



航空发动机喘振主动控制技术的发展*

Development of Aero-Engine Surge Active Control

黄伟 黄向华 / 南京航空航天大学能源与动力学院

摘要:概括了航空发动机喘振主动控制的三种控制策略的基本原理,分别为基于附加扰动喘振主动控制、基于分叉理论喘振主动控制及基于喘振预测主动防喘控制,总结了压缩系统稳定性模型、压缩系统失稳先兆及检测、主动控制传感器及执行机构等航空发动机喘振主动控制关键技术,及其存在的问题,并在此基础上预测了未来的发展趋势。

Abstract: Surge active control, usually adopted as an effective way to enlarge the compression system working field and to greatly enhance the aero-engine performance, is a focus issue on the research of gas turbine engine all long. Firstly, basic principles of three types of surge active control strategies were summarized: imposed disturbances based surge active control, bifurcation analysis based surge active control and surge active avoidance control. Secondly, key technologies of surge active control such as stability modeling, instability precursor detection, sensors and actuators for active control were given. At last, the development of surge active control method in the future was envisaged.

关键词: 航空发动机; 喘振; 主动控制

Keywords: aeroengine; surge; active control

0 引言

旋转失速和喘振是压缩系统两类主要的气动失稳流态,极大地限制了航空燃气涡轮发动机的工作范围、性能及可靠性。因此在整个工作范围内避免旋转失速和喘振的发生是航空燃气涡轮发动机控制系统的主要任务之一。

航空发动机的稳定工作边界在压气机特性图上用喘振线表示,发动机工作点离喘振线的距离称为喘振裕度。喘振线的确切位置并不是固定不变的,而是会受发动机进气畸变、性能退化、制造及装配误差等因素的影响。为了保证发动机的安全工作,现有发动机采用被动防喘控制与退喘控制相结合的控制方法。其中被动防喘控制包括:在设计阶段考虑最恶劣的发动机工况,为设计

点预留足够大的喘振裕度;在发动机加速过程中采用加速限制器;在遇到飞机机动飞行、发射武器等容易导致发动机喘振时启动短时增稳系统等。而退喘控制是指控制系统通过采集到的参数,实时监控发动机,如果进入喘振则立即采取控制措施使其脱离喘振状态。被动防喘控制是以牺牲发动机的性能而换取的。而退喘控制是在发动机进入喘振后才采取措施,不仅不能保证成功退喘,而且短暂的喘振状态也可能对发动机产生破坏,加快发动机的老化,增加维护成本。

Epstein等人^[1]在1989年提出的喘振主动控制概念为解决发动机稳定性问题提供了新的思路,其核心思想是在发动机出现失稳征兆而未进入失稳时

便对发动机实施控制,增大喘振裕度从而避免发动机进入失稳状态。相对于传统的被动控制方法,喘振主动控制在诸多方面具有优势。

1) 可使发动机在压比更高、效率更高的区域工作,在相同增压比下,可以减少压气机的级数,增大推重比。

2) 可使发动机在加速过程中在喘振裕度较小的高性能点工作,改善发动机的加速性能,改善发动机的机动性。

3) 在发动机进入喘振前便实施控制,减少了对发动机的破坏,延长发动机寿命,降低维护成本。

1 喘振主动控制策略

喘振主动控制在离心式压气机和轴流式压气机上应用时略有不同。在离心式压气机中,喘振通常先于旋转失速,所以直接对喘振进行主动控制;对于轴

* 基金项目:航空科学基金(2009ZB52024)项目资助。

流式压气机则不同,在喘振初始阶段往往伴随着旋转失速的发生,所以轴流式压气机中通过对旋转失速进行主动控制以避免喘振的发生。在过去的30年中,研究人员在实验室环境下,尝试各种方法进行喘振主动控制试验研究并取得了众多成果。根据控制原理的不同,喘振主动控制策略可以分为基于附加扰动主动控制、基于分叉理论主动控制^[2]和基于喘振预测主动防喘控制三类。

1.1 基于附加扰动主动控制

基于附加扰动喘振主动控制最早是Epstein等人^[1]以Moore和Greitzer^[3]建立的压缩系统稳定性模型为理论基础提出的。根据Moore和Greitzer的理论,在压缩系统进入旋转失速或喘振前,存在一种以一阶谐波为主的轴向传播的模式扰动波。Epstein等人设想在旋转扰动波形成初期通过施加反向的干扰抑制其发展,从而达到延缓压缩系统进入旋

转失速和喘振的目的,其控制思想如图1所示。

图2为基于附加扰动主动控制的结框图,其技术要点可以概括为:

- 1) 通过安装在压气机进口截面周向分布的传感器阵列采集流速或压力信号;
- 2) 对传感器采集的信号进行空间傅里叶变换,提取发动机失稳初始扰动信号的低频部分的空间傅里叶系数;
- 3) 根据发动机失稳初始扰动的傅里叶系数计算执行机构控制指令;
- 4) 使用可调进口导流叶片、空气射流等执行机构根据控制指令产生与初始扰动相反的附加扰动抑制初始扰动的发展。

基于附加扰动主动控制的试验研究大量集中于主动控制研究的初始阶段,如Fflowcs和Huang^[4]、Pinsley等人^[5]以及聂超群^[6]在离心式压气机上开展的主动扩稳研究,Day^[7]、Paduano等^[8]、Weigl等人^[9]在轴流式压气机上进行的旋转失速主动控制研究等。基于附加扰动主动控制虽然取得了一定的效果,但是由于需要采用二维布置的传感器和执行机构,控制系统较为复杂,不便于工程实现。

1.2 基于分叉理论主动控制

基于分叉理论的喘振主动控制由McCaughan^[10]和Abed^[11]等人提出,理论基础是Moore-Greitzer模型所捕获到的非线性动力学行为。基于分叉理论的喘振主动控制需要就执行机构对压缩系统稳定性的影响进行建模,通常以扰动流幅值作为控制系统输入并根据非线性控制规律向传感器输出激励信号。该方案从理论上可以很好地实现旋转失速主动控制,但在实践中准确获取扰动流幅值非常困难,研究中通常采用状态估计器进行估计。图3表述了基于分叉

理论主动控制的系统框图,其技术要点可以概括为:

- 1) 采集压气机进口压力信号;
- 2) 根据压力信号使用状态估计器估计出扰动流幅值;
- 3) 根据执行机构模型设计非线性控制规律,输出控制指令;
- 4) 执行机构根据控制指令动作扩大发动机温度工作范围。

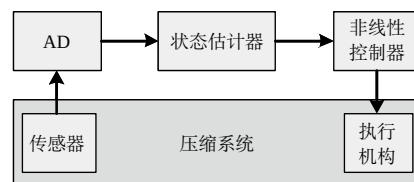


图3 基于分叉理论主动控制框图

与基于附加扰动主动控制相比,基于分叉理论的主动控制只需利用单个传感器进行状态估计,以及单个执行机构进行控制输出,可以实现对现有发动机在改动较小的情况下实施主动控制。

1.3 基于喘振预测的主动防喘控制

基于喘振预测的主动防喘控制以发动机在进入喘振之前存在的失稳先兆作为理论基础,通过现代信号处理技术在发动机进入失稳前尽可能早地检测出这些失稳先兆的产生,并及时采取控制措施,从而保证发动机不进入喘振的情况下,充分利用可用的喘振裕度。与前两种策略相比,主动防喘不依赖于Moore-Greitzer模型、不限定失稳先兆的具体形式、不限定传感器和执行机构的具体形式,从而具有较大的使用范围和工程可行性。图4为基于喘振预测的主动防喘控制的系统框图,其技术要点可以概括为:

- 1) 采集发动机压力、温度、振动等对于旋转失速和喘振敏感的参数信号;
- 2) 使用现代信号处理技术分析采集的信号,并实时对发动机失稳先兆信

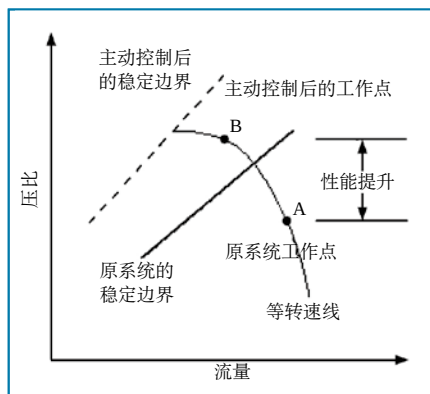


图1 喘振主动控制获得的发动机性能提升

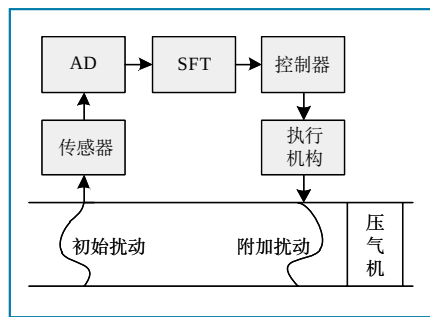


图2 基于附加扰动主动控制框图

号进行识别,并将识别结果送往主动喘振控制器;

3) 主动喘振控制器根据识别结果设计控制规律对相应执行机构发出控制指令;

4) 执行机构根据控制指令动作,使发动机工作点远离喘振边界。

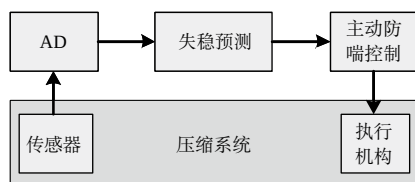


图4 基于喘振预测主动防喘控制框图

基于喘振预测的主动防喘控制可以采用常规的传感器和执行机构方案,且不依赖于任何发动机稳定性模型,从而相比其他两种方案具有更大的工程可行性^[12]。

2 喘振主动控制关键技术

2.1 发动机气动失稳机理研究

在失稳机理研究方面,主要包括理论模型研究、试验研究及数值仿真研究。

1) 理论模型

Greitzer^[13]提出了基于Helmholtz振荡器的喘振模型,假设所有动能都局限于压气机进气道和节流管,所有势能则包含于高压容腔内,压气机本身为一个促动盘模型。与Emmons等人的模型不同,Greitzer的模型包含了压缩系统的一些非线性本质,并且能模拟压缩系统的旋转失速和喘振现象。在当时,研究人员便已观测到压气机有时进入喘振,而有时进入旋转失速。为此,Greitzer首先定义了决定压缩系统失速失稳类型的参数 B :

$$B = \frac{U}{2a} \sqrt{\frac{V_p}{A_c L_c}}$$

其中, U 和 a 分别为转子切向速度和当地声速; V_p 、 A_c 和 L_c 分别为集气箱容积、压气机当量通道面积和压气机等效管道长度。Greitzer模型的数值仿真发现,存在一个临界参数 B ,当 B 参数小于临界值时,压缩系统进入旋转失速,反之则进入喘振。

Moore^[14]的工作则试图发展关于旋转失速的理论,将推导限制在完全发展的旋转失速,而没有考虑失速起始的问题。他假设所研究的系统只存在旋转失速现象而不出现喘振,且任意轴向扰动都只是周向位置的函数。Moore的模型不仅可以分析压缩系统在小扰动下的响应,也可以分析在有限幅度扰动下的响应。

此后,Moore和Greitzer^[3]成功地结合各自先前的研究成果,推导出耦合旋转失速和喘振的统一过失速瞬态模型,即M-G模型。M-G模型由三个耦合的偏微分方程组表示,分别为压升方程、平均流量系数方程和扰动轴向流量系数方程。根据该模型,先前纯粹的旋转失速和纯粹的喘振都是该模型的特殊情况。为了便于仿真,他们对模型中的偏微分方程应用Galerkin变换,取傅里叶级数第一级,将模型化简为三个非线性常微分方程,并对该简化的模型进行分析后得出:在存在小幅轴对称扰动的情况下,完全发展的旋转失速是稳定的;而完全发展的喘振则不同,可能对周向扰动比较敏感,这取决于扰动引入的时机。M-G模型还预测了压缩系统在进入旋转失速前,沿周向传播的小幅模态扰动波的存在。此后出现的旋转失速和喘振模型基本都是基于M-G模型并对其假设条件的适当修正,如Feulner等^[15]将激励包含到了模型中并将模型转化成适合控制理论的形式。

2) 试验研究

在Moore-Greitzer模型的理论指导下,McDougall等人^[17]在一台单级轴流式压气机上发现了以模态波形式存在的旋转失速初始扰动波。随后,Garnier等人^[18]在两台低速压气机及一台高速压气机中也发现了模态波的存在。模态波的频率大致与旋转失速频率相当,约为转子频率的50%,其幅值比旋转失速小得多,并且连续增大直至进入旋转失速。线性控制策略中正是利用了这一模态波的存在,通过抑制其发展从而扩大压气机的稳定工作区域。Day^[7]及Camp和Day^[19]在其实验研究中发现了一种完全不同于模态波的失稳初始扰动形式,被称为“Spike”波。“Spike”波频率比模态波大,约为转子频率的70%,并且在产生后很快便进入旋转失速。模态波和“Spike”波是当前被广大研究者所认同的两种压缩系统失稳初始扰动波。Camp和Day建立了一种压气机的总特性和动叶排的临界攻角之间的关系,以确定失速初始扰动类型的简化模型。具体为:随着压气机流量的减小,若压气机的总特性达到或超过其峰值点时,动叶尖部的气流攻角还没有达到其临界值,则出现模态波型失速初始扰动;反之,则出现Spike型初始扰动。该模型如图5所示。

3) 数值仿真研究

随着计算机技术及数值计算的高速发展,出现了越来越多使用数值计算模拟发动机失稳过程的研究,试图探究发动机失稳先兆产生的机理及其影响因素。如Hoying等人^[20]使用多叶排的三维计算模型研究失速先兆的产生机理,得出“Spike”波的产生过程与叶片通道中的流场结构有关,特别是与叶尖涡流相关,其产生的准则是叶尖涡流轨线垂直于轴向。

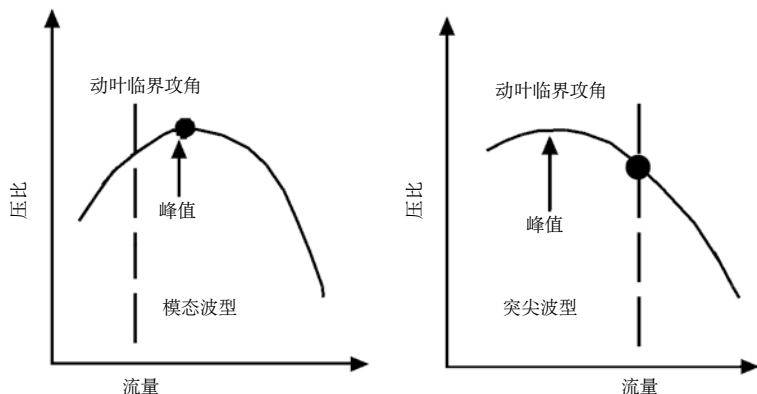


图5 Camp和Day的初始扰动形式模型

2.2 发动机失稳初始扰动实时在线监测技术

不管是何种主动控制策略,都需要精确实时地对发动机失稳初始扰动进行监测识别,也是喘振主动控制必须解决的关键技术之一。

最常用的监测方法是Longley^[21]首先使用的谐波傅里叶系数法(SFC)。其思路是通过分析所测信号的周向相位随时间的变化规律,辨识小幅扰动的形式。McDougall等^[22]首先将该方法用于压气机旋转失速先兆的监测中,并发现了模态波的存在,首次试验证实了M-G模型的预测。Garnier等人^[18]进一步发展了这种方法在失速先兆检测中的应用,他们在压气机进口用沿周向均布的一排热线风速管或动态压力探针测量小幅值的失速先兆波,利用采集的数据分析了先兆波的三阶谐波的变化特性,清楚地显示模态波的存在。但该方法无法获得直观的失稳预警指标,且预警时间较短。

Garnier等^[18]提出使用另一种称为功率谱密度法(PSD)的方法处理传感器采集的数据。功率谱密度法首先需计算信号的空间傅里叶系数,然后运用FFT算法计算傅里叶系数沿时间变化的功率谱密度。周向传播的模态扰动波

的存在在功率谱密度图上反映为一个尖峰。监视这个尖峰沿时间的发展就可得到该扰动波的增长信息,从而得到压气机的稳定性信息。比起SFC法,PSD法更具有识别能力,因为相位受信号中最强的频率分量驱动,而这个分量未必就是感兴趣的模态扰动波,PSD则不受这限制。但该方法由于使用FFT算法,存在两个限制因素:第一是频率分辨率依赖于可供分析的时间区间;第二是时间区间以外的信号缺失将使频谱响应失真。而失速先兆信号提供的数据记录较短且存在时变成份,这使得这两个因素的限制更加突出。

1995年,Tryfonidis等^[23]引入了旅行波能(TWE)的概念,实时测量压气机的稳定性。TEW的计算方法是将PSD频谱图上的负半平面叠加到正半平面,在给定的带宽内实时地积分两者的差值。由于驻波现象在PSD图上表现为关于零频率对称,所以对TWE没有贡献。这样,TWE实际上累积了一段时间内周向传播的扰动波的能量。在模态波为失速先兆的压气机中,TWE的幅值代表了压气机的稳定性。给TWE设定一个阈值,便可以用于发动机失速预警指数。由此获得的预警时间可以达到200转。其不足之处是只适用于模态波型的扰动波

检测。张靖焯^[29]也从能量的角度出发,对多组压气机失稳实验数据进行了频域和时域分析。与Tryfonidis等不同,张靖焯使用动态压力的方差值作为表征压气机稳定性的指标。分析结果表明,即使是以Spike型扰动进入失速的压气机,动态压力的方差值在系统进入失稳以前有逐渐增长的过程。而且,从方差值开始明显增长到系统完全失稳一般有1~2秒的时间间隔。

小波分析是20世纪80年代后期发展起来的信号处理工具,主要用于数据压缩和图像处理。1996年Liao等人^[24]首先将小波方法用于捕捉失速初始扰动。小波通过其母函数 Ψ 来定义:

$$\Psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \Psi\left(\frac{t-b}{a}\right)$$

其中, a 为扩张或压缩系数, b 为时间的平移。这就意味着,小波可以在频率上伸缩,在时间上移动。与傅里叶变换相比,小波变换的最大优点是其多分辨率性,就是信号在不同尺度下的小波变换反映了信号在不同尺度空间中的信息,通过变换尺度,可以得到具有多分辨率分析的信息表达,有利于更深入了解信号的特征。这种信号处理方法非常适合于分析压气机失速起始阶段的压力波动,其关键在于选择合适的母函数。

Bright等人^[25]将混沌理论引入到压气机失稳先兆信号处理中。他们在实验中使用了4台不同的压气机,并将分析结果与TWE法比较。他们的基本假设是复杂、混沌的事件影响着失速前的状态。为了量化混沌事件结构中的非线性变化,Bright等人使用了混沌理论中的标准度量——相关积分。相关积分的增长是混沌事件复杂性增加的迹象,反之亦然。他们用TWE法分析失速先兆信号,在4台压气机中的3台



得到了较长的失稳预警时间。Bright等人通过计算相关积分发现,相关积分随着压气机靠近失速而下降。给相关积分设定阈值后,他们在4台发动机中都得到了比TWE法更长的预警时间。Bright等人指出,相关积分并不是一个实时友好的形式,不适合实时应用,但该方法只需要一个传感器,而不像TWE需要周向一排传感器。

相关参数法是另一类被认为较为有效的信号处理方法,特别是在识别非模态扰动的前提下,Inoue等人^[26]早在1991年便将该方法用于对失速先兆信号的处理中。他们试图从压气机上游壁面的压力波动中寻求失稳先兆,并用被他们称为伪空间相关等高图的方法研究压力的波动。他们从中发现了一种与叶片间距相关的周期性。当流速减小时,这个周期性不断减弱,甚至消失。为了量化该周期性的丢失,Inoue等人定义了一个相似参数。分析显示,当靠近失速流速时,相似参数降低得很快。但相似参数的计算过于密集,不适合实时计算。最后他们定义了一个协相关系数作为压气机稳定性指标。然而,无论是相似参数还是协相关系数,都要求进行200转左右的总体平均,所以两者都可能无法适合快速变化的情况。

与Inoue等人不同,Dhingra等^[27]提出了用简化自相关系数探测失速边界的方法。自相关函数定义如下:

$$C(t) = \frac{\sum_{i=i-wnd}^t P_i P_{i-shaft}}{\sqrt{\sum_{i=n-wnd}^n P_i^2 \sum_{i=n-wnd}^n P_{i-shaft}^2}}$$

其中, $C(n)$ 为协相关度, n 为样本点数索引, i 为索引, $shaft$ 为每转的样本数, wnd 为样本数目记的窗口大小。实验室观测到的结果是,当压气机负载增加逼近其稳定边界时,由安装在发动机机

匣上的传感器测量得到的转子上压力信号的周期性会恶化。从定义可知,协相关度的值在-1~1之间,1表示一个完美的周期性信号。对于典型的压气机工况,协相关度的范围为0~1,值越低表示离稳定边界越近。由于计算中只用到了前后两转的数据,所以克服了Inoue等人的方法不能用于高速变化情况下的缺点。

2.3 主动控制执行机构

执行机构直接关系到主动控制的效果,可以分为被动控制型和主动控制型两大类^[28]。被动控制型执行机构包括可调进口导流叶片、可调压气机静子叶片、压气机级后放气、燃油泵等。该类执行机构原理是通过改变执行机构位置调节发动机工作点,用于基于分叉理论主动控制和主动防喘策略中。主动控制型执行机构包括可调制进口导流叶片、可调制压气机静子叶片、空气微射流等。该类执行机构的原理是根据调制指令产生与发动机失稳初始扰动相反的附加扰动波以抑制失稳扰动的发展,用于基于附加扰动主动控制中。

3 喘振主动控制现有问题

喘振主动控制在试验环境下取得了很多突破性成果,但由于发动机稳定性问题的复杂性,喘振主动控制尚不能应用于工程实践中。在现阶段,喘振主动控制的实现还存在以下障碍:

- 1) 对发动机失稳机理的理解过于粗糙,对于发动机失稳初始扰动的发生机理、进气畸变等发动机工作环境对初始扰动的影响等问题尚无定论。
- 2) 尚不能够实时精确地监测所有类型的失稳初始扰动波信号。
- 3) 缺乏用于喘振主动控制的高频响执行机构。
- 4) 尚未形成从发动机设计阶段便

开始考虑喘振主动控制的设计思想和设计方案。

4 喘振主动控制发展预测

随着传统的发动机设计方法所获得的发动机性能趋于饱和,以及现代飞行器对发动机提出越来越高的性能要求,预测喘振主动控制未来的主要发展趋势如下:

- 1) 喘振主动控制将从验证性研究阶段转向全面开展应用实现研究阶段。在三种主动控制策略中,主动防喘由于其实现难度较低,使用范围较广,将成为首先研究的应用实现方案。
- 2) 流场控制的研究将纳入喘振主动控制的研究范围。
- 3) 智能计算技术可能大量应用于喘振主动控制。如数据挖掘、信息融合等智能计算技术对强非线性系统优良的处理能力以及对现有信息资源的利用能力将大大促进发动机稳定性建模、失稳初始扰动检测及喘振主动控制的精确性和鲁棒性。
- 4) 喘振主动控制将综合在发动机整个设计过程中。
- 5) 建立喘振主动控制数据库能够极大推动主动控制技术的应用发展。结合数据挖掘等将使数据库提供的信息发挥更大的作用。

AST

参考文献

- [1] Epstein A H, et al. Active suppression of compressor instabilities [R]. AIAA 10th Aeroacoustics Conference, AIAA-86-1914, 1986.
- [2] Gu G, Sparks A, et al. An overview of rotating stall and surge control for axial flow compressor[J]. IEEE Trans. Control Syst. Technol., 1999(7), 639-647.



- [3] Moore F K, Greitzer E M. A theory of post-stall transients in axial compressor system, Part I—Development of equations, Part II—Application[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1986, 108: 68–76, 231–239.
- [4] Ffowcs Williams J E, et al. Active stabilization of compressor surge[J]. *Journal of Fluid Mech*, 1989, 204: 245–262.
- [5] Pinsley J E, et al. Active stabilization of centrifugal compressor surge [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1991, 113: 723–732.
- [6] 聂超群. 压缩系统喘振现象主动控制的试验研究[D]. 北京: 中科院工程热物理研究所, 1994.
- [7] Day I J. Active suppression of rotating stall and surge in axial compressors[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1993, 115: 40–47.
- [8] Paduano J D, et al. Active control of rotating stall in a low-speed axial compressor[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1993, 115: 48–56.
- [9] Weigl H J, Paduano J D, et al. Active stabilization of rotating stall and surge in a transonic single-stage axial compressor [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1998, 120: 625–636.
- [10] McCaughan F E. Bifurcation analysis of axial flow compressor stability [J]. *SIME J. Applied Mathematics*, 1990, 20: 1232–1235.
- [11] Abed E H, Liaw D C. Active control of compressor stall inception: a bifurcation theoretical approach[R]. Technical Reports, Institute for System Research, University of Maryland, 1992.
- [12] Christensen D, et al. Development and demonstration of a stability management system for gas turbine engines [R]. *ASME Paper*, GT-2006-90324, 2006.
- [13] Greitzer E M. Surge and rotating stall in axial flow compressors: Part I—Theoretical compression system model[J]. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1976, 98: 190–198.
- [14] Moore F K. Theory of rotating stall of multistage axial compressors; Part I—Small disturbances, Part II—Finite disturbances, Part III—Limit cycles[J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1984, 106(2): 313–336.
- [15] Feulner M R, Hendricks G J, Paduano J D. Modeling for control of rotating stall in high speed multi-stage axial compressors[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1996, 118: 1–10.
- [16] Jun Hu, Leonhard Fottner. A new simplified model of post stall transients in axial compression systems [J]. *Journal of Thermal Science*, 1999, 8(3): 176–189.
- [17] McDougall N M, Cumpsty N A, Hynes T P. Stall inception in axial compressors[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1990, 112: 116–125.
- [18] Gamier V H, Epstein A H, Greitzer E M. Rotating waves as a stall inception indication in axial compressors[J]. *ASME Journal Turbomachinery*, 1991, 113: 290–301.
- [19] Camp T R, Day I J. A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(3): 393–401.
- [20] Hoying D A, Tan C S, Vo H D, et al. Role of blade passage flow structures in axial compressor rotating stall inception[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(4): 735–742.
- [21] Longley N M. Inlet distortion and compressor instabilities[D]. Cambridge: Cambridge University, 1988.
- [22] McDougall N M, Cumpsty N A, Hynes T P. Stall inception in axial compressors[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1990, 112: 116–125.
- [23] Tryfonidis M, et al. Pre-stall behavior of several high-speed compressors [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1995, 117(1): 62–80.
- [24] Liao S F, Chen J Y. Time-frequency analysis of compressor rotating stall by means of wavelet transform[R]. *ASME Paper*, 96-GT-57, 1996.
- [25] Bright M M, Qammar H K, et al. Stall precursor identification in high-speed compressor stages using chaotic time series analysis methods[R]. *ASME Paper*, 96-GT-370, 1996.
- [26] Inoue M, Kuroumaru M, Iwamoto T. Detection of a rotating stall precursor in isolated axial flow compressor rotors[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1991, 113(2): 281–289.
- [27] Dhingra M, Neumeier Y, et al, Shin H. Stall and surge precursors in axial compressors [C]. *AIAA Paper* 2003-4425, July 20–23, Proceedings of the 39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit.
- [28] 刘大响, 等. 航空燃气涡轮发动机稳定性设计与评定技术[M]. 北京: 航空工业出版社, 2004.