

非等压力角节点外啮合齿轮油膜厚度的研究

李秀莲¹, 刘伟¹, 朱福先¹, 张俊²

(1. 江苏理工学院 机械工程学院, 江苏 常州 213001; 2. 安徽工业大学 机械工程学院, 安徽 马鞍山 243002)

摘要: 以一对渐开线直齿圆柱非等压力角节点外啮合齿轮为研究对象, 在综合考虑非等压力角齿轮和节点外啮合齿轮的结构特性的基础上, 通过对轮齿啮合过程的分析, 推导出齿面最小油膜厚度的计算公式, 并对影响油膜厚度的相关因素进行了分析。研究表明: 非等压力角节点外啮合齿轮较常规齿轮具有更优的润滑性能; 采取增大压力角、变位系数、齿数比和模数可分别将最小油膜厚度提高 6.09%、5.46%、9.63% 及 66.63%。

关键词: 齿轮传动; 非等压力角; 节点外啮合; 油膜厚度; 仿真分析

中图分类号: TH132.413 文献标识码: A
DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.05.035

引言

为了提高齿轮的强度, 以满足特定的工程需求, 可将相啮合齿轮的模数与压力角分别取不同值, 即设计成非等模数非等压力角齿轮^[1] (简称非等压力角齿轮)。文献[2-4]以非等压力角齿轮为研究对象, 推导出齿轮无侧隙啮合条件及重合度计算公式, 建立了 NGW 型行星轮系静力学方程和动力学模型。相对于常规齿轮传动, 非等压力角齿轮的研究内容还不够深入, 仍需进一步开展对其润滑机理、减振降噪、摩擦磨损等方面的研究。

齿轮传动时, 啮合齿面间不可避免地存在着在啮合节点前后发生方向变化的摩擦力。摩擦力方向的变化是齿轮副振动的激振要素之一, 将导致齿轮副振动的加剧。节点外啮合即啮合时不经过节点, 从而可避免由于摩擦力方向的变化而导致的齿轮系统的振动。文献[5]通过对啮合线上摩擦因数进行线性近似, 给出了节点外啮合齿轮平均摩擦因数的计算公式。文献[6]从轮齿的强度、振动等方面对节点外啮合齿轮传动性能进行了分析; 文献[7]分

析了节点外啮合齿轮参数间的关系; 文献[8]对节点外啮合齿轮接触应力进行了分析; 文献[9]对节点外啮合齿轮的变位系数进行了研究; 文献[10]给出了少齿数节点外啮合齿轮综合曲率的计算公式。

胶合为高速重载齿轮常见的失效形式之一。文献[11]研究了工作条件、齿轮参数和润滑油的黏度等因素对齿轮胶合强度的影响; 文献[12]对采用复合材料表面涂层的齿轮进行了胶合承载能力的研究; 文献[13]研究了载荷和速度的变化对修形齿轮胶合强度的影响; 文献[14]基于齿面平均温度提出一种预测齿面胶合强度的方法; 胶合分热胶合和冷胶合。2011年, 黄海计算出点线啮合齿轮冷胶合强度的大小^[15]。

齿轮的胶合、点蚀和磨损等失效形式都与齿面润滑密切相关。研究润滑油膜厚度的大小及其分布规律对于提高齿轮强度、延长使用寿命具有重要意义。

本研究以一对外啮合齿轮为研究对象, 综合利用非等压力角齿轮、节点外啮合齿轮的传动优点, 探讨齿轮参数的变化对非等压力角节点外啮合齿轮齿面润滑油膜分布的影响规律, 以进一步丰富非等压力角节点外啮合齿轮的理论体系。

1 非等压力角齿轮节点外啮合模型

图1为一对渐开线直齿圆柱齿轮啮合图, 取齿轮1、齿轮2的模数、压力角、齿顶圆压力角、啮合角、法向齿距分别为 m_1 、 m_2 、 α_1 、 α_2 、 α_{a1} 、 α_{a2} 、 α' 、 p_{b1} 、 p_{b2} 。令 P 为节点, B_2 、 B_1 为实际啮合线的始点和终点, N_1 、 N_2 分别为齿轮1、齿轮2的基圆与啮合线的切点。由图1(a)可知, 为了实现节点前啮

收稿日期: 2014-08-29; 修订日期: 2014-10-11

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51375013); 江苏理工学院自然科学基金资助项目(KYY12010); 江苏理工学院培育高层次预研项目(KYY13038)

作者简介: 李秀莲(1970-), 男, 安徽六安人, 江苏理工学院博士, 副教授。

合 必须满足 $\overline{N_1 B_1} < \overline{N_1 P}$, 即 $\alpha_{a1} < \alpha'$ 。同理, 由图 1 (b) 可知, 为了实现节点后啮合, 必须满足 $\overline{N_2 B_2} < \overline{N_2 P}$, 即 $\alpha_{a2} < \alpha'$ 。为了保证齿轮能正确啮合, 必须满足 $p_{b1} = p_{b2}$, 即 $m_1 \cos \alpha_1 = m_2 \cos \alpha_2$ 。当 $m_1 = m_2$ 时 $\alpha_1 = \alpha_2$ 为常规齿轮(等模数等压力角齿轮); 当 $m_1 \neq m_2$ 时 $\alpha_1 \neq \alpha_2$ 为非等压力角齿轮。

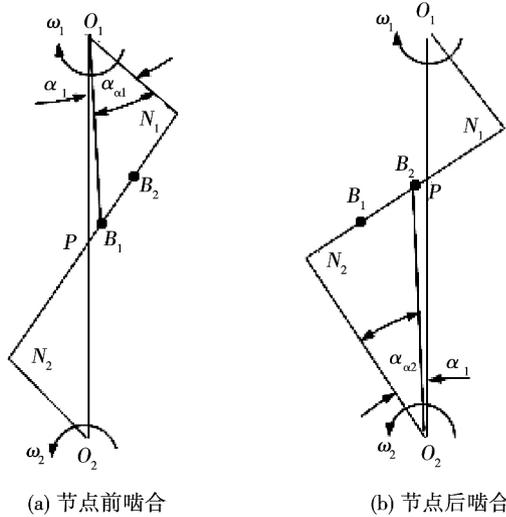


图 1 齿轮节点外啮合图

Fig. 1 Meshing map beyond pitch point of gear

常规的齿轮传动, 为了实现节点外啮合, 主要采取调整变位系数的方法, 但变位系数的取值范围受到诸多因素的制约, 不易调节。当采用非等压力角齿轮时, 可通过适当选取啮合齿轮的压力角, 较易实现节点外啮合。由于外啮合齿轮采用节点后啮合传动更能提高齿面接触强度^[8]。因此, 本研究主要针对非等压力角齿轮节点后啮合传动进行研究, 分析齿面润滑油膜厚度的分布规律。

2 齿面最小油膜厚度

对于低速重载齿轮, 常见失效形式为冷胶合, 冷胶合与啮合齿面间油膜厚度大小有关。由于渐开线直齿轮为线接触, 根据 Dowson - Higginson 线接触油膜厚度公式^[16], 可得非等压力角节点后啮合传动齿轮在任意啮合点 M 处的最小油膜厚度为:

$$h_{\min} = 2.65 \gamma^{0.54} (\eta_0 v_m)^{0.7} \rho_{\Sigma}^{0.43} E'^{-0.03} F_{bn}^{-0.13} \quad (1)$$

式中: γ —润滑油黏度的压力指数; η_0 —接触区入

口处表面温度下润滑油的动力黏度; v_m —啮合点 M 表面切向速度的平均值; ρ_{Σ} —啮合点 M 两表面的综合曲率半径; E' —两齿轮材料的当量弹性模量; F_{bn} —单位齿宽上的法向力。

2.1 啮合点表面切向速度的平均值

图 2 为齿轮节点后啮合传动的实际啮合过程。根据节点后啮合传动的特点, 由图 1 (b)、图 2 可得齿轮 1、齿轮 2 在任意点 M 处啮合传动时的切向速度为:

$$v_{M1}^{\tau} = \frac{2\pi n_1}{60 \ 000} (r'_1 \sin \alpha' + \overline{PM}) \quad (2)$$

$$v_{M2}^{\tau} = \frac{2\pi n_2}{60 \ 000} (r'_2 \sin \alpha' - \overline{PM}) \quad (3)$$

则啮合点 M 表面切向速度的平均值为:

$$v_m = (v_{M1}^{\tau} + v_{M2}^{\tau}) / 2 \quad (4)$$

其中,

$$r'_1 = \frac{m_1 z_1 \cos \alpha_1}{2 \cos \alpha'} \quad (5)$$

$$r'_2 = \frac{m_2 z_2 \cos \alpha_2}{2 \cos \alpha'} \quad (6)$$

$$\overline{PM} = r'_1 \cos \alpha' \tan \alpha_M - r'_1 \sin \alpha' \quad (7)$$

式中: n_1 、 n_2 —齿轮 1、齿轮 2 的转速; r'_1 、 r'_2 —齿轮 1、齿轮 2 的节圆半径; z_1 、 z_2 —齿轮 1、齿轮 2 的齿数; \overline{PM} —任意啮合点 M 到节点 P 的距离; α_M —齿轮 1 齿廓上任意啮合点 M 所对应的压力角。

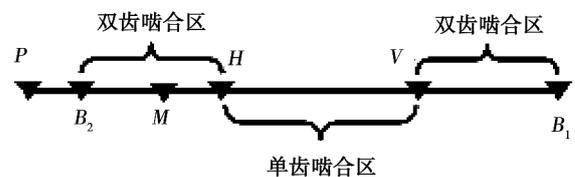


图 2 实际啮合过程

Fig. 2 Actual meshing process

2.2 啮合点表面的综合曲率半径

根据渐开线的性质, 由图 1 (b) 可知, 齿轮 1 齿廓上任意啮合点 M 处的曲率半径为:

$$\rho_{(M)1} = \overline{N_1 M} = r'_1 \cos \alpha' \tan \alpha_M \quad (8)$$

同理, 齿轮 2 齿廓上任意点 M 处的曲率半径为:

$$\rho_{(M)2} = \overline{N_2 M} = \overline{N_1 N_2} - \overline{N_1 M} \quad (9)$$

根据,

$$\overline{N_1 N_2} = \left(\frac{m_1 z_1}{2} \cos \alpha_1 + \frac{m_2 z_2}{2} \cos \alpha_2 \right) \tan \alpha' \quad (10)$$

则任意啮合点 M 处的综合曲率半径为:

$$\rho_\Sigma = \frac{\rho_{(M)1} \rho_{(M)2}}{\rho_{(M)1} + \rho_{(M)2}} \quad (11)$$

2.3 单位齿宽上的法向力

为了计算出单位接触齿宽上的法向力, 必须先确定出齿间载荷分布系数。齿轮传动时, 由于轮齿受力变形的影响, 导致双齿啮合区轮齿受力不均。为简化计算, 取齿间载荷分布系数 x_F 与啮合位置满足如下关系:

$$\begin{cases} \alpha_{B_2} \leq \alpha_M < \alpha_H, x_F = \frac{1}{3} + \frac{1}{3} \left(\frac{\alpha_M - \alpha_{B_2}}{\alpha_H - \alpha_{B_2}} \right) \\ \alpha_H \leq \alpha_M \leq \alpha_V, x_F = 1 \\ \alpha_V < \alpha_M \leq \alpha_{B_1}, x_F = \frac{1}{3} + \frac{1}{3} \left(\frac{\alpha_{B_1} - \alpha_M}{\alpha_{B_1} - \alpha_V} \right) \end{cases} \quad (12)$$

则单位接触齿宽上的法向力为:

$$F_{bn} = \frac{T_1}{r' b \cos \alpha} x_F \quad (13)$$

为了计算出 x_F , 可根据非等压力角齿轮、节点后啮合齿轮的结构特性求出其余相关参数, 具体为:

$$\alpha_{B_2} = \arctan \left(\frac{2 \overline{N_1 B_2}}{m_1 z_1 \cos \alpha_1} \right) \quad (14)$$

$$\overline{N_1 B_2} = \left(\frac{m_1 z_1}{2} \cos \alpha_1 + \frac{m_2 z_2}{2} \cos \alpha_2 \right) \tan \alpha' - \frac{m_2 z_2}{2} \cos \alpha_2 \tan \alpha_{a2} \quad (15)$$

$$\overline{B_2 H} = (\varepsilon_{\alpha'} - 1) p_{bl} \quad (16)$$

$$\overline{HV} = 2p_{bl} - \varepsilon_{\alpha'} p_{bl} \quad (17)$$

$$\overline{VB_1} = \varepsilon_{\alpha'} p_{bl} \quad (18)$$

$$\alpha_H = \arctan \left[\frac{2(\overline{N_1 B_2} + \overline{B_2 H})}{m_1 z_1 \cos \alpha_1} \right] \quad (19)$$

$$\alpha_V = \arctan \left[\frac{2(\overline{N_1 B_2} + p_{bl})}{m_1 z_1 \cos \alpha_1} \right] \quad (20)$$

$$\alpha_{B_1} = \alpha_{a1} = \arccos \left(\frac{m_1 z_1 \cos \alpha_1}{m_1 z_1 + 2h_{a1}^*} \right) \quad (21)$$

$$h_{a1} = m_1 (h_{a1}^* + x_1 - \sigma_1) \quad (22)$$

$$\sigma_1 = \frac{m_2}{m_1} \left(\frac{z_2}{2} + x_2 \right) + \left(\frac{z_1}{2} + x_1 \right) - \frac{a'}{m_1} \quad (23)$$

$$\varepsilon_{\alpha'} = \frac{1}{2\pi} [z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha') +$$

$$z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha')] \quad (24)$$

式(12) - 式(24)中: x_F - 齿间载荷分布系数; T_1 - 齿轮 1 传递的转矩; b - 轮齿宽度; α_{B_2} (α_H 、 α_V 、 α_{B_1}) - 齿轮 1 齿廓上啮合点 B_2 (H 、 V 、 B_1) 所对应的压力角; $\varepsilon_{\alpha'}$ - 重合度; h_{a1} - 齿轮 1 的齿顶高; h_{a1}^* - 齿轮 1 的齿顶高系数; x_1 - 齿轮 1 的变位系数; σ_1 - 齿轮 1 的齿顶高变动系数; a' - 齿轮实际中心距。

3 算例分析

某渐开线直齿圆柱齿轮减速传动, 已知 $z_1 = 45$ 、 $n_1 = 1640 \text{ r/min}$ 、 $\mu_1 = \mu_2 = 0.3$ 、 $E_1 = E_2 = 2.06 \times 10^4 \text{ MPa}$ 、 $b = 65$ 、 $\gamma = 2.1 \times 10^{-2} / \text{MPa}$ 、 $T_1 = 8.15 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 、 $\eta_0 = 2.88 \times 10^{-7} \text{ MPa} \cdot \text{s}$ 。

图 3 - 图 8 给出了不同参数对润滑油膜厚度的影响情况。

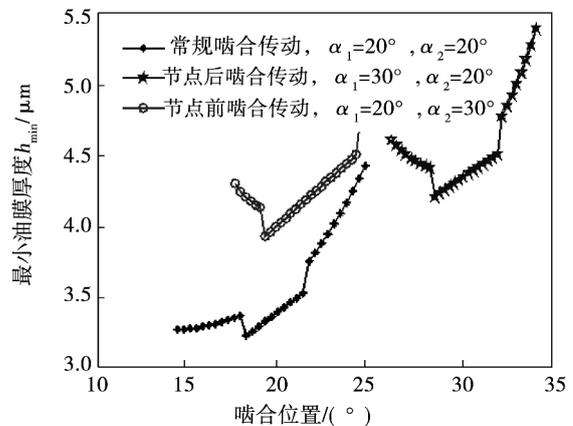


图 3 不同传动类型齿轮油膜厚度分布规律

Fig. 3 Different lubrication film thickness distribution laws for different types of gear driving system

通过对图 3 - 图 8 的分析, 可知:

(1) 非等压力角齿轮节点外啮合传动较常规齿轮啮合传动更能获得较大的油膜厚度。润滑油膜厚度的大小在一定程度上反映了齿轮的传动性能; 油膜厚度越大, 相应地产生摩擦、磨损和胶合等可能性就越小。图 3 表明, 在 $m_1 = 3 \text{ mm}$ 、 $z_2 = 135$ 、 $h_{a1}^* = 0.8$ 时, 常规齿轮对应啮合段的油膜厚度均小于节点外啮合齿轮传动。由此可见, 采用非等压力角齿轮节点外啮合传动, 不仅能提高轮齿的强度, 还能提高齿面的润滑性能。

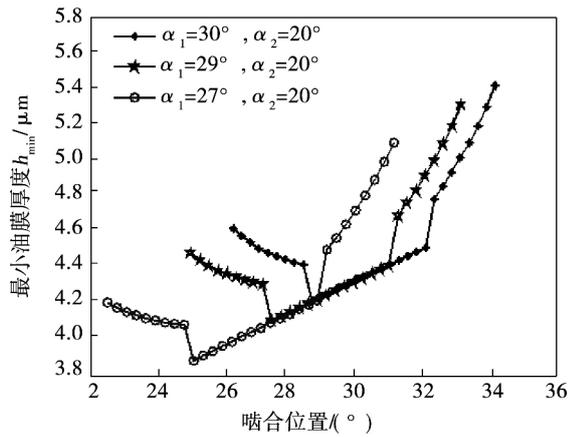


图 4 压力角对节点后啮合齿轮油膜厚度的影响
Fig.4 Effects of pressure angles on the lubrication film thickness of gear driving system meshing behind the pitch point

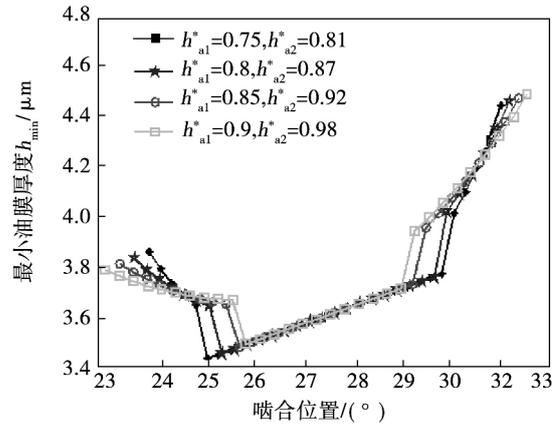


图 6 齿顶高系数对节点后啮合齿轮油膜厚度的影响

Fig.6 Effects of addendum coefficient on the lubrication film thickness of gear driving system meshing behind the pitch point

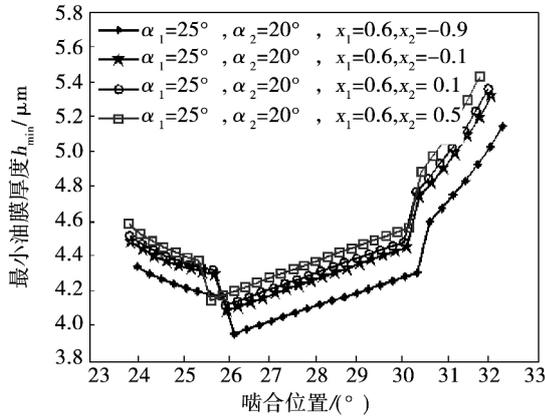


图 5 变位系数对节点后啮合齿轮油膜厚度的影响

Fig.5 Effects of modification coefficient on the lubrication film thickness of gear driving system meshing behind the pitch point

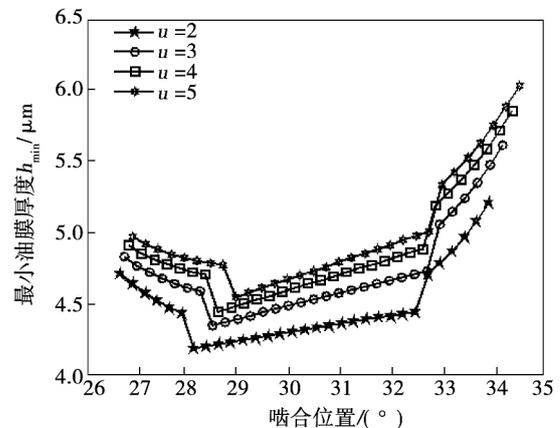


图 7 齿数比对节点后啮合齿轮油膜厚度的影响
Fig.7 Effects of ratio of tooth number on the lubrication film thickness of gear driving system meshing behind the pitch point

(2) 油膜厚度最大值在小齿轮的齿顶与大齿轮的齿根啮合处。图 3 - 图 8 表明,随着小齿轮 1 由齿根向齿顶啮合,油膜厚度时刻发生变化,但小齿轮齿顶与大齿轮齿根啮合处油膜厚度最大。

(3) 压力角越大,油膜厚度就越大。图 4 表明,在同等条件下,随着齿轮 1 压力角的增大,对应啮合段的油膜厚度就越大。在 $m_1 = 3 \text{ mm}$ 、 $z_2 = 135$ 、 $h_{a1}^* = 0.8$ 、 $\alpha_2 = 20^\circ$ 的条件下,当 $\alpha_1 = 30^\circ$ 时,油膜厚度最大值 $h_{\min-\max} = 5.4 \text{ }\mu\text{m}$; 当 $\alpha_1 = 27^\circ$ 时, $h_{\min-\max} = 5.09 \text{ }\mu\text{m}$ 。

(4) 变位系数越大,油膜厚度就越大。图 5 表明,在同等条件下,随着齿轮 2 变位系数的增大,对应啮合段的油膜厚度就越大。在 $m_1 = 3 \text{ mm}$ 、 $z_2 = 135$ 、 $h_{a1}^* = 0.8$ 、 $\alpha_1 = 25^\circ$ 、 $\alpha_2 = 20^\circ$ 、 $x_1 = 0.6$ 的条件下,当 $x_2 = -0.9$ 时, $h_{\min-\max} = 5.14 \text{ }\mu\text{m}$; 当 $x_2 = 0.5$ 时, $h_{\min-\max} = 5.43 \text{ }\mu\text{m}$ 。

(5) 齿顶高系数对润滑油膜厚度的影响比较特殊。图 6 表明,在双齿啮合区 B_2H 段,齿顶高系数越大,在 B_2 点处的油膜厚度就越小,而在 H 点处的油膜厚度就越大。在单齿啮合区 HV 段,齿顶高系

数越大,在 H 点处的油膜厚度就越大,而在 V 点处的油膜厚度就越小。在双齿啮合区 VB₁ 段,齿顶高系数越大,在 V 点处的油膜厚度就越小,而在 B₁ 点处的油膜厚度就越大。在 $m_1 = 2.5 \text{ mm}$ 、 $z_2 = 135$ 、 $\alpha_1 = 30^\circ$ 、 $x_1 = 0.1$ 、 $x_2 = 0.9$ 的条件下,当 $h_{a1}^* = 0.75$ 、 $h_{a2}^* = 0.81$ 时,V 点和 B₁ 点处的最小油膜厚度分别为 $h_{\min-V} = 3.99 \mu\text{m}$ 和 $h_{\min-B_1} = 4.44 \mu\text{m}$ 。而当 $h_{a1}^* = 0.9$ 、 $h_{a2}^* = 0.98$ 时, $h_{\min-V} = 3.93 \mu\text{m}$ 和 $h_{\min-B_1} = 4.49 \mu\text{m}$ 。

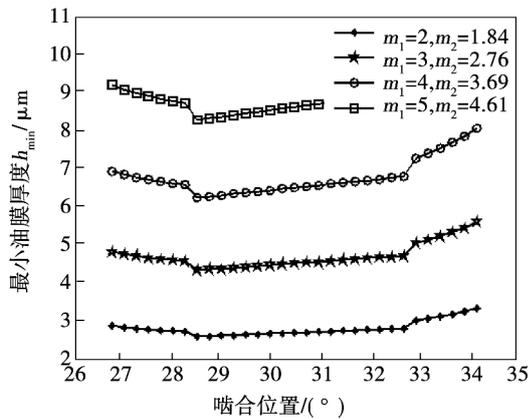


图 8 模数对节点后啮合齿轮油膜厚度的影响
Fig. 8 Effects of modulus on the lubrication film thickness of gear driving system meshing behind the pitch point

(6) 齿数比越大,油膜厚度就越大。图 7 表明,在同等条件下,随着齿数比的增大,对应啮合段的油膜厚度就越大。在 $m_1 = 3 \text{ mm}$ 、 $h_{a1}^* = 0.8$ 、 $\alpha_1 = 30^\circ$ 、 $\alpha_2 = 20^\circ$ 、 $x_1 = 0.1$ 、 $x_2 = 0.9$ 的条件下,当齿数比 $u = 3$ 时, $h_{\min-\max} = 5.61 \mu\text{m}$;当 $u = 6$ 时, $h_{\min-\max} = 6.15 \mu\text{m}$ 。

(7) 模数越大,油膜厚度就越大。图 8 表明,在同等条件下,随着模数的增大,对应啮合段的油膜厚度就越大。在 $z_2 = 135$ 、 $h_{a1}^* = 0.8$ 、 $\alpha_1 = 30^\circ$ 、 $\alpha_2 = 20^\circ$ 、 $x_1 = 0.1$ 、 $x_2 = 0.9$ 的条件下,当 $m_1 = 4$ 、 $m_2 = 3.69$ 时, $h_{\min-\max} = 8.06 \mu\text{m}$;当 $m_1 = 6$ 、 $m_2 = 5.53$ 时, $h_{\min-\max} = 13.43 \mu\text{m}$ 。

4 结 论

本研究综合利用非等压力角齿轮和节点外啮合齿轮的传动优点,通过对齿轮啮合过程的具体分析,

推导出非等压力角节点后啮合齿轮润滑油膜最小厚度的计算公式,并进行仿真分析。研究表明:

(1) 非等压力角节点外啮合齿轮较常用的等模数等压力角节点啮合齿轮具有更优的传动性能。一定条件下,非等压力角节点外啮合齿轮的油膜厚度较常规齿轮的大,因而其润滑效果及抗冲击性好、摩擦磨损小,产生胶合的可能性也小。

(2) 为了增大齿面润滑油膜的厚度,可以采取适当增大压力角、变位系数、齿数比、模数等措施。

(3) 齿顶高系数对润滑油膜厚度的影响随啮合部位而变化,但一定程度上增大齿顶高系数,仍能提高齿面润滑效果。

参考文献:

[1] 仙波正庄. 高强度齿轮设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.
SENBA Seiso. High strength gear design [M]. Beijing: China Machine Press, 1981.

[2] 叶福民, 朱如鹏, 鲍和云. 非等模数非等压力角 NGW 型行星齿轮系几何尺寸研究 [J]. 机械科学与技术, 2011, 30(5): 732-735.
YE Fu-min, ZHU Ru-peng, BAO He-yun. Geometry dimensions of NGW type planetary gear transmission with unequal modulus and pressure angles [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2011, 30(5): 732-735.

[3] 叶福民, 朱如鹏, 鲍和云. 非等模数非等压力角 NGW 型行星齿轮系静力学均载行为 [J]. 中南大学学报(自然科学版), 2011, 42(7): 1960-1966.
YE Fu-min, ZHU Ru-peng, BAO He-yun. Static load sharing behavior in NGW planetary gear train with unequal modulus and pressure angles [J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2011, 42(7): 1960-1966.

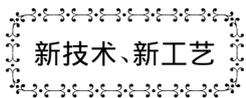
[4] 叶福民, 朱如鹏, 鲍和云. 非等模数非等压力角行星齿轮系的动力学均载特性 [J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2011, 39(1): 117-123.
YE Fu-min, ZHU Ru-peng, BAO He-yun et al. Dynamic load-sharing behaviors of planetary gear train system with Unequal Moduli and Pressure angles [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2011, 39(1): 117-123.

[5] 孙永正, 朱如鹏, 鲍和云. 节点外啮合齿轮胶合承载能力中平均摩擦因数的计算方法 [J]. 航空动力学报, 2013, 28(9): 2155-2160.
SUN Yong-zheng, ZHU Ru-peng, BAO He-yun. Calculation of mean friction coefficient in scuffing strength for gear drive with meshing beyond pitch point [J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(9): 2155-2160.

[6] 马 纲. 等变位节点外啮合齿轮传动性能分析 [J]. 江苏广播

- 电视大学学报 2000 ,11(4) : 23 - 24.
MA Gang. Performance analysis of gear drive with equivocal modification meshing beyond pitch point [J]. Journal of Jiangsu radio & television university 2000 ,11(4) : 23 - 24.
- [7] 田静云,王保民,张国海. 渐开线圆柱齿轮出现节点外啮合的研究[J]. 陕西理工学院学报 2007 23(2) : 5 - 7.
TIAN Jing-yun ,WANG Bao-min ,ZHANG Guo-hai. Study of involutes cylindrical gear pair's emerging node external gearing [J]. Journal of Shaanxi University of Technology 2007 23(2) : 5 - 7.
- [8] 刘晶晶,朱如鹏,鲍和云. 节点外啮合齿轮副接触应力分析研究[J]. 机械制造与自动化 2012 41(6) : 28 - 30.
LIU Jing-jing ,ZHU Ru-peng ,BAO He-yun. Analysis of contact stress of node external gear pair [J]. Machine Building & Automation 2012 41(6) : 28 - 30.
- [9] 高明,周英. 节点外啮合理论应用在直齿圆柱齿轮变位系数优化中的研究[J]. 机械 1997 24(2) : 2 - 4.
GAO Ming ,ZHOU Ying. Optimization of spur cylindrical modification coefficient gear with meshing beyond pitch point [J]. Machinery 1997 24(2) : 2 - 4.
- [10] 李鹏,王保民,张国海. 少齿数渐开线圆柱齿轮副节点外啮合的研究[J]. 机械工程师 2010(10) : 15 - 17.
LI Peng ,WANG Bao-min ,ZHANG Guo-hao. Study on the meshing beyond pitch point of involute gear pair with few teeth number [J]. mechanical engineer 2010 (10) : 15 - 17.
- [11] Castro J ,Seabra J. Global and local analysis of gear scuffing tests using a mixed film lubrication model [J]. Tribology International , 2008 41(4) : 244 - 255.
- [12] Martins R ,Amaro R ,Seabra J. Influence of low friction coatings on the scuffing load capacity and efficiency of gears [J]. Tribology International 2008 41(4) : 234 - 243.
- [13] Imrek Huseyin ,Unuvar Ali. Investigation of influence of load and velocity on scoring of addendum modified gear tooth profiles [J]. Mechanism and Machine Theory 2009 44(5) : 938 - 948.
- [14] Tevruz T. Experimental investigations on scoring of gears and calculation by temperature method [J]. Wear ,1998 ,217(1) : 81 - 94.
- [15] 黄海,厉海祥,罗齐汉,等. 点线啮合齿轮冷胶合计算研究[J]. 机械传动 2011 35(2) : 4 - 8.
HUANG Hai ,LI Hai-xiang ,LUO Qi-han ,et al. Research on scoring calculation of point line meshing gear [J]. Mechanical transmission 2011 35(2) : 4 - 8.
- [16] 温诗铸,黄平. 摩擦学原理 [M]. 北京: 清华大学出版社 2002.
WEN Shi-zhu ,HUANG Ping. Tribological Principle [M]. Beijing: Tsinghua University Press 2002.

(姜雪梅 编辑)



DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.05.036

关于 20 台可移动的 25 MW Mobile Pac 燃气轮机发电机组的订单

据《Gas Turbine World》2013 年 11 - 12 月刊报道,Pratt & Whitney Power Systems 已与阿尔及利亚 SPE 公司签订合同,为阿尔及利亚提供 20 台 FT8 Mobile Pac。

SPE 是一个国营机构,负责整个阿尔及利亚的电力生产。该合同也包括燃料系统、除盐水系统(用于喷水运行)、可移动式自清洗进口空气系统、无电源启动发电机和关键的备用部件。

每台 25 MW Mobile Pac 燃气轮机发电机组由 Pratt & Whitney 供应的 1 台 FT8 燃气轮机驱动。只要能够迅速部署,该成套发电机组可以经由陆地、空中和海洋被迅速发运到世界上任何地方。

Pratt & Whitney Power Systems 的 Mobile Pac 燃气轮机 ISO 基本负荷额定功率为 25 490 kW,热耗率为 9 442 kJ/(kW · h),效率为 38.1%。

这 20 台 Mobile Pac 燃气轮机发电机组将在 2014 年夏季前交付使用。

(吉桂明 摘译)

stable ,transmitting from the chaotic movement to a single period movement ,the dynamic load coefficient gradually decreasing and the gear pair transmitting to a lateral impingement or no-impingement state ,the engagement phenomenon getting improved. **Key words:** gear transmission ,non-linear kinetics ,bifurcation ,chaos ,dynamic load coefficient

非等压力角节点外啮合齿轮油膜厚度的研究 = Study of the Oil Film Thickness on a Non-equal Pressure Angle Gear Engaged at a Place Beyond the Pitch Point [刊 汉] LI Xiu-lian ,LIU Wei ,ZHU Fu-xian (College of Mechanical Engineering ,Jiangsu University of Science and Technology ,Changzhou ,China ,Post Code: 23001) , ZHANG Jun (College of Mechanical Engineering ,Anhui University of Technology ,Ma'anshan ,China ,Post Code: 243002) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015 ,30(5) . -781 -786

With a pair of involute straight tooth cylindrical non-equal pressure angle gear engaged at a place beyond the pitch point serving as the object of study ,on the basis of the structural characteristics of non-equal pressure angle gears engaged at a place beyond the pitch point being considered in a comprehensive way ,through an analysis of the engagement process of the gears ,a formulae for calculating the minimum oil film thickness on the surface of the gears was derived and relevant factors influencing the oil film thickness were analyzed. It has been found that compared with conventional gears ,non-equal pressure angle gears enjoy better lubrication performance. To take such measures as to increase the pressure angle ,modification coefficient ,gear ratio and modulus can increase the minimum oil film thickness by 6.09% ,5.46% ,9.63% and 66.63% respectively. **Key words:** gear transmission ,non-equal pressure angle ,engagement at a place beyond the pitch point ,oil film thickness ,simulation analysis

基于实测边界条件的小型增压锅炉锅筒应力三维有限元分析 = Three-dimensional Finite Element Analysis of the Stress of the Drum Shell of a Small-sized Supercharged Boiler Based on the Boundary Conditions Actually Measured [刊 汉] SHAO Ya-xi ,XU Wei-yi ,LI Yan-jun (College of Power and Energy Source Engineering , Harbin Engineering University ,Harbin ,China ,Post Code: 150001) ,WANG Kun-feng (CSIC No. 703 Research Institute ,Harbin ,Harbin ,China ,Post Code: 150078) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015 , 30(5) . -787 -791

Established was a three-dimensional solid model for small-sized supercharged boilers and determined were the me-