

推进系统结构整体化和 发动机完整性译文集

(三)



国外航空编辑部

1977.10

推进系統結構整体化和
發动机完整性譯文集

(三)

出版者的话

近年来,国外军、民用飞机推进系统接连不断发生事故,而且性质严重。这些事故大多涉及到发动机零部件的强度和结构的完整性。为此,美国空军航空系统部、海军航空系统司令部、陆军材料司令部、国家航空与航天局、空军科学研究处、空军飞行动力学研究所、海军部海军研究处、空军材料研究所和空军航空推进研究所等九个单位,于1974年9月联合召开了题为“推进系统结构整体化和发动机结构完整性”的讨论会。讨论会的目的在于交流情况,并介绍了美国在推进系统结构完整性方面的研究现状和今后的考虑。

美国“飞机杂志”1975年4月专门刊登了这次讨论会上的部分报告,共39篇;除一篇概论外,分六个部分:(1)推进系统相互作用气动力问题,4篇;(2)静态结构,5篇;(3)转动/静态结构界面,6篇;(4)转动结构和部件,10篇;(5)部件寿命分析,10篇;(6)试验技术,3篇。

鉴于这些资料在阐述推进系统结构完整性方面比较系统,涉及到盘、轴、叶片、轴承、封严、进气道等各方面的分析、计算、试验等,还谈到了断裂力学的应用问题。考虑这些资料对航空发动机的设计工作有一定的参考价值。根据毛主席“洋为中用”的教导,我们拟将39篇文章全部译出,分册出版,供有关部门参考。

参加这些资料翻译校对工作的有断裂力学情报站、上海汽车附件一厂、第606研究所、南京航院、北京航院、第621研究所等单位,特此致谢。

由于我们水平不高,在组织翻译出版工作中肯定有不少缺点和错误,欢迎读者提出批评意见。

目 录

推进系统相互作用气动力问题

30. 风扇和压气机叶栅中畸变导致的振动 (1)

静态结构

31. 涡轮导向叶片的陶瓷端壁 (17)

转动/静态结构介面

32. 滚珠轴承中打滑的通用化动力模拟 (27)
33. J 型密封装置 (38)
34. 固体润滑轴承元件中的传热机理 (49)

转动结构和部件

35. 利用包蕊材料的调谐阻尼器来控制喷气发动机部件的振动 (58)
36. 风扇和压气机叶片颤振的分析和预测方法的进展 (62)
37. 叶片振动设计验证中的一些关键因素 (75)

部件寿命分析

38. 转子碎片对发动机碎裂包容性耐冲纤维维护罩的冲击分析 (91)
39. 基于可靠性的最佳化检验和维修方法 (102)

风扇和压气机叶栅中畸变导致的振动*

摘 要

目前有一种较广泛的趋势就是只注意以失速有关的指标来评价空气喷气发动机系统可接受的进气畸变图谱, 本文将与此相反, 着重探索以其导致叶片疲劳的可能性来评价畸变特性的重要性。为了全面评价起见, 本文介绍了 8 种畸变引起振动的机理, 其中只有一种是以前资料讨论过的。虽然细致研究每种机理仍然有待于进一步研究定常和非定常气动力学方面的一些疑难问题, 但是可以推断, 畸变特性是可以具体通过估算有关叶片共振、分离气流的随机振动和颤振, 包括对非定常畸变中共振的试验性研究来加以鉴别的。叶片振动的畸变指标既被定义为是初始设计中需要注意防止的一种指标, 又被定义为是确保进气道气动力设计和叶栅气动力设计整体化的指标。

1. 引 言

如果几年来, 政府和工业部门在理解和控制畸变导致压气机失速裕度降低的研究方面取得了巨大的进展, 人们会怀疑这是否已经引起了一种偏见, 结果忽略了另一个发动机赖以生存的寿命问题, 意即避免了畸变导致的叶片振动疲劳问题。失速和叶片振动的根本原因的确是相互关联的, 甚至是在开始为了研究机翼颤振而发展起来所形成的早期非定常气动力学, 也对失速问题的理解有所贡献^[1-3]。有利于提高失速裕度而增大展弦比的趋向, 通常也有助于减少振动设计中的疑难问题至最低限度。叶片的振动特征, 有助于改进性能和失速的诊断。但是, 目的在于验证失速裕度而在过分严重情况下进行畸变的研究, 也可能产生与实际使用无关的叶片振动问题。

专心注意了畸变对性能方面的影响, 是否就不试图相对于可容许的畸变仅用与失速关联

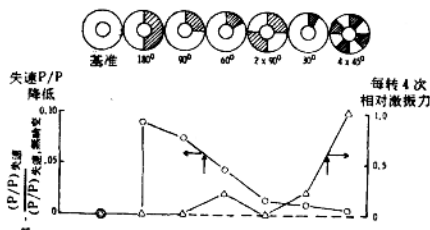


图 1 周向畸变对失速与叶片共振离散时的意义

* 本文作者为美国通用电气公司的 C.E. Danforth

的指标来规定设计及其应用吗？通常，在低到中等程度范围内，用畸变指标增量函数表示来给出性能的降低情况。但直到更高的量值，都不排除有结构的损坏。虽然，由失速规定的畸变指标，并不一定与畸变导致的叶片振动有必要的联系。这二个问题的物理现象，实际上可能会产生直接相矛盾的趋向。图1表示一有利于失速裕度的畸变图谱的逐步发展过程^[3]，但如阴影区所示，由基本动力学分析，在最有利失速裕度的情况下，则存在着产生最大叶片振动的可能性。

通用电气公司有一条总的经验表明，过去25年中制造的约20种不同的发动机中，只有二次是由于气流畸变引起的振动需要作有关零部件的修改：一次是由于侧风对进气道畸变所产生的振动而要在风扇叶片上加上凸台；另一次是多级压气机中由于内流畸变而需要改变叶片的频率。如此可以推想，长期在设计方面注意气流畸变对于叶片振动的影响，到目前为止对于克服这种问题是令人鼓舞的。

但是对高涵道比风扇，垂直起落飞机发动机以及大M数飞机来说，发动机的工作环境就更加恶劣和复杂了。图2表示某风扇试验的时间平均侧风畸变图谱。图3表示的是时间平均和动态畸变相结合的图谱。同时经济上成功地控制长寿发动机的振动取决于日益精确规定振动增量的界限。幸运的是这个领域的技术正在取得进展，例如周向畸变导致共振的直接计算就是一例。但是，亟待进一步取得进展的是，必须注意“自动”运用现有技术和通用化经验来避免由于盲目只用与失速关联的畸变指标极限而造成的“想不到”的损失。

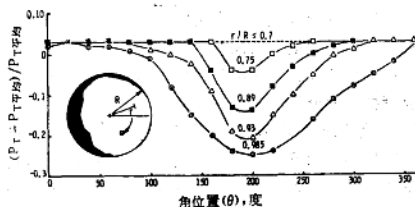


图2 严重侧风情况下高速风扇进口平面静止不动的畸变图谱

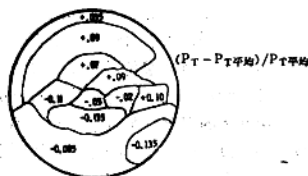


图3 任意试验时包括预期动态分量的畸变图谱

为此，本文将对典型的失速关联的畸变指标与畸变的形态，必须逐个考虑叶片振动的机理。除了一种在以前的资料中已经足够重视论述的转子叶片共振机理之外，将讨论近代设计中有重大意义的另外7种机理：1) 共振；2) 伴随叶栅中分离而来的激振所引起的随机振动；3) 其与临界工作温度下达到最大共振相结合的共振，或由静子叶栅匹配失调加重的畸变间接引起的共振。4) 稳定而无畸变级中由畸变引起的叶片不稳定性，或颤振。5) 进气道阵风激振；6) 上游紊流；7) 振荡的进口气流。

最后给出一个与叶片振动有关的畸变指标，是作为一种设计警戒指标提出的，并且已经有了一种减少误用这种准则到最低可能的相互警惕的联系措施。本文的讨论只限于风扇和压气机在失速之前工作状态中的叶片振动，对于失速，这里所指的并不是局部的“叶栅失速”，而是风扇和压气机作为一个整体的失速，这通常是不能容许的工作情况。风扇或压气机失速时的叶片响应本身是个专题。

II. 失速畸变指标对叶片激振效果的一般性考虑

努力用进气畸变的函数表示来预测失速恶化的程度已经发展出一系列描述畸变图谱的指标,从简单的总参数值 $(P_{T \max} - P_{T \min}) / P_{T \text{avg}}$ 到各种方法权衡压力减量的空间幅度,直到目前用的方法更趋复杂化的那些指标。但是,任何一个给定的畸变通常都可以看作是径向畸变与周向畸变这两种分量的叠加组合。

其中一种处理办法是把进气剖面分成 5 个等面积的同心圆环,分别计算其各分环的指标,

$$(IDC) = (P_{T \text{avg}} - P_{T \min})_i / P_{T \text{FA}}$$

$$(IDR) = (P_{T \text{FA}} - P_{T \text{avg}})_j / P_{T \text{FA}}$$

(FA = 进气剖面平均值, i = 圆环的位置号, AVG = 平均值, MIN = 最小值)

并将失速降压总的百分数表示成为这两个指标分量的加权值。例如,畸变的周向分量的加权系数则反映,压力减量的相对面积幅度和周向畸变的瓣数;通常总优先给出靠近内径和外径处的这两个圆环的指标,甚至可把中间环区的指标排除在外。加权系数(weighting factors)取决于压气机的这些参数,如等转速下的载荷-流量特性曲线的斜率,叶栅的根部相对于其尖部的载荷等。按失速时以一转为量级的驻留(resident time)时间“瞬时”图谱的关系,非定常畸变常被折合成在失速效果上等效的定常畸变。

与影响失速指标加权系数的变量相反,畸变引起叶栅振动的严重程度取决于输入叶栅能量的有效性——实质上这是激振力分布和叶栅型式一种耦合的情况。对给定的激振强度而言,其引起响应的有效程度将正比于适用的拉格朗基(Lagrange)广义力,对于无扭叶片来说,即为 $\int (u/u_0)(w(z)/w_0)dz$, 式中 u/u_0 = 规范化振型位移(normalized modal displacement); $w(z)/w_0$ = 单位叶展长度上的规范化激振力分布,其单位是力/单位展长。展长即叶片展向尺寸 = 叶片高度。

除了叶片激振力取决于局部叶栅的特性,而多级压气机的失速起源取决于叶栅系统中间的气流动态平衡和稳定性之外,说到底,估算激振力正象考虑失速起源一样,实际上取决于非定常气动力学中同样的基本研究课题。但就畸变直接用叶片振动关连定义的意义来说,输入能量效果这种简单概念可对畸变图谱的判断提供一种强有力的工具,即使在现在这种随运动而变化的非定常气动力和力矩的定义仍然按下列熟知的次序继续发展时也是如此,这些次序是:不可压缩流中的孤立叶型,不可压缩流中的叶栅,亚音速平板叶栅,有一定厚度和弯度的亚音速叶栅,超音速平板叶栅等。(12—14, 16, 17)

详细提供这些非定常气动力的有效值之前,对于如何应用强迫及自激振动的分析与经验方面的响应特性已经作出了非常重要的结论,这个结论是用叶片的“临界展长”来表达径向畸变的加权分布,而“临界展长”又是在 z_a 与 z_b 这两个站之间的长度,它们之间的净能量输入实际上就是整个叶片上的能量,实质上即

$$\int_{z_a}^{z_b} \frac{u}{u_0} \frac{w(z)}{w_0} dz \approx \int_0^1 \left(\frac{u}{u_0} \right) \frac{w(z)}{w_0} dz.$$

这种方法是与早年用等效参考站所得参数来表示可计算机翼颤振特性的实践中所采用的办法相类似的。

进气畸变与叶片振动关系的整个特点总的说起来如下: 1) 周向畸变分量产生的流场,可

引起静子叶片的共振响应，转子叶片的失稳(颤振)与严重随机激振；2) 径向畸变特别值得注意，有可能主要使转子叶片产生颤振，但也可能使静子叶片颤振。下面将讨论畸变图谱对叶片响应的逐个机理。

III. 周向畸变引起的转子叶片共振

从喷气发动机设计的最早年代开始就普遍地认识到周向畸变流型(即图谱)可以在转子叶栅中产生严重的共振响应。随着设计水平的发展却没有贬低这个机理的重要性。在侧风中工作的高涵道比风扇中既会发生熟知的低阶叶片振型响应，也会发生高强度的叶片与轮盘的系统振型响应。

进气畸变中因角度范围太狭窄而不能对失速恶化有什么影响的高强度畸变扇形区，却能在多级压气机叶栅中产生严重的高阶振型响应。定量上分析预估叶片振动的应力已取得相当大的进展，只要给出进气压力分布，叶片几何形状及转子转速，关键的要素是对叶栅列出非定常气动力学的可压缩流关系式，及对叶片与转盘动力学作先进的处理。用例子来说明共振以及它与进气畸变的强度和分布的关系也许是大家感兴趣的。

A. 激振谐波和坎培尔(Campbell)图

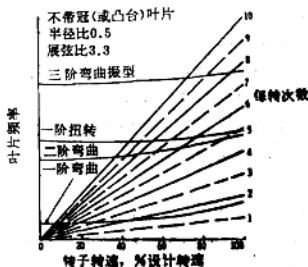
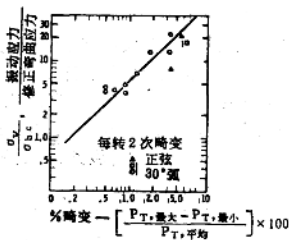


图4 叶片频率相对于转速倍数的坎培尔图



- 设计叶尖相对M数, 1.25
- 半径比, 0.5
- 叶尖圆度, 1.1
- 叶片展弦比, 3.3
- 不带冠(或凸台)叶片

图5 有每转2次扇形区畸变时每转2次下叶片共振的总特性

道理是大家熟悉的。给定半径处的周向压力分布可用付里叶级数表示，其中的变量是周向角位置与谐波数。例如，在给定半径上，强度为 $\bar{P}$ 、中心为 $\theta = 0$ 、角宽 $2\Delta\theta$ 的单个扇形区的周向压力分布可表示为付里叶级数如下：

$$P(\theta) = \frac{\bar{P}}{2} + \frac{2\bar{P}}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin n\Delta\theta}{n} \cos n\theta$$

现在根据在下游的合成流场所引起相对于同型转子叶片前缘的流速扰动的大小(实际上这是一个关键性的考虑因素，而对于有进口导向叶片的下游各级和风扇尤其重要)，线性非定常空气动力学表明，当叶片扫过一周向角度 ν (此 ν 是恒定角速 Ω 与时间 t 的乘积)时，会有复杂的振荡力 $\bar{F}$ 作用在叶片剖面上，如下

$$\bar{f}(t) = K \bar{P} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin n\theta}{n} \cos n\Omega t$$

其中K是P、空气密度、叶片弦长和激振折合频率函数(弦长×nΩ÷平均相对速度)的乘积。

简单分析表明, 谐波激振力 $f(t)$ 只有在共振条件下即在激振频率和叶片标准振型频率 ω_N 相同时才会引起显著的振动应力 σ_u 。总的共振响应是许多自然共振型响应的线性和, 而每个自然振型响应又分别正比于付里叶级数的有关系数—— $P(\sin n\Delta\theta/n)$, 即随振型而变化的有效性系数。

$$\left[\int_0^1 \frac{P}{P_0} \left(-\frac{u}{u_0} \right) d\eta \right]_N$$

并且, 反比于该振型的气动和机械总阻尼, δ_N 。如此,

$$\sigma_v = X \bar{P} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\delta_N} \left(\frac{\sin n\Delta\theta}{n} \right) \times \left(\int_0^1 \left(\frac{P}{P_0} \right) \left(-\frac{u}{u_0} \right) d\eta \right)_N \phi_N \cos(n\Omega t - \phi_N) \quad (1)$$

其中, X当然是取决于几何形状的常数, P/P_0 及 u/u_0 分别是扇形区内压力的展向分布和部分展长 η 处对标准振型N取规范化的叶片振动位移分布。变量 α_N 取决于振型与阻尼的相位角; 而 ϕ_N 则是取决于振型与转速的离心力场恢复作用的一种尺度。为简单起见, 这里只举例说明不扭曲不带梢的叶片。通常在相对于转子转速的叶片标准振型的频率上迭加一个成倍转子转速的风扇频率并用适当的单位来表示 $n\Omega = \omega_N$ 的共振条件, 即一个称为堪培尔图的表示方法^[21]。图4给出的是举例说明的一台研究用压气机转子叶片的堪培尔图, 表明叶片前四种振型的共振转速。然而堪培尔图本身毫不涉及振动响应的强度。

式(1)中的分析表明, 叶片振动响应正比于给定周向畸变图谱的强度 $\Delta P/P$ 及其IDC对应部分。共振响应正比于 $\Delta P/P$ 并不是一个新的看法。*资料^[4]与^[5]已经提到这一点, 同时, 早在参考资料^[6]中就已用相对于转子叶片剖面的流速扰动来估算叶片上的振荡力, 假设周向静压为常数, 不计畸变图谱随轴向距离的重新分布, 就推导出扇形区畸变的流速和攻角的扰动正比于 $\Delta P/P$ 。早先有些报告用准静态升力系数或者用资料^[9]的作者在不可压缩流中孤立叶型的情况下得到的非定常气动力系数表示来处理叶片上所得的各种力。

人们对于畸变引起振动的最大兴趣是避免叶片疲劳损坏, 它取决于绝对值。特别值得注意的有两个参考点: 1) 每转两次下叶片一阶弯曲振型响应相对于低强度稳态每转两次的图谱; 2) 叶片较高阶振型响应相对于小角幅度的高强度扇形区畸变。图5给出了一定 $\Delta P/P$ 范围内第一种类型的数据。图4中堪培尔图的特性表明, 这种共振发生在50%设计转速时。

为了用直接和稳态设计参数有关的量来表达响应强度, 振动响应表示为共振转速时气动载荷下的弯曲应力, 并对离心力场的加强作用作应力的修正。振动响应的数值, 正如预料的那样, 是很大的。即使在名义上无进气畸变的工作状态下, 数据表明仍有显著的振动响应。用恒定 $\Delta P/P$ 下周向畸变幅度函数表达的叶片振动响应趋势表明, 气流流动有重新分配的情况, 这是起因于压力畸变 $(\Delta P(\theta)/P)$ 直接用付里叶分析处理的结果所造成的偏差。尽管这种压力畸变是在紧靠转子叶片前面用周向横移测排测得的。总指标 $(P_{TM\max} - P_{TM\min})/P_{TM\min}$ 当然是最重要的参数。

* 更确切地说, 是速度扰动 $\Delta V/V$ 。

这些数据是在1960年本公司航空机械压气机计划中的单级研究型压气机上用畸变强度逐渐增加的缘纲和具有2个扇形区图谱的缘纲取得的。最近,从风扇的侧风试验中得出的结果表明,在平均响应 $\Delta P/P$ 的线性关系方面有类似的结果。其中,一台风扇是在部分转速下以每转2次的一阶弯曲共振进行的;另一台风扇在部分转速下以每转3次二阶弯曲共振型试验的。试验证明这些风扇不发生疲劳现象,原因是设计时注意了限制低阶每转共振于固有的低速头转速范围,并对应于低的畸变数值。

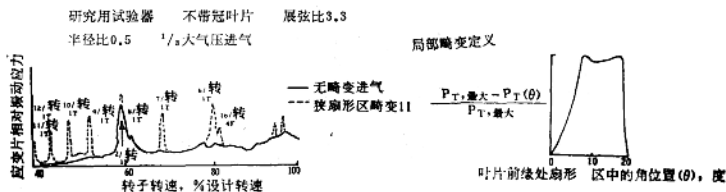


图6 强烈周向局部畸变扇形区激发的多种叶片共振

图6给出的高强度狭扇形区畸变的数据是值得注意的,这可比说明按照简单的付里叶级数分析如果在逐步增加每转次数的情况下有较高的振型响应。有关的数据表明这些激振是可以引起叶片疲劳的。

在多级压气机中也会看到类似上述这些叶片共振响应,那是对弧宽只有 5° 、相隔 42.5° 弧

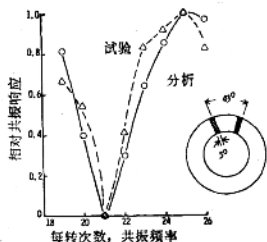


图7 叶片二阶弯曲振型每转多次共振说明狭窄扇形区畸变

长的2个全叶展畸变扇形区所组成的一种特殊而又真实出现的畸变图谱的叶片响应。正象观察到的其它情况一样,强烈的狭扇形区畸变会持续穿过好几级;在这个例子中定义得很明确的畸变可便于用简单谐波分析来逼真地表达一连串共振峰值范围内叶片响应严重程度的相对数值的真实情况。图7表明试验数据和分析结果的重叠情况。叶片振动响应的绝对值接近疲劳持久极限。

图6与7中所引证的特性说明有一点要特别注意的,即含有较高谐波的畸变及其相应的高阶共振型是不重要的,这些例子还表明通常用只与失速有关的指标来定义畸变图谱是不够的,若改用更合适的畸变指标定义则对叶片振动来说就可以得出富有实际意义的结论。

这里存在有对振动很重要,而对失速较次要的畸变特性。下面谈谈多个扇形区、进气涡旋、以及给定扇形区内畸变强度径向分布的重要性问题。

B. 扇形区宽度与多个扇形区

式(1)中的因子 $(\sin n\Delta\theta)/n$ 意味着经常反复观察到单个扇形区的激振强度反比于谐波次数或发动机转子转速的倍数 n 。表1按照顺序列出了对应于给定谐波的角幅度和强度的最坏组合情况。

但是如果对一给定谐波次数 n ,有 n 个等间距的同样扇形区(例如4个 45° 扇形区),它们

总的激振强度是和2个 90° 扇形区所产生的激振强度一样大,这是一种被认为在相当低 $\Delta P/P$ 时可使叶片破裂的图谱(参阅图5),同时,这也是较高的振型。

表1 对应于给定谐波次数的角幅度和强度的最坏组合

n	1	2	4	6	10
$2\Delta\theta$, 度	180	90	45	30	18
相对激振强度	1.0	0.5	0.25	0.166	0.10

C. 进气涡旋

进气涡旋及其扇形区边界上的非径向偏斜显然并不影响失速裕度的恶化。但对叶片振动来说,这种偏斜必须加以考虑。已经采用对自由涡旋涡轮中存有非径向进气支柱尾流及静子尾流时的共振响应分析来表明扇形区偏斜对于理想化转子叶片扭转振型共振严重程度的影响。图8表明在 $\lambda = 30^\circ$ 偏斜时二阶扭转振型响应是无偏斜情况的两倍,而与畸变扇形区的5次谐波共振。

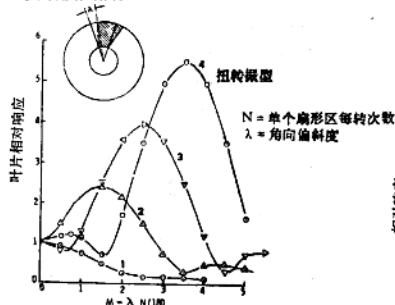


图8 畸变引起的叶片共振相对响应与扇形区偏斜时悬臂式叶片扭转振型的关系曲线

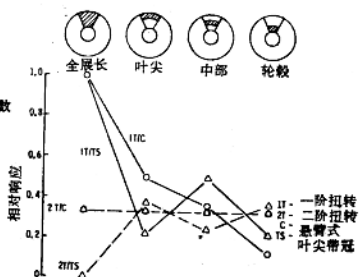


图9 示范说明畸变径向分布对叶片扭转振型共振的影响

D. 畸变展向分布

此外,方程(1)还包含一个积分项,它可以衡量共振振型形状与畸变展向分布耦合的有效程度。图9表示畸变径向分布对二个理想化等截面叶片(一为悬臂式,另一为叶尖带冠式结构)前两阶扭转振型的影响。图中叶片的相对振动响应水平是与畸变扇形区的角度大小,每转共振次数,及图谱是否是单个还是多个扇形区结构无关的。只考虑径向分布。给出的振动响应水平是相对于一径向均匀扇形区作为激振基准的。如预期那样,集中到轮毂处的周向畸变是不严重的。令人稍为奇怪的结果是一个集中在 $1/3$ 环高而中心在节圆区的扇形区激振源对于叶尖带冠叶片的一阶扭转振型的激振作用与集中在外圈 $1/3$ 环高的扇形区畸变对于悬臂式叶片的一阶扭转振型的激振作用是等效的。就后一种情况而论,根据畸变图谱极限情形来验证压机失速容差是很少的。

E. 真实环境共振分析

上述研究性压机的特性与推论,来自理想化叶栅的分析。但是在分析高流量比风扇例如工作在侧风环境下定量方面的成就怎样?1968年只根据第一种原理对任意畸变和叶片几何形状所进行的这种叶片应力响应水平的计算是与观察的结果相当一致的。

跨音速风扇包括有钛合金制造的悬臂式叶片,展弦比为4.4,轮毂比(即毂尖半径比)为0.36。侧风振动时每处都是没有颤振的,但是,由于在设计中没有预料到特殊的侧风畸变图谱,结果需要加装一道中展凸台,专门来抑制不受限制使用时过大的振动响应水平。振动响应通常包括多振型随机响应及叶片与轮盘系统不连续耦合振型的分量,其中最坏的是2阶5波节直径的振型。

一阶3波节直径叶片和轮盘系统中的共振应力响应,经过滤波而消除整个振动中的其他振型响应之后,选来与分析结果作比较。数据是该结构加了凸台之后的,在设计时对其位置和应力减低值算得不太精确。在74.7%—79%设计转速、侧风为20—40 哩/时,在紧靠凸台圆角上方的疲劳危险点处测得的应力为 $\pm 16,200 \sim \pm 17,200$ 磅/吋²,而计算出来的共振应力响应则为 $\pm 16,000$ 磅/吋²。

现在来介绍早些时候发表的有关工作方法的一些特点:1)将测得的畸变水平及其分布分为气流的轴向和切向的相对扰动流速,转换成整个叶片前缘叶展上的付里叶级数的复变数展开形式。相位(扇形区的偏斜)和强度的展向分布会在计算公式中自动反映出来。

2)根据参考资料^[8]的作者*所设计的叶栅可压缩流公式直接计算出对应于畸变引起流速扰动的非定常气动力。这个特殊公式显然避免了早期工作的局限性,因为在早期工作中这种非定常气动力是用资料^[9]作者所述不可压流中单个叶型振荡理论推导出来的,或者是根据准静态载荷系数计算出来的。

3)关于叶片和轮盘系统的应力和动力学问题,是用做成复变数形式以便于精确求解线性气动弹性问题的专用的计算机程序分析求得的,并用直接积分方法求解有关微分方程,从而避免用资料5和10中那种依靠在叶片展长上作能量积分的方法。

这种动力学公式自从20年前在气动弹性方面首次应用以来,是有高度生命力的,也被用来研究叶片对ⅥA节中所讨论的进口巨大阵风载荷下的振动响应。关于预测固有频率的准确性可参看资料^[11]。

IV. 畸变引起的叶片失稳(“颤振”)

大致十年前的某一天,当在特别恶劣的工作环境下进行性能试验中小心加速一台风扇发动机时,试车人员按着事先说明的要求开始在56.5%设计转速下使油门杆紧急“降速”。接着就在存在非常严重的叶尖径向畸变下研究风扇的热力性能。转速突降,同时风扇振动剧增,造成了这种畸变引起的叶片失稳。现在重新提起这桩事件是要通过这个专题表明这项新兴技术仍须改进;然后足够明确确定叶片失速颤振来正确预测一台即使在极严重侧风畸变中已经证明是稳定的风扇由于特殊畸变导致的叶片失稳。为此本节将说明径向畸变能引起叶片失稳的问题;同时,强度足够大的这些畸变图谱是可以和那些无此情况的区别开来的。

叶片失稳或“颤振”,即使进口无畸变的条件下,仍然是设计中的困难问题。至少可以区分5种具体类型。各种设计和工作状态的经验表明,悬臂式叶栅前3种振型的失稳是可能的;有凸台(或带冠)叶片前2种振型的失稳是可能的。这里将不讨论如何处理叶片的失稳问题,而主要在研究进口气流无畸变情况下已是稳定的叶片,畸变是否会在什么情况下会触发起叶片的失稳问题。为了避免早期有些资料中的混乱,“失稳”是指一种具有气动力和叶片弹性

* 该作者是通用电气公司研究发展中心的成员,这项工作是该公司1968年航空机械力学发展计划的一部分。

反馈作用的并且气动力是叶片运动函数的真正自激振动，这种振动与叶栅中分离气流频谱所引起的随机激振类型的振动是不同的。

至少在我们的经验中已经避免了在真实装置、不正确飞行试验和实际使用中必然会发生的某种畸变中的叶片失稳。对某一台发动机做了特种飞行试验来精确地防止特殊性质的畸变。涉及到需要精确定义畸变的性质，特别是它的动态特性，而不是叶片稳定性之类的性质，或者它们和畸变之间相互的作用，这里将结合判据，写出如下。

判据：区分具有可能和不可能产生失稳现象的畸变，有两种考虑是十分重要的：1) 进口气流无畸变时有效的转子叶片稳定边界，可在取决于冲角、M数和气流相对速度的稳定性参数按径向逐站取其周向平均值时，就可应用于有畸变存在的情况。因此，周向扇形区类型的畸变，仅在其能间接地改变周向平均（时间平均）气流值的情况下才会影响转子叶片稳定边界。2) 为了构成适当的触发，畸变必须能产生适当的时间平均（周向平均）气流条件，这些条件和给定振型下进口无畸变时整个“临界展长”上的不稳定边界相一致；这个给定振型下的“临界展长”是指叶展的这一部分，其上振型位移很高，例如，无冠（或不带凸台）叶片的一阶叶片弯曲、一阶耦合系统弯曲振型，或一阶扭转振型，则是该叶片外段的25%部分；叶尖带冠叶片的一阶扭转振型，则是该叶片的50—75%展长部分。图10给出的是一台无导向叶片风扇径向 $\Delta P/P$ 与攻角增量的函数关系的第一次近似计算结果。

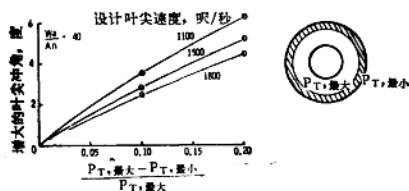


图10 图解说明无导向叶片风扇径向畸变导致的叶尖冲角增大情况

指示冲角的变化在稳定性范围内是比较大的。稳定性边界是凭经验确定的。但积分的形式及其物理意义可以实际明确规定出临界叶展区和估算其有关的具体畸变图谱。这样，产生失稳的“临界展长”的概念可与前面讨论相对于共振的能量输入效果的考虑直接对比。因为，除了超音速颤振的某些情况^[12-14]及亚音速领域内叶片系统的失稳之外，还不能分析计算非定常气动力系数，从而像计算亚音速叶栅气流中的叶片共振响应那样，可对叶展进行显式积分。

判据1和2原先是从一系列单级跨音速压气机试验、专门为了直接解决存在畸变时叶片失稳问题推导得来的，这是本公司航空力学压气机规划中叶片振动应用研究的一部分。图11以主要形式表明了范例中的数据。从发动机得来的实践经验验证了这些判据是可用的。

有径向畸变时，必须对“无畸变区”中增加流速的情况来考查气流流动的重新分布情况。在一台高速转动的风扇中，必须检查增加流速区是否穿透超音速小冲角的失稳边界。同样地，必须对多级压气机的中间几级核查流动重新分布的情况，看是否穿透负冲角稳定边界，这是一个比较不太可能存在而是更难于估计清楚的情况。

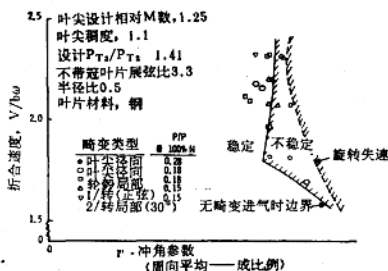


图11 有畸变时叶片失速颤振与无畸变进气时稳定性边界的关系

虽然大扇形区畸变有可能以径向畸变对转子叶片那样的方式引起静子叶片的失稳, 但是在试验中从未观察到, 也没有见到过由此而引起的导向叶片疲劳损坏的现象。轮毂径向畸变, 即集中在轮毂处的大扇形区畸变, 可减慢到足以在多级压气机的无冠导向叶片上产生大的冲角偏移, 需要在设计中对畸变引起的失稳作出估计。幸好, 由于别的原因(如鸟撞击), 风扇静子叶片和多级压气的少数前几级叶片都是带冠或加凸台的。

A. 非正常和瞬态畸变引起的叶片失稳

前面讲的是时间平均畸变。只在转子叶片转过周向扇形畸变区经受畸变时, 它才与时间非正常的畸变直接关联。时间平均周向畸变可间接地转变成为时间非正常畸变。诚然, 有一次不平常的飞行试验证明不连续点的 $(P_{MAX} - P_{MIN})/P_{MAX}$ “瞬时”水平至少为 0.5, 而没有出现叶片失稳现象。考虑“临界展长”及其有关的叶片能量输入并结合所经受的周向畸变的经验, 就能得出这样的想法(就到目前为止的经验所肯定的而论), 只有非常特殊类型的非正常时间畸变才有可能引起失稳, 这种特殊类型的非正常畸变的性质必须同时满足下面两个条件。

1) “瞬时”图谱必须至少达到这样严重程度, 即如果它应用于时间定常畸变时能引起叶片失稳。而且, 如上所述(例如, 和一个“临界展长”相符的径向畸变), 它必须足够强烈到足以把冲角/速度关系移到稳定边界, 或者是一个这样强烈的周向畸变使得周向平均流动受到相同的影响。

2) 满足条件 1 的整个图谱必须保持相当一段时间, 称为“临界时间”。推想它略长于转子一转的时间。试探性地估计, 临界时间等于 5 个一阶或二阶弯曲振型自然频率周期; 或 5 个扭转振型周期, 其有关振型是按照畸变图谱的径向分布和无畸变进气时叶片稳定特性选定的。用转子转数来表示, 后者这些临界时间约相当于 1—2 转的时间, 取决于有关振型。超过相当于 1 转时间的试验临界时间范围是考虑了失稳的基本性质和对一种瞬时叶片失稳作了多次观察而推断出来的。与理想化的试验图谱相反, 实际装置中的畸变必然结合有时间平均损失及许多脉动分量。前面指出, 完全符合上述判据的伴随畸变而来的脉动分量是少有的, 但是可以辨别清楚的。最大可能满足上面那些判据的脉动分量包含进气道前大块物面上流来的更近于准周期性的分离气流, 这是可以从某些升力发动机结构中想像得出来的。

相反,即使名义上具有同样的时间平均强度,理想化线纲所产生的畸变有比真实装置所产生畸变更严重的趋向。想用以表明对于一个“冻结时间”里结合有定常和非定常畸变图谱的失速可能性的线纲,需要经过严格检查以防引进对于想模拟的真正“瞬时”图谱来说是不真实的叶片失稳。此外,均匀线纲的径向畸变可以产生准周期性的涡旋尾流,其强度大得足够激发叶片到高应力水平,从而造成人为的振动问题。记得曾出现过这种最初误认叶片失稳的事件。研究失速畸变敏感性的计划,需要很好的安排以便在振动方面及性能方面都得到好处。

瞬变压力图谱,这与准周期性的或随机的脉动不同,当超过“临界时间”时,仍可用定常流判据。相当于瞬态进气道恢复损失,铺满了整个圆环、且是中等大小的进气道压降是最重要的瞬态畸变,即一个不能引起失速,但足以引起叶片冲角增加到它的失稳边界的一种压降。实际上,有效避免压气机失速的进气道设计(并考虑“容差”)应能排除这个情况。看来超音速进气道的瞬变对此也有关系。

技术方面待改进的领域: 1) 作出参数、精确实验工作方面的努力,来匹配本文所论各专题中所暗示的有关分析技术方面的发展;改进“临界时间”的定义,以便应用于叶片失稳的开始发生及其发展过程。2) 重复应用以脉冲周期函数表示的临界冲角/速度值。

V. 分离气流振动

它们有什么共同特点?曾在侧风环境下观察到一台研究性风扇的出口导向叶片上出现严重振动;另一台风扇的出口导向叶片正经受着高强度线纲扇形区畸变试验,此时扇形区尾流中的振动量级正好三倍于扇形区尾迹之外的导向叶片振动量级;现场的计算证明所报告的多级压气机导向叶片的振动量级是不正确的。

每种情况下的振动机理都是所谓的“分离气流振动”,它是由叶栅分离气流的随机驱动力载荷谱所产生的。这在过去的参考资料^[22]中曾称之为“重载荷”(heavy loading),现在则简单地表示为“分离气流振动”,以便包括负冲角,作为对过去所用名称的修正。叶栅气流的分离可由畸变气流减量及随之俱来的转子叶片或静子叶片的振动响应而产生的。周向平均畸变会影响转子叶片;周向局部畸变会影响静子叶片。一般来说,给定进口压力时,这种类型的静子和转子叶片的振动响应可由修正转速($N/T_{进口}$)确定。

据认为,这种振动的严重程度可与各种特定畸变图谱的强度和分布相关联。与真正的失稳对比,这种振动是强迫的、稳定的,并且有它自己独特的响应强度规律。这种规律与真正共振或不稳定性(失稳)的规律是完全不同的,例如,相对于空气密度和折合频率来说就是如此。这种区别是在1952年单级研究型压气机性状中发现的,而在1953年形成为设计上的结论。除了资料^[16]的作者分析处理过之外,在公开出版的资料上还没有讨论过这种想法。

这种想法中有些值得注意的特点是:(1)激振频谱是连续的,而振幅则取决于叶栅的几何形状,一般来说,强度随折合频率的增加而减少。想用简单的频率失调来限制响应是无效的;(2)激振的振幅取决于叶栅的气动载荷,在有些临界正冲角下的最大值可10倍于低冲角时的值,或达到高冲角下整个叶栅都失速那样大的值。在负冲角范围内,可得到类似的振幅对冲角的特性关系;(3)振动响应强度主要决定于叶栅的几何形状和工作条件,其次决定于进口空气的紊流度;(4)这种机理的响应对多级压气机的进口级来说,是特别重要的;(5)给定工作条件下用数值上可重复的明确的最大值来调节,响应信号显示有不同的振幅,时间上

的可重复性只具有统计上的意义。

图12表示的是一孤立叶型的特性, 图13是其在多级压气机的第2级中观察到的典型对应特性曲线, 图中给出的振动量级在于说明作离心力场恢复作用的修正以后所“感受”到的定常空气载荷应力的倍数。多级压气机级的前端的这种振动是部分转速、级间气动不匹配的必然结果, 即使无畸变时也是如此。对于转子叶片振动畸变的敏感性取决于所含有的响应对冲角的特性部分, 例如, 如果分离已经很严重, 则畸变导致分离的加重作用就不会再产生更大的振动响应。实质上转子叶片和静子叶片的“分离气流振动”对进气畸变的响应, 依赖于应用叶栅的固有振动/空气载荷特性, 这种特性是用畸变所确定的局部环境情况(例如, 临界叶展上的冲角)表示来评价的。

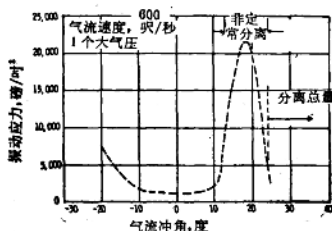


图12 孤立叶型分离气流振动与冲角的示范关系曲线

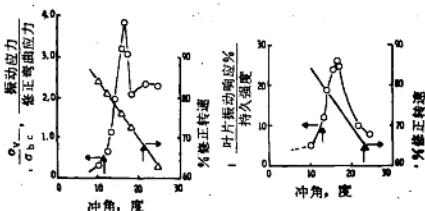


图13 示范说明风扇发动机叶栅分离气流激发的多级核心压气机第2级一阶弯曲振型的叶片振动

就物理意义来讲, 总的叶片的“强度”, 意即时间平均空气载荷应力(展弦比, 厚度弦长比)及叶冠(或凸台), 是关键性的参数。令人鼓舞的是估计振动响应的峰值 σ_v 已经可用下述简单关系式求得,

$$\sigma_v = K(C, \bar{\omega}) F(i, M) \sigma_a^{1/2}$$

其中, $K(C, \bar{\omega})$ 是叶栅几何形状 C 和折合频率 $\bar{\omega}$ 的函数; $F(i, M)$ 是取决于冲角 i 和 M 数的函数; 而 σ_a 是冲角 i 和 M 数下时间平均空气载荷参考应力。

VI. 组合分离气流振动和间接畸变共振

同时发生的多种振型的叶片响应^[11], 对所有风扇和压气机设计工作人员来说肯定是熟悉的; 但对同时发生的同样振型多种机理的响应, 或者似乎是随温度而变化的共振响应, 也许就不那么熟悉了, 而对径向畸变放大的导向叶片尾流所产生的转子叶片中的共振就更不熟悉了。

这种组合是在某一不连续的实际转速下叶片共振响应和叶栅气流分离所引起的随机激励响应两者的组合, 而其中气流分离对性能不一定严重, 并在给定进气压力下随修正转速 N/T_{20} 而变化。用组合振型响应表示, 可以推断随温度而变化的叶片共振, 其组合峰值响应是足够分散的, 用试验来证明时要求预先试验确定实验鉴定所用的工作点。这里给出的实例表明, 结合有畸变放大的进口支柱尾流强度, 二阶弯曲振型响应的组合振型响应, 是以支柱

尾流通过频率的二次谐波进行共振的。

一个有关的实例是由一台全尺寸风扇发动机的高压气机部件在标准进气温度下，用有或无丝纲在轮毂处产生径向畸变时进行试验取得的。这说明是一种性能裕度的极限情况。图14表示的是第1级叶片相对于疲劳持久极限的振动应力值。

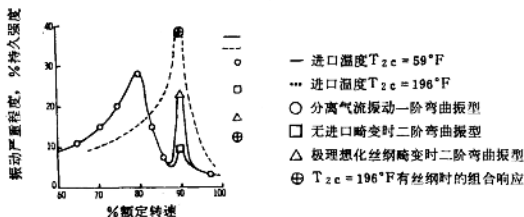


图14 进口温度对有畸变组合振型振动的影响(范例)

叶栅分离气流振动的一阶弯曲振型在80%转速时达到峰值。在90%转速时，风扇和核心压气机之间转接通道内支柱之后的尾流会激发起二阶弯曲振型而与支柱通过频率的二次谐波发生共振。在试验中这两个振动的峰值是分散的。但在某些较高的温度时它们会叠加在一起，这里所述的温度即对应于支柱共振的实际转速达到80%修正转速时的那个进口温度，此时核心压气机的进口温度为 196°F 。由于一阶和二阶弯曲振型之间振型应力分布有明确的差别，所以仅有二阶弯曲振型峰值的54%对于组合振型持久极限的百分值起有效作用，组合振型的试验条件是可以接受的，并且比真实装置的畸变情况更为严重。这个事例也同样可说明畸变放大尾流激振的情况。

VII. 特 种 机 理

A. 阵风激振

在高流量比风扇的侧风畸变中曾经发现有一种叶片激振的特殊形式——大气动力脉冲 (impulse) 载荷，每1500次叶片系统循环有量级为1次准周期性脉冲产生多振型叶片响应形式的不连续冲角瞬态振动。注意其大脉冲性质是与用机翼阵风分析方法来处理导向叶片尾迹扰动和随之得来的转子叶片共振的方案是不同的。

看来这涉及到包括地面涡流在内的“大比尺”气流不稳定性及进气道唇口瞬态分离。为了计算这种阵风载荷的不连续冲角性质，需要总的叶片强度（由叶片总尺寸或叶冠或凸台构成的刚度）而不单是动态特性。如何促进技术发展？1) 有人建议改进地面“蛇”形涡流的机理、周期和强度；2) 它与叶栅非定常气动力的相互作用并与阵风相关联。

B. 上游紊流

在实际使用中畸变通常来自上游的分离。分离气流可产生一个时间平均（及相应的几何图谱）压力损失，及可用频谱分布表示的流速-压力在时间上非定常的分量。曾经观察到来源于叶栅气动本身原因之外的严重的随机激振。有人推测这种机理是由于冲角的非定常偏移增大了叶栅气流的分离度。

改善分离气流振动的强度是技术上待发展的一个方面，要把直接伴随紊流而来的随机激