

高速转动壳体行波振动实验研究

北京航空航天大学 洪 杰** 郭宝亭 朱梓根

【摘要】 本文对轴对称薄壁壳结构的振动特性进行了试验研究。对一圆柱薄壳在静止状态和高速旋转状态下进行了模态试验。试验结果验证了轴对称薄壁壳在转动状态下,由于科氏力的影响,同一模态在转动坐标系中,存在不同频率的前后行波。为理论计算和发生在航空发动机中转动薄壁件振动设计,提供了可靠的试验依据。

主题词: 转动 壳体 行波 振动 模态分析

分类号: V 231. 96

1 引 言

航空发动机和旋转机械中的盘鼓结构、高速转动的薄壁轴、空气导管、篦齿封严组件等均由板壳组合而成,具有刚性好重量轻优点,但易引起共振和失稳。随着薄壁轴的径厚比的加大,用梁的理论来解释其动力特性显然已不适合,必须考虑离心力,科氏力对壳体固有频率的影响和由此引起的行波振动。旋转盘存在行波振动^[1]在静止坐标系下可观察到前后两个行波,其频率为 $f = f_d \pm m \Omega$ 。当 $f_d = m \Omega$ 时盘的后行波固有频率为零这就是所谓的驻波。这时,任何静载荷都会引起盘的共振。而在动坐标系下每阶固有频率仅有一个频率即动频,由于离心力的作用其值随转速的增加而增加。在转动壳体上由于径向位移、变形速度矢量与转动矢量有一夹角,因而存在科氏力影响行波振动。在转动壳体中,对于每阶模态不仅在静止坐标系中,存在两个不同频率的前后行波,且在动坐标系中,也有不同频率的前后行波 $f = f_d \pm 2m \Omega / (m^2 + 1)$ ^[2]。壳的理论由来已久,但壳体的行波振动试验工作进行得十分有限,其主要原因是由于激振方法难以解决。常规的电涡流和电磁激振,对大型转动壳激振需要很大的电磁场,且一般情况下难以满足所需的激振力。此外,对较大壳体试件由于加工装配误差引起的椭圆度,转动时使激振力幅值不稳定,以及静止坐标中的传感器难以获得满意的振动数据。因此,寻找简便可靠的激振力是进行壳体行波振动的关键。文献[3]利用电磁激振器对直径 74.3 毫米、厚度为 0.2 毫米的小型薄壁筒进行了旋转实验,研究证明了前后行波的存在,但各共振点能量分布和哪一阶共振点对结构影响最大没有提及。本文正是针对工程实际中,高压涡轮轴这类大型高强度、高刚度转动薄壁壳,利用简便的冲击激振法,进行了行波振动实验。

2 实 验

2.1 实验设备

本实验所用试件是钢制薄壁筒,直径 260 毫米、壁厚 0.8 毫米、长度 630 毫米,筒体的两端

安装铝制实心盘,通过螺钉与轴相连。转子系统安装在跨度为 1100 毫米的滚珠轴承上,支承一

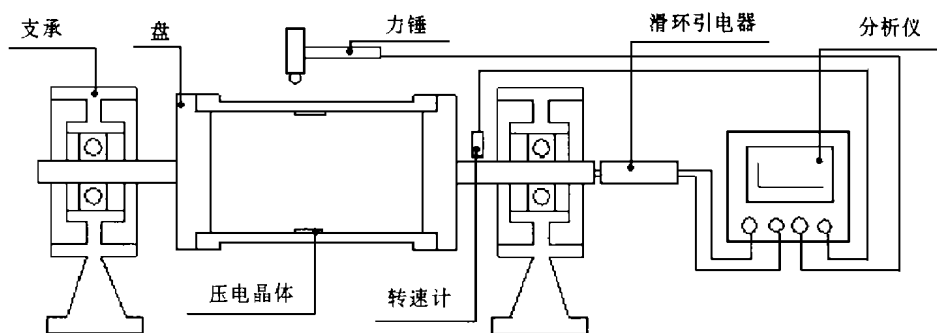


图 1 转动壳体和振动测试系统示意图

端为刚性支承,另一端为弹性支承,由 30 千瓦直流电机驱动。测量系统包括在壳体的轴向三分之一处,沿圆周向贴有 12 片压电晶体片,用于采集壳体的振动信号,通过滑环式引电器将信号输送到 HP3566 动态分析仪。激振装置是用在高弹性的棒上固定带有橡胶锤头的力传感器,对转动壳体进行激振,激振信号通过电荷放大器输入分析仪。设备结构和测量示意图见图 1。

2.2 实验方

对于旋转件的激振一般采用电磁激振器或是涡流激振器,但转动壳体由于直径大试件原始椭圆度较大及其工作条件的限制,很难满足实验所需的要求。利用正弦激振,寻找共振点不仅所需激振力的量值难以满足,控制转子转速和激振力的稳定也是十分困难的。而由于转速和激振力的不稳定,使得响应信号不稳定,难以判断激振频率是否是壳体的共振点。在本实验中为了对转动壳体进行行波振动分析,采用锤激法激振,同时通过固定在壳体上的压电晶体片的振动信号,经 HP3566 谱分析仪,得到在转动坐标系下的转动壳体的频谱图,从而确定壳体的固有频率(行波频率)。采用冲击激振,可以根据需要对试件施加不同的力,并可同时得到多个模态的行波频率。

对于壳体静止状态的模态识别,用力锤激振,多点激振,单点拾振,以得到壳体在无离心力、科氏力作用下的各阶模态。所建的模态模型为试件中部的四个均布截面,每个截面为 36 个点均布,第一个截面与最后一个截面的距离为试件总长的二分之一。

2.3 实验结果及分析

壳体在不转动静止条件下壳体的前四阶固有频率为 312.03 Hz, 328.48 Hz, 390.53 Hz, 410.03 Hz 分别对应周向波数为 $M = 4, 5, 3, 6$, 轴向半波数为 $n = 1$ 振型如图 2。

图 3 为不同转速下瞬态激振得到的谱图。由图可看出,壳体一旦转动,静态时的固有频率变为两个,例如:静频为 328.48 Hz 的第二阶模态,在 660 r/min 时变为 329.5 Hz 和 337.5 Hz。这是由于科氏力引起的分叉。说明在动坐标系中壳体前后行波频率不一样。

根据试验壳体在静止状态下,所测得前四阶共振频率和所对应的周向波数由公式(1)可得前、后行波频率随转速变化的曲线,如图 4 所示。图中较低的曲线对应前行波,在上面的曲线是后行波,离散点为试验结果。由图可以看出两者吻合的很好。试验数据见表 1。

通过一个转动圆环,可以研究离心力和科氏力对转动壳体的影响。这里它的周向波形与圆

柱一致,但没有长度的影响,可得到转动圆环的固有频率^[1,4]。

$$f = \frac{2m\Omega}{(m^2 + 1)} \pm \sqrt{f_s^2 + B\Omega^2} \quad (1)$$

式中:“+”、“-”对应后、前行波, m 为周向波数, f_s 为静频数, $B = m^2(m^2 - 1)^2/(m^2 + 1)^2$ 为动频系数。

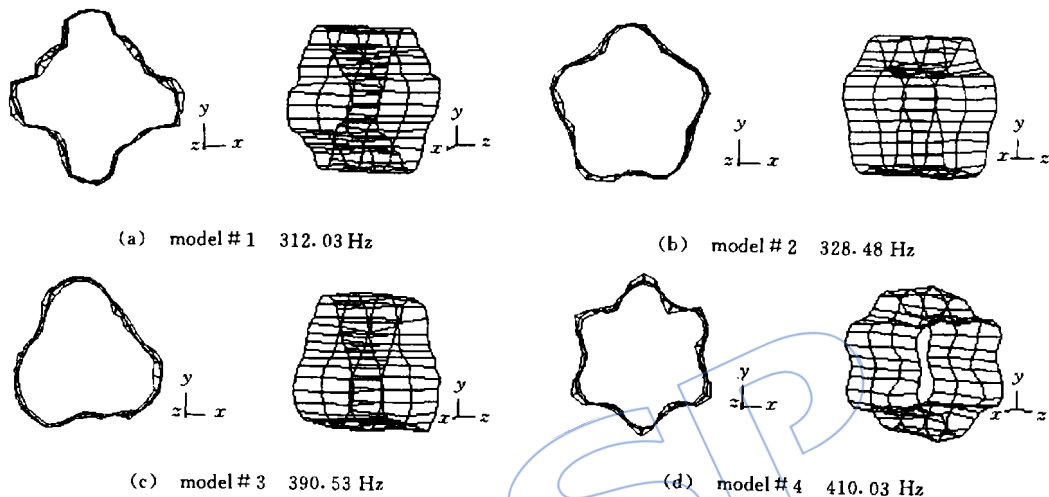


图2 静止条件下壳体前四阶模态

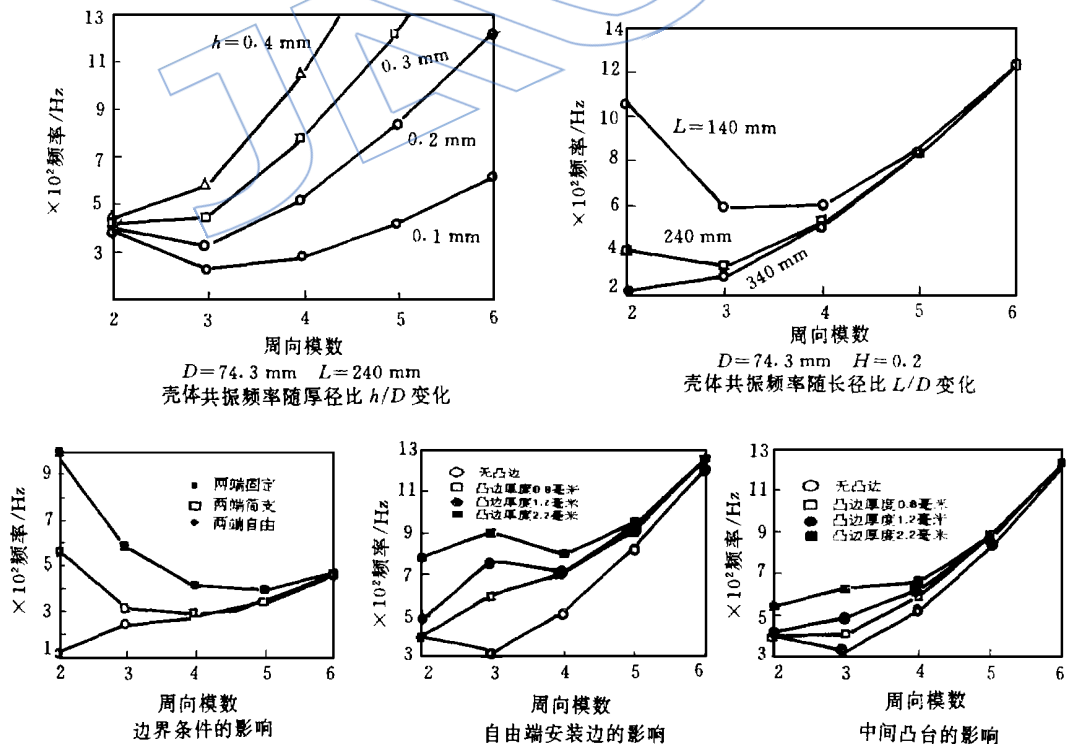


图3 转动坐标系下壳体在脉冲激励下频谱图

表 1 不同转速下动坐标系下行波频率实验值

周向模数	3		4		5		6	
转速 (r/m in)	前行波 (Hz)	后行波 (Hz)	前行波 (Hz)	后行波 (Hz)	前行波 (Hz)	后行波 (Hz)	前行波 (Hz)	后行波 (Hz)
0	393.5	393.5	313.5	313.5	328.5	328.5	411.5	411.5
330	381.0	393.0	312.2	318.0	328.0	332.0	410.0	415.0
660	378.5	396.0	312.0	322.0	329.5	337.5	412.5	420.5
1470	375.0	407.0	315.0	336.0	339.0	357.0	426.0	443.0
1860	374.0	413.0	317.0	341.0	345.0	371.0	437.5	459.5
3510	404.5	445.0	320.5	373.0	400.5	449.0	508.5	5

在静止坐标系下, 观察行波频率需 $\pm m \Omega$, 则:

$$f = \frac{m^2 - 1}{m^2 + 1} m \Omega \pm \sqrt{f_s^2 + B \Omega^2}$$

(2)

式中: “+ ”, “- ”分别对应前、后行波。

对于长径比大于 2 的壳体, 按公式 (1) 计算壳体转动时科氏力对其影响误差很小。 f_s 值为壳体相应的各阶模态频率即静频 (试验值或计算值)。例如: 两端固定的一薄壁轴, 在转动坐标系下的前、后行波频率用数值计算方法计算结果列于表 2^[1]。利用表中零转速下的固有频率作为 f_s , 按公式 (1) 计算结果也列于表

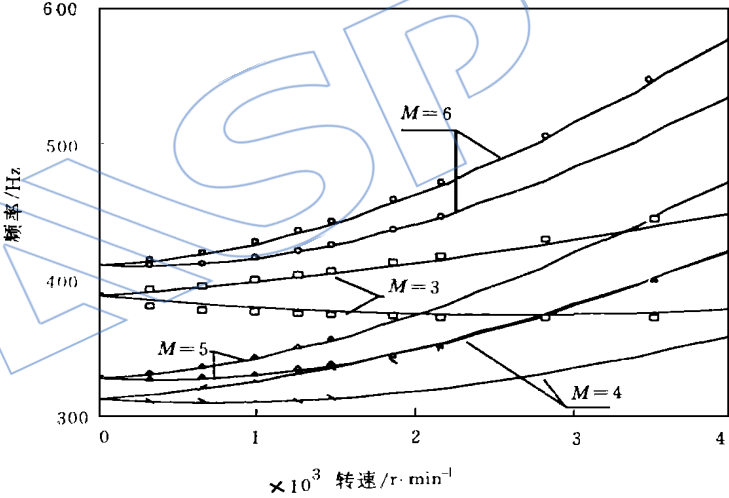


图 4 转动壳体行波频率计算值与实验值对比

2 中, 其结果差别很小。由此, 公式 (1) 可用来作转动修正。

表 2 计算结果 (频率单位: Hz)

转速(r/m in)		0	5000		10000		15000	
周向波数m		静频	文献[1]	公式(1)	文献[1]	公式(1)	文献[1]	公式(1)
2	前行波	2318	2262	2253	2209	2193	2165	2137
	后行波		2379	2386	2443	2459	2504	2537
3	前行波	1697	1661	1645	1646	1624	1649	1631
	后行波		1754	1732	1863	1863	1919	1935
4	前行波	1394	1385	1367	1427	1401	1504	1502
	后行波		1460	1428	1579	1534	1724	1744

无论是数值计算方法或用有限元计算都很难考虑边界条件与实际结构一致,而壳体的固有频率与边界条件有极大的关系,不仅影响固有频率的大小,而且还影响到固有频率和周向波数的排列,见图 5 所示。

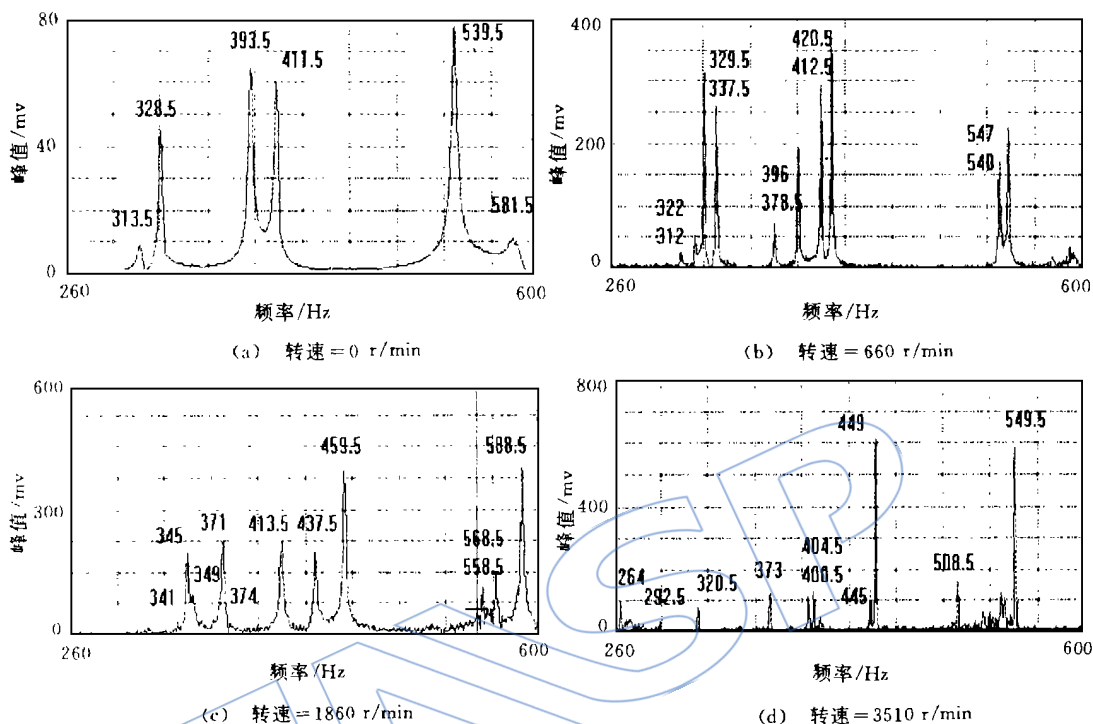


图 5 边界条件和几何参数对周向波数的影响

因此,用模态试验方法获得实际壳体结构的静频 f_s (这是容易做到的),然后用公式(1)来进行转动修正,可得到较正确的转动壳体的行波频率,为转动壳体振动设计提供可靠数据。

3 结 论

本文采用瞬态激振方法,对转动状态下的壳体进行振动特性试验,可方便地得到各转速下壳体的多个固有频率。简化了试验设备和试验时间。试验结果表明:在转动壳体中由于科氏力的影响,在转动坐标系中,各阶振动模态存在不同频率的前后行波,验证了理论分析的正确性。为转动壳体的振动设计提供了可靠的试验依据。

参 考 文 献

- 1 晏励堂 高速旋转机械振动 国防工业出版社 1994 年
- 2 黄杏国 高速转动旋转壳振动特性和屈服失稳研究 [学位论文] 北京航空航天大学, 1993 年
- 3 Takashi SA ITO. The Vibration of Rotating Cylindrical Shells 日本机械协会论文集, 52 卷 474 号
- 4 Mack H J. Traveling- Wave Vibration of Gas- Turbine Engine Shell ASME J. Eng. Power 1966 88(1): 179- 187

NONLINEAR DAMAGE ACCUMULATION MODEL FOR TURBINE DISC SLOTS

Yang Hui, Zhang Jin, Nie Jingxu, Hou Guisang

(4th Dept Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT The crack initialization life and crack propagation life of turbine disc slots at high temperature under the fatigue/creep interaction are studied according to damage mechanics. The modified Chaboche's damage model of low cycle fatigue and the improved Kachanov's damage model of the creep crack propagation have been combined to establish a nonlinear damage accumulation model. A model of crack propagation under fatigue/creep interaction has been developed, based on the above mentioned model. The good agreement between the calculated results and experimental data demonstrates that the model is quite effective. Damage FEM has been developed according to damage mechanics and FEM. The method uses finite element mesh dimension to simulate damaged crack length. The criteria for the crack initialization and the crack propagation orientation are established and testified by the calculation of the fir-tree slots of a turbine disc under the two kinds of loading conditions. The effects of mesh's minimum dimension, the stress boundary condition and the displacement boundary condition of the calculation model on the crack initial life of the structure are analyzed. It is also discussed, how the calculation model scale and the peak value of trapezoid loading spectrum affect the crack propagation life of a two-dimensional structure.

Key Words Turbines Fatigue creep Crack propagation Damage mechanics

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON TRAVELLING WAVE VIBRATION OF HIGH-SPEED ROTATING SHELL

Hong Jie, Guo Baoting, Zhu Zigen

(24th Dept Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT The experimental investigation on vibration characteristics of thin cylindrical shell with axial symmetry has been performed. The experimental modal analyses have been done under static condition and high-speed rotating condition for a given thin cylindrical shell by using shock vibration excitation method. The experimental results indicate that the vibration characteristics of the rotating thin cylindrical shell are different from those of rotating disk. For the former, due to the effect of Coriolis, there exist forward and backward travelling wave vibrations with different frequencies in view of rotating coordinate system and the frequency differences between two travelling waves are in a linear relationship with rotating speeds. The experimental results have a good agreement with the theoretical analysis, and it is very useful for the vibration design of a rotating cylindrical shell for turbine engine.

Key Words Rotation Shells Travelling waves Vibrations Modal analysis