硕士学位论文

基于整机模型的主轴承非稳态载荷分 析与载荷谱编制方法

研究生姓名	刘曜宾
专业类别	交通运输
专业领域	
指导教师	陈果 教授

南京航空航天大学

研究生院 通用航空与飞行学院

二〇二五年三月

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics The Graduate School College of General Aviation and Flight

Unsteady Load Analysis and Load Spectrum Compilation Method of Main Bearing Based on Whole Machine Model

A Thesis in Transportation

by

Liu Yaobin

Advised by

Prof. Chen Guo

Submitted in Partial Fulfillment

of the Requirements

for the Degree of

Master of Engineering

March, 2025

承诺书

本人声明所呈交的硕士学位论文是本人在导师指导下进 行的研究工作及取得的研究成果。除了文中特别加以标注和致 谢的地方外,论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成 果,也不包含为获得南京航空航天大学或其他教育机构的学位 或证书而使用过的材料。

本人授权南京航空航天大学可以将学位论文的全部或部 分内容编入有关数据库进行检索,可以采用影印、缩印或扫描 等复制手段保存、汇编学位论文。

(保密的学位论文在解密后适用本承诺书)

作者签名: **刘强宾** 日期: 2025年3月19

摘要

航空发动机主轴承作为支撑转子系统的核心部件,工作环境极端复杂和恶劣,其载荷特性 对主轴承寿命以及发动机的运行安全性至关重要。然而,目前主轴承在机动飞行、非稳态过载、 主轴承故障激励等复杂工况下的载荷变化规律研究尚不充分,难以对轴承设计提供准确的输入 条件。然而,实际航空发动机主轴承载荷很难实现飞行条件下的实测,为此,本文基于整机振 动模型,考虑飞机的实际机动飞行参数,研究航空发动机主轴承的非稳态载荷仿真方法,并在 此基础上进行载荷谱编制,主要研究工作如下。

(1)基于某型航空发动机整机动力学特性,建立了转子-支承-机匣耦合振动模型,并进行 了模型验证。结合滚动轴承的非线性力学特性,飞机机动飞行、弹射起飞及拦阻着舰等多种飞 行参数据,建立了考虑复杂飞行工况和整机模型的主轴承载荷仿真模型。

(2)选取典型飞行任务剖面,基于整机振动模型,计算得到了主轴承在复杂飞行工况下的 时变载荷响应。研究表明,1)在常规飞行条件下,主轴承的载荷分布较为平稳,而在极限工况 下,主轴承的径向载荷和轴向载荷均出现显著波动,其中轴向载荷峰值可达正常工况的2倍以 上,表现出较强的冲击特性。通过改变飞行参数分析了不同过载和角速度对主轴承载荷的影响 规律,为主轴承在复杂工况下的结构设计与优化提供了重要依据。2)在舰载机弹射起飞瞬间, 会对轴承轴向载荷带来 10kN 以上的冲击作用;拦阻着舰过程中,3#支点主轴承轴向载荷会发 生减小,但一般不会产生轻载和换向,2#支点主轴承则有可能发生轻载或换向。

(3)当主轴承出现损伤时,其载荷将大大增加,从而导致其疲劳破坏,仿真分析了轴承损 伤对主轴承载荷的影响,结果表明:机动飞行过程中,主轴承的损伤对载荷产生了显著影响。 特别是在极限工况下,5mm以上的轴承外圈剥落损伤引发了较大冲击,导致水平方向和垂直方 向径向载荷分别发生约 3.55kN 和 54.96kN 的剧烈变化,严重影响了主轴承的安全运行。

(4) 基于真实飞参数据和整机振动模型,利用实际航空发动机轴向力有限元仿真结果和支持向量回归方法,建立了航空发动机轴向力的计算代理模型,进行了主轴承载荷仿真分析。基于 Lundberg-Palmgren (L-P) 寿命理论,提出了一种加速载荷谱的编制方法。该方法利用损伤等效原理,剔除对疲劳寿命贡献较小的低幅值载荷,保留高损伤贡献的载荷成分,从而缩短了试验周期并提高了试验效率。通过统计参数、功率谱密度和穿级计数法,对加速载荷谱与原始载荷谱进行了对比分析,结果表明:加速谱在载荷分布特性、能量频谱和疲劳损伤等效性方面与原始谱高度一致,同时实现了 29.02%的时间压缩率。

论文研究成果为主轴承的载荷特性分析和载荷谱编制提供了新的方法。可为主轴承的疲劳 寿命预测、优化设计及故障诊断提供重要参考。

关键词: 航空发动机, 主轴承, 整机振动, 机动飞行, 剥落故障, 主轴承载荷仿真, 载荷谱

ABSTRACT

As the core component of the supporting rotor system, the main bearing of aero-engine has extremely complex and harsh working environment. Its load characteristics are very important to the life of the main bearing and the safety of the engine. However, the current research on the load variation law of the main bearing under complex conditions such as maneuvering flight, unsteady overload, and main bearing fault excitation is not sufficient, and it is difficult to provide accurate input conditions for bearing design. However, it is difficult to measure the load of the main bearing of the actual aero-engine under flight conditions. Therefore, based on the vibration model of the whole machine and considering the actual maneuvering flight parameters of the aircraft, this paper studies the unsteady load simulation method of the main bearing of the aero-engine, and compiles the load spectrum on this basis. The main research work is as follows.

(1) Based on the dynamic characteristics of an aero-engine, a rotor-support-casing coupled vibration model is established and verified. Combined with the nonlinear mechanical properties of rolling bearings, the main bearing load simulation model considering complex flight conditions and the whole machine model is established based on various flight parameters such as aircraft maneuvering flight, catapult take-off and arrested landing.

(2) According to the general specification of aviation turbojet and turbofan engine, the time-varying load response of the main bearing under complex flight conditions is calculated based on the whole machine vibration model. The research shows that: 1) Under conventional flight conditions, the load distribution of the main bearing is relatively stable, while under extreme conditions, the radial load and axial load of the main bearing fluctuate significantly, and the peak value of the axial load can reach more than 2 times of the normal working conditions, showing strong impact characteristics. The influence of different overload and angular velocity on the main bearing load is analyzed by changing the flight parameters, which provides an important basis for the structural design and optimization of the main bearing under complex working conditions. 2) At the moment of carrier-based aircraft catapult take-off, it will bring more than 10kN impact on the axial load of the bearing; in the process of arresting and landing, the axial load of the 3# fulcrum main bearing will decrease, but it is still in the normal range, and generally will not produce light load and commutation, while the 2# fulcrum main bearing may have light load or commutation.

(3) When the main bearing is damaged, its load will be greatly increased, which will lead to its fatigue failure. The influence of bearing damage on the main bearing load is simulated and analyzed. The results show that the damage of the main bearing has a significant impact on the load during maneuvering flight. Especially under extreme conditions, the peeling damage of the outer ring of the

bearing above 5mm causes a large impact, resulting in a drastic change of about 3.55kN and 54.96kN in the horizontal and vertical radial loads, respectively, which seriously affects the safe operation of the main bearing.

(4) Based on the real flight parameter data and the vibration model of the whole aircraft, the calculation agent model of the axial force of the aero-engine is established by using the finite element simulation results of the actual aero-engine axial force and the support vector regression method, and the main bearing load simulation analysis is carried out. Based on the Lundberg-Palmgren (L-P) life theory, a method for compiling the accelerated load spectrum is proposed. This method uses the principle of damage equivalence to eliminate the low-amplitude load that contributes less to the fatigue life, and retains the load component with high damage contribution, thereby shortening the test cycle and improving the test efficiency. The acceleration load spectrum and the original load spectrum are compared and analyzed by statistical parameters, power spectral density and through-level counting method. The results show that the acceleration spectrum is highly consistent with the original spectrum in terms of load distribution characteristics, energy spectrum and fatigue damage equivalence, and achieves a time compression rate of 29.02 %.

The research results of this paper provide a new method for the load characteristic analysis and load spectrum compilation of the main bearing. It can provide important reference for fatigue life prediction, optimization design and fault diagnosis of main bearing.

Keywords: Aero-engine, main bearing, whole machine vibration, maneuvering flight, peeling fault , main bearing load simulation, load spectrum

目 录

第1章	绪论	1
1.1	引言	1
1.2	研究背景及意义	1
1.3	研究现状	3
	1.3.1 航空发动机整机振动研究现状	3
	1.3.2 机动飞行下的转子动力学研究现状	5
	1.3.3 航空发动机主轴承载荷分析方法研究	7
	1.3.4 航空发动机主轴承故障建模方法研究	8
	1.3.5 滚动轴承载荷谱编制方法研究	8
1.4	本文的主要研究工作	9
第2章	航空发动机整机耦合振动模型	11
2.1	引言	11
2.2	转子-支承-机匣耦合动力学建模	11
	2.2.1 转子建模	12
	2.2.2 机匣建模	17
	2.2.3 支承建模	17
	2.2.4 轴承建模	20
	2.2.5 求解方法	21
2.3	机动飞行下的转子动力学模型	22
2.4	小结	24
第3章	机动飞行下主轴承载荷的仿真分析	25
3.1	引言	25
3.2	某型航空发动机整机振动模型及其验证	25
	3.2.1 整机动力学模型	25
	3.2.2 某型航空发动机整机模型的验证	27
3.3	大机动飞行条件对主轴承载荷的影响规律	28
3.4	弹射起飞与拦阻着舰条件下主轴承载荷仿真	31
	3.4.1 弹射起飞工况	31
	3.4.2 拦阻着舰工况	33
3.5	小结	34
第4章	机动飞行下主轴承损伤对其载荷的影响仿真分析	35
4.1	引言	35
4.2	滚动轴承剥落故障模型及其验证	35
	4.2.1 滚动轴承剥落故障模型	35
	4.2.2 剥落故障模型验证试验	37
	4.2.3 滚动轴承外圈故障特征的仿真和试验对比	38
4.3	大机动飞行条件下的主轴承损伤对其载荷影响的仿真	40
4.4	小结	43
第5章	基于真实飞参数据的主轴承载荷仿真及加速载荷谱编制	45

南京航空航天大学硕士学位论文

5.1	引言			
5.2	气动轴向力计算代理模型			
5.3	基于飞参数据的主轴承载荷仿真			
5.4	基于 L-P 理论的疲劳损伤加速载荷谱编制			
5.5	加速载荷谱的分析与验证			
5.6	小结			
第6章	总结与展望			
6.1	全文工作总结			
6.2	未来工作展望			
致谢		64		
在学期间	在学期间的研究成果及发表的学术论文65			

图表清单

图	1.1	某型航空发动机	2
图	1.2	主轴承外圈剥落故障	2
图	1.3	"眼镜蛇"机动动作	5
冬	1.4	"落叶飘"机动动作	5
图	1.5	本文研究内容和结构关系图	10
图	2.1	航空发动机整机振动动力学模型	12
图	2.2	转子动力学模型	.12
图	2.3	支承连接示意图	18
图	2.4	航空发动机整机耦合动力学求解流程	.21
图	2.5	飞机和发动机坐标系示意图	.22
冬	3.1	某型双转子航空发动机	.25
图	3.2	发动机结构简图	26
图	3.3	整机模型计算图	26
图	3.4	进气机匣测点振动速度	.27
图	3.5	临界转速下整机模态计算结果	27
冬	3.6	振动速度实测值	.28
冬	3.7	临界转速仿真结果	.28
冬	3.8	常规工况与极限工况载荷对比	30
图	3.9	某航母甲板飞机布置图	31
图	3.10)弹射起飞下的 3#支点主轴承轴向力仿真	.33
图	3.11	不同状态下的拦阻着舰下的主轴承轴向力	.34
冬	4.1	轴承外圈损伤示意	.36
冬	4.2	转子-滚动轴承试验器	.37
冬	4.3	被试外圈故障轴承	.38
冬	4.4	试验现场图片	.38
冬	4.5	转速 1500rpm 下的滚动轴承外圈故障特征的仿真和试验对比	.40
图	4.6	轴承损伤条件下水平方向径向载荷比较	.42
图	4.7	轴承损伤条件下垂直方向径向载荷比较	.43
图	5.1	航空发动机气动轴向力仿真数据回归分析	.46
图	5.2	气动轴向力代理模型精度验证结果	.47
图	5.3	偏心距仿真流程图	.48
图	5.4	偏心距 SVR 训练结果预测值与实际值对比	.49
图	5.5	实际飞行任务下的主轴承载荷仿真结果	.50
图	5.6	不同飞行科目下的转子转速与 3#支点主轴承载荷	51
图	5.7	常规主轴承试验载荷谱	51
冬	5.8	每个时刻的当量动载荷	.53
图	5.9	每个时刻的额定寿命图	.53
图	5.10)转速与载荷加速谱	.54
图	5.11	轴向载荷原始信号和加速载荷谱的功率谱密度图	55
图	5.12	2 轴向载荷原始信号和加速载荷谱的穿级计数结果	56

表	3.1	节点对照表	.26
表	3.2	临界转速结果对比	.28
表	3.3	常规工况下的机动飞行仿真任务历程	.29
表	3.4	极限工况下的机动飞行仿真任务历程	.29
表	4.1	被试轴承参数	.37
表	4.2	仿真和试验结果对比汇总	.40
表	5.1	实际气动有限元模型计算得到的部分数据	.47
表	5.2	此航空发动机 3#主轴承的主要参数	.52
表	5.3	向心球轴承的径向和轴向的负荷系数值	.52
表	5.4	原始信号及加速载荷谱统计参数及其相对误差	.54

注释表

Е	弹性模量	Ι	截面惯性矩
G	剪切模量	μ	泊松比
L	长度	ρ	密度
Α	截面积	P _i	圆盘序号
$m_{ m rpi}$	圆盘质量	$m{J}_{ m ddi}$	赤道转动惯量
$J_{ m pdi}$	极转动惯量	F_{xi}, F_{yi}, F_{zi}	转子各节点所受的外部力
M_{xi}, M_{yi}, M_{zi}	转子各节点所受的力矩	$Q_{ m d}$	外部激励力
M _{Td}	圆盘单元质量矩阵	M _{Rd}	圆盘单元惯性矩阵
G_d	圆盘单元陀螺矩阵	$q_{ m d}$	圆盘单元广义位移向量
d	内径	D	外径
J	截面极惯性矩	ϕ_{s}	剪切变形系数
A _s	有效抗剪面积	Q_e	广义外力向量
M _{Te}	梁单元质量矩阵	M _{Re}	梁单元质量惯性矩阵
$G_{ m e}$	梁单元陀螺矩阵	K _{Be}	梁单元弯曲和剪切刚度矩阵
K _{Ae}	梁单元拉伸刚度矩阵	$q_{ m e}$	梁单元广义位移向量
$q_{ m s}$, $\dot{q}_{ m s}$, $\ddot{q}_{ m s}$	转子系统的广义位移、速度和 加速度向量	\mathcal{Q}_{s}	转子系统广义外力向量
M _s	转子系统质量矩阵	$G_{\rm s}$	转子系统陀螺矩阵
K _s	转子系统刚度矩阵	C _s	转子系统阻尼矩阵
$q_{ m c}$	机匣的广义位移向量	$Q_{ m c}$	机匣的广义外力向量
M _c	机匣的质量矩阵	K _c	机匣的刚度矩阵
C _c	机匣的阻尼矩阵	$m_{_{ m w}i}$	轴承的外圈质量
m _{bi}	轴承座质量	k _{ti}	弹性支承刚度
C _{ti}	阻尼系数	$k_{\rm fi}, c_{\rm fi}$	挤压油膜阻尼器非线性阻尼
$F_{xRi}, F_{yRi}, F_{zRi}$	转子作用于支承的力	$F_{xCi}, F_{yCi}, F_{zCi}$	机匣作用于支承的力
$x_{\mathrm{R}m}$, $y_{\mathrm{R}m}$, $z_{\mathrm{R}m}$	转子在第 m 个节点的轴向位 移和两个径向位移	Q_{j}	滚珠对轴承内圈沿法线方向 的接触力

δ^n_j	法向变形	k _n	滚珠与内外圈之间的总的载 荷-变形系数
	不考虑机动动作时圆盘的惯		不考虑机动动作时圆盘的陀
M_{d}	此 4 5 % % % % % % % % % % % % % % % % % %	G_d	 螺钉阵
C_{dh}	机动飞行动作引起的附加阻	K_{dh}	机动飞行动作引起的附加刚
<i>uv</i>	尼矩阵	uv	度矩阵
E	机动飞行动作引起的附加激		
Γ _{db}	励力向量	n	1女邢1百奴
F_{du}	圆盘受到的不平衡力	$Q_{_d}$	圆盘的广义外力
L_D	损伤表面直径	а	损伤深度
r _B	滚珠半径	h	滚珠陷入外圈深度
$\delta_{ m D}$	轴承间隙变化量	$ heta_{ m OUT}$	外圈损伤角度位置
θ_{j}	滚珠处的角度位置	k _n	滚珠与滚道载荷-变形系数
$\delta_{\scriptscriptstyle Dj}$	滚珠产生的法向间隙变化量	δ_{0j}	其他因素产生的法向压缩量
W	权重向量	b	偏置项
f(x)	回归函数	ξ_i	松弛变量
ε	误差范围	С	惩罚因子
$\alpha_i^{}, \alpha_i^{*}$	拉格朗日算子	$K(x_i, x_j)$	核函数
γ	核函数参数	r	相关系数
$N_1(j)$	低压转子转速	$N_2(j)$	高压转子转速
$F_r(j)$	主轴承径向载荷	$F_a(j)$	主轴承轴向载荷
$N_1(j)_{Normalized}$	归一化后的低压转子转速	$N_2(j)_{\scriptscriptstyle Normalized}$	归一化后的高压转子转速
$F_r(j)_{Normalized}$	归一化后的主轴承径向载荷	$F_a(j)_{\it Normalized}$	归一化后的主轴承轴向载荷
L_{10} 、 L_h	基本额定寿命	C _r	径向基本额定动载荷
P_r	径向当量动载荷	n _i	轴承的内圈转速
D_w	滚动体直径	b_m	额定动载荷计算参数
$f_{\rm c}$	额定动载荷计算参数	α	公称接触角
i	滚动体列数	X , Y	径向和轴向的负荷系数
Ζ	单列轴承中的滚动体数		

南京航空航天大学硕士学位论文

缩略词

缩略词	英文全称	
NASA	National Aeronautics and Space Administration	
SVR	Support Vector Regression	
MSE	Mean Squared Error	
RMS	Root Mean Square	

第一章 绪论

1.1 引言

航空发动机作为现代航空装备的核心部件,其性能直接关系到飞行器的安全性、经济性和 作战能力。航空发动机的结构极为复杂,其研制过程涉及材料学、机械加工、流体力学、燃烧 学、自动控制等众多学科领域,需要先进的科学技术和极高的制造工艺作为支撑。成功研制一 款航空发动机的技术难度极高,是一个国家科学技术、工业实力以及军事国防力量的重要象征 ¹¹。其中,主轴轴承作为发动机中的关键部件,承担着支撑涡轮、压缩机及其他高速旋转部件 的重要职责,是保障发动机稳定运行的基础,既要满足长寿命和高可靠性需求,还要不断适应 持续发展的高速、重载、高温、乏油、断油等极限工况及变速、变载等复杂循环工况[2]。然而, 主轴承必须在高温、高转速、高压力及复杂载荷条件下长时间稳定工作,其设计和制造技术对 材料性能、制造工艺和结构优化提出了极高要求。一旦主轴承发生故障,不仅可能导致航空发 动机性能下降,其至会引发严重的安全事故。我国在主轴承的研究上面起步较晚,相对于航空 强国,尽管目前已在轴承设计和制造方面取得了重要进展,但在高温、高速、高 DN 值及复杂 非稳态载荷等工况下,其可靠性与使用寿命仍无法与国外先进水平相媲美。此外,随着现代航 空发动机推重比的不断提高,其工作环境愈加复杂多变,发动机在机动飞行中的非稳态载荷显 著增加,对主轴承的受力状况提出了全新挑战。这不仅表明主轴承的材料选择与结构设计至关 重要,更对主轴承载荷谱的分析与制定方法提出了更高要求。针对这些问题,深入研究主轴承 在复杂载荷下的行为规律并制定科学有效的载荷谱,是提升主轴承寿命与可靠性的关键路径, 也具有重要的理论与工程意义。

1.2 研究背景及意义

现有的航空发动机载荷研究通常未充分考虑非稳态工况(例如频繁起飞、着陆以及急加速/ 减速)对主轴承的复杂载荷影响,这些非稳态工况会导致主轴承频繁承受较大的轴向和径向过 载冲击作用。过载冲击等非稳态工况虽然持续时间短,但给主轴承的运转和润滑带来非常不利 的影响,会导致轴承性能下降甚至早期失效,给主轴承的可靠性设计带来了极大的困难。

航空发动机运行中的主轴承通常承受复杂的动态载荷,其载荷特性不仅受到发动机自身结构与运行参数的影响,还与飞行任务和环境条件密切相关。例如,现代航空作战强调飞行器的快速反应和高机动性能,这导致主轴承频繁处于高温、高转速和多变载荷的恶劣环境中。同时, 非稳态工况中诸如极端加速、减速、剧烈转弯或舰载机弹射起飞和拦阻着舰等操作,都会显著 加剧主轴承的载荷波动,增加其失效风险。然而,传统的主轴承设计方法通常以典型特征点的



稳态载荷作为设计依据,难以有效覆盖这些复杂非稳态载荷特性。

图 1.1 某型航空发动机



图 1.2 主轴承外圈剥落故障

主轴承的故障原因由多种因素共同作用,外在因素包括其在极端复杂且快速变化的工况环 境下运行时所承受的负荷,如剧烈变化的热-力耦合载荷、润滑条件的恶化以及服役过程中可能 出现的颗粒污染等;内在因素则涉及材料、结构和制造工艺等固有特征,如轴承的微观组织状 态、表面粗糙度、结构设计的可靠性,以及装配过程中的应力分布等。如何精确预测苛刻工况 下主轴承的剥落、点蚀、磨损、胶合等失效模式,以及非稳态工况下失效模式的转变过程,准 确获取失效边界,一直是我国发动机主轴承在自主设计和使用中的技术难题和瓶颈。其主要原 因在于:①主轴承实际服役环境不准确,无法为主轴承设计和使用提供准确输入;②在主轴承 极端苛刻且剧烈变化的工况环境下,轴承钢材料及润滑材料体系已达到使用极限;③轴承性能 稳定性不足、核心制造工艺不稳定,导致轴承寿命和失效率离散度大;④轴承材料基础数据积 累不足、考核不充分等,导致主轴承的失效模式预测体系不完备。

由于航空发动机主轴承位于发动机内部,其在机动飞行条件下承受的载荷难以通过传感器

直接测量,获得相应工况下的轴承载荷成为一大技术难点。而载荷分布直接影响滚动体与套圈 之间的接触应力、润滑状况等,进而决定了主轴承的性能与寿命^[3]。传统的主轴承载荷的分析 方法多简化为利用刚性转子模型并以典型工况点(如地面慢车、空中慢车、亚音速巡航等)来 表征轴向与径向支反力。然而,这种方法在考虑稳态特征点时具有局限性,无法真实模拟非稳 态工况下的载荷动态变化。同时,转子-支承系统在典型工况下通常存在振动位移,转子刚体模 型未能考虑转子系统的振动变形;发动机载荷谱从安装节传递到机匣及转子-支承系统时,复杂 的传力路径也会影响主轴承上的载荷。因此,仅依靠刚体模型难以精确描述主轴承的载荷特性。 因此,准确仿真和分析主轴承在非稳态工况下的载荷分布,对于提升主轴承可靠性和优化设计 具有重要的工程价值。

1.3 研究现状

1.3.1 航空发动机整机振动研究现状

航空发动机整机振动研究是为了理解和优化发动机在复杂环境下的动力学特性,确保其高效、安全运行。整机振动不仅影响发动机自身性能,还会波及其附属设备和飞行器整体运行状态,随着航空技术的发展,振动研究逐渐从单一的转子动力学扩展到复杂的转子-支承-机匣系统的耦合振动分析。

传统的动力学分析多集中于转子系统,忽略了支承和机匣对振动的影响。随着转子速度提 升和发动机推重比增加,转静子耦合问题愈发显著,目前常用的方法包括传递矩阵法、有限元 法和子结构模态综合法等。传递矩阵法主要用于计算转子系统的临界转速和不平衡响应,其计 算效率高,但在处理复杂边界条件时有所限制。黄太平等问通过传递矩阵法对转子支承系统的 临界转速、不平衡响应以及对支承动力参数灵敏度分析,并优化了支承动力参数。有限元法通 过细致的网格划分,能够更准确地表征复杂几何结构的动力学行为。然而,计算量随着模型复 杂度的提升成倍增加。韩勤锴等问建立了一个基于有限元法和拉格朗日方程的通用模型,描述 了转子相对于底座的旋转和底座相对于地面的旋转,讨论了基角振幅、转速和基频对转子响应 行为的影响。子结构模态综合法结合了前两者的优点,将复杂系统分解为多个子系统进行分析, 是整机动力学建模的重要工具之一。杨喜关,罗贵火等16-101的研究围绕高维双转子系统的动力 学特性展开,建立了反向旋转双转子系统模型,结合模态综合法有效降低了模型维数,从而显 著提高了计算效率,并分析了支承非线性特性和含碰摩故障的双转子系统响应特性,发现转子 各截面加速响应特性与系统临界转速及振型密切相关,转子响应中出现滚动轴承的变刚度振动 频率、不平衡激励频率及相关组合频率,碰摩故障会使系统轴心轨迹出现明显削峰或变得杂乱。

近年来,学者们逐步将非线性效应纳入动力学模型,如挤压油膜阻尼器的非线性特性和滚动轴承的非线性接触力,这些因素对转静子耦合振动的影响显著。徐敏等^[11]建立了水平盘旋和

基于整机模型的主轴承非稳态载荷分析与载荷谱编制方法

俯冲拉起两种工况下的转子振动下的微分方程,结果表明:飞行任务会在旋翼上增加离心力和 陀螺力矩,使旋翼发生瞬态振动,并使轴心轨迹偏离轴线。在此基础上,研究进一步引入挤压 油膜阻尼器的非线性力,分析了转子在飞行工况下的动力特性,结果表明:挤压油膜阻尼器可 以显著抑制机动飞行引起的转子系统的瞬态振动,提升其运行稳定性[12,13]。陈果[14]通过有限元 方法对转子系统进行建模,耦合机匣模型,引入不同支承系统参数模型,同时引入滚动轴承和 挤压油膜阻尼器的非线性特性,并建立球轴承模型与圆柱滚子轴承模型,耦合到转子-机匣模型 当中,形成了完善的振动模型,通过数值积分方法求解动力学方程,并利用带机匣的转子试验 器进行验证,证明了模型的高精度和实用性[15]。王四季等[16]设计了一套能够能模拟施加时变离 心力和陀螺力矩的转子系统试验器,研究了离心力和不平衡等对挤压油膜阻尼器的减振的影响, 表明机动飞行能够削弱了其减振有效性。廖明夫等[17]研究了在质量不平衡和基座运动影响下双 转子系统在启动过程中的瞬态动力学特性,模型中考虑了旋转惯量、陀螺效应、剪切变形、质 量不平衡及确定性基座运动,同时引入了与旋转角加速度相关的附加刚度矩阵。洪杰等[18]通过 对转子系统支承结构特征参数与刚度特性、振动特性等力学特性的关联性分析,定量描述了转子 支承约束特征及轮盘惯性载荷对转子系统动力学特性的影响规律,并解释了高转速下转子支点 动载荷随转速提高而持续增大的原因,探究了盘-轴连接局部角向刚度对转子系统固有特性和动 力学响应的影响规律[19]。

国外对复杂转子系统动力学的研究起步较早,尤其在上世纪七八十年代取得了显著成果, 随后进入相对成熟的工程应用阶段。相关研究主要集中在转子系统的建模方法、动力特性分析 以及针对复杂工况下振动响应的研究。Nelson H.D.等^[20,21]提出了一种转子-轴承系统的动力学建 模方法,考虑了转动惯量、陀螺力矩和轴向载荷的影响,并将有限元分析与非旋转轴和旋转轴 的经典定量 Timoshenko 梁理论分析进行了比较。Glasgow D.A.等^[22]提出了一种用于分析多轴转 子轴承系统的分量模式合成方法。该方法用于阻尼涡流速度/稳定性分析,并给出了两个示例系 统不同级别模式截断的比较结果。依据此方法可以确定非线性、多轴、转子轴承系统的受迫响 应,并给出了与叶片损失动力学、挤压膜阻尼器和干扰摩擦相关的瞬态系统响应的结果[23]。 Nelson H.D.等^[24]提出了一种基于三角搭配法的非线性系统中估计稳态周期性行为的新定量方 法,可用来分析具有非线性支撑的大型转子动力学系统,提升了求解效率。Gunter E.J.等^[25,26] 对一款双轴燃气涡轮直升机发动机进行了动力学分析,重点研究了燃气发生器和动力涡轮转子 之间的内轴滚动轴承动力学行为。此外,他又提出了一种基于部件模态综合法的大型多部件柔 性转子系统振动计算方案,并以一款双轴燃气涡轮发动机为研究对象,评估了两种模态截断方 案对临界转速、稳定性和非平衡响应的影响^[27,28]。Padmanabhan C.等^[29,30]为了提高具有参数激 励的大型系统时具备较高的计算效率,提出了一种固定-自由界面部件模态综合法,该方法显著 提升了计算效率和求解精度,并通过双轴航空发动机转子-轴承系统进行了非平衡响应预测。在

此基础上,他进一步结合谐波平衡法和球面延拓法,对包含局部非线性的转子系统进行了建模 和求解,解决了非线性计算中收敛性差的问题^[31]。国外复杂转子动力学研究已形成系统化的方 法论,从建模技术、求解方法到实验验证均取得了重要进展。模态综合法、传递矩阵法和有限 元法等经典方法在提高计算效率和精度方面发挥了核心作用,为实际工程应用奠定了理论基础。

航空发动机整机振动已经成为航空发动机研究的一个热点,但因为飞行参数数据难以得到, 较少有学者能够结合机动飞行条件来进行仿真模拟。

1.3.2 机动飞行下的转子动力学研究现状

传统的振动研究多集中在静态或稳态工况,较少考虑机动飞行中的非稳态激励。机动飞行 导致转子系统出现额外的附加阻尼、刚度和激励力,其振动特性表现出显著的非线性和耦合特 征。例如,飞机在横滚和俯仰过程中,转子系统的临界转速和不平衡响应会显著变化^[32]。



图 1.3 "眼镜蛇"机动动作



图 1.4 "落叶飘"机动动作

国内关于机动飞行转子动力学的研究方面,廖明夫等^[33]讨论了基座运动参数对双旋翼系统 动力学特性的影响,发现基座轴向旋转显著改变了双旋翼系统的瞬态临界速度和谐振幅值。林 富生等^[34]通过建立单盘转子动力学模型,以分析转子在飞行器的速度和加速度变化时的振幅大 小和响应规律。陈曦,甘晓华等^[35]提出了机动飞行状态下转子-弹性阻尼支承系统的动力学建模 与分析方法,探究横滚、俯仰、偏航及耦合运动对系统动力特性的影响机理,研究复杂飞行状

基于整机模型的主轴承非稳态载荷分析与载荷谱编制方法

态下非惯性运动对转子-支承系统动力特性的影响规律。张鹏^[30]推导了机动飞行条件下转子有限 元梁单元建模方法,分析了机动转弯和螺旋前进条件下,含轴承支承的非线性转子系统响应特 性以及阻尼器各参数对偏心率的影响。任兴民,杨永锋等^[37,38]建立了水平盘旋下的转子运动方 程,发现水平盘旋状态可以抑制系统的某些非线性响应,但会显著增加系统响应的幅值,从而 提高轴裂纹扩展和转子碰撞的风险。祝长生,陈拥军等^[39]建立了飞机具有多盘、多质量和多轴 承的不平衡柔性转子,表明机动飞行将使转子运动轨迹的中心偏离原来的轴线。侯磊等^[40]研究 了飞机在机动飞行条件下可能引发转子系统的超谐波共振,这有助于理解机动转子系统的非线 性动态行为。刘占生等^[41]仿真了复杂气流激振力作用下旋转冲压转子轴承系统非线性响应。研 究结果表明旋转冲压转子的偏心距对复杂气流激振力作用下转子轴承系统的振动特性具有显著 影响。罗贵火,张鹏等^[42]研究了大机动工况下含支承非线性的转子系统的振动特性,对机动转 弯下转子振动响应进行分析研究。郑楠^[32]通过引入固定界面模态综合法,实现了对复杂非线性 动力学方程的高效求解,分析了大机动过载条件对转子系统振动响应特征的影响规律,结果证 明机动飞行引起的附加激励力显著影响整机振动的时间域和频域特性。朱洋等^[43]建立了任意机 动飞行条件下不平衡转子系统的运动微分方程,并分析了大过载情况下转子的弯扭耦合振动。

国外在机动飞行转子动力学的研究中,理论分析、数值仿真与实验研究相结合,推动了对转子系统复杂非线性行为的深入理解。Das A S 等^[44]用梁有限元离散转子连续体,数值仿真表明,转子轴相对于支承结构的弯曲振动中的横向响应受惯性力和运动引起的参数激励的显著影响。并且由于不同的机动飞行动作,转子轴相对于基座的运动方程某些参数是时变的,可能产生参数不稳定性,故提出了一种主动控制转子系统振动的方法^[45]。Kufeld R M 等^[46]对根据 NASA/陆军 UH-60A 空载计划获得的机动数据进行定性检查,以显示机动飞行条件对旋翼负载 的影响,表明机动飞行对发动机转子载荷产生影响。1998年,Sherf Z^[47]对 F15 飞机在台架试车 时会产生高水平的振动,即使在直线飞行条件下也是如此,预计在机动飞行条件下会出现越来 越严重的振动。2004年,Ananthan S 等^[48]模拟了直升机在大幅度、高速机动飞行条件下的尾流 动力学,尤其是在一些军事战术飞行中典型的飞行模式。仿真分析了转子系统在研究了五种战 术机动下的响应,结果表明,尾流动力学伴随着显著的滞后效应和尾流结构的重组,这些都对 转子盘上升力分布的时间历程产生了显著影响。

综上所述,目前的仿真研究中均没有将机动飞行与轴承载荷相联系,这使机动飞行过程中 主轴承的载荷情况分析面临巨大挑战。

1.3.3 航空发动机主轴承载荷分析方法研究

航空发动机主轴承承担着关键的支撑和传力作用,其工作状态直接关系到发动机的可靠性 和安全性。因此,对于主轴承的载荷分析显得尤为重要。近年来,随着航空技术的不断发展, 主轴承载荷分析的方法也不断更新,涉及多个研究领域。可将轴承载荷分析方法分为静力学分 析、拟静力学分析、动力学分析和拟动力学分析四种。

静力学分析是一种以力学平衡为基础的方法,主要用于研究轴承在恒定载荷作用下的载荷 分布和接触应力。Jones^[49]提出的经典轴承载荷分布公式是静力学分析的基础,计算滚动体与滚 道间的接触力和应力分布。国内外学者广泛应用这一方法研究轴承在不同载荷条件下的承载能 力,为初步设计提供理论依据。Ren 等^[50]基于赫兹接触理论和静力平衡方程提出了一种球轴承 和滚子轴承接触载荷分布的计算方法。谢阳等^[51]基于静力学模型研究了滚动轴承在径向载荷和 轴向载荷作用下的力学特性,揭示了不同载荷对滚动体接触力的影响规律。这些研究一般集中 于针对具体工况的静态分析,但精度受限于模型假设的简化。

拟静力学分析考虑了滚动体的运动特性,是静力学分析的延伸,能够捕捉轴承在变载荷作 用下的力学行为。叶振环等^[52]研究了高速滚动轴承在启动和加速阶段的载荷分布变化,验证了 拟静力学分析在航空发动机应用中的有效性。该方法弥补了静力学分析无法处理动态载荷变化 的不足,为复杂工况下的载荷计算提供了支持。

动力学分析综合考虑轴承的动态响应和转子系统的耦合效应,是研究复杂载荷变化的核心 方法。Nelson H.D.等^[53]考虑了陀螺力矩、旋转惯性、剪切变形、内部粘性阻尼、滞后阻尼、线 性和非线性刚度,以及有限轴承和轴承支撑柔性的阻尼,建立了柔性转子轴承系统。陈润霖等 ^[54]提出了考虑外滚道缺陷的滚动轴承动力学模型,分析了缺陷对刚度和载荷分布的影响。曹宏 瑞等^[55,56]提出了一种滚动球轴承局部表面损伤故障的动力学分析方法,考虑外圈的运动建立了 中介轴承动力学模型。

拟动力学分析结合了拟静力学和动力学的优点,通过简化动力学模型以提升计算效率,适 用于大规模仿真。国内学者逐渐引入机器学习技术,如支持向量机和深度神经网络,用于加速 拟动力学分析。Tandon N 等^[57]提出了一个用于预测滚动轴承振动频率的分析模型特别是当外 圈、内圈或滚动体之一存在局部缺陷时,模型可以预测在径向和轴向负载作用下,显著频率分 量的振幅。Guo J C 等^[58]从轴承振动的动态模型出发,建立了五自由度的滚动轴承理论模型。 用控制变量建立五自由度轴承理论力学模型,通过弹性壁厚环理论和 Runge-Kutta 法计算了钢 轴与陶瓷轴承内圈之间的相互作用力,并获得了轴承径向间隙的变化。

航空发动机主轴承的载荷分析方法从静态研究逐步扩展到动态分析,涵盖了复杂载荷和多 种工况下的研究需求。通过持续优化分析方法,航空发动机主轴承载荷研究将在寿命预测、故 障诊断和性能优化等领域发挥更大作用。

1.3.4 航空发动机主轴承故障建模方法研究

对于航空发动机主轴承的建模研究方面,国内外都有着较为充分的研究,国内研究主要集

中在基于物理模型和数据驱动模型的结合。物理模型通常采用有限元分析和多体动力学等方法, 模拟主轴承的工作状态和故障特征。

曹宏瑞等^[55]结合中介轴承外圈的运动特性,构建了中介轴承的动力学模型。针对磨损故障, 研究中考虑了滚道表面形貌变化和轴承间隙的影响,建立了磨损故障的动力学模型,对于局部 损伤故障,重点分析了接触载荷方向的变化,进而构建局部损伤故障模型。徐可君等^[59]采用两 自由度弹簧质量系统简化模型,结合外圈转动,提出了中介轴承内圈及滚动体故障的动力学模 型,为分析故障特性提供了有效方法。田晶等^[60]针对中介轴承外圈的故障建立了动力学模型, 研究了缺陷尺寸和载荷变化对统计指标的影响。马辉等^[61]建立了健康状态和局部剥落故障状态 下圆柱滚子轴承的有限元模型,分析了故障区边缘单元的等效应力及滚子通过故障区的过程。 张建军等^[62]依据故障机理,考虑了轴承间隙与滚动体滑动等影响,建立了滚动轴承故障动力学 模型。龙建等^[63]考虑滚动体与滚道之间的相对滑动以及润滑牵引,建立了了单点损伤及符合故 障的轴承动力学模型。李昊泽等^[64]针对圆柱滚子轴承外圈故障,考虑故障尺寸与轴承转速,提 出一种撞击力的激励函数,依此及案例外圈故障的动力学模型。刘倩楠等^[65]考虑由缺陷带来的 轴承间隙,以及损伤带来的赫兹接触刚度影响,建立了外圈剥落的双冲击机理模型。

国外对于滚动轴承建模方法的研究基本已经有了较为充分的研究,现阶段主要基于建模软件对轴承进行有限元建模与分析,轴承建模新方法研究较少。Mishra C.等^[66]在 MATLAB Simulink 中开发的考虑保持架和牵引动力学的基于轴承运动学的平面运动框图模型,通过 SYMBOLS 软件开发了包含保持架的运动模型,并在 ADAMS 软件中开发包含复杂接触和牵引力学的详细空间多体动力学模型。Rafsanjani A 等^[67]引入了由于内圈和滚动体上的局部缺陷,考虑了非线性赫兹接触变形和内部径向间隙对每个滚动体接触力的影响,建立了故障模型。

1.3.5 滚动轴承载荷谱编制方法研究

飞机在实际运行中需要执行多种飞行任务,导致轴承受到不同的载荷,在变工况下开展轴承故障演化规律试验研究的成本巨大^[68]。为了降低滚动轴承疲劳寿命试验成本,加快试验进程,编制滚动轴承加速载荷谱显得尤为重要。

关于轴承的载荷谱编制方法有较为充分的研究,但是缺乏对于航空发动机主轴承载荷谱的 编制方法,尤其缺乏能够体现冲击特性的载荷谱的编制方法。姚静怡^[69]基于小波变换,提出一 种最优小波参数的选择和改进的阈值处理方法,制定了一套汽车零部件载荷谱加速编辑流程。 陈纪光等^[70]通过小波包分解和长短期记忆网络,提出了一种风电机组主载荷谱编制方法,能更 好实现载荷外推。殷新科等^[71]对于 RV 减速器主轴承径向载荷特点,依据雨流计数获得均值与 幅值的累计频次来建立载荷数据试验载荷谱。董国疆等^[72]则基于 S 变换,提取载荷谱中的最大 幅值,以识别信号中的损伤载荷,以此编制了轮心六分力载荷信号的载荷加速谱并与其他方法 进行了比较。花菲菲等^[73]比较和分析了几种载荷谱编制方法,并认为考虑时间相关疲劳分析和 损伤编辑法是最有效的出了一种载荷谱加速方法,并以某轿车试验场实测载荷谱为基础,应用 时域损伤编辑法生成了试验加速谱。X Huang 等^[74]提出了一种简化疲劳载荷计算公式的方法, 用于在多种载荷和工况下构建疲劳载荷谱序列。LiGF等^[75]提出了一种动态切削载荷谱编制方 法,此方法通过雨流计数获得载荷的均值-频率和幅值-频率矩阵,建立了八级程序载荷谱,并 应用于疲劳寿命预测。YuJW等^[76]基于试验场记录的载荷谱提出了一种基于多段最小标准差谱 的新载荷谱确定方法,疲劳损伤分析表明,加速谱保留了相同的疲劳损伤和谱特性。

Lundberg 等^[77]针对轴承的疲劳寿命提出了 Lundberg-Palmgren(L-P)疲劳寿命理论。L-P 理论 主要应用于滚动轴承的疲劳破坏分析,该理论认为疲劳裂纹开始于接触次表层下平行于滚动方 向的最大交变剪应力作用区域,并逐渐扩散到接触面产生疲劳破坏。这一理论为轴承的设计和 维护提供了重要的理论依据,特别是在预测和防止轴承因疲劳破坏而失效方面。

关于轴承的载荷谱编制方法有较为充分的研究,但是缺乏对于航空发动机主轴承载荷谱的 编制方法,尤其缺乏能够体现冲击特性的载荷谱的编制方法。目前在航空发动机主轴承加速载 荷谱设计方面尚无成熟方法,工程上普遍使用固定转速和相对固定载荷的稳态试验谱,而实际 飞行中轴承载荷会不断变化的,这与稳态载荷谱存在较大的差异。因此,编制适用于航空发动 机主轴承的加速试验载荷谱,具有重要的工程应用价值。

1.4 本文的主要研究工作

本文的主要研究工作包括以下几个方面:首先,结合机动飞行任务条件,建立了航空发动 机整机耦合振动模型。然后通过试车数据验证了整机模型的临界转速正确性,并以此来证明整 机模型的准确性与可靠性;其次,研究了大机动飞行条件下,主轴承所承受的载荷变化规律。 通过仿真分析,重点探讨了弹射起飞与拦阻着舰等非稳态工况下主轴承轴向载荷的变化及其对 主轴承性能的影响;接着构建了主轴承剥落故障模型,通过转子试验器来验证模型的准确性, 然后仿真分析了带有轴承损伤情况下,大机动飞行时的主轴承载荷的变化规律;最后,建立气 动轴向力的计算代理模型,以便模拟飞行过程中的气动作用力,并结合实际飞行参数数据,提 取主轴承载荷分布,进一步分析飞行任务中主轴承的载荷变化。基于提取的载荷数据,编制加 速载荷谱,并通过统计学方法验证其有效性。

本文旨在研究机动飞行条件下航空发动机主轴承载荷变化情况、存在主轴承损伤的情况下的主轴承载荷分析以及基于实际飞行任务的主轴承载荷仿真,并基于仿真结果编制了主轴承加 速载荷谱。如图 1.5 所示具体研究内容为:

(1) 航空发动机整机耦合振动模型:整机动力学建模由各部分分别建模,然后通过各部分 之间的连接关系,将其连接到一起形成整机振动模型,并考虑机动参数,修正整机振动模型。

(2)机动飞行下主轴承载荷整机振动仿真:通过实际试车数据,与仿真模拟的临界转速进 行分析比较,验证模型的有效性。然后分析了在极限工况与常规工况下,通过改变飞行参数, 来分析不同飞行参数对飞机气动轴向力的影响,考虑弹射起飞与拦阻着舰工况,模拟其工况下 的主轴承轴向载荷,分析在起飞与着陆过程中的载荷变化。

(3)机动飞行下主轴承损伤对其载荷的影响仿真分析:建立滚动轴承剥落故障模型,然后 通过转子-滚动轴承故障试验器来进行试验,通过比较试验与仿真下的故障特征频率来验证故障 模型的有效性。通过仿真分析极限工况与常规工况下的主轴承载荷变化,来探究主轴承损伤对 其载荷的影响。

(4) 基于真实飞参数据的主轴承载荷仿真及加速载荷谱编制:基于真实航空发动机气动有限元模型仿真计算而得到的气动轴向力典型数据,通过支持向量机建立的气动轴向力计算代理模型,然后通过飞行参数数据输入整机振动模型当中仿真计算得到具体典型飞行任务下航空发动机主轴承轴向力与径向力的分布,然后基于 L-P 寿命理论,编制出加速载荷谱,并验证加速载荷谱的有效性。



图 1.5 本文研究内容和结构关系图

第二章 航空发动机整机耦合振动模型

2.1 引言

航空发动机整机动力学分析是确保发动机可靠性、提高性能、延长使用寿命和保障飞行安 全的关键技术。由于航空发动机在实际使用过程中承受复杂的动力学载荷,尤其是在机动飞行 和非稳态工况下,发动机各个部件之间的耦合振动效应必须得到充分考虑,为了精确预测和优 化航空发动机的动态性能,需要系统构建一个完整的耦合振动模型。

本章主要建立了转子-支承-机匣动力学模型,结合主轴承的非线性力影响,引入机动飞行条件。首先,本章将分别对转子、机匣、支承及轴承等各个关键部件进行详细的动力学建模。随后,通过建立各部件之间的连接关系,将它们有机地耦合在一起,形成一个完整的整机动力学 模型。机动飞行通常伴随着快速的加减速、变速以及大范围的姿态变化,这些因素对发动机的 振动响应有着直接的影响。因此,考虑机动飞行条件下的转子动力学特性,结合机动飞行的飞 行参数与气动载荷,修正整机动力学模型,以更好地模拟实际飞行状态下发动机的动态特性。 此项工作不仅为后续主轴承载荷的仿真分析提供了坚实的基础,也为进一步研究非稳态工况下 的载荷分布和主轴承的动态响应奠定了理论支持。

2.2 转子-支承-机匣耦合动力学建模

针对某型实际航空发动机,基于转子、支承、机匣和轴承等关键部件,建立了整机耦合振动模型[78]。该模型考虑了各部件之间的连接关系及支承系统的相互作用,通过逐步建模各个部件并对它们的连接进行综合分析,最终形成一个完整的整机耦合动力学模型。图 2.1 展示了航空发动机整机耦合动力学模型的建模过程。

转子系统被简化为由多个支承和转盘组成的动力学模型,采用有限元方法对转子进行离散化,将其视为由普通梁单元构成;

对于机匣建模,本文将其视为梁结构进行建模,并通过有限元方法建立机匣的运动方程;

对于支承建模,本文定义了离散支承模型,建立了转子、机匣、基础间的线性、非线性连接关系,分别求得各个连接之间节点的力和力矩;

对于轴承建模,建立了角接触球轴承和圆柱滚子轴承动力学模型,求得复杂轴承力的表达 式,以输入到离散的支承模型当中;

最终将部件模型相结合,建立转子-支承-机匣耦合动力学模型,并通过数值积分方法对动力 学方程进行求解。



基于整机模型的主轴承非稳态载荷分析与载荷谱编制方法

图 2.1 航空发动机整机振动动力学模型

2.2.1 转子建模

在本研究中,转子系统被简化为由多个支承和转盘组成的动力学模型。为了精确描述转子 在不同工作状态下的动态行为,采用有限元方法对转子进行离散化,将其视为由普通梁单元构 成。此模型特别考虑了转子系统在高速旋转过程中可能产生的剪切变形、陀螺力矩以及转动惯 量对系统动力学响应的影响,并通过引入转子之间的非线性力和力矩耦合,进一步提高了模型 的精确度。在此基础上,转子系统的节点不仅受到来自其他转子、机匣和支承的相互作用,还 需要考虑来自外部激励力的作用,这些激励力在实际应用中可能源自振动或外部负载的突变, 使其能够真实模拟转子在复杂飞行工况下的动态响应。图 2.2 展示了建立的六自由度转子动力 学模型。



图 2.2 转子动力学模型

转子系统考虑为一个由分布质量、弹性轴和若干刚性圆盘组成的复合结构,如图 2.2 所示, 包括若干节点和盘。每个转轴单元的主要参数包括其 $E \times I \times G \times \mu \times L \times \rho 和 A$;对于每 个圆盘 P_i ,参数包括 $m_{rpi} \times J_{ddi} \pi J_{pdi}$ 。转子各节点所受的外部力和力矩分别用 F_{xi}, F_{yi}, F_{zi} 和 M_{yi}, M_{yi}, M_{zi} 表示,其中*i*为节点的序号。

圆盘对于固定坐标系的运动方程为:

$$(M_{\rm Td} + M_{\rm Rd})\ddot{q}_{\rm d} - \omega G_{\rm d}\dot{q}_{\rm d} = Q_{\rm d}$$

$$\tag{2.1}$$

其中, Q_d 表示作用在转子系统上的外部激励力。质量矩阵 M_{Td} 和惯性矩阵 M_{Rd} 分别描述 系统的质量分布和惯性特性,反映了转子系统在旋转时的动态行为。陀螺矩阵 G_d 则表征了转子 在旋转过程中由于陀螺效应产生的力矩。广义位移向量 $q_d = [x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z]$ 包含了转子系统 中各个节点的位移信息,包括轴向、径向和绕轴方向的位移。

具体而言,质量矩阵 M_{Td} 和惯性矩阵 M_{Rd} 的构建过程依赖于转子系统的离散化,考虑了转子轴和盘的质量分布及转动惯量。陀螺矩阵 G_{d} 则通过转子的旋转角速度和角加速度来确定,影响系统的稳定性和振动特性。广义位移向量 q_{d} 则包含所有自由度的位移信息,这些自由度涉及转子的振动模式和运动状态。其中:

对于普通梁单元,主要参数有 $E \ G \ \mu \ d \ D \ L$;以及 $I \ J \ \phi_s \ A \ f$ 效抗 剪面积 A_s 分别为:

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \tag{2.5}$$

$$J = 2I = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)$$
 (2.6)

$$\phi_{\rm s} = \frac{12EI}{GA_{\rm s}L^2} \tag{2.7}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \left(D^2 - d^2 \right)$$
 (2.8)

$$A_{s} = \frac{A}{\frac{10}{9} \left(1 + \frac{1.6D \times d}{D^{2} + d^{2}}\right)} \overrightarrow{\mathbb{R}} A_{s} = \frac{A}{\frac{7 + 6\mu}{6(1 + \mu)} \left[1 + \frac{20 + 12\mu}{7 + 6\mu} \left(\frac{D \times d}{D^{2} + d^{2}}\right)^{2}\right]}$$
(2.9)

每个梁单元有 12 个自由度,包括两个节点在其三个方向的位移和绕这三个方向的转角。梁 单元相对于固定坐标系的运动方程为:

$$(M_{\rm Te} + M_{\rm Re})\ddot{q}_{\rm e} + (-\omega G_{\rm e})\dot{q}_{\rm e} + (K_{\rm Be} - K_{\rm Ae})q_{\rm e} = Q_{\rm e}$$
(2.10)

上述方程中, Q_e 为广义外力向量, 表示作用于梁单元的外部激励, 包括任何外部施加的载 荷或力矩; $M_{\text{Te}} \cap M_{\text{Re}}$ 分别为质量矩阵以及质量惯性矩阵, 描述了梁单元的质量分布和阻尼特 性; G_e 为陀螺矩阵, 考虑到转子系统的旋转惯性和陀螺效应; K_{Be} 描述梁的弯曲和剪切变形刚 度; K_{Ae} 描述梁的轴向拉伸; q_e 表示梁单元的节点位移和转角, $q_e = [x_1, y_1, z_1, \theta_{1x}, \theta_{1y}, \theta_{1z}, x_2, y_2, z_2, \theta_{2x}, \theta_{2y}, \theta_{2z}]$ 。其中:

$$M_{\text{Te}} = \frac{\rho L}{(1+\phi_s)^2} \times \begin{bmatrix} M_{21} & & & & & & & \\ 0 & M_{T1} & & & & & & \\ 0 & 0 & M_{T1} & & & & & & \\ 0 & 0 & 0 & M_{22} & & & & & \\ 0 & 0 & -M_{T4} & 0 & M_{T2} & & & & & \\ 0 & M_{T4} & 0 & 0 & 0 & M_{T2} & & & & \\ 0 & M_{T3} & 0 & 0 & 0 & M_{T1} & & & \\ 0 & M_{T3} & 0 & 0 & 0 & M_{T5} & 0 & M_{T1} & & & \\ 0 & 0 & M_{T3} & 0 & -M_{T5} & 0 & 0 & 0 & M_{T1} & & \\ 0 & 0 & M_{T3} & 0 & -M_{T5} & 0 & 0 & 0 & M_{T2} & & \\ 0 & 0 & M_{T5} & 0 & M_{T6} & 0 & 0 & 0 & M_{T2} & & \\ 0 & 0 & M_{T5} & 0 & M_{T6} & 0 & 0 & 0 & M_{T2} & & \\ 0 & 0 & M_{T5} & 0 & M_{T6} & 0 & 0 & M_{T4} & 0 & M_{T2} & & \\ 0 & 0 & M_{T5} & 0 & 0 & M_{T6} & 0 & -M_{T4} & 0 & 0 & 0 & M_{T2} \end{bmatrix}$$

$$\vec{x} \oplus: \ M_{Z1} = \frac{1}{3} (1+\phi_s)^2; \ M_{Z2} = \frac{J}{3A} (1+\phi_s)^2; \ M_{Z3} = \frac{1}{6} (1+\phi_s)^2; \ M_{Z4} = \frac{J}{6A} (1+\phi_s)^2 M_{T1} = \frac{13}{15} + \frac{7}{10} \phi_s + \frac{1}{3} \phi_s^2; \ M_{T2} = (\frac{1}{105} + \frac{1}{60} \phi_s + \frac{1}{120} \phi_s^2) L^2; M_{T3} = \frac{9}{70} + \frac{3}{10} \phi_s + \frac{1}{6} \phi_s^2; \ M_{T4} = (\frac{11}{210} + \frac{11}{120} \phi_s + \frac{1}{24} \phi_s^2) L; M_{T5} = (\frac{13}{420} + \frac{3}{40} \phi_s + \frac{1}{24} \phi_s^2) L; \ M_{T6} = -(\frac{1}{140} + \frac{1}{60} \phi_s + \frac{1}{120} \phi_s^2) L^2$$

南京航空航天大学硕士学位论文

式中: $G_1 = 36;$

$$\begin{split} G_2 &= 3L - 15L\phi_{\rm s} \; ; \\ G_3 &= L^2 + 5L^2\phi_{\rm s} - 5L^2\phi_{\rm s}^2 \; ; \\ G_4 &= 4L^2 + 5L^2\phi_{\rm s} + 10L^2\phi_{\rm s}^2 \; . \end{split}$$

$$K_{\text{Be}} = \frac{EI}{L^3} \times \begin{bmatrix} K_{Z1} & & & & & \\ 0 & K_{B1} & & & & \\ 0 & 0 & K_{B1} & & & & \\ 0 & 0 & -K_{B1} & 0 & K_{B2} & & & \\ 0 & 0 & -K_{B4} & 0 & K_{B2} & & & \\ 0 & K_{B4} & 0 & 0 & 0 & K_{B2} & & & \\ -K_{Z1} & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{Z1} & & \\ 0 & -K_{B1} & 0 & 0 & 0 & -K_{B4} & 0 & K_{B1} & & \\ 0 & 0 & -K_{B1} & 0 & K_{B4} & 0 & 0 & 0 & K_{B1} & \\ 0 & 0 & -K_{B1} & 0 & K_{B3} & 0 & 0 & K_{B4} & 0 & K_{B2} & \\ 0 & 0 & -K_{B4} & 0 & K_{B3} & 0 & 0 & K_{B4} & 0 & K_{B2} & \\ 0 & 0 & -K_{B4} & 0 & 0 & K_{B3} & 0 & -K_{B4} & 0 & K_{B2} \end{bmatrix}$$
(2.14)

式中:

$$K_{\rm Z1} = \frac{AL^2}{I} ; \quad K_{\rm Z2} = \frac{GJL^2}{EI} ; \quad K_{\rm B1} = \frac{12}{1+\phi_s} ; \quad K_{\rm B2} = (\frac{4+\phi_s}{1+\phi_s})L^2 ; \quad K_{\rm B3} = (\frac{2-\phi_s}{1+\phi_s})L^2 ;$$

$$K_{\rm B4} = (\frac{6}{1+\phi_s})L \ .$$

式中:

$$K_{A1} = 36 + 60\phi_s + 30\phi_s^2; \quad K_{A2} = 4L^2 + 5L^2\phi_s + 2.5L^2\phi_s;$$
$$K_{A3} = -(L^2 + 5L^2\phi_s + 2.5L^2\phi_s); \quad K_{A4} = 3L_{\circ}$$

转子系统的运动方程由梁单元和圆盘单元的运动进行结合得到。该方程能够描述整个转子 系统在考虑各类力和耦合效应下的动态响应。转子系统的运动方程可以写成以下形式:

$$(M_{\rm s})\ddot{q}_{\rm s} + (C_{\rm s} - \omega G_{\rm s})\dot{q}_{\rm s} + K_{\rm s}q_{\rm s} = Q_{\rm s}$$
 (2.16)

在上述方程中, q_s 、 \dot{q}_s 、 \ddot{q}_s 为转子系统的广义位移、速度和加速度向量; Q_s 为系统广义 外力向量,表示作用在转子系统上的所有外部载荷或力矩; M_s 为系统质量矩阵,包含转子系 统的质量分布; G_s 描述转子旋转惯性的影响; K_s 表示转子系统的弹性恢复力; C_s 视为比例阻 尼,描述转子系统的阻尼效应。

2.2.2 机匣建模

航空发动机机匣作为连接各部件的重要结构,其建模方法根据分析目标的不同可以分为梁 单元建模、壳单元建模和实体单元建模。梁单元建模将机匣简化为由梁单元构成的结构,忽略 局部复杂几何形状,仅考虑机匣整体的弯曲、剪切、扭转等宏观刚度特性。壳单元建模则将机 匣简化为壳结构,采用薄壳或厚壳有限元单元,保留其几何特性和局部结构的细节。而实体单 元建模基于机匣的实际几何形状构建实体有限元模型,通过三维单元(如四面体或六面体)离 散整个机匣。由于航空发动机机匣通常呈现长细的轴对称结构,且其整体刚度特性可以通过弯 曲、扭转、剪切等主要变形模式描述,梁单元模型能够很好地反映这些特性。其中,梁单元建 模更适用于分析机匣的整体动力学特性,如模态分析、整体振动响应,并且梁单元模型具有较 少的自由度,计算效率高,特别适合早期设计阶段的参数化分析和优化,在考虑发动机整机动 力学(如转子-机匣耦合振动)时,梁单元也建模方便与其他部件进行耦合,统一分析整机的动 力学特性。

因此,本文采用这一简化方法,将机匣视为梁结构进行建模,并通过有限元方法建立机匣 的运动方程:

$$M_{\rm c}\ddot{q}_{\rm c} + C_{\rm c}\dot{q}_{\rm c} + K_{\rm c}q_{\rm c} = Q_{\rm c} \tag{2.17}$$

式中: q_{c} 为机匣的广义位移向量, Q_{c} 为机匣的广义外力向量; M_{c} 为机匣的质量矩阵; K_{c} 为机匣的刚度矩阵; C_{c} 为机匣的阻尼矩阵,将 C_{c} 假定为比例阻尼。

2.2.3 支承建模

(1) 转子-机匣间的支承连接

在转子与机匣之间的支承部分 $\operatorname{RC}_i(i=1,2,...,N)$,涉及多个关键部件,如滚动轴承、挤压 油膜阻尼器、轴承座等。每个支承部件的动态特性对整个振动系统的响应有着重要影响。具体 地,轴承的外圈质量为 m_{wi} ,轴承座质量为 m_{bi} ,弹性支承刚度为 k_{ti} ,阻尼系数为 c_{ti} 。若存在 挤压油膜阻尼器,则该阻尼器的特性表示为 k_{fi} , c_{fi} ,其中该阻尼力与振动幅度或速度呈非线性 关系。 图 2.3 为示意图,转子对支承的力为 F_{xRi} 、 F_{yRi} 和 F_{zRi} ,机匣对支承的力为 F_{xCi} 、 F_{yCi} 和 F_{zCi} 。



图 2.3 支承连接示意图

针对某发动机 3#支点轴承内圈旋转,外圈在轴承座固定,不考虑支承系统的转动自由度, 仅分析其轴向和径向的振动自由度。具体而言,设转子在第*m*个节点的轴向位移和两个径向位 移分别为 *x*_{Rm}、 *y*_{Rm}和 *z*_{Rm},令 *x* = *x*_{Rm} - *x*_{wi}, *y* = *y*_{Rm} - *y*_{wi}, *z* = *z*_{Rm} - *z*_{wi},基于此,可以建 立滚动轴承的动力学模型,求得转子对第*i*个支承的作用力。滚动轴承外圈的运动方程表达如 下:

$$\begin{cases} m_{wi} \ddot{x}_{wi} + k_{ti} (x_{wi} - x_{bi}) + F_{dxi} = F_{xRi} \\ m_{wi} \ddot{y}_{wi} + k_{ti} (y_{wi} - y_{bi}) + F_{dyi} = F_{yRi} - m_{wi}g \qquad i = 1, 2, \dots N \\ m_{wi} \ddot{z}_{wi} + k_{ti} (z_{wi} - z_{bi}) + F_{dzi} = F_{zRi} \end{cases}$$
(2.18)

式中: F_{dxi} 和 F_{dyi} 为阻尼力,若为粘性阻尼,有:

$$\begin{cases} F_{dxi} = c_{ti} (\dot{x}_{wi} - \dot{x}_{bi}) \\ F_{dyi} = c_{ti} (\dot{y}_{wi} - \dot{y}_{bi}) \\ F_{dzi} = c_{ti} (\dot{z}_{wi} - \dot{z}_{bi}) \end{cases}$$
(2.19)

机匣对支承RC_i的作用力为:

$$\begin{cases} F_{xci} = k_{fi}(x_{cn} - x_{bi}) + c_{fi}(\dot{x}_{cn} - \dot{x}_{bi}) \\ F_{yci} = k_{fi}(y_{cn} - y_{bi}) + c_{fi}(\dot{y}_{cn} - \dot{y}_{bi}) & i = 1, 2, \dots N \\ F_{zci} = k_{fi}(z_{cn} - z_{bi}) + c_{fi}(\dot{z}_{cn} - \dot{z}_{bi}) \end{cases}$$
(2.20)

支承RC;的轴承座的运动方程为:

$$\begin{cases} m_{bi} \ddot{x}_{bi} + k_{ti} (x_{bi} - x_{wi}) - F_{dxi} = F_{xci} \\ m_{bi} \ddot{y}_{bi} + k_{ti} (y_{bi} - y_{wi}) - F_{dyi} = F_{yci} - m_{bi} g \qquad i = 1, 2, \cdots N \\ m_{bi} \ddot{z}_{bi} + k_{ti} (z_{bi} - z_{wi}) - F_{dzi} = F_{zci} \end{cases}$$
(2.21)

(2) 转子-基础间的支承连接

转子与基础之间的支承系统 RB_i (i = 1, 2, ..., N),其结构同 RC_i ,支承 RB_i 的轴承座的运动 方程为:

$$\begin{cases} m_{bi} \ddot{x}_{bi} + k_{ti} (x_{bi} - x_{wi}) - F_{dxi} = F_{xBi} \\ m_{bi} \ddot{y}_{bi} + k_{ti} (y_{bi} - y_{wi}) - F_{dyi} = F_{yBi} - m_{bi} g \qquad i = 1, 2, \dots N \\ m_{bi} \ddot{z}_{bi} + k_{ti} (z_{bi} - z_{wi}) - F_{dzi} = F_{zBi} \end{cases}$$

$$(2.22)$$

(3) 转子-转子间的中介轴承支承

对于每个转子与转子间的中介轴承支承 \mathbf{RRM}_i (i = 1, 2, ..., N),其结构同 \mathbf{RC}_i ,支承 \mathbf{RRM}_i 的轴承座的运动方程为:

$$\begin{cases} m_{bi} \ddot{x}_{bi} + k_{ti} (x_{bi} - x_{wi}) + c_{ti} (\dot{x}_{bi} - \dot{x}_{wi}) = F_{xROi} \\ m_{bi} \dot{y}_{bi} + k_{ti} (y_{bi} - y_{wi}) + c_{ti} (\dot{y}_{bi} - \dot{y}_{wi}) = F_{xROi} \\ m_{bi} \ddot{z}_{bi} + k_{ti} (z_{bi} - z_{wi}) + c_{ti} (\dot{z}_{bi} - \dot{z}_{wi}) = F_{zROi} - m_{bi}g \end{cases}$$
(2.23)

(4) 转子-转子间的线性连接

•

对于转子间的线性弹簧连接 RRC_k(k = 1, 2, ..., N),作用在转子 1 和转子 2 节点i上的力和力矩为:

$$\begin{cases} F_{R_{1xi}} = k_{Rr}(x_{R2j} - x_{R2i}) + c_{Rr}(\dot{x}_{R2j} - \dot{x}_{R1i}) \\ F_{R_{1yi}} = k_{Rr}(y_{R2j} - y_{R1i}) + c_{Rr}(\dot{y}_{R2j} - \dot{y}_{R1i}) \\ F_{R_{1zi}} = k_{Rr}(z_{R2j} - z_{R1i}) + c_{Rr}(\dot{z}_{R2j} - \dot{z}_{R1i}) \\ M_{R_{1xi}} = k_{R\alpha}(\theta_{R2xj} - \theta_{R1xi}) + c_{R\alpha}(\dot{\theta}_{R2xj} - \dot{\theta}_{R1xi}) \\ M_{R_{1yi}} = k_{R\alpha}(\theta_{R2yj} - \theta_{R1yi}) + c_{R\alpha}(\dot{\theta}_{R2yj} - \dot{\theta}_{R1yi}) \\ M_{R_{1zi}} = k_{R\alpha}(\theta_{R2zj} - \theta_{R1zi}) + c_{R\alpha}(\dot{\theta}_{R2zj} - \dot{\theta}_{R1zi}) \end{cases}$$

$$(2.24)$$

$$\begin{cases} F_{R2xj} = -F_{R1xi} \\ F_{R2yj} = -F_{R1yi} \\ F_{R2yj} = -F_{R1yi} \\ M_{R2xj} = -M_{R1xi} \\ M_{R2yj} = -M_{R1yi} \\ M_{R2zj} = -M_{R1yi} \end{cases}$$
(2.25)

(5) 机匣-机匣间的线性连接

对于机匣间的线性连接 $CC_k(k = 1, 2, ..., N)$,则作用在机匣 1 节点 i 和机匣 2 节点 j 上的力和力矩分别为:

$$\begin{cases}
F_{c1xi} = k_{cr} (x_{c2j} - x_{c1i}) + c_{cr} (\dot{x}_{c2j} - \dot{x}_{c1i}) \\
F_{c1yi} = k_{cr} (y_{c2j} - y_{c1i}) + c_{cr} (\dot{y}_{c2j} - \dot{y}_{c1i}) \\
F_{c1zi} = k_{cr} (z_{c2j} - z_{c1i}) + c_{cr} (\dot{z}_{c2j} - \dot{z}_{c1i}) \\
M_{c1xi} = k_{ca} (\phi_{c2j} - \phi_{c1i}) + c_{ca} (\dot{\phi}_{c2j} - \dot{\phi}_{c1i}) \\
M_{c1yi} = k_{ca} (\psi_{c2j} - \psi_{c1i}) + c_{ca} (\dot{\psi}_{c2j} - \dot{\psi}_{c1i}) \\
M_{c1zi} = k_{ca} (\theta_{c2j} - \theta_{c1i}) + c_{ca} (\dot{\theta}_{c2j} - \dot{\theta}_{c1i})
\end{cases}$$
(2.26)

$$\begin{cases}
F_{c2xj} = -F_{c1xi} \\
F_{c2yj} = -F_{c1yi} \\
F_{c2zj} = -F_{c1zi} \\
M_{c2xj} = -M_{c1xi} \\
M_{c2yj} = -M_{c1yi} \\
M_{c2zj} = -M_{c1zi}
\end{cases}$$
(2.27)

(6) 机匣-基础间弹性支承

对于机匣与基础间的弹性支承 $CB_k(k=1,2,...,N)$,作用在机匣节点 i 上的力和力矩分别为:

$$\begin{cases}
F_{cxi} = -k_{cx}x_{ci} - c_{cx}\dot{x}_{ci} \\
F_{cyi} = -k_{cy}y_{ci} - c_{cy}\dot{y}_{ci} \\
F_{czi} = -k_{cz}z_{ci} - c_{cz}\dot{z}_{ci} \\
M_{cxi} = -k_{ax}\phi_{ci} - c_{ax}\dot{\phi}_{ci} \\
M_{cyi} = -k_{ay}\psi_{ci} - c_{ay}\dot{\psi}_{ci} \\
M_{czi} = -k_{az}\theta_{ci} - c_{az}\dot{\theta}_{ci}
\end{cases}$$
(2.28)

2.2.4 轴承建模

在航空发动机主轴承的应用方面,由于不同支点需要承受的载荷不同,需要采用不同的轴 承类型以适应航空发动机运行中复杂的变形需求。某型发动机主轴承采用了角接触球轴承和圆 柱滚子轴承,圆柱滚子轴承承受径向载荷,而球轴承同时也可以承受轴向载荷。精确的滚动轴 承动力学模型能够有效揭示轴承与系统振动特性之间的耦合作用,为改进支承系统设计提供理 论支撑。

针对这一需求,分别建立角接触球轴承和圆柱滚子轴承动力学模型,并给出了复杂工况下的轴承力表达式^[15]。为了实现对轴承动力学特征的仿真研究,将上述轴承力激励模型耦合到支承系统的离散模型中,从而构建出能够模拟复杂滚动轴承特性的整机动力学模型,为滚动轴承对整机振动的影响机制提供精准的数值分析工具。

针对角接触球轴承,假设滚珠与轴承滚道接触符合 Hertz 接触理论,由此可列出第j个滚珠 对轴承内圈的接触力 Q_i 为:

$$Q_j = k_n \delta_j^n \tag{2.29}$$

式中: *k_n*为滚珠与滚道载荷-变形系数, *n*为接触指数,对于滚珠轴承, *n*一般取值为 1.5。 其 5 自由度下的轴承力和力矩分别为:

$$F_{x} = \sum_{j=1}^{m} F_{xj}, F_{y} = \sum_{j=1}^{m} F_{yj}, F_{z} = \sum_{j=1}^{m} F_{zj},$$

$$M_{y} = \sum_{j=1}^{m} M_{yj}, M_{z} = \sum_{j=1}^{m} M_{zj}$$
(2.30)

对于滚柱轴承,当径向载荷作用在不同轴的圆柱滚子轴承上时,在凸度滚子-滚道接触的每 个切片上,其变形由三个分量组成; (1)由径向载荷在方位为*p*的滚子处产生的变形; (2) 由于滚子凸度在第切片上产生的变形Δ*c*; (3)由于轴承不同轴和滚子倾斜在方位为*p*的滚子 处产生的变形Δ_{*m*}。由此可得到各自由度下的轴承力和力矩,即:

$$F_{xj} = 0, F_{yj} = Q_j \cos \varphi_j, F_{zj} = Q_j \sin \varphi_j, M_{yj} = 0, M_{zj} = 0,$$

$$F_x = \sum_{i=1}^m F_{xj}, F_y = \sum_{i=1}^m F_{yj}, F_z = \sum_{i=1}^m F_{zj}, M_y = \sum_{i=1}^m M_{yj}, M_z = \sum_{i=1}^m M_{zj}$$
(2.31)

2.2.5 求解方法

对于整机耦合动力学的求解问题,由于其计算包括非线性因素,计算复杂,本文采用数值 积分方法对响应进行求解。对于转子模型、机匣模型,采用隐式积分(Newmark – β法)求解, 得到转子与机匣的振动响应,从而得到转子和机匣节点的位移和速度,考虑到轴承与支承连接 的非线性因素,采用显式积分(翟方法^[79])求解主轴承的激励力,此方法可以快速高效求解非 线性问题。轴承的激励力反作用给转子与机匣节点,作为输入到有限元转子模型和机匣模型当 中,模型的计算求解流程如图 2.4。



图 2.4 航空发动机整机耦合动力学求解流程

2.3 机动飞行下的转子动力学模型

在机动飞行条件下,转子系统的动力学行为是由各部件之间的相互运动耦合所决定的。通 过引入飞行器机动参数,将其运动与转子动力学联系起来,可以构建符合实际工况的转子系统 动力学模型。本文采用的建模思路是在机动飞行环境下,通过 Lagrange 方程建立圆盘单元与梁 单元的运动微分方程,并进一步将这些单元方程整合为整体转子系统的动力学方程,以准确刻 画转子系统在复杂飞行条件下的响应特性。

为简化模型构建过程,同时保持结果的物理意义和计算效率,采用以下假设和简化处理:

(1) 地球表面简化为平面,并忽略地球自转和地心曲率引起的加速度的影响;

(2) 假定航空发动机位于飞机质心,转子转轴在飞机纵轴同一直线上,转子的一端与飞机 质心重合;

(3) 假定转子上的圆盘保持刚性,不发生形变,不平衡量分布在同一平面内。

在该模型中,飞机的机动飞行动作采用三轴坐标系描述,如图 2.5 所示,其中 Z 为航向方向, X 为侧向, Y 为法向,绕 Z 向的旋转为横滚、绕 X 向的旋转为俯仰,绕 Y 向的旋转为转弯;航空发动机整机振动模型的坐标系如图 2.5 所示,固定坐标系 O – XYZ 的方向定义如下: X 轴沿发动机轴向,与航向方向相反; Y 轴为径向水平,与侧向方向相反; Z 轴为径向垂直,与法向方向一致。机动飞行过程中,自由度的定义基于转子横截面相对于惯性参考坐标系的运动状态,具体描述包括横截面的平移位移与旋转角度变化,以全面表征转子系统的动力学行为,包括:沿转子轴向的位移 x,径向的水平位移 y 和垂直位移 z,以及绕 X、Y、Z 三轴的旋转角度 θ_x、θ_y、θ_z。这种自由度描述方法不仅便于模型在复杂工况下的适配,也为后续的动力学分析提供了清晰的数学表达框架。



图 2.5 飞机和发动机坐标系示意图

仅仅考虑机动飞行下转盘所产生的机动飞行载荷,机动飞行条件下圆盘单元的运动方程为:

$$M_{d}\ddot{q}_{d} + (C_{d} + \Omega G_{d} + C_{db})\dot{q}_{d} + (K_{d} + K_{db})q_{d} = F_{du} + F_{db} + Q_{d}$$
(2.32)
南京航空航天大学硕士学位论文

式中: M_d 和 G_d 为不考虑机动动作时圆盘的惯性矩阵和陀螺矩阵; C_{db} 、 K_{db} 和 F_{db} 为机 动飞行动作引起的附加阻尼矩阵、附加刚度矩阵以及附加激励力向量; F_{du} 为圆盘受到的不平 衡力; Q_d 表示作用于圆盘的广义外力。

通过分析可知,飞机的机动飞行既为圆盘单元施加了附加激励力,又影响了转子系统的刚 度和阻尼。附加激励力的大小与圆盘的质量特性、几何参数以及机动飞行的动态参数密切相关, 这种附加力效应反映了飞行过程中惯性和动量效应对动力学特性的综合影响。

对于弹射起飞和拦阻着舰的机动飞行状态,主要考虑由于其纵向过载导致的轴承轴向力变 化,附加激励力向量为:

$$F_{db} = \left[-m Z_B^{\bullet,0,0,0,0,0} \right]^T$$
(2.39)

2.4 小结

为了后续对航空发动机主轴承的载荷进行仿真计算,探究载荷的变化规律,本章通过有限 元法和拉格朗日方程,提出了某型航空发动机的整机耦合振动模型的构建方法。主要研究成果 如下:

(1)转子-支承-机匣耦合动力学建模:通过单独建模并耦合转子、支承和机匣,提出了一 种考虑部件间非线性作用力的整机耦合动力学建模方法。

(2) 机动飞行条件下转子系统动力学模型的构建:通过引入机动飞行参数,推导了圆盘单 元在不同机动飞行状态下的运动微分方程。

本章研究为后续主轴承载荷仿真分析和加速载荷谱编制提供了理论基础和模型支持。

第三章 机动飞行下主轴承载荷的仿真分析

3.1 引言

飞机在机动飞行的过程中,由于飞行任务的需要,需要改变飞行姿态、急加减速,在这种 工况条件下,主轴承载荷的往往会随之变化,探究在不同工况下,不同的飞行姿态的变化对主 轴承载荷产生何种影响对于轴承载荷研究有重要意义。

本章节针对某型航空发动机的主轴承,研究其在机动飞行条件下的载荷响应特性。首先, 对于某型航空发动机,构建了能表征其振动响应的整机振动模型,然后通过将临界转速的真实 发动机实测值与仿真值对比,以验证振动模型的有效性。其次,依据航空涡轮喷气和涡轮风扇 发动机通用规范^[80],构建典型的机动飞行时间历程,以模拟实际飞行中的载荷特性变化。随后, 通过仿真分析,探讨 3#支点主轴承在常规和极限机动飞行条件下的轴向和径向载荷变化规律。 最后,为揭示舰载机特殊工况下主轴承载荷的动态特性,研究了弹射起飞和拦阻着舰两种大过 载工况下的载荷响应特征。

3.2 某型航空发动机整机振动模型及其验证

3.2.1 整机动力学模型

针对某型双转子航空发动机,如图 3.1 所示,将其转子系统进行简化,形成发动机结构简 图,为了便于仿真与计算,将不同结构按照位置划分节点,形成整机模型的模型计算图,图中 数字代表每个位置的节点号,对应发动机的各个结构^[78]。结构简图如如图 3.2 所示,模型计算 图如图 3.3 所示,表 3.1 列出了每个节点代表结构位置。



图 3.1 某型双转子航空发动机



图 3.3 整机模型计算图

表 3.1 节点对照表

节点号	结构位置
1	进气机匣进口处
3	进气机匣后端面
4	风扇一级机匣后端面
5	风扇二级机匣后端面
6	风扇三级机匣后端面
7	中介机匣前端面
9	中介机匣后端面
16	拉杆外端
35	高压涡轮导向叶片后端
37	低压涡轮二级导向叶片后端
38	拉杆内端
42	风扇轴一支点截面
44	风扇二级截面
48	风扇轴二支点截面
57	低压涡轮轴中部
62	低压涡轮五支点截面
65	低压涡轮二级工作叶片截面
68	高压压气机三支点截面

|--|

表	3.1	节点对照表(续)
~~~	J.1	

78	高压涡轮轴中部
80	高压涡轮盘
82	高压涡轮四支点截面

#### 3.2.2 某型航空发动机整机模型的验证

本文通过响应峰值法,结合试车数据与模型仿真,识别出低压转子的低压激振风扇俯仰模 态临界转速,以及高压转子的高压激振高压压气机模态临界转速。

如图 3.4 所示,图 3.4 (a)和 (b)分别展示了进气机匣测点振动速度实测值与仿真值,实 测数据显示发动机在 6487rpm 转速时系统存在临界转速,在仿真结果中,随着低压转子转速的 不断提高,在范围 6000-7000rpm 的转速范围内,低压激励引发的风扇俯仰模态在此转速区间内 出现了两阶临界转速,分别为 6083rpm 和 6775rpm。进一步分析两阶临界转速对应的整机振型 可知,如图 3.5 所示,转速 6083rpm 下低压激励风扇与高压转子呈同相摆动;而 6775rpm 临界 转速时,风扇与高压转子则呈现反相摆动的振型特征。





(a)低压激振风扇、高压转子同相俯仰模态 (N1=6083rpm)



(b)低压激振风扇、高压转子反相俯仰模态 (N1=6775rpm)

图 3.5 临界转速下整机模态计算结果

比较中介机匣测点的临界转速,实测结果显示在 7832rpm 转速下,达到了高压激振高压转 子模态临界转速,如图 3.6 所示。仿真结果如图 3.7 (a)所示,可以明显看到在高压转子转速 为 7618rpm 时中介机匣振动速度明显增大,达到了临界转速,图 3.7 (b)展示出了此转速下的 整机振动情况。



基于整机模型的主轴承非稳态载荷分析与载荷谱编制方法

图 3.7 临界转速仿真结果

由以上实测数据与仿真结果对比分析,临界转速的实测值与仿真值相差很小,对比如表 3.2 临界转速结果对比 所示,临界转速的仿真结果计算误差均在 10%以内,分别为 6.24%、4.44%、 3.26%。结果对比分析表明所构建的整机模型具有较高的模拟精度,能够模拟航空发动机的振动响应。

	私 5.2 曲り	T172217		
临界转速	临界转速计算值/(r/min)		临界转速实测值/(r/min)	误差
低压激振风扇俯仰模态	同相俯仰	6082	6107	6.24%
临界转速	反相俯仰	6775	0487	4.44%
高压激振高压压气机模态 临界转速	7618		7832	2.73%

表 3.2 临界转速结果对比

## 3.3 大机动飞行条件对主轴承载荷的影响规律

航空发动机在大机动飞行条件下工作时,主轴承承受着复杂且剧烈变化的载荷,尤其是在 高陀螺力矩和高过载条件下,其载荷特性与常规工况有显著不同。为了探究这些差异,本节从 常规工况与极限工况两个典型机动飞行场景入手,结合仿真任务历程,详细分析了大机动飞行 条件下主轴承载荷的变化规律。

根据航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机通用规范中对陀螺力矩的仿真要求,常规工况设定发动机绕垂直于转子轴线平面内的任一轴线,以 1.4rad/s 的稳态角速度和最大载荷系数 10g 持续工作,并满足无限循环寿命^[80]。在此基础上,本文以某型发动机为研究对象,设定发动机转速

为最大额定转速,飞行高度保持在10km,飞行马赫数为1.0,过载系数及角速度按常规工况设定,开展了持续8秒的机动飞行任务仿真分析。常规工况下的机动飞行任务历程详见表 3.3。

极限工况同样依据航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机通用规范中对陀螺力矩的仿真要求,即: 绕垂直于转子轴线平面内的任一轴线,以 3.5rad/s 的稳态角速度和 1g 或-1g 的垂直载荷系数持续工作 15s^[80]。本文以此为依据,设置发动机转速为最大额定转速,飞行高度为 10km,马赫数 为 1.0,并按照极限工况参数执行 20 秒的机动飞行任务仿真分析。极限工况下的仿真任务历程 详见表 3.4。

时间	N1	N2	纵向过载	侧向过载	法向过载	转弯角速	俯仰角速
/s	/rpm	/rpm	/(m/s2)	/(m/s2)	/(m/s2)	度/(rad/s)	度/(rad/s)
0	8880	14675	0	0	0	0	0
2	8880	14675	0	0	0	0	0
3	8880	14675	-30	-40	-98	1.4	0
5	8880	14675	-30	-40	-98	1.4	0
6	8880	14675	-30	-40	-98	0	1.4
8	8880	14675	-30	-40	-98	0	1.4
		表	3.4 极限工况	下的机动飞行	行方真任务历程	1	
时间	N1	N2	纵向过载	侧向过载	法向过载	转弯角速	俯仰角速
/s	/rpm	/rpm	/(m/s ² )	/(m/s ² )	/(m/s ² )	度/(rad/s)	度/(rad/s)
0	8880	14675	0	0	0	0	0
2	8880	14675	0	0	0	0	0
3	8880	14675	30	0	0	0	0
5	8880	14675	30	0	0	0	0
6	8880	14675	-30	0	0	0	0
8	8880	14675	-30	0	0	0	0
10	8880	14675	0	9.8	0	3.5	0
12	8880	14675	0	9.8	0	3.5	0
13	8880	14675	0	-9.8	0	3.5	0
15	8880	14675	0	-9.8	0	3.5	0
16	8880	14675	0	0	9.8	0	3.5
18	8880	14675	0	0	9.8	0	3.5
19	8880	14675	0	0	-9.8	0	3.5
20	8880	14675	0	0	-9.8	0	3.5

表 3.3 常规工况下的机动飞行仿真任务历程

将常规工况以及极限工况的飞行任务历程输入航空发动机整机耦合动力学模型,分别进行 了详细的动力学仿真分析,得到了主轴承在不同方向上的载荷变化时间历程。本文重点分析了 主轴承在水平方向径向力、垂直方向径向力和轴向力这三个方向上的变化特性。仿真结果如图 3.8 所示:



基于整机模型的主轴承非稳态载荷分析与载荷谱编制方法

(f) 轴向载荷(极限工况)

图 3.8 常规工况与极限工况载荷对比

通过对仿真结果的对比分析,可以明确不同机动飞行工况下主轴承载荷的变化规律,从而 揭示其对主轴承可靠性和安全性的潜在影响。

由图 3.8 可见,极限工况下主轴承在径向方向上的载荷显著增加,极限工况下水平方向径 向载荷达到-40kN 而常规工况下只有约-21kN,极限工况下垂直方向径向载荷达到-39kN 而常规 工况有约-27kN,这主要是由于极限工况下更高的角速度和过载系数导致陀螺效应增强,进一步加剧了径向载荷;而轴向载荷在同一个范围内,约-30kN-0kN之间。

(1)水平方向径向力的增加与俯仰角速度和法向过载直接相关。俯仰动作过程中,发动机 轴线发生摆动,产生较大的惯性力,对主轴承形成额外的冲击载荷。

(2)垂直方向径向力的变化则与转弯角速度和侧向过载密切相关。转弯过程中,主轴承受 到侧向惯性力的冲击,显著增加垂直载荷。

(3)轴向载荷的变化幅度较小,其主要受纵向过载、飞行高度、马赫数以及转子转速影响。 这表明,在常规和极限工况下,轴向载荷对主轴承的寿命影响较为稳定,但仍需要关注特定高应力点的累积效应。

上述分析为进一步优化主轴承的结构设计、提高其对极限工况的适应能力提供了依据。

### 3.4 弹射起飞与拦阻着舰条件下主轴承载荷仿真

舰载机通常由陆基飞机演变而来,但由于航母甲板空间有限,其起降方式需适应特殊的操 作环境。弹射起飞可以在短时间内为舰载机提供足够的加速度,使其迅速达到起飞速度,提高 了起飞的效率,并且具有满弹满油起飞,无需考虑风向等优势,成为目前国际上主流的舰载机 起飞方式之一。拦阻着舰可以减少飞机磨损、减少降落距离、提高甲板的利用率,并且适用于 多种风向和天气条件,但此过程又极其考验飞行员的技术操作,较易发生事故。图 3.9 展示了 某型航母的典型甲板布局。



图 3.9 某航母甲板飞机布置图

#### 3.4.1 弹射起飞工况

为研究舰载机弹射起飞工况对航空发动机主轴承 3#支点轴向载荷的影响规律,本文基于建 立的整机振动模型,开展弹射起飞条件下的动力学仿真。弹射起飞期间,航空发动机工作在最 大加力状态,对应的转速为 N1=8880rpm 和 N2=14675rpm。在仿真中,为简化分析,忽略转子 不平衡作用力,仅关注加速度瞬态变化对主轴承载荷的影响。

考虑到弹射起飞中飞机加速的瞬时性,设置冲击时间为 0.01s,即飞机从静止状态到达到最

大加速度的时间为 0.01s, 然后保持轴向过载系数为最大值 1s。这一假设是为了在模拟弹射器加载过程中牵制载荷突卸的瞬时响应,确保能够反映主轴承轴向力的动态变化特性,同时保持最大过载持续 1s 为了得到在最大轴向过载时的稳定轴向载荷大小。

仿真计算将得到主轴承 3#支点在弹射起飞过程中轴向力的时间历程。通过分析载荷随时间 的变化规律,可以深入了解弹射起飞过程中瞬时冲击载荷的幅值、变化速率及其对轴承的潜在 影响。仿真结果将为优化舰载机主轴承设计、提升轴承可靠性提供重要依据。

文献[82]通过 ADAMS 软件平台,建立了描述舰载机弹射过程的全机刚柔耦合动力学仿真模型,对飞机弹射过程进行了仿真分析。由文献中的仿真分析结果显示,弹射起飞瞬间,前起落架处的加速度峰值最高,随着距离起落架的位置增远,峰值逐渐降低。加速度峰值沿着传力路径逐渐衰减,前起落架和牵制杆上的弹性势能随着应力波的传播从起落架冲击点传递至机身结构。

因此,为了模拟在不同冲击条件下的主轴承载荷,仿真计算了在不同0马赫数和0.25马赫数下的主轴承轴向载荷的仿真结果,如图 3.10 所示。图 3.10 (a)为基于实际飞行参数统计数据来仿真的轴向过载变化情况,图 3.10 (b)和 (c)弹射起飞情况下的 3#支点主轴承载荷仿真情况。



(a) 仿真轴向过载变化趋势

南京航空航天大学硕士学位论文



(c) 马赫数为 0.25 时轴向载荷变化

图 3.10 弹射起飞下的 3#支点主轴承轴向力仿真

由图 3.10 可以看出, 在弹射起飞的瞬时, 轴向力会瞬间增大, 给主轴承带来冲击作用, 瞬 时载荷能扩大约 12.2kN,在最大轴向过载稳定时,轴向载荷也比弹射起飞前增加约 8.7kN;不 同的马赫数会对主轴承轴向载荷产生影响,马赫数增加会使轴向载荷增大,马赫数为0.25时比 马赫数为0时轴向载荷普遍增加了3kN。

#### 3.4.2 拦阻着舰工况

引入考虑机动飞行的航空发动机整机振动模型进行拦阻着舰动力学仿真,得到发动机在慢 车和暖机状态着陆下的轴向力变化过程。飞机在拦阻着落阶段,飞机会在被拦截时在 0.3 秒左 右达到最大的加速度值,此后保持此加速度不变,在最后阶段飞机的质心加速度逐渐线性降低 直至为零^[81]。图 3.11 (a) 为基于实际飞行参数统计数据来仿真得到的飞机拦阻着舰下的轴向 过载系数时间历程,作为机动条件施加到航空发动机转子系统。为了简化问题,考虑拦阻着舰 阶段考虑发动机功率分别为暖机与全加力情况,不考虑转子不平衡量。图 3.11 为不同状态下的 拦阻着舰下的 2#、3#支点主轴承轴向力变化:



(a)飞机拦阻着舰的轴向过载系数变化历程





基于整机模型的主轴承非稳态载荷分析与载荷谱编制方法

(c)3#支点主轴承轴向力(暖机状态) (d)3#支点主轴承轴向力(全加力状态) 图 3.11 不同状态下的拦阻着舰下的主轴承轴向力

由图 3.11 可以看出,无论是以暖机转速状态(90%功率状态,N1=6992rpm,N2=13200rpm) 或者最大转速状态(101%功率状态,N1=8880rpm,N2=14700rpm)执行拦阻着舰时,发动机 的轴向力将变小,减少的载荷分别有 6.6kN、7.9kN,减少后载荷仍处于一个较高的水平,载荷 的方向也未发生改变,这表明此发动机在拦阻着舰的过程中,3#支点主轴承轴向载荷仍处于正 常的工作范围之内,一般不会产生轻载或者换向的危险。在拦阻着舰的过程中,2#支点主轴承 轴向载荷同样会减少,但由于 2#支点轴承与低压转子相连,轴向载荷较小,在着舰过程中有可 能会发生轻载与换向的风险。

#### 3.5 小结

本章主要针对某型航空发动机构建了整机振动模型,并与真实发动机试车数据进行了临界 转速比较,验证了整机模型的有效性。仿真分析了大机动飞行条件下主轴承载荷的变化规律, 然后进行了弹射起飞与拦阻着舰下的主轴承轴向载荷仿真,主要结论如下:

(1)构建了某型航空发动机整机振动模型,通过响应峰值法,利用试车数据分析和整机模型仿真对比低压转子与高压转子两种模态下临界转速进行对比分析,验证整机模型的有效性和可靠性。

(2)通过构建常规工况与极限工况下的飞行任务历程,仿真不同飞行条件下的主轴承载荷 变化情况。仿真结果表明:在机动飞行过程中,3#支点主轴承的水平方向径向力主要受到法向 过载和俯仰角速度的影响;垂直方向径向力则主要受侧向过载和转弯角速度的影响;而轴向力 则受纵向过载、飞行高度、马赫数以及转子转速的共同影响。

(3)仿真分析了弹射起飞与拦阻着舰工况下的载荷变化。结果表明:在弹射起飞瞬间,会 对轴承轴向载荷带来 10kN 以上的冲击作用;在拦阻着舰过程中,3#支点主轴承轴向载荷会发 生减小,但仍处于正常范围,一般不会产生轻载和换向,2#支点主轴承则可能发生轻载或换向。

# 第四章 机动飞行下主轴承损伤对其载荷的影响仿真分析

## 4.1 引言

主轴承作为航空发动机的关键支承部件,其损伤故障往往会导致轴承载荷的剧增,引发剧 烈振动和冲击效应,直接威胁发动机的运行稳定性和工作寿命。军用飞机在训练和使用环境下, 需要做出各种复杂的飞行动作,在大机动飞行条件下,由于陀螺力矩和非稳态激励的叠加作用, 主轴承将承受很大的附加载荷,在滚动体通过损伤位置时将产生强烈的冲击振动,严重影响轴 承的使用寿命,尤其在极限机动飞行状态下,较小的轴承损伤即可产生很大的轴承载荷,甚至 会直接导致主轴承失效,造成严重的安全隐患。因此,深入研究机动飞行过程中主轴承损伤条 件下的载荷特性及其变化规律,对提升主轴承的可靠性设计与故障诊断能力具有重要意义,对 航空发动机的设计、使用、早期故障告警等方面均具有重要的工程实用价值。

本章节通过构建滚动轴承的剥落故障模型,通过转子-滚动轴承故障试验器来验证轴承故障 模型,然后耦合到前述建立的整机振动模型当中,仿真分析了存在轴承损伤的情况下,在不同 机动飞行工况下的主轴承载荷变化情况。

### 4.2 滚动轴承剥落故障模型及其验证

#### 4.2.1 滚动轴承剥落故障模型

当轴承的外圈存在损伤时,滚动体与损伤表面接触的非连续性将导致载荷分布的剧烈变化, 从而引发周期性冲击和振动。如图 4.1 所示,图 4.1 (a)为球轴承外圈局部损伤的示意图,图 4.1 (b)为展开为平面后的展示图。假设损伤为一个球缺状凹坑,表面近似视为球面,其中关 键几何参数包括:损伤表面直径 *L_D*、损伤深度*a*、以及滚珠半径 *r_B*。滚动体通过该凹坑时, 受力路径的突然变化会对系统刚度和阻尼特性产生非线性扰动,表现为载荷的动态冲击效应。



图 4.1 轴承外圈损伤示意

这种故障形式在动力学建模中,通常通过引入非线性接触力模型来描述滚动体在进入和离 开损伤区域时的载荷变化。通过建立数学模型,不仅能够揭示外圈损伤对轴承振动特性的影响, 还为后续的振动诊断与预测提供了理论支持。

在滚珠通过损伤部位时,当滚珠正好落入缺陷时,有 $h = r_B - \sqrt{r_B^2 - (L_D/2)^2}$ ,当满足h < a时滚珠与损伤位置会产生冲击,此时需要满足 $a > r_B - \sqrt{r_B^2 - (L_D/2)^2}$ ,进而解得:

$$L_D < 2\sqrt{2r_B a - a^2} \tag{4.1}$$

在损伤刚开始形成阶段,由于损伤面积较小,损伤直径满足式(4.1)的条件,可形成冲击振动,本文假定轴承外圈的局部损伤过程均符合这一条件,即滚动体通过损伤区域时产生冲击振动。

当滚珠经过损伤部位时,由于滚珠陷入外圈部分区域,导致轴承与内圈之间存在轴承间隙, 间隙的存在可能会使滚珠与滚道之间的接触力下降或者消失,通过上述计算,可得到由外圈损 伤导致的轴承间隙的变化量 $\delta_{p} = h$ ,为:

$$\delta_{\rm D} = r_B - \sqrt{r_B^2 - (L_D / 2)^2}$$
(4.2)

设第j个滚珠处的角度位置为 $\theta_i$ ,则有:

$$\theta_{j} = \omega_{Cage} \times t + \frac{2\pi}{Z} (j-1), j = 1, 2, ... Z$$
(4.3)

当第j个滚珠与损伤有接触时,需要满足二者的位置范围有所交集,设外圈的损伤位置角度为 $\theta_{OUT}$ ,即需要满足 $\theta_i$ 和 $\theta_{OUT}$ 的差值在损伤大小的角度内,满足:

$$|(\theta_{\text{OUT}} - \theta_j) \text{MOD}(2\pi)| > \beta, j = 1, 2, ... Z$$

$$(4.4)$$

对于损伤大小的角度,可由图 4.1 位置关系计算:  $\beta = \arcsin(L_D / D_{OUT})$ ,  $D_{OUT}$ 为轴承外径。

进一步假设滚珠与滚道接触满足 Hertz 接触应力理论。由此可列出第j个滚珠对轴承内圈的接触力 $Q_i$ 为:

$$Q_j = k_n \delta_j^n \tag{4.5}$$

式中: k_n为滚珠与滚道载荷-变形系数, n为接触指数,对于滚珠轴承, n一般取值为 1.5。

对于第j个滚珠,当轴承的外圈存在损伤时,设滚珠通过损伤引起间隙变化量为 $\delta_{Dj}$ ,其他因素产生的法向压缩量为 $\delta_{0i}$ ,可求得滚珠对滚道的接触力为:

$$\begin{cases} Q_{j} = k_{n} (\delta_{0j} - \delta_{Dj})^{n}, \delta_{0j} - \delta_{Dj} > 0\\ 0, \qquad \delta_{0j} - \delta_{Dj} \le 0 \end{cases}$$
(4.6)

该公式揭示了滚动体通过损伤区域时对轴承受力的影响,为轴承损伤动力学特性的建模提

供了理论基础。

#### 4.2.2 剥落故障模型验证试验

该验证试验器由转轴,圆盘和轴承座等组成,依靠调速电动机进行驱动,此试验器可以方 便安装各种传感器,便于测试存储试验采集振动信号以及转速信号。转子-滚动轴承试验器实物 以及模型图如图 4.2 所示,试验过程中转速由电涡流传感器通过感应与转轴之间的位移测量, 依靠距离的变化脉冲计数:振动加速度由加速度传感器进行测量,采样频率为10kHz,通过 NI 采集器以及数据采集软件进行振动速度和转轴转速的测量与存储。试验可将被试轴承设置预制 缺陷,试验监测采集轴承座的振动加速度信号,以进行信号分析与故障模型验证。被试滚动轴 承的参数如表 4.1 所示。



(a) 试验器实物



(b) 试验器模型

图 4.2 转子-滚动轴承试验器

表 4.1 被试轴承参数								
节径/mm	滚动体直径/mm	外径/mm	内径/mm	滚动体数量/个	轴承间隙/μm			
36	9.6	22.8	13.2	7	10			

如图 4.3 所示,在被试轴承外圈通过电火花加工的方式,设置了一道裂隙,其宽度为 0.6mm, 以此来作为轴承的外圈预制故障,用来进行轴承故障试验。



图 4.3 被试外圈故障轴承



图 4.4 试验现场图片

#### 4.2.3 滚动轴承外圈故障特征的仿真和试验对比

依据试验器的动力学模型,可通过耦合轴承故障模型,来模拟仿真试验器系统的振动加速 度响应。在故障测试仿真中,将轴承的外圈损伤直径与试验统一定为 0.6mm,通过仿真在 1500rpm 的转速下的系统响应,得到被试轴承轴承座处的振动加速度信号的时域波形,并通过 傅里叶变化转换到频谱当中,如图 4.5 (a)和 (b)所示,而通过振动加速度传感器测得的轴 承座径向垂直振动信号如图 4.5 (c)和 (d)所示,二者存在差异是由于仿真模型中仅仅考虑 了结构的刚度与阻尼,而无法模拟其他的高阶固有特性。然后通过小波分解将仿真信号与实测 信号进行分解分析,并绘制第一层细节信号的频谱图,如图 4.5 (e)、(f)、(g)和 (h)所 示,由轴承外圈故障特征频率公式可以计算出外圈故障频率为 64Hz,对比仿真与实测的分解后 的频谱图可以看出特征频率表现出高度的一致性,存在明显的故障特征频率以及其倍频成分, 并且故障频率与幅值大小都有很相近的结果。





图 4.5 转速 1500rpm 下的滚动轴承外圈故障特征的仿真和试验对比

后续继续比较了在转速 1846rpm 和 2041rpm 下的外圈故障特征情况小波分解第 1 层节点细节信号的包络谱,结果同样表现出很强的一致性,均存在故障特征频率及倍频,而且仿真和试验中特征频率处的幅值结果也基本一致。

表 4.2 为仿真和试验结果的对比汇总,可以看出,针对外圈故障,在相同的损伤尺寸大小的情况下,特征频率及其幅值的仿真和试验结果达到了很好的一致性,其误差均在 10%以下, 由此可以验证滚动轴承外圈故障模型的正确性。

	1500rpm		1846rp	m	2041rpm				
	特征频率/Hz	幅值/g	特征频率/Hz	幅值/g	特征频率/Hz	幅值/g			
仿真结果	64.5	0.0687	80.6	0.0511	87.9	0.0257			
试验结果	63.5	0.0684	79.3	0.0518	87.9	0.0238			
误差	1.57%	0.44%	1.64%	1.35%	0.00	7.98%			

表 4.2 仿真和试验结果对比汇总

### 4.3 大机动飞行条件下的主轴承损伤对其载荷影响的仿真

航空发动机主轴承的损伤主要源于其长期承受复杂载荷产生疲劳剥落所致,包括轴向、径 向载荷和扭转力矩。高频振动、气动冲击载荷以及运行中产生的热应力都会对主轴承造成显著 影响。此外,在机动飞行条件下,如俯仰、横滚或急剧转弯时,载荷的突变增加了主轴承的疲 劳风险。

本节根据前述 3.3 节中的常规工况和极限工况的机动飞行历程(表 3.3 和表 3.4),进行主 轴承损伤的仿真分析。具体目标是研究机动飞行条件下,主轴承损伤对 3#支点主轴承载荷的影 响,并与无轴承故障情况下的载荷变化进行对比。为此,选择 3#支点主轴承外圈作为损伤部位, 并假定损伤深度统一为 1mm,外圈损伤的圆周位置设为 270°(即垂直下方)。损伤的直径分 别设为 2mm、5mm 和 10mm,以模拟不同程度的损伤对载荷的影响。水平径向载荷比较如图 4.6 所示;垂直方向径向载荷比较如图 4.7 所示。



南京航空航天大学硕士学位论文



图 4.6 轴承损伤条件下水平方向径向载荷比较

由图 4.6 分析得出,极限工况与常规工况对比来看,由于轴承损伤在垂直方向,因此水平 方向引起的冲击载荷并不大,常规工况下载荷变化的峰峰值最大只有约 1.16kN,如图 4.6 (g) 所示;而极限工况下载荷变化的峰峰值约 3.55kN,如图 4.6 (h)所示。其中,仅仅产生在 10-15 秒之间改变侧向过载和转弯角速度时。



基于整机模型的主轴承非稳态载荷分析与载荷谱编制方法

南京航空航天大学硕士学位论文



图 4.7 轴承损伤条件下垂直方向径向载荷比较

在损伤扩展的过程中垂直方向径向载荷会产生较大的变化,极限工况与常规工况相比载荷 变化更为剧烈。常规工况下载荷变化峰峰值最大约有 14.43kN,如图 4.7 (e)中的第 3 秒到第 5 秒;而在极限工况下改变侧向过载和转弯角速度的情况下,载荷变化的峰峰值能达到 54.96kN 左右,如图 4.7 (f)中的第 10 秒到第 15 秒,由此可见轴承存在损伤时,其极限工况下的工作 载荷更为恶劣。并且在侧向过载的突然变化中,载荷也会有急剧的增加,如图 4.7 (f)所示; 随着轴承损伤逐渐扩展,滚子与滚道间的冲击模式会发生改变,当达到最大的振幅后,载荷变 化的峰峰值会有减小的趋势,但仍处于剧烈的振动变化之中,并且剧烈程度要高于小损伤的情况。

#### 4.4 小结

本章针对航空发动机主轴承的剥落故障,建立了滚动轴承外圈剥落故障模型,并通过转子-滚动轴承故障试验器进行了故障模型的验证,然后针对飞机机动飞行任务,仿真模拟了轴承不 同大小的损伤给大机动飞行条件下主轴承载荷带来的影响,结果表明:

(1)轴承外圈损伤在垂直方向上时,由于轴承外圈固定,内圈旋转,因此在水平方向上引起的冲击载荷并不大。

(2)在损伤扩展的过程中垂直方向径向载荷会产生较大的变化,并且极限工况与常规工况 相比载荷变化更为剧烈,在损伤直径 5mm 时载荷变化量能达 50kN。

(3)轴承存在损伤时,其极限工况下的工作载荷更为恶劣。并且在侧向过载的突然变化中, 载荷也会有急剧的增加。

(4)具有损伤的主轴承在机动飞行中更加危险,因此对航空发动机主轴承的早期故障诊断 具有极其重要的意义。

# 第五章 基于真实飞参数据的主轴承载荷仿真及加速载荷谱编制

## 5.1 引言

航空发动机主轴承位于发动机内部,其在飞机机动飞行条件下承受的载荷难以通过传感器 直接测量,因此难以获得相应工况下的轴承载荷。载荷分布直接影响着滚动体与套圈之间的接 触应力、润滑状况等,即决定着轴承的使用性能和寿命^[83],因此,准确仿真主轴承载荷对于提 升主轴承的可靠性具有重要的工程实用价值。

本章节进行了主轴承载荷仿真及加速载荷谱编制工作。在本章中,基于真实飞行参数数据 和整机振动模型,提出了一种主轴承载荷仿真及加速载荷谱编制的方法。首先,通过引入气动 轴向力代理模型和整机振动模型,结合飞行任务中的真实飞行参数,精确模拟了主轴承在不同 飞行工况下的载荷变化。接着,基于 L-P 理论,通过计算载荷的额定寿命,并去除对疲劳损伤 影响小的载荷区间,编制出加速载荷谱。这一方法不仅能够缩短试验时间,还能保留对疲劳损 伤有显著影响的载荷成分,从而为主轴承的疲劳试验和寿命预测提供科学依据。

## 5.2 气动轴向力计算代理模型

为了更真实地模拟航空发动机的轴向力,本节通过支持向量回归技术(Support Vector Regression, SVR)基于真实航空发动机的气动有限元模型计算结果,构建了气动轴向力的计算 代理模型。该模型显著提高了整机振动仿真的效率,并为后续的主轴承载荷分析提供了可靠的 输入数据。

支持向量回归是一种基于结构风险最小化原则的监督学习方法,它通过寻找一个最佳的超 平面来进行数据拟合。与传统的回归方法不同,SVR 通过最大化间隔和最小化误差的综合方式 来实现对训练数据的拟合,通过引入核函数,将数据映射到高维空间,从而解决非线性回归问 题,其能够处理小样本、高维数据,并具有很强的泛化能力。该方法不仅能够保持较高的预测 精度,还能有效避免过拟合,具有较强的鲁棒性和预测能力。

航空发动机气动轴向力的有限元计算通常非常耗时,且计算效率较低。因此,为了提升效率,需要构建一个气动轴向力的代理模型。具体步骤过程如下:

(1)典型工况下的样本获取:首先,利用真实航空发动机的气动轴向力有限元模型,在典型工况下进行计算,得到一组气动轴向力数据。这些数据涵盖了不同飞行高度、马赫数和转子转速条件下的轴向力变化,为后续模型的训练提供基础。

(2) 非线性拟合:通过收集大量仿真样本后,使用非线性拟合方法,建立飞行高度、飞行马赫数和转子转速与气动轴向力之间的映射关系。这一过程采用支持向量回归技术,其优势在

于能够处理高维复杂数据,并提高拟合的精度。

(3)代理模型的建立与应用:最终,得到的代理模型能够准确预测不同飞行参数下的气动 轴向力。该模型将作为气动轴向力有限元模型的计算代理,用于快速预测各种飞行条件下的气 动轴向力,大大提升了整机振动仿真分析的效率。

如图 5.1 所示,航空发动机气动轴向力仿真数据回归分析的流程包括典型工况下仿真数据 的获取、智能代理模型构建及最终代理模型的应用。通过这种方法,不仅能保证仿真结果的准 确性,同时还极大地减少了计算时间,为后续的主轴承载荷分析提供了高效的计算支持。



图 5.1 航空发动机气动轴向力仿真数据回归分析

SVR 的回归函数可以表示为:

$$f(\mathbf{x}) = \mathbf{w} \cdot \boldsymbol{\phi}(\mathbf{x}) + b \tag{5.1}$$

其中, w为权重向量, b为偏置项。通过对输入空间的映射, SVR 试图找到一组合适的参数 w 和 b, 使得回归函数 f(x) 能够尽可能地拟合样本数据。

为了保证模型的泛化能力,SVR 的核心思想是结构风险最小化。即,在保证模型能够在训练样本上得到良好拟合的同时,尽量避免过拟合。SVR 通过引入松弛变量 $\xi_i$ ,来定义一个不敏感的区域,允许一定的误差范围 $\varepsilon$ ,对于所有的样本i,满足:

$$\left| f(x_i) - y_i \right| \le \varepsilon \tag{5.2}$$

在此基础上, SVR 的优化目标函数为:

$$\min_{w,b,\xi} \frac{1}{2} \left\| w \right\|^2 + C \sum_{i=1}^n \xi_i$$
(5.3)

其中, $\xi_i$ 为松弛变量,表示样本点偏离 $\varepsilon$ 区域的程度,C为惩罚因子,控制误差和模型复杂度之间的平衡。

通过引入拉格朗日乘子,可以将目标函数转化为对偶问题,以简化求解过程。最终的优化

问题可以表示为:

$$\max_{\alpha,\alpha^*} \sum_{i=1}^n \left(\alpha_i - \alpha_i^*\right) y_i - \frac{1}{2} \sum_{i,j=1}^n \left( \left(\alpha_i - \alpha_i^*\right) \left(\alpha_j - \alpha_j^*\right) \right) K\left(x_i, x_j\right)$$
(5.4)

其中, $\alpha_i$ 和 $\alpha_i^*$ 是拉格朗日算子, $K(x_i, x_j)$ 为输入数据在特征空间中的内积,称为核函数。 支持向量回归模型采用径向基核函数 RBF,即

$$K(x_i, x_j) = \exp\{\gamma |x_i - x_j|^2\}$$
(5.5)

其中,  $\gamma$  为核函数参数。用核函数  $K(x_i, x_j)$  来替代内积运算。通过优化得到的  $\alpha_i$  和  $\alpha_i^*$ , 可以最终得到回归函数:

$$f(x) = \sum_{i=1}^{n} (\alpha_{i} - \alpha_{i}^{*}) K(x, x_{i}) + b$$
(5.6)

因此,本研究中采用 SVR 来建立气动轴向力的代理模型,能够有效提高仿真效率并保持较高的预测精度,利用式(5.6)可建立支持向量机的回归模型。

表 5.1 展示了通过实际气动有限元模型计算得到的部分数据,涵盖了 201 组仿真数据。这些数据反映了在不同飞行高度、飞行马赫数及 N1 和 N2 转子转速下对应的气动轴向力数值。图 5.2 为利用支持向量回归模型拟合后的预测结果与实际数据的对比图。

表 5.1 实际气动有限元模型计算得到的部分数据

序号	飞行高度/km	飞行马赫数	N1/%	N2/%	轴向力/kN
10	0	0.4	0.8	0.8	3.7482
25	1	0.2	0.7	0.7	2.3867
64	3	1	0.95	0.95	6.3739
75	5	0.6	0.9	0.9	3.3292



图 5.2 气动轴向力代理模型精度验证结果

通过验证计算,SVR 模型对典型数据的拟合结果表现出极高的精度。计算得出的均方误差 MSE=0.1371,相关系数达到 r=0.96。这表明,SVR 模型不仅能够有效逼近真实数据,还具有较 强的泛化能力,因此可以作为气动轴向力有限元的高效代理模型,为后续的振动分析与载荷谱 编制提供可靠的输入数据。

由于实际发动机运行过程转子不平衡量难以得到,本文假设不平衡量都施加在高压转子第4 个节点 HPC 盘4上,通过设置此节点不同的偏心距,仿真发动机转速从0到最大转速过程中带 来的振动 B 值大小,依据支持向量机得到偏心距、转速和振动 B 值之间的对应关系,最后通过 飞参数据中提取得到的每个时刻的转速及振动 B 值大小,得到对应时刻下节点上的偏心距大小, 计算整个飞行起落过程中偏心距大小的平均值作为此次飞行中的高压转子偏心距。

偏心距仿真的流程图如图 5.3 所示:



图 5.3 偏心距仿真流程图

SVR 训练结果对比如图 5.4 所示:



图 5.4 偏心距 SVR 训练结果预测值与实际值对比

对仿真数据的预测值与真实值进行比较,计算得到二者的均方根误差为 0.0227,相关系数 为 0.97,表明了预测结果具有较高的准确性。

## 5.3 基于飞参数据的主轴承载荷仿真

经过半个世纪的发展,飞参数据已经成为飞行训练、事故原因调查、状态监控等的重要辅助工具^[84]。在飞行过程中飞机所记录的飞行高度、飞行马赫数、转子转速等飞参数据包含着航空发动机运行状态的关键信息。

基于飞参数据、气动轴向力代理模型以及整机振动模型,利用数值仿真方法获取某飞行任 务剖面下主轴承的时变冲击载荷时间历程,为后续载荷谱的制定提供关键输入数据。选取某一 典型飞行训练任务中的一次起落过程,依据飞行任务的完整剖面提取以下关键参数:

(1) 气动轴向力相关参数:飞行高度、飞行马赫数、高压和低压转子转速。通过前述建立 的气动轴向力代理模型,计算出当前时刻的气动轴向力,并将其作为输入,导入整机振动模型。

(2)整机振动相关参数:侧向过载、法向过载、纵向过载系数,以及俯仰、横滚、盘旋方向的角速度和角加速度。将这些动态飞行参数数据输入整机振动模型,进一步模拟发动机在不同飞行条件下的动力学行为。

通过整机振动模型的仿真计算,获得主轴承的径向载荷和轴向载荷时间历程。分析表明, 不同飞参条件下主轴承的冲击载荷幅值和变化规律会显著不同。某飞行任务剖面中的高压转子 转速与 3#支点主轴承径向及轴向载荷时间历程如图 5.5 所示,这些数据为后续载荷谱分析与制 定提供了必要的原始数据支持。



图 5.5 实际飞行任务下的主轴承载荷仿真结果

从仿真结果可以看出,3#支点主轴承的径向载荷和轴向载荷呈现出明显的变化规律:

径向载荷: 主要分布在 0kN 至 20kN 范围内,其变化幅度较大。这主要归因于转子系统中 不平衡量的存在,以及在机动飞行过程中侧向过载和其他飞行参数的动态变化,对径向载荷施 加了显著影响。

轴向载荷:最大值可达 60kN,变化趋势与高压转子转速高度相关。这表明高压转子转速的 波动直接作用于气动轴向力,并通过整机振动传递至主轴承的轴向载荷。

这些特性表明,在复杂飞行工况下,主轴承需承受显著的载荷波动,尤其是轴向载荷的大 幅度变化,对轴承的疲劳寿命和运行安全构成潜在威胁。

轴向载荷变化主要受到气动轴向力的影响,而气动轴向力主要由高压转子转速、飞行高度、 飞行马赫数等影响,其次载荷的小范围波动主要由于振动带来。径向载荷变化幅度较大,主要 由于转子系统的不平衡量影响,由于过载的存在使得径向载荷变化剧烈。实际飞行参数得到的 载荷变化的趋势也印证了 3.3 节当中的载荷变化规律

基于上述方法,另计算不同机动飞行科目下的轴承载荷,将其高低压转子转速、径向载荷、 轴向载荷进行归一化处理,归一化方式按照式(5.7)-式(5.10)计算。另两种飞行科目下的转速与 载荷变化结果如图 5.6 所示。

$$N_1(j)_{Normalized} = \frac{N_1(j)}{\max(N_1(1), N_1(2), \dots, N_1(n))}, \quad j = 1, 2, \dots, n$$
(5.7)

$$N_2(j)_{Normalized} = \frac{N_2(j)}{\max(N_2(1), N_2(2), \dots, N_2(n))}, \quad j = 1, 2, \dots, n$$
(5.8)

$$F_r(j)_{Normalized} = \frac{F_r(j)}{\max(F_r(1), F_r(2), \dots, F_r(n))}, \quad j = 1, 2, \dots, n$$
(5.9)

$$F_a(j)_{Normalized} = \frac{F_a(j)}{\max(F_a(1), F_a(2), \dots, F_a(n))}, \quad j = 1, 2, \dots, n$$
(5.10)

式中: *j* 表示数据的序号, *n* 表示此飞行科目下的数据总量,  $N_1(j) \ N_2(j) \ F_r(j) \ F_a(j)$ 分别表示第 *j* 个数据的低压转子转速、高压转子转速、主轴承径向载荷、主轴承轴向载荷,  $N_1(j)_{Normalized} \ N_2(j)_{Normalized} \ F_r(j)_{Normalized} \ F_a(j)_{Normalized}$ 表示第 *j* 个数据的归一化后的 低压转子转速、高压转子转速、主轴承径向载荷、主轴承轴向载荷。



图 5.6 不同飞行科目下的转子转速与 3#支点主轴承载荷

## 5.4 基于 L-P 理论的疲劳损伤加速载荷谱编制

疲劳损伤加速载荷谱编制的主要目的是通过缩短试验周期和降低成本,快速获取航空发动 机主轴承的可靠性与疲劳寿命数据。目前在航空发动机主轴承加速载荷谱设计方面尚无成熟方 法,工程上普遍使用固定转速和相对固定载荷的稳态试验谱,如图 5.7 所示而实际飞行中轴承 载荷会不断变化的,这与稳态载荷谱存在较大的差异。



图 5.7 常规主轴承试验载荷谱

为此,本节基于 Lundberg-Palmgren (L-P)理论,结合飞行任务剖面、气动轴向力代理模型 和整机振动仿真结果,构建能加速损伤累积的载荷谱,并通过数值验证其等效性,从而满足主 轴承加速疲劳试验的需求。

为了对得到的主轴承时变冲击载荷进行缩减,以得到加速载荷谱,此节基于损伤累计理论, 忽略对寿命影响小的载荷,得到加速载荷谱,可以很大程度地减少疲劳试验时间。

对于向心球轴承,可由式(5.11)、 (5.12)计算其基本额定寿命:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n_i} \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3$$
(5.11)
(5.12)

其中 $L_{10}$ 为基本额定寿命,单位为百万转; $L_h$ 为基本额定寿命,单位为小时; $C_r$ 为径向基本额定动载荷; $P_r$ 为径向当量动载荷; $n_i$ 为轴承的内圈转速,单位为r/min;其中 $C_r \propto P_r$ 的计算方法如下:

对于滚动体直径 D_w≤25.4mm 时:

$$C_r = b_m f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_w^{1.8}$$
(5.13)

对于滚动体直径 D_w>25.4mm 时:

$$C_r = 3.647 b_m f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_w^{1.4}$$
(5.14)

其中 $b_m$ 依据轴承类型得到, $f_c$ 的取值依据轴承本身的固有参数计算,该发动机 3#支点主轴 承的取值分别为 1.3 和 56.9884; *i*为滚动体列数,取值为 1;  $\alpha$ 为公称接触角(°),取值为 30; Z为单列轴承中的滚动体数,取值为 20;  $D_w$ 为滚动体直径(mm),取值 22.225。该发 动机 3#支点主轴承的主要参数如表 5.2 所示:

				•	
滚动体列数	单列滚动体数量	滚动体直径	轴承外径	轴承内径	按価石/°
/列	/个	/mm	/mm	/mm	好照用/
1	20	22.225	201.725	133.35	30

表 5.2 此航空发动机 3#主轴承的主要参数

角接触球轴承的径向当量动载荷可由式(5.15)计算:

$$P_r = XF_r + YF_a \tag{5.15}$$

其中*X*、*Y*一分别为径向和轴向的负荷系数,这些系数与轴承类型、接触角、滚动体列数、 径向轴向载荷比值等因素有关,可由表 5.3 得出。

表 5.3 向心球轴承的径向和轴向的负荷系数值								
	_							
轴承类型	接触角(。)	$F_a/F$	$T_r \leq e$	$F_a/F_r > e$		e		
		X	Y	X	Y			
	20			0.43	1	0.57		
角接触球轴承	30	1	0	0.39	0.76	0.8		
	40	1	0	0.35	0.57	1.14		
	45			0.33	0.5	1.34		

基于整机模型的主轴承非稳态载荷分析与载荷谱编制方法

额定动载荷的大小取决于轴承的设计参数,依据式(5.13)计算得到此轴承的额定动载荷 $C_r$ 为131120N。

在此基础上,利用仿真得到的每个时间点的载荷和转速数据,进一步计算当量动载荷 P_r, 按照原始时间顺序组合结果如图 5.8 所示:





计算得到额定动载荷和当量动载荷后,通过式(5.12)计算每个时刻的额定寿命,揭示了各时 刻主轴承的疲劳寿命分布特点。然后基于轴承的工作工况与使用条件,设定 500h 为轴承的额定 寿命的阈值,筛选出超过此寿命的时间点以缩减时间序列。经筛选和重新排列,生成时间缩减 后的转速与载荷加速谱。额定寿命图如图 5.9 所示,转速与载荷加速谱如图 5.10 所示。



图 5.9 每个时刻的额定寿命图



图 5.10 转速与载荷加速谱

本次加速谱生成中,时间压缩效率达 29.02%,显著减少了载荷谱的时间长度,同时保持了 原始载荷数据对轴承疲劳特性的代表性。这种方法既提高了加速谱试验的可操作性,又保障了 对轴承实际工作条件的高拟合度。

### 5.5 加速载荷谱的分析与验证

为了验证加速谱的编制效果,从统计参数、功率谱密度和穿级计数法三个方面将加速谱与 原始载荷信号进行对比。

统计参数如均值、均方根值(Root Mean Square, RMS)和峰值系数是评价载荷信号相似性的常见指标。通过比较原始信号与加速载荷谱的统计参数,可以量化加速载荷谱对载荷变化的影响。原始信号和加速载荷谱的统计参数及误差见表 5.4。

	原始信号				加速载荷谱				
	均值/N	RMS/N	峰值	均值/N	相对	RMS/N	相对	峰值	相对
	2011		系数  场值/	2011	误差	1(1010/1)	误差	系数	误差
径向载荷	4808.5	5904.4	4.5108	5629.6	17.08%	6702.7	13.52%	3.8528	14.59%
轴向载荷	26925	28173	2.1854	30901	14.77%	31454	11.64%	1.9042	12.87%

表 5.4 原始信号及加速载荷谱统计参数及其相对误差

由表 5.4 对比分析以下统计参数:

均值:由于加速载荷谱删除了小幅值的载荷,这导致其均值通常高于原始信号。这表明, 加速载荷谱通过剔除不重要的小幅值数据,使得整体载荷水平有所提升。

均方根值:加速载荷谱删除小幅值载荷后,数据集的平均值和方差增加,这通常导致均方 根值增大。增大的 RMS 值反映了较大载荷的强化作用。

峰值系数:峰值系数是载荷峰值与均值的比值。由于加速载荷谱保留了较大幅度的载荷,

同时小幅值被删除,因此峰值系数通常会减小,反映出大幅度变化对载荷谱的影响。

表 5.4 中将原始信号与加速谱的统计参数对比,结果显示加速后的均值、RMS 和峰值系数 变化的相对误差在 20%之内,并且部分误差是由于删除了小载荷导致,这表明加速载荷谱与原 始信号在总体载荷水平上的差异可接受。

功率谱密度包含了载荷信号在不同频率下的能量分布情况,能够有助于分析加速载荷谱与 原始载荷之间的能量变化情况,便于二者进行对比来验证载荷谱的合理性。原始信号和加速轴 向载荷谱的功率谱密度图见图 5.11,两者在能量分布上具有一定的相似性,证明加速载荷谱能 够较好地保留原始载荷的主要能量特征。



图 5.11 轴向载荷原始信号和加速载荷谱的功率谱密度图

穿级计数法是一种常用于疲劳分析中的循环计数方法,主要用于从复杂的应力或载荷历史 中提取出各个独立的循环,它有助于识别数据的分布特征和重要趋势。轴向载荷加速谱与原始 数据的穿级计数如图 5.12 所示,图中可以看出加速谱中在幅值 25kN 之前原始信号的穿级计数 较多,这是由于对载荷幅值较小的频次进行了删减,去除了载荷幅值较小的部分,从而穿级计 数也较少,而幅值 25kN 之后穿级计数频次几乎相同,这是因为损伤贡献较大的载荷得到了较 好的保留。通过穿级计数的对比分析,可以进一步证明加速载荷谱在保留关键载荷信息的同时, 成功减少了小幅度波动带来的影响,从而提升了疲劳试验的效率。



图 5.12 轴向载荷原始信号和加速载荷谱的穿级计数结果

通过统计参数、功率谱密度以及穿级计数法的综合分析,可以看出加速载荷谱与原始载荷 信号在多方面具有较强的相似性。虽然加速载荷谱在均值、均方根值和峰值系数上有所变化, 但这些变化均在合理范围内,并且未影响到加速载荷谱的有效性和可靠性。因此,采用加速载 荷谱进行疲劳试验,不仅有效缩短了试验时间,而且能够确保对轴承疲劳损伤的有效模拟和验 证。但由于 L-P 理论的局限性,本文的加速载荷谱的编制方法主要偏向于疲劳寿命,而对于材 料局部变形、润滑状态、环境温度冲击载荷等因素影响分析可能存在偏差。

#### 5.6 小结

本章研究了基于飞参数据和整机模型的航空发动机主轴承载荷仿真与加速载荷谱制定方法,主要取得了以下几方面的研究成果:

(1)通过支持向量回归方法,成功将气动有限元模型仿真得到的真实航空发动机轴向力典型数据拟合为气动轴向力计算代理模型。该模型在不同工况下具有足够高的拟合精度,能够为整机振动仿真提供可靠的气动轴向力输入。

(2)将飞行参数与气动轴向力输入航空发动机整机振动模型,利用数值仿真方法计算得到3#支点主轴承载荷时间历程。该过程准确地表征了机动飞行条件下主轴承时变冲击载荷特征,为进一步分析提供了基础数据。

(3) 基于 L-P 寿命理论,计算了仿真载荷谱的额定寿命,并通过损伤保留理论去除了对疲劳损伤影响小的时间段。最终,编制了主轴承的加速载荷谱,且加速谱与原始载荷谱的相似度达到了较高水平,有效缩短了试验时间。

# 第六章 总结与展望

## 6.1 全文工作总结

本文针对高机动飞行条件下的主轴承载荷不清晰,难以测量的问题,基于航空发动机整机 振动建模、非线性动力特性求解方法以及载荷仿真以及载荷谱分析等方面开展了研究,对机动 飞行条件下过载系数对主轴承载荷影响规律、轴承损伤下的影响以及实际飞行下的轴承载荷仿 真和加速谱编制等进行了一系列研究工作,探讨了机动飞行动作对主轴承载荷的影响规律。主 要研究内容与结论如下:

(1) 构建了机动飞行条件下某型航空发动机整机振动模型。

基于 Lagrange 方程和有限元理论,建立了航空发动机整机耦合振动模型,分别对转子、机 匣、支承、轴承进行了动力学建模,然后考虑飞机的机动飞行状态,建立了在任意机动飞行条 件下的运动微分方程,并利用单元局部坐标到广义坐标的变换矩阵获得了机动飞行转子系统动 力学模型。利用响应峰值法,通过试车数据分析和整机模型仿真得到了临界转速,并且其大小 误差也在 10%以内,经过对比表明所建立的整机振动模型具备了较高精度。

(2)研究了在大机动飞行条件下的主轴承载荷的变化规律,仿真了在弹射起飞与拦阻着舰 条件下的主轴承载荷情况。

根据航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机通用规范中对陀螺力矩的仿真要求,构建了常规工况 与极限工况下的机动飞行时间历程,仿真分析了在这两种工况下的三个方向上的主轴承载荷变 化,发现水平方向径向力与俯仰角速度和法向过载直接相关;垂直方向径向力的变化则与转弯 角速度和侧向过载密切相关;轴向载荷则主要受纵向过载、飞行高度、马赫数以及转子转速影 响。然后针对舰载机的弹射起飞与拦阻着舰两种大过载工况,分析了两种工况下的轴承载荷变 化。

(3)研究了大机动飞行条件下的主轴承损伤对其载荷的影响规律。

建立了滚动轴承外圈故障损伤模型,通过转子-滚动轴承故障试验器,通过采集振动加速度 信号,对轴承外圈故障特征频率进行分析,发现特征频率及其幅值的仿真和试验结果达到了很 好的一致性,其误差均在10%以下,由此可以验证滚动轴承外圈故障模型的正确性。然后将轴 承损伤模型导入整机模型,依据构建的常规工况与极限工况飞行历程,仿真模拟了某型发动机 3#支点主轴承外圈在不同损伤尺寸剥落故障激励下的主轴承载荷。结果表明:机动飞行下 3#支 点主轴承损伤会对其载荷产生很大影响,极限工况下将严重威胁到主轴承的运行安全。因此, 主轴承故障的早期监测与预警对于保障飞机和发动机运行安全具有极其重要的意义。

(4) 基于主轴承载荷的整机模型仿真结果编制了主轴承加速载荷谱。

基于支持向量回归方法,依据典型工况下的气动轴向力数据建立了气动轴向力计算代理模型,以快速获取飞行状态下的气动轴向力。根据飞行参数数据、气动轴向力计算代理模型、整机振动模型仿真求解了某一飞行任务下主轴承上的载荷响应,并运用 L-P 寿命理论编制了加速载荷谱,最后对比分析了载荷谱加速前后的差异。结果表明:加速载荷谱与原始载荷相比,时间的压缩效率达到了 29.02%,同时保留了对主轴承疲劳损伤影响较大的过程,能够有效减少试验所需的时间与成本。

### 6.2 未来工作展望

本文对飞机机动飞行下的主轴承载荷仿真以及加速载荷谱的编制进行了研究。但因试验条件、研究时间等因素的影响,研究的内容仍有许多需要改进和完善的地方,以下问题仍需进一步探讨:

(1)在整机振动建模方面,非线性动力学建模存在简化假设,无法全面反映实际运行环境中的复杂特性,未来可引入更高精度的非线性建模方法,例如多场耦合分析,将力学、热力和润滑等复杂作用纳入统一模型中,增强模型的普适性和精确性。

(2)在机动飞行条件主轴承载荷仿真分析与轴承损伤仿真分析方面,相关数据来自于国军标以及假设,相关的飞行参数按照标准设定,而其余参数设置为固定或者为零,在实际飞行过程中各种参数并非是相互独立,而是存在着一定的联系,有些仿真条件是不太符合实际情况。因此在有足够飞行数据条件支持的情况下,可以对不同飞行参数对轴承载荷的影响进行进一步地分析与研究。

(3)实际飞行任务下载荷仿真与载荷谱编制方面,SVR 轴向力代理模型假设线性或非线 性映射关系适用于特定范围的转速与载荷。但由于实际飞行任务复杂性及仿真样本的有限性, 仍可能遗漏极端工况或飞行状态下的微小偏差。这可能导致载荷输入时的初始误差;L-P 理论 假设疲劳裂纹主要起源于滚动方向的剪应力区域,并依赖于额定动载荷和当量动载荷的比值。 然而,这一理论未完全考虑材料局部变形、润滑状态、环境温度等因素的影响,可能导致寿命 预测结果与实际偏差;加速载荷谱阈值设定方面,忽略了某些时间点的低载荷数据,这种缩减 可能导致对低应力区间的损伤积累特性描述不足,影响载荷谱的完整性。后续可以结合其他疲 劳理论或更复杂的动力学模型,对疲劳寿命计算进行交叉验证,提高结果可靠性;在寿命阈值 设定中引入动态调整策略,根据任务需求优化阈值范围,减少时间压缩可能导致的损失;增强 数据覆盖性,扩大飞行参数数据样本的采集范围,涵盖更多极限飞行工况,并增加测试样本的 数量以提高模型的鲁棒性。

参考文献

- [1] 孔璐. 我国军用航空发动机发展路径及启示[J]. 中国设备工程, 2024, (19): 255-257.
- [2] 张静静. 航空发动机主轴三点球轴承参数优化及表面抗损伤设计[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业 大学, 2020.
- [3] Harris T A. Rolling Bearing Analysis[M]. New York: John Wiley& Sons Inc. 2001.
- [4] 黄太平, 罗贵火. 转子动力学优化设计[J]. 航空动力学报, 1994, 9(2): 113~116.
- [5] Chen L Q, Wang J J, Han Q K, et al. Nonlinear dynamic modeling of a simple flexible rotor system subjected to time-variable base motions[J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 404: 58~83.
- [6] 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.
- [7] 杨喜关, 罗贵火, 原鹏, 等. 模态综合法在双转子系统建模中的应用与验证[J]. 机械科学与 技术, 2014, 33(10): 1450~1454.
- [8] 杨喜关, 罗贵火, 王飞, 等. 反向旋转双转子系统加速响应特性研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(2): 105~111.
- [9] 杨喜关, 罗贵火, 唐振寰,等.高维反向旋转双转子系统的建模方法及动力特性[J]. 航空动力 学报, 2014, 29(3): 585~595.
- [10] 罗贵火,杨喜关,王飞.高维双转子系统的碰摩响应特性研究[J]. 振动工程学报, 2015, 28(1):100~107.
- [11] 徐敏, 廖明夫. 机动飞行条件下双盘悬臂转子的振动特性[J]. 航空动力学报, 2002, 17(1): 105~109.
- [12] 徐敏, 廖明夫. 机动飞行条件下带挤压油膜阻尼器的 Jeffcott 转子系统的振动特性[J]. 航空 动力学报, 2003, 18(3): 394~401.
- [13] 徐敏. 机动飞行条件下带挤压油膜阻尼器转子系统的振动特性研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2003
- [14] 陈果. 航空发动机整机振动耦合动力学模型及其验证[J]. 航空动力学报, 2012, 27(02): 241-254.
- [15] 陈果. 含复杂滚动轴承建模的航空发动机整机振动耦合动力学模型[J]. 航空动力学报, 2017, 32(09): 2193-2204.
- [16] Wang S J, Liao M F, Wei L. Vibration Characteristics of Squeeze Film Damper during Maneuver Flight[J]. International Journal of Turbo & Jet-Engines, 2015, 32(2): 193~197.
- [17] Chen X, Liao M F. Transient Characteristics of a Dual-Rotor System with Intershaft Bearing Subjected to Mass Unbalance and Base Motions During Start-Up[J]. Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2018, 7A: 1~18.
- [18] 洪杰, 宋制宏, 王东, 等. 高速转子系统支承结构及力学特性设计方法[J]. 航空动力学报, 2019, 34(05): 961-970.
- [19] 洪杰,杨哲夫,孙博,等.局部旋转惯性对转子系统动力特性的影响[J]. 航空动力学报, 2022, 37(04): 673-683.
- [20] Nelson H D, McVaugh J M. The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements[J]. Journal of Engineering for Industry, 1976, 98(2): 593~600.
- [21] Nelson H D. A finite rotating shaft element using Timoshenko beam theory[J]. Journal of Mechanical Design, 1980, 102(4): 793~803.
- [22] Glasgow D A, Nelson H D. Stability analysis of rotor-bearing systems using component mode synthesis[J]. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 1980, 102(2): 352~359.
- [23] Nelson H D, Meaeha W L, Fleming D P, et al. Nonlinear analysis of rotor-bearing systems using component mode synthesis[J]. Journal of Engineering for Power, 1983, 105(3): 606~614.
- [24] Nataraj C, Nelson H D. Periodic solutions in rotor dynamic systems with nonlinear supports: a General Approach[J]. Journal of Vibration, Stress, and Reliability in Design, 1989, 111(2): 187~193.
- [25] Barrett L E, Allaire P E, Gunter E J. A Finite Length Bearing Correction Factor for Short Bearing Theory[J]. Journal of Tribology, 1980, 102(3): 283~290.
- [26] Gunter E J, Barrett L E, Li D F. Unbalance response of a two spool gas turbine engine with squeeze film bearings[C]. American Society of Mechanical Engineers, USA, 1981: 1~9
- [27] Li D F, Gunter E J. Component mode synthesis of large rotor systems[J]. Journal of Engineering for Power, 1982, 104(3): 552~560.
- [28] Li D F, Gunter E J. A Study of the Modal Truncation Error in the Component Mode Analysis of a Dual-Rotor System[J]. Journal of Engineering for Power, 1982, 104(3): 525~531.
- [29] Kochupillai J, Ganesan N, Padmanabhan C. Efficient computation of parametric instability regimes in systems with a large number of degrees-of-freedom[J]. Finite Elements in Analysis & Design, 2004, 40(9~10): 1123~1138.
- [30] Shanmugam A, Padmanabhan C. A fixed-free interface component mode synthesis method for rotordynamic analysis[J]. Journal of Sound & Vibration, 2006, 297(3): 664~679.
- [31] Praveen I R, Padmanabhan C. Improved reduced order solution techniques for nonlinear systems with localized nonlinearities[J]. Nonlinear Dynamics, 2011, 63(4): 561~586.
- [32] 郑楠. 大机动过载条件下转子系统动力学建模与分析[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2022.
- [33] Chen X, Liao M F. Transient Characteristics of a Dual-Rotor System with Intershaft Bearing Subjected to Mass Unbalance and Base Motions During Start-Up[J]. Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2018, 7A: 1-18.
- [34] 林富生, 孟光. 飞行器机动飞行时发动机转子等变速运动的动力学特性研究[J]. 航空学报, 2002, (04): 356-359.
- [35] 陈曦, 甘晓华, 任光明, 等. 机动飞行状态下转子-弹性阻尼支承系统非线性动力特性及振动控制[C]//中国振动工程学会非线性振动专业委员会.第十九届全国非线性振动暨第十六届全国非线性动力学和运动稳定性学术会议摘要集. 天津, 南方科技大学力学与航空航天工程系; 南方科技大学空天动力研究院, 2023: 252.
- [36] 张鹏. 大机动飞行条件下转子系统动力特性及振动抑制研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018.
- [37] 杨永锋, 任兴民, 秦卫阳. 水平盘旋下裂纹转子的非线性响应[J]. 航空动力学报, 2007, 22(6): 1007-1012.
- [38] 杨永锋. 机动飞行下裂纹转子的非线性特性研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2006.

- [39] 祝长生, 陈拥军. 机动飞行时航空发动机转子系统的振动特性[J]. 航空学报, 2006,(05): 835-841.
- [40] Hou L, Chen Y S. Analysis of 1/2 Sub-harmonic Resonance in a Maneuvering Rotor System[J]. Scien-ce China, 2014, 57(1): 203-209.
- [41] 刘占生, 亢维佳, 张广辉, 等. 气流激振力作用下旋转冲压转子动力学响应[J]. 振动与冲击, 2013, 32(03): 150-156.
- [42] 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.
- [43] 朱洋, 沈承, 王斌. 大机动过载下不平衡转子的弯扭耦合振动分析[J]. 机械制造与自动化, 2024, 53(01): 15-19.
- [44] Das A S, Dutt J K, Ray K. Active Vibration Control of Flexible Rotors on Maneuvering Vehicles[J]. Aiaa Journal, 2010, 48(2): 340~353.
- [45] Das A S, Dutt J K, Ray K. Active vibration control of unbalanced flexible rotor-shaft systems parametrically excited due to base motion[J]. Applied Mathematical Modelling, 2010, 34(9): 2353~2369.
- [46] Kufeld R M, Bousman W G. High load conditions measured on a UH-60Ain maneuvering flight[J]. Journal of the American Helicopter Society, 1998, 43(3): 202~211.
- [47] Sherf Z. Several Problems and Solutions in the Analysis and Simulation of Vibration Measurements du-ring Buffet Maneuvers[C]. Institute of Environmental Sciences-proceedings, An-nual Technical Meeting, 1998, 41(5): 1-12.
- [48] Ananthan S, Leishman J G, Helicopter Rotor Wake Dynamics During Simulated Tactical Maneuvers[J]. An-nual Forum Proceedings-American Helicopter Society, 2004, 1: 949-980.
- [49] Jones A B. Ball Motion and Sliding Friction in Ball Bearings[J]. Journal of Basic Engineering, 1959, 81(1): 1-12.
- [50] Ren Xiaoli, Zhai Jia, Ren Ge. Calculation of radial load distribution on ball and roller bearings with positive, negative and zero clearance[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2017, 131-132: 1-7.
- [51] 谢阳. 滚动轴承载荷分布及力学特性研究[D]. 武汉: 武汉科技大学, 2013.
- [52] 叶振环. 航空发动机高速滚动轴承动力学行为研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013.
- [53] E. Hashish, T. S. Sankar, Finite Element and Modal Analyses of Rotor-Bearing Systems Under Stochastic Loading Conditions[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1984, 106(1): 80-89.
- [54] 陈润霖, 赵少东, 刘佳鑫等. 考虑外滚道缺陷的滚动轴承刚度时变特性分析[J]. 机床与液 压, 2023, 51(01): 36-41.
- [55] 曹宏瑞, 景新, 苏帅鸣, 等. 中介轴承故障动力学建模与振动特征分析[J]. 机械工程学报, 2020, 56(21): 89-99.
- [56] 牛蔺楷, 曹宏瑞, 何正嘉. 具有局部表面损伤的滚动球轴承动力学建模[J]. 振动.测试与诊断, 2014, 34(02): 356-360+401-402.
- [57] Tandon N, Choudhury A. An analytical model for the prediction of the vibration response of rolling element bearings due to a localized defect[J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 205(3): 275-292.
- [58] Guo J C, Wu Y H, Zhang X C, et al. Research on the influence of thermal expansion of steel

shaft on dynamic characteristics of full ceramic bearing-rotor system[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2022, 14(7).

- [59] 徐可君, 董芳华, 秦海勤. 有局部缺陷的滚动体中介轴承动力学建模及仿真研究[J]. 振动 与冲击, 2016, 35(02): 104-109.
- [60] 田晶, 王志, 张凤玲, 等. 中介轴承外圈故障动力学建模及仿真分析[J]. 推进技术, 2019, 40(03): 660-666.
- [61] 马辉, 李鸿飞, 俞昆, 等. 含局部故障的滚动轴承动力学建模及振动分析[J]. 东北大学学报 (自然科学版), 2020, 41(03): 343-348.
- [62] 张建军, 王仲生, 芦玉华, 等. 基于非线性动力学的滚动轴承故障工程建模与分析[J]. 振动 与冲击, 2010, 29(11): 30-34+251.
- [63] 龙建, 王志刚, 徐增丙. 滚动轴承故障动力学建模及振动响应特性分析[J]. 轴承, 2018, (12): 49-54.
- [64] 李昊泽, 贺雅, 冯坤, 等.考虑时变激励的滚动轴承局部故障动力学建模[J]. 航空学报, 2022, 43(08): 87-98.
- [65] 刘倩楠, 郭瑜, 伍星. 滚动轴承外圈剥落故障双冲击特征机理建模[J]. 振动工程学报, 2017, 30(04): 670-678.
- [66] Mishra C, Samantaray A K, Chakraborty G. Ball bearing defect models: A study of simulated and experimental fault signatures[J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 400: 86-112.
- [67] Rafsanjani A, Abbasion S, Farshidianfar A, et al. Nonlinear dynamic modeling of surface defects in rolling element bearing systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 319(3-5): 1150-1174.
- [68] 邓智铭, 黄土地, 黄洪钟, 等. 变工况条件下角接触球轴承疲劳剥落故障演化加速试验载荷 谱研究[J]. 机械工程学报, 2024, 60(13): 193-204.
- [69] 姚静怡. 基于小波变换的汽车转向节耐久性载荷谱编辑方法研究[D]. 重庆: 西南大学, 2023.
- [70] 陈纪光, 王建梅, 袁彦伟, 等. 考虑风载特征的风电机组主轴承载荷谱编制方法[J]. 轴承, 2024, (09): 16-21.
- [71] 殷新科,杨芳,李济顺,等. 机器人 RV 减速器主轴承试验载荷谱编制[J]. 组合机床与自动 化加工技术, 2023, (02): 121-124.
- [72] 董国疆, 韩杰, 张永强, 等. 基于 S 变换的汽车零部件疲劳载荷谱编辑法研究[J]. 中国公路 学报, 2021, 34(05): 204-214.
- [73] 花菲菲, 郑松林, 冯金芝, 等. 基于时域损伤编辑法的整车道路模拟试验谱编制[J]. 机械强 度, 2015, 37(05): 964-971.
- [74] Huang X P, Yu H G, Pavlou D G. The Effect of Loading Sequence on Fatigue Crack Growth of a Ship Detail Under Different Load Spectra. Practical Design of Ships and Other Floating Structures. 2019. 64: 442-453.
- [75] Li G F, Wang S X, He J L. et al. Compilation of load spectrum of machining center spindle and application in fatigue life prediction[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2019, 33(4): 1603-1613.
- [76] Yu J W, Zheng S L, Feng J Z. et al. New methodology for determination of load spectra for the vehicle accelerated durability testing associated with the time correlated fatigue damage analysis method[J]. International Journal of Automotive Technology, 2017, 18(3): 547-560.

- [77] D.G.Lewicki, J.D. Black, M. Savage. Fatigue Life Analysis of a Turboprop Reduction Gearbox[J]. Journal of mechanisms, transmissions, and automation in design, 1986, 108(2): 255-262.
- [78] 陈果, 尉询楷, 王海飞, 等. 含典型故障的航空发动机整机振动分析[M],北京: 科学出版社, 2024
- [79] 陈果, 翟婉明. 铁路轨道不平顺随机过程的数值模拟[J].西南交通大学学报, 1999, (02): 13-17.
- [80] 中国人民解放军总装备部. GJB 241A-2010 航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机通用规范[S]. 北京: 总装备部军标出版发行部, 2010.
- [81] 王陶. 舰载机着舰结构动力学建模、计算及响应优化[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2017.
- [82] 张浩成, 支亚非, 李永刚, 等. 舰载飞机弹射动力学仿真与试验验证[J]. 装备环境工程, 2022, 19(09): 46-53.
- [83] Harris T A. Rolling Bearing Analysis[M].New York:John Wiley& Sons Inc. 2001.
- [84] 李焦宇,施磊,李建福.基于飞参数据的发动机故障快速判读方案设计[C]//中国航空学会. 第十届中国航空学会青年科技论坛论文集.南昌:中国航空发动机集团有限公司沈阳发动机研究所;空装驻沈阳地区第二军事代表室,2022:6.

## 致 谢

闲云潭影日悠悠,物换星移几度秋,日月如梭,时光飞逝,硕士生涯的篇章即将落下帷幕。 而在这段跋涉的旅途中,无数星辰般的点滴与温暖的扶持,为我点亮了前行的路,感恩之情, 难以言表。

首先,衷心感谢我的导师陈果教授。从本科毕业设计到硕士学习研究,您如师如父,给予 我细致指导。在相处的三四年间,您的渊博学识、严谨治学以及高尚人格深深感染了我。从书 法的气韵到乒乓球的精准,从茶画的优雅到高昂的歌喉,您以多才多艺与无私奉献为我树立了 人生榜样。相处进四年来,深刻缩影刻在脑中:研究中遇到难题时,您亲自调试程序,为我扫 清困惑;研究迷茫时,您拨开云雾,指点方向;一同乒乓球运动时,您纠正动作,传授心得。 在我做错事时,您教导我为人处世之道理。这些点滴教诲不仅让我获益匪浅,更教会了我如何 面对人生的挑战与抉择。

感激 IDES 研究室的同学们,感谢盛嘉玖师兄带领我迈入研究之门,教授我许多知识与道理; 感谢康玉祥师兄,以研究室的幕后英雄般为教研室做出巨大的付出与贡献,处处为同学们着想; 感谢同门刘富海、陈智超,从研一起携手相伴、共同成长的日子铭刻于心;感谢贺志远师兄, 您的乐观开朗、口才能力、执行能力都让我钦佩不已;感谢沈响响、赵紫豪、张旭、何超博士 师兄,沈师兄的认真勤奋,赵师兄的组织领导能力,张师兄的博学多识,何师兄的实干精神无 不让我受益良多,感谢你们的帮助与指导;感谢马一杰、张瑞、池奕辛师弟,你们为实验室的 工作做了巨大的努力,帮助甚多。同样感谢己毕业的王海飞师兄、刘西洋师姐、钱进师兄,你 们曾给予我无私的指导与帮助,在此一并致谢!

感谢我的家人,您们在后面给予我坚实的后盾,为我提供经济支持和精神鼓励,感谢您们 无怨无悔的付出,使我无惧风雨,勇敢追梦;感谢我的室友张润昊、孔维武、魏海星、徐世民, 你们的陪伴与帮助让我的研究生活充满温暖与活力。

此外,特别感谢北京航空工程技术研究中心的尉询楷高工、王浩助理研究员,以及中国航 发沈阳发动机研究所的高晓果高工和吴英祥高工,中国航发哈尔滨轴承研究所的张静静部长、 于庆杰高工、刁庆高工,南京航空航天大学能源与动力学院的陈茉莉老师。感谢您们为我提供 了宝贵的工程实践机会,拓宽了我的视野,帮助我深入了解专业的前沿与现实挑战。并向百忙 之中拨冗评阅本论文的各位评审专家致以诚挚的感谢和崇高的敬意。

刘曜宾

2024年12月29日

于南京航空航天大学天目湖校区尚德楼 E303

63

## 在学期间的研究成果及发表的学术论文

攻读硕士学位期间发表(录用)论文情况

**刘曜宾**,陈果,高晓果,王浩,尉询楷.机动飞行下考虑主轴承损伤的轴承载荷仿真分析[J].航 空发动机.(已录用)

盛嘉玖,陈果,**刘曜宾**,贺志远,王浩,尉询楷.增强 MOMEDA 算法及在滚动轴承微弱故障 诊断中的应用研究[J/OL].机械科学与技术.(录用在线发表)

贺志远,陈果,陈家运,刘曜宾,盛嘉玖,尉询楷.考虑弹流润滑的滚动轴承裂纹萌生及演化 模型[J/OL].机械工程学报.(录用在线发表)

刘西洋, 陈果, 尉询楷, 刘曜宾, 王浩, 贺志远. 基于小波分析和卷积神经网络的滚动轴承早期故障告警方法[J].航空动力学报.(己发表)

盛嘉玖,陈果,贺志远,**刘曜宾**,王浩,尉询楷.一种选取最优解调频带新方法——Multigram[J]. 推进技术.(已发表)

## 攻读硕士学位期间参加科研项目情况

国家科技重大专项(J2019-IV-0004-0071)子课题:复杂服役环境下主轴承典型故障宏观动力学研究,2020-2024

国家自然科学基金项目(52272436):基于深度异常检测和元学习的航空发动机主轴承早期故障 预警与演化诊断,2023-2026