科学通报
第41卷 第23期 CHINESE SCIENCE BULLETIN 1996年12月

汽轮机叶片颤振研究的新进展

张扬军 陈乃祥
(清华大学水利水电工程系,北京 100084)
陶德平 周 盛
(北京航空航天大学动力系,北京 100083)

关键词 叶片间相位角 成组叶片 颤振 汽轮机

汽轮机末级长叶片是影响大机组安全运行的关键部件. 发电设备单机容量不断增大,汽轮机末级叶片长度不断加长,叶片的刚性随之下降,级焓降大,汽流出口速度高,末级长叶片颤振故障日益加剧. 叶片颤振故障不仅耗费大量的人力、财力,而且常常造成灾难性的后果.

汽轮机叶片颤振的理论预测研究的主要工作就是求解围绕振荡叶栅的非定常流,通常使用叶片间等相位角假设,采用周期性条件简化计算. 但事实上叶片间相角是影响叶片颤振的极为关键的因素,特别是当前一些机组采用了带拉筋等形式的成组叶片,使叶片间等相位角假设根本不成立. 在理论预测中,如何考虑叶片间相角的影响,以及对成组叶片的气动弹性稳定性进行分析,成为当前汽轮机叶片颤振研究所面临的主要难点. 针对上述难点,本文进行了探讨.

1 变叶片间相角的叶片颤振预测方法

实验结果表明叶片间相角对汽轮机叶片的气动弹性稳定性有极其重要的影响[1]. 由于研究汽轮机叶片气弹稳定性的方法受到各种限制,在预测汽轮机叶片气弹稳定性时沿用一个基本假设,假设在一个叶片排中,叶片间相角沿周向分布为常数,利用叶栅通道的周期性条件,求解一个叶栅通道来代表整个转子的所有通道. 为解除传统的等叶片间相角假设之局限,需要整个转子上的所有叶片共同取为一个计算域,其计算量之巨大可想而知. 变形激盘法具有计算迅速的特点,将研究叶片颤振的数值方法和变形激盘的基本概念结合,可以大大减少计算量[2].

以转子上靠近叶尖的特征截面的二维叶栅来模拟转子叶片的非定常流动特征,设叶片弦长为零,将叶栅假设为一个无厚度的激盘,振动叶片排蜕化为变形激盘,不考虑叶片槽道内部的具体流动过程,仅考虑激盘前后的流场. 变形激盘振动是流场非定常性的唯一起因. 假设激盘前后均为无粘流,非定常振荡分量 $\tilde{f}$ 相对于定常分量 f 为小扰动. 且 $\tilde{f}$ 随时间呈简谐变化,过激盘间断面满足4个突跃条件:质量守恒、能量守恒、气流角突跃条件和总压损失条件. 进一步假设变形激盘的运动规律由叶片排的振动规律所决定,激盘的运动方程可以表示为

1996-01-31 收稿,1996-06-03 收修改稿

$$\tilde{h}_{x,j} = \bar{h}_{x,j}e^{i(\varphi_j+kt)},\ \tilde{h}_{y,j} = \bar{h}_{y,j}e^{i(\varphi_j+kt)},\ j = 1,2,\cdots,N, \tag{1}$$

式中 $\bar{h}_{x,j}, \bar{h}_{y,j}$ 分别表示叶片的轴向弯曲振幅和横向弯曲振幅，j 表示第 j 个叶片，φ_j 为叶片的振动相位，叶片的振动相位可根据实际情况输入．用叶片间相角 σ_j 表示第 $j+1$ 叶片与第 j 叶片的振动相位差：

$$\sigma_j = \varphi_{j+1} - \varphi_j. \tag{2}$$

根据基本假设，对 Euler 方程组线性化，可得非定常流场的控制方程组为

$$\begin{cases} \bar{\rho}_t + u\bar{\rho}_x + v\bar{\rho}_y + \rho(\bar{u}_x + \bar{v}_y) = ik\bar{\rho}, \\ \bar{u}_t + u\bar{u}_x + v\bar{u}_y + (1/\rho)\bar{P}_x = -ik\bar{u}, \\ \bar{v}_t + u\bar{v}_x + v\bar{v}_y + (1/\rho)\bar{P}_y = -ik\bar{v}, \\ \bar{P}_t + u\bar{P}_x + v\bar{P}_y - a^2(\bar{P}_t + u\bar{\rho}_x + v\bar{\rho}_y) = -ik(\bar{P} - a^2\bar{\rho}). \end{cases} \tag{3}$$

采用某机组的叶片，研究叶片间相角变化对该机组气弹稳定性的影响．图 1 为叶片最小气动阻尼随叶片间相角的变化．在 6 种不同的相对容积流量工况下，叶片间相角对叶片的最小气动阻尼的影响趋势大致是相同的．在相对容积流量 $\overline{GV_2} = 1.0$ 时，叶片间相角对叶片的最小气动阻尼的影响较小，但随着相对容积流量的减小，叶片间相角对叶片的最小气动阻尼的影响越来越大，而汽轮机的叶片颤振主要是在小的相对容积流量下发生的．因此，叶片间相角对叶片的气弹稳定性有不可忽视的影响．从图 1 中还可以看出，在相对容积流量 $\overline{GV_2}$ 一定的情况下，叶片的最小气动阻尼随叶片间相角呈非单调性变化．当叶片间相角在 $-45°$ 时，气动阻尼出现最小值，叶片的气弹稳定性最差，与实验结果一致[3]．对其他机组，叶片的计算也有类似的结果．说明对于某一叶片，存在一个最不稳定的叶片间相角，在实际中要尽量避免这种相角分布．

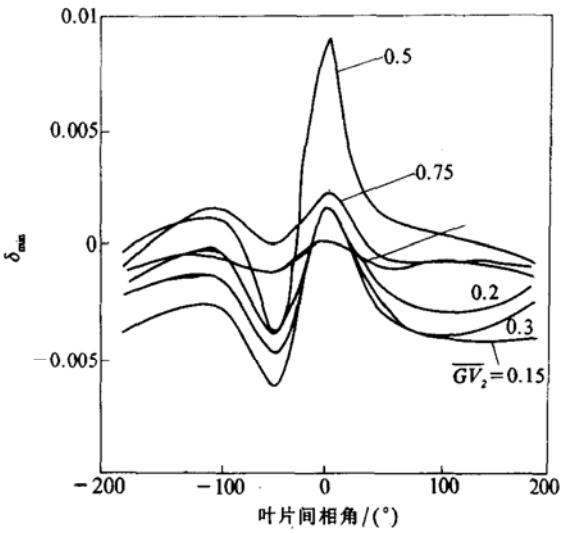


图 1　最小气动阻尼随叶片间相角的变化

计算结果还说明叶片的气弹稳定性与叶片的振动相位分布密切相关，转子发生颤振时，并不是所有的叶片同时损坏，而是气动阻尼为负的那些叶片首先损坏，与实际故障发生时的情况相符．

2　成组叶片的气动弹性模型

由于结构强度方面的原因，越来越多大机组的末级动叶采用成组叶片．同一组叶片被拉筋固联为一个整体，使得其在振动方式上和自由叶片大不相同．成组叶片的特点是：(1)同一组叶片振动型式相同；(2)相同组的叶片间振动相位角为零；(3)不同组的叶片的振动相位各不相同．相邻的不同组的叶片的叶片间相位角即为叶片组间的振动相位角．根据成组叶片的特点，采用每组叶片振动的相位和振型相同的办法来考虑拉筋的影响，各个不同叶片组之间振动

的相位和振型可根据实际情况输入，叶片间的振动相位角的计算公式为[4]

$$\begin{cases} \sigma_{i,j} = 0, \quad j \in [1, M-1], \\ \sigma_{i,M} = \varphi_{i+1,1} - \varphi_{i,m}, \quad i = 1,2,\cdots,N, j = 1,2,\cdots,M. \end{cases} \tag{4}$$

某型汽轮机末级动叶片为带拉筋的成组叶片，5片一组，共24组．取87.5%叶高处的截面为特征截面，在叶片间振动相位分布如图2所示时，整个叶片排的气动阻尼分布如图3所示．由于成组叶片的同组叶片一起振动，具有共同的振动相位，气动阻尼基本一致，且均为正值，叶片具有较好的气动弹性稳定性．不同组的叶片振动相位各不相同，相邻的不同组的叶片之间存在叶片组之间的振动相位角，使得成组叶片的边缘叶片的气弹稳定性具有较大的变化，有的气弹稳定性较差，为此在实际运行中要特别注意那些位于成组叶片边缘的叶片气弹稳定性情况．

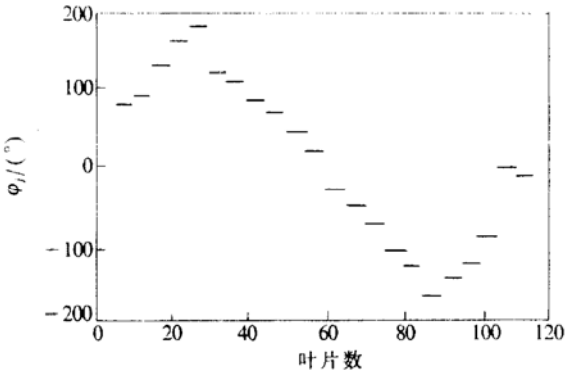


图2 叶片间相角分布

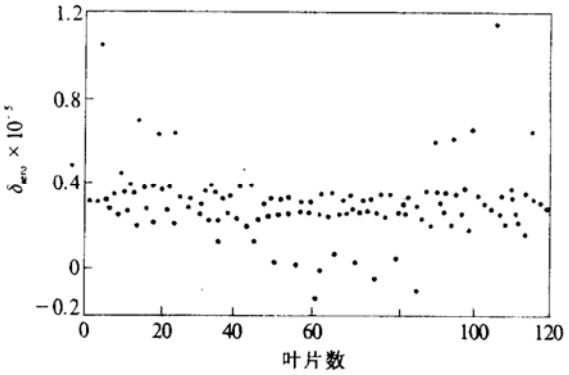


图3 叶片的气动阻尼分布

3 结论

(1)叶片间相位角对叶片的气弹稳定性有较大影响．对于某一叶片，存在一个使该叶片气动弹性稳定性最差的叶片间相位角，在实际中应尽量避免．

(2)成组叶片的边缘叶片的气弹稳定性具有较大变化，有的稳定性较差，在实际运行中要特别予以注意．

参 考 文 献

1 张扬军，李克俭，陶德平．叶片间相角对蒸汽轮机叶片颤振的影响．航空动力学报，1994，9(3)：277～280

2 周 盛．叶轮机气动弹性力学引论．北京：国防工业出版社，1989

3 张扬军，陶德平．某型自由叶片颤振研究．热能动力工程，1995，10(2)：106～109

4 张扬军，李克俭，陶德平．蒸汽轮机成组叶片的气动弹性模型．航空动力学报，1994，9(2)：195～197