

SFD 用于某导弹发动机的改型研究

哈尔滨工业大学
北京航空航天大学

陈照波* * 夏松波
刘方杰

【摘要】 以某导弹发动机双转子系统为研究对象, 将弹支挤压油膜阻尼器(简称 SFD)用于内转子进行了动力特性分析。应用传递矩阵和线性迭代方法, 分别计算了发动机用与不用 SFD 的转子系统的临界转速、不平衡响应和外传力。结果表明: 弹支挤压油膜阻尼器大大减小了转子振动的幅值和外传力。特别是该发动机的工作转速为 25000 r/min, 不用弹支挤压油膜阻尼器时, 其二阶临界转速为 22600 r/min, 与工作转速相当接近, 用了我们设计的弹支挤压油膜阻尼器后, 二阶临界转速降低到 15400 r/min, 显然, 发动机工作时的振动性能会大大改善。

关键词: 挤压包覆 阻尼器 油膜 临界速度 动力特性

分类号: V43 O316

1 前言

为了使挤压油膜阻尼器能在发动机上成功地使用, 结合转子系统的稳态特性, 瞬态特性和稳定性, 许多专家学者做出了不少创造性的贡献^[1-6]。但对于挤压油膜阻尼器的热平衡, 研究则不够, 处理 SFD 内滑油的温度, 有时用一平均值代表, 有时即使考虑了温度的不同分布, 也没有与不同的粘度挂钩。按本研究项目“挤压油膜阻尼器的热平衡分析”总的要求, 我们首先编制了分析不带 SFD 的转子系统动力特性的程序^[7], 本文则进一步对比分析了用与不用挤压油膜阻尼器的转子系统动力特性, 以便为下面的研究工作打基础。这里要特别指出的是, 作为导弹动力的涡轮喷气发动机与其他用途的涡轮喷气发动机对 SFD 的要求并没有什么不同。但作为一次性使用的发动机, 为了追求高的推重比, 往往降低了振动特性的要求, 针对这种发动机应用 SFD, 减振效果更鲜明。再则, 尽管是一次性使用的设备, 振动过大也不好应用, 我国已有先例^[7], 而不得不加弹性支座。由于导弹发动机良好的推重比特征, 如果能在减振方面做出改进, 那将得到可做各种用途的优良机种, 这也是本文的研究目标。英国的 Viper 发动机本来是为导弹用设计, 但后来在压气机的前轴承用了挤压油膜, 后轴承和涡轮前轴承都用了弹性支座, 而成为性能优良的多用途机种, 这就是最好的例子。

2 理论分析

某一导弹发动机的双转子系统的内转子带有两个同心式挤压油膜阻尼器, 内外转子互相独立, 没有中介轴承, 所以按本文要求只对其内转子进行动力特性分析即可。计算模型是将整个转子—支承系统分为 35 段, 轴段和圆盘的质量集结在 35 个节点。原始数据如下: 前、后

弹性支座刚度为 1343.6 kg/mm , 前、后滚动轴承刚度为 $9 \times 10^6 \text{ kg/cm}$; 前、后轮盘的质量分别为 5 kg 和 7.5 kg ; 油膜阻尼器间隙 C 为 0.0762 mm , 油膜阻尼器宽度为 20 mm , 半径为 35 mm ; 油的粘度为 $0.0125 \text{ Pa} \cdot \text{s}$; 前支承至前端为 80 mm , 两轴承间距为 370 mm , 后支承至后端为 80 mm ; 前部分轴分为 4 段, 每段长 20 mm , 直径为 35 mm ; 两轴承间轴段分为 26 段, 每段长 14.23 mm , 外径为 40 mm , 内径为 30 mm ; 后部分轴也分为 4 段, 每段长 20 mm , 直径为 25 mm 。在转子前端加了一微小延长段, 共计 35 段。

为便于比较, 先不考虑挤压油膜阻尼器, 认为转子是支承在普通滚动轴承上, 应用传递矩阵法计算转子支承系统的临界转速, 不平衡响应和外传力。由于系统是轴对称的, 没有交叉刚度和交叉阻尼, 可直接在动坐标系 $O_i \xi \eta \zeta$ 中写出各种单元的传递矩阵如下所示, O_i 为轴颈中心, ξ 轴为轴颈中心的位移方向, η 轴为轴颈进动方向, ζ 轴为转子支承连线。

带支承的盘的传递矩阵

$$T_d = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J\Omega^2 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J\Omega^2 & 1 & 0 \\ B & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中: $J = J_d [1 - (J_p / J_d) (\omega / \Omega)]$

$$A = \begin{cases} m\Omega^2 - (k + k_o) & (\text{油膜阻尼器}) \\ m\Omega^2 - k_B & (\text{普通轴承}) \end{cases}, \quad B = \begin{cases} -C_o\Omega & (\text{油膜阻尼器}) \\ -C_B\Omega & (\text{普通轴承}) \end{cases}$$

J_d 为圆盘直径转动惯量, J_p 为圆盘极转动惯量, ω 为自转角速度, Ω 为公转角速度, m 为圆盘质量, k 为弹性支承刚度, k_o 为阻尼器等效刚度, k_B 为轴承刚度, C_o 为阻尼器等效阻尼, C_B 为轴承阻尼。

未计质量的轴段的传递矩阵

$$T_s = \begin{bmatrix} 1 & l & l^2/2EI & l^3/6EI & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & l/EI & l^2/2EI & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & l & l^2/2EI & l^3/6EI \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & l/EI & l^2/2EI \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & l \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: l 为轴段长度, E 为弹性模量, I 为轴的截面惯性矩。

知道各单元传递矩阵式后, 就可逐段进行传递, 最后导出整个转子系统左、右两截面状态向量间的关系表达式如下:

$$\{Z\}_n = [T]_{n-1} [T]_{n-2} \cdots [T]_1 \{Z\}_1 = [A] \{Z\}_1 \quad (3)$$

式中: $[A] = [T]_{n-1} [T]_{n-2} \cdots [T]_1$, $\{Z\} = [\xi, \theta_\xi, M_\eta, Q_\xi, \eta, \theta_\eta, M_\xi, Q_\eta]^T$, ξ, η 为截面中心位移,

θ_ξ, θ_η 为截面转角, M_ξ, M_η 为截面弯矩, Q_ξ, Q_η 为截面剪力。

传递矩阵 $[T]_{n-1}, [T]_{n-2} \cdots [T]_1$, 为对应段的 T_s 与 T_d 之积。

由此可以计算出转子系统的临界转速和不平衡响应, 计算结果将在第 3 节讨论。

为了证明挤压油膜阻尼器的减振特性, 现将两设计良好的油膜阻尼器加到上述的支承系统中去。并假设其为短轴承 π 油膜类型, 这样, 支承油膜力就可用等效刚度和等效阻尼来表达:

$$k_o = \frac{\mu R L^3}{C^3} \frac{2\Omega\epsilon}{(1-\epsilon^2)^2}, \quad C_o = \frac{\mu R L^3}{C^3} \frac{\pi}{2(1-\epsilon^2)^{3/2}} \tag{4}$$

式中: μ 为油的动力粘度, R 为阻尼器半径, L 为阻尼器承载长度, C 为油膜半径间隙, ϵ 为偏心率。

从(4)式可以看出, 油膜阻尼器的等效刚度及阻尼是其结构尺寸、滑油粘度及轴颈偏心率的函数。利用传递矩阵法时必须知道轴颈偏心率, 本文利用线性迭代法来解决此问题。具体做法是: 首先假设 ϵ 值按(4)式计算出相应的等效刚度 k_o 和阻尼 C_o , 通过传递矩阵得到系统的不平衡响应, 从而也就计算出 ϵ , 用以检验假设的 ϵ 是否合适。如果不符合精度要求, 则用算出的 ϵ 作为重新假设的 ϵ 值继续迭代, 直到假设的 ϵ 与算得的 ϵ 在控制精度范围内为止。需要注意的是系统有两个挤压油膜阻尼器, 应分别进行迭代, 直到都符合精度要求时计算才能结束。求出响应后, 外传力也就不难求得了。

3 计算结果讨论

为了显示挤压油膜阻尼器的有效性, 分别计算了用和不用挤压油膜阻尼器转子系统的动力特性, 并得到了图 1—图 4。

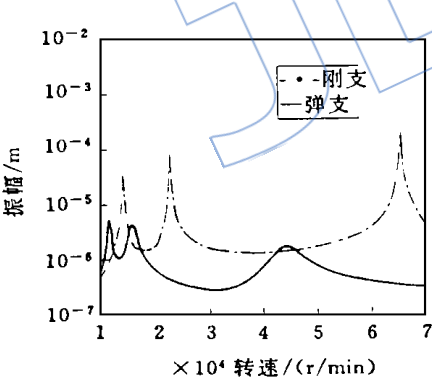


图 1 跨度中点不平衡响应

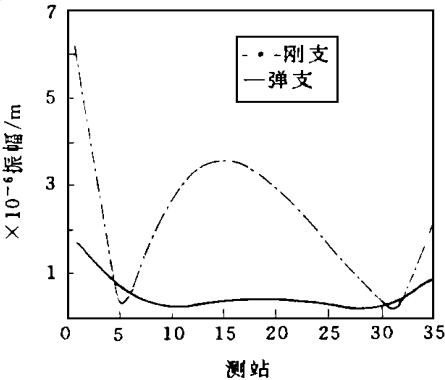


图 2 转子不平衡响应

图 1 为用和不同挤压油膜阻尼器转子系统跨度中点的不平衡响应, 两端盘的不平衡量均为 $0.5 \text{ g} \cdot \text{cm}$ 。从图中可以看出, 普通滚动轴承支承下的一阶临界转速为 14000 r/min , 二阶临界转速为 22500 r/min ; 而挤压油膜阻尼器弹性支承下的系统, 一阶临界转速为 11400 r/min , 二阶临界转速为 15400 r/min , 而系统的工作转速为 25000 r/min 。所以, 通过适当设计挤压油膜阻尼器可使系统的工作转速远离其临界速度。图 4 为系统用和不同挤压油膜阻尼器工作转速为 25000 r/min 下的不平衡响应。图中表明挤压油膜阻尼器能使跨度中点的振幅降低 90%。图 3 为系统用和不用挤压油膜阻尼器转速为 22600 r/min 时的不平衡响应, 即在普通轴承支

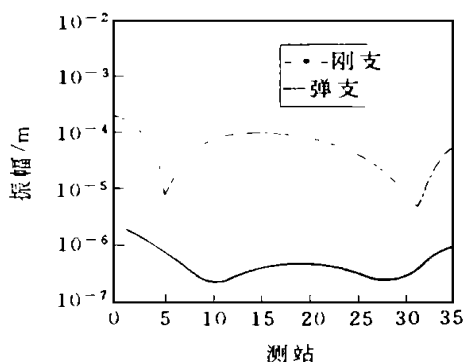


图3 转子不平衡响应

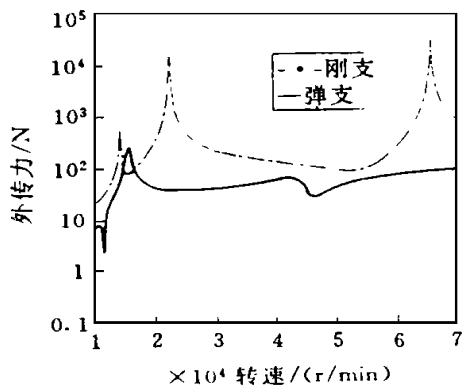


图4 转子外传力

承下,二阶临界转速时的不平衡响应。同样可以看出,挤压油膜阻尼器能使转子的不平衡响应幅值降低很多,并能使系统平稳通过临界转速。图4为系统用和不用挤压油膜阻尼器的转子外传力。图中表明,用油膜阻尼器时系统在一阶临界转速处转子外传力为8 N,而不用油膜阻尼器时外传力为580 N,是上述外传力的72倍。在二阶临界转速时,油膜阻尼器同样可使转子外传力减小很多。在工作转速时,普通轴承支承的外传力为510 N,而油膜阻尼器支承的外传力为40 N,再一次证明挤压油膜阻尼器能使转子轴承系统平稳的工作,从而延长发动机的寿命。

4 结 论

(1) 按本文所选的弹支刚度,油膜间隙等,能成功的完成此导弹发动机的改型。(2) 本文算出的系统的响应与外传力特性曲线,在对比用与不用挤压油膜阻尼器的减振功能方面是最鲜明的。(3) 用弹性支座移动系统的临界转速,使其远离工作转速,本文是做得很成功的。

参 考 文 献

- 1 Cookson R A, Kossa S S. Theoretical and Experimental Investigation into the Effectiveness of Squeeze Film Dmpers Beraring without a Centralising Spring. I Mech E, 1980, C304/ 80: 359- 366
- 2 Lund J W, Smalley A T, Tecza J A, Walton J F. Squeeze Film Damper Technology: Dart I- Predication of Finite Length Damper Performance. ASME: 83- GT- 247
- 3 Zeidan F Y, Vance J M. Cavitation Leading to a Two Phase Fluid in a Squeeze Film Damper. Tribology Transactions, 1989, 32(1): 100- 104
- 4 . The Rolls Royce RB. 211 Three Shaft Turbofan. Aircraft Engineering, 1968: 22- 26
- 5 Brown P E. Bearings and Dampers for Advenced Jet Engines. ASE: 700318
- 6 Magge N. Philosophy Design, and Evaluation of Soft- Mounted Engine Rotor System. J. Aircraft 1975, 12(4): 318- 324
- 7 刘方杰. 双转子系统动力特性的计算特点. 中国航空科技文献, HJB931167, 1993

(责任编辑 魏星禄)