

文章编号: 1000-8055(2008)10-1805-08

直升机动力传动系统扭转振动 整体传递矩阵分析

王建军^{1,2}, 毛振中¹, 卿立伟¹, 李其汉¹

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 100044)

摘 要: 研究了复杂多轴齿轮传动系统整体传递矩阵方法及在直升机动力传动系统扭转振动分析中的应用. 首先说明了直升机传动系统传递矩阵方法力学模型, 推导了传动系统中典型齿轮副啮合传递矩阵、并车级和行星级齿轮啮合传递矩阵, 说明了这种具有多种齿轮副啮合的复杂多轴系统整体传递矩阵模型组集方法, 最后用这种方法进行了典型直升机动力传动系统扭转振动特性分析, 讨论了这种直升机动力系统振动特性的特点.

关 键 词: 齿轮啮合传递矩阵; 整体传递矩阵法; 直升机动力系统; 系统振动特性

中图分类号: V231.9

文献标识码: A

Torsional vibration analysis of helicopter power transmission system by the multi2shaft transfer matrix method

WANG Jian2jun, MAO Zhen2zhong, QING L2wei, LI Q2han

(1. School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. The State Key Laboratory of Mechanics Tansmission Chongqing University,
Chongqing 400030, China.)

Abstract: The multi2shaft transfer matrix method (TMM) with differential gear mesh and the torsional vibration characteristics of the helicopter power system have been investigated. Firstly, the analytical model for the helicopter power system was built by the transfer matrix method. Next, the -mesh transfer matrix. for the two2shaft and three2shaft gear pair, and the planetary gear pair were established using transfer matrix method. Then the torsional vibration characteristics of the helicopter power transmission system were obtained using the multi2shaft transfer matrix method. Lastly, the natural frequency and vibration mode properties was discussed

Key words: gear mesh transfer matrix; multi2shaft transfer matrix method (TMM); helicopter power transmission system; vibration characteristics

直升机动力传动系统是直升机的重要组成部分, 其振动特性对直升机性能实现和工作可靠性会产生关键性影响, 因此这方面的研究工作一直

受到了国内外的高度重视^[1].

直升机动力传动系统包括发动机、减速传动系统和旋翼等, 由于其主要激励源是旋翼的交变

阻力矩^[1], 因此其扭转振动问题是振动特性分析的首要问题. 1997 年顾仲权^[2]等采用阻抗匹配法对直升机传动系统进行了扭振的数学建模和固有特性计算. 2002 年王辉等^[3]建立了控制系统与旋翼/动力/传动扭振系统的闭环数学模型, 并对稳定性等进行了分析. 2004 年, 薛海峰、向锦武^[4]等建立了旋翼/动力/传动系统模型, 并对耦合前后的扭振固有特性变化进行对比分析. 但是, 这些研究均是传将传动系统等效为当量构件或简单系统, 重点研究直升机旋翼、发动机和传动之间的关系, 没有涉及传动系统本身各传动副间的振动特性. 实际上, 由于传动系统本身的复杂性及其与发动机、旋翼之间的耦合性, 需要建立直升机动力系统(包括输入级、并车级、行星级等, 以及发动机和旋翼)整体分析模型, 研究和了解整体振动特性以及各部件振动特性相互关系, 从而对整个系统进行更精确而全面的了解和分析研究.

另一方面, 多轴转子系统和齿轮啮合的多轴传动系统线性和非线性振动问题已经进行了深入的研究^[57], 而且也已经人们已经采用传递矩阵方法进行了有效的模拟和分析^[811]. 但是对于直升机动力传动这类多轴、多种齿轮啮合复杂系统的分析研究, 目前仍然主要采用简化模型和集中参数方法. 例如, 文献[12]在研究多轴多分支齿轮系统时便没有考虑轮齿的啮合刚度. 为此, 本文首先建立了直升机动力传动系统扭转振动分析传递矩阵方法力学模型, 推导了典型齿轮副啮合传递矩阵模型、直升机动力传动系统特有并车级以及行星级齿轮啮合传递矩阵模型, 说明了这种具有复杂齿轮副啮合的多轴系统整体传递矩阵模型组集方法, 最后用这种方法进行了典型直升机动力系统扭转振动特性分析, 讨论了这种动力系统固有振动特性基本特点.

1 直升机动力系统传递矩阵模型

1.1 系统力学模型

图 1(a)所示为某典型直升机双发动机动力传动系统图. 其中为简单计仅表示了一个发动机和输入级子系统. 所建立的系统扭转振动集中参数力学模型如图 1(b)所示. 发动机自由涡轮、主旋翼和各齿轮轮体处理为集中质量(转动惯量), 各集中质量间的轴段模拟为无质量扭转弹簧. 同时, 由于主要研究主动力传动系统特性, 因此模型中没有包含附件级并将尾减系统进行了等效简化.

图 1 所示, 该系统力学模型是具有多分支、多

类型啮合副的复杂传动系统, 与一般多转子系统的主要不同是涉及双轴齿轮副啮合、三轴并车级啮合和多轴行星级啮合. 因此下面主要讨论这些啮合传动传递矩阵模拟, 而其余的点传递矩阵和场传递矩阵则与一般多转子系统相同.

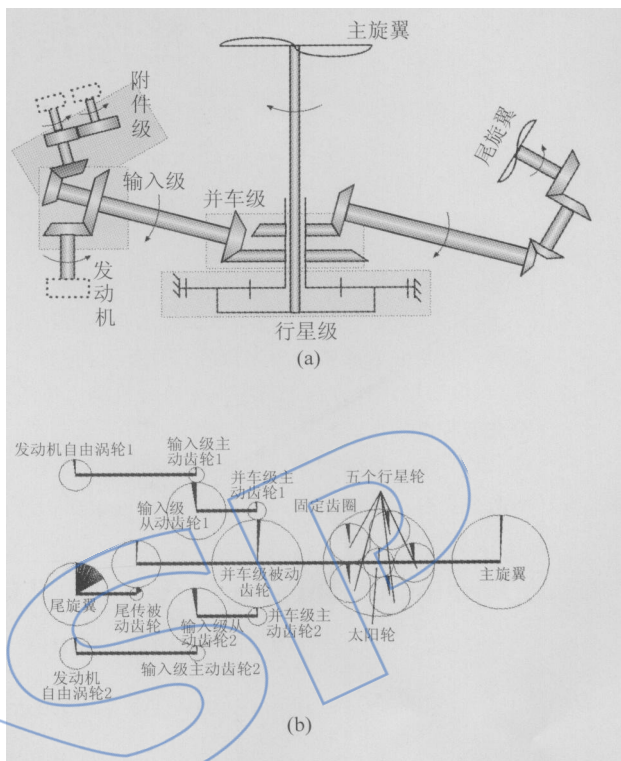


图 1 直升机动力传动系统图和力学模型

Fig. 1 Drivetrain and mechanical model of a helicopter

1.2 双轴齿轮副传递矩阵及其分解

图 2 所示为双轴的齿轮副扭转振动啮合关系, 其各力学参量下标和上标包含了轴号(1)或(2)、点号(1)或(2)和啮合前(L)或啮合后(R)的信息.

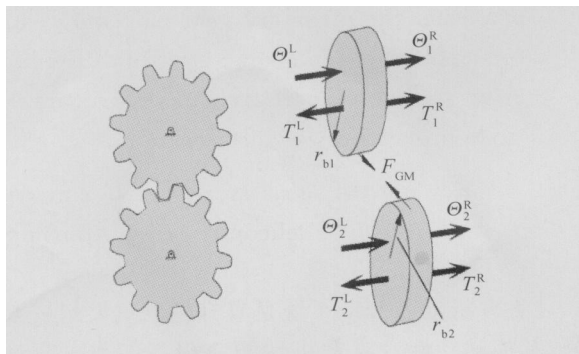


图 2 齿轮副啮合传递关系图

Fig. 2 Dynamical variables in a single gear pair

齿轮轮体作为刚性盘, 主动齿轮和被动齿轮转动惯量分别为 I_1 和 I_2 , 其左右两端的转角 H

协调和力矩 T 平衡关系为

$$\begin{pmatrix} R \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} L \\ 1 \end{pmatrix} \quad (1)$$

$$\begin{pmatrix} R \\ 2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} L \\ 2 \end{pmatrix} \quad (2)$$

$$T_1^R = T_1^L + r_{b1} F_{GM} - I_1 X^2 \begin{pmatrix} L \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3)$$

$$T_2^R = T_2^L + r_{b2} F_{GM} - I_2 X^2 \begin{pmatrix} L \\ 2 \end{pmatrix} \quad (4)$$

其中 X 为系统扭振频率, r_{b1} 和 r_{b2} 分别为主动和被动齿轮基圆半径. F_{GM} 沿压力(啮合)线方向,

为轮齿啮合力, 其与等效啮合刚度 K_e 关系为

$$F_{GM} = K_e(r_{b1} \begin{pmatrix} L \\ 1 \end{pmatrix} + r_{b2} \begin{pmatrix} L \\ 2 \end{pmatrix}) \quad (5)$$

将式(5)代入式(3)和(4)得

$$T_1^R = T_1^L + (r_{b1}^2 K_e) \begin{pmatrix} L \\ 1 \end{pmatrix} + (r_{b1} r_{b2} K_e) \begin{pmatrix} L \\ 1 \end{pmatrix} - I_1 X^2 \begin{pmatrix} L \\ 1 \end{pmatrix} \quad (6)$$

$$T_2^R = T_2^L + (r_{b1} r_{b2} K_e) \begin{pmatrix} L \\ 1 \end{pmatrix} + (r_{b2}^2 K_e) \begin{pmatrix} L \\ 2 \end{pmatrix} - I_2 X^2 \begin{pmatrix} L \\ 2 \end{pmatrix} \quad (7)$$

从而得到啮合传递关系

$$\begin{pmatrix} \begin{pmatrix} R \\ 1 \end{pmatrix} \\ T_1^R \\ \begin{pmatrix} R \\ 2 \end{pmatrix} \\ T_2^R \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ r_{b1}^2 K_e - I_1 X^2 & 1 & r_{b1} r_{b2} K_e & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ r_{b1} r_{b2} K_e & 0 & r_{b2}^2 K_e - I_2 X^2 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \begin{pmatrix} L \\ 1 \end{pmatrix} \\ T_1^L \\ \begin{pmatrix} L \\ 2 \end{pmatrix} \\ T_2^L \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ r_{b1}^2 K_e & 1 & r_{b1} r_{b2} K_e & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ r_{b1} r_{b2} K_e & 0 & r_{b2}^2 K_e & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -I_1 X^2 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -I_2 X^2 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \begin{pmatrix} L \\ 1 \end{pmatrix} \\ T_1^L \\ \begin{pmatrix} L \\ 2 \end{pmatrix} \\ T_2^L \end{pmatrix} \quad (8)$$

上式右端的系数矩阵就是/ 齿轮副啮合传递矩阵 0 . 若分别令

$$GM_p = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ r_{b1}^2 K_e & 1 & r_{b1} r_{b2} K_e & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ r_{b1} r_{b2} K_e & 0 & r_{b2}^2 K_e & 1 \end{bmatrix}, \quad TM_p = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -I_1 X^2 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -I_2 X^2 & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

则有

$$TM_g = GM_p TM_p \quad (10)$$

由此可知/ 齿轮副啮合传递矩阵 0 TM_g 可以分解为耦合的/ 啮合矩阵 0 GM_p 和无耦合(不考虑啮合关系)的/ 点传递矩阵 0 TM_p 的乘积.

实际上, 对于复杂齿轮传动系统的各种齿轮副传递矩阵, 均可以分解为/ 啮合矩阵 0 和无耦合的/ 点传递矩阵 0 的乘积. 其中/ 啮合矩阵 0 是区别

于一般转子系统的齿轮副啮合的耦合描述, 而/ 点传递矩阵 0 则是将齿轮轮体处理为刚性圆盘后按一般转子系统的点矩阵进行描述的. 因此, 下面讨论并车级和行星级时仅涉及/ 啮合矩阵 0 , 相应的/ 点传递矩阵 0 则可由一般转子系统的方法确定. 这种分解也正是反映了系统中齿轮副啮合仅具有/ 弹性耦合 0 而不具有/ 惯性耦合 0 的典型特征^[5].

1.3 三轴并车级啮合矩阵

如图 3 所示的并车级是由两个主动轮带动一个从动轮. 其中 T 和 $($ 为扭矩和转角, r 为基圆半径; 下标 1 表示主动轮 1, 2 表示主动轮 2, C 表示从动轮; 上标 L 和 R 表示啮合左右.

主动轮和从动轮之间的啮合力 F_{G1} 和 F_{G2} 可以表示为

$$F_{G1} = K_1 r_1 \begin{pmatrix} L \\ 1 \end{pmatrix} + K_1 r_c \begin{pmatrix} L \\ C \end{pmatrix} \quad (11)$$

和

$$F_{G2} = K_2 r_2 \begin{pmatrix} L \\ 2 \end{pmatrix} + K_2 r_c \begin{pmatrix} L \\ C \end{pmatrix} \quad (12)$$

由主动轮 1, 2 和从动轮扭矩平衡关系(图 3) 可以推得该/ 点 0 两端状态向量关系为

$$\begin{pmatrix} \begin{pmatrix} R \\ C \end{pmatrix} \\ T_C^R \\ \begin{pmatrix} R \\ 1 \end{pmatrix} \\ T_1^R \\ \begin{pmatrix} R \\ 2 \end{pmatrix} \\ T_2^R \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_1 r_1^2 & 1 & 0 & 0 & K_1 r_c r_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_2 r_2^2 & 1 & K_2 r_c r_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ K_1 r_c r_1 & 0 & K_2 r_c r_2 & 0 & (K_1 + K_2) r_c^2 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \begin{pmatrix} L \\ C \end{pmatrix} \\ T_C^L \\ \begin{pmatrix} L \\ 1 \end{pmatrix} \\ T_1^L \\ \begin{pmatrix} L \\ 2 \end{pmatrix} \\ T_2^L \end{pmatrix} \quad (13)$$

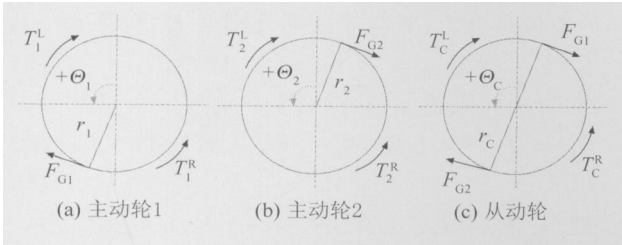


图 3 并车级各齿轮体受力

Fig. 3 Dynamical variables in a combined gear system

从而上式右端系数矩阵就是并车级/ 啮合传递矩阵0.

1. 4 多轴行星级啮合矩阵

图 4(a) 所示的行星级由太阳轮、行星轮、行星架和外环齿轮构成(行星轮可为 n 个, 绕太阳轮周向均匀分布) 受力如图 4(b)~ (e) 所示. 其中下标 S 表示太阳轮, P 表示行星轮, F 表示行星架, R 表示外环齿轮.

太阳轮和行星轮间啮合力为
$$F_{G1,i} = K_1(r_S(\frac{L}{S} + r_P(\frac{L}{P,i} - r_S(\frac{L}{F}))) \quad (14)$$

行星轮 i 和环齿轮间啮合力为

$$F_{G2,i} = K_2(r_R(\frac{L}{R} - r_P(\frac{L}{P,i} - r_R(\frac{L}{F}))) \quad (15)$$

对于行星架, 设 A 为压力角可以推得

$$F_{L,i} = [K_1 r_S(\frac{L}{S} + (K_1 - K_2) r_P(\frac{L}{P,i} - (K_1 r_S + K_2 r_R)(\frac{L}{F} + K_2 r_R(\frac{L}{R})) \cos A \quad (16)$$

从而, 由各零件的扭矩平衡关系和 $r_F \cos A = r_S + r_P$ 得到太阳轮、行星轮、行星架和外环齿轮左右两端扭矩关系为

$$T_S^R = T_S^L + nK_1 r_S^2(\frac{L}{S} + E K_1 r_S r_P(\frac{L}{P,i} - nK_1 r_S^2(\frac{L}{F}))) \quad (17)$$

$$T_{P,i}^R = T_{P,i}^L + K_1 r_S r_P(\frac{L}{S} + (K_1 + K_2) r_P^2(\frac{L}{P,i} + (K_2 r_R - K_1 r_S) r_P(\frac{L}{F} - K_2 r_P r_R(\frac{L}{R}))) \quad (18)$$

$$T_F^R = T_F^L + [-nK_1 r_S(\frac{L}{S} + E(K_2 - K_1) r_P(\frac{L}{P,i} + n(K_1 r_S + K_2 r_R)(\frac{L}{F} - nK_2 r_R(\frac{L}{R}))(r_S + r_P))] \quad (19)$$

$$T_R^R = T_R^L - E K_2 r_P r_R(\frac{L}{P,i} - nK_2 r_R^2(\frac{L}{F} + nK_2 r_R^2(\frac{L}{R}))) \quad (20)$$

将上列各式表示为矩阵形式, 则行星级左右两端状态向量的关系为

$$\begin{Bmatrix} (R) \\ T_S^R \\ (F) \\ T_F^R \\ (R) \\ T_R^R \\ (P,1) \\ T_{P,1}^R \\ s \\ (P,i) \\ T_{P,i}^R \\ s \\ (P,n) \\ T_{P,n}^R \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ TM(2,1) & 1 & TM(2,3) & 0 & 0 & 0 & TM(2,7) & 0 & TM(2,2i+5) & 0 & TM(2,2n+5) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ TM(4,1) & 0 & TM(4,3) & 1 & TM(4,5) & 0 & TM(4,5) & 0 & TM(4,2i+5) & 0 & TM(4,2n+5) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & TM(6,3) & 0 & TM(6,5) & 1 & TM(6,5) & 0 & TM(6,2i+5) & 0 & TM(6,2n+5) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ TM(8,1) & 0 & TM(8,3) & 0 & TM(8,5) & 0 & TM(8,7) & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ s & s & s & s & s & s & s & s & s & s & s & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ TM(2i+6,1) & 0 & TM(2i+6,3) & 0 & TM(2i+6,5) & 0 & 0 & 0 & TM(2i+6,2i+5) & 1 & 0 & 0 & 0 \\ s & s & s & s & s & s & s & s & s & s & w & s & s \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ TM(2n+6,1) & 0 & TM(2n+6,3) & 0 & TM(2n+6,5) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & TM(2n+6,2n+5) & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} (L) \\ T_S^L \\ (F) \\ T_F^L \\ (R) \\ T_R^L \\ (P,1) \\ T_{P,1}^L \\ s \\ (P,i) \\ T_{P,i}^L \\ s \\ (P,n) \\ T_{P,n}^L \end{Bmatrix} \quad (21)$$

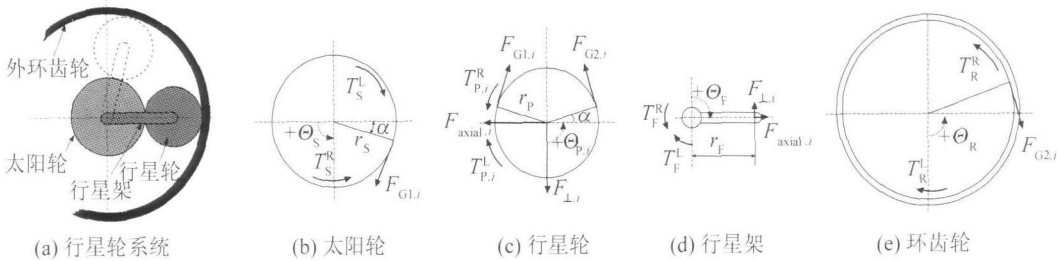


图 4 行星级和各件受力图

Fig. 4 Dynamical variables in a planetary gear system

上式右端系数矩阵即为行星级/ 啮合传递矩阵 0 , 其中

$$TM(2, 1) = nK_1r_s^2,$$

$$TM(4, 3) = n(K_1r_s + K_2r_r)(r_s + r_p),$$

$$TM(6, 5) = nK_2r_r^2,$$

$$TM(4, 2i + 5) = (K_2 - K_1)r_p(r_s + r_p),$$

$$TM(2, 3) = -nK_1r_s^2,$$

$$TM(2i + 6, 2i + 5) = (K_1 + K_2)r_p^2,$$

$$TM(6, 3) = -nK_2r_r^2,$$

$$TM(2i + 6, 3) = (K_2r_r - K_1r_s)r_p,$$

$$TM(2, 2i + 5) = K_1r_sr_p,$$

$$TM(6, 2i + 5) = K_2r_pr_r,$$

$$TM(2i + 6, 1) = K_1r_sr_p,$$

$$TM(4, 5) = -nK_2r_r(r_s + r_p),$$

$$TM(2i + 6, 5) = -K_2r_pr_r,$$

$$TM(4, 1) = -nK_1r_s(r_s + r_p)$$

1.5 系统传递矩阵组集和固有特性求解

按照一般多轴转子系统整体传递矩阵的组集方法, 把原本空间各自独立的各轴、盘(如图 5(a)所示), 进行网格状排列, 一根轴占一行, 一组盘(轴)排成一行(如图 5(b)所示). 这样, 同一列(截面)上各组件的状态向量就可以组合成一个整体状态向量, 一起向右传递. 没有组件的位置, 就用单位矩阵代替. 啮合的位置, 就采用前述分析所得的啮合矩阵进行处理. 最后可以得到图 1(b)所示的直升机动力传动系统整体传递矩阵, 然后进行求解便可以得到系统的各阶固有频率和模态振型^[13].

固有频率的求解采用传递矩阵2多项式算法^[14]. 即在不代入具体频率值的情况下进行传递矩阵连乘组集. 凡遇有含频率 X 的项, 就用关于 X 的多项式的系数参与运算. 这样组集完成以后, 就得到一个以关于 X 的多项式的系数为矩阵元素的总传递矩阵. 用代数余子式展开法求其行列式值, 得到的行列式值是一个关于 X 的多项式的全部系数. 使这个关于 X 的多项式等于 0 的 X 值, 就是系统的固有频率. 这样, 就把固有频率的求解问题转化成了一个多项式求根问题.

在得到关于固有频率的多项式以后, 可以采用求特征多项式伴随矩阵的 QR 变换法求解多项式根, 得到全部各阶固有频率^[15]. QR 变换法对重频的求解有较好的效果.

求得固有频率以后, 将某阶固有频率代回到总传递矩阵, 就得到了关于左右边界未知状态量

的线性方程组. 求解该线性方程组, 得到系统左端边界状态量. 然后依次乘以各站传递矩阵, 得到各站上的状态量值. 取出其中对应有具体组件的部分, 就得到该阶固有频率所对应的模态振型.

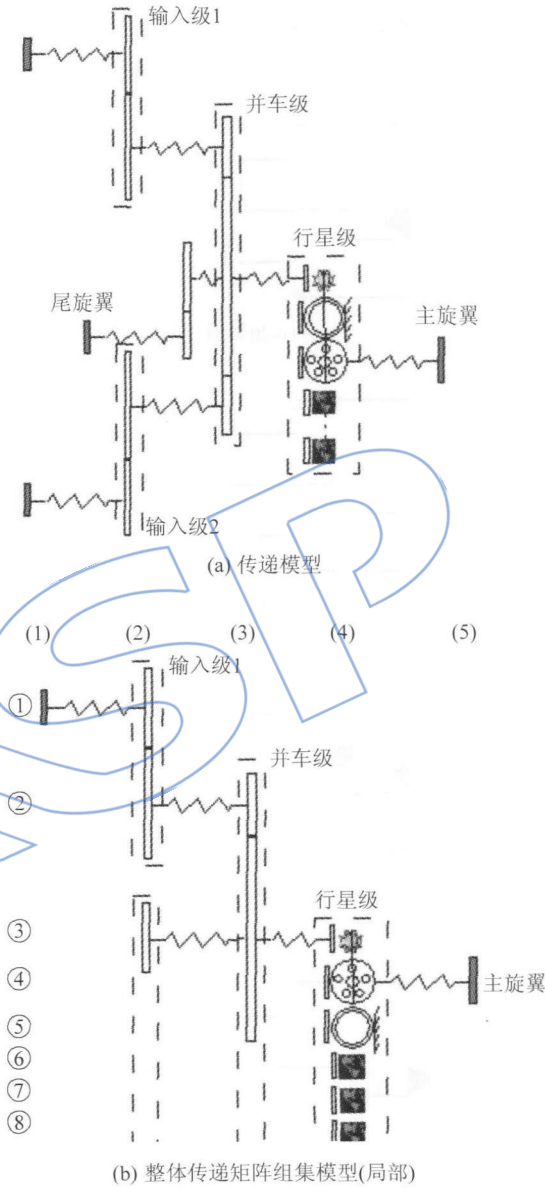


图 5 直升机动力传动系统整体传递矩阵组集模型

Fig. 5 Mechanical model of a helicopter drivetrain for whole transfer matrix method

2 直升机动力传动系统固有振动特性

利用上述的整体传递矩阵方法计算得到的图 1(b)所示直升机动力传动系统扭转振动前 19 阶固有频率和模态振型说明列于表 1. 图 6 则表示了相应典型阶次模态振型图. 其中各深色扇区夹角大小表征模态振型中相应零部件扭转振幅大小.

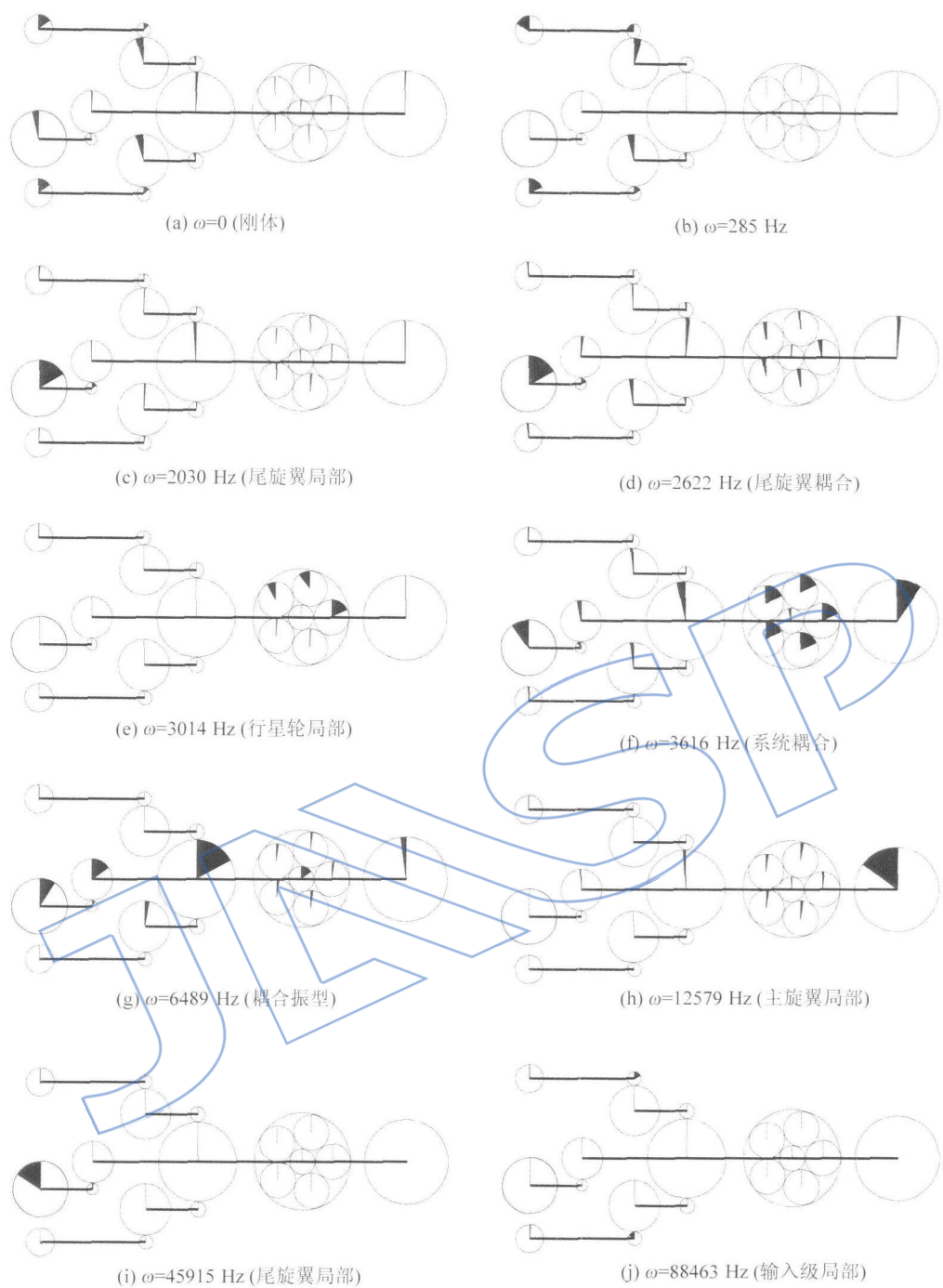


图 6 直升机动力系统扭转振动模式振型

Fig. 6 Torsional vibration modes of a certain helicopter drivetrain

其主要规律和对振动特性的影响有:

1) 一阶零频刚体模态. 一般转子系统刚体模态振型无特别的物理意义. 但是在各组成元件均无弹性变形情况下, 齿轮传动系统扭转振动刚体模态振型各轴转角应该满足传动比关系. 计算结果(图 6(a))表征了齿轮系统的这种性质. 从而也验证了本文方法的有效性.

2) 多种重频模态. 由于系统具有对称分布行星轮和对称分布输入级结构, 因此计算得到相应的第 8~ 11 阶为一组的四重频(图 6(e))和第 18 和 19 阶为一组的二重频(图 6(j)).

3) 局部模态和整体耦合模态. 由于系统的复杂性, 组成的部件和子系统的刚度和质量特性差别较大, 所以计算得到的前 19 阶固有模态中, 既

表 1 某直升机动力系统扭转振动固有频率和模态振型
Table 1 Torsional vibration frequencies and mode shape of a helicopter drivetrain

	固有频率/ Hz	振型主导子系统	振型类型
1	1. 81 @10 ⁻⁵		刚体位移
2	2. 85@10 ²	发动机, 输入级	局部振动
3	2 030. 2	尾旋翼	局部振动
4	2 622. 6	尾旋翼	耦合振动
5	2 819. 4	整体系统	耦合振动
6	2 880. 3	整体系统	耦合振动
7	3 094. 8	整体系统	耦合振动
8	3 104. 9	行星轮	局部振动
9	3 104. 9	行星轮	局部振动
10	3 104. 9	行星轮	局部振动
11	3 104. 9	行星轮	局部振动
12	3 616. 6	整体系统	耦合振动
13	6 489. 6	主旋翼、尾旋翼等	耦合振动
14	12 580	主旋翼	局部振动
15	20 186	整体系统	耦合振动
16	20 219	整体系统	耦合振动
17	45 915	尾旋翼	局部振动
18	88 464	输入级主动齿轮	局部振动
19	88 464	输入级主动齿轮	局部振动

有部件和子系统主导的局部模态, 如第 3 阶和第 17 阶是尾旋翼子系统主导的局部模态, 第 14 阶为主旋翼主导的局部模态, 第 8~ 11 阶是行星轮主导的模态; 也有相应的整体耦合模态, 如第 12 阶模态; 还有以部件或子系统主导的耦合模态, 如第 4 阶和第 13 阶等.

4) 共振特性评价. 正是由于直升机动力传动系统模态振动特性的复杂和多样性, 因此对于其共振特性的评价需要分类进行. 如对于主旋翼主导模态, 要特别关注主旋翼激励的影响; 对于各齿轮副主导的模态, 要重点检验相应齿轮副啮合激励的影响, 而对于整体的耦合模态, 则要全面研究各类激励及其激励能量不同的影响等.

3 结 论

本文研究了典型直升机动力系统整体传递分析模型和分析方法, 推导了系统中典型齿轮副、并

车级和行星级的啮合传递矩阵, 并用建立的整体传递矩阵方法进行了典型直升机动力传动系统扭转振动固有模态特性分析, 详细讨论了直升机动力传动系统模态振动特性的特点等.

参考文献

[1] 张曾锴. 直升机动力学手册[M]. 北京: 航空工业出版社, 1991.

[2] 顾仲权, 杨景新. 直升机传动系统扭转振动特性分析[J]. 南京航空航天大学学报, 1997, 29(6): 674678.

GU Zhongquan, YANG Jingxin. Analyses of torsional vibration characteristics for transmission system of helicopter[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 1997, 29(6): 674678. (in Chinese)

[3] 王辉, 陈华, 刘志文. 直升机发动机控制系统与旋翼/ 动力/ 传动扭振系统耦合稳定性分析[J]. 直升机技术, 2002, (4): 19223.

WANG Hui, CHEN Hua, LIU Zhiwen. The stability analysis of the coupled system consists of helicopter engine control system, rotor and drive train[J]. Helicopter Technique, 2002, (4): 19223. (in Chinese)

[4] 薛海峰, 向锦武, 张晓谷. 直升机旋翼/ 动力/ 传动系统模型及耦合影响[J]. 北京航空航天大学学报, 2004, 30(5): 3382343.

XUE Haifeng, XIANG Jinwu, ZHANG Xiaogu. Coupled helicopter rotor/propulsion/transmission system torsional vibration analytical model and coupled influence investigation[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004, 30(5): 3382343. (in Chinese)

[5] 李润方, 王建军. 齿轮系统动力学[M]. 北京: 科学出版社, 1997.

[6] WANG Jianjun, LI Runfang, PENG Xianghe. A survey to nonlinear vibration of gear transmission system[J]. Applied Mechanics Review, 2003, 56(3): 302329.

[7] 王建军, 李其汉, 李润芳. 齿轮系统非线性振动研究进展[J]. 力学进展, 2005, 35(1): 37251.

WANG Jianjun, LI Qihan, LI Runfang. Research advances for nonlinear vibration of gear transmission systems[J]. Advances in Mechanics, 2005, 35(1): 37251. (in Chinese)

[8] Choi S T, Mau S Y. Dynamic analysis of geared rotor2bearing systems by the transfer matrix method[J]. Journal of Mechanical Design, 2001, 123(4): 5632568.

[9] 刚宪约. 多转子系统振动分析的整体传递矩阵法研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2002.

GANG Xianyue. Multishaft rotor system vibration analysis with whole transfer matrix method[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2002. (in Chinese)

[10] Hsieh C S, Chen J H, Lee A C. A modified transfer matrix method for the coupling lateral and torsional vibrations of symmetric rotor2bearing systems[J]. J. Sound Vib., 2006, 289: 2942333.

[11] Timothy R G. Computer2aided design software for rotor

sional analysis [D]. Blacksburg, Virginia: Virginia Polytechnic Institute and State University, 1998.

[12] Wu J S , Chen C H. Torsional vibration analysis of gear branched systems by finite element method[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 240(1): 159182.

[13] 卿立伟. 复杂齿轮系统振动特性传递矩阵方法及程序系统 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 2007.

QING Liwei. Vibration analysis of complex gear system using transfer method and program system[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007. (in Chinese)

[14] Murphy B T, Vance J M. An improved method for calculating critical speeds and rotor dynamic stability of turbo machinery[J]. Trans of ASME for Power, July 1983.

[15] 戴兴建, 张小章, 金兆熊. 转子支承系统频率方程伴随矩阵的平衡变换[J]. 应用力学学报, 1997, 14(4): 1002103.

DAI Xingjian, ZHANG Xiaozhang, JIN Zhaoxiong. Balancing transformation on the companion matrix of rotor bearings system's frequencies equation[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 1997, 14(4): 1002103. (in Chinese)

