

带失调叶片的盘片耦合系统振动特性

西北工业大学 沈达宽 陈 群 廖明夫 阎云聚

摘 要

本文以带16个叶片的平面盘片结构作为试验件和计算模型,研究了叶片频率失调分布形式、失调幅度,失调阶次对盘片耦合系统的动力特性及受迫振动的影响。实验和计算表明这个力学模型能较全面地反映系统的特性。

一、基本公式推导

自由振动微分方程 设系统只发生垂直于盘面的弯曲振动,不考虑离心力。因失调系统是非对称结构,用有限元法计算时,需对整个结构离散。根据薄板弯曲理论,每个节点有三个自由度,总的自由度数 $3+n$, n 为系统的自由节点数。

$$[M]_{3n \times 3n} \{x\}_{3n \times 1} + [K]_{3n \times 3n} \{x\}_{3n \times 1} = \{0\}_{3n \times 1} \quad (1)$$

式中 $\{x\}$ 、 $\{x\}$ 为位移及加速度的列向量。 $[M]$ 为总质量阵, $[K]$ 为总刚阵,对整体结构离散化,内存相对于对称结构增加三倍,为减少内存用压缩自由度方法求解。将 $\{x\}$ 重新排列:

$$\begin{aligned} \{x\} &= [\{x_1\}^T \{x_2\}^T]^T \\ \{x_1\}_{n \times 1} &= [w_1 w_2 \cdots w_n]^T \\ \{x_2\}_{2n \times 1} &= [\theta_{x_1} \theta_{y_1} \theta_{x_2} \theta_{y_2} \cdots \theta_{x_n} \theta_{y_n}]^T \end{aligned}$$

对应刚阵、质量阵如下式,经整理得对应微分方程(2)。

$$\begin{aligned} [M] &= \begin{bmatrix} [M_1]_{n \times n} & [0]_{n \times 2n} \\ [0]_{2n \times n} & [0]_{2n \times 2n} \end{bmatrix} & [K] &= \begin{bmatrix} [K_{11}]_{n \times n} & [K_{12}]_{n \times 2n} \\ [K_{21}]_{2n \times n} & [K_{22}]_{2n \times 2n} \end{bmatrix} \\ [\tilde{M}]_{n \times n} \{x_1\} + [\tilde{K}]_{n \times n} \{x_1\}_{n \times 1} &= \{0\}_{n \times 1} & (2) \\ [K_{21}]_{2n \times n} \{x_1\}_{n \times 1} + [K_{22}]_{2n \times 2n} \{x_2\}_{2n \times 1} &= \{0\}_{2n \times 1} \end{aligned}$$

式中: $[\tilde{M}] = [M_1]$; $[\tilde{K}] = [K_{11}] - [K_{12}][K_{22}]^{-1}[K_{21}]$, $[\tilde{M}]$ 、 $[\tilde{K}]$ 都是对称阵。

受迫振动微分方程 设激振力为同相位简谐力,方向垂直于盘面,对应的微分方程为:

$$[\tilde{M}]\{\ddot{x}_1\} + [\tilde{C}]\{\dot{x}_1\} + [\tilde{K}]\{x_1\} = \{P\} \sin \omega t \quad (3)$$

式中 $[\tilde{C}]$ 为可对角化的阻尼阵。用振型叠加法求系统的动力响应。

二、计算结果

力学模型为带16个叶片的平面盘片系统,材料为铝板,几何尺寸为:叶片长 $L=10\text{cm}$,叶片宽 $B=2.5\text{cm}$,盘外、内径 $R=13\text{cm}$, $r=2.0\text{cm}$,盘、叶片厚 $H=0.4\text{cm}$ 。

轮盘中心孔固定。将系统离散为384个单元,288个节点,其中受约束节点为32个,网格

表 1 系统自振频率(Hz)

阶次	Tune	M_{ran}	$M_{交}$	$M_{c.s.}$	$M_{上}$	$M_{下}$
1	88.9	89.6	88.5	88.4	88.7	88.5
2	88.8	89.7	88.8	88.7	88.9	88.8
3	99.8	101.0	99.9	100.1	100.1	99.8
4	108.8	109.9	108.6	108.8	108.8	108.5
5	108.8	110.1	108.8	108.8	109.2	108.9
6	165.4	167.4	165.0	165.1	165.4	164.6
7	165.4	167.1	165.1	165.1	166.1	165.4
8	205.7	208.4	201.3	250.1	205.7	205.5

划分见图1。以改变叶尖质量进行调频,形成六种失调分布形式,即调谐Tune、随机失调 M_{ran} 、交叉失调 $M_{交}$ 、cos失调 $M_{c.s.}$ 、单叶上失调 $M_{上}$ 、单叶下失调 $M_{下}$,表1为前几阶固有频率。表2中叶尖响应幅值放大因子 $Q = \text{失调分布最大响应} / \text{调谐最大响应}$ 。

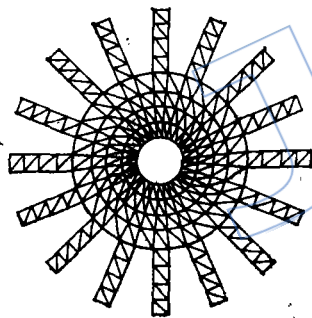


图 1 计算模型网格划分

表 2 叶尖响应幅值放大因子 Q 失调幅 5 %

激振频率 (Hz)	$M_{上}$	$M_{下}$	$M_{交}$	$M_{c.s.}$
180	1.07	1.08	1.06	1.03
210	1.13	1.17	1.13	1.05
270	1.38	1.16	1.67	1.04
300	1.17	1.08	1.25	1.01
330	1.12	1.08	1.17	1.03
360	1.08	1.06	1.13	1.07
390	1.05	1.09	1.10	1.20
420	1.04	1.16	1.08	1.54
450	1.12	1.06	1.15	1.71
480	1.08	1.08	1.10	1.28
510	1.19	1.06	1.08	1.30
540	1.13	1.03	1.08	1.21
570	1.10	1.03	1.07	1.17
600	1.07	1.03	1.07	1.15

三、振动特性试验

试验件和计算模型完全相同,用叶尖加配重或在叶振贴金属片的方法进行调频。在叶尖激振,在叶振由应变片感受响应。测试中还考虑了不同失调阶次的影响。结果见表3~4。

表 3 调谐系统固有频率测量值 (Hz)

节径数 节圆素	1/0	0/1	2/0	3/0	4/0	5/0	0/1	1/1	2/1
调 谐	87.0	104.0	113.0	172.0	209.0	231.0	433.0	525.0	723.0

表 4 叶根响应幅值放大因子 Q 测量值

激振频率 (Hz)	Tune	$M_{上}$	$M_{下}$	$M_{(小)}$	$M_{交(大)}$	$M_{交(f_2)}$	M_{cos}
110	1.18	1.15	1.18	0.84	0.98	0.85	
200	0.90	0.67	0.90	1.65	0.96	0.61	2.19
300	1.27	1.00	1.27	1.20	1.13	1.13	1.26
500	1.26	0.96	1.26	1.00	1.42	0.73	1.00
1000	1.62	1.00	1.62	1.16	0.81	1.04	0.85

注： $M_{交(小)}$ 表示小幅度交叉失调(9%)， $M_{交(大)}$ 表示大幅度交叉失调(12%)， $M_{交(f_2)}$ 表示一阶频率调谐、二阶交叉失调(5%)。

四、结果分析

1. 盘片耦合系统的动力特性 由表 1、3 可见，各阶自振频率的计算值和实验值能较好吻合。而计算结果能反映调谐系统的双模态及失调系统频率分离现象。双模态是调谐系统特征，即同一频率对应节径数相等相位不同的两个振型，如表 1 中的 88.8、108.8 Hz 等。大量计算表明调谐系统的单模态为节径数等于零或等于叶片数 1/2 的模态，如表 1 中 99.8 Hz 为零节圆模态。失调系统除 $\cos$ 分布有部分双模态(表 1 108.8、165.1 Hz)外，各阶频率几乎都不相等，对应调谐系统双模态频率分离为数值上相差很小的两个频率。这可从结构的对称性解释，随机失调、单叶失调及交叉失调对称性差，频率全部分离， $\cos$ 分布对称性有一定改善，故只有部分双模态分离。试验和计算都表明无论是调谐还是失调系统，低阶固有频率

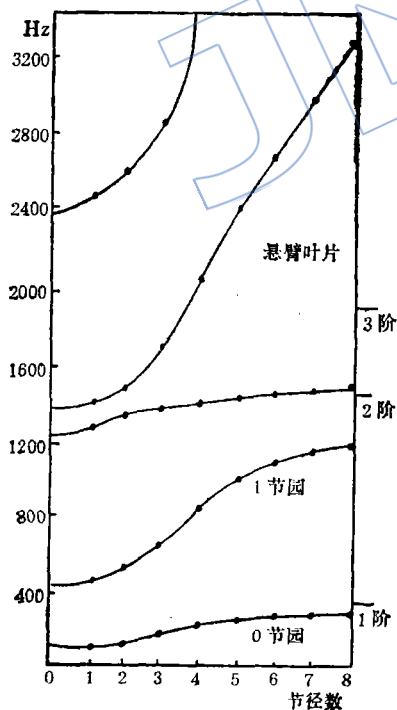


图 2 调谐系统固有频率随节径数变化

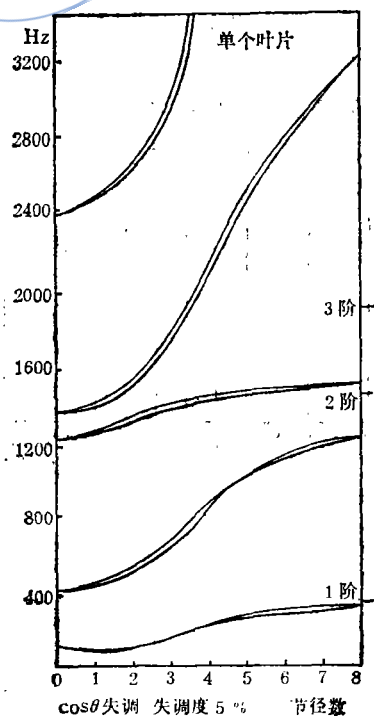


图 3 失调系统固有频率随节径数变化

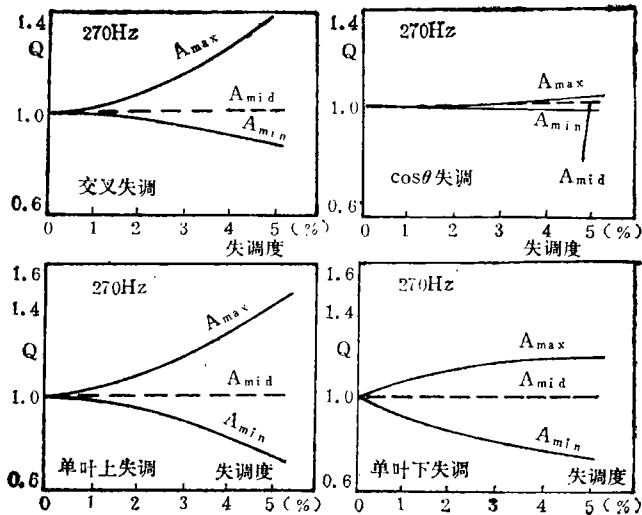


图 4 失调幅度和响应幅值关系

率可按节圆分族。每族频率随节径数增多而增大,并依次向单个叶片固有频率趋近(图 2、3),其结果和文献〔1〕相同。

2. 失调对受迫振动影响 计算和试验表明失调使受迫振动响应幅值增大,而且其增大程度随失调幅度上升而变大(见表 2、表 4、图 4),结果和文献〔2〕、〔3〕相近。为此小幅度失调,可抑制受迫振动响应,降低振动应力,只要通过选频即可,不需改变工艺和设计。

3. 失调分布形式 受迫振动响应和失调分布形式有关。由表 2 可见当激振频率为 270 Hz 时,cos 失调 Q 值最小,交叉失调 Q 最大。表 4 中当激振频为 200 Hz 时,cos 失调 Q 值最大,而一阶调谐二弯交叉失调 Q 值最小。由上可见在一定频率范围内存在一种使 Q 值最小的分布形式。而在整个激振频率范围内,这种最佳的分布形式是不存在的。

4. 承受最大响应的叶片 试验和计算表明,在大多数情况下,承受最大响应的叶片是频率最大的叶片,但也有承受最大响应的叶片是频率最小的叶片,如图 5 所示。由上可见承受最大响应叶片是失调最严重的叶片。这和 Ewins 由离散模型所得结论〔2〕一致。关于其机理

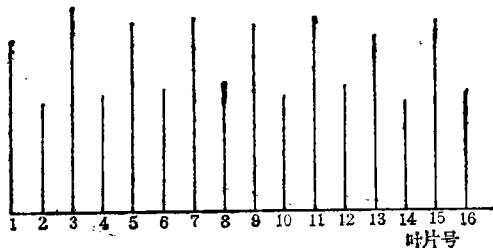


图 5 大幅度交叉失调叶片的响应分布(激振频率 110 Hz)

须进一步探讨。现象表明它和激振频率有关。

本文所用力学模型和实际盘片系统仍有一定差别,实验数据受到一定限制,在受迫振动响应测试中系统误差较大。因此其中有些内容还需进一步探讨。

在本文所述实验中,杨仲纪、杨秉玉同志

完成了不少工作。谨此致谢。

参 考 文 献

- 〔1〕 樊会涛,“叶片失调对盘片耦合振动的影响”1987年第四届航空发动机结构强度振动专业学术会议论文集。
- 〔2〕 Griffin J.H., Hoosae, T.M., “Model Development and Statistical Investigation of Turbine Blade Mistuning”, ASME A, Vol 106 1984.
- 〔3〕 Ewins, D.J., Han Z.S., “Resonant Vibration Levels of Mistuned Bladed Disk”, ASME A, Vol 106, 1984.

RESEARCH ON CONTROL TECHNIQUE OF BLADE FLUTTER

Song Zhaohong

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

This paper summarizes our work on the control techniques of blade flutter in recent years. It involves a numerical method for predicting blade flutter boundary in all frequency range, the flutter characteristics of the blades with different disposition of the three centers, the flutter depression characteristics of the mistuning blades, the technique of aeroelastic tailoring for controlling the blade flutter, and the experimentation on a series of blade fluttering rotor designed by us to reproduce flutter.

COUPLING VIBRATION CHARACTERISTICS OF MISTUNED BLADED-DISK ASSEMBLY

Shen Dakuan, Chen Qun, Liao Mingfu, Yan Yunju

(Northwestern Polytechnical University)

Abstract

A 16-blades-disk of flat plate is made as a test and mathematical model to study the effects of blade mistuning on the dynamic characteristics of bladed-disk assembly, as well as the effects of mistuning amplitude, mistuning order and six distribution types of mistuning on the response to forced vibration. The results show that the natural mode of a tuning system can be categorized into single-mode and double-mode. Mistuning separates the double-mode into two modes of similar frequency. The response to forced vibration of a mistuned system is greater than that of the tuning system and the former will rise with increase of mistuning amplitude. At the same exciting frequency the influences of the various distribution types on the response to the forced vibration are different, that is to say, there exists an optimal distribution type. The blade bearing the greatest response is generally the extremely mistuned one, and there certainly exists one or more blades bearing the greatest response at any exciting frequency. This might be one of the causes leading to damage of one or more blade.