

文章编号: 1000-8055(2003)06-0717-06

涡轴发动机动力涡轮转子动力特性研究

邓旺群, 高德平

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

摘要: 应用有限元方法建立了某新型涡轴发动机动力涡轮转子动力特性的计算模型, 对转子在不同情况下的动力特性——临界转速、振型和不平衡响应分别进行了系统的计算分析, 得到了转子的前5阶临界转速、前5阶主振型和前两阶不平衡响应曲线, 并计算了平衡卡箍对转子动力特性的影响。试验表明: 计算模型能真实反映转子的动力特性。研究结果为转子的后续高速动平衡试验提供了参考和依据。

关键词: 航空、航天推进系统; 涡轴发动机; 动力特性; 有限元法; 动力涡轮转子

中图分类号: V 231.96

文献标识码: A

Dynamic Characteristics Study of a Power Turbine Rotor of a Turbine Shaft Engine

DENG Wang-qun, GAO De-ping

(Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: This paper studies dynamic characteristics of a power turbine rotor of a new-type turbine shaft engine when finite element method is used. The dynamic characteristics of the rotor in different conditions, such as critical speeds, vibration shapes and unbalance responses, are respectively systematically calculated and analyzed. The first five-stage critical speeds, the curves of the first five-stage dominant vibration shapes and the first two-stage unbalance responses of the rotor are obtained. Furthermore, the influences of balance collars on dynamic characteristics of the rotor are also calculated. The experimental results show that the calculation model can factually express the dynamic characteristics of the rotor. This study provides references and bases for subsequent high speed dynamic balance of the rotor.

Key words: aerospace propulsion system; turbine shaft engine; dynamic characteristics; finite element method; power turbine rotor

在现代中、小型航空发动机研制中, 涡轮轴航空发动机转子正朝着高转速、长径比越来越大的方向发展, 结构日益复杂, 给转子的动力特性研究带来了困难, 如某新型涡轴发动机动力涡轮转子就具有空心、薄壁、大长径比、带弹性支承和挤压

油膜阻尼器、内置测扭基准轴、两级动力涡轮盘置于转子一端的结构特点, 传动轴的长径比大于30, 转子工作在两阶弯曲型临界转速之上, 属十分典型的柔性转子, 其高速动平衡试验是制约发动机研制的一项技术“瓶颈”。基于平衡的需要, 对动力

收稿日期: 2002- 11- 28; 修订日期: 2003- 02- 10

基金项目: 国家航空预研资助项目(24 8 3)

作者简介: 邓旺群(1967-), 男, 湖南新邵人, 南京航空航天大学能源与动力学院博士生, 高级工程师, 主要从事发动机强度试验和转子动力学研究。本项目获国防科学技术工业委员会国防科学技术奖三等奖(2002GFJ3198)。

涡轮空心轴组件(不装动力涡轮盘)和动力涡轮转子(装两级动力涡轮盘)的动力特性——临界转速、振型、不平衡响应等进行系统的理论分析是十分必要的,如计算得到的临界转速可以为平衡转速的选取提供参考,不平衡响应的计算结果可以验证所选取平衡校正面的合理性和有效性,平衡卡箍对转子动力特性的影响可以验证平衡卡箍能否满足实际高速动平衡的需要等。此外,为了验证

计算模型的正确性,还对转子的动力特性进行了试验研究。

1 原始数据

1.1 轴组件和转子动力特性计算模型

计算采用有限元方法。轴组件的计算模型如图1所示,计算模型有3个子结构,4个支承,7个

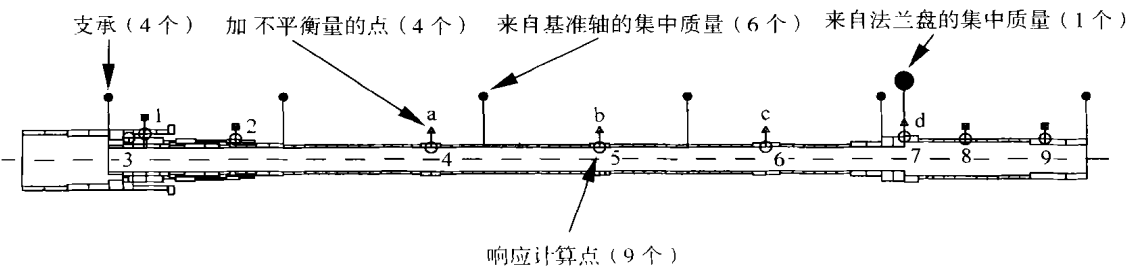


图1 动力涡轮轴组件计算模型

Fig 1 Calculation model of power turbine shaft assembly

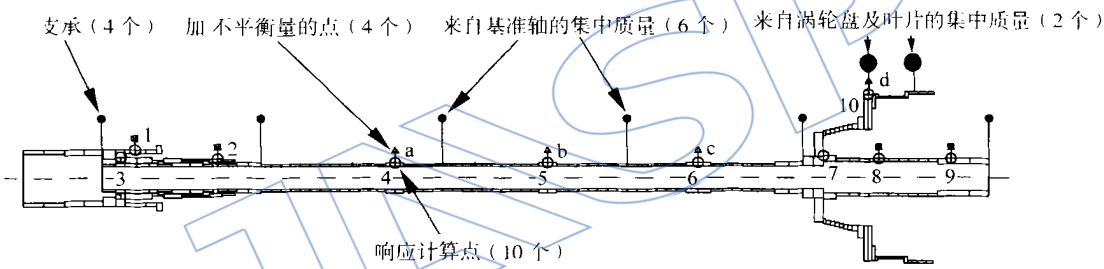


图2 动力涡轮转子计算模型

Fig 2 Calculation model of power turbine rotor

表1 材料性能

Table 1 Materials properties

零件名称	材料名称	温度/(°C)	弹性模量/GPa	剪切模量/GPa	密度/(kg/m ³)
传动轴, 涡轮盘	GH 4169	室温	203	79	8240
		300	172	72	
叶片	K403	室温	208	78	8100
输出轴	16N i3C iMoE	室温	204.3	79.4	7790
		200	193.5	75.3	
基准轴前段	1Cr17Ni2	室温	193	81	7750
		300	164	69	
基准轴中段	1Cr18Ni9Ti	室温	184	—	7900
		300	159	—	
基准轴后段	40CrA	室温	211	80.9	7820
		200	202	78.9	

表2 轴承参数及支承刚度
Table 2 Bearings parameters and stiffnesses of supports

轴承号	1 [#]	2 [#]	5 [#]	6 [#]
类型	双列滚珠	滚棒	滚棒	滚珠
滚棒有效长度 L /mm	—	4	7	—
滚珠直径 d /mm	12.7	—	—	14.288
滚子数量 n	16×2	20	18	11
接触角 β /(°)	30~35	0	0	25~30
支承刚度/(N/m)	7.26×10^7	4.37×10^6	4×10^6 7.25×10^6	1.42×10^7

表3 集中质量特性
Table 3 Concentrated masses characteristics

包含此集中质量的对象	集中质量		质量/kg	极转动惯量/(kg·m ²)	直径转动惯量/(kg·m ²)
转子	涡轮盘 (含叶片)	1	2.591	0.0309436	0.0155492
		2	4.93	0.0451273	0.0225704
轴组件 转 子	基准轴	1	0.0559	—	—
		2	0.0343	—	—
		3	0.0331	—	—
		4	0.0370	—	—
		5	0.0353	—	—
		6	0.0719	—	—
	卡箍	1	0.132	—	—

表4 油膜参数
Table 4 Oil films parameters

油膜位置	滑油牌号	温度/(°C)	油膜宽度 L /mm	油膜半径 R /mm	平均油膜半径间隙 C /mm	滑油运动粘度 ν / ($\times 10^{-6}$ m ² /s)	滑油密度 ρ / (kg/m ³)	轴颈偏心率 (估计值)
2 [#] 轴承	飞马Ⅱ号	110	7.3	28	0.204	4.2	904	0.025
5 [#] 轴承	飞马Ⅱ号	150	19.3	36.7	0.10	2.3	875	0.025

集中质量。转子的计算模型如图2所示, 计算模型有4个子结构, 4个支承, 8个集中质量。在两个计算模型中, 均考虑了输出轴和测扭基准轴, 对输出轴, 是将其划分为两个子结构, 认为它在动力特性上与传动轴处于同等地位, 对基准轴, 参照文献[1], 将其等效为6个集中质量附加在传动轴上。

1.2 材料及性能

计算所用材料及性能^[2]见表1。

1.3 支 承

计算中的两个模型都有四个支承^[3], 即: 1[#], 2[#], 5[#] 和6[#] 轴承及相应的弹性结构, 轴承的参数及支承刚度列于表2, 其中1[#], 2[#] 和6[#] 支承处的刚度用 T700^[1]相应处的支承刚度, 5[#] 支承处的刚度值随计算内容的不同而改变, 其刚度取值为: 4×10^6 N/m 和 7.25×10^6 N/m。

1.4 集中质量

在计算中,集中质量的数量较多,并且对不同的计算模型来说,有关集中质量的情况也不同。对轴组件而言,其集中质量包括源于基准轴的六个集中质量、源于法兰盘的一个集中质量;对转子而言,其集中质量包括源于基准轴的六个集中质量、源于涡轮盘及相应叶片的两个集中质量。在计算平衡卡箍对动力特性的影响时,卡箍也是作为集中质量来考虑的。对于源于基准轴和卡箍的集中质量,因其质量和半径都很小,本文在计算中没有考虑其转动惯量对轴组件和转子动力特性的影响。各集中质量的质量特性列于表3。

1.5 油膜参数

第2[#]和第5[#]轴承处均有油膜,由于不计材料内阻尼,整个系统的阻尼就由这两个油膜产生,它们主要起减振和增加系统稳定性的作用。油膜参数见表4。

1.6 不平衡量

计算不平衡响应时,对于轴组件,假设在法兰

盘位置(图1中d处)分别有: $4 \times 10^{-5} \text{ kg}\cdot\text{m}$, $8 \times 10^{-5} \text{ kg}\cdot\text{m}$, $1.272 \times 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}$, $1.5 \times 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}$ 的不平衡量;对于转子,假设在第一级动力涡轮盘(图2中d处)上分别有: $4 \times 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}$, $6 \times 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}$, $8 \times 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}$ 的不平衡量。计算平衡卡箍(卡箍的可能安装位置为图1或图2中a、b和c三处的平衡凸台)对不平衡响应的影响时,假设每个卡箍的附加不平衡量为 $5 \times 10^{-7} \text{ kg}\cdot\text{m}$ 。

2 结果及分析

2.1 轴组件和转子的临界转速

轴组件和转子的临界转速计算值^[3]和试验值^[4]见表5,从表5可知: (1)在工作转速范围内,轴组件只有一阶临界转速,而转子有两阶临界转速; (2)5[#]弹支刚度的变化对轴组件的临界转速影响不大,变化最大的第一阶临界转速也只有7.57%,而5[#]弹支刚度的变化对转子的第一阶临界转速的影响相对大一些,达到14.17%,对其余各阶临

表5 轴组件和转子的临界转速
Table 5 Critical speeds of shaft assembly and rotor

	状 态	5 [#] 弹支刚 度/(N/m)	临界转速/(r/min)				
			一阶	二阶	三阶	四阶	五阶
轴 组 件	初始状态	7.25×10^6	9352	23929	38994	49109	57993
		4×10^6	8644	23079	38360	47990	57936
	变化率/(%)	—	7.57	3.55	1.63	2.28	0.10
	a 和 c 平衡凸台处各安装一个平衡卡箍	7.25×10^6	8580	22004	38529	48367	57790
	变化率/(%)	7.25×10^6	8.25	8.04	1.19	1.51	0.35
	b 平衡凸台处安装一个平衡卡箍	7.25×10^6	8715	23927	38075	48661	56500
	变化率/(%)	7.25×10^6	6.81	0.01	2.36	0.91	2.57
	初始状态试验值	7.47×10^6	9974	—	—	—	—
	计算误差/(%)	7.25×10^6	6.65*	—	—	—	—
转 子	初始状态	7.25×10^6	8089	14509	34893	49483	> 50000
		4×10^6	6943	14396	34892	49482	> 50000
	变化率/(%)	—	14.17	0.77	0.002	0.002	—
	a 和 c 平衡凸台处各安装一个平衡卡箍	7.25×10^6	7744	13522	34178	46789	> 50000
	变化率/(%)	7.25×10^6	4.26	6.80	2.05	5.44	—
	b 平衡凸台处安装一个平衡卡箍	7.25×10^6	7826	13777	33348	48387	56500
	变化率/(%)	7.25×10^6	3.25	5.04	4.43	2.21	—
	初始状态试验值	7.25×10^6	7948	13550	—	—	—
	计算误差/(%)	7.25×10^6	1.74	6.61	—	—	—

注: * 表示在计算轴组件一阶临界转速计算误差时,初始状态的临界转速计算值取弹支刚度为 $7.25 \times 10^6 \text{ N/m}$ 时所对应的值,试验值取弹支刚度为 $7.47 \times 10^6 \text{ N/m}$ 时所对应的值。

界转速的影响很小; (3) 当在轴组件或转子的 a 和 c 平衡凸台上分别装上一个平衡卡箍时, 对轴组件第一阶临界转速的影响为 8.25%, 对转子的第一和第二阶临界转速的影响分别为 4.26% 和 6.80%; 当在轴组件或转子的 b 平衡凸台上装上一个平衡卡箍, 对轴组件第一阶临界转速的影响为 6.81%, 对转子的第一和第二阶临界转速的影响分别为 3.25% 和 5.04%; 从工程应用的角度来看, 平衡卡箍对轴组件和转子的临界转速均没有造成实质性的影响, 可以应用于实际的高速动平衡试验; (4) 如考虑真实试验件和计算模型之间的差异以及试验过程中的加速特性等因素的影响, 可以看出, 临界转速的计算结果相当接近实际测量值, 如轴组件的第一阶临界转速的计算值和试验值只相差 6.65%, 转子的第一阶和第二阶临界

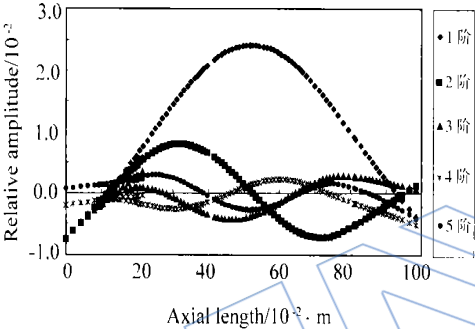


图3 轴组件前五阶振型

(5[#] 弹支刚度为: $7.25 \times 10^6 \text{ N/m}$)

Fig. 3 First five-stage vibration shapes of shaft assembly

(Stiffness of elastic support $N_{\alpha 5}$: $7.25 \times 10^6 \text{ N/m}$)

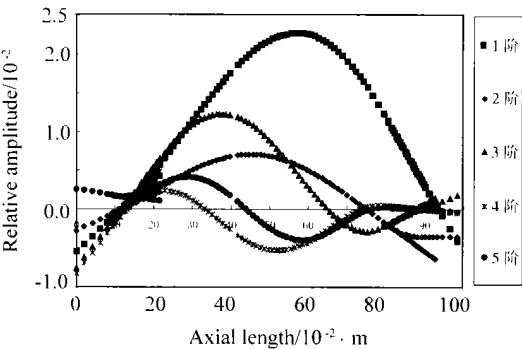


图4 转子前五阶振型

(5[#] 弹支刚度为: $7.25 \times 10^6 \text{ N/m}$)

Fig. 4 First five-stage vibration shapes of rotor

(Stiffness of elastic support $N_{\alpha 5}$: $7.25 \times 10^6 \text{ N/m}$)

转速的计算值和试验值分别只相差 1.74% 和

6.61%, 说明本文所建立的计算模型能真实反应出转子的固有特性。

2 2 轴组件和转子的振型

当 5[#] 弹支刚度为 $7.25 \times 10^6 \text{ N/m}$ 时, 轴组件和转子的振型图分别见图 3 和图 4。从振型图可知, 轴组件和转子均没有刚体振型, 全部为弯曲振型, 这与支承布局及支承刚度相对空心轴本身刚度较大有关。此外, 综合计算得到的其他振型图可知: (1) 5[#] 弹支刚度的变化对振型的影响很小; (2) 轴组件或转子的 a 和 c 平衡凸台上分别安装一个平衡卡箍或在 b 平衡凸台上安装一个平衡卡箍对振型均没有造成实质性的影响。

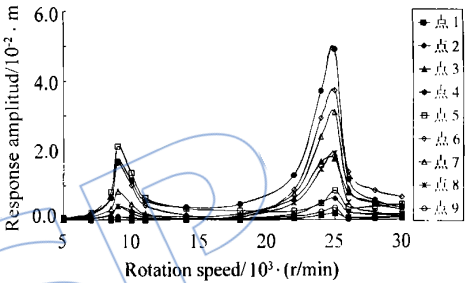


图5 轴组件不平衡响应曲线

(5[#] 弹支刚度: $7.25 \times 10^6 \text{ N/m}$;

不平衡量: $4 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}$)

Fig. 5 Curves of unbalance response of shaft assembly

(Stiffness of elastic support $N_{\alpha 5}$: $7.25 \times 10^6 \text{ N/m}$;

unbalance weight: $4 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}$)

2 3 轴组件和转子的不平衡响应

当 5[#] 弹支刚度为 $7.25 \times 10^6 \text{ N/m}$ 、对应的不平衡量分别为 $4 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}$ 和 $4 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}$ 时, 轴组件和转子的不平衡响应曲线分别见图 5 和图 6。此外, 综合计算得到的其他不平衡响应图可知: (1) 5[#] 弹支刚度的变化对轴组件和转子的一阶不平衡响应有很大影响(刚度增大, 响应急剧下降), 而对二阶不平衡响应影响很小; (2) 当轴组件在法兰盘处(图 1 中 d 处)或转子在第一级动力涡轮盘上(图 2 中 d 处)的不平衡量增加较大时, 轴组件或转子的一阶不平衡响应相应增大, 而二阶不平衡响应急剧增大; (3) 当在轴组件或转子的 a 和 c 平衡凸台上分别安装一个平衡卡箍时, 轴组件的一阶不平衡响应急增, 二阶略降, 而转子的一、二阶不平衡响应均有较明显的增大; 当在轴组件或转子的 b 平衡凸台上安装一个平衡卡箍时, 轴组件的一阶不平衡响应明显降低, 二阶基本不变, 而转子的一、二阶不平衡响应均有明显的增大, 说

明 a、b 和 c 平衡凸台对不平衡量十分敏感, 选作平衡面来平衡轴组件的一阶振型和转子的一、二阶振型是十分理想的; (4) 转子不平衡量的改变 (尤其当不平衡量较大时) 对二阶临界转速会产生比较明显的影响 (不平衡量增大, 二阶临界转速明显增大)。

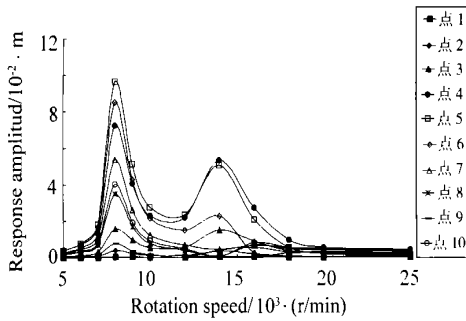


图6 转子不平衡响应曲线

(5[#] 弹支刚度: $7.25 \times 10^6 \text{ N/m}$;

不平衡量: $4 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}$)

Fig 6 Curves of unbalance response of rotor
(stiffness of elastic support No. 5: $7.25 \times 10^6 \text{ N/m}$;
unbalance weight: $4 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}$)

3 结 论

(1) 在工作转速范围内, 轴组件只有一阶临界转速而转子存在两阶临界转速。

(2) 轴组件和转子的所有振型全部为弯曲振

型, 属十分典型的柔性转子。

(3) 在轴组件或转子上安装一个或两个平衡卡箍时, 对轴组件和转子的临界转速和振型均没有造成实质性的影响, 平衡卡箍可以用于对轴组件和转子进行高速动平衡操作, 平衡转速可以参考计算得到的临界转速值选取。

(4) 从轴组件和转子不平衡响应计算结果可以看出: 轴组件的一阶不平衡响应对法兰盘处以及 a、b 和 c 平衡凸台上的不平衡量反应敏感, 转子的一、二阶不平衡响应对第一级动力涡轮盘处以及 a、b 和 c 平衡凸台上的不平衡量均反应敏感, 因此, 在平衡轴组件的一阶振型或平衡转子的一、二阶振型时这些位置均可用作平衡面。

(5) 5[#] 弹支刚度的变化对转子的一阶临界转速有一定的影响, 但对其余各阶临界转速影响很小, 在实际工作中, 不能通过调整 5[#] 弹支刚度来达到调整转子二阶临界转速的目的。

参考文献

- [1] 邓旺群译 T700 动力涡轮转子多平面多转速平衡演示验证 [R]. 株洲: 中国航空动力机械研究所, 1996
- [2] 北京航空材料研究所主编 航空发动机用材料数据手册 [Z]. 北京: 中国航空发动机总公司, 1990
- [3] 郭飞跃 某型发动机动力涡轮转子动力特性计算报告 [R]. 株洲: 中国航空动力机械研究所, 2001.
- [4] 邓旺群 涡轴发动机动力涡轮转子高速动平衡试验技术研究技术研究报告 [R]. 株洲: 中国航空动力机械研究所, 2001.