

# 机械设计手册

单行本

成大先 主编

弹簧·起重运输件·五金件



化学工业出版社

# 机械设计手册

单行本

弹簧·起重运输件·五金件

主编单位 中国有色工程设计研究总院

主 编 成大先

副主编 王德夫

姬奎生

韩学铨

姜 勇

李长顺

化学工业出版社

·北京·

(京)新登字 039 号

图书在版编目 (CIP) 数据

机械设计手册. 单行本. 弹簧·起重运输件·五金件. /成大先主编. —北京: 化学工业出版社, 2004.1  
ISBN 7-5025-4956-0

I. 机… II. 成… III. ①机械设计-技术手册 ②机械元件-机械设计-技术手册 IV. TH122-62

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2003) 第 104931 号

机械设计手册

单行本

弹簧·起重运输件·五金件

成大先 主编

责任编辑: 周国庆 张红兵

任文斗 张兴辉

责任校对: 洪雅姝

封面设计: 蒋艳君

化学工业出版社出版发行

(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)

发行电话: (010) 64982530

<http://www.cip.com.cn>

新华书店北京发行所经销

北京管庄永胜印刷厂印刷

三河市东柳装订厂装订

开本 787 毫米 × 1092 毫米 1/16 印张 30 1/4 字数 1028 千字

2004 年 1 月第 1 版 2004 年 1 月北京第 1 次印刷

ISBN 7-5025-4956-0/TH·163

定 价: 53.00 元

版权所有 违者必究

该书如有缺页、倒页、脱页者, 本社发行部负责退换

## 撰 稿 人 员

- |     |               |     |               |
|-----|---------------|-----|---------------|
| 成大先 | 中国有色工程设计研究总院  | 邹舜卿 | 中国有色工程设计研究总院  |
| 王德夫 | 中国有色工程设计研究总院  | 邓述慈 | 西安理工大学        |
| 姬奎生 | 中国有色工程设计研究总院  | 秦毅  | 中国有色工程设计研究总院  |
| 韩学铨 | 北京石油化工工程公司    | 周凤香 | 中国有色工程设计研究总院  |
| 余梦生 | 北京科技大学        | 朴树寰 | 中国有色工程设计研究总院  |
| 高淑之 | 北京化工大学        | 杜子英 | 中国有色工程设计研究总院  |
| 柯蕊珍 | 中国有色工程设计研究总院  | 汪德涛 | 广州机床研究所       |
| 陶兆荣 | 中国有色工程设计研究总院  | 王鸿翔 | 中国有色工程设计研究总院  |
| 孙东辉 | 中国有色工程设计研究总院  | 段慧文 | 中国有色工程设计研究总院  |
| 李福君 | 中国有色工程设计研究总院  | 姜勇  | 中国有色工程设计研究总院  |
| 阮忠唐 | 西安理工大学        | 徐永年 | 郑州机械研究所       |
| 熊绮华 | 西安理工大学        | 梁桂明 | 洛阳工学院         |
| 雷淑存 | 西安理工大学        | 张光辉 | 重庆大学          |
| 田惠民 | 西安理工大学        | 罗文军 | 重庆大学          |
| 殷鸿樑 | 上海工业大学        | 沙树明 | 中国有色工程设计研究总院  |
| 齐维浩 | 西安理工大学        | 谢佩娟 | 太原理工大学        |
| 曹惟庆 | 西安理工大学        | 余铭  | 无锡市万向轴厂       |
| 关天池 | 中国有色工程设计研究总院  | 陈祖元 | 广东工业大学        |
| 房庆久 | 中国有色工程设计研究总院  | 陈仕贤 | 北京航空航天大学      |
| 李安民 | 机械科学研究院       | 王春和 | 北方工业大学        |
| 李维荣 | 机械科学研究院       | 周朗晴 | 中国有色工程设计研究总院  |
| 丁宝平 | 机械科学研究院       | 孙夏明 | 北方工业大学        |
| 梁全贵 | 中国有色工程设计研究总院  | 季泉生 | 济南钢铁集团        |
| 王淑兰 | 中国有色工程设计研究总院  | 马敬勋 | 济南钢铁集团        |
| 林基明 | 中国有色工程设计研究总院  | 蔡学熙 | 连云港化工矿山设计研究院  |
| 童祖楹 | 上海交通大学        | 姚光义 | 连云港化工矿山设计研究院  |
| 刘清廉 | 中国有色工程设计研究总院  | 沈益新 | 连云港化工矿山设计研究院  |
| 许文元 | 天津工程机械研究所     | 钱亦清 | 连云港化工矿山设计研究院  |
| 孔庆堂 | 北京新兴超越离合器有限公司 | 于琴  | 连云港化工矿山设计研究院  |
| 孔炜  | 北京新兴超越离合器有限公司 | 蔡学坚 | 邢台地区经济委员会     |
| 朱春梅 | 北京机械工业学院      | 虞培清 | 浙江长城减速机有限公司   |
| 丘大谋 | 西安交通大学        | 项建忠 | 浙江通力减速机有限公司   |
| 诸文俊 | 西安交通大学        | 阮劲松 | 宝鸡市广环机床责任有限公司 |
| 徐华  | 西安交通大学        | 纪盛青 | 东北大学          |
| 陈立群 | 西北轻工业学院       | 黄效国 | 北京科技大学        |
| 肖治彭 | 中国有色工程设计研究总院  | 陈新华 | 北京科技大学        |

李长顺 中国有色工程设计研究总院  
 崔桂芝 北方工业大学  
 张若青 北方工业大学  
 王 侃 北方工业大学  
 张常年 北方工业大学  
 朱宏军 北方工业大学  
 佟 新 中国有色工程设计研究总院  
 禰有雄 天津大学  
 林少芬 集美大学  
 卢长耿 集美大学  
 吴根茂 浙江大学

钟荣龙 厦门海特液压机械工程有限公司  
 黄 畲 北京科技大学  
 彭光正 北京理工大学  
 张百海 北京理工大学  
 王 涛 北京理工大学  
 陈金兵 北京理工大学  
 包 钢 哈尔滨工业大学  
 王雄耀 费斯托 (FESTO) (中国) 有限公司  
 蒋友谅 北京理工大学  
 刘福祐 中国有色工程设计研究总院  
 史习先 中国有色工程设计研究总院

## 审 稿 人 员

余梦生	成大先	王德夫	强 毅	房庆久	李福君
钟云杰	郭可谦	姬奎生	王春九	韩学铨	段慧文
邹舜卿	汪德涛	陈应斗	刘清廉	李继和	徐 智
郭长生	吴宗泽	李长顺	陈 谦	饶振纲	季泉生
林 鹤	黄靖远	武其俭	洪允楣	蔡学熙	张红兵
朱天仕	唐铁城	卢长耿	宋京其	黄效国	吴 筠
徐文灿	史习先				

## 编 辑 人 员

周国庆	张红兵	任文斗	张兴辉	刘 哲	武志怡
段志兵	辛 田				

获取更多资料

# 《机械设计手册》单行本 出版说明

在我国机械设计界享有盛名的《机械设计手册》，自1969年第一版出版发行以来，已经修订了四版，累计销售量超过113万套，成为新中国成立以来，在国内影响力最强、销售量最大的机械设计工具书。作为国家级的重点科技图书，《机械设计手册》多次获得国家和省部级奖励。其中，1978年获全国科学大会科技成果奖，1983年获化工部优秀科技图书奖，1995年获全国优秀科技图书二等奖，1999年获全国化工科技进步二等奖，2002年获石油和化学工业优秀科技图书一等奖，2003年获中国石油和化学工业科技进步二等奖。1986年至2002年，连续被评为全国优秀畅销书。

《机械设计手册》第四版（5卷本），以其技术性和实用性强、标准和数据可靠、思路和方法可行、使用和核查方便等特点，受到广大机械设计工作者和工程技术人员的首肯和厚爱。自2002年初出版发行以来，已累计销售24000多套，收到读者来信数千封。山西省太原重型机器厂设计院的一位工程技术人员在来信中说，“《机械设计手册》（第四版）赢得了我们机械设计者的好评。特别是推荐了许多实用的新技术、新产品、新材料和新工艺，扩大了相应产品的品种和规格范围，内容齐全，实用、可靠，是我们设计工作者不可缺少的好助手。”江苏省南通市的一位退休工程师说，“我从事机械设计工作40余年，最初用的是1969年的《机械设计手册》第一版，后来陆续使用第二版、第三版，现在已经退休。近来逛书店，突然发现《机械设计手册》新出的第四版，爱不释手，自己买了一套收藏，它是我一生事业中最亲密、最忠诚的伴侣。”湖南省湘潭市江麓机械集团有限公司、辽宁省鞍山焦化耐火材料设计总院的读者认为，“《机械设计手册》第四版资料全面、新颖、准确、可靠，突出了实用性，从机械人员的角度出发，反映先进性，设计方法、公式选择、参数选用都采用最新标准，实用便查。”广大读者在对《机械设计手册》第四版的内容给予充分肯定的同时，也指出了《机械设计手册》第四版（5卷本）装帧太厚、太重，不便携带和翻阅，希望出版篇幅小些的单行本。其中武汉钢铁设计研究总院、重庆钢铁设计研究总院、内蒙古包头钢铁设计研究院、哈尔滨重型机器厂研究所、沈阳铁路分局沈东机械总厂、兰州铁道学院、天津工程机械研究院等众多单位的读者都纷纷来函、来电，建议将《机械设计手册》第四版以篇为单位改编为多卷本。

根据广大读者的反映和建议，化学工业出版社组织编辑出版人员深入设计科研院所、大中专院校、机械企业和有一定影响的新华书店进行调研，广泛征求和听取各方面的意见，在与主编单位协商一致的基础上，决定编辑出版《机械设计手册》单行本。

《机械设计手册》单行本，保留了《机械设计手册》第四版（5卷本）的优势和特色，从设计工作的实际出发，结合机械设计专业的具体情况，将原来的5卷23篇调整为15分册22篇，分别为：《常用设计资料》、《机械制图·极限与配合》、《常用工程材料》、《联接与紧固》、《轴及其联接》、《轴承》、《弹簧·起重运输件·五金件》、《润滑与密封》、《机械传动》、《减（变）速器·电机与电器》、《机械振动·机架设计》、《机构》、《液压传动》、《液压控制》、《气压传动》。原第5卷第23篇中“中外金属材料、滚动轴承、液压介质等牌号对照”内容，分别编入《常用工程材料》、《轴承》、《润滑与密封》、《液压传动》、《气压传动》等单行本中。这样，全套书查阅和携带更加方便，各分册篇幅适中，利于设计人员和读者根据各自需要灵活选购。

《机械设计手册》单行本，是为了适应机械设计事业发展和广大读者的需要而编辑出版的，将与《机械设计手册》第四版（5卷本）一起，成为机械设计工作者、工程技术人员和广大读者的良师益友。

借《机械设计手册》单行本出版之际，再次向热情支持和积极参加编写工作的单位和人员表示诚挚的敬意！向长期关心、支持《机械设计手册》的广大热心读者表示衷心感谢！

由于编辑出版单行本的工作量较大，时间较紧，难免存在疏漏和缺点，恳请广大读者给予指正。

化学工业出版社  
2004年1月

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

## 第四版前言

《机械设计手册》第一版于1969年问世，30多年来，共修订了三版，发行110余万套，受到了广大读者的欢迎和厚爱。

《机械设计手册》第三版于1994年出版发行，至今已有8年的时间。在这期间，我国的改革开放取得了举世瞩目的成就，以信息技术为代表的高新技术产业迅猛发展，经济建设日新月异。作为世界贸易组织的新成员，我国在进一步加强对外开放，顺应经济全球化潮流，主动参与国际竞争与合作的同时，也必将面对更为激烈的竞争和更加严峻的挑战。作为机械设计工作者，要参与激烈的竞争，迎接严峻的挑战，就必须积极快速地开发具有国际先进水平、形成自身特色的高质量的新产品。

《机械设计手册》第四版修订就是以满足新产品开发设计的需要为宗旨而进行的。因此，本版除了继续发扬前三版“实用可靠、内容齐全、简明便查”的特点外，首先着重推荐了许多实用的新技术、新产品、新材料和新工艺，并扩大了相应产品的品种和规格范围，同时全面采用了最新标准。调整了部分篇章，修改删节了不足和错误之处。全书仍分五卷出版，修订情况如下。

### 1. 采用新技术方面：

(1) 为便于设计人员充分利用通用的、先进的数字仿真软件，快速地进行液压伺服系统的数字仿真与动态分析，专门撰写了MATLAB仿真软件及其在液压控制系统仿真中的应用。气压传动进行了全面更新，包括了现代气压传动最新技术的各主要方面，推荐了阀岛技术、导杆气缸、仿生气动肌腱（一种能卷折起来的便于携带的新型气动驱动器）和模块化气动机械手等。

(2) 传动方面增加了“新型非零变位锥齿轮及双曲齿轮技术”和活齿传动。新型非零变位锥齿轮及双曲齿轮技术突破了零传动设计的制约，创立了非零传动设计。用此设计制造出的齿轮，在轴交角保持不变的条件下，具有高强度、长寿命、低噪声、小体积、大速比、少齿数等优点。该技术具有国际先进或领先水平，适用于高强度正传动设计，小体积小型设计，低噪声负传动设计等，并便于引进产品国产化，新产品开发创优和老产品改进，已在国内许多产品上推广使用。

(3) 介绍了金属-橡胶复合弹簧的设计计算。

(4) 介绍了几种新型热处理和新型表面处理工艺。

### 2. 采用新材料、新产品方面：

(1) 材料全面采用最新国家标准、行业标准，并推荐了许多新型材料品种，扩大了相应的规格范围。

(2) 联接与紧固、传动零部件、滚动轴承以及大部分或全部液压、气压传动和控制零部件都采用了最新标准及新产品，同时新增加了空气轴承、电磁轴承、膜片联轴器、膜片弹簧、盘形制动器、惯性制动器、电液推杆等，大大丰富了机械零部件的品种和规格范围。

(3) 在同类手册中首次编入了锚固联接一章，锚固联接技术有利于改善和加快设备的安装。

3. 补充了多点柔性传动的动力计算，从而完善了多点柔性传动的设计内容。

4. 为引起读者在新产品开发设计中重视产品的造型设计，特别在第1篇中增加了结构设计应与造型设计相结合的内容。

5. 扩大了几种常用设计资料的中外对照范围，更加方便于今后的中外交流和产品开发中的国内外产品选择和配套。



6. 应广大读者的要求，在介绍产品时，在备注中增加了产品生产厂名。由于市场经济的实际变化较快，读者必须结合当时的实际情况，进一步作深入调查，了解产品实际生产品种、规格及尺寸，以及产品质量和用户的实际反映，再作选择。

7. 目前国家各级标准修订工作正处在向国际标准接轨时期，加之组织机构的调整，使各类标准工作未能同步进行，因此，手册中的一些名词、术语以及单位等，未能完全统一。同时，手册在引用各种标准时，也都是根据设计需要进行摘编的，请读者在使用中注意。

8. 对篇章结构作了部分调整。将第1篇原第12章通用技术条件及说明，分散到该篇相关工艺性及结构要素各章，更便于查阅，原第11章变为第12章，并增加了结构设计应与造型设计相结合的内容（第11章）。第5篇联接与紧固增加了锚固联接一章。考虑机电一体化产品发展很快，原第22篇内容已无法满足产品开发设计的需要，若继续更新扩大，则手册篇幅过大，使用不便，故第四版未再将此内容编入手册，而是单独组织编写了《光机电一体化产品设计手册》一书。

为了满足新产品开发设计的需要，我们还陆续组织编写了《机械设计图册》（已出版）、《光机电一体化产品设计使用手册》（已出版）、《现代设计方法实用手册》、《新产品开发设计指南》、《技术创新专利申请策划基础》等新书目。这几套书既各自独立，又有内在联系，但其共同点都是有助于新产品的开发，强调实用性、启发性、开拓性和先进性相结合，构成一套比较系统的、风格独特的机械新产品开发设计系列工具书。

《机械设计手册》第四版是在前几版基础上重新编写而成的。借《机械设计手册》第四版出版之际，再次向参加每版编写的单位和个人表示衷心地感谢！同时也感谢给我们提供大力支持和热忱帮助的单位 and 各界朋友们！

由于水平有限，调查研究工作不够全面，《机械设计手册》第四版中难免存在疏漏和缺点，恳请广大读者继续给予指正。

主 编  
2001年11月

## 内 容 提 要

《机械设计手册》单行本共 15 分册 22 篇，涵盖了机械常规设计的所有内容。各分册分别为：《常用设计资料》、《机械制图、极限与配合》、《常用工程材料》、《联接与紧固》、《轴及其联接》、《轴承》、《弹簧·起重运输件·五金件》、《润滑与密封》、《机械传动》、《减（变）速器·电机与电器》、《机械振动·机架设计》、《机构》、《液压传动》、《液压控制》、《气压传动》。

本书为《弹簧·起重运输件·五金件》，包括弹簧，起重运输机械零部件，操作件、小五金及管件。弹簧主要介绍各种弹簧，包括圆柱螺旋弹簧、圆锥形螺旋弹簧、蜗卷螺旋弹簧、多股螺旋弹簧、碟形弹簧、开槽碟形弹簧、膜片弹簧、环形弹簧、片弹簧、板弹簧、发条弹簧、游丝、扭杆弹簧、橡胶弹簧、橡胶-金属螺旋复合弹簧、空气弹簧、热敏双金属弹簧、膜片、波纹管、压力弹簧管等的类型、特点、设计计算、应用等；起重运输机械零部件主要介绍起重机械零部件（钢丝绳及绳具、卷筒、滑轮、链条和链轮、吊钩、车轮及安全装置等）和输送机零部件（滚筒、托辊、输送链和链轮、逆止器等）的设计计算、选用等；操作件、小五金及管件主要介绍常用操作件、小五金、管件标准产品的结构型式、尺寸等，以供选用。

本书可作为机械设计人员和有关工程技术人员的工具书，也可供大专院校有关专业师生参考。

获取更多资料 微信搜索 蓝球

# 目 录

## 第 7 篇 弹 簧

第 1 章 弹簧的类型、性能与应用 .....	7-3	极限偏差 .....	7-49
第 2 章 圆柱螺旋弹簧 .....	7-8	6.4 冷卷圆柱螺旋扭转弹簧制造精度及 极限偏差 .....	7-50
1 圆柱螺旋弹簧的型式、代号及应用 .....	7-8	6.5 圆柱螺旋弹簧的技术要求 .....	7-51
2 弹簧材料及许用应力 .....	7-10	7 矩形截面圆柱螺旋压缩弹簧 .....	7-51
3 圆柱螺旋压缩弹簧 .....	7-15	7.1 矩形截面圆柱螺旋压缩弹簧计算 公式 .....	7-52
3.1 圆柱螺旋压缩弹簧计算公式 .....	7-15	7.2 矩形截面圆柱螺旋压缩弹簧有关参数 的选择 .....	7-53
3.2 圆柱螺旋弹簧参数选择 .....	7-17	7.3 矩形截面圆柱螺旋压缩弹簧计算 示例 .....	7-54
3.3 压缩弹簧端部型式与高度、总圈数 等的公式 .....	7-18	第 3 章 圆锥形螺旋弹簧 .....	7-56
3.4 螺旋弹簧的稳定性、强度和共振的 验算 .....	7-19	1 圆锥形螺旋弹簧的特点 .....	7-56
3.5 圆柱螺旋压缩弹簧计算表 .....	7-20	2 圆锥形螺旋弹簧的分类 .....	7-56
3.6 圆柱螺旋弹簧计算用系数 $C, K, K_1,$ $\frac{8}{\pi} KC^3$ .....	7-28	3 圆锥形螺旋弹簧计算公式 .....	7-57
3.7 圆柱螺旋压缩弹簧计算示例 .....	7-29	4 圆锥形螺旋弹簧计算示例 .....	7-58
3.8 组合弹簧的设计计算 .....	7-32	5 圆锥形螺旋弹簧应用实例 .....	7-60
3.9 组合弹簧的计算示例 .....	7-33	第 4 章 蜗卷螺旋弹簧 .....	7-62
3.10 圆柱螺旋压缩弹簧的压力调整 结构 .....	7-35	1 蜗卷螺旋弹簧的特性曲线 .....	7-62
3.11 圆柱螺旋压缩弹簧的应用实例 .....	7-35	2 蜗卷螺旋弹簧的材料及许用应力 .....	7-62
4 圆柱螺旋拉伸弹簧 .....	7-37	3 蜗卷螺旋弹簧的计算公式 .....	7-62
4.1 圆柱螺旋拉伸弹簧计算公式 .....	7-37	4 蜗卷螺旋弹簧的计算示例 .....	7-64
4.2 圆柱螺旋拉伸弹簧计算示例 .....	7-38	4.1 等螺旋角蜗卷螺旋弹簧的计算 .....	7-64
4.3 圆柱螺旋拉伸弹簧的拉力调整 结构 .....	7-41	4.2 等节距蜗卷螺旋弹簧的计算 .....	7-66
4.4 圆柱螺旋拉伸弹簧应用实例 .....	7-42	4.3 等应力蜗卷螺旋弹簧的计算 .....	7-68
5 圆柱螺旋扭转弹簧 .....	7-44	第 5 章 多股螺旋弹簧 .....	7-69
5.1 圆柱螺旋扭转弹簧计算公式 .....	7-44	1 多股螺旋弹簧的结构、特性及用途 .....	7-69
5.2 圆柱螺旋扭转弹簧计算示例 .....	7-45	2 多股螺旋弹簧的材料及许用应力 .....	7-69
5.3 圆柱螺旋扭转弹簧安装及结构 示例 .....	7-46	3 多股螺旋弹簧的参数选择 .....	7-70
5.4 圆柱螺旋扭转弹簧应用实例 .....	7-47	4 多股螺旋压缩、拉伸弹簧设计主要 公式 .....	7-70
6 圆柱螺旋弹簧制造精度及极限偏差及 技术要求 .....	7-48	5 多股螺旋压缩、拉伸弹簧几何尺寸 计算 .....	7-72
6.1 冷卷圆柱螺旋压缩弹簧制造精度及 极限偏差 .....	7-48	6 多股螺旋压缩弹簧计算示例 .....	7-73
6.2 冷卷圆柱螺旋拉伸弹簧制造精度及 极限偏差 .....	7-48	第 6 章 碟形弹簧 .....	7-76
6.3 热卷圆柱螺旋弹簧制造精度及		1 碟形弹簧的特点与应用 .....	7-76

3.2 单片碟形弹簧的特性曲线 .....	7-81	2.2 主板的端部结构 .....	7-109
3.3 组合碟形弹簧的计算公式 .....	7-81	2.3 副板端部结构 .....	7-110
4 碟形弹簧的材料及许用应力 .....	7-82	2.4 板弹簧中部的固定结构 .....	7-111
4.1 碟形弹簧的材料 .....	7-82	2.5 板弹簧两侧的固定结构 .....	7-111
4.2 许用应力及极限应力曲线 .....	7-83	3 板弹簧材料及许用应力 .....	7-112
4.2.1 载荷类型 .....	7-83	3.1 板弹簧材料及力学性能 .....	7-112
4.2.2 静载荷作用下碟簧的许用应力 .....	7-83	3.2 许用弯曲应力 .....	7-112
4.2.3 变载荷作用下碟簧的疲劳极限 .....	7-83	4 板弹簧设计与计算 .....	7-112
5 碟形弹簧的技术要求 .....	7-84	4.1 板弹簧的近似计算公式 .....	7-112
5.1 导向件 .....	7-84	4.2 板弹簧的设计计算公式 .....	7-113
5.2 碟簧参数的公差和偏差 .....	7-84	4.2.1 叶片厚度、宽度及数目的 计算 .....	7-114
5.3 碟簧表面的粗糙度 .....	7-84	4.2.2 各叶片长度的计算 .....	7-114
5.4 碟簧成型后的处理 .....	7-84	4.2.3 板弹簧的刚度计算 .....	7-116
6 碟形弹簧计算示例 .....	7-85	4.2.4 板弹簧在自由状态下弧高及曲率 半径的计算 .....	7-117
7 碟形弹簧工作图 .....	7-87	4.2.5 叶片在自由状态下曲率半径及弧 高的计算 .....	7-117
8 碟形弹簧应用实例 .....	7-87	4.2.6 装配后的板弹簧总成弧高的 计算 .....	7-117
<b>第7章 开槽碟形弹簧</b> .....	7-89	4.2.7 板弹簧元件的强度验算 .....	7-119
1 开槽碟形弹簧的特性曲线 .....	7-89	5 板弹簧的技术要求 .....	7-119
2 开槽碟形弹簧设计参数的选择 .....	7-89	6 板弹簧计算示例 .....	7-120
3 开槽碟形弹簧的计算公式 .....	7-90	6.1 叶片厚度、宽度及数目的计算 .....	7-120
4 开槽碟形弹簧计算示例 .....	7-91	6.2 叶片长度的计算 .....	7-121
<b>第8章 膜片碟簧</b> .....	7-93	6.3 板弹簧的刚度 .....	7-122
1 膜片碟簧的特点及用途 .....	7-93	6.4 板弹簧总成在自由状态下的弧 高及曲率半径 .....	7-122
2 膜片碟簧参数的选择 .....	7-94	6.5 叶片预应力的确定 .....	7-122
3 膜片碟簧的基本计算公式 .....	7-95	6.6 装配后板弹簧总成弧高及曲率半 径的计算 .....	7-123
4 膜片碟簧的计算方法 .....	7-96	6.7 板弹簧各叶片应力的计算 .....	7-124
5 膜片碟簧的技术条件 .....	7-96	6.8 板弹簧工作图 .....	7-125
<b>第9章 环形弹簧</b> .....	7-97	7 板弹簧应用实例 .....	7-126
1 环形弹簧的特性曲线 .....	7-97	<b>第12章 发条弹簧</b> .....	7-127
2 环形弹簧的材料和许用应力 .....	7-97	1 发条弹簧的类型、结构及应用 .....	7-127
3 环形弹簧设计参数选择 .....	7-98	2 螺旋形发条弹簧 .....	7-129
4 环形弹簧计算公式 .....	7-98	2.1 发条弹簧的工作特性 .....	7-129
5 环形弹簧计算示例 .....	7-100	2.2 螺旋形发条弹簧的计算公式 .....	7-129
6 环形弹簧应用实例 .....	7-101	2.3 发条弹簧材料 .....	7-130
7 环形弹簧的技术要求 .....	7-101	2.4 发条弹簧设计参数的选取 .....	7-131
<b>第10章 片弹簧</b> .....	7-102	2.5 螺旋形发条弹簧计算示例 .....	7-131
1 片弹簧的结构与用途 .....	7-102	2.6 带盒螺旋形发条弹簧典型结构及 应用实例 .....	7-133
2 片弹簧材料及许用应力 .....	7-103	3 S形发条弹簧 .....	7-133
3 片弹簧计算公式 .....	7-103	3.1 S形发条弹簧计算公式 .....	7-133
4 片弹簧计算示例 .....	7-105	3.2 S形发条弹簧计算示例 .....	7-134
5 片弹簧技术要求 .....	7-106		
6 片弹簧应用实例 .....	7-106		
<b>第11章 板弹簧</b> .....	7-108		
1 板弹簧的类型和用途 .....	7-108		
2 板弹簧的结构 .....	7-108		
2.1 弹簧钢板的截面形状 .....	7-109		

<b>第 13 章 游丝</b> .....	7-136	4.2 橡胶压缩弹簧的稳定性计算公式	7-159
1 游丝的类型及用途 .....	7-136	4.3 橡胶剪切弹簧计算公式	7-159
2 游丝的材料 .....	7-136	4.4 橡胶扭转弹簧计算公式	7-160
3 游丝的计算公式 .....	7-136	4.5 橡胶弯曲弹簧计算公式	7-161
4 游丝参数的选择 .....	7-137	4.6 橡胶组合弹簧计算公式	7-162
5 游丝的尺寸系列 .....	7-138	4.7 橡胶弹簧不同组合型式的刚度 计算 .....	7-163
6 游丝座的尺寸系列 .....	7-139	5 橡胶弹簧的计算示例 .....	7-164
7 游丝的技术要求 .....	7-139	6 橡胶弹簧的应用实例 .....	7-166
8 游丝端部固定型式 .....	7-139	<b>第 17 章 橡胶-金属螺旋复合弹簧</b> .....	7-168
9 游丝计算示例 .....	7-140	1 橡胶-金属螺旋复合弹簧的优点 .....	7-168
10 游丝的应用实例 .....	7-140	2 橡胶-金属螺旋复合弹簧的结构型式 .....	7-168
<b>第 14 章 扭杆弹簧</b> .....	7-142	3 橡胶-金属螺旋复合弹簧的设计 .....	7-169
1 扭杆弹簧的结构、类型及应用 .....	7-142	3.1 模具设计 .....	7-169
2 扭杆弹簧的材料和许用应力 .....	7-143	3.2 金属螺旋弹簧设计 .....	7-169
3 扭杆弹簧的计算公式 .....	7-143	3.3 橡胶弹簧设计 .....	7-170
4 扭杆弹簧的端部结构和有效长度 .....	7-145	4 橡胶-金属螺旋复合弹簧的主要计算 公式 .....	7-170
4.1 扭杆弹簧的端部结构 .....	7-145	5 橡胶-金属螺旋复合弹簧尺寸系列 .....	7-171
4.2 扭杆弹簧的有效工作长度 .....	7-146	6 橡胶-金属螺旋复合弹簧的选用 .....	7-171
5 扭杆弹簧的技术要求 .....	7-146	7 橡胶-金属螺旋复合弹簧的技术要求 .....	7-171
6 扭杆弹簧计算示例 .....	7-146	8 复合弹簧应用实例 .....	7-172
7 扭杆弹簧应用实例 .....	7-147	<b>第 18 章 空气弹簧</b> .....	7-173
<b>第 15 章 弹簧的强化处理及热处理</b> .....	7-149	1 空气弹簧的特点 .....	7-173
1 弹簧的强化处理 .....	7-149	2 空气弹簧的类型 .....	7-173
1.1 弹簧的立定处理和强压处理 .....	7-149	2.1 囊式空气弹簧 .....	7-173
1.1.1 立定处理 .....	7-149	2.2 约束膜式空气弹簧 .....	7-174
1.1.2 强压(强拉、强扭)处理 .....	7-149	2.3 自由膜式空气弹簧 .....	7-174
1.1.3 弹簧预制高度的计算 .....	7-150	3 空气弹簧的刚度计算 .....	7-174
1.2 弹簧的喷丸处理 .....	7-151	3.1 空气弹簧垂直刚度计算 .....	7-174
2 弹簧的热处理 .....	7-152	3.2 空气弹簧横向刚度计算 .....	7-176
2.1 弹簧的热处理工艺方法 .....	7-152	3.2.1 囊式空气弹簧 .....	7-176
2.2 弹簧的热处理工艺规范 .....	7-152	3.2.2 膜式空气弹簧 .....	7-177
2.2.1 弹簧的去应力退火 .....	7-152	4 空气弹簧计算示例 .....	7-178
2.2.2 弹簧的淬火和回火 .....	7-153	5 德国 CONTI 空气弹簧系列 .....	7-178
2.2.3 弹簧的等温淬火 .....	7-154	6 空气弹簧的应用实例 .....	7-179
2.2.4 时效硬化处理 .....	7-155	<b>第 19 章 热敏双金属弹簧</b> .....	7-182
<b>第 16 章 橡胶弹簧</b> .....	7-156	1 热敏双金属弹簧的型式 .....	7-182
1 橡胶弹簧的特点与应用 .....	7-156	2 热敏双金属弹簧的功能与应用 .....	7-182
2 橡胶弹簧材料 .....	7-156	3 热敏双金属弹簧的材料 .....	7-183
2.1 橡胶材料的剪切特性 .....	7-157	4 热敏双金属弹簧计算公式 .....	7-184
2.2 橡胶材料的拉压特性 .....	7-157	5 热敏双金属弹簧计算示例 .....	7-185
2.3 橡胶材料的剪切弹性模量 $G$ 及 弹性模量 $E$ .....	7-157	<b>第 20 章 膜片</b> .....	7-187
2.4 橡胶弹簧的表观弹性模量 $E_a$ .....	7-157	1 膜片的类型与用途 .....	7-187
3 橡胶弹簧的许用应力及许用应变 .....	7-158	2 膜片材料及性能 .....	7-188
4 橡胶弹簧的计算公式 .....	7-158	3 平膜片的设计计算 .....	7-188
4.1 橡胶压缩弹簧计算公式 .....	7-158		

3.1 小位移平膜片的计算公式	7-188
3.2 大位移平膜片的计算公式	7-189
4 平膜片计算示例	7-190
5 波纹膜片的计算公式	7-191
6 波纹膜片计算示例	7-192
7 膜片尺寸系列	7-195
8 膜盒尺寸系列	7-196
9 膜片应用实例	7-198
<b>第 21 章 波纹管</b>	7-199
1 波纹管的类型与用途	7-199
2 波纹管的材料	7-200
3 无缝波纹管计算公式	7-200

4 波纹管计算示例	7-206
5 波纹管尺寸系列	7-206
5.1 型式及材料	7-207
5.2 波纹管尺寸和基本参数	7-207
6 波纹管应用实例	7-212
<b>第 22 章 压力弹簧管</b>	7-213
1 压力弹簧管的类型与用途	7-213
2 压力弹簧管的材料	7-214
3 压力弹簧管计算公式	7-214
4 压力弹簧管计算示例	7-215
5 压力弹簧管的尺寸系列	7-216
<b>参考文献</b>	7-217

## 第 8 篇 起重运输机械零部件

<b>第 1 章 起重机械零部件</b>	8-3
1 机构工作级别及举例 (GB/T 3811—1983)	8-3
1.1 机构利用等级	8-3
1.2 机构载荷状态	8-3
1.3 机构工作级别	8-3
1.4 机构工作级别举列表	8-4
2 钢丝绳及绳具	8-6
2.1 钢丝绳 (GB/T 8918—1996)	8-6
2.1.1 分类	8-6
2.1.2 钢丝绳标记代号 (GB/T 8707—1988)	8-9
2.1.3 钢丝绳直径的计算与选择 (GB/T 3811—1983)	8-12
2.1.4 钢丝绳结构及力学性能表	8-13
2.1.5 钢丝绳主要用途推荐表	8-38
2.1.6 电梯用钢丝绳 (GB 8903—1988)	8-40
2.1.7 密封钢丝绳 (GB/T 352—1988)	8-41
2.1.8 不锈钢钢丝绳 (GB/T 9944—1988)	8-42
2.2 绳具	8-43
2.2.1 钢丝绳夹 (GB/T 5976—1986)	8-43
2.2.2 钢丝绳用楔形接头 (GB/T 5973—1986)	8-45
2.2.3 钢丝绳铝合金压制接头 (GB 6946—1993)	8-47
2.2.4 钢丝绳用普通套环 (GB/T 5974.1—1986)	8-49
2.2.5 钢丝绳用重型套环 (GB/T 5974.2—1986)	8-50
2.2.6 索具套环 (CB/T 33—	

1999)	8-52
2.2.7 一般起重用锻造卸扣 (JB 8112—1999)	8-54
2.2.8 索具螺旋扣 (CB/T 3818—1999)	8-55
2.2.9 起重孔 (JB/ZQ 4631—1986)	8-61
3 卷筒	8-62
3.1 卷筒几何尺寸	8-62
3.2 卷筒强度计算	8-63
3.3 钢丝绳在卷筒上固定的计算	8-64
3.4 钢丝绳用压板 (GB/T 5975—1986)	8-64
3.5 起重机用铸造卷筒	8-65
3.5.1 起重机用铸造卷筒直径和槽形 (JB/T 9006.1—1999)	8-65
3.5.2 起重机用铸造卷筒型式和尺寸 (JB/T 9006.2—1999)	8-67
3.5.3 起重机卷筒组装结构示例	8-70
4 滑轮	8-71
4.1 滑轮设计计算	8-71
4.1.1 滑轮结构和材料	8-71
4.1.2 滑轮强度计算	8-71
4.1.3 钢丝绳进出滑轮时的允许偏角 (GB/T 3811—1983)	8-71
4.1.4 滑轮主要尺寸	8-71
4.2 滑轮组设计计算	8-72
4.3 起重机用铸造滑轮 (JB/T 9005.1—10—1999)	8-73
4.3.1 直径的选用系列与匹配 (JB/T 9005.2—1999)	8-73
4.3.2 绳槽断面尺寸 (JB/T 9005.1—1999)	8-73
4.3.3 起重机用铸造滑轮型式、轮毂	

和轴承尺寸 (JB/T 9005.3—1999) .....	8-75	7.3.2 棘爪的强度计算 .....	8-119
5 链条和链轮 .....	8-82	7.3.3 棘爪轴的强度计算 .....	8-119
5.1 概述 .....	8-82	7.3.4 棘轮齿形与棘爪端的外形尺寸及画法 .....	8-119
5.2 起重链的选择 .....	8-82	<b>第2章 输送机零部件</b> .....	8-120
5.3 链条 .....	8-82	1 滚筒 (GB/T 988—1991) .....	8-120
5.3.1 起重用短环链 (JB/T 8108.2—1999) .....	8-82	1.1 传动滚筒 .....	8-121
5.3.2 板式链、端接头及槽轮 (GB/T 6074—1995) .....	8-84	1.2 改向滚筒 .....	8-129
5.4 焊接链的滑轮、卷筒与链轮 .....	8-90	1.3 电动滚筒 .....	8-133
5.4.1 焊接链的滑轮 .....	8-90	1.3.1 电动滚筒系列选用表 .....	8-133
5.4.2 焊接链的卷筒 .....	8-90	1.3.2 电动滚筒安装尺寸 .....	8-135
5.4.3 焊接链的链轮 .....	8-91	2 托辊 (GB/T 990—1991) .....	8-136
5.4.4 焊接链链轮的计算和画法 .....	8-91	2.1 槽形托辊 (35°) .....	8-137
6 吊钩 .....	8-92	2.2 缓冲托辊 (35°) .....	8-138
6.1 起重吊钩 (GB/T 1005.1—1988) .....	8-92	2.3 平行托辊 .....	8-138
6.1.1 机械性能 .....	8-92	2.4 调心托辊 .....	8-140
6.1.2 起重量 .....	8-92	3 输送链和链轮 .....	8-142
6.1.3 应力计算 .....	8-94	3.1 标准长节距输送链 (GB/T 8350—1987) .....	8-142
6.1.4 材料 .....	8-96	3.2 标准长节距输送链链轮 (GB/T 8350—1987) .....	8-146
6.1.5 直柄单钩 (GB/T 10051.5—1988) .....	8-98	3.3 标准输送用平顶链和链轮 (GB/T 4140—1993) .....	8-148
6.2 吊耳 .....	8-101	3.3.1 标准输送用平顶链 .....	8-148
6.2.1 焊接吊耳 (JB/ZQ 4628—1997) .....	8-101	3.3.2 标准输送用平顶链链轮 .....	8-150
6.2.2 铸造吊耳 (JB/ZQ 4629—1997) .....	8-102	3.4 带附件短节距精密滚子输送链 (GB/T 1243—1997) .....	8-152
6.2.3 插入式圆柱形吊耳 (JB/ZQ 4630—1997) .....	8-103	3.5 标准双节距精密滚子输送链 (GB/T 5269—1999) .....	8-153
7 车轮及安全装置 .....	8-104	3.6 标准双节距滚子输送链链轮 (GB/T 5269—1999) .....	8-155
7.1 车轮 .....	8-104	4 逆止器 .....	8-157
7.1.1 车轮踏面疲劳强度计算 (GB/T 3811—1983) .....	8-104	4.1 NJ (NYD) 型接触式异形块逆止器 .....	8-157
7.1.2 起重机钢轨允许最大轮压 .....	8-105	4.1.1 适用范围及用途 .....	8-157
7.1.3 车轮组 .....	8-106	4.1.2 工作原理 .....	8-157
7.1.4 起重机车轮型式尺寸、踏面形状与轨道的匹配 (JB/T 6392.1—1992) .....	8-108	4.1.3 NJ (NYD) 型逆止器的主要技术参数 .....	8-158
7.1.5 CD、MD 电动葫芦用钢轮 .....	8-113	4.1.4 NJX (NYDX) 型稀油润滑逆止器的主要技术参数 .....	8-159
7.2 缓冲器 .....	8-114	4.1.5 NJ (NYD) 型逆止器选用说明 .....	8-160
7.2.1 起重机弹簧缓冲器 (JB/T 8110.1—1999) .....	8-114	4.1.6 安装说明 .....	8-161
7.2.2 起重机橡胶缓冲器 (JB/T 8110.2—1999) .....	8-116	4.2 NF 型非接触式逆止器 .....	8-162
7.3 棘轮逆止器 .....	8-118	4.2.1 适用范围及用途 .....	8-162
7.3.1 棘轮齿的强度计算 .....	8-118	4.2.2 工作原理 .....	8-162
		4.2.3 NF 型、NFG 型逆止器的主要技术参数及安装尺寸 .....	8-162

4.2.4 选用说明 .....	8-164
4.2.5 安装说明 .....	8-165

4.3 GN型和DTⅡN1型滚柱逆止器 .....	8-165
参考文献 .....	8-166

## 第9篇 操作件、小五金及管件

### 第1章 操作件及小五金 .....

1 操作件 .....	9-3
手柄 (JB/T 7270.1—1994) .....	9-3
转动小手柄 (JB/T 7270.4—1994) .....	9-4
转动手柄 (JB/T 7270.5—1994) .....	9-5
球头手柄 (JB/T 7270.8—1994) .....	9-8
手柄球 (JB/T 7271.1—1994) .....	9-9
手柄套 (JB/T 7271.3—1994) .....	9-10
椭圆手柄套 (JB/T 7271.4—1994) .....	9-10
长手柄套 (JB/T 7271.5—1994) .....	9-11
手柄座 (JB/T 7272.1—1994) .....	9-12
圆盘手柄座 (JB/T 7272.3—1994) .....	9-13
定位手柄座 (JB/T 7272.4—1994) .....	9-14
小波纹手轮 (JB/T 7273.1—1994) .....	9-15
手轮 (JB/T 7273.3—1994) .....	9-16
波纹手轮 (JB/T 7273.4—1994) .....	9-18
把手 (JB/T 7274.1—1994) .....	9-19
压花把手 (JB/T 7274.2—1994) .....	9-20
十字把手 (JB/T 7274.3—1994) .....	9-20
星形把手 (JB/T 7274.4—1994) .....	9-21
嵌套 (JB/T 7275—1994) .....	9-22
2 小五金 .....	9-23
门拉手 .....	9-23
普通型合页 (QB/T 3874—1999)、轻型合页 (QB/T 3875—1999)、抽芯型合页 (QB/T 3876—1999) .....	9-23
H型合页 (QB/T 3877—1999) .....	9-24
T型合页 (QB/T 3878—1999) .....	9-24
翻窗插销 .....	9-25
钢插销 (QB/T 2032—1994) .....	9-25
暗箱扣 .....	9-26
橡胶轮 .....	9-26
工业车轮 (GB/T 14687—1993) .....	9-26
工业脚轮 (GB/T 14688—1993) .....	9-29

### 第2章 管件 .....

1 管件的分类 .....	9-31
2 管件的结构型式及尺寸 .....	9-32
2.1 钢制对焊无缝管件 (GB/T 12459—1990) .....	9-32

2.2 钢板制对焊管件 (GB/T 13401—1992) .....	9-37
2.3 锻钢制螺纹管件 (GB/T 14626—1993) .....	9-42
3 对焊管件的壁厚分级 (GB/T 12459, GB/T 13401) .....	9-44
4 对焊管件的焊接坡口 (GB/T 12459, GB/T 13401) .....	9-46
5 尺寸公差 (GB/T 12459, GB/T 13401) .....	9-46
5.1 对焊管件尺寸的极限偏差 .....	9-46
5.2 对焊管件的形位公差 .....	9-47
5.3 螺纹管件公差 .....	9-47
6 管件的材料牌号及相关标准 .....	9-47
7 真空法兰 (GB/T 6070—1995) .....	9-48
7.1 法兰连接形式 .....	9-48
7.2 固定真空法兰 .....	9-48
7.3 活套真空法兰 .....	9-49
7.4 真空法兰用橡胶密封圈及内、外定位圈 .....	9-51
7.5 法兰线密封载荷 .....	9-54
8 钢制管法兰 (GB/T 9114~9118—2000) .....	9-55
8.1 部分法兰类型、公称通径和密封面形式 .....	9-55
8.2 法兰结构及连接尺寸 .....	9-55
8.3 钢制管法兰的技术条件 (GB/T 9124—2000) .....	9-74
8.3.1 材料 .....	9-74
8.3.2 法兰的压力-温度等级 (在不同温度下的最高无冲击工作压力) .....	9-77
8.3.3 法兰尺寸公差 (GB/T 9124—2000) .....	9-79
8.3.4 法兰连接密封面的粗糙度 (GB/T 9124—2000) .....	9-80
8.3.5 法兰连接用螺栓 .....	9-80
8.3.6 法兰与钢管焊接的坡口型式及尺寸 (GB/T 9124—2000 附录 B) .....	9-80



# 第 7 篇 弹 簧

主要撰稿 王鸿翔  
审 稿 吴宗泽 李长顺

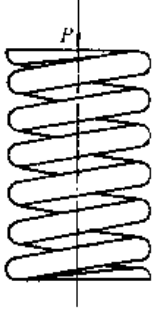
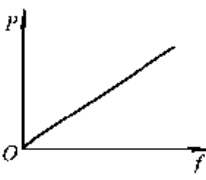
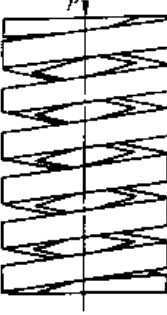
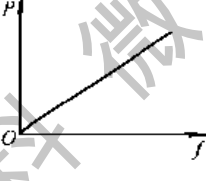
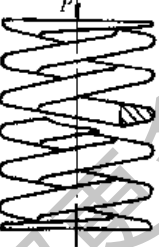
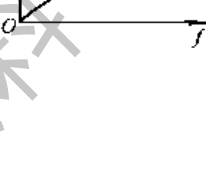
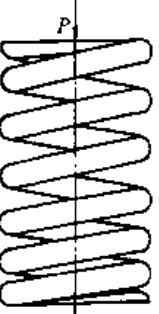
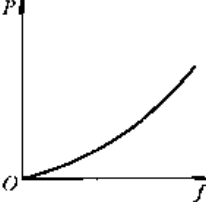
获取更多资料 微信搜索蓝领星球

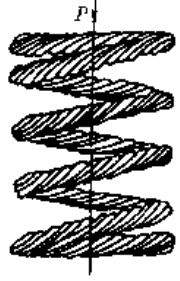
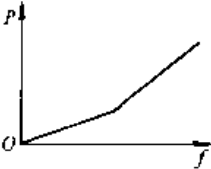
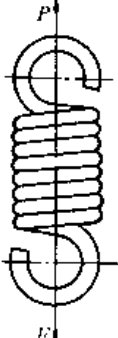
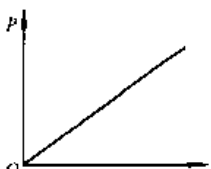
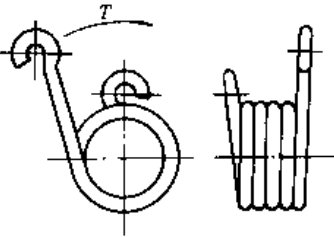
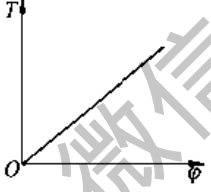
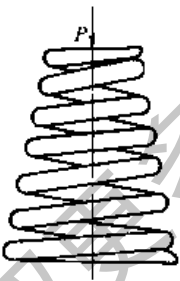

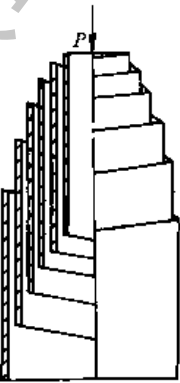

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

# 第 1 章 弹簧的类型、性能与应用

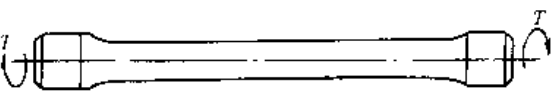
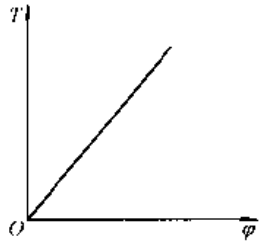
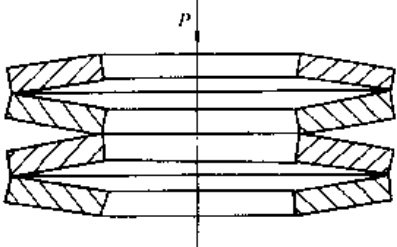
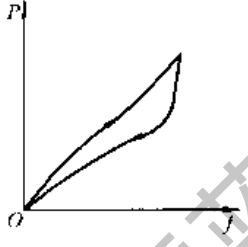

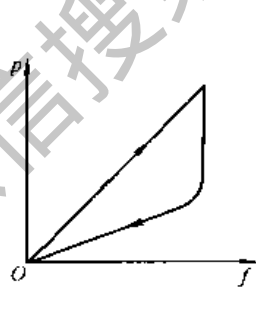
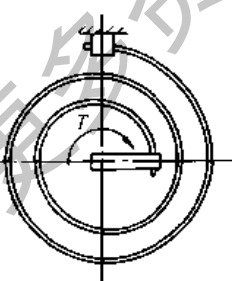
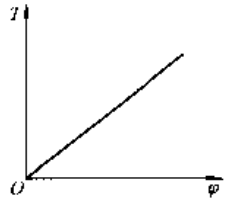
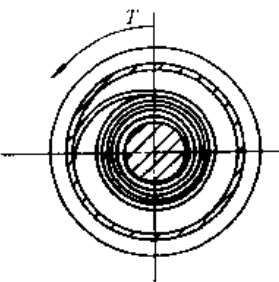
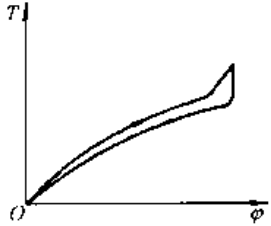
弹簧的类型繁多，其分类方法也颇多，表 7-1-1 中所列弹簧类型是按结构形状来分类的。

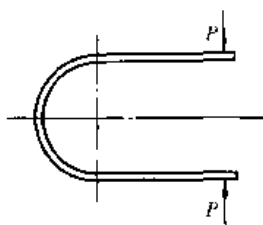
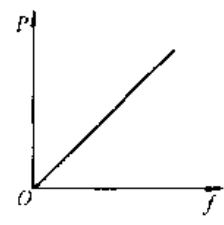
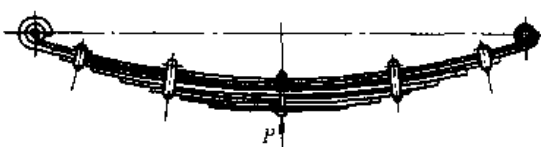
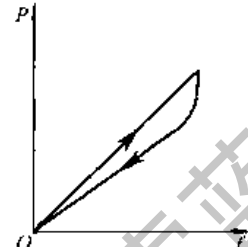
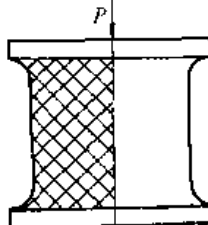
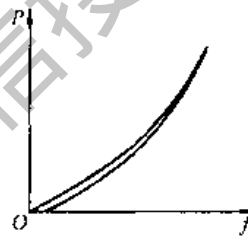
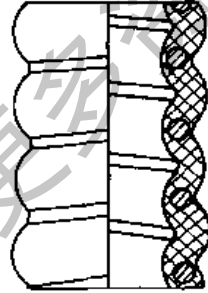
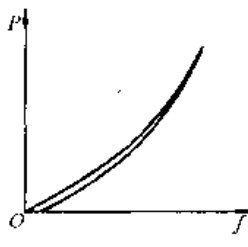
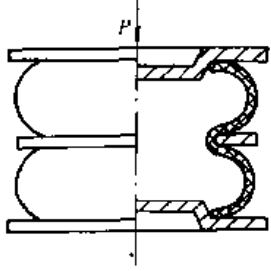
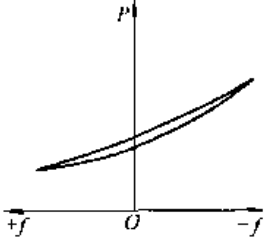
表 7-1-1 弹簧的类型及其性能与应用

类型	结构图	特性线	性能与应用
圆柱螺旋弹簧 圆形截面圆柱螺旋压缩弹簧			特性线呈线性，刚度稳定，结构简单，制造方便，应用较广，在机械设备中多用作缓冲，减振，以及储能和控制运动等
圆柱螺旋弹簧 矩形截面圆柱螺旋压缩弹簧			在同样的空间条件下，矩形截面圆柱螺旋压缩弹簧比圆形截面圆柱螺旋压缩弹簧的刚度大，吸收能量多，特性线更接近于直线，刚度更接近于常数
圆柱螺旋弹簧 扁形截面圆柱螺旋压缩弹簧			与圆形截面圆柱螺旋压缩弹簧比较，具有储存能量大，压并高度低，压缩量大，因此被广泛用于发动机气门机构，离合器和自动变速器等安装空间比较小的装置上
圆柱螺旋弹簧 不等节距圆柱螺旋压缩弹簧			当载荷增大到一定程度后，随着载荷的增大，弹簧从小节距开始依次逐渐并紧，刚度逐渐增大，特性线由线性变为渐增型。因此其自振频率为变值，有较好的消除或缓和共振的影响，多用于高速变载机构

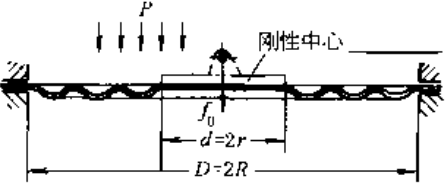

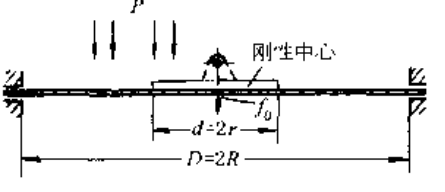

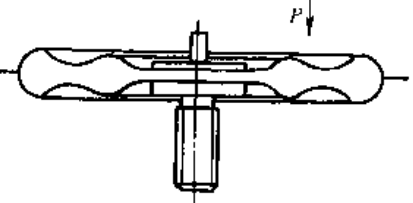
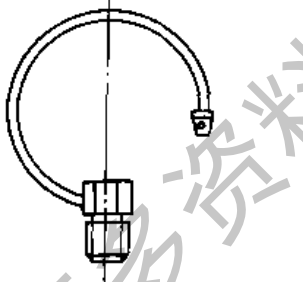
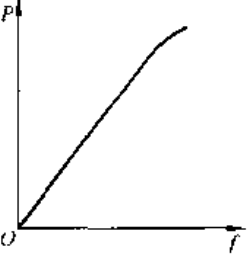
类型	结构图	特性线	性能与应用
圆柱螺旋弹簧 多股圆柱螺旋弹簧			<p>材料为细钢丝拧成的钢丝绳。在未受载时，钢丝绳各根钢丝之间的接触比较松，当外载荷达到一定程度时，接触紧密起来，这时弹簧刚性增大，因此多股螺旋弹簧的特性线有折点。比相同截面材料的普通圆柱螺旋弹簧强度高，减振作用大。在武器和航空发动机中常有应用</p>
圆柱螺旋弹簧 圆柱螺旋拉伸弹簧			<p>性能和特点与圆形截面圆柱螺旋压缩弹簧相同，它主要用于受拉伸载荷的场合，如联轴器过载安全装置中用的拉伸弹簧以及棘轮机构中棘爪复位拉伸弹簧</p>
圆柱螺旋弹簧 圆柱螺旋扭转弹簧			<p>承受扭转载荷，主要用于压紧和储能以及传动系统中的弹性环节，具有线性特性线，应用广泛，如用于测力计及强制气阀关闭机构</p>
变径螺旋弹簧 圆锥形螺旋弹簧			<p>作用与不等节距螺旋弹簧相似，载荷达到一定程度后，弹簧从大圈到小圈依次逐渐并紧，簧圈开始接触后，特性线为非线性，刚度逐渐增大，自振频率为变值，有利于消除或缓和共振，防共振能力较等节距压缩弹簧强。这种弹簧结构紧凑，稳定性好，多用于承受较大载荷和减振，如应用于重型振动筛的悬挂弹簧及东风型汽车变速器</p>
变径螺旋弹簧 蜗卷螺旋弹簧			<p>蜗卷螺旋弹簧和其他弹簧相比较，在相同的空间内可以吸收较大的能量，而且其板间存在的摩擦可利用来衰减振动。常用于需要吸收热膨胀变形而又需要阻尼振动的管道系统或与管道系统相联的部件中，例如火力发电厂汽、水管道系统中。其缺点是板间间隙小，淬火困难，也不能进行喷丸处理，此外制造精度也不够高</p>

续表

类型	结构图	特性线	性能与应用
扭杆弹簧			<p>结构简单, 但材料和制造精度要求高。主要用作轿车和小型车辆的悬挂弹簧, 内燃机中作气门辅助弹簧, 以及空气弹簧, 稳压器的辅助弹簧</p>
碟形弹簧 普通碟形弹簧			<p>承载缓冲和减振能力强。采用不同的组合可以得到不同的特性线。可用于压力安全阀, 自动转换装置, 复位装置, 离合器等</p>
环形弹簧			<p>广泛应用于需要吸收大能量但空间尺寸受到限制的场所, 如机车牵引装置弹簧, 起重机和大炮的缓冲弹簧, 锻锤的减振弹簧, 飞机的制动弹簧等</p>
平面蜗卷弹簧	<p>游丝</p> 		<p>游丝是小尺寸金属带盘绕而成的平面蜗卷弹簧。可用作测量元件 (测量游丝) 或压紧元件 (接触游丝)</p>
发条	<p>发条</p> 		<p>发条主要用作储能元件。发条工作可靠、维护简单, 被广泛应用于计时仪器和时控装置中, 如钟表、记录仪、家用电器等, 用于机动玩具中作为动力源</p>

类型	结构图	特性线	性能与应用
片弹簧			<p>片弹簧是一种矩形截面的金属片，主要用于载荷和变形都不大的场合。可用作检测仪表或自动装置中的敏感元件，电接触点、棘轮机构棘爪、定位器等压紧弹簧及支承或导轨等</p>
钢板弹簧			<p>钢板弹簧是由多片弹簧钢板叠合组成。广泛应用于汽车、拖拉机、火车中作悬挂装置，起缓冲和减振作用，也用于各种机械产品中作减振装置，具有较高的刚度</p>
橡胶弹簧			<p>橡胶弹簧因弹性模量较小，可以得到较大的弹性变形，容易实现所需要的非线性特性。形状不受限制、各个方向的刚度可根据设计要求自由选择。同一橡胶弹簧能同时承受多方向载荷，因而可使系统的结构简化。橡胶弹簧在机械设备上的应用正在日益扩展</p>
橡胶-金属螺旋复合弹簧			<p>特性线为渐增型，此种橡胶-金属螺旋复合弹簧与橡胶弹簧相比有较大的刚性，与金属弹簧相比有较大的阻尼性。因此，它具有承载能力大、减振性强、耐磨损等优点。适用于矿山机械和重型车辆的悬架结构等</p>
空气弹簧			<p>空气弹簧是利用空气的可压缩性实现弹性作用的一种非金属弹簧。用在车辆悬挂装置中可以大大改善车辆的动力性能，从而显著提高其运行舒适度，所以空气弹簧在汽车和火车上得到广泛应用</p>

续表

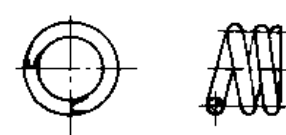
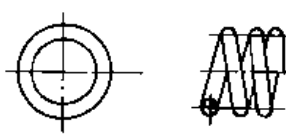
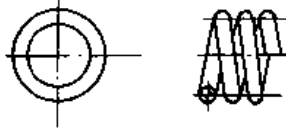
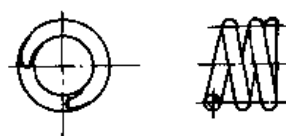
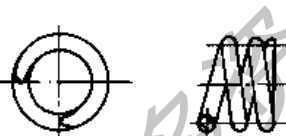


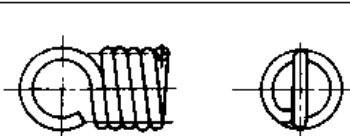
类型	结构图	特性线	性能与应用
膜片 波纹膜片			<p>用于测量与压力成非线性的各种量值，如管道中液体或气体流量，飞机的飞行速度和高度等</p>
膜片及膜盒			<p>用作仪表的敏感元件，并能起隔离两种不同介质的作用，如因压力或真空产生变形时的柔性密封装置等</p>
膜盒		<p>特性线随波纹数密度、深度而变化</p>	<p>为了便于安装，将两个相同的膜片沿周边连接成盒状</p>
压力弹簧管			<p>在流体的压力作用下末端产生位移，通过传动机构将位移传递到指针上，用于压力计、温度计、真空计、液位计、流量计等</p>

获取更多资料 微信搜索 蓝球

## 第 2 章 圆柱螺旋弹簧


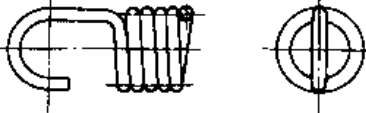

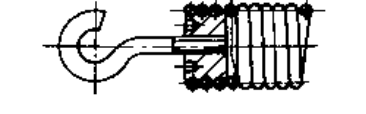




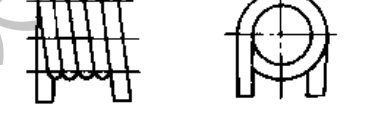
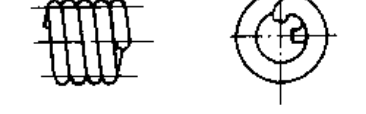
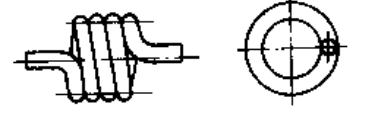
### 1 圆柱螺旋弹簧的型式、代号及应用

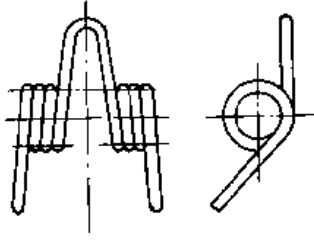
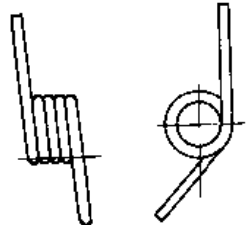
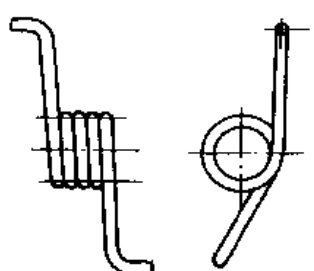
表 7-2-1 圆柱螺旋弹簧的型式、代号及应用

类型	代号	简 图	端部结构型式	应 用
冷卷压缩弹簧	Y I		两端圈并紧并磨平, 支承圈数, $n_2 = 1 \sim 2.5$	适用于冷卷, 材料直径 $d \geq 0.5\text{mm}$ , 不适合用作特殊用途的弹簧
	Y II		两端圈并紧不磨, $n_2 = 1.5 \sim 2$	同上, 多用于钢丝直径较细, 旋绕比较大的情况, 各圈受力不均匀
	Y III		两端圈不并紧, $n_2 = 0 \sim 1$	适用于冷卷, $d \geq 0.5\text{mm}$ , 旋绕比较大, 而不太重要的弹簧
热卷压缩弹簧	RY I		两端圈并紧并磨平, $n_2 = 1.5 \sim 2.5$	适用于热卷, 不适用于特殊性能的弹簧
	RY II		两端圈制扁并紧不磨或磨平, $n_2 = 1.5 \sim 2.5$	
冷卷拉伸弹簧	L I		半圆钩环	适用于冷卷, 材料直径 $d \geq 0.5\text{mm}$ 钩环型式视装配要求而定, 常见的为半圆钩环、圆钩环与圆钩环压中心几种。钩环弯折处应力较大, 易折断, 一般多用于拉力不太大的情况
	L II		圆钩环	
	L III		圆钩环压中心	



续表

类型	代号	简 图	端部结构型式	应 用
冷 卷 拉 伸 弹 簧	LIV		偏心圆钩环	适用于冷卷, 材料直径 $d \geq 0.5\text{mm}$ 钩环型式视装配要求而定, 常见的为半圆钩环、圆钩环与圆钩环压中心几种。钩环弯折处应力较大, 易折断, 一般多用于拉力不太大的情况
	LV		长臂半圆钩环	
	LVI		长臂小圆钩环	
	LVII		可调式拉簧	
	LVIII		两端具有可转钩环	
热 卷 拉 伸 弹 簧	RLI		半圆钩环	适用于热卷, 不适合用作特殊性能的弹簧
	RLII		圆钩环	
	RLIII		圆钩环压中心	
扭 转 弹 簧	NI		外臂扭转弹簧	端部结构型式视装配要求而定 适于普通冷卷圆柱扭转弹簧, 钢丝直径 $d \geq 0.5\text{mm}$
	NI		内臂扭转弹簧	
	NI		中心臂扭转弹簧	

类型	代号	简图	端部结构型式	应用
扭 转 弹 簧	NIV		平列双扭弹簧	端部结构型式视装配要求而定 适于普通冷卷圆柱扭转弹簧, 钢丝直径 $d \geq 0.5\text{mm}$
	NV		直臂扭转弹簧	
	NVI		单臂弯曲扭转弹簧	

## 2 弹簧材料及许用应力

选择弹簧材料主要根据弹簧的工作条件, 弹簧承受的载荷类型, 是否受冲击载荷以及弹簧材料的许用应力等因素确定, 同时也应考虑弹簧制造的工艺性。弹簧的常用材料见表 7-2-2。其中部分弹簧钢丝及青铜线的抗拉极限强度  $\sigma_b$ 。见表 7-2-3 ~ 表 7-2-5。弹簧许用应力见表 7-2-6。

表 7-2-2 弹簧常用材料 (GB/T 1239.6—1992)

材料名称	牌 号	直径规格/mm	切变 模量 $G$ /GPa	弹性 模量 $E$ /GPa	推荐 硬度 范围 /HRC	推荐温度范围 /°C	性 能
碳素弹簧钢 丝 GB 4357	25 ~ 80 40Mn ~ 70Mn	B 级: 0.08 ~ 13.0 C 级: 0.08 ~ 13.0 D 级: 0.08 ~ 6.0	79	206	—	- 40 ~ 130	强度高, 性能好, B 级用于 低应力弹簧, C 级用于中等应 力弹簧, D 级用于高应力弹簧
		G <sub>1</sub> 组: 0.08 ~ 6.0 G <sub>2</sub> 组: 0.08 ~ 6.0 F 组: 2.0 ~ 5.0					强度高, 韧性好, 用于重要 的小弹簧, G <sub>2</sub> 组较 G <sub>1</sub> 组强度 高, F 组主要用于阀门弹簧

续表

材料名称	牌 号	直径规格/mm	切变 模量 $G$ /GPa	弹性 模量 $E$ /GPa	推荐 硬度 范围 /HRC	推荐温度范围 /°C	性 能	
阀门用油淬火 回火碳素弹簧 钢丝, YB/T 5102 GB 4359	65Mn 70	2.0~6.0	79	206	—	-40~150	强度高, 性能好, 用于内燃 机阀门弹簧或类似用途弹簧	
油淬火回火碳 素弹簧钢丝, YB/T 5103 GB 4360	55, 60, 60Mn, 65, 65Mn, 70, 70Mn, 75, 80	A类, B类 2.0~12.0				强度高, 性能好, 适用于普 通机械用弹簧, B类较A类强 度高		
油淬火回火硅 锰弹簧钢丝, YB/T 5104	60Si2MnA	A类, B类, C类 2.0~14.0				强度高, 弹性好, 易脱碳, 用于较高载荷的弹簧。A类用 于一般用途和汽车悬挂弹簧, C 类用于汽车悬挂弹簧		
阀门用油淬火 回火铬硅弹簧钢 丝, YB/T 5105	55CrSi	1.6~8.0				-40~250	有较高的疲劳强度, 用于较 高工作温度的高应力内燃机阀 门弹簧或其他类似弹簧	
阀门用油淬火 回火铬钒弹簧钢 丝, YB/T 5108	50CrVA	1.0~10.0				-40~210		
硅锰弹簧钢丝, GB 5218	60Si2MnA 65Si2MnWA 70Si2MnA	1.0~2.0				-40~200	强度高, 弹性较好, 易脱碳, 用于普通机械的较大弹簧	
铬钒弹簧钢丝, GB 5219	50CrVA	0.8~12.0				45~50	-40~210	高温时强度性能稳定, 用于 较高工作温度下的弹簧, 如内 燃机阀门弹簧等
阀门用铬钒弹 簧钢丝, YB/T 5136	50CrVA	0.5~12.0					-40~250	高温时性能稳定, 用于较高 工作温度下的高应力弹簧
铬硅弹簧钢丝, GB 5221	55CrSiA	2.8~6.0						
弹簧用不锈 钢丝, YB (T) 11	A组 1Cr18Ni9 0Cr19Ni10 0Cr17Ni12Mo2 B组 1Cr18Ni9 0Cr18Ni10 C组 0Cr17Ni8Al	A组、B组、C组 0.8~12.0				71	193	—
硅青铜线, GB 3121	QSn3-1		41			-40~120	有较高的耐腐蚀和防磁性能, 用于机械或仪表等用弹性元件	

续表

材料名称	牌 号	直径规格/mm	切变模量 G/GPa	弹性模量 E/GPa	推荐硬度范围 /HRC	推荐温度范围 /℃	性 能	
锡青铜线 GB 3124	QSn4-3 QSn6.5-0.1 QSn6.5-0.4 QSn7-0.2	0.1~6.0	40	93.2	HB 90~100	-250~120	有较高的耐磨损、耐腐蚀和防磁性能,用于机械或仪表等用弹性元件	
铍青铜线 GB 3134	QBe2	0.03~6.0	44	129.5	37~40	-200~120	耐磨损、耐腐蚀、防磁和导电性能均较好,用于机械或仪表等用精密弹性元件	
热轧弹簧钢 GB 1222	65Mn	5~80	78	196	45~50	-40~120	弹性好,用于普通机械用弹簧	
	55Si2Mn 55Si2Mn8 60Si2Mn 60Si2MnA					-40~200	较高的疲劳强度,弹性好,广泛用于各种机械、交通工具等用弹簧	
	50CrMnA 60CrMnA					47~52	-40~250	强度高,抗高温,用于承受较重载荷的较大弹簧
	50CrVA					45~50	-40~210	疲劳性能好,抗高温,用于较高工作温度下的较大弹簧

表 7-2-3

弹簧钢丝的抗拉极限强度  $\sigma_b$  (GB/T 1239.6—92)

/MPa

钢丝直径/mm	碳素弹簧钢丝 (GB 4537—1989)			琴钢丝 (YB/T 5101—1993)			弹簧用不锈钢丝 (YB (T) 11—1983)		
	B 级	C 级	D 级	G <sub>1</sub> 组	G <sub>2</sub> 组	F 组	A 组	B 组	C 组
0.08	2400	2740	2840	2893	3187		1618	2157	
0.09	2350	2690	2840	2844	3138		1618	2157	
0.10	2300	2650	2790	2795	3080		1618	2157	
0.12	2250	2600	2740	2746	3040		1618	2157	
0.14	2200	2550	2740	2697	2991		1618	2157	1961
0.16	2150	2550	2690	2648	2942		1618	2157	1961
0.18	2150	2450	2690	2599	2883		1618	2157	1961
0.20	2150	2400	2690	2599	2844		1618	2157	1961
0.22	2110	2350	2690	—	—		—	—	—
0.23	—	—	—	2550	2795		1569	2059	1961
0.25	2040	2300	2640	—	—		—	—	—
0.26	—	—	—	2501	2746		1569	2059	1912
0.28	2010	2300	2640	—	—		—	—	—
0.29	—	—	—	2452	2697		1569	2059	1912
0.30	2010	2300	2640	—	—		—	—	—
0.32	1960	2250	2600	2403	2648		1569	2059	1912
0.35	1960	2250	2600	2403	2648		1569	2059	1912
0.40	1910	2250	2600	2364	2599		1569	2059	1912
0.45	1860	2200	2550	2305	2550		1569	1961	1912
0.50	1860	2200	2550	2305	2550		1569	1961	1912
0.55	1810	2150	2500	2256	2501		1569	1961	1814
0.60	1760	2110	2450	2206	2452		1569	1961	1814
0.65	1760	2110	2450	2206	2452		1569	1961	1814
0.70	1710	2060	2450	2158	2403		1569	1961	1814
0.80	1710	2010	2400	2108	2354		1471	1863	1765
0.90	1710	2010	2350	2108	2305		1471	1863	1765

续表

钢丝直径/mm	碳素弹簧钢丝 (GB 4537—1989)			琴钢丝 (YB/T 5101—1993)			弹簧用不锈钢丝 (YB (T) 11—1983)		
	B级	C级	D级	G <sub>1</sub> 组	G <sub>2</sub> 组	F组	A组	B组	C组
1.0	1660	1960	2300	2059	2256		1471	1863	1765
1.2	1620	1910	2250	2010	2206		1373	1765	1667
1.4	1620	1860	2150	1961	2158		1373	1765	1667
1.6	1570	1810	2110	1912	2108		1324	1667	1569
1.8	1520	1760	2010	1883	2053		1324	1667	1569
2.0	1470	1710	1910	1814	2010	1716	1324	1667	1569
2.2	1420	1660	1810	—	—	—	—	—	—
2.3	—	—	—	1765	1961	1716	1275	1569	1471
2.5	1420	1660	1760	—	—	—	—	—	—
2.6	—	—	—	1765	1961	1667	1275	1569	1471
2.8	1370	1620	1710	—	—	—	—	—	—
2.9	—	—	—	1716	1912	1667	1177	1471	1373
3.0	1370	1570	1710	—	—	—	—	—	—
3.2	1320	1570	1660	1667	1863	1618	1177	1471	1373
3.5	1320	1570	1660	1667	1814	1618	1177	1471	1373
4.0	1320	1520	1620	1618	1765	1589	1177	1471	1373
4.5	1320	1520	1620	1569	1716	1520	1079	1373	1275
5.0	1320	1470	1570	1520	1667	1471	1079	1373	1275
5.5	1270	1470	1570	1471	1618	—	1079	1373	1275
6.0	1220	1420	1520	1422	1563	—	1079	1373	1275
6.5	1220	1420	—	—	—	—	981	1275	—
7.0	1170	1370	—	—	—	—	981	1275	—
8.0	1170	1370	—	—	—	—	981	1275	—
9.0	1130	1320	—	—	—	—	—	1128	—
10.0	1130	1320	—	—	—	—	—	981	—
11.0	1080	1270	—	—	—	—	—	—	—
12.0	1080	1270	—	—	—	—	—	883	—
13.0	1030	1220	—	—	—	—	—	—	—

注：1. 表中  $\sigma_b$  均为下限值。

2. 碳素弹簧钢丝用 25~80、40Mn~70Mn 钢制造；琴钢丝用 60~80、60Mn~70Mn 钢制造；弹簧用不锈钢丝用 1Cr18Ni9、0Cr19Ni10、0Cr17Ni12Mo2、0Cr17Ni18Al 钢制造。

表 7-2-4 弹簧钢丝的抗拉极限强度  $\sigma_b$  (GB/T 1239.6—92)

/MPa

钢丝直径 /mm	阀门用油淬火回 火碳素弹簧钢丝 (YB/T 5101—1993 GB 4359)	油淬火回火碳素 弹簧钢丝 (YB/T 5103—1993 GB 4360)		油淬火回火硅 锰合金弹簧钢丝 (YB/T 5104—1993 GB 4361)			阀门用油淬火回 火铬硅合金 弹簧钢丝 (YB/T 5105—1993 GB 4362)	阀门用油淬火回 火铬钒合金弹簧 钢丝 (YB/T 5108—1993 GB 2271)
		A类	B类	A类	B类	C类		
1.0								1667
1.2								1667
1.4								1667
1.6							1961	1667
1.8							1961	1667
2.0	1422	1618	1716	1569	1667	1765	1912	1618
2.2	1422	1569	1667	1569	1667	1765	1912	1618
2.5	1422	1569	1667	1569	1667	1765	1912	1618
3.0	1422	1520	1618	1569	1667	1765	1912	1618
3.2	1422	1471	1569	1520	1618	1716	1863	1569
3.5	1422	1471	1569	1520	1618	1716	1863	1569

续表

钢丝直径 /mm	阀门用油淬火回火碳素弹簧钢丝 (YB/T 5101—1993 GB 4359)	油淬火回火碳素弹簧钢丝 (YB/T 5103—1993 GB 4360)		油淬火回火硅锰合金弹簧钢丝 (YB/T 5104—1993 GB 4361)			阀门用油淬火回火铬硅合金弹簧钢丝 (YB/T 5105—1993 GB 4362)	阀门用油淬火回火铬钒合金弹簧钢丝 (YB/T 5108—1993 GB 2271)
		A类	B类	A类	B类	C类		
4.0	1422	1422	1520	1471	1569	1667	1814	1520
4.5	1373	1373	1471	1471	1569	1667	1814	1520
5.0	1324	1324	1422	1471	1569	1667	1765	1471
5.5		1275	1373	1471	1569	1667	1765	1471
6.0		1275	1373	1471	1569	1667	1716	1471
6.5		1275	1373	1471	1569	1667	1716	1422
7.0		1226	1324	1422	1520	1618	1667	1422
7.5				1422	1520	1618		
8.0		1226	1324	1422	1520	1618	1667	1373
8.5				1422	1520	1618		
9.0		1226	1324	1422	1520	1618		1373
9.5				1373	1471	1569		
10.0		1177	1275	1373	1471	1569		1373
10.5				1373	1471	1569		
11.0		1177	1275	1373	1471	1569		
11.5				1373	1471	1569		
12.0		1177	1275	1373	1471	1569		
13.0				1373	1471	1569		
14.0				1373	1471	1569		

注：1. 表中  $\sigma_b$  均为下限值。

2. 阀门用油淬火回火碳素弹簧钢丝用 70, 65Mn 钢制造；油淬火回火碳素弹簧钢丝的 A 类用 65~70, 60Mn~70Mn 钢制造，B 类用 65~80, 65Mn~70Mn 钢制造；油淬火回火硅锰合金弹簧钢丝用 60Si2MnA 钢制造；阀门用油淬火回火铬硅合金弹簧钢丝用 50CrSi 钢制造，阀门用油淬火回火铬钒合金弹簧钢丝用 50CrVA 钢制造。

表 7-2-5 青铜线的抗拉极限强度  $\sigma_b$  /MPa

材 料	硅青铜线 (GB 3123—1982)			锡青铜线 (GB 3124—1982)			铍青铜线 (GB 3134—1982)		
	0.1~2	>2~4.2	>4.2~6	0.1~2.5	>2.5~4	>4~5	状态	硬化调质前/ HB	硬化调质后/ HB
线材直径/mm							软	343~568	>1029
抗拉强度 $\sigma_b$	784	833	833	784	833	833	1/2 硬	579~784	>1176
							硬	>598	>1274

注：表中  $\sigma_b$  为下限值。

圆柱螺旋弹簧按所受载荷的情况分为三类：

- I 类—受循环载荷作用次数在  $1 \times 10^6$  次以上的弹簧；
- II 类—受循环载荷作用次数在  $(1 \times 10^3) \sim (1 \times 10^6)$  次范围内及受冲击载荷的弹簧；
- III 类—受静载荷及受循环载荷作用次数在  $1 \times 10^3$  次以下的弹簧。

表 7-2-6 弹簧的许用应力 (GB/T 1239.6—1992) /MPa

钢丝类型或材料	油淬火回火钢丝	碳素钢丝 琴钢丝	不锈钢丝	青铜线	65Mn	55Si2Mn 55Si2MnB 60Si2Mn 60Si2MnA 50CrVA	55CrMnA 60CrMnA
	压缩弹簧许用切应力 $\tau_p$	III 类 $0.55\sigma_b$ II 类 $(0.4 \sim 0.47)\sigma_b$ I 类 $(0.35 \sim 0.40)\sigma_b$	$0.5\sigma_b$ $(0.38 \sim 0.45)\sigma_b$	$0.45\sigma_b$ $(0.34 \sim 0.38)\sigma_b$	$0.4\sigma_b$ $(0.3 \sim 0.35)\sigma_b$	570 455 340	740 590 445

续表

钢丝类型或材料		油淬火 回火钢丝	碳素钢丝 琴钢丝	不锈钢丝	青铜线	65Mn	55Si2Mn 55Si2MnB 60Si2Mn 60Si2MnA 50CrVA	55CrMnA 60CrMnA
拉伸弹簧许用 切应力 $\tau_p$	Ⅲ类	$0.44\sigma_b$	$0.40\sigma_b$	$0.36\sigma_b$	$0.32\sigma_b$	380	495	475
	Ⅱ类	$(0.32 \sim 0.38)\sigma_b$	$(0.30 \sim 0.36)\sigma_b$	$(0.27 \sim 0.30)\sigma_b$	$(0.24 \sim 0.28)\sigma_b$	325	420	405
	Ⅰ类	$(0.28 \sim 0.32)\sigma_b$	$(0.24 \sim 0.30)\sigma_b$	$(0.22 \sim 0.27)\sigma_b$	$(0.20 \sim 0.24)\sigma_b$	285	370	360
扭转弹簧许用 弯曲应力 $\sigma_{bp}$	Ⅲ类	$0.8\sigma_b$	$0.8\sigma_b$	$0.75\sigma_b$	$0.75\sigma_b$	710	925	890
	Ⅱ类	$(0.6 \sim 0.68)\sigma_b$	$(0.6 \sim 0.68)\sigma_b$	$(0.55 \sim 0.65)\sigma_b$	$(0.55 \sim 0.65)\sigma_b$	570	740	710
	Ⅰ类	$(0.50 \sim 0.60)\sigma_b$	$(0.50 \sim 0.60)\sigma_b$	$(0.45 \sim 0.55)\sigma_b$	$(0.45 \sim 0.55)\sigma_b$	455	590	570

在选取材料和确定许用应力时应注意以下几点：

- ① 对重要的弹簧，其损坏对整个机械有重大影响时，许用应力应适当降低。
- ② 经强压处理的弹簧，能提高疲劳极限，对改善载荷下的松弛有明显效果，可适当提高许用应力。
- ③ 经喷丸处理的弹簧，也能提高疲劳强度或疲劳寿命，其许用应力可提高 20%。
- ④ 当工作温度超过 60℃ 时，应对切变模量  $G$  进行修正，其修正公式为

$$G_t = K_t G$$

式中  $G$ ——常温下的切变模量；

$G_t$ ——工作温度下的切变模量；

$K_t$ ——温度修正系数，其值从表 7-2-7 查取。

表 7-2-7

温度修正系数

材 料	工作温度/℃				材 料	工作温度/℃			
	≤60	150	200	250		≤60	150	200	250
	$K_t$					$K_t$			
50CrVA	1	0.96	0.95	0.94	1Cr17Ni7Al	1	0.95	0.94	0.92
60Si2Mn	1	0.99	0.98	0.98	QBe2	1	0.95	0.94	0.92
1Gr18Ni9Ti	1	0.98	0.94	0.9					

### 3 圆柱螺旋压缩弹簧

#### 3.1 圆柱螺旋压缩弹簧计算公式

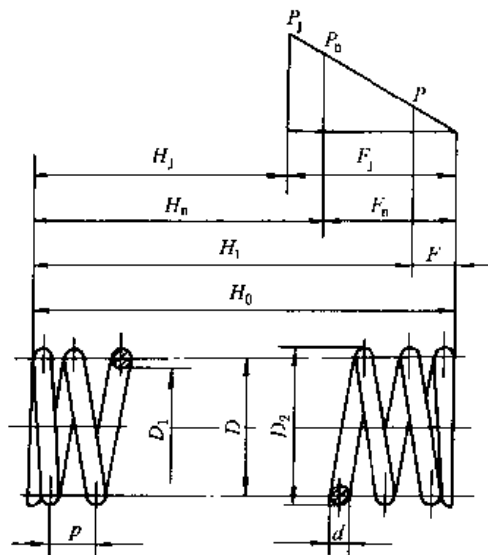


表 7-2-8

圆柱螺旋压缩弹簧计算公式

项 目	单 位	公 式 及 数 据
主要 计 算 公 式	材料直径 $d$	$d \geq 1.6 \sqrt{\frac{P_n K C}{\tau_p}}$ 式中 $\tau_p$ ——许用切应力, 根据 I、II、III 类载荷按表 7-2-6 选取 $K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$ 或按表 7-2-20 选取 $C = \frac{D}{d}$ , 一般初假定 $C = 5 \sim 8$
	有效圈数 $n$	$n = \frac{Gd^4 F_n}{8P_n D^3} = \frac{GDF_n}{8P_n C^4} = \frac{P_d'}{P'}$
	弹簧刚度 $P'$	$P' = \frac{Gd^4}{8D^3 n} = \frac{GD}{8C^4 n}$
几 何 尺 寸 计 算	弹簧中径 $D$	先按结构要求估计, 然后按表 7-2-9 取标准值
	弹簧内径 $D_1$	$D_1 = D - d$
	弹簧外径 $D_2$	$D_2 = D + d$
	支承圈数 $n_2$	按结构型式选取, 见表 7-2-14
	总圈数 $n_1$	按表 7-2-14 选取
	节距 $t$	两端圈并紧磨平 $t = \frac{H_0 - (1-2)d}{n}$
	间距 $\delta$	$\delta = t - d$
	自由高度 $H_0$	见表 7-2-14
	最小工作载荷时的高度 $H$	$H_1 = H_0 - F_1$ 式中 $F_1 = \frac{8nP_1 D^3}{Gd^4} = \frac{8nP_1 C^4}{GD}$ 或者 $F_1 = \frac{P_1}{P'}$
	最大工作载荷时的高度 $H_n$	$H_n = H_0 - F_n$ 式中 $F_n = \frac{8nP_n D^3}{Gd^4} = \frac{8nP_n C^4}{GD}$ 或者 $F_n = \frac{P_n}{P'}$
工作极限载荷下的高度 $H_j$	$H_j = H_0 - F_j$ 式中 $F_j = \frac{8nP_j D^3}{Gd^4} = \frac{8nP_j C^4}{GD}$ 或 $F_j = \frac{P_j}{P'}$	
压并高度 $H_b$	见表 7-2-14	
螺旋角 $\alpha$	$\alpha = \arctan \frac{t}{\pi D}$ 对压缩弹簧推荐 $\alpha = 5^\circ \sim 9^\circ$	
弹簧展开长度 $L$	$L = \frac{\pi D n_1}{\cos \alpha}$	



### 3.2 圆柱螺旋弹簧参数选择

优先采用的第一系列。

#### (1) 弹簧中径 $D$ 系列尺寸

表 7-2-9

弹簧中径  $D$  系列尺寸

/mm

0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1.2	1.4	1.6
(1.8)	2	(2.2)	2.5	(2.8)	3	(3.2)	3.5	3.8	4
(4.2)	4.5	(4.8)	5	(5.5)	6	(6.5)	7	7.5	8
(8.5)	9	(9.5)	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)
25	(28)	30	(32)	35	(38)	40	(42)	45	(48)
50	(52)	55	(58)	60	(65)	70	(75)	80	(85)
90	(95)	100	(105)	110	(115)	120	125	130	(135)
140	(145)	150	160	(170)	180	(190)	200	(210)	220
(230)	240	(250)	360	(270)	280	(290)	300	320	(340)
360	(380)	400	(450)						

注：表中括弧 ( ) 内数值系第二系列，其余为第一系列，应优先采用。

#### (2) 压缩弹簧有效圈数 $n$

表 7-2-10

压缩弹簧有效圈数  $n$ 

2	2.25	2.5	2.75	3	3.25	3.5	3.75	4	4.25	4.5	4.75
5	5.8	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5
11.5	12.5	13.5	14.5	15	16	18	20	22	25	28	30

#### (3) 拉伸弹簧有效圈数 $n$

表 7-2-11

拉伸弹簧有效圈数  $n$ 

2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
14	15	16	17	18	19	20	22	25	28	30	35
40	45	50	55	60	65	70	80	90	110		

#### (4) 压缩弹簧自由高度 $H_0$ 尺寸

表 7-2-12

自由高度  $H_0$ 

/mm

4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
14	15	16	17	18	19	20	22	24	26
28	30	32	35	38	40	42	45	48	50
52	55	58	60	65	70	75	80	85	90
95	100	105	110	115	120	130	140	150	160
170	180	190	200	220	240	260	280	300	320
340	360	380	400	420	450	480	500	520	550
580	600	620	650	680	700	720	750	780	800
850	900	950	1000						

#### (5) 圆柱螺旋弹簧极限应力与极限载荷

表 7-2-13

工作极限应力与工作极限载荷计算公式

工作载荷种类	压缩、拉伸弹簧		扭转弹簧
	工作极限切应力 $\tau_j$	工作极限载荷 $P_j$	工作极限弯曲应力 $\sigma_j$
I 类	$\leq 1.67 \tau_p$		
II 类	$\leq 1.25 \tau_p$	$\geq 1.25 P_n$	$0.625 \sigma_b$
III 类	$\leq 1.12 \tau_p$	$\geq P_n$	$0.8 \sigma_b$

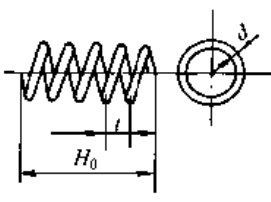
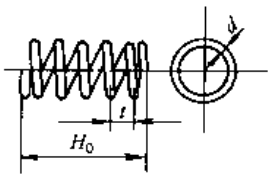
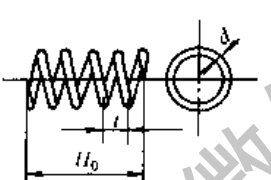
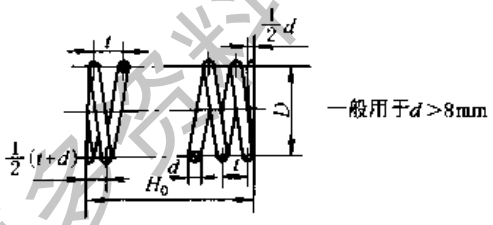
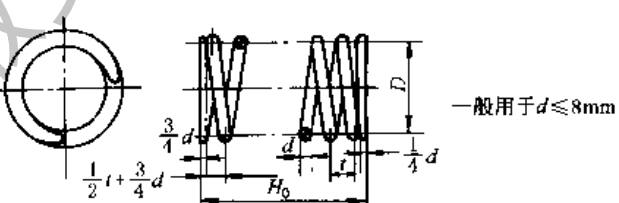
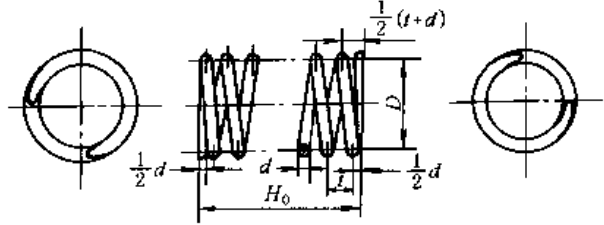
注： $P_n$ ——最大工作载荷；

$\tau_p$ ——弹簧材料的许用应力，见表 7-2-6；

$\sigma_b$ ——弹簧材料的抗拉强度，见表 7-2-4。

3.3 压缩弹簧端部型式与高度、总圈数等的公式

表 7-2-14 总圈数  $n_1$ 、自由高度  $H_0$ 、压并高度  $H_b$  计算公式

结构型式	总圈数 $n_1$	自由高度 $H_0$	压并高度 $H_b$
端部不并紧 不磨平 	$n$	$nt + d$	$(n + 1)d$
端部不并紧 磨平 1/4 圈 	$n + \frac{1}{2}$	$nt$	$(n + 1)d$
端部并紧不 磨平, 支承圈为 1 圈 	$n + 2$	$nt + 3d$	$(n + 3)d$
端部不并紧 磨平, 支承圈为 3/4 圈 	$n + 1.5$	$nt + d$	$(n + 1)d$
端部并紧磨 平, 支承圈为 1 圈 	$n + 2$	$nt + 1.5d$	$(n + 1.5)d$
端部并紧磨 平, 支承圈为 1 1/4 圈 	$n + 2.5$	$nt + 2d$	$(n + 2)d$

### 3.4 螺旋弹簧的稳定性、强度和共振的验算

#### (1) 压缩弹簧稳定性验算

高径比  $b$  较大的压缩弹簧，当轴向载荷达到一定值时就会产生侧向弯曲而失去稳定性，为了保证使用稳定，高径比  $b = H_0/D$  应满足下列要求：

两端固定  $b \leq 5.3$

一端固定另一端回转  $b \leq 3.7$

两端回转  $b \leq 2.6$

当高径  $b$  大于上述数值时，要按照下式进行验算

$$P_c = C_B P' H_0 > P_n$$

式中  $P_c$ ——弹簧的临界载荷，N；

$C_B$ ——不稳定系数，从图 7-2-1 中查取；

$P'$ ——弹簧刚度，N/mm；

$P_n$ ——最大工作载荷，N。

如不满足上式，应重新选取参数、改变  $b$  值、提高  $P_c$  值以保证弹簧的稳定性。如设计结构受限制、不能改变参数时，应设置导杆或导套。导杆（导套）与弹簧的间隙（直径差）按表 7-2-15 查取。

为了保证弹簧的特性，弹簧的高径比应大于 0.4。

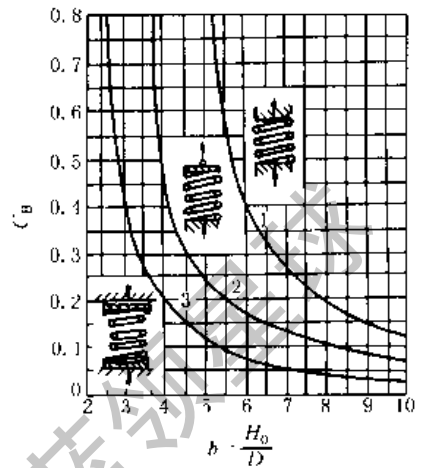


图 7-2-1 不稳定系数

表 7-2-15

导杆、导套与弹簧的间隙

/mm

弹簧中径 $D$	$\leq 5$	$> 5 \sim 10$	$> 10 \sim 18$	$> 18 \sim 30$	$> 30 \sim 50$	$> 50 \sim 80$	$> 80 \sim 120$	$> 120 \sim 150$
间隙	0.6	1	2	3	4	5	6	7

#### (2) 强度验算

对于受循环载荷的重要弹簧（I，II类）应进行疲劳强度验算；受循环载荷次数少或所受循环载荷的变化幅度小时，应进行静强度验算。当两者不易区别时，要同时进行两种强度的验算。

a. 疲劳强度，按下式计算

$$\text{安全系数 } S = \frac{\tau_0 + 0.75 \tau_{\min}}{\tau_{\max}} \geq S_p$$

式中  $\tau_0$ ——弹簧在脉动循环载荷下的剪切疲劳强度，对于高优质钢丝、不锈钢丝、铍青铜和硅青铜参照表 7-2-16 选取；

$\tau_{\max}$ ——最大工作载荷所产生的最大切应力， $\tau_{\max} = \frac{8KD}{\pi d^3} P_n$ ；

$\tau_{\min}$ ——最小工作载荷所产生的最小切应力， $\tau_{\min} = \frac{8KD}{\pi d^3} P_1$ ；

$S_p$ ——许用安全系数，当弹簧的设计计算和材料试验精确度高时，取  $S_p = 1.3 \sim 1.7$ ；

当精确度低时，取  $S_p = 1.8 \sim 2.2$ 。

表 7-2-16

高优质钢丝、不锈钢丝铍青铜和硅青铜循环载荷下的剪切强度  $\tau_0$

循环载荷作用次数 $N$	$10^4$	$10^5$	$10^6$	$10^7$
$\tau_0$	$0.45\sigma_b$ <sup>①</sup>	$0.35\sigma_b$	$0.33\sigma_b$	$0.3\sigma_b$

①对于硅青铜、不锈钢丝，此值取  $0.35\sigma_b$ 。

b. 静强度，按下式计算

$$\text{安全系数 } S = \frac{\tau_s}{\tau_{\max}} \geq S_p$$

式中  $\tau_s$ ——弹簧材料的屈服极限；

$S_p$ ——许用安全系数，与疲劳强度验算的选取相同。

#### (3) 共振验算

对高速运转中承受循环载荷的弹簧，需进行共振验算。其验算公式为

$$f = 3.56 \times 10^5 \frac{d}{nD^2} > 10f_i$$

- 式中  $f$ ——弹簧的自振频率，Hz；  
 $f_i$ ——强迫机械振动频率，Hz；  
 $d$ ——弹簧材料直径，mm；  
 $D$ ——弹簧中径，mm；  
 $n$ ——弹簧有效圈数。

对于减振弹簧，按下式进行验算

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{P'g}{W}} \leq 0.5f_i$$

- 式中  $g$ ——重力加速度， $g = 9800\text{mm/s}^2$ ；  
 $P'$ ——弹簧刚度，N/mm；  
 $W$ ——载荷，N。

### 3.5 圆柱螺旋压缩弹簧计算表

由于螺旋弹簧计算起来比较麻烦，为了能快速简便地确定弹簧的尺寸和参数，特编制了本计算表。设计者可根据弹簧的工作条件，直接从表中查出与设计相接近的弹簧。本表包括了弹簧材料直径  $\leq 13\text{mm}$  时，用碳素弹簧钢丝 C 级；材料直径  $> 13\text{mm}$  时，用 60Si2Mn 冷卷制成的 III 类载荷压缩弹簧的主要参数和尺寸。既适用于受变载荷  $10^5$  次以下，也适用于受变载荷在  $10^3 \sim 10^5$  次或冲击载荷的圆柱螺旋压缩弹簧。对于拉伸弹簧，其  $P_j$  和  $f_j$  值为表中值的 80%，材料直径  $\leq 13\text{mm}$ 。

当材料的抗拉强度  $\sigma_b$  不同于表 7-2-18 的  $\sigma'_b$  值时，要对表中的工作极限载荷  $P_j$  及工作极限载荷下的单圈变形  $f_j$  进行修正，其修正系数见表 7-2-19。

表中的工作极限载荷  $P_j$  和工作极限载荷下的单圈变形  $f_j$  以及单圈刚度  $P'_d$  等的公式见表 7-2-17。

如果已知最大工作载荷  $P_n$ ，用下式求出不同载荷类别的计算载荷  $P_j$

$$P_j = K_1 P_n$$

式中  $K_1$ ——载荷类别系数。

由于表 7-2-19 中给出的弹簧尺寸及参数尚未完全考虑 I 类载荷弹簧的性能，因此计算 I 类弹簧除查用本计算表外，尚需进行有关的验算。

表 7-2-17  $P_j, f_j, P'_d, \tau_p, \tau_j$  及  $G$  的计算公式

适用范围	工作极限载荷 $P_j/N$	工作极限载 荷下单圈变形 $f_j/mm$	单圈弹簧刚 度 $P'_d/N/mm$	许用切应力 $\tau_p$		工作极限应力 $\tau_j$		切变模量 $G/N \cdot mm^{-2}$
				压簧 /MPa	拉簧 /MPa	压簧 /MPa	拉簧 /MPa	
变载荷作用 次数 $< 10^3$	$\frac{\pi d^3 n_j}{8DK}$	$\frac{\pi D^2 \tau_j}{KGd}$ 或者 $\frac{P_j}{P'_d}$	$\frac{Gd^4}{8D^3}$	$0.5\sigma_b$	$0.4\sigma_b$	$\tau_j \leq 1.12\tau_p$ 取 $\tau_j = \tau_p$	$0.5\sigma_b$ $0.4\sigma_b$	79000

表 7-2-18 材料的抗拉强度  $\sigma_b$  不同于  $\sigma'_b$  时， $P_j$  和  $f_j$  的修正系数

材料直径 $d/mm$	0.5	0.6	0.7	0.8~0.9	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
$\sigma_b/MPa$	2200	2100	2060	2010	1960	1910	1860	1810	1760	1710
$P_j$ 的修正系数	$\frac{\sigma_b}{2200}$	$\frac{\sigma_b}{2100}$	$\frac{\sigma_b}{2060}$	$\frac{\sigma_b}{2010}$	$\frac{\sigma_b}{1960}$	$\frac{\sigma_b}{1910}$	$\frac{\sigma_b}{1860}$	$\frac{\sigma_b}{1810}$	$\frac{\sigma_b}{1760}$	$\frac{\sigma_b}{1710}$
$f_j$ 的修正系数	$\frac{36\sigma_b}{G}$	$\frac{38\sigma_b}{G}$	$\frac{39\sigma_b}{G}$	$\frac{40\sigma_b}{G}$	$\frac{41\sigma_b}{G}$	$\frac{42\sigma_b}{G}$	$\frac{43\sigma_b}{G}$	$\frac{44\sigma_b}{G}$	$\frac{45\sigma_b}{G}$	$\frac{47\sigma_b}{G}$

续表

材料直径 $d/\text{mm}$	2.5	3	3.5	4~4.5	5	6	8	10	12	14~45
$\sigma_b/\text{MPa}$	1660	1570	1570	1520	1470	1420	1370	1320	1270	1480
$P_1$ 的修正系数	$\frac{\sigma_b}{1660}$	$\frac{\sigma_b}{1570}$	$\frac{\sigma_b}{1570}$	$\frac{\sigma_b}{1520}$	$\frac{\sigma_b}{1470}$	$\frac{\sigma_b}{1420}$	$\frac{\sigma_b}{1370}$	$\frac{\sigma_b}{1320}$	$\frac{\sigma_b}{1270}$	$\frac{\sigma_b}{1480}$
$f_1$ 的修正系数	$\frac{48\sigma_b}{G}$	$\frac{51\sigma_b}{G}$	$\frac{51\sigma_b}{G}$	$\frac{53\sigma_b}{G}$	$\frac{54\sigma_b}{G}$	$\frac{56\sigma_b}{G}$	$\frac{58\sigma_b}{G}$	$\frac{61\sigma_b}{G}$	$\frac{63\sigma_b}{G}$	$\frac{54\sigma_b}{G}$

注：表中的  $\sigma_b$  及  $G$  分别为被采用材料的抗拉强度和切变模量。

表 7-2-19 圆柱螺旋压缩弹簧计算表

材料直径 $d/\text{mm}$	弹簧中径 $D/\text{mm}$	许用应力 $\tau_p/\text{MPa}$	工作极限载荷 $P/\text{N}$	工作极限载荷下的单圈变形量 $f_1/\text{mm}$	单圈刚度 $P_1/\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$	最大心轴直径 $D_{x\text{max}}/\text{mm}$	最小套筒直径 $D_{T\text{min}}/\text{mm}$	初拉力 $P_0$ (用于拉伸弹簧)/N
0.5	3	1100	14.36	0.627	22.9	1.9	4.1	1.64
	3.5		12.72	0.883	14.4	2.4	4.6	1.2
	4		11.39	1.181	9.64	2.9	5.1	0.92
	4.5		10.32	1.524	6.77	3.4	5.6	—
	5		9.43	1.912	4.93	3.9	6.1	0.589
	6		8.04	2.812	2.86	4.5	7.5	0.409
	7		7.00	3.888	1.80	5.5	8.5	—
0.6	3	1055	22.75	0.480	47.4	1.8	4.2	3.39
	3.5		20.28	0.680	29.8	2.3	4.7	2.49
	4		18.26	0.913	20.0	2.8	5.2	1.91
	4.5		16.62	1.183	14.0	3.3	5.7	—
	5		15.22	1.486	10.2	3.8	6.2	1.22
	6		13.03	2.197	5.93	4.4	7.6	0.843
	7		11.38	3.051	3.73	5.4	8.6	0.622
[0.7]	3.5	1030	30.23	0.547	55.3	2.2	4.8	—
	4		27.37	0.739	37.0	2.7	5.3	—
	4.5		24.98	0.960	26.0	3.2	5.8	—
	5		22.97	1.211	19.0	3.7	6.3	—
	6		19.74	1.799	11.0	4.3	7.7	—
	7		17.31	2.504	6.91	5.3	8.7	—
	8		15.40	3.325	4.63	6.3	9.7	—
0.8	4	1005	38.54	0.609	63.2	2.6	5.4	6.03
	4.5		35.30	0.796	44.4	3.1	5.9	—
	5		32.55	1.006	32.4	3.6	6.4	3.87
	6		28.14	1.502	18.7	4.2	7.8	2.68
	7		24.74	2.098	11.8	5.2	8.8	1.97
	8		22.06	2.792	7.90	6.2	9.8	1.51
	9		19.90	3.588	5.55	7.2	10.8	1.19
[0.9]	4	1005	53.05	0.524	101	2.5	5.5	—
	4.5		48.77	0.686	71.1	3	6	—
	5		45.13	0.871	51.8	3.5	6.5	—
	6		39.14	1.305	30.0	4.1	7.9	—
	7		34.54	1.829	18.9	5.1	8.9	—
	8		30.89	2.442	12.7	6.1	9.9	—
	9		27.92	3.141	8.89	7.1	10.9	—
1.0	4.5	980	63.30	0.584	108	2.9	6.1	—
	5		58.73	0.743	79.0	3.4	6.6	9.42
	6		51.19	1.120	45.7	4	8	6.54
	7		45.33	1.575	28.8	5	9	4.81
	8		40.63	2.106	19.3	6	10	3.68
	9		36.80	2.717	13.5	7	11	2.91
10	33.62	3.403	9.88	8	12	2.36		

续表

材料直径 $d/\text{mm}$	弹簧中径 $D/\text{mm}$	许用应力 $\tau_p/\text{MPa}$	工作极限载荷 $P_f/\text{N}$	工作极限载荷下的单圈变形量 $f_f/\text{mm}$	单圈刚度 $P_f'/\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$	最大心轴直径 $D_{X\text{max}}/\text{mm}$	最小套筒直径 $D_{T\text{min}}/\text{mm}$	初拉力 $P_0$ (用于拉伸弹簧)/N	
1.0	12	980	28.66	5.019	5.71	9	15	1.64	
	14		24.95	6.931	3.60	11	17		
1.2	6	955	82.38	0.869	94.8	3.8	8.2	13.57	
	7		73.42	1.230	59.7	4.8	9.2	9.97	
	8		66.13	1.653	40.0	5.8	10.2	7.63	
	9		60.16	2.141	28.1	6.8	11.2	6.03	
	10		55.10	2.691	20.5	7.8	12.2	4.89	
	12		47.16	3.980	11.9	8.8	15.2	3.39	
	14		41.22	5.524	7.46	10.8	17.2	2.49	
[1.4]	16	930	36.59	7.319	5.00	12.8	19.2	—	
	7		109.23	0.987	111	4.6	9.4	—	
	8		98.90	1.335	74.1	5.6	10.4		
	9		90.19	1.734	52.0	6.6	11.4		
	10		82.94	2.187	37.9	7.6	12.4		
	12		71.32	2.634	22.0	8.6	15.4		
	14		62.52	4.522	13.8	10.6	17.4		
	16		55.62	6.006	9.26	12.6	19.4		
1.6	18	905	50.11	7.704	6.50	14.6	21.4		—
	20		45.55	9.609	4.74	15.6	24.4		
	8		138.82	1.098	126	5.4	10.6	24.1	
	9		127.12	1.432	88.8	6.4	11.6	19.1	
	10		117.32	1.812	64.7	7.4	12.6	15.4	
	12		101.33	2.706	37.5	8.4	15.6	10.7	
	14		89.12	3.778	23.6	10.4	17.6	7.87	
	16		79.46	5.029	15.8	12.4	19.6	6.03	
[1.8]	18	680	71.69	6.461	11.1	14.4	21.6	4.77	
	20		65.33	8.076	8.09	15.4	23.6	—	
	22		59.94	9.864	6.08	17.4	26.6	—	
	9		170.78	1.201	142	6.2	11.8	—	
	10		157.80	1.522	104	7.2	12.8		
	12		137.06	2.286	60.0	8.2	15.8		
	14		120.92	3.203	37.8	10.2	17.8		
	16		108.34	4.279	25.3	12.2	19.8		
18	97.82	5.501	17.8	14.2	21.8				
20	89.20	6.882	13.0	15.2	24.8				
22	82.01	8.424	9.74	17.2	26.8				
2.0	25	855	73.16	11.03	6.63	20.2	29.8	—	
	10		204.88	1.297	158	7	13		37.7
	12		178.61	1.954	91.4	8	16		26.2
	14		158.20	1.923	57.6	10	18		19.2
	16		141.80	3.676	38.6	12	20		14.7
	18		128.40	4.740	27.1	14	22		11.6
	20		117.29	5.939	19.8	15	25		9.42
	22		107.96	7.275	14.9	17	27		7.79
2.5	25	830	96.41	9.542	10.1	20	30	—	
	28		87.05	12.10	7.20	23	33	—	
	12		320.30	1.435	223	7.5	16.5	63.9	
	14		285.78	2.033	141	9.5	18.5	47	
2.5	16	830	257.73	2.733	94.2	11.5	20.5	36	
	18		234.58	3.547	66.1	13.5	22.5	28.4	

续表

材料直径 $d/\text{mm}$	弹簧中径 $D/\text{mm}$	许用应力 $\tau_p/\text{MPa}$	工作极限载荷 $P_f/\text{N}$	工作极限载荷下的单圈变形量 $f_f/\text{mm}$	单圈刚度 $P_f'/\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$	最大心轴直径 $D_{x_{\text{max}}}/\text{mm}$	最小套筒直径 $D_{r_{\text{min}}}/\text{mm}$	初拉力 $P_0$ (用于拉伸弹簧)/N
2.5	20	830	215.03	4.460	48.2	14.5	25.5	23
	22		198.54	5.480	36.2	16.5	27.5	19
	25		177.90	7.206	24.7	19.5	30.5	14.7
	28		161.26	9.175	17.6	22.5	33.5	—
	30		151.74	10.62	14.3	24.5	35.5	—
	32		143.16	12.16	11.8	25.5	38.5	—
3.0	14	785	444.99	1.257	291	9	19	97.4
	16		403.88	2.068	195	11	21	74.6
	18		369.03	2.690	137	13	23	58.9
	20		339.76	3.398	100	14	26	47.7
	22		314.73	4.190	75.1	16	28	39.4
	25		283.08	5.531	51.2	19	31	30.5
	28		264.50	7.258	36.4	22	34	24.3
	30		242.27	8.179	29.6	24	36	—
	32		229.16	9.392	24.4	25	39	—
	35		211.75	11.35	18.7	28	42	—
3.5	16	785	614.66	1.699	362	10.5	21.5	—
	18		564.41	2.221	254	12.5	23.5	109
	20		521.63	2.816	185	13.5	26.5	88.5
	22		484.52	3.481	139	15.5	28.5	73.1
	25		437.67	4.614	94.8	18.5	31.5	56.6
	28		398.65	5.906	67.5	21.5	34.5	45.1
	30		376.26	6.855	54.9	23.5	36.5	—
	32		356.30	7.880	45.2	24.5	39.5	34.5
	35		329.78	9.546	34.6	27.5	42.5	28.9
	38		306.97	11.37	27.0	30.5	45.5	—
4	20	760	728.45	2.305	316	13	27	151
	22		679.34	2.861	237	15	29	125
	25		615.63	3.804	162	18	32	96.5
	28		562.40	4.884	115	21	35	76.9
	30		531.91	5.680	93.6	23	37	—
	32		504.14	6.535	77.1	24	40	58.9
	35		467.6	7.931	59.0	27	43	49.2
	38		435.9	9.462	46.1	30	46	—
	40		417.0	10.56	39.5	32	48	37.7
	45		376.3	13.56	27.7	37	53	29.8
4.5	22	760	937.0	2.464	380	14.5	29.5	200
	25		853.3	3.293	259	17.5	32.5	155
	28		782.04	4.234	184	20.5	35.5	123
	30		740	4.935	150	22.5	37.5	—
	32		702.9	5.688	124	23.5	40.5	94.5
	35		652.9	6.913	94.4	26.5	43.5	78.9
	38		609.6	8.261	73.8	29.5	46.5	—
	40		584.1	9.235	63.3	41.5	48.5	60.4
	45		527.8	11.88	44.4	44.4	53.5	47.7

续表

材料直径 $d/mm$	弹簧中径 $D/mm$	许用应力 $\tau_p/MPa$	工作极限载荷 $P_f/N$	工作极限载荷下的单圈变形量 $f_s/mm$	单圈刚度 $P_f/N \cdot mm^{-1}$	最大心轴直径 $D_{Xmax}/mm$	最小套筒直径 $D_{Tmin}/mm$	初拉力 $P_0$ (用于拉伸弹簧)/N
4.5	50	760	481.3	14.86	32.4	41.5	58.5	38.6
	55		442.7	18.19	24.3	45.5	64.5	31.9
5	25	735	1100.6	2.787	395	17	33	236
	28		1012.5	3.60	281	20	36	188
	30		960	4.199	229	22	38	164
	32		912.6	4.847	188	23	41	144
	35		850	5.903	144	26	44	120
	38		794.6	7.046	112	29	47	—
	40		761.8	7.900	96.4	31	49	92
	45		690	10.19	67.7	36	54	72.7
	50		630.2	12.76	49.4	41	59	58.9
	55		580	15.63	37.1	45	65	48.7
6	60	710	537.3	18.80	28.6	50	70	40.9
	30		1530.9	3.230	471	21	39	339
	32		1461.1	3.741	391	22	42	298
	35		1364.8	4.572	298	25	45	249
	38		1280.3	5.489	233	28	48	—
	40		1209.6	6.047	200	30	50	191
	45		1117.8	7.901	140	35	55	151
	50		1023.8	10.00	102	40	60	122
	55		944.78	12.28	76.9	44	66	101
	60		876.9	14.79	59.3	49	71	84.8
8	65	685	817.7	17.55	46.6	54	76	72.3
	70		766.1	20.53	37.3	59	81	62.3
	32		3065.5	2.484	1234	20	44	—
	35		2887	3.060	943	23	47	—
	38		2726.9	3.700	737	26	50	—
	40		2626.2	4.156	632	28	52	603
	45		2408.3	5.425	444	33	57	477
	50		2220	6.860	324	38	62	386
	55		2057.5	8.463	243	42	68	319
	60		1917.3	10.24	187	47	73	268
	65		1794.2	12.18	147	52	78	228
	70		1686.4	14.29	118	57	83	197
	75		1589.6	16.58	95.9	62	88	—
	80		1504	19.03	79.0	67	93	151
85	1422	21.60	65.9	71	99	—		
90	1356	24.36	55.5	76	104	—		
10	40	660	4615	2.991	1543	26	54	1470
	45		4264	3.934	1084	31	59	1163
	50		3954	5.005	790	36	64	942
	55		3687	6.212	593	40	70	779
	60		3448	7.541	457	45	75	654
	65		3239	9.01	360	50	80	557
	70		3053	10.60	288	55	85	481
	75		2887	12.33	234	60	90	419
	80		2736	14.19	193	65	95	368
85	2602	16.16	161	69	101	326		



续表

材料直径 $d/mm$	弹簧中径 $D/mm$	许用应力 $r_p/MPa$	工作极限载荷 $P_f/N$	工作极限载荷下的单圈变形量 $f/mm$	单圈刚度 $P_f^2/N \cdot mm^{-1}$	最大心轴直径 $D_{Xmax}/mm$	最小套筒直径 $D_{Tmin}/mm$	初拉力 $P_0$ (用于拉伸弹簧)/N
10	90	660	2479	18.30	135	74	106	291
	95		2366	20.55	115	79	111	261
	100		2264	22.93	98.8	84	116	236
12	50	635	6227	3.801	1638	34	66	1953
	55		5833	4.740	1231	38	72	1614
	60		5478	5.779	948	43	77	1356
	65		5147	6.930	746	48	82	1156
	70		4882	8.176	597	53	87	997
	75		4629	9.541	485	58	92	868
	80		4397	11.00	400	63	97	763
	85		4189	12.56	333	67	103	676
	90		4000	14.24	281	72	108	603
	95		3825	16.01	239	77	113	541
	100		3664	17.89	205	82	118	488
	110		3383	21.99	154	92	128	404
120	3136	26.46	119	119	138	339		
14	60	740	9693.7	5.590	1734	41	79	
	65		9162	6.718	1364	46	84	
	70		8689	7.96	1092	51	89	
	75		8261	9.31	888	56	94	
	80		7867	10.76	732	61	99	
	85		7511	12.31	610	65	105	
	90		7180	13.97	514	70	110	
	95		6880	15.75	437	75	115	
	100		6601	18.99	348	80	120	
	110		6102	21.68	281	90	130	
	120		5675	26.18	217	100	140	
130	5302	31.10	170	109	151			
16	65	740	13117	5.64	2327	44	86	
	70		12475	6.70	1863	49	91	
	75		11888	7.85	1515	54	96	
	80		11349	9.09	1248	59	101	
	85		10855	10.43	1040	63	107	
	90		10405	11.87	877	68	112	
	95		9983	13.39	745	73	117	
	100		9591	15.01	639	78	122	
	110		8481	18.52	480	88	132	
	120		8287	22.40	370	98	142	
	130		7753	26.66	291	107	153	
140	7285	31.29	233	117	163			
150	6870	36.28	189	127	173			
18	75	740	16327	6.75	2426	52	98	
	80		15623	7.82	1999	57	103	
	85		14968	8.98	1667	61	109	
	90		14364	10.23	1404	66	114	
	95		13808	11.56	1194	71	119	
	100		13292	12.99	1024	76	124	
110	12355	16.07	769	86	134			

续表

材料直径 $d/\text{mm}$	弹簧中径 $D/\text{mm}$	许用应力 $\tau_p/\text{MPa}$	工作极限载荷 $P_f/\text{N}$	工作极限载荷下的单圈变形量 $f_s/\text{mm}$	单圈刚度 $P_f/\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$	最大心轴直径 $D_{X_{\max}}/\text{mm}$	最小套筒直径 $D_{T_{\min}}/\text{mm}$	初拉力 $P_0$ (用于拉伸弹簧)/N
18	120	740	11529	19.46	592	96	144	
	130		10819	23.22	466	105	155	
	140		10172	27.27	373	115	165	
	150		9607	31.68	303	125	175	
	160		9100	36.42	250	134	186	
	170		8639	41.46	208	143	197	
20	80	740	20698	6.79	3047	55	105	
	85		19891	7.83	2540	59	111	
	90		19120	8.93	2140	64	116	
	95		18413	10.12	1820	69	121	
	100		17733	11.37	1560	74	126	
	110		16537	14.11	1172	84	136	
	120		15461	17.13	903	94	146	
	130		14527	20.46	710	103	157	
	140		13690	24.08	569	113	167	
	150		12949	28.01	462	123	177	
	160		12271	32.22	381	132	188	
	170		11658	36.72	318	141	199	
	180		11114	41.55	267	151	209	
190	10612	46.66	227	160	220			
25	100	740	32340	8.49	3809	69	131	
	110		30351	10.61	2861	79	141	
	120		28557	12.96	2204	89	151	
	130		26930	15.54	1734	98	162	
	140		25478	18.36	1388	108	172	
	150		24159	21.40	1128	118	182	
	160		22979	24.71	930	127	193	
	170		21893	28.24	775	136	204	
	180		20916	32.03	653	146	214	
	190		19998	36.01	555	155	225	
	200		19175	40.28	476	165	235	
220	17700	49.49	358	184	256			
30	120	740	46570	10.10	4570	84	156	
	130		44137	12.28	3595	93	167	
	140		41949	14.57	2878	103	177	
	150		39899	17.05	2340	113	187	
	160		38073	19.74	1928	122	198	
	170		36370	22.62	1607	131	209	
	180		34788	25.69	1354	141	219	
	190		33356	28.97	1151	150	230	
	200		32025	32.44	987	160	240	
	220		29670	40.00	742	179	261	
	240		27611	48.34	571	198	282	
260	25814	57.45	499	217	303			
35	140	740	63386	11.89	5332	98	182	
	150		60585	13.98	4335	108	192	
	160		57897	16.20	3572	117	203	
	170		55481	18.63	2978	126	214	

续表

材料直径 $d/\text{mm}$	弹簧中径 $D/\text{mm}$	许用应力 $\tau_p/\text{MPa}$	工作极限载荷 $P_f/\text{N}$	工作极限载荷下的单圈变形量 $f/\text{mm}$	单圈刚度 $P_d/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	最大心轴直径 $D_{X\text{max}}/\text{mm}$	最小套筒直径 $D_{T\text{min}}/\text{mm}$	初拉力 $P_0$ (用于拉伸弹簧)/N
35	180	740	53204	21.21	2509	136	224	
	190		51111	23.96	2133	145	235	
	200		49168	26.88	1829	155	245	
	220		45672	33.24	1374	174	266	
	240		42622	40.27	1058	193	287	
	260		39967	48.02	832	212	308	
	280		37583	56.39	667	231	329	
	300		35467	65.45	542	250	350	
40	160	740	82791	13.59	6093	112	208	
	170		79564	15.66	5080	121	219	
	180		76479	17.87	4280	131	229	
	190		73653	20.24	3639	140	240	
	200		70931	22.73	3120	150	250	
	220		66148	28.22	2344	169	271	
	240		61840	34.25	1806	188	292	
	260		58109	40.92	1420	207	313	
	280		54758	48.16	1137	226	334	
	300		51791	56.02	924	245	355	
	320		49088	64.44	762	264	376	
45	180	740	104782	15.41	6855	126	234	
	190		101141	17.35	5829	135	245	
	200		97642	19.54	4998	145	255	
	220		91325	24.32	3755	164	276	
	240		85665	29.62	2892	183	297	
	260		80640	35.45	2275	202	318	
	280		76147	41.81	1821	221	339	
	300		72056	48.66	1481	240	360	
	320		68447	56.10	1220	259	381	
	340		65120	64.02	1017	278	402	
50	200	740	129361	16.98	7617	140	260	
	220		121406	21.21	5723	159	281	
	240		112781	25.59	4408	178	302	
	260		107718	31.07	3467	197	323	
	280		101909	36.71	2776	216	344	
	300		96634	42.82	2257	235	365	
	320		91915	49.43	1860	254	386	
	340		87571	56.48	1550	273	407	

3.6 圆柱螺旋弹簧计算用系数  $C$ ,  $K$ ,  $K_1$ ,  $\frac{8}{\pi}KC^3$ 

表 7-2-20

(GB 1239—1976)

$C$	$K$	$K_1$	$\frac{8}{\pi}KC^3$	$C$	$K$	$K_1$	$\frac{8}{\pi}KC^3$
2.5	1.746		69.46	6.9	1.216		1017.1
2.6	1.705		76.31	7	1.213	1.13	1059.5
2.7	1.669		83.64	7.1	1.21		1102.6
2.8	1.636		91.44	7.2	1.206		1146.1
2.9	1.607		99.8	7.3	1.203		1191.6
3	1.58		108.63	7.4	1.2		1238
3.1	1.556		118.02	7.5	1.197	1.12	1285.9
3.2	1.533		127.9	7.6	1.195		1335.5
3.3	1.512		138.34	7.7	1.192		1385.7
3.4	1.493		149.42	7.8	1.189		1436.6
3.5	1.476		161.14	7.9	1.187		1490.2
3.6	1.459		173.34	8	1.184	1.11	1543.5
3.7	1.444		186.24	8.1	1.182		1599.4
3.8	1.43		199.78	8.2	1.179		1655
3.9	1.416		213.88	8.3	1.177		1713.5
4	1.404	1.25	228.81	8.4	1.175		1773.4
4.1	1.392		244.26	8.5	1.172	1.1	1832.5
4.2	1.381		260.49	8.6	1.17		1894.9
4.3	1.37		277.32	8.7	1.168		1958.1
4.4	1.36		295.01	8.8	1.166		2023.2
4.5	1.351	1.2	313.47	8.9	1.164		2089.5
4.6	1.342		332.63	9	1.162	1.09	2156.7
4.7	1.334		352.66	9.1	1.16		2225.7
4.8	1.325		373.09	9.2	1.158		2296.2
4.9	1.318		394.83	9.3	1.157		2369.3
5	1.311	1.19	417.3	9.4	1.155		2442.6
5.1	1.304		440.4	9.5	1.153		2517.3
5.2	1.297		464.34	9.6	1.151		2592.6
5.3	1.29		489.03	9.7	1.15		2672.3
5.4	1.284		514.84	9.8	1.147		2751.3
5.5	1.279	1.17	541.85	9.9	1.146		2830.9
5.6	1.273		569.27	10	1.145	1.08	2915.2
5.7	1.267		579.36	10.1	1.143		2998.6
5.8	1.262		627.01	10.2	1.142		3086
5.9	1.257		657.38	10.3	1.14		3171.5
6	1.253	1.15	689.13	10.4	1.139		3262.1
6.1	1.248		721.25	10.5	1.138		3354.3
6.2	1.243		754.26	10.6	1.136		3444.4
6.3	1.239		788.74	10.7	1.135		3539.9
6.4	1.235		824.39	10.8	1.133		3634
6.5	1.231	1.14	800.78	10.9	1.132		3732.8
6.6	1.227		898.14	11	1.131		3833.2
6.7	1.223		936.45	11.1	1.13		3934.4
6.8	1.22		976.75	11.2	1.128		4034.9

续表

C	K	$K_1$	$\frac{8}{\pi} KC^3$	C	K	$K_1$	$\frac{8}{\pi} KC^3$
11.3	1.127	1.07	4140.5	13.7	1.104	1.06	7228.6
11.4	1.126		4247.9	13.8	1.103		7379.6
11.5	1.125		4355.8	13.9	1.102		7534.8
11.6	1.124		4466.6	14	1.102		7698.6
11.7	1.123		4579.3	14.1	1.101		7858
11.8	1.122		4693.8	14.2	1.1		8019.5
11.9	1.121		4810.1	14.3	1.099		8183.1
12	1.12		4928.3	14.4	1.099		8360
12.1	1.118		5042.6	14.5	1.098		8523.9
12.2	1.117		5164.3	14.6	1.097		8691.6
12.3	1.116		5287.8	14.7	1.097		8871.4
12.4	1.115		5413.3	14.8	1.096		9045.9
12.5	1.114		5539.1	14.9	1.095		9222.6
12.6	1.114	5673.1	15	1.095	9406.5		
12.7	1.113	5804.3	15.1	1.094	9590.7		
12.8	1.112	5937.4	15.2	1.093	9774.1		
12.9	1.111	6072.5	15.3	1.093	9968.2		
13	1.11	6210.6	15.4	1.092	10153.3		
13.1	1.109	6348.6	15.5	1.091	10344.9		
13.2	1.108	6487.7	15.6	1.091	10546.4		
13.3	1.107	6630.7	15.7	1.09	10742		
13.4	1.106	6775.5	15.8	1.09	10949.4		
13.5	1.106	6928.4	15.9	1.089	11146.5		
13.6	1.105	7077.5	16	1.088	11345.9		

## 3.7 圆柱螺旋压缩弹簧计算示例

表 7-2-21

圆柱螺旋压缩弹簧计算示例之一

项 目		单位	公 式 及 数 据									
原始条件	最小工作载荷 $P_1$	N	$P_1 = 60$									
	最大工作载荷 $P_0$	N	$P_0 = 240$									
	工作行程 $h$	mm	$h = 36 \pm 1$									
	弹簧外径 $D_2$	mm	$D_2 \leq 45$									
	弹簧类别		$N = 10^3 - 10^6$ 次									
	端部结构 弹簧材料		端部并紧、磨平，支承圈为 1 圈 碳素弹簧钢丝 C 级									
参数计算	初算弹簧刚度 $P'$	N/mm	$P' = \frac{P_0 - P_1}{h} = \frac{240 - 60}{36} = 5$									
	工作极限载荷 $P_j$	N	因是 II 类载荷： $P_j \geq 1.25 P_0$ 故 $P_j = 1.25 \times 240 = 300$									
	弹簧材料直径 $d$ 及弹簧中径 $D$ 与有关参数		根据 $P_j$ 与 $D$ 条件从表 7-2-19 得： <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th><math>d</math></th> <th><math>D</math></th> <th><math>P_j</math></th> <th><math>f_j</math></th> <th><math>P'_d</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>3.5</td> <td>38</td> <td>306.97</td> <td>11.37</td> <td>27</td> </tr> </tbody> </table>	$d$	$D$	$P_j$	$f_j$	$P'_d$	3.5	38	306.97	11.37
$d$	$D$	$P_j$	$f_j$	$P'_d$								
3.5	38	306.97	11.37	27								

项 目	单 位	公 式 及 数 据
参 数 计 算	有效圈数 $n$	$n = \frac{P_d'}{P'} = \frac{27}{5} = 5.4$ 按照表 7-2-10 取标准值 $n = 5.5$
	总圈数 $n_1$	$n_1 = n + 2 = 5.5 + 2 = 7.5$
	弹簧刚度 $P'$	$P' = \frac{P_d'}{n} = \frac{27}{5.5} = 4.9$
	工作极限载荷下的变形量 $F_1$	$F_1 = n f_1 = 5.5 \times 11.37 \approx 63$
	节距 $t$	$t = \frac{F_1}{n} + d = \frac{63}{5.5} + 3.5 = 14.95$
	自由高度 $H_0$	$H_0 = nt + 1.5d = 5.5 \times 14.95 + 1.5 \times 3.5 = 87.47$ 取标准值 $H_0 = 90$
	弹簧外径 $D_2$	$D_2 = D + d = 38 + 3.5 = 41.5$
	弹簧内径 $D_1$	$D_1 = D - d = 38 - 3.5 = 34.5$
	螺旋角 $\alpha$	$\alpha = \arctan \frac{t}{\pi D} = \arctan \frac{14.95}{\pi \times 38} = 7.14$
展开长度 $L$	$L = \frac{\pi D n_1}{\cos \alpha} = \frac{\pi \times 38 \times 7.5}{\cos 7.14} = 902$	
验 算	最小载荷时的高度 $H_1$	$H_1 = H_0 - \frac{P_1}{P'} = 90 - \frac{60}{4.9} = 77.76$
	最大载荷时的高度 $H_2$	$H_2 = H_0 - \frac{P_2}{P'} = 90 - \frac{240}{4.9} = 41.02$
	极限载荷时的高度 $H_3$	$H_3 = H_0 - \frac{P_3}{P'} = 90 - \frac{306.97}{4.9} = 27.35$
	实际工作行程 $h$	$h = H_1 - H_2 = 77.76 - 41.02 = 36.74 \approx 36 \pm 1$
	工作区范围	$\frac{F_1}{F_3} = \frac{60}{306.97} \approx 0.2; \frac{F_2}{F_3} = \frac{240}{306.97} \approx 0.8$
	高径比 $b$	$b = \frac{H_0}{D} = \frac{90}{38} = 2.37 < 2.6$ $b < 2.6$ 不必进行稳定性验算
工 作 图		
	技术要求: 1. 总圈数 $n_1 = 7.5$ 2. 旋向为右旋 3. 展开长度 $L = 902\text{mm}$ 4. 硬度 HRC45 ~ 50	

表 7-2-22

圆柱螺旋压缩弹簧计算示例之二

项 目	单 位	公 式 及 数 据
原 始 条 件	最大工作载荷 $P_n$	N $P_n = 420$
	最小工作载荷 $P_1$	N $P_1 = 200$
	弹簧中径 $D$	mm $D = 32$
	工作行程 $h$	mm $h = 10$
参 数 计 算	弹簧类别—气门弹簧 凸轮轴转速 $n_{max}$ 材料 端部结构	r/min II类弹簧, $N = 10^3 \sim 10^6$ 次 1400 阀门用油淬火回火碳素弹簧钢丝 两端并紧且磨平, 支承圈数为1圈
	许用应力 $\tau_p$	MPa 根据表 7-2-4 $\sigma_b = 1422$ 故 $\tau_p = 0.4$ , $\sigma_b = 568.8$
	初定 $C$ 和 $K$	根据公式 $\frac{8}{\pi} KC^3 = \frac{\tau_p D^2}{P_n} = \frac{568.8 \times 32^2}{420} = 1386.7$ 查表 7-2-20 $C = 7.7$ $K = 1.192$
	材料直径 $d$	mm $d = \frac{D}{C} = \frac{32}{7.7} = 4.16$ 取 $d = 4.5$
确定旋绕比 $C$	$C = \frac{D}{d} = \frac{32}{4.5} = 7.1$	
确定曲度系数 $K$	$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$ 或查表 7-2-20 $K = 1.21$	
弹簧刚度 $P'$	N/mm $P' = \frac{P_n - P_1}{h} = \frac{420 - 200}{10} = 22$	
最小工作载荷下的变形量 $F_1$	mm $F_1 = \frac{P_1}{P'} = \frac{200}{22} = 9.1$	
最大工作载荷下的变形量 $F_n$	mm $F_n = \frac{P_n}{P'} = \frac{420}{22} = 19.1$	
压并时变形量 $F_b$	mm 根据弹簧的工作区应在全变形量的 20% ~ 80% 的规定, 取 $F_n = 0.65 F_b$ 故 $F_b = \frac{F_n}{0.65} = \frac{19.1}{0.65} = 29.4$	
压并载荷 $P_b$	N 根据上项的同样规定 $P_b = \frac{P_n}{0.65} = \frac{420}{0.65} = 646$	
有效圈数 $n$	圈 $n = \frac{Gd^4 F_n}{8 P_n D^3} = \frac{7900 \times 4.5^4 \times 19.1}{8 \times 420 \times 32^3} = 5.63$ 按标准取 $n = 6$	
总圈数 $n_1$	圈 根据表 7-2-14 $n_1 = n + 2 = 6 + 2 = 8$	
压并高度 $H_b$	mm 根据表 7-2-14 $H_b = (n + 1.5)d = (6 + 1.5)4.5 = 33.75$	
自由高度 $H_0$	mm $H_0 = H_b + F_b = 33.75 + 29.4 = 63.15$ 按标准取 $H_0 = 65$	

项 目	单 位	公 式 及 数 据
节距 $t$	mm	根据表 7-2-8 $t = \frac{H_0 - 1.5d}{n} = \frac{65 - 1.5 \times 4.5}{6} = 9.71$
螺旋角 $\alpha$	(°)	$\alpha = \arctan \frac{t}{\pi D} = \arctan \frac{9.71}{3.14 \times 32} = 5.52^\circ$
展开长度 $L$	mm	$L = \frac{\pi D n_1}{\cos \alpha} = \frac{3.14 \times 32 \times 8}{\cos 5.52^\circ} = 808$
脉动疲劳极限 $\tau_0$	MPa	根据表 7-2-16 $N = 10^7$ 时: $\tau_0 = 0.3\sigma_b = 0.3 \times 1422 = 420$
最小切应力 $\tau_{\min}$	MPa	$\tau_{\min} = \frac{8KDP_1}{\pi d^3} = \frac{8 \times 1.21 \times 32 \times 200}{3.14 \times 4.5^3} = 216$
最大切应力 $\tau_{\max}$	MPa	$\tau_{\max} = \frac{8KDP_n}{\pi d^3} = \frac{8 \times 1.21 \times 32 \times 420}{3.14 \times 4.5^3} = 454$
疲劳安全系数 $S$		$S = \frac{\tau_0 + 0.75\tau_{\max}}{\tau_{\max}} = \frac{420 + 0.75 \times 216}{454} = 1.28$ $S = S_p = 1.3 \sim 1.7$
弹簧自振频率 $f$	1/s	$f = 3.56 \times 10^5 \times \frac{d}{nD^2}$ $= 3.56 \times 10^5 \times \frac{4.5}{6 \times 32^2}$ $= 260.7$
强迫振动频率 $f_c$	1/s	$f_c = \frac{n_{\max}}{60} = \frac{1400}{60} = 23.3$
共振验算		$f > 10f_c$ , 即 $260.7 > 10 \times 23.3$

### 3.8 组合弹簧的设计计算

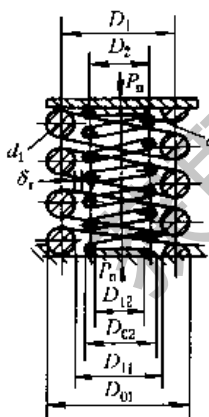


图 7-2-2  
组合弹簧

当设计承受载荷较大,且安装空间受限制的圆柱螺旋压缩弹簧时,可采用组合弹簧(图 7-2-2)。这种弹簧比普通弹簧轻,钢丝直径较小,制造也方便。

设计组合弹簧时,应注意下列事项:

1) 内、外弹簧的强度要接近相等,经推算有下列关系

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{D_1}{D_2} = \sqrt{\frac{P_{n1}}{P_{n2}}} \quad \text{及} \quad P_n = P_{n1} + P_{n2}$$

一般组合弹簧的  $P_{n1}$  (外弹簧最大工作载荷) 和  $P_{n2}$  (内弹簧最大工作载荷) 之比为 5:2。设计时,先按此比值分配外、内弹簧的载荷,然后按单个弹簧的设计步骤进行。

2) 内、外弹簧的变形量应接近相等,其中一个弹簧在最大工作载荷下的变形量  $F_n$  不应大于另一个弹簧的工作极限变形量  $F_1$ ,实际所产生的变形差可用垫片调整。

3) 为保证组合弹簧的同心关系,防止内、外弹簧产生歪斜,两个弹簧的旋向应相反,一个右旋,另一个左旋。

4) 组合弹簧的径向间隙  $\delta_r$  要满足下列关系

$$\delta_r = \frac{D_{11} - D_{22}}{2} \geq \frac{d_1 - d_2}{2}$$

5) 弹簧端部的支承面结构应能防止内、外弹簧在工作中的偏移。



## 3.9 组合弹簧的计算示例

表 7-2-23

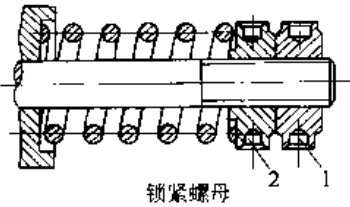
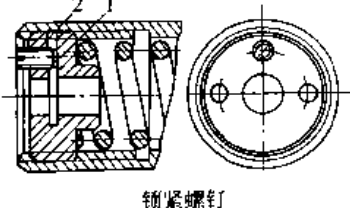
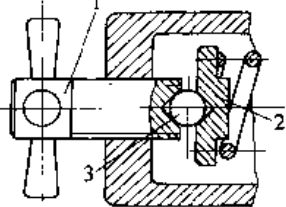
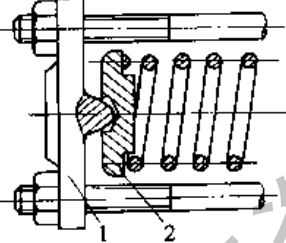
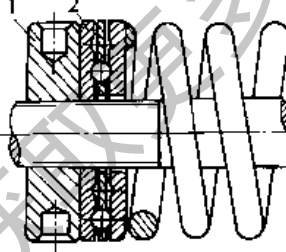
项 目	单 位	公 式 及 数 据																		
原始条件																				
最小工作载荷 $P_1$	N	$P_1 = 340$																		
最大工作载荷 $P_0$	N	$P_0 = 900$																		
工作行程 $h$	mm	$h = 10$																		
载荷性质		冲击载荷																		
弹簧类别		II 类																		
端部结构		两端圈并紧并磨平																		
弹簧材料		碳素弹簧钢丝 C 级																		
外内弹簧的最大工作载荷 $P_{01}, P_{02}$	N	$P_{01} = \frac{5}{7} P_0 = \frac{5}{7} \times 900 = 643$ $P_{02} = P_0 - P_{01} = 900 - 643 = 257$																		
外内弹簧的最小工作载荷 $P_{11}, P_{12}$	N	$P_{11} = \frac{5}{7} P_1 = \frac{5}{7} \times 340 = 243$ $P_{12} = P_1 - P_{11} = 340 - 243 = 97$																		
外内弹簧要求的刚度 $P'$	N/mm	$P'_1 = \frac{P_{01} - P_{11}}{h} = \frac{643 - 243}{10} = 40$ $P'_2 = \frac{P_{02} - P_{12}}{h} = \frac{257 - 97}{10} = 16$ $P' = P'_1 + P'_2 = 40 + 16 = 56$																		
参数计算																				
要求的工作极限载荷 $P_p$	N	$P_p = 1.25 P_{01} = 1.25 \times 643 = 803.75$ $P_p = 1.25 P_{02} = 1.25 \times 257 = 321.25$																		
初选材料直径 $d$ 及中径 $D$	mm	根据 $P_p$ 及 $P'_p$ 值, 从表 7-2-19 中选取, 其有关参数如下: <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>簧别</th> <th><math>d</math></th> <th><math>D</math></th> <th><math>P_p</math></th> <th><math>f_i</math></th> <th><math>P'_d</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>外簧</td> <td>5</td> <td>35</td> <td>850</td> <td>5.903</td> <td>144</td> </tr> <tr> <td>内簧</td> <td>3</td> <td>20</td> <td>339.76</td> <td>3.398</td> <td>100</td> </tr> </tbody> </table>	簧别	$d$	$D$	$P_p$	$f_i$	$P'_d$	外簧	5	35	850	5.903	144	内簧	3	20	339.76	3.398	100
簧别	$d$	$D$	$P_p$	$f_i$	$P'_d$															
外簧	5	35	850	5.903	144															
内簧	3	20	339.76	3.398	100															
外内弹簧径向间隙 $\delta_r$	mm	$\delta_r = \frac{D_1 - D_2}{2} \geq \frac{d_1 - d_2}{2}$ $\delta_r = \frac{(35 - 5) - (20 + 3)}{2} \geq \frac{5 - 3}{2}$ $= 3.5 > 1$																		
最大工作载荷下的变形量 $F_0$	mm	$F_0 = \frac{P_0 \times h}{P_0 - P_1} = \frac{900 \times 10}{900 - 340} = 16$ 又 $F_{01} = F_{02} = F_0 = 16$																		

项 目	单 位	公 式 及 数 据
选用弹簧的最大工作载荷 $P_n$	N	$P_{n1} \leq 0.8 \times P_j \leq 0.8 \times 850 \leq 680$ $P_{n2} \leq 0.8 \times P_j \leq 0.8 \times 339.76 \leq 272$
选用弹簧的最小工作载荷 $P_l$	N	$P_{l1} = \frac{P_{n1}(F_{n1} - h)}{F_{n1}} = \frac{680(16 - 10)}{16} = 255$ $P_{l2} = \frac{P_{n2}(F_{n2} - h)}{F_{n2}} = \frac{272(16 - 10)}{16} = 102$
验算工作载荷 $P$	N	最大工作载荷 ( $P_n = 900$ ) $P_{n1} + P_{n2} = 680 + 272 = 952 > 900$ 最小工作载荷 ( $P_l = 340$ ) $P_{l1} + P_{l2} = 255 + 102 = 357 > 340$
最大工作载荷下的单圈变形量 $f_n$	mm	$f_{n1} = 0.8f_j = 0.8 \times 5.903 = 4.72$ $f_{n2} = 0.8f_j = 0.8 \times 3.398 = 2.72$
有效圈数 $n$	圈	$n_{01} = \frac{F_{n1}}{f_{n1}} = \frac{16}{4.72} = 3.39 \quad \text{取 } n = 3.5$ $n_{02} = \frac{F_{n2}}{f_{n2}} = \frac{16}{2.72} = 5.88$ 取 $n = 6$
总圈数 $n_1$	圈	外 $n_1 = n_{01} + 2 = 3.5 + 2 = 5.5$ 内 $n_1 = n_{02} + 2 = 6 + 2 = 8$
最大工作载荷下的实际变形量 $F_n$	mm	$F_{n1} = n f_{n1} = 3.5 \times 4.72 = 16.52$ $F_{n2} = n f_{n2} = 6 \times 2.72 = 16.32$
最小工作载荷下的实际变形量 $F_l$	mm	$F_{l1} = F_{n1} \frac{P_{l1}}{P_{n1}} = 16.52 \times \frac{255}{680} = 6.19$ $F_{l2} = F_{n2} \frac{P_{l2}}{P_{n2}} = 16.32 \times \frac{102}{272} = 6.12$
极限工作载荷下的变形量 $F_j$	mm	$F_{j1} = n f_j = 3.5 \times 5.903 = 20.65$ $F_{j2} = n f_j = 6 \times 3.398 = 20.40$
节距 $t$	mm	$t_1 = d + f_j = 5 + 5.903 = 10.9$ $t_2 = d + f_j = 3 + 3.39 = 6.4$
自由高度 $H_0$	mm	$H_{01} = n t_1 + 1.5 d = 3.5 \times 10.9 + 1.5 \times 5 = 46$ $H_{02} = n t_2 + 1.5 d = 6 \times 6.4 + 1.5 \times 3 = 38$ 内簧须加垫, 厚度 = $46 - 38 = 8$ mm
弹簧实际刚度 $P'$	N/mm	$P'_1 = \frac{P'_d}{n_{01}} = \frac{144}{3.5} = 41$ $P'_2 = \frac{P'_d}{n_{02}} = \frac{100}{6} = 16$ $P'_1 + P'_2 = 41 + 16 = 57 \approx P'(56)$
旋绕比 $C$		$C_1 = \frac{D}{d} = \frac{35}{5} = 7$ $C_2 = \frac{D}{d} = \frac{20}{3} = 6.7$

## 3.10 圆柱螺旋压缩弹簧的压力调整结构

表 7-2-24

压缩力调整的典型结构

结构类型	使用说明
 <p style="text-align: center;">锁紧螺母</p>	<p>调整时，松动螺母 1，将螺母 2 也就是支承座旋到所要求位置，然后再锁紧螺母 1</p>
 <p style="text-align: center;">锁紧螺钉</p>	<p>调整时，将锁紧螺钉 2 旋松，然后调整支承座 1，旋到合适位置后，再将锁紧螺钉 2 拧紧</p>
 <p style="text-align: center;">回转支承座</p>	<p>在调整螺旋 1 和支承座 2 之间嵌入钢球 3，这样调整螺旋就可以随着弹簧作用力的改变而自由回转</p>
 <p style="text-align: center;">对心顶支承弹簧座</p>	<p>与回转支承座调整结构类似，弹簧座 2 可绕对心顶 1 回转，适用于大型弹簧</p>
 <p style="text-align: center;">滚动摩擦支承座</p>	<p>滚动支承 2 结构，可避免支承座 1 带动弹簧端圈扭转而使弹簧承受附加的转矩，适用于需要经常调整压缩力的大型弹簧</p>

## 3.11 圆柱螺旋压缩弹簧的应用实例

1) 图 7-2-3 为矿井单绳提升罐笼齿爪式防坠器。矿井罐笼上下升降正常工作时，弹簧 2 受到压缩，齿爪 10 总是张开的，当与主吊杆相连的钢绳或主吊杆本身破断时，被压缩的弹簧自动伸张，将能量释放驱动横担 6，带动齿爪 10 转动，使齿爪卡入罐道木 11，在罐笼载荷作用下，齿爪卡入罐道木的深度逐渐加深，直至罐笼被制动悬挂在罐道木上。这是利用弹簧被压缩时贮存的能量驱动机构的应用。

2) 图 7-2-4 是组合弹簧在汽车喷油泵的机械离心式全速调速器中的应用。内弹簧安装时略有预紧力，以适应低转速时调速的需要，故称怠速弹簧 8。中弹簧安装呈自由状态，在端头留有 2~3mm 的间隙，柴油机高速运转时，内弹簧和中弹簧一起作用，因此中弹簧称作高速弹簧 9。外弹簧在柴油机启动时，起着加浓油量的作用，

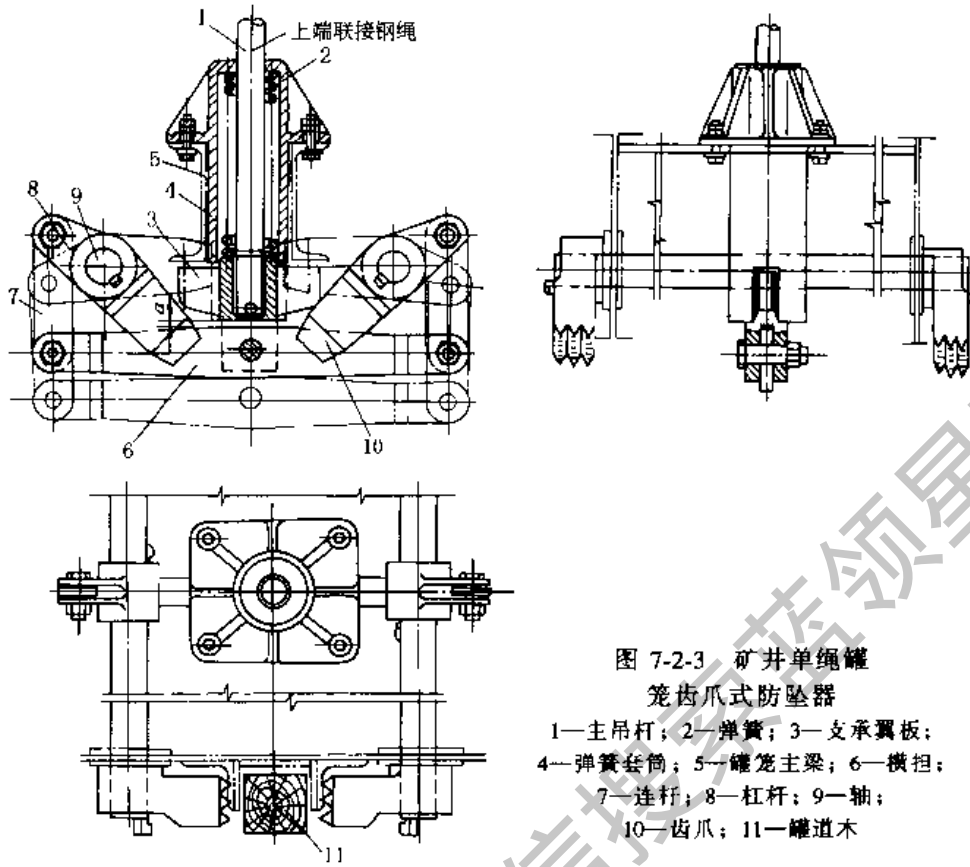


图 7-2-3 矿井单绳罐  
笼齿爪式防坠器

- 1—主吊杆；2—弹簧；3—支承翼板；
- 4—弹簧套筒；5—罐笼主梁；6—横担；
- 7—连杆；8—杠杆；9—轴；
- 10—齿爪；11—罐道木

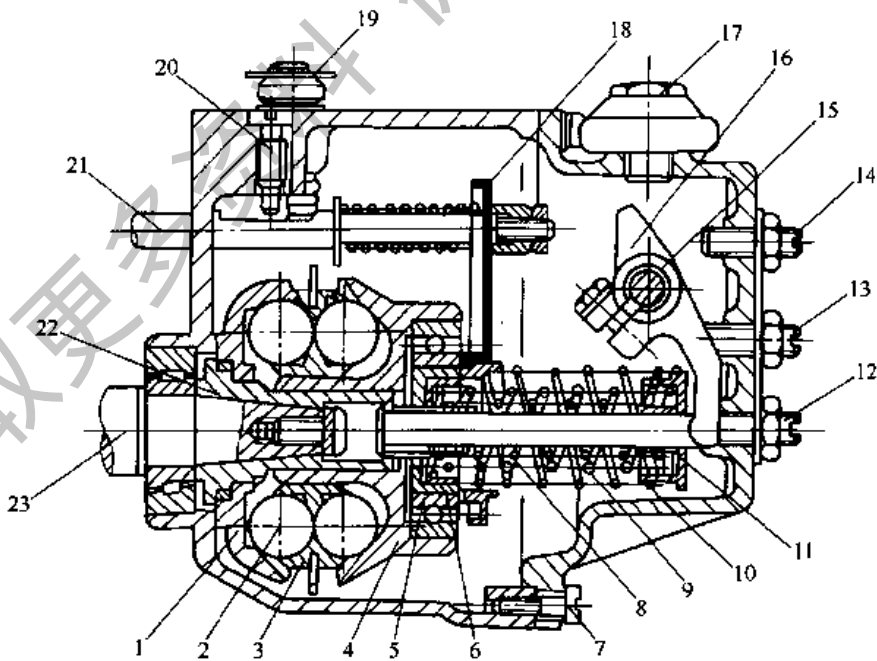


图 7-2-4 组合弹簧在机械离心式全速调速器中的应用

- 1—传动斜盘；2—飞球；3—球座；4—推力盘；5—轴承座；6—前弹簧座；7—放油螺钉；8—总速弹簧；
- 9—高速弹簧；10—起动弹簧；11—后弹簧座；12—调节杆；13、14—调节螺钉；15—轴；16—调速叉；
- 17—螺塞；18—传动板；19—手柄；20—限位螺钉；21—供油杆；22—传动轴套；23—油泵泵凸轮轴

有利于启动，故称作启动弹簧10。柴油机启动时，首先是启动弹簧起作用，使油量加浓，利于启动。低速运转时，外弹簧和内弹簧同时起作用。在高速运转时，三根弹簧同时起作用，由于中弹簧的弹簧力最大，高速运转时，主要是中弹簧起作用。

### 4 圆柱螺旋拉伸弹簧

拉伸弹簧的强度和变形计算与压缩弹簧的完全相同，只是变形和应力的方向相反。因此，压缩弹簧的基本计算公式同样可用于拉伸弹簧。

拉伸弹簧的初拉力取决于材料种类、材料直径、旋绕比和加工方法。采用卷制后不需淬火的弹簧钢丝制成的拉伸弹簧，均有一定的初拉力。如果不要初拉力，则各圈间应有间隙。卷成后经淬火的拉伸弹簧没有初拉力。

初拉力  $P_0$  可以从表 7-2-19 中查得，表值按下式计算

$$P_0 = \frac{\pi d^3}{8D} \tau_0$$

式中  $\tau_0$  为初应力， $\tau_0 = \frac{600}{C}$ ，也可由图 7-2-5 查取。

拉伸弹簧在拉伸时，钩环在 A、B 处（图 7-2-6）承受最大弯曲应力及初应力。对重要的拉伸弹簧，其应力可按下列式分别计算：

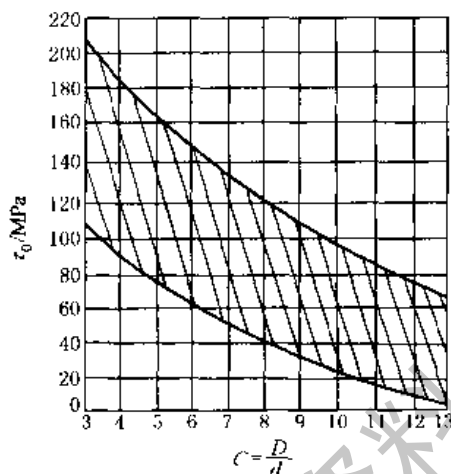


图 7-2-5 初应力图

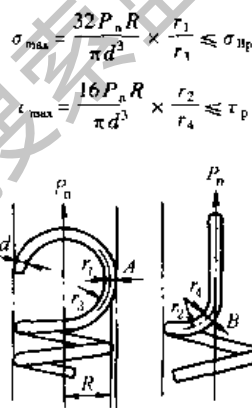


图 7-2-6 拉簧钩环受力图

#### 4.1 圆柱螺旋拉伸弹簧计算公式

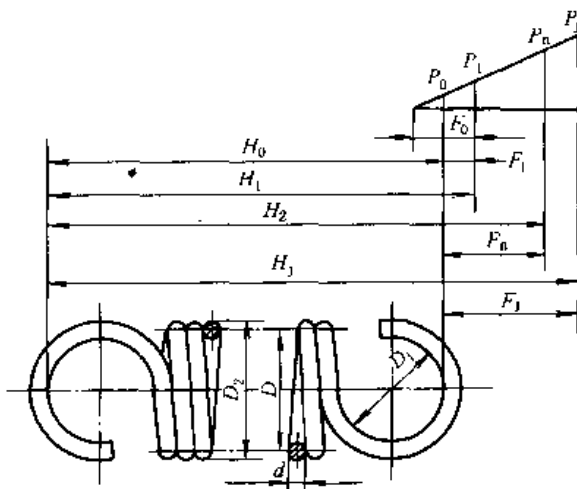


表 7-2-25

项 目	单 位	公 式 及 数 据
材料直径 $d$	mm	$d \geq 1.6 \sqrt{\frac{P_n K C}{\tau_p}}$ 式中 $\tau_p$ ——许用切应力, 根据 I、II、III 类载荷按表 7-2-6 选取 $K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$ 或按表 7-2-20 选取
有效圈数 $n$	圈	$n = \frac{Gd^4 F_n}{8(P_n - P_0) D^3} = \frac{GDF_n}{8(P_n - P_0) C^4}$ 式中 $P_0$ ——初拉力, 可从表 7-2-19 中查得
弹簧刚度 $P'$	N/mm	$P' = \frac{Gd^4}{8D^3 n} = \frac{GD}{8C^4 n};$ 或者 $P' = \frac{P_n - P_1}{h}$
弹簧中径 $D$	mm	根据结构要求估计, 再取标准值
弹簧内径 $D_1$	mm	$D_1 = D - d$
弹簧外径 $D_2$	mm	$D_2 = D + d$
总圈数 $n_1$	圈	$n_1 = n$ , 当 $n > 20$ 时圆整为整数 $n < 20$ 时圆整为半圈
节距 $t$	mm	$t = d + \delta$ , 对密卷弹簧取 $\delta = 0$
间距 $\delta$	mm	$\delta = t - d$
自由长度 $H_0$	mm	LI 型 $H_0 = (n+1)d + D$ LII 型 $H_0 = (n+1)d + 2D$ LIII 型 $H_0 = (n+1.5)d + 2D$
最小载荷下的长度 $H_1$	mm	$H_1 = H_0 + F_1, F_1 = \frac{8P_1 C^4 n}{GD} - F_0$
最大载荷下的长度 $H_n$	mm	$H_n = H_0 + F_n, F_n = \frac{8P_n C^4 n}{GD} - F_0$
极限载荷下的长度 $H_j$	mm	$H_j = H_0 + F_j, F_j = \frac{8P_j C^4 n}{GD} - F_0$
螺旋角 $\alpha$	(°)	$\alpha = \arctan \frac{t}{\pi D}$
弹簧展开长度 $L$	mm	$L \approx \pi D n_1 +$ 钩环展开长度

4.2 圆柱螺旋拉伸弹簧计算示例

表 7-2-26

圆柱螺旋拉伸弹簧计算示例之一

项 目	单 位	公 式 及 数 据
最大拉力 $P_n$	N	350
最小拉力 $P_1$	N	176
工作行程 $h$	mm	12
弹簧外径 $D_2$	mm	$\leq 18$
载荷作用次数 $N$		$N < 10^7$ 次
弹簧材料		碳素弹簧钢丝 C 级
端部结构		圆钩环压中心

续表

项 目	单 位	公 式 及 数 据
初算弹簧刚度 $P'$	N/mm	$P' = \frac{P_n - P_1}{h} = \frac{350 - 176}{12} = 14.5$
工作极限载荷 $P_1$	N	因是Ⅲ类载荷, $P_1 \geq P_n$ 考虑为拉伸弹簧, 应将表 7-2-19 中的 $P_1$ 乘以 0.8 倍。为了直接查表, 改为 $P_n$ 除以 0.8 即 $P_1 = P_n \times \frac{1}{0.8} = 350 \times \frac{1}{0.8} = 440$
材料直径 $d$ 及弹簧中径 $D$	mm	查表 7-2-19, 选取 $d = 3, D = 14, P_1 = 444.99$ $f_1 = 1.527, P'_d = 291, P_0 = 97.4$
有效圈数 $n$	圈	$n = \frac{P'_d}{P'} = \frac{291}{14.5} = 20.06$ 取 $n = 20$
弹簧刚度 $P'$	N/mm	$P' = \frac{P'_d}{n} = \frac{291}{20} = 14.55$
最小载荷下的变形量 $F_1$	mm	$F_1 = \frac{P_1 - P_0}{P'} = \frac{176 - 97.4}{14.55} = 5.4$
最大载荷下的变形量 $F_n$	mm	$F_n = \frac{P_n - P_0}{P'} = \frac{350 - 97.4}{14.55} = 17.36$
极限载荷下的变形量 $F_1$	mm	$F_1 = f_1 \times n \times 0.8 = 1.527 \times 20 \times 0.8 = 24.43$
弹簧外径 $D_2$	mm	$D_2 = D + d = 14 + 3 = 17$
弹簧内径 $D_1$	mm	$D_1 = D - d = 14 - 3 = 11$
自由长度 $H_0$	mm	$H_0 = (n + 1.5)d + 2D$ $= (20 + 1.5)d + 2 \times 14 = 92.5$
最小载荷下的长度 $H_1$	mm	$H_1 = H_0 + F_1 = 92.5 + 5.4 = 97.9$
最大载荷下的长度 $H_n$	mm	$H_n = H_0 + F_n = 92.5 + 17.36 = 109.86$
工作极限载荷下的长度 $H_1$	mm	$H_1 = H_0 + F_1 = 92.5 + 24.43$ $= 116.93$
展开长度 $L$	mm	$L = \pi Dn + 2\pi D = 3.14 \times 14 \times 20 + 2 \times 3.14 \times 14 = 967.12$
实际极限变形量	mm	$F_n + \frac{P_0}{P'} = 17.36 + \frac{97.4}{14.55} = 20.05 < F_1 (24.43)$
实际极限载荷	N	$P_1 \times 0.8 = 444.79 \times 0.8 = 356 > P_1 (350)$

表 7-2-27

圆柱螺旋拉伸弹簧计算示例之二

项 目		单 位	公 式 及 数 据
原始条件	最大拉力 $P_n$	N	340
	最小拉力 $P_1$	N	180
	工作行程 $h$	mm	11
	弹簧外径 $D_2$	mm	$\geq 22$
	载荷作用次数	次	$10^3 \sim 10^5$
	弹簧材料		油淬火回火碳素弹簧钢丝 B 类
	端部结构		圆钩型
初定弹簧刚度 $P'$		N/mm	$P' = \frac{P_n - P_1}{h} = \frac{340 - 180}{11} = 14.5$
工作极限载荷 $P_j$		N	因是 II 类载荷, $P_j \geq 1.25 P_n$ , 取 $P_j = 1.25 P_n = 1.25 \times 340 = 425$ , 但考虑到拉伸弹簧, 应将表 7-2-19 中 $P_j$ 值乘以 0.8, 为了直接查表, 今将 425 除以 0.8 则 $P_j = 425 \frac{1}{0.8} = 531.25$
材料直径 $d$ 及弹簧中径 $D$		mm	查表 7-2-19, 选取 $d = 3.5$ , $D = 18$ , $P'_d = 564.41$ , $f_j = 2.221$ , $P'_d = 254$ , $P_0 = 109$ 。由于弹簧材料为油淬火回火碳素弹簧钢丝 B 类, 所以其 $\sigma_b = 1569$ 现将从表 7-2-19 中查得的 $P'_d = 564.41$ 及 $f_j = 2.221$ 按表 7-2-18 进行修正 $P'_d = \frac{1569}{1570} \times 564.41 = 564$ $f_j = \frac{1569}{1570} \times 2.221 = 2.219$
有效圈数		圈	$n = \frac{P'_d}{P'} = \frac{254}{14.5} = 17.5$ 现取 18
参 数 计 算	弹簧刚度 $P'$	N/mm	$P' = \frac{P'_d}{n} = \frac{254}{18} = 14.11$
	最小载荷下的变形量 $F_1$	mm	$F_1 = \frac{P_1 - P_0}{P'} = \frac{180 - 109}{14.11} = 5.03$
	最大载荷下的变形量 $F_n$	mm	$F_n = \frac{P_n - P_0}{P'} = \frac{340 - 109}{14.11} = 16.37$
	极限载荷下的变形量 $F_j$	mm	$F_j = f_j \times n \times 0.8$ $= 2.219 \times 18 \times 0.8 = 31.95$
	弹簧外径 $D_2$	mm	$D_2 = D + d = 18 + 3.5 = 21.5$
	弹簧内径 $D_1$	mm	$D_1 = D - d = 18 - 3.5 = 14.5$
	自由长度 $H_0$	mm	$H_0 = (n + 1)d + 2D$ $= (18 + 1) \times 3.5 + 2 \times 18 = 102.5$
	最小工作载荷下的长度 $H_1$	mm	$H_1 = H_0 + F_1 = 102.5 + 5.03$ $= 107.53$
	最大工作载荷下的长度 $H_n$	mm	$H_n = H_0 + F_n = 102.5 + 16.37$ $= 128.87$
	工作极限载荷下的长度 $H_j$	mm	$H_j = H_0 + F_j = 102.5 + 31.95$ $= 134.45$
螺旋角 $\alpha$	(°)	$\alpha = \arctan \frac{t}{\pi D} = \frac{3.5}{3.14 \times 18} = 3.54$ 因为节距 $t = d = 3.5\text{mm}$	
展开长度 $L$	mm	$L = \pi D n + 2 \times D \times \frac{3}{4}$ $= 3.14 \times 18 \times 18 + 2 \times 3.14 \times 18 \times \frac{3}{4}$ $= 1102$	



续表

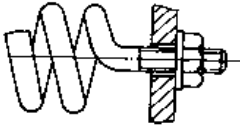
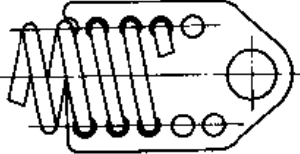
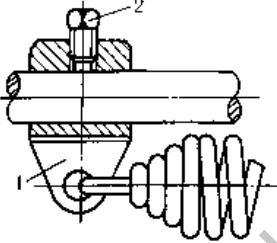
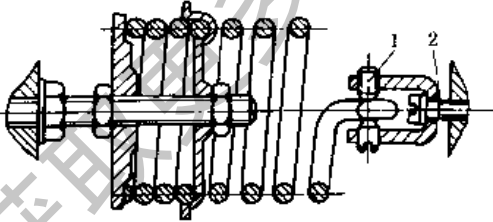
项 目	单 位	公 式 及 数 据
弹性特性验算 实际极限变形量	mm	$\left(\frac{P_0}{P'} + F_n\right) \times 1.25 = \left(\frac{109}{14.11} + 16.37\right) \times 1.25$ $= 30.11 < F_j (31.95)$
最大工作载荷 $P_0$	N	$P_0 = P_0 + P' F_n = 109 + 14.11 \times 16.37$ $= 339.9 \approx 340$
实际极限载荷 $P_j$	N	$P_j \times 0.8 = 564 \times 0.8 = 451.53 > 1.25 \times 340$ 即 $451.53 > 425$
工 作 图		

## 4.3 圆柱螺旋拉伸弹簧的拉力调整结构

表 7-2-28

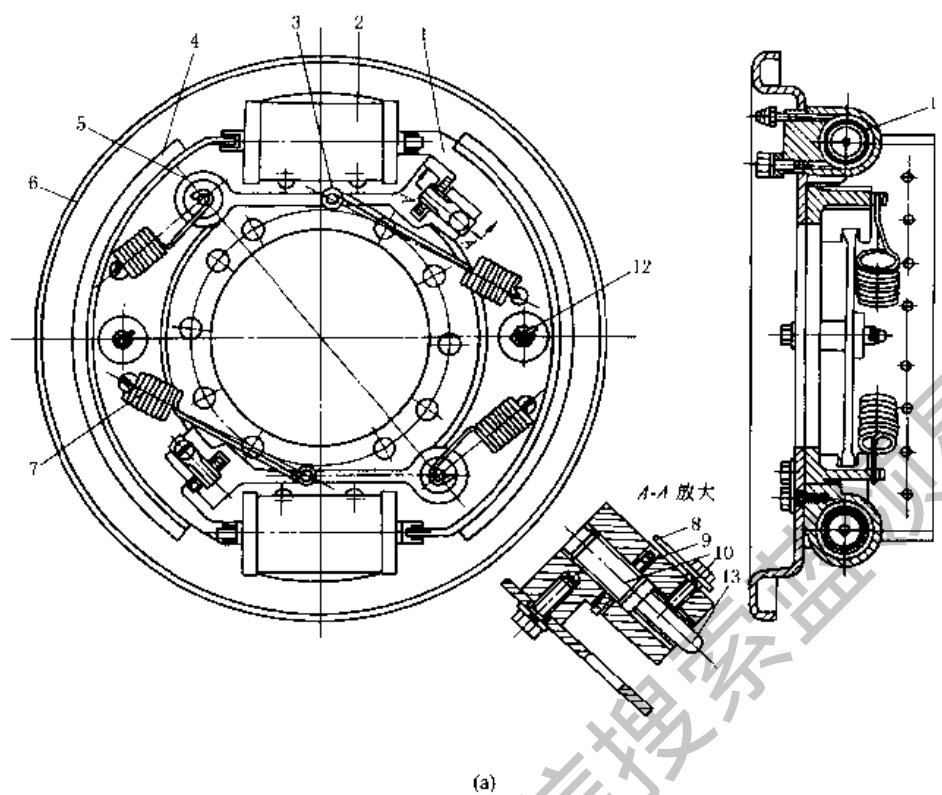
拉力的调整典型结构

结 构 类 型	使 用 说 明
<p>螺杆调整拉力的结构</p>	<p>弹簧端部做成圆锥闭合形，插入带环的螺钉，旋转螺母即可调整弹簧的拉力</p>
<p>支承座为螺母的调整拉力的结构</p>	<p>弹簧安装在带有凸肩的螺母上，弹簧端部两圈的直径比正常直径小，以便固定，旋转螺母即可调整弹簧的拉力</p>
<p>旋塞式调整结构</p>	<p>在螺旋拉打上加工有螺旋槽，将拉杆旋入弹簧端部，转动拉杆即可调整弹簧的拉力</p>

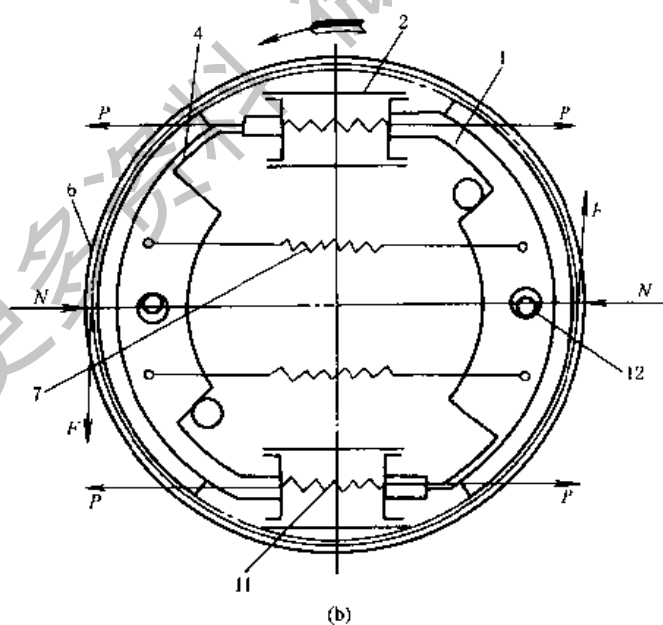
结构类型	使用说明
 <p data-bbox="400 521 571 548">直尾式调整结构</p>	<p data-bbox="868 400 1422 465">将弹簧端做成直的，并加工出螺纹形成螺杆，旋转螺杆端的螺母即可调整弹簧的拉力</p>
 <p data-bbox="400 860 571 887">挂板式调整结构</p>	<p data-bbox="868 723 1422 788">在钢板上钻有孔，弹簧端部旋入孔内 3~4 圈，靠旋入孔内圈数多少来调整弹簧的拉力</p>
 <p data-bbox="400 1285 571 1312">滑块式调整结构</p>	<p data-bbox="868 1081 1422 1191">弹簧端部挂在滑块 1 的孔内，滑块可沿导杆移动，并用紧固螺钉 2 将其固定，调整滑块的位置就可以调整弹簧的拉力</p>
 <p data-bbox="411 1682 560 1709">复式调整结构</p>	<p data-bbox="868 1491 1422 1601">螺钉 2 调整支座 1 的位置，以调整弹簧的拉力，根据需要，调整弹簧的工作圈数，是一种较好的调整结构，但比较复杂</p>

#### 4.4 圆柱螺旋拉伸弹簧应用实例

图 7-2-7 为用于矿山的 ZL50 型轮式装载机的平衡式蹄式制动器。图 a 为结构图，图 b 为受力简图。制动时制动缸 2 活塞在油压作用下向外推出，使两制动蹄 1 压在制动鼓上（图上未表示），当解除制动时，制动缸 2 中的油压释放，制动蹄 1 在拉伸弹簧 7 的作用下拉回复位。由于两侧制动蹄受力平衡，轮毂轴承不受任何附加载荷，摩擦衬片的磨损也比较均匀。



(a)



(b)

图 7-2-7 平衡式蹄式制动器

1、4—制动蹄；2—制动缸；3—簧座；5—支承板；6—底板；  
7—拉伸弹簧；8—簧片；9—轮；10—杆；11—弹簧；12、13—销

## 5 圆柱螺旋扭转弹簧

## 5.1 圆柱螺旋扭转弹簧计算公式

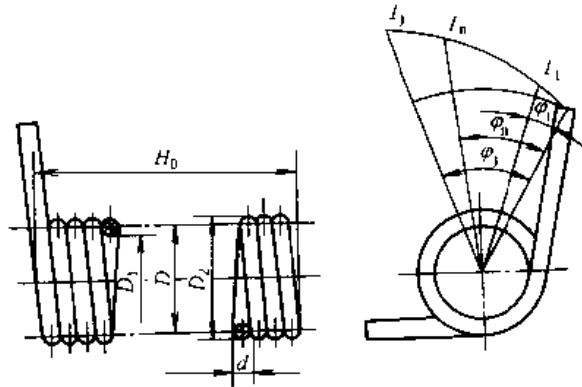


表 7-2-29

圆柱螺旋扭转弹簧计算公式

项 目	单 位	公 式 及 数 据
材料直径 $d$	mm	$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 T_n K_1}{\pi \sigma_{Bp}}}$ 式中 $\sigma_{Bp}$ ——许用弯曲应力，按表 7-2-6 查取 $K_1 = \frac{4C-1}{4C-4}$ ，或按表 7-2-20 查取
有效圈数 $n$	圈	$n = \frac{Ed^4 \varphi}{3667(T_n - T_1)}$ 式中 $E$ ——弹性模量
刚度 $T'$	$N \cdot mm / (^\circ)$	$T' = \frac{Ed^4}{3667 D n}$
最小工作扭矩 $T_1$	$N \cdot mm$	$T_1 = T \varphi_1$
最大工作扭矩时扭转角 $\varphi_n$	$(^\circ)$	$\varphi_n = \frac{T_n}{T'}$
工作极限扭矩 $T_1$	$N \cdot mm$	$T_1 = \frac{\pi d^3 \sigma_1}{32 K_1}$ II 类 $\sigma_1 = 0.625 \sigma_b$ III 类 $\sigma_1 = 0.8 \sigma_b$
工作极限扭转角	$(^\circ)$	$\varphi_1 = \frac{T_1}{T'}$
工作极限扭转角下的弹簧内径 $D_1'$	mm	$D_1' = D \frac{n}{n + \frac{\varphi_1}{360}} - d$
间距 $\delta$	mm	无特殊要求 $\delta = 0.5$
节距 $t$	mm	$t = d + \delta$
自由长度 $H_0$	mm	$H_0 = nt + d$
螺旋角 $\alpha$	$(^\circ)$	$\alpha = \arctan \frac{t}{\pi D}$
弹簧展开长度 $L$	mm	$L = \frac{\pi D n}{\cos \alpha} + L_0$ 式中 $L_0$ ——伸臂长度
稳定性指标 $n > n_{min}$	圈	$n_{min} = \left( \frac{\varphi_1}{123.1} \right)^4 < n$ 若极限扭转变形角 $\varphi_1 < 123^\circ$ ，本项可不计算

## 5.2 圆柱螺旋扭转弹簧计算示例

表 7-2-30

项 目		单 位	公 式 及 数 据
原始条件	最小工作扭矩 $T_1$	N·mm	2000
	最大工作扭矩 $T_2$	N·mm	6000
	工作扭转角 $\varphi$	(°)	40
	弹簧类别		$N < 10^3$
	端部结构		外臂扭转
	自由角度	(°)	120
	选择材料及许用弯曲应力 $\sigma_{Bp}$	MPa	<p>根据设计要求为Ⅲ类弹簧, 选用碳素弹簧钢丝 C 级, 初步假设钢丝直径 <math>d = 4 \sim 5.5\text{mm}</math>, 根据表 7-2-3, 查得 <math>\sigma_b = 1520 \sim 1470\text{MPa}</math></p> <p>取 <math>\sigma_b = 1500\text{MPa}</math></p> <p>根据表 7-2-6, 则许用弯曲应力 <math>\sigma_{Bp} = 0.8\sigma_b = 0.8 \times 1500 = 1200</math></p>
	初选旋绕比 $C$		为使结构紧凑, 暂定 $C = 6$
	曲度系数 $K_1$		$K_1 = \frac{4C-1}{4C-4} = \frac{4 \times 6 - 1}{4 \times 6 - 4} = 1.15$
	钢丝直径 $d$	mm	$d = \sqrt[3]{\frac{32 T_2 K_1}{\pi \sigma_{Bp}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 6000 \times 1.15}{3.14 \times 1200}} = 3.88$ <p>取标准值 <math>d = 4</math></p> <p>对照表 7-2-3, <math>d = 4</math>, C 级, 则 <math>\sigma_b = 1520\text{MPa}</math>, 大于原暂定值, 故安全</p>
参 数 计 算	弹簧中径 $D$ 及旋绕比 $C$	mm	$D = C \times d = 6 \times 4 = 24$ 取标准值 $D = 25$ 则 $C = \frac{D}{d} = \frac{25}{4} = 6.25$
	弹簧圈数 $n$	圈	$n = \frac{Ed^4 \varphi}{3667 D (T_2 - T_1)} = \frac{206 \times 10^3 \times 4^4 \times 40}{3667 \times 25 \times (6000 - 2000)} = 5.75$ <p>取整数值 <math>n = 6</math></p>
	弹簧刚度 $T'$	N·mm/(°)	$T' = \frac{Ed^4}{3667 D n} = \frac{206 \times 10^3 \times 4^4}{3667 \times 25 \times 6} = 95.87$
	最大工作扭矩时的扭转角 $\varphi_n$	(°)	$\varphi_n = \frac{T_2}{T'} = \frac{6000}{95.87} = 62.58$
	最小工作扭矩时的扭转角 $\varphi_1$	(°)	$\varphi_1 = \varphi_n - \varphi = 62.58 - 40 = 22.58$
	实际最小工作扭矩 $T_1$	N·mm	$T_1 = T' \varphi_1 = 95.87 \times 22.58 = 2164.7$
	工作极限弯曲应力 $\sigma_j$	MPa	$\sigma_j = 0.8 \times \sigma_b = 0.8 \times 1520 = 1216$
	工作极限扭矩 $T_j$	N·mm	$T_j = \frac{\pi d^3 \sigma_j}{32 K_1} = \frac{3.14 \times 4^3 \times 1216}{32 \times 1.15} = 6640.4$
	工作极限扭转角 $\varphi_j$	(°)	$\varphi_j = \frac{T_j}{T'} = \frac{6640.4}{95.87} = 69.26$
	弹簧节距 $t$	mm	$t = d + \delta$ , 无特殊要求 $\delta = 0.5$ $t = 4 + 0.5 = 4.5$

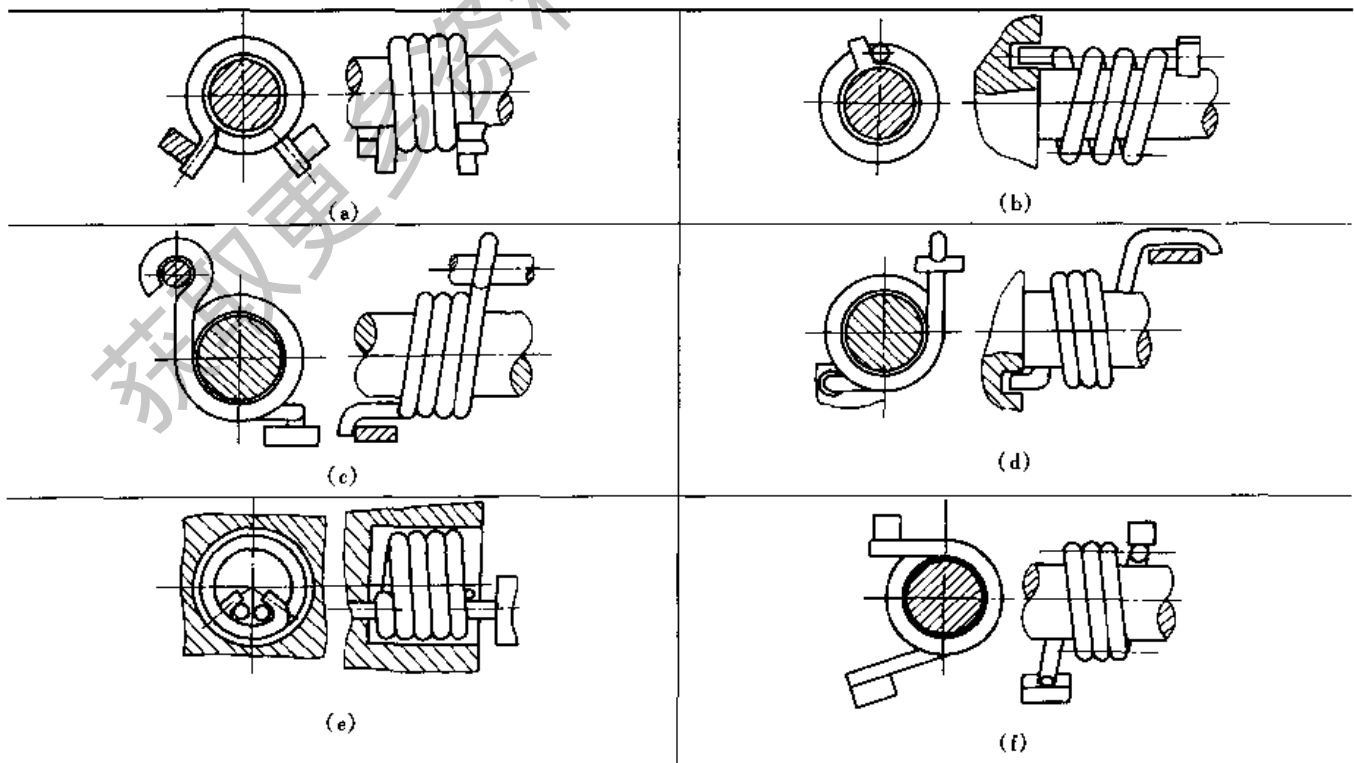
项 目		单 位	公 式 及 数 据
参 数 计 算	自由长度	mm	$H_0 = nt + d = 6 \times 4.5 + 4 = 31$
	螺旋角 $\alpha$	(°)	$\alpha = \arctan \frac{t}{\pi D} = \arctan \frac{4.5}{3.14 \times 25} = 3.28$
	展开长度 $L$	mm	$L = \frac{\pi Dn}{\cos \alpha} + L_0 = \frac{3.14 \times 25 \times 6}{\cos 3.28} + L_0 = 471.9 + L_0$
最小稳定性指标 $n_{min}$			$n_{min} = \left( \frac{\varphi_1}{123.1} \right)^4 = \left( \frac{69.26}{123.1} \right)^4 = 0.1 < 6 (n)$
工 作 图			技术要求: 1. 有效圈数 $n = 6$ 2. 旋向为右旋 3. 展开长度 $L = 472 + L_0$ 4. 硬度 45 ~ 50HRC

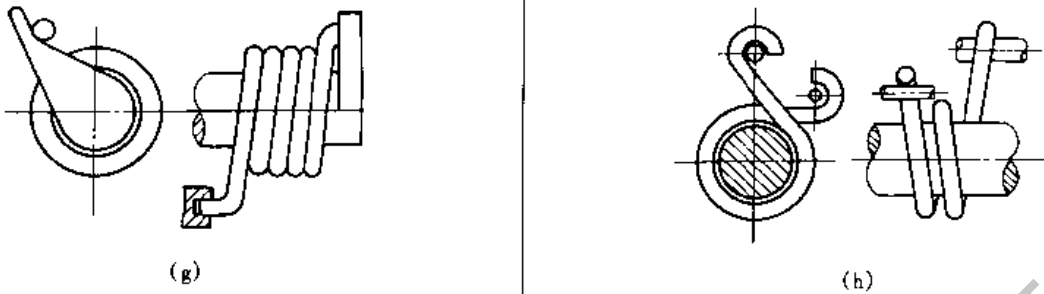
### 5.3 圆柱螺旋扭转弹簧安装及结构示例

有关螺旋扭转弹簧的安装和结构示例见表 7-2-31, 其中除已注明为内臂结构外, 其余均为外臂结构。

表 7-2-31

扭转弹簧安装和结构示例





#### 5.4 圆柱螺旋扭转弹簧应用实例

1) 图 7-2-8 为扭转弹簧在机电测力计中的应用。当被测力  $F$  对转轴  $O-O$  的转矩  $M_1$  与扭转弹簧的弹簧力矩  $M_2$  平衡时, 即可测得被测力  $F$  的大小, 并用电压  $U$  的相应变动值大小来表示。

2) 图 7-2-9 中的制动力调节装置是由两个扭簧 4 并联构成的, 负载弹簧的两端分别与传力框架和汽车后轴相联系, 由于汽车实际装载量的改变和制动时轴载荷转移所引起的后悬架挠度的改变都将导致扭簧力矩的变化, 从而改变对比例阀的控制力, 以达到自动调节起始点的作用。

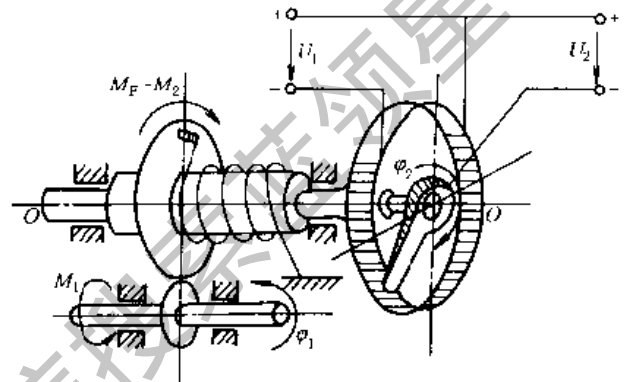


图 7-2-8 测力计

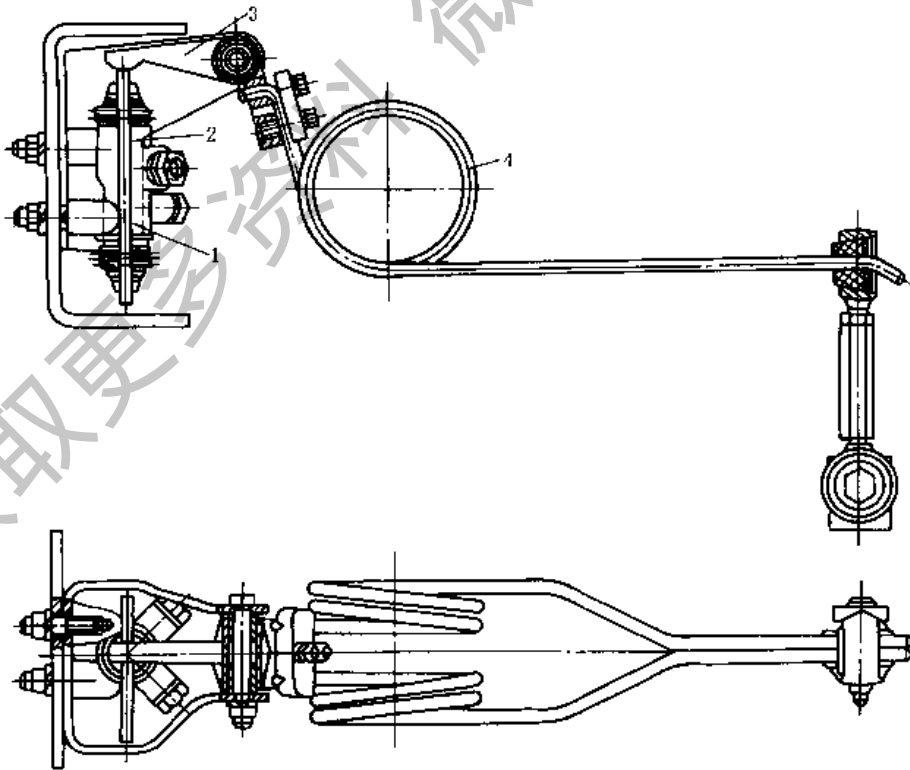


图 7-2-9 扭簧在货车用制动力调节装置上的应用

1—感应比例阀; 2—传力框架; 3—杠杆; 4—扭簧

## 6 圆柱螺旋弹簧制造精度及极限偏差及技术要求

## 6.1 冷卷圆柱螺旋压缩弹簧制造精度及极限偏差

表 7-2-32

项 目	弹簧制造精度及极限偏差				
	有效圈数	$n$	$\geq 3 \sim 10$	$> 10$	
指定高度时载荷 $P$ 的极限偏差 $\Delta P/N$	精度等级	1	$\pm 0.05 P$	$\pm 0.04 P$	
		2	$\pm 0.01 P$	$\pm 0.08 P$	
		3	$\pm 0.15 P$	$\pm 0.12 P$	
弹簧刚度 $P'$ 的极限偏差 $\Delta P'/N \cdot \text{mm}^{-1}$	精度等级	1	$\pm 0.05 P'$	$\pm 0.04 P'$	
		2	$\pm 0.10 P'$	$\pm 0.08 P'$	
		3	$\pm 0.15 P'$	$\pm 0.12 P'$	
弹簧外径 $D_2$ 或内径 $D_1$ 的极限偏差/mm	旋绕比 $C$		$\geq 4 \sim 8$	$> 8 \sim 15$	$> 15 \sim 22$
	精度等级	1	$\pm 0.01 D$ 最小 $\pm 0.15$	$\pm 0.015 D$ 最小 $\pm 0.2$	$\pm 0.02 D$ 最小 $\pm 0.3$
		2	$\pm 0.015 D$ 最小 $\pm 0.2$	$\pm 0.012 D$ 最小 $\pm 0.3$	$\pm 0.035 D$ 最小 $\pm 0.5$
		3	$\pm 0.025 D$ 最小 $\pm 0.4$	$\pm 0.03 D$ 最小 $\pm 0.15$	$\pm 0.04 D$ 最小 $\pm 0.7$
弹簧自由高度 $H_0$ 的极限偏差/mm	旋绕比 $C$		$\geq 4 \sim 8$	$> 8 \sim 15$	$> 15 \sim 22$
	精度等级	1	$\pm 0.01 H_0$ 最小 $\pm 0.2$	$\pm 0.015 H_0$ 最小 $\pm 0.5$	$\pm 0.02 H_0$ 最小 $\pm 0.06$
		2	$\pm 0.02 H_0$ 最小 $\pm 0.5$	$\pm 0.03 H_0$ 最小 $\pm 0.7$	$\pm 0.04 H_0$ 最小 $\pm 0.8$
		3	$\pm 0.03 H_0$ 最小 $\pm 0.7$	$\pm 0.04 H_0$ 最小 $\pm 0.9$	$\pm 0.06 H_0$ 最小 $\pm 1$
总圈数的极限偏差 $\Delta n_1$	总圈数 $n_1$ 极限偏差 $\Delta n_1$	1 $\pm 0.25$	2 $\pm 0.5$	3 $\pm 1.0$	
两端经磨削的弹簧轴心线对端面的垂直度/mm	精度等级		1	2	3
	垂直度偏差		$0.02 H_0$ ( $1^\circ 26'$ )	$0.05 H_0$ ( $2^\circ 52'$ )	$0.08 H_0$ ( $4^\circ 54'$ )

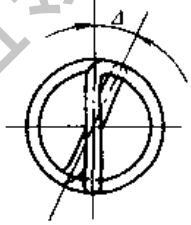
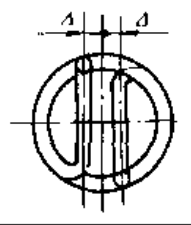
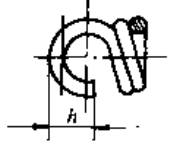
## 6.2 冷卷圆柱螺旋拉伸弹簧制造精度及极限偏差

表 7-2-33

项 目	弹簧制造精度及极限偏差			
	$\pm [\text{初拉力} \times \alpha + (\text{指定长度时载荷} - \text{初拉力}) \times \beta]$			
指定长度时载荷 $P$ 时的极限偏差 $\Delta P/N$ (有效圈数大于 3 时)	精度等级	1	2	3
	$\alpha$	0.10	0.15	0.20
	$\beta$	0.05	0.10	0.15
	有效圈数 $n$	$\geq 3 \sim 10$		$> 10$
弹簧刚度 $P'$ 的极限偏差 $\Delta P'/N$	精度等级	1	$\pm 0.05 P'$	$\pm 0.04 P'$
		2	$\pm 0.10 P'$	$\pm 0.08 P'$
		3	$\pm 0.15 P'$	$\pm 0.12 P'$



续表

项 目	弹簧制造精度及极限偏差				
弹簧外径 $D_2$ 或内径 $D_1$ 的极限偏差/mm	旋绕比 $C$		$\geq 4 \sim 8$	$> 8 \sim 15$	$> 15 \sim 22$
	精度等级	1	$\pm 0.010D$ 最小 $\pm 0.15$	$\pm 0.015D$ 最小 $\pm 0.2$	$\pm 0.020D$ 最小 $\pm 0.4$
		2	$\pm 0.015D$ 最小 $\pm 0.2$	$\pm 0.02D$ 最小 $\pm 0.3$	$\pm 0.03D$ 最小 $\pm 0.5$
		3	$\pm 0.025D$ 最小 $\pm 0.4$	$\pm 0.03D$ 最小 $\pm 0.5$	$\pm 0.04D$ 最小 $\pm 0.6$
弹簧自由长度 $H_0$ 的极限偏差 $\Delta H_0$ /mm (对于无初拉力的弹簧, 其偏差由供需双方确定)	旋绕比 $C$		$\geq 4 \sim 8$	$> 8 \sim 15$	$> 15 \sim 22$
	精度等级	1	$\pm 0.01H_0$ 最小 $\pm 0.2$	$\pm 0.015H_0$ 最小 $\pm 0.5$	$\pm 0.02H_0$ 最小 $\pm 0.6$
		2	$\pm 0.02H_0$ 最小 $\pm 0.5$	$\pm 0.03H_0$ 最小 $\pm 0.7$	$\pm 0.04H_0$ 最小 $\pm 0.8$
		3	$\pm 0.03H_0$ 最小 $\pm 0.6$	$\pm 0.04H_0$ 最小 $\pm 0.8$	$\pm 0.06H_0$ 最小 $\pm 1$
弹簧两钩环相对角度的公差 $\Delta/^\circ$	弹簧中径 $D$ /mm	角度公差 $\Delta/^\circ$			
	$\leq 10$	40			
	$> 10 \sim 25$	30			
	$> 25 \sim 55$	20			
	$> 55$	15			
钩环中心面与弹簧轴心线位置度 $\Delta$ (适于半钩环、圆钩环、压中心圆钩环, 其他钩环的位置度公差由供需双方商定)	弹簧中径 $D$ /mm	角度公差 $\Delta/^\circ$			
	$> 3 \sim 6$	0.5			
	$> 6 \sim 10$	1			
	$> 10 \sim 18$	1.5			
	$> 18 \sim 30$	2			
	$> 30 \sim 50$	2.5			
弹簧钩环部长度及其极限偏差/mm	钩环钩部长度 $h$ /mm	极限偏差/mm			
	$\leq 15$	$\pm 1$			
	$> 15 \sim 30$	$\pm 2$			
	$> 30 \sim 50$	$\pm 3$			
	$> 50$	$\pm 4$			

## 6.3 热卷圆柱螺旋弹簧制造精度及极限偏差

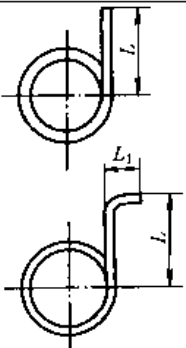
表 7-2-34

项 目	弹簧制造精度及极限偏差			
指定载荷时高度的极限偏差 $\Delta H$ /mm	$\pm [1.5\text{mm} + \text{指定高度时的计算变形量}(\text{mm}) \times 3\%]$ 最小值应为自由高度的 1%			
指定高度时载荷的极限偏差 $\Delta P$ /N	$\pm [1.5\text{mm} + \text{指定高度时计算变形量}(\text{mm}) \times 3\%] \times \text{弹簧刚度}(\text{N/mm})$ { $1.5\text{mm} + \text{指定高度时计算变形量}(\text{mm}) \times 3\%$ } 最小值应为自由高度的 1%			
弹簧刚度的极限偏差 $\Delta P'/\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	弹簧刚度 $P'$ 的 10%			
弹簧外径 $D_2$ (或内径 $D_1$ ) 的极限偏差 $\Delta D$ /mm	自由高度 $H_0$	$\leq 250$	$> 250 \sim 500$	$> 500$
	极限偏差 $\Delta D$	$\pm 0.01D$ 最小 $\pm 1.5$	$\pm 0.015$ 最小 $\pm 1.5$	供需双方 协议规定

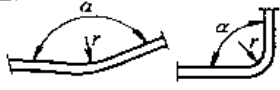
项 目	弹簧制造精度及极限偏差	
弹簧的自由高度 $H_0$ (长度) 的极限偏差/mm	自由高度 (长度) $H_0$ 的 $\pm 2\%$ 当弹簧有特性要求时, 自由高度作为参考	
总圈数的极限偏差/mm	压缩弹簧	拉伸弹簧
	$\pm 1/4$	供需双方协议规定
两端制扁或磨平弹簧轴心线对两端面的垂直度/mm	通常情况	特殊需要
	$0.05H_0$	$0.02H_0$
直线度极限偏差	不超过垂直度公差之半	

## 6.4 冷卷圆柱螺旋扭转弹簧制造精度及极限偏差

表 7-2-35

项 目	弹簧制造精度及极限偏差					
扭矩的极限偏差 $\Delta T/N \cdot \text{mm}$	$\pm (\text{计算扭转角} \times \beta_1 \times \beta_2) \times T'$					
	精度等级	1	2	3		
	$\beta_1$	0.03	0.05	0.08		
	圈数	> 3 ~ 10	> 10 ~ 20	> 20 ~ 30		
弹簧外径 $D_2$ 的极限偏差 $\Delta D_2/\text{mm}$	$\beta_2$ (°)	10	15	20		
	旋绕比 $C$	$\geq 4 \sim 8$	> 8 ~ 15	> 15 ~ 22		
	精度等级	1	$\pm 0.01D$ 最小 $\pm 0.15$	$\pm 0.015D$ 最小 $\pm 0.2$	$\pm 0.02D$ 最小 $\pm 0.4$	
		2	$\pm 0.015D$ 最小 $\pm 0.2$	$\pm 0.02D$ 最小 $\pm 0.3$	$\pm 0.03D$ 最小 $\pm 0.6$	
3		$\pm 0.025D$ 最小 $\pm 0.4$	$\pm 0.03D$ 最小 $\pm 0.5$	$\pm 0.04D$ 最小 $\pm 0.8$		
自由角度的极限偏差/(°)	圈 数	$\leq 3$	> 3 ~ 10	> 10 ~ 20	> 20 ~ 30	
	精度等级	1	$\pm 8$	$\pm 10$	$\pm 15$	$\pm 20$
		2	$\pm 10$	$\pm 15$	$\pm 20$	$\pm 30$
		3	$\pm 15$	$\pm 20$	$\pm 30$	$\pm 40$
自由长度 $H_0$ 的极限偏差/mm	旋绕比 $C$	$\geq 4 \sim 8$	> 8 ~ 15	> 15 ~ 22		
	精度等级	1	$\pm 0.015H_0$ 最小 $\pm 0.3$	$\pm 0.02H_0$ 最小 $\pm 0.4$	$\pm 0.03H_0$ 最小 $\pm 0.6$	
		2	$\pm 0.03H_0$ 最小 $\pm 0.6$	$\pm 0.04H_0$ 最小 $\pm 0.8$	$\pm 0.06H_0$ 最小 $\pm 1.2$	
		3	$\pm 0.05H_0$ 最小 $\pm 1$	$\pm 0.07H_0$ 最小 $\pm 1.4$	$\pm 0.09H_0$ 最小 $\pm 1.8$	
扭臂长度的极限偏差/mm	材料直径 $d$	$\geq 0.5 \sim 1$	> 1 ~ 2	> 2 ~ 4	> 4	
	 精度等级	1	$\pm 0.02L$ ( $L_1$ ) 最小 $\pm 0.5$	$\pm 0.02L$ ( $L_1$ ) 最小 $\pm 0.7$	$\pm 0.02L$ ( $L_1$ ) 最小 $\pm 1.0$	$\pm 0.02L$ ( $L_1$ ) 最小 $\pm 1.5$
		2	$\pm 0.03L$ ( $L_1$ ) 最小 $\pm 0.7$	$\pm 0.03L$ ( $L_1$ ) 最小 $\pm 1.0$	$\pm 0.03L$ ( $L_1$ ) 最小 $\pm 1.5$	$\pm 0.03L$ ( $L_1$ ) 最小 $\pm 2.0$
		3	$\pm 0.04L$ ( $L_1$ ) 最小 $\pm 1.5$	$\pm 0.04L$ ( $L_1$ ) 最小 $\pm 2.0$	$\pm 0.04L$ ( $L_1$ ) 最小 $\pm 3.0$	$\pm 0.04L$ ( $L_1$ ) 最小 $\pm 4.0$

续表

项 目	弹簧制造精度及极限偏差			
	精度等级	1	2	3
扭臂的弯曲角度 $\alpha$ 的极限偏差 / ( $^{\circ}$ )		$\pm 5$	$\pm 10$	$\pm 15$

- 注：1. 螺旋弹簧制造精度及极限偏差适用线材截面直径  $\geq 0.5\text{mm}$ 。  
 2. 弹簧载荷、弹簧刚度和弹簧尺寸的极限偏差允许不对称使用，但其公差不变。  
 3. 总圈数的极限偏差作为参考值，当钩环位置有要求时，应保证钩环位置。  
 4. 拉伸弹簧的自由长度，指其两钩环内侧之间的长度。  
 5. 将弹簧用允许承受的最大载荷压缩 3 次后，其永久变形不得大于自由高度的 3%。  
 6. 等节距的压缩弹簧在压缩到全变形量的 80% 时，其圈间不得接触。

## 6.5 圆柱螺旋弹簧的技术要求

- 1) 冷卷弹簧一般在成型后进行去应力退火，其硬度不予考核，根据使用要求也允许不进行应力退火。
- 2) 用硬状态的青铜线冷卷的弹簧需进行去应力退火处理，其硬度不予考核。用冷硬铍青铜线冷卷的弹簧应进行时效处理。
- 3) 需淬火回火处理的冷卷弹簧，淬火次数不超过二次，回火次数不限，其硬度值在 42~52HRC 范围内选取，特殊情况下其硬度可扩大选取范围到 55HRC。用退火冷硬铍青铜冷卷的弹簧需经淬火和时效处理，淬火次数不得超过二次，时效次数不限。
- 4) 经淬火回火处理的冷卷弹簧，单边脱碳层的深度，允许比原材料标准规定的脱碳层深度再增加材料直径的 0.25%。
- 5) 热卷弹簧成型后，必须进行均匀的热处理，即淬火、回火处理。
- 6) 热卷弹簧淬火回火后的硬度，一般为 41.5~48HRC。单边脱碳层的深度允许为原材料标准规定的深度再增加材料直径的 0.5%。
- 7) 热卷弹簧表面应进行防锈处理。
- 8) 凡弹簧表面镀层为锌、铬与镉时，电镀后应进行去氢处理。
- 9) 弹簧表面应光滑，不得有肉眼可见的有害缺陷，但允许有深度不大于钢丝直径公差之半的个别小伤痕存在。
- 10) 根据需要，对弹簧进行立定处理，强压和加温强压处理，喷丸处理。

## 7 矩形截面圆柱螺旋压缩弹簧

矩形截面圆柱螺旋压缩弹簧与圆形截面圆柱螺旋压缩弹簧相比，在同样的空间，它的截面积大，因此吸收的能量大，可用作重型的、要求刚度大的弹簧。另一方面，矩形截面圆柱螺旋压缩弹簧的特性曲线更接近于直线，即弹簧的刚度更接近固定的常数，因此，这种弹簧通常用于特定用途的计量器械上。其形状如图 7-2-10 所示，图中  $a$  和  $b$  分别是和螺旋中心线垂直边和平行边的长度，其余符号和上节相同。

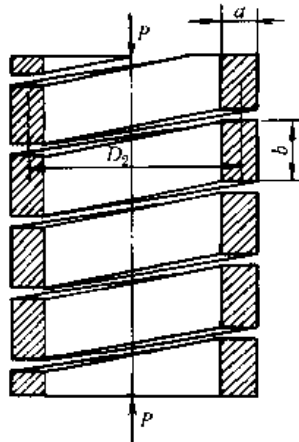
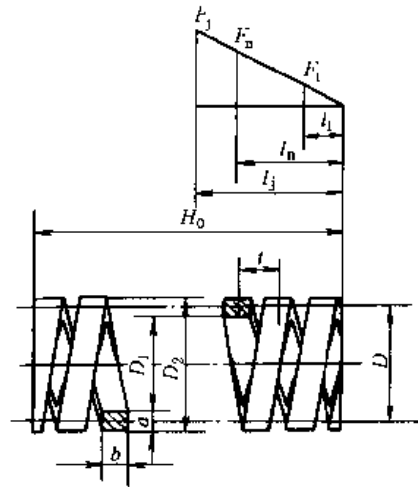


图 7-2-10 矩形截面圆柱螺旋压缩弹簧

7.1 矩形截面圆柱螺旋压缩弹簧计算公式



矩形截面压缩弹簧载荷—变形图  
表 7-2-36 矩形截面圆柱螺旋压缩弹簧计算公式

项 目	单 位	公 式 及 数 据
最大工作载荷 $P_0$	N	$P_0 = \frac{ab \sqrt{ab}}{\beta D} \tau_p = \frac{b \sqrt{ab}}{\beta C} \tau_p$ <p>式中 <math>C = \frac{D}{a}</math>, 由表 7-2-37 查取  <math>\beta</math>——系数, 由图 7-2-12 查取  <math>a = \frac{D}{C} = \frac{D_2}{C+1}</math>, <math>D_2</math> 根据空间确定  <math>b = \left(\frac{b}{a}\right) a</math>, <math>\frac{b}{a}</math> 由表 7-2-37 查取, <math>\tau_p</math> 由表 7-2-6 查取</p>
最大工作载荷下的变形 $F_0$	mm	$F_0 = \gamma \frac{P_0 D^3 n}{G a^2 b^2}$ $= \gamma \frac{P_0 C^2 n D}{G b^2}$ <p>式中 <math>\gamma</math>——系数, 由图 7-2-11 查取  <math>n</math>——有效圈数</p>
应力 $\tau$	MPa	$\tau = \beta \frac{P_0 D}{ab \sqrt{ab}} = \beta \frac{P_0 C}{b \sqrt{ab}}$ <p>若 <math>\tau &gt; \tau_p</math>, 需重新计算          式中 <math>\beta</math>——系数, 由图 7-2-12 查取</p>
有效圈数 $n$	圈	$n = \frac{G a^2 b^2 F_0}{\gamma P D^3} = \frac{G F_0 a \left(\frac{b}{a}\right)^2}{\gamma P_0 C^3}$
弹簧刚度 $P'$	N/mm	$P' = \frac{G a^2 b^2}{\gamma D^3 n}$
工作极限载荷 $P_j$	N	$P_j = \frac{ab \sqrt{ab}}{\beta D} \tau_j$ <p>I 类载荷: <math>\tau_j \leq 1.67 \tau_p</math>                  II 类载荷: <math>\tau_j \leq 1.26 \tau_p</math>                  III 类载荷: <math>\tau_j \leq 1.12 \tau_p</math></p>
工作极限载荷下变形 $F_j$	mm	$F_j = \frac{P_j}{P'}$
最小工作载荷 $P_1$	N	$P_1 = \left(\frac{1}{3} - \frac{1}{2}\right) P_j$
最小工作载荷下变形 $F_1$	mm	$F_1 = \frac{P_1}{P'}$
弹簧外径 $D_2$ 弹簧中径 $D$ 弹簧内径 $D_1$	mm	$D_2$ 根据实际空间要求设定 $D = D_2 - a$ $D_1 = D - 2a$
端部结构		端部并紧、磨平, 支承圈为 1 圈      端部并紧、不磨平, 支承圈为 1 圈

续表

项 目	单 位	公 式 及 数 据	
总圈数 $n_1$	圈	$n_1 = n + 2$	$n_1 = n + 2$
自由高度 $H_0$	mm	$H_0 = na + 1.5b$	$H_0 = na + 3b$
压片高度 $H_b$	mm	$H_b = (a + 1.5)b$	$H_b = (n + 3)b$
节距 $t$	mm	一般取 $t = (0.28 \sim 0.5) D_2$	
间距 $\delta$	mm	$\delta = t - b$	
工作行程 $h$	mm	$h = F_0 - F_1$	
螺旋角 $\alpha$	(°)	$\alpha = \arctan \frac{t}{\pi D}$	
展开长度 $L$	mm	$L = n_1 \pi D$	

### 7.2 矩形截面圆柱螺旋压缩弹簧有关参数的选择

表 7-2-37

项 目	公 式 及 数 据						
旋绕比 $c$	$c = \frac{D}{a}$ , 其中 $a$ 为矩形截面材料垂直于弹簧轴线的边长						
	$a$	0.2~0.4	0.5~1	1.1~2.4	2.5~6	7~16	18~50
	$c$	7~4	5~12	5~10	4~9	4~8	4~6
$b/a$ 及 $a/b$ 的值	当 $b > a$ 时, $b/a < 4$ , 及当 $a > b$ 时, $a/b > 4$ 的矩形截面圆柱螺旋压缩弹簧, 由于制造困难, 内边应力过大, 建议不要使用 因此推荐如下 当 $b > a$ 时, 选取 $b/a > 4$ 的值 当 $a > b$ 时, 选取 $a/b < 4$ 的值						
工作极限应力 $\tau_s$	I 类载荷: $\tau_s \leq 1.67 \tau_p$ I II 类载荷: $\tau_s \leq 1.26 \tau_p$ II III 类载荷: $\tau_s \leq 1.12 \tau_p$ III						

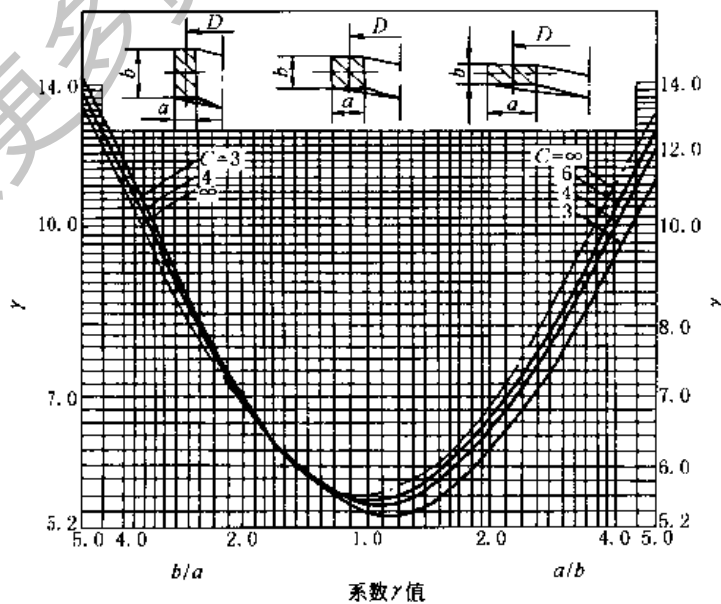


图 7-2-11 系数  $\gamma$  值

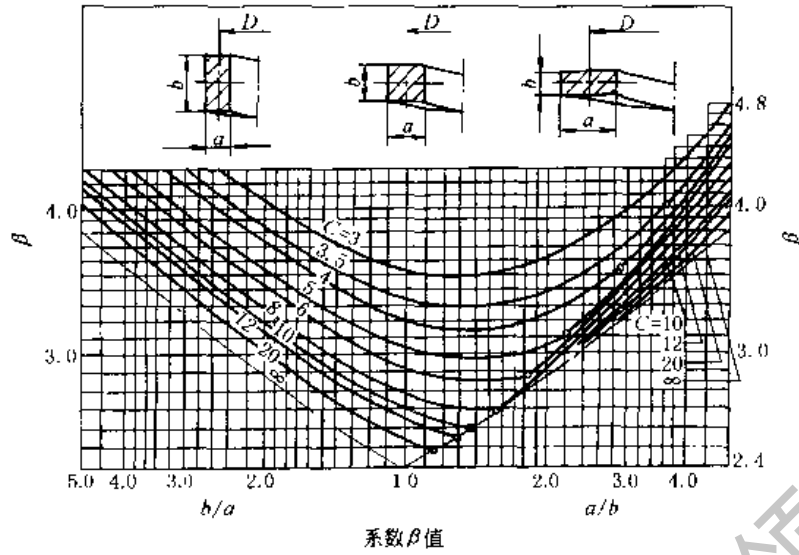


图 7-2-12 系数  $\beta$  值

7.3 矩形截面圆柱螺旋压缩弹簧计算示例

表 7-2-38

项 目	单 位	公 式 及 数 据
原始条件	外径 $D$	mm $D_2 = 48$
	最大工作载荷 $P_n$	N $P_n = 1500$
	最大工作载荷下的变形 $F_n$	mm $F_n = 35.2$
	载荷类别	II 类
	端部结构	弹簧端部并紧, 磨平, 支承圈为 1 圈
计算项目	选取材料及许用应力 $\tau_p$	MPa 选取材料 60Si2Mn, 根据 II 类载荷, 查表 7-2-2 得: $G = 79 \times 10^3$ MPa $\tau_p = 590$ MPa. 由表 7-2-6 查得
	选择旋绕比 $C$	选 $C = 5$
	计算边长 $a$ 及边长 $b$	mm 取 $a > b$ , 则选 $\frac{a}{b} = 1.25$ , 即 $\frac{b}{a} = 0.8$ $a = \frac{D_2}{C+1} = \frac{48}{5+1} = 8$ $b = \frac{b}{a} \times a = 0.8 \times 8 = 6.4$
	弹簧中径 $D$ 弹簧内径 $D_1$	$D = D_2 - a = 48 - 8 = 40$ $D_1 = D_2 - 2a = 48 - 2 \times 8 = 32$
	验算切应力 $\tau$	MPa 由图 7-2-12, 据 $\frac{a}{b} = 1.25$ 和 $C = 5$ , 查得 $\beta$ 值为 2.9 则 $\tau = \beta \frac{F_n D_2}{ab\sqrt{ab}} = 2.9 \times \frac{1500 \times 40}{8 \times 6.4 \times \sqrt{8 \times 6.4}} = 475 < \tau_p = 590$ 说明是合乎要求的
有效圈数 $n$	圈 由图 7-2-11, 据 $\frac{a}{b} = 1.25$ 和 $c = 5$ , 查得 $\gamma = 5.6$ 则 $n = \frac{Ca^2 b^2 F_n}{\gamma P_n D_2^3} = \frac{7.9 \times 10^4 \times 8^2 \times 6.4^2 \times 35.2}{5.6 \times 1500 \times 40^3} = 13.59$ 取 $n = 13.60$	

续表

项 目	单 位	公 式 及 数 据
总圈数 $n_1$	圈	查表 7-2-36 得, $n_1 = n + 2 = 13.6 + 2 = 15.6$
弹簧刚度 $P'$	N/mm	$P' = \frac{Ga^2b^2}{\gamma D_2^3 n} = \frac{79 \times 10^3 \times 8^2 \times 6.4^2}{5.6 \times 40^3 \times 13.6} = 42.5$
工作极限载荷 $P_1$	N	查表 7-2-36, 取 $\tau_1 = 1.25\tau_p$ 则 $P_1 = \frac{ab\sqrt{ab}}{\beta D_2} \tau_1 = \frac{8 \times 6.4 \sqrt{8 \times 6.4}}{2.9 \times 40} \times 1.25 \times 590 = 2347$
工作极限载荷下变形 $F_1$	mm	$F_1 = \frac{P_1}{P'} = \frac{2347}{42.5} = 55.22$
最小工作载荷 $P_1$	N	$P_1 = \frac{1}{3} P_1 = \frac{1}{3} \times 2347 = 782$
最小工作载荷下的变形 $F_1$	mm	$F_1 = \frac{P_1}{P'} = \frac{782}{42.5} = 18.4$
工作行程 $h$	mm	$h = F_1 - F_1 = 35.2 - 18.4 = 16.8$
节距 $t$	mm	取 $t = 0.3 D_2 = 0.3 \times 40 = 12$
间距 $\delta$	mm	$\delta = t - b = 12 - 6.4 = 5.6$
自由高度 $H_0$	mm	查表 7-2-36 得 $H_0 = nt + 1.5b = 13.5 \times 12 + 1.5 \times 6.4 = 171.6$
压并高度 $H_b$	mm	查表 7-2-36 得 $H_b = (n + 1.5)b$ $= (13.5 + 1.5) \times 6.4 = 96$
螺旋角 $\alpha$	(°)	$\alpha = \arctan \frac{t}{\pi D_2}$ $= \arctan \frac{12}{3.14 \times 40}$ $= 5.46^\circ = 5^\circ 28'$
展开长度 $L$	mm	$L = n_1 \pi D_2 = 15.3 \times 3.14 \times 40 = 1947$

## 第3章 圆锥形螺旋弹簧

### 1 圆锥形螺旋弹簧的特点

圆锥形螺旋弹簧与圆柱形螺旋弹簧比较，具有较大的横向稳定性。由于其载荷和变形是非线性关系，所以自振频率是变值，可以防止共振现象发生。弹簧的特性曲线见图 7-3-1。当所受载荷未使弹簧圈开始接触前，载荷与变形的关系是直线，如图中  $OA$  段；如载荷继续增加，则弹簧从大圈开始逐渐接触，其载荷与变形关系是非线性的，如图中  $AB$  段。 $A$  点为大圈开始接触点， $B$  点为小圈开始接触点。

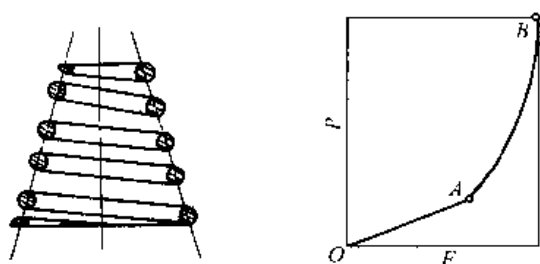


图 7-3-1 圆锥形螺旋弹簧及其特性曲线

圆锥形螺旋弹簧的特性决定于两个因素：旋绕比  $D/d$  的变化和参加工作的圈数。旋绕比越小，则弹簧越硬、旋绕比越大，则弹簧越软。圆锥形螺旋弹簧的旋绕比不是一个常数，而是每圈不同的，它介于最大值  $D_2/d$  和最小值  $D_1/d$  之间。在弹簧压缩过程中，较软部分的各圈便开始接触，首先是大圈，然后并成一整体，这部分不再参加变形，即参加变形的旋绕比越来越小，而参加变形的圈数也越来越少，弹簧便越来越硬。

开始接触，首先是大圈，然后并成一整体，这部分不再参加变形，即参加变形的旋绕比越来越小，而参加变形的圈数也越来越少，弹簧便越来越硬。

### 2 圆锥形螺旋弹簧的分类

如图 7-3-1 所示弹簧的材料截面中心线呈圆锥螺旋形，按其结构可分为等节距型（图 7-3-2）和等螺旋角型（图 7-3-3）两种。材料截面一般为圆形。

1) 等节距圆锥形螺旋弹簧（图 7-3-2）材料中心线的展开线为抛物线，螺旋线在  $xy$  底面上的投影为阿基米德螺旋线。

2) 等螺旋角圆锥形螺旋弹簧（图 7-3-3）材料中心线的展开线为直线，在  $xy$  底面上的投影为对数螺旋线。

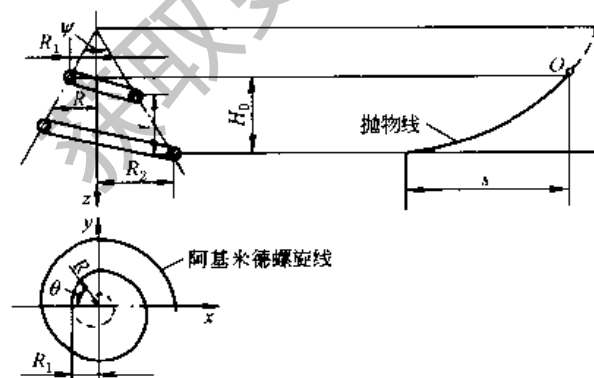


图 7-3-2 等节距圆锥形螺旋弹簧

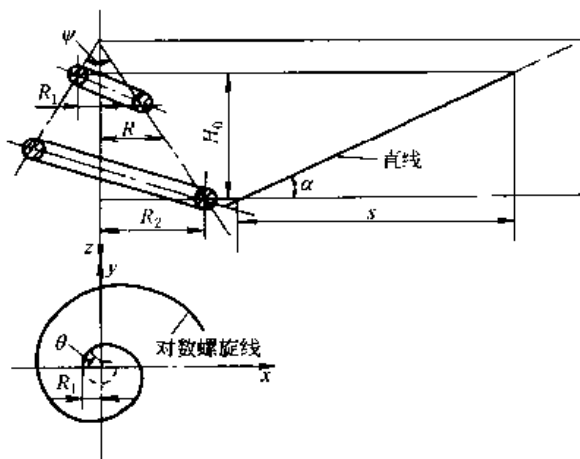


图 7-3-3 等螺旋角圆锥形螺旋弹簧



## 3 圆锥形螺旋弹簧计算公式

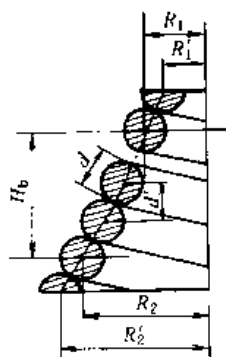


表 7-3-1

项 目		单 位	公 式 及 数 据			
			等螺旋角 $\alpha = \text{常数}$		等节距 $t = \text{常数}$	
			$R_2 - R_1 \geq nd$	$R_2 - R_1 < nd$	$R_2 - R_1 \geq nd$	$R_2 - R_1 < nd$
弹簧圈开始接触前	变形 $F$	mm	$F = \frac{16P_n(R_2^2 + R_1^2)(R_2 + R_1)}{Gd^4}$			
	应力 $\tau$	MPa	式中 $\tau = K \frac{16R_2}{\pi d^3} P$ $K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}, C = \frac{2R_2}{d}$			
	刚度 $P'$	N/mm	$P' = \frac{Gd^4}{16n(R_2^2 + R_1^2)(R_2 + R_1)}$			
弹簧圈开始接触后	载荷与最大自由圈中半径 $R$ 的关系式 $P$	N	$P = \frac{\pi G d^4}{32 R^2} \left( \alpha - \frac{d'}{2\pi R} \right)$ 式中 $\alpha$ ——螺旋角 注: 1. 如计算弹簧圈开始接触时的载荷 $P_z$ , 则取 $R = R_2$ 如计算弹簧圈完全压并时的载荷 $P_b$ , 则取 $R = R_1$ 2. 当 $R_2 - R_1 > nd$ 时, 则取 $d' = 0$		$P = \frac{Gd^4}{64R^3}(t - d')$ 式中 $d'$ ——弹簧压并时的节距	
	变形 $F$	mm	$F = \frac{n}{R_2 - R_1} \left[ \frac{16P}{Gd^4}(R^4 - R_1^4) + \pi d(R_2^2 - R^2) - d'(R_2 - R) \right]$		$F = \frac{n}{R_2 - R_1} \left[ \frac{16P}{Gd^4}(R^4 - R_1^4) + (t - d')(R_2 - R) \right]$	
	应力 $\tau$	MPa	$\tau = K \frac{16R}{\pi d^3} P$ 注: 如计算弹簧圈开始接触的应力 $\tau_z$ 时, 则取 $R = R_2$ 如计算弹簧圈完全压并时的应力 $\tau_b$ , 则取 $R = R_1$			
有效圈数 $n$	圈	$n = \frac{Gd^4}{16P'(R_2^2 + R_1^2)(R_2 + R_1)}$				
总圈数 $n_1$	圈	当端部并紧, 磨平支承圈为 1 时, $n_1 = n + 2$ 当端部并紧, 磨平支承圈为 3/4 时, $n_1 = n + 1.5$				
由最大圈算起第 $n'$ 圈的平均半径 $R$	mm	$R = R_2 - (R_2 - R_1) \frac{n'}{n}$		$R = R_2 - (R_2 - R_1) \frac{n'}{n}$		

项 目	单 位	公 式 及 数 据			
		等螺旋角 $\alpha = \text{常数}$		等节距 $t = \text{常数}$	
		$R_2 - R_1 \geq nd$	$R_2 - R_1 < nd$	$R_2 - R_1 \geq nd$	$R_2 - R_1 < nd$
螺旋角 $\alpha$	rad	$\alpha = \frac{H_b}{\pi n(R_1 + R_2)}$	$\alpha = \frac{H_b + nd'}{\pi n(R_1 + R_2)}$	—	
节距 $t$	mm	—		$t = \frac{F_b}{n}$	$t = \frac{H_b + nd'}{n}$
在自由状态第 $n'$ 圈的高度 $H'_n$	mm	$H'_n = 2\pi \times n' \left\{ R_2 - (R_2 - R_1) \frac{n'}{2n} \right\}$		$H'_n = tn'$	
在自由状态下的有效圈 $n$ 的高度 $H_n$	mm	$H_n = n\pi\alpha(R_2 + R_1)$		$H_n = tn$	
自由高度 $H_0$	mm	当 $n_1 - n = 2$ 时, $H_0 = H_n + 1.5d$ 当 $n_1 - n = 1.5$ 时, $H_0 = H_n + d$			
压并时的有效高度 $H_b$	mm	$H_b = d$	$H_b = nd\sqrt{1 - \left(\frac{R_2 - R_1}{nd}\right)^2}$	$H_b = d$	$H_b = nd\sqrt{1 - \left(\frac{R_2 - R_1}{\pi d}\right)^2}$
压并时圈间中心高度 $d'$	mm	$d' = d\sqrt{1 - \left(\frac{R_2 - R_1}{\pi d}\right)^2}$			
最大半径支承圈半径 $R'_2$	mm	$R'_2 = R_2 + \frac{n_{s2}d(R_2 - R_1)}{\sqrt{H_n^2 + (R_2 - R_1)^2}}$ , 其中 $n_{s2}$ ——支承圈数			
最小半径支承圈半径 $R'_1$	mm	$R'_1 = R_1 + \frac{n_{s1}d(R_2 - R_1)}{\sqrt{H_n^2 + (R_2 - R_1)^2}}$ , 其中 $n_{s1}$ ——支承圈数			
展开长度 $L$	mm	$L = n\pi(R_2 + R_1)$			

## 4 圆锥形螺旋弹簧计算示例

表 7-3-2

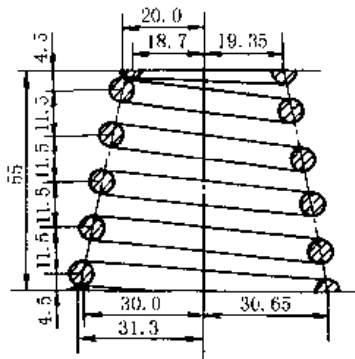
项 目	单 位	公 式 及 数 据
弹簧类型		等节距圆锥形螺旋弹簧
已知条件		
弹簧丝直径 $d$	mm	$d = 6$
大圈半径 $R_2$	mm	$R_2 = 30$
小圈半径 $R_1$	mm	$R_1 = 20$
节距 $t$	mm	$t = 11.5$
接触前弹簧刚度 $P'$	N/mm	$P' = 24.5$
支承圈数 $n_{s1}$ 及 $n_{s2}$	圈	$n_{s1} = n_{s2} = 1$
参数计算		
有效圈数 $n$	圈	$n = \frac{Gd^4}{16P'(R_2^2 + R_1^2)(R_2 + R_1)}$ $= \frac{78500 \times 6^4}{16 \times 24.5 \times (900 + 400)(30 + 20)} \approx 4$
压并时圈间中心高度 $d'$	mm	$d' = d\sqrt{1 - \left(\frac{R_2 - R_1}{nd}\right)^2} = 6\sqrt{1 - \left(\frac{30 - 20}{4 \times 6}\right)^2}$ $= 5.45$

续表

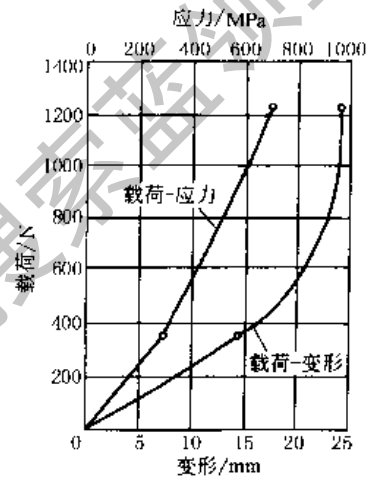
项 目		单位	公 式 及 数 据	
参 数 计 算	弹簧圈开始接触时的 载荷 $P_s$	N	因 故 $R_2 - R_1 < nd$ $P_s = \frac{Gd^4}{64R_2^3}(t - d')$ $= \frac{78500 \times 6^4}{64 \times 30^3} \times (11.5 - 5.5) = 356.1$	
	弹簧圈开始接触时的 变形 $F_s$	mm	$F_s = \frac{n}{R_2 - R_1} \left\{ \frac{16P_s}{Gd^4}(R_2^4 - R_1^4) \right\}$ $= \frac{4}{30 - 20} \left\{ \frac{16 \times 356.1}{78500 \times 6^4}(30^4 - 20^4) \right\}$ $= 14.6$	
	弹簧圈完全压并时的 应力 $\tau_s$	MPa	$\tau_s = K \frac{16R_2}{\pi d^3} P_s = 1.145 \times \frac{16 \times 30}{3.14 \times 6^3} \times 356.1$ $= 288 < 661.5$ 因材料为碳素弹簧钢丝 C 级, 载荷类型 III 类 故 $\tau_p = 0.5\sigma_b = 0.5 \times 1323 = 661.5$	
	弹簧圈完全压并时的 载荷 $P_b$	N	因 故 $R_2 - R_1 < nd$ $P_b = \frac{Gd^4}{64R_1^3}(t - d_1) = \frac{78500 \times 6^4}{64 \times 20^3}(11.5 - 5.45) = 1202$	
	弹簧圈完全压并时的 变形 $F_b$	mm	因 故 $R_2 - R_1 < nd$ $F_b = n(t - d') = 4 \times (11.5 - 5.45) = 24.2$	
	弹簧圈完全压并时的 应力 $\tau_b$	MPa	$\tau_b = K \frac{16R_1}{\pi d^3} P_b = 1.145 \times \frac{16 \times 20}{3.14 \times 6^3} \times 1202 = 649 < 740$ 因载荷类型为 III 类 故 $\tau_j = 1.12\tau_p \text{ III} = 1.12 \times 661.5 = 740$	
	总圈数 $n_1$	圈	$n_1 = n + n_{s1} + n_{s2} = 4 + 1 + 1 = 6$	
	第 $n'$ 圈的平 均半径	$R'$	$n' = 1$	$R' = R_2 - (R_2 - R_1) \frac{n'}{n} = 30 - (30 - 20) \frac{1}{4} = 27.5$
		$R''$	$n' = 2$	$R'' = R_2 - (R_2 - R_1) \frac{n'}{n} = 30 - (30 - 20) \frac{2}{4} = 25$
		$R'''$	$n' = 3$	$R''' = R_2 - (R_2 - R_1) \frac{n'}{n} = 30 - (30 - 20) \frac{3}{4} = 22.5$
$R''''$		$n' = 4$	$R'''' = R_2 - (R_2 - R_1) \frac{n'}{n} = 30 - (30 - 20) \frac{4}{4} = 20$	
第 $n'$ 圈的高 度	$H'_n$	$n' = 1$	$H'_n = tn' = 11.5 \times 1 = 11.5$	
	$H''_n$	$n' = 2$	$H''_n = tn' = 11.5 \times 2 = 23$	
	$H'''_n$	$n' = 3$	$H'''_n = tn' = 11.5 \times 3 = 34.5$	
	$H''''_n$	$n' = 4$	$H''''_n = tn' = 11.5 \times 4 = 46$	
有效圈数 $n$ 时高度 $H_n$	mm	$H_n = tn = H''''_n = 11.5 \times 4 = 46$		
自由高度 $H_0$	mm	$H_0 = H_n + 1.5d = 46 + 1.5 \times 6 = 55$		

项 目	单位	公 式 及 数 据
最大半径侧支承圈半径 $R_2'$	mm	$R_2' = R_2 + \frac{n_{a2} \cdot d (R_2 - R_1)}{\sqrt{H_n^2 (R_2 - R_1)^2}}$ $= 30 + \frac{1 \times 6 \times (30 - 20)}{\sqrt{46^2 + (30 - 20)^2}} = 31.30$
最小半径侧支承圈半径 $R_1'$	mm	$R_1' = R_1 - \frac{n_{a1} \cdot d (R_2 - R_1)}{\sqrt{H_n^2 + (R_2 - R_1)^2}}$ $= 20 - \frac{1 \times 6 \times (30 - 20)}{\sqrt{46^2 + (30 - 20)^2}} = 18.7$
展开长度 $L$	mm	$L \approx n\pi(R_2 + R_1)$ $\approx 6 \times 3.14 \times (30 + 20) \approx 942$

工  
作  
图  
及  
特  
性  
图



工作图



特性图

### 5 圆锥形螺旋弹簧应用实例

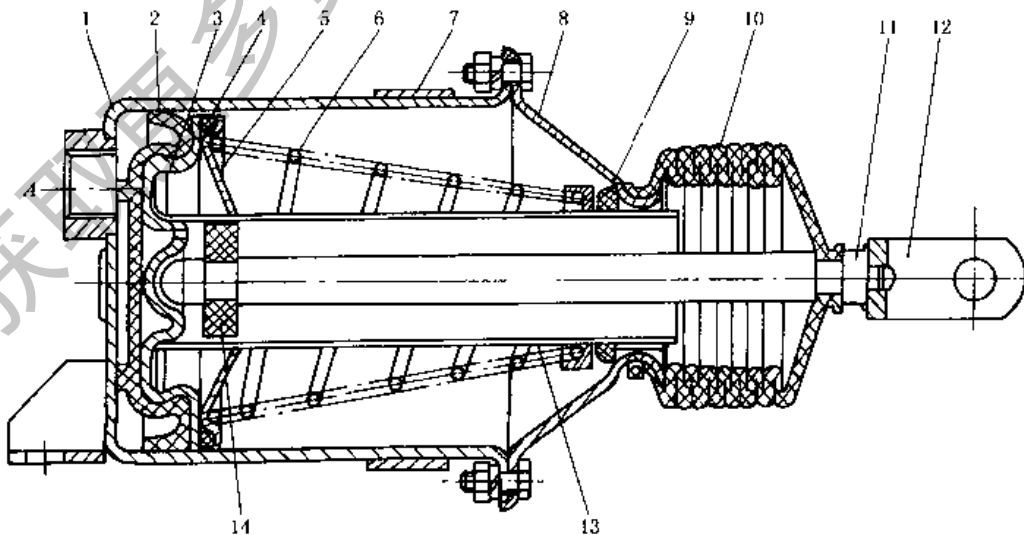


图 7-3-4 在汽车活塞式制动室的应用

- 1—壳体；2—橡胶皮碗；3—活塞体；4—密封圈；5—弹簧座；6—弹簧；7—气室固定卡箍；  
8—盖；9—毡垫；10—防护套；11—推杆；12—连接叉；13—导向套筒；14—密封垫

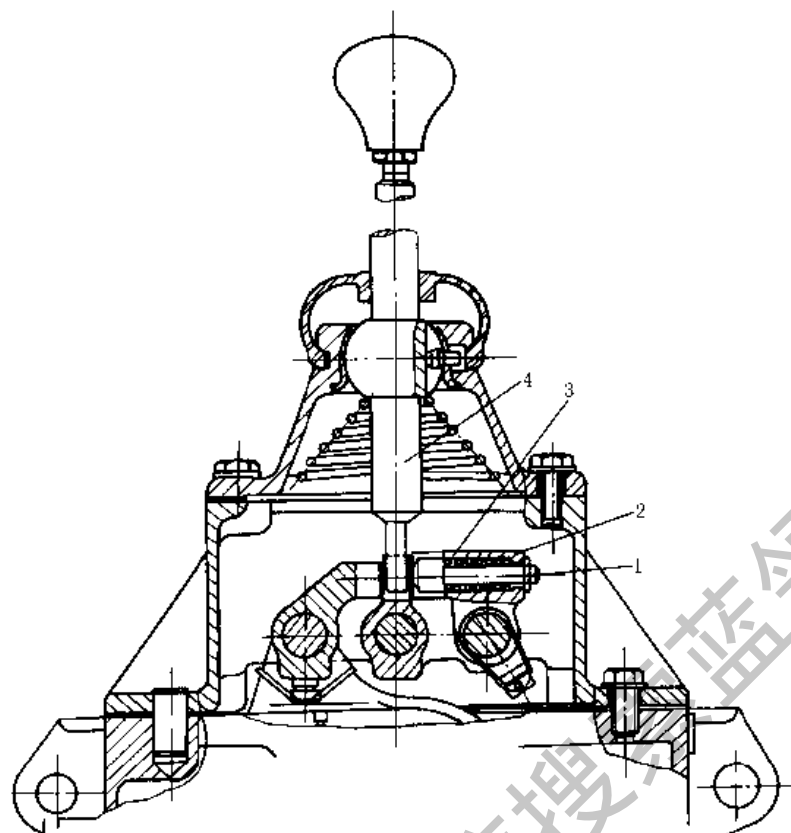


图 7-3-5 东风 EQ140 型汽车变速器倒档锁  
1—倒档锁销；2—倒档销弹簧；3—倒档拨块；4—变速杆

获取更多资料

## 第 4 章 蜗卷螺旋弹簧

蜗卷螺旋弹簧是将长方形截面的板材卷绕成圆锥状的弹簧，有时也称为宝塔弹簧或竹笋弹簧。

### 1 蜗卷螺旋弹簧的特性曲线

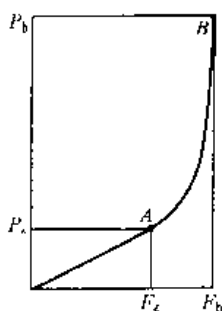


图 7-4-1 蜗卷螺旋弹簧的特性曲线图

蜗卷螺旋弹簧的特性曲线和圆形截面的圆锥螺旋弹簧同样是非线性的，如图 7-4-1 所示。由原点至 A 点是直线段，当载荷再增加时，则有效圈开始与坐垫的支承面顺次接触，从而使弹簧刚度逐渐增加，于是 AB 间也成为逐渐变陡的曲线。

在相同的空间容积内，这种弹簧与其他弹簧相比可以吸收较大的能量，而且其板间存在的摩擦可用来衰减振动。因此，常将其用于需要吸收热胀变形而又需阻尼振动的管道系统或与管道系统相联的部件中，例如用于火力发电厂的汽、水管道系统及用于汽轮发电机组的主、辅机的系统，也常用于易受相联管道影响的阀门类部件的支持装置中。

其缺点是比一般弹簧工艺复杂，成本高，且由于弹簧圈之间的间隙小，热处理比较困难，也不能进行喷丸处理。

### 2 蜗卷螺旋弹簧的材料及许用应力

蜗卷螺旋弹簧一般采用热卷成型，小型的也可冷卷。材料多用热轧硅锰弹簧钢板，也可用铬钒钢，在不太重要的地方还可用碳素弹簧钢或锰弹簧钢。

坯料两端应加热辗薄，如无条件，也可以刨削。热卷时，要用特制的芯棒在卷簧机上成型，手工卷制难以保证间隙，质量差。因弹簧间隙小，在油淬时，最好采用热风循环炉加热，延长保温时间及喷油冷却等措施来保证质量。

当上述材料经热处理后的硬度达到或超过 47HRC 时，则其许用应力依照表 7-4-1 选取。

表 7-4-1 蜗卷弹簧的许用应力

使用条件	许用应力/MPa
只压缩使用，或变载荷作用次数很少时	1330
只压缩使用，或变载荷作用次数较多时	770
作为悬架弹簧使用时	1120
当载荷为压缩和拉伸的交变载荷时	380

### 3 蜗卷螺旋弹簧的计算公式

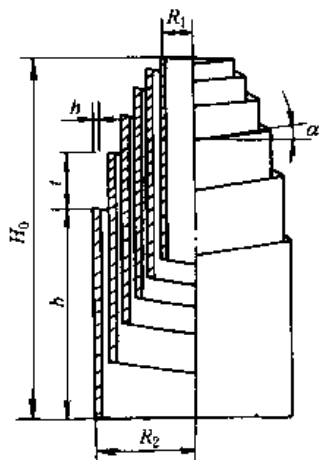


表 7-4-2

项 目	公 式 及 数 据		
	螺旋角 $\alpha =$ 常数	节距 $t =$ 常数	应力 $\tau =$ 常数
弹 簧 圈 开 始 接 触 前	$R_1 = R_2 - (R_2 - R_1) \frac{\alpha_1}{n}$ 式中 $R_2$ ——大端工作弹簧圈半径, mm $R_1$ ——小端工作弹簧圈半径, mm		
	$F = \frac{\pi n P}{2\xi_1 G b h^3} \left( \frac{R_2^4 - R_1^4}{R_2 - R_1} \right)$ 式中 $\xi_1$ ——系数, 其值可查表 7-4-3 $b$ ——弹簧材料的宽度, mm $h$ ——弹簧材料的厚度, mm $P$ ——载荷, N		
	$\tau = K \frac{P R_2}{\xi_2 b h^2}$ 式中 $K$ ——曲度系数, 其值 $K = 1 + \frac{h}{2R_2}$ $\xi_2$ ——系数, 其值可查表 7-4-3		
	$P' = \frac{2\xi_1 G b h^3}{n\pi} \left( \frac{R_2 - R_1}{R_2^4 - R_1^4} \right)$		
弹 簧 圈 开 始 接 触 后	弹簧圈 $n_1$ 接触时的载荷/N $P_1 = \frac{\xi_1 G b h^3 \alpha}{R_1^2}$ 式中 $\alpha$ ——螺旋角 $\alpha = \frac{P_1 R_1^2}{\xi_1 G b h^3} \quad (^\circ)$ $\alpha =$ 常数	$P_1 = \frac{\xi_1 G b h^3 t}{2\pi R_1^3}$ $t = 2\pi R_1 \alpha_1$ $t$ ——节距, mm $\alpha_1$ ——弹簧圈 $n_1$ 的螺旋角, $(^\circ)$	$P_1 = \frac{\xi_1 G b h^3 \alpha_2}{R_2 R_1}$ 式中 $\alpha_2 = \frac{R_2}{R_1} \alpha_1$ $\alpha_1$ ——弹簧圈 $n_1$ 的螺旋角, $(^\circ)$ $\alpha_2$ ——弹簧大端的螺旋角, $(^\circ)$
	弹簧圈 $n_1$ 接触时的变形 $F_1$ /mm $F_1 = \frac{n\pi}{R_2 - R_1} \left[ (R_2^2 - R_1^2) \alpha + \left( \frac{R_1^4 - R_1^4}{2\xi_1 G b h^3} \right) P_1 \right]$	$F_1 = \frac{n\pi}{R_2 - R_1} \left[ (R_2 - R_1) \frac{t}{\pi} + \left( \frac{R_1^4 - R_1^4}{2\xi_1 G b h^3} \right) P_1 \right]$	$F_1 = \frac{n\pi}{R_2 - R_1} \left[ \frac{2\alpha_2}{3R_2} (R_2^3 - R_1^3) + \left( \frac{R_1^4 - R_1^4}{2\xi_1 G b h^3} \right) P_1 \right]$
	弹簧圈 $n_1$ 接触时的应力 $\tau_1$ /MPa $\tau_1 = K \frac{P R_1}{\xi_1 b h^2}$ 式中 $K = 1 + \frac{h}{R_1}$	$\tau_1 =$ 常数	
	从大端数起到弹簧圈 $n_1$ 的 自由高度 $H_1$ /mm $H_1 = n\pi\alpha \left( \frac{R_2^2 - R_1^2}{R_2 - R_1} \right) + b$	$H_1 = n\pi \left( \frac{R_2 - R_1}{R_2 - R_1} \right) + b$	$H_1 = \frac{2n\pi\alpha_2}{3R_2} \left( \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2 - R_1} \right) + b$
	弹簧工作圈的自由高度 $H_0$ /mm $H_0 = n\pi\alpha (R_2 + R_1) + b$	$H_0 = n\pi + b$	$H_0 = \frac{2n\pi\alpha_2}{3R_2} [(R_2 + R_1)^2 - R_2 R_1] + b$
	由大端到弹簧圈 $n_1$ 的有效 工作圈的扁钢的长度 $l_1$ /mm $l_1 = n\pi \left( \frac{R_2^2 - R_1^2}{R_2 - R_1} \right)$		
	大端支承圈的扁钢长度 $l_2$ /mm $l_2 = \pi n_2' (R_2' + R_2)$ 式中 $n_2'$ ——大端支承圈数 $R_2'$ ——大端支承圈的最大外半径, mm		
	小端支承圈的扁钢长度 $l_1'$ /mm $l_1' = \pi n_1' (R_1' + R_1)$ 式中 $n_1'$ ——小端支承圈数 $R_1'$ ——小端支承圈的最小内半径, mm		

表 7-4-3

 $\xi_1$  和  $\xi_2$  之数值

$b/h$	$\xi_1$	$\xi_2$	$b/h$	$\xi_1$	$\xi_2$
1	0.1406	0.2082	2.25	0.2401	0.2520
1.05	0.1474	0.2112	2.5	0.2494	0.2576
1.1	0.1540	0.2139	2.75	0.2570	0.2626
1.15	0.1602	0.2165	3	0.2633	0.2672
1.2	0.1661	0.2189	3.5	0.2733	0.2751
1.25	0.1717	0.2212	4	0.2808	0.2817
1.3	0.1717	0.2236	4.5	0.2866	0.2870
1.35	0.1821	0.2254	5	0.2914	0.2915
1.4	0.1869	0.2273	6	0.2983	0.2984
1.45	0.1914	0.2289	7	0.3033	0.3033
1.5	0.1958	0.2310	8	0.3071	0.3071
1.6	0.2037	0.2343	9	0.3100	0.3100
1.7	0.2109	0.2375	10	0.3123	0.3123
1.75	0.2143	0.2390	20	0.3228	0.3228
1.8	0.2174	0.2404	50	0.3291	0.3291
1.9	0.2233	0.2432	100	0.3312	0.3312
2	0.2287	0.2459	$\infty$	0.3333	0.3333

## 4 蜗卷螺旋弹簧的计算示例

## 4.1 等螺旋角蜗卷螺旋弹簧的计算

表 7-4-4

项 目		单位	公 式 及 数 据
原始条件	弹簧类型		等螺旋角的蜗卷螺旋弹簧
	板宽 $b$	mm	28
	板厚 $h$	mm	4
	大端工作弹簧圈半径 $R_2$	mm	43
	小端工作弹簧圈半径 $R_1$	mm	14
	弹簧圈开始接触前的刚度 $P'$	N/mm	48
	弹簧圈开始接触时的载荷 $P_b$	N	1260
	大端支承圈数 $n_2$	圈	3/4
	小端支承圈数 $n_1$	圈	3/4
	弹簧材料		60Si2MnA
热处理后硬度	HRC	$\geq 47$	
参 数 计 算	弹簧的工作圈数 $n$	圈	$n = \frac{2\xi_1 G b h^3}{\pi P'} \times \frac{R_2 - R_1}{R_2^2 - R_1^2}$ $= \frac{2 \times 0.3033 \times 80000 \times 28 \times 4^3}{3.14 \times 48} \times \frac{43 - 14}{43^2 - 14^2}$ $= 4.947$ <p style="text-align: center;">取 <math>n = 5</math></p>
	弹簧的螺旋角 $\alpha$	(°)	$\alpha = \frac{P_b R_2^2}{\xi_1 G b h^3}$ $= \frac{1260 \times 43^2}{0.3033 \times 80000 \times 28 \times 4^3}$ $= 0.05358 \text{ rad} = 3.06^\circ$
	弹簧圈 $n_1$ 的半径 $R_1$	mm	$R_1 = R_2 - (R_2 - R_1) \frac{i}{n} = 43 - (43 - 14) \times \frac{i}{5}$ $= 43 - 5.8i$
	从大端到弹簧圈 $n_1$ 的自由高度 $H_1$	mm	$H_1 = n\pi\alpha \left( \frac{R_2^2 - R_1^2}{R_2 - R_1} \right) + b$ $= 5\pi \times 0.05358 \times \left[ \frac{43^2 - (43 - 5.8i)^2}{43 - 14} \right] + 28$ $= 0.3367i \times (43 - 2.9i) + 28$



续表

项 目	单位	公 式 及 数 据
弹簧扁钢的长度 $l_1$	mm	$l_1 = n\pi \left( \frac{R_2^2 - R_1^2}{R_2 - R_1} \right)$ $= 5\pi \times \left[ \frac{43^2 - (43 - 5.8i)^2}{43 - 14} \right]$ $= 6.283i \times (43 - 2.9i)$
大端支承圈的扁钢长度 $l_2$	mm	$l_2 = \pi n_1^2 (R_2 + R_1)$ $= \frac{3\pi}{4} \times (45 + 43)$ $= 207.3$
小端支承圈的扁钢长度 $l_1'$	mm	$l_1' = \pi n_1 (R_1' + R_1)$ $= \frac{3\pi}{4} \times (12 + 14) = 61.3$
弹簧圈 $n_1$ 开始接触时弹簧所受的载荷 $P_1$	N	$P_1 = \frac{\xi_1 G b h^3 a}{R_1^2}$ $= \frac{0.3033 \times 80000 \times 28 \times 4^3 \times 0.05358}{R_1^2}$ $= \frac{2.330 \times 10^6}{R_1^2}$
弹簧圈 $n_1$ 开始接触后弹簧的变形 $F_1$	mm	$F_1 = \frac{n\pi}{R_2 - R_1} \left[ (R_2^2 - R_1^2) a + \left( \frac{R_2^4 - R_1^4}{2\xi_1 G b h^3} \right) P_1 \right]$ $= \frac{5\pi}{43 - 14} \left[ (43^2 - R_1^2) 0.05358 + \left( \frac{R_1^4 - 14^4}{2 \times 0.3033 \times 80000 \times 28 \times 4^3} \right) P_1 \right]$ $= 2.9 \times 10^{-2} (1.849 \times 10^3 - R_1^2) + 6.229 \times 10^{-8} (R_1^4 - 3.8416 \times 10^3) P_1$
弹簧圈 $n_1$ 开始接触后弹簧圈 $n_1$ 的应力 $\tau_1$	MPa	$K = 1 + \frac{h}{R_1} = 1 + \frac{2}{R_1} = 1 + \frac{2}{(43 - 5.8n_1)}$ $\tau_1 = K \frac{P_1 R_1}{\xi_1 b h^2}$ $= \left( 1 + \frac{2}{R_1} \right) \frac{R_1}{0.3033 \times 28 \times 4^2} P_1$ $= 7.36 \times 10^{-1} \left( 1 + \frac{2}{43 - 5.8n_1} \right) R_1 P_1$

根据上列各式计算所得等螺旋角蜗卷螺旋弹簧的主要几何尺寸、载荷、应力列于表 7-4-5。

图 7-4-2 是根据表 7-4-5 所列数值绘制的等螺旋角蜗卷螺旋弹簧的几何形状图 a 和材料尺寸图 b, 图 7-4-3 是所设计弹簧的特性曲线及载荷  $P$  与应力  $\tau$  的关系曲线。

表 7-4-5

$n_1$	$R_1/\text{mm}$	$H_1/\text{mm}$	$l_1/\text{mm}$	$P_1/\text{N}$	$F_1/\text{mm}$	$\tau_1/\text{MPa}$
0	43.0	28	0	1260	26.5	417
0.5	40.1	35	130.5			
1.0	37.2	41.5	251.9	1684	33.2	486
1.5	34.3	47.5	364.3			
2.0	31.4	53.1	462.1	2363	38.8	580
2.5	28.5	58.1	561.6			
3.0	25.6	62.7	646.6	3555	43.3	722
3.5	22.7	66.7	722.5			
4.0	19.8	70.3	789.3	5943	46.6	954
4.5	16.9	73.4	846.9			1400
5.0	14.0	76	895.4	11890	48.0	

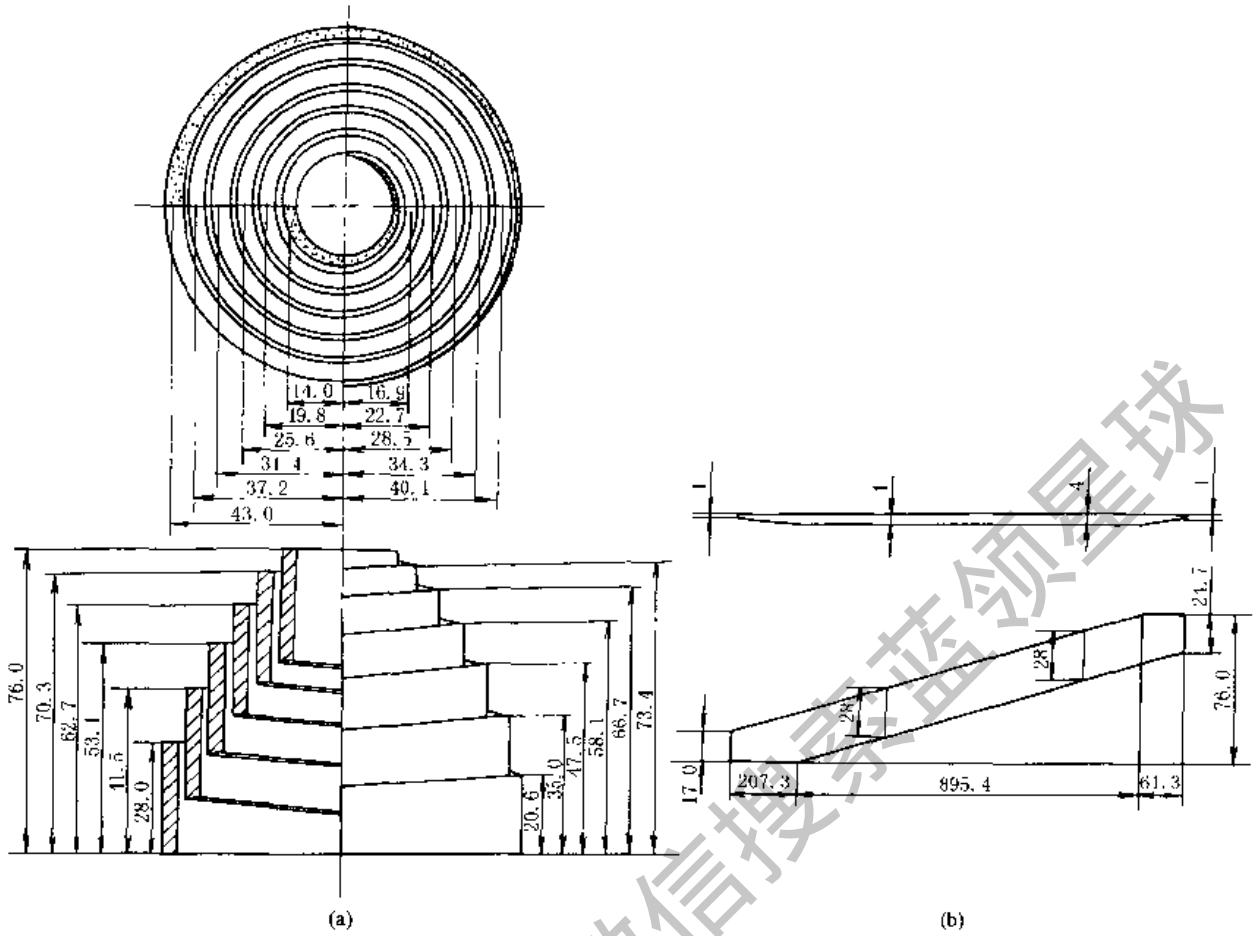


图 7-4-2 等螺旋角蜗卷螺旋弹簧计算例题图  
(a) 几何尺寸; (b) 材料尺寸

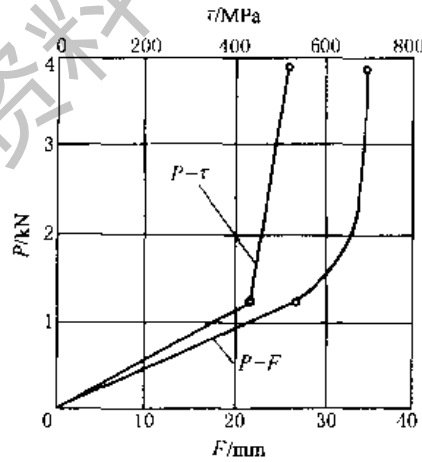


图 7-4-3 弹簧的特性线  
及载荷和应力关系曲线

### 4.2 等节距蜗卷螺旋弹簧的计算

试设计原始条件  $b$ 、 $h$ 、 $R_2$ 、 $R_1$ 、 $P'$  的数值与前例（等螺旋角蜗卷螺旋弹簧）完全一致的等节距 ( $t = 9.6\text{mm}$ ) 蜗卷螺旋弹簧。这里，令弹簧两端的支承圈各为  $3/4$  圈。

由于  $\xi_1$ 、 $\xi_2$ 、 $n$ 、 $R_1$ 、 $R_2$ 、 $R'_1$ 、 $l$ 、 $l'_2$ 、 $l'_1$  诸值在前例中已求出，其值与本例相同，现仅就  $H_1$ 、 $P_1$ 、 $F_1$ 、 $\tau_1$  等尚需重新计算的项目列入表 7-4-6 中。

表 7-4-6

项 目	单位	公 式 及 数 据
从大端到弹簧圈 $n_1$ 的自由高度 $H_1$	mm	$H_1 = n_1 \left( \frac{R_2 - R_1}{R_2 - R_1} \right) + b$ $= 9.6n_1 + 28$
弹簧圈 $n_1$ 开始接触时弹簧所受的载荷 $P_1$	N	$P_1 = \frac{\xi_1 G b h^3 t}{2\pi R_1^3}$ $= \frac{6.643 \times 10^7}{R_1^3}$
弹簧圈 $n_1$ 接触后弹簧的变形 $F_1$	mm	$P_1 = \frac{n\pi}{R_2 - R_1} \left[ (R_2 - R_1) \frac{t}{\pi} + \left( \frac{R_1^4 - R_2^4}{2\xi_1 G b h^3} \right) P_1 \right]$ $= 9.6n_1 + 6.229 \times 10^{-8} (R_1^4 - 3.8416 \times 10^3) P_1$
弹簧圈 $n_1$ 接触后的应力 $\tau_1$	MPa	$\tau_1 = 7.36 \times 10^{-3} \left( 1 + \frac{2}{R_1} \right) R_1 P_1$

从表 7-4-6 中所得的等节距蜗卷螺旋弹簧的主要几何尺寸、载荷、变形和应力等列于表 7-4-7。

表 7-4-7

$n_1$	$R_1/\text{mm}$	$H_1/\text{mm}$	$P_1/\text{N}$	$F_1/\text{mm}$	$\tau_1/\text{MPa}$	$n_1$	$R_1/\text{mm}$	$H_1/\text{mm}$	$P_1/\text{N}$	$F_1/\text{mm}$	$\tau_1/\text{MPa}$
0	43.0	28	836	17.6	227	3	25.6	56.8	3960	38.5	804
1	37.2	37.6	1290	24.7	373	4	19.8	66.4	8558	44.6	1373
2	31.4	47.2	2146	31.7	527	5	14.0	76	24210	48.0	2852

图 7-4-4 是根据表 7-4-7 所列数值绘制的节距蜗卷螺旋弹簧的几何形状(图 a)和材料尺寸(图 b),图 7-4-5 为所设计弹簧的特性曲线及载荷与应力的关系曲线。

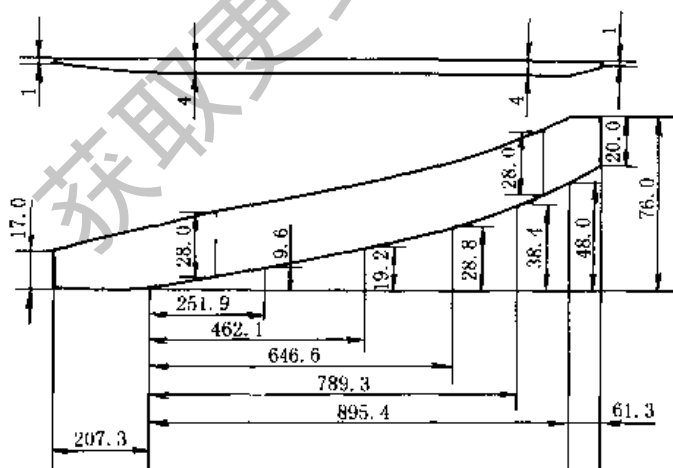
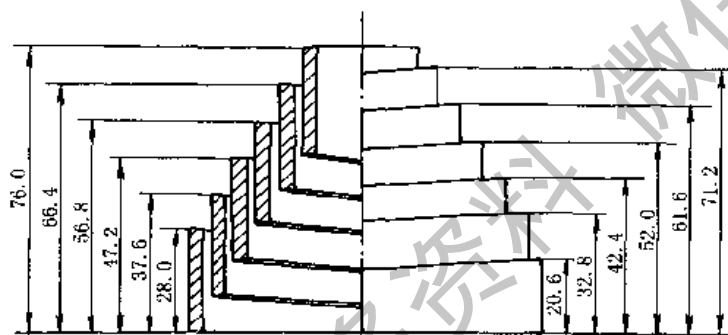


图 7-4-4 等节距蜗卷弹簧计算例题图  
(a)几何尺寸;(b)材料尺寸

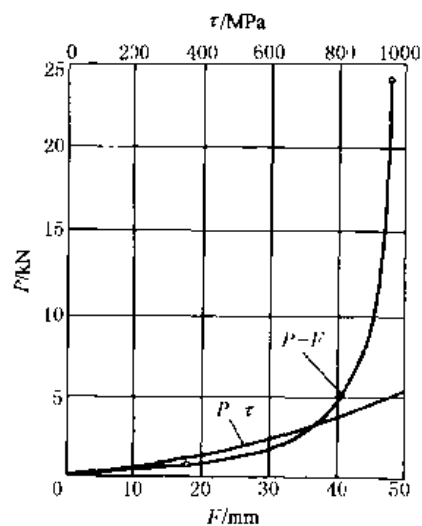


图 7-4-5 弹簧的特性线  
及载荷和应力关系曲线

### 4.3 等应力蜗卷螺旋弹簧的计算

试设计原始条件  $b, h, R_2, R_1, P'$  的数值与前两例完全一致的等应力蜗卷螺旋弹簧。这里,令弹簧两端的支承圈各为  $3/4$  圈。

由于  $\xi_1, \xi_2, n, R_1, R_2, R_1', l_1, l_2, l_1'$  诸值在等螺旋角蜗卷螺旋弹簧计算中业已求出,其值与本例相同,现仅就  $\alpha_1, H_1, P_1, \tau_1, F_1$  等尚需重新计算的项目列入表 7-4-8 中。

表 7-4-8

项 目	单 位	公 式 及 数 据
弹簧圈 $n_1$ 的螺旋角 $\alpha_1$	(°)	$\alpha_1 = \alpha_2 \frac{R_1}{R_2} = 1.246 \times 10^{-3} R_1$ 式中 $\alpha_2 = 0.05358 \text{ rad} = 3.06$
从大端到弹簧圈 $n_1$ 的自由高度 $H_1$	mm	$H_1 = \frac{2\pi n \alpha_2}{3R_2} \left( \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2 - R_1} \right) + b$ $= 4.5 \times 10^{-4} \times (7.9507 \times 10^4 - R_1^3) + 28$
弹簧圈 $n_1$ 开始接触时弹簧所受的载荷 $P_1$	N	$P_1 = \frac{\xi_1 G b h^3 \alpha_2}{R_2 R_1} = \frac{5.418 \times 10^3}{R_1}$
弹簧圈 $n_1$ 接触后弹簧的变形 $F_1$	mm	$F_1 = \frac{n\pi}{R_2 - R_1} \left[ \frac{2\alpha_2}{3R_2} (R_2^3 - R_1^3) + \left( \frac{R_2^4 - R_1^4}{2\xi_1 G b h^3} \right) P_1 \right]$ $= 4.5 \times 10^{-4} \times (7.9507 \times 10^4 - R_1^3) + 6.229 \times 10^{-8} \times (R_1^4 - 3.8416 \times 10^4) P_1$
弹簧圈 $n_1$ 接触后的应力 $\tau_1$	MPa	$\tau_1 = 7.36 \times 10^{-3} \left( 1 + \frac{2}{R_1} \right) R_1 P_1$

根据表 7-4-8 所得等应力蜗卷螺旋弹簧的主要尺寸、载荷、变形和应力列于表 7-4-9。

表 7-4-9

$n_1$	$R_1/\text{mm}$	$H_1/\text{mm}$	$P_1/\text{N}$	$F_1/\text{mm}$	$\tau_1/\text{MPa}$	$n_1$	$R_1/\text{mm}$	$H_1/\text{mm}$	$P_1/\text{N}$	$F_1/\text{mm}$	$\tau_1/\text{MPa}$
0	43.0	28	1260	26.5	417	3.0	25.6	56.2	2116	33.4	430
0.5	40.1	34.8				3.5	22.7	58.5			
1.0	37.2	40.6	1456	29.6	420	4.0	19.8	60.3	2736	34.3	439
1.5	34.3	45.6				4.5	16.9	61.6			
2.0	31.4	49.9	1725	31.9	424	5.0	14.0	62.5	3870	34.5	456
2.5	28.5	53.4									

图 7-4-6 是根据表 7-4-9 所列数值绘制的等应力蜗卷螺旋弹簧的几何尺寸(图 a), 弹簧材料尺寸(图 b), 图 7-4-7 为所设计弹簧的特性曲线及载荷与应力的关系曲线。

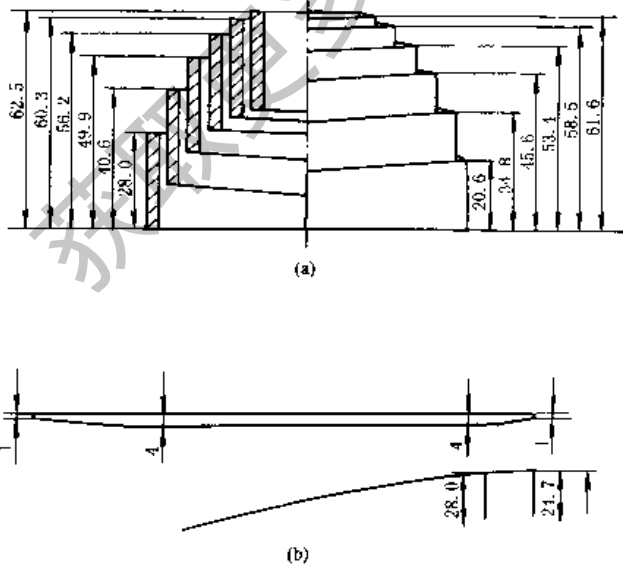


图 7-4-6 等应力蜗卷螺旋弹簧计算例题图 (a)几何尺寸;(b)材料尺寸

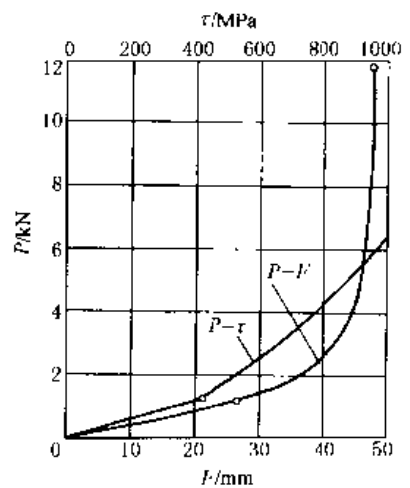


图 7-4-7 弹簧的特性线, 载荷和应力的关系曲线

## 第5章 多股螺旋弹簧

### 1 多股螺旋弹簧的结构、特性及用途

多股螺旋弹簧是由几股钢丝绕成钢索后卷制而成的螺旋弹簧，如图 7-5-1 所示。多股螺旋弹簧钢索中的各股钢丝，一般情况下相互接触不紧密，在初受载荷时多股螺旋弹簧相当于若干根单股螺旋弹簧各自发生变形。对于压缩弹簧，钢索与弹簧的旋向相反，随着载荷的增大，钢索越拧越紧。当载荷达到一定值  $P_k$  后，钢索被拧紧，刚度增大，在表示载荷与变形关系的特性线上出现折点  $A$ ，同时由于变形时钢索中相邻钢丝间有摩擦力存在，因而多股螺旋弹簧的特性线如图 7-5-2 所示。

在卸载过程中，多股螺旋弹簧所释放的力一部分用于克服钢丝间的摩擦力，使在卸载初期载荷降低而变形量并不发生变化，出现  $B$  至  $C$  的直线段。同时使刚度小于加载阶段。此时的载荷为  $P_0$ ，并将  $P_0$  称之为开始恢复变形时对应的载荷。

由于多股螺旋弹簧所用钢丝比同等功能的单股螺旋弹簧所用钢丝细，材料强度高，同时多股螺旋弹簧在变形时各股钢丝间产生的接触压力引起的相互摩擦可以吸收能量，兼有缓冲作用，且多股螺旋弹簧每股钢丝的刚度都比同等功能的单股螺旋弹簧小，在动载荷作用下寿命多有提高。因此多股螺旋弹簧常用于大口径自动武器如高射机枪和航空自动炮的复进簧，以及航空发动机的气门簧。

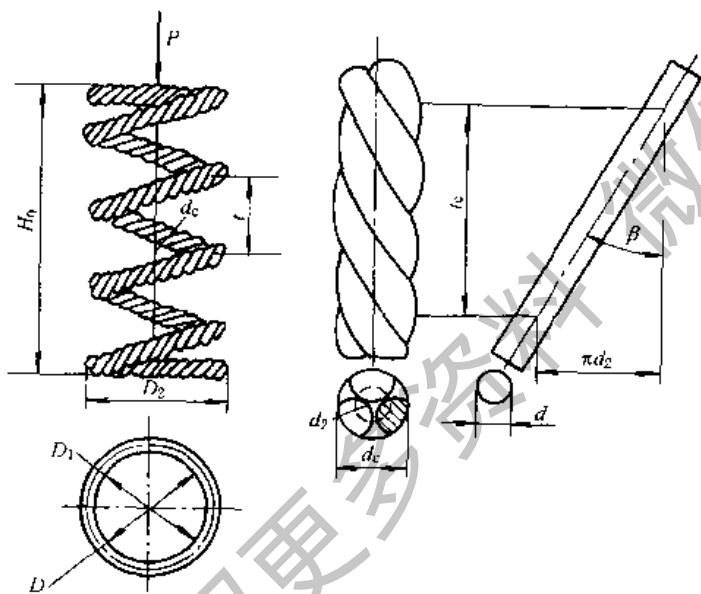


图 7-5-1 多股螺旋弹簧外形及钢索结构

$D_2$ —多股螺旋弹簧外径； $D$ —多股螺旋弹簧中径；  
 $D_1$ —多股螺旋弹簧内径； $d$ —钢丝直径； $d_c$ —钢索外径；  
 $d_2$ —通过各钢丝中心圆的直径；

$\beta$ —钢索的拧角； $t_c$ —钢索的索距； $t$ —弹簧节距； $H_0$ —自由高度

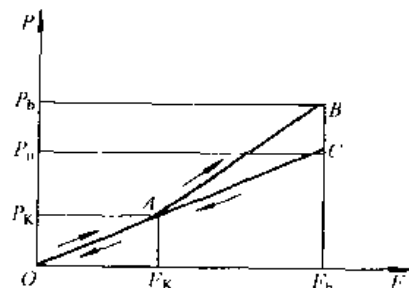


图 7-5-2 多股螺旋弹簧特性线

### 2 多股螺旋弹簧的材料及许用应力

多股螺旋弹簧一般采用碳素弹簧钢丝或特殊用途弹簧钢丝，有关它们的机械性能可参见第 1 卷材料篇。两种常用材料的许用应力如表 7-5-1 所示。

表 7-5-1

项 目	/MPa	
	压缩弹簧 $\tau_p$	拉伸弹簧 $\sigma_p$
受变载荷，作用次数在 $10^3 \sim 10^5$ 之间，或受静载荷而重要的弹簧	$\tau_p = 0.3\sigma_b$	$\sigma_p = 0.5\sigma_b$
	$\tau_p = 0.5\sigma_b$	
受静载荷，或作用次数 $< 10^4$ 的变载荷		

由于多股螺旋弹簧钢丝之间相互磨损较大，所以当载荷作用次数超过  $10^6$ ，即要求弹簧具有无限寿命时，不宜采用多股弹簧。

### 3 多股螺旋弹簧的参数选择

- 1) 钢丝直径  $d$ ，一般在  $0.5 \sim 3\text{mm}$  范围内选取。
- 2) 钢丝股数  $m$ ，一般为  $2 \sim 4$ ，最好不少于 3。
- 3) 弹簧旋绕比  $C = \frac{D}{d_c}$ ，可取为  $3.5 \sim 5$ ，一般不小于 4。
- 4) 钢索拧角  $\beta$  的选择与弹簧的性能有关，一般取  $\beta \approx 25^\circ \sim 30^\circ$ 。当要求弹簧的特性曲线有较大范围的线性关系时，取  $\beta \approx 22^\circ \sim 25^\circ$ 。拧角  $\beta$  与拧距  $t_c$  及直径  $d_c$  的关系如表 7-5-2 所示。

表 7-5-2

$m = 3$	$t_c/d$	8	9	10	11	12	13	14
	$\beta$	24.97°	22.37°	20.25°	18.49°	17.00°	15.74°	14.64°
	$d_c/d$	2.19	2.18	2.17	2.17	2.17	2.17	2.16
$m = 4$	$t_c/d$	8	9	10	11	12		
	$\beta$	31.13°	27.78°	25.08°	22.85°	20.99°		
	$d_c/d$	2.54	2.51	2.49	2.48	2.47		

注： $m$  为股数。

5)  $P_K/P$  比值，即对应于特性曲线折点的载荷  $P_K$ （钢索拧紧时的载荷）与最大工作载荷之比（它决定着特性曲线的折点位置）一般取为  $1/4 \sim 1/3$ 。

6)  $\epsilon = \frac{P_0}{P_h}$  值，即多股螺旋弹簧在卸载过程中开始恢复变形时对应的载荷与压并载荷之比，其值可由图 7-5-3 查得。

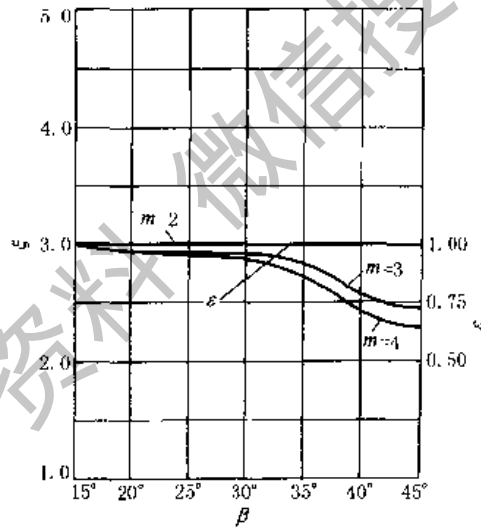


图 7-5-3 系数  $\epsilon$  值

### 4 多股螺旋压缩，拉伸弹簧设计主要公式

表 7-5-3

项 目	单位	公 式 及 数 据												
钢索拧紧前多股螺旋弹簧的变形 $F_1$	mm	$F_1 = \frac{8PD^3n}{i'Gd^4m}$ <p>式中 <math>i'</math>——钢索拧紧前捻索系数，<math>i' = \frac{(1+\mu)\cos\beta}{1+\mu\cos^2\beta}</math></p> <p>也可根据拧角 <math>\beta</math> 按下表选取：</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>\beta</math></td> <td>15°</td> <td>20°</td> <td>25°</td> <td>30°</td> <td>35°</td> </tr> <tr> <td><math>i'</math></td> <td>0.98</td> <td>0.97</td> <td>0.95</td> <td>0.92</td> <td>0.89</td> </tr> </table> <p><math>P</math>——载荷，N  <math>n</math>——有效圈数  <math>m</math>——股数</p>	$\beta$	15°	20°	25°	30°	35°	$i'$	0.98	0.97	0.95	0.92	0.89
$\beta$	15°	20°	25°	30°	35°									
$i'$	0.98	0.97	0.95	0.92	0.89									

续表

项 目	单位	公 式 及 数 据																																																
钢索拧紧前多股螺旋弹簧的刚度 $P_1$	N/mm	$P_1 = \frac{P i' G d^4 m}{F 8 D^3 a}$																																																
钢索拧紧时多股螺旋弹簧的变形 $F_k$	mm	$F_k = \frac{8 P_k D^3 n}{i' G d^4 m}$ 式中 $P_k$ ——拧紧载荷, N 其他符号同前																																																
钢索拧紧后多股螺旋的续加变形 $F_c$	mm	$F_c = \frac{8(P - P_k) D^3 n}{i'' G d^4 m}$ <p>式中 <math>i''</math>——钢索拧紧后续加变形阶段捻索系数</p> $i'' = \frac{\cos \beta}{\cos^2 \gamma} [1 + \mu \sin^2(\beta + \gamma)]$ <p>其中 <math>\gamma</math> 与 <math>\beta</math> 的关系根据 <math>m</math> 不同如以下两表所示</p> <p>当股数 <math>m = 3</math> 时</p> <table border="1"> <tr><td><math>\beta</math></td><td>15°</td><td>20°</td><td>25°</td><td>30°</td><td>35°</td></tr> <tr><td><math>\gamma</math></td><td>15.31°</td><td>20.84°</td><td>27.00°</td><td>34.43°</td><td>44.40°</td></tr> </table> <p>当股数 <math>m = 4</math> 时</p> <table border="1"> <tr><td><math>\beta</math></td><td>15°</td><td>20°</td><td>25°</td><td>30°</td><td>35°</td></tr> <tr><td><math>\gamma</math></td><td>15.59°</td><td>21.56°</td><td>28.51°</td><td>37.61°</td><td>48.78°</td></tr> </table> <p><math>i''</math> 也可根据不同 <math>m</math> 按如下两表选取:</p> <p>当股数 <math>m = 3</math> 时</p> <table border="1"> <tr><td><math>\beta</math></td><td>15°</td><td>20°</td><td>25°</td><td>30°</td><td>35°</td></tr> <tr><td><math>i''</math></td><td>1.12</td><td>1.21</td><td>1.35</td><td>1.58</td><td>2.07</td></tr> </table> <p>当股数 <math>m = 4</math> 时</p> <table border="1"> <tr><td><math>\beta</math></td><td>15°</td><td>20°</td><td>25°</td><td>30°</td><td>35°</td></tr> <tr><td><math>i''</math></td><td>1.12</td><td>1.23</td><td>1.40</td><td>1.73</td><td>2.45</td></tr> </table>	$\beta$	15°	20°	25°	30°	35°	$\gamma$	15.31°	20.84°	27.00°	34.43°	44.40°	$\beta$	15°	20°	25°	30°	35°	$\gamma$	15.59°	21.56°	28.51°	37.61°	48.78°	$\beta$	15°	20°	25°	30°	35°	$i''$	1.12	1.21	1.35	1.58	2.07	$\beta$	15°	20°	25°	30°	35°	$i''$	1.12	1.23	1.40	1.73	2.45
$\beta$	15°	20°	25°	30°	35°																																													
$\gamma$	15.31°	20.84°	27.00°	34.43°	44.40°																																													
$\beta$	15°	20°	25°	30°	35°																																													
$\gamma$	15.59°	21.56°	28.51°	37.61°	48.78°																																													
$\beta$	15°	20°	25°	30°	35°																																													
$i''$	1.12	1.21	1.35	1.58	2.07																																													
$\beta$	15°	20°	25°	30°	35°																																													
$i''$	1.12	1.23	1.40	1.73	2.45																																													
多股螺旋弹簧总的变形 $F$	mm	$F = F_k + F_c = \frac{8 P D^3 n}{i G d^4 m}$ <p>式中 <math>i</math>——综合捻索系数, <math>i = \frac{P_k}{i' P} + \frac{1}{i''} (1 - P_k/P)</math></p> <p><math>i</math> 也可根据 <math>\beta</math> 及 <math>P_k/P</math> 按下图选取:</p> <p>例如查 <math>P_k/P = 0.2, \beta = 30^\circ</math> 时 <math>\frac{1}{i}</math> 值。从 <math>\beta = 30^\circ</math> 处向上做垂线与 <math>\frac{1}{i'}</math> 和 <math>\frac{1}{i''}</math> 分别交于 A 和 B 点, 过 A 和 B 点分别做横坐标的平行线与两边纵坐标轴分别交于 C 点和 D 点。连接 C 和 D, 从上部横坐标 <math>P_k/P = 0.2</math> 处向下做垂线与 CD 线处交于 E。过 E 点做横坐标平行线与纵坐标轴 <math>\frac{1}{i}</math> 交于 F, 此 F 点即为所求 <math>\frac{1}{i} = 0.75</math></p>																																																

项 目	单 位	公 式 及 数 据
钢索拧紧后多股螺旋弹簧的刚度 $P'$	N/mm	$P' = \frac{iGd^4 m}{8D^3 n}$
应力 $\tau$	MPa	<p>式中</p> $\tau = K \frac{8FD}{m\pi d^3}$ <p>其中</p> $K = \sqrt{\gamma_1^2 + \gamma_b^2}$ $\gamma_1 = \frac{P_K}{P} \cos\beta + \gamma_1 \left(1 - \frac{P_K}{P}\right);$ $\gamma_b = \frac{P_K}{P} \sin\beta + \gamma_b \left(1 - \frac{P_K}{P}\right)$ <p>而 <math>\gamma_1</math> 及 <math>\gamma_b</math> 可根据 <math>\beta</math> 及 <math>m</math> 按下图选取</p> <p style="text-align: center;">系数 <math>\gamma_b</math> 和 <math>\gamma_1</math> 值</p>

### 5 多股螺旋压缩, 拉伸弹簧几何尺寸计算

表 7-5-4

项 目	单 位	公 式 及 数 据																								
钢丝直径 $d$	mm	可从 0.5 ~ 3mm 范围内选定																								
钢索直径 $d_c$	mm	<p style="text-align: center;"><math>d_c = d_2 + d</math></p> <p>式中 <math>d_2</math>——各股钢丝断面中心的圆周直径, mm</p> <p>而 <math>d_2</math> 与拧角 <math>\beta</math> 及 <math>d</math> 的关系可根据 <math>m</math> 不同按下两表选取</p> <p>当股数 <math>m = 3</math> 时</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th><math>\beta</math></th> <th>15°</th> <th>20°</th> <th>25°</th> <th>30°</th> <th>35°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>d_2/d</math></td> <td>1.17</td> <td>1.18</td> <td>1.19</td> <td>1.21</td> <td>1.25</td> </tr> </tbody> </table> <p>当股数 <math>m = 4</math> 时</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th><math>\beta</math></th> <th>15°</th> <th>20°</th> <th>25°</th> <th>30°</th> <th>35°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>d_2/d</math></td> <td>1.44</td> <td>1.46</td> <td>1.50</td> <td>1.55</td> <td>1.61</td> </tr> </tbody> </table>	$\beta$	15°	20°	25°	30°	35°	$d_2/d$	1.17	1.18	1.19	1.21	1.25	$\beta$	15°	20°	25°	30°	35°	$d_2/d$	1.44	1.46	1.50	1.55	1.61
$\beta$	15°	20°	25°	30°	35°																					
$d_2/d$	1.17	1.18	1.19	1.21	1.25																					
$\beta$	15°	20°	25°	30°	35°																					
$d_2/d$	1.44	1.46	1.50	1.55	1.61																					



续表

项 目	单 位	公 式 及 数 据
多股螺旋弹簧的外径 $D_2$	mm	$D_2 = D_1 + d_c$ 式中 $D_2$ ——弹簧中径, mm
多股螺旋弹簧的内径 $D_1$	mm	$D_1 = D_2 - d_c$
钢索拧距 $t_c$	mm	$t_c = \frac{\pi d_2}{4\beta}$
多股螺旋弹簧的有效圈数 $n$	圈	$n = \frac{iCd^4 mF}{8PD^3}$
多股螺旋弹簧的总圈数 $n_1$	圈	压缩弹簧: $n_1 = n + (2 \sim 2.5)$ 拉伸弹簧: $n_1 = n$ $n_1$ 尾数为 1/4, 1/2, 3/4 及整圈
多股螺旋弹簧节距 $t$	mm	$t = d_c + \frac{F_b}{n}$ 式中 $F_b$ ——压并载荷下变形, mm 而 $F_b = H_0 - H_b$ $H_0$ ——自由高度, mm
多股螺旋弹簧自由高度 $H_0$	mm	压缩弹簧, 两端磨平: 当 $n_1 = n + 1.5$ 时, $H_0 = nt + d$ 当 $n_1 = n + 2$ 时, $H_0 = nt + 1.5d$ 当 $n_1 = n + 2.5$ 时, $H_0 = nt + 2d$ 拉伸弹簧: L I 型 $H_0 = (n + 1)d + D_1$ L II 型 $H_0 = (n + 1)d + 2D_1$ L III 型 $H_0 = (n + 1.5)d + 2D_1$
多股螺旋压缩弹簧的压并高度 $H_b$	mm	端部不并紧, 两端磨平, 支承圈为 3/4 圈时 $H_b = (n + 1)d$ 端部并紧, 磨平, 支承圈为 1 圈时 $H_b = (n + 1.5)d$
钢索长度 $l$	mm	$l \approx \pi D_2 n_1$
每股钢丝长度 $L$	mm	$L = \frac{l}{\cos\beta}$

## 6 多股螺旋压缩弹簧计算示例

表 7-5-5

项 目	单 位	公 式 及 数 据
原始条件	多股螺旋压缩弹簧中径 $D_2$	mm $D_2 = 16$
	工作行程 $h$	mm $h = 20$
	安装载荷 $P_1$	N $P_1 = 150$
	最大工作载荷 $P_2$	N $P_2 = 450$
参数计算	钢丝直径 $d$	mm 初选 $d = 2$
	钢丝材料	A 组碳素弹簧钢丝
	剪切弹性模量 $G$	MPa $G = 80000$
	钢索股数 $m$	$m = 4$

项 目	单 位	公 式 及 数 据
验算多股螺旋弹簧强度 $\tau$	MPa	取 $\frac{P_k}{P} = 0.2$ , $\beta = 25^\circ$ 由表 7-5-3 中求 $\gamma_t$ 及 $\gamma_b$ 系数值的图查得 $\gamma_t = 0.43$ ; $\gamma_b = 0.77$ 将 $\gamma_t$ 及 $\gamma_b$ 值代入下两式 $\gamma_T = \frac{P_k}{P} \cos\beta + \gamma_t \left(1 - \frac{P_k}{P}\right)$ $= 0.2 \cos 25^\circ + 0.43 \times (1 - 0.2) = 0.53$ $\gamma_B = \frac{P_k}{P} \sin\beta + \gamma_b \left(1 - \frac{P_k}{P}\right)$ $= 0.2 \times \sin 25^\circ + 0.77 \times (1 - 0.2) = 0.70$ 从而得 $K = \sqrt{\gamma_T^2 + \gamma_B^2}$ $= \sqrt{0.53^2 + 0.70^2} = 0.87$ 代入右式 $\tau = K \frac{8PD_2}{m\pi d^3}$ $= 0.87 \times \frac{8 \times 450 \times 16}{4 \times 3.14 \times 2^3} = 498.7 \text{ MPa}$ $\therefore \tau < r_p = 0.3\sigma_b = 0.3 \times 2000 = 600 \text{ MPa}$
有效圈数 $n$	圈	$n = \frac{mGd^4 F_1}{8PD_2^3}$ , 查 $i = 0.125$ 故 $= \frac{4 \times 80000 \times 2^4 \times 20 \times 0.125}{8(450 - 150) \times 16^3} = 13 \text{ (圈)}$
弹簧总圈数 $n_1$	圈	两端各取 1 圈支承圈, 故总的圈数 $n_1$ $n_1 = n + 2 = 13 + 2 = 15$
钢索直径 $d_c$	mm	$d_c = d_2 + d$ 从表 7-5-4, 根据股数 $m = 4$ 及 $\beta = 25^\circ$ 求出 $d_2/d = 1.5$ 故 $d_2 = 1.5 \times d = 1.5 \times 2 = 3$ 代入 $d_c$ 式 $d_c = 3 + 2 = 5$
钢索的节距 $t_c$	mm	$t_c = \frac{\pi d_2}{\tan\beta}$ $= \frac{3.14 \times 5}{\tan 25^\circ} = 33.69$
多股螺旋压缩弹簧的节距 $t$	mm	$P' = \frac{P_2 - P_1}{F_2 - F_1} = \frac{450 - 150}{20} = 15 \text{ N/mm}$ 从而得 $F_2 = \frac{P_2}{P'} = \frac{450}{15} = 30 \text{ mm}$ 取弹簧的压并变形 $F_b = \frac{F_2}{0.8} = \frac{30}{0.8} = 37.5 \text{ mm}$ 故节距 $t \approx d_c + \frac{F_b}{n} = 5 + \frac{37.5}{13} = 7.9 \text{ mm}$
螺旋角 $\alpha$	( $^\circ$ )	$\alpha = \arcsin \frac{t}{\pi D_2} = \arcsin \frac{8}{3.14 \times 16} = 9^\circ 3'$
压并高度 $H_b$	mm	$H_b = (n + 1.5) d_c$ $= (13 + 1.5) \times 5 = 72.5$
自由高度 $H_0$	mm	$H_0 = H_b + F_b = 72.5 + 37.5 = 110$

续表

项 目	单 位	公 式 及 数 据
参数 计算	弹簧外径 $D_2$	$D_2 = D + d_c = 16 + 5 = 21$
	弹簧内径 $D_1$	$D_1 = D - d_c = 16 - 5 = 11$
	钢索长度 $l$	$l \approx \pi D n_1 = 3.14 \times 16 \times 15 = 754$
	每股钢丝长度 $L$	$L = \frac{l}{\cos \beta} = \frac{754}{\cos 2.5^\circ} = 832$

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

# 第6章 碟形弹簧

## 1 碟形弹簧的特点与应用

碟形弹簧是用金属板料或锻压坯料而成的截锥形截面的垫圈式弹簧。

碟形弹簧的特点是：

- 1) 刚度大，缓冲吸振能力强，能以小变形承受大载荷，适合于轴向空间要求小的场合。
- 2) 具有变刚度特性，可通过适当选择碟形弹簧的压平时变形量  $h_0$  和厚度  $t$  之比，得到不同的特性曲线。其特性曲线可以呈直线形、渐增形、渐减形或是它们的组合，这种弹簧具有很广范围的非线性特性。
- 3) 用同样的碟形弹簧采用不同的组合方式，能使弹簧特性在很大范围内变化。可采用对合、叠合的组合方式，也可采用复合不同厚度、不同片数等的组合方式。

当叠合时，相对于同一变形，弹簧数越多则载荷越大。当对合时，对于同一载荷，弹簧数越多则变形越大。

碟形弹簧在机械产品中的应用越来越广，在很大范围内，碟形弹簧正在取代圆柱螺旋弹簧。常用于重型机械（如压力机）和大炮、飞机等武器中，作为强力缓冲和减振弹簧，用作汽车和拖拉机离合器及安全阀或减压阀中的压紧弹簧，以及用作机动器的储能元件，将机械能转换为变形能储存起来。

但是，碟形弹簧的高度和板厚在制造中如出现即使不大的误差，其特性也会有较大的偏差。因此这种弹簧需要由高的制造精度来保证载荷偏差在允许范围内。和其他弹簧相比，这是它的缺点。

## 2 碟簧（普通碟簧）的分类及系列

普通碟形弹簧是机械产品中应用最广的一种，已标准化，标准代号为 GB/T 1972—1992。其分类方法有以下三种。

- 1) 碟形弹簧（普通碟簧）按结构型式分为无支承面及有支承面两种，如图 7-6-1 所示。

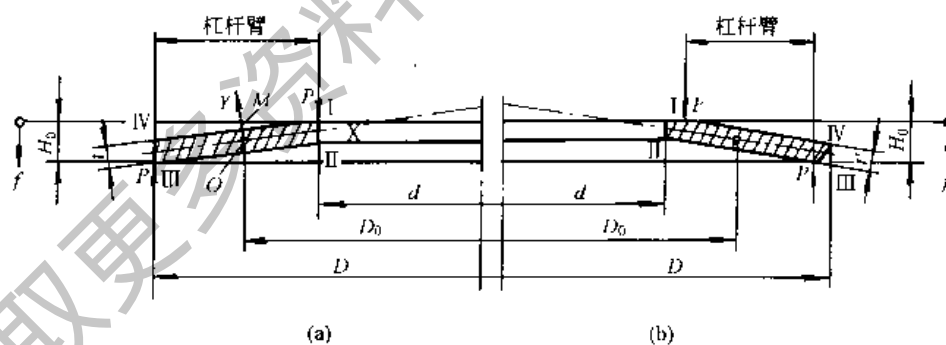


图 7-6-1 单个碟簧及计算应力的截面位置

(a) 无支承面；(b) 有支承面

表 7-6-1

类别	碟簧厚度 $t$ /mm	支承面的减薄厚度
1	< 1.25	无
2	1.25 ~ 6	无
3	> 6	有

- 2) 碟形弹簧按厚度  $t$  分为三类。表 7-6-1 列出了其厚度范围及有、无支承面厚度减薄的现象。

- 3) 碟簧的尺寸、参数，根据外径和厚度比值 ( $D/t$ ) 以及碟簧压平时变形量计算值与厚度的比值 ( $h_0/t$ ) 的

不同, 分为 A、B、C 三个系列。A 系列  $D/t \approx 18$ ,  $h_0/t \approx 0.4$  (见表 7-6-2); B 系列  $D/t \approx 28$ ,  $h_0/t \approx 0.75$  (见表 7-6-3); C 系列  $D/t \approx 40$ ,  $h_0/t \approx 1.3$  (见表 7-6-4)。

表 7-6-2 系列 A,  $\frac{D}{t} \approx 18$ ;  $\frac{h_0}{t} \approx 0.4$ ;  $E = 206000\text{MPa}$ ;  $\mu = 0.3$

类别	$D$ /mm	$d$ /mm	$t$ ( $t'$ ) <sup>①</sup> /mm	$h_0$ /mm	$H_0$ /mm	$P$	$f$	$H_0 - f$	$\sigma_{\text{OM}}^{\text{②}}$	$\sigma_{\text{II}}^{\text{③}}$ $\sigma_{\text{III}}$	$Q$ /(kg/1000 件)
						$f \approx 0.75 h_0$					
						/N	/mm	/mm	/MPa	/MPa	
1	8	4.2	0.4	0.2	0.6	210	0.15	0.45	-1200	1200*	0.114
	10	5.2	0.5	0.25	0.75	329	0.19	0.56	-1210	1240*	0.225
	12.5	6.2	0.7	0.3	1	673	0.23	0.77	-1280	1420*	0.508
	14	7.2	0.8	0.3	1.1	813	0.23	0.87	-1190	1340*	0.711
	16	8.2	0.9	0.35	1.25	1000	0.26	0.99	-1160	1290*	1.050
	18	9.2	1	0.4	1.4	1250	0.3	1.1	-1170	1300*	1.480
	20	10.2	1.1	0.45	1.55	1530	0.34	1.21	-1180	1300*	2.010
2	22.5	11.2	1.25	0.5	1.75	1950	0.38	1.37	-1170	1320*	2.940
	25	12.2	1.5	0.55	2.05	2910	0.41	1.64	-1210	1410*	4.40
	28	14.2	1.5	0.65	2.15	2850	0.49	1.66	-1180	1280*	5.390
	31.5	16.3	1.75	0.7	2.45	3900	0.53	1.92	-1190	1310*	7.840
	35.5	18.3	2	0.8	2.8	5190	0.6	2.2	-1210	1330*	11.40
	40	20.4	2.25	0.9	3.15	6540	0.68	2.47	-1210	1340*	16.40
	45	22.4	2.5	1	3.5	7720	0.75	2.75	-1150	1300*	23.50
	50	25.4	3	1.1	4.1	12000	0.83	3.27	-1250	1430*	34.30
	56	28.5	3	1.3	4.3	11400	0.98	3.32	-1180	1280*	43.00
	63	31	3.5	1.4	4.9	15000	1.05	3.85	-1140	1300*	64.90
	71	36	4	1.6	5.6	20500	1.2	4.4	-1200	1330*	91.80
	80	41	5	1.7	6.7	33700	1.28	5.42	-1260	1460*	145.0
	90	46	5	2	7	31400	1.5	5.5	-1170	1300*	184.5
	100	51	6	2.2	8.2	48000	1.65	6.55	-1250	1420*	273.7
112	57	6	2.5	8.5	43800	1.88	6.62	-1130	1240*	343.8	
3	125	64	8 (7.5)	2.6	10.6	85900	1.95	8.65	-1280	1330*	533.0
	140	72	8 (7.5)	3.2	11.2	85300	2.4	8.8	-1260	1280*	666.6
	160	82	10 (9.4)	3.5	13.5	139000	2.63	10.87	-1320	1340*	1094
	180	92	10 (9.4)	4	14	125000	3	11	-1180	1200*	1387
	200	102	12 (11.25)	4.2	16.2	183000	3.15	13.05	-1210	1230*	2100
	225	112	12 (11.25)	5	17	171000	3.75	13.25	-1120	1140*	2640
	250	127	14 (13.1)	5.6	19.6	249000	4.2	15.4	-1200	1220*	3750

表 7-6-3 系列 B,  $\frac{D}{t} \approx 28$ ;  $\frac{h_0}{t} \approx 0.75$ ;  $E = 206000\text{MPa}$ ;  $\mu = 0.3$

类别	$D$ /mm	$d$ /mm	$t$ ( $t'$ ) <sup>①</sup> /mm	$h_0$ /mm	$H_0$ /mm	$P$	$f$	$H_0 - f$	$\sigma_{\text{OM}}^{\text{②}}$	$\sigma_{\text{II}}^{\text{③}}$ $\sigma_{\text{III}}$	$Q$ /(kg/1000 件)
						$f \approx 0.75 h_0$					
						/N	/mm	/mm	MPa	MPa	
1	8	4.2	0.3	0.25	0.55	119	0.19	0.36	-1140	1300	0.086
	10	5.2	0.4	0.3	0.7	213	0.23	0.47	-1170	1300	0.180
	12.5	6.2	0.5	0.35	0.85	291	0.26	0.59	-1000	1110	0.363

续表

类别	D /mm	d /mm	t (t') <sup>ⓐ</sup> /mm	h <sub>0</sub> /mm	H <sub>0</sub> /mm	P	f	H <sub>0</sub> -f	σ <sub>OK</sub> <sup>ⓑ</sup>	σ <sub>II</sub> <sup>ⓑ</sup> σ <sub>III</sub>	Q /(kg/1000件)
						f ≈ 0.75 h <sub>0</sub>					
						/N	/mm	/mm	MPa	MPa	
1	14	7.2	0.5	0.4	0.9	279	0.3	0.6	-970	1100	0.444
	16	8.2	0.6	0.45	1.05	412	0.4	0.71	-1010	1120	0.698
	18	9.2	0.7	0.5	1.2	572	0.38	0.82	-1040	1130	1.030
	20	10.2	0.8	0.55	1.35	745	0.41	0.94	-1030	1110	1.460
	22.5	11.2	0.8	0.65	1.45	710	0.49	0.96	-962	1080	1.880
	25	12.2	0.9	0.7	1.6	868	0.53	1.07	-938	1030	2.640
	28	14.2	1	0.8	1.8	1110	0.6	1.2	-961	1090	3.590
2	31.5	16.3	1.25	0.9	2.15	1920	0.68	1.47	-1090	1190	5.600
	35.5	18.3	1.25	1	2.25	1700	0.75	1.5	-944	1070	7.130
	40	20.4	1.5	1.15	2.65	2620	0.86	1.79	-1020	1130	10.95
	45	22.4	1.75	1.3	3.05	3660	0.98	2.07	-1050	1150	16.40
	50	25.4	2	1.4	3.4	4760	1.05	2.35	-1060	1140	22.90
	56	28.5	2	1.6	3.6	4440	1.2	2.4	-963	1090	28.70
	63	31	2.5	1.75	4.25	7180	1.31	2.94	-1020	1090	46.40
	71	36	2.5	2	4.5	6730	1.5	3	-934	1060	57.70
	80	41	3	2.3	5.3	10500	1.73	3.57	-1030	1140	87.30
	90	46	3.5	2.5	6	14200	1.88	4.12	-1030	1120	129.1
	100	51	3.5	2.8	6.3	13100	2.1	4.2	-926	1050	159.7
	112	57	4	3.2	7.2	17800	2.4	4.8	-963	1090	229.2
	125	64	5	3.5	8.5	30000	2.63	5.87	-1060	1150	355.4
	140	72	5	4	9	27900	3	6	-970	1110	444.4
	160	82	6	4.5	10.5	41100	3.38	7.12	-1000	1110	698.3
180	92	6	5.1	11.1	37500	3.83	7.27	-895	1040	885.4	
3	200	102	8 (7.5)	5.6	13.6	76400	4.2	9.4	-1060	1250	1369
	225	112	8 (7.5)	6.5	14.5	70800	4.88	9.62	-951	1180	1761
	250	127	10 (9.4)	7	17	11900	5.25	11.75	-1050	1240	2687

表 7-6-4 系列 C,  $\frac{D}{t} \approx 40$ ;  $\frac{h_0}{t} \approx 1.3$ ;  $E = 206000\text{MPa}$ ;  $\mu = 0.3$

类别	D /mm	d /mm	t (t') <sup>ⓐ</sup> /mm	h <sub>0</sub> /mm	H <sub>0</sub> /mm	P	f	H <sub>0</sub> -f	σ <sub>OK</sub> <sup>ⓑ</sup>	σ <sub>II</sub> <sup>ⓑ</sup> σ <sub>III</sub>	Q /(kg/1000件)
						f ≈ 0.75 h <sub>0</sub>					
						/N	/mm	/mm	/MPa	/MPa	
1	8	4.2	0.2	0.25	0.45	39	0.19	0.26	-762	1040	0.057
	10	5.2	0.25	0.3	0.55	58	0.23	0.32	-734	980	0.112
	12.5	6.2	0.35	0.45	0.8	152	0.34	0.46	-944	1280	0.252
	14	7.2	0.35	0.45	0.8	123	0.34	0.46	-769	1060	0.311
	16	8.2	0.4	0.5	0.9	155	0.38	0.52	-751	1020	0.466
	18	9.2	0.45	0.6	1.05	214	0.45	0.6	-789	1110	0.661
	20	10.2	0.5	0.65	1.15	254	0.49	0.66	-772	1070	0.912
	22.5	11.2	0.6	0.8	1.4	425	0.6	0.8	-883	1230	1.410

续表

类别	D /mm	d /mm	t (t') <sup>①</sup> /mm	h <sub>0</sub> /mm	H <sub>0</sub> /mm	P	f	H <sub>0</sub> - f	σ <sub>OM</sub> <sup>②</sup>	σ <sub>II</sub> <sup>③</sup>	Q /(kg/1000件)
						f ≈ 0.75 h <sub>0</sub>					
						/N	/mm	/mm	/MPa	/MPa	
1	25	12.2	0.7	0.9	1.6	601	0.68	0.92	-936	1270	2.060
	28	14.2	0.8	1	1.8	801	0.75	1.05	-961	1300	2.870
	31.5	16.3	0.8	1.05	1.85	687	0.79	1.06	-810	1130	3.580
	35.5	18.3	0.9	1.15	2.05	831	0.86	1.19	-779	1080	5.140
	40	20.4	1	1.3	2.3	1020	0.98	1.32	-772	1070	7.300
2	45	22.4	1.25	1.6	2.85	1890	1.2	1.65	-920	1250	11.70
	50	22.4	1.25	1.6	2.85	1550	1.2	1.65	-754	1040	14.30
	56	28.5	1.5	1.95	3.45	2620	1.46	1.99	-879	1220	21.50
	63	31	1.8	2.35	4.15	4240	1.76	2.39	-985	1350	33.40
	71	36	2	2.6	4.6	5140	1.95	2.65	-971	1340	46.20
	80	41	2.25	2.95	5.2	6610	2.21	2.99	-982	1370	65.50
	90	46	2.5	3.2	5.7	7680	2.4	3.3	-935	1290	92.20
	100	51	2.7	3.5	6.2	8610	2.63	3.57	-895	1240	123.2
	112	57	3	3.9	6.9	10500	2.93	3.97	-882	1220	171.9
	125	61	3.5	4.5	8	15100	3.38	4.62	-956	1320	248.9
	140	72	3.8	4.9	8.7	17200	3.68	5.02	-904	1250	337.7
	160	82	4.3	5.6	9.9	21800	4.2	5.7	-892	1240	500.4
	180	92	4.8	6.2	11	26400	4.65	6.35	-869	1200	708.4
200	102	5.5	7	12.5	36100	5.25	7.25	-910	1250	1004	
3	225	112	6.5 (6.2)	7.1	13.6	44600	5.33	8.27	-840	1140	1456
	250	127	7 (6.7)	7.8	14.8	50500	5.85	8.95	-814	1120	1915

① 表 7-6-2 ~ 表 7-6-4 给出的是碟簧厚度 t 的公称数值, 在第 3 类碟簧中碟簧厚度减薄为 t'。

② 表 7-6-2 ~ 表 7-6-4 中 σ<sub>OM</sub> 表示碟簧上表面 OM 点的计算应力 (压应力)。

③ 表 7-6-2 ~ 表 7-6-4 给出的是碟簧下外表面的最大计算应力, 有 \* 的数值是在位置 II 处算出的最大计算拉应力, 无 \* 的数值是在位置 III 处算出的最大计算拉应力。

### 3 碟形弹簧的计算

#### 3.1 单片碟形弹簧的计算公式

单片碟形弹簧的计算公式列于表 7-6-5。

表 7-6-5

项目	单位	公式及数据
碟形弹簧载荷 P	N	$P = \frac{4E}{1-\mu^2} K_1 D^2 K_4^2 \frac{f}{t} \left[ K_4^2 \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{t} \right) \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) + 1 \right]$ <p>当 f = h<sub>0</sub>, 即碟形弹簧压平时, 上式简化为</p> $P_0 = \frac{4E}{1-\mu^2} K_1 D^2 K_4^2 \frac{t^3 h_0}{t^2}$ <p>式中 P——单个弹簧的载荷, N                      P<sub>0</sub>——压平时的碟形弹簧载荷计算值, N                      t——碟簧厚度, mm                      D——碟簧弹簧外径, mm                      f——单片碟形弹簧的变形量, mm                      h<sub>0</sub>——碟形弹簧压平时变形量的计算值, mm                      E——弹性模量, MPa                      μ——泊松比                      K<sub>1</sub>、K<sub>4</sub>——见本表</p>

项目	单位	公式及数据																																				
计算应力 $\sigma_{OM}, \sigma_I, \sigma_{II}, \sigma_{III}, \sigma_{IV}$	MPa	$\sigma_{OM} = \frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^2}{K_1 D^2} K_4 \frac{f}{t} \frac{3}{\pi}$ $\sigma_I = -\frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^2}{K_1 D^2} K_4 \frac{f}{t} \left[ K_4 K_2 \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) + K_3 \right]$ $\sigma_{II} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^2}{K_1 D^2} K_4 \frac{f}{t} \left[ K_4 K_2 \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) - K_3 \right]$ $\sigma_{III} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^2}{K_1 D^2} K_4 \frac{1}{C} \frac{f}{t} \left[ K_4 \cdot (K_2 - 2K_3) \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) - K_3 \right]$ $\sigma_{IV} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^2}{K_1 D^2} K_4 \frac{1}{C} \frac{f}{t} \left[ K_4 \cdot (K_2 - 2K_3) \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) + K_3 \right]$ <p>计算应力为正值时是拉应力, 负值为压应力 式中 <math>C</math>——外径和内径的比值, <math>C = \frac{D}{d}</math> <math>\sigma_{OM}, \sigma_I, \sigma_{II}, \sigma_{III}, \sigma_{IV}</math>——OM, I, II, III, IV点的应力 <math>K_2, K_3</math>——见本表</p>																																				
碟形弹簧刚度 $P'$	N/mm	$P' = \frac{dP}{df} = \frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^3}{K_1 D^2} K_4^2 \left\{ K_4^2 \left[ \left( \frac{h_0}{t} \right)^2 - 3 \frac{h_0}{t} \frac{f}{t} + \frac{3}{2} \left( \frac{f}{t} \right)^2 \right] + 1 \right\}$																																				
碟形弹簧变形能 $U$	N·mm	$U = \int_0^f F df = \frac{2E}{1-\mu^2} \frac{t^5}{K_1 D^2} K_4^2 \left( \frac{f}{t} \right)^2 \left[ K_4^2 \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right)^2 + 1 \right]$																																				
计算系数 $K_1, K_2, K_3, K_4$	其中	$K_1 = \frac{1}{\pi} \frac{\left( \frac{C-1}{C} \right)^2}{C+1 - \frac{2}{\ln C}}$ $K_2 = \frac{6}{\pi} \frac{C-1}{\ln C} - 1$ $K_3 = \frac{3}{\pi} \frac{C-1}{\ln C}$ $K_4 = \sqrt{-\frac{C_1}{2} + \sqrt{\left( \frac{C_1}{2} \right)^2 + C_2}}$ $C_1 = \frac{\left( \frac{t'}{t} \right)^2}{\left( \frac{1}{4} \frac{H_0}{t} - \frac{t'}{t} + \frac{3}{4} \right) \left( \frac{5}{8} \frac{H_0}{t} - \frac{t'}{t} + \frac{3}{8} \right)}$ $C_2 = \frac{C_2}{\left( \frac{t'}{t} \right)^3} \left[ \frac{5}{32} \left( \frac{H_0}{t} - 1 \right)^2 + 1 \right]$ <p>计算系数 <math>K_1, K_2, K_3</math> 的值也可根据 <math>C = \frac{D}{d}</math> 从下表中查取</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td><math>C = \frac{D}{d}</math></td> <td>1.90</td> <td>1.92</td> <td>1.94</td> <td>1.96</td> <td>1.98</td> <td>2.00</td> <td>2.02</td> <td>2.04</td> </tr> <tr> <td><math>K_1</math></td> <td>0.672</td> <td>0.677</td> <td>0.682</td> <td>0.686</td> <td>0.690</td> <td>0.694</td> <td>0.698</td> <td>0.702</td> </tr> <tr> <td><math>K_2</math></td> <td>1.197</td> <td>1.201</td> <td>1.206</td> <td>1.211</td> <td>1.215</td> <td>1.220</td> <td>1.224</td> <td>1.229</td> </tr> <tr> <td><math>K_3</math></td> <td>1.339</td> <td>1.347</td> <td>1.355</td> <td>1.362</td> <td>1.370</td> <td>1.378</td> <td>1.385</td> <td>1.393</td> </tr> </table>	$C = \frac{D}{d}$	1.90	1.92	1.94	1.96	1.98	2.00	2.02	2.04	$K_1$	0.672	0.677	0.682	0.686	0.690	0.694	0.698	0.702	$K_2$	1.197	1.201	1.206	1.211	1.215	1.220	1.224	1.229	$K_3$	1.339	1.347	1.355	1.362	1.370	1.378	1.385	1.393
$C = \frac{D}{d}$	1.90	1.92	1.94	1.96	1.98	2.00	2.02	2.04																														
$K_1$	0.672	0.677	0.682	0.686	0.690	0.694	0.698	0.702																														
$K_2$	1.197	1.201	1.206	1.211	1.215	1.220	1.224	1.229																														
$K_3$	1.339	1.347	1.355	1.362	1.370	1.378	1.385	1.393																														

对于无支承面弹簧  $K_4 = 1$

对于有支承面弹簧,  $K_4$  按本表中  $K_4$  的计算公式计算。为了使上面公式能适用于有支承面的碟簧, 需将其厚度的计算值按右表减薄, 然后以减薄后的厚度  $t'$  代替  $t$  和以  $h'_0 = H'_0 - t'$  代替  $h_0$

有支承面碟簧厚度减薄量

系列	A	B	C
$t'/t$	0.94	0.94	0.96



### 3.2 单片碟形弹簧的特性曲线

图 7-6-2 所示为按不同  $h_0/t$  或  $K_s \frac{h_0'}{t'}$  计算的碟形弹簧特性曲线。

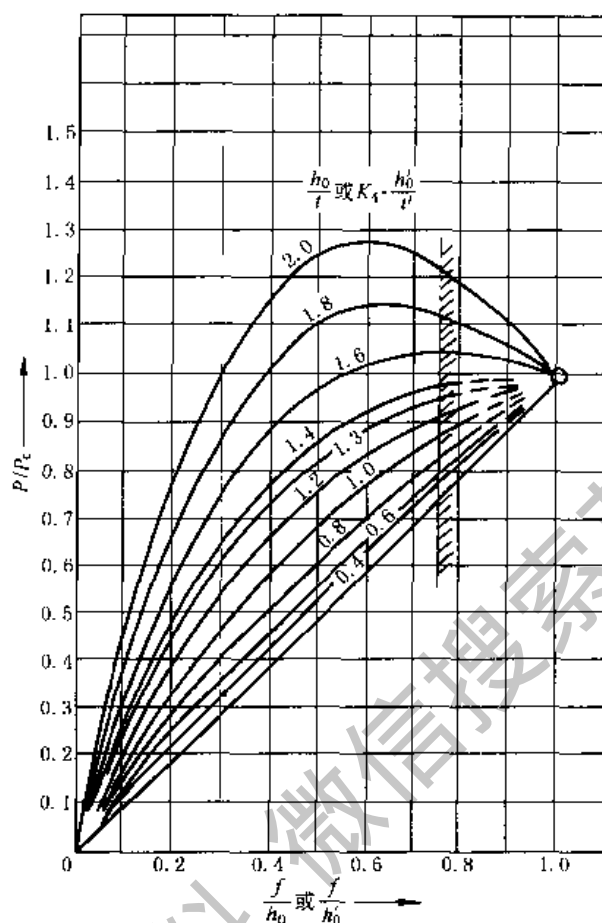


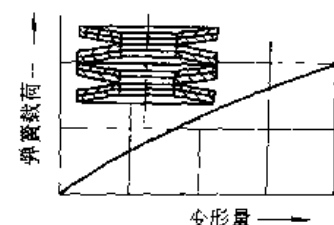
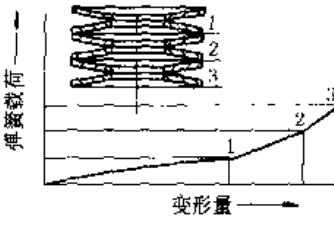
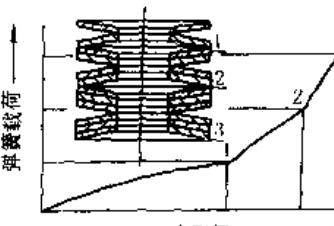
图 7-6-2 单片碟簧特性线

### 3.3 组合碟形弹簧的计算公式

使用单片碟形弹簧时，由于变形量和载荷值往往不能满足要求，故常用若干碟形弹簧以不同形式组合，以满足不同的使用要求。表 7-6-6 为碟形弹簧典型的组合型式。

表 7-6-6 组合碟形弹簧型式与计算公式

组合型式	简图及特性曲线	计算公式	说明
叠合组合 (由 $n$ 个同方向、同规格的一组碟簧组成)		$P_s = nP$ $f_s = f$ $H_s = H_0 + (n-1)\delta$	$P_s$ 、 $f_s$ 、 $H_s$ 为组合碟簧的载荷、变形量和自由高度
对合组合 (由 $i$ 个相向同规格的一组碟簧组成)		$P_s = P$ $f_s = if$ $H_s = iH_0$	

组合型式	简图及特性曲线	计算公式	说明
复合组合 (由叠合与对合组成)		$P_z = nP$ $f_z = if$ $H_z = i[H_0 + (n-1)t]$	$P, f, H_0$ 为单片碟簧的载荷、变形量和高度
由不同厚度碟簧组成的组合弹簧		以图示为例 $P_z = P_1$ $f_z = 2[f_1 + f_2(P_1) + f_3(P_1)]$ $H_z = 2(H_1 + H_2 + H_3)$	$f_2(P_1), f_3(P_1)$ 为碟簧 2、3 在载荷为 $P_1$ 时的变形量 $n$ 为各叠合层碟簧数量
由尺寸相同但各组片数逐渐增加的碟簧组成的组合		以图示为例 $P_z = P$ $f_z = 6f$ $H_z = 6(H_0 + t)$	$i$ 为对合碟簧数量 $t$ 为厚度

使用组合碟簧时，必须考虑摩擦力对特性曲线的影响。摩擦力与组合碟簧的组数、每个叠层的片数有关，也与碟簧表面质量和润滑情况有关。由于摩擦力的阻尼作用，叠合组合碟簧的刚性比理论计算值大，对合组合碟簧的各片变形量将依次递减。在冲击载荷下使用组合碟簧，外力的传递对各片也依次递减。所以组合碟簧的片数不宜用得过多，应尽可能采用直径较大、片数减小的组合弹簧。

叠合组合碟簧，摩擦力存在于碟簧接触面和承载边缘处，加载时使弹簧负荷增大，卸载时则使弹簧负荷减小。考虑摩擦力影响时的碟簧载荷，按下式计算：

$$P_R = P \frac{n}{1 \pm f_M(n-1) \pm f_R}$$

式中  $f_M$ ——碟簧锥面间的摩擦因数，见表 7-6-7；

$f_R$ ——承载边缘处的摩擦因数，见表 7-6-7。

上式用于加载时取 - 号，卸载时取 + 号。

复合组合碟簧即由多组叠合碟簧对合组成的复合碟簧。仅考虑叠合表面间的摩擦时，可按下式计算：

$$P_R = P \frac{n}{1 + f_M(n-1)}$$

表 7-6-7 组合碟簧接触处的摩擦因数

系列	$f_M$	$f_R$
A	0.005 ~ 0.03	0.03 ~ 0.05
B	0.003 ~ 0.02	0.02 ~ 0.04
C	0.002 ~ 0.015	0.01 ~ 0.03

## 4 碟形弹簧的材料及许用应力

### 4.1 碟形弹簧的材料

碟形弹簧的材料应具有高的弹性极限，屈服极限、耐冲击性能和足够大的塑性变形性能。目前我国常用 60Si2MnA 和 50CrVA 或机械性能与此接近的弹簧钢制造。

## 4.2 许用应力及极限应力曲线

### 4.2.1 载荷类型

许用应力与载荷性质有关。按载荷性质不同,可分为静载荷与变载荷两类。

(1) 静载荷 作用于碟簧上的载荷不变,或在长时间内只有偶然变化,在规定寿命内变化次数  $N \leq 1 \times 10^4$  次。

(2) 变载荷 作用于碟簧上的载荷在预加载荷和工作载荷之间循环变化,在规定寿命内变化次数  $N \geq 1 \times 10^4$  次。

### 4.2.2 静载荷作用下碟簧的许用应力

静载荷作用下的碟簧应通过校验  $OM$  点的应力  $\sigma_{OM}$  来保证自由高度  $H_0$  的稳定。压簧压平时,  $\sigma_{OM}$  应接近(小于)碟簧材料的屈服限  $\sigma_s$ 。对于常用的碟簧材料 60Si2MnA 或 50CrVA,  $\sigma_s = 1400 \sim 1600 \text{MPa}$ 。

### 4.2.3 变载荷作用下碟簧的疲劳极限

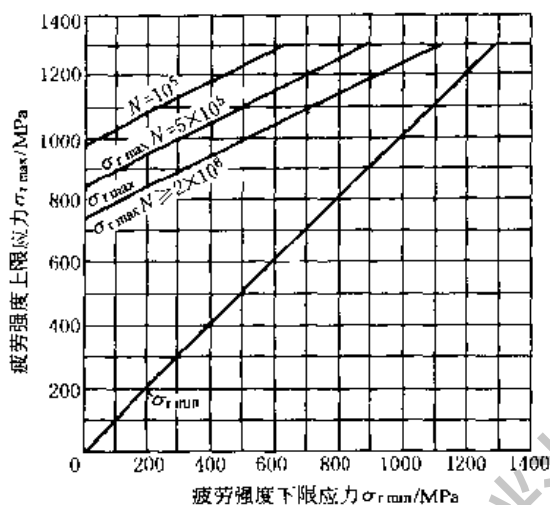


图 7-6-4  $t < 1.25 \text{mm}$  碟簧的极限应力曲线

对于材料为 50CrVA 的单片(或对合组合不超过 10 片)碟簧的疲劳极限,根据寿命要求,碟簧厚度计算的上限应力  $\sigma_{\max}$ (对应于工作时的最大变形量)和下限应力(对应于预压变形量),可根据图 7-6-4、图 7-6-5、图 7-6-6 查取。厚度超过 14mm,较多片数组合的弹簧,其他材料的碟簧和在特殊环境下(如高温、有化学影响等)工作的碟簧,应酌情降低。

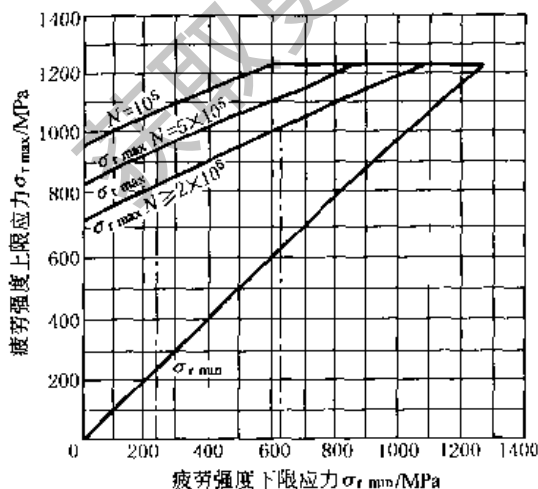


图 7-6-5  $1.25 \text{mm} < t \leq 6 \text{mm}$  碟簧的极限应力曲线

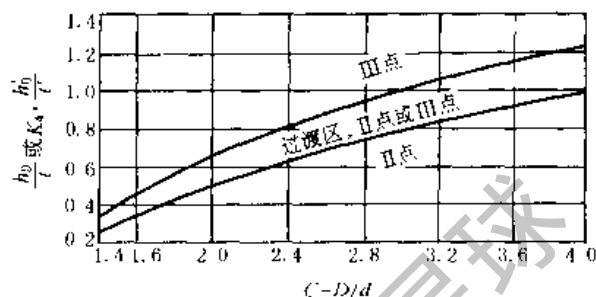


图 7-6-3 碟簧疲劳破坏关键部位

变载荷作用下碟簧的使用寿命可分为:

- (1) 无限寿命 可以承受  $2 \times 10^6$  或更多加载次数而不破坏。
- (2) 有限寿命 可以在持久极限范围内承受  $(1 \times 10^4) \sim (2 \times 10^6)$  次有限的加载变化直至破坏。

对于承受变载荷作用的碟簧,疲劳破坏一般发生在最大拉应力位置 II 或 III 处(见图 7-6-3)。究竟发生在 II 还是 III 处,将取决于  $C = D/d$  值和  $\frac{h_0}{t}$  值(无支承面碟簧)或  $K_A (h_0/t)$  (有支承面弹簧)。图 7-6-3 是用于判断最大应力位置(疲劳破坏关键位置)的曲线。在曲线上部,最大应力出现在 III 处,在曲线下部,最大应力出现在 II 处;在两曲线的过渡区,最大应力可能出现在 II 或 III 处,这时应校验  $\sigma_{II}$  或  $\sigma_{III}$ 。

变载荷作用下的碟簧安装时,必须有预压变形量  $f_1$ 。一般  $f_1 = 0.15h_0 \sim 0.2h_0$ ,它能防止 I 处出现径向小裂纹,有利于提高碟簧寿命。

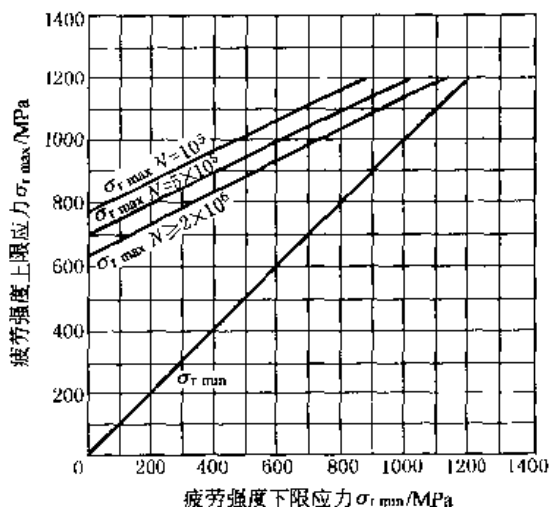


图 7-6-6  $6 \text{mm} < t \leq 14 \text{mm}$  碟簧的极限应力曲线

## 5 碟形弹簧的技术要求

### 5.1 导向件

碟簧的导向采用导杆（内导向）或导套（外导向）。导向件与碟簧之间的间隙推荐采用表 7-6-8 的数值。

表 7-6-8

/mm

$d$ 或 $D$	间隙	$d$ 或 $D$	间隙	$d$ 或 $D$	间隙	$d$ 或 $D$	间隙
~ 16	0.2	> 20 ~ 26	0.4	> 31.5 ~ 50	0.6	> 80 ~ 140	1
> 16 ~ 20	0.3	> 26 ~ 31.5	0.5	> 50 ~ 80	0.8	> 140 ~ 250	1.6

导向杆表面的硬度不小于 55HRC，导向表面粗糙度  $R_a < 3.2\mu\text{m}$ 。

### 5.2 碟簧参数的公差和偏差

表 7-6-9

碟簧参数的公差及偏差

项 目	偏 差					
	一级精度	h12				
外径公差	二级精度	h13				
	一级精度	H12				
内径公差	二级精度	H13				
	$t$ ( $t'$ ) /mm	0.2 ~ 0.6	> 0.6 ~ < 1.25	1.25 ~ 3.8	> 3.8 ~ 6	> 6 ~ 14
$t$ ( $t'$ ) 极限偏差/mm	—, 二级精度	+0.02 -0.06	+0.03 -0.09	+0.04 -0.12	-0.05 -0.15	$\pm 0.10$
	$t$ /mm	< 1.25	1.25 ~ 2	> 2 ~ 3	> 3 ~ 6	> 6 ~ 14
$H_0$ 极限偏差/mm	—, 二级精度	+0.10 -0.05	+0.15 -0.08	+0.20 -0.10	+0.30 -0.15	$\pm 0.30$
	$t$ /mm	< 1.25		1.25 ~ 3	> 3 ~ 6	> 6 ~ 14
$f = 0.75h_0$ 时, $P$ 的波动范围/%	一级精度	+25 -7.5		+15 -7.5	+10 -5	$\pm 5$
	二级精度	+30 -10		+20 -10	+15 -7.5	$\pm 10$

注：在保证载荷偏差的条件下，厚度极限偏差在制造中可进行适当调整，但其公差带不得超出表中规定的范围。

### 5.3 碟簧表面的粗糙度

表 7-6-10

碟簧表面的粗糙度

类别	基本制造方法	表面粗糙度 $R_a/\mu\text{m}$	
		上、下表面	内、外圆
1	冷成型，边缘倒圆角	3.2	12.5
2	冷成型或热成型，切削内、外圆或平面，边缘倒圆角	6.3	6.3
3	精冲，边缘倒圆角	6.3	3.2
4	热成型，加工所有表面，边缘倒圆角	12.5	12.5

### 5.4 碟簧成型后的处理

(1) 碟簧成型后，必须进行热处理，即淬火、回火处理，淬火次数不得超过两次。

碟簧淬火、回火后的硬度必须在 42~52HRC 范围内。

(2) 经热处理后的碟簧，其单面脱层的深度，对于厚度小于 1.2mm 的碟簧，不得超过其厚度的 5%；对于不少于 1.25mm 的碟簧，不得超过其厚度的 3%，其最小值允许为 0.06mm。

(3) 碟簧应全部进行强压处理。处理方法为：一次压平，持续时间不少于 12h，或短时压平，压平次数不少于 5 次，压平力不小于 2 倍的  $F(f=0.75h_0)$ 。碟簧经强压处理后，自由高度尺寸应稳定。在试验的条件下，其自由高度应在表 7-6-9 规定的极限偏差范围内。

(4) 对于承受变载荷的碟簧，内锥面推荐进行表面强化处理，例如喷丸处理等。

(5) 根据需要碟簧表面应进行防腐处理（如磷化、氧化、镀锌等）。经电镀处理后的碟簧必须进行去氢处理。对于承受变载荷作用的碟簧应避免采用电镀的方法。

(6) 碟簧表面不允许有毛刺，裂纹，斑疤等缺陷。

## 6 碟形弹簧计算示例

例 1 设计一组合碟形弹簧，其承受静载荷为 5000N 时的变形量要求为 10mm，导杆最大直径为 20mm。

表 7-6-11

计算项目	公式及数据								
选择碟簧系列及组合型式	据导杆尺寸，从表 7-6-2~表 7-6-4 中选取 $d = 20.4\text{mm}$ 的碟簧三种，尺寸如下								
	尺寸	$D$ mm	$d$ mm	$t$ mm	$h_0$ mm	$H_0$ mm	$P$ N	$f$ mm	$\sigma_{II}$ 或 $\sigma_{III}$ MPa
								$f = 0.75h_0$	
	A 系列	40	20.4	2.25	0.9	3.15	6540	0.68	$\sigma_{II} = 1340$
	B 系列	40	20.4	1.5	1.15	2.65	2620	0.86	$\sigma_{III} = 1130$
C 系列	40	20.4	1	1.30	2.30	1020	0.98	$\sigma_{III} = 1070$	
	由上表，采用单片碟簧不能满足要求。采用组合弹簧时，可以有两种方案，一是用 A 系列碟簧对合组合，二是用 B 系列碟簧复合组合								
压平碟簧时的载荷 $P_c/N$	A 系列 $D = 40\text{mm}$ ，对合组合 $P_c = \frac{4E}{1-\mu^2} \times \frac{t^3 h_0}{K_1 D^2} K_4^2$ 式中 $E = 2.06 \times 10^5 \text{MPa}$ $\mu = 0.3$ $K_4 = 1$ ，无支承面 $C = 2$ ，则 $K_1 = \frac{1}{\pi} \times \frac{\left(\frac{C-1}{C}\right)^2}{\frac{C+1}{C-1} - \frac{2}{\ln C}}$ $= 0.69$ $t = 2.25\text{mm}$ $h_0 = 0.9\text{mm}$ 代入公式得 $F_c = 8410\text{N}$				B 系列 $D = 40\text{mm}$ ，复合组合 $P_c = \frac{4E}{1-\mu^2} \times \frac{t^3 h_0}{K_1 D^2} K_4^2$ 式中 $E = 2.06 \times 10^5 \text{MPa}$ $\mu = 0.3$ $K_4 = 1$ ，无支承面 $C = 2$ ，则 $K_1 = \frac{1}{\pi} \times \frac{\left(\frac{C-1}{C}\right)^2}{\frac{C+1}{C-1} - \frac{2}{\ln C}}$ $= 0.69$ $t = 1.5\text{mm}$ $h_0 = 1.15\text{mm}$ 代入公式得 $F_c = 3180\text{N}$				
$\frac{P}{P_c}$	因是对合组合，单个弹簧载荷 $P = 5000\text{N}$ $\frac{P}{P_c} = \frac{5000}{8410} = 0.59$				因是复合组合，单个碟簧载荷 $P = \frac{5000}{2} = 2500\text{N}$ $\frac{P}{P_c} = \frac{5000}{8410} = 0.79$				
$\frac{f}{h_0}$	由图 7-6-2 查得 A 系列， $\frac{h_0}{t} = 0.4$ 及 $\frac{P}{P_c} = 0.59$ 时， $\frac{f}{h_0} = 0.57$				由图 7-6-2 查得 B 系列， $\frac{h_0}{t} = 0.75$ 及 $\frac{P}{P_c} = 0.79$ 时， $\frac{f}{h_0} = 0.71$				
$f/\text{mm}$	$f = 0.57 \times h_0 = 0.57 \times 0.9 = 0.51$				$f = 0.71 \times h_0 = 0.71 \times 1.15 = 0.82$				

计算项目	公式及数据	
对合组合的片数及复合组合的组数	$i = \frac{f_2}{f} = \frac{10}{0.51} = 19.6$ 取 20 片	$i = \frac{f_1}{f} = \frac{10}{0.82} = 12.19$ 取 13 组, 共 26 片
未受载荷时的自由高度 $H_2$ /mm	$H_2 = iH_0 = 20 \times 3.15 = 63\text{mm}$	$H_2 = i[H_0 + (n-1)t]$ $= 13 \times [2.65 + (2-1) \times 1.5] = 54\text{mm}$
受 5000N 载荷作用时的高度 $H_1$ /mm	$H_1 = H_2 - if = 63 - 20 \times 0.51 = 52.8\text{mm}$	$H_1 = H_2 - if = 54 - 13 \times 0.82 = 43.34$
碟簧压平时, OM 点的应力 $\sigma_{OM}$ /MPa	$\sigma_{OM} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \times \frac{t^2}{K_1 D^2} K_4 \frac{f}{t} \times \frac{3}{\pi}$ $= -\frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{2.25^2}{0.69 \times 40^2} \times 1 \times \frac{0.9}{2.25} \times \frac{3}{3.14}$ $= -1586.8$ 超过了 60Si2MnA 的屈服点	$\sigma_{OM} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \times \frac{t^2}{K_1 D^2} K_4 \frac{f}{t} \times \frac{3}{\pi}$ $= -\frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{1.5^2}{0.69 \times 40^2} \times 1 \times \frac{1.15}{1.5} \times \frac{3}{3.14}$ $= -1350$ 与 60Si2MnA 的屈服点接近
弹簧的刚度 $P'$ / $N \cdot \text{mm}^{-1}$	$P' = \frac{4\pi}{1-\mu^2} \times \frac{t^3}{K_1 D^2} K_4^2 \times$ $\left\{ K_4^2 \left[ \left( \frac{h_0}{t} \right)^2 - 3 \frac{h_0}{t} \frac{f}{t} + \frac{3}{2} \left( \frac{f}{t} \right)^2 \right] + 1 \right\}$ 代入数据后得 $P' = 9015.33\text{N/mm}$	$P' = \frac{4\pi}{1-\mu^2} \times \frac{t^3}{K_1 D^2} K_4^2 \times$ $\left\{ \left[ \left( \frac{h_0}{t} \right)^2 - 3 \frac{h_0}{t} \frac{f}{t} + \frac{3}{2} \left( \frac{f}{t} \right)^2 \right] + 1 \right\}$ 代入数据后得 $P' = 2153.6\text{N/mm}$
最终确定方案	从上面计算结果表明, 应采用 B 系列, 先由两个碟簧叠合, 再由 13 个叠合组复合, 才能满足要求	

例 2 一碟形弹簧  $D = 40\text{mm}$ ,  $d = 20.4\text{mm}$ ,  $t = 2.25\text{mm}$ ,  $h_0 = 0.9\text{mm}$ ,  $H_0 = 3.15\text{mm}$ , 在  $P_1 = 1950\text{N}$  和  $P_2 = 4000\text{N}$  之间循环工作。试校核其寿命是否在持久寿命范围内。

表 7-6-12

计算项目	公式及数据	
计算 $P_c$ 及 $\frac{P_1}{P_c}$ 和 $\frac{P_2}{P_c}$	$P_c = \frac{4E}{1-\mu^2} \times \frac{t^3 h_0}{K_1 D^2} K_4^2 = \frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{2.25^3 \times 0.9}{0.69 \times 40^2} = 8410\text{N}$ 所以 $\frac{P_1}{P_c} = \frac{1950}{8410} = 0.23$ ; $\frac{P_2}{P_c} = \frac{4000}{8410} = 0.476$	
计算 $f_1$ 和 $f_2$	据已知数据算出 $\frac{h_0}{t} = \frac{0.9}{2.25} = 0.4$ 据 $\frac{h_0}{t}$ 及 $\frac{P_1}{P_c}$ 和 $\frac{P_2}{P_c}$ , 从图 7-6-2 查出 $\frac{f_1}{h_0} = 0.22$ , $\frac{f_2}{h_0} = 0.45$ 代入 $h_0$ 求出 $f_1 = 0.198\text{mm}$ , $f_2 = 0.405\text{mm}$	
确定疲劳破坏关键部, 并计算 $\sigma_{II}$ 应力和应力幅 $\sigma_a$	由 $C \frac{D}{d} = \frac{40}{20} = 2$ , $\frac{h_0}{t} = \frac{0.9}{2.25} = 0.4$ , 从图 7-6-3 上确定疲劳关键部位为 II 处 计算 $\sigma_{II} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \times \frac{t^2}{K_1 D^2} K_4 \frac{f}{t} \left[ K_4 K_2 \left( \frac{h_0}{t} - \frac{f}{2t} \right) - K_3 \right]$ 式中 $K_1 = \frac{1}{\pi} \times \frac{\left( \frac{C-1}{C} \right)^2}{\frac{C+1}{C-1} - \ln C} = \frac{1}{3.14} \times \frac{\left( \frac{2-1}{2} \right)^2}{\frac{2+1}{2-1} - \ln 2} = 0.698$ $K_2 = \frac{6}{\pi} \times \frac{\frac{C-1}{\ln C} - 1}{\ln C} = \frac{6}{3.14} \times \frac{\frac{2-1}{\ln 2} - 1}{\ln 2} = 1.221$ $K_3 = \frac{3}{\pi} \times \frac{C-1}{\ln C} = \frac{3}{3.14} \times \frac{2-1}{\ln 2} = 1.378$ $K_4 = 1$ 因为是无支承面, 代入上式得 $f_1 = 0.198\text{mm}$ 时, $\sigma_{II} = 342\text{MPa} = \sigma_{\min}$ $f_2 = 0.405\text{mm}$ 时, $\sigma_{II} = 742\text{MPa} = \sigma_{\max}$ 应力幅 $\sigma_a = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} = 400\text{MPa}$	

计算项目	公式及数据
校验持久寿命范围	根据 $\sigma_{\min} = 342 \text{MPa}$ , 从图 7-6-5 查得 $N \geq 2 \times 10^6$ 时的 $\sigma_{\max} = 870 \text{MPa}$ 疲劳应力幅 $\sigma_{\text{ra}} = 870 - 342 = 528 > \sigma_s$ 所以此碟簧能持久工作

## 7 碟形弹簧工作图

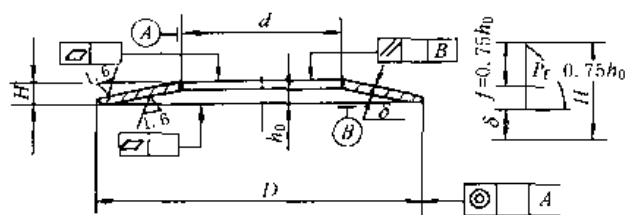


图 7-6-7 无支承面碟簧

技术要求:

1. 精度等级
2. 锐角倒圆
3. 内锥角喷丸处理

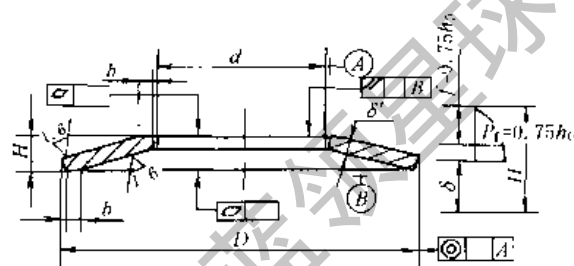


图 7-6-8 有支承面碟簧

技术要求:

1. 精度等级
2. 锐角倒圆  $R = 1.5$

## 8 碟形弹簧应用实例

图 7-6-9 为 JCS-013 型自动换刀数控卧式镗铣床主轴箱利用碟簧夹紧刀具的结构。图示位置为刀具夹紧状态, 此时活塞 1 在右端, 碟簧 2 以 10000N 使拉杆 3 向右移动, 通过钢球 4 夹紧刀柄。活塞 1 向左移动, 并推动拉杆 3 也向左移动, 使钢球 4 在导套 5 大直径处时, 喷头 6 将刀具顶松, 刀具即被取走。同时压缩空气经活塞 1 和拉杆 3 的中心孔从喷气头 6 喷出清洁主轴 7 锥孔及刀柄, 活塞 1 向右移, 碟簧 2 又重新夹紧刀柄。

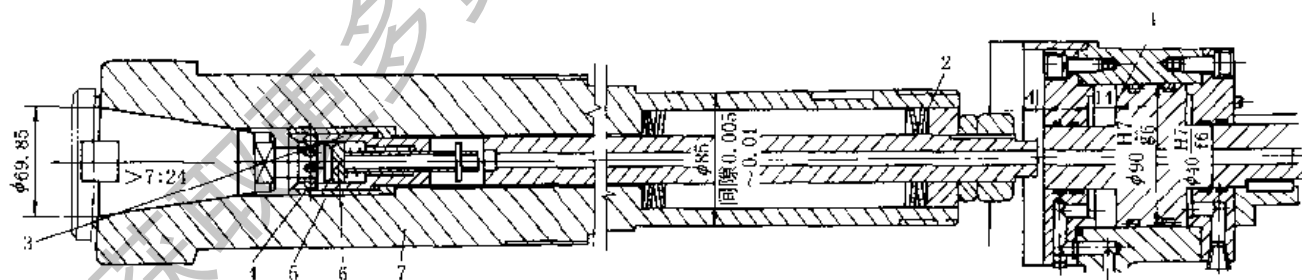


图 7-6-9 镗铣床上刀具夹紧机构上用的碟簧 (复合方式)

图 7-6-10 为旅游架空索道上的双人吊椅, 其上抱索器 3 是吊椅上的关键部件, 要求抱索器对钢绳有足够的夹紧力, 使其与钢绳形成的摩擦力能防止吊椅在钢绳上滑动, 即使钢绳与悬垂的吊椅成  $45^\circ$  角度时, 也有足够的防滑安全系数。

图 7-6-11 为图 7-6-10 中的抱索器 3。从图 7-6-11 可以看出, 要保持抱索器安全可靠, 除内、外卡 (图中件 2、1) 外, 碟形弹簧 3 也是很重要的零件。一方面要求碟形弹簧提供足够的压紧力, 另一方面要求弹性稳定耐久, 簧片不易损坏。

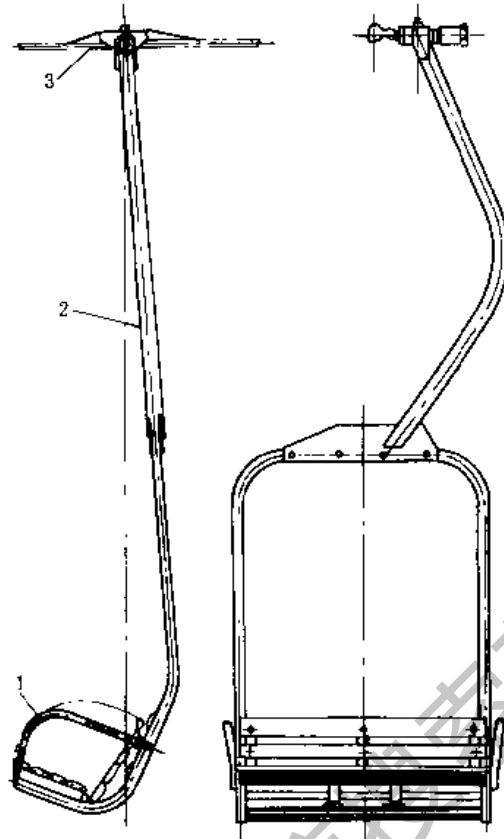


图 7-6-10 双人吊椅  
1—座椅；2—吊架杆；3—抱索器

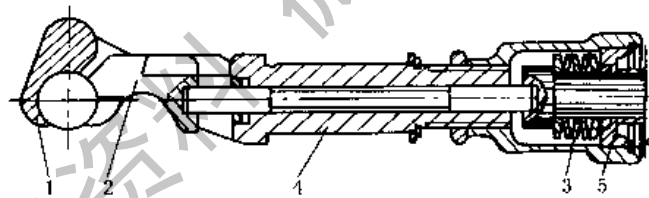


图 7-6-11 双人吊椅抱索器  
1—外抱卡；2—内抱卡；3—碟形弹簧；4—与吊架杆相连的套筒（此套筒与外抱卡1是同一整体）；5—螺母



## 第7章 开槽碟形弹簧

开槽碟形弹簧是在普通碟形弹簧上开出由内向外的径向沟槽制成的。与相应直径的普通碟形弹簧（即不开槽碟形弹簧）相比，它能在较小的载荷下产生较大的变形。因此，它综合了碟形弹簧和悬臂片簧两者的一些优点。开槽碟形弹簧常用于轴向尺寸受到限制而允许外径较大的场合，如离合器以及需要具有渐减形载荷-变形特性曲线的场合。

### 1 开槽碟形弹簧的特性曲线

图 7-7-1 所示为开槽碟形弹簧的载荷  $P$  与变形  $f$  的关系曲线。

根据比值  $H/t$ （开槽碟形弹簧圆锥高度与板料厚度  $t$  之比）看，这种特性曲线属于比值  $H/t$  中等时，即  $\sqrt{2} < \frac{H}{t} < 2\sqrt{2}$  的情况，包括有负刚度的区段。从图中可以明显地看出，当载荷减小时，变形量反而增大。也就是说，弹簧具有不稳定工况的区段。正因为如此，这种特性的弹簧适用于拖拉机离合器，当从动盘摩擦片磨损量很大时，使变形有很大变化，但仍可以保持压紧力的变化不大。

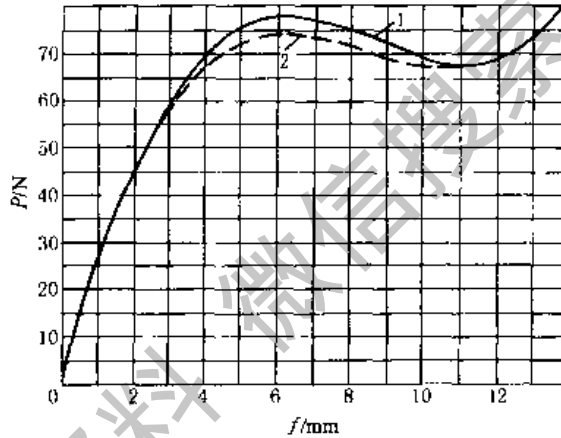


图 7-7-1 开槽碟形弹簧特性曲线

1—实验曲线；2—计算曲线

### 2 开槽碟形弹簧设计参数的选择

为了确定开槽碟形弹簧的几何尺寸如图 7-7-2 所示，可利用下述比值与数值进行选择。

(1) 比值  $D/d$

比值  $D/d = 1.8; 2.0; 2.5; 3.0$ 。应根据具体结构上的要求进行选择。

(2) 比值  $D/D_m$

比值  $D/D_m = 1.15; 1.20; 1.3; 1.4; 1.5$ 。该比值越小，则  $D$  与  $D_m$  的尺寸精度对载荷-变形特性的影响越大，同时应力也越大。

(3) 比值  $D/t$

比值  $D/t = 70; 100; >100$ 。该比值越大，则设计应力越小，但弹簧尺寸也越大。

(4) 比值  $H/t$

比值  $H/t = 1.3; 1.4; 1.8; 2.2$ 。该比值与普通碟形弹簧完全一样，它决定了载荷-变形特性曲线的非线性程度。对于  $H/t > 1.4$  的

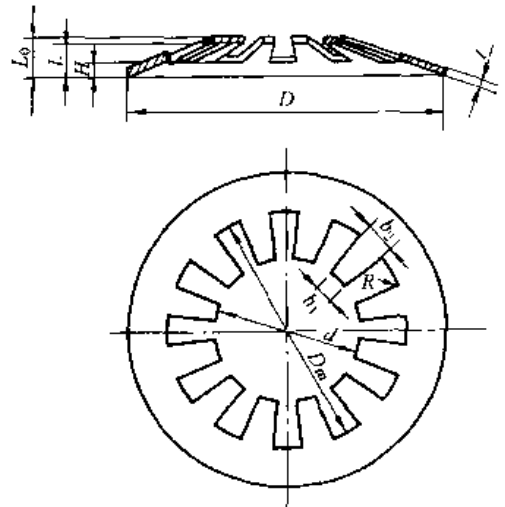


图 7-7-2 开槽碟形弹簧

情况,在普通碟形弹簧中通常是不推荐采用的(因为它会产生跃变)。但当开槽碟形弹簧不是多片串联而是单片使用时,则可以采用。

(5) 舌片数  $Z$

舌片数  $Z = 8; 12; 16; 20$ 。舌片数越多,则舌片与封闭环部分连接处的应力分布就越均匀,疲劳性能也就越好。

(6) 舌片根部半径  $R$

舌片根部半径  $R = t; 2t; > 2t$ 。该半径越大,则应力集中越小。

(7) 大端处内锥高  $H$  和小端处内锥高  $L$

未受载荷作用时舌片大端部分 ( $D_m$  处) 内锥高  $H$  与舌片小端部分 ( $d$  处) 内锥高  $L$  的关系为

$$H = \frac{1 - \frac{D_m}{D}}{1 - \frac{d}{D}} L$$

(8) 舌片大端宽度  $b_2$  与舌片小端宽度  $b_1$  的关系

$$b_2 = (D_m/d) b_1$$

(9) 对  $f_2$  的考虑

如果需要确定新尺寸,则舌片变形量  $f_2$  在第一次近似计算时可以忽略,因为  $f_2$  约占总变形量的 10% 或更小,为了考虑到  $f_2$  的因素,将计算得到的尺寸稍加修正即可。

### 3 开槽碟形弹簧的计算公式

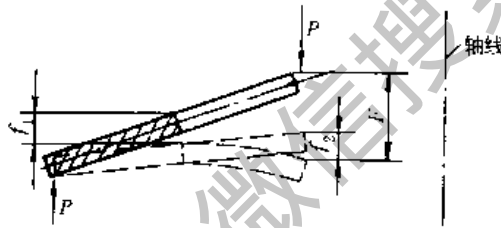


表 7-7-1

项目	单位	公式及数据
计算载荷 $P$	N	$P = \frac{E}{(1-\mu^2)} \times \frac{t^3}{D^2} K_1 f_1 \left[ 1 + \left( \frac{H}{t} - \frac{f_1}{t} \right) \left( \frac{H}{t} - \frac{f_1}{2t} \right) \right] \left[ \left( 1 - \frac{D_m}{D} \right) / \left( 1 - \frac{d}{D} \right) \right]$ <p>式中 <math>E</math>——弹性模量, MPa  <math>\mu</math>——泊松比, <math>\mu = 0.3</math>  <math>K_1</math>——系数, <math>K_1 = \frac{2}{3} \pi \frac{(D/D_m)^2 \ln(D/D_m)}{[(D/D_m) - 1]^2}</math>  <math>K_1</math>可按 <math>D/D_m</math> 从表 7-7-3 查得</p>
变形量 $f$	mm	<p>总变形量 <math>f = \left[ \left( 1 - \frac{d}{D} \right) / \left( 1 - \frac{D_m}{D} \right) \right] f_1 + f_2</math></p> <p>式中 <math>f_1</math>——封闭环部分在直径 <math>D_m</math> 处的变形量, mm  <math>f_2</math>——舌片的变形量, mm</p> $f_2 = \frac{C (D_m - d)^3 (1 - \mu^2) P}{2Et^3 b_2 Z}$ <p>式中 <math>C</math>——系数, 可根据 <math>b_1/b_2</math> 值从表 7-7-2 查得</p>
应力 $\sigma$	MPa	$\sigma = \frac{E}{(1-\mu^2)} \times \frac{t}{D^2} \times \frac{D_m}{D} K_2 f_1 \left[ 1 + K_3 \left( \frac{H}{t} - \frac{f_1}{2t} \right) \right]$ <p>式中 <math>K_2</math>——系数</p> $K_2 = \frac{2 (D/D_m)^2}{(D/D_m) - 1}$ <p><math>K_3</math>——系数</p> $K_3 = 2 - 2 \left[ \frac{1}{\ln(D/D_m)} - \frac{1}{(D/D_m) - 1} \right]$

表 7-7-2

系数 C 值

$b_1/b_2$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
C	1.31	1.25	1.20	1.16	1.12	1.08	1.05	1.03	1.0

表 7-7-3

系数  $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$  值

$D/D_m$	$K_1$	$K_2$	$K_3$	$D/D_m$	$K_1$	$K_2$	$K_3$
1.10	24.2	24.2	1.016	1.40	8.63	9.80	1.050
1.15	17.2	17.6	1.023	1.45	8.08	9.35	1.061
1.20	13.7	14.4	1.030	1.50	7.64	9.00	1.066
1.25	11.6	12.5	1.037	1.55	7.29	8.75	1.072
1.30	10.3	11.3	1.044	1.60	7.00	8.53	1.078
1.35	9.35	10.4	1.044				

## 4 开槽碟形弹簧计算示例

表 7-7-4

已知开槽碟形弹簧的原始参数:

原始条件	$D = 152\text{mm}$ , $D_m = 132\text{mm}$ , $d = 76\text{mm}$ , $t = 2\text{mm}$ , $L_0 = 12.7\text{mm}$ , $L = 10.7\text{mm}$ , $b_1 = 9\text{mm}$ , $Z = 12$ 材料: 60Si2MnA, 开槽形状: 径向梯形	
确定主要比值与尺寸, 系数	$d/D$ $D_m/d$ $D_m/D$ $D/D_m$ $\frac{1 - (D_m/D)}{1 - (d/D)}$ $\frac{1 - (d/D)}{1 - (D_m/D)}$ $H/\text{mm}$ $H/t$ $b_2$ $b_1/b_2$ $K_1$ $K_2$ $K_3$ $C$	$d/D = 76/152 = 0.5$ $D_m/d = 132/76 = 1.73$ $D_m/D = 132/152 = 0.867$ $D/D_m = 152/132 = 1.154$ $\frac{1 - (D_m/D)}{1 - (d/D)} = \frac{1 - (132/152)}{1 - (76/152)} = 0.267$ $\frac{1 - (d/D)}{1 - (D_m/D)} = \frac{1 - (76/152)}{1 - (132/152)} = 3.75$ $H = \frac{1 - (D_m/D)}{1 - (d/D)} L = 0.267 \times 10.7 = 2.84$ $H/t = 2.84/2 = 1.42$ $b_2 = (D_m/d) b_1 = 1.73 \times 9 = 15$ $b_1/b_2 = 9/15 = 0.6$ 从表 7-7-2 与表 7-7-3 查得: $K_1 = 16.8$ , $K_2 = 17.3$ , $K_3 = 1.024$ , $C = 1.13$
不同变形量时的载荷	$P_H/\text{N}$ $P_{0.25H}/\text{N}$ $P_{0.5H}/\text{N}$ $P_{0.75H}/\text{N}$	确定封闭环在压到水平位置时的载荷 $f_1 = H = 2.84\text{mm}$ $P_H = \frac{E}{(1 - \mu^2)} \frac{t^3}{D^2} K_1 f_1 \left[ 1 + \left( \frac{H}{t} - \frac{f_1}{t} \right) \left( \frac{H}{t} - \frac{f_1}{2t} \right) \right]$ $\times \left[ \left( 1 - \frac{D_m}{D} \right) / \left( 1 - \frac{d}{D} \right) \right]$ $= \frac{21 \times 10^4}{0.91} \times \frac{2^3}{152^2} \times 16.8 \times 2.84 \times [1 + 0] \times 0.267$ $= 1018\text{N}$ 用类似方法可确定在不同变形量 $f_1$ 时的载荷 $f_1 = 0.25H = 0.71\text{mm}$ , $P_{0.25H} = 590\text{N}$ $f_1 = 0.5H = 1.42\text{mm}$ , $P_{0.5H} = 896\text{N}$ $f_1 = 0.75H = 2.13\text{mm}$ , $P_{0.75H} = 1004\text{N}$

不同载荷时的舌片变形	$f_2/\text{mm}$	<p>根据公式</p> $f_2 = C \frac{(D_m - d)^3 (1 - \mu^2)}{2Et^3 b_2 Z} P$ $= 1.13 \times \frac{(132 - 76)^3 (1 - 0.3^2)}{2 \times 21 \times 10^4 \times 2^3 \times 15 \times 12} P$ $= 0.29 \times 10^{-3} P$ <p>故 <math>P = 590\text{N}</math>      <math>f_2 = 0.17\text{mm}</math>  <math>P = 896\text{N}</math>      <math>f_2 = 0.26\text{mm}</math>  <math>P = 1004\text{N}</math>      <math>f_2 = 0.29\text{mm}</math>  <math>P = 1018\text{N}</math>      <math>f_2 = 0.295\text{mm}</math></p>
不同载荷下的各总变形量	$f/\text{mm}$	$\therefore f = 3.75f_1 + f_2$ $\therefore P = 590\text{N}, f_2 = 0.17\text{mm}, 3.75f_1 = 2.6\text{mm}, f = 2.8\text{mm}$ $P = 896\text{N}, f_2 = 0.26\text{mm}, 3.75f_1 = 5.3\text{mm}, f = 5.6\text{mm}$ $P = 1004\text{N}, f_2 = 0.29\text{mm}, 3.75f_1 = 8.0\text{mm}, f = 8.3\text{mm}$ $P = 1018\text{N}, f_2 = 0.295\text{mm}, 3.75f_1 = 10.6\text{mm}, f = 11\text{mm}$
应力校核	$\sigma/\text{MPa}$	<p>封闭环部分在水平位置时 (<math>f_1 = H = 2.84\text{mm}</math>) 的应力</p> $\sigma = \frac{E}{(1 - \mu^2)} \times \frac{t}{D^2} \times \frac{D_m}{D} K_2 f_1 \left[ 1 + K_3 \left( \frac{H}{t} - \frac{f_1}{2t} \right) \right]$ $= \frac{21 \times 10^4}{0.91} \times \frac{2}{152^2} \times 0.867 \times 17.3 \times 2.84 \times \left[ 1 + 1.024 \left( \frac{2.84}{2} - \frac{2.84}{2 \times 2} \right) \right]$ $\approx 1470\text{MPa}$ <p>这一应力虽然较大, 但仍可以采用</p>
特性曲线		<p>开槽碟形弹簧的载荷-变形特性曲线          ----实测曲线; ×××理论计算</p>

# 第8章 膜片碟簧

## 1 膜片碟簧的特点及用途

膜片碟簧就是碟形弹簧。它的外圆部分是碟形弹簧的形状（圆锥形），内圆部分则由冲有长孔和切槽的18片（也有12片或15片）闭合的扇形板形成。它广泛用于车辆的离合器中作压紧元件，如图7-8-1所示。

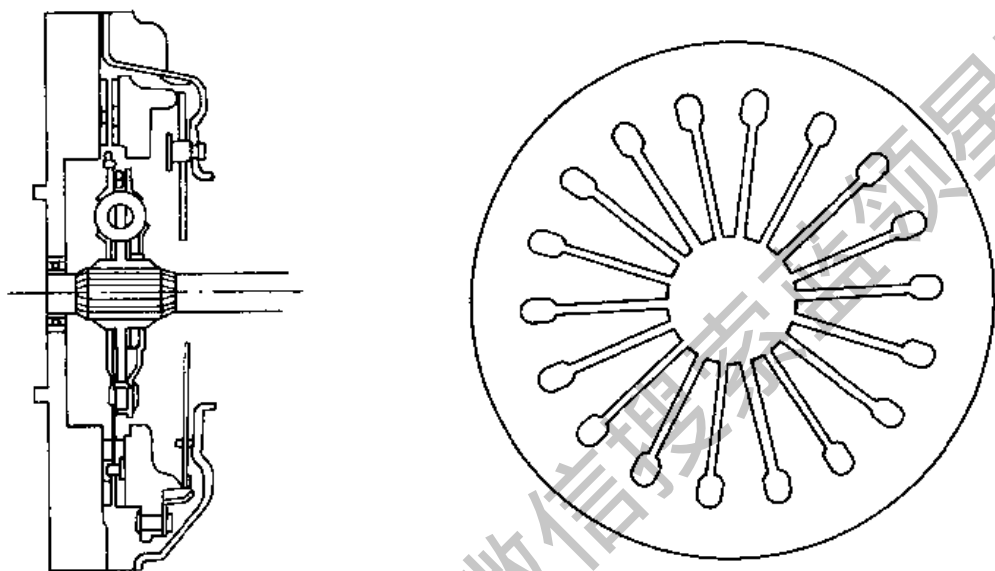


图7-8-1 干式单片膜片碟簧离合器剖面图

通常膜片碟簧都是单片使用的，但也可以把几片叠成一组使用的。例如图7-8-2所示，在同一方向上重叠叫做并联重叠（叠合组合）。对于同一变形量来说，载荷与重叠片数成正比。

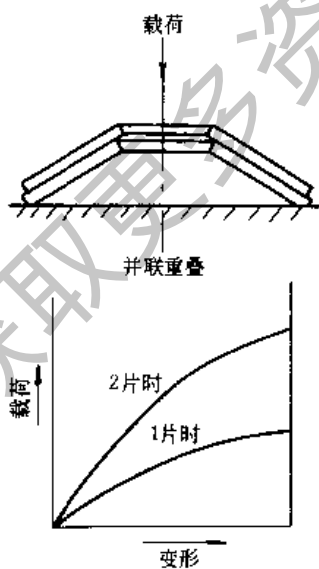


图7-8-2 并联重叠

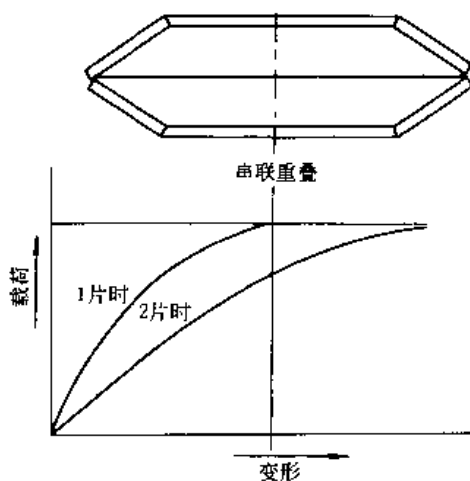


图7-8-3 串联重叠

还有一种重叠的方法，如图7-8-3所示，是将两片弹簧面对面地重叠，叫做串联重叠（对合组合），这时的变形量与重叠的片数成正比。除此之外，还有串联重叠组合型（复合组合），用于高载荷、大位移的场合。

## 2 膜片碟簧参数的选择

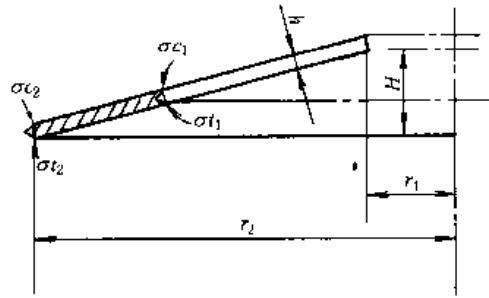


图 7-8-4 膜片碟簧

表 7-8-1

膜片碟簧有关参数的选择

项 目	数 据 及 说 明
确定膜片碟簧的最大外径 $D_2$	<p>1. 飞轮安装螺栓的节圆直径 根据这个尺寸的大小来决定离合器的结构尺寸，从而决定膜片碟簧可以外伸的最大直径</p> <p>2. 承受的载荷</p> <p>3. 磨损量</p> <p>4. 必要的分离行程</p> <p>根据许用应力的大小，由 2、3、4 三条确定的外径值如果在由 1 条确定的最大外径值范围内，则对于离合器来说，这个外径值是可行的</p>
选择 $\frac{H}{h}$ 值	<p>膜片碟簧的特性曲线如下图所示，它随 <math>H</math> 和 <math>h</math> 的比值变化而改变。至 <math>H/h \geq 3.0</math> 时，波谷处的载荷为负值，这时膜片碟簧就失去了可恢复性</p> <p>对于 <math>H/h</math> 值，设计时最好选在 1.7~2.0 范围内</p> <p style="text-align: center;">膜片碟簧特性曲线</p>
选择 $\frac{r_2}{r_1}$ 值	<p>外径 <math>r_2</math> 与内径 <math>r_1</math> 的比值即 <math>r_2/r_1</math> 值，由于杠杆比而受限制，最好取 <math>r_2/r_1 = 1.3</math> 左右。当比值取得较小时，由于制造上的误差，膜片碟簧强度将有较大的离散性</p>
膜片碟簧许用应力 $\sigma_{sp}$	<p>膜片碟簧一般采用优质弹簧钢，其许用应力应根据使用条件来确定</p> <p>一般取最大压应力 <math>\sigma_{sp} = 1450\text{MPa}</math></p> <p>最大拉应力 <math>\sigma_{sp} = 700\text{MPa}</math></p>

## 3 膜片碟簧的基本计算公式

表 7-8-2

项 目	单 位	公 式 及 数 据
膜片碟簧载荷 $P$	N	$P = \frac{C_1 C E h^4}{r_2^2}$ <p>式中 <math>C_1 = \frac{f}{\left(1 - \frac{1}{\mu^2}\right) h} \left\{ \left( \frac{H}{h} - \frac{f}{h} \right) \left( \frac{H}{h} - \frac{f}{2h} \right) + 1 \right\}</math></p> $C = \left( \frac{\alpha + 1}{\alpha - 1} - \frac{2}{\lg \alpha} \right) \pi \left( \frac{\alpha}{\alpha - 1} \right)^2$ <p>式中 <math>f</math>——变形量, mm  <math>\mu</math>——泊松比, <math>\mu = 0.3</math></p> $\alpha = \frac{r_2}{r_1}$ $H, h, r_1, r_2$ 同前
板材厚 $t$	mm	$h = 4 \sqrt{\frac{P r_2^2}{C_1 C E}}$ <p>用上式即可以求得 <math>h</math>。但要注意一点, 那就是如前所述, <math>C_1</math> 值是随 <math>H/h</math> 的变化而变化的, 所以在求 <math>h</math> 值之前, 必须先假定 <math>H/h</math> 的值</p>
膜片的应力 $\sigma$	MPa	<p>膜片碟簧的应力如图 7-8-4 所示, 上缘产生压应力, 下缘产生拉应力</p> $\sigma_{c1} = -K_{c1} \frac{E h^2}{r_2^2} \quad \sigma_{c2} = K_{c2} \frac{E h^2}{r_2^2} \quad \sigma_{t1} = -K_{t1} \frac{E h^2}{r_2^2} \quad \sigma_{t2} = K_{t2} \frac{E h^2}{r_2^2}$ <p>式中 <math>K_{c1} = \frac{C}{(1 - \mu^2)} \times \frac{f}{h} \times \left\{ C_2 \left( \frac{H}{h} - \frac{f}{2h} \right) + C_3 \right\}</math></p> $K_{c2} = \frac{C}{(1 - \mu^2)} \times \frac{f}{h} \times \left\{ C_4 \left( \frac{H}{h} - \frac{f}{2h} \right) - C_5 \right\}$ $K_{t1} = \frac{C}{(1 - \mu^2)} \times \frac{f}{h} \times \left\{ C_2 \left( \frac{H}{h} - \frac{f}{2h} \right) - C_3 \right\}$ $K_{t2} = \frac{C}{(1 - \mu^2)} \times \frac{f}{h} \times \left\{ C_4 \left( \frac{H}{h} - \frac{f}{2h} \right) + C_5 \right\}$ <p>其中 <math>C_2 = \left( \frac{\alpha - 1}{\lg \alpha} - 1 \right) \times \frac{6}{\pi \lg \alpha}</math></p> $C_3 = \frac{3(\alpha - 1)}{\pi \lg \alpha}$ $C_4 = \left( \alpha - \frac{\alpha - 1}{\lg \alpha} \right) \times \frac{6}{\pi \alpha \lg \alpha}$ $C_5 = \frac{3(\alpha - 1)}{\alpha \pi \lg \alpha} = \frac{C_3}{\alpha}$ <p>膜片碟簧的损坏通常发生在拉应力一侧 (内外圆周的下缘), 除去 <math>H/h</math> 很大的情形外, 多是从内圆周下端开始破坏。对于同样的分离行程来说, 应力 <math>\sigma_1</math> 随 <math>H/h</math> 的减少而增大; 相反, 应力 <math>\sigma_2</math> 随 <math>H/h</math> 的增大而增大。所以, 只要进行应力 <math>\sigma_{t1}</math> 和 <math>\sigma_{c2}</math> 校核就可以了</p>

## 4 膜片碟簧的计算方法

膜片碟簧的设计与计算非常繁琐。为了满足所要求的特性,需要进行反复计算来确定各部分的尺寸、 $H/h$  的值等。上述计算式是膜片碟簧的基本设计计算式,而热处理条件、喷丸处理条件、弹簧尺寸以及离合器的装配条件等都不会完全相同,因此,实际上还要做若干修正。

## 5 膜片碟簧的技术条件

关于膜片碟簧的技术条件至今没有国家标准,仅列以下几条作为参考:

(1) 材料使用优质弹簧钢,并进行热处理。特别要注意表面不能有伤痕,哪怕是很小的伤痕。为了避免应力集中,在内圆周部位的下面要进行倒圆,倒圆的半径取为  $R = 1 \sim 2\text{mm}$ 。

(2) 为了减少弹簧的离散性,同时为了控制支承点处的间隙,要求板厚有较高的精度。

(3) 为了防止膜片碟簧在循环载荷的作用下,会使弹簧产生弹力衰减(疲劳变形),一般采取下面方法处理:  
1) 强压处理; 2) 加温强压处理; 3) 喷丸处理。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球



## 第9章 环形弹簧

环形弹簧是由多个带有内锥面的外圆环和带有外锥面的内圆环配合组成。承受轴向力  $P$  后，各圆环沿圆锥面相对运动产生轴向变形而起弹簧作用，如图 7-9-1 所示。

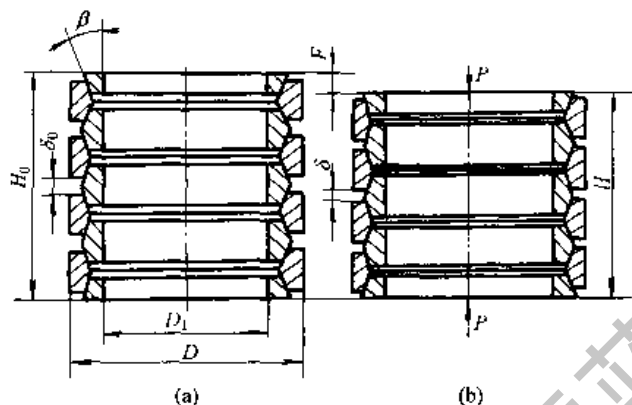


图 7-9-1 环形弹簧的受力和变形

(a) 自由状态; (b) 受载后

### 1 环形弹簧的特性曲线

环形弹簧的特性曲线如图 7-9-2 所示。

由于外圆环和内圆环沿配合圆锥面相对滑动时，接触表面具有很大的摩擦力，加载时，轴向力  $P$  由表面压力和摩擦力平衡。因此，相当于减小了轴向载荷的作用，即增大了弹簧刚度。卸载时，摩擦力阻滞了弹簧弹性变形的恢复，因此，相当于减小了弹簧作用力。如图 7-9-2 所示，环形弹簧在一个加载和卸载循环中的特性曲线为  $OABO$ ，如果没有摩擦力的作用，则应为  $OC$ 。卸载时，特性曲线由  $B$  点开始，而不是由  $E$  点，这是由于弹簧弹性滞后引起的。

由环形弹簧的特性曲线可以清楚看出，面积  $OABO$  部分即为在加载和卸载循环中，由摩擦力转化为热能所消耗的功，其大小几乎可达加载过程所作功 ( $OADO$ ) 的 60% ~ 70%。因此，环形弹簧的缓冲减振能力很高，单位体积材料的储能能力比其他类型弹簧大。

为防止横向失稳，环形弹簧一般安装在导向圆筒或导向心轴上，弹簧和导向装置间应留有一定间隙，其数值可取为内圆环孔径的 2% 左右。

环形弹簧用于空间尺寸受限制而又需吸收大量的能量，以及需要相当衰减力即要求强力缓冲的场合，其轴向载荷大多在  $2t$  以上至  $100t$ 。例如用于铁道车辆的联结部分，受强大冲击的机械缓冲装置，大型管道的吊架，大容量电流遮断器的固定端支撑以及大炮的缓冲弹簧和飞机的制动弹簧等。

在承受特别巨大冲击载荷的地方，还可采用由两套不同直径同心安装的组合环形弹簧，或是由环形弹簧与圆柱螺旋弹簧组成的组合弹簧。

为防止圆锥面的磨损、擦伤，一般都在接触面上涂布石墨润滑脂。

### 2 环形弹簧的材料和许用应力

环形弹簧常用的材料有 60Si2MnA 和 50CrMn 等弹簧钢。

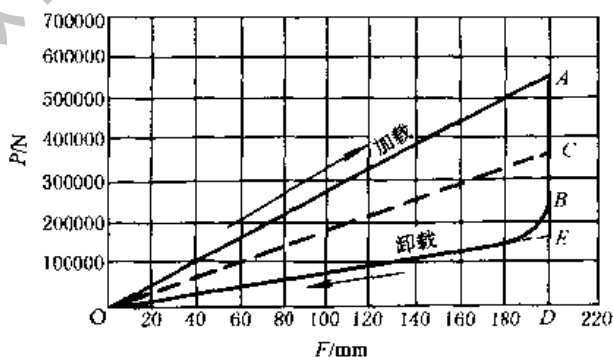


图 7-9-2 环形弹簧的特性曲线

环形弹簧的许用应力如表 7-9-1。

表 7-9-1

环形弹簧常用材料的许用应力

/MPa

加工与使用条件	外环许用应力 $\sigma_{1p}$	内环许用应力 $\sigma_{2p}$
对于一般的寿命要求	800	1200
对于短的寿命要求 (未经精加工的表面)	1000	1300
对于短的寿命要求 (经精加工的表面)	1200	1500

### 3 环形弹簧设计参数选择

(1) 圆锥面斜角 当圆锥面斜角  $\beta$  选取较小时, 弹簧刚度较小, 若  $\beta < \rho$ , 则卸载时将产生自锁, 即不能回弹。  $\beta$  角选取过大时, 则弹性变形恢复时的载荷  $P_R$  较大, 使环形弹簧缓冲吸振能力的降低。设计时, 可取  $\beta = 12^\circ \sim 20^\circ$ , 圆锥面加工精度较高时, 可取  $\beta = 12^\circ$ ; 加工精度一般时, 常取  $\beta = 14.04^\circ$ ; 润滑条件较差, 摩擦因数较大时,  $\beta$  应取得大一些, 以免发生自锁。

(2) 摩擦因数  $\mu$  和摩擦角  $\rho$  可按下列条件选定:

接触面未经精加工的重载工作条件  $\rho \approx 9^\circ$   $f_\mu \approx 0.16$

接触面经精加工的重载工作条件  $\rho \approx 8.5^\circ$   $f_\mu \approx 0.15$

接触面经精加工的轻载工作条件  $\rho \approx 7^\circ$   $f_\mu \approx 0.12$

### 4 环形弹簧计算公式

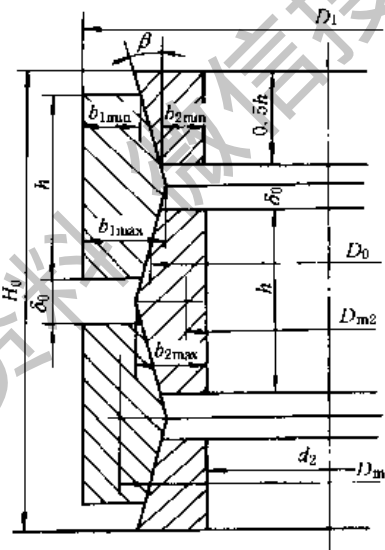


表 7-9-2

项 目	单位	公 式 及 数 据
内外环高度 $h$	mm	$h = \left( \frac{1}{6} \sim \frac{1}{5} \right) D_1$
内外环最小厚度 $b_{\min}$	mm	$b_{2\min} = \left( \frac{1}{5} \sim \frac{1}{3} \right) h$
		$b_{1\min} = 1.3 b_{2\min}$
无载时内外环的轴向间隙 $\delta_0$	mm	$\delta_0 = 0.25h$
内外环最大厚度 $b_{\max}$	mm	$b_{2\max} = b_{2\min} + \frac{h}{2} \tan \beta$
		$b_{1\max} = b_{1\min} + \frac{h}{2} \tan \beta$

续表

项 目	单位	公 式 及 数 据
内外环截面积 $A$	$\text{mm}^2$	$A_2 = hb_{2\text{min}} + \frac{h^2}{4} \tan\beta$
		$A_1 = hb_{1\text{min}} + \frac{h^2}{4} \tan\beta$
内环内径 $d_2$	$\text{mm}$	$d_2 = D_1 - 2(b_{1\text{min}} + b_{2\text{min}}) - (h - \delta_0) \tan\beta$
系数 $K_C$ 、 $K_D$		$K_C = \tan(\beta + \rho)$ $K_D = \tan(\beta - \rho)$
圆锥接触面平均直径 $D_0$	$\text{mm}$	$D_0 = \frac{1}{2}[(D_1 - 2b_{1\text{min}}) + (d_2 + 2b_{2\text{min}})]$
内外环截面中心直径 $D_m$	$\text{mm}$	$D_{m2} = d_2 + 1.3b_{2\text{min}}$
		$D_{m1} = D_1 - 1.3b_{1\text{min}}$
加载时外环的拉应力 $\sigma_1$ 内环的压应力 $\sigma_2$	$\text{N}/\text{mm}^2$	$\sigma_1 = \frac{P}{\pi A_1 K_C} < \sigma_{1p}$ $\sigma_2 = \frac{P}{\pi A_2 K_D} < \sigma_{2p}$
加载时外环的径向变形量 $\gamma_1$ 内环的径向变形量 $\gamma_2$	$\text{mm}$	$\gamma_1 = \frac{\sigma_1 D_{m1}}{2E}$ $\gamma_2 = \frac{\sigma_2 D_{m2}}{2E}$ $E = 2.1 \times 10^3 \text{MPa}$
加载时一对内外环的轴向变形量 $f$	$\text{mm}$	$f = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\tan\beta}$
内外环对数 $n_0$	对	$n_0 = \frac{F}{f}$
内外环个数 $n$	个	$n_1 = n_2 = \frac{n_0}{2}$
加载后内外环间的轴向间隙 $\delta$	$\text{mm}$	$\delta = \delta_0 - 2f > 1$
环簧自由高度 $H_0$	$\text{mm}$	$H_0 = \frac{n_0}{2} (h + \delta_0)$
加载后环簧高度 $H$	$\text{mm}$	$H = H_0 - n_0 f$
环簧的工作极限变形量 $F_1$	$\text{mm}$	$F_1 = \frac{n_0}{2} (\delta_0 - \delta) > F$
环簧的工作极限载荷 $P_1$	$\text{N}$	$P_1 = \frac{2\pi EK_C F_1 \tan\beta}{n_0 \left( \frac{D_{m1}}{A_1} + \frac{D_{m2}}{A_2} \right)} > P$
环簧弹性变形开始恢复时的轴向载荷 $P_R$	$\text{N}$	$P_R = P \frac{K_D}{K_C}$
加载时外环接触面的最大应力 $\sigma_{1\text{max}}$	$\text{MPa}$	$\sigma_{1\text{max}} = \sigma_1 \left[ 1 + \frac{2A_1}{\mu D_0 (h - \delta_0) (1 - \mu \tan\beta)} \right] < \sigma_{1p}$ $\mu$ —泊松比, $\mu = 0.3$

## 5 环形弹簧计算示例

表 7-9-3

项 目		单 位	公 式 及 数 据
原 始 条 件	最大轴向工作载荷 $P$	N	$P = 340000$
	弹簧外环外径 $D_1$	mm	$D_1 \leq 220$
	轴向变形量 $F$	mm	$F = 50$
	圆锥面斜角 $\beta$	°	$\beta = 14$
	摩擦角 $\rho$	°	$\rho = \mathcal{F}$ (摩擦因数 $\mu = 0.12$ )
	材料		60Si2MnA
参 数 计 算	内外环高度 $h$	mm	$h = 0.18D_1 = 0.18 \times 220 = 40$
	内外环最小厚度 $b_{\min}$	mm	$b_{2\min} = 0.25h = 0.25 \times 40 = 10$ $b_{1\min} = 1.3b_{2\min} = 1.30 \times 10 = 13$
	无载时内外环的轴向间隙 $\delta_0$	mm	$\delta_0 = 0.25h = 0.25 \times 40 = 10$
	内外环最大厚度 $b_{\max}$	mm	$b_{2\max} = b_{2\min} + \frac{h}{2} \tan\beta = 10 + \frac{40}{2} \tan 14^\circ = 15$ $b_{1\max} = b_{1\min} + \frac{h}{2} \tan\beta = 13 + \frac{40}{2} \tan 14^\circ = 18$
	内外环截面积 $A$	mm <sup>2</sup>	$A_2 = hb_{2\min} + \frac{h^2}{4} \tan^2\beta = 40 \times 10 + \frac{40^2}{4} \tan^2 14^\circ = 599.46$ $A_1 = hb_{1\min} + \frac{h^2}{4} \tan^2\beta = 40 \times 13 + \frac{40^2}{4} \tan^2 14^\circ = 719.46$
	内环内径 $d_2$	mm	$d_2 = D_1 - 2(b_{1\min} + b_{2\min}) - (h - \delta_0) \tan\beta$ $= 220 - 2(13 + 10) - (40 - 10) \tan 14^\circ = 166.5$
	系数 $K_C$ 、 $K_D$		$K_C = \tan(\beta + \rho) = \tan(14^\circ + 7^\circ) = 0.384$ $K_D = \tan(\beta - \rho) = \tan(14^\circ - 7^\circ) = 0.123$
	圆锥接触面平均直径 $D_0$	mm	$D_0 = \frac{1}{2} [(D_1 - 2b_{1\min}) + (d_2 + 2b_{2\min})]$ $= \frac{1}{2} [(220 - 2 \times 13) + (166.5 + 2 \times 10)] = 190.25$
	内外环截面中心直径 $D_m$	mm	$D_{m2} = d_2 + 1.3b_{2\min} = 166.5 + 1.3 \times 10 = 179.5$ $D_{m1} = D_1 - 1.3b_{1\min} = 220 - 1.3 \times 13 = 203.1$
	加载时内外环的拉应力 $\sigma$	MPa	$\sigma_2 = \frac{P}{\pi A_2 K_D} = \frac{340000}{\pi \times 599.46 \times 0.384} = 470 < \sigma_{\text{许}}$ (见许用应力) $\sigma_1 = \frac{P}{\pi A_1 K_C} = \frac{340000}{\pi \times 719.46 \times 0.384} = 392$
加载时内外环的径向变形量 $\gamma$	mm	$\gamma_2 = \frac{\sigma_2 D_{m2}}{2E} = \frac{470 \times 179.5}{2 \times 2.1 \times 10^5} = 0.2$ $\gamma_1 = \frac{\sigma_1 D_{m1}}{2E} = \frac{392 \times 203.1}{2 \times 2.1 \times 10^5} = 0.19$	
加载时一对内外环的轴向变形量 $f$	mm	$f = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\tan\beta} = \frac{0.19 + 0.2}{\tan 14^\circ} = 1.56$	
内外环对数 $n_0$	个	$n_0 = \frac{F}{f} = \frac{50}{1.56} = 32$	
内外环个数 $n$	个	$n_1 = n_2 = \frac{n_0}{2} = \frac{32}{2} = 16$ 两端的两个半环作为一个环计算	
加载后内外环间的轴向间隙 $\delta$	mm	$\delta = \delta_0 - 2f = 10 - 2 \times 1.56 = 6.9 > 1$	
环簧自由高度 $H_0$	mm	$H_0 = \frac{n_0}{2} (h + \delta_0) = \frac{32}{2} (40 + 10) = 800$	

续表

项 目	单 位	公 式 及 数 据
加载后环簧高度 $H$	mm	$H = H_0 - n_0 f = 800 - 32 \times 1.56 = 750$
环簧的工作极限变形量 $F_j$	mm	$F_j = \frac{n_0}{2} (\delta_0 - \delta) = \frac{32}{2} (10 - 6.9) = 49.6 \approx F$
环簧的工作极限载荷 $P_j$	N	$P_j = \frac{2\pi EK_c F_j \tan\beta}{n_0 \left( \frac{D_{m1}}{A_1} + \frac{D_{m2}}{A_2} \right)}$ $= \frac{2\pi \times 2.1 \times 10^5 \times 0.384 \times 49.6 \times \tan 14^\circ}{32 \left( \frac{203.1}{719.46} + \frac{179.5}{599.46} \right)} = 336598 > P$
环簧弹性变形开始恢复时的轴向载荷 $P_R$	N	$P_R = P \times \frac{K_D}{K_C} = 340000 \times \frac{0.123}{0.384} = 108900$
加载时外环接触面的最大应力 $\sigma_{1\max}$	MPa	$\sigma_{1\max} = \sigma_1 \left[ 1 + \frac{2A_1}{\gamma D_0 (h - \delta_0) (1 - \mu \tan\beta)} \right]$ $= 392 \left[ 1 + \frac{2 \times 719.46}{0.3 \times 190.25 (40 - 10) (1 - 0.12 \tan 14^\circ)} \right]$ $= 732$ <p>根据表 7-9-1, <math>\sigma_{1p} \approx 800\text{MPa}</math>    <math>\sigma_{1\max} &lt; \sigma_{1p}</math></p>

## 6 环形弹簧应用实例

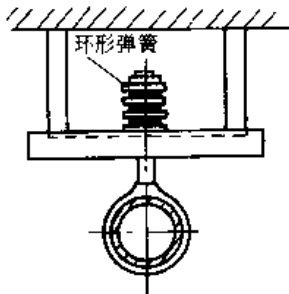


图 7-9-3 大型管道吊架

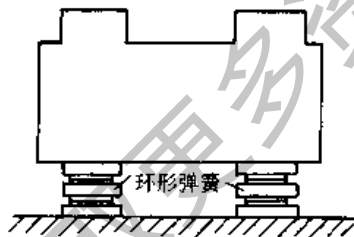


图 7-9-4 振动机械支承

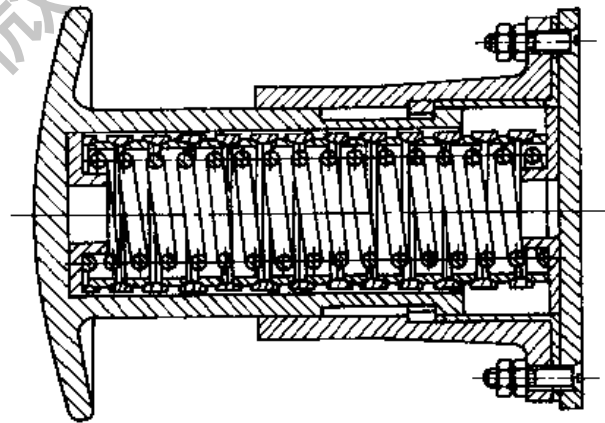


图 7-9-5 用环形弹簧与圆柱螺旋弹簧组成的缓冲器

## 7 环形弹簧的技术要求

大量生产的环形弹簧，其内、外环的毛坯可以用钢管下料，再用专用套圈轧机轧至成品形状和尺寸，经检验合格后再进行热处理。

少量生产的环形弹簧，其毛坯采用自由锻造经机械加工得到成品形状和尺寸，然后进行热处理。必要时，在热处理后再磨削接触表面。一般圆锥接触表面粗糙度要求为  $1.60 \sqrt{} \sim 0.4 \sqrt{} /$ ，热处理后表面硬度为 40~46HRC。

由于圆环厚度较小，制造中应特别注意不要使圆环产生扭曲。为保证装配时各圆环具有互换性，要求每个圆环的斜角和自由高度尺寸在公差范围内。

环形弹簧的零件图上，应注明载荷与相应变形的大小。

# 第 10 章 片 弹 簧

## 1 片弹簧的结构与用途

片弹簧因用途不同而有各种形状和结构。按外形可分为直片弹簧和弯片弹簧两类，按板片的形状则可以分为长方形、梯形、三角形和阶段形等。

片弹簧的特点是，只在一个方向——最小刚度平面上容易弯曲，而在另一个方向上具有大的拉伸刚度及弯曲刚度。因此，片弹簧很适宜用来作检测仪表或自动装置中的敏感元件、弹性支承、定位装置、挠性连接等，如图 7-10-1 所示。由片弹簧制作的弹性支承和定位装置，实际上没有摩擦和间隙，不需要经常润滑，同时比刃形支承具有更大的可靠性。

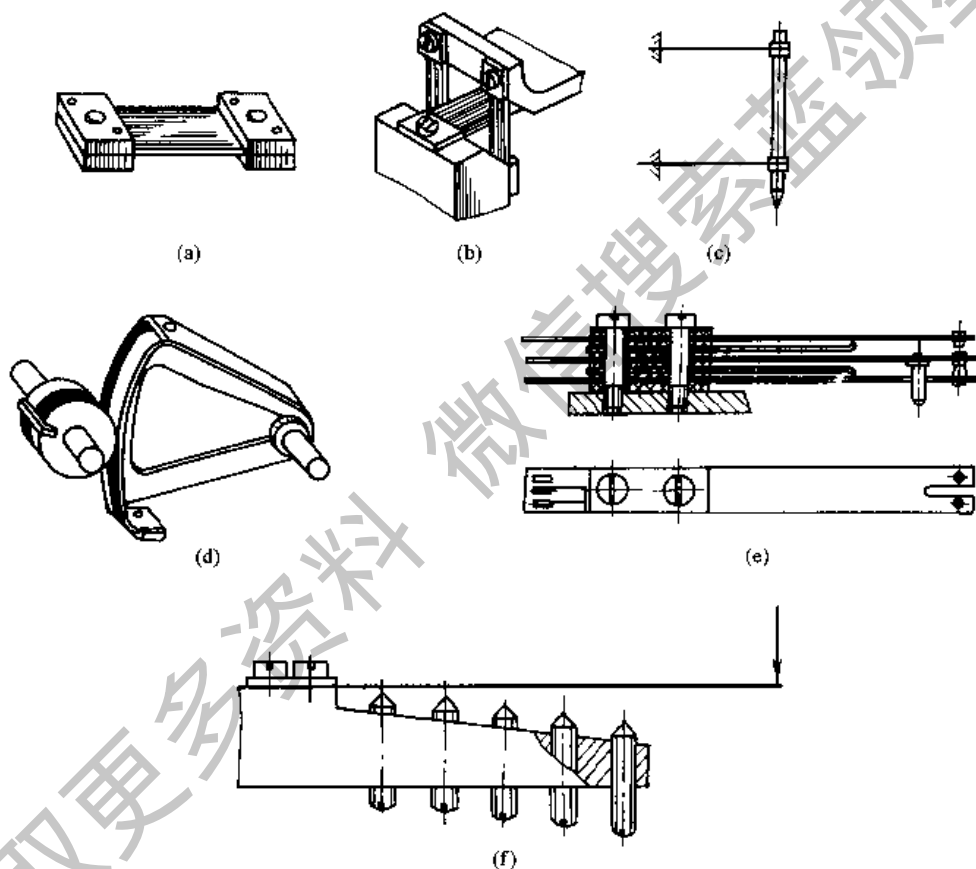


图 7-10-1 不同用途的片弹簧

(a)、(b) 弹性支承；(c) 弹性导向装置；(d) 机构的挠性连接；  
(e) 直悬臂式片弹簧；(f) 测量用片弹簧

片弹簧广泛用于电力接触装置中（图 7-10-1），而用得最多的是形状最简单的直悬臂式片弹簧。接触片的电阻必须小，因此用青铜制造（参见表 7-10-2）。

测量用片弹簧的作用是转变力或者位移。如果固定结构和承载方式能保证弹簧的工作长度不变，则片弹簧的刚度在小变形范围是恒定的，必要时也可以得到非线性特性，例如将弹簧压落在限位板或调整螺钉上，改变其工作长度即可（图 7-10-1f）。

片弹簧一般用螺钉固定，有时也采用铆钉。图 7-10-2a 为最常见的固定方法，采用两个螺钉可以防止片弹簧产生转动。如果长度受结构限制时，也可以采用图 b 所示的螺钉布置形式。片弹簧固定部分的宽度大于板宽度时，过渡部分应以圆弧平滑过渡，以减小应力集中。螺钉（或铆钉）孔应有一定的距离，图 7-10-2a 中的各项尺

寸可参见表 7-10-1。

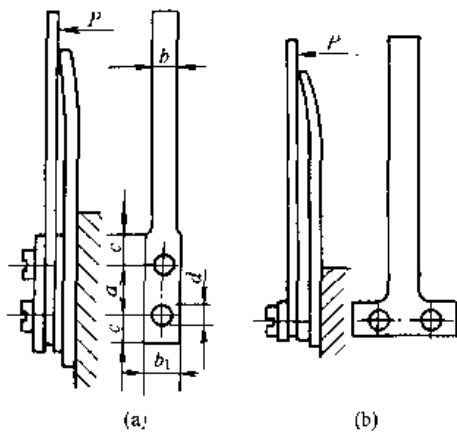


图 7-10-2 片弹簧的结构  
(a) 轴向布置螺钉; (b) 横向布置螺钉

表 7-10-1 片弹簧尺寸

尺寸	铆 接	螺钉联接
d	0.3b <sub>1</sub>	0.5b <sub>1</sub>
a	(3~4) d	(3~4) d
c	0.5b <sub>1</sub>	0.5b <sub>1</sub>

注: d 为孔径。

## 2 片弹簧材料及许用应力

在仪表及自动装置中采用铜合金较多, 机械设备中则以弹簧钢为主。常用材料及许用应力如表 7-10-2 所示。

表 7-10-2 片弹簧常用材料及许用应力

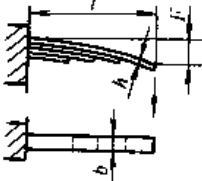
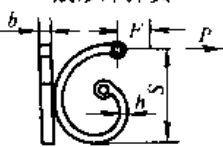
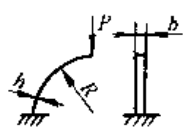

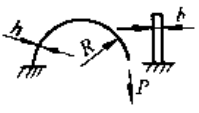
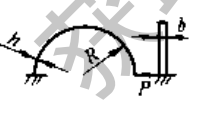
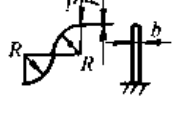
材 料	代 号	弹性模量 E/MPa	许用应力/MPa	
			动载荷	静载荷
锡青铜	QSn4-3	119952	166.6 ~ 196.0	249.9 ~ 298.9
锌白铜	BZn15 ~ 20	124264	176.4 ~ 215.6	269.5 ~ 318.5
铍青铜	QBe2	114954	196 ~ 245	294.0 ~ 367.5
硅锰钢	60Si2Mn	205800	412.4	637.0

## 3 片弹簧计算公式

表 7-10-3 是矩形截面片弹簧的计算公式, 对圆形截面也可适用, 但要改变截面断面系数 W 和截面惯性矩 J (其值见附注)。

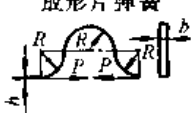
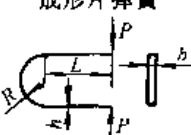
表 7-10-3 矩形截面片弹簧计算公式

弹簧名称	工作载荷 P/N	工作变形 F/mm	片簧宽度 b/mm	片簧厚度 h/mm
悬臂片弹簧 	$P = \frac{W\sigma_p}{L}$ $= \frac{bh^2}{6L}\sigma_p$	$F = \frac{PL^3}{3EJ} = \frac{4PL^3}{Ebh^3}$ $= \frac{2L^2\sigma_p}{3Eh}$	$b = \frac{6PL}{h^2\sigma_p}$	$h = \frac{2L^2\sigma_p}{3EF}$
悬臂三角形片弹簧 	$P = \frac{W\sigma_p}{L}$ $= \frac{bh^2}{6L}\sigma_p$	$F = \frac{PL^3}{2EJ} = \frac{6PL^3}{Ebh^3}$ $= \frac{L^2\sigma_p}{Eh}$	$b = \frac{6PL}{h^2\sigma_p}$	$h = \frac{L^2\sigma_p}{EF}$

弹簧名称	工作载荷 $P/N$	工作变形 $F/mm$	片簧宽度 $b/mm$	片簧厚度 $h/mm$
悬臂叠加片弹簧 	$P = \frac{W\sigma_p}{L}$ $= \frac{bh^2n\sigma_p}{6L}$ 式中 $n$ ——簧片数	$F = \frac{PL^2}{2EJn} = \frac{6PL^3}{Ebh^3n}$ $= \frac{L^2\sigma_p}{Eh}$	$b = \frac{6PL}{h^2\sigma_p}$	$h = \frac{L^2\sigma_p}{EFh}$
成形片弹簧 	$P = \frac{W\sigma_p}{h}$ $= \frac{bh^2\sigma_p}{6S}$	$F = \frac{3PS^3}{2EJ} = \frac{18PS^3}{Ebh^3}$ $= \frac{3S^2\sigma_p}{Eh}$	$h = \frac{6PS}{h^2\sigma_p}$	$h = \frac{3S^2\sigma_p}{EF}$
$\frac{1}{4}$ 圆形片弹簧 	$P = \frac{W\sigma_p}{R}$ $= \frac{bh^2\sigma_p}{6R}$	垂直方向变形 $F_y = \frac{47PR^3}{60EJ} = 9.4 \times \frac{PR^3}{Ebh^3}$ $= \frac{1.57R^2\sigma_p}{Eh}$ 水平方向变形 $F_x = \frac{PR^3}{2EJ} = \frac{6PR^3}{Ebh^3}$ $= \frac{R^2\sigma_p}{Eh}$	$b = \frac{6PR}{h^2\sigma_p}$	$h = \frac{1.57R^2\sigma_p}{EF_y}$
$\frac{1}{4}$ 圆形片弹簧 	$P = \frac{W\sigma_p}{R}$ $= \frac{bh^2\sigma_p}{6R}$	水平方向变形 $F_x = \frac{4.27PR^3}{12EJ}$ $= \frac{4.27PR^3}{Ebh^3}$ $= \frac{0.71R^2\sigma_p}{Eh}$	$b = \frac{6PR}{h^2\sigma_p}$	$h = \frac{0.71R^2\sigma_p}{EF_x}$
半圆形片弹簧 	$P = \frac{W\sigma_p}{2R}$ $= \frac{bh^2\sigma_p}{12R}$	垂直方向变形 $F_y = \frac{113PR^3}{24EJ}$ $= \frac{56.5PR^3}{Ebh^3}$ $= \frac{4.71R^2\sigma_p}{Eh}$	$b = \frac{12PR}{h^2\sigma_p}$	$h = \frac{4.71R^2\sigma_p}{EF_y}$
半圆形片弹簧 	$P = \frac{W\sigma_p}{R}$ $= \frac{bh^2\sigma_p}{6R}$	水平方向变形 $F_x = \frac{18.8PR^3}{12EJ}$ $= \frac{18.8PR^3}{Ebh^3}$ $= \frac{\pi R^2\sigma_p}{Eh}$	$b = \frac{6PR}{h^2\sigma_p}$	$h = \frac{\pi R^2\sigma_p}{EF_x}$
成形片弹簧 	$P = \frac{W\sigma_p}{2R}$ $= \frac{bh^2\sigma_p}{12R}$	垂直方向变形 $F_y = \frac{113PR^3}{24EJ} = \frac{56.5PR^3}{Ebh^3}$ $= \frac{4.71R^2\sigma_p}{Eh}$	$b = \frac{12PR}{h^2\sigma_p}$	$h = \frac{4.71R^2\sigma_p}{EF_y}$



续表

弹簧名称	工作载荷 $P/N$	工作变形 $F/mm$	片簧宽度 $b/mm$	片簧厚度 $h/mm$
成形片弹簧 	$P = \frac{W\sigma_p}{2R}$ $= \frac{bh^2\sigma_p}{12R}$	受力后两端靠近的距离 $F_x = \frac{113PR^3}{12EJ} = \frac{113PR^3}{Eb h^3}$ $= \frac{9.42R^2\sigma_p}{Eh}$	$b = \frac{12PR}{h^2\sigma_p}$	$h = \frac{9.42R^2\sigma_p}{EF_x}$
成形片弹簧 	$P = \frac{W\sigma_p}{L+R}$ $= \frac{bh^2\sigma_p}{6(L+R)}$	受力后两端靠近的距离 $F = \frac{288P}{EJ} \left[ \frac{J^3}{3} + R \times \left( \frac{\pi}{2} L^2 + \frac{\pi}{4} R^2 + 2LR \right) \right]$ $= \frac{24P}{Eb h^3} \left[ \frac{L^3}{3} + R \times \left( \frac{\pi}{2} L^2 + \frac{\pi}{4} R^2 + 2LR \right) \right]$ $= \frac{4\sigma_p}{(L+R)Eh} \left[ \frac{L^3}{3} + R \left( \frac{\pi}{2} L^2 + \frac{\pi}{4} R^2 + 2LR \right) \right]$	$b = \frac{6P(L+R)}{h^2\sigma_p}$	$h = \frac{4\sigma_p}{(L+R)EF} \left[ \frac{L^3}{3} + R \left( \frac{\pi}{2} L^2 + \frac{\pi}{4} R^2 + 2LR \right) \right]$

注：矩形截面断面模数  $W = \frac{bh^2}{6}$ ;

圆形截面断面模数  $W = 0.1d^3$ ;

矩形截面惯性矩  $J = \frac{bA^3}{12}$ ;

圆形截面惯性矩  $J = \frac{\pi d^4}{64}$ 。式中  $d$  为直径。

#### 4. 片弹簧计算示例

已知条件：

$L = 26\text{mm}$ ,

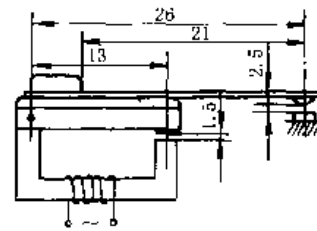
$L_1 = 21\text{mm}$ ,

$L_2 = 13\text{mm}$ ,

$a = 1.5\text{mm}$ ,

$c = 2.5\text{mm}$ ,  $b = 5\text{mm}$ ,  $h = 0.3\text{mm}$ 。

材料为 QSn4-3, 其  $E = 119952\text{MPa}$ ,  $\sigma_p = 250\text{MPa}$ 。



继电器

表 7-10-4 试计算触点的压力并验算片弹簧应力

项 目	单位	公式及数据
触头自由位移 $C_0$	mm	$C_0 = \frac{L}{L_2} a = \frac{26}{13} \times 1.5 = 3$
片簧 A 点的挠度 $f_A$	mm	$f_A = C_0 - c = 3 - 2.5 = 0.5$
触头压力 $T$	N	查表 7-10-3 得 $P$ 及 $F$ $T = \frac{P}{F} \times f_A = \frac{bh^2\sigma_p}{6L_1} \times \frac{2L_1^2\sigma_p}{3Eh} \times f_A = \frac{Eb h^3}{4L_1^3} f_A$ $= \frac{119952 \times 5 \times 0.3^3}{4 \times 21^3} \times 0.5 = 0.22$

项 目	单 位	公 式 及 数 据
计算项目 最大应力 $\sigma_{max}$	MPa	$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{6PL_1}{bh^2}$ $= \frac{6 \times 0.22 \times 21}{5 \times 0.3^2} = 61.6 < 250, \text{ 符合要求}$

## 5 片弹簧技术要求

1) 弯曲加工部分的半径。片弹簧在成型时,大多数要进行弯曲加工。若弯曲部分的曲率半径相对较小,则这些部分要产生很大的应力。因此如要避免弯曲部分产生较大的应力,则设计时应使弯曲半径至少是板厚的5倍。

2) 缺口处或孔部位的应力集中。片弹簧常会有阶梯部分以及开孔,在尺寸急剧变化的阶梯处,将产生应力集中。孔的直径越小,板宽越大,则这一应力集中系数越大。

当安装片弹簧时,常在安装部分开孔用螺栓固定,而安装部分大多是产生最大应力处,这就意味着在最大应力处还要叠加开孔产生的应力集中,从而使该处成为最易产生损坏的薄弱部位。特别是螺栓未紧牢固时,开孔处又承受往复载荷而更易产生损坏。因此为了使计算值和实际弹簧的载荷与变形间的关系相一致,应要求将固定部位紧牢固。

3) 弹簧形状和尺寸公差。片弹簧多是用冲压加工,在设计时要考虑选择适宜冲压加工的形状和尺寸,同时,还要充分考虑弹簧在弯曲加工时的回弹及热处理时产生的变形等尺寸误差,不应提出过高的精度要求,以免提高成本和增加制造难度。板厚的公差按相应国家标准或行业标准规定。

## 6 片弹簧应用实例

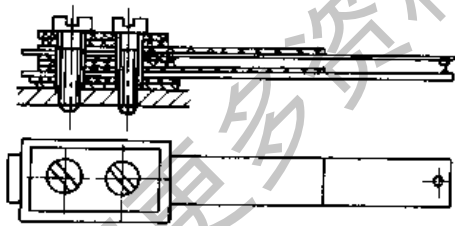


图 7-10-3 接触器中的触点直片簧

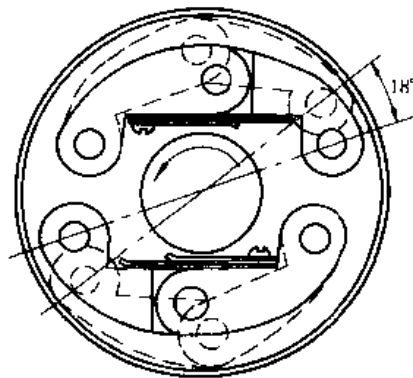


图 7-10-4 离合器片簧

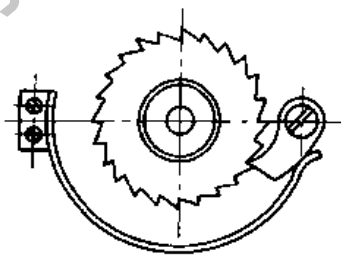


图 7-10-5 单向机构中的曲片簧

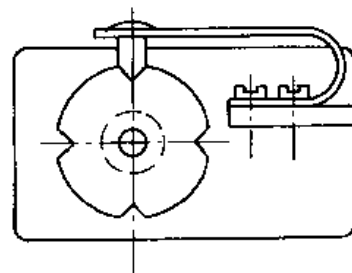


图 7-10-6 定位机构用的片簧

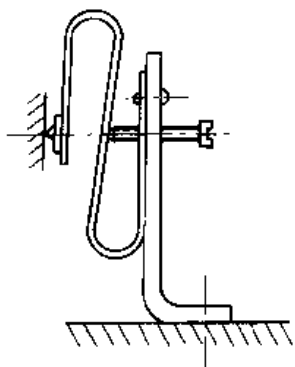


图 7-10-7 检波器弯片簧

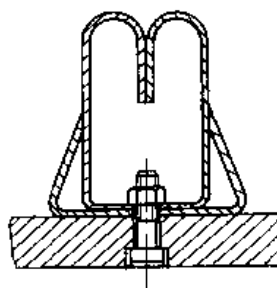
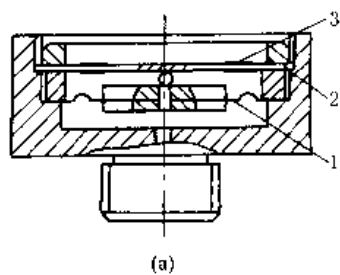
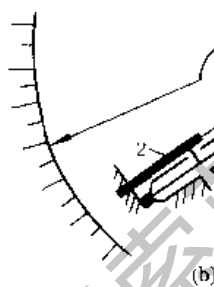


图 7-10-8 插座用片簧



(a)



(b)

图 7-10-9 用作测量仪表中的敏感元件

1—膜片；2—簧片；3—应变片

获取更多资料 微信搜索 领星球

# 第 11 章 板 弹 簧

## 1 板弹簧的类型和用途

板弹簧主要用于汽车、拖拉机以及铁道车辆等的弹性悬架装置，起缓冲和减振的作用，一般用钢板组成。根据形状和传递载荷方式的不同，板弹簧可分为椭圆形、半椭圆形、悬臂式半椭圆形、四分之一椭圆形等几种，如图 7-11-1 所示。在椭圆形板弹簧中，根据悬架装置的需要，可以做成对称式或不对称式两种结构。半椭圆形板弹簧在汽车中应用得最广，椭圆形板弹簧主要用于铁道车辆。

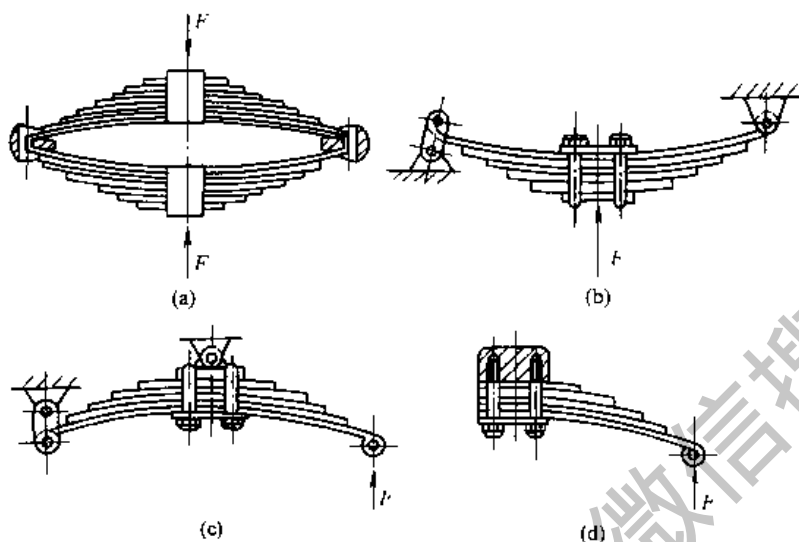


图 7-11-1 板弹簧的类型

- (a) 椭圆形板弹簧；(b) 半椭圆形板弹簧；  
(c) 悬臂式半椭圆形板弹簧；(d) 四分之一椭圆形板弹簧

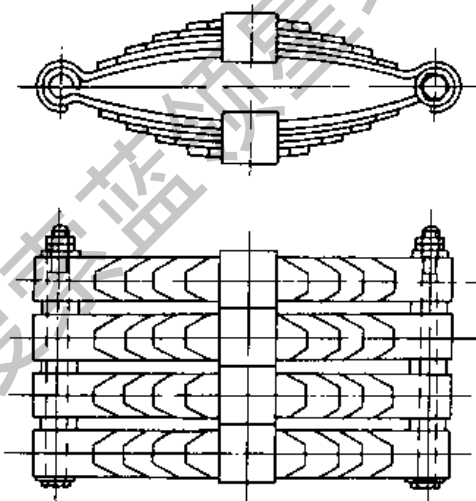


图 7-11-2 铁道车辆用的组合板弹簧

由于所受载荷大小的不同，板弹簧的片数亦不同，如小轿车用半椭圆形板弹簧的片数可少至 1~3 片；而载重汽车的板弹簧除主簧外还增设副簧以增大刚度（见图 7-11-2），这种组合式板弹簧具有非线性特性，在主弹簧达到某一变形时，副弹簧接触，开始承受载荷。

## 2 板弹簧的结构

图 7-11-3 所示为载重汽车悬架用板弹簧的典型结构，由主弹簧和副板簧两部分组成，主要零件有主板、副板、弹簧卡和骑马螺栓等。

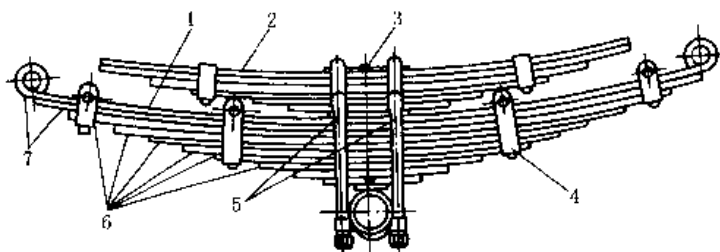


图 7-11-3 载重汽车悬架用板弹簧

- 1—主弹簧；2—副弹簧；3—中心螺栓；4—弹簧卡；  
5—骑马螺栓；6—副板；7—主板

## 2.1 弹簧钢板的截面形状

常用弹簧钢板的截面形状如图 7-11-4 所示。在汽车和铁道车辆中以矩形截面 (图 a) 应用最大; 为了防止板片侧向滑移, 有时采用带凸筋的钢板 (图 b); 另外为延长使用寿命, 减少钢板消耗 (约 10%), 也可以用带梯形槽的钢板 (图 c), 槽可制成单槽或双槽。

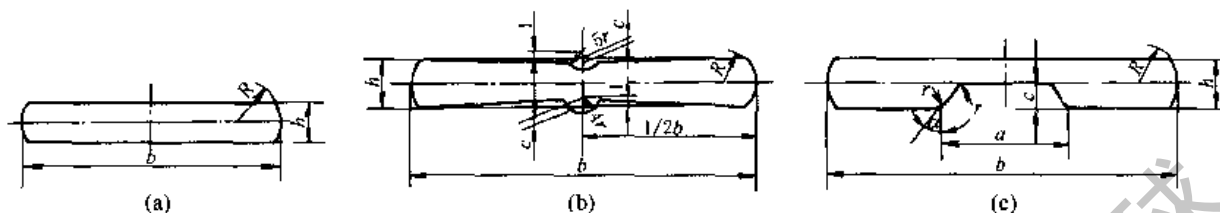


图 7-11-4 常用弹簧钢板的截面形状

(a) 矩形截面; (b) 带凸筋的截面; (c) 带梯形槽的截面

在使用带梯形槽的截面时, 应将梯形槽开在承载时产生压缩应力的一侧, 从而可减轻拉伸应力, 提高使用寿命。这种截面的惯性矩  $I$  和断面系数  $W$ , 当槽宽  $a = b/3$  ( $b$ —板宽), 槽深  $c = h/2$  ( $h$ —板厚), 槽两侧的倾角  $\alpha = 30^\circ$  时, 可按下列式进行计算:

$$I = 0.067bh^3, \quad W = 0.15bh^2$$

在设计时应注意, 弹簧板的截面尺寸不能任意选取, 因为截面尺寸的种类受轧制工艺装备的限制, 不能随意增加新的轧辊, 所以应按一定的尺寸系列规范选用截面尺寸。表 7-11-1 是矩形截面的尺寸系列规范。

表 7-11-1

矩形截面弹簧板的主要尺寸

/mm

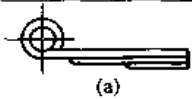
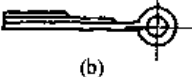
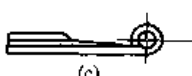
板 宽	板 厚															
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	16	18	20	22	25	30
45	○	○					○									
50	○	○	○	○	○	○	○	○	○							
60	○	○	○	○	○	○	○	○	○		○					
70		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
80			○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
90					○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
100							○	○	○	○	○	○	○	○	○	
150											○		○		○	○

## 2.2 主板的端部结构

主板端部结构有卷耳和不用卷耳两种, 分别如表 7-11-2 和表 7-11-3 所示。

表 7-11-2

主板端部的卷耳结构

卷耳形式	简 图	特 点 及 说 明
上卷耳		这种结构最为常用, 制造简单
下卷耳		为了保证弹簧运动轨迹和转向机构协调的需要, 以及降低车身高度位置时采用。在载荷作用下, 卷耳易张开
平卷耳		平卷耳可以减少卷耳内的应力, 因为纵向力作用方向和弹簧主片断面的中线重合。但制造较复杂

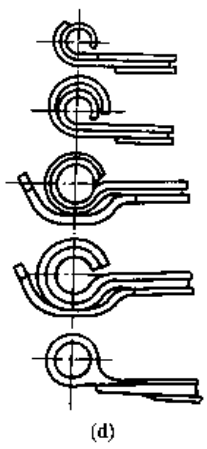

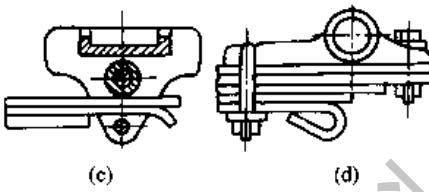
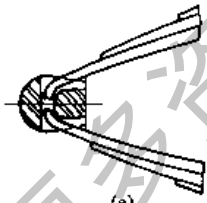
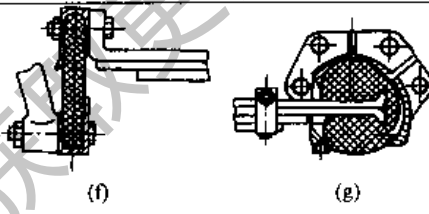
卷耳形式	简图	特点及说明
加强卷耳		<p>在重载荷或使用条件恶劣情况下，需要采用加强卷耳结。左图所示的型式中，以第二种用的较多。第五种是锻造卷耳，强度较高，它与弹簧主片分开成为两个零件，用螺钉联接起来，但由于制造成本较高，目前使用不多</p>

表 7-11-3


不用卷耳的板端结构

结构简图	特点及应用
	<p>图 a、图 b 所示是最简单的支撑板端，这种结构不能传递推力，因此必须有特殊的推件</p>
	<p>图 d 所示是在板端固装一个带孔的钢枕，以代替主卷耳，可传递很大的推（拉）力</p>
	<p>图 e 用作铁路上用的椭圆形板弹簧</p>
	<p>图 f 和图 g 表示固装在橡胶中的结构，应用于公共汽车或载货汽车</p>

### 2.3 副板端部结构

表 7-11-4

副板端部结构

端部形状	结构简图	特点及应用
矩形		<p>端部为矩形（直角形），制造简单，但板端形状会引起板间压力集中，使磨损加快</p>

端部形状	结构简图	特点及应用
梯形		改善了压力分布, 接近于等应力面, 材料得到充分利用。目前载重汽车大多用这种弹簧
椭圆形		按等应力原则压缩其端部, 取得变截面形状(宽度、厚度均变), 应力分布合理, 且增加了片端弹性, 减小了板间摩擦。小轿车中应用较多
压缩板端		板端压缩成斜面, 有利于改善压力分布, 减少板间摩擦。压紧板片时应使端面与上板片相贴
衬垫板端		除板端压缩成斜面外, 在板间加有衬垫, 可防止板间磨损。在小轿车中使用

## 2.4 板弹簧中部的固定结构

对于汽车板弹簧, 其中部除了用高强度中心螺栓定位外, 还用骑马螺栓紧固。火车用板弹簧常采用簧箍紧固, 如图 7-11-5 所示。

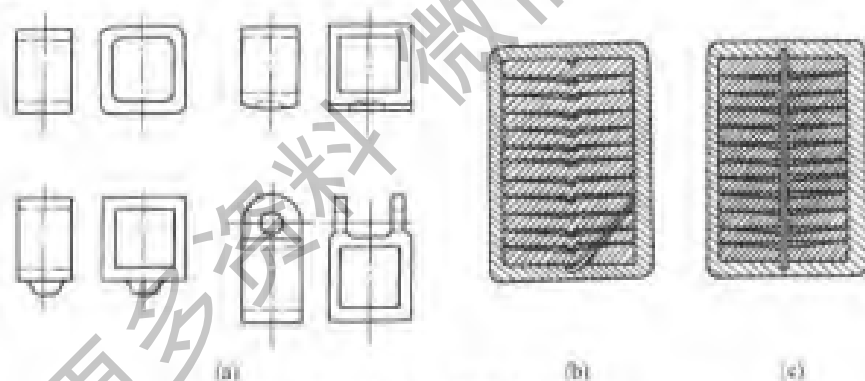


图 7-11-5 簧箍的结构

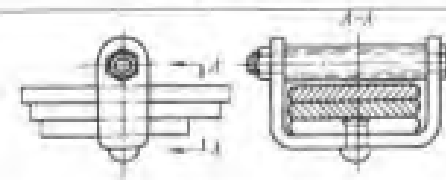
(a) 簧箍的外形; (b) 带肋的簧箍; (c) 带锁钉孔的簧箍

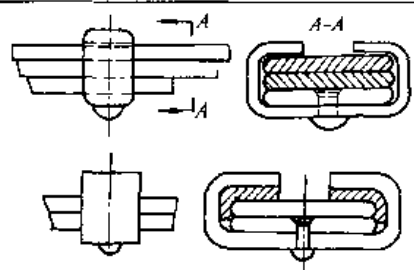
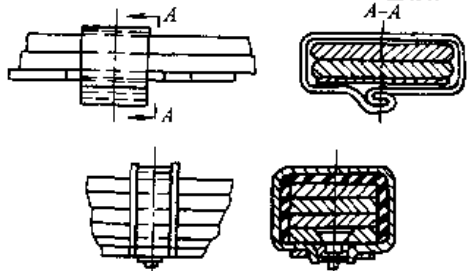
## 2.5 板弹簧两侧的固定结构

为了消除弹簧钢板侧向位移, 并将作用力传递给较多的叶片, 以保护主板, 在板弹簧两侧装有若干簧卡, 其结构如表 7-11-5 所示。

表 7-11-5

簧卡结构

型式	结构	特点及应用
带螺栓的 U 形卡		用于小客车和小轿车中

型 式	结 构	特 点 及 应 用
不带螺栓的 U 形卡		用于载重汽车中
封闭形卡		用于小轿车中

### 3 板弹簧材料及许用应力

#### 3.1 板弹簧材料及力学性能

用于汽车、拖拉机，铁路运输车辆和其他机械的板弹簧材料有几种热轧弹簧扁钢，如表 7-11-6 所示。

表 7-11-6 板弹簧材料及力学性能

材 料	$\sigma_s$ /MPa	$\sigma_b$ /MPa	$\delta_{10}$ /%	$\psi$ /%	使用范围
55Si2Mn	1176	1274	6	25	
60Si2MnA	1372	1568	5	20	一般在厚度 < 9.5mm 时采用
55SiMnVB	1225	1372	5	30	一般在厚度为 10~14mm 时采用
55SiMnMoVNb	1274	1372	8	35	一般在厚度为 16~25mm 时采用

#### 3.2 许用弯曲应力

应根据所要求的寿命及使用条件决定。如果没有试验资料，对于合金钢的板弹簧，可按表 7-11-7 选用，但表列数值未考虑预应力。


表 7-11-7 板弹簧的许用应力

板弹簧种类	许用弯曲应力 $\sigma_p$ /MPa	板弹簧种类	许用弯曲应力 $\sigma_p$ /MPa
机车、货车、电车等的板簧	441~490	载重汽车的前板簧	343~441
轻型汽车的前板簧	441~490	载重汽车、拖车的后板簧	441~490
轻型汽车的后板簧	490~588	缓冲器板簧	294~392

### 4 板弹簧设计与计算

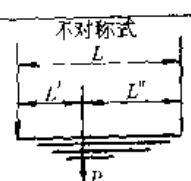
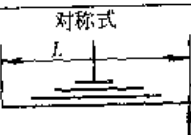
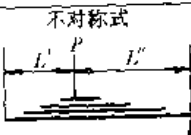
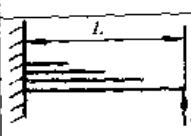
#### 4.1 板弹簧的近似计算公式

表 7-11-8 板弹簧的近似计算公式

板弹簧的类型	静挠度 $f_c$ /mm	刚度 $P'$ /N·mm <sup>-1</sup>	最大应力 $\sigma$ /MPa	
			按静刚度	按载荷
半椭圆形 	(I) $f_c = \delta \frac{PL^3}{48E(\sum I_k)}$ (II) $f_c = \delta \frac{PL^3}{4Enbh^3}$	$P' = \frac{1}{\delta} \frac{4E(\sum I_k)}{L^3}$ $P' = \frac{1}{\delta} \frac{4Enbh^3}{L^3}$	$\sigma = \frac{1}{\delta} \frac{12EI_k f_c}{L^2 W_k}$ $\sigma = \frac{1}{\delta} \frac{6Ehf_c}{L^2}$	$\sigma = \frac{PL_k}{4(\sum I_k) W_k}$ $\sigma = \frac{3PL}{2nbh^2}$



续表

板弹簧的类型	静挠度 $f_c$ /mm	刚度 $P'/N \cdot mm^{-1}$	最大应力 $\sigma$ /MPa	
			按静刚度	按载荷
半椭圆形式 	(I) $f_c = \delta \frac{PL'^2 L'^2}{3EL(\sum I_k)}$ (II) $f_c = \delta \frac{4PL'^2 L'^2}{ELnbh^3}$	$P' = \frac{1}{\delta} \frac{3ELnbh^3}{L'^2 L'^2}$ $P' = \frac{1}{\delta} \frac{ELnb^3}{4L'^2 L'^2}$	$\sigma = \frac{1}{\delta} \frac{3EI_k f_c}{L' L' W_k}$ $\sigma = \frac{1}{\delta} \frac{3Ehf_c}{2L' L'}$	$\sigma = \frac{PL' W_k}{L(\sum I_k) W_k}$ $\sigma = \frac{6PL''}{Lnbh^2}$
悬臂式 对称式 	(I) $f_c = \delta \frac{PL^3}{12E(\sum I_k)}$ (II) $f_c = \delta \frac{PL^3}{Enbh^3}$	$P' = \frac{1}{\delta} \frac{12E(\sum I_k)}{L^3}$ $P' = \frac{1}{\delta} \frac{Enbh^3}{L^3}$	$\sigma = \frac{1}{\delta} \frac{6EI_k f_c}{L^2 W_k}$ $\sigma = \frac{1}{\delta} \frac{3Ehf_c}{L^2}$	$\sigma = \frac{PL_k}{2(\sum I_k) W_k}$ $\sigma = \frac{3PL}{nbh^2}$
悬臂式 不对称式 	(I) $f_c = \delta \frac{PL'^2(L' + L'')}{3E(\sum I_k)}$ (II) $f_c = \delta \frac{4PL'^2(L' + L'')}{Enbh^3}$	$P' = \frac{1}{\delta} \frac{3E(\sum I_k)}{L'^2(L' + L'')}$ $P' = \frac{1}{\delta} \frac{Enbh^3}{4L'^2(L' + L'')}$	$\sigma = \frac{1}{\delta} \frac{3EI_k f_c}{L'(L' + L'') W_k}$ $\sigma = \frac{1}{\delta} \frac{3Ehf_c}{2L'(L' + L'')}$	$\sigma = \frac{PL' L_k}{(\sum I_k) W_k}$ $\sigma = \frac{6PL''}{nbh^2(L' + L'')}$
1/4椭圆形式 	(I) $f_c = \delta \frac{PL^3}{3E(\sum I_k)}$ (II) $f_c = \delta \frac{4PL^3}{Enbh^3}$	$P' = \frac{1}{\delta} \frac{3E(\sum I_k)}{L^3}$ $P' = \frac{1}{\delta} \frac{Enbh^3}{4L^3}$	$\sigma = \frac{1}{\delta} \frac{3EI_k f_c}{L^2 W_k}$ $\sigma = \frac{1}{\delta} \frac{3Ehf_c}{2L^2}$	$\sigma = \frac{PL_k}{(\sum I_k) W_k}$ $\sigma = \frac{6PL}{nbh^2}$
备注	$P$ —载荷, N; $L$ —板弹簧的伸直长度, mm; $I_k$ —板弹簧第 $k$ 片的断面惯性矩, mm <sup>4</sup> ; $W_k$ —板弹簧第 $k$ 片的断面模数, mm <sup>3</sup> ; $\delta$ —挠度增大系数; $E$ —弹性模量, MPa; $b$ —叶片宽度, mm; $h$ —叶片厚度, mm; $n$ —叶片数; $L'$ 、 $L''$ —中部固定处到两端的长度, mm; (I)—叶片任意截面; (II)—叶片为矩形截面			

## 4.2 板弹簧的设计计算公式

本节只重点介绍对称式半椭圆形板弹簧（这是汽车板弹簧的最广泛的典型结构）的设计与计算公式，至于其他结构的板弹簧，可将整个弹簧看成是两个不同长度的四分之一式弹簧，也可用同一方法进行计算。但在遇到叶片截面不同时，要采用不同的公式。

在计算板弹簧时，一般是把它看成等强度梁。也就是说，当梁的自由端承受载荷时，在梁的各个截面中就产生与该截面到固定端的距离成比例的弯曲应力。实际上，由于结构与使用的要求，真实弹簧的性能与强度梁并不相同。为了简化计算，一般仍利用等强度梁中载荷与变形的关系，但采用了一些修正系数，以使计算更为精确。

在设计板弹簧时，应着重考虑板弹簧的下述主要参数。

(1) 板弹簧的静挠度（即静载荷下的变形） 前后弹簧的静挠度值都直接影响到汽车的行驶性能。为了防止汽车在行驶过程中产生剧烈的颠簸（纵向角振动），应力求使前后弹簧的静挠度比值接近于 1。此外，适当地增大静挠度也可减低汽车的振动频率，以提高汽车的舒适性。但静挠度不能无限制地增加（一般不超过 24cm），因为挠度过大（也就是说频率过低）也同样会使人感到不舒适，产生晕车的感觉。同时，从弹簧的必需理论重量  $W = k \frac{P f_c}{\sigma_c}$  一式可以看出，如果载荷与许用应力不变而过分增大静挠度，就会增加弹簧的重量，也就是增加材料的消耗。此外，在前轮为非独立悬挂的情况下，挠度过大还会使汽车的操纵性变坏。一般汽车弹簧的静挠度值通常在表 7-11-9 所列范围内。

(2) 板弹簧的伸直长度 适当地加长弹簧的长度不仅能改善转向系的工作和提高汽车的行驶性能，而且还提高了加厚主片的可能性（加厚主片就可以加强弹簧卷耳的强度，以便承受推力与刹车力等）。此外，在同样的变形下，对于加长后的弹簧，还可以减小应力的幅度，从而延长弹簧的使用寿命。但是，弹簧长度受到汽车总布置的限制，因为一般弹簧的伸直长度都与汽车的轴距有一定的关系。根据统计资料，弹簧伸直长度如表 7-11-10 所示。

至于组合板弹簧中的副弹簧的伸直长度，一般约为轴距的 25%。

表 7-11-9 静挠度  $f_c$  /mm

应用场合	前弹簧	后弹簧
轻型汽车	60~90	90~115
公共汽车	100~180	125~190
载货汽车	50~100	90~150

表 7-11-10 板弹簧的伸直长度  $L$

应用场合	前弹簧	后弹簧
轻型汽车	33% 轴距	45% 轴距
载货汽车	25%~35% 轴距	30%~40% 轴距

## 4.2.1 叶片厚度、宽度及数目的计算

表 7-11-11

项 目	计 算 公 式	参 数 名 称 及 单 位
主片厚度 $h$	对 称 式 $h = \frac{L_c^2 \delta \sigma_p}{6 E f_c}$ $L_c = L - 0.5S$	$L_c$ ——有效长度, cm $L$ ——伸直长度, cm $S$ ——骑马螺栓中心距, cm $\delta$ ——挠度增大系数, 见表 7-11-12 $\sigma_p$ ——许用应力, N/cm <sup>2</sup> $E$ ——弹性模量, N/cm <sup>2</sup> $f_c$ ——静挠度, mm, 见表 7-11-9
	不 对 称 式 $h = \frac{2 \delta L_c' L_c'' \sigma_p}{3 E f_c}$ $L = L_c' - 0.25S$ $L_c'' = L'' - 0.25S$	
叶片宽度 $b$	如果叶片的宽度 $b$ 在任务书中未作规定, 则推荐按下述关系进行选择, 也可参考同类型结构来决定: $6 < \frac{b}{h} < 12$	$L_c'$ ——前半段有效长度, cm $L_c''$ ——后半段有效长度, cm $\Sigma I_k$ ——板弹簧的总惯性矩, cm <sup>4</sup> $I_k$ ——一个叶片的惯性矩, cm <sup>4</sup> $I$ ——各组叶片惯性矩之和, 即板弹簧的总惯性矩, cm <sup>4</sup> $I_1, I_2, \dots, I_k$ ——一组内各叶片惯性矩之和, cm <sup>4</sup> $n_1, n_2, \dots, n_k$ ——一组的叶片数目
叶片数目 $n$	叶片厚度相同时 1. 先求出板弹簧所需的总惯性矩: 对称式: $\Sigma I_k = \delta \frac{PL_c^3}{48 E f_c}$ 不对称式: $\Sigma I_k = \delta \frac{PL_c'^2 L_c''^2}{3 E L_c f_c}$ 根据 $\Sigma I_k$ 求 $n$ : $n = \frac{\Sigma I_k}{I_k}$ 2. 或按下面公式求出: 对称式: $n = \delta \frac{PL_c^3}{4 E b h^3 f_c}$ 不对称式: $n = \delta \frac{4 PL_c'^2 L_c''^2}{E L_c b h^3 f_c}$	
	叶片厚度不同时 当弹簧是由 $n$ 组厚度不同的叶片 (一般不超过 3 组) 组成时, 则可利用各组叶片的惯性矩之和等于弹簧的总惯性矩的原理来确定弹簧的总片数与叶片的厚度。设各组叶片惯性矩之和分别为 $I_1, I_2, \dots, I_k$ , 则 $\Sigma I = I_1 + I_2 + \dots + I_k$ 式中 $I_1 = \frac{n_1 b h_1^3}{12}$ ; $I_2 = \frac{n_2 b h_2^3}{12}$ 其余依此类推, 上式左右两端的差异最好不要超过 5%, 而且右端必须大于左端	

注: 汽车板弹簧叶片, 一般取 6~14 片。如果片数太少, 片端又未进行修切或压延时, 就会使弹簧的重量增大。如果片数过多, 则会使片与片间的摩擦加大, 并增加制造上的复杂性和产品的成本。

表 7-11-12

挠度增大系数  $\delta$ 

弹 簧 的 型 式	系 数 $\delta$
等强度梁 (理想的弹簧)	1.50
与等强度梁近似的叶片端部做成特殊形状的弹簧	1.40~1.45
叶片端部为直角形的弹簧, 其第 2 片与第 1 片的长度相同, 在第 1 片上面有一片反跳叶片	1.35
叶片端部为直角形的弹簧, 但有 2~3 片与第 1 片的长度相同, 在第 1 片上面有数片反跳叶片	1.30
有若干与第 1 片长度相同的特重型弹簧	1.25

注: 1. 挠度增大系数为实际板弹簧 (近似的等应力梁) 的挠度比理论等截面梁挠度的增大倍数。

2. 反跳叶片是板弹簧主片受反向载荷时起保护作用的叶片。

## 4.2.2 各叶片长度的计算

假定弹簧为等强度梁来确定各叶片长度的方法应用十分普遍。不过, 只有当弹簧各叶片的厚度相同, 片端做

叶片长度的计算公式

片号 $k$	片厚 $h/cm$	$I_k$ $/cm^4$	$0.5 \frac{I_k}{I_{k-1}}$	$\frac{1 + \frac{I_k}{I_{k-1}}}{\left[ \frac{w(I_k - I_{k+1})^3}{I_k^3} \right]}$	$\frac{0.5}{\left( \frac{I_k}{I_{k+1}} \right)}$ 下一排的⑩	⑤ $\times \left( 3 \times \frac{I_k}{I_{k+1}} - 1 \right) =$ ⑥ $\times$ 下一排的⑩	⑤-⑦	$3 \frac{I_{k-1}}{I_k} - 1 =$ ⑧ $\frac{⑧}{④}$	$\frac{⑨+1}{3} =$ $\frac{I_{k-1}}{I_k}$	$⑩^3 =$ $\left( \frac{I_{k-1}}{I_k} \right)^3$	$I_k = \frac{I_{k-1}}{⑩}$ $/cm$	$I_k =$ $I_c + \frac{S}{2}$ $/cm$	实际长度 之半 $L_k$ $/cm$
①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪	⑫	⑬	⑭
1	0.9	0.729			0.190	0.596	1.404	2.808	1.269	2.048	49.6	55	55
2	0.9	0.729	0.5	2								44.5	55
3	0.9	0.729	0.5	2	0.107	0.432	1.568	3.136	1.379	2.628	28.3	33.7	48
4	0.9	0.729	0.5	2	0	0	2	4	1.667	4.632	17.0	22.4	41

注：1. 如片端经压延时，第⑤项方括号内数值要计入（此外方括号内数值值设计入）。

2.  $I_c = \frac{1}{2}$  有效长度（即减去骑马螺栓中心距后的板簧长度）；

$I_k = \frac{1}{2}$  理论长度（即根据计算所得的板簧长度）；

$I_k = \frac{1}{2}$  实际长度（即根据计算所得的理论长度，再考虑结构要求最后确定的长度）；

$S = 10.8cm$ （骑马螺栓中心距离）；

$w$ —叶片末端形状系数，计算见表 7-11-14。

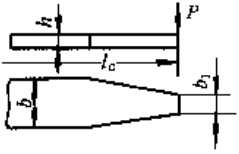
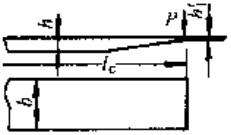
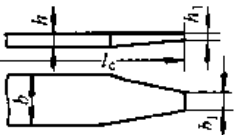
成三角形以及没有与主片长度相同的其他叶片的条件下，采用这种方法才能获得满意的结果。实际上，在设计与制造中，这些条件是难于同时实现的，因此，基于上述假设所设计的叶片厚度不同的弹簧就不是等强度梁。

为了克服这个缺点以提高弹簧的使用寿命，本节所推荐的各叶片长度计算法是以所谓集中载荷的假定为依据的。这一假定的实质就是认为当弹簧工作时，载荷仅由各叶片的末端来传递，而叶片的其余各点并不互相接触，即其变形是自由的。

为了使整个运算过程易于掌握并节约计算时间，现将全部计算公式列成表格形式（表 7-11-13）。

计算时先填好第①~⑤纵行，然后从最下一横排开始按箭头所示依次计算，待第⑩纵行前的各行计算完毕后，即可从第 1 片起依次计算出各叶片的长度。

表 7-11-14 叶片末端形状系数  $w$

型 式	公 式 及 数 据
	$w = \frac{3}{\beta} \left[ \frac{3}{2} - \frac{1}{\beta} - \left( \frac{1-\beta^2}{\beta} \right) \lg(1-\beta) \right] - 1$
	$w = \frac{3}{\beta} \left[ -\frac{1}{2} - \frac{1}{\beta} - \frac{1}{\beta^2} \lg(1-\beta) \right] - 1$ $\beta = 1 - \frac{h_1}{h}$
	$w = \frac{1}{1-\beta} - 1$ $\beta = 1 - \frac{b_1}{b}$

### 4.2.3 板弹簧的刚度计算

利用表 7-11-8 的公式来计算板弹簧的刚度时，只能得到近似的数值，在某些情况下，计算结果同实际情况会有较大的差异。为了比较准确地计算出弹簧的刚度，可以采用下式

$$P' = \frac{\xi 6 E}{\sum_{k=1}^n a_{k+1}^3 (Y_k - Y_{k+1})} \quad (\text{N/cm})$$

式中  $\xi = 0.83 \sim 0.87$ ——修正系数，轻型汽车采用上限，载重汽车采用下限；

$$Y_k = \frac{1}{I_k};$$

$$Y_{k+1} = \frac{1}{I_{k+1}};$$

$\sum_{k=1}^n a_{k+1}^3 (Y_k - Y_{k+1})$  的数值可按表 7-11-15 计算。

表 7-11-15

片号	$l_k$	$a_{k+1} = l_1 - l_{k+1}$	$I_k$	$Y_k = \frac{1}{I_k}$	$Y_k - Y_{k+1}$	$a_{k+1}^3$	$a_{k+1}^3 (Y_k - Y_{k+1})$
$k$	/cm	/cm	/cm <sup>4</sup>	/cm <sup>-4</sup>	/cm <sup>-4</sup>	/cm <sup>3</sup>	/cm <sup>-1</sup>

注： $l_1$ ——第一片伸直长度之半。

应该指出，当弹簧装上汽车后，由于骑马螺栓的紧固，使得弹簧的有效长度减小，这时弹簧的刚性就会发生变化。因此，在计算板弹簧刚度时，应分为两部分进行：按全长计算出供生产检验用的刚度；按有效长度（即减去骑马螺栓间距后的板弹簧长度）计算板弹簧的实际刚度，并根据实际刚度计算板弹簧的振动频率。

#### 4.2.4 板弹簧在自由状态下弧高及曲率半径的计算

板弹簧总成在自由状态下的弧高  $H$  决定于板弹簧的静挠度  $f_0$ 、板弹簧在静载荷下的弧高  $H_0$  以及在预压缩时残余变形量  $\Delta$ ，故

$$H = H_0 + f_0 + \Delta$$

式中  $H_0$ ——在现代的汽车板弹簧中，该值一般为  $1 \sim 2\text{cm}$ ；

$\Delta$ ——一般取  $\Delta = (0.05 \sim 0.06)f_0$  (手工制造的板弹簧  $\Delta = 0.07f_0$ )；

$f_0 = \frac{L^2}{Ah}$ ——板弹簧在预压缩时的挠度， $\text{cm}$ ；

$h$ ——板弹簧最厚片（一般为主片）的厚度， $\text{cm}$ ；

$A$ ——材料系数，对于铬钢与硅钢  $A = 800$ 。

板弹簧在自由状态下的曲率半径：

$$R_0 = \frac{L^2}{8H} \quad (\text{cm})$$

式中  $L$ ——板弹簧的伸直长度， $\text{cm}$ 。

#### 4.2.5 叶片在自由状态下曲率半径及弧高的计算

• 板弹簧的所有叶片通常冲压成不同的曲率半径。组装时，用中心螺栓或簧箍将叶片夹紧在一起，致使所有叶片的曲率半径均发生变化。由于组装夹紧时各叶片曲率半径的变化，使各叶片在未受外载荷作用之前就产生了预应力。

如叶片为矩形截面，则

$$\sigma_{0k} = \frac{Eh_k}{2} \left( \frac{1}{R_k} - \frac{1}{R_0} \right)$$

式中  $R_0$ ——第  $k$  片在组装后的曲率半径；

$R_k$ ——第  $k$  片在自由状态下的曲率半径。

当各叶片的预应力值给定后，便可以求出叶片在自由状态下的曲率半径  $R_k$ 。

在预定预应力时，应使主板的预应力为负值，而使短板的预应力为正值，其他叶片取中间值。根据资料指出，对于等厚度叶片的板弹簧，设计时一般取第一、二主叶片的预应力为  $-(80 \sim 150)\text{MPa}$ ，最后几片预应力为  $+(20 \sim 60)\text{MPa}$ ；对于不等厚度叶片的板弹簧，为了保证各叶片有相近的使用寿命，组装预应力的选择应按疲劳曲线确定。

在确定预应力时，对于矩形叶片还应满足下述条件：

$$\sigma_{01} h_1^2 + \sigma_{02} h_2^2 + \dots + \sigma_{0k} h_k^2 = 0$$

在满足上式的情况下，试行分配确定各叶片中的预应力，然后按下式求出各叶片在自由状态下的曲率半径  $R_k$  及弧高  $H_k$ ：

$$\text{曲率半径 } R_k \quad \frac{1}{R_k} = \frac{1}{R_0} + \frac{2\sigma_{0k}}{Eh_k}$$

$$\text{弧高 } H_k \quad H_k = \frac{L_k^2}{8R_k}$$

#### 4.2.6 装配后的板弹簧总成弧高的计算

叶片在自由状态的曲率半径是根据预应力确定的，由于选择预应力的关系，装配后板弹簧总成弧高不一定和第 4.2.4 节所述公式的结果一致，因此，还需要按表 7-11-16 再计算一次装配后总成弧高。如两者接近便认为合适，否则要调整各片预应力，重新进行计算。

表 7-11-16


片号	$I_k$ /cm <sup>4</sup>	$\sum I_k$ /cm <sup>4</sup>	$I_k$ /cm	$I_k^2$ /cm <sup>3</sup>	$R_k$ /cm	$\frac{④}{2 \times ⑥} = \frac{H_k}{I_k^2} = \frac{H_k}{2R_k}$ /cm	$\frac{④}{2 \times ⑩} = \frac{H_k^2}{I_k^2} = \frac{H_k^2}{2R_{1-k}(k-1)}$ /cm	$\frac{⑦-⑧}{H_k - H_k^1}$ /cm	$\frac{①}{②} = \frac{I_k}{\sum I_k}$ /cm	$\frac{⑩ \times ④}{I_k(H_k - H_k^1)} = \frac{Z_k}{\sum I_k}$ /cm	$\frac{1}{2} \left( \frac{3I_k}{I_k} - 1 \right)$ /cm	$Z_{1-k} = Z_{1-(k-1)} + Z_k \frac{1}{2} \left( \frac{3I_k}{I_k} - 1 \right)$ /cm	$R_{1-k} = \frac{I_k^2}{2(H_k + Z_k)}$ /cm
1	0.729	0.729	55	3025	125	12.1	12.10	0	1	0	1	12.10	125
2	0.729	1.458	55	3025	115	13.15	12.30	1.05	0.5	0.525	1	12.625	120
3	0.729	2.187	48	2304	110	10.47	9.60	0.87	0.33	0.287	1.22	12.975	116.5
4	0.729	2.916	41	1681	100	8.41	7.21	1.20	0.25	0.30	1.51	13.425	112

注： $H_k$ ——第  $k$  片叶片在自由状态下的弧高，cm；  
 $H_k^1$ ——第  $k$  片叶片在贴合到上一叶片后的弧高，cm；  
 $Z_k$ ——当第  $k$  片叶片贴合于上一叶片后，使上一叶片的弧高增大的数值，cm；  
 $Z_{1-k}$ ——当第  $k$  片叶片贴合后弹簧的弧高（即装配后板弹簧的弧高），cm；  
 $R_{1-k}$ ——第  $k$  片叶片贴合于上一叶片后的曲率半径，包括叶片本身的厚度，cm；  
 表中其他符号同前。

#### 4.2.7 板弹簧元件的强度验算

板弹簧的叶片，卷耳、销和衬套等元件的强度按表 7-11-17 中的公式验算。

表 7-11-17

验算项目	公式及数据	备注
叶片应力 $\sigma_k$	满载负荷的实际应力 $\sigma_k$ $\sigma_k = \sigma_{0k} + \sigma_{kc}$ 式中 $\sigma_{kc} = T_{kc} / W_k$ $T_{kc} = T_c I_k / \sum I_k$ $T_c = q l_c$	$\sigma_{0k}$ ——叶片预应力, N/cm <sup>2</sup> $\sigma_{kc}$ ——由 $T_c$ 引起的叶片应力, N/cm <sup>2</sup> $T_c$ ——满载静负荷的最大弯矩, N·cm $l_c$ ——板弹簧有效长度之半, cm $T_{kc}$ ——分配到各叶片上的弯矩, N·cm $q$ ——板弹簧每端满载静负荷, N $F$ ——叶片的截面积, cm <sup>2</sup> $d$ ——卷耳孔直径, cm $W_1$ ——主片的断面模数, 如卷耳由数片在一起时 $\sum W$ , cm <sup>3</sup> $P_H$ ——水平作用力, N $P$ ——板弹簧端部载荷, N $d_1$ ——板弹簧销直径, cm
卷耳部分的强度	 $\sigma = \frac{P_H(d+h)}{2W_1} + \frac{P_H}{F} < 35000 \text{ N/cm}^2$	
板弹簧销及衬套的挤压应力 $\sigma$	$\sigma = \frac{P}{2bd_1} < 300 \sim 400 \text{ N/cm}^2$	

### 5 板弹簧的技术要求

- 1) 叶片经处理后硬度应达到 39~47HRC, 并在其凹面进行喷丸处理, 以提高其使用寿命。
- 2) 组成的板弹簧都应进行强压处理。强压处理时, 加载所引起的变形值一般要达到使用时静挠度的 2~3 倍, 使整个板弹簧产生的剩余变形为 6~12mm; 在第二次用同样载荷加载之后, 剩余变形将减少为 1~2mm; 第三次加载之后, 制造较好的板弹簧就不再有显著的剩余变形。大量生产时, 往往只作一次强压处理, 处理后的板弹簧在作用力比强压力小 500~1000N 的情况下, 不应再产生剩余变形。
- 3) 叶片的横向扭曲量。以安装中心为基准, 从两头测量, 其偏差不大于钢板宽度的 0.8%。
- 4) 叶片纵向波折量, 在 75mm 长度内不大于 0.5mm。
- 5) 主片装入支架内的侧面弯曲不应大于 1.5mm/m, 其他叶片不大于 3mm/m。
- 6) 板弹簧加夹后, 叶片应均匀相贴, 不得有强弯, 总成在自由状态下相邻两片横向穿通间隙应小于短片全长的  $\frac{1}{4}$  (叶片间加有垫片者除外), 长度小于 75mm 时的间隙值不大于表 7-11-18 所示的值。
- 7) 板弹簧总成夹紧后, 在 U 形螺栓及支架滑动范围内的总宽度应符合表 7-11-19 规定。

表 7-11-18 叶片间隙允许值 /mm

叶片厚度	最大间隙允许值
≤ 8	1.2
> 8~12	1.5
> 12	2.0

表 7-11-19 板弹簧总成宽度 /mm

叶片厚度	总成的总宽度
≤ 100	< b + 2.5
> 100	< b + 3

8) 板弹簧总成放入支架滑动范围内后, 其中心线应与钢板底层基面中心线在同一直线上, 其偏差不大于 1.5mm/m。

9) 板弹簧总成在静载荷下的弧高偏差小于 ±6mm, 重型汽车板弹簧小于 ±8mm。

10) 叶片表面不应有过烧、过热、裂纹、氧化皮、麻点、损伤等缺陷, 表面脱碳层 (包括铁素体和过渡层)

深度不能超过表 7-11-20 的规定。

表 7-11-20

叶片表面脱碳层允许深度

/mm

叶片厚度	脱碳层深度
$\leq 8$	$< 0.03$
$> 8$	$< 0.025$

汽车板弹簧的制造技术要求见 QCn 29035—1991。铁道车辆板弹簧技术条件见 TB 1024—1983。汽车钢板弹簧喷丸处理规程见 TB/T 06001—1988。

## 6 板弹簧计算示例

已知板弹簧满载载荷  $P = 20825\text{N}$ ，每端满载载荷  $q = 10412.5\text{N}$ ，静挠度  $f_c = 9.7\text{cm}$ ，伸直长度  $L = 121\text{cm}$ ，骑马螺栓中心距  $S = 6\text{cm}$ ，有效长度  $L_c = 115\text{cm}$ 。设计计算板弹簧的其他参数。

### 6.1 叶片厚度、宽度及数目的计算

表 7-11-21

项 目		单位	公 式 及 数 据
弹簧叶片材料			选择 60Si2MnA
许用弯曲应力 $\sigma_p$		MPa	由表 7-11-7 选定 $\sigma_p = 588$
挠度增大系数 $\delta$			由表 7-11-12 选定 $\delta = 1.3$
主片厚度 $h$		cm	$h = \frac{L_c^2 \sigma_p \delta}{6 E f_c} = \frac{115^2 \times 1.3 \times 588}{6 \times 205800 \times 9.7} = 0.84$ 取 $h = 0.9$
叶片宽度 $b$		cm	$6 < b/h < 12$ 取 $b/h = 11$ $b = 11h = 9.9$ 取 $b = 10$
总惯性矩 $\Sigma I_k$		cm <sup>4</sup>	$\Sigma I_k = \frac{\delta P L_c^3}{48 E f_c} = \frac{1.3 \times 20825 \times 115^3}{48 \times 205800 \times 9.7} = 4.30$
板弹簧由三组不同的叶片组成	第一组	叶片数目 $n_1$	1
		叶片厚度 $h_1$	cm 0.9
	第二组	叶片数目 $n_2$	5
		叶片厚度 $h_2$	cm 0.8
	第三组	叶片数目 $n_3$	7
		叶片厚度 $h_3$	0.65
各叶片的惯性矩	第一组	$I_1$	$I_1 = \frac{n_1 b h_1^3}{12} = \frac{1 \times 10 \times 0.9^3}{12} = 0.608$
	第二组	$I_2$	$I_2 = \frac{n_2 b h_2^3}{12} = \frac{5 \times 10 \times 0.8^3}{12} = 2.133$
	第三组	$I_3$	$I_3 = \frac{n_3 b h_3^3}{12} = \frac{7 \times 10 \times 0.65^3}{12} = 1.602$
总惯性矩		$\Sigma I_k$	$\Sigma I_k = I_1 + I_2 + I_3 \approx 4.34$



## 6.2 叶片长度的计算

表 7-11-22

片号 $k$	片厚 $h_k$	$l_k$	$0.5 \frac{l_k}{l_{k-1}}$	$\frac{1 + \frac{l_k + l_{k-1}}{2}}{\left[ \frac{w(l_k - l_{k-1})^2}{l_k^2} \right]}$	$\frac{0.5}{(l_k/l_{k-1})^2}$	$⑥ \times \left( 3 \frac{l_k}{l_{k+1}} - 1 \right)$	$⑤ - ⑦$	$3 \frac{l_{k-1}}{l_k} - 1 = \frac{⑧}{④}$	$\frac{⑨ + 1}{3} = \frac{l_{k-1}}{l_k}$	$⑩^3 = \left( \frac{l_{k-1}}{l_k} \right)^3$	$l_c = \frac{l_{k-1}}{⑩}$ /cm	$l'_{ct} = \frac{S}{l_r + 2}$ /cm	实际长度 之半 $l_k$ /cm
①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪	⑫	⑬	⑭
1	0.9	0.6080									57.5	60.5	60.5
2	0.8	0.4266									57.5	60.5	60.5
3	0.8	0.4266									57.5	60.5	60.5
4	0.8	0.4266	0.5	2	$0.5/1.545 =$ 0.324	$0.324/2.468 =$ 0.800	1.200	2.400	1.133	1.454	$57.5/1.133 =$ 50.75	53.75	55.5
5	0.8	0.4266	0.5	2	0.299	0.766	1.234	2.468	1.156	1.545	43.9	46.9	50.7
6	0.8	0.4266	0.5	2	0.266	0.719	1.281	2.562	1.187	1.672	37.0	40.0	45.9
7	0.65	0.2290	0.2684	1.5368	0.333	0.8112	0.7256	2.703	1.234	1.879	30.0	33.0	41.1
8	0.65	0.2290	0.5	2	0.312	0.782	1.218	2.436	1.145	1.501	26.2	29.2	36.3
9	0.65	0.2290	0.5	2	0.283	0.744	1.256	2.512	1.171	1.606	22.4	25.4	31.5
10	0.65	0.2290	0.5	2	0.244	0.686	1.314	2.628	1.200	1.767	18.5	21.5	26.7
11	0.65	0.2290	0.5	2	0.190	0.596	1.404	2.808	1.270	2.048	14.6	17.6	21.9
12	0.65	0.2290	0.5	2	$0.5/4.632 =$ 0.108	$0.108 \times 4 =$ 0.432	1.568	3.136	1.380	2.628	10.6	13.6	17.1
13	0.65	0.2290	0.5	2	0	0	2	4	1.667	4.632	6.4	9.4	12.3

\* 因非压延,故方括号不计算。

## 6.3 板弹簧的刚度

表 7-11-23

片号 $k$	实际长度 $l_k/\text{cm}$	$a_{k+1} = l_1 - l_{k+1}$ /cm	$\Sigma I_k$ /cm <sup>4</sup>	$Y_k = \frac{1}{\Sigma I_k}$ /cm <sup>-4</sup>	$Y_k - Y_{k+1}$ /cm <sup>-4</sup>	$a_{k+1}^3$ /cm <sup>3</sup>	$a_{k+1}^3(Y_k - Y_{k+1})$ /cm <sup>-1</sup>
1	60.5	—	0.608	1.645	—	—	—
2	60.5	0	1.0346	0.9665	0.6785	0	0
3	60.5	0	1.4612	0.6844	0.2821	0	0
4	55.5	5	1.888	0.5297	0.1547	125	19.4
5	50.7	9.8	2.314	0.4322	0.0975	941	91.8
6	45.9	14.6	2.741	0.3648	0.0674	3112	210
7	41.1	19.4	2.970	0.3367	0.0281	7301	205
8	36.3	24.2	3.199	0.3126	0.0241	14172	341
9	31.5	29.0	3.428	0.2917	0.0209	24389	510
10	26.7	33.8	3.657	0.2734	0.0183	38614	707
11	21.9	38.6	3.886	0.2573	0.0161	57512	926
12	17.1	43.4	4.115	0.2430	0.0143	81746	1169
13	12.3	48.2	4.344	0.2302	0.0128	111980	1433
		60.5			0.2302	221445	50976
		57.5			0.2302	190109	43763

$$\begin{aligned} \text{检验刚度 } P' &= 6aE / [\Sigma a_{k+1}^3 (Y_k - Y_{k+1})] \\ &= \frac{6 \times 0.85 \times 20580000}{19.4 + 91.8 + 210 + 205 + 341 + 510 + 707 + 926 + 1169 + 1433 + 50976} = 1855 \text{ N/cm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{装配刚度 } P' &= 6aE / [\Sigma a_{k+1}^3 (Y_k - Y_{k+1})] \\ &= \frac{6 \times 0.85 \times 20580000}{19.4 + 91.8 + 210 + 205 + 341 + 510 + 707 + 926 + 1169 + 1433 + 43763} = 2126 \text{ N/cm} \end{aligned}$$

## 6.4 板弹簧总成在自由状态下的弧高及曲率半径

表 7-11-24

项 目	单位	公 式 及 数 据
板弹簧总成在自由状态下的弧高 $H$	cm	$H = H_0 + f_c + \Delta$ 式中 $H_0 = 1.8; f_c = 9.7; \Delta = 0.06f_0$ 而 $f_0 = \frac{L^2}{Ah} = \frac{121^2}{800 \times 0.9} = 20.33$ 所以 $\Delta = 0.06, f_0 = 0.06 \times 20.33 = 1.22$ 故 $H = 1.8 + 9.7 + 1.22 = 12.72$
板弹簧总成在自由状态下的曲率半径 $R_0$	cm	$R_0 = \frac{L^2}{8H} = \frac{121^2}{8 \times 12.72} = 143$

## 6.5 叶片预应力的确定

表 7-11-25

片号 $k$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
预应力 $\sigma_{0k}$ /MPa	-296.35	-222.26	-168.75	-107.02	-35.37	-29.59	85.85	136.42	184.24	210.99	232.55	232.55	232.55
片厚 $h_k$ /mm	9	8	8	8	8	8	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5
$h_k^2$	81	64	64	64	64	64	42.25	42.25	42.25	42.25	42.25	42.25	42.25
$\sigma_{0k} h_k^2$	-24004.4	-14224.6	-10800	-6849.3	-2263.7	1893.7	3627.2	5763.7	7784.1	8914.3	9825.2	9825.2	9825.2

$$\begin{aligned} \Sigma \sigma_{0k} h_k^2 &= -2400.4 - 14224.6 - 10800 - 6849.3 - 2263.7 + 1893.7 + 3627.2 + 5763.7 + 7784.1 + 8914.3 + 3 \times 9825.2 \\ &= -683.4 \end{aligned}$$

按规定  $\Sigma \sigma_{0k} h_k^2 = 0$ , 相对误差  $\frac{683.4}{57458.6} = 1.12\% < 5\%$ , 在允许范围内。

## 6.6 装配后板弹簧总成弧高及曲率半径的计算

表 7-11-26

片号 $k$	$I_k$ /cm <sup>4</sup>	$\Sigma I_k$ /cm <sup>4</sup>	$l_k$ /cm	$l_k^2$ /cm <sup>2</sup>	$l_k^3$ /cm <sup>3</sup>	$R_k$ /cm	$H_k = \frac{l_k^2}{2R_k}$ $= \frac{④}{2 \times ⑥}$ /cm	$H_k^2 = \frac{l_k^2}{2R_k + (k-1)}$ $= \frac{④}{2 \times ⑧}$ /cm	$H_k - H_k$ $= ⑦ - ⑧$ /cm	$\frac{I_k}{\Sigma I_k} = \frac{①}{②}$ /cm	$Z_k = \frac{I_k(H_k - H_{k-1})}{\Sigma I_k}$ $= ⑩ \times ⑨$ /cm	$\frac{1}{2} \left( \frac{3l_k}{l_k} - 1 \right)$ /cm	$Z_{1-k} = Z_{1-(k-1)} + Z_k \frac{1}{2} \left( \frac{3l_k}{l_k} - 1 \right)$ /cm	$R_{1-k} = \frac{l_k^2}{2(H_k' + Z_k)}$ /cm
	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪	⑫	⑬	⑭
1	0.608	0.608	60.5	3660	221445	260	7.04	7.04	0	1.000	0	1	7.04	260
2	0.427	1.035	60.5	3660	221445	230	7.96	7.04	0.92	0.412	0.379	1	7.42	246
3	0.427	1.462	60.5	3660	221445	200	9.15	7.45	1.70	0.292	0.496	1	7.92	231
4	0.427	1.889	55.5	3080	170954	174	8.85	6.67	2.18	0.226	0.493	1.13	8.48	215
5	0.427	2.316	50.7	2570	130324	151	8.51	5.98	2.53	0.184	0.466	1.29	9.08	199
6	0.427	2.743	45.9	2107	96703	135	7.80	5.29	2.51	0.155	0.389	1.48	9.66	185
7	0.229	2.972	41.1	1689	69427	120	7.03	4.56	2.47	0.077	0.190	1.71	9.98	178
8	0.229	3.201	36.3	1318	47832	110	5.99	3.70	2.29	0.072	0.165	2.00	10.31	170
9	0.229	3.430	31.5	992	31256	102	4.86	2.92	1.94	0.067	0.150	2.38	10.62	163
10	0.229	3.659	26.7	713	19034	98	3.64	2.19	1.45	0.063	0.091	2.90	10.88	156
11	0.229	3.888	21.9	480	10503	95	2.53	1.54	0.99	0.059	0.058	3.64	11.09	150
12	0.229	4.117	17.1	292	5000	95	1.54	0.97	0.57	0.056	0.032	4.81	11.24	145
13	0.229	4.346	12.3	151	1861	95	0.80	0.52	0.28	0.053	0.015	6.88	11.34	141

## 6.7 板弹簧各叶片应力的计算

表 7-11-27

片号 $k$	叶片惯性矩 $I_k$ /cm <sup>4</sup>	叶片断面模 数 $W_k$ /cm <sup>3</sup>	叶片预应力 $\sigma_{0k}$ /N·cm <sup>-2</sup>	分配到各叶片 上的弯矩 $T_{kr}$ /N·cm	$T_e$ 引起的各叶 片上的应力 $\sigma_{ke}$ /N·cm <sup>-2</sup>	各叶片实际应 力 $\sigma_k$ /N·cm <sup>-2</sup>
1	0.608	1.35	-29635.2	83800	62171	32536
2	0.4226	1.067	-22226.4	58800	55105	32879
3	0.4226	1.067	-16876	58800	55105	38230
4	0.4226	1.067	-10702	58800	55105	44404
5	0.4226	1.067	-3537.8	58800	55105	51568
6	0.4226	1.067	2959.6	58800	55105	58165
7	0.229	0.704	8584.8	31556	44826	53410
8	0.229	0.704	13641	31556	44826	58467
9	0.229	0.704	18424	31556	44826	63249
10	0.229	0.704	21099	31556	44826	65925
11	0.229	0.704	23255	31556	44826	68081
12	0.229	0.704	23255	31556	44826	68081
13	0.229	0.704	23255	31556	44826	68081

注: 1. 各叶片实际应力均小于  $\sigma_b \times 60\% = 156800 \times 0.6 = 94080 \text{N/cm}^2$ , 故安全。

2. 叶片实际应力  $\sigma_k = \sigma_{0k} + \sigma_{ke}$  式中  $\sigma_{ke} = M_{ke}/W_k$ ;  $M_{ke} = M_e I_k / \Sigma I_k$  而  $M_e = q l_c = 10412.5 \times 57.5 = 598718.75 \text{N} \cdot \text{cm}$ ;  
 $\Sigma I_k = 4.35 \text{cm}^4$ 。

表 7-11-28

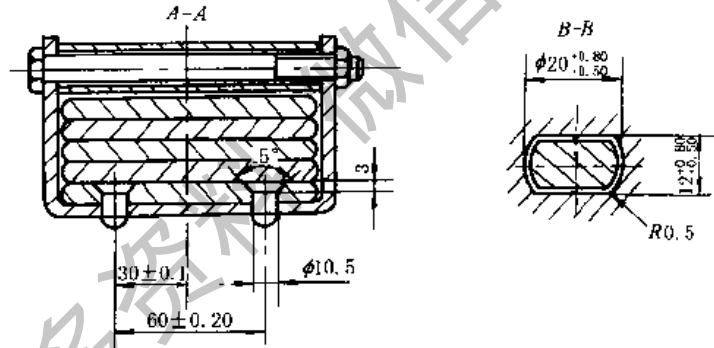
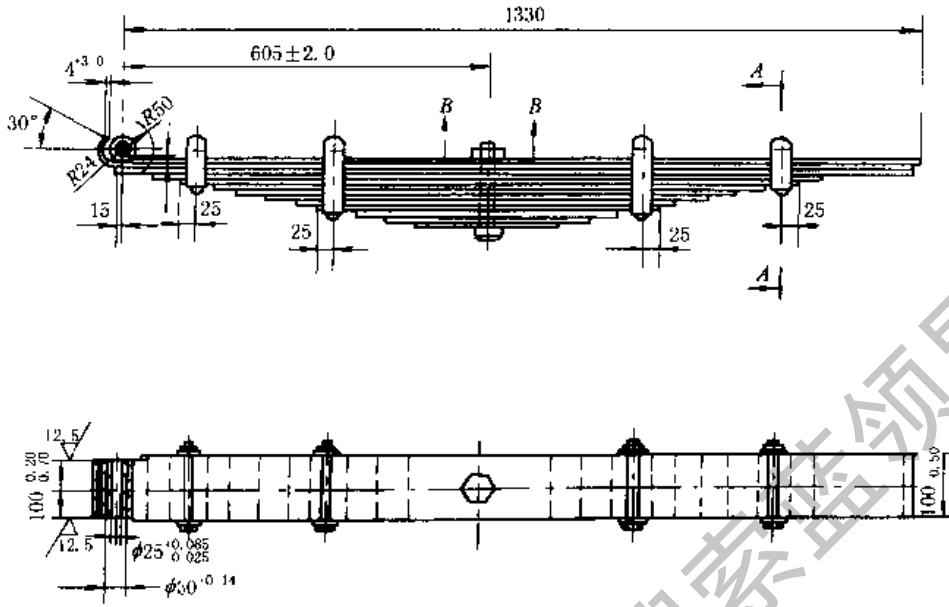
各叶片的数据

/mm

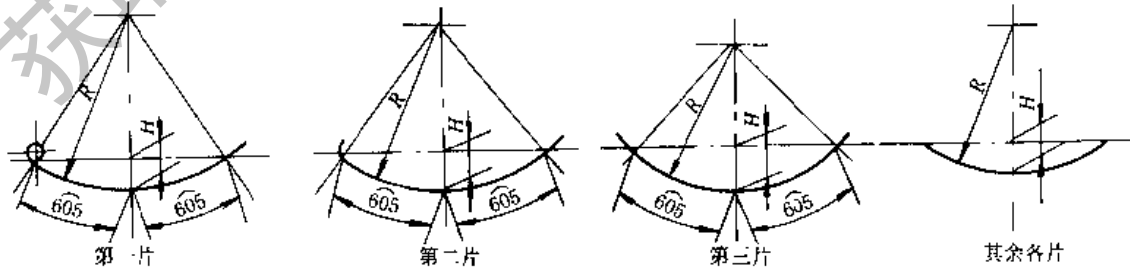
$k$	片厚 $h_k$	长度 ( $\pm 0.3$ )	卷耳中心(或一端) 至中心螺栓距离	热处理后		总成预压测量	
				弧高 $H_k$	曲率半径 $R_k$	预压次数	预压载荷
						三次	30380N
1	9	1330	605	70.3	2600		
2	8	1315	609	79.6	2300		
3	8	1330	620	91.5	2000		
4	8	1110	555	88.5	1740		
5	8	1014	507	85	1510		
6	8	918	459	78	1350		
7	6.5	822	411	70.3	1200		
8	6.5	726	363	59.9	1100		
9	6.5	630	315	48.6	1020		
10	6.5	534	267	36.4	980		
11	6.5	438	219	25.2	950		
12	6.5	342	171	15.3	950		
13	6.5	246	123	8.0	950		

注: 第 1, 2 两片的尺寸长度为卷耳中心至末端尺寸。

6.8 板弹簧工作图



(a) 板弹簧结构图



(b) 测量简图

图 7-11-6 板弹簧工作图

### 7 板弹簧应用实例

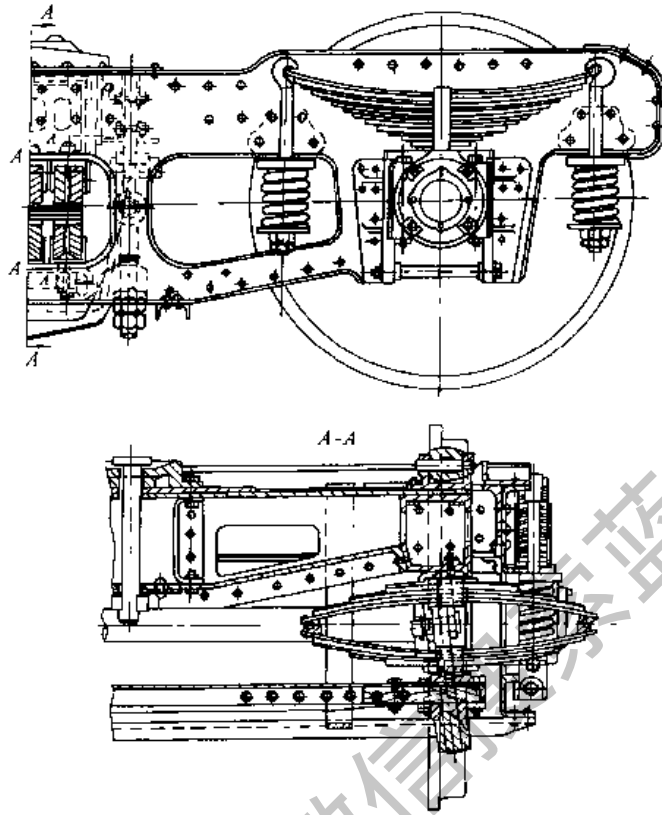


图 7-11-7 电力车辆所用的三处悬置的双轴车架

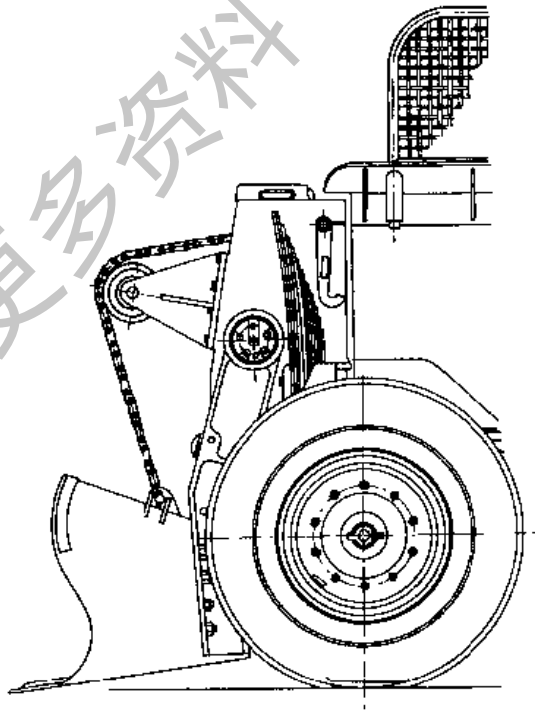


图 7-11-8 矿运机铲斗提升缓冲板弹簧

# 第 12 章 发条弹簧

## 1 发条弹簧的类型、结构及应用

发条弹簧是用带料绕成平面蜗卷形的弹簧，发条弹簧可以在垂直于轴的平面内形成转动力矩，借以储存能量。

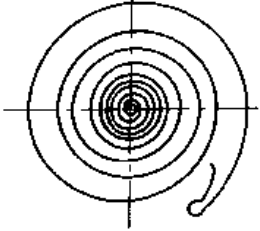


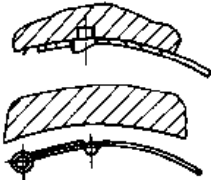
当外界对发条弹簧做功（即外力矩上紧发条）后，这部分的功就转换为发条的弹性变形能。当发条工作时，发条的变形能又逐渐释放，驱动机构运转而做功。


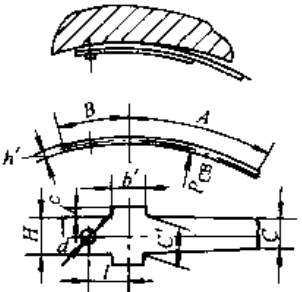
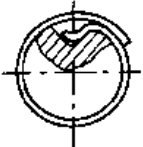

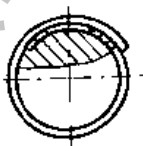
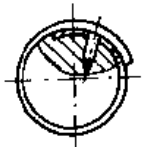
发条弹簧在自由状态时占有相当大的体积，常常是它在轴上完全上紧时所占体积的 10 倍甚至更大些。所以在使用发条时，通常将它装在发条盒内，使带有发条弹簧的仪器仪表结构能够获得小的外形尺寸。此外，利用发条盒还可以使发条弹簧具有比较完善的外端固定方法，以改善其工作状况，同时还便于保存润滑油。

发条弹簧工作可靠，维护简单，防潮，防爆，广泛应用计时仪器 and 时控装置中，如钟表、记录仪器、家用电器等，也广泛应用于机动玩具中作为动力源。发条弹簧的类型及结构与应用见表 7-12-1 所示。

表 7-12-1

发条弹簧的类型及结构与应用

	型式及简图	应用
类 型	<p>螺旋形</p> 	机械设备中用的发条弹簧，作为动力源
	<p>S 形</p> 	钟表中应用的发条弹簧，作为动力源
外 端 固 定 结 构	<p>铰式固定</p> 	铰式固定。由于圈间摩擦较大，输出力矩降低很多，并且力矩曲线很不平稳，因而在精密和特别重要的机构中不宜采用这种固定方法
	<p>销式固定</p> 	销式固定介于刚性固定和铰式固定之间。圈间摩擦仍很大，但比铰式固定低一些。常用于尺寸较大的发条弹簧

	型式及简图	应用
外端固定结构	<p>V形固定</p> 	<p>V形固定能使外端有一定的近似径向移动, 圈间摩擦较前两种小。此外, 结构较简单, 通用于尺寸较小的发条弹簧, 其缺点是弯曲处很容易断裂</p>
	<p>衬片固定</p>  <p> <math>A = (0.25 - 0.40)\pi R</math>  <math>B = (0.5 - 0.6)A</math>  <math>h' = h, b' = (6 - 8)h'</math>  <math>l = (0.5 - 0.6)B</math>  <math>C = H = (0.93 - 0.97)b</math>                      b 为发条弹簧的厚度, 图中未标出  <math>C' = (0.65 - 0.75)b</math>  <math>e = (6 - 8)h, d = 0.3H</math> </p>	<p>弹性衬片和发条的外端用铆钉铆在一起, 而衬片两侧的两个凸耳分别入条盒底和盖的长方孔中。当上紧发条弹簧时, 衬片端部将逐步产生径向移动, 并且凸耳和方孔固定又能产生相当大的支承力矩, 故可使发条弹簧各圈同心分布。这样将使圈间压力大为降低, 从而减小了圈间摩擦。采用这种固定方法时输出力矩降低很小, 力矩曲线也很平稳, 因而是比较合理的一种固定方法</p>
内端固定结构	<p>V形槽固定</p> 	<p>这种固定结构可用于大型原动机中, 用于大心轴直径的发条弹簧</p>
	<p>弯钩固定</p> 	<p>适用于材料较厚的发条弹簧</p>
	<p>齿式固定</p> 	<p>将心轴表面制成螺旋线形状, 用弯钩将弹簧端部加以固定。适用于重要和精密机构中的发条弹簧</p>
	<p>销式固定</p> 	<p>结构简单, 适用于不太重要机构中的发条弹簧。销子端将使发条弹簧材料产生较大应力集中</p>



## 2 螺旋形发条弹簧

### 2.1 发条弹簧的工作特性

置于发条盒内发条弹簧，其工作特性如图 7-12-1 所示。A 点相当于绕制前的状态。B 点相当于绕制后的自由状态，其圈数用  $n_z$  表示。当发条处于自由状态时，其力矩为零。C 点相当于发条弹簧放入发条盒后完全放松的状态，此时发条各圈压到盒壁上。发条弹簧放入发条盒并完全放松时的圈数用  $n_0$  表示。在这种状态时，发条材料中虽然具有一定的应力，但由于受到条盒的限制，不可能继续放开，因而其实际能发出的力矩等于零。

由放松状态把发条逐渐上紧时，压到条盒内壁的各圈上的各圈发条将逐渐离开内壁并彼此分开而分布在条盒内。D 点相当于发条各圈已分布在条盒内，但最外一圈尚未离开条盒壁的时刻。这时，发条弹簧各圈处于同心状态。继续上紧到最外一圈也离开条盒后，发条弹簧各圈或者保持同心，或者变成彼此不同心，这主要依发条弹簧外端的固定方法而定。发条弹簧各圈的不同心分布，会使其发生圈间摩擦。F 点相当于发条弹簧完全上紧的时刻，这时发条弹簧紧绕在条轴上。

曲线  $CIJ$  表示发条弹簧输出力矩与发条弹簧圈数（发条盒转数）的关系。它说明驱动仪表机构运转的输出力矩及其变化情况。曲线  $CI$  段（其转数用  $n_0$  表示）力矩变化大，不能利用，其数值与发条的长度和厚度有关。直线  $BN$  是发条弹簧的理论力矩曲线。理论力矩曲线与横坐标所包围的面积表示储存在发条内的能量，输出力矩曲线与坐标所包围的面积  $CIJF$  表示发条输出的能量。

面积  $BNF$  与面积  $CIJF$  之间的差值，说明条盒发条虽然减小了发条占有的空间，但是发条储存的部分能量却受到条盒的限制而不能输出。输出力矩曲线和理论力矩曲线间距离（即力矩差）的大小主要决定于发条外端的固定方式。

### 2.2 螺旋形发条弹簧的计算公式

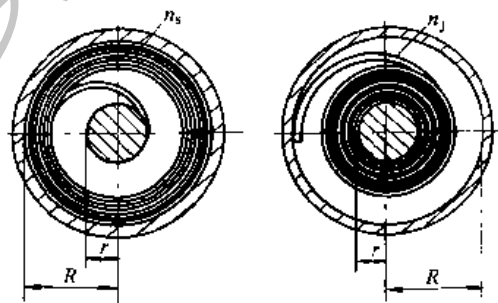


表 7-12-2

项 目	单 位	公 式 及 数 据
发条弹簧最大理论力矩 $T_{max}$	$N \cdot mm$	$T_{max} = 0.9 \times \sigma_b \times Z_p$ 式中 $Z_p = \frac{bh^2}{4}$ —— 塑性断面系数, $mm^3$ $b, h$ —— 发条带宽度与厚度, $mm$ $\sigma_b$ —— 发条材料抗拉强度 (见表 7-12-6)

图 7-12-1 带盒发条的工作特性

项 目	单 位	公 式 及 数 据
发条弹簧最大输出力矩 $T_{s,max}$	N·mm	$T_{s,max} = KT_{max}$ $= K \times 0.9 \times \sigma_b \times Z_p$ $= K \times 0.9 \times \sigma_b \times \frac{bh^2}{4}$ 式中 $K$ ——修正系数, 见表 7-12-7
发条弹簧最小输出力矩 $T_{s,min}$	N·mm	一般取 $\frac{T_{s,max}}{T_{s,min}} = 1.4 \sim 2$ 故 $T_{s,min} = (0.5 \sim 0.71) T_{s,max}$
发条弹簧厚度 $h$	mm	$h = \sqrt{\frac{T_{max}}{0.225 \times \sigma_b b}}$
发条弹簧轴半径 $r$	mm	$r = mh$ 一般取 $m = 15 \sim 16$
发条弹簧带的工作长度 $L_g$	mm	$L_g = \frac{n_g E h T_{s,max}}{0.43 \sigma_b (T_{s,max} - T_{s,min})}$ 一般对 $T_7 \sim T_{12}$ 取 $E = 205800 \text{MPa}$ , 对其他弹簧钢材料, 参见表 7-2-2
条盒内半径 $R$	mm	$R = \sqrt{\frac{2L_g h}{\pi} + r^2}$
发条弹簧内端退火部分长度 $L_n$	mm	$L_n = 3\pi r$
发条弹簧外端退火部分长度 $L_w$	mm	$L_w = 1.5\pi r$
发条弹簧带总长度 $L$	mm	$L = L_g + L_n + L_w$
发条弹簧最大圈数 $n_{max}$	圈	$n_{max} = \frac{\sqrt{2(R^2 + r^2)} - (R + r)}{h}$
发条弹簧空圈数 $n_0$	圈	$n_0 = n_{max} - n_g$ 一般取 $n_0 = 1 \sim 3.5$ 圈
发条弹簧的工作圈数 $n_g$	圈	$n_g = n_{max} - n_0$ $= \frac{\sqrt{2(R^2 + r^2)} - (R + r)}{h} - n_0$
发条上紧时的圈数 $n_j$	圈	$n_j = \frac{1}{2h} \left( \sqrt{d^2 + \frac{4}{\pi} h L_g} - d \right)$ 式中 $d$ ——条轴直径, mm
发条弹簧从自由状态至上紧时圈数 $n$	圈	$n = 0.43 \frac{\sigma_b L_g}{Eh}$
发条弹簧自由状态时的圈数 $n_s$	圈	$n_s = n_j - n$ $= \frac{1}{2h} \left( \sqrt{d^2 + \frac{4}{\pi} h L_g} - d \right) - 0.43 \frac{\sigma_b L_g}{Eh}$
发条弹簧放松时的圈数 $n_r$	圈	$n_r = \frac{1}{2h} \left( D - \sqrt{D^2 - \frac{4}{\pi} L_g h} \right)$ 式中 $D$ ——条盒内直径, mm

### 2.3 发条弹簧材料

- 1) 发条弹簧一般采用表 7-12-3 所列材料制造。
- 2) 材料的厚度尺寸系列见表 7-12-4。
- 3) 材料的宽度尺寸系列见表 7-12-5。
- 4) 热处理弹簧钢带的硬度和强度见表 7-12-6。

表 7-12-3

发条弹簧材料

材 料 名 称	牌 号
弹簧钢, 工具钢冷轧钢带	65Mn, 50CrVA, 60Si2MnA, 60Si2Mn
热处理弹簧钢带 I, II, III 级	65Mn, T7A, T8A, T9A, 60Cr2MnA, 70Si2Cr
汽车车身附件用异形钢丝	65Mn, 50CrVA

表 7-12-4

厚度尺寸系列

/mm

0.5	0.55	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	1.10	1.20	1.40	1.50	1.60	1.80	2.0	2.2	2.5	2.8	3.0	3.2	3.5	3.8	4.0
-----	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

表 7-12-5

宽度尺寸系列

/mm

5	5.5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20	22	25	28	30	32	35	40	45	50	60	70	80
---	-----	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

表 7-12-6

材料的硬度和强度

钢带的强度级别	硬 度		抗拉强度 $\sigma_b$ /MPa
	HV	HRC	
I	375 ~ 485	40 ~ 48	1275 ~ 1600
II	486 ~ 600	48 ~ 55	1579 ~ 1863
III	> 600	> 55	> 1863

注：1. II级钢带厚度不大于1.0mm。

2. III级钢带厚度不大于0.8mm。

## 2.4 发条弹簧设计参数的选取

### (1) 修正系数 $K$

当发条弹簧的表面粗糙度和润滑情况一定时，输出力矩与理论力矩的差值主要决定于发条弹簧的外端固定型式，其修正系数  $K$  值见表 7-12-7。

表 7-12-7

修正系数  $K$  值

固 定 型 式	$K$ 值	固 定 型 式	$K$ 值
铰式固定	0.65 ~ 0.70	V形固定	0.80 ~ 0.85
销式固定	0.72 ~ 0.78	衬片固定	0.90 ~ 0.95

### (2) 发条弹簧宽度 $b$

由于设计带盒发条时，需要确定的几何尺寸数目常常超过已知关系式数目，因此，在设计时往往需选定一些尺寸和参数。通常在满足力矩要求的条件下，按照机构的轴向尺寸尽可能选择较大的发条弹簧宽度  $b$ ，而减少发条弹簧厚度  $h$ 。这样，一方面可缩小径向尺寸，另一方面，发条弹簧的力矩变化也比较小。

### (3) 发条弹簧强度系数 $m$

$m$  值选小一些，可以使条轴直径减小，在条盒外廓尺寸一定的条件下，可以有更多的空间容纳发条，以增加发条所能储存的能量。但是  $m$  值过小，则会因发条内圈卷绕曲率半径小而使应变增大，并且在内端有较大的应力集中而造成发条损坏。 $m$  值过大，使得条轴直径增大，从而引起发条的变形圈数减少而使输出力矩减少。一般推荐  $m = 15 \sim 16$ 。

### (4) 输出力矩 $T_s$

发条弹簧应具有足够的输出力矩  $T_s$ ，输出力矩小，将不能带动机构工作。

发条弹簧在全部上紧时，输出力矩达到最大，在工作过程中，发条弹簧逐渐放松，输出力矩也逐渐减小。力矩的变化将使机构工作轴的转数产生变化。因此，输出力矩  $T_s$  的变化应尽可能小，一般推荐：

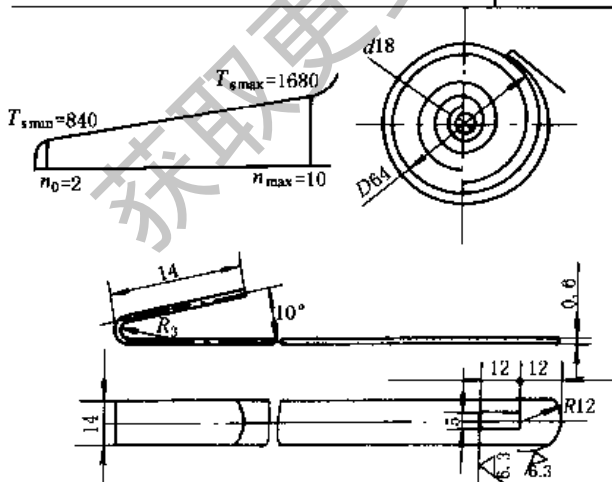
$$\frac{T_{s, \max}}{T_{s, \min}} = 1.4 \sim 2$$

## 2.5 螺旋形发条弹簧计算示例

设计一储能用螺旋形发条弹簧，要求最小输出力矩  $T_{s, \min} = 840\text{N}\cdot\text{mm}$ ，最大输出力矩  $T_{s, \max} = 1680\text{N}\cdot\text{mm}$ ，工作圈数  $n_s = 8$  圈。材料为 II 级热处理弹簧钢带，其硬度不小于 48 ~ 55HRC，外端为 V 形固定。

表 7-12-8

项 目	单 位	公 式 及 数 据
最大理论力矩 $T_{\max}$	N·mm	$T_{\max} = \frac{T_{s, \max}}{K} = \frac{1680}{0.8} = 2100$
发条弹簧厚度 $h$	mm	取发条宽度 $b = 14\text{mm}$ 查表 7-12-6, $\sigma_b = 1863\text{MPa}$ $h = \sqrt{\frac{T_{\max}}{0.225 b \sigma_b}} = \sqrt{\frac{2100}{0.225 \times 14 \times 1863}} = 0.6$
发条弹簧轴半径 $r$	mm	取 $m = 15$ $r = mh = 15 \times 0.6 = 9$
发条弹簧带的工作长度 $L_g$	mm	$L_g = \frac{n_g E h T_{s, \max}}{0.43 \sigma_b (T_{s, \max} - T_{s, \min})}$ $= \frac{8 \times 205800 \times 0.6 \times 1680}{0.43 \times 1863 \times (1680 - 840)} = 246.6$
发条弹簧内端退火部分长度 $L_n$	mm	$L_n = 3\pi r = 3 \times 3.14 \times 9 = 85$
发条弹簧外端退火部分长度 $L_w$	mm	$L_w = 1.5\pi r = 1.5 \times 3.14 \times 9 = 42.5$
发条弹簧带总长度 $L$	mm	$L = L_g + L_n + L_w = 246.6 + 85 + 42.5 \approx 2594$
条盒内半径 $R$	mm	$R = \sqrt{\frac{2L_g h}{\pi} + r^2} = \sqrt{\frac{2 \times 246.6 \times 0.6}{3.14} + 9^2} = 31.99 \approx 32$
发条弹簧最大圈数 $n_{\max}$	圈	$n_{\max} = \frac{\sqrt{2(R^2 + r^2)} - (R + r)}{h} = \frac{\sqrt{2(32^2 + 9^2)} - (32 + 9)}{0.6} = 10$
发条弹簧上紧时的圈数 $n_j$	圈	$n_j = \frac{1}{2h} \left( \sqrt{d^2 + \frac{4}{\pi} L_g h - d} \right)$ $= \frac{1}{2 \times 0.6} \left( \sqrt{18^2 + \frac{4}{3.14} \times 246.6 \times 0.6 - 18} \right) = 24.2$
发条弹簧从自由状态至上紧时的圈数 $n$	圈	$n = 0.43 \frac{\sigma_b L_g}{Eh} = 0.43 \times \frac{1863 \times 246.6}{205800 \times 0.6} = 16$
发条弹簧自由状态时的圈数 $n_s$	圈	$n_s = \frac{1}{2h} \left( \sqrt{d^2 + \frac{4}{\pi} h L_g - d} \right) - 0.43 \frac{\sigma_b L_g}{Eh}$ $= 24.2 - 16 = 8.2$
发条弹簧放松时的圈数 $n_a$	圈	$n_a = \frac{1}{2h} \left( D - \sqrt{D^2 - \frac{4}{\pi} L_g h} \right)$ $= \frac{1}{2 \times 0.6} \left( 2 \times 32 - \sqrt{64^2 - \frac{4}{3.14} \times 246.6 \times 0.6} \right) = 17$



工作图

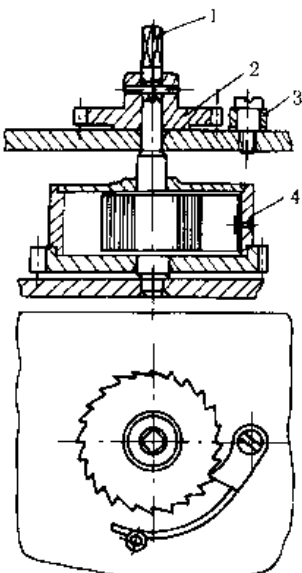
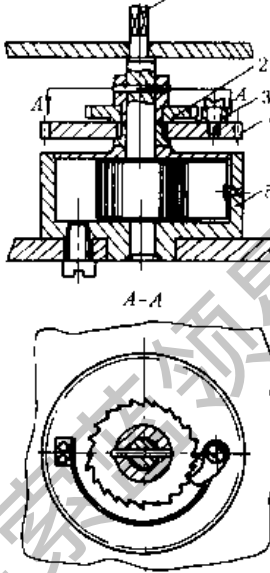
技术要求:

1. 材料为Ⅱ级强度热处理钢带, 48~55HRC
2. 弹簧自由状态时圈数  $n_s = 8.2$  圈
3. 弹簧的工作转数  $n_g = 8$  圈
4. 弹簧带总长度  $L = 2594\text{mm}$
5. 表面处理: 氧化后涂防锈油

## 2.6 带盒螺旋形发条弹簧典型结构及应用实例

表 7-12-9

典型结构及应用实例

发条盒转动	发条轴转动
 <p>1—轴；2—棘轮； 3—棘爪；4—条盒</p>	 <p>1—轴；2—棘轮；3—棘爪 4—内轮；5—条盒</p>

## 3 S形发条弹簧

为了准确而方便地计算发条的力矩，多年来，国外许多学者作了大量研究工作，并提出了一些发条力矩的计算方法。下面推荐的是一种工程算法。这种方法计算简便，通用性广，不仅适用于钟表工业的S形发条弹簧，而且对螺旋形发条弹簧也是适用的。

## 3.1 S形发条弹簧计算公式

表 7-12-10

项 目	单位	公 式 及 数 据
最大理论力矩 $T_{s, \max}$	N·mm	$T_{s, \max} = \frac{bh^2}{6} \sigma_p$ 式中 $b$ ——发条的宽度，mm $h$ ——发条的厚度，mm $\sigma_p$ ——材料的比例极限，MPa
最大输出力矩 $T_{s, \max}$	N·mm	$T_{s, \max} = \frac{bh^2}{6} K\sigma_p$ 式中 $K\sigma_p$ 值是直接用发条作试验测出的数据，通常称为 $K\sigma_p$ 试验数据。用 $K\sigma_p$ 值计算发条，可以提高精确度，见表 7-12-11
最小输出力矩 $T_{s, \min}$	N·mm	$T_{s, \min} = (0.5 \sim 0.71) T_{s, \max}$
力矩变动率 $B$		$B = \frac{\pi n_s h}{l_s} \frac{E}{\sigma_p}$ 根据实验，硅锰弹簧钢的 $E/\sigma_p$ 值约在 90~110 之间
发条厚度 $h$	mm	$h = \sqrt{\frac{6T_{s, \max}}{bK\sigma_p}}$
发条弹簧轴半径 $r$	mm	$r = mh$ 一般取 $m = 15 \sim 16$

项 目	单位	公 式 及 数 据
条盒内半径 $R$	mm	$R = \sqrt{\frac{2L_g h}{\pi} + r^2}$
发条工作长度 $L_g$	mm	$L_g = \frac{\pi}{2h}(R^2 - r^2)$
发条弹簧内端退火部分长度 $L_o$	mm	$L_o = 2.5\pi r$
发条弹簧外端退火部分长度 $L_w$	mm	$L_w = 0.5L_o$
发条弹簧总长度 $L$	mm	$L = L_g + L_o + L_w$
发条最大转数 $n_{max}$	r	标准带盒发条 $n_{max} = \frac{\sqrt{2(R^2 + r^2)} - (R + r)}{h}$ 非标准带盒发条 $n_{max} = \frac{1}{h} \left( \sqrt{\frac{h}{\pi} L_g + r^2} + \sqrt{R^2 - \frac{h}{\pi} L_g} - R - r \right)$
实际工作转数 $n_g$	r	$n_g = 0.9n_{max}$

表 7-12-11

 $K\sigma_p$  的试验数据

材 料 及 规 格	外端固定方法	$K\sigma_p$ /MPa
19-9Mo ( $h = 0.1 \sim 0.25$ mm)	V形固定	2800
硅锰弹簧钢 ( $h = 0.25 \sim 0.4$ mm)	铰式固定	2200
硅锰弹簧钢 ( $h = 0.4 \sim 0.8$ mm)	销式固定	1800

### 3.2 S形发条弹簧计算示例

设计手表用S形发条。已知  $R = 5.28$ mm, 要求其工作转数  $n_g > 7$  圈, 最大输出力矩  $T_{max} = 8.82$ N·mm, 材料为19-9Mo, 放松4圈后力矩变动率  $B \leq 0.2$ 。

表 7-12-12

项 目	单位	公 式 及 数 据
发条厚度 $h$	mm	外端选用V形固定, 由表7-12-11查得 $K\sigma_p = 2800$ , 选用 $b = 1.3$ mm $h = \sqrt{\frac{6T_{max}}{bK\sigma_p}} = \sqrt{\frac{6 \times 8.82}{1.3 \times 2800}} = 0.1205$ 取 $h = 0.12$ 从表7-12-11可以看出 $h$ 在选用 $K\sigma_p$ 的厚度范围内, 故 $K\sigma_p$ 选用合适
发条轴半径 $r$	mm	$r = mh$ , 选 $m = 11.5$ $r = mh = 11.5 \times 0.12 = 1.38 \approx 1.4$
发条最大转数 $n_{max}$	圈	采用标准带盒发条, 其最大工作转数 $n_{max}$ $n_{max} = \frac{\sqrt{2(R^2 + r^2)} - (R + r)}{h}$ $= \frac{\sqrt{2(5.28^2 + 1.4^2)} - (5.28 + 1.4)}{0.12} = 8.5$
实际工作转数 $n_g$	圈	$n_g = 0.9 \times n_{max} = 0.9 \times 8.5 = 7.65 > 7$
发条工作长度 $L_g$	mm	$L_g = \frac{\pi}{2h}(R^2 - r^2) = \frac{3.14}{2 \times 0.12} \times (5.28^2 - 1.4^2) = 333$
力矩变动率校验 $B$		$B = \frac{\pi n_g h}{L_g} \times \frac{E}{\sigma_p} = \frac{3.14 \times 7.65 \times 0.12}{333} \times 24.76 = 0.213 > 0.2$ 其值略大于要求值, 可将 $L_g$ 略加大解决, 以 $B = 0.2$ 代入, 求得 $L_g = 355$

续表

项 目	单 位	公 式 及 数 据
根据修正后的 $L_g$ 校验工作转数 $n_g$	圈	此时已是非标准带盒发条 $n_{\max} = \frac{1}{h} \left( \sqrt{\frac{h}{\pi} L_g + r^2} + \sqrt{R^2 - \frac{h}{\pi} L_g} - R - r \right) = 8.44$ 实际工作转数 $n_g = 0.9 \times n_{\max}$ $= 0.9 \times 8.44$ $= 7.6 > 7$
发条弹簧内端退火部分长度 $L_n$ 发条弹簧外端退火部分长度 $L_w$	mm	$L_n = 2.5\pi r = 2.5 \times 3.14 \times 1.4 \approx 11$ $L_w = 0.5L_n = 0.5 \times 11 = 5.5$
发条总长度 $L$	mm	$L = L_g + L_n + L_w = 333 + 11 + 5.5 \approx 350$

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

# 第 13 章 游 丝

## 1 游丝的类型及用途

游丝是利用青铜合金或不锈钢等金属带材卷绕成阿基米德螺旋线形状，用来承受转矩后产生弹性恢复力矩的一种弹性元件。其类型如图 7-13-1 所示。

游丝按其用途可分为以下两种。

(1) 测量游丝 电工测量仪表中产生反作用力矩的游丝和钟表机构中产生振荡系统恢复力矩的游丝，都属于这一类。这一类游丝是测量链的组成部分，因此，在实现给定的特性方面有较高的要求。

(2) 接触游丝 百分表、压力表中的游丝属于这一类。接触游丝利用产生的力矩，使传动机构中各零件相互接触。所以这一类游丝对其特性的要求不严。

一般地讲，游丝应能满足下面几项要求：

- ① 应能实现给定的弹性特性；
- ② 滞后和后效现象应较小；
- ③ 特性应不随温度变化而改变；
- ④ 具有好的防磁性能和抗蚀性；
- ⑤ 游丝的重心应位于几何中心上；
- ⑥ 游丝的圈间螺距应相等，在工作过程中没有碰圈现象；
- ⑦ 若兼作导电元件时，则游丝材料应有较小的电阻系数。

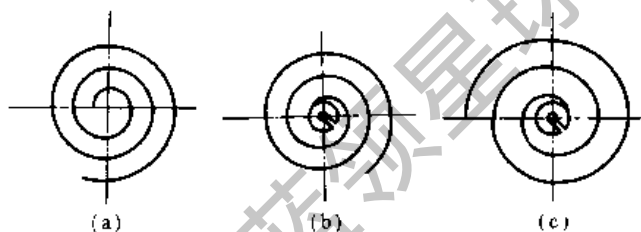


图 7-13-1 游丝的类型

(a) 不带座游丝；(b) 带座正型游丝；(c) 带座反型游丝

## 2 游丝的材料

制造游丝最常用的材料是锡锌青铜 (QSn4-3) 和恒弹性合金 (Ni42CrTiAlMoCu)。锡锌青铜有良好的加工性，较高的导电性，而且熔炼容易，成本低，因此成为电工仪表和机械仪表中游丝的主要材料。在钟表机构中，考虑到减小环境温度对特性的影响，所以采用恒弹性合金作为制造游丝的材料。铍青铜 (QBe2) 具有较高的强度，用铍青铜制造的游丝，可以在实现给定刚度的条件下减轻其重量，使游丝在振动条件下具有较好的振动稳定性。游丝材料及性能如表 7-13-1。

表 7-13-1 游丝材料及性能

材 料	弹性模量 $E/\text{MPa}$	抗拉强度 $\sigma_b/\text{MPa}$	线胀系数 $\alpha/^\circ\text{C}^{-1}$	弹性模量温度系数 $\gamma_E/^\circ\text{C}^{-1}$	伸长率 $\delta/\%$
QSn4-3	98000	784	$-4.8 \times 10^{-4}$	$15.5 \times 10^{-6}$	
QBe2	133500	1323	$-3.1 \times 10^{-4}$	$15.4 \times 10^{-6}$	30 ~ 35
1Cr18Ni9Ti	198900	539	$-3.5 \times 10^{-4}$	$16.1 \times 10^{-6}$	
3J58	186200	1372	$\leq \pm 5 \times 10^{-6}$	$\leq 8 \times 10^{-6}$	
Ni42CrTiAlMoCu	202000	1372	$0.6 \times 10^{-6}$	$\leq 7 \times 10^{-6}$	

## 3 游丝的计算公式

表 7-13-2

项 目	单 位	公 式 及 数 据	备 注
转矩 $T$	$\text{N} \cdot \text{mm}$	$T = \frac{E \left( \frac{b}{h} \right) h^4}{12L} \varphi$ $T_{90^\circ} = \frac{\pi E b h^3}{24L}$	$T_{90^\circ}$ —— $\varphi = 90^\circ$ 时的扭矩， $\text{N} \cdot \text{mm}$ $\varphi$ ——在扭矩 $T$ 作用下游丝末端角位移， rad



续表

项 目	单 位	公 式 及 数 据	备 注						
最大弯曲应力 $\sigma_w$	MPa	$\sigma_w = \frac{6M}{bh^2} \leq \sigma_p$	$D_1$ ——游丝外径, mm $D_2$ ——游丝内径, mm $\sigma_p$ ——许用弯曲应力, MPa						
游丝长度 $L$	mm	$L = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4t}$ $L = \frac{(D_1 + D_2)}{2} n\pi$	$\sigma_p = \frac{\sigma_b}{S_s}$						
游丝厚度 $h$	mm	$h = \sqrt[4]{\frac{12LM}{\left(\frac{b}{h}\right)E\varphi}}$	式中 $\sigma_b$ ——抗拉强度, MPa $S_s$ ——安全系数, 其值如下表:						
游丝宽度 $b$	mm	$b$ 根据表 7-13-3 $\frac{b}{h}$ 值确定; 或 $b = \frac{6T}{\sigma_w h^2}$	<table border="1"> <thead> <tr> <th>载荷性质</th> <th><math>S_s</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>静载荷</td> <td>2~2.5</td> </tr> <tr> <td>变载荷</td> <td>3~4</td> </tr> </tbody> </table>	载荷性质	$S_s$	静载荷	2~2.5	变载荷	3~4
载荷性质	$S_s$								
静载荷	2~2.5								
变载荷	3~4								
游丝螺距 $t$		$t = sh$							
螺距系数 $S$		$S = \frac{D_1 - D_2}{2n\pi}$							

#### 4 游丝参数的选择

##### (1) 游丝圈数 $n$

通常游丝的内端是随轴一起旋转的, 外端是固定不动的。因此, 游丝内端的转角  $\varphi$  与转轴转角相同, 假设转轴转动后游丝每一圈的扭转角相等, 则各圈转角的总和等于转轴的转角。显然, 游丝的圈数越多, 或转轴的转角越小, 则游丝每一圈转角就越小, 同时由于游丝外端固定方法的不完善, 使游丝在扭转后各圈间产生偏心现象。这种偏心现象随着游丝每圈扭转角的加大而增大, 从而对游丝转轴产生侧向力。这个侧向力对游丝正常工作是有害的, 所以游丝转角较大时其圈数  $n$  也应增多, 以使其每圈转角减小, 推荐如表 7-13-3 所示。当游丝转角(工作角)在  $300^\circ$  以上时, 圈数  $n$  取 10~14; 转角(工作角)在  $90^\circ$  左右时, 圈数  $n$  取 5~10。

##### (2) 游丝宽厚比 $b/h$

从扭矩  $T$  公式可以看出, 当游丝长度  $L$  不变时, 其厚度  $h$  稍有减小。为了满足游丝的基本特性扭矩  $T$  的要求, 游丝的宽度则应明显增大。由此可见, 游丝宽厚比  $b/h$  的加大会使游丝的截面面积增大。

游丝截面面积增大, 表示其材料内部的应力值将减小。所以游丝的弹性滞后和后效也随之减小。因此, 对滞后和后效要求很高的游丝一般都选择具有较大的宽厚比  $b/h$ 。例如, 对于电工仪表上的游丝, 其宽厚比通常选在 8~15 左右。具有较大宽厚比  $b/h$  的游丝, 其缺点是制造上较为复杂, 由于把线材轧成宽而薄的金属带, 势必增加轧制次数。对滞后和后效没有要求的接触游丝则选取较小的宽厚比, 其值通常在 4~8 左右, 较小宽厚比  $b/h$  的游丝除了制造简单以外, 游丝的截面面积小, 也就意味着其重量减轻, 因此在振动条件下工作的游丝, 其宽厚比  $b/h$  应选取较小的数值。例如, 手表游丝的宽厚比  $b/h$  常常选取 3.5, 航空仪表和汽车拖拉机仪表上的游丝也应选取较小的宽厚比, 见表 7-13-3。

表 7-13-3 游丝宽厚比和圈数

使 用 条 件	$b/h$	$n$ /圈
电表测量游丝 (工作角约 $90^\circ$ )	8~15	5~10
机械表接触游丝 (工作角 $300^\circ$ 以上)	4~8	10~14
手表振荡条件下使用的游丝	3.5	14 左右

##### (3) 游丝长厚比 $L/h$

按游丝转角为  $90^\circ$  时应力小于  $\sigma_b/10$ , 求得几种常用材料测量游丝的长宽比  $L/h$  列于表 7-13-4, 在相同转角时,  $L/h$  值越大则应力越小。接触游丝按表中数据  $1/4 \sim 1/3$  选取。

表 7-13-4

测量游丝长厚比

材 料	QSn4-3	Ni42CrTi	QBe2
$L/h$	> 2500	> 2000	> 1500

(4) 螺距系数  $S$ 一般取  $S \geq 3$ , 否则易出现碰圈现象。

## 5 游丝的尺寸系列

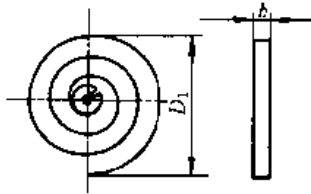


表 7-13-5

扭矩 $T$ /( $10^{-5}$ mN·m/90°)	外径 $D_1$ /mm	游丝座外径 $D$ /mm	宽度 $b$ /mm	圈数 $n$ /圈	扭矩 $T$ /( $10^{-5}$ mN·m/90°)	外径 $D_1$ /mm	游丝座外径 $D$ /mm	宽度 $b$ /mm	圈数 $n$ /圈
245.25	9	3	0.33	6~7	12262	14	4.5	0.70	8~9
294.3			0.34		13734			0.72	
392.4			0.36		15696			0.74	
490.5			0.38		19620			0.84	
196.2	11 (10.5)	4	0.38	8~9	24526	18 (17)	5	1.14	9~10
245.25			0.40		27468			1.15	
294.3			0.41		29430			1.16	
392.4			0.42		1177			0.46	
490.5			0.43		1373			0.53	
588.6			0.44		1569			0.55	
784.8			0.45		2452			0.60	
981			0.46		3139			0.61	
1177.2			0.47		3924			0.62	
1569.6			0.48		4905			0.64	
1962	0.50	6180	0.68						
981	14	4.5	0.44	10~11	7848	22	6	0.71	8~9
1177.2			0.45	9810	0.76				
1373.4			0.47	12262	0.80				
1765.8			0.48	15696	0.86				
1962			0.49	2943	0.90				
2158.2			0.50	3924	0.92				
2452			0.51	4905	0.94				
2746			0.52	5886	0.97				
3139			0.53	7848	1.00				
3433			0.54	9810	1.02				
3924	0.55	11772	1.04	7~8					
4414	0.56	15696	1.06						
4905	0.58	19620	1.10						
6180	0.60	24525	1.16						
7848	0.62	27468	1.18						
8829	0.67	29430	1.20						
9810	0.68	39240	1.24						
		49050	1.26						

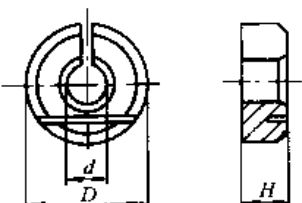
注: 1. 游丝宽度  $b$  的偏差应不大于  $b$  的  $\pm 10\%$ ;

2. 括号内的尺寸不推荐使用。

## 6 游丝座的尺寸系列

表 7-13-6

游丝座的尺寸系列

	游丝座孔径 $d/mm$		外径 $D/mm$	高度 $H/mm$
	标准尺寸	偏差		
	0.8, 1.0, 1.2, 1.4, (1.5)	$\pm 0.05$	3	1
	1.6, 1.8, (1.9), 2.0		4	(1.5)
	2.2, (2.3), 2.4, 2.5		4.5	1.8 (1.9)
	2.6, 2.8, 3.0		5	2

## 7 游丝的技术要求

- ① 游丝的扭矩偏差为  $\pm 8\%$ ；
  - ② 游丝形状应为阿基米德螺旋线，各圈均在垂直于螺旋中心线的平面上，螺距应均匀一致；
  - ③ 游丝表面粗糙度  $R_a \leq 0.08\mu m$ ，侧面表面粗糙度  $R_a \leq 1.25\mu m$ 。游丝座孔内表面粗糙度  $R_a \leq 1.25\mu m$ ，其余表面粗糙度  $R_a > 2.5 \sim 5\mu m$ 。
- 游丝表面应无明显划痕，无严重的氧化斑点，无毛刺、发霉等缺陷。

## 8 游丝端部固定型式

游丝内外端固定型式如图 7-13-2 所示。游丝的外端固定，常采用可拆联接，如图 7-13-2 中的 h 型式；也可用夹片夹紧，如图 7-13-2 的 g 型式，以便调节游丝的长度，获得给定的特性。内端固定常采用冲铆的方法铆住，如图 7-13-2 中的 a 型式。

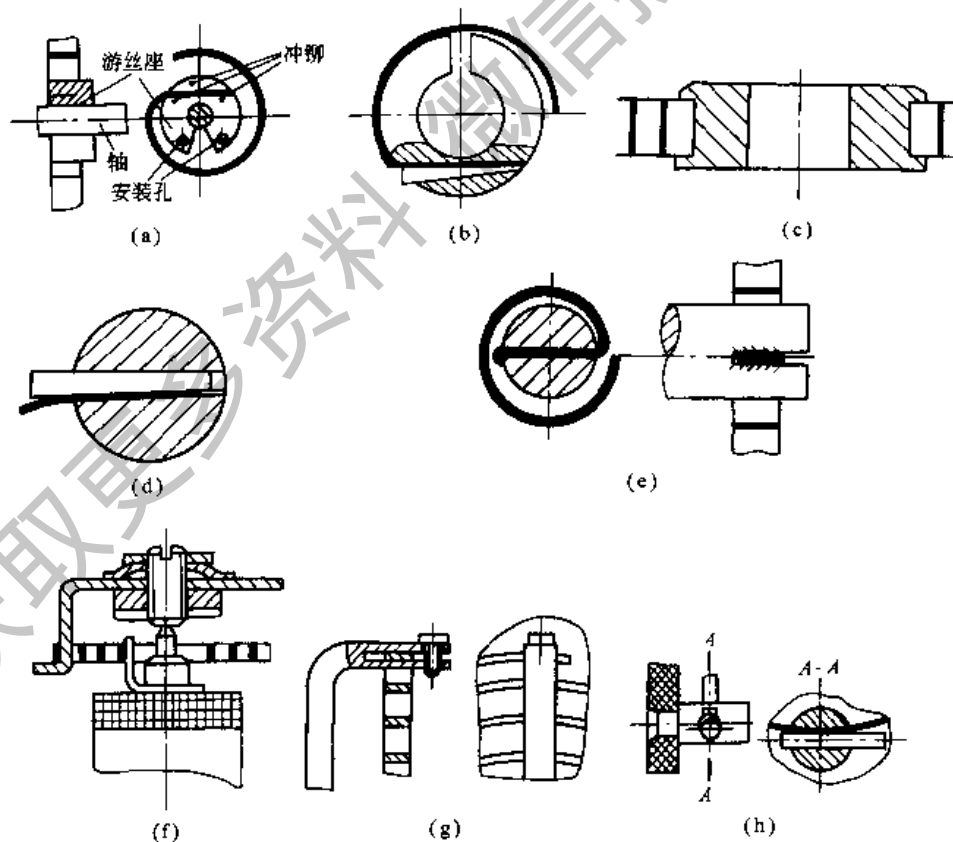


图 7-13-2 游丝端部固定型式

- (a) 内端冲铆在游丝座上；(b) 内部锁紧在游丝座上；(c) 内端被游丝座收口固定；  
 (d) 内端直接锁紧在轴上；(e) 内端钎焊在轴上；(f) 内端钎焊在焊片上；  
 (g) 外端夹紧；(h) 外端锁紧

在电工仪表中,游丝除了用作测量元件外,常常同时又是导电元件,为了减少联接处的电阻,其端部固定常用钎焊的方法。

## 9 游丝计算示例

设计百分表用的接触游丝。已知总转角  $\varphi_{\max} = 450^\circ$ , 为使接触游丝可靠地保持结构的力封闭, 游丝在初转角  $90^\circ$  所产生的力矩  $T_{\min} = 54 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。根据游丝的安装空间选定  $D_1 = 18 \text{ mm}$ ,  $D_2 = 4 \text{ mm}$ , 游丝材料为铍青铜 QBe2。

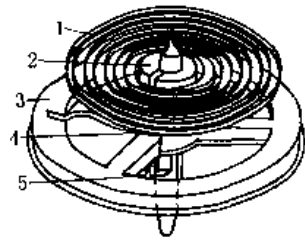
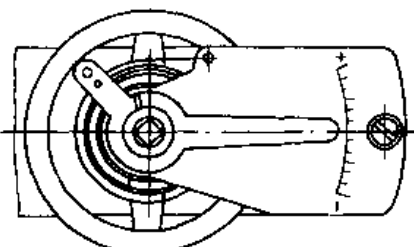
表 7-13-7

游丝设计计算

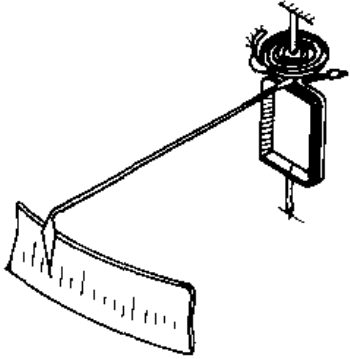
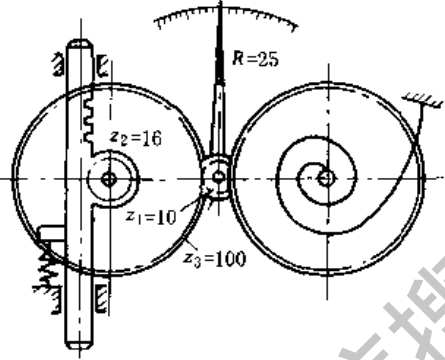
项 目	单 位	公 式 及 数 据
游丝圈数 $n$	圈	由于游丝的转角较大, 选取 $n = 12$
游丝宽厚比 $b/h$		考虑接触游丝对滞后和后效的要求较低, $b/h$ 值选取 7.5
游丝长度 $L$	mm	$L = \frac{(D_1 + D_2)}{2} \pi n = \frac{18 + 4}{2} \times 3.14 \times 12 = 415$
游丝厚度 $h$	mm	$h = \sqrt[4]{\frac{12LT_{\min}}{\left(\frac{b}{h}\right) E \varphi_{\max}}} = \sqrt[4]{\frac{12 \times 415 \times 54 \times 10^{-3}}{7.5 \times 133500 \times \frac{\pi}{2}}} = 0.114$ 圆整后取 $h = 0.12$
游丝螺距 $t$	mm	$t = Sh$ , 但 $S = \frac{D_1 - D_2}{2nh} = \frac{18 - 4}{2 \times 12 \times 0.12} = 4.86$ 所以 $t = 4.86 \times 0.12 = 0.58$
$L/h$ 值		转角为 $\pi/2$ 时, $L/h = 415/0.12 = 3458 > \frac{1500}{3} = 500$
$S$ 值		$S = \frac{t}{h} = \frac{0.58}{0.12} = 4.83 > 3$ 结论: 游丝尺寸参数是合理的

## 10 游丝的应用实例

表 7-13-8

类 型	典 型 结 构	说 明
钟表机振荡系统的游丝	 <p>1—游丝; 2—游丝座; 3—摆轮; 4—摆轮轴; 5—小圆盘</p>	利用游丝转角与力矩的关系
使零件紧接触的游丝		利用游丝工作时产生的弹性恢复力矩, 使零件之间紧密接触, 以消除系统中的空隙对空回误差的影响

续表

类 型	典 型 结 构	说 明
电表中的测量游丝		
百分表中作接触的游丝		

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

# 第 14 章 扭杆弹簧

## 1 扭杆弹簧的结构、类型及应用

扭杆弹簧的主体为一直杆，如图 7-14-1 所示，利用杆的扭转变形起弹簧作用。小型车辆上用的稳压器是一种将柄和杆作成一体的扭杆（图 7-14-2），其装配部分多是用孔（图 a）和螺栓（图 b）来固定的，支承于 C、D 两点，A、B 两处受有和纸面垂直、大小相等、方向相反的力。

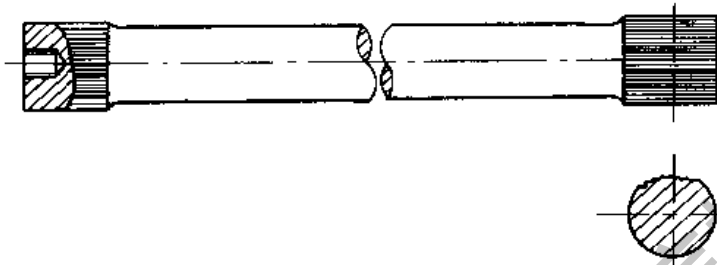


图 7-14-1 扭杆

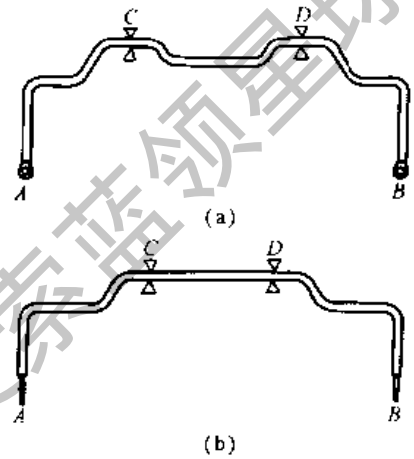


图 7-14-2 柄和杆成一体的扭杆

大部分扭杆是圆截面，也有空心圆、长方形截面。扭杆弹簧的特点是重量轻，结构简单，占空间小，其缺点是需要精选材料，端部加工麻烦。

扭杆弹簧主要用于：

- ① 轿车和小型车辆的悬挂弹簧。
  - ② 由于扭杆在承受高频振动载荷时，不会像螺旋弹簧那样产生颤振，所以在高速内燃机中可用扭杆作阀门弹簧。
  - ③ 在驱动轴中插入扭杆，用以缓和扭矩的变化。
  - ④ 在使用空气弹簧缓冲的铁道车辆和汽车上，采用大型扭杆弹簧作稳压器。
  - ⑤ 小型车辆上用的稳压器，多采用柄和杆为一体的扭杆弹簧，其形状较复杂，而且其中尚有兼作拉杆用的。
- 图 7-14-3 为扭杆的组合形式，图 a 为串联式，图 b 为并联式。扭杆的组合是为了保证机构的刚度。

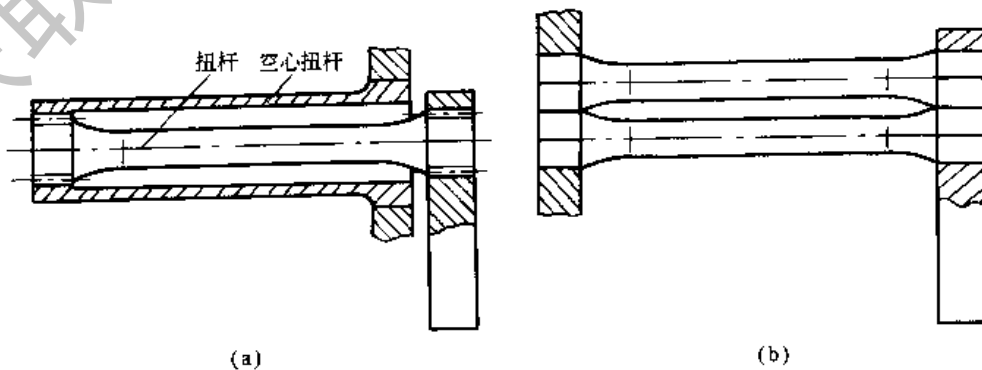


图 7-14-3 扭杆的组合形式

## 2 扭杆弹簧的材料和许用应力

扭杆弹簧一般采用热扎弹簧钢制造,材料应具有良好的淬透性和加工性,经热处理后硬度应达到 50HRC 左右。常用材料为硅锰和铬镍铜等合金钢,例如 60Si2MnA 和 45CrNiMoVA 等。

表 7-14-1

材 料	屈服点 $\sigma_s$ /MPa	疲劳强度 $\sigma_{-1}$ /MPa	剪切疲劳强度 $\tau_{-1}$ /MPa	许用剪切应力 $\tau_p$ /MPa	弹性模量 $E$ /MPa	切变模量 $G$ /MPa
45CrNiMoVA	1270 ~ 1370	800	440	810 ~ 890		76000
50CrVA	1078	510		735	207760	
60Si2MnA	1372	529		785	196000	

## 3 扭杆弹簧的计算公式

图 7-14-4 为悬架装置扭杆弹簧的机构图。当作用在杆臂上的力  $P$  处于垂直位置时,此机构弹簧刚度不是定值,而是随着力臂的安装角度和变形角度而变化。因此在计算杆体所承受的扭矩  $T$  时,必需考虑力臂长度和位置。其计算公式如表 7-14-2 所示。

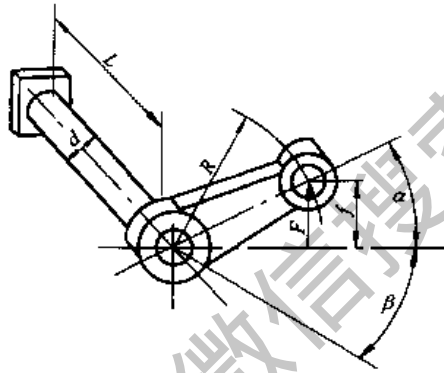


图 7-14-4 悬架装置扭杆弹簧机构图

表 7-14-2

扭杆弹簧计算

项 目	单位	公 式 及 数 据	备 注
作用于转臂端垂直方向的载荷 $P$	N	$P = \frac{T\varphi}{R\cos\alpha} = \frac{T(\alpha + \beta)}{R\cos\alpha} = \frac{T}{R} C_1$	$\alpha$ 、 $\beta$ ——受载和卸载时力臂中心线与水平线夹角, rad $\varphi = \alpha + \beta$
臂端垂直方向的扭杆弹簧刚度 $P'$	N/mm	$P' = \frac{dP}{d\varphi} = T[1 + (\alpha + \beta)\tan\alpha] \times \frac{1}{R^2\cos^2\alpha} = \frac{T}{R^2} C_2$	$C_1 = \frac{\alpha + \beta}{\cos\alpha}$ 或查图 7-14-5 $C_2 = \frac{1 + (\alpha + \beta)\tan\alpha}{\cos^2\alpha}$ 或查图 7-14-6
扭杆弹簧的扭矩 $T$	N·mm	$T = PR\cos\alpha$	$C_3 = \frac{\cos\alpha}{\frac{1}{\alpha + \beta} + \tan\alpha}$ 或查图 7-14-7
扭角刚度 $T'$	$\frac{N \cdot mm}{rad}$	$T' = \frac{T}{\varphi} = \frac{T}{\alpha + \beta} = \frac{P'R^2}{C_2}$	$\nu$ ——自振频率, Hz
静变形 $f_s$	mm	$f_s = \frac{P}{P'} = \frac{R\cos\alpha}{\frac{1}{\alpha + \beta} + \tan\alpha} = RC_3$	$Z_t$ ——抗扭断面系数, $mm^3$ , 见表 7-14-3 $I_p$ ——极惯性矩, $mm^4$
扭转切应力 $\tau$	MPa	$\tau = \frac{T}{Z_t}$	$G$ ——剪切弹性模数, MPa $g$ ——重力加速度, $g = 9800mm/s^2$
扭杆有效长度 $L$		$L = \frac{GI_p}{T}$	
扭杆的自振频率 $\nu$	Hz	$\nu = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_s}}$	

表 7-14-3

常用截面扭杆弹簧的有关计算公式

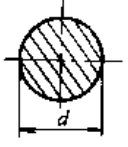
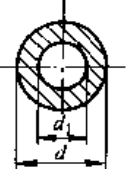
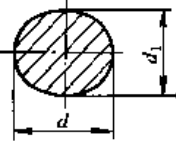
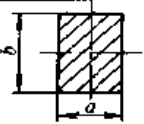
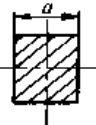

截面形状	极惯性矩 $I_p/\text{mm}^4$	抗扭断面系数 $Z_1/\text{mm}^3$	变形角 $\varphi$ $\varphi = \frac{TL}{GI_p}/\text{rad}$	扭转切应力 $\tau = \frac{T}{Z_1}/\text{MPa}$	扭角刚度 $T' = \frac{T}{\varphi}$ /(N·mm/rad)	载荷作用点 刚度 $P' = \frac{dP}{df}$ /N·mm <sup>-1</sup>	变形能 $U = \frac{T\varphi}{2}$ /N·mm
	$I_p = \frac{\pi d^4}{32}$	$Z_1 = \frac{\pi d^3}{16}$	$\varphi = \frac{32TL}{\pi d^4 G}$ $= \frac{2\tau L}{dG}$	$\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$ $= \frac{\varphi dG}{2L}$	$T' = \frac{\pi d^4 G}{32L}$	$P' = \frac{\pi d^4 G}{32LR^2}$	$U = \frac{\tau^2 V}{4G}$
	$I_p = \frac{\pi(d^4 - d_1^4)}{32}$	$Z_1 = \frac{\pi(d^4 - d_1^4)}{16d}$	$\varphi = \frac{32TL}{\pi(d^4 - d_1^4)G}$ $= \frac{2\tau L}{dG}$	$\tau = \frac{16Td}{\pi(d^4 - d_1^4)}$ $= \frac{\varphi dG}{2L}$	$T' = \frac{\pi(d^4 - d_1^4)G}{32L}$	$P' = \frac{\pi(d^4 - d_1^4)G}{32LR^2}$	$U = \frac{\tau^2(d^2 + d_1^2)V}{4d^2G}$
	$I_p = \frac{\pi d^3 d_1^3}{16(d^2 + d_1^2)}$	$Z_1 = \frac{\pi d d_1^2}{16}$	$\varphi = \frac{16TL(d^2 + d_1^2)}{\pi d^3 d_1^3 G}$ $= \frac{\tau L(d^2 + d_1^2)}{d^2 d_1^2 G}$	$\tau = \frac{16T}{\pi d d_1^2}$ $= \frac{\varphi d^2 d_1 G}{L(d^2 + d_1^2)}$	$T' = \frac{\pi d^3 d_1^3 G}{16L(d^2 + d_1^2)}$	$P' = \frac{\pi d^3 d_1^3 G}{16LR^2(d^2 + d_1^2)}$	$U = \frac{\tau^2(d^2 + d_1^2)V}{8d^2 G}$
	$I_p = k_1 a^3 b$	$Z_1 = k_2 a^2 b$	$\varphi = \frac{TL}{k_1 a^3 bG}$ $= \frac{k_2 \tau L}{k_1 aG}$	$\tau = \frac{T}{k_2 a^2 b}$ $= \frac{k_1 \varphi aG}{k_2 L}$	$T' = \frac{k_1 a^3 bG}{L}$	$P' = \frac{k_1 a^3 bG}{LR^2}$	$U = \frac{k_2^2 \tau^2 V}{k_1^2 2G}$
	$I_p = 0.141a^4$	$Z_1 = 0.208a^3$	$\varphi = \frac{TL}{0.141a^4 G}$ $= \frac{1.482\tau L}{aG}$	$\tau = \frac{T}{0.208a^3}$ $= \frac{0.675\varphi aG}{L}$	$T' = \frac{0.141a^4 G}{L}$	$P' = \frac{0.141a^4 G}{LR^2}$	$U = \frac{\tau^2 V}{6.48G}$
	$I_p = 0.0216a^4$	$Z_1 = 0.05a^3$	$\varphi = \frac{TL}{0.0216a^4 G}$ $= \frac{2.31\tau L}{aG}$	$\tau = \frac{20T}{a^3}$ $= \frac{0.43\varphi aG}{L}$	$T' = \frac{a^4 G}{46.2L}$	$P' = \frac{a^4 G}{46.2LR^2}$	$U = \frac{\tau^2 V}{7.5G}$

表 7-14-4

矩形截面扭杆计算公式中的系数

$\frac{b}{a}$ (或 $\frac{a}{b}$ )	$k_1$	$k_2$	$k_3$	$\frac{b}{a}$ (或 $\frac{a}{b}$ )	$k_1$	$k_2$	$k_3$
1.00	0.1406	0.2082	1.0000	1.75	0.2143	0.2390	0.8207
1.05	0.1474	0.2112		1.80	0.2174	0.2404	
1.10	0.1540	0.2139		1.90	0.2233	0.2432	
1.15	0.1602	0.2165		2.00	0.2287	0.2459	0.7951
1.20	0.1661	0.2189		2.25	0.2401	0.2520	
1.25	0.1717	0.2212	0.9160	2.50	0.2494	0.2576	0.7663
1.30	0.1771	0.2236		2.75	0.2570	0.2626	
1.35	0.1821	0.2254		3.00	0.2633	0.2672	
1.40	0.1869	0.2273		3.50	0.2733	0.2751	
1.45	0.1914	0.2289		4.00	0.2808	0.2817	0.7447
1.50	0.1958	0.2310	0.8590	4.50	0.2866	0.2870	
1.60	0.2037	0.2343	0.8418	5.00	0.2914	0.2915	0.7430
1.70	0.2109	0.2375		10.00	0.3123	0.3123	



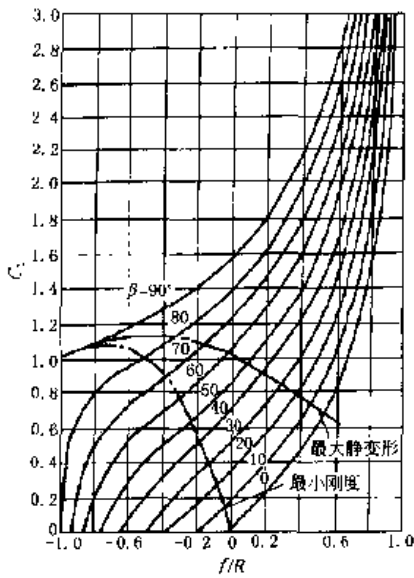


图 7-14-5 系数  $C_1$  值与  $\frac{f}{R}$  和  $\beta$  的关系

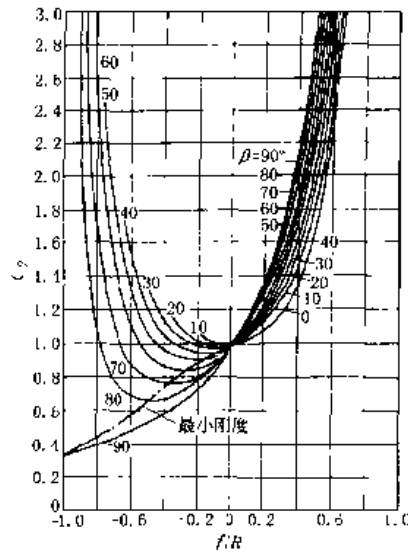


图 7-14-6 系数  $C_2$  值与  $\frac{f}{R}$  和  $\beta$  的关系

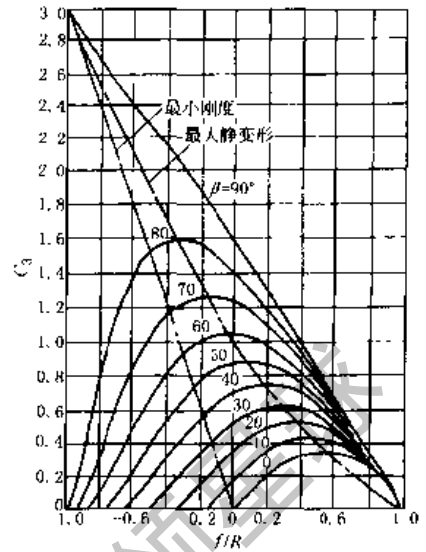


图 7-14-7 系数  $C_3$  值与  $\frac{f}{R}$  和  $\beta$  的关系

## 4 扭杆弹簧的端部结构和有效长度

### 4.1 扭杆弹簧的端部结构

扭杆是具有一定截面的直杆,其端部(安装联接部分)的形状如图 7-14-8 所示,常用的有花键形,细齿形和六角形。

花键形有矩形花键和渐开线花键两种。由于渐开线花键具有自动定心作用,各齿力均匀,强度高,寿命长,故采用较多。细齿形实质上是模数较小,齿数较多的渐开线花键形。六角形传递扭矩效率不高,端部材料不能充分利用,但制造方便。目前细齿形应用最广。

矩形和渐开线形花键的尺寸,根据扭杆直径由 GB 1144—1987 和 GB 3478.1—1983 确定。

细齿形扭杆端部几何尺寸可参照表 7-14-5。

细齿形外径为扭杆直径的 1.15 ~ 1.25 倍,长度为扭杆直径的 0.5 ~ 0.7 倍。

端部为六角形时,其对边距离约为扭杆直径的 1.2 倍,长度可取扭杆直径的 1.0 倍。

为了减轻扭杆与端部交界处的应力集中,采用了圆弧或圆锥过渡。圆弧过渡时,圆弧半径应大于扭杆直径的 3 ~ 5 倍;圆锥过渡时,锥顶角  $2\beta$  可取  $30^\circ$  左右,如图 7-14-9 所示。为了防止疲劳破坏,齿根处应有足够的圆角半径,并在整个宽度上啮合,以保证受力均匀。如扭杆构件刚性不足,会出现弯曲载荷,造成扭杆折损。为此,在扭杆的一端或两端加橡胶垫。

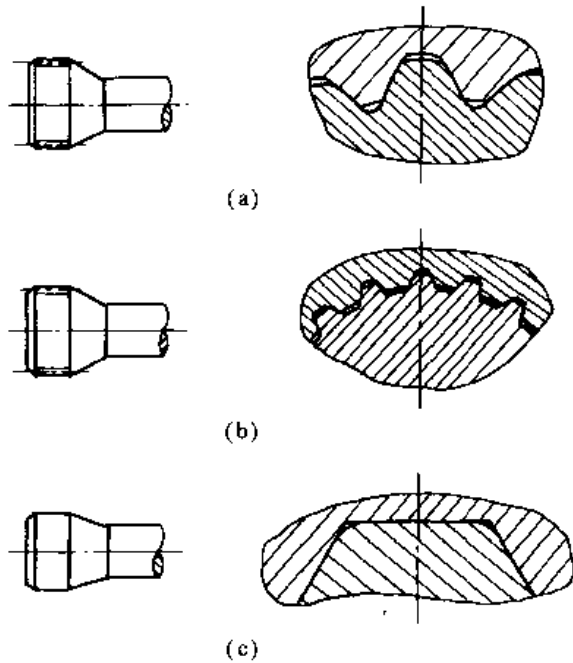


图 7-14-8 扭杆弹簧的端部结构  
(a) 花键形; (b) 细齿形; (c) 六角形

表 7-14-5

模数/mm	齿数	齿顶圆直径/mm	齿根圆直径 (> 杆径)/mm	模数/mm	齿数	齿顶圆直径/mm	齿根圆直径 (> 杆径)/mm
0.75	10	15.00	13.50	0.75	43	23.00	31.50
	22	17.25	15.75		46	35.25	33.75
	25	19.50	18.00		49	37.50	36.00
	28	21.75	20.25		38	39.00	37.00
	31	24.00	22.50	1.0	40	41.00	39.00
	34	26.25	24.75		43	44.00	42.00
	37	28.50	27.00		46	47.00	45.00
	40	30.75	29.25		49	50.00	48.00

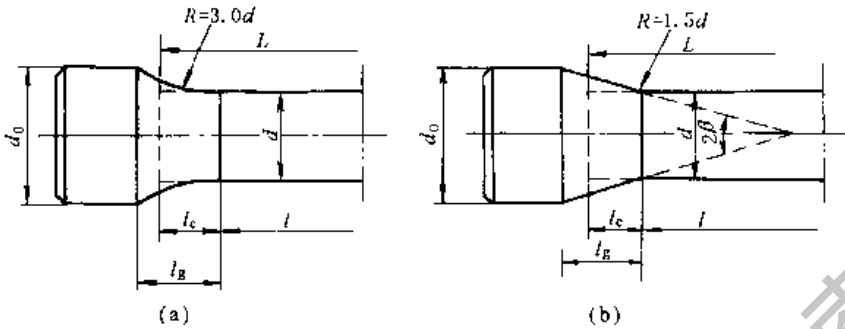


图 7-14-9 扭杆端部结构  
(a) 圆弧过渡; (b) 圆锥过渡

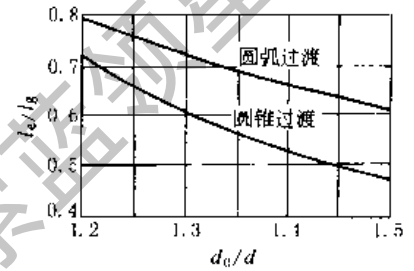


图 7-14-10 过渡部分当量长度  $l_c$

### 4.2 扭杆弹簧的有效工作长度

扭杆弹簧工作时,由于扭杆与端部过渡部分也发生扭转变形。因此,在设计时应将两端过渡部分换算成当量长度。圆形截面扭杆过渡部分的当量长度可从图 7-14-10 查得,扭杆的有效工作长度应是杆体长度加上两端过渡部分的当量长度:

$$L = l + 2l_c$$

## 5 扭杆弹簧的技术要求

(1) 直径尺寸的偏差,扭杆弹簧直径允许偏差及直线度偏差如表 7-14-6 所示。

表 7-14-6 扭杆弹簧直径及直线度偏差

直径允许偏差/mm	$d = 6 \sim 12$	$\pm 0.06$	扭杆直线度偏差/mm	$L < 1000$	$< 1.5$
	$d = 13 \sim 25$	$\pm 0.08$		$1000 < L < 1500$	$< 2.0$
	$d = 26 \sim 45$	$\pm 0.10$		$L > 1500$	$< 2.5$
	$d = 46 \sim 80$	$\pm 0.15$			

(2) 表面质量

- ① 表面应进行强化处理。
- ② 要求硬度:合金钢 47 ~ 51HRC;高碳钢 48 ~ 55HRC。
- ③ 表面粗糙度  $R_a < 0.63 \sim 1.25 \mu m$ 。
- ④ 表面不应有裂纹、伤痕、锈蚀和氧化等缺陷。

## 6 扭杆弹簧计算示例

设计一悬挂装置用转臂与圆形截面扭杆组成的扭杆弹簧。其常用工作载荷为  $P = 2000N$ ,转臂长度  $R = 300mm$ ,常用工作载荷作用点与水平位置的距离  $f = -20mm$ ,最大变形时  $f_{max} = 80mm$ ,常用工作载荷作用下扭杆的自振频率  $\nu = 66.5min^{-1}$ 。所用计算符号参见图 7-14-4。

表 7-14-7

项 目	单 位	公 式 及 数 据
常用工作载荷作用下扭杆的线性静变形 $f_s$	mm	$f_s = \frac{0.9 \times 10^6}{r^2} = \frac{0.9 \times 10^6}{66.5^2} = 204$
常用工作载荷作用点的扭杆刚度 $P'$	N/mm	$P' = \frac{P}{f_s} = \frac{2000}{204} = 9.8$
计算 $C_3$ 值		根据 $f_s$ 计算 $C_3$ $C_3 = \frac{f_s}{R} = \frac{204}{300} = 0.68$
计算 $\beta$ 角	(°)	根据 $\frac{f}{R} = \frac{20}{300} = 0.066$ , $C_3 = 0.68$ 查图 7-14-7 得 $\beta = 40$
计算 $C_2$ 值		查图 7-14-6 得 $C_2 = 0.95$
扭杆的扭角刚度	N·mm/(°)	$T' = \frac{P'R^2}{C_2} = \frac{9.8 \times 300^2}{0.95} = 9.28 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}/\text{rad} = 1.62 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}/(\text{°})$
转臂在最大变形时的夹角 $\alpha_{\max}$	(°)	$\alpha = \arcsin \frac{f_{\max}}{R} = \arcsin \frac{80}{300} = 15.45$
扭杆的最大扭转角 $\varphi_{\max}$	(°)	$\varphi_{\max} = \alpha_{\max} + \beta = 15.45^\circ + 40^\circ = 55.45^\circ$
扭杆的最大扭矩 $T_{\max}$	N·mm	$T_{\max} = T' \times \varphi_{\max} = 1.62 \times 10^4 \times 55.45^\circ = 8.96 \times 10^5$
扭杆直径 $d$	mm	取 $\tau_p = 900 \text{ MPa}$ $d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi\tau_p}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 8.96 \times 10^5}{3.14 \times 900}} = 17.2$
扭杆的所需有效长度 $L$	mm	取 $G = 76000$ $L = \frac{\pi d^4 G}{32T} = \frac{3.14 \times 18^4 \times 76000}{32 \times 9.28 \times 10^5} = 844$

## 7 扭杆弹簧应用实例

图 7-14-11a 为采用扭杆弹簧的汽车悬架。扭杆弹簧的一端固定于车身，另一端与悬架控制臂联接。车轮上、下运动时，扭杆便发生扭曲，起弹簧作用。

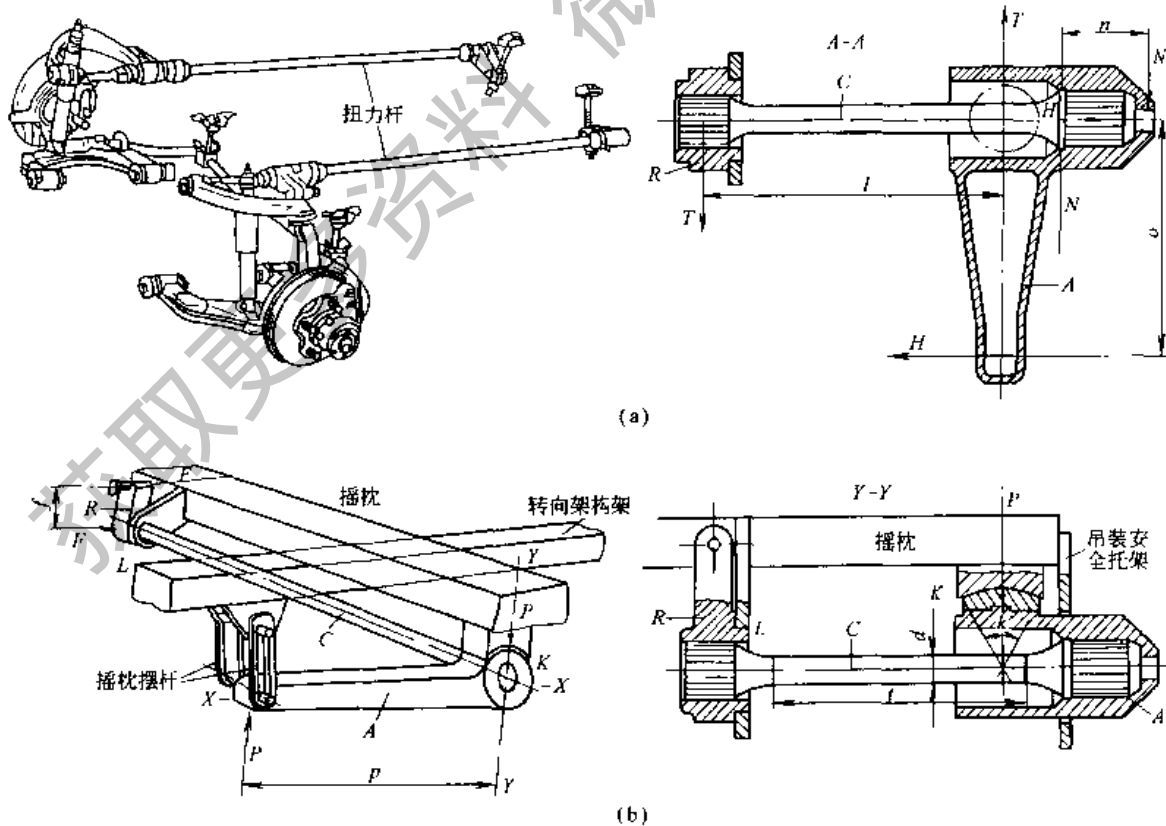


图 7-14-11 扭杆弹簧在汽车及机车上的应用

图 7-14-11b 是扭杆弹簧作为摇枕装置装在转向架上的情况。扭杆部件由扭杆臂或摆动臂 A、扭杆 C 及固定臂 (或反作用臂) 组成。摆动臂作为扭杆的转动端, 固定臂作为扭杆的固定端, 扭杆及各臂间大多采用齿形联接。根据实际情况, 固定臂既可以布置在图中所示的位置, 也可以处于任意一个其他的位置。机车重量在摆动臂端部产生反作用力  $P$ , 该力以作用力矩  $Pp$  作用于扭杆。扭杆将此力矩传到固定杆 (这时的力矩用  $Ff$  表示), 并在固定臂端部产生作用力  $F$ 。如果在  $K$  及  $L$  处加上由支撑点作用于弹性部件 (摆动臂-扭杆-固定臂) 的力  $P$  及  $F$ , 系统就处于平衡状态。

图 7-14-12 是拖拉牵引机的悬挂结构, 其悬挂装置是特殊的扭力轴, 并沿机器全宽布置, 轮子 1 的钢质平衡杆 5 为冲压制成, 杆中有孔以减轻重量。各轮的平衡杆是可换的, 杆端装有环 4 和托架 2, 环 4 用来装缓冲器, 托架 2 则是行程限制器 3 的支架。平衡杆以两个塑料套筒 7 装于机架内, 机架端部装有扭力轴 8, 为圆柱体, 端部较粗且带有花键, 扭力轴由合金钢制成。通过加载处理, 分成左、右两根扭力轴。

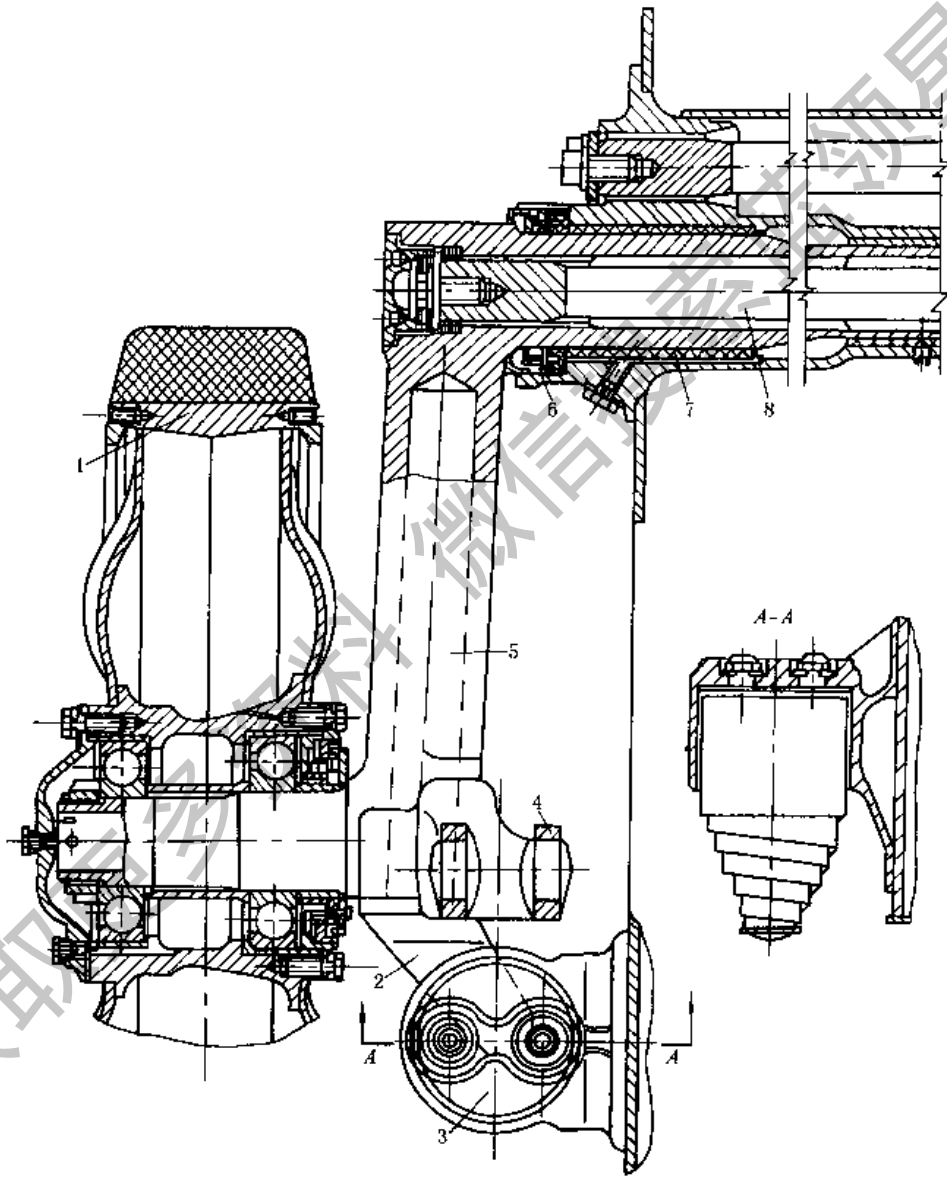


图 7-14-12 采用扭杆弹簧的拖拉机悬挂装置

1—轮子；2—托架；3—行程限制器；4—环；5—平衡杆；  
6—密封；7—塑料套筒；8—扭力轴

# 第 15 章 弹簧的强化处理及热处理

## 1 弹簧的强化处理

立定、强压（强拉、强扭）、喷丸处理在螺旋弹簧及其他一些类型的弹簧（如碟形弹簧、板弹簧、片弹簧）的生产中应用十分广泛。本节主要介绍这三种强化处理方法，并以螺旋弹簧的强化处理为主。

### 1.1 弹簧的立定处理和强压处理

#### 1.1.1 立定处理

立定是对弹簧的基本要求。成品弹簧必须立定，以免弹簧在工作时发生永久变形而影响机械设备或部件的性能和正常工作。一般是将压缩弹簧压并，或将拉伸弹簧及扭转弹簧的载荷加至试验载荷或图纸规定的载荷，经数次反复加载及卸载。对压缩弹簧，是把弹簧压缩到工作极限高度或并紧高度数次，一般是 3~5 次；对拉伸弹簧，是把弹簧长度拉至工作极限长度数次；对扭转弹簧，是把弹簧顺工作方向扭转至工作极限扭转角数次。未经立定处理的弹簧，其加载后产生的永久变形（剩余变形）量第一次最大，以后逐次减小，至若干次后其几何尺寸保持不变。但应指出，弹簧在加载前后的自由长度（角度）都应在图纸的允差之内才算合格。

#### 1.1.2 强压（强拉、强扭）处理

对压缩弹簧是把弹簧压缩至使其材料表层应力超过屈服点状态下，保持一定时间，使表层产生负剩余应力，心部产生正剩余应力，以达到强化或稳定尺寸的一种工艺方法。也可用几十次短暂压缩代替长时间保压。

在弹簧压并前，使弹簧材料中的应力超过屈服极限，这时弹簧材料表层将产生塑性变形。载荷继续增大（弹簧尚未压并前），塑性层将继续往深处发展。

按直梁理论，且仅考虑扭转切应力，弹簧在轴向载荷作用下，弹簧材料横截面上的应力分布如图 7-15-1 中所示。无塑性变形时，弹簧横截面上应力  $\tau_1$  分布如图 7-15-1a，有塑性变形时的应力分布如图 7-15-1b。图中应力  $\tau_2$  为材料的抗扭屈服极限，故  $aa'$  以外为塑性层，以内为弹性变形区。如轴向载荷撤消，强压处理结束，弹簧材料心部力图恢复其弹性变形，而外表塑性变形层则阻碍其恢复，弹性恢复力矩必将使塑性变形层再产生变形，应力分布状态亦再随之改变，如图 7-15-1c。如以该截面中心为坐标原点  $O$ ，则在此坐标系中， $\tau_3$  的方向与  $\tau_1$ 、 $\tau_2$  相反。

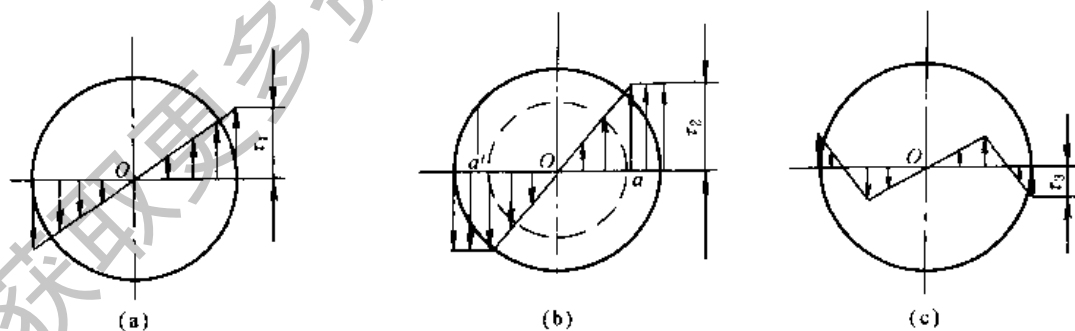


图 7-15-1 弹簧材料横截面上应力分布

可以想像，如压缩弹簧再承受轴向载荷  $P$ ，则弹簧材料截面内的应力将不再是  $\tau_1$  而是  $\tau'_1$ ，且  $\tau'_1 = \tau_1 - \tau_3$ ，故  $\tau'_1 < \tau_1$ 。弹簧材料截面内应力的减少表明：弹簧经强压处理后，承受轴向载荷的能力将得到提高。

仍以直梁扭转为依据，并假定弹簧材料的扭转屈服极限  $\tau_2$  为常量。如图 7-15-2 所示，弹簧在轴向载荷  $P$  作用下，弹簧材料截面内，塑性区深达  $d_1$  处，应力分布如图中  $Oab$  所示。 $\tau_2$  为屈服极限应力， $\tau_1$  为按直梁扭转计算所得名义切应力， $\tau_1 > \tau_2$ 。

假设  $\tau_2$  为常量， $d_1$  内仍为弹性变形区，故

$$\frac{\tau_2}{\frac{d_1}{2}} = \frac{\tau_1}{\frac{d}{2}}, \quad \tau_1 = \tau_2 \frac{d}{d_1}$$

令

$$\beta' = d/d_1, \quad \text{则 } \tau_1 = \tau_2 \beta'$$

依上图所示应力分布状态, 在强压状态下, 外力矩应等于弹性区力矩及塑性区力矩之和, 故得

$$PR = \tau_1 \int_0^{\frac{d_1}{2}} \frac{2r}{d_1} 2\pi r^2 dr + \tau_1 \int_{\frac{d_1}{2}}^{\frac{d}{2}} 2\pi r^2 dr + \tau_2 \int_{\frac{d_1}{2}}^{\frac{d}{2}} 2\pi r^2 dr$$

式中  $R$ ——弹簧平均半径,  $R = D_2/2$ ;

$r$ ——从中心到弹簧材料截面上任意点的半径。

对上式积分, 并整理后得

$$P = \frac{\pi d^3 \tau_2}{16R} \times \frac{4}{3} \left( 1 - \frac{1}{4\beta'^3} \right)$$

假设强压卸荷后的形变恢复为弹性恢复, 应力按线性分布, 如图 7-15-2 中虚线所示, 则阴影部分即为残余应力的分布状态。τ<sub>3</sub> 即外表层所残留的负切应力, 其值为

$$\tau_3 = \tau_1 - \tau_2$$

以 τ<sub>1</sub> 值代入上式, 整理后得

$$\tau_3 = \frac{\tau_2}{3} \left( 1 - \frac{1}{\beta'^3} \right)$$

上式表明, 因 β' = d/d<sub>1</sub>, 如塑性层加深, 则 d<sub>1</sub> 减小, β' 增大; 如塑性变形层近于心部, 则 1/β'<sup>3</sup> ≈ 0, 故 τ<sub>3</sub> ≈ τ<sub>2</sub>/3。

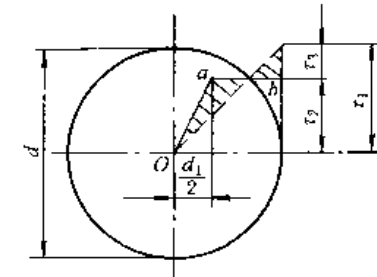


图 7-15-2 弹簧承载后应力分布

以上结论表明: 设计弹簧时, 如以弹簧材料扭转屈服极限 τ<sub>2</sub> 为设计计算应力。压缩弹簧经强压处理后, 材料截面表层可能存在近于 τ<sub>2</sub>/3 的负残余应力, 故弹簧承载时, 截面表层的实际应力比计算应力约低 1/3。因曾假定应力与载荷为线性关系, 故亦相当于承载能力提高了约 1/3。

不同类型的弹簧其强压处理的方法也不一样。扭杆弹簧是将扭杆在工作载荷的方向, 加以超过扭杆切变弹性极限的扭矩; 压缩和拉伸弹簧分别加以超过弹簧材料切变弹性极限的压缩和拉伸载荷; 扭转弹簧加以超过弹簧材料极限的扭矩。总之, 在处理时所加的载荷与弹簧所受的工作载荷类型和方向应一致, 剩余应力是由剩余变形的程度来确定的。

### 1.1.3 弹簧预制高度的计算

弹簧经过立定处理和强压处理后自由高度要降低。为了使弹簧达到图纸上规定的自由高度, 在卷簧时的卷制高度除自由高度外还要留出变形量, 这个高度就叫预制高度。因为立定和强压处理影响的因素较多, 故变形量不能很精确地计算。

下面介绍两个计算预制高度的经验公式, 可供确定工艺参数时参考。

立定处理时螺旋压缩弹簧的预制高度

$$H_0 = k_0 f_j + (H_0 - f_j)$$

强压处理时螺旋压缩弹簧的预制高度

$$H'_0 = (0.12 - 0.13) f_j + H_0$$

式中  $H_0$ ——弹簧的自由高度;

$f_j$ ——处理时的压缩变形量;

$k_0$ ——系数, 根据弹簧材料查表 7-15-1。

表 7-15-1

系数  $k_0$  值

$r/\sigma_b$	G1组, C级	65Si2MnWA	50CrVA	$r/\sigma_b$	G1组, C级	65Si2MnWA	50CrVA
≤0.46	1.0000	—	—	0.74	1.1060	1.0844	1.0596
0.47	1.0002	—	—	0.75	1.1121	1.0900	1.0645
0.48	1.0008	—	—	0.76	1.1184	1.0960	1.0696
0.49	0.0018	1.0000	—	0.77	1.1250	1.1020	1.0478
0.50	1.0032	1.0002	—	0.78	1.1313	1.1078	1.0801
0.51	1.0049	1.0008	—	0.79	1.1380	1.1140	1.0855
0.52	1.0069	1.0017	—	0.80	1.1445	1.1200	1.0910
0.53	1.0092	1.0030	1.0000	0.81	1.1512	1.1264	1.0968
0.54	1.0118	1.0044	1.0002	0.82	1.1581	1.1330	1.1030
0.55	1.0147	1.0065	1.0007	0.83	1.1650	1.1400	1.1085
0.56	1.0179	1.0088	1.0017	0.84	1.1720	1.1460	1.1144
0.57	1.0212	1.0112	1.0028	0.85	1.1790	1.1520	1.1210
0.58	1.0248	1.0140	1.0043	0.86	1.1861	1.1592	1.1270
0.59	1.0286	1.0170	1.0061	0.87	1.1930	1.1660	1.1330
0.60	1.0327	1.0210	1.0081	0.88	1.2010	1.1730	1.1392
0.61	1.0369	1.0236	1.0185	0.89	1.2080	1.1800	1.1460
0.62	1.0413	1.0272	1.0131	0.90	1.2150	1.1868	1.1520
0.63	1.0460	1.0311	1.0160	0.91	1.2220	1.1940	1.1590
0.64	1.0506	1.0351	1.0190	0.92	1.2300	1.2010	1.1650
0.65	1.0555	1.0394	1.0221	0.93	1.2380	1.2100	1.1720
0.66	1.0606	1.0438	1.0256	0.94	1.2460	1.2160	1.1790
0.67	1.0659	1.0483	1.0292	0.95	1.2530	1.2220	1.1860
0.68	1.0712	1.0531	1.0331	0.96	1.2604	1.2301	1.1920
0.69	1.0769	1.0580	1.0371	0.97	1.2681	1.2380	1.2000
0.70	1.0823	1.0631	1.0413	0.98	—	1.2450	1.2080
0.71	1.0880	1.0682	1.0456	0.99	—	1.2520	1.2140
0.72	1.0939	1.0734	1.0501	1.00	—	1.2600	1.2210
0.73	1.1000	1.0789	1.0548	—	—	—	—

## 1.2 弹簧的喷丸处理

喷丸处理就是以高速弹丸流喷射弹簧表面,使弹簧表面层产生塑性变形,从而形成一定厚度的、有较高残余压应力存在的表面强化层。由于材料表面残余压应力的存在,当弹簧在承受载荷时,可以抵消一部分变载荷作用下的最大拉应力,从而提高弹簧的疲劳强度。

喷丸处理有许多可以调节的因素,例如选用的钢丸大小、喷丸的速度、流量和喷射时间等。

钢丸的大小直接影响弹簧表面的平坦度,钢丸越大,所得到的表面越不平坦,而且具有不易喷射到那些难以喷到的表面(例如螺旋压缩弹簧的内表面)的缺点。但是大的钢丸具有较大的冲击量,能产生较厚的强化层。一般采用直径为0.5~1.5mm的钢丸比较合适。钢丸有三种,即铸铁丸、铸钢丸、切割钢丝丸。

喷射的速度越大,则喷弹的效率越高。但钢丸的速度也受它本身的强度限制。钢丸越大,也越易撞击成为碎粒,这种碎粒通常都带有棱角,如不及时清除就易损伤弹簧表面。在喷丸处理时,碎粒以少于5%为宜。

丸流的方向以与工件表面成90°角为最有效,一般应保持在75°~90°之间。喷嘴到工件表面的距离在使用压缩空气时应保持在250~300mm之间。

喷丸处理的时间越长,弹丸表面的残余应力、硬化深度及疲劳强度也增加越多,但是当达到一定时间后这些性能增加的趋势就越来越缓慢,直到不再增加为止。表7-15-2是喷丸时间对阀门弹簧寿命的影响。

表 7-15-2

喷丸时间对阀门弹簧寿命的影响

喷丸时间/min	断裂时间承受的载荷次数/千次			喷丸时间/min	断裂时间承受的载荷次数/千次		
	琴钢丝	65Mn	50CrVA		琴钢丝	65Mn	50CrVA
0	50	100	60	7	720	9420	3124
	70	102	90		1080	8400	2280
	70	210	120		1440	5160	4100
3	370	420	—	8	540	—	6400
	560	1080	—		1060	—	5800
	640	1200	—		740	—	7300
6	370	2520	2140	10	400	20000	8450
	900	9360	3420		560	20000	7680
	2320	5680	3480		660	9800	10000

从表中可以看出, 经过 7min 喷丸以后, 琴钢丝的疲劳寿命已经不再增加, 而 65Mn 和 50CrVA 还在继续增加, 直到试验结束 (10min 后) 还看不出有停止增加的趋势, 只有 50CrVA 的增加趋势缓慢。

喷丸处理只有在仔细考虑上述因素而且正确施工以后, 才能获得最良好的效果。

## 2 弹簧的热处理

弹簧和其他机械零件一样, 可以通过各种不同的热处理来达到所需要的各种性能, 包括硬度、强度、韧性、延性、加工性能、组织均匀性、弹性和变载下的疲劳寿命等, 以满足设计要求, 因此必须严格重视热处理问题。

### 2.1 弹簧的热处理工艺方法

(1) 凡是用经过强化处理的钢丝, 如碳素弹簧钢丝、琴钢丝、油淬火回火弹簧钢丝和钢带等以冷成型工艺制作的弹簧, 成型后只需进行去应力退火处理。

(2) 凡是用经过固溶处理和冷拉强化的奥氏体不锈钢、沉淀硬化的不锈钢钢丝、钢带和铜镍合金材料等以冷成型工艺制作的弹簧, 成型后需进行时效硬化处理。

(3) 凡是用热成型和已退火材料冷卷的弹簧, 均需进行淬火回火处理。

### 2.2 弹簧的热处理工艺规范

#### 2.2.1 弹簧的去应力退火

采用冷卷工艺卷制的螺旋弹簧, 通常选用铅浴等温淬火冷拔钢丝 (碳素弹簧钢丝、琴钢丝) 和油淬火回火弹簧钢丝。用这些钢丝制成的弹簧, 由于冷卷成型时都有一定的残余应力, 特别是某些螺旋弹簧在卷绕时, 局部地区可能会超过材料的弹性极限, 故其性能和外形都是不稳定的。例如其自由长度就会在储存期间伸长, 从而影响其性能; 拉伸弹簧有初拉力; 扭转弹簧为了在以后使用时受力和变形的关系稳定, 都需要在弹簧制成以后, 进行去应力退火。

对螺旋压缩弹簧和螺旋扭转弹簧推荐采用表 7-15-3 所列工艺规范。

表 7-15-3

去应力退火的工艺规范

弹簧材料		去应力退火规范		
类别	直径/mm	退火温度/°C	保温时间/min	冷却方式
碳素弹簧钢丝	< 1	240 ~ 260	10 ~ 20	空气或水
	> 1 ~ 2	260 ~ 280	15 ~ 25	
	> 2 ~ 3.5	280 ~ 300	20 ~ 30	
琴钢丝	> 3.5 ~ 6	300 ~ 320	20 ~ 30	空气或水
	> 6 ~ 8	320 ~ 340	25 ~ 35	
	油淬火回火弹簧钢丝	≤ 2	360 ~ 420	
> 2	380 ~ 460	25 ~ 35		
奥氏体不锈钢丝	< 3	280 ~ 320	20 ~ 30	空气或水
	> 3	320 ~ 360	30 ~ 40	



续表

弹簧材料		去应力退火规范		
类别	直径/mm	退火温度/℃	保温时间/min	冷却方式
硅青铜丝 锡青铜丝	≤1	170~180	40	空气或水
	>1~2.6	180~200	60	
	>2.6	180~220	60~90	
铍青铜丝	≤1.8	240~300	60	空气或水
	>1.8~2.6	240~310	60~90	
	>2.6	280~310	60~90	

螺旋拉紧弹簧的退火温度一般可在200~300℃的范围内选取,保温时间20~30min。若希望保留较多的初应力,温度可降至180℃。应指出的是螺旋拉伸弹簧的初拉力应以卷簧控制为主,去应力退火温度只起到辅助作用。

螺旋拉伸弹簧和螺旋扭转弹簧的第二次去应力退火温度应比第一次低约20℃,保温时间也可降低些。

经喷丸处理后的弹簧的去应力退火温度在180~220℃,保温时间为20~30min。

需采用去应力退火的方法来调整弹簧尺寸时,其温度应比一般介绍的温度高20℃左右。

### 2.2.2 弹簧的淬火和回火

凡是用热成型(卷绕或压型)或退火材料制成的弹簧,在成型以后都必须经过淬火回火处理。对于一般的热卷螺旋弹簧,热弯成型弹簧和热冲压的碟形弹簧通常总是利用其热成型的余热进行淬火,这样既可省去一次加热,节约了能源,又能减少弹簧的氧化脱碳程度,提高弹簧的表面质量。由于成型加热的温度过高,会造成弹簧材料的晶粒粗大、脱碳和表面粗糙等缺陷,因此必须仔细估计弹簧在成型时温度可能下降的程度,以便决定成型时最高的加热温度。我国目前大型弹簧的成型或淬火大多是在火焰炉或电炉中加热,这样就不可避免地会有一些程度的氧化和脱碳,从而降低了材料的表面硬度和弹簧的疲劳性能,因此应尽可能降低加热温度,缩短高温保温时间,如有可能,应尽量在可控气氛或在略带还原性的炉中加热。对中小型弹簧则可在脱氧良好的盐浴炉中进行淬火加热。

弹簧的淬火温度应根据弹簧材料的临界温度而定。除了等温淬火外,弹簧淬火一般都在油中冷却,以减少变形和开裂。为了减少淬火时的变形,除了采用正确的加热和冷却方法外,有时还必须采用专用的淬火夹具,例如板弹簧在弯板机上同时进行成型淬火;螺旋弹簧装在芯轴上进行加热和冷却等。无论是大型或中小型弹簧在淬火后都应尽可能快地进行回火,以免由于内应力过大而产生裂纹。回火前对大型弹簧不宜重叠堆放。

弹簧淬火后除了等温淬火外,大多是采用中温回火,以便得到稳定的组织,较高的弹性极限、强度和疲劳性能,并保持适当的韧性。应特别注意不能单纯地以材料的表面硬度来推论其强度或弹性极限,因为有时回火温度高,时间短,也能得到原来规定的硬度,可是由于回火时间不够,材料整个截面的温度不够均匀或者组织转变不够充分,这样的弹簧在以后的使用过程中就会出现断裂或弹力不足等失效现象。所以在选定回火工艺时,首先应考虑回火温度,然后根据弹簧材料的截面尺寸确定回火时间。由于回火温度一般较低,因此热的辐射和传导能力都较差,其均热时间至少是淬火加热时间的2倍以上。

#### (1) 碳素弹簧钢

制造弹簧的退火状态弹簧钢有65、70、75、85钢。这类材料的淬透性比较差,易开裂,易脱碳等,主要用于制造弹簧垫圈、片弹簧和其他不重要的弹簧。退火状态碳素钢的淬火回火工艺规范及性能见表7-15-4。

表 7-15-4

65、70、85钢的淬火回火工艺规范及性能

钢号	淬火温度/℃	冷却剂	硬度 HRC	回火温度/℃	硬度 HRC	弹性模量 E/MPa	切变模量 G/MPa
65	800~830	油或水	>60	200~500	36~58	205800	79184
70	790~825	油或水	>61	200~500	38~59	196000	78792
85	780~820	油或水	>62	200~500	39~60	191100	78400

#### (2) 合金弹簧钢

由于合金弹簧钢中加了合金元素,不仅使淬透性增加,而且具有碳素弹簧钢所没有的良好性能。表7-15-5介绍了常用的合金弹簧钢的淬火回火工艺规范及性能。

表 7-15-5

合金弹簧钢的淬火回火工艺规范及性能

类别	材料	淬火温度/℃	冷却剂	硬度 HRC	回火温度	硬度 HRC	抗拉强度 $\sigma_b$ /MPa	屈服极限 $\sigma_s$ /MPa	断面收缩率 $\psi$ /%	伸长率 $\delta$ /%
硅锰钢	55Si2Mn	860~880	油	>58	440	47	1340	1180	>40	10
	60Si2Mn	850~870	油	>60	440	48	1680	1470	44	11
	60Si2MnA	850~870	油	>60	440	48	1680	1470	44	11
	70Si2MnA	850~870	油	>62	430	52	1810	1620	20	5
铬钒钢	50CrVA	860~900	油	>54	380~400	45~50	>1470	>1274	>40	>8
铬锰钢	50CrMn	840~860	油	>56	380~400	45~50	>1470	>1274	>40	>8
高强度弹簧钢	60Si2CrA	840~870	油	>62	430~450	48~52	>1800	>1600	>20	>8
	60Si2CrVA	840~870	油	>62	430~450	48~52	>1800	>1600	>20	>8
	65Si2MnWA	840~870	油	>62	430~450	51~52	>1800	>1700	>17	>5

## (3) 铜合金

铝的质量分数大于9%的铝青铜、铬青铜和铝白铜都属于淬火回火一类的铜合金。

表 7-15-6

铜合金淬火回火工艺规范及性能

材料	淬 火			回 火			硬度 HB
	加热温度/℃	保温时间/h	冷却剂	加热温度/℃	保温时间/h	冷却剂	
QA19-4	850±10	2~3	水	550~550	2~2.5	空气	110~178
QA110-3-1.5	900±10	2~3		600~650	2~2.5	空气	130~170
				300~350	1.5~2		207~285
QCr0.5	950~1000		水	400~450	1.5~2	空气	110
BA16-1.5	900±10	1~2	水	500±5	1.5~2	空气	200

## (4) 马氏体不锈钢

制造弹簧的马氏体不锈钢有 3Cr13、4Cr13 等。马氏体不锈钢由于含有较多的合金元素，所以在空气中冷却也能淬硬。淬火前先进行预热，预热温度 760~790℃；厚度 6mm 以下预热时间为 30min，厚度 6~25mm 预热时间为 45min；厚度 6mm 以下保温时间为 10~20min，厚度 6~25mm 保温时间为 30min。回火保温时间可按  $\left[1 + \frac{\text{厚度}(\text{mm})}{25}\right] h$  的公式计算。淬火后的硬度在 51~56HRC 之间，淬火后有较大的内应力，应及时回火。

表 7-15-7

马氏体不锈钢淬火回火工艺规范及性能

材料	淬火温度/℃	冷却剂	回火温度/℃	硬度 HRC	抗拉强度 $\sigma_b$ /MPa	屈服限 $\sigma_s$ /MPa	伸长率 $\delta$ /%
3Cr13	1000~1050	油或空气	450~500	42~48	1200~1600	1100~1400	4~6
4Cr13	1050~1100	油或空气	450~550	45~50	1300~1700	1200~1500	4~6

## 2.2.3 弹簧的等温淬火

把加热到淬火温度并保温一定时间后已获得均匀奥氏体组织的弹簧，淬入到材料的  $M_s$  点以上一定温度的熔盐中急冷，并在此熔盐中等温一段时间，使过冷的奥氏体完全转变结束，然后再取出弹簧在空气中冷却的操作称为等温淬火。这样处理的结果不但比普通淬火回火处理的弹簧具有更好的延性、韧性和弹性，而且具有内应力低和变形小的优点，特别是它还可以在抗拉强度相同的情况下，提高材料弹性极限的比值（即提高弹性极限相对于抗拉强度的百分比）。但是并不是所有尺寸的弹簧都能作等温处理的。作等温处理的弹簧截面尺寸在熔盐中急冷时发生变化直到相变结束为止，因此它只适用于薄板弹簧、弹簧垫圈和各种小型弹簧。

表 7-15-8

几种常用弹簧钢的等温淬火工艺规范及硬度

材料	等温淬火工艺规范			硬度 HRC
	加热温度/℃	等温淬火温度/℃	保温时间/min	
45Mn	820±10	320~340	15~20	46~48
60Si2MnA	870±10	290	30	52
65Si2MnWA	870±10	260	60	55~57
50CrVA	850±10	300	30	52

### 2.2.4 时效硬化处理

时效硬化处理是将已过饱和溶解在固溶体中的溶质元素以缩小的碳化物、氮化物或金属间化合物的形式均匀地析出，以此来强化材料的一种热处理操作。因此凡是用固溶处理和冷拉强化过的奥氏体不锈钢丝或钢带，沉淀硬化不锈钢丝或钢带和铍青铜或镍基合金材料制成的弹簧，在成型后都需要进行时效硬化处理。这样处理后的弹簧变形要比普通淬火的小，而且在高温下使用，其弹力减弱的现象也较小。但是如果使用的温度接近于时效硬化处理的温度，则弹簧的弹力将急剧下降。因此一般限制在时效硬化处理的温度低 100℃ 以下的条件下使用。

#### (1) 铍青铜的时效硬化处理

铍青铜丝、带材在供货时，已经过固溶处理和冷加工，弹簧成型后再进行时效处理，使铍呈弥散状态在晶界周围析出，使材料强度提高。表 7-15-9 所列为铍青铜时效工艺规范和时效前后抗拉强度的对比。

表 7-15-9 铍青铜时效规范和时效前后强度对比

材料状态	时效温度/℃	保温时间/min	抗拉强度 $\sigma_b$ /MPa	
			时效前	时效后
软 (M)	315 ± 15	180	372 ~ 568	> 1020
$\frac{1}{2}$ 硬 ( $\frac{1}{2}$ Y)	315 ± 15	120	568 ~ 784	> 1176
硬 (Y)	315 ± 15	60	> 784	> 1274

#### (2) 沉淀硬化不锈钢的时效硬化处理

沉淀硬化不锈钢丝、带在供货时，都已进行过固溶处理和冷拉加工。冷卷成弹簧之后，需进行时效硬化处理。通过沉淀硬化时效处理之后，可获得高的强度和优良的综合力学性能。

常用沉淀硬化不锈钢卷制弹簧后的时效硬化处理规范见表 7-15-10。

表 7-15-10 常用沉淀硬化不锈钢卷制弹簧后的时效处理规范

材 料	时效温度/℃	保温时间/h
Ni36CrTiAl	600 ~ 650	2 ~ 4
0Cr17Ni7Al	480 ~ 500	1 ~ 2
0Cr17Ni7Al	480 ~ 500	1 ~ 2
Ni42CrTi	550 ~ 600	2 ~ 4
Co40CrNiMo	450 ~ 550	4
NCu28-2.5-1.5	300 ~ 340	1 ~ 2
Ni42CrTi	600 ~ 650	2 ~ 4
Cr15Ni36W3Ti	一次 780 ~ 790，二次 730 ~ 740	一次 8，二次 25
Cr14Ni25Mo	650 ~ 700	8 ~ 16

# 第 16 章 橡胶弹簧

## 1 橡胶弹簧的特点与应用

橡胶弹簧是利用橡胶的弹性变形实现弹簧作用的, 由于它具有以下优点, 所以在机械工程中应用日益广泛。

(1) 形状不受限制。各个方向的刚度可以根据设计要求自由选择, 改变弹簧的结构形状可达到不同大小的刚度要求。

(2) 弹性模数远比金属小。可得到较大的弹性变形, 容易实现理想的非线性特性。

(3) 具有较大的阻尼。对于突然冲击和低频振动的吸收以及隔音具有良好的效果。

(4) 橡胶弹簧能同时承受多方向载荷。对简化车辆悬挂系统的结构具有显著优点。

(5) 安装和拆卸方便。不需要润滑, 有利于维修和保养。

它的缺点是耐高低温性和耐油性比金属弹簧差。但随着橡胶工业的发展, 这一缺点会逐步得到改善。

工程中用的橡胶弹簧, 由于不是纯弹性体, 而是属于粘弹性材料, 其力学特性比较复杂, 所以要精确计算其弹性特性相当困难。

## 2 橡胶弹簧材料

为便于设计人员选用和比较, 在表 7-16-1 中列出普通橡胶和耐油橡胶材料的机械性能, 同时给了几种聚氨酯橡胶材料的机械性能。

表 7-16-1

类 型	牌 号	扯断应力 /MPa	相对伸长率 > %	硬 度 邵尔氏 A	类 型	牌 号	扯断应力 /MPa	相对伸长率 > %	硬 度 邵尔氏 A
普通橡胶	1120	3	250	60~75	聚氨酯橡胶	8290	9	450	90±3
	1130	6	300	60~75		8280	8	450	83±5
	1140	8	350	55~70		8295	10	400	95±3
	1250	13	400	50~65		8270	7	500	75±5
	1260	15	500	45~60		8260	5	550	63±5
耐油橡胶	3001	7	250	60~75					
	3002	9	250	60~75					

随着橡胶工业的迅速发展, 橡胶弹簧的材料也由普通橡胶向高强度、耐磨、耐油和耐老化的聚氨酯橡胶发展。聚氨酯橡胶是聚氨基甲酸酯橡胶的简称, 它是一种性能介于橡胶与塑料之间的弹性体, 与环氧塑料一样, 是一种高分子材料。

与氯丁橡胶比较, 聚氨酯橡胶材料主要具有以下优点:

(1) 硬度范围大。调整不同配方, 可以获得肖氏硬度 20~80A 以上, 因此对不同要求的弹簧有着广泛的可选性。

(2) 耐磨性可提高 5~10 倍。

(3) 强度为氯丁橡胶的 1~4 倍, 可达到  $600\text{kgf}/\text{cm}^2$ 。

(4) 弹性高, 残余变形小, 相对伸长率达 600% 时, 残余变形仅为 2%~4%。

(5) 耐油性能好, 其耐矿物油的能力优于丁腈胶, 为天然橡胶的 5~6 倍。

除此之外, 它具有耐老化、耐臭氧、耐辐射等良好性能, 同时还具有理想的机加工性能。

## 2.1 橡胶材料的剪切特性

橡胶试样在剪力作用下其自由表面相对变形不超过 100% 时, 剪切载荷与变形关系符合虎克定律 (见图 7-16-1)。

因此, 在承受剪切载荷时, 橡胶材料载荷与变形的关系通常采用下式表示:

$$P = GA_L \frac{f}{h} \quad (\text{N})$$

式中  $A_L$ ——承载面积,  $\text{mm}^2$ ;  
 $G$ ——剪切弹性模量,  $\text{MPa}$ 。

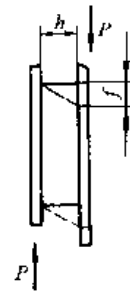


图 7-16-1

## 2.2 橡胶材料的拉压特性

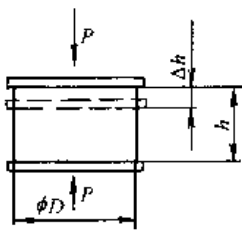


图 7-16-2

橡胶材料在拉伸或压缩载荷下 (如图 7-16-2 所示), 载荷与变形的关系是非线性的。对受拉压的弹簧而言, 只有在相对变形不超过 15% 的情况下才近似符合虎克定律。

在工程中从橡胶弹簧的疲劳程度考虑, 通常将其相对变形控制在 < 15%。所以在一般情况下, 橡胶弹簧在拉伸与压缩时的变形与载荷关系, 也可以近似地用下式表示:

$$P = EA_L \frac{f}{h}$$

## 2.3 橡胶材料的剪切弹性模量 $G$ 及弹性模量 $E$

橡胶材料的剪切弹性模量  $G$ , 主要取决于橡胶材料的硬度 (图 7-16-3), 不因橡胶种类或成分的不同而有明显的变化。对于成分不同而硬度相同的橡胶, 其  $G$  值之差不超过 10%。在实用范围内,  $G$  和  $E$  的关系可用下面公式计算:

$$G = 0.117e^{0.03HS} \quad (\text{MPa})$$

式中  $HS$ ——橡胶的肖氏硬度。

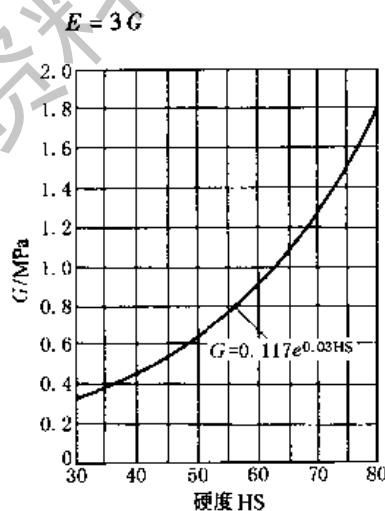


图 7-16-3

## 2.4 橡胶弹簧的表观弹性模量 $E_a$

对于拉伸橡胶弹簧  $E_a \approx E = 3G$

对于压缩橡胶弹簧, 其表观弹性模量不仅取决于橡胶材料本身, 而且与弹簧的形状、结构尺寸等有很大关系。通常压缩橡胶弹簧的表观弹性模量用下式表示:

$$E_a = iG$$

式中  $i$ ——表示几何形状影响系数:

圆柱形橡胶弹簧  $i = 3.6(1 + 1.65S^2)$

圆环形橡胶弹簧  $i = 3.6(1 + 1.65S^2)$

矩形的橡胶弹簧  $i = 3.6(1 + 2.22S^2)$

$S$  = 橡胶弹簧承载面积  $A_L$  与自由面积  $A_f$  之比, 具体计算公式见表 7-16-3。

### 3 橡胶弹簧的许用应力及许用应变

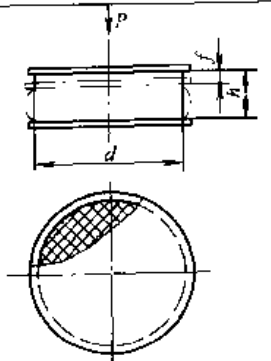
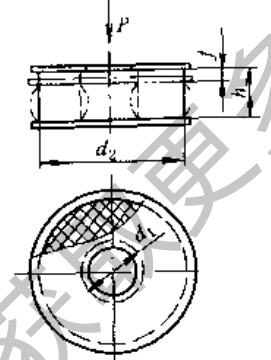
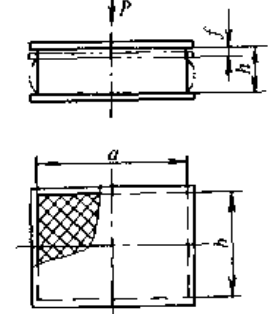
表 7-16-2

变形型式	许用应力 $\sigma$ /MPa		许用应变 $\epsilon$ /%	
	静载荷	变载荷	静载荷	变载荷
压缩	3	1.0	15	5
剪切	1.5	0.4	25	8
扭转	2	0.7	—	—

### 4 橡胶弹簧的计算公式

#### 4.1 橡胶压缩弹簧计算公式

表 7-16-3

型式及简图	变形 $f$ /mm	刚度 $P'/N \cdot mm^{-1}$	备注
圆柱形 	$f = \frac{4Ph}{E_s \pi d^2}$	$P' = E_s \frac{\pi d^2}{4h}$	$E_s = iG$ $i = 3.6(1 + 1.65S^2)$ $S = \frac{d}{4h}$ $P$ ——载荷, N
圆环形 	$f = \frac{4Ph}{E_s \pi (d_2^2 - d_1^2)}$	$P' = E_s \frac{\pi (d_2^2 - d_1^2)}{4h}$	$E_s = iG$ $i = 3.6(1 + 1.65S^2)$ $S = \frac{d_2 - d_1}{4h}$
矩形 	$f = \frac{Ph}{E_s ab}$	$P' = E_s \frac{ab}{h}$	$E_s = iG$ $i = 3.6(1 + 2.22S^2)$ $S = \frac{ab}{2(a+b)h}$

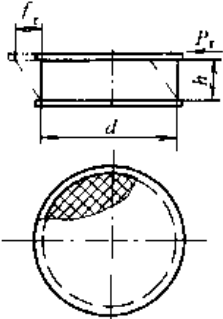
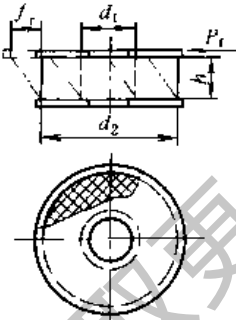
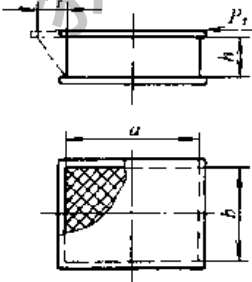
## 4.2 橡胶压缩弹簧的稳定性计算公式

表 7-16-4

结构型式	细长比	备注
圆柱形橡胶弹簧	$\frac{1}{4} \leq h/d \leq 3/4$	$h$ ——高度, mm $d$ ——直径, mm $d_2$ 、 $d_1$ ——外径和内径, mm $b$ ——矩形长边, mm
圆环形橡胶弹簧	$\frac{2h}{(d_2 - d_1)} \leq 1.5$	
矩形橡胶弹簧	$\frac{1}{4} \leq \frac{h}{b} \leq \frac{3}{4}$	

## 4.3 橡胶剪切弹簧计算公式

表 7-16-5

型式及简图	变形 $f_r/\text{mm}$	刚度 $P'_r/\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$	备注
圆柱形 	$f_r = \frac{4P_r h}{G\pi d^2}$	$P'_r = G \frac{\pi d^2}{4h}$	$P_r$ ——载荷, N $d$ ——直径, mm $h$ ——高度, mm
圆环形 	$f_r = \frac{4P_r h}{G\pi(d_2^2 - d_1^2)}$	$P'_r = G \frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4h}$	$d_2$ ——外径, mm $d_1$ ——内径, mm
矩形 	$f_r = \frac{P_r h}{Cab}$	$P'_r = C \frac{ab}{h}$	$a$ ——矩形长边, mm $b$ ——矩形短边, mm

型式及简图	变形 $f_r/\text{mm}$	刚度 $P'_r/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	备注
<p>圆截锥</p>	$f_r = \frac{4P_r h}{G\pi d_1 d_2}$	$P'_r = G \frac{\pi d_1 d_2}{4h}$	<p><math>d_1</math>——小端直径, mm  <math>d_2</math>——大端直径, mm</p>
<p>角截锥</p>	<p>有公共锥顶  <math display="block">f_r = \frac{P_r h}{G a_2 b_1}</math></p> <p>无公共锥顶  <math display="block">f_r = \frac{P_r h \ln \frac{a_1 b_2}{a_2 b_1}}{G (a_1 b_2 - a_2 b_1)}</math></p>	<p>有公共锥顶  <math display="block">P'_r = G \frac{a_2 b_1}{h}</math></p> <p>无公共锥顶  <math display="block">P'_r = G \frac{a_1 b_2 - a_2 b_1}{h \ln \frac{a_1 b_2}{a_2 b_1}}</math></p>	<p><math>a_1, b_1</math>——小端长边及短边, mm  <math>a_2, b_2</math>——大端长边及短边, mm</p>

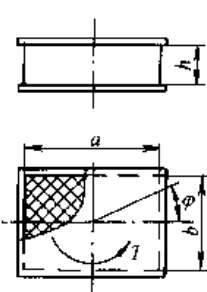
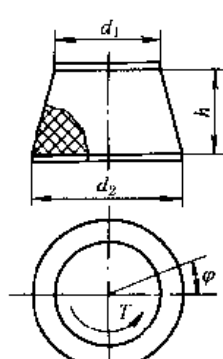
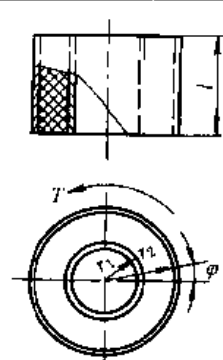
4.4 橡胶扭转弹簧计算公式

表 7-16-6

型式及简图	扭转角 $\varphi/\text{rad}$	刚度 $T'/(\text{N}\cdot\text{mm}/\text{rad})$	备注
<p>圆柱形</p>	$\varphi = \frac{32 T h}{G \pi d^4}$	$T' = G \frac{\pi d^4}{32 h}$	<p><math>T</math>——扭矩, <math>\text{N}\cdot\text{mm}</math></p>
<p>圆环形</p>	$\varphi = \frac{32 T h}{G \pi (d_2^4 - d_1^4)}$	$T' = G \frac{\pi (d_2^4 - d_1^4)}{32 h}$	

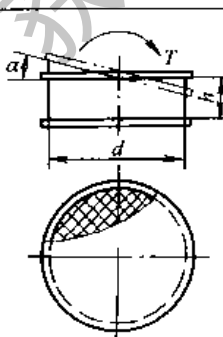


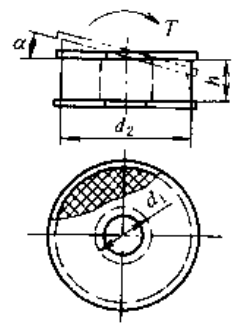
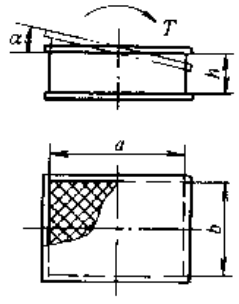
续表

型式及简图	扭转角 $\varphi/\text{rad}$	刚度 $T'/(N\cdot\text{mm}/\text{rad})$	备注
矩形 	$\varphi = \frac{12Th}{G(a^2 + b^2)}$	$T' = G \frac{ab(a^2 + b^2)}{12h}$	
圆截锥 	$\varphi = \frac{T32h(d_1^2 + d_1d_2 + d_2^2)}{3\pi Gd_1^3d_2^3}$	$T' = \left(\frac{3\pi G}{32h}\right) \times \left(\frac{d_1^3d_2^3}{d_1^2 + d_1d_2 + d_2^2}\right)$	
衬套式 	$\varphi = \frac{T\left(\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2}\right)}{4\pi hG}$	$T' = 4\pi hG\left(\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2}\right)^{-1}$	

## 4.5 橡胶弯曲弹簧计算公式

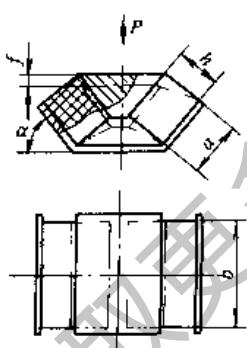
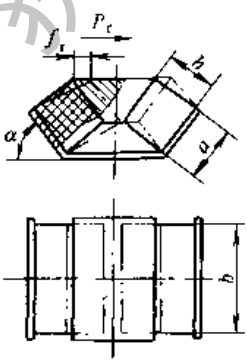
表 7-16-7

型式及简图	扭转角 $\alpha/\text{rad}$	刚度 $T'/(N\cdot\text{mm}/\text{rad})$	备注
圆柱形 	$\alpha = \frac{64Th}{E_s\pi d^4}$	$T' = E_s \frac{\pi d^4}{64h}$	$E_s = iG$ $i = 3.6(1 + 1.65S^2)$ $S = \frac{d}{4h}$

型式及简图	扭转角 $\alpha/\text{rad}$	刚度 $T'/(\text{N}\cdot\text{mm}/\text{rad})$	备注
 <p>圆 环 形</p>	$\alpha = \frac{64Th}{E_s \pi (d_2^4 - d_1^4)}$	$T' = E_s \frac{\pi (d_2^4 - d_1^4)}{64h}$	$E_s = iG$ $i = 3.6 (1 + 1.65S^2)$ $S = \frac{d_2 - d_1}{4h}$
 <p>矩 形</p>	$\alpha = \frac{12Th}{E_s a^3 b}$	$T' = E_s \frac{a^3 b}{12h}$	$E_s = iG$ $i = 3.6 (1 + 2.22S^2)$ $S = \frac{ab}{2(a+b)h}$

4.6 橡胶组合弹簧计算公式

表 7-16-8

类别及简图	变形 $f, f_r/\text{mm}$	刚度 $P', P'_r/\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$	备注
 <p>压 缩</p>	$f = \frac{Ph}{2ab} \times \frac{1}{(E_s \sin^2 \alpha + G \cos^2 \alpha)}$	$P' = \frac{2ab}{h} \times (E_s \sin^2 \alpha + G \cos^2 \alpha)$	$E_s = iG$ $i = 3.6 (1 + 1.65S^2)$ $S = \frac{ab}{2(a+b)h}$ a、b——宽度和长度， mm
 <p>剪 切</p>	$f_r = \frac{P_r h}{2ab} \times \frac{1}{(E_s \sin^2 \alpha + G \cos^2 \alpha)}$	$P'_r = \frac{2ah}{h} \times (E_s \sin^2 \alpha + G \cos^2 \alpha)$	$E_s = iG$

续表

类别及简图	变形 $f, f/\text{mm}$	刚度 $P', P'/\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$	备注
	$f_1 = \frac{P_1 h}{2abG} \times \left[ 1 + \left( \frac{t}{h} \right)^2 \right]$	$P'_1 = \frac{2abG}{h} \times \left[ 1 + \left( \frac{t}{h} \right)^2 \right]^{-1}$	符号见图
	$f_1 = \frac{P_1 h \ln \frac{a_1}{a_2}}{2aG (a_2 - a_1)}$ $\approx \frac{P_1 h}{bG (a_1 - a_2)}$	$P'_1 = \frac{2aG (a_2 - a_1)}{h \ln \frac{a_2}{a_1}}$ $\approx \frac{bG (a_1 - a_2)}{h}$	符号见图

4.7 橡胶弹簧不同组合型式的刚度计算

表 7-16-9

组合型式及简图	总刚度 $P'$	备注
<p>串联</p>	$P' = \frac{P'_1 \times P'_2}{P'_1 + P'_2}$ <p>当 <math>P'_1 = P'_2</math> 则 <math>P' = \frac{P'_1}{2}</math></p>	串联后总刚度小于原来的每一弹簧刚度。当 $P'_1 = P'_2$ 时，为原来弹簧刚度的一半
<p>并联</p>	$P' = \frac{(L_1 + L_2)^2}{\frac{L_1^2}{P'_1} + \frac{L_2^2}{P'_2}}$ <p>当 <math>P'_1 = P'_2, L_1 = L_2</math> 时 <math>P' = 2P'_1</math></p>	并联时总刚度大于原来的每一弹簧的刚度。当 $P'_1 = P'_2, L_1 = L_2$ 时，比原弹簧刚度大一倍
<p>反联</p>	$P' = P'_1 + P'_2$ <p>当 <math>P'_1 = P'_2</math> 时 <math>P' = 2P'_1</math></p>	反接后总刚度大于原来的每一个弹簧的刚度。当 $P'_1 = P'_2$ 时比原来弹簧大一倍

### 5 橡胶弹簧的计算示例

计算矿车轴箱用人字形橡胶组合弹簧，其结构尺寸及载荷如图 7-16-4 所示。弹簧计算见表 7-16-10。

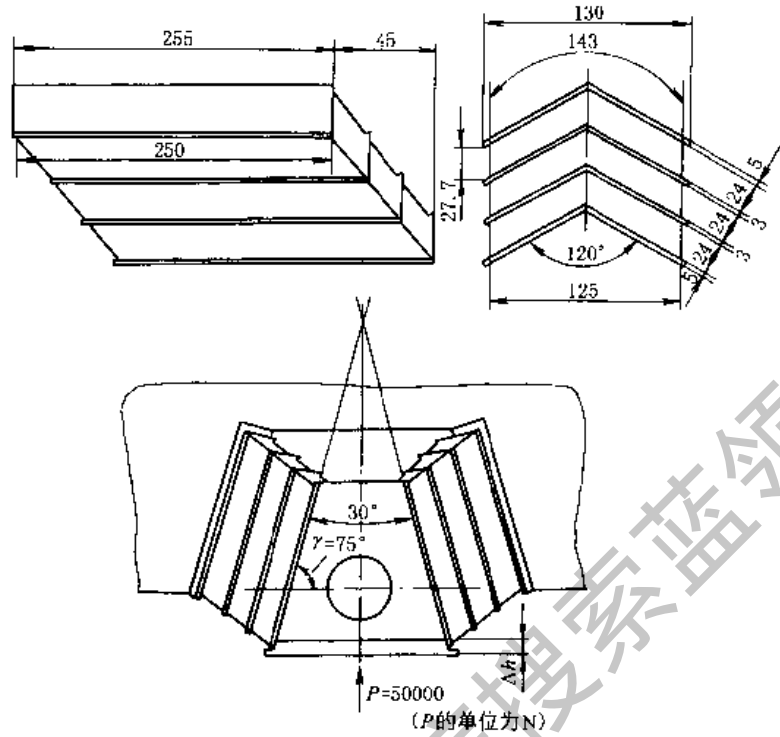


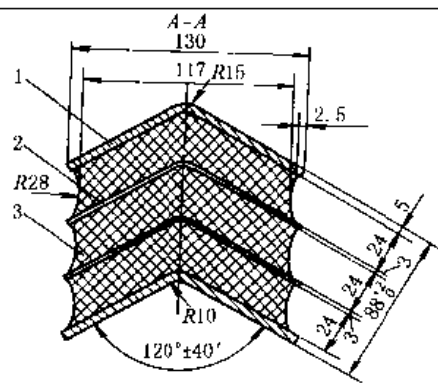
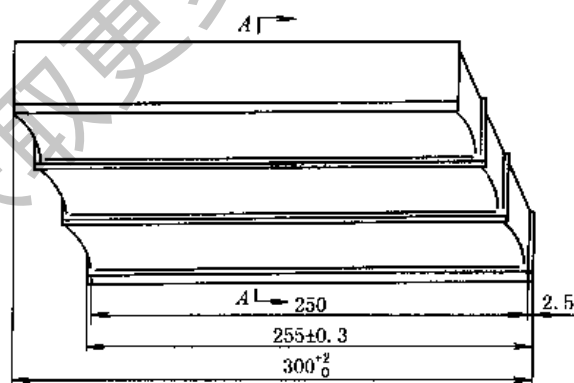
图 7-16-4 人字形橡胶组合弹簧结构

表 7-16-10

项 目		单 位	公 式 及 数 据
原始条件	静载荷 $P$	N	50000
	承载面积 $A_L$	mm <sup>2</sup>	$A_L = 250 \times 143 = 35750$
	一层橡胶高度 $h$	mm	24
	橡胶硬度	HS	60
	安装角 $\alpha$	(°)	15
	橡胶宽度 $a$	mm	143
	橡胶长度 $b$	mm	250
计算项目	自由面积 $A_F$	mm <sup>2</sup>	$A_F = 2(a + b) \times h$ $= 2 \times (143 + 250) \times 27.7 = 21772$
	面积比 $S$		$S = \frac{A_L}{A_F} = \frac{35750}{21772} = 1.64$
	表征几何形状影响系数 $i$		$i = 3.6(1 + 2.22S^2)$ $= 3.6(1 + 2.22 \times 1.64^2)$ $= 25$
	剪切弹性模量 $G$	MPa	由 HS 查图 7-16-3, 取 $G$ 近似值为 0.9
	表观弹性模量 $E_s$	MPa	$E_s = iG = 25 \times 0.9 = 22.5$
	一层橡胶的压缩刚度 $P_I'$	N/mm	$P_I' = \frac{A_L E_s}{h} = \frac{E_s ab}{h}$ $= \frac{22.5 \times 35750}{24} = 33516$
三层橡胶串联的压缩刚度 $P_{II}$	N/mm	$P_{II} = \frac{P_I'}{3} = \frac{33516}{3}$ $= 11172$	

续表

项 目	单位	公 式 及 数 据
一层橡胶的剪切刚度 $P'_{\tau}$	N/mm	$P'_{\tau} = \frac{A_1 G}{h} = \frac{a \times b \times G}{h}$ $= \frac{35750 \times 0.9}{24} = 1341$
三层橡胶串联的剪切刚度 $P'_{\text{串}}$	N/mm	$P'_{\text{串}} = \frac{P'_{\tau}}{3}$ $= \frac{1341}{3} = 447$
两个弹簧按 30°角组成人字形的橡胶弹簧的垂直总刚度 $P'$	N/mm	<p>因为表 7-20-8 所列的复合式(人字形)橡胶弹簧的计算公式是一层橡胶的公式。如为 3 层橡胶时(即串联方式),其刚度公式为</p> $P' = \frac{2ab}{3h} (E_r \sin^2 \alpha + G \cos^2 \alpha)$ $= \frac{2 \times 35750}{3 \times 24} (22.5 \times \sin^2 15^\circ + 0.9 \times \cos^2 15^\circ)$ $= 2321$
静变形 $f$	mm	$f = \frac{P}{P'} = \frac{50000}{2321}$ $= 21.5$
压缩方向的变形 $f_{\perp}$	mm	$f_{\perp} = f \times \sin 15^\circ = 21.5 \times 0.258 = 5.5$
剪切方向的变形 $f_{\parallel}$	mm	$f_{\parallel} = f \times \cos 15^\circ = 21.5 \times 0.965 = 21$
压缩方向的应变 $\epsilon_{\perp}$	%	$\epsilon_{\perp} = \frac{f_{\perp}}{3 \times h} = \frac{5.5}{3 \times 24} = 0.075$ $= 7.6\% < \epsilon_p = 15\%$
剪切方向的应变 $\epsilon_{\parallel}$	%	$\epsilon_{\parallel} = \frac{f_{\parallel}}{3 \times h} = \frac{21}{3 \times 24} = 0.29$ $= 29\% > \epsilon_p = 25\% \text{ 稍大}$
压缩方向的力 $P_{\perp}$	N	$P_{\perp} = P'_{\text{串}} \times f_{\perp}$ $= 11172 \times 5.5 = 61446$
剪切方向的力 $P_{\parallel}$	N	$P_{\parallel} = P'_{\text{串}} \times f_{\parallel}$ $= 447 \times 21 = 9387$
压应力 $\sigma$	MPa	$\sigma = \frac{P_{\perp}}{A_1} = \frac{61446}{35750}$ $= 1.72 < \sigma_p = 3$
剪应力 $\tau$	MPa	$\tau = \frac{P_{\parallel}}{A_1} = \frac{9387}{35750}$ $= 0.26 < \tau_p = 1.5$ <p>故满足设计要求</p>

工  
作  
图

橡胶材料: 氯丁橡胶

技术条件:

- ① 橡胶表面不许有损伤、缺陷,粘接处不许有脱胶现象。
- ② 橡胶与钢板粘接处应有圆角过渡,  $R = 3 \sim 5\text{mm}$ 。
- ③ 橡胶与钢板连接处强度不小于 3MPa。
- ④ 弹簧工作温度:  $-30 \sim 45^\circ\text{C}$ 。

⑤ 橡胶常温性能应满足,抗拉强度不小于 20MPa。

邵氏硬度 60HS,耐老化、抗蠕变性能良好,耐油性能好。

⑥ 单个弹簧的压缩静刚度  $P' = 11112\text{N/mm}$ ,剪切静刚度  $P'_{\text{II}} = 447\text{N/mm}$ ,两个弹簧成  $30^\circ$ 角安装后组合静刚度  $P' = 2321\text{N/mm}$ ( $F$ 力方向),最大载荷 50000N 时静变形量  $f = 21.5\text{mm}$ ,刚度允许误差  $+20\%$ 。首先应保证刚度要求,如不满足要求时,可适当调整橡胶硬度。

⑦ 应保证外形尺寸和稳定的制造质量,产品出厂应有合格证。

⑧ 弹簧应做疲劳强度试验,使寿命不低于 3 年。

## 6 橡胶弹簧的应用实例

图 7-16-5 所示的  $6\text{m}^3$  底侧卸式矿车中应用了两种型式的橡胶弹簧。其轮对轴箱支承采用人字型橡胶弹簧,这

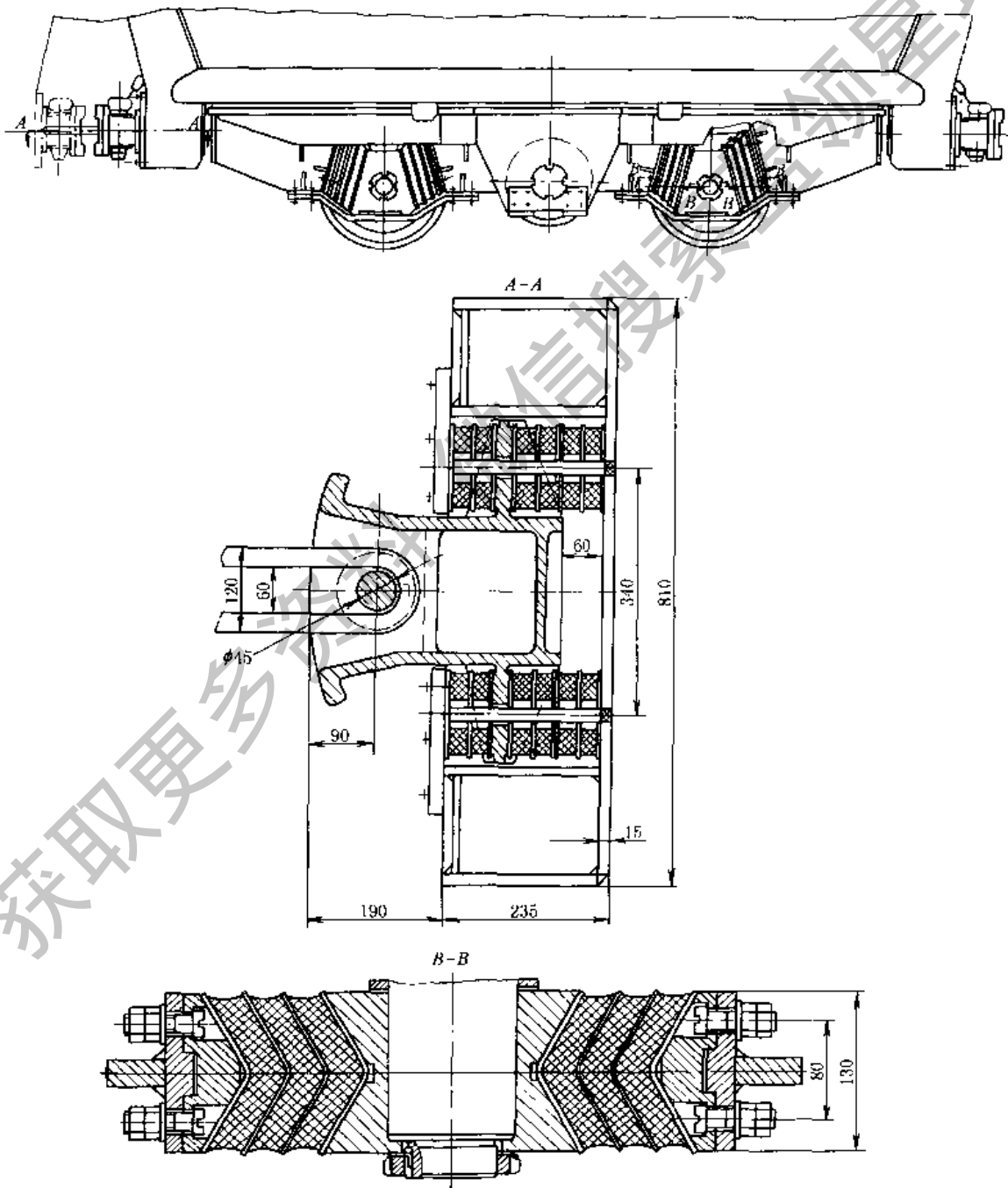


图 7-16-5 橡胶弹簧在底侧卸式矿车上的应用

种橡胶弹簧已成功应用于国外某些铁道车辆转向架上,用它来连接摇枕(或轴箱)和转向架构架,以代替一般转向架中的复杂悬挂系统。国内亦已应用在矿车及工矿电机车、斜井箕斗等运输设备上,并取得了良好效果。这种人字型橡胶弹簧同时能起着垂直、横向和纵向三个方向的减振作用,对于简化车辆结构,减轻重量,减少车辆零部件的损坏和钢轨的磨损,以及改善和提高车辆动力性能和运行性能都有良好的效果。在该车车钩缓冲器的中心带孔上还应用了圆柱形多片组合的橡胶弹簧(见图 7-16-5 剖面)。其中心孔直径  $d = 40\text{mm}$ , 外径  $D = 110\text{mm}$ , 单个弹簧由双层橡皮和钢板粘接、硫化而成,每层橡皮的厚度为  $30\text{mm}$ , 车钩缓冲器允许承受的最大载荷为  $37700\text{N}$ 。这种有橡胶元件的缓冲器与一般钢弹簧缓冲器相比,尺寸小,重量轻,结构简单、紧凑,前后两个方向均可起到减振作用,衰减抖振的性能良好。

图 7-16-6 为摩托车摇动部分的结构示意及工作原理图。摩托车转弯时,乘者身体倾斜,使座前的车体部分也倾斜,同时摆轴也倾斜,这时装在凸轮四周的四块橡胶弹簧被四棱凸轮压缩。转弯结束时,橡胶的反力作为恢复力,使身体轻松地恢复到直立状态。但是这一复原特性对于摆轴来说是非线性的。倾斜角度小时反力小,倾斜角大时反力也大,所以使人感到既轻快又稳定。

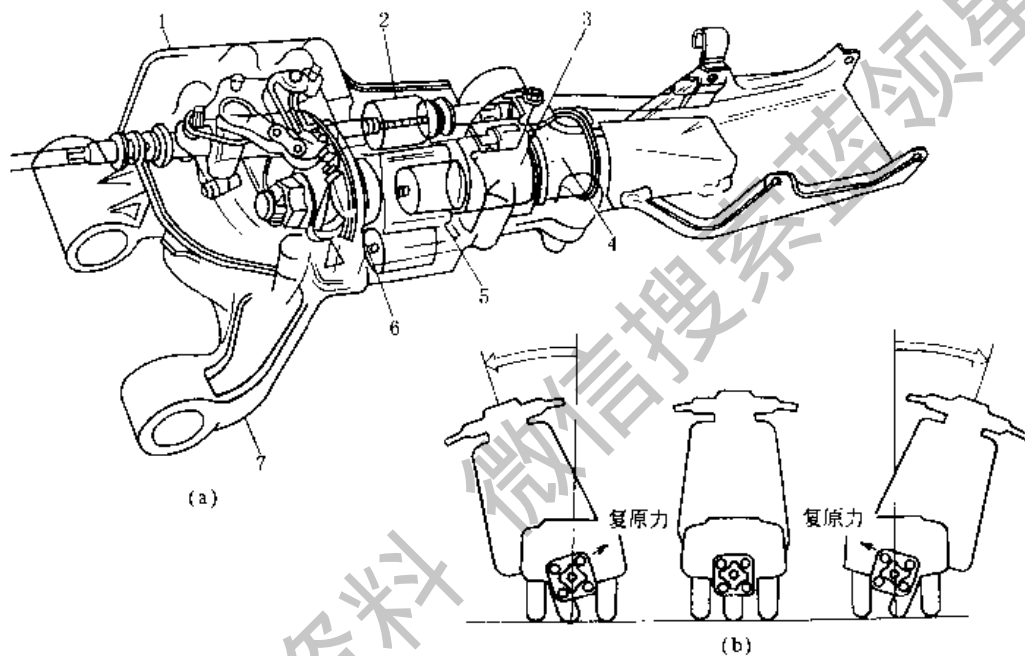


图 7-16-6 摩托车摇动部分结构示意及橡胶弹簧工作原理图

- 1—上壳体; 2—橡胶弹簧; 3—摆动连接轴; 4—无油轴瓦;  
5—四棱凸轮; 6—滚动轴承; 7—下壳体

## 第 17 章 橡胶-金属螺旋复合弹簧

### 1 橡胶-金属螺旋复合弹簧的优点

橡胶-金属螺旋复合弹簧（简称复合弹簧）是在金属螺旋弹簧周围包裹一层橡胶材料复合而成的一种弹簧。广泛应用于铁路车辆和公路车辆、振动筛、振动输料机及其他机械的支承隔振设备上。

橡胶-金属螺旋复合弹簧既具有橡胶弹簧的非线性和结构阻尼的特性，又具有金属螺旋弹簧大变形的特性，其稳定性能优于橡胶弹簧，结构比空气弹簧简单。使用在振动设备上有下列优点：

(1) 由于橡胶的结构阻尼大，采用复合弹簧作减振系统后可取消阻尼器。对于在共振点以上工作的振动设备而言，设备通过共振区时较平稳且时间短。

(2) 由于橡胶有粘弹性的特征，故能消除高频振动。

(3) 一般情况下具有柔性弹簧的特点，大位移振动时能起到消振器的作用，缓和冲击，且噪声远远低于金属弹簧。

(4) 弹簧的特性是非线性的，载荷变化时固有振动频率几乎不变。

(5) 在化学物质和潮湿的环境中，该弹簧有防腐蚀作用，也可以防尘。

(6) 结构简单，不需修理，保养方便。

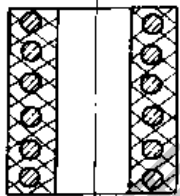
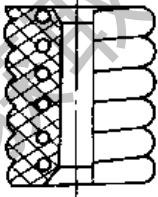
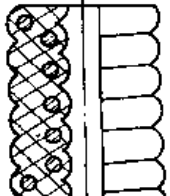
(7) 安全性高。即使在非常使用条件下发生内部弹簧断裂，也不会发生设备事故，而只对振幅略有影响。

这种弹簧适用于常温条件，超过 80℃ 时应采取防护措施。

### 2 橡胶-金属螺旋复合弹簧的结构型式

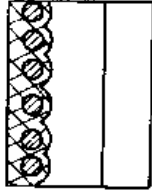
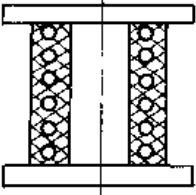
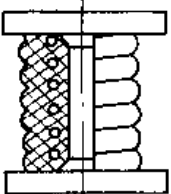
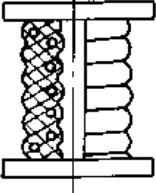
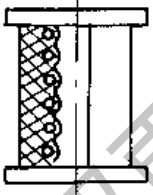
橡胶-金属螺旋复合弹簧的代号、名称、结构型式见表 7-17-1。

表 7-17-1 橡胶-金属螺旋复合弹簧的代号、名称、结构型式

代号	名称	结构型式
FA	直筒型 	金属螺旋弹簧内外均被光滑筒型的橡胶所包裹
FB	外螺内直型 	金属螺旋弹簧外表面为螺旋型的橡胶所包裹，金属弹簧内表面为光滑筒型的橡胶所包裹
FC	内外螺旋型 	金属螺旋弹簧内外均被螺旋的橡胶所包裹



续表

代号	名称	结构型式
FD	外直内螺型 	金属螺旋弹簧内表面为螺旋型的橡胶所包裹, 金属螺旋弹簧表面为光滑筒型的橡胶所包裹
FTA	带铁板直筒型 	代号为 FA 的橡胶-金属螺旋复合弹簧的两端或一端硫化有铁板
FTB	带铁板外螺内直型 	代号为 FB 的橡胶-金属螺旋复合弹簧的两端或一端硫化有铁板
FTC	带铁板内外螺旋型 	代号为 FC 的橡胶-金属螺旋复合弹簧的两端或一端硫化有铁板
FTD	带铁板外直内螺型 	代号为 FD 的橡胶-金属螺旋复合弹簧的两端或一端硫化有铁板

### 3 橡胶-金属螺旋复合弹簧的设计

#### 3.1 模具设计

橡胶-金属螺旋复合弹簧的模具设计与制造难度比较大。首先必须考虑定位的导向问题, 这是保证产品形状正确与否的关键; 其次是考虑橡胶硫化收缩率, 该收缩受到复合弹簧内金属螺旋弹簧的限制。模具内腔尺寸要比实际复合弹簧尺寸略大一些, 并且模具一定要足够大的跳胶槽, 使剩余胶料和空气易于排出模具外, 从而避免形成气孔和夹皮。模具如图 7-17-1 所示。

#### 3.2 金属螺旋弹簧设计

金属螺旋弹簧设计可参见本篇第 1 章圆柱螺旋压缩弹簧。

橡胶-金属螺旋复合弹簧中的金属弹簧, 一般都是等螺距圆柱螺旋压缩弹簧, 只有表 7-17-1 中代号为 FC 及

FTC的金属弹簧为等螺距开端形状,如图7-17-2所示。

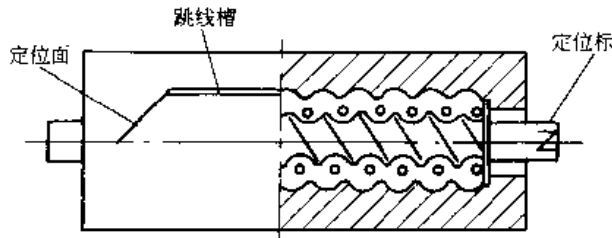


图 7-17-1 模具示意图

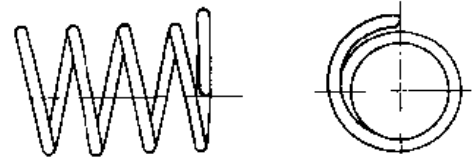


图 7-17-2 等螺距开端螺旋弹簧

### 3.3 橡胶弹簧设计

橡胶弹簧设计可参见本篇第16章橡胶弹簧。

橡胶的材料及配方必须根据相应的使用目的、环境、条件等适当选择。选择配方的原则首先是保证具有良好的弹性和较高的减振效果,其次是较高的橡胶与金属粘附强度,再就是较长的使用寿命和较低的成本。从橡胶的隔振效果来看,邵氏硬度40~50HS为最佳。橡胶的滞后和结构阻尼特性通常用损失系数 $r$ 表示, $r$ 与硬度的变化有关。硬度为30°、50°、70°时的 $r$ 分别为3%、10%、20%,一般共振放大因子以 $1/r$ 表示。另外 $r$ 值越大,阻尼性能就越好,但也意味着产生热量大使用寿命短。

## 4 橡胶-金属螺旋复合弹簧的主要计算公式

表 7-17-2 橡胶-金属螺旋复合弹簧的主要计算公式

项目	公式及数据
弹簧刚度	<p>橡胶-金属螺旋弹簧的静刚度计算是一种近似计算,其实际值与计算值的差异必须通过修正系数加以修正,修正系数是由试验对比得出的</p> <p>其计算公式:</p> $T' = k(P' + F')$ <p>式中 <math>T'</math>——橡胶-金属螺旋弹簧的刚度, N/mm</p> <p><math>P' = \frac{Gd^4}{8D^3n}</math>——金属弹簧的刚度, N/mm</p> <p><math>d</math>——弹簧丝直径, mm</p> <p><math>D</math>——弹簧中径, mm</p> <p><math>n</math>——有效圈数, 圈</p> <p><math>G</math>——剪切弹性模量, MPa</p> <p><math>F'</math>——橡胶弹簧的静刚度, 采用日本的服部-武井的计算公式计算</p> $F' = \left[ 3 + 4.953 \left( \frac{D_2 - D_1}{4H_0} \right)^2 \right] \times \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4H_0} G$ <p><math>D_2</math>——橡胶弹簧外径, mm</p> <p><math>D_1</math>——橡胶弹簧内径, mm</p> <p><math>H_0</math>——橡胶弹簧自由高度, mm</p> <p><math>k</math>——修正系数, <math>k</math>值只在相同尺寸模具做出的橡胶-金属复合弹簧才为恒定值,若模具有变化则<math>k</math>值需重做试验得出</p>
固有频率	<p>橡胶-金属螺旋复合弹簧的固有频率<math>f_n</math>可按式计算</p> $f_n = \left( 1.4 \times 980 \times \frac{P'}{P} \right)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1}{2\pi}$ <p>式中 <math>f_n</math>——橡胶-金属螺旋复合弹簧的固有频率, Hz</p> <p><math>P'</math>——橡胶-金属螺旋复合弹簧的刚度, N/mm</p> <p><math>P</math>——静载荷, N</p>
振动传递率	<p>橡胶-金属螺旋复合弹簧的振动传递率可按式计算</p> $t = \frac{f_0}{f - f_n} \times 100\%$ <p>式中 <math>t</math>——振动传递率, %</p> <p><math>f</math>——振动机械强制频率, Hz</p> <p><math>f_0</math>——固有频率, Hz</p>

## 5 橡胶-金属螺旋复合弹簧尺寸系列

表 7-17-3

橡胶-金属螺旋复合弹簧尺寸系列

序号	产品代号	外径 $D_2$ /mm	内径 $D_1$ /mm	自由高度 $H_0$ /mm	最大外径 $D_m$ /mm	静载荷 $T$ /N	静刚度 $T'$ /N·mm <sup>-1</sup>
1	FR52	52	25	120	62	980	78
2	FB85	85	85	120	92	3530	196
3		85	85	150	92	3720	167
4		85	85	150	108	1860	59
5		FC102	102	60	255	120	980
6	102		60	255	120	1470	64
7	102		60	255	120	1960	74
8	102		60	255	120	2450	98
9	102		60	255	120	2940	123
10	FA135	135	60	150	150	1960	74
11		135	60	150	150	2550	98
12	FC148	148	100	270	170	6370	1270
13		148	100	270	170	4410	147
14		148	100	270	170	8820	176
15		148	80	270	170	7840	196
16		148	80	270	170	2450	245
17		148	92	270	170	20090	342
18	FC155	155	62	290	180	6270	157
19		155	62	290	180	7450	186
20		155	62	290	180	8330	206
21		155	62	290	180	9800	235
22		155	62	290	180	10780	265
23		155	62	290	180	11760	294
24	FA196	196	80	290	220	9800	372
25		196	90	270	220	11760	392
26		196	100	250	220	13720	412
27	FC260	260	120	429	310	12740	230
28		260	120	429	310	14700	284
29		260	120	429	310	19600	392
30	FC310	310	150	400	370	29400	588

注： $D_m$ 为橡胶-金属螺旋复合弹簧压缩时的最大外径。

## 6 橡胶-金属螺旋复合弹簧的选用

表 7-17-3 所列的橡胶-金属螺旋复合弹簧的尺寸系列为机械行业标准 JB/T 8584—1997，可根据下列事项进行选用：

- ① 所承受的静载荷和空间尺寸。
- ② 静载荷是指安装在振动机械上的每只弹簧的许用静载荷。
- ③ 静刚度是指垂直方向的静刚度。

选用时设备实际载荷应在许用值  $\pm 15\%$  以内，水平方向刚度是垂直方向刚度的  $1/5 \sim 1/3$  倍。

## 7 橡胶-金属螺旋复合弹簧的技术要求

- ① 产品使用冷卷圆柱螺旋压缩弹簧时，金属螺旋弹簧应符合 GB 123912—1989 第 4 章的规定。
- ② 产品使用热卷圆柱螺旋压缩弹簧时，金属螺旋弹簧应符合 GB 1239.4—1989 第 4 章的规定。
- ③ 产品的橡胶材料性能应符合 GB 9899—1988 第 5 章的规定。
- ④ 尺寸的极限偏差及有关数值见表 7-17-4。

表 7-17-4

尺寸的极限偏差及有关数值

项 目	数 值		
复合弹簧的外径 $D_2$ (或内径 $D_1$ ) 的极限偏差/mm	$\pm 3.5\% D_2$ (或 $D_1$ )		
复合弹簧的自由高度 $H_0$ 的极限偏差/mm	$\pm 3.5\% H_0$		
静载荷 $T$ 极限偏差/N	精 度 等 级		
	1 级	2 级	3 级
静刚度 $T'$ 极限偏差/ $N \cdot mm^{-1}$	$\pm 5\% T'$	$\pm 10\% T'$	$\pm 15\% T'$
复合弹簧的垂直度公差/mm	$5\% H_0$		
金属弹簧与橡胶的粘合强度/MPa	4.0		

## 8 复合弹簧应用实例

图 7-17-3 是利用一种标准的摇枕结构作为布置在车体底架与转向架之间的车体弹性减振装置, 包括螺旋弹簧、液压减振器、摇枕槽, 端部为链环形的吊杆及横向拉杆。摇枕磨损板直接压在摇枕弹簧上, 摇枕中部的下凹部分有一个中心销支座, 转向架可以通过橡胶金属弹性元件实现弹性及无摩擦的回转运动。

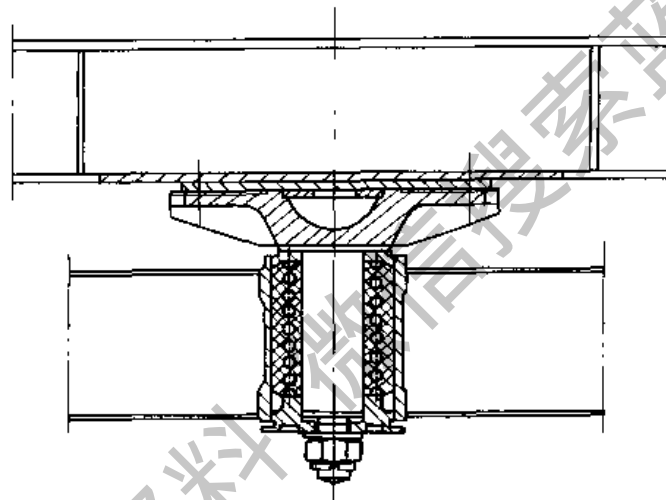


图 7-17-3 复合弹簧在转向架中的中心销支座的利用

# 第 18 章 空气弹簧

## 1 空气弹簧的特点

空气弹簧是在柔性密闭容器中加入压力空气，利用空气的可压缩性实现弹性作用的一种非金属弹簧。由于它和普通钢制弹簧比较有许多优点，所以目前被广泛应用于压力机、剪切机、压缩机、离心机、振动运输机、振动筛、空气锤、铸造机械和纺织机械中作为隔振元件；也用于电子显微镜、激光仪器、集成电路及其他物理化学分析精密仪器等作支承元件，以隔离地基的振动。空气弹簧特别适用于车辆悬挂装置中，可以大大改善车辆的动力性能，从而显著提高其运行舒适度。

空气弹簧具有以下特点：

- (1) 空气弹簧具有非线性特性，可以根据需要将其的特性线设计成比较理想的曲线。
  - (2) 空气弹簧的刚度随载荷而变，因而在任何载荷下其自振频率几乎保持不变，从而使弹簧装置具有几乎不变的特性。
  - (3) 空气弹簧能同时承受轴向和径向载荷，也能传递转矩。通过内压力的调整，还可以得到不同的承载能力。因此能适应多种载荷的需要。
  - (4) 在空气弹簧本体和附加空气室之间设一节流孔，能起到阻尼作用。
  - (5) 与钢制弹簧比较，空气弹簧的重量轻，承受剧烈的振动载荷时，空气弹簧的寿命较长。
  - (6) 吸收高频振动和隔音的性能好。
- 空气弹簧的缺点是所需附件较多，成本较高。

## 2 空气弹簧的类型

空气弹簧大致可分为囊式和膜片两类。囊式空气弹簧可根据需要设计成单曲的、双曲的和多曲的；膜式空气弹簧则有约束膜式和自由膜式两类。

### 2.1 囊式空气弹簧

其优点是寿命长，制造工艺简单。缺点是刚度大，振动频率高，要得到比较柔软的特性，需要另加较大的附加空气室。

理论上讲，在相同的容积下，曲数越多则刚度越低，但考虑到多曲空气弹簧的制造工艺比较复杂，而且弹性稳定性也比较差，因此曲数一般不超过 4 曲。我国铁道车辆上用的囊式空气弹簧是双曲的，图 7-18-1 所示为“东风号”客车上装用的双曲囊式空气弹簧。

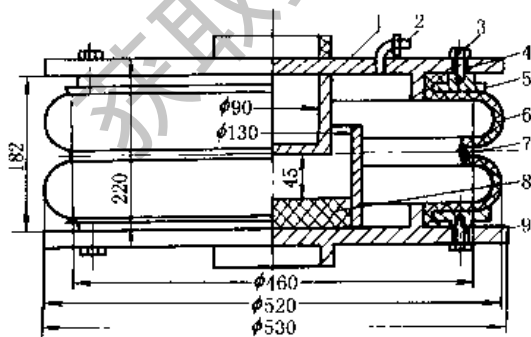


图 7-18-1 囊式空气弹簧结构  
1—上盖板；2—气嘴；3—螺钉；  
4—钢丝圈；5—压环；6—橡胶囊；  
7—腰环；8—橡胶垫；9—下盖板

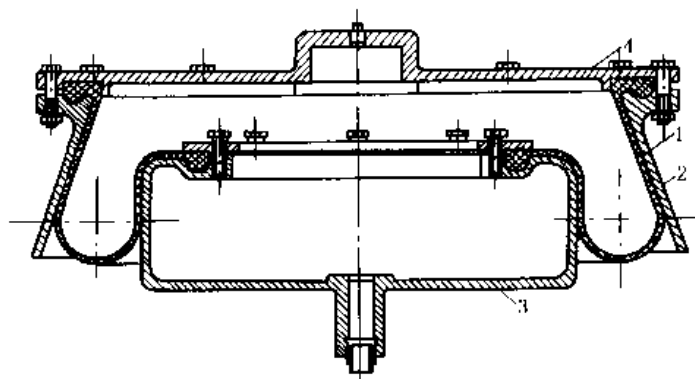


图 7-18-2 斜筒约束膜式空气弹簧结构  
1—橡胶囊；2—外环；3—内压环；4—上盖板

## 2.2 约束膜式空气弹簧

其优点是刚度小，振动频率低，特性曲线的形状容易控制。缺点是由于橡胶囊的工作情况较为复杂，耐久性比囊式空气弹簧差。

约束膜式空气弹簧有一个约束裙（或外筒），以限制橡胶囊向外扩张，使它的挠曲部分集中在约束裙和活塞（即内筒）之间变化。

图 7-18-2 所示为我国铁道车辆用的斜筒约束膜式空气弹簧。

这种空气弹簧亦由内筒、外筒和橡胶囊部分组成。由于约束裙是向下扩展的圆锥筒（圆锥角为 20°），当活塞向上移动而弹簧压缩时其有效面积减小，所以这种结构可使弹簧刚度减小。但是，如果采用直筒的约束裙，而活塞做成向下收缩的圆锥筒，也可以获得类似的结果。

## 2.3 自由膜式空气弹簧

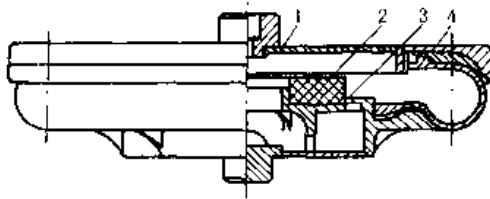


图 7-18-3 自由膜式空气弹簧结构

- 1—上盖板；2—橡胶垫；
- 3—活塞；4—橡胶囊

其主要特点是没有约束橡胶囊变形的内外约束筒，这样可以减少橡胶囊的磨损，因而寿命可以提高；采用自密式结构，组装和检修工艺比较简单，而且重量很轻；安装高度可以设计得很低，可大大降低车辆地面高度；此外，它的弹性特性（垂直和横向刚度）很容易控制和确定，同一橡胶囊选用不同的上盖板包角  $\theta$ ，就可以调节到需要的弹性特性。图 7-18-3 是我国地铁列车上采用的自由膜片空气弹簧。

## 3 空气弹簧的刚度计算

空气弹簧的主要设计参数是有效面积  $A$ 。如图 7-18-4 所示，作一平面  $T-T$  切于空气囊的表面，且垂直空气囊的轴线。因为空气囊是柔软的橡胶薄膜，根据薄膜理论的基本假设，空气囊不能传递弯矩和横向力，因此在通过空气囊切点处只传递平面  $T-T$  中的力，而平面  $T-T$  即有效面积  $A$ ，有效半径为  $R$ 。

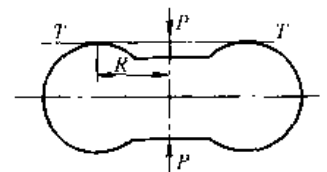


图 7-18-4 有效面积的定义

$$A = \pi R^2$$

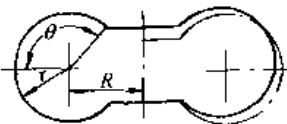
弹簧所受的载荷  $P$

$$P = Ap = \pi R^2 p$$

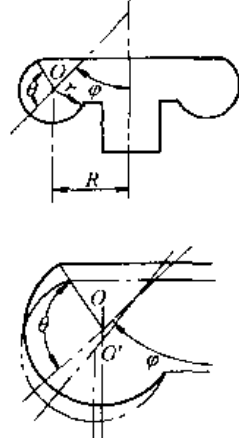
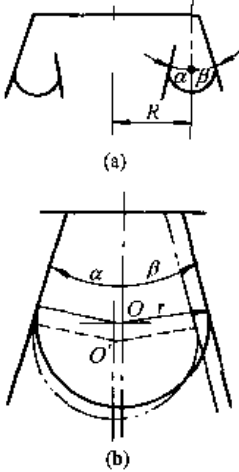
式中  $p$ ——空气弹簧的内压力， $N/cm^2$

### 3.1 空气弹簧垂直刚度计算

表 7-18-1

类型及变形简图	公式及数据	备注
<div style="display: flex; align-items: center;"> <div style="writing-mode: vertical-rl; margin-right: 10px;">囊式弹簧</div>  </div>	$P' = m(p + p_a) \frac{A^2}{V} + apA$ <p>式中 <math display="block">a = \frac{1 - \cos\theta + \theta \sin\theta}{\pi R \sin\theta - \theta \cos\theta}</math></p>	<p><math>p</math>——空气弹簧的内压力，MPa</p> <p><math>p_a</math>——大气压力，MPa</p>

续表

	类型及变形简图	公式及数据	备注
自由膜式弹簧		$P' = m(p + p_a) \frac{A^2}{V} + apA$ <p>式中 系数 <math>a</math> 可按下式计算或由图 7-18-5 求出</p> $a = \frac{1}{R} \frac{\sin\theta \cos\theta + \theta(\sin^2\theta - \cos^2\theta)}{\sin\theta(\sin\theta - \theta \cos\theta)}$	<p><math>V</math>— 空气弹簧有效容积, <math>\text{mm}^3</math></p> <p><math>m</math>— 多变指数, 等温过程中 (如计算静刚度时) <math>m=1</math>, 绝热过程中 <math>m=1.4</math>, 一般动态过程 <math>1 &lt; m &lt; 1.4</math></p> <p><math>n</math>— 空气弹簧的曲线</p> <p><math>P'</math>— 垂直刚度, <math>\text{N/mm}</math></p> <p><math>a</math>— 形状系数</p>
约束膜式弹簧		$P' = m(p + p_a) \frac{A^2}{V} + apA$ <p>式中 系数 <math>a</math> 可按下式计算或由图 7-18-6 求出</p> $a = -\frac{1}{R} \times \frac{\sin(\alpha + \beta) + (\pi + \alpha + \beta)\sin\beta}{1 + \cos(\alpha + \beta) + \frac{1}{2}(\pi + \alpha + \beta)\sin(\alpha + \beta)}$	

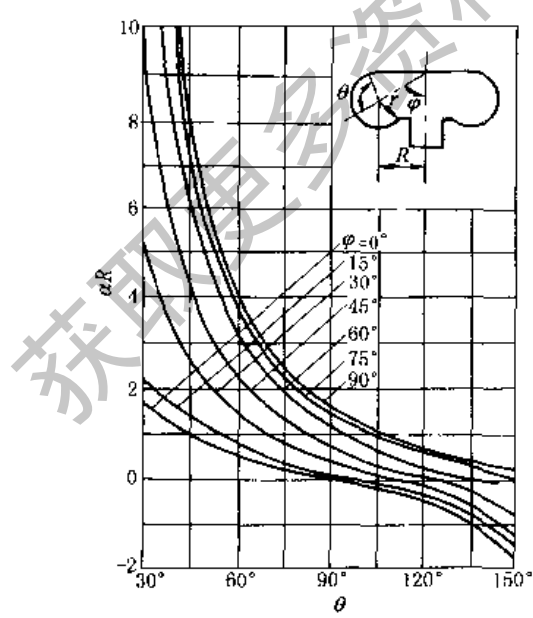


图 7-18-5 自由膜式空气弹簧的系数  $a$

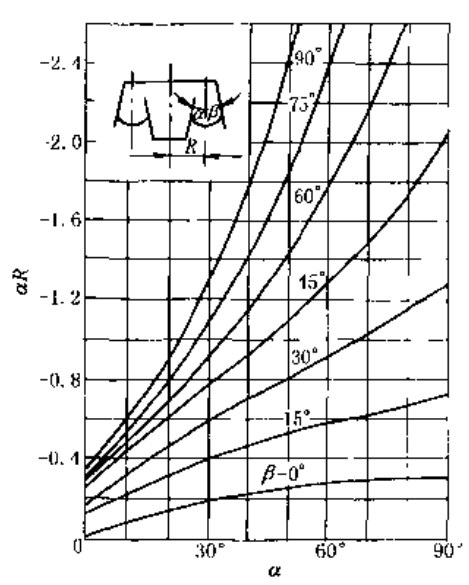
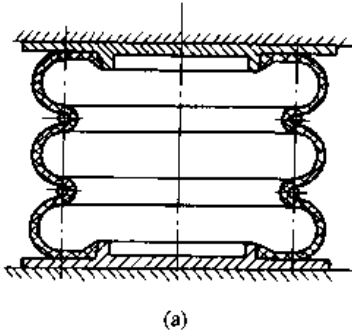


图 7-18-6 约束膜式空气弹簧的系数  $a$

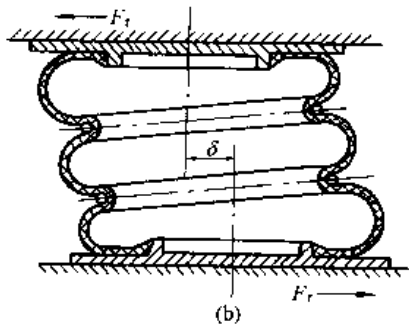
### 3.2 空气弹簧横向刚度计算

#### 3.2.1 囊式空气弹簧

一般囊式空气弹簧在横向载荷作用下的变形, 是弯曲和剪切作用的合成变形, 如图 7-18-7 所示。



(a)



(b)

图 7-18-7 橡胶囊在横向载荷作用下的变形

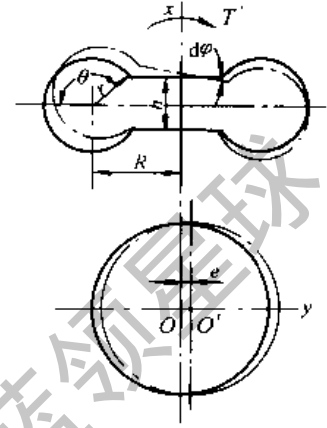


图 7-18-8 空气弹簧的弯曲变形

(1) 单曲囊式空气弹簧的弯曲刚度  $T'$  (图 7-18-8)

$$T' = \frac{1}{2} a \pi \rho R^3 (R + r \cos \theta)$$

式中  $a$ ——囊式空气弹簧的垂直特性形状系数, 可由表 7-18-1 中的有关公式确定。

(2) 单曲囊式空气弹簧的剪切刚度  $P'_{lr}$  (图 7-18-9)

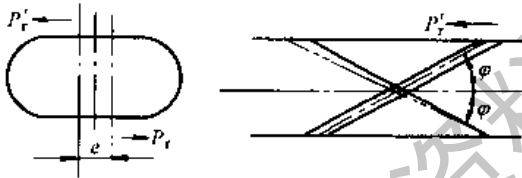


图 7-18-9 空气弹簧的剪切变形

$$P'_{lr} = \frac{\pi}{8 r \theta} \rho i E_l (R + r \cos \theta) \sin^2 2 \varphi$$

式中  $\rho$ ——帘线的密度;

$i$ ——帘线的层数;

$E_l$ ——一根帘线的截面积与其纵向弹性模量的积;

$\varphi$ ——帘线相对纬线的角度。

对于多曲囊式空气弹簧, 横断面受弯曲和剪切载荷面发生的变形, 可以利用力和力矩的平衡, 将各曲的变形叠加起来而得到。若横断面总的变形很小时, 则多曲囊式空气弹簧的横向刚度  $P'_r$  可下式求得:

$$P'_r = \left\{ \frac{n}{P'_{lr}} + \frac{\left[ (n-1) \left( h + h' + \frac{P}{P'_{lr}} \right) \right]^2}{\left( 2T' + \frac{1}{2} \frac{P^2}{P'_{lr}} \right) - F(n-1) \left( h + h' + \frac{P}{P'_{lr}} \right)} \right\}^{-1}$$

式中  $h$ ——一曲橡胶囊的高度;

$h'$ ——中间腰环的高度;

$P$ ——空气弹簧所垂直载荷;

$T'$ ——弯曲刚度;

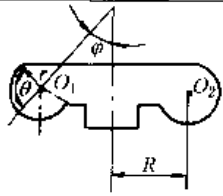
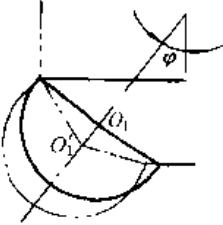
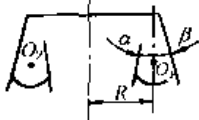
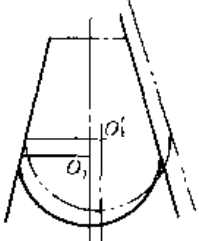
$P'_{lr}$ ——剪切刚度。

由上式可以看出, 空气弹簧的曲数越多, 则其横向刚度越小。实际上 4 曲以上的空气弹簧, 由于其弹性不稳定现象, 已不适于承受横向载荷的场合。



3.2.2 膜式空气弹簧

表 7-18-2

类型及变形简图	公式及数据	备注
<p>自由膜式空气弹簧</p>  	$P' = bpA + P'_0$ <p>式中 <math>b</math> 可按下式计算或查图 7-18-10</p> $b = \frac{1}{2R} \frac{\sin\theta \cos\theta + \theta(\sin^2\theta - \sin^2\varphi)}{\sin\theta(\sin\theta - \theta \cos\theta)}$	<p><math>b</math>——横向变形系数  <math>P'_0</math>——橡胶-帘线膜本身的横向刚度  <math>p</math>——空气弹簧的内压力  <math>A</math>——空气弹簧的有效面积</p>
<p>约束膜式空气弹簧</p>  	$P' = bpA + P'_0$ <p>式中 <math>b</math> 可按下式计算或查图 7-18-11</p> $b = \frac{1}{2R} \frac{-\sin(\alpha + \beta) + (\pi + \alpha + \beta)\cos\alpha\cos\beta}{1 + \cos(\alpha + \beta) + \frac{1}{2}(\pi + \alpha + \beta)\sin(\alpha + \beta)}$	

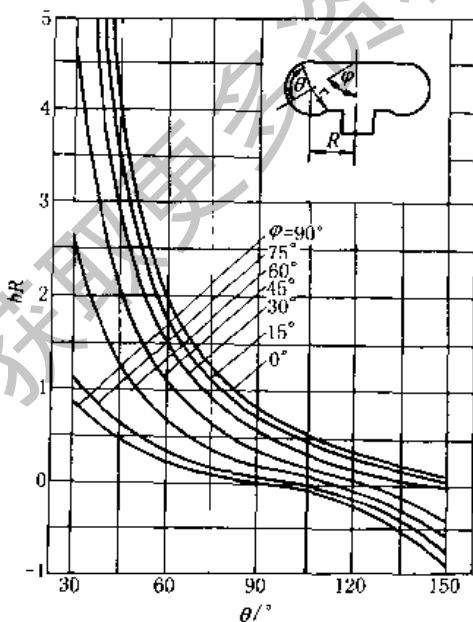


图 7-18-10 自由膜式空气弹簧的形状系数  $b$

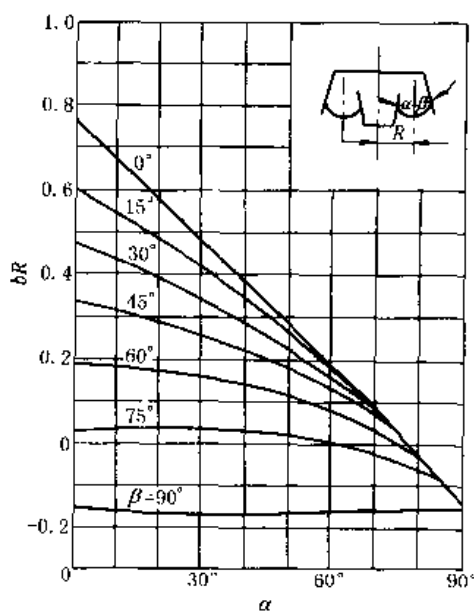


图 7-18-11 约束膜式空气弹簧的形状系数  $b$

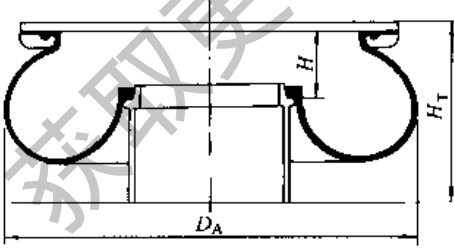
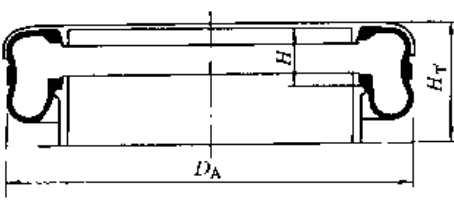
### 4 空气弹簧计算示例

表 7-18-3

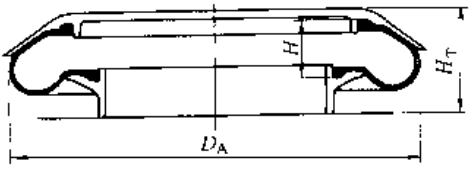
项 目		单 位	公 式 及 数 据
已 知 条 件	直筒约束膜式 KZ <sub>2</sub> 型转向架		
	空气弹簧有效直径 $D$	mm	500
	空气弹簧的内容积 $V_1$	mm	$2.8 \times 10^7$
	附加空气室的容积 $V_2$	mm	$6.2 \times 10^7$
	空气弹簧的内压力 $p$	MPa	0.5
	大气压力 $p_a$	MPa	0.098
	角度 $\alpha$	(°)	0
	角度 $\beta$	(°)	0
	$m$		1.33
计 算 项 目	形状系数 $a$		$a = -\frac{1}{R} \times \frac{\sin(\alpha + \beta) + (\pi + \alpha + \beta)\sin\beta}{1 + \cos(\alpha + \beta) + \frac{1}{2}(r + \alpha + \beta)\sin(\alpha + \beta)} = 0$
	垂直刚度 $P'$	N/mm	$P' = m(p + p_a) \frac{A^2}{V} + apA$ <p>式中 <math>A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3.14 \times 500^2}{4} = 1.963 \times 10^5 \text{ mm}^2</math></p> $V = V_1 + V_2 = 2.8 \times 10^7 + 6.2 \times 10^7$ $= 90 \times 10^7 \text{ mm}^3$ $P' = m(p + p_a) \frac{A^2}{V} + apA$ $= 1.33 \times 0.5 + 0.098 \times \frac{(1.963 \times 10^5)^2}{9 \times 10^7} + 0$ $= 340.5$

### 5 德国 CONTI 空气弹簧系列

表 7-18-4

类型及简图	标 号	载 荷 $P/\text{kN}$ (5bar 时) (6bar 时)	有 效 面 积 $A/\text{cm}^2$ (5bar 时) (6bar 时)	总 高 度 $H_T/\text{mm}$
 自由式	684N4.10	102*	2040*	320
	851N2.10	105	2080*	350
	684N4.100	126	2100	320
	671N2.100B	130	2170	300
	671N2.100	143	2380	300
	671N2.10	124*	2480*	300
	684N4.10B	124	2480	320
	755N3.10A	124*	2480	270
	732N2.100A	157	2620	300
	732N2.100B	180	3000	300
 束带式	843N100	78	1300	200
	846N100	98	1630	210
	846N10	102	1700	210
	773N10	123	2050	200
	743N100	132	2200	270
	747N2.100	152	2530	230
	845N100	183	3050	200
	770N100	240	4080	200

续表

类型及简图		标号	载荷 $P/kN$ ( <sup>5</sup> bar 时) ( <sup>6</sup> bar 时)	有效面积 $A/cm^2$ ( <sup>5</sup> bar 时) ( <sup>6</sup> bar 时)	总高度 $H_T/mm$	
侧斜式		721N	54	900	250	
		854N2.10	72	1200	180	
		741N100	135	2250	280	
		852N2.10	143	2860	150	
设计高度 $H/mm$	外径 $D_A/mm$	垂直变形 $f_y/mm$	横向变形 $f_x/mm$	垂直自然频率 $\nu_y/Hz$	横向自然频率 $\nu_x/Hz$ ( <sup>5</sup> bar 时) ( <sup>6</sup> bar 时)	( <sup>3</sup> bar 时)
97	730	$\pm 65$	$\pm 120$	$\sim 1$	0.66	0.8
110	750	$\pm 60$	$\pm 120$	$\sim 1$	0.3	0.4
90	730	$\pm 60$	$\pm 120$	$\sim 1$	0.7	0.92
90	740	$\pm 60$	$\pm 120$	$\sim 1$	0.92	1.15
90	750	$\pm 60$	$\pm 120$	$\sim 1$	0.8	1.0
80	770	$\pm 50$	$\pm 120$	$\sim 1$	0.6	0.72
90	785	$\pm 60$	$\pm 120$	$\sim 1$	0.44	0.55
80	695	$\pm 50$	$\pm 65$	$\sim 1$	0.6	0.73
120	790	$\pm 65$	$\pm 120$	$\sim 1$	0.9	1.15
120	820	$\pm 80$	$\pm 120$	$\sim 1$	0.72	0.95
90	50	$\pm 40$	$\pm 40$	$\sim 1$	0.78	0.88
115	540	$\pm 60$	$\pm 50$	$\sim 1$	0.8	1.0
115	540	$\pm 60$	$\pm 50$	$\sim 1$	0.7	0.8
90	610	$\pm 40$	$\pm 40$	$\sim 1$	1.0	1.2
121	630	$\pm 70$	$\pm 60$	$\sim 1$	0.85	0.66
115	660	$\pm 65$	$\pm 50$	$\sim 1$	0.65	0.75
105	715	$\pm 55$	$\pm 50$	$\sim 1$	1.0	0.88
90	820	$\pm 40$	$\pm 60$	$\sim 1$	0.64	0.78
105	480	$\pm 60$	$\pm 50$	$\sim 1$	0.53	0.65
90	505	$\pm 40$	$\pm 50$	$\sim 1.3$	1.3	1.5
120	731	$\pm 70$	$\pm 110$	$\sim 1$	0.6	0.8
96	700	$\pm 40$	$\pm 40$	$\sim 1.2$	0.83	0.9

## 6 空气弹簧的应用实例

### (1) 空气弹簧在矿井进罐摇台上的应用

图 7-18-12 为使用空气弹簧控制的矿井提升罐笼用进罐摇台。取消了配重，使配置结构尺寸紧凑；摇台台面由空气弹簧控制，很平稳；台面下降时靠自重，空气弹簧起缓冲作用；倾斜摇台被充入压力的空气弹簧（并起伸缩汽缸作用）抬起并保持在最高的位置上，终端位置由一机械挡铁限制住，并由另外一锁紧机构加以保险；锁紧机构也同样由一空气弹簧控制。要求倾斜摇台下降时，空气弹簧通过一可调节流阀排气，倾斜摇台靠自重将空气弹簧压紧并降至罐笼层。在摇台放平时，如果罐笼还应向上抬起时，因摇台与控制杠杆没有紧固地连接在一起，摇台的台面可再次抬起，空气弹簧保持无压，直至倾斜摇台台面重新抬起时再通气。

### (2) 空气弹簧在车辆悬挂装置中的应用

图 7-18-13 为车辆悬挂装置中的空气弹簧应用简图。空气弹簧悬挂系统主要由空气弹簧本体、空气弹簧悬挂的减振阻尼和高度控制阀系统三部分组成。其工作原理为：车体 1 和转向架 2 之间的空气弹簧 4，通过节流孔 5 与附加空气室 3 沟通。用风管将附加空气室与高度控制阀 8 连接。高度控制阀固定在车体上，并通过杠杆 6 和拉

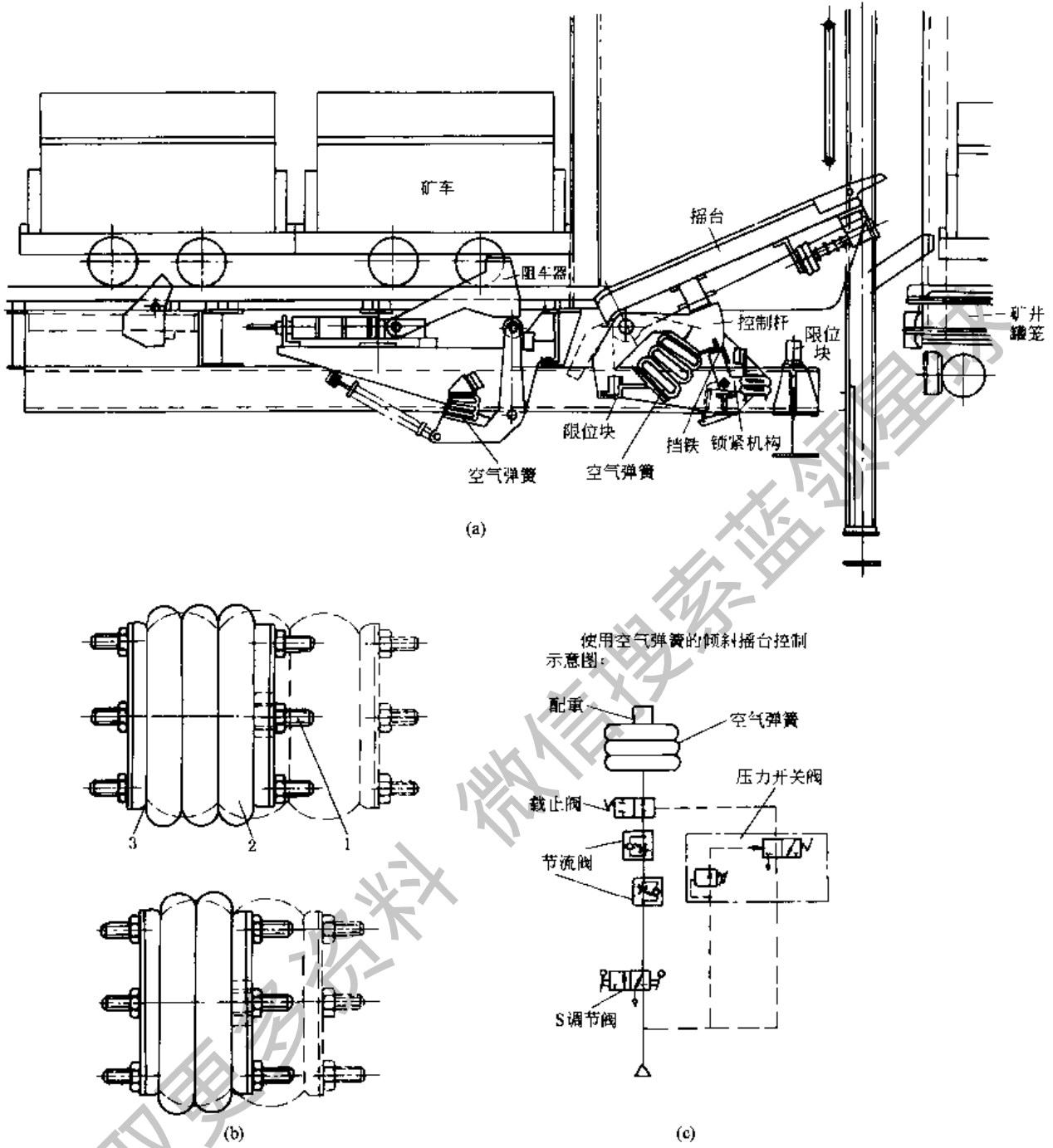


图 7-18-12 空气弹簧在矿井进罐摇台上的应用

- 1—上底和下底板，带有不锈钢螺栓和压缩空气接头；
- 2—空气弹簧以及空气弹簧间的耐腐蚀垫圈；
- 3—将空气弹簧固定在底板上的零件

杆 7 与转向架 2 连接，空气经主汽缸引至高度控制阀。

假如空气弹簧上的载荷增加，这时车体将下降，并且高度控制阀的杠杆在拉杆的作用下按顺时针方向转动，因此与主汽缸连接的高度控制阀的进气阀打开，空气开始流入附加空气室和空气弹簧，一直到车体升高到原来位置为止。于是杠杆恢复到原来水平位置，并且高度控制阀的进气阀被关闭。

假如空气弹簧上的载荷减少，这时车体将上升，而高度控制阀的杠杆按反时针方向转动，通大气的高度控制阀的排气阀被打开，空气从空气弹簧和附加空气室排出，一直到车体降到原来的位置，排气阀被关闭。

所以在高度控制阀的作用下，空气弹簧的高度可以保持不变。如果阀中再设置一个油压减振器和一个缓冲弹

簧，起滞后作用，则可以使高度控制阀对动载荷没有反应，只在静载荷变化时才起作用。这样可以避免车辆在运行时空气的消耗。

### (3) 空气弹簧在压力机上防震装置中的应用

图 7-18-14 为空气弹簧在压力机上防震装置中的应用简图。

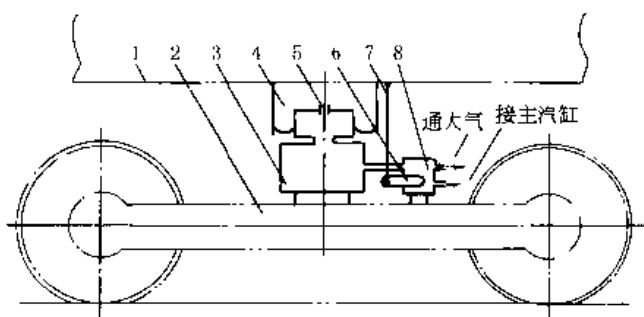


图 7-18-13 空气弹簧在车辆悬挂装置中的应用

- 1—车体；2—转向架；3—附加空气室；  
4—空气弹簧；5—节流孔；6—杠杆；  
7—拉杆；8—高度控制阀

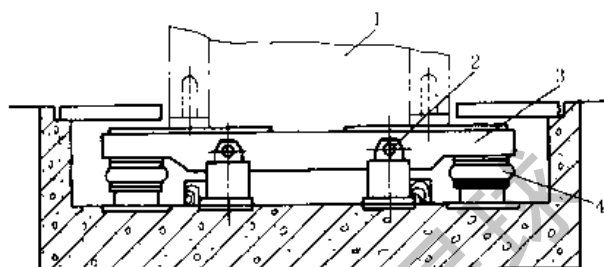


图 7-18-14 空气弹簧在压力机上防震装置中的应用

- 1—压力机机体；2—减震器；  
3—台架；4—空气弹簧

获取更多资料 微信搜索 索 索 索

## 第 19 章 热敏双金属弹簧

### 1 热敏双金属弹簧的型式

热敏双金属弹簧是由线膨胀系数不同的两片薄金属片焊在一起构成的。线膨胀系数大的一层叫主动层，线膨胀系数小的一层叫被动层。当温度改变时，由于两片线膨胀不同，双金属片将产生弯曲。如果将其一端固定，则另一端将产生位移。因此，热敏双金属弹簧作为温度敏感元件，常用来控制温度变化或补偿温度变化给仪器仪表造成的误差。

热敏双金属弹簧的最简单型式为直片簧，如图 7-19-1a 所示。为提高其灵敏度而不增大片簧的外形尺寸，热敏双金属弹簧还有 U 型、阿基米德螺旋型和圆柱螺旋型等其他常用型式，分别如图 7-19-1b、c、d 所示。

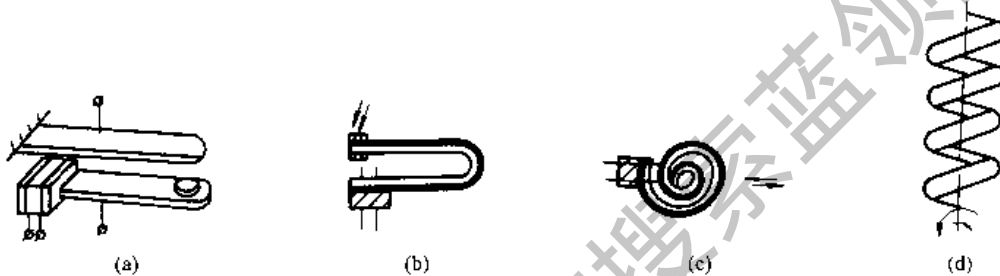


图 7-19-1 热敏双金属弹簧的型式

### 2 热敏双金属弹簧的功能与应用

#### (1) 作为温度自动控制元件

在温控继电器中，利用温度变化时热敏双金属片簧的变形，可使触点自动闭合或分开，以控制电路的接通或断开，如图 7-19-2 所示。

双金属片簧 1 压向接触弹簧 2，使弹簧 2 与螺丝 3 之间的接点断开。螺丝的位置规定了继电器开始动作的温度。

在控制电路的自动调节系统中，也可以利用圆柱形螺旋热敏双金属弹簧的自由端因温度变化而产生的转动，自动调节电路中的可变电阻、电位计、电容器或电感等所需的电量。图 7-19-3 所示为利用圆柱形螺旋热敏双金属弹簧，当温度变化时自由端产生的转角变形  $\Delta\varphi$ ，通过传动系统带动电位计触点压片的相应转动得到输出电压  $\Delta U$ ，以调节系统的失调量并实现自动控制。

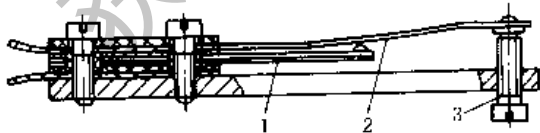


图 7-19-2 双金属继电器

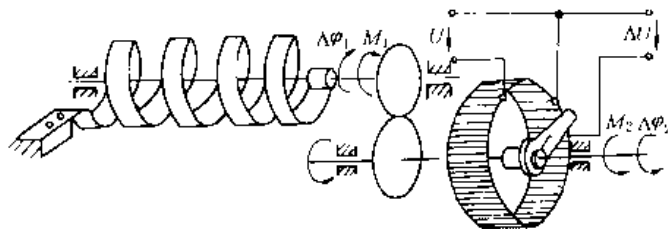


图 7-19-3 热敏双金属片簧在自动调节系统中的应用

#### (2) 作为温度测量元件

利用阿基米德或圆柱形螺旋热敏双金属弹簧自由端因温度变化产生的转动，带动指针或指标并在读数装置上指示出被测温度的数值，如图 7-19-4 所示。

## (3) 作为温度补偿元件

利用热敏双金属弹簧因工作温度改变所产生的热变形, 补偿仪器中因工作温度改变所产生的误差。图 7-19-5 所示为利用热敏双金属片自由端的位移来补偿摆轮游丝振荡系统的周期变化。当温度升高时, 由于游丝弹性模量减小, 刚度减小, 因而振动周期增大, 利用热敏双金属片 2 和 3 自由端的位移, 可使重块 4 和 5 向内移动, 从而减少了摆轮的转动惯量, 使周期的变化也随之减少。反之, 若温度降低, 游丝刚度增大, 同时热敏双金属片自由端外张, 摆轮转动惯量也增大, 从而补偿了由于游丝刚度随温度变化而引起周期的变化。

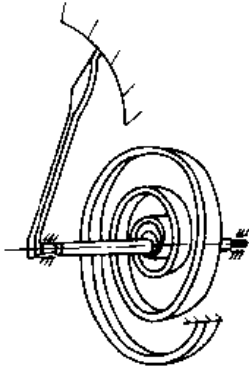


图 7-19-4 热敏双金属弹簧在温度测量系统中应用

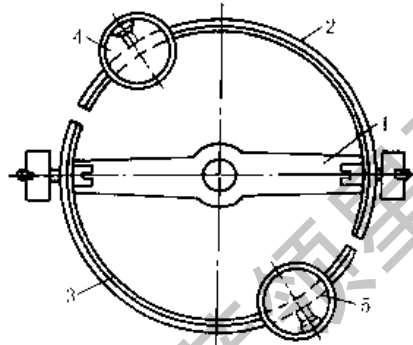


图 7-19-5 热敏双金属片用于温度补偿  
1—摆轮; 2、3—双金属片; 4、5—重块

### 3 热敏双金属弹簧的材料

选择热敏双金属弹簧材料应考虑下列要求:

- (1) 组成热敏双金属片材料的线膨胀系数应尽可能大, 以增大其灵敏度。
- (2) 热敏双金属片两种材料的弹性模量应接近较高, 以扩大其工作温度范围。
- (3) 彼此应能容易而且牢固地焊接在一起。

主动层的材料常采用黄铜、康铜、蒙铜及镍铂铁合金等。黄铜的平均线膨胀系数较大, 约为  $20 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ 。蒙铜和康铜具有较高的电阻, 可用于电流通过热敏双金属片的直接加热方式。用镍铂铁合金作主动层, 是最灵敏的热双金属片之一, 并具有电阻系数高, 抗腐蚀性的优点。主动层材料及其线膨胀系数列于表 7-19-1。

表 7-19-1 主动层材料及  $\alpha$  值

材料名称	黄铜	铝青铜	铍青铜	锰铜	镍铂铁	镍铬铁	镍锰铜
主要成分	Cu62%	Al50%	Be2%	Ni68%	Ni27.25%	Ni25.5%	Ni9.5%
	Zn38%			Mn2.5%	Mo5.95%	Cr2.5%	Cu18%
				Fe1.5%			
线膨胀系数 $\alpha / ^\circ\text{C}^{-1}$	$20.6 \times 10^{-6}$	$16.6 \times 10^{-6}$	$17 \times 10^{-6}$	$14 \times 10^{-6}$	$18.6 \times 10^{-6}$		

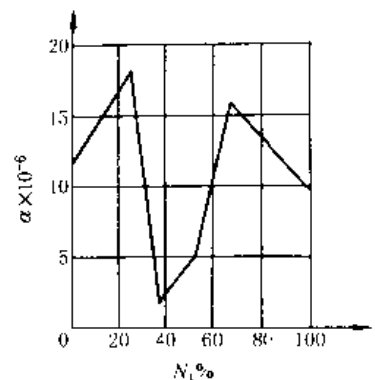


图 7-19-6 铁镍合金的线膨胀系数

被动层的材料常采用铁镍合金。含镍量为 36% 的铁镍合金在室温范围内, 线膨胀系数接近于零, 如图 7-19-6 所示, 故称为不变钢 (或称固钢)。当温度超过  $150^\circ\text{C}$  时, 其线膨胀系数增加较快。因此, 热敏双金属片在较高温度下工作时, 常采用含镍 40% ~ 60% 的铁镍合金, 可以得到较小的线膨胀系数。

国产热敏双金属的牌号及物理机械性能列于表 7-19-2。

表 7-19-2

热敏双金属的牌号及物理机械性能<sup>①</sup>

材料性能牌号	5J11	5J17	5J19	5J20	5J23
主动层材料	Mn75Ni15Cu10	Cu68Zn38	Ni20Mn7	Cu90Zn10	Ni19Cr11
被动层材料	Ni36	Ni36	Ni34	Ni36	Ni42
比弯曲 $K/10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$	18 ~ 22	13.4 ~ 15.2	13 ~ 15	12 ~ 15	9.5 ~ 11.7
电阻率 $(\Omega/\text{mm}^2/\text{m})$	1.08 ~ 1.18	0.14 ~ 0.19	0.76 ~ 0.84	0.09 ~ 0.14	0.67 ~ 0.73
当量弹性模量 $\text{MPa}^{\text{②}}$	$1.3 \times 10^5$	$1.2 \times 10^5$	$1.6 \times 10^5$	$1.2 \times 10^5$	$1.7 \times 10^5$
线性温度范围 $^\circ\text{C}$	-20 ~ 180	-20 ~ 180	-50 ~ 100	-20 ~ 180	0 ~ 360
允许使用温度范围 $^\circ\text{C}$	-70 ~ 200	-70 ~ 200	-80 ~ 375	-70 ~ 200	-70 ~ 450
许用应力 $\text{MPa}^{\text{③}}$	15	10	20	10	20
最大许用应力 $\text{MPa}^{\text{④}}$	30	30	40	30	40

- ① 热敏双金属片的厚度为：0.20、0.30、0.35、0.40、0.50、0.60、0.70、0.80、0.90、1.00、1.20、1.50、2.00mm。
- ② 当量弹性模量系热敏双金属在外力作用下应力与应变比值。
- ③ 许用应力为应变  $\epsilon = 0.001\%$  时的应力，此时材料应力达比例极限。
- ④ 最大许用应力为应变  $\epsilon = 0.004\%$  时的应力，此时材料应力达弹性极限。

### 4 热敏双金属弹簧计算公式



表 7-19-3

项 目	单 位	公 式 及 数 据	说 明
热敏特性	转角 $\phi$	$\phi = \frac{2K}{h} l t = \frac{3}{2} (\alpha_1 - \alpha_2) \frac{d}{h}$	$K$ ——比弯曲, $10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ , $K = 3(\alpha_1 - \alpha_2)/4$ $\alpha_1, \alpha_2$ ——分别表示主、被动层的线膨胀系数, $^\circ\text{C}^{-1}$
	曲率 $\frac{1}{\rho}$	$\frac{1}{\rho} = \frac{2K}{h} t = \frac{T}{EI} = \frac{3}{2} (\alpha_1 - \alpha_2) \frac{t}{h}$	
反力 $P$	N	$P = \frac{3EI}{l^3} F = \frac{Ebh^3}{4l^3} F$	$E_1, E_2$ ——分别表示主、被动层的弹性模量, MPa $h = h_1 + h_2$ , $h_1$ 和 $h_2$ 分别表示主、被动层的厚度, mm
位移 $F$	mm	$F = \frac{Kl^3}{h} t = \frac{3}{4h} (\alpha_1 - \alpha_2) l^2 t$	
刚度 $P'$	N/mm	$P' = \frac{3EI}{l^3} = \frac{Ebh^3}{4l^3}$	
当量弹性模数 $E$	MPa	$E = \frac{4E_1E_2}{(\sqrt{E_1} + \sqrt{E_2})^2}$	

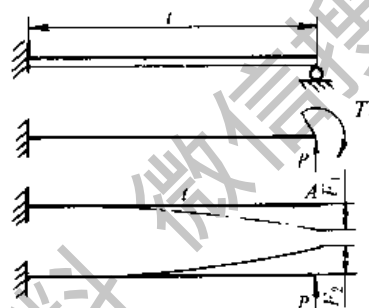


续表

项 目	单位	公 式 及 数 据	说 明
温度应力	主动层 $\sigma_{11}$	$\sigma_{11} = E_1 \frac{t}{h} (\alpha_1 - \alpha_2) \left( \frac{2}{3} y - h_1 \right)$ ( $0 \leq y \leq h_1$ )	$t$ ——表示温度, °C $l, b$ ——分别表示弹簧长度和宽度, mm $y$ ——从钎焊层至任意层的距离, mm
	被动层 $\sigma_{21}$	$\sigma_{21} = E_2 \frac{t}{h} (\alpha_1 - \alpha_2) \left( \frac{2}{3} y + h_2 \right)$ ( $-h_2 \leq y \leq 0$ )	
弯曲应力	主动层 $\sigma_{1w}$	$\sigma_{1w} = \frac{3T}{bh h_1}$	
	被动层 $\sigma_{2w}$	$\sigma_{2w} = \frac{3T}{bh h_2}$	
热敏双金属弹簧 的最灵敏条件		$\frac{h_1}{h_2} = \sqrt{\frac{E_1}{E_2}}$	

## 5 热敏双金属弹簧计算示例

例 求标准热敏双金属弹簧加热至  $t = 60^\circ\text{C}$  时的应力。热敏双金属各层分别为铁镍合金 Ni36 和黄铜 90, 线膨胀系数差  $\alpha_1 - \alpha_2 = 16.5 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ , 弹性模量  $E_1 = 1.1 \times 10^5 \text{ MPa}$ ,  $E_2 = 1.5 \times 10^5 \text{ MPa}$ 。弹簧尺寸  $l = 30 \text{ mm}$ ,  $h = 0.2 \text{ mm}$ ,  $b = 3 \text{ mm}$ 。



求应力图

表 7-19-4

项 目	单位	公 式 及 数 据
反力 $P$	N	<p>根据条件 <math>F_1 = F_2</math>,</p> <p>则 <math>F_1 = \frac{3}{2} (\alpha_1 - \alpha_2) \frac{t^2}{2h}</math></p> <p>弹簧在反力作用下的位移</p> $F_2 = \frac{Pl^3}{3EI}$ <p>式中 转化弹性模量 <math>E</math></p> $E = \frac{4E_1E_2}{(\sqrt{E_1} + \sqrt{E_2})^2} = \frac{4 \times 1.1 \times 10^5 \times 1.5 \times 10^5}{(\sqrt{1.1 \times 10^5} + \sqrt{1.5 \times 10^5})^2} = 1.27 \times 10^5 \text{ MPa}$ $I = \frac{bh^3}{12} = \frac{3 \times 0.2^3}{12} = 0.002 \text{ mm}^2$ <p>所以 <math>P = \frac{9}{4} (\alpha_1 - \alpha_2) \frac{t}{h} \times \frac{El}{l}</math></p> $= \frac{9}{4} \times 16.5 \times 10^{-6} \times \frac{60}{0.2} \times \frac{1.27 \times 10^5 \times 0.002}{30}$ $= 0.094$

项 目	单位	公 式 及 数 据
主动层厚度 $h_1$ 和被动层厚度 $h_2$	mm	<p>根据热敏双金属弹簧的最灵敏条件求主动层厚度 <math>h_1</math> 与被动层厚度 <math>h_2</math> 之比,</p> $\frac{h_1}{h_2} = \sqrt{\frac{E_2}{E_1}} = \sqrt{\frac{1.5 \times 10^5}{1.1 \times 10^5}} = 1.17$ <p>同时根据条件 <math>h_1 + h_2 = b = 0.2</math> 求得 <math>h_1 = 0.108, h_2 = 0.092</math></p>
温度应力 $\sigma_{1t}$ 及 $\sigma_{2t}$	MPa	$\sigma_{1t} = E_1 (\alpha_1 - \alpha_2) \frac{t}{h} \left( \frac{3}{2} y - 0.108 \right)$ $= 544 (1.5y - 0.108) \quad (0 \leq y \leq h_1)$ <p>同样 <math>\sigma_{2t} = 742 (1.5y - 0.092) \quad (-h_2 \leq y \leq 0)</math></p>
弯曲应力 $\sigma_{1w}$ 及 $\sigma_{2w}$	MPa	<p>被反力又弯曲时, 在固定处的截面是危险的, 此处的弯矩 <math>M = Pl = 0.094 \times 30 = 2.82</math></p> <p>所以 <math>\sigma_{1w} = -\frac{3M}{bh h_1} = -\frac{3 \times 2.82}{3 \times 0.2 \times 0.108} = -130</math></p> $\sigma_{2w} = \frac{3M}{bh h_2} = \frac{3 \times 2.82}{3 \times 0.2 \times 0.092} = 153$ <p>(负号表示双金属上层的压应力)</p>
应力图		<p>总应力 <math>\sigma = \sigma_t + \sigma_w</math>, 而 <math>\sigma_t</math>、<math>\sigma_w</math> 和 <math>\sigma</math> 的应力如下图</p>

获取更多资料

# 第 20 章 膜 片

## 1 膜片的类型与用途

膜片是用金属或非金属薄片制成的弹性元件，一般呈圆形，可制成平片（图 7-20-1a）或波纹状（图 7-20-1b）。膜片在边缘固定，因此在气体或液体的压力差和在集中力的作用下，膜片将产生变形，使刚性中心产生位移  $W_0$ ，然后传递给指针或执行机构，供测量或控制使用。

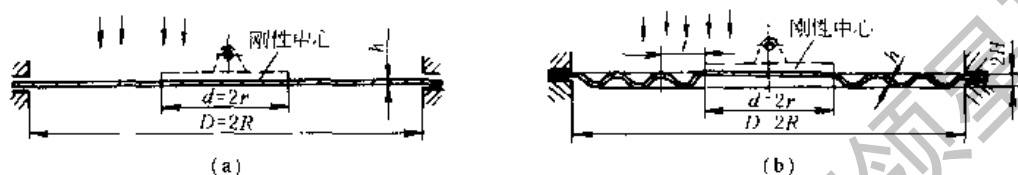


图 7-20-1 膜片  
(a) 平膜片；(b) 波纹膜片

平膜片的位移较小，尤其是线性范围更小，只有膜片厚度的  $1/3 \sim 1/4$ ，在线性范围内灵敏度较高。超出线性范围后，随位移加大，特性衰减很快。一般应用于电容式、感应式和应变式传感器中；也可进行压力变换，组成压电传感器、磁致伸缩传感器等。

波纹膜片具有相当大的位移，且可利用改变波纹形状，取得不同的特性。通常情况下，为了提高膜片的灵敏度，增大位移量，常将膜片组成膜盒使用，如膜式压力计、气压计，飞机上使用的空速表、高度表、升降速度表等。除此之外，还可用作两种介质的隔离元件或挠性密封元件等。

膜盒按联接形式可分为 4 类，如图 7-20-2 所示。

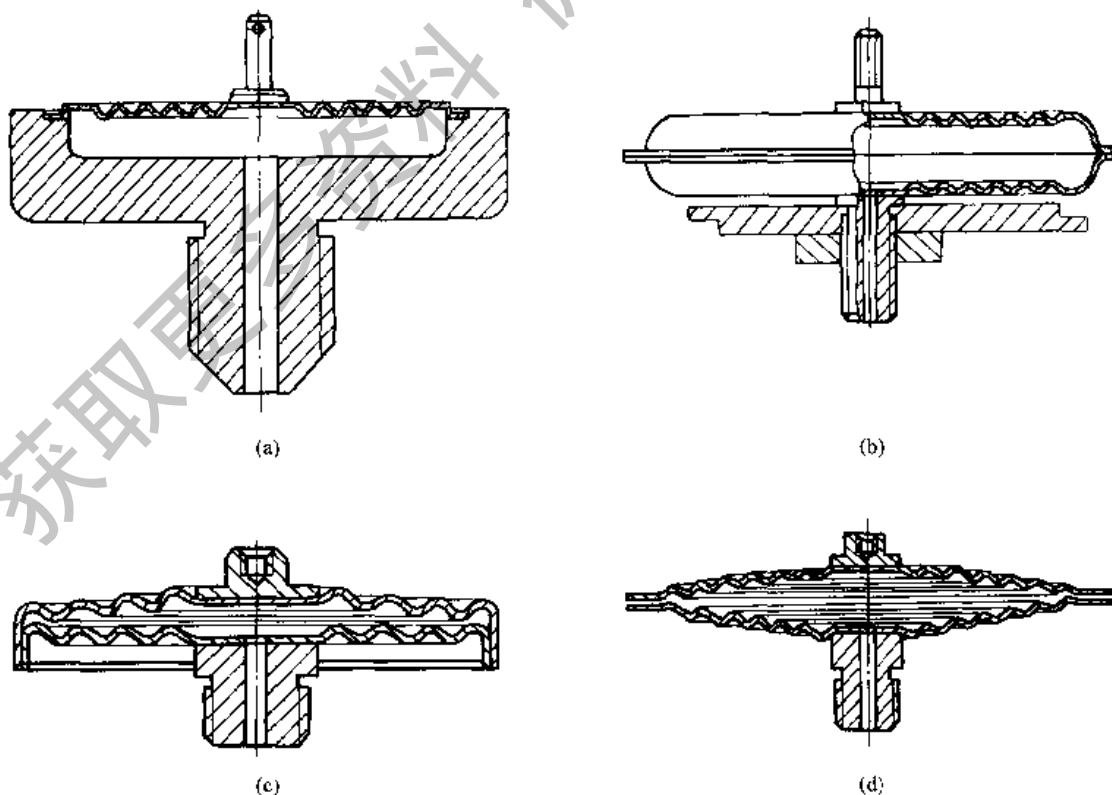


图 7-20-2 膜片、膜盒按联接形式分类  
(a) 单片膜盒；(b) 扁鼓状膜盒；(c) 凸状膜盒；(d) 组合膜盒

## 2 膜片材料及性能

表 7-20-1

膜片材料及性能

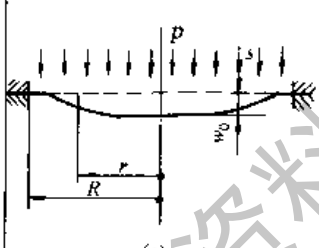
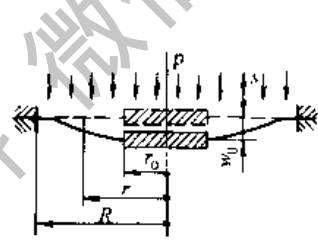
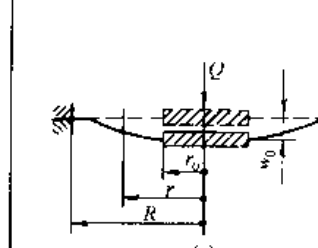
项 目	抗拉强度 $\sigma_b$ /MPa	比例极限 $\sigma_p$ /MPa	弹性模量 $E$ /MPa	硬 度 HV
H80	594	300	100000	115
QSn6.5-0.1	735	440	110000	180
QBz2	1370	735	135000	380
1Cr18Ni9Ti	540	108	199000	155
0Cr18Ni12Mo2Ti	740	240	199000	> 275
NiMo28V	1200		212000	475
3J1(Ni36CrTiAl)	1195	750	210000	345
3J53	1370		181000	400
Ni42CrTiAlMoCu	1370		202000	435
NiCu28-2.5-1.5	568		129000	210

## 3 平膜片的设计计算

### 3.1 小位移平膜片的计算公式

小位移平膜片是指其刚性工作中心位移量远小于自身厚度的薄片，它常应用于力平衡式仪表和应变式的传感器中。周边刚性固定小位移平膜片计算公式列于表 7-20-2。

表 7-20-2

项 目	单位	公 式 及 数 据		
位移 $w_0$	mm	无硬心，受均布力  $\frac{pR^4}{Eh^4} = \frac{16}{3(1-\mu^2)} \frac{w_0}{h}$ $= 5.86 \frac{w_0}{h}$ 式中 $\mu = 0.3$ $w_0 = \frac{pR^4}{5.86Eh^3}$	有硬心，受均布力  $w_0 = A_p \frac{pR^4}{Eh^3}$ 式中 $A_p = \frac{3(1-\mu^2)}{16} \times$ $\left( \frac{C^4 - 1 - 4C^2 \ln C}{C^4} \right)$	有硬心，受集中力  $w_0 = A_Q \frac{QR^2}{Eh^3}$ 式中 $A_Q = \frac{3(1-\mu^2)}{\pi} \times$ $\left( \frac{C^2 - 1}{4C^2} - \frac{\ln^2 C}{C^2 - 1} \right)$
		最大应力 $\sigma_{max}$	MPa	$\sigma_{max} = \frac{3}{4} \frac{pR^2}{h^2} \sqrt{1-\mu+\mu^2}$ $= 0.667 \frac{pR^2}{h^2}$ 式中 $\mu = 0.3$

续表

项目	单位	公式及数据	
最大允许 载荷 $P_{\max}$ 或 $Q$	MPa 或 N	$P_{\max} = 1.5 \frac{h^2}{R^2} \sigma_p$	有硬心, 受均布力 $p$ 和集中力 $Q$ , 将位移公式代入应力公式, 并使 $\sigma = \sigma_p$ , 即可求出
最大允许 位移 $w_{\max}$	mm	$w_0 = 0.256 \sigma_p \frac{R^2}{Eh}$	有硬心, 受均布力 $p$ 和集中力 $Q$ , 将 $p_{\max}$ 或 $Q_{\max}$ 代入位移方程, 即可求得
有效面积 $F_e$	mm <sup>2</sup>	$F_e = \frac{\pi}{16} (D+d)^2$	
备注		$p$ ——作用于膜片上的压力, MPa; $R$ ——膜片工作半径, mm; $h$ ——膜片厚度, mm; $E$ ——弹性模量, MPa; $\mu$ ——泊松比, $\mu = 0.3$ ; $C$ ——系数, $C = R/r_0$ ; $r_0$ ——硬心半径, mm; $Q$ ——作用于膜片中心的集中力, N; $\sigma_r$ ——径向应力, MPa; $\sigma_t$ ——切向应力, MPa; $\sigma_{r\text{外}}$ ——外表面径向应力, MPa; $\sigma_{r\text{内}}$ ——内表面径向应力, MPa; $\sigma_p$ ——许用应力, MPa; $D$ ——膜片工作直径, mm; $d_0$ ——硬心直径, mm	

### 3.2 大位移平膜片的计算公式

大位移平膜片是指其刚性工作中心的位移量是厚度的几倍甚至几十倍的膜片, 大位移平膜片应用于位移式仪表中。周边夹紧并受均布力  $p$  的大位移平膜片计算公式列于表 7-20-3。

表 7-20-3

项目	参数的无量纲公式	
	无硬心, 受均布力	有硬心, 受均布力
位移 $\bar{w}$	式中 $w_0$ ——膜片中心位移, mm $h$ ——膜片厚度, mm	$w = \frac{w_0}{h}$
压力 $p$	式中 $p$ ——膜片上的压力, MPa $R$ ——膜片厚度, mm $E$ ——弹性模量, MPa	$\bar{p} = \frac{pR^4}{EA^4}$
应力 $\sigma$	式中 $\sigma$ ——最大应力, MPa	$\sigma = \frac{\sigma R^2}{EA^2}$
容积 $v$	式中 $V$ ——膜片位移时所包含的容积, mm <sup>3</sup>	$\bar{v} = \frac{V}{\pi R^2 h}$
硬心无量纲半径 $\rho_0$		$\rho_0 = \frac{r_0}{R}$ 式中 $r_0$ ——硬心半径, mm
相对有效面积 $f_0$		$f_0 = \frac{F_e}{\pi R^2}$ 式中 $F_e$ ——有效面积, mm <sup>2</sup>

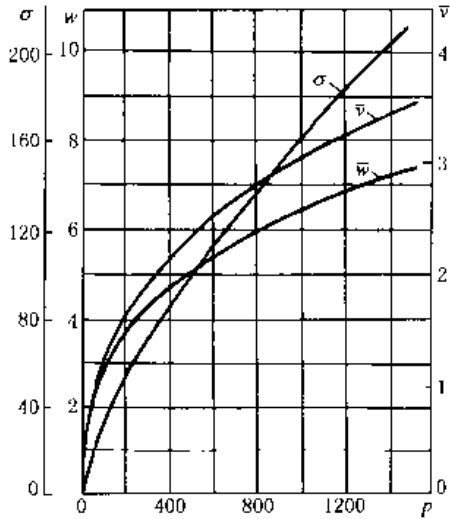


图 7-20-3 与压力参数  $\bar{p}$  有关的挠度  $\bar{w}$ 、应力  $\sigma$  及容积  $\nu$  的无量纲值

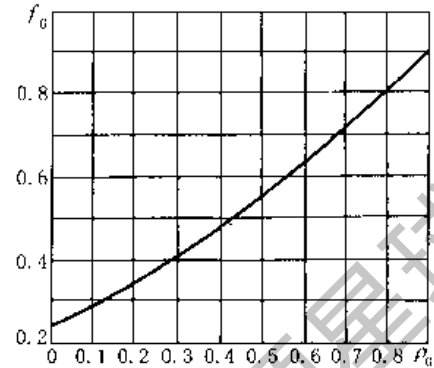


图 7-20-4 相对初始有效面积  $\bar{f}_0$

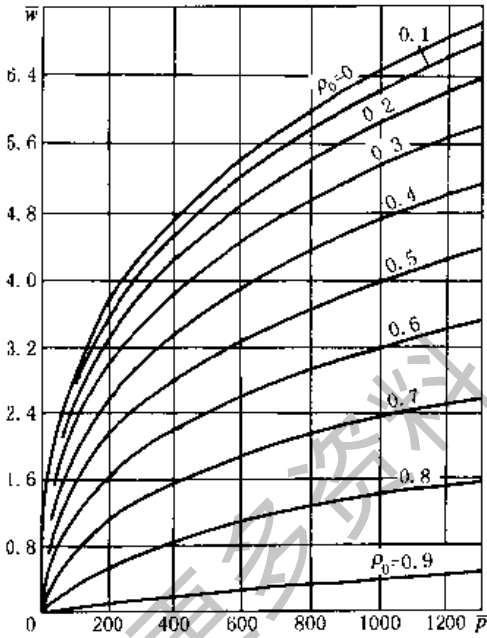


图 7-20-5 弹性特性曲线族  $\bar{w} = f(\bar{p})$

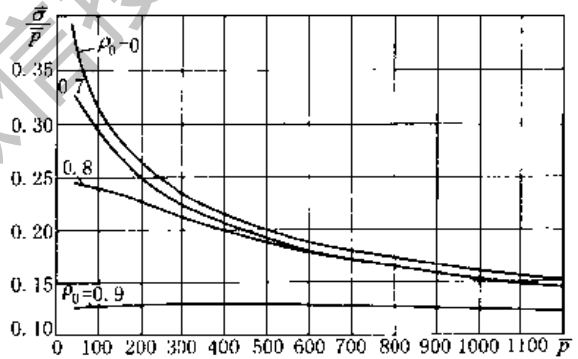


图 7-20-6 无量纲应力线族  $\frac{\sigma}{p} = f(\bar{p})$

### 4 平膜片计算示例

例 1 求无硬心平膜片在已知工作压力  $p = 0.04\text{MPa}$  时的位移，容积变化和安全系数。膜片的材料为 3J1， $E = 210000\text{MPa}$ ，屈服限  $\sigma_s = 882\text{MPa}$ ，膜片的工作半径  $R = 100\text{mm}$ ，厚度  $h = 0.4\text{mm}$ 。

表 7-20-4

项 目	单位	公 式 及 数 据
确定无量纲压力参数 $\bar{p}$		为了确定是大位移，还是小位移膜片，首先计算其位移 $W_0$ ： $W_0 = \frac{pR^4}{5.86Ek^3} = \frac{0.04 \times 100^4}{5.86 \times 210000 \times 0.4^3} = 50.8\text{mm}$ 因为 $W_0 \gg h$ ，为此要应用图 7-20-3 的线图，无量纲压力参数 $\bar{p} = \frac{pR^4}{Eh^4} = \frac{0.04 \times 100^4}{210000 \times 0.4^4} = 744$

续表

项 目	单位	公 式 及 数 据
求 $\bar{w}$ , $\bar{v}$ , $\bar{\sigma}$		根据 $p = 744$ 时, 按图 7-20-3 查出: $\bar{w} = 5.75$ ; $\bar{v} = 2.7$ ; $\bar{\sigma} = 130$
位移 $W_0$	mm	根据 $\bar{w} = \frac{W_0}{h} = 5.75$ 所以 $W_0 = 5.75h = 5.75 \times 0.4 = 2.3$
有效容积 $V$	mm <sup>3</sup>	$V = \bar{v}\pi R^2 h = 2.7 \times 3.14 \times 100^2 \times 0.4 = 33900$
最大应力 $\sigma$	N/mm <sup>2</sup>	$\sigma = \bar{\sigma} \times \frac{Eh^2}{R^2} = 130 \times \frac{210000 \times 0.4^2}{100^2} = 437$
安全系数 $n$		$n = \frac{\sigma_s}{\sigma} = \frac{882}{437} = 2.01$

例 2 膜片尺寸  $R = 125\text{mm}$ ,  $h = 0.5\text{mm}$ , 压力  $p = 0.02\text{MPa}$ , 材料为 QBe2,  $E = 1.35 \times 10^5\text{MPa}$ , 屈服限  $\sigma_s = 960\text{MPa}$ , 求硬心半径  $R_0$ , 如果膜片的有效面积  $F_e = 3.14 \times 10^4\text{mm}^2$ , 再求出膜片中心的位移和膜片的安全系数。

表 7-20-5

项 目	单位	公 式 及 数 据
相对有效面积 $\bar{f}_0$		$\bar{f}_0 = \frac{F_e}{\pi R^2} = \frac{3.14 \times 10^4}{3.14 \times 125^2} = 0.64$
硬心半径 $r_0$	mm	根据图 7-20-4, 找出相应于 $\bar{f}_0 = 0.64$ 的硬心无量纲半径 $\rho_0 = \frac{r_0}{R} = 0.6$ 因此, 硬心半径 $r_0 = 0.6 \times 125 = 75$
位移 $W_0$	mm	根据图 7-20-5, 当 $\bar{p} = \frac{pR^4}{Eh^4} = \frac{0.02 \times 125^4}{1.35 \times 10^5 \times 0.5^4} = 580$ 与 $\rho_0 = 0.6$ 时的图线, 找到 $w = \frac{W_0}{h} = 2.6$ 由此, 位移 $W_0 = 2.6 \times h = 2.6 \times 0.5 = 1.3$
最大应力 $\sigma$	MPa	根据图 7-20-6, 当 $\bar{p} = 580$ 与 $\rho_0 = 0.6$ 的图线, 找到 $\frac{\sigma}{\bar{p}} = 0.19$ 所以 $\bar{\sigma} = 0.19 \times \bar{p} = 0.19 \times 580 = 110$ 根据公式 $\bar{\sigma} = \frac{\sigma R^2}{Eh^2}$ 则 $\sigma = \frac{\bar{\sigma} E h^2}{R^2} = \frac{110 \times 1.35 \times 10^5 \times 0.5^2}{125^2} = 240$
安全系数 $n$		$n = \frac{\sigma_s}{\sigma} = \frac{960}{240} = 4$

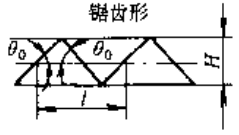
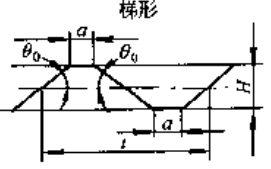
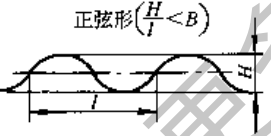
## 5 波纹膜片的计算公式

表 7-20-6

项 目	单位	公 式 及 数 据	说 明
弹性特性方程		式中: $\frac{pR^4}{Eh^4} = a \frac{w_0}{h} + b \frac{w_0^3}{h^3}$ $a = \frac{2(3+\alpha)(1-\alpha)}{3K_1 \left(1 - \frac{\mu^2}{\alpha^2}\right)}$ $b = \frac{32K_1}{\alpha^2 - 9} \left[ \frac{1}{6} - \frac{3-\mu}{(\alpha+3)(\alpha-\mu)} \right]$	此弹性特性方程不仅适用于无硬心波纹膜片, 而且也适用于小波纹 $\left(\frac{H}{h} < 4 \sim 6\right)$ 相对半径 $\rho_0 = \frac{r_0}{R} < 0.2 \sim 0.3$ 和大波纹 $\left(\frac{H}{h} \geq 8 \sim 10\right)$ , 相对半径 $\rho_0 \leq 0.4 \sim 0.5$ 的有硬心波纹膜片

项 目	单 位	公 式 及 数 据	说 明
弹性特性的非线性度 $\gamma$		$\gamma = \frac{\Delta}{w_{0max}} 100\%$	
无量纲参数	位移 $w$	$\bar{w} = \frac{W_0}{h}$	<p><math>p</math>——压力, MPa  <math>R, h</math>——膜片工作半径, 厚度, mm  <math>a</math>——系数, <math>a = \sqrt{k_1 k_2}</math>;  <math>k_1, k_2</math>——按表 7-20-7 查  <math>\Delta</math>——连接坐标原点与特性曲线工作段终点的直线同非线性特性曲线间挠度的最大误差  <math>W_0</math>——位移, mm  <math>\sigma</math>——最大应力, MPa</p>
	压力 $\bar{p}$	$\bar{p} = \frac{pR^4}{Eh^4}$	
	刚度 $\frac{p}{\bar{w}}$	$\frac{\bar{p}}{\bar{w}} = \frac{p}{E} \left(\frac{R}{h}\right)^3 \frac{R}{W_0}$	
	$\frac{\bar{\sigma}}{\bar{p}}$ 值	$\frac{\bar{\sigma}}{\bar{p}} = \frac{\sigma h^2}{pR^2}$	
	初始有效面积 $f_0$	mm <sup>2</sup>	

表 7-20-7

膜片型面	$k_1$	$k_2$
 <p>锯齿形</p>	$\frac{1}{\cos \theta_0}$	$\frac{H^2}{h \cos \theta_0} + \theta_0$
 <p>梯形</p>	$1 - \frac{2a}{l} + \frac{2a}{l \cos \theta_0}$	$\frac{H^2}{h^2} \left[ \frac{1 - \frac{2a}{l}}{\cos \theta_0} + \frac{6a}{l} \right] + \left( 1 - \frac{2a}{l} \right) \cos \theta_0 + \frac{2a}{l}$
 <p>正弦形 (<math>H &lt; B</math>)</p>	1	$\frac{3}{2} \frac{H^2}{h^2} + 1$

### 6 波纹膜片计算示例

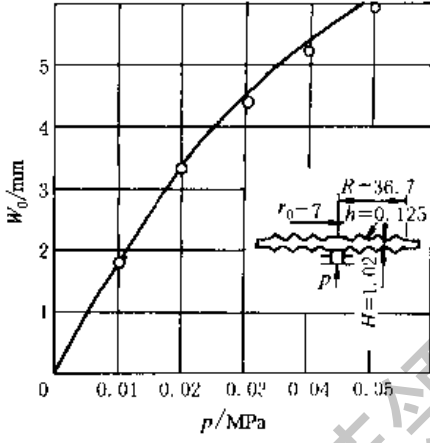
例 1 绘制波纹膜盒的弹性特性曲线、膜盒由两个相同的锯齿形膜片组成, 膜片的尺寸:  $R = 36.7\text{mm}$ ,  $r_0 = 7\text{mm}$ ,  $H = 1.02\text{mm}$ ,  $h = 0.125\text{mm}$ ; 材料为 QBe2, 弹性模量  $E = 1.35 \times 10^5 \text{N/mm}^2$ ,  $n = 3$ 。

表 7-20-8

项 目	单 位	公 式 及 数 据
确定波长 $l$	mm	$l = \frac{R - r_0}{n} = \frac{36.7 - 7}{3} = 9.9$
倾角 $\theta_0$	(°)	$\theta_0 = \arctan \frac{H}{l} = \arctan \frac{1.02}{9.9} \approx 6^\circ$
求系数 $a$ 及 $b$		根据图 7-20-7, 当 $\frac{H}{h} = \frac{1.02}{0.125} = 8.16$ , $\theta_0 = 6^\circ$ 时 求出系数 $a = 69$ ; $b = 0.073$



续表

项 目	单位	公 式 及 数 据
弹性特性曲线方程式		将系数 $a$ 及 $b$ 代入弹性特性方程, 则得其特性曲线方程式 $p = \frac{Eh}{R^4} (ah^2 W_0 + bW_0^3) = 0.00977 W_0 + 0.000661 W_0^3$
波纹膜盒的特性曲线		 <p style="text-align: center;">特性曲线 (考虑到膜盒的位移比一个膜片的大一倍)</p>

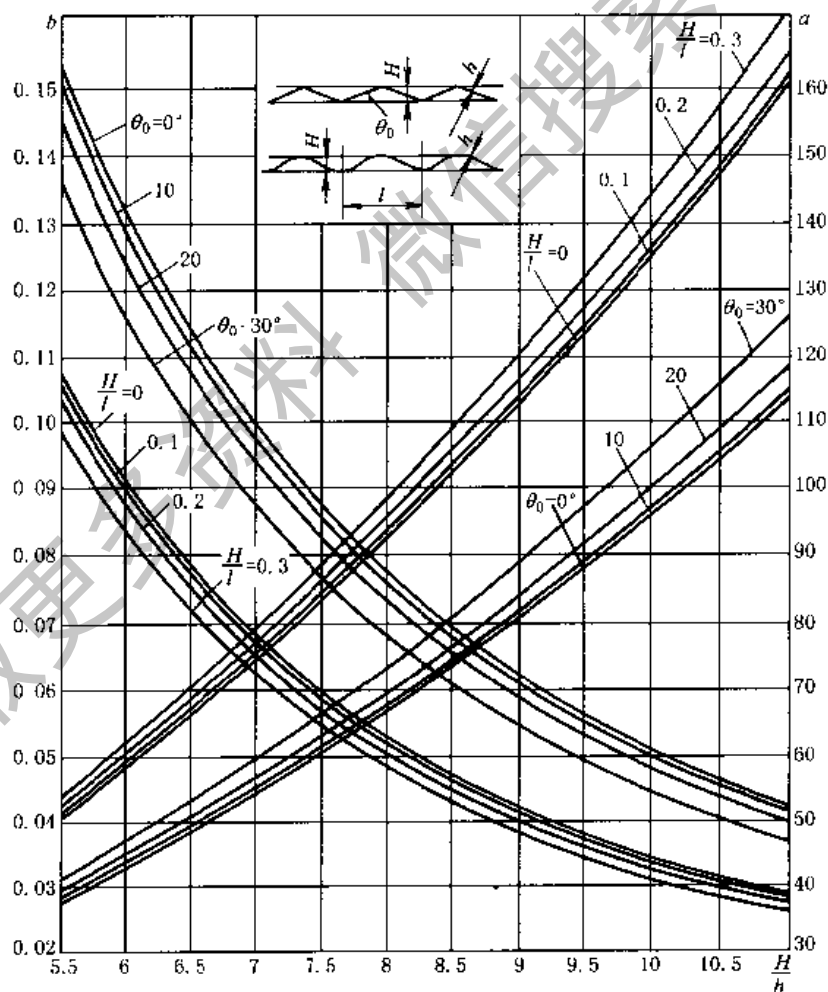


图 7-20-7 系数  $a$  及  $b$  变化图

**例 2** 求均等正弦曲线形膜片的位移、有效面积、安全系数和膜片特性曲线的非线性度。材料为 QBe2, 弹性模量  $1.35 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ , 屈服限  $\sigma_s = 960 \text{ MPa}$ , 膜片承受正压力  $p = 0.16 \text{ MPa}$ , 膜片尺寸  $R = 25 \text{ mm}$ ,  $H = 1 \text{ mm}$ ,  $h = 0.2 \text{ mm}$ , 断面深度的不均匀系

数采用  $\alpha = 1.2$ 。

表 7-20-9

项 目	单位	公 式 及 数 据
确定 $\frac{p}{w}$ , $\frac{\sigma}{p}$ 及 $f_0$ 值		根据深度比 $\frac{H}{h} = \frac{1}{0.2} = 5$ , 按图 7-20-8 的曲线, 确定当 $\alpha = 0$ 时的无层纲参数值 $\bar{p}/w = 48, \sigma/p = 0.23, f_0 = 0.417$
位移 $W_0$	mm	$W_0 = \frac{pR}{E} \left( \frac{R}{h} \right)^3 \frac{w}{\bar{p}} = \frac{0.16 \times 25}{1.35 \times 10^5} \left( \frac{25}{0.2} \right)^3 \frac{1}{48} = 1.24$
最大应力 $\sigma$	MPa	$\sigma = p \frac{\sigma}{p} \left( \frac{R}{h} \right)^2 = 0.16 \times 0.23 \left( \frac{25}{0.2} \right)^2 = 574$
有效面积 $F_e$	mm <sup>2</sup>	$F_e = f_0 \pi R^2 = 0.417 \times 3.14 \times 25^2 = 818$
安全系数 $n$		$n = \frac{\sigma_s}{\sigma} = \frac{960}{574} = 1.67$
弹性特性曲线的非线性度 $\gamma$		首先计算 $\bar{p} = \frac{pR}{Eh^4} = \frac{0.16 \times 25^4}{1.35 \times 10^5 \times 0.2^4} = 297$ 根据图 7-20-9, 当 $p = 297; \frac{H}{h} = 5$ 求得特性曲线的非线性度 $\gamma \approx -2\%$

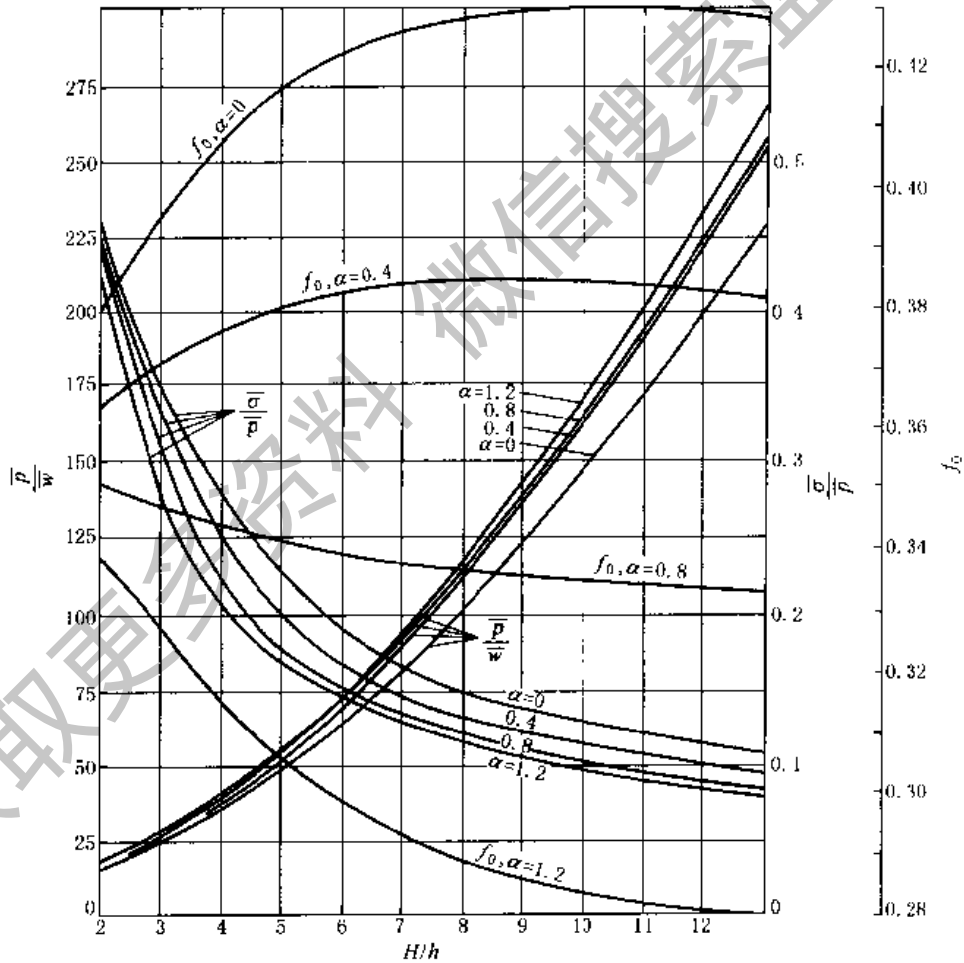


图 7-20-8 膜片计算图, 其波纹沿半径具有恒定 ( $\alpha = 0$ ) 和可变 ( $\alpha \neq 0$ ) 的深度  $\alpha$ —断面深度的不均匀系数

$$\alpha = \frac{H_3 - H_1}{H_2}$$

$H_1, H_2, H_3$  如图 7-20-9 所示。

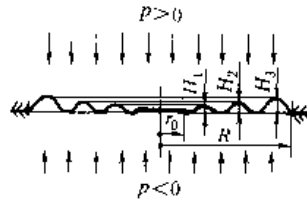


图 7-20-9 断面深度不均匀的膜片

图 7-20-8、图 7-20-10 和图 7-20-11  $\alpha$  值一样。

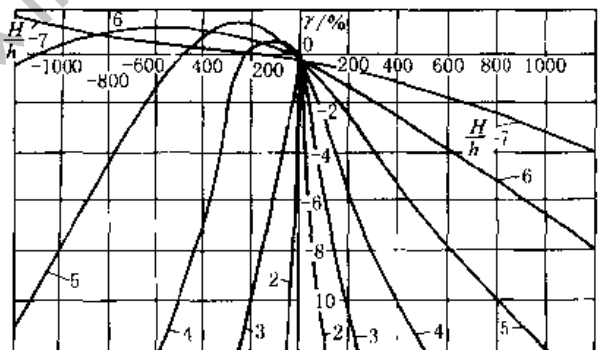
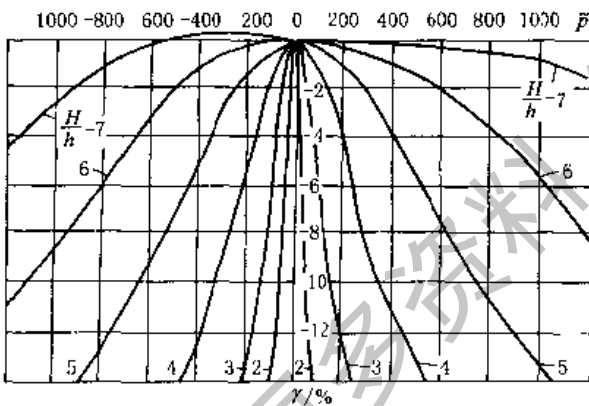
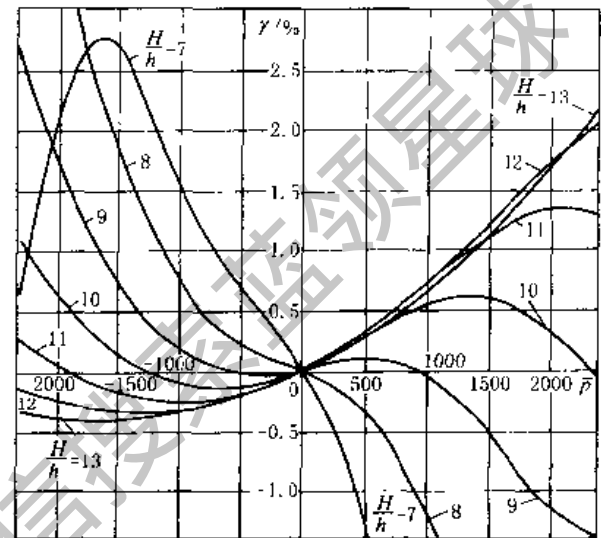
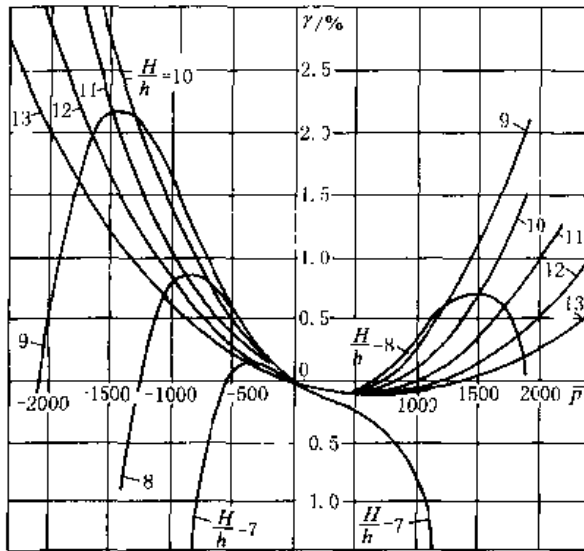


图 7-20-10 具有周期变化断面 ( $\alpha = 0$ ) 膜片的非线性特性  $\gamma = f(\bar{p})$

图 7-20-11 波纹深度可变的膜片 ( $\alpha = 1.2$ ) 的非线性度  $\gamma = f(\bar{p})$  的线图

## 7 膜片尺寸系列

表 7-20-10

型号	工作压力 / $10^5 \text{ Pa}$	位移 / mm	迟滞误差 / %	非线性误差 / %	外形尺寸 / mm					材料
					外径 $D_1$	工作直径 $D$	平硬心直径 $d_0$	波纹高度 $H$	厚度 $h$	
MP15 × 12					15	12	4.5		0.05 - 0.1	QBe2
MP20 × 17	0 ~ 343.35	> 0.3	1.5	1.5	20	17	4.5		0.33	QBe2
	0 ~ 245.25	> 0.3	1.5	1.5	20	17	4.5		0.45	
MP30 × 25	0 ~ 9.81				30	25	4		0.064	
MP30 × 26					30	26	7		0.1	
MP34 × 29.5					34	29.5	13			

续表

型 号	工作压力 /10 <sup>4</sup> Pa	位移 /mm	迟滞误差/ %	非线性 误差/ %	外形尺寸/mm					材料
					外径 D <sub>1</sub>	工作直径 D	平硬心直径 d <sub>0</sub>	波纹高度 H	厚度 h	
MP47 × 37	± 9.81	± 0.5	1	1	47	37	5		0.1	QBe2
MP53 × 48	0 ~ 19.62	1	1	1	53	48	12		0.18	
MP95 × 60	- 9.81 ~ 0				94.5	60	22		0.19	
	- 5.886 ~ 0				94.5	60	22		0.14	
	0 ~ 5.886								0.14	
	0 ~ 9.81								0.19	
	0 ~ 15.696								0.24	
	0 ~ 24.53								0.24	
	- 9.81 ~ 39.24								0.3	
	- 9.81 ~ 58.86								0.4	
	- 9.81 ~ 98.1								0.58	
	- 9.81 ~ 156.96								0.68	
	- 9.81 ~ 245.25								1.07	
	- 9.81 ~ 5.886								0.22	
	- 9.81 ~ 9.81								0.3	
	- 9.81 ~ 15.696								0.35	
- 9.81 ~ 24.53								0.45		
MP - 94.5	0 ~ 5.886	1 ~ 2		2	94.5	62.5	15.5	3	0.11	Ni36CrTiAl
	0 ~ 9.81		0.16							
	0 ~ 15.696		0.2							
	0 ~ 24.525		0.25							
	0 ~ 39.24		0.36							
	0 ~ 58.86		18.5	3.63		0.45				
	0 ~ 98.1		0.6							
	0 ~ 156.96		0.75							
	0 ~ 245.25		0.95							

8 膜盒尺寸系列

表 7-20-11

型 号	工作压力/10 <sup>4</sup> Pa	位移 /mm	迟滞 误差 /%	非线性 误差/ %	外形尺寸/mm					材料
					外径 D <sub>1</sub>	工作 直径 D	平硬 心直 径 d <sub>0</sub>	膜盒 厚度 H	厚度 h	
MH40 × 36	0 ~ 5886	0.9 ~ 1.3			40	36	7		0.056	QSn6.5-0.1
	0 ~ 9810								0.065	
MH40 × 37	0 ~ 15696	1.2 ~ 1.8	< 1		40	37	7.4	4.5	0.06	1Cr18Ni9Ti QSn6.5-0.1
	0 ~ 19620								0.075	
MH53 × 49	- 6867 ~ + 7848	± 1			53	49	12	6	0.25	Cr18Ni12Mo
MH64 × 60	- 4905 ~ 0	1.2	< 1	< 1.5	64	60	11	6	0.16	3J1
	- 1962 ~ 0	1.5								1Cr18Ni9Ti

续表

型 号	工作压力/ $10^4\text{Pa}$	位移 /mm	迟滞 误差 /%	非线 性误 差/%	外 形 尺 寸/mm					材 料	
					外径 $D_1$	工作 直径 $D$	平硬 心直 径 $d_0$	膜盒 厚度 $H$	厚度 $h$		
MH100 × 96	$\pm 490.5, 0 \sim 981, -981 \sim 0$	1.7 ~ 2.2	< 1.5		100	96	16	6.5	0.065	QSn6.5-0.1	
	$\pm 588.6, 0 \sim 1177.2, -1177.2 \sim 0$								0.075		
	$\pm 784.8, 0 \sim 1569.6, -1569.6 \sim 0$								0.08		
	$\pm 981, 0 \sim 1962, -1962 \sim 0$								0.11		
	$\pm 1177.2, 0 \sim 2452.5, -2452.5 \sim 0$								0.115		
	$\pm 1471.5, 0 \sim 2943, -2943 \sim 0$								0.125		
	$\pm 1962, 0 \sim 3924, -3924 \sim 0$								7.5		0.13
	$\pm 2452.5, 0 \sim 4905, -4905 \sim 0$								0.15		
	$\pm 2943, 0 \sim 5886, -5886 \sim 0$								0.17		
	$\pm 3924, 0 \sim 7848, -7848 \sim 0$										
	$\pm 4905, 0 \sim 9810, -9810 \sim 0$								0.23		
	$\pm 5886, 0 \sim 11772, -11772 \sim 0$								8		
	$\pm 7848, 0 \sim 15696, -15696 \sim 0$								0.18		
	$\pm 9810, 0 \sim 19620, -19620 \sim 0$								7.5		0.26
	$\pm 11772, 0 \sim 24525, -24525 \sim 0$								0.3		
	$\pm 14715, 0 \sim 29430, -29430 \sim 0$										
	$\pm 19620, 0 \sim 39240, -39240 \sim 0$	0.43									
	$\pm 490.5, 0 \sim 981, -981 \sim 0$	2 ~ 3	6.5	0.055							
	$\pm 588.6, 0 \sim 1177.2, -1177.2 \sim 0$		0.065								
	$\pm 784.8, 0 \sim 1569.6, -1569.6 \sim 0$		0.075								
	$\pm 981, 0 \sim 1962, -1962 \sim 0$		0.09								
	$\pm 1177.2, 0 \sim 2452.5, -2452.5 \sim 0$		0.10								
	$\pm 1471.5, 0 \sim 2943, -2943 \sim 0$		0.11								
	$\pm 1962, 0 \sim 3924, -3924 \sim 0$		7.5	0.105							
	$\pm 2452.5, 0 \sim 4905, -4905 \sim 0$		0.12								
	$\pm 2943, 0 \sim 5886, -5886 \sim 0$		0.135								
	$\pm 3924, 0 \sim 7848, -7848 \sim 0$										
	$\pm 4905, 0 \sim 9810, -9810 \sim 0$		0.17								
	$\pm 5886, 0 \sim 11772, -11772 \sim 0$										
	$\pm 7848, 0 \sim 15696, -15696 \sim 0$		0.26								
	$\pm 9810, 0 \sim 19620, -19620 \sim 0$										
	$\pm 11772, 0 \sim 24525, -24525 \sim 0$		8	0.23							
$\pm 14715, 0 \sim 29430, -29430 \sim 0$											
$\pm 19620, 0 \sim 39240, -39240 \sim 0$											

### 9 膜片应用实例

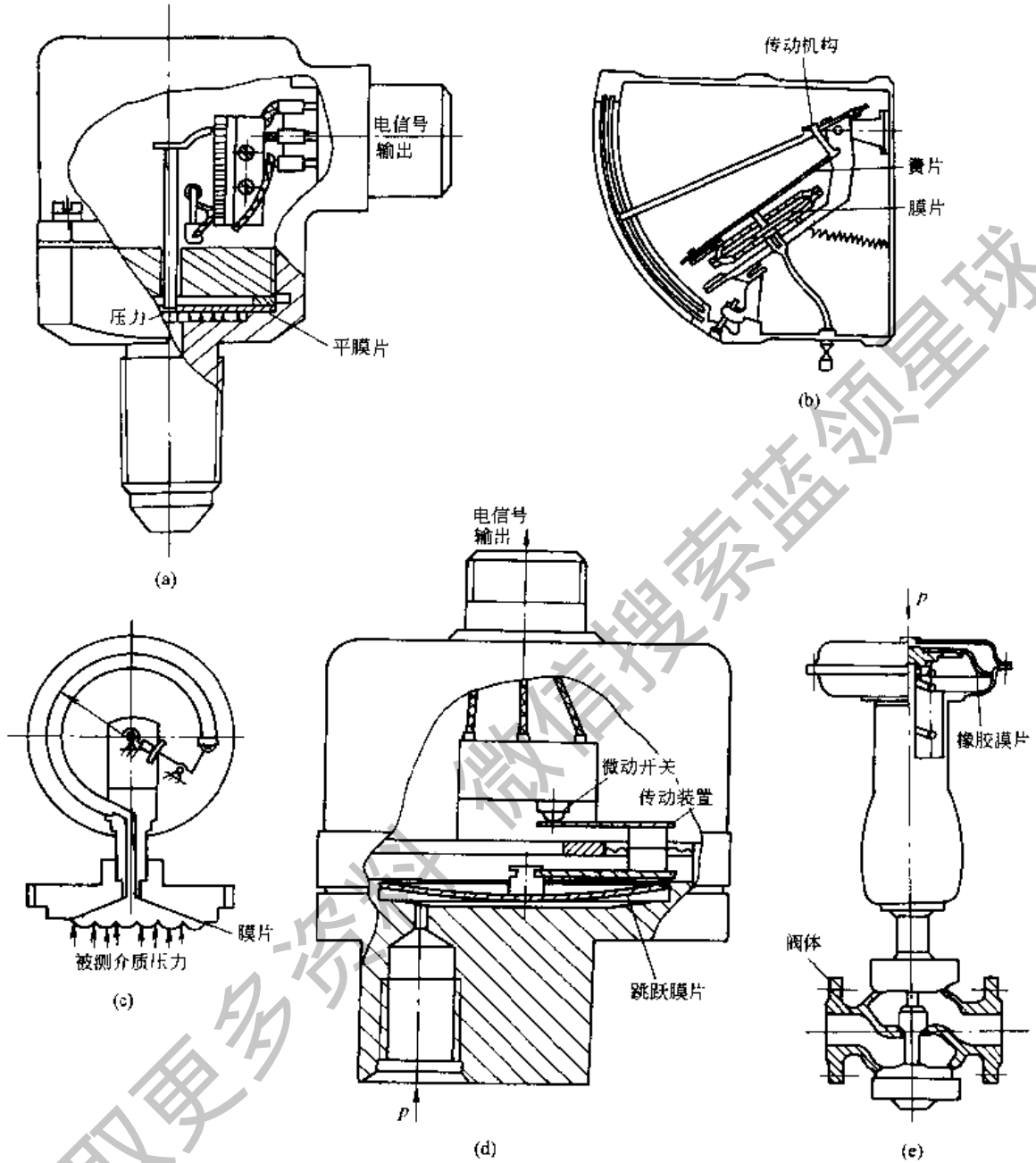


图 7-20-12 膜片应用实例

(a) 平膜片在压力传感器中应用；(b) 膜片式侧面压力计；  
(c) 隔离式压力表；(d) 跳跃膜片压力开关；(e) 气动薄膜调节阀

# 第 21 章 波 纹 管

波纹管是一种压力弹性元件，其形状是一个具有波纹的金属薄管。工作时，一般将开口端固定，内壁在受压力或集中力或弯矩的作用后，封闭的自由端将产生轴向伸长、缩短或弯曲。波纹管具有很高的灵敏度和多种使用功能，广泛应用于精密机械与仪器仪表中。

## 1 波纹管的类型与用途

波纹管大体上可分为无缝波纹管 and 焊接波纹管。

无缝波纹管如图 7-21-1 所示，按截面形状可分为 U 形、C 形、Ω 形、V 形和阶梯形。U 形、C 形波纹管在液压成型后一般不需要经过整形或稍加整形后即可使用，其刚度大，灵敏度低，非线性误差大，故多用做隔离元件或挠性接头；Ω 形多用不锈钢材料制造；V 形波纹节距小，波数多，在获得同样位移情况下，所占体积小，故常用作体积补偿元件；阶梯形制造复杂，应用较少。

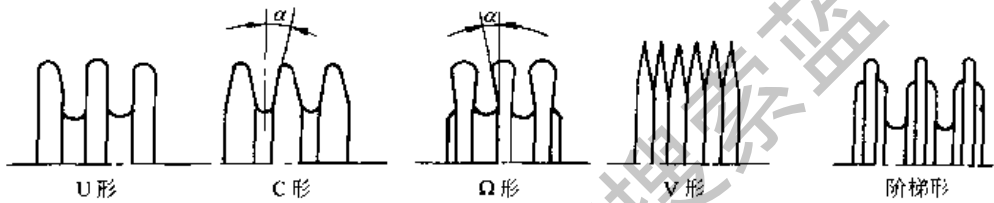


图 7-21-1 无缝波纹管的截面形状

无缝波纹管多采用液压成型方法制造，少数采用电沉积和化学沉积方法制造。后两种方法制造的波纹管一般尺寸较小，刚度较小。

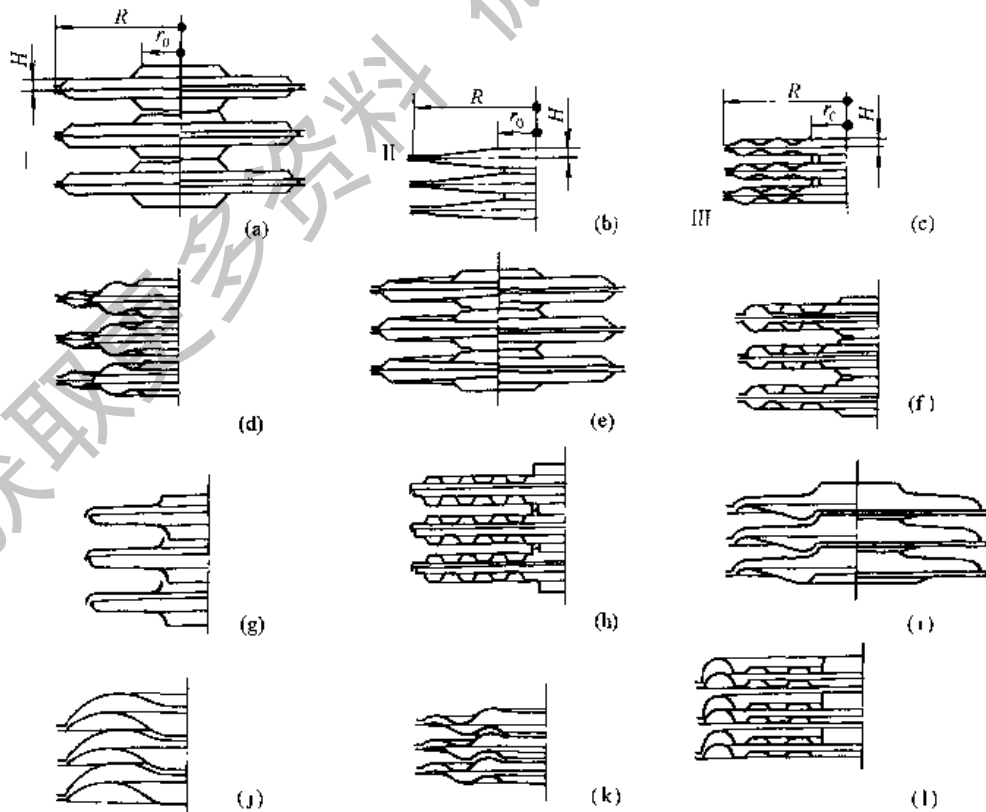


图 7-21-2 焊接波纹管的类型

焊接波纹管是用板材模片冲压成型，然后沿其内外轮廓焊接而成的。焊接波纹管的模片可以有很多种结构型式，如图 7-21-2 所示。

焊接波纹管可以分为两大类：对称截面波纹管（图 7-21-2a~h）和重叠波纹管（图 7-21-2i~l）。

焊接波纹管主要有下列用途：

- ① 作为压力敏感元件。例如在压力式温度变送中作敏感元件，在气动遥控测量机构中作测量元件。
- ② 作为补偿元件，利用波纹管的体积可变性，补偿仪器的温度误差。例如在浮子陀螺仪中作液体热膨胀补偿器。
- ③ 作密封、隔离元件。例如在远距离压力计中作隔离元件，或作支承的隔离密封。

## 2 波纹管的材料

波纹管的材料与性能见表 7-21-1。

## 3 无缝波纹管计算公式

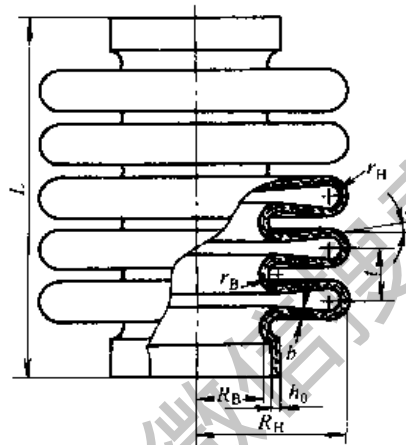


表 7-21-1

项 目	单 位	公 式 及 数 据	说 明
位移 $W$	mm	$W = P \frac{1 - \mu^2}{Eh} \frac{n}{A_0 - \alpha A_1 + \alpha^2 A_2 + B_0} \frac{h_0^2}{R_H^2}$ <p>式中 <math>\alpha = \frac{4r_B - t}{2(R_H - R_B - 2r_B)}</math></p> <p><math>A_0, A_1, A_2</math> 是与 <math>k = \frac{R_H}{R_B}</math> 和 <math>m = \frac{r_B}{R_B}</math> 有关的参数，其值查图 7-21-3</p>	<p><math>P</math>——作用于波纹管上的轴向力，N</p> <p><math>\mu</math>——泊松比</p> <p><math>h_0</math>——波纹管厚度，mm</p> <p><math>R_B</math>——波纹管内半径，mm</p> <p><math>R_H</math>——波纹管外半径，mm</p> <p><math>t</math>——波距，mm</p> <p><math>\alpha</math>——波纹紧密角，(°)</p> <p><math>r_H</math>——波纹外径，mm</p> <p><math>r_B</math>——波纹内径，mm</p> <p><math>\sigma_{1w}</math>——径向弯曲应力，MPa</p> <p><math>\sigma_{2w}</math>——周向弯曲应力，MPa</p> <p>在极值截面内：</p> <p><math>\sigma_{2w} = \mu \sigma_{1w}</math></p> <p><math>\sigma_{10}</math>——径向应力在各点均小，一般不计，MPa</p> <p><math>\sigma_{20}</math>——周向应力，MPa</p> <p><math>\delta</math>——相对厚度，用以查图 7-21-5 ~ 图 7-21-12 用</p>
波纹管刚度 $K_Q$	N/mm	$K_Q = \frac{Eh_0}{n(1-\mu^2)} \left( A_0 - \alpha A_1 - \alpha^2 A_2 + B \frac{h_0^2}{R_H^2} \right)$	
波纹管危险点的当量应力 $\sigma_d$	MPa	$\sigma_d = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2}$ <p>式中 <math>\sigma_1, \sigma_2</math> 为内表面及外表面诸点的主应力：</p> $\sigma_i^{B/H} = \sigma_{10} \pm \sigma_{1w} \quad (i = 1, 2)$	
有效面积 $F_e$	mm <sup>2</sup>	$F_e = \pi R_H^2 f_0$ <p>式中 <math>f_0</math>——相对有效面积，从图 7-21-4 查取</p> <p>经验公式</p> $F_e = \pi \left( \frac{R_H + R_B}{2} \right)^2$	
无量纲刚度 $\bar{K}_Q$		$\bar{K}_Q = \frac{K_Q R_H^2 n}{\pi E h_0^2}$	



续表

项 目	单 位	公 式 及 数 据	说 明
自由位移时无量纲应力 $\sigma_w$		$\sigma_w = \frac{\sigma_w R_H^2 n}{E R_0 W}$	
力平衡时无量纲应力 $\sigma_p$		$\sigma_p = \frac{\sigma_p h_0^2}{P R_H^2}$	
相对厚度 $\delta$		$\delta = \frac{h_0}{R_B}$	

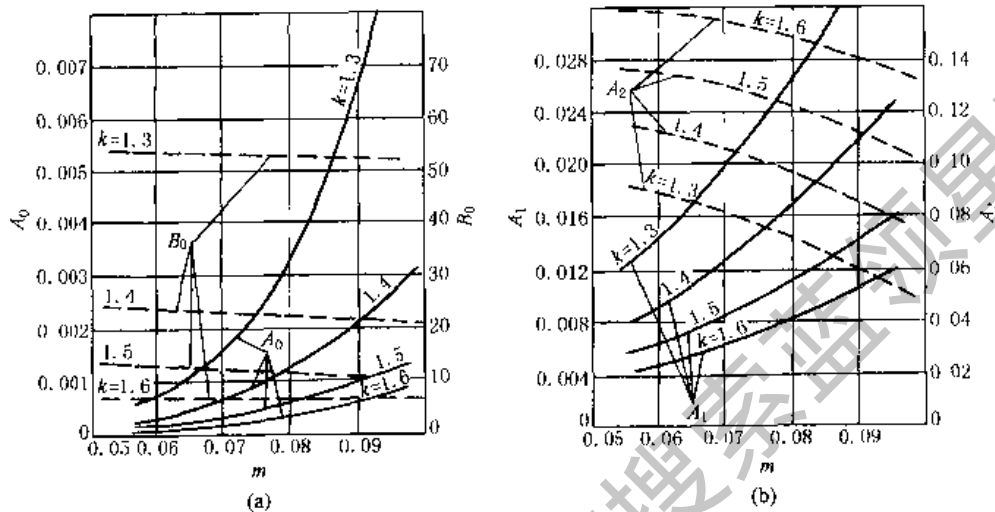


图 7-21-3 系数  $A_0$ 、 $A_1$ 、 $A_2$ 、 $B_0$  的线图

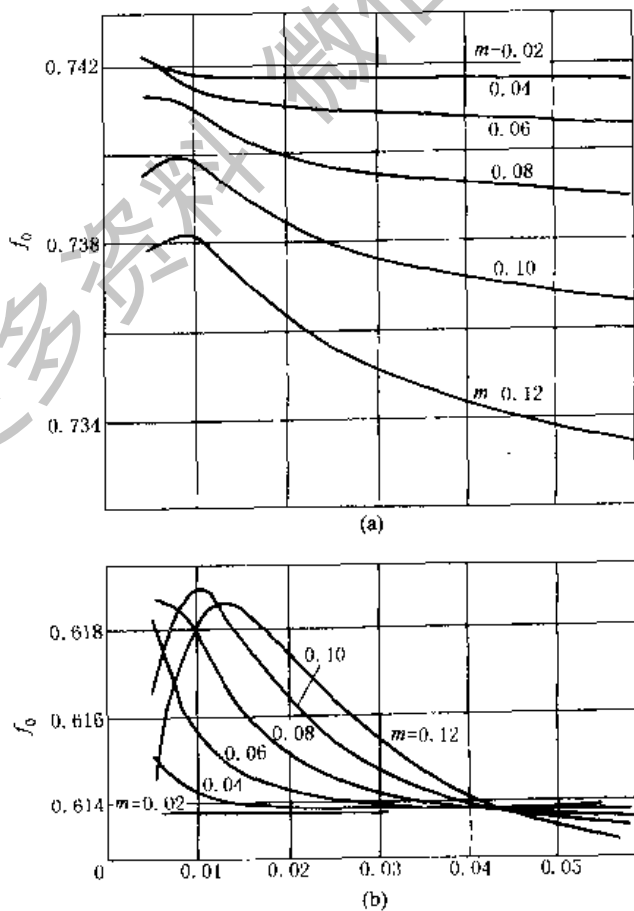


图 7-21-4 初始相对有效面积的变化图  
 $a - k = 1.4$ ,  $b - k = 1.8$

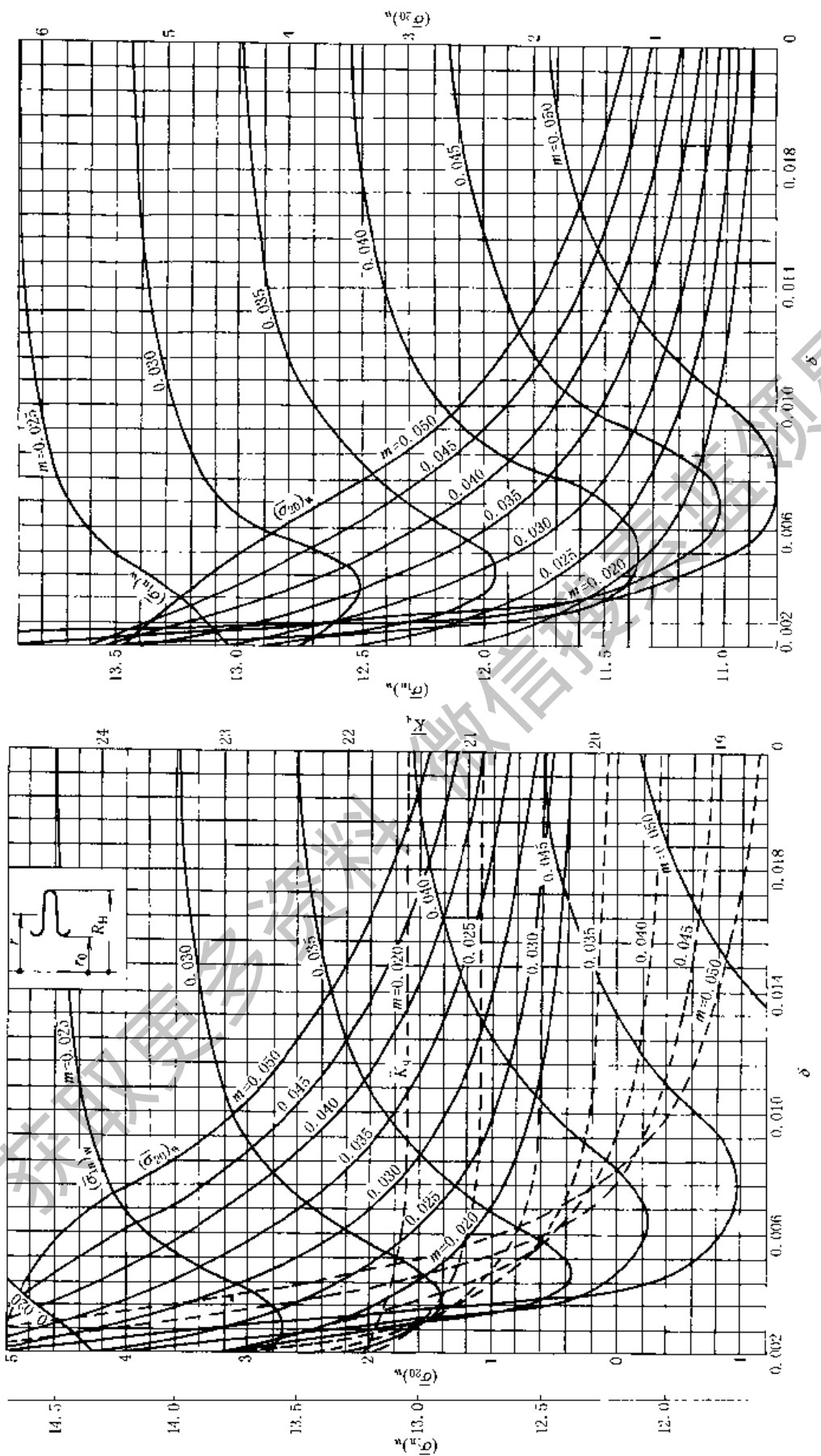


图 7-21-6 波纹管计算诺模图  
 $k = 1.4, r = R_H, P = 0, W \neq 0$

图 7-21-5 波纹管计算诺模图  
 $k = 1.4, r = R_H, P = 0, W \neq 0$

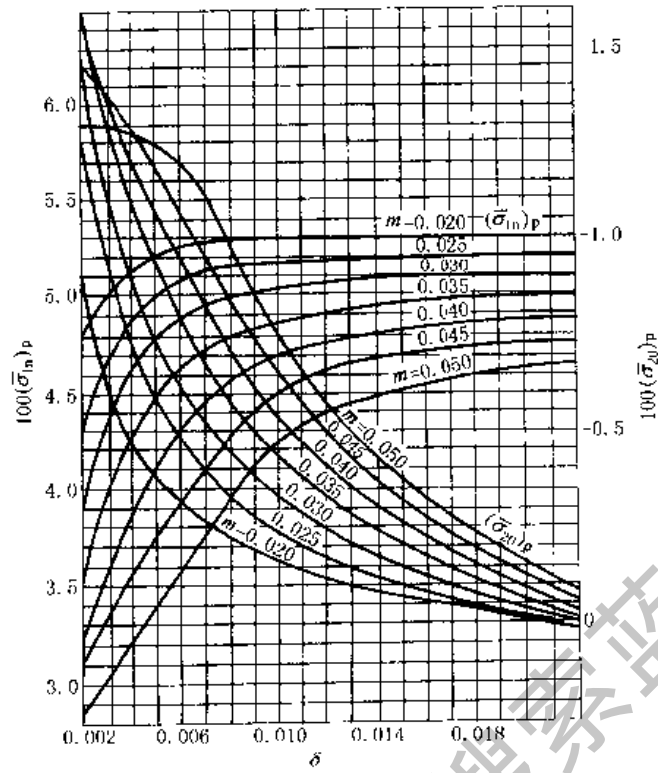


图 7-21-7 波纹管计算诺模图

$k = 1.4, r = R_B, P \neq 0, W = 0$

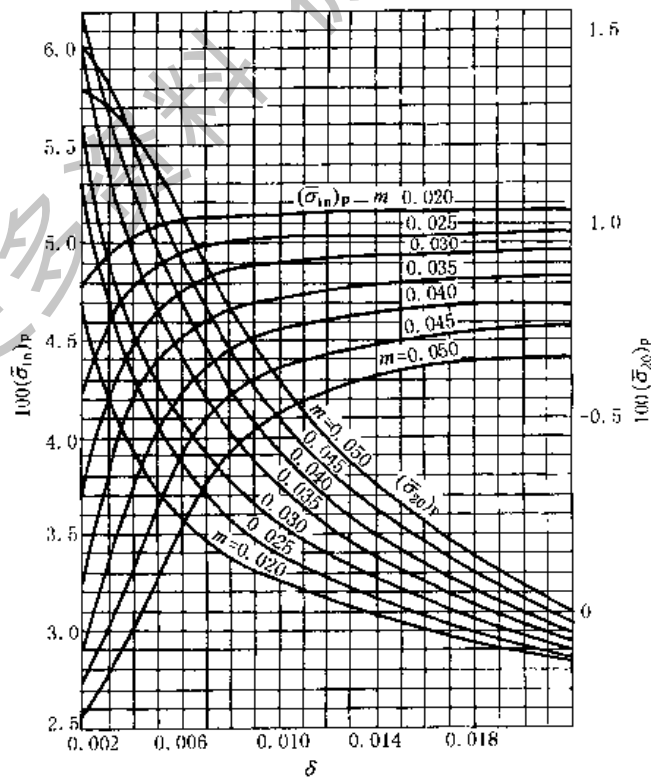


图 7-21-8 波纹管计算诺模图

$k = 1.4, r = R_H, P \neq 0, W = 0$

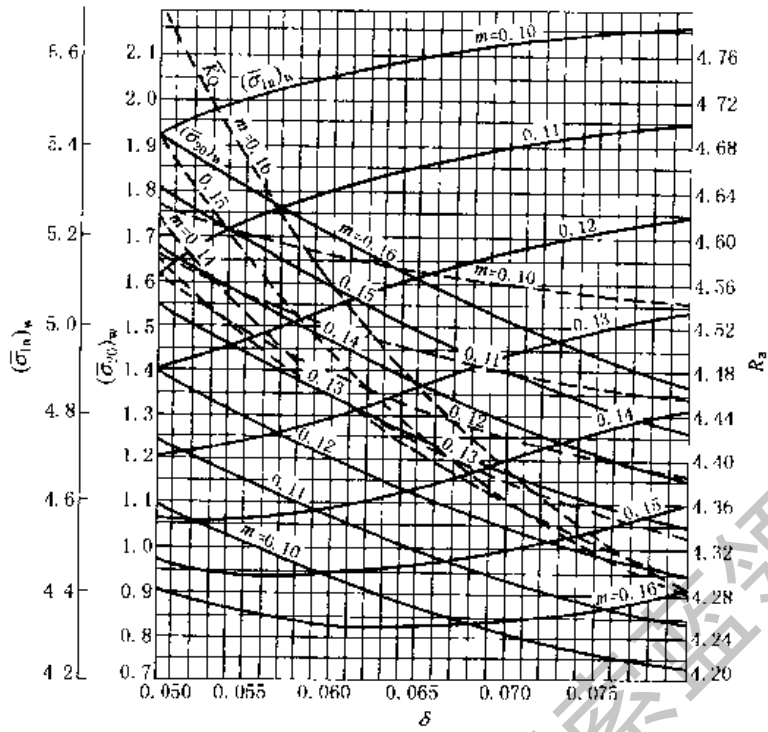


图 7-21-9 波纹管计算诺模图

$k = 1.8, r = R_3, P = 0, W \neq 0$

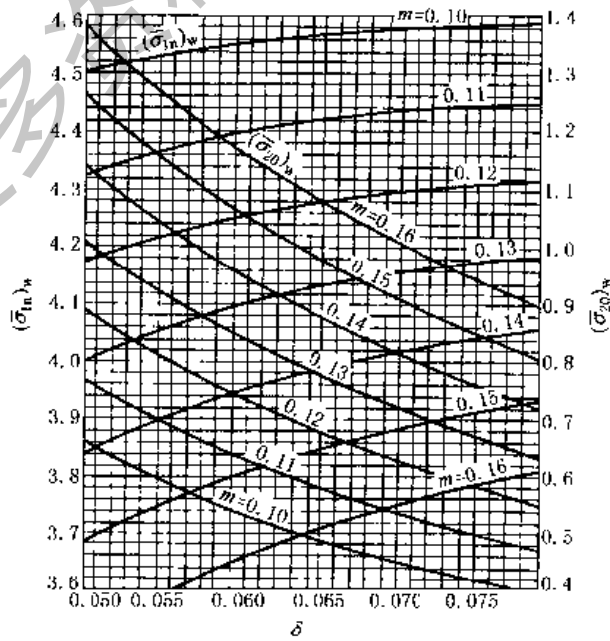


图 7-21-10 波纹管计算诺模图

$k = 1.8, r = R_H, P = 0, W \neq 0$

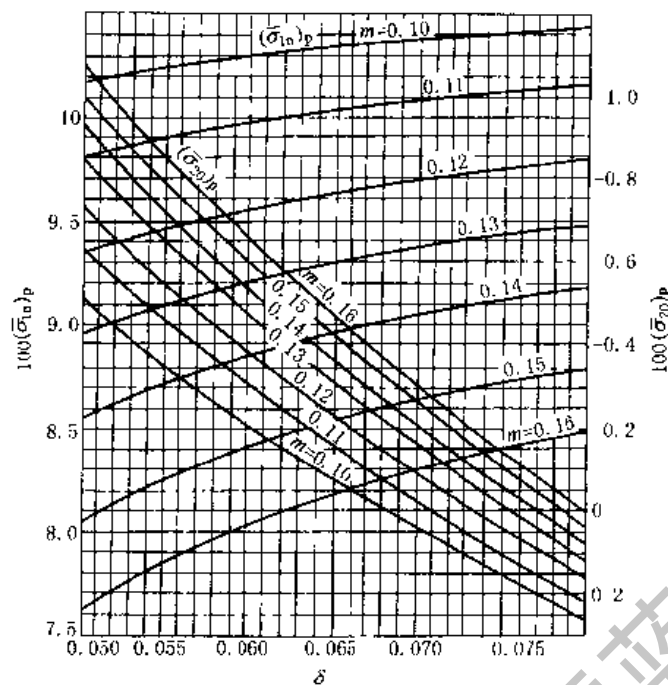


图 7-21-11 波纹管计算诺模图  
 $k = 1.8, r = R_B, P = 0, W = 0$

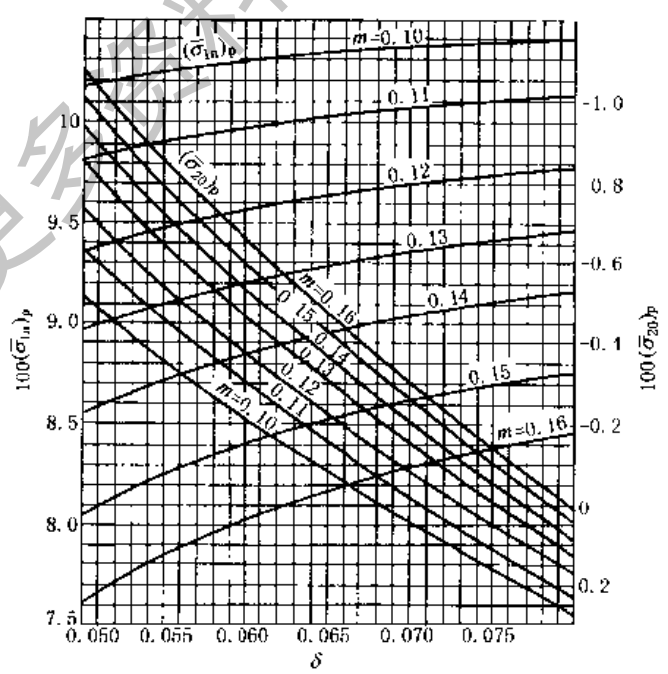
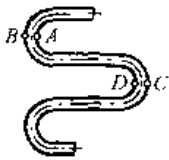


图 7-21-12 波纹管计算诺模图  
 $k = 1.8, r = R_H, P \neq 0, W = 0$

表 7-21-2

波纹管危险点及应力符号

应力	应力符号				载 荷	
	A	B	C	D	压力	位移
$\sigma_{1w}, \sigma_{2w}$	-	+	-	+	P > 0 (内压力)	W = 0
$\sigma_{10}$	-	-	+	+		
$\sigma_{20}$	-	-	-	-		
$\sigma_{1w}, \sigma_{2w}$	+	-	-	+	P = 0	W > 0 (拉力)
$\sigma_{10}$	+	+	+	+		
$\sigma_{20}$	+	+	-	-		



波纹管的危险点

### 4 波纹管计算示例

求波纹管被拉力拉伸到  $W = 3\text{mm}$  时的刚度和最大当量应力。波纹管尺寸  $D_H = 2R_H = 35.4\text{mm}$ ,  $D_B = 2R_B = 25.2\text{mm}$ ,  $h_0 = 0.126\text{mm}$ ,  $r_H = r_B = 0.57\text{mm}$ ,  $n = 5$ , 材料  $E = 2.1 \times 10^5 \text{MPa}$ 。

表 7-21-3

项 目	单位	公 式 及 数 据
计算无量纲参数 $k, \delta, m$		$k = \frac{R_H}{R_B} = \frac{17.7}{12.6} = 14;$ $\delta = \frac{h_0}{R_B} = \frac{0.126}{12.6} = 0.01;$ $m = \frac{r_B}{R_B} = \frac{0.57}{12.6} = 0.045$
计算应力 $\sigma_{1w}, \sigma_{20}, \sigma_{2w}$	MPa	<p>根据 <math>k, \delta, m</math> 在图 7-21-3 中找到谷部处 (<math>r = R_B</math>) 的 <math>(\sigma_{1w})_w</math> 和 <math>(\sigma_{20})_w</math>, 同时按图 7-21-4 找出谷峰处 (<math>r = R_H</math>) 的 <math>(\sigma_{1w})_w</math> 和 <math>(\sigma_{20})_w</math>:</p> <p>当 <math>r = R_B</math> 时, <math>(\sigma_{1w})_w = 11.87, (\sigma_{20})_w = 2.65</math></p> <p>当 <math>r = R_H</math> 时, <math>(\sigma_{1w})_w = 11.6, (\sigma_{20})_w = 2.22</math></p> <p>根据公式 <math>\sigma_w = \frac{\sigma_w R_H^2 n}{E h_0 W}</math> 计算径向应力 <math>\sigma_{1w}</math> 和周向应力 <math>\sigma_{20}</math>:</p> <p>当 <math>r = R_H</math> 时, <math>\sigma_{1w} = 600\text{MPa}, \sigma_{20} = 134\text{MPa}</math></p> <p>当 <math>r = R_B</math> 时, 周向弯曲应力 <math>\sigma_{2w} = \mu \sigma_{1w} = 0.3 \times 600 = 180\text{MPa}</math></p>
计算当量应力 $\sigma_d$	MPa	<p>在谷部点 A 和点 B 的应力符号, 当 <math>W &gt; 0</math> 时, 按表 7-21-2 确定主应力按公式: <math>\sigma_i^{B,H} = \sigma_B \pm \sigma_{iw} (i = 1, 2)</math> 计算。此时, <math>\sigma_{10} \ll \sigma_{1w}</math>, 故应力 <math>\sigma_{10}</math> 可以不考虑</p> <p>对于点 A:</p> $\sigma_1 \approx \sigma_{1w} = -600\text{MPa}$ $\sigma_2 = \sigma_{20} + \sigma_{2w} = 134 + 180 = 314\text{MPa}$ <p>对于点 B:</p> $\sigma_1 \approx -\sigma_{1w} = -600\text{N/mm}^2$ $\sigma_2 = \sigma_{20} - \sigma_{2w} = 134 - 180 = -46\text{MPa}$ <p>根据公式求当量应力 <math>\sigma_d^A = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2}</math></p> $= \sqrt{(600)^2 + (314)^2 - 600 \times 314} = 520\text{MPa}$ <p>而 <math>\sigma_d^B = 624\text{MPa}</math></p>
波纹管刚度 $K_Q$	N/mm	<p>根据图 7-21-5 查出 <math>\bar{K}_Q = 19.5</math>, 波纹管刚度 <math>K_Q</math>:</p> $K_Q = \bar{K}_Q \frac{\pi E h_0^3}{R_H^2 n} = \frac{19.5 \times 3.14 \times 2.1 \times 10^5 \times (0.126)^3}{(17.7)^2 \times 5}$ $\approx 16.42\text{N/mm}$

### 5 波纹管尺寸系列

本尺寸系列适用于工业仪表中作为普通敏感元件, 补偿元件以及密封, 联结用的金属环形单层波纹管。

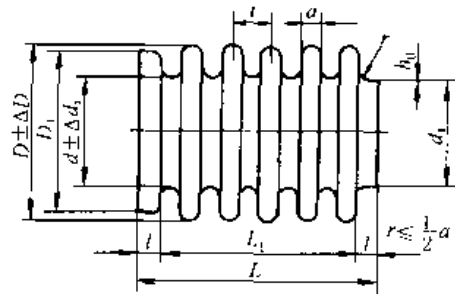


图 7-21-13 波纹管尺寸标注

## 5.1 型式及材料

波纹管按两端配合部分的结构分为五种型式。

A 型：两端均为外配合，代号为 A；

B 型：两端均为内配合，代号为 B；

C 型：一端为外配合，另一端为内配合，代号为 C；

AD 型：一端为外配合，另一端带底，代号为 AD；

BD 型：一端为内配合，另一端带底，代号为 BD。

如有特殊要求，可采用其他配合型式，此时代号为 T。

波纹管用下列四种材料制造：

黄铜 (H80)，代号为 H；

锡磷青铜 (QSn6.5-0.1)，代号为 L；

铍青铜 (QBe2 或 QBe1.9)，代号为 P；

不锈钢 (1Cr18Ni9Ti)，代号为 C。

如有特殊要求，允许采用其他材料。

## 5.2 波纹管尺寸和基本参数

表 7-21-4

波纹管尺寸和基本参数

内 径		外 径		波 距		波 厚		两端配合部分		有效面积 $F = \frac{\pi}{16}(D+d)^2$	
$d$	$\Delta d$	$D$	$\Delta D$	$t$	$a$	$D_1$	$d_1$	$l$			
										$/\text{cm}^2$	
											$/\text{mm}$
										铜合金	不锈钢
4	+0.3	6	±0.4	0.8	0.48	5	$4+2h_0$	3		0.20	
5	+0.3	8	±0.5	0.8	0.55	7	$5+2h_0$	3		0.33	
6 (6.2)	+0.4	10	±0.5	1.0	0.65	8	$6+2h_0$	3		0.50	
8 (7.5)	+0.4	12	±0.6	1.2	0.75	10	$8+2h_0$	3	3.5	0.79	
10 (9.5)	+0.4	15	±0.6	1.8	1.10	13	$10+2h_0$	3	3.5	1.23	
11 (11.5)	+0.4	18	±0.6	2.0	1.15	16	$11+2h_0$	3	3.5	1.65	
12 (12.5)	+0.4	20	±0.7	2.1	1.20	18	$12+2h_0$	3	3.5	2.01	
14 (14.5)	+0.4	22	±0.7	2.2	1.30	20	$14+2h_0$	3.5	4	2.54	
16 (16.5)	+0.4	25	±0.7	2.3	1.35	22	$16+2h_0$	3.5	4	3.30	
18 (18.5)	+0.5	28	±0.7	2.6	1.50	25	$18+2h_0$	3.5	4	4.15	
22 (21.5)	+0.5	32	±0.8	3.0	1.70	28	$22+2h_0$	3.5	4	5.73	
24 (24.5)	+0.5	36	±0.8	3.2	1.80	32	$24+2h_0$	3.5	4	7.07	
25 (25.5)	+0.5	38	±0.8	3.2	1.80	34	$25+2h_0$	3.5	4	7.79	
28 (27.5)	+0.5	40	±0.8	3.4	2.00	36	$28+2h_0$	4	5	9.08	
32 (31)	+0.6	46	±0.8	3.6	2.10	40	$32+2h_0$	4	5	11.82	
35	+0.6	50	±0.8	3.8	2.20	45	$35+2h_0$	4	5	14.16	
37	+0.6	55	±1.0	4.2	2.40	50	$37+2h_0$	4	5	16.62	
40 (41)	+0.6	60	±1.0	4.5	2.50	55	$40+2h_0$	4	5	19.64	
48 (47)	±0.6	70	±1.0	5.0	2.80	(65)	$48+2h_0$	4.5	6	27.34	
55 (54)	+0.7	80	±1.0	5.4	3.00	(75)	$55+2h_0$	4.5	6	35.78	
65 (64)	+0.7	90	±1.1	5.8	3.50	(85)	$65+2h_0$	5	7	47.17	
75	+0.7	100	±1.1	6.0	3.60	(95)	$75+2h_0$	5	7	60.13	
95 (94)	+0.9	125	±1.3	7.5	4.50	(115)	$95+2h_0$	6	8	95.03	
120 (119)	+0.9	160	±1.3	10.0	6.00	(150)	$120+2h_0$	6	8	153.94	
150 (149)	+1.0	200	±1.3	12.0	7.00	(185)	$150+2h_0$	6	8	240.53	

表 7-21-5 波纹基本性能及参数

内径	厚度	一个波纹的刚度				一个波纹的最大允许位移				最大工作压力			
		H80	QSn6.5-0.1	QBe2, QBe1.9	1Cr18Ni9Ti	H80	QSn6.5-0.1	QBe2, QBe1.9	1Cr18Ni9Ti	H80	QSn6.5-0.1	QBe2, QBe1.9	1Cr18Ni9Ti
$d$	$h_0$	/N·mm <sup>-1</sup>				/mm				/10 <sup>5</sup> Pa			
4	0.06	71.41	68.86	71.02	—	0.07	0.08	0.13	—	138.3	164.8	315.8	—
4	0.08	153.03	147.1	107.9	—	0.05	0.06	0.10	—	176.5	209.9	402.2	—
5	0.08	69.06	66.70	148.1	—	0.10	0.13	0.20	—	115.7	137.3	264.8	—
5	0.10	135.18	130.6	30.41	—	0.08	0.10	0.16	—	139.3	165.7	317.8	—
6	0.08	42.18	40.71	49.05	—	0.16	0.20	0.30	—	90.25	106.9	206.0	—
6	0.10	84.16	81.22	75.04	—	0.13	0.16	0.25	—	107.9	127.5	245.2	—
6	0.12	139.3	139.3	109.8	—	0.10	0.13	0.20	—	125.5	149.1	286.4	—
8	0.08	32.37	31.39	33.15	55.91	0.23	0.28	0.40	0.19	72.59	86.32	166.7	225.6
8	0.10	60.42	58.36	54.44	104.1	0.18	0.22	0.35	0.15	88.29	103.0	196.2	269.7
8	0.12	103.0	99.57	84.36	177.5	0.15	0.18	0.29	0.12	103.0	122.6	235.4	318.8
8	0.14	162.84	156.9	124.7	280.5	0.12	0.15	0.24	0.10	112.8	137.3	264.8	358.0
10	0.10	46.59	45.12	27.95	80.04	0.29	0.35	0.58	0.24	82.4	98.1	189.3	255.0
10	0.12	76.51	74.06	46.10	121.6	0.25	0.30	0.50	0.21	99.08	117.7	225.6	304.1
10	0.14	117.7	113.7	72.59	201.5	0.17	0.21	0.34	0.14	115.7	138.3	264.8	358.0
10	0.16	172.6	166.7	109.6	297.2	0.10	0.12	0.20	0.08	131.4	156.9	302.1	410.0
11	0.10	34.33	33.35	21.97	58.86	0.39	0.48	0.78	0.32	62.7	75.53	147.1	196.2
11	0.12	60.82	82.99	58.86	104.9	0.33	0.40	0.66	0.28	74.55	88.29	170.6	231.5
11	0.14	93.19	177.5	89.76	160.3	0.23	0.28	0.46	0.20	85.34	101.0	194.2	262.9
11	0.16	135.3	80.44	130.96	233.4	0.14	0.17	0.28	0.12	96.13	114.7	220.7	298.2
12	0.10	25.99	157.3	25.01	44.63	0.50	0.62	0.80	0.42	52.97	63.76	122.6	166.7
12	0.12	42.18	49.05	40.71	72.59	0.41	0.51	0.80	0.34	62.78	74.55	143.2	196.2
12	0.14	64.25	97.90	62.29	110.8	0.35	0.42	0.69	0.29	72.59	86.32	166.7	227.5
12	0.16	94.66	167.9	91.23	162.8	0.31	0.38	0.60	0.26	80.44	96.13	186.3	255.0



续表

内径 $d$	厚度 $h_0$	一个波纹的刚度				一个波纹的最大允许位移				最大耐压力			
		H80	QSn6.5-0.1	QBe2、QBe1.9	1Cr18Ni9Ti	H80	QSn6.5-0.1	QBe2、QBe1.9	1Cr18Ni9Ti	H80	QSn6.5-0.1	QBe2、QBe1.9	1Cr18Ni9Ti
/mm		/N·mm <sup>-1</sup>				/mm				/10 <sup>4</sup> Pa			
14	0.10	28.44	37.76	27.46	49.05	0.50	0.61	0.80	0.41	49.05	56.89	109.8	151.0
14	0.12	46.69	70.43	45.32	80.44	0.41	0.50	0.80	0.34	56.89	66.7	129.4	176.5
14	0.14	72.59	119.6	69.84	125.0	0.35	0.43	0.68	0.29	64.74	78.48	149.1	204.0
14	0.16	107.1	189.3	103.4	184.8	0.30	0.37	0.59	0.25	73.57	88.29	168.7	229.5
16	0.10	24.03	54.44	23.34	41.39	0.62	0.76	0.86	0.51	38.25	46.1	88.29	121.6
16	0.12	39.73	89.27	38.25	68.17	0.51	0.62	0.86	0.42	46.10	54.93	105.9	143.2
16	0.14	62.58	136.8	60.33	107.4	0.43	0.52	0.83	0.35	51.99	60.82	119.6	162.8
16	0.16	90.84	201.1	91.23	162.2	0.37	0.46	0.73	0.31	58.86	68.67	133.4	184.4
18	0.10	18.83	40.22	18.83	32.37	0.77	0.94	1.00	0.60	34.33	41.2	18.48	107.9
18	0.12	30.901	29.921	36.101	53.366	0.63	0.78	1.00	0.53	41.202	49.05	94.176	127.53
18	0.14	48.560	46.696	59.056	83.189	0.54	0.66	1.00	0.45	47.088	54.936	107.91	147.15
18	0.16	71.613	69.161	83.390	123.116	0.47	0.58	0.92	0.39	52.974	62.784	121.64	164.81
22	0.10	17.462	16.873	20.210	30.51	0.94	1.15	1.17	0.78	29.43	34.335	68.67	93.20
22	0.12	29.921	29.136	34.924	57.19	0.78	0.96	1.17	0.65	35.316	43.164	82.404	112.82
22	0.14	47.579	46.107	55.427	83.58	0.66	0.81	1.17	0.55	41.202	49.05	94.176	127.53
22	0.16	71.221	69.161	82.993	125.176	0.58	0.71	1.12	0.48	46.107	54.936	105.95	145.19
22	0.18	101.04	98.1	117.72	177.56	0.51	0.62	0.99	0.42	51.012	60.822	117.72	160.88
24	0.10	16.481	15.892	19.129	28.449	1.08	1.26	1.26	0.90	24.525	29.43	56.90	78.48
24	0.12	26.978	26.291	31.392	46.107	0.94	1.15	1.26	0.78	29.43	35.316	68.67	93.195
24	0.14	41.594	40.221	48.265	71.613	0.76	0.94	1.26	0.63	34.335	41.202	80.44	107.91
24	0.16	61.313	59.252	71.123	105.46	0.67	0.82	1.26	0.55	39.24	45.126	88.20	122.63
24	0.18	86.819	83.876	101.04	149.65	0.58	0.72	1.14	0.48	43.164	52.974	100.06	135.38
25	0.12	18.443	17.854	21.58	31.85	1.04	1.26	1.26	0.86	27.468	31.392	60.82	83.39
25	0.14	28.940	27.959	33.85	49.54	0.88	1.08	1.26	0.73	31.392	37.278	70.63	96.14
25	0.16	42.674	41.202	49.835	73.58	0.77	0.95	1.26	0.64	35.316	43.164	80.44	109.87

续表

内径 $d$	厚度 $h_0$	一个波纹的刚度					一个波纹的最大允许位移					最大耐压力				
		H80	QSn6.5-0.1	QBe2, QBe1.9	1Cr18Ni9Ti	H80	QSn6.5-0.1	QBe2, QBe1.9	1Cr18Ni9Ti	H80	QSn6.5-0.1	QBe2, QBe1.9	1Cr18Ni9Ti	H80	QSn6.5-0.1	QBe2, QBe1.9
/mm		/N·mm <sup>-1</sup>					/mm					/10 <sup>4</sup> Pa				
25	0.18	60.822	58.86	71.024	104.97	0.68	0.84	1.26	0.56	39.24	47.088	90.25	122.63			
25	0.20	84.366	81.42	98.1	145.19	0.61	0.74	1.18	0.50	43.164	51.012	98.1	135.38			
28	0.12	32.367	21.58	25.997	38.259	1.08	1.26	1.26	0.90	27.468	31.392	62.78	84.37			
28	0.14	34.335	33.354	40.221	59.351	0.92	1.13	1.26	0.76	31.392	37.278	70.63	98.1			
28	0.16	50.522	49.05	58.86	87.113	0.80	0.98	1.26	0.66	35.316	43.164	82.404	111.83			
28	0.18	71.123	68.67	82.895	122.63	0.71	0.87	1.26	0.58	39.24	47.088	92.214	123.61			
28	0.20	98.1	94.67	113.80	168.54	0.63	0.78	1.23	0.53	41.202	49.05	98.1	132.44			
32	0.12	16.677	15.696	19.62	29.43	1.28	1.35	1.35	1.06	21.582	24.525	50.03	68.67			
32	0.14	25.702	24.721	29.92	45.32	1.09	1.34	1.35	0.90	23.544	29.43	58.86	80.44			
32	0.16	39.24	37.278	44.93	67.297	0.96	1.17	1.35	0.79	29.43	35.32	68.67	92.214			
32	0.18	54.936	52.974	63.96	95.942	0.84	1.04	1.35	0.70	33.354	39.24	74.56	103.99			
32	0.20	76.322	73.675	88.88	132.44	0.76	0.93	1.35	0.63	36.297	43.16	83.39	113.80			
35	0.12	15.50	14.911	18.05	26.68	1.42	1.44	1.44	1.18	19.62	23.54	45.13	60.82			
35	0.14	24.329	23.348	28.25	41.69	1.21	1.44	1.44	1.00	21.582	26.49	51.01	68.67			
35	0.16	35.905	34.531	41.79	61.803	1.05	1.29	1.44	0.87	24.525	29.43	57.88	78.48			
35	0.18	50.62	48.854	58.86	87.31	0.93	1.14	1.44	0.77	27.468	33.35	64.75	88.29			
35	0.20	69.259	66.904	80.64	119.49	0.84	1.03	1.44	0.69	32.18	37.278	70.63	98.1			
37	0.14	15.206	14.715	17.66	26.09	1.51	1.62	1.62	1.25	19.62	23.544	47.09	62.78			
37	0.16	22.56	21.19	25.51	37.769	1.32	1.62	1.62	1.10	23.54	27.468	52.97	72.59			
37	0.18	31.196	30.02	36.297	53.96	1.16	1.42	1.62	0.96	25.51	31.392	58.86	80.44			
37	0.20	43.16	41.70	50.03	74.066	1.04	1.28	1.62	0.86	27.47	33.354	64.75	88.29			
40	0.14	14.323	13.94	16.677	25.114	1.80	1.80	1.80	1.59	17.66	21.582	41.20	56.90			
40	0.16	21.39	20.80	25.02	37.67	1.66	1.80	1.80	1.37	19.62	23.544	47.09	62.78			
40	0.18	30.41	29.43	35.32	53.37	1.47	1.80	1.80	1.22	21.58	27.468	51.01	70.63			
40	0.20	41.59	40.417	48.46	73.085	1.22	1.62	1.80	1.10	24.53	29.43	56.90	78.48			

续表

内径 <i>d</i>	厚度 <i>h<sub>0</sub></i>	一个波纹的刚度				一个波纹的最大允许位移				最大耐压力			
		H80	QSn6.5-0.1	QBe2, QBe1.9	1Cr18Ni9Ti	H80	QSn6.5-0.1	QBe2, QBe1.9	1Cr18Ni9Ti	H80	QSn6.5-0.1	QBe2, QBe1.9	1Cr18Ni9Ti
/mm		/N·mm <sup>-1</sup>				/mm				/10 <sup>4</sup> Pa			
48	0.16	15.01	14.52	17.462	25.80	2.00	2.00	2.00	2.00	16.68	19.62	37.28	51.01
48	0.18	21.09	20.31	24.53	36.30	2.00	2.00	2.00	2.00	17.66	21.58	43.16	58.86
48	0.20	28.45	27.47	33.158	49.05	1.94	2.00	2.00	2.00	19.62	23.54	47.09	62.78
48	0.22	37.47	36.30	43.95	64.75	1.75	2.00	2.00	2.00	21.58	27.468	51.01	70.63
55	0.16	13.73	13.24	16.187	23.54	2.16	2.00	2.16	2.16	13.74	16.677	31.39	43.16
55	0.18	19.13	18.15	22.07	32.37	2.16	2.16	2.16	2.16	15.70	17.66	34.34	47.09
55	0.20	25.51	24.53	29.43	43.65	2.16	2.16	2.16	2.16	17.66	19.62	39.24	52.97
55	0.22	32.96	31.88	38.75	56.90	2.16	2.16	2.16	2.16	17.66	21.58	41.20	56.90
65	0.16	13.93	13.44	16.09	23.94	2.05	2.05	2.05	2.05	11.77	15.70	29.43	39.24
65	0.18	18.84	18.149	21.97	32.57	2.05	2.05	2.05	2.05	13.73	17.66	33.35	44.145
65	0.20	25.99	24.92	30.02	44.64	2.05	2.05	2.05	2.05	15.70	17.66	35.32	49.05
65	0.25	48.07	46.598	55.92	82.89	1.95	2.05	2.05	2.05	19.62	23.54	45.13	60.82
75	0.16	25.99	25.51	30.607	45.32	2.16	2.16	2.16	2.16	9.81	11.77	23.54	31.39
75	0.20	42.67	41.202	49.54	73.58	2.16	2.16	2.16	2.16	13.734	14.715	29.43	39.24
75	0.25	76.03	73.58	88.29	130.96	1.65	2.03	2.16	1.37	15.696	19.62	34.34	49.05
75	0.30	121.15	116.74	140.77	208.46	1.38	1.70	2.16	1.14	19.62	23.54	44.15	58.86
95	0.30	85.84	—	—	148.13	2.15	—	—	1.80	14.72	—	—	49.05
95	0.40	182.47	—	—	314.41	1.60	—	—	1.30	19.62	—	—	60.82
95	0.50	337.46	—	—	581.73	1.26	—	—	1.05	24.53	—	—	78.48
120	0.30	57.88	—	—	100.06	3.60	—	—	3.25	11.772	—	—	39.24
120	0.40	117.82	—	—	203.06	2.92	—	—	2.42	17.658	—	—	53.96
120	0.50	214.84	—	—	369.84	2.31	—	—	1.92	19.62	—	—	63.77
150	0.30	44.15	—	—	76.028	4.50	—	—	4.50	9.81	—	—	29.43
150	0.50	146.66	—	—	252.61	3.28	—	—	2.72	14.715	—	—	49.05

## 6 波纹管应用实例

图 7-21-14 是一些波纹管的应用实例。

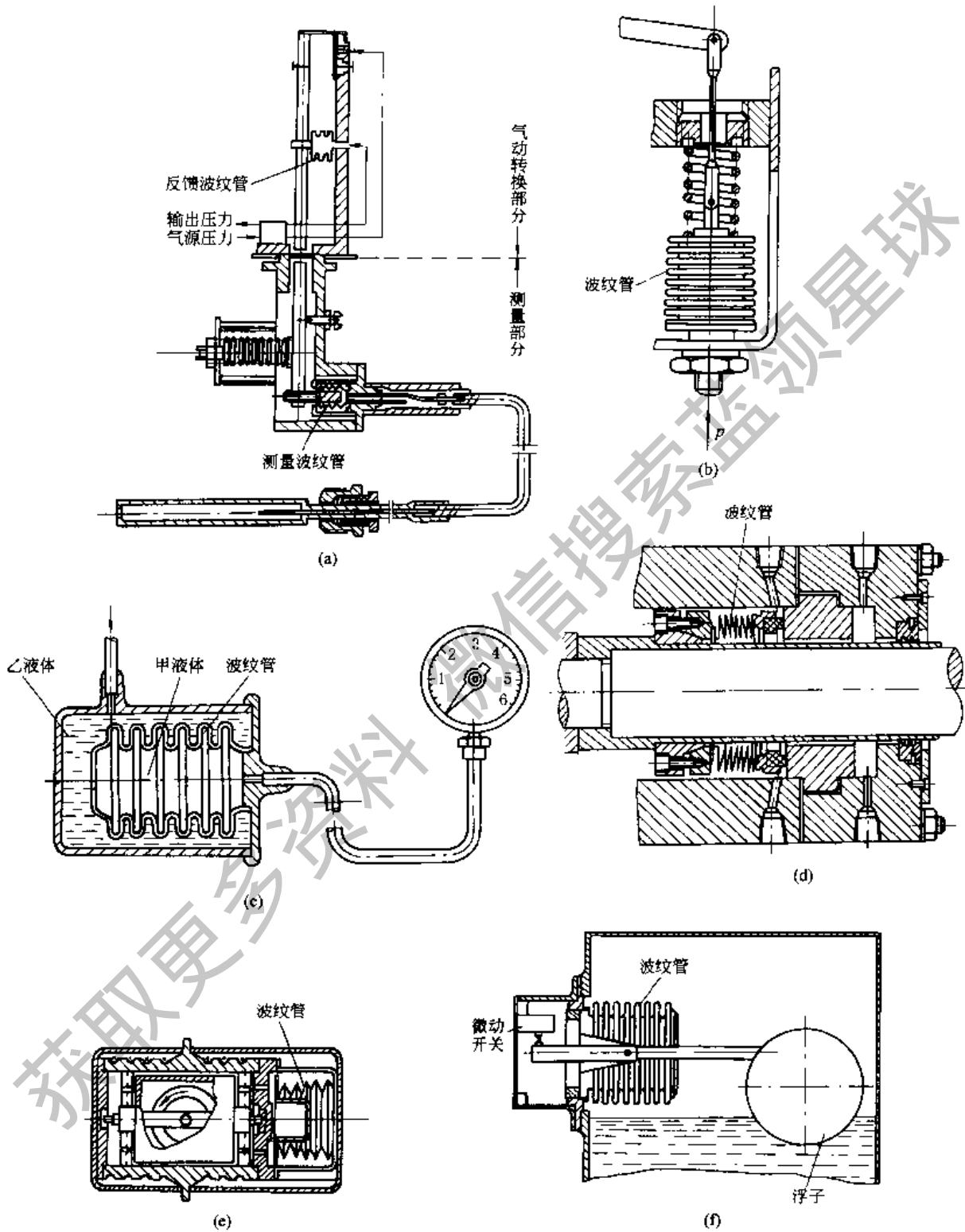


图 7-21-14 波纹管的应用实例

- (a) 压力式温度变送器中作测量元件；(b) 气动遥控板测量机构中作测量元件；  
 (c) 远距离压力计中作隔离元件；(d) 作机械密封用波纹管；  
 (e) 浮子陀螺仪中作液体热膨胀补偿器；(f) 支承的隔离密封

## 第 22 章 压力弹簧管

### 1 压力弹簧管的类型与用途

压力弹簧管是具有椭圆形、扁平形或偏心圆等不同形状的截面（图 7-22-2），且一端固定，一端自由并封闭的金属管。工作时，一般将管的开口端固定，当管的内腔受流体压力  $P$  作用时，管的曲率改变，自由端产生直线位移。因此，它能用作测量压力的敏感元件。与其他测压元件相比，压力弹簧管具有测压范围广的优点，同时结构简单，制造容易，使用可靠。

压力弹簧管一般做成如图 7-22-1 所示的 C 形管。为了增大灵敏度，还可以做成 S 形管、盘簧管和螺旋管等，而盘簧管和螺旋管的自由端可获得较大的转角。

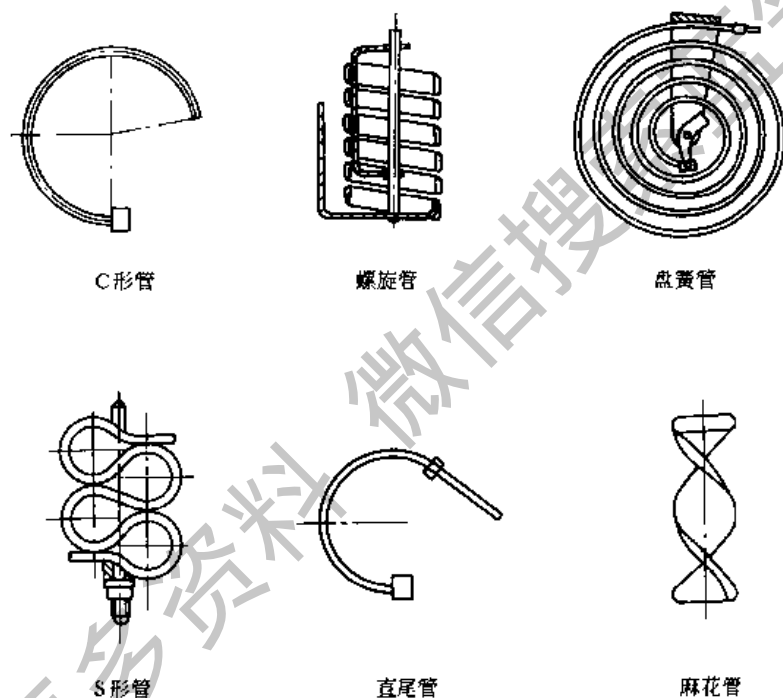


图 7-22-1 压力弹簧管类型

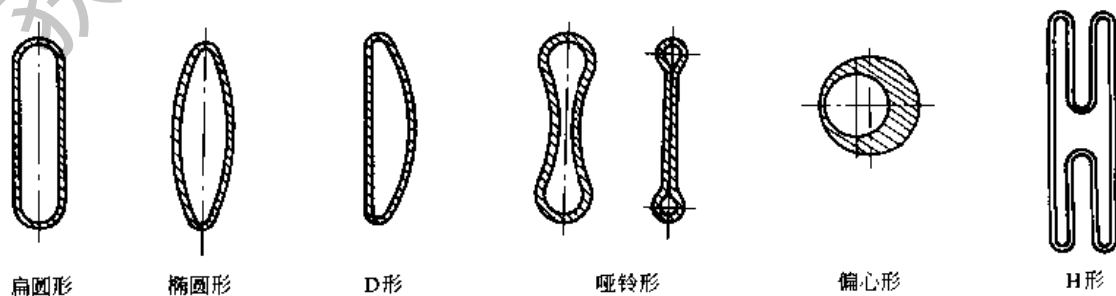


图 7-22-2 压力弹簧管截面形状

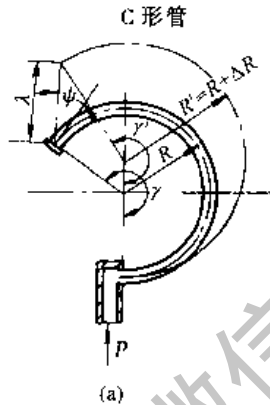
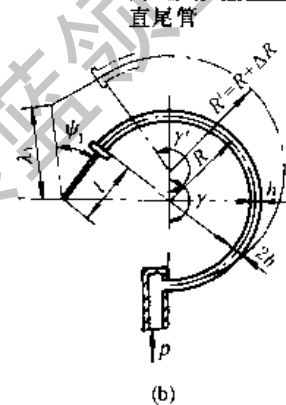
## 2 压力弹簧管的材料

表 7-22-1

材 料	抗拉强度 $\sigma_p$ /MPa	比例极限 $\sigma_p$ /MPa	弹性模量 $E$ /MPa	硬 度 HV
QSn4-3	784	540	107800	
QBe2	1226	1000	136000	380
1Cr18Ni9Ti	539	107.8	203000	155
50CrVA	1273	1000	212000	450
3J53 (Ni42CrTiAl)	1372	1000	181300	411

## 3 压力弹簧管计算公式

表 7-22-2

项 目	单 位	公 式 及 数 据	
		 <p style="text-align: center;">C形管 (a)</p>	 <p style="text-align: center;">直尾管 (b)</p>
曲率半径增量 $\Delta R$	mm	$\frac{\Delta R}{R} \times \frac{E}{p} = \frac{a^3}{h^3} \times \frac{k_3}{(1+x^2k_1)}, \quad \Delta R = \frac{a^3}{h^3} \times \frac{k_3}{(1+x^2k_1)} \times \frac{RP}{E}$	
牵引力矩 $T$	N·mm	$\frac{T}{pa^3} = \frac{a}{R} \times \frac{a^2}{h^2} \times \frac{k_4}{(1+x^2k_2)}$	
最大应力 $\sigma_{max}$	MPa	$\frac{\sigma_{max}}{p} = \frac{a^2}{h^2} \times \frac{k_5}{(1+x^2k_1)}$	
管端牵引力 $F$	N	$\frac{FR}{T} = \frac{\sqrt{2(1-\cos\gamma)} - 2r\sin\gamma + r^2}{k_0}$	
管端位移量 $\lambda$ 、 $\lambda_1$	mm	$\frac{\lambda}{\Delta R} = \sqrt{2(1-\cos\gamma)} - 2r\sin\gamma + r^2$	$\left(\frac{\lambda_1}{\Delta R^2}\right)^2 = \left(\frac{\lambda}{\Delta R}\right)^2 + 2\frac{\lambda}{\Delta R} \times \frac{l}{R} r\sin\psi + \left(\frac{l}{R}\right)^2 r^2$
管端位移方向角 $\psi$ 、 $\psi_1$	(°)	$\psi = \frac{3}{2}\pi - \gamma - \varphi$ $\tan\varphi = \frac{r\sin\gamma - \sin\gamma}{1 - \cos\gamma - r\sin\gamma}$	$\tan\psi_1 = \tan\psi + \frac{\Delta R}{\lambda} \times \frac{l}{R} \times \frac{r}{\cos\psi}$
附 注		<p><math>R</math>——弹簧管的曲率半径, mm  <math>E</math>——弹性模量, MPa  <math>p</math>——工作压力, MPa  <math>a</math>——截面长半径, mm  <math>b</math>——截面短半径, mm  <math>k_1, k_2, k_3, k_4, k_5</math>——取决于截面形状和 <math>\frac{b}{a}</math> 值的系数, 列于图 7-22-3 及图 7-22-4  <math>\gamma</math>——压力弹簧管的中心角, (°)  <math>\lambda</math>——C形管端位移量, mm  <math>\lambda_1</math>——直尾管端位移量, mm  <math>\psi</math>——位移方向与弹簧管圆弧切线方向的夹角, (°)  <math>\varphi</math>——位移方向与连杆(与使用仪表连接的连杆, 图中未示出)方向的夹角, (°)  <math>\psi_1</math>——直尾管末端位移方向与直尾杆轴线间夹角, (°)  <math>l</math>——自由端直尾杆长度, mm  <math>k_0</math>——取决于 <math>r</math> 的系数</p>	

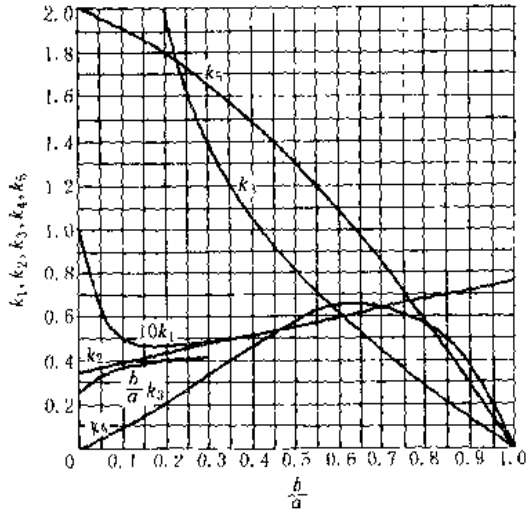


图 7-22-3 近似椭圆截面的  $k_1 \sim k_5$  值

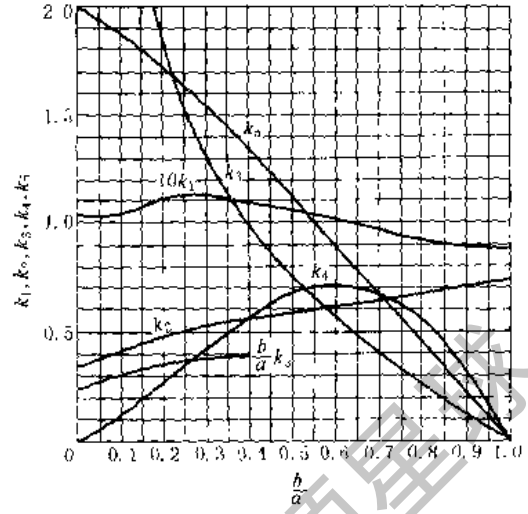


图 7-22-4 扁圆截面的  $k_1 \sim k_5$  值

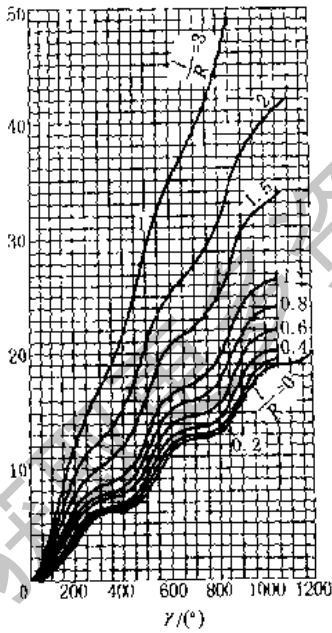


图 7-22-5  $\frac{\lambda_1}{\Delta R}$  与  $\gamma$  的关系

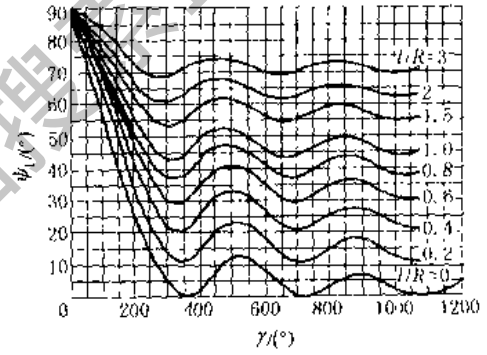


图 7-22-6  $\psi_1$  与  $\gamma$  的关系

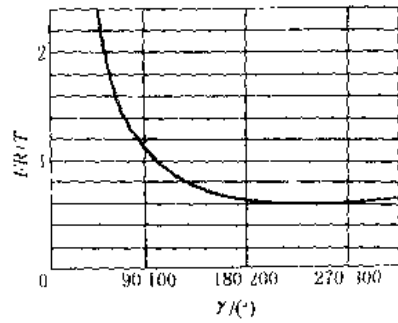


图 7-22-7  $\frac{FR}{T}$  与  $\gamma$  的关系

#### 4 压力弹簧管计算示例

例 求承受压力  $p = 0.412 \text{ MPa}$  的扁圆截面弹簧管的位移、最大应力、牵引力矩、牵引力。尺寸为  $a = 10.39 \text{ mm}$ ,  $b = 3.18 \text{ mm}$ ,  $h = 0.53 \text{ mm}$ ,  $R = 52.3 \text{ mm}$ ,  $\gamma = 241^\circ$ 。材料为 QSn4-3, 其弹性模量  $E = 107800 \text{ MPa}$ 。

表 7-22-3

项 目	单 位	公 式 及 数 据
确定系数 $k_1 \sim k_5$		$\frac{b}{a} = \frac{3.8}{10.39} = 0.306; \quad \frac{a}{h} = \frac{10.39}{0.53} = 19.6$ 根据图 7-22-4 查得: $k_1 = 0.111, k_2 = 0.426, k_3 = 1.26, k_4 = 0.444, k_5 = 1.51$
曲率半径增量 $\Delta R$	mm	$\Delta R = \left(\frac{a}{h}\right)^3 = \frac{k_3}{(1+k_1x^2)} \times \frac{R}{E} p = (19.6)^3 \times \frac{1.26 \times 52.3}{1+0.111 \times 15.2 \times 107800} \times 0.412 = 0.706$ 式中 $x = \frac{a^2}{(Rh)^2} = \frac{10.39^2}{(52.3 \times 0.53)} = 3.89$ 故 $x^2 = 15.2$
管端位移量 $\lambda$	mm	因是 C 形管, 故 $\frac{l}{R} = 0$ 根据图 7-22-5 查得 当 $\gamma = 241^\circ, \frac{\lambda}{\Delta R} = 5.3$ 所以 $\lambda = 5.3 \Delta R = 5.3 \times 0.706 = 3.74$ 查图 7-22-6 得管端位移方向角 $\psi, \psi = 16^\circ$
牵引力矩 $T$	N·mm	$\frac{T}{pa^3} = \frac{a}{R} \left(\frac{a}{h}\right)^2 \frac{k_4}{1+k_2x^2}$ 故 $T = pa^3 \frac{a}{R} \left(\frac{a}{h}\right)^2 \frac{k_4}{1+k_2x^2} = 0.412 \times 10.39^3 \times 19.6^2 \times \frac{0.444}{1+0.426 \times 15.2} = 2093$
管端牵引力 $F$	N	根据图 7-22-7 查得 $\gamma = 241^\circ$ 时 $\frac{FR}{T} = 0.62$ 所以 $F = \frac{0.62T}{R} = \frac{0.62 \times 2093}{52.3} = 24.81$
最大应力 $\sigma_{\max}$	MPa	$\frac{\sigma_{\max}}{p} = \left(\frac{a}{h}\right)^2 \frac{k_5}{1+k_1x^2}$ 所以 $\sigma_{\max} = p \left(\frac{a}{h}\right)^2 \frac{k_5}{1+k_1x^2} = 0.412 \times 19.6^2 \times \frac{1.51}{1+0.111 \times 15.2} = 88.94$

## 5 压力弹簧管的尺寸系列

表 7-22-4

弹簧管内径/mm	适用压力表的表壳内径/mm	测量类别	承压范围	有效张角/(°)	精度等级
100	150	压力/ $10^6$ Pa	0 ~ 5.886, 0 ~ 9.81, 0 ~ 15.696, 0 ~ 24.525, 0 ~ 39.24, 0 ~ 58.86, 0 ~ 98.1, 0 ~ 156.96, 0 ~ 245.25, 0 ~ 392.4, 0 ~ 588.6, 0 ~ 981	270	1.5 ~ 2.5
		真空/Pa	101324.72 ~ 0		
64	100	压力/Pa ~ $10^6$ Pa	101324.7 ~ 0 ~ 79.99, 101324.7 ~ 0 ~ 133.32, 101324.7 ~ 0 ~ 213.3, 101324.7 ~ 0 ~ 333.2, 101324.7 ~ 0 ~ 533.3, 101324.7 ~ 0 ~ 799.9	270	1.5 ~ 2.5
		真空/Pa ~ $10^6$ Pa	101324.7 ~ 0 ~ 98.1, 101324.7 ~ 0 ~ 156.96, 101324.7 ~ 0 ~ 245.25		
37	60	压力/ $10^6$ Pa	0 ~ 9.81, 0 ~ 15.696, 0 ~ 24.525, 0 ~ 39.24, 0 ~ 58.86, 0 ~ 98.1, 0 ~ 156.96, 0 ~ 245.25, 0 ~ 392.4, 0 ~ 588.6, 0 ~ 981	270	1.5 ~ 2.5



续表

弹簧管内径/mm	适用压力表的表壳内径/mm	测量类别	承压范围	有效张角/(°)	精度等级
42.5	60	压力/ $10^4$ Pa	0~392.4, 0~2452.5		1.5~2.5
26	40	压力/ $10^4$ Pa	0~9.81, 0~15.696, 0~24.525, 0~39.24, 0~58.86, 0~9.81, 0~156.96, 0~245.25		1.5~4

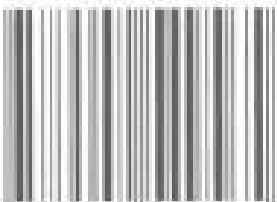
## 参 考 文 献

- 1 [苏] 波诺马廖夫 C.И 等著. 机器及仪表弹性元件的计算. 王鸿翔译. 北京: 化学工业出版社, 1987
- 2 全国弹簧标准化技术委员会编. 中国机械工业标准汇编·弹簧卷. 北京: 中国标准出版社, 1999
- 3 张英会, 刘辉航, 王德成主编. 弹簧手册. 北京: 机械工业出版社, 1997
- 4 辛一行主编. 现代机械设备设计手册. 北京: 机械工业出版社, 1996
- 5 郑国伟主编. 机修手册. 北京: 机械工业出版社, 1993
- 6 徐灏主编. 新编机械设计师手册. 北京: 机械工业出版社, 1995
- 7 郭荣生著. 空气弹簧悬挂的设计与计算. 青岛: 四方车辆研究所, 1973
- 8 日本ばね技術研究会編. ばね·第三版. 東京: 丸善株式会社, 1982

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

ISBN 7-5025-4956-0



9 787502 549565 >

ISBN 7-5025-4956-0 / TH · 163 定价: 53.00元