

文章编号: 1000-8055(2007)04-0608-06

在尾流激振情况下叶片振动应力 预估技术

王 梅^{1,2}, 江和甫², 吕文林¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 中国燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 研究了前排静子叶片的尾流对后排转子叶片振动的影响. 采用参数多项式方法和振荡流体力学理论, 求解静子叶片后的尾流场及尾流场作用下转子叶片通道内的非定常流场. 把非定常气动分析给出的压力场, 转化为结构动力分析中的载荷压力场形式. 根据试验结果得出响应分析中的阻尼, 先求解出各阶谐波作用下转子叶片的响应结果, 再把各阶响应结果进行叠加, 得到总响应. 从流场求解到响应求解, 为工程应用初步建立起了一个尾流激振情况下叶片振动应力预估的半经验方法.

关 键 词: 航空航天推进系统; 尾迹; 非定常流场; 振荡流体力学理论; 参数多项式方法; 傅立叶分解; 阻尼; 响应; 叶片振动

中图分类号: V231. 92

文献标识码: A

Method to predict the blade vibration stress induced by wake flow

WANG Mei^{1,2}, JIANG He-fu², LÜ Wen-lin¹

(1. School of Power and Energy, Northwest Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Gas Turbine Establishment of China, Chengdu 610500, China)

Abstract: This paper aims at researching the influence of the wake flow from the stator vanes of the previous stage acting on the following rotor blades. The wake flow of stator vanes and the unsteady flow in the passage of rotor blades were solved by using oscillating fluid mechanics theory and parametric polynomial method. Then the aerodynamic pressure field obtained from the analysis of unsteady aerodynamics was transformed to the form of load pressure field which is suitable to the analysis of structure dynamics. The damping coefficient of response applied to the analysis was achieved from the experimental result. Thus, the response of each harmonic can be calculated first, and then the whole response can be achieved by superimposing the responses of all harmonics. From solving the flow fluid to solving the structure response, a semi-empirical method for engineering application was established to predict the vibration stress of blades induced by wake flow.

Key words: aerospace propulsion system; wake; unsteady flow; oscillating fluid mechanics theory; parametric polynomial method; Fourier series; damp; response; blade vibration

收稿日期: 2006-4-11; **修订日期:** 2006-09-28

作者简介: 王 梅(1976-), 女, 四川内江人, 中国燃气涡轮研究院工程师, 硕士, 主要从事航空宇航推进理论与工程.

随着叶轮机械中叶片振动故障的不断增加,人们越来越重视对叶片所受到的非定常激振力及其对叶片振动影响的研究。但是这个课题具有跨学科的特点,它涉及到非定常空气动力学和结构动力学两个专业,所以非常复杂。单从非定常空气动力学方面来说,已具有相当的难度。虽然在确定尾迹特性方面,计算分析和实验方法上都已经比较成熟,但对尾迹作用下,下游叶片排通道内非定常流场的计算却比较困难。另外,如果单从振动响应计算来说,目前在理论计算方面已比较成熟,但是,在阻尼的确定方面却又是一个难点,目前尚无成熟的理论和有效的试验方法。最后,还牵涉到两个专业的接口问题,这也正是有效预测叶片动力响应的一个瓶颈。它包括如何把气动计算得出的非定常气动力转换为适合于强度响应计算的载荷压力场,引入有限元分析,更进一步的发展要求将结构分析给出的叶片振动响应引入流场分析,以便准确地预测气动阻尼。正是由于以上这些难点,叶片在非定常流场扰动条件下的响应预测技术一直进展较慢。由非定常流动导致的叶片高周疲劳问题乃至结构完整性问题已成为进一步提高发动机气动性能的重大障碍。

由于尾激流对动叶激振分析的困难性,目前国际上开展的研究仍以试验为主,同时也开展一定的数值研究,但很少有建立在三维非定常粘性流动分析的基础上的,进行过实验验证的方法就更少了。同时由于此课题的重要性,各发达国家均十分重视该领域的研究。

1 尾流激振的机理^[1-3]

尾流是由结构对气流的阻碍造成的。在轴流式压气机中,由于叶片尾缘及附面层的影响,将引起叶栅出口气流速度的亏损,形成尾迹,特别是当叶栅排之间的轴向距离很小时(在航空发动机中,转、静子之间的轴向间距一般只有叶片宽度的10%~15%,有的只有7~8 mm),尾迹引起的速度凹坑来不及恢复,尾迹区的气流速度亏损很大,可达40%~50%。它导致叶栅通道中的总压沿周向呈非均匀分布。又由于下游叶栅与上游叶栅有一相对转速,因此,下游叶栅入口处的气动参数是周期变化的,这样,转子叶片便会受到周期性激振。此非均匀流对转子叶片的激振是叶片动应力产生的重要原因,它直接关系到叶片的寿命与安全。

用傅氏级数对周期激振力进行展开,可将其

分解成为不同阶次的(与发动机转动角速度 Ω 成整数倍频率关系)谐振力。当谐振力的频率与转子叶片的某一阶自振频率接近或相等时,就会激起叶片共振。

对于叶片均匀分布的叶栅,除了叶片尾迹外,气流参数沿周向是均匀的。转子每转一周,仅受到间隔相等、形状相同的 n 个尾迹激振, n 为导向叶栅叶片数。这时,激振力的频率可以表示为:

$$f = jn\Omega \quad j = 1, 2, 3, \dots \quad (1)$$

其中, j 为谐振力阶次。通常,由于叶片数 n 较大,故激振力频率较高,在发动机工作转速范围内不会激起转子叶片的低阶共振。

在本文中,只研究均匀叶栅的尾迹引起的高频振动问题。

2 振荡流体力学理论与参数多项式方法简介^[4]

2.1 振荡流体力学理论

借助数学工具,可以将任何形式的振荡视作若干个简谐振动的叠加,而每个大的简谐振流量也可视做若干个微小简谐振流量之和,即非定常流动参数可以表示为:

$$q = \bar{q} + \sum_{j=1}^m \bar{q}_j e^{i\omega_j t} \quad (2)$$

式中振荡参数的振幅 $\bar{q}_j$,既包含了模 $|q_j|$,也包含了相位 α ,即 $\bar{q}_j = |q_j| e^{i\alpha}$;而 $\omega = j^* \omega$, ω 为振荡频率。

流动的非定常参数仅仅由定常参数 q 、振幅参数 $\bar{q}_j$ 和振荡频率 ω 来确定,而振幅参数本身与时间 t 无关,仅仅是一个与空间坐标有关的复数。这样就为求解非定常流带来极大的方便,即有可能将求解与时间有关的非定常方程转化为只是求解与时间无关的振幅方程。

2.2 参数多项式方法

任何复杂的流动,其流动参 $q(x, y, z)$ 数总是可以表示为其坐标变量的多项式:

$$q(x, y, z) = A_1(z) + A_2(z)x + A_3(z)y + A_4(z)x^2 + A_5(z)xy + A_6(z)y^2 + \dots$$

用参数多项式方法求解流场,其本质是通过将流动参数多项式代入基本方程,从而使求解流动参数的问题转化为求解流动参数多项式系数的问题。

但是,用一个项次有限的多项式来模拟一个极为复杂的流场,总是会有相当的误差的,而工程

实际应用的可能性又不允许采用很多项的多项式表达式,这当然会对计算产生一定的误差.为了尽量减少计算过程中的误差,可采取的措施主要有:流量校正法,即要保证每一个计算截面上的流量相同.

3 流场的计算

整个流场的求解步骤可以归纳如下:

步骤 1:尾迹流场的求解;

步骤 2:对尾流场进行傅立叶分解;

步骤 3:取其定常项进行转子叶片通道内定常流场分析;

步骤 4:在已知定常流场的基础上,取傅立叶分解的前几阶正弦项分别进行转子叶片通道内非定常流场分析;

步骤 5:将前几阶非定常流场解进行叠加而得到整个非定常流场解,从而得到转子叶片上的非定常压力分布.

3.1 边界条件

槽道内沿壁面相对速度为零: $\omega_a = \omega_b = \omega_c = 0$,包括叶片壁面和流道子午壁面.

对于叶片槽道外,则要应用周期性边界条件.

因为基本方程是以参数多项式系数的导数作为待求变量的,则边界条件的表达式还应改造成以参数多项式系数的导数表达的形式.

3.2 流量校正^[4]

为减少误差,可以对每个计算截面进行流量校正.

例如在第 i 个计算截面上得到的速度为:

$$\omega_i = C_1 r^3 + C_2 r + C_3 \theta + C_4 \theta + C_5 r \theta + C_6 \quad (3)$$

把轴向速度在叶片 i 截面上进行面积积分,即可得到通过 i 截面的流量:

$$G_i = \iint \omega_i r dr dt \quad (4)$$

设精确的流量为 G ,则 G_i 和 G 之间存在一定的误差,本文的流量校正原理假定流量的误差是按比例分配于各个参数多项式系数之中的,即若有 $G/G_i = k$,则采用参数多项式的校正措施为:令

$$C_1 = C_1 k, C_2 = C_2 k, C_3 = C_3 k,$$

$$C_4 = C_4 k, C_5 = C_5 k, C_6 = C_6 k$$

这样,用校正后的参数多项式系数进行下一个计算站的计算,从而确保沿各计算站的流量相等.

3.3 气动计算算例

取某压气机试验件的零级导叶及一级转子叶片为例,计算了在零级导叶尾迹流场的作用下,一级转子叶片受到的非定常气动力.

由静子叶片尾迹流场得到转子叶片进口截面约 1/2 叶高处沿一个栅距的总压分布见图 1 所示.

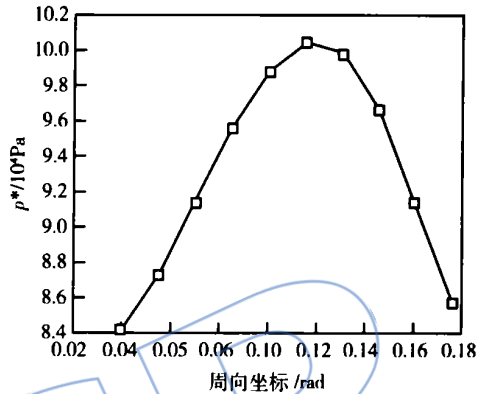


图 1 转子叶片通道进口截面约 1/2 叶高处沿一个栅距的总压分布图

Fig.1 Total pressure distributing about 50 % span through one pitch of rotor blade passage inlet section

由转子叶片进口处气动参数傅立叶分解的定常项作为输入条件,得到转子叶片通道内的定常流场解(假定转子叶片静止不动).其叶盆和叶背在叶中部位的的压力分布见图 2 所示.

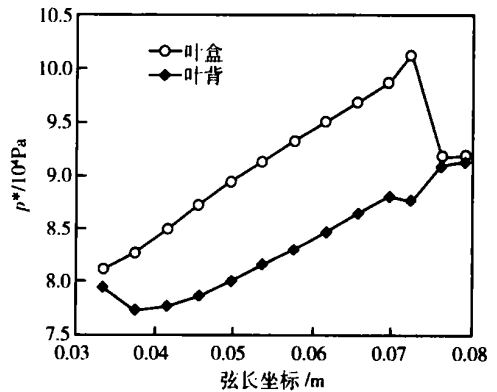


图 2 转子叶片叶盆和叶背在叶中部位的的压力分布

Fig.2 Pressure distributing about 50 % span of rotor blade's suction and pressure side

在已知定常流场的基础上,取傅立叶分解的前三阶正弦项分别进行转子叶片通道内非定常流

场分析. 由此得到在前三阶谐波作用下, 转子叶片约 1/2 叶高处非定常压力的幅值沿叶片表面的分布见图 3 至图 5.

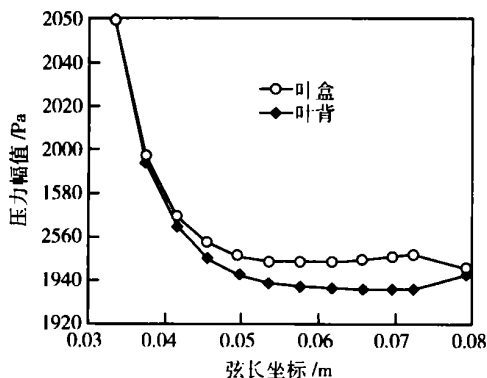


图 3 叶片约 1/2 叶高处非定常压力的幅值沿叶片表面的分布(一阶谐波)

Fig. 3 Unsteady pressure amplitude distribution along blade's surface about 50 % span(1st harmonic)

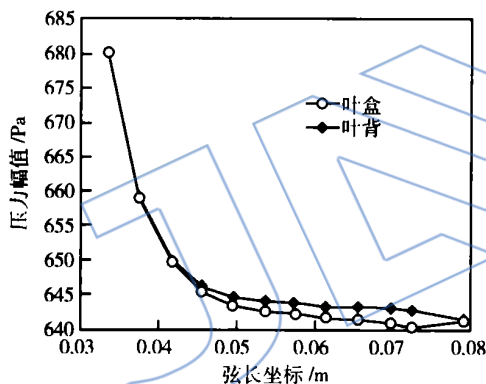


图 4 叶片约 1/2 叶高处非定常压力的幅值沿叶片表面的分布(二阶谐波)

Fig. 4 Unsteady pressure amplitude distribution along blade's surface about 50 % span(2nd harmonic)

4 非定常气动力的转化

由于响应分析是采用大型通用有限元程序 ANSYS 来进行分析的, 所以必须首先把非定常气动分析结果转化为适于 ANSYS 谐响应分析的加载形式.

由非定常气动流场计算的介绍可知, 非定常流场的计算结果为气动压力场分布的形式. 而在 ANSYS 压力谐响应分析中, 压力或者任何形式的面力都是不能加入初相角这一项的, 因此必须把气动计算结果的形式作一定的转化.

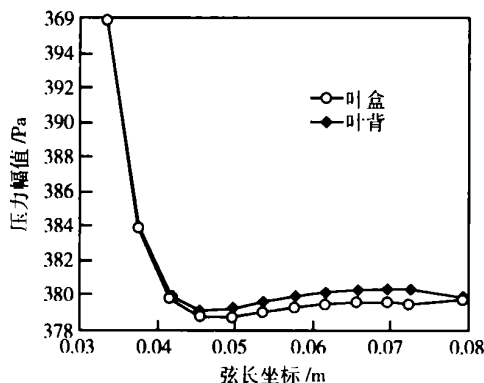


图 5 叶片约 1/2 叶高处非定常压力的幅值沿叶片表面的分布(三阶谐波)

Fig. 5 Unsteady pressure amplitude distribution along blade's surface about 50 % span(3rd harmonic)

在本文中, 为了便于在 ANSYS 中加载, 把叶片表面的压力幅值等效地转化为了有限元节点在三个坐标方向的节点力, 通过把气动压力幅值转化为节点力的形式, 即可实现在 ANSYS 中的加载, 同时可以考虑初相角的影响.

5 振动响应分析中关于阻尼的考虑^[5,6]

计算结构的振动响应时, 阻尼因素的影响较大, 尤其是在结构发生共振的时候. 但是, 如何把阻尼因素的影响加入动力响应计算中, 到目前仍是一个很困难的问题. 因为产生阻尼的因素很多, 机理也很复杂. 整体阻尼矩阵 C 取为:

$$C = \alpha M + \beta K \quad (5)$$

α 和 β 由下式确定, 即:

$$\alpha = \frac{2(\xi_i \omega_i - \xi_j \omega_j)}{(\omega_i + \omega_j)(\omega_i - \omega_j)} \omega_i \omega_j \quad (6)$$

$$\beta = \frac{2(\xi_i \omega_i - \xi_j \omega_j)}{(\omega_i + \omega_j)(\omega_i - \omega_j)} \quad (7)$$

式中, ω_i 和 ω_j 分别为第 i 和第 j 阶固有频率, ξ_i 和 ξ_j 分别为第 i 和第 j 阶振型阻尼比.

对于本论文中的计算模型, 采用的是 Ti17 平板模拟叶片的试验结果推导出的阻尼系数 α 和 β . 首先, 平板试验件是在空气中通过自由振动衰减法测取各阶振型衰减系数的; 其次, 平板试验件与本论文中的计算模型的长、宽尺寸基本相当; 再者, Ti17 和本论文中计算模型的材料 YZTC11 的材料性能很相近; 另外, 两种叶片的前三阶固有频率也很接近, 见表 1, 所以, 在本文中做了一个这

样的近似替代.

表 1 模拟叶片和本论文计算模型
(转子叶片)固有频率比较

Table 1 Inherent frequency compare of simulated blade and the calculating model (rotor blade) in this thesis

固有频率/ Hz	第一阶	第二阶	第三阶
计算模型	600	1 566	2 103
平板叶片(实测)	366	1 542	2 225

由平板叶片在空气中测量出的前三阶固有频率及由各阶振型衰减系数推出的阻尼比见表 2.

表 2 叶片在空气中测量出的前三阶固有频率及其对应的阻尼比

Table 2 Blade 's former three inherent frequency in air and the corresponding damp ratio

平板叶片	第一阶	第二阶	第三阶
固有频率/ Hz	366	1 542	2 225
振型阻尼比/ %	0. 084	0. 006	0. 023

根据公式(6)及(7),以及平板叶片的固有频率及振型阻尼比,可确定阻尼系数.这里,由平板叶片振动的一、三阶固有频率及振型阻尼比可推导出阻尼系数 α 为 0. 603 5, β 为 $8. 483 5 \times 10^{-8}$.

6 转子叶片振动响应分析

有了各阶谐波作用下的载荷压力场及阻尼系数,即可进行各阶谐响应分析.承接前面的气动算例继续进行谐响应分析,则可得到前三阶谐波作用下,转子叶片叶身等效应力分布,见图 6 至图 8.

7 转子叶片高周疲劳分析

如果平均应力为 σ_m , 振动应力幅为 σ_a , 以 10^7 为循环基数的脉动循环的条件疲劳极限为 σ_1 , 材料的拉伸强度为 σ_b , 由 Goodman 曲线的几何关系可得到疲劳寿命储备系数 R_x 为:

$$R_x = \frac{\sigma_b \sigma_1}{\sigma_a \sigma_b + \sigma_1 \sigma_m} \tag{8}$$

在本文的算例中,如果把各阶振动应力的最大幅值叠加起来认为是最大振动应力,显然比较保守,但也可得出偏于安全的结果.前三阶的最大振动应力幅值加起来为: $0. 333 + 0. 513 + 0. 180 = 1. 026$ (MPa). 在叶尖处的稳态应力不大于 20

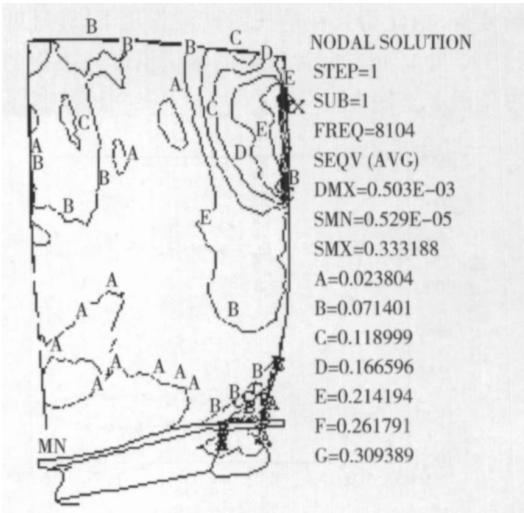


图 6 一阶谐波作用下叶身等效应力幅值分布 (MPa)

Fig. 6 Equivalent stress amplitude distribution on blade body under the 1st harmonic (MPa)

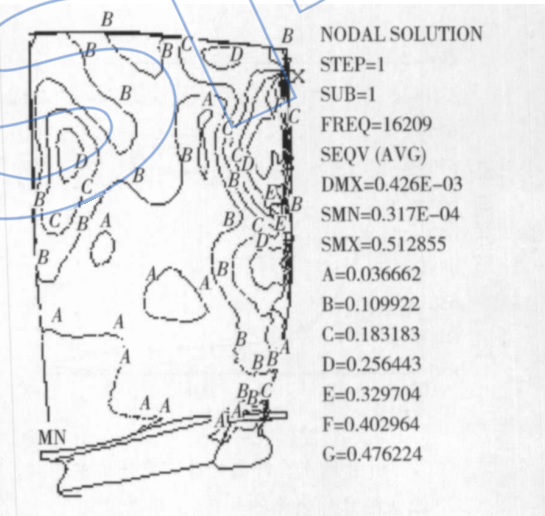


图 7 二阶谐波作用下叶身等效应力幅值分布 (MPa)

Fig. 7 Equivalent stress amplitude distribution on blade body under the 2nd harmonic (MPa)

MPa 左右. 叶片材料在室温下, 循环次数为 10^7 时的旋转弯曲疲劳极限为: $\sigma_1 = 490$ MPa, 拉伸强度为 $\sigma_b = 1 015$ MPa, 屈服强度为: $\sigma_{.2} = 865$ MPa. 则高周疲劳寿命储备系数为:

$$R_x = \frac{\sigma_b \sigma_1}{\sigma_a \sigma_b + \sigma_1 \sigma_m} = \frac{1 015 \times 490}{1 015 + 1. 026 + 490 \times 20} = 45. 875$$

高周疲劳寿命储备系数较大, 叶片叶身部分是符合高周疲劳寿命要求的.

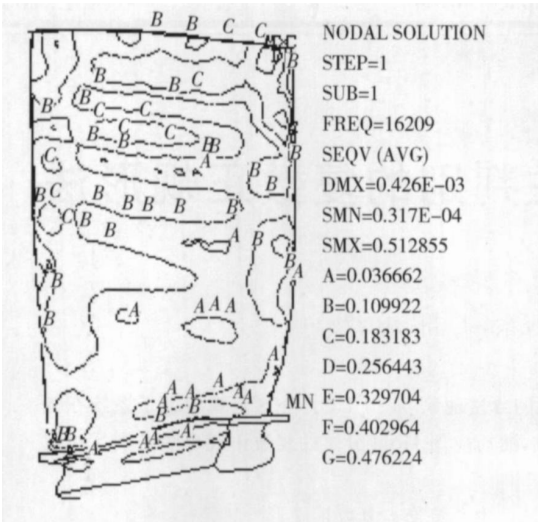


图 8 三阶谐波作用下叶身等效
应力幅值分布 (MPa)

Fig. 8 Equivalent stress amplitude distribution on
blade body under the 3rd harmonic (MPa)

8 结 论

把已有的气动计算方法和强度计算方法整个地串起来,为工程应用初步建立起了一个尾流激振情况下叶片振动应力预估的半经验方法.

采用振荡流体力学理论与参数多项式方法求解静叶尾迹作用于动叶的三维非定常气动力,使

问题得到了简化,得到了很好的解决. 对于阻尼,则根据已有的试验结果进行近似地替代,以使响应计算能顺利地进行.

这套半经验的方法还存在一些不足之处. 从气动方面来说,参数多项式方法虽然有其快速的特点,但却以其精度受到一定影响为代价. 而在响应计算中,阻尼的取法也使响应计算结果的准确性受到一定的影响.

参考文献：

[1] 夏邃勤、吕文林. 尾迹激振与旋转失速航空发动机设计手册 (第十八分册) [M]. 北京:航空工业出版社,1996.

[2] 沈达宽,欧阳绍泽,陈群. 燃气涡轮发动机不均匀导流叶栅及其尾迹对工作叶片的振动分析和计算 [R]. 西安:西北工业大学科技资料,1985.

[3] 欧阳绍泽,沈达宽,陈群. 叶轮不均匀导向叶栅及其尾迹对转子叶片的激振研究 [J]. 西北工业大学学报,1987,5 (4): 401-407.

OU YANG Shaoze, SHEN Dakuan, CHEN Qun. A study of blade vibration induced by non-uniform cascade and its wakes in turboengine [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 1987, 5 (4): 401-407.

[4] 陈佐一. 流体激振 [M]. 北京:清华大学出版社,1998.

[5] 饶寿期. 有限元法和边界元法基础 [M]. 北京:北京航空航天大学出版社,1990.

[6] 季文美,方同,陈松淇著. 机械振动 [M]. 北京:科学出版社,1996.