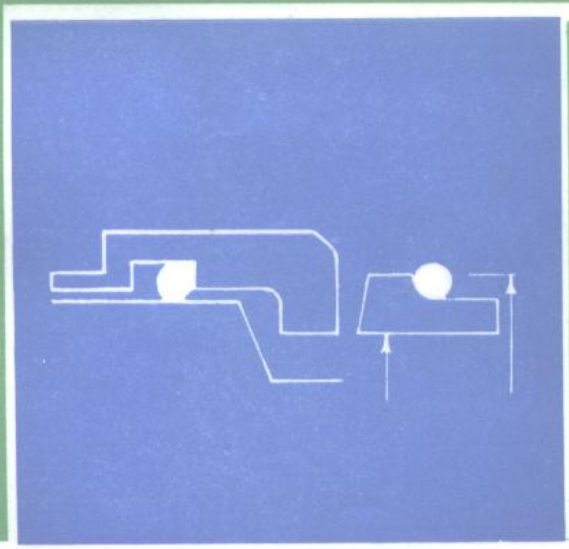


实用 机械密封

(英) J. D. 萨默—史密斯 编



机械工业出版社

74136

371501

实用机械密封

〔英〕J.D.萨默—史密斯 编

沈锡华 白杰茹 邹 凯 译

黄 钟 校



机械工业出版社

(京) 新登字 054 号

本书是一部实用性很强的机械密封专著。书中阐述了机械密封的密封机理、设计计算、密封材料以及选用;重点介绍了机械密封的检验、安装、试验和故障诊断。书中内容丰富实用,取材新颖,能反映近代机械密封技术的先进水平。

本书可供从事密封设计、制造、使用的工程技术人员和科研人员参考,也可供高等工业院校有关专业师生阅读。

Mechanical seal practice for improved performance

Edited by

J.D.Summers—Smith

MECHANICAL ENGINEERING PUBLICATIONS LTD 1990.

* * *

实用机械密封

(英) J.D.萨默—史密斯 编

沈锡华 白杰茹 邹凯 译

黄钟 校

责任编辑: 王正原 版式设计: 王颖

封面设计: 方芬 责任校对: 李秋荣

责任印制: 路琳

机械工业出版社(北京阜成门外百万庄南街一号)

邮政编码: 100037

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $850 \times 1168^{1/32}$ ·印张 $7^{1/2}$ ·字数 193 千字

1993 年 9 月北京第 1 版·1993 年 9 月北京第 1 次印刷

印数 0 001—4 200·定价: 11.00 元

*

ISBN 7-111-03691-3/TB·181

译 者 的 话

流体密封技术对于大多数工业技术领域都有着重要意义，并一直是各方面专家所关注的问题。这不仅仅是因为流体密封技术的开发可以减少机器设备因“跑、冒、滴、漏”而造成的能源浪费和给环境所带来的污染；同时还可以避免象美国“挑战者”号航天飞机的失败、印度波帕尔泄漏事件、苏联核潜艇的沉没等因密封问题给人类所带来的悲剧。

近年来，各国都在竞相开发密封技术，其中机械密封是最主要的动密封形式之一，为此我们翻译了“实用机械密封”一书。本书是由当今世界上一些著名的机械密封专家集体撰写的，书中不仅阐述了机械密封的密封机理和设计计算，而且重点介绍了检验、安装、试验和故障诊断，这就使本书更具有实用性。本书内容丰富、取材新颖，对从事密封技术开发、设计、制造和使用的工程技术人员都会有很大的参考价值。

本书由邹凯（第1、2章）、白杰茹（第3、4章）、沈锡华（第5、6、7、8、9、10章）翻译。全书由沈锡华统稿，北京化工学院黄钟教授审校。需要说明的是，本书省略了原文附录中的机械密封术语、符号说明及转载的论文[⊖]。因为我国已制订了机械密封名词术语标准；有关符号也已在各章译文中加以说明。读者若对所转载的论文有兴趣，可参看：B.S.Nau, Proc. Inst. mech Engrs, 1985,199A,17~31。

由于译者水平有限，错误难免，恳请读者指正。

译者

1992年6月

⊖ Rotary mechanical seals in process duties: an assessment of the state of the art.

序

早在 50 多年前，机械密封在工业中就已得到应用和发展，并且愈来愈多地用于回转轴密封。目前，机械密封在离心机、压缩机等类机械上已成为最主要的密封方式。就密封效率和通用性而言，它已大量取代诸如填料密封之类老式的密封技术，并显示了巨大的优越性。但是，尽管它已得到广泛应用，使用者对其性能的关注仍与日俱增。在炼油厂及其他许多使用场合，虽然机械密封能在无需维护的条件下有效地工作数年，但仍难免发生原因不明的“早期失效”和偶然损坏。通常，机械密封的性能仍难以预测。用于工艺流程中的机械密封使用寿命约为 8~13 个月，远低于滚动轴承的寿命。这就意味着需停机更换密封，并要支付巨额维护费用；某些流体泄漏还可能伴随发生人身事故。

英国机械工程师协会在 1983 年 5 月和 1984 年 3 月曾两度召开学术讨论会，试图弄清目前存在问题的现状。与会者有泵和密封制造厂家及用户。他们对使用中，尤其是在恶劣条件下工作的机械密封存在的问题都十分关注，并确定要对机械密封的性能进行广泛研究。他们认为，解决问题的办法是利用已有的大量资料和经验，而超越现阶段的更深入的研究尚无必要。

资料和经验的来源并不局限于从事机械密封鉴定、应用和运行试验的各部门成员，为了充分利用现有资料，各相关协会的努力也是至关重要的。为此，机械工程师协会与密封件和泵的制造厂家、用户、承包商和研究机构的代表共同组建工业协会，以便汇集各成员所推荐的高效能、长寿命的密封方法。

该协会于 1984 年 7 月成立。由于密封失效并非单一原因所引起，因此，确定一系列表征密封可靠性的基本的、必要的指标是解决问题的首要步骤。本书即汇集了这方面的成果。书中各章

分别由各领域的专家撰写，它既是著者的经验总结，同时又经过协会的严格审查和修改；既融汇了各种观点，又反映了当今的研究成果。但需强调指出，本书是“指南”不是标准，因为制定标准不是协会的职责。机械密封替代填料密封已经历多年的实践，但在设计填料箱时仍未考虑对密封的要求。当然，这种情况正在逐步改变。本书还推荐了一些在未来标准中可能涉及的与设计、制造和试验有关的内容，并向从事机械密封应用的其他学会提供了有关资料。

通过故障统计分析表明，机械密封的平均使用寿命为8~13个月，某些情况下甚至可达3~5年。然而，即使在实行严格质量保证的某些工业部门，如原子能工业，由于原因不明的“早期失效”和偶然性损坏事故仍时有发生。限于目前的技术水平，试图针对某一特定过程获得所期望的密封寿命的一般规律是不可能的。一项关于密封失效主要原因的研究表明，本书有助于提高现有密封的性能。此外，来自美国的最新报告提供了可靠的依据；本书所讨论的问题在美国颇受重视。

美国曾对泵类机械进行了数年调查，指出密封失效的基本原因及其相对重要性如下：

操作问题（冲洗液中断等）	40%
机械方面的问题(安装误差， 间隙不当，调整不当等)	24%
流体回路设计错误（负压不足， 冲洗液不足，泵特性不适应）	19%
密封元件选择不当（材料或基本 结构错误）	9%
其他原因	8%

上述论题已全部编入本书。密封失效的主要原因并非密封设计师不尽职，绝大部分可能是由于缺乏知识和训练，尤其对那些导致密封失效的因素缺乏准确的判断。

引起泵发生故障的另一主要部件是轴承。泵用轴承多数是滚

动轴承，其平均寿命约为3年多。这种轴承的 L_{10} 寿命通常规定为连续工作2500h。 L_{10} 并不是密封的寿命，其失效的主要原因也并非磨损的结果。但是，将3年使用期作为密封寿命的目标仍然是合理的，这样可以缩小两者[⊖]作为泵失效潜在原因的在使用寿命上的差别，以减少泵的故障，从而获得巨大的经济效益。

可以断言，用这种方法研究密封还是首创，对密封的应用是一种独特的具有实际意义的贡献。本书还认真地汲取了其他学派的观点，对于密封设计师、制造厂及用户都具有参考价值。

随着密封技术的飞速发展，今后必然要对本书进行修订，我们热诚地欢迎读者提出批评意见。

A.G.H.Coombs

⊖ 指密封与轴承。——译注

目 录

译者的话

序

第 1 篇 机械密封设计	1
第 1 章 密封及密封设计的基本概念	1
第 2 章 结构材料	53
第 2 篇 机械密封的选用	69
第 3 章 密封参数选择	69
第 4 章 密封的选择	83
第 3 篇 泵用机械密封的研究	109
第 5 章 安装误差和振动对密封性能的影响	109
第 6 章 泵的设计制造与机械密封的可靠性	116
第 4 篇 密封设计的检验	131
第 7 章 用户设计检验	131
第 8 章 重载机械密封的试验与审核	141
第 5 篇 机械密封实际应用调查	149
第 9 章 安装与运转	149
第 10 章 故障诊断	175
参考文献	228

第 1 篇 机械密封设计

第 1 章 密封及密封设计的基本概念

N.M.Wallace

1.1 工 作 原 理

1.1.1 概述

对于回转轴的密封，机械密封是最为通用的密封类型。机械密封主要用于气—液密封，如离心泵；同时也用于气—气密封，如压缩机和搅拌装置转轴的密封。在气—气密封情况下，通常采用双端面密封，采用喷射液体对密封进行润滑。液—液密封使用的双端面密封，流程液体在一侧，封液在另一侧。

干式气体密封技术近年来发展较快，并已应用在压缩机和涡轮机等类机械的回转轴上，通常作为辅助密封。对此，本书将不予讨论。

机械密封由于具有泄漏量低和不需日常维护的特点，因此已广泛取代了压盖软填料密封。

机械密封一般有两个垂直于回转轴轴线的密封平面，因此也可称为“径向端面密封”。其中一个密封面固定在泵档板或壳体上并保持静止；另一个固定在轴上并随之而回转。为使泄漏量保持在允许范围以内，这两个相对运动的接触面必须保持很小的间隙，通常应小于 0.001mm 。

为了使摩擦产生的热量及磨损量保持在允许范围以内，在密

封面间必须有一层流体润滑膜，但膜厚不得超过上述间隙值。对于单端面密封，在大多数情况下是将密封介质作为润滑剂，但其润滑性能较差。

为了补偿磨损及制造误差，应有一个密封面可以沿轴向移动。同时为了适应由旋转零件的角偏差引起的晃动，应有一个密封可以浮动。通常，由同一密封面兼有这两种功能。

浮动面既可以是静止的，也可以旋转。但在回转轴表面线速度大于约 15m/s 的高速场合，将浮动面静止设置可避免由离心力产生的影响。

通常，机械密封是“内装式”的，即密封元件被密封介质包围着。但对强腐蚀性的介质，密封元件也可以采用“外装式”，以尽可能地避免密封元件暴露在腐蚀性介质中。

尽管机械密封元件的外形与推力轴承极为相似，但机械密封必须保持很小的运动间隙，加上润滑剂的润滑性较差，且流量极低等影响，因此，设计机械密封比推力轴承困难得多。

表 1-1 给出了机械密封和推力轴承的主要工作参数比较，由此可以得出为使机械密封可靠地运行所需重点考虑的问题。

表 1-1 机械密封与液体动压推力轴承主要工作参数比较

	机 械 密 封	推 力 轴 承
端面比压(MPa)	0.5~15	<0.5
润滑剂粘度($\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}^2$)	0.0005~0.1	0.01~0.015
润滑剂流量 ^①	mL / h	L / min
润滑膜厚度(μm)	0.5~2.0	10~15
表面平面度误差(μm)	<1	<10
表面粗糙度 $R_a(\mu\text{m})$	0.1~0.2	0.2~0.4

① 原文中只给出单位，未给出数值；由单位可表示其数量级之间的关系。——译注

由此可见，机械密封的可靠性通常比推力轴承的更差。

本章介绍机械密封设计中必须考虑的一些因素。这样可以使

用户与密封件和泵的销售者之间相互交流，使他们了解提高密封可靠性的各种措施并加以采用。而提供机械密封设计中所有必需的资料并不是本章的目的。

机械密封是一种精密部件，其造价和更换费用都比压盖软填料密封高。为保证运行的可靠性，需重视密封结构设计中的每一细节，以及高质量地装配和正确地使用密封装置。

机械密封应按不同的设计、规格和材料进行生产，以满足用户多方面的需求。目前，各厂家生产的各类密封件不仅能满足绝大部分用户的需要，还能满足一些特殊工况的使用要求。

图 1-1 是一种用于离心泵的典型机械密封装置。图中标出了主要密封元件的基本术语。

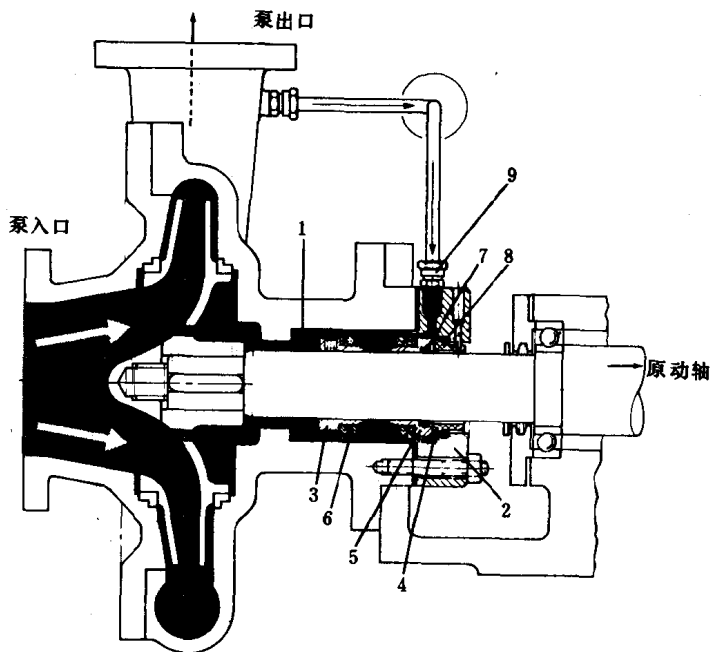


图 1-1 典型机械密封装置

- 1—密封腔 2—密封腔端盖 3—弹簧座 4—非补偿环 5—补偿环 6—弹簧
7—动力辅助密封 8—静力辅助密封 9—冲洗接头

图 1-1 是一种简单的轻型密封结构、密封界面——动环和静环产生相对转动的接触面是一个环形平面。密封端面经过抛光，具有很高的平面度，可以光波长度作为度量。动环可以沿轴线移动，这样，在运行时密封液体的压力使密封端面保持接触；没有压力时弹簧仍可提供压力。

密封压紧力的大小应综合考虑泄漏和磨损两种因素。在有机机械撞击或压力波动的情况下，应有足够的压紧力，以保证密封界面的接合。辅助密封通常用 O 形橡胶圈，它可以防止动环与转轴之间的泄漏。

密封端面间相互滑动所引起的摩擦会产生很大的热量。中等型号和转速的密封，发热量一般都在 100~1000W 之间。这些热量是通过密封元件的传导，最后传给周围的液体并被带走的，而泄漏的流体仅带走其中很小一部分热量。

密封端面间的温度必须安全地控制在密封介质的沸点以下，这一点很重要。如果密封元件周围的流体温度太高而无法有效冷却，通常应向密封腔内注射冷却流体或布置其他辅助冷却装置。

选择密封端面材料必须注意以下几点：有良好的滑动特性（贴合相容性）；耐密封介质的化学腐蚀（化学相容性）；对温度及其他一些运行因素（如耐磨性能、导热性能等）的适应能力。

通常，密封端面之一是碳—石墨材料，而与之配合的另一面则为金属、合金、陶瓷或硬质合金材料。碳—石墨综合了滑动特性和化学相容性（耐腐蚀性）。当用作密封环时，碳—石墨通常含有树脂和金属浸渍物，它们也必须有良好的化学相容性。

密封界面的润滑是按自持式进行设计的。根据结构和工作负荷的不同，它的润滑可由一层将两端面分开的液膜提供，或是通过端面上的凹凸不平点相接触并兼有液膜实现的。无论哪种润滑方式都是将密封介质作为润滑剂。只有当滑动界面得到有效的润滑时，才能获得满意的密封效果。

1.1.2 结构类型

在如图 1-1 所示简单的密封结构的基础上，已派生出多种

设计结构，以适应实际应用中转轴的尺寸、转速，以及密封压力、温度、介质特性等参数变化的需要。对于机械密封应用的主要领域——离心泵是如此，对其他应用场合，如压缩机和搅拌机的回转轴等也是如此。其主要类型如下：

a. 密封结构 例如，外装式和内装式密封；受内压的或受外压的密封。

b. 各类辅助密封元件 有聚四氟乙烯楔型垫、U形环、不规则四边形密封垫等。

c. 弹簧设置 在旋转式或静止式结构中分为单弹簧型和多弹簧型。

d. 金属或橡胶波纹管型密封 波纹管密封可不用辅助滑动密封。金属波纹管密封可不用弹簧。

e. 密封的替代材料 密封端面可以是整体的，其表面经硬化处理；或是在不同材料上的镶嵌结构。密封的其他元件所用材料的种类甚多。

f. 不同负载平衡结构 机械密封有平衡式和非平衡式两种结构，两者的平衡程度可以变化。对此将在后面讨论。

无论密封的具体结构如何，机械密封设计都要求在密封面之间获得一层稳定的润滑液膜，使泄漏量限制在允许范围以内，以达到预期的使用寿命。

以下介绍主要的设计参数，并着重介绍提高机械密封性能的各种方法。

1.2 影响设计的因素

下述公式是按外压式密封推导出来的，对于内压式密封可用同样原理进行推导。

1.2.1 闭合力 F_t

作用在密封转动部件上的总闭合力 F_t 是弹簧弹力 F_s 与液压力 F_h 之和

$$F_t = F_s + F_h \quad (1-1)$$

根据密封界面面积 A_f 求密封比压 p_n

$$p_n = F_t / A_f$$

其中

$$A_f = \frac{1}{4} \pi (D_o^2 - D_i^2)$$

式中 D_i 、 D_o ——密封端面内径和外径。

闭合力在滑动面上由流体静压力、流体动压力、平滑或不平滑接触力产生的支持力与之平衡。以上诸力将在 1.2.2 中进一步讨论。

(1) 弹簧力 F_s

所有机械密封都有一个弹簧或金属波纹管为密封端面提供初始闭合力，以便在没有流体压力的情况下使端面接触（见图 1-2）。弹簧力的大小必须足以克服滑动辅助密封的轴向摩擦力

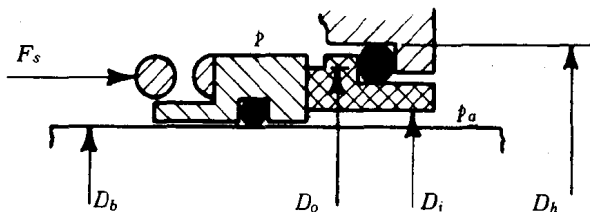


图 1-2 机械密封中弹簧的布置

D_b —平衡或滑动轴径 D_h —静止的辅助密封外径

和端面由于安装误差而引起的晃动影响。对于一般用途的密封，弹簧力的大小必须考虑密封腔出现真空的可能性，产生这种情况实际上都是由于密封元件受到一个反向压力的缘故（注意，若单端面机械密封用大气作阻封气体，且阻封压力较高时，有可能受到反向压力。同样，对于串联式双端面密封也可能产生反向压力而使象 O 形圈这类辅助密封错位。这样，必须拆卸、更换密封，甚至可能产生大量泄漏。对于串联密封，当主密封压力重新建立时，有可能产生大量泄漏；而对双端面密封，封液压力下降时可能会产生大量泄漏。有些密封结构能经受瞬时反向压力的影响）。

如图 1-2 所示，密封端面压力由弹簧力 p_s 产生，同时也与

滑动端面的面积有关

$$p_s = F_s / A_f \quad (1-2)$$

密封端面的弹簧比压通常为 $0.1 \sim 0.3 \text{ MPa}$ 。但在一些设计中此值可低至 0.02 MPa 或高达 0.5 MPa 。

为了平衡真空吸力

$$F_s > \frac{1}{4} \pi (D_o^2 - D_b^2) (p_a - p)$$

如果静环是固定的, 则

$$F_s > \frac{1}{4} \pi (D_o^2 - D_b^2) (p_a - p)$$

式中 p ——密封外表面压力;

p_a ——密封内表面压力。

(2) 平衡系数 B

平衡系数是机械密封的一个基本特征参数。平衡系数大于或等于 1 的密封称为非平衡密封; 小于 1 的密封称为平衡密封。非平衡密封一般用于压力低于 1 MPa g (10 bar g) 的低压密封; 平衡密封用于压力较高的场合, 对于一般平衡密封可达 7 MPa g , 对重载密封压力还可更高。

所有机械密封在其结构上都有一个区域来形成密封的液压闭合力。这一区域是以密封端面外径 D_o 为外径, 以平衡直径 D_b 为内径的圆环。密封端面面积与上述液压面积之比决定该密封是平衡式还是非平衡式, 从而决定作用在端面上的主支撑压力及所形成的润滑液膜类型, 进而决定密封的极限压力。

平衡系数 B 可由下式导出:

对于背面高压式密封

$$\begin{aligned} B &= \frac{\text{流体压力作用面积}}{\text{密封环带面积}} = \frac{\frac{1}{4} \pi (D_o^2 - D_b^2)}{\frac{1}{4} \pi (D_o^2 - D_i^2)} \\ &= \frac{D_o^2 - D_b^2}{D_o^2 - D_i^2} \end{aligned} \quad (1-3)$$

对于背面低压式密封, 液体压力作用面积为 $\frac{1}{4}\pi(D_b^2 - D_i^2)$

$$B = \frac{D_b^2 - D_i^2}{D_o^2 - D_i^2} \quad (1-4)$$

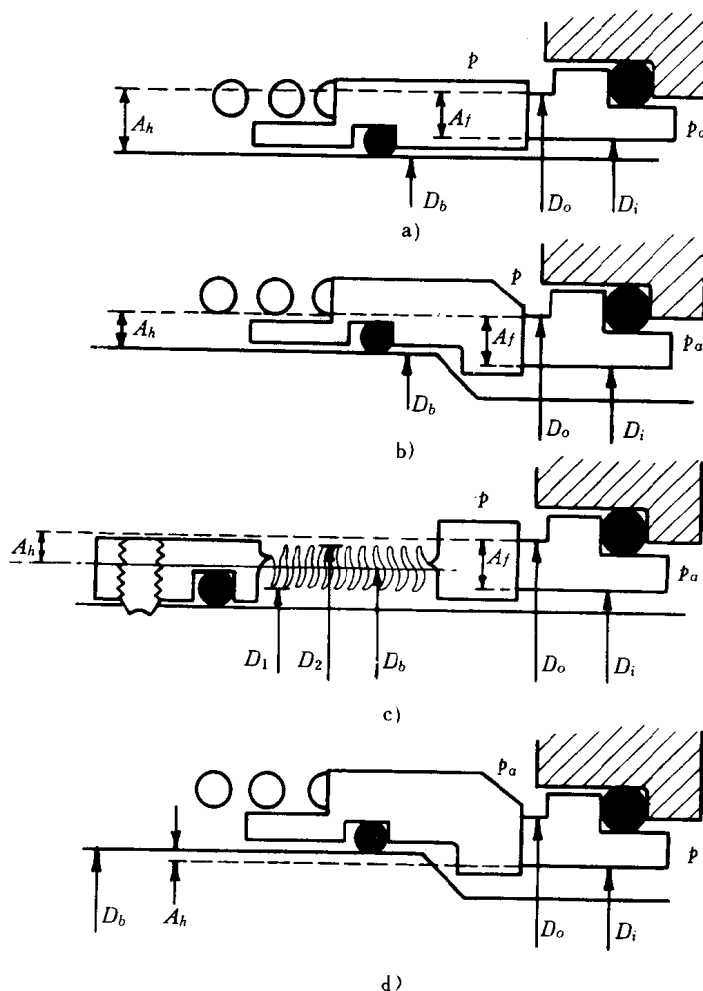


图 1-3 机械密封的平衡

a) 外部受压非平衡式密封 b) 外部受压平衡式密封 c) 外部受压金属波纹管密封 d) 内部受压平衡式密封

A_f —密封界面面积 A_h —流体加压面积 D_2 —波纹管外径 D_1 —波纹管内径
 D_o —密封界面外径 D_i —密封界面内径 D_b —平衡直径

如图 1-3 所示, 平衡密封的密封环带面积大于流体压力作用面积。为此, 将密封端面外径高于平衡线而且其内径又低于平衡线布置, 这需在轴上有一个阶梯或用一轴套。相反, 非平衡密封的环带面积小于流体压力作用面积, 非平衡密封可直接与光轴配合。

工业上应用的平衡密封的平衡系数一般为 $0.65 \sim 0.85$ 。平衡系数的选择是由各制造厂商综合考虑而决定的。密封类型及结构特征可能影响平衡系数的选择。要求密封可靠性高并能控制密封端面载荷, 这两者对平衡系数的要求是相反的, 应综合考虑这两种因素。

平衡系数高的密封, 如 $B=0.85$, 比较稳定, 在流体静压作用下端面也不易分离, 但会使端面载荷较大而带来某些问题。同样, 平衡系数低, 如 $B=0.65$, 会降低端面载荷, 并减少产生的热量, 但若设计不当, 在较高压力下会产生液压波动。

非平衡密封的平衡系数通常为 1.2 左右, 其不平衡程度由回转轴与密封端面内径之间的距离决定。

波纹管密封不用回转轴上的阶梯来达到平衡, 其原因在于波纹管密封中滑动直径上没有 O 形圈, 平衡或滑动直径 (D_b) 在波纹管内, 平衡直径位于波纹管内径 D_1 与外径 D_2 之间。金属波纹管密封的平衡直径为 D_1 与 D_2 的均方根

$$D_b = \sqrt{0.5(D_1^2 + D_2^2)} \quad (1-5)$$

对于金属波纹管密封, 其弹性元件通常就是波纹管; 对于橡胶或塑料波纹管密封, 则通常要另加金属弹簧。

利用平衡直径以及密封端面的内外径, 由前述公式可计算平衡系数。

(3) 液压载荷 F_h

密封通常受到内部和外部的不同压力, 实际上类似两个密封: 一个在内部受压, 而另一个在外部受压 (图 1-4)。

液压闭合力 F_h 可由下式得到: