

航空齿轮振动的粘弹阻尼控制

西北工业大学 任兴民 徐明 顾家柳

【摘要】 本文进行了齿轮振动的粘弹阻尼控制研究,文中进行了自由阻尼层结构的力学特性分析,进行了阻尼材料位置与形状大小的优化研究,以最小的附加质量获得最佳的振动效果。本文还进行了模型齿轮的实验研究,结果表明,齿轮辐板振动的粘弹阻尼控制对齿轮的振动有相当满意的控制效果,表明这一方法是可行的,也是有进一步研究意义的。

一、引言

高速重载是航空齿轮的一个工作特点,当齿轮发生振动时齿轮的啮合状态受到严重破坏,啮合冲击力增大,工作状态恶化,影响齿轮及齿轮系的可靠工作。某航空齿轮在其工作转速范围内,就存在着严重的振动^[1]。为此,本文进行了齿轮振动的粘弹阻尼控制研究。

阻尼减振技术理论上已形成新的学科,实践上也有很大发展^[2]。就阻尼结构而言,有自由阻尼结构、约束阻尼结构和阻尼夹层结构。阻尼结构的分析方法经过了复刚度法、能量法和模态法三个阶段^[3],模态分析法是一种较新的分析方法,它能对结构的各阶模态损耗因子进行分析,使减振层的物理参数与结构的模态参数相联系。Oberst, H 和 Lienard, P 分别对阻尼损耗因子及其相关因素进行了理论分析^[3],Mead, D. J. 等人完善了这种计算并应用于飞机或其它结构上^[4,5]。

由于航空结构对重量有严格的要求,总希望用尽可能少的阻尼材料达到良好的减振效果。这也就提出了阻尼材料的形状尺寸及粘贴位置分布的优化问题。例如构件在工作范围内的振动以某几阶振动模态为主,那么怎样加最少的阻尼材料使这几阶振动模态均有所减小。需要指出,解决阻尼减振技术的优化问题,对航空结构的减振是极有意义的。

二、理论分析

在齿轮辐板上附加自由阻尼层后,处于某一模态振动时,各处阻尼层对耗散振动能量的效果是不同的,需要对感兴趣的各阶模态分别进行优化分析。

结构产生弯曲振动时,基础层的动态弯曲变形使依附其上的自由阻尼层产生拉压变形和应力。图1为复合结构的微元截面图。设阻尼层厚度为 H_2 、基础层厚度为 H_1 , $H_{2,1} = (H_2 + H_1)/2$,

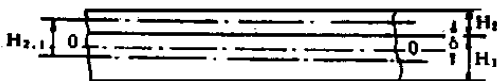


图1 复合结构剖面图

$o-o$ 截面为复合结构的中性面, 令中性面距两层界面的距离为 δ 。由力的平衡条件可推导出:

$$\delta = (E_1 H_1^2 - E_2 H_2^2) / 2(E_1 H_1 + E_2 H_2) \quad (1)$$

设基层板的弹性模量 $E_1^* = E_1$, 阻尼层的弹性模量 $E_2^* = E_2 (1 + i\beta)$, 则可求得复合板的抗弯刚度 D^* 为:

$$D^* = D_1 \mathbb{I} + 2e^* (2h + 3h^2 + 2h^3) + e^{*2} h^4 \mathbb{V} (1 + e^* h) \quad (2)$$

其中

$$e^* = E_2^* / E_1 = e(1 + i\beta) \quad (3)$$

$$h = H_2 / H_1$$

$$D_1 = (H_3 / 12) E_1 / (1 - \mu^2)$$

(2) 式即为复合板的抗弯刚度表达式, 根据圆板的运动微分方程, 可得自由阻尼圆板的运动方程:

$$D^* \left[\frac{\partial^2}{\partial^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \right] \left[\frac{\partial^2}{\partial^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \right] W + \rho H \frac{\partial^2 w}{\partial^2} = q(r, \theta, t) \quad (4)$$

式中, $\rho = (\rho_1 H_1 + \rho_2 H_2) / H$, $H = H_1 + H_2$, ρ_1 、 ρ_2 分别为基础层板和阻尼层的密度, $q(r, \theta, t)$ 为分布载荷。

对于变厚度圆板, 以及阻尼层非均匀分布的圆板, 抗弯刚度和密度为变量, $D^* = D^*(r, \theta)$, $\rho = \rho(r, \theta)$, 方程 (4) 也有相应的改变。由 (4) 式可解出圆板的振动挠曲函数 $W^*(r, \theta, t)$, 进而可求得应变 $\epsilon^*(r, \theta, z, t)$ 和 $\epsilon_\theta^*(r, \theta, z, t)$ 。由于系统存在阻尼层, 在微元体内阻尼力作的微功 Δw 为:

$$\Delta w = \int_0^{H_2} \int_0^T \sigma_r^* \epsilon^* dt dz + \int_0^{H_2} \int_0^T \sigma_\theta^* \epsilon_\theta^* dt dz \quad (5)$$

式中 T 为应力变化周期 (或应力样本时间长度)。

由圆板的理论有:

$$\epsilon^* = -z \partial w^* / \partial^2 \quad (6)$$

$$\epsilon_\theta^* = -z (\partial w^* / r \partial + \partial^2 w^* / r^2 \partial \theta^2) \quad (7)$$

将 (6)、(7) 两式代入 (5) 式, 并整理得:

$$\Delta w = D_2^* \int_0^T \int_0^d \left\{ \frac{1}{2} \left[\frac{\partial^2 w^*}{\partial^2} \right]^2 + \frac{1}{2} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial w^*}{\partial} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w^*}{\partial \theta^2} \right]^2 + \mu \left[\frac{\partial^2 w^*}{\partial^2} \right] \left[\frac{1}{r} \frac{\partial w^*}{\partial} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w^*}{\partial \theta^2} \right] \right\} \quad (8)$$

当圆板以某阶振型振动时, 板的挠曲面 w^* 为:

$$w^* = w(r) \cos(n\theta + \psi) \sin(\omega + \varphi) \quad (9)$$

当 $n=0$ 时, 圆板产生节圆振动, 此时

$$w^* = w(r) \sin(\omega + \theta) \quad (10)$$

在此情况下, 由于 $\partial^2 w^* / \partial \theta^2 = 0$, 所以有

$$\Delta w = D_2^* \int_0^T \int_0^d \left\{ \frac{1}{2} \left[\frac{\partial^2 w^*}{\partial^2} \right]^2 + \frac{1}{2} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial w^*}{\partial} \right]^2 + \mu \frac{\partial^2 w^*}{\partial^2} \cdot \frac{\partial w^*}{\partial} \frac{1}{r} \right\} \quad (11)$$

由材料力学知 $1/\rho = |\partial^2 w^* / \partial^2|$ 为沿径向的曲率, 显然在节圆振动时, 使 (11) 式取极大值的位置上粘贴阻尼层是最有效的。在其它位置上加阻尼, 其耗能效果要差。这也正是需要进行阻尼层粘贴位置优化设计的原因。

对于带节径的振型, 有类似于 (8) 式的分析结果。因为齿轮辐板的任何形式的振动响应均为各阶模态振动的线性组合, 因此, 可以对各个振动模态分别进行优化处理, 然后加以综

合分析。使阻尼功在整个辐板上的总和

$$w = \iint \Delta w dr d\theta$$

随优化参数增加到某一最优值为止。本文选阻尼块的几何尺寸 (图 2) 作为优化变量使

$$W = OptW \quad (12)$$

对圆板, 取 ΔR 与 θ 两个量作为优化变量。 R 值由结构的各阶模态振型确定, 阻尼块的个数按对称原则取。

优化计算步骤, 首先根据圆板的工作状态, 确定可以附加质量的大小, 如确定附加质量为 C , 从而定出阻尼层的面积, 将这一面积作为优化计算的不变量, 即 F 等于常数。其次, 按无阻尼板的模态振型确定阻尼块的分布和尺寸。按优化原理加一初始阻尼分布, 共尺寸为 $(\Delta R_1, \theta_1)$, 求其阻尼功, 并逐步进行优化迭代运算至 $W = OptW$ 为止。

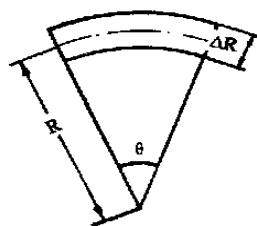


图 2 阻尼块尺寸图

三、计算及实验结果分析

图 3 为齿轮系的结构示意图, 其 $Z_3 = 93$ 齿为本文的研究对象, 该齿轮的结构特点是, 齿轮辐板很薄, 而且齿圈与齿轮辐板的连接刚性很弱。分析该齿轮的工作状态可知, 齿轮不仅受到自身啮合冲击力的作用, 而且同时受到 Z_2 齿轮啮合力的作用, 同时该齿轮为一斜齿齿轮, 所以容易产生振动, 影响齿轮及整个齿轮系的工作。

图 4 为齿轮模型及测点设置图。模型齿轮的模态分析结果见表 1, 作模态分析时, 齿轮自由放置于柔软的海棉垫子上, 采用单点锤击激励。激励点为图中的* 点, 共设 36 个测点。图 5 为齿轮振动的前 3 阶模态振型。图 6 为模型齿轮传递函数集总平均幅值谱, 可看出, 第三阶模态的能量最大。

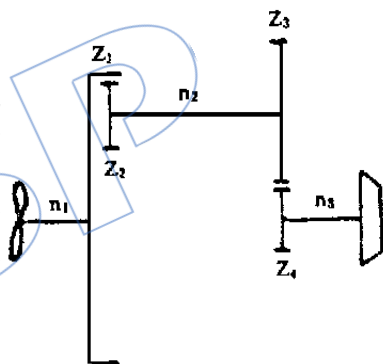


图 3 齿轮系统结构示意图

本文所选的阻尼材料为 ZN 11F, 厚度为 1mm, 按对称原则, 并根据模态分析结果, 对各阶模态分别进行了优化计算, 并将各阶模态的分析结果进行了综合处理。根据齿轮的工作状态, 以及图 6 的结果, 我们主要以控制前 3 阶振动模态。优化计算时取阻尼材料的粘贴面积为齿轮表面的 20%。

对于给定的某阶模态振型, (9) 式所表示的挠曲函数为已知, 所以可按 (8)、(11) 两式进行数值计算, 达到 (12) 式的目标。综合各阶模态的分析结果, 得按图 7 所示的分布及尺寸控制效果较好。其中 1~2, 5~6 块以控制 2、3 阶模态为主, 3~4 块以控制 1、2 阶模态为主。附加阻尼材料后的齿轮实验模态参数如表 1 所示。

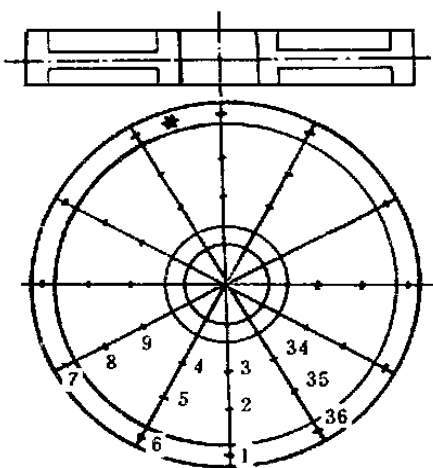


图 4 齿轮模型

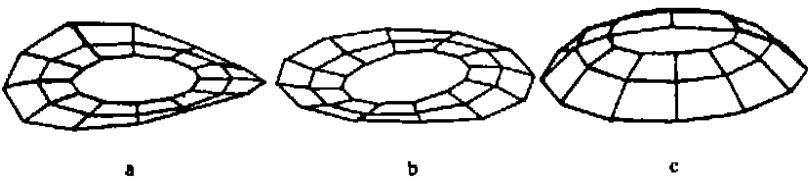


图 5 齿轮振动模型

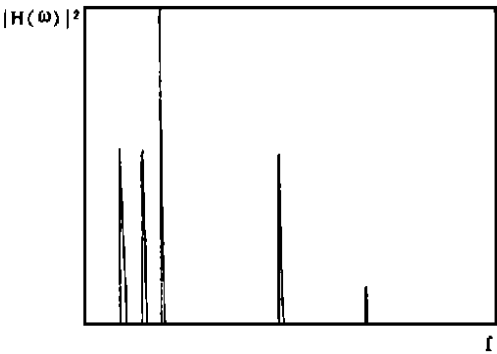


图 6 传递函数集总平均幅值谱

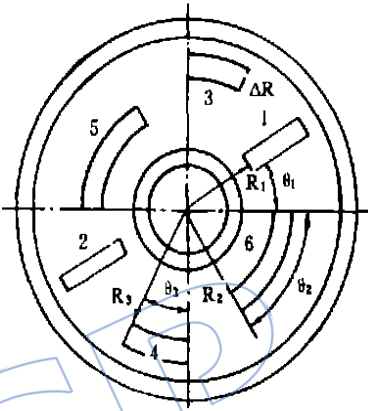


图 7 阻尼材料位置示意图 ($\theta_1 = 30^\circ$, $\theta_2 = 60^\circ$, $\theta_3 = 30^\circ$)
 $\Delta R = 10\text{mm}$, $R_1 = 25\text{mm}$, $R_2 = 30\text{mm}$, $R_3 = 45\text{mm}$)

表 1 附加阻尼前后齿轮的模式参数

阶次	1		2		3		4		5	
	前	后	前	后	前	后	前	后	前	后
频率	452.5	467.5	712.5	807.5	945.0	987.5	2352.5	2500.0	3403.5	3545.0
阻尼	0.012	0.002	0.008	0.020	0.009	0.020	0.006	0.020	0.004	0.001
备注	二节径		一节径复合		节圆		复合		复合	

比较加阻尼前后的齿轮模态参数的关系可得以下几点: (参见表 2)

a. 由于阻尼层的存在, 使各阶频率略有增加, 这是因为阻尼层的附加则性所致。

表 2 加阻尼前后频率和阻尼比变化

阶次	1	2	3	4	5
频率增量 ΔH_z	15	95	42.5	147.5	142.5
相对值	3.3%	11.9%	4.47%	5.9%	4.02%
阻尼增量 $\Delta \zeta$	- 0.01	0.012	0.011	0.014	- 0.003
相对值	- 83.3%	60%	55%	70%	- 75%

b. 加阻尼前后各阶模态阻尼比有明显的复化, 除第一、第五阶模态阻尼比有降低以外, 其余 3 阶均增加。

c. 加阻尼后各阶模态峰值有所下降, 如表 3 所示, 第 1 阶下降 25%, 第 2 阶下降 17%,

第 3 阶下降 10%，可以看出对前 3 阶模态的控制效果是明显的。

表 3 各阶模态谱峰数值变化

阶次	1	2	3	4	5
无阻尼	419	403	744	379	104
有阻尼	319	337	675	400	116
Δ 峰值	100	66	69	- 21	- 12
相对值	25%	17%	10%	- 5%	- 10%

四、结 论

由前述分析可知，在齿轮表面的 20% 面积上附加阻尼层，当其分布达到最优位置时，可使齿轮的振动状态有明显的改善。特别是 3 阶模态效果很明显，由此得：

1. 本文提出的方法是可以的，对圆板的减振有一定的效果。
2. 文中仅对常温下阻尼控制的一些问题进行了初步的探讨，对于中温和高温下的阻尼控制问题还需进一步研究。
3. 如能将阻尼控制技术和结构动力修改技术结合，则可能获得更好的控制效果。这项工作我们正在进行。

参 考 文 献

[1] “WJ-9 齿轮测量试验报告，” 航空航天工业部第六 0 八研究所，1987 年 2 月。

[2] 戴德沛， “阻尼减振降噪技术 ” 西安交通大学出版社，1986 年。

[3] Oberst, H. “Ueber die Dämpfung der Biegeschwingungan dünner Blechedurch fest haftende blage ” 《kustische Beihefre》 Acustica Vol.2 No. 4, 1952. (Translation by H. L. Blackford)

[4] Mead, D. J. “The Damping Properties of Elastically Supported Sandwich Plates ”Journal of Sound and Vibration, Vol. 24, 1972.

[5] Jones, D. I. G. “Controlling the Dynamic Response of Jet Engine Components ”Shock and Vibration Bulletin, Vol. 45, 1975.

[6] Horner, G. C. “Optimum Damping Location for Structural Vibration Control ” AIAA /ASME/ ASE Conf. 1982.

GEAR VIBRATION CONTROL WITH VISCOELASTIC DAMPING MATERIAL IN AEROENGINE

Ren Xingmin, Xu Ming, Gu Jialiu
(*Northwestern Polytechnical University*)

ABSTRACT

A research on gear vibration control with viscoelastic damping material has been completed. A technique for determining the optimum damping material distribution for some particular modes of vibration has been developed. The damping work expressions have been set up by modal analysis, and the optimum damping material distribution has been obtained by calculating the individual mode of the structural. The proposed method features: firstly, it takes into account the influence of loading frequency and the environment temperature; secondly, it cuts down computer time. The experiments have been done for the gear model without and with the damping material. The results show that the response of the gear with the damping material is decreased and the damping ratios are increased. It is also testified that the results of the vibration control are satisfactory.

THE BEHAVIOR OF MAIN BISTABLE OPERATION IN FLEXIBLE ROTOR-SQUEEZE FILM-DAMPER SYSTEM WITH CENTRALIZING SPRINGS

Zhu Changsheng (*Zhejiang University*)

ABSTRACT

Based on theoretical analyses and experiments of flexible rotor-squeeze film damper system with centralizing springs, this paper presents the investigation of the main resonant bistable operation occurred near the main resonant speed of the system, and deals with the regularity of occurrence of the bistable operation and the influence of system parameters on the behaviors of the bistable operation. The calculated results and the experimental data are in a good agreement. It is found that the main resonant bistable operation is characterized by the sudden change of rotor vibration amplitude and by the transposition disc mass center. The reasons of the difference between theoretical analyses and experiments are discussed.

TECHNIQUE OF VARYING-LIP SIMULATING TOTAL PRESSURE DISTORTED FLOW FIELD

Chen Xiao, Mao Jian (*Nanjing Aeronautical Institute*)

ABSTRACT

A technique of varying-lip simulating total pressure distorted flow field has been investigated experimentally. The effects of the various geometric parameters of the lip on the total pressure distribution and the turbulence of the total pressure fluctuation are analysed, some rules have been obtained. The relations of the total pressure recovery and the mean turbulence to the mean Mach number for the axisymmetrical lip of various shapes are also presented. Therefrom the approach and the concept for simulating the real total pressure distorted flow field are deduced. Moreover, two kinds of the real total pressure distorted flow fields are simulated. As a result, the simulated total pressure distortion index DC_{60} , the