

# 船用透平齿轮齿宽载荷分布的 计算及螺旋线修正

张信平

(哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所无锡分部)

[提要] 本文通过对船用透平齿轮齿宽载荷分布的计算及螺旋线修正的论述,分析了影响轮齿载荷分布的诸种因素,并举例说明采用螺旋线修正改善轮齿载荷分布的效果。

主题词 船用涡轮机 齿轮 载荷分布 螺旋线 修正

## 前 言

船用透平齿轮传递功率高达数万马力,传动比大,传递扭矩大,因而,尺寸重量也大。为了减小齿轮箱尺寸和重量,满足船用需要,船用透平齿轮齿宽和小齿轮直径的比值  $F/d$  与其它类型齿轮的比值不同,通常要高达1.5~2.5。这样,在轮齿载荷作用下,小齿轮的变形对轮齿载荷沿齿宽分布的影响就较大。此外,影响轮齿载荷分布的因素还有:船用透平高速齿轮的热变形,齿轮 $x$ 方向和 $y$ 方向轴线的不平行度,轴承支点的刚度,以及外加于人字齿轮上的轴向力等。搞清楚这些因素的影响,才能进行合理的设计,使轮齿载荷沿齿宽尽可能均匀分布,从而最大限度地提高齿轮的承载能力,减小齿轮的尺寸重量。

下面分别讨论上述因素对轮齿载荷分布的影响以及螺旋线修正对轮齿载荷均布的效果。

由于渐开线人字齿圆柱齿轮在国内外船用透平齿轮中占主要地位,故本文只讨论渐开线人字齿圆柱齿轮。

本文收到时间:初稿1986年10月17日,修改稿1987年3月10日

## 一 船用透平小齿轮扭转和弯曲变形 对沿齿宽轮齿载荷分布的影响

在轮齿载荷作用下,大、小齿轮体都弹性变形。船用透平齿轮每级传动比通常大于2.5~3,而齿轮体的变形与其直径的二~四次方成反比,所以,相对于小齿轮,大齿轮的变形可以忽略。由于小齿轮直径相对于齿宽比较小,其扭转,弯曲变形会引起齿宽上的轮齿载荷分布不均和齿轮噪音,振动的增加,并且,严重时会引起齿面剥伤。

在方案设计时,设计人员要把小齿轮变形控制在允许值范围内,即间接地控制轮齿载荷的不均匀值。但只有弄清小齿轮变形与沿齿宽轮齿载荷分布不均匀值之间的定量联系,才能确切地选择齿轮参数,充分提高齿轮承载能力。

当一对齿轮无载荷啮合时,其滚动圆相切于共同的节线。加上扭矩后,在轮齿圆周力的作用下,小齿轮的原节线在切向平面内发生了沿齿宽不等的变形,与可以忽略变形的大齿轮节线有了偏离,使齿宽上各点的轮齿变形不相等。而轮齿载荷与其变形成正比,所以引起了沿齿宽轮齿载荷分布的不均匀。

求出在轮齿载荷作用下小齿轮的切向变形,就可以求出小齿轮变形对轮齿变形及载荷分布的影响。问题在于:轮齿载荷分布的变化反过来又影响小齿轮变形及轮齿变形。要解决这个问题,可以事先假定轮齿载荷沿齿宽是均匀分布的,求出小齿轮变形及轮齿变形,进而求出沿齿宽的轮齿载荷分布,然后再按该轮齿载荷分布求小齿轮变形、轮齿变形和新的齿宽轮齿载荷分布……逐次迭代逼近真值。这样的计算进行多次,直到齿面轮齿载荷分布与据该值作用下小齿轮变形,轮齿变形计算得的齿宽轮齿载荷分布相接近为止。

### 1. 齿宽均布载荷的小齿轮变形计算公式和考虑小齿轮变形后的轮齿单位齿宽的实际载荷的计算方法。

在端面,轮齿法向啮合力 $P$ ,可以分解为圆周力 $P$ (即切向力)和径向 $P_r$ ,径向力 $P_r$ 只引起对轮齿变形影响比较小的小齿轮径向变曲变形,而不导致扭转变形。所以,以下计算只考虑圆周力 $P$ 。同样剪切力对变形的影响也可忽略。将小齿轮简化为两支点梁,两端的支持轴承简化为两个支点,取支点离支持轴承边缘的距离为1/3的轴承宽度(见图1)。这样,将小齿轮视为弯曲梁、扭转轴,可建立变形微分方程,积分后求得载荷沿齿宽均布的小齿轮切向变形计算公式。表1为推导结果。(因篇幅所限,本文公式的推导从略)。

式中:

$q$ ——单位齿宽圆周力, kgf/cm;

$F$ ——齿宽, cm;

$G$ —— $0.794 \times 10^5$  MPa<sup>2</sup> ( $8.1 \times 10^5$  kgf/cm<sup>2</sup>)

表 1 载荷沿齿宽均布的小齿轮切向变形计算公式 (见图 1)

$F/2 \geq x \geq 0$ (自由端人字齿半部)	$F/2 + g \geq x \geq F/2$ (退刀槽)	$l \geq x \geq F/2 + g$ (法兰端人字齿半部)
扭转变形 $Y_T$		
$Y_T = \frac{qr^2}{GJ_P} \left[ -\frac{1}{2}(l-x)^2 + (l-x)l - \frac{Fg}{2} - \frac{g^2}{2} \right]$ <p style="text-align: center;">.....①</p> <p><math>x=0</math></p> $Y_T = \frac{qr^2 F}{GJ_P} \left[ \frac{4}{8}F + \frac{g}{2} \right]$	$Y_T = \frac{qr^2 F}{GJ_P} \left[ \frac{l-x}{2} + \frac{F}{8} \right]$ <p style="text-align: center;">.....②</p> <p><math>x = \frac{F}{2}</math> 时</p> $Y_T = \frac{qr^2 F}{GJ_P} \left[ \frac{3}{8}F + \frac{g}{2} \right]$	$Y_T = \frac{qr^2(l-x)}{GJ_P} \left[ F - \frac{1}{2}(l-x) \right]$ <p style="text-align: center;">.....③</p> <p><math>x = \frac{F}{2} + g</math></p> $Y_T = \frac{3}{8} \frac{qr^2 F^2}{GJ_P}$
弯曲变形 $Y_m$		
$Y_m = \frac{q}{4EJ_x} \left[ -\frac{x^4}{6} + \frac{Fx^3}{3} + Fax^2 + x \left( \frac{F^3}{12} - \frac{F^2 l}{4} - F al \right) \right]$ <p style="text-align: center;">.....④</p>	$Y_m = \frac{q}{4EJ_x} \left[ x^2 \left( \frac{F^2}{4} + Fa \right) - Flx \left( \frac{F}{4} + a \right) + \frac{F^4}{96} \right]$ <p style="text-align: center;">.....⑤</p> <p><math>x = \frac{l}{2}</math> 时</p> $Y_m = -\frac{qF^2}{16EJ_x} \left[ -\frac{l^2}{4} - \frac{al^2}{F} + \frac{F^2}{24} \right]$	$Y_m = -\frac{q}{2EJ_x} \left[ -\frac{x^4}{12} + \frac{x^3}{3} \left( l - \frac{F}{2} \right) - \frac{x^2}{2} (l^2 - Fl - Fa) + x \left( \frac{F^2 l}{8} + \frac{l^3}{3} - \frac{l^2 F}{2} - \frac{F^3}{24} - \frac{F al}{2} \right) - \frac{l^4}{12} + \frac{Fl^3}{6} + \frac{F^3 l}{24} - \frac{F^2 l^2}{8} \right]$ <p style="text-align: center;">.....⑥</p>
总变形 $Y$		
$Y = Y_T + Y_m$	$Y = Y_T + Y_m$	$Y = Y_T + Y_m$

$$J_x = \frac{\pi d^4}{64} (1 - C^4)$$

$a$ ——轴承反力离轮齿边缘距离, cm;

$L$ ——两轴承反力间跨距, cm;

$E$ —— $0.206 \times 10^6$  MPa ( $2.1 \times 10^6$ , kgf/cm<sup>2</sup>)

$g$ ——人字齿退刀槽宽度, cm;

$$L = F + g;$$

$C$ —— $d_1/d$

$r$ ——分度圆半径, cm;

$$J_P = \frac{\pi d^4}{32} (1 - C^4)$$

$d$ ——小齿轮分度圆直径, cm;

$d_1$ ——小齿轮中心孔直径, cm;

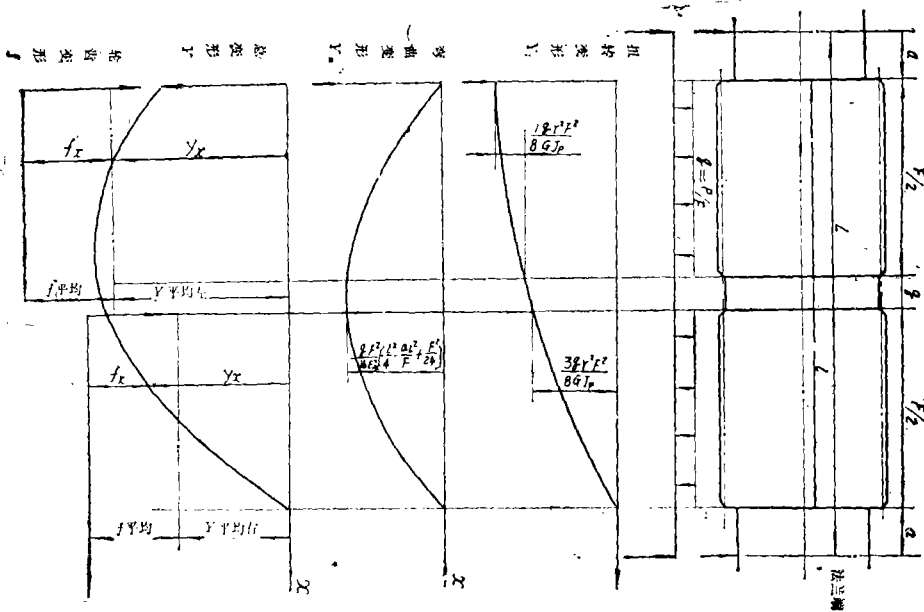


图 1

当一个小齿轮与两个大齿轮啮合，功率分支传递、且大、小齿轮位于同一平面时，小齿轮只承受扭矩，不承受弯矩。这时，扭转变形  $Y_T$  的公式①②③都乘以 2，弯曲变形  $Y_m$  的公式④⑤⑥的值为零。

据表 1 公式，可以求得在轮齿均布载荷  $q$  作用下小齿轮齿宽上各点切向变形值  $Y_x$ ，进而计算每半人字齿的平均变形  $Y_{平均}$ （见图 1）

$$Y_{平均} = \frac{Y_1 + Y_2 \dots \dots Y_N}{N}$$

$N$  为每半人字齿齿宽分段数。

对于给定的圆周力  $P$ ，齿宽和轮齿啮合刚度  $C$ ，轮齿的平均变形也是定值， $f_{平均} = q/c$ 。

因为齿轮付的一个齿轮能轴向自由移动时，每半人字齿传递力为  $P/2$

$$\frac{P}{2} = \sum_{x=1}^{x=N} q_x F / 2N = \frac{F}{2N} \sum_{x=1}^{x=N} f_x C = \frac{FC}{2} f_{平均}$$

$$\therefore f_{平均} = P/FC = q/c$$

式中： $f_x$ ， $q_x$ ——齿宽上各点轮齿变形和轮齿单位齿宽上的圆周力。

$C$ ——轮齿刚度

在轮齿均布载荷下发生变形的小齿轮与没有变形的大齿轮节线相交（即啮合）时，引起齿宽上各点不同的轮齿变形  $f_x$ 。轮齿变形  $f_x$  可理解为每半人字齿传递  $F/2$  时小齿轮节线与大齿轮节线相交后重叠的值。大、小齿轮节线重叠的面积可称为  $f_x$  面积，其值为  $P/2C$ 。从图 1 可以得出：

$$f_x = Y_{\text{平均}}(\text{左或右}) + f_{\text{平均}} - Y_x,$$

$$q_x = f_x \cdot c = c[Y_{\text{平均}}(\text{左或右}) + f_{\text{平均}} - Y_x]$$

按上式可求出齿宽上各点载荷  $q_x$ ，若其值与原假定的轮齿均布载荷  $q$  不一致。可再求在  $q_x$  作用下小齿轮的变形，进而再求齿宽上各点变形和轮齿载荷……直到轮齿载荷与据该载荷得出的小齿轮变形，轮齿变形计算得的轮齿载荷接近为止。这样的计算一般要进行三次，就可以达到足够的精度。

以上计算过程可修改成适合电子计算机的源程序。源程序可包括下述第二、三部分中影响齿轮载荷分布的其他因素和螺旋线修正，这些因素可以单项或同时在计算中加以考虑。

为叙述方便，下面以国外某机组高压第 II 级齿轮（正车 110% 工况）的计算为例。

**2. 考虑小齿轮变形后，该机组高压第 II 级轮齿实际载荷的计算结果。**

没有考虑小齿轮变形的轮齿载荷（即假定轮齿载荷均布，） $q = P/F = 28.82 \text{MPa}$

（294 kgf/cm）轮齿载荷系数  $K = q/d \frac{i+1}{i} = 0.755 \text{MPa} (7.7 \text{kgf/cm}^2)$   $i$ —传动比，其值大于 1。

考虑小齿轮变形后，轮齿实际载荷计算结果如图 2 所示。齿宽上实际最大轮齿载荷及载荷系数为  $q_{\text{实际max}}$  及  $K_{\text{实际max}}$

$$\frac{q_{\text{实际max}}}{q} = \frac{596}{294} = 2.02$$

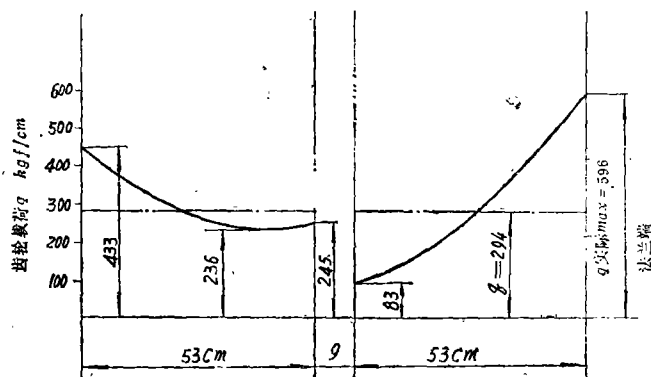


图 2 考虑小齿轮变形后轮齿实际载荷计算结果

小齿轮变形引起轮齿载荷系数最大值  $K_{\text{实际max}} = 1.56 \text{MPa}$  (15.6 kgf/cm<sup>2</sup>)，为原计算书没有考虑小齿轮变形的载荷系数  $K = 0.75 \text{MPa} (7.7 \text{kgf/cm}^2)$  的 2.02 倍。

**3. 轮齿传递力和小齿轮直径不变条件下，缩短某机组高压第 II 级齿宽  $F = 106 \text{cm}$ ，对轮齿实际载荷的影响**

特厚齿宽  $F = 106 \text{cm}$

逐渐缩小进行计算，其结果绘制成图 3 曲线。

当  $F/d$  为 2.1 ( $F = 90 \text{cm}$ ) 时，轮齿实际最大载荷系数  $K_{\text{实际max}}$  为最小，其值为 15。而某机组级 II 齿宽为 106 cm， $K_{\text{实际max}}$  却为 15.6。从  $K_{\text{实际max}}$  曲线可以看出：在给定扭矩和小齿轮直径条件下，有一个最佳齿宽值，这时轮齿实际最大载荷系数  $K_{\text{实际max}}$  最小。在这点以前，加大齿宽能减小轮齿实际最大载荷系数；在这点以后，愈加大齿宽，轮齿最大实际载荷系数反而增加。从图 3 还可以看出：在  $F/d = 1.6 \sim 2.1$  范围内， $K_{\text{实际max}}$

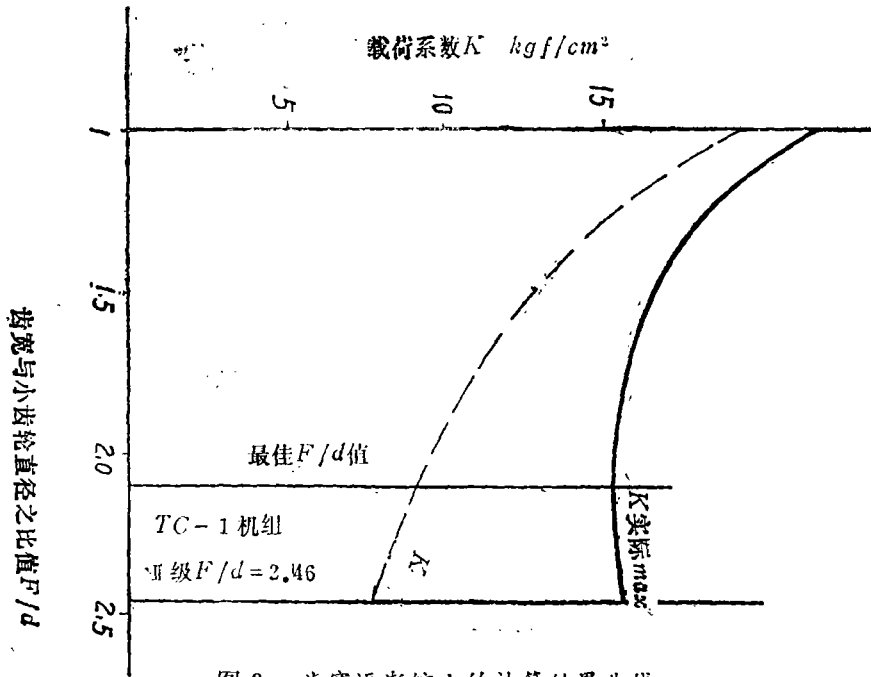


图3 齿宽逐渐缩小的计算结果曲线

曲线比较平坦，在此区域，用增加齿宽来减小 $K_{实际max}$ 的收效不大。可见，上述计算有助于齿宽的正确选择。

## 二 影响轮齿载荷沿齿宽分布的其它因素

### 1. 运行时，由于小齿轮温度高于大齿轮温度而引起齿面载荷的变化

运行时轮齿啮合损失引起的热量，除了由润滑油带走外，其余大部份传入大、小齿轮体。由于小齿轮齿数少，参加啮合次数多于大齿轮，且体积也小于大齿轮，所以，小齿轮温度高于大齿轮温度，高速时这种现象较为明显。温度差引起小齿轮的端面基齿距、轴向齿距大于大齿轮，运行时造成先进入啮合区的轮齿相对于后面的轮齿过载。温度差引起每半人字齿两端轮齿变形量的差值为：

$$\pm \frac{1}{2} f_s = \pm \frac{1}{4} F \cdot \text{tg} \beta_0 \Delta t \alpha \cdot \cos \alpha_s$$

式中： $\alpha$  = 膨胀系数

可将其引入小齿轮的节线中进行迭代计算。

图4是将温度影响引入计算后轮齿载荷的分布曲线。可见，人字齿中心相对于运动方向迟后时，温度差引起人字齿两端载荷卸载，能减小小齿轮变形引起齿面载荷的不均匀；而人字齿中心领先时，引起人字齿两端载荷增加，更加剧了齿面载荷的不均匀。

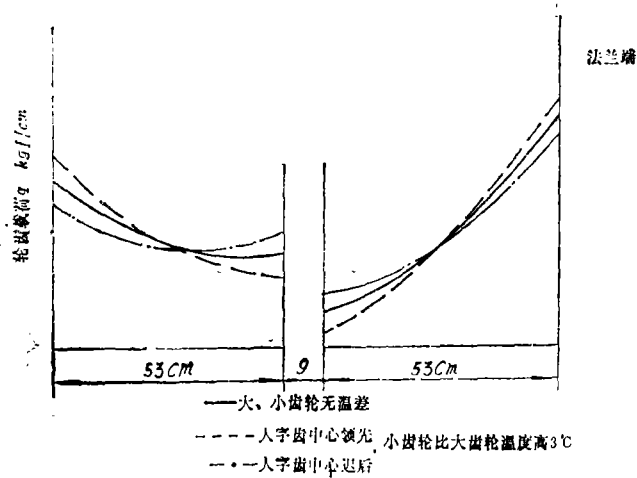


图4 有温度影响的轮齿载荷分布曲线

对于高速齿轮, 滑动轴承的摩擦损失引起的热量, 能引起小齿轮两端的温度高于中部, 导致人字齿两端齿面载荷加大。这种情况下, 人字齿中心迟后对齿面载荷分布均匀也是有利的。总之, 对于高速齿轮减速器, 小齿轮人字齿方向的选择应使人字齿中心对于运动方向迟后, 以利于轮齿载荷分布均匀。

上述计算中, 大、小齿轮温度差的确定是关键。目前大都通过试验测量来确定。此外, 上述计算假定沿齿宽温度分布是相等的(而实际有差别的), 温度场的确定也大多依赖于试验。

(待续, 下期内容: 螺旋线修正对轮齿载荷均布的效果)

## CALCULATION OF MARINE GEARING FACEWIDTH LOAD DISTRIBUTION AND HELIX CORRECTION

Zhang XinPing

### Abstract

On the basis of calculating main gearing facewidth load distribution and helix correction this paper has made an analysis of the various factors, affecting gear load distribution. Also described by way of specific examples is the effect of helix correction on the improvement of gear tooth load distribution.

**Key words:** marine turbines, gears, load distribution, helix, correction.

(编辑 渠源沂)