

编号_____

南京航空航天大学

毕 业 设 计

题 目 航空发动机整机振动的半实
 物仿真技术研究

学生姓名	谢宇航
学 号	071030214
学 院	民航学院
专 业	民航机务工程
班 级	0710302
指导教师	陈果 教授

二〇一四年六月

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：所呈交的毕业设计（论文）（题目：航空发动机整机振动的半实物仿真技术研究）是本人在导师的指导下独立进行研究所取得的成果。尽本人所知，除了毕业设计（论文）中特别加以标注引用的内容外，本毕业设计（论文）不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写的成果作品。

作者签名：

年 月 日

（学号）：

航空发动机整机振动的半实物仿真技术研究

摘 要

准确分析航空发动机结构动力学性能以及发动机工作中的结构振动状态，可以更加清晰地了解发动机在工作中结构振动对发动机性能的影响，及时判断发动机整机振动超标的原因，从而为航空发动机的结构设计、强度计算、试验测试等环节提供参考。本文研究一种基于试验测试数据的航空发动机子结构动力学分析方法，该方法可将有限元模型与试验测试数据结合起来计算整机动力学响应，从而避开了整机中机匣建模的难题，并用航空发动机转子试验器有限元模型进行了半实物建模方法的仿真计算验证。本文提出的半实物半仿真建模方法，对于更加高效地模拟航空发动机整机动力学响应具有重要参考价值。

关键词：航空发动机，整机振动，半实物仿真，有限元分析

The Study on Semi-physical Simulation Technology of Whole Aero-engine Vibration

Abstract

Accurately analyzing the structural dynamics performance and the structural vibration status of aero-engine at work provides more information of the impact of the engine structure vibration on engine performance, promptly judging the cause of whole aero-engine vibration, so as reference of aero-engine structures design, strength calculation, testing and other aspects. This paper studies the structural dynamics of a sub-structural analysis method based on aero-engine testing data, this method can use finite element model combined with testing data to calculate the dynamic response of the aero-engine, thus avoiding the problem of modeling the casing of whole aero-engine. An aero-engine rotor testing machine with finite element model is verified semi-physical simulation modeling method. This paper presents a semi-physical and semi-simulation modeling approach, which can simulate the dynamic response of aero-engine more efficiently has an important reference value.

Key Words: Aero- engine; Whole aero-engine vibration; Semi-physical simulation; Finite element analysis

目 录

摘 要.....	i
Abstract	ii
第一章 绪 论.....	- 1 -
1.1 课题研究的目的和意义.....	- 1 -
1.2 国内外研究现状.....	- 2 -
1.2.1 航空发动机整机建模研究现状.....	- 2 -
1.2.2 子结构动力学分析方法.....	- 3 -
1.3 本文的研究内容.....	- 4 -
第二章 航空发动机半实物建模方法理论研究.....	- 5 -
2.1 机械阻抗和机械导纳的概念.....	- 5 -
2.2 动态子结构方法.....	- 6 -
2.2.1 动态子结构方法简介.....	- 6 -
2.2.2 机械阻抗子结构方法.....	- 7 -
2.3 航空发动机半实物建模方法研究.....	- 8 -
2.3.1 两支承的航空发动机的简化模型.....	- 8 -
2.3.2 两支承的航空发动机半实物建模分析.....	- 8 -
2.3.3 基于两支承的航空发动机半实物建模方法的机匣位移计算过程.....	- 10 -
2.3.4 多支承的航空发动机半实物建模方法研究.....	- 11 -
2.4 本章小结.....	- 14 -
第三章 基于 ANSYS 的航空发动机半实物建模方法验证.....	- 15 -
3.1 基于整机有限元建模方法的机匣测点响应计算.....	- 15 -
3.1.1 用 ANSYS 有限元软件建立整机有限元模型.....	- 15 -
3.1.2 整机模型的材料特性参数.....	- 15 -
3.1.3 对建好的整机有限元模型进行仿真计算.....	- 15 -
3.2 基于半实物仿真模型的机匣测点响应仿真计算.....	- 16 -

3.2.1 建立机匣--支承有限元模型	16 -
3.2.2 获取机匣--支承模型支承点处 Y 方向的动刚度	16 -
3.2.3 获取支承点到机匣测点的传递函数	19 -
3.2.4 半实物模型支承点处力的计算	20 -
3.2.5 机匣测点 Y 方向位移的计算	21 -
3.3 整机建模方法和半实物建模方法计算机匣测点结果比较	22 -
3.4 本章小结	22 -
第四章 航空发动机转子试验器半实物模型仿真分析	23 -
4.1 航空发动机转子试验器简介	23 -
4.2 转子试验器机匣—支承动刚度仿真计算	24 -
4.2.1 基于 Pro/E 的机匣—支承模型	24 -
4.2.2 模型导入	24 -
4.2.3 单元的选取	25 -
4.2.4 材料特性参数设置	25 -
4.2.5 划分网格	25 -
4.2.6 施加约束条件	25 -
4.2.7 仿真计算方案	25 -
4.2.8 进行仿真计算	26 -
4.2.9 结果分析	28 -
4.3 转子试验器半实物建模过程	29 -
4.3.1 建立转子有限元模型	29 -
4.3.2 建立转子试验器半实物模型	30 -
4.4 基于转子试验器半实物模型的机匣响应计算	31 -
4.4.1 施加支承动刚度到转子有限元模型	31 -
4.4.2 获取前、后支承点处所受的力	32 -
4.4.3 获取支承点到机匣测点的传递函数值	32 -
4.4.4 计算机匣位移响应	33 -

4.5 基于转子试验器整机模型的机匣响应计算.....	34 -
4.5.1 建立转子试验器整机有限元模型.....	34 -
4.5.2 整机模型机匣响应计算.....	34 -
4.6 转子试验器半实物模型与整机模型计算结果比较.....	35 -
4.7 本章小结.....	36 -
第五章 总结与展望.....	37 -
5.1 全文工作总结.....	37 -
5.2 论文工作展望.....	37 -
参考文献.....	39 -
致 谢.....	41 -

第一章 绪 论

1.1 课题研究的目的是和意义

现代军、民用飞机的发展对人们的生活和国防、经济、政治有非常大的作用^[1]。其核心部件—发动机的性能决定了飞机的可靠性、成本和性能。20 世纪 40 年代，航空发动机问世，飞机的性能从亚音速进入到超音速。在发动机研制初期，只重视发动机的性能而轻视了发动机的可靠性和结构强度。为了达到超音速飞机的要求，在发动机研制阶段要求高增压比、高推重比、高涡轮前温度等技术，使得发动机上各零部件所承受的载荷增加，从而在发动机运转中出现了诸多振动、强度、疲劳等故障^{[2]~[4]}。

在航空发动机研制初期，由于转子工作转速比较低，相对于转子而言，机匣的刚度比较高，所以在航空发动机设计阶段，仅计算转子的临界转速就能满足设计的要求，可以不用考虑转子和机匣两者的耦合振动。由于现代科技的发展以及人们对于航空发动机高推重比、高转速的追求，大多数航空发动机，特别是中小型发动机的转子大多为柔性转子，其工作转速一般会在—阶或几阶临界转速以上，而机匣壳体变薄，机匣和转子之间的耦合振动逐渐增强，形成了比较复杂的转子-机匣耦合系统^{[8]~[10]}。研究航空发动机的振动问题，有必要从整机的角度作为切入点。

若整机振动过大，会造成转子与静子在小间隙处发生碰摩^{[5][6]}，轴承的载荷过大，附件的振动应力超标，驾驶员及乘客的不适，飞机仪表板上的指针晃动，甚至危及飞行安全而导致事故的发生^[7]。若能准确分析航空发动机结构动力学性能以及发动机工作中的结构振动状态，则可以更加清晰的了解发动机工作中结构振动对发动机性能的影响，准确分析发动机整机振动超标的原因，从而为航空发动机结构设计、强度计算、试验测试等多个环节提供参考。改进发动机性能，有效减小发动机整机振动响应，进而减少航空发动机故障的发生，具有重大工程意义。

由于航空发动机结构比较复杂，考虑机匣的建模不仅比较困难，而且计算的效率极低，在很多场合下不能满足发动机设计的要求，鉴于此，本文提出一种基于试验测试数据的航空

发动机子结构动力学分析方法,该方法可将有限元模型与试验测试数据结合起来计算整机动力学响应,从而避开了整机中机匣建模的难题,本文提出的半实物半仿真建模方法,对于更加高效地模拟航空发动机整机动力学响应具有重要参考价值。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 航空发动机整机建模研究现状

由于航空发动机结构复杂,工作中会受到机械激振、气动激振、热场等作用,从而使振动明显,据统计航空发动机 70% 以上的故障来自振动。高转速、高推重比是现代航空发动机的特点,转子转速很高,机匣壁设计得很薄,转子、支承、机匣之间的动力影响密切,它们之间的耦合及影响很大,形成非常复杂的结构动力特性,航空发动机整机振动的研究已成为一项专门的课题^[11]。

目前,对于航空发动机整机振动的研究主要集中于仿真和试验两种方法。国外在航空领域起步比较早,尤其是美国、欧洲、俄罗斯等国家在航空发动机整机振动方向已经做了大量的研究^[12]。仿真方面,有限元方法在航空发动机模型的建立和分析上已经运用的相当成熟,已经能够从起初的传统设计转换到现在的预测设计。试验方面,基于成熟的试验方案和完备的试验条件,在高空、台架试车等试验上都积累了大量的实验数据,并建立了试验数据库。国内在整机振动领域起步较晚,航空发动机振动理论分析的方法主要包括:模态综合法、有限元方法、传递矩阵法等。在刘大响院士的提议下,借助俄罗斯在航空发动机整机振动方面的研究经验和研究方法,国内成立了航空发动机数值仿真中心,已经在多个项目的工程设计中得到应用^[13]。

航空发动机整机振动的研究关键在于建模,对转子-支承-机匣之间的耦合处理方法有:建立整体耦合模型和将机匣和转子的耦合等效为支承的动刚度。

郑旭东,张连祥,刘廷毅^[6]应用整体传递矩阵法对某型发动机转子-支承-机匣-安装节系统进行了应变能分布及整机临界转速的计算与分析。罗贵火,黄太平^[14]针对某一小型高速转子的实际结构,利用传递矩阵法计算了该转子在不同支承刚度条件下和不同跨度下的临界转速,分析了采用弹性支承与改变支点跨度对转子临界转速的影响。欧园霞^[15]等人采用模态综合法对发动机转子-支承-机匣系统的整机振动特性进行分析,计算发动机整机系统的进动频率、临界转速、稳定性、不平衡响应及瞬态响应。Glasgow,Nelson^[16]在“Stability Analysis of

Rotor-Bearing Systems Using Component Mode Synthesis”一文中提出固定界面复模态综合法，来分析发动机转子-支承-机匣整机系统的振动特性。刘铁牛，吴江宁^[17]以包含复杂转子系统及支承结构系统的发动机总体模型为研究对象，进行动态特性及动态响应分析，提出了模态阻抗综合分析法，将整体系统动力学问题化为低阶运动方程求解，对某型航空发动机进行了整体动应力计算。欧园霞，李彦^[18]等人针对某高速小型发动机转子-支承-机匣系统特点，建立了较完整的一套用于分析整机模态的有限元分析方法，阐述了如何建立整机计算模型及如何分析整机模态等问题。陈萌^[19]等人利用基于 NASTRAN 中实体单元编制的转子动力特性计算程序，对航空发动机整机进行了动力特性计算。Gerodin M 采用有限元方法对机匣进行建模并利用 New Mark 方法对整机运动方程进行数值积分求解^[20]。苏民^[21]、华明达^[22]将机匣简化成梁结构，利用子结构传递矩阵法方法计算得到了复杂结构的耦合振动。

1.2.2 子结构动力学分析方法

子结构动力学分析思想最初由 Serbin^[23]和 Sofrin^[24]提出，他们在 20 世纪 40 年代曾先后将阻抗和导纳用于结构的动力学分析中，但在当时他们的研究并未引起充分的重视。在之后的几十年里，发展出多种动态子结构方法，Craig^[25]、邱吉宝^[26]和王文亮^[27]等人在分别在各自领域发展了应用子结构动力学分析方法解决多种工程问题。

按照求解域的不同，子结构动力学分析方法可以划分为两类：频域方法和时域方法。时域方法主要是模态综合法，利用子结构的模态信息综合得到整体结构的模态；频域方法包括导纳综合法和阻抗综合法，该方法通过获取子结构的动力学传递参数，并结合子结构有限元模型，综合计算得到整体结构的动力学频域特征。

时域子结构方法使用结构的模态模型，即各类模态综合法（CMS）。Hurty^{[28][29]}和 Gradwell^[30]等人首先运用该方法对结构件进行动态特性计算，并确定了模态坐标和模态综合等概念。Craig 和 Bampton^[31]在前人基础上做了部分改进，形成现在工程常用的固定界面模态综合法。随后，Hou^[32]提出了初等的自由界面模态综合法。Craig、Chang^[33]、王文亮^[34]等人在 Hou 的基础上做了进一步研究，确定了现阶段常用的自由界面模态综合法。由于固定界面模态综合法和自由界面模态综合法有各自的应用限制，Benfield 和 Hrudá^[35]提出了混合界面模态综合法，扩展了模态综合法的应用范围。

频域子结构法使用结构连接参数综合计算，包括阻抗、导纳、传递函数和频响函数等。

Duncan^[36]最早把传递函数的概念引入振动系统的分析中，并与电路系统做了对比。随后，Bishop 和 Johnson^[37]确立了机械阻抗和导纳的完整概念，并将之运用到多段梁的子结构综合分析中。Rubin^{[38][39]}、O'Hara^[40]和 Sykes^[41]等人在机械阻抗和导纳概念基础上做了很多完善，并将其运用到小型子结构的综合中。子结构动力学分析方法在理论方面已趋于完善，然而，由于现有试验测试技术并未全达到该方法工程应用要求，导致子结构分析方法仍局限于仿真计算阶段。

1.3 本文的研究内容

本文主要针对航空发动机转子试验器，提出一种新的仿真计算方法，建立半实物仿真模型，用其进行整机振动特性的研究。各个章节的论述内容如下：

第一章，论述了航空发动机整机振动研究的意义、分析航空发动机整机建模和子结构动力学分析方法的研究现状。

第二章，对航空发动机半实物建模方法进行了理论研究，先对航空发动机半实物建模方法将用到的概念进行阐述，然后提出两支承的航空发动机简化模型，在此基础上提出两支承的航空发动机半实物建模方法，并给出了用半实物建模方法计算两支承航空发动机的机匣位移响应的步骤，最后把半实物建模方法推广到多支承的航空发动机。

第三章，为了验证本文半实物仿真方法的正确有效性，本章节采用一个简单的类似于航空发动机支承结构的有限元模型进行计算分析。首先用整机有限元模型（全仿真模型）进行不平衡响应计算得到机匣测点的输出结果，然后再建立半实物仿真模型，计算在相同不平衡相应下的机匣测点输出，最后对计算结果进行比较分析。

第四章，以航空发动机转子试验器为研究对象，利用本文提出的半实物建模方法建立航空发动机转子试验器的半实物仿真模型，并对其进行机匣位移响应的仿真计算，最后建立航空发动机转子试验器的整机有限元模型计算机匣的位移响应，并与半实物仿真模型计算结果进行比较。

第五章，对全文的研究内容进行总结，并对未来的研究方向进行展望。

第二章 航空发动机半实物建模方法理论研究

本章首先对航空发动机半实物建模方法将用到的概念进行阐述，然后提出两支承的航空发动机简化模型，在此基础上提出两支承的航空发动机半实物建模方法，并给出了用半实物建模方法计算两支承航空发动机的机匣位移响应的步骤，最后将半实物建模方法推广到多支承的航空发动机。

2.1 机械阻抗和机械导纳的概念

以单自由度阻尼系统为例，对机械阻抗和机械导纳的概念进行简单的阐述。

对粘性阻尼系统，假设其阻尼力和振动速度成正比，方向与速度相反，即

$$f_d = c\dot{x} \quad (2.1)$$

式中， c 为阻尼系数， \dot{x} 为振动速度。

单自由度阻尼系统的力学模型如图 2.1 所示。

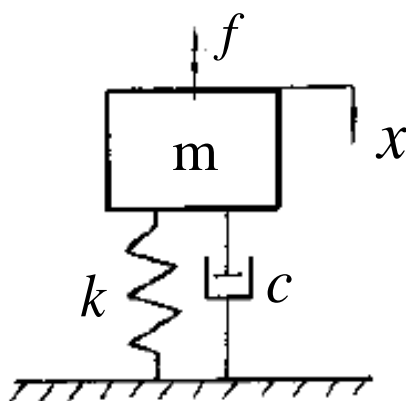


图 2.1 单自由度阻尼系统

其运动微分方程为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f \quad (2.2)$$

式中， x 和 f 均为时间 t 的函数。

对于自由振动 ($f = 0$)，上式可以写为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (2.3)$$

对(2.2)式两边进行拉普拉斯变换，并假设初始值为 0，可得

$$(ms^2 + cs + k)x(s) = f(s) \quad (2.4)$$

式中 S 为拉氏变换因子， $x(s)$ 为 x 的拉氏变换，而 $f(s)$ 则为 f 的拉氏变换。

对于自由振动而言，可得

$$(ms^2 + cs + k)x(s) = 0 \quad (2.5)$$

式(2.5)中的 $(ms^2 + cs + k)$ 具有刚度特性，称为系统的动刚度。在一定激励力下，其数值与系统的响应 $x(s)$ 成反比。具有阻止系统振动的性质，因此又叫系统的机械阻抗，简称阻抗，则有

$$Z(s) = (ms^2 + cs + k) \quad (2.5)$$

其倒数称为机械导纳，简称导纳，又称传递函数。即

$$H(s) = \frac{1}{ms^2 + cs + k} \quad (2.6)$$

若对(2.2)式进行傅里叶变换，即 $s = j\omega$ ，则阻抗和传递函数公式可以写成

$$Z(\omega) = -\omega^2 m + j\omega c + k \quad (2.7)$$

$$H(\omega) = \frac{1}{-\omega^2 m + j\omega c + k} \quad (2.8)$$

式中， $H(\omega)$ 称为频率响应函数，简称频响函数。

2.2 动态子结构方法

2.2.1 动态子结构方法简介

动态子结构方法的特点是：将一个整体结构人为地划分为若干个子结构（或部件），然后对每个子结构进行动力分析（计算的或试验的），得到子结构的动力特性（模态特性或传递特性）。

动态子结构方法主要有两大类：一类是利用子结构的模态特性和模态坐标建立起来的连接方法，称为模态综合法；另一类是利用子结构的传递函数特性建立起来的连接方法，称为

机械导纳（或机械阻抗）方法。

子结构之间相互联接处称为界面，子结构间的联接形式有三类：刚性联接，弹性联接和半刚性、半弹性联接，而航空发动机转子和支承之间的联接为弹性联接。

利用子结构方法解决大型复杂结构的动力学问题有以下优点：

- (1) 大大节省计算机的计算量和容量；
- (2) 便于结构修改和结构优化；
- (3) 适用于部件分散制造的情况；
- (4) 有利于分析和试验的结合；
- (5) 提高计算精度。

2.2.2 机械阻抗子结构方法

设由 A 、 B 两个子结构组成的系统，对某一个子结构可以写出其阻抗运动方程为

$$\begin{bmatrix} F_i \\ F_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z_{ii} & z_{ij} \\ z_{ji} & z_{jj} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_i \\ X_j \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

式中， j 表示界面坐标， i 表示非界面坐标。

两个子结构的耦联方程为

$$\begin{bmatrix} F_{iA} \\ F_{jA} \\ F_{iB} \\ F_{jB} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z_{ii}^A & z_{ij}^A & 0 & 0 \\ z_{ji}^A & z_{jj}^A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & z_{ii}^B & z_{ij}^B \\ 0 & 0 & z_{ji}^B & z_{jj}^B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_i^A \\ X_j^A \\ X_i^B \\ X_j^B \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

界面协调方程为

$$\begin{aligned} [X_j^A] &= [X_j^B] = [X_j] \\ [F_j^A] + [F_j^B] &= 0 \end{aligned} \quad (2.11)$$

对式(2.11)进行坐标变换可得

$$\begin{bmatrix} X_i^A \\ X_j^A \\ X_i^B \\ X_j^B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_i^A \\ X_j^A \\ X_i^B \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

将式(2.12)代入式(2.10)得到系统的机械阻抗运动方程为

$$\begin{bmatrix} F_{iA} \\ 0 \\ F_{iB} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z_{ii}^A & z_{ij}^A & 0 \\ z_{ji}^A & z_{jj}^A + z_{ii}^B & z_{ij}^B \\ 0 & z_{ij}^B & z_{jj}^B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_i^A \\ X_j \\ X_i^B \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

如果系统作自由振动，则有 $[F_i^A] = [F_i^B] = 0$ ，式(2.13)变为

$$\begin{bmatrix} z_{ii}^A & z_{ij}^A & 0 \\ z_{ji}^A & z_{jj}^A + z_{ii}^B & z_{ij}^B \\ 0 & z_{ij}^B & z_{jj}^B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_i^A \\ X_j \\ X_i^B \end{bmatrix} = 0 \quad (2.14)$$

或简写为

$$[Z]_{AB} [X]_{AB} = 0 \quad (2.15)$$

2.3 航空发动机半实物建模方法研究

2.3.1 两支承的航空发动机的简化模型

实际的航空发动机主要由转子、机匣和转子与机匣之间的支承构成，为了便于对两支承的航空发动机半实物建模研究，需要对航空发动机的模型进行简化，其简化的转子--支承--机匣力学模型如图 2.2 所示。

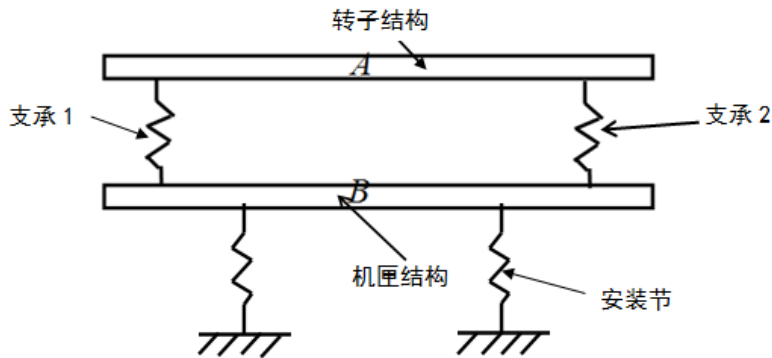


图 2.2 转子--支承--机匣力学模型

2.3.2 两支承的航空发动机半实物建模分析

把航空发动机的转子--支承--机匣力学模型从支承点 1、2 处分解为 A、B 两部分进行研究，其中 A 为转子结构，B 为支承—机匣结构，如图 2.3 所示。

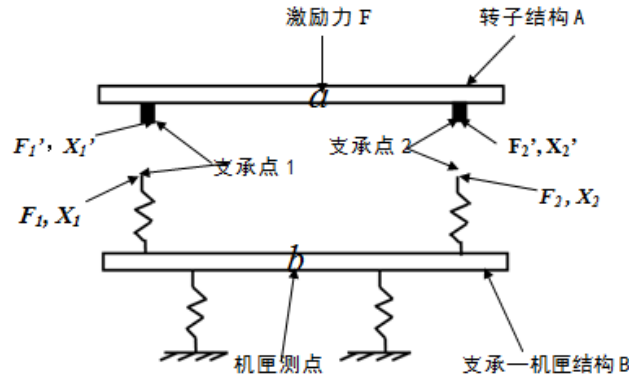


图 2.3 两支承航空发动分解模型

其中， a 为转子施力点， b 为机匣位移测点， F_1 和 F_1' 为支承 1 在激励力 F 的作用下产生的作用力和反作用力， F_2 和 F_2' 为支承 2 在激励力 F 的作用下产生的作用力和反作用力， X_1 和 X_2 分别为支承 1 和支承 2 在激励力 F 的作用下产生的位移， X_3 为机匣在激励力 F 的作用下产生的位移响应。

为了获得转子上的某个频率 ω 的激励力 F 作用下产生的机匣位移响应 X_3 ，本文的建模思想是通过 ANSYS 有限元软件建立转子结构 A 的有限元模型，然后通过支承--机匣结构 B 计算出该频率下支承点 1、2 处的动刚度，把支承点 1、2 处的动刚度叠加到转子结构 A 的有限元模型中，构成半实物模型，如图 2.4 所示。通过半实物模型，在给定频率 ω 下求出支承点 1、支承点 2 处所产生的力 F_1' 和 F_2' ，根据作用力与反作用力的关系，则有 $F_1 = -F_1'$ ， $F_2 = -F_2'$ 。然后通过支承--机匣结构 B，在给定频率 ω 下分别求出支承点 1 和支承点 2 到机匣测点 b 的传递函数 $h_{c1}(\omega)$ 和 $h_{c2}(\omega)$ 。根据叠加原理，则该频率下的机匣位移响应 $X_3(\omega)$ 可通过以下公式求得

$$X_3(\omega) = F_1(\omega) \times h_{c1}(\omega) + F_2(\omega) \times h_{c2}(\omega) \quad (2.16)$$

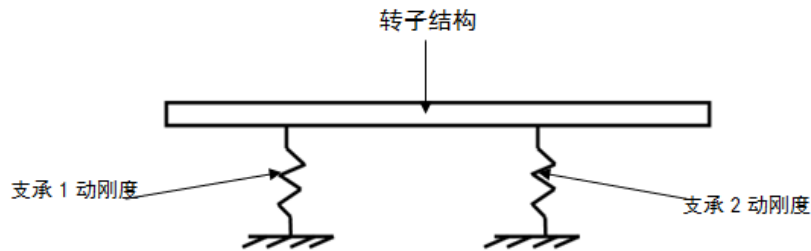


图 2.4 航空发动机半实物模型

2.3.3 基于两支承的航空发动机半实物建模方法的机匣位移计算过程

2.3.3.1 获取支承点 1 和支承点 2 处的动刚度值

根据动刚度的定义可知，使结构产生单位振幅的振动所施加的激振力的大小称为结构的动刚度。若要获取支承点处的动刚度，可通过支承—机匣模型(如图 2.4)，在支承点 1 处施加给定频率的单位力，得到支承点 1 处的位移 x_{11} 和支承点 2 处的位移 x_{12} ，同理，在支承点 2 处施加给定频率的单位力，可得到支承点 2 处的位移 x_{22} 和支承点 1 处的位移 x_{21} 。可得到计算给定频率下支承点 1、2 的动刚度值的公式为

$$\begin{bmatrix} k_{11}(\omega) & k_{12}(\omega) \\ k_{21}(\omega) & k_{22}(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{x_{11}(\omega)} & \frac{1}{x_{12}(\omega)} \\ \frac{1}{x_{21}(\omega)} & \frac{1}{x_{22}(\omega)} \end{bmatrix} \quad (2.17)$$

其中， $k_{11}(\omega)$ 支承点 1 的主刚度， $k_{12}(\omega)$ 为支承点 1 与支承点 2 的互动刚度， $k_{22}(\omega)$ 为支承点 2 的主刚度， $k_{21}(\omega)$ 为支承点 2 与支承点 1 的互动刚度。

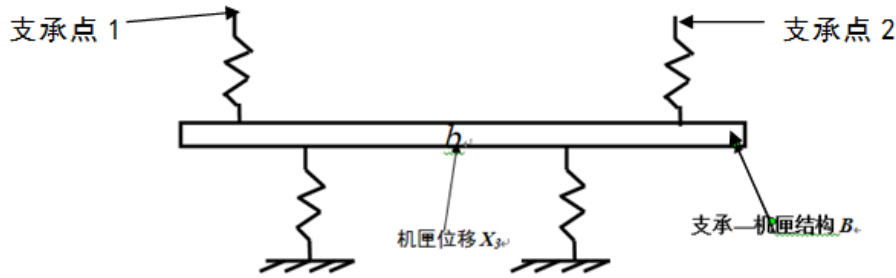


图 2.5 支承-机匣模型

2.3.3.2 叠加支承点 1、2 的动刚度值到转子有限元模型

如图 2.3 所示，图中支承点 1 的动刚度为其主刚度与互刚度之和，即

$$k_1(\omega) = k_{11}(\omega) + k_{12}(\omega) \quad (2.18)$$

同理，支承点 2 的动刚度也为其主刚度与互刚度之和，即

$$k_2(\omega) = k_{22}(\omega) + k_{21}(\omega) \quad (2.19)$$

2.3.3.3 通过半实物模型计算支承点 1 和支承点 2 所受的力

如图 2.3 所示，通过半实物模型在转子有限元模型的施力点 a 处施加一给定频率的激励力，可得到支承点 1 和支承点 2 处的位移 y_1 和 y_2 。则支承点 1 处所受到的力 F_1 和支承点 2 处所受到的力 F_2 ，可通过公式(2.20)求得。

$$\begin{bmatrix} F_1(\omega) \\ F_2(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11}(\omega) & k_{12}(\omega) \\ k_{21}(\omega) & k_{22}(\omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1(\omega) \\ y_2(\omega) \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

2.3.3.4 获取支承点 1 和支承点 2 到机匣测点的传递函数值

如图 2.4 所示，在支承点 1 处施加一给定频率下的单位力，算出机匣测点 b 处的位移值 $h_{c1}(\omega)$ ，则 $h_{c1}(\omega)$ 即为给定频率下支承点 1 到机匣测点 b 的传递函数值，同理可求得给定频率下支承点 2 到机匣测点 b 的传递函数值 $h_{c2}(\omega)$ 。

2.3.3.5 计算机匣测点的位移响应

根据上文计算得到的支承点处的力 $\begin{bmatrix} F_1(\omega) \\ F_2(\omega) \end{bmatrix}^T$ 和支承点到机匣测点的传递函数值 $\begin{bmatrix} h_{c1}(\omega) & h_{c2}(\omega) \end{bmatrix}^T$ ，通过公式(2.4)可求得转子上给定频率的激励力 F 作用下产生的机匣位移响应 $X_3(\omega)$ 。

$$X_3(\omega) = \begin{bmatrix} F_1(\omega) & F_2(\omega) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} h_{c1}(\omega) \\ h_{c2}(\omega) \end{bmatrix} \quad (2.21)$$

2.3.4 多支承的航空发动机半实物建模方法研究

多支承的航空发动机半实物建模方法计算机匣位移可参考两支承的航空发动机半实物模型计算机匣位移的方法。如图 2.4 所示，为多支承的航空发动机转子--支承—机匣简化模型。

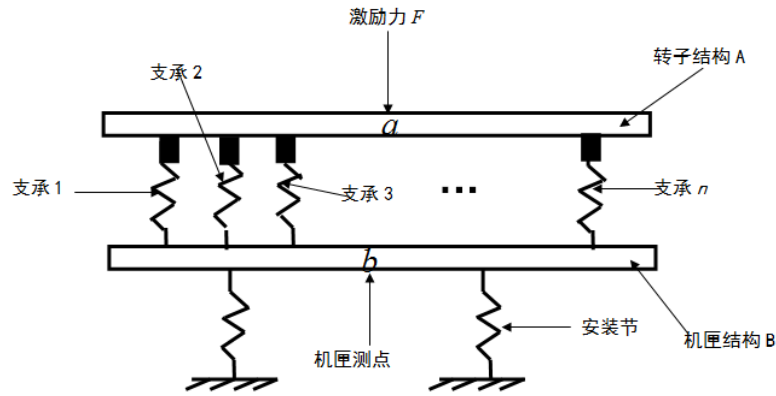


图 2.6 多支承的航空发动机转子--支承—机匣简化模型

多支承的航空发动机半实物建模方法计算机匣位移响应过程如下。

2.3.4.1 获取支承点的动刚度值

多支承航空发动机的支承—机匣模型如图 2.5 所示。

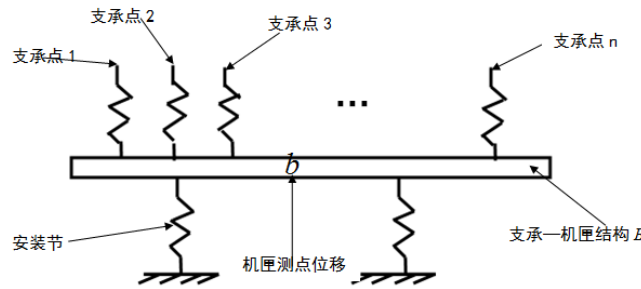


图 2.5 多支承航空发动机的支承—机匣模型

若在支承点 $i(i=1,2,3...,n)$ 处施加给定频率的单位力，则可得到支承点 $i(i=1,2,3...,n)$ 处的位移 $x_{ii}(i=1,2,3...,n)$ 和其他支承点 $j(j \neq i)$ 处的位移 $x_{ij}(j \neq i)$ 。各支承点的动刚度可由公式(2.22)求得。

$$\begin{bmatrix} k_{11}(\omega) & \cdots & k_{1n}(\omega) \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ k_{n1}(\omega) & \cdots & k_{nn}(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{x_{11}(\omega)} & \cdots & \frac{1}{x_{1n}(\omega)} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \frac{1}{x_{n1}(\omega)} & \cdots & \frac{1}{x_{nn}(\omega)} \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

2.3.4.2 叠加支承点的动刚度值到转子有限元模型

如图 2.6 所示为多支承航空发动机的半实物模型。

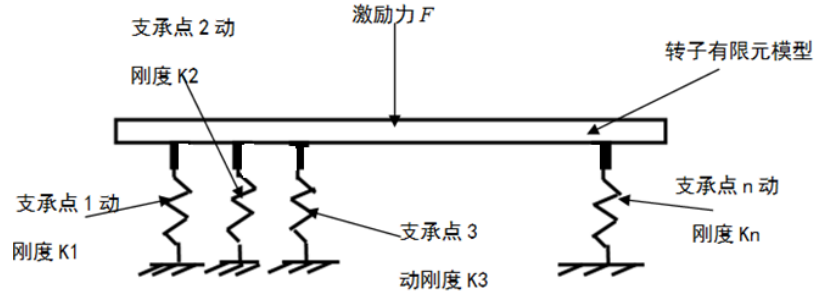


图 2.6 多支承航空发动机半实物模型

图中的支承点 $i(i = 1, 2, 3, \dots, n)$ 的动刚度值为该点的主刚度和该点的互刚度之和，即

$$k_i(\omega) = k_{ii}(\omega) + k_{ij}(\omega), \quad (j \neq i) \quad (2.23)$$

2.3.4.3 通过半实物模型计算各支承点所受的力

如图 2.6 所示，通过半实物模型在转子有限元模型的施力点 a 处施加一给定频率的激励力，可得到支承点 $i(i = 1, 2, 3, \dots, n)$ 处的位移 $y_i(i = 1, 2, 3, \dots, n)$ 。则支承点 $i(i = 1, 2, 3, \dots, n)$ 处所受到的力 $F_i(i = 1, 2, 3, \dots, n)$ ，可通过公式(2.23)求得。

$$\begin{bmatrix} F_1(\omega) \\ \vdots \\ F_n(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11}(\omega) & \cdots & k_{1n}(\omega) \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ k_{n1}(\omega) & \cdots & k_{nn}(\omega) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} y_1(\omega) \\ \vdots \\ y_n(\omega) \end{bmatrix} \quad (2.24)$$

2.3.4.4 获取各支承点到机匣测点的传递函数值

如图 2.6 所示，在支承点 $i(i = 1, 2, 3, \dots, n)$ 处施加一给定频率下的单位力，算出机匣测点 b 处的位移值 $h_{ci}(\omega)(i = 1, 2, 3, \dots, n)$ ，则 $h_{ci}(\omega)(i = 1, 2, 3, \dots, n)$ 即为给定频率下支承点 $i(i = 1, 2, 3, \dots, n)$ 到机匣测点 b 的传递函数值。

2.3.4.5 计算机匣测点的位移响应

根据上文计算得到的各支承点处的力 $[F_1(\omega) \cdots F_n(\omega)]$ 和各支承点到机匣测点的传递函数值 $[h_{c1}(\omega) \cdots h_{cn}(\omega)]^T$ ，通过公式(2.24)可求得转子上给定频率的激励力 F 作用下产生的机匣位移响应 $X_i(\omega)$ 。

$$X_i(\omega) = [F_1(\omega) \cdots F_n(\omega)] \times \begin{bmatrix} h_{c1}(\omega) \\ \vdots \\ h_{cn}(\omega) \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

2.4 本章小结

本章节主要针对航空发动机半实物建模方法的理论进行了研究，首先对机械阻抗和机械导纳的概念进行了阐述，然后对动态子结构方法进行了介绍，最后以航空发动机为对象，提出了两支承的航空发动机半实物建模方法计算机匣位移响应，最后把半实物建模的方法推广到多支承的航空发动机。本章节的内容为下文的仿真验算提供了理论基础。

第三章 基于 ANSYS 的航空发动机半实物建模方法验证

为了验证本文半实物仿真方法的正确有效性，本章节采用一个简单的类似于航空发动机支承结构的有限元模型进行计算分析。首先用整机有限元模型（全仿真模型）进行不平衡响应计算得到机匣测点的输出结果，然后再建立半实物仿真模型，计算在相同不平衡相应下的机匣测点输出，最后对计算结果进行比较分析，表明方法的有效性。

3.1 基于整机有限元建模方法的机匣测点响应计算

3.1.1 用 ANSYS 有限元软件建立整机有限元模型

机匣和转子模型均是选用两节点的梁单元(BEAM188 单元)，建立 11 个节点，10 个单元，梁的长度为 1m,半径为 0.02m。安装节和支承用 COMBIN14 弹簧单元代替，安装节刚度值为 $2\text{e}6\text{N/m}$ ，支承连接刚度值为 $1\text{e}6\text{N/m}$ 。如图 3.1 所示。

3.1.2 整机模型的材料特性参数

泊松比 $\mu=0.3$;

密度 $\rho=7.9\text{e}3\text{kg/m}^3$;

弹性模量 $E=2\text{e}11\text{Pa}$ 。

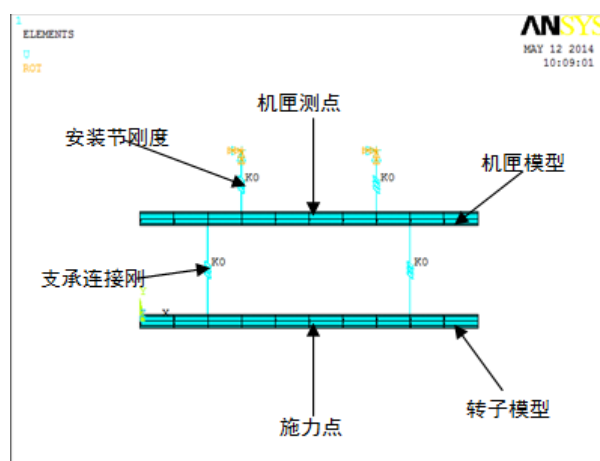


图 3.1 整机有限元模型

3.1.3 对建好的整机有限元模型进行仿真计算

在转子模型中点处的节点施加 Y 方向大小为 1000N 的不平衡力，使用谐响应分析，求出机匣模型中点处的节点 Y 方向的位移。其计算结果如表 3.1 所示。

表 3.1 整机模型计算机匣测点的位移响应

计算频率(Hz)	机匣测点 Y 方向位移(m)
80	3.52e-4
100	-2.51e-4
120	-3.64e-4
140	4.12e-4
160	7.47e-5
180	3.11e-5

3.2 基于半实物仿真模型的机匣测点响应仿真计算

3.2.1 建立机匣--支承有限元模型

把上文已建好的整机有限元模型中的转子模型部分去掉，剩余部分即为机匣--支承有限元模型，其材料属性参数和整机模型一致，如图 3.2 所示。

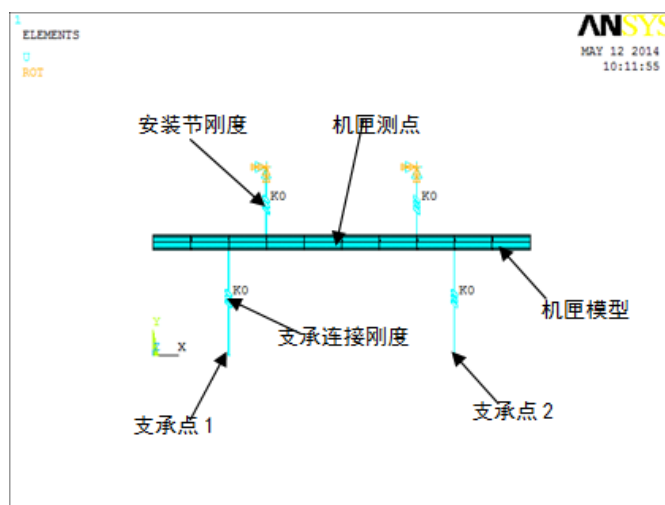


图 3.2 机匣--支承的有限元模型

3.2.2 获取机匣--支承模型支承点处 Y 方向的动刚度

3.2.2.1 支承点 1 的主动刚度和与支承点 2 的互刚度

1) 支承点 1 的 Y 方向位移和支承点 2 的 Y 方向位移计算

利用建好的机匣--支承有限元模型，选择谐响应分析，只在支承点 1 处的节点施加 Y 方向大小为 1N 的激振力，得到支承点 1 处的节点在激振力下的 Y 方向的位移和支承点 2 处的节点在激振力下的 Y 方向的位移。计算结果如表 3.2 所示。

表 3.2 支承点 1 和支承点 2 的位移

计算频率(Hz)	支承点 1 的 Y 方向位移(m)	支承点 2 的 Y 方向位移(m)
80	1.66e-06	6.56e-07
100	8.89e-06	7.89e-06
120	3.68e-07	-6.38e-07
140	7.24e-07	-2.81e-07
160	8.34e-07	-1.72e-07
180	8.86e-07	-1.20e-07

2) 支承点 1 主刚度和与支承点 2 的互刚度

通过上文计算出的支承点 1 的 Y 方向位移和支承点 2 的 Y 方向位移，代入式(2.17)

$$\begin{bmatrix} k_{11}(\omega) & k_{12}(\omega) \\ k_{21}(\omega) & k_{22}(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{x_{11}(\omega)} & \frac{1}{x_{12}(\omega)} \\ \frac{1}{x_{21}(\omega)} & \frac{1}{x_{22}(\omega)} \end{bmatrix}, \text{ 可得到支承点 1 主刚度和与支承点 2 的互刚度, 其计}$$

算结果如表 3.3 所示。

表 3.3 支承点 1 的 Y 方向主刚度和与支承点 2 的 Y 方向互刚度

计算频率(Hz)	支承点 1Y 方向主刚度(N/m)	支承点 2Y 方向互刚度(N/m)
80	602409.63855422	1524390.24390244
100	112485.93925759	126742.71229404
120	2717391.30434783	1567398.11912226
140	1381215.46961326	3558718.86120996
160	1381215.46961326	5813953.48837209
180	1128668.17155756	8333333.33333333

3.2.2.2 支承点 2 主动刚度和与支承点 1 的互刚度

1) 支承点 2 的 Y 方向位移和支承点 1 的 Y 方向位移计算

利用建好的机匣--支承有限元模型，选择谐响应分析法，只在支承点 2 处的节点施加 Y 方向大小为 1N 的激振力，得到支承点 2 处的节点在激振力下的 Y 方向的位移和支承点 1 处的节点在激振力下的 Y 方向的位移。计算结果如表 3.4 所示。

表 3.4 支承点 2 和支承点 1 的位移

计算频率(Hz)	支承点 2Y 方向位移(m)	支承点 1Y 方向位移(m)
80	1.66e-06	6.56e-07
100	8.89e-06	7.89e-06
120	3.68e-07	-6.38e-07
140	7.24e-07	-2.81e-07
160	8.34e-07	-1.72e-07
180	8.86e-07	-1.20e-07

2) 支承点 2 主刚度和与支承点 1 互刚度

通过上文计算出的支承点 2 的 Y 方向位移和支承点 1 的 Y 方向位移，代入式(2.17)

$$\begin{bmatrix} k_{11}(\omega) & k_{12}(\omega) \\ k_{21}(\omega) & k_{22}(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{x_{11}(\omega)} & \frac{1}{x_{12}(\omega)} \\ \frac{1}{x_{21}(\omega)} & \frac{1}{x_{22}(\omega)} \end{bmatrix}$$

可得到支承点 2 主刚度和与支承点 1 的互刚度，其

计算结果如表 3.5 所示。

表 3.5 支承点 2 的 Y 方向主刚度和与支承点 1 的 Y 方向互刚度

计算频率(Hz)	支承点 1Y 方向主刚度(N/m)	支承点 2Y 方向互刚度(N/m)
80	602409.63855422	1524390.24390244
100	112485.93925759	126742.71229404
120	2717391.30434783	1567398.11912226
140	1381215.46961326	3558718.86120996
160	1381215.46961326	5813953.48837209
180	1128668.17155756	8333333.33333333

由上述计算结果可知，支承点 1 的互刚度值和支承点 2 的互刚度值一致，验证了计算结果的正确性。而算出来的支承点 1 主刚度值和支承点 2 主刚度值一致，是因为所建立的机匣---支承模型为几何对称。

3.2.3 获取支承点到机匣测点的传递函数

3.2.3.1 支承点 1 到机匣测点的传递函数值计算

利用建好的机匣—支承有限元模型，选择谐响应分析法，只在支承点 1 处的节点施加 Y 方向大小为 1N 的激振力，得到机匣测点处的节点在激振力下的 Y 方向的位移，其计算结果如表 3.6 所示。

表 3.6 支承点 1 到机匣测点的传递函数值

计算频率(Hz)	机匣测点 Y 方向位移(m)
80	6.58e-07
100	7.88e-06
120	-6.36e-07
140	-2.79e-07
160	-1.70e-07
180	-1.18e-07

3.2.3.2 支承点 2 到机匣测点的传递函数值计算

利用建好的机匣—支承有限元模型，选择谐响应分析法，只在支承点 2 处的节点施加 Y 方向大小为 1N 的激振力，得到机匣测点处的节点在激振力下的 Y 方向的位移，其计算结果如表 3.7 所示。

表 3.7 支承点 2 到机匣测点的传递函数值

计算频率(Hz)	机匣测点节点 Y 方向位移 (m)
80	6.58e-07
100	7.88e-06
120	-6.36e-07
140	-2.79e-07
160	-1.70e-07
180	-1.18e-07

3.2.4 半实物模型支承点处力的计算

3.2.4.1 建立半实物模型

半实物模型由转子有限元模型和机匣--支承模型的支承点处的动刚度结合而成。其中机匣—支承模型支承点的主动刚度和互动刚度用弹簧单元 COMBIN14 模拟。如图 3.4 所示。其中在支承点 1 和支承点 2 之间施加的弹簧单元来模拟机匣—支承模型支承点间的互动刚度，在图中未显示出来。

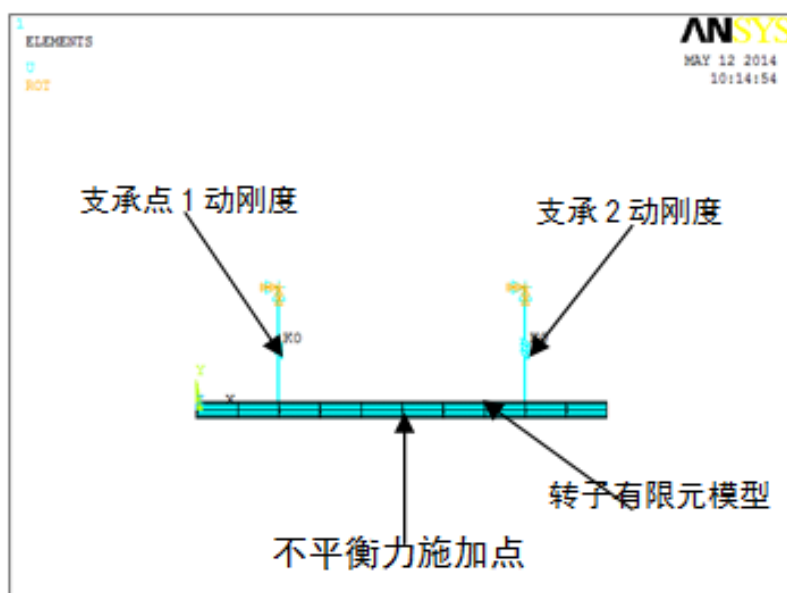


图 3.4 半实物模型

3.2.4.2 计算半实物模型支承点处的位移

在给定频率下，把上文计算得到的相应频率下的支承点处的主动刚度值和互动刚度值施加到相应的弹簧中，在转子模型中点的节点处施加一个 Y 方向的大小为 1000N 的不平衡力。选择谐响应分析方法，分别得到支承点 1 和支承点 2 处的节点 Y 方向的位移。计算结果如表 3.8 所示。

表 3.8 支承点 1 和支承点 2 Y 方向的节点位移

计算频率(Hz)	支承点 1Y 方向位移(m)	支承点 2 Y 方向位移(m)
80	-6.21e-4	-6.21e-4
100	-2.67267e-4	-2.67267e-4
120	-7.73493e-5	-7.73493e-5
140	-3.2591e-4	-3.2591e-4
160	-1.45741e-4	-1.45741e-4
180	-1.01226e-4	-1.01226e-4

3.2.4.3 计算半实物模型支承点处的力

根据上文计算出来的支承点 1、2 处的动刚度和支承点 1、2 处的位移，通过式(2.20)

$$\begin{bmatrix} F_1(\omega) \\ F_2(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11}(\omega) & k_{12}(\omega) \\ k_{21}(\omega) & k_{22}(\omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1(\omega) \\ y_2(\omega) \end{bmatrix}, \text{ 可得到支承点 1 和支承点 2 处 Y 方向的力。其计}$$

算结果如表 3.9 所示。

表 3.9 支承点 1 和支承点 2 Y 方向的力

计算频率(Hz)	支承点 1 Y 方向的力(N)	支承点 2 Y 方向的力(N)
80	-268.1	-268.1
100	-15.93	-15.93
120	286.479	-286.479
140	-735.688	-735.688
160	-220.153	-220.153
180	-132.149	-132.149

3.2.5 机匣测点 Y 方向位移的计算

根据上文计算得到的支承点 1、2 处的力和支承点 1、2 到机匣测点的传递函数值，通过第二章的式（2.4）

$$X_3(\omega) = \begin{bmatrix} F_1(\omega) \\ F_2(\omega) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} h_{c1}(\omega) & h_{c2}(\omega) \end{bmatrix}$$

可以算出相应频率下选定机匣测点 Y 方向的位移值，计算结果如表 3.10 所示。

表 3.10 半实物模型计算机匣测点 Y 方向位移

计算频率(Hz)	机匣测点 Y 方向位移(m)
80	3.5286e-4
100	-2.5102e-4
120	-3.64e-4
140	4.106e-4
160	7.485e-5
180	3.117e-5

3.3 整机建模方法和半实物建模方法计算机匣测点结果比较

表 3.11 为整机模型和半实物模型结果比较。结果表明,在某些频率下,用半实物模型计算机匣测点位移的结果与用整机模型计算的结果有微小的误差,由于误差很小,因此,用本文提出的半实物建模方法来计算机匣测点的位移响应是可行的。

表 3.11 整机模型和半实物模型结果比较

计算频率(Hz)	整机模型(m)	半实物模型(m)	误差
80	3.52e-4	3.5286e-4	0.245%
100	-2.51e-4	-2.51e-4	0
120	-3.64e-4	-3.64e-4	0
140	4.12e-4	4.11e-4	0.242%
160	7.47e-5	7.485e-5	0.200%
180	3.11e-5	3.117e-5	0.032%

3.4 本章小结

本章节主要对航空发动机半实物建模方法进行仿真验证,利用 ANSYS 有限元软件建立简化的航空发动机有限元模型,先用整机模型计算机匣的位移响应,然后通过建立半实物模型计算机匣的位移响应,最后比较两种建模方法的计算结果,结果表明用半实物模型计算的机匣位移值与用整机模型计算的位移值几乎完全相等,从而验证了本文提出的半实物建模方法是可行的。

第四章 航空发动机转子试验器半实物模型仿真分析

本章节利用带机匣的航空发动机转子试验器进行半实物仿真方法验证，该转子试验器结构上与实际航空发动机一致，将整机有限元模型（全仿真模型）与半实物仿真模型的计算结果进行比较，半实物建模方法的正确有效性将更具说服力。

4.1 航空发动机转子试验器简介

由沈阳航空发动机设计研究所设计制造的航空发动机转子试验器，该试验器在结构设计上，外形与发动机核心机的机匣一致，尺寸缩小三倍，内部结构将核心机简化为 0—2—0 支承结构形式，最大工作转速为 7000rpm。该试验器的实物图如图 4.1 所示，剖面图如 4.2 所示。



图 4.1 转子试验器实物图

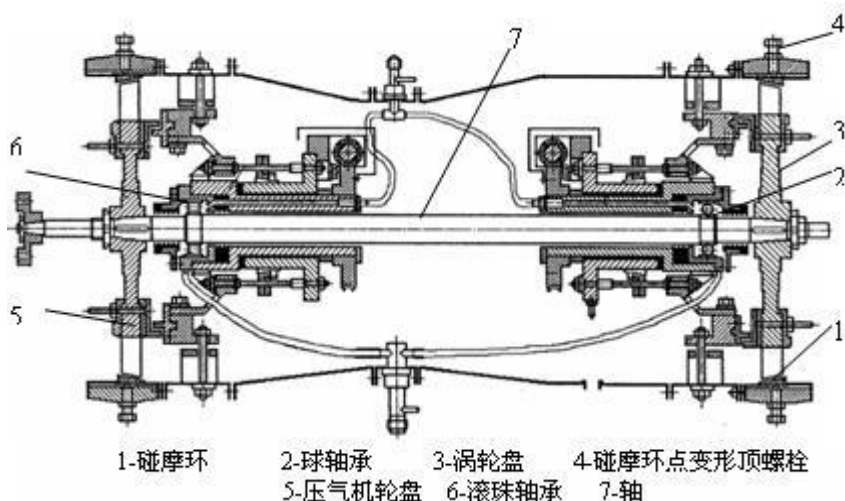


图 4.2 转子试验器剖面图

4.2 转子试验器机匣—支承动刚度仿真计算

4.2.1 基于 Pro/E 的机匣—支承模型

根据转子试验器的实际尺寸，忽略了机匣上的观察孔、激励孔、安装节及多个附件，用 PRO/E 软件对其建立三维实体模型，如图 4.3 所示。

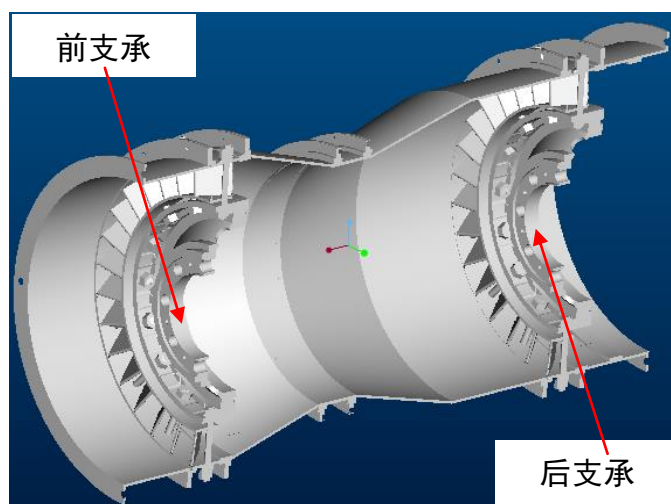


图 4.3 机匣—支承半剖面图

4.2.2 模型导入

采用 ANSYS 与 Pro/E 的无缝连接技术，将 PRO/E 中建好的模型导入到 ANSYS 中。导入到 ANSYS13.0 中的机匣--支承模型如图 4.4 所示。

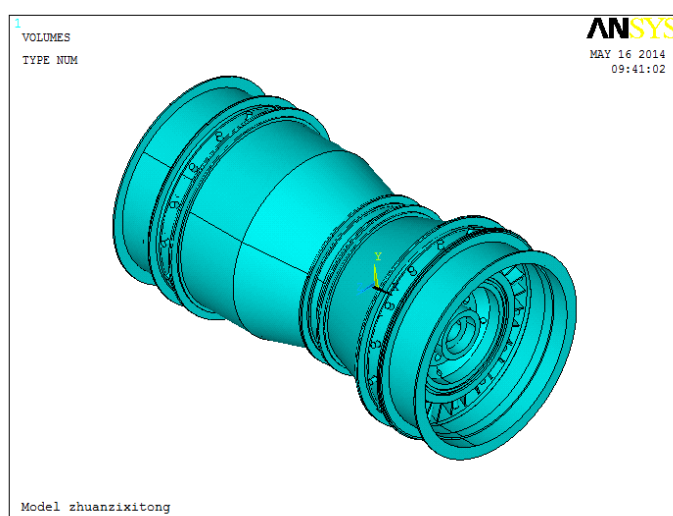


图 4.4 机匣三维实体图

4.2.3 单元的选取

本文选取具有 8 节点的三维实体单元 SOLID185 对模型进行网格划分。该单元每个节点有 3 个沿着 xyz 方向平移的自由度，具有蠕变、塑性、应力强化、膨胀、大变形、大应变能力。

4.2.4 材料特性参数设置

密度 $\rho=7.8 \times 10^{-3} \text{kg/m}^3$ ；弹性模量 $E=2.11 \times 10^{11} \text{Pa}$ ；泊松比 $\mu=0.3$ 。

4.2.5 划分网格

ANSYS 软件中有两种网格划分方法，分别是手动划分和智能划分，因为建立的模型比较复杂，手动划分难以控制划分的尺寸大小，因此本文利用智能划分功能对模型进行网格划分，得到包含 70783 个节点和 235580 个单元的机匣有限元模型，如图 4.5 所示。

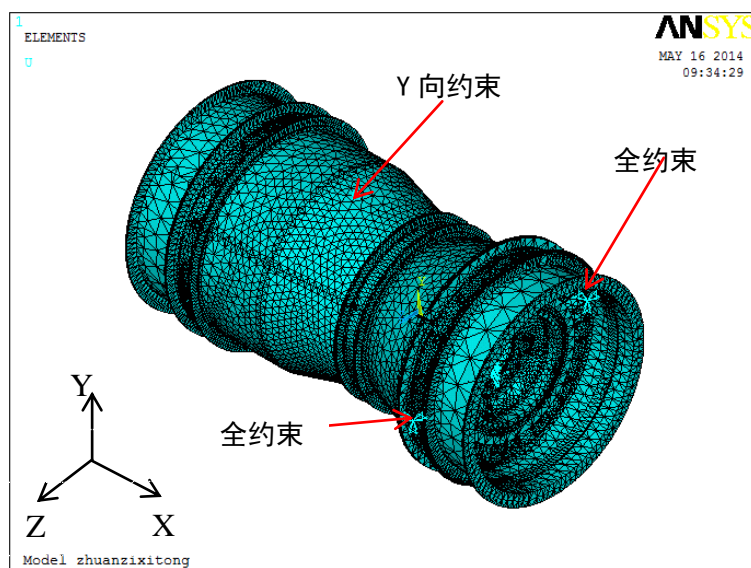


图 4.5 机匣有限元模型

4.2.6 施加约束条件

转子试验器上有三个安装节，实际工作过程中安装节的受力情况为前支承机匣左、右两处的安装节为全约束，后支承机匣处的安装节为垂直（Y）方向的约束，约束情况如图 4.5 所示。

4.2.7 仿真计算方案

本文建立的机匣模型包含前、后两个支承，对前后两个支承分别计算垂直和水平方向的动刚度，又对每个方向支承动刚度的计算提出 2 种方案，如表 4.1 所示。

表 4.1 动刚度测试方案

支承名称	激励方向	方案
前支承 (K_F)	垂直方向 (K_{FV})	施上测下
		施下测下
	水平方向 (K_{FH})	施左测右
		施右测右
后支承 (K_B)	垂直方向 (K_{BV})	施上测下
		施下测下
	水平方向 (K_{BH})	施左测右
		施右测右

4.2.8 进行仿真计算

4.2.8.1 谐响应分析方法介绍

谐响应分析主要用于确定线性结构承受随时间按正弦规律变化的载荷时的稳态响应，谐响应分析主要有完全法(Full)、缩减法(Reduced)、模态叠加法(Mode superposition)。

鉴于完全法采用完整的系数矩阵计算谐响应，不涉及质量矩阵的近似，不用关心如何选择主自由度或振型的优点，本文选用完全法(Full)来对所建模型进行谐响应分析。

4.2.8.2 机匣前支承动刚度计算

1) 垂直方向(Y 向)

根据表 4.1 提出的 2 种方案，在 ANSYS 中，分析类型选谐响应分析，分析方法选完全法，对施力节点施加 Y 向大小为 1N 的简谐力，计算频率设为 0 到 300Hz，求解步数为 30。

利用 MATLAB 软件编写动刚度计算程序，把 ANSYS 的计算结果导其中，可得机匣前支承 Y 向刚度大小随频率变化曲线，如图 4.6 所示。

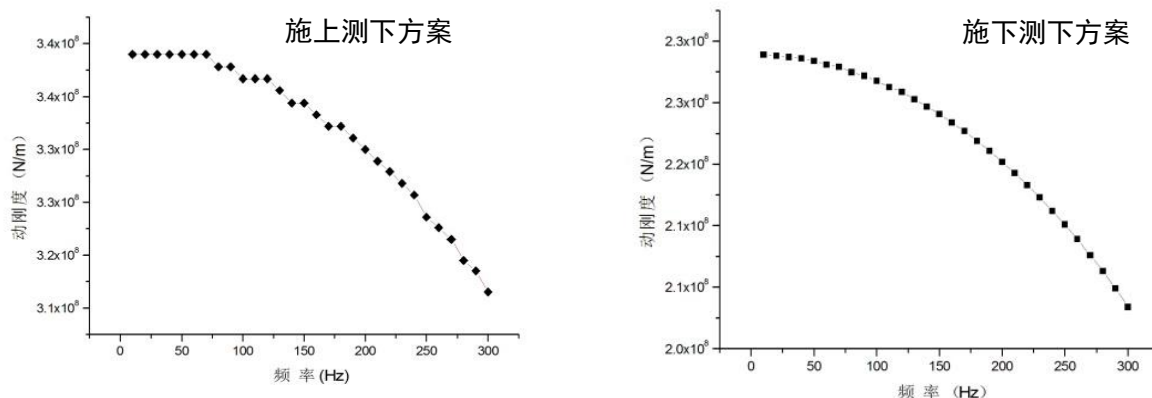


图 4.6 机匣前支承垂直刚度随频率变化的曲线

2) 水平方向(Z 向)

根据表 4.1 提出的 2 种方案，在 ANSYS 中，分析类型选谐响应分析，分析方法选完全法，对施力节点施加 Z 向大小为 1N 的简谐力，计算频率设为 0 到 300Hz，求解步数为 30。

利用 MATLAB 软件编写动刚度计算程序，把 ANSYS 的计算结果导其中，可得机匣前支承 Z 向刚度大小随频率变化曲线，如图 4.7 所示。

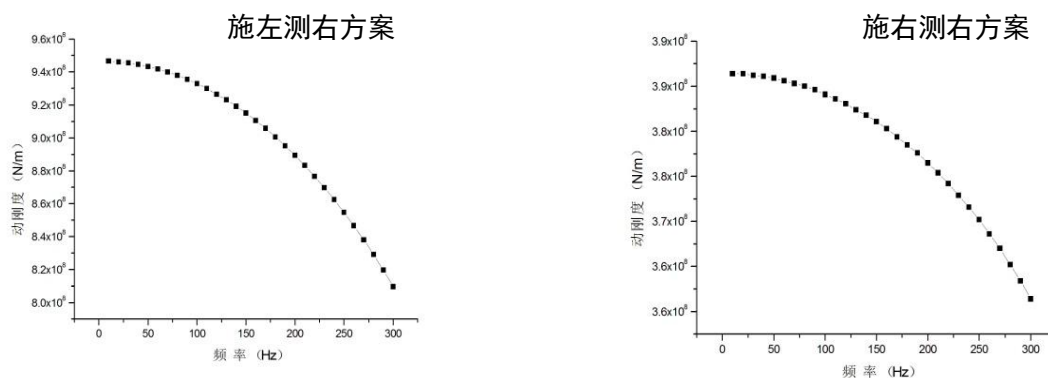


图 4.7 机匣前支承水平刚度随频率变化的曲线

4.2.8.3 机匣后支承动刚度计算

1) 垂直方向(Y 向)

根据表 4.1 提出的 2 种方案，在 ANSYS 中，分析类型选谐响应分析，分析方法选完全法，对施力节点施加 Y 向大小为 1N 的简谐力，计算频率设为 0 到 300Hz，求解步数为 30。

利用 MATLAB 软件编写动刚度计算程序，把 ANSYS 的计算结果导其中，可得机匣后支承 Y 向刚度大小随频率变化曲线，如图 4.8 所示。

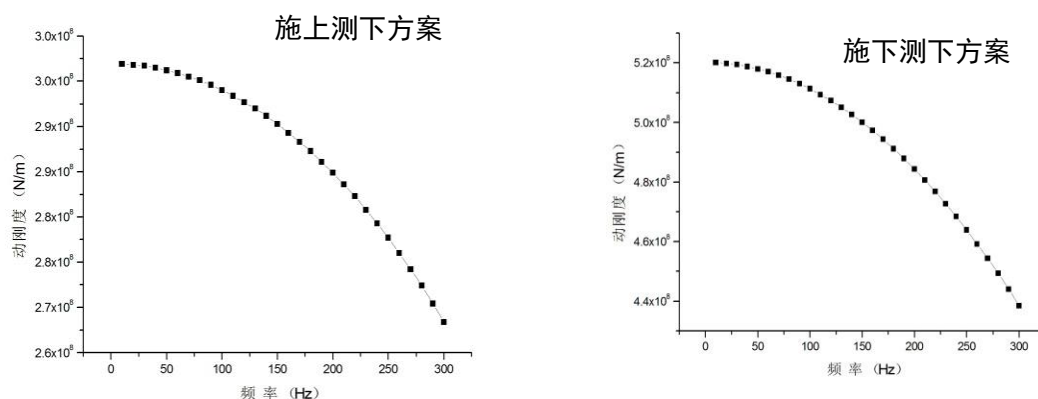


图 4.8 机匣后支承垂直刚度随频率变化的曲线

2)水平方向(Z 向)

根据表 4.1 提出的 2 种方案，在 ANSYS 中，分析类型选谐响应分析，分析方法选完全法，对施力节点施加 Z 向大小为 1N 的简谐力，计算频率设为 0 到 300Hz，求解步数为 30。

利用 MATLAB 软件编写动刚度计算程序，把 ANSYS 的计算结果导其中，可得机匣后支承 Z 向刚度大小随频率变化曲线，如图 4.9 所示。

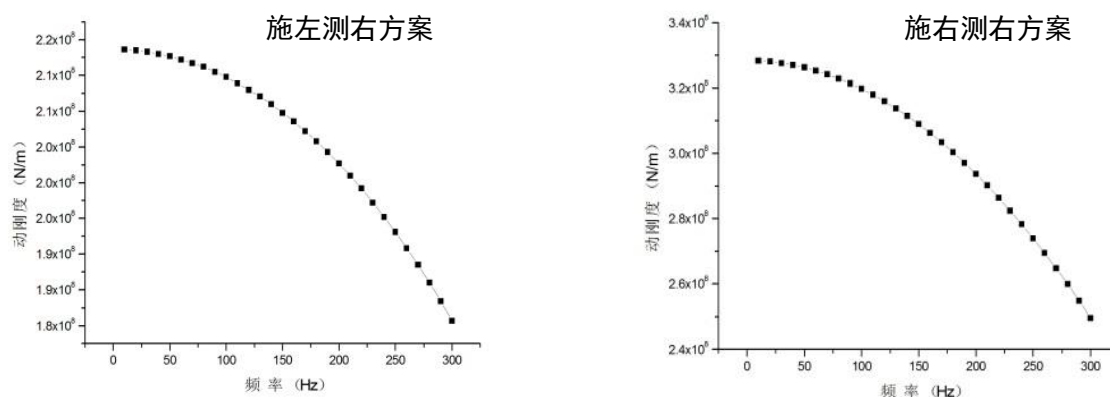


图 4.9 机匣后支承水平刚度随频率变化的曲线

4.2.9 结果分析

由上述结果可知，航空发动机转子故障实验器的支承动刚度总体变化趋势是随频率的增大而减小，垂直和水平的动刚度变化的趋势一致。本节计算出来的动刚度值为下文航空发动机转子故障试验器半实物模型的建立提供了数据基础。

4.3 转子试验器半实物建模过程

4.3.1 建立转子有限元模型

4.3.1.1 基于 PRO/E 的转子三维模型

根据航空发动机转子试验器的实际尺寸，在PRO/E5.0中建立转子系统的三维实体模型，如图4.10所示。

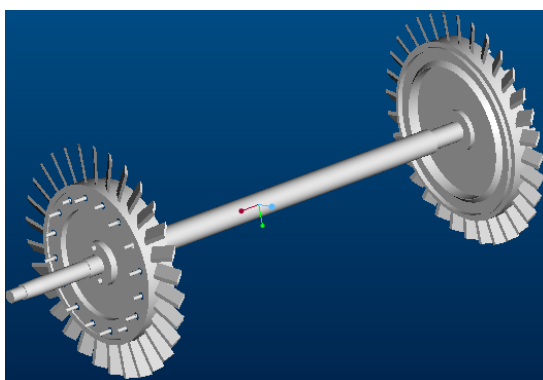


图 4.10 转子三维模型

4.3.1.2 模型的导入

利用 ANSYS 与 PRO/E 的无缝连接技术，将转子系统的三维模型从 PRO/E5.0 中导入到 ANSYS13.0，如图 4.11 所示。

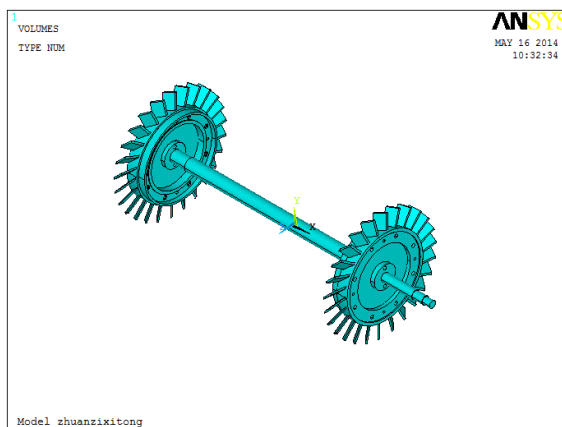


图 4.11 转子三维实体模型

4.3.1.3 单元的选择

本文选用SOLID185单元对转子模型进行网格划分，由于要考虑机匣--支承动刚度的影响，

用COMBIN14弹簧单元来模拟轴承。

4.3.1.4 材料特性参数

泊松比 $\mu=0.3$;

密度 $\rho=7.8e3\text{kg/m}^3$;

弹性模量 $E=2.11e11\text{Pa}$ 。

4.3.1.5 网格划分

利用 ANSYS 的智能划分网格功能对转子模型进行网格划分,得到包含 39524 个节点,79791 个单元的转子有限元模型,如图 4.12 所示。

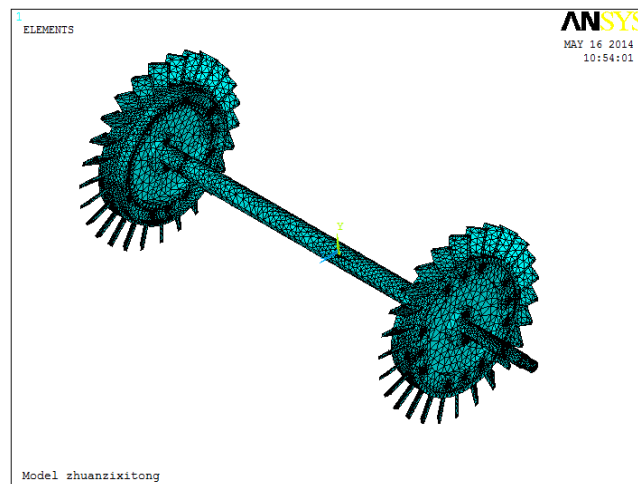


图 4.12 转子有限元模型

4.3.2 建立转子试验器半实物模型

转子试验器的半实物模型由转子有限元模型和机匣—支承动刚度结合而成。用 COMBIN14 弹簧单元来模拟机匣--支承的动刚度,设置弹簧的刚度系数为机匣—支承的动刚度值。在转子有限元模型前、后两处支承处根据轴承在转轴上的实际位置建立两个正交的 COMBIN14 弹簧单元, Y 方向的弹簧模拟机匣—支承垂直方向的动刚度, Z 方向的弹簧模拟机匣—支承水平方向的动刚度,对与轴连接的弹簧节点不施加约束,对另一节点施加全约束。如图 4.13 所示。

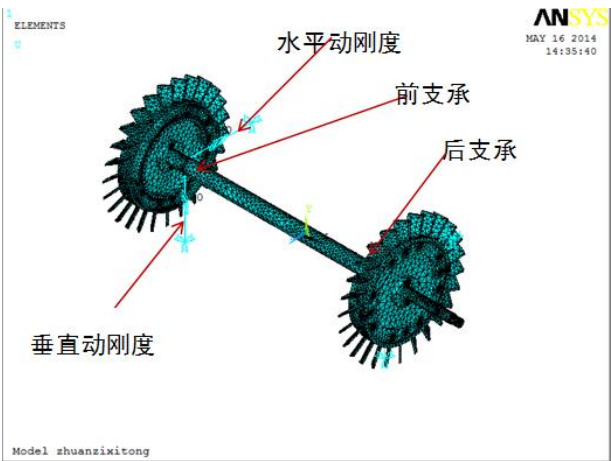


图 4.13 转子试验器半实物仿真模型

4.4 基于转子试验器半实物模型的机匣响应计算

4.4.1 施加支承动刚度到转子有限元模型

由 4.2 中得到的动刚度随频率变化的曲线，提取出机匣前、后支承 Y、Z 方向在指定频率下的动刚度值，如表 4.1 所示。

表 4.1 不同频率下的支承动刚度

计算频率 (Hz)	前支承点(N/m)		后支承点(N/m)	
	Y 向	Z 向	Y 向	Z 向
20	9.888411e5	9.958217e5	9.953177e5	9.935203e5
40	9.888362e5	9.958199e5	9.953113e5	9.935108e5
60	9.888296e5	9.958168e5	9.953045e5	9.934948e5
80	9.888165e5	9.958124e5	9.952852e5	9.934721e5
100	9.888015e5	9.958067e5	9.952653e5	9.934424e5
120	9.887825e5	9.958067e5	9.952432e5	9.934052e5
140	9.887603e5	9.957909e5	9.952108e5	9.933601e5
160	9.887335e5	9.957807e5	9.951755e5	9.933062e5
180	9.887022e5	9.957686e5	9.951345e5	9.932428e5
200	9.886661e5	9.957546e5	9.950871e5	9.931686e5

在每个计算频率下，把相应 Y、Z 方向的动刚度值分别加到半实物模型垂直和水平的弹簧单元的刚度系数中，使用谐响应分析，在转子系统转轴中点处施加 Y 向大小为 1000N 的载荷力，算出每个计算频率下前、后支承点处 Y 方向的位移值。

4.4.2 获取前、后支承点处所受的力

由以上得到前、后支承点处 Y 方向的位移值，利用公式(3.2)，可以得到每个计算频率下，在转子转轴中点处施加 Y 向 1000N 的载荷力时，前、后支承点处所受到 Y 方向的力，如表 4.2 所示。

表 4.2 不同频率下前、后支承点所受 Y 方向的力

计算频率(Hz)	前支承点(N)	后支承点(N)
20	612.117	614.894
40	1894.79	1905.71
60	-757.218	-763.129
80	-255.144	-257.875
100	-137.369	-139.356
120	-87.593	-89.270
140	-61.169	-62.685
160	-45.253	-46.675
180	-34.851	-36.216
200	-27.649	-28.979

4.4.3 获取支承点到机匣测点的传递函数值

利用 4.2 建立的机匣—支承有限元模型，使用谐响应分析，在前、后支承点处分别施加 Y 向大小为 1N 的谐振力，算出每个计算频率下前、后支承点到选定机匣测点 Y 向的传递函数值，如表 4.3 所示。

表 4.3 不同频率下前、后支承点到选定机匣测点的 Y 向的传递函数值

计算频率(Hz)	前支承点到机匣测点(m/N)	后支承点机匣测点(m/N)
20	1.055e-9	1.103e-9
40	1.058e-9	1.106e-9
60	1.062e-9	1.111e-9
80	1.068e-9	1.119e-9
100	1.076e-9	1.129e-9
120	1.085e-9	1.140e-9
140	1.097e-9	1.155e-9
160	1.111e-9	1.172e-9
180	1.127e-9	1.192e-9
200	1.145e-9	1.215e-9

4.4.4 计算机匣位移响应

根据上文计算出来不同频率下，在转轴中点处施加 Y 向大小为 1000N 的载荷力时，前、后支承点处所受 Y 方向的力和不同频率下前、后支承点到选定机匣测点 Y 方向的传递函数值，利用公式(3.5)，可以算出不同频率下，选定机匣测点 Y 方向的位移值，如表 4.4 所示。

表 4.4 不同频率下选定机匣测点 Y 方向的位移

计算频率(Hz)	机匣测点位移(m)
20	1.324e-06
40	4.113e-06
60	-1.652e-06
80	-5.612e-07
100	-3.040e-07
120	-1.969e-07
140	-1.395e-07
160	-1.050e-07

表 4.4(续)

计算频率 (Hz)	机匣测点位移(m)
180	-8.248e-08
200	-6.690e-08

4.5 基于转子试验器整机模型的机匣响应计算

4.5.1 建立转子试验器整机有限元模型

将 1.1 建立的机匣实体三维模型和 2.1 建立的转子实体三维模型进行组装，利用 SOLID185 单元对其进行网格划分，用两个正交的 COMBIN14 单元模拟两个轴承，得到整机有限元模型如图 4.14 所示。

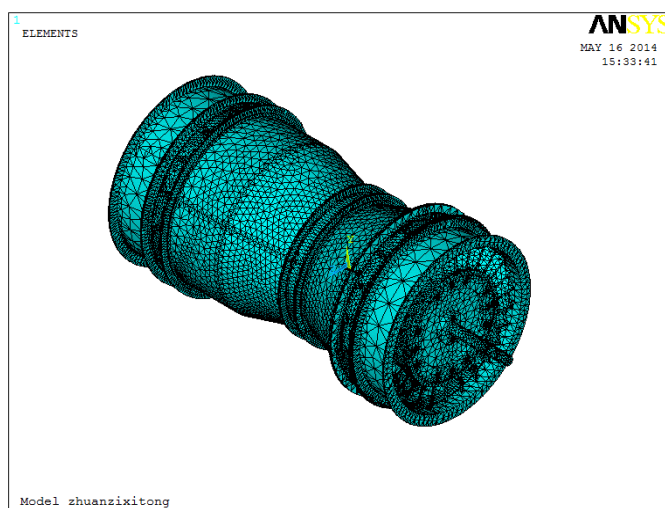


图 4.14 整机有限元模型

4.5.2 整机模型机匣响应计算

利用建好的整机有限元模型，使用谐响应分析，在转轴中点施加 Y 方向大小为 1000N 的载荷力，计算频率范围为 0 到 200Hz,计算步长为 10 步，得到不同频率下选定机匣测点 Y 方向的位移值，如图表 4.5 所示。

表 4.5 不同频率下整机模型选定机匣测点 Y 方向的位移值

计算频率(Hz)	机匣测点 Y 方向位移(m)
20	1.321e-06
40	4.063e-06
60	-1.667e-06
80	-5.639e-07
100	-3.063e-07
120	-1.976e-07
140	-1.400e-07
160	-1.053e-07
180	-8.272e-08
200	-6.710e-08

4.6 转子试验器半实物模型与整机模型计算结果比较

半实物模型和整机模型仿真计算转子试验器机匣 Y 方向位移响应的结果如表 4.6 所示。

表 4.6 半实物模型与整机模型计算结果比较

计算频率(Hz)	整机模型(m)	半实物模型(m)	与整机模型相差
20	1.321e-06	1.324e-06	0.214%
40	4.063e-06	4.113e-06	1.249%
60	-1.667e-06	-1.652e-06	0.888%
80	-5.639e-07	-5.612e-07	0.483%
100	-3.063e-07	-3.040e-07	0.735%
120	-1.976e-07	-1.969e-07	0.346%
140	-1.400e-07	-1.395e-07	0.326%
160	-1.053e-07	-1.050e-07	0.308%
180	-8.272e-08	-8.248e-08	0.299%
200	-6.710e-08	-6.690e-08	0.291%

对比结果表明，用半实物仿真方法计算转子试验器机匣位移响应的结果与用整机有限元模型计算机匣位移响应的结果非常接近，误差仅在 1% 左右，从而再次验证了本文提出的航空发动机半实物仿真方法是正确的。

4.7 本章小结

本章节利用第三章的半实物建模方法，对航空发动机转子试验器进行半实物建模，并利用建好的模型进行仿真计算机匣的位移响应。最后建立整机有限元模型计算机匣位移响应，与半实物模型计算结果进行比较。本章的研究成果为：

(1) 通过建立机匣—支承有限元模型，对其进行仿真计算，得到支承动刚度随频率变化曲线，结果表明，动刚度随频率增大而呈现减小的趋势。且支承动刚度的变化对机匣位移的响应影响较大，在设计航空发动阶段要考虑支承动刚度的影响。

(2) 对比用半实物模型和整机有限元模型计算得到的机匣位移结果，发现用半实物模型计算的结果与整机模型计算的结果非常接近，误差在 1% 左右，再次验证了本文的半实物建模方法是可行的。

(3) 在计算效率方面，由于半实物模型在计算过程中机匣和转子是分开计算的。通过机匣模型，可以获得支承动刚度和支承点到机匣测点的传递函数，通过转子有限元模型只需获取支承点处的位移即可，由于计算模型减小，从而使计算效率大大提高。

第五章 总结与展望

5.1 全文工作总结

本文主要对航空发动机整机振动半实物仿真技术进行了研究，以航空发动机转子试验器为研究对象，提出一种新的仿真计算方法，建立半实物仿真模型，对其进行整机振动特性分析。重点阐述了航空发动机半实物建模方法的理论研究，基于 ANSYS 有限元软件的半实物建模方法验证和建立转子试验器半实物仿真模型和整机有限元模型对机匣测点位移响应进行仿真计算。主要工作是：

(1) 论述了航空发动机整机振动的研究意义，整机动力学建模方法以及子结构动力学分析方法的研究现状和发展趋势。

(2) 对航空发动机半实物建模方法进行了理论研究，首先对机械阻抗和机械导纳的概念进行了阐述，然后对动态子结构方法进行了介绍，最后以航空发动机为对象，提出了两支承的航空发动机半实物建模方法计算机匣位移响应，并给出详细的计算过程，最后把半实物建模的方法推广到多支承的航空发动机。

(3) 本章节采用一个简单的类似于航空发动机支承结构的有限元模型进行计算分析，首先用整机有限元模型（全仿真模型）进行不平衡响应计算得到机匣测点的输出结果，然后再建立半实物仿真模型，计算在相同不平衡相应下的机匣测点输出，最后对计算结果进行比较分析，证明本文所提出的半实物建模方法是可行的。

(4) 以航空发动机转子试验器为研究对象，运用半实物建模方法，建立转子试验器的半实物仿真模型，对其进行机匣位移响应的计算，最后与建立的整机有限元模型的计算结果进行比较。

5.2 论文工作展望

本文对航空发动机整机振动的半实物仿真技术进行了一定的研究。由于本人的精力、水平有限，在论文的写作过程中还存在不足之处，在今后的研究中还有以下工作有待于继续研究：

(1) 本文仿真所使用的有限元模型，在建模的过程中还需要细化，使其更好的模拟实际

航空发动机的结构。

（2）本文在对转子试验器半实物仿真模型进行整机振动特性分析时，仅对其进行机匣响应的计算，没有对转子的临界转速进行计算，这将是今后继续研究的工作。

（3）由于时间的限制，未对本文建立的航空发动机转子试验器半实物仿真模型进行实验验证，实验部分有待今后完成。

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): 1~22.
- [2] 王海涛. 某型航空发动机整机振动特性分析[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
- [3] Mao Yang, Inderjit Chopra, David J. Haas. Vibration Prediction for Rotor System with Faults Using Coupled Rotor. Fuselage Model [J]. JOURNAL OF AIRCRAFT, March 2004,41(2) :348~358.
- [4] Kenneth A, L. Adams, Wei Lin, Farouk Abdel. Magied, Nadar Afshari. Fault Detection and Diagnosis of Rotating Machinery [J]. IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS, OCTOBER 2000, 47(5): 1005—1014.
- [5] 陈果. 带碰摩耦合故障的转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型[J]. 振动工程学报, Aug 2007, 20(4): 361~368.
- [6] 陈果, 李兴阳. 航空发动机整机振动中的不平衡-不对中-碰摩耦合故障研究[J]. 航空动力学报, Oct 2009, 24(10): 2277~2284.
- [7] 曹茂国, 孟憬非. 某型发动机整机振动故障分析[J]. 航空发动机, 1994 (4): 15~21.
- [8] 郑旭东, 张连祥, 刘延毅. 航空发动机整机振动特性及应变能分析[J]. 航空发动机, 2000 (2): 42~46.
- [9] 陈果, 李兴阳. 航空发动机整机振动中的不平衡-不对中-碰摩耦合故障研究[J]. 航空动力学报, Oct 2009, 24(10): 2277~2284.
- [10] J. B. Wynne, Rolls-Royce Limited. Advances in Aero Engine Dynamics [J]. AIAA/ASME/SAE/ASEE 22nd Joint Propulsion Conference, June 16-18, 1986/Huntsville, Alabama.
- [11] 任兴民, 顾家柳, 戈立春. 转子-机匣系统的瞬态动力响应计算[J]. 西北工业大学学报, 1996, 14 (2): 234~238.
- [12] 吴元东. 考虑连接刚度和阻尼的整机振动设计技术研究[D]. 南京: 南京航空航天大学能源与动力学院, 2010.
- [13] 卫刚, 李清华, 何谦等. 发动机整机仿真软件在工程设计中的应用[C]//中国航空学会第一届航空发动机数值仿真与数字化设计学术交流会论文集. 北京: 中国航空学会, 2008:349.352.
- [14] 罗贵火, 黄太平. 某小型高速转子临界转速分析[J]. 南京航空航天大学学报, 1996, 28 (3): 440~444.
- [15] 欧园霞, 李彦. 转子动力特性计算中常用方法的对比分析[J]. 航空动力学报, 1994, 9(2) : 142~146.
- [16] GLASGOW.D A, NELSON. H D. Stability analysis of rotor-bearing systems using component mode synthesis. American Society of Mechanical Engineers, Design Engineering Technical Conference, St. Louis, Mo; United States; 10.12 Sept. 1979. 8 pp. 1979.
- [17] 刘铁牛, 吴江宁. 航空发动机系统的动力分析[J]. 航空动力学报, 1994, 9 (2): 147~150.
- [18] 欧园霞, 李彦, 尹泽勇等. 航空发动机整机模态计算分析[J]. 航空动力学报, 1994, 9(2): 137~141.
- [19] 陈萌, 马艳红, 刘书国等. 航空发动机整机有限元模型转子动力学分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2007, 33(9): 1013~1016.
- [20] E, S. Zorzi, H. D. Nelson. Finite Element Simulation of Rotor-Bearing Systems with Internal Damping, J. of Eng, for Power, ASME, vol.99,No.1,Jan 1977:71~76.
- [21] 苏民, 戴远建. 复杂转子整机振动计算[J]. 热能动力工程, 1988, 3 (6): 44~50.
- [22] 华明达, 李其汉. 复杂转子-支承-机匣系统的动力特性分析. 全国第三届转子动力学学术讨论会论文集, 山东, 青岛, 1992年10月: 1~6.

-
- [23] Sofrin C T, The combination of dynamical system[J] Journal of the Aeronautical Science. 1945,13(6): 51-58.
 - [24] Craig Jr R R. Substructure methods in vibration[J]. Journal of Mechanical Design, 1995, 117: 207.
 - [25] 向树红, 邱吉宝, 王大钧. 模态分析与动态子结构方法新进展[J]. 力学进展, 2004, 34(3): 289-303.
 - [26] 王文亮, 杜作润. 结构振动与动态子结构方法[M]. 复旦大学出版社, 1985.
 - [27] Hurty W C. Vibrations of structural systems by component mode synthesis[J]. Transactions of the American Society of Civil Engineers, 1961, 126(1): 157-175.
 - [28] Hurty W C. Dynamic analysis of structural systems using component modes[J]. AIAA journal, 1965, 3(4): 678-685.
 - [29] Gladwell G M L. Branch mode analysis of vibrating systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 1964, 1(1): 41-59.
 - [30] Craig P R, MCCCampton. Coupling of structures for dynamic analysis[J]. AIAA Journal, 1968,6:1313-1319.
 - [31] Hou S N. Review of modal synthesis techniques and a new approach[J]. Shock and vibration bulletin, 1969, 40(4): 25-39.
 - [32] Craig R, Chang C J. Free-interface methods of substructure coupling for dynamic analysis[J]. AIAA Journal, 1976, 14(11): 1633-1635.
 - [33] 王文亮, 杜作润, 陈康元. 模态综合技术短评和一种新的改进[J]. 航空学报, 1979, 3.
 - [34] Benfield W A, Hruda R F. Vibration analysis of structures by component mode substitution[J]. AIAA Journal, 1971, 9(7): 1255-1261.
 - [35] Duncan W J. Mechanical admittances and their applications to oscillation problems[M]. HM Stationery Office, 1947.
 - [36] Bishop RED, Johnson DC. The Mechanics of Vibration[M]. Cambridge: Cambridge University Press,1960.
 - [37] Rubin S. Transmission matrices for vibration and their relation to admittance and impedance[J]. Journal of Engineering for Industry, 1964, 86: 9.
 - [38] Rubin S. Mechanical Immittance - and Transmission - Matrix Concepts[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1967, 41: 1171.
 - [39] O'Hara G J. Mechanical impedance and mobility concepts[J]. The journal of the Acoustical Society of America, 1967, 41: 1180.
 - [40] Sykes A O. Application of admittance and impedance concepts in the synthesis of vibrating systems[C]//Winter ASME Annual Meeting, Washington DC. 1971: 22-37.
 - [41] 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.

致 谢

本研究和论文是在陈果老师的悉心指导下完成的，从论文的选题、工作的开展到论文的撰写，陈老师都给予了我极大地帮助与悉心的关怀。在短短的四个月时间里，感谢陈老师在学习和生活上给与的帮助与指导。陈老师渊博的学识，严谨的学术态度，孜孜不倦的工作情怀以及平易近人，乐观积极的人生态度都使我受益匪浅，在此，向陈老师致以衷心的感谢和最高的敬意！

其次要感谢赵斌师兄，在整个毕设过程中，赵师兄都倾注了大量的心血，他耐心指导实验操作、无私传授专业知识和经验，是我学习的榜样。

感谢实验室的王海飞博士、郝鹏飞博士以及程小勇师兄、李旭鹏师兄、周笛师兄、李华师姐、汪谨师姐，他们营造良好的学习氛围和关怀使我的论文得以顺利完成。

同时，感谢同属一个指导老师的冯康佳、刘彬彬和李文乐三位同学和全堃、陈俊两位室友在生活和学习上提供的帮助。

最后感谢我的父母、民航学院的老师和母校南京航空航天大学！