

● 高等学校教材



李纪仁 石端伟 程志毅

机械

设计

下

武汉水利电力大学出版社

74.11.11
1022
1

高等学校教材

机 械 设 计

下 册

主 编：李纪仁

副主编：石端伟

程志毅



武汉水利电力大学出版社

·武汉·

(鄂) 新登字 15 号

图书在版编目 (CIP) 数据

机械设计 / 李纪仁主编. — 武汉: 武汉水利电力大学出版社, 1998.12
ISBN 7-81063-035-0

I. 机… II. 李… III. 机械设计-高等学校-教材 IV. TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (98) 第 40661 号

机械设计 (下册)

责任编辑: 谢文涛 封面设计: 涂 驰

武汉水利电力大学出版社出版发行

(武汉市武昌东湖南路 8 号, 邮编: 430072)

湖北省仙桃市新华印刷厂印刷

开本: 787 × 1092 1/16 印张: 18.75 字数: 468 千字
1999 年 10 月第 1 版 1999 年 10 月第 1 次印刷 印数: 0 001 — 1 500 册
ISBN 7-81063-035-0/TH·2 总定价: 42.00 元 (上、下册)

前 言

《机械原理》、《机械设计》是全国各高校机械类专业的必修课，为数不多的学校在该类专业中另开设了《机械系统设计》课程，该课程亦为必修课。上述“三门课程”的基本内容都是研究机械设计的有关理论及其知识，其主要的教学目的和要求之一是培养学生的机械设计能力。因此，这“三门课程”有非常紧密的联系，联系的纽带就是“机器”。既然如此，将互相间有内在联系的“三门课程”的内容和教学要求统一在“整机”的设计中就是顺理成章的事情了。

在上述思想指导下，我们对“三门课程”进行了改革，形成了一门新的《机械设计》课程。“三门课程”的改革是全面的、系统的，它包括理论教学、大作业、课程设计、实验和课程教学中的计算机应用等。本书是为适应这一改革的理论教学而编写的。为了适应本课程其他教学环节，即大作业、课程设计、课程实验和课程教学中的计算机应用等的改革，被列入与本教材相配套的教材中。

在编写本书时，注重的几个问题是：

1. 教材的内容依据了原国家教委 1995 年颁发的《机械原理》、《机械设计》和全国“机械设计及制造”专业教学指导委员会 1988 年 3 月制定的《机械系统设计》这些课程的教学基本要求。
2. 从“整机”和组成机器的几大系统设计观点出发，除研究机械设计的有关理论、机械零部件的设计外，同时加强和充实了“整机”设计的有关内容。
3. 力求将“三门课程”的内容有机地融合在一起，而不是“三门课程”内容拼凑在一起的机械混合物。
4. 处理好“少而精”和内容充实之间的关系。
5. 尽可能采用最新的有关标准、规范和新的设计计算方法，反映学科的新成就。

本书可作为机械类专业《机械原理》、《机械设计》课程或上述“三门课程”的教材，或供有关专业师生和工程技术人员参考。

参加本书编写的有李纪仁教授（绪论，第一、十、十八、十九、二十章）；石端伟副教授（第二、三、四、十五、二十一、二十二章）；程志毅副教授（第五、六、七、十二、十三、十四、十六、十七章）；袁泽虎副教授（第八、九、

十一章)。由李纪仁教授任主编，石端伟、程志毅副教授任副主编。

本书由华中理工大学博士生导师余俊教授主审，他对书稿提出了许多宝贵意见，在此向他深表感谢。

虽然我们对“三门课程”的体系和内容等的改革迈出了第一步，应当说是可喜的。但改革的难度是不言而喻的，加之我们的水平有限，本教材的体系、内容等诸多方面难免存在不妥乃至错误，殷切期望同行和广大读者批评指正。

编 者

1998 年 6 月

第十三章 滚动轴承

第一节 滚动轴承的构造与分类

滚动轴承是机械设备中广泛采用的标准化部件之一，目前都是由专业制造厂成批生产，价格低廉。所以，设计人员主要任务是熟悉标准，正确选用。

一、滚动轴承的构造

滚动轴承的基本构造如图 13-1 所示，由外圈 1，滚动体 2，内圈 3 和保持架 4 四部分组成。一般内圈与轴颈、外圈与轴承座孔装配在一起。多数情况是内圈随轴颈转动而外圈固定；但也有外圈转动而内圈不动，或内、外圈以不同转速同时转动的。

滚动体是滚动轴承的重要元件，当内、外圈相对转动时，它在两者间的滚道中滚动。滚动体常见的形状有球形、圆柱形、空心螺旋形、圆锥形、鼓形和滚针等，如图 13-2 所示。滚动体为球形的称为球轴承，其余形状的称为滚子轴承。

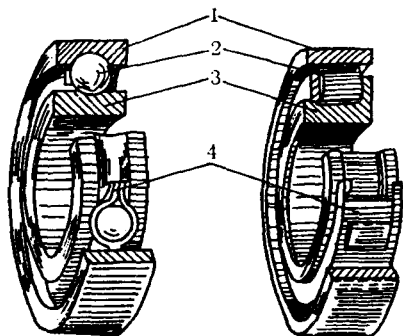


图13-1 滚动轴承的构造

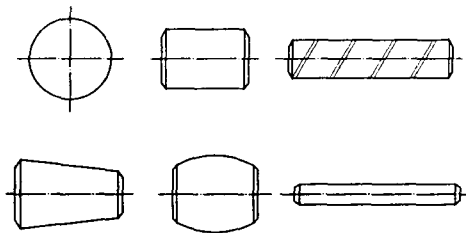


图13-2 滚动体的形状

保持架用来避免相邻滚动体直接接触，以免引起过量磨损。轴承内、外圈上都有凹槽滚道，从而限制滚动体侧向位移。

轴承的内、外圈和滚动体，一般用强度高、耐磨性好的轴承铬钢制造，淬火后硬度不低于 HRC60。保持架多用软钢冲压而成，也有铜合金或塑料制成的。

二、滚动轴承的类型与特点

滚动轴承按承受载荷的作用方向一般可分为三类，即径向接触轴承，主要用于承受径向载荷；向心角接触轴承，能同时承受径向载荷和较大的轴向载荷；轴向接触轴承，只能承受轴向载荷。

1. 径向接触轴承 (如图 13-3 ~ 图 13-7)

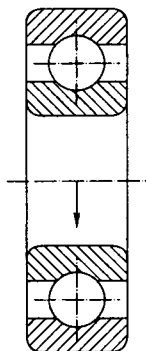


图13-3 深沟球轴承

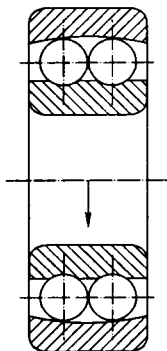


图13-4 调心球轴承

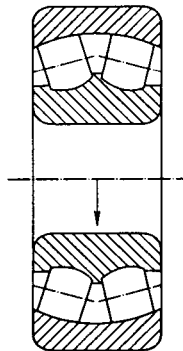


图13-5 调心滚子轴承

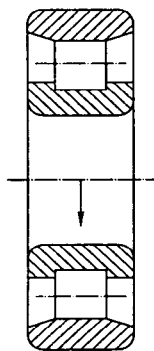


图13-6 圆柱滚子轴承

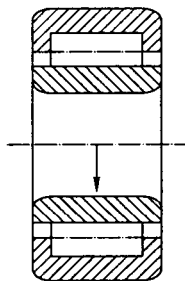


图13-7 滚针轴承

(1) 深沟球轴承 主要用于承受径向载荷，也可承受一定的轴向载荷。高速时可代替推力轴承承受纯轴向载荷。允许内、外圈相对倾斜 $8' \sim 15'$ ，极限转速高、价格低廉。适用于刚性较好和转速较高的轴，但其承受冲击载荷的能力较差。

(2) 调心球轴承 主要用于承受径向载荷，也可以同时承受较小的轴向载荷。由于外圈滚道是以轴承中点为中心的球面，故能自动调心，它允许内、外圈轴线偏斜 $2^\circ \sim 3^\circ$ ，适用于多支点和挠度大的轴以及两支承中心难以对中的场合。

(3) 调心滚子轴承 与同尺寸的调心球轴承比较能承受大的径向载荷，也可承受不大的轴向载荷。轴承具有调心性能，内、外圈相对倾斜允许 $\leq 2.5^\circ$ 。具有较好的抗冲击振动特性，其适用场合与调心球轴承相同。

(4) 圆柱滚子轴承 只能承受径向载荷。这种轴承具有多种型式，一般内、外圈沿轴向可分离，允许内、外圈倾斜角 $2' \sim 4'$ 。适用于径向载荷大、轴的刚性大、两轴承孔同轴度好的场合。

(5) 滚针轴承 和其他轴承相比，在内径相同的条件下，其外径最小。它只能承受径向载荷，不能承受轴向载荷，且对轴的弯曲最敏感。适用于径向载荷大而径向空间受限制的支承处。

2. 向心角接触轴承 (如图 13-8 和 13-9)

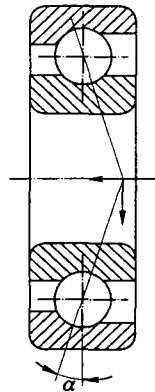


图13-8 角接触球轴承

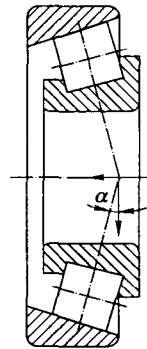
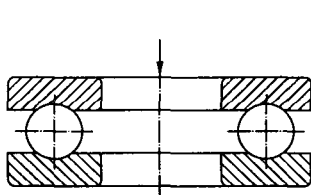


图13-9 圆锥滚子轴承

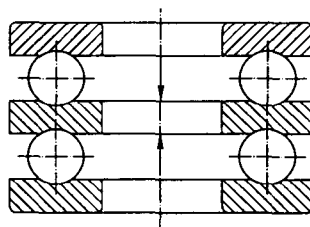
(1) 角接触球轴承 能同时承受径向载荷与单向轴向载荷，也能承受纯轴向载荷，但不宜用来承受纯径向载荷。轴承接触角 α 有 15° 、 25° 和 40° 三种。接触角越大，承受轴向载荷的能力越强。通常轴承应成对使用，反向安装在同一支点或两个支点上，但轴向载荷较大时，也可采用同向排列在同一支点上。允许内、外圈轴线相对偏转 $2' \sim 10'$ 。适用于要求旋转精度与转速较高的场合。

(2) 圆锥滚子轴承 能同时承受较大的径向载荷和轴向载荷。因滚动体与内、外圈之间为线接触，故承载能力较大。这类轴承的内圈、滚子和保持架装成一体，可和外圈分离，故安装轴承时，内、外圈与滚动体之间的游隙可以调整、安装方便，一般应成对使用。允许内、外圈相对倾斜角 $\leq 2'$ 。适用于刚性较大、两轴孔同轴度好的场合。

3. 轴向接触轴承 (如图 13-10, 图 13-11)



(a)



(b)

图13-10 推力球轴承

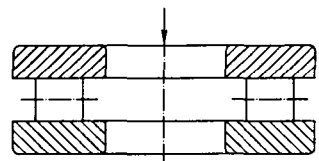


图13-11 推力圆柱滚子轴承

(1) 推力球轴承 图 13-10 (a) 所示的推力球轴承仅能承受单向载荷；图 13-10 (b) 所示的推力球轴承能承受双向载荷，可在交变的轴向载荷下工作。这两种轴承的套圈的内孔直径不同，直径较小的套圈紧配在轴颈上，称为轴圈；直径较大的套圈装于机座上，称为座圈。由于套圈滚道深度小，当转速较高时，滚动体离心力大，特别是双向推力球轴承，工作时其中一列处于无负荷状态，滚动体易发生径向窜动而造成滑动，易发热和磨损，导致旋转精度下降，故这种类型的轴承极限转速低。

(2) 推力圆柱滚子轴承 只能承受单向载荷，其承载能力比推力球轴承大。其极限转

速低。轴承对轴线的歪斜敏感。适于低速重载且轴刚性大垂直布置的场合。

三、滚动轴承类型的选择

滚动轴承类型很多，在实际设计工作中，应首先明确载荷的大小，方向和性质、转速高低、使用场合等要求，再参考以下建议进行选择。

径向接触轴承、轴向接触轴承和向心角接触轴承一般可根据工作载荷方向来选用。如只有径向载荷作用时，可选用径向接触轴承；同时受径向与轴向载荷时，可选用向心角接触轴承；但轴向载荷较小时亦可选用深沟球轴承，轴向载荷很大时可选用径向接触轴承和轴向接触轴承的组合形式，分别承担径向和轴向载荷。

滚子轴承的承载能力大于球轴承，故对于载荷较大或有冲击振动时宜选用滚子轴承。

球轴承允许的极限转速高于滚子轴承，因此在高速、要求有较高的旋转精度时宜选用球轴承。推力球轴承允许的极限转速很低，故高速、轴向载荷不大时可选用深沟球轴承或选用角接触球轴承。

滚子轴承（调心滚子轴承除外）对轴的挠曲很敏感，适用于轴的刚度较大和两轴孔同轴度好的场合。

为便于安装拆卸和调整间隙，常选用外圈可分离的圆锥滚子轴承或带有内锥孔的轴承。

当两轴承座孔不同轴线或由于加工、安装误差及轴的挠曲变形大等原因使轴承内、外圈倾斜角较大时，应选用允许较大倾斜角的轴承或调心轴承。

选择轴承时，要考虑经济性。一般来说，深沟球轴承价格最低，滚子轴承比球轴承价格高，角接触轴承比向心轴承价格高。此外，精度提高时，成本会增加很多，故选用时要以能够满足使用要求为准。

第二节 滚动轴承的代号

滚动轴承的代号由字母加数字组成，用以表示轴承的结构尺寸、公差等级、技术性能等，由国家标准 GB/T272-93 进行了规范，并被标印在轴承的端面上。

一、轴承代号的构成

轴承代号的构成方法与排列顺序见表 13-1。

表 13-1 轴承代号

前置 代号	基本代号			后置代号 (组)							
	轴承 类型	尺寸 系列	轴承 内径	内部 结构	密封与防尘 套圈变型	保持架及 其材料	轴承 材料	公差 等级	游隙	配置	其它

二、基本代号

基本代号由轴承类型代号，尺寸系列代号和内径代号构成。

类型代号用阿拉伯数字（以下简称数字）或大写字母（以下简称字母）表示，表示方法见表 13-2。

表 13-2 常用轴承类型代号、尺寸系列代号和组合代号

轴承类型	类型代号	尺寸系列代号	组合代号	轴承类型	类型代号	尺寸系列代号	组合代号
调心球轴承	1	(0) 2	12	深沟球轴承	6	(1) 0	60
	(1)	22	22			(0) 2	62
	1	(0) 3	13			(0) 3	63
	(1)	23	23			(0) 4	64
调心滚子轴承	2	22	222	角接触球轴承	7	(1) 0	70
		23	223			(0) 2	72
		30	230			(0) 3	73
		31	231			(0) 4	74
		32	232				
圆锥滚子轴承	3	02	302	推力圆柱滚子轴承	8	11	811
		03	303			12	812
		13	313	外圈无挡边圆柱滚子轴承	N	10	N10
		20	320			(0) 2	N2
		22	322			22	N22
		23	323			(0) 3	N3
推力球轴承	5	11	511			23	N23
		12	512			(0) 4	N4
		13	513	内圈无挡边圆柱滚子轴承	NU	10	NU10
		14	514			(0) 2	NU2
		22	522			22	NU22
		23	523			(0) 3	NU3
		24	524			23	NU23
深沟球轴承	6	18	618	滚针轴承	NA	48	NA48
		19	619			49	NA49
						69	NA69

注 1. 表中用“()”号括住的数字在组合代号中省略;

2. 类型代号为 5, 尺寸系列代号 11~14 为单向推力球轴承; 尺寸系列代号 22~24 为双向推力球轴承。

尺寸系列是轴承宽度系列或高度系列与直径系列的总称。宽度系列指径向轴承或向心角接触轴承的内径相同, 而宽度有一个递增的系列尺寸。高度系列指轴向接触轴承的内径相同, 而轴承高度有一个递增的系列尺寸。直径系列表示同一类型, 相同内径的轴承, 其外径有一个递增的系列尺寸。轴承尺寸不同, 其承载能力也不同。尺寸系列代号以数字表示。类型代号与尺寸系列代号又以组合代号形式表达, 见表 13-2。

内径代号表示轴承的内径, 用两位数字表示。内径 $d \geq 10 \text{ mm}$ 的轴承, 其代号表示方法见表 13-3。

表 13-3 滚动轴承内径代号

内径代号	00	01	02	03	04~96
轴承内径/mm	10	12	15	17	代号数 $\times 5$

注 内径为 22, 28, 32 和 $\geq 500 \text{ mm}$ 的轴承, 代号直接用内径 mm 数表示, 但在与组合代号之间用“/”分开。如深沟球轴承 62/22, 轴承内径 $d=22 \text{ mm}$

三、前置、后置代号

前置、后置代号是轴承在结构形状、尺寸、公差、技术要求等有改变时，在其基本代号左右添加的补充代号。

1. 前置代号 它代表轴承组件，用字母表示。代号及其含义见表 13-4。

表 13-4 滚动轴承的前置代号

代号	含 义
L	可分离轴承的可分离内圈或外圈。如 LN207 表示 N207 轴承的可分离外圈
R	不带可分离内圈或外圈的轴承。如 RNU207 表示无内圈的 NU207 轴承
K	滚子轴承的滚子和保持架组件。如 K81107 表示推力圆柱滚子轴承 81107 的滚子、保持架组件

2. 后置代号 代号用字母或字母加数字表示。当轴承的改变项目多，且具有多组后置代号时，按表 13-1 所列从左至右顺序排列。下面仅介绍轴承中常用的有关部分代号及其含义。

(1) 内部结构代号表示轴承内部结构的变化，但同一代号对不同轴承的含义也不同，见表 13-5。

表 13-5 内部结构代号

代 号	含 义
B	角接触球轴承 公称接触角 $\alpha=40^\circ$ ；圆锥滚子轴承 接触角加大
C	角接触球轴承 公称接触角 $\alpha=15^\circ$ ；调心滚子轴承 C 型轴承，其内孔为圆柱形
E	加强型 即轴承内部结构设计改进，增大承载能力。如 NU207E
AC	角接触球轴承 公称接触角 $\alpha=25^\circ$

(2) 轴承公差等级分为 6 级，其代号及含义见表 13-6。

表 13-6 公差等级代号

代号	/P0	/P6	/P6x	/P5	/P4	/P2
公差等级及其含义	0 级 代号中省略不表示	6 级 高于 0 级	6x 级 高于 0 级适用于圆锥滚子轴承	5 级 高于 6, 6x 级	4 级 高于 5 级	2 级 高于 4 级

(3) 轴承游隙指轴承的内圈相对于外圈或相反，沿半径方向或轴线方向，由一个极限位置移到另一个极限位置的移动量，因此游隙有径向游隙和轴向游隙。轴承中所需游隙的大小，是由内、外圈配合的松紧程度、轴的弯曲变形、轴承内与外界的温差及轴承润滑冷却要求确定。若配合越紧，弯曲变形越大，温差越大，润滑冷却要求越高，则应选用有大游隙的轴承。轴承游隙分成 6 组，其代号及含义见表 13-7。

公差等级代号与游隙代号需同时表示时，可进行简化，取公差等级代号加上游隙组号 (0 组不表示) 组合表示。

表 13-7

游隙代号

代号	游隙组别及含义
/C1	游隙 1 组, 径向游隙小于 2 组
/C2	游隙 2 组, 径向游隙小于 0 组
—	游隙 0 组, 基本径向游隙, 在代号中省略
/C3	游隙 3 组, 径向游隙大于 0 组
/C4	游隙 4 组, 径向游隙大于 3 组
/C5	游隙 5 组, 径向游隙大于 4 组

(4) 配置指成对向心角接触轴承的安装方式。轴承的安装方式有背对背安装 [两轴承外圈宽端面对宽端面安装, 见图 13-12 (a)], 面对面安装 [两轴承外圈窄端面对窄端面安装, 见图 13-12 (b)] 和串联安装 [两轴承同向排列, 安装在一个支点上, 图 13-12 (c)]。配置代号及其含义见表 13-8。

表 13-8

配置代号

代号	含 义
/DB	两轴承背对背安装
/DF	两轴承面对面安装
/DT	两轴承串联安装

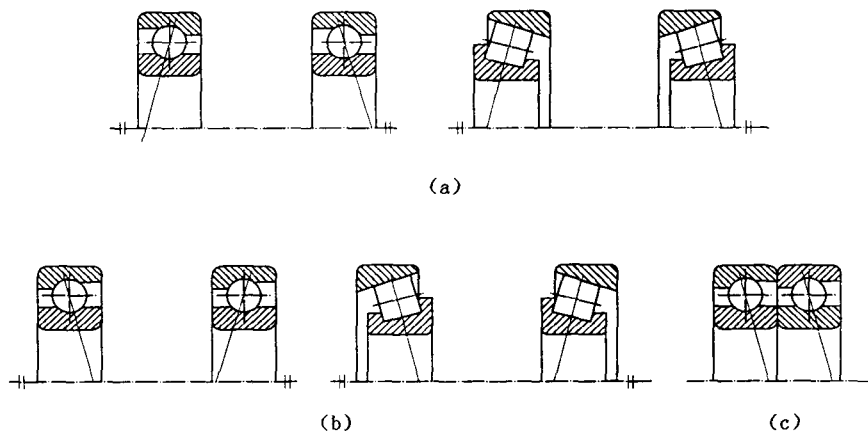


图13-12 成对向心角接触轴承的配置方式

由于滚动轴承的国家标准 GB/T272 — 93 与过去沿用的旧标准差别较大, 为了便于对照, 表 13-9 列出了新旧标准的轴承类型代号的对照。

第三节 滚动轴承尺寸的选择计算

一、滚动轴承的载荷分布

滚动轴承在中心轴向力的作用下, 可以认为载荷由各滚动体平均分担。但在径向载荷 F_r 作用下, 由于各接触处存在弹性变形, 使内圈相对外圈下沉 δ , 显然各滚动体的径向弹

表 13-9

轴承类型代号的新旧标准对照

轴承类型	新标准	旧标准	轴承类型	新标准	旧标准
双列角接触球轴承	0	6	深沟球轴承	6	0
调心球轴承	1	1	角接触球轴承	7	6
调心滚子轴承	2	3	推力圆柱滚子轴承	8	9
推力调心滚子轴承	2	9	圆柱滚子轴承	N	2
圆锥滚子轴承	3	7	外球面球轴承	U	0
双列深沟球轴承	4	0	四点接触球轴承	QJ	6
推力球轴承	5	8			

性变形量不同, 故其受载也不一样, 如图 13-13 所示, 沿 F_r 作用线的滚动体径向变形量最大, 它所受的载荷也最大。由力的平衡条件可知

$$F_{\max} = \frac{4.37}{Z} F_r \approx \frac{5}{Z} F_r \quad (\text{球轴承})$$

$$F_{\max} = \frac{4.08}{Z} F_r \approx \frac{4.6}{Z} F_r \quad (\text{滚子轴承})$$

式中 Z ——滚动体的个数。

上式中的近似值, 主要考虑轴承的径向游隙对受载区减小的影响。

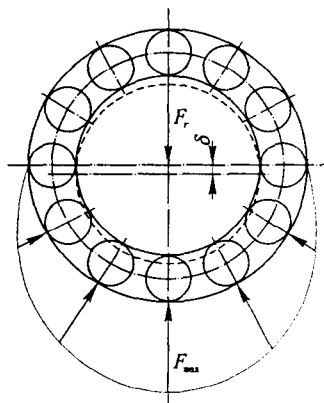


图13-13 滚动轴承上的载荷分布

二、滚动轴承的失效形式和计算准则

滚动轴承的失效形式主要有三种。

1. 疲劳点蚀 滚动轴承在回转中, 滚动体与内、外圈产生循环变化的接触应力。当工作若干时间后, 轴承各承载元件表面都可发生局部表层金属剥落, 即点蚀, 使轴承产生振动和噪声而失效。

2. 塑性变形 对于低速和主要承受静载荷的轴承, 在受到过大的载荷或冲击载荷作用, 滚动体或滚道上将出现不均匀的塑性变形凹坑, 使轴承的摩擦力矩、振动和噪声增加, 运动精度降低而失效。

3. 磨损 由于密封不严, 或外界尘土, 杂质侵入轴承内, 使滚动体与滚道产生磨损。若轴承润滑不良, 使轴承内滑动摩擦表面磨损发热、胶合, 甚至使滚动体回火。速度越高, 发热及磨损越严重, 导致轴承游隙增大, 运动精度下降等。

除以上三种主要失效形式外, 还有由于操作维护不当引起元件破裂, 腐蚀等失效形式。

在进行轴承的选择计算时, 要针对主要的失效形式进行相应的计算。对于转速较高的轴承, 为保证不过早发生疲劳点蚀, 应进行疲劳强度计算, 即寿命计算; 对转速较低, 摆动轴承或不转动的轴承, 为避免其发生塑性变形, 应作静强度计算。对于高速轴承, 易产生过度磨损, 除计算其寿命外, 还应校核其极限转速。

另外, 滚动轴承使用寿命不仅取决于其强度, 滚动轴承的组合设计结构、润滑和密封

的合理性也往往对轴承的正常工作起至关重要的作用。

三、基本额定寿命和基本额定动载荷

1. 基本额定寿命

单个滚动轴承在载荷作用下, 任何一个滚动体或内、外圈滚道出现疲劳点蚀前, 内圈相对于外圈运转的圈数或在一定转速下工作的小时数, 称为轴承寿命。

对于一批类型、尺寸相同的轴承, 它们的材料、加工精度、热处理质量等不可能完全相同。在相同的工作条件下, 各轴承的寿命有差异, 这种差异甚至可达几十倍。因此, 用统计学方法分析计算在一定可靠度条件下的轴承寿命, 作为单个轴承寿命的表征, 即以可靠度为 90% 的寿命作为实际选择轴承时的计算依据。

基本额定寿命是指一批相同的轴承, 在相同的条件下工作, 其中 90% 轴承产生疲劳点蚀前所能运转的总转数或在一定转速下所能工作的小时数。显然, 以基本额定寿命作为计算依据, 轴承的失效概率为 10%。

2. 基本额定动载荷

基本额定寿命为 $1 \times 10^6 r$ 时, 轴承所承受的最大载荷为轴承的基本额定动载荷, 以 C 表示。基本额定动载荷对径向接触轴承是径向载荷, 对向心角接触轴承是载荷的径向分量, 对轴向接触轴承是中心轴向载荷。不同类型和尺寸轴承的基本额定动载荷可查有关轴承手册或设计手册。

四、滚动轴承寿命的计算

通过试验, 可对每一型号的滚动轴承作出载-寿命曲线, 如图 13-14。曲线方程为

$$P^e L = \text{常数}$$

式中 L ——基本额定寿命, $10^6 r$;

P ——当量动载荷, N ;

e ——寿命指数, 球轴承为 3, 滚子轴承为 10/3。

由基本额定动载荷 C 定义知

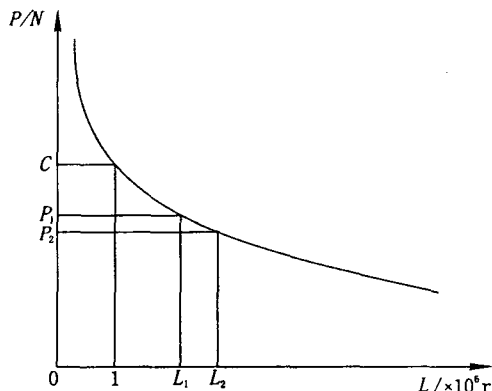


图13-14 滚动轴承上的 P - L 曲线

$$P^e L = C^e \times 1 = \text{常数}$$

则

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^e \quad (13-1)$$

考虑到工程中, 习惯以时间 $L_h(h)$ 作为轴承基本额定寿命, 故轴承寿命计算公式为

$$L_h = \frac{10^6}{60n} L = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^e \quad (13-2)$$

式中 n ——轴承转速, r/min 。

通常将机器的中修或大修年限作为轴承的设计寿命。在轴承选算时, 可参考表 13-10 选取轴承的预期寿命。

表 13-10

轴承预期寿命的荐用值

机 器 种 类		预期寿命/h
不经常使用的仪器设备		500
航空发动机		500~2 000
间断使用的机器	中断使用不致引起严重后果的手动机械、农业机械等	4 000~8 000
	中断使用会引起严重后果, 如升降机、输送机、吊车等	8 000~12 000
每天工作 8 h 的机器	利用率不高的齿轮传动, 电动机等	12 000~20 000
	利用率较高的通风设备, 机床等	20 000~30 000
连续工作 24 h 的机器	一般可靠性的空气压缩机, 电动机, 水泵等	50 000~60 000
	高可靠性的电站设备, 给排水装置等	>100 000

五、当量动载荷

滚动轴承在实际工作中, 其承受的载荷往往是径向载荷和轴向载荷的组合, 与确定基本额定动载荷 C 值的受载条件很难一致, 此时必须将实际载荷变换为与确定 C 值承载条件一致的相当载荷, 并使在这个相当载荷作用下与在实际载荷作用下的寿命相当, 称该相当载荷为当量动载荷, 记为 P 。对于径向接触轴承和向心角接触轴承, 其当量动载荷认为是径向载荷; 而轴向接触轴承, 其当量动载荷为轴向载荷。

为了计及轴承所受冲击、振动载荷对寿命的不良影响, 引入载荷系数 f_p (见表 13-11), 对当量载荷进行修正, 修正后的当量动载荷 P 为:

表 13-11

载荷系数 f_p

载荷性质	载荷系数 f_p	举 例
无冲击或轻微冲击	1.0~1.2	电机、汽轮机、通风机、水泵等
中等冲击	1.2~1.8	车辆、机床、减速器、内燃机、动力机械、起重机、冶金设备等
强烈冲击	1.8~3.0	振动筛、破碎机、轧钢机、工程机械等

$$P = f_p (X F_r + Y F_a) \quad (13-3)$$

式中 F_r ——轴承承受的径向载荷;

F_a ——轴承承受的轴向载荷;

X ——径向载荷系数, 查表 13-12;

Y ——轴向载荷系数, 查表 13-12。

对于只承受径向载荷的向心圆柱滚子轴承和滚针轴承等, 其当量动载荷为

$$P = f_p F_r \quad (13-4)$$

对只承受轴向载荷的推力轴承, 其当量载荷为

表 13-12

径向载荷系数 X 和轴向载荷系数 Y

轴承类型	$\frac{iF_a^0}{C_0}$	$e^{\text{②}}$	单列轴承				双列轴承			
			$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
深沟球轴承 (60000)	0.014	0.19				2.30				
	0.028	0.22				1.99				
	0.056	0.26				1.7				
	0.084	0.28				1.55				
	0.11	0.30	1	0	0.56	1.45				
	0.17	0.34				1.31				
	0.28	0.38				1.15				
	0.42	0.42				1.04				
	0.56	0.44				1.00				
调心球轴承 (10000)	—	$1.5 \tan \alpha^{\text{③}}$					1	$0.42 \cot \alpha^{\text{③}}$	0.65	$0.65 \cot \alpha^{\text{③}}$
调心滚子轴承 (20000)	—	$1.5 \tan \alpha^{\text{③}}$					1	$0.45 \cot \alpha^{\text{③}}$	0.67	$0.67 \cot \alpha^{\text{③}}$
角接触球轴承	$\alpha = 15^\circ$ (700C)	0.015	0.38				1.47		1.65	2.39
		0.029	0.40				1.40		1.57	2.28
		0.058	0.43				1.30		1.46	2.11
		0.087	0.46				1.23		1.38	2.00
		0.12	0.47	1	0	0.44	1.19	1	1.34	0.72
		0.17	0.50				1.12		1.26	1.82
		0.29	0.55				1.02		1.14	1.66
		0.44	0.56				1.00		1.12	1.63
		0.58	0.56				1.00		1.12	1.63
	$\alpha = 25^\circ$ (7000AC)	—	0.68	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67
	$\alpha = 40^\circ$	—	1.14	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57
圆锥滚子轴承 (30000)	—	$1.5 \tan \alpha^{\text{③}}$	1	0	0.4	$0.4 \cos \alpha^{\text{③}}$	1	$0.45 \cos \alpha^{\text{③}}$	0.67	$0.67 \cos \alpha^{\text{③}}$

注 ① i 为滚动体列数, C_0 为基本额定静载荷, 由轴承手册查;② e 为系数 X 和 Y 不同值时 F_a/F_r 适用范围界限值;③ α 具体数值按不同型号的轴承由轴承手册查出

$$P = f_p F_o \quad , \quad (13-5)$$

对于深沟球轴承和 7000 C 型角接触球轴承, 应先计算 $i F_o/c$, 然后查出 e 值, 再计算 F_o/F_r , 并与 e 比较, 然后才能查出 X, Y 值。

六、角接触轴承轴向载荷的计算

角接触轴承承受径向载荷时, 由于接触角 α 存在, 要产生派生的轴向力。如图 13-15 所示, 对承载区内任一滚动体的受力都通过接触点的法向, 其大小为 F_i 。显然 F_i 可分为径向分力 F_{ri} 和轴向分力 S_i 。各滚动体的径向分力 F_{ri} 的合力与该轴承所受的外部径向力 F_r 平衡, 轴向分力 S_i 的合力即是轴承内部派生轴向力 S , 其大小可按表 13-13 所列公式计算, 方向为沿轴向由外圈的宽边指向窄边。

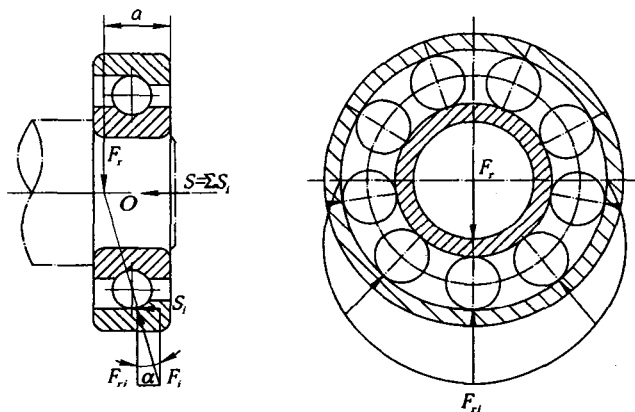


图13-15 轴承的内部派生轴向力

表 13-13 向心角接触轴承的内部轴向力 S

角接触球轴承			圆锥滚子轴承 30000 型
7000C 型($\alpha=15^\circ$)	7000AC ($\alpha=25^\circ$)	7000B 型($\alpha=40^\circ$)	
eF_r	$0.68F_r$	$1.14F_r$	$F_r/(2Y)$

注 1. e 为界限值, 查表 13-12;

2. Y 取 $F_o/F_r > e$ 时的值。

当计算当量载荷 P 时, 其中轴承实际承受的轴向力 F_a 不全由外界轴向力 F_A 产生, 而应由整个轴上的外界轴向力 F_A 和内部派生轴向力 S 之间的平衡决定, 其计算过程如下。

图 13-16 表示了两种不同的安装方式。首先, 在图中标出各轴承的派生轴向力 S 的方向, 并计算出各自的大小值。然后, 把轴上派生轴向力方向与外界轴向力 F_A 方向相同的轴承标为 2, 另一轴承标为 1。因为轴在工作时是平衡的, 故可通过平衡条件求出各轴承实际轴向力 F_{a1} 和 F_{a2} 。

当 $F_A + S_2 > S_1$ 时, 轴有向轴承 1 方向运动的倾向, 轴承 1 将受到轴承座通过其宽边施加一附加的轴向力来阻止轴的轴向运动, 从而使轴承 1 实际所受轴向力增加并必须与 $F_A + S_2$