $\Delta\beta$ (逆时针为正) 与接触面施加载荷 p_{cont} 的关系

$$\Delta\beta = -0.0313p_{\text{cont}} + 0.026 \quad (3)$$

同时计算不同叶冠接触面载荷下叶身最大当量应力情况,得到叶身最大当量应力 σ_{max} 与叶冠接触面施加载荷 p_{cont} 的关系如图 29 所示,将图中数据进行线性拟合,得到两者间的关系为

$$\sigma_{\text{max}} = 6.7555p_{\text{cont}} - 6.0916 \quad (4)$$

将式(3)和式(4)联立,可以得到叶冠扭转角度 $\Delta\beta$ (逆时针为正) 与叶身最大当量应力 σ_{max} 的关系

$$\Delta\beta = -0.0046\sigma_{\text{max}} + 0.0022 \quad (5)$$

从式(5)中可以看出,叶身最大当量应力受扭转角度影响,即与接触面紧度及接触应力相关。由于压缩刚度远大于扭转刚度,故叶身的应力制约着接触面应力。

4.2 静载荷强度判断准则初探

叶冠接触面主要承受接触压紧带来的压应力,分析接触面的静强度需要以压应力作为标准。但目前已有的强度准则多以拉伸性能为标准,通

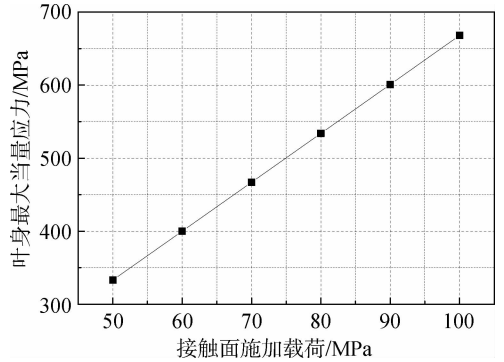


图 29 叶身最大当量应力随接触面施加载荷的变化
Fig. 29 Variation of maximum equivalent stresses of blade with loads applied on the contact surface

常情况下,可以认为拉伸和压缩下的名义屈服极限均相等^[3]。

根据前述分析,需要对叶冠和叶身当量应力和接触面接触应力进行判断分析,分析标准参照 EGD-3^[20] 中的静强度准则。EGD-3 中没有锯齿形叶冠,但是要求榫接接触面挤压应力不超过 $40\%\sigma_{0.1}$,同时还要求叶冠和叶身弯曲应力和拉伸应力的合力不超过 $75\%\sigma_{0.1}$ 。对于本文算例,可用 $\sigma_{0.2}$ 近似代替 $\sigma_{0.1}$,已知该叶片材料在温度为 $800\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时 $\sigma_{0.2} = 670\text{ MPa}$ ^[6],则在进行接触状态的静强度评估时,叶冠接触应力(平均应力)不大于 268 MPa ($40\%\sigma_{0.2}$),叶冠和叶身最大当量应力不大于 502.5 MPa ($75\%\sigma_{0.2}$)。

4.3 锯齿形叶冠叶片静载荷强度分析

以设计紧度为 0.127 mm 的锯齿形叶冠叶片模型为例,根据上述选择的静载荷强度判断准则对其静强度进行分析。

对于叶冠接触面的接触应力,其分布如图 10 所示,最大值为 453.48 MPa ,其大于挤压应力要求的 268 MPa ,但局部应力对静强度的影响不大,根据 EGD-3,按平均应力进行评估。经计算,该接触面的平均应力为 57.13 MPa ,小于 268 MPa ,能够满足接触面挤压应力强度要求。对于叶冠和叶身当量应力,其分布如图 22 所示,最大值为 375.24 MPa ,小于 502.5 MPa ,能够满足当量应力判断准则的要求。

根据选择的静强度准则,以叶身当量应力允许的最大值 (502.5 MPa) 为限制,根据式(4),得到接触面平均挤压应力的限制为 $p_{\text{cont}} = 75.3\text{ MPa}$;该叶片的原始设计预扭转角度为 0.852° ,根据所研究方法,反推接触面的接触应力要求为 56 MPa ,满足设计准则的要求。

5 结 论

通过以上对锯齿形叶冠接触应力计算方法和叶片静强度分析方法的研究,得出以下结论:

1)对带有接触模型进行有限元分析时,无法通过常规有限元分析方法得到准确的叶冠间接接触应力。根据有限元求解时位移函数的连续性和保续性,可以采用“位移提取法”进行较高精度的应力计算。对于本文的模型,采用 0.202 mm 的面网格尺寸可以得到较为准确的接触应力。

2)本文算例离心载荷会使得叶冠尾缘发生由叶盆向叶背的扭转,使得叶冠接触面紧度增加,从而使接触面接触应力和叶身当量应力增大,且均随离心载荷的增大而增大。

3)从分析可知,传统的接触面设计要求虽然数值偏低,但其综合考虑了叶身扭转的影响,可参考使用。

4)在接触状态下,可以选择叶冠挤压应力(平均应力)不大于 $40\% \sigma_{0.2}$,以及叶冠和叶身当量应力不大于 $75\% \sigma_{0.2}$ 初步作为叶冠静载荷强度判断准则进行静强度分析。文中算例在设计紧度为 0.127 mm 时,可以满足以上静载荷强度的要求。

参考文献:

[1] 陈光. 航空燃气涡轮发动机结构设计[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,1988.

[2] 朱永新. 带冠叶片摩擦减振特性研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2007.

ZHU Yongxin. Research on characteristic of the forced response of shrouded blades[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,2007. (in Chinese)

[3] 比尔格列 И А. 机械零件强度计算手册[M]. 姚兆生,译. 北京:机械工业出版社,1987.

[4] 航空航天工业部高效节能发动机文集编委会. 高效节能发动机文集;第 5 分册 涡轮设计和试验[M]. 北京:航空工业出版社,1991.

[5] SZWEDOWICZ J. Cyclic finite element modeling of shrouded turbine blades including frictional contacts[C]// Proceedings of the ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. Indianapolis, Indiana: ASME,1999:1-6.

[6] 《中国航空材料手册》编辑委员会. 中国航空材料手册:第 2 卷 变形高温合金铸造高温合金[M]. 2 版. 北京:中国标准出版社,2002.

[7] 黄庆南,申秀丽,田静. 涡轮动叶锯齿冠的预扭设计[J]. 航空发动机,1999,25(4):1-3.

HUANG Qingnan, SHEN Xiuli, TIAN Jing. Pretwist design of zig-zag shroud of turbine rotor blade[J]. Aeroengine,1999,25(4):1-3. (in Chinese)

[8] SZWEDOWICZ J, SLOWIK S, MAHLER A, et al. Nonlinear dynamic analyses of a gas turbine blade for attainment of reliable shroud coupling[C]// Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air. Nevada: ASME,2005:553-561.

[9] ARKHIPOV A N, PIPOULO A V, PUTCHKOV I V. Design tuning of high aspect ratio shrouded turbine blades[C]// Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air. Berlin: ASME,2008:393-401.

[10] KANEKO Y, MORI K, MIYAWAKI T, et al. Analysis of vibratory stress of integral shroud blade for mechanical drive steam turbine[C]// Proceedings of the 36th Turbo-machinery Symposium. Texas: Texas A&M University Press,2007:69-78.

[11] 申秀丽,张野,龙丹,等. 涡轮榫接结构多层次设计优化方法[J]. 航空动力学报,2015,30(12):2024-2932.

SHEN Xiuli, ZHANG Ye, LONG Dan, et al. Multi-level design and optimization of turbine joint structure[J]. Journal of Aerospace Power,2015,30(12):2024-2932. (in Chinese)

[12] WANG Qinqing, ZHANG Jin, MA Xiaoqi, et al. Hybrid method to analyze contact stress distribution on dry friction interfaces[J]. Chinese Journal of Aeronautics,2002,15(2):77-81.

[13] 尹芳,宋少云. 基于仿真的计算尖角处应力的外推法[J]. 包装工程,2014,35(3):56-59.

YIN Fang, SONG Shaoyun. Extrapolating method for stress calculation at corner based on simulation[J]. Packaging Engineering,2014,35(3):56-59. (in Chinese)

[14] 曾攀. 有限元基础教程[M]. 北京:高等教育出版社,2016.

[15] 栗尼娜. 某型航空发动机锯齿冠涡轮叶片叶冠间隙扩展规律研究[J]. 航空发动机,2018,44(2):44-47.

LI Nina. A statistically study on the shroud clearance expansion rules of serrated-shroud turbine blade for an aero-engine[J]. Aeroengine,2018,44(2):44-47. (in Chinese)

[16] 栗尼娜. 基于结构强度评估的某航空发动机涡轮叶片典型失效模式分析[C]// 第 2 届中国航空科学技术大会论文集. 北京:中国航空学会,2015:309-314.

[17] 胡燕慧,田永江,苏梅,等. 烟气轮机叶片断裂原因分析[J]. 金属热处理,2007,32(增刊 1):159-162.

HU Yanhui, TIAN Yongjiang, SU Mei, et al. Fracture analysis on the blade of a gas turbine[J]. Heat Treatment of Metals,2007,32(Suppl. 1):159-162. (in Chinese)

[18] 黄文俊,李录平,曲汉霞,等. 基于三维实体模型的自带围带叶片扭转恢复角的计算[J]. 汽轮机技术,2007,49(2):99-102.

HUANG Wenjun, LI Luping, QU Hanxia, et al. Calculation of twist-back angle for integral shrouded blade based on three dimensional solid model[J]. Turbine Technology,2007,49(2):99-102. (in Chinese)

[19] 陈立杰,谢里阳. 某航空发动机低压涡轮工作叶片静强度分析[C]// 首届全国航空航天领域中的力学问题学术研讨会论文集(下册). 北京:中国力学学会,2004:6-9.

[20] 丁爱祥,吴君. 斯贝 MK202 发动机应力标准:EGD-3[S]. 北京:国际航空编辑部,1979:10-11.