

DOI:10.16356/j.1005-2615.2020.02.010

新型主减隔振装置隔振性能测试试验研究

沈安澜¹, 刘续兴¹, 张方², 伍特辉¹

(1. 中国直升机设计研究所, 景德镇, 333001;

2. 南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室, 南京, 210016)

摘要:为解决新研全尺寸主减隔振装置地面性能试验中由于试验件尺寸大、重量重和试验状态多等难点,同时缩短试验周期并降低试验成本,提出了一种通过实测动载荷传递率评估主减隔振装置隔振性能的地面性能试验方法,给出了试验方案、试验夹具安装、试验内容以及过程。通过理论分析和试验结果,验证了实测动载荷传递率试验方案的可行性,测试结果真实可靠,为后续类似的系统级全尺寸隔振性能试验提供了一种新的试验方法。试验结果表明:新型主减隔振装置对垂向、航向和侧向三向激励的隔振效率均超过了80%,达到了预期的减振效果。

关键词:直升机;主减隔振装置;地面性能试验;隔振效率

中图分类号:V275.1;O329;TB123

文献标志码:A

文章编号:1005-2615(2020)02-0247-08

Vibration Isolation Performance of A New Type of Gearbox Vibration Isolation Device

SHEN Anlan¹, LIU Xuxing¹, ZHANG Fang², WU Tehui¹

(1. China Helicopter Research and Development Institute, Jingdezhen, 333001, China; 2. State Key Lab of Mechanics and Control for Mechanical Structure, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing, 210016, China)

Abstract: In order to solve the difficulties in ground performance test of new full-scale gearbox vibration isolation device, such as large size, heavy weight and many test states, and to shorten test period and reduce test cost, a test method for evaluating the vibration isolation performance of the gearbox vibration isolation device by measuring the transfer rate of dynamic load was presented. Details about the scheme, test fixture installation, test content and process of the ground performance test were brought forward. The theoretical analysis and the comparison test results of traditional vibration level verified the feasibility of the measured load transfer rate test scheme and the reliability of the test results, which provided a new test method for the following similar system level full-scale vibration isolation performance test. The experimental results showed that the vibration isolation efficiency of the new type of gearbox vibration isolation device for X, Y, Z three directions achieved over 80%, and achieved the expected vibration reduction effect.

Key words: helicopter; gearbox vibration isolation device; ground performance test; vibration isolator efficiency

直升机机体振动水平是直升机研制的重要指标之一,振动控制措施和减振设计是现代直升机设

计中的重要内容。由于动力反共振隔振装置优异的减隔振性能,国外投入了大量的人力和物力对动

收稿日期:2018-11-08; **修订日期:**2019-09-04

通信作者:沈安澜,男,高级工程师,E-mail:605203591@qq.com。

引用格式:沈安澜,刘续兴,张方,等. 新型主减隔振装置隔振性能测试试验研究[J]. 南京航空航天大学学报,2020,52(2):247-254. SHEN Anlan, LIU Xuxing, ZHANG Fang, et al. Vibration isolation performance of a new type of gearbox vibration isolation device[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2020, 52(2):247-254.

力反共振隔振技术的隔振机理、结构形式、应用以及功能实现进行了研究,将动力反共振隔振装置与其他形式的主减隔振装置进行组合,形成组合式直升机主减隔振装置^[1-6],从而达到同时隔离面内和垂直方向桨毂激励载荷的目的。经过多年的发展,国外的主减隔振技术趋于成熟,已经在SA350, NH-90, 虎式, 茶隼等多型机上正式列装,大大降低了机体的振动水平,成功缓解了直升机机体振动问题^[7-8]。

相比国外,国内对于动力反共振隔振技术研究起步于20世纪90年代,顾仲权等^[7-12]对动力反共振式主减隔振开展了相关的研究工作,但研究工作仅停留在理论研究以及模型试验阶段。为将主减隔振技术推向型号应用,新研全尺寸聚焦反共振式直升机主减隔振装置需要开展系统级全尺寸主减隔振装置地面性能试验以及装机地面性能试验。

工程上常规隔振装置地面性能试验方法^[12-15]有两种,分别为振动水平对比测试和振动台位移传递率测试。其中振动水平对比测试主要用于全尺寸大型试验件的隔振性能试验,但由于试验件尺寸大、重量重,需要设计复杂的专用试验台架进行试验,试验周期长、成本高,且需要基于原状态和安装隔振装置两种状态下开展试验,试验结果受两种状态试验的影响,影响因素多。而振动台位移传递率测试则相对简单,相对振动水平对比试验,振动台试验周期短、成本低,但是受振动台的性能限制,只能针对小型试验件开展试验。

为了适应型号发展需要,研制了全尺寸新型聚焦反共振式主减隔振装置,开展全尺寸系统性能试验。为了准确模拟新型主减隔振装置边界约束,需要使用全尺寸主减作为陪试件,但全尺寸主减尺寸大、重量重,无法利用振动台开展性能试验,而振动水平对比测试则需要涉及全机测试改装,改装和试验周期均长,并不利于主减隔振装置地面性能调试。为了尽快获得主减隔振装置的减振性能,将主减隔振装置性能调整到位,必须要使用一种相对简化的试验方案进行地面性能试验,为此本文结合了位移传递率的测试方法及振动隔离效果的评定方法^[15],提出了采用动载荷传递率的测试方法,并设计了试验方案,同时给出了试验夹具安装、试验内容以及过程。通过理论分析验证了主减隔振装置动载荷传递率测试方案的可行性,同时通过装机振动水平对比试验结果验证了动载荷传递率试验结果的准确性,得到新研主减隔振装置的隔振性能。

动载荷传递率测试方法相比常规的振动水平

对比测试方法,具有以下优势:①仅需在动载荷传递路径上布置较少的力传感器,从而替代大量的加速度传感器的使用,减少了传感器的数量;②仅需要进行隔振状态下的动载荷测试,不必对原机状态进行测试,不需要进行机上改装,减少了试验状态,减少了测试改装的工作量,降低了试验成本,缩短了试验周期;③取消了专用的试验台架,节约了台架的设计加工的成本和周期,进一步降低了试验周期、工作量和试验成本。

1 试验方案设计

主减隔振装置地面性能试验主要测试主减隔振装置的隔振性能并完成装机性能试验前的主减隔振装置性能调试,为后续主减隔振装置装机性能试验奠定基础,同时为主减隔振装置的研制提供实测数据支撑。

1.1 新研主减隔振装置结构

新研主减隔振装置以某型国产直升机为背景机,根据原机主减安装接口进行全新设计,在国内属于首次按照装机要求设计研制的全尺寸主减隔振装置,该结构如图1所示。旋翼动载荷经主减向机体传递时,主减隔振装置产生反共振,从而抵消旋翼动载荷经主减向机体传递的动载荷,达到机体减振的目的。

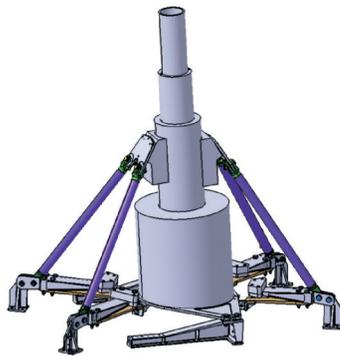


图1 新型聚焦反共振式主减隔振装置结构图

Fig.1 Structure diagram of new focused anti-resonance gearbox vibration isolation device

1.2 试验方案设计

为了能够快速准确测得新研主减隔振装置的隔振性能,缩短试验周期和试验成本,为主减隔振装置装机性能试验奠定基础,提出了实测动载荷传递率的试验方法。如图2所示,动载荷传递率试验方法的基本思路是,将传递至机体的动载荷与激励的动载荷进行对比(其比值即为动载荷传递率),即可根据动载荷传递率结果评估主减隔振装置的隔振性能。

体和连接支座的质量; k, k' 分别为主减隔振装置的弹簧板和力传感器连接刚度; R 为刚性杆的长度; a 为刚性杆中心与支点 A 的距离; F 为受到的外界激励力; c 为结构阻尼。该模型的动力学模型的动能 T 、势能 V 和耗散能 E 分别为

$$T = \frac{1}{2} M \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m \left(\frac{R}{r} \dot{u} - \frac{R-r}{r} \dot{x} \right)^2 + \frac{1}{2} m_r \left(\frac{a+r}{r} \dot{u} - \frac{a}{r} \dot{x} \right)^2 + \frac{1}{2} J_0 \left(\frac{\dot{x} - \dot{u}}{r} \right)^2 + \frac{1}{2} m' \dot{u}^2 + \frac{1}{2} M_1 \dot{u}_1^2 \quad (1)$$

$$V = \frac{1}{2} k (x - u)^2 + \frac{1}{2} k' (x - u_1)^2 \quad (2)$$

$$E = \frac{1}{2} c (\dot{x} - \dot{u})^2 \quad (3)$$

式中: J_0 为刚性杆绕自身中心 C_0 的转动惯性。

$$T_D = \left| \frac{f_0}{F} \right| = \left| \frac{k + cj\omega - B\omega^2}{(k + cj\omega)[1 - (2B - A - D)Q] - [D - (AD - B^2)Q]\omega^2} \right| \quad (7)$$

其中

$$A = m' + m \frac{R^2}{r^2} + m_r \frac{(a+r)^2}{r^2} + \frac{J_0}{r^2}$$

$$B = m \frac{R(R-r)}{r^2} + m_r \frac{(a+r)a}{r^2} + \frac{J_0}{r^2}$$

$$D = M + m \frac{(R-r)^2}{r^2} + m_r \frac{a^2}{r^2} + \frac{J_0}{r^2}$$

$$Q = \frac{1}{M_1} - \frac{\omega^2}{k'}$$

$$\omega = 2\pi f$$

式中: f_0 为传递至机身的激励力; ω 为外界的激励圆频率; f 为外界的激励频率。

考虑到主减隔振装置的连接方式为机械连接, 阻尼为结构阻尼, 阻尼较小。忽略阻尼的影响, 式(7)变为

$$T_D = \left| \frac{k - B\omega^2}{k[1 - (2B - A - D)Q] - [D - (AD - B^2)Q]\omega^2} \right| \quad (8)$$

2.2 传递率和反共振频率计算结果

如图4所示, 串装力传感器后改变了支座底部连接刚度 k' , 支座串装力传感器后固定于地面, 此时理论模型中的机体可以近似认为质量无限大的刚体, 故机体质量 $M_1 \rightarrow \infty$ 。试验使用电磁激振器, 激振力幅值约为 400 N, 主减质量为 1 000 kg, 由力传感器资料可知, 单个力传感器刚度为 1.05 kN/ μm , 试验方案采用 12 个力传感器并联的布置方式, 其连接总刚度 $k' = 12 \times 1.05 \text{ kN}/\mu\text{m} = 1.26 \times 10^{10} \text{ N/m}$, 激励频率 f 等于 25.5 Hz。由此

将式(1)–(3)代入拉格朗日方程, 推导得到

$$\left[M + m \left(\frac{R-r}{r} \right)^2 + m_r \frac{a^2}{r^2} + \frac{J_0}{r^2} \right] \ddot{x} - \left[m \frac{R(R-r)}{r^2} + m_r \frac{a(a+r)}{r^2} + \frac{J_0}{r^2} \right] \ddot{u} + kx + c\dot{x} - ku - c\dot{u} = F \quad (4)$$

$$\left[m' + m \left(\frac{R}{r} \right)^2 + m_r \frac{(a+r)^2}{r^2} + \frac{J_0}{r^2} \right] \ddot{u} - \left[m \frac{R(R-r)}{r^2} + m_r \frac{a(a+r)}{r^2} + \frac{J_0}{r^2} \right] \ddot{x} + ku + k'u + c\dot{u} - kx - k'u_1 - c\dot{x} = 0 \quad (5)$$

$$M_1 \ddot{u}_1 + k'(u_1 - u) = 0 \quad (6)$$

通过求解式(4)–(6), 得到动力反共振隔振器的力传递率 $T_D^{[16]}$ 为

可知

$$M_1 \rightarrow \infty$$

$$Q = \frac{1}{M_1} - \frac{\omega^2}{k'} \approx -\frac{\omega^2}{k'}$$

$$(2B - A - D)\omega^2 = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m} \ll k' = 1.26 \times 10^{10} \text{ N/m}$$

$$\frac{(AD - B^2)\omega^2}{k'} = 10 \text{ kg} \ll D$$

则

$$1 - (2B - A - D)Q \approx 1 + \frac{(2B - A - D)\omega^2}{k'} \quad (9)$$

$$D - (AD - B^2)Q \approx D + (AD - B^2) \frac{\omega^2}{k'} \approx D \quad (10)$$

成立。将式(9)和式(10)代入式(8), 得到传递率 T_D 表达式

$$T_D = \left| \frac{k - B\omega^2}{k - D\omega^2} \right| \quad (11)$$

主减隔振装置的反共振圆频率 ω_{AR} 即为当式(8)等于零时 ω 的值

$$\omega_{AR} = \sqrt{\frac{k}{m \frac{R(R-r)}{r^2} + m_r \frac{(a+r)a}{r^2} + \frac{J_0}{r^2}}} \quad (12)$$

系统安装固有圆频率 $\omega_{\text{固}}$ 即为当式(8)分母等于零时 ω 的值

$$\omega_{\text{固}} = \sqrt{\frac{k}{M + m \frac{(R-r)^2}{r^2} + m_r \frac{a^2}{r^2} + \frac{J_0}{r^2}}} \quad (13)$$

动载荷传递率表达式(11)、系统反共振频率表达式(12)和系统安装固有频率表达式(13)并不包

合力传感器连接刚度 k' 。由此可知,串装力传感器后并不会降低系统的安装刚度,不会影响系统载荷传递率、系统反共振频率和系统安装固有频率,故而采用力传感器进行动载荷传递率测试方案可行。

3 试验结果处理与分析

在定频稳态激励下,测得 12 个力传感器传递至刚性平板的动载荷,实测力信号如图 5 所示。根据力合成原理,得到系统传递的合力,如图 6 所示。建立系统整体坐标系,坐标原点为主减底部中心,根据 12 个力传感器实测载荷结果并结合传感器在整体坐标系中的坐标值,得到系统传递的总弯矩,如图 7 和 8 所示。根据传递总合力、总弯矩和激励载荷,得到动载荷传递率结果,如表 1 所示。

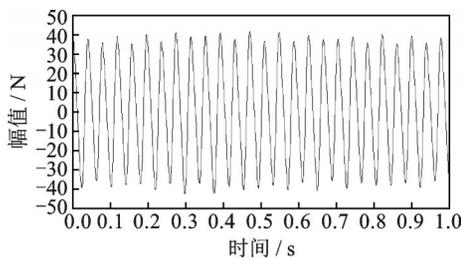


图 5 定频激励下力传感器时域图

Fig.5 Time domain diagram of force sensor under constant frequency excitation

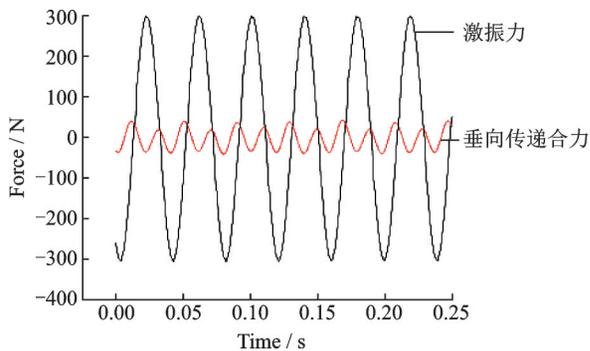


图 6 实测垂直向传递合力时域曲线

Fig.6 Time domain curves of measured vertical transfer resultant force

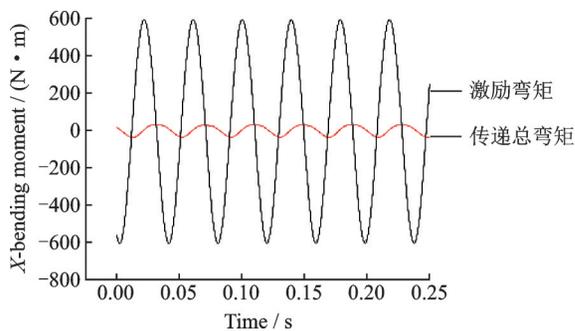


图 7 实测航向传递合弯矩时域曲线

Fig.7 Time domain curves of measured course transfer bending moment

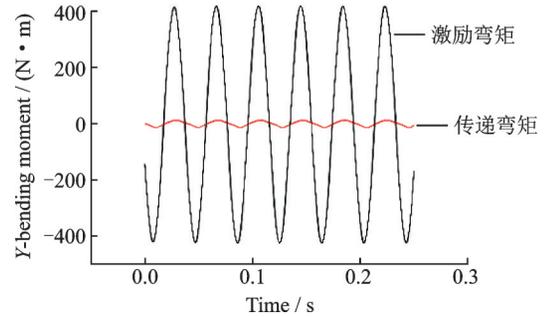


图 8 实测侧向传递合弯矩时域曲线

Fig.8 Time domain curves of measured lateral transfer bending moment

表 1 隔振状态定频 25.5 Hz 激励下传递率实测结果

Table 1 Measurement results of transfer rate under constant frequency 25.5 Hz excitation in vibration isolation

载荷	实测 载荷	激励 载荷	传递率/ %	隔振 效率/%
垂向合力/N	41.5	306.2	13.6	86.4
航向合弯矩/(N·m)	28.3	559.6	4.7	95.3
侧向合弯矩/(N·m)	19.2	293.6	6.5	93.5

4 试验结果验证

在理论分析结果的基础上,依据实测力传递率试验结果,完成主减隔振装置地面性能测试以及调试,同时根据试验进度安排开展主减安装动特性试验和装机振动水平对比测试试验,一方面完成主减隔振装置装机性能测试,另一方面验证动载荷传递率测试方法的可行性和测试结果的准确性。

4.1 主减隔振装置安装动特性试验

主减隔振装置安装动特性试验针对串装力传感器前后主减安装频率进行测试,测试串装力传感器前后主减安装频率的变化情况,从而评估串装力传感器后主减连接刚度的变化情况,验证动载荷传递率测试方法的可行性。

对加装力传感器前后系统的安装动特性试验结果数据进行处理,试验结果如表 2 所示,典型加速度频响曲线如图 9 所示。

从表 2 的数据结果分析可知,加装力传感器前后系统的安装频率相差不到 1%,加装力传感器对

表 2 两种不同状态下主减安装频率对比

Table 2 Comparison of frequency reduction of main installation in two different states Hz

模态	未加装力传感器	加装力传感器
Mode 1	12.2	12.1
Mode 2	20.1	19.9
Mode 3	37.2	36.9
Mode 4	48.3	48.2

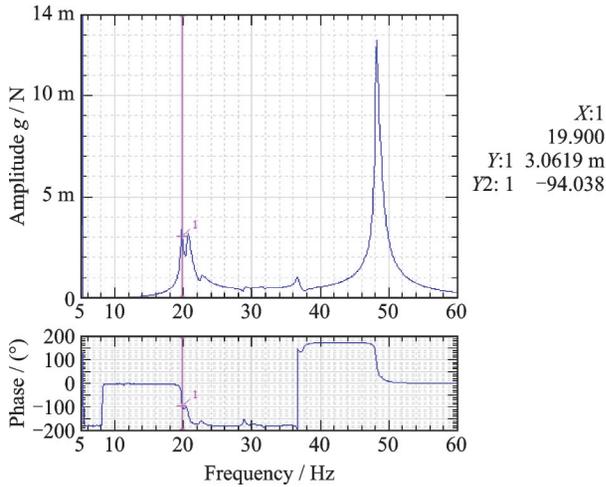


图9 主减安装动特性试验加速度频响曲线

Fig.9 Acceleration frequency response curves for test of gearbox subtraction installation

系统安装频率的影响几乎可以忽略。

4.2 主减隔振装置装机地面性能试验

根据主减隔振装置研制要求,同时验证主减隔振地面性能试验结果,开展主减隔振装置装机地面性能试验。主减隔振装置装机地面性能试验共布置83个三向加速度传感器,分别位于主旋翼轴、主减撑杆接头、驾驶舱座椅、驾驶舱脚蹬地板等83个位置,试验现场照片如图10所示。

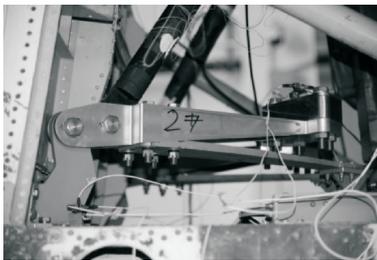


图10 主减隔振装置装机地面试验现场照片

Fig.10 Test photo of gearbox vibration isolation device

选择主减撑杆接头、驾驶舱座椅、驾驶舱脚蹬地板的18个加速度测点为主减隔振装置隔振效率评价点。针对原机和隔振两种不同状态在相同的激振力激励下,各测点实测振动水平结果如图11—13所示。

借鉴陆洋等^[13]对于振动水平隔振效率的评价方法,定义在两种不同的状态下,总体振动水平 g_{all} 为18个振动评价点振动加速度的均方根,表达式如下

$$g_{all} = \sqrt{(g_1^2 + g_2^2 + \dots + g_n^2)/n} \quad (14)$$

式中: $g_i(i=1, 2, \dots, n)$ 表示各评价点的振动加速度值; n 为评价点的总数,本试验中 n 取18。根据式(14)计算得到三向激励下的隔振效率,并与动载荷

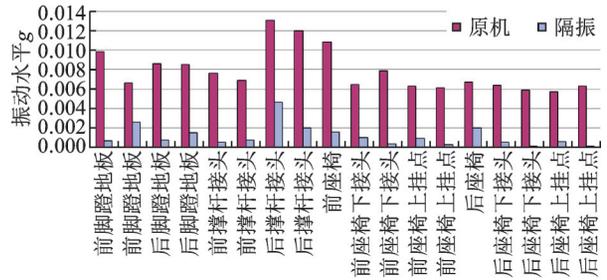


图11 装机状态下垂向定频激励时隔振状态与原机状态实测振动水平对比

Fig.11 Comparison of vibration level under vertical excitation in the ground assembling test

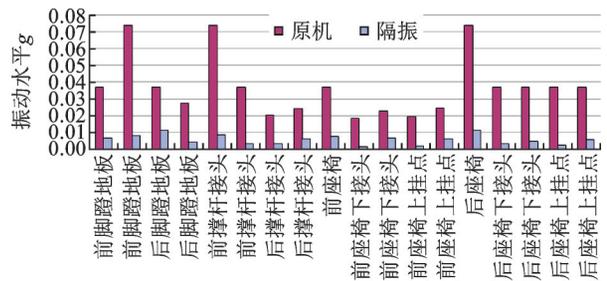


图12 装机状态下航向定频激励时隔振状态与原机状态实测振动水平对比

Fig.12 Comparison of vibration level under longitudinal excitation in the ground assembling test

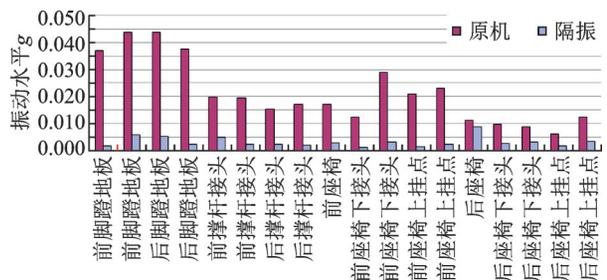


图13 装机状态下侧向定频激励时隔振状态与原机状态实测振动水平对比

Fig.13 Comparison of vibration level under lateral excitation in the ground assembling test

传递率测试结果进行对比,结果见表3。

表3 隔振效率实测结果对比

Table 3 Comparison of measured results of vibration isolation efficiency %

测试方法	垂向	航向	侧向
传递率测试方法	86.4	95.3	93.5
装机对比测试	80.8	87.3	85.4
误差	6.5	8.4	8.6

根据试验结果表2和表3所示,同时结合理论分析表明:①加装力传感器对系统整体的连接刚度影响较小,对系统的安装频率影响较小;②动载荷传递率测试结果与振动水平对比测试结果接近,两

者误差最大为8.6%,根据传感器、数据采集设备等测试设备的精度,得到测试系统的累积误差为0.71%,测试误差以及试验结果误差均满足工程实际要求^[7,12,14,17],验证了动载荷传递率试验的可行性和结果的准确性。

4.3 测试结果分析

根据振动水平对比测试方法的基本原理,隔振状态和原机状态在激励力 F 作用下机体振动水平对比结果可以用表达式 η 表示

$$\eta = \left| \frac{\ddot{u}_1}{\ddot{u}'_1} \right| = \left| \frac{u_1 \omega^2 M_1 / F}{u'_1 \omega^2 M_1 / F} \right| = \frac{T_D}{T'_D} \quad (15)$$

式中: \ddot{u}_1 和 \ddot{u}'_1 分别为隔振状态和原机状态在激励力 F 作用下机体振动响应; u_1 和 u'_1 分别为隔振状态和原机状态在激励力 F 作用下机体位移响应; T_D 和 T'_D 分别为隔振状态和原机状态在激励力 F 作用下动载荷传递率。

T_D 和 T'_D 根据其定义可知

$$T_D \geq 0, T'_D \geq 0$$

根据式(15)可知,当 $T'_D=1$ 时 $\eta=T_D$;当 $T'_D \neq 1$ 时 $\eta \neq T_D$,即一般情况下,对比测试加装主减隔振装置与原机两种不同状态下机体的振动水平得到的隔振效率并不等于实测隔振状态下动载荷传递率方法得到的隔振效率。

为了降低由于测试设备的误差对两种不同试验方法的对比结果产生的较大影响,振动水平对比测试试验和动载荷测试试验采用同一套数据采集以及分析设备。根据振动水平对比测试结果,如图11—13所示,在加装隔振装置后各测点的减振效率并不完全一样,出现这种情况是由于机体属于弹性体,在受到外界激励时,由于其固有振型以及阻尼等,不同测点处的振动水平不同,所以采用振动水平对比测试时,为了准确评估隔振装置的减振性能,需要尽可能多布置加速度传感器,同时需要考虑传感器的布置位置,当传感器布置位置不合适或传感器数量太少,都会对最后的结果产生影响。同时由于受机体弹性的影响,机上振动水平对比测试时主减系统连接刚度相对地面性能试验时有所降低,这也是引起最后结果有误差的一个原因。另外,振动水平对比测试采用的电磁式激振器输出力有限,系统的振动加速度响应值较小,加速度传感器的采集误差和数据分析时的截断误差对最后的测试结果会产生一定的影响,这也是测试结果产生误差的一个原因。

根据式(15)的理论分析可知,采用振动水平对比测试方法获得的减振效率包含两部分,分别为原机状态时的减振效率以及加装隔振装置后的减振

效率,只有当原机动载荷传递率为100%时,即原机状态没有隔振效果时,振动水平对比测试与动载荷传递率测试获得的减振效率相同,原机状态下主减的隔振性能对振动水平对比测试试验的结果具有一定的影响。

相比振动水平对比测试,动载荷传递率测试只需在动载荷传递通道上布置力传感器,不仅需要的传感器数量少,而且只需进行隔振状态下动载荷测试,不需要与原机状态进行对比,且不需要专用的试验台架,可以有效减少试验工作量,缩短试验周期,降低试验成本。根据表3可知,两种测试结果接近,两者误差最大为8.6%,工程上可以接受,满足工程使用的要求。

4.4 新研主减隔振装置隔振性能

根据图11—13和表1—3的数据结果表明:①加装力传感器后对主减隔振装置的连接刚度和安装频率基本没有影响;②加装新型主减隔振装置后在三向激励载荷作用下各测点的振动水平比原机状态均有明显降低,证明主减隔振装置有明显的隔振效果,综合减振效率超过80%。

5 结 论

本文根据某型机新研主减隔振装置研制需要,提出了一种实测动载荷传递率进行全尺寸系统级主减隔振装置隔振地面性能评估的试验方法,并基于理论分析和试验结果得到如下结论:

(1)采用串装力传感器实测主减隔振装置动载荷传递率的试验方案可行,测试结果准确可信;

(2)串装力传感器对系统的连接刚度和系统的动特性影响较小;

(3)相比常规振动水平对比测试方法,实测载荷传递率的测试方法需要的传感器数量少,不需要专用试验台架,且只需进行隔振状态下动载荷测试,有效减少试验工作量,降低试验成本,缩短试验周期;

(4)通过对主减隔振装置地面性能试验和装机地面性能试验的试验数据进行处理和分析,验证了新型聚焦反共振式主减隔振装置对垂向、航向和侧向三向激励的隔振效率均超过了80%。

参考文献:

- [1] FLANNELLY W G. The dynamic anti-resonant vibration isolator: US3445080 A[P].1969-05-20.
- [2] SZEFI J T. Helicopter gearbox isolation using periodically layered fluidic isolation[D]. Pennsylvania State: The Pennsylvania State University, 2003.
- [3] BRAUN D. Development of anti-resonance force isola-

- tors for helicopter vibration reduction [J]. Journal of the American Helicopter Society, 1982, 27 (4) : 37-44.
- [4] HEGE P, GENOUX G. The SARIB vibration absorber [C]//Proceedings of the 9th European Rotorcraft and Powered Lift Aircraft Forum. Stresa: ERF, 1983, 49: 1-11.
- [5] KONSTANZER P. Recent advances in Eurocopter's passive and active vibration control [C]//Proceedings of American Helicopter Society 64th Annual Forum. Montreal: AHS, 2008: 424-441.
- [6] KRYSINSKI T, MALBURE F. Mechanical vibrations: Active and passive control [M]. The United States: John Wiley Sons, 2010.
- [7] 邓旭东. 直升机高性能主减隔振系统分析与仿真研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2011.
DENG Xudong. Research on simulation for the advanced helicopter gearbox isolation system [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2011.
- [8] 宋楚晨. 直升机主旋翼半主动 DAVI 隔振系统设计 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014.
SONG Chuchen. Semi-active DAVI design for helicopter main rotor [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2014.
- [9] 顾仲权. 动力反共振隔振 [J]. 噪声与振动控制, 1989 (6): 36-41.
- [10] 刘劲涛, 李小号, 高洪波, 等. 单质体反共振隔振振动机械的理论及应用 [J]. 东北大学学报, 2011, 32 (5): 724-727.
LIU Jintao, LI Xiaohao, GAO Hongbo, et al. Theory and application of single mass anti-resonance vibration isolation vibration machinery [J]. Journal of Northeastern University, 2011, 32(5): 724-727.
- [11] 张树桢, 孙东红, 刘续兴, 等. 扭转式 SARIB 隔振系统的建模与仿真 [J]. 南京航空航天大学学报, 2016, 48(2): 287-290.
ZHANG Shuzhen, SUN Donghong, LIU Xuxing, et al. Modeling and simulation on torsion-SARIB vibration isolation system [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2016, 48 (2) : 287-290.
- [12] 黄传跃, 郭光海, 李祖钊. 一种新型旋翼/机身隔振装置及其性能分析 [J]. 振动工程学报, 1999, 12(3): 403-409.
HUANG Chuanyue, GUO Guanghai, LI Zuzhao. A new rotor fuselage vibration isolator and its characteristics analysis [J]. Journal of Vibration Engineering, 1999, 12(3): 403-409.
- [13] 陆洋, 顾仲权, 凌爱民, 等. 直升机结构响应主动控制飞行试验 [J]. 振动工程学报, 2012, 25(1): 24-29.
LU Yang, GU Zhongquan, LING Aiming. Flight test of active control of structure response for helicopter [J]. Journal of Vibration Engineering, 2012, 25(1): 24-29.
- [14] 龚亮. 液弹隔振器设计与试验研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.
GONG Liang. Design and testing of the fluid elastomer isolator [J]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2012.
- [15] 严济宽, 柴敏, 陈小琳. 振动隔离效果的评定 [J]. 噪声与振动控制, 1997(3): 22-30.
- [16] 沈安澜, 陈静, 刘续兴, 等. 直升机主减动特性三维参数化分析方法 [J]. 直升机技术, 2016(3): 18-25.
SHEN Anlan, CHEN Jing, LIU Xuxing, et al. A new three-dimensional mathematics analysis method of helicopter main gearbox dynamic characteristics [J]. Helicopter Technique, 2016(3): 18-25.
- [17] 胡海宝. 钢丝网垫减振器减振安装系统优化设计研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2013.
HU Haibao. Research on optimization design of steel-net pad damper in vibration mounting system [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2013.

(编辑: 胥橙庭)