

失去润滑条件下弧齿锥齿轮传动系统瞬态温度场 Simulink 仿真分析*

袁杰红¹, 林泽锦^{1,2}, 闫希杰¹

(1. 国防科技大学 指挥军官基础教育学院, 湖南 长沙 410073;
2. 95982 部队, 河南 开封 475003)

摘要:根据传热学理论和热网络法,以某型直升机尾减速器弧齿锥齿轮传动系统为研究对象,建立了其温度场 Simulink 仿真计算模型。基于该模型,计算获得该传动系统正常润滑条件下的稳态温度场,并以它作为初始条件计算分析该传动系统失去润滑条件下的瞬态温度场,为预测该弧齿锥齿轮传动系统在失去润滑条件下的干运转生存能力提供理论依据。

关键词:齿轮传动系统;失去润滑;热网络法;温度场;Simulink

中图分类号:TH132.41 **文献标志码:**A **文章编号:**1001-2486(2013)05-0059-08

Transient temperature field simulation analysis of spiral bevel gear transmission system by simulink in the condition of loss of lubrication

YUAN Jiehong¹, LIN Zejin^{1,2}, YAN Xijie¹

(1. College of Basic Education, National University of Defense Technology, Changsha 410073, China;
2. Unit 95982, Kaifeng 475003, China)

Abstract: According to the heat transfer theory and the thermal network method, and taking the spiral bevel gear transmission system of a helicopter tail reducer as research object, the calculation model of the temperature field Simulink simulation was established. Based on the model, the steady-state temperature field of the transmission system was calculated in the normal lubrication. Taking it as the initial condition, the transient temperature field of the transmission system was calculated and analyzed in the condition of loss of lubrication. It provides the theoretical foundation of predicting the survivability of the gear transmission system in the condition of loss of lubrication.

Key words: gear transmission system; loss of lubrication; thermal network method; temperature field; Simulink

在现代战争中,武装直升机遭到敌火力攻击的概率很大。一旦其齿轮传动系统中弹漏油,便将进入失去润滑的干运转工作状态。在这样的极端工况下,由于其齿轮和轴承等摩擦副摩擦产生的大量热量不能有效散发,使其零部件温度急剧上升而变形,从而导致传动系统不能正常工作,甚至造成机毁人亡的灾难性后果^[1]。如果能预测出失去润滑条件下弧齿锥齿轮传动系统温度场的变化、哪些零部件或哪些部位是温度较高易于失效的危险位置,就可以有针对性地对传动系统设计方案、工艺流程或结构材料进行改进,从而提高传动系统的生存能力。因此,进行失去润滑条件下弧齿锥齿轮传动系统温度场分析研究具有重要意义。

热网络法已被广泛应用于求解由多个零部件组成的齿轮传动系统温度场分析研究^[2-6]。这种方法先将热分析系统划分成很多节点,然后用不同换热方式的热阻将相关节点连接组成热网络,

并求出节点温度。在计算失去润滑条件下的瞬态温度场时,需要先求出作为初始条件的正常润滑条件下的稳态温度场。由于瞬态温度场的时变特征,因而与稳态温度场的热网络数学方程描述是不同的^[3-6]。稳态温度场数学描述为节点净热流量为零,且为了减小计算量忽略了辐射换热的影响,此时节点热网络方程是一组静态线性方程;瞬态温度场数学描述为节点净热流量等于其内能增量,此时节点热网络方程为一组动态微分方程。由于两者热网络方程数学描述不同,因而其求解也是分别进行的。此外,现有文献中,齿轮传动系统瞬态温度场的求解在考虑热源因素时过于粗糙,往往取经验值或采用经验公式^[4,6]。

本文针对上述不足,以某型直升机尾减速器弧齿锥齿轮传动系统为研究对象,建立其基于热网络法的温度场 Simulink 动态仿真计算模型。基于该模型,先计算获得其正常润滑条件下的稳态

* 收稿日期:2013-01-25

基金项目:国防科技大学科研计划资助项目(JC11-09-01)

作者简介:袁杰红(1965—),男,湖南长沙人,教授,博士后,硕士生导师,E-mail:yjh210048@163.com

温度场并作为初始条件,再计算分析其在失去润滑条件下的温度场。将稳态和瞬态温度场归于统一的计算模型进行求解,并综合考虑摩擦学、运动学计算齿轮摩擦功率损失,为瞬态温度场分析提供一个更为便捷可靠的途径。

1 温度场 Simulink 仿真计算模型

1.1 节点类型

热网络节点的热性质由节点温度 T 和节点热容 C 两个热网络参数表达,并集中在节点所代表的单元体质心上。根据节点热容的不同,一般把节点分为三类^[7]:扩散节点、算术节点和边界节点,如图 1 所示。

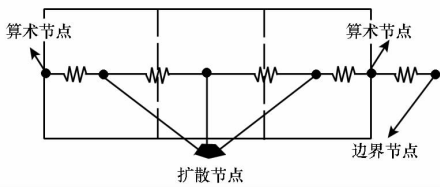


图 1 节点类型

Fig. 1 Node types

扩散节点:具有有限热容,节点内能或温度随热流进出而改变,如齿轮、轴、机匣等节点。扩散节点的温度的数学描述为: $q_i = C_i \frac{dT_i}{dt}$,其中, q_i 为节点的净热流量。

算术节点:零热容,可代表热容极小的单元体,如齿面节点、轴承与轴接触面节点等。算术节点的温度的数学描述为: $q_i = C_i \frac{dT_i}{dt}$,其中,热容 C_i 取极小值。

边界节点:无限热容,无论多少热流进出节点都不改变已知的温度,如外界空气节点等。边界节点的数学描述为: $T=f(t)$,其中, $f(t)$ 为常数函数或已知变化规律的函数。

1.2 节点布置

依据节点类别对某型直升机尾减速器弧齿锥齿轮传动系统进行节点划分布置,如图 2 所示和表 1 说明。

表 1 弧齿锥齿轮传动系统节点布置说明

Tab. 1 Spiral bevel gear transmission node layout instruction

节点编号	节点位置说明	节点类别	节点编号	节点位置说明	节点类别
1	主动锥齿轮齿面	算术节点	27	轴承 O1 与输出轴接触面	算术节点
2	主动锥齿轮	扩散节点	28	轴承 O1 处输出轴	扩散节点
3	主动锥齿轮处轴孔表面	算术节点	29	轴承 O1 外滚道表面	算术节点
4	轴承 I1 内滚道表面	算术节点	30	轴承 O1 外滚道	扩散节点
5	轴承 I1 内滚道	扩散节点	31	轴承 O1 与机匣接触面	算术节点
6	轴承 I1 与输入轴接触面	算术节点	32	轴承 O1 处机匣	扩散节点
7	轴承 I1 处输入轴	扩散节点	33	轴承 O2 内滚道表面	算术节点
8	轴承 I1 外滚道表面	算术节点	34	轴承 O2 内滚道	扩散节点
9	轴承 I1 外滚道	扩散节点	35	轴承 O2 与输出轴接触面	算术节点
10	轴承 I1 与机匣接触面	算术节点	36	轴承 O2 处输出轴	扩散节点
11	轴承 I1 处机匣	扩散节点	37	轴承 O2 外滚道表面	算术节点
12	轴承 I2 内滚道表面	算术节点	38	轴承 O2 外滚道	扩散节点
13	轴承 I2 内滚道	扩散节点	39	轴承 O2 与机匣接触面	算术节点
14	轴承 I2 与输入轴接触面	算术节点	40	轴承 O1 处机匣	扩散节点
15	轴承 I2 处输入轴	扩散节点	41	轴承 O1 和 O2 中间处输出轴	扩散节点
16	轴承 I2 外滚道表面	算术节点	42	轴承 O1 和 O2 中间处机匣	扩散节点
17	轴承 I2 外滚道	扩散节点	43	轴承 I1 滚子	扩散节点
18	轴承 I2 与机匣接触面	算术节点	44	轴承 I2 滚子	扩散节点
19	轴承 I2 处机匣	扩散节点	45	轴承 O1 滚子	扩散节点
20	轴承 I1 和 I2 中间处输入轴	扩散节点	46	轴承 O2 滚子	扩散节点
21	轴承 I1 和 I2 中间处机匣	扩散节点	47	轴承 I1 处轴孔表面	算术节点
22	从动锥齿轮齿面	算术节点	48	轴承 I2 处轴孔表面	算术节点
23	从动锥齿轮	扩散节点	49	轴承 O1 处轴孔表面	算术节点
24	从动锥齿轮轴孔表面	算术节点	50	轴承 O2 处轴孔表面	算术节点
25	轴承 O1 内滚道表面	算术节点	0	润滑油/热空气	边界节点
26	轴承 O1 内滚道	扩散节点	A	减速器外空气	边界节点

备注 正常润滑条件下节点 0 为润滑油节点,失去润滑条件下节点 0 为热空气节点;主动锥齿轮齿面节点 1 和从动锥齿轮齿面节点 22 为同一个节点,即 $T_1 = T_{22}$ 。

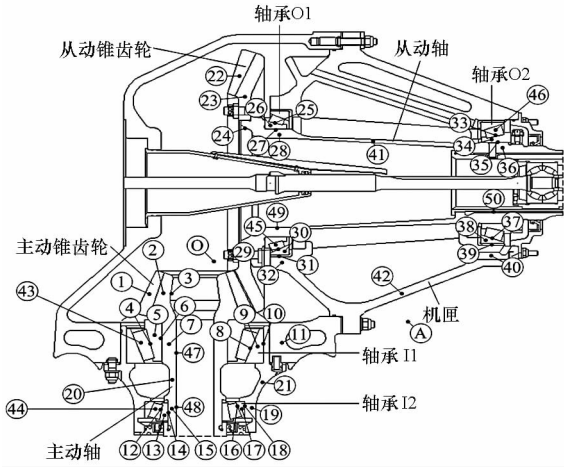


图2 弧齿锥齿轮传动系统节点布置

Fig.2 Spiral bevel gear transmission node layout

1.3 节点温度数学描述

根据能量守恒原理,任意节点的换热过程可描述为节点自身内能增量等于热源流入该节点的热量与相关节点的传导换热热量、对流换热热量及辐射换热热量之和,具体数学描述^[4]如下

$$C_i \frac{dT_i}{dt} = Q_i + \sum \frac{(T_j - T_i)}{R_{icj}} + \sum \frac{(T_k - T_i)}{R_{ink}} + A_i \varepsilon_i \sigma \sum [(273 + T_i)^4 - (273 + T_j)^4] \quad (1)$$

式中, $C_i = \rho_i V_i c_i$ 为节点热容; ρ_i 为节点密度; V_i 为节点单元体体积; c_i 为节点比热容; T_i 为节点温度; Q_i 为外热源流入节点的热功率; R_{icj} 、 R_{ink} 分别为传导换热热阻和对流换热热阻; A_i 为节点单元体辐射换热面积; ε_i 为节点单元体表面黑度, $\varepsilon_i = 0.5$; σ 为玻尔兹曼黑体辐射常数, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ 。

1.4 温度场 Simulink 建模

对该弧齿锥齿轮传动系统的每个节点都建立式(1)所示的微分方程,联立求解即可求出各节点温度随时间的变化。然而,直接求解这个联立的非线性微分方程组的解析解非常困难,因此,需要给出有效实用的数值求解方法。Simulink 仿真^[8]是一种基于数值计算的动态仿真,它所提供的微分方程求解器都是当今国际上数值计算研究的最新成果,采用的都是速度最快、精度最高的计算方法,且针对不同性态的微分方程,可采用不同的求解器。本文采用 Simulink 仿真求解该微分方程组,即仿真求解各节点温度。

Simulink 提供了非常方便的图形建模方式 (GUI),通过搭建框图就能完成仿真模型的建立。Simulink 还包含非常全面的模块库及工具箱,可以根据需求建造自己的模块库。建立该尾减速器弧齿锥齿轮传动系统温度场 Simulink 仿真计算模

型分为两个步骤。

第一步,依据式(1)建立每个节点的温度模块 T_i (微分方程)。以节点4的温度模块 T_4 为例说明如何构建节点温度模块。根据节点换热关系,由式(1)得节点4的数学描述为

$$C_4 \frac{dT_4}{dt} = Q_4 + \frac{(T_5 - T_4)}{R_{4c5}} + \frac{(T_{43} - T_4)}{R_{4c43}} + \frac{(T_0 - T_4)}{R_{4ro}} + A_4 \varepsilon_4 \sigma \sum [(273 + T_0)^4 - (273 + T_4)^4] \quad (2)$$

用 Simulink 构建温度模块 T_4 ,如图3(a)、(b)所示。其中 $\frac{1}{T_0}$ 、 $\frac{1}{T_4}$ 、 $\frac{2}{T_5}$ 和 $\frac{3}{T_{43}}$ 为节点温度; Q_4 为输入热源; R_{4c5} 等为传导换热热阻; $\frac{\text{MATLAB Function}}{R_{4ro}}$ 为对流换热热阻; $C(4)$ 为节点4的热容; $T_4(4)$ 为节点4的初始温度; $\int \frac{1}{s}$ 为积分运算。同理,构建其他节点温度模块。

第二步,将有换热关系的节点温度模块连接组成热网络模型(微分方程组),如图3(c)(局部图)所示。

2 相关参数计算模型

2.1 热源计算模型

2.1.1 弧齿锥齿轮摩擦功率损失

文献[9]基于齿轮啮合原理和摩擦学理论,将弧齿锥齿轮等效为当量直齿圆柱齿轮,并综合考虑啮合点相对滑动速度、法向载荷、摩擦系数等时变性因素和实际重合度的影响,建立了弧齿锥齿轮摩擦功率损失计算模型。该模型能计算正常润滑和失去润滑等各种润滑情况下的弧齿锥摩擦功率损失。本文采用该模型计算弧齿锥齿轮摩擦功率损失。

2.1.2 轴承摩擦功率损失

在正常润滑条件下,轴承摩擦功率损失为

$$q_b = \pi n_i M_f / 30 \quad (3)$$

式中, n_i 为轴承的转速, $i = 1, 2$, 分别表示输入转速和输出转速; M_f 为轴承的摩擦力矩。

Palmgren^[10]基于轴承摩擦力矩的测量结果,提出较准确的轴承摩擦力矩计算公式为

$$M_f = M_0 + M_1 + M_2 \quad (4)$$

式中, M_0 为润滑剂粘性摩擦产生的力矩; M_1 为外加载荷产生的力矩; M_2 为滚子端面与挡边之间摩擦产生的力矩。

$$M_0 = \begin{cases} 10^3 f_0 (v_0 n_i)^{2/3} D_m^3, & v n_i \geq 2 \times 10^{-3} \\ 16 f_0 D_m^3, & v n_i < 2 \times 10^{-3} \end{cases} \quad (5)$$

$$M_1 = f_1 P_1 D_m \quad (6)$$

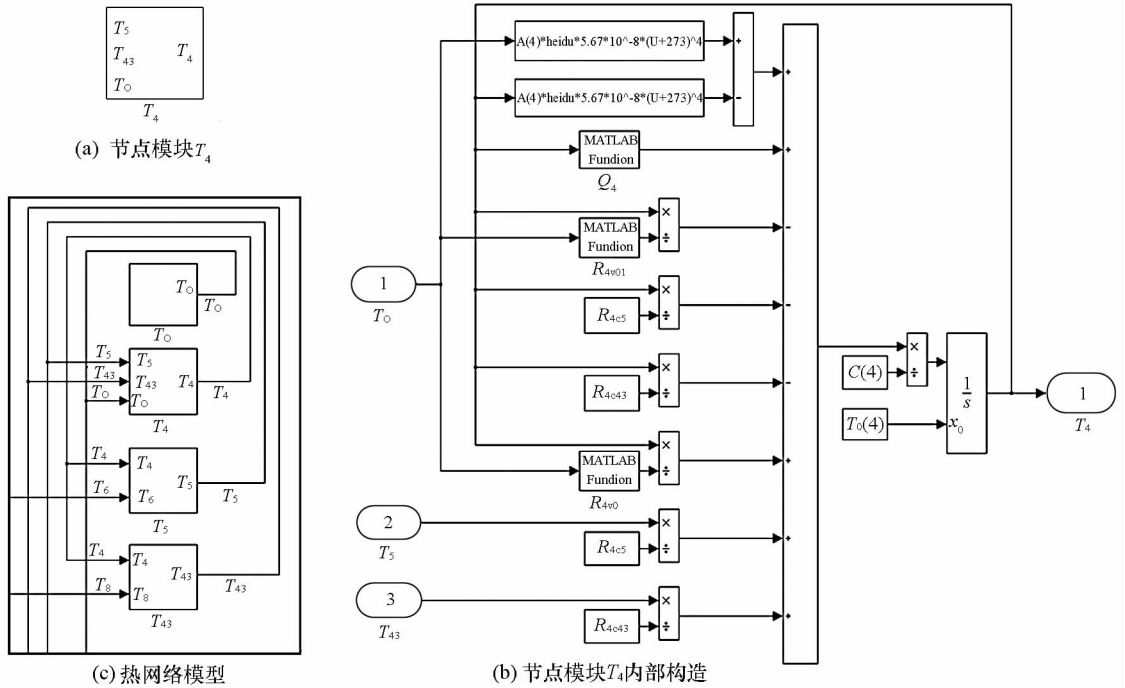


图 3 弧齿锥齿轮传动系统温度场 Simulink 仿真计算模型

Fig. 3 Temperature field Simulink simulation model of spiral bevel gear transmission

$$M_2 = f_2 F_a D_m \quad (7)$$

式中, D_m 为轴承节圆直径; n_i 为轴的转速; v_0 为润滑油运动粘度系数; F_a 为轴承所受的轴向载荷; f_0 、 f_1 、 f_2 是与轴承类型和润滑方式有关的系数^[11]。

在失去润滑条件下, 轴承摩擦功率损失仍可按上述方法计算。但不同的是轴承中的润滑油被热空气替代, 此时计算公式(5)中的润滑油运动粘度系数将换成热空气运动粘度系数。

2.2 热阻计算模型

2.2.1 传导换热热阻

按照传热学原理^[12]及弧齿锥齿轮传动系统各零部件传热换热特点, 可将其传导换热形式分为平壁导热和圆筒壁导热两种。

(1) 平壁导热

沿传动轴轴向的传导换热可简化为平壁导热, 其热阻计算公式为

$$R_{ij} = \frac{\delta}{KA} \quad (8)$$

式中, δ 、 K 、 A 分别为平壁的厚度、导热系数和导热面积。

(2) 圆筒壁导热

沿传动轴径向的传导换热可简化圆筒壁导热, 其热阻计算公式为

$$R_{ij} = \frac{\ln(d_2/d_1)}{2\pi Kl} \quad (9)$$

式中, d_2 、 d_1 、 K 、 l 分别为圆筒壁的外径、内径、导热系数和长度。

2.2.2 对流换热热阻

对流换热热阻计算公式为

$$R_{ink} = \frac{1}{\alpha_{ink} A_{ink}} \quad (10)$$

式中, α_{ink} 、 A_{ink} 分别为对流换热系数和面积。

2.3 对流换热系数计算模型

2.3.1 正常润滑条件下对流换热系数

弧齿锥齿轮传动系统对流换热系数按零部件与接触流体的不同可分为以下五类^[13-16]：

(1) 锥齿轮齿面与润滑油的对流换热系数

$$\alpha_{ink} = 0.228 Re^{0.731} Pr_0^{0.333} K_0/L \quad (11)$$

式中, Re 为雷诺数, $Re = Vh_m/v_0$; Pr_0 为润滑油普朗特数, $Pr_0 = v_0\rho C_p/K_0$; K_0 为润滑油导热系数; L 为特征长度, 取锥齿轮分度圆直径; V 为齿宽中点节圆线速度; h_m 为平均齿高; v_0 、 ρ 、 C_p 分别为润滑油运动粘度系数、密度和比热容。

(2) 轴承与润滑油之间的对流换热系数

$$\alpha_{ink} = 0.0986 \left\{ \frac{n_i (1 \pm D_r \cos\gamma / D_m)}{v_0} \right\}^{1/2} K_0 Pr_0^{1/3} \quad (12)$$

式中, “+”、“-”分别用于外、内圈; D_r 、 D_m 、 γ 分别为滚动体直径、轴承节圆直径和接触角; 其他同上。

(3) 旋转轴与润滑油之间的对流换热系数

$$\alpha_{ink} = 0.0863 Re_j^{0.618} Pr_0^{0.35} K_0 / L_j \quad (13)$$

式中, Re_j 为雷诺数, $Re_j = \pi \omega_i L_j^2 / \nu_0$; L_j 为传动轴直径; ω_i 为传动轴角速度; 其他同上。

(4) 机匣外表面与空气之间的对流换热系数

$$\alpha_{ink} = 0.3 K_A Re_j^{0.57} / L_j \quad (14)$$

式中, K_A 为空气导热系数; Re_j 为雷诺数, $Re_j = V_A L_j / \nu_A$; L_j 为机匣外壳直径; ν_A 为空气运动粘度; V_A 为空气流速。

(5) 机匣内有关表面与润滑油之间的对流换热系数

$$\alpha_{ink} = 0.332 K_0 Pr_0^{0.333} Re_j^{0.5} / L_j \quad (15)$$

式中, Re_j 为雷诺数, $Re_j = V L_j / \nu_0$; L_j 为机匣外壳直径; V 取保持架表面速度 1/3; 其他同上。

2.3.2 失去润滑条件下对流换热系数

失去润滑条件下对流换热系数仍可按上述式(11)~(15)计算。但此时该尾减速器弧齿锥齿轮传动系统中原先与润滑油发生对流换热的部位都变成与热空气发生对流换热。因此, 此时式(11)~(15)中的润滑油物性参数将换成热空气物性参数。

2.4 热空气物性参数随温度变化关系

在失去润滑油条件下, 代替润滑油的热空气物性参数随温度变化比较明显, 此时需要考虑热空气热物参数随温度变化的关系。由文献[12]可查知热空气物性参数, 将其进行数据拟合可得到热空气各物性参数随温度变化关系如下:

热空气导热系数 K_a

$$K_a = -1.4785 T^2 + 7.1335 \times 10^{-5} T + 2.5074 \times 10^{-2}, 20 \leq T \leq 1200 \quad (16)$$

热空气运动粘度系数 ν_a

$$\nu_a = 7.0282 \times 10^{-11} T^2 + 9.5830 \times 10^{-8} T + 1.2969 \times 10^{-5}, 20 \leq T \leq 1200 \quad (17)$$

热空气普朗特数 Pr_a

$$Pr_a = \begin{cases} -2.9221 \times 10^{-7} T^2 - 1.4994 \times 10^{-4} T + 0.7059, & 20 \leq T \leq 100 \\ 1.3364 \times 10^{-7} T^2 - 1.2103 \times 10^{-4} T + 0.6985, & 100 < T \leq 300 \\ 2.2727 \times 10^{-7} T^2 - 1.1773 \times 10^{-4} T + 0.6890, & 300 < T \leq 500 \\ -7.5595 \times 10^{-8} T^2 + 1.7815 \times 10^{-4} T + 0.6180, & 500 < T \leq 1200 \end{cases} \quad (18)$$

热空气比热容 c_a

$$c_a = \begin{cases} 1005, & 20 \leq T \leq 60 \\ 0.4T + 981, & 60 < T \leq 70 \\ 1009, & 70 < T \leq 120 \\ -5.7945 \times 10^{-5} T^2 + 0.2672T + 975.01, & 120 < T \leq 1200 \end{cases} \quad (19)$$

热空气密度 ρ_a

$$\rho_a = \begin{cases} 6.8004 \times 10^{-6} T^2 - 4.0016 \times 10^{-3} T + 1.2781, & 20 \leq T \leq 200 \\ 1.3028 \times 10^{-6} T^2 - 1.8800 \times 10^{-3} T + 1.0656, & 200 < T \leq 600 \\ 2.2976 \times 10^{-7} T^2 - 6.8393 \times 10^{-3} T + 0.7301, & 600 < T \leq 1200 \end{cases} \quad (20)$$

3 计算结果与分析

下面对某型直升机尾减速器弧齿锥齿轮传动系统在失去润滑条件下的温度场进行分析研究。

3.1 已知参数和输入工况

该尾减速器弧齿锥齿轮传动系统的结构材料及润滑油物性参数见表2, 弧齿锥齿轮及轴承的主要结构尺寸见表3。其工况为输入转速2886r/min, 输入功率679kW。

表2 结构材料及润滑油物性参数

Tab.2 Physical parameters of structural materials and lubricants

	导热系数(W/(m·K))	密度(kg/m ³)	比热容(J/(kg·K))	运动粘度系数(10 ⁻⁶ m ² /s)
齿轮	36	7850	641	-
轴承	40	7810	670	-
传动轴	40	7830	550	-
机匣	152	2680	963	-
润滑油	0.147	970.2	2131	5.2

表 3 弧齿锥齿轮副及轴承的主要结构参数(角度: rad,长度: m)

Tab.3 Structure parameters of spiral bevel gear and bearing (angle: rad, length: m)

弧齿锥齿轮副		圆锥滚子轴承	轴承 I1	轴承 I2	轴承 O1	轴承 O2
主动齿轮齿数	14	轴承内径	0.0720	0.0600	0.1330	0.1000
从动齿轮齿数	41	轴承外径	0.1500	0.1100	0.1770	0.1500
中点节锥距	0.1444	滚子平均直径	0.0142	0.0113	0.0080	0.0117
主动轮节锥角	0.3290	轴承节圆直径	0.1117	0.0857	0.1540	0.1260
从动轮节锥角	1.2417	内滚道宽度	0.0360	0.0184	0.0150	0.0196
主动轮齿宽	0.0601	外滚道宽度	0.0459	0.0215	0.0230	0.0275
从动轮齿宽	0.0398	内滚道平均直径	0.0981	0.0748	0.1467	0.1148
平均齿高	0.0147	外滚道平均直径	0.1253	0.0965	0.1636	0.1372
中点螺旋角	0.6109	滚子与内滚道接触角	0.2372	0.1876	0.2826	0.2253
压力角	0.3491	滚子与外滚道接触角	0.3562	0.3709	0.4156	0.3332

3.2 初始条件计算

该尾减速器弧齿锥齿轮传动系统在正常润滑条件下的稳态温度场为其失去润滑条件下瞬态温度场计算分析的初始条件。

该弧齿锥齿轮传动系统在正常润滑条件下运转时,周围环境空气温度 $T_A = 25^\circ\text{C}$,其余各节点初始温度为 25°C 。实验*测得,正常润滑条件下运转时,润滑油温度逐渐上升,并在运转半小时后达到稳定温度 70°C ,因此,假设润滑油温度

$$T_o = \begin{cases} 25 + 0.025 \times t, & 0 \leq t \leq 1800\text{s} \\ 70, & t > 1800\text{s} \end{cases}$$

利用 Simulink 提供的微分解码器求解该弧齿锥齿轮传动系统在正常润滑条件下的温度场 Simulink 仿真模型,得到各节点温度随时间的变化如图 4 所示。由图 4 可知,大约 2000s 后各节点温度达到平衡值,此时各节点温度平衡值即为该传动系统的稳态温度场分布。正常润滑条件下的稳态温度场如表 4 所示。

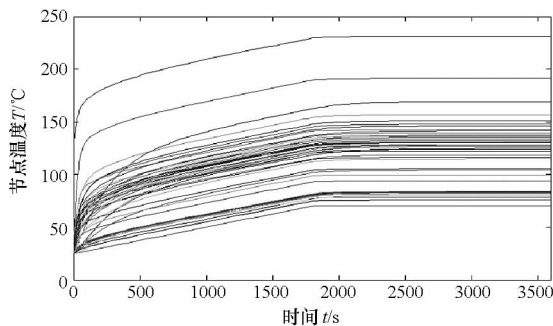


图 4 正常润滑条件下节点温度分布

Fig.4 Node temperature distribution in the normal lubrication (°C)

表 4 弧齿锥齿轮传动系统稳态温度场分布(°C)

Tab.4 Steady-state temperature distribution of spiral bevel gear transmission(°C)

节点	Simulink 仿真	节点	Simulink 仿真	节点	Simulink 仿真
1	231.2	18	125.6	35	80.5
2	191.2	19	124.3	36	78.1
3	142.2	20	75.7	37	82.4
4	154.3	21	120.3	38	81.7
5	145.5	22	231.6	39	81.0
6	135.3	23	168.8	40	79.8
7	120.8	24	104.2	41	70.4
8	145.7	25	136.0	42	76.1
9	140.5	26	133.7	43	149.8
10	135.8	27	131.3	44	128.8
11	125.3	28	126.9	45	131.7
12	128.9	29	127.6	46	82.6
13	122.3	30	122.6	47	99.1
14	115.0	31	117.8	48	93.4
15	104.6	32	111.3	49	113.4
16	128.8	33	82.8	50	75.3
17	127.1	34	81.7		

3.3 失去润滑条件下瞬态温度场计算与分析

以正常润滑条件下的稳态温度场为初始条件,利用 Simulink 提供的微分解码器求解该尾减速器弧齿锥齿轮传动系统在失去润滑条件下的温度场 Simulink 仿真模型,得到各节点温度随时间的变化,即失去润滑条件下的瞬态温度场,如图 5 所示。由图 5 可知,该尾减速器弧齿锥齿轮传动系统在失去润滑条件下运转时,各节点温度从初

* 某型直升机尾减速器试车温度报告

始温度开始急剧上升,大约 2500s 后各节点温度达到新的平衡。在实际情况下,当弧齿锥齿轮传动系统还未达到新的热平衡时,传动系统零部件已经因温度过高而变形或破坏,甚至导致齿轮卡死、轴承抱轴等严重失效现象。为了便于分析失去润滑条件下弧齿锥齿轮传动系统温度场,忽略材料失效温度的影响进行温度场分析。

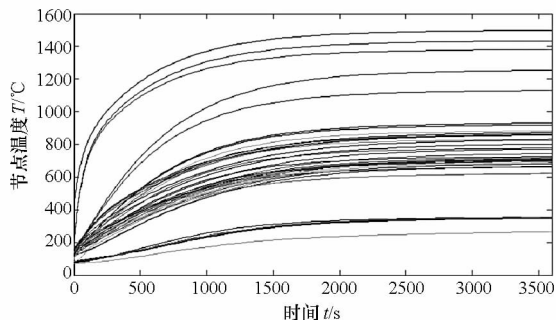


图5 失去润滑条件下节点温度分布

Fig. 5 Node temperature distribution in the case of loss of lubrication

由图4和图5可知,无论是正常润滑还是失去润滑条件下,该齿轮传动系统温度最高的部位是齿面及轴承滚道,这与实际运转时发生的齿面胶合、剥落和轴承滚道烧伤、滚道回火等现象相符。这说明本文建立的温度场 Simulink 仿真计算结果与工程实际现象相符。

图6所示为弧齿锥齿轮温度在失去润滑条件下随时间的变化图。由图6可知,主动齿轮比从动齿轮温度高,这是由于主动齿轮比从动齿轮小,

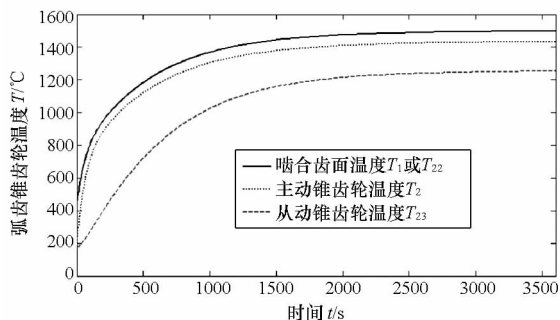


图6 失去润滑条件下弧齿锥齿轮温度分布

Fig. 6 Temperature distribution of spiral bevel gear in the case of loss of lubrication

温度升高快的缘故。图7所示为轴承II在失去润滑条件下温度随时间的变化图。由图7可知,在失去润滑运转过程中,轴承的内滚道温度比其滚子体及外滚道高。

4 结论

(1) 本文建立了某型直升机尾减速器弧齿锥

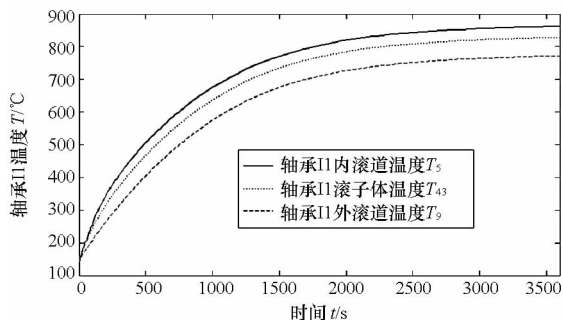


图7 失去润滑条件下轴承II温度分布

Fig. 7 Temperature distribution of bearing II in the case of loss of lubrication

齿轮传动系统基于热网络法的温度场 Simulink 仿真计算模型。基于该模型,计算获得了该齿轮传动系统在正常润滑条件下的稳态温度场,并以它作为初始条件计算分析了失去润滑条件下各节点温度随时间的变化规律。

(2) 根据本文仿真计算获得“节点温度—时间”曲线,当给定危险零件的失效温度时就可以找到易于失效的危险零件和危险部位,并预测出该弧齿锥齿轮传动系统在失去润滑条件下的干运转生命周期。

(3) 通过本文建立的温度场 Simulink 仿真计算模型,不仅可以计算获得温度场的平衡值(稳态温度场),还可以预测温度场的时变过程(瞬态温度场),为进行齿轮传动系统的温度场分析研究提供了一种新方法。

参考文献 (References)

- [1] 刘志全, 陈国定, 沈允文. 武装直升机传动系统的生存能力[J]. 机械科学与技术, 1998, 17(1): 44-45. LIU Zhiquan, CHEN Guoding, SHEN Yunwen. Survivability of attack helicopter transmission system [J]. Mechanical Science and Technology, 1998, 17(1): 44-45. (in Chinese)
- [2] 屈文涛, 高红梅, 赵宁, 等. 双螺杆泵同步双圆弧齿轮传动热网络分析[J]. 机械传动, 2006(6): 14-16. QU Wentao, GAO Hongmei, ZHAO Ning, et al. Thermal network analysis of synchronously double circular-ARC gear driving in twin-screw pump [J]. Mechanical Transmission, 2006(6): 14-16. (in Chinese)
- [3] 刘志全, 沈允文, 陈国定, 等. 某直升机齿轮传动系统的稳态热分析[J]. 中国机械工程, 1999, 10(6): 607-610. LIU Zhiquan, SHEN Yunwen, CHEN Guoding, et al. Steady state thermal analysis of a helicopter gear transmission system [J]. China Mechanical Engineering, 1999, 10(6): 607-610. (in Chinese)
- [4] 刘志全, 沈允文, 陈国定, 等. 某直升机齿轮传动系统的瞬态热分析[J]. 航空动力学报, 1999, 14(3): 309-312. LIU Zhiquan, SHEN Yunwen, CHEN Guoding, et al. Transient thermal analysis of a helicopter gear transmission system [J]. Aerospace Power, 1999, 14(3): 309-312. (in Chinese)

- Chinese)
- [5] 张永红, 苏华, 刘志全, 等. 行星齿轮传动系统的稳态热分析[J]. 航空学报, 2000, 21(5): 431-433.
ZHANG Yonghong, SU Hua, LIU Zhiqian, et al. Steady state thermal analysis of planetary transmission systems [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2000, 21(5): 431-433. (in Chinese)
- [6] 张永红, 苏华, 刘志全, 等. 行星齿轮传动系统的瞬态热分析[J]. 航空学报, 2000, 21(6): 542-544.
ZHANG Yonghong, SU Hua, LIU Zhiqian, et al. Transient thermal analysis of planetary transmission system [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2000, 21(6): 542-544. (in Chinese)
- [7] 侯增祺, 胡金刚. 航天器热控制技术原理及其应用[M]. 北京: 中国科学技术出版社, 2007: 348-350.
HOU Zengqi, HU Jingang. Spacecraft thermal control technology principle and application [M]. Beijing: China Science & Technology Press, 2007: 348-350. (in Chinese)
- [8] 黄永安, 李文成, 高小科. Matlab7.0/simulink6.0 应用实例仿真与高效算法开发[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008: 288-289.
HUANG Yongan, LI Wencheng, GAO Xiaoke. Application simulation and efficient algorithm development of Matlab7.0/Simulink6.0 [M]. Beijing: TsingHua University Press, 2008: 288-289. (in Chinese)
- [9] 袁杰红, 林泽锦. 弧齿锥齿轮摩擦功率损失计算[J]. 国防科技大学学报, 2012, 34(5): 115-120.
YUAN Jiehong, LIN Zejin. The calculation of friction power loss for spiral bevel gears [J]. Journal of National University of Defense Technology, 2012, 34(5): 115-120. (in Chinese)
- [10] Palmgren A. Ball and roller bearing engineering [M]. Burbank, 1959: 34-41.
- [11] 夏新涛, 朱坚民, 吕陶梅. 滚动轴承摩擦力矩信息推断 [M]. 北京: 科学出版社, 2010: 27-29.
XIA Xintao, ZHU Jianmin, LV Taomei. Information inference of rolling bearing friction moment [M]. Beijing: Science Press, 2010: 27-29. (in Chinese)
- [12] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2006: 47-54.
YANG Shiming, TAO Wenquan. Heat transfer [M]. Beijing: High Education Press, 2006: 47-54. (in Chinese)
- [13] Harris A T. Rolling bearing analysis [M]. A Wiley-Interscience Publication: John Wiley & Sons, 1984: 537-539.
- [14] Crecelias J W, Pirvics J. Computer program operation manual on "shaberth": a computer program for the analysis of the steady state and transient thermal performance of shaft-bearing systems, AD-A012981 [R]. 1976: 246-248.
- [15] Hadden B G, Kleckner J R, Ragen A M. User's manual for computer program at81y003 shaberth steady state and transient thermal analysis of a shaft bearing system including ball cylindrical and tapered roller bearings [R]. NASA-CR-16535, 1982: 245-250.
- [16] Handschuh F R. Thermal behavior of spiral bevel gears [D]. Case Western Reserve University, 1993.