

航空发动机高压转子模拟平衡工艺分析与控制

汪俊熙^{1,2}, 任家海^{1,2}, 汤福龙²

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 中国航发上海商用航空发动机制造有限责任公司, 上海 201306)

摘 要: 针对大涵道比航空发动机高压转子采用模拟平衡工艺缺少数学分析手段以及模拟转子技术指标缺少制定依据的问题, 提出一种模拟平衡工艺量化分析方法。以过转子重心的静和偶不平衡矢量来表示转子不平衡状态, 定义了包含质量偏差、重心位置偏差、转动惯量偏差和端跳偏差的模拟转子模型, 结合模拟平衡过程和转位平衡原理, 建立转子校正不平衡量和转位补偿量数学模型, 以高压组合转子初始不平衡量来评估模拟平衡质量。结果表明: 模拟平衡能替代组合平衡, 被平衡的两个转子均具备装配互换性和装配对接角度不受限制的特点; 本案例中为控制模拟平衡质量, 模拟转子质量偏差应在 $\pm 4\%$ 以内, 重心位置偏差应在 $\pm 2\text{ mm}$ 以内, 直径和极转动惯量偏差均应在 $\pm 5\%$ 以内, 端跳偏差应小于 0.008 mm 。

关 键 词: 高压转子; 模拟平衡; 平衡工艺; 模拟转子偏差; 平衡控制

中图分类号: V263.2⁺2

文献标志码: A

Analysis and control of dummy balance process of aero-engine high pressure rotor

WANG Junxi^{1,2}, REN Jiahai^{1,2}, TANG Fulong²

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Shanghai Commercial Aircraft Engine Manufacturing Company Limited,
Aero Engine Corporation of China, Shanghai 201306, China)

Abstract: In view of the lack of mathematical analysis means of dummy balance process for high pressure rotor of high bypass ratio aero-engine and the lack of basis for technical indexes of dummy rotor, a quantitative analysis method of dummy balance process was proposed. The rotor unbalance state was represented by the static and couple unbalance vector passing through the rotor center of gravity. The dummy rotor model including weight deviation, center of gravity position deviation, moment of inertia deviation and end runout deviation was defined. Combined with the dummy balance process of high pressure rotor and the principle of index balance, the mathematical model of rotor correction unbalance and index compensation was established. And, the initial unbalance of high pressure combined rotor was used to evaluate the dummy balance quality. Results showed that, the dummy balance can replace the combined balance, and the two balanced rotors had the characteristics of assembly interchangeability and unrestricted assembly docking angle; in this case, in order to control the dummy balance quality, the dummy rotor weight deviation should be within $\pm 4\%$, the center of gravity position deviation should be within $\pm 2\text{ mm}$, the diameter and polar moment of inertia deviation should be within $\pm 5\%$, and the end runout deviation should be less than 0.008 mm .

收稿日期: 2021-08-20

作者简介: 汪俊熙(1981—), 男, 高级工程师, 硕士, 主要从事航空发动机装配技术研究。

引用格式: 汪俊熙, 任家海, 汤福龙. 航空发动机高压转子模拟平衡工艺分析与控制[J]. 航空动力学报, 2023, 38(3): 522-534. WANG Junxi, REN Jiahai, TANG Fulong. Analysis and control of dummy balance process of aero-engine high pressure rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(3): 522-534.

Keywords: high pressure rotor; dummy balance; balance process; dummy rotor deviation; balance control

航空发动机被称为是工业皇冠上的明珠,其体现了一个国家的科技水平、工业能力和综合国力。振动问题一直是困扰航空发动机研制和生产的关键问题之一。引起发动机振动^[1-2]的因素很多,如发动机喘振、转子不平衡^[3]、转静子^[4]碰摩、转子不对中^[5]、转子系统热弯曲、连接不可靠等,其中转子不平衡是重要激振源。

大涵道比民用航空发动机转子属于准刚性转子,基于转子结构特点、成本控制和提升装配效率的考虑,高压转子目前都采用低速(平衡转速为800~1 200 r/min)动平衡来代替高速动平衡。最主要的动平衡手段就是模拟平衡工艺^[6],如CFM56和GE90系列发动机。国内航空发动机的高压转子传统上一般采用组合平衡工艺,一种方案是用常规轴颈类平衡工装先分别平衡并校正高压压气机转子和高压涡轮转子,然后将高压压气机转子和高压涡轮转子组合后开展组合平衡及校正;另一方案是先用常规轴颈类平衡工装平衡并校正其中一个转子,比如高压压气机转子,然后再将两个转子组合后平衡并只在后装的高压涡轮转子上进行平衡校正。两种方案最大的局限性就是被平衡的两个转子必须配对使用,任何转子被更换后都必须重新开展组合平衡。而且第一种方案还可能产生因组合转子的平衡校正面与部件转子平衡校正面重叠,导致组合转子平衡会破坏部件转子平衡状态的问题。目前民用航空发动机采用的模拟平衡工艺是将模拟转子当作平衡工装,用模拟高压涡轮转子平衡实际高压压气机转子,用模拟高压压气机转子平衡实际高压涡轮转子,且只在单个转子单元体这个层级开展平衡,不做组合平衡,实践表明该平衡工艺也能使得发动机振动满足工作要求^[7]。而且这种平衡方式更加契合民用航空发动机的维修单元体结构形式,也更有利于实现转子维修单元体的互换,充分满足发动机大批量生产和单元体维修性需求。但是,对于模拟平衡能够代替组合平衡的工作原理,在现有公开的技术资料中鲜见提及。

模拟平衡工艺中最重要的是模拟转子。在当前的工程应用中,要求模拟转子的质量、重心位置、转动惯量、支撑跨距、结构接口形式等应与真实转子一致或者尽可能接近,而模拟转子上的

叶型特征、螺栓连接结构等可以全部简化。模拟转子也是平衡工装^[8],要求具有比发动机转子更高的制造精度。但受制于当前制造工艺水平和经济成本,不可能无限制提高模拟转子制造精度。因此,在面对模拟转子的物理特性和制造精度偏差到底要控制到何种程度才能满足发动机转子动平衡需求,以及当被平衡转子构型有轻微更改时模拟转子到底还能不能用等问题时,对由模拟转子偏差引起模拟平衡精度变化的量化分析和控制研究有着重要的工程意义。

虽然欧美民用大涵道比航空发动机高压转子维修单元体已广泛采用模拟平衡工艺,但相关的模拟平衡工作原理、模拟转子物理特性要求以及精度要求等在已公开技术资料中极少提及,在发动机大修手册上也只能查阅到简略的平衡操作步骤。Schneider^[9]指出如果安装不平衡量较大,模拟转子与真实转子的质量差应控制在5%以内。Parkinson^[10]提供了比较全面的关于转子平衡方面的研究文献综述,包含了1990年以前的超过60篇文献。Foiles等^[11]提供了更多新的平衡研究文献内容,囊括了1998年以前的超过160篇文献。但这些文献没有提到与模拟平衡相关的内容。其中与刚性转子平衡相关的研究有,Darlow^[12]研究了刚性转子和挠性转子的平衡理论与方法、以及不同平衡方法的对比试验。Everett^[13]研究了刚性转子的最优两平面平衡法。Kang等^[14]研究了针对平衡机的平面分离通用方法,该方法可以将校正平面从2个平面扩展到多个平面。自2000年以来,国外在转子平衡方面研究了挠性转子平衡^[15-19]、无试重平衡^[20-22]以及叶片优化排序^[23]等内容。Ibraheem等^[24]综述了转子平衡中的影响系数法、幅值平衡法、相位平衡法、模态平衡法等研究文献共计46篇,其中包括2000年以后发表的文献19篇。上述公开资料也未见提及刚性转子模拟平衡相关内容。

与此同时,国内各厂所研究人员针对航空发动机转子平衡也开展了一定程度的应用研究。纪福森等^[25]研究了压气机转子静平衡、初始动平衡、最终动平衡许用剩余不平衡量控制方法,以及最终动不平衡量的分配方法,从设计角度保证转子平衡质量。刘丛辉等^[7]研究了模拟平衡工艺方法、

提出模拟转子验收技术指标以及给出平衡设备参数配置,并通过验证试车表明采用模拟平衡工艺的高压转子试车振动合格率高达95%。杜立峰^[26]对高压转子采用模拟转子平衡工艺和组合平衡工艺进行了对比试验研究。孙贵青等^[27]针对某发动机高压转子平衡误差大问题,开展模拟转子平衡对比试验和形位尺寸测量检查,判断为模拟转子平衡工装形位精度低所致,提出优化组合平衡工艺方法。王蕴琦等^[28]分析了影响平衡质量的五个主要工艺要素,包括平衡设备、平衡工装、装配方法、平衡工艺和先进平衡方法,提出解决转子平衡质量问题的措施。王娟等^[29]针对转子平衡测量过程中的问题,研究分析了发动机转子平衡测量系统中各类误差的特点和来源,提出了平衡测量系统稳定性综合误差的概念。王冰^[30]研究了大尺寸、刚性差、位置精度要求高的模拟转子薄壁件加工工艺,并提出了相关问题的解决方法和措施。对于模拟平衡能够代替组合平衡的工作原理,在现有公开的技术资料中鲜见提及。

目前在航空发动机转子模拟平衡工艺上虽然开展了一些工程应用研究,但对模拟平衡工作原理以及由模拟转子偏差引起组合转子平衡量变化的研究仍显不足和缺乏量化分析手段。本文结合航空发动机高压转子模拟平衡工艺过程的特点,建立了一种基于模拟平衡工艺的组合转子不平衡量分析模型,为量化评估模拟转子偏差对组合转子不平衡量影响、合理制定模拟转子技术指标以及优化转子平衡质量提供了一种思路。

1 组合转子初始不平衡量预估模型建立

1.1 模型建立基础

航空发动机高压转子模拟平衡工艺过程是:①使用模拟高压涡轮转子平衡实际高压压气机转子;②使用模拟高压压气机转子平衡实际高压涡轮转子;③两个实际转子直接移交下一工序继续总装装配,或组装两个转子并开展组合转子初始不平衡量检查但不校正,然后移交。本文以最终组合转子初始不平衡量大小来评估模拟平衡误差。

1) 关于转子不平衡量描述方式的规定

从标准^[31-32]中可知,恒态(刚性)转子的同一种不平衡能够用矢量以不同方法表示,共有6种等效的表示方法。为便于分析计算,本文采用过重心的静不平衡矢量和偶不平衡矢量来表示转子

的不平衡矢量,且在空间直角坐标系中不同坐标平面上分别描述不平衡矢量的分量。

2) 转子支承轴颈处偏心量与结合面处端跳的转换关系如图1所示,首先以转子结合面止口为基准测量得到转子另一端支承轴颈处跳动并拟合出偏心量 Δ_r ,然后根据几何代数理论,可得到转子结合面处端跳 Δ_d 为

$$\Delta_d = \frac{D}{L} \cdot \Delta_r \quad (1)$$

式中 D 表示转子结合面处的直径,mm; L 表示转子结合面到另一端支承轴颈中心的轴向距离,mm。

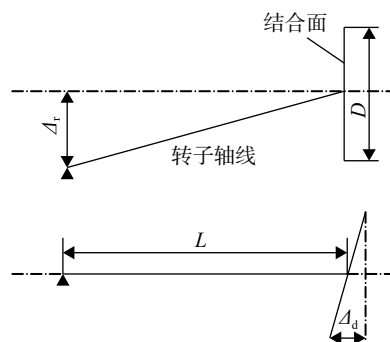


图1 转子支承轴颈处偏心量与结合面处端跳转换示意图

Fig. 1 Schematic diagram of conversion between eccentricity at rotor support journal and end runout at joint surface

3) 由偏心和偏转产生的转子不平衡量计算方法^[8]

由重心偏移产生的静不平衡量 U 为

$$U = m \cdot e \quad (2)$$

由转子偏转产生的偶不平衡量 M 为

$$M \approx (J_d - J_p) \cdot \alpha_0 = \Delta J \cdot \alpha_0 \quad (3)$$

式中 m 表示转子质量,g; e 表示转子重心偏移量,mm; J_d 表示转子直径转动惯量, $\text{g} \cdot \text{mm}^2$; J_p 表示转子极转动惯量, $\text{g} \cdot \text{mm}^2$; ΔJ 表示转子直径转动惯量与极转动惯量的差值, $\text{g} \cdot \text{mm}^2$; α_0 表示端跳引起的偏转角,rad。

4) 转子简化表达方式

为便于分析计算,将高压转子和模拟转子简化为如图2中的形式。OXYZ为空间直角坐标系,将转子轴线(过重心)和转子结合面处端面法线构成的平面置于XOZ平面内,转子轴线与OX同轴。此时该转子上过重心的静和偶不平衡矢量位于YOZ平面内并可能朝向空间中的任意方向。假设模拟转子上存在质量偏差、重心位置偏差、转动

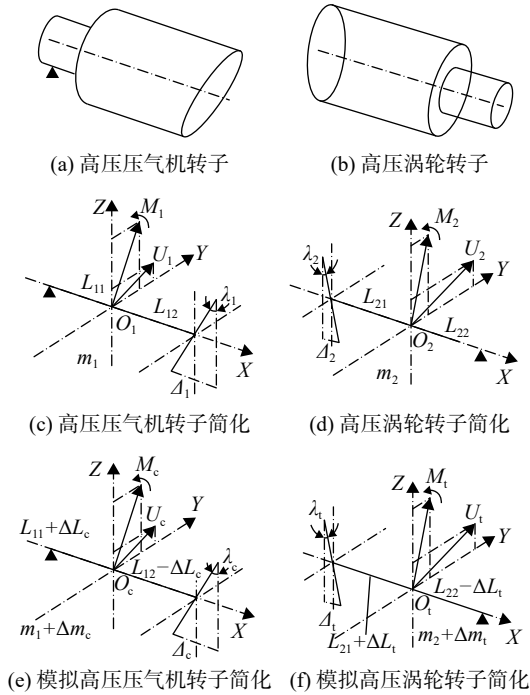


图2 转子简化示意图

Fig. 2 Simplified schematic diagram of rotor

惯量偏差和端跳偏差。

图2中 U_i 表示转子静不平衡量, $\text{g}\cdot\text{mm}$; 下标 $i=1$ 时表示高压压气机转子, $i=2$ 时表示高压涡轮转子, i 为 c 时表示模拟高压压气机转子, i 为 t 时表示模拟高压涡轮转子(后文同)。 M_i 表示转子偶不平衡量, $\text{g}\cdot\text{mm}^2$; Δ_i 表示转子结合面处的端跳, mm ; λ_i 表示转子结合面与 OZ 轴的夹角, $(^\circ)$; L 表示转子重心位置, mm 。 L_{11} 表示高压压气机转子重心到前端支承轴颈中心的轴向距离, mm ; L_{12} 表示高压压气机转子重心到后端结合面的轴向距离, mm ; L_{21} 表示高压涡轮转子重心到前端结合面的轴向距离; L_{22} 表示高压涡轮转子重心到后端支承轴颈中心的轴向距离, mm ; ΔL_c 表示模拟高压压气机转子与实际高压压气机转子的重心位置偏差, mm ; ΔL_t 表示模拟高压涡轮转子与实际高压涡轮转子的重心位置偏差, mm ; m_1 表示高压压气机转子质量, g ; m_2 表示高压涡轮转子质量, g ; Δm_c 表示模拟高压压气机转子与实际高压压气机转子的质量差, g ; Δm_t 表示模拟高压涡轮转子与实际高压涡轮转子的质量差, g ; 此外, θ_i 表示转子静不平衡量 U_i 与 OY 轴夹角, $(^\circ)$; φ_i 表示转子偶不平衡量 M_i 与 OY 轴夹角, $(^\circ)$; ΔJ_1 表示高压压气机转子直径转动惯量与极转动惯量的差值, $\text{g}\cdot\text{mm}^2$; ΔJ_2 表示高压涡轮转子直径转动惯量与极转动惯量的差值, $\text{g}\cdot\text{mm}^2$; ΔJ_c 表示模拟高压压气机转子与实际高压

压气机转子的直径转动惯量与极转动惯量差值的偏差, $\text{g}\cdot\text{mm}^2$; ΔJ_t 表示模拟高压涡轮转子与实际高压涡轮转子的直径转动惯量与极转动惯量差值的偏差, $\text{g}\cdot\text{mm}^2$ 。

考虑到实际情况中因跳动引起的转子倾斜量相对转子轴向长度来说非常小, 认为: ①组合转子轴向长度仍等于两个转子轴向长度之和; ②组合转子中单个转子重心偏移仍位于 YOZ 平面内; ③组合转子中新产生安装不平衡量矢量方向仍平行于 YOZ 平面。另外规定①静不平衡量沿坐标轴的正向为正, 反向为负; ②偶不平衡量在坐标平面内逆时针为正, 顺时针为负。

5) 两个转子组合对接后原转子重心偏移量和偏转角的计算方法

以高压压气机转子和模拟高压涡轮转子对接为例, 原单个转子重心相对于组合转子旋转轴线的偏移量采用的计算方法如下。高压压气机转子和模拟高压涡轮转子组合对接示意图如图3所示。图中符号 R_{11} 表示对接后原高压压气机转子重心相对于组合转子旋转轴线的偏移量, R_{11} 表示对接后原模拟高压涡轮转子重心相对于组合转子旋转轴线的偏移量。 α 表示高压压气机转子偏转角, β 表示模拟高压涡轮转子偏转角。 K 和 H 为计算过程中的辅助参数。

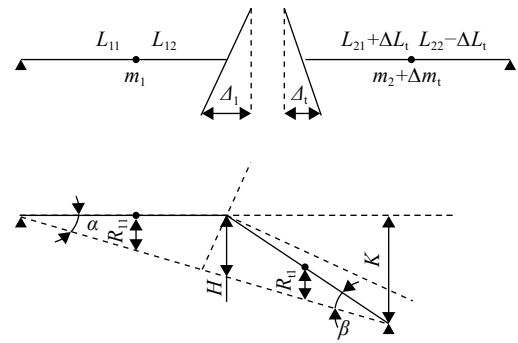


图3 高压压气机转子与模拟高压涡轮转子组合对接示意图

Fig. 3 Schematic diagram of combined of high pressure compressor rotor and dummy high pressure turbine rotor

根据几何代数理论可得

$$\frac{K}{L_{21} + L_{22}} = \frac{\Delta_1 + \Delta_t}{D} \quad (4)$$

$$\frac{H}{K} = \frac{L_{11} + L_{12}}{L_{11} + L_{12} + L_{21} + L_{22}} \quad (5)$$

$$\frac{R_{11}}{H} = \frac{L_{11}}{L_{11} + L_{12}} \quad (6)$$

$$\frac{R_{t1}}{H} = \frac{L_{22} - \Delta L_t}{L_{21} + L_{22}} \quad (7)$$

$$\alpha = \frac{H}{L_{11} + L_{12}} \quad (8)$$

$$\beta = \frac{H}{L_{21} + L_{22}} \quad (9)$$

因此,由式(4)~式(9)可得

$$R_{11} = \frac{L_{11}(L_{21} + L_{22})(\Delta_1 + \Delta_t)}{D(L_{11} + L_{12} + L_{21} + L_{22})}$$

$$R_{t1} = \frac{(L_{22} - \Delta L_t)(L_{11} + L_{12})(\Delta_1 + \Delta_t)}{D(L_{11} + L_{12} + L_{21} + L_{22})}$$

$$\alpha = \frac{(L_{21} + L_{22})(\Delta_1 + \Delta_t)}{D(L_{11} + L_{12} + L_{21} + L_{22})}$$

$$\beta = \frac{(L_{11} + L_{12})(\Delta_1 + \Delta_t)}{D(L_{11} + L_{12} + L_{21} + L_{22})}$$

1.2 高压压气机转子与模拟高压涡轮转子平衡建模

高压压气机转子与模拟高压涡轮转子平衡时,采用刚性转子平衡理论中经典的“转位平衡法”进行平衡,用于消除平衡工装的剩余不平衡量和由配合部位形位公差及配合关系引起的系统平衡误差。此处分析采用常规的 180°转位平衡法,平衡测量面和校正面相同并位于高压压气机转子上。

1.2.1 转位前测量不平衡量

将高压压气机转子 0°位置(为便于分析,以图 2(c)状态为 0°位置)与模拟高压涡轮转子任意角度对接,假设两个转子沿周向错开 γ 角,如图 4(a)所示。转子组合对接后在 XOY 面和 XOZ 面上的不平衡量分量如图 4(b)和图 4(c)所示。

平衡开车后在组合转子平衡测量面上测得的不平衡量将由 4 个部分组成:①高压压气机转子原剩余不平衡量;②由模拟高压涡轮转子原剩余

1) XOY 面

静不平衡

$$U_1 \cos \theta_1 + U_t \cos(\theta_t - \gamma) + m_1 R_{11}^{XY} + (m_2 + \Delta m_t) R_{t1}^{XY} \quad (10)$$

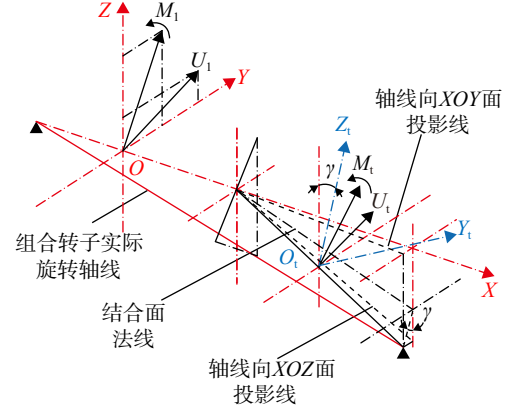
偶不平衡

$$M_1 \cos \varphi_1 + U_t \cos(\theta_t - \gamma)(L_{12} + L_{21} + \Delta L_t) + M_t \cos(\varphi_t - \gamma) + M_{11}^{XY} + (m_2 + \Delta m_t) R_{t1}^{XY}(L_{12} + L_{21} + \Delta L_t) - M_{t1}^{XY} \quad (11)$$

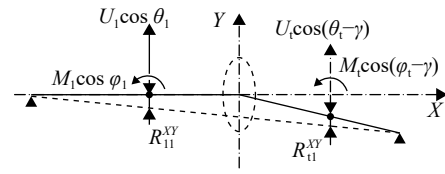
2) XOZ 面

静不平衡

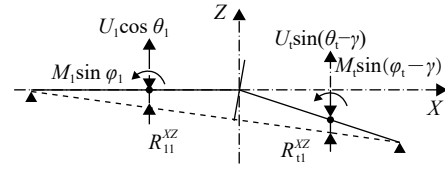
$$U_1 \sin \theta_1 + U_t \sin(\theta_t - \gamma) + m_1 R_{11}^{XZ} + (m_2 + \Delta m_t) R_{t1}^{XZ} \quad (12)$$



(a) 高压压气机转子 0°位置与模拟高压涡轮转子对接



(b) 转子组合对接在 XOY 面上投影



(c) 转子组合对接在 XOZ 面上投影

图 4 高压压气机转子 0°位置与模拟高压涡轮转子组合对接示意图

Fig. 4 Schematic diagram of high pressure compressor rotor combined with dummy high pressure turbine rotor at 0° position

不平衡量转移到平衡测量面上的不平衡量;③因组合对接产生的高压压气机转子安装不平衡量;④因组合对接产生的模拟高压涡轮转子安装不平衡量转移到平衡测量面上的不平衡量。因此,组合转子在平衡测量面上不平衡量描述如式(10)~式(13),其中不平衡量分别以 XOY 面和 XOZ 面上静不平衡量和偶不平衡量来表示(后文同)。

偶不平衡

$$M_1 \sin \varphi_1 + U_1 \sin(\theta_1 - \gamma)(L_{12} + L_{21} + \Delta L_t) + M_t \sin(\varphi_t - \gamma) + M_{11}^{XZ} + (m_2 + \Delta m_t) R_{11}^{XZ}(L_{12} + L_{21} + \Delta L_t) - M_{11}^{XZ} \quad (13)$$

式(10)~式(13)中 R_{11}^{XY} 表示初次对接后原高压压气机转子重心相对于组合转子旋转轴线的偏移量在 XOY 平面上的分量; R_{11}^{XY} 、 R_{11}^{XZ} 和 R_{11}^{YZ} 以此类推。 M_{11}^{XY} 表示初次对接后由原高压压气机转子偏转产生的偶不平衡量在 XOY 平面上的分量,按式(3)计算; M_{11}^{XY} 、 M_{11}^{XZ} 和 M_{11}^{YZ} 以此类推。

1) XOY 面

静不平衡

$$-U_1 \cos \theta_1 + U_t \cos(\theta_t - \gamma) + m_1 R_{12}^{XY} + (m_2 + \Delta m_t) R_{12}^{XY} \quad (14)$$

偶不平衡

$$-M_1 \cos \varphi_1 + U_1 \cos(\theta_1 - \gamma)(L_{12} + L_{21} + \Delta L_t) + M_t \cos(\varphi_t - \gamma) + M_{12}^{XY} + (m_2 + \Delta m_t) R_{12}^{XY}(L_{12} + L_{21} + \Delta L_t) - M_{12}^{XY} \quad (15)$$

2) XOZ 面

静不平衡

$$-U_1 \sin \theta_1 + U_t \sin(\theta_t - \gamma) - m_1 R_{12}^{XZ} - (m_2 + \Delta m_t) R_{12}^{XZ} \quad (16)$$

偶不平衡

$$-M_1 \sin \varphi_1 + U_1 \sin(\theta_1 - \gamma)(L_{12} + L_{21} + \Delta L_t) + M_t \sin(\varphi_t - \gamma) - M_{12}^{XZ} - (m_2 + \Delta m_t) R_{12}^{XZ}(L_{12} + L_{21} + \Delta L_t) + M_{12}^{XZ} \quad (17)$$

式(14)~式(17)中 R_{12}^{XY} 表示转位后原高压压气机转子重心相对于组合转子旋转轴线的偏移量在 XOY 平面上的分量; R_{12}^{XY} 、 R_{12}^{XZ} 和 R_{12}^{YZ} 以此类推。 M_{12}^{XY} 表示转位后由原高压压气机转子偏转产生的偶不平衡量在 XOY 平面上的分量,按式(3)计算; M_{12}^{XY} 、 M_{12}^{XZ} 和 M_{12}^{YZ} 以此类推。

1.2.3 高压压气机转子平衡校正量和转位补偿量

1) XOY 面

静不平衡

$$2U_1 \cos(\theta_1 - \gamma) + 2U_{tb} \sin \gamma \quad (18)$$

偶不平衡

$$2U_1 \cos(\theta_1 - \gamma)(L_{12} + L_{21} + \Delta L_t) + 2M_t \cos(\varphi_t - \gamma) + 2M_{tb} \sin \gamma \quad (19)$$

2) XOZ 面

静不平衡

$$2U_1 \sin(\theta_1 - \gamma) + 2U_{tb} \cos \gamma \quad (20)$$

偶不平衡

$$2U_1 \sin(\theta_1 - \gamma)(L_{12} + L_{21} + \Delta L_t) + 2M_t \sin(\varphi_t - \gamma) + 2M_{tb} \cos \gamma \quad (21)$$

式(18)~式(21)中 $U_{tb} = [m_1 L_{11} L_a + (m_2 + \Delta m_t)(L_{22} - \Delta L_t) L_b] A_t$, $M_{tb} = [\Delta J_1 L_a - (\Delta J_2 + \Delta J_t) L_b + (m_2 + \Delta m_t) \cdot$

$$(L_{22} - \Delta L_t) L_b (L_{12} + L_{21} + \Delta L_t)] A_t, L_a = \frac{L_{21} + L_{22}}{D(L_{11} + L_{12} + L_{21} + L_{22})}, L_b = \frac{L_{11} + L_{12}}{D(L_{11} + L_{12} + L_{21} + L_{22})}。$$

转位前和转位后测量不平衡量相减,得到转

1.2.2 转位后测量不平衡量

按照转位平衡方法,将高压压气机转子旋转180°后与模拟高压涡轮转子对接,如图5所示。

同上,平衡开车后在组合转子平衡测量面上测得的不平衡量也是由同样4个部分组成。组合转子在平衡测量面上不平衡量描述如式(14)~式(17)。

根据转位平衡原理可知,将转位前和转位后两次测得的不平衡量做矢量相加即得到由模拟转子剩余不平衡量及配合部位形位公差等引起的转位补偿量的2倍,做矢量相减即得到高压压气机转子所需施加平衡校正量的2倍。

转位前和转位后测量的不平衡量相加,得到转位补偿量如式(18)~式(21)。

子平衡校正量如式(22)~式(25)。

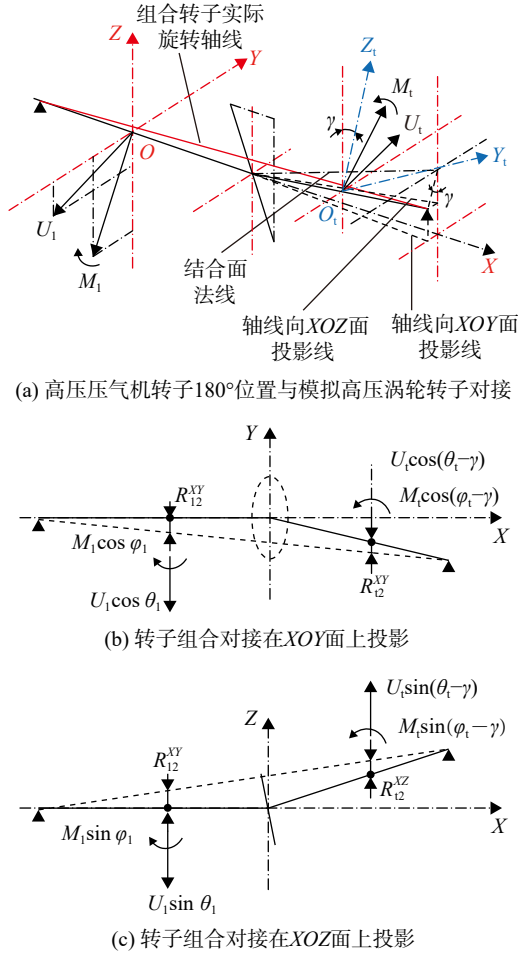


图 5 高压压气机转子 180°位置与模拟高压涡轮转子组合对接示意图

Fig. 5 Schematic diagram of high pressure compressor rotor combined with dummy high pressure turbine rotor at 180° position

1) XOY 面
静不平衡

$$2U_1 \cos \theta_1 \quad (22)$$

偶不平衡

$$2M_1 \cos \varphi_1 \quad (23)$$

2) XOZ 面
静不平衡

$$2U_1 \sin \theta_1 + 2U_{1b} \quad (24)$$

偶不平衡

$$2M_1 \sin \varphi_1 + 2M_{1b} \quad (25)$$

式(22) ~ 式(25)中 $U_{1b} = [m_1 L_{11} L_a + (m_2 + \Delta m_t) \cdot (L_{22} - \Delta L_t) L_b] \Delta_1$, $M_{1b} = [\Delta J_1 L_a - (\Delta J_2 + \Delta J_t) L_b + (m_2 + \Delta m_t)(L_{22} - \Delta L_t) L_b (L_{12} + L_{21} + \Delta L_t)] \Delta_1$.

1.2.4 高压压气机转子剩余不平衡量

实际对高压压气机转子开展平衡校正时,转

子几乎不可能被正好完全平衡,必然存在平衡允差范围内的剩余静不平衡量 U_{1per} 和偶不平衡量 M_{1per} ,因此,经上述转位平衡校正后的高压压气机转子剩余不平衡量状态如图 6 所示。

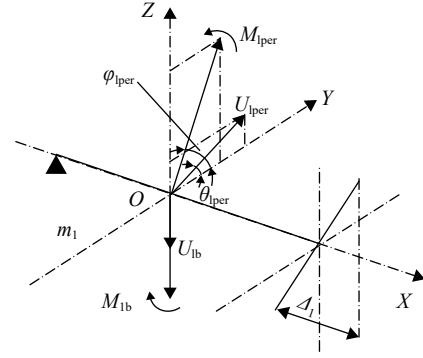


图 6 高压压气机转子被平衡校正后的剩余不平衡量

Fig. 6 Residual unbalance of high pressure compressor rotor after balance correction

1.3 模拟高压压气机转子与高压涡轮转子平衡建模

模拟高压压气机转子与高压涡轮转子平衡时,仍然采用常规的 180°转位平衡法进行平衡,平衡测量面和校正面相同并位于高压涡轮转子上。由于模拟高压压气机转子与高压涡轮转子平衡建模过程与文中第 1.2 节内容类似,此处的推导过程不再详细展开,建模结果如下。假设两个转子初始装配时的夹角为 δ 。

1.3.1 高压涡轮转子平衡的转位补偿量

高压涡轮转子平衡的转位补偿量如式(26) ~ 式(29)。

1) XOY 面
静不平衡

$$2U_c \cos(\theta_c - \delta) + 2U_{cb} \sin \delta \quad (26)$$

偶不平衡

$$-2U_c \cos(\theta_c - \delta)(L_{12} + L_{21} - \Delta L_c) + 2M_c \cos(\varphi_c - \delta) + 2M_{cb} \sin \delta \quad (27)$$

2) XOZ 面
静不平衡

$$2U_c \sin(\theta_c - \delta) + 2U_{cb} \cos \delta \quad (28)$$

偶不平衡

$$-2U_c \sin(\theta_c - \delta)(L_{12} + L_{21} - \Delta L_c) + 2M_c \sin(\varphi_c - \delta) + 2M_{cb} \cos \delta \quad (29)$$

式(26) ~ 式(29)中 $U_{cb} = [m_2 L_{22} L_b + (m_1 + \Delta m_c) \cdot (L_{11} + \Delta L_c) L_a] \Delta_c$, $M_{cb} = [-\Delta J_2 L_b + (\Delta J_1 + \Delta J_c) L_a - (m_1 + \Delta m_c)(L_{11} + \Delta L_c) L_a (L_{12} + L_{21} - \Delta L_c)] \Delta_c$ 。

1.3.2 高压涡轮转子平衡校正量

高压涡轮转子平衡校正量如式(30)~式(33)。

1) XOY 面

静不平衡

$$2U_2 \cos \theta_2 \quad (30)$$

偶不平衡

$$2M_2 \cos \varphi_2 \quad (31)$$

2) XOZ 面

静不平衡

$$2U_2 \sin \theta_2 + 2U_{2b} \quad (32)$$

偶不平衡

$$2M_2 \sin \varphi_2 + 2M_{2b} \quad (33)$$

式(30)~式(33)中 $U_{2b} = [m_2 L_{22} L_b + (m_1 + \Delta m_c) \cdot (L_{11} + \Delta L_c) L_a] \Delta_2$, $M_{2b} = [-\Delta J_2 L_b + (\Delta J_1 + \Delta J_c) L_a - (m_1 + \Delta m_c) (L_{11} + \Delta L_c) L_a (L_{12} + L_{21} - \Delta L_c)] \Delta_2$ 。

1.3.3 高压涡轮转子剩余不平衡量

实际对高压涡轮转子开展平衡校正时, 转子几乎不可能被正好完全平衡, 必然存在平衡允差范围内的剩余静不平衡量 U_{2per} 和偶不平衡量 M_{2per} , 因此, 经上述转位平衡校正后的高压涡轮转子剩余不平衡量状态如图7所示。

1.4 高压组合转子初始不平衡量建模

将经过模拟平衡并校正后的高压压气机转子和高压涡轮转子以任意角度组装, 分析高压组合转子的初始不平衡量, 平衡测量面选择为两个转子中间的结合面, 假设两个转子沿周向错开 η 角, 高压组合转子对接状态示意图如图8所示。

高压组合转子的初始不平衡量由以下组成:

1) XOY 面

静不平衡

$$[m_2 \Delta L_t - \Delta m_t L_{22} + \Delta m_t \Delta L_t] L_b \Delta_1 \sin \eta + U_{1per} \cos(\theta_{1per} - \eta) + U_{2per} \cos \theta_{2per} \quad (34)$$

偶不平衡

$$[m_2 L_{22} L_{21} + \Delta J_t - (m_2 + \Delta m_t) (L_{22} - \Delta L_t) (L_{21} + \Delta L_t)] L_b \Delta_1 \sin \eta + M_{1per} \cos(\theta_{1per} - \eta) + M_{2per} \cos \theta_{2per} - U_{1per} L_{12} \cos(\theta_{1per} - \eta) + U_{2per} L_{21} \cos \theta_{2per} \quad (35)$$

2) XOZ 面

静不平衡

$$[m_2 \Delta L_t - \Delta m_t L_{22} + \Delta m_t \Delta L_t] L_b \Delta_1 \cos \eta - [m_1 \Delta L_c + \Delta m_c L_{11} + \Delta m_c \Delta L_c] L_a \Delta_2 + U_{1per} \sin(\theta_{1per} - \eta) + U_{2per} \sin \theta_{2per} \quad (36)$$

偶不平衡

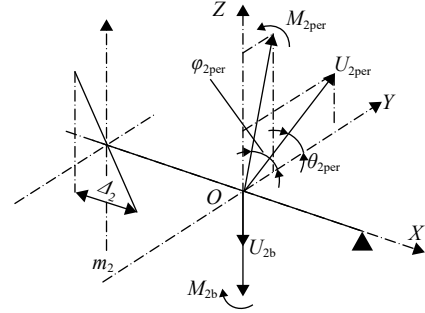


图7 高压涡轮转子被平衡校正后的剩余不平衡量

Fig. 7 Residual unbalance of high pressure turbine rotor after balance correction

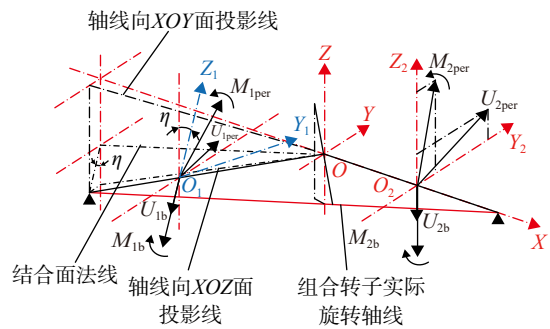


图8 高压组合转子示意图

Fig. 8 Schematic diagram of high pressure combined rotor

①由高压压气机转子和高压涡轮转子被校正后的剩余不平衡量分别转移到平衡测量面上的不平衡量; ②由组合对接产生的两个转子安装不平衡量分别转移到平衡测量面上的不平衡量。因此, 按照前述的分析方法, 高压组合转子在平衡测量面上的初始不平衡量如式(34)~式(37)。

$$[m_2 L_{22} L_{21} + \Delta J_t - (m_2 + \Delta m_t)(L_{22} - \Delta L_t)(L_{21} + \Delta L_t)] L_b \Delta_1 \cos \eta - [m_1 L_{11} L_{12} + \Delta J_c - (m_1 + \Delta m_c)(L_{11} + \Delta L_c)(L_{12} - \Delta L_c)] \cdot L_a \Delta_2 + M_{1per} \sin(\theta_{1per} - \eta) + M_{2per} \sin \theta_{2per} - U_{1per} L_{12} \sin(\theta_{1per} - \eta) + U_{2per} L_{21} \sin \theta_{2per} \quad (37)$$

2 平衡模型讨论

1) 针对高压压气机转子与模拟高压涡轮转子平衡模型

从式(18)~式(21)可以看出, 转位补偿量包括: 模拟高压涡轮转子原剩余不平衡量、由模拟高压涡轮转子端跳偏差引起的不平衡量。结合式(22)~式(25)和图 2(c)可以看出, 对高压压气机转子所需施加的平衡校正量中, 一部分是用于抵消转子原剩余不平衡量, 另外一部分是与高压压气机转子端跳相关的校正不平衡量 U_{1b} 和 M_{1b} , 且该不平衡量不随对接角度变化。

2) 针对模拟高压压气机转子与高压涡轮转子平衡模型

从式(26)~式(29)可以看出, 转位补偿量包括: 模拟高压压气机转子原剩余不平衡量、由模拟高压压气机转子端跳偏差引起的不平衡量。结合式(30)~式(33)和图 2(d)可以看出, 对高压涡轮转子所需施加的平衡校正量中, 一部分是用于抵消转子原剩余不平衡量, 另外一部分是与高压涡轮转子端跳相关的校正不平衡量 U_{2b} 和 M_{2b} , 且该不平衡量不随对接角度变化。

3) 针对高压组合转子初始不平衡量模型

从式(34)~式(37)可以看出

(1) 组合转子的初始不平衡量由两部分组成, 一部分是由模拟转子质量偏差、重心位置偏差和转动惯量偏差引起的不平衡量; 另一部分是高压压气机转子和高压涡轮转子平衡校正后的剩余不平衡量。

(2) 当模拟转子各项偏差均为零时, 高压组合转子的初始不平衡量等于高压压气机转子和高压涡轮转子平衡校正后剩余不平衡量的合成不平衡量。理论分析表明, 模拟平衡能替代组合平衡, 采用模拟平衡工艺的维修单元体转子具备互换性特点, 且总装时两个转子装对接角度可以不受任何限制。

(3) 当模拟转子偏差不为零时, 采用模拟平衡后的高压压气机转子与高压涡轮转子按照不同角度对接时, 组合转子初始不平衡量会有一定变化。但受模拟转子偏差影响的那部分组合转子初始不平衡量只与偏差的 1 次方、2 次方和 3 次方相关, 不平衡量总量可控。

(4) 表达式中不含模拟转子自身剩余不平衡量及其端跳偏差, 直观上看这两个要素不影响高压组合转子初始不平衡量。但实际上这两个要素出现在转位平衡补偿量式(18)~式(21)、式(26)~式(29)中, 根据平衡机工作特点和转子实际装配操作的影响, 转位补偿量一般应不超过 20 倍平衡允差, 否则平衡机测量结果将可能出现较大的测量误差。因此, 模拟平衡工艺中也需控制模拟转子自身剩余不平衡量和端跳偏差。

(5) 表达式中含有 Δ_1 和 Δ_2 , 意味着只要模拟转子偏差不为零时, 高压压气机转子和高压涡轮转子端跳也会对高压组合转子初始不平衡量产生影响。

(6) 结合表达式可以对模拟转子各项偏差进行敏感性分析, 确定出最优的控制值。

3 模拟平衡算例分析与偏差控制

下面将用算例来讨论模拟转子偏差、实际转子跳动以及对对接角度变化对模拟平衡结果的影响, 以组合转子初始不平衡量大小来展现影响程度, 并给出相应的控制手段。最后给出了模拟平衡与传统组合平衡对比测试结果。某发动机高压转子结构如图 9 所示, 结构参数和模拟转子参数如表 1 所示。单位规定: 质量为 g, 长度、直径和跳动为 mm, 不平衡量为 g·mm, 偶不平衡量为 g·mm², 转动惯量为 g·mm²。分析设定: ①组合转子有两个平衡测量面, 分别为高压压气机转子前端和高压涡轮转子后端的支承轴颈中心位置, 在平衡测量面上将所有不平衡量分量进行矢量合成; ②考虑到单个转子被平衡校正后在平衡允差范围内的剩余不平衡量较小且为随机变量, 在下面的分析计算中忽略不计。

1) 两个转子组合对接角度影响

结合式(34)~式(37)和表 1 中的参数可以计算得到, 当两个转子分别完成模拟平衡校正后,



图 9 某发动机高压转子结构示意图

Fig. 9 Structure schematic diagram of high pressure rotor of an engine

表 1 某发动机高压转子结构参数和模拟转子参数
Table 1 Structural parameters and dummy rotor parameters of high pressure rotor of an engine

转子类型	参数	数值
高压压气机转子	$m_1/10^5\text{g}$	1.1
	L_{11}/mm	400
	L_{12}/mm	300
	D/mm	400
	Δ_1/mm	0.03
	$\Delta J_1/10^9(\text{g}\cdot\text{mm}^2)$	3.9
许用剩余不平衡量/(g·mm)		77(每面)
高压涡轮转子	$m_2/10^5\text{g}$	1.5
	L_{21}/mm	350
	L_{22}/mm	200
	Δ_2/mm	0.01
	$\Delta J_2/10^8(\text{g}\cdot\text{mm}^2)$	-4.0
	许用剩余不平衡量/(g·mm)	105(每面)
高压组合转子	许用剩余不平衡量/(g·mm)	183(每面)
模拟高压压气机转子	$\Delta m_c/\text{g}$	-4 400
	$\Delta L_c/\text{mm}$	-0.5
	$\Delta J_c/10^8(\text{g}\cdot\text{mm}^2)$	-5.58
	Δ_1/mm	0.01
模拟高压涡轮转子	$\Delta m_t/\text{g}$	-6 000
	$\Delta L_t/\text{mm}$	0.5
	$\Delta J_t/10^8(\text{g}\cdot\text{mm}^2)$	4.92
	Δ_2/mm	0.01

以不同对接角度 η 对组合转子初始不平衡量的影响见图 10 所示。可知：①组合转子前端和后端初始不平衡量均在一定范围内波动，不平衡量总量有限；②不平衡量相位角随转子对接角度变化而变化；③组合转子后端的不平衡量较大，其最大值约为组合转子许用不平衡量的 43%。

2) 模拟转子质量偏差影响

当只有模拟转子质量偏差存在变化，其余偏差均为零，计算得到组合转子初始不平衡量见图 11 所示。可知，①模拟转子质量偏差越大，对组合转子初始不平衡量影响也越大；②模拟压气机转子质量偏差对组合转子前端更敏感，模拟涡轮转子质量偏差对组合转子后端更敏感；③结合组合转子许用剩余不平衡量要求，建议模拟转子质量偏差控制在±4% 以内。

3) 模拟转子重心位置偏差影响

当只有模拟转子重心位置偏差存在变化，其余偏差均为零，计算得到组合转子初始不平衡量见图 12 所示。可知，①模拟转子重心位置偏差越大，对组合转子初始不平衡量影响也越大，其中

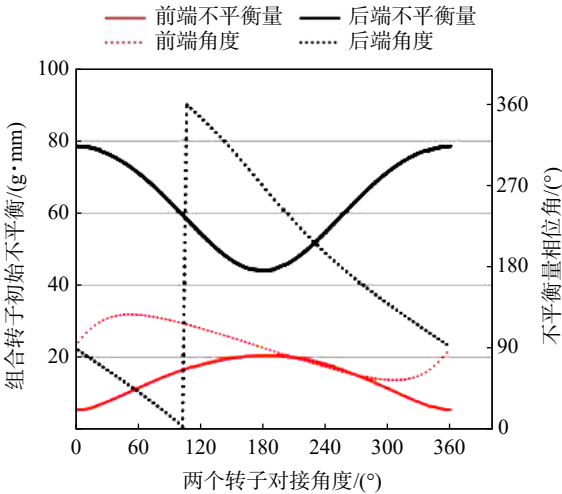
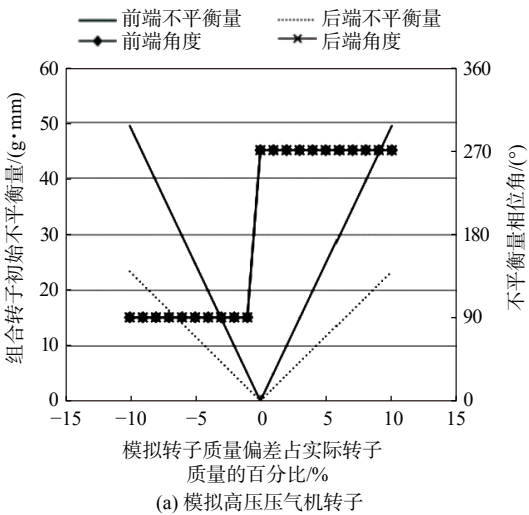
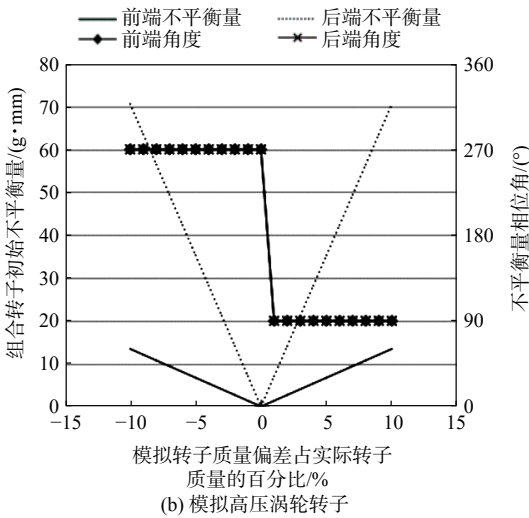


图 10 转子对接角度变化对组合转子初始不平衡量影响
Fig. 10 Influence of rotor assembly angle on initial unbalance of combined rotor

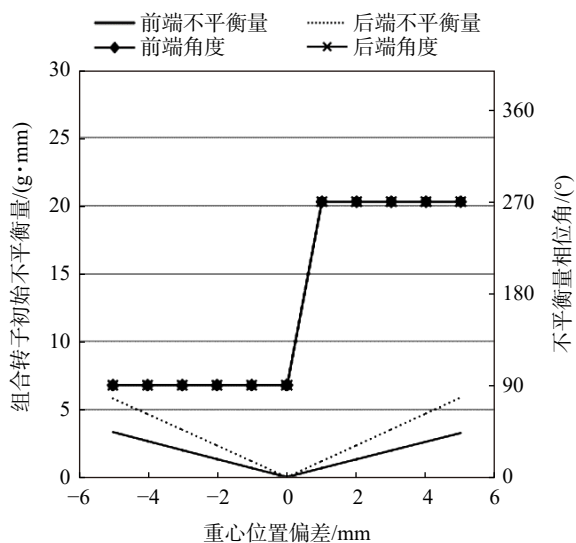


(a) 模拟高压压气机转子

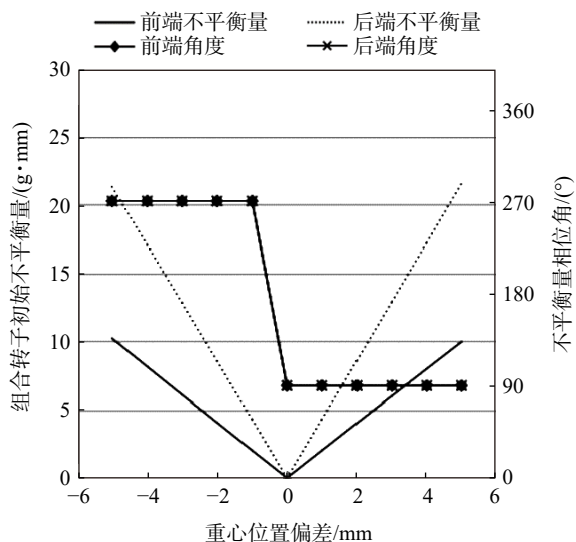


(b) 模拟高压涡轮转子

图 11 模拟转子质量偏差对组合转子初始不平衡量影响
Fig. 11 Influence of mass deviation of dummy rotor on the combined rotor's initial unbalance



(a) 模拟高压压气机转子



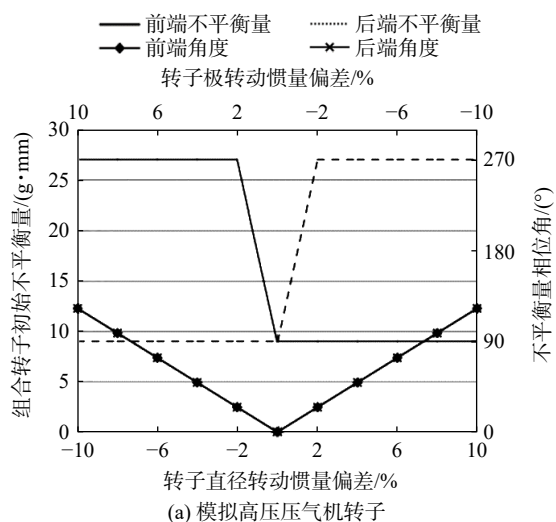
(b) 模拟高压涡轮转子

图12 模拟转子重心位置偏差对组合转子初始不平衡量影响
Fig. 12 Influence of gravity position center deviation of dummy rotor on the combined rotor's initial unbalance

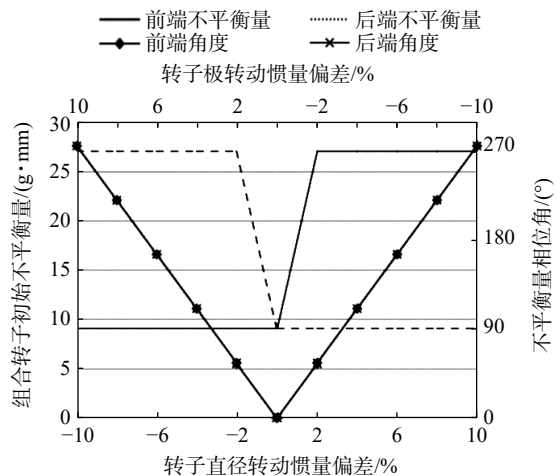
模拟高压涡轮转子重心位置偏差相对影响更大; ②模拟转子重心位置偏差对组合转子后端更敏感; ③结合组合转子许用剩余不平衡量要求, 建议模拟转子重心位置偏差控制在 ± 2 mm以内。

4) 模拟转子转动惯量偏差影响

式(34)~式(37)是转子直径转动惯量与极转动惯量差值的偏差, 当模拟转子的两项转动惯量朝着相反方向变化时, 其差值的偏差变化最明显, 对不平衡量的影响也最大。因此, 分析时设定直径转动惯量偏差从-0.1到0.1, 同时极转动惯量偏差从0.1到-0.1。当只有模拟转子转动惯量偏差存在变化, 其余偏差均为零, 计算得到组合转子初始不平衡量见图13所示。可知, ①模拟转子转



(a) 模拟高压压气机转子



(b) 模拟高压涡轮转子

图13 模拟转子直径和极转动惯量偏差对组合转子初始不平衡量影响

Fig. 13 Influence of rotor diameter and polar moment deviation of dummy rotor on the combined rotor's initial unbalance

动惯量偏差越大, 对组合转子初始不平衡量影响也越大, 其中模拟高压涡轮转子转动惯量偏差相对影响更大; ②模拟转子转动惯量偏差对组合转子前端和后端敏感度相同; ③结合组合转子许用剩余不平衡量要求, 建议模拟转子直径和极转动惯量偏差均应控制在 $\pm 5\%$ 以内。

5) 实际转子端跳影响

当模拟转子存在如表1中的偏差时, 实际转子端跳变化对组合转子初始不平衡量影响见图14所示。可知, ①实际转子端跳越大, 对组合转子初始不平衡量影响也越大; ②实际转子端跳对组合转子后端更敏感; ③结合组合转子许用不平衡量要求, 装配中对维修单元体转子的跳动也需要控制到较小的范围内, 以避免对组合转子初始不平衡量增大影响。

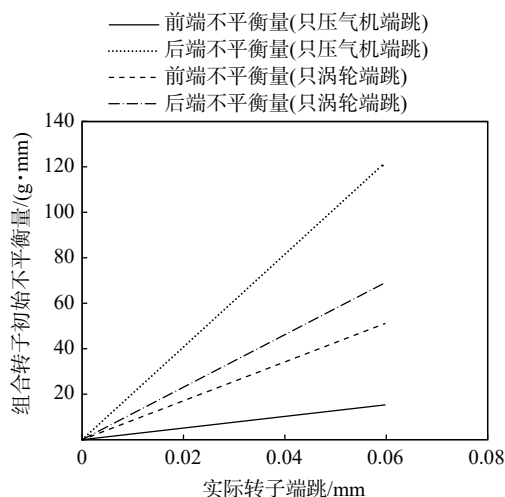


图 14 实际转子端跳对组合转子初始不平衡量影响

Fig. 14 Influence of actual rotor end runout on initial unbalance of combined rotor

6) 模拟转子端跳影响

从式(18)~式(21)、式(26)~式(29)可知,实际维修单元体转子平衡时转位补偿量中包含模拟转子自身剩余不平衡量、模拟转子端跳引起的不平衡量。模拟转子自身剩余不平衡量是随机变量且一般被控制得较小,此处忽略不计。计算得到模拟转子端跳对转位补偿量的影响,见图15所示。可知,①模拟转子端跳越大,转位补偿量也越大;②模拟转子端跳对压气机转子后端和涡轮转子前端更敏感;③当模拟转子端跳为0.02 mm时,压气机后端转位补偿量达到许用剩余不平衡量的24倍,涡轮前端转位补偿量达到许用剩余不平衡量的15倍,平衡测量误差将显著增加,建议模拟转子端跳偏差小于0.008 mm。

7) 实际转子采用不同平衡工艺的对比

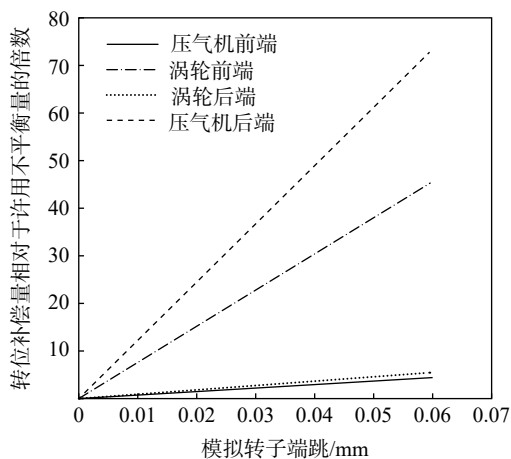


图 15 模拟转子端跳对实际转子转位补偿量影响

Fig. 15 Influence of rotor end runout of dummy rotor on actual rotor index compensation

将实际高压转子分别按照传统组合平衡工艺和模拟平衡工艺开展平衡。组合平衡工艺中,使用轴颈类工装平衡2个实际转子;模拟平衡工艺中,使用模拟转子工装平衡实际转子,高压压气机转子和高压涡轮转子均被平衡校正至许用公差范围内,随后测量高压组合转子初始不平衡量结果如表2所示。可见,①采用组合平衡工艺时,组合转子每面初始不平衡量达到平衡公差的5~10倍,后续必须在组合状态下开展平衡校正才能满足设计要求;②采用模拟平衡工艺时,组合转子初始不平衡量一面已合格,另一面只有平衡公差的1.6倍。结果表明采用模拟平衡工艺无需开展组合转子的平衡校正,从实际工程应用角度,该结果已能满足发动机转子平衡需求。

表 2 采用不同平衡工艺的平衡结果

Table 2 Balance results of different balance processes

工艺方法	前端		后端	
	不平衡量/ (g·mm)	相位角/ (°)	不平衡量/ (g·mm)	相位角/ (°)
组合平衡工艺	960	48	1 864	36
模拟平衡工艺	291	3	183	307

4 结论与展望

1) 本文建立了采用模拟平衡工艺的组合转子初始不平衡量计算模型,能够量化评估模拟转子偏差(包括质量偏差、重心位置偏差、转动惯量偏差、端跳偏差)和实际转子端跳偏差对转子模拟平衡质量的影响。

2) 理论分析表明,模拟平衡能替代组合平衡,采用模拟平衡工艺的维修单元体转子具备装配互换性特点,且总装时两个转子装配对接角度可以不受限制。实测结果反映出采用模拟平衡工艺无需开展组合转子的平衡校正,从实际工程应用角度,已能满足发动机转子平衡需求。

3) 根据模型分析结果,能从满足实际需求角度来制定模拟转子各项技术指标,避免盲目提升和严控模拟转子指标带来的成本上升、制造周期增长、维护保养要求高的问题。

4) 借助模型还能对模拟转子长期使用后部分参数发生变化,发动机转子构型局部更改引发的模拟平衡的有效性和可靠性问题开展量化分析,并给出模拟转子使用建议。

5) 后续应进一步积累转子模拟平衡实测数据并结合发动机试车振动情况,不断优化组合转

子初始不平衡量模型,提高平衡预测精度。

参考文献:

- [1] 刘永泉,王德友,洪杰,等.航空发动机整机振动控制技术分析[J].航空发动机,2013,39(5):1-8.
LIU Yongquan, WANG Deyou, HONG Jie, et al. Analysis of whole aeroengine vibration control technology[J]. Aeroengine, 2013, 39(5): 1-8. (in Chinese)
- [2] 艾延廷,周海仑,孙丹,等.航空发动机整机振动分析与控制[J].沈阳航空航天大学学报,2015,32(5):1-25.
AI Yanting, ZHOU Hailun, SUN Dan, et al. Study on the control of the whole aero-engine vibration[J]. Journal of Shenyang Aerospace University, 2015, 32(5): 1-25. (in Chinese)
- [3] 陈果,杨默哈,于平超.基于深度学习的航空发动机不平衡故障部位识别[J].航空动力学报,2020,35(12):2602-2615.
CHEN Guo, YANG Mohan, YU Pingchao. Aero-engine unbalanced fault location identification method based on deep learning[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(12): 2602-2615. (in Chinese)
- [4] CHU F L, LU W X. Experimental observation of nonlinear vibrations in a rub-impact rotor system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 283(3/4/5): 621-643.
- [5] AL-HUSSAIN K M, REDMOND I. Dynamic response of two rotors connected by rigid mechanical coupling with parallel misalignment[J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 249(3): 483-498.
- [6] 孙贵青,赵哲,孙慧洁,等.CFM56发动机高压压气机转子平衡工艺分析[J].航空发动机,2020,46(6):92-97.
SUN Guiqing, ZHAO Zhe, SUN Huijie, et al. Analysis on the balance process of CFM56 engine high-pressure compressor rotor[J]. Aeroengine, 2020, 46(6): 92-97. (in Chinese)
- [7] 刘丛辉,王娜,陈玲玲.模拟平衡工艺方法在新一代航空发动机转子动平衡中的应用[J].航空制造技术,2012,55(15):77-80.
LIU Conghui, WANG Na, CHEN Lingling. Application of analog balancing process for new generation aeroengine rotor dynamic balancing[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2012, 55(15): 77-80. (in Chinese)
- [8] Society of Automotive Engineers (SAE) EG-1A Committee. Balancing machines: tooling design criteria: SAE ARP 4163[S]. Warrendale, US: SAE International, 2016: 26-38.
- [9] 哈托·施耐德.平衡技术理论与实践[M].廖日岳,译.北京:机械工业出版社,1981.
- [10] PARKINSON A G. Balancing of rotating machinery[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1991, 205(1): 53-66.
- [11] FOILES W C, ALLAIRE P E, GUNTER E J. Review: rotor balancing[J]. Shock and Vibration, 1998, 5(5/6): 325-336.
- [12] DARLOW M S. Balancing of high-speed machinery[M]. New York: Springer-Verlag, 1989.
- [13] EVERETT L J. Optimal two-plane balance of rigid rotors[J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 208(4): 656-663.
- [14] KANG Y, SHEEN G J, TANG P H. The principle and applications of multi-plane separation for balancing machines[J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 208(2): 167-173.
- [15] RACIC Z, HIDALGO J. Practical balancing of flexible rotors for power generation[C]// Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. Las Vegas, US: ASME, 2007: 1-10.
- [16] UNTARIOU C D, ALLAIRE P E, FOILES W C. Balancing of flexible rotors using convex optimization techniques: optimum min-max LMI influence coefficient balancing[J]. Journal of Vibration and Acoustics Stress and Reliability in Design, 2008, 130(2): 1-5.
- [17] DEEPHIKUMAR M B, SEKHAR A S, SRIKANTHAN M R. Modal balancing of flexible rotors with bow and distributed unbalance[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(24): 6216-6233.
- [18] GREKOV Y M, RADCHIK I I, TRUNIN E S, et al. Balancing a high-speed rotor on a balancing machine[J]. Journal of Power Technology and Engineering, 2015, 49(1): 57-60.
- [19] MENDES R U, DOHNAL F. Modal balancing using parametric combination resonance[J]. Journal of Mechanisms and Machine Science, 2019, 63(4): 129-144.
- [20] EI-SHAFAEI A, EI-KABBANY A S, YOUNAN A A. Rotor balancing without trial weights[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2004, 126(3): 604-609.
- [21] LI X F, ZHENG L X, LIU Z X. Balancing of flexible rotors without trial weights based on finite element modal analysis[J]. Journal of Vibration and Control, 2013, 19(3): 461-470.
- [22] KHULIEF Y A, MOHIUDDIN M A, EI-GEBEILY M. A new method for field-balancing of high-speed flexible rotors without trial weights[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2014, 2014: 1-11.
- [23] PISKIN A, AKTAS H E, TOPAL A, et al. Rotor balancing with turbine blade assembly using ant colony optimization for aero-engine applications[J]. International Journal of Turbo and Jet Engines, 2021, 38(2): 125-134.
- [24] IBRAHEEM A A, GHAZALY N M, ABD EL-JABER G T. Review of rotor balancing techniques[J]. American Journal of Industrial Engineering, 2019, 6(1): 19-25.
- [25] 纪福森,翟贤超.某压气机试验件转子平衡精度分析[J].航空发动机,2016,42(1):88-91.
JI Fusen, ZHAI Xianchao. Analysis of balance precision for a compressor test rig[J]. Aeroengine, 2016, 42(1): 88-91. (in Chinese)
- [26] 杜立峰.某发动机高压转子平衡理论与关键技术研究[D].辽宁大连:大连理工大学,2008.
DU Lifeng. Study on the balance theory and key technique of some aero engine high-pressure rotor assembly[D]. Dalian Liaoning: Dalian University of Technology, 2008. (in Chinese)
- [27] 孙贵青,马峰,余治国,等.某发动机高压转子平衡工艺问题分析与排除[J].航空制造技术,2020,63(16):95-101.
SUN Guiqing, MA Feng, YU Zhiguo, et al. Analysis and elimination of high-pressure rotor balancing process problems[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2020, 63(16): 95-101. (in Chinese)
- [28] 王蕴琦,史新宇,王军.影响平衡质量的工艺要素分析[J].航空发动机,2001,27(3):29-30,7.
WANG Yunqi, SHI Xinyu, WANG Jun. Analysis of process factors affecting balance quality[J]. Aeroengine, 2001, 27(3): 29-30, 7. (in Chinese)
- [29] 王娟,史新宇,王文宇.发动机转子平衡测量稳定性技术研究[J].航空科学技术,2015,26(7):17-21.
WANG Juan, SHI Xinyu, WANG Wenyu. Research on the measurement stability technology of engine rotor balancing[J]. Aeronautical Science & Technology, 2015, 26(7): 17-21. (in Chinese)
- [30] 王冰.航空发动机平衡模拟转子加工工艺分析[J].航空发动机,1997,23(3):44-47.
WANG Bing. Aeroengine rotor balance simulation process analysis[J]. Aeroengine, 1997, 23(3): 44-47. (in Chinese)
- [31] 中国国家标准化管理委员会.机械振动 恒态(刚性)转子平衡品质要求:第1部分 规范与平衡允差的检验:GB/T 9239.1-2006[S].北京:中国标准化出版社,2006:1-23.
- [32] 中国国家标准化管理委员会.机械振动 恒态(刚性)转子平衡品质要求:第2部分 平衡误差:GB/T 9239.2-2006[S].北京:中国标准化出版社,2006:1-11.

(编辑:王碧琨)