

前 言

本标准等同采用 ISO 7905-1:1995《滑动轴承 疲劳强度 第1部分：液体动压润滑条件下试验机内和实际应用的滑动轴承》。

本标准在技术内容上与 ISO 7905-1 无差异，只作了一些编辑性修改。

本标准的附录 A 是标准的附录。

本标准由国家机械工业局提出。

本标准由全国滑动轴承标准化技术委员会归口。

本标准起草单位：机械科学研究院、上海交通大学、武汉材料保护研究所。

本标准主要起草人：邓跃、李柱国、胡晓忠。

ISO 前言

ISO(国际标准化组织)是一个世界性的各国国家标准团体(ISO 成员国)组成的联合组织。国际标准的制定工作是通过 ISO 各技术委员会进行的。每个成员国如对某一个技术委员会所进行的项目感兴趣时,有权参加该委员会的工作。与 ISO 有关的政府和非政府的国际组织,也可参加此项工作。ISO 与国际电工委员会(IEC)在电工标准化的各个方面有着密切的联系。

经技术委员会采纳的国际标准草案,被分发给所有成员国进行投票表决。国际标准的正式出版至少需要 75%的成员国投票赞成。

国际标准 ISO 7905-1 是由 ISO/TC123 滑动轴承技术委员会,SC2 材料和润滑剂及其性能、特性、试验方法和测试条件分技术委员会制定的。

ISO 7905 总名称为“滑动轴承 疲劳强度”,包括以下部分:

- 第 1 部分:流体动压润滑条件下试验机内和实际应用的滑动轴承;
- 第 2 部分:圆柱形金属轴承材料的试验;
- 第 3 部分:金属多层材料带材试验;
- 第 4 部分:金属多层材料轴瓦试验。

本标准的附录 A 是标准的附录。

中华人民共和国国家标准

滑动轴承 流体动压润滑条件下 试验机内和实际应用的 滑动轴承疲劳强度

GB/T 18325.1—2001
idt ISO 7905-1:1995

**Plain bearings—Bearing fatigue—Plain bearings
in test rigs and in application
under conditions of hydrodynamic lubrication**

1 范围

本标准叙述了通过计算产生疲劳的滑动轴承合金层的应力来改进试验结果可比性的方法[见附录A(标准的附录)]。在实际应用中也需要一个同样的计算,因为应力是流体动力油膜产生的压力造成的,所以一定要完整的阐明运行和润滑的条件,除了动载荷、尺寸和运行特性之外,还要对疲劳系统作出如下详尽的规定:

- a) 在动载条件下,随着时间和位置而变化的轴瓦最小油膜厚度在磨合时,应确保不能由于混合润滑在局部产生过热或剪切;
- b) 在动载条件下,随着时间在圆周方向上和轴线方向上的压力分布;
- c) 在轴瓦合金层产生的随着时间和位置而变化的应力,特别是最大交变应力。

此外,滑动轴承疲劳强度可能受混合润滑、磨损、污物、摩擦化学反应和其他使用中产生的影响,从而将疲劳问题复杂化了。因此,本标准将疲劳强度严格限制在完全由液体动压将轴瓦表面用润滑剂油膜隔开的条件下。

本标准适用于在完全液体动压润滑条件下运行的在试验台和应用中的油润滑圆柱滑动轴承,它包括在双金属和多层金属滑动轴承上的动态加载。

注1:实际应用中许多不同的要求促进了多种滑动轴承试验台的开发,如果在这些试验台上所用的润滑条件未作详细规定,从不同试验台上得到的试验结果通常既不可比较也不能在实际中应用。不同的试验台可能在同样的材料之间产生不一致的一组数据。

2 引用标准

下列标准所包含的条文,通过在本标准中引用而构成本标准的条文。本标准出版时,所示版本均为有效。所有标准都会被修订,使用本标准的各方应探讨使用下列标准最新版本的可能性。

GB/T 1031—1995 表面粗糙度 参数及其数值(neq ISO 468:1982)

ISO 7902-1 稳态条件下流体动压滑动轴颈轴承 圆柱滑动轴承 第1部分:计算程序

ISO 7902-2 稳态条件下流体动压滑动轴颈轴承 圆柱滑动轴承 第2部分:在计算程序中使用的函数

ISO 7902-3 稳态条件下流体动压滑动轴颈轴承 圆柱滑动轴承 第3部分:许用运转参数

3 试验的对象

本标准规定在完全流体动压润滑的条件下运行,滑动轴承的试验台的检验对象应为测量动态承载能力,例如用应力幅和循环次数来表示轴瓦合金层材料的疲劳极限。可以给出一个 σ_a-N 曲线(针对循环次数作出的疲劳极限应力的图表),或显示特定循环次数下的疲劳极限应力,在轴瓦表面出现裂纹时达到的疲劳极限。

根据当前人们的理解,限制在完全流体动压润滑的条件下,肯定是将疲劳问题简化了。这就意味着在试验中滑动轴承的初期磨合应该小心控制,以避免由过高温度和过大摩擦剪切应力产生表面微小裂纹,从而引起明显的预损坏。

注 2: 轴瓦材料的疲劳试验也可以通过利用比较传统的试验方法来进行。

4 技术要求

4.1 试验台

为了确定运行和润滑条件,试验台应具备下列特性:

- a) 简明的机械结构;
- b) 易拆卸,最好具备现场对滑动轴承的检测能力;
- c) 试验时轴承尺寸的稳定性,轴承座应能抗变形和防轴的偏移;
- d) 在不损坏油膜压力分布的条件下,充分地供给润滑油;
- e) 应能超出在实际操作中可能遇到的载荷/应力和温度的整个范围。

4.2 试验方法

试验方法应该具备下列特性:

- a) 能够应用专门测量技术对油膜厚度、润滑温度、压力分布和破损剥离碎屑进行测量;对后一项的测量技术包括:用连续放射性同位素对磨损进行测量或周期性地提取油膜样品进行 X 光谱分析;
- b) 确切地规定在试验室验证的流体动压条件(例如:流体动压状态所显示的有效黏度的检验);
- c) 在磨合期间的混合润滑和疲劳试验期间的完全流体动压润滑之间应有明显区别;
- d) 为了检测轴承材料的不均匀性,旋转载荷应尽可能使轴承匀速地转动;
- e) 简单的、理论上和试验上可重现的流体动压条件(也就是旋转载荷产生流体动压油膜并与静载荷相等的压力分布)。

5 试验内容

为了确保从不同试验台得到的试验结果的一致性和这些结果投入实际使用的适应性,从试验条件、轴承尺寸、润滑剂和其他影响液体动压油膜的因素,以及所有控制液体动压油膜的参数应该是详细的。疲劳试验的基本性能条件和性能参数将在下面介绍。

5.1 性能条件

5.1.1 有效磨合程序

本程序是为了避免由于严重粗糙的接触而产生过高的温度和摩擦剪应力,磨合的过程可以用测温、电阻、阻抗或连续放射性同位素测量进行监测。引导值 h_0 的初始值本应大于 $(R_{z,b} + R_{z,s})$, 在这里 h_0 等于最小油膜厚度,最小油膜厚度是根据测量或计算来确定的。 $R_{z,b}$ 和 $R_{z,s}$ 分别是轴瓦工作表面和轴径表面在 10 个点上的表面轮廓不平度。在磨合期间的抛光允许 h_0 值减小,但在疲劳试验期间,它不应小于 $R_{z,s}$ 的初始值。由于温度的增加减小了油的黏度,随着逐步加载,磨合的过程不断减小最小油膜厚度。逐步加载的大小应由微型温度测针,过量放射性同位素磨损显示或零电接触电阻的超时间进行控制。

注 3: 对于电接触电阻控制,轴瓦是通过电与试验台分离。电路系统应在轴和轴瓦之间带有 100 Ω 内部阻抗的测点为监测提供 100 mV 的压差,在不平滑接触期间降低 0.01 mV。应调整载荷增量以便缩小不平滑接触的时间。

5.1.2 避免滑动轴承结构元件装配的几何偏差

为了避免试验结果受影响并减少其可传递性。几何偏差可能包括轴承座变形、轴的偏差或安装偏差以及在滑动轴承表面不均匀的硬划伤痕迹。

5.1.3 滑动轴承和流体动压油膜的有效温度

滑动轴承和流体动压油膜的有效温度代表着温度分布的均匀性。应分别对入油口温度、主要承载区域的出油口温度和轴承外表面/内表面进行测量。

5.1.4 动载荷幅值和方向

动载荷幅值和方向构成了计算沿圆周方向或轴向的油膜压力分布的基础,油膜压力分布是随着时间和其在轴瓦表面的位置而变化的。可以有选择性地对压力分布进行测量。为了利用疲劳极限的平均应力和交变应力找出表面的最大应力的位置,应选用一种方法测定各个合金层的交变应力。

注4:在不影响应力和流体动压油膜形成的前提下,用仪器进行的压力测量可以通过气化薄金属油膜工艺来完成。在同样的条件下,测量应提前进行,而不能在疲劳试验过程中进行。

5.1.5 产生第一次疲劳损坏所需载荷循环次数

损坏应是轴瓦合金层材料以一处裂纹、多处裂纹(裂纹长度大于5 mm)或剥落的形式出现。一般来说,从实际考虑 $\sigma_{el}-N$ 试验曲线应限定在 50×10^6 应力循环。疲劳极限应力可以从规定的循环数中引用;例如: 3×10^6 、 10×10^6 、 25×10^6 或 50×10^6 。在疲劳试验期间,样品的失效程度未达到规定的疲劳极限的,应在试验报告中加以区分。由于一般遇到的试验结果的离散性和疲劳极限的统计属性,建议根据统计方法测定试验结果。

5.2 性能参数

如果在某固定温度下(控制在 ± 2 °C偏差范围之内),试验结果的计算达到疲劳极限应力,这一过程不是由试验员一人来设定,一定要在后面完整地报告这些信息(特征信息)。如果轴承材料在试验过程中发生变化(例如:析出或类似的过程),应将这种变化形成文件作为补充信息(例如:金相报告)。信息可以再分类,即:根据最终结果(疲劳极限应力)计算的详细程度,对数据的要求可以相应减少。

5.2.1 试验台的说明

试验台的说明应包括标记、结构、加载方法、设计极限,包括辅助设备的润滑供油以及测量方法和布局。

5.2.2 试验轴瓦的说明

试验轴瓦的说明应包括下列参数:轴瓦尺寸:包括各层的厚度,径向和轴向轴承座的尺寸;间隙:特别是在试验状态下的间隙,表面粗糙度参数。此外,应给出包括材料标记、化学成分、含热处理的加工制造及含有弹性模量和泊松比的静强度数值。

5.2.3 试验轴颈的说明

试验轴颈的说明应包括尺寸、表面粗糙度参数、硬度,如有必要的话,还应包括偏差和同轴度的值。

5.2.4 试验载荷的具体内容

试验载荷的具体内容应包括试验载荷随着时间而变化的振幅和方向;磨合过程和疲劳试验过程中的频率和轴速;试验的时间。

5.2.5 润滑和供油的标记

润滑和供油的标记应包括:润滑油的牌号;黏度与温度的关系和密度与温度的关系;进给压力;供油孔(或槽)的具体尺寸和位置;流速等。

5.2.6 试验温度的说明

试验温度的说明应包括大面积的油膜温度和进油口的油膜温度;出油口和靠近损坏区域有代表性的轴承温度,这个区域应尽可能靠近不会干扰油膜压力形成的表面。

为了测定轴瓦在试验中的流体动压状态,必须有上述所有的说明。如果测定了流体动压状态,那么所需的信息还应受以下几个方面限制,还要有关于轴瓦材料温度的数据。

5.2.7 试验油膜厚度的说明

试验油膜厚度的说明应由以下两方面组成：在磨合过程中和疲劳试验期间；随着时间和在轴瓦上的位置而变化的油膜厚度；以及与粗糙度数据有关的最小油膜厚度。

5.2.8 试验油膜压力的说明

试验油膜压力的说明应含有润滑油膜压力随着时间的分布和变化量，以及相对于轴瓦表面的位置，应具体到用足够精度来显示压力梯度。

5.2.9 试验的动应力说明

为了确定最大疲劳应力的位置和达到疲劳极限的交变应力，试验的动态应力的说明应包括动应力随着时间的分布和相对于轴瓦表面的位置。

试验结果可与用 Haigh 图表的其他机械试验方法（见 ISO 7905-2~7905-4）所得的数据进行比较，Haigh 图表中的应力幅度是根据平均应力来绘制的。

5.2.10 其他试验结果

其他试验结果应包括损坏的说明：破坏的位置和程度；是否出现磨损或划伤；还有从金相检查得到的结果。如果产生了适度的磨损，即超出轻度研磨的程度，在涂覆层材料没有产生任何破坏的情况下，则可以肯定其油膜厚度不够，为了避免磨损，则还应该改变其试验条件。

6 轴瓦材料的应力测定

如果流体动压状态容易重复出现，与疲劳强度有关的应力测定就比较简单了。最简单的动载荷状态是由在轴上为了减少轴的变形而加上失衡的配重所产生的一种单纯旋转的状态。流体动压油膜状态是一种纯楔形的状态，纯楔形可通过计算精确地求出。应使用一些允许的假设，例如：圆柱的轴瓦；没有明显的不同轴度或变形；油膜压力的形成未受损坏的最佳供油状态；轴承座尺寸、弹性模量和泊松比有一固定关系；表示方式预先确定，具有固定的索莫菲尔德数的交变应力并且轴瓦宽度系数为已知等等（见附录 A）。

为了不产生磨损和咬粘的高强度材料在达到疲劳强度时失效，一定要选好流体动压的性能参数（间隙、润滑油黏度和很低的表面粗糙度）以形成足够的最小油膜厚度，防止金属的接触；也可以对具有单一方向纯正弦载荷的试验台作出同样的限定。

附录 A
(标准的附录)
应力的测定

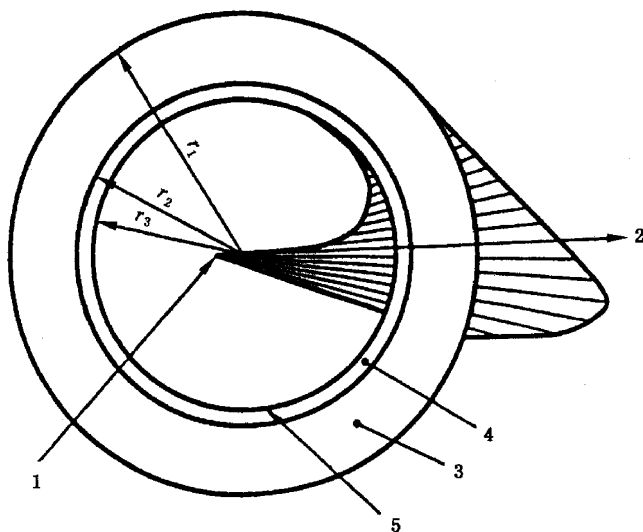
A1 疲劳应力的测定

从实际经验和研究中证明,在圆轴瓦上由于切向交变应力的影响,疲劳是从轴向破损开始的,假设应力不但在圆周表面上变化,还在轴向表面上发生变化。在没有完全三维方法的情况下,在轴瓦中心平面可以作切向应力的测定,即:二维方法。

在不仅随着时间而且随着表面的位置变化的动载荷下,不同的时间和与位置相关的油膜压力在轴瓦合金层内产生切向应力。为了测定在中心面上由瞬时压力扩散产生的应力分布,可以用包括轴承座在内的一个圆环来代表轴瓦(见图 A1),通过旋转的内径上的瞬时油膜压力进行加载,旋转的内径是通过外径的反作用压力而达到平衡的。

压力环的型式可以被看作是不同的材料层,在使用这样一个模型时,切向应力可以用几种方法来计算,那就是(Airy)应力函数[式(A1)或式(A2)]和分析方法[式(A3)~式(A7)],其中包括一个用于非常薄的外层的一个非常精确的简化方法,也可以用诸如有限元法这样的应力分析方法来研究其他的系统。应力计算必须在轴瓦周长和载荷环充分细分的条件下,在圆周上充分地选出部位算出平均应力和交变应力,它们中的最大幅值将导致疲劳破坏。

因为一个不可变的油膜压力分布围绕着轴瓦圆周旋转,有效应力同样地以一个固定的分布进行旋转,所以在单纯的旋转载荷下的疲劳应力计算明显的要简单一些,只要计算仅有的一个压力和有效应力分布来确定在同一圆周位置上的最大拉压幅值,便可获得平均应力和交变应力的幅值。



1—油膜压力的峰值;2—载荷方向;3—第 1 环(轴承座和钢背) E_1, ν_1 ;
4—第 2 环(合金层/内层) E_2, ν_2 ;5—第 3 环(外层) E_3, ν_3

图 A1 轴瓦应力环模型

A2 符号(见表 A1)

表 A1 符号和定义

符 号	定 义	单 位
b	轴瓦宽度	mm
d	旋转表面的直径, $d=2r_3$	mm
d_H	轴承座直径, $d_H=2r_3$	mm
d_H^*	轴承座无量纲外径, $d_H^*=d_H/d$	—
$d_{H,0}^*$	无量纲外径, 对图 A3 有效, $d_{H,0}^*=d_H/d=1.45$	—
E	弹性模量	Pa
E^*	无量纲弹性模量 $E^*=E_2/E_{2,0}$	—
E_1	弹性模量, 轴承座和钢背	Pa
E_2	弹性模量, 合金层	MPa
$E_{2,0}$	用于图 A3 的弹性模量, $E_{2,0}=63 \times 10^3$	MPa
h_0	初始润滑油膜最小厚度	mm
K_H	其他轴承座尺寸的修正值, d_H/d 不等于 1.45 ¹⁾ (见图 A5)	—
K_2	其他合金层厚度的修正值	—
p	规定载荷	Pa
R_z	表面粗糙度(在 10 个点上表面轮廓不平度的高度)	—
R^*	应力比, $R^*=\sigma_{\min}/\sigma_{\max}$	—
R_2^*	应力比, 合金层	—
R_3^*	应力比, 外层	—
r_1	环的外半径(轴承座和钢背)	mm
r_2	钢背和合金层接合平面的半径	mm
r_3	转动表面的半径(镀覆层厚度忽略不计)	mm
S_0	索莫菲尔德数	—
s_2	合金层厚度	mm
s_2^*	无量纲合金层厚度, $s_2^*=s_2/d$	—
$s_{2,0}^*$	无量纲合金层厚度, 对图 A3 有效, $s_{2,0}^*=s_2/d=0.0047$	—
η_{eff}	有效黏度	Pa · s
ν	泊松比	—
ν_1	泊松比, 轴承座和钢背	—
ν_2	泊松比, 对图 A3 有效(整个合金层, $\nu_2=0.34$)	—
ν_3	泊松比, 对图 A4 有效(整个镀覆层, $\nu_3=0.33$)	—
σ	应力	Pa
$\bar{\sigma}$	平均应力	Pa
σ^*	无量纲应力, $\sigma^*=\sigma/p$	—
σ_A	交变应力幅值	Pa
σ_{e1}	疲劳极限应力	Pa
σ_2^*	无量纲应力, 合金层	—
σ_3^*	无量纲应力, 镀覆层	—
ψ	轴瓦相对间隙	—
ω	角速度	s ⁻¹

1) 1 合金层和镀覆层的 σ_A 和 R^* 有着不同的系数

A3 旋转载荷下轴承各层间的应力

无量纲应力 $\sigma^*=\sigma/p$ 的旋转载荷可以用来计算轴承各层间切向应力的范围, 也就是说, 规定载荷 p 为索莫菲尔德数的函数:

$$S_o = \frac{p \times \psi^2}{\eta_{\text{eff}} \times \omega}$$

图 A3 和图 A4 给出作为索莫菲尔德数的函数的交变应力幅值 σ_A^* , 轴瓦合金层和镀覆层的轴瓦直径与宽度的比率 d/b , 并带有确定的轴瓦尺寸: 轴承座参数 d_H^* , 合金层厚度参数 S_2^* 和弹性模量 $E_{2,0} = 63 \times 10^3 \text{ MPa}$ 的轴瓦合金层材料。镀覆层材料的弹性模量 E_3 和两层的泊松比为一定的, 在符号表(见 A2)中给出。

对于弹性模量 E_2 不等于 $E_{2,0}$ 的轴瓦合金层材料, 其应力幅值 σ_A^* 的值用下式得到:

合金层:

$$\sigma_{A,2}^* = \sigma_{A,2,0}^* (0.852 + 0.1438 \times E^*) (d/b)^{(-0.1034 + 0.1010 \times E^*)} \dots\dots\dots (A1)$$

镀覆层:

$$\sigma_{A,3}^* = \sigma_{A,3,0}^* (1.004 \times E^*)^{-0.0888} \dots\dots\dots (A2)$$

图 A3 和图 A4 包括计算应力比 $R^* = \sigma_{\text{min}}/\sigma_{\text{max}}$ (见图 A2) 的公式, 从这个比中, 平均应力 $\bar{\sigma}$ 可以从下面公式中得到:

$$\bar{\sigma} = \sigma_A \times \frac{1 + R^*}{1 - R^*} \dots\dots\dots (A3)$$

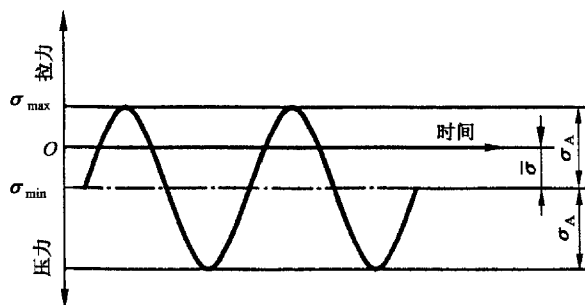


图 A2 正弦应力曲线

平均应力一般来说是负值(压应力), 应力比 R^* 基本上与 d/b 无关, 而仅为索莫菲尔德数的函数。因此, 对于模量不等于 $E_{2,0} = 63 \times 10^3 \text{ MPa}$ 的其他合金层材料一定要修正:

合金层:

$$R_2^* = -4.410 \times E^{*(-1.111)} + 0.0239 \times S_o \times E^{*(-2.542)} \dots\dots\dots (A4)$$

镀覆层:

$$R_3^* = -3.200 \times E^{*(-0.6149)} + 0.0202 \times S_o \times E^{*(-0.4071)} \dots\dots\dots (A5)$$

对于其他轴承座直径或合金层厚度参数, 为了用简单的乘法将图 A3 和 A3 的结果转化为其他相关的轴瓦尺寸, 图 A5 和图 A6 给出了修正系数 K_H 和 K_2 , 对于合金层和镀覆层的 σ_A 和 R^* , 它们的系数是不同的。

$$\sigma_A = \sigma_A^* \times p \times K_{H,A} \text{ 和 } K_{2,A} \dots\dots\dots (A6)$$

$$R^* = R_0^* \times K_{H,R} \times K_{2,R} \dots\dots\dots (A7)$$

A4 工作实例

在规定的旋转载荷 14.7 MPa 的作用下, 在 1.8×10^6 次载荷循环后, 轴瓦的铅基巴氏合金层 PbSb14Sn1 开始产生疲劳, 轴瓦的数据是:

$$d=61.4 \text{ mm} \quad b=24.6 \text{ mm} \quad d/b=2.5$$

相对间隙(平均值) $\psi=1/1\ 000$

轴承座的外径 $d_H^*=2.77$

合金层厚度 $s_2=0.5$ $s_2^*=0.008\ 1$

100 °C时有效动力黏度 $\eta_{\text{eff}}=1 \times 10^{-2} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

合金层的弹性模量 $E_2=29.5 \times 10^3 \text{ MPa}$

旋转速度 $N=3\ 000 \text{ min}^{-1}$ $\omega=314.16 \text{ s}^{-1}$

索莫菲尔德数:

$$S_o = \frac{14.7 \times 10 \times 1 \times 10^{-6}}{1 \times 10^{-2} \times 314.16} = 4.68$$

从图 A3 中的 $S_o=4.68$ 和 $d/b=2.5$ 可以找出在合金层上的无量纲交变应力:

$$\sigma_{A,2,0}^* = 0.95$$

用式(A1)修正实际的弹性模量: $E^*=29.5/63=0.468$ 。

$$\begin{aligned} \sigma_{A,2}^* &= 0.95 \times (0.852 + 0.143\ 8 \times 0.468) \times 2.5^{(-0.103\ 4 + 0.101\ 0 \times 0.468)} = \\ &0.95 \times (0.852 + 0.067\ 3) \times 2.5^{-0.066} = \\ &0.95 \times 0.919\ 3 \times 0.949\ 9 = 0.83 \end{aligned}$$

对于应力比 R^* , 由公式(A4)计算出弹性模量的修正值:

$$\begin{aligned} R^* &= -4.410 \times 0.468^{-1.111} + 0.023\ 9 \times 4.68 \times 4.68^{-2.542} = \\ &-4.410 \times 2.323 + 0.023\ 9 \times 4.68 \times 6.881 = \\ &-10.24 + 0.77 = -9.47 \end{aligned}$$

轴承座直径的修正值为 $d_H^*/d_{H,0}^*=2.77/1.45=1.91$, 推算图 A5 中的合金层, 得出:

$$K_{H,A,2} = 1.30$$

和

$$K_{H,R^*,2} = 0.90$$

合金层厚度的修正值为 $s_2^*/s_{2,0}^*=0.008\ 1/0.004\ 7=1.72$, 从图 A6 中得出:

$$K_{2,A,2} = 0.99$$

和

$$K_{2,R^*,2} = 0.96$$

用规定载荷 14.7 MPa 和上述计算的修正值, 实际的交变应力幅值是:

$$\sigma_A = \sigma_A^* \times p \times K_{H,A,2} \text{ 和 } K_{2,A,2} = 0.83 \times 14.7 \times 1.30 \times 0.99 = 15.7 \text{ MPa}$$

应力比是:

$$R^* = R_0^* \times K_{H,R^*,2} \times K_{2,R^*,2} = -9.47 \times 0.90 \times 0.96 = -0.82$$

最后式(A3)中的实际平均应力为:

$$\bar{\sigma} = 15.7 \times \frac{-7.2}{9.2} = -12.3 \text{ MPa}$$

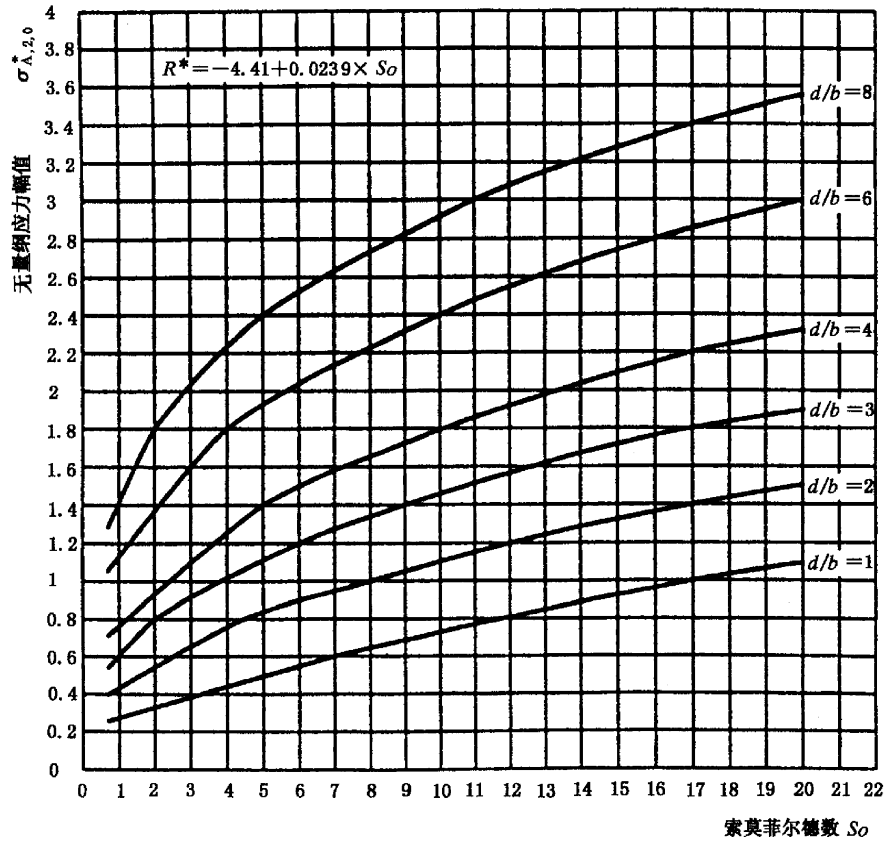


图 A3 合金层/镀覆层 ($E_{2,0} = 63 \times 10^3$ MPa; $\nu_2 = 0.34$; $s_{2,0} = 0.0047$; $d_{H,0}^* = 1.45$)

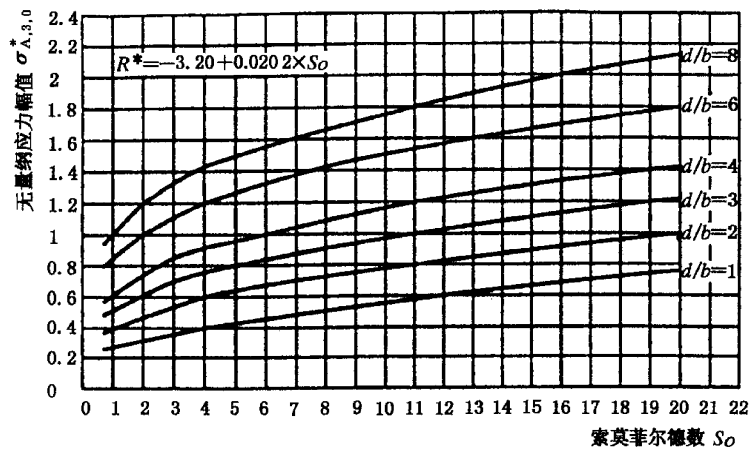
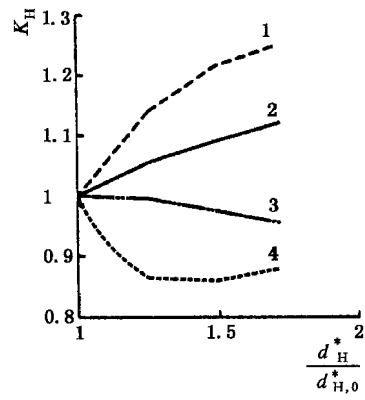
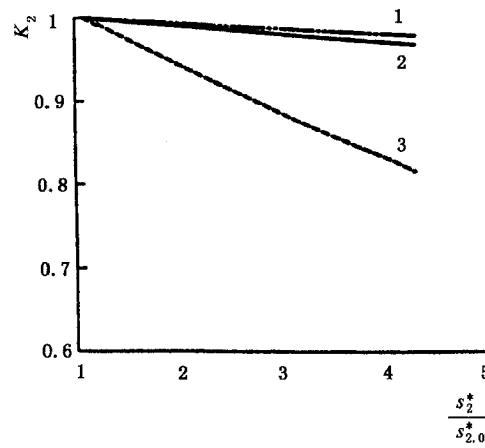


图 A4 镀覆层(镀覆层厚度忽略不计) ($E_{3,0} = 20 \times 10^3$ MPa; $\nu_3 = 0.33$)



关键字: $K_{H,A,2}$ 用于 σ_A (合金层); $K_{H,A,3}$ 用于 σ_A (镀覆层); $K_{H,R^*,3}$ 用于 R^* (镀覆层); $K_{H,R^*,2}$ 用于 R^* (合金层)

图 A5 轴承座的修正系数



关键字: 1) $K_{2,R^*,3}$ 用于 R^* (镀覆层); 2) $K_{2,A,2}$ 和 $K_{2,A,3}$ 用于 σ_A (合金层和镀覆层); 3) $K_{2,R^*,2}$ 用于 R^* (合金层)

图 A6 合金层厚度的修正系数