

某型燃气轮机振动特性改进设计

冯国全, 蔚夺魁

(1.大连理工大学, 大连 116024; 2.沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)



冯国全(1967), 男, 在读博士研究生, 自然科学研究员, 从事航空发动机、燃气轮机整机振动设计工作。

收稿日期: 2009-08-18

1 引言

大型燃气轮机机组转子动力学分析在公开发表的刊物中比较常见,但是,准确地把握燃气轮机机组敏感的影响参数,提高机组转子动力学振动特性设计水平,仍然是实际工程设计中的难题。

某型燃气轮机是在引进国外某机组部分设计资料的基础上改进设计的重型、大功率发电机组。在国外进行试验时,测出的前2阶临界转速为1600、2850 r/min,距额定工作转速3000 r/min的最小裕度仅5%。虽然经过精细平

摘要:针对某型燃气轮机临界转速设计裕度不足的问题,结合测试结果,使用假设模态法和数值拟合法,对多种方案进行了计算分析,提出并采用了合理的改进设计方案,即将前支点安装边前移,增加轴承机匣轴向长度,将机匣厚度由16 mm减小为10 mm;使第2阶临界转速距额定工作转速的裕度从5%增加到10%,达到了改善振动特性的目的。

关键词:燃气轮机;振动;临界转速;支点刚度;裕度;假定模态法;数值拟合法

Improved Design of Vibration Characteristics for a Gas Turbine

FENG Guo-quan, YU Duo-kui

(1. Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

2. Shenyang Aeroengine Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: The computational analysis of variety concepts for improving critical speed design margin of a gas turbine was performed using assumed mode method and numerical fitting method. Combining measurement results, the reasonable improved design concept was presented and adopted which moved forward the flange of front support and increased the axial length of bearing casing and decreased the casing thickness from 16mm to 10mm. The second order critical speed margin to rated speed was increased from 5% to 10% and then vibration characteristics were improved.

Key words: gas turbine; vibration; critical speed; support rigidity; margin; assumed mode method; numerical fitting

衡,额定工作转速时的振动水平仍接近限值。引进的设计资料中缺乏振动临界转速的细节设计参数。

为增加临界转速与额定工作转速的裕度,进行了改进设计。

2 原始设计结果分析

该燃气轮机转子系统结构如

图1所示。

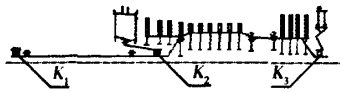


图1 燃气轮机转子系统结构

该燃气轮机转子临界转速原始计算结果为:前2阶临界转速为1340、2465 r/min,第2阶临界

转速距额定工作转速的裕度接近 20 %;对应的燃气轮机前、后支点的刚度分别为: $K_2=2.0 \times 10^9$ N/m, $K_3=4.2 \times 10^9$ N/m。由对原结构的分析可以发现,原设计希望实现燃气轮机前 2 阶临界转速低于额定工作转速 20 %的目标,前支点(K_2)轴承机匣形式设计旨在调整刚度。然而,支点刚度计算值与实际值有差距,造成实际临界转速高于计算值,裕度由 20 %降低至 5 %,没有达到原定的临界转速设计目标。

3 初步分析

为了验证方法和软件,选用原始的燃气轮机转子支点刚度和转子结构数据,用 MSC/NASTRAN 软件计算了燃气轮机转子临界转

表 1 临界转速计算结果对比

数据来源	n_{cr1}	n_{cr2}	n_{cr3}
原始资料	1340	2465	4580
NASTRAN	1326	2401	4299
NASTRAN [†]	1353	2494	4565

注:未考虑轴的剪切效应。

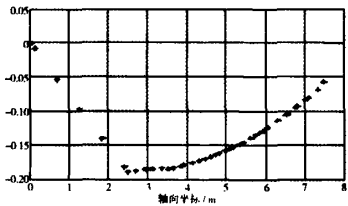


图 2 第 1 阶临界转速模式

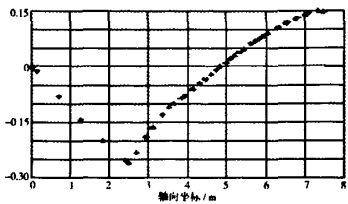


图 3 第 2 阶临界转速模式

速,与原设计的结果对比见表 1,振动模态和应变能分布如图 2~4 所示。

表 1 中的结果表明,原设计在计算中未考虑转子轴的剪切效应,采用 MSC/NASTRAN 程序计算的结果与使用经典的传递矩阵法得到的十分一致,可用于计算燃气轮机临界转速。

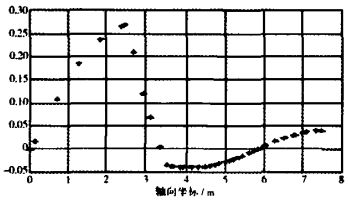


图 4 第 3 阶临界转速模式图

4 改进设计方案分析

进行了结构分析,提出了旨在提高第 2 阶临界转速裕度的改进方案:(1)增强转子及前后 2 个支点的刚性;(2)增强 1 个支点(前支点或后支点)的刚性;(3)增加转子质量;(4)降低支点刚度。

利用 MSC/NASTRAN 程序得到的振动模态数据,用假设模态法计算了第 2 阶临界转速的模态质量、模态刚度及动能和应变能分布,并对上述方案进行了可行性分析。分析结果表明:方案(1)的临界转速难以提高到 3300 r/min,方案(3)带来的结构改动量非常大,燃气轮机转子质量需增加 40 %,显然这 2 种方案不可行;改变后支点刚度受到透平结构热协调问题的限制,带来的风险很大。因此,改进设计应着眼于调整前支点刚度。

由于前 2 阶临界转速 80 %的应变能集中在 2 个支点上,支点刚度的准确性将严重影响分析结果,进而影响对方案的评估。而原始设计使用的支点刚度明显具有

较大的误差,因此准确地确定支点刚度就成为非常关键的问题。

5 支点刚度确定

使用假设模态法计算临界转速的公式为

$$m = \int_0^1 \rho A \varphi^2 dx + \sum_{i=1}^n m_i \varphi(x_i)^2 + \sum_{i=1}^n (J_{di} - J_{pi}) (\varphi(x_i)')^2$$
$$k = \int_0^1 EI (\varphi'')^2 dx + \sum_{i=1}^n k_i \varphi(x_i)^2$$

$$n_{cr} = \sqrt{k/m} = \sqrt{c_1 + c_2 \times K_2 + c_3 \times K_3}$$

式中: m 为模态质量; k 为模态刚度; K_2 、 K_3 为支点刚度; C_1 、 C_2 、 C_3 为影响系数。

使用 MSC/NASTRAN 程序计算了多种支点刚度下燃气轮机转子的临界转速,结果见表 2。

由于真实的支点刚度数据无法准确获得,而第 3 阶临界转速对支点刚度不太敏感,故使用表 2 中临界转速计算结果对 K_2 、 K_3 进行数据拟合,得到了前 2 阶临界转速对支点刚度的拟合公式

$$n_{cr1} = \sqrt{61843 \times 10^4 + 56126 \times 10^3 K_2 + 88314 \times 10^4 K_3}$$

$$n_{cr2} = \sqrt{15185 \times 10^6 + 64151 \times 10^3 K_2 + 65129 \times 10^3 K_3}$$

与有限元计算结果相比,第 1 阶临界转速最大误差为 9.5 %,第 2 阶临界转速最大误差为 2.5 %。

把前 2 阶临界转速的试验值(1600、2850 r/min)作为已知条件,利用拟合公式反解关于 K_2 、 K_3 的方程结果为 $K_2=3.3 \times 10^8$ N/m, $K_3=6.8 \times 10^8$ N/m;用 MSC/NASTRAN 程序在该刚度附近进行优化,得到在前 2 阶临界转速为 1600、2850 r/min 时的刚度,分别为 $K_2=3.1 \times 10^8$ N/m, $K_3=6.7 \times 10^8$ N/m,即表 3

表 2 用 MSC/NASTRAN 程序计算得到的
前 3 阶临界转速

序号	K_2/K_3 /(10^8 N/m)	n_{c1}	n_{c2}	n_{c3}
		r/min		
1	2.95/3.0	1432	2350	4267
2	2.06/3.0	1296	2188	4266
3	4.5/3.0	1545	2649	4269
4	2.722/7.233	1541	2865	4383
5	2.722/8.18	1551	2948	4409
6	1.757/8.18	1297	2858	4409
7	3.348/8.18	1673	3013	4409
8	1.6/8.18	1245	2845	4409
9	1.4/8.18	1174	2828	4409
10	1.757/7.75	1295	2820	4397
11	1.757/7.5	1294	2796	4390
12	1.757/7.0	1291	2746	4376
13	1.757/6.5	1288	2692	4362
14	2.9/5.5	1546	2701	4335
15	3.0/7.4	1599	2911	4387
16	3.0/6.75	1590	2850	4369
17	2.5/6.7	1486	2789	4368
18	2.0/6.7	1361	2738	4368
19	1.8/6.7	1303	2718	4368
20	1.6/6.7	1245	2700	4368
21	1.4/6.7	1169	2682	4368

表 3 临界转速随前支点刚度的变化

序号	K_2/K_3 /(10^8 N/m)	n_{c1}	n_{c2}	n_{c3}
		r/min		
1	3.1/6.7	1598	2851	4368
2	2.5/6.7	1486	2789	4368
3	2.0/6.7	1361	2738	4368
4	1.8/6.7	1303	2718	4368
5	1.7/6.7	1271	2709	4368
6	1.6/6.7	1245	2700	4368
7	1.5/6.7	1239	2691	4368
8	1.4/6.7	1169	2682	4368

中序号 1 对应的结果。

另外,用 ANSYS 6.0 软件计算得到的前、后支点刚度分别为 $K_2=2.7\sim3.0\times10^8$ N/m, $K_3=3.0\sim8.1\times10^8$ N/m。轴承刚度约为支点刚度的 20 倍,分析中可不予考虑。由于支点刚度受结构的某些不确定因素(如螺栓连接、热变形引起的连接刚度变化)的影响,在计算刚度时,选取了几种极限情况,给出了实际支点刚度的范围。可以看出,采用拟合、优化方法得到的支点刚度正落在有限元计算的支点刚度的范围内,刚度拟合取得很好的效果。

6 改进设计方案确定

在拟合的原方案支点刚度数据基础上,进行了改进方案的临界转速计算,结果见表 3。通过对各方案计算结果的分析,最终确定的改进方案为:将前支点安装边前移,增加轴承机匣轴向长度;将机匣厚度由 16mm 减小为 10mm。采取这些措施可使前支点刚度降低至 1.6×10^8 N/m,使第 2 阶临

界转速降低至 2700 r/min,距额定工作转速的裕度从 5%增加到 10%,达到了改善振动特性的目的。

7 结束语

在该燃气轮机临界转速改进设计过程中,将用 MSC/NASTRAN 程序计算得到的模态数据,用于假设模态法,得到临界转速的主要影响参数。根据实测的临界转速值拟合出接近真实情况的支点刚度,在此基础上,进行了燃气轮机转子临界转速改进设计,取得了较好效果,解决了工程设计中的难题。

本文所述设计方法对其它燃气轮机以及型号发动机的设计具有一定的参考价值。

参考文献

[1]张文.转子动力学理论基础[M].北京:科学出版社,1990.
[2]赵选民.试验设计方法[M].北京:科学出版社,2006.
[3]任兴民.结构动力改进方法在齿轮减振设计中的应用[C].南昌:中国航空学会第五届发动机结构强度振动论文集,1990.
[4]Fredric F Ehrich.Handbook of Rotordynamics [K]. McGRAW-HILL, INC,2000.

(上接第 44 页)

5 结束语

在主燃烧室试验器上首次实现了以正、反转方式双向测量燃烧室出口温度场。由对 5 次冷态

和 3 次热态的温度场测量数据所行的分析可知,温度场数据测量完整,数据重复性满足要求。

应用燃烧室出口温度场双向测量方法可节省大量试验经费。

参考文献

[1] 张宝诚.航空发动机试验和测试技术 [M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2005.
[2]侯晓春.高性能航空燃气轮机燃烧技术[M].北京:国防工业出版社,2002.