

齿轮共振转速及动频测量

空军第一研究所 艾贻人、鞠秀庭、宇培孚
北京航空航天大学 晏砺堂、李其汉

摘 要

本文提出一种简便易行的用声测原理实现在发动机多层包容、高噪音的恶劣测量条件下,测量齿轮行波共振转速及动频的机外检测方法。该方法有较高测量精度,并且使用简便。

一、齿轮共振转速及动频的声测方法

1. 目的 根据齿轮故障件断口分析^[1],断口形貌特征分析,圆锥齿轮轴向振动分析^[2]及该型齿轮固有频率特性测量^[3,4],已知发动机在工作转速范围内该齿轮有多个共振点。由于齿轮静频有一定分散度及安装、转速、扭矩、阻尼等因素的影响,使发动机的共振转速及齿轮动频也有一定的分散度。

目前共振转速及动频的测量多用通常的应变测量法。对该发动机来说,此法改装工作量大且复杂,并需特制引电器。改装后恢复正常使用周期长,工作量大。本研究旨在寻找一种简便易行的,用声测原理实现齿轮共振转速及动频的原位检测方法。

2. 声测原理 齿轮振动一般可用振动传感器测量,但由于齿轮轴向节径型振动其重心基本上不动,因此对支座作用力很小,用振动传感器很难检测到这种振动信号。但这种振动能激振空气产生声信号。在非共振状态下这种声信号较小,当齿轮进入共振时声信号能量突然增大。这种声信号能量的实变是齿轮共振的标志。此时齿轮的转速即为共振转速。

由于发动机振源复杂,气流噪声大,齿轮被多层壳体包容,虽齿轮共振使声信号能量突然增大,但很难从大量不断变化的信号中找到,因此测量前应该知道其频率范围。

根据动波振动原理可推导出圆锥齿轮轴向节径型行波共振转速公式。齿轮在旋转条件下产生节径型轴向振动时声信号频率 f_N 与其固有频率 f_m (动频)及齿轮转速(n_N)可用下式表达:

$$n_N = 60f_m / (kz \pm m) \quad (1)$$

$$f_N = f_m \pm n_N \times m / 60 \quad (2)$$

式中: m 为节径数 K 为倍频数 Z 为齿数, $\pm$ 号为前、后行波。

用测量到的齿轮静频平均值 f_m 值近似地代替公式(1)中的齿轮动频 f_m 的值,可由式(1)得到齿轮节径型行波共振转速图(见图1),各线交点即为共振点。

3. 齿轮试验台声测试验^[5]

(1) 试验装置(略)及测试框图(图2)

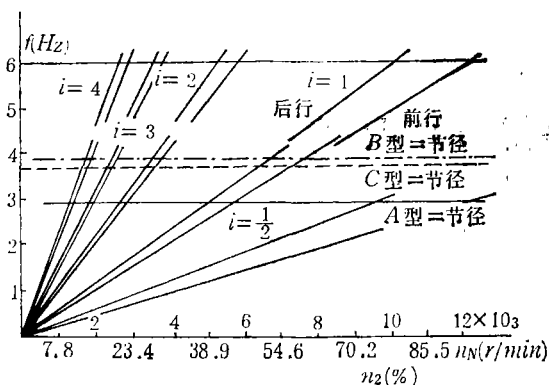


图1 行波共振转速图

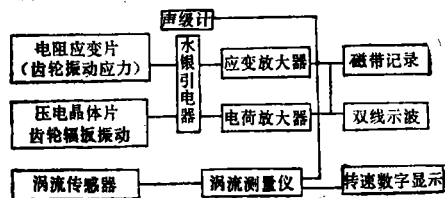


图2 测试框图

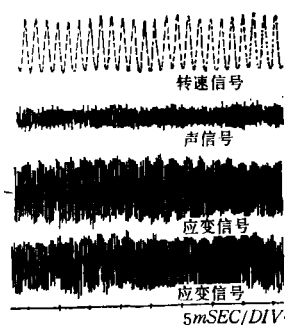


图3 二节径前行波信号分析图(试验台)

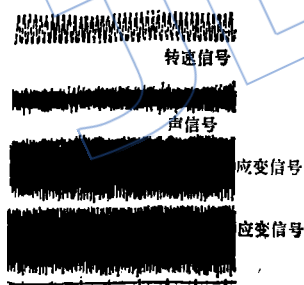
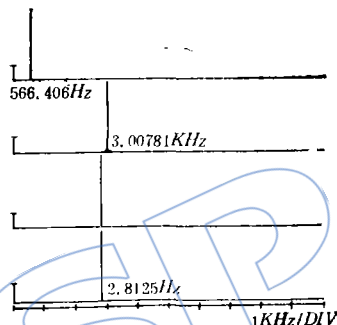
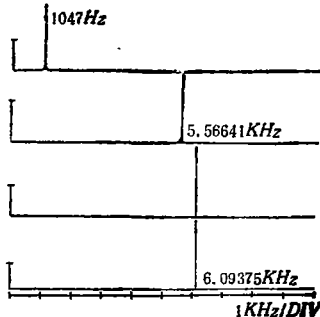


图4 三节径后行波信号分析图(试验台)



(2) 测试及分析方法
测量齿轮振动应力时在试验器旁放置一台声级计, 将其输出信号及应变仪输出信号及齿轮转速信号输入磁带记录仪。在理论计算的共振转速附近寻找共振点, 重复记录共振信号。由监视示波器可看出齿轮共振时应变

表1 计算值与实测值对比

图号	$n_2(\%)$	$f_{N计}(Hz)$	$f_{N测}(Hz)$	$f_{N计}(Hz)$	$f_{N计}(Hz)$	$f_s(Hz)$	振型
	97.3	1244.6	1250	6640.6	6640.6	6015.6	三节径前行波
图3	44.1	562.5	566.4	3007.8	3001.3	2812.5	二节径前行波
图4	82	1044.7	1047	5566.4	5570.3	6093.8	三节径后行波

论计算的共振转速附近寻找共振点, 重复记录共振信号。由监视示波器可看出齿轮共振时应变

信号及声信号同时突然增大到最大值,这也说明共振峰很窄。将记录的信号进行频谱分析,如图3、图4。

图中各路信号均绘出时域波形及频谱图,根据转速信号频率 f_n ,应变信号频率 f_e 按公式(2)可计算出声信号的理论计算值 f_N (计)。公式中 f_m 即为应变信号频率 f_e 。按公式(1)也可计算转速信号频率 f_n 的理论值 f_n (计)。测量计算结果如表1:

4. 试验结果分析

(1) 本试验说明用声测方法测量齿轮轴向节径型共振转速原理是正确的。从表中 f_n 测与 f_N 计相比较看出,声信号,固有频率,转速信号之间满足公式(1)、(2)。这样,就可以用测量到的 n_N 和 f_N ,并利用公式去计算动频 f_e 。

(2) 在共振转速,应变信号及声信号同时达到最大值。

(3) 共振时声信号频率即为齿轮啮合频率。

(4) 从图3、图4声信号与应变信号的频率的正差和负差,看出前行波共振和后行波共振现象的存在。

二、台架试车齿轮共振转速及动频机外测量^[6]

1. 目的 在发动机工作条件下,在机外声测齿轮共振转速及动频。声测齿轮共振转速虽在试验台上得到实验验证,但在发动机实际工作条件下,由于发动机构造的复杂,齿轮被多层壳体包容,且发动机机械振源复杂,有强大气流噪声干扰,因此测试条件比较苛刻。

2. 测点选择 如前所述,齿轮振动声信号传到机外,损失较大,又有复杂的干扰,因此,机外测量能否实现,关键是选择合适的测点及采取有效的隔噪措施。根据发动机的具体结构,我们找到了两个测点,可方便地在台架上及飞机上实施原位检测。并测得满意的结果。

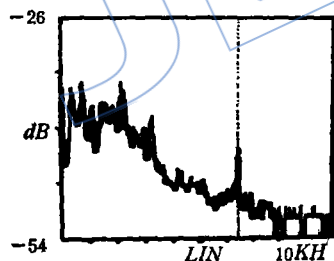


图5 二倍频三节径前行波 (x:6400Hz, y:-23.8dBv)

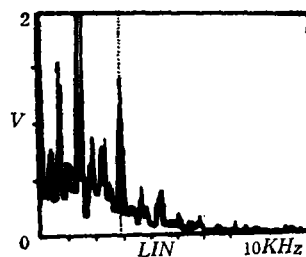


图6 二节径后行波 (x:2850Hz, y:1.418v)

表2 计算结果

频谱图	f_N (Hz)	f_m (Hz)	n_z (%)	振 型
	3150	2953	46	二节径前行波
图6	2850	3028	41.6	二节径后行波
图5	6400	6100	46.7	二倍频三节径前行波
	5550	6070	80.96	三节径后行波
图7	6650	6250	97.1	三节径前行波

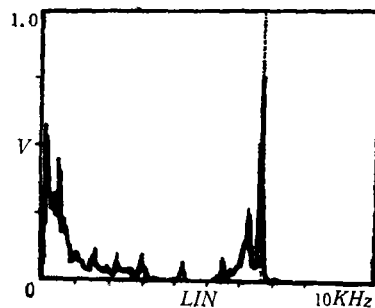


图7 三节径前行波 (x:6650Hz, y:0.7504v)

3. 测试方法及齿轮共振转速、动频计算

(1) 将声级计安装在测量管上, 将输出接入磁带机。测量时在理论计算的共振转速附近将声信号及发动机转速信号记入磁带。如将记录信号同时输入频谱分析仪可做实时分析。

(2) 共振转速及动频计算: 将记录信号及发动机转速按一定方法进行谱分析, 从谱图中可找出齿轮共振声信号频率(分析方法见下节)。谱图中虚线所示为声信号频率。在试车台架上试验的各共振转速下的谱图见图 5、6、7。

根据圆锥齿轮动波振动原理分析, 齿轮在旋转条件下, 轴向节径型共振时产生的声信号频率即为齿轮啮合频率。因此可根据齿轮共振声信号频率计算齿轮共振转速 n_N , 发动机转速 n_2 及齿轮动频 f_m 。计算公式如下, 计算结果列于表 2。

$$n_N = 60f_N/Z(r/min)$$

$$n_2 = 32n_N/(36 \times 11425)(\%)$$

$$f_m = n_N(KZ \mp m)/60(Hz)$$

4. 分析方法 由于声信号信号复杂, 信噪比小, 采用一般的方法做频谱分析很难在频谱图中找到共振声信号, 必须按下述方法仔细分析。

(1) 根据已知的齿轮固有频率近似平均值 $\bar{f}_m$ (可用同型齿轮测得), 按下式计算预测共振转速 $\bar{n}_N$ 的平均值, 及共振信号频率的平均值 $\bar{f}_N$ 。

$$\bar{n}_N = 60\bar{f}_m/(KZ \mp m), \quad \bar{f}_N = \bar{f}_m \pm \bar{n}_N \times m/60$$

(2) 将声信号输入频谱分析仪, 当齿轮转速在 n_N 附近, 在声信号谱频图上 f_N 附近出现稳定峰值时, 此峰值的频率即为共振声信号 f_N

$$n_N = 60f_N/z, \quad f_m = f_N \mp n_N \times m/60$$

三、结 论

1. 齿轮试验台和发动机台架实测齿轮共振转速及动频的测量值与理论计算值基本相近。说明理论分析计算、测量试验都是正确的。前、后行波共振现象从测量分析中明显地观察到。

测量值与理论计算值之间的差异是由齿轮静态固有频率散度, 啮合中传递扭矩、阻尼和转速的变化而造成的。

2. 本文所研究的测量方法, 能在振源复杂, 气流干扰严重, 信噪比较小的情况下, 在发动机所选位置上, 方便地实施原位测量, 测量精度能满足要求。

参 考 文 献

- [1] 康德利, “齿轮断口分析报告”, 空一所科研报告, 1986.5。
- [2] 艾贻人, “齿轮动力学分析”, 空一所科研报告, 1986.7。
- [3] 孟昭平等, “齿轮固有频率测试报告”, 空一所科研报告, 1986.7。
- [4] 鞠秀庭等, “齿轮振动特性测量”, 空一所科研报告, 1986.7。
- [5] 艾贻人 李其汉等, “齿轮共振转速测量(齿轮试验台测量)”, 空一所, 北航科研报告, 1986.11。
- [6] 艾贻人 鞠秀庭等, “齿轮共振转速测量(发动机台架测量)”, 空一所科研报告, 1986.8。

MEASUREMENT OF RESONANCE SPEEDS AND DYNAMIC FREQUENCIES OF A BEVEL GEAR

Ai Yiren, Ju Xiuting, Yu Peifu

(Air Force Research Institute)

Yan Litang and Li Qihan

(Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

A simple and convenient method is proposed to measure the travelling wave resonance speeds and dynamic frequencies of bevel gear. It is based on the non-contact acoustic detection through several envelopes of engine at high level of background noise. The experimental results indicate that the method is very easy to operate and its measuring accuracy is quite high.

APPLICATION OF END-BEND BLADE FOR ENHANCING SURGE MARGIN

Cai Yunjin, Zhong Yuling, Qian Luhong

(Shenyang Aeroengine Company)

Abstract

The blade end-bend technique is applied to the first and second stators of the HP compressor of a twin-spool engine to ameliorate the flow on the second and third rotors. The tests of the modified engine show that its surge margin and efficiency are enhanced by 7.3 and 4.1 percent respectively, but the flow and pressure ratio vary only a little. The flight tests prove that the shutdown of the engine which occurred in flight has been eliminated, so that the engine can operate reliably and stably within the overall flight envelope, and the performances of the engine and the aircraft has been improved significantly.

APPROACH TO BLADE END-BEND MECHANISM

Huang Lixi, Wei Xinglu, Peng Zeyan

(Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

Blade end-bend is a new technique to improve the performance of compressors. A comprehensive study of two multistage compressors has been completed with numerical calculation, theoretical analysis and experimental investigation.

It is shown that the end-bend causes redistribution of the whole flowfield,