

高速动静压与滚动混合轴承的研究^{*}

何予鹏^{**} 华绍杰 徐波^{**} 苏智剑
(郑州工业大学机械系)

摘 要 对动静压滚动混合轴承的工作原理和计算方法进行了论述。该轴承具有较小的摩擦功耗和较好的弹性支承效应。

关键词 动静压滑动轴承;滚动轴承;混合轴承

中图分类号 TH1172

轴承是转子系统的 1 个重要零件。随着现代科学技术的发展,转子的转速、精度越来越高,这就对现代轴承提出了更高要求。以前人们只注重对单一轴承的研究,这些单一的轴承有各自的优点,也有不足之处。如何把单一轴承组合起来,发挥它们各自的优点,来满足某些特殊工作要求,是当前研究轴承的 1 个新课题^[1]。

本文将液体动压轴承、液体静压轴承、滚动轴承组合起来,使之成为动静压与滚动混合轴承,对该混合轴承的工作原理进行了论述,提出了混合轴承稳定工作条件,并对其静动参数进行了计算。

1 混合轴承的工作原理

混合轴承的结构如图 1。它主要由内圈、滚动体、滚环、外圈等组成。其中内圈、滚动体、滚环组成滚动轴承部分;滚环与外圈组成动静压滑动轴承部分。混合轴承在启动时,由于滚动部分的摩擦阻力较滑动部分小,故滚动部分首先随主轴转动。随着转速的提高,滚环受到滚动体的摩擦阻力 M_e 也随之增大,当 M_e 大于滚环的外油膜摩擦阻力 M_o 时,滚环开始转动。当主轴转速稳定时,内摩擦力矩 M_e 等于外摩擦力矩 M_o ,此时滚环匀速转动,混合轴承进入稳定运转阶段。

由以上分析可知,滚环角速度 n_2 显然小于主轴的角速度 n_1 ,这样主轴相对于滚环的转速大大降低,这也使滚动轴承的 DN 值降低,减少了滚动体对滚环的磨损,提高了滚动轴承的疲劳寿命,也降低了摩擦力矩 M_e ,提高了轴承的极限转速。

在混合轴承的外圈设计了 4 个深腔和 4 个浅腔。深腔的作用是在轴承静止和低速转动

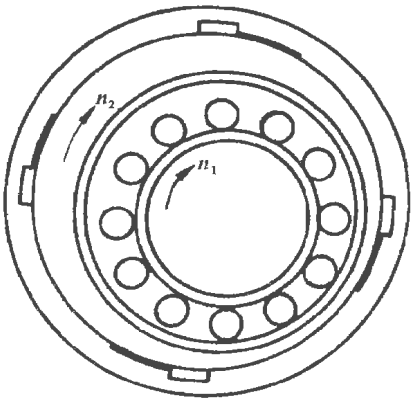


图 1 混合轴承结构

^{*} 省教委自然科学基金资助项目(94400041)

收稿日期:1998-03-05

^{**} (河南农业大学,郑州,450002)

第一作者 男 1962 年 7 月生 硕士学位 讲师

时,靠外界通过深腔的压力油使滚环浮起,起到静压支承作用^[2]。浅腔的作用是在滚环高速旋转时,利用阶梯效应产生高压油膜,提高其承载能力。高速轴承由于转子的不平衡引起的振动是很大的,在滚环与外圈间的这层油膜就可起到减振降噪的作用,使混合轴承的运转精度提高。

2 混合轴承的分析计算

2.1 动静压轴承的计算

在滚环与外圈之间的流动液体满足 Reynolds 方程运动规律^[3]

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\rho h^3}{12 \mu} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{12 \mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{n_2}{2} \frac{\partial (\rho h)}{\partial \varphi} + \rho (V_v \cdot \cos \varphi + V_h \cdot \sin \varphi)$$

其中: r —滚环外径; φ —园周坐标; p —油膜压力; z —轴向坐标; ρ —液体密度; h —油膜厚度; μ —液体粘度; n_2 —滚环转速; V_v —滚环中心水平速度; V_h —滚环中心竖直速度。

油膜满足的边界条件为:

$$\text{压力边界条件: } p_i = 0 \quad i \in \Gamma_1, \Gamma_2; \quad p_j = p_r \quad j \in \Gamma_3$$

其中: Γ_1, Γ_2 —轴承两端边界; Γ_3 —轴承油腔边界; p_r —油腔内压力

$$\text{流量边界条件: } q = \vec{n} \cdot \left(\frac{hu}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \Delta p \right)$$

其中: \vec{n} —单位矢量; u —滚环园周速度; Δp —油膜压力变化率

由以上各式可知,在 Reynolds 方程和流量边界条件中均含有压力 p ,故只能采用叠代法来求解压力 p 。本文采用迦辽金加权余量法将 Reynolds 方程和流量方程离散为线性代数方程组,网格划分采用 8 节点等参元,并取相应的形函数 N_i 作为权函数,可求解出动静压轴承的压力分布场,并进而求解出动静压轴承的动特性和静特性。

动静压轴承的承载力:

$$F_{\xi} = \iint p \cdot \cos \varphi \cdot r d\varphi dz$$

$$F_{\eta} = \iint p \cdot \sin \varphi \cdot r d\varphi dz$$

$$\text{总承载力: } WR = \sqrt{F_{\xi}^2 + F_{\eta}^2}$$

$$\text{偏位角: } \text{tg } \theta = F_{\xi} / F_{\eta}$$

滚环受到外油膜摩擦力矩:

$$M_o = \iint \left[\frac{\mu n_2}{h} r^2 + \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right] r d\varphi dz$$

2.2 滚动轴承的计算

滚动轴承的运动参数和动力参数很多,其中对混合轴承性能影响最大的是滚动体对滚环的摩擦力矩 M_e ,其计算公式如下^[4]:

$$M_e = M_1 + M_2$$

(1) M_1 的计算

M_1 反映了润滑剂的流体动力损耗,按下式计算:

$$\text{当 } \gamma(n_1 - n_2) \geq 2000 \text{ 时, } M_1 = 10^{-7} f_0 [V(n_1 - n_2)]^{2/3} D_m^3;$$

当 $\gamma(n_1 - n_2) < 2000$ 时, $M_1 = 10^{-7} f_0 D_m^3$
式中: D_m —滚动轴承的平均直径; f_0 —与轴承类型和润滑方式有关的系数; n_1, n_2 —主轴、滚环转速。

(2) M_2 的计算

M_2 反映了弹性滞后和局部差动滑动的摩擦损耗。

$$M_2 = f_1 p_1 D_m$$

式中: f_1 —与轴承类型和所受负荷有关的系数; p_1 —计算轴承摩擦力矩的计算负荷。

2.3 混合轴承实现稳定运转条件

混合轴承从起动到稳定运转,其主要标志是滚环的转速 n_2 达到 1 个稳定的值。滚环运动时受到内摩擦力矩 M_e 和外摩擦力矩 M_o 的同时作用,当滚环稳定运转时,2 力矩值应相等,即混合轴承稳定运转条件为:

$$M_e = M_o$$

我们将滚环转速 n_2 与轴颈转速 n_1 之比定义为环速比 Ω ,即

$$\Omega = \frac{n_2}{n_1}$$

Ω 的取值在范围 $0 < \Omega < 1$ 之内。当 Ω 取值接近零时,滚环转速较低,混合轴承以滚动部分为主;当 Ω 取值接近 1 时,滚环转速较高,混合轴承以动静压部分为主,可见 Ω 的大小直接影响到混合轴承的性能。环速比 Ω 主要由滚环的内、外摩擦力矩来决定。我们可以改变混合轴承结构参数和动力参数,如滚环内侧间隙 h_1 、滚环外侧间隙 h_2 、润滑油粘度 μ 等,来调整环速比 Ω 值,使之满足某些特定工作要求。

3 程序设计和计算结果分析

3.1 程序设计

用计算机对混合轴承进行分析计算,主程序设计是以外摩擦力矩是否相等做为判断条件。动静压轴承部分采用有限元分析计算^[5]。混合轴承主程序框图见图 2。

3.2 计算已知数据

滚动轴承部分:轴承类型为单列深沟球轴承 61006 型,摩擦力矩系数 $f_0 = 2$,基油运动粘度 $\gamma = 20 \text{mm}^2 \text{s}^{-1}$,摩擦力矩系数 $f_1 = 1$,滚动摩擦系数 $k = 0.02$ 。

动静压轴承部分:滚环外径 $D = 62 \text{mm}$,轴向长度 $L = 51 \text{mm}$,每深腔包角 $\theta_s = 9^\circ$,每浅腔包角 $\theta_q = 54^\circ$,每封油边包角 $\theta_F = 27^\circ$,深腔深度 $h_s = 0.5 \text{mm}$,浅腔深度 $h_q = 0.028 \text{mm}$,油腔数 $N = 4$,泵压 $p_s = 10^6 \text{Pa}$,节流比 $\beta = 0.5$,润滑油动力粘度 $\mu = 4.475 \times 10^{-10} \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{mm}^{-2}$ 。

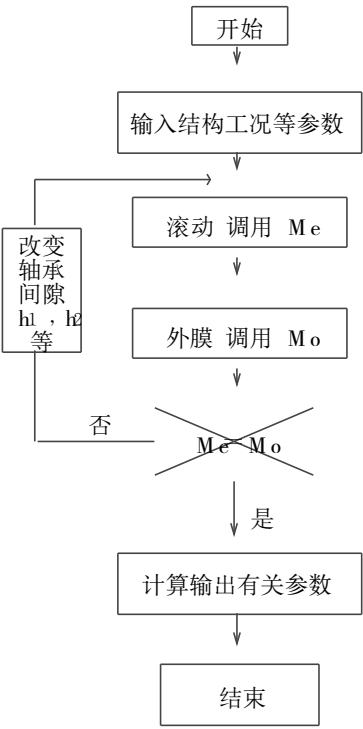


图 2 混合轴承主程序框图

3.3 计算结果及分析

由以上已知数据,可以计算出在不同转速下混合轴承的 1 组计算结果,见表 1。

表 1 混合轴承计算结果

轴颈转速(r/min)	环速比	承载力(N)	摩擦力矩(N·m)	摩擦功耗(W)
10000	0.31	256	15.87	95.34
15000	0.32	472	29.26	127.25
20000	0.33	624	38.68	178.56
25000	0.34	893	55.36	247.12
30000	0.32	1447	89.71	356.17
38000	0.31	1895	117.49	473.83

(1)承载力

以动静压轴承油膜不发生破裂为计算准则,来计算混合轴承的承载能力。由表 1 中数据可以看出,主轴转速越高,其承载能力越大,这主要是动压效应的结果。

(2)摩擦功耗

由表 1 可知,低速时摩擦功耗几乎不受偏心率的影响,只有当转速较高,偏心率较大时摩擦功率才显著上升。该混合轴承由于存在滚环,在轴颈转速和实际工况相同情况下,其摩擦功率将小于单一的滚动轴承和动静压轴承的摩擦功率。

4 结论

高速动静压与滚动混合轴承由于存在滚环,故可以降低滚动轴承部分和动静压轴承部分的相对转速,从而可降低混合轴承的摩擦功耗和温升,提高滚动体的寿命。

该混合轴承由于存在动静压油膜,使得混合轴承无论在低速还是在高速,都具有较好的弹性支承效应。

参考文献

1 华绍杰.具有深浅腔的圆柱浮环动静压混合滑动轴承特性及应用性分析.机械设计,1997(5):17~19
2 夏恒青.圆锥动静压轴承的稳态性能研究.郑州工学院学报,1988,9(4):89~97
3 张直明.滑动轴承的流体动力润滑理论.北京:高等教育出版社,1987.80~95
4 万长森.滚动轴承的分析方法.北京:机械工业出版社,1987.60~72
5 华绍杰.内置毛细管节流的动静压滑动轴承有限元—优化综合分析.郑州工业大学学报,1996,17(4):1~8

Research on a High Speed Hybrid—Rolling Bearing

He Yupeng * Hua Shaojie Xu Bo * Su Zhijian

(Zhengzhou University of Technology) * (Henan University of Agriculture)

Abstract This paper discusses mainly the operation principle and research method of the hybrid—rolling bearing. This kind of bearings has advantages of less friction and good elasticity support.

Keywords hybrid sliding bearing;rolling bearing;mix bearing