

转子热弯曲振动试验研究

西北工业大学 胡壁刚* 任平珍
沈阳航空发动机研究所 冯国权

【摘要】 模仿某型发动机涡轮转子, 研制了悬臂式热弯曲振动试验器, 进行了热弯曲温度场测量、热弯曲变形试验、热弯曲振动响应试验, 试验结果与采用传递矩阵法计算热弯曲振动响应相比较, 理论值与实验值吻合较好。通过试验验证了热弯曲振动计算方法。

主题词: 涡轮 转子 热强度 弯曲振动

分类号: V 231. 92

1 试验设备及测试简介

为了较深入地研究转子热弯曲振动分析方法, 模仿某型发动机高压涡轮转子, 研制了悬臂式热弯曲试验装置(图1)。通过对试验转子的温度场的测量、热弯曲变形测量及热弯曲振动响应测量, 试验结果表明, 理论计算值与试验值吻合较好, 验证了热弯曲振动计算方法。

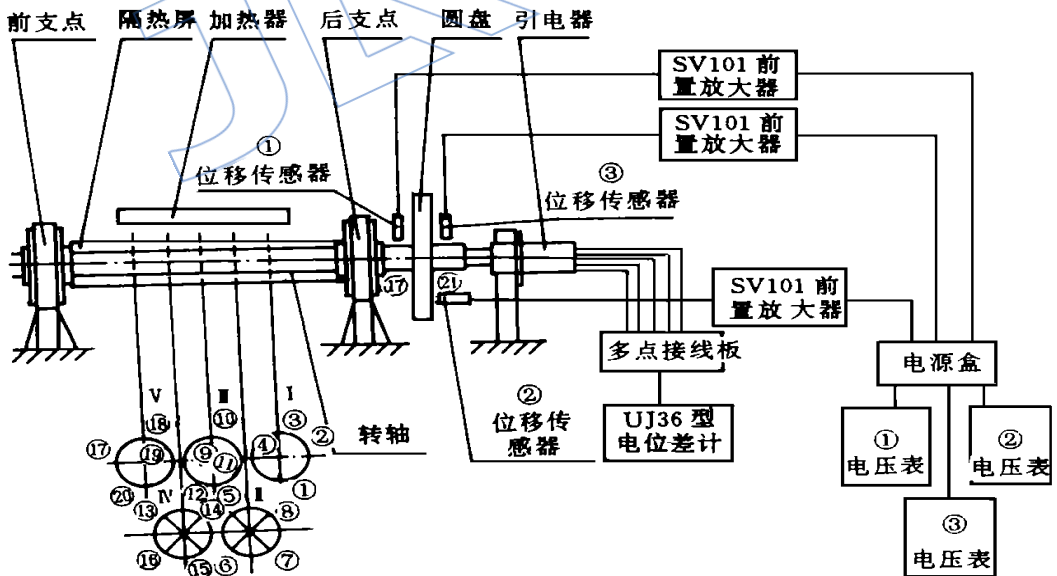


图1 悬臂式热弯曲转子试验装置简图

为了使转轴能较明显地出现热弯曲现象, 选用导热系数较低轴径较大的 1Cr18Ni9Ti 管

料。轴外径 $\Phi 60\text{ mm}$, 内径 $\Phi 52\text{ mm}$, 支点距离为 670 mm 。在轴外安装了一个 $\Phi 100\text{ mm}$ 的隔热屏。在隔热屏外, 上下安置了 2 个 1 千瓦的加热器, 对隔热屏加热, 通过热辐射对轴加温。在轴上 5 个截面 I、II、III、IV、V 上沿周向均匀安装了 4 个热电偶(见图 1), 5 个截面共 20 个温度测量点。在隔热屏上与轴相对应的 3 个截面上(II、III、IV 截面), 在周向也均匀安装了 4 个热电偶。为了便于旋转时测量轴上的温度, 热电偶的引线通过轴的内孔与引电器相连。为了提高温度测量精度和热电偶工作的可靠性, 采用热惯性小、机械强度较高、直径为 $\Phi 0.3\text{ mm}$ 的镍铬—镍硅(分度号为 K)的热电偶丝。因此试验转子在高达 5000 r/min 转速下, 热电偶仍能正常工作。为了降低转子的临界转速, 采用圆环式弹性支承, 使转子临界转速由刚性支承时 9635 r/min 降至 4800 r/min , 使试验器转子能在亚临界、超临界整个区域内工作。试验时录取了 5000 r/min 以下各转速的热弯曲振动响应。试验转子由 10 千瓦直流电机, 通过 1:12 增速器带动转子旋转, 增速器与试验器转子用尼龙绳相连, 这样一方面可以保护增速器, 另外也可以防止增速器的振动传到试验器。转轴的位移通过涡流式位移传感器(SV 101 型)测得。其灵敏度为 5.04 mV/mm 。加热器电源由可控硅电源提供, 并可进行闭路控温。

2 转子的热弯曲变形试验

摸清转子停车后, 短时间间隔内热弯曲变形的情况, 是研究热弯曲振动响应的前提。进行热弯曲变形试验时, 首先使转子在 250 r/min 低速下旋转, 通过上下 2 个加热器对转轴进行加热, 等到轴上同一截面上的温度达到均匀时, 停止加热并使转子停止旋转。转轴在冷却过程中由于自然对流换热, 使转轴出现上面温度高、下面温度低, 并产生热弯曲变形现象。试验时选用 3 个位移的测量点(见图 1), 1、3 为径向位移测量点, 2 为轴向位移测量点。现将各测量点的温度 T , 各截面的温差 ΔT 以及径向位移和轴向位移都记录在表 1 中。

表 1 各测量点的 T 、 ΔT ($^{\circ}\text{C}$) 以及径向位移和轴向位移(mm)

时间 (m in)		II			III			IV			ΔY_1	ΔY_2	ΔY_3
		5	6	7	10	11	12	13	14	15			
0	T	321.6	321.6	319.10	373.35	384.10	382.35	309.10	301.10	309.60	0.0275	0.1129	0.1799
	ΔT			2.25			1.75			0.50			
5	T	318.10	317.10	317.35	363.10	367.60	359.10	302.85	301.30	291.35	0.1180	0.2627	1.6473
	ΔT			1.00			8.50			11.50			
8	T	282.10	274.60	275.10	303.85	306.10	298.10	269.35	266.60	251.85	0.1173	0.2720	1.5020
	ΔT			7.50			8.00			17.50			
17	T	212.35	206.10	206.60	225.10	220.85	214.80	202.35	200.35	189.35	0.0966	0.2331	1.0880
	ΔT			6.25			10.50			13.00			
21	T	183.35	177.60	178.10	192.10	188.85	183.35	173.85	172.85	162.60	0.0554	0.1536	0.9632
	ΔT			5.75			8.75			11.25			
36	T	121.10	117.60	117.85	125.10	122.60	119.10	114.10	113.10	107.10	0.0260	0.0888	0.5540
	ΔT			3.50			6.00			7.00			

由表 1 可见: (1) 停车后, 随着时间增加, 轴的温度下降, 但轴的上、下温差先是提高, 在停

车后 8 m in 时,在截面Ⅳ处温差最大 17.5℃,大于 8 m in 后温差逐步下降(Ⅱ、Ⅲ截面温差稍小一些)。(2)停车后,随着时间增加,轴的热弯曲变形增大,在停车后 8 m in 时,测点 2 的热弯曲变形位移最大为 0.272 mm,大于 8 m in 后,热弯曲变形减小,测点 1、2 的位移均下降,但在 17 m in 内测点 2 的位移仍大于 0.22 mm。(3)停止加热后轴的轴向位移随时间的增加是减少的。(4)停止加热后 3 h,轴上各点的温度都基本上达到均匀,即都为室温。由此可见,在停车后,轴内温差和轴的热弯曲变形最大值基本上是发生在同一时刻,这个结果是和热弯曲变形理论一致的。在停车后 2 m in 范围内,仍保持有较大的变形量,表明在试验器中进行热弯曲振动响应试验是可行的。

3 热弯曲振动响应试验及计算比较

采用传递矩阵法计算试验转子的热弯曲振动响应,计算步骤和不平衡响应计算相同,但轴段传递矩阵要采用具有初始弯曲的无重轴传递矩阵,它是一个复数传递矩阵。由于只能测得图 1 所示 17 与 21 两结点的初始弯曲挠度值,因此本计算是以测得 21 结点的初始挠度为基准,其余结点的初始挠度按刚性支承条件下一阶临界转速振型分配。

表 2 各种转速的热弯曲初始挠度计算与试验结果

转速 (r/m in)	测 点 (初挠取法)	17 初挠(mm)	17 动挠(mm)	21 初挠(mm)	21 动挠(mm)
1000	实验	0.122- 0.0315	0.0793	0.221- 0.113	0.1764
	计算				
	误差				
2000	实验	0.152- 0.037	0.0780	0.272- 0.044	0.1657
	计算				
	误差				
3000	实验	0.154- 0.0558	0.1004	0.272- 0.06825	0.1935
	计算				
	计算				
4000	实验	0.154- 0.0336	0.0746	0.280- 0.043	0.1904
	计算				
	计算				
5000	实验	0.152- 0.0207	0.0930	0.276- 0.0291	0.1570
	计算				
	计算				
4800*	实验	0.152- 0.0207	0.1100	0.276- 0.0291	0.1820
	计算				
	计算				

注: 表中的初挠为热弯曲初始挠度。 * 临界转速。

进行热弯曲振动响应试验时,使初始挠曲平面与不平衡偏心在同一个方向,首先冷开车,测定 1000—5000 r/m in 范围内各转速下的不平衡响应 Y_e ,然后加热转子,等转子自然冷却后便产生热弯曲,这时再开车至 1000 r/m in,记下振动响应值 Y_{re} , Y_{re} 是由于质量偏心及热弯曲并

存时的值,则热弯曲响应为 $Y_r = Y_{re} - Y_{e0}$ 开车前记下 t_0 时刻 17、21 结点的初始挠度。旋转后,记下读数 y_{re} 及时刻 t_{20} 。然后降速直至停止,记下停止时刻的剩余挠度。由于转轴旋转后轴上下温差减小,热弯曲变形减小,因此必须重新加热转子,重复以上步骤,分别测出 2000、3000、4000、4800 和 5000 r/min 时的初始挠度和动挠度。转轴在各转速下热弯曲的初始挠度是无法测得的,所以只能根据开车前测得的初始挠度和停车后的剩余挠度来估算各转速下的热弯曲初始挠度。随着开车时间的增长和转速的提高,热弯曲初始挠度是下降的。因此对于不同的转速用不同的方法估计各种转速的热弯曲初始挠度,现将计算结果与试验结果比较列于表 2。

结果表明,计算值与试验值吻合较好,说明测试精度、分析方法均具有较高的精度。

计算了试验器在盘处存在 0.01 cm 挠度时,盘处的热弯曲振动响应与不平衡响应,列于表 3 中。

表 3 盘处热弯曲振动响应与不平衡响应(单位: mm)

转速 (r/min)	1000	2000	3000	4000	4800 (临界转速)	6000
Y_e	0.449×10^{-3}	0.207×10^{-2}	0.628×10^{-2}	0.216×10^{-1}	0.2665	0.2643×10^{-1}
Y_{re}	0.937×10^{-2}	0.109×10^{-1}	0.140×10^{-1}	0.267×10^{-1}	0.2133	0.1280×10^{-1}
Y_e'	0.445×10^{-3}	0.206×10^{-2}	0.626×10^{-2}	0.220×10^{-1}	0.2529	0.2680×10^{-1}

由表 3 可见,在亚临界区域,热弯曲响应 Y_{re} 大于不平衡响应 Y_e ,在临界转速时,两者接近,在超临界时 $Y_e > Y_{re}$ 这个结论与 JEFFCOTT 转子振动特性相近。采用均质模型算得的转子不平衡响应 Y_e' 列于表 3 中,从表中第 3 行中可看出,各转速下 Y_e' 与 Y_e 较接近。

4 结 论

悬臂式试验转子通过对转轴的表面温度测量、热弯曲变形、热弯曲振动响应试验,证实了发动机转子停车后发生热弯曲变形的现象,计算结果表明在盘处偏心距和初始挠度相同条件下,低转速区热弯曲振动明显大于不平衡振动,因此在实际发动机中,如果残余热弯曲较大时再次启动,容易发生故障。通过试验验证了热弯曲振动分析方法和理论,表明这种分析方法可以应用于真实发动机。

参加本次试验的还有戚先萍、杨秉玉、许都成、杜生广和赵明等同志。

参 考 文 献

- 1 晏砺堂,朱梓根,李其汉等著 高速旋转机械振动 北京:国防工业出版社,1994
- 2 顾家柳等编 转子动力学 北京:国防工业出版社,1986
- 3 魏德明,任平珍 多转子支承系统航空发动机临界转速及不平衡响应计算 西工大首届研究生学术报告年会论文集,西北工业大学出版社,1994

(责任编辑 王震华)

INFLUENCE OF TIP CLEARANCE ON AERODYNAMIC- AEROACOUSTIC PERFORMANCE OF SKEWED- SWEEPED ROTATING BLADES

Cai Na

(Dept. of Power Energy Engineering, North China University of Electric Power 100085)

Li Di and Zhong Fangyuan

(2nd Dept. Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200030)

ABSTRACT Noise characteristics of tip clearance in a fan and engineering aerodynamic- aeroacoustic performance are obtained from skewed- swept rotating blades. Two methods of tip clearance modification have been carried out: (1) Experimental results are applied to decreasing the radial tip clearances of the rotating blades, thereby the aerodynamic efficiency increases about 3- 4 percent, the average noise is reduced by 2- 3 dB (A), and the steady working margin is widened over 20 percent; (2) Aerodynamic- aeroacoustic characteristics are calculated with a revised formula.

Key Words Axial fans. Blades. Clearance. Aerodynamic Characteristics. Acoustic properties.

NUMERICAL SIMULATION FOR STIFFNESS OF FLEXIBLE WAVY RING SUPPORT

Li Fangjie

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

Li Rongqiang

(8th Dept. Harbin Institute of Technology, Harbin 150001)

Dai Xingjian

(Physics Eng. Dept. Tsinghua University, Beijing 100084)

ABSTRACT The numerical simulation for the stiffness of a flexible wavy ring support is presented. The relationship that connects the support stiffness of the wavy ring to that of the ring's separated arc segment is found out. A stiffness analysis model of the segment is set up and the displacement field of the segment under a normal load is solved by using the finite element program "APOLANS". The stiffness analysis results are compared with the test data obtained from stiffness measurement in a factory in good agreement. This study provides an analytical method for the design of flexible wavy ring support.

Key Words Elastic supports. Rigidity. Finite elements.

AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON VIBRATION OF A ROTOR WITH THERMAL BOW

Hu Bigang and Ren Pingzhen

(7th Dept. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

Feng Guoquan

(Shenyang Aeroengine Institute, Shenyang 110015)

ABSTRACT In order to investigate the vibrational response of a turbine rotor with thermal bow, a test rig simulating the rotor was set up, on which the temperature field and the thermal deformation of the rotor were measured. The critical speed of the rotor and response to the thermal bow were investigated. The experimental data are in good agreement with results calculated by means of the transfer- matrix method.

Key Words Turbines. Rotors. Thermal strength. Flexural vibration.