

某航空发动机高压转子连接装配 仿真分析*

冯 硕¹, 孙汕民¹, 朱林波², 裴世源³, 陈 津⁴, 周 烁⁴

(1. 中国航发沈阳黎明航空发动机有限责任公司, 沈阳 110043;

2. 西安交通大学化学工程与技术学院, 西安 710049;

3. 西安交通大学机械工程学院, 西安 710049;

4. 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] 高压转子是涡扇发动机核心部件, 高压转子的振动问题一直以来都比较突出。探索、构建高压转子装配过程数据和转子最终技术状态以及振动响应之间的复杂规律或关联模型是至关重要的, 也是非常迫切的。针对某型航空发动机高压组合转子(包括高压压气机转子和高压涡轮转子), 基于堆叠机理和动力学建模方法, 使用典型几何特性和不平衡参数, 以振动响应为评价目标, 对比分析3种高压转子连接装配工艺方法, 并研究了端面跳动和不平衡量影响。为装配工艺优化提供了一定机理支持, 并希望为整机振动排故提供借鉴或启发。

关键词: 航空发动机; 装配工艺; 整机振动; 装配仿真; 装配性能; 高压转子

DOI:10.16080/j.issn1671-833x.2020.16.086



冯 硕

工程师, 研究方向为航空发动机转子装配、平衡, 航空发动机整机振动排故。

涡扇发动机整机振动问题比较普及, 多个型号发动机在科研、批产和服役阶段都长期存在, 没有彻底解决, 特别是高压转子振动的超限或异常问题, 更为突出。高压转子是由高压压气机(HPC)转子和高压涡轮(HPT)转子对接装配而成的组合件, 是发动机最为核心的功能部件。高压转子装配制造质量决定了转子结构最终的几何、不平衡和刚度等物理特性, 进而直接影响了整机振动响应特征^[1-4]。为有效抑制高压转子振动特性, 探索、构建高压转子装配过程数据(结构及工艺参数)和转子振动响应之间的复杂规律或关联模型是至关重要的, 也是极其困难的。

高压转子装配工艺过程中, HPC/HPT转子的几何和不平衡测量是比较成熟的, 但HPC、HPT转子对接装配形成高压转子后, 处于核心机

单元体状态, 高压转子被静子机匣系统覆盖, 限于某些型号结构限制所导致的测试或调整成本过高, 经济上不可取, 一般难以进行动平衡, 只能粗略地测量高压转子内腔某一截面的同心度指标^[5]。所以, 如何根据HPC/HPT转子的几何和不平衡实测数据以及实际安装相位, 进行高压转子的几何和不平衡指标预测, 并在此基础上进行振动响应评估是非常重要的。

高压转子装配工艺

高压转子连接装配工艺是指HPC转子和HPT转子的对接安装过程, 主要工序是螺栓安装、同心度检测。某主机厂采用HPC/HPT转子以各自测得的SP位置错开180°进行对接安装, 安装完成后采用专用的测量装置分别以高压压气机转子前支

* 基金项目: 航空发动机及燃气轮机重大专项基础研究项目(2017-VII-0010-0105); 国家自然科学基金项目(51805412, 51975456)。

点、高压涡轮转子后支点测量篦齿盘盘心位置的跳动,检查两个转子装配后的组合转子同心度是否在要求的范围内。经过上述方法装配完成后,大多数转子盘心跳动能保证在合格范围内,但由于缺少预测方法,仍有跳动超差的情况发生。同时由于某些型号发动机高压压气机、高压涡轮转子是单独平衡,装配完成后的组合转子受结构限制,测试或调整成本过高,一般在传动装配后不行动平衡测量检查,导致转子在组合状态下的动不平衡量难以预测。

高压组合转子装配性能建模技术方法

1 高压组合转子刚性堆叠技术原理

假设高压转子安装边止口配合由最小二乘中心及最小二乘平面同时重合完成,则数学上止口配合可用两个配合面的齐次坐标变换矩阵相等来实现^[6-8]。两级盘进行配合时,以下层盘的底面为测量基准,配合面 $D_1 T = D_2 T$,装配完成后上层盘上止口的空间位姿如图1所示,可由以下方程计算得到

$$\frac{D_1}{U_2} T = \frac{D_1}{D_2} T \frac{D_2}{U_2} T = \frac{D_1}{U_1} T \frac{D_2}{U_2} T \quad (1)$$

若安装边止口的z向坐标为h,

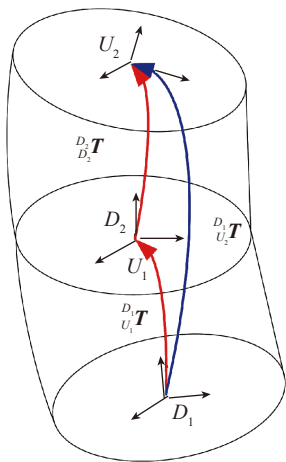


图1 零件之间误差传递示意图
Fig.1 Schematic diagram of error transmission between parts

不计其高度误差, x_c, y_c 为止口拟合圆心坐标, $(-A, -B, 1)$ 为止口端面朝正方向的单位法向量,通过先平移再转动的方法,可以获得安装边止口在测量坐标系中的齐次坐标矩阵 $\frac{D}{U} T$ 。

$$\frac{D}{U} T = \begin{pmatrix} 1 & 0 & -A & x_c \\ 0 & 1 & -B & y_c \\ A & B & 1 & h \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (2)$$

如果是多级盘,以最底部盘的底面为基准,那么第*i*级盘上止口的空间位姿可由以下方程求解得到

$$\frac{D_i}{U_n} T = \prod_{i=1}^{i=n} \frac{D_i}{U_i} T \quad (3)$$

2 考虑装配误差的零件不平衡量计算

零件自身的不平衡量是由于制造误差、材料不均匀等引起的零件相对基准轴线(由装配连接面确定)的不平衡量,该不平衡量可通过平衡机进行测量。若零件在工作状态下绕其基准轴线旋转,则零件自身的不平衡量即为其最终不平衡量。然而由于多级零件的组合装配,零件基准轴线会偏离转子的回转轴线,产生偏心误差,从而造成零件不平衡量的变化^[9-10]。

零件基准轴线偏离转子回转轴线有两种表现形式:第一,纯径向偏离,即轴线平行但不重合,这种情况下会产生不平衡力;第二,纯角度偏离,即转子的惯性轴与基准轴线相交于质心位置,这种情况下会增加零件的不平衡力矩。实际中,这两种形式通常同时存在,零件的不平衡力和不平衡力矩均会受到影响。对轴线偏离造成的不平衡量进行求解,进而与零件自身的不平衡量进行矢量组合即可得到零件在工作状态下的不平衡量。

本文利用达朗贝尔原理计算零件的惯性力和惯性力矩,借鉴刚体绕非惯性主轴转动时不平衡力偶计算方法^[11],求解由于装配误差(偏心

和倾斜)造成的两个平衡面上的不平衡量 mr_{12} 和 mr_{22} 。零件自身的不平衡量以及由于轴线偏离造成的不平衡量通过矢量相加即可得到两个平衡面上的最终不平衡量。此处的 mr_{11} 和 mr_{21} 是根据零件自身不平衡量以及零件的装配角度求解得到的。

$$\begin{cases} \overline{mr_{11}} + \overline{mr_{12}} = \overline{mr_1} \\ \overline{mr_{21}} + \overline{mr_{22}} = \overline{mr_2} \end{cases} \quad (4)$$

组合转子在前后轴颈位置处以轴承进行支撑,因此回转轴线是由两个轴颈确定的。在计算装配误差时,以回转轴线为Z轴,零件的最底面作为XOY平面建立全局坐标系。通过误差传递分析求得每个零件装配连接面的中心坐标,以此可用几何方法得到零件质心的坐标以及基准轴线的角度误差。

求得每个零件平衡面上的不平衡量后,按照在转子中的装配位置关系依次排列,如图2所示。以平衡面A的中心为基准,各平衡面上的不平衡量存在以下关系

$$\begin{cases} mr_B l \cos \varphi_{uB} = \sum mr_i l_i \cos \varphi_{ui} \\ mr_B l \sin \varphi_{uB} = \sum mr_i l_i \sin \varphi_{ui} \end{cases} \quad (5)$$

据此可以求得平衡面B上的等效不平衡量。同理以平衡面B的中心为基准,可以求得平衡面A上的等效不平衡量。两者的矢量和为转子整体的静不平衡量。

3 高压转子动力学建模

当转子高速旋转时,由于不平衡载荷的激励作用,将会发生变形、振动等动态响应。对旋转机械的动态性能进行分析可以定量评估装配误差对系统动态服役性能的影响。不平衡载荷为纯径向力,且两个方向上的分量是正弦变化的力,将其作为时变激励代入轴承转子动力学分析模型,就可以求得转子在不平衡量下的响应,识别旋转机械各处的振动情况,同时也可以对轴承的附加动反力进行考察。

以 Timoshenko 梁单元和弹簧单元建立发动机高压转子的有限元分析模型, 整个系统的动力学方程为:

$$[M]\{\ddot{u}\} + ([C] + [G])\{\dot{u}\} + ([K] + [B])\{u\} = \{F\} \quad (6)$$

其中, $[M]$ 为系统的质量矩阵; $[C]$ 为系统的结构阻尼矩阵; $[G]$ 为陀螺矩阵; $[K]$ 为系统的刚度矩阵; $[B]$ 为旋转阻尼矩阵; $\{\ddot{u}\}$ 、 $\{\dot{u}\}$ 、 $\{u\}$ 为系统的加速度向量、速度向量以及位移向量; $\{F\}$ 为系统的载荷向量。

将两个平衡面处的不平衡力代入 $\{F\}$ 中, 对方程进行求解, 即可分别从位移向量和载荷向量中提取各处的振动幅值和轴承的附加动反力。

以某型发动机高压组合转子为例, 本文利用自行研发的转子动力学分析软件, 建立了高压转子动力学仿真分析模型, 如图 3 所示, 该模型主要由梁单元组成, 高压压气机前轴和高压涡轮后轴分别设置弹簧单元模拟支撑轴承, 在 4 个节点位置分别施加高压压气机转子两个平

衡面和高压涡轮两个平衡面的初始不平衡量。

结果与讨论

本文以所建立的高压转子动力学仿真模型为基础, 对比现有航空发动机制造企业常见的高低点匹配、轻重点匹配和 SP 值匹配 3 种高压组合转子装配方法, 分析不同装配方法对高压组合转子动力学特性的影响规律; 利用遍历法分析不同高压涡轮装配相位下各平衡面不平衡量和动力学响应特性的变化规律, 寻找最佳装配相位; 以此为基础, 分析高压压气机篦齿盘端面和高压涡轮后轴轴颈端面跳动幅值与初始不平衡量对转子动力学特性的影响。为了对比分析, 本文参考航空发动机实际装配结构与工艺参数, 设计了 5 种装配工况与案例, 如表 1 所示。表 1 中高压压气机 HPC 跳动检测位置在篦齿盘处, 高压涡轮 HPT 跳动检测位置在后轴轴颈处。

1 高压组合转子 3 种装配方法对比

现有航空发动机制造企业常见的高压组合转子装配方法主要有 3 种。(1) 高低点匹配方法, 即通过精密转台检测高压压气机转子篦齿盘端面与高压涡轮转子后轴轴颈端面的高点和相位, 以相位差 180° 为装配相位进行安装; (2) 轻重点匹配方法, 即通过平衡机分别检测高压压气机转子和高压涡轮转子两个平衡面的初始不平衡量和相位, 计算每个组件初始不平衡量矢量和, 进而依据相位差 180° 为装配相位进行安装; (3) SP 值匹配方法, 即通过精密转台检测高压压气机转子篦齿盘端面与高压涡轮转子后轴轴颈端面的 SP 值和相位, 以相位差 180° 为装配相位进行安装。

本文以表 1 中装配工况 2 为案例, 利用提出的刚性堆叠算法, 分别计算高低点匹配、轻重点匹配和 SP 值匹配相对前后轴颈联合基准的装

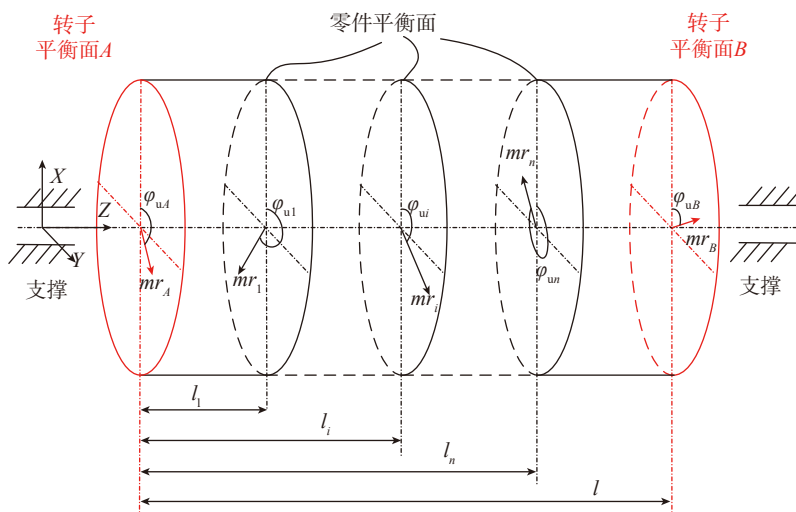


图2 组合转子不平衡量合成示意图

Fig.2 Synthetic diagram of rotors unbalance combination

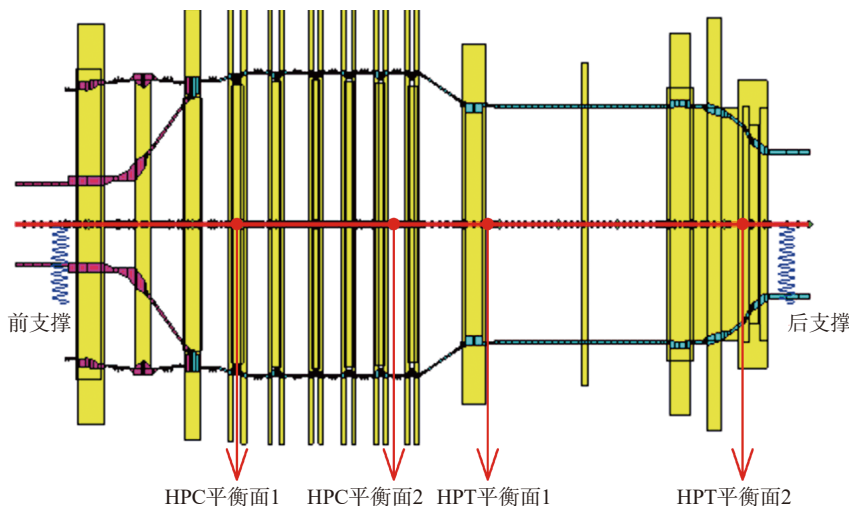


图3 高压转子动力学仿真分析模型

Fig.3 High-pressure rotor dynamics FE model

表1 高压转子装配工况

Table 1 High-pressure rotor assembly cases

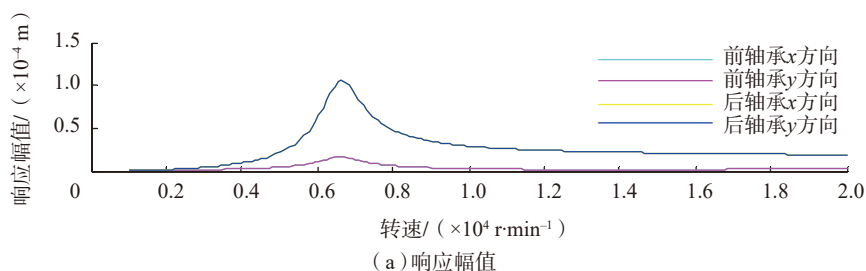
工况	高压压气机 HPC								高压涡轮 HPT							
	偏心量 / mm	偏心角 / (°)	端跳 / mm	高点位置角 / (°)	平衡面 A 初始不平衡量 / (g·mm)	平衡面 A 角度 / (°)	平衡面 B 初始不平衡量 / (g·mm)	平衡面 B 角度 / (°)	偏心量 / mm	偏心角 / (°)	端跳 / mm	高点位置角 / (°)	平衡面 A 初始不平衡量 / (g·mm)	平衡面 A 角度 / (°)	平衡面 B 初始不平衡量 / (g·mm)	平衡面 B 角度 / (°)
1	0.005	150	0.01	230	300	120	500	280	0.005	30	0.01	60	500	320	1000	100
2	0.005	150	0.02	230	300	120	500	280	0.005	30	0.02	60	500	320	1000	100
3	0.005	150	0.03	230	300	120	500	280	0.005	30	0.03	60	500	320	1000	100
4	0.005	150	0.02	230	300	120	500	280	0.005	30	0.02	60	300	320	500	100
5	0.005	150	0.02	230	300	120	500	280	0.005	30	0.02	60	1000	320	1500	100

配误差,以此为基础,求解由装配误差引起的高压压气机转子和高压涡轮转子两个平衡面的二次不平衡量,从而将各平衡面的二次不平衡量与初始不平衡量矢量和施加于本文建立的高压转子动力学仿真模型之中。通过计算可得,高低点匹配、轻重点匹配和 SP 值匹配 3 种装配方法的装配相位分别为 10°、183° 和 77°。

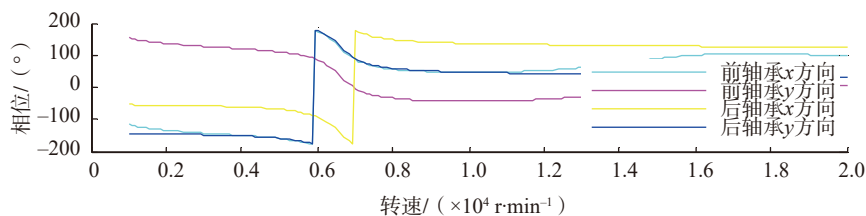
图 4~6 分别为高压转子装配工况 2 下 3 种装配方法的高压转子组件前后轴承轴颈不平衡量响应幅值和相位,图 7 为高压转子装配工况 2 下 3 种装配方法的前后轴承轴颈不平衡量响应幅值对比结果。由图 4~6 可以看出,在工作转速内,当转速达到 6633r/min 时,前后轴承位置会产生较大振动。由图 7 可以看出,高低点匹配装配方法不平衡量响应幅值最小,其次为 SP 值匹配方法,轻重点匹配方法最大。因此,如果以不平衡量响应特性为评价标准,针对高压转子装配工况 2,3 种装配方法中高低点匹配装配方法最优,其次为 SP 值匹配方法,轻重点匹配方法最差。

2 高压组合转子装配相位对动力学影响分析

同样,以表 1 中装配工况 2 为案例,利用提出的刚性堆叠算法和装配误差等效方法,分别计算不同装配相位下各平衡面的二次不平衡量与初



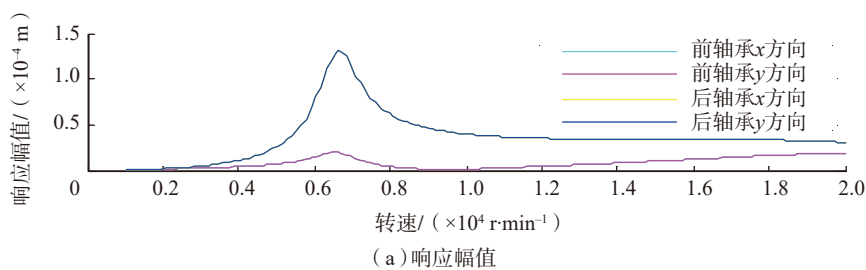
(a) 响应幅值



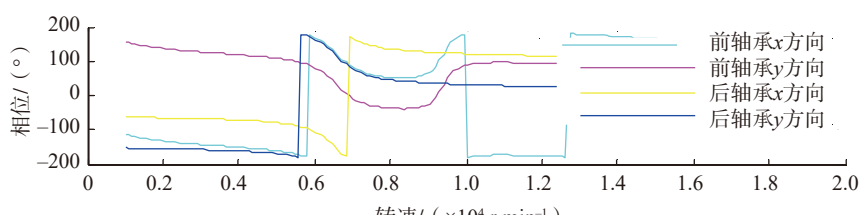
(b) 相位

图4 高低点匹配方法下高压转子前后轴承不平衡响应特性

Fig.4 Unbalance response characteristics of front and rear bearing for high-pressure rotor under high and low point matching assembly method



(a) 响应幅值



(b) 相位

图5 轻重点匹配方法下高压转子前后轴承不平衡响应特性

Fig.5 Unbalance response characteristics of front and rear bearing for high-pressure rotor under unbalance matching assembly method

始不平衡量矢量和,进而分析装配相位对不平衡响应的规律。

图8为高压转子装配工况2下高压组合转子4个平衡面不平衡量随安装相位变化的关系曲线。可见,4个平衡面不平衡量随着安装相位的变化呈非线性变化,出现该现象的主要原因为不同安装相位造成不同装配误差,由此引发的二次不平衡量也随之发生变化,从而导致各平衡面初始不平衡量与二次不平衡量矢量和呈现非线性特性。图9、10分别为高压转子装配工况2不同转速情况下前后轴承不平衡量响应幅值随安装相位变化的关系曲线。可以看出,随着装配相位的变化,高压组合转子前后轴承不平衡量响应幅值发生明显变化,且存在最优装配相位。同时发现,针对高压转子装配工况2,在不同转速状态下高低点匹配装配方法的前后轴承轴颈处不平衡量响应幅值始终小于轻重点匹配方法和SP值匹配方法,而轻重点匹配其他两种装配方法响应幅值最大,但值得指出的是3种装配方法并非最优装配相位。此外,在装配相位变化过程中,后轴轴颈承受的不平衡量响应幅值较前轴承更大,这主要是由于本文选择的航空发动机高压转子组件装配工况中高压涡轮转子初始不平衡量大于高压压气机转子。

3 端面跳动对动力学影响分析

为了分析端面跳动幅值对高压组合转子动力学特性的影响,本文以表1中装配工况1~3为案例,分别选取高压压气机转子篦齿盘端面和高压涡轮转子后轴轴颈端面0.01mm、0.02mm和0.03mm的跳动幅值,并系统对比3种装配方法在不同端面跳动幅值下的动力学表现。图11为不同端面跳动幅值下前后轴承轴颈不平衡量响应幅值的变化曲线。可见,端面跳动幅值越大,高压转子不平衡量响应幅值越大,高低点匹配装配方法下振动响应幅值整

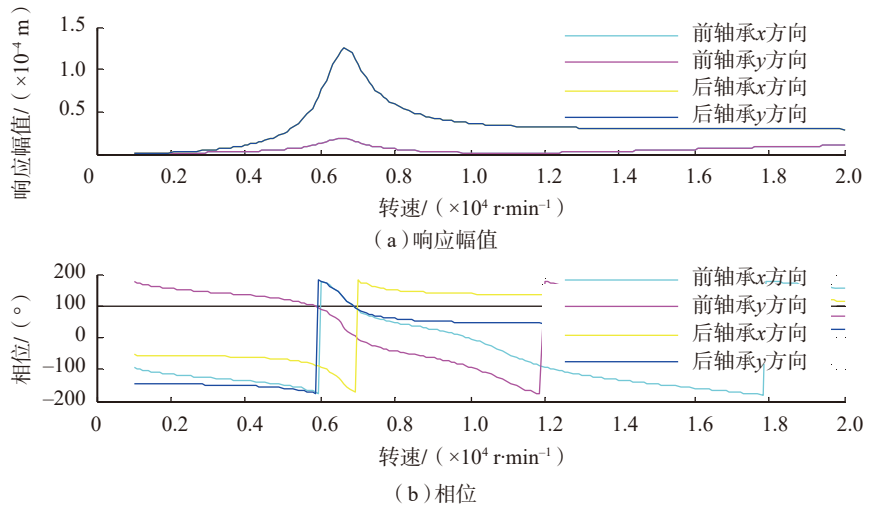


图6 SP值匹配方法下高压转子前后轴承不平衡响应特性

Fig.6 Unbalance response characteristics of front and rear bearing for high-pressure rotor under SP matching assembly method

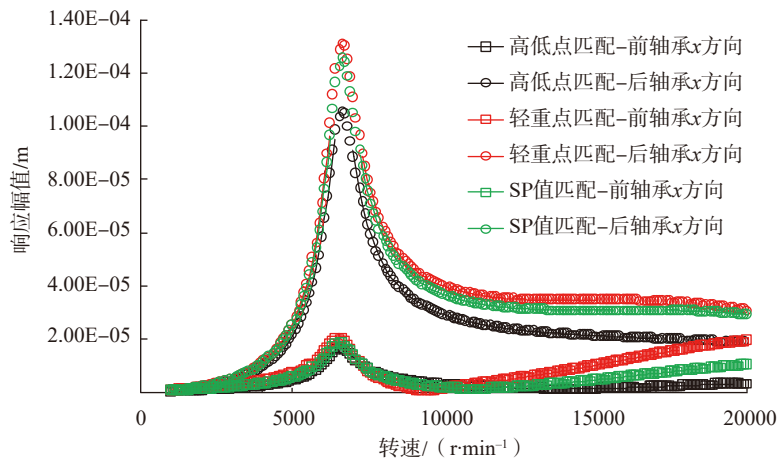


图7 3种装配方法下高压转子前后轴承响应幅值对比

Fig.7 Unbalance response characteristics of front and rear bearing for high-pressure rotor under three matching assembly methods

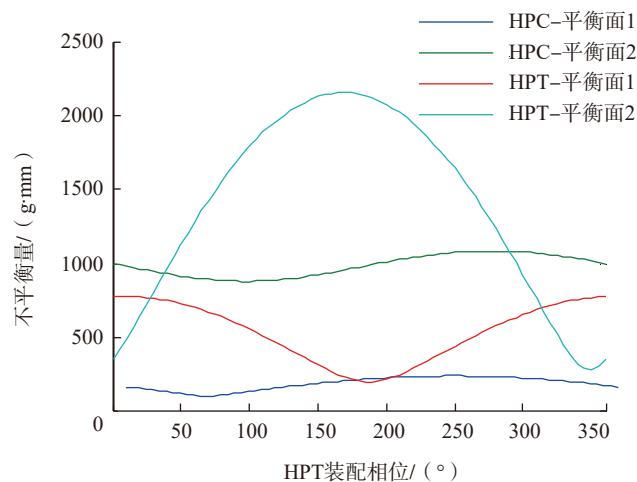


图8 安装相位与各平衡面不平衡量关系曲线

Fig.8 Relationship between installation phase and unbalance of each balance plane

体小于轻重点匹配和 SP 值匹配,但随着端面跳动幅值增大,3 种装配方法的动力学表现差距逐渐减小。

4 初始不平衡量对动力学影响分析

为了分析初始不平衡量对高压组合转子动力学特性的影响,本文以表 1 中装配工况 2、4 和 5 为案例,分

别选取高压涡轮转子两个平衡面初始不平衡量为(300g·mm,500g·mm),(500g·mm,1000g·mm)和(1000g·mm,1500g·mm),并系统对比 3 种装配方法在不同初始不平衡量下的动力学表现。图 12 为不同高压涡轮转子初始不平衡量对前后轴承不平衡

响应幅值的影响曲线。由图 12 可以看出,随着高压涡轮初始不平衡量的增大,转子后轴轴承不平衡量响应幅值逐渐增大,但影响程度小于端面跳动幅值,且发现 SP 值匹配方法对初始不平衡量比较敏感,初始不平衡量越大,SP 值匹配装配方

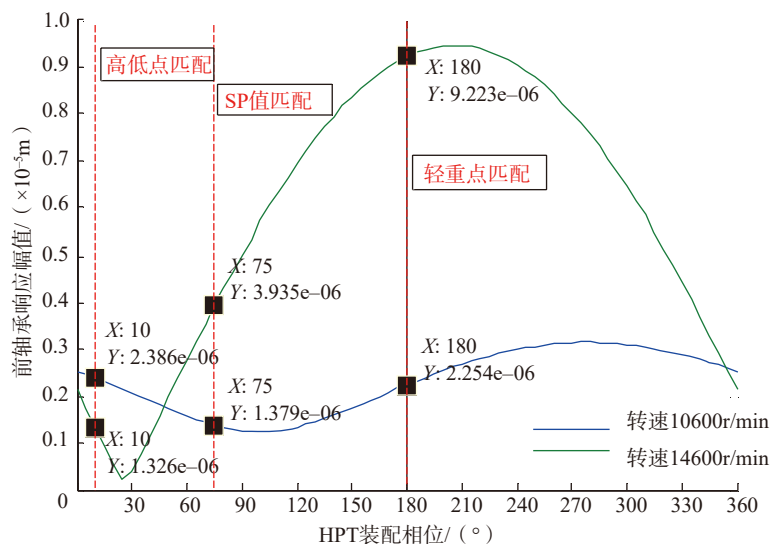


图9 安装相位与前轴承不平衡响应幅值关系曲线

Fig.9 Relationship between installation phase and unbalanced response amplitude of front bearing

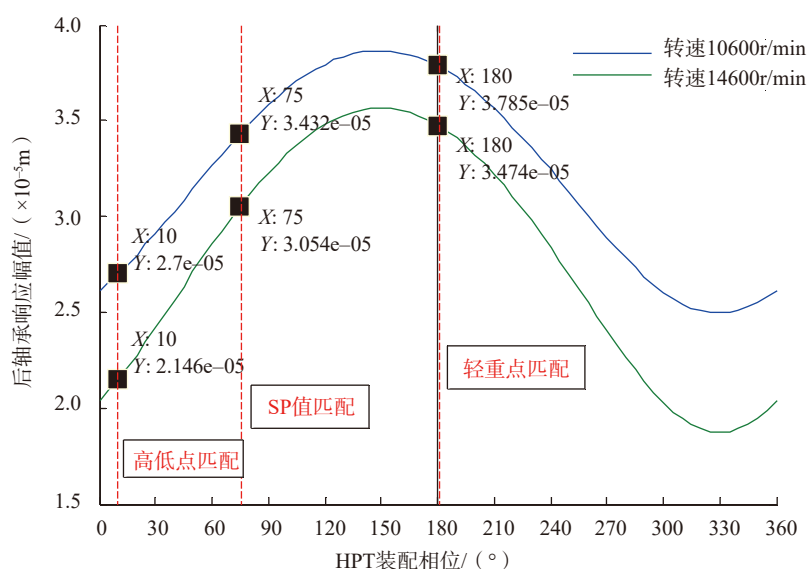


图 10 安装相位与后轴承不平衡响应幅值关系曲线

Fig.10 Relationship between installation phase and unbalanced response amplitude of rear bearing

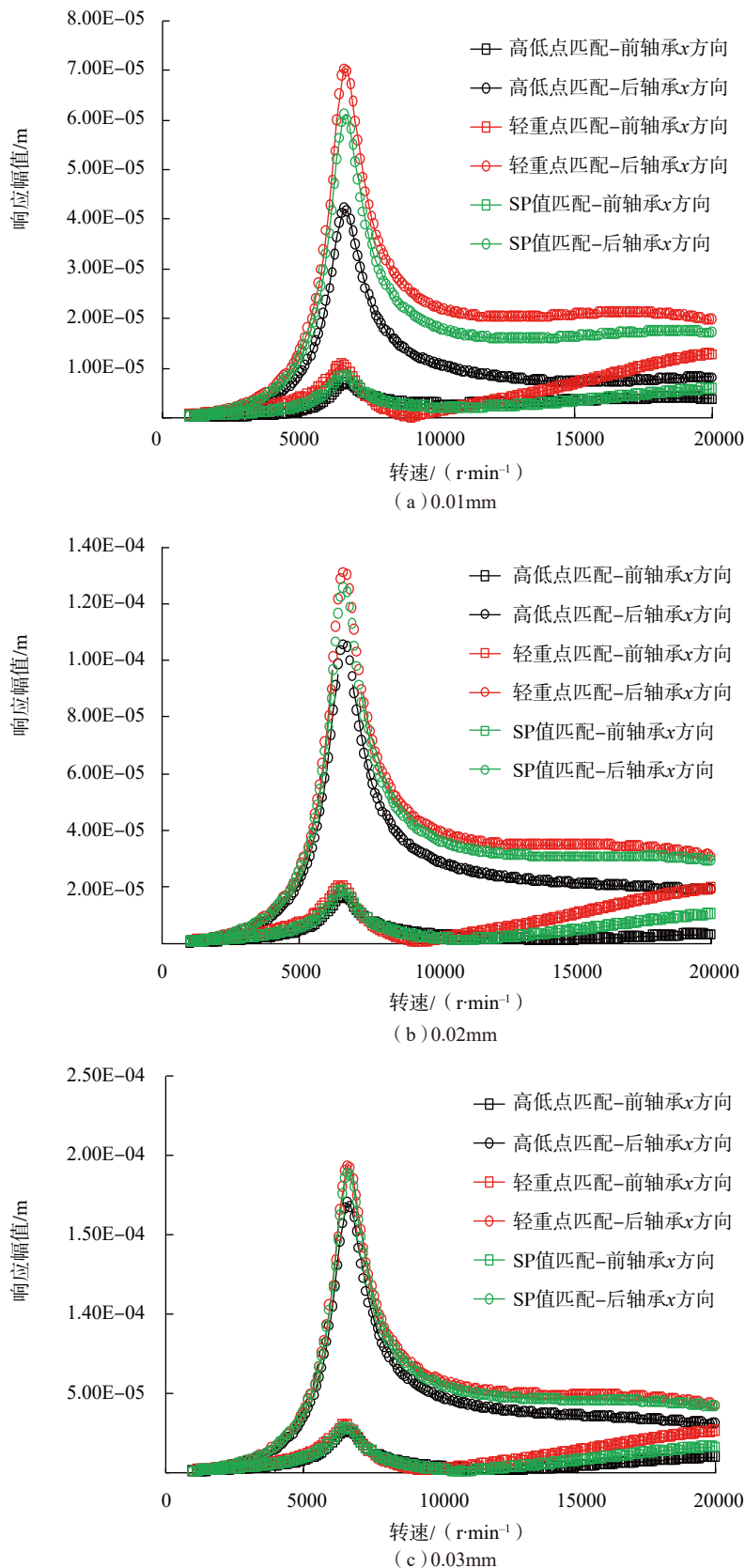


图11 端面跳动幅值与前后轴承不平衡响应幅值的关系曲线

Fig.11 Relationship between flat face runout amplitude and unbalanced response amplitude of front and rear bearings

法的动力学表现越差;同时发现,在小于临界转速情况下,3种装配方法对振动响应幅值影响有限,但随着转速升高,高低点匹配下振动响应幅值明显小于另外两种装配方法。

结论

(1)建立了高压组合转子刚性堆叠计算模型,提出了考虑装配误差的零件不平衡量计算方法,实现了装配误差在各平衡面上的不平衡量等效;以此为基础,构建了高压组合转子动力学仿真分析模型。

(2)以高压转子某一装配工况为例,对比了航空发动机制造企业常见的高压组合转子装配方法,发现以不平衡量响应特性为评价标准,3种装配方法中高低点匹配方法最优,其次为SP值匹配方法,轻重点匹配方法最差。

(3)以高压转子某一装配工况为例,分析了装配相位对不平衡响应特性的影响规律,发现随着装配相位的变化,高压组合转子前后轴承轴颈不平衡响应幅值发生明显变化,且存在最优装配相位,而现有常见的3种装配方法并非最优装配相位。

(4)针对不同高压转子装配工况,分析了端面跳动与初始不平衡量对高压组合转子不平衡响应特性的影响规律,发现端面跳动幅值越大,高压转子不平衡响应幅值越大;初始不平衡量增大,高压转子后轴承不平衡量响应幅值逐渐增大,且发现SP值匹配方法对初始不平衡量比较敏感,初始不平衡量越大,SP值匹配装配方法的动力学表现越差。

(5)由研究结论可见,航空发动机高压组合转子,特别是大跨度多级盘轴高压组合转子结构,在实际装配过程中应优先采用高低点匹配装配方法,有条件的情况下可对装配相位

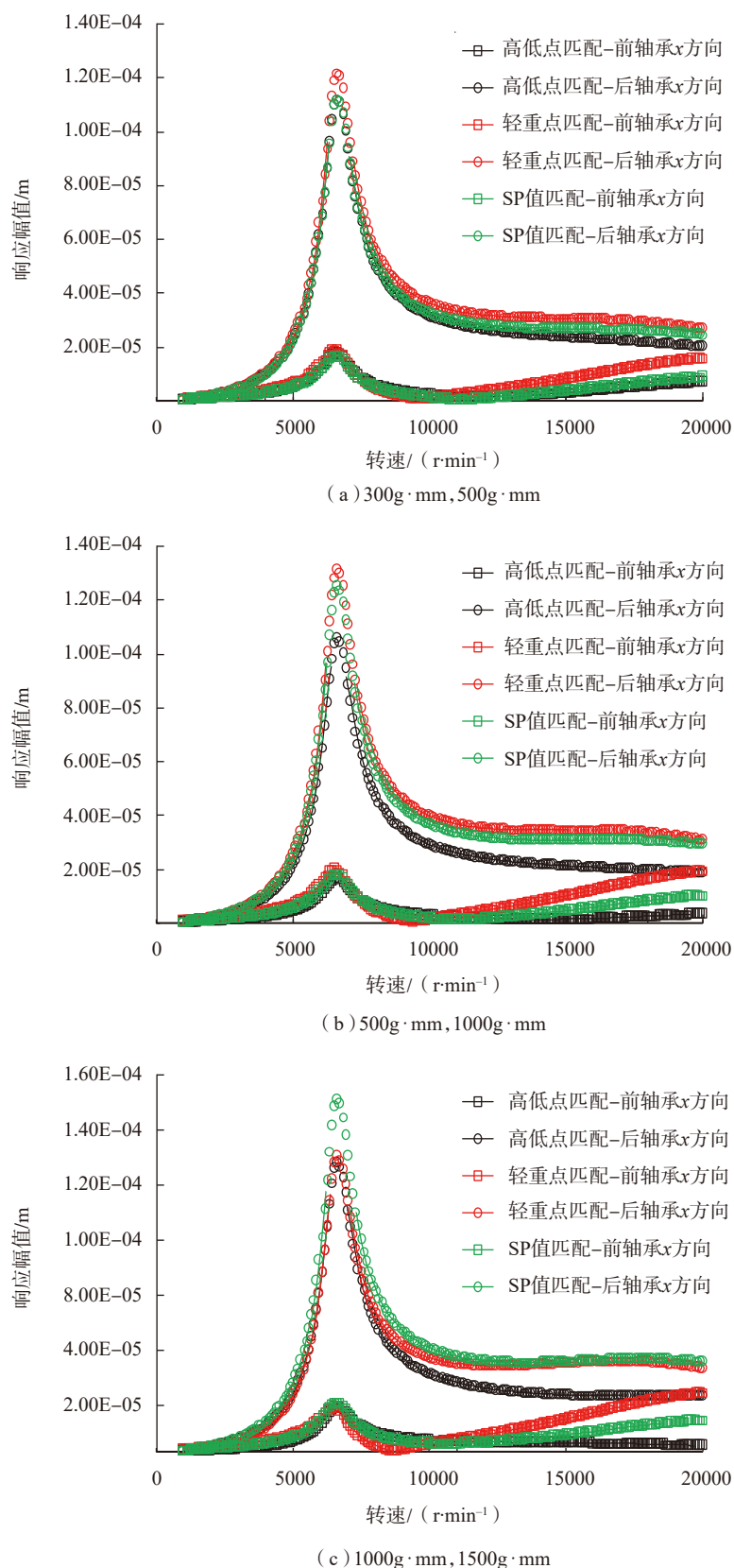


图12 初始不平衡量与前后轴承不平衡响应幅值的关系曲线

Fig.12 Relationship between initial unbalance and unbalance response amplitude of front and rear bearings

进行优化设计,且要严格控制高压压气机篦齿盘端面跳动幅值,从而保障高压组合转子的动力学特性。后续将开展更多装配工况分析工作,验证本文结论的普适性。

参考文献

[1] 张渝,李琳,陈津,等.航空发动机重要装配工艺分析及研发展望[J].航空制造技术,2019,62(15):14-21.

ZHANG Yu, LI Lin, CHEN Jin, et al. Research current status and prospect on aero-engine assembly process technology[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2019, 62(15): 14-21.

[2] 孙汕民,周烁,高鸽,等.航空发动机装配仿真的关键技术问题[J].航空制造技术,2018,61(22):98-103.

SUN Shanmin, ZHOU Shuo, GAO Ge, et al. Key technical issues on aero-engine assembly simulation[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2018, 61(22): 98-103.

[3] 曹建国.航空发动机仿真技术研究现状、挑战和展望[J].推进技术,2018,39(5):961-970.

CAO Jianguo. The research condition, challenge and perspective of aero-engine simulation[J]. Propulsion Technology, 2018, 39(5): 961-970

[4] 苟园捷,常智勇,莫蓉,等.航空发动机装配仿真关键技术研究[J].制造业自动化,2008(1):1-5,34.

GOU Yuanjie, CHANG Zhiyong, MO Rong, et al. The key technology research on aero-engine assembly simulation[J]. Manufacture Automation, 2008(1): 1-5, 34.

[5] 李敏.民用航空发动机整机转子动平衡浅析[J].内燃机与配件,2018(13):73-75.

LI Min. Analysis on the dynamic balance of whole rotors for civil aviation engine[J]. Internal Combustion Engine & Parts, 2018(13): 73-75.

[6] YANG Z, MCWILLIAM S,

- POPOV A A, et al. A probabilistic approach to variation propagation control for straight build in mechanical assembly[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2013, 64 (5-8): 1029-1047.
- [7] SUN Y, GUO J, HONG J, et al. Repair decision based on sensitivity analysis for aero-engine assembly[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2019, 20(3): 347-362.
- [8] SUN C Z, WANG L, TAN J B, et al. Improvement of variation propagation control in mechanical assembly using adjustment assembly technique[J]. Applied Mechanics and Materials, 2017, 870: 459-464.
- [9] 刘君, 吴法勇, 王娟. 航空发动机转子装配优化技术 [J]. 航空发动机, 2014, 40 (3): 75-78.
- LIU Jun, WU Fayong, WANG Juan. Optimization technique of aeroengine rotor assembly[J]. Aeroengine, 2014, 40(3): 75-78.
- [10] 琚奕鹏, 吴法勇, 金彬, 等. 基于转子跳动和初始不平衡量优化的多级盘转子结构装配工艺 [J]. 航空发动机, 2018, 44(6): 83-90.
- JU Yipeng, WU Fayong, JIN Bin, et al. Structure assembly technique of multi-stage disc rotor based on rotor runout and unbalance optimization[J]. Aeroengine, 2018, 44(6): 83-90.
- [11] 毛荣宝. 刚体绕非惯性主轴转动时不平衡力偶的计算方法 [J]. 力学与实践, 1994(6): 63-65.
- MAO Rongbao. Calculation method of unbalanced force couple when rigid body rotates around non-inertial spindle[J]. Mechanics and Practice, 1994(6): 63-65.
- 通讯作者: 周烁, 博士, 研究员, 中国航发上海商用航空发动机制造有限责任公司装配中心主任工程师, 从事航空发动机整机装配技术及自动化装备研发, E-mail: zhoushuo1975@163.com。

Simulation Analysis on High-Pressure Rotor Connection Assembly of One Aero-Engine

FENG Shuo¹, SUN Shanmin¹, ZHU Linbo², PEI Shiyuan³, CHEN Jin⁴, ZHOU Shuo⁴

(1. AECC Shenyang Liming Aero-Engine Co., Ltd., Shenyang 110043, China;

2. School of Chemical Engineering and Technology, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

3. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

4. AECC Shanghai Commercial Aircraft Engine Manufacturing Co., Ltd., Shanghai 201306, China)

[ABSTRACT] The high-pressure rotor is the core component of the turbofan engine, and its vibration problem is always prominent. It is very important and urgent to research the complex relationship between the assembly process data, the final technical state, and the vibration response for the high-pressure rotor. In this paper, a certain type of aero-engine high-pressure combined rotor has been selected as the analysis object, and it is composed of a high-pressure compressor rotor and a high-pressure turbine rotor. The typical geometric characteristics and unbalanced parameters are used, and taking vibration response as the evaluation target, the comparative analysis of three high-pressure rotor connection and assembly methods have been conducted based on the stacking mechanism and dynamic modeling method. The influences of flat runout and unbalance on the vibration response have also been studied. The presented work provides the theoretical support for assembly process optimization to a certain extent, and hopes to supply some reference or inspiration for vibration trouble shooting of the aero-engine.

Keywords: Aero-engine; Assembly process; Whole engine vibration; Assembly simulation; Assembly performance; High-pressure rotor

(责编 阳光)