

文章编号: 1000-8055(2010)01-0092-10

轴流压缩系统中主动抑制旋转失速的数值模拟

于兰兰, 胡 骏, 屠宝锋, 王志强
(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 提出一个可用于分析轴流压缩系统通过附加扰动主动抑制旋转失速的理论模型, 利用该模型讨论了系统参数对抑制效果的影响及旋转失速和喘振之间的关系. 结果表明该方法的抑制效果随着 B 参数及压气机级数、级负载的增加而降低; 同一压缩系统发生一维喘振的工作点轴向速度系数由 B 参数及压气机轴对称特性共同决定, 与特性线斜率无关; 并且只有当喘振由旋转失速引起时, 才可以通过抑制旋转失速来防止喘振的发生.

关 键 词: 压缩系统; 主动抑制; 旋转失速; 喘振; 系统参数

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Numerical simulation of active suppression of rotating stall in axial compression systems

YU Lan-lan, HU Jun, TU Bao-feng, WANG Zhi-qiang

(College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: A theoretical model was proposed to analyze the transient behavior of suppression of rotating stall in axial compression systems through an additional disturbance. The influences of system parameters on the suppression effectiveness and the interaction between rotating stall and surge have been discussed. The analysis of the influence of system parameters shows that, the effectiveness decreases with the increase of B and the number of stages or stage loading of the compressor. The onset flow rate of pure one-dimensional surge depends on the value of B and axisymmetric compressor characteristic, except for the slope of the compressor characteristic. When surge is initiated by rotating stall, it is possible to inhibit the occurrence of surge by suppressing rotating stall in a compression system.

Key words: compression system; active suppression; rotating stall; surge; system parameters

轴流压缩系统的稳定工作范围受其内部的不稳定流态限制. 不稳定流态通常包括旋转失速和喘振两大类, 两者的发生均会使压气机性能和寿命降低. 为避免压气机进入不稳定工况, 一般使压气机工作点远离喘振边界. 然而压气机最高效率点的位置一般很靠近喘振边界, 若在远离喘振边界的工作点工作, 压气机可用的增压比和效率都

会大大降低. 本文提出了一种通过对不稳定状态进行主动抑制, 降低压气机正常工作时稳定裕度的预留值, 从而提高压气机工作性能的方法.

主动控制是根据反馈系统得到初始扰动信号的相位、大小等参数来附加人为的小幅值扰动, 从而使得压气机能够在原本不可能稳定运行的工作点正常工作. Epstein 等人首次提出这个概念^[1],

收稿日期: 2008-12-10; 修订日期: 2009-03-03

基金项目: 国家 973 项目 (2007CB210301)

作者简介: 于兰兰 (1983-), 女, 内蒙古集宁人, 硕士生, 主要从事叶轮机气动力学方向的研究.

之后一些研究人员实验证明运用不同的附加扰动可以抑制失速流的产生.最初, Ffowcs Williams, Huang, Pinsley, Simon 等人在一系列实验模型中使得一维喘振得到主动抑制^[2]. Pinsley 等人通过测量得到的集气箱压力变化来提供反馈信号,并用来驱动集气箱出口处的激励伺服系统.这些研究都成功地使压气机稳定工作区域得到扩展.他们指出当压缩系统内部气流流速较高时这些方法将会失效,但没给出详细分析. Simon 等人的试验表明传感器、驱动类型和位置对主动抑制喘振的效果具有较大的影响,随着压气机特性线斜率和 B 参数增大,想要达到主动稳定愈加困难.

1993 年 Padauo 等人用斜向可调进口导流叶片产生可控扰动,得到压气机稳定工作范围比无附加扰动时增加 20%. 1994 年 Haynes 等人对三级低速压气机运用同样的控制模型主动抑制不稳定现象的发生,使得其稳定工作范围只增加了 8%. 1994 年 Gysling 和 Greitzer 在单级低速压气机中利用基于气动力学的反馈装置提供附加扰动使得其失速流量系数增加了 10%. 1993 年 Day 通过沿周向布置 12 个真空管来产生反馈扰动,使得压气机失速流量系数增加 6%,并发现当喘振是由旋转失速引起时,可通过抑制旋转失速的发生来避免喘振^[3].但在流速不断降低的情况下通过抑制旋转失速是否一定能避免喘振并不清楚. 1994 年 Feulner 等人运用进出控制理论模型主动抑制了多级高速轴流压气机内旋转失速的发生^[4].

上述研究都着眼于各种反馈执行机构主动抑制旋转失速的能力,但压缩系统参数对主动抑制效果的影响还不是很清楚.本文主要是发展一个能够详细描述主动抑制旋转失速瞬态过程的非线性理论模型,从而全面地分析系统参数的影响,并讨论轴流压缩系统中主动抑制旋转失速的一些基本问题.

1 理论模型

到目前为止,已经有很多研究者建立了描述压缩系统旋转失速的理论模型. 1985 年, Moore 和 Greitzer 合作,对之前 Moore 提出的理论模型进行了改进,得到了所谓的 Moore-Greitzer 模型.它可以用来描述旋转失速和喘振的瞬态过程,分析旋转失速和喘振之间的相互联系以及系统参数对系统稳定性的影响^[5].之后,在这些理论基础上

又出现了一些考虑进气畸变影响的模型. 1985 年, Epstein, Ffowcs Williams 和 Greitzer 提出,根据压气机中测得的扰动实时信号而附加的进口处不均匀扰动可抑制旋转失速的发生^[6].这些都被实验所证明,但所有这些工作都着眼于论证和分析控制参数对系统稳定效果的影响,且所有模型都是线性模型.

理论上,通过附加扰动使将要发生旋转失速的压缩系统稳定工作属于非均匀进气下的压缩系统稳定性问题.传统的进气畸变可认为是一种被动的不均匀进气.飞机的大攻角飞行、阵风干扰、导弹发射时热废气等都可造成进气畸变.相反,反馈引发的进气扰动是主动非均匀进气,是根据压缩系统实时测得的原扰动信号而人为产生的.在描述非均匀进气对旋转失速影响理论的基础上,可建立描述主动抑制旋转失速瞬态过程的非线性理论模型,来分析系统参数对稳定效果的影响.

本文中分析的压缩系统如图 1 所示.它由扰动发生器、进气管道、 N 级轴流压气机、出气管道、体积 V_p 的集气箱、节流阀和排气管道组成.图 1 标明了一些位置参数.任意位置的当地轴向速度系数 ϕ 包括平均轴向速度系数 Φ ,附加扰动速度系数 ε 及压气机产生的扰动分量.旋转失速用压气机轴向扰动速度系数 g 描述,且是 ξ, θ 的函数.假定进出口管道为平直管道,其中的气流认为是不可压的.因此平均轴向速度系数虽然随时间变化,但在进气管道和压气机中沿轴向保持不变.扰动发生器和压气机对上游流动的影响及在扰动发生器出口处压气机引起的扰动均忽略.由于进气管道周向平均速度系数为 0,因此可假设附加扰动速度系数 ε 在下游管道中沿轴向不变.

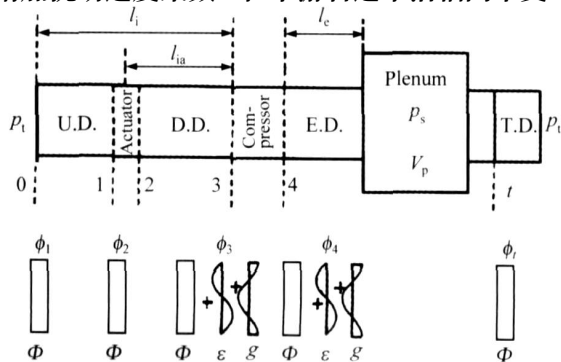


图 1 系统及符号示意图

Fig. 1 Sketch of the system and notations

1.1 进气管道中的压升

为得到压气机系统进出口总压升,首先分析进气管道进出口压力差.进气管道分为扰动发生器上游及下游两部分,如图1所示,分别记为U.D.和D.D..

1.1.1 扰动发生器上游管道压升

除上述假设外,另假定扰动发生器上游管道中气流无黏且不可压缩,运用一维非定常 Euler 方程并沿轴向积分,可得下列方程

$$\frac{p_1^* - p_1}{\rho U^2} = - (l_i - l_{ia}) \frac{d\Phi}{d\xi} \quad (1)$$

式中 p_1, p_1^* 分别是位置0和位置1的总压, Φ 是平均轴向速度系数, U 为轮缘速度, l_i, l_{ia} 如图1所示.

1.1.2 扰动发生器下游管道压升

在下游管道中,假定由压气机引起的扰动无旋.由于进气不均匀,使平均速度场存在周向速度,但仍存在扰动速度势 σ ,由 Lam 方程,轴向积分且忽略涡流速度周向分量,可得下列方程

$$\int_0^1 \left(\frac{p}{\rho U^2} + \frac{\phi}{2} \right) + \int_0^1 \frac{\partial \phi}{\partial \xi} d\eta + \int_0^1 \frac{v}{U} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} d\eta = 0 \quad (2)$$

式中 η, θ, ξ 分别是无因次的轴向、切向和时间坐标参数, ϕ 为当地轴向速度系数, ε 为附加扰动速度系数, v 为周向速度分量, U 为轮缘速度.

如上所述,附加扰动速度系数 ε 仅是 ξ 和 θ 的函数.根据扰动速度势 σ 的定义,当地轴向速度系数为

$$\phi(\eta, \theta, \xi) = \Phi(\xi) + \varepsilon(\theta, \xi) + \frac{\partial \sigma(\eta, \theta, \xi)}{\partial \eta} \quad (3)$$

将方程(3)代入方程(2)并积分,可得

$$\frac{p_3 - p_2}{\rho U^2} = - \frac{\Phi_3}{2} - l_{ia} \left(\frac{d\Phi}{d\xi} + \frac{\partial \varepsilon}{\partial \xi} \right) - \left(\frac{\partial \sigma}{\partial \xi} \right)_{\eta=0} - \int_0^1 \frac{v}{U} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} d\eta \quad (4)$$

1.2 压气机进出口压力差

由 Moore-Greitzer 模型并考虑附加扰动作用, N 级压气机的压升可写为^[7-8]

$$\frac{p_4 - p_3}{\rho U^2} = N \cdot F(\Phi_3) - \frac{1}{2\alpha} \left(2 \frac{\partial \Phi_3}{\partial \xi} + \gamma \frac{\partial \Phi_3}{\partial \theta} \right) \quad (5)$$

式中 F 代表叶排的轴对称总静压升特性, α 为级平均时间滞后常数的倒数, γ 为转子叶排时间滞

后常数与级平均量的比值.忽略附加扰动影响,沿出口管道压升方程为

$$\frac{p_s - p_4}{\rho U^2} = - l_e \frac{d\Phi}{d\xi} - (m - 1) \left(\frac{\partial \sigma}{\partial \xi} \right)_{\eta=0} \quad (6)$$

其中 m 为压气机管道流动参数, l_e 为出气管道长度.在方程(1),(4),(5)和(6)基础上,进气管道至集气箱的之间的压升差为

$$\Psi' = \Psi_c(\Phi_3) - l_c \frac{d\Phi}{d\xi} - l_{ac} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \xi} - \frac{\gamma}{2\alpha} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} - \frac{1}{\alpha} \frac{\partial g}{\partial \xi} - \frac{\gamma}{2\alpha} \frac{\partial g}{\partial \theta} - m \left(\frac{\partial \sigma}{\partial \xi} \right)_{\eta=0} - \int_0^1 \frac{v}{U} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} d\eta \quad (7)$$

且

$$\Psi(\theta, \xi) = \frac{p_s - p_1}{\rho U^2} + \frac{p_1^* - p_2^*}{\rho U^2} \quad (8)$$

$$l_{ac} = l_{ia} + \frac{1}{\alpha} \quad (9)$$

其中 Ψ 为压升系数, Ψ_c 为压气机轴对称特性, l_c 为压气机及管道气动特征长度, l_{ac} 为扰动发生器气动特征长度, g 为压气机进口截面轴向扰动速度系数.

方程(7)中,需给出扰动速度系数、扰动速度势及其对时间的偏导数.这里采用一种近似来简化该方程, σ 有 Fourier 级数解^[9]

$$\sigma(\eta, \theta, \xi) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} e^{n\eta} (a_n \sin n\theta + b_n \cos n\theta); \quad \eta \leq 0 \quad (10)$$

表明干扰在轴向以空间谐波的幂次方衰减,可近似为

$$\sigma(\eta, \theta, \xi) \approx \left[\sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} (a_n \sin n\theta + b_n \cos n\theta) \right] e^{\eta}; \quad \eta \leq 0 \quad (11)$$

方程(7)简化为

$$\Psi' = \Psi_c(\Phi_3) - l_c \frac{d\Phi}{d\xi} - \left(m + \frac{1}{\alpha} \right) \frac{\partial g}{\partial \xi} - \frac{\gamma}{2\alpha} \frac{\partial g}{\partial \theta} - l_{ac} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \xi} - \left[(1 - e^{-l_{ia}}) \frac{\partial g}{\partial \theta} + \frac{\gamma}{2\alpha} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} \right] \quad (12)$$

沿周向积分该方程,轴向平均动量方程可写为

$$\overline{\Psi'} + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left[\Psi_c(\Phi + \varepsilon + g) - (1 - e^{-l_{ia}}) \frac{\partial g}{\partial \theta} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} \right] d\theta \quad (13)$$

应用连续方程即流入、流出及集气箱内气体质量守恒,得到

$$l_c \frac{d\Psi}{d\xi} = \frac{1}{4B^2} [\Phi(\xi) - F_t^{-1}(\Psi)] \quad (14)$$

此处

$$\Psi = \frac{p_s - p_t}{\rho U^2} \quad (15)$$

式中 Ψ 是压气机系统总静压升系数, F_t 是阀门特性函数, F_t^{-1} 表示 F_t 的反函数。

1.3 压气机轴对称特性曲线

本文中,压气机轴对称特性是三次曲线,如图 2 所示。特性曲线由 H, W, Ψ_{c0} 所决定,它们是压气机特性曲线的三个基本参数^[10]。

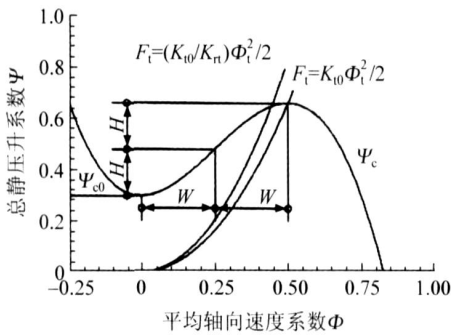


图 2 压气机轴对称特性

Fig. 2 Cubic axisymmetric characteristic and notations

整合后的理论模型的基本控制方程如下^[11-12]:

$$\frac{d\Psi}{d\xi} = \frac{1}{4l_c B^2} [\Phi(\xi) - F_t^{-1}(\Psi)] \quad (16)$$

$$\overline{\Psi}' + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} [\Psi_c(\Phi + \varepsilon + g) - (1 - e^{-l_{ia}}) \frac{\partial g}{\partial \theta} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta}] \quad (17)$$

$$\left[m + \frac{1}{a} \right] \frac{\partial g}{\partial \xi} = \Psi_c(\phi_3) - \left[\overline{\Psi}' + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} \right] - \frac{1}{2a} \left[\frac{\partial g}{\partial \theta} + \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} \right] - l_{ac} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \xi} - (1 - e^{-l_{ia}}) \frac{\partial g}{\partial \theta} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} \quad (18)$$

该方程组仅含对角度 θ 和时间 ξ 的一阶导数,故可用简单的时间推进法求得数值解。

2 数值结果

方程(16) ~ (18) 可用来分析系统在抑制旋转失速下的临界不稳定状态及抑制作用的效果。

2.1 控制方法

本文主要目的是提出压缩系统主动抑制旋转失速的途径,并分析系统参数对稳定效果的影响

以及旋转失速与喘振的相互关系。本文中的附加扰动速度系数 ε 为已知轴向扰动速度系数 g 的线性方程

$$\varepsilon = Zg; \quad \delta \leq \|\varepsilon_{\max}\| \leq \Delta \quad (19)$$

Z 是一个复数型常数

$$Z = Re^{\beta} \quad (20)$$

式中 R 为附加扰动的振幅, β 是 ε, g 的相位夹角, δ, Δ 将限制 ε 的振幅在容许范围内。

本文对扰动发生器给出以下条件

$$(\Phi)_1 = (\Phi)_2 \quad (21)$$

且

$$(p)_1 = (p)_2 \quad (22)$$

由此可得

$$p_2^* = p_1^* + \rho U^2 \left[\varepsilon \Phi + \frac{\varepsilon^2}{2} \right] \quad (23)$$

2.2 起始条件

除指明外,系统初始工作点取为压气机轴对称特性曲线峰值处,无抑制作用下,系统在该工作点工作将发生不稳定现象。此时阀门特性函数为^[13]

$$F_t = \frac{1}{2} \frac{K_0}{K_{rt}} \Phi \quad (24)$$

式中 K_{t0} 是初始位置时的阀门系数, K_{rt} 是相对阀门系数,初始值为 1。周向初始扰动简写为

$$g_0 = A_0 \sin \theta; \quad A_0 = 0.005 \quad (25)$$

2.3 节流过程

初始工作点已知时,节流过程可由相对阀门系数 K_{rt} 随时间的变化来描述。本文中 K_{rt} 是时间 ξ 的线性函数

$$K_{rt} = 1.0 - T_{cr} \times \xi; \quad \xi \leq \xi_c \quad (26)$$

式中 T_{cr} 是给定的使相对阀门系数减小的比率。图 3 所示的节流过程,从初始工作点 $K_{rt} = 1$ 开始,在 $K_{rt} \leq 1$ 停止,然后阀门设置保持不变。为方便比较,特给定系统参量^[14]

$$B = 0.4, \quad m = 1.75, \quad \frac{1}{a} = 3.5,$$

$$l_c = 8.0, \quad l_{ac} = 3.6, \quad T_{cr} = 0.005,$$

$$\gamma = 1.0, \quad H = 0.18, \quad W = 0.25,$$

$$\Psi_{c0} = 0.30, \quad \delta = \frac{\Delta}{10}, \quad \Delta = (2 \times W) \times 2\%.$$

2.4 $\beta = 180$ 的数值结果

首先分析附加扰动相位角 $\beta = 180$ 的情况。此

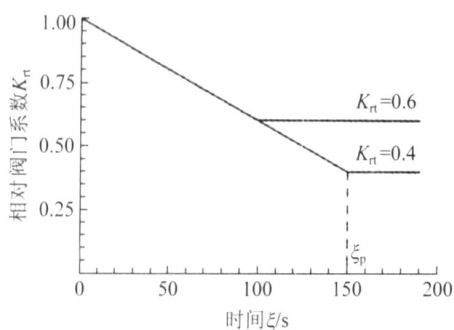
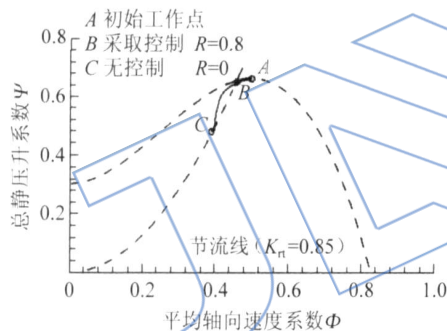
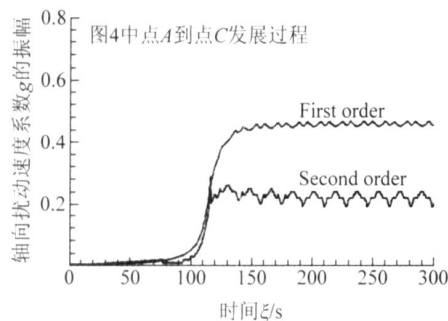


图 3 节流过程

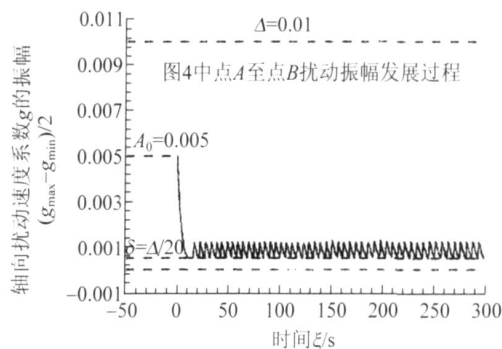
Fig. 3 Throttle closure process

时压气机中附加扰动与检测到的扰动相位角相反. 这可以削弱任意正 R 值时压气机非轴对称流动, 抑制压气机中不稳定现象发生. 图 4 表明附加扰动抑制了旋转失速的发生. 图 4 中从工作点 A 到完全旋转失速工作点 C 的瞬时过程表明无抑制作用下的压气机系统在该节流过程中发生旋转失速. 图 5 给出该失速信号的一、二阶谐波振幅发展过程.

图 4 $R=0.8$ 时旋转失速的抑制Fig. 4 Suppression of rotating stall for $R=0.8$ 图 5 无抑制作用时轴向扰动速度系数 g 的发展过程Fig. 5 Developing process of the disturbance g for the case without controller

在该节流过程中, 附加扰动使压气机系统稳定, 如图 4 中从点 A 到点 B 所示. 在附加扰动影响下, 系统中的原始扰动得到衰减, 确保了其内轴

对称流动的稳定性. 图 6 所示为压气机系统原扰动的衰减, 可以看出其振幅在短时间内降至很小.

图 6 有抑制作用时轴向扰动速度系数 g 的衰减过程Fig. 6 Damping process of the disturbance g for the case with controller

附加扰动增强了压气机系统内非轴对称扰动的衰减, 并使其在衰减后保持很小的振幅. 压气机系统的性能在性能扩展稳定区内不变, 失速轴向速度系数增加 13.6%, 如图 7 所示.

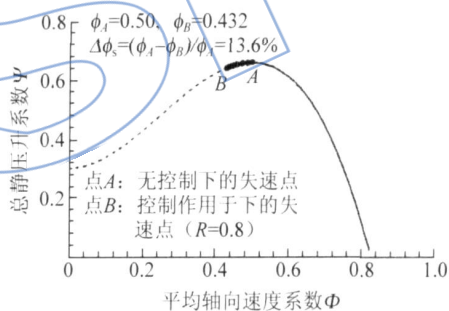


图 7 扩展后的压气机稳定工作范围

Fig. 7 Extended stable operating range of a compression system

图 8 表明 R 值对系统抑制旋转失速后的稳定效果有很强影响. 当 R 从 0 开始增加, 起初不稳定发生点的轴向速度系数随之减小, 但当 R 值大于 R_0 时, 轴向速度系数保持不变. 压气机系统不稳定流态分为两种: 旋转失速和喘振, 不稳定流态以何种形式发生一般取决于 B 参数. 当 B 达到其临界值时, 不稳定流态由旋转失速转变为喘振. 以上分析均为 B 值小于其临界值的情况, 所以系统内的不稳定流态为旋转失速. 但不稳定流态以何种形式发生不是唯一取决于 B 参数的. 压气机轴对称特性和节流过程对 B 的临界值有强烈影响. 在流速较低的情况下, 即使旋转失速受到抑制, 系统内仍可能发生一维喘振. 图 8 为附加小扰动下, 抑制失效时发生的旋转失速和喘振两种不

稳定流态.当 R 值小于 R_0 时,如图 9 所示,不稳定形式为旋转失速,失速轴向速度系数随 R 的增加而减小,即抑制效果随 R 值的增加而增加.当 R 值大于 R_0 时,系统发生一维喘振,如图 10 所示, R 值不再影响失速轴向速度系数.此时虽然旋转失速得到了完全抑制,但由于喘振的发生使系统仍然不稳定.使压气机系统内原扰动衰减的方法不能避免喘振的发生,因此 R 值此时不再对失速轴向速度系数有任何影响.由此可知,旋转失速和喘振有着密切的相互联系.旋转失速可以引发喘振,但即使旋转失速被抑制时一维喘振仍有可能发生.这就清楚地说明了在某些情况下抑制旋转失速却不能提高压气机系统性能的原因.

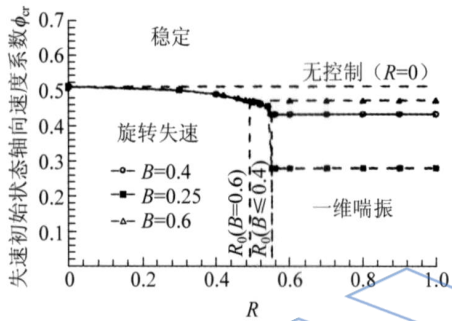


图 8 R 对抑制效果的影响
Fig. 8 Influence of the gain R on the control effectiveness

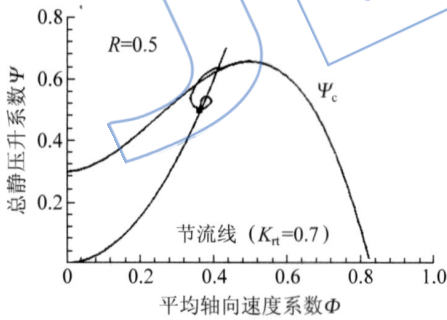


图 9 抑制失效时发生的旋转失速
Fig. 9 Rotating stall, when the control strategy is ineffective

图 8 表明 R_0 的值由 B 值决定,但当 B 的值小于 0.4 时, B 对 R_0 值基本无影响,且发生一维喘振的轴向速度系数随 B 值的减小而迅速减小.一维喘振与在无附加扰动作用下所发生的喘振不同,它在 B 值很小时发生,平均轴向速度系数高频振荡,且在长时间内振幅平滑增长,如图 10 所示.

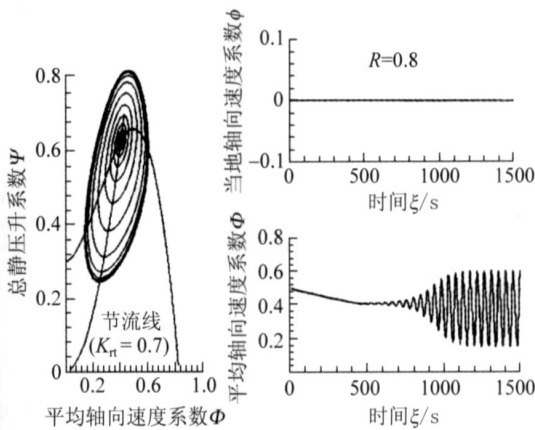


图 10 抑制失效时发生的喘振
Fig. 10 Surge, when the control strategy is ineffective

2.5 相位角 β 的影响

如上所述,轴向扰动速度系数 g 是时间 ξ 和周向角 θ 的连续函数,也是 θ 的周期函数.得到 Fourier 级数

$$g(\theta, \xi) = \sum_{n=1}^{\infty} [a_n(\xi) \sin n\theta + b_n(\xi) \cos n\theta]; \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi \quad (27)$$

本文中取其前六部分进行相位角影响的分析.

图 11 给出了 β 对抑制作用下 ($R = 0.3$) 和无抑制 ($R = 0$) 时失速轴向速度系数的影响.当相位角在 170° 和 300° 之间时, $R = 0.3$ 时稳定边界比无抑制时的自然稳定边界低.因此压气机系统的稳定工作范围得到扩展.但当相位角在稳定边界较高的 0° 到 170° 之间时该抑制方法反而使系统容易发生不稳定现象.附加扰动的最佳相位角为 210° ,此时压缩系统的稳定工作范围得到最大扩展.

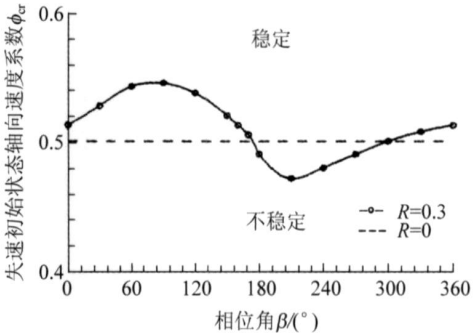


图 11 相位角 β 对失速轴向速度系数的影响
Fig. 11 Influence of the phase angle β on stalling axial velocity coefficient

图 12 表明当附加扰动相位角为 170° 和 300° 之间, R 值小于 R_0 时, 该值对稳定边界有很大影响, 扩展后的稳定工作范围随 R 值的增加而增大. 但当 R 值大于 R_0 时其值对稳定边界不再有影响. 这主要是因为一维喘振的发生不受参数 R , β 的影响. 图 13 可以看出相位角 β 对发生一维喘振的轴向速度系数并无影响, 对 R_0 的值影响也很小.

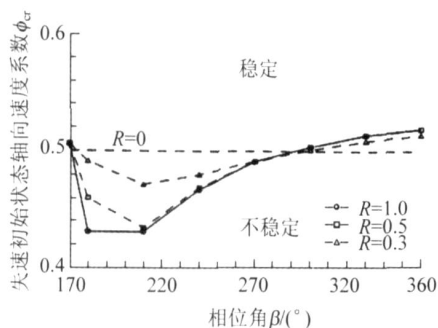


图 12 β 和 R 对失速轴向速度系数的影响

Fig. 12 Influence of β and R on stalling axial velocity coefficient

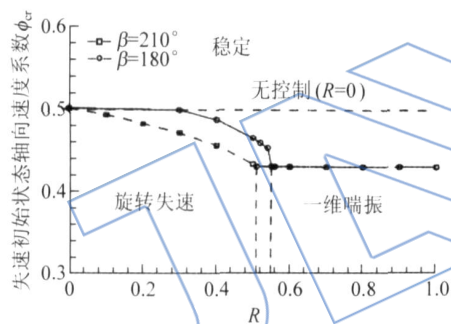


图 13 $\beta=180^\circ$ 和 210° 时 R 对稳定边界的影响

Fig. 13 Influence of R on stability boundary for $\beta=180^\circ$ and 210°

2.6 B 参数的影响

由压缩系统动态失速特性的分析可知, B 参数对不稳定现象的发生形式有很大影响. 图 8 中的结果表明 B 值较小时系统发生一维喘振的轴向速度系数较小, 且 R_0 值取决于 B 值. 图 14 详细地给出了 B 参数影响. 当 B 值小于 0.5 时, 发生一维喘振的轴向速度系数随 B 值的减小迅速减小. 但当 R 值小于 R_0 时, 不稳定发生形式为旋转失速且 B 值对失速轴向速度系数无影响.

上述结果表明对于同一压缩系统, 喘振始发点的轴向速度系数与旋转失速始发点的轴向速度系数可能不同. 随着 B 值的增加, 喘振始发点的轴向速度系数增加至接近压气机轴对称特性曲线峰值点处工作点的喘振轴向速度系数, 但 B 值对

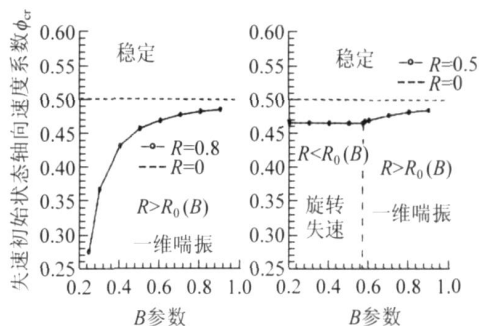


图 14 B 参数对失速轴向速度系数的影响

Fig. 14 Influence of B parameter on stalling axial velocity coefficient

峰值点附近工作点的旋转失速轴向速度系数无影响. 此时压缩系统失速发生点由旋转失速或喘振的发生点所决定. 无抑制作用下, 失速点一般靠近压气机特性曲线峰值. 从上述结果可以得到如下结论: 旋转失速通常在压气机特性线峰值附近发生, 喘振在较低轴向速度系数时发生, 且依赖于 B 参数.

2.7 轴对称特性的影响

上述结果表明, B 值不是很小, 发生一维喘振时, 通过抑制旋转失速不一定能达到保持系统稳定的目的. 这里讨论 $\beta=180^\circ$, $R=0.8$ 时轴对称特性参数 H , W , Ψ_{c0} 的影响. 此处抑制无效时发生的不稳定现象是一维喘振, 抑制作用使压气机稳定工作范围得到最大扩展.

H , W 的影响分别如图 15 和图 16 所示, 结果表明压气机系统负荷越低, 设计轴向速度系数越大 (即 H 值越小和 W 值越大), 可以使得稳定工作范围扩展的越大. H , W 也反映压气机特性图的形状. 小的 H 值及大的 W 值都使压气机特性线“变平”, “平”的轴对称压气机特性使得失速轴向速度系数得到很大的提高. 但当 B 值较大时, 抑制作用并不能有效地扩大稳定工作范围.

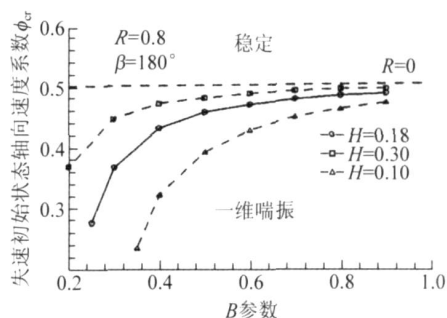


图 15 H 对抑制效果的影响

Fig. 15 Influence of H on the control effectiveness

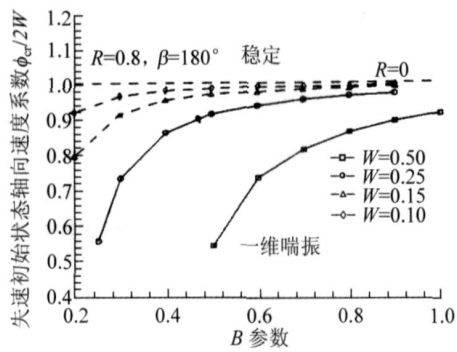


图 16 W 对抑制效果的影响

Fig. 16 Influence of W on the control effectiveness

定义一个参数 $\frac{B \cdot H}{W}$, 由图 17 可以看出一维喘振始发点的轴向速度系数仅依赖于这个参数, 单独的 H 或 W 对其影响不大. 当 $\frac{B \cdot H}{W}$ 小于 0.4, 一维喘振始发点的轴向速度系数随该值的减小而迅速减小, 当 $\frac{B \cdot H}{W}$ 小于 0.1 时, 轴向速度系数再低都不会发生一维喘振. 图 18 表明发生一维喘振的轴向速度系数随 Ψ_{c0} 的增加而增加.

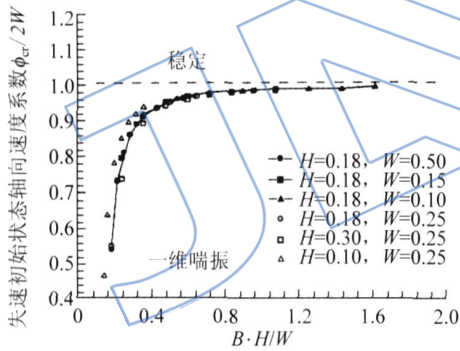


图 17 $\frac{B \cdot H}{W}$ 对喘振边界的影响

Fig. 17 Influence of $\frac{B \cdot H}{W}$ on the boundary of one-dimensional surge

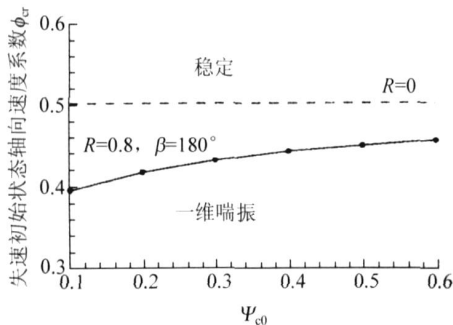


图 18 Ψ_{c0} 对抑制效果的影响

Fig. 18 Influence of Ψ_{c0} on the control effectiveness

2.8 l_{ac}, m, α 的影响

参数 α, m 对旋转失速特征有很强影响. 图 19 和图 20 表明旋转失速始发点的轴向速度系数随 $\frac{1}{\alpha}, m$ 增加而减小, 但 $R=0.8$ 时 α, m 对一维喘振的发生无影响. 图 21 表明 $R=0.5$ 时, 失速轴向速度系数随着 l_{ac} 的减小而增加, 但当 $R=0.8$ 时 l_{ac} 对一维喘振的发生无影响.

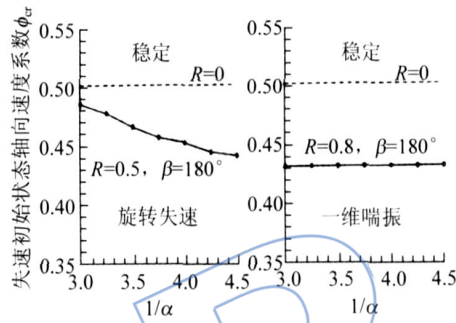


图 19 α 对抑制效果的影响

Fig. 19 Influence of α on the control effectiveness

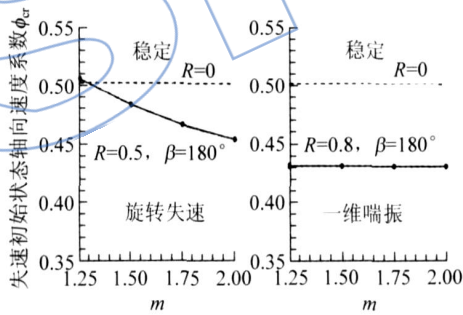


图 20 m 对抑制效果的影响

Fig. 20 Influence of m on the control effectiveness

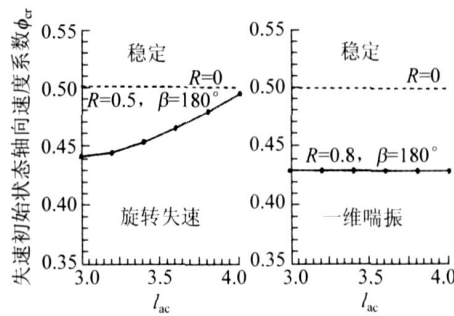


图 21 l_{ac} 对抑制效果的影响

Fig. 21 Influence of l_{ac} on the control effectiveness

2.9 旋转失速与喘振的相互联系

以上结果表明, 喘振始发点的轴向速度系数与旋转失速始发点的轴向速度系数并不一定相同, 但旋转失速与喘振密切相关. 由图 10 可以看

出,此时无抑制作用下不稳定现象的发生形式应为旋转失速,即使旋转失速被成功抑制,压缩系统内仍发生了一维喘振.结果表明旋转失速对喘振的发生具有一定影响.

Day 提出如果喘振由旋转失速引起,可通过抑制旋转失速来避免喘振.图 22 给出了相同结论.但图 23 中的结果表明在低轴向速度系数时抑制作用无法避免喘振的发生.压缩系统中喘振一般在 B 值较大或压气机特性线较陡时发生,且都发生在特性线峰值附近.如图 23 所示,当 $K_{rt} = 0.88$ 时,即使该系统内旋转失速已被抑制,仍发生一维喘振.

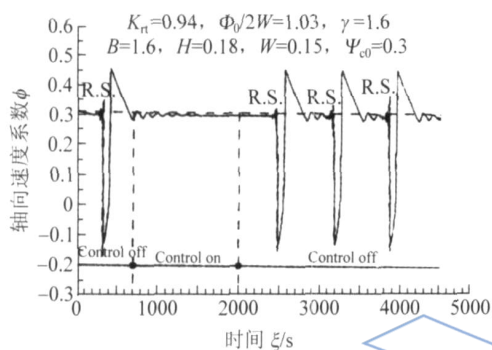


图 22 抑制旋转失速对发生喘振的影响

Fig. 22 Influence of suppression of rotating stall on the onset of surge

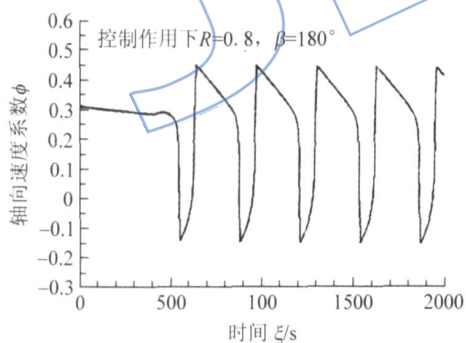


图 23 $K_{rt}=0.88$ 其他参数相同时发生的一维喘振

Fig. 23 Occurrence of one-dimensional surge in the same case as fig. 22 except $K_{rt}=0.88$

3 结 论

1) 在压缩系统中,单纯通过抑制旋转失速来避免喘振的发生是不可能的,只有能够同时抑制旋转失速和喘振,才能有效地扩大压气机的稳定工作范围.

2) B 参数的大小对喘振的始发点轴向速度

系数有很大的影响,但对旋转失速的始发点轴向速度系数没有影响,喘振始发点的轴向速度系数随 B 参数的减小而减小.

3) 压气机轴对称特性对抑制效果有很大影响.较“平”(即 H 相对较小或 W 相对较大)的压气机特性曲线能够提高失速点的轴向速度系数.但是当 B 值较大时,抑制作用不能有效地扩大压缩系统的稳定工作范围,此时压气机特性对抑制效果的影响很小.

4) 参数 l_{ac}, m, α 对旋转失速的始发点轴向速度系数有影响,但当一维喘振发生时,不再对抑制效果产生任何影响.

5) 旋转失速和喘振密切相关.当旋转失速引发喘振时,抑制旋转失速的发生可以避免喘振,但是,一维喘振的发生会使得抑制作用失效,无法进一步降低失速轴向速度系数.虽然当旋转失速被抑制时一维喘振仍有可能发生,但在某种程度上,抑制旋转失速可以达到防喘的目的.

参考文献:

- [1] Cumpsty N A, Greitzer E M. A simple model for compressor stall propagation[J]. ASME Journal of Compressor for Power, 1982, 104: 170-176.
- [2] Day I J. Active suppression of rotating stall and surge in axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115: 40-47.
- [3] Day I J, Greitzer E M, Cumpsty N A. Prediction of compressor performance in rotating stall[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1978, 100: 1-14.
- [4] Emmons H W, Pearson C E, Grant H P. Compressor surge and stall propagation[J]. Transactions of the ASME, 1995, 77: 445-469.
- [5] Epstein A H, Ffowcs Williams J E, Greitzer E M. Active suppression of compressor instabilities[R]. AIAA Paper 86-1994, 1986.
- [6] Ffowcs Williams J E, Huang X Y. Active stabilization of compressor surge[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1989, 204: 245-262.
- [7] Feulner M R, Hendricks G J, Puduano J D. Modeling for control of rotating stall in high speed multi-stage axial compressor[R]. ASME Paper 94-GT-200, 1994.
- [8] 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.
- [9] Greizer E M. Unsteady flow in turbomachines: recent advances and opportunities for control[C]// Proceedings of the 1987 Tokyo International Gas Turbine Congress. Tokyo, Japan: IGTC, 1987.
- [10] Greizer E M, Moore F K. A theory of post-stall transients

- in axial compression systems: Part II—Application [R]. ASME Paper 85- GT-172 ,1985.
- [11] Gysling D L , Greizer E M. Dynamic control of rotating stall in axial flow compressor using aeromechanical feed-back [R]. ASME Paper 94- GT-292 ,1994.
- [12] Haynes J M , Hendricks G J , Epstein A H. Active stabilization of rotating stall in a three-stage axial compressor [J]. Journal of Turbomachinery ,1994 ,116 :226-239.
- [13] Hu J , Tang G C , Zhang H M. An investigation of post-stall transients and recoverability of axial compression systems : Part II—Numerical simulations [R]. ASME Paper 95- GT-56 ,1992.
- [14] Hu J , Fottner L. Calculations of effect of rotating inlet distortion on flow instability in compression systems [R]. ASME Paper 95- GT-196 ,1995.

JALSP