

陈洪月,李玉珠,张钊,等.采煤机摇臂齿轮传动系统固-热-力耦合特性分析[J].煤炭学报,2018,43(3):878-887. doi:10.13225/j.cnki.jccs.2017.1409

CHEN Hongyue, LI Yuzhu, ZHANG Zhao, et al. Analysis of solid-thermal-mechanical coupling characteristics of rocker-arm gear drive system of shearer[J]. Journal of China Coal Society, 2018, 43(3): 878-887. doi:10.13225/j.cnki.jccs.2017.1409

采煤机摇臂齿轮传动系统固-热-力耦合特性分析

陈洪月^{1,2,3},李玉珠¹,张钊¹,毛君¹,宋秋爽⁴

(1. 辽宁工程技术大学机械工程学院, 辽宁 阜新 123000; 2. 煤炭工业协会 高端综采成套装备动力学测试与大数据分析中心, 辽宁 阜新 123000; 3. 辽宁工程技术大学 国家地方联合矿山液压技术与装备工程研究中心, 辽宁 阜新 123000; 4. 中国煤矿装备有限责任公司, 北京 100011)

摘要:针对采煤机摇臂齿轮传动系统瞬态温度高,容易引起齿面胶合的问题,采用齿轮混合弹流润滑理论和虚拟仿真技术研究了不同环境温度下惰轮齿轮的生热特性。以 Reolands 黏温黏压效应、Ree-Eyring 模型、非牛顿流体理论为基础,综合考虑润滑条件下齿轮摩擦因数、齿轮油膜刚度与油膜阻尼、对流换热系数等参数对齿轮传动系统生热效益影响,建立了润滑条件下齿面实时摩擦因数计算公式,再将公式导入 COMSOL Multiphysics 数学模块中获得了不同初始温度下的摩擦因数,再以采煤机实验测试载荷为激励,采用 COMSOL 多体动力学模块与固体传热模块对惰轮齿轮的固-液-热耦合特性进行分析研究,结果表明:环境温度在 281.15~311.15 K 内,齿轮在啮合节点温度接近于环境温度,环境温度与温差成反比,环境温度与温升成正比。

关键词:采煤机; 齿轮; 弹流润滑; 摩擦因数; 环境温度

中图分类号: TD421.6

文献标志码: A

文章编号: 0253-9993(2018)03-0878-10

Analysis of solid-thermal-mechanical coupling characteristics of rocker-arm gear drive system of shearer

CHEN Hongyue^{1,2,3}, LI Yuzhu¹, ZHANG Zhao¹, MAO Jun¹, SONG Qiushuang⁴

(1. College of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China; 2. Dynamic Research Center for High-end Complete Integrated Coal Mining Equipment and Big Data Analysis, China National Coal Association, Fuxin 123000, China; 3. National and Local Combined Mining Technology and Equipment Engineering Research Center, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China; 4. China National Coal Mining Equipment Co., Ltd., Beijing 100011, China)

Abstract: Aiming at the problem that the transient temperature of the shearer's rocker arm gear system is high and the bonding of the tooth surface is easy, the heat generation characteristics of the idler gears under different ambient temperatures are studied by using the gear mixed elastohydrodynamic lubrication theory and the virtual simulation technique. Based on Reolands viscosity and viscous pressure, Ree-Eyring model and non-Newtonian fluid theory, the effects of gear friction coefficient, gear oil film stiffness and oil film damping and convective heat transfer coefficient on the heat generation efficiency of gear transmission system are considered. The formula for calculating the real-time friction coefficient of the tooth surface under the lubrication condition is established. Then, the formula is introduced into the COMSOL Multiphysics mathematical module to obtain the friction coefficient at different initial temperatures. Then, the COMSOL multi-body power The solid-liquid-heat coupling characteristics of the idler gear are analyzed and

收稿日期: 2017-10-17 修回日期: 2018-01-16 责任编辑: 毕永华

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51774162); 国家能源研发(实验)中心重大资助项目(2010_215)

作者简介: 陈洪月(1982—), 男, 辽宁海城人, 副教授, 博士。Tel: 0418-3350517, E-mail: chyxiaobao@126.com

studied by the module and the solid heat transfer module, The results show that the ambient temperature is in the range of 281.15–311.15 K, the temperature of the gear is close to the ambient temperature, the ambient temperature is inversely proportional to the temperature difference, and the ambient temperature is proportional to the temperature rise.

Key words: shearer; gear; elastohydrodynamic lubrication; friction coefficient; ambient temperature

综采工作面自动化、智能化开采对采煤机的可靠性和稳定性提出了更高的要求^[1-2],而采煤机摇臂齿轮传动系作为采煤机的关键零部件,其性能和可靠性则直接决定了综采工作面的开采效率。采煤机摇臂齿轮系统中产生的瞬时高温会导致不均匀温升,易产生热变形、齿面胶合等现象,严重影响齿轮系统的传递动力与承载能力,因此对采煤机摇臂系统进行热固耦合分析,研究齿轮系统不均匀温升特性具有重要意义。齿轮传动系统,需综合考虑具有随机性的外部载荷、双向性的能量转换、多向性的能量损耗、多体间的热量扩散,非稳态弹流润滑等特性的影响,因此给准确模拟采煤机工作状态带来巨大的困难。国内外很多学者对齿轮传动系统进行了研究。毛君等^[3]基于 Blok 理论,对采煤机摇臂齿轮系统中惰轮表面闪温与滚动角间的关系进行分析;王优强和杨沛然^[4]基于牛顿流体理论,通过数值求解方法得到齿轮油温温升与摩擦因数的关系;李超等^[5]基于多重网格法,考虑渐开线直齿轮微点蚀坑形貌及油膜厚度,得到热弹流润滑数值解;LIU Songsheng 等^[6]根据弹流润滑理论,考虑了润滑油膜的分布状态与接触压力等特性,构建了点接触油膜刚度润滑模型(EHL);李直等^[7]基于双盘摩擦实验,得到不同齿面形貌对摩擦特性的时变影响,为改善齿轮摩擦特性设计研究提供理论依据;薛建华^[8]在考虑偏载大小,冲击噪音,胶合承载能力等因素基础上,对齿轮温度场进行预测;姚阳迪等^[9]基于摩擦理论、传热理论,分析高速齿轮传动本体温度并进行齿廓修形;彭杰等^[10]结合齿轮啮合学与传热学理论,得到齿轮几何参数与运参数对本体温度的影响;宛士华等^[11]基于最小势能原理建立稳态载荷分布模型,得到油膜与冲击载荷,油膜与摩擦因数关系;黄飞^[12]基于热网格法,对齿轮箱中部件由热导致的失效原因进行分析;龙慧等^[13]基于 Hertz 接触理论,采用有限元分析法对标准渐开线高速齿轮传动轮齿的本体温度模型进行构建。

目前多数对摇臂齿轮系统的分析都是基于赫兹接触理论,但是在实际工况下,齿面生热需要利用润滑油进行降温,因此更应对摇臂齿轮传动系统进行润滑弹流分析,此外以上对齿轮系统的研究多单一考虑

润滑油的弹流润滑特性、摩擦特性或传热特性,未在结合采煤机实际工作载荷与齿面实时摩擦状态的基础上,对摇臂齿轮系统弹流润滑特性、摩擦特性及传热特性进行综合分析。

本文以 MG500/1180 型采煤机摇臂为研究对象,通过试验获得滚筒载荷激励,以弹流润滑理论为基础,考虑润滑油非牛顿流体特性,利用 COMSOL Multiphysics 数学模块得到摇臂齿轮传动中惰轮啮合表面时变摩擦因数,将获得的数据内插到 COMSOL Multiphysics 多体动力学模块,与固体传热模块进行耦合。

1 齿轮间动摩擦因数及固流耦合模型

1.1 齿轮混合弹流润滑理论分析

1.1.1 实时摩擦因数分析

采煤机摇臂齿轮传动系统从微观观角度观测,各齿轮齿面为非光滑齿面接触,齿面微观粗糙凹凸形态具有随机性,且齿轮传动过程伴随着润滑过程,因此采用混合弹流润滑理论求解齿轮齿面实时摩擦因数更符合实际工况。

齿轮啮合线上传动载荷分布:

$$f = \int_{x_{\text{start}}}^{x_{\text{end}}} N(x, t) dx = C_w(t) F_{n0} \quad (1)$$

式中, x_{start} 为啮合位置开始坐标; x_{end} 为啮合位置终点坐标; $N(x, t)$ 为油膜所受压力; F_{n0} 为啮合节点单位法向载荷, $F_{n0} = \frac{P_w}{R_{ba} b w_a}$, P_w 为齿轮传递功率, R_{ba} 为小齿轮基圆半径, b 为小齿轮齿宽, w_a 为小齿轮转动角速度; $C_w(t)$ 为随时间变化的载荷系数:

小齿轮基圆半径, b 为小齿轮齿宽, w_a 为小齿轮转动角速度; $C_w(t)$ 为随时间变化的载荷系数:

$$C_w(t) = \begin{cases} \frac{1}{3} \left(1 + \frac{s - x_1}{x_0} \right) & x_a \leq s \leq x_0 + x_a \\ 1 & x_0 + x_a \leq s \leq x_b + x_0 \\ \frac{1}{3} \left(1 - \frac{s - x_2}{x_0} \right) & x_b - x_0 \leq s \leq x_b \end{cases} \quad (2)$$

式中, s 为啮合点到节点距离; x_0 为双齿啮合长度, $x_0 = \pi m \cos \alpha (\varepsilon - 1)$, m 为齿轮模数; α 为齿轮传动压力角, ε 为重合度; x_a 为啮入点坐标; x_b 为啮出点坐标。

齿轮在高温高压的啮合过程中对润滑油黏度产

生强非线性影响,因此分析黏度时应考虑黏温效应与黏压效应,根据 Reolands 黏-压-温经验公式:

$$\eta = \eta_0 \exp \{ A_1 [-1 + (1 + A_2 p) z_0 (A_3 T - A_4)^{-s_0}] \} \quad (3)$$

式中, η_0 为润滑油的环境黏度; $A_1 = \ln \eta_0 + 9.67$; $A_2 = 5.1 \times 10^{-9}$; $A_3 = \frac{1}{T_0 - 138}$; $A_4 = \frac{138}{T_0 - 138}$; z_0 为无量纲黏压

系数, $z_0 = \frac{a}{A_1 A_2}$, a 为润滑油黏压系数; s_0 为无量纲黏温系数, $s_0 = \frac{\beta(T_0 - 138)}{A_1}$, β 为润滑油黏温系数; T 为润滑油工作温度; T_0 为润滑油环境温度。

油膜压力会使齿轮啮合区间任一点产生弹性变形,两啮合齿面总弹性变形量为

$$\delta(x, t) = -\frac{2}{\pi E'} \int_{x_{\text{end}}}^{x_{\text{start}}} p(x, t) \ln(x - s)^2 ds \quad (4)$$

式中, E' 为两啮合齿面综合弹性模量, $\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_a^2}{E_a} + \frac{1 - \nu_b^2}{E_b} \right)$, E_a 为齿轮 a 的弹性模量; E_b 为齿轮 b 的弹性模量; ν_a 为齿轮 a 的泊松比; ν_b 为齿轮 b 的泊松比。

根据文献[14], 设与两齿轮表面运动方向垂直表面为粗糙面, 可用余弦函数表达粗糙度:

$$\begin{cases} \xi_a(x, t) = A_a \cos \left[\frac{2\pi}{l_a} (x - u_{q1} t) \right] \\ \xi_b(x, t) = A_b \cos \left[\frac{2\pi}{l_b} (x - u_{q2} t) \right] \end{cases} \quad (5)$$

式中, A_a 为齿轮 a 的粗糙度波幅值; A_b 为齿轮 b 的粗糙度波幅值; l_a 为齿轮 a 的粗糙度波长; l_b 为齿轮 b 的粗糙度波长; u_{q1} 为齿轮 a 齿廓渐开线切线速度; u_{q2} 为齿轮 b 齿廓渐开线切线速度。

啮合齿面的油膜总厚由两齿面的弹性变形、几何膜厚以及齿面粗糙度构成, 即

$$\begin{aligned} h(x, t) &= h_{00}(x, t) + \frac{x^2}{2R} - \xi_a(x, t) - \xi_b(x, t) - \\ \delta(x, t) &= h_{00}(x, t) + \frac{x^2}{2R} - \xi_a(x, t) - \xi_b(x, t) - \\ &\frac{2}{\pi E'} \int_{x_{\text{start}}}^{x_{\text{end}}} p(x, t) \ln(x - s)^2 ds \end{aligned} \quad (6)$$

式中, h_{00} 为中心膜厚; R 为综合曲率半径, $R =$

$$\mu = \frac{\int_{x_{\text{start}}}^{x_{\text{end}}} \left(\tau_a + z \frac{\partial p}{\partial x} \right) dx R_{ba} b w_a}{P_w} = \frac{\int_{x_{\text{start}}}^{x_{\text{end}}} \left[\tau_L \ln \frac{\sqrt{(u_a - u_b)^2 + (f_1^2 - f_2^2)} - (u_a - u_b)}{f_1 + f_2} + z \frac{\partial p}{\partial x} \right] dx R_{ba} b w_a}{P_w} \quad (12)$$

$\frac{R_a R_b}{R_a + R_b} = \frac{(R_{ba} \tan \varphi + s)(R_{bb} \tan \varphi - s)}{R_{ba} \tan \varphi + R_{bb} \tan \varphi}$, φ 为齿轮压力角, $s = w_a R_{ba} (t - t_0)$, w_a 为齿轮 a 转动角速度; t_0 为从啮入点到节点时间, $t_0 = \frac{\sqrt{R_{ba}^2 - R_{bb}^2} - R_{bb} \tan \varphi}{w_a R_{ba}}$ 。

由于齿轮传动过程中, 齿面以高副(点、线)高压的形式进行接触, 接触位置上润滑脂、润滑油作用时间极短, 传动系统温度迅速升高, 因此利用 Ree-Eyring 模型对非牛顿流体特性齿轮传动系统进行分析。非牛顿流体的 Ree-Eyring 润滑模型表达式为^[15]

$$\gamma = \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\tau_L}{\eta} \sinh \left(\frac{\tau}{\tau_L} \right) \quad (7)$$

式中, γ 为剪切应变率; τ_L 为极限剪切应力; η 为动力黏度; τ 为剪切应力。

建立直角坐标系, 以过齿面平行轴线方向为 x 轴, 以油膜厚度方向为 z 轴, 由微元体力学平衡方程 $\frac{\partial \tau}{\partial z} = \frac{dp}{dx}$, 得到油膜剪切应力公式:

$$\tau = \tau_a + z \frac{\partial p}{\partial x} \quad (8)$$

将式(7)与(8)联立, 并在油膜厚度为 $0 \sim h$ 内对 z 积分可得

$$\int_0^h \frac{\tau_L}{\eta} \sinh \left(\frac{\tau_a}{\tau_L} + \frac{z}{\tau_L} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dz = u_b - u_a \quad (9)$$

齿轮 a 齿面上加剪切应力为

$$\tau_a = \tau_L \ln \frac{\sqrt{(u_a - u_b)^2 + (f_1^2 - f_2^2)} - (u_a - u_b)}{f_1 + f_2} \quad (10)$$

式中, u_a 为油膜厚度为 0 时润滑油流速; u_b 为油膜厚度为 h 时润滑油流速; $f_1 = \int_0^h \frac{\tau_L}{\eta} \cos h \left(\frac{z}{\tau_L} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dz$;

$$f_2 = \int_0^h \frac{\tau_L}{\eta} \sin h \left(\frac{z}{\tau_L} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dz。$$

根据齿轮摩擦因数 μ 与摩擦力 F_f 、压力(法向载荷) F_n 之间的关系, 得到

$$\mu = \frac{F_f}{F_n} = \frac{\int_{x_{\text{start}}}^{x_{\text{end}}} \tau dx b}{F_{n0} b} = \frac{\int_{x_{\text{start}}}^{x_{\text{end}}} \tau dx}{F_{n0}} \quad (11)$$

将式(8)、(10)及 $F_{n0} = \frac{P_w}{R_{ba} b w_a}$ 代入式(11)

式中, z 的取值范围为 $0 \sim h$; 由式(6), (10), (12) 可知: 摩擦因数与粗糙度、油膜厚、时间、齿轮角速度 w_a 、传递功率 p_w 、啮合起止位置有关。

1.1.2 齿轮刚度分析

采煤机在截割煤岩过程中, 由于截割部受到随机性载荷、零件间存在装配误差等因素, 导致采煤机整机具有振动特性。齿轮传动系统在随机载荷的作用下齿表油膜发生变形, 因此在研究齿轮接触问题时, 要分析油膜刚度。

啮合两齿轮在实际啮合线范围内, 齿顶与齿根间区域、齿面粗糙区域存在油膜, 可将油膜视为弹簧, 当油膜受到载荷作用时发生变形, 利用平均油膜法对油膜刚度进行数值计算, 在 $x_{start} \sim x_{end}$ 啮合范围, 油膜的平均厚度增加量 Δh_a 可由式(13)计算得到, 油膜刚度公式为(14)。

$$\Delta h_a = \frac{\sum_{i=x_{start}}^{x_{end}} h_i(f)}{x_{end} - x_{start}} - \frac{\sum_{i=x_{start}}^{x_{end}} h_i(f + \Delta f)}{x_{end} - x_{start}} \quad (13)$$

$$k_0 = \frac{\Delta f}{\Delta h_a} \quad (14)$$

式中, Δf 为两次计算节点载荷增量。

1.1.3 齿轮油膜阻尼分析

在载荷作用下, 啮合齿轮间距不断减小, 接触副间油膜黏压特性对载荷产生耗散, 利用油膜阻尼模型对润滑油该特性进行描述, 卷吸速度表达式为式(15), 阻尼系数表达式为式(16)。油膜刚度与油膜阻尼模型如图1所示。

$$v_r = \frac{\omega_a(R_{ba} \tan \varphi + s) + \omega_b(R_{bb} \tan \varphi - s)}{2} \quad (15)$$

$$c_0 = \frac{Df_0 R}{Bb v_r} \quad (16)$$

式中, v_r 为卷吸速度; c_0 为阻尼系数; D 为无量纲阻

尼参数, $D = \frac{4.3 \left(\frac{\sqrt{L}}{M}\right)^{1.2}}{\sqrt{1 + \left[3 \left(\frac{\sqrt{L}}{M}\right)^{0.85}\right]^2}}$; M, L 为 Moses 参

数, $M = \frac{F}{E'R^2} \left(\frac{2\eta_0 v_r}{E'R}\right)^{-\frac{3}{4}}$, $L = aE' \left(\frac{2\eta_0 v_r}{E'R}\right)^{\frac{1}{4}}$; B 为接触长度。

1.2 齿轮热力耦合理论分析

1.2.1 齿面任意啮合点摩擦热流量计算

齿轮工作时, 由于齿面在伴有相对滑动的直接推压下进行啮合传动, 导致齿面产生摩擦热^[16], 若瞬间齿面温升大于齿轮临界胶合温度, 会导致齿轮失效。本文忽略滚动摩擦和金属变形摩擦产生的微小热量,

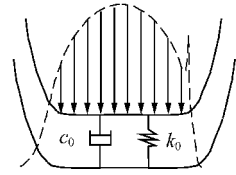


图1 油膜刚度与油膜阻尼模型

Fig.1 Oil film stiffness and oil film damping model

不计轴承产生的微小热量, 假设齿轮啮合齿面摩擦产生的热量为系统热源, 热量全部由传动齿轮吸收后, 再通过润滑油与空气向外散热^[17]。

摩擦因数是确定摩擦热流量的重要参数, 将上述基于对混合弹流润滑理论、Ree-Eyring 黏温黏压理论推导出的实时摩擦因数考虑到摩擦热流量的计算中, 结合相互啮合齿轮材料、导热系数以及热阻条件等不同因素, 得到主、从动齿轮任意啮合位置的摩擦热流量分配表达式^[18]:

$$\begin{cases} q_a = \frac{b_h k \mu F_{n0} v_s n_a}{30 v_a} \\ q_b = \frac{b_h (1 - k) \mu F_{n0} v_s n_b}{30 v_b} \end{cases} \quad (17)$$

式中, v_s 为啮合位置相对滑动速度; n_a 为主动轮转速; n_b 为从动轮转速; v_a 为主动轮切向速度; v_b 为从动轮切向速度; b_h 为 Hertz 接触半宽, $b_h = \sqrt{\frac{4F_{n0}}{\pi} \frac{R_a R_b}{R_a + R_b} \frac{1 - \lambda_a^2}{E_a} + \frac{1 - \lambda_b^2}{E_b}}$; k 为热流量分配系

数, $k = \frac{\sqrt{\lambda_a \rho_a c_a v_a}}{\sqrt{\lambda_a \rho_a c_a v_a} + \sqrt{\lambda_b \rho_b c_b v_b}}$, λ_a 为齿轮 a 导热系

数; λ_b 为齿轮 b 导热系数; ρ_a 为齿轮 a 密度; ρ_b 为齿轮 b 密度; c_a 为齿轮 a 比热容; c_b 为齿轮 b 比热容; v_a 为齿轮 a 啮合位置切向速度; v_b 为齿轮 b 啮合位置切向速度。

1.2.2 对流换热系数计算

齿轮传动过程中, 由于接触齿面的相对滑动生成的摩擦热, 使得齿轮表面、周围空气、润滑油间产生温差, 引起热量交换, 利用牛顿冷却方程对热对流现象进行描述:

$$q = \varpi (T_w - T_f) \quad (18)$$

式中, T_w 为表面温度; T_f 为接触流体温度; ϖ 为对流换热系数。

采煤机摇臂高速齿轮传动系统一般采用侵入式润滑方式, 根据润滑油覆盖在齿轮端面、齿轮齿面、齿轮齿顶、摇臂齿轮箱内壁状态的不同, 使用不同的对流换热模型。

(1) 齿轮端面对流换热系数

将齿轮端面简化为旋转圆盘, 根据 Nusslet 准则

与 Reynolds 准则,以单项液体流动为基础,得到润滑油在齿轮端面以层流、过渡层流、紊流 3 种不同流动类型的对流换热系数表示方法

$$h_s = k_o Nu / r_c = \begin{cases} 0.308 k_o (m_l + 2)^{0.5} Pr^{0.5} \left(\frac{\omega}{\nu_o}\right)^{0.5} & Re \leq 2 \times 10^5 \\ 10 \times 10^{-20} k_o \left(\frac{\omega}{\nu_o}\right)^4 r_c^7 & 2 \times 10^5 \leq Re \leq 2.5 \times 10^5 \\ 0.0197 k_o (m_l + 2.6)^{0.2} Pr^{0.6} \left(\frac{\omega}{\nu_o}\right)^{0.8} r_c^{0.6} & Re \leq 2 \times 10^5 \end{cases} \quad (19)$$

式中, Re 为雷诺系数; k_o 为润滑油热传导率; Nu 为润滑油努塞尔数; Pr 为润滑油普朗特数, $Pr = \frac{\rho_o \nu_o c_o}{k_o}$; ρ_o 为润滑油密度, ν_o 为润滑油运动黏度, c_o 为润滑油比热; ω 为齿轮端面旋转速度; r_c 为齿轮端面任意半径; m_l 为指数常数,取 $m_l = 2$ 。

(2) 齿轮齿面对流换热系数

高速齿轮传动系统常采用喷射高压润滑油方式进行冷却,因此齿轮齿面与齿轮系统的温度场预测方法润滑油采用强制对流换热系数^[19-20]:

$$h_m = 0.228 Re^{0.731} Pr^{0.333} \frac{k_o}{r} \quad (20)$$

式中, r 为齿轮分度圆直径。

(3) 齿轮齿顶面对流换热系数

将齿轮齿顶简化为细长平板,则齿轮齿顶与润滑油之间的对流换热系数:

$$h_d = \frac{k_o Nu}{r_a} = 0.664 k_o Pr^{0.333} \left(\frac{\omega}{\nu_o}\right)^{0.5} \quad (21)$$

(4) 箱体对流换热系数

高速齿轮传动在喷油润滑的同时,润滑油将带着一定的热量飞溅到齿轮箱内壁,采煤机摇臂齿轮箱体内壁与润滑油之间的对流换热系数

$$h_o = 0.664 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{k_o}{l_o}\right) \quad (22)$$

式中, l_o 为润滑油与内壁接触长度。

采用双相液体流动分析方法对齿轮端面空气与润滑油混合状态的对流产热、箱体内表面空气与润滑油混合状态的对流产热进行修正。

$$\begin{cases} v_f^* = \left(1 - \frac{2r_c \varphi}{r_a}\right) v_{air} + \frac{2r_c}{r_a} v_o \\ k_f^* = \left(1 - \frac{2r_c \varphi}{r_a}\right) k_{air} + \frac{2r_c}{r_a} k_o \\ Pr^* = \left(1 - \frac{2r_c \varphi}{r_a}\right) \rho_{air} + \frac{2r_c}{r_a} \rho_o \end{cases} \quad (23)$$

式中, v_f^* 为综合流体运动黏度; φ 为修正系数; r_a 为齿顶圆半径; v_{air} 为空气运动黏度; k_f^* 为综合流体热传导率; k_{air} 为空气热传导率; Pr^* 为综合流体普朗特数; ρ_{air} 为空气密度。

齿轮箱吸收热量后将在箱体表面与外部空气进行热量交换,实现散热,齿轮箱外壁与空气的对流换热系数为

$$h_a = 0.32 Re^{0.675} Pr^{0.4} \frac{k_{air}}{l_a} \quad (24)$$

式中, l_a 为空气与外壁接触长度。

2 齿轮系统建与载荷获取

2.1 传动系统原理

图 2 为摇臂齿轮传动系统工作原理,齿轮 1,2, 齿轮 2,3, 齿轮 4,5, 齿轮 6,7, 齿轮 8,9, 齿轮 10,11 为啮合齿轮,其中齿轮 3,4, 齿轮 5,6, 齿轮 7,8, 齿轮 9,10 同轴,齿轮 2 为惰轮,各齿轮参数见表 1。

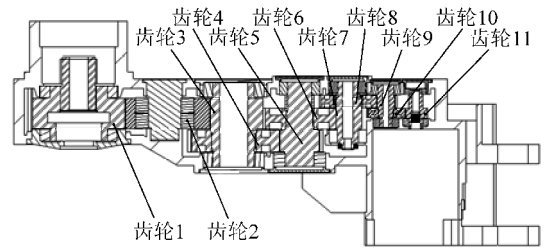


图 2 摇臂齿轮传动系统工作原理

Fig. 2 Working principle of rocker gear drive system

表 1 摇臂齿轮传动系统各齿轮参数

Table 1 Gear parameters of rocker gear drive system

齿轮	模数/mm	齿数	压力角/(°)	齿宽/mm
齿轮 1	25	32	20	280
齿轮 2	25	31	20	280
齿轮 3	25	19	20	280
齿轮 4	16	51	20	206
齿轮 5	16	24	20	206
齿轮 6	10	65	20	195
齿轮 7	10	23	20	283
齿轮 8	9	57	20	110
齿轮 9	9	20	20	110
齿轮 10	8	43	20	90
齿轮 11	8	25	20	90

2.2 模型参数设置

为对齿轮传动系统的实际工作状态进行高效模拟仿真,简化摇臂齿轮箱中连接件、加固结构、倒角、圆角的影响。利用 COMSOL Multiphysics 零件库中直

齿轮对齿轮传动系统进行直接建模,将齿轮 1 端面与轴线相交位置坐标设置为(0,0,0),齿轮轴线方向为 x 轴,齿轮传动方向为 y 轴,竖直方向为 z 轴。由于齿轮箱外壳结构复杂,在 COMSOL 中建模困难,故利用三维建模软件 Pro/E 对箱体进行建模,为保证壳体与齿轮系统装配位置准确,将摇臂壳体齿轮 1 端面轴孔轴向设置为 x 轴,过其余轴孔方向为 y 轴,垂直方向为 z 轴,设置保存为 .IEGS 格式,利用 livelink for PTC Pro/ENGINEER 提供的 PTC Pro/ENGINEER 与 COMSOL 的双向调用接口进行模型调入,由于在建模过程中坐标系已确定,壳体模型调入过程中将自动与 COMSOL 坐标系对准,完成箱体与齿轮传动系统的装配。由于在 COMSOL 中添加空材料,定义材料密度为 $7.823 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,弹性模量 175 GPa,泊松比 0.3;添加 Structural steel 到齿轮组件,定义齿轮材料参数见表 2,图 3 为采煤机摇臂三维仿真模型。利用 COMSOL 物理场控制网格对采煤机摇臂进行网格划分,选择自由剖分四面体网格划分方式,选用 Delaunay 细分方法,由于摇臂齿轮传动系统模型按 1:1 比例构建,模型尺寸过大,为缩短仿真时间,简化仿真过程,采用不同大小网格对其进行划分,壳体以及齿轮轴网格最大尺寸为 6.5 mm,最小尺寸为 1.17 mm,平均网格大小为 3.835,曲率因子为 1.5;齿轮网格最大尺寸为 3.58 mm,最小尺寸为 0.26 mm,平均网格大小为 1.92,曲率因子为 1.5。四面体单元统计数为 672 734 个,三面体单元统计数为 542 148 个,摇臂三维实体网格划分如图 4 所示。

表 2 齿轮材料参数

Table 2 Gear material parameters

密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	泊松比	杨氏模 量/GPa	导热系数/ ($\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$)	恒压热容/ ($\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$)
7 850	0.30	200	44.5	475

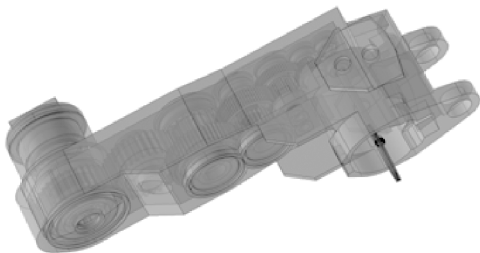


图 3 摇臂三维仿真模型

Fig. 3 Three dimensional simulation model of rocker arm

2.3 滚筒载荷获取

为真实模拟采煤机摇臂工作状态,本文结合张家口“国家能源煤矿采掘机械装备研发(实验)中心”建

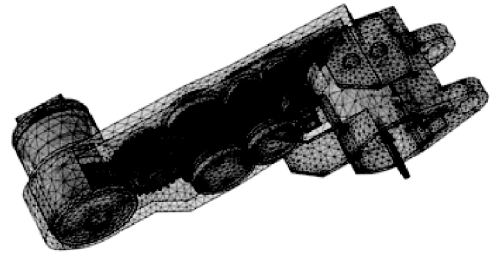


图 4 摇臂三维实体网格划分

Fig. 4 Rocker three-dimensional solid mesh division

设项目的煤矿井下综采工作面实验平台,检测采煤机截齿受力。考虑截割煤岩对截割受力影响较大,为还原真实煤岩成分,实验煤壁配置的比例如下:水泥选用 PC32.5、强度等级富余系数为 1.05 的复合水泥;粗骨料的选用粒径范围为 5 ~ 50 mm,表观密度为 $\rho = 1\ 420 \text{ kg/m}^3$ 的煤,细骨料选用的粒径范围为 5 mm 以下,表观密度为 $\rho = 1\ 320 \text{ kg/m}^3$ 的煤。将水泥和细骨料、粗骨料混合在一起,以水灰比 0.66 加入自来水,并且加入一定量减水剂^[21-22],煤壁长 65 m,高为 3.1 m,厚为 2.7 m。通过将三组应变片均匀分布在截齿齿座轴径安装孔内得到截齿三向力传感器,截齿三向力传感器将所采集到的信号通过无线发射模块传输到数据接收中心,实验数据采集系统为 Beedate 无线采集系统,采煤机俯仰角为 0° ,前后摇臂的摆角 $\alpha_1 = 20^\circ, \alpha_2 = -18^\circ$,前后滚筒截齿各安装 36 个截齿,前滚筒工作截齿数为 18 个,后滚筒工作截齿数为 12 个,图 5 为获取载荷试验现场图。



图 5 获取载荷试验现场

Fig. 5 Obtain load test site diagram

结合文献[23]对采煤机行走方向的阻力载荷 F_x 、竖直方向的阻力载荷 F_y 、轴向的阻力载荷 F_z 、截割扭矩 M_g 的计算,将试验获得截齿载荷截取 20 组数据带入式(25)得到截齿三向受力均值如图 6 所

示、截割扭矩均值如图 7 所示。

$$\begin{cases}
 F_x = \sum_{i=1}^N (Z_i \cos \theta_i + Y_i \sin \theta_i) \\
 F_y = \sum_{i=1}^N (-Z_i \sin \theta_i + Y_i \cos \theta_i) \\
 F_z = \sum_{i=1}^N X_i \\
 M_g = \sum_{i=1}^{N_c} (Z_i R_g)
 \end{cases} \quad (25)$$

式中, N 为工作截齿总数; R_g 为滚筒半径; θ_i 为滚筒截齿位置角; X_i 为某截区位置上 i 截齿工作时所受侧向阻力; Y_i 为某截区位置上 i 截齿工作时所受牵引阻力; Z_i 为某截区位置上 i 截齿工作时所受截割阻力。

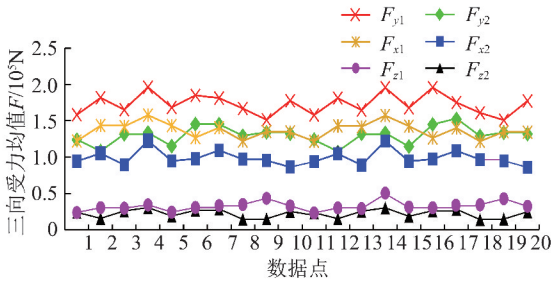


图 6 截齿三向受力均值

Fig. 6 Average force in three directions of a pick

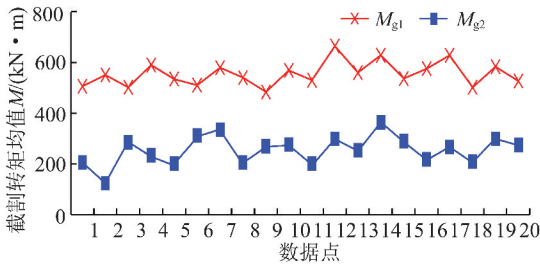


图 7 截齿转矩

Fig. 7 Cutting torque

3 齿轮传动系统固热耦合分析

3.1 动摩擦因数求解与分析

如传动原理图(图 2)所示:摇臂传动系统较为复杂,如对所有啮合齿轮全部进行固热耦合分析,仿真效率低、求解精度也会受到影响,此外,在实际工况下摇臂传动系统中惰轮齿轮故障率高,容易发生齿面胶合、磨损、断齿等事故^[24-26],严重影响了煤炭的开采进度,鉴于以上原因,本文重点研究摇臂惰轮齿轮啮合,即齿轮 1,2。

将式(12)建立齿轮啮合接触表面实时摩擦因数模型,导入到 COMSOL Multiphysics 模块中,并利用该模块实现对齿轮间摩擦因数的数值求解。在 COM-

SOL 中建立零维空间模型,利用常微分与微分代数方程接口进行计算求解,根据采煤机工作环境温度范围一般在 10 ~ 40 ℃,设置工作温度分别为 281.15, 286.15, 291.15, 296.15, 301.15, 306.15, 311.15 K,将润滑油材料属性参数进行定义,在全局常微分接口下输入载荷系数模型、粗糙度数学模型、综合曲率数学模型、功率数学模型、Ree-Eyring 数学模型、摩擦因数数学模型。根据实验获得载荷,计算某一轮齿经过啮入到啮出过程摩擦因数的变化过程,利用瞬态求解器进行求解,为了缩略篇幅,仅列出环境温度为 281.15, 296.15, 311.15 K 下摩擦因数的变化曲线,求解结果如图 8 所示,图 8 表明:在同一环境温度下,啮合距离在 -10 ~ 10 mm 区间的摩擦因数相对较大;随着环境温度的升高,摩擦因数具有随之逐渐增大的趋势。

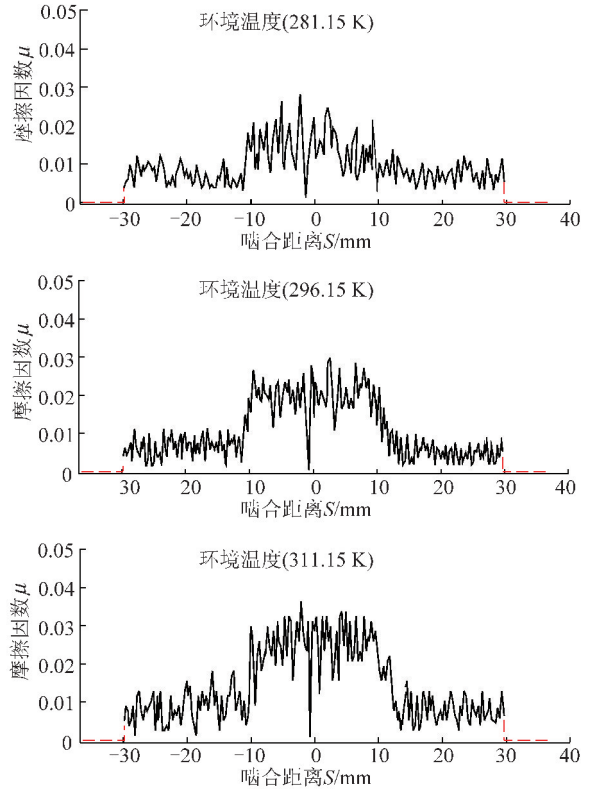


图 8 不同温度下摩擦因数沿啮合线变化曲线

Fig. 8 Variation curves of friction coefficient along the meshing line at different temperatures

3.2 齿轮啮合固热耦合分析

导入摇臂齿轮传动系统三维模型对摇臂齿轮进行多物理场耦合分析,根据摇臂实际的工作状态对齿轮系统进行多体动力学分析,在多体动力学模块下对摇臂外壳的固定约束,建立直齿轮节点,齿轮副节点,固定副节点,铰接节点等,指定 X 方向为齿轮轴方向,设置滚筒初始转速 $\omega = 32.5 \text{ r/min}$,再根据齿

轮啮合传动比设置各齿轮的初始转速,最后定义齿轮两端输出轴与摇臂壳体间的接触,完成多体动力学接口设置。

为保证对采煤机生热过程研究的保真性、准确性、高效性,在实际考虑齿轮啮合中多体动力学研究的基础上,本文重点对惰轮啮合生热过程进行分析,其他传动齿轮不考虑热效应。分别选取齿轮1与齿轮2的齿顶、齿面建立接触对,在固体传热接口下添加热通量节点,以多体动力学齿轮副1中产生的摩擦功为热源;分别选取惰轮端面,惰轮齿顶,惰轮齿面、摇臂壳体内壁定义显示节点,在固体传热接口中选择各显示节点分别添加齿轮端面、齿顶、齿面热通量接口,摇臂壳体内壁热通量接口,传热方式选择外部强制对流,先选择流体为变压热油,分别考虑外部温度为281.15,286.15,291.15,296.15,301.15,306.15,311.15 K;再选择流体为空气,分别考虑外部温度为281.15,286.15,291.15,296.15,301.15,306.15,311.15 K。利用瞬态求解器进行计算,步长设置为0.001 s,仿真时间为3.25 s,为了缩略篇幅,仅列出环境温度为281.15,296.15,311.15 K下惰轮的固热流耦合特性,如图9所示。

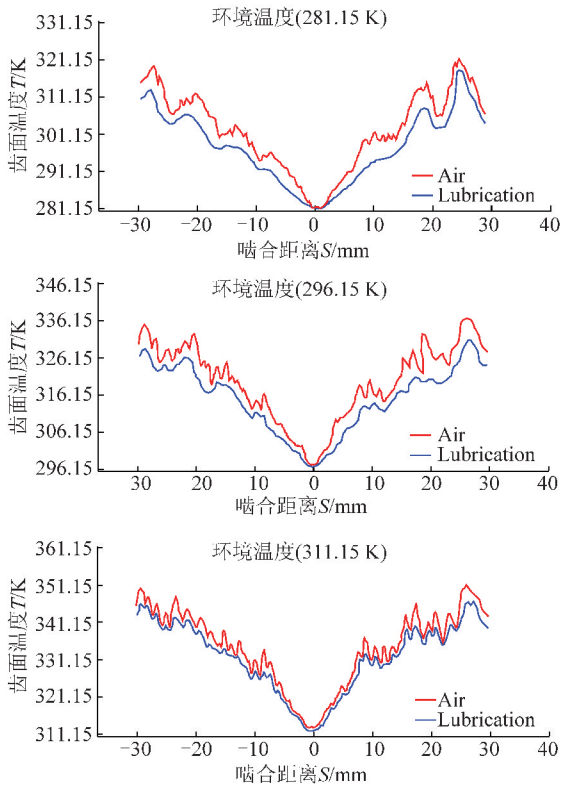


图9 某齿啮合过程齿轮温度

Fig. 9 Tooth surface temperature during gear engagement

图9为在不同外部温度下,外部对流流体为空气、润滑油时齿面温度图。由图9可知,轮齿在啮合

节点位置温度最低,最低温度均接近于初始温度;在对流介质为空气与变压器油时,温升趋势相近,但在变压器油对流时温升取值相对平缓;在齿轮啮入啮出位置温度均较高。

图10为不同外部温度条件下某轮齿传动生热过程中产生的最高温度图。由图10可知,初始温度与齿轮啮合的最高温度成正比,且随着初始温度的不断升高,齿面最高温度升高趋势逐渐减缓。

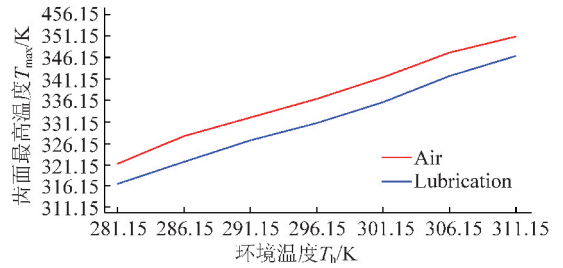


图10 不同环境温度下齿轮最高温度

Fig. 10 Maximum gear temperature at different ambient temperatures

图11为齿轮某一轮齿在不同环境温度下经过啮入至啮出过程中温差图。由图11可知,在初始温度为281.15 K时,空气对流时温差约为40.88 K,变压器油对流时温差约为36.77 K,随着初始温度的升高,温升不断降低且温升降低趋势不断减缓,当初始温度为311.15 K时,空气对流时温升为37.47 K,变压器油对流时温差约为34.21 K;两种对流介质温差的差值随着温度的升高不断减小。

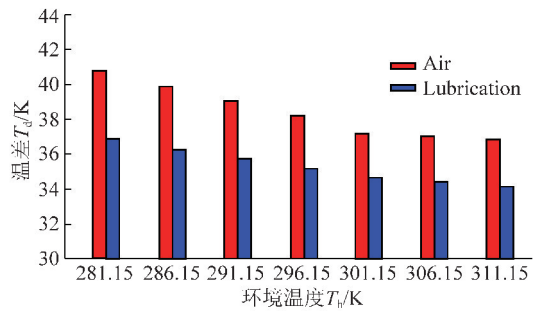


图11 不同环境温度下某轮齿温差

Fig. 11 A gear tooth temperature difference at different ambient temperature

4 结 论

(1) 齿轮工作是在轮齿啮入啮出交替过程中进行的,轮齿在啮入与啮出过程存在力冲击作用与相对滑动,导致在齿轮啮入与啮出位置温度相对较高,而在啮合节点位置由于齿轮在纯滚动下进行啮合,导致摩擦因数接近于0,温度接近初始温度。

(2) 在不同对流介质下,温升的趋势相近,但变

压器油对流温升均低于空气对流温升且温度变化趋势更平稳,最高温度与温差低,表明通过变压热油进行润滑与降温是有效的。

(3)随着初始温度的升高,温差不断减小,齿轮啮合产生的最高温度不断升高,且温升趋势与温差降低趋势区域平缓。表明低温环境下更有利于对流换热的进行。

参考文献(References):

- [1] WANG Jinhua. Development and prospect on fully mechanized mining in Chinese coal mines[J]. *International Journal of Coal Science & Technology*, 2014, 1(3): 153-260.
- [2] HARGRAVE Chad O, JAMES Craig A, RALSTON Jonathon C. Infrastructure-based localisation of automated coal mining equipment [J]. *International Journal of Coal Science & Technology*, 2017, 4(3): 252-261.
- [3] 毛君,朱煜,陈洪月,等. 采煤机摇臂齿轮固热耦合分析与齿廓修形[J]. *煤炭学报*, 2017, 42(6): 1598-1606.
MAO Jun, ZHU Yu, CHEN Hongyue, et al. Gear solid-heat coupled analysis and tooth profile modification of ranging arm of shearer[J]. *Journal of China Coal Society*, 2017, 42(6): 1598-1606.
- [4] 王优强,杨沛然. 渐开线直齿圆柱齿轮非稳态热弹流润滑分析[J]. *机械工程学报*, 2004, 40(9): 10-15.
WANG Youqiang, YANG Peiran. Analysis of unsteady thermal elastohydrodynamic lubrication of involute spur gear[J]. *Journal of Mechanical*, 2004, 40(9): 10-15.
- [5] 李超,王优强,王美术. 表面微点蚀对渐开线直齿圆柱齿轮弹流润滑的影响[J]. *润滑与密封*, 2011, 36(6): 55-59.
LI Chao, WANG Youqiang, WANG Meishu. The influences of microscopic surface pitting on the thermal elastohydrodynamic lubrication of involute spur gear [J]. *Lubrication Engineering*, 2011, 36(6): 55-59.
- [6] LIU Songsheng, SHAO Juan, YU Feng, et al. Research on modeling method for oil-film stiffness calculation of point contact based on EHL[J]. *Advanced Materials Research*, 2014, 945-949: 802-810.
- [7] 李直,陈剑,沈锦龙,等. 基于双盘试验的齿面时变摩擦特性研究[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(3): 73-81.
LI Zhi, CHEN Jian, SHEN Jinlong, et al. Research on time-varying friction characteristics of gear tooth surface based on twin-disc setup [J]. *Journal of Mechanical*, 2018, 54(3): 73-81.
- [8] 薛建华. 高速重载齿轮系统热行为分析及修形设计[D]. 北京: 北京科技大学, 2015.
XUE Jianhua. High speed analysis and modification design of gear system thermal behavior [D]. Beijing: University of Science and Technology Beijing, 2015.
- [9] 姚阳迪,林腾蛟,何泽银. 高速斜齿轮传动稳态温度场仿真分析[J]. *机械研究与应用*, 2009, 22(6): 9-12.
YAO Yangdi, LIN Tengjiao, HE Zeyin. Simulation and analysis of steady-state temperature field for high-speed helical gear transmission [J]. *Mechanical research and Application*, 2009, 22(6): 9-12.
- [10] 彭杰,刘少军,胡小舟,等. 高速直齿轮本体温度场的仿真与试验研究[J]. *现代制造工程*, 2014(11): 121-126.
PENG Jie, LIU Shaojun, HU Xiaozhou, et al. Simulation and experimental study on the bulk temperature field of high-speed spur gear [J]. *Modern Manufacturing Engineering*, 2014(11): 121-126.
- [11] 苑士华,董辉立,胡纪滨,等. 考虑油膜润滑作用的渐开线齿轮动载荷分析[J]. *机械工程学报*, 2012, 48(19): 10-16
YUAN Shihua, DONG Huili, HU Jibin, et al. Dynamic loading analysis of involute gears considering lubrication performance [J]. *Journal of Mechanical*, 2012, 48(19): 10-16.
- [12] 黄飞,马希直. 基于热网格的行星减速器温度场研究[J]. *机械传动*, 2011, 35(4): 19-22.
HUANG Fei, MA Xizhi. Study on temperature field of planetary reduction gear based on thermal network [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2011, 35(4): 19-22.
- [13] 龙慧,张光辉,罗文君. 旋转齿轮瞬时接触应力和温度的分析模拟[J]. *机械工程学报*, 2004, 40(8): 24-29.
LONG Hui, ZHANG Guanghui, LUO Wenjun. Analysis and simulation of instantaneous contact stress and temperature of rotating gears [J]. *Journal of Mechanical*, 2004, 40(8): 24-29.
- [14] 卞荣. 表面磨损对渐开线直齿圆柱齿轮弹流润滑的影响分析[D]. 青岛: 青岛理工大学, 2010.
BIAN Rong. Analysis on the influences of surface wear on the EHL of involute spur gear [D]. Qingdao: Qingdao University of Technology, 2010.
- [15] MIHAILIDIS A, PANAGIOTIDIS K. Transient thermo-elastohydrodynamic lubrication of gear teeth [J]. *Lubrication Science*, 2003(15): 295-310.
- [16] 葛世祥,刘之镭,吴鲁纪,等. 高速齿轮箱稳态热分析综述[J]. *机械传动*, 2016, 40(6): 187-192.
GE Shixiang, LIU Zhilei, WU Luji, et al. Overview on steady state thermal analysis of high speed gearbox [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2016, 40(6): 187-192.
- [17] 冯志强. 渐开线圆柱齿轮本体温度的数值分析[D]. 沈阳: 东北大学, 2011.
FENG Zhiqiang. Numerical solution of the bulk temperature field of involute cylindrical gears [D]. Shenyang: Northeastern University, 2011.
- [18] 赵宁,李文舒,高洁. 非对称渐开线斜齿轮传动的热力耦合分析[J]. *机械科学与技术*, 2015, 34(7): 989-992.
ZHAO Ning, LI Wenshu, GAO Jie. Analysis of heavy duty marine gearbox with thermoelastic coupling [J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2015, 34(7): 989-992.
- [19] HANDSCHUH R F. Thermal behavior of spiral bevel gears [R]. Cleveland: Lewis Research Center, 1995.
- [20] 薛建华,李威. 齿轮系统的温度场预测方法[J]. *北京科技大学学报*, 2014, 36(2): 252-259
XUE Jianhua, LI Wei. Prediction methods of gear system temperature fields [J]. *Journal of University of Science and Technology Beijing*, 2014, 36(2): 252-259.
- [21] MAZURKIEWICZ D. Empirical and analytical models of cutting process of rocks [J]. *Journal of Mining Science*, 2000, 36(5): 481-486.
- [22] HEKIMOGLU O Z, OZDEMIR L. Effect of angle of wrap on cutting performance of drum shearers and continuous miners [J]. *Mining*

- Technology(Trans. Inst. Min. Metal A),2004,113:118-122.
- [23] 刘春生,王庆华,李德根. 镐型截齿截割阻力谱的分形特征与比能耗模型[J]. 煤炭学报,2015,40(11):2623-2628.
LIU Chunsheng, WANG Qinghua, LI Degen. Fractal characteristic and specific energy model of conical picks cutting resistance spectrum[J]. Journal of China Coal Society, 2015, 40(11): 2623-2628.
- [24] 雷顺启,秦仲明. MG400 920-WD 型采煤机惰性齿轮的强度分析[J]. 煤矿机械,2006,27(8):64-65.
LEI Shunqi, QIN Zhongming. Coal machine sloth wheel gear to MG400 920-WD type of strength analysis suggestion [J]. Coal Mine Machinery,2006,27(8):64-65.
- [25] 吴卫东,刘春生,侯清泉. 采煤机摇臂传动齿轮变位系数的优化[J]. 煤矿机械,1999,2:1-3.
WU Weidong, LIU Chunsheng, HOU Qingquan [J]. Coal Mine Machinery,1999,2:1-3.
- [26] 朱才朝,陆波,徐向阳,等. 大功率船用齿轮箱系统热弹耦合分析[J]. 船舶力学,2011,15(8):898-905.
ZHU Caizhao, LU Bo, XU Xiangyang, et al. Analysis of heavy duty marine gearbox with thermoelastic coupling [J]. Journal of Ship Mechanics,2011,15(8):898-905.