

文章编号: 1000-8055(2010)08-1894-06

倾转旋翼机传动系统动态效率研究

郭家舜, 王三民, 袁 茹
(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

摘 要: 根据倾转旋翼机发动机短舱内的传动系统结构, 建立了其弯扭耦合动力学模型和相应的动力学方程. 求解动力学方程得到了三种飞行状态下的动态响应, 根据动态响应计算了齿轮齿面上的动载荷和各部件的横向动载荷. 基于动载荷, 提出了齿面动态摩擦损失功率和轴承动态损失功率的计算方法, 以及倾转旋翼机传动系统动态效率的计算方法. 计算了在三种飞行状态下传动系统的动态效率, 分析了三种飞行状态下参数对传动系统动态效率的影响, 为高效率倾转旋翼机传动系统的设计奠定了基础.

关 键 词: 倾转旋翼机; 传动系统; 动载荷; 动态效率; 参数影响

中图分类号: TH113

文献标识码: A

Dynamic efficiency investigation of the transmission of tilt rotor

GUO Jia shun, WANG San-min, YUAN Ru

(School of Mechanical Engineering,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Based on the transmission structure in the nacelle of tilt rotor, a lateral-torsional coupling dynamic model and corresponding dynamic equations were built. The dynamic responses in the three flight types were obtained by solving the dynamic equations, then, the gear tooth dynamic loads and the lateral dynamic loads of each component were calculated. Based on the dynamic loads, this paper proposed a method of calculating tooth face dynamic friction wasted powers and bearing dynamic wasted powers, and the dynamic efficiency of the transmission. The dynamic efficiency of the transmission in the three flight types were calculated, and the transmission parameters on the impact of dynamic efficiency in the three flight types were analyzed, laying a foundation for design of highly efficient transmission of tilt rotor.

Key words: tilt rotor; transmission; dynamic load; dynamic efficiency; parameter impact

倾转旋翼机兼具直升机受起降场地限制小和固定翼飞机速度快的优点. 目前美国等国都在发展倾转旋翼机^[1], 并已进入技术实用阶段. 我国也开展了倾转旋翼机的预研工作. 随着世界能源的不断消耗和自然环境的不断恶化, 在新型飞行器的设计过程中, 节能减排成为关注的重点, 提高传动系统的效率是节能减排和降低使用成本的重要

手段之一. 同时, 要求飞行器在有限的发动机功率下具有良好的飞行性能, 这也要求其传动系统具有较高的传动效率. 因此, 倾转旋翼机传动系统的效率直接关系其飞行性能、经济性和环保性.

倾转旋翼飞机的传动系统是一个复杂的齿轮传动系统, 齿轮传动系统的功率损失主要有三种: 齿面摩擦功率损失、轴承功率损失和油阻(或风

收稿日期: 2009-07-08; 修订日期: 2009-11-26

基金项目: 中国高技术研究发展计划(2009AA04Z404)

作者简介: 郭家舜(1984-), 男, 陕西咸阳人, 博士生, 主要从事机械系统动力学及机械可靠性研究.

阻) 功率损失. 在以往的这些研究中, 都是使用静态载荷来计算齿轮和轴承的损失功率^[2-3]. 但在实际情况中, 由于齿轮传动系统的振动, 其齿面上的载荷是动态的^[4], 动载荷对于传动系统的效率的影响是不可忽视的^[5-7], 考虑传动系统振动效应的动态效率计算方法研究在美国 ART (advanced rotorcraft transmission) 计划^[8] 中被列为重要研究内容之一. 本文以某倾转旋翼机传动系统为研究对象, 建立了该系统的弯扭耦合动力学模型, 计算了三种飞行状态下的动载荷, 提出了动态效率的计算方法, 对该传动系统在起降、巡航和过渡三种飞行状态下的动态效率进行了计算, 并研究了参数对传动系统动态效率的影响.

1 传动系统的动力学模型

倾转旋翼机的传动系统由五部分组成, 即: 发动机、倾转减速器、中间协调同步器、互联驱动轴和其他附属装置等. 图 1 是其传动简图. 其中齿轮 12, 13 是弧齿锥齿轮, 其余是斜齿轮.

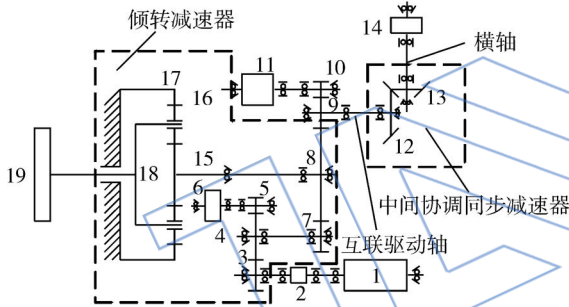
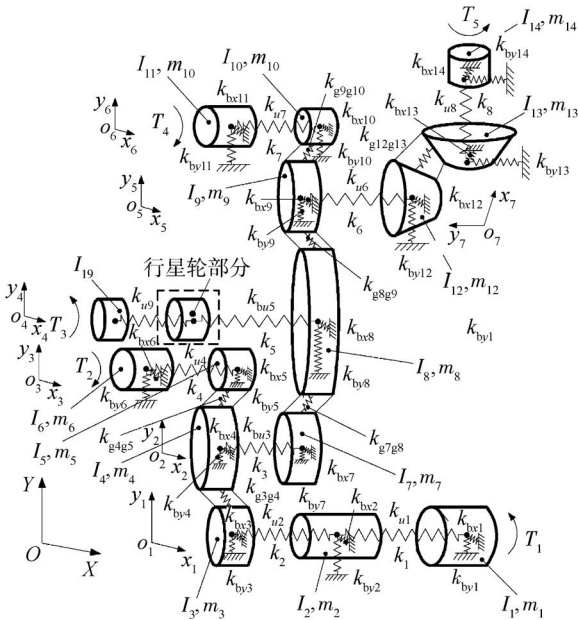


图 1 倾转旋翼机传动系统的传动简图

Fig. 1 Transmission project of tilt rotor

针对此传动系统, 建立如图 2 所示的集中质量模型. 图 2(a) 是整个传动系统动力学模型; 图 2(b) 是对行星传动部分的细化; 图 2(c) 表示各平行轴之间的相位关系.

在该模型中, 采用了如下处理原则: ①把传动系统各部件作为集中质量元件, 质量为 $m_1 \sim m_{14}$ (kg), 转动惯量为 $I_1 \sim I_{19}$ ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$); ②把各轴段质量按质心不变的原理等效到轴的两端, 并将其视为连接两个相邻集中质量元件的扭转弹簧和弯曲弹簧, 其中扭转刚度为 $k_{u1} \sim k_{u9}$ ($\text{N} \cdot \text{m}/\text{rad}$), 弯曲刚度为 $k_1 \sim k_8$ (N/m); ③把每个集中



(a) 总系统

(b) 行星系统

(c) 各平行轴之间的相位关系

图 2 传动系统动力学模型

Fig. 2 Dyminac modelling of the transmission

质量元件的弹性支承, 即轴承支承刚度处理为弹簧, x 方向的支承刚度为 $k_{bx1} \sim k_{bx14}$ (N/m), y 方向的支承刚度为 $k_{by1} \sim k_{by14}$ (N/m); ④不考虑行星轮系和旋翼的横向振动; ⑤阻尼的作用方式与刚度相同, 为了简化图示没有在图中标出.

对每个轴建立一个局部坐标系, 针对建立一个整体的总坐标系 XOY , 如图 2(a) 所示. 各平行轴之间的相位角分别为 $\alpha \sim \alpha_8$. 行星轮系中的部件和旋翼各具有 1 个自由度, 其他集中质量各具有 3 个自由度, 最终的模型共有 49 个自由度.

2 传动系统的动力学方程及其求解

采用轴单元法^[4] 建立图 1 所示的多轴齿轮耦合复杂系统振动方程. 首先在各轴的局部坐标系 $\alpha x_i y_i$ 下, 建立各轴单元的动力学方程; 然后建

式中正号用于外啮合; 负号用于内啮合。

分别定义平均相对滑动速度 $v_{si, i-1}$ 和平均相对滚动速度 $v_{ri, i-1}$ 为^[9]

$$v_{si, i-1} = \frac{\int_0^{B_i B_{i-1}} v_{si, i-1}(s) ds}{B_i B_{i-1}} = \frac{1.57 m_n (\omega_i \pm \omega_{i-1}) (\varepsilon_i^2 + \varepsilon_{i-1}^2) \cos \alpha}{\varepsilon_i + \varepsilon_{i-1}} \quad (9)$$

$$v_{ri, i-1} = \frac{\int_0^{B_i B_{i-1}} v_{ri, i-1}(s) ds}{B_i B_{i-1}} =$$

$$\begin{cases} \omega_i d_i \sin \alpha + \frac{\pi m_n (\omega_{i-1} - \omega_i) (\varepsilon_i^2 + \varepsilon_{i-1}^2) \cos \alpha}{\varepsilon_i + \varepsilon_{i-1}} & (a) \\ \frac{\pi m_n (\omega_i + \omega_{i-1}) (\varepsilon_i^2 + \varepsilon_{i-1}^2) \cos \alpha}{\varepsilon_i + \varepsilon_{i-1}} & (b) \end{cases} \quad (10)$$

式(9)中正号用于外啮合, 负号用于内啮合; 式(10)中, (a)用于外啮合; (b)用于内啮合。式(9)和式(10)中, m_n 是齿轮的模数(m); d_i 是齿轮 i 的分度圆直径(m); α 是齿轮的压力角(rad)

$$\begin{cases} \varepsilon = z_i (\tan \alpha_{di} - \tan \alpha') / 2\pi \\ \varepsilon_{i-1} = z_{i-1} (\tan \alpha_{di-1} - \tan \alpha') / 2\pi \end{cases}$$

其他参数定义与前面相同。

定义 $F_{ni, i-1}$ 是齿面上的平均动载荷

$$F_{ni, i-1} = \int_0^{T_{mi, i-1}} F_{ni, i-1}(t) dt / T_{mi, i-1} \quad (11)$$

式中 $F_{ni, i-1}(t)$ 是齿面上的动载荷(N); $T_{mi, i-1}$ 是啮合周期(s), $T_{mi, i-1} = 2\pi / (z_i \omega_i)$ 。

则根据 Benedict 和 Kelley 的研究^[10], 定义平均滑动摩擦因数为 $\mu_{i, i-1}$

$$\mu_{i, i-1} = \frac{0.0127 \times 1.13}{1.13 - S_{avg, i-1}} \lg \left[\frac{29700 F_{ni, i-1}}{b_{i, i-1} \mu_{si, i-1} v_{ri, i-1}^2} \right] \quad (12)$$

式中 $b_{i, i-1}$ 是有效齿宽(mm); μ 是滑油动力黏度(Pa·s); $S_{avg, i-1}$ 是平均粗糙度(μm), $S_{avg, i-1} = 0.5(S_i + S_{i-1})$, 其中 S_i, S_{i-1} 是齿面粗糙度(μm)。

瞬时动态滑动摩擦损失功率 $P_{si, i-1}(s)$ 为

$$P_{si, i-1}(s) = \mu_{i, i-1} F_{ni, i-1} v_{si, i-1}(s) \times 10^{-3} \quad (13)$$

假设重合度大于 1, 小于等于 2, 则设在双齿啮合区每个参与啮合的轮齿上承担 1/2 的动载荷; 在单齿啮合区则承担全载荷。则定义平均动态滑动摩擦损失功率 $P_{si, i-1}$ 为

$$P_{si, i-1} = \int_0^{B_i B_{i-1}} P_{si, i-1}(s) ds / B_i B_{i-1} = 4.93 F_{ni, i-1} \mu_{i, i-1} m_n^2 (\omega_i \pm \omega_{i-1}) \cdot (\varepsilon_i^2 + \varepsilon_{i-1}^2 - \varepsilon_i - \varepsilon_{i-1} + 1) \cos \alpha \times 10^{-3} \quad (14)$$

根据 Hamrock 等的研究^[11], 平均动态滚动

摩擦损失功率 $P_{ri, i-1}$ (kW) 求解如下:

$$P_{ri, i-1} = \frac{9 h_{i, i-1} v_{ri, i-1} b_{i, i-1} \times 10^{-2}}{\cos \beta} \quad (15)$$

式中 $b_{i, i-1}$ 是有效齿宽(mm); $h_{i, i-1}$ 是 EHD (elasto hydrodynamic) 油膜厚度(mm)

$$h_{i, i-1} = \frac{3.07 \zeta^{0.57} R_{i, i-1}^{0.04} (\mu_{ri, i-1})^{0.71}}{E_{i, i-1}^{0.03} \left[\frac{F_{ni, i-1}}{b_{i, i-1}} \right]^{0.11}} \quad (16)$$

式(16)中, ζ 是压黏系数(1/MPa); $E_{i, i-1}$ 是综合弹性模量(MPa); $R_{i, i-1}$ 是齿廓综合曲率半径(mm); 其他参数定义与前面相同。

对于斜齿轮, 以上各式中的模数应使用法面模数 $m_n = m_t \cos \beta$, 其中 m_t 是端面模数, β 是螺旋角。设 $\alpha_{di}, \alpha_{di-1}$ 是端面齿顶压力角, α' 是端面啮合角, b 是有效齿宽(m), 则以上各式中的 $\varepsilon, \varepsilon_{i-1}$ 用式(17)替换

$$\begin{cases} \varepsilon = \frac{z_i}{2\pi} (\tan \alpha_{di} - \tan \alpha') + \frac{b \sin \beta}{2\pi m_n} \\ \varepsilon_{i-1} = \frac{z_{i-1}}{2\pi} (\tan \alpha_{di-1} - \tan \alpha') + \frac{b \sin \beta}{2\pi m_n} \end{cases} \quad (17)$$

对于弧齿锥齿轮, 本文将其等效成以锥齿轮的大端齿形为端面齿形, 以中点螺旋角 β_m 为螺旋角的斜齿轮副, 则等效斜齿轮的端面模数等于锥齿轮的模数, 端面压力角等于锥齿轮的压力角。

3.2 轴承动态损失功率

对于第 i 对高速滚子轴承, 其动态损失功率 P_{bi} (kW) 为^[12]

$$P_{bi} = 2.1 n_{ri} d_{mi} [0.0009 W_{di}^{1.55} C_{si}^{0.55} d_{mi} + 0.196 (\nu_{ri})^{\frac{2}{3}}] \times 10^{-4} \quad (18)$$

式中 d_{mi} 是轴承中径(m); n_{ri} 是轴承内外圈相对转速(r/min), 由于轴承外圈固定在箱体上, 内圈固定在轴颈上, 所以此处取 n_{ri} 等于相应轴的转速; ν 是润滑油运动黏度(m^2/s); C_{si} 是轴承的额定静载荷(N), 可根据轴承类型由设计手册中的公式求得, 或直接查得; W_{di} 是轴承等效平均动载荷(N), 对于向心轴承 W_{di} 为下式中较大值:

$$W_{di} = \begin{cases} AF_{ri} + BF_{ai} \\ F_{ri} \end{cases} \quad (19)$$

对于推力轴承 W_{di} 为下式中较大值:

$$W_{di} = \begin{cases} 2.3 F_{ri} \tan \alpha_b + F_{ai} \\ F_{ai} \end{cases} \quad (20)$$

式(19)和式(20)中, A, B 是分配系数, 可由机械设计手册查得; α_b 是接触角; F_{ri} 是径向平均动载荷(N), $F_{ri} = 0.25(F_{xi} + F_{yi})$; F_{ai} 是轴向平均动载荷(N), 对于斜齿轮, $F_{ai} = (F_{ni, i-1} \cos \alpha \sin \beta) / 2$;

对于弧齿锥齿轮, $F_{ai} = (F_{ni} \pm 1 \cos \alpha \sin \beta_m) / 2$.

3.3 风阻损失功率

倾转旋翼机传动系统属于高速航空传动系统,其润滑形式采用喷油润滑,故各高速转动部件均在气液混合状态下运转,各部件的风阻损失功率 P_{wi} (kW) 为^[12]

$$P_{wi} = \frac{2 \cdot 82}{1000} \left(1 + \frac{B_i}{r_i} \right) n_i^{2.8} r_i^{4.6} (0.019 + 0.028 \mu)^{0.2}$$
 (21)

式中 B_i 是部件的宽度 (m); r_i 是部件的半径 (m); 对于齿轮为分度圆半径, n_i 是部件的转速 (r/min); μ 是润滑油动力黏度 (Pa · s).

3.4 传动系统的动态效率

整个传动系统的动态效率为

$$\eta_l = \frac{P_t - \sum (P_{si, i-1} + P_{ri, i-1}) - \sum P_{bi} - \sum P_{wi}}{P_t}$$
 (22)

式中 P_t 是发动机的输出功率 (kW).

4 计算结果与分析

飞机发动机输出扭矩为 $T_1 = 756.65 \text{ N} \cdot \text{m}$, 发动机输出功率为 $P_m = 1823.8 \text{ kW}$; 附件传动装置的负载为 $T_2 = T_4 = -50 \text{ N} \cdot \text{m}$; 中间齿轮箱负载为 $T_5 = -459 \text{ N} \cdot \text{m}$; 稳态飞行时旋翼输出的扭矩为 $T_3 = -28983 \text{ N} \cdot \text{m}$.

图 4 是保持发动机输出功率不变,传动系统动态效率随变发动机输出转速变化的情况.由图 4 可以看出:随着发送机转速的提高,传动系统的动态效率和静态效率都在下降,这是因为转速升高齿面间的相对滑动速度和相对滚动速度增大,齿面摩擦损失功率增大;而动态效率比静态效率要低得多,且下降更快,这是因为动态效率计算采用了动载荷,计入了振动所消耗的能量,振动越强烈,动载荷越大,消耗的能量越多;系统在三种飞行状态下的动态效率变化曲线几乎重合,说明系统在三种飞行状态下的动态效率差别不大,且变化趋势一致.可得在正常飞行时,即发动机输出转速为 23 000 r/min 时,起降状态的动态效率是 93.02%;巡航状态的动态效率是 92.99%;过渡状态的动态效率是 92.97%,过渡状态动态效率较低,但相差不大.

图 5 是保持发动机输出功率不变,传动系统动态效率随发动机输出扭矩变化的情况.由图 5 可以看出:随着发动机扭矩的提高,传动系统的动

态效率和静态效率都在上升,这是因为功率不变,扭矩增大,转速下降,齿面摩擦损失功率减小;动态效率低于静态效率,且动态效率上升较快;系统在三种飞行状态下的动态效率变化曲线也几乎重合,差别不大.

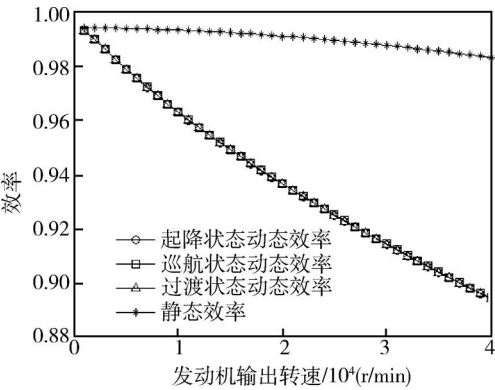


图 4 动态效率和发动机输出转速的关系
Fig. 4 Relationship between dynamic efficiency and engine output speed

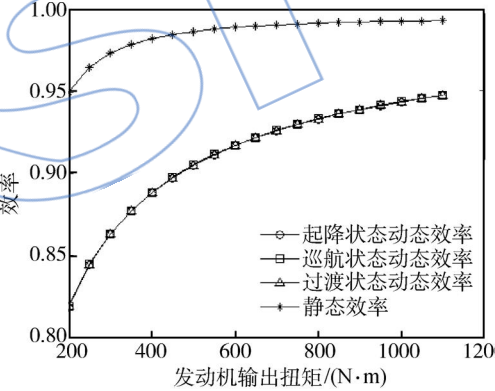


图 5 动态效率和发动机输出扭矩的关系
Fig. 5 Relationship between dynamic efficiency and engine output torque

由图 4 和图 5 可知,虽然发动机转速提高(或降低),扭矩减小(或增大),齿面载荷减小(或增大),但是传动系统的效率仍然减小(或增大),说明转速对于传动系统效率的影响大于齿面载荷对其效率的影响,由动态效率低于静效率可知,动载荷对于传动系统效率的影响是不可忽略的.

图 6 所示的是传动系统动态效率随支承刚度变化的情况.这里定义支承刚度变化比例系数为 $\lambda = k'_b/k_b$, 其中 k'_b 是计算中的所使用的支承刚度值, k_b 是各部件原始的支承刚度值.在计算时,所有的支承刚度均按统一的比例值 λ_b 变化.由图 5 可以看出:当 $\lambda = 1.5$ 时,即所有支承刚度达到原支承刚度的 1.5 倍时,巡航状态和过渡状态下

的传动系统动态效率均达到最高; 当 $\lambda = 0.5$ 和 $\lambda = 2.0$ 时, 起降状态下的传动系统动态效率达到最高.

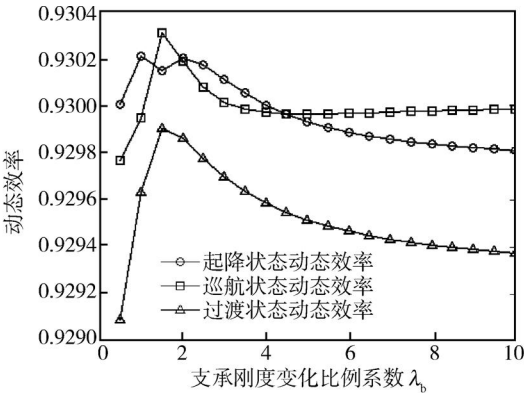


图 6 动态效率和支承刚度的关系

Fig 6 Relationship between dynamic efficiency and supporting stiffness

图 7 所示的是传动系统动态效率随啮合刚度变化的情况. 这里定义啮合刚度变化比例系数为 $\lambda_m = k'_m/k_m$, 其中 k'_m 是计算中的所使用的啮合刚度值, k_m 是各部件原始的啮合刚度值. 在计算时, 所有的啮合刚度均按统一的比例值 λ_m 变化. 由图 7 可以看出: 随着啮合刚度的增大, 传动系统的动态效率也迅速增大, $\lambda_m = 1.2$ 时动态效率比 $\lambda_m = 0.8$ 时提高了 3.1%; 三种飞行状态下的动态效率变化曲线基本重合, 差别不大.

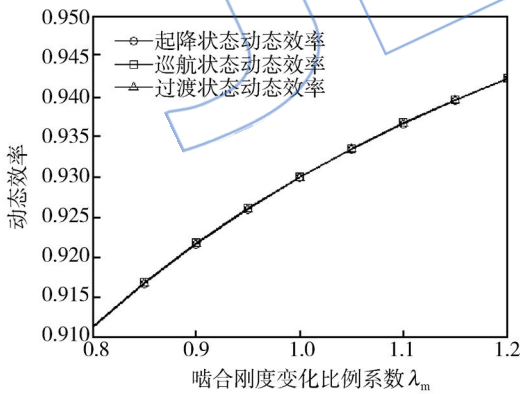


图 7 动态效率和啮合刚度的关系

Fig 7 Relationship between dynamic efficiency and mesh stiffness

5 结 论

- 1) 倾转旋翼机的动态效率低于静态效率, 说明振动对于系统的效率的影响是不可忽视的.
- 2) 在正常飞行时, 起降状态的动态效率是 93.02%; 巡航状态的动态效率是 92.99%; 过渡状态的动态效率是 92.97%, 过渡状态动态效率

较低, 但相差不大.

3) 在发动机输出功率不变的情况下, 传动系统的动态效率随发动机输出转速的增大而降低, 随发动机输出扭矩的增大而提高.

4) 支承刚度对传动系统动态效率影响不明显, 但提高齿轮的啮合刚度, 可以有效的提高传动系统动态效率.

参考文献:

[1] 徐敏. 发展我国高技术产品——倾转旋翼机[C] // 第 18 届全国直升机年会论文集. 昆明: 中国航空学会, 2002: 19-22.

[2] Yada T. Review of gear efficiency equation and forcetreatment[J]. JSME Int. J., Ser. C, 1997, 40: 1-8.

[3] Xu H, Kahraman A. Prediction of mechanical efficiency of parallel-axis gear pairs[J]. Journal of Mechanical Design, 2007, 129: 58-68.

[4] 廖君, 王三民, 宁嵩. 倾转旋翼机传动系统多状态响应特性研究[J]. 航空动力学报, 2008, 23(8): 1427-1431. MIAO Jun, WANG Sammin, NING Song. Dynamic response analysis of the transmission of tilt rotor in different modes[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(8): 1427-1431. (in Chinese)

[5] 袁茹, 王三民, 沈允文. 高速行星齿轮传动的动态效率研究[J]. 机械科学与技术, 2001, 20(5): 670-671. YUAN Ru, WANG Sammin, SHEN Yunwen. Study on dynamic efficiency of high speed planetary transmission[J]. Mechanical Science and Technology, 2001, 20(5): 670-671. (in Chinese)

[6] Martins R, Seabra J. Friction coefficient in FZG gears lubricated with industrial gear oils: biodegradable ester vs. mineral oil[J]. Tribology International, 2006, 39: 512-521.

[7] Martins R C, Amaro R. Influence of low friction coatings on the scuffing load capacity and efficiency of gears[J]. Tribology International, 2008, 41: 234-243.

[8] Bill R C. Summary highlights of the advanced rotorcraft transmission (ART) program[R]. Nashville, TN: AIAA/SAE/ASME/ASEE 28th Joint Propulsion Conference and Exhibit, 1992.

[9] 周哲波. 弹流润滑状态下齿轮啮合效率的研究[J]. 机械设计, 2004, 21(12): 40-43. ZHOU Zhebo. Study on gear meshing efficiency under condition of elastohydrodynamic lubrication [J]. Journal of Machine Design, 2004, 21(12): 40-43. (in Chinese)

[10] Benedict G H, Kelley B W. Instantaneous coefficients of gear tooth friction[J]. Transactions of the American Society of Lubrication Engineers, 1961, 4: 59-70.

[11] Hamrock B J, Jacobson B O. Elastohydrodynamic lubrication of line contacts[J]. ASLE, 1981, 27: 275-287.

[12] Neil E A. Spur gear system efficiency at part and full load [R]. NASA Technical Paper 1622, 1980: 1-40.