

# 具有 SFD 及锥齿轮啮合的多转子系统稳态不平衡响应研究

西北工业大学 任平珍\* 杨海燕

**【摘要】** 研究具有锥齿轮啮合条件下, 多转子—支承系统的动力响应; 研究挤压油膜阻尼器对锥齿轮传动系统减振的有效性; 导出计及锥齿轮啮合力的弯扭耦合传递矩阵, 建立了计算包括主动轮、从动轮并带有畸形结构的多转子轴系不平衡响应的通用程序; 并对某发动机转子进行计算分析。

主题词: 锥齿轮 啮合 转子 阻尼器

分类号: O328

弧齿锥齿轮对支承的变形很敏感, 由于锥齿轮啮合力的作用, 一对齿轮之间相对位置和齿侧间隙等将发生变化, 在越过一阶临界转速时会产生很大的动载荷。因此, 有必要研究带 SFD 及锥齿轮啮合的转子系统的动力响应。本文将以图 1 所示的, 具有 SFD 及锥齿轮啮合并带有畸形结构的发动机转子为研究对象, 就以上几个问题展开讨论。

## 1 计算方法

设截面状态参数为:  $Z = [X$

$\theta_x \ M_x \ Q_x \ Y \ \theta \ M_y \ Q_y \ \Phi$

$T \ 1]^T$ 。求畸形结构轴间弯扭耦合

传递矩阵: 将图 1 中的发动机主轴定义为转子 1, 畸形结构定义为转子 2。转子 1、2 的弯扭耦合计算公式如下所示:

$$\begin{aligned} M_{x1,i+1} &= C_h \theta_{x1} - C_h \theta_{x2} + M_{x1,i} \\ M_{y1,i+1} &= C_h \theta_{y1} - C_h \theta_{y2} + M_{y1,i} \\ Q_{x1,i+1} &= -CX_1 + CX_2 + Q_{x1,i} \\ Q_{y1,i+1} &= -CY_1 + CY_2 + Q_{y1,i} \\ T_{1,i+1} &= \Phi_h \Phi_1 - \Phi_h \Phi_2 + T_{1,i} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{x2,i+1} &= -C_h \theta_{x1} + C_h \theta_{x2} + M_{x2,i} \\ M_{y2,i+1} &= -C_h \theta_{y1} + C_h \theta_{y2} + M_{y2,i} \\ Q_{x2,i+1} &= CX_1 - CX_2 + Q_{x2,i} \\ Q_{y2,i+1} &= CY_1 - CY_2 + Q_{y2,i} \\ T_{2,i+1} &= \Phi_h \Phi_1 + \Phi_h \Phi_2 + T_{2,i} \end{aligned}$$

其中:  $C$  为线位移刚度;  $C_h$  为抗弯刚度;  $\Phi_h$  为抗扭刚度。上式构成两转子弯扭耦合传递矩阵。

由锥齿轮的几何参数及传动功率、转速, 可以计算出主、从动轮所受的切向、径向与轴向

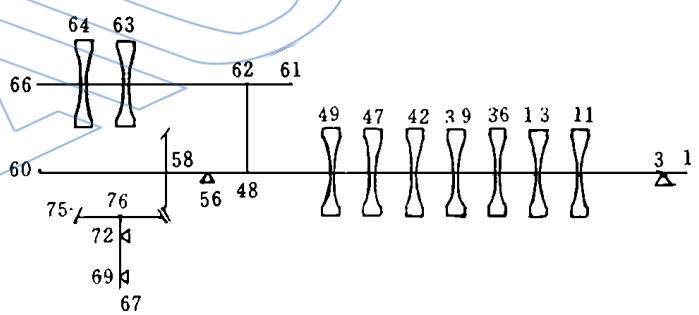


图 1 计算模型结构简图

力。将切向力和径向力加入到点阵的实数矩阵,并计及扭矩与扭转角,就得到了锥齿轮弯扭综合结点传递矩阵 $[T]$ , $[T]$ 为 $11 \times 11$ 方阵。其中 $T(4, 11) = \omega^2 U - F_t$ ;  $T(7, 11) = F_a \times D_m / 2$ ;  $T(8, 11) = F_r$ ;  $T(4, 11) = -T_n$ 。上式中, $F_t$ 、 $F_a$ 、 $F_r$ 为切向、轴向和径向力, $U$ 是不平衡度, $D_m$ 、 $T_n$ 分别代表锥齿轮的平均分度圆直径与传动扭矩。

在计及轴向力的纯弯轴段传递矩阵<sup>[1]</sup>的基础上,加入纯扭轴段矩阵就可获得弯扭综合轴段阵 $[P]$ , $[P]$ 亦为 $11 \times 11$ 方阵。由 $[B] = [P] \times [T]$ ,得到锥齿轮单元传递矩阵 $[B]$ 。为简明扼要,仅列出一对锥齿轮的耦合方程:

$$Q_{x1,i+1} = M_1 \omega^2 X_1 + Q_{x1,i} - F_t$$

$$Q_{y1,i+1} = M_1 \omega^2 Y_1 + Q_{y1,i} - F_r$$

$$F_{a1} = -F_t \tan \alpha \sin \delta_1$$

$$T_{1,i+1} = T_{1,i} - T_n$$

$$M_{y1,i+1} = M_{y1,i} + F_{a1} D_m / 2$$

$$Q_{x2,i+1} = M_2 \omega^2 X_2 + Q_{x2,i} + F_t$$

$$Q_{y2,i+1} = M_2 \omega^2 Y_2 + Q_{y2,i} + F_r$$

$$F_{a2} = -F_t \tan \alpha \sin \delta_2$$

$$T_{2,i+1} = T_{2,i} - T_n$$

$$M_{y2,i+1} = M_{y2,i} - F_{a2} D_m / 2$$

SFD 动态特性计算。由于在锥齿轮啮合力作用下,轴心轨迹不为圆。因此,计算轴系稳态不平衡响应时,在同心型、 $\pi$ 油膜、短轴承的假设条件下,挤压油膜阻尼器有 8 个动力系数<sup>[2]</sup>,需坐标变换至固定坐标系。8 个动力系数不仅是转速的函数,而且随不同转角而变,因此,需经过迭代计算,求得一周内各种角度下的偏心率,选取一周内最大的偏心率可以求得稳态不平衡响应最大值。

位能、动能计算。综合反映转子系统的振动水平,各结点位能、动能分配计算公式如下:

$$\text{位能: } \Pi_i = (Q_{xi} |X_i| + Q_{yi} |Y_i| + M_{xi} |\theta_i| M_{yi} |\theta_i| + T_n \cdot \Phi) / 2$$

$$\text{动能: } T_{ki} = [M_i (R_i \omega)^2 + J_{pi} \omega^2] / 2$$

为了表明系统能量分布,可以同时计算各结点位能、动能占系统总位能、总动能的比例。

## 2 计算结果

按上述方法在文献[3]的基础上建立了按 8 个动力系数和按等效刚度方法计算挤压油膜阻尼器的动态特性并计及锥齿轮啮合力影响的稳态不平衡响应计算通用程序。计算了图 1 所示多转子系统的稳态不平衡响应(该转子的阻尼器由 SFD 加上拉杆式弹性支承构成)。计算结果见图 2 与表 1~3。其中  $AA$  为长半轴,  $XR$ 、 $YR$  分别为切向、径向位移,  $DQX$ 、 $DQY$ 、 $DQZ$  分别为切向、径向、轴向力,  $PPI$  为系统位能,  $PI(i)$  为结点位能。

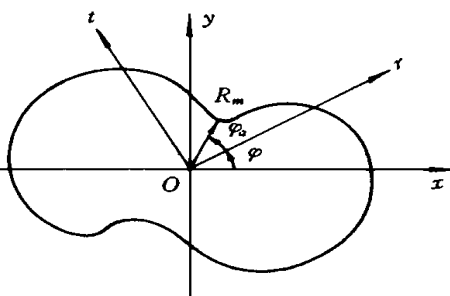


图 2 SFD 轴心轨迹图

表 1 一阶临界转速( $N = 4317 \text{ r/min}$ )下 SFD 对不平衡响应的影响( $\text{m} \cdot \text{N}$ )

|       | $AA(58)$               | $DQX(3)$            | $DQX(56)$           | $DQX(58)$              | $PPI$              | $PI(3)$               | $PI(56)$            |
|-------|------------------------|---------------------|---------------------|------------------------|--------------------|-----------------------|---------------------|
| 有 SFD | $0.212 \times 10^{-3}$ | $0.839 \times 10^3$ | $0.308 \times 10^4$ | $0.420 \times 10^{-4}$ | 2.90               | $0.20 \times 10^{-2}$ | 0.327               |
| 无 SFD | $0.225 \times 10^{-1}$ | $0.198 \times 10^6$ | $0.299 \times 10^6$ | $0.299 \times 10^6$    | $0.50 \times 10^6$ | $0.37 \times 10^6$    | $0.571 \times 10^4$ |

算得在一阶临界转速下 SFD 轴心轨迹明显偏离圆轨迹(图 2)。由表 1 可见, SFD 对不平衡响应和系统位能影响很大。在一阶临界转速, SFD 使转子的位移、位能、锥齿轮及轴承所受的作用力大为下降。同时求出了主、从动轮的位移和作用力列于表 2。

表 2 主、从动轮的作用力计算结果( $m, N$ )

|    | 一阶临界转速                |                    |                  |                  |                  | 工作转速               |                       |                  |                  |       |
|----|-----------------------|--------------------|------------------|------------------|------------------|--------------------|-----------------------|------------------|------------------|-------|
|    | XR                    | $\times 10^{-4}YR$ | $\times 10^4DQX$ | $\times 10^4DQY$ | $\times 10^4DQZ$ | $\times 10^{-4}XR$ | YR                    | $\times 10^4DQX$ | $\times 10^3DQY$ | DQZ   |
| 58 | $0.17 \times 10^{-3}$ | 0.23               | 0.42             | 0.10             | 0.11             | - 0.19             | $0.11 \times 10^{-4}$ | 0.11             | 0.29             | - 316 |
| 75 | $0.39 \times 10^{-4}$ | 0.11               | 0.42             | 0.11             | 0.10             | 0.12               | $0.32 \times 10^{-5}$ | 0.12             | 0.32             | - 281 |

表 3 工作转速( $N = 15500\text{ r/min}$ )下盘的位移计算结果( $m$ )

|      | 11 截面                  | 13 截面                  | 36 截面                  | 42 截面                  | 47 截面                  | 49 截面                  |
|------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| AA   | $0.136 \times 10^{-4}$ | $0.412 \times 10^{-6}$ | $0.613 \times 10^{-6}$ | $0.106 \times 10^{-4}$ | $0.130 \times 10^{-4}$ | $0.131 \times 10^{-4}$ |
| AA 3 | $0.154 \times 10^{-6}$ | $0.138 \times 10^{-6}$ | $0.132 \times 10^{-6}$ | $0.122 \times 10^{-6}$ | $0.117 \times 10^{-6}$ | $0.117 \times 10^{-6}$ |

表 3 中第一行为计锥齿轮啮合力时算得各盘的位移值, 第二行为不计锥齿轮啮合力时的计算结果, 由表 3 可见, 锥齿轮啮合力影响很大, 不能忽略。

3 结 论

(1) 系统的位能及位能比指标, 能够综合反映转子系统的振动水平与转子位能的分布情况。(2) 传动功率较大时, 应计及传动齿轮啮合力对稳态不平衡响应的影响。(3) 计及啮合力时选用最大  $\epsilon$  值计算稳态不平衡响应, 可以得到较安全的数值。(4) 用本文方法计算得到的锥齿轮的不平衡响应, 能够为锥齿轮啮合稳定性和可靠性分析提供较精确的数据。

致谢 参加计算工作的还有赵明和程劲涛同志, 研究工作中得到了孟光教授的帮助。

参 考 文 献

1 任平珍. 计及轴向力影响的简化传递矩阵法及其应用. 机械设计, 1984, (4)

2 周明, 李其汉, 朱梓根. 在动坐标系中用复数传递矩阵法计算带挤压油膜阻尼器转子 稳态不平衡响应. 全国第四届转子动力学学术讨论会论文集, 西安: 1995

3 魏德明, 任平珍. 多转子支承系统航空发动机临界转速及不平衡响应计算: [学位论文]. 西北工业大学, 1994

4 晏砺堂编. 结构系统动力特性分析. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1989

(责任编辑 王震华)

## STABLE UNBALANCED RESPONSE OF MULTIROTOR WITH SFD AND TAPERED GEAR ENGAGING

Ren Pingzhen and Yanghaiyan

(*Aeroengine Dept., Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072*)

### ABSTRACT

The paper deals with a method to calculate the stable- unbalanced response of a multirotor system, supported on Square Film Damper (SFD) and engaged with the tapered gears, to bending and torsioning vibrations. The influence of SFD and engaging gear of an abnormal structure engine rotor on the stable- unbalanced response of bending and torsion coupling has been studied. A transfer matrix is deduced which is able to determine the gear's unstable response to engaging forces (in 3 directions) and torque. The transfer matrix couples bend and torsion between not only tapered gears, but also abnormal structure and engine shaft. A formula is set up for calculating the potential energy, kinetic energy and energy distribution in the multirotor system. A general computer program is worked out to calculate the engery and the stable- unbalanced response of the multirotor with the tapered gear and SFD.

**Key Words** Bevel gears Engage Dampers Rotors

## A SIMPLE ALGORITHM FOR VISCOUS COMPRESSIBLE FLOWS

Zhang Moujin

(*Fluid Engineering Dept., Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049*)

Wong C. M. and Pomfret M. J.

(*Mechanical Engineering Dept., The Hong Kong Polytech University, Hong Kong*)

### ABSTRACT

Based on the SIMPLE algorithm, a three- dimensional pressure- based finite volume calculation procedure for compressible flows in arbitrary- shaped domains is presented. The pressure is evaluated by the compressible form of the pressure- correction equation of SIMPLE algorithm. The present method is used to compute a number of cases ranging from subsonic flows to supersonic flows. The computed results are in good agreement with the available published experimental and computed data.

**Key Words** Compressible flow Viscous fluid Numerical computation

## DOWNSTREAM FLOW AND HEAT TRANSFER OF A FILM COOLING FLARED HOLE INCLINED AT 60 °

Xu Hongzhou, Liu Songling, Xu Duchun

(*7th Dept., Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072*)

### ABSTRACT

The flow field and heat transfer downstream from a film cooling flared hole has been investigated experimentally. The jet hole with a flared angle of 15 ° or 30 ° was oriented so that its streamwise injection angle with respect to the test surface is 60 °. A delicate five- hole probe and thermocouple were applied to measurement of the three- dimensional flow field and the heat foil method was used to obtain surface heat transfer distribution. Experiments indicate that the longitudinal velocity contours in the downstream boundary layer of the flared exit have three basic forms. With increasing area of the jet exit, the flared hole increases the spreading of the jet and decreases the strength of the longitudinal vortex appreciably, in result the film cooling effectiveness much greater than that of a circular hole. For the high blowing ratio and big flared angle, the flared hole jet still produces a successful heat protection downstream and high cooling effectiveness.

**Key Words** Cooling Flow Heat transfer