

蒸汽轮机叶片失速颤振的预测

北京航空学院 杨晓东 唐智明 周 盛

摘 要

本文移植了轴流压气机叶片失速颤振预测方法中一种半经验方法——变形激盘法,从自激振动的角度分析了蒸汽轮机末级工作叶片在某些工况下动应力突增的故障。本文中计算与实测值间的定性一致表明:末级工作叶片在低负荷状态的动应力突增是由于大负攻角失速颤振所引起的。本文对设计工况附近的动应力增加提出了一种解释:在设计工况叶片可能存在一种目前尚未分类过的“高负荷非失速颤振”。

近年来,大型蒸汽轮机由于常常被用于调峰、供热等,常使得机组在非设计工况工作,由此带来的一个问题是:末级工作叶片有可能在某些工况下出现动应力突增的故障,严重时可能导致叶片断裂,因此急需分析原因和发展预测方法。图1给出了振动应力与容积流量的典型试验关系曲线^[1]。

造成这一故障的原因有强迫振动和颤振两类。对于强迫振动问题在设计时通常都作了较多的考虑,而且在排除故障时也有较多的方法。但在采取措施后仍有许多机组出现上述故障,因此研究颤振这一发作原因是非常必要的。对于蒸汽轮机的颤振问题,至今其发作机理仍不清楚,甚至对蒸汽轮机叶片颤振还未见明确分类。本文的目的是发展一种能适合工程需要的预测方法,并试图为蒸汽轮机颤振进行分类。

与蒸汽轮机叶片颤振问题最接近的工程问题是航空轴流压气机叶片及风扇的颤振。与蒸汽轮机相比较,对于航空轴流压气机叶片的颤振研究要深入一些,因此本文拟从航空轴流压气机方面借鉴及选择一种半经验方法——变形激盘法^[2,3],并加以必要的改造,以预测蒸汽轮机叶片颤振。

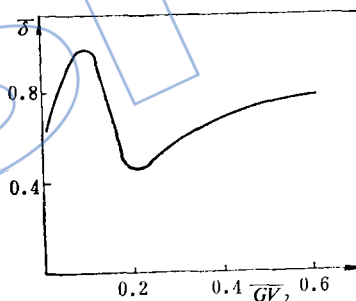


图1 振动应力与容积流量的关系

一、变形激盘模型

Whitehead在1959年提出了变形激盘法的基本思想^[4],这种方法的物理模型是:以转子上某靠近叶尖的特征截面(本文取85%叶高)的二维翼型叶栅,来模拟转子叶片的非定常流动特征,把叶片的弦长假想为零,使叶栅变为无厚度的激盘,气流通过该激盘时,其参数将发生突跃,并与真实叶栅的出口参数相一致。可以认为叶片振动产生的非定常流场是由激盘的变形运动而引起的小扰动,模型不考虑叶栅槽道内的具体流动过程。在非定常情况下,叶栅前后气流变化假定遵循定常的变化规律(即准定常假设)。因此在发生颤振时,激波和分离

流的影响可通过试验所得到的定常损失关系予以考虑,从而避免了复杂的非定常流场计算上的困难。变形激盘模型示意图见图 2。

在模型中还进一步假设:叶片的振型为一阶弯曲,忽略湿蒸汽两相流的影响,设蒸汽为理想气体,取绝热指数 $\gamma = 1.13$ 。

本文仅考虑弯曲振型的颤振,设振动为简谐振动,其方程为:

$$\begin{cases} \tilde{h}_x = h_x \exp(ik_2 y + ikt) \\ \tilde{h}_y = h_y \exp(ik_2 y + ikt) \end{cases} \quad (1)$$

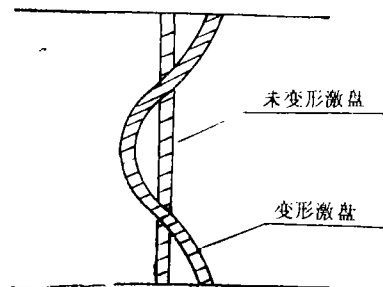


图 2 变形激盘模型

二、栅前、栅后非定常流场的计算

1. 非定常流场的基本控制方程及求解 根据基本假设,采用二维无粘可压非定常 Euler 方程组作为基本方程,并利用非定常小扰动假设将方程线性化,在利用经验方法确定了栅前、栅后定常流场后,即可求解线性化的小扰动 Euler 方程组,以确定非定常分量^[3]。

主方程的具体求解过程参阅文献^[3],在此仅列出结果:

$$\tilde{U}_{x, -\infty} = \frac{\partial \tilde{\varphi}_{-\infty}}{\partial x}, \quad \tilde{U}_{y, -\infty} = \frac{\partial \tilde{\varphi}_{-\infty}}{\partial y} \quad (2)$$

$$\tilde{U}_{x, \infty} = \frac{\partial \tilde{\varphi}_{\infty}}{\partial x} + \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial y}, \quad \tilde{U}_{y, \infty} = \frac{\partial \tilde{\varphi}_{\infty}}{\partial y} - \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial x} \quad (3)$$

$$\tilde{\varphi}_{\pm\infty} = C_{\pm\infty} \exp(\alpha_{\pm\infty} x + ik_2 y + ikt) \quad (4)$$

$$\tilde{\psi} = \frac{E}{\gamma_{\infty}^2 + k_2^2} \exp(-i\gamma_{\infty} x + ik_2 y + ikt) \quad (5)$$

$$\tilde{S}_{\infty} = S \exp(-i\gamma_{\infty} x + ik_2 y + ikt) \quad (6)$$

上式中 k_2 为波动的切向波数(取决于叶片间相位角); k 为折合频率; U 为速度; φ 为势; ψ 为栅后有旋部份对应的流函数; $\alpha_{\pm\infty}$ 、 γ_{∞} 均为已知参数;下标 $\pm\infty$ 分别代表栅后和栅前;“ $\sim$ ”代表非定常小扰动分量。 $C_{\pm\infty}$ 、 E 、 S 均为待定复常数。

一旦求得非定常速度后,可通过Bernoulli方程求出密度 $\tilde{\rho}_{\pm\infty}$ 、压力 $\tilde{P}_{\pm\infty}$ 。因此整个非定常流场仅取决于四个待定复常数。

2. 激盘突跃条件 为求定四个待定常数,需使用气流过激盘的四个突跃条件:(1)过激盘的流量连续。(2)相对变形激盘的总焓近似守恒。(3)利用经验的定常落后角关系通过准定常假设来确定激盘下游处的非定常落后角。(4)利用经验的损失关系,通过准定常假设确定激盘下游处的非定常气流损失。利用上述条件即可确定 $C_{\pm\infty}$ 、 E 及 S 。其具体过程可见文献^[3]。

确定非定常流场后,通过取控制体的动量方程,即可确定叶片所受的非定常气动力,利用给定的叶片运动方程,可确定气动功。

三、落后角及损失的经验关系

对于非设计工况的叶栅气流损失,目前极少有现成的经验公式可用,因此本文利用前人的工作^[5],并加以改进得到了上述损失关系。如图 3 所示,气流进入叶栅后产生偏转,并认为非设计工况下损失是由于气流偏转而引起的。

首先利用平板问题的解^[5],再用修正系数 K_i 过渡到真实叶型,得到速度损失系数:

$$\frac{1}{\psi^2} = \frac{1}{\psi_0^2} + K_i \left(\frac{\Delta U_0}{q_\infty} \right)^2 \quad (7)$$

根据文献^[5]的推荐, K_i 为常数($K_i \approx 0.2$)。但试验表明,当攻角很大时(高负攻角) K_i 并不保持常数,而是随攻角增加而增加。本文根据试验数据,拟合出一条经验曲线:

$$K_i = 0.2\alpha_0 / (\alpha_0 - \alpha) \quad (8)$$

α_0 为常数。

落后角的计算,采用求斜切口中超音等熵偏转角的方法。

四、算例分析

根据能量法准则,叶片颤振的条件为:

$$\delta_{total} = \delta_{aero} + \delta_{mech} \leq 0 \quad (9)$$

本文计算了一台蒸汽轮机末级长叶片在各个工况之下的气动阻尼。计算表明:叶片间相位角对气动阻尼有非常大的影响,图 4 给出了 $\bar{N} = 0.2$ 、 $\bar{N} = 0.5$ 及 $\bar{N} = 1.0$ ($\bar{N}$ 为相对机组输出功率)时气动阻尼随叶片间相位角的变化。

图 5 给出了此叶片的实测振幅曲线,由图可见:在 18% 负荷处出现了振幅突增极值,并由此点开始其振幅随功率增加而减小,当接近设计负荷时,振幅又略有增加。

图 5 还给出了计算的气动阻尼(为安全起见,取各叶片间相位角下最小的气动阻尼,代表对应的工况)。在低负荷范围出现了负气动阻尼,故可认为在此范围的叶片动应力突增是

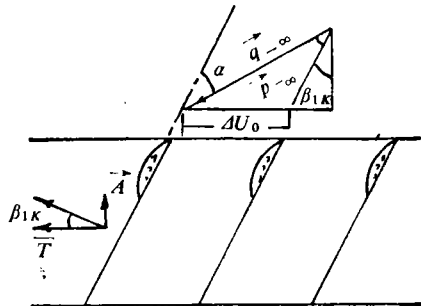


图 3 叶栅后气流偏转情况

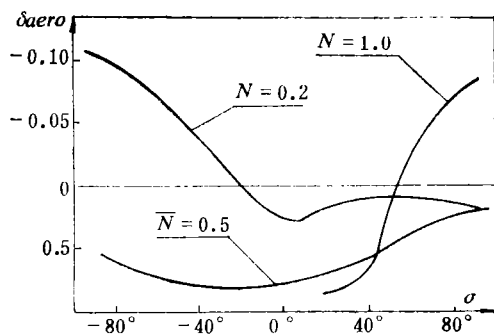


图 4 气动阻尼随叶片间相位角的变化

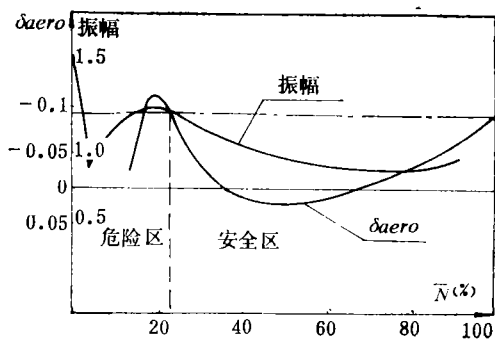


图 5 实测振幅曲线

由于失速颤振而引起的,这与振动试验结果是一致的。颤振发作的原因是,容积流量很小时,叶片基元级处于大负攻角状态,从而引起叶盆发生大尺度分离,由此产生失速颤振。近期文献也认为,低负荷条件下动应力突增的主要原因是失速颤振。这说明上述看法与近期文献从不同角度所得结论是一致的。

值得注意的是,在设计条件下也出现了负气动阻尼的情况,这说明在设计工况也有可能出现颤振,上述结论与振幅曲线变化趋势是一致的,其产生的原因可能是由于高负荷而引起的非失速颤振,可命名为高负荷非失速颤振。

本文考虑到该机组在设计工况仍能安全运行这一事实,近似认为设计工况气动阻尼与机械阻尼在绝对值上相等,从而定出了该机组的安全运行范围。

文献〔6〕用一种准定常方法计算了失速颤振,但未与实测进行对比,为了与文献〔6〕的计算进行比较,本文计算了文献〔6〕的算例——940mm长叶片。图6为两种计算的结果,从图中可见,在小容积流量下,结果定性是一致的。

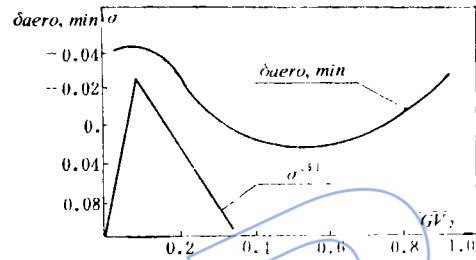


图6 两种计算方法的峰值比例

原适用于航空轴流压气机的变形激盘法被移植来预测蒸汽轮机叶片颤振后,经计算证明是一种简单有效的方法,便于工程应用。通过计算与实测的对比表明:该方法在所研究的范围内是可信的。根据计算,本文认为蒸汽轮机末级叶片可能存在两类颤振:低负荷下的失速颤振及高负荷下的非失速颤振。

参 考 文 献

- 〔1〕 Усачев, И.П., Ефименко, И.Н., "Возбуждение аксиальных колебаний колёс паровых турбин в эксплуатационных условиях", Энергомашиностроение, 1981.
- 〔2〕 Adamczyk, J.J., Stevens, W. and Jutras, R., "Analysis of Supersonic Bending Flutter in Axial Flow Compressor by Actuator Disk Theory", NASA TP-1345, 1978.
- 〔3〕 杨晓东、唐智明、周盛, "轴流压气机失速颤振的一种预测方法", 《航空与航天》, 1985.4.
- 〔4〕 Whitehead, D.S., "Vibration of Cascade Blade Treated by Actuator Disk Methods", Inst. Mech. Eng. (London) Proc. Vol 173, No. 20, 1959.
- 〔5〕 Щеретюк, А.Н., "К определению потерь в турбинных решётках при нерасчётных углах атаки" "Известия Академии Наук СССР" ОТН "Энергетика и Автоматика" 1960. No. 2.
- 〔6〕 Костюк, А.Г., "Колебания Рабочих Венцов последних ступеней паровой турбины в нерасчётных условиях работы" Теплоэнергетика, 1983. 1

PREDICTION OF STALL FLUTTER OF STEAM TURBINE BLADES

Yang Xiaodong, Tang Zhiming, Zhou Sheng

(Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

The failure of the steam turbine last stage blades by abrupt increment of dynamic stress in some conditions has been analyzed, and it is confirmed that the main cause of this breakdown is self-excited vibration (flutter) of blades. The actuator disk method has been transplanted from aeronautics to predict the steam turbine blade flutter. The actuator disk method only deals with the unsteady flow field in front of and behind the cascade. The governing equation of the flow field is the linearized Euler's Equation. To determine the constants of the equation solution, the cascade loss is correlated with the experimental data.

The comparisons between the predictions and experimental results are acceptable. It is demonstrated that the abrupt increment of the blade dynamic stress at small volumetric flow is caused by large negative incidence stall flutter. It is discovered from the computations that at design conditions there may be a kind of high loaded unstall flutter which still hasn't been defined.

DESIGN AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF SECONDARY BURNER IN AN INERT GAS EXTINGUISHING SET MODEL DQ-1000

The Task Force of the Secondary Burner
(Penned by Shi Xueqing)

(Nanhua Powerplant Research Institute)

Abstract

A new secondary burner has been successfully designed and tested for DQ-1000 inert gas extinguishing set which is to put out an underground fire, especially a fire in coal mine tunnel. Its main design features are low gas flow velocity, two-zoned fuel supply, bypass torch ignition, multirow flame holders, injection of water into combustion zone, and water cooling system in both outer casing and exhaust section etc. The test results demonstrate its good performances, such as flexible ignition capacity, stable combustion, high combustion efficiency up to 99%, safety and reliability. Particularly, oxygen content in