

齿轮传动涡扇发动机低压转子结构与动力学分析

颜文忠¹, 廖鑫¹, 曹冲¹, 洪杰^{1,2}

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 选取齿轮传动涡扇发动机低压转子为研究对象,以结构效率评估参数量化其动力学特性.通过建立低压转子简化模型,对低压转子关键结构参数(即支承方案、支点支承刚度)对其动力学特性的影响规律进行了研究,阐明了低压转子结构参数与其动力学特性的关系,并对其支承方案及支承刚度进行了优选设计.当低压转子支承方案为1-0-1,两支点支承刚度分别为 5.84×10^7 N/m和 5.90×10^7 N/m时,转子动力学性能较优,此时转子角向抗变形能力较好,2阶临界转速分布满足共振裕度设计要求,且分布于小的转速区间内.

关 键 词: 齿轮传动涡扇发动机; 低压转子; 结构分析; 结构效率; 优选设计

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Structure and dynamics analysis of low pressure rotor in geared turbofan

YAN Wen-zhong¹, LIAO Xin¹, CAO Chong¹, HONG Jie^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Collaborative Innovation Center of Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: Takeing the low pressure rotor in geared turbofan as object, the influences of structural parameters (i. e., supporting scheme and stiffness of supporting structure) of low pressure rotor on its dynamics were studied by simplified model of low pressure rotor and quantifying its dynamics through structural efficiency evaluation parameters. Meanwhile, the optimization design of the supporting scheme and stiffness of supporting structure was carried out based on the relationship of the structural parameters and dynamics of the rotor. The preeminent design of the supporting scheme and stiffness of supporting structure was presented. As a result, it indicates that the dynamics performance of the rotor is optimal when the supporting scheme is 1-0-1 and stiffness of supporting structure is 5.84×10^7 N/m and 5.90×10^7 N/m, respectively. At that moment, the angular non-deformability of the rotor is pretty good and the distribution of the first two critical rotational speeds satisfies the requirements for resonance margin design and is limited within a small speed extent as well.

Key words: geared turbofan; low pressure rotor; structure analysis; structural efficiency; optimization design

齿轮传动涡扇发动机(GTF)是未来洁净高涵道比涡扇发动机,其主要结构特征是在风扇转子与低压转子间增加齿轮减速装置. GTF 风扇转子与低压转子由齿轮箱连接,齿轮箱传动比决定了两转子转速差,目的是降低风扇转子转速,让风扇在气动损失和噪声都较小的较低转速下工作,从而增大发动机涵道比^[1-5];同时,使低压转子得以在效率较高的高转速下工作,以匹配高压转子的最佳转速,具有低噪声、低排放、低耗油率等优点,在民用航空领域有极强的竞争力^[6-8].

新的结构形式也给转子系统结构和动力学设计带来了新的问题. 低压转子转速的提升使得细长的低压转子成为高速柔性转子,在工作转速下可能存在多阶临界转速;同时,由于低压轴细长,低压转子在压气机及涡轮处局部刚性较差,过临界时振动量较大,可能会导致涡扇发动机转静子碰摩发生,转子动力学特性较差. 因此,低压高速柔性转子的动力学特性设计成为 GTF 面临的技术挑战之一.

国内 GTF 的研究工作起步较晚,多关注其整体性能,缺乏对其低压转子结构及动力学特性的定量评估及优化设计. 为对转子结构动力学特性进行定量评估及优劣对比,需要有统一的动力学特性定量评估参数,故在此引入结构效率概念及其评估参数,作为转子动力学特性定量评估指标. 结构效率的研究开始于 1949 年,由 NASA 的 Färe 和 Norris 等提出,将其应用于飞机承力组合板的设计^[9-11]. 1976 年,麦道飞机公司的 Fischler^[12]将结构效率用于超声速飞机的结构设计. 1989 年 GE 公司的 Storace^[13]提出了基于权衡强度、振动特性以及闭合间隙的整机结构效率分析方法,证明了结构效率在发动机总体结构设计中均衡各种结构贡献的重要作用. 国内结构效率的

研究始于 2010 年,马艳红等^[14]等对航空发动机结构效率进行了探索研究,针对转子系统提出结构效率的评估计算方法,可有效地对结构性能进行定量评估.

本文针对典型的 GTF 低压转子,基于结构效率概念,研究低压转子结构参数对系统动力学特性的影响规律,并对其支承方案及支点支承刚度进行优选,以期获得良好的动力学性能.

1 低压转子结构与力学特征

1.1 低压转子结构特征

与传统涡扇发动机不同,GTF 低压转子系统由风扇转子、齿轮箱及低压转子组成,为以示区别,本文中将 GTF 低压转子系统称为风扇-低压转子系统,其结构如图 1 为所示.

风扇-低压转子系统由于在风扇与低压压气机间引入齿轮箱,使得低压转子结构发生了改变,赋予了 GTF 独特的动力学特性. 但风扇转子与低压转子间引入的齿轮箱为大质量、柔性支承安装结构,自身固有频率较低,较难与低压转子系统产生耦合振动. 同时,齿轮箱两侧安置的主轴承设计(即风扇转子与低压转子单独支承)抑制了振动的传递与轴段的变形,故齿轮径向啮合刚度对转子系统动力学性能影响很小.

综上所述,齿轮箱对风扇-低压转子系统动力学特性的影响集中体现于低压转子扭转振动,对横向振动特性影响较小. 本文主要研究低压转子系统横向振动特性,此时风扇转子、齿轮箱和低压转子动力学特性表现出较强的独立性,故单独提取低压转子作为研究对象,暂不考虑齿轮箱及风扇转子对其影响是合理的.

低压转子由齿轮箱功率输入轴(下文简称为输入轴)、两级低压压气机、低压轴和 3 级低压涡

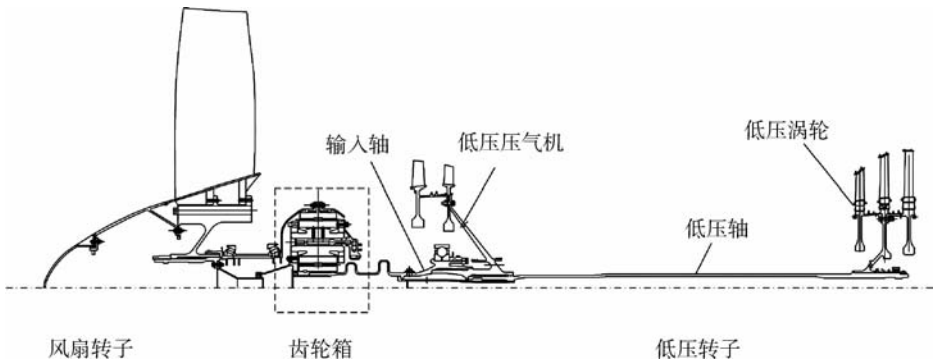


图 1 GTF 中的风扇-低压转子系统结构

Fig. 1 Structure of the fan-low pressure rotor system in GTF

轮组成,如图 1 所示.输入轴与低压涡轮轴采用套齿传扭,通过拉杆使低压压气机轴轴向定位并传递轴向力.低压压气机内环则通过套齿与低压轴连接,圆柱面定心,花键传动扭矩,大螺母轴向拉紧.低压轴下游端通过套齿与低压涡轮连接.

低压转子整体呈“杠铃”形,低压轴细长,低压压气机和低压涡轮处质量集中,局部角向抗变形能力较弱,支承方案对低压压气机及低压涡轮处的角变形量有较大的影响.转子为高速柔性转子,相比于传统大涵道比涡扇发动机有更高的低压转速,工作转速下存在多阶临界转速,涡扇发动机反复起动对低压转子及其连接结构将产生大的损伤,通过支承方案及支点支承刚度的设计可以对转子临界转速进行有效地调节^[15].

1.2 有限元模型简化

对于传统转子系统,转子的刚度与质量分布、支承的刚度是影响转子动力学特性的决定性因素^[16].于此同时,连接结构的存在也会对转子系统的动力特性产生影响.本文主要关注低压转子支承方案及支点支承刚度对转子动力学特性的影响.为简化计算,在有限元建模时,对连接结构进行简化处理,即对结构中的套齿、螺栓连接等结构固结处理,采用 Solid185 单元,建立低压转子有限元模型,如图 2 所示.

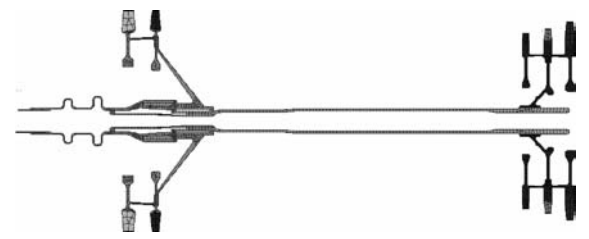


图 2 GTF 低压转子有限元模型

Fig. 2 Finite element model of low-pressure rotor in GTF

2 转子动力学特性评估

对于转子力学特性的定量评估需要有定量的评估参数,结构效率评估参数可有效地定量表征结构动力学特性,故选取结构效率评估参数作为转子结构动力学特性定量评估参数是合理的.

2.1 结构效率评估参数

结构效率本质是定量描述结构特征参数变化对其力学性能的影响,其中结构特征参数包括结构几何/材料性能特征参数和结构装配特征参数,

而结构力学性能包括承载能力、抗变形能力、力学环境适应能力.

结构效率评估反映了结构在给定工作环境中对质量、强度、刚度和变形等方面要求综合优化的程度.故作为衡量结构设计水平的结构效率包含以下 3 个方面的内容,详细定义见文献^[14].

1) 承载能力评估参数

承载能力评估参数包括平均应力和应力分布系数.

2) 抗变形能力评估参数

抗变形能力评估参数包括弯曲刚度分散系数、等效比刚度和极限载荷作用下转子系统的最大变形量(包括横向变形和角向变形,简称最大横向变形量和最大角变形量).

3) 力学环境适应能力评估参数

力学环境适应能力评估参数包括无量纲刚度/质量协调因子(无量纲 $M-H$ 因子)、无量纲 $M-H$ 因子散度系数和弯曲应变能系数.

2.2 转子动力学特性评估参数确定

对于转子结构,其变形及振动特性(结构抗变形能力及力学环境适应能力)为关注重点,承载能力可在细节设计时进一步优化.因此,立足于结构效率评估,根据转子结构及载荷特征,主要选取评估参数如下:

1) 最大角变形量

最大角变形量为极限惯性载荷作用下转子系统最大变形量的一种,是指发动机在规定的最大过载/机动飞行状态时所产生的横向惯性载荷作用下转子系统的最大角变形量.该参数主要针对转子系统局部薄弱或关键部位,对于具有大集中质量和刚度突变的转子系统多用此参数评估,如低压转子.计算中,对于民用高涵道比涡扇发动机,进动角速度为 1.4 rad/s .

2) 等效刚度

等效刚度定义为载荷与位移之比,反映结构的固有特性.根据载荷不同,等效刚度也有不同的形式.对于线性载荷,表现为线性等效刚度,如径向等效刚度;对于力偶载荷,表现为角向弯曲刚度.

3) 临界转速

本文主要针对单转子系统,故将“临界转速”定义为可能激起系统共振的任意的转子转速值^[17].计算时考虑系统陀螺力矩效应.

其中,最大角变形量及等效刚度用于描述转子抗变形能力,转子振动特性则由临界转速体现.

3 转子支承参数对动力学特性的影响

对于转子结构,其刚度与质量分布是影响转子动力学性能的决定性因素.但对于上述典型 GTF 低压转子,转子刚度、质量分布是确定的.除以上因素外,转子支承参数,如支承方案、支点支承刚度等也会造成转子的动力特性的变化.因此,对上述转子支承关键参数对转子系统动力特性的影响进行分析,研究如何合理的选择支承参数,使得转子动力特性达到最优.

3.1 支承方案

低压转子为高速柔性转子,其动力学性能为设计难点,因此,进行支承方案设计时,以最大角变形量、角向弯曲刚度及临界转速为评估参数衡量转子动力学特性好坏.

给出低压转子典型支承方案为 0-1-1,1-0-1 及 1-0-2^[18],依次称为方案 A、方案 B 和方案 C,各方案结构简图如图 3 所示.

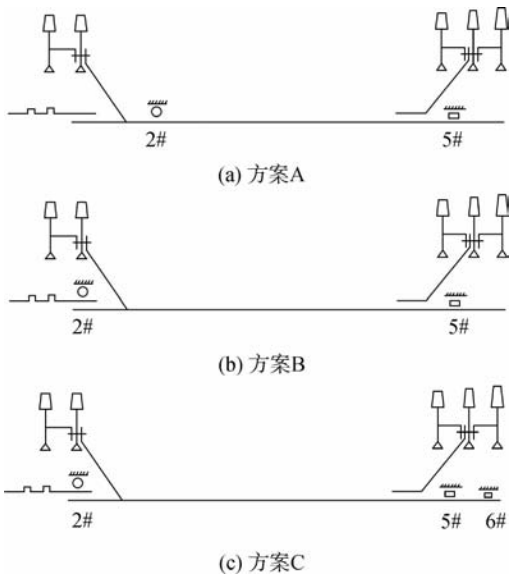


图 3 低压转子支承方案设计方案

Fig. 3 Design of supporting scheme of low pressure rotor

1) 最大角变形量

将转子由于飞机机动飞行产生的陀螺力矩等效为力偶作用于各级压气机及涡轮叶片外缘,采用有限元方法可获得风扇转子极限载荷作用下最大角变形量,结果见表 1.

3 种支承方案下,低压转子变形云图相似,最大角变形均出现在涡轮 3 级盘处,如图 4 所示.这

表 1 低压转子的最大角变形量

Table 1 Biggest angular deformation of low pressure rotor

方案	最大角变形量/ 10^{-2} rad
A	1.70
B	1.78
C	1.14

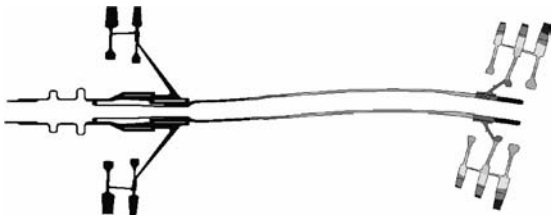


图 4 低压转子变形云图

Fig. 4 Deformation contour of low pressure rotor

是由于 GTF 低压轴尺寸受高压转子内径限制,低压轴细长,弯曲刚性较差.低压压气机后伸轴颈处采用反 C 形大锥壳设计,局部刚性较好.低压涡轮前伸轴颈由于结构限制,尺寸较小,角向弯曲刚度较弱.由最大角变形量看来,方案 B 最大,方案 A 次之,方案 C 最小.方案 B 两支点跨度大,在陀螺力矩作用下,低压轴与低压涡轮盘轴连接结构变形叠加,最大角变形量相对较大;方案 A 前支点位于低压压气机后,有效抑制低压轴变形,最大角变形量小幅降低;方案 C 低压涡轮后双支点的使用,不仅控制了低压轴变形,也极大地增强涡轮局部角刚度,最大角变形量大大减小.

2) 低压压气机及低压涡轮处角向弯曲刚度

分别在低压压气机及低压涡轮末级叶片外缘施加单位力矩,通过有限元分析得到低压压气机及低压涡轮处角向弯曲刚度,如表 2 所示.

表 2 低压转子角向弯曲刚度

Table 2 Angular bending rigidity of low pressure rotor

方案	角向弯曲刚度/ 10^6 (N · m)/rad	
	低压压气机	低压涡轮
A	3.97	1.56
B	8.59	1.46
C	8.61	2.26

由计算结果发现,对于低压涡轮,各方案角向弯曲刚度规律与最大角变形量相符,两评估参数互为验证,但又各有侧重.低压压气机处角向弯曲

刚度由高到低依次为方案 C、方案 B 和方案 A。方案 C 中低压涡轮后增加的支点对低压压气机影响很小, 故方案 C 与方案 B 低压压气机处角向弯曲刚度几乎相同。方案 B 和方案 C 前支点均位于压气机质心附近, 而方案 A 前支点后移, 压气机端悬臂梁增加, 导致角向抗变形能力下降。

3) 转子系统临界转速

采用有限元方法, 计算得到低压转子临界转速及其振型。由于低压转子第 3 阶临界转速远大于工作转速, 表 3 中仅列出低压转子前两阶临界转速及其振型。

表 3 前两阶临界转速及振型

Table 3 Two preceding critical rotational speed and modal

方案	临界转速/(r/min)		振型	
	第 1 阶	第 2 阶	第 1 阶	第 2 阶
A	2 285.1	2 875.5	低压压气机摆动	低压涡轮摆动
B	2 884.1	4 059.5	低压涡轮俯仰	低压压气机摆动
C	3 229.2	4 279.4	低压涡轮摆动	低压压气机摆动

由表 3 可得, 支承方案对低压转子系统临界转速及其振型均有较大的影响。相比于方案 B, 方案 A 由于前支点后移, 压气机处局部刚度较差, 摆动振型在较低频率下出现, 且低压转子各阶临界转速均有较大的下降; 而方案 C 由于 6 号支点的增加, 低压转子整体刚性增强, 各阶临界转速均增加, 但各阶振型与方案 B 相近。

综上所述, 方案 A 中低压压气机处角向弯曲刚度不足, 抗变形能力较差, 无法满足设计要求; 方案 B 抗变形能力各项指标均略逊于方案 C, 但考虑到方案 C 需增加一个支点, 增加发动机质量及冷却润滑系统设计难度, 且支点的增加对临界转速及其振型影响均较小。因此, 综合两方面因素, 方案 B 总体占优, 选为低压转子支承方案。

3.2 支点支承刚度

低压转子选用 1-0-1 支承方案, 前支点为 2 号支点, 后支点为 5 号支点, 两支点分别位于低压压气机和低压涡轮质心附近, 此时支点位置优化空间很小, 支点支承刚度为低压转子动力学特性的主要影响因素。

为了减少低压轴的材料、尺寸和弯曲刚度不同的影响, 计算分析低压转子支承刚度对其动力

学特性的影响时, 支承刚度采用相对于关键截面弯曲刚度的当量刚度表示。当量刚度定义为 $K_i' = K_{ti}/K_{so}$, 其中 K_{ti} 为支承刚度, K_{so} 为关键截面等效刚度。

由当量刚度定义, 选取低压轴质心处等效径向刚度为低压转子等效刚度 K_{so} , 得到两支点初始当量刚度, 如表 4 所示。

表 4 两支点初始当量刚度

Table 4 Original equivalent stiffness of two supporting structures

支点	当量刚度
2	2.581
5	1.613

分别研究两支点当刚度变化对低压转子系统临界转速的影响规律如图 5 所示。

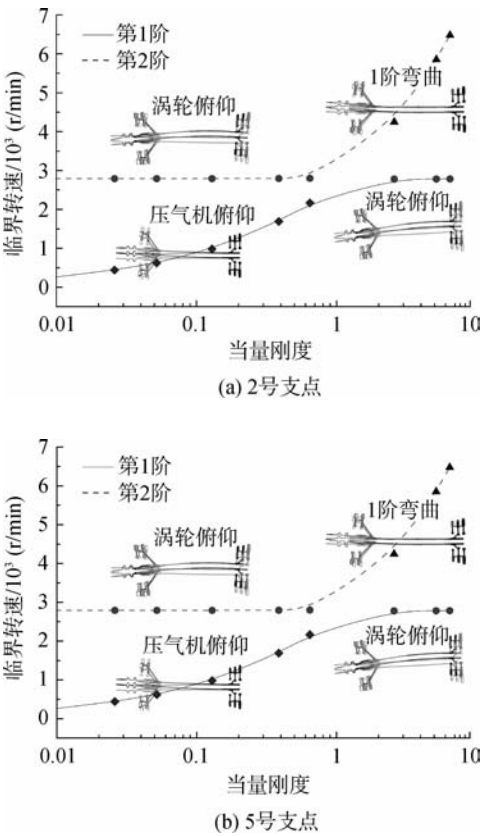


图 5 支点当量刚度对低压转子系统临界转速的影响
Fig. 5 Influence of equivalent stiffness of supporting structure on low pressure rotor system's critical speed

低压转子前两阶临界转速随 2 号支点刚度增加交替变化。第 1 阶临界转速振型为低压压气机俯仰, 支点刚度增加抑制低压压气机振动, 故该阶

临界转速在当量刚度较低时随刚度逐渐增加,振型逐渐转化为涡轮俯仰,直至当量刚度为5时完成转化.此时节点位于2号支点处,故支点刚度继续增大对该阶临界转速影响很小.第2阶临界转速及其振型低刚度时几乎不变,刚度较高时,临界转速对刚度变化敏感,且振型由压气机摆动逐渐转化为一弯.2号支点当量刚度接近1时,两阶临界转速曲线最为接近,且均处于振型过渡状态.

如图5(b)所示,低压转子系统临界转速随5号支点刚度变化与2号支点相似.5号支点靠近低压涡轮,对低压转子系统涡轮俯仰振型影响较大.第1阶临界转速振型为涡轮俯仰,故随支点刚度的增加显著上升,且振型逐渐转化为压气机摆动.在支点当量刚度为6时完成转化,之后转速及振型保持不变.第2阶临界转速振型为压气机摆动,低当量刚度时,5号支点当量刚度变化对其影响很小,当量刚度为3时,该阶临界转速小幅增加,并呈现出转化为一弯的趋势.由图5(b)可以看出两阶临界转速随当量刚度增加也为交替变化,并在当量刚度为4附近相距最近.

综上所述,可得到单支点支承刚度变化对低压转子系统临界转速影响规律:①低压转子系统临界转速对支点刚度变化敏感程度与振型相关,低压压气机相关振型对2号支点支承刚度变化较为敏感,5号支点支承刚度变化则对低压涡轮相关振型影响较大;②单支点刚度变化时,低压转子系统前两阶临界转速分布集中区域对应的当量刚度范围不同,该范围与支点初始支承刚度有关,体现了两支点支承刚度对低压转子临界转速影响的交互性.上述规律对低压转子系统支承刚度优选设计具有指导意义;进行支承灵敏度分析时,通过结合曲线变化规律,可简化优选过程,减少灵敏度分析次数;同时,低压转子系统前两阶临界转速随单支点刚度的变化规律(即前两阶临界转速随刚度增加交替变化)对其支承刚度优选设计也具有借鉴作用.

根据低压转子力学特性,给出动力设计目标:①工作转速以下有两阶临界转速,希望将其集中在一个小的转速区域;②转子应变能尽量小,尤其是在低压压气机和低压涡轮部位. GTF 低压转子最大工作转速为8880 r/min,设计工作转速为7100 r/min,慢车转速为3500 r/min,根据设计准则的共振裕度要求,并为保证低压转子抗变形能力,要求两支点支承刚度足够大.综合考虑上述因素,给定低压转子前两阶临界转速分布范围,即优

化目标为 $[4200.0, 5680.0]$ r/min.

根据文献[16]中给出的复杂转子-支承系统的支承刚度优化方法,结合临界转速随单支承刚度变化规律对两支承进行灵敏度分析,优先取灵敏度较高者进行调整,并以上述确定的优化目标及刚度最小值约束条件为约束,经多次迭代计算,最终得到两支点当量刚度分别为3.768与3.806时,两阶临界转速分别为4219.0 r/min和5084.2 r/min,满足设计要求,使低压得转子能快速跨过多阶临界转速,减小低压转子振动.

由以上分析可知,低压转子动力学特性对支承方案及支点支承刚度均较敏感.对于两支点高速柔性转子,两支点应分别置于低压压气机及低压涡轮质心处,有利于低压转子抗变形能力提高及转静子间隙控制;支点刚度对转子动力学性能的影响很大程度依赖于振型,进行支承刚度优选时,可根据相应振型选取优先优化参数.为保证低压转子动力学性能较优,对支承方案及支点支承刚度优选时,需保证低压转子的径向刚度保持在 10^7 N/m量级,最大角变形在 $1\sim 2\times 10^{-2}$ rad范围内,低压压气机及低压涡轮角向弯曲刚度分别不小于 5.0×10^6 (N·m)/rad和 1.0×10^6 (N·m)/rad,低压转子前两阶临界转速除满足共振裕度要求外,需分布在小的转速区间内,使低压转子启动过程中可连续快速通过两阶临界转速.

根据上述设计要求及对支承方案与支承刚度的分析,认为采用1-0-1支承方案,且两支点当量刚度分别为3.768和3.806(即支承刚度为 5.84×10^7 N/m和 5.90×10^7 N/m),此时低压转子角向抗变形能力较好,低压转子系统在工作转速下存在两阶临界转速,满足共振裕度设计要求,并分布在一个小转速区间内,转子动力学特性较优.

4 结 论

本文对GTF低压转子结构特征进行了总结,基于结构效率体系,给出了低压转子动力学特性定量评估方法,并对其支承方案及支点支承刚度进行了优选,得出如下结论:

1) 根据GTF低压转子结构及载荷特征,立足于结构效率及其评估参数体系,所选取的评估参数均处在合理的水平,有效地反映了转子动力学特性的优劣,初步说明了转子动力学特性定量评估的有效性.

2) 低压转子结构确定后,其动力学特性主要

受支承方案及支承刚度影响, 1-0-1 支承方案的使用有利于保证转子径向刚度及低压压气机与低压涡轮处局部刚性, 同时, 低压转子前支点置于压气机前端, 有效地抑制了低压压气机摆振动, 避免低压压气机与机匣碰摩故障发生; 支点支承刚度对低压转子系统各阶临界转速的影响各异, 主要是因为临界转速的对支承刚度的敏感度依赖于转子振型. 最后, 根据设计目标, 对低压转子支承参数进行优选, 得到最优支承方案及支点支承刚度, 使得各项评估参数处于合理水平, 转子动力学性能较优.

由于齿轮箱的存在, 低压转子输入轴处存在弱约束, 该约束对低压转子动力学特性的影响取决齿轮箱连接结构参数, 如安装结构支承刚度、齿轮径向啮合刚度, 因此, 本文忽略该弱约束对低压转子动力学特性的影响, 待进行风扇-低压转子系统设计时再进一步考虑.

参考文献:

[1] Larsson L, Grönstedt T, Kyprianidis K G. Conceptual design and mission for a geared turbofan and an open rotor configuration[R]. ASME Paper GT2011-46451, 2011.

[2] Kurzke J. Fundamental differences between conventional and geared turbofans[R]. ASME Paper GT2009-59745, 2009.

[3] 张德志, 张锦绣, 王凤. 齿轮驱动涡扇发动机结构设计特点分析[J]. 航空发动机, 2011, 37(4): 1-4.

ZHANG Dezhi, ZHANG Jinxiu, WANG Feng. Analysis of structural design characteristics for geared turbofan engine [J]. Aeroengine, 2011, 37(4): 1-4. (in Chinese)

[4] Ragheb A M, Ragheb M. Wind turbine gearbox technologies[C]//Proceedings of 1st International Nuclear and Renewable Energy Conference. Amman, Jordan; IEEE, 2010: 1-8.

[5] 李杰. 齿轮传动涡轮风扇(GTF)发动机先进技术综述[J]. 航空发动机, 2009, 35(4): 55-58.

LI Jie. Overview of advanced technology for geared turbofan engine (GTF)[J]. Aeroengine, 2009, 35(4): 55-58. (in Chinese)

[6] Wilfert G, Kriegl B, Scheugenpflug H, et al. Clean-validation

tion of a high efficient low NOx core, a GTFTM engine high speed turbine and an integration of a recuperator in an environmental friendly engine concept [R]. AIAA-2005-4195, 2005.

[7] Larsson L, Avellán R, Grönstedt T. Mission optimization of the geared turbofan engine[R]. International Society for Airbreathing Engines ISABE-2011-1314, 2011.

[8] Riegler C, Bichlmaier C. The geared turbofan technology opportunities, challenges and readiness status[R]. European Air and Space Conference Report CEAS-2007-054, 2007.

[9] Fare R, Zelenyuk V. On aggregate Farrell efficiencies[J]. European Journal of Operational Research, 2003, 146(3): 615-620.

[10] Norris F D, William A H. Comparison of the structural efficiency of panels having straight-web and curved-web y-section stiffeners[R]. NACA Technical Note 1787, 1949.

[11] Norris F D, Walter B R. Structural efficiency of orthotropic cylindrical shells subjected to axial compression[R]. New York; AIAA 2nd Aerospace Sciences Meeting, 1965.

[12] Fischler J E. Structural design of supersonic cruise aircraft [R]. Hampton, Virginia; Supersonic Cruise Aircraft Research Conference Report, 1976.

[13] Storace A F. Turbine engine structural efficiency determination[R]. AIAA 89-2571, 1989.

[14] 马艳红, 陈璐璐, 张大义, 等. 航空发动机转子系统结构效率评估参数与计算方法[J]. 航空动力学报, 2013, 28(7): 1598-1606.

MA Yanhong, CHEN Lulu, ZHANG Dayi, et al. Assessment parameters and calculation methods of structural efficiency on rotor system in aero engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(7): 1598-1606. (in Chinese)

[15] 史亚杰, 王孝利, 洪杰. 柔性转子动力特性研究[J]. 航空发动机, 2005, 31(1): 14-17.

SHI Yajie, WANG Xiaoli, HONG Jie. Investigation of dynamic characteristics of flexible rotor system [J]. Aeroengine, 2005, 31(1): 14-17. (in Chinese)

[16] 《航空发动机设计手册》总编委会编. 航空发动机设计手册: 第 19 册 转子动力学及整机振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.

[17] 晏砺堂, 朱梓根, 宋兆泓. 结构系统动力特性分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1989.

[18] 陈光, 洪杰, 马艳红. 航空燃气涡轮发动机结构[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2010.

(编辑: 陈 越)