

波箔轴承应用于中频电机

程诗虎 龚焕荪 张鸿兴

(上海机械学院)

提 要

本文提出了在中频电机中使用径向波箔轴承和轴向固体润滑气体轴承,这是一种融弹性气体动压轴承和刚性气体动压轴承为一体的联合轴承。在实验室的长期运行试验中,以及在纺织厂进行的中间纺纱试验中,证实了这种轴承性能良好。文中导出了既能避免单边磁拉力的吸煞现象又能产生动压气膜的条件式。

一、前 言

波箔轴承的研究有着非常诱人的前景。它不仅广泛地应用于各种叶轮机械中,而且,笔者认为在高速电机应用中也有着广阔的前途。

随着国民经济的发展,制造工艺及生产水平的日益提高;超过4—5万转/分以上的轻载高速的转子日益增多,由于中频电机能耗小,结构紧凑,噪音低,在轻纺、食品及医药工业中用来作为驱动装置最为合适。

迄今为止,在高速电机中尚未找到一种较为理想的轴承。传统的滚动轴承,由于制造成本高,噪音大,寿命短,且难免有油污,不能适应于高速及有防污要求的场合。静压气体轴承,能耗大,管路结构复杂,且附属装置庞大,难于维修保养。而刚性动压气体轴承则抗尘埃性能差,制造工艺及精度要求很高,在一般工作场合难于应用。

波箔轴承是一种弹性气体动压轴承,这种轴承对于轻载高速机械是一种较为理想的支承部件(图1)。波箔轴承的兴起,同样为高频电机的轴承选择开辟了新的途径。

在高速微型电机中,由于气隙小,由转子偏心所引起的单边磁拉力极为敏感,甚易吸煞。然而,由于波箔轴承组装后的同轴度要求不高,理论间隙较大,这对于微型电机来说,必然造成转子偏心对气隙的比率较大。如何避免吸煞就成为波箔轴承应用于中频电机的一个关键问题。在以波箔轴承作为支承部件的中频电机中,单边磁拉力所造成的转子挠曲是可以完全忽略的。难于处理的问题是如何根据转子的运动要求和电机特性匹配波箔轴承的刚度,使其在整个运转全过程中既避免吸煞又能容易产生气膜,以达到流体动压润滑状态。

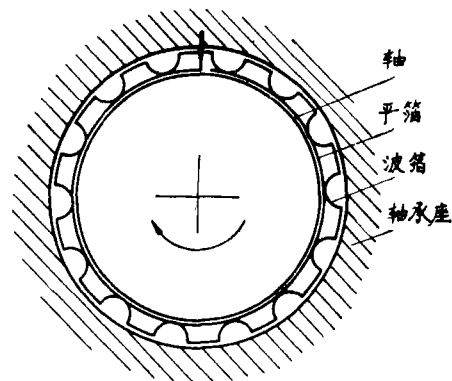


图 1

本文对波箔轴承应用于中频电机作了初步尝试。

二、波箔轴承中频电机的运行和吸煞

前言已经提及，应用于中频电机的传统轴承部件是滚动轴承和动、静压气体轴承等刚性轴承。这几种轴承的特性和波箔轴承在中频电机中的运行特性存在着极大的差异。

滚动轴承，由于其制造历史的长久，工艺手段的完善，尤其是近年来弹流理论的发展，可以使其游隙做得相当小（一般都为0.001mm级），所以由轴承部件所引起的单边磁拉力一般都比较小，而其支承刚度却相当大，所以在电机中发生单边磁拉力时，轴承的变形不大，主要是轴的挠曲变形。在刚性动压气体轴承中，两轴承孔在制造时经过研磨，同轴度的偏差相当小，由于轴承间隙甚小（一般为0.001mm级），所以由轴承误差形成的单边磁拉力基本上可以不加考虑。静压气体轴承情况也类似。而含油轴承，由于轴承含油，在不同程度上总有油污，在某些场合不能适用，且其间隙大，单边磁拉力也大。另一方面，其转速也受到一定限制，故已不能适应现代技术发展的需要。

波箔轴承，正如^{[1]、[2]、[3]}所提到的，波箔的总刚度 K 较气膜刚度 K_0 低，而波箔的综合刚度 K_f （在运行时，波箔总刚度和气膜刚度的综合效应）则更低。轴承的理论设计间隙或相当半径间隙和中频电机中的气隙相比为同一数量级（一般为0.01mm级）。该轴承的摩擦阻力和转子的运动状态有关。在转子的旋转线速度低于起浮速度（lift-off）时，转子和轴承间处于半干摩擦或边界摩擦，当超过起浮速度后，轴承的工作状态则完全进入空气动压润滑状态^{[1]、[3]}。

由于波箔轴承的运动特性由其本身的特点决定，当波箔轴承的总刚度 K 和理论设计间隙 δ_0 等参数选取不合理时，在电机起动或运转过程中将发生吸煞现象。

吸煞是电机运转过程中的一个力学现象。当转子在轴承中的偏心过大，单边磁拉力把转子径向地吸往某一方位，致使转子和轴承间的摩擦力矩大于电机磁场的旋转力矩而不能旋转。波箔轴承中频电机的吸煞有二种型式：（一）起动吸煞：当电机一经通电，转子立即被吸住在轴承的某一方位上，这是由于波箔轴承的理论设计间隙取得过大或是由于波箔轴承的箔带加工尺寸误差过大所造成。（二）运行吸煞：在运转过程中，由于波箔轴承的综合刚度 K_f 偏低，在遇到突然的径向振动和冲击时，波箔的变形增加较大，同时气膜厚度也有所减小，引起转子的偏心增大，从而使单边磁拉力有较大增加而导致吸煞，使转子在运行中突然停止旋转。

三、单边磁拉力的计算

由于近年来单边磁拉力计算理论的发展^[4]，我们有可能精确地计算单边磁拉力与波箔轴承刚度之间的相互影响。

产生单边磁拉力的主要原因可以分为电气和机械两部分。本文主要讨论由轴承参数导致转子偏心所引起的单边磁拉力的计算。

由于轴承工艺上的多种原因，使转子安装在定子内时，轴的中心并不完全和电机定子的磁场中心重合，形成转子四周的气隙分布不均（图2）。

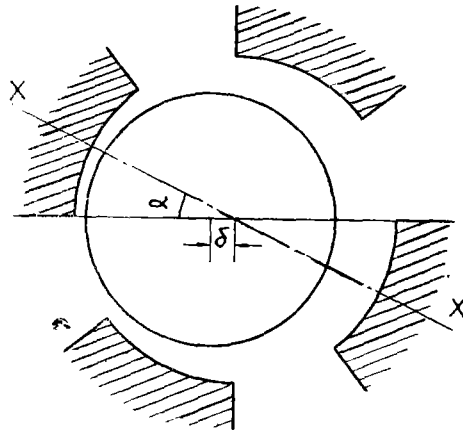


图 2

假定偏心距 δ 的方向与作为 θ 角起点的那条磁极轴线 $X-X$ 间有一夹角 $\alpha (0 \leq \alpha \leq \pi/2P)$ 以 $B_1(\beta)$ 表示气隙减小一边的局部磁密, 而气隙增大一边的局部磁密用 $B_2(\beta)$ 表示, $\beta = \theta + \alpha$, 则:

$$B_1(\beta) = F\mu_0 / \left(g - \frac{\delta}{2} \left\{ \cos\beta + \cos \left[\left(2n-1 \right) \frac{\pi}{P} + 2\alpha - \beta \right] \right\} \right) \quad (1)$$

$$B_2(\beta) = F\mu_0 / \left(g + \frac{\delta}{2} \left\{ \cos\beta + \cos \left[\left(2n-1 \right) \frac{\pi}{P} + 2\alpha - \beta \right] \right\} \right) \quad (2)$$

根据马克斯威尔公式可以写出两边力密度差为:

$$\begin{aligned} f_{0d} &= \frac{B_1^2(\beta)}{2\mu_0} - \frac{B_2^2(\beta)}{2\mu_0} \\ &= \frac{1}{2\mu_0} [B_1^2(\beta) - B_2^2(\beta)] \\ &= \frac{B^2}{2\mu_0} \cdot \frac{\delta}{g} \cdot 2 \left\{ \cos\beta + \cos \left[\left(2n-1 \right) \frac{\pi}{P} + 2\alpha - \beta \right] \right\} \\ &\quad \cdot \frac{1}{\left\{ 1 - \frac{\delta^2}{g^2} \left[\frac{\cos\beta + \cos \left[\left(2n-1 \right) \frac{\pi}{P} + 2\alpha - \beta \right]}{2} \right]^2 \right\}^2} N/M^2 \end{aligned} \quad (3)$$

若支承部件是滚动轴承或刚性动压气体轴承, 由于轴承的游隙或间隙所引起的转子偏心距 δ 远小于电机的气隙 g , 所以 (3) 式中的分式因子约等于 1, 而对于支承部件是波箱轴承时, 由于其间隙所引起的偏心距 δ 和电机的气隙 g 为同一数量级, 故后面的分式不能忽略。

取单位轴向长度的气隙中微元面积所对应的单边磁拉力为:

$$\begin{aligned} df_z(\beta) &= \frac{D^*}{2} \cdot \frac{B^2}{2\mu_0} \cdot \frac{\delta}{g} \cdot 2 \left\{ \cos\beta + \cos \left[\left(2n-1 \right) \frac{\pi}{P} + 2\alpha - \beta \right] \right\} \\ &\quad \cdot \frac{1}{\left\{ 1 - \frac{\delta^2}{g^2} \left[\frac{\cos\beta + \cos \left[\left(2n-1 \right) \frac{\pi}{P} + 2\alpha - \beta \right]}{2} \right]^2 \right\}^2} d\beta(N) \end{aligned} \quad (4)$$

式中: $D^* = \frac{1}{2}(D + D_r)$ 平均直径。 D 为定子内径, D_r 为转子外径。

这些微元力从 $-\frac{\pi}{2}$ 到 $\frac{\pi}{2}$ 半个圆周上的合力即为整个电机定子单位长度上的单边磁拉力。力的方向指向气隙最小处, 即 $\beta = \alpha$ 处。

我们现在使用的中频电机, 其型式是分布绕组的隐极电机。假设极下的磁密以余弦规律分布, 则可写出该种电机的单边磁拉力为:

$$f_d = \pi D^* \frac{B^2}{2\mu_0} \frac{\delta}{g} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \frac{2}{\left\{ 1 - \frac{\delta^2}{g^2} \left[\frac{\cos^2 \beta + \cos \beta \cos[(2n-1)\frac{\pi}{P} + 2\alpha - \beta]}{2} \right]^2 \right\}^2} d\beta (N) \quad (5)$$

式中: P ——极对数。 π/P ——极距角。

μ_0 ——磁导率。 B ——磁感应强度。

此即为计算单边磁拉力的基本公式。

四、动力平衡

由于电机转子的刚度远比波箔轴承的刚度大, 所以在单边磁拉力作用下, 转子所发生的挠曲变形可以忽略不计, 而波箔轴承的变形却是主要的。

由单边磁拉力所引起的二个轴承支反力 R_A 和 R_B 分别作用在转子二端的轴颈处, 由于波箔轴承的制造工艺尚不完善, 使应用于中频电机中的左右二个轴承的形位误差所引起的转子偏心既不一定是同向又不一定是等量。考虑到一般情况, 转子的轴线可以和定子磁场中心线或是相交, 或既不平行又不相交。

波箔轴承的支反力引起二个效应: 1. 由于转子和轴承间存在着摩擦, 则 $(R_A \cdot f_A + R_B \cdot f_B) \cdot \frac{d}{2}$ 就是阻止转子旋转的摩擦阻抗力矩, 轴承的润滑状态在转子起浮转速前后是不相同的, 所以在同样大小的单边磁拉力作用下, 起动时或达到起浮转速前, 支反力所产生的摩擦阻抗力矩远比起浮转速之后的要大^{[1],[3]}, 这是其一, 其二, 电机的旋转力矩和偏心距成反比, 偏心距越大, 旋转力矩越小。起浮后, 转子和轴承脱离直接接触, 使偏心距减小, 电机旋转力矩增大。其三, 在起浮前, 轴承的刚度完全取决于波箔的总刚度, 因为这时流体膜还未建立, 然而, 在起浮后, 流体膜已经建立, 轴承的综合刚度 K_f 则要比波箔总刚度 K_s 降低一些。在通常情况下, 希望波箔刚度 K_s 和气膜刚度 K_a 之比 $K_s/K_a = 1/2$, 而轴承的综合刚度约为 $K_f = 1 / \left(\frac{1}{K_a} + \frac{1}{K_s} \right) = 2/3 K_s$, 则在相同的单边磁拉力作用下, 起浮前的转子磁吸偏心要比起浮后的转子磁吸偏心得小。从起动开始到正常运转, 以上三种影响是相互交织在一起的。2. 单边磁拉力的方向是指向气隙最小处, 即和转子原始偏心同向。由于存在原始偏心, 使单边磁拉力得以存在, 然而单边磁拉力的存在又进一步使偏心加剧, 而偏心距的增大又使单边磁拉力进一步增大。如此反复作用, 直至与轴承的弹性力达到平衡。

所以, 转子最终平衡时的偏心距 δ 应等于原始安装偏心距 δ_0 加上第一次磁拉偏心量 δ_1 以

及第二次和以后各次磁拉偏心量的叠加:

$$\delta = \delta_0 + \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_n + \delta_{n+1} + \dots \quad (6)$$

由于单边磁拉力 f_d 与偏心距成线性关系 (在小偏心范围内), 而波箔轴承的变形属于弹性元件中的小变形, 即弹性恢复力和变形成线性关系, 即 K_e 为常数。以后列次磁拉偏心量亦与单边磁拉力的增量成线性关系, 所以 (6) 式中的前一项量与后一项量的比值为一定值。

设 $q = \delta_{n+1} / \delta_n$ 则有

$$\delta = \delta_0 + q\delta_0 + q^2\delta_0 + \dots + q^n\delta_0 + q^{n+1}\delta_0 + \dots \quad (7)$$

这是一几何级数, δ 数值的收敛和发散情况取决于 q , 当 $q < 1$ 时, 上式收敛于:

$$\delta = \delta_0 / (1 - q) \quad (8)$$

转子在起动或运转时, 如果能够正常运转, 则电机轴承系统中的径向各力应该平衡, 如图 3 所示, 得:

$$\vec{G} + \vec{f}_d + \vec{f}_e = 0 \quad (9)$$

式中: G ——转子重量 (kg)

f_d ——单边磁拉力 (kg)

$$f_d = K_e \cdot \vec{\delta}$$

式中: K_e ——单位偏心时产生的单边磁拉力。

$\vec{\delta}$ ——最终平衡时的总偏心距。

\vec{f}_e ——波箔轴承的弹性反力 (kg)

$$\vec{f}_e = -K_e (\vec{\delta} - \vec{\delta}_0)$$

式中: δ_0 ——在静态时为理论设计间隙, 在动态时为相当半径间隙, 以及形位误差所引起的偏心量之和。

K_e ——静态时为波箔总刚度, 起浮后为波箔轴承的综合刚度 K_e 。

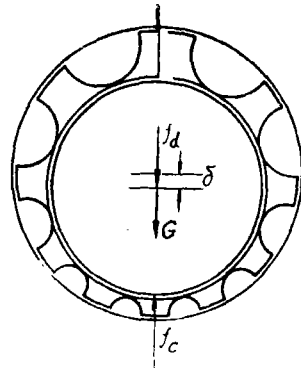


图 3

五、判 据

不管电机是在起动时还是在正常运转, 要使其正常工作, 由上述分析可知, 必须满足两个必要条件:

(一) 力平衡

由 (9) 式可知, 对于最易发生吸煞的方位是 \vec{f}_d 和 \vec{G} 共线。以下均以该种状态作为分析计算依据。解 (9) 式得:

$$G + K_e \cdot \delta = K_e (\delta - \delta_0)$$

$$\delta = \frac{G}{K_e - K_e} + \frac{\delta_0}{1 - K_e/K_e} \quad (10)$$

当电机转子较轻时, 可以略去第一项, 则:

$$\delta = \delta_0 / (1 - K_e/K_e) \quad (11)$$

对照公式 (8) 可得:

$$q = K_e / K_e \quad (12)$$

上述分析表明, 要使转子在电机轴承系统中最终稳定下来, 取决于 q 值, 即 K_e 和 K_e 之

间的关系。当 $K_s > K_e$ ，即波箔刚度大于单位偏心单边磁拉力时，单边磁拉力和轴承的弹性恢复力的合成是指向轴承中心，与转子重量相平衡。而当 $K_s < K_e$ 时，单边磁拉力和轴承的弹性恢复力的合成是远离轴承中心，和转子重量方向一致，致使转子最终远离磁场中心而发生吸煞。

(二) 力矩平衡

当波箔轴承的刚度 K_s 大于电机磁偏系数 K_e 时，电机还不一定能正常工作，还得要保证满足力矩条件，即：

$$(R_A \cdot f_A + R_B \cdot f_B) \cdot d/2 < M_e$$

式中 M_e 为某一转速下的电机旋转力矩，即不管是在起动或正常工作时，单边磁拉力所引起的支反力所产生的摩擦力矩要小于电机的磁场旋转力矩。特别是在起动时，或是在起浮转速以前。所以采用自润滑或改善转子和轴承间的接触状态是保证起动顺利的一个重要条件。然而，在转子进入起浮转速后，润滑条件得以改善，但由于轴承的综合刚度 K_f 比轴承总刚度 K_s 小。虽然由于气膜的建立，使转子的偏心得以改善，但当设计者取 K_s 稍大于 K_e 时，在转子起浮后，就可能出现 $K_f < K_e$ 或 $K_f = K_e$ 的情况，前者使电机发生运转吸煞，而后者使电机在径向冲击或振动下发生吸煞或处于临界状态，致使转子运转不稳定。

综上所述，改善轴承的静摩擦系数和确保 $K_s > K_e$ 并留有一定的裕量是波箔轴承应用于中频电机的二个必要条件。

六、例 题

我们曾利用上面的理论对一台应用波箔轴承的中频电机进行过计算。电机的单边磁拉力特性经理论计算结果见表 1。

表 1

δ/g	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
$f_d(\text{kg})$	0.126	0.263	0.41	0.572	0.815	1.151	1.684	2.827

电机的气隙 $g = 0.10\text{mm}$ 轴承的理论设计间隙为 0.02mm 考虑到轴承的尺寸和安装误差，使轴装在轴承座内时所产生的偏差可能会达 0.03mm 则 $\delta_0/g = 0.3$ 而 $f_s = 0.41\text{kgf}$ 。转子自重 $G = 0.05\text{kgf}$ ，考虑到单边磁拉力和转子自重均由二只轴承承受，则作用在每只轴承上的力为：

$$f = f_s/2 + G/2 = 0.23\text{kgf}$$

轴承的刚度 K_s 实测为 75kgf/mm ，(包括平箔刚度) 而在运行时波箔轴承总刚度 K_f 为

$$K_f = \frac{2}{3} K_s = 50\text{kgf/mm}$$

电机轴承系统在运行时的最终平衡点的计算过程列于表 2：

需要说明的是，在计算中，没有计入气膜厚度的影响。另外，计算中把 G 和 f 的方向定为一致，但在最一般的情况下是应该 \vec{G} 和 \vec{f} 的矢量之和，所以上计算是偏安全的。

转子轴承系统的动态过程也可从图 4 中见到。当轴承刚度取得太小时，则平衡点不存

表 2

δ_1 (mm)	δ (mm)	δ/g	f_d (kgf)
4.6×10^{-3}	0.0346	0.346	0.48452
5.0904×10^{-3}	0.0396904	0.396904	0.56698448
1.6492896×10^{-2}	0.041339689	0.41339689	0.604554442
7.5139925×10^{-4}	0.042091088	0.42091088	0.622813438
3.6517992×10^{-4}	0.042456267	0.42456267	0.631687288
1.77477×10^{-4}	0.042633744	0.42633744	0.635999979
8.6253824×10^{-5}	0.042719997	0.42719997	0.638095927
4.1918962×10^{-5}	0.042761915	0.42761915	0.639114534
2.037215×10^{-5}	0.042782287	0.42782287	0.639609574
9.900802×10^{-6}	0.042792187	0.42792187	0.639850144
4.8114×10^{-6}	0.042796998	0.42796998	0.639967051
2.338148×10^{-6}	0.042799336	0.42799336	0.640023864
1.136276×10^{-6}	0.042800472	0.42800472	0.640051469
5.52112×10^{-7}	0.042801024	0.42801024	0.640064883
2.68284×10^{-7}	0.042801292	0.42801292	0.640071395
1.30252×10^{-7}	0.042801422	0.42801422	0.640074594
6.3192×10^{-8}	0.042801485	0.42801485	0.640076085
3.063×10^{-8}	0.042801515	0.42801515	0.640076814
1.458×10^{-8}	0.042801529	0.42801529	0.640077154
6.8×10^{-9}	0.042801535	0.42801535	0.640077300
2.93×10^{-9}	0.042801537	0.42801537	0.640077349
9.82×10^{-10}	0.042801537		

注：计算 f 时，按 δ/g 的比值从表一中线性插值求得

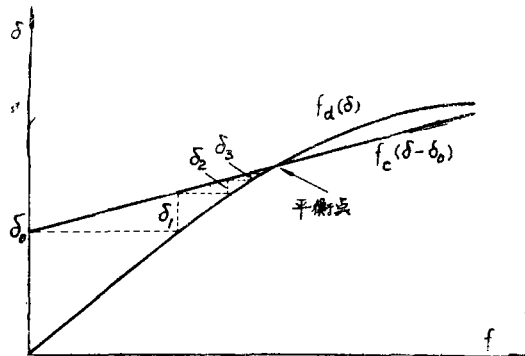


图 4

在，轴承无法正常工作。而当轴承刚度取得太大时，虽然位移收敛很快，但弹性表面的波箔轴承的运动特性又不能充分表现出来。

七、结 束 语

为保证中频电机的正常运转，除径向支持轴承外，还得有轴向止推轴承。我们试验用的

电机，其转子为空心转子，外圆为 $\phi 9.5\text{mm}$ （内有 $\phi 2.5\text{mm}$ 的通孔），而用于纺织所需的外伸端直径为 $\phi 4.5\text{mm}$ ，所以可以用来作为止推的面积极小，很难使用波箔轴承。笔者在试验中采用薄板式固体润滑推力面，降低干摩擦，消除了爬转引起的撞击，有利于避免吸煞，待转子达到一定转速，即能产生气膜。这种径向采用弹性波箔轴承，止推采用刚性动压气体轴承的联合轴承，融弹性动压气体轴承和刚性动压气体轴承为一体，这是国内外未报导的。图5为该种轴承的照相。



图 5

根据上述判据设计的径向支持轴承，使得中频电机能正常工作。我们选用了10只中频电机，与水平成 20° 倾斜的角度安装，在 $59400\text{r}/\text{min}$ 的转速下，经过400小时，500余次起动，运转顺利，性能良好，初步取得了一定的成果。继又在上海某纺织厂进行中间试验。图6为试验现场照相。纺纱结果表明，此种轴承能够用于纺纱车间，棉纱的指标也略高于原设备生产的。今后的工作是进一步提高轴承性能和改进结构，使之适应纺织行业中湿度大，纤维性尘埃多和操作动作急速的特定工作条件。在其它一般场合，即可装机使用。

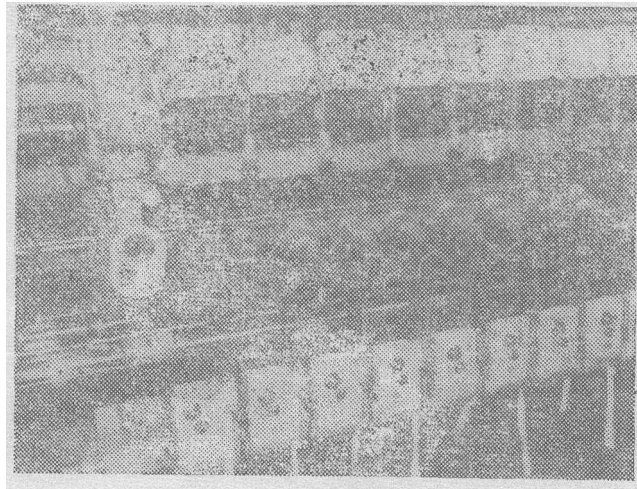


图 6

正如前言所述，波箔轴承的研究及其应用有着非常诱人的前景，它特别适用于高速。笔者曾用于 $100,000\text{ r.p.m}$ 的纺纱机上，从轴承的工作情况来看，情况还是良好的。更高的使用转速虽然还没有经过工业应用试验，但经实验室中的试验结果看，也是令人满意的。

随着试验研究工作的进展,波箔轴承的系列化工作也将开始,可以预料,类似于滚动轴承的系列波箔轴承必将出现在商品市场上。

用于本试验的轴承热处理方面的研究工作是由本校金相教研室负责。

本文在单边磁拉力的理论计算方面得到韩伟忠同志的帮助,在此深表感谢。

参 考 文 献

- [1] 张鸿兴, 吴永祥; 《上海机械学院学报》, 1980; No 4.
- [2] 龚焕荪; 《上海机械学院学报》, 1980, №4.
- [3] 龚焕荪, 程诗虎, 张鸿兴, 吴永祥; 上海机械学院学报, 1982; No 1.
- [4] 韩伟忠, 王宗培; 哈尔滨工业大学研究生论文集。
- [5] S.Gray, H.Heshmat, B.Bhushan; Gas Bearing Symposion, 8-10th April 1981.
- [6] O.Decker; 6th Inter-national Gas Bearing Symposion, 1974.
- [7] 浅妻金平, 堀合邦雄; 《小松技报》1978(译文)第23卷3号。