

CAE: 固体润滑膜航天齿轮动态特性的工程分析与模拟

王建设

摘要: 本文概要地介绍了固体润滑膜航天齿轮动态传动特性工程分析与模拟的指导思想和方法。尤其是将航天齿轮特殊动态问题的综合分析在计算机上得以实现,并展示了其动态分析的结果和性能规律。最后,进一步讨论了齿轮CAE的发展设想。

一、问题的引出

传递动力的齿轮,特别是高速齿轮在现代工业和科技领域的应用日益广泛。随着尖端技术的发展,高速齿轮提供了使用效率更高,控制范围更大的可能性。尤其是当今在探索宇宙奥秘,向太空发展的航天领域里越来越发挥着重要作用,受到各工业发达国家的重视。

现代高技术和尖端科学的发展,不仅对齿轮的承载能力、工作寿命、速度和可靠性等提出了更高的要求,而且对太空环境的适应能力的要求也更加苛刻。于是进行航天齿轮动态性能的分析研究,寻求齿轮失效的机理和优化设计的理论根据,具有重大的意义。

由于工程问题的复杂性,学科领域的相互渗透,模拟手段的系统性的特点,传统的分析方法和经验设计不能完整地表达出航天齿轮的工作过程。于是必须寻求新的手段,采用计算机这一现代技术进行分析和设计工作。

本文旨在借助于CAE的手段,对高速齿轮的动态性能及其规律进行分析和探讨。并以航天齿轮为例进行深入的研究。对优化设计和试验提供理论依据和参考。

二、航天齿轮CAE的建模与模拟

由于齿轮的结构、工作环境、使用方式的不同,其动态问题的分析特点也各异。

航天齿轮采用固体润滑膜。在齿廓表面涂有一薄层干膜,构成了复合材料轮齿。由于其转速很高(可达40000rpm);工作于真空的环境。靠传统的计算手段无法胜任对这一系统的综合考虑。因此需要对航天齿轮的传动过程进行动态模拟。见图1

通过模拟,主要讨论航天齿轮动态特性的下列几个问题。

1. 齿轮的振动问题。
2. 固体膜轮齿的接触问题。
3. 固体膜齿面的温度问题。
4. 齿轮的失效问题。
5. 齿轮的动态性能规律。
6. 改进齿轮设计方案的理论根据以及提高制造技术的措施。

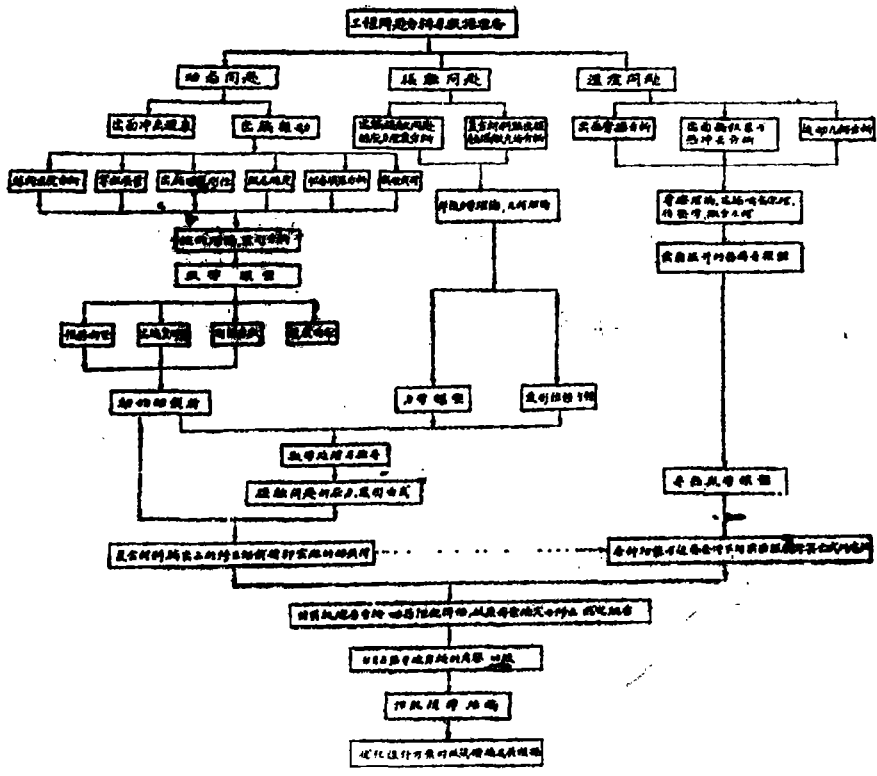


图 1

(一) 齿轮动力学模型的建立

根据航天齿轮的结构特点，影响因素的性质、使用方式和工作过程的特殊性，对齿轮传动中的振动特征现象进行动态模拟。在不考虑固体膜的前提下，把影响齿轮振动的主要激励因素反映出来。

图 2 是航天齿轮的结构装置示意图。图 3 是描述航天齿轮振动过程的动力学模型。

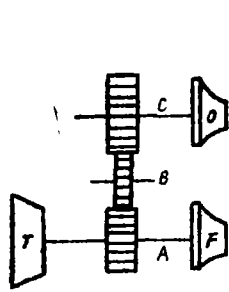


图 2 航天齿轮结构装置

- A, B, C — 齿轮
- O, F — 工作泵
- T — 涡轮泵

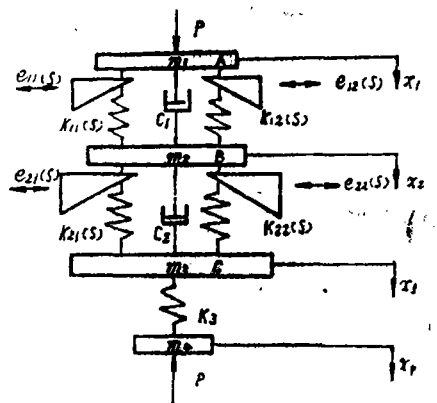


图 3 齿轮系统动力学模型

图 3 中, $m_i (i = 1, 2, 3)$ 为第 i 个齿轮的等效质量。 $k_{ij}(s) (i, j = 1, 2)$ 为第 i 对齿轮第 j 对轮齿

对于啮合点滚动距离为 s 的刚性系数。

$e_{ij}(s)$ 、($i, j = 1, 2$) 为综合误差。由齿轮制造误差啮合状态分析得到。

m_1, k_3 为齿轮结构柔度因素对振动系统总刚性的影响作用，分别是集中质量和刚性系数。
 c 为阻尼。 p 为静载荷。

矩阵形式的振动微分方程为

$$[M]\{x''\} + [c]\{x'\} + [k]\{x\} = \{p(t)\} \quad (1)$$

式中： $[M] = \text{diag}\{m_1 \ m_2 \ m_3 \ m_4\}$

$$[c] = \begin{pmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & 0 \\ 0 & -c_2 & c_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$[k] = \begin{pmatrix} k_{11} + k_{12} & -(k_{11} + k_{12}) & 0 & 0 \\ -(k_{11} + k_{12}) & k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22} & -(k_{21} + k_{22}) & 0 \\ 0 & -(k_{21} + k_{22}) & k_{21} + k_{22} + k_3 & -k_3 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3 \end{pmatrix}$$

$$\{p(t)\} = \begin{pmatrix} p + k_{11}(s) \cdot e_{11}(s) + k_{12}(s) \cdot e_{12}(s) \\ k_{21}(s) \cdot e_{21}(s) + k_{22}(s) \cdot e_{22}(s) - k_{11}(s) \cdot e_{11}(s) - k_{12}(s) \cdot e_{12}(s) \\ -k_{21}(s) \cdot e_{21}(s) - k_{22}(s) \cdot e_{22}(s) \\ -p \end{pmatrix}$$

$$\{x''\} = \{x_1'' \ x_2'' \ x_3'' \ x_4''\}^T$$

$$\{x'\} = \{x_1' \ x_2' \ x_3' \ x_4'\}^T$$

$$\{x\} = \{x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4\}^T$$

确定上述各项元素后，采用状态空间法，借助计算机求解方程，得到齿轮振动的位移响应。然后分析轮齿挠曲与综合误差的关系。确定模拟弹簧的变形量 δ 。最后求出各轮齿上的动载荷 p_d 。

第一对齿轮： $p_{d1} = p_{d11} + p_{d12} = (k_{11}(s) + k_{12}(s))(x_1 - x_2) - k_{11}(s) \cdot e_{11}(s) - k_{12}(s) \cdot e_{12}(s)$

齿组 1： $p_{d11} = k_{11}(s) \cdot \delta_{11} = k_{11}(s) \cdot (x_1 - x_2 - e_{11}(s))$

齿组 2： $p_{d12} = k_{12}(s) \cdot \delta_{12} = k_{12}(s) \cdot (x_1 - x_2 - e_{12}(s))$

同理第二对齿轮： $p_{d2} = p_{d21} + p_{d22}$

$$p_{d2} = (k_{21}(s) + k_{22}(s)) \cdot (x_2 - x_3) - k_{21}(s) \cdot e_{21}(s) - k_{22}(s) \cdot e_{22}(s)$$

$$p_{d21} = k_{21}(s) \cdot \delta_{21} = k_{21}(s) \cdot (x_2 - x_3 - e_{21}(s))$$

$$p_{d22} = k_{22}(s) \cdot \delta_{22} = k_{22}(s) \cdot (x_2 - x_3 - e_{22}(s))$$

(二) 固体膜轮齿接触的力学模型与变形方程的建立

根据弹性力学理论，对固体膜轮齿接触微元体的应力、应变与位移关系的分析，建立其力学模型和变形方程。(见图 4) 经过数学推导，得出计算固体膜齿廓接触变形带宽之半为 u

b 的理论公式。

$$b = \frac{4p_d R_1 R_2}{\pi^2 \cdot s \cdot (R_1 + R_2)} \left(\frac{1 - \bar{\mu}_1^2}{\bar{E}_1} + \frac{1 - \bar{\mu}_2^2}{\bar{E}_2} \right) + \sqrt{\left[\frac{4p_d R_1 R_2}{\pi^2 \cdot s \cdot (R_1 + R_2)} \left(\frac{1 - \bar{\mu}_1^2}{\bar{E}_1} + \frac{1 - \bar{\mu}_2^2}{\bar{E}_2} \right) \right]^2 + \frac{4p_d R_1 R_2}{\pi(R_1 + R_2)} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)} \quad (2)$$

固体膜轮齿上的修正动载荷 Q_d 为:

$$Q_d = \frac{2p_d}{\pi} \left[\frac{4p_d \cdot R_1 \cdot R_2}{\pi^2 \cdot s \cdot (R_1 + R_2)} \left(\frac{1 - \bar{\mu}_1^2}{\bar{E}_1} + \frac{1 - \bar{\mu}_2^2}{\bar{E}_2} \right) + \sqrt{\left[\frac{4p_d R_1 R_2}{\pi^2 s (R_1 + R_2)} \left(\frac{1 - \bar{\mu}_1}{\bar{E}_1} + \frac{1 - \bar{\mu}_2^2}{\bar{E}_2} \right) \right]^2 + \frac{4p_d \cdot R_1 R_2}{\pi(R_1 + R_2)} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)} \right]^{-1} \quad (3)$$

式中: b —接触带宽一半的尺寸

E_1, E_2, μ_1, μ_2 为固体膜的材料常数。

$\bar{E}_1, \bar{E}_2, \bar{\mu}_1, \bar{\mu}_2$ 为齿轮金属的材料常数。

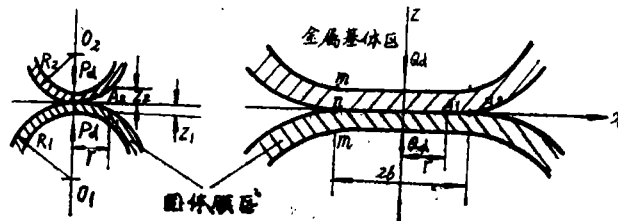
R_1, R_2 为接触点处两齿廓的曲率半径。

s 为固体膜厚度。

p_d 为初始动载荷

Q_d 为齿面上的实际动载荷。

应当指出, 上述公式仅适用固体膜复合材料齿轮的计算。若 $s=0$, 需另作考虑。



a 承载前轮齿接触 b 承载后轮齿变形

图4 固体膜轮齿的接触变形

(三) 固体膜齿面热传导模型

通过对齿面摩擦热源热传导过程的分析, 建立了齿面温升的热传导模型与导热微分方程。见图5 经过初值与边界条件的确定, 推导出接触区内齿面温升与温度的计算公式。

1. 齿轮初始温度相同时:

内温:

$$Q_{fi_0} = \frac{50\sqrt{5} \lambda_1 \lambda_2 \mu b^2 \cdot Q_d \cdot |v_{i1} - v_{i2}|}{9s^3 (\lambda_1 v_{i2}^2 c_2^2 p_2^2 + \lambda_2 v_{i1}^2 c_1^2 p_1^2)} \quad (4)$$

齿面瞬态温度:

$$Q_s = Q_M + Q_{fi_0} = Q_M + \frac{50\sqrt{5} \lambda_1 \lambda_2 \mu b^2 \cdot Q_d \cdot |v_{i1} - v_{i2}|}{9s^3 (\lambda_1 v_{i2}^2 c_2^2 p_2^2 + \lambda_2 v_{i1}^2 c_1^2 p_1^2)} \quad (5)$$

2. 齿轮初始温度不同时:

内温:

$$Q_{fi_{o \max}} = \frac{50\sqrt{5}\mu c_1 c_2 p_1 p_2 b^2 \cdot Q_d \cdot |v_{i_1} - v_{i_2}|}{9s^3(\lambda_1 c_2^2 p_2^2 v_{i_2}^2 + \lambda_2 c_1^2 p_1^2 v_{i_1}^2)} \quad (6)$$

齿面瞬态温度:

$$Q_s = \frac{\lambda_2 c_1^2 p_1^2 v_{i_1}^2 Q_{M_1} + \lambda_1 c_2^2 p_2^2 v_{i_2}^2 Q_{M_2}}{\lambda_1 c_2^2 p_2^2 v_{i_2}^2 + \lambda_2 c_1^2 p_1^2 v_{i_1}^2} + \frac{50\sqrt{5}\mu c_1 c_2 p_1 p_2 b^2 Q_d \cdot |v_{i_1} - v_{i_2}|}{9s^3(\lambda_1 c_2^2 p_2^2 v_{i_2}^2 + \lambda_2 c_1^2 p_1^2 v_{i_1}^2)} \quad (7)$$

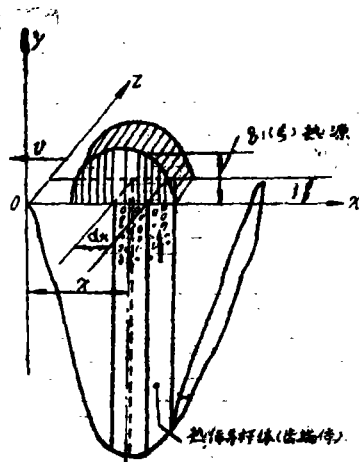


图5 齿面热传导模型
y=0为接触齿面

式中: Q_M, Q_{M_1}, Q_{M_2} ——齿轮本体温度。

λ_1, λ_2 ——分别为两齿面上固体膜的导热系数。

μ ——为固体膜的摩擦系数。

b ——为啮合点接触带宽之半尺寸。

Q_d ——接触区内的最大压力。

v_{i_1}, v_{i_2} ——分别为两齿面在啮合点处的切向速度。

s ——为固体膜厚度。

c_1, c_2 ——分别为两齿面固体膜比热。

p_1, p_2 ——分别为两齿面固体膜密度。

应当指出, 当固体膜厚度 $s = 0$ 时, 需另行考虑。

(四) HGEA软件

基于上述动态问题的建模, 对齿轮系统工作过程进行模拟, 则构成了航天齿轮CAE的模拟系统。HGEA(High Gear Engineering Analysis)软件就是建立在经验和试验及其理论分析的基础上, 针对模拟系统专门为解决高速齿轮动态特性问题而开发的。

三、HGEA的结构和功能

HGEA分析软件采用FORTRAN语言编写。下面以框图表出。见图6。

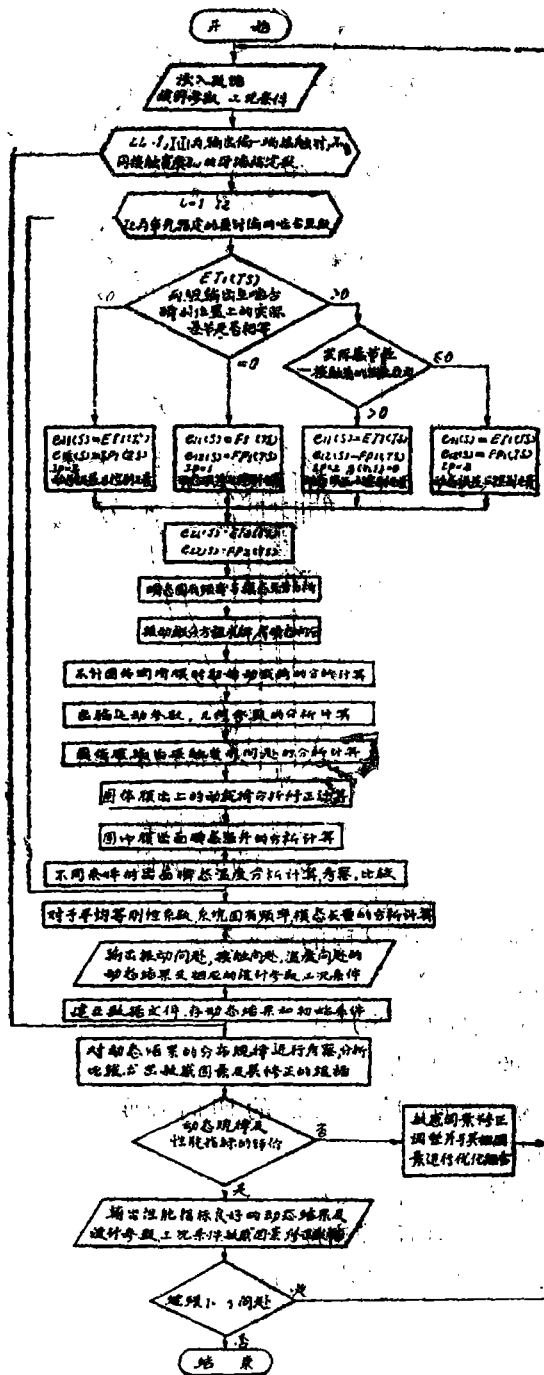


图 6

HGEA的主要功能如下:

1. 轮齿刚性分析计算
2. 综合误差分析
3. 齿轮体的结构分析
4. 齿轮振动问题分析
5. 复合材料轮齿的接触问题分析
6. 动载荷的分析计算
7. 动态性能分析
8. 敏感因素的确定、修正和优化处理
9. 输出动态性能规律结果及优化的设计参数, 工况因素。

四、应用实例

以涡轮泵高速齿轮为例，如图 2 所示。

基本数据见表 1

表 1

项 目	大 齿 轮	中 齿 轮	小 齿 轮
转 速 rpm	20000	22222	40000
功 率 马 力	4	40	40
模 数	2	2	2
齿 数	50	45	25
压 力 角	20°	20°	20°
螺 旋 角	0°	0°	0°
变 位 系 数	0	0	0
精 度 等 级	级 4—De JB179-60	级 4—De JB179-60	级 4—De JB179-60

这种齿轮采用固体润滑膜，分析结果如下。

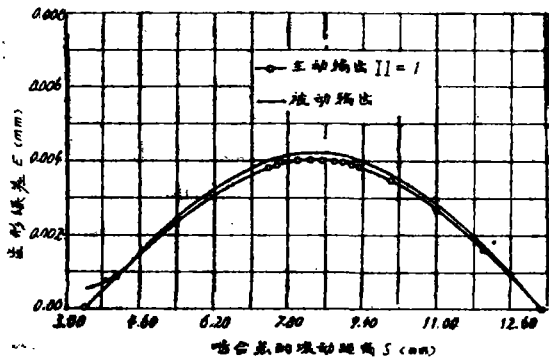


图 7 齿廓上的误差类型 II

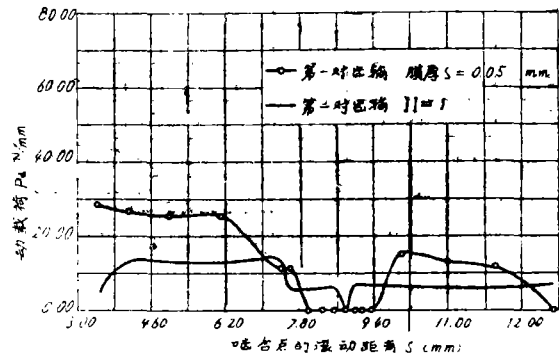


图 8 啮合线上的齿轮动载荷

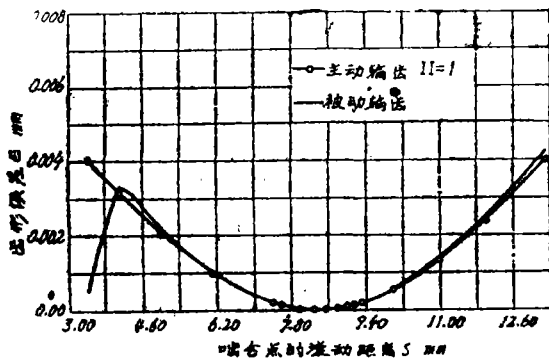


图 9 齿廓上的误差类型 II

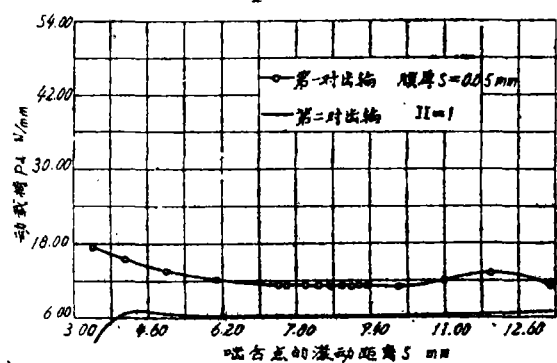


图 10 啮合线上的齿轮动载荷

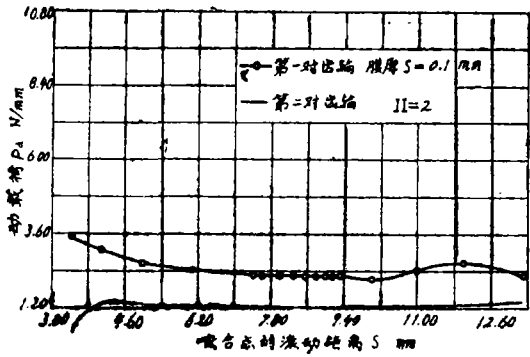


图11 固体膜厚度与动载荷的关系

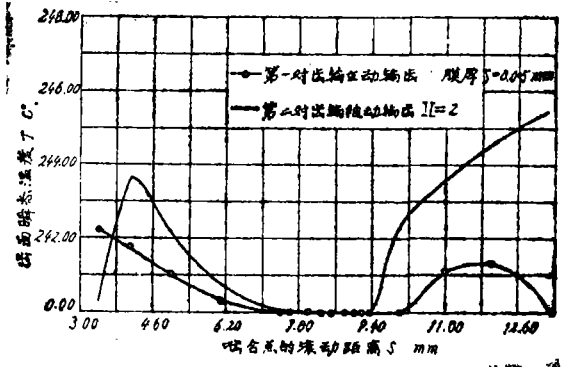


图12 固体膜厚度与齿面瞬态温度的关系

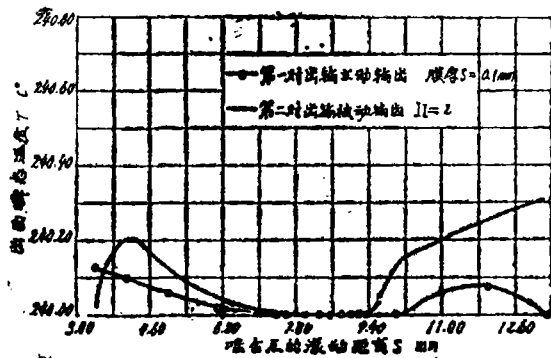


图13 固体膜厚度与齿面瞬态温度的关系

如图7和图9所示为齿形误差的类型，与其对应的动载荷如图8和图10所示。比较图8和图10，可见图10所示的动载荷具有较好的性能。表明齿形误差类型是一个敏感性的因素。在航天齿轮的设计制造中应引起重视，并应采取齿廓修形和一定的技术措施。

对于图9所示同样的误差类型，改变齿面固体膜的厚度。比较图10和图11所示的动载荷分布规律。可见，随膜厚的增加，动载荷有增大的变化趋势。又比较图12与图13所示的齿面瞬态温度，则发现随膜厚的增加，齿面瞬态温度有减小的趋势。表明齿面固体膜的厚度不仅对动载荷和齿面温度均有影响，而且影响的程度和方式也不同。说明固体膜的厚度是非常敏感的因素。

上述这些结论在变化规律上，可以作为解释工程问题和某些现象的理论根据。对航天齿轮的设计和试验有一定的参考价值和指导作用。

五、结 束 语

本文所述的CAE模拟方法和HGEA软件，通过对固体膜航天齿轮动态性能分析的实例应用，获得了规律性的结论。在变化规律定性方面，不仅对航天齿轮的分析，设计和试验有指导性作用，而且加以扩展和增删对高速齿轮和一般齿轮的动态分析同样适用。

期望在本文的基础上，加以扩充。将齿轮的设计参数、几何量计算、工况类型、模拟分析、敏感因素的确定和修正，人机对话图形显示和修改等功能尽可能全部容纳在HGEA软件中，再与CAD及绘图软件结合起来，形成一整套带有一定智能色彩的CAE—CAD分析和设计系统。

在计算机分析和论文的完成过程中，得到卢铎副研究员的热情指导，谨表衷心感谢。

CAE: Engineering Analysis and Simulation for Dynamical Characters of Space Gear System with Solid Lubricant Membrane

Wang Jianshe

Abstract

In this paper, the thinking and methods of engineering analysis and simulation for dynamical transmission behaviour of space gear system with solid lubricant membrane are introduced briefly. Especially, comprehensive analysis for special dynamical problems of space gear system is carried out by means of CAE, and the results of dynamical analysis and its behaviour of gear system are presented.

Finally, the further developing considerations CAE for gear system are also discussed.