精密滚珠丝杠球轴承的开发研制

一 前言：

现代数控机械加工设备发展很快，数控设备中传递精确位移运动的精密滚珠丝杠应用广泛。在滚珠丝杠系统中起支撑作用的精密滚珠丝杠轴承也得到很快的发展。此类轴承大量使用国外进口产品，国内虽也有生产，但轴承精度及寿命逊色于进口轴承。UTE 公司已生产与其类似的精密角接触轴承多年，轴承精度在国内处于先进水平，由于国内数控设备发展迅猛，高精度滚珠丝杠轴承的市场前景十分看好，利用我公司的技术和设备优势，UTE 已开发研制大量替代国外同类产品的精密滚珠丝杠轴承。

二 研究内容，技术成果：

1、精密滚珠丝杠轴承的优化设计

此类轴承在滚珠丝杠系统中，主要承受轴向负荷，要求其具有高刚度，高旋转灵活性，低启动摩擦力矩，和较高的转速。

以实现数控机械加工中的位移运动的准确和灵敏。为满足这些要求，轴承需要进行针对性的优化设计。UTE 公司拟制定滚珠丝杠轴承的设计方法，开发滚珠丝杠轴承的分析设计软件——滚珠丝杠轴承设计分析系统。应用设计方法及设计系统,首批设计开发精密滚珠丝杠轴承中:

760204TN1,

760205TN1,

760206TN1,

760304TN1,

760305TN1

(1)沟曲率系数的选取

滚动体与内，外圈“等接触应力”设计是现代轴承设计中的一项重要原则。在精密滚珠丝杠轴承的设计中，由于该轴承承受的几乎是纯轴向高载荷，轴承工作时转速（dmN 值）一般小于 40 万，比高速型轴承（dmN 值一般大于 140 万）小很多，属于低转速重载荷轴承。“等接触应力”原则就显得尤为重要。

所谓“等接触应力”设计原则是指：轴承滚动体与内沟道，外沟道的最大接触应力的相互差最小。这样按照 hertz 弹性体接触理论：内，外圈的滚动疲劳寿命为等概率。即理论上内，外圈的寿命相等，轴承疲劳寿命最长。在精密滚珠丝杠轴承设计中，为了达到“等应力”原则，主要通过内圈沟曲率系数 fi,和外圈沟曲率系数 fe 的试配选取来实现。

由 hertz 弹性体接触理论可知，滚动体与沟道接触时，接触面的形状与接触处两物体的曲率有关，接触面的大小与载荷有关。由 hertz 推导出接触处弹性变形和接触应力如下：

$$\Sigma(r)=\frac{4}{dw}\pm\frac{2}{Dcp\,\text{m}\,dw}-\frac{1}{f\times dw}$$

$$s_{\max}=\frac{857}{mn}[Q\times(\Sigma r)^{2}]^{\frac{1}{3}}$$

$$\cos t=(\frac{1}{f\times dw}\pm\frac{2}{Dcp\,\text{m}\,dw})\div\sum r$$

式中：Q-作用于滚动体与内，外沟道之间的力

$s_{\max}$-作用于滚动体与内，外沟道之间的最大接触应力（$\frac{N}{mm^{2}}$）

v:材料的泊松比，滚动轴承钢 v=0.3

E:杨氏弹性磨量，滚动轴承钢 E=$2.07\times10^{6}\,MPa$

$\Sigma(r)$:接触处主曲率和

$\cos t$:辅助角，与 μ， υ 有关

μ：接触椭圆长半轴系数

υ：接触椭圆短半轴系数

dw:钢球直径

Dcp：轴承节圆直径

Z:钢球数

f:沟曲率系数

运用牛顿-莱布尼茨迭代法编写计算机程序，反复迭代上述参数，知道满足设定要求（应力差小于设定值）即，求得所要求的结果。

（2）额定动负荷与刚度双目标函数优化设计

从分析轴承受力与变形关系入手,假定接触角不变，得出轴向刚度与径向刚度表达式，作为一个优化目标函数.同时，为了更精确地计算轴承的刚度，考虑接触角的变化，得出刚度的精确计算公式，以完善简化计算方法，应用 A，Palmg，与 Gndborg 的动态剪应力理论，得到滚珠丝杠轴承额定动负荷表达式，作为另一个优化目标函数,以滚珠丝杠轴承结构特点作为约束条件,求解该双目标函数优化问提得出轴承的内部结构参数.

最大静态剪应了 J

研究表明，滚动轴承裂纹的产生与扩展，除了与物体表面或内部的缺陷有关外，主要受接触表面下应力分布的影响，特别是剪应力分布的影响。因此，为寻求延长轴承寿命的途径，必须首先计算接触表面下的应力状态，受接触压力作用下的弹性半空间体在接触表面下任一点的应力场，最大剪应力发生在接触表面下一定深度处。其主应力表达式为：

$$s_x = -p_0 \frac{\frac{b}{a}}{1-\frac{b^2}{a^2}} \left\{ 1 - \sqrt{\frac{\frac{b^2}{a^2}+\frac{z^2}{a^2}}{1+\frac{z^2}{a^2}}} + 2\frac{z}{a}(L-K) - 2v\left[1 - \frac{a^2}{b^2}\sqrt{\frac{\frac{b^2}{a^2}+\frac{z^2}{a^2}}{1+\frac{z^2}{a^2}}} + \frac{z}{a}(\frac{a^2}{b^2}L-K) \right] \right\}$$

$$s_y = -p_0 \frac{\frac{b}{a}}{1-\frac{b^2}{a^2}} \left\{ -1 + \frac{1+\frac{z^2}{a^2}(2\frac{a^2}{b^2}-1)}{\sqrt{1+\frac{z^2}{a^2}}\sqrt{\frac{b^2}{a^2}+\frac{z^2}{a^2}}} + 2\frac{z}{a}(\frac{a^2}{b^2}L-K) + 2v\left[1 - \frac{a^2}{b^2}\sqrt{\frac{\frac{b^2}{a^2}+\frac{z^2}{a^2}}{1+\frac{z^2}{a^2}}} + \frac{z}{a}(\frac{a^2}{b^2}L-K) \right] \right\}$$

$$s_z = -p_0 \frac{1}{\sqrt{1+\frac{z^2}{a^2}}\sqrt{1+\frac{z^2}{b^2}}}$$

式中　K，L 为相应的第一，二类椭圆积分；

ψ---为参数，　即

$$y = \arctan\frac{z}{a}$$

根据第三强度理论；最大剪应力取决于主应力之差，且作用在与主应力成 45 度角的平面上。

$$t_{zy} = \frac{1}{2}(t_z - t_y) \qquad (2.44)$$

在接触表面下某一深度处，t_{zy} 达到最大值称为最大静态剪应力，最大静态剪应力及位置与接触椭圆形状 b/a 有关，如当 b/a=0.5 时，大静态剪应力达到最大，为 0.325 p_0,其位置为 0.6b.钢球沿滚道滚动时其剪应力在 0 与大静态剪应力之间变化，借助于最小二乘法用线性回归带入不同的轴承参数，求得 t_{zy} 最大静态剪应力，选取其中最小值暂定为理想参数。

2、轴向刚度

滚珠丝杠轴承受纯轴向力 Fa 的作用，因接触变形的影响，　内、外圈沿轴向有相对位移 d_a，沿接触线的法向弹性变形量为 d_n，

轴承的接触角由原始接触角 α。增加到实际接触角 α，

法向变形为：

$$d_n = (d_a + A\sin a_o)/\sin a - A$$

轴向位移为：

$$d_a = A\cos a_o tga - A\sin a_o$$

由接触负荷与变形的关系式及轴向负荷在轴承中分布关系式得：

$$d_n = (\frac{Q}{K_n})^{\frac{2}{3}} = \left[\frac{F_a}{ZK_n \sin a_o}\right]^{\frac{2}{3}}$$

$$F_a = K_n Z A^{\frac{3}{2}} \left[\frac{(\frac{d_a}{A} + \sin a_o)}{\sin a} - 1\right]^{\frac{3}{2}} \sin a$$

对 d_a 求导，可得轴向刚度为：

$$K_a = \frac{dF_a}{dd_a} = \frac{\partial F_a}{\partial d_a} + \frac{\partial F_a}{\partial \sin a}\frac{\partial \sin a}{\partial d_a}$$

$$= \frac{3}{2} K_n^{\frac{2}{3}} Z^{\frac{2}{3}} F_a^{\frac{1}{3}} \sin^{\frac{5}{3}} a + \frac{F_a \cos^2 a}{A\sin a_o + d_a}$$

由 Newton-Raphson 叠代公式：

$$a_{k+1} = a_k - \frac{f(a_k)}{f'(a_k)}$$

将原始接触角 a_o 当作初始值，运用 Newton-Raphson 叠代公式可求得实际接触角 α 带入上式即可求的轴向刚度。

其中：

$$f'(a) = \cos a (\frac{\cos a_o}{\cos a} - 1)^{\frac{3}{2}} + \frac{3}{2}(\frac{\cos a_o}{\cos a} - 1)^{\frac{1}{2}} \sec a \tan a \cos a_o$$

3、额定动负荷

轴承额定动负荷是在假定的运转条件下确定的轴承负荷能力。动负荷 C 的定义为：一批相同轴承，在内圈旋转、外圈静止的条件下，其中 90％的轴承寿命能够达到或超过一百万转时所能承受的负荷。

对于整个滚动轴承来说，其不破坏的概率是内圈，外圈不破坏概率的乘积。由轴承负荷分布理论可知，轴承中滚动体负荷与径向负荷成正比：即

$$\lg\frac{1}{S}\propto F_r^{\frac{10}{3}}L^{\frac{10}{9}}$$

用：S_i 表示内圈的使用概率；

S_o 表示外圈的使用概率：，

S 表示整个轴承的使用概率；

则对于内圈有：

$$\lg\frac{1}{S_i}=K_iF_r^{\frac{10}{3}}L^{\frac{10}{9}}$$

S_i=0.9，L=1，$F_r=C_i$ 代入上式得：

$$K_i=-\frac{\lg 0.9}{C_i^{\frac{10}{3}}}$$

对于外圈有：

$$\lg\frac{1}{S_o}=K_oF_r^{\frac{10}{3}}L^{\frac{10}{9}}$$

S_o=0.9，L=1，$F_r=C_o$ 代入上式得：

$$K_o=-\frac{\lg 0.9}{C_o^{\frac{10}{3}}}$$

对于整个轴承：

$$S=S_iS_o$$

$$\lg\frac{1}{S}=\lg\frac{1}{S_iS_o}=(K_i+K_o)F_r^{\frac{10}{3}}L^{\frac{10}{9}}$$

取 S=0.9，L=1 则 $F_r=C$

$$\frac{1}{C^{\frac{10}{3}}}=\frac{1}{C_i^{\frac{10}{3}}}+\frac{1}{C_o^{\frac{10}{3}}}$$

轴承额定动负荷 C：

$$C = f_c(\cos a_0)^{0.7} Z^{\frac{2}{3}} dw^{1.8}$$

其中：

$$f_c = 39.91\left\{1+\left[1.04\left(\frac{1-g}{1+g}\right)^{1.72}\left(\frac{f_i}{f_e}\frac{2f_o-1}{2f_i-1}\right)^{0.41}\right]^{\frac{10}{3}}\right\}^{-0.3} \times \frac{g^{0.3}(1-g)^{1.39}}{(1+g)^{\frac{1}{3}}}\left(\frac{2f_i}{2f_i-1}\right)^{0.41}$$

多目标优化设计问题就是要求各个分目标都达到最优，如果能获得这样的结果，当然十分理想的。但是，一般是比较困难的，尤其是各个分目标互相矛盾时更是如此。因此，解决多目标优化设计问题是一个很复杂的问题。必须对其作适当的处理才能求解。处理的方法通常有二类： 一类是将多目标优化问题转化为一系列单目标问题来求解。另一类是将多目标优化问题重新构成一个新的函数，即评价函数，从而将多目标优化问题转化为求评价函数的单目标问题。

滚珠丝杠轴承的刚度与额定动负荷是沟曲率 f_i, f_o 钢球直径 dw,球数 Z、分布函数 $J(e)$ 的非线性函数，而刚度还与作用力 F_r, F_a 有关。但对于给定的轴承系列，其接触角 a_0 按国家标准已经确定，作用力 F_r, F_a 也随工况条件确定。刚度和额定动负荷仅是钢球直径 dw 与球数 Z 的函数。对轴向刚度，dw 与 Z 的指数相同，即它们的变化趋势一致，同时达到最大值或最小值，因此可以作为一个目标函数。由此可得双目标函数 f1(刚度)和 f2(额定动负荷)。

$$f_1(Z,dw) = f_k Z^{\frac{2}{3}} dw^{\frac{1}{3}}$$

$$f_2(Z,dw) = 1.3 f_c \cos a_0{}^{0.7} Z^{\frac{2}{3}} dw^{1.3} \qquad (dw \le 25.4mm)$$

$$f_2(Z,dw) = 4.714 f_c \cos a_0{}^{0.7} Z^{\frac{2}{3}} dw^{1.4} \qquad (dw > 25.4mm)$$

上式中：

$$f_k = 3.37079 \times 10^3 F_r^{\frac{1}{3}} \cos a_0 \qquad \text{（轴向刚度）}$$

钢球的直径dw一般须符合国家标准，球数Z必须是整数，且由于轴承结构的限制，构成了约束条件。拟采用宽容分层序列法求解，首先对额定动页荷进行优化设计，得到相

应的轴承内部参数及最大的额定动负荷Cr。然后给定一个宽容量E>0， 对刚度进行优化设计，得到新的轴承内部参数及相应的额定动负荷Crk， 并保证：

$$\frac{Cr - Crk}{Cr} \le E$$

这样，新得到的轴承内部参数既有较高的刚度，又有较好的额定动负荷。取 E =10%，可得新的额定动负荷Crk 大于等于 90%的最佳额定动负荷。

2、精密滚珠丝杠轴承的组配技术

精密滚珠丝杠轴承在数控设备中多为组配使用（两联，三联或多联）。在生产中控制成组轴承的凸出量，使其在使用装配后自动在轴承上施加一定的预负荷。轴承组的高刚度靠此预负荷保证。目前国内滚珠丝杠轴承的生产普遍存在组配率低，预负荷测量误差大等情况，为此，首先需拟订组配轴承生产工艺，研制开发精密大负荷轴承凸出量测量仪，轴承自动组配软件。能准确测量出单个轴承凸出量,误差在 1μm 以内,预载荷误差控制在 1N 内,从而更精确地组配轴承。从而从根本上解决上述问题。保证产品研发的顺利完成。

3、轴承套圈的制造技术

此次研发的滚珠丝杠轴承属于高精度轴承，轴承的两项主要技术指标 sia,sea 均高于一般高精度轴承。为此需结合我公司现有技术状况，制定合理，科学，可行的套圈生产工艺，保证产品研发的顺利完成。