

文章编号:1000-8055(2013)07-1557-07

紧连阀轴流压气机变转速过失速瞬态模型

黄 伟, 黄向华

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 为了给各种压气机喘振主动控制器提供验证平台,提出了一个新的旋转失速及喘振模型.该模型在 Moore-Greitzer 轴流压气机过失速瞬态模型的基础上,考虑了转子动态及旋转失速高阶谐波对压气机气动稳定性的影响,并且在模型中增加了紧连阀作为执行机构.仿真结果表明:随着压气机转速的增加,压气机的失稳行为由旋转失速转为喘振;压气机转速的变化作为系统内部扰动,可能使压气机在节流阀开度较大时便进入气动失稳状态;虽然压气机初始扰动仅含有 1 阶谐波,但随着旋转失速的发展,高阶谐波强度不断增长而变得不可忽略.

关 键 词: 轴流压气机;紧连阀;旋转失速;喘振;Moore-Greitzer 模型

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Post stall transient model for axial compressor with closed-coupled valve under non-constant speed condition

HUANG Wei, HUANG Xiang-hua

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: To provide a verification platform for various active surge controllers, a new rotating stall and surge model for axial compressor was proposed. Based on Moore-Greitzer post stall transient model, influences of spool dynamics and higher harmonics of rotating stall waves were considered in the proposed new model. In addition, a closed-coupled valve was included in the model as an actuator. Several conclusions can be made from simulation results. Firstly, with the increasing of rotor speed, the instability behavior of compressor transforms from rotating stall to surge. Secondly, as an internal disturbance, the spool dynamic may lead to instability even under large throttle opening conditions. Finally, even the initial disturbance only includes the first harmonics, the higher harmonics may become strong and have a significant effect on the behavior of rotating stall.

Key words: axial compressor; closed-coupled valve; rotating stall; surge; Moore-Greitzer model

压气机是航空发动机的重要部件,其工作范围受到喘振及旋转失速等气动失稳现象的限制.其中,喘振为压缩系统内的一维不稳定流动,表现为质量流量和压力在轴向上的低频振荡;而旋转

失速则是压气机内部的复杂三维非定常流动,表现为一个或多个“失速团”以转子的部分速度沿着转子转动方向旋转.对于现代航空发动机中广泛使用的多级轴流式压气机,旋转失速往往发生在

收稿日期:2012-05-12

网络出版地址:http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130711.1810.201307.1557_019.html

基金项目:江苏省普通高校研究生科研创新计划(CX10B_106Z-02);航空科学基金(2009ZB52024)

作者简介:黄伟(1985—),男,浙江丽水人,博士生,主要从事航空发动机控制与仿真研究.

喘振之前,且会引起喘振.通常认为,压气机可以通过两种不同的初始扰动波进入旋转失速,即大尺度的模态波形初始扰动和小尺度的突尖波形初始扰动^[1].

压气机失稳模型是研究喘振及旋转失速机理的重要手段,对压气机设计、发动机防喘系统设计及压气机主动控制具有重大意义.压气机失稳模型可分为两大类:一类是基于计算流体动力学 CFD 的数值模型,另一类是基于压缩系统的分析模型.

数值模型通过求解欧拉方程或者 Navier-Stokes 方程对失速初始扰动过程进行模拟.得益于(CFD)技术的发展,数值模型不仅可以成功模拟两类初始扰动波,且能够模拟各种因素对起始扰动波和压气机稳定性的影响,从而可以较准确地预测压缩系统的稳定边界. Høyning 等^[2]利用多叶排三维计算模型研究得到失速起始扰动与顶部泄漏涡的稳定性相关. Vo 等^[3]评估了叶片通道内流动行为对压气机稳定性的影响,提出了亚声速压气机出现突尖波形初始扰动的两条准则:一是顶部间隙流从动叶前缘叶顶下方溢出,二是来自邻近叶片通道的顶部间隙流在尾缘处叶尖顶部以下出现反流. Hah 等^[4]详细研究得到在跨声速压气机内部非定常的“泄漏涡”与激波的相互作用是突尖波形出现的重要原因. SUN^[5]在 1996 年首次建立了考虑机匣处理的压气机三维可压缩稳定性预测模型,并在最近将使用范围扩展到了跨声速压气机的稳定性预测当中^[6],不仅提高了压气机稳定边界的预测精度,也为智能机匣处理提供了有效的理论基础.

分析模型最重要的研究成果是 Moore 和 Greitzer^[7]的压气机过失速瞬态模型,通常称为 MG 模型.在最初的 MG 模型中,假设压缩系统内部为二维流动,压气机内气体不可压,并认为旋转失速由 1 阶谐波分量起主导作用. Bonnaure^[8]和 Hendricks 等^[9]将 MG 模型推广到可压缩流的情况,并由 Feulner 等^[10]加入了执行机构的影响得到适合控制器设计的模型形式. Gravdahl 和 Egeland^[11]给出了包含转子动态的轴流压气机 MG 模型的扩展. HU 和 Fottner^[12]采用与 Moore 和 Greitzer 不同的模型简化方法,得到了易于数值仿真的 MG 模型扩展,该模型包含了扰动的所有阶次成分.与数值模型相比,分析模型无法实现对压气机稳定边界较精确的预测,且无法模拟出突尖波形初始扰动.能够捕捉到压缩系统失稳的非

线性特性,且便于控制器推导,是开展主动控制的重要理论基础. Abed 等^[13]及王建等^[14]将经典非线性动力学引入到喘振主动控制中,基于分叉理论提出了更易于实现的喘振主动控制方法. Gravdahl 和 Egeland^[15]基于自适应反演控制推导了扰动情况下的喘振主动控制器.至今,仍然有众多先进主动控制算法基于 MG 模型开展研究^[16-18].

随着失稳主动控制技术的发展,出现了多种形式的执行机构,最具代表性的有摆动叶片排、高压喷气、扬声器、活塞阻尼机构、紧连阀以及节流阀等.其中高压喷气和紧连阀被认为是较好的喘振控制执行机构^[19].

较简化的模型易于进行控制器设计,然而无法仿真各种未建模动态对控制系统的影响,较精确的模型则不易于进行控制器设计.折中的方案是基于较简化的模型设计鲁棒控制器,并使用较精确的模型开展验证.本文将 Hu 和 Fottner 推导的模型推广到压气机转速非恒定的情况,并加入紧连阀作为执行机构,为构建各种压气机喘振鲁棒控制器的验证平台提供理论基础研究.

1 模型推导

1.1 基本假设

本文研究的压缩系统如图 1 所示,沿气流方向依次由压气机进口管道、进口导流叶片、轴流压气机、紧连阀、出口管道、大容腔及节流阀组成.压气机假设为高轮毂比压气机,从而可以将气流处理成在轴向和周向的二维流动;除大容腔外,气体不可压缩;大容腔内气流参数在空间上假设为均匀分布;压气机转速可变.

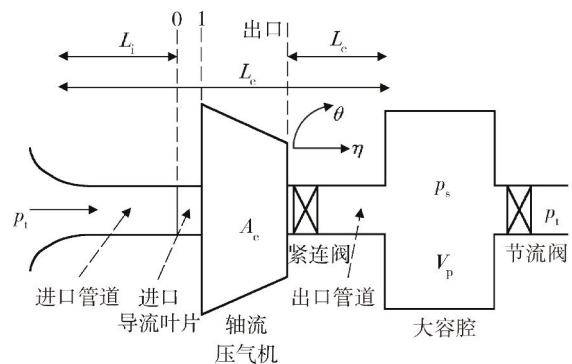


图 1 压缩系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of compression system

因为压气机转速不再为常数,压气机转子中

心半径处的切向速度也不再为常数,定义无量纲时间如下:

$$\xi = \frac{U_d}{R} t \quad (1)$$

其中 U_d 为设计转速下的中心半径切向速度, R 为中心半径, t 为实际时间. 长度用中心半径 R 无量纲处理, 得到压气机进口通道和出口通道的无量纲长度分别为

$$l_i = \frac{L_i}{R} \quad l_e = \frac{L_e}{R} \quad (2)$$

其中 L_i 和 L_e 为进口管道和出口管道的实际长度.

B 参数的定义为^[13]

$$B \triangleq \frac{U}{2a_s} \sqrt{\frac{V_p}{A_c L_c}} \quad (3)$$

其中 a_s 为声速, V_p , A_c , L_c 分别为大容腔容积、压气机当量通道面积和压气机通道有效长度. 根据定义可知, 当转速不为常数时, B 参数也不再为常数, 其与 U 的关系可表示为

$$U = bB \quad (4)$$

其中

$$b \triangleq 2a_s \sqrt{\frac{A_c L_c}{V_p}} \quad (5)$$

轴向坐标和周向坐标分别用 η 和 θ 表示, 令导流叶片进口截面处 $\eta=0$.

1.2 转子动态方程

由转子动量守恒可得

$$I \frac{d\omega}{dt} = \tau_i - \tau_c \quad (6)$$

其中 I 为压气机转子转动惯量, ω 为转子角速度, τ_i , τ_c 分别为驱动扭矩和压气机扭矩. 由 $\omega = U/R$ 及式(1)和式(3), 转子动态方程(6)可写成

$$\frac{2a_s I U_d}{R^2} \sqrt{\frac{A_c L_c}{V_p}} \frac{dB}{d\xi} = \tau_i - \tau_c \quad (7)$$

根据下式对扭矩进行无量纲化:

$$\Gamma = \Gamma_i - \Gamma_c = \frac{\tau_i - \tau_c}{\rho A_c R U^2} \quad (8)$$

其中 ρ 为进气管道内气体密度, 式(7)可写为

$$\frac{dB}{d\xi} = \Lambda_1 B^2 \Gamma \quad (9)$$

其中

$$\Lambda_1 \triangleq \frac{\rho R^3 A_c}{I U_d} b \quad (10)$$

1.3 压力平衡方程

Gravdahl 和 Egeland^[11] 在 Moore 和 Greitzer^[7] 的研究基础上给出了压气机转速可变时气流

流经除紧连阀以外的各个部件的静压升.

N 级轴流压气机的静压升为(文献[11]式(23))

$$\frac{p_e - p_i}{\rho U^2} = NF(\phi) - \frac{1}{2a} \left[2 \frac{\partial \phi}{\partial \xi} + \frac{U}{U_d} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right] \quad (11)$$

其中 a 为常数, p 为气流静压, 下标为图 1 所示的截面标号, $F(\phi)$ 为压气机单级稳态压升, ϕ 为质量流量系数. 定义 $\Phi(\xi)$ 为导流叶片进口截面周向平均质量流量系数

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \phi(\xi, \theta) d\theta \triangleq \Phi(\xi) \quad (12)$$

则有

$$\phi = \Phi(\xi) + g(\xi, \theta) \quad h = h(\xi, \theta) \quad (13)$$

其中 h 和 g 分别为导流叶片进口截面轴向扰动质量流量系数和周向扰动质量流量系数, 且有

$$\int_0^{2\pi} g(\xi, \theta) d\theta = \int_0^{2\pi} h(\xi, \theta) d\theta = 0 \quad (14)$$

导流叶片进口截面气体的切向分速度在导流叶片中转换为气流的静压升, 所以导流叶片的压升方程为

$$\frac{p_i - p_0}{\rho U^2} = \frac{1}{2} K_g h^2 \quad (15)$$

其中 K_g 为损失系数, 假设导流叶片通道内流动无损失, 则 K_g 为 1, 否则小于 1 大于 0.

假设压气机进口管道内气流为无旋流动, 进口管道的压升方程为(文献[11]式(32))

$$\frac{p_i - p_0}{\rho U^2} = \frac{1}{2} (\phi^2 + h^2) + l_i \frac{d\Phi}{d\xi} + (\sigma_\xi)_0 \quad (16)$$

其中 σ 为进口管道内气流的扰动速度势, 从而有

$$(\sigma_\eta)_0 = g(\xi, \theta) \quad (\sigma_\theta)_0 = h(\xi, \theta) \quad (17)$$

压气机出口管道的压升方程为(文献[11]式(42))

$$\frac{p_s - p_e}{\rho U^2} = \frac{U_d}{U} \left[-l_e \frac{d\Phi}{d\xi} - (m-1)(\sigma_\xi)_0 \right] + \frac{U_d}{U^2} \frac{dU}{d\xi} \left[-l_e \Phi(\xi) - (m-1)(\sigma_\theta)_0 \right] \quad (18)$$

其中 m 为表征出口管道长度的常数, 用 1 表示非常短的管道, 而 2 表示非常长的管道.

根据定义, 紧连阀与压气机之间的距离足够近, 从而认为在压气机出口和紧连阀之间不存在气体质量积累. 紧连阀对气流的影响可以处理成在压气机出口处的一个纯压降, 用 $\Psi_c(\Phi)$ 表示. 可认为压气机与紧连阀一起构成一个等效压气

机,等效压气机的压升方程为

$$\frac{p_s - p_t}{\rho U^2} = NF(\phi) - \frac{1}{2a} \left[2 \frac{\partial \phi}{\partial \xi} + \frac{U}{U_d} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right] - \Psi_v(\Phi) \quad (19)$$

$\Psi_v(\Phi)$ 与紧连阀的开度有关,可表示为

$$\Psi_v(\Phi) = \frac{1}{\gamma_v^2} \Phi^2 \quad (20)$$

其中 γ_v 正比于紧连阀开度.

联立各部件的压升方程得

$$\begin{aligned} \frac{p_s - p_t}{\rho U^2} = & \left[NF(\phi) - \frac{1}{2} \phi^2 \right] - \Psi_v(\Phi) + \\ & \frac{U_d}{U^2} \frac{dU}{d\xi} [-l_e \Phi(\xi) - (m-1)(\sigma)_0] - \\ & \left[l_i + l_e \frac{U_d}{U} + \frac{1}{a} \right] \frac{d\Phi}{d\xi} + \\ & \left[(1-m) \frac{U_d}{U} - 1 \right] (\sigma_\xi)_0 - \\ & \frac{1}{2a} \left[2 \frac{\partial g}{\partial \xi} + \frac{U_d}{U} \frac{\partial g}{\partial \theta} \right] - \\ & \frac{1}{2} (1 - K_g) h^2 \end{aligned} \quad (21)$$

定义

$$\begin{aligned} \Psi(\xi) &= \frac{p_s - p_t}{\rho U^2} \\ \Psi_c(\phi) &= NF(\phi) - \frac{1}{2} \phi^2 \\ l_c(U) &= l_i + l_e \frac{U_d}{U} + \frac{1}{a} \\ m_U(U) &= (1-m) \frac{U_d}{U} - 1 \end{aligned} \quad (22)$$

净压升方程可写成

$$\begin{aligned} \Psi(\xi) = & \Psi_c(\phi) - \Psi_v(\Phi) - l_c(U) \frac{d\Phi}{d\xi} + \\ & \frac{U_d}{U^2} \frac{dU}{d\xi} [-l_e \Phi(\xi) - (m-1)(\sigma)_0] + \\ & m_U(U) (\sigma_\xi)_0 - \frac{1}{2} (1 - K_g) h^2 - \\ & \frac{1}{2a} \left[2 \frac{\partial g}{\partial \xi} + \frac{U_d}{U} \frac{\partial g}{\partial \theta} \right] \end{aligned} \quad (23)$$

根据式(4)和式(9),式(23)可写成以 B 参数表述的形式

$$\begin{aligned} \Psi(\xi) = & \Psi_c(\phi) - \Psi_v(\Phi) - l_c(B) \frac{d\Phi}{d\xi} + \\ & \frac{U_d}{b} \Lambda_1 \Gamma [-l_e \Phi(\xi) - (m-1)(\sigma)_0] + \\ & m_B(B) (\sigma_\xi)_0 - \frac{1}{2} (1 - K_g) h^2 - \\ & \frac{1}{2a} \left[2 \frac{\partial g}{\partial \xi} + \frac{U_d}{bB} \frac{\partial g}{\partial \theta} \right] \end{aligned} \quad (24)$$

对式(24)在周向积分

$$\begin{aligned} \Psi(\xi) + \Psi_v(\Phi) + l_c(B) \frac{d\Phi}{d\xi} + l_e \frac{U_d \Lambda_1 \Gamma}{b} \Phi(\xi) = \\ \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} [\Psi_c(\phi) - \frac{1}{2} (1 - K_g) h^2] d\theta \end{aligned} \quad (25)$$

1.4 质量平衡方程

假设大容腔内气体为等熵变化,则大容腔的质量守恒方程为

$$\frac{d\Psi}{d\xi} = \frac{\Lambda_2}{B} (\Phi - \Phi_1) - 2\Lambda_1 \Gamma B \Psi \quad (26)$$

其中

$$\Lambda_2 \triangleq \frac{R}{L_c U_d} b \quad (27)$$

Φ_1 为节流阀特性,可取二次曲线

$$\Phi_1(\Psi) = \gamma_t \sqrt{\Psi} \quad (28)$$

其中 γ_t 与节流阀开度成正比.

1.5 模型简化

模型中含有压气机进口管道的扰动速度势及其偏导,为了便于求解,需对模型进行简化.因为流动为无旋流,所以扰动速度势满足拉普拉斯等式

$$\frac{\partial^2 \sigma}{\partial \eta^2} + \frac{\partial^2 \sigma}{\partial \theta^2} = 0 \quad (29)$$

式(29)的解可以表示为傅里叶级数

$$\begin{aligned} \sigma(\eta, \theta, \xi) = & \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} e^{n\eta} [a_n(\xi) \sin n\theta + b_n(\xi) \cos n\theta] \\ & \eta \leq 0 \end{aligned} \quad (30)$$

其中 a_n 和 b_n 为各阶傅里叶系数. 根据 HU 和 Fottner^[12] 的研究,上式可以近似为

$$\begin{aligned} \sigma(\eta, \theta, \xi) \approx & e^\eta \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} [a_n(\xi) \sin n\theta + b_n(\xi) \cos n\theta] \\ & \eta \leq 0 \end{aligned} \quad (31)$$

由式(31)可以得到以下关系

$$\begin{cases} (\sigma)_0 = (\sigma_\eta)_0 = g(\xi, \theta) \\ (\sigma_\xi)_0 = \frac{\partial g}{\partial \xi} \\ h = \frac{\partial g}{\partial \theta} \end{cases} \quad (32)$$

从而可将式(24)近似为

$$\begin{aligned} \Psi(\xi) = & \Psi_c(\phi) - \Psi_v(\Phi) - l_c(B) \frac{d\Phi}{d\xi} + \\ & \frac{U_d}{b} \Lambda_1 \Gamma [-l_e \Phi(\xi) - (m-1)g] + \\ & \left[m_B(B) - \frac{1}{a} \right] \frac{\partial g}{\partial \xi} - \frac{U_d}{2abB} \frac{\partial g}{\partial \theta} - \\ & \frac{1}{2} (1 - K_g) \left(\frac{\partial g}{\partial \theta} \right)^2 \end{aligned} \quad (33)$$

1.6 最终模型

方便起见,整理模型如下:

$$\frac{dB}{d\xi} = \Lambda_1 B^2 \Gamma \quad (34)$$

$$\begin{aligned} \Psi(\xi) = & \Psi_c(\phi) - \Psi_v(\Phi) - l_c(B) \frac{d\Phi}{d\xi} + \\ & \frac{U_d}{b} \Lambda_1 \Gamma [-l_c \Phi(\xi) - (m-1)g] + \\ & \left[m_B(B) - \frac{1}{a} \right] \frac{\partial g}{\partial \xi} - \frac{U_d}{2abB} \frac{\partial g}{\partial \theta} - \\ & \frac{1}{2} (1 - K_g) \left(\frac{\partial g}{\partial \theta} \right)^2 \end{aligned} \quad (35)$$

$$\begin{aligned} \Psi(\xi) + \Psi_v(\Phi) + l_c(B) \frac{d\Phi}{d\xi} + l_e \frac{U_d \Lambda_1 \Gamma}{b} \Phi(\xi) = \\ \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left[\Psi_c(\phi) - \frac{1}{2} (1 - K_g) \left(\frac{\partial g}{\partial \theta} \right)^2 \right] d\theta \end{aligned} \quad (36)$$

$$\frac{d\Psi}{d\xi} = \frac{\Lambda_2}{B} (\Phi - \Phi_t) - 2\Lambda_1 \Gamma B \Psi \quad (37)$$

其中式(34)为转子动态平衡方程,式(35)为动量平衡方程,式(36)为周向平均的动量平衡方程,式(37)为大容腔的质量平衡方程。

2 仿真结果

利用式(34)~式(37)对模型进行数值仿真,需要给定压气机稳态特性曲线、转速控制规律及初始条件。通常认为取压气机稳态特性为三次曲线可以满足仿真要求,特性曲线参考 MG 模型,选择被证明可以有效模拟压缩系统特性的三次曲线^[11]

$$\begin{aligned} \Psi_c(\phi) = \\ \phi_{c0} + H \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\phi}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{\phi}{W} - 1 \right)^3 \right] \end{aligned} \quad (38)$$

其中 ϕ_{c0} , H , W 为正常数。转速控制选择比例控制器

$$\Gamma = k_s (U_d - U) \quad (39)$$

其中 k_s 为比例系数,在本文的仿真中取值为 1。表 1 给出了其他系统参数。

2.1 不稳定平衡点

取节流阀开度 $\gamma_t = 0.5$,节流特性曲线将与压气机特性线正斜率段相交,系统平衡点为不稳定平衡点,系统进入旋转失速或喘振状态。首先选取压气机中心半径切向速度的设计值 $U_d = 75 \text{ m/s}$,此时系统 B 参数约为 0.78。系统初始状态为

$$g_0 = A_0 \sin(\theta) \quad A_0 = 0.005 \quad (40)$$

$$(B, \Phi, \Psi) = (0.1, 0.55, 0.65) \quad (41)$$

数值仿真结果如图 2 所示。再令压气机半径切向速度的设计值 $U_d = 215 \text{ m/s}$,此时系统的 B 参数约为 2.23。系统的初始状态不变,数值仿真结果如图 3 所示。

表 1 系统参数

Table 1 System parameters

参数	数值	参数	数值
R/m	0.1	$\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	1.15
$a_s/(\text{m}/\text{s})$	345	l_e	8
l_i	2	L_c/m	3
V_p/m^3	1.5	A_c/m^2	0.01
a	0.3	H	0.18
W	0.25	ϕ_{c0}	0.3
$I/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.03	m	1.75
K_g	1	$1/\gamma_v$	0

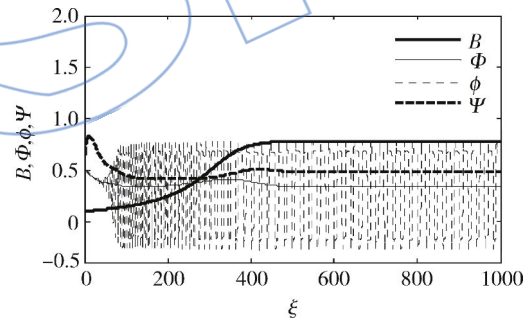


图 2 低设计转速时的不稳定平衡点仿真结果
Fig. 2 Simulation result of unstable equilibrium with low design rotation speed

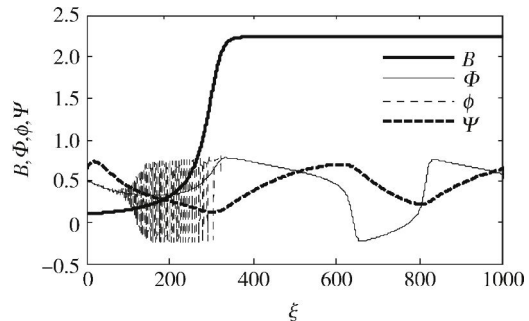


图 3 高设计转速时的不稳定平衡点仿真结果
Fig. 3 Simulation result of unstable equilibrium with high design rotation speed

以上仿真结果显示:压缩系统 B 参数较小的情况下,系统进入旋转失速状态,而在 B 参数较大的情况下进入喘振状态。图 3 的结果演示了随

着 B 参数的增大,压气机系统退出旋转失速状态进入纯喘振状态的过程。

对图 2 中的周向扰动质量流量系数 g 进行空间傅里叶变换可得到各阶谐波的幅值,图 4 为 1~3 阶谐波的幅值变化曲线。

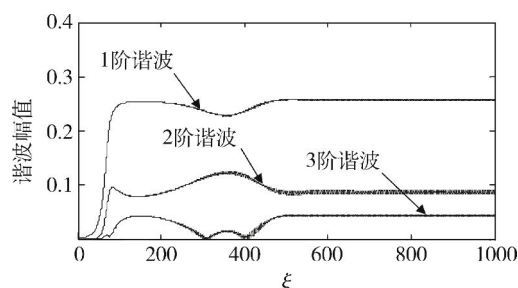


图 4 周向扰动质量流量系数 g 的空间傅里叶分解
Fig. 4 Spatial Fourier decomposition of circumference turbulence mass flow rate coefficient g

由图 4 可知,虽然起始扰动只有 1 阶谐波,但随着压缩系统旋转失速的发展,高阶谐波同样起着重要作用.在压气机旋转失速主动控制中应该考虑高阶谐波的影响。

2.2 稳定平衡点

取节流阀开度 $\gamma = 0.65$,如果压气机转速恒定,压缩系统将工作在稳定状态.取 $U_d = 215 \text{ m/s}$,系统初始状态同 2.1 节.系统的数值仿真结果如图 5 所示。

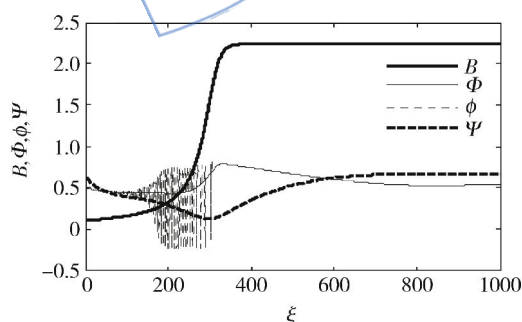


图 5 稳定平衡点仿真结果
Fig. 5 Simulation result under stable equilibrium

仿真结果表明:虽然压气机转速稳定后,压缩系统处于稳定状态,但在转速变化过程中,系统进入了旋转失速状态.可见,转子动态过程对整个系统的气动稳定性具有重要影响。

3 结 论

本文推导了一个新的针对轴流式压气机的

MG 模型的扩展模型.与基本的 MG 模型相比,文本的模型考虑了紧连阀、压气机转子动态过程及高阶扰动对系统动态的影响。

数值仿真结果显示:

1) 压缩系统在低 B 参数时,气动失稳现象为旋转失速,在高 B 参数时,气动失稳现象为喘振,在 B 参数随着压气机转子转速增大而增大的过程中,气动失稳将由旋转失速转向喘振。

2) 压气机转子动态过程对压缩系统气动稳定性具有较大影响,当节流阀开度处于稳态工作范围时,转子转速的变化也可能使压缩系统进入气动失稳状态。

3) 虽然压缩系统初始扰动仅仅含有微弱的 1 阶谐波分量,但随着压气机旋转失速的发展,扰动的高阶谐波分量强度随着 1 阶谐波一起逐渐增长,并且占据较大比例。

本文的模型中加入了紧连阀的影响,可以作为各种以紧连阀、节流阀为执行机构的压气机喘振及旋转失速主动控制算法的验证平台.特别是为基于基础 MG 模型而设计的各种鲁棒自适应主动控制算法提供了较好的验证平台。

参考文献:

- [1] Camp T R, Day I J. A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor [J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3): 393-401.
- [2] Hoving D A, Tan C S, Vo H D, et al. Role of blade passage flow structures in axial compressor rotating stall inception [J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(4): 735-742.
- [3] Vo H H, Greitzer E M. Criteria for spike initiated rotating stall [R]. ASME Paper GT-2005-68374, 2005.
- [4] Hah C, Schulze R, Wagner S, et al. Numerical and experimental study for short wavelength stall inception in a low-speed axial compressor [R]. ISABE Paper 99-7033, 1999.
- [5] SUN Xiaofeng. On the relation between the inception of rotating stall and casing treatment [R]. AIAA 96-2579, 1996.
- [6] SUN Xiaofeng, SUN Dakun, YU Weiwei. A model to predict stall inception of transonic axial flow fan/compressors [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2011, 24(6): 687-700.
- [7] Moore F K, Greitzer E M. A theory of poststall transients in axial compressor: Part I development of equations [J]. Journal of Turbomachinery, 1986, 108(2): 68-76.
- [8] Bonnaure L P. Modeling high speed multistage compressor stability [D]. Massachusetts, US: Massachusetts Institute of Technology, 1991.
- [9] Hendricks G J, Bonnaure L P, Longley J P, et al. Analysis of rotating stall onset in high-speed axial flow compressor [R]. AIAA 93-2233, 1993.

- [10] Feulner M R, Hendricks G J, Paduano J D. Modeling flow control of rotating stall in high speed multi-stage axial compressors[R]. ASME Paper 1994-GT-2, 1994.
- [11] Gravdahl J T, Egeland O. A Moore-Greitzer axial compressor model with spool dynamics[C]// Proceeding of the 36th IEEE Conderence on Decision and Control. California San Diego, US; IEEE, 1997; 4714-4719.
- [12] HU Jun, Fottner L. A new simplified model of post stall transients in axial compression system [J]. Journal of Thermal Science, 1999, 8(3): 176-189.
- [13] Abed E H, Houpt P K, Hosny W M. Bifurcation analysis of surge and rotating stall in axial flow compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(4): 817-824.
- [14] 王建, 李应红, 张东方, 等. 基于分岔理论的轴流式压气机旋转失速主动控制技术[J]. 航空动力学报, 2007, 22(7): 1179-1183.
WANG Jian, LI Yinghong, ZHANG Dongfang, et al. Investigation on active control of rotating stall in axial flow compressors via bifurcation theory[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(7): 1179-1183. (in Chinese)
- [15] Gravdahl J T, Egeland O. Two results on compressor surge control with disturbance rejection[C]// Proceeding of the 37th IEEE Conference on Decision and Control. Tampa, US; IEEE, 1998; 2563-2568.
- [16] Daroogheh N, Jahed-Motlagh M R, Beheshti M T H. Robust adaptive control of surge instability in a centrifugal compressor with variable speed[C]// Proceeding of American Control Conference. Baltimore, US; IEEE, 2010; 5056-5061.
- [17] Bartolini G, Ferrara A, Levant A, et al. A survey of applications of second-order sliding mode control to mechanical systems[J]. International Journal of Control, 2003, 76(9/10): 875-892.
- [18] 高永, 李本威, 向锦武, 等. 基于模糊理论的轴流式压气机防喘控制器设计[J]. 航空动力学报, 2006, 21(3): 492-496.
GAO Yong, LI Benwei, XIANG Jinwu, et al. Design of the active anti-surge fuzzy controller for axial-flow compressors[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(3): 492-496. (in Chinese)
- [19] Simon J S, Valavani L, Epstein A H, et al. Evaluation of approaches to active compressor surge stabilization[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(4): 57-67.