

# 船用高速齿轮齿根弯曲疲劳强度的计算

李秀莲

(江苏大学 汽车与交通工程学院, 江苏 镇江 212013)

**摘 要:**当船舶劈波斩浪时,因受水浮力、船舶重力等作用,船体将产生中拱或中垂弯曲变形,该变形影响到沿船体纵向布置的齿轮的强度和寿命。针对传统的船用高速齿轮在强度计算中不计齿间摩擦、离心力和船体变形的缺陷和不足,以沿船体纵向布置的渐开线增速齿轮机构中主动轮为研究对象,推导出综合考虑齿间摩擦、离心力和船体变形的齿根弯曲疲劳强度计算公式。算例表明,齿间摩擦使齿根弯曲应力增加 9.98%,离心应力占齿根弯曲许用应力的 11.18%,船体变形使齿根弯曲应力增加 7.25%。

**关 键 词:**齿间摩擦;离心力;船体变形;直齿轮;弯曲疲劳强度

中图分类号:U664, TH132.41 文献标识码:A

## 引 言

传统的渐开线齿轮强度理论计算中忽略了齿间摩擦力的影响<sup>[1~4]</sup>,实际上,齿轮传动是在润滑状态下工作的,同时啮合齿面间又不可避免地存在着摩擦,并且摩擦力随着齿轮转速的增大而变大。因此,润滑状态下齿间摩擦力对齿轮传动有何影响这一课题成为热点<sup>[3~15]</sup>。文献[5]分析了齿数和模数对齿间摩擦力的影响,并给出了齿间摩擦因数沿齿轮传动啮合线的分布。文献[6]分析了粗糙表面接触时的润滑特性,指出摩擦因数的差异会导致齿轮应力的较大变化。文献[7]通过试验指出,在齿轮强度计算中必须考虑齿间摩擦的影响。

齿轮高速旋转时,产生的离心力会影响传动齿轮的强度与寿命,也可能使齿轮产生较大的变形,影响齿轮的正常啮合。因此在高速齿轮传动中,离心力的大小及其产生的影响是不能忽视的<sup>[16~18]</sup>。现行的齿根弯曲疲劳强度计算过程中主要考虑外载荷、各种加工误差及变形对齿轮强度的影响,却没有考虑齿轮工作过程中的离心力对齿轮强度及寿命的影响<sup>[1~4]</sup>。文献[17]指出,基于离心力对高速齿轮

的应力有较明显的影响,在设计和分析高速齿轮时应当考虑离心力的影响。

船用齿轮强度在理论计算中不计船体变形的影响<sup>[19~20]</sup>,但现有的研究已充分表明<sup>[21~24]</sup>,当水面舰艇等船舶劈波斩浪时,因同时遭受到水浮力、水阻力、船舶重力及惯性力等综合作用,导致船体产生中拱或中垂弯曲变形。船体的这种弯曲变形导致沿船体纵向布置的齿轮机构的轴承支座中心距的变化,中心距的改变影响到轮齿的啮合传动并最终影响到传动齿轮的寿命。

针对传统的船用齿轮强度计算中所存在的缺陷和不足,以沿船体纵向布置的渐开线直齿增速齿轮机构中主动轮为研究对象,分析齿间摩擦、离心力和船体变形对齿轮齿根弯曲疲劳强度的影响,并给出了相应的计算公式。

## 1 基于齿间摩擦的齿根弯曲应力的计算

图 1 为沿船体纵向布置的渐开线标准直齿增速圆柱齿轮机构。假设支撑齿轮轴的两轴承为滑动轴承,轴承中心线分别为  $O_1O_1$ 、 $O_2O_2$ ;平行于轴的主、从动齿轮轴线分别为  $O_1A_1O_1$ 、 $O_2A_2O_2$ ,并由  $O_1A_1O_1$  和  $O_2A_2O_2$  组成的平面平行于  $XOY$  平面。

工程上在计算轮齿弯曲应力时,通常假定全部载荷由一个齿来承受。另外,当法向载荷  $F_n$  作用于齿顶时,轮齿发生弯曲折断的可能性最大,一般按力作用于齿顶来计算齿根弯曲应力。图 2 为主动齿轮处于齿顶啮合时轮齿受力模型,该轮齿同时承受着沿啮合线作用的法向载荷  $F_{n1}$  及沿齿面接触点切线作用的摩擦力  $F_{f1}$ 。为便于分析研究,可将法向载荷  $F_{n1}$  沿着啮合线移动到轮齿中线的  $C$  点,将切向载荷  $F_{f1}$  沿齿顶  $A$  点的渐开线切线移到轮齿中线的  $B$  点。令齿顶  $A$  点渐开线的切线与轮齿中线所夹锐

收稿日期:2008-05-23; 修订日期:2009-02-12

基金项目:江苏省高校自然科学基金基础研究自筹经费项目(08KJD460009)

作者简介:李秀莲(1970-)男,安徽六安人,江苏大学博士研究生,现江苏技术师范学院副教授

角为  $\alpha_{F1}$ , 于是  $F_{n1}$  可被分成垂直于轮齿中线及沿着轮齿中线的两个分量  $F_{n1} \cos \alpha_{F1}$  及  $F_{n1} \sin \alpha_{F1}$ 。类似

地,  $F_{f1}$  也可被分成垂直于轮齿中线及沿着轮齿中线的两个分量  $F_{f1} \sin \alpha_{F1}$  及  $F_{f1} \cos \alpha_{F1}$ 。

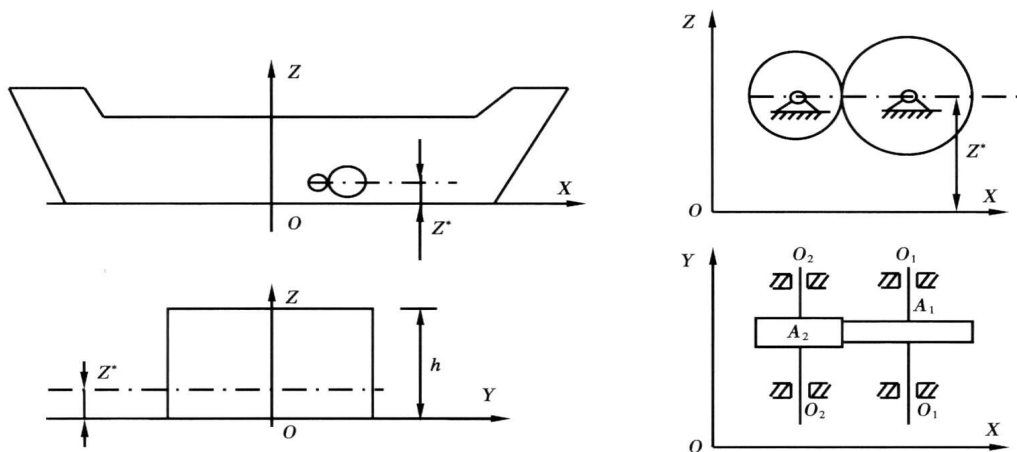


图 1 沿船体纵向布置的齿轮机构

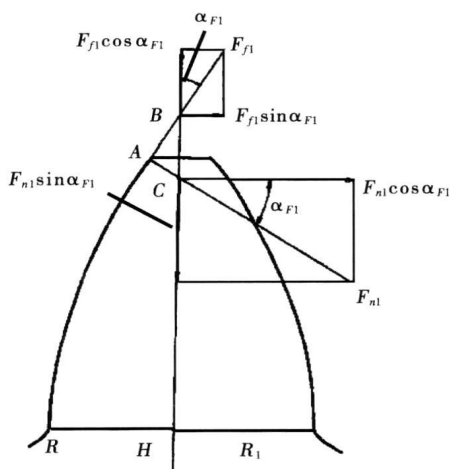


图 2 轮齿受力模型

为计算方便, 本文只考虑弯曲应力。对于齿根危险剖面位置, 实践证明, 与轮齿中线成  $30^\circ$  夹角的直线同齿根曲线相切的切点处为轮齿弯曲疲劳裂纹萌生点。令轮齿中线上 C 点至危险截面  $RR_1$  之距离为  $h_1$ , C 点与 B 点之距离为  $\Delta h_1$ , 齿根危险截面的齿厚为  $S_{F1}$ , 轮齿轴向工作宽度为  $b_1$ , 齿间滑动摩擦因数为  $f$ 。

引入齿形系数  $Y_{Fa1}$  和齿宽系数  $\phi_d$ , 则由文献 [8] 可得, 在考虑齿间摩擦力的作用下, 主动轮 1 的齿根弯曲应力为:

$$\sigma_{F \max} = \frac{F_{n0} Y_{Fa1} \cos \alpha}{\phi_d m^2 z_1} \cdot \frac{1 + f \left(1 + \frac{\Delta h_1}{h_1}\right) \tan \alpha_{F1}}{1 + f \left[ \tan \alpha + \frac{z_1}{z_2} (\tan \alpha - \tan \alpha_{a1}) \right]} \quad (1)$$

$$\text{令: } \gamma(f) = \frac{1 + f \left(1 + \frac{\Delta h_1}{h_1}\right) \tan \alpha_{F1}}{1 + f \left[ \tan \alpha + \frac{z_1}{z_2} (\tan \alpha - \tan \alpha_{a1}) \right]} \quad (2)$$

$$\text{则: } \sigma_{F \max} = \frac{F_{n0} Y_{Fa1} \cos \alpha}{\phi_d m^2 z_1} \gamma(f) \quad (3)$$

式中:  $F_{n0}$ —不计摩擦力情况下齿轮的法向载荷;  $\alpha$ —齿轮分度圆压力角;  $m$ —齿轮的模数;  $z_1$ —主动齿轮 1 的齿数;  $\gamma(f)$ —齿间摩擦力对主动轮 1 齿根弯曲应力的影响因式, 其余参数表达式可参见文献 [8]。

## 2 齿轮离心应力的计算

为了进行离心应力的计算, 假设: (1) 填实齿槽, 忽略齿槽离心力的影响, 将齿轮看成圆盘; (2) 当齿轮厚度不大时, 忽略沿旋转轴方向的正应力。令  $\sigma_{r_j}$ 、 $\sigma_{\phi_j}$  分别表示径向离心应力和周向离心应力, 则由文献 [16] 可得:

$$\sigma_{r_j} = \frac{7}{16} \rho_1 \omega_1^2 (r_{1a}^2 + r_{01}^2 - r_{j1}^2 - \frac{r_{1a}^2 r_{01}^2}{r_{j1}^2}) \quad (4)$$

$$\sigma_{\phi_{j1}} = \frac{1}{16} \rho_1 \omega_1^2 (7r_{1a}^2 + 7r_{01}^2 - 5r_{j1}^2 + \frac{7r_{1a}^2 r_{01}^2}{r_{j1}^2}) \quad (5)$$

$$\sigma_{r_2} = \frac{7}{16} \rho_1 \omega_1^2 r_{1a}^2 - \frac{7}{16} \rho_1 \omega_1^2 r_{j1}^2 \quad (6)$$

$$\sigma_{\phi_{j2}} = \frac{7}{16} \rho_1 \omega_1^2 r_{1a}^2 - \frac{5\rho_1 \omega_1^2 r_{j1}^2}{16} \quad (7)$$

式中:  $\sigma_{r_j}$ 、 $\sigma_{\phi_j}$ —整体式齿轮在向径  $r_j$  处的径向离心

应力和周向离心应力;  $\sigma_{r_{j2}}$ 、 $\sigma_{\phi_{j2}}$ —齿轮轴在向径  $r_j$  处的径向离心应力和周向离心应力;  $\rho_1$ —主动轮 1 所用材料的密度;  $\omega_1$ —主动轮 1 的角速度;  $r_{1a}$ —主动轮 1 的齿顶圆半径;  $r_{01}$ —主动轮 1 的内孔半径;  $r_{j1}$ —主动轮 1 齿廓上任意向径。

为了进一步研究离心力对齿轮强度的影响, 从主动轮 1 齿廓上向径为  $r_j$  的截面处截取一个微单元体进行分析。根据  $r_j$  截面处所受径向离心应力和周向离心应力的情况, 可将微单元体的应力状态简化成如图 3 所示。

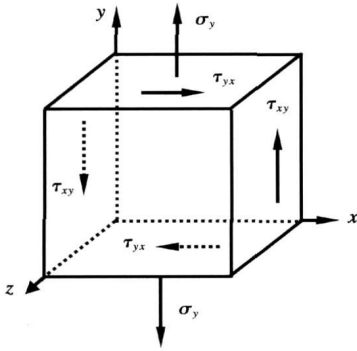


图 3 向径为  $r_j$  的截面处微单元体的应力状态分布

图中  $\sigma_y = \sigma_r$ ,  $\tau_{xy} = \tau_{yx} = \sigma_{\phi_j}$ , 运用弹性力学的应力理论<sup>[25]</sup>, 可计算出在  $r_j$  截面处的主应力:

$$\sigma_1 = 0 \tag{8}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_r}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_r}{2}\right)^2 + \sigma_{\phi_j}^2} \tag{9}$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_r}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_r}{2}\right)^2 + \sigma_{\phi_j}^2} \tag{10}$$

根据形状改变比理论<sup>[25]</sup> (第四强度理论) 可计算出主动轮 1 在  $r_j$  截面处的离心应力:

$$\sigma_{\sigma_j} = \sqrt{\frac{1}{2} [\sigma_2^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + \sigma_3^2]} = \sqrt{\sigma_r^2 + 3\sigma_{\phi_j}^2} \tag{11}$$

### 3 基于船体变形的齿根弯曲应力的计算

假设船舶航行时, 船舶机械及船体结构的变形均在弹性范围内, 则由文献 [21~24] 可知, 当船体发生中拱或中垂弯曲变形时, 沿船体纵向刚性布置的齿轮机构轴承座中心距将发生变化。在最不利工况下, 齿轮机构轴承座中心距  $a$  缩减量为  $\delta$  且:

$$\delta = 0.75m \frac{\sigma_{y0}}{E_0} \left| \frac{Z^*}{h} - 0.45 \right| (z_1 + z_2) \tag{12}$$

式中,  $h$ —船深;  $Z^*$ —轴承中心线 (也即齿轮旋转中

心) 到船底的距离;  $\sigma_{y0}$  及  $E_0$ —上甲板纵向桁材材料的屈服应力及弹性模量。

由文献 [23] 可知, 当船体发生中拱或中垂弯曲变形时, 齿轮机构的轴承支座中心距将发生变化, 此时齿侧间隙为零, 齿轮进入双面啮合状态。这时, 由于齿轮轴产生弯曲变形, 从而使啮合轮齿间产生附加的法向载荷:

$$\Delta F_n = \frac{1}{2 \sin \alpha L^3} \frac{48 E I_1 I_2 \delta}{(I_1 + I_2)} \tag{13}$$

式中:  $I_1$ 、 $I_2$ —主、从动齿轮轴的惯性矩;  $E$ —齿轮轴材料的弹性模量;  $L$ —齿轮轴的有效跨度。

当船舶航行时, 由于船体受综合力的作用而交替产生中拱或中垂弯曲变形, 所以, 作用于啮合轮齿上的附加法向载荷也在  $0 \sim \Delta F_n$  之间变化。从统计学的角度来考虑, 可认为齿轮工作期间内船体发生中拱或中垂弯曲变形的时间和不发生弯曲变形的时间各占一半。因此, 当考虑最大附加法向载荷  $\Delta F_n$  后, 轮齿所受的最大当量法向载荷为  $F_{n1-\max}$  为:

$$F_{n1-\max} = \sqrt{0.5 [F_{n0}^2 + (F_{n0} + \Delta F_n)^2]} \tag{14}$$

则, 基于船体变形的主动轮 1 齿根弯曲应力为:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{n1-\max} \cos \alpha}{d_2 \phi_d m} = \frac{F_{n0} \cos \alpha}{d_2 \phi_d m} \sqrt{0.5 \left[ 1 + \left( 1 + \frac{\Delta F_n}{F_{n0}} \right)^2 \right]} \tag{15}$$

$$\text{又: } F_{n0} = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha} \tag{16}$$

所以:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{n1-\max} \cos \alpha}{d_2 \phi_d m} = \frac{F_{n0} \cos \alpha}{d_2 \phi_d m} \times \sqrt{0.5 \left[ 1 + \left( 1 + \frac{12 E I_1 I_2 \delta \partial_2}{L^3 (I_1 + I_2) T_2} \tan \alpha \right)^2 \right]} \tag{17}$$

$$\text{令: } \varphi(\delta) = \sqrt{0.5 \left[ 1 + \left( 1 + \frac{12 E I_1 I_2 \delta \partial_2}{L^3 (I_1 + I_2) T_2} \tan \alpha \right)^2 \right]} \tag{18}$$

则, 船体变形下主动轮 1 齿根弯曲应力为:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{n1-\max} \cos \alpha}{d_2 \phi_d m} = \frac{F_{n0} \cos \alpha}{d_2 \phi_d m} \varphi(\delta) \tag{19}$$

式中:  $\varphi(\delta)$ —船体变形对主动轮 1 齿根弯曲应力的影响因式;  $d_2$ —从动轮 2 的分度圆直径;  $T_2$ —从动轮 2 所传递扭矩。

### 4 齿间摩擦、离心力和船体变形综合作用下齿根弯曲疲劳强度的计算

实际计算时, 将  $F_{n1-\max}$  替代  $F_{n0}$  代入式 (3) 中, 同时计入应力修正系数  $Y_{Sa1}$  和载荷因数  $K$  的影响, 则综合考虑齿间摩擦、离心力和船体变形作用下高速齿轮齿根弯曲疲劳强度的校核式为:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{n0} Y_{Fa1} Y_{Sa1} \cos \alpha}{\phi_d m^2 z_1} \gamma(f) \varphi(\delta) + \sqrt{\sigma_r^2 + 3\sigma_\phi^2} \Big|_{j=f} \leq [\sigma]_{F1} \quad (20)$$

同理, 可得到齿根弯曲疲劳强度的设计公式为:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2KT_2 \cdot Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{\phi_d z_2^2 [\sigma]_{F1}}} \quad (21)$$

$$F_{n0} = \frac{2T_2}{z_2 m_e \cos \alpha} \quad (22)$$

$$\delta = 0.75 m \frac{\sigma_{r0}}{E_0} \left| \frac{Z^*}{h} - 0.45 \right| (z_1 + z_2) \quad (23)$$

$$\Delta F_n = \frac{24EI_1 I_2 \delta}{L^3 (I_1 + I_2) \sin \alpha} \quad (24)$$

$$F_{n1-\max} = \sqrt{0.5 [F_{n0}^2 + (F_{n0} + \Delta F_n)^2]} \quad (25)$$

$$m_e = \sqrt{\frac{F_{n0} K Y_{Fa1} Y_{Sa1} \cos \alpha}{\phi_d z_1 ([\sigma]_{F1} - \sqrt{\sigma_r^2 + 3\sigma_\phi^2} \Big|_{j=f})} \gamma(f) \varphi(\delta)} \quad (26)$$

式中:  $m_e$ —综合考虑齿间摩擦、离心力和船体变形下的齿轮模数;  $m'_e$ —同因次的近似值。

### 5 计算步骤

- (1) 由式(21)计算出  $m$  值, 并将  $m$  值赋给  $m'_e$ 。
- (2) 根据式(22)~式(26)计算出  $m_e$  值。
- (3) 判断计算出的  $m_e$  值是否满足约束条件, 若满足条件, 则终止计算; 否则, 将  $m_e$  值赋给  $m'_e$ , 转至步骤(2)继续进行。

### 6 算 例

某沿船体纵向布置的单级外啮合标准渐开线直齿增速圆柱齿轮传动机构, 传递功率为 130 kW, 齿轮 1、2 的转速分别为  $n_1 = 3\,500$  r/min,  $n_2 = 12\,000$  r/min, 齿轮工作寿命为  $L_h = 1\,500$  h,  $z_1 = 72$ ,  $z_2 = 21$ ,  $m = 3$  mm,  $\alpha = 20^\circ$ , 大小齿轮材料的密度为  $\rho = 7.84$  g/cm<sup>3</sup>, 氮化磨齿, 氮化层深度大于 0.3 mm, 齿面硬度  $\geq 650$  HV, 大齿轮 1 的齿根圆半径为  $r_{f1} = 104.25$  mm, 大齿轮 1 的内孔为  $\phi 80$  mm, 小齿轮 2 的齿根圆半径为  $r_{f2} = 27.75$  mm, 小齿轮 2 为齿轮轴, 齿轮 1 的齿根弯曲许用应力为  $[\sigma]_{F1} = 560$  MPa。齿间滑动摩擦因数为  $f = 0.18$ , 齿顶高系数  $h_a^* = 1.0$ , 顶隙系数  $c^* = 0.25$ , 齿轮轴的有效跨度  $L = 550$  mm, 主动齿轮轴的半径为 80 mm, 从动齿轮轴的半径为 40 mm, 齿轮轴材料的弹性模量  $E = 216$  GPa, 上甲板纵向桁材材料的屈服应力  $\sigma_0 = 390$  MPa, 上甲板纵向

桁材材料的弹性模量  $E_0 = 216$  GPa, 轴承中心线(也即齿轮旋转中心)到船底的距离  $Z^*$  与船深  $h$  之比为  $Z^*/h = 0.455$ 。

由式(2)可得齿间摩擦力对主动轮 1 齿根弯曲应力的影响因式  $\gamma(f) = 1.099\,8$ , 即在齿间摩擦力的作用下, 主动轮 1 的齿根弯曲应力增加 9.98%。

由式(4)和式(11), 可得主动轮 1 在齿根处的径向离心应力  $\sigma_{r\phi} = 5.595$  MPa、周向离心应力  $\sigma_{\phi\phi} = 35.998$  MPa 及总离心应力  $\sigma_{c\phi} = 62.601$  MPa。不难算出: 径向离心应力  $\sigma_{r\phi}$ 、周向离心应力  $\sigma_{\phi\phi}$  及总离心应力  $\sigma_{c\phi}$  分别占齿根弯曲许用应力  $[\sigma]_{F1}$  的 1%、6.43%、11.18%。

由式(18)可得船体变形对主动轮 1 齿根弯曲应力的影响因式  $\varphi(\delta) = 1.072\,5$ , 即在船体变形的作用下, 主动轮 1 的齿根弯曲应力增加 7.25%。

由此可见, 船用齿轮在高速运转时, 摩擦力、离心力和船体变形对齿轮齿根弯曲疲劳强度的影响是不能忽略的。

### 7 结 论

综合考虑齿间摩擦、离心力和船体变形对齿轮强度的影响, 并在系统分析、全面研究的基础上, 推导出齿根弯曲疲劳强度优化设计公式。通过某对渐开线直齿增速齿轮机构中主动轮齿根弯曲应力的计算表明, 在一定条件下, 齿间摩擦力使齿根弯曲应力增加 9.98%, 离心应力占齿根弯曲许用应力的 11.18%, 船体变形使齿根弯曲应力增加 7.25%。

本文在以下方面仍有待进一步完善:

- (1) 在计算轮齿弯曲应力时, 假定全部载荷由一个齿来承受, 并按载荷作用于齿顶来计算齿根弯曲应力。工程上这一常用计算方法并不完全符合齿轮受力的实际情况。
- (2) 在离心应力的计算过程中, 本文将齿轮简化成完好无损的圆盘来处理, 并忽略齿槽离心力及沿旋转轴方向正应力的影响。因此, 计算出来的离心应力分布规律与实际情况必有一定的出入。
- (3) 船体变形对齿轮啮合性能的影响虽有模拟实验为证<sup>[24]</sup>, 但尚缺工程实践方面的佐证资料。

### 参考文献:

[1] 朱孝录, 鄂中凯. 齿轮承载能力分析[M]. 北京: 高等教育出版社, 1992.  
 [2] 濮良贵, 纪名刚. 机械设计[M]. 北京: 高等教育出版社, 2007.  
 [3] 诸文俊, 温正忠, 范顺成. 齿轮传动的摩擦学设计[J]. 机械科学

- 与技术, 1999, 18(3): 390-391.
- [4] 徐辅仁, 沈伟. 齿间摩擦力对齿根弯曲应力的影响[J]. 兵工学报, 2001, 22(4): 520-523.
- [5] 卢立新, 蔡莹, 张和豪. 齿轮传动的瞬态弹性流体动力润滑[J]. 润滑与密封, 1997, 22(2): 28-30.
- [6] ZHU D, HU Y Z. A computer program package for the prediction of EHL and mixed lubrication characteristics, friction, subsurface stress and flash temperature based on measured 3-d surface roughness[J]. Tribology Transactions, 2001, 4(3): 383-390.
- [7] 高创宽, 周谋, 亓秀梅. 齿面摩擦力对齿轮接触应力的影响[J]. 机械强度, 2003, 25(6): 642-645.
- [8] 李秀莲, 雷良育, 曹清林, 等. 齿间摩擦对斜齿轮齿根弯曲应力的影响[J]. 农业机械学报, 2005, 36(1): 121-122.
- [9] 李秀莲, 董晓英, 曹清林. 基于摩擦的斜齿轮齿面接触疲劳强度的计算[J]. 农业机械学报, 2005, 36(4): 123-124.
- [10] MASATOSHI YOSHIKAZI, CHOTARO NARUSE, RYOZO NEMOTO, et al. Study on frictional loss of spur gears (Concerning the influence of tooth form load, tooth surface roughness and lubricating Oil) [J]. Tribology Transactions, 1991, 34(1): 138-146.
- [11] MICHLIN Y, MYUNSTER V. Determination of power losses in gear transmissions with rolling and sliding friction incorporated [J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37(2): 167-174.
- [12] WEN HWA CHEN, P WU TSAL. Finite element analysis of an involute gear drive considering friction effects [J]. Journal of Engineering for Industry, 1989, 111(2): 94-100.
- [13] VIJAYARANGAN S, GANESAN N. Static contact stress analysis of a spur gear tooth using the finite element method, including frictional effects [J]. Computers & Structures, 1994, 51(6): 765-770.
- [14] FLAKER J, FAJDIGA G, GLODEZ S, et al. Numerical simulation of surface pitting due to contact loading [J]. International Journal of Fatigue, 2001, 23(7): 599-605.
- [15] LEWICKI D G, HANDSCHUH R F, SPIEVAK L E, et al. Consideration of moving tooth load in gear crack propagation predictions [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2001, 123(3): 118-124.
- [16] 周里群. 高速齿轮离心应力的估算[J]. 煤矿机械, 2003, 24(3): 7-9.
- [17] 王立华, 李润方, 林腾蛟, 等. 高速重载齿轮的有限元分析[J]. 中国机械工程, 2003, 14(20): 1773-1777.
- [18] 李盛鹏, 方宗德. 预应力作用下弧齿锥齿轮的动频率计算[J]. 航空动力学报, 2006, 21(5): 949-955.
- [19] 杨代盛, 王兴飞, 于宝海. 船舶强度与结构设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.
- [20] 林杰人. 船舶设计原理[M]. 北京: 国防工业出版社, 1984.
- [21] 徐辅仁, 范小钢, 徐增豪, 等. 计入船体变形及齿间摩擦的齿面接触疲劳强度[J]. 船舶力学, 2006, 10(2): 104-110.
- [22] 徐辅仁, 隋鹏, 范小钢, 等. 船用齿轮齿根弯曲疲劳强度计算[J]. 舰船科学技术, 2005, 27(1): 33-35.
- [23] 徐辅仁, 全世欣, 王永鼎, 等. 船舶在波浪中航行时沿船体纵向布置齿轮机构的机械效率[J]. 舰船科学技术, 2004, 26(6): 10-13.
- [24] 卜文杰, 徐辅仁, 吴小莲, 等. 航行中船舶纵向齿轮机构机械效率的实验验证[J]. 舰船科学技术, 2006, 28(3): 31-34.
- [25] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.

(编辑 伟)

## 新技术、新产品

## Rolls-Royce 公司追加西气东输管线上的压缩机组

据《Gas Turbine World》2008年7~8月号报道, 中国石油西气东输管线公司已授于 Rolls-Royce 公司合同, 要求后者供应第三个RB211 燃气轮机压缩机成套装置, 用于在西气东输管线项目上的仓南1号压缩机组站。

这项合同包括对2台已安装的 Rolls-Royce RFBB36 离心压缩机进行升级改造, 使得给西气东输管线供应的 RB211 全套装置的总数达到16套。

Rolls-Royce 通报, 12台 RB211 燃气轮机压缩机成套装置和5台由可变速电动机驱动的压缩机组于2004年2月用于该项目的第一阶段工程。另外, 3台 RB211 燃气轮机压缩机成套装置和7台升级改造的压缩机是2005年2月订购的。

总的说来, Rolls-Royce 提供的全套装置运行已超过160 000 h, 其中1台发动机记录的工作时间已超过16 000 h。

(吉桂明 供稿)

5mm,  $\phi 42 \times 5$ mm and  $\phi 38 \times 5$ mm, analyzed was the influence of mass flow rate and parameters of the working medium on the wall temperature. It has been found that the mass flow rate is a dominant factor for securing a safe operation of the heating surfaces. The temperature difference between the wall surface and working medium decreases with an increase of the mass flow rate. The influence of the tubing structure and the outlet temperature of the working medium on the temperature difference between the wall surface and working medium is not evident, the influence of the tubing structure on the fin temperature, however, is relatively obvious. The pressure only affects the wall temperature to a certain extent. To consider both the safe and economic operation of a boiler at low loads, it is recommended that the design mass flow rate inside the wing wall heating surface should be chosen at a value not lower than  $750 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ . The research results can well provide reference for the safe operation of wing wall heating surfaces. **Key words:** circulating fluidized bed (CFB) boiler, wing wall heating surface, metal wall temperature, mass flow rate

旋/直复合流化下循环流化床脱硫塔内的气液分布特性研究 = A Study of Gas-liquid Distribution Characteristics in a Circulating Fluidized Bed Desulfuration Tower Under a Swirling/straight Composite Fluidization Mode [刊, 汉] / CUI Lin, MA Chun-yuan, DONG Yong, SONG Zhan-long (Engineering Research Center of Environmental Thermodynamic Process under Education Ministry, College of Energy Source and Power Engineering, Shandong University, Jinan, China, Post Code: 250061) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(3). — 367 ~ 372

By using a laser-phase Doppler analyzer (PDA) and a dual-loop extraction-type thermocouple, tested was the liquid droplet and gas-phase temperature distribution law in a flue gas circulating fluidized-bed desulfuration tower under a swirling/straight composite fluidization mode. The measurement results show that the liquid droplet distribution in the whole drying process basically assumes a tendency of being more accumulative in the central zone and less so in the side wall zones. When compared with the conventional straight flow fluidization mode with the relative height  $H/D$  being greater than 2, the existence of a swirling flow can enhance the liquid droplet drying speed at various points in the tower on the whole. Moreover, the greater the swirling flow rate, the quicker the drying speed. In the nozzle-atomized zone, the flue-gas temperature distribution tends to assume a low value in the middle and a high one at the side walls. When the relative height  $H/D$  is lower than 2, the existence of a swirling flow can intensify the above tendency. The presence or absence of swirling flows, however, influences little on the gas phase temperature and distribution when the liquid droplets have been completely dried. From a comprehensive viewpoint, the swirling/straight composite fluidization mode can effectively ameliorate the wall-sticking phenomenon. **Key words:** circulating fluidized bed (CFB), swirling/straight composite fluidization, gas phase temperature distribution, liquid droplet distribution

船用高速齿轮齿根弯曲疲劳强度的计算 = A Calculation of the Tooth-root Bending Fatigue Strength of a Marine High-speed Gear [刊, 汉] / LI Xiu-lian (School of Automobile and Traffic Engineering, Jiangsu Technical Normal College, Changzhou, China, Post Code: 213001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(3). — 373 ~ 377

When a ship ploughs the high seas, its hull will produce a hogging or sagging bending deformation due to the action of water buoyancy and ship weight etc., which influences the strength and service life of gears arranged in the hull longitudinal direction. In the light of defects and deficiencies of traditional marine high-speed gears caused by neglecting the inter-tooth friction, centrifugal force and hull deformation during strength calculations, with the driving gear in the involute speed-up gearing unit arranged along the hull longitudinal direction serving as an object of study, derived for the tooth-root bending fatigue was a strength calculation formula with comprehensive consideration of inter-tooth friction, centrifugal force and hull deformation. Calculation cases show that the inter-tooth friction can lead to an increase of the tooth root bending stress by 9.98% with the centrifugal stress accounting for 11.18% of the tooth-root bending permissible stress, while the hull deformation may cause an increase in the tooth-root bending stress by 7.25%. **Key words:** inter-tooth friction, centrifugal force, hull deformation, spur gear, bending fatigue strength

基于动能法测量乏气送粉煤粉浓度的研究 = A Study of the Kinetic-Energy Method-based Measurement of the Concentration of Pulverized Coal Transported by Exhaust Gas [刊, 汉] / LI Ji-ming, ZHU Hong, LU Zhen-zhong