

直升机主减速器高速输入部件组合动平衡试验方法研究

卢政伟 蒋静 陈江文 楚炯
(中国航发湖南动力机械研究所 湖南 株洲 412002)

摘要: 本文以直升机主减速器高速输入级输入机匣及主动锥齿轮组件为试验对象, 对其组合动平衡试验方法进行研究, 并通过功率扫描法对组件组合动平衡后的结果进行验证。结果显示, 采用组合动平衡方法动平衡后的主减输入机匣及主动锥齿轮组件不平衡量显著降低, 基频振动下降明显。该方法能够为高速输入部组件的动平衡测试提供参考。

关键词: 高速部组件; 主动锥齿轮; 组合动平衡; 功率扫描

1 概述

长期以来, 直升机系统的减振降噪问题是相关领域研究的重点和难点。根据直升机结构划分, 振源分为升力系统、动力系统和传动系统等。传动系统振动会对传动系统本身及机体结构产生应力, 缩短部件使用寿命, 影响飞行安全。主减高速输入机匣及主动锥齿轮组件是传动系统的关键部件, 其动力学性能直接影响整个传动系统的运转平稳性能, 它对传动系统的性能、可靠性等各方面都起着重要作用。主减输入机匣及主动锥齿轮组件是高速旋转组件(图1), 最高转速 20900r/min, 齿轮线速度已达 98m/s, 整体的动平衡性能直接关乎减速器和飞机的运转安全, 对其进行严格动平衡控制可以提高传动系统在使用时的安全性, 并能提升其工作效率, 延长其使用寿命。

高速动平衡技术是直升机减速器零部件研制和发展的核心技术, 对于主减输入机匣及主动锥齿轮组件,

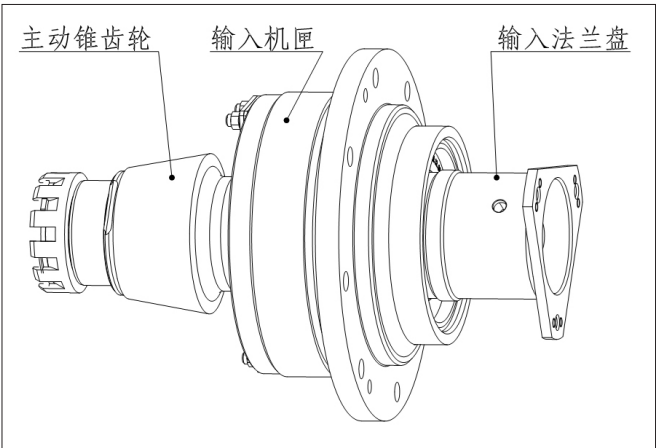


图1 主减输入机匣及主动锥齿轮组件

常规做法是对单个零件提高动平衡要求, 即认为单个零部件满足动平衡要求后的整体组件也满足动平衡要求, 没有考虑组合和装配的因素导致的不平衡量会造成平衡精度降低。而当考虑主减输入机匣及主动锥齿轮组件整体平衡时, 采用现有传统的动平衡去重方法, 可能导致部组件内部进入碎屑等异物, 直接影响内部高速零部件的清洁度, 使用寿命大幅缩短, 进而影响高速输入部件的整体性能和寿命。

针对上述不足, 本文以直升机主减速器输入机匣及主动锥齿轮组件作为研究对象, 提出一种新的组合动平衡方法, 并通过功率扫描法对组件组合动平衡后的结果进行验证, 结果显示, 采用组合动平衡方法进行动平衡后的主减输入机匣及主动锥齿轮组件不平衡量显著降低, 为同类型部件的动平衡方法提供参考。

2 动平衡计算

动平衡过程是通过专用设备在指定转速条件下, 获得一个或者多个截面上的重心分布情况, 根据需要增加或者去除材料的方式调整重心分布, 以保证零件在工作转速下不会产生有害振动。

由于转动件实际质量分布中心与外廓几何轴线存在偏离, 在以几何中心为轴线旋转时会产生一定的离心力 C 。 C 的计算公式如下:

$$C = me\omega = me\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \tag{1}$$

式中: m — 转子的质量 (kg);
 e — 零件实际质量分布轴线对几何轴线的偏移量, 又称偏心距;

n — 零件转速 (r/min) ;

ω — 零件转动角速度 (rad/s)。

由式 (1) 可知, 影响零件转动离心力大小的因素包括零件质量、零件实际质量分布轴线对几何轴线的偏移量和工作转速。同时可以得知, 影响最大的是零件工作转速和零件质量, 而产生的离心力正是轴类零件疲劳损伤和加速磨损的主要因素之一^[1]。

2.1 转子平衡的力学条件

受零件原材料密度分布不均匀、机加误差和几何结构等多因素影响, 转子类零件都存在运转不平衡问题, 当以一定转速运转时, 就会产生对应大小的离心惯性力 F , 引起振动。而要想控制振动, 必须满足空间坐标系下的力平衡条件:

$$\sum F = 0 \quad \sum M = 0 \quad (2)$$

满足以上条件, 则在数学上认为达到了动平衡状态^[2]。

2.2 转子允许不平衡量的计算

允许不平衡量的计算公式为 $Me = m_{\text{per}} r$, $e = G/\omega$, ω 为角速度。允许不平衡量 m_{per} 计算如下:

$$m_{\text{per}} = MG \frac{60}{2\pi r n} \times 10^3 \quad (3)$$

式中: m_{per} — 允许不平衡量 (g) ;

M — 转子质量 (kg) ;

r — 转子校正半径 (mm) ;

n — 转子转速 (r/min) ;

G — 平衡等级, 综合考虑当前平均技术水平和对应的经济成本, 国际上将动平衡水平分为 11 个级别, 每个级别的跨度为 2.5 倍, 单位 mm/s, 根据要求对应的级别可以算出相应的允许不平衡量。

3 动平衡试验方法

3.1 现有动平衡校正方法

转动件的不平衡根本因素是零件实际质量分布轴线对几何轴线的重合, 动平衡就是通过调整零件实际质量分布轴线, 尽量减小与几何轴线的偏移量。通过专用设备测量得到转动件的不平衡量及分布位置后, 目前有以下校正方法^[3,4]。

(1) 去重法, 即在重的一方用钻孔、磨削、铣削、铣削或其他方式去除一定材料。

(2) 加重法, 即在轻的一侧采用装配、粘接或热

加工等方式增加一定材料。

(3) 调整法, 即对于装配体组件, 通过调整装配体上相应零件的安装深度、安装位置等, 改变整体的质量分布。

(4) 热补偿法, 即通过对转子局部加热来调整工件装配状态。

3.2 组合动平衡方法

主减速器高速锥齿轮组件对清洁度要求较高, 如拆分后去重再次安装又会破坏装配状态, 形成新的不平衡量。因此提出一种组合动平衡试验方法, 基本步骤如下:

(1) 将组件安装在动平衡机上, 按照指定操作规范将组件运转至指定转速, 当测量得到的质心及分布角度测量值达到稳定不变, 示值即为组件的当前动不平衡量。

(2) 通过与设计限制值进行对比, 若不平衡量大于限制值 (限制值通过动力学计算获得), 转动质心测量截面对应的螺旋挡圈和 / 或输入法兰盘, 调整螺旋挡圈和输入齿轮轴的相对安装角度, 和 / 或调整输入法兰盘与输入齿轮轴的安装角向, 再次进行动平衡测试。反复迭代, 直至测量值满足设计使用要求。

4 案例分析

利用以上组合动平衡方法, 以某高速输入机匣及主动锥齿轮组件作为研究对象进行试验分析, 并采用功率扫描法对组件组合动平衡后的结果进行验证。

功率扫描法是在主减速器的设计功率范围内, 在 100% 转速状态下, 以 10% 为增量, 从功率 10% 阶梯加载到 100%, 再运行单发运行工况, 用于考核主减速器性能指标。

4.1 输入机匣及主动锥齿轮组件结构

主减输入机匣及主动锥齿轮组件总体结构如图 2 所示, 部件的放大图如图 3 所示。结合图 1 和图 2 可知, 主减输入机匣及主动锥齿轮组件包括固定螺母 A、螺旋挡圈、止动垫圈、轴承 A、输入齿轮轴、圆柱滚子轴承 B、球轴承 C、机械密封、轴承座、输入法兰盘、固定螺母 B、托板螺母、紧固件; 固定螺母 A 和输入齿轮轴的顶端之间设置止动垫圈和螺旋挡圈, 止动垫圈设置在固定螺母 A 和螺旋挡圈之间, 输入齿轮轴的尾端安装了输入法兰盘, 输入法兰盘与输入齿轮轴通过固定螺母 B 固定连接, 托板螺母

设置在输入法兰盘上；紧固件包括三组，每组紧固件包括 1 件十二角螺栓和 5 件平垫圈；紧固件安装在托板螺母上，用于模拟直升机主减速器高速锥齿轮组件与其他部件的连接。

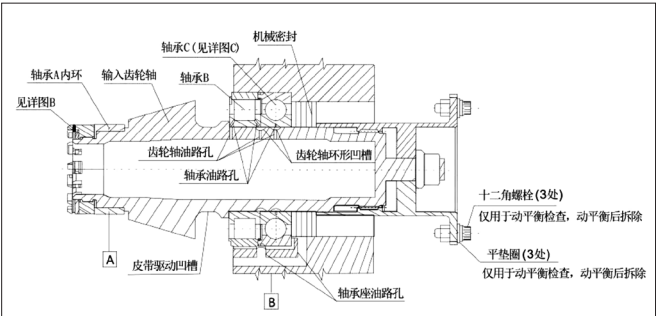


图 2 组件总体结构示意图

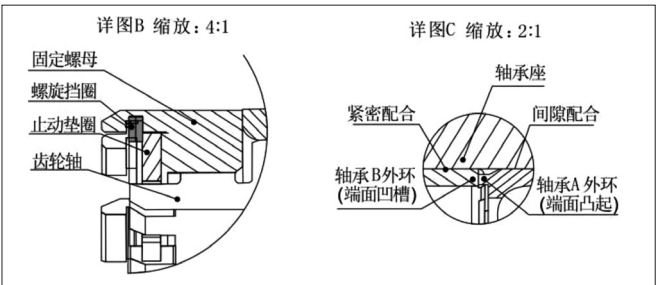


图 3 部件的放大图

4.2 动平衡机结构

动平衡测试使用卧式动平衡试验机，设备型号为 SCHENCK 2B, 安装后的动平衡试验机示意图见图 4。由图 4 可知，动平衡机包括固定机构和驱动机构；固定机构包括摆架滚轮组件和摆架固定组件，轴承 A 的内环和轴承座分别通过摆架滚轮组件和摆架固定组件固定在动平衡机上，驱动机构包括电动机和皮带，皮带套设在输入齿轮轴齿后的凹槽内，电动机驱动皮带转动从而驱动主减速器高速锥齿轮组件转动以进行动平衡测试。

4.3 组合动平衡试验步骤

- (1) 紧固件包括三组，每组由一对螺母和垫片构成，根据动力学计算计算结果，通过挑选每组紧固件中螺母和垫片，控制三组紧固件的质量差异不大于 0.025g；然后将紧固件配对安装在法兰盘组件的指定位置上。
- (2) 根据被试组件的实际大小调整动平衡机的支撑和加紧机构，设置 A、B 基准为止点，A 基准设置在轴承 A 内环的中间位置，B 基准设置在轴承座的中间位置，将主减速器高速锥齿轮组件按要

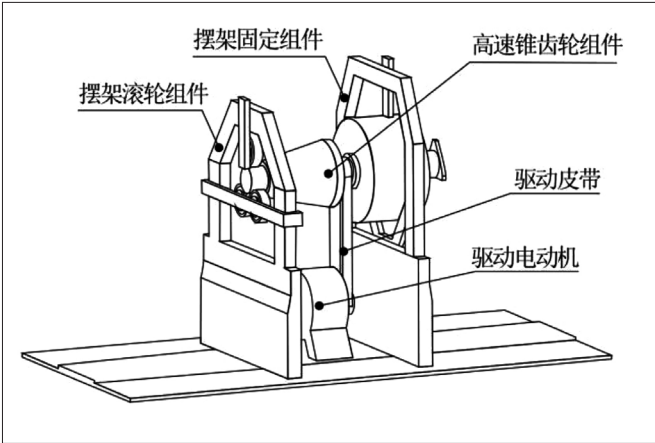


图 4 动平衡试验的放大图

求安装到动平衡机上，通过调整夹紧装置，使被试零组件达到与装机状态相同的安装姿态并安装牢固。

(3) 安装驱动皮带在齿轮轴指定轴颈部位并调整张紧力符合要求，关闭设备防护罩；按要求启动设备并驱动齿轮轴运转至指定转速，待测试设备示值稳定后读取测量数值。

(4) 分析测得的偏心量及分布角向，结合计算获得的动不平衡量限制值 (20g/mm)。当动不平衡量总和小于 20g/mm 时，动平衡合格；当动不平衡量总和大于 20g/mm 时，应根据实际质量分布情况，对应调整螺旋挡圈和 / 或输入法兰盘在齿轮轴上的安装角向，并做好转角记录，拧紧固定螺母 B，再次进行动平衡测试，直至最终测量结果满足设计要求，动平衡结束。

4.4 组合动平衡试验结果验证

将组合动平衡前的原组件安装至主减速器进行功率扫描试验，监测输入法兰与动力输入轴三种安装角向状态下主减速器输入级的径向、切向和轴向三个方向的振动大小，试验结果见表 1。

表 1 原状态相位 1、相位 2 功率扫描振动情况 (g)

功率	角向 1			角向 2			角向 3		
	径向	切向	轴向	径向	切向	轴向	径向	切向	轴向
10%	5.6	3.5	2.8	2.3	0.7	1.2	3.8	3	1.9
30%	6	3.8	1.9	2	1.6	0.6	4.7	3.2	0.8
50%	5.8	4.1	1.8	2.7	2.7	0.5	4.8	4.1	1.7
70%	4.6	4.8	2.2	2.5	3.5	1.1	4.7	5.6	2.8
90%	4.2	5.8	2.3	2.3	4.2	1.4	4.2	6.7	2.9
100%	3.6	6.1	2.3	1.8	4.2	1.4	3.8	6.8	3
单发	3.4	6.5	2.4	1.6	4.4	1.6	3.8	7.3	3.2

采用前述组合动平衡试验方法进行动平衡，组件组合动平衡前后的动平衡结果如表 2 所示。

表 2 组合动平衡前后结构对比

状态	动平衡组件	
	不平衡量	相位
组合动平衡前	14.99	19
组合动平衡后	6.263	185

将组合动平衡后的组件安装至主减速器进行功率扫描试验，结果见表 3。将表 3 的结果与表 1 对比可见，采用组合动平衡方法进行动平衡后的主减输入机匣及主动锥齿轮组件平衡状态良好，输入级基频最大振动幅值减小 30.14%，可在满足实际需要的前提下大幅提升主减速器动力学特性。

表 3 窜装动平衡后组件相位 1、相位 2 结果

功率	角向 1			角向 2			角向 3		
	径向	切向	轴向	径向	切向	轴向	径向	切向	轴向
10%	3.5	1.4	1.4	1.3	1.4	0.6	3.7	3.4	2
30%	5.1	1.4	0.5	1.1	0.6	0.4	5.2	2.8	0.3
50%	3.7	2.4	0.8	2	1	0.3	4.9	3.2	1.1
70%	2.7	2.9	1.1	2	1.5	0.4	3.7	3.5	1.3
90%	2.3	3.3	1.1	1.8	2.3	0.6	3.2	3.8	1.4
100%	1.8	3.3	1.1	1.3	2.3	0.6	2.4	3.7	1.4
单发	1.8	3.5	1.1	1.2	2.4	0.7	2	3.7	1.5

5 结语

(1) 给出直升机主减速器高速输入机匣及主动锥齿轮组件的组合动平衡方法，克服现有传统技术的

不足，为直升机主减速器高速输入机匣及主动锥齿轮组件的动平衡方法提供参考；

(2) 使用组合动平衡方法对某主减速器高速输入级输入机匣及主动锥齿轮组件进行动平衡试验，经过动平衡后的组件不平衡量显著降低；

(3) 使用功率扫描法对动平衡前后的组件进行验证，结果表明，采用组合动平衡方法进行动平衡后的主减速器输入机匣及主动锥齿轮组件，工作状态下基频振动幅值明显减小，可进一步提高其使用性能和可靠性。

参考文献：

[1] 李立波，邹本艳，李雅武，等. 1000MW 超超临界汽轮机低压 II 转子高速动平衡研究 [J]. 汽轮机技术, 2012, 54(04):317-320.

[2] 侯继海，郭凯，贾明，等. 大功率齿轮调速装置转子动平衡精度及计算方法探讨 [J]. 机械传动, 2012, 36(10):35-38.

[3] DYNAMICAL BALANCE STUDY OF RING REDUCER[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003(01):87-90.

[4] Goodman T P. A Least-squares Method for Computing Balancing Correction, Transaction of the American Society of Mechanical Engineers[J]. Engineering for Industry, 1964, 86(3):273-279.

作者简介：卢政伟（1990.04-），男，蒙古族，内蒙古赤峰市人，硕士研究生，工程师，研究方向：直升机主减速器总体设计。