

空心圆柱滚子轴承及其磨损问题

罗虹 刘家浚

(清华大学摩擦学研究所, 北京 100084)

摘 要 空心圆柱滚子轴承是一种新型滚动轴承,其结构特点是滚动体的空心度大于50%,无保持架,满装滚子和滚动体始终受有预负荷。它具有高刚度、高回转精度和高极限转速等特性,特别适用于机床主轴轴承。空心圆柱滚子轴承的主要失效形式是磨损和滚动体的弯曲疲劳断裂。

关键词 滚动轴承,空心滚子轴承,磨损

1 前 言

Miller 早在 1897 年就发现用金属带绕成的滚动体有较好的柔性,用其制造滚动轴承可减轻冲击载荷的影响^[1]。1947 年,有人曾对空心滚子轴承进行了更深入的研究,发明了带预负荷的空心滚子轴承,即在空心滚动体与内、外滚道间存在预应力^[2]。本世纪七十年代初,美国国家航空航天局(NASA)的研究人员也曾进行了一系列的试验研究^[3-5],主要是将空心滚动体应用于高速轴承,靠预负荷来防止滚动体在高加速度和大离心力下打滑。Bowen 指出预加负荷的空心圆柱滚子轴承除有这种优点外,还首先发现其具有高回转精度和高刚度的特性^[6,7],特别适用于机床主轴轴承。近年来,我国也开展了有关的研究,并发明了具有更佳性能的多列空心圆柱滚子轴承^[8,9],已有几十个单位将这种轴承成功地应用在多种机床产品或旧设备的改造上。

空心圆柱滚子轴承的优点与其承受的预负荷密切相关,但随着轴承的运转,过盈量会因磨损而逐渐减小,最终使轴承失效。特别是润滑介质不洁净或润滑条件不理想时,磨损将成为主要的失效形式^[10-12]。

2. 空心圆柱滚子轴承的结构与特性

2.1 结构特点

空心圆柱滚子轴承的结构见图1所示。它是由带挡边的外圈、空心圆柱滚子和不带挡边

1992-08-10 收到初稿,1992-12-12 收到修改稿。本文通讯联系人罗虹。

的内圈所组成(也可以是内圈有挡边而外圈无挡边),无保持架。内圈滚道的直径比装在外圈滚道滚动体的内接圆的直径稍大。因此,轴承装配之后空心滚动体因受预负荷的作用而略呈椭圆形。在装配应力和外载的作用下,空心度(即滚动体内孔直径与外径之比的百分数)对滚动体变形和内孔最大弯曲应力的影响见图2所示。

这里所说的变形,既包括滚动体的弯曲变形,也包括接触处的接触变形。因为50%空心度之滚动体的变形主要是接触变形,所以这更接近于实心滚子,而80%空心度的滚动体由于柔性太大,承载能力低,故此实际使用的空心度一般为60%—70%。

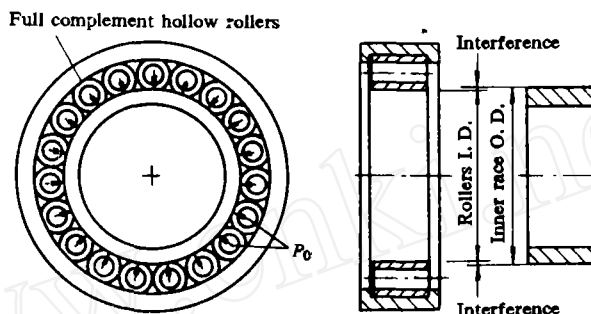


Fig. 1 The preloading (P_0) of a hollow roller bearing

图1 带预应力的空心圆柱滚子轴承(P_0 为预负荷)

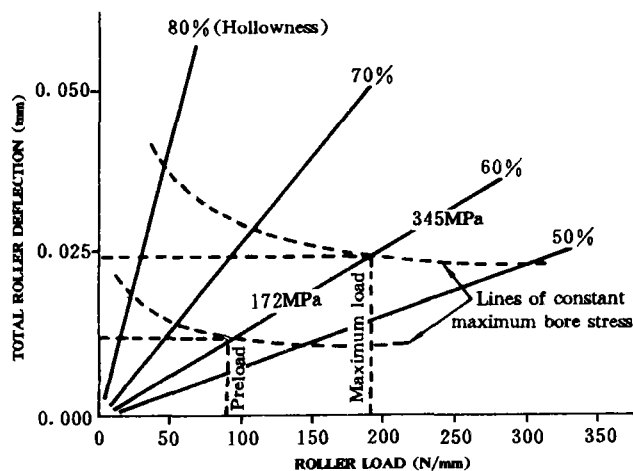


Fig. 2 The effect of hollowness on the deflection and the maximum bore stress of roller with 12.7 mm diameter^[13]

图2 空心度对滚动体($\phi 12.7$ mm)变形及内孔最大弯曲应力的影响^[13]

多列空心圆柱滚子轴承增加了滚动体的列数,因而采用较大的空心度不会降低其刚性。提高滚动体的柔性不仅能够增大轴承的阻尼特性,而且更有利于吸收加工误差。根据理论推导,空心滚动体的长径比 $L/D \leq 1.08$ 时,其滚动力矩大于扭转力矩,因而可以取消中挡边,以利于提高多列滚道的同轴度及其直径的一致性。采用多列空心圆柱滚子轴承的最大优点是可以进一步降低轴承原始滚道的中心偏移量。

2.2 高刚度

所谓刚度是指轴承内圈相对于轴承外圈移动单位距离所需要的载荷。图3所示是对相同尺寸的空心与实心滚子轴承的刚度进行的比较。由图可以看出,在额定的负荷条件下,空心圆柱滚子轴承的刚度比实心滚子轴承的大。这是因为除了空心圆柱滚子轴承满装滚子,具有更多的滚动体承受载荷以外,而更主要的则是其存在预应力,使所有的滚动体均承受载荷(见图4所示);相反,由于实心滚子轴承存在间隙,在比较低的载荷下只有少数的滚动体承受载荷,故其接触变形比较大。随着载荷的不断增大,进入接触状态的滚动体逐渐增多,刚性的增加速度变快,导致其比空心滚子轴承的更大。但是,对于机床主轴负荷来说,空心圆柱滚子轴承的刚度是足够的。

2.3 高回转精度

由于实心滚子轴承存在着径向间隙,各种制造误差都直接反映到轴的径摆上,故其回转精度低;而空心圆柱滚子轴承无游隙,零件的各种制造误差大部分可以凭借滚动体的柔性被吸收

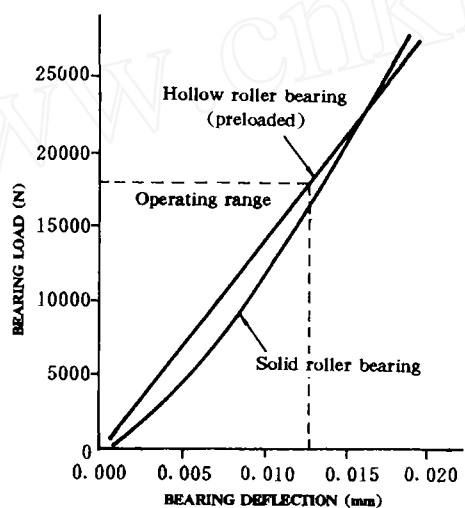


Fig. 3 A comparison of solid and hollow roller bearing stiffness
(the inner diameter of bearing is 60 mm)^[13]

图3 内径60 mm的实心 and 空心滚子轴承刚度比较^[13]

掉;如果采用相同尺寸精度的零件进行装配,则空心圆柱滚子轴承的回转精度可比实心滚子轴承的高两级^[14]。Bhateja等^[15]曾经指出,只要控制好零件的加工精度和适当的设计参数,就很容易使主轴径摆小于 $1\mu\text{m}$ 。

据文献[9]报道,反映空心圆柱滚子轴承回转精度的指标为轴承原始滚道的中心偏移量,对其影响最大的因素是滚动体的尺寸偏差,然而当加工精度达到一定水平之后,再继续提高加工精度或降低滚动体尺寸分组误差等,对减小轴承原始滚道中心偏移量的作用却都不大。最有效的途径是增加轴承滚动体的列数,因为多列的偏移量比单列的小 $1.0-0.7^{n-1}$ 倍(n 为滚动体列数)。采用多列空心圆柱滚子轴承,回转精度可以满足精密机床 $0.2-0.8\mu\text{m}$ 轴心偏移的要求,而且刚度也比动、静压轴承的大,约为同尺寸实心滚子轴承的 $1.5-2.0$ 倍。这对于机床主轴具有重要的意义。

2.4 高极限转速

影响滚动轴承极限转速的因素很多,其中最重要的是使用温度,因为它对轴承润滑产生着很大的影响。轴承中的热量主要来自两个方面,即保持架摩擦和油的搅动。空心圆柱滚子轴承没有保持架,减少了热源,因而更适合于高速下工作。在高速试验时,空心圆柱滚子轴承很容易达到 $3.45 \times 10^6 DN$ 值。这主要是由于以下原因^[13]:

- 空心滚动体的重量轻,其离心力约为实心滚动体的 60%;
- 空心滚动体的表面积大,冷却条件好;
- 没有保持架,油可以在轴承中充分地流动;
- 预应力的存在使滚动体不易滑动,相邻滚动体可以保持一定的间隙;
- 空心滚动体具有很好的柔性,滚动中可以形成油膜而不会将油排出。

国外高速空心圆柱滚子轴承在 $3 \times 10^6 DN$ 值下连续运转 1000 小时也没有发生过热和明显的磨损^[16]。一般空心滚子轴承的 DN 值比实心滚子轴承的高两倍^[8]。

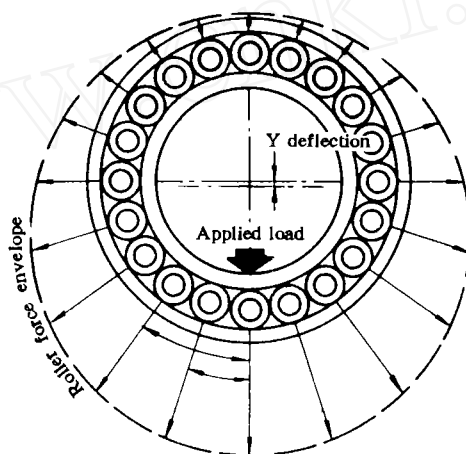


Fig. 4 The roller load distribution with the applied radial load in a preloaded bearing^[13]

图4 在径向载荷下含预应力轴承的滚动体承载分布^[13]

3. 空心圆柱滚子轴承的应力分析与失效特征

3.1 滚动体内孔弯曲应力分析

图5所示是空心滚动体每转动 90° 时应力幅沿壁厚的分布^[12]。可以看出,滚动体的弯曲疲劳寿命是受内孔应力控制的。对于高速轴承(超过 $1 \times 10^6 DN$ 值),由于油膜较厚而且空心滚动体的重量轻,以及滚动体的柔性增大而使接触应力得到改善,故此接触疲劳寿命往往可比弯曲疲劳寿命长^[13]。如空心球轴承在 $3 \times 10^6 DN$ 值下进行试验,内孔最大切向应力在从 470MPa 的拉应力到 153MPa 的压应力之间变化,内孔即在某些加工或材料缺陷处萌生疲劳裂纹,最后造成滚动体弯曲疲劳失效^[3]。

Nypan 等^[4]曾采用有限元应力分析与试验相结合,对空心球轴承进行了测算,结果表明当内孔拉应力在 480—550MPa 时,球出现断裂失效,而在 280—340MPa 时未发生弯曲疲劳断裂。Bamberger 等^[5]曾进一步采用空心圆柱试样进行了试验,发现内孔拉应力在小于 379MPa

时不出现弯曲疲劳,失效形式为接触疲劳麻点剥落;而当内孔拉应力大于 490MPa 时则发生弯曲疲劳断裂。在一般机床轴承的设计中,滚动体内孔拉应力均不超过 345MPa,因而空心圆柱滚子轴承可以保持比较高的工作寿命。

在使用过程中不允许出现空心滚动体的断裂。影响其断裂的因素包括空心度、使用载荷、材料性能和内孔表面状况等,其中影响最大的是滚动体的空心度。不同空心度下滚动体内孔弯曲应力随载荷的变化如图 2 和图 6 所示^[5],可见许用载荷是随空心度的增大而减小,特别是空心度超过 70%以后,这种影响就更加明显。

3.2 轴承接触应力分析

当轴承在超过 $1.5 \times 10^6 DN$ 值下运转时,滚动体所产生的离心力是不可忽视的,它能导致滚动体与外滚道间的赫兹应力增高,显著降低接触疲劳寿命。例如,内径为 150mm 的实心滚子轴承在 $3 \times 10^6 DN$ 值下转动,当载荷从 8900N 增加到 17800N 时,内、外滚道的赫兹应力将由 1138MPa 和 1413MPa 分别增加到 1331MPa 和 1579MPa;但在相同条件下,如果采用空心滚动体,则其与外滚道的接触应力可以减小 7%。图 7 示出了内径 150mm 实心球轴承和 50% 空心度球轴承在不同载荷下的理论疲劳寿命随 DN 值的变化(通过疲劳寿命计算所得 DN 值对轴承寿命的影响),可见在 $3 \times 10^6 DN$ 值和 17800N 载荷下,体积减小 50% 的空心球轴承的疲劳寿命比实心球轴承的高 50%^[3]。

文献[17]采用相同材料(0.2% C 钢软氮化处理)以及相同外形尺寸的空心和实心试棒进

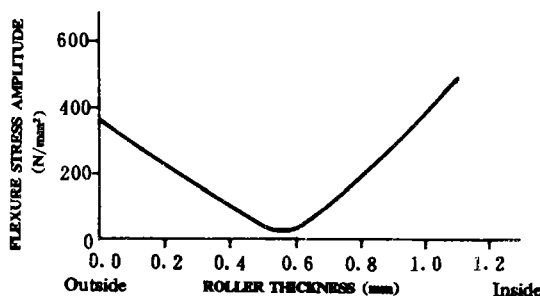


Fig. 5 The distribution of stress amplitude along the thickness of roller^[12]

图 5 应力幅沿滚动体壁厚的分布^[12]

行了接触疲劳试验,发现实心圆柱试样和空心圆柱试样的接触疲劳极限分别为 $900 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ 和 $1300 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ 。两者的失效形式均为疲劳麻点剥落。

3.3 失效特征

3.3.1 磨损失效^[14]

由于空心圆柱滚子轴承的允许磨损量远比普通轴承的小,在未出现接触疲劳的情况下,只要表面发生了微量磨损,就可使轴承因过盈量消失而失效。因此,材料耐磨性已上升为主要的性能指标。

空心圆柱滚子轴承的磨损形式为滑动磨损,其磨粒主要来自材料脱落的碳化物^[18,19]以及润滑油中的污染物。引起滑动磨损的因素包括接触应力、角加速度和滚动体的组件质量等^[20]。特别是对满装滚子轴承,由于相邻滚动体在节圆处的速度方向相反,只能形成物理吸附油膜。当平衡间隙被破坏时,相邻滚动体就可能发生摩擦^[16],如果润滑介质中有磨粒存在,当其从滚

动体之间通过时,即使平衡间隙未遭破坏也会造成磨损。

3.3.2 滚动体断裂失效

由于空心圆柱滚子轴承的结构特点,其在高速度条件下的接触疲劳寿命往往大于内孔弯

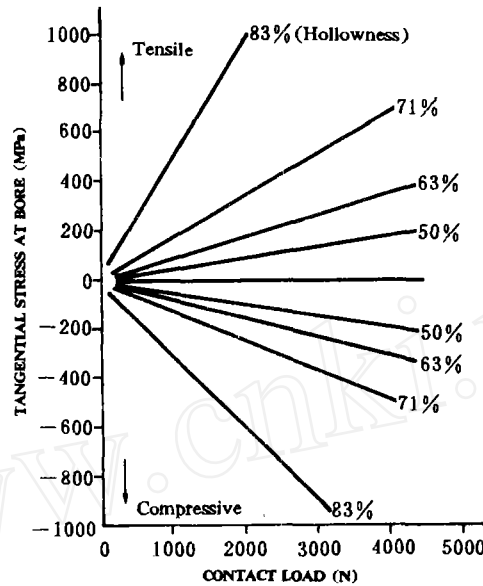


Fig. 6 Calculated tangential stresses at bore of the hollow test bar as function of contact load^[5]

图6 空心试棒内孔最大切向应力随接触载荷的变化^[5]

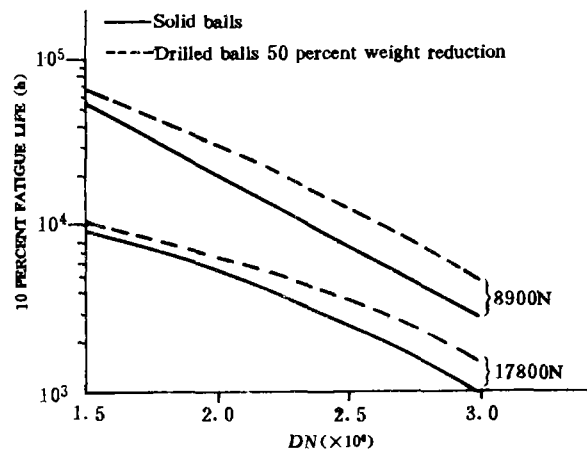


Fig. 7 Theoretical fatigue life of 150 mm bore ball bearing with solid and 50 percent drilled balls as function of DN value^[3]

图7 内径150 mm 实心球轴承和50%空心度球轴承在不同载荷下的理论疲劳寿命随 DN 值的变化^[3]

曲疲劳寿命。例如,内径为150mm的空心圆柱滚子轴承在 $3.22 \times 10^6 DN$ 值和26688N载荷下旋转了1008小时没有出现接触疲劳,但是却有三粒滚动体因内孔表面的非金属夹杂物而引起

了弯曲疲劳断裂^[16]。

研究表明,滚动体的空心度是影响失效的一个重要因素。表1列出的是采用外径为9.5mm的空心圆柱试样进行接触疲劳试验的条件和试验结果^[5]。可以看出,在提高空心度的条件下,即使把载荷降低54.4%,滚动体也仍然在很低的寿命下就发生了弯曲疲劳断裂。除此以外,内孔的加工粗糙度同样也是一个相当重要的影响因素,过大的粗糙度会引起应力集中。Sachs等^[21]曾经指出,在表面粗糙度 $Ra=0.15-0.20\mu\text{m}$ 的情况下,AISI 52100钢的室温弯曲疲劳极限为620 MPa(10^8 周次),而上述试验中的内孔平均粗糙度为 $0.33\mu\text{m}$,由此可以看出其影响之显著。

4. 空心圆柱滚子轴承的磨损

据文献[15]报道,当把空心圆柱滚子轴承应用于机床主轴时,其使用寿命是受磨损控制的。因此,采取各种手段来保持轴承正常工作所需要的过盈量,显然是进行空心圆柱滚子轴承应用研究的关键。

4.1 滑动磨损^[22]

试验表明,常规热处理的GCr15钢的滑动磨损机制主要是犁削,而造成表面犁沟的磨粒主要是碳化物颗粒。

针对这种情况,罗虹等曾对空心圆柱滚子轴承采用了新的热处理工艺^[11,23]。这种新工艺的突出特点是不仅基本消除了碳化物颗粒,而且组织中还含有大量的残余奥氏体可以提高耐磨性^[24-28]。由表2所列磨损试验结果可以看出,耐磨性有比较大的提高,磨损机制由犁削向疲劳磨损^[29,30]转化。其中,马氏体等温工艺与氮碳共渗工艺残余奥氏体量在磨损过程中的变化趋势互不相同。这是因为表面残余奥氏体量的变化要受到两个因素的影响,一是由于应变

表1 空心度对滚动体失效的影响

Table 1 The effect of hollowness on the failures of roller

No.	Hollowness (%)	Load (N)	Maximum tangential stress at bore (MPa)	Maximum Hertz contact stress (MPa)	Failure models	Fatigue life 10 percent life
1	71	2050	379	4480	Fatigue pit	13.9×10^6
2	83	934	490	3450	Flexure fatigue fracture	0.5×10^6

诱发马氏体相变致使残余奥氏体量降低,二是裂纹容易在马氏体组织中扩展,进而发生剥落,导致残余奥氏体在表面发生相对“富集”。显然,马氏体等温工艺在磨损过程中受前一因素的影响比较严重。对共渗组织来说,由于渗入的氮原子提高了残余奥氏体的稳定性^[31],其结果是使后一因素的影响明显增大。与等温组织相比,共渗组织的残余奥氏体量有比较大的增长,但是两者的耐磨性却彼此相当。

以上所述结果说明,耐磨性的提高除取决于残余奥氏体量以外,还与应变诱发马氏体的数量有关^[32]。

4.2 接触疲劳^[12]

作者等曾对空心圆柱滚动体分别进行冷处理、常规处理和马氏体等温处理,获得了不同含量的残余奥氏体组织,然后进行接触疲劳试验,结果见表3和图8。失效形式均为表面疲劳麻点剥落。由试验结果可以看出,空心滚动体的接触疲劳寿命是随残余奥氏体量的增加而提高。

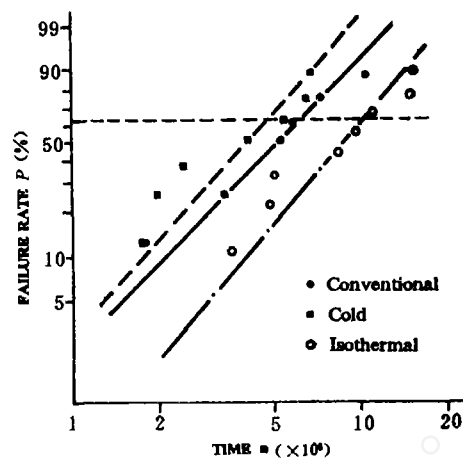
根据传统的观点^[33],对于精密轴承,为了消除残余奥氏体对尺寸的不稳定影响,一般需要进行冷处理以减少残余奥氏体的含量。但是,对于空心滚子轴承来说,由于滚动体具有很好的柔性,残余奥氏体对尺寸的不稳定影响却不会很大。空心圆柱滚子轴承的优点与其承受的预负荷相关,随着磨损的进行,预负荷将逐渐减小并最终消失而使轴承失效。GCr15钢采用马氏体等温工艺处理可以获得大量的残余奥氏体组织,在弯曲应力和接触应力的作用下将发生马氏体相变,因其体积比容差,可对预负荷的损失作出一定的补偿,而且这一过程与磨损相伴产生,这有助于提高轴承的使用寿命。

表2 磨损试验结果
Table 2 The results of wear test

Heat treatment processes	The quantity of residual austenite		Hardness (HRC)	Friction coefficient	Width of wear scars (mm)	Depth of wear scars (μm)
	Position	Ar%				
Conventional process	Original surface	7.2	61.5	0.0925	1.341	11.2
	Wearing surface	6.0				
Isothermal martensite formation	Original surface	27.0	61.3	0.0850	1.020	6.5
	Wearing surface	13.0				
Nitrocarburizing from high temperatures	Original surface	35.6	62.5	0.0925	1.027	6.6
	Wearing surface	37.3				

表3 空心圆柱滚动体接触疲劳试验结果
Table 3 The contact fatigue of hollow cylindrical roller

Heat treatment processes	Residual austenite Ar %	Fatigue life		
		10 percent life ($\times 10^6$)	50 percent life ($\times 10^6$)	Weibull slope
Cold treatment	2.3000	1.7718	4.1129	2.2370
Conventional treatment	8.0000	2.1390	5.3594	2.0510
Isothermal martensite formation	24.8000	4.0582	9.0527	2.3480

Fig. 8 P - n curve of contact fatigue^[12]图8 接触疲劳 P - n 曲线^[12]

5. 结 束 语

综合以上所述可以认为,空心圆柱滚子轴承的主要失效形式是磨损和滚动体的弯曲疲劳断裂。通过改变材料的热处理方法,可以使空心圆柱滚子轴承的工作寿命和可靠性都得到改善。但是,随着轴承的应用不断向高速发展,对轴承零件的耐磨性及其润滑等都提出了更高的要求,这些都还有待于今后的研究工作来进一步解决,以使空心圆柱滚子轴承能够得到更加广泛的应用。

参 考 文 献

- [1] Miller, W. L., U. S. Patent 595328(1897).
- [2] Steffenini, M. F., Franch Patent 946559(1947).
- [3] Scibbe, H. W., Munson, H. E., ASME, *Journal of Lubrication Technology*, 96(1974)230.
- [4] Nypan, L. J., Coe, H. H., Scibbe, H. W., ASME, *Journal of Lubrication Technology*, 97(1975)533.
- [5] Bamberger, E. N., Parker, R. J., ASME, *Journal of Lubrication Technology*, 100(1978)39.
- [6] Bowen, W. L., U. S. Patent 3930693(1976).
- [7] Bowen, W. L., U. S. Patent 4002380(1977).
- [8] 刘尔膺等, 机床, 1989, 10: 15.
- [9] 刘尔膺等, 机床, 1989, 7: 20.
- [10] 罗虹等, 中国机械工程学会材料学会第二届年会论文集, 1990, p. 346.
- [11] 罗虹等, 全国第二届表面工程学术研讨会论文集, 1991, p. 24.
- [12] 罗虹等, 兵器材料科学与工程, 1992, 9: 45.
- [13] Bowen, W. L., ASME, *Journal of Lubrication Technology*, 102(1980)222.
- [14] 罗虹等, 理化检验(物理分册), 1992, 6: 44.
- [15] Bhateja, C. P., Pine, R. D., ASME, *Journal of Lubrication Technology*, 103(1981)6.
- [16] Bowen, W. L., Murphy, T. W., ASME, *Journal of Lubrication Technology*, 103(1981)1.
- [17] Chandraskara Murthy, C. S., Ramamohana Rao, A., *Wear*, 87(1983)287.
- [18] Kennedy, P. J., Calabrese, S. J., Peterson, M. B., *Wear*, 121(1988)223.

- [19] Gahr, K. —H. Z. , *Wear of Materials*, Intl. Conf. on Wear of Materials in 1979, p. 266.
- [20] Bredow, B. , *Antriebstechnik*, 26(1987)37.
- [21] Sachs, G. , Sell, R. , Weiss, V. , NASA TND-239, 1960.
- [22] 罗虹等, 钢铁, 待发表.
- [23] 罗虹等, 兵器材料科学与工程, 1991, 7 : 50.
- [24] Wilson, F. , Eyre, T. S. , *Wear*, 14(1969)107.
- [25] Yang, G. H. , Garrison, W. M. , *Wear*, 129(1989)93.
- [26] Jang, J. W. , Iwasaki, I. , Moore, J. J. , *Wear*, 122(1988)285.
- [27] Kwok, C. K. , Thomas, G. , *Wear of Materials*, Intl. Conf. on Wear of Materials in 1983, p. 140.
- [28] Rigney, D. A. , *Fundamentals of Friction and Wear of Materials*, ASM Materials Science Seminar, 1981, p. 73.
- [29] Suh, N. P. , *Wear*, 44(1977)1.
- [30] Suh, N. P. , *Wear*, 25(1973)111.
- [31] Hsu, K. L. , Rigney, D. A. , *Wear*, 60(1980)13.
- [32] Shepperson, S. , Allen, C. , *Wear*, 121(1988)271.
- [33] Спектор, А. Г. и др. , Структура и Свойства Подшипниковых, Сталей, 1980, р. 129.

The Hollow Cylindrical Roller Bearing and Its Wear Problems

Luo Hong Liu Jiajun

(*Tribology Research Institute, Tsinghua University, Beijing 100084, China*)

Abstract The hollow cylindrical roller (HCR) bearing is a new type of rolling bearings. Its structural characteristics include: the hollowness of roller is higher than 50%, the bearing is completed with rollers without bearing cage, and the rollers are always in the preloaded state. Therefore, the HCR bearing shows a series of high performance, such as high stiffness, high rotationary accuracy, high limited speed etc. It is specially suitable for application on the spindle of precision machine tools. It's main failure models are wear and fluxural fatigue fracture of rollers.

Key words rolling bearing, hollow cylindrical roller bearing, wear