

锁紧盘设计 理论与方法

SUOJINPAN SHEJI LILUN YU FANGFA

王建梅 唐 亮 著



冶金工业出版社
Metallurgical Industry Press

锁紧盘设计理论与方法

王建梅 唐 亮 著

北 京
冶 金 工 业 出 版 社
2014

内 容 简 介

本书共分8章,以锁紧盘为对象进行研究,涉及理论计算与方法、参数化系列化设计、数值模拟验证、影响因素分析等。分别介绍了锁紧盘与过盈连接相关知识、圆柱过盈连接与圆锥过盈连接的理论计算、锁紧盘的设计与计算、评价与校核方法、锁紧盘参数化与系列化、锁紧盘有限元数值模拟、锁紧盘性能的影响因素、温度与离心力作用下的锁紧盘理论模型与计算等。

本书可供从事机械设计及理论研究的科技人员阅读,也可供高等院校机械类专业师生参考。

图书在版编目(CIP)数据

锁紧盘设计理论与方法/王建梅,唐亮著. —北京:
冶金工业出版社, 2014. 6
ISBN 978-7-5024-6599-5

I. ①锁… II. ①王… ②唐… III. ①卡盘—设计
IV. ①TG502. 39

中国版本图书馆CIP数据核字(2014)第113670号

出 版 人 谭学余

地 址 北京北河沿大街嵩祝院北巷39号, 邮编100009

电 话 (010)64027926 电子信箱 yjcs@cnmip.com.cn

责任编辑 常国平 美术编辑 彭子赫 版式设计 孙跃红

责任校对 郑 娟 责任印制 牛晓波

ISBN 978-7-5024-6599-5

冶金工业出版社出版发行; 各地新华书店经销; 北京慧美印刷有限公司印刷

2014年6月第1版, 2014年6月第1次印刷

169mm×239mm; 11.5印张; 219千字; 167页

45.00元

冶金工业出版社投稿电话:(010)64027932 投稿邮箱:tougao@cnmip.com.cn

冶金工业出版社发行部 电话:(010)64044283 传真:(010)64027893

冶金书店 地址:北京东四西大街46号(100010) 电话:(010)65289081(兼传真)

(本书如有印装质量问题, 本社发行部负责退换)

前 言

锁紧盘是大型组件传动系统的锁紧装置，属于无键过盈连接装置。按其机械结构主要分为单圆锥锁紧盘与双圆锥锁紧盘，适合在重载条件下使用，属于机械零件基础理论与设计范畴。现今，锁紧盘已在重型机械领域得到充分应用，并朝着高性能、长寿命趋势发展，广泛应用于风电设备、交通运输等领域。如国家为改善能源结构大力发展的风力发电机组，其输入主轴和大行星架之间采用风电锁紧盘，将主轴和大行星架输入轴套锁紧，使之形成过盈连接，并且要求其具有较高的承载能力和较长的使用寿命。

本书的主要内容为：（1）绪论，简要介绍锁紧盘基本知识；（2）过盈连接概述，介绍过盈连接的概念、类型、装拆工艺与应用状况，以及油压过盈连接与胀紧连接套的相关知识；（3）过盈连接计算，介绍圆柱过盈连接与圆锥过盈连接的理论计算；（4）锁紧盘设计计算，阐述了计算过盈量的四种典型方法，并对其进行评价，给出校核计算方法，并能根据计算出的过盈量针对具体结构进行产品设计；（5）锁紧盘参数化与系列化，利用 Fortran 与 Visual Basic 语言进行混合编程，给出了锁紧盘计算的可视化界面，并利用该软件计算出锁紧盘系列化尺寸，具有高效可靠的设计参考价值；（6）锁紧盘数值模拟，对有限元模拟与理论计算结果进行对比；（7）基于有限元数值模拟方法，研究分析了锁紧盘性能的主要影响因素；（8）完善了理论计算模型，针对锁紧盘工况，推导了考虑温度与离心力作用时在接触面产生的位移

计算公式,完善了锁紧盘设计理论与计算方法。

本书介绍的锁紧盘属于典型过盈配合,通常机械零件中过盈配合计算,都是根据机械设计手册粗略获得,缺乏从弹塑性力学的受力角度,结合过盈配合基础理论知识,进行接触面配合的精确计算。本书针对单圆锥锁紧盘与双圆锥锁紧盘结构,重点给出了锁紧盘的设计计算算法,通过计算外环与内环接触面过盈量,进行接触面各关键点尺寸的设计,结合计算所需的螺栓拧紧力,校核所设计锁紧盘的接触压力与强度。同时利用有限元数值模拟对比了运用锁紧盘设计理论与计算方法所得的数值,验证了理论方法的准确性与可靠性。同时对影响锁紧盘性能的主要因素,如加工偏差、装配间隙、工况温度、离心力、摩擦系数与内环锥度等进行了分析,并给出了锁紧盘在温度与离心力作用下接触压力与过盈量的计算。

本书的特点是对过盈配合类机械零件设计理论与方法的系统性改进,实现了包括锁紧盘在内的多层过盈圆筒类机械零件从设计到计算校核的理论研究,补充了《重型机械标准(第2卷)》中大尺寸(单圆锥 $d_2 > 590\text{mm}$ 、双圆锥 $d_2 > 620\text{mm}$)锁紧盘基本尺寸和参数,给出了各系列锁紧盘扭矩与轴向力的选取值,并在锁紧盘各型号尺寸参数的基础上补充了装配行程等参数,通过确立过盈量与接触面接触压力的关系,从理论上完善了大型设备中锁紧盘的设计理论与计算方法,对于提高设备运行效率和运行可靠性具有实用参考价值,是作者所在课题组成员多年来科学研究成果的结晶。

本书出版的目的在于为读者提供过盈连接类零件的设计理论与计算方法,并为工程应用提供一定的知识服务。本书可供从事机械设计及理论研究的科技人员阅读,也可供高等院校机械类专业师生参考。

借本书出版之际,向资助本书出版的国家青年科学基金项目

(51205269) 和山西省基础 Research 计划 (自然) 项目 (2012011018-2) 表示由衷的感谢, 并向曾攻读硕士研究生期间共同参与完成本书的陶德峰、康建峰、侯成、孙建召、薛亚文、马立新、徐俊良等研究生所作出的贡献, 表示衷心感谢!

创新之作, 不当之处在所难免, 欢迎广大读者批评指正。

作 者

2014 年 2 月于太原

目 录

1 绪论	1
1.1 锁紧盘概述	1
1.2 国内外研究现状	2
1.3 应用情况	3
2 过盈连接概述	4
2.1 过盈连接的概念	4
2.2 过盈连接的类型	5
2.3 过盈连接的影响因素	7
2.3.1 过盈量	7
2.3.2 摩擦系数	7
2.3.3 离心力	10
2.3.4 温度	10
2.3.5 动载荷	10
2.4 过盈连接的装拆工艺	11
2.4.1 纵向过盈连接	12
2.4.2 横向过盈连接	13
2.5 过盈连接的应用范围	17
2.6 其他过盈连接	18
2.6.1 胀套的主要结构类型	19
2.6.2 胀套的选用	20
2.6.3 胀套安装和拆卸的一般要求	22
2.7 过盈连接国内外发展状况	23
3 过盈连接计算方法	27
3.1 厚壁圆筒理论基础	27
3.1.1 只受内压的圆筒应力与变形计算	28
3.1.2 只受外压的圆筒应力与变形计算	29
3.2 过盈量与接触压力的关系	30
3.3 过盈连接设计计算	31

3.3.1 圆柱过盈连接	32
3.3.2 圆锥过盈连接	35
3.3.3 配合过盈量的选择	35
4 锁紧盘的设计计算	36
4.1 锁紧盘过盈量的计算	36
4.1.1 位移边界条件法	36
4.1.2 消除位移法	39
4.1.3 消除间隙法	41
4.1.4 受力平衡法	41
4.2 锁紧盘过盈量计算算例	44
4.3 尺寸设计	46
4.3.1 单圆锥面结构的尺寸设计	46
4.3.2 双圆锥面结构的尺寸设计	47
4.4 螺栓拧紧力矩计算	49
4.4.1 单圆锥面锁紧盘的拧紧力矩计算	49
4.4.2 双圆锥面锁紧盘的拧紧力矩计算	50
4.5 校核计算	51
4.5.1 接触压力校核	51
4.5.2 强度校核	52
4.6 锁紧盘设计流程	54
4.7 锁紧盘的应用说明	55
4.7.1 轴套的设计要求	55
4.7.2 锁紧盘的选定方法	55
4.7.3 锁紧盘的安装	55
4.7.4 锁紧盘的防护与拆卸	56
5 锁紧盘的参数化	57
5.1 程序设计开发方法	57
5.1.1 程序内容	58
5.1.2 子程序内容	58
5.1.3 系列计算程序各参数定义	59
5.1.4 系列计算程序变量输入与输出	62
5.1.5 程序计算中尺寸的设定	63
5.1.6 程序使用说明	66

5.2 锁紧盘参数化数据库·····	66
5.3 参数化应用系统的实现·····	67
5.3.1 动态链接库·····	67
5.3.2 参数传递原则·····	69
5.3.3 Fortran 动态链接库的创建 ·····	69
5.3.4 VB 调用 DLL ·····	69
5.3.5 程序示例·····	70
5.4 应用程序·····	71
5.4.1 参数化计算操作步骤·····	71
5.4.2 实施实例·····	72
6 锁紧盘的数值模拟·····	78
6.1 有限元法简介·····	78
6.1.1 有限元基本思想·····	78
6.1.2 ABAQUS 简介·····	78
6.1.3 接触问题的有限元法·····	79
6.2 厚壁圆筒的数值模拟·····	80
6.2.1 ABAQUS 建模步骤·····	80
6.2.2 结果与讨论·····	81
6.3 过盈连接的数值模拟·····	84
6.3.1 ABAQUS 建模步骤·····	84
6.3.2 结果与讨论·····	85
6.4 锁紧盘的数值模拟·····	86
6.4.1 研究对象与几何模型·····	86
6.4.2 材料属性与网格划分·····	87
6.4.3 接触方式与摩擦系数·····	87
6.4.4 边界条件和载荷·····	89
6.5 装配过程分析·····	89
6.5.1 推进行程与过盈量的关系·····	89
6.5.2 推进行程与接触压力的关系·····	89
6.6 数值法与解析法对比·····	90
6.6.1 接触压力·····	91
6.6.2 承载扭矩·····	94
6.6.3 Von Mises 应力 ·····	94

7 锁紧盘性能的影响因素	100
7.1 加工偏差	100
7.1.1 有限元模型	101
7.1.2 Von Mises 应力	102
7.1.3 接触压力	104
7.1.4 承载扭矩	105
7.2 装配间隙	106
7.2.1 有限元模型	106
7.2.2 Von Mises 应力	106
7.2.3 接触压力	109
7.2.4 承载扭矩	110
7.3 温度	111
7.3.1 有限元模型	111
7.3.2 结果与讨论	111
7.4 离心力	114
7.4.1 有限元模型	115
7.4.2 结果与讨论	116
7.5 摩擦系数	116
7.6 内环锥度	118
7.7 装配次数	120
8 考虑温度与离心力的锁紧盘设计计算	121
8.1 基础理论的推导	121
8.1.1 温度产生的径向位移计算	121
8.1.2 离心力产生的径向位移计算	126
8.2 设计计算方法	129
8.3 有限元法和解析法计算对比	131
8.3.1 考虑温度的计算结果对比	131
8.3.2 考虑离心力的计算结果对比	134
附录 1 锁紧盘结构尺寸表	135
附录 2 考虑温度与离心力的计算参数	148
附录 3 锁紧盘计算源程序	150
参考文献	162

主要符号表

d	圆筒直径, mm	μ_{xi}	压入摩擦系数
μ_{xe}	压出摩擦系数	R_z	平均粗糙度, μm
F_{xi}	压入力, kN	F_{xe}	压出力, kN
R_a	粗糙度, μm	ρ	筒壁内任一点到圆心的距离, mm
μ_t	圆柱面过盈连接摩擦系数	μ_f	圆锥面过盈连接摩擦系数
σ_{wl}	屈服极限, MPa	σ_{w2}	强度极限, MPa
δ	过盈量, mm	σ	应力, MPa
E	弹性模量, MPa	σ_ρ	圆筒的径向应力, MPa
σ_φ	圆筒的环向应力, MPa	$\tau_{\rho\varphi}$	圆筒的剪切应力, MPa
$\tau_{\varphi\rho}$	圆筒的剪切应力, MPa	u_ρ	圆筒的径向位移, mm
u_φ	圆筒的环向位移, mm	ν	泊松比
a	内筒内径, mm	b	内筒外径, mm
p_1	圆筒所受的内压力, MPa	p_2	圆筒所受的外压力, MPa
δ_i	内筒外半径的变化量, mm	E_i	内筒材料的弹性模量, MPa
ν_i	内筒材料的泊松比	δ_e	外筒内半径的变化量, mm
E_e	外筒材料的弹性模量, MPa	ν_e	外筒材料的泊松比
c	外筒外径, mm	$p_{\min}$	最小接触压力, MPa
$\delta_{\min}$	最小过盈量, mm	$p_{\max}$	最大接触压力, MPa
$\delta_{\max}$	最大过盈量, mm	α	线膨胀系数, $^{\circ}\text{C}^{-1}$
F_a	轴向力, kN	μ	摩擦系数
l_1	主轴与轴套接触面长度, mm	T	转矩, $\text{kN} \cdot \text{m}$
M	锁紧盘的扭矩, $\text{kN} \cdot \text{m}$	S	接触面微观被压平部分的深度, mm
σ_{sl}	被包容件的屈服极限, MPa	σ_{s2}	包容件的屈服极限, MPa
e	直径变化量, mm	R	装配的最小间隙, mm
α_a	包容件材料的线膨胀系数, $^{\circ}\text{C}^{-1}$	t_a	装配时的环境温度, $^{\circ}\text{C}$
α_i	被包容件材料的线膨胀系数, $^{\circ}\text{C}^{-1}$	e_i	被包容件外径的冷缩量, mm

d_m	圆锥结合面平均直径, mm	d_{f1}	结合面最小圆锥直径, mm
d_{12}	结合面最大圆锥直径, mm	l_t	轴套与内环接触面轴向长度, mm
δ_b	基本过盈量, mm	T_e	胀套的额定扭矩, $\text{kN} \cdot \text{m}$
F_x	胀套需要承受的轴向力, kN	F_t	胀套的额定轴向力, kN
F_r	胀套需要承受的径向力, kN	M_{tn}	n 个胀套的总额定载荷, $\text{kN} \cdot \text{m}$
M_1	额定载荷, $\text{kN} \cdot \text{m}$	E_1	主轴弹性模量, MPa
E_2	轴套弹性模量, MPa	E_3	内环弹性模量, MPa
E_4	外环弹性模量, MPa	Δ_1	主轴外表面变形量, mm
Δ_2	轴套内表面变形量, mm	Δ_3	轴套外表面变形量, mm
Δ_4	内环内表面变形量, mm	Δ_5	内环外表面变形量, mm
Δ_6	外环内表面变形量, mm	d_0	主轴内径, mm
d_1	主轴与轴套接触面直径, mm	d_2	轴套与内环接触面直径, mm
d_3	内环与外环接触面直径, mm	d_4	外环外径, mm
R_1	主轴与轴套接触面的装配间隙, mm	R_2	轴套与内环接触面的装配间隙, mm
M	主轴与轴套所传递的额定扭矩, $\text{kN} \cdot \text{m}$	l_{es}	短端空行程, mm
l_2	轴套与内环接触面轴向长度, mm	μ_1	轴与轴套接触面的摩擦系数
δ_1	传递扭矩主轴与轴套所需过盈量, mm	δ_2	轴套与内环接触面过盈量, mm
u_1	轴套内径所需缩小量, mm	u_2	内环内径所需缩小量, mm
δ_3	内环与外环过盈量, mm	ν_a	主轴与轴套的等效泊松比
ν_b	主轴、轴套与内环的等效泊松比	d_a	包容件内径, mm
d_b	包容件外径, mm	β	内环半倾角, ($^\circ$)
W_1	内环长接触面正压力, kN	W_s	内环短接触面正压力, kN
f_1	长圆锥面摩擦力, kN	f_s	短圆锥面摩擦力, kN
F_a	螺栓的轴向力, kN	N	轴套对内环的作用力, kN
δ_s	短圆锥面的过盈量, mm	ν_4	外环泊松比
l_{31}	内环长接触面的长度, mm	l_{3s}	内环短接触面长度, mm
E_m	各组件的等效弹性模量	M_0	单个螺栓拧紧力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$
L	锁紧盘内环推进行程, mm	M_A	额定转矩, $\text{kN} \cdot \text{m}$

u_ρ	圆筒任意一点的径向位移, mm	u_z	圆筒任意一点的轴向位移, mm
σ_ρ	圆筒任意一点的径向应力, MPa	σ_θ	圆筒任意一点的周向应力, MPa
σ_z	圆筒任意一点的轴向应力, MPa	u_t	总位移, mm
K_ρ	离心力, kN	φ	极角, ($^\circ$)
ε_ρ	径向应变, mm	ε_φ	环向应变, mm
t_a	环境温度, $^\circ\text{C}$	t_b	被包容件温度, $^\circ\text{C}$
t_c	包容件温度, $^\circ\text{C}$	p_{xe}	压出压强, MPa。
p_{xi}	压入压强, MPa		

1 绪 论

本章主要对锁紧盘进行了详细的介绍,针对所涉及的相关技术,对国内外的研究工作进行了阐述和分析,指出了本书研究在理论方面的价值,并对主要研究工作进行了总结。

1.1 锁紧盘概述

锁紧盘是大型组件传动系统的锁紧装置,按其结构不同可分为单圆锥锁紧盘与双圆锥锁紧盘^[1],其结构示意图分别如图 1-1 和图 1-2 所示,主要组件包括主轴 1、轴套 2、内环 3、外环 4 和螺栓 5^[2]。装配前轴套与内环接触面、主轴与轴套接触面为间隙配合。通过拧紧螺栓或液压装配使内外环沿轴向移动,从而在各个接触面间形成过盈配合,借助主轴与轴套接触面的径向接触压力产生摩擦力实现扭矩的传递。

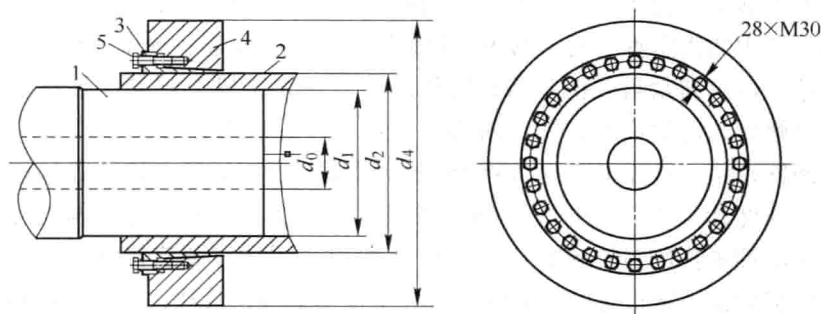


图 1-1 SP1 型单圆锥锁紧盘结构示意图

锁紧盘属于无键过盈连接装置,适合在重载条件下使用,其特点为:制造工艺简单,安装与拆卸方便,能承受较大扭矩,使用寿命长,如发生过载现象,机构会丧失连接作用,有效地保护了传动设备,安全可靠。现今,锁紧盘已在重型机械领域得到充分应用,如风机、运输、机车、通用化工机械以及军工部门等^[3]。

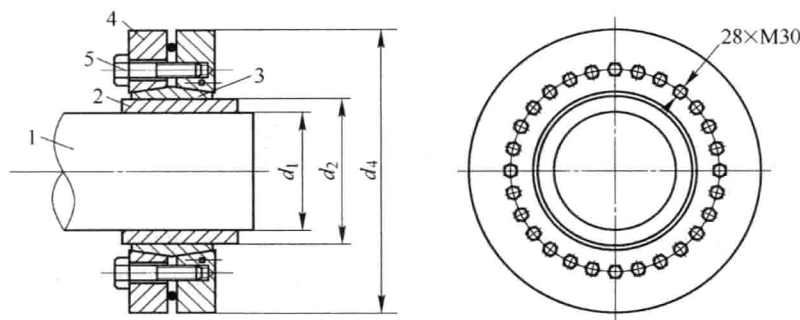


图 1-2 SP2 型双圆锥锁紧盘结构示意图

1.2 国内外研究现状

国外对锁紧盘研究起步较早。J. Mather 和 B. H. Baines 等^[4]对锁紧盘的应力分布进行了分析；U. Gamer 和 R. H. Lance^[5]研究了锁紧盘连接的残余应力；R. Gutkin 和 B. Alfredsson 等^[6]对锁紧盘的疲劳进行了大量的研究工作。国外锁紧盘技术比较成熟，市场上有大量成品可以购买。

国内对锁紧盘的研究起步晚，近期得到较多的重视。闫登华等^[7]从地面缆车驱动设备中的锁紧盘出发，阐述了双圆锥锁紧盘的原理、选用、理论计算和轴套材料选择以及锁紧盘装拆步骤；何章涛等^[8]建立了风电锁紧盘连接模型，分别用理论解析与数值模拟方法，对锁紧盘进行了强度对比分析；陶德峰等^[9]采用厚壁圆筒理论，构建了三组 ANSYS 分析模型，推导了风电锁紧盘位移变形和最大应力强度计算公式；唐亮^[10]通过数值模拟方法，分析了加工偏差与装配间隙等对风电锁紧盘性能的影响；殷丹华^[11]给出了圆柱过盈连接的计算方法，通过数值模拟验证了解析解的正确性，推导了锁紧盘理论算法，对数值模拟与实验结果进行了对比分析；王建梅等^[12]以锁紧盘为研究对象，采用厚壁圆筒理论对主轴与轴套进行计算，采用轴套校核方法对轴套与内环接触面进行计算，并采用内环受力分析对内环与外环接触面进行计算。

此外，许多生产单位也申请了有关锁紧盘的专利，创新点主要分为两类：锁紧盘结构设计和锁紧盘设计计算。锁紧盘结构设计的专利成果主要有：王春艳等^[13]提出一种风电锁紧盘，在内环凸台涂敷耐磨涂层和固定螺栓栓头设有弹性环，使锁紧盘工作牢靠稳固；黄涛等^[14]提出带自动退卸功能的旋转动力传动锁紧盘，在内环与外环接触面和螺栓与外环内螺孔接触面间涂有油脂层；杨本新等^[15]发明了一种用于实现轴连接的锁紧盘辅助装置、锁紧系统和锁紧方法，能

快速安装,节约时间、人力和成本;尹为刚等^[16]提供了一种用于风力发电机组的锁紧盘及锁紧盘锥盘,能解决现有技术中更换不便或者更换成本高的问题;陈爱和等^[17]发明了一种双外环锁紧盘,在同等结构尺寸下能够传递更大扭矩。闫龙翔等^[18]提供了一种等强度风电锁紧盘,在外环外表面设置一段带锥度的锥面,使外环与内环接触面受力均匀,在保证可靠性的前提下减小了锁紧盘成本。上述锁紧盘结构都是采用拧紧螺栓进行过盈连接,一些学者提出了液压锁紧盘^[19,20],锁紧效果好、拆装方便。在其他行业锁紧盘也广泛应用,如用于重型机械减速器的空心轴锁紧机构^[21]、锁紧盘联轴器^[22]等。

为了提高锁紧盘工作性能的可靠性,在理论设计计算方面也取得了一些成果。王建梅等^[23]发明了一种确定锁紧盘内环与外环接触面尺寸的方法,并通过一种确定风电锁紧盘过盈量的方法计算各接触面的压强和过盈量^[24],最后采用一种校核风电锁紧盘强度的方法进行强度检验^[25,26],完成了从设计到计算校核的全部理论研究。

1.3 应用情况

锁紧盘的使用范围日益扩大,并朝着高性能、长寿命趋势发展,风电设备、交通运输等方面都有锁紧盘的应用,如国家为改善能源结构而大力发展的风力发电机组,其输入主轴和大行星架之间,通过风电锁紧盘将主轴和大行星架输入轴套锁紧,使之形成过盈连接,并且要求其具有较高的承载能力(可达 $7000\text{kN}\cdot\text{m}$)和较长的使用寿命(10年以上)。此处连接的实质就是四层圆筒过盈连接。在设计中,需要建立风电锁紧盘过盈量与各接触面接触压力之间的关系,保证过盈量在合理的范围内,使主轴与输入轴套接触面能够传递设计要求的扭矩。因此,本书开展对锁紧盘设计方法的研究,理论上完善了大型设备中锁紧盘的过盈量计算方法,建立了过盈量与接触面接触压力的关系,开发了用于大型工程设备的锁紧盘设计方法,对于提高设备的运行效率和运行可靠性都具有重要意义。

2 过盈连接概述

本章介绍了过盈连接的定义和特点,并按照不同的范畴进行了归类;提出了过盈连接性能的影响因素,主要就过盈量、摩擦系数、离心力、温度、动载荷等因素对过盈连接的影响进行了阐述。另外,还介绍了过盈连接结构的装拆方法和应用范围,以及国内外研究现状。

2.1 过盈连接的概念

过盈连接又称为干涉配合连接或紧配合连接,是指将外径较大的被包容件装配到内径较小的包容件中,如图2-1所示。装配后在过盈配合面上产生一定过盈量,使得接触面形成径向压力,当连接件承受轴向力或转矩时,依靠过盈接触面上的摩擦力或力矩能实现额定载荷的传递^[27]。

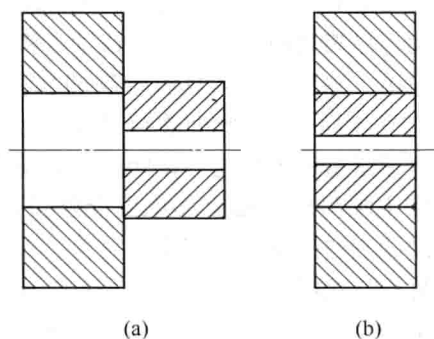


图2-1 过盈连接示意图
(a) 装配前; (b) 装配后

过盈连接的主要特点是:结构简单、生产成本较低、对中性好、承载能力大、承受冲击性能好;在连接件之间不需要任何紧固件,避免了由于附加紧固件对结构强度造成削弱。因此,过盈连接在机械工程领域应用较为常见,如车床夹具、机车轮轴、发动机涡轮盘和电动机转子等^[28]。另外,在精密仪器与仪表制造业中,小尺寸过盈连接应用也较为广泛;但该连接对接触面加工精度要求较高,装配过程也比较复杂。