

文章编号: 1006-4710(2012)01-0033-06

混合陶瓷球轴承的选型研究

蒋喜, 刘宏昭

(西安理工大学 机械与精密仪器工程学院, 陕西 西安 710048)

摘要: 混合陶瓷球轴承是支承高速电主轴的主要轴承类型之一, 其运转状况直接影响到电主轴的可靠性, 为此必须选择合适的混合陶瓷球轴承。系统地阐述了混合陶瓷球轴承的选型依据, 包括类型选择、尺寸选择以及对极限转速的验算等, 其中重点推导了混合陶瓷球轴承中的陶瓷球及轴承外圈的寿命估算公式及其在不同可靠度要求下寿命修正系数的计算式, 进而得到陶瓷球及轴承外圈的基本额定动载荷, 提出所选取的陶瓷球轴承需符合的要求。

关键词: 混合陶瓷球轴承; 电主轴; 选型; 寿命

中图分类号: TH133.3

文献标志码: A

Selection of the Hybrid Ceramic Ball Bearings

JIANG Xi, LIU Hongzhao

(Faculty of Mechanical and Precision Instrument Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

Abstract: Hybrid ceramic ball bearing is one of the main bearings which are used to support the high-speed motorized spindle, the operation condition of which may affect the reliability of the motorized spindle directly. Therefore, it is necessary to choose the appropriate hybrid ceramic ball bearing. This paper elaborates the basis of the hybrid ceramic ball bearing's selection, including how to choose the type and size, and the validation for limit speed, mainly derives the estimation formula of ceramic ball and outer ring's lifetime of hybrid ceramic ball bearing, and the formula of its lifetime correction coefficient under different reliability requirements. And then get the basic rated dynamic load of ceramic ball and outer ring, put forward the requirements which the selected ceramic ball bearing should accord with.

Key words: hybrid ceramic ball bearing; motorized spindle; selection; lifetime

随着高速加工技术的不断发展, 高速电主轴成为了主要研究热点之一。由于电主轴的高速旋转, 其支承轴承的套圈和滚动体接触点处除了受到外加载荷外, 还受到滚动体产生的离心载荷的作用。传统钢球轴承由于自身材料的原因, 在高速运转过程中产生的离心力较大, 接触疲劳寿命较短; 而混合陶瓷(Si_3N_4)球轴承具有低密度、高刚度(弹性模量大)、热膨胀系数小、机械强度高、耐磨损、耐高温、耐腐蚀、无磁、绝缘等优点, 可显著提高电主轴支承轴承的疲劳寿命, 所以混合陶瓷球轴承更适合支承高速电主轴^[1]。因此, 需要针对支承高速电主轴的混合陶瓷球轴承进行选型。目前对于滚动轴承选型

的研究主要是针对钢球轴承, 针对混合陶瓷球轴承选型的理论研究较少, 而混合陶瓷球轴承的选型与钢球轴承的选型存在着一些差异。

本文主要是对混合陶瓷球轴承的选型进行具体的分析, 包括混合陶瓷球轴承的类型选择、混合陶瓷球轴承的尺寸选择以及对极限转速的验算等。尤其是在估算混合陶瓷球轴承的寿命时, 本文首先分析了其主要失效形式, 在此基础上分别推导出了混合陶瓷球轴承中的陶瓷球及轴承外圈的寿命计算公式, 并进一步阐述了公式中涉及到的物理量的计算方法以及不同可靠度要求下的疲劳寿命修正系数的确定方法。接着由寿命计算式所得到的陶瓷球及轴

收稿日期: 2011-10-11

基金项目: 国家科技重大专项计划基金资助项目(2010ZX04014-012); 陕西省重点学科建设专项资金资助项目。

作者简介: 蒋喜(1987-), 男, 浙江台州人, 硕士生, 研究方向为机电系统动力学。E-mail: jiangxizhilang@163.com。刘宏昭(1954-), 男, 山西代县人, 教授, 博导, 研究方向为机电系统建模、测试、仿真与控制。E-mail: liu-hongzhao@163.com。

承外圈的基本额定动载荷,提出了所选取的陶瓷球轴承需符合的要求。然后明确了所选的混合陶瓷球轴承的最高转速所需满足的条件。最后,通过实例详细地验证了本文所提出的混合陶瓷球轴承的选型过程的合理性和可行性。

1 混合陶瓷球轴承类型的选择

1.1 混合陶瓷球轴承的载荷

1) 载荷大小。由于滚子轴承中滚动体与滚道间是线接触,承载能力强,受载后变形小,因此适用于承受较大的载荷;而球轴承中滚动体与滚道间主要是点接触,承载能力弱,故适用于承受轻、中等载荷。高速电主轴一般承受的均为轻、中等载荷,因此电主轴的支承轴承优先选用陶瓷球轴承。

2) 载荷方向。支承电主轴的轴承一般会同时受到径向载荷和轴向载荷的联合作用,因此应选用能同时承受径向载荷和轴向载荷的陶瓷球轴承。当径向载荷较大而轴向载荷相对较小时,可选用深沟陶瓷球轴承或接触角不大的角接触陶瓷球轴承;当轴向载荷较大而径向载荷相对较小时,可选用接触角较大的角接触陶瓷球轴承。此外,也可以选用相同或不同类型的陶瓷球轴承的组合结构。

1.2 混合陶瓷球轴承的转速^[2]

一般摩擦力矩小、发热量小的陶瓷球轴承高速性能较好。球轴承比滚子轴承具有较高的极限转速,因此高速条件下应优先选用陶瓷球轴承。当内径相同时,外径越小,滚动体尺寸就越小,其质量也越小,运转时滚动体作用在外圈上的离心力也就越小,因此更适合于较高转速下工作。而电主轴的转速一般较高,宜选用同内径而外径较小的陶瓷球轴承。若单个外径较小的陶瓷球轴承承载能力不足时,可并联安装一个相同的陶瓷球轴承,或采用宽系列的陶瓷球轴承。

2 混合陶瓷球轴承尺寸的选择

2.1 混合陶瓷球轴承的失效形式^[3,4]

混合陶瓷球轴承的失效形式主要包括疲劳破坏、磨损、塑性压痕、烧伤和润滑失效等。陶瓷球轴承在高速运转条件下,会产生较大的离心力作用在陶瓷球上,当径向载荷较小甚至为零时,陶瓷球会产生远离内圈滚道而靠近外圈滚道的偏离,该偏离将导致陶瓷球与内圈滚道间的油膜牵曳力减小。陶瓷球在电主轴运转过程中所承受的轴向力和轴承预紧力基本保持不变,因而由于缺乏足够牵曳力的牵引而在轴承内发生打滑。而打滑会使陶瓷球与滚道间

的摩擦加剧,使轴承内部因摩擦产生的热量大幅增加,甚至导致润滑失效,从而影响混合陶瓷球轴承的疲劳寿命。

对于应用于数控机床上的高速电主轴的支承轴承而言,其所承受的径向力一般不会特别小,因而其在高速运转条件下,一方面不存在内圈的轻载打滑失效,另一方面陶瓷球将受到较大的离心力作用,从而使陶瓷球与轴承外圈的接触应力较大,因此混合陶瓷球轴承的失效形式主要表现为轴承外圈滚道和陶瓷球的疲劳剥落。

2.2 混合陶瓷球轴承寿命的计算

由于混合陶瓷球轴承的失效主要表现为轴承外圈滚道和陶瓷球的疲劳剥落,因此,混合陶瓷球轴承的寿命估算也主要是针对轴承外圈和陶瓷球的寿命进行的。

2.2.1 陶瓷球的寿命计算

文献[5]、[6]基于最大主拉应力导致疲劳失效的思想,建立了氮化硅陶瓷球的拉应力疲劳寿命模型为:

$$L_{10} = \frac{B}{p_0^{11.2}} \quad (1)$$

式中, L_{10} 为陶瓷球接触疲劳寿命(r), B 为材料常数, p_0 为最大接触应力(Pa)。

模型(1)表明,陶瓷球的滚动接触疲劳失效源自于最大主拉应力,而不是最大切应力。通过与切应力寿命模型的预测结果进行比较,证明了用拉应力寿命模型预测陶瓷球的疲劳寿命更合理。由于该模型中体现的是陶瓷球接触疲劳寿命与最大接触应力之间的关系,而在预测混合陶瓷球轴承疲劳寿命时的载荷常以力的形式出现,且陶瓷球与滚道之间的最大接触应力往往很难获得,因此需要将该模型进一步推导为陶瓷球接触疲劳寿命与所承受的力之间的关系,以下为详细推导过程。

根据点接触赫兹接触理论,最大接触应力 p_0 为:

$$p_0 = \frac{3P}{2\pi ab} \quad (2)$$

接触椭圆的长半轴 a 和短半轴 b 分别为:

$$a \propto [P/(E\Sigma\rho)]^{1/3} \quad (3)$$

$$b \propto [P/(E\Sigma\rho)]^{1/3} \quad (4)$$

式中, P 为当量动载荷(N), E 为综合弹性模量(MPa), $\Sigma\rho$ 为综合曲率(1/mm)。

由式(2)~(4)得:

$$p_0 = kP^{1/3}(E\Sigma\rho)^{2/3} \quad (5)$$

式中, k 为常数,即正比系数。

将式(5)代入式(1)得:

$$L_{10} = k^{-11.2} P^{-3.73} (E\Sigma\rho)^{-7.47} B \quad (6)$$

假设能使陶瓷球的基本额定寿命恰好为 10^6 r 时,陶瓷球所能承受的载荷为 C (N),则该载荷称为陶瓷球的基本额定动载荷,即得:

$$10^6 = k^{-11.2} C^{-3.73} (E\Sigma\rho)^{-7.47} B \quad (7)$$

由式(6)、(7)得:

$$\frac{L_{10}}{10^6} = \frac{k^{-11.2} P^{-3.73} (E\Sigma\rho)^{-7.47} B}{k^{-11.2} C^{-3.73} (E\Sigma\rho)^{-7.47} B} = \left(\frac{C}{P}\right)^{3.73} \quad (8)$$

因此,陶瓷球的寿命计算式为:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{3.73} \times 10^6 \quad (\text{r}) \quad (9)$$

由式(9)可看出,陶瓷球的疲劳寿命仍然是载荷的指数函数,与轴承钢的疲劳寿命计算式的形式相似,这是由于陶瓷球的疲劳破坏形式与轴承钢的疲劳破坏形式相似。

2.2.2 轴承外圈寿命计算

基于 Lundberg 和 Palmgren 提出的最大动态切应力理论,推导出钢球轴承中钢球的切应力疲劳寿命模型^[5]为:

$$L_{10} = \frac{B'}{p_0^{9.0}} \quad (10)$$

式中, B' 为材料常数。

文献[5]引用该模型与其推导的拉应力寿命模型进行比较,以证明用拉应力寿命模型预测陶瓷球疲劳寿命更合适。由于混合陶瓷球轴承的外圈材料为轴承钢,与钢球轴承中的钢球材料相同,且两者的失效形式相同,因此可采用该模型估算混合陶瓷球轴承外圈的疲劳寿命。由于该模型表示的同样是疲劳寿命与应力之间的关系,为了便于实际应用,需进一步推导出疲劳寿命与力之间的关系。借鉴陶瓷球寿命的推导过程可得式(5),将式(5)代入式(10)得:

$$L_{10} = k^{-9.0} P^{-3.0} (E\Sigma\rho)^{-6.0} B' \quad (11)$$

同样假设能使轴承外圈的基本额定寿命恰好为 10^6 r 时,轴承外圈所能承受的载荷为 C' (N),该载荷称为轴承外圈的基本额定动载荷,即得:

$$10^6 = k^{-9.0} C'^{-3.0} (E\Sigma\rho)^{-6.0} B' \quad (12)$$

由式(11)、(12)可得陶瓷球轴承外圈寿命计算公式为:

$$L_{10} = \left(\frac{C'}{P}\right)^{3.0} \times 10^6 \quad (\text{r}) \quad (13)$$

由式(13)可看出,陶瓷球轴承外圈的疲劳寿命仍然是载荷的指数函数,虽然该疲劳寿命计算式的推导过程与钢球轴承疲劳寿命计算式的推导过程不同,但最终推导出两者的疲劳寿命计算式的形式相

同,指数也相同。这是由于混合陶瓷球轴承的外圈材料与钢球轴承的材料相同,且两者的失效形式相同。

2.3 混合陶瓷球轴承当量动载荷的确定

混合陶瓷球轴承的当量动载荷是指一大小和方向恒定的载荷,在该载荷作用下,陶瓷球轴承的疲劳寿命与在实际载荷作用下的疲劳寿命相等。由于混合陶瓷球轴承的失效形式与钢球轴承相同,且两者之间的结构参数也基本一致,区别主要是滚动体的材料不同,而滚动体的材料对于当量动载荷的确定影响甚微,因此可采用钢球轴承当量动载荷的计算方式来计算混合陶瓷球轴承的当量动载荷。其一般计算公式为:

$$P = f_p (X F_r + Y F_a) \quad (14)$$

式中, f_p 为由经验而定的载荷系数,其值可借鉴文献[7]中表 13-6; X 、 Y 分别为径向动载荷系数和轴向动载荷系数,其值参见文献[7]中表 13-5; F_r 、 F_a 分别为径向载荷(N)和轴向载荷(N)。

当角接触陶瓷球轴承承受径向载荷时,会产生派生的轴向力,为保证此类陶瓷球轴承的正常工作,通常采用“面对面”或“背靠背”的方式成对使用。这种状况下的径向载荷和轴向载荷的计算方式与文献[7]中角接触钢球轴承的计算方式相同。

2.4 不同可靠度时混合陶瓷球轴承寿命计算

上述 L_{10} 均是指可靠度为 90% 时混合陶瓷球轴承的使用寿命,而在实际使用中,由于高速电主轴的使用场合和要求不同,对所采用的陶瓷球轴承的可靠度要求也就不同,因此需在 L_{10} 的基础上引入寿命修正系数 a_1 。混合陶瓷球轴承修正后的疲劳寿命为:

$$L_c = a_1 L_{10} \quad (15)$$

式中, L_c 为可靠度为 $(100 - c)\%$ 时陶瓷球轴承的寿命,即修正寿命。

由于混合陶瓷球轴承的失效形式与钢球轴承失效形式相同,因此可认为其疲劳寿命同样符合威布尔分布,当所要求的可靠度大于 90% 时,陶瓷球轴承的寿命修正系数 a_1 可参照文献[7]中表 13-9 选取。

当可靠度要求小于 90% 时,陶瓷球轴承的寿命修正系数 a_1 的计算式推导如下。

陶瓷球轴承的疲劳寿命的分布曲线可由下式表示^[8]:

$$\lg \frac{1}{S} = AL_c^e \quad (16)$$

式中, S 为所要求的可靠度; A 为常数; e 为威布尔分布斜率,一般对于球轴承取 $e = \frac{10}{9}$ 。

则由式(16)可得:

$$\lg \frac{1}{0.9} = AL_{10}^e \quad (17)$$

由式(16)、(17)可得:

$$\frac{\lg \frac{1}{S}}{\lg \frac{1}{0.9}} = \frac{\lg S}{\lg 0.9} = \frac{L_c^e}{L_{10}^e} = \left(\frac{L_c}{L_{10}} \right)^e \quad (18)$$

由式(18)可得:

$$L_c = \left(\frac{\lg S}{\lg 0.9} \right)^{\frac{1}{e}} L_{10} \quad (19)$$

由式(15)和式(19)即可得到陶瓷球轴承的寿命修正系数 a_1 的计算式:

$$a_1 = \left(\frac{\lg S}{\lg 0.9} \right)^{\frac{1}{e}} \quad (20)$$

2.5 混合陶瓷球轴承尺寸的选择

在实际计算中,通常以小时数表示混合陶瓷球轴承的寿命,若令 n 代表轴承转速(单位为 r/min),则以小时数表示的轴承寿命 $L_h(\text{h})$ 为:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} L_c \quad (21)$$

当混合陶瓷球轴承所承受的载荷 P 、转速 n 以及可靠度 S 确定,并且所要求的轴承寿命 L_h 已知时,则可分别计算得到陶瓷球的基本额定动载荷 C 和轴承外圈的基本额定动载荷 C' 如下:

$$C = P \left(\frac{60nL_h}{10^6 a_1} \right)^{\frac{1}{3.73}} \quad (22)$$

$$C' = P \left(\frac{60nL_h}{10^6 a_1} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (23)$$

为了所选取的陶瓷球轴承在特定工况下满足预期寿命要求,应根据式(22)和式(23)所得的基本额定动载荷选取符合以下要求的陶瓷球轴承的代号和尺寸:

$C \leq$ 某种型号陶瓷球轴承的基本额定动载荷 C_r ;

$C' \leq$ 与陶瓷球轴承同尺寸的钢球轴承的基本额定动载荷 C_r 。

3 验算极限转速

混合陶瓷球轴承的极限转速是指在一定载荷、润滑和冷却条件下混合陶瓷球轴承所允许的最高转速。混合陶瓷球轴承性能表中所列出的各种型号陶瓷球轴承的极限转速 n_{lim} ,仅适用于正常的润滑和冷却条件下,且当量动载荷 $P \leq 0.1C_r$ (C_r 为基本额定动载荷),精度等级为 0 级的混合陶瓷球轴承。若为

向心陶瓷球轴承和推力陶瓷球轴承,则还需分别满足只承受径向载荷和只承受轴向载荷的条件^[2]。

当混合陶瓷球轴承的当量动载荷 $P > 0.1C_r$ 或者其同时承受径向和轴向载荷时,需将由轴承样本和设计手册所获得的陶瓷球轴承极限转速分别乘以载荷系数 f_1 和载荷分布系数 f_2 ,其值可分别由文献[2]中图2.1-8和图2.1-9获得。而对于循环油润滑、油雾润滑和油气润滑等润滑方式,混合陶瓷球轴承的极限转速可提高 1.5 ~ 2 倍^[9]。

因此,实际工作条件下混合陶瓷球轴承允许的最高转速 n_{max} 应该符合以下条件:

$$n_{\text{max}} \leq f_1 f_2 n_{\text{lim}} \quad (24)$$

当所选用的混合陶瓷球轴承在实际工作条件下的最高转速 n_{max} 符合式(24)所规定的条件时,说明所选用的混合陶瓷球轴承型号符合要求;否则就需要重新选型,使得所选的混合陶瓷球轴承在符合疲劳寿命要求的前提下,同时也符合极限转速的条件。

4 实例验证

以某型号数控铣用电主轴为例,该电主轴最高转速为 30 000 r/min ,额定功率为 22 kW。通过调研,该电主轴实际工作中主要承受 100 ~ 1 000 N 的径向载荷 F_r ,运转时有中等冲击。在工作转速 30 000 r/min ,径向载荷 $F_r = 440 \text{ N}$,可靠度要求 $S = 95\%$,预期寿命 $L_h = 8 000 \text{ h}$ 的条件下,按本文提出的选型方式选择合适的混合陶瓷球轴承作为该型号电主轴的支承轴承。

由该电主轴的实际工况,其前后支承轴承均拟采用以 DT 方式组合的双列角接触混合陶瓷球轴承。所谓的 DT 组合形式就是指两轴承之间以“面对背”的形式组合在一起,即串联组合,而前后轴承组之间以“背靠背”的形式安装。

由该型号电主轴的工况及结构参数可计算出相关参数如下:前轴承组当量动载荷 $P_1 = 1 345 \text{ N}$,后轴承组当量动载荷 $P_2 = 623 \text{ N}$ (均取 $f_p = 1.5$)。将 e 和可靠度 S 代入式(20),则可得到寿命修正系数 $a_1 = 0.62$ 。则将当量动载荷 P 、转速 n 、预期寿命 L_h 及寿命修正系数 a_1 等参数代入式(22)和式(23)可得 C 及 C' 。

1) 对于前轴承组

$$C = P_1 \left(\frac{60nL_h}{10^6 a_1} \right)^{\frac{1}{3.73}} = 19 917 \text{ N}$$

$$C' = P_1 \left(\frac{60nL_h}{10^6 a_1} \right)^{\frac{1}{3}} = 38 375 \text{ N}$$

根据以上计算结果,按照 SNFA 轴承样本和设计手册,选择符合要求的前轴承组为:2-VEX45/NS 7CE1TL。

此外,可将上述分析过程通过图像较为直观地阐述,根据式(22)和式(23)可分别绘制出前轴承组的陶瓷球及轴承外圈基本额定动载荷与轴承寿命之间的关系曲线,如图1所示。

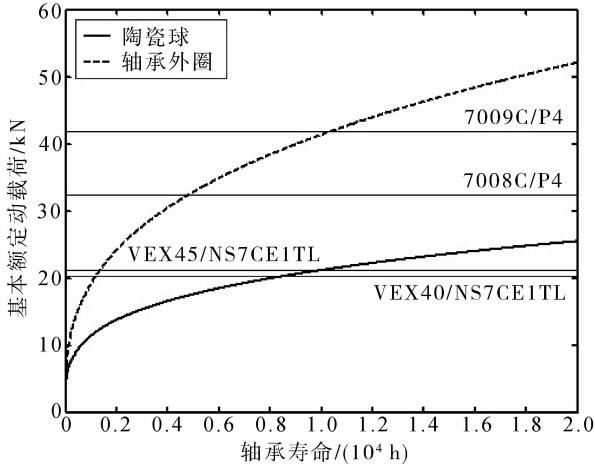


图1 基本额定动载荷与轴承寿命关系曲线

Fig.1 Relationship between basic rated dynamic load and bearing life

图1直观地反映出了当预期寿命要求8 000 h时,SNFA 陶瓷球轴承组2-VEX40/NS7CE1TL符合陶瓷球的基本额定动载荷要求,而与之同尺寸的钢球轴承7008C则不符合轴承外圈的基本额定动载荷要求;而SNFA 陶瓷球轴承2-VEX45/NS7CE1TL符合陶瓷球的基本额定动载荷要求,且与之同尺寸的钢球轴承7009C也符合轴承外圈的基本额定动载荷要求。因此为了使所选陶瓷球轴承组在本实例中给定的工况下满足预期寿命要求,最终选择符合要求的前轴承组为:2-VEX45/NS7CE1TL。

因 $P_1 = 1\,345\text{ N} > 0.1C_r = 1\,310\text{ N}$, 得 $f_1 = 0.96$; 又因该轴承同时承受轴向力 $F_a = 285.5\text{ N}$ 和径向力 $F_r = 550\text{ N}$, 即 $\tan\beta = \frac{F_a}{F_r} = 0.519$, 则得 $f_2 = 1$ 。由于该型号电主轴的润滑采用的是油雾润滑方式,因此轴承的极限转速可提高1.5~2倍,本文取1.8。则 $n_{\max} = 30\,000\text{ r/min} \leq f_1 f_2 n_{\lim} = 0.96 \times 1.8 \times 32\,800\text{ r/min}$, 满足转速要求,因此可知所选用的混合陶瓷球轴承型号符合要求。

2) 对于后轴承组

$$C = P_2 \left(\frac{60nL_h}{10^6 a_1} \right)^{\frac{1}{3.73}} = 9\,225\text{ N}$$

$$C' = P_2 \left(\frac{60nL_h}{10^6 a_1} \right)^{\frac{1}{3}} = 17\,775\text{ N}$$

根据以上计算结果,按照 SNFA 轴承样本和设计手册选择符合要求的前轴承组为:2-VEX 25/NS7CE1TL。

类似前轴承组的选型分析,可将上述分析过程通过图像较为直观地阐述,根据式(22)和式(23)可分别绘制出后轴承组的陶瓷球及轴承外圈基本额定动载荷与轴承寿命之间的关系曲线,如图2所示。

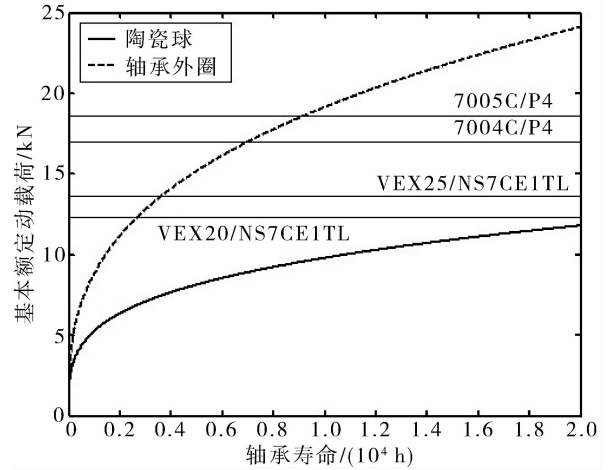


图2 基本额定动载荷与轴承寿命关系曲线

Fig.2 Relationship between basic rated dynamic load and bearing life

图2直观地反映出了当预期寿命要求8 000 h时,SNFA 陶瓷球轴承组2-VEX20/NS7CE1TL符合陶瓷球的基本额定动载荷要求,而与之同尺寸的钢球轴承7004C则不符合轴承外圈的基本额定动载荷要求;而SNFA 陶瓷球轴承2-VEX25/NS7CE1TL符合陶瓷球的基本额定动载荷要求,且与之同尺寸的钢球轴承7005C也符合轴承外圈的基本额定动载荷要求。因此为了使所选陶瓷球轴承组在本实例中给定的工况下满足预期寿命要求,最终选择符合要求的前轴承组为:2-VEX25/NS7CE1TL。

因 $P_2 = 623\text{ N} \leq 0.1C_r = 840\text{ N}$, 则得 $f_1 = 1$; 又因该轴承同时承受轴向力 $F_a = 285.5\text{ N}$ 和径向力 $F_r = 110\text{ N}$, 即 $\tan\beta = \frac{F_a}{F_r} = 2.595$, 则得 $f_2 = 0.96$ 。

由于该型号电主轴的润滑采用的是油雾润滑方式,则轴承极限转速可提高1.5~2倍,本文取1.8。则 $n_{\max} = 30\,000\text{ r/min} \leq f_1 f_2 n_{\lim} = 0.96 \times 1.8 \times 56\,000\text{ r/min}$, 满足转速要求,因此可知所选用的混合陶瓷球轴承型号符合要求。

综上所述,该型号数控铣用电主轴前后支承轴承组可分别选用2-VEX45/NS7CE1TL(SNFA)陶瓷

球轴承组和 2-VEX25/NS7CE1TL(SNFA)陶瓷球轴承组。而该型号电主轴的生产厂家实际采用的前后支承轴承组均为 2-VEX45/NS7CE1TL(SNFA)陶瓷球轴承组,与应用本文提出的混合陶瓷球轴承选型理论所选的陶瓷球轴承型号基本一致,从而在一定程度上验证了本文提出的混合陶瓷球轴承的选型方式的合理性和可行性。

5 结 语

混合陶瓷球轴承的选型包括类型选择、尺寸选择以及极限转速的验算等。混合陶瓷球轴承的类型可根据其承受载荷的大小和方向以及转速要求来选择;型号和尺寸则需要根据基本额定动载荷的大小来选择,而基本额定动载荷的确定则需要先确定其疲劳寿命的估算公式。因此本文先分析了其主要失效形式,在此基础上分别推导出了混合陶瓷球轴承中的陶瓷球及轴承外圈的寿命计算公式,并进一步阐述了公式中涉及到的物理量的计算方法以及不同可靠度要求下的疲劳寿命修正系数的确定方法。最后只需对根据上述分析过程所选的陶瓷球轴承进行极限转速的验算即可。

参考文献:

- [1] 林彩梅. 陶瓷轴承在高速机床中的应用研究[J]. 设计与研究,2010,(3):17-18.
Lin Caimei. Research on the application of ceramic bearing in high speed machine tool[J]. Design and Research, 2010,(3):17-18.
- [2] 张松林. 轴承手册[M]. 南昌:江西科学技术出版社,2005.
- [3] 吴玉厚. 数控机床电主轴单元技术[M]. 北京:机械工业

出版社,2006.

- [4] 李军宁,陈渭. 基于 VB、VC 协同编程高速滚动轴承打滑失效分析系统设计与实现[J]. 润滑与密封,2011,36(1):4-5.
Li Junning, Chen Wei. Design and implementation of high-speed rolling bearing failure analysis system based on VB and VC collaborative programming[J]. Lubrication and Seal,2011,36(1):4-5.
- [5] 周井玲,吴国庆,陈晓阳. 氮化硅陶瓷球滚动接触疲劳寿命模型[J]. 机械工程学报,2008,44(2):37-42.
Zhou Jingling, Wu Guoqing, Chen Xiaoyang. Tensile stress life model for rolling contact fatigue of silicon nitride ceramic balls[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(2):37-42.
- [6] 周井玲. 氮化硅陶瓷球的滚动接触疲劳寿命研究[D]. 上海:上海大学,2006:81-101.
Zhou Jingling. Tensile stress life for rolling contact fatigue of silicon nitride ceramic balls[D]. Shanghai: Shanghai University,2006:81-101.
- [7] 濮良贵,纪名刚,陈国定,等. 机械设计[M]. 第六版. 北京:高等教育出版社,2006.
- [8] 刘泽九,贺士荃. 滚动轴承的额定负荷与寿命[M]. 北京:机械工业出版社,1982.
- [9] 郭宝霞,白如冰. 滚动轴承极限转速与额定热转速的对比分析[J]. 轴承,2011,(2):21-25.
Guo Baoxia, Bai Rubing. Comparative analysis on limiting speed and thermal speed rating of rolling bearings[J]. Bearing, 2011,(2):21-25.
- [10] Thoma K, Rohr L, Rehmann H, et al. Materials failure mechanisms of hybrid ball bearings with silicon nitride balls[J]. Tribology International, 2004,37:463-471.

(责任编辑 王卫勋)