

文章编号:1007-6735(2010)05-0488-05

气膜冷却叶片热应力和振动特性的计算分析

孙建逵, 王宏光

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 采用计算流体力学软件 Numeca 计算了气膜冷却叶片表面的温度场,通过插值计算,将 Numeca 中的叶片表面温度结果导入到有限元分析软件 Ansys 中作为边界条件,计算分析了整个叶片的温度场和热应力.计算了叶片在不同温度场下的叶片固有频率,并采用等效材料参数的方法计算了叶片具有气膜冷却孔时的固有频率.温度场对叶片的固有频率影响较大,气膜冷却孔使得叶片固有频率下降.

关键词: 气膜冷却; 温度场; 热应力; 固有频率

中图分类号: TK 14 **文献标志码:** A

Analysis on thermal stress and vibration of film-cooling blade

SUN Jian-kui, WANG Hong-guang

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: The surface temperature of film-cooling blade was calculated by using computational fluid dynamics software Numeca and the Numeca results were then input into the finite element software Ansys as the boundary condition in the finite element analysis. The temperature field and thermal stress of the blade were analysed. Under several different temperature fields the natural frequency of blade was calculated. The influence of making film-cooling holes on natural frequency was investigated by using the equivalent material parameters. Temperature field has great influence on natural frequency of blade. Holes diminish natural frequency of blade.

Key words: *film-cooling; temperature field; thermal stress; natural frequency*

随着燃气轮机技术的迅猛发展,燃气轮机的进口温度超过了 2 000 K,已经超出了材料的承受能力,故引入冷却技术来降低金属材料的温度,以提高燃气轮机叶片的寿命.当前,许多燃气轮机叶片采取了由叶身内部的异形孔形成冷却通道,叶身上特别是叶片前缘开有密布小孔以形成气膜冷却的结构.这种叶片温度场的非均匀分布将产生一定的热应力,从而给透平叶片的强度设计带来新的课题.文献[1-3]在计算叶片热应力时,叶片的表面温度数据都是通过实验得到

的.文献[4]通过实验确定了叶片表面对流换热系数后,计算了二维叶片的热应力.文献[5]采用有限元软件计算了涡轮导向叶片在最大工作状态下的热应力.文献[6]采用有限元软件计算了没有气膜冷却的叶片的热应力,以及温度场对叶片振动特性的影响.文献[5,6]在计算叶片温度场时只在叶片的几个区域给出了几个温度值,给出的温度边界条件比较粗糙,并不能准确地模拟叶片实际的温度场.而文献[1-4]采用实验的方法成本高、工作量大.

收稿日期: 2010-01-06

作者简介: 孙建逵(1984-),男,硕士研究生. E-mail: sol3233@163.com

本文使用商业软件计算叶片表面温度分布和叶片热应力等问题.首先采用 Numeca 软件对带有气膜冷却的叶栅流道进行模拟计算,将计算得到的叶片表面温度作为叶片温度场有限元计算的边界条件,并通过自编的插值程序,将其导入到有限元软件 Ansys 中,实现这两种软件间的数据传递;然后用有限元软件 Ansys 计算分析叶片的温度场与热应力,这样得到的叶片温度场能更好地模拟出叶片的实际情况;最后计算分析了在不同温度条件下的叶片的固有频率,以及冷却孔对叶片固有频率的影响.

1 叶栅流道计算

为了得到叶片表面温度分布,先对叶栅流道进行模拟计算,将叶栅流道计算得到的叶片表面温度结果作为有限元模型的边界条件.

1.1 叶栅流道模型的建立

叶片高度为 60 mm,叶栅节距为 68 mm,叶片的气膜冷却孔采用 Numeca 软件自带的 cooling/bleed 模块,在网格上添加这个模块,该网格区域内就会按设定的冷气参数向外喷射冷气.小孔直径为 1 mm,孔间距为 3 mm,分别在前缘滞止线两侧,压力面轴向弦长的 15%,40%,70%处,以及吸力面轴向弦长 5%,15%,40%,75%处打孔,每排打 18 个孔,小孔入射角为 30°.整个叶栅流道划分 1 862 466 个网格.叶栅流道的网格图如图 1 所示.

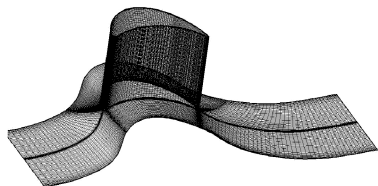


图1 流道计算网格图
Fig.1 Grids of flow field

1.2 流动控制方程与边界条件

控制方程采用三维定常可压缩的 Navier-Stokes 方程,湍流模型为标准一方程 Spalart-Allmaras 模型.

叶栅进口的主流总压为 1.2×10^5 Pa,出口压力为 1 个大气压,叶栅零攻角进气.吹风比为 1,壁面采用绝热壁面.主流温度 T_z 与冷却气体温度 T_1 的工况如表 1 所示.

1.3 计算结果

图 2 是通过 Numeca 计算得到的工况 1 的叶

片表面温度场,左侧是压力面,右侧是吸力面,在滞止线处虽然开有 2 排孔,但前缘区域的温度 T 还是比其他开孔区域的高,达到 1 050 K,靠近滞止线的一小部分区域更高,达到 1 200 K 以上.吸力面的其他开孔区域温度从小孔出口处的 800 K 增加到下游的 950 K.吸力面的流动状况较差,后两排小孔的冷却效果不是很理想,靠近叶根和叶顶区域温度较高,达到了 1 300 K,和其他区域形成了较大的温度梯度.

表 1 计算工况

Tab.1 Calculation condition

工 况	T_z/K	T_1/K
1	1 300	800
2	1 200	800
3	1 100	800
4	1 300	700
5	1 200	700
6	1 100	700
7	1 300	600
8	1 200	600
9	1 100	600

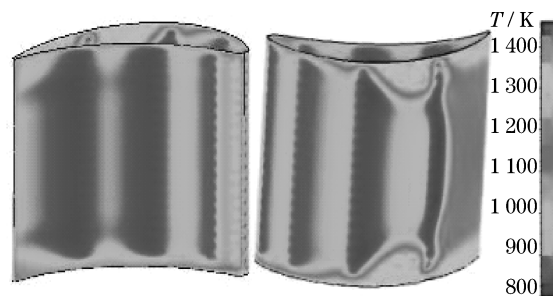


图2 Numeca 计算的叶片表面温度场
Fig.2 Temperature field of blade from Numeca

2 叶片热应力的有限元计算

2.1 有限元模型的建立

采用 Pro/E 软件建立叶片实体模型,叶片型线与流道计算的型线一致.由于气膜冷却孔孔径较小,数量又多,所以,气膜冷却对叶片的影响采用文献[7,8]中的等效材料参数来考虑.叶片热分析时采用三维 20 节点热单元 Soild92,应力计算时采用等效的 20 节点结构单元 Soild95,单元的边长控制为 1 mm,采用 sweep 划分,单元总数为 44 040 个,节点总数为 215 006 个.叶片的有限元模型如图 3 所示(见下页).

2.2 材料的机械性能参数

温度 T 对结构应力和变形的影响不仅仅在于

产生热应变和热应力,材料的机械性能如弹性模量、屈服应力及热膨胀系数等往往随温度变化,这也会影响到结构应力的分析结果.材料参数如表 2 所示, E 为弹性模量, α 为热膨胀系数.

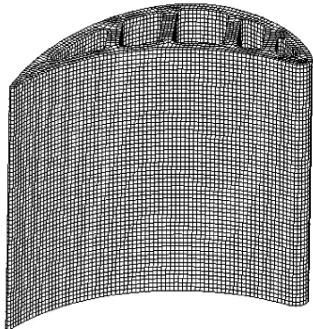


图 3 叶片的有限元模型
Fig.3 Finite element model of blade

表 2 材料参数
Tab.2 Material parameters

T/K	E/GPa	$\alpha \times 10^{-6}/K^{-1}$
294	220	
366	215	
478	205	11.9
588	195	12.4
698	190	12.8
813	185	13.1
923	175	13.5
1 033	170	14.0
1 143	160	14.8
1 253	145	15.8
1 363		17.0

2.3 有限元计算的边界条件

有限元计算的叶片表面温度边界条件通过对流动计算的叶片壁面温度进行插值得到. 导出计算流体力学网格中叶片表面网格点的坐标和对应的温度值($x_a(i), y_a(i), z_a(i), T_a(i)$), 在 Ansys 中可以得到叶片表面节点的节点号与对应的坐标($n(j), x_b(j), y_b(j), z_b(j)$). 下标 a, b 分别表示 Numeca, Ansys 中网格点的坐标. Numeca 与 Ansys 中的坐标系的原点和方向是一致的, 模型的大小和位置也是一致的. 编制 Fortran 程序, 给 Ansys 中每个叶片表面节点($x_b(j), y_b(j), z_b(j)$) 在 Numeca 网格点中找到与其空间距离最小的 3 个网格点($x_a(i_1), y_a(i_1), z_a(i_1)$), ($x_a(i_2), y_a(i_2), z_a(i_2)$), ($x_a(i_3), y_a(i_3), z_a(i_3)$), 将这 3 个网格点上的温度值进行插值, 并将插值结果赋给这个有限元节点, 这样, 叶片表面每个有限元节点的节点号都对应一

个温度值. 最后将这些节点号对应的温度值用 Ansys 命令编写程序放入. log 文件中, 将. log 文件导入 Ansys 中就实现了两个软件的载荷对接. 冷气从叶片内部通道流过, 所以, 取叶片内部表面温度与冷气温度的相同.

图 4 是通过 Ansys 计算得到的工况 1 的叶片温度场, 叶片的表面温度场和 Numeca 软件计算得到的结果相符.

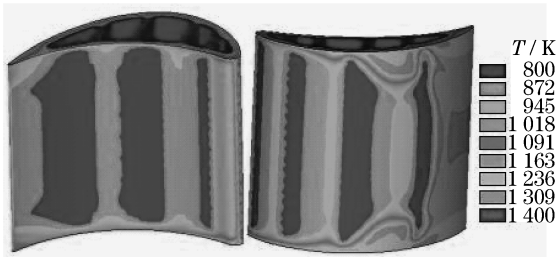


图 4 Ansys 计算的叶片温度场
Fig.4 Temperature field of blade from Ansys

在采用有限元计算热应力时, 在叶身根部添加约束防止叶身根部刚体滑移, 为了减少人为造成的多余约束, 在叶身根部截面上取一节点 i , 使得 $u_i = 0, v_i = 0, w_i = 0$, u, v, w 为 x, y, z 方向的位移量; 取一节点 j , 使得 $v_j = 0$; 再取一节点 k , 使得 $w_k = 0$ ^[9]. 并且这 3 个点不能取在应力最大处. 最后将温度场分析结果施加到叶片上, 进行热应力计算.

2.4 热应力的计算结果

图 5 为工况 1 的叶片热应力等值线云图, A, B, C, D, E, F 为热应力等值线的编号. 由于计算模型中的气膜冷却孔主要集中在叶身中间, 在靠近叶根和叶顶处的区域没有布置气膜冷却孔进行气膜冷却, 而且叶顶和叶根表面采用了绝热条件, 与实际情况有区别, 所以, 本文暂不考虑叶根和叶顶处的应

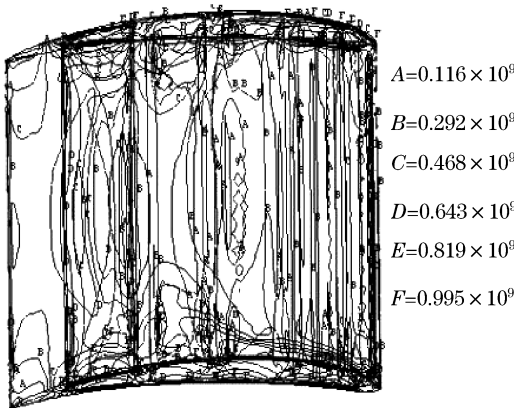


图 5 叶片热应力
Fig.5 Thermal stress of blade

力,主要分析叶身中间部分由于温度梯度产生的整体热应力. 叶身大部分区域的热应力都小于 300 MPa,与图 4 叶片的温度场相对应,在叶片的压力面上和吸力面轴向弦长 50% 以前的区域,气膜冷却的效果较好,形成的温度梯度较小,所以,产生的热应力也不是很大,在 116 MPa 左右. 由于吸力面后两排孔排的冷却效果不理想,产生了较大的温度梯度,所以,在这些区域内的热应力也很大,达到了 643 MPa.

3 固有频率的计算

由于叶片中间是空心的,叶片可以看成是由板组成,根据板的振动理论,其固有频率 f 的表达式为^[10]

$$f = (\pi\beta^2/2l^2) \sqrt{\frac{Eh}{12\rho(1-\nu^2)}}$$

式中, β 为板振动时依赖于板形状和边界条件的特征值; l 为板的特征长度; h 为板厚度; ρ 为板密度; ν 为泊松比; E 为弹性模量.

一般金属材料的泊松比接近于 0.3,所以,泊松比的变化对板的固有频率影响不大. 而弹性模量和密度的改变对板的固有频率有一定的影响,所以,在叶片打孔的区域采用具有等效弹性模量和等效密度的无孔材料代替,这样既简化了有限元模型,又计入了气膜冷却孔对叶片固有频率的影响. 在常温下叶片前缘区域采用等效材料参数为 $E_1 = 0.85E, \rho_1 = 0.91\rho$,其他打孔区域为 $E_2 = 0.91E, \rho_2 = 0.96\rho$ ^[7,8].

将叶身根部固支,用模态分析分别计算了在常温下和 9 个温度工况下的叶片前 6 阶固有频率,以及在常温下采用等效材料参数的叶片固有频率. 计算结果如表 3 所示.

温度场的存在,主要影响了叶片材料的弹性模量,随着温度的升高,材料的弹性模量下降,叶片的刚度变小,叶片固有频率降低. 图 6 为常温下叶片前 6 阶固有频率 ω 与不同温度工况下及常温下采用等效材料参数的叶片固有频率差 Δf . 由于叶片的温度较高,所以,从表 3 和图 6 中可以看到,温度场对叶片的固有频率影响很大,工况 9 的 1 阶固有频率比常温下的固有频率小了 381.2 Hz,随着阶次的升高,两者之间的差增大,工况 9 的 6 阶固有频率比常温下的固有频率小了 989 Hz.

表 3 固有频率计算结果
Tab.3 Calculation results of natural frequency

工 况	频 率					
	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶	6 阶
工况 1	3 895.3	4 969.9	7 384.9	9 584.4	12 004	13 118
工况 2	3 948.8	5 007.5	7 461.0	9 629.0	12 089	13 165
工况 3	3 986.2	5 035.4	7 517.6	9 663.5	12 154	13 203
工况 4	3 940.7	5 035.8	7 478.6	9 708.8	12 165	13 298
工况 5	3 992.2	5 070.4	7 549.6	9 749.3	12 241	13 338
工况 6	4 028.5	5 095.8	7 602.0	9 780.1	12 300	13 369
工况 7	3 979.2	5 089.7	7 553.9	9 813.7	12 297	13 447
工况 8	4 028.7	5 122.9	7 620.4	9 852.1	12 368	13 484
工况 9	4 064.0	5 147.3	7 671.8	9 882.5	12 427	13 515
等效	4 347.9	5 472.1	8 236.1	10 227.0	13 156	13 900
常温	4 445.2	5 568.3	8 358.5	10 531.0	13 454	14 504

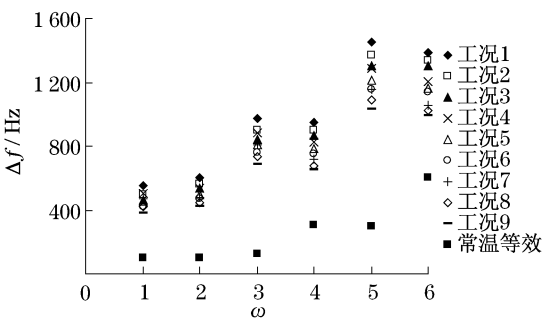


图 6 频率差
Fig.6 Frequency difference

主流温度和冷却气体温度的升高都会使得叶片固有频率下降. 当主流温度为 1 300 K,冷气温度分别为 600,700,800 K 时,1 阶固有频率分别下降了 466.0,504.5,549.9 Hz. 当冷气温度为 800 K,主流温度分别为 1 100,1 200 K 时,固有频率分别下降了 459.0,496.4 Hz. 冷气温度与主流温度同样改变 100 K,冷气温度的改变使得叶片固有频率变化较大. 由于冷却气体的温度不仅决定叶片内部流道的温度边界,还影响叶片外表面的温度边界,所以,冷却气体温度的变化比主流气体温度的变化对叶片固有频率的影响更大.

当叶片上存在气膜冷却孔时,相当于使得叶片部分区域的弹性模量下降,所以,叶片的固有频率也有所下降,1 阶固有频率下降了 97.3 Hz,随着振动阶次的升高,频率下降的越大. 但在高温条件下,气膜冷却孔对叶片固有频率的影响没有温度场的大.

4 结 论

a. 建立了 Numeca 软件和 Ansys 软件载荷传递的接口,气动温度场和结构温度场是一致的.

b. 叶片吸力面流动状况差,气膜冷却效果不理想,在后两排孔下游的温度梯度大,产生较大的热应力,在吸力面应多加气膜孔.

c. 叶片温度升高,固有频率下降,冷却气体温度的变化对叶片固有频率的影响作用比主流温度的大.

d. 气膜冷却孔的存在,使得叶片的固有频率下降.

采用等效材料的方法计算了叶片的整体热应力情况,对于小孔周围的局部温度场与热应力将在以后的工作中进行计算分析.本文采用的计算模型较为简略,在今后的分析中将考虑叶片表面换热系数的影响.

参考文献:

- [1] TRET' YACHENKO G N. Investigation of the failure of gas turbine blades under the effect of thermal changes[J]. Strength of Materials, 1971, 3(2): 147 - 153.
- [2] TRET' YACHENKO G N, Terletskii V A, Kravchuk L V, et al. Methods of modeling thermal and stressed

states in the edges of gas turbine blades[J]. Strength of Materials, 1972, 4(10): 196 - 1 201.

- [3] TRUSHECHKIN V P, KOLETNIKOV M E. Theoretical-experimental study of the thermal fatigue of gas-turbine blades[J]. Strength of Materials, 1988, 20(2): 223 - 229.
- [4] CHEPASKINA S M, TRUSHECHKIN V P, LOMAKOVSKII I V. Certain characteristic features of the thermostressed state of cooled turbine blades in different cooling regimes[J]. Strength of Materials, 1989, 21(10): 1 365 - 1 369.
- [5] 孙杨,鲁建,郑严,等.某涡喷发动机涡轮导向器的热应力分析[J].推进技术,2004,25(4):357 - 359.
- [6] 肖俊峰,朱宝田,丰镇平,等.具有温度场的冷却叶片振动特性计算方法研究[J].燃气轮机技术,2006,19(3):28 - 31.
- [7] SLOT T, O'DONNELL W J. Effective elastic constants for thick perforated plates with square and triangular penetration patterns[J]. Journal of Engineering for Industry, 1971, 93(4): 935 - 942.
- [8] 张翠华,周柏卓,耿瑞.带密布气膜冷却孔的涡轮叶片等效应力分析方法研究[J].飞机设计,2006(3):48 - 52.
- [9] 王相平,徐鹤山.有限元计算中的叶片边界条件的选取[J].航空发动机,1998(4):43 - 46.
- [10] 王振华,董本涵.带密布小孔涡轮冷却叶片的振动分析方法研究[J].航空发动机,1994(2):41 - 45.

(上接第 478 页)

参考文献:

- [1] 朱兴力,张家树.基于小波系数块能量分析自适应数字水印算[J].计算机应用,2006,26(4):830 - 832.
- [2] AHMIDI N, SAFABAKHSH R. A novel DCT-based approach for secure color image watermarking[J]. Information Technology: Coding and Computing, 2004, 2: 709 - 713.
- [3] LIN C H, CHAN D Y H, SU H, et al. Histogram-oriented watermarking algorithm: color image watermarking scheme robust against geometric attacks and signal processing[J]. IEE Proc-Vis Image Signal Process, 2006,

153(4):483 - 492.

- [4] SERDEAN C V, AMBROZE M A, TOMLINSON M, et al. DWT-based high-capacity blind video watermarking, invariant to geometrical attacks[J]. IEE Proc Vis Image Signal Process, 2003, 150(1): 51 - 58.
- [5] LU C S, LIAO H Y M. Multipurpose watermarking for image authentication and protection[J]. IEEE Transactions on Image Processing, 2001, 10(10): 1 579 - 1 592.
- [6] 王正友,黄隆华.基于对比度敏感度的图像质量评价方法[J].计算机应用,2006,26(8):1857 - 1859.
- [7] 全黎,程正兴.小波变换域度级双水印技术[J].计算机工程与应用,2004,40(33):78 - 82.