

高涵道比涡扇发动机结构与力学性能定量评估

彭刚¹, 朱彬¹, 张大义², 洪杰^{2,3}

- (1. 中国航空发动机集团有限公司 商用航空发动机有限责任公司, 上海 201108;
2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
3. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 针对高涵道比涡扇发动机结构设计需求, 提出转子系统、承力系统和整机的结构效率评估参数, 建立了结构设计参数与力学特征参数之间的联系。典型发动机评估结果表明: 受大尺寸风扇限制, 高涵道比涡扇发动机低压转子系统的平均应力系数在 0.2~0.3 之间, 低于其他类型的航空燃气涡轮发动机。在工作转速范围内, 低压转子不可避免地存在弯曲型临界转速, 须将转子连接结构设计在低应变能区域。机动飞行中, 整机的转静间隙值变化范围为 $[-1.4, 1.0]$ mm, 低压涡轮是间隙控制的重点位置。

关 键 词: 涡扇发动机; 高涵道比; 结构设计; 力学性能; 结构效率; 定量评估

中图分类号: V233

文献标志码: A

Quantitative evaluation for the structure and mechanics properties of the high bypass ratio turbofan engines

PENG Gang¹, ZHU Bin¹, ZHANG Dayi², HONG Jie^{2,3}

- (1. Commercial Aircraft Engine Company Limited, Aero Engine (Group) Corporation of China, Shanghai 201108, China;
2. School of Energy and Power Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
3. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: The structural efficiency parameters for the rotor system, supporting system and whole engine were put forward respectively according to the structure design requirements of the high bypass ratio turbofan engine, and the relations between the structural design parameters and the mechanics property parameters were established. The evaluation results for one typical engine exhibited that the average stress coefficients for the low pressure rotor of the high bypass ratio turbofan engine were between 0.2 and 0.3, lower than those of the other types of aero gas turbo engines because of the particularly large size of the fan. There were several unavoidable critical speeds with bending modes within the operation speed range, therefore the location of the joint structures of the rotor should be designed into the low strain energy zone. During maneuvering, the interval for the clearance between the stator and the rotor was $[-1.4, 1.0]$ mm for the whole engine, and the low pressure tur-

收稿日期: 2016-11-16

基金项目: 国家自然科学基金(51575022, 51475021)

作者简介: 彭刚(1974—), 男, 高级工程师, 硕士, 主要从事航空发动机设计及结构可靠性研究。

通讯作者: 张大义(1979—), 男, 副教授, 博士, 主要从事航空发动机振动控制研究。E-mail: dayi@buaa.edu.cn

引用格式: 彭刚, 朱彬, 张大义, 等. 高涵道比涡扇发动机结构与力学性能定量评估[J]. 航空动力学报, 2017, 32(7): 1728-1735.
PENG Gang, ZHU Bin, ZHANG Dayi, et al. Quantitative evaluation for the structure and mechanics properties of the high bypass ratio turbofan engines[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(7): 1728-1735.

bine was the key position for the clearance control.

Key words: turbofan engine; high bypass ratio; structure design; mechanics property; structural efficiency; quantitative evaluation

航空燃气涡轮发动机(下文简称发动机)是涉及流体力学、固体力学、热力学等多个前沿学科,具有高技术难度的复杂旋转机械系统,而结构设计是其实现高性能、高可靠性的直接保障。目前的发动机结构设计主要依赖于“强度设计准则”^[1-2],但这仅是发动机结构设计的最低要求;满足强度设计准则,可以保证发动机的安全工作,但不能兼顾高效率、低质量和结构最优化等多个目标。推质比虽然是表征发动机综合技术水平的指标,但在结构设计中却没有很好的可操作性,更无法给出结构优化的方向^[3]。因而,在工程设计中亟需一种可以定量描述结构与力学性能关系的方法,为发动机结构设计指明优化方向。

结构效率的提出及其评估方法的建立,为上述问题提供了可行的解决途径。结构效率的概念最早由 NASA 的 Norris 等^[4]在 1949 年提出,应用于飞机承力组合板的结构设计。随后 GE 公司 Storace^[5]在航空发动机的整机结构设计中引入结构效率概念,并首次提出采用权衡比强度、振动特性以及发动机闭合同隙的结构效率分析及评估参数。国内结构效率方面研究工作的首次公开报导见于文献^[6],北京航空航天大学洪杰教授研究团队于 2010 年,从整机动力学角度诠释了结构效率内涵,并初步提出了评估参数和相应的计算方法。同年,文献^[7]针对某高功质比涡轴发动机的转子系统,采用结构效率对 3 个总体结构方案进行了定量对比。文献^[8]再次针对典型小涵道比涡扇发动机的转子系统,进行结构效率评估,并指出了结构优化方向。文献^[9]针对高负荷斜流压气机的结构设计需求,进一步发展了斜流叶盘的结构效率评估方法,通过平均应力值、振动鲁棒系数和轮缘变形协调系数对叶盘结构方案进行了定量评估,指出了设计方案的不足。2016 年,马艳红等^[10]针对涡桨发动机涡轮级间承力框架的两种结构设计方案,通过结构效率计算与评估,论述了方案 A 的结构效率比方案 B 高 39.6%。于平等^[11]在对整机结构效率内涵进行详细阐述的基础上,以某小涵道比涡扇发动机为对象,通过两种结构方案的结构效率计算对比,定量指出了原型结构方案在力学性能上的优势。

上述文献中,研究对象主要是针对涡轴、涡桨

或小涵道比涡扇发动机,关注问题主要是压气机部件、转子系统或转子承力框架的结构设计问题,而针对高涵道比涡扇发动机总体结构设计的定量评估,目前鲜有相关报导。高涵道比涡扇发动机是未来 30 年民航客机、远程运输机、轰战机等的主要动力装置^[12],围绕其设计方法开展研究工作具有重要的经济和军事意义。本文针对其总体结构设计需求,引入结构效率评估方法,建立结构设计参数与力学性能参数之间的联系,并通过典型高涵道比涡扇发动机案例分析,定量分析其结构特征,阐述结构效率评估优势。

1 发动机结构系统

在发动机中,结构系统是指由两个或多个构件通过界面配合连接形成的组件、部件和整机。以典型高涵道比涡扇发动机为例(图 1),发动机的结构系统有以下 3 类。

转子-支承系统(简称转子系统)包括叶片、轮盘、轴及其支承结构。现代先进高涵道比涡扇发动机多采用双转子设计,其中低压转子结构特征是多支点、大跨度、中间轴细长,质量和转动惯量集中在两端,呈现“两头重,中间柔”的结构特征,转子整体弯曲刚性较弱;而高压转子一般设计为工作转速低于弯曲临界转速的刚性转子。

静子承力系统(简称承力系统)是由承力部件和相应连接结构组成的非旋转组件的统称,用于承受和传递作用在结构上的载荷,包括转子承力框架和承力机匣^[10-11]。承力系统在工作中承受着机械载荷、惯性载荷、气动载荷和温度载荷的综合作用,并且各载荷随工作状态改变而变化。

整机结构系统(简称整机)是指转子系统、承力系统以及相关附件系统的统称。

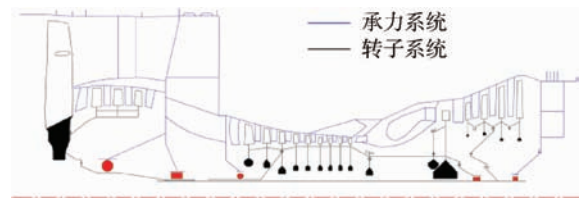


图 1 高涵道比涡扇发动机结构系统示意图
Fig. 1 Sketch map for the structural system of a high bypass ratio turbofan engine

2 结构与力学性能评估方法

在发动机结构系统的设计中,需要定量描述发动机结构设计与力学性能的关系,即结构特征参数与力学特征参数之间的联系,这就需要引入结构效率评估参数作为两者之间的桥梁。

结构特征参数是指面向工程设计人员,可以直接指导工程图纸绘制的参数,包括:结构几何特征参数(形状、尺寸等)和结构材料特征参数(密度、弹性模量等)。力学特征参数是从力学性能上定量表征结构设计合理性的参数,如刚度、强度、模态频率、振动应力等。

结构效率的本质是定量描述结构特征参数变化对结构力学特征参数的影响,其基本概念及内涵在文献[6-11]中已有详细论述,本节在上述研究基础上,针对高涵道比涡扇发动机进一步阐述其转子系统、承力系统和整机的设计要求,并给出评估参数及计算方法。

2.1 转子系统

高涵道比涡扇发动机对转子系统结构设计的基本要求包括:①转子系统各零部件应具备足够的强度,同时质量最小,即结构具有高的材料使用效率。②转子系统具有足够的整体刚度和局部刚度,确保在常规工况下,转子系统的变形尽可能小。③保证转子系统在工作转速范围内,不会出现有危害的振动变形,以防止疲劳问题的发生。针对上述要求,采用平均应力、等效比刚度、应变能系数对结构效率的 3 个方面(承载能力、抗变形能力、力学环境适应能力)进行评估^[8]。

平均应力 σ_{ave} 可以直观反映转子结构承载能力和材料使用效率,其定义如式所示:

$$\sigma_{ave} = \frac{\sum_{i=1}^n \sigma_i m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \tag{1}$$

式中 σ_i 和 m_i 分别表示结构中第 i 个单元的应力和质量。提高平均应力水平,结构更趋近于等强度设计,实现降低结构质量的目标。对于使用多种材料的结构评估中,可采用平均应力系数 Z_σ ,如式(2)所示:

$$Z_\sigma = \frac{\sigma_{ave}}{\sigma_b} \tag{2}$$

式中 σ_b 表示材料的强度极限。平均应力系数的变化范围为 $[0, 1)$, Z_σ 越大表示结构的材料使用效率越高。

等效比刚度 K_b 指转子系统单位质量能够提

供的等效弯曲刚度,如式(3)所示:

$$K_b = \frac{K_c}{m_{sys}} \tag{3}$$

式中 K_c 表示转子系统关键截面的等效线刚度或角刚度,用以反映转子系统本身的整体刚度特征; m_{sys} 表示转子系统的质量。等效比刚度 K_b 越大,表示转子系统的弯曲刚度越好。

应变能系数 $\eta_{strain,j}$ 定义为在某阶临界转速下,转子轴系零部件的弯曲应变能占转子系统总应变能的百分比,如式(4)所示:

$$\eta_{strain,j} = \frac{W_{rotor,j}}{W_{sys,j}} \times 100\% \tag{4}$$

式中 j 为转子系统临界转速阶次, $W_{rotor,j}$ 为第 j 阶临界转速时转子轴系零部件的弯曲应变能, $W_{sys,j}$ 为第 j 阶临界转速时转子系统的总应变能。

2.2 承力系统

高涵道比涡扇发动机因其尺寸远大于其他类型发动机,因此在承力系统中会使用尺寸更大、数目更多的板壳结构,带来承力系统刚度弱化、刚度不稳定等问题。因此,提高承力系统结构效率的重点应当着眼于抗变形能力和力学环境适应能力,这是与文献[10]中对涡桨发动机承力框架的结构效率评估所不同的(其采用应力分布系数、等效比刚度/刚度温度敏感系数、动刚度/振动位移传递系数对结构效率的三方面进行评估)。本文分别采用支点等效刚度和支点动刚度,定量评估承力系统的抗变形能力和力学环境适应能力,对其力学性能进行描述。

支点等效刚度,是转子承力框架与承力机匣的串联刚度,涉及到从各轴承支点至发动机安装节传力路线上的各个部件。在具备整机有限元模型时,可以采用静力学求解方法方便地求得^[13]。

支点动刚度 $K(\omega)$,是描述承力结构的力学响应 $X(\omega)$ 与动态载荷激励 $F(\omega)$ 的关系,为激励频率的函数,如式(5)所示,动刚度体现了转静子间的动力耦合关系^[14-15]。

$$K(\omega) = F(\omega)/X(\omega) \tag{5}$$

2.3 整机

抗变形能力和力学环境适应能力是整机结构力学性能评估的重要内容。对于整机结构抗变形能力的评估,重点考察飞机过载/机动飞行时,发动机承受非工况载荷作用时,转静间隙变化情况;对于力学环境适应能力的评估,重点考察发动机对振动载荷的敏感程度。本文采用转静间隙变化量和敏感度对整机的抗变形能力和力学环境适应

能力进行评估^[11]。

静转间隙变化量 $C_v(x_i)$ 定义如式(6)所示:

$$C_v(x_i) = |C_{\text{rotor}}(x_i) - C_{\text{case}}(x_i)| + |C_e(x_i)|$$

(6)

其中 $C_{\text{rotor}}(x)$ 为转子横向位移, $C_{\text{case}}(x)$ 为机匣横向位移, $|C_{\text{rotor}}(x) - C_{\text{case}}(x)|$ 为弹性线变形产生的间隙变化, $|C_e(x)|$ 为机匣截面椭圆度产生的间隙变化,取径向变形最大位置处对应的量值, x_i 为轴向坐标。

敏感度 $S(\omega)$ ^[16-17],用于反映发动机关键位置振动响应对不平衡激励的敏感程度,本文采用式(7)对其进行计算。

$$S(\omega) = \frac{\Delta Y/Y}{\Delta F_{\text{ib}}/F_{\text{ib}}} \times 100\%$$

(7)

式中 F_{ib} 为转子系统的初始不平衡力, Y 为转子系统关键位置的振动位移值, ΔF_{ib} 为不平衡力增量, ΔY 为相应的关键位置振动位移增量。上述数值可基于整机有限元模型,采用谐响应求解方法或瞬态响应求解方法获得。 $S(\omega)$ 值越大,表示该位置对不平衡量的变化越敏感。

3 高涵道比涡扇发动机案例分析

某高涵道比涡扇发动机结构主要由高压转子(9级高压压气机、1级高压涡轮),低压转子(1级大风扇、3级增压级、4级低压涡轮)和承力系统(中介机匣承力框架、涡轮后机匣承力框架、机匣)组成。高压转子采用 1-0-1 的支承方案,其中 3# 支点采用球轴承,通过中介机匣承力框架向安装节外传轴向和横向载荷,4# 支点为中介轴承,横向载荷通过 4# 支点传递至低压转子。低压转子采用 0-2-1 支承方案,其中 1# 和 2# 支点支承于中介机匣承力框架,5# 支点支承于涡轮后承力框架。

针对评估对象,基于 ANSYS 软件,采用 Solid186 实体单元、Combin14 弹簧单元、Link180 拉杆单元、以及 Mass 21 质量单元,建立整机有限元模型^[13],总自由度数为 913 095,模型截面如图 2 所示。依据本文所述评估参数,对其结构与力学特性计算分析。

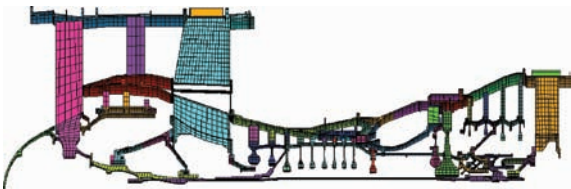


图 2 计算模型剖视图

3.1 转子系统

3.1.1 承载能力

由表 1 可见,低压转子的平均应力水平明显低于高压转子,这是由于高涵道比涡扇发动机低压转子带有大尺寸的风扇叶片,转子转速不能过高,从而限制了转子整体的材料使用效率,因此与小涵道比涡扇发动机低压转子相比,其结构效率参数的取值范围是有明显区别^[8]。高压转子各级轮盘的平均应力系数不低于 0.4,表明其具有很高的材料利用率,符合等强度的结构设计理念。

表 1 轮盘平均应力和平均应力系数

Table 1 Average stress and average stress coefficients for disks

部件	位置	平均应力/ MPa	平均应力 系数
高压转子	压气机 1 级盘	427.139	0.54
	压气机 9 级盘	522.257	0.44
	涡轮盘	580.741	0.50
	风扇盘	178.01	0.20
低压转子	增压级	225.774	0.25
	涡轮 1 级盘	288.546	0.22
	涡轮 4 级盘	394.602	0.26

3.1.2 抗变形能力

高压转子系统关键截面处的横向等效刚度和等效比刚度如表 2 所示。可见,等效比刚度值均在 $10^6 \text{ N}/(\text{m} \cdot \text{kg})$ 量级,表明结构以较小的质量保证了高压转子的高刚度特征,这是发动机高压转子结构设计的基本要求。与文献[8]的计算结果对比可知,两者的数值非常接近,这是由于高涵道比涡扇发动机与小涵道比涡扇发动机的高压转子系统设计理念相同;而且大多型号研制中,采用相同的核心机设计,以便于根据实际需求,派生出一系列的发动机型号^[18-19]。

表 2 高压转子典型截面横向等效刚度及等效比刚度

Table 2 Lateral equivalent stiffness and equivalent specific stiffness on typical sections of high pressure rotor

截面	横向等效刚度/ 10^8 (N/m)	等效比刚度/ $10^6 \text{ (N}/(\text{m} \cdot \text{kg}))$
压气机出口	2.29	0.99
涡轮进口	6.04	2.64

低压转子系统典型截面等效角刚度值如表 3 所示,均大于 $10^6 \text{ (N} \cdot \text{m)}/\text{rad}$,表明该低压转子

Fig. 2 Cross section for the computational model

具有良好的抗变形能力,这得利于风扇和低压涡轮的锥壳结构设计,有利于高涵道比涡扇发动机高气动效率和高可靠性设计要求的实现。

表 3 低压转子典型截面等效角刚度
(单位: 10^6 (N · m)/rad)

Table 3 Equivalent angular stiffness on typical sections of low pressure rotor (unit: 10^6 (N · m)/rad)

风扇	增压级 1 级	增压级 3 级	低压涡轮 1 级	低压涡轮 4 级
10.4	27.5	27.0	1.03	1.05

3.1.3 力学环境适应能力

基于有限元法,分别进行两个转子系统的临界转速分析,提取高、低压转子在各阶振型下的应变能系数,如表 4 所示。可见,高压转子是典型的刚性转子,其在最大工作转速频率(250 Hz)以下仅存在两阶刚体模态,转子应变能分布系数不大于 15%;这种刚性高压转子的动力学设计,可以有效地控制转子叶尖间隙。

表 4 转子系统应变能系数

Table 4 Strain energy coefficient for rotor system

部件	阶次	频率/Hz	振型	应变能系数/%
高压转子	1	50.0	平动	2.29
	2	117.7	俯仰	14.87
	3	376.9	一弯	99.67
低压转子	1	38.0	整体一弯	28.74
	2	58.2	风扇俯仰	81.05
	3	95.3	涡轮俯仰	23.02
	4	119.2	风扇一弯	15.10

表 4 中低压转子计算结果表明,在最大工作转速频率(90 Hz)以下,有两阶临界转速振型对应的转子应变能分布均高于 25%。高涵道比涡扇发动机低压转子由于“两头重,中间柔”的结构特征,低阶模态以弯曲振型和局部振型为主,并且在频域十分密集,这是与小涵道比涡扇发动机截然不同的^[8],因此在动力特性和设计理念上也有所不同。为避免反复通过临界转速带来的结构系统的界面损伤,在此转子系统的结构设计时,将主要连接结构都设计在远离应变能集中的位置,如图 3(蓝色区域应变能为 0)和图 4 所示,从而可以避免连接界面的接触损伤和相关结构的疲劳破坏。

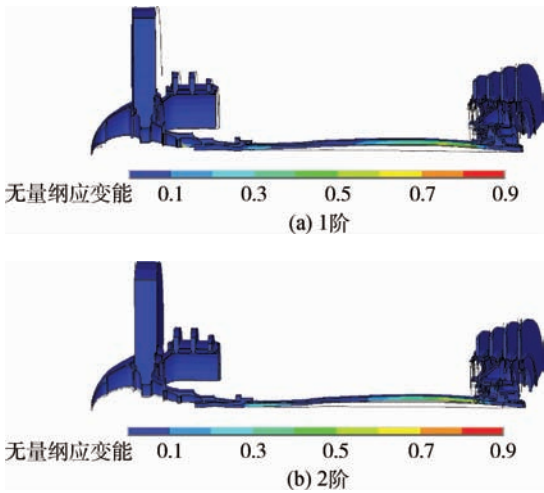


图 3 临界转速应变能分布

Fig. 3 Strain energy distribution for the critical speeds

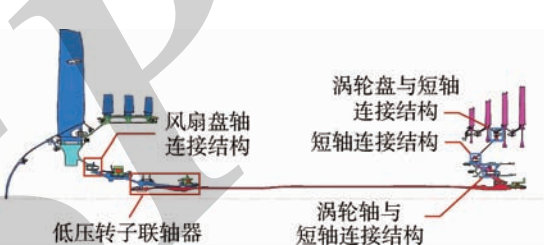


图 4 低压转子主要连接结构位置

Fig. 4 Location of the joint structures of the low pressure rotor

3.2 承力系统

3.2.1 抗变形能力

求得该承力系统的支点等效刚度如表 5 所示,承力系统各支点的横向等效刚度在 $7.5 \times 10^7 \sim 9.6 \times 10^7$ N/m 之间。对此发动机而言,由于没有使用弹性支承和挤压油膜阻尼器,各支点刚度值与轴承刚度串联后,可作为转子系统的动力学计算使用。

表 5 支点等效刚度表

Table 5 List of equivalent stiffness for supports

支点及方向	等效刚度/ 10^7 (N/m)
1# 横向	7.5
1# 轴向	5.7
2# 横向	9.5
3# 横向	9.6
5# 轴向	4.4
5# 横向	9.2

3.2.2 力学环境适应能力

以 1# 支点为例,给出动刚度曲线如图 5 所示。其动刚度值在 45,115,180,470 Hz 等位置出现突降,这是由于承力系统在这些频率存在固有模态所致;但各刚度突降点均远离转子系统的工作转速,因此在工作转速范围内,承力系统不会因转子不平衡量激振而出现振动过大问题,可以提供稳定的支承刚度。

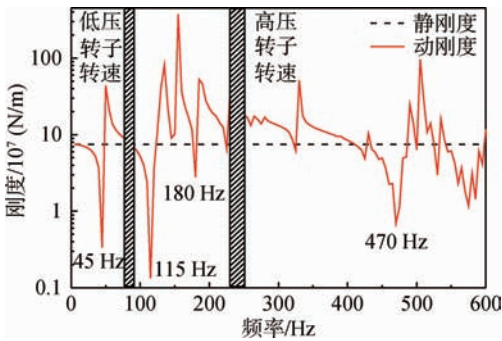


图 5 1# 支点动刚度曲线

Fig. 5 Dynamic stiffness curve for 1# support

3.3 整机

3.3.1 抗变形能力

根据安全性设计要求,商用飞机的发动机需能够在时限机动过程中承受 6g (g 为重力加速度) 的横向过载载荷和 0.5 rad/s 的偏转角速度,并能够在这种负载下维持 30s 以上^[20]。

仅考虑 6g 横向过载影响,求得整机系统横向变形如图 6 所示。可见对于承力系统而言,各承力机匣具有较高的抗弯刚性,因此弯曲变形较小,主要发生整体平动,只是风扇机匣由于是悬臂结构,相比其他机匣变形略大。整机最大变形主要集中在转子系统,其中高压涡轮和低压涡轮的变形最大,其原因是涡轮部件的比刚度最低,在惯性力作用下更易产生大的变形。

进一步绘制转静间隙变化量沿轴向分布曲线如图 7 所示,图中纵坐标负值代表间隙变小,正值代表间隙变大。可见整机间隙变化量以高、低压涡轮处最大,其绝对值在 1.5~1.6 mm 之间,表明该处转静件变形协调性最差,可见即使在不考虑热变形的前提下,涡轮部件仍然应当是间隙控制的重点^[21]。风扇位置虽然也是质量集中位置,但其比刚度值高,因此间隙变化量最小,在 0.1~0.3 mm 之间。

此外,值得注意的是,风扇机匣位置 12 点钟

的变形小于 6 点钟位置,这是由于主安装节位于风扇机匣 12 点钟位置附近,因此导致机匣呈现沿周向不均匀的变形。结构变形的不对称特征将进一步增大发动机转静间隙控制的难度。

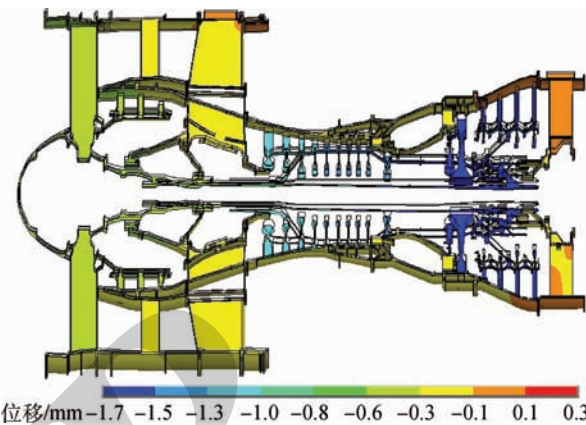


图 6 6g 横向过载下整机系统横向变形

Fig. 6 Lateral deformation for the whole engine on the condition of lateral loading 6g

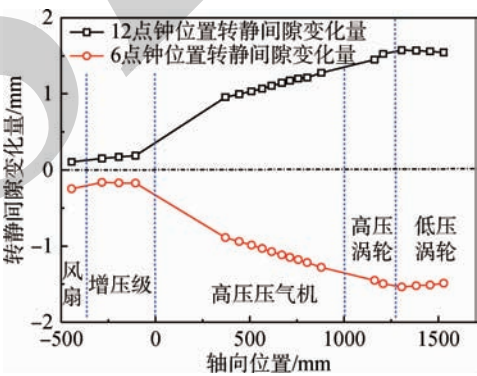


图 7 6g 横向过载下转静间隙变化量随轴向位置变化

Fig. 7 Clearance variation between rotor and stator along axial direction on the condition of lateral loading of 6g

整机系统在同时承受 6g 横向过载和 0.5 rad/s 偏转带来的陀螺力矩联合作用下的横向变形如图 8 所示。可见,在机动飞行时,转子上由于作用有较大的陀螺力矩载荷,其横向变形较大,尤其是在转动惯量值较高的高、低压涡轮和风扇位置。

进一步绘制转静间隙变化量沿轴向分布曲线如图 9 所示。可见,在考虑偏转陀螺力矩效应后,转静间隙变化规律更为复杂。12 点钟位置转静间隙变化量减小,而 6 点钟位置转静间隙变化量增大,与图 7 结果相反。整体而言,转静间隙变化量范围为[-1.4,1.0] mm,转静间隙变化量幅值出现在第 1 级低压涡轮位置。

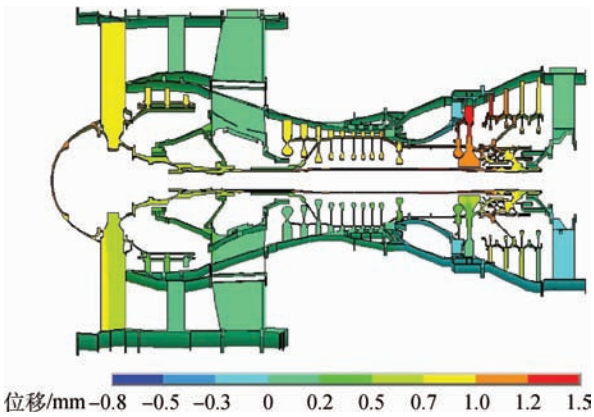


图 8 6g 横向过载和 0.5 rad/s 偏转共同作用下整机系统横向变形

Fig. 8 Lateral deformation for the whole engine on the condition of lateral loading 6g and eccentric rotation speed 0.5 rad/s

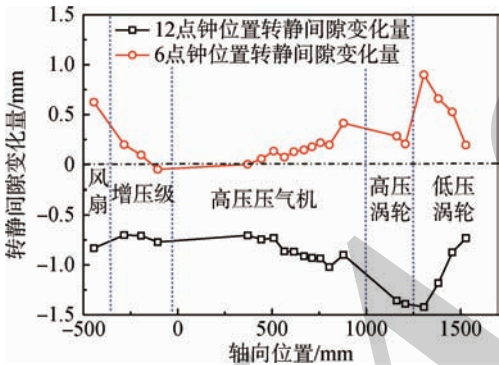


图 9 6g 横向过载和 0.5 rad/s 偏转共同作用下转静间隙变化量随轴向位置变化

Fig. 9 Clearance variation between rotor and stator along axial direction on the condition of lateral loading 6g and eccentric rotation speed 0.5 rad/s

3.3.2 力学环境适应能力

在整机模型的转子典型截面位置分别施加不平衡量(图 10),拾取关键位置的振动响应,再根据式(7)计算各位置的敏感度,结果如表 6 所示。可见,由于发动机安装固定的影响,其力学性能沿周向并不一致,因此发动机水平和垂直方向的振动敏感度也有明显差异;不同位置对同一不平衡量位置的敏感度值有显著差别,如风扇位置存在不平衡,主安装节和推力拉杆位置振动响应较大,而辅安装节位置振动很小,这与振动传力路线上的结构设计紧密相关;同一位置对不同不平衡量位置的敏感度值也有显著差别,如主安装节位置主要对风扇和高压涡轮的不平衡激励敏感,利用这些敏感度数据,可以对试车中出现的振动过大等现象进行初步的故障原因定位。

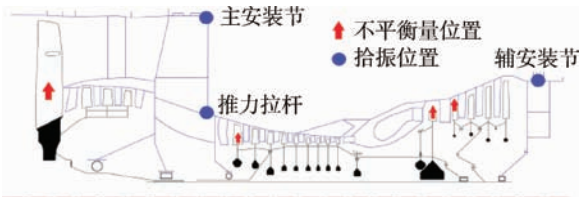


图 10 不平衡位置与拾振位置示意图

Fig. 10 Sketch map of imbalance locations and response pickup locations

表 6 典型位置振动响应敏感度

Table 6 Sensitivity of the vibration response for typical locations

不平衡量位置	主安装节		推力拉杆		辅安装节	
	垂直	水平	垂直	水平	垂直	水平
风扇	27.6	42.5	71.0	53.7	17.8	4.6
高压压气机	1.4	7.7	0.4	1.4	1.3	0.01
高压涡轮	74.1	46.1	27.5	29.5	48.6	93.3
低压涡轮	1.3	10.7	0.6	14.0	35.0	2.3

4 结 论

本文针对高涵道比涡扇发动机,给出了转子系统、承力系统和整机的结构效率评估参数,建立了结构设计参数与力学特征参数之间的联系,实现了发动机结构设计的定量评估.某高涵道比涡扇发动机结构效率评估表明:

- 1) 由于大尺寸风扇的限制,高涵道比涡扇发动机低压转子系统的平均应力系数在 0.2~0.3 之间,低于其他类型的发动机;在工作转速范围内,低压转子不可避免地存在弯曲型临界转速,须将转子连接结构设计在低应变能区域,以提高环境适应能力。
- 2) 承力系统各支点的横向等效刚度在 $7.5 \times 10^7 \sim 9.6 \times 10^7$ N/m 之间;动刚度突降点均远离转子系统工作转速,确保承力系统可以提供稳定的支承刚度。
- 3) 机动飞行中,整机转静间隙变化量变化范围为 $[-1.4, 1.0]$ mm,转静间隙变化量幅值出现在第 1 级低压涡轮位置,是间隙控制的重点位置之一;由于发动机安装固定的影响,结构变形呈现周向不对称特征,增大了发动机转静间隙控制的难度。

参考文献:

[1] 朱梓根,刘廷毅,欧园霞.航空涡轴、涡桨发动机结构设计

- 准则[R]. 北京:中国航空工业总公司发动机系统工程局, 2000.
- [2] 吕文林,陈俊粤,田德义. 航空涡喷、涡扇发动机结构设计准则[R]. 北京:中国航空工业总公司发动机系统工程局, 2000.
- [3] WILSON D G, KORAKIANITIS T. The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines[M]. Cambridge: MIT Press, 2014.
- [4] NORRIS F D, HICKMAN W A. Comparison of the structural efficiency of panels having straight-web and curved-web y-section stiffeners[R]. NACA Technical Note No. 1787, 1949.
- [5] STORACE A F. Turbine engine structural efficiency determination[R]. AIAA 89-2571, 1989.
- [6] 张大义,马艳红,梁智超,等. 整机结构设计的评估方法:结构效率[J]. 航空动力学报, 2010, 25(10): 2170-2176. ZHANG Dayi, MA Yanhong, LIANG Zhichao, et al. Evaluation method on whole engine structural design-structural efficiency[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(10): 2170-2176. (in Chinese)
- [7] 张大义,洪杰,梁智超. 航空发动机转子系统的结构效率评估方法研究[C]//全国第九届转子动力学学术讨论会论文集. 贵阳:中国振动工程学会转子动力学专业分会, 2010: 54-57.
- [8] 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及计算方法[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)
- [9] 张大义,洪杰,马艳红,等. 高结构效率的斜流压气机结构设计[J]. 航空动力学报, 2013, 28(4): 866-871. ZHANG Dayi, HONG Jie, MA Yanhong, et al. Novel structural design of mixed-flow compressor with high structural efficiency [J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(4): 866-871. (in Chinese)
- [10] 马艳红,曹冲,李鑫,等. 航空发动机承力系统结构效率评估方法[J]. 航空动力学报, 2016, 31(2): 274-281. MA Yanhong, CAO Chong, LI Xin, et al. Assessment method of structural efficiency on bearing system in aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(2): 274-281. (in Chinese)
- [11] 于平超,马艳红,王存,等. 航空发动机整机结构效率评估参数与计算方法[J]. 航空动力学报, 2016, 31(7): 1744-1753. YU Pingchao, MA Yanhong, WANG Cun, et al. Evaluation parameters and calculation methods of structural efficiency for whole aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(7): 1744-1753. (in Chinese)
- [12] TURAN O. An exergy way to quantify sustainability metrics for a high bypass turbofan engine[J]. Energy, 2015, 86: 722-736.
- [13] 张大义,刘烨辉,洪杰,等. 航空发动机整机动力学模型建立与振动特性分析[J]. 推进技术, 2015, 36(5): 768-773. ZHANG Dayi, LIU Yehui, HONG Jie, et al. Investigation on dynamical modeling and vibration characteristics for aero engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(5): 768-773. (in Chinese)
- [14] 赵文涛,陈果,李琼,等. 航空发动机机匣支承刚度有限元计算及验证[J]. 航空计算技术, 2011, 41(5): 34-38. ZHAO Wentao, CHEN Guo, LI Qiong, et al. Finite element modeling and experiment verification of dynamic stiffness of casing bearing in aircraft engine[J]. Aeronautical Computing Technique, 2011, 41(5): 34-38. (in Chinese)
- [15] 汤茂森,荆建平,周惠文,等. 重型燃气轮机支撑结构动刚度计算分析方法[J]. 噪声与振动控制, 2006, 36(3): 38-41. TANG Maosen, JING Jianping, ZHOU Huiwen, et al. Calculation and test of dynamic stiffness of gas turbine supports[J]. Noise and Vibration Control, 2006, 36(3): 38-41. (in Chinese)
- [16] CHRISTEN J L, ICHCHOU M, TROCLET B, et al. Global sensitivity analysis of analytical vibroacoustic transmission models[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 368: 121-134.
- [17] SONG Xiaomeng, ZHANG Jianyun, ZHAN Chesheng, et al. Global sensitivity analysis in hydrological modeling: review of concepts, methods, theoretical framework, and applications[J]. Journal of Hydrology, 2015, 523: 739-757.
- [18] 唐海龙,朱之丽,罗安阳,等. 以已有核心机为基础进行发动机系列发展的初步研究[J]. 航空动力学报, 2004, 19(5): 636-639. TANG Hailong, ZHU Zhili, LUO Anyang, et al. Preliminary analysis of developing series of engines based on an existing core engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(5): 636-639. (in Chinese)
- [19] SANDS J S, KARL A H, MAVRIS D N. Modeling and simulation of common core gas turbine engine variant applications[R]. ASME Paper GT2016-56394, 2016.
- [20] 洪杰,马艳红,张大义. 航空燃气轮机总体结构设计与动力学分析[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 2014.
- [21] TILLMAN D, GAGE R, BARRETT R. Gas turbine engine turbine blade tip active clearance control system and method: US9266618[P]. 2016-02-23.