

文章编号:1000-8055(2011)04-0735-10

航空发动机涡轮榫接结构齿形 基本参数研究

申秀丽¹, 齐晓东¹, 王荣桥¹, 樊江¹, 刘海²

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 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: 通过大量有限元分析和优化设计数值计算方法研究了楔形角、榫头颈宽、榫槽高度、上侧角、下侧角及拉削角等齿形基本参数对榫接结构强度的影响,并根据计算结果设计了新的结构模型,经过实验验证,新结构最大应力有所改善。研究表明,可以采用二维有限元分析结果来研究齿形基本参数对榫接结构应力分布的影响,但是其不能反映应力在轴向方向的变化。

关 键 词: 榫头; 榫槽; 楔形角; 拉削角; 上侧角; 光弹实验

中图分类号: V231.91

文献标志码: A

Research on the dentiform basic parameters of aero-engine turbine joint structure

SHEN Xiu-li¹, QI Xiao-dong¹, WANG Rong-qiao¹, FAN Jiang¹, LIU Hai²

(1. School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Shenyang Aeroengine Research Institute,
Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: The impacts on joint structure strength of the dentiform basic parameters, such as wedge angle, blade root neck width, disc groove height, top flank angle, bottom flank angle and skew angle, were studied by lots of finite element and optimization design numerical methods. Based on the calculated results, a new model was established and verified experimentally, indicating that the maximum stress has been reduced. Results show that two-dimensional finite element analysis can be used to study the influence of dentiform basic parameters on the joint structure stress distribution, but this does not reflect changes of the stress in the axial direction.

Key words: blade root; disc groove; wedge angle; skew angle; top flank angle; photo-elastic experiment

涡轮榫接结构用来连接叶片和涡轮盘,其在高温、高负荷条件下工作,不仅要承受离心负荷、振动负荷、热负荷,还要承受环境介质的腐蚀与氧化,其工作条件恶劣,所以经常出现榫齿裂纹、榫头断裂、伸根段断裂、叶身断裂等故障。

据相关资料的统计^[1],各类叶片断裂占外场发动机故障总数的 40%以上,并且几乎每年都会因叶片问题而造成等级飞行事故。而在叶片故障中,榫接结构的故障占了 50%以上。

因此,对枞树形涡轮榫头/榫槽结构形式和设

收稿日期:2010-03-15; 修订日期:2010-07-14

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

计特点进行研究,建立完善的设计方法,在目前航空发动机研制中具有重要的意义。

榫接结构的基本齿形参数决定了其基本形状,国外对此所开展的研究很多。

2000年, Meguid 等人^[2]针对枞树形榫接结构进行了关键的几何特征参数对应力分布的影响研究,对枞树形榫接结构进行二维和三维模型的有限元分析,考察关键的特征参数齿数、接触长度、接触角、上侧角、下侧角、拉削角、摩擦因数对应力分布的影响。

2002年, Song 等人^[3]基于智能计算机辅助设计(ICAD)系统和有限元程序,对涡轮叶片的枞树形榫头的形状进行了优化设计,共提取了33个特征参数,运用遗传算法和梯度法解决两类不同优化问题。

Chan 和 Tuba^[4]研究了榫头/榫槽的冷却通道间隙和摩擦因数对二维模型的应力分布的影响,认为摩擦因数对最大当量应力和应力分布影响较小。

Zboinski^[5-6]对枞树形榫接结构进行了三维的有限元分析,考虑简单的离心力和弯矩,得出结论认为最大应力梯度出现在轮盘附近的榫齿倒角处。同时发现,摩擦和接触对三维模型的接触面上的应力分布起主要作用。

Uchino 等^[7]比较了有拉削角的三维模型的有限元分析结果和光弹实验结果,发现应力集中系数随着拉削角的增加而增大。

而国内对榫接结构的研究主要集中在热弹塑性分析和榫接结构优化方法的开展。

孟春玲、饶寿期^[8]利用大型通用有限元程序对某型发动机的高压涡轮盘及其榫齿进行了三维热弹性应力分析。

陈火红等^[9]利用大型通用结构分析程序 APOLANS (Analysis Program of Linear and Nonlinear Structures)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。

陈开军、马枚^[10]针对航空发动机常用的2~5对齿枞树型榫头联接形式,进行了优化设计研究。

邢誉峰、诸德超^[11]给出了航空发动机涡轮盘榫槽的形状优化设计的数学模型,并得出结论,针对几何形状复杂的涡轮盘榫槽结构,以最大应力极小化为优化目标进行设计是正确的。

赵海^[12]对涡轮榫头/榫槽结构设计方法进行了研究,分析了主要设计参数对榫联接结构强度

的影响。

从国内外的研究成果可以看出,国内主要针对榫接结构及榫齿接触面的应力分布,榫接结构优化方法等方面开展研究,缺少基本参数对应力分布影响的详细分析,榫接结构的基本参数是构成榫接结构的基础,只有了解各参数的影响,才能自如地对榫接结构进行初始设计和改进设计,对工程应用非常重要。因此,有必要对此开展进一步的研究。

同时,从国外的研究可以看出,在实现基本研究方法的基础上,投入大量的精力研究齿形基本参数对榫接结构强度分布的影响,可为工程设计提供技术基础。

榫头/榫槽形状参数见图1,包括基本参数和齿形参数两大类,基本参数决定着榫头/榫槽的范

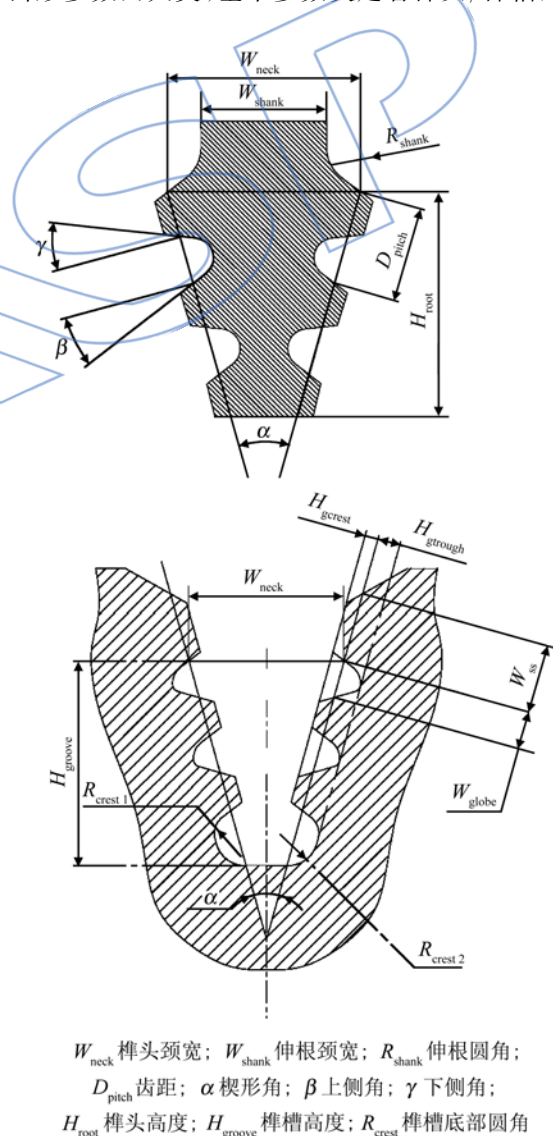


图1 榫头/榫槽几何形状

Fig. 1 Shape parameters of blade root and disc groove

围和大小,与涡轮叶片和涡轮盘的设计密切相关。包括齿数、榫头/榫槽高度、楔形角、叶片伸根段宽度、榫头颈宽。齿形参数相对独立于叶片和涡轮盘,包括齿距、榫头齿厚、榫槽齿厚、上侧角、下侧角、齿形角、榫头的齿顶半径、榫头的齿根半径、榫槽的齿顶半径、榫槽的齿根半径和间隙等。

对齿形基本参数的研究一般有两种方法:一种是根据工程经验取不同的参数值,观察应力的变化并给出优化的方法中设计变量的投点范围;另一种是优化设计,可以更准确地看出参数细微的改变对应力的影响。本文将混合使用两种方法,分析榫头/榫槽形状基本参数对应力的影响。

1 研究模型

参考文献[2]的研究成果,用二维模型来研究形状参数对榫头/榫槽的应力分布的影响,这些参数包括楔形角、齿距、榫头齿厚、榫槽齿厚、榫头高度、榫槽高度、榫头颈宽、伸根颈宽。用三维模型来研究拉削角、上侧角、下侧角对榫接结构应力分布的影响。

带榫头的榫接结构不能采用轴对称模型,同时榫头/榫槽的轴向位移很小,可以采用平面应变模型处理,二维模型选择只带有两个榫槽的实体模型,同时根据圣维南原理^[13]其半径方向的尺寸可取为2倍的榫头颈宽,见图2。

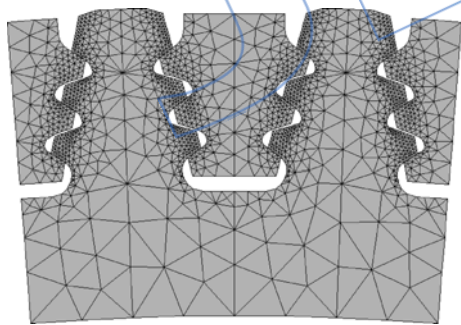


图2 二维模型

Fig. 2 Two-dimensional model

三维模型选择了只带一个榫头的参数化模型,径向尺寸同样取为2倍的榫头颈宽,三维模型见图3。考虑拉削角对榫接结构应力分布影响的模型见图4和图5。

叶片材料选用DZ125,弹性模量取定向凝固合金结晶方向,轮盘材料选用GH4169。

一般航空发动机叶片根部所承受的离心力高达100~150 kN,如此大的离心力要通过榫头/榫槽多齿结构进行接触传递,在榫头/榫槽接触处附

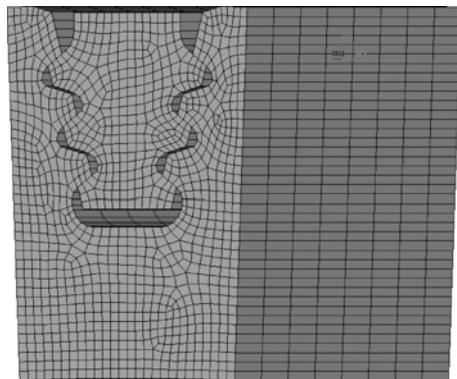


图3 三维模型

Fig. 3 Three-dimensional model

近的齿槽圆角处产生应力集中。

而接触问题属于状态非线性,难于准确求解,现今对接触应力状态的有效研究方法主要有光弹实验方法和有限元法。其中光弹实验方法应用最早,并一直应用到现在,并用来证实有限元法的准确性,Meguid等^[2]对二维三齿涡轮盘榫槽模型进行光弹实验和有限元分析结果对比,发现齿底接触面剪切应力两者最大相差15%;用有限元法计算接触应力越来越普遍,可以很容易地使用商业软件如ANSYS, MARC等获得接触区域的应力分布。

榫接结构所处的高温环境对应力分布有很大的影响,研究发现^[14]考虑温度载荷与不考虑温度载荷榫接结构最大应力相差20%,但是应力集中位置则不变,即最大应力位置不变。

所以,本文单独考虑离心力载荷,在榫头处施加叶片离心力载荷,同时榫头处施加垂直于榫头平面的耦合度约束;在榫槽下表面施加径向的位移约束,在模型的左右侧面分别施加垂直于该侧面的位移约束,大小皆为0。

接触采用扩增的拉格朗日算法,此算法不易引起病态条件,对接触刚度的灵敏度较小。同时应使用FTOLN,FTOLN为拉格朗日算法指定的容许最大渗透,在此设置为0.01。同时,使用实常数 P_{min} 和 P_{max} 来指定初始容许的渗透范围, $P_{min}=0.001$, $P_{max}=0.01$ 。

优化设计是建立在APDL(ANSYS parametric design language)语言参数化建模基础之上的,基于特征的参数化设计基础是参数的提取和修改,提取的形状参数见表1。

优化设计的目标函数选择最大当量应力最小化,约束变量的选择参考EGD-3应力标准^[15],包括最大拉伸应力、最大剪切应力、接触压力、质量。

表1 榫接结构的特征参数

Table 1 Characteristic parameters of fir tree structure

符号	说明	符号	说明
N_{blades}	叶片数	D_{pitch}	齿距
W_{shank}	伸根颈宽	R_{crest}	榫槽底部圆角
H_{shank}	伸根高度	R_{hfillet}	榫头齿底上圆角
R_{shank}	伸根圆角	R_{fillet}	榫头齿底下圆角
W_{neck}	榫头颈宽	W_{globe}	榫槽齿槽宽
H_{root}	榫头高度	W_{rlobe}	榫头齿槽宽
D_{disk}	轮缘直径	H_{groove}	榫槽高度
H_{rtrough}	榫头齿顶高	H_{gcrest}	榫槽齿顶高
H_{rcrest}	榫头齿底高	H_{gtrough}	榫槽齿底高
β_{top}	上侧角	θ_{skew}	拉削角
γ_{down}	下侧角	α_{wedge}	楔形角

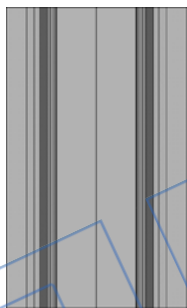


图4 拉削角为0°时模型

Fig. 4 Model with skew angle equals 0°

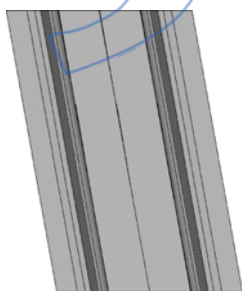


图5 拉削角为5°时模型

Fig. 5 Model with skew angle equals 5°

2 二维模型可行性分析

为了验证可以用二维模型来研究榫接结构应力应变趋势,即研究基本齿形参数化对应力分布的影响,本文对二维模型和三维模型前截面的位移分布和应力分布进行了对比,分析结果如下:

1) 位移分布. 图6为二维和三维模型在沿着榫头对称中心线的位移分布,可以看出,二维和三

维模型的位移分布规律是一致的,同时,两者位移的最大误差是13.25%,其中在榫头对称中心线二维位移始终大于三维模型的位移。

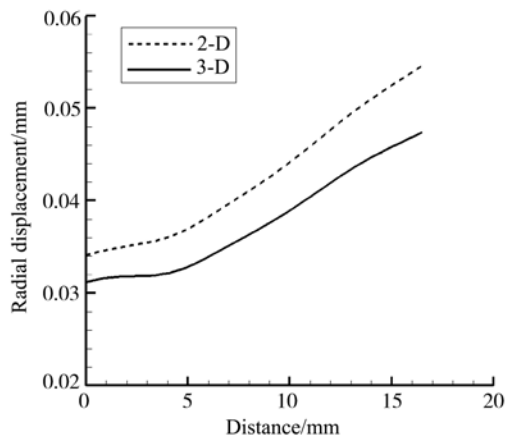


图6 位移对比

Fig. 6 Displacement comparison

2) 拉伸应力. 图7为二维和三维模型沿着榫头边界的拉伸应力对比,图8为沿着榫槽边界的拉伸应力对比,从图7和图8可以看出,二维和三维模型的拉伸应力分布规律是一致的,同时二维模型的最大拉伸应力要大于三维的,最大绝对误差为19.06%;最小拉伸应力要小于三维的,最大绝对误差为16.67%;即拉伸应力绝对值的最大值两者相差不超过20%。同时在除最大拉伸应力处,二维模型要小于三维模型。

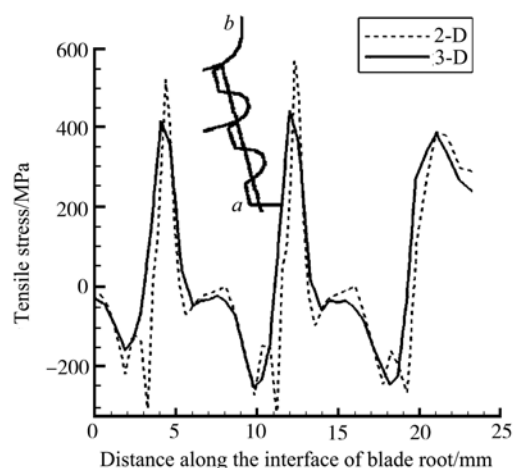


图7 榫头边界拉伸应力对比

Fig. 7 Tensile stress comparison of blade root

3) 当量应力. 图9为二维和三维模型沿着榫头边界的当量应力对比,图10为沿着榫槽边界的当量应力对比. 由图9和图10可以看出,二维和三维模型的当量应力分布基本是一致的,由于接

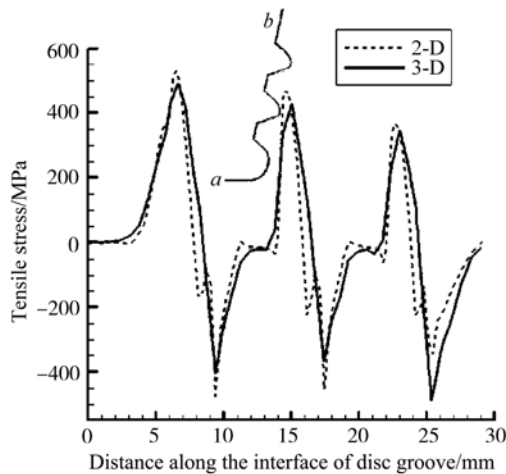


图8 榫槽边界拉伸应力对比

Fig. 8 Tensile stress comparison of disc groove

触面的接触应力分布差异较大,导致最后的当量应力分布较不均匀,但可以看出还是遵从一致的规律.二维模型的当量应力分布比三维的更加不均,最大当量应力要大于三维的,最大绝对误差19.68%;其中在第一齿处,二维要大于三维模型近20%.在第二齿处,二维要大于三维模型近10%,在第三齿处,二维要小于三维模型.同时对于榫头边界,最大应力和最小位移位置要偏上,即倾向于离心力的方向,榫槽边界则相反.

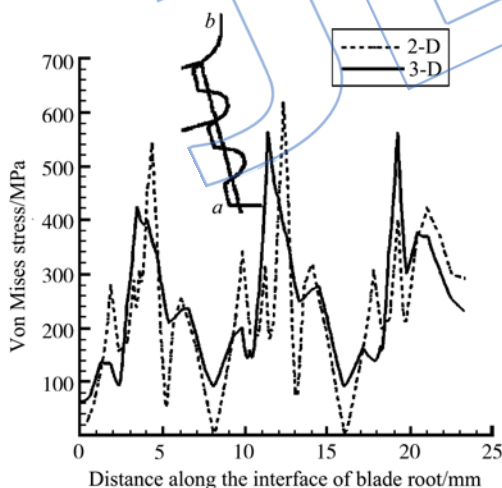


图9 榫头边界当量应力对比

Fig. 9 Von Mises stress comparison of blade root

从以上的对比分析可以看出,二维模型的最大应力比三维模型的最大应力大将近20%,位置不变.以上结果表明可以用二维模型来研究齿形基本参数对榫接结构应力分布的影响.该结论与文献[2]一致.

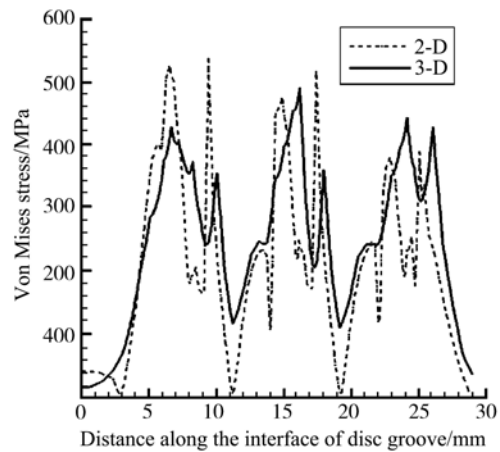


图10 二维和三维模型榫槽边界当量应力对比

Fig. 10 Von Mises stress comparison of disc groove

3 光弹实验

为了验证二维有限元分析结果的准确性和可靠性,采用厚度5 mm的二维实验模型对三齿梯形榫头/榫槽结构进行光弹实验.

采用409-III型光弹仪进行实验,实验件安装到载荷架上,通过砝码进行加载.载荷通过载荷架上的杠杆进行放大,最终均匀加载到三个榫头上,实验设备见图11.

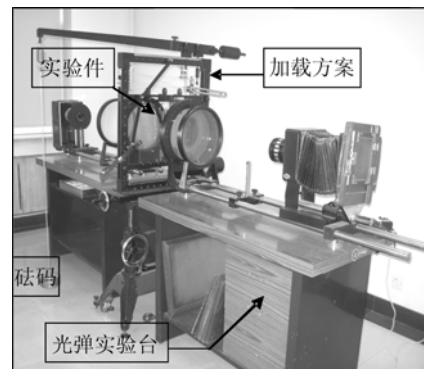


图11 光弹实验

Fig. 11 Photo-elastic experiment

实验件用数控机床加工,包括一个榫槽平板和三个榫头.为防止加载点应力影响榫头、榫槽测量分析区,将榫头平直段加长100 mm.实验件加载方案见图12.

光弹实验应力云图见图13.图14和图15分别为榫头/榫槽有限元分析和光弹实验结果在榫头和榫槽边界的最大主应力对比.

从图14中可以看出榫头第三齿最大主应力有限元分析应力结果与光弹实验应力分布规律一

致,最大相差为3.36%。光弹实验和有限元分析结果都得出:榫槽最大主应力出现在第三齿靠近接触部位的倒角处。图15显示了榫槽第三齿处主应力分布情况,实验和有限元结果应力最大相差16.77%。

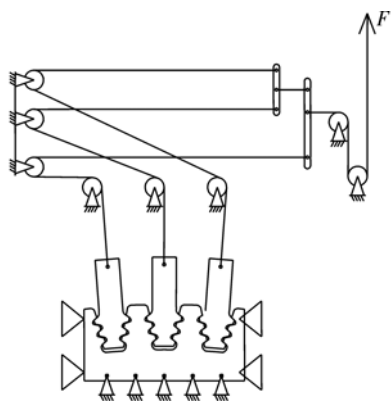


图12 实验加载示意图

Fig. 12 Load program of photo-elastic experiment

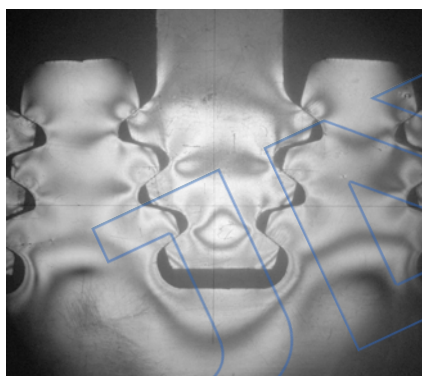


图13 光弹实验应力云图

Fig. 13 Stress cloud of photo-elastic experiment

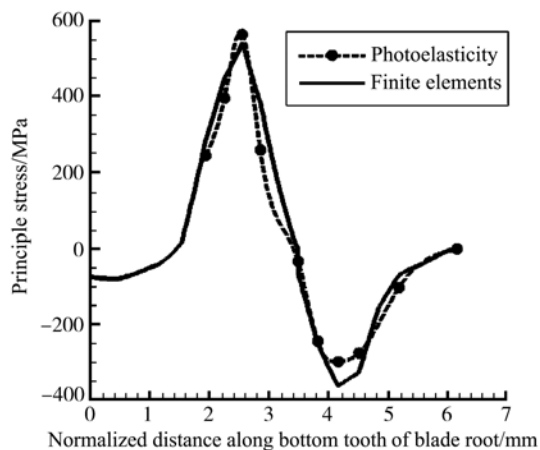


图14 榫头最大主应力对比

Fig. 14 Maximum principle stress comparison of blade root

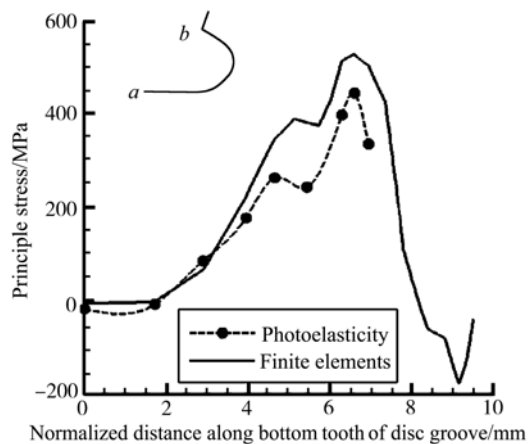


图15 榫槽最大主应力对比

Fig. 15 Maximum principle stress comparison of disc groove

从以上可以看出,二维有限元分析和光弹实验最大应力的位置一致,同时最大误差在15%左右,为工程允许范围之内。

4 结果分析

4.1 楔形角

楔形角 α_{wedge} 即榫头左右两基准平面之一与中心线的张角,通过优化设计的方法获得单一参数的变化对约束变量的影响,可以得到楔形角变化时,榫接结构最大当量应力变化,榫头和榫槽拉伸应力的变化,见图16。图中 SEMAX 为节点最大当量应力,SHMAX 为榫槽拉伸应力,SRMAX 为榫头拉伸应力。

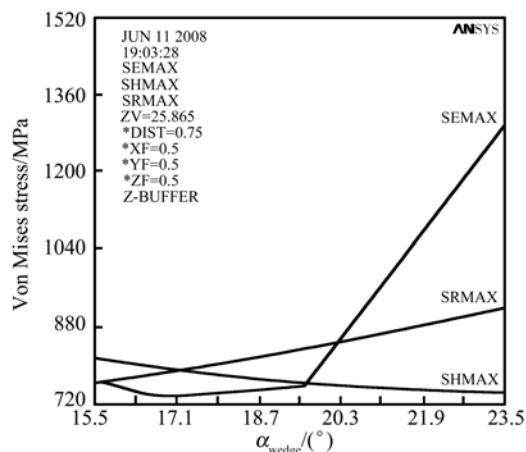


图16 应力随楔形角 α_{wedge} 变化

Fig. 16 Stress change with different α_{wedge}

从图16可以看出,对该模型,楔形角的理想变化范围为 $15.5^\circ \sim 19.5^\circ$,当超过 20° 时,节点最大当量应力急剧增加,为设计的上限值。同时在楔

形角增加过程中榫头的最大拉伸应力逐渐增加。

其他参数不变,楔形角分别取 15° , 20° , 23° 时榫槽的整个边界(a-e)节点当量应力分布的情况见图 17。

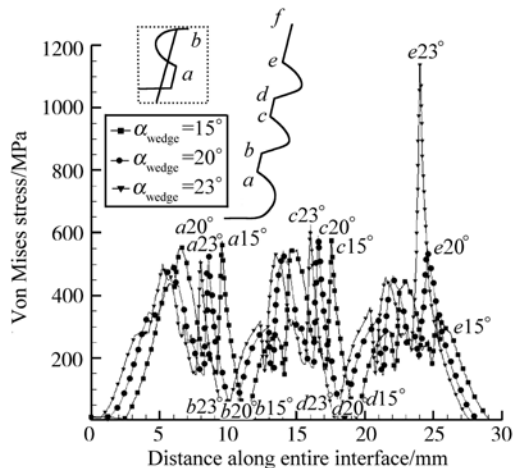


图 17 不同楔形角 α_{wedge} 时的榫槽边界应力分布

Fig. 17 Stress comparison with different α_{wedge}

从图 17 可以看出:随着楔形角的增加,最大节点当量应力增加,较大的楔形角(超过 20°)将使榫槽边界节点应力分布不均,出现较大的应力突变。

4.2 榫头颈宽

榫头颈宽 W_{neck} 是指榫头第一齿与节线的上交点与中心线的距离,榫头颈宽和楔形角可以确定榫头/榫槽的颈部截面的宽度,是很重要的结构参数。调整榫头颈宽可以分配榫头/榫槽间的径向承载面积,它与叶片与盘的材料差别和榫头/榫槽所承载荷差别有关。

由图 18 可以看出,当榫头颈宽增加 2%,榫头和榫槽的拉伸应力变化不大,但最大当量应力增加 9.8%,即最大当量应力对榫头颈宽更敏感。

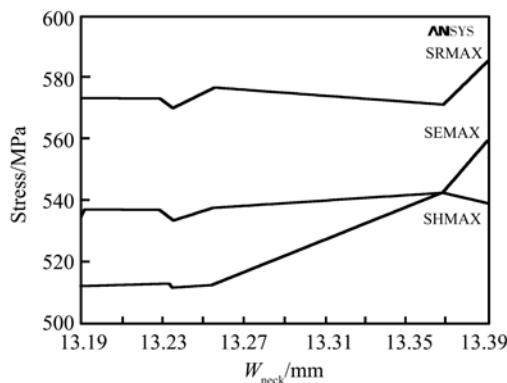


图 18 不同榫头颈宽 W_{neck} 时的应力变化

Fig. 18 Stress change with different W_{neck}

4.3 榫槽高度

榫槽高度 H_{groove} 需考虑榫头在榫槽内的热膨胀协调性、榫槽根部圆角处的应力集中以及冷气在槽底的流动等等。

图 19 描述了榫槽高度对各应力的影响,可以看出,榫槽高度升高 3.6%,榫槽拉伸应力下降 9%,即随着榫槽高度的增加,榫槽拉伸应力迅速下降,榫头拉伸应力基本不变。

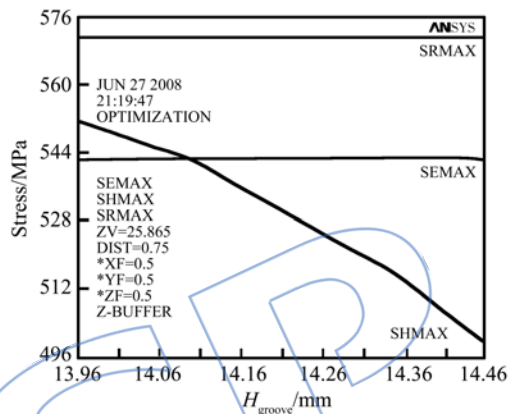


图 19 不同榫槽高度 H_{groove} 时的应力变化

Fig. 19 Stress change with different H_{groove}

这是由于该榫槽最大应力发生在榫槽根部圆角处,所以随着榫槽高度的增加,应力集中现象迅速得到缓解。研究证实增加榫槽底部高度可以降低最大有效应力^[14]。

对于榫接结构设计,增加榫槽高度是缓解榫槽根部圆角应力集中的有效措施,也有利于冷却叶片的进气,但会增加轮盘负荷。

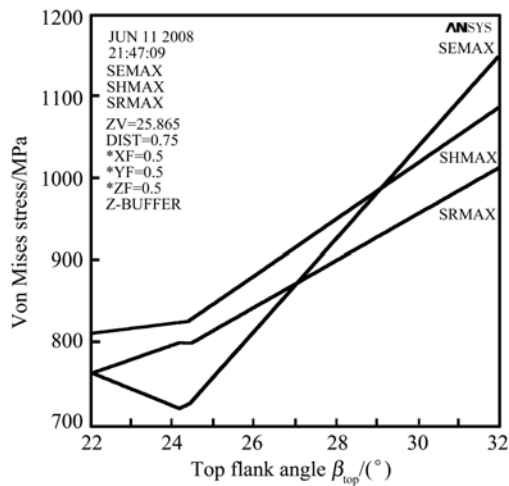
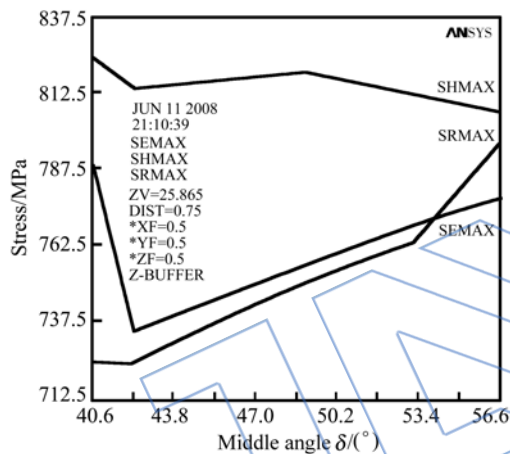
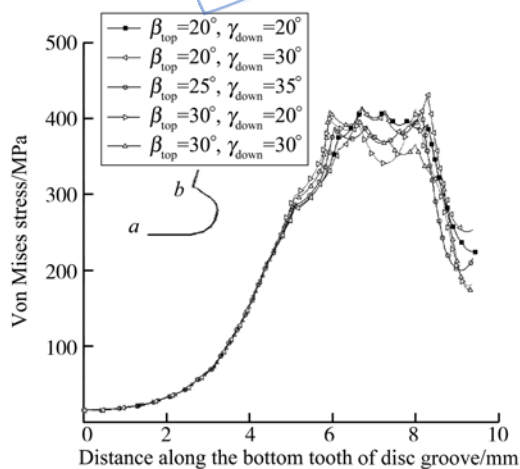
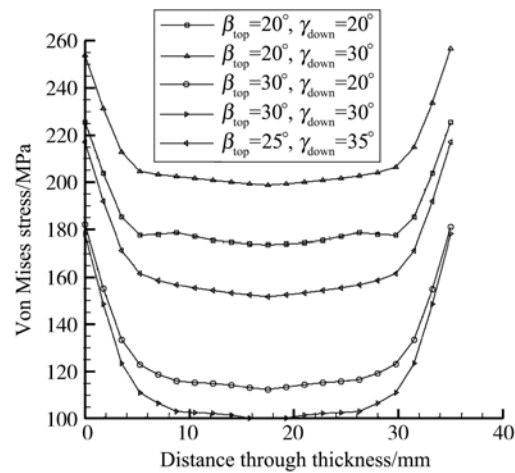
4.4 上侧角、下侧角

上侧角 β_{top} 是啮合面与垂直于节线平面的平面的夹角,下侧角 γ_{down} 是非啮合面和垂直于节线平面的平面的夹角,两者之和为齿形角 $\delta = \beta_{\text{top}} + \gamma_{\text{down}}$ 。

图 20 描述了上侧角变化时对应力分布的影响规律,可以看出,下侧角一定时,随着上侧角的增加,所有应力都明显增加,这是因为上侧角增加时,接触长度减小,榫头/榫槽承受载荷加大。

图 21 描述了在上侧角一定时,存在最佳的齿形角使得最大当量应力最小。随着齿形角的增加,榫头拉伸应力却一直增大。

取不同的上侧角和下侧角组合,研究其对榫槽底面的当量应力分布的影响情况,见图 22。应力在厚度方向的分布情况见图 23。

图20 不同上侧角 β_{top} 时的应力改变Fig. 20 Stress change with different β_{top} 图21 不同齿形角 δ 时的应力改变Fig. 21 Stress change with different δ 图22 不同上侧角 β_{top} 和下侧角 γ_{down} 时榫槽底面应力分布Fig. 22 Stress distribution of disc groove bottom with different β_{top} and γ_{down} 图23 不同上侧角 β_{top} 和下侧角 γ_{down} 时榫槽底面应力在厚度方向的分布Fig. 23 Stress distribution of disc groove through thickness with different β_{top} and γ_{down}

可以看出:对于同样的齿形角($\delta=50^\circ$),取上侧角($\beta_{top}=20^\circ$)小于下侧角($\gamma_{down}=30^\circ$)时产生较大的榫槽当量应力,而 $\beta_{top}=30^\circ$, $\gamma_{down}=20^\circ$ 当量应力则较小.当齿形角 δ 为 60° 时得出同样的结论.特别是在厚度方向的应力分布结果,此结论更明显.

同时根据参考文献的上侧角和下侧角组合(见表2),都采用了上侧角大于下侧角的设计,也验证了本文的结论.

表2 参考文献中的上侧角 β_{top} 和下侧角 γ_{down} Table 2 β_{top} and γ_{down} in reference papers

	$\beta_{top}/(^{\circ})$	$\gamma_{down}/(^{\circ})$	$\delta/(^{\circ})$
文献[3]	30	20	50
文献[15]	35	18	53
某发动机	45	21	66
文献[2]	40	30	70

4.5 拉削角

拉削角是榫头对称平面与发动机轴线的夹角,用三维有限元分析,分别取拉削角(θ_{skew})为 $0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 20^\circ$ 不同值时,榫槽整个边界(a-f)节点当量应力分布,见图24.

可以看出:同一拉削角,模型的排气边的应力要大于进气边的应力.

由于拉削角的存在,随着拉削角的增加,模型排气边的节点当量应力增加,进气边的应力则减小,特别是在非接触处变化明显.由于盘前温度一般高于盘后温度,该变化对榫头的设计是有利的.

随着拉削角的增大,榫槽边界最大当量应力会使榫槽圆角处应力集中严重,据工程经验,拉削角宜控制在 20° 以内。

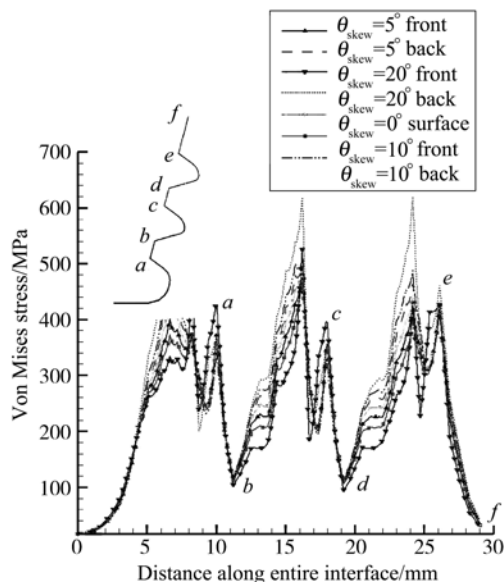


图 24 不同拉削角 θ_{skew} 时榫槽边界应力分布

Fig. 24 Stress distribution of disc groove with different θ_{skew}

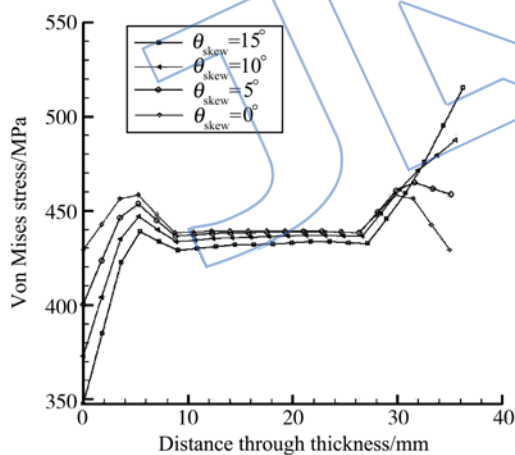


图 25 不同拉削角 θ_{skew} 时非接触处厚度方向的应力分布

Fig. 25 Stress distribution through thickness with different θ_{skew}

4.6 实验验证

为了验证结果分析的可靠性,针对二维模型,以最大当量应力为目标函数,以对应力有重要影响的特征参数如楔形角、上侧角、下侧角、榫头颈宽、榫槽高度等为设计变量,见表 3,对枞树形榫头/榫槽结构进行形状优化。

优化后新的模型参数见表 3,榫接结构最大

当量应力下降了 13.58%,质量减轻了 0.09%。

表 3 优化前后设计变量

Table 3 Design variables and after optimization

序号	设计变量	初始值	优化后
1	楔形角 $\alpha/^\circ$	14.5	16.6
2	上侧角 $\beta/^\circ$	21	26
3	下侧角 $\gamma/^\circ$	32.5	22.5
4	榫槽底部圆角半径 1/mm	1.2	1.6
5	榫槽底部圆角半径 2/mm	2	2.2

图 26 和图 27 为光弹实验验证的结果,分别为优化前后榫头、榫槽最大当量应力对比。可以看出新的模型榫头最大应力降低了 7.44%,榫槽最大应力降低了 4.45%,证明了本文分析的可靠性。

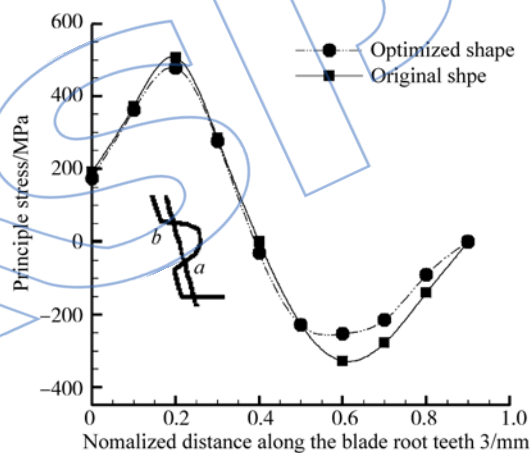


图 26 优化前后榫头第三齿应力对比

Fig. 26 Principle stress comparison of blade root

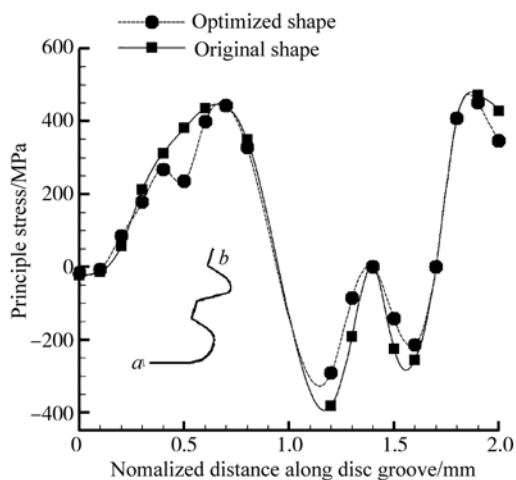


图 27 优化前后榫槽应力对比

Fig. 27 Principle stress comparison of disc groove

5 结 论

本文对枞树形榫接结构进行了二维和三维的有限元分析,通过研究,得出如下结论:

1) 可以采用二维有限元结果来研究齿形基本参数对榫接结构应力分布的影响,但是不能反映应力在轴向厚度方向的变化,需要慎重考虑采用二维模型.

2) 较大的楔形角(文中超过 20°)将使榫槽边界节点应力分布不均,出现较大的应力突变.

3) 根据本模型,榫头颈宽主要影响榫头/榫槽最大当量应力,榫头颈宽增加 2%,最大当量应力则增加 9.8%.

4) 根据本模型,榫槽高度可以有效缓解榫槽应力集中,减少榫槽拉伸应力.榫槽高度升高 3.6%,榫槽拉伸应力减小 9%.

5) 下侧角一定时,随着上侧角的增加,所有应力都明显增加.上侧角小于下侧角时产生较大的当量应力,为不合理的设计.

6) 上侧角一定时,下侧角增加,则榫头拉伸应力和最大当量应力明显增加.

7) 随着拉削角的增大,榫槽边界最大当量应力会使榫槽圆角处应力集中严重.

参考文献:

- [1] 李伟. 航空发动机叶片失效分析中的共性问题[J]. 燃气涡轮试验研究, 2002, 15(2): 28-30.
LI Wei. Common characteristics in failure analysis of aero-engine blade[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2002, 15(2): 28-30. (in Chinese)
- [2] Meguid S A, Kanth P S, Czekanski A. Finite element analysis of fir-tree region in turbine discs[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2000, 35(4): 305-317.
- [3] Song W, Keane A, Rees J, et al. Turbine blade fir-tree root design optimisation using intelligent CAD and finite element analysis[J]. Computer and Structures, 2002, 80(24): 1853-1867.
- [4] Chan S K, Tuba I S. A finite element method for contact problems of solid bodies Part II: application to turbine blade fastenings[J]. Int. J. Mech. Sci., 1971, 13(7): 627-639.
- [5] Zboinski G. Physical and geometrical non-linearities in contact problems of elastic turbine blade attachments[J]. Mechanics Engineering Science, 1995, 209(4): 273-286.
- [6] Zboinski G. Finite element computer program for incremental analysis of large three dimensional frictional contact problems of linear elasticity[J]. Computer Structure, 1993, 46(4): 679-687.
- [7] Uchino K, Kamiyama T, Inamura T, et al. Three-dimensional photoelastic analysis of aeroengine rotary parts [C]// Proceedings International Symposium on Photoelasticity. New York: Springer, 1986: 209-214.
- [8] 孟春玲, 饶寿期. 高压涡轮盘的热弹性应力分析[J]. 工程力学, 2000, 17(3): 133-137.
MENG Chunling, RAO Shouqi. The thermal-elastic stress analysis of high pressure turbine plate [J]. Engineering Mechanics, 2000, 17(3): 133-137. (in Chinese)
- [9] 陈火红, 何君毅, 曹凤兰, 等. 涡轮叶片与涡轮盘热弹塑性蠕变接触分析[J]. 航空动力学报, 1995, 10(1): 9-12.
CHEN Huohong, HE Junyi, CAO Fenglan, et al. Thermal elasto-plastic creep contact analysis between turbine disk and blade[J]. Journal of Aerospace Power, 1995, 10(1): 9-12. (in Chinese)
- [10] 陈开军, 马枚. 航空发动机叶片榫头优化设计研究[J]. 航空动力学报, 1995, 10(2): 190-192, 204.
CHEN Kaijun, MA Mei. Optimization of turbine blade fir-tree roots[J]. Journal of Aerospace Power, 1995, 10(2): 190-192, 204. (in Chinese)
- [11] 邢睿峰, 诸德超. 航空发动机涡轮盘榫槽的形状优化设计[J]. 航空学报, 1995, 16(4): 488-491.
XING Yufeng, ZHU Dechao. Shape optimum design of engine's turbodisk tenon-grooves[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1995, 16(4): 488-491. (in Chinese)
- [12] 赵海. 涡轮榫头/榫槽结构设计方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2005.
ZHAO Hai. Research on design method of turbine tenon/mortise[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2005. (in Chinese)
- [13] 徐芝纶. 弹性力学简明教程[M]. 北京: 高等教育出版社, 2003.
- [14] Abdul-Aziz A. Structural evaluation of a space shuttle main engine (SSME) high pressure fuel turbopump turbine blade[R]. NASA CR-198428, 1996.
- [15] EGD-3 斯贝 MK202 发动机应力标准[S]. 丁爱祥, 吴君, 译. 北京: 国际航空编辑部, 1979.