

文章编号: 1000-8055(2006) 03-0563-07

高速柔性转子动力特性分析与试验研究

邬国凡, 陈国智, 涂孟黑
(中国航空动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘要: 某燃气发生器转子工作转速超过第一阶弯曲临界转速, 对该高速转子的动力特性和平衡平面的灵敏度进行了计算和分析。根据计算对该转子支承形式进行了调整, 并用模拟转子进行了动力特性试验, 计算和试验结果表明合适的支承形式和减振措施, 可使该转子顺利通过弯曲临界转速, 在工作转速下平稳运行。

关键词: 航空、航天推进系统; 燃气发生器转子; 弯曲临界转速; 减振; 动力特性
中图分类号: V 231. 9 **文献标识码:** A

Analysis and Experimental Study of the High Speed Flexible Rotor Dynamic Behaviors

WU Guo-fan, CHEN Guo-zhi, TU Meng-pi

(China Aviation Power Plant Research Institute, zhuzhou 412002, China)

Abstract: A gas turbine rotor working speed is higher than the first critical speed of bending. For this rotor, the high-speed rotor dynamic behaviors and the sensitivity of the balance plane were calculated and analyzed. According to the calculated result the rotor supporting configuration was adjusted, and extensive dynamic experiments were carried out with a simulated rotor. The result of the calculation and experiment shows that appropriate supporting configuration and vibration depressing device can make the rotor cross the first bending critical speed smoothly and run steadily at working speed.

Key words: aerospace propulsion system; gas turbine rotor; critical speed of bending; vibration depressing; dynamic behaviors

某发动机燃气发生器转子在前后两支点均为弹性支承(文中将刚度值 $K > 10^7$ N/m 弹性支承定义为刚支, 反之则为弹支)的情况下, 工作转速在其一阶弯曲临界转速之上, 这样的高速柔性转子在国内外是少见的。在柔性转子振动控制方面国内还缺乏经验, 而且柔性转子动力学问题是某发动机预研的关键技术和难点之一。为了解决某发动机燃气发生器过第一阶弯曲临界转速时所带

来的振动问题, 本文对该类高速柔性转子系统进行了动力学^[1,2]分析与试验研究, 通过理论计算和对某燃气发生器模拟转子的动力学试验, 对某燃气发生器采取双弹性支承加挤压油膜阻尼器^[3,4]的支承形式, 并进行适当的高速动平衡^[5,6]的减振措施, 可获得较好的减振效果, 最终使得某燃气发生器转速顺利达标。

收稿日期: 2005- 10- 29; 修订日期: 2006- 02- 07

作者简介: 邬国凡(1976-), 男, 湖南常德人, 中国航空动力机械研究所工程师, 硕士, 主要从事航空发动机结构设计及转子动力学的研究。

1 转子动力特性计算与分析

1. 1 某燃气发生器转子介绍及计算模型的建立

某燃气发生器转子由轴流压气机, 离心压气机和涡轮组成, 慢车转速为额定工作转速的 67% 左右; 转子采用 1-1-0 悬臂式支承方式。

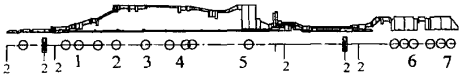


图1 某燃气发生器转子计算模型

Fig. 1 Calculation model of a gas turbine's rotor

计算软件为 samcef/ rotor, 由于梁单元耗机时较少对转子建模时取梁单元模型。计算时考虑了转子材料特性与温度的关系以及转子的轴向力的影响。转子计算模型见图1。

1. 2 转子临界转速计算及支承方案的确定

以计算系统的临界转速特性为主, 分析多种支承方案的可行性。计算中令 K_a 和 K_b 分别表示前后支承刚度, N_{em} 表示第 n 阶临界转速, N 表示转速。具体计算内容如下:

(1) 双刚支时系统临界转速,

进行双刚支计算时, 分别计算了不同前后刚支时转子系统的临界转速和振型, 主要数据见表

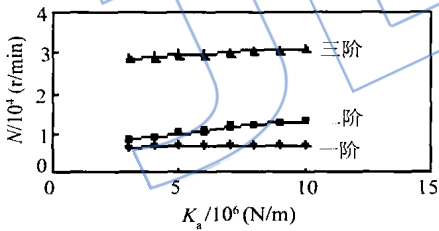


图2 前弹后刚时临界转速随 K_a 变化的曲线

Fig. 2 Critical speed vary with K_a at front Spring and rear rigid supporting

1, 典型的振型见表2。

(2) 前弹后刚时, 或前刚后弹时系统临界转速随弹支刚度变化的规律(如图2, 图3所示);

(3) 双弹支时, 系统临界转速随前弹支刚度的变化规律(如图4);

(4) 双弹支时, 系统临界转速随后弹支刚度

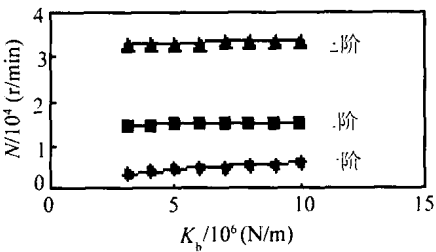


图3 前刚后弹时临界转速 K_b 变化的曲线

Fig. 3 Critical speed vary with K_b at front rigid and rear spring supporting

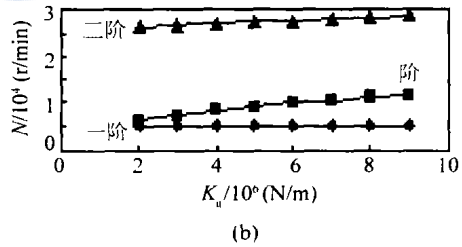
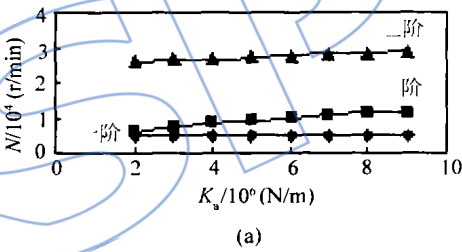


图4 双弹支弹时, 临界转速随 K_a 变化的曲线
(K_b 分别为 6×10^6 N/m, 8×10^6 N/m)

Fig. 4 Curves of critical speed versus K_a at two spring supporting

表1 双刚支时系统临界转速

Table 1 The rotor system's critical speed with two rigid supporting

$K_a / (10^6 \text{ N/m})$	$K_b / (10^6 \text{ N/m})$	$N_{cr1} / (\text{r/min})$	$N_{cr2} / (\text{r/min})$	$N_{cr3} / (\text{r/min})$	$N_{cr4} / (\text{r/min})$
20	20	7210	15 815	34 933	> 70 000
20	20	8315	16 886	36 757	> 70 000
40	40	8371	19 887	43 330	> 70 000
80	80	9162	23 498	55 144	> 70 000

的变化规律(如图 5);

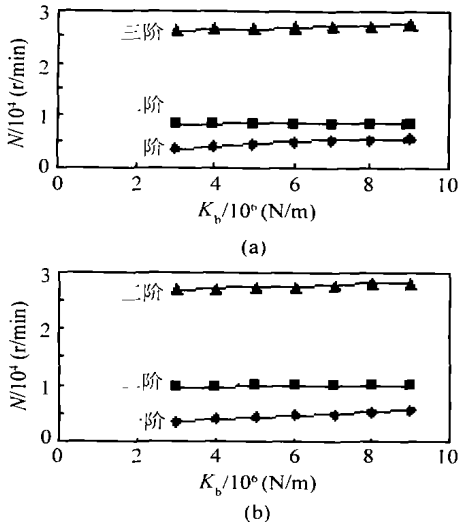


图 5 双弹支时, 临界转速 K_b 变化的曲线
(K_a 分别为 4×10^6 N/m, 6×10^6 N/m)

Fig. 5 Curves of critical speed versus K_b at two spring supporting

弹性支承方案的设计和选择, 不仅要使转子系统的临界转速避开工作转速, 而且要有一定的裕度, 并且能满足强度、寿命的要求。从计算结果来看, 采用双刚支时, 可能使转子在工作转速范围

内出现二阶弯曲临界转速或者第三阶临界转速就在工作转速附近, 使转子系统振动复杂; 前弹后刚时, 第二阶临界转速处转子主体已弯曲, 前三阶临界转速都在工作范围内, 且裕度较低; 前刚后弹时情况与前弹后刚的比较类似, 这样看来这 3 种支承方式不适合该转子系统。

采用双弹支支承方案, 转子前两阶振型都为刚体振型, 第三阶为弯曲振型, K_a 在 4×10^6 N/m 以下时, 可以保证前二阶临界转速都在 10 000 r/min 以下。为了提高转子临界转速的裕度, 尽量减小转子在跨越临界转速时的振动, 希望前三阶临界转速越低越好。但转子为悬臂结构, 后面带有两个质量较大的涡轮盘, K_b 又不能取值太小。计算发现 K_b 在 $6\times 10^6\sim 9\times 10^6$ N/m 之间取值可以满足以上条件。在有挤压油膜阻尼器时, 计算 K_a 为 4×10^6 N/m、 K_b 分别 6×10^6 N/m、 7×10^6 N/m 和 9×10^6 N/m 时转子的振动值。发现 K_b 为 6×10^6 N/m 与 7×10^6 N/m 的相关振动值比 K_b 为 9×10^6 N/m 时要小得多。转子的振动和弹支内力都不能太大, 当前后弹支刚度 K_a 、 K_b 分别为 4×10^6 N/m 和 7×10^6 N/m 比较适合该转子, 计算得出转子系统的前三阶临界转速分别为 $0.11\bar{n}$ 、 $0.19\bar{n}$ 和 $0.6\bar{n}$ ($\bar{n}$ 为转子系统工作转速), 典型的振型图见表 2。最终可以看出, 该转子很适宜采用双弹支支承方案。

表 2 不同支承方案时转子系统的典型振型

Table 2 The rotor's typical vibration curve of critical speed at vary supporting combination

支承方式	一阶典型振型	二阶典型振型	三阶典型振型
双刚支			
前弹后刚			
前刚后			
弹双弹支			

表3 不同平衡量影响下的油膜间隙匹配

Table 3 The difference squeeze-oil film clearance mating with difference unbalance

		不平衡量大小(单位: g · cm)及最佳油膜 间隙匹配(单位: ‰)							
		1	2	3	4	5	6	7	8
一个位置 有不平衡量	前	1.5~2	2~2.5	2~3	3~4	3~4	3.5~4.5	4~5	4~5
	后	1.5~2	1.5~2.5	2~2.5	3~3.5	3~3.5	3.5~4.5	3.5~4.5	3.5~4.5
两个位置 有不平衡量	前	1.5~2	2~3	2~3	3~4	3~4.5	4.5~5.5	4.5~5.5	4.5~5.5
	后	1.5~2.5	2~2.5	2~3	3~3.5	3~4	3.5~4.5	4~5	4~5
三个位置 有不平衡量	前	2~2.5	2~3	2~3	3~4	3~4.5	4~5.5	4~6	4~6
	后	2~2.5	2~3	2~3	3~4	3~4	4~5.5	4~5.5	4~5.5

表4 不同转速时各平衡平面影响强弱(其中为转子系统工作转速)

Table 4 The effect degree of the difference balance plane at difference speed

转速/ (r/m in)	平面影响的强弱							
	高	-----	-----	-----	-----	-----	-----	低
0.11n	7		6	5	1	4	2	3
0.19n	7		1	5	2	3	4	6
0.6n	5		1	7	2	4	3	6
n	5		1	7	2	3	4	6

1.3 带挤压油膜阻尼器的转子动力特性计算

挤压油膜阻尼器的主要作用在于减小转子的振幅和支承外传力。当前后弹支刚度 K_a 、 K_b 分别为 $4\times10^6\text{ N/m}$ 和 $7\times10^6\text{ N/m}$ 时,分别计算在整个工作转速范围内,在转子的不同位置上加不同不平衡量组合时,前后油膜间隙组合的响应值;然后对整个工作转速范围内响应的平均值和最大值进行统计和分析,寻找在整个工作转速范围内最佳的油膜间隙匹配。选择了部分计算结果见表3,从计算结果中发现,后油膜间隙比前油膜间隙稍微小一些可能会达到最佳配合。在总的不平衡量小于 $6\text{ g}\cdot\text{cm}$ 时,油膜间隙在 $1.4\text{‰}\sim6\text{‰}$ 以内是可取的,根据以往设计的经验,某燃气发生器转子总的不平衡量不会超过 $3\text{ g}\cdot\text{cm}$ 。计算结果表明:在 $2\text{‰}\sim3\text{‰}$ 以内选择前后油膜间隙匹配应该能起到较好的减振作用。

1.4 某燃气发生器转子各平衡平面灵敏度计算

由于某燃气发生器转子在前后两支点均为弹

性支承的情况下工作转速在一阶弯曲临界转速之上,高速动平衡对转子减振效果明显,因此需要对转子系统的动平衡进行研究。为了决定平衡过程中所用的平衡面,必须进行灵敏度研究以评估每个面的影响。在每个可能的平衡面上加单位不平衡量,并通过不平衡响应来计算每个选择点的响应^[8,9]。不同部位处响应幅值的相对大小体现了平衡面影响的强弱。通过计算,在工作转速范围内统计了部分转速下平面影响的强弱,转子的响应多在临界转速附近比较大,而转子要在工作转速下长时间的工作,因此工作转速附近的响应值的大小也比较重要。把转子在临界转速和工作转速处平面影响的强弱列表4所示(各数字代表的平面为:压气机一~四级盘处- 1~4;离心叶轮处- 5;涡轮一级盘处- 6;涡轮二级盘处- 7,见图1)。

从表4中可以看出,第5、1、7平面上有不平衡量时,对转子的不平衡响应的影响较大,因此在进行多平面柔性转子平衡时,选择离心盘平衡面、压气机一级盘平衡面、涡轮二级盘平衡面可以获得

较好的平衡效果。

2 某燃气发生器模拟转子动力特性试验

为了验证计算结果、减少试验的风险和加快研制进度,用模拟转子进行了动力特性摸底试验。模拟转子结构与某燃气发生器转子结构形式上较为相似。计算得到模拟转子 30 000 r/min 以下的临界转速分别为: 4 046, 5 824 和 20 210 r/min。其中前两阶为刚体振型,第三阶为弯曲振型;前、后油膜间隙比 C/R (C 为油膜半径间隙, R 为油膜内

环半径) 分别为 1.9‰和 2.3‰。

试验中主要测量了转子挠度、弹支应变、支座振动加速度、支座振动速度等参数。在有挤压油膜阻尼器的情况下,转子可以平稳的越过一阶弯曲临界转速到 26 000 r/min 左右无异常。在无挤压油膜阻尼器时转速到 16 000 r/min 时,因设备振动明显加剧,而无法继续进行试验。试验所测得的转速-位移与转速-弹支应变曲线如图 8~图 10 (S 为振动位移, N 为转速, ϵ 为弹支应变)。

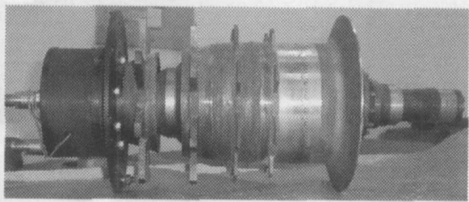


图 6 模拟转子实物图(不带涡轮盘)
Fig. 6 The model rotor's photo
(without turbine rotor)

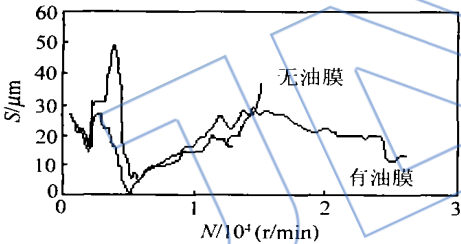


图 7 一级盘处挠度的幅值—转速曲线对比
Fig. 7 The comparable curve of displacement
amplitude versus speed
at blade-disk STG 1

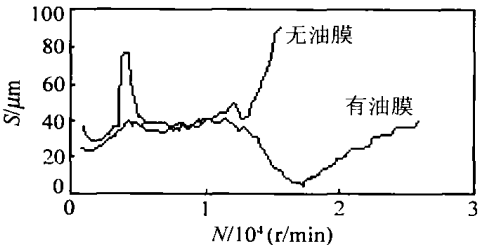


图 8 离心叶轮处挠度的幅值—转速曲线对比
Fig. 8 The comparable curve of displacement
amplitude versus speed at
centrifugal impeller

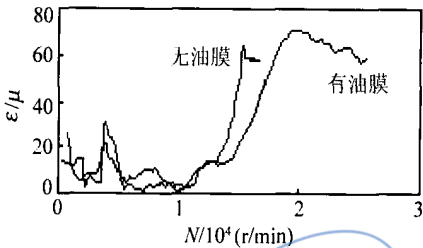


图 9 前弹支应变的幅值—转速曲线对比
Fig. 9 The comparable curve of front supporting
strain versus speed

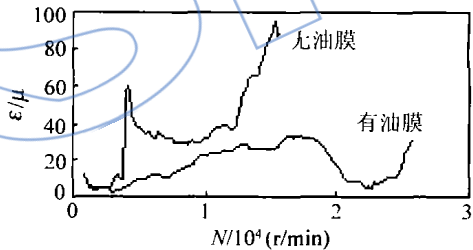


图 10 后弹支应变的幅值—转速曲线对比
Fig. 10 The comparable curve of rear supporting
strain versus speed

从试验结果来看,计算所得临界转速与振动峰值转速很接近,有油膜时转子的振动值都要比无油膜时小得多,特别是在临界转速附近。模拟转子的试验验证了计算结果的可靠性与减振措施的有效性;这说明,通过前面的计算和分析所得对某燃气发生器转子所采取的减振措施也能保证其顺利的通过第一阶弯曲临界转速,达到更高的转速。

3 某燃气发生器试验

某燃气发生器已进行了多轮试验,该转子系统能够较好的越过一阶弯曲临界转速并在工作转速下平稳的运行。某次试验发动机越过弯曲临界转速的振动情况如图 11,其中 MZ 和 MY 为发动机中机匣垂直、水平方向振动速度; PX , PY 和 PZ 为发动机主机匣轴向、水平和垂直方向振动速度;

表5 某发动机理论计算与试验比较 ($N_{\alpha n}$ 为第 n 阶临界转速, $\bar{n}$ 为工作转速)

Table 5 The compare of theoretical value an experimental value
($N_{\alpha n}$ is the n step critical speed, $\bar{n}$ is the working speed)

临界转速/(r/min)	$N_{\alpha 1}=0.11\bar{n}$	$N_{\alpha 2}=0.19\bar{n}$	$N_{\alpha 3}=0.6\bar{n}$
理论计算瞬态响应峰值转速/(r/min)	无	$0.2\bar{n}$	$0.62\bar{n}$
试验峰值转速/(r/min)	无	$0.18\bar{n}\sim 0.19\bar{n}$	$0.59\bar{n}\sim 0.63\bar{n}$

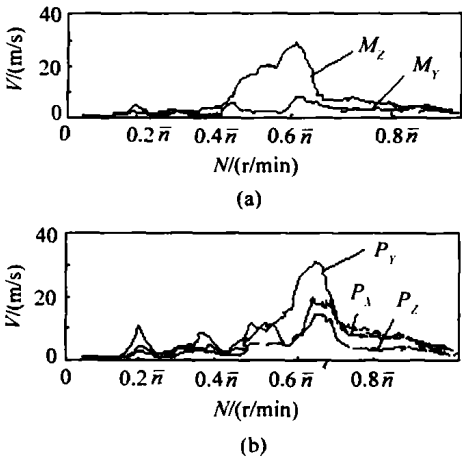


图 11 某燃气发生器振动—转速曲线对比
Fig. 11 A gas turbine's curve of vibration
versus speed

$\bar{n}$ 为工作转速。

为了便于比较和分析,把理论计算所得临界转速值、瞬态响应峰值转速、试验所得峰值转速列表5 如示。从图11 及表5 可以看出,理论计算临界转速、瞬态响应峰值转速都与试验峰值转速比较接近。转子能够顺利的越过第一阶弯曲临界转速,并且在工作转速下平稳运行,研制前所担心的第一阶弯曲临界转速难以逾越的问题基本解决,因此本文所研究的高速柔性转子的减振措施是行之有效的,也验证了本文计算和分析的准确性。

4 结 论

(1) 高速柔性转子的平衡面要进行严格选择,对待平衡面对系统振动影响的强弱进行理论计算和分析后,可以很准确的选择到有效的平衡平面,利用合适的平衡面进行高速动平衡能对柔性转子起到很好的减振效果。

(2) 挤压油膜阻尼器的最佳匹配与转子系统的不平衡量和支承刚度有一定联系,挤压油膜阻

尼器和支承刚度配合选择合适时,对减小转子振动特别是过弯曲临界转速的振动很有帮助。

(3) 将理论计算和试验研究的减振措施,运用到实际工程中较好的解决了某燃气发生器转子过第一阶弯曲临界转速的振动问题,使某燃气发生器顺利达标,为型号的进一步研制和发展创造了有利的条件。

参考文献:

[1] 闻邦春,顾家柳,夏松波,王正. 高等转子动力学- 理论与技术与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.

[2] 航空发动机设计手册第19册—转子动力学及整机振动[Z]. 北京: 航空工业出版社, 2000.

[3] Oscar De Santiago, Luis San Andrés. Dynamic Response of a Rotor-Integral Squeeze Film Damper to Couple Imbalances [J]. *ASME Paper* 2000- GT- 0388.

[4] San Andrés L, Lubell D. Imbalance Response of a Test Rotor Supported on Squeeze Film Dampers [J]. *ASME Journal of Gas Turbines and Power*, 1998, 120(4): 397~404.

[5] Chen, Peter Y P. Flexible Rotor Balancing Taking Bearing Non-Linearity into Account[R]. *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference (C)*, 2001, V6A: 683~689.

[6] 邓旺群,高德平. 应用小发柔性转子的高速动平衡技术[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2003, 16(2): 30~33.

Deng Wangqun, Gao Deping. High Speed Dynamic Balance Technique Applied to Flexible Rotors of a Small-Sized Engine[J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2003, 16(2): 30~33.

[7] El- Shafei A, Yakoub R Y. Optimum Design of Squeeze Film Dampers Supporting Multiple-Mode Rotors [J]. *ASME Paper* 2003- GT- 0256.

[8] Genta G, Repaci A. Circular whirling and unbalance Response of Nonlinear Rotor [J]. *Rotating Mechanical Dynamics, Rotor Dynamics Research Corporation*, 1988: 441~448.

[9] Sharan A M, Rao Js. Unbalance Response of Rotor Disks Supported by Fluid Film Bearing with a Negative Cross Couple Stiffness Using Influence Coefficient Method[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 1985, 20(5): 415~426.