

文章编号:1000-8055(2011)01-0108-07

进气畸变下压气机叶片强度分析

张明明¹, 侯安平¹, 贺小帆², 李绍斌¹, 梁超²

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力科技重点实验室, 北京 100191;

2. 北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100191)

摘 要: 介绍了一种考核进气畸变对压气机叶片强度影响的分析方法. 通过对压气机全周数值模拟, 分析进气总压畸变下转子叶片响应的非定常压力场; 并对叶片进行模态及应力的有限元分析, 研究进气畸变对叶片强度特性的影响. 分析表明, 周向总压畸变不但会降低压气机效率、稳定裕度等气动稳定性, 而且会引起叶片气动力在周向分布的不均匀, 对其强度产生重要影响.

关 键 词: 压气机; 总压畸变; 数值模拟; 叶片强度; 流固耦合

中图分类号: V231.9

文献标识码: A

Intensity analysis of blades in axial compressor with inlet distortion

ZHANG Ming-ming¹, HOU An-ping¹, HE Xiao-fan²,

LI Shao-bin¹, LIANG Chao²

(1. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engines,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100191, China;

2. School of Aeronautics Science and Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: A method of examining inlet distortion for intensity of compressor blades was described. A CFD (computational fluid dynamics) modeling of entire compressor flowpath was conducted to analyze the pressure fluctuation on the rotor blades due to inlet total-pressure distortion. A finite element model of the blade was then used to analyze the modal frequencies and stress, providing information on the fatigue failure potential and sensitivity to the imposed distortion. Results show that circumferential total-pressure distortion not only causes the decrease of efficiency and stall margin of compressor, but also leads to nonuniformity of aerodynamic force of blades at different circumferential positions, producing an important influence on the blade intensity.

Key words: compressor; total-pressure distortion; numerical simulation;
blade intensity; fluid-solid coupling

近年来航空发动机高性能的发展趋势对发动机压缩系统的稳定性提出了更高的要求. 而在所

有影响发动机稳定裕度的降稳因子中进气畸变往往起决定性作用^[1]. 飞机的机动飞行以及不同的

收稿日期: 2009-12-08; 修订日期: 2010-04-06

基金项目: 国家自然科学基金(60934001)

作者简介: 张明明(1982—), 男, 河北邯郸人, 博士生, 主要从事叶轮机气动稳定性流固耦合方向研究.

工作状态都会诱发流动分离;同时有的进气道本身(如 S 形)也会引起流动的不均匀,造成发动机进气畸变。

进气畸变不仅影响发动机的气动稳定性,严重者产生旋转失速甚至喘振现象;而且它在叶片表面的气动激振力作用还会诱发叶片振动^[2],引起疲劳失效等问题^[3]。如果激振力与叶片固有频率接近,还会发生共振现象,加速叶片的振动破坏。所以开展叶片对进气畸变的气动响应分析^[4-5]以及疲劳强度的分析研究^[6-7]就显得尤为重要。

目前关于进气畸变研究的数值模型有平行压气机模型、激盘模型以及相应模型的改进和结合等等。但这些方法大多将对象简化为二维处理,对于压气机进气畸变流场的三维非定常性则无法精确地反映。随着计算机技术的高速发展,计算流体力学(CFD)方法得到了广泛应用,全三维计算方法也应用于进气畸变的研究^[8-10]。

在对叶片强度的分析过程中,不仅要考虑叶片本身结构的特点,还需综合进气畸变对叶片气动应力的影响。这属于流体与固体相互作用的复杂耦合物理场问题。目前流固耦合分析主要有强耦合和弱耦合两种。强耦合需要对气动和结构方程同时求解;而弱耦合则通过气动和结构方程计算节点的相互插值实现数据交换。

本文对某压气机转子进行全三维进气畸变数值模拟,分析总压畸变对转子流场的影响。并借助有限元程序 ANSYS 对叶片进行进气畸变下的流固单向弱耦合分析,以此来对叶片进行强度校核和疲劳特性分析,探讨进气畸变对发动机叶片强度影响的分析方法。

1 数值方法

1.1 流体控制方程

数值计算的控制方程采用非定常雷诺平均 Navier-Stokes(N-S)方程,进口湍流度给定 5%,湍流模型选用 $k-\epsilon$ 模型,空间离散采用迎风格式,时间采用二阶欧拉后差格式。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} &= 0 \\ \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} &= \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ji}}{\partial x_j} \\ \frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j H)}{\partial x_j} &= \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \frac{\partial(u_i \tau_{ji})}{\partial x_j} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中 u_j, u_i 为速度矢量; ρ 为密度; p 为压力; H 为

总焓; e 为内能; τ_{ji} 为黏性应力张量; q_i 为热通量矢量。

1.2 固体结构方程

假设转子各个叶片的力学特性相同,其固体结构方程为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \quad (2)$$

式中 x 为位移, M 为质量矩阵, C 为阻尼矩阵, K 为刚度矩阵, F 为气动载荷。通过有限元模态分析得到叶片的各阶固有频率和振型。在流固交界面上将流体计算得到的网格点压力数据插值到结构计算的网格节点上,完成数据交换的过程,并得到气动载荷作用下的叶片应力、应变场。

1.3 技术途径

针对由于进气畸变导致压气机产生的不稳定流动及对压气机叶片强度的影响,对某压气机转子进行全三维进气畸变数值模拟。通过流固耦合数值方法,计算得到典型工况下压气机叶片的气动载荷、应力应变场,分析对比均匀进气和进气畸变的叶片卸载变化及产生机理;在此基础上对叶片进行强度校核,并分析进气畸变诱发非定常载荷作用下叶片关键部位可能产生的高周疲劳等特性,探讨结构失效机理;其分析流程可由图 1 表示。

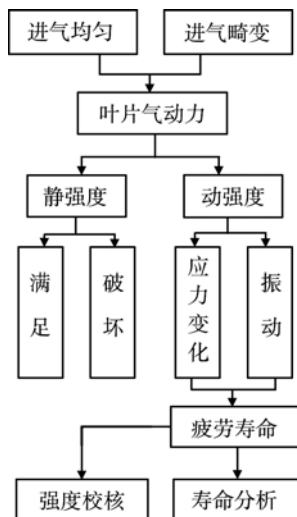


图 1 分析流程

Fig. 1 Analysis process

2 进气畸变数值模拟

2.1 计算模型

本文的研究对象为跨声速压气机转子,其中叶片数 24,叶尖弦长 115.2 mm,叶根弦长 103.5 mm,进口轮毂比 0.379,叶尖间隙 1.3 mm,设计

转速 11150 r/min.

考虑到计算时间的限制,同时为了较准确地捕捉到叶片在进气畸变下表面压力的变化,在气动参数梯度小的区域网格相对稀疏,而在梯度大的区域网格较密(如图2),并考虑了叶片加工的根部倒圆(如图3).

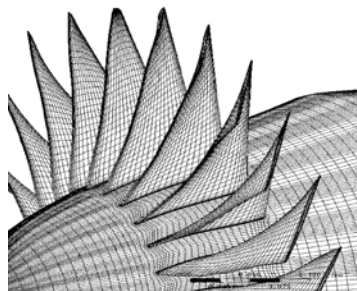


图2 全三维转子计算网格

Fig. 2 Mesh on rotor domain

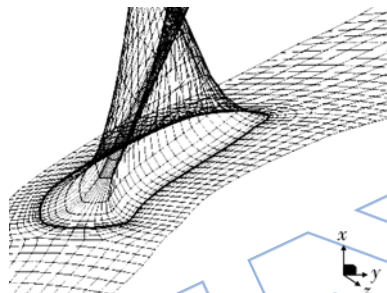


图3 叶根网格

Fig. 3 Mesh on blade root domain

2.2 边界条件及畸变指标

计算进口边界条件给定总温、总压、轴向进气;出口给定平均静压,满足径向压力平衡方程;固壁边界采用绝热、无滑移边界条件.

为了描述气流的不均匀程度,引入畸变指标的概念,定义为

$$D = \frac{p_{1\max}^* - p_{1\min}^*}{p_{1av}^*} \quad (3)$$

式中 $p_{1\max}^*$ 为非畸变区平均总压, $p_{1\min}^*$ 为畸变区平均总压, p_{1av}^* 为压气机进口平均总压. 本文畸变区形式为进口周向总压畸变,处于压气机转子叶片上游 $0.5D_k$ 处 (D_k 为压气机进口直径),扇形畸变区角度选取 60° ,畸变区与非畸变区内总压均匀分布,如图4所示.

2.3 总压畸变对转子流场影响的分析

在算例验证中计算了设计转速下均匀进口的转子特性,并与实验结果进行对比,如图5所示.在最高效率点,数值结果与实验数据接近,而压比

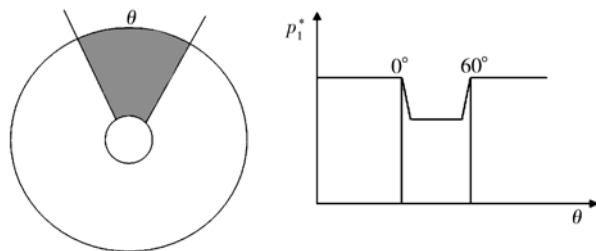


图4 进口畸变周向总压分布

Fig. 4 Inlet total-pressure in circumference distribution

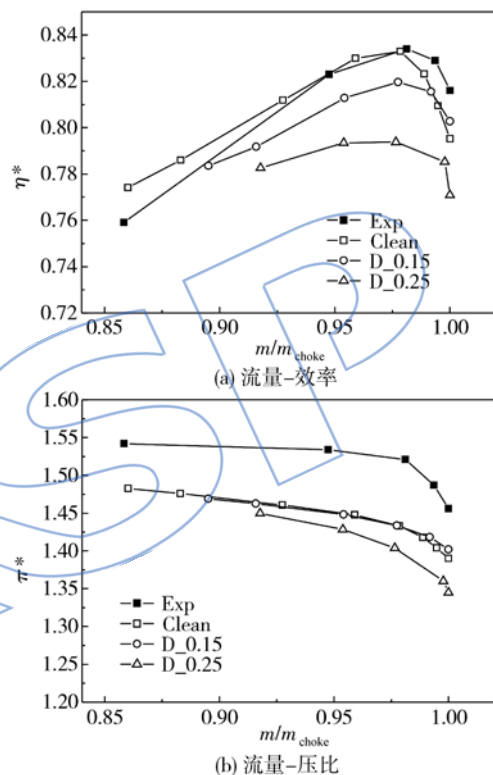


图5 转子特性线

Fig. 5 Rotor characteristic line

相差 5.7%. 另外分析转子特性曲线可知进口周向总压畸变使转子效率、压比、稳定裕度明显下降,并且畸变程度越大,性能越差. 由于在峰值效率点处数值结果的误差较小,在下文的流场分析中针对畸变度为 0.25 ($D_{0.25}$) 算例的峰值效率点处进行.

由于进口总压畸变的影响,转子进口处的静压也随之发生改变,畸变区内的静压明显低于非畸变区. 同时受到畸变流场和转子旋转的共同作用,非畸变区内的静压呈现类正弦变化,如图6所示. 畸变流场中静压在叶根处相对变化幅度较小,而叶尖处变化幅度最大,但各叶高处的变化趋势一致. 同时的高低压交界处受压差影响会有周向流动,方向指向畸变低压区,从而使动叶相对进口

气流角发生变化. 这也会导致动叶气流攻角的变化和转子对气流加功量的不均匀.

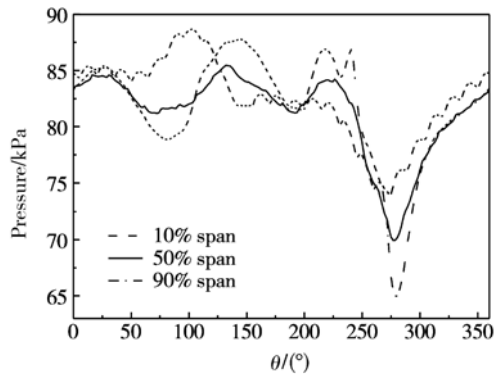


图 6 动叶进口处不同叶高静压分布

Fig. 6 Inlet static pressure distribution at different spans

动叶在旋转过程中受到不均匀流场的周期性作用, 在不同周向位置时的气动参数必然存在差异. 如图 7 所示, 叶片在畸变区内运动时激波的位置和强度都发生了变化.

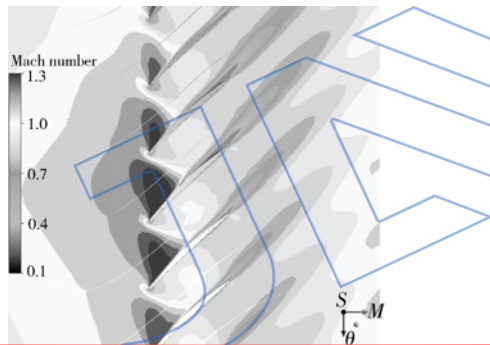


图 7 50%叶高处相对马赫数分布

Fig. 7 Relative Mach number distribution at 50% blade span

动叶相对于畸变区位置是不断变化的, 流动内的流动具有很强的非定常性. 为了便于分析本文选取某一动叶, 分析其在旋转过程中不同时刻周向位置时的叶片表面静压的变化. 将动叶旋转一周分为 24 个时刻, 其中 Blade 1 时刻时叶片前缘即将进入畸变区; Blade 5 时刻时叶片前缘即将离开畸变区; Blade 14 时刻叶片位于远畸变区.

从图 8 中可以看出, 在叶片进入畸变区运动的过程中, 受静压畸变的影响 Blade 4 时刻叶片表面静压较 Blade 1 时刻迅速下降, 而且吸力面压力下降得更快. 此时畸变区域内叶片前 60% 弦长的压力面和吸力面压差进一步拉大, 动叶前半部载荷加大; 而后半部变化不大. 从 Blade 5 时刻

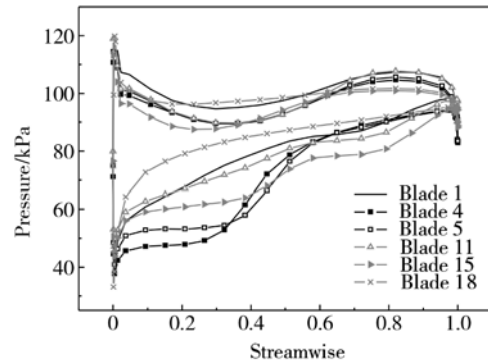


图 8 50%叶高处的静压分布

Fig. 8 Static pressure distribution at 50% blade spanwise

开始动叶离开畸变区, 叶片表面静压逐渐上升, 动叶载荷减小, 到 Blade 11 时刻恢复到畸变区前水平. 在前面对叶片前缘周向静压分布的分析中得知即使在非畸变区静压也会有一类正弦式的波动, 而叶片也必然会对这一现象有所响应. 叶片在 Blade 15 时刻到达非畸变区静压波动的第一个波谷, 在运动过程中叶片表面静压再次下降; 由于吸力面静压相对下降较快, 从而叶片载荷再次加大. 随着叶片前缘压力的又一次升高, 动叶表面静压值又迅速升高, 尤其吸力面压力, 载荷随叶片在 Blade 18 时刻到达静压波动波峰时达到极小值, 而并非 Blade 14 时刻的远畸变区. 此后由于叶片前缘周向静压的重复性, 叶片表面静压又会从减小到升高, 重复相邻上一次变化的过程, 但波动幅度较小; 直到动叶旋转接近畸变区, 压力逐渐过渡到 Blade 1 时刻的状态. 在整体变化趋势中, 动叶对进气畸变的响应存在一定滞后性.

而在 90% 叶高处静压变化则有些不同 (见图 9). 在未进入畸变区前, 叶片对气流的做功主要

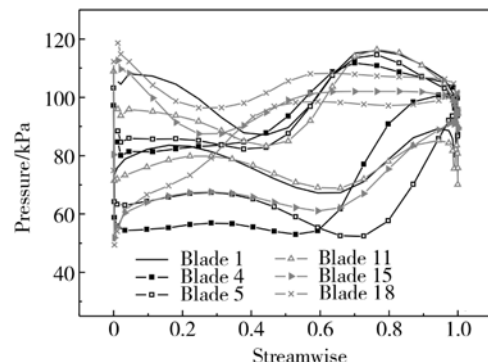


图 9 90%叶高处的静压分布

Fig. 9 Static pressure distribution at 90% blade spanwise

集中在后50%弦长,当叶片进入畸变区后叶片静压整体迅速下降,但叶片70%弦长后部分表面静压却较之前有所上升,叶片后部载荷也随之减小,载荷前移非常明显.但随着叶片退出畸变区,叶片前半部静压回升,后半部静压先下降后回升,逐渐恢复到畸变区前水平;叶片载荷也逐渐后移.而其他时刻静压的变化趋势与50%叶高处基本一致.

由以上分析可见,受周向总压畸变的影响不同周向位置动叶内的流动状况是完全不同的;即使是在相同的周向位置,径向参数的变化分布也存在差异,表现出强烈的三维非定常性.所以需要针对不同时刻不同径向位置处的通道流场,详细分析进气畸变对转子流场及动叶负荷变化的影响.同时叶片受畸变影响在不同周向位置时表面静压及负荷呈现明显变化,有必要分析其对叶片强度的影响.

3 叶片强度寿命分析

在早期的发动机设计中设计者已经认识到周向畸变能够产生转子叶片共振及疲劳问题.随着设计水平的提高,对这一机理的重视仍然没有减弱.本文结合计算得到的叶片气动激振力数据,对周向总压畸变条件下叶片的强度、振动特性及疲劳进行校核和分析.

3.1 计算模型及结果

选取流体计算中的叶片模型,材料为某高强度合金钢,密度 $\rho=7800\text{ kg/m}^3$,泊松比 $\mu=0.3$,弹性模量 $E=1.96\times 10^{11}\text{ Pa}$.单元模型使用Solid 45单元,采用叶根固支边界条件,有限元(FE)模型如图10所示.

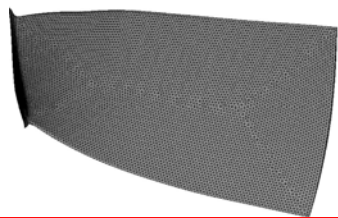


图10 叶片有限元模型

Fig. 10 Blade FE model

由于有限元网格与流体计算网格在流固交界面上不能完全重合,因此需要将气动计算得到的随时间变化的叶片三维网格点压力数据通过投影插值的办法传递到有限元模型的网格节点上.而这一数据传递交换的过程通过自编有限单元法程序实现,从图11可见其传递数据的准确度还是较

好的.

进气畸变下叶片在典型时刻位置时的应力云图如图12,图13所示.

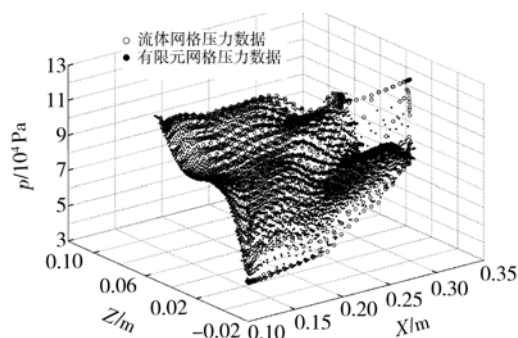


图11 数据传递结果

Fig. 11 Transferred data result

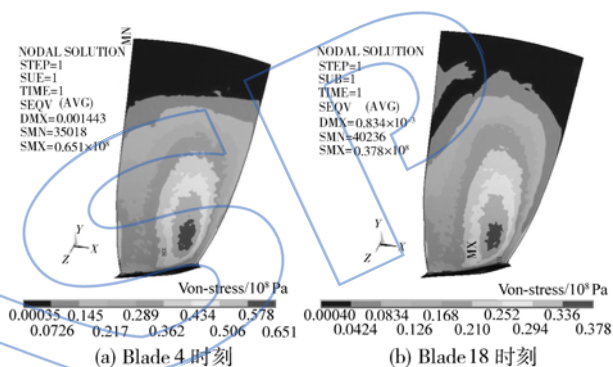


图12 气动力作用下叶片应力云图

Fig. 12 Contour of stress under aerodynamic force

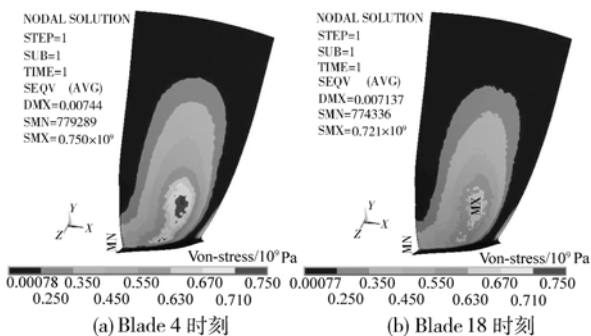


图13 气动力和离心力作用下叶片应力云图

Fig. 13 Contour of stress under aerodynamic force and centrifugal force

从叶片应力云图上可以看出,在动叶经历畸变区与非畸变区的旋转过程中叶片等效应力的极大值及区域是不断变化的.但等效应力的极大值基本产生在靠近尾缘根部区,所以疲劳失效点很可能在此区域,但还需对此区域应力变化作进一步分析.

在叶片旋转过程中受进气畸变的影响应力振

幅呈现周期性变化;并且一个周期内气动力作用下叶身最大等效应力值也出现波峰和波谷的类正弦波形特征(图 14). 叶片最大气动应力值的变化趋势也基本印证了在气动分析中得到的叶片表面静压的变化趋势. 如果不考虑波形的对称性,叶片结构将可能出现多级应力作用下的疲劳损伤积累,并导致疲劳问题. 而在均匀进气条件下叶身的最大等效应力也会出现波动,但幅度要相对小得多.

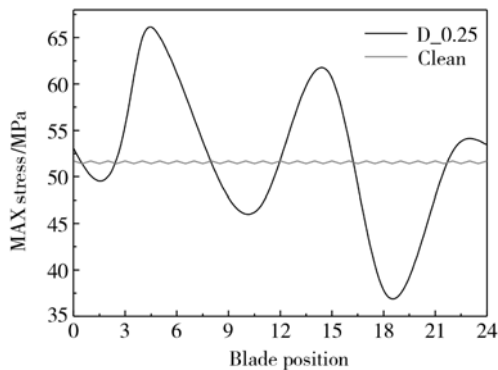


图 14 应力曲线

Fig. 14 Stress curves

3.2 叶片振动特分析

通过有限元模态分析可以得到叶片不同阶次的固有频率及振型,如表 1 所示. 其中计算所得叶片一阶频率与实验值(190~210 Hz)比较接近,误差在 2.4%.

表 1 叶片模态及频率

Table 1 Modes and frequencies of the blade

阶次	振型	频率/Hz
1	一弯(1F)	185.42
2	二弯(2F)	517.41
3	一扭(1T)	1052.7
4	三弯(3F)	1254.6
5	二扭(2T)	1717.2

周向进气畸变作为旋转叶片的激振源,其非均匀的进气条件表现为速度、压力等参数在压气机进口的变化,并对旋转叶片产生非定常周期性气动力作用. 高强度的进气畸变能够在压气机叶片中产生低阶或高阶的模态响应. 当动叶以一定转速不断经历周向不均匀的流场时,流场对叶片会产生周期性力的作用,叶片因而承受周期变化的载荷并产生振动. 当这种载荷变化的频率与叶片的某一基频一致时,就会发生共振,造成严重破

坏. 从 Campbell 图(图 15)分析可知,当 100% 转速的叶片周期性通过周向单畸变区时,其频率 185.8 Hz 与叶片固有一阶频率相耦合,会发生共振现象. 而且叶片三倍基频与固有二弯频率仅相差 7%,这在实际叶片工作中也是需要尽量避免的.

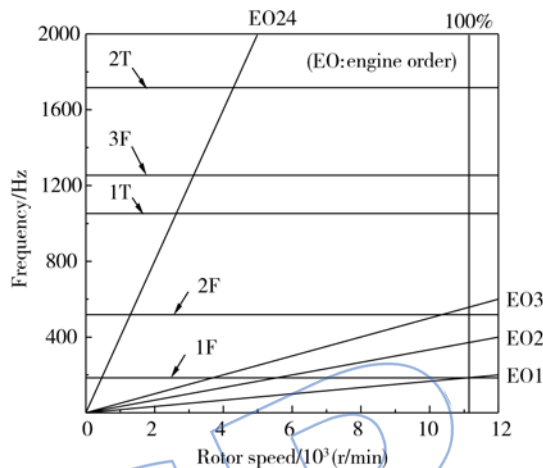


图 15 Campbell 图

Fig. 15 Campbell diagram

3.3 静强度校核

本文研究的压气机叶片材料抗拉强度 $\sigma_b \approx 1000 \sim 1200 \text{ MPa}$, 屈服极限强度 $\sigma_s \approx 850 \text{ MPa}$. 根据有限元计算压气机在进气畸变条件下工作时叶片根部的最大等效应力为 750 MPa, 没有达到材料的屈服极限,强度储备系数为 1.13.

3.4 疲劳强度分析

压气机叶片在实际工作时是在一个稳态工作应力基础上,又叠加了一个非稳态交变应力. 前者主要由于离心力作用,后者主要由实际使用时的随机载荷所致. 在本文中,压气机在畸变流场中工作,叶片受到畸变与非畸变的周期性作用,并由此产生了一个非稳态交变载荷(图 14).

疲劳强度幅值(σ_a)与平均应力(σ_m)的关系在工程设计时,为了方便使用一般均作简化. 参考文献[11]采用 Soderberg 直线

$$\sigma_a = \sigma_{-1} (1 - \sigma_m / \sigma_s) \quad (4)$$

取平均应力为压气机在进口均匀条件工作下的叶片应力水平($\sigma_m = 736.3 \text{ MPa}$),叶片材料的对称循环疲劳极限 $\sigma_{-1} = 500 \text{ MPa}$ (循环周次为 10^7),则平均应力为 736.3 MPa 下,其对应的疲劳强度幅值为

$$\sigma_a = 500 \times (1 - 736.3 / 850) = 66.8 \text{ MPa} \quad (5)$$

考虑到缺口影响系数 K_f 、表面加工影响系数

β 、尺寸影响系数 ϵ_d 等,疲劳应力幅值要进行修正. 根据文献[12],取 $K_f = 1.5$, $\beta = 0.85$, $\epsilon_d = 0.62$,这样叶片疲劳强度总折减系数为

$$K = \beta \epsilon_d / K_f = 0.85 \times 0.62 / 1.5 = 0.35 \quad (6)$$

所以当 $\sigma_m = 736.3 \text{ MPa}$ 时

$$\sigma_a = 0.35 \times 66.8 = 23.4 \text{ MPa} \quad (7)$$

在本压气机进口总压畸变算例中,叶片在近峰值效率状态点所受到的周期性最大应力与最小应力分别为 $\sigma_{\max} = 750.3 \text{ MPa}$, $\sigma_{\min} = 722.7 \text{ MPa}$,其应力的变化范围 $\Delta\sigma = 27.6 \text{ MPa}$,最大应力幅值 $\sigma_a = 14 \text{ MPa}$,小于式(7)计算所得应力循环幅值,所以叶片疲劳寿命循环周次将大于 10^7 .

考虑缺口影响等因素,叶片材料在 10^7 循环周次下对称循环疲劳极限为 175 MPa ,在本算例状态点叶片等效对称循环疲劳幅值为 104.7 MPa ,根据材料应力-疲劳寿命(S-N)曲线,此状态处于曲线右支,其疲劳寿命大于 10^7 循环周次.但随着压气机工作状态向失速边界靠近的过程中,进气畸变带来的影响会越来越大,应力的波动幅值也会加大.另外畸变强度的增加以及其他因素导致工作状态的进一步恶化都会使叶片工作应力的变化幅值大大增加.本文在气动数值模拟中暂未考虑振动,但在实际流场中叶片对进气畸变有振动响应,还有可能发生共振现象,这都会大大提高叶片的应力变化幅度,使之状态处于S-N曲线左支,从而无法保证叶片安全、可靠的工作.这时不仅要考虑最大应力和应力幅值的影响,还需要按照一定的累积损伤理论估算总的疲劳损伤,进行有限寿命的分析,所以叶片疲劳强度设计应该考虑进气畸变的影响,留有足够的疲劳强度储备.

4 结 论

1) 针对进气畸变对压气机叶片强度的影响,通过单转子全周三维非定常数值模拟分析叶片在总压畸变下响应的压力变化,并针对叶片的载荷变化进行了振动特性分析和强度校核,初步探讨了发动机叶片强度的分析方法.

2) 周向总压畸变导致压气机效率、压比下降,并引发静压畸变,使得叶片经历畸变区时相对气流角发生变化.畸变区内叶片表面静压下降,但负荷加大.

3) 周向总压畸变不但影响周向气动参数的分布,而且使得径向参数的分布和变化不尽相同,表现出强烈的三维非定常性.同时在整体变化趋势中动叶对进气畸变的响应存在一定滞后性.

4) 进气畸变导致压气机叶片工作应力的波动及最大应力值的增加;某些情况下还会引起叶片共振,这些都对其强度产生影响.因此叶片的强度和振动设计都要考虑气流畸变带来的影响,保证叶片工作的可靠性.

参考文献:

- [1] Cousins W T, Georges M J, Rezaei H. Inlet distortion testing and analysis of a high-bypass ratio turbofan engine [R]. ISABE Paper 2003-1110, 2003.
- [2] Kenyon J A, Rabe D C, Fleeter S. Aerodynamic effects on blade vibratory stress variations[J]. Journal of Propulsion and Power, 1999, 15(5): 675-680.
- [3] Awatef H, Keith N. Inlet distortion considerations for high cycle fatigue in gas turbine engine [R]. AIAA 1997-3364, 1997.
- [4] Danforth C E. Distortion-induced vibration in fan and compressor blading [J]. Journal of Aircraft, 1975, 12(4): 216-225.
- [5] Rabe D, Bolcs A, Russler P. Influence of inlet distortion on transonic compressor blade loading [R]. AIAA 1995-2461, 1995.
- [6] Wallace R M, King P S, Kenyon J, et al. Assessing fan and compressor blade HCF sensitivity to non-uniform inlet flows [R]. ASME GT2004-54264, 2004.
- [7] Mihigo J P, Malloy D J, Vining C R, et al. The need to address aeromechanical T&E requirements during engine inlet distortion testing [R]. ASME GT2009-59009, 2009.
- [8] ZHANG Yangfeng, CHU Wuli, LU Xingen. Numerical simulation of the effect of inlet distortion to the subsonic axial-flow compressor [R]. AIAA 2008-77, 2008.
- [9] 陈美宁, 朴英, 王大磊. 总压进气畸变对压气机转子气动影响的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2009, 24(8): 1793-1798.
CHEN Meining, PIAO Ying, WANG Dalei. Numerical simulation of the effect of total pressure inlet distortion on a compressor rotor [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(8): 1793-1798. (in Chinese)
- [10] 陶立权, 孙鹏, 钟兢军. 总压畸变对风扇流场影响的全流道数值研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(3): 643-651.
TAO Liquan, SUN Peng, ZHONG Jingjun. Numerical simulation of full annulus of a transonic fan with distorted inlet [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(3): 643-651. (in Chinese)
- [11] 吴成伟, 关振群, 郭杏林, 等. 大型离心压缩机叶轮叶片疲劳可靠性分析[J]. 装备制造技术, 2008(8): 1-3.
WU Chengwei, GUAN Zhenqun, GUO Xinglin, et al. Fatigue reliability analysis of blades of large centrifugal compressor [J]. Equipment Manufacturing Technology, 2008(8): 1-3. (in Chinese)
- [12] 赵少汴, 王忠保. 抗疲劳设计——方法与数据[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.