

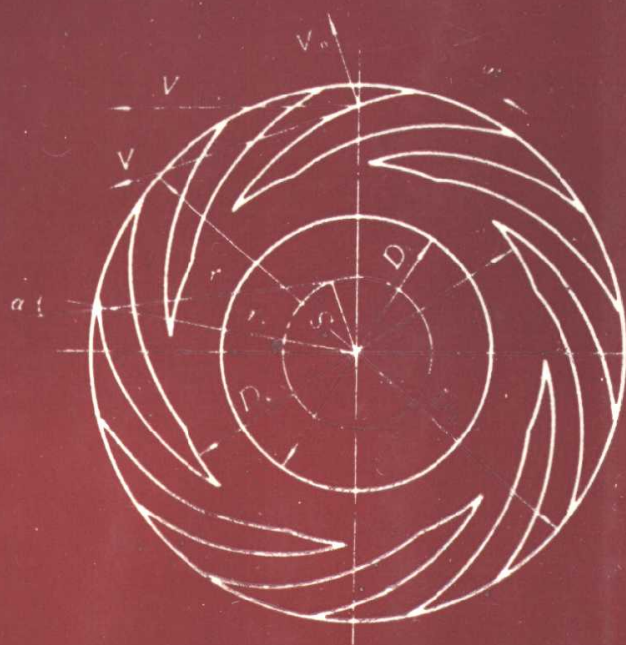
机械端面密封

JI XIE DUAN MIAN
MI FENG

MECHANICAL FACE SEAL

顾永泉 著

石油大学出版社



机械端面密封

顾永泉 著

石油大学出版社

鲁新登字 10 号

内 容 简 介

本书叙述了近代机械端面密封的基本原理、基本类型、基本参数、基本理论、计算基础、设计方法、典型结构分析、主要零部件及材料、环境控制和故障分析。书中主要介绍了石油化工方面机泵和设备用机械端面密封的技术改进、使用经验和科研成果,但也适用于其他有关工业部门。书中对现代工业中常用的机械端面密封和基本理论与计算作了比较系统的介绍和分析,尤其对近年来机械端面密封的设计新方法和使用中的主要问题以及常见故障给予充分的注意。

本书可供大专院校师生、研究生、研究所和工厂工程技术人员阅读,也可供从事密封工作的技术人员设计、使用和制造时参考。

机械端面密封

顾永泉 著

*

石油大学出版社出版

(山东省东营市)

新华书店发行

石油大学出版社激光照排室排版

山东东营新华印刷厂印刷

*

开本 787×1092 1/16 20.375 印张 520 千字

1994 年 12 月第 1 版 1994 年 12 月第 1 次印刷

印数 1—3700 册

ISBN 7-5636-0545-2/TH·15

定价:22.00 元



作者简历

顾永泉, 1927年生, 1950年毕业于杭州之江大学机械系。现为石油大学教授, 炼油化工机械及流体动密封研究室主任。自1960年起在国内首先研究和推广机械密封技术并指导20余名研究生。长期从事汽液混相机械密封和混合摩擦机械密封的研究, 近期研究了圆弧槽气体端面密封和液体端面密封。所负责机械密封等研究课题获国家级、中国石化总公司和山东省科技进步奖, 并获7项国家专利。任中国机械工程学会高级会员、流体工程分会常务理事, 中国流体密封专业委员会主任委员、机械密封标准委员会委员, 美国摩擦学家和润滑工程师学会(STLE)会员、密封技术委员会成员, 国际流体密封会议技术顾问委员会委员、亚洲流体机械国际会议技术委员会委员。曾发表百余篇学术论文, 写有流体动密封专著两部。被评为国务院享受政府特殊津贴专家、中国石油天然气总公司石油工业突出贡献专家、山东省科技拔尖人才和“科教兴鲁”先进工作者等称号。

序 言

在石油化工生产中,机器设备的旋转轴密封是关系到机器设备的安全性、可靠性和耐久性的重要部件。其作用和对整台机器设备、整套装置,甚至整个工厂的影响很大。特别是在石油化工企业中,所处理的流体大多数是具有可燃性、腐蚀性、易爆及有毒性的介质,一旦密封失效,介质外漏不仅污染环境,影响人体健康和产品质量,而且往往会导致火灾、爆炸和人身伤亡等重大事故^[1]。

在日常的机器设备维修工作中,以机泵为例,几乎 50% 以上的工作量是流体动密封维修。在许多国内外最近的调查报告中都说明石油化工机泵的维修工作主要是轴封问题。

近几十年来,机械端面密封有了很大的发展。由于机械端面密封有着工作可靠、泄漏量少、使用寿命长、适用范围广等优点,故在工业中获得了广泛的应用,其中在石油化工机泵中应用最广,在炼油工艺装置中 85% 以上机泵使用了机械端面密封。此外,机械端面密封在许多高压、高温、高速、易燃、易爆和腐蚀性介质等工况下也取得了较好的使用效果。

为了更好地推广和发展机械端面密封技术,有必要总结几十年来机械端面密封的设计、使用经验和研究成果,写出机械端面密封的专著,以供生产、设计、制造和研究等工程技术人员和大专院校师生参考使用。

本书是在总结我们自己多年来的科学研究成果、生产经验的基础上并参阅大量文献写成的。由于篇幅有限,不可能全面阐述,亦难免存在不少缺点或不当之处,敬请广大读者批评指正。

本书承蒙中国石油化工总公司重大设备国产化办公室赖盛刚高级工程师和齐鲁石油化工公司胜利炼油厂王汝美高级工程师的审阅,在选题、写作和出版过程中得到石油大学学术专著出版基金委员会、石油大学出版社的支持和帮助,流体动密封组的同事和研究生也给予了热情支持,在此对他们表示真诚的感谢。

顾永泉
1991 年 10 月
石油大学(华东)

目 录

第一章 概论	1
第一节 机械密封的基本构成、作用原理及要求	1
第二节 机械密封的基本类型及特点	3
第三节 机械密封的基本参数	5
一、几何参数	5
二、力学参数	12
三、性能参数	20
第二章 机械端面密封基本理论	26
第一节 机械密封的摩擦和润滑理论	26
一、流体摩擦与润滑(成膜理论)	26
二、边界摩擦与润滑(流体交换流动理论)	37
三、干摩擦(热裂理论)	38
四、混合摩擦与润滑(微凸体接触和热流体动力楔理论)	40
五、机械密封中摩擦状态判断及摩擦特性	45
第二节 机械密封的相变和空化理论(两相流润滑学说)	50
一、空化(气蚀)理论	50
二、相变理论	51
三、发音	60
第三节 机械密封的动力学理论	60
一、密封动力学	60
二、密封环的轴向振动	63
三、密封环的章动与半频摆动	67
第四节 机械密封的磨损理论	73
一、磨损的主要形式及其转化	73
二、磨损的基本规律	78
三、机械密封的磨损特性	78
第五节 相似理论在机械密封中的应用	81
一、相似准数及其推导	81
二、相似准数关系式的简化	83
三、相似准数关系式的应用	85
第三章 机械密封的基本问题	87
第一节 机械密封的温度问题	87
一、机械密封的热量平衡	87
二、机械密封的端面温度及冲洗量	89
三、机械密封的温度限制	94

四、机械密封的密封环温度场及其计算	96
第二节 机械密封的变形问题	104
一、密封环变形	104
二、机械密封环变形对性能的影响	105
三、机械密封环的变形计算	106
四、热裂	112
第三节 机械密封的密封性	115
一、机械密封的泄漏和零泄漏	115
二、机械密封的密封特性	118
三、机械密封泄漏量影响因素及提高密封性的措施	122
第四节 机械密封的稳定性与追随性	123
一、工作稳定性与失稳	124
二、机械密封的追随性	130
三、提高机械密封稳定性与追随性的措施	130
第五节 机械密封的可靠性和耐久性	131
一、机械密封的可靠性	132
二、机械密封的耐久性	151
三、提高机械密封可靠性和耐久性的措施	154
第四章 机械密封的计算基础	156
第一节 接触式机械密封计算	157
一、具有相变的混合摩擦(流体静压)平行面机械密封模型	157
二、具有相变的混合摩擦(流体静压)锥面机械密封模型	160
三、混合摩擦(流体动压)波形面机械密封模型	163
四、具有周向波度和径向锥度的机械密封模型	168
第二节 非接触式机械密封的计算	174
一、非接触式机械密封的结构、机理及主要参数	174
二、流体动压密封及计算	177
三、流体静压密封及计算	191
第五章 机械密封的设计与典型结构	201
第一节 机械密封密封副的设计计算方法	201
一、按 $[p_b V]$ 值验算为基础的经验设计计算方法	201
二、按 $p-V-T-h$ 系统计算为基础的设计计算方法	202
第二节 机械密封设计中应考虑的问题	212
第三节 机械密封的结构型式和选择	213
第四节 机械端面密封的典型结构	219
一、机泵用机械密封	219
二、设备用机械密封	235
三、组合式机械密封	235
第五节 机械密封主要零件及材料	239
一、摩擦副(密封副)	239

二、辅助密封	251
三、弹性元件	257
四、其它金属构件	260
第六章 机械密封的环境控制和故障分析	263
第一节 机械密封的环境控制	263
一、温度控制	263
二、压力控制	273
三、杂质清除	274
四、流体替代(环境替代)	278
第二节 机械密封的故障及故障分析	280
一、机械密封故障和故障分析的定义、过程和程序	280
二、机械密封的故障模式、故障机理和故障原因	283
三、机械密封故障的常见外部征兆	283
四、密封面的磨损图象	285
五、故障模式、原因和纠正措施	289
六、机械密封泄漏的原因和对策	306
附录 机械密封计算用图表	308
主要符号意义	311
参考文献	315

第一章 概 论

机械端面密封(Mechanical Face Seal)是一种轴向端面密封,简称机械密封,又称端面密封,是常用的旋转轴密封,特别是在石油化工装置的机泵设备中应用更加普遍。

1885年英国最早出现第一个机械密封专利^[2],直到1900年才开始用于轴承密封。1908年有几个汽轮机密封,改进为轴可移动的密封环密封。1913年出现在汽轮机上使用双端面机械密封的英国专利。1919年出现单端面机械密封。1920年以前小型家用冷冻压缩机和汽车上水泵的轴封采用了机械密封。1930年用于内燃机水泵轴封。1940年采用了机械密封在一定的程度上解决了轻烃泵密封问题。自1940年起主要是改进密封面材料,出现陶瓷、石墨、硬质合金密封,同时加工技术中表面粗糙度提高,从而使机械密封的使用参数有了提高。1945年在结构上出现了平衡型密封、中间环密封和其它专利的机械密封,并在石油化工机泵中使用,将 $p \cdot V$ 值提高到 $80\text{MPa} \cdot \text{m/s}$ 。1957年世界上制造出第一套金属焊接波纹管机械密封。1962~1963年出现了高参数的热流体动力楔密封以及各种非接触式流体静压密封和流体动压密封。此时机械密封在美国已得到普及和推广,并应用到石油和化学工业中。前苏联和欧洲国家相继开始广泛应用,50年代将机械密封用于炼油厂的离心油泵轴封。我国兰州炼油厂在建厂时离心油泵使用机械密封,60年代初开始自制并推广应用机械密封。其它炼油厂也逐渐推广并作了改进。目前炼油厂工艺装置机泵中有85%以上采用机械密封。化工和其它行业也推广使用机械密封。现在我国有了机械密封标准、系列产品、专业制造厂和研究单位。

机械密封的目前水平是单级密封压力从 10^{-3}Pa 到 35MPa 范围内可以安全使用;使用温度范围也在不断扩大,最高达 1000°C ,而低温深冷也绝对可靠;机器的转速可高达 50000r/min , $p \cdot V$ 值达 $1000\text{MPa} \cdot \text{m/s}$ 。由此可见,机械端面密封的适用范围相当广泛。

第一节 机械密封的基本构成、作用原理及要求

机械密封是一种依靠弹性元件对静、动环端面密封副的预紧和介质压力与弹性元件压力的压紧而达到密封的轴向端面密封装置(图1-1)。

构成机械密封的基本元件有:端面密封副(静环1和动环2)、弹性元件(如弹簧4)、辅助密封(如O形圈8和9)、传动件(如传动销3和传动螺钉7)、防转件(如防转销10)和紧固件(如弹簧座5、压环12、压盖11、紧定螺钉6与轴套13)。

机械密封基本元件的作用和要求如下:

(1) 端面密封副(静、动环)

端面密封副的作用是使密封面紧密贴合,防止介质泄漏。它要求静、动环具有良好的耐磨性;动环可以轴向灵活地移动,自动补偿密封面磨损,使之与静环良好地贴合;静环具有浮动性,起缓冲作用。为此密封面要求有良好地加工质量,保证密封副有良好的贴合性能。

(2) 弹性元件(弹簧、波纹管、隔膜)

它主要起预紧、补偿和缓冲的作用,要求始终保持足够的弹性来克服辅助密封和传动件的

摩擦和动环等的惯性,保证端面密封副良好的贴合和动环的追随性,材料要求耐腐蚀、耐疲劳。

(3) 辅助密封(O形环、V形环、U形环、楔形环和异形环)

它主要起静环和动环的密封作用,同时也起到浮动和缓冲作用。要求静环的密封元件能保证静环与压盖之间的密封性和静环有一定的浮动性,动环的密封元件能保证动环与轴或轴套之间的密封性和动环的浮动性。材料要求耐热、耐寒并能与介质相容。

(4) 传动件(传动销、传动环、传动座、传动键、传动突耳或牙嵌式联结器)

它起到将轴的转矩传给动环的作用。材料要求耐磨和耐腐蚀。

(5) 紧固件(紧定螺钉、弹簧座、压盖、组装套、轴套)

它起到静、动环的定位、紧固和盛装的作用。要求轴向定位正确,保证一定的弹簧压缩量,使密封副的密封面处于正确的位置并保持良好的贴合。同时要求拆装方便、容易就位、能重复利用。与辅助密封配合处,安装密封环要有导向倒角和压弹量,应特别注意动环辅助密封件与轴套配合处要求耐磨损和耐腐蚀,有必要时轴套配合处可采用硬面覆层。

(6) 防转件(防转销)

它起到防止静环转动和脱出的作用。要求有足够的长度,防止静环在负压下脱出,并要求正确定位,防止静环随动环旋转。材料上要求耐腐蚀,在必要时中间可加四氟乙烯套,以免损坏碳石墨静环。

机械密封的可能泄漏途径如下(图 1-1):

(1) 密封副密封面 I 处泄漏

这是主要密封面,是决定机械密封摩擦、磨损和密封性能的关键,同时也决定机械密封的工作寿命。据统计,机械密封的泄漏大约有 80%~95%是由于密封端面密封副造成的。因此,要求接触面保持平行,表面粗糙度要求高, $R_a = 0.04 \sim 0.16 \mu\text{m}$ ($\nabla 10 \sim \nabla 11$)、平面度 $< 0.9 \mu\text{m}$ 。对于不同介质,要求用合适的密封副材料组合,注意耐磨损、耐腐蚀,选用合适的几何参数(面积比和宽径比等)和性能参数(比压、弹簧压力等)。

(2) 静环与压盖的辅助密封件 II 处泄漏和动环与轴(或轴套)的辅助密封 III 处泄漏

这是辅助密封面,是决定机械密封密封性和动环追随性的关键,特别是动环与轴(或轴套)密封面,首先要防止锈蚀、水垢、结焦或化学反应物料堆积而造成动环不能动弹。

以上 I、II、III 处均为动密封。

(3) 压盖与密封箱体之间静密封 IV、轴套与轴静密封 V 和动环镶嵌结构配合 VI 处泄漏这三处均为静密封。均应根据密封介质选用相容材料的密封垫或相应的配合。

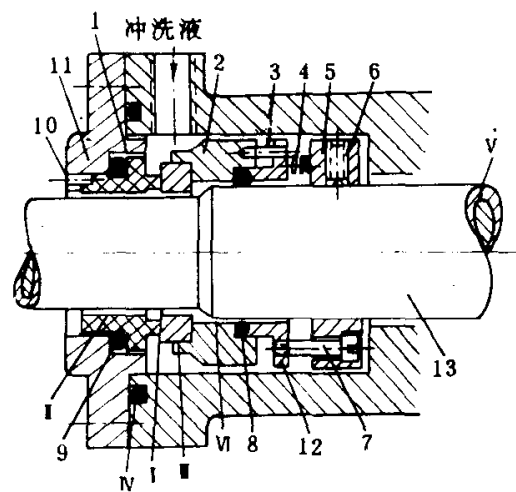


图 1-1 典型机械密封示意图

1—静环;2—动环;3—传动销;4—弹簧;5—弹簧座;6—紧定螺钉;7—传动螺钉;8—动环 O 形圈;9—静环 O 形圈;10—防转销;11—压盖;12—压环;13—轴套;I、II、III、IV、V、VI—泄漏点

第二节 机械密封的基本类型及特点

机械密封的基本类型有(图 1-2):

1. 接触式和非接触式密封

接触式机械端面密封是指密封面微凸体接触的机械密封,密封面间隙 $h = 0.5 \sim 2\mu\text{m}$ 。普通的机械密封均属接触式机械密封。非接触式机械端面密封是指密封面微凸体不接触的机械密封,密封面间隙对于流体动压密封 $h > 2\mu\text{m}$,对于流体静压密封 $h > 5\mu\text{m}$ 。可控间隙机械密封属于非接触式机械密封^[3]。

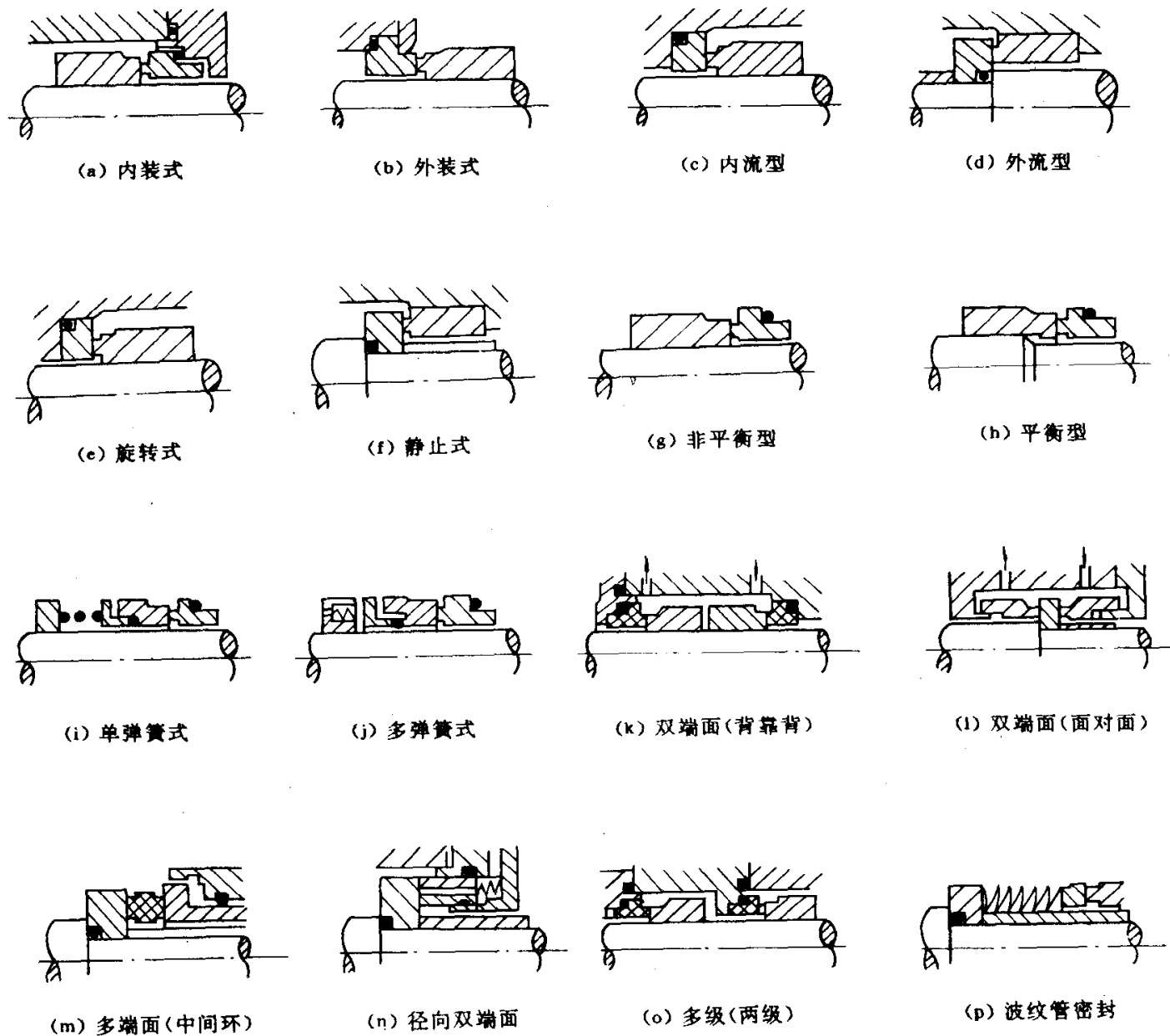


图 1-2 机械端面密封的基本类型

接触式机械密封的摩擦状态大都是混合摩擦,也有边界摩擦和干摩擦;非接触式机械密封的摩擦状态大都是流体润滑,也有弹性流体动力润滑。

普通的接触式机械密封泄漏量小、结构简单,使用广泛。可控间隙的非接触式机械密封泄漏量较大、结构复杂,在高参数条件下使用或用作多级密封的前置密封。

此外,还有载荷系数可以调节的半接触式机械密封,根据要求可以由接触式密封转变为非接触式密封或由非接触式密封转变为接触式密封。

2. 内装式和外装式机械密封

静环装在压盖内侧的机械密封称为内装式机械密封;静环装在压盖外侧的机械密封称为外装式机械密封。

弹簧置于密封流体之内的机械密封称为内置式机械密封;弹簧置于密封流体之外的机械密封称为外置式机械密封。

内装(置)式机械密封的弹簧和动环安装在密封箱内与介质接触,可以利用箱内介质压力来密封。其优点是:受力状态好,泄漏量小(因泄漏方向与离心力方向相反),冷却与润滑条件好,使用工作范围广(图 1-2a)。

外装(置)式机械密封的弹簧和动环安装在密封箱外不与介质接触,适用于强腐蚀、高粘度、易结晶介质。因泄漏方向与离心力方向相同,泄漏量较大,其使用工作压力较低(图 1-2b)。

3. 内流式和外流式机械密封

密封流体在密封端面间的泄漏方向与离心力方向相反的机械密封称为内流式机械密封;密封流体在密封端面间的泄漏方向与离心力方向相同的机械密封称为外流式机械密封(图 1-2c 及 d)。

由于内流式密封中离心力不仅能阻止泄漏流体,而且还可以防止固体颗粒进入密封面间,故其泄漏量要比外流式小些。通常内流式机械密封适用于高压,而外流式机械密封的最高压力 $\leq 1 \sim 2\text{MPa}$ 。

4. 弹簧旋转式和弹簧静止式机械密封

弹性元件随轴旋转的机械密封称为弹簧旋转式机械密封;弹性元件不随轴旋转的机械密封称为弹簧静止式机械密封(图 1-2e 及 f)。

由于弹簧旋转式机械密封的弹簧转动件受离心力影响,所以不适用于高速密封,但由于结构简单、径向尺寸小,常用于一般机械密封。由于弹簧静止式机械密封的弹簧不受离心力影响,常用于高速机械密封。

5. 非平衡式和平衡式机械密封

面积比 $B \geq 1$ 的机械密封称为非平衡式机械密封;面积比 $B < 1$ 的机械密封称为平衡式机械密封(图 1-2g 及 h)。

面积比等于密封流体作用的有效面积 A_2 (内装式)或 A_1 (外装式)与密封面面积 A_f 之比,即

$$B_2 = A_2/A_f$$

或

$$B_1 = A_1/A_f$$

密封流体作用面积大于密封面面积的非平衡式机械密封,其密封端面上的作用力随密封流体压力升高而增大,因此只适用于低压。而在平衡式机械密封中,其密封端面上的作用力随密封流体压力变化较小,因此它适用于高压。

6. 单弹簧式和多弹簧式机械密封

只有一个集中大弹簧的机械密封称为单弹簧式机械密封;有多个点布小弹簧的机械密封称为多弹簧式机械密封(图 1-2i 及 j)。

单弹簧式机械密封的端面受力不均匀,而且高速下离心力使弹簧偏移或变形,弹簧力不易调节,轴向尺寸大,因此,它多用于小直径(轴径不大于 $\phi 80 \sim 150\text{mm}$)、低速密封;多弹簧点布机械密封的端面受力均匀(可经挑选后点布),受离心力影响较小,弹簧力可通过改变弹簧个数来调节,因此,它可用于大直径、高速机械密封。但在腐蚀性介质和有固体颗粒介质的场合下,

小弹簧结构会因易腐蚀和堵塞而失效。

7. 单端面、双端面及多端面机械密封

只有一对端面摩擦副的密封为单端面机械密封(图 1-2a~j);由两对端面摩擦副组成的密封为双端面机械密封(图 1-2k、l);由两对以上端面摩擦副组成的密封为多端面机械密封(图 1-2m)。

单端面机械密封结构简单,最常用。在单端面机械密封不能满足要求时,则可采用双端面机械密封或多端面机械密封。

双端面机械密封有轴向双端面机械密封和径向双端面机械密封(图 1-2n),后者结构布置较前者紧凑。轴向双端面机械密封有背对背或面对面布置的结构(图 1-2k、l)。此外,还有串联布置的双端面密封(图 1-2o)。

双端面机械密封的特点是两个端面摩擦副之间可充满中间流体——阻塞流体(俗称封气、封油、封水、封液)。当中间阻塞流体压力大于被密封流体压力(通常大 $0.05\sim 0.15\text{MPa}$)和大气压力时,双端面密封用作阻塞密封;当中间缓冲流体压力低于被密封流体压力但高于大气压力时,双端面密封用作两级密封。

中间环密封属于多端面密封。旋转的中间环密封,用于高速下降低 pV 值;不转的中间环密封,用于高压和(或)高温下减少力变形和(或)热变形。

此外,还有推环(弹簧加载)式机械密封(图 1-2a~o)和波纹管密封(图 1-2p)。

第三节 机械密封的基本参数

机械端面密封的基本参数有几何参数、力学参数和性能参数。

一、几何参数

1. 密封面几何形状参数

密封表面的真实几何形状是由表面形状误差、表面波度和表面粗糙度三部分组成(图 1-3)。

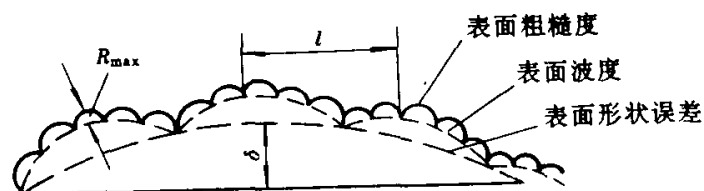


图 1-3 密封表面的几何形状

(1) 表面形状误差

它指的是密封件在加工成形时所具有的宏观几何形状误差。对于机械密封其端面形状误差用平面度表示。根据《机械密封技术条件》(JB4127-85)规定,密封端面的平面度不大于 $0.9\mu\text{m}$ 。

(2) 表面波度

密封表面形成较长而有规律的波浪形纹理,如加工时机床-工具-工件系统的低频振动所引起的密封件表面几何形状误差,具有一定的波高、波距和波数。

(3) 表面粗糙度

是指加工时在表面波纹上形成较小的几何轮廓。它是微观形状误差,而表面形状误差是宏

观形状误差,波度是介乎两者之间的形状误差。

常用的表面粗糙度有轮廓算术平均偏差 R_a , 微观不平度十点平均高度 R_z 和轮廓最大高度 R_x 。根据《机械密封技术条件》(JB4127-85), 金属(硬质)材料密封端面的粗糙度不低于 $R_a = 0.2\mu\text{m}$ (相当于▽11), 非金属材料密封端面的粗糙度不低于 $R_a = 0.4\mu\text{m}$ (相当于▽10)。

2. 密封副密封面间隙

对于接触式密封,通常都是微凸体接触的。确定密封面间隙时,对于平行面密封,可以根据表面粗糙度来确定密封面间隙的高度(两个环表面不平度中点间间距)。如图 1-4 所示,可用粗

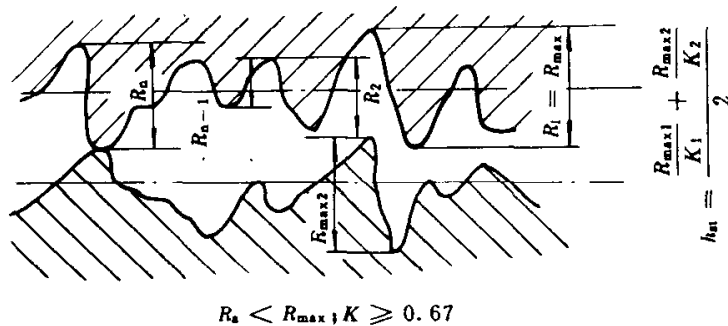


图 1-4 由粗糙度比确定密封面间隙

糙度比 $K = R_a/R_{\max}$ 作为微观表面完整系数来考虑密封面静间隙,即

$$h_{st} = \frac{\frac{R_{\max 1}^2}{R_{a1}} + \frac{R_{\max 2}^2}{R_{a2}}}{2} = \frac{\frac{R_{\max 1}}{K_1} + \frac{R_{\max 2}}{K_2}}{2} \quad (1-1)$$

式中 R_{a1}, R_{a2} ——表面 1、2 的轮廓算术平均偏差;

$R_{\max 1}, R_{\max 2}$ ——表面 1、2 的轮廓最大高度。

当 $K = K_1 = K_2 = 0.67$ 时

$$h_{st} = 0.746(R_{\max 1} + R_{\max 2}) \quad (1-1a)$$

当 $K = K_1 = K_2 = 0.58$ 时

$$h_{st} = 0.86(R_{a1} + R_{a2}) \quad (1-1b)$$

考虑流体动压效应的密封面动间隙

$$h_{dyn} = kR_z G^n = kR_z \left(\frac{\mu V}{p_b R_z} \right)^n \quad (1-2)$$

式中 k ——无因次系数,对于润滑油 $k = 0.07 \sim 0.15$;

n ——指数, $n = 2/3$;

μ ——介质的动力粘度, $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$;

V ——密封环的平均周速, m/s ;

p_b ——密封面比压, N/m^2 。

机械密封的密封面间隙为

$$h = h_{st} + h_{dyn} \quad (1-3)$$

3. 机械密封的接触面积

图 1-5 所示为两粗糙表面的接触面积。通常有下列三种接触面积:

(1) 名义接触面积 A_n 。

它指的是两接触物体宏观边界所决定的几何面积,即具有理想光滑平面的两物体接触的面积,如图 1-5 所示, $A_n = a \times b$ 。机械密封计算中用的密封面面积 A_f ,即名义接触面积

$$A_t = \frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2) \quad (1-4)$$

式中 D_1, D_2 ——密封面内、外直径, m。

(2) 轮廓接触面积 A_c

它指的是两接触物体表面波峰上接触的轮廓接触微元面积(图中黑圈所示)之和, 即

$$A_c = \sum A_{c_i}$$

式中 A_{c_i} ——轮廓接触微元面积, m^2 。

(3) 实际接触面积 A_r

它指的是微凸体接触时各微凸体发生变形而产生的微接触面积(图中黑点所示)的总和, 即

$$A_r = \sum A_{r_i}$$

式中 A_{r_i} ——各微凸体接触面积, m^2 。

实际接触面积、轮廓接触面积的大小与表面接触轮廓形状和所受的载荷有关。实际接触面积 A_r 随着表面间载荷的增大而增加, 这是由于更多的新接触点产生的缘故。实际接触面积仅占名义接触面积的极小一部分, 对于接触式机械密封微凸体承载面积比

$$\bar{b}_m = \frac{A_r}{A_n} = 0.01 \sim 0.001 \quad (1-5)$$

机械密封的接触比压就是由实际接触面积的承载能力转换为名义接触面积的承载能力。

4. 密封面宽度 b_f 与宽径比 $\bar{b}$ 或半径比 $\bar{R}_1$

机械密封端面宽度是重要的宏观几何参数。摩擦热与密封面宽度成正比, 密封面宽度减小, 释放的热量小, 摩擦副的导热条件改善, 因而密封面的磨损更加均匀, 这是由于密封面内、外径差值减小。但是必须注意密封面不能太窄, 以免密封面承磨突台破坏。此外密封面太窄会使泄漏量增大、强度降低和变形增大。

为了避免硬环嵌入软环, 通常软环的密封面要比硬环窄些。一般轴径为 $\phi 15 \sim 200\text{mm}$ 的密封副, 宽度差为 $1 \sim 4\text{mm}$ 。对于导热性差的密封环, 其宽度应取窄些, 以利于散热。

一般接触式机械密封的密封面宽度初选时可参考表 1-1。

表 1-1 密封面宽度^[3]

轴径 d , mm	3~5	5~10	10~20	20~30	30~50	50~70	70~100
密封面宽度 b_f , mm	1~1.5	1.5~2.0	2.0~3.0	2.5~3.5	3~4	3.5~4.5	4~5
轴径 d , mm	100~120	120~150	150~170	170~200	200~220	220~250	
密封面宽度 b_f , mm	4.5~5.5	5~6	5.5~6.5	6~7	6.5~7.5	7~8	

机械密封的密封环尺寸可以用宽径比 $\bar{b}$ 或半径比 $\bar{R}_1$ 来表示。 $\bar{b}$ 值小的密封环是窄环, $\bar{b}$ 值大的是宽环; $\bar{R}_1$ 值小的是宽环, $\bar{R}_1$ 值大的是窄环。 $\bar{b}$ 与 $\bar{R}$ 值的关系式为

$$\bar{b} = \frac{1 - \bar{R}_1}{1 + \bar{R}_1} \quad (1-6)$$

式中 $\bar{b} = b_f/D_m$ ——密封面宽度 b_f 与密封面均径 D_m 之比, 称为宽径比;

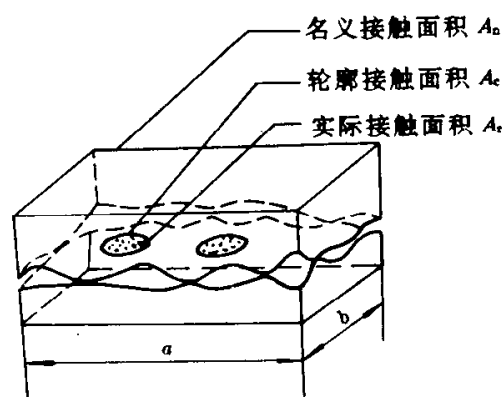


图 1-5 两粗糙表面的接触面积

$\bar{R}_1 = R_1/R_2$ —— 密封面内、外半径之比,称为半径比。

密封端面承磨突台的高度 e 值主要依材料的强度、刚度和耐磨能力确定。根据《机械密封技术条件》(JB4127 — 85),磨损速度 $v \leq 0.02\text{mm}/100\text{h}$,可按密封副材料配对和工作寿命来选取,通常承磨突台高度 $e = 1 \sim 5\text{mm}$ 。对于硬质合金、碳化硅, $e = 2\text{mm}$;对于碳石墨、青铜、聚四氟乙烯, $e \geq 3\text{mm}$ 。

5. 面积比 B

机械密封的流体压力作用的有效面积 A_1 或 A_2 与密封面名义接触面积 A_f 之比称为机械密封的面积比,其值对于内装式密封

$$B_2 = \frac{A_2}{A_f} = \frac{D_2^2 - d_B^2}{D_2^2 - D_1^2} \quad (1-7)$$

对于外装式密封

$$B_1 = \frac{A_1}{A_f} = \frac{d_B^2 - D_1^2}{D_2^2 - D_1^2} \quad (1-7a)$$

式中 d_B —— 平衡直径,对于弹簧加载的机械密封,其值为轴或轴套的台肩直径。对于波纹管密封,其值近似地可取有效直径 d_e ,即

$$d_B = d_e = (d_1 + d_2)/2 \quad (1-8)$$

d_1 、 d_2 为波纹管的内、外直径。

对于矩形波(如车制的聚四氟乙烯波纹管),波纹管有效直径为

$$d_e = \sqrt{(d_1^2 + d_2^2)/2} \quad (1-8a)$$

对于锯齿波(如焊接金属波纹管)为

$$d_e = \sqrt{(d_1^2 + d_2^2 + d_1 d_2)/3} \quad (1-8b)$$

对于 U 形波(如挤压成形的金属波纹管)为

$$d_e = \sqrt{(3d_1^2 + 3d_2^2 + 2d_1 d_2)/8} \quad (1-8c)$$

对于正弦波为

$$d_e = \sqrt{(3d_1^2 + 3d_2^2 + 2d_1 d_2)/8} \quad (1-8d)$$

面积比的大小反映机械密封的流体压力产生载荷的卸荷情况(图 1-6)。图 1-6a 所示为面积比 $B_2 = \frac{A_2}{A_f} \geq 1$ 的内装式非平衡型机械密封;图 1-6b 所示为面积比 $B_2 < 1$ 的内装式平衡型机械密封;图 1-6c 所示为面积比 $B_2 < 1$ 的金属波纹管内装式平衡型机械密封;图 1-6d 所示为面积比 $B_1 < 1$ 的外装式平衡型密封。

表 1-2 列出了某些机械密封的面积比 B_2 与密封流体的关系,可供粗估时使用。

表 1-2 机械密封的面积比^[3]

密封型式	密封流体	面积比 B_2
非平衡型	所有液体	1.10~1.40
平衡型	水、水溶液、油等润滑性好的液体	0.70~0.90
	热水等高 pV 值(高温)的液体	0.65~0.85
	液化气等低沸点液体	0.75~0.95

图 1-7 及 1-8 分别给出某些石油化工机泵用机械密封的面积比 B_2 与介质、用途、几何参

数,以及面积比 B_2 与工作压力的关系曲线,可根据表 1-3 的面积比按介质及用途的分类表查

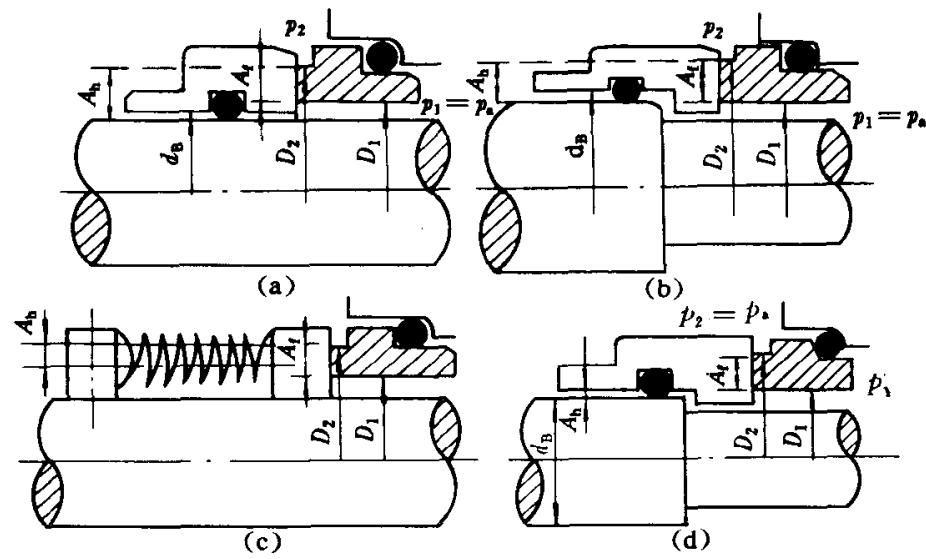


图 1-6 机械密封的流体压力载荷的卸荷情况

(a) — 非平衡型(内装); (b) — 平衡型(内装); (c) — 波纹管平衡型(内装); (d) — 平衡型(外装)

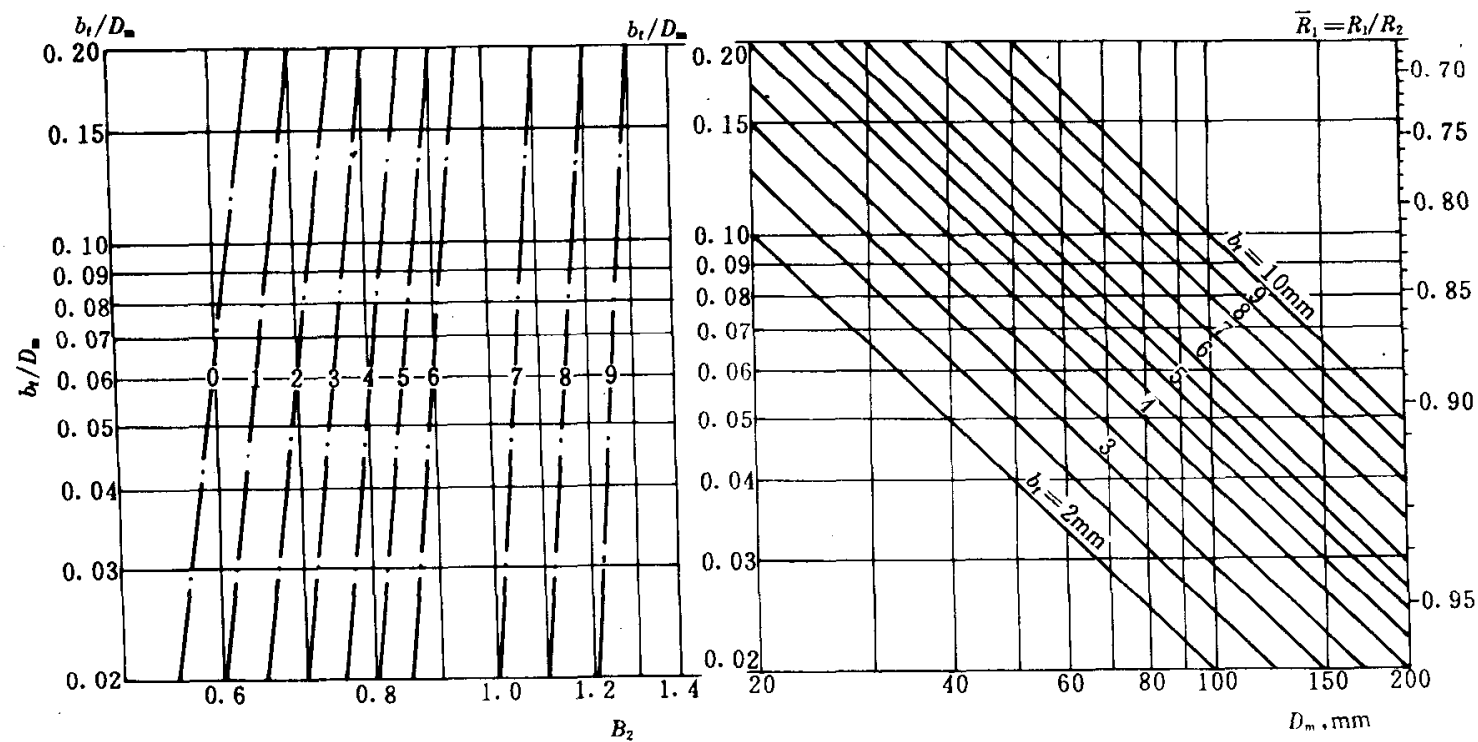


图 1-7 某些石油化工机泵用机械密封的面积比与宽径比(或半径比)

如果条件不同,图中数据应做如下修正:

- | | | | |
|---|------------------------------------|---|---|
| 1. 介质重度较低时取高值
介质重度较高时取低值 | $B' = B + 0.10$
$B' = B - 0.10$ | 5. 采用 WC-WC 密封副时
堆焊硬质合金-碳石墨时
陶瓷-碳石墨时 | $B' = B + 0.05$
$B' = B - 0.05$
$B' = B - 0.05$ |
| 2. 工作转速较低 ($n < 3000\text{r/min}$)
工作转速较高 ($n > 3000\text{r/min}$) | $B' = B + 0.10$
$B' = B - 0.10$ | 6. 采取冲洗、冷却措施,且冲洗量较大时,面积比可选高些;
冲洗量较小时,面积比宜取低些 | |
| 3. 工作温度较高(热液)时
工作温度较低(低温)时 | $B' = B + 0.10$
$B' = B - 0.10$ | 7. 对含固体颗粒物料可考虑选用硬对硬密封副(如 WC-WC); 采用 WC-C 时 B 宜取低值 | |
| 4. 采用波纹管密封宜取低值
采用楔形垫、弹簧比压高时 | $B' = B - 0.10$
$B' = B - 0.10$ | 8. 对于润滑性好的液体, B 可取高值; 对于润滑性差的液体, B 宜取低值。 | |