

[苏] B.A. 沃斯克列辛斯基 等著

滑动轴承计算和设计

陈金宝 包传福 译 周渭镐 校

.31

国防工业出版社

内 容 简 介

本书简要地叙述了流体动力润滑理论的基本原理;引入了在液体润滑条件下,用于计算和设计的工作机器设备的滑动轴承的资料,以及关于耐磨材料和润滑油的数据;给出了计算方法和可简化复杂计算的无量纲参数表;提出了各种类型和结构的滑动轴承计算方法。

本书可供轴承设计、制造、使用人员和大、专院校师生参考。

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ (ЖИДКОСТНАЯ СМАЗКА)

В. А. Воскресенский

В. И. Дьяков

Издательство «Машиностроение»

1980

*

滑动轴承计算和设计

В. А. 沃斯克列辛斯基

〔苏〕 В. И. 杰雅科夫 著

陈金宝 包传福 译

周 渭 编 校

*

国防工业出版社出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

*

787×1092¹/₃₂ 印张 9¹/₂ 204千字

1986年11月第一版 1986年11月第一次印刷 印数: 0,001—4,480册

统一书号: 15034·3042 定价: 1.95元

译 者 的 话

本书是作者多年来在滑动轴承进行试验研究的基础上，并参考了国内、外有关著作而编写的一本偏重于实际应用的设计丛书类著作。书中汇集了应用于各种回转机械的各类径向轴承和推力轴承的计算方法、结构设计要素和有关资料。在计算中采用迭代法，并把复杂的流体动力学计算简化成简单的图表法计算，计及了轴承结构特性的影响因素和实际的运行条件，提出了各类轴承在半液体润滑、边界润滑和高压强等特殊运行条件下的计算方法。在结构设计中叙述了近十种轴承的特点、应用场合、注意事项以及提高其可靠性的措施。同时还提供了多种润滑剂和轴承材料的牌号、性能和应用场合以及各种参数的许用值。本书内容新颖、完整、实用，计算简便、精确，为现代机器的滑动轴承计算和设计提供了足够完整的资料，可供轴承设计、制造、使用人员和大、中专院校师生参考。

序 言

本书的主要任务是为工程设计人员提供足够完整的资料，以计算和设计在复杂的运行条件下工作的现代机器设备的滑动轴承，并且给出了计算方法和可将复杂的流体动力计算变成简单计算的无量纲参数表。

在编写本书时，作者遇到了很大的困难，首先，在流体动力润滑理论方面所作的大量的研究工作，导致了各种各样的计算方法体系，虽然为了涉及本书的简化工作需要有一定的统一的滑动轴承的计算方法和尽可能计及轴承工作条件特点的结构，这一情况需对援引材料部分作一定的再加工以达到本书提出的任务。

在编写本书的过程中，作者利用了自己多年来研究滑动轴承和确立其计算方法的经验。例如，关于在极端状态下工作的径向轴承计算的篇章中，主要利用了作者考虑到某些有助于进一步发展的设计思想所作的研究工作。其中利用了Д. С. 科特尼尔专题著作中所论述的弹性流体动力润滑理论的某些方面。最后一章的材料也是按照这样的原则来叙述的，即用作者所研究出的计算滑动轴承中端轴颈运动稳定性的图解分析法作为其基础。

在液体润滑摩擦状态下，工作的轴承静特性计算的篇章中，依据的是А. К. 杰雅科夫、М. В. 科罗夫钦斯基、Э. Л. 波兹涅雅克、И. Я. 托卡尔、О. 平库斯、Б. 斯杰伦里赫特以及其它苏联和国外学者所作的研究结果。在关于推力轴承的篇章中，利用了И. Д. 乌沙契夫在И. Я. 托卡尔指导下所获得的材料。

符 号 表

- A ——计算瓦块变形时的推力轴承特性数;
 $\bar{A}$ ——流体动力计算时的推力轴承特性数;
 A' ——与径向轴承相对间隙有关的常数;
 A_1 ——粘度-温度系数, 帕·秒 (Pa·s);
 A_s ——运转指数;
 a ——油中的水浓度;
 B ——推力轴承的无量纲参数;
 B ——径向轴承特性系数;
 B_1 ——液体弹性模量的经验系数;
 b ——摩擦支承的线性特性尺寸, 推力轴承瓦块长度, 米(m);
 Π ——油中不溶解气体的体积含量;
 Π ——空气中水蒸汽的弹性数;
 C_K ——电容器电容, 法拉(F);
 c_T ——比热, 千焦/(公斤·°C) [kJ/kg·°C];
 D ——径向轴承轴瓦直径, 米(m);
 D_1 ——推力轴承内径, 米(m);
 D_2 ——推力轴承外径, 米(m);
 d ——轴颈直径, 米(m);
 E ——弹性模量, 帕(Pa);
 E^* ——弹性参数;
 $\bar{E}$ ——相对弹性模量;
 E_V ——体积弹性模量;

- E_t ——恩格勒度;
 e ——径向轴承偏心距, 米(m);
 e_t ——推力轴承瓦块的切向偏心距, 米(m);
 e_r ——推力轴承瓦块的径向偏心距, 米(m);
 F ——粘性阻力, 牛顿(N);
 F ——摩擦力, 牛顿(N);
 f ——摩擦系数;
 f_0 ——推力轴承瓦块力变形的无量纲系数;
 f_w ——推力轴承瓦块的力变形, 米(m);
 f_t ——推力轴承瓦块的热变形, 米(m);
 g ——重力加速度, 米/秒²(m/s²);
 H ——油膜特性厚度, 米(m);
 H' ——阶梯式轴承中的油槽深度, 米(m);
 H^* ——油膜无量纲厚度;
 H_0 ——推力轴承瓦块的基体厚度, 米(m);
 H_1 ——油环厚度, 米(m);
 h ——油膜厚度, 米(m);
 h_{xp} ——油膜临界厚度, 米(m);
 $h_{\min}$ ——油膜最小厚度, 米(m);
 h_0 ——变形后的推力轴承瓦块油膜最大厚度, 米(m);
 $h_{0\min}$ ——瞬时速度下油膜的最小厚度, 米(m);
 $I_{1\sim 8}$ ——表征在转子少量偏离动平衡中心时油膜附加反力系数;
 k ——折合传热系数;
 k_h ——推力轴承瓦块变形对油膜最小厚度的影响系数;
 k_f ——推力轴承瓦块变形的折合系数;
 m ——质量, 公斤(kg);

- m_* ——径向轴承镗孔形状系数;
 M ——力矩, 牛顿·米;
 N ——功率, 千瓦(kW);
 n ——数量;
 l ——径向轴承轴瓦的轴向长度; 推力轴承瓦块的切向宽度, 米(m);
 p ——压力, 帕(Pa);
 p_e ——供油压力, 帕(Pa);
 p_m ——压强, 帕(Pa);
 p ——轴颈在油膜中的自振频率, $1/\text{秒}(1/\text{s})$;
 Q ——流量, $\text{米}^3/\text{秒}(\text{m}^3/\text{s})$;
 q_1 ——滑油流经两端的无量纲流量系数;
 q_2 ——滑油流经上半轴瓦间隙的无量纲流量系数;
 q_3 ——滑油通过供油槽流经上半部至轴承工作区的无量纲流量系数;
 q_4 ——滑油经供油槽直接至工作区的无量纲流量系数;
 q_0 ——滑油周向的无量纲流量系数;
 q_H ——由滑油在轴颈上粘附层厚度确定的无量纲周向流量系数;
 S ——支承表面的面积, $\text{米}^2(\text{m}^2)$;
 S_e ——有效支承表面积, $\text{米}^2(\text{m}^2)$;
 S_0 ——索莫菲尔德数;
 T ——时间, 周期, 秒(s);
 t ——温度, $^{\circ}\text{C}$;
 t_B ——闪点温度, $^{\circ}\text{C}$;
 U_0 ——特性速度, $\text{米}/\text{秒}(\text{m}/\text{s})$;
 V ——体积, $\text{米}^3(\text{m}^3)$;
-

- v —— 速度, 米/秒(m/s);
 W —— 承载能力, 载荷, 牛顿(N);
 W^* —— 无量纲载荷特性;
 x —— 与相对移动方向重合的坐标;
 z —— 与相对移动方向垂直的坐标;
 α —— 轴承包角, 度(rad);
 α_t —— 粘度-温度常数, $1/^\circ\text{C}$;
 α —— 线膨胀温度常数, $1/^\circ\text{C}$;
 α_ω —— 浮动环与轴颈的转速比;
 α_T —— 散热系数, $\text{瓦}/(\text{米}^2 \cdot ^\circ\text{C}) [W/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$;
 α_η —— 折合散热系数;
 α_k —— 引油槽的角度尺寸;
 β —— 体积膨胀系数;
 $\beta_{c\pi}$ —— 油压缩系数;
 β_n —— 粘度压力系数;
 β_h —— 推力轴承瓦块的倾斜系数;
 γ —— 带浮动环轴承中的间隙比;
 γ_1 —— 相对折合散热系数;
 Δ —— 径向间隙, 米(m);
 δ —— 厚度, 米(m);
 ε —— 轴瓦镗孔中心相对于轴承几何中心的偏移, 米(m);
 ε_n —— 电容率 (介电常数);
 ζ —— 无量纲承载系数;
 θ —— 推力轴承瓦块张角;
 θ_0 —— 动态平衡角;
 $\varkappa$ —— 推力轴承瓦块支承的无量纲切向偏心率;

- α_1 ——计及支承表面积减小的系数;
 - λ ——导热系数, 千焦/(米·秒·°C)[kJ/(m·s·°C)];
 - λ_1 ——轴承工况特性;
 - μ ——动力粘度, 帕·秒(Pa·s);
 - ν ——运动粘度, 米²/秒(m²/s);
 - ξ ——端轴颈的无量纲转动阻力系数; 推力轴承中无量纲流体动力损失系数;
 - ρ ——密度, 公斤/米³(kg/m³);
 - σ ——正应力, 帕(Pa);
 - τ ——剪应力, 帕(Pa);
 - ϕ_0 ——稳定性参数的界限值;
 - φ ——角坐标;
 - φ_1 ——稳定性参数;
 - φ_0 ——载荷矢量与中心线间的夹角, 度(rad);
 - χ ——偏心率;
 - ψ ——相对间隙;
 - ψ_x ——工作和安装时的相对间隙;
 - ω ——角速度, 1/秒(1/s)。
-

目 录

第一章 概论	1
滑动轴承中的摩擦	1
支承型式的选择	5
第二章 润滑剂及其物理化学性能	10
概论	10
粘度, 密度, 可压缩性	12
比热和导热率	23
润滑能力	24
滑油的老化, 腐蚀性质	25
抗燃性	26
放射性稳定性	27
其它性质	28
润滑剂品种的选择	30
供油系统的选择	39
第三章 减摩材料与合金	48
滑动轴承材料的选择	48
铸铁	51
有色减摩合金	54
粉末材料	63
层状木质材料与合成材料	75
橡胶	82
第四章 径向滑动轴承的设计基础	87
轴承要素的几何关系	87
工作能力准则	92

第五章 稳定工况下径向滑动轴承的计算	96
圆柱形轴承	96
椭圆轴承	100
轴瓦中分面偏移的轴承	127
三油楔轴承	141
三心轴承	145
浮动环轴承	153
第六章 在极端工况和不完全润滑下工作的	
径向轴承计算	166
边界润滑下工作的轴承计算	166
边界润滑工作时轴承的计算程序	167
在高压强工作时轴承的计算	167
高压强下工作的轴承计算程序	176
半液体润滑下工作的轴承计算	177
半液体润滑工作的轴承计算程序	182
第七章 推力轴承设计和计算	183
平面平行滑动表面的轴承计算	184
倾斜承载表面轴承计算	187
阶梯式承载表面的轴承计算	191
第八章 具有自稳瓦块推力轴承的设计基础和计算	197
设计特点	197
工作能力的准则	205
瓦块结构要素的几何关系	207
定转向轴承计算	209
可逆机械的轴承计算	211
第九章 轴颈在轴承润滑油层中运动稳定性的计算	274
参考文献	288

第一章 概 论

滑动轴承中的摩擦

在滑动轴承中，摩擦系数取决于润滑的形式，当液体、半液体和边界润滑时，其值是各不相同的。

在液体润滑时，轴与轴承的表面被致密的油膜隔开，轴与轴承的金属表面之间不产生直接摩擦。液体润滑时的摩擦系数不大($0.005 \sim 0.0005$)，轴承中的摩擦和发热损失很小。这时金属表面无磨损。因此，液体润滑对于轴承工作是最有利的。

液体润滑的必要条件是不间断地、大量地往轴承中供油。当轴在轴承中处于偏心位置时，借旋转轴把油不断地压入间隙渐缩部分，从而建立了为承受作用于轴承上的载荷和防止金属表面之间接触所必需的油膜力。这一建立油膜力的自持过程称作流体动力润滑。

在半液体润滑情况下，油膜的致密性被破坏，轴与轴承的表面在较大或较小宽度区段内以微观不平度相互接触。这种润滑形式出现是由于供油不足或不存在流体动力润滑的机理，例如在承载表面为平面的推力轴承中。在流体动力润滑的轴承中，如果油膜厚度不足以防止轴与轴承之间微观不平度的接触，则也可能出现半液体润滑。

半液体润滑时的摩擦系数较液体润滑时大得多，轴承中的发热较大。因此，出现半液体润滑（特别对在高转速下工作的轴承）伴有过热和轴承损坏的危险。

在边界润滑时，轴与轴承的表面完全接触或在大宽度区段内接触。不存在分隔摩擦表面的油膜。仅在金属表面上吸附着一层油的薄膜。由于存在着吸附油，故边界润滑时其摩擦系数比无润滑时要小，但比半液体润滑时要大得多，比液体润滑时就更大了。

供油不足会产生边界润滑，例如轴承中呈现周期性供油或供油不足润滑时，当滑动轴承中流体动压润滑的机理破坏时也可能出现。

在重载高速轴承中，发生边界润滑将引起轴承的过热、巴氏合金衬层熔化、咬住和卡住。

为了说明滑动轴承中摩擦过程的变化，在图1中示出了格尔西-斯特里别克图，它表示摩擦系数 f 与轴承工况特性 λ_1 的关系：

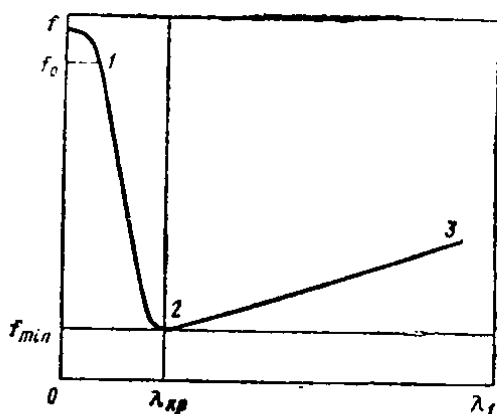


图1 格尔西-斯特里别克图

$$\lambda_1 = \frac{\mu \omega}{p_m} \quad (1)$$

当滑动速度小（约0.1毫米/秒）和油膜薄（约 10^{-4} 毫米）时发生边界摩擦，在滑动速度加大到某一极限前摩擦系数几乎不变。这个工况表示为曲线段 $f-1$ 。当滑动速度进一步加大时摩擦系数迅速减小，此时滑动表面互相分离，但仍不能排除粗糙表面个别凸出部分互相接触的可能性。随之，发生半液体润滑状态（见图1曲线段1-2），这时 f 与 λ_1 为直线关系。

半液体润滑时摩擦的区域是不稳定的。如果轴承转入到

这一区域，则促使降低 λ_1 的任何因素（减小滑油粘度，增加载荷，降低轴颈角速度），都会引起摩擦系数增加，随之，使轴承轴瓦工作表面的温度升高。这一过程最后以发生边界润滑而告终。

在半液体润滑区域，随着转速与 λ_1 的增加，摩擦系数急剧地下降，轴承工况转入液体润滑区域，这说明当供油量充足时，轴承工况通过半液体润滑区域转入起动阶段是相当安全的。

当油膜刚好盖过滑动表面的不平度时，摩擦系数 f 达到最小。随着 λ_1 的增大，油膜厚度增加，滑动表面的所有不平度和粗糙度被盖住而有余，完全消除了它们的直接接触，此时进入了液体润滑摩擦状态（见图 1 曲线段 2-3）。

在液体润滑情况下，滑动轴承在宽广的运转工况范围内稳定工作。这是由于滑油温度下降而粘度增加的性能使得它们能够适应于各种工作条件。

较大的间隙将恶化轴承的承载能力，但能降低摩擦和增加通过间隙的流油量。因此，间隙较大的轴承其油温降低。由此提高了油的粘度而补偿了其较小的承载能力。这说明滑动轴承甚至能在磨损很大的情况下工作。

间隙小的轴承由于发热增加而在高的温度下工作，然而这时由于油的粘度减小，从而补偿了其自身被提高了的承载能力。

同时，轴承显示了对工况波动的自调能力。例如，假如压强增大，则最小油膜厚度减小，此时轴承接近于半液体润滑下的摩擦状态。然而在 λ_1 减小的同时，摩擦系数下降，且减少发热，其结果，提高了油的粘度，轴承工况完全或部分地恢复并转入稳定平衡状态。

如果轴承工作区中温度提高(例如,由于临时减少供油),则油的粘度降低,油膜厚度减小,有可能发生咬住。然而随着粘度的降低,摩擦系数减小,发热减少,其结果,建立了新的平衡状态,虽然 λ_1 值有可能低于原来的值。

由此可见,在表达式 $\frac{\mu\omega}{p_m}$ 中,油的粘度起着调节的作用,它在轴承工况变化时力图恢复其原来的值。

主要条件在于使恢复平衡的机理能在整个可能的工况波动范围内起作用而不达到危险的 $h_{\min}$ 值。为此,计算轴承时必须有足够的可靠性系数,并在不大的偏心范围内工作。

然而,无量纲工况特性 λ_1 仅能用于初步评价在液体摩擦状态下工作的轴承。为了足够准确地计算轴承,应确立一系列各种参数的关系,如支承的结构尺寸、摩擦表面之间的间隙、润滑剂性质、载荷、滑动速度、导热方式等等^[18,34]。解相应的流体动力学方程有可能确定在液体润滑状态下工作的滑动轴承的基本特性,例如,承载能力

$$W = \frac{\mu U_0 b}{\psi^2} \xi \quad (2)$$

克服油膜中流体动力摩擦的功率损失

$$N = F U_0 = \frac{U_0^2 b \mu}{\psi} \xi \quad (3)$$

运动元件相对位移方向的润滑剂流量(周向流量)

$$Q_{x-x_0} = H b U_0 q_0 \quad (4)$$

支承表面一端的流量

$$Q_{z=\pm 1/2} = H b U_0 q_1 \quad (5)$$

在表达式(2)~(5)中,无量纲系数 ξ 、 ξ 、 q_0 和 q_1 均为支承几何的函数。确定这些系数是流体动力润滑理论的基本目的。在建立滑动轴承的计算方法时,一般将函数 ξ 、 ξ 、

q_0 和 q_1 制成表格式用与表征油膜形状和尺寸的某个通用几何参数的关系线图(例如与径向滑动轴承中相对偏心率的关系)来给出。上述无量纲系数在专门的文献中有各种不同的名称。本书将按苏联文献中所采用的名称来命名。即: ζ —无量纲承载系数; ξ —无量纲移动阻力系数; q_0 与 q_1 —分别为圆周和端部方向的无量纲流量系数。

支承型式的选择

机器的寿命, 经济性, 可靠性, 以及在很多场合下包括外廓尺寸都取决于摩擦支承的结构, 因此, 对轴承部件提出了更高的要求。这不仅由于转速和静、动载荷的提高所决定, 而且亦是提高轴承部件本身可靠性所必需。

现今, 应用最广泛的滑动轴承为:

- (1) 不需要润滑, 通常, 它们由具有低的摩擦系数和良好耐磨性的非金属材料制造;
- (2) 由多孔材料(例如用烧结方法得到的)制造, 这些材料具有良好的减摩特性并浸透了润滑剂;
- (3) 在流体动力润滑状态下工作的液体摩擦轴承;
- (4) 流体静压滑动轴承。

对于每个具体场合选择轴承时, 必须考虑许多因素的总和^[38, 39]。最重要的轴承特性是它们的载荷-速度特性。在不需要润滑的滑动轴承中, 轴承过热或损坏的危险性, 以及过度的磨损, 是限制轴的最大转速和载荷的条件。在给定的滑动速度 U_0 和轴承单位投影面积载荷 p_m 下, 工作表面上的散热正比于 fU_0p_m 。无润滑摩擦的轴承的磨损正比于 p_mU_0 。这样, 随着转速的增加, 轴承的许用载荷降低(图2a)。

流体静压轴承的承载能力主要由供给润滑剂的压力所决定。在高的转速下, 润滑剂粘度降低。这导致承载能力有所

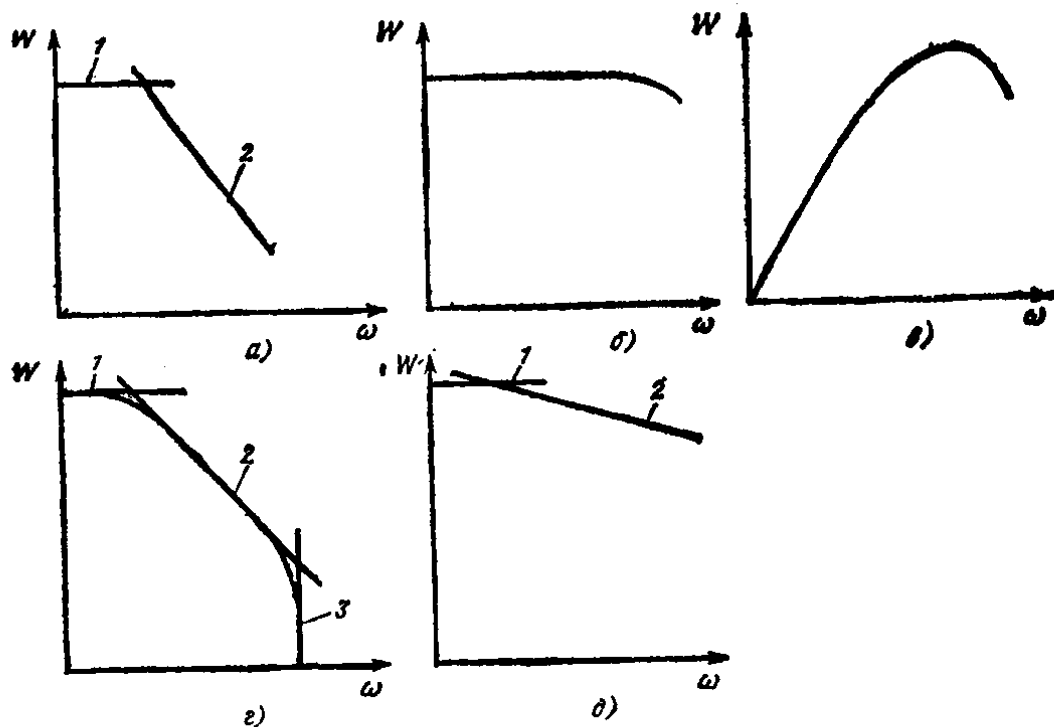


图2 在同样尺寸不同支承型式中许用载荷与角速度的关系
 а—无润滑摩擦轴承：1—根据轴承损坏条件为许用载荷的极限；2—按 $p_m v_0$ 极限；б—流体静压轴承；в—流体动压支承；г—多孔材料制造的支承：1—按压强极限；2—按 $p_m v_0$ 极限；3—按导热条件的极限；д—滚动轴承。

降低，此为图2б中倾斜段所示。

流体动压轴承的承载能力（图2в）在润滑剂供给量充足时随着转速的增加而提高。然而在高转速下由于剧烈地发热致使润滑剂粘度显著下降，随之，引起承载能力的下降。一般情况下，承载能力受最小允许油膜厚度和滑油临界温度的限制。

多孔材料制造的轴承，在转速增加时其承载能力下降（图2г）。引起滚动轴承极限承载能力下降的主要因素是低转速下的布氏硬度和高转速下的疲劳强度（图2д）。

滑动轴承在机器制造的许多部门与滚动轴承相竞争。在一系列场合，相比起来趋向于采用滑动轴承，因为它们具