编号\_\_\_\_\_

### 南京航空航天大学

# 毕业论文

# 製工型双转子涡扇发动机整机 题 目 振动有限元建模与仿真分析

学生姓名		李伦绪					
学	号	071530230					
学	院	民航/飞行学院					
专	业	交通运输(民航机务工程)					
班	级	0715302					
指导教师		陈果 教授					

二〇一九年六月

# 南京航空航天大学 本科毕业设计(论文)诚信承诺书

本人郑重声明: 所呈父的毕业设计(	论又	) (	趔
目:)是本人在导师的指导	下独立	乙进行	<b></b>
究所取得的成果。尽本人所知,除了毕业设计(论文)	中特别	可加以	人标
注引用的内容外,本毕业设计(论文)不包含任何其他	个人写	<b>戈集</b> 位	乜
经发表或撰写的成果作品。			
作者签名:	年	月	日
(学号).			

### 某型双转子涡扇发动机整机振动有限元建模与仿 真分析

### 摘 要

本文针对某型军用小涵道比涡扇发动机进行整机有限元建模和动力特性分析,为航空发动机整机振动建模、动力学特性分析及测点位置选取的研究提供了参考。首先建立了某型小涵道比双转子涡扇发动机整机有限元模型,分析了发动机系统各部分和整机系统的模态振型,并在此基础上,分析了高低压转子系统和整机系统的临界转速。然后,借助简单转子和简单整机模型研究了支承刚度大小和支承刚度各向异性对系统动力特性的影响,讨论了支承刚度变化时临界转速和相应振型的变化趋势,并探究了支承刚度各向异性对 0 转速进动频率差的影响规律。最后,分析了某型航空发动机整机系统不平衡敏感度,计算了发动机不同工作状态(慢车状态、巡航状态、最大状态)下,不同位置不平衡量引起的整机振动位移响应,找到了各工作转速下不平衡敏感激励位置和不平衡响应的敏感机匣测点。

关键词: 航空发动机,整机耦合振动,支承刚度,不平衡响应

i



# Finite element modeling and simulation analysis of vibration on a twin-rotor turbofan engine

#### **Abstract**

The paper establishes the finite element model of a small bypass ratio twin-rotor turbofan engine and does some dynamic characteristic analysis, which provides a reference for the study of vibration model, dynamic characteristic analysis and location selection of measuring points of the aircraft engine. Firstly, it establishes the finite element model of a double-rotor turbofan engine with a small bypass ratio, analyzes the modal modes of each part of the engine system and the whole engine system, and on this basis, it analyzes the critical speed of the high and low rotor system and the whole engine system. Then, with the help of a simple rotor model and a simple whole aero-engine model, the influence of the magnitude and anisotropy of the supporting stiffness on the dynamic characteristics of the system is studied. It discusses the change trend of the critical speed and corresponding mode of vibration when the supporting stiffness changes, and it explores the influence of the anisotropy of the supporting stiffness on the difference of the precession frequency of 0 speed. Finally, it analysis the susceptibility of an aero-engine system imbalance, calculates the vibration displacement response of the whole aero-engine caused by unbalance forces at different positions under different working conditions (idling rating state, cruise state, largest state), and it finds out the sensitive excitation position and the sensitive measurement point on the casing.

Key Words: aeroengine; Coupling vibration of the whole engine; Bearing stiffness; Unbalanced response

### 目 录

摘	要 i
Abstra	ct ii
第一章	绪 论1-
1.1	研究背景及意义1-
1.2	国内外研究现状1-
	1.2.1 传递矩阵法1 -
	1.2.2 模态综合法 2 -
	1.2.3 有限元法 3 -
1.3	本文主要研究内容3 -
第二章	某型双转子涡扇发动机整机有限元建模及分析 5 -
2. 1	某型双转子涡扇发动机结构分析 5 -
	2.1.1 转子系统结构分析 5 -
	2.1.2 静子系统结构分析 6 -
2.2	航空发动机整机建模简化原则 6 -
	2.2.1 细小结构简化 6 -
	2.2.2 叶片简化 7 - 7 -
2.3	某型双转子涡扇发动机的几何建模 8 -
2.4	某型双转子涡扇发动机的有限元建模 10 -
	2.4.1 选取单元类型 10 -
	2.4.2 网格划分 10 -
	2.4.3 轴承和安装节建模 12 -
2.5	某型双转子涡扇发动机整机动力特性分析 12 -
	2.5.1 整机模态分析 12 -
	2.5.2 整机临界转速分析 16 -
2.6	本章小结 19 -
第三章	支承刚度对转子系统动力特性的影响分析 21 -

### 毕业设计(论文)报告纸

3	<b>3.</b> 1	支承刚度对简单盘轴系统动力特性的影响分析2	21 -
		3.1.1 支承刚度大小对简单盘轴系统振动特性的影响 2	22 -
		3.1.2 支承刚度各向异性对简单盘轴系统振动特性的影响 2	23 -
3	3. 2	支承刚度对简单整机系统动力特性的的影响分析2	26 -
		3.2.1 支承刚度大小对简单整机系统振动特性的影响 2	27 -
		3.2.2 支承刚度各向异性对简单整机系统振动特性的影响分析 2	28 -
3	3. 3	本章小结 5	30 -
第四	章	某型双转子涡扇发动机整机不平衡响应分析 3	31 -
4	l. 1	不平衡响应计算方法	31 -
4	1.2	基于不平衡位置的不平衡敏感度分析 3	32 -
4	<b>l.</b> 3	基于机匣不同测点响应的不平衡敏感度分析3	36 -
4	1.4	本章小结 3	38 -
第王	Ĺ章	总结与展望	39 -
5	5. 1	总结 3	39 -
5	5. 2	展望 3	39 -
参	考	文献 4	41 -
劲		· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	43 -

### 第一章 绪 论

### 1.1 研究背景及意义

飞机的发明以及航空事业的蓬勃发展极大地推动了社会进步,改变了人们的生产和生活方式,对世界政治、经济以及军事发展产生了重要的影响。航空发动机作为飞机的核心系统,为飞机提供飞行所需的动力,被誉为"工业之花"。它的优劣直接影响飞机的可靠性、安全性及经济性。统计表明,航空发动机的故障 70%以上源于振动,因此,探究航空发动机的振动机理,实现振动的有效控制,对于提高航空发动机的性能和可靠性至关重要[1]。

随着航空发动机技术的持续发展,航空发动机经历了一代代的更新,发动机推力和推重 比不断增加,大推力、高推重比的航空发动机已经成为现代航空发动机发展的必然趋势。而 且,现代航空发动机广泛采用薄壁机匣结构和弹性支承结构,发动机安装节不对称以及安装 刚度并非完全刚性,导致转子系统与静子机匣的耦合振动问题更为明显,单纯分析转子系统 的动力特性已经无法满足现代航空发动机动力特性的分析要求,需要考虑包含安装节和静子 机匣系统在内的整机建模技术。国内外很多学者对整机建模技术进行了研究[2-5],旨在建立应 用目标明确、高效和高保真的整机振动分析和设计模型。

有鉴于此,本课题针对某型军用小涵道比涡扇发动机,建立包括安装节-静子系统-支承系统-转子系统在内的整机有限元模型,在此基础上,分析该型航空发动机的整机动力学特性,以期为航空发动机整机振动建模及动力学特性分析的研究提供参考。

### 1.2 国内外研究现状

航空发动机整机系统主要包括转子结构、静子机匣结构、转子支承结构、安装节以及支板、螺栓、销钉之类的连接件,结构非常复杂。目前,航空发动机整机建模主要有三种方法: 传递矩阵法、模态综合法和有限元法。

#### 1.2.1 传递矩阵法

传递矩阵法是根据支承、盘或其他结构的位置把整体结构分解为若干个子单元,建立子单元两端的传递矩阵,从而构建整体结构模型,对整体结构进行静力和动力学分析。传递矩

阵法的优点是编程简单,运算规模小,运算速度快,对计算条件要求不高<sup>[6]</sup>,适用于转子系统整机建模,但是当转子系统结构复杂时,使用传递矩阵法分析较为困难。国内外有许多学者对传递矩阵法进行了相关研究,并在此基础上做出改进,发展出一系列相关方法,如子结构传递矩阵法、传递矩阵-阻抗耦合法、传递矩阵-直接积分法等。

Murphy B T 等<sup>[7]</sup>对传递矩阵的迭代方法进行了改进,解决了包含阻尼或者交叉耦合刚度时收敛精度的问题。D.H.Hibner 等<sup>[8]</sup>采用传递矩阵法,分析了考虑粘性阻尼的双转子系统的临界转速和不平衡响应。Varney P 等<sup>[9]</sup>重新定义了传递矩阵法的复杂坐标,提出了复合传递矩阵,其本质在于将正反进动区分开,通过传递矩阵维数减半以简化运算,极大的提高了计算效率。晏砺堂等<sup>[10]</sup>提出了子结构传递矩阵法,对于复杂转子,将其分割为简单转子,在分割面上用外载代替原内载,并用这种方法求解了无阻尼转子系统的临界转速和响应。项松等<sup>[11]</sup>运用子结构传递矩阵法对某转子系统进行了动力特性分析,并探究了支承刚度对转子系统的影响。黄太平<sup>[12]</sup>提出了传递矩阵-阻抗耦合法,将机械阻抗系数与子结构耦合,解决了具有中介轴承或其他结构的复杂转子的计算问题。顾家柳<sup>[13]</sup>等提出了传递矩阵-直接积分法,并利用其分析了某转子支承系统的模态振型、临界转速、不平衡响应等振动特性。

### 1. 2. 2 模态综合法

模态综合法是将系统分为若干个自由度较低的子系统,分别对子系统进行模态分析,最终通过界面条件整合成一个整体的运动方程。它的优点在于有效降低了结构的自由度,可以在保持较高计算精度的条件下,降低计算所需内存和计算时间。但子结构连接处理不当会给整体分析带来较大的误差,编程和数值求解过程也较为复杂。国内外许多学者对模态综合法进行了深入研究,并做出一系列改进和发展,提出了复模态综合法、连接子结构模态综合法、部件模态综合法、混合边界模态综合法等

Hasselman T K<sup>[14]</sup>提出了复模态综合法,用来求解存在阻尼但无法解耦的系统。Benfield W A 等<sup>[15]</sup>提出了混合子结构模态综合法,这种方法将结构分成主子结构和从子结构,对于某些结构计算较为方便,但是计算精度不高。Craig R R<sup>[16]</sup>将子结构边界设置为全约束,提出了固定界面模态综合法。楼梦麟<sup>[17]</sup>提出了拓展子结构模态综合法,将子结构划分为弹性、刚性和混合型三种类型,具有计算精度高,应用方便的特点。郑兆昌<sup>[18]</sup>提出了部件模态综合法,该方法先计算连接件解除后各部件的主要模态信息,然后利用耦合力将各部件运动方程集合成系统方程。曹芝腑等<sup>[19]</sup>利用混合边界模态综合法对航空发动机机匣模型进行修正,大大提高

了计算效率。

#### 1.2.3 有限元法

有限元法是将待解系统剖分为若干个有限元单元,使用力学方程对每一个有限元单元进行分析,然后通过单元边界节点联结为一个组合体,通过结构边界条件和其他约束解得结构总反应。有限元法表达式简单、规范,可以模拟复杂结构,计算精度高,但其计算精度受自由度影响,自由度越多计算精度越高,同时需要更高的计算条件。目前,基于有限元法已经开发出诸多商用软件,并且商用有限元软件在工程实际中也得到了较为广泛的应用。许多学者也对其进行了研究。

Moore J J 等<sup>[20]</sup>采用实体单元计算了涡轮压缩机的整机动力特性。Schönrock 等<sup>[21]</sup>用有限元法计算并验证了 BR710 的整机动力特性。ZANG C 和 EWINS D J 等<sup>[22]</sup>将结构动力学中的模态修正技术引入航空发动机研发中,基于试验修正了一个航空发动机部件的有限元模型,收效良好。Marc-Antoine B 等<sup>[23]</sup>研究了航空发动机静子机匣法兰螺栓的有限元建模方法,分析了其非线性响应,与试验结果对应良好,该方法可用于航空发动机静子机匣结构早期设计阶段。陈果<sup>[24-26]</sup>利用梁单元建立了复杂双转子航空发动机的转子-支承-机匣耦合动力学模型,运用数值积分的方法求解了非线性动力学问题。洪杰等<sup>[27]</sup>建立了航空发动机实体有限元模型,进行动力特性分析,并与静刚度、动刚度计算结果进行分析比较。曹登庆等<sup>[28]</sup>建立了双盘悬臂转子整机模型,分析了系统在碰摩故障中的能量损失。罗贵火<sup>[28-30]</sup>建立了多种航空发动机模型,进行了反向旋转双转子航空发动机整机动力特性、挤压油膜阻尼器、AUP 隔振等诸多方面的研究。冯国全等<sup>[32]</sup>基于 MSC.NASTRAN 建了反向旋转双转子系统,并研究了其振动特性。

### 1.3 本文主要研究内容

本课题以某型军用小涵道比涡扇发动机为研究对象,采用实体有限元方法进行建模,对整机模型进行动力特性分析,讨论支承刚度对动力特性的影响,在不同工作状态下,对整机系统进行不平衡敏感度分析。课题主要内容及研究方法如下:

- (1)建立某型军用小涵道比双转子涡扇发动机整机三维实体模型和有限元模型,分析高、低压转子的自由模态、高低压转子组合模态、静子系统和整机系统的振动模态,并在此基础上,分析高低压转子系统,以及包括安装节和静子系统在内的整机系统临界转速。
  - (2) 建立简单转子和简单整机有限元模型,分析支承刚度大小和支承刚度各向异性对系

统动力特性的影响,讨论支承刚度和水平方向支承刚度变化时系统临界转速和相应振型的变化趋势,并将简单转子模型与简单整机模型进行对比,揭示了不同支承刚度下机匣和安装节对系统动力特性的影响规律;探究支承刚度不对称时0转速正、反进动频率存在差异这一现象,并分析水平方向支承刚度对0转速进动频率差的影响。

(3)在慢车状态、巡航状态和最大状态三种转速状态下,针对某型军用小涵道比涡扇发动机进行不平衡敏感度分析,计算不同位置不平衡量引起的整机振动位移响应,分析整机振动响应对不同位置不平衡量的敏感程度,初步找到了不同工作转速下某型航空发动机的不平衡敏感激励位置和整机不平衡响应的敏感机匣测点。

### 第二章 某型双转子涡扇发动机整机有限元建模及分析

### 2.1 某型双转子涡扇发动机结构分析

本课题以某型军用小涵道比涡扇发动机为研究对象,该发动机长 4950mm,最大直径 1300mm,推重比为 8.17,最大加力推力为 12258kN,中间推力 7620kN。低压转子由 4 级低压压气机和 1 级低压涡轮组成,高压转子由 9 级高压压气机和 1 级高压涡轮组成,低压压气机前部有 1 级风扇叶片,发动机前后各有 1 个安装节,机匣分为内涵机匣和外涵机匣,涵道比 0.60。发动机整机总体结构如图 2.1 所示。

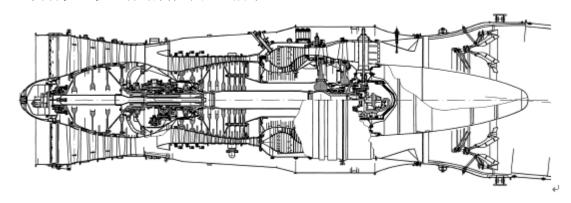


图 2.1 某型军用小涵道比涡扇发动机总体结构示意图

#### 2.1.1 转子系统结构分析

转子系统分为低压转子系统和高压转子系统,通过中介轴承连接。低压压气机为轴流式,共4级,增压比3.6,第1、2、3级叶片设计有阻尼凸台,第4级叶片上方有机匣处理环腔。低压涡轮共1级,其前部有11组涡轮导向器,每组导向器有3个叶片。

在高压转子系统中,高压压气机同样为轴流式,共9级,第1~3级叶盘和第4~6级叶盘分别用电子束焊焊接在一起,第7~9级叶盘用长螺栓连接在一起。高压压气机叶片榫头为环形燕尾槽式榫头。高压涡轮共1级,涡轮前面有14组涡轮导向器,每组导向器有3个叶片,高压涡轮转子叶片榫头处设计有摩擦阻尼减振器。

某型小涵道比双转子涡扇发动机有 6 个支承, 其支承方案如图 2.2 所示。低压转子采用 1-2-1 的支承方案, 支承 1、2、3、6 均支承于静子结构上, 其中支承 1、3、6 采用圆柱滚子 轴承, 承受径向载荷, 支承 2 为滚珠轴承, 可以承受径向和轴向载荷。高压转子采用 1-0-1

的支承方案,支承4支承于静子结构上,为滚珠轴承,支承5为中介支承,采用圆柱滚子轴承。

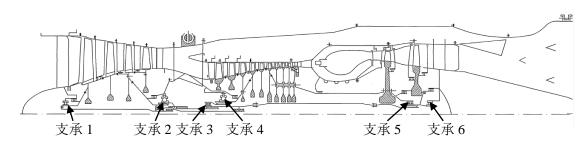


图 2.2 某型军用小涵道比涡扇发动机支承结构示意图

#### 2.1.2 静子系统结构分析

静子系统结构主要包括机匣、压气机静子导向叶片、燃烧室、尾喷管以及各类支板。某型小涵道比双转子涡扇发动机共有3个承力框架,分别是进口导向叶片固定部分、中介机匣和由涡轮后支板、内锥以及外机匣组成的后传力框架,其中中介机匣是发动机主承力框架。同时,静子部分的质量和刚度对整机动力特性也有一定的影响。

### 2.2 航空发动机整机建模简化原则

由于航空发动机结构复杂,一些细小结构对整机动力特性影响不大,但会导致有限元模型网格数量大大增加,从而导致计算条件和计算时间的大幅度增加。为了能够有效的对整机模型进行动力学分析,需要对模型部分结构进行合理简化。整机模型的简化过程遵循以下原则。

- (1)简化模型能够完全反映整机动力特性,主要包括转轴和其他主要结构件的振动特性。
- (2) 简化模型能够有效提高计算效率,可将对整机结构振动影响较小的结构进行一定程度的简化。

某型小涵道比双转子涡扇发动机整机模型的简化过程主要包括以下两部分。

#### 2.2.1 细小结构简化

整机模型中存在一些小的凸台、凹槽、倒角、圆角或其他不规则结构,部分构件中还存在开口、小孔等,这些细小结构对整机动力特性影响很小,在建模过程中可在保证质量、刚度和转动惯量不变的前提下,对细小结构进行简化。

#### 2.2.2 叶片简化

在整机动力特性计算时,由于叶片结构对整机主要模态振型影响不大,可在保证质量和转动惯量的前提下对叶片进行简化。在某型小涵道比双转子涡扇发动机整机模型中,存在 26 级压气机转静子叶片、2 级涡轮叶片,叶片数量众多,将导致网格规模增大,严重降低了计算效率,因此采用基于等厚度法的二级等效圆环法对模型进行简化。既可以精确等效质量与极转动惯量,又使得建模过程中对材料属性的定义不至于过于繁琐。二级等效圆环法等效公式如下:

$$J_{p} = \frac{1}{2} m_{1} (R_{0}^{2} + R_{1}^{2}) + \frac{1}{2} m_{2} (R_{1}^{2} + R_{2}^{2})$$
 (2.1)

$$m = m_1 + m_2 \tag{2.2}$$

$$m_{1} = \pi (R_{1}^{2} - R_{0}^{2}) h \rho_{1}$$
 (2.3)

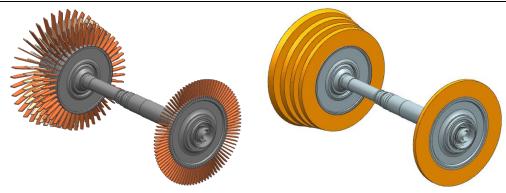
$$m_2 = \pi (R_2^2 - R_1^2) h \rho_2 \tag{2.4}$$

其中, $m_1$ 、 $\rho_1$ 分别为第 1 层等效圆环的质量和密度; $m_2$ 、 $\rho_2$ 分别为第 2 层等效圆环的质量和密度;h 为轮盘厚度; $R_0$  为轮盘半径; $R_1$ 、 $R_2$  分别为第 1 层圆环和和第 2 层圆环的外径,其中, $R_2$  为叶片本身长度加上盘半径的值,为定值。需要求解的未知量仅为  $\rho_1$ 、 $\rho_2$  及  $R_1$ 。将式(2.3)和式(2.4)代入式(2.1)、式(2.2)可得,

$$(R_1^4 - R_0^4) \rho_1 + (R_2^4 - R_1^4)\rho_2 = \frac{2J_P}{h\pi}$$
 (2.5)

$$(R_1^2 - R_0^2) \rho_1 + (R_2^2 - R_1^2)\rho_2 = \frac{m}{h\pi}$$
 (2.6)

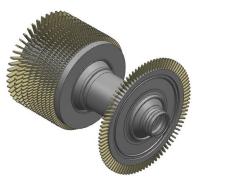
由式(2.5)式(2.6)可知,任意给定一个  $R_1 \in (R_0,R_2)$ ,可得一组  $\rho_1$  和  $\rho_2$  的解。事实上,在二级等效圆环法中,  $R_1$  越接近  $\frac{1}{2}(R_0+R_2)$ , 所划分的有限元网格越规整。因此,设  $R_1 = \frac{1}{2}(R_0+R_2)$ ,则可解得对应的最优  $\rho_1$  和  $\rho_2$ 。具体简化过程如图 2.3、图 2.4 所示。

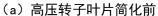


(a) 低压转子叶片简化前

(b) 低压庄子叶片简化后

图 2.3 低压转子叶片简化





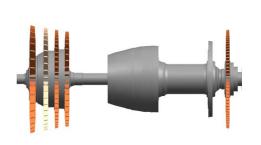


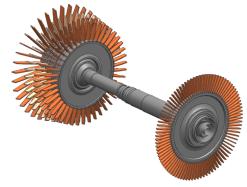
(b) 高压转子叶片简化后

图 2.4 高压转子叶片简化

### 2.3 某型双转子涡扇发动机的几何建模

采用三维建模软件 UG 建立某型小涵道比双转子涡扇发动机整机实体模型。在建模过程中,保持系统各部件尺寸、质量、刚度、转动惯量准确,保证模型支承刚度大小和支承结构位置准确,忽略转子叶片安装角。航空发动机各部分结构的几何模型如图 2.5、2.6、2.7、2.8 所示。

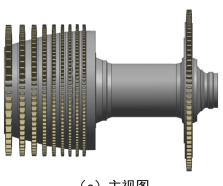




(a)主视图

(b) 前侧视图

图 2.5 低压转子几何模型





(a)主视图

(b) 前侧视图

图 2.6 高压转子几何模型



(a) 前侧视图



(b) 半剖视图

图 2.7 静子结构几何模型







(b) 半剖视图

图 2.8 整机结构几何模型

### 2.4 某型双转子涡扇发动机的有限元建模

### 2.4.1 选取单元类型

单元类型的选取对于模型计算精度和计算量有着重大影响,常用的实体单元类型有Soild45、Soild92、Soild185、Soild187等。其中Soild92和Soild187为四面体单元,Soild45和Soild185为六面体单元,两种单元类型均能达到较高的计算精度。相较而言,六面体单元节点数量少,计算量小,但单元不易划分。对于复杂结构,使用四面体单元容易构建有限元模型。某型小涵道比双转子涡扇发动机模型经过对细小结构和叶片结构的简化,形状较为规整,且整机尺寸较大,可以全部或者绝大多数采用六面体单元构建模型。所以为减小计算时间,本次研究主体结构采用Soild185单元。

轴承主要作用是支撑机械旋转体,理想状态下,它是一个没有弯矩和扭矩的弹簧阻尼单元。在本次研究中,采用 Combin14 模拟轴承,在支承结构位置上下左右各安装一个弹簧来模拟轴承的支承作用。

#### 2.4.2 网格划分

本次研究采用 Hypermesh 对三维实体进行网格划分,与直接使用 Ansys 划分网格相比,精度较高。

#### (1) 低压转子系统

低压转子系统有限元网格如图 2.9 所示, 共有 59160 个单元, 85869 个节点。

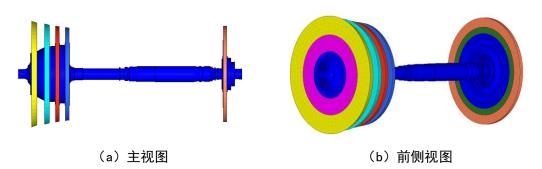
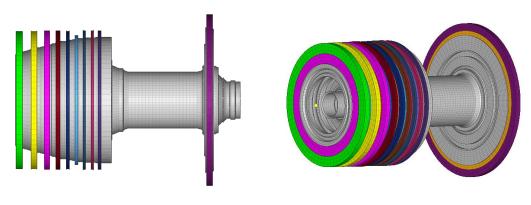


图 2.9 低压转子系统有限元网格

#### (2) 高压转子系统

高压转子系统有限元网格如图 2.10 所示, 共有 61650 个单元, 94183 个节点。



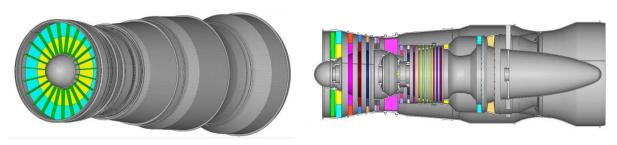
(a) 主视图

(b) 前侧视图

图 2.10 高压转子系统有限元网格

### (3) 静子系统

静子系统有限元网格如图 2.11 所示, 共有 194424 个单元, 324595 个节点。



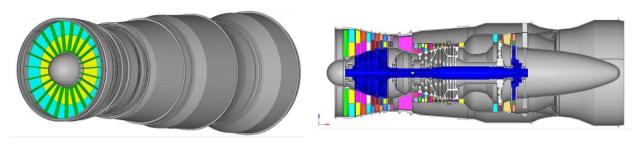
(a) 前侧视图

(b) 半剖视图

图 2.11 静子系统有限元网格

### (4) 整机系统

整机系统有限元网格如图 2.12 所示, 共有 515432 个单元, 505064 个节点。



(a) 前侧视图

(b) 半剖视图

图 2.12 整机系统有限元网格

#### 2.4.3 轴承和安装节建模

#### (1) 轴承建模

某型小涵道比双转子涡扇发动机共有 6 个支承,使用 Combin14 单元对轴承进行建模,各轴承径向刚度如表 2.1 所示。

支点号	1	2	3	4	5	6
支承刚度	0.4	4 74	F 10	4 7 4	<b>6.</b> 25	1. 24
$(10^7  \mathrm{N/m})$	2. 4	4. 74	5. 16	4. 74	0.20	1.21

表 2.1 各轴承径向刚度

#### (2) 安装节建模

此航空发动机前后两个安装节均在外涵机匣上,使用 Combin14 单元对安装节进行建模, $X \times Y \times Z$  三个方向刚度设置均为  $3 \times 10^9$  N/m 。如图 2.13 所示为完成轴承和安装节建模的整机有限元模型。

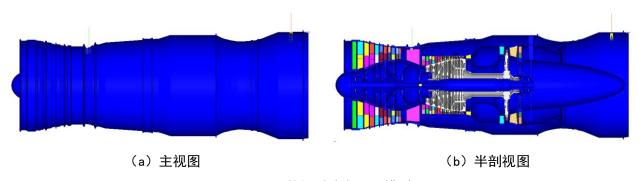


图 2.13 整机系统有限元模型

### 2.5 某型双转子涡扇发动机整机动力特性分析

#### 2.5.1 整机模态分析

模态是机械系统结构振动的固有特性,对于一个确定的系统而言,各阶模态都有一个确定的共振频率和模态振型,其中,共振频率和模态振型与未受外部激励作用时系统动力学方程组的特征值和特征向量一一对应<sup>[33]</sup>。通过模态分析,可以得到各频率范围内的模态特性,从而探究结构在此频段内的振动响应。本节根据某型小涵道比双转子涡扇发动机整机有限元模型,对发动机各部分结构进行了模态分析。具体结果如下。

### (1) 低压转子模态分析

基于低压转子模型,分析和计算自由模态的振型和频率,结果如表 2.2 所示。

 阶次
 振型图
 振型描述
 共振频率/Hz

 1
 一阶弯曲
 40.02

 2
 二阶弯曲
 87.74

 3
 轴段一弯
 269.55

表 2.2 低压转子模态频率和振型

### (2) 高压转子模态分析

基于高压转子模型,分析和计算自由模态的振型和频率,结果如表 2.3 所示。

 阶次
 振型图
 振型描述
 共振频率/Hz

 1
 一阶弯曲
 266.17

 2
 二阶弯曲
 402.74

表 2.3 高压转子模态频率和振型

### (3) 高低压转子模态分析

在高低压转子模型中,高压转子和低压转子通过模拟中介轴承的 4 个弹簧单元相连,在 其他支承位置同样用弹簧单元模拟弹性支承,弹簧单元一端与高低压转子相连,一端 6 个自 由度完全约束。基于高低压转子模型,分析和计算自由模态的振型和频率,结果如表 2.4 所 示。

表 2.4 高低压转子模态频率和振型

阶次	振型图	振型描述	共振频率/Hz
1		耦合振动: 低压涡轮俯仰 高压涡轮俯仰	47. 26
2		低压压气机俯仰	66.64
3		高压转子俯仰	74. 91
4		低压转子二弯	117. 11
5		耦合振动: 低压涡轮俯仰 高压涡轮俯仰	172. 62
6		低压转子轴段一 弯	215. 60

#### (4) 静子系统模态分析

基于所建立的静子系统模型进行模态分析, 计算结果如表 2.5 所示。

 
 阶次
 振型图
 振型描述
 共振频率/Hz

 1
 外涵机匣与 内涵机匣整 体一阶弯曲
 242.384

 2
 外涵机匣与 内涵机匣整 体二阶弯曲
 353.484

表 2.5 静子系统模态频率和振型

### (5) 整机系统模态分析

基于发动机整机系统模型,分析和计算自由模态的振型和频率,结果如表 2.6 所示。

阶次 振型描述 振型图 共振频率/Hz 耦合振动: 1 低压涡轮俯仰 41.80 高压涡轮俯仰 2 55.06 低压压气机俯仰 耦合振动: 3 低压转子一弯 66, 43 高压转子俯仰 低压转子二弯 97.58 4 耦合振动: 5 低压涡轮俯仰 171.43 高压涡轮俯仰

表 2.6 整机系统模态频率和振型

#### 2.5.2 整机临界转速分析

临界转速,是指转子系统中,转子的不平衡力激起的转子自身做同步正进动共振时的转子转速。采用有限元法求解时,常见的方法为坎贝尔图法。具体方法为,参照某型小涵道比双转子涡扇发动机高低压转子共同工作线,求解高低压转子各转速情况下的的进动频率,绘制高低压转子转速与进动频率的对应关系曲线,找到转子转速频率与正进动频率相等点,即可得到临界转速。

某型小涵道比双转子涡扇发动机高低压转子共同工作线为:

$$\begin{cases} N_2 = 3N_1 & N_1 \leq 3552 \text{rpm} \\ N_2 = 0.7712N_1 + 7826.6621 & 3552 \text{rpm} < N_1 < 8880 \text{rpm} \end{cases}$$
 (2.7)

式中 $N_1$ 为低压转子转速, $N_2$ 为高压转子转速。依据高低压转子共同工作线,选取 11 组高低压转速(见表 2.7),绘制坎贝尔图求解临界转速。具体分析过程主要包括如下两部分。

	衣 2. /								
低压转速/rpm	0	1000	2000	3000	3552	4000			
高压转速/rpm	0	3000	6000	9000	10656	10911			
低压转速/rpm	5000	6000	7000	8000	8880				
高压转速/rpm	11683	12454	13225	13996	14675				
•									

表 2.7 临界转谏计算转谏表

#### (1) 高低压转子系统临界转速分析

以低压转子转速为横坐标,选取振型与低压转子相关的进动频率为纵坐标,绘制坎贝尔图,如图 2.14 所示,图中,低压转子等转速线与各阶正进动线的交点即为低压转子激励的临界转速。由图可知,落在工作转速范围内,由低压转子激励的临界转速有两阶,分别为 3110rpm 和 4632rpm,此时对应的高压转子转速分别为 9330rpm 和 11399rpm。

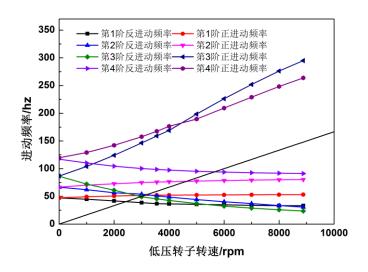


图 2.14 双转子系统低转子临界转速

以高压转子转速为横坐标,选取振型与高压转子有关的进动频率为纵坐标,绘制坎贝尔图,如图 2.15 所示,图中,高压转子等转速线与各阶正进动线的交点即为高压转子激励的临界转速。由图可知,落在工作转速范围内,由高压转子激励的临界转速仅有 1 阶,为 12171rpm,此时对应的低压转子转速为 5633rpm。

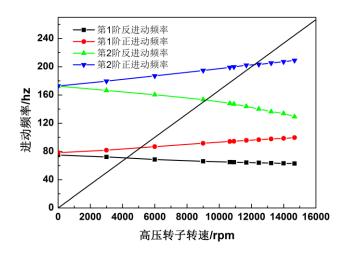


图 2.15 双转子系统高压转子临界转速

#### (2) 整机系统临界转速分析

采用相同的方法对整机系统高低压临界转速进行求解,整机系统低、高压转子激励下的 坎贝尔图分别如图 2.16、图 2.17 所示,落在工作转速内的低压转子临界转速为 2882rpm 和 4235rpm,对应的高压转子工作转速为 8646rpm 和 11093rpm,高压转子激励下的临界转速为 11991rpm,对应的低压转子工作转速为 5400rpm。

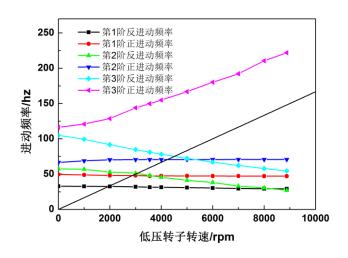


图 2.16 整机系统低压转子激励下的临界转速

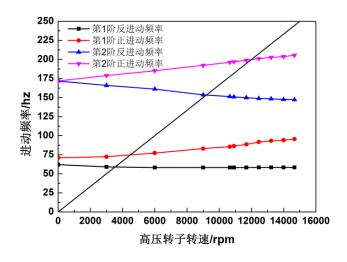


图 2.17 整机系统高压转子激励下的临界转速

#### (3) 双转子与整机系统临界转速对比

高低压转子系统与整机系统临界转速及振型对比如表 2.8 所示,未考虑静子结构的双转子系统与发动机整机系统相比,临界转速及对应的模态振型发生了一些变化。在振型方面,双转子系统第 1 阶振型为耦合振动,低压涡轮俯仰带动高压涡轮俯仰,激励源为低压转子;第 2 阶振型为低压压气机俯仰,激励源为低压转子;第 3 阶振型为耦合振动,高压涡轮俯仰带动低压涡轮产生俯仰运动,激励源为高压转子。整机系统模型的振型与双转子系统大致相同,第 1 阶振型除了表现为低压涡轮和高压涡轮的俯仰,低压转子轴段也产生了弯曲。第 2 阶振型与双转子模型相似,但轴段弯曲更为明显。第 3 阶振型与双转子模型基本相同。与双转子系统相比,整机系统三阶临界转速的数值有不同程度的减小。第 1 阶临界转速由 3110rpm

减小为 2882rpm, 第 2 阶临界转速由 4632rpm 减小为 4235rpm, 第 3 阶临界转速由 12171rpm 减小为 11991rpm。

阶	激励	振型图	临界转速 /rpm		激励	振型图	临界转速/rpm	
次	源	VW-1-	高压	低压	源	ул	高压	低压
1	低 压		3110	9330	低压		2882	8646
2	低压		4632	11399	低压		4235	11093
3	高压		5633	12171	高压		5400	11991

表 2.8 高低压转子与整机临界转速振型对比图

整机模型临界转速数值减小主要包括以下三个方面的原因:

- 1)静子结构本身的传递特性为支承动刚度,单纯以静刚度等效忽略了静子结构的质量影响;
- 2) 静子机匣并不完全刚性,振动会在静子机匣上传递,再通过支承反作用于转子结构,从而形成转子各支承以及转子结构和静子结构相互影响的耦合振动,静子支承动刚度实际为刚度矩阵,采用静刚度则无法考虑交叉刚度的影响;
- 3) 安装节并不完全对称,带来了静子支承刚度的水平和垂直方向不对称,造成了转子支 承刚度的不对称。

### 2.6 本章小结

本章利用三维建模软件 UG 建立了某型小涵道比双转子涡扇发动机整机实体模型,对整机模型中的凸台、凹槽等细小结构进行了简化,运用二级等效圆环法对转子叶片、静子叶片和涡轮叶片进行了简化。利用 Hypermesh 建立了发动机整机有限元模型,分析了高、低压转子的自由模态、高低压转子组合模态、静子系统以及整机系统的振动模态,结果表明,高低压转子组合模态与整机系统振动模态在模态振型和共振频率上存在一定的对应关系,两者模态振型基本相同,但整机系统共振频率略低于高低压转子组合系统。在此基础上,分析了高

低压转子系统和整机系统的临界转速,并将双转子系统与发动机整机系统临界转速的振型和 大小进行对比,整机系统到达临界转速时振型更为复杂,但与双转子系统的振型大致相同, 整机系统 3 阶临界转速的数值与双转子系统相比有不同程度的减小。

### 第三章 支承刚度对转子系统动力特性的影响分析

转子支承结构是航空发动机的重要结构之一,在现代航空发动机中,大多数支承主要由轴承、油膜阻尼器和弹性支座等结构组成,调节这三部分结构,可以改变支承结构的刚度、阻尼以及支承位置,从而对航空发动机整机动力特性产生影响<sup>[34]</sup>。因此,认清支承结构性能参数对整机动力特性的影响,对于合理研发、设计航空发动机,改善发动机的动力特性有重要意义<sup>[35,36]</sup>。本章主要研究支承刚度大小和支承刚度各向异性这两个因素对发动机动力特性的影响规律。

### 3.1 支承刚度对简单盘轴系统动力特性的影响分析

本研究采用有限元法对简单转子系统进行动力特性分析。首先建立简单转子几何模型,如图 3.1 所示,简单转子模型由 1 根轴和 2 级盘组成,轴长 2m,盘直径为 0.75m,支承采用 0-2-0 两支点支承方案。简单转子系统有限元模型如图 3.2 所示,单元类型选择 Soild185,采用 Combin14 弹簧单元模拟前后两个支承,规定左侧支承为支承 1,右侧支承为支承 2,前后 弹簧刚度均为 2.4×10<sup>7</sup> N/m,单元数量为 14312,节点数为 17073。

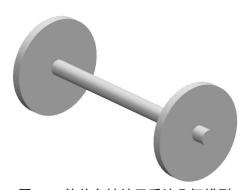


图 3.1 简单盘轴转子系统几何模型

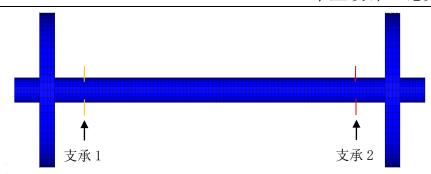


图 3.2 简单盘轴转子系统有限元模型

#### 3.1.1 支承刚度大小对简单盘轴系统振动特性的影响

改变模拟支承 2 的弹簧单元的刚度大小,分析简单转子系统动力特性的变化情况,支承 2 的等效弹簧刚度取值如表 3.1 所示。

		• •						
序号	1	2	3	4	5	6	7	8
刚度/(N/m)	$2.4 \times 10^4$	1.2×10 <sup>5</sup>	$2.4 \times 10^{5}$	$2.4 \times 10^6$	$7.2 \times 10^6$	$1.2 \times 10^7$	$1.68 \times 10^{7}$	$2.4 \times 10^{7}$
序号	9	10	11	12	13	14	15	16
刚度/(N/m)	$3.6 \times 10^{7}$	$4.6 \times 10^{7}$	$7.2 \times 10^{7}$	$1.2 \times 10^{8}$	$1.68 \times 10^{8}$	$2.4 \times 10^{8}$	$3.6 \times 10^{8}$	$4.8 \times 10^{8}$
序号	17	18	19	20	21	22		
刚度/(N/m)	$8.4 \times 10^{8}$	$1.2 \times 10^9$	$2.4 \times 10^9$	$7.2 \times 10^9$	$1.2 \times 10^{10}$	$2.4 \times 10^{10}$		

表 3.1 弹性支承结构等效弹簧刚度变化值

支承 2 刚度变化对简单转子系统临界转速的影响如图 3.3 所示,在各个振型图中,规定靠近 Y 轴方向的一侧为转子系统左端,远离 Y 轴方向的一侧为转子系统右端。随着支承刚度的增加,转子系统各阶临界转速和相应振型均发生一定变化。对于每一阶临界转速,均存在一个支承刚度敏感范围,在敏感范围内,转子系统的临界转速和相应振型变化明显。随着阶次的增加,敏感刚度的大小不断增加。对于此转子系统而言,前三阶支承刚度的敏感范围分别为:第 1 阶为 2.4×10<sup>6</sup> - 2.4×10<sup>7</sup> N/m ,第 2 阶为 2.4×10<sup>7</sup> - 3.6×10<sup>8</sup> N/m,第 3 阶为 1.68×10<sup>8</sup> - 2.4×10<sup>9</sup> N/m。

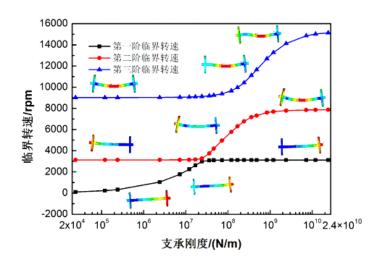


图 3.3 支承 2 刚度变化对临界转速的影响

当支承刚度小于 2.4×10<sup>7</sup> N/m 时,第 1 阶临界转速随支承刚度的增大而增大。模态振型表现为转子右端俯仰,随着支承刚度的增加,位移节点位置不断向左移。当支承刚度大于 2.4×10<sup>7</sup> N/m,第 1 阶临界转速随支承刚度的增大几乎不变,模态振型依然表现为转子俯仰,且左端俯仰程度降低。

当支承刚度小于 2.4×10<sup>7</sup> N/m 时,第 2 阶临界转速随支承 2 刚度的增大几乎不变,模态振型表现为转子左端俯仰。当支承刚度大于 2.4×10<sup>7</sup> N/m 且小于 1.0×10<sup>9</sup> N/m 时,第 2 阶临界转速随支承刚度的增大而增大,且变化较为明显,模态振型由转子左端俯仰逐渐转变为转子 1 阶弯曲。当支承 2 刚度大于 1.0×10<sup>9</sup> N/m 时,第 2 阶临界转速受支承刚度影响不大,模态振型表现为转子弯曲。

当支承刚度小于1.0×10<sup>8</sup> N/m 时,第 3 阶临界转速随支承刚度的增大几乎不变,模态振型表现为转子 1 阶弯曲。当支承刚度大于1.0×10<sup>8</sup> N/m 且小于2.4×10<sup>9</sup> N/m 时,第 2 阶临界转速随支承刚度的增加变化较为明显,随支承 2 刚度的增大,临界转速不断增加,且弯曲节点不断右移,模态振型由 1 阶弯曲逐渐转变为 2 阶弯曲。当支承刚度大于2.4×10<sup>9</sup> N/m 时,第 3 阶临界转速受支承 2 刚度影响不大,模态振型表现为 2 阶弯曲。

#### 3.1.2 支承刚度各向异性对简单盘轴系统振动特性的影响

本节主要分析支承刚度不对称对简单转子动力特性的影响,通过改变水平方向支承刚度 来模拟支承刚度的水平垂直不对称。定义 0 转速进动频率差为:

$$\Delta\omega_0 = \omega_{\mathbb{F}} - \omega_{\mathbb{F}} \tag{3.1}$$

其中  $\Delta\omega_0$ 为 0 转速进动频率差, $\omega_E$ 为 0 转速下的正进动频率, $\omega_D$ 为 0 转速下的反进动频率。支承 2 水平方向等效弹簧如图 3.4 所示,改变水平方向弹簧刚度刚度,刚度取值如表 3.1 所示,分析简单转子系统临界转速、振型以及 0 转速进动频率差的变化情况。

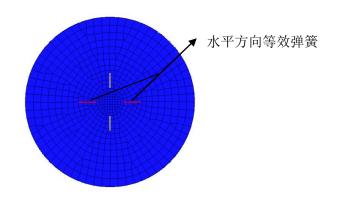


图 3.4 支承 2 水平方向等效弹簧

#### (1) 支承刚度不对称对系统动力特性的影响

支承 2 水平方向支承刚度对简单转子系统临界转速的影响如图 3.5 所示,当水平方向支承刚度发生变化,即水平垂直刚度不对称时,转子系统前 3 阶振型基本不发生变化。前 2 阶临界转速基本不随水平方向支承刚度发生变化,第 3 阶水平支承刚度的敏感范围为 1.2×10<sup>8</sup>-1.2×10<sup>9</sup>N/m,在支承刚度敏感范围内,第 3 阶临界转速增加。

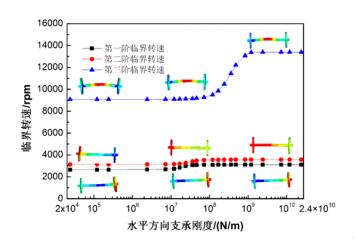


图 3.5 支承 2 水平方向刚度对临界转速的影响

具体而言,当水平方向支承刚度小于1.2×10<sup>7</sup>N/m 时,转子系统第1、2阶的临界转速和相应振型均不发生明显变化;当水平方向支承刚度位于1.2×10<sup>7</sup>-4.6×10<sup>7</sup>N/m 范围内时,第1、2阶临界转速略微增加;当水平方向支承刚度大于4.6×10<sup>7</sup>N/m 时,转子系统第1阶和第2阶

临界转速保持不变。第 1 阶模态振型表现为转子右端俯仰,随着水平方向支承刚度的增加,振动节点位置不断左移; 第 2 阶模态振型表现为转子左端俯仰,随着水平方向支承刚度的增加,振动节点位置不断右移,且转子右端位移不断增加。

当水平方向支承刚度小于 7.2×10<sup>7</sup> N/m 时,第 3 阶临界转速基本保持不变;当水平方向支承刚度位于 7.2×10<sup>7</sup> -1.2×10<sup>9</sup> N/m 范围内时,第 3 阶临界转速明显增加,但模态振型基本保持不变;当水平方向支承刚度大于 1.2×10<sup>9</sup> N/m 时,第 3 阶临界转速基本保持不变。

#### (2) 支承刚度不对称对进动频率差的影响

支承 2 水平方向支承刚度对进动频率差的影响规律如图 3.6 所示,当水平方向支承刚度发生变化,即水平垂直刚度不对称时,0 转速频率进动差发生变化。当水平方向支承刚度保持原值 2.4×10<sup>7</sup> N/m,即水平方向和垂直方向支承刚度相同时,0 转速进动频率差为 0Hz。

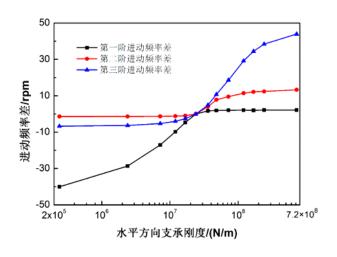


图 3.6 支承 2 水平方向支承刚度对进动频率差的影响

当水平方向支承刚度小于初始值时,0 转速进动频率差为负值,第 1 阶 0 转速进动频率差明显减小,第 2 阶基本保持不变,第 3 阶略微减小。原因在于,在 0 转速情况下,当水平方向支承刚度减少时,反进动频率基本保持不变,正进动频率减小。在图 3.3 支承 2 刚度变化对临界转速的影响中,当水平方向支承刚度减小时,第 1 阶临界转速明显减小,进动频率明显减小,故当水平方向支承刚度变化时,第 1 阶 0 转速正进动频率明显减小,使得第 1 阶 0 转速进动频率差减小速度快,而第 2 阶和第 3 阶进动频率随支承刚度减小变化较小,故第 2 阶和第 3 阶 0 转速进动频率基本保持不变。

当水平方向支承刚度大于初始值时,0转速进动频率差为正值,第1阶0转速进动频率

差保持不变,第2阶增大,第3阶快速增大。原因在于,当支承刚度增大时,第2阶、第3阶临界转速增加,即第2阶、第3阶进动频率增加,在0转速情况下,单方向支承刚度变化会导致0转速正进动频率增加,增加趋势大致与图3.3支承2刚度变化对临界转速的影响规律相同,反进动频率基本保持不变,所以导致第2阶、第3阶0转速进动频率差随支承刚度增大而增大,第1阶基本保持不变。

### 3.2 支承刚度对简单整机系统动力特性的的影响分析

首先建立简单整机系统几何模型,如图 3.7 所示,整机系统由外涵薄壁机匣和转子系统构成,薄壁机匣长为 2 米,与转子轴段长度相同,转子结构与 3.1 节简单转子相同。简单整机系统有限元模型如图 3.8 所示,整机系统单元类型选择 Soild185,采用 Combin14 弹簧单元模拟前后两个支承和安装节,模拟支承的弹簧刚度为 2.4×10<sup>7</sup> N/m,模拟安装节的弹簧刚度为 3.0×10<sup>9</sup> N/m。整机系统模型共有 22384 个网格单元,有 33343 个单元节点。

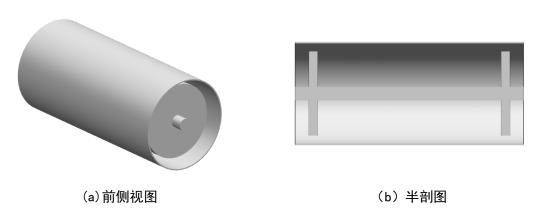


图 3.7 简单整机系统几何模型

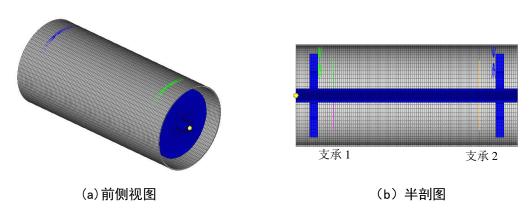


图 3.8 简单整机系统有限元模型

#### 3.2.1 支承刚度大小对简单整机系统振动特性的影响

改变模拟支承 2 的弹簧单元的刚度大小,分析简单整机系统动力特性的变化情况,支承 2 的等效弹簧刚度取值如表 3.1 所示。

对于带薄壁机匣的转子系统,随着支承刚度的增加,转子与机匣耦合作用增强,转子系统各阶的共振转速和相应振型会发生一定变化,但与简单转子系统相比,临界转速的变化幅值较小,模态振型变化也相对较弱。支承 2 刚度变化对整机系统临界转速的影响规律如图 3.9 所示,对于每一阶临界转速,带薄壁机匣的转子系统也存在一个支承刚度敏感范围,前 3 阶支承刚度的敏感范围分别为:第 1 阶为 2.4×10<sup>5</sup> - 4.6×10<sup>7</sup> N/m ,第 2 阶为 2.4×10<sup>7</sup> - 4.8×10<sup>8</sup> N/m,第 3 阶为 7.2×10<sup>7</sup> - 4.8×10<sup>8</sup> N/m。

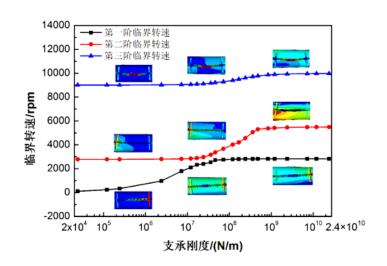


图 3.9 支承 2 刚度变化对整机系统临界转速的影响

当支承刚度小于 4.6×10<sup>7</sup> N/m 时,第 1 阶临界转速随支承刚度的增大而增大,模态振型均表现为转子右端俯仰,且节点位置不断向前移。当支承刚度大于 4.6×10<sup>7</sup> N/m 时,第 1 阶临界转速随着支承刚度的增大几乎不变,模态振型依然表现为转子右端俯仰。与简单转子系统相比,整机系统第 1 阶模态振型没有发生明显变化,但在各支承刚度下,带机匣的转子系统临界转速较小,当支承刚度达到较大值,临界转速不变时,整机系统比简单转子系统临界转速小 300rpm 左右。

当支承刚度小于 2.4×10<sup>7</sup> N/m 时,第 2 阶临界转速基本保持不变,模态振型表现为转子左端俯仰。当支承刚度位于 2.4×10<sup>7</sup> - 4.8×10<sup>8</sup> N/m 范围内时,系统临界转速明显增加,模态振型依旧为转子左端俯仰,但振动节点位置不断向右移; 当支承刚度大于 4.8×10<sup>8</sup> N/m 时,系统临界转速和模态振型基本保持不变。与简单转子系统相比,整机系统第 2 阶支承刚度敏感范围

较小,模态振型变化较小,各支承刚度下临界转速较小,随着支承刚度的增加,两系统临界转速的差值不断增加,当支承刚度达到较大值,临界转速不变时,两者差值在1400rpm左右。

支承刚度在 7.2×10<sup>7</sup> - 4.8×10<sup>8</sup> N/m 的范围内,第 3 阶临界转速略微增大。随着支承刚度的增加,模态振型变化较小。与简单转子系统相比,在支承刚度敏感范围内,临界转速增加幅度明显减小,模态振型变化不明显。当支承刚度达到较大值,临界转速不变时,两者差值在5000rpm 左右,原因在于随着支承刚度的增大,转子与机匣耦合作用越来越强,使得简单转子系统和带机匣转子系统出现较大差异。

#### 3.2.2 支承刚度各向异性对简单整机系统振动特性的影响分析

本节主要分析水平垂直方向支承刚度不对称对简单整机系统动力特性的影响。改变支承 2 水平方向支承刚度,分析整机系统临界转速、振型以及 0 转速进动频率差的变化情况。

#### (1) 支承刚度不对称对整机系统动力特性的影响

支承 2 水平方向刚度变化对整机临界转速的影响规律如图 3.10 所示,当水平方向支承刚度发生变化,即水平垂直刚度不对称时,转子系统前三阶振型基本不发生变化,随着水平方向支承刚度的增加,第 1 阶、第 3 阶临界转速基本不发生变化,第 2 阶临界转速在 2.4×10<sup>7</sup>-7.2×10<sup>8</sup> N/m 范围内,有较为明显的增加。

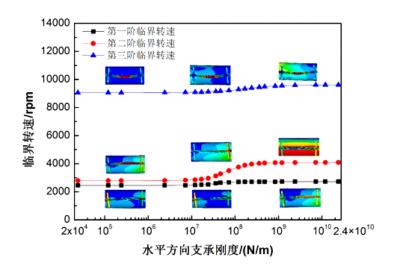


图 3.10 支承 2 水平方向刚度变化对整机临界转速的影响

第1阶模态振型为转子左端俯仰,但与简单转子系统相比,转子右端模态位移响应较大。随着水平方向支承刚度的增加,振动节点右移,转子右端的模态位移略微增大。第2阶模态振型表现为转子右端的俯仰,在支承刚度2.4×10<sup>7</sup>-7.2×10<sup>8</sup>N/m 范围内,临界转速有一定增加。

第3阶模态振型为转子轴段一弯,随着支承刚度的增加,弯曲程度略微增加,但没有发生振型变化。

#### (2) 支承刚度不对称对进动频率差的影响

支承2水平方向刚度变化对进动频率差的影响规律如图3.11 所示,当水平方向支承刚度发生变化,即水平垂直刚度不对称时,0转速进动频率差发生变化。当水平方向保持初始值2.4×10<sup>7</sup> N/m,即支承水平方向和垂直方向支承刚度相同时,第1阶0转速进动频率差为-2.53Hz,第2阶为-13.99Hz,第3阶为-9.57Hz,原因在于安装节的存在使得整机系统支承刚度水平和垂直方向不对称。

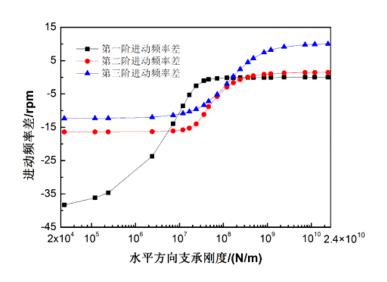


图 3.11 支承 2 水平方向刚度变化对进动频率差的影响

0 转速进动频率差的大小与临界转速大小和模态振型均有一定关系,一般来说,阶次越高,0 转速进动频率差越大。对于这个振动系统而言,第 2 阶振型为转子一端俯仰,受安装节支承刚度不对称影响较大,第 3 阶振型为轴段一弯,受安装节支承刚度不对称影响较小,故第 3 阶 0 转速进动频率差小于第 2 阶。

当水平方向支承刚度由初始值减小时,与简单转子系统变化趋势相同,系统第 1 阶 0 转速进动频率差明显减小,第 2 阶略微减小后保持-16Hz 基本不变,第 3 阶略微减小后保持在-12Hz 左右。原因在于水平方向支承刚度的减小引起 0 转速正进动频率的降低,降低趋势与图 3.9 刚度变化对整机系统临界转速的影响规律保持一致。

当水平方向支承刚度由初始值增大时,0 转速进动频率差由负值逐渐转变为正值,第 1 阶 0 转速进动频率差略为增大后保持不变,第 2 阶快速增大后保持在 1.4Hz 左右,第 3 阶快

速增大后保持在 10Hz 左右。当支承刚度取为 4.6×10<sup>7</sup> N/m 时,第 1 阶 0 转速进动频率差基本 为 0Hz; 当支承刚度取为 3.6×10<sup>8</sup> N/m 时,第 2 阶 0 转速进动频率差基本为 0Hz; 当支承刚度 取为 4.6×10<sup>7</sup> N/m 时,第 3 阶 0 转速进动频率差基本为 0Hz,因此可通过改变水平或竖直方向 支承刚度抵消安装节引起的整机支承刚度不对称。

### 3.3 本章小结

本章分析了支承刚度大小和支承刚度各向异性对简单转子模型和整机模型振动特性的影响。当支承刚度变化时,各阶临界转速均存在一个支承刚度敏感范围,在支承刚度敏感范围内,系统的临界转速和相应振型变化明显,整机系统与简单转子系统相比,临界转速和振型变化较弱,原因在于随着支承刚度的增加,转子系统与机匣的耦合作用更加明显。当水平方向支承刚度发生变化时,正进动频率变化明显,系统临界转速、相应振型和 0 转速进动频率差均发生变化,0 转速进动频率差变化趋势与支承刚度变化时临界转速的变化趋势相同,原因在于 0 转速时,水平方向支承刚度仅使正进动频率发生变化。由于安装节的存在,整机系统支承刚度不对称,理论上可通过改变水平或竖直方向支承刚度抵消安装节引起的整机支承刚度不对称。

### 第四章 某型双转子涡扇发动机整机不平衡响应分析

转子不平衡是现代航空发动机常见现象之一,在运行过程中,不平衡激励会导致发动机振动加剧,噪声增大,引起转子反复弯曲,造成转子的损伤破坏<sup>[37,38]</sup>,严重时会引起设备断裂,造成事故。有鉴于此,本章针对某型小涵道比涡扇发动机进行不平衡响应分析,探究各工作转速下不平衡的敏感激励部位和不平衡响应的机匣敏感测点。

#### 4.1 不平衡响应计算方法

#### (1) 不平衡位置

图 4.1 为不平衡激励位置与测点位置分布图,设置不平衡激励位置分别为第二级低压压气机、第四级高压压气机、高压涡轮、低压涡轮,分别称为激励 1,激励 2,激励 3 和激励 4。

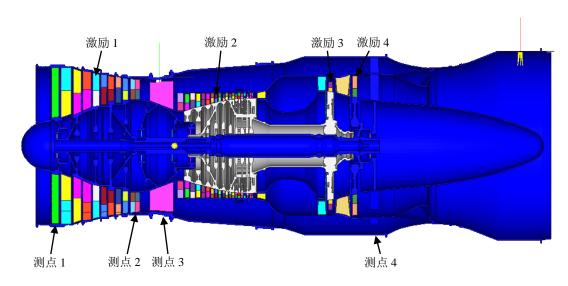


图 4.1 不平衡激励位置与测点位置分布图

#### (2) 不平衡激励

为了研究各轴向位置不平衡量对整机振动的影响程度,在仿真计算中分别在 4 个位置施加水平和垂直方向的不平衡力 $F_1$ 、 $F_2$ ,式 4.1 为不平衡力的表达式,其中 n 为不平衡力施加部件的转速。

$$\begin{cases} F_1 = \sin(2 \times \pi \times n \div 60 \times t) \\ F_1 = \cos(2 \times \pi \times n \div 60 \times t) \end{cases}$$
(4.1)

#### (3) 计算转速

选取实际发动机的 3 个典型转速进行不平衡敏感度分析,分别选取高压转子最高转速的 80%(慢车状态)、90%(巡航状态)及 100%(中间状态)进行计算,即为 80%  $N_2$  最高转速  $(N_1=5090\text{rpm}, N_2=11751\text{rpm})、90% N_2$  最高转速  $(N_1=6980\text{rpm}, N_2=13209\text{rpm})$  和 100%  $N_2$  最高转速  $(N_1=8880\text{rpm}, N_2=14675\text{rpm})$ 。

#### (4) 测点位置

参考实际航空发动机测点位置,不平衡机匣测点位置分布如图 4.1 所示,前后共选取 4 个机匣测点,分别为进口导向叶片支柱与外涵机匣连接处、双导向叶片与外涵机匣连接处、过渡机匣支板与外涵机匣连接处、涡轮支座与外涵机匣连接处,分别称为测点 1,测点 2,测点 3,测点 4。

#### 4.2 基于不平衡位置的不平衡敏感度分析

为获得航空发动机不同状态下,不同位置不平衡量引起的整机振动响应敏感度规律,分别在 3 种工作状态, 4 种位置不平衡量作用下,测量各测点的径向位移响应值,并进行对比分析。

#### (1)慢车状态(N1=5090rpm, N2=11751rpm)

慢车状态各测点位移响应如图 4.2 所示,不平衡激励施加在低压压气机时,各测点产生的位移响应最大。不平衡激励施加在低压涡轮时,测点 4 位移响应较大。在其他位置施加不平衡激励时,各测点位移响应较小。

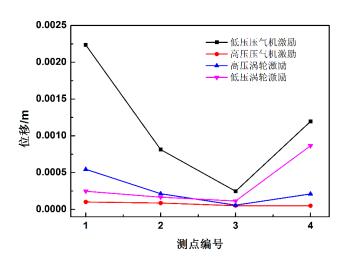


图 4.2 慢车状态各测点位移响应图

慢车状态低压压气机激励下的整机位移响应如图 4.3 所示,低压压气机和低压涡轮径向位移响应较大。原因在于低压转子为细长轴,弯曲刚度较弱,且低压压气机质量较大,当低压压气机存在不平衡激励时,低压压气机径向弯曲位移较大,并将位移响应传递到低压涡轮,使得低压转子整体径向位移响应较大,所以各机匣测点对低压压气机激励较为敏感。当低压涡轮存在不平衡激励时,慢车状态低压涡轮激励下的整机位移响应如图 4.6 所示,由于轴段弯曲刚度较弱,低压涡轮位置存在较大的径向弯曲位移,位移响应通过轴承 5 传递到涡轮支座,进一步传递到测点 4,使得测点 4 位移响应较大,但低压涡轮叶片质量较小,无法将位移响应传递到低压压气机,故其他测点位移响应较弱。

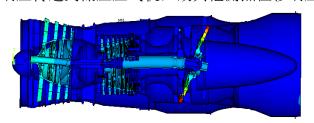


图 4.3 慢车状态低压压气机激励位移响应图

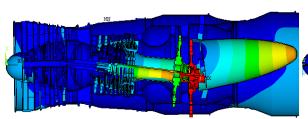


图 4.5 慢车状态高压涡轮激励位移响应图

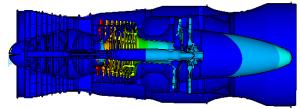


图 4.4 慢车状态高压压气机激励位移响应图

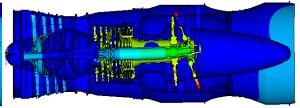


图 4.6 慢车状态低压涡轮激励位移响应图

#### (2) 巡航状态 (N1=6980rpm, N2=13209rpm)

巡航状态各测点位移响应如图 4.7 所示,在巡航状态,不平衡激励施加在低压压气机时,各测点产生的位移响应最大。不平衡激励施加在高压涡轮时,测点 4 位移响应较大。在其他位置施加不衡激励时,各测点位移响应较小。

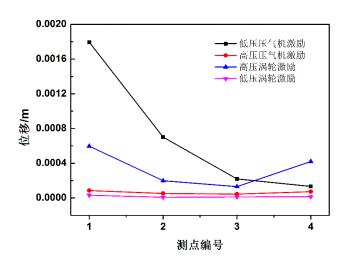


图 4.5 巡航状态各测点位移响应图

与慢车状态相比,巡航状态下,低压压气机不平衡激励、高压压气机不平衡激励时的各测点位移响幅值略为减小,高压涡轮不平衡激励时的各测点位移响应幅值略微增大,低压涡轮不平衡激励时的各测点位移响应幅值明显减小。不平衡激励施加在低压压气机和低压涡轮位置时,测点 4 位移响应较小,不平衡激励施加在高压涡轮时,测点 4 位移响应较大。图 4.6、4.7、4.8、4.9 为巡航状态下不同激励位置的整机位移响应图。

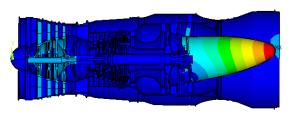


图 4.6 巡航状态低压压气机激励位移响应图

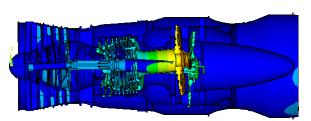


图 4.8 巡航状态高压涡轮激励位移响应图

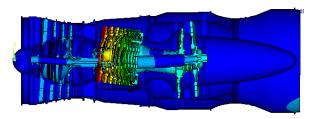


图 4.7 巡航状态高压压气机激励位移响应图

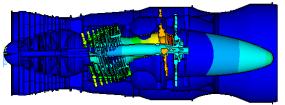


图 4.9 巡航状态低压涡轮激励位移响应图

#### (3) 最大状态(N1=8880rpm, N2=14675rpm)

最大状态各测点位移响应如图 4.10 所示,在最大状态,不平衡激励施加在低压压气机时, 各测点产生的位移响应最大。在其他位置施加不平衡激励时,各测点位移响应较小。

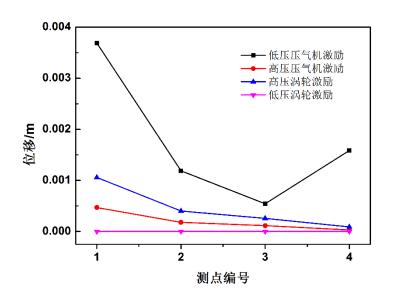


图 4.10 最大状态各测点位移响应图

与慢车状态和巡航状态相比,不平衡激励敏感部位依旧在低压压气机位置;但高压压气机不平衡激励和高压涡轮不平衡激励时,各测点位移响应幅值明显增大;低压涡轮不平衡激励时,各测点位移响应幅值明显降低。图 4.11、4.12、4.13、4.14 为最大状态不同激励位置的整机位移响应图。

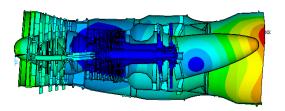


图 4.11 最大状态低压压气机激励位移响应图

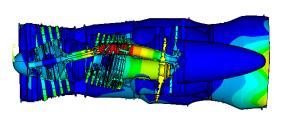


图 4.13 最大状态高压涡轮激励位移响应图

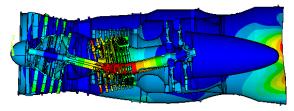


图 4.12 最大状态高压压气机激励位移响应图

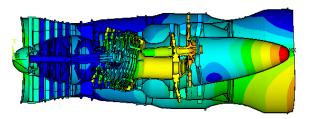


图 4.14 最大状态低压涡轮激励位移响应图

#### 4.3 基于机匣不同测点响应的不平衡敏感度分析

为了便于分析不同转速状态,不同位置不平衡激励下发动机各机匣测点的响应情况,绘 制发动机各机匣测点位移响应。

#### (1)慢车状态(N1=5090rpm, N2=11751rpm)

慢车状态各激励下测点位移响应如图 4.14 所示,测点 1 对各部位不平衡激励敏感性强,测点 2 对低压压气机激励较为敏感,测点 3 对 4 种激励位置敏感性较弱,测点 4 对低压压气机不平衡激励和低压涡轮不平衡激励较为敏感。

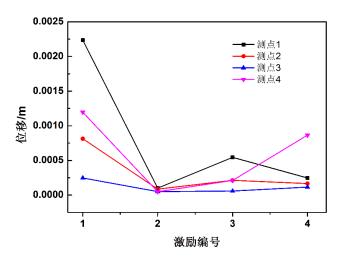


图 4.14 慢车状态各激励下测点位移响应图

测点 1 对于低压压气机激励和高压涡轮激励较为敏感,从图 4.3 慢车状态低压压气机激励下整机位移响应图可以看到,当低压压气机存在不平衡激励时,不平衡响应通过支承 1 传递到进口导向叶片支柱,进一步传递到机匣,所以使测点 1 对低压压气机不平衡激励敏感;从图 4.5 慢车状态高压涡轮激励下整机位移响应图可以看到,当高压涡轮存在不平衡激励时,高压涡轮通过中介支承传递到低压涡轮,使低压涡轮俯仰、低压转子轴段弯曲,引起低压压气机产生位移响应,然后通过支承 1 传递到进口导向叶片支柱,进一步传递到机匣,所以使测点 1 对高压涡轮叶片不平衡激励也较为敏感。

测点 2 对低压压气机激励较为敏感。从图 4.3 慢车状态低压压气机激励下的整机位移响应图可以看到,当低压压气机存在不平衡激励时,低压压气机俯仰,不平衡响应通过支承 2 传递到双导向叶片,进一步传递到测点 2。

测点 3 对四种激励位置敏感性较弱,相对而言,对低压压气机激励较为敏感。从图 4.3 慢车状态低压压气机激励下整机位移响应图可以看到,当低压压气机存在不平衡激励时,低

压压气机俯仰,位移响应通过支承 2 和支承 3 传递到过渡机匣支板,进一步传递到测点 3。 测点 3 对高压涡轮激励不敏感,从图 4.5 慢车状态高压涡轮激励下整机位移响应图中可以看 到,当高压涡轮存在不平衡激励时,响应通过支承 4 传递到轴承支座,引起过渡机匣轴承支 座位置产生较大位移,使得不平衡响应强度大幅度减弱,故测点 3 对高压压气机不平衡激励 不敏感。

测点 4 对低压压气机激励和低压涡轮激励较为敏感。当低压压气机叶片存在不平衡激励时,引起低压压气机和低压涡轮俯仰,位移响应从低压涡轮处通过支承 6 传递到涡轮支座,进一步传递到外涵机匣,使测点 4 对低压压气机激励较为敏感;当低压涡轮存在激励时,不平衡响应通过支承 6 传递到涡轮支座,进一步传递到外涵机匣,使测点 4 对低压涡轮激励较为敏感。

#### (2) 巡航状态(N1=6980rpm, N2=13209rpm)

巡航状态各激励下测点位移响应如图 4.15 所示,测点 1 对于低压压气机和高压涡轮激励较为敏感,测点 2 对于低压压气机激励较为敏感,测点 3 对四种激励位置敏感性较弱,测点 4 对于高压涡轮激励较为敏感。与慢车状态相比,测点 1、2、3 的敏感激励部位均未发生明显变化,测点 4 敏感激励位置,由低压压气机和低压涡轮变化为高压涡轮。

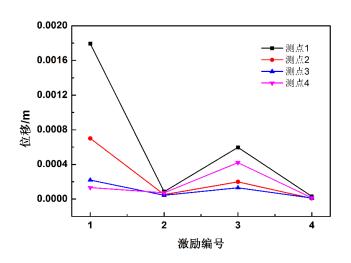


图 4.15 巡航状态各激励下测点位移响应图

#### (3) 最大状态(N1=8880rpm, N2=14675rpm)

最大状态各激励下测点位移响应如图 4.15 所示,测点 1 对于低压压气机和高压涡轮激励较为敏感,测点 2 对于低压压气机激励较为敏感,测点 3 对四种激励位置敏感性较弱,测点

4 对于低压涡轮激励较为敏感。与巡航状态相比,测点 1、2、3、4 的敏感激励部位均未发生明显变化,但测点 1、2、3 位移响应明显增大。

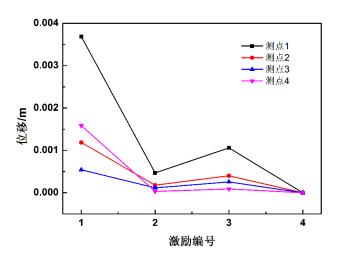


图 4.15 最大状态各激励下测点位移响应图

#### 4.4 本章小结

本章计算了某型小涵道比双转子涡扇发动机在慢车状态、巡航状态和最大状态下,不平衡激励分别位于低压压气机、高压压气机、高压涡轮、低压涡轮四个位置时,发动机整机的不平衡位移响应。分析了各工作状态下,整机的振动响应对不同位置不平衡激励的敏感程度,找到了不同工作转速下某型航空发动机的不平衡敏感激励位置;分析了不同位置存在不平衡激励时各测点的位移响应,初步找到了整机不平衡响应的敏感机匣测点位置,可以为航空发动机实际测试过程时测点的选取提供一定参考。

### 第五章 总结与展望

#### 5.1 总结

随着现代航空发动机推重比要求的不断提高,薄壁机匣和弹性支承结构得到广泛应用,使得航空发动机转子结构与静子结构的耦合作用更加明显,整机振动问题更为复杂。本文针对某型军用小涵道比涡扇发动机进行整机有限元建模和动力特性分析,讨论了支承刚度对整机动力特性的影响,探究了整机系统不平衡激励敏感部位和不平衡响应机匣敏感测点,为航空发动机整机振动建模、动力学特性分析及测点位置选取的研究提供了参考。具体工作主要包括一下三个方面:

- (1)利用三维建模软件 UG 建立了某型小涵道比双转子涡扇发动机整机实体模型,运用二级等效圆环法对叶片进行了简化。采用 Hypermesh 建立了发动机整机有限元模型,分析了低压转子、高压转子、高低压组合转子、静子结构和整机系统的模态振型。并在此基础上,分析了高低压转子系统和整机系统的临界转速。
- (2)分析了支承刚度大小和支承刚度水平垂直方向不对称对简单转子模型和整机模型振动特性的影响。求出了支承刚度变化时,各阶临界转速的支承刚度敏感范围,分析了支承刚度变化时临界转速和相应振型的变化趋势。探究了支承刚度水平和垂直方向不对称时,0 转速正进动和反进动频率存在差异这一现象,并分析了水平方向支承刚度不对称对 0 转速进动频率差的影响规律。
- (3) 计算了发动机不同工作状态下,不同位置不平衡量引起的整机振动位移响应,分析了不同转速下,整机的振动响应对不同位置不平衡量的敏感程度,找到了不同工作转速下某型航空发动机的不平衡敏感激励位置和整机不平衡响应的敏感机匣测点位置。

#### 5.2 展望

本文针对某型军用小涵道比涡扇发动机进行整机有限元建模和动力特性分析,讨论了支 承刚度和不平衡响应的一些问题,但仍需在后续工作中完成如下的一些内容:

- (1)在今后的工作中,需要对整机模型动力特性分析数据进行验证,可通过梁单元建模等方法对有限元模型进行验证,通过某型军用小涵道比涡扇发动机的实际数据对模型分析结果进行验证。
- (2)研究支承刚度对整机动力特性的影响机理。通过支承刚度与系统动力特性的理论推导,进一步探究支承刚度对系统动力特性的影响关系。
- (3)在不平衡响应分析时,只研究了整机系统转速频率下的位移响应,在今后的工作中, 需要考虑其他频率下的不平衡位移响应,绘制不平衡频率响应函数曲线。

### 参考文献

- [1] 陈予恕,张华彪.航空发动机整机动力学研究进展与展望[J].航空学报,2011,32(08):1371-1391.
- [2] 邓旺群, 王毅, 聂卫健等. 支承刚度和轴向位置对某型对转发动机低压转子临界转速的影响[J]. 航空发动机, 2016, 42(3): 7-11.
- [3] 聂卫健,邓旺群,徐友良等. 高速柔性转子临界转速随支承刚度和轮盘质量的变化规律[J]. 燃气涡轮 试验与研究, 2015,28(3): 19-24.
- [4] Gutiérrez-Wing E S, Ewins D J. Characterisation of Rotating Machinery Dynamics within Limited Frequency Intervals Using Modal Analysis[J]. Australian Journal of Mechanical Engineering, 2015, 2(1): 11-20.
- [5] LINK M, FRISWELL M. Generation of Validated Structural Dynamic Models—Results of A Benchmark Study Utilising the Garteur SM-AG19 Test-Bed[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2003, 17(1): 9-20.
- [6] 赵文涛. 考虑实测支承动刚度的航空发动机整机振动建模及验证[D].南京航空航天大学,2012.
- [7] Murphy B T, Vance J M. An Improved Method For Calculating Critical Speeds And Rotordynamic Stability Of Turbomachinery[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 1983, 105(3): 591.
- [8] Hibner D H. Dynamic response of viscous-damped multi-shaft jet engines[J]. Journal of Aircraft, 2012, 12(4): 305-312.
- [9] Varney P, Green I. Rotordynamic analysis using the Complex Transfer Matrix: An application to elastomer supports using the viscoelastic correspondence principle[J]. Journal of Sound & Vibration, 2014, 333(23): 6258-6272.
- [10] 晏砺堂,张辉.计算复杂转子动力特性的子结构传递矩阵法[J].振动与冲击,1986(04):38-47.
- [11] 项松,王克明.用子结构传递矩阵法计算航空发动机转子一支承系统动力特性[J].沈阳航空工业学院学报,2005(04):1-3.
- [12] 黄太平.多转子系统振动的子系统分析方法——阻抗耦合法与分振型综合法[J].振动工程学报,1988(03):30-40.
- [13] 顾家柳.传递矩阵-直接积分法及其应用[J].航空学报,1983(04):48-56.
- [14] Hasselman T K, Kaplan A. Dynamic analysis of large systems by complex mode synthesis[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement & Control, 1974, 96(3): 327-333..
- [15] Benfield W A, Hrude R F. Vibration analysis of structures by component mode substitution[J]. AIAA Journal. 1971(9): 1255-1261.
- [16] Craig R R, Bampton M C C. Coupling of substructures for dynamic analysis. Advances in Engineering Science, 1976(2), NSNS Cp-2001: 393~408.
- [17] 楼梦麟.连接子结构与子结构模态综合法[J].振动工程学报,1995(01):52-56.
- [18] 郑兆昌.复杂结构振动研究的模态综合技术[J].振动与冲击,1982(01):28-36.
- [19] 曹芝腑,姜东,吴邵庆,费庆国.混合边界子结构的航空发动机机匣模型修正[J].航空动力学报,2017,32(11):2695-2704.
- [20] Moore J J, Vannini G, Camatti M, et al. Rotordynamic Analysis of a Large Industrial Turbocompressor Including Finite Element Substructure Modeling[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(8): 082401.

- [21] Marc-Antoine B, Kamran B. Analytical lump model for the nonlinear dynamic response of bolted flanges in aero-engine casings[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 115: 14-28.
- [22] ZANG C, EWINS D J. Model validation for structural dynamics in the aero-engine design process[J]. Frontiers in Energy, 2009, 3(4): 480-488.
- [23] Marc-Antoine B, Kamran B. Analytical lump model for the nonlinear dynamic response of bolted flanges in aero-engine casings[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 115: 14-28.
- [24] 陈果.双转子航空发动机整机振动建模与分析[J].振动工程学报,2011,24(06):619-632.
- [25] Chen, G. Vibration modelling and verifications for whole aero-engine[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 349:163-176.
- [26] Chen G. A coupling dynamic model for whole aero-engine vibration and its verification[J]. Hangkong Dongli Xuebao/Journal of Aerospace Power, 2012, 27(2):241-254.
- [27] 洪杰,王华,肖大为,陈萌.转子支承动刚度对转子动力特性的影响分析[J].航空发动机,2008(01):23-27.
- [28] 杨洋,曹登庆,王德友,姜广义.双盘悬臂转子的不平衡-定点碰摩耦合故障研究[J].航空动力学报,2016,31(02):307-316.
- [29] 杨喜关, 罗贵火, 温卫东等. 支承非线性特性对双转子系统的响应特性影响研究[J]. 振动工程学报, 2014, 27(4): 572-582.
- [30] 罗贵火,周海仑,王飞,杨喜关.含滚动轴承的同向和反向旋转双转子系统动力学响应[J]. 航空动力学报,2012,27(08):1887-1894.
- [31] 张鹏, 罗贵火, 王飞. 机动转弯条件下转子有限元建模方法[J]. 航空发动机, 2018, 44(02): 75-80.
- [32] Feng Guoquan, Zhou Baizhuo, Luo Guihuo3. Vibration Characteristic Investigation Of Counter-Rotating Dual-Rotor In Aero-Engine. Transactions of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2012, 29(01): 33-39.
- [33] 王康. 调速永磁同步电动机的模态分析计算[D].山东大学,2018.
- [34] 孟超. 支承特性对双转子系统动力特性影响研究[D].南京航空航天大学,2014.
- [35] 屈美娇,陈果,冯国全.支承刚度对整机耦合振动影响的定量分析[J].推进技术,2018,39(07):1605-1616.
- [36] 张大义,母国新,洪杰. 航空发动机转子支承系统刚度计算中的几个问题[J]. 战术导弹技术, 2005(2):20-23.
- [37] 黄永东.转子不平衡现象的分析[J].发电设备,2009,23(03):164-169
- [38] 缪红燕, 高金吉, 徐鸿. 转子系统瞬态不平衡响应的有限元分析[J]. 振动与冲击, 2004(3):1-4

### 致 谢

首先要感谢我的老师南京航空航天大学民航学院的陈果教授,在毕业设计的这段时间内,陈老师帮我规划毕设的方向和内容,帮我解决毕设中的疑问和难题,正因为陈老师的帮助,我的毕业设计才能顺利完成。经师易遇,人师难求,陈老师孜孜探索、自律自强的求学精神和自然洒脱、乐观从容的生活态度将指引我今后学习生活、为人处世。我庆幸在陈老师的指导下完成毕设有所成长,也庆幸未来有三年时光跟随陈老师继续学习,在此我向陈老师表示最诚挚的谢意,也请未来,多多关照。

其次要感谢我的师姐屈美娇博士,师姐真诚而温暖,细心而善良,她陪伴了整个毕设过程,协助我画图、建模、分析、总结。在我毕设期间,师姐恰逢毕业论文、毕业答辩和入职工作,虽然事情繁多,但对于我的疑问,师姐总是挤出时间,不厌其烦的为我解答,我荣幸之至,曾受她一米阳光。惟愿师姐未来平安喜乐,幸福顺心,这半年的"师徒"情谊我一定铭记终生。

学贵得师,亦贵得友,感谢 1501A 教研室里一直陪伴我的师兄师姐,於为刚师兄、贺志远师兄、张向阳师兄、张旭师兄、杨默晗师兄、张杰毅师兄、李爱师姐,关晓颖师姐,你们的存在是我慰藉心灵的习习春风,更是我人生道路上苦了、累了、委屈了敢回头停歇的最美的港湾。也感谢与我一起在实验室忙于毕设的成震杰同学、何超同学、李栩进同学、孙万鑫同学、赵俊钦同学,感谢陪我跑步的赵紫豪同学,感谢我最亲爱的舍友张小贺同学、陈焕典同学、张博昊同学,谢谢你们的帮助和支持,谢谢你们陪我度过本科生活的最后一段时光。

最后,谢谢我的父母,每周六晚上的语音或视频是我最幸福的时刻,谢谢你们给了我衣食无忧的生活,谢谢你们教会我踏实、感恩和宽容,只希望你们身体健康、幸福长寿。如今,本科生活已经接近尾声,未来三年,自己将转变身份,开启自己的研究生生涯,期待未来三年自己的表现。

李伦绪 2019 年 5 月 28 日 于南京航空航天大学将军路校区