

# 目 录

## 第 1 篇 零部件的结构与组合

|                               |     |
|-------------------------------|-----|
| <b>第 1 章 紧固与联接的结构</b>         |     |
| <b>1 螺纹联接</b> .....           | 1   |
| 1.1 螺纹联接的基本类型及其应用 .....       | 1   |
| 1.1.1 螺杆的基本类型及其应用 .....       | 4   |
| 1.1.2 螺杆末端的基本类型及其应用 .....     | 5   |
| 1.1.3 螺纹联接扳拧部位的基本形式及其应用 ..... | 7   |
| 1.2 螺纹联接的应用示例 .....           | 10  |
| 1.3 防止螺纹联接自松的方法及示例 .....      | 26  |
| 1.3.1 摩擦防松 .....              | 26  |
| 1.3.2 直接锁住防松 .....            | 35  |
| 1.3.3 破坏螺纹运动副关系防松 .....       | 48  |
| 1.4 有利于提高螺纹联接强度的主要结构类型 .....  | 50  |
| 1.5 螺纹联接的其他要素及特殊结构 .....      | 56  |
| 1.6 高锁螺栓联接 .....              | 62  |
| 1.7 扭剪型高强度螺栓联接 .....          | 63  |
| 1.8 钢丝螺套 .....                | 63  |
| 1.9 螺柱联接 .....                | 65  |
| 1.10 螺钉定位联接 .....             | 69  |
| 1.11 差动螺纹联接 .....             | 70  |
| 1.12 反向螺纹联接 .....             | 72  |
| <b>2 铆钉联接</b> .....           | 73  |
| 2.1 铆钉类型 .....                | 73  |
| 2.2 几种新型铆钉 .....              | 75  |
| 2.3 铆接的接头形式与结构 .....          | 78  |
| 2.4 铆接的应用示例 .....             | 80  |
| <b>3 销联接与榫联接</b> .....        | 82  |
| 3.1 销连接 .....                 | 82  |
| 3.1.1 销联接的类型 .....            | 82  |
| 3.1.2 销联接的结构 .....            | 84  |
| 3.1.3 销联接的应用示例 .....          | 86  |
| 3.2 榫联接 .....                 | 90  |
| <b>4 键联接</b> .....            | 91  |
| 4.1 键联接的类型 .....              | 91  |
| 4.2 键联接的应用示例 .....            | 95  |
| <b>5 型面联接</b> .....           | 98  |
| <b>6 弹性环联接</b> .....          | 98  |
| 6.1 弹性环联接的类型 .....            | 99  |
| 6.2 弹性环联接的应用 .....            | 100 |
| <b>7 容差环联接</b> .....          | 100 |
| <b>8 星盘联接</b> .....           | 101 |
| <b>9 压套联接</b> .....           | 102 |
| <b>10 液压胀套联接</b> .....        | 103 |
| <b>11 过盈配合联接</b> .....        | 106 |
| <b>12 粘接</b> .....            | 110 |
| <b>13 管道联接</b> .....          | 116 |
| <b>14 联接中的定心设计</b> .....      | 123 |
| <b>第 2 章 轴</b>                |     |
| <b>1 概述</b> .....             | 126 |
| 1.1 轴的种类和特点 .....             | 126 |
| 1.2 轴的常用材料 .....              | 129 |
| <b>2 直轴</b> .....             | 129 |
| 2.1 轴的结构设计 .....              | 129 |
| 2.1.1 轴上零件的径向固定 .....         | 129 |
| 2.1.2 轴上零件的轴向固定 .....         | 137 |
| 2.1.3 轴通过轴承的轴向定位 .....        | 142 |
| 2.1.4 轴的轴向拉紧 .....            | 143 |
| 2.1.5 轴和杆的联接结构 .....          | 144 |
| 2.1.6 传递扭矩的一般型式 .....         | 147 |
| 2.1.7 改善轴的受力状况 .....          | 150 |
| 2.1.8 提高轴的疲劳强度 .....          | 152 |
| 2.1.9 减小轴的振动 .....            | 153 |
| 2.1.10 轴的加工和装配工艺性 .....       | 156 |
| 2.2 轴的部件结构图例 .....            | 163 |
| 2.2.1 心轴 .....                | 163 |
| 2.2.2 传动轴 .....               | 171 |
| 2.2.3 转轴 .....                | 179 |
| 2.2.4 轴的载荷分流结构 .....          | 196 |
| 2.2.5 高速、慢速和其他运动形             |     |

|                        |            |
|------------------------|------------|
| 式的轴 .....              | 202        |
| 2.2.6 轴的无键联接结构 .....   | 210        |
| 2.3 轴的典型结构工作图 .....    | 222        |
| <b>3 曲轴和偏心轴 .....</b>  | <b>256</b> |
| 3.1 曲轴的结构设计 .....      | 256        |
| 3.2 曲轴的典型结构及部件示例 ..... | 259        |
| 3.3 偏心轴 .....          | 267        |
| <b>4 软轴 .....</b>      | <b>272</b> |
| 4.1 软轴的类型、特点和应用 .....  | 272        |
| 4.2 软轴的结构 .....        | 273        |
| 4.3 软轴组件的结构示例 .....    | 279        |

### 第3章 联轴器

|                                 |            |
|---------------------------------|------------|
| <b>1 概述 .....</b>               | <b>281</b> |
| 1.1 联轴器的分类 .....                | 281        |
| 1.2 设计或选择联轴器型式时需<br>考虑的因素 ..... | 282        |
| <b>2 刚性联轴器 .....</b>            | <b>286</b> |
| 套筒联轴器 .....                     | 286        |
| 凸缘联轴器 .....                     | 287        |
| 夹壳联轴器 .....                     | 289        |
| 紧箍夹壳联轴器 .....                   | 290        |
| 凸缘夹壳联轴器 .....                   | 291        |
| <b>3 挠性联轴器 .....</b>            | <b>292</b> |
| 3.1 无弹性元件挠性联轴器 .....            | 292        |
| 十字滑块联轴器 .....                   | 292        |
| 滑块联轴器 .....                     | 293        |
| 链条联轴器 .....                     | 294        |
| 齿式联轴器 .....                     | 295        |
| 万向联轴器 .....                     | 312        |
| 3.2 非金属弹性元件挠性联轴器 .....          | 325        |
| 轮胎式联轴器 .....                    | 325        |
| 凹型胎式联轴器 .....                   | 327        |
| 异形胎式联轴器 .....                   | 328        |
| 弹性环联轴器 .....                    | 329        |
| 橡胶环联轴器 .....                    | 331        |
| 弹性套筒联轴器 .....                   | 332        |
| 弹性板联轴器 .....                    | 332        |
| 弹性块联轴器 .....                    | 334        |
| 多角形弹性联轴器 .....                  | 337        |
| 爪形弹性联轴器 .....                   | 338        |
| 弹性套柱销联轴器 .....                  | 339        |
| 梅花形弹性联轴器 .....                  | 341        |
| 弹性柱销联轴器 .....                   | 345        |

|                             |            |
|-----------------------------|------------|
| 弹性柱销齿式联轴器 .....             | 347        |
| U形橡胶件联轴器 .....              | 352        |
| 皮碗式联轴器 .....                | 353        |
| 非金属弹性元件挠性联轴器<br>的应用实例 ..... | 355        |
| 3.3 金属弹性元件挠性联轴器 .....       | 358        |
| 膜片联轴器 .....                 | 358        |
| 膜盘联轴器 .....                 | 368        |
| 膜盘联轴器的应用实例 .....            | 370        |
| 蛇形弹簧联轴器 .....               | 373        |
| 轴向簧片联轴器 .....               | 375        |
| 径向簧片联轴器 .....               | 376        |
| 平面簧片联轴器 .....               | 377        |
| 簧片联轴器 .....                 | 378        |
| 簧片联轴器的应用实例 .....            | 380        |
| 弹性杆联轴器 .....                | 383        |
| 波纹管联轴器 .....                | 384        |
| 弹性管联轴器 .....                | 385        |
| 圆柱螺旋压缩弹簧联轴器 .....           | 386        |
| 卷簧联轴器 .....                 | 387        |
| <b>4 安全联轴器 .....</b>        | <b>388</b> |
| 销钉安全联轴器 .....               | 388        |
| 摩擦安全联轴器 .....               | 391        |
| 复合式摩擦安全联轴器 .....            | 392        |
| 弹簧齿式安全联轴器 .....             | 394        |
| <b>5 液力联轴器 .....</b>        | <b>396</b> |
| 液力联轴器工作原理、特点 .....          | 396        |
| 普通型液力联轴器 .....              | 398        |
| 限矩型液力联轴器 .....              | 399        |
| 调速型液力联轴器 .....              | 403        |
| 液力联轴器的应用实例 .....            | 405        |
| <b>6 特种联轴器 .....</b>        | <b>406</b> |
| 钢丸联轴器 .....                 | 406        |
| 高速摩擦联轴器 .....               | 407        |
| 液压装卸套筒联轴器 .....             | 408        |
| 牙嵌式调位联轴器 .....              | 409        |
| 蜗轮式调位联轴器 .....              | 409        |
| 永磁联轴器 .....                 | 410        |
| 平行连杆联轴器 .....               | 412        |
| 尼龙绳联轴器 .....                | 413        |

### 第4章 离合器

|                     |            |
|---------------------|------------|
| <b>1 概述 .....</b>   | <b>414</b> |
| 1.1 离合器的用途与分类 ..... | 414        |

|      |                         |     |                    |                     |     |
|------|-------------------------|-----|--------------------|---------------------|-----|
| 1.2  | 离合器的结构特点与选用             | 415 | 7.4                | 模块离合器               | 544 |
| 2    | 离合器的主要接合方式及机构           | 419 | 7.5                | 同步离合器               | 547 |
| 2.1  | 啮合式接合机构                 | 419 | 7.6                | 超越离合器的应用实例          | 549 |
| 2.2  | 摩擦式接合机构                 | 422 | 8                  | 离心离合器               | 561 |
| 2.3  | 间隙调整机构及分片机构             | 425 | 8.1                | 钢球离合器               | 561 |
| 3    | 机械离合器                   | 429 | 8.2                | 缓冲弹簧离合器             | 563 |
| 3.1  | 片式离合器                   | 429 | 8.3                | 橡胶弹性离心离合器           | 564 |
| 3.2  | 牙嵌离合器                   | 444 | 8.4                | 闸块离合器               | 566 |
| 3.3  | 齿形离合器                   | 444 | 9                  | 安全离合器               | 570 |
| 3.4  | 销式离合器                   | 445 | 9.1                | 片式安全离合器             | 570 |
| 3.5  | 圆锥离合器                   | 446 | 9.2                | 牙嵌安全离合器             | 575 |
| 3.6  | 摩擦块离合器                  | 447 | 9.3                | 钢球安全离合器             | 576 |
| 3.7  | 键式离合器                   | 448 | 9.4                | 销式安全离合器             | 577 |
| 3.8  | 扭簧离合器                   | 449 | 9.5                | 圆锥安全离合器             | 578 |
| 3.9  | 胀圈离合器                   | 450 | 9.6                | 安全离合器的应用实例          | 581 |
| 3.10 | 膜片弹簧离合器<br>(GB 5728—85) | 451 | 10                 | 液体粘性调速离合器           | 585 |
| 3.11 | 闸带离合器                   | 452 | 10.1               | 液体粘性调速离合器结构         | 585 |
| 3.12 | 机械离合器的应用实例              | 453 | 10.2               | 液体粘性调速离合器的应用实例      | 590 |
| 4    | 电磁离合器                   | 476 | <b>第5章 轴承与轴承组合</b> |                     |     |
| 4.1  | 片式电磁离合器                 | 476 | 1                  | 滑动轴承                | 591 |
| 4.2  | 牙嵌电磁离合器                 | 484 | 1.1                | 滑动轴承的分类及特征          | 591 |
| 4.3  | 圆锥电磁离合器(制动器)            | 485 | 1.2                | 不完全润滑轴承             | 593 |
| 4.4  | 扭簧电磁离合器                 | 486 | 1.2.1              | 整体滑动轴承              | 593 |
| 4.5  | 转差电磁离合器                 | 486 | 1.2.2              | 对开式滑动轴承             | 594 |
| 4.6  | 磁粉离合器                   | 487 | 1.2.3              | 高座式滑动轴承             | 596 |
| 4.7  | 电磁离合器-制动器               | 489 | 1.2.4              | 油环式滑动轴承             | 597 |
| 4.8  | 电磁离合器的应用实例              | 491 | 1.2.5              | 对开式斜滑动轴承            | 600 |
| 5    | 液压离合器                   | 505 | 1.2.6              | 推力滑动轴承              | 601 |
| 5.1  | 片式液压离合器                 | 505 | 1.2.7              | 推力自位滑动轴承            | 602 |
| 5.2  | 牙嵌液压离合器                 | 512 | 1.2.8              | 扇形片推力滑动轴承           | 603 |
| 5.3  | 调速离合器                   | 513 | 1.2.9              | 径向-推力滑动轴承           | 604 |
| 5.4  | 液压离合器-制动器               | 513 | 1.2.10             | 滑动轴承主要零部件           | 605 |
| 5.5  | 液压离合器的应用实例              | 515 | 1.2.11             | 滑动轴承的润滑槽            | 610 |
| 6    | 气压离合器                   | 524 | 1.2.12             | 关节轴承                | 612 |
| 6.1  | 片式气压离合器                 | 524 | 1.2.13             | 塑料滑动轴承              | 625 |
| 6.2  | 气胎离合器                   | 528 | 1.2.14             | 橡胶滑动轴承              | 627 |
| 6.3  | 圆锥气压离合器                 | 530 | 1.2.15             | 含油轴承                | 627 |
| 6.4  | 气压离合器-制动器               | 532 | 1.2.16             | 双金属轴衬               | 628 |
| 6.5  | 气压离合器的应用实例              | 533 | 1.3                | 液体静压轴承              | 629 |
| 7    | 超越离合器                   | 538 | 1.3.1              | 径向静压轴承的结构、<br>特点与应用 | 630 |
| 7.1  | 棘轮超越离合器                 | 538 | 1.3.2              | 推力静压轴承的结构、<br>特点与应用 | 631 |
| 7.2  | 滑销超越离合器                 | 540 |                    |                     |     |
| 7.3  | 滚柱离合器                   | 541 |                    |                     |     |

|       |                    |     |        |                |     |
|-------|--------------------|-----|--------|----------------|-----|
| 1.3.3 | 节流器的结构、特点与应用       | 632 | 1.9.4  | 大型水轮发电机轴承      | 701 |
| 1.3.4 | 液体静压轴承的应用          | 635 | 1.9.5  | 蒸汽轮机轴承         | 703 |
| 1.4   | 液体动压轴承             | 648 | 1.9.6  | 内燃机轴承          | 704 |
| 1.4.1 | 单油楔径向动压轴承          | 648 | 1.9.7  | 压缩机轴承          | 705 |
| 1.4.2 | 多油楔动压轴承            | 651 | 1.9.8  | 车辆轴承           | 707 |
| 1.4.3 | 液体动压推力轴承           | 668 | 1.9.9  | 轧机轴承           | 708 |
| 1.5   | 液体动静压轴承            | 671 | 1.9.10 | 大型减速器轴承        | 709 |
| 1.5.1 | 液体动静压轴承结构、特点与应用    | 671 | 1.9.11 | 超高速轴承          | 709 |
| 1.5.2 | 节流型式、特点与应用         | 673 | 1.9.12 | 极低速轴承          | 710 |
| 1.5.3 | 液体动静压轴承的应用         | 674 | 2      | 滚动轴承           | 711 |
| 1.6   | 轧机油膜轴承             | 680 | 2.1    | 滚动轴承的类型和特性     | 711 |
| 1.7   | 气体静压轴承             | 684 | 2.2    | 滚动轴承的结构型式      | 712 |
| 1.7.1 | 气体静压径向轴承分类、特点与应用   | 684 | 2.2.1  | 常用滚动轴承的结构型式和特点 | 712 |
| 1.7.2 | 孔式节流型径向轴承结构及参数     | 685 | 2.2.2  | 几种专用滚动轴承       | 724 |
| 1.7.3 | 缝式节流型径向轴承结构及参数     | 686 | 2.2.3  | 几种新型轴承         | 731 |
| 1.7.4 | 气体静压推力轴承分类、特点与应用   | 686 | 2.2.4  | 常用非磨轴承的结构型式    | 736 |
| 1.7.5 | 孔式节流型推力轴承结构及参数     | 687 | 2.2.5  | 直线运动球轴承        | 739 |
| 1.7.6 | 单列周向缝式节流型推力轴承结构及参数 | 687 | 2.2.6  | 高速轴承           | 741 |
| 1.7.7 | 常用节流器的结构及性能        | 688 | 2.2.7  | 高温轴承           | 741 |
| 1.7.8 | 气体静压轴承的应用          | 688 | 2.2.8  | 滚动轴承座          | 742 |
| 1.8   | 气体动压轴承             | 689 | 2.3    | 滚动轴承的配置        | 749 |
| 1.8.1 | 气体动压径向轴承分类、特点与应用   | 690 | 2.3.1  | 轴承配置的主要类型      | 749 |
| 1.8.2 | 螺旋槽(人字槽)径向轴承的结构及参数 | 691 | 2.3.2  | 常用的轴承配置型式      | 751 |
| 1.8.3 | 摆动瓦径向轴承的结构及参数      | 691 | 2.3.3  | 几种轴承配置错例       | 755 |
| 1.8.4 | 气体动压推力轴承分类、特点及应用   | 691 | 2.4    | 滚动轴承的固定        | 759 |
| 1.8.5 | 螺旋槽推力轴承的结构及参数      | 692 | 2.4.1  | 固定的一般原则(规程)    | 759 |
| 1.8.6 | 气体动压轴承的应用          | 693 | 2.4.2  | 滚动轴承的固定方法      | 761 |
| 1.9   | 几种主要机械用滑动轴承的实例     | 694 | 2.5    | 滚动轴承的预紧        | 768 |
| 1.9.1 | 机床主轴轴承             | 694 | 2.6    | 滚动轴承的润滑        | 777 |
| 1.9.2 | 重型电力设备轴承           | 697 | 2.6.1  | 脂润滑            | 777 |
| 1.9.3 | 发电机轴承              | 699 | 2.6.2  | 油润滑            | 779 |
|       |                    |     | 2.6.3  | 润滑用有关零件        | 785 |
|       |                    |     | 2.7    | 滚动轴承安装、配置结构举例  | 788 |
|       |                    |     | 2.8    | 各类机械轴承选配示例     | 796 |
|       |                    |     | 2.8.1  | 电机轴支承          | 796 |
|       |                    |     | 2.8.2  | 减速器、变速器轴支承     | 800 |
|       |                    |     | 2.8.3  | 一般车轮、滑轮轴支承     | 807 |
|       |                    |     | 2.8.4  | 泵、压缩机轴支承       | 809 |
|       |                    |     | 2.8.5  | 连杆轴支承          | 821 |
|       |                    |     | 2.8.6  | 自行车轴支承         | 825 |
|       |                    |     | 2.8.7  | 汽车轴支承          | 826 |
|       |                    |     | 2.8.8  | 铁道车辆轴支承        | 837 |
|       |                    |     | 2.8.9  | 地铁列车轴支承        | 853 |



|        |                   |     |        |               |     |
|--------|-------------------|-----|--------|---------------|-----|
| 2.8.10 | 船舶及挖泥船轴支承         | 855 | 2.8.26 | 锻压机械轴支承       | 950 |
| 2.8.11 | 自动扶梯轴支承           | 863 | 2.8.27 | 锯床轴支承         | 954 |
| 2.8.12 | 飞机起落架轮轴支承         | 864 | 2.8.28 | 磨球机轴支承        | 955 |
| 2.8.13 | 起重机械轴支承           | 865 | 2.8.29 | 木工机械轴支承       | 956 |
| 2.8.14 | 运输机械轴支承           | 873 | 2.8.30 | 化工机械轴支承       | 957 |
| 2.8.15 | 工程机械轴支承           | 878 | 2.8.31 | 制革机械轴支承       | 958 |
| 2.8.16 | 建筑机械轴支承           | 883 | 2.8.32 | 包装机械轴支承       | 959 |
| 2.8.17 | 农业机械轴支承           | 891 | 2.8.33 | 造纸机干燥筒轴支承     | 960 |
| 2.8.18 | 掘进施工机械轴支承         | 892 | 2.8.34 | 纺织机械轴支承       | 963 |
| 2.8.19 | 破碎机轴支承            | 894 | 2.8.35 | 自动机轴支承        | 972 |
| 2.8.20 | 振动机械轴支承           | 900 | 2.8.36 | 自动装配机轴支承      | 974 |
| 2.8.21 | 鼓风机轴支承            | 904 | 2.8.37 | 机器人轴支承        | 975 |
| 2.8.22 | 搅拌机轴支承            | 906 | 2.8.38 | 机械手减速器轴支承     | 980 |
| 2.8.23 | 轧机轴支承             | 908 | 2.8.39 | 陀螺、光学望远镜轴支承   | 981 |
| 2.8.24 | 机床轴支承             | 921 | 2.8.40 | 高温机械轴支承       | 984 |
| 2.8.25 | 机床工作台及其他机构轴<br>支承 | 944 | 2.8.41 | 高速机械轴支承       | 985 |
|        |                   |     | 2.9    | 装配图中滚动轴承的简化画法 | 987 |

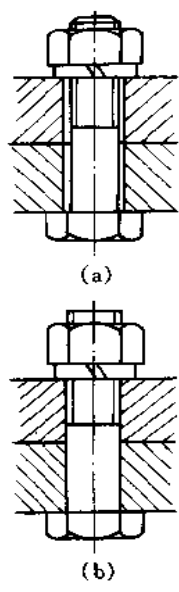
# 第 1 篇 零部件的结构与组合

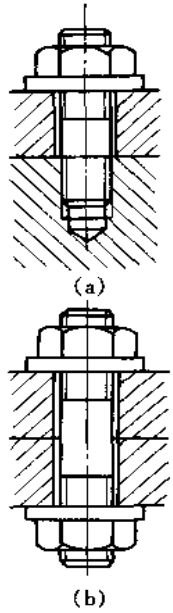
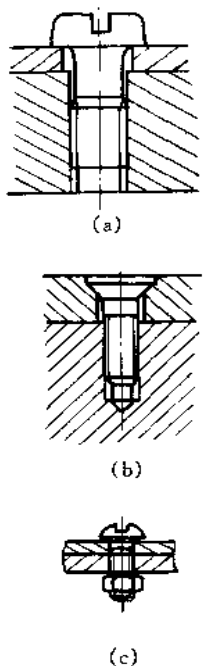
## 第 1 章 紧固与联接的结构

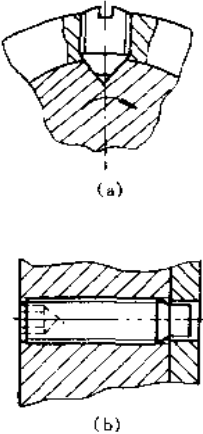
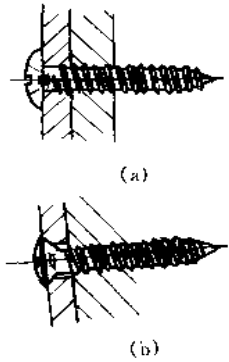
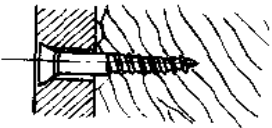
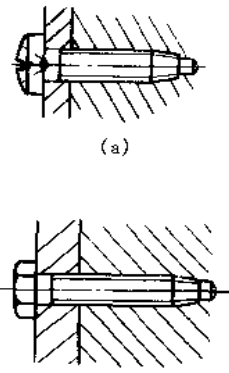
### 1 螺纹联接

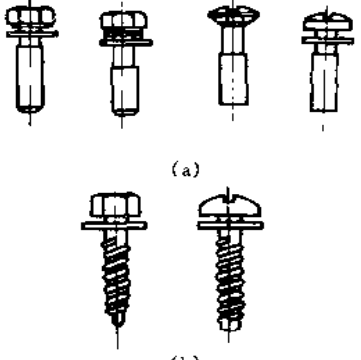
#### 1.1 螺纹联接的基本类型及其应用

表 1-1-1 螺纹联接的基本类型及其应用

| 类型         | 结 构   | 应 用   |
|------------|---|---|
| 螺栓<br>螺母联接 |  <p>(a)</p> <p>(b)</p> | <p>用于通孔，且具有一定扳拧空间位置的场合，维修或损坏后便于拆卸、更换</p> <p>图 a 结构一般用于被联接件的厚度之和为螺纹大径 <math>1.5 \sim 7</math> 倍（适用于 M5~M24 的螺栓）的场合</p> <p>图 b 结构一般用于螺栓受剪切力、螺杆与通孔有一定的配合，如采用 GB 27 孔用螺栓的场合</p> |

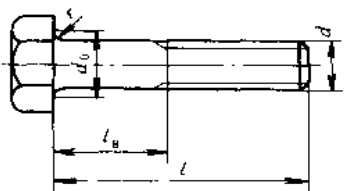
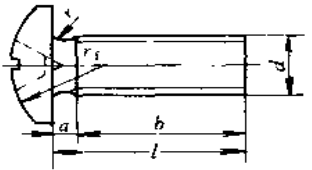
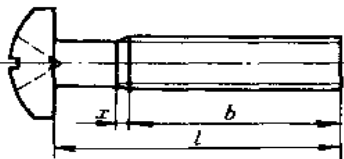
| 类型     | 结 构  | 应 用   |
|--------|--|---|
| 双头螺柱联接 |  <p style="text-align: center;">(a)</p> <p style="text-align: center;">(b)</p>   | <p>图 a 结构用于螺柱一端拧入机体，另一端拧入螺母，维修时仅将螺母拧出，螺柱不动的场合</p> <p>图 b 结构为螺柱两端各拧入螺母紧固，多用于箱形构件，以代替螺栓-螺母联接</p>  |
| 机器螺钉联接 |  <p style="text-align: center;">(a)</p> <p style="text-align: center;">(b)</p> <p style="text-align: center;">(c)</p> | <p>图 a 结构用于联接强度要求不高、螺钉直径小于 10mm、螺钉拧入机体的场合</p> <p>图 b 为螺钉头部全部或部分沉入联接件，该结构多用于外表，如仪器面板</p> <p>图 c 结构用于强度要求不高、螺钉直径较小、螺钉装入通孔、用螺母紧固的场合，如自行车挡泥板的固定</p> |

| 类型       | 结构  | 应用  |
|----------|---|---|
| 紧定螺钉联接   |  <p>(a)</p> <p>(b)</p>   | <p>图 a 结构用于固定两个零件的相对位置，以传递不大的力或扭矩，如电器开关旋钮与轴的固定</p> <p>图 b 结构用于固定两个零件的相对位置或限制行程的场合</p>   |
| 自攻螺钉联接   |  <p>(a)</p> <p>(b)</p>  | <p>图 a 结构用于联接强度要求不高、固定两个薄板零件的场合，如汽车装饰件的固定</p> <p>图 b 结构用于联接强度要求不高、固定薄板零件与机体相对位置的场合</p> <p>被联接件可以是低碳钢、塑料制品、有色金属制品或硬质木材，但一般均应预先用钻、冲压、注塑等方法制出底孔。一些结构中也有采用带钻头部分的自钻自攻螺钉，则不需预制底孔。用于有色金属或塑料、木材等</p>  |
| 木螺钉联接    |                        | <p>一般用于铁木结构件的联接。金属件应预制通孔，木质件则视其材质软、硬及木螺钉的长、短可以不制出或制出一定大小、深度的预制孔</p>   |
| 自攻锁紧螺钉联接 |  <p>(a)</p> <p>(b)</p> | <p>自攻锁紧螺钉具有弧形三角截面的螺纹。该螺钉经表面淬硬，可拧入黑色或有色金属材料的预制孔内，挤压形成内螺纹。也即可以拧入具有一定塑性变形能力的材料，一般对伸长率 <math>\delta_5 \geq 8\% \sim 10\%</math> 的材料最为合适</p> <p>自攻锁紧螺钉的最小抗拉强度为 <math>800\text{N/mm}^2</math>，即与 8.8 级的高强度螺栓或螺钉的指标相同。预制孔可由钻削、冲切或压铸制成，当螺钉拧入预制孔，挤压形成的内螺纹可提高强度 30% 以上。因此采用自攻锁紧螺钉联接副的强度远远超过机器螺钉联接副。所以，在同样的使用条件下，可选用较小规格的自攻锁紧螺钉代替机器螺钉使用</p> <p>自攻锁紧螺钉具有低拧入力矩、高锁紧性能，因此具有更好的工作性能。自攻锁紧螺钉已在家用电器、电工以及汽车行业大量使用，相应的国家标准业已发布，如 GB 8560 十字槽盘头自攻锁紧螺钉</p> |

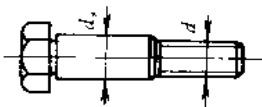
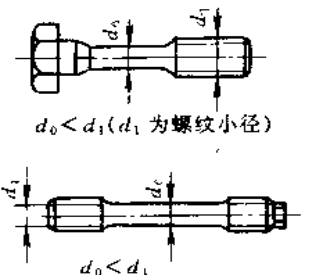
| 类型        | 结构  | 应用   |
|-----------|---|--|
| 紧固件-组合件联接 |  | <p>紧固件-组合件联接是将所采用的垫圈与外螺纹紧固件先组装成套（由标准件专业化生产厂进行，成套供应）后，再用于主机安装。根据使用不同的外螺纹紧固件，可分为：螺栓-组合件；紧钉-组合件以及自攻螺钉-紧固件；根据使用的外螺纹紧固件的品种不同，可组合成众多的紧固件-组合件的品种，如 GB 9074.4 十字槽盘头螺钉和弹簧垫圈及平垫圈组合件。我国于 1988 年发布了 23 个紧固件-组合件的产品标准</p> <p>这种联接有使用方便、省时、高效、安全可靠等优点，尤其在密集采用紧固件联接的结构中，如电气柜的接线柱，使用效果更为明显</p> |

### 1.1.1 螺杆的基本类型及其应用

表 1-1-2 螺杆的基本类型及其应用

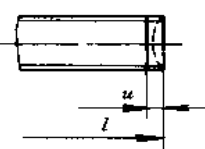
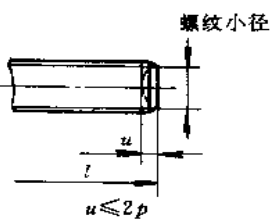
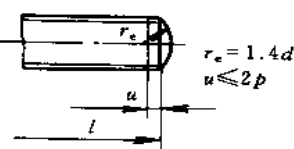
| 类型   | 应用  |
|--|---|
| (1) 无螺纹部分制成等粗杆<br> | <p>由于 <math>l_{\text{Hmax}}</math> 包括了螺纹收尾长度，故该值也是适用的最小夹紧厚度，在产品标准中均可查得</p> <p>无螺纹部分的杆径等于螺纹大径，故装配时有利于保证联结件及垫圈处于正确位置，有利于实施“大料小变形”的镦锻工艺，便于对高强度螺栓采用冷镦工艺</p> |
| (2) 螺杆上全部制出螺纹<br> | <p>应用于较小厚度的联接件</p>  |
| (3) 无螺纹部分制成细杆<br> | <p>该类紧固件适用于夹紧厚度较大的场合，一般选用中不必限定 <math>b_{\text{min}}</math>、<math>x</math> 及无螺纹部分杆径的尺寸，而由工艺条件确定为宜</p>  |

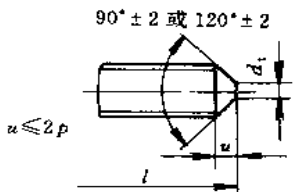
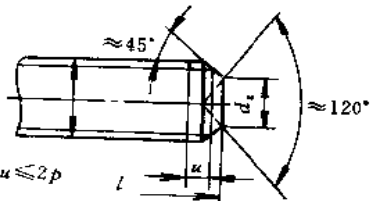
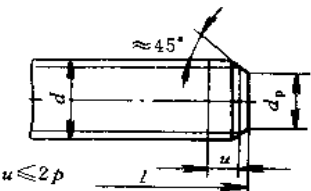
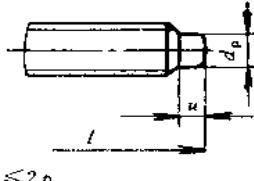
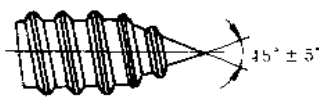
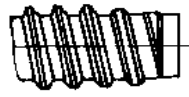
续表

| 类 型   | 应 用  |
|---|--|
| (4) 无螺纹部分制成粗杆, 又称加强杆<br><br>$d_s > d$<br>$d_s = d + 1\text{mm} (d = 6 \sim 27)$<br>$d_s = d + 2\text{mm} (d = 30 \sim 48)$ | $d_s$ 与铰制孔配合<br>该类螺栓适用于承受横向载荷的剪切力, 或需要精确地固定联结件相互位置的场合; 或适用于精密机械中轴及其固定件合二为一的场合; 该轴可作为带轮轴、铰接轴等   |
| (5) 无螺纹部分制成腰状杆<br><br>$d_0 < d_1$ ( $d_1$ 为螺纹小径)<br>$d_0 < d_1$  | 适用于仪器、仪表面板固定于机体, 当维修时拆下面板, 螺钉亦不会自行脱落的场合。故对野外工作的仪器 (地质勘探、军用仪表) 较常采用。使用时, 若面板上的通孔用与螺钉相同规格的内螺纹代替, 则不必增加附件即可保证不脱落; 否则, 应在螺钉装入面板后用 GB 896—86 开口挡圈或类似附件锁紧等腰状杆双头螺柱等耐高温紧固件适用于既能承受高温、交变载荷, 又要在相当大的程度上保持预紧力和耐疲劳强度的工况条件 |

### 1.1.2 螺杆末端的基本类型及其应用

表 1-1-3 螺杆末端的基本类型及其应用

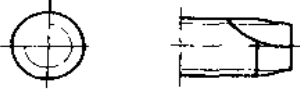


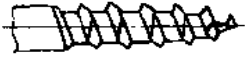
| 形 式   | 特 征 与 应 用  |
|---|--|
| (1) 辗制末端<br>                               | 螺栓、螺柱及机器螺钉通用的末端<br>专业化集中生产中最典型、简便、广泛采用的末端形式, 系在切断的线材 (毛坯) 末端, 不经任何加工 (倒角和平端面), 由辗制螺纹 (搓丝或滚丝) 自然形成的末端。其端面不平且由于辗压螺纹自然伸长形成心部内凹; 端面与螺杆垂直度公差 $\leq 3^\circ$ 或 $\leq 5^\circ$ ; 螺纹起始端略小于螺纹小径; 切料时末端略有压扁。这种末端在拧入时能起到一定的导向作用; 制造成本最低 |
| (2) 倒角端<br><br>$u \leq 2p$                 | 该形式便于拧入; 对大规格还可减轻碰伤缺陷; 专业化集中生产中采用冷碾倒角的工艺, 其倒角约为 $45^\circ$ ; 端面形状和位置公差与辗制末端相同; 由于冷变形的倒角锥面角度及形状不稳定, 模具需要量明显增大, 故并非十分理想的工艺, 现在国内外正在发展采用增加切削倒角的工序, 对倒角型式有保证, 但要增加专用设备   |
| (3) 倒圆端<br><br>$r_e = 1.4d$<br>$u \leq 2p$ | 紧固时压力较大而又不会划伤联结表面, 较美观也便于拧入; 采用成型刀切削效率较高   |

| 形 式   | 特 征 与 应 用  |
|---|--|
| <p>(1) 锥端</p>    | <p>末端形式直接影响紧定螺钉的功能</p> <p>锥端或截锥端系最常用的末端形式之一；常用于将机器零件永久性地固定在淬硬或不淬硬的轴上；在零件的预紧面上要预制出安装坑；可用于轴向定位或圆周定位</p>  |
| <p>(2) 凹端</p>    | <p>系最常用的末端形式之一；常用于将机器零件永久或半永久性装配中，如用于比螺钉硬度高约 HRC10~15 的轴系上的轴套、滑轮、齿轮或轴承紧固；还用于被紧固零件表面不允许预制安装孔或挤压破坏的场合</p>  |
| <p>(3) 平端（倒角端）</p>    | <p>系最常用的末端形式之一；常用于轴系上经常拆装的机器零件的紧定；末端接触面积大，对轴或被顶紧面的挤压损伤较小；对黄铜或其他软金属材料零件的紧定非常有利</p>  |
| <p>(4) 短圆柱端、长圆柱端</p>   | <p>通称圆柱端，多用于空心管套类零件上永久安装或定位其他零件；或代替定位销；安装时，被紧固件上应有相应的预制孔；圆柱端承受剪力亦可传递较大载荷；端面亦有球面、锥面形式</p>   |
| <p>(1) 锥端—C型</p>  <p>(2) 平端—F型</p>  | <p>用于各种自攻螺钉，影响其功能</p> <p>国际标准命名锥端，并以 C 型表示</p> <p>该种末端用于 2.5mm 及其以下的薄钢板为宜；使用中对其中性及穿透性能好，用于多层板件联结装配性能较好；广泛用于弹簧螺母联结；也适用于软、硬塑料件、树脂胶合板、石棉板以及铝铸件等</p> <p>国际标准命名平端，并以 F 型表示；导向的锥形末端在精制螺纹之前制出</p> <p>该种末端专为厚钢板和钢结构型材的联结而设计；对拧入盲孔的场合最为适宜；也适用于软、硬塑料件、有色金属件、铝铸件及铸钢件</p> <p>该种末端与自切自攻螺纹（沿整个螺杆上有 5 条切削槽）匹配使用，则优先用于脆性塑料、铸件和玻璃纤维制品</p> |

紧定末端

其他形式末端

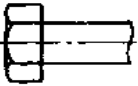
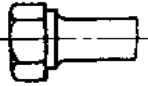
续表

| 形 式  | 特 征 与 应 用  |
|--|--|
| (3) 刮削端<br>       | <p>带有刮削端，能明显降低拧入时攻出螺纹所需力矩值，以避免在材料中形成的螺纹脱扣。所以，适用于有色金属、压铸件、铸铁件和脆性塑料件，以及材料较厚的场合。该末端比其他末端需增加铣槽工序，使用专用设备，目前尚无标准产品（但某些专业生产厂已具备生产能力），选用时应慎重</p>                 |
| (4) 自钻末端<br>      | <p>自钻自攻螺钉用末端，攻丝前的底孔与攻出螺纹一次完成；用于多层板件的联结，或大型面板（屋顶）的联结，均具有良好的综合经济效果</p> <p>这种螺钉末端与联结件的总厚度有关，较好的组合是：开始自攻螺纹之前，应已完成钻孔。目前，引进技术中已使用，如建筑业、汽车制造；某些专业生产厂已具备生产能力</p> |
| (5) 自攻锁紧螺杆末端<br>  | <p>采用不同工艺有两种末端形式：一为锥形末端部分无螺纹；一为在整个锥面上，有牙高大小不同但均为尖锐的螺纹牙顶。显然，以后者的拧入性能最为理想，而前者虽然工艺简便，但使用性能不佳，不推荐使用</p>  |
| (6) 木螺钉螺纹末端<br> | <p>由专用车削螺纹设备、切削制成的末端，其锥角变化，特别是螺纹在尖端的实际形状和位置都影响拧入性。该种末端是当前国内使用最广泛的型式</p> <p>在辗制螺纹的同时，辗制出末端（掐尖），质量主要取决于螺纹工具（搓丝板）的设计，理应推广采用，但受习惯影响，国内的发展受到限制</p>            |


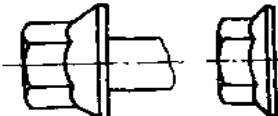

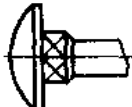
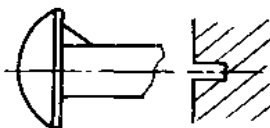
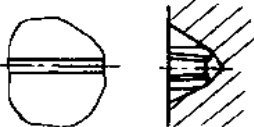

其他形式末端

### 1.1.3 螺纹联接板拧部位的基本形式及其应用




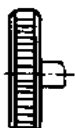
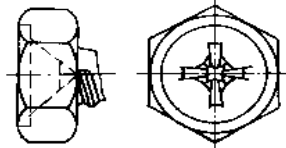
表 1-1-4 板拧部位的基本形式及其应用

| 形 式  | 应 用  |
|--|--|
| (1) 六角形<br>① 单面倒角<br> | <p>最广泛生产，使用于螺栓、螺母产品</p> <p>用于不须热处理的，即 5.8 级及其以下的，并采用冷激-切边（六角）工艺螺栓为宜</p> <p>热激或切削螺栓或螺母的一种型式</p>                     |
| ② 单面倒角并带垫圈面<br>       | <p>用于须经热处理的，即 8.8 级及其以上的，并采用冷激-切边工艺的螺栓为宜。其垫圈面既可避免切六角残余的毛刺（热处理后坚硬锋利）划伤被联接件表面，又能保证支承面的准确性；对螺母则视为工艺需要，允许代替双面倒角的型式</p> |



| 形 式   | 应 用  |
|---|--|
| (1) 六角形   | 最广泛生产, 使用于螺栓、螺母产品  |
| ③ 双面倒角<br>         | 螺栓、螺母采用无切削工艺生产的典型型式。由于工艺条件限制, 对于螺栓来说, 用于中、小规格 (M3~M20)、低性能等级为宜; 对于螺母使用中不必认向 (支承面), 便于自动化装配   |
| ④ 法兰面<br>          | 标准六角系列的“支承面积与应力截面积之比”为 1 左右 (与规格有关); 加大六角系列的比值为 1.5 左右; 而六角法兰面系列的比值则高达 3.5。故这类螺栓、螺母很适用于高强度联接件, 是采用无切削工艺生产的典型形式。由于工艺条件限制, 标准的规格为 M5~M20, 并对生产工艺条件要求较高                                       |
| (2) 方形<br>         | 方头有较大的扳拧面, 便于扳拧, 且对角不易圆钝, 用于低性能等级, 以及一般比较粗糙的构件, 如铸铁件   |
| (3) 方颈<br>        | 适用于因结构限制, 只能从单面实施扳拧, 且能承受较大转矩的螺栓; 半圆头适用于铸件; 大半圆头适用于铁-木结构<br>沉头适用于被联接件表面要求平坦的场合, 如固定犁头的沉头方颈螺栓, 其顶面不得高于犁的工作面; 用于转动部位。从安全考虑采用造价较高的 3.6、4.6 级; 其他场合采用 4.8 级                                    |
| (4) 棒<br>        | 适用于因结构限制, 只能从单面实施扳拧, 且承受较小转矩的螺栓<br>半圆头、大半圆头, 多用于冲压件与其他构件的联接<br>沉头适用于被联接件表面要求平坦的场合<br>用于转动部位, 从安全考虑采用造价较高的 3.6、4.6 级; 其他场合采用 4.8 级  |
| (5) 开槽 (一字槽)<br> | 用于低性能等级, 如 4.8 级, 低安装转矩为宜; 使用旋具易打滑、易划伤被联接件表面, 如仪器面板; 不适合自动化装配及高速拧紧; 适用于各种螺钉头型、规格   |
| (6) 十字槽<br>      | 目前在国际范围内, 最为广泛通用的为 H 型十字槽 (GB 944.1—85); 用于 4.8 级低性能等级以及经表面渗碳淬硬的自攻螺钉为宜; 适用于自动化装配; 拧紧时需附加一定的轴向压力, 以便传递转矩, 为保持正常的工作性能, 需采用相同槽号的旋具扳拧十字槽螺钉; 适合无切削工艺、生产效率高、成本低; 但因工艺条件, 一般用于 M2~M10 的规格, 头型亦受限制 |

续表

| 形 式  | 应 用  |
|--|--|
| <p>(7) 内六角</p>      | <p>用于高强度, 如 8.8~12.9 级, 高安装转矩为宜; 一般也可用于自动化装配, 适用于机器螺钉及无头的紧定螺钉; 可获得可靠的拧紧效果; 可根据生产条件, 采用冷镦无切削, 或冷镦少切削 (切内六角等), 或热锻切削 (M24 以上的规格) 等多种工艺生产; 应采用内六角扳拧工具配合使用</p> |
| <p>(8) 内六角花形</p>    | <p>用于 4.8~10.9 级, 高速自动化装配的效果极佳; 对提高旋具的使用寿命有突出的效果; 在一定的条件下, 完全可以取代开槽、十字槽以及内六角的结构; 内六角花形的结构, 便于冷镦无切削工艺生产; 应采用内六角花形扳拧工具配套使用</p>                               |
| <p>(9) 蝶形 (翼形)</p>  | <p>用于低性能等级、不须借助工具、经常扳拧的非重要场合; 可以是铸造、锻造以及组合镶嵌、铆接、焊接等多种工艺制造</p>  |
| <p>(10) 滚花</p>    | <p>用于低性能等级、不须借助工具可以扳拧的场合; 仪器、量仪等产品较常用</p>  |
| <p>(11) 复合</p>    | <p>为提高装配效率, 或简化维修扳拧工具, 实际上已发展使用了六角与十字槽或内六角花形组合的扳拧形式, 有的已列入国家标准, 如 GB 29.1-88、GB 29.2-88 (螺栓) 及 GB 9456-88 (自攻螺钉), 以及 GB 9074.12-88 (螺栓组合件) 等, 必要时可以选用</p>  |

注: 1. 形式序号 (5) ~ (8) 均属于内扳拧形式, 在应用中还有一个共同的特点是: 都适用于不便实施外扳拧的场合。

2. 形式序号 (3) ~ (11) 在应用中其共同的特点是: 不必同时使用两个扳手实施扳拧。

1.2 螺纹联接的应用示例

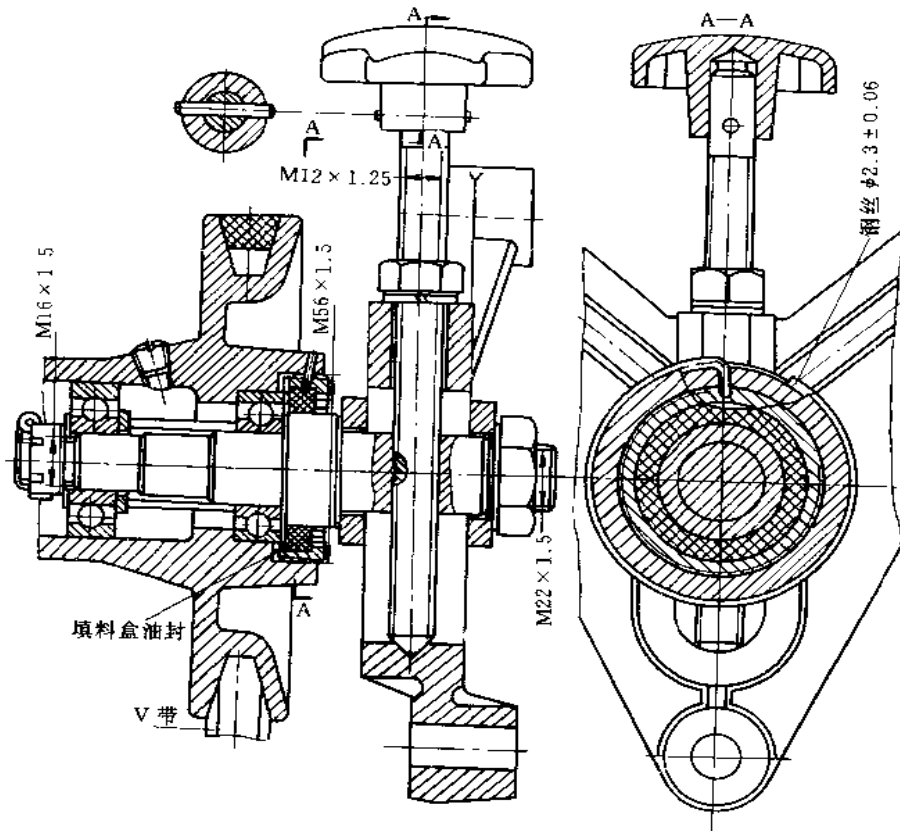


图 1-1-1 汽车风扇驱动中的张紧装置

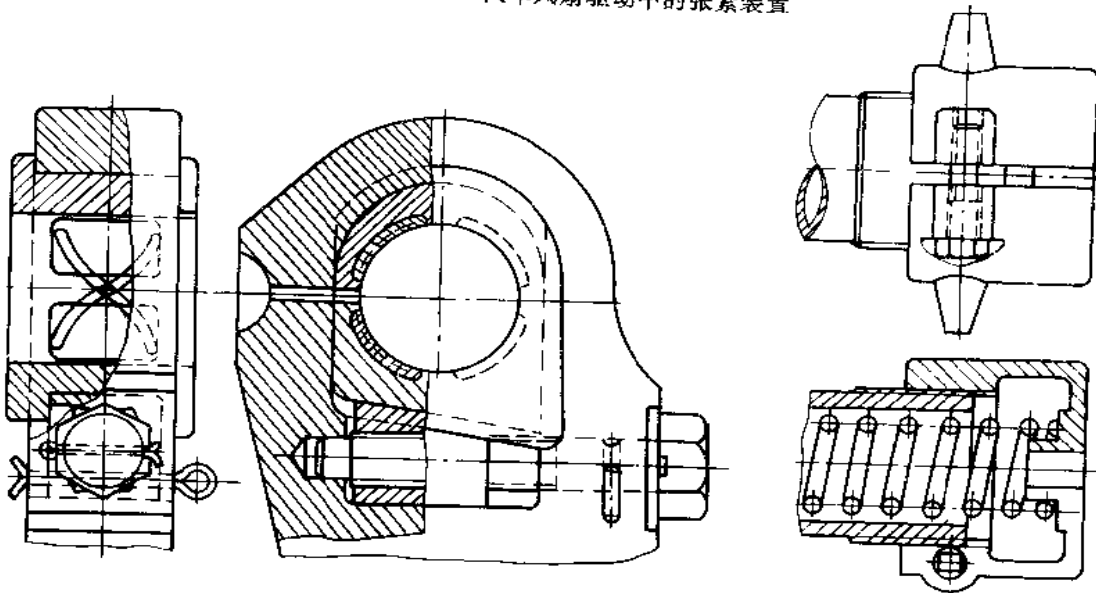


图 1-1-2 主动连杆的前端头

图 1-1-3 减压阀部件

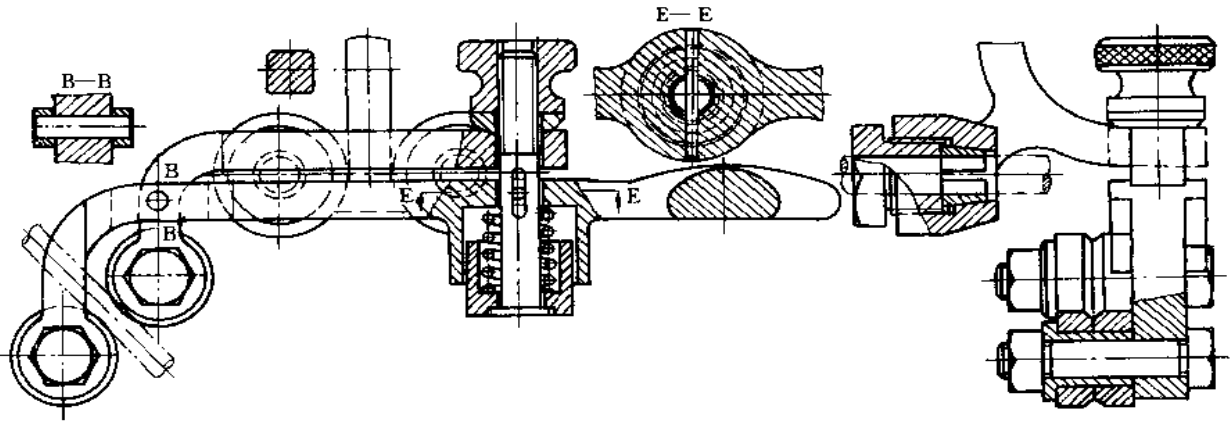


图 1-1-4 焊接设备部件

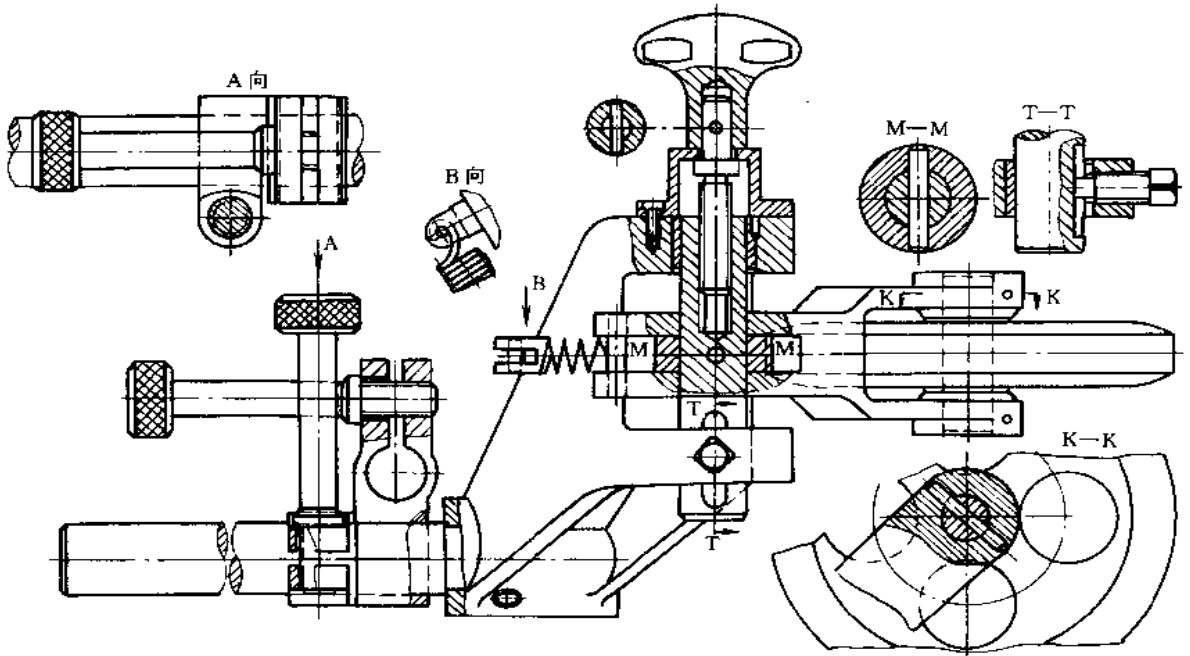


图 1-1-5 焊接设备导向滚子

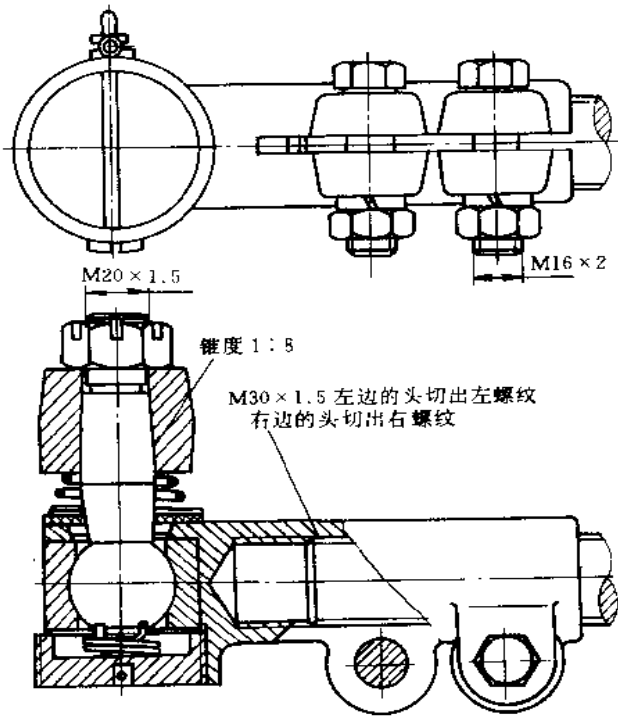


图 1-1-6 汽车转向节横拉杆杆头

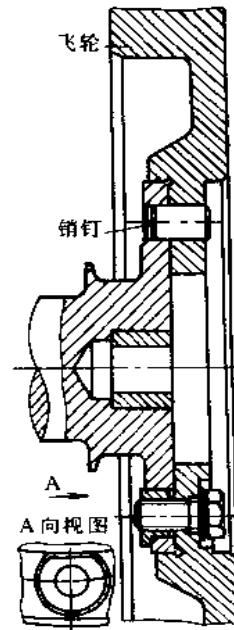


图 1-1-7 汽车用飞轮与曲轴的联接

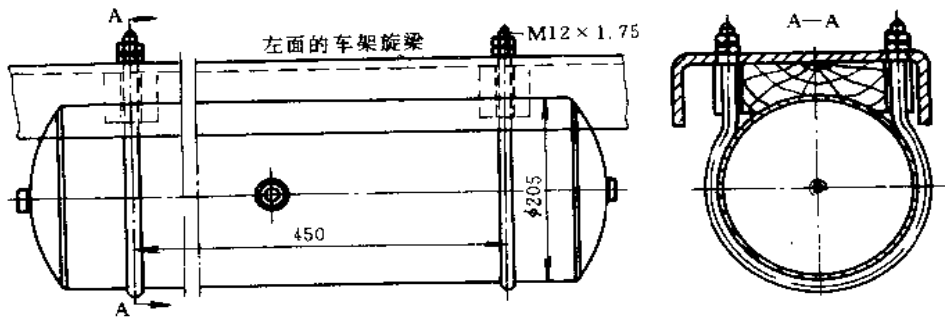


图 1-1-8 汽车用储油箱的固定方法

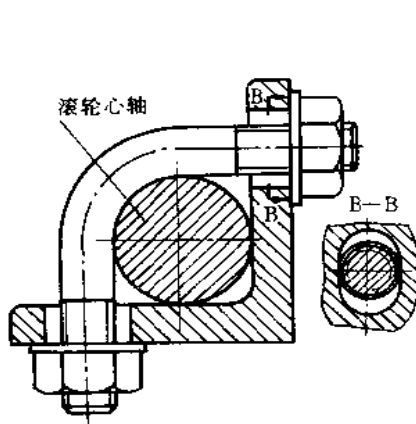


图 1-1-9 滚轴心轴与角钢的联接

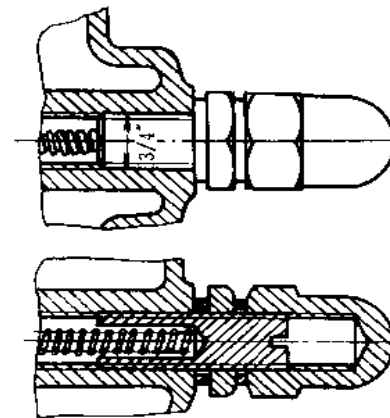


图 1-1-10 汽车用调节滤油器阀的装置

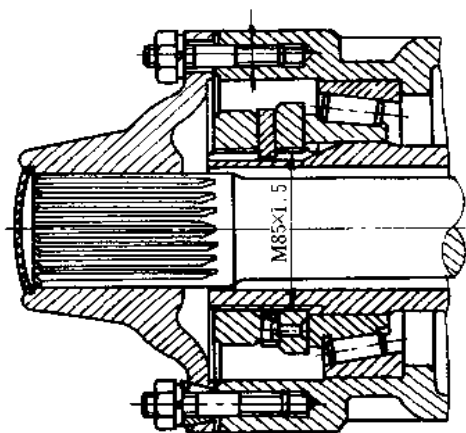


图 1-1-11 汽车后轮部件

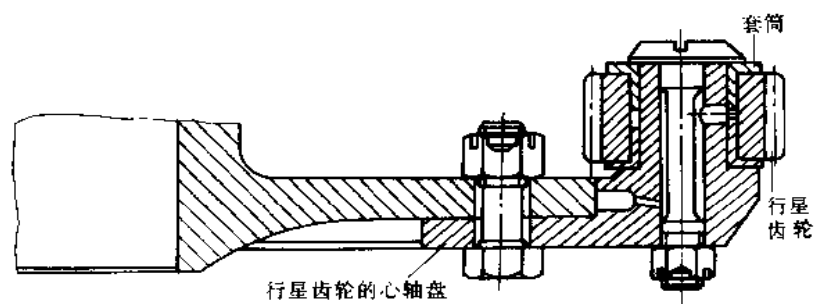


图 1-1-12 行星齿轮联接

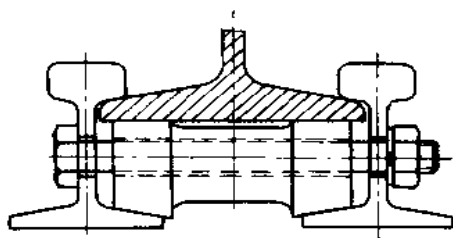


图 1-1-13 钢轨与工字梁的联接

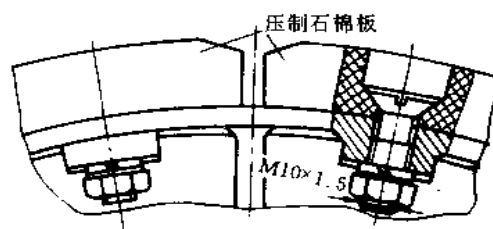


图 1-1-14 闸瓦与垫板的联接

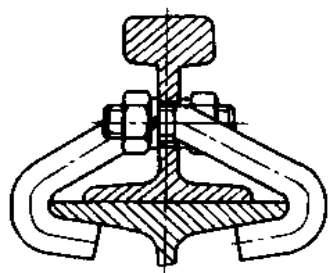


图 1-1-15 钢轨与工字梁的联接

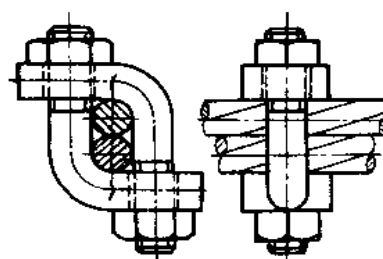


图 1-1-16 钢丝绳末端联接

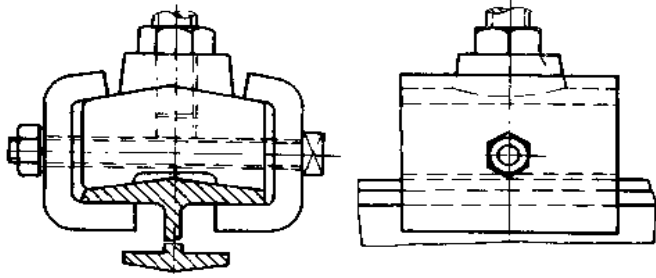


图 1-1-17 工字钢轨与吊架的联接

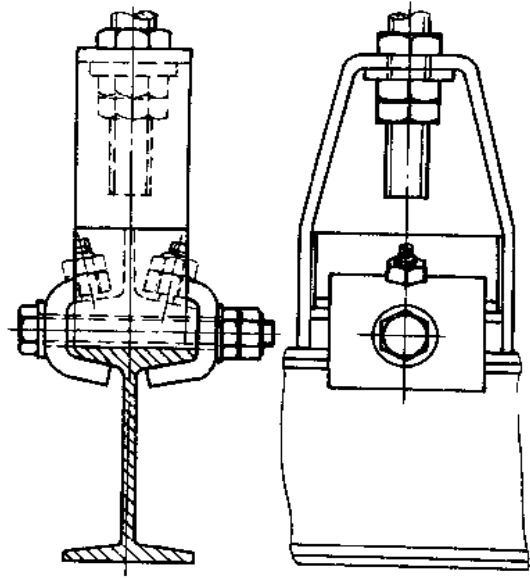


图 1-1-18 工字梁与吊架的联接

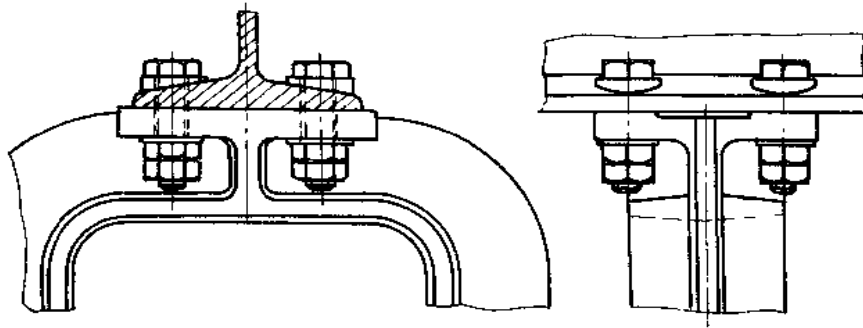


图 1-1-19 高架铁道上铸造 U 形架与工字梁联接

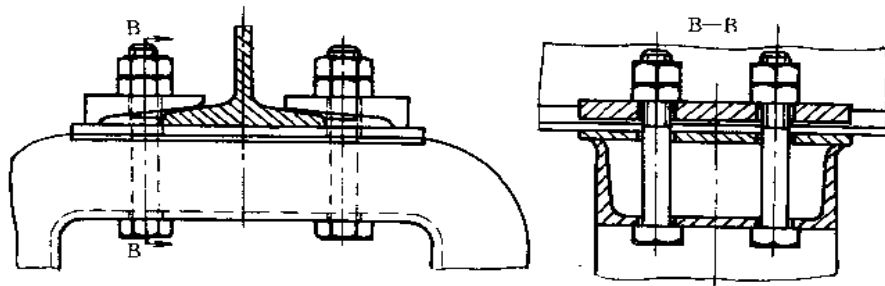


图 1-1-20 高架铁道上槽钢 U 形架与工字梁联接

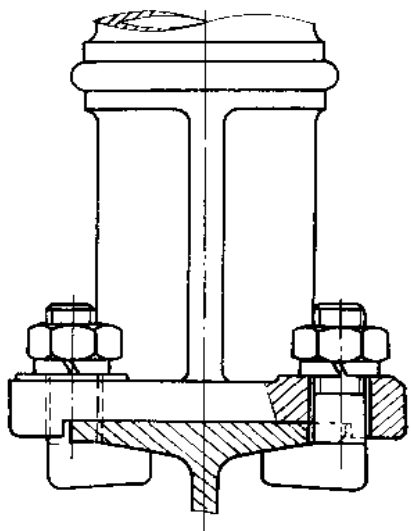


图 1-1-21 工字梁与支柱联接

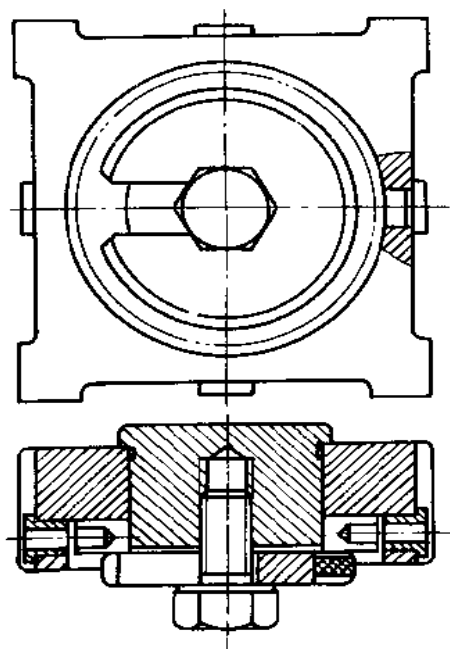


图 1-1-22 钻四孔用夹具

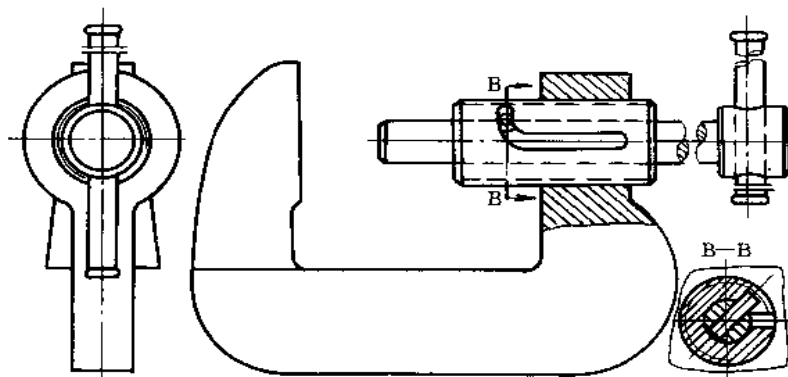


图 1-1-23 快速螺旋夹钳

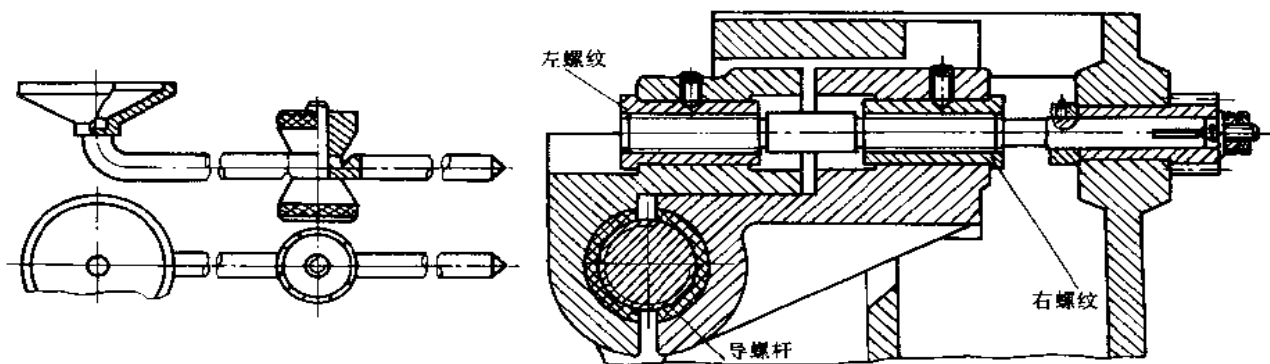


图 1-1-24 发动机用“听诊器”

图 1-1-25 螺纹车床中松开螺母用的装置



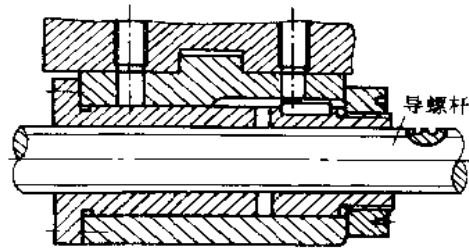


图 1-1-26 调整螺纹轴向间隙的装置

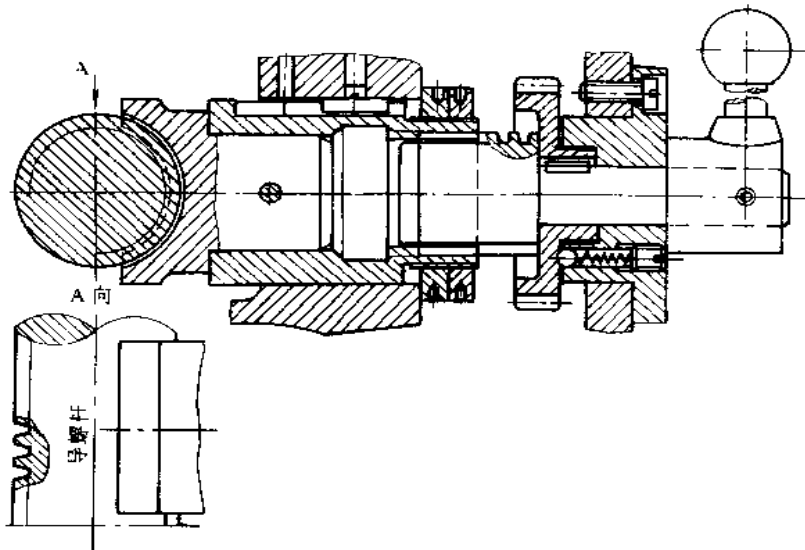
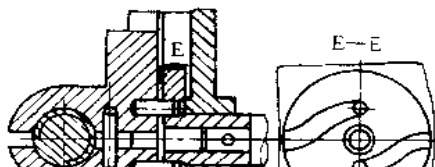


图 1-1-27 螺丝车床中松开螺母用的装置



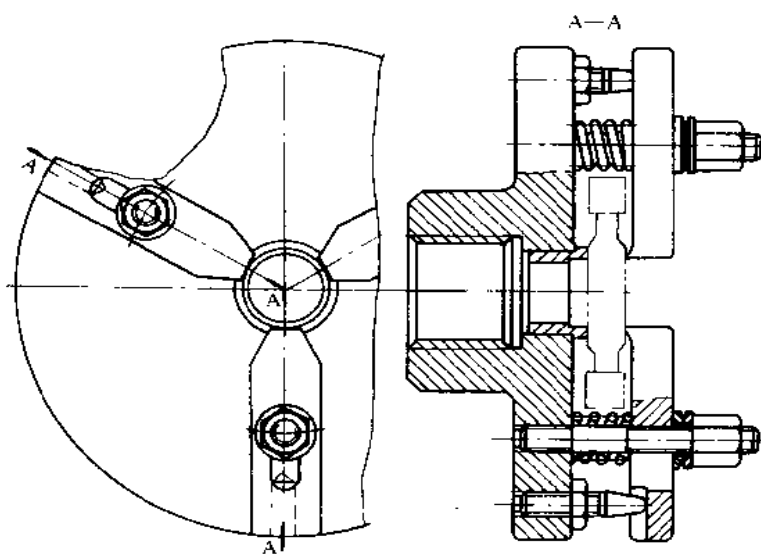


图 1-1-30 车床卡盘夹具

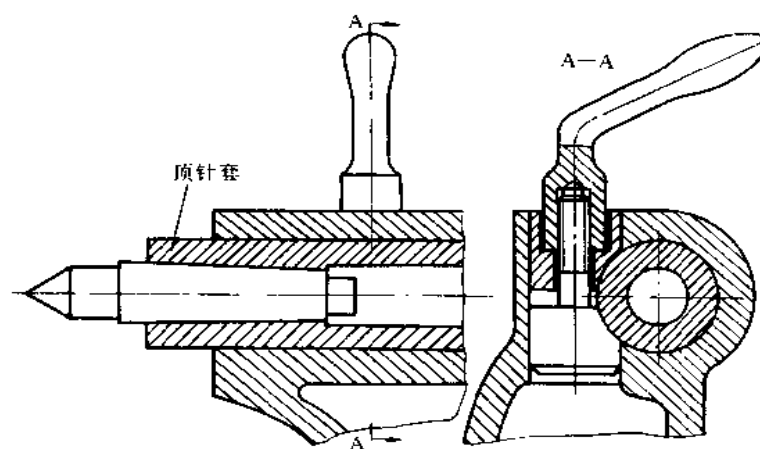


图 1-1-31 车床用顶针套夹紧装置

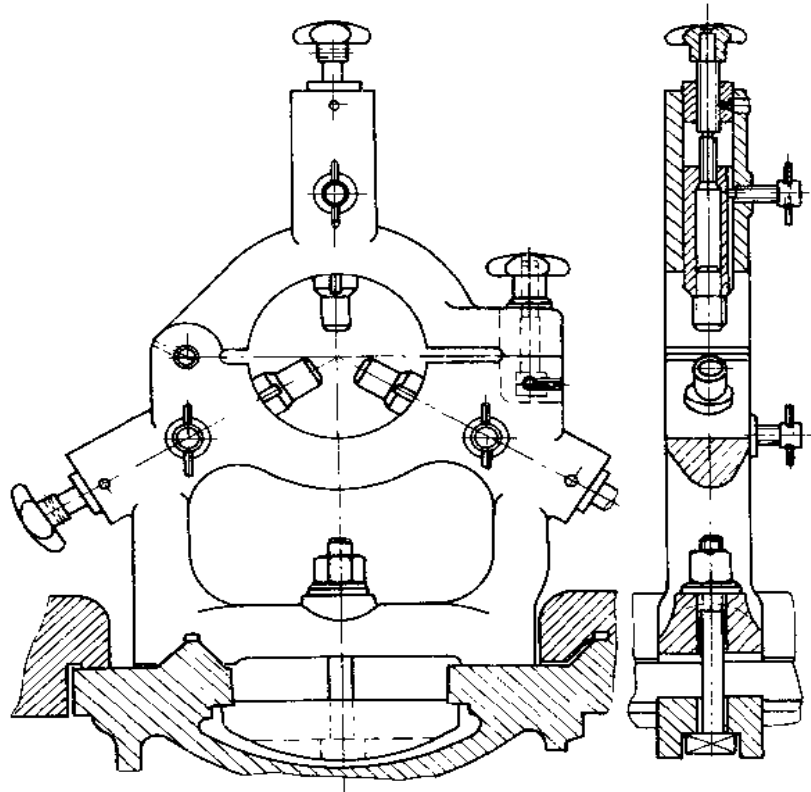


图 1-1-32 车床固定中心架

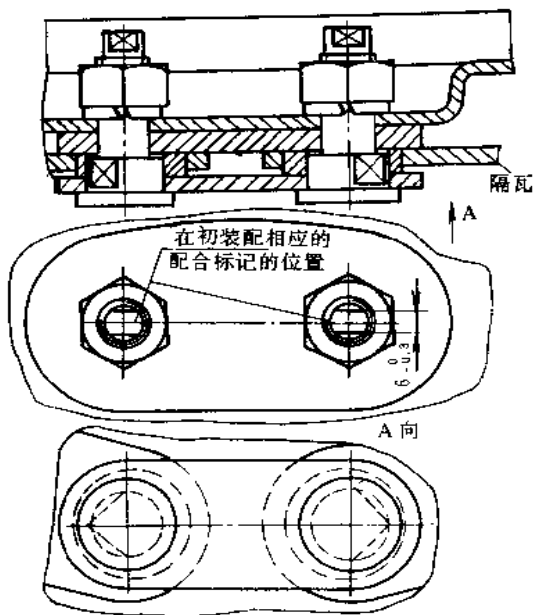


图 1-1-33 汽车闸瓦联接

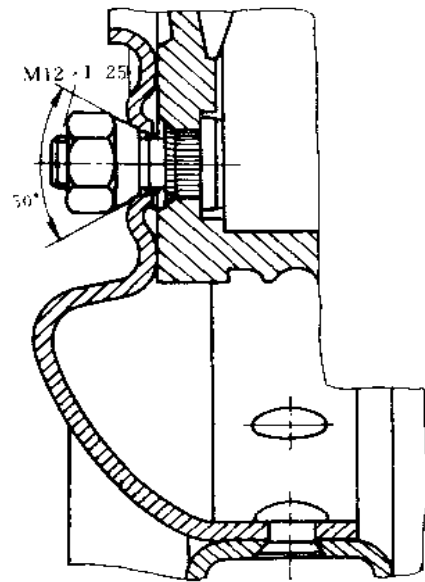


图 1-1-34 汽车轮圈与轮毂联接

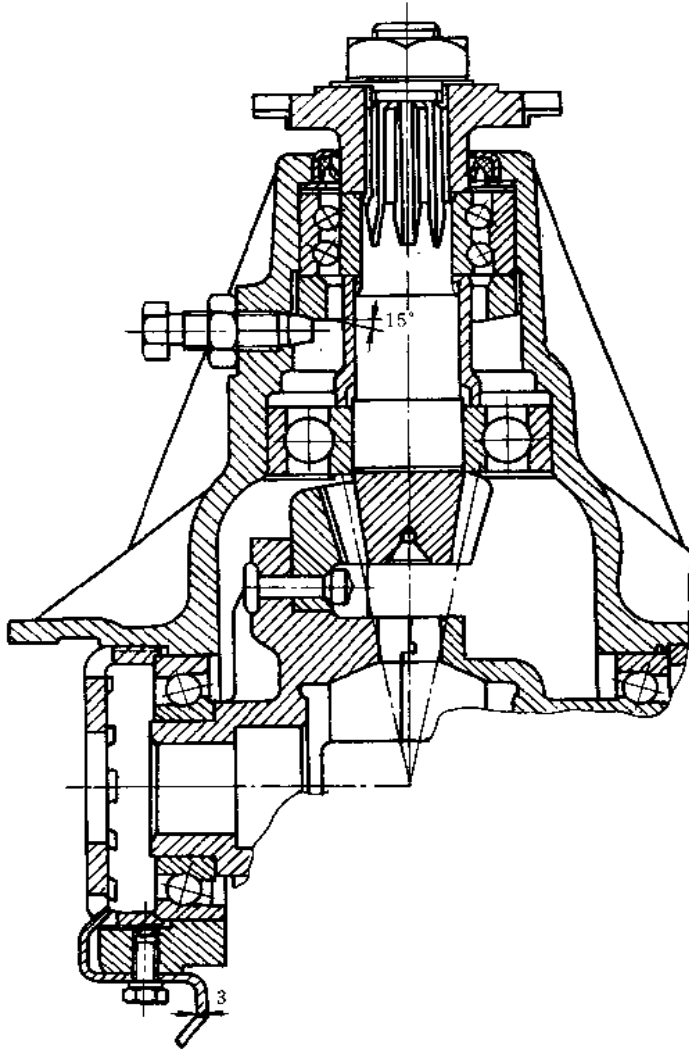


图 1-1-35 汽车主传动装置

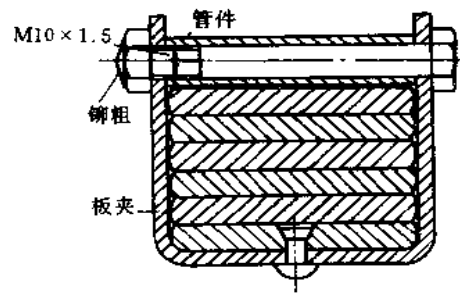


图 1-1-36 汽车后轮辅助板弹簧联接

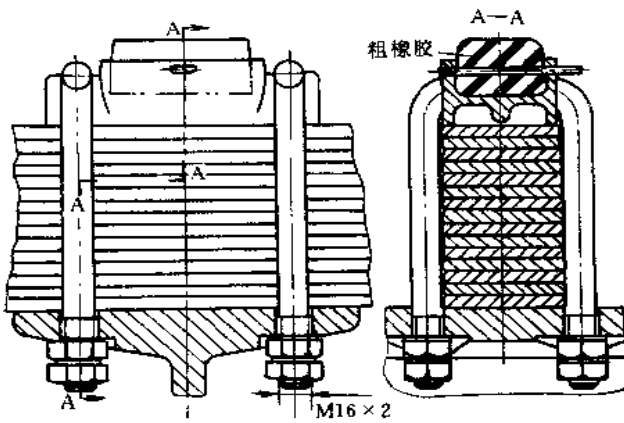


图 1-1-37 汽车前轮板弹簧与车轴联接

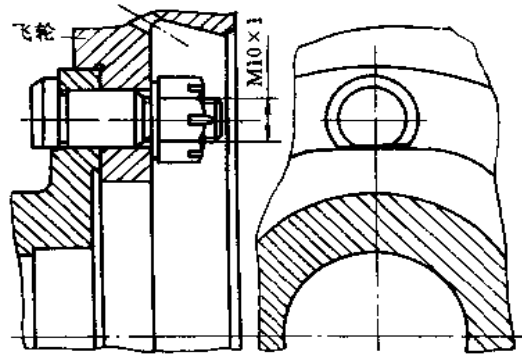


图 1-1-38 汽车飞轮与曲轴联接

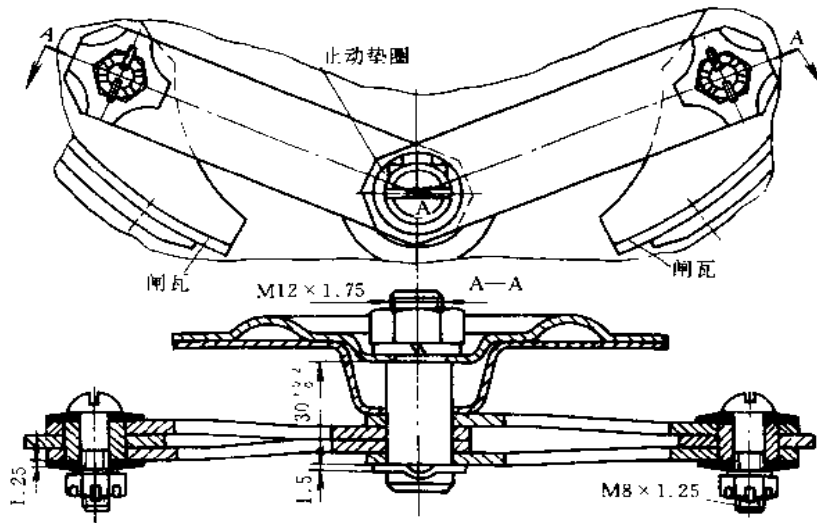


图 1-1-39 汽车闸瓦联接

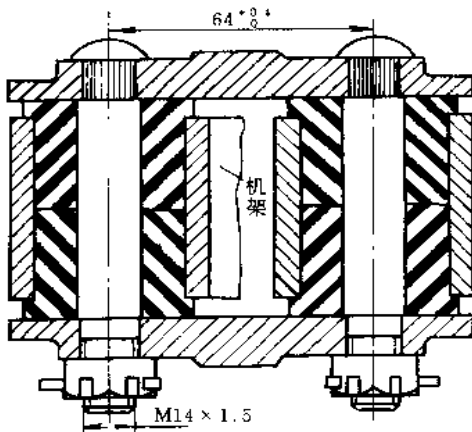


图 1-1-40 汽车后轮板弹簧后端联接

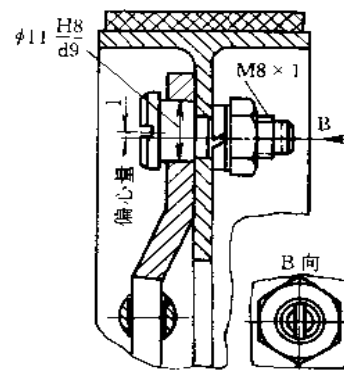


图 1-1-41 汽车轴瓦人力驱动的松脱杠杆联接

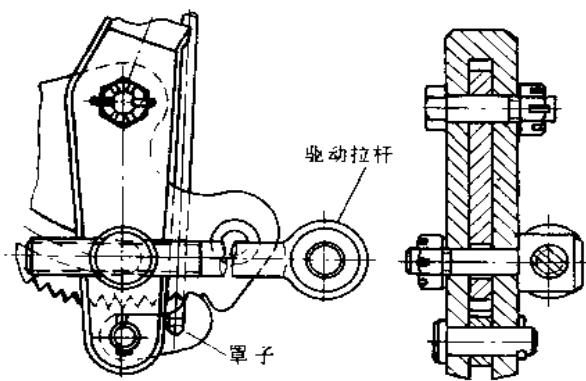


图 1-1-42 汽车手动制动器驱动装置

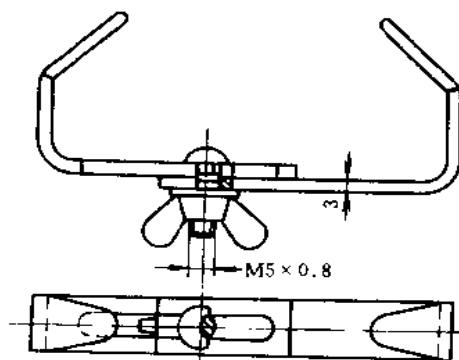


图 1-1-43 汽车液压制动轮油缸装拆工具

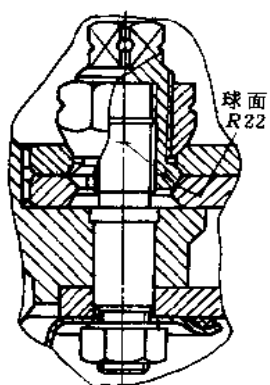


图 1-1-44 汽车左后轮联接

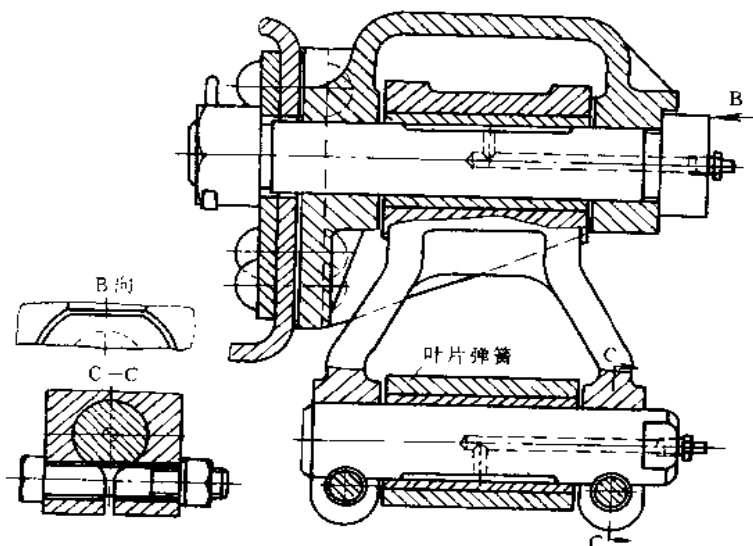


图 1-1-45 汽车后轮板弹簧联接

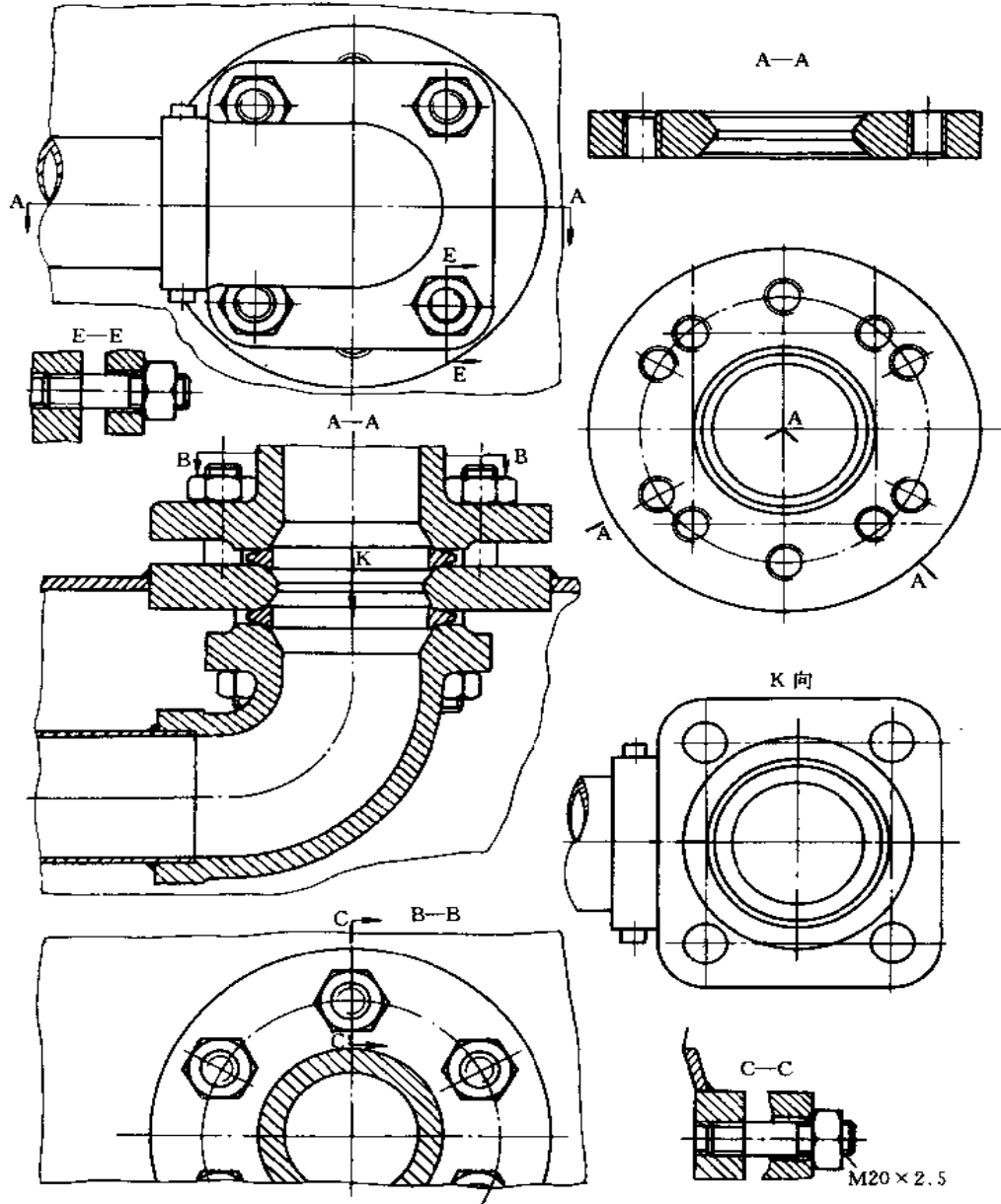


图 1-1-46 蒸汽机车中蒸汽管和分汽器的联接

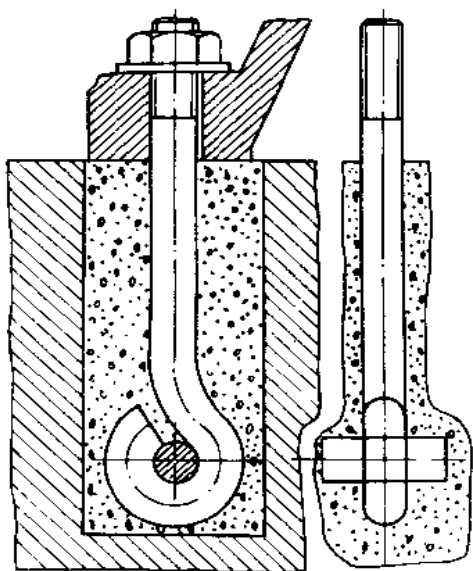


图 1-1-47 具有环孔的短型地脚螺栓

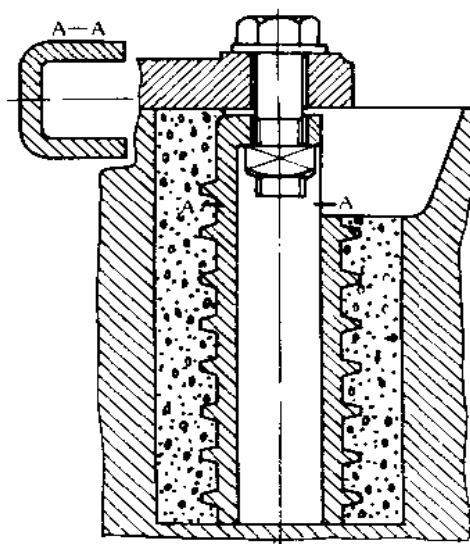


图 1-1-48 用铸铁件和普通螺栓组成的短型地脚螺栓

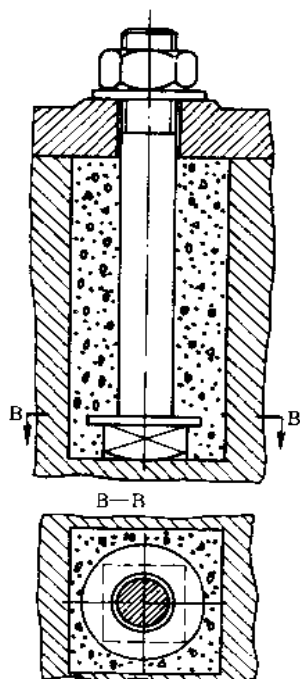


图 1-1-49 方头短型地脚螺栓

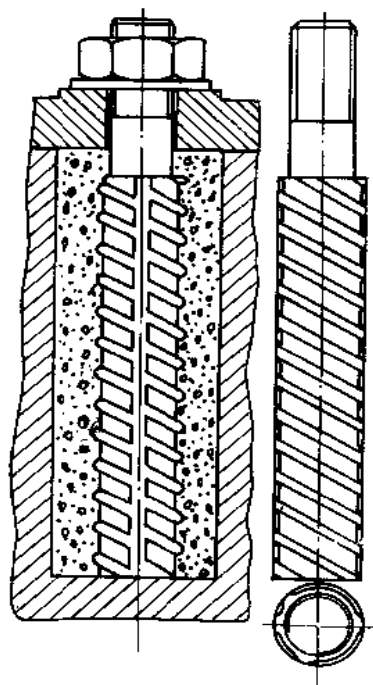


图 1-1-50 用钢筋制成的短型地脚螺栓



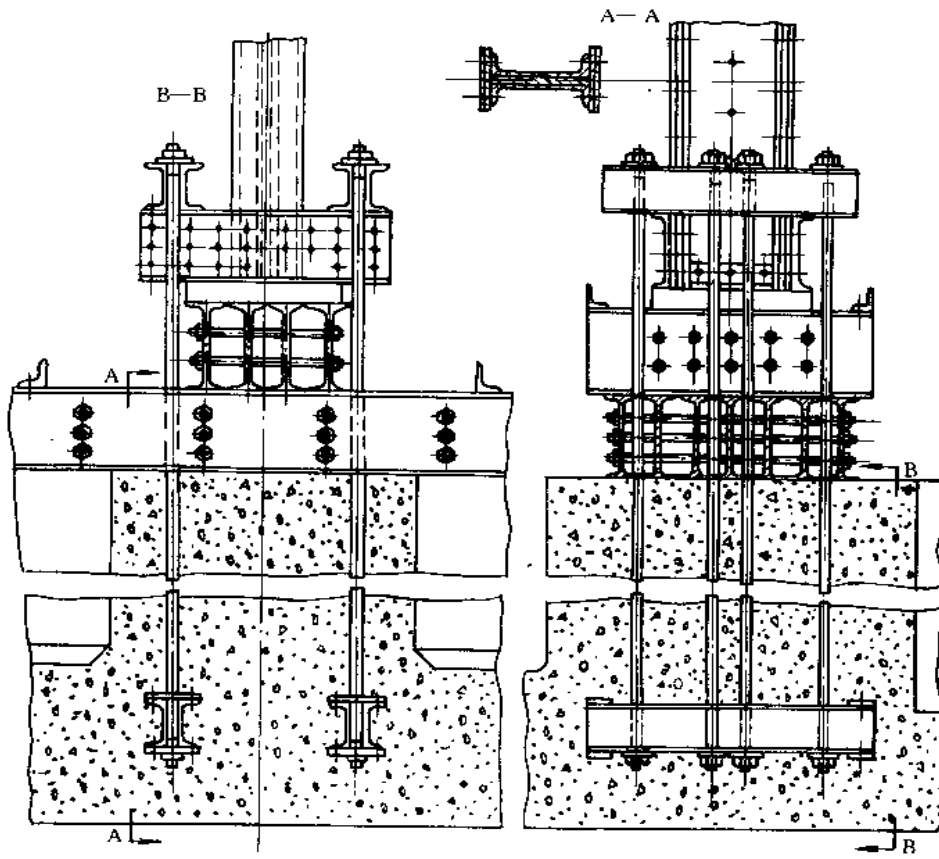


图 1-1-51 组合柱与基座的固定联接

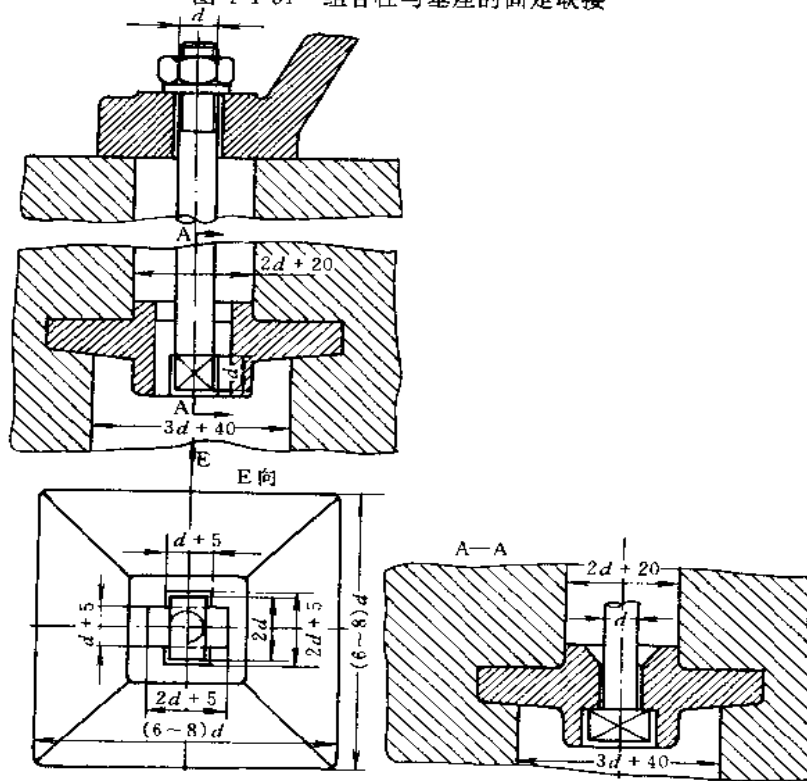


图 1-1-52 锤形头的长型地脚螺栓

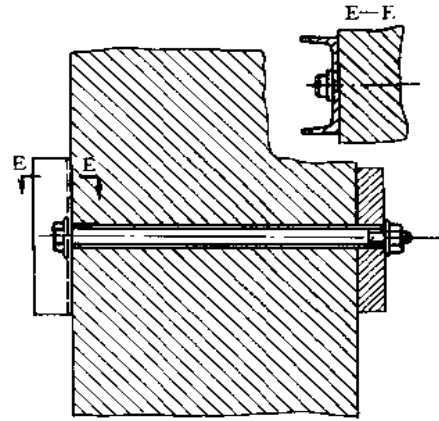


图 1-1-53 墙用螺栓

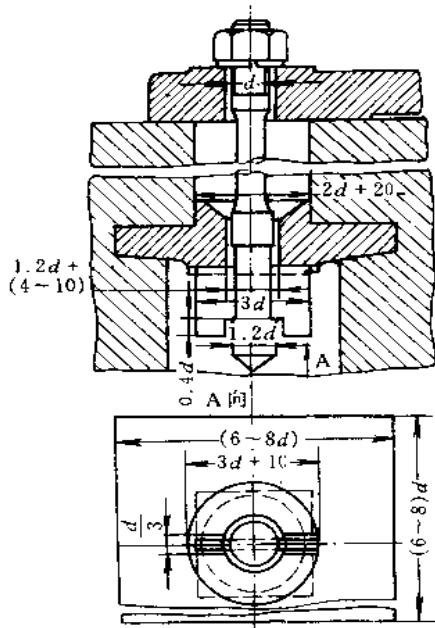


图 1-1-54 带板栓的长型地脚螺栓

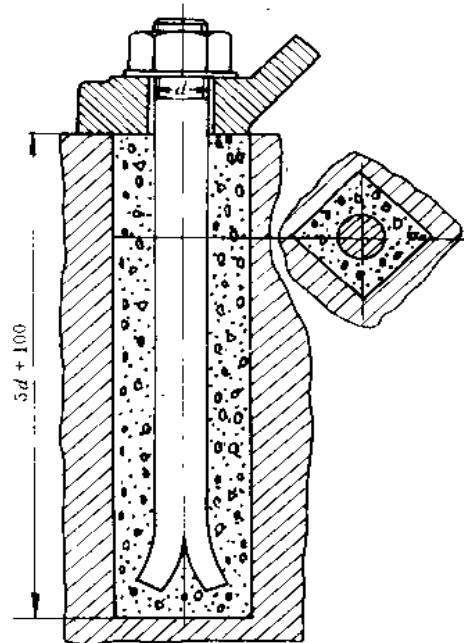


图 1-1-55 末端扳开的短型地脚螺栓

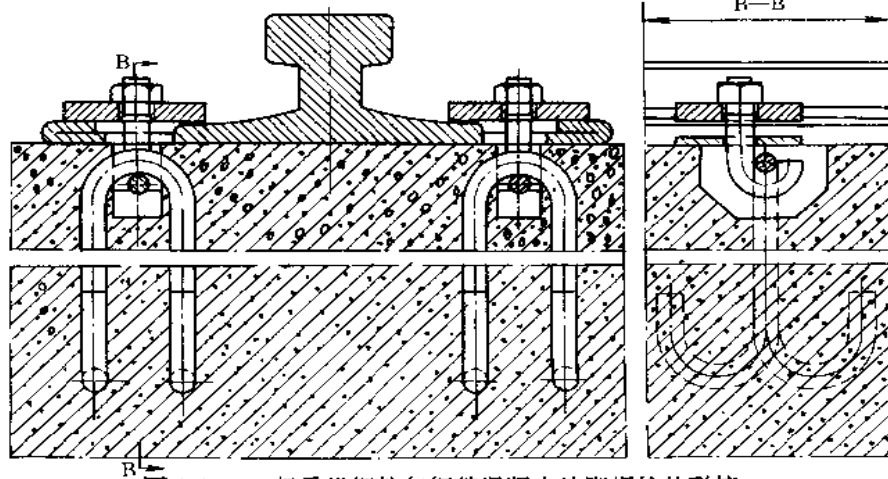


图 1-1-56 起重机钢轨与钢筋混凝土地脚螺栓的联接

### 1.3 防止螺纹联接自松的方法及示例

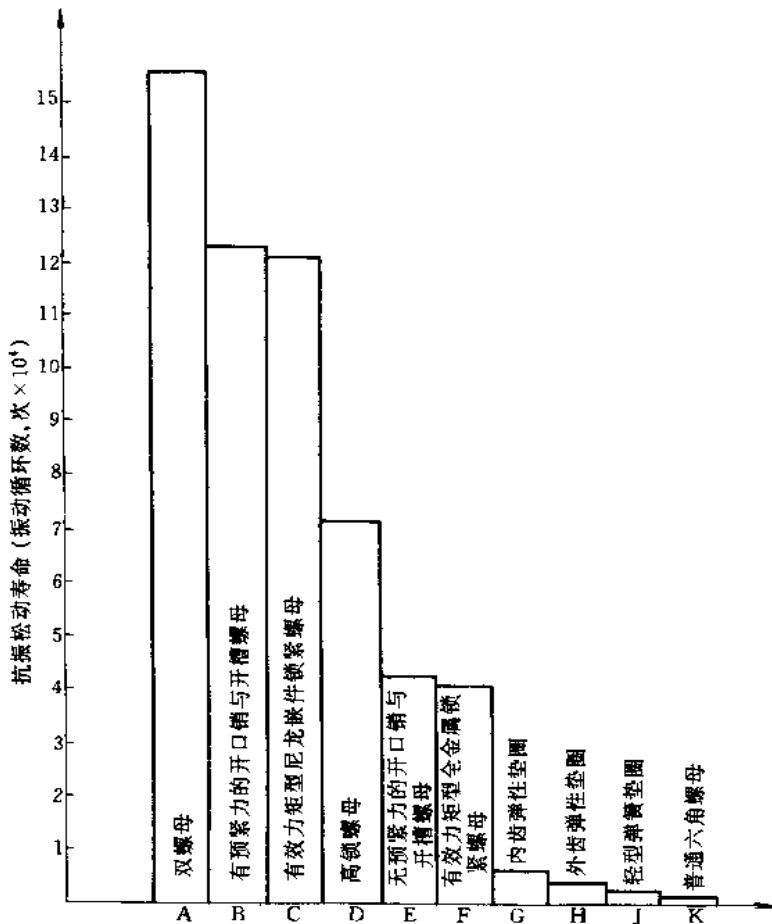


图 1-1-57 常用防松方法的抗振松动寿命试验的一些结果

常用防松方法的抗振松动寿命试验结果如图 1-1-57 所示, 但由此得到的评价都是相对比较的, 因为各种防松效果均受到所用紧固件尺寸、材料、涂层、制造与安装质量的多种因素影响, 并且在不同环境和工作条件下, 其防松能力也可能不同, 但仍可供设计选用时参考。

#### 1.3.1 摩擦防松

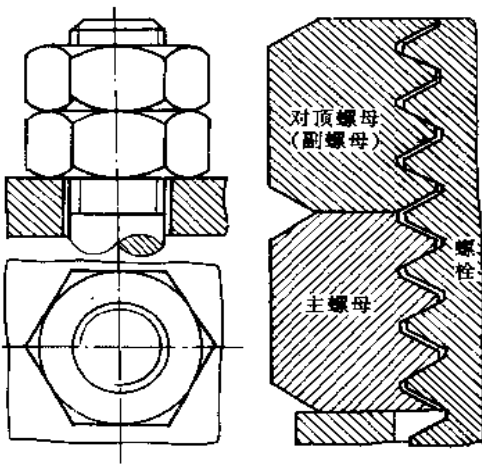


图 1-1-58 普通六角对顶螺母

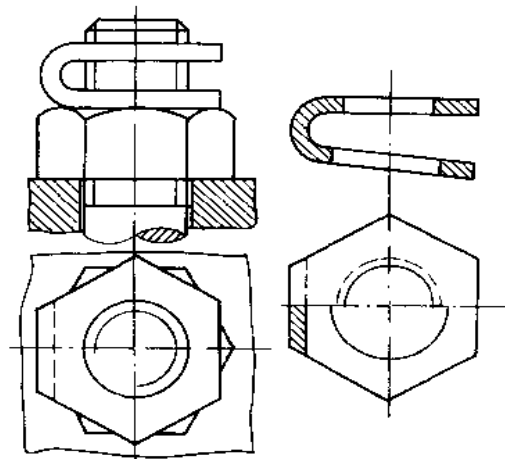


图 1-1-59 双片弹性对顶螺母

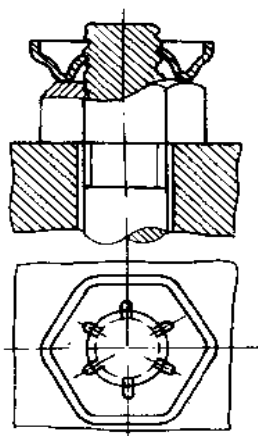


图 1-1-60 有六个弹性齿的对顶螺母

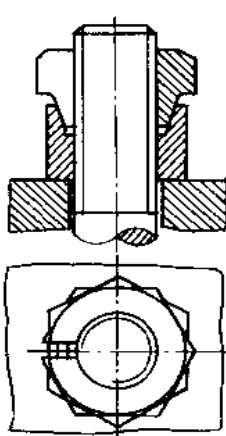


图 1-1-61 剖分锥形对顶螺母

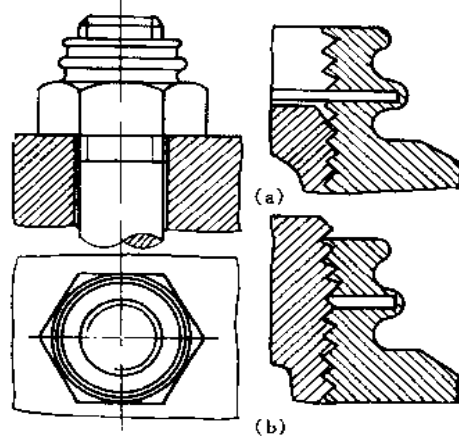


图 1-1-62 波状弹性螺母

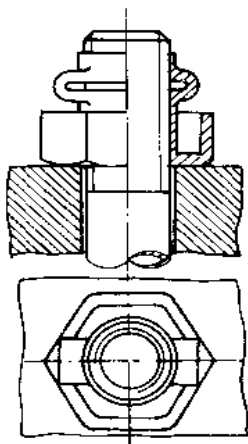


图 1-1-63 双翼弹性螺母

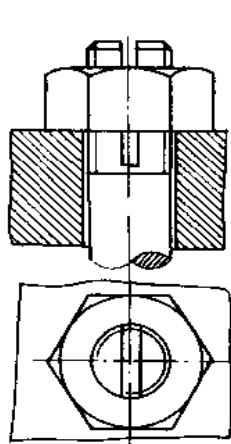


图 1-1-64 螺柱尾端剖分并张开

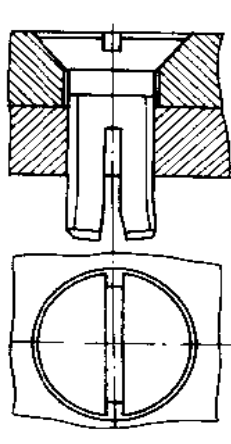


图 1-1-65 螺钉尾端剖分并张开

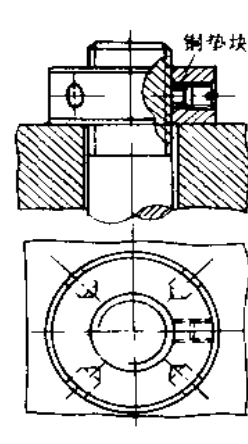


图 1-1-66 带锁紧钉并塞入铜垫块螺母

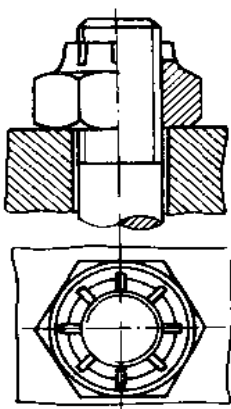


图 1-1-67 切槽弹性螺母

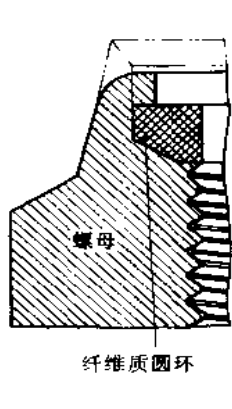


图 1-1-68 有纤维质圆环螺母

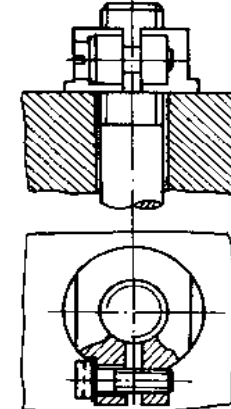
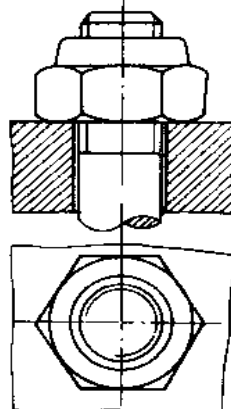


图 1-1-69 夹紧螺母

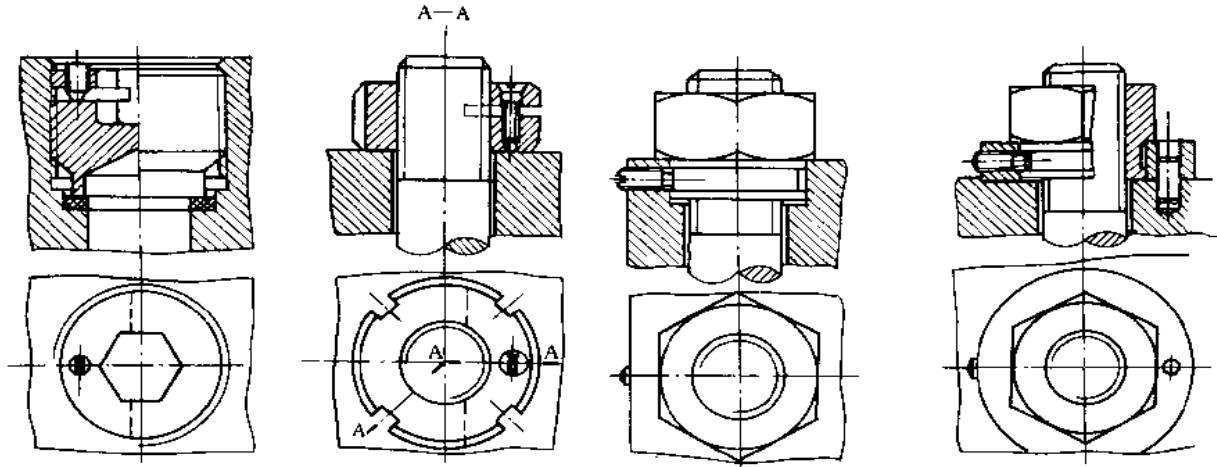


图 1-1-70 带锁紧螺钉的螺纹塞

图 1-1-71 带夹紧螺钉的螺母

图 1-1-72 螺母的圆柱形部分嵌入联接件内,并用螺钉锁紧

图 1-1-73 螺母嵌入圆环内并用螺钉锁紧

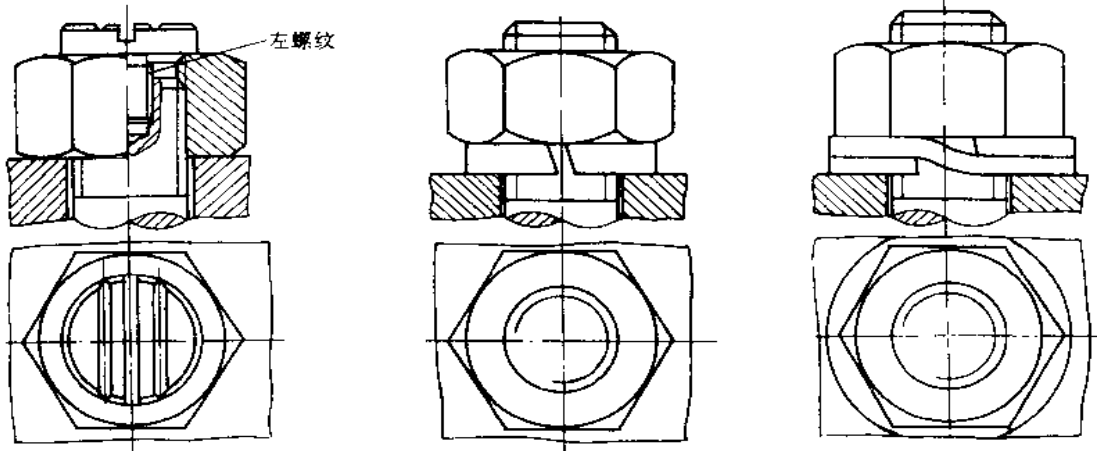


图 1-1-74 螺钉旋入螺栓尾端

图 1-1-75 普通弹簧垫圈

图 1-1-76 螺旋弹簧垫圈

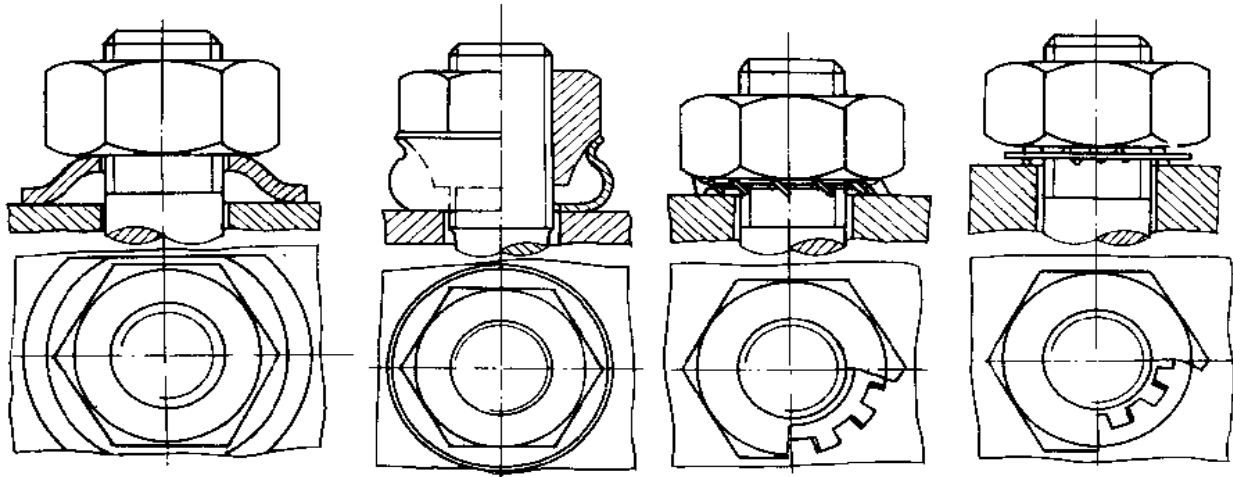


图 1-1-77 弹性圆环垫圈

图 1-1-78 弹性成形垫圈

图 1-1-79 外翘齿垫圈

图 1-1-80 内翘齿垫圈

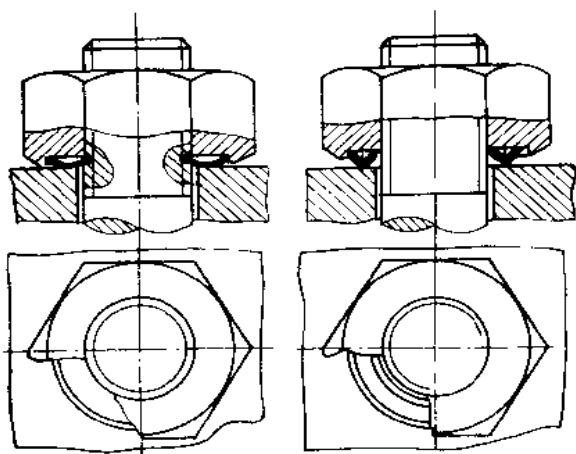


图 1-1-81 弹性波状垫圈

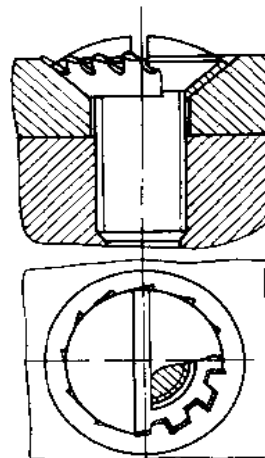


图 1-1-82 翘齿圆锥垫圈

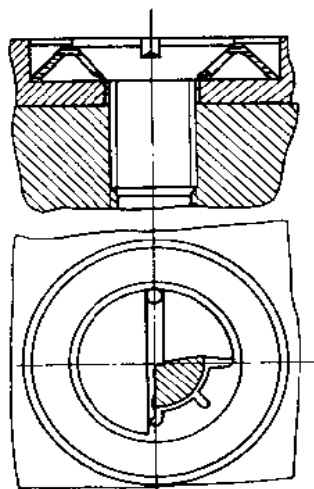


图 1-1-83 翘齿成形圆锥垫圈

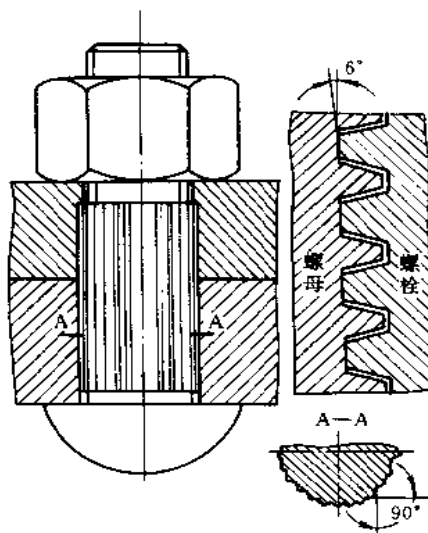


图 1-1-84 特殊螺纹的螺铆钉

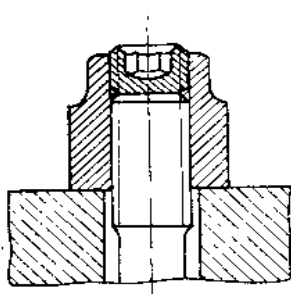


图 1-1-85 螺纹孔内的内锁紧螺母

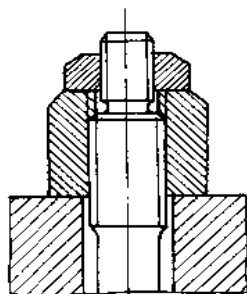


图 1-1-86 螺栓尾部的锁紧螺母  
(尾部左向螺纹; 螺栓右向螺纹)

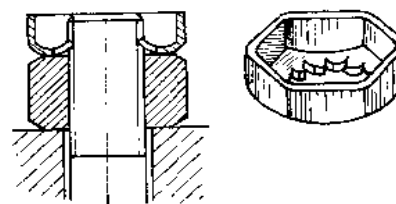


图 1-1-87 特制弹性锁紧螺纹

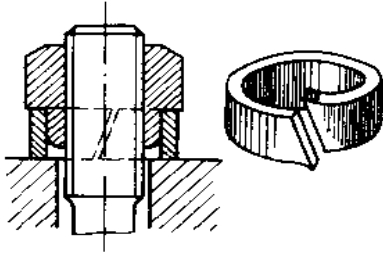


图 1-1-88 高刚性切口弹簧垫圈

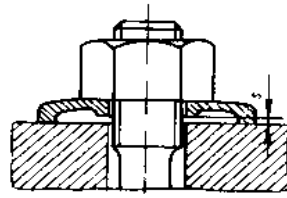


图 1-1-89 碟形弹簧垫圈

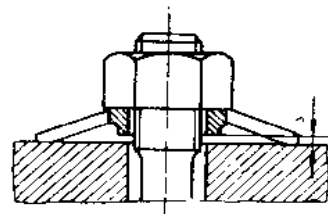


图 1-1-90 有径向切口的锥形弹性垫圈

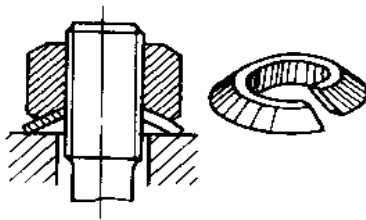


图 1-1-91 锥形切口弹性垫圈

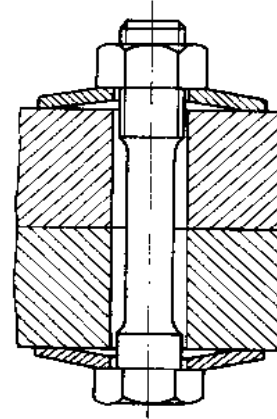


图 1-1-92 螺母与螺栓头下均装碟簧垫圈

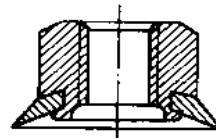
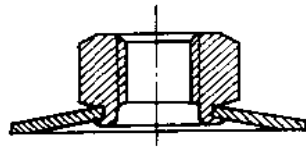


图 1-1-93 嵌入螺母的弹性垫圈

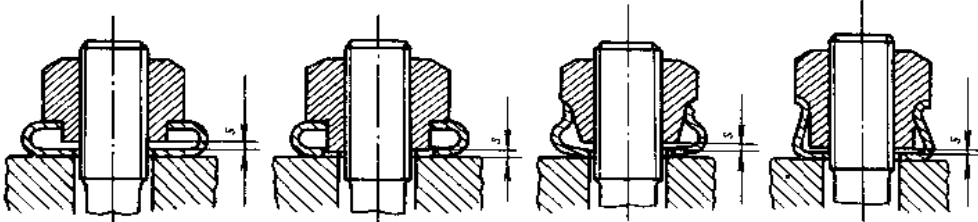


图 1-1-94 异形弹性垫圈

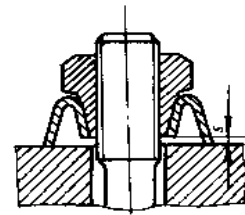


图 1-1-95 倒锥形弹性垫圈

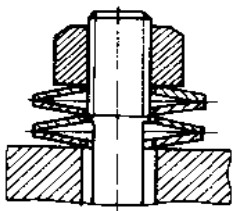


图 1-1-96 碟簧垫圈组

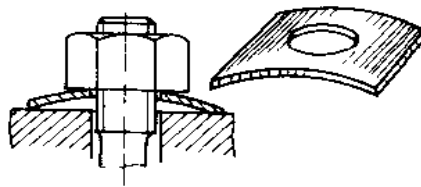


图 1-1-97 拱形弹性垫圈

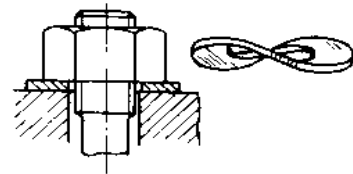


图 1-1-98 波形弹性垫圈

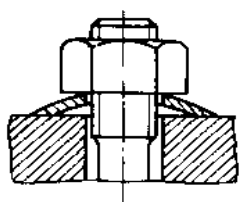


图 1-1-99 球面弹簧垫圈

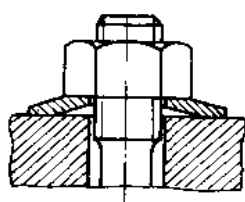


图 1-1-100 锥面弹簧垫圈

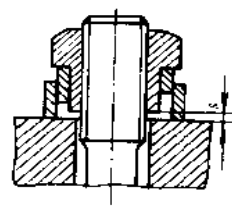


图 1-1-101 螺旋弹簧防松

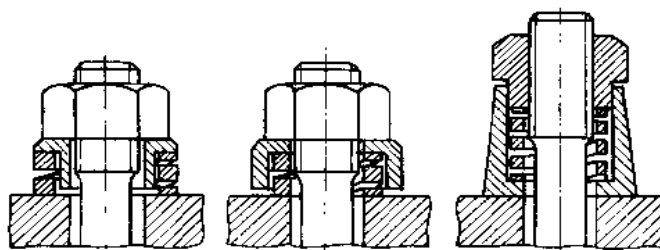


图 1-1-102 圆柱螺旋弹簧防松

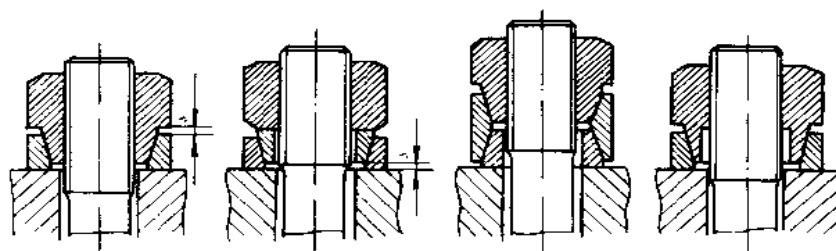


图 1-1-103 圆锥环形弹簧防松

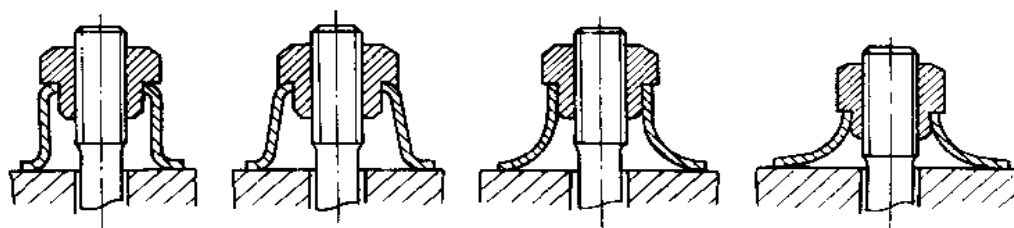


图 1-1-104 用半刚性套筒防松

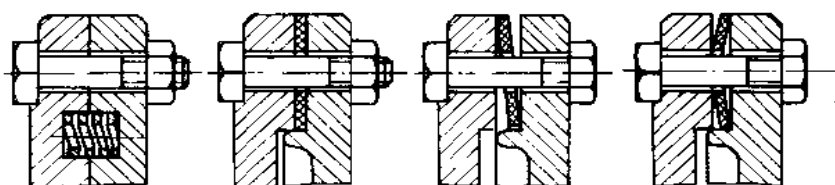


图 1-1-105 法兰用弹性防松



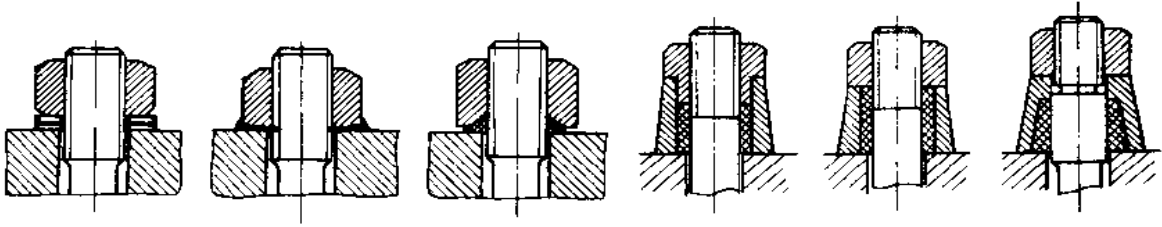


图 1-1-106 塑料垫片防松

图 1-1-107 包在机体内的塑料套筒防松

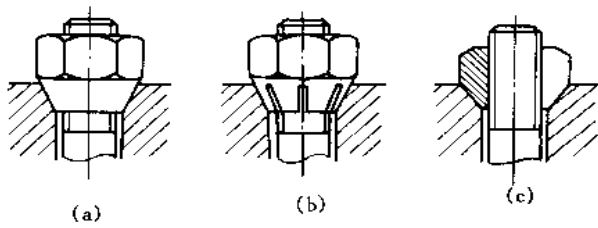


图 1-1-108 锥形自锁螺母  
(a) 整体的; (b) 有切口的; (c) 切槽的

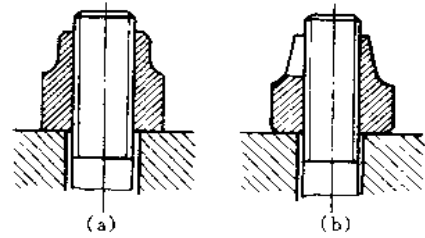


图 1-1-109 带压紧冠的螺母  
(a) 整体的; (b) 切槽的

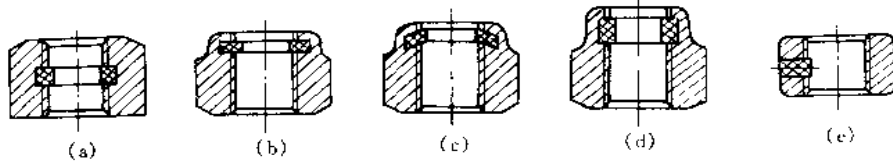


图 1-1-110 嵌入塑料的自锁螺母  
(a) ~ (d) 环形塑料; (e) 柱销塑料

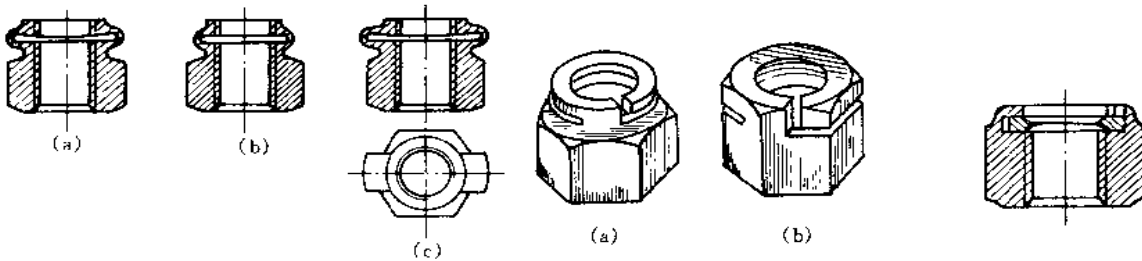


图 1-1-111 有弹性螺纹头的自锁螺母  
(a)、(b) 附加扳手; (c) 有增强弹性冠头

图 1-1-112 有自动锁紧  
螺纹的螺母  
(a) 扁形的; (b) 六角形的

图 1-1-113 有螺纹嵌入件  
的自锁螺母

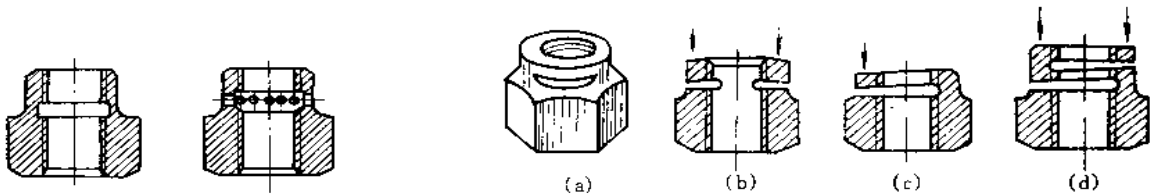


图 1-1-114 有止动和拧紧冠  
的自锁螺母

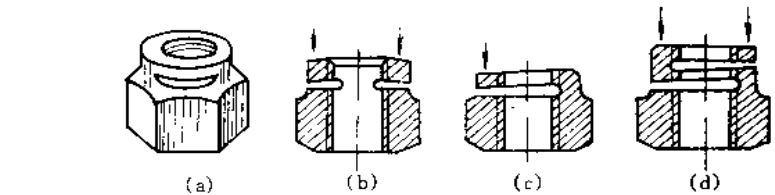


图 1-1-115 自锁切槽螺母  
(a) 三个切口; (b) 两个切口; (c) 一个切口; (d) 上、下一对切口

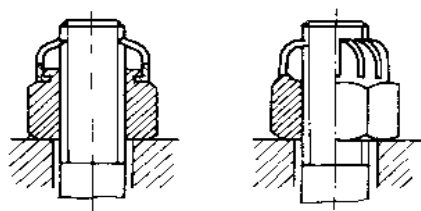


图 1-1-116 花瓣自锁螺母

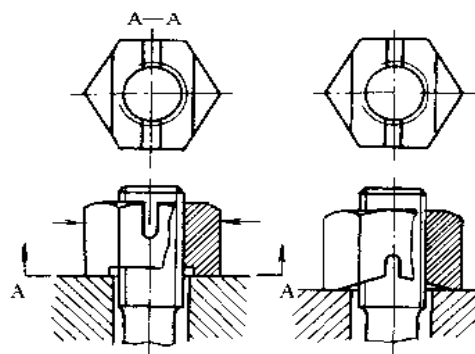


图 1-1-117 螺杆有双向螺纹，成比例拧紧后自锁

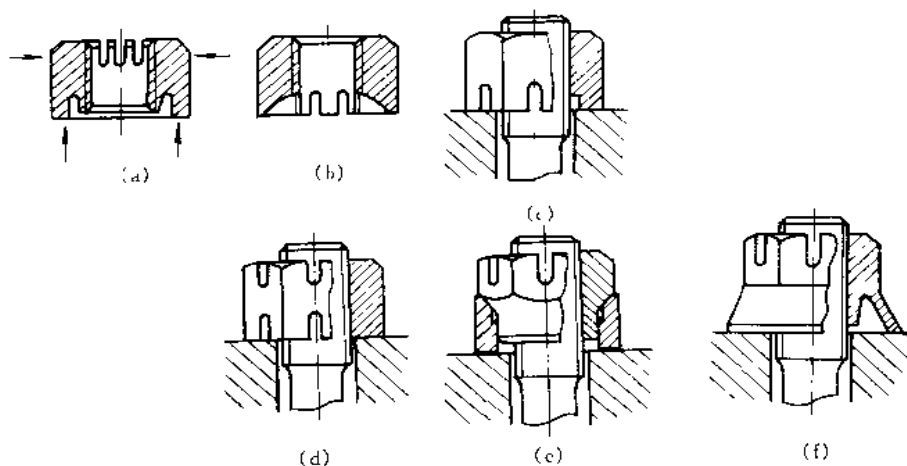


图 1-1-118 带槽自锁螺母

(a) 有环形沟和径向槽；(b) 有径向槽；(c) 在支承端有环形沟和径向槽；(d) 两端有径向槽；(e) 有锥形支承面；(f) 有锥形裙，顶端有径向槽

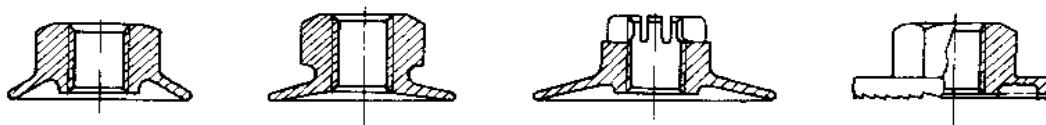


图 1-1-119 弹性自锁螺母

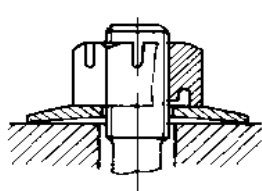


图 1-1-120 带弹性圈的自锁螺母

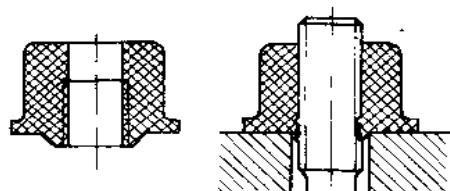


图 1-1-121 自攻丝塑料螺母自锁

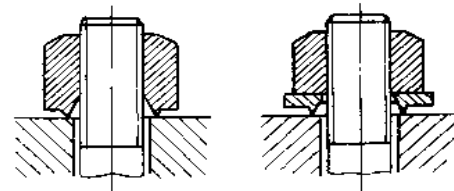


图 1-1-122 不透汽联接用密封自锁螺母

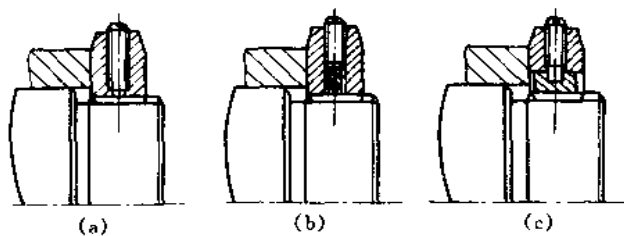


图 1-1-123 圆螺母用顶丝防松  
(a) 顶丝顶在螺纹上；(b)、(c) 顶线顶在软性材料垫上

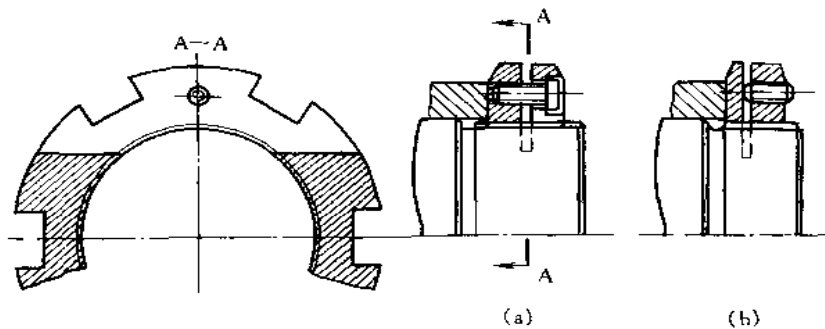


图 1-1-124 圆螺母拉压防松  
(a) 压紧；(b) 用顶丝

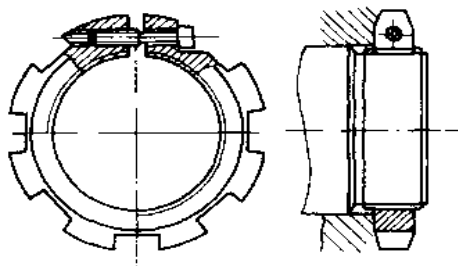


图 1-1-125 开口并用锥紧螺钉的圆螺母防松

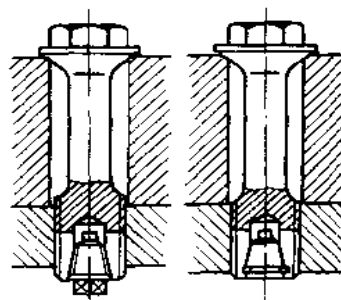


图 1-1-126 在螺栓端头加锥形丝堵防松

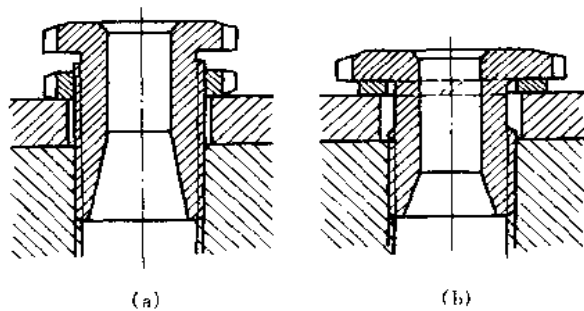


图 1-1-127 空心螺钉防松  
(a) 用锁紧螺母；(b) 用弹簧垫圈；(c) 用弹簧

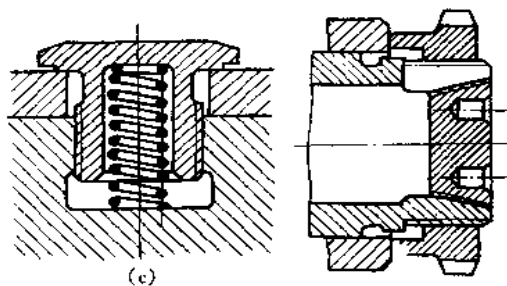


图 1-1-128 圆螺母用有锥螺纹的螺塞防松

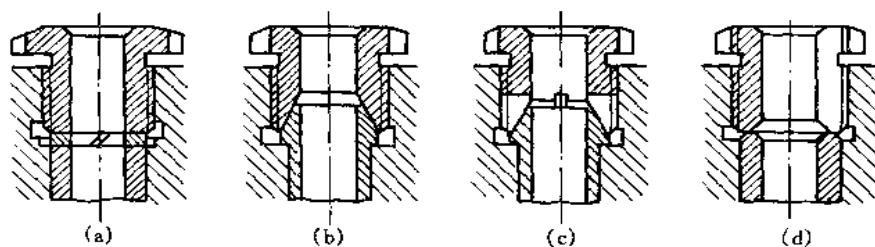


图 1-1-129 压紧内边零件的空心螺钉的防松  
(a) 加弹簧垫圈; (b) 带锥度; (c) 切口端锥面; (d) 切槽后弹性防松

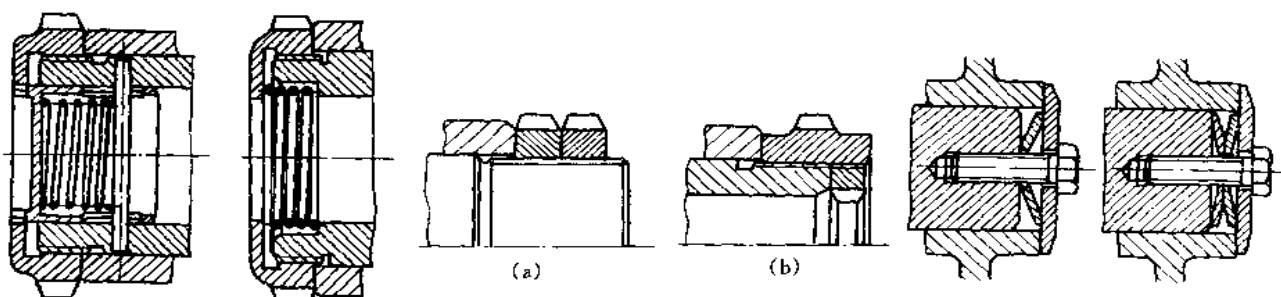


图 1-1-130 圆螺母用弹簧摩擦防松

图 1-1-131 双螺母防松  
(a) 在外边; (b) 在内边

图 1-1-132 轴端固定用弹性垫圈防松

### 1.3.2 直接锁住防松

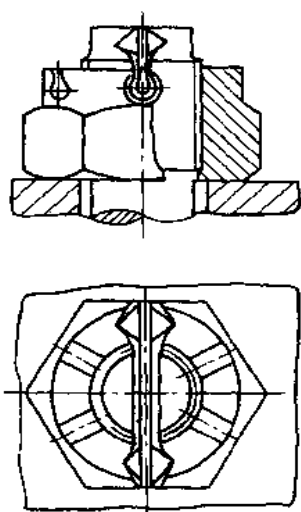


图 1-1-133 扁钢嵌入螺母和螺栓的槽内

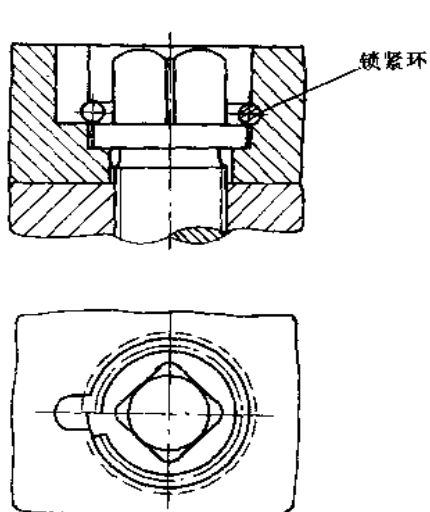


图 1-1-134 锁紧环嵌入联接件的环形槽内

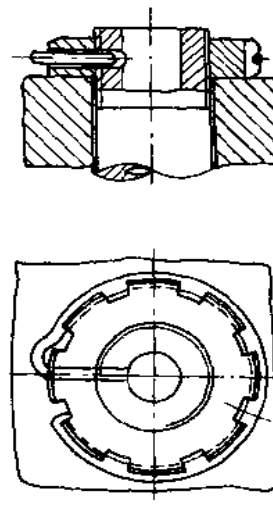


图 1-1-135 弹簧环尾端穿入螺母和螺栓内

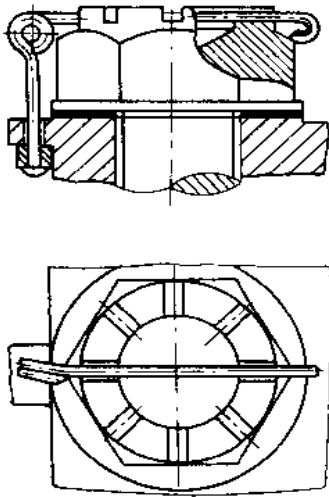


图 1-1-136 锁紧弹簧嵌入螺栓塞头的槽内

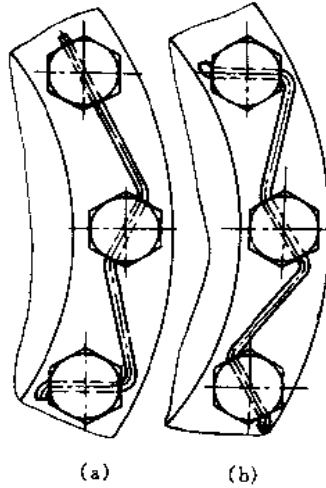


图 1-1-137 用钢丝穿过各螺栓头的孔并系牢  
(a) 不正确; (b) 正确

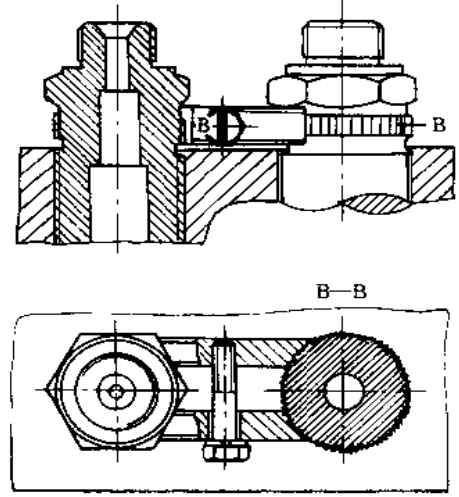


图 1-1-138 两块末端带齿的板条用螺钉系紧

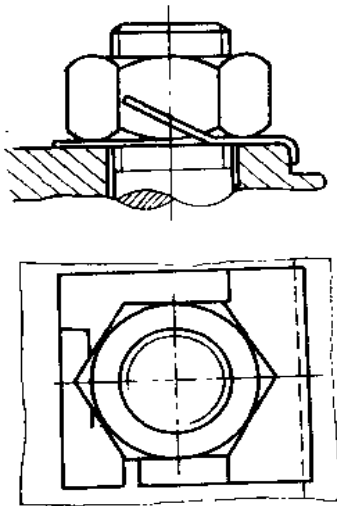


图 1-1-139 四方变形垫圈沿切缝弯折

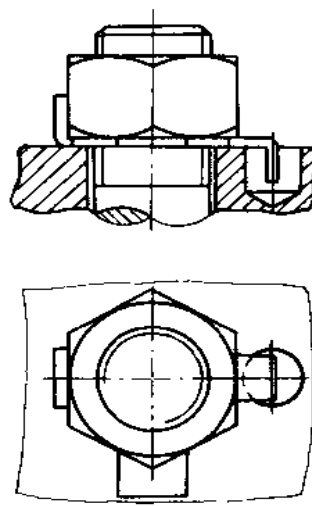


图 1-1-140 外舌止动垫圈防松

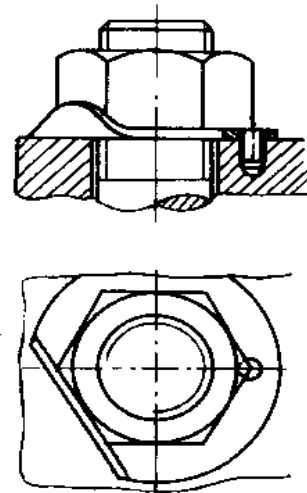


图 1-1-141 外舌止动垫圈防松并用锁钉固定

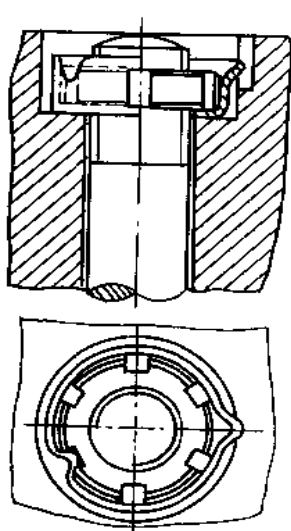


图 1-1-142 杯形垫圈弯入螺母和联接件内

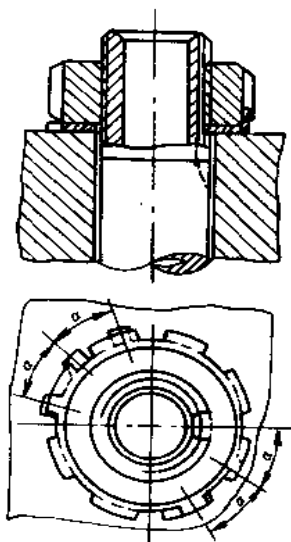


图 1-1-143 圆螺母用止动垫圈防松

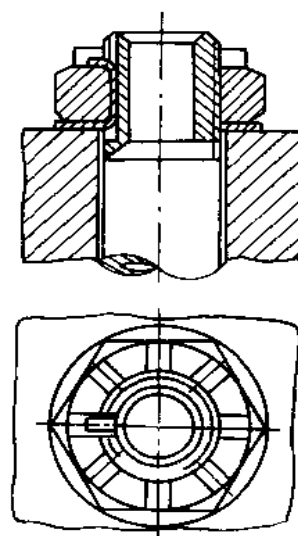


图 1-1-144 止动垫圈的内凸舌嵌入螺栓和螺母的槽内

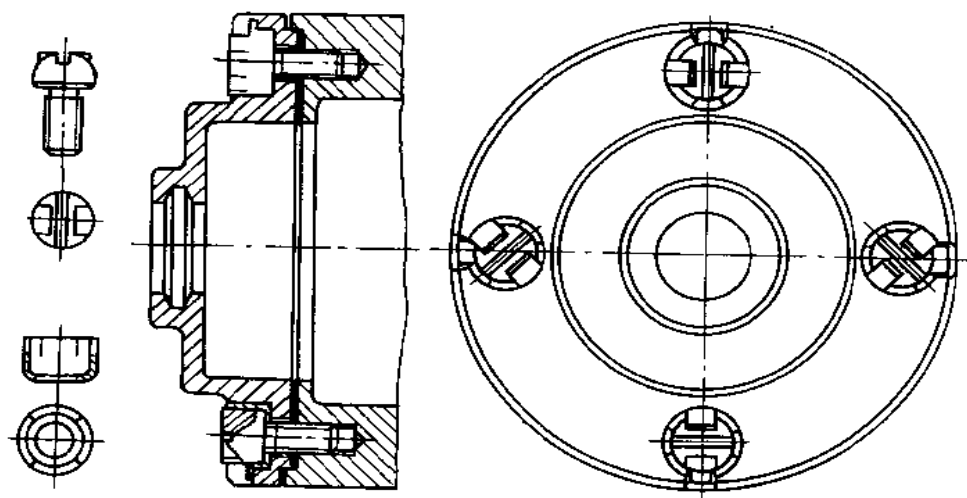


图 1-1-145 垫圈的两个棒舌弯折到螺钉头槽内，另一个棒舌弯折到联接件槽内

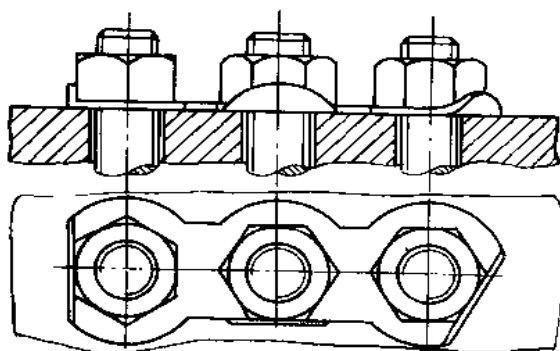


图 1-1-146 变形板片沿螺母棱边弯折

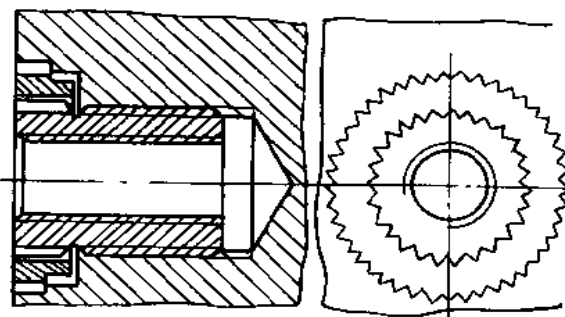


图 1-1-147 多齿环套在螺栓塞上，并压入机座内

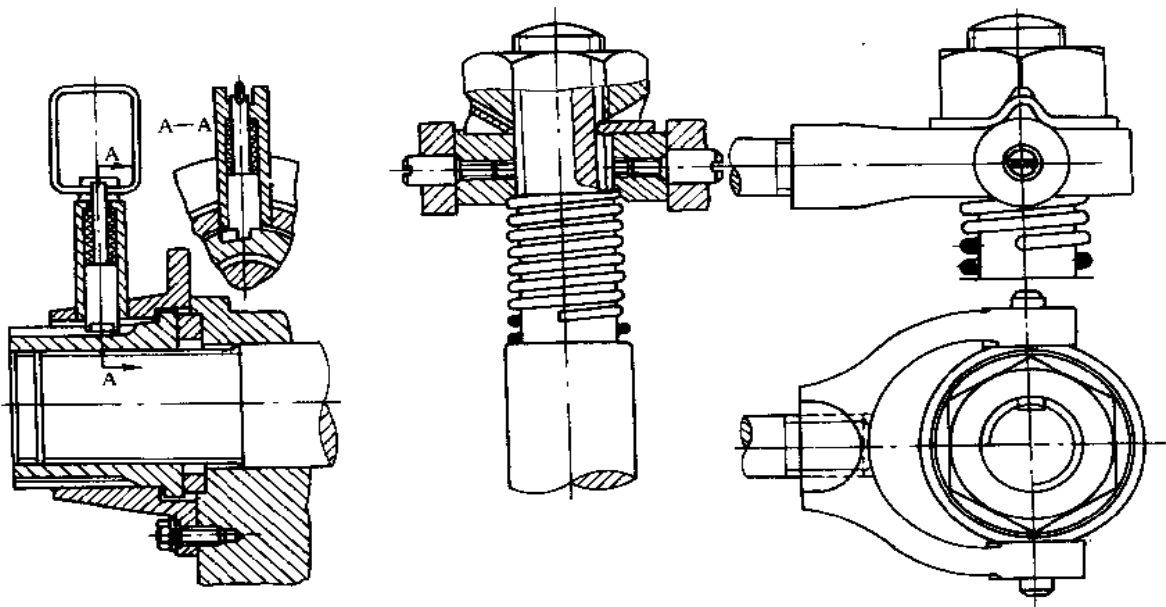


图 1-1-148 活销尾端插入螺母的 图 1-1-149 成型垫圈的内凸舌嵌入螺杆的凹槽内，垫圈的楔形凸出部嵌入螺母端面上的凹槽内  
某一槽口内

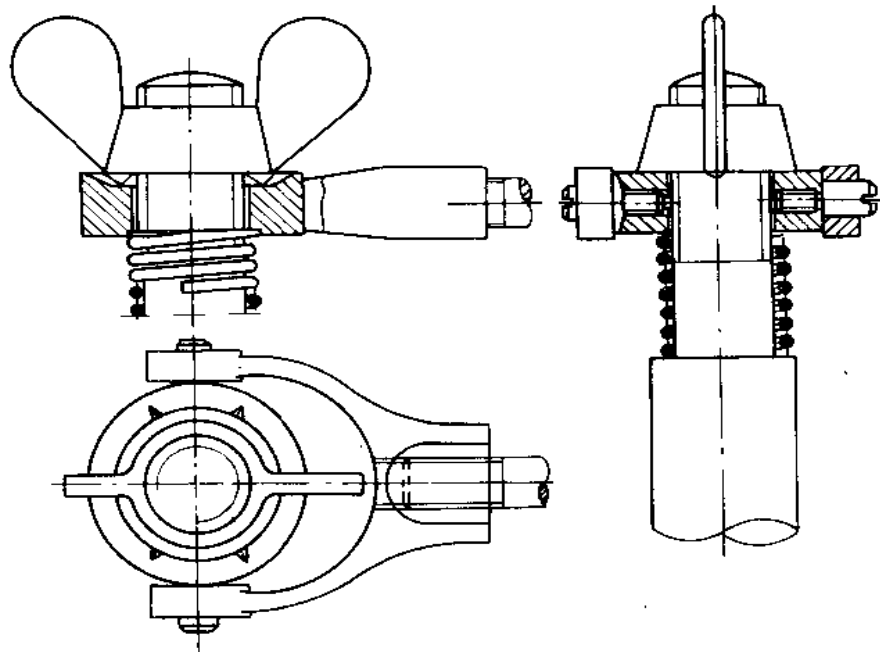


图 1-1-150 翼形螺母端面上的两个凸出部嵌入圆环端面上的凹槽内

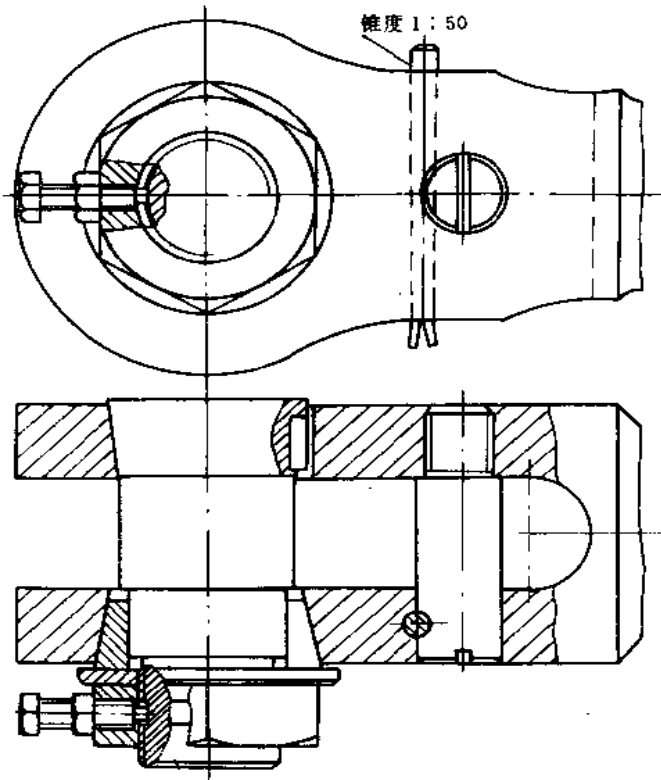


图 1-1-151 联接杆的杆头用锁紧螺钉防松

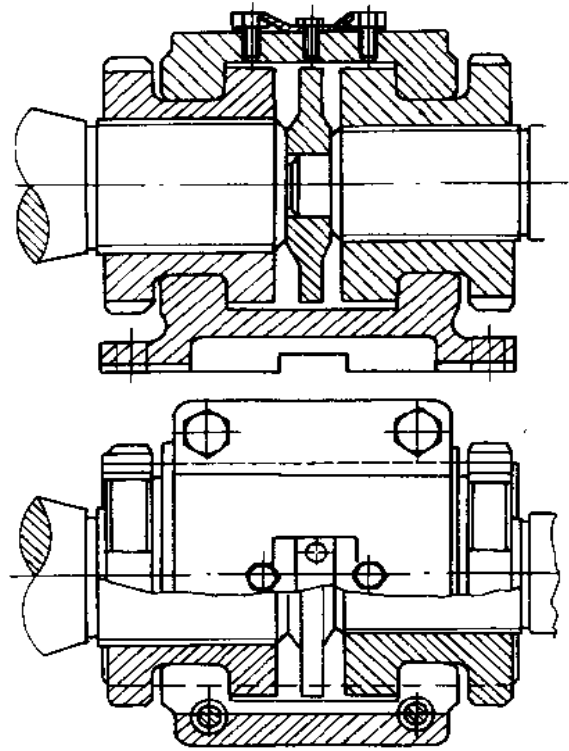


图 1-1-152 用组合螺钉防松的十字头

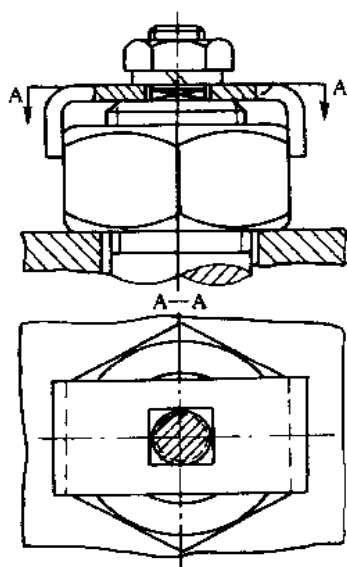


图 1-1-153 用螺母固定 U 形挡板

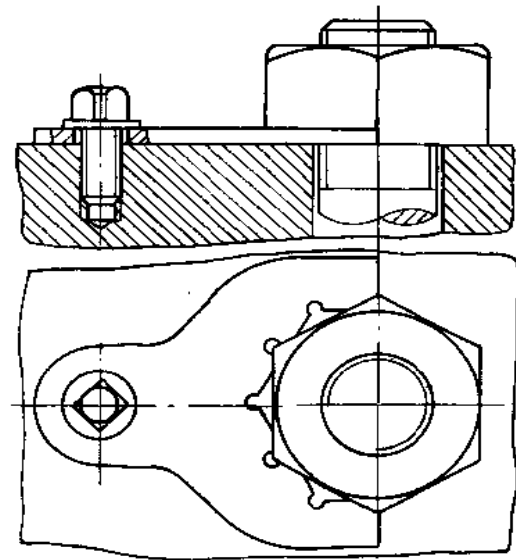


图 1-1-154 用叉形平挡板



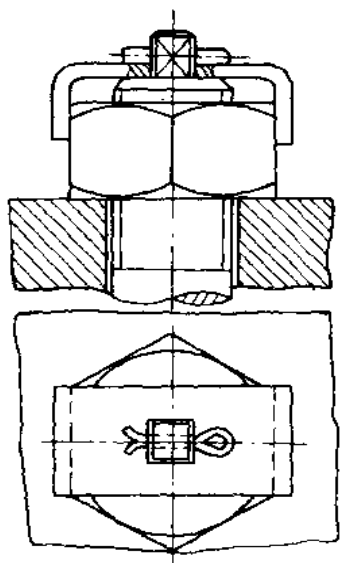


图 1-1-155 用开口销固定 U 形挡板

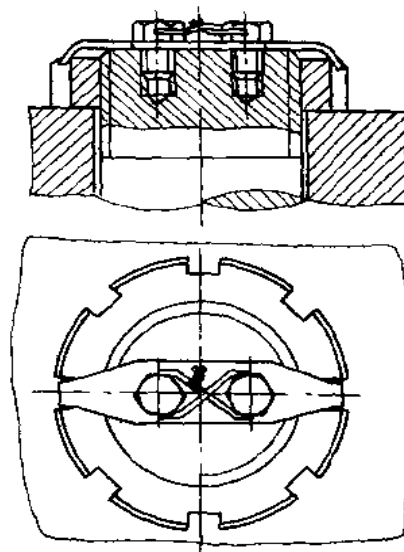


图 1-1-156 用两个螺钉连锁固定 U 形挡板

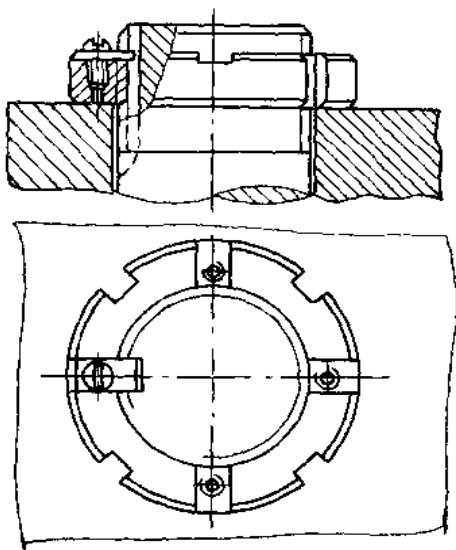


图 1-1-157 锁紧板片固定在螺母上，并嵌入螺栓槽内

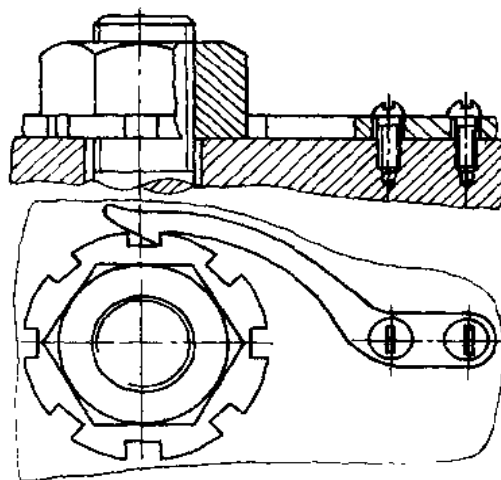


图 1-1-158 用双螺钉固定的弹性钩嵌入螺母底部凸缘的槽内

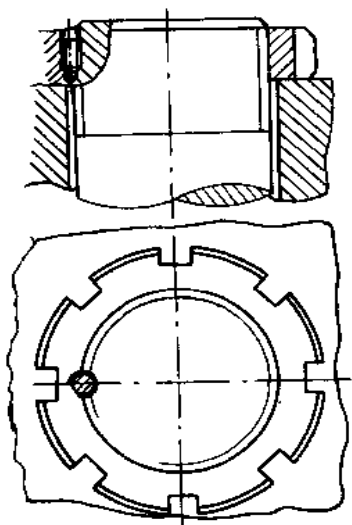


图 1-1-159 螺钉旋入螺栓和螺母的本体内

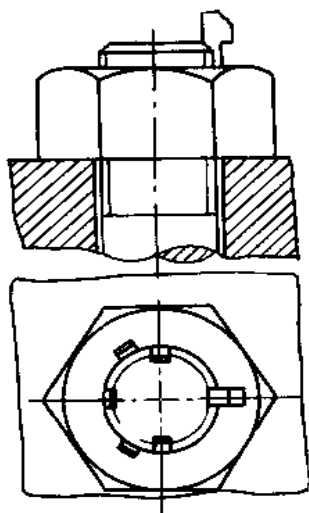


图 1-1-160 楔形键嵌入螺栓和螺母的键槽内

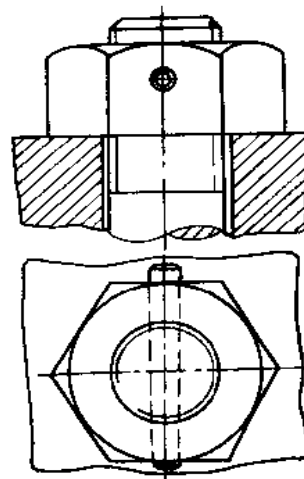


图 1-1-161 圆锥销钉穿过螺栓和螺母

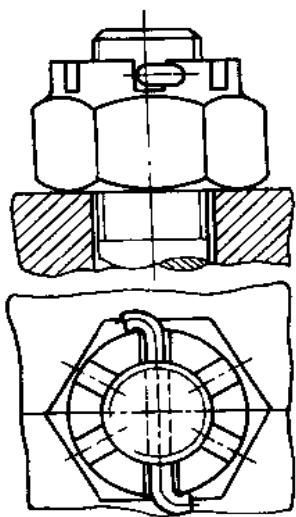


图 1-1-162 开槽螺母用圆柱销锁紧

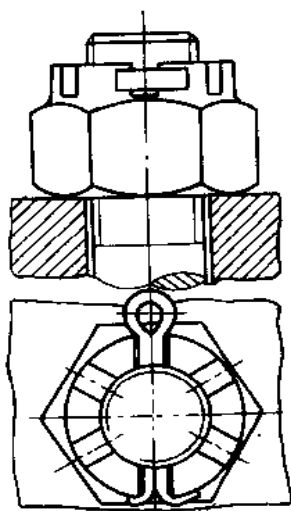


图 1-1-163 开槽螺母用开口销锁紧

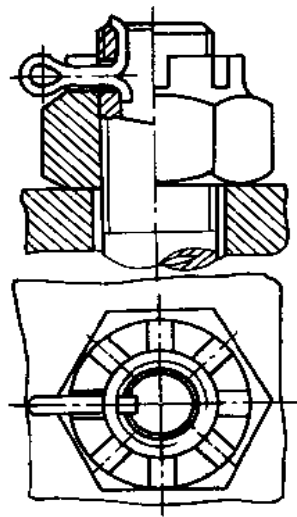


图 1-1-164 用开口销将螺母锁紧在空心螺栓上

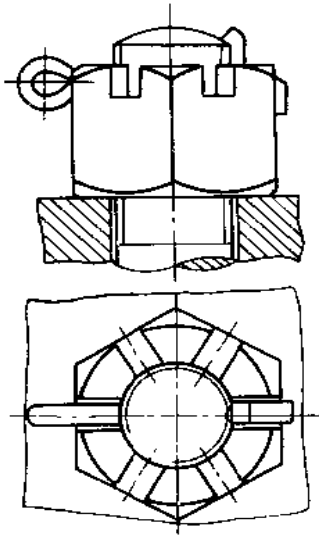


图 1-1-165 开槽螺母用  
开口销锁紧

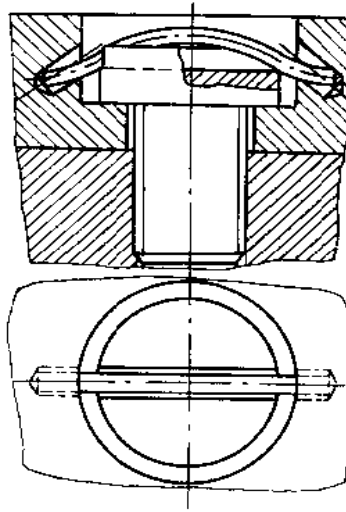


图 1-1-166 用弯销嵌入螺钉  
与联接件的槽内

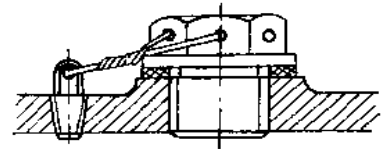


图 1-1-167 螺塞捆扎  
铁丝防松

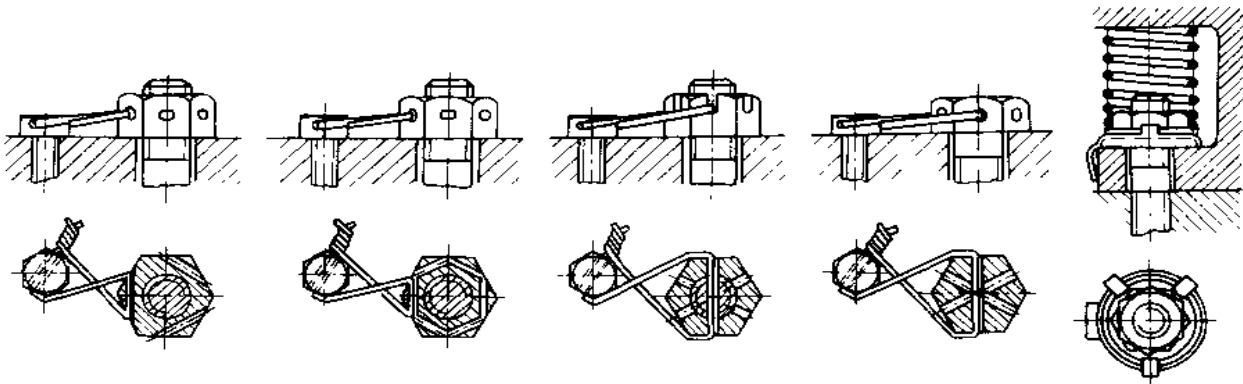


图 1-1-168 螺母捆扎铁丝防松

图 1-1-169 用弹簧  
加弯折垫板联合防松

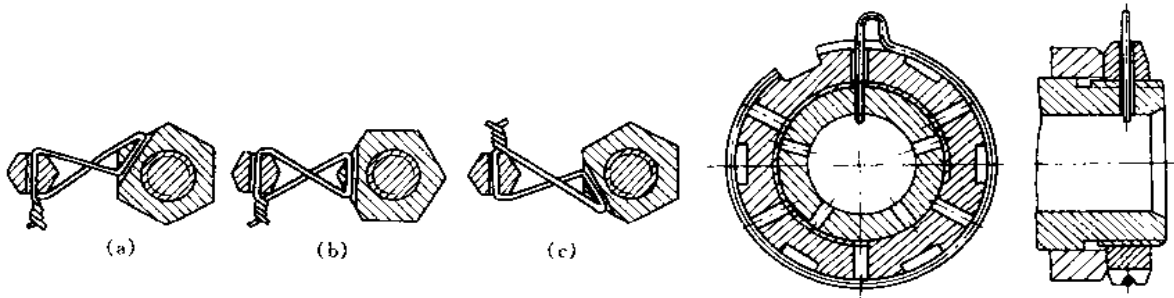


图 1-1-170 捆扎方式  
(a)、(b) 不正确；(c) 正确

图 1-1-171 用弹簧环防松圆螺母

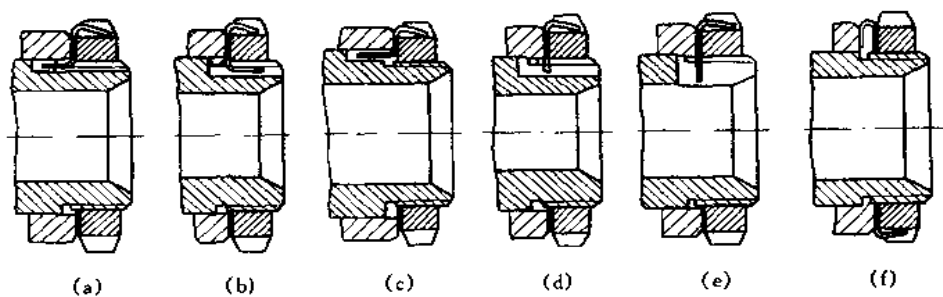


图 1-1-172 往轴上固定防松垫片的方法

(a)、(c) 将爪伸入机体槽内；(b) 将爪伸入螺母槽内；(d) 将爪伸入深槽内；(e) 将爪伸入轴端缺口内；  
(f) 将爪伸入到拉紧零件端部缺口内

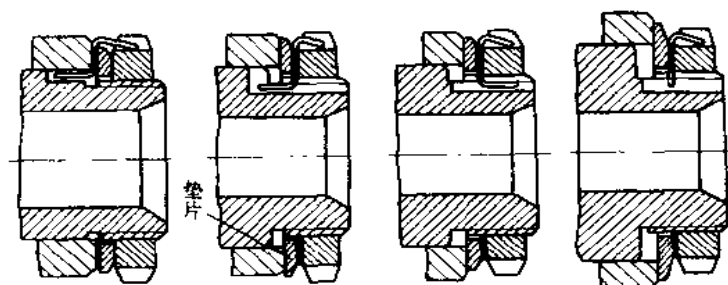


图 1-1-173 在用垫片的阶梯轴上安装防松垫圈

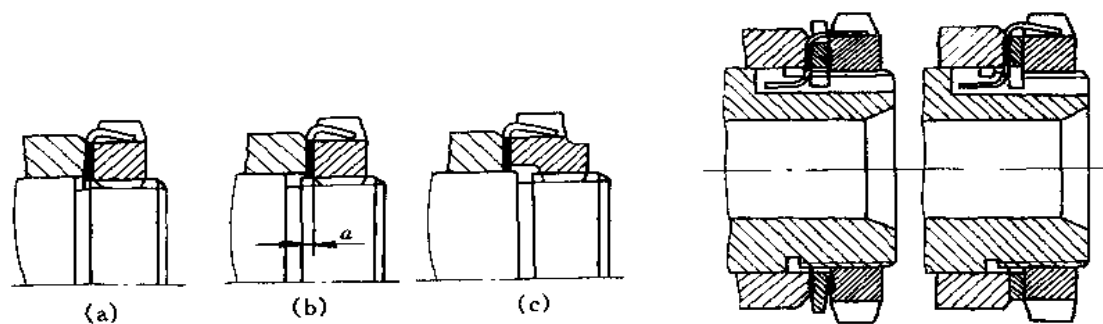


图 1-1-174 防松垫圈的定心方式  
(a) 无定心面 (不合理)；(b) 螺纹定心；  
(c) 轴肩定心 (最好)

图 1-1-175 防止装在刚性垫圈内的  
定位爪剪切的方法

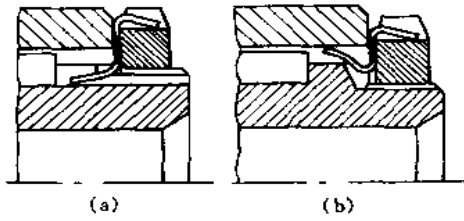


图 1-1-176 用键槽固定防松垫圈  
(a) 在轴上; (b) 在装配体上

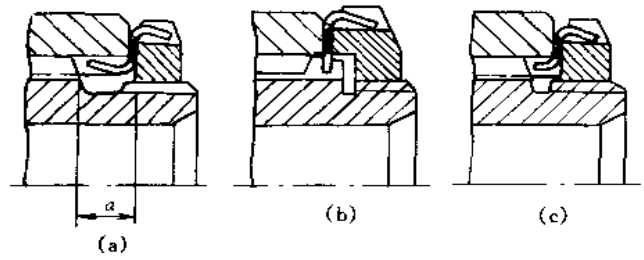


图 1-1-177 花键槽上固定防松垫片  
(a) 爪伸入装配件花键齿之间; (b) 爪伸入花键轴上的齿冠; (c) 爪伸入装配件花键的齿冠

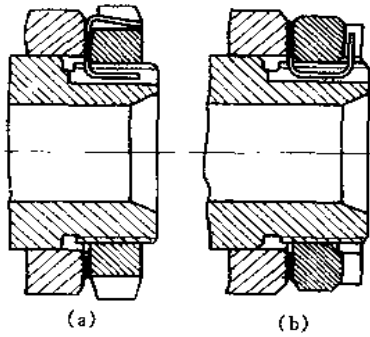


图 1-1-178 高速旋转轴上花瓣垫圈圆螺母防松  
(a) 不推荐; (b) 推荐

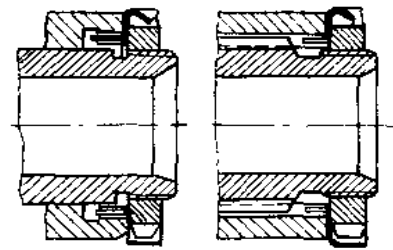


图 1-1-179 圆螺母用碟形垫圈防松

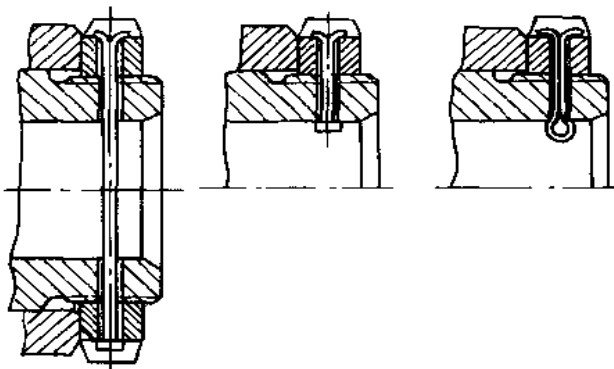


图 1-1-180 圆螺母开口销防松

图 1-1-181 内外圆螺母用铁丝防松

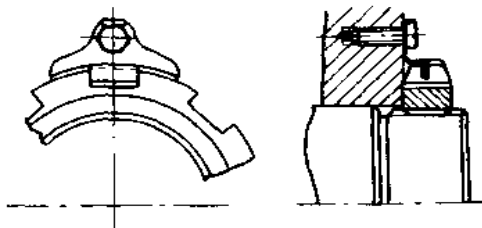


图 1-1-182 圆螺母固定片防松

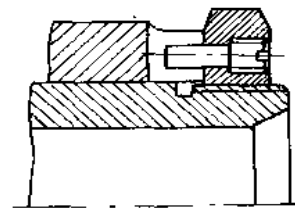


图 1-1-183 圆螺母轴向顶丝防松

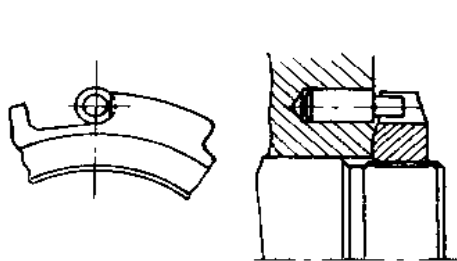


图 1-1-184 圆螺母插销防松

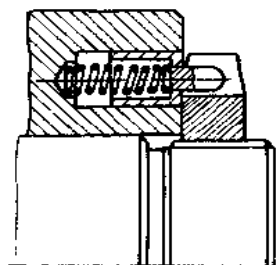


图 1-1-185 圆螺母弹性定位销防松

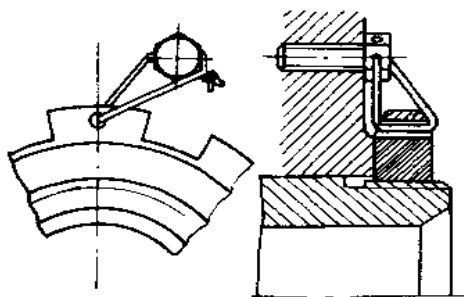


图 1-1-186 用铁丝捆扎圆螺母防松

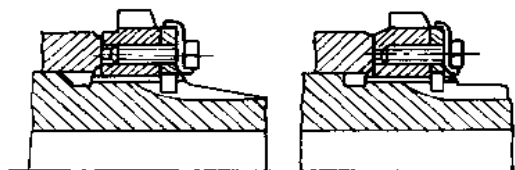


图 1-1-187 圆螺母用拧紧垫圈（垫圈齿嵌入沟槽或轴上花键槽）防松

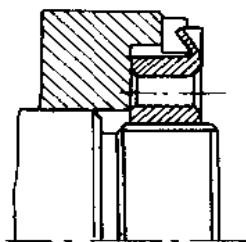


图 1-1-188 圆螺母用折边插入装配件槽内防松

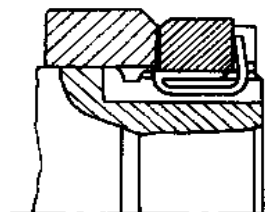


图 1-1-189 圆螺母用有弯爪的端齿垫圈防松

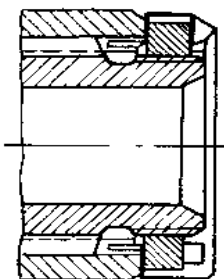


图 1-1-190 圆螺母用有端齿的碟形垫圈防松

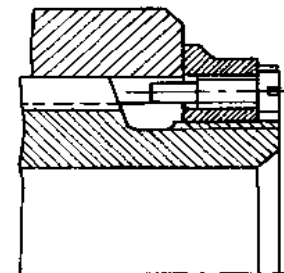


图 1-1-191 圆螺母用端齿螺钉防松

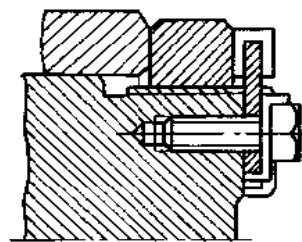


图 1-1-192 圆螺母用有端齿拧紧片防松

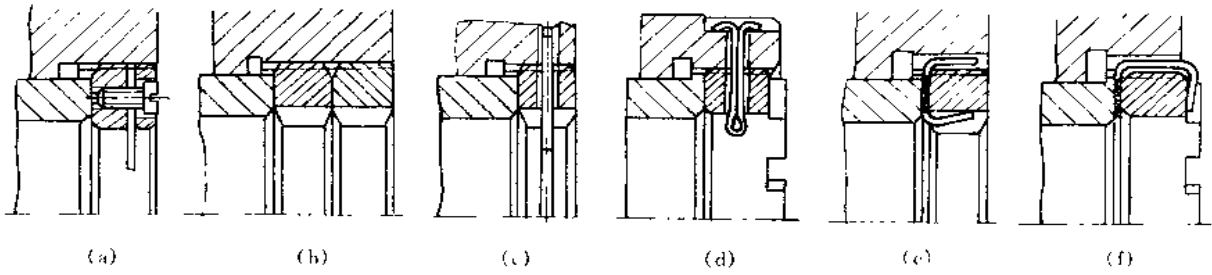


图 1-1-193 内装圆螺母的防松方法

(a) 切口圆螺母顶丝压紧；(b) 双螺母防松；(c) 弹性切口环；(d) 开口销；(e) 用弯爪垫圈；  
(f) 螺母有端部齿的弯爪垫圈防松

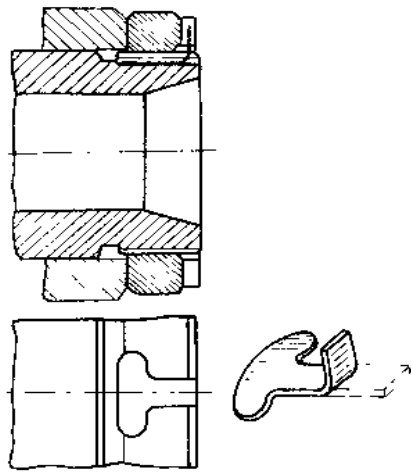


图 1-1-194 有端部齿圆螺母用 T 形板式止动器防松

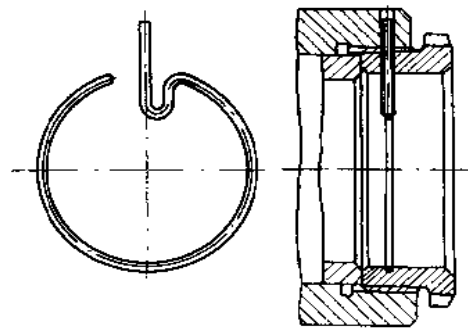


图 1-1-195 用弹性开口环防松

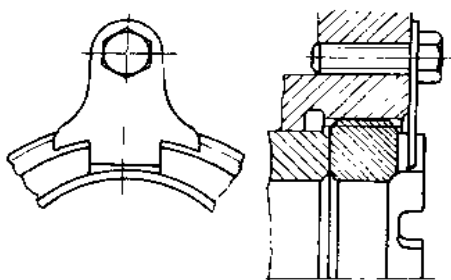


图 1-1-196 有端部齿的圆螺母用固定板防松

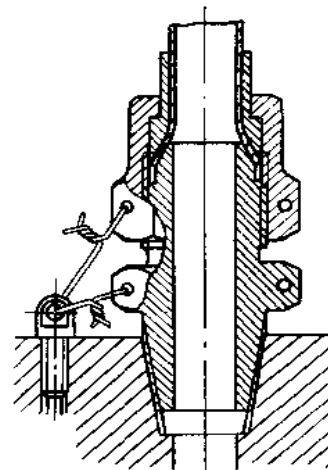


图 1-1-197 接头联接捆扎防松

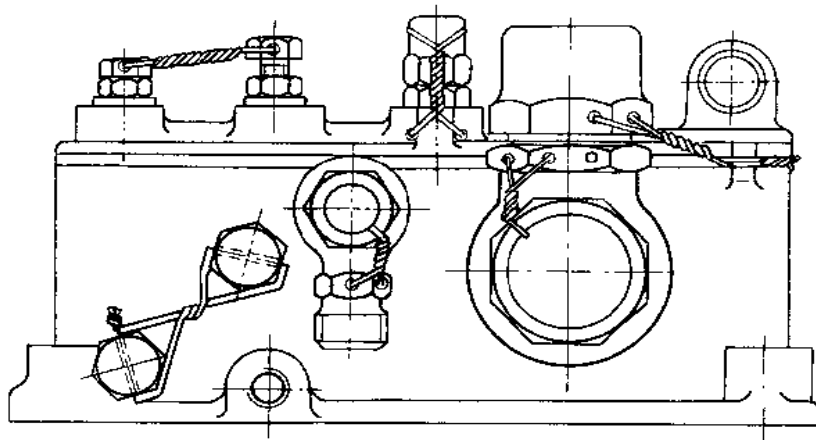


图 1-1-198 水力部件全部捆扎在拧紧元件上

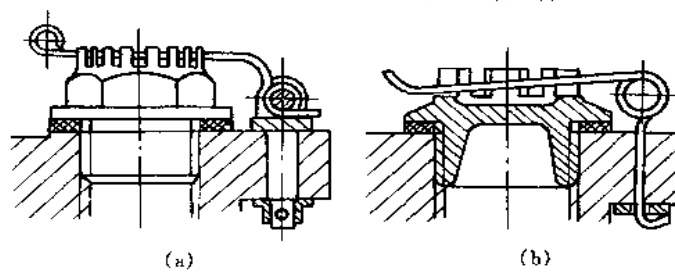


图 1-1-199 扭转弹簧防松

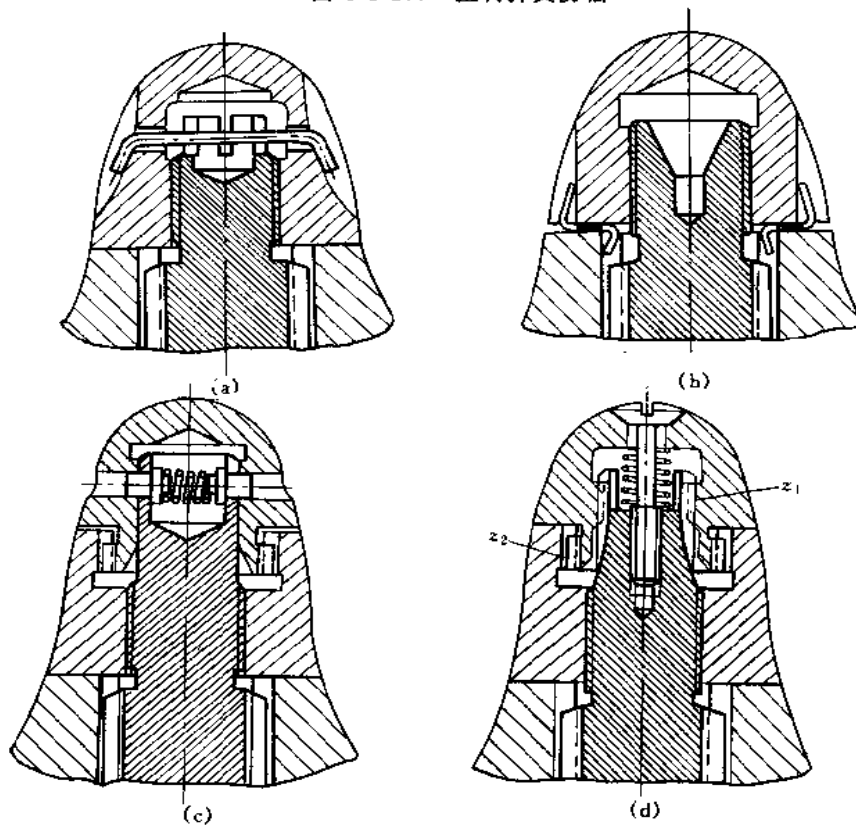


图 1-1-200 离心机轴上帽罩和异形螺母防松方法



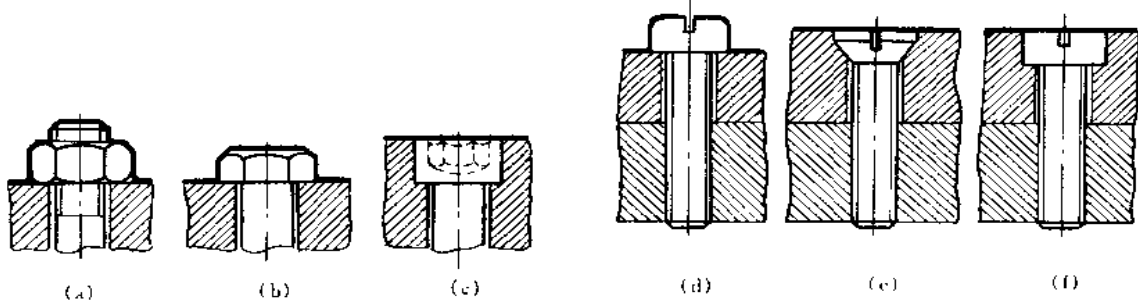


图 1-1-201 用盖防松

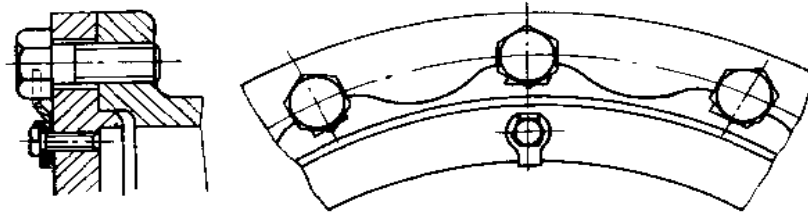


图 1-1-202 圆法兰盘上螺栓用切口板防松

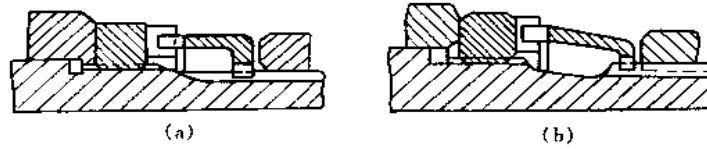


图 1-1-203 有端部齿的圆螺母固定在过渡套筒的阶梯轴上  
(a) 与槽联接; (b) 与花键齿联接

1.3.3 破坏螺纹运动副关系防松

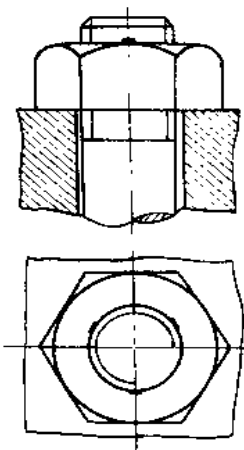


图 1-1-204 螺母与螺栓焊住

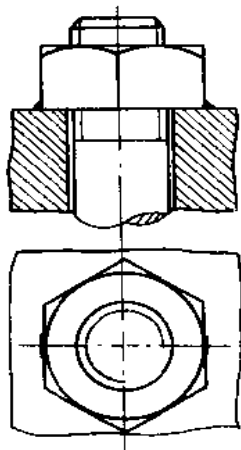


图 1-1-205 螺母与联接件焊住

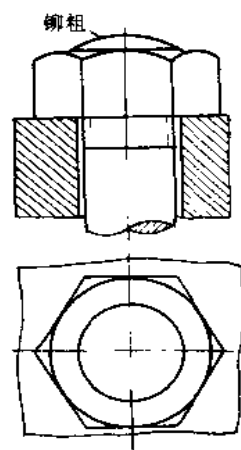


图 1-1-206 将螺栓末端铆粗

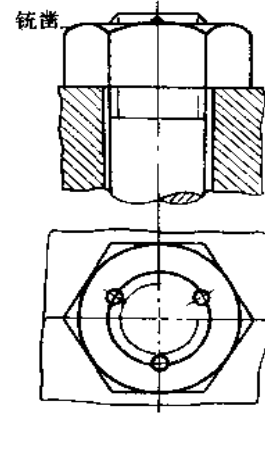


图 1-1-207 铣凿螺栓和螺母的端部

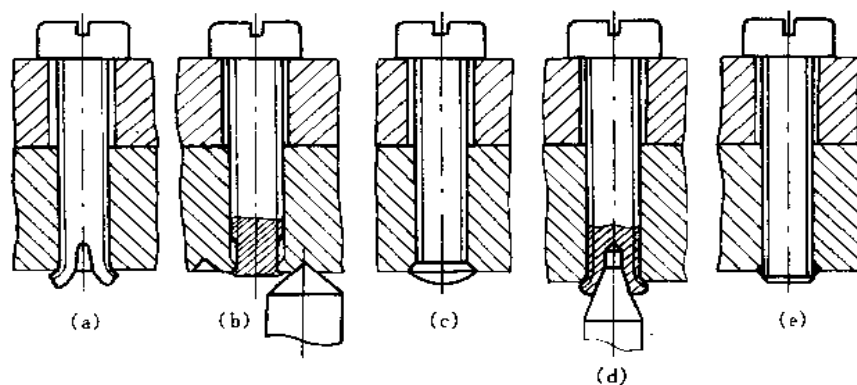


图 1-1-208 螺钉在螺纹端防松  
(a) 剪开; (b) 冲槽; (c) 铆头; (d) 扩孔; (e) 焊接

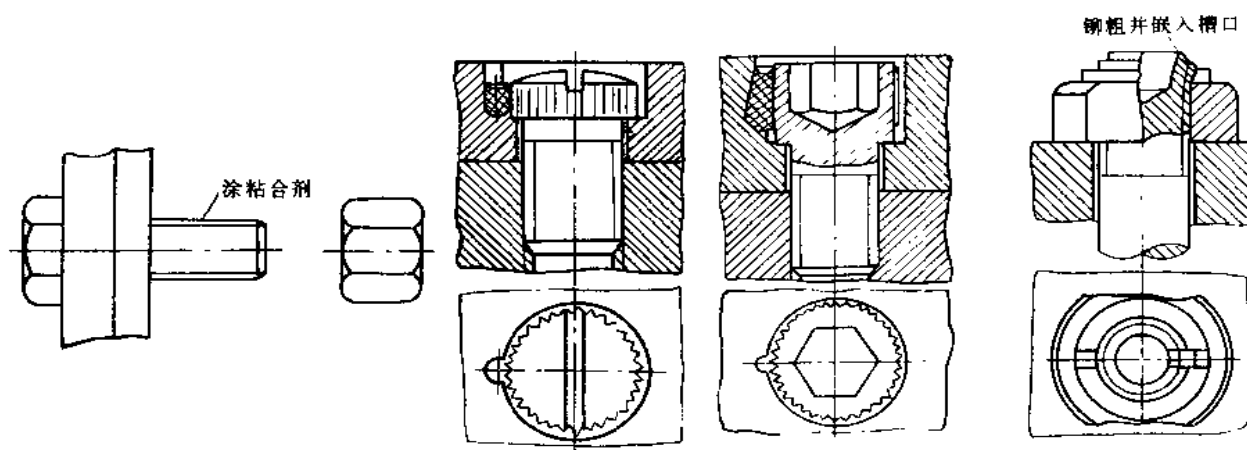


图 1-1-209 涂粘合剂 图 1-1-210 圆柱形垫块 图 1-1-211 圆锥形垫块 图 1-1-212 螺栓端的一部分弯入螺母槽口内  
嵌入螺钉头的滚花内 嵌入螺钉头滚花内

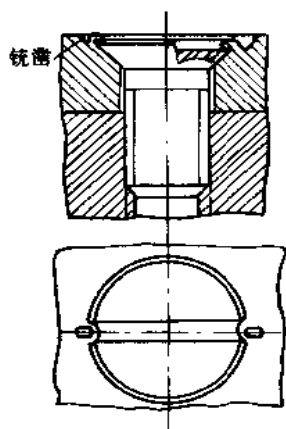


图 1-1-213 对准螺钉头槽口锁齿联接件

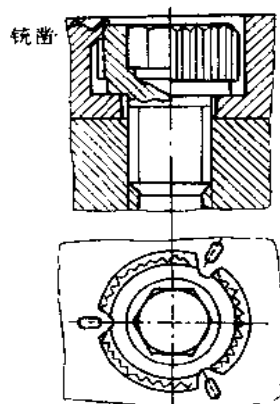


图 1-1-214 对准螺钉头的滚花锁齿联接件

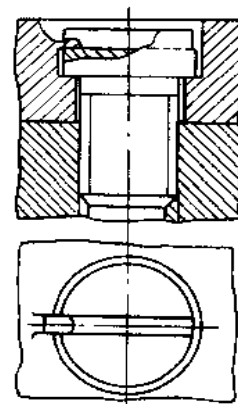


图 1-1-215 将联接件的切片弯入螺钉的槽口内

## 1.4 有利于提高螺纹联接强度的主要结构类型

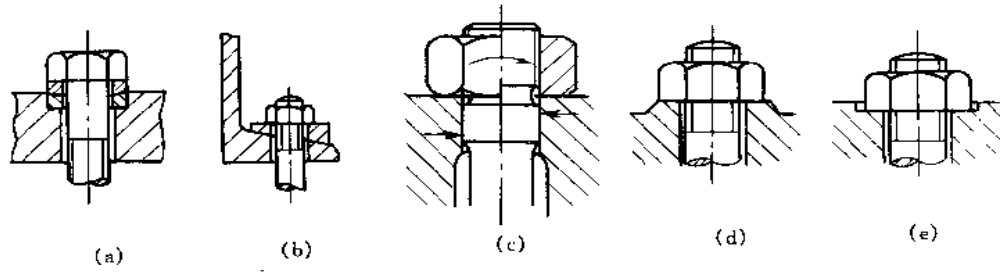


图 1-1-216 减免栓杆弯曲应力的最常用方法  
(a) 球面垫圈; (b) 斜垫圈; (c) 环腰段; (d) 凸台; (e) 沉头座

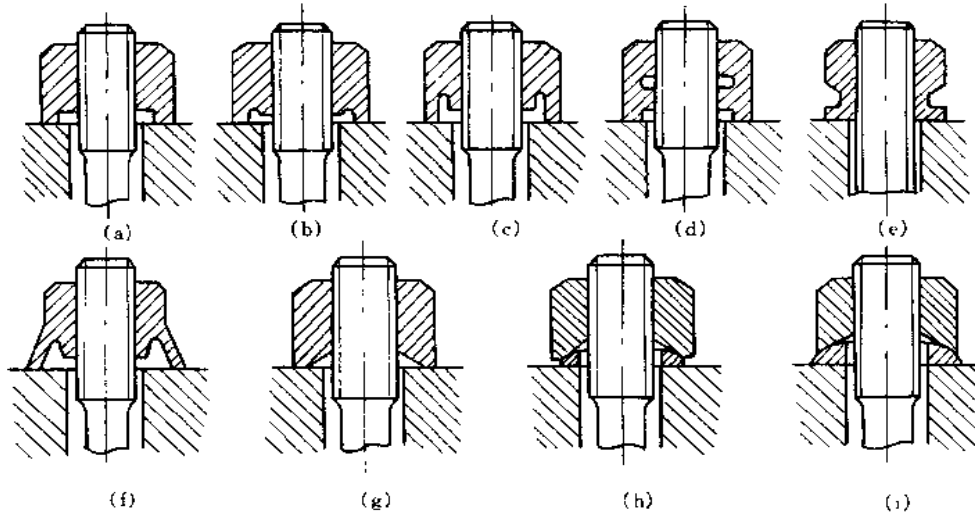


图 1-1-217 在联接螺母的底部加工卸载沟槽

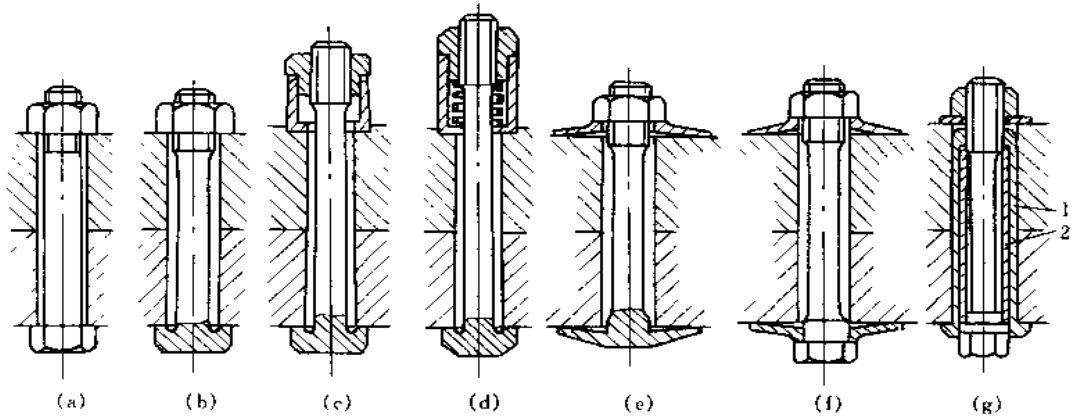


图 1-1-218 提高螺栓联接的弹性  
(a) 刚性; (b) 细腰弹性杆; (c) 加长弹性杆; (d) 有轴向弹簧; (e) 有弹性头和弹性垫; (f) 两头弹性垫; (g) 有拉紧套 1 和压紧套 2

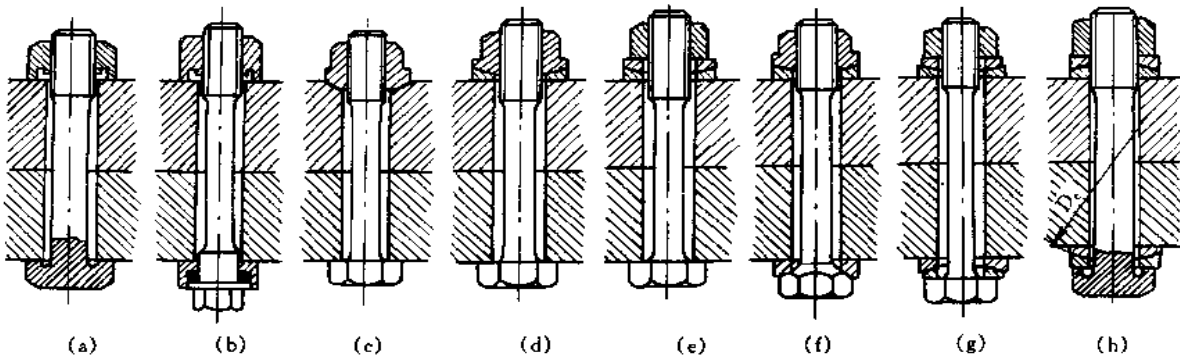


图 1-1-219 保证螺栓联接自动调节  
调节效果按序递增，球面垫圈半径  $R \approx (1.5 \sim 2.5) d$ ， $d$ —螺纹直径

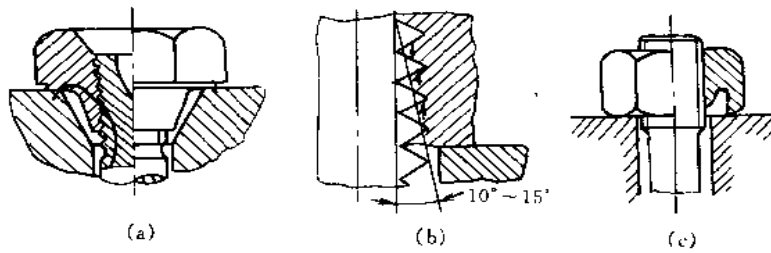


图 1-1-220 使相旋合螺纹牙受力较均匀螺纹联接示例  
(a) 螺母悬置；(b) 带锥螺母；(c) 螺母底部有卸载沟槽

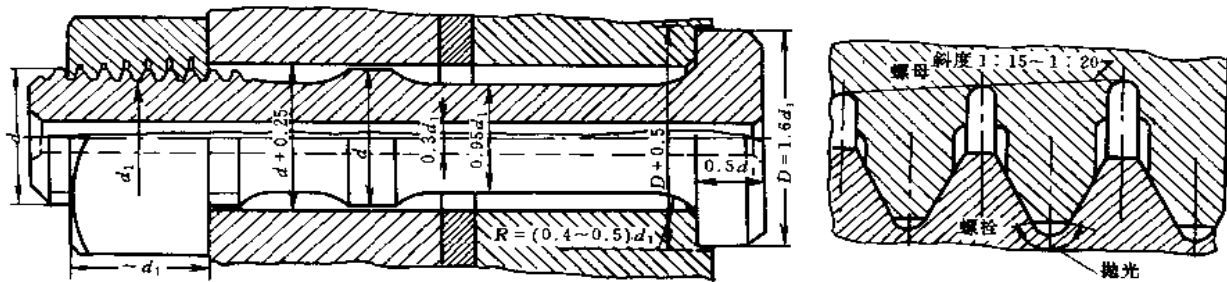


图 1-1-221 具有特制螺纹的螺栓承受变动载荷及螺母的支承端面

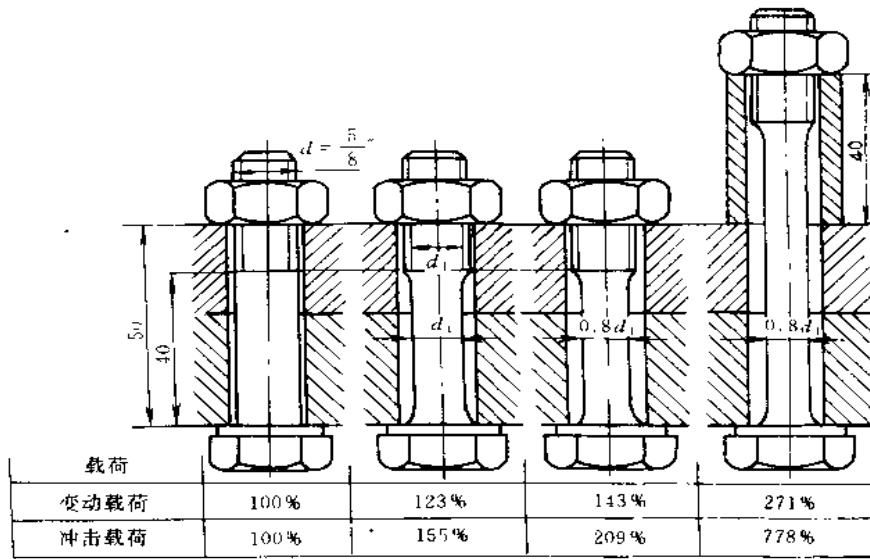


图 1-1-222 不同刚度螺栓联接在变动载荷和冲击载荷下的强度比较

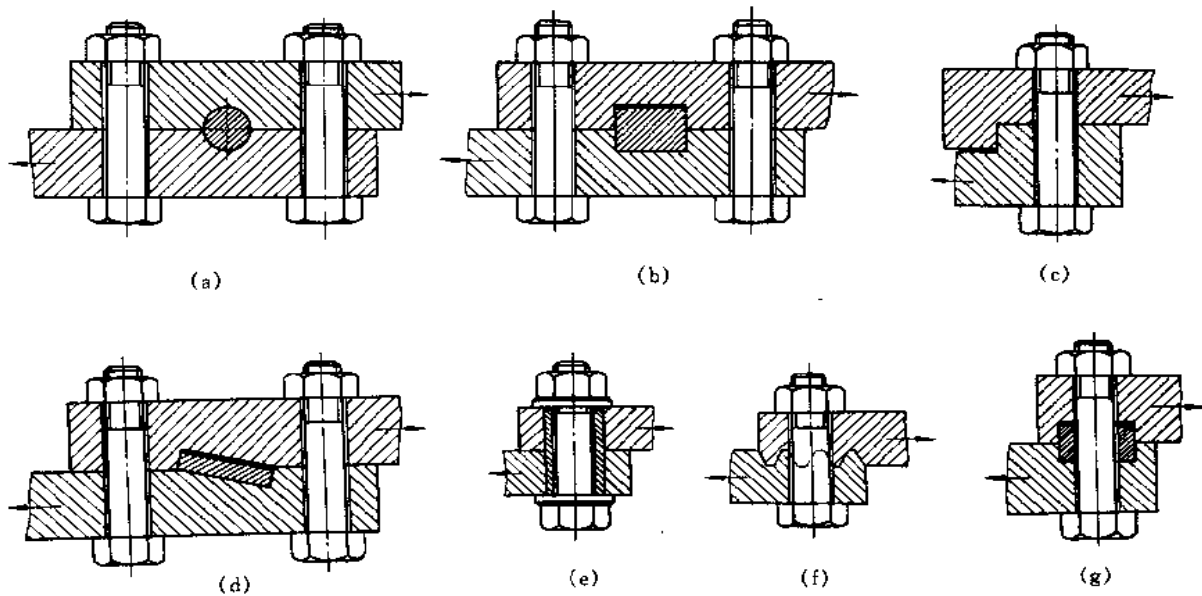


图 1-1-223 螺栓对横向力的卸载方法

(a) 圆柱销钉; (b) 矩形键; (c) 嵌接棒; (d) 棱柱形条板; (e) 管件; (f) 连接件上切齿; (g) 埋入环

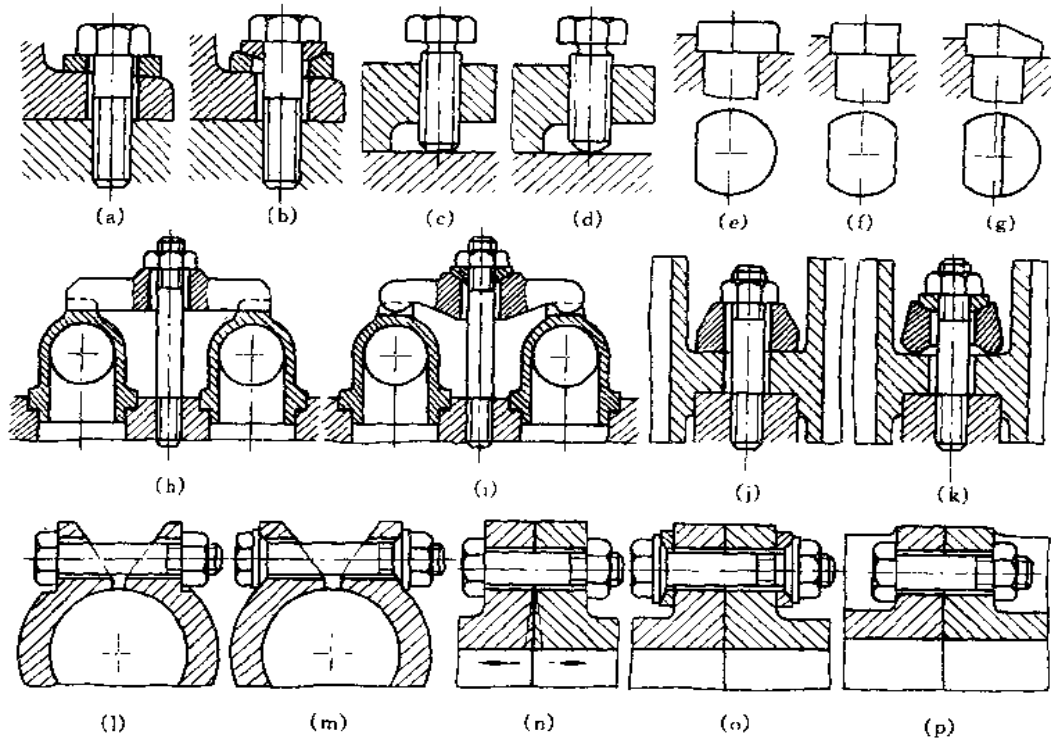


图 1-1-224 减少螺纹零件弯曲应力的结构改进示例

(a)、(c)、(e)、(h)、(j)、(l)、(n) 改进前的结构；(b)、(d)、(f)、(g)、(i)、(k)、(m)、(o)、(p) 改进后的结构；其中 (b)、(d)、(i)、(k)、(m)、(o) 为通过能自动调节的附加件减少弯曲应力；(f)、(g) 为通过减少螺栓头刚度减少弯曲应力；(p) 为通过法兰加筋板增加刚度减少弯曲应力

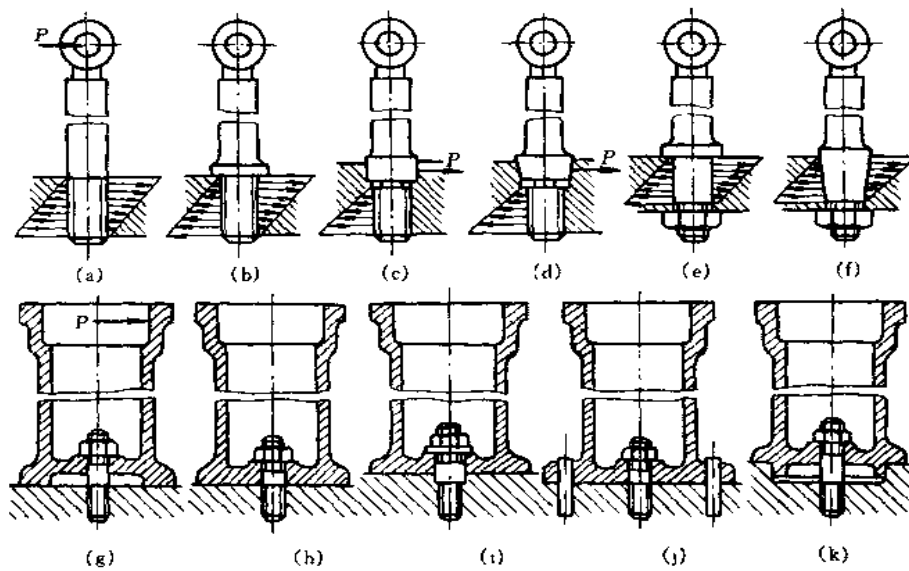


图 1-1-225 减少螺纹零件弯曲与剪切应力的结构改进示例 (a) ~ (k)

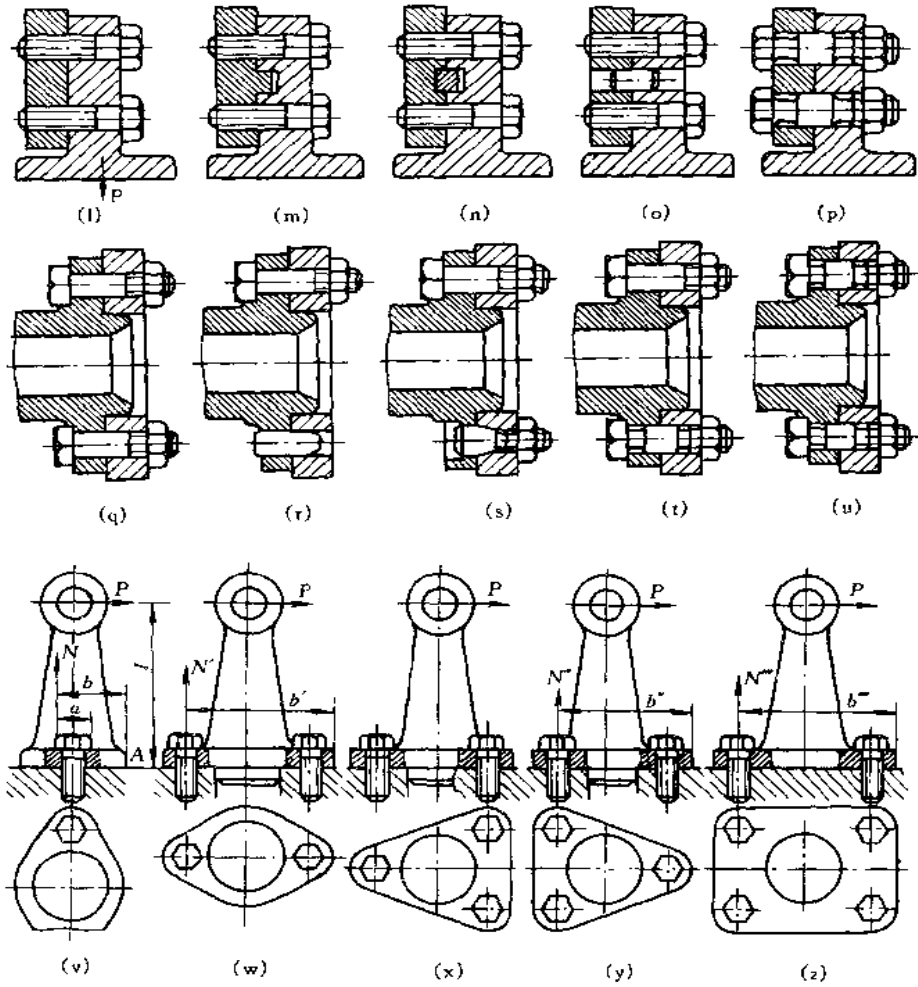
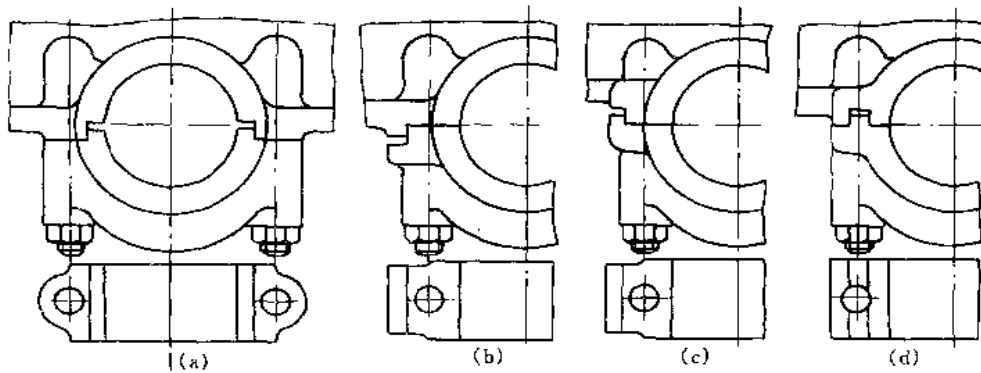


图 1-1-225 减少螺纹零件弯曲与剪切应力的结构改进示例 (l) ~ (z)

(a) 最大弯曲应力处在螺纹收尾处, 不合理; (b) 增设轴肩改善不大; (c)、(d) 能有效减少螺纹部分的弯曲与剪切应力; (e)、(f) 最合理, 完全可以避免螺纹部分的弯曲与剪切应力; (g) 错误, 双头螺栓最易弯曲; (h) 较 (g) 好些; (i) ~ (k) 通过螺栓中间柱体、定位销、被联接件止口的配合可有效减少弯曲与剪切应力; (l) 错误结构; (m) ~ (p) 对 (l) 的改进; (q) ~ (u) 承受离心力和转矩的凸缘联接中减少剪切应力的方法, 其中 (q) 是错误结构, 其余的结构均有所改进; (v) 横向力  $P$  直接使螺栓产生弯曲应力和拉应力, 是不合理的; (w) 将底座转  $90^\circ$  较合理, 可以减少螺栓载荷; (x) 在三角底座增加固定螺栓不起作用; (y) 在  $P$  力的反方向 (即左边) 增加螺栓是有效的; (z) 加大底座尺寸和螺栓间距, 其效果最好



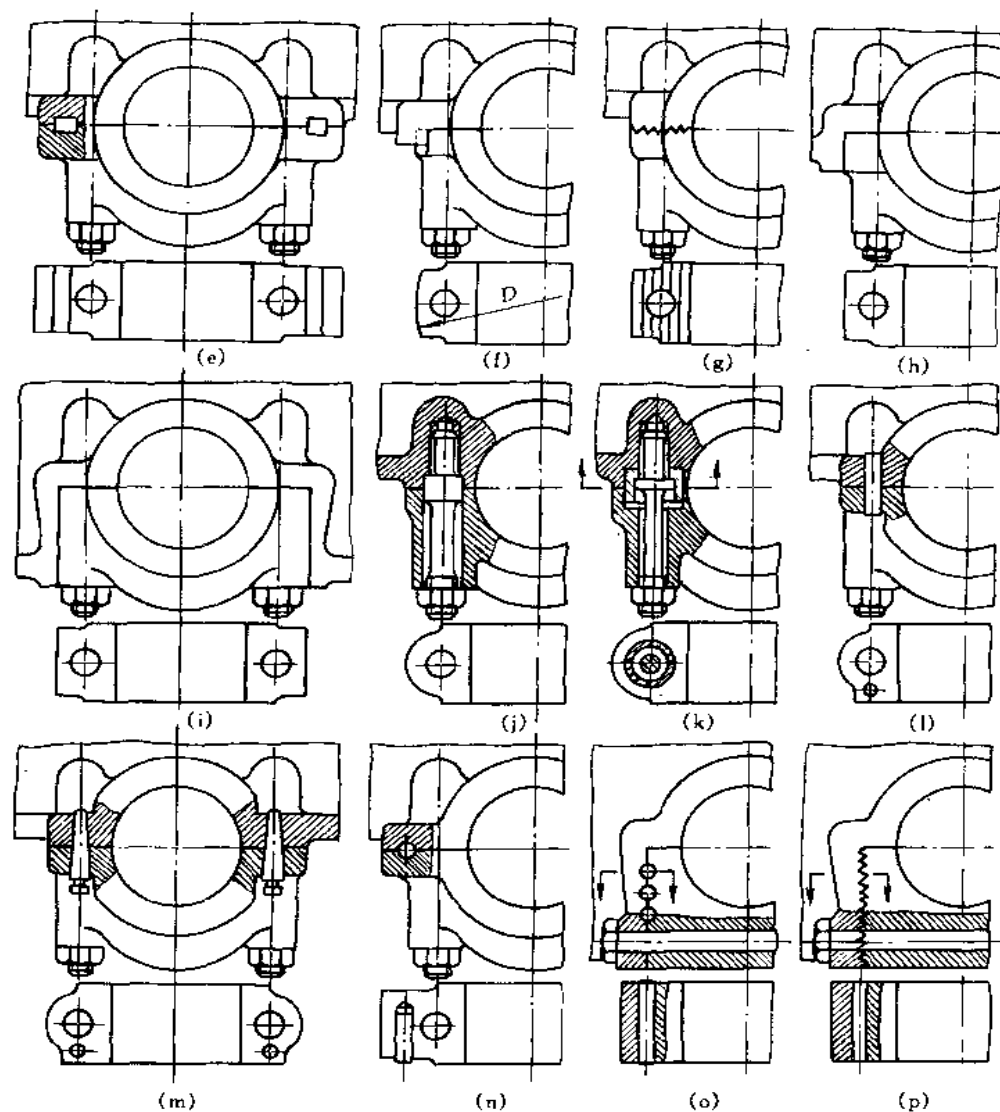


图 1-1-226 保证联接件相互位置准确的固定方法示例

(a) ~ (c) 常用的凸缘对位；(d) 要求四个面同时配合，困难；(e) 垫入棱柱销，工艺性差，不推荐；(f) 圆柱形中心凸缘可以保证纵向和横向固定，但不保证避免旋转的可能性；(g) 采用纵向三角形齿配合，可提高联接强度；(h)、(i) 顶盖定位；(a) ~ (i) 一般只能保证横向定位固定；(j) ~ (p) 其中除 (n) 的固定销不能承受轴向负荷外，其他均能保证纵向及横向的固定

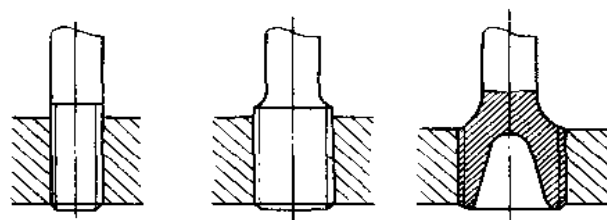


图 1-1-227 为减少螺纹间载荷分布不均而增加螺纹直径的方法



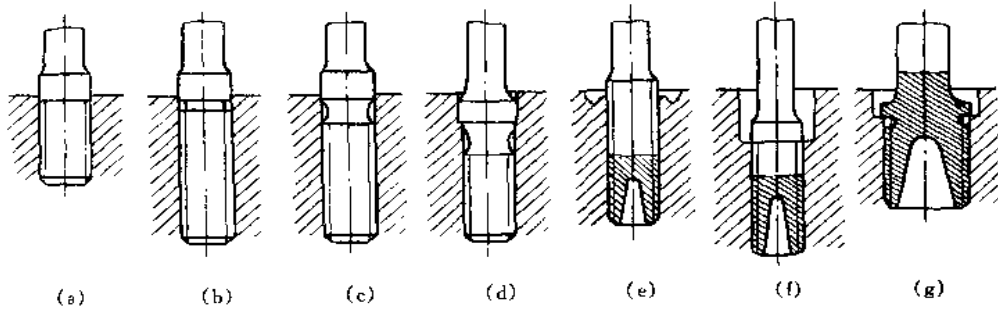


图 1-1-228 为提高受周期载荷螺栓的疲劳强度对螺栓和机壳采取的改进措施  
 (a) 一般方法; (b) 增加螺纹部分长度; (c)、(d) 在过渡段切削卸载槽; (e) 在螺栓端部和机壳的局部有卸载槽;  
 (f) 降低机壳的联接面; (g) 加大螺纹直径并切削卸载槽

### 1.5 螺纹联接的其他要素及特殊结构

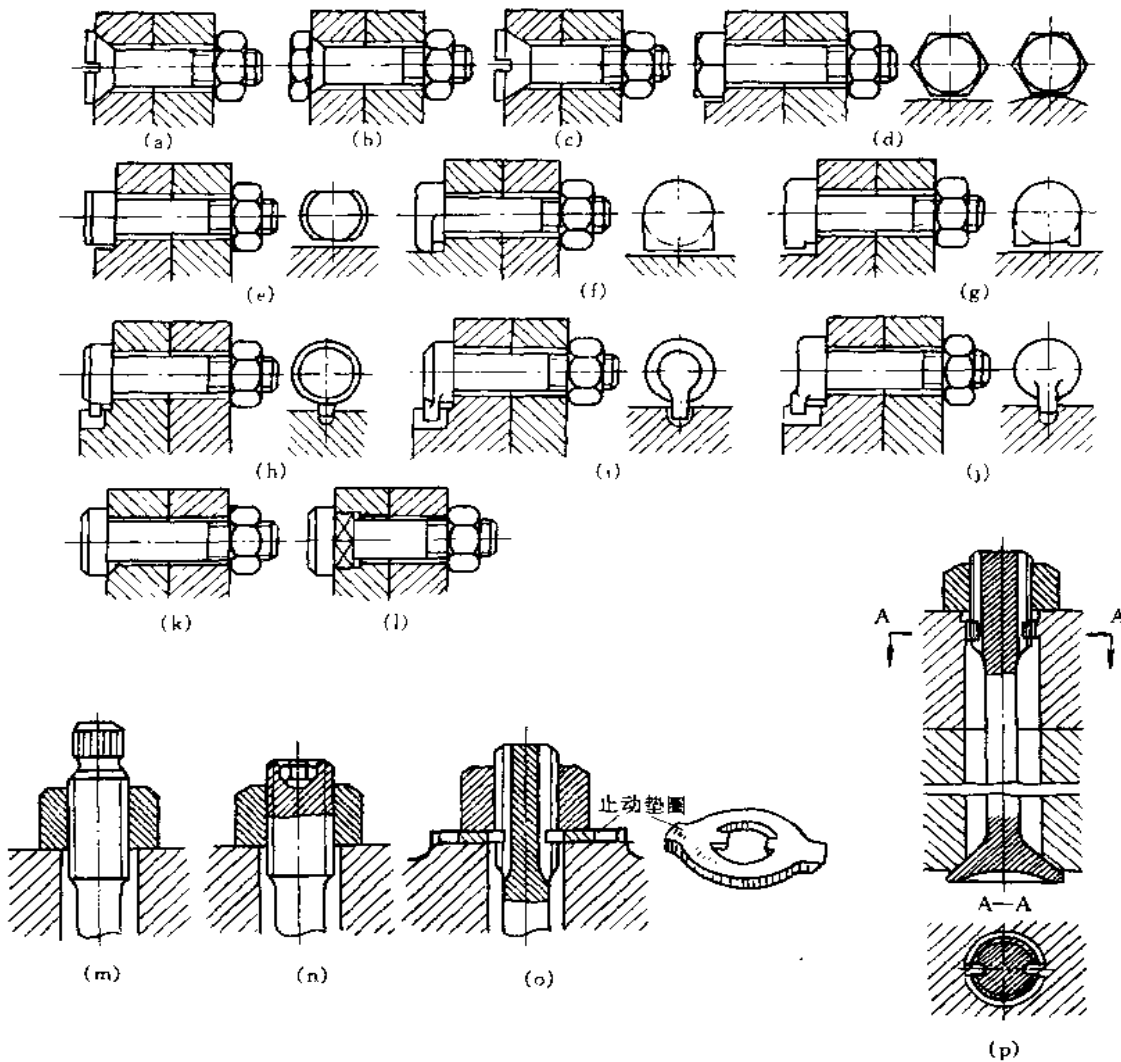


图 1-1-229 拧紧螺母时防止螺栓转动的方法  
 (a)~(c)全靠锥面摩擦助力,不可靠,需用工具辅助以防止螺栓转动;(d)、(e)常用;(f)~(j)用与螺栓头做成一体的凸榫防止螺栓转动,其工艺性差,仅用于特殊要求的联接;(k)、(l)工艺性更差,极少采用;(m)、(n)采用组合扳手,其中(m)中的两端螺纹方向相反;(o)用止动垫圈防止转动;(p)用孔中的凸齿与螺栓的两个卡槽相咬合止动螺栓

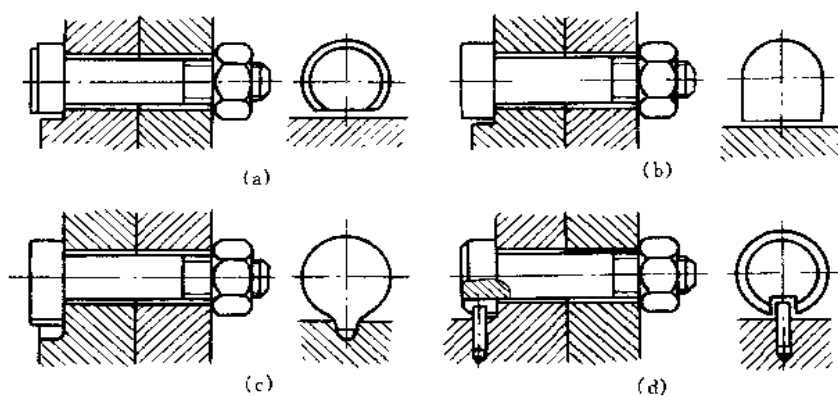


图 1-1-230 拧紧螺母时防止螺栓转动的错误结构

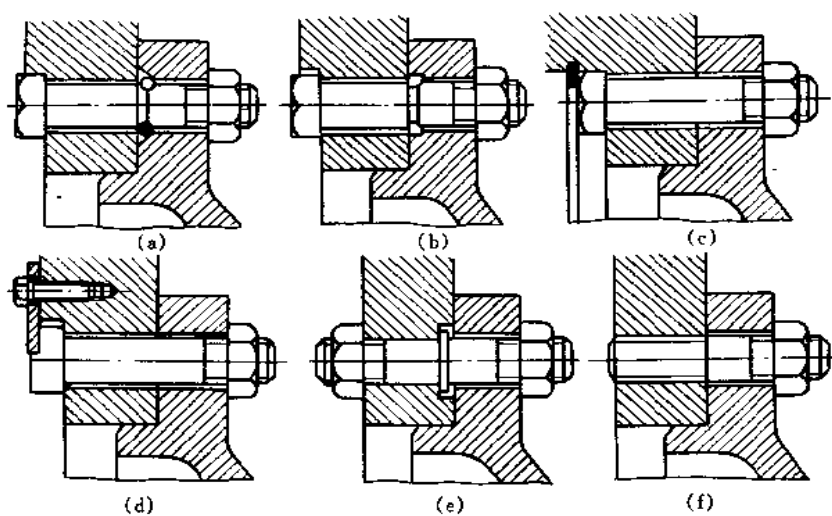


图 1-1-231 轴向固定螺栓的方法

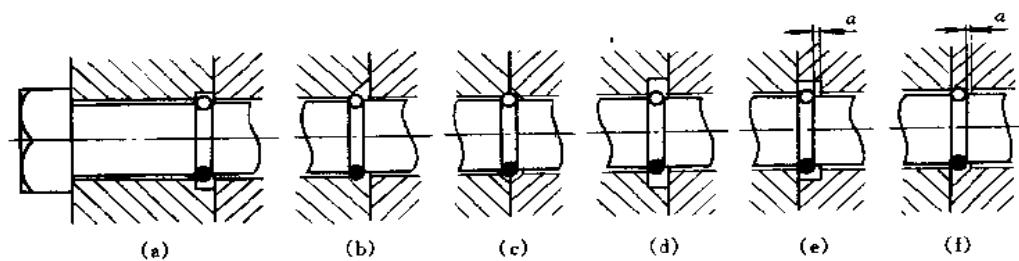


图 1-1-232 用弹性卡圈轴向固定螺栓结构选型  
(a) ~ (c) 错误; (d) ~ (f) 正确

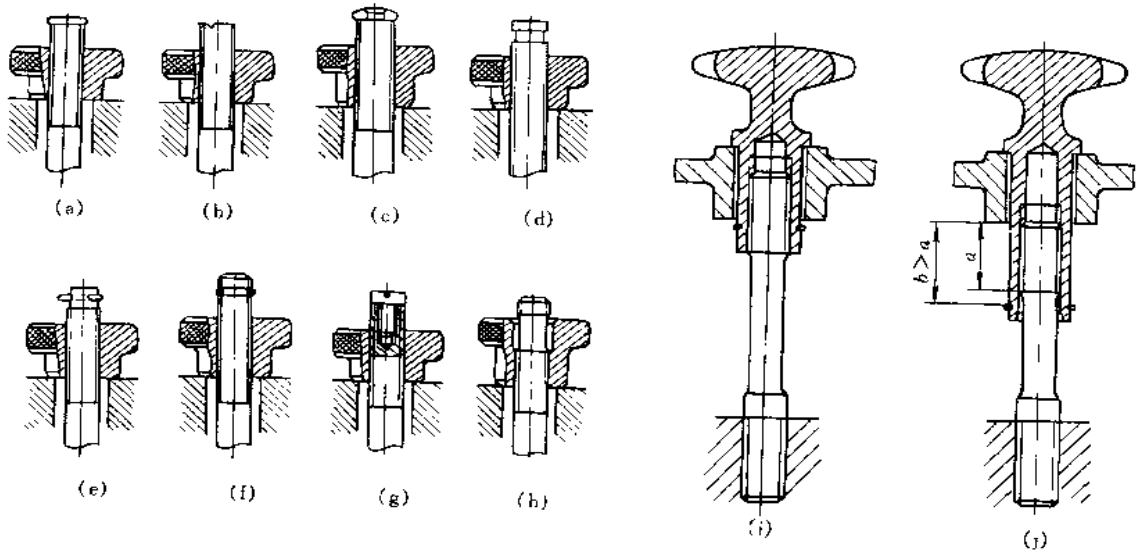


图 1-1-233 “不丢失”螺母的方法

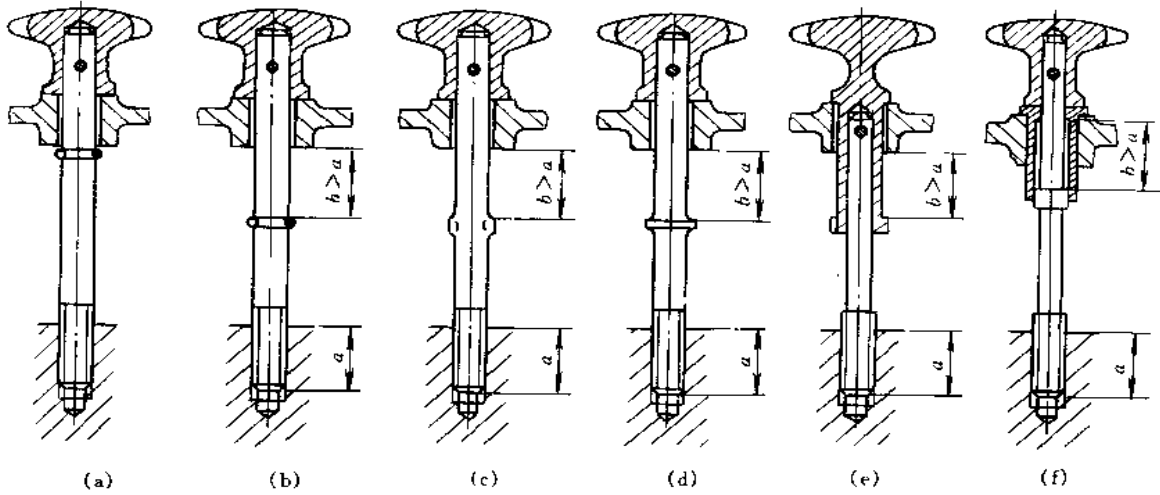


图 1-1-234 “不丢失”螺栓的方法

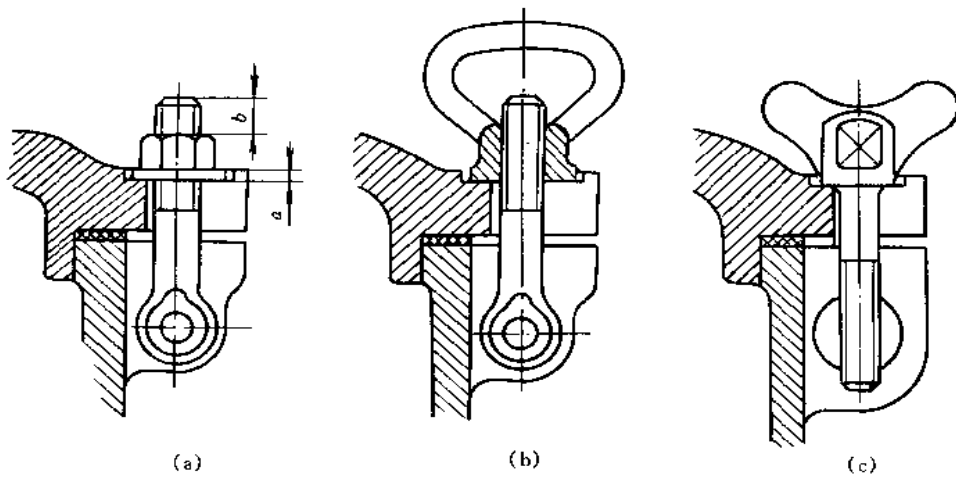


图 1-1-235 用于压盖的可回转的螺栓结构

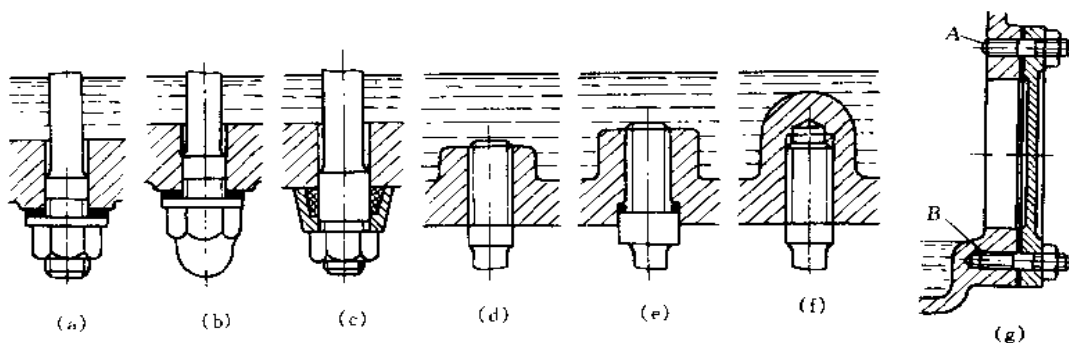


图 1-1-236 螺纹联接的密封型式示例

(a)、(d) 普通螺纹不密封, 液体会沿螺纹配合面渗透; 其余的结构比较合理可靠

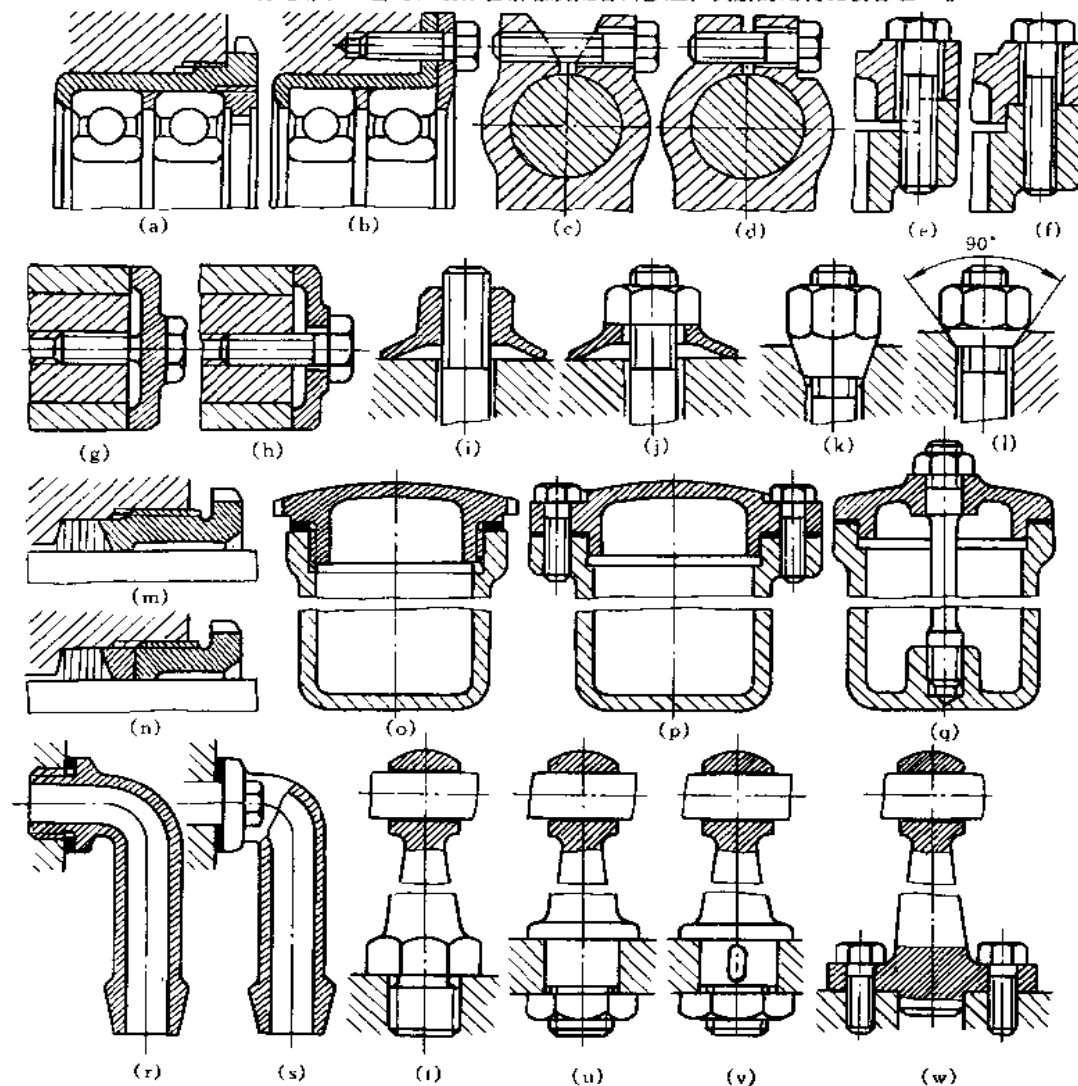


图 1-1-237 几种螺纹联接的工艺性及可靠性对比示例

(a)加工大直径螺纹比较困难, 避免由 Al、Mg、Zn、Ti 合金和不锈钢制成的大直径螺纹, 这些材料的韧性和低耐磨性能在螺纹上形成裂纹, 从而降低联接的可靠性; (b)对于(a)的改进; (c)、(e)联接部分有斜面和台阶, 制造与装配均较困难; (d)、(f)对于(c)、(e)的改进; (g)、(i)承接面的摩擦半径大, 需要增加拧紧力矩, 不合理; (h)、(j)对于(g)、(i)和改进; (k)锥体角度过小, 锥面有自锁作用, 难以拧紧; (l)锥角不小于  $90^\circ$  为宜; (m)螺纹压盖直接压软性填料, 会使填料扭曲和磨损; (n)装入中间金属隔套可避免(m)的缺点; (o)~(q)结构比较合理; (r)支承凸缘平面要求较高, 或用厚毡圈调整, 安装工艺性差; (s)用法兰装配, 可避免(r)的缺点; (t)被固定的支架无法调节角度; (u)~(w)对于(t)的改进, 可以调节支架安装角度

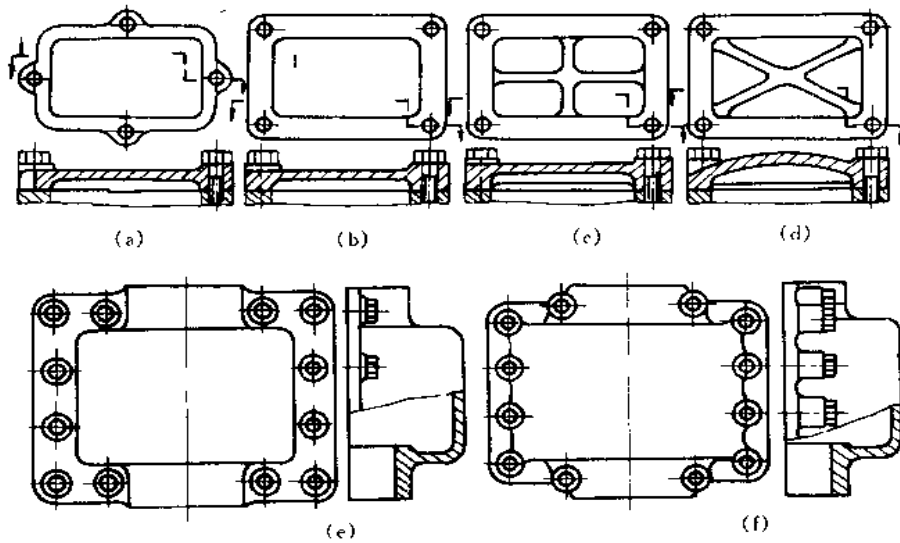


图 1-1-238 固定螺栓合理布置示例

(a) 布置不合理, 接合部的刚性差, 螺栓受力不均; (b) 螺栓沿角布置, 且顶盖加大缘条 1, 可使受力分散并缩小外形尺寸; (c)、(d) 顶盖加筋, 增加刚度; (e)、(f) 螺栓尽可能贴壁布置, 这样可以获得较高的联接刚度

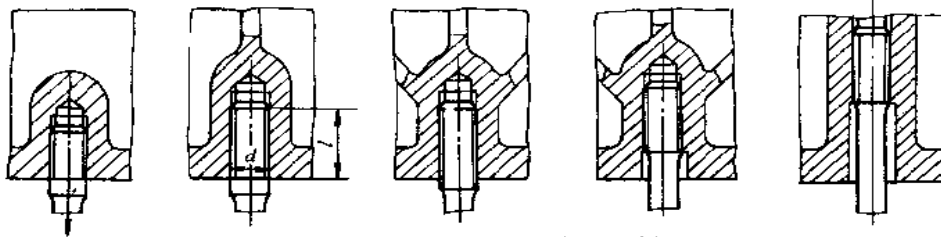


图 1-1-239 螺栓联接点加强示例

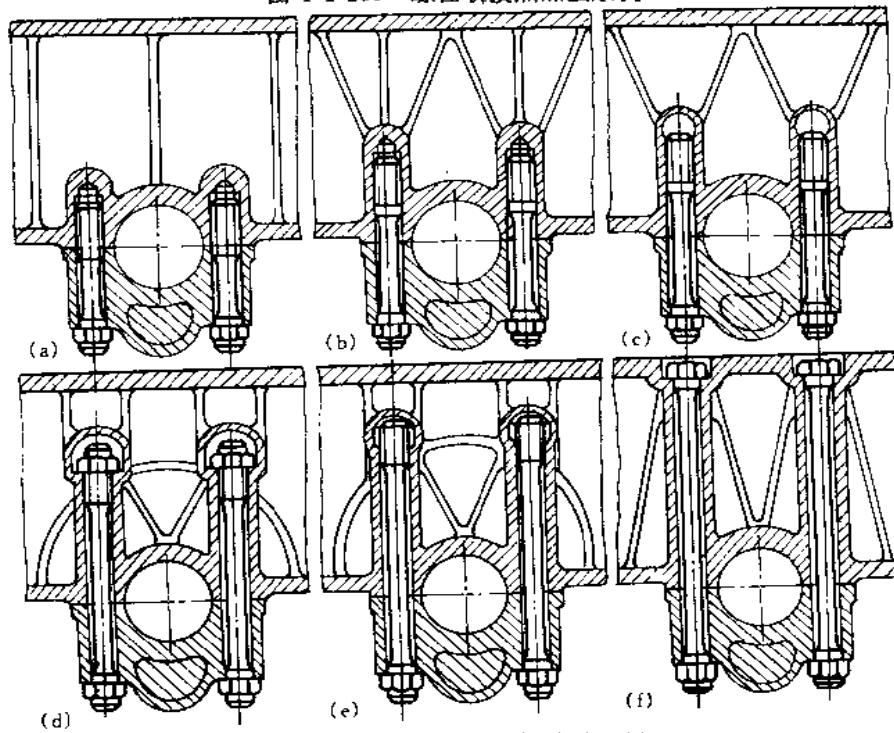


图 1-1-240 曲轴箱联接改进示例

(a) 错误结构, 箱体筋板不起作用; (b) ~ (f) 均有改进, 能改善螺栓受力, 其中 (e) 有球面调节可避免弯曲, (f) 改双头螺柱为长螺栓引出箱外, 长杆螺栓更耐冲击载荷

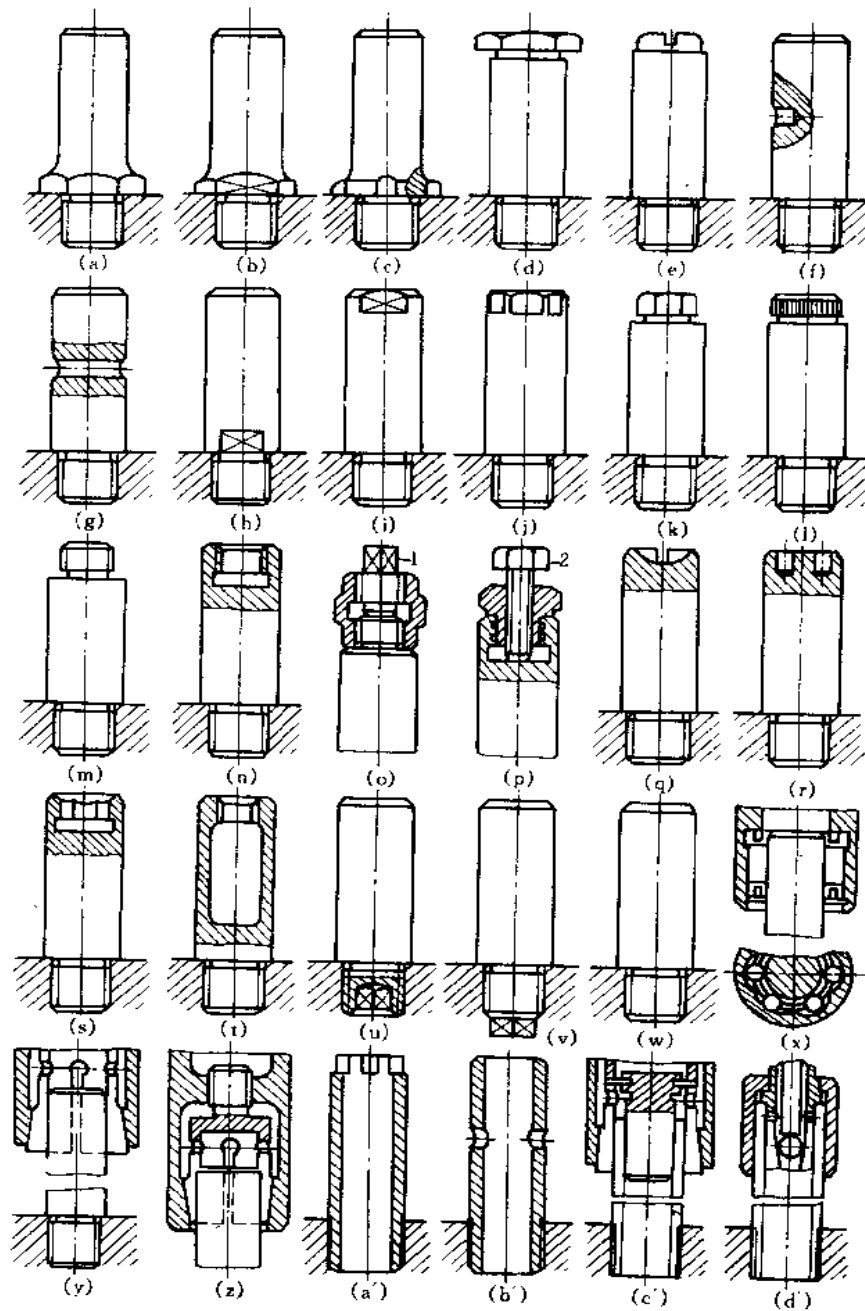


图 1-1-241 螺纹零件拧紧方法及旋拧部位结构示例

(m)、(n) 的拧紧与退出需用助拧器，如 (o)、(p)，所示，其中 (o) 的上下螺纹及 (p) 的内外螺纹的旋向相反，顺向旋转拧紧，逆向旋转 1、2 退出曲柄销；其余可用六角扳手、夹钳摩擦扳手、带离合器的套筒扳手、螺丝起子及专用工具拧紧

## 1.6 高锁螺栓联接

独特的结构设计的高锁螺栓联接具有重量轻、疲劳性能好（比普通的螺栓联接高 112%~126%）、自锁能力高，可保证较高的稳定预紧力，并可实现单面拧紧。

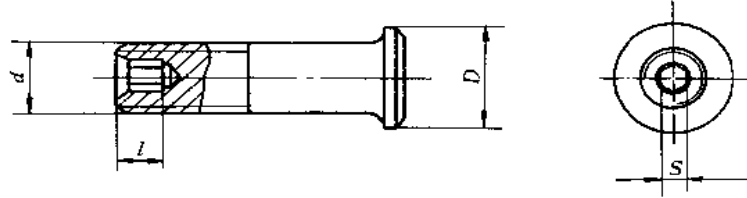


图 1-1-242 高锁螺栓的结构型式

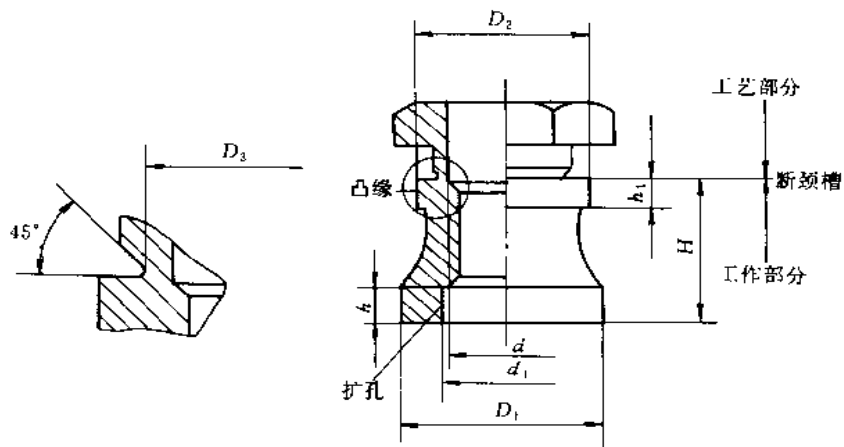


图 1-1-243 高锁螺母的结构型式

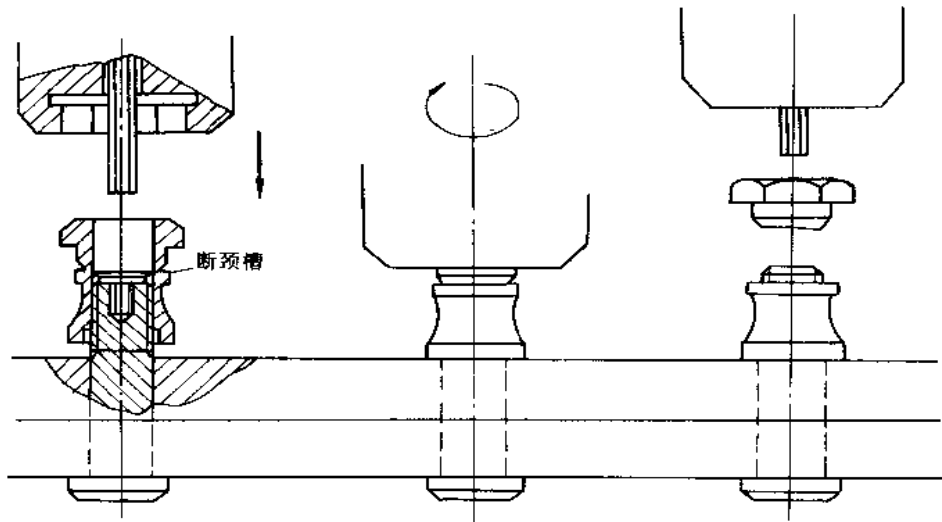


图 1-1-244 高锁螺栓螺母的安装过程

### 1.7 扭剪型高强度螺栓联接

扭剪型高强度螺栓联接副包括一个螺栓、一个螺母和一个垫圈，它具有强度高、安装简便和质量可以保证、可以单面拧紧等优点，但这种联接是一次性的，安装后一般不能拆卸。

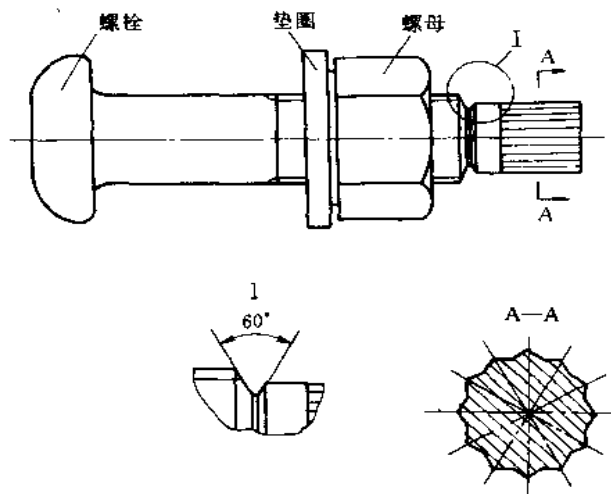


图 1-1-245 扭剪型高强度螺栓联接

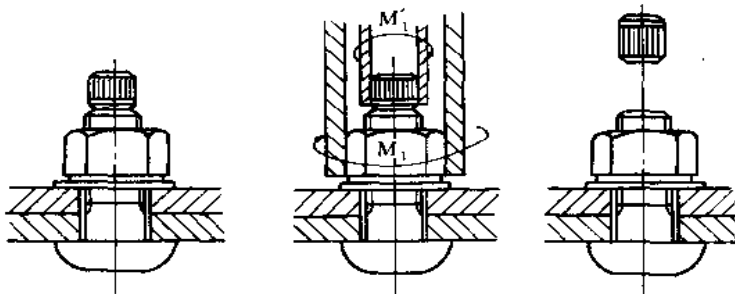


图 1-1-246 扭剪型高强度螺栓联接的安装过程

### 1.8 钢丝螺套

钢丝螺套是为保护有色金属螺纹孔而发展的嵌入件，主要用于螺钉联接，旋入并紧固在被联接件之一的螺纹孔中，螺钉再拧入其中。由于它具有一定的弹性，可使螺纹牙匀载，改善其应力分布，提高螺钉疲劳寿命，同时在联接件承受变载荷时还可起缓冲和减振作用，因此它也被装入钢螺母中而用于螺栓联接。



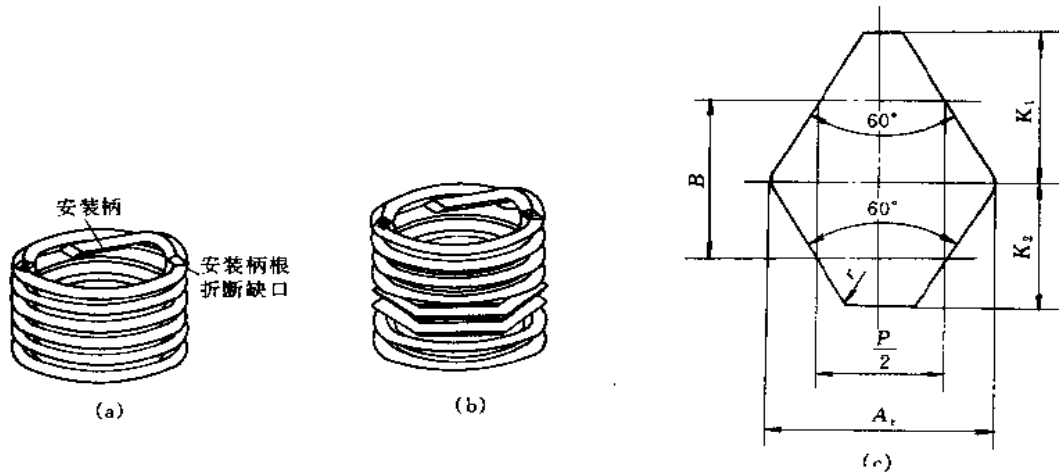


图 1-1-247 钢丝螺套结构及螺套钢丝型面  
 (a) 普通型钢丝螺套结构; (b) 锁紧型钢丝螺套结构; (c) 螺套钢丝型面  
 $A_r \geq 0.8P, B = 0.6495P, K_1 = B, K_2 = 0.54125P, P$ —螺套螺纹的螺距, mm

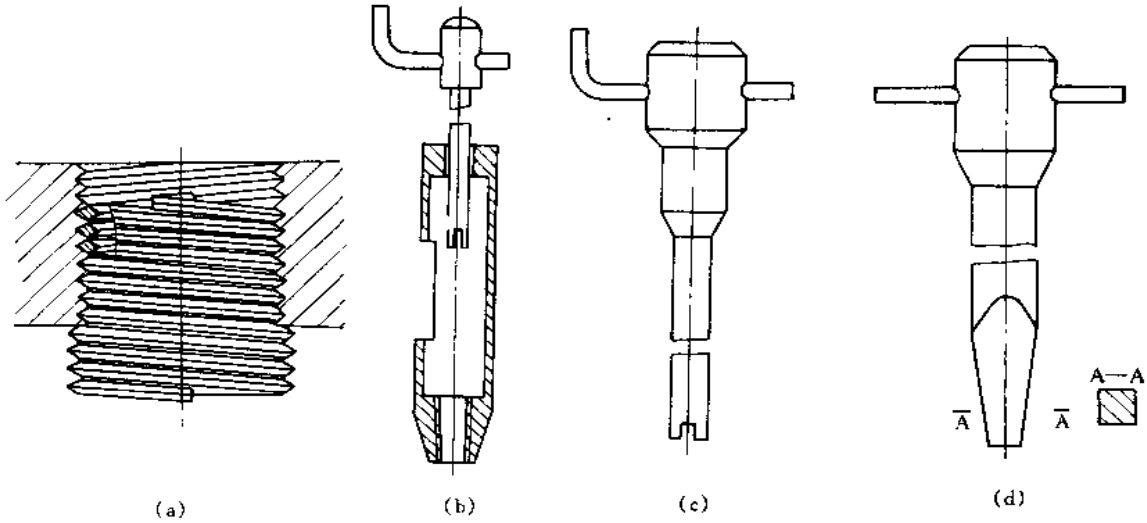


图 1-1-248 螺套的安装状态、安装工具及螺套退出工具  
 (a) 安装状态; (b)、(c) 安装工具; (d) 螺套退出工具

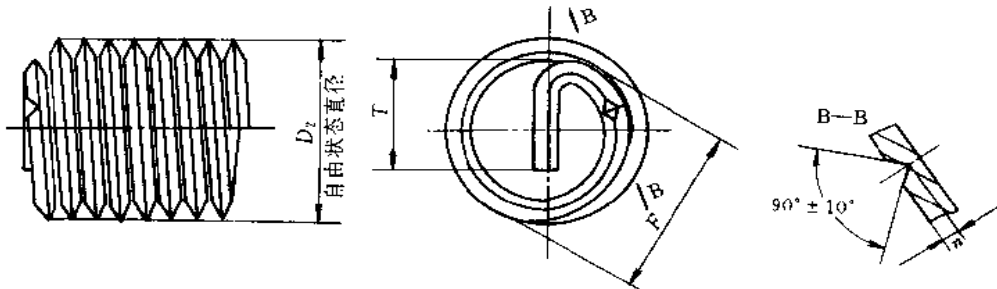


图 1-1-249 螺套结构设计图

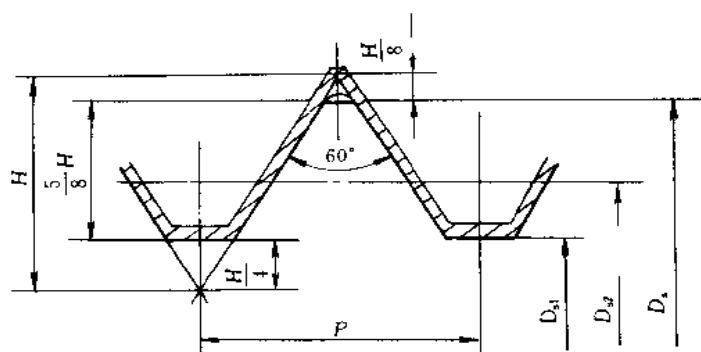


图 1-1-250 安装螺套用内螺纹

$$D_3 = d + 1.299P, D_{12} = d_2 + 1.299P, D_{11} = d_1 + 1.299P$$

式中  $P$ ——螺距, mm;

$d, d_2$  和  $d_1$ ——分别为普通螺纹的大径、中径和小径, mm。

螺套自由状态大径  $D_2$  过大, 安装困难, 容易产生塑性变形, 形成的螺纹孔不规则, 过小则影响螺套与螺纹孔结合牢固性。

$$D_2 = D_1 + \Delta$$

式中  $\Delta = 0.006 \frac{D_1^2}{P}$ , mm。

## 1.9 螺柱联接

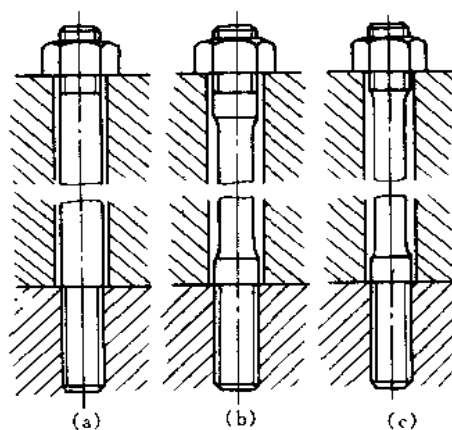


图 1-1-251 双头螺柱的基本联接形式

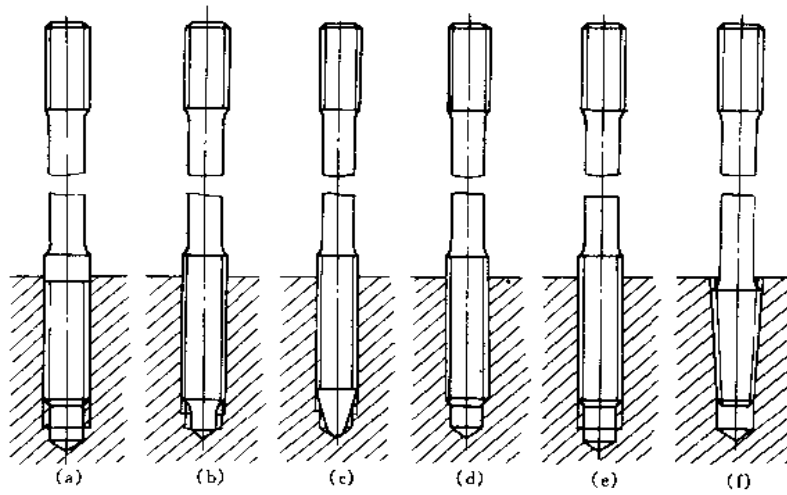


图 1-1-252 螺柱拧入机体的形式

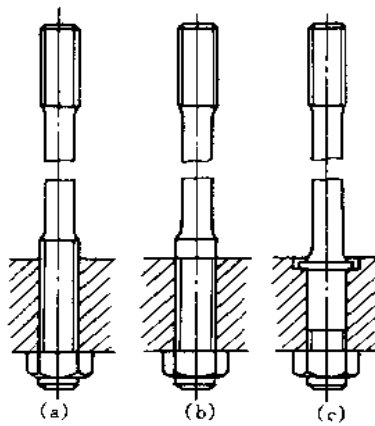


图 1-1-253 螺母拧紧螺柱在机体内

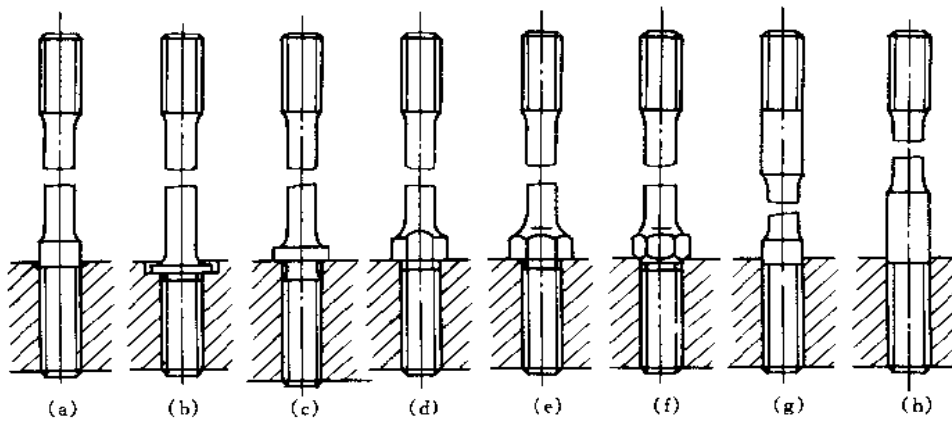


图 1-1-254 螺柱拧入有支承机体端面的结构形式

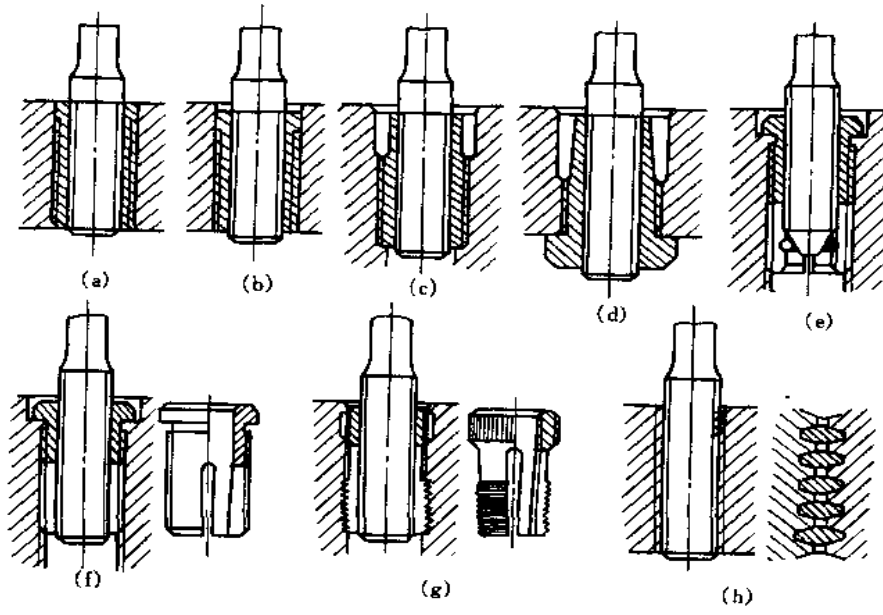


图 1-1-255 螺柱装在套筒上

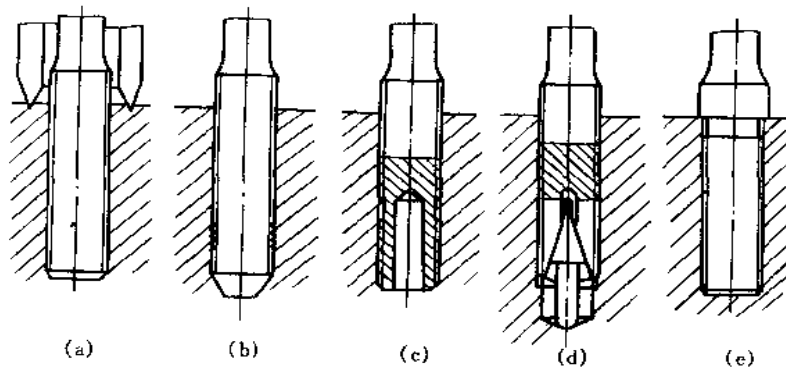


图 1-1-256 螺柱在机体上的止动方法

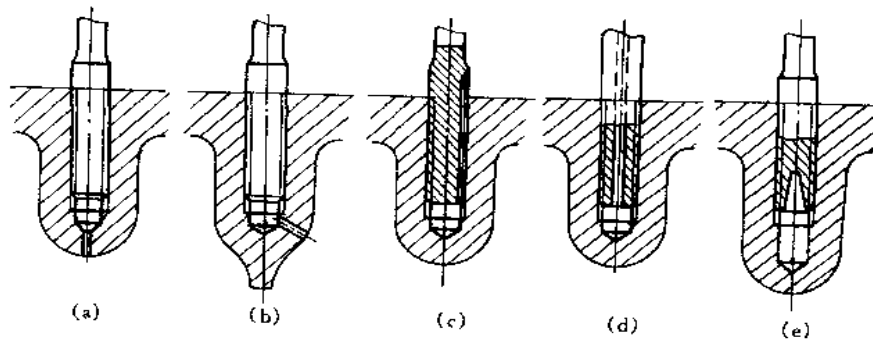


图 1-1-257 防止在螺柱拧入时机体底孔内空气压缩的方法

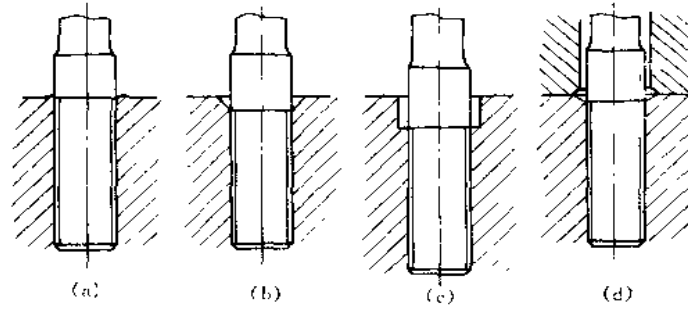


图 1-1-258 在软材料机体中拧入螺柱时避免因塑性变形而形成环形瘪的方法

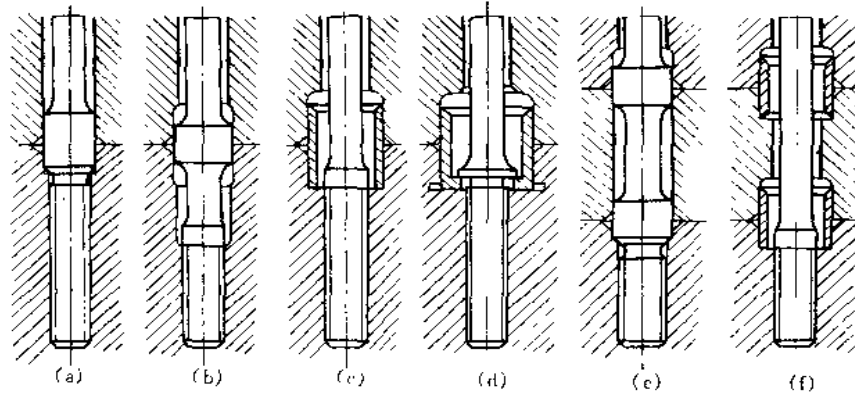


图 1-1-259 有定位柱面或附加定位套的螺柱联接

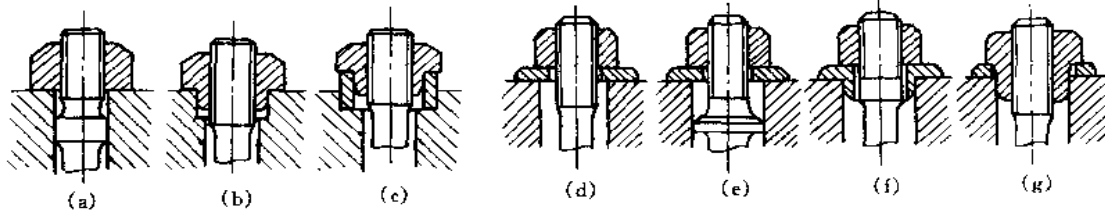


图 1-1-260 螺柱与钻孔对中的方法

(a) ~ (c) 对中性较好; (d) 未定心, 用 (e) ~ (g) 方法改进

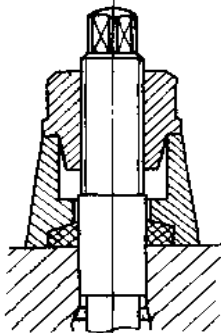


图 1-1-261 螺柱的对中与密封示例

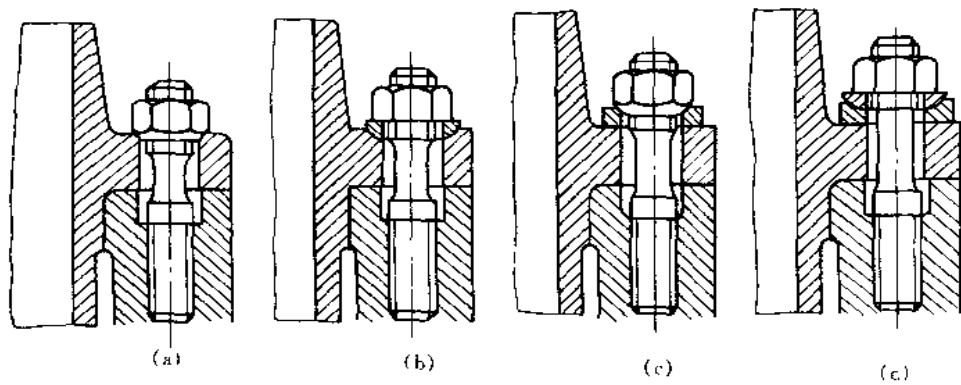


图 1-1-262 螺母有球面支承的螺柱联接示例 (重载时)

## 1.10 螺钉定位联接

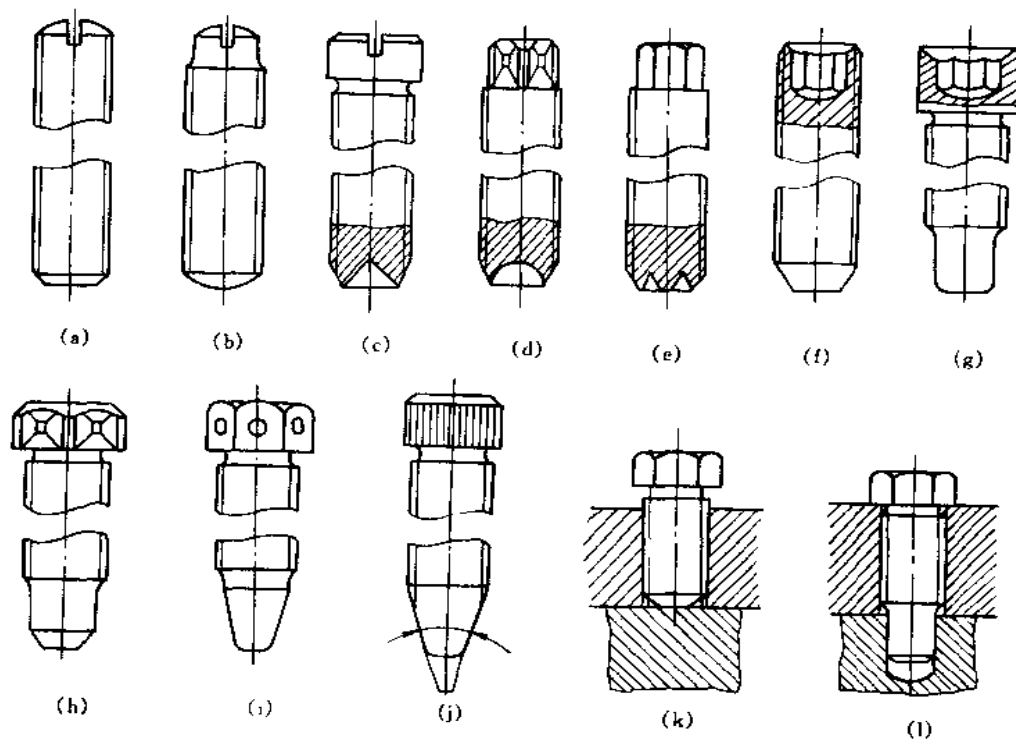


图 1-1-263 定位螺钉的基本形式

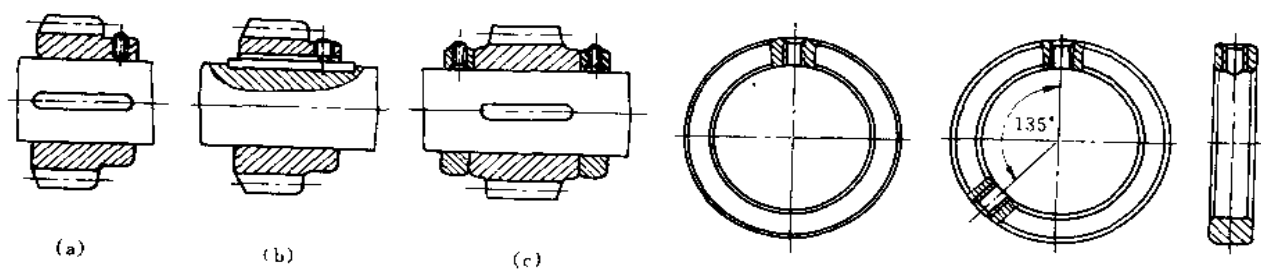


图 1-1-264 压紧定位螺钉应用及定位环示例

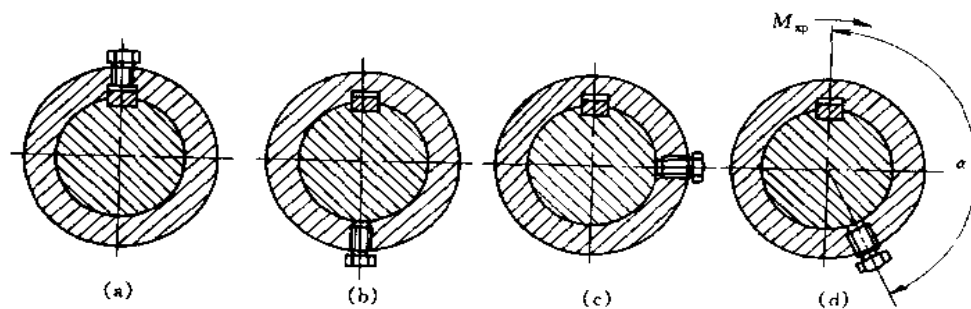


图 1-1-265 压紧定位螺钉在键轴上的应用示例

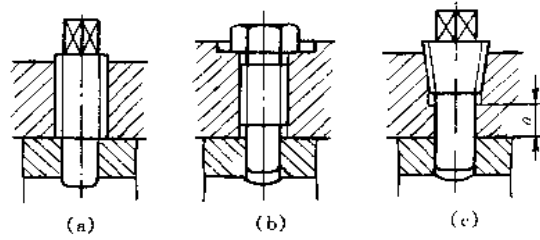


图 1-1-266 固定内套用螺钉装配方法（带圆柱头）  
(a) 不正确；(b) 正确；(c) 具有高的联接强度

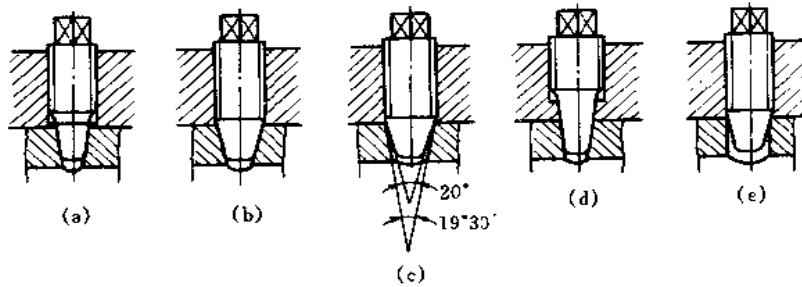


图 1-1-267 圆锥头螺钉固定内套的装配方法

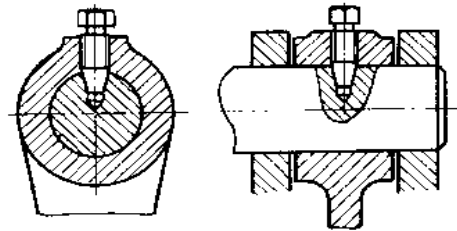


图 1-1-268 用锥形头螺钉轴向和径向固定连杆在轴上

### 1.11 差动螺纹联接

一个螺栓上制有两段不同螺距的螺纹（旋向相同），被联接件上也制有相应的不同螺距的螺纹，这样的联接具有紧固和微调双重功能。具体特点如下：①可以有限的转动力矩实现强力拧紧；②当拧紧与松动螺栓时可以实现极小量的轴向移动，实现精密机械的微量调整；③当拧松螺栓时，可强制被联接件分离，利于拆卸；④但差动螺纹螺栓仅能单独使用，若将几个差动螺纹螺栓平行安装，将造成紧固困难，并伴有被联接件扭曲的危险。

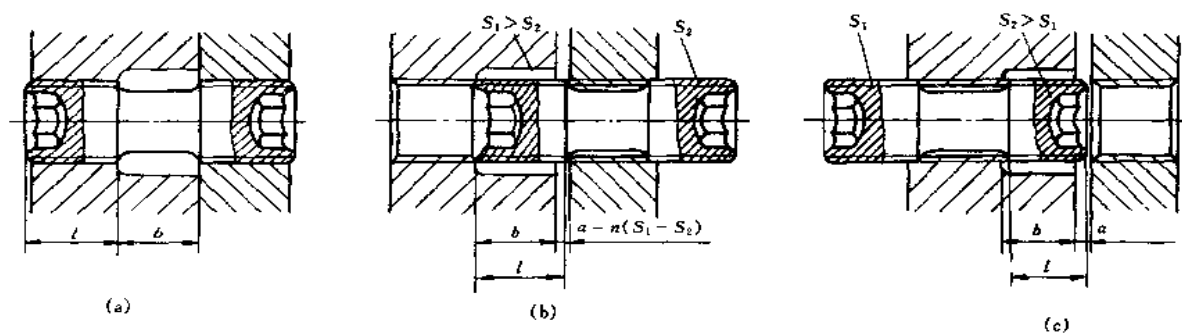


图 1-1-269 用差动螺纹螺栓联接零件  
(a) 装配后; (b)、(c) 装配前 ( $S_1$ 、 $S_2$  为不同螺距)

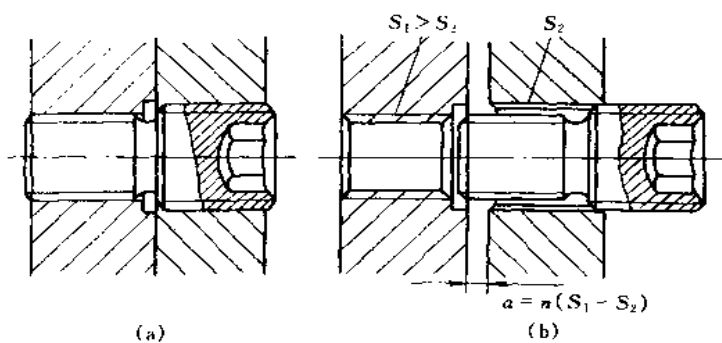


图 1-1-270 用不同直径的差动螺纹螺栓联接零件  
(a) 装配后; (b) 装配前

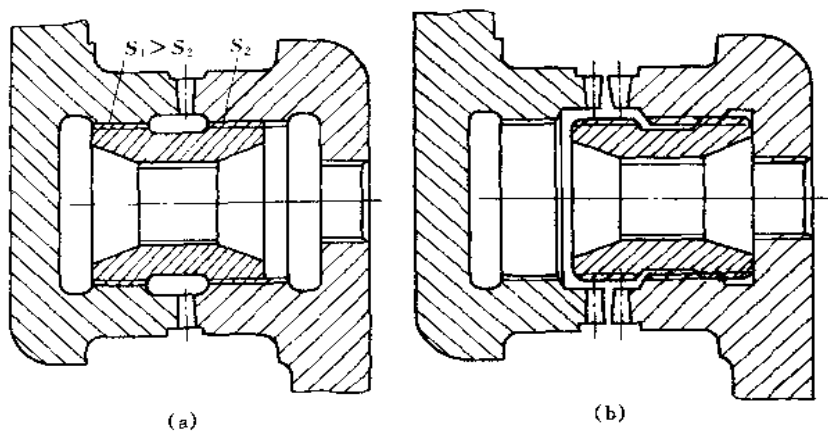


图 1-1-271 半曲轴上差动螺纹联接应用  
(a) 装配后; (b) 装配前



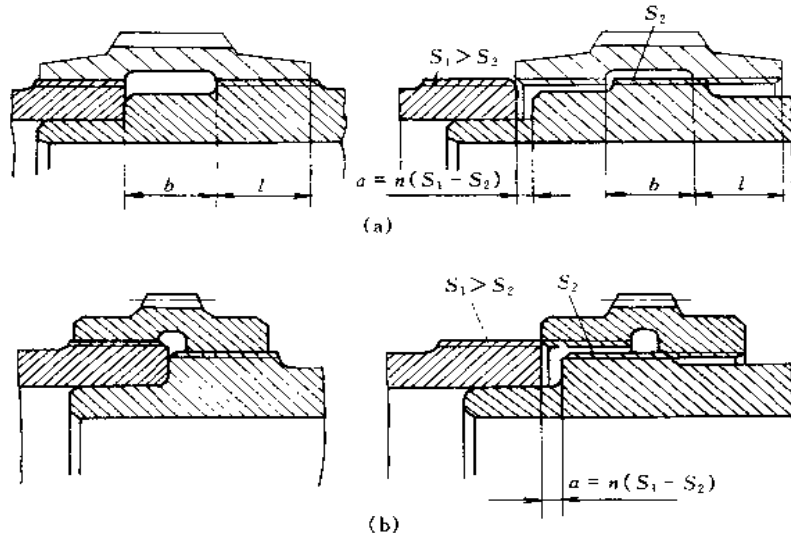


图 1-1-272 用差动螺纹联接管螺母  
(a) 等直径, (b) 不等直径

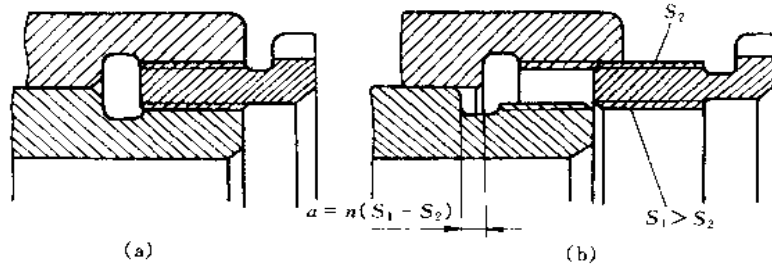


图 1-1-273 用差动螺纹联接拉紧嵌入零件

1.12 反向螺纹联接

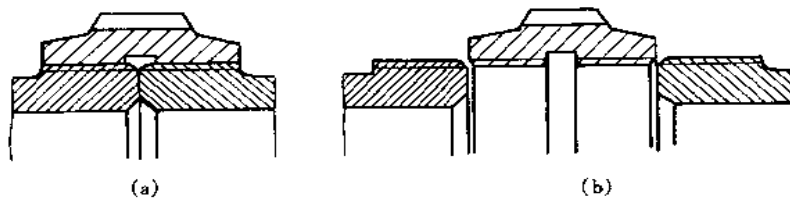


图 1-1-274 用反向螺纹螺母联接管子零件

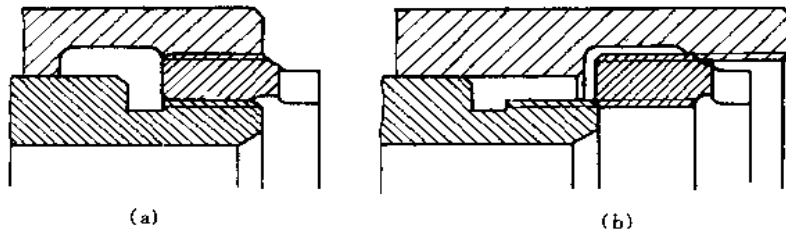


图 1-1-275 用反向螺纹螺母拉紧嵌入件在轴上

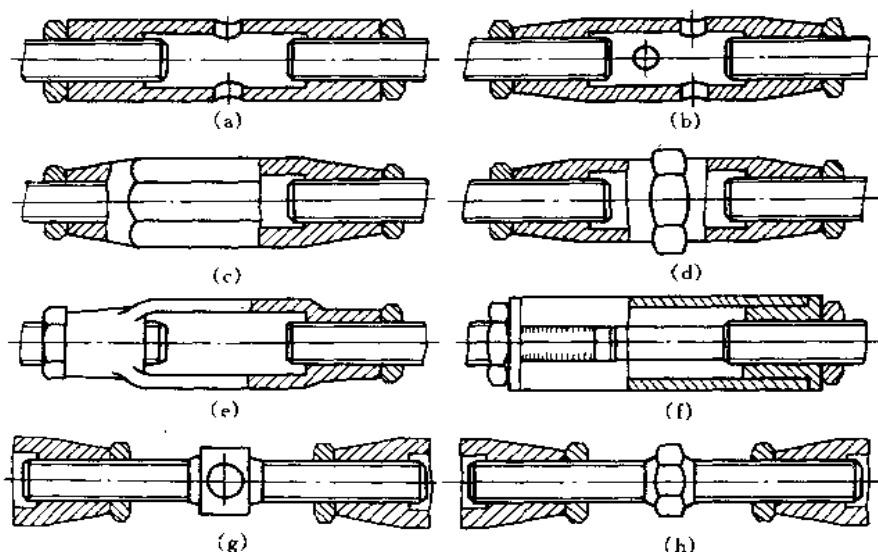


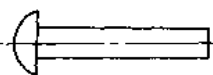
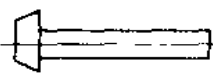
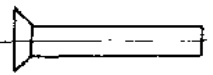
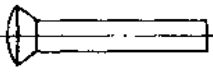
图 1-1-276 反向螺纹在松紧螺套中的应用示例

## 2 铆钉联接

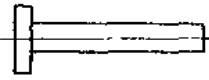
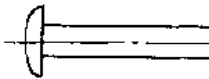
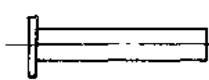
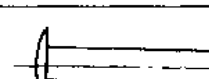
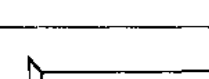
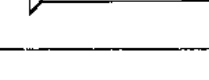
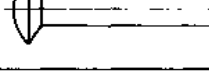
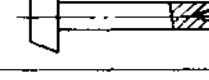
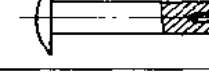
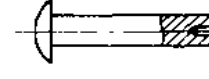
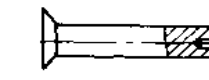
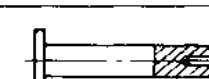
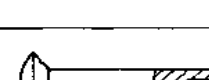
近年来, 由于焊接技术的发展, 很多铆接已由焊接代替。但铆接结构容易检查质量和检修, 加工方便、传力均匀、可靠、韧性和塑性较好, 因而仍在重型桥梁、铁路车辆的主梁等载荷较重而且振动、冲击较大的结构中应用; 有色金属和某些焊接困难的材料也采用铆接。

### 2.1 铆钉类型

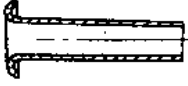
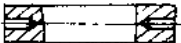
表 1-1-5 常用铆钉类型标准和一般用途

| 铆钉名称   | 铆钉形状  | 标准          | 钉杆直径, mm        | 用途  |
|--------|---|-------------|-----------------|---|
| 半圆头铆钉  |  | GB 863.1—86 | 粗制 $d=12\sim36$ | 常用于锅炉、桥梁、屋架、车辆钢架等的联接                          |
| 小半圆头铆钉 |   | GB 867—86   | $d=0.6\sim16$   |   |
| 平锥头铆钉  |  | GB 863.2—86 | 粗制 $d=10\sim36$ | 常用于锅炉、容器等, 在腐蚀性介质中工作的铆钉, 在铆合时不用罩模成型           |
|        |   | GB 864—86   | $d=12\sim36$    |   |
| 沉头铆钉   |  | GB 868—86   | $d=2\sim16$     | 常用于要求铆钉头不凸出工件表面的联接。加工沉头孔增加了加工费用               |
|        |   | GB 865—86   | $d=12\sim36$    |   |
| 半沉头铆钉  |  | GB 869—86   | $d=1\sim16$     | 常用于薄钢板(厚度不超过4mm)的联接。不希望有半圆头凸出, 但因钢板薄, 又不能采用沉头 |
|        |   | GB 866—86   | 粗制 $d=12\sim36$ |   |
|        |   | GB 870—86   | $d=1\sim16$     |   |

续表

| 铆钉名称        | 铆钉形状  | 标准         | 钉杆直径, mm       | 用途                              |
|-------------|---|------------|----------------|---------------------------------|
| 平头铆钉        |    | GB 109—86  | $d=2\sim 10$   | 用于铆接薄板或有色金属, 适用于冷铆              |
| 扁圆头铆钉       |    | GB 871—86  | $d=1.2\sim 10$ |                                 |
| 扁平头铆钉       |    | GB 872—86  | $d=1.2\sim 10$ |                                 |
| 大扁圆头铆钉      |    | GB 1011—86 | $d=2\sim 8$    |                                 |
| 120°沉头铆钉    |    | GB 954—86  | $d=1.2\sim 8$  | 用于铆接薄板或有色金属, 铆钉头不凸出工件表面         |
| 120°半沉头铆钉   |    | GB 1012—86 | $d=3\sim 6$    | 用于铆接薄板或有色金属, 铆钉头不完全凸出工件表面       |
| 平锥头半空心铆钉    |   | GB 1013—86 | $d=1.4\sim 10$ | 用于受力较小的联接, 可以保证紧密性要求            |
| 大扁圆头半空心铆钉   |  | GB 1014—86 | $d=2\sim 8$    |                                 |
| 扁圆头半空心铆钉    |  | GB 873—86  | $d=1.2\sim 10$ |                                 |
| 120°沉头半空心铆钉 |  | GB 874—86  | $d=1.2\sim 8$  | 用于受力较小的联接, 铆钉头不凸出工件表面, 可保证紧密性   |
| 扁平头半空心铆钉    |  | GB 875—86  | $d=1.2\sim 10$ | 用于受力较小的联接, 可以保证紧密性              |
| 沉头半空心铆钉     |  | GB 1015—86 | $d=1.4\sim 10$ | 用于受力较小的联接, 铆钉头不完全凸出工件表面, 可保证紧密性 |
| 空心铆钉        |  | GB 876—86  | $d=1.4\sim 6$  | 用于受力较小、要求重量轻的联接, 不保证紧密性要求       |

续表

| 铆钉名称 | 铆钉形状  | 标准         | 钉杆直径, mm       | 用途                           |
|------|---|------------|----------------|------------------------------|
| 管状铆钉 |  | GB 975—86  | $d=0.7\sim 20$ | 用于受力较小、要求重量轻的较厚零件的联接, 不保证紧密性 |
| 无头铆钉 |  | GB 1016—86 | $d=1.4\sim 10$ |                              |
| 标牌铆钉 |   | GB 827—86  | $d=1.6\sim 5$  | 用于固定机器标牌                     |

注: 凡未注明“粗制”, 均为精制铆钉 (按 GB 116—86 规定)。

## 2.2 几种新型铆钉

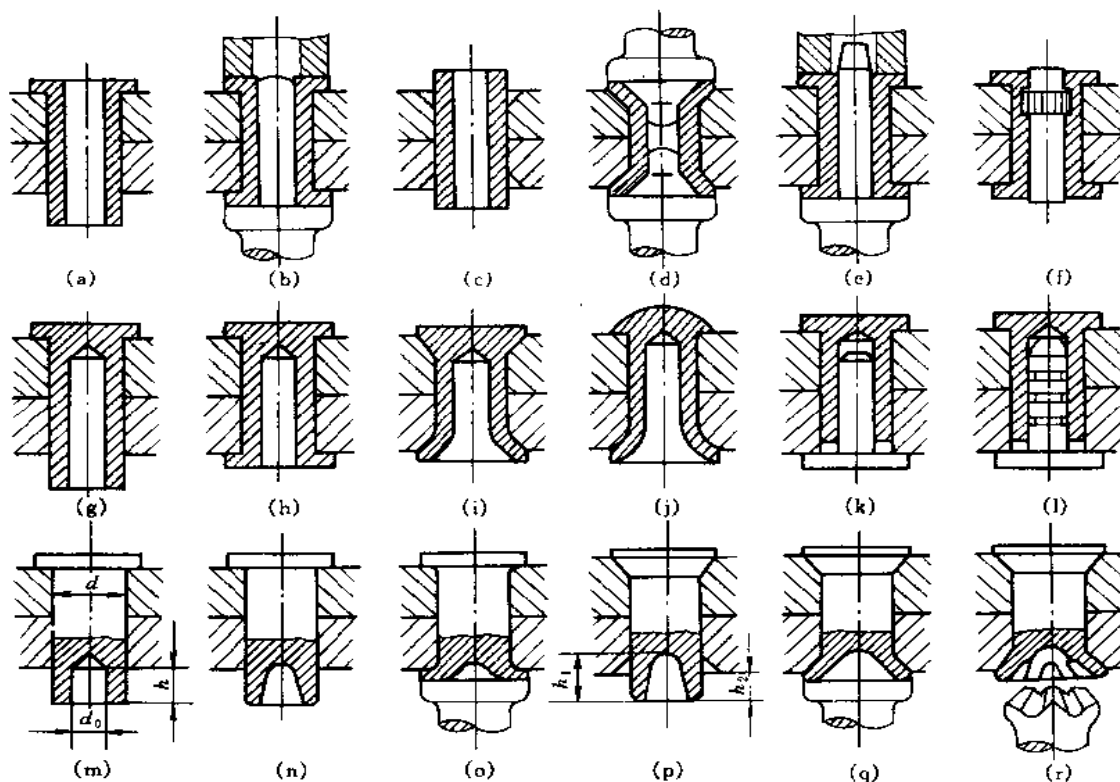


图 1-1-277 空心铆钉

(a)、(b) 有预制头; (c)、(d) 两端铆制成头; (e) 用加长杆扩展铆钉孔, 提高紧密性; (f) 嵌入钉杆可以提高铆钉的刚度和强度, 杆上的凸环可以固定杆在铆钉上的位置; (g) ~ (l) 杆上的孔不通 (半空心铆钉), 有较好的紧密性, 其中 (k)、(l) 的铆钉与杆从两面装入, 二者过盈配合; (m) ~ (r) 铆成头部分空心

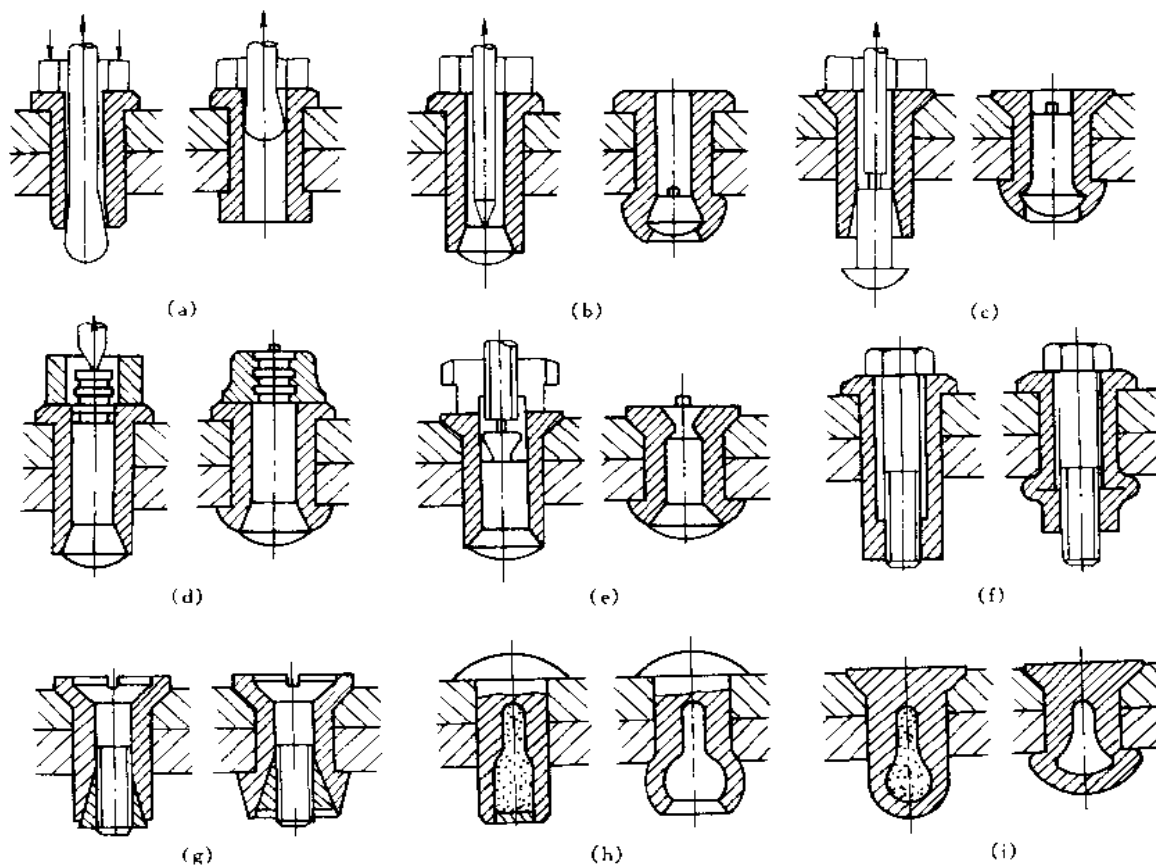


图 1-1-278 轴心铆钉（应用于只能单面操作的联接场合）  
 (a) ~ (d) 对预置杆施加拉力使铆钉形成铆成头；(e) ~ (g) 用螺钉产生轴向力使铆钉形成铆成头；(h) ~ (i) 用少量炸药爆炸法形成铆成头

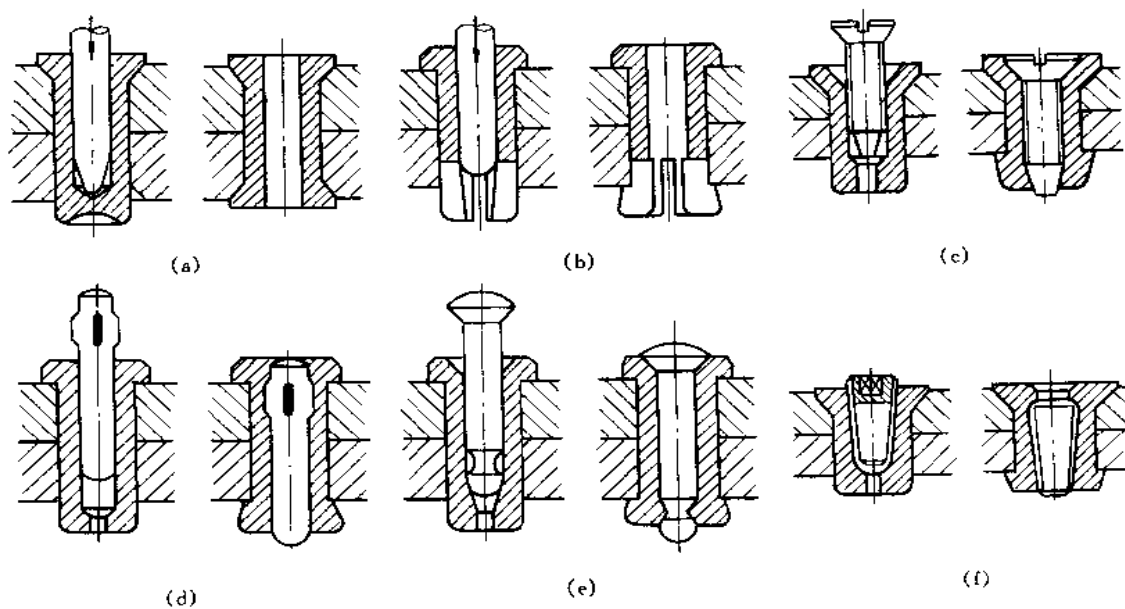


图 1-1-279 推心铆钉

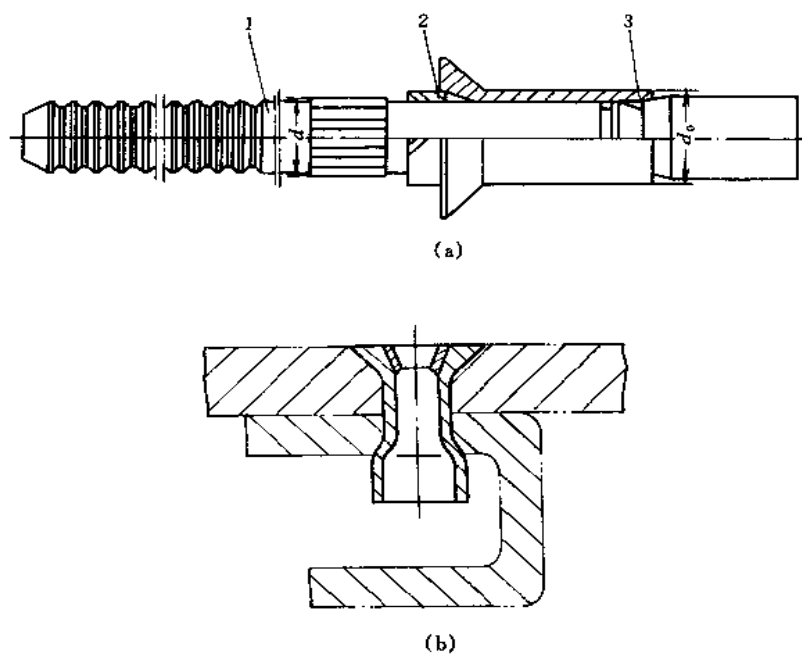


图 1-1-280 拉丝型轴心铆钉典型结构 (用双动拉枪)

(a) 铆钉结构; (b) 铆成后结构

1—心杆; 2—锁环; 3—钉套

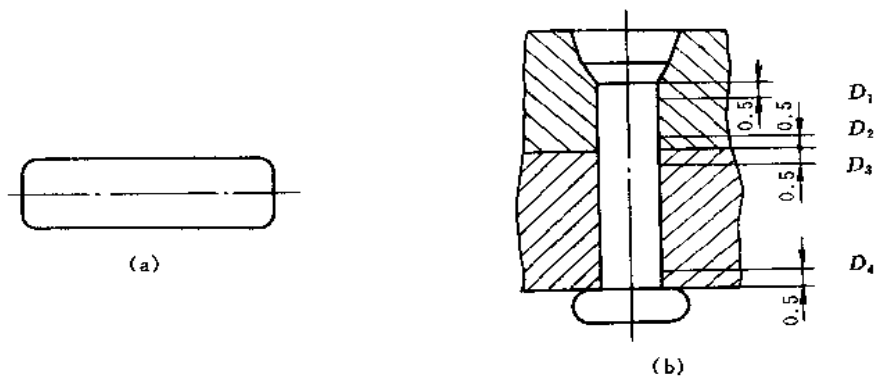


图 1-1-281 无头铆钉及其形成的干涉联接

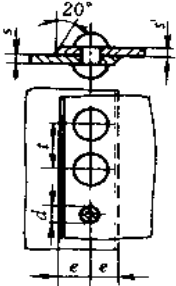
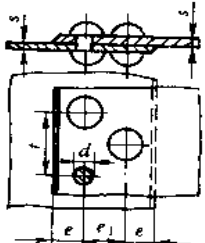
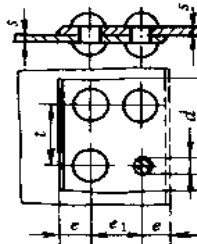
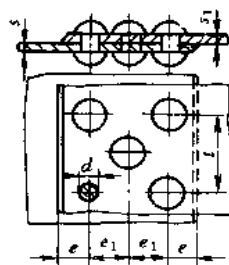
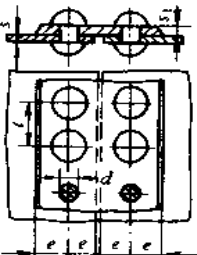
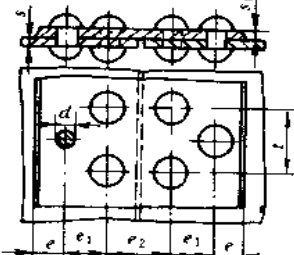
(a) 无头铆钉; (b) 干涉联接

$D_1$ 、 $D_4$  处相对过盈量约为 4%~5%;

$D_2$ 、 $D_3$  处相对过盈量约为 1%~2%

## 2.3 铆接的接头形式与结构

表 1-1-6 铆接接头形式和排列 (密固铆缝)

| 接头形式           | 单排铆钉   | 双排铆钉   | 三排铆钉   | 说明                                   |
|----------------|--|--|--|--------------------------------------|
| 搭接<br>铆接<br>接头 |  <p> <math>d = s + 8</math><br/> <math>t = 2d + 8</math><br/> <math>e = 1.35d</math> </p> |  <p>           平行排列<br/> <math>d = s + 8</math><br/> <math>t = 2.6d + 15</math><br/> <math>e = 1.35d</math><br/> <math>e_1 = 0.8t</math> </p>  <p>           交错排列<br/> <math>e_1 = 0.6t</math><br/>           其余尺寸同上         </p> |  <p> <math>d = s + (6 \sim 8)</math><br/> <math>t = 3d + 22</math><br/> <math>e = 1.35d</math><br/> <math>e_1 = 0.5t</math> </p>   | 结构简单, 但受力情况较差, 铆钉单面受剪切, 被联接两板受力形成一力偶 |
|                | 对接<br>铆接<br>接头   |  <p> <math>d = s + 8</math><br/> <math>t = 2d + 8</math><br/> <math>e = (1.35 \sim 1.5)d</math><br/> <math>s_1 = (1 \sim 1.25)s</math> </p>   |  <p> <math>d = s + 8</math><br/> <math>t = 2.6d + 15</math><br/> <math>s_1 = (1 \sim 1.25)s</math><br/> <math>e = 1.35d</math><br/> <math>e_1 = 0.6t</math><br/> <math>e_2 = 3d</math> </p> |                                      |

续表

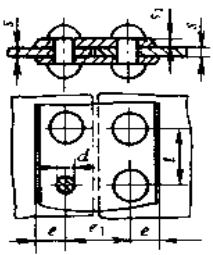
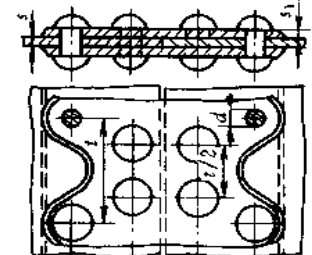
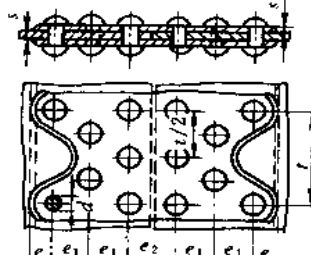
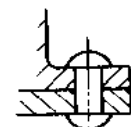
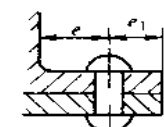
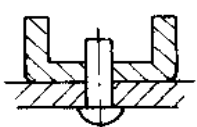
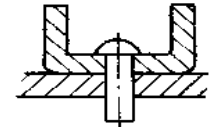
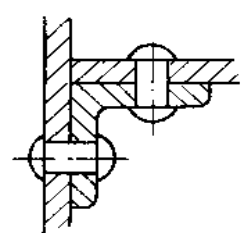
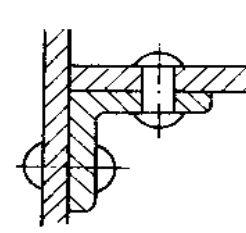
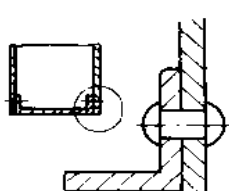
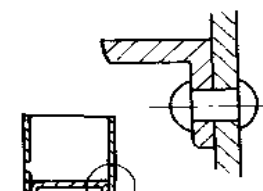
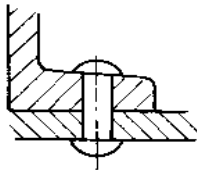
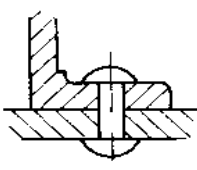
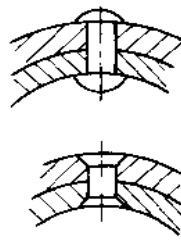
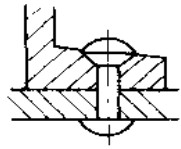
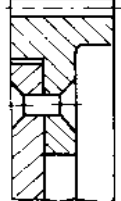
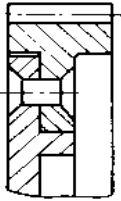
| 接头形式                  | 单排铆钉  | 双排铆钉  | 三排铆钉   | 说明                             |
|-----------------------|---|---|--|--------------------------------|
| 对接<br>铆接<br>接头<br>双盖板 |  $d = s + (5 \sim 5)$ $t = 2.6d + 10$ $e = 1.35d$ $e_1 = 3d$ $s_1 = (0.6 \sim 0.7)s$ |  $d = s + (5 \sim 6)$ $t = 5d + 15$ $e = 1.35d$ $e_1 = 0.38t$ $e_2 = 3d$ $s_1 = (0.6 \sim 0.7)s$ |  $d = s + 5$ $t = 6d + 20$ $e = 1.35d$ $e_1 = 0.38t$ $e_2 = 3d$ $s_1 = 0.8s$ | 结构复杂, 而接头受力情况合理, 受对称拉力, 铆钉双面受剪 |

表 1-1-7 铆缝结构示例

| 错误  | 正确  | 说明   |
|---|---|--|
|   |   | 铆钉与垂直壁应有一定距离, 以便操作。用风枪铆接时, $e \geq (2 \sim 2.5)d$ ; 用液压铆接时, $e \geq (1.5 \sim 2)d$ 。铆钉与边缘最小距离 $e_1 \geq 1.7d$ ( $d$ 为钉杆直径) |
|  |  | 当被联接件有一部分结构尺寸狭窄时, 应把预制头设置在狭窄部位, 铆成头设在开放部位, 以便于加工   |
|  |  | 为了施工方便, 铆钉间的位置应互相错开  |
|  |  | 把容器底铆接到侧壁上的铆钉, 应把铆钉安排在容器外面, 而不要安排在容器内 (虽然这样做应力大一些)   |



| 错误  | 正确  | 说明  |
|---|---|---|
|  |  | 对于不平的斜面, 应以表面加工或采用埋头铆钉结构, 以避免钉头与零件表面不能很好地贴合或受弯曲       |
|  |  | 对于内外圆柱表面, 钉头不能与零件表面很好地贴合, 宜采用埋头铆钉                     |
|  |  | 零件的精确工作表面(如齿轮轮缘), 应避免由于铆钉(尤其是沉头铆钉)在铆接时产生的变形, 而使零件精度降低 |

## 2.4 铆接的应用示例

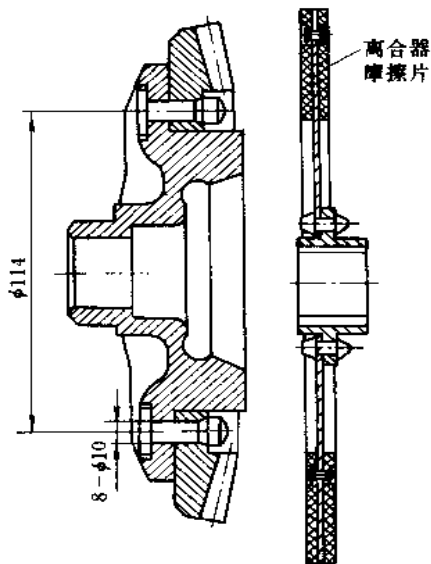


图 1-1-282 用铆钉联接用合金钢制成的淬火锥齿轮与用普通碳钢制成的轮毂

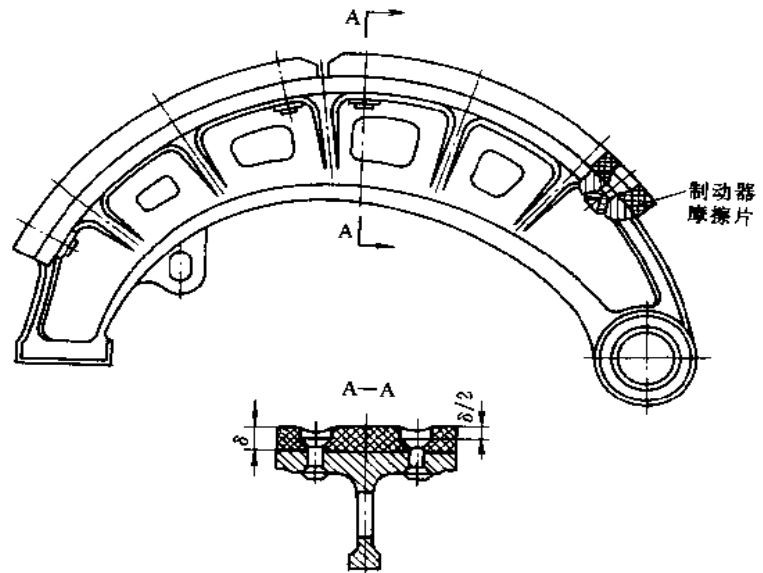


图 1-1-283 用有色金属 (Cu、Al 等的合金), 铆钉固定离合器和制动器的摩擦片

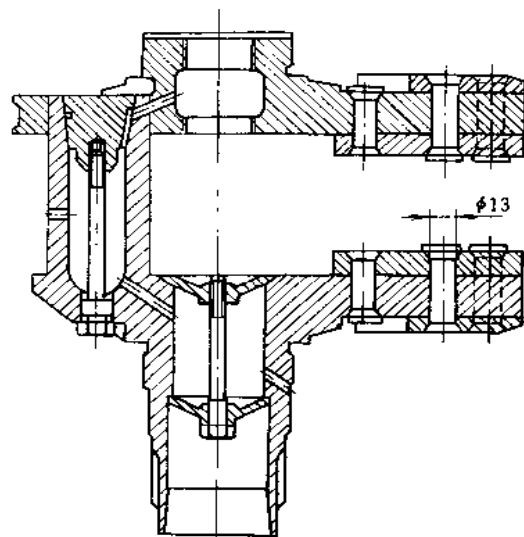


图 1-1-284 用铆钉将组合式曲轴的平衡重固定在曲轴上

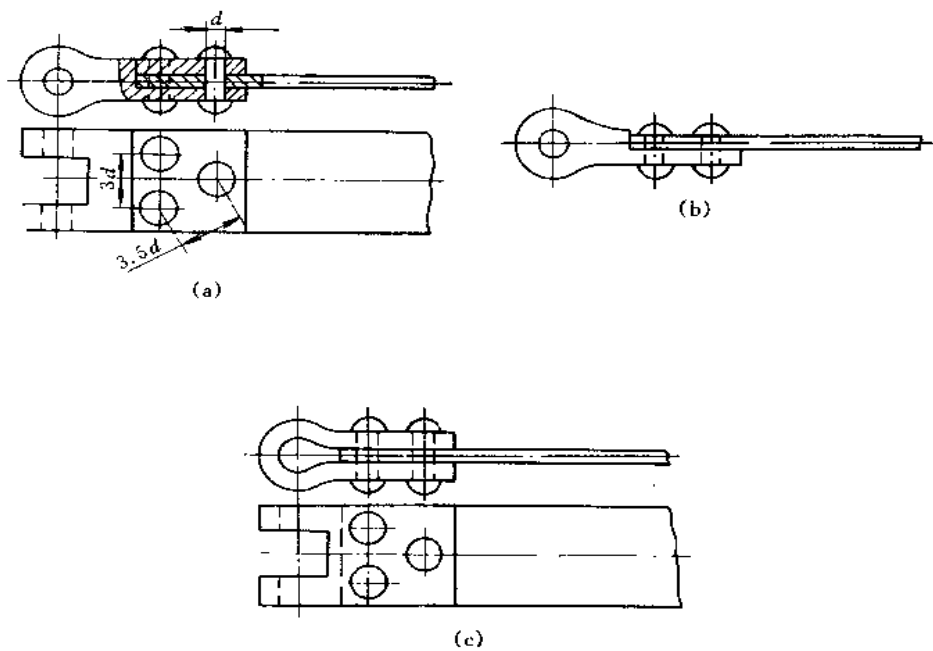


图 1-1-285 带式制动器的制动带端部的铆钉固定形式  
(a) 单剪切面有压板；(b) 单剪切面无压板；(c) 双剪切面

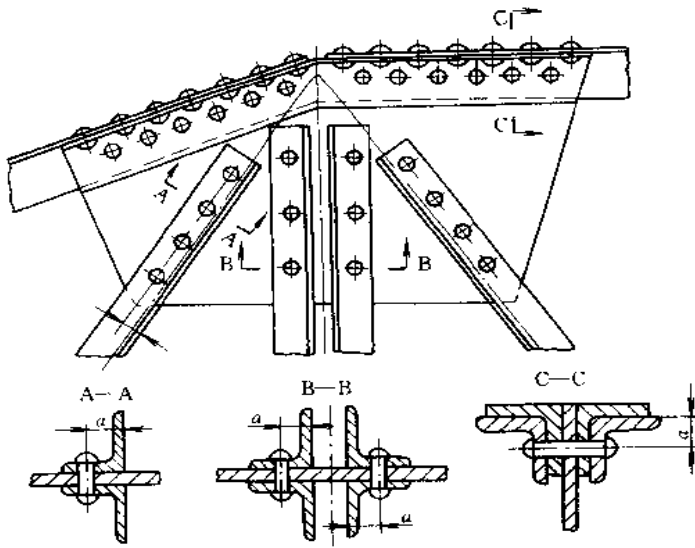


图 1-1-286 由角钢组成的铆接结构节点

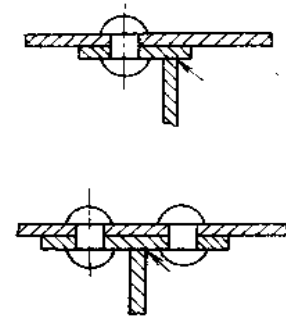


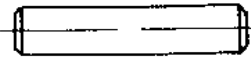


图 1-1-287 铆焊结合的结构 (焊缝在箭头所指处)

### 3 销联接与楔联接

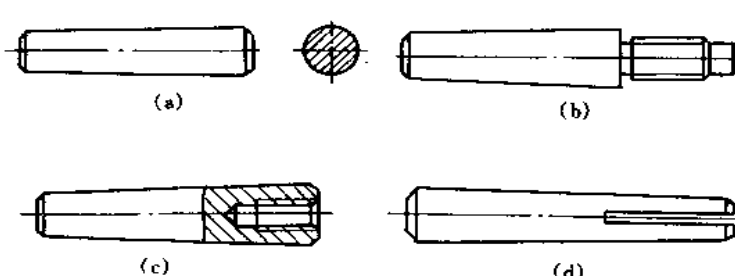
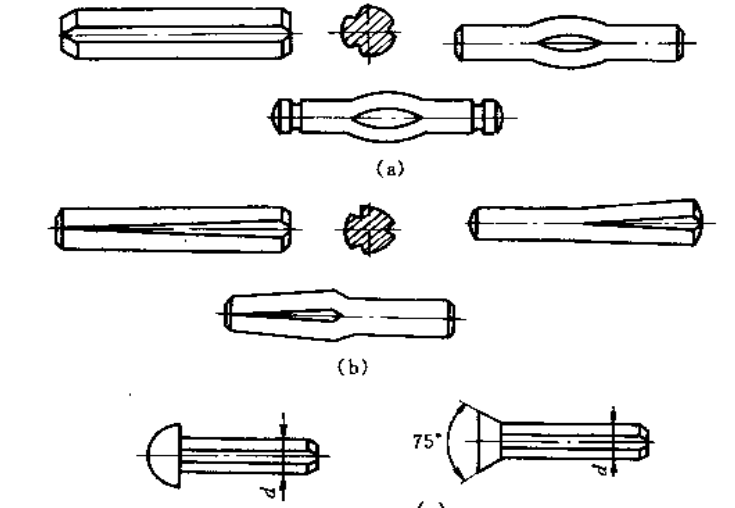
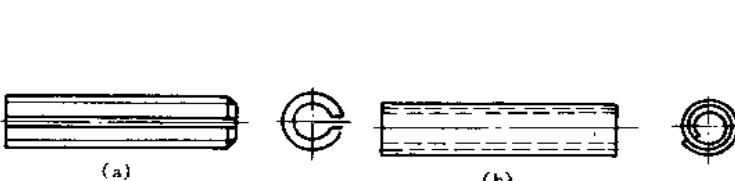

#### 3.1 销联接

##### 3.1.1 销联接的类型

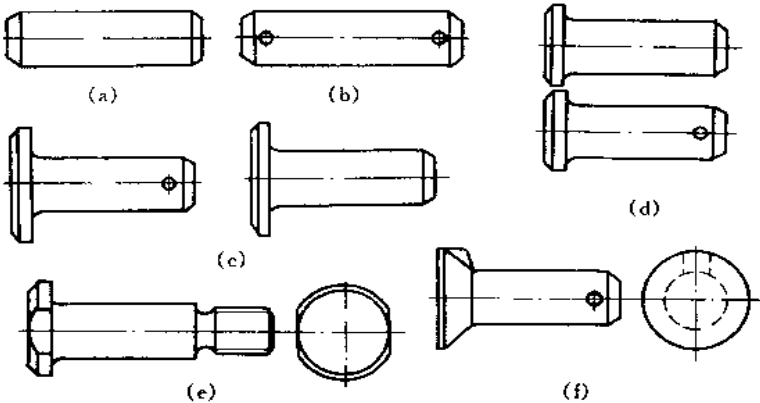
表 1-1-8 销的主要类型、特点及其应用

| 类 型                            |  | 特 点                                   | 应 用   |
|--------------------------------|--|---------------------------------------|---|
| 圆<br>柱<br>销                    | <br>(a) | 有锥头、圆头和<br>平头之分<br><br>有螺纹,便于销<br>的拆卸 | 用作定位、联<br>接、安全或抗剪销<br><br>拆卸频繁降低定<br>位精度<br><br>不适用于受冲<br>击、振动或变载<br>条件 |
|                                | <br>(b) |                                       |   |
|                                | <br>(c) |                                       |   |
| (a) 圆柱销; (b) 内螺纹圆柱销; (c) 螺尾圆柱销 |  |                                       |   |

续表

|     | 类 型  | 特 点   | 应 用   |
|-----|--|---|---|
| 圆锥销 |  <p>(a) 圆锥销; (b) 螺尾圆锥销;<br/>(c) 内螺纹圆锥销; (d) 开尾圆锥销</p> | 锥度为 $1:50$ ;<br>自锁;有自动对中<br>作用  | 用作定位、联接、安全或抗剪销<br>比圆柱销装拆方便;适于多次装拆;定位精度也较高。并适用于盲孔<br>受冲击、振动或变载时采用小头带外螺纹圆锥销或开尾圆锥销       |
| 槽销  |  <p>(a) 圆柱槽销; (b) 圆锥槽销; (c) 槽钉</p>                   | 沿销母线滚压或模锻出等深或不等深的凹槽。槽常有三条,沿圆周等分。槽的形状有多种,如图所示。主要有圆柱槽销、圆锥槽销和槽钉          | 主要用作联接或固定销。对销孔加工精度要求较低,因此比圆柱销与圆锥销较经济,适用于多次装拆<br>常可代替键、螺紋联接、普通销联接或销轴使用。更适用于受冲击、振动或变载条件 |
| 弹性销 |  <p>(a) 弹性销; (b) 螺旋弹性销</p>                          | 用弹簧钢带冷卷成形后淬火与回火而成。弹性销开缝宽度约等于钢带厚度。钢带厚度为 $(0.05 \sim 0.1)d$ ( $d$ 为销直径) | 主要用作联接或固定销。对销孔加工精度要求较低,较经济,适于多次装拆。对受冲击、振动或变载更为有利<br>比槽销抗剪能力稍差;销本身成本也较高                |
| 开口销 |  <p>开口销</p>   | 用半圆形截面的金属丝弯曲而成  | 用作其他零件联接的防松件  |

续表

|        | 类 型   | 特 点  | 应 用   |
|--------|---|--|---|
| 销<br>轴 |  <p data-bbox="284 756 1039 819">(a) 销轴；(b) 带孔销轴；(c) 大头带孔或不带孔销轴；(d) 小头带孔或不带孔销轴；(e) 螺尾销轴；(f) 沉头有凸耳销轴</p> | <p data-bbox="1063 304 1226 598">图示只是一部分结构形式。小孔和螺纹端是为了轴向固定，防松。有沉头凸耳者防转</p> | <p data-bbox="1242 304 1404 388">适于动联接，用作铰链轴或心轴</p> |

## 3.1.2 销联接的结构

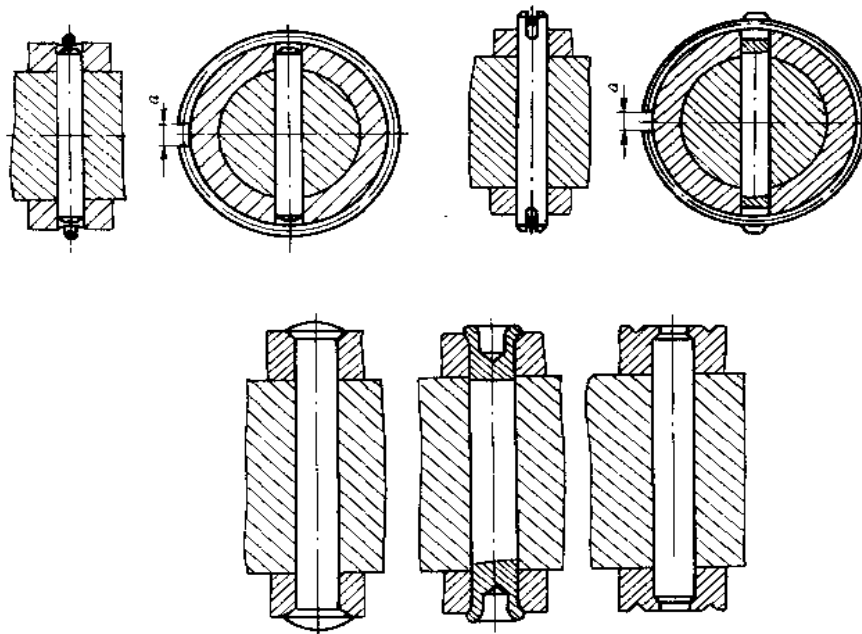


图 1-1-288 圆柱销的止动方法

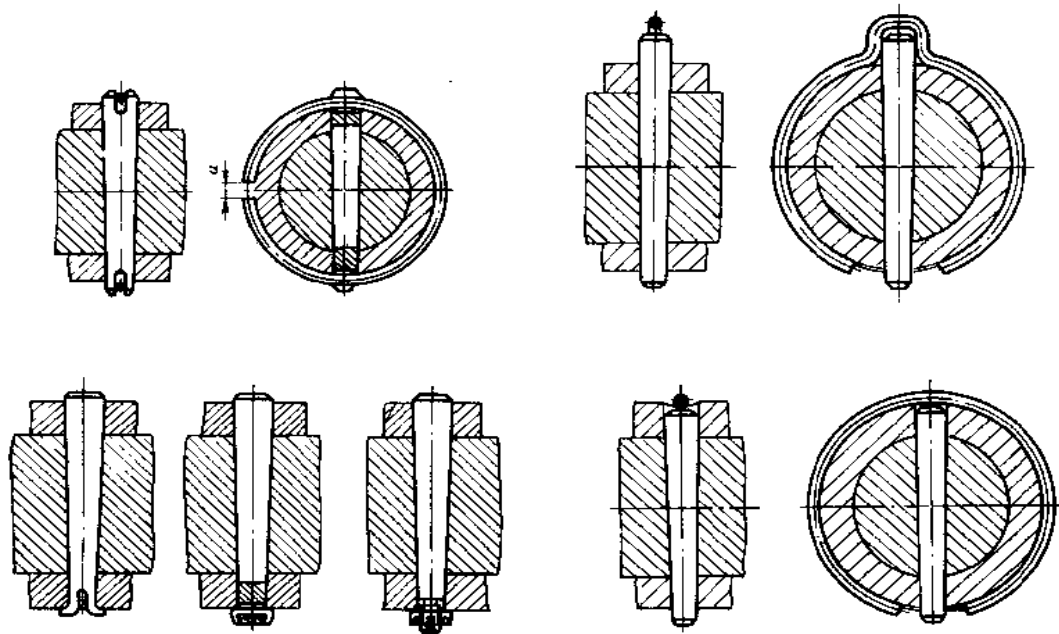


图 1-1-289 圆锥销的止动方法

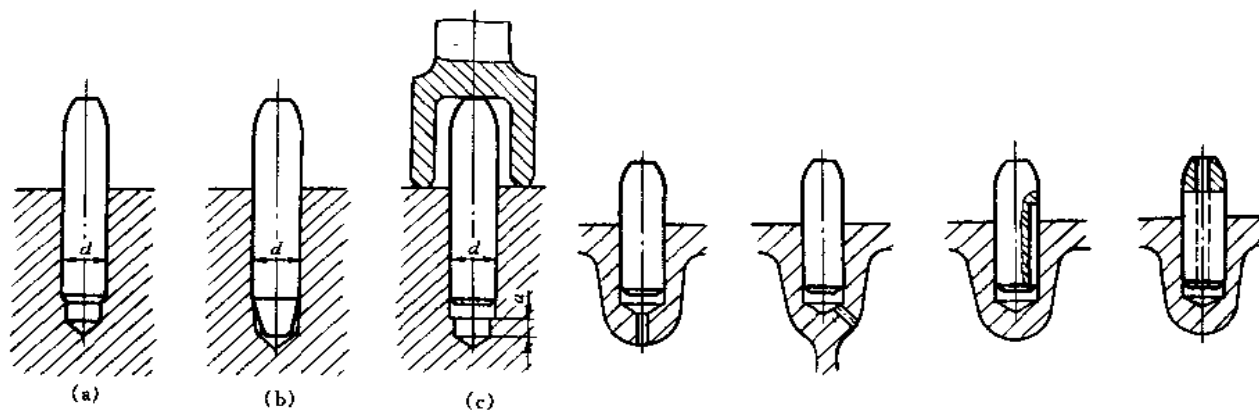


图 1-1-290 圆柱销装入盲孔的方法  
 (a)、(b) 直接打入盲孔底部；(c) 用套筒压装可以  
 以保证压入的高度，距孔底距离  $a \approx 0.5d$   
 (手动)  $\sim 1.5d$  (机装)

图 1-1-291 定位销压入盲孔时的排气方法

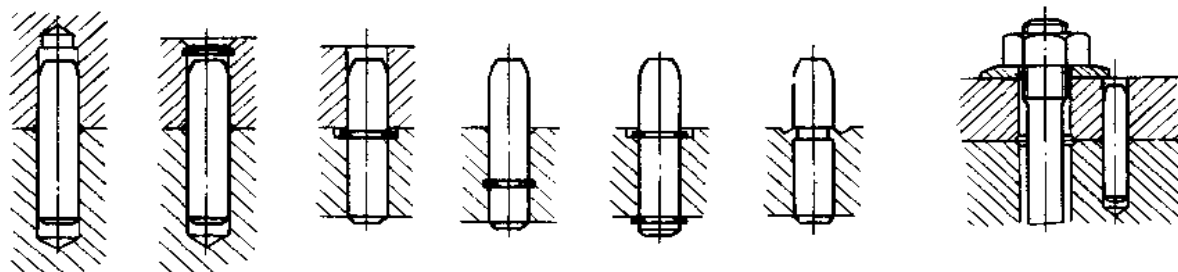


图 1-1-292 定位销防脱方法

## 3.1.3 销联接的应用示例

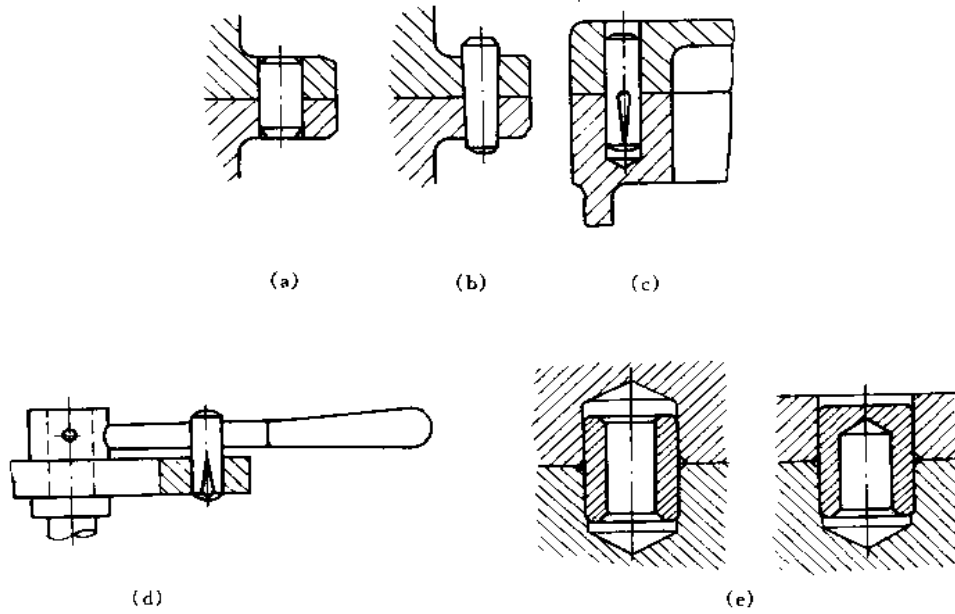
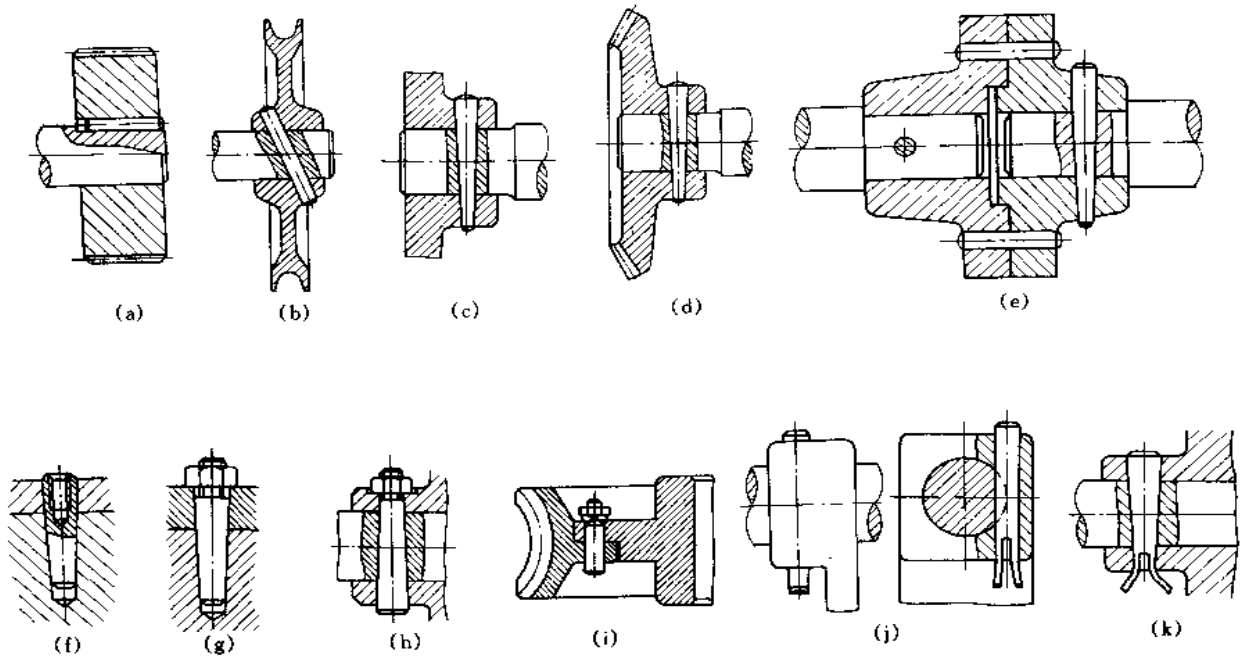


图 1-1-293 定位销

(a) 圆柱销；(b) 圆锥销；(c) 槽销（拆卸上盖时销不动）；(d) 槽销（手柄回转定位）；(e) 中空定位销



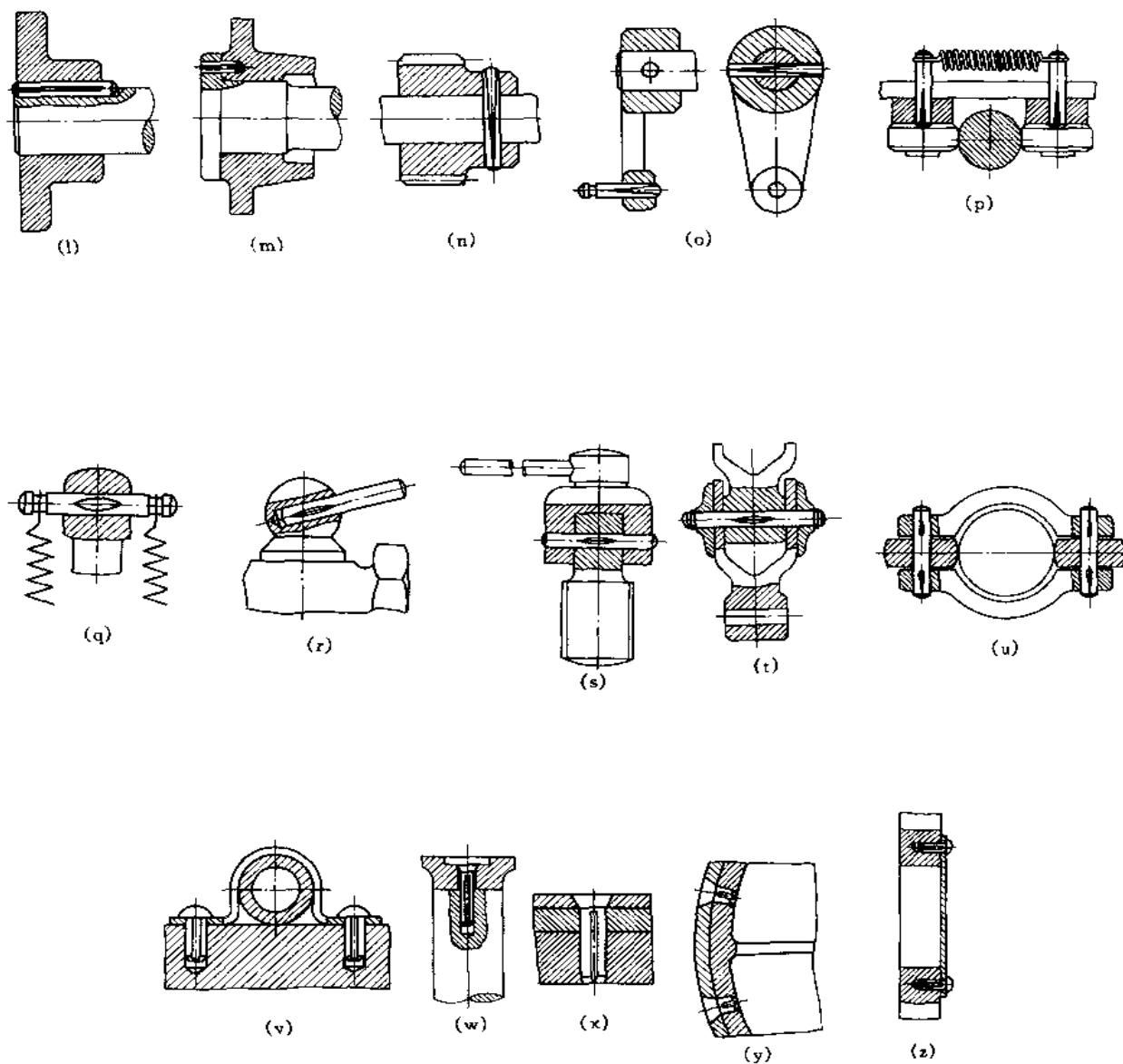


图 1-1-294 联接销

(a) 圆柱销联接齿轮；(b) 圆柱销斜插联接绳轮；(c) 圆锥销联接轮轴；(d) 圆锥销联接锥齿轮；(e) 圆柱销与圆锥销联合组装联轴器；(f)、(g) 用于盲孔的螺尾圆锥销联接；(h)、(k) 用于变载或冲击振动件的联接；(i) 螺尾圆锥销联接蜗轮轮缘；(j) 开尾销联接连杆与轴；(l)、(m) 槽销联接轴与毂；(n) 槽销联接齿轮；(o) 槽销联接曲柄；(p)、(q) 槽销作插销；(r) 槽销作阀的手柄；(s)、(t) 槽销联接叉头；(u) 槽销联接卡箍；(v) 槽销固定管卡；(w) 槽销联接轴的端盘；(x) 槽钉固定密封压板；(y) 槽钉固定闸皮；(z) 槽钉固定压盖



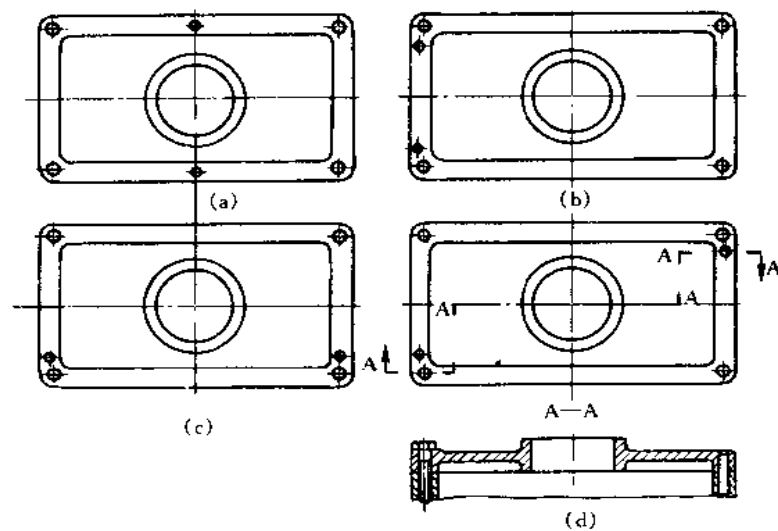


图 1-1-295 定位销在零件上的布置

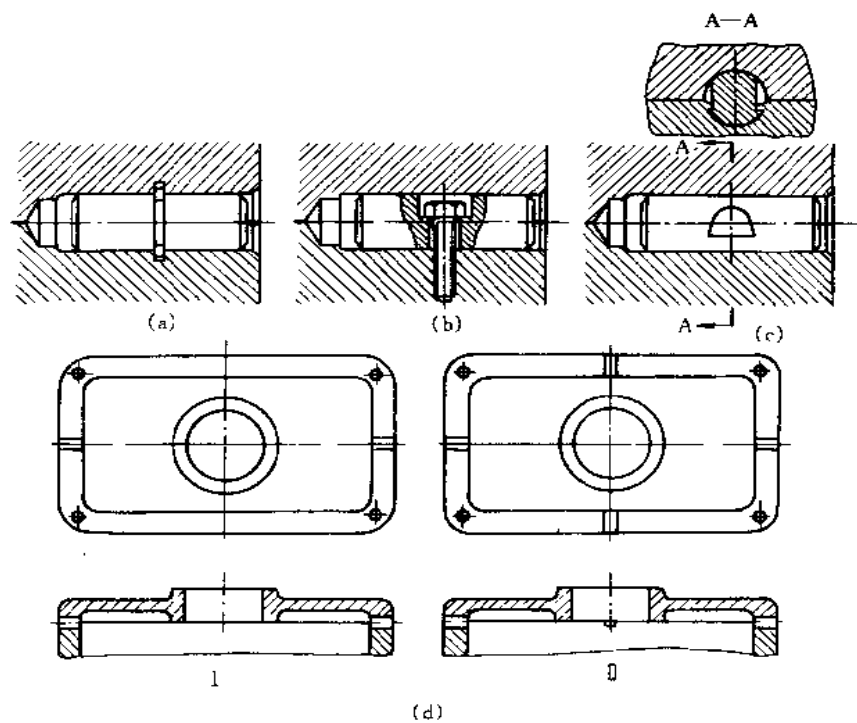


图 1-1-296 卧式销及其装配

(a) ~ (c) 卧式销；(d) 卧式销装配；1—单向；2—双向

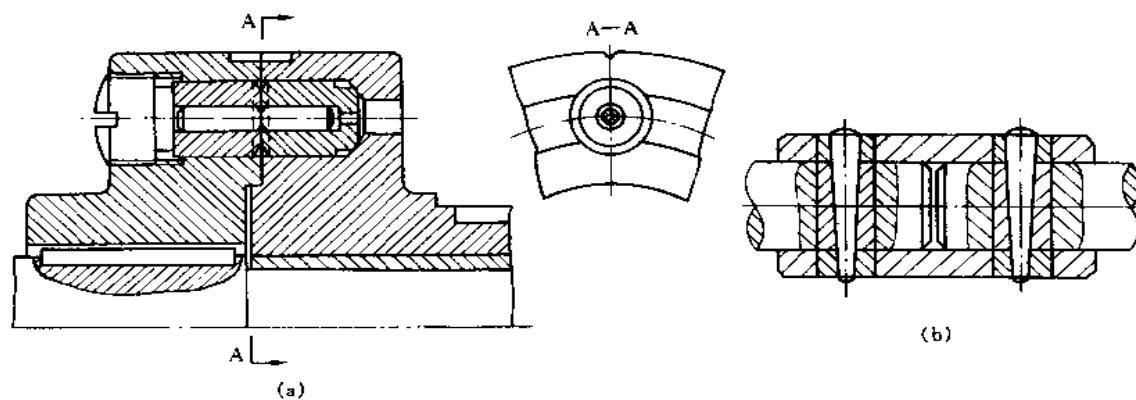


图 1-1-297 安全销  
(a) 凸缘安全联轴器; (b) 套筒安全联轴器

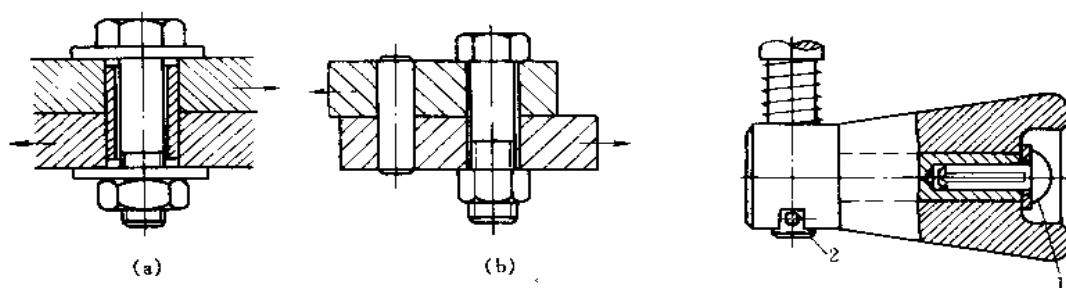


图 1-1-298 抗剪销  
(a) 弹性销或空心销; (b) 圆柱销

图 1-1-299 防松销  
1—槽钉; 2—开口销

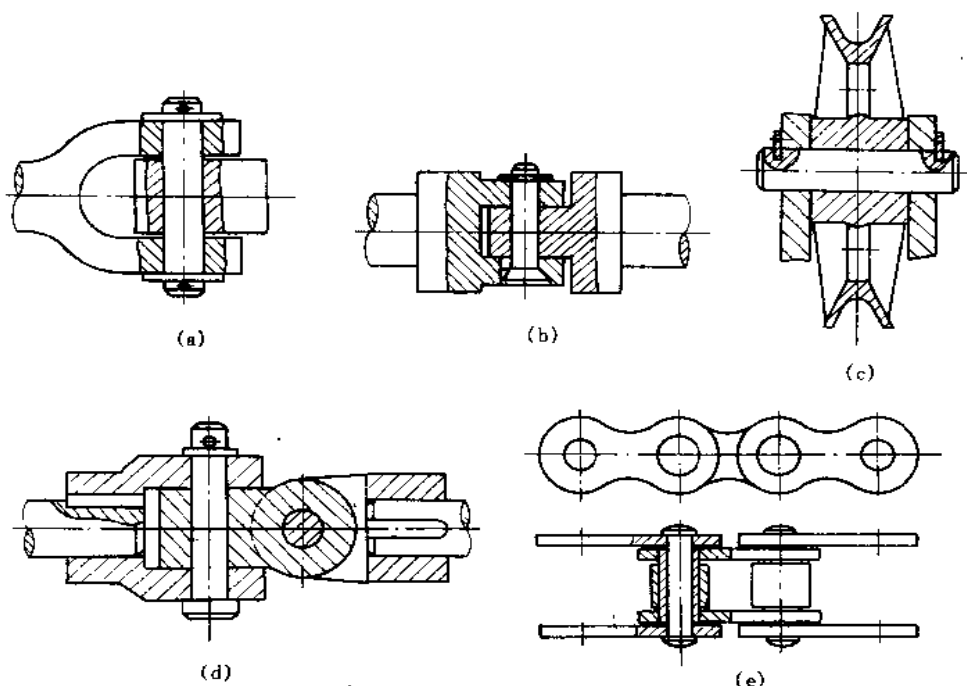


图 1-1-300 铰链销 (a) ~ (e)

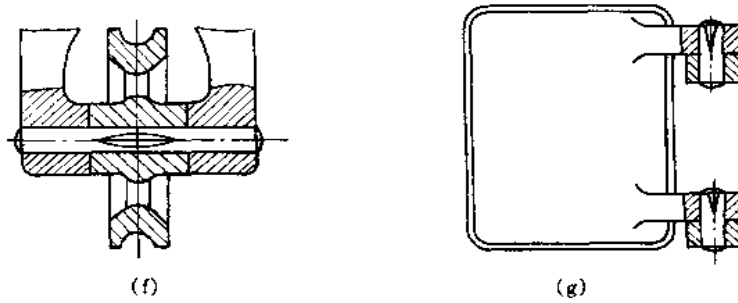


图 1-1-300 铰链销 (f)、(g)

(a)、(b) 叉头联接；(c) 滑轮心轴；(d) 万向接头；(e) 链条销；(f) 滑轮心轴（槽销）；(g) 门的活页（槽销）

### 3.2 楔联接

楔联接主要用于传递轴向载荷，并要求能迅速而简单地装拆的场合。

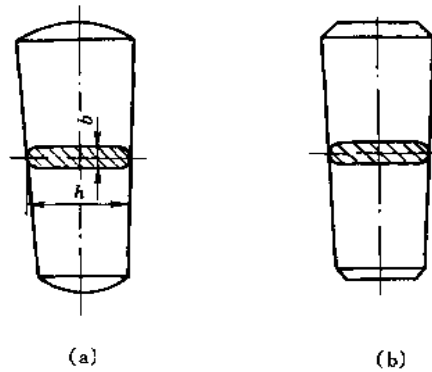


图 1-1-301 楔的结构形式

(a) 单面楔；(b) 双面楔

常拆卸的斜度为 $1/10 \sim 1/5$ ；永久联接的斜度取 $1/50 \sim 1/20$

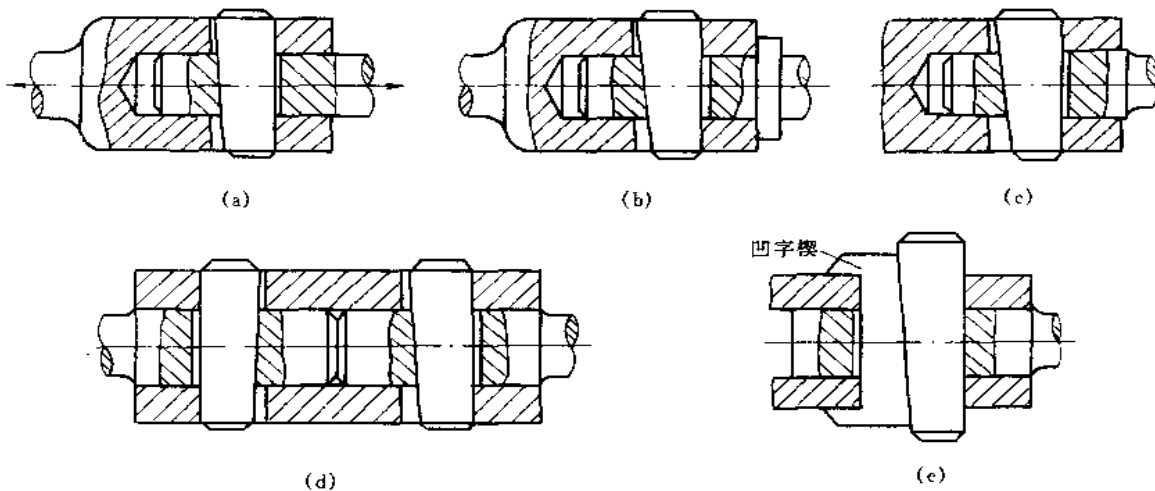


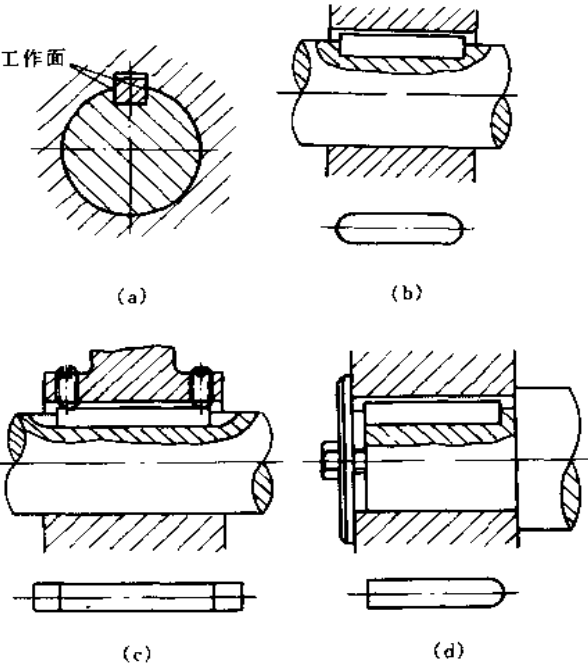
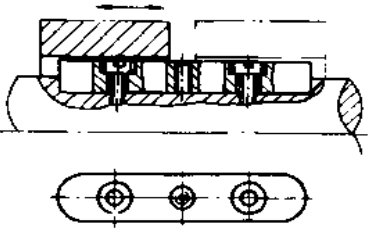
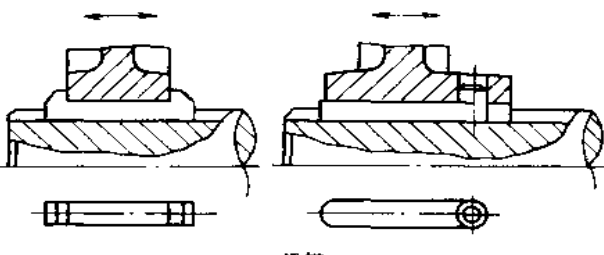
图 1-1-302 楔联接的典型结构

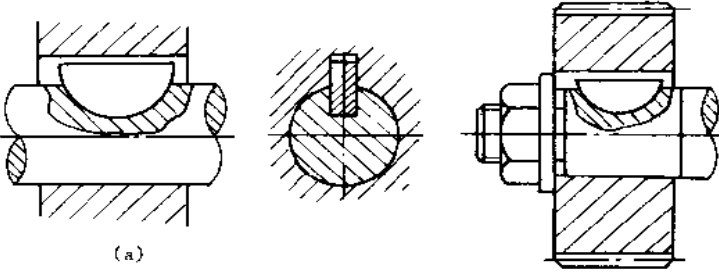
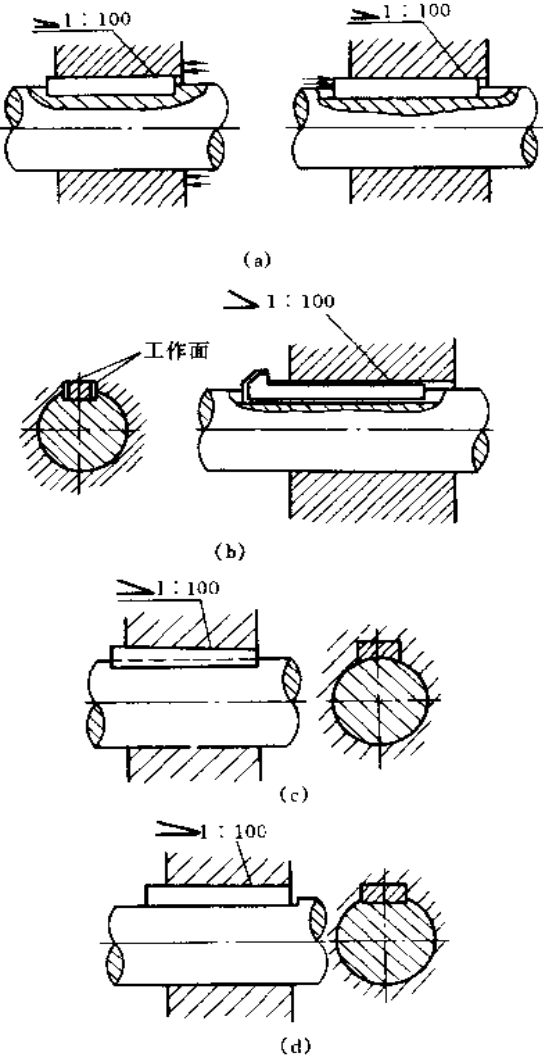
(a) 无预紧，只承受拉力；(b) 有轴肩，能预紧，可承受双向载荷；(c) 套与圆杆锥面配合，能预紧，可承受双向载荷；(d) 中间套与两轴双楔预紧联接（两轴端部相顶套做直槽，轴做斜槽），可承受双向载荷；(e) 先用一凹字楔将被联接件夹住，然后装楔预紧

## 4 键 联 接

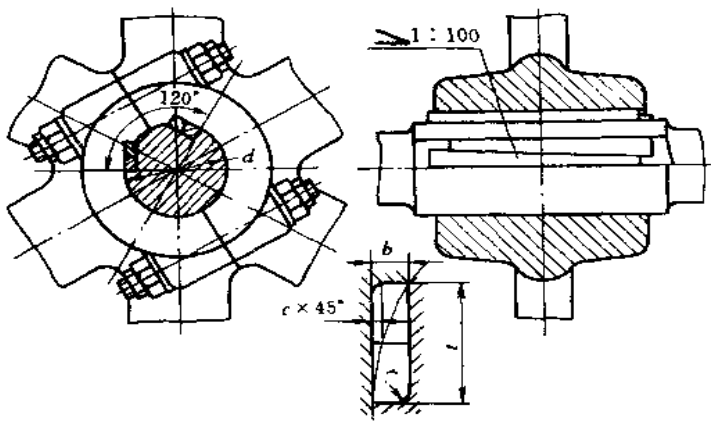

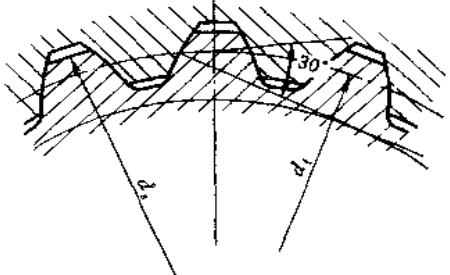
## 4.1 键联接的类型

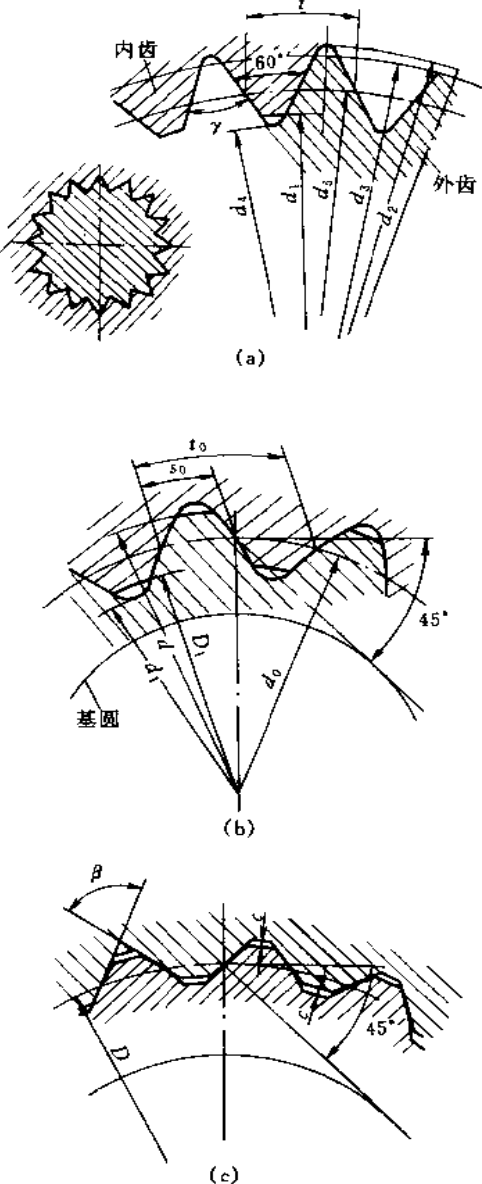
表 1-1-9 键联接的主要类型、结构特点及应用

| 类 型  | 特 点   | 应 用  |
|--|---|--|
|  <p>(a) 平键联接; (b) 圆头键; (c) 平头键; (d) 单圆头键</p> | <p>键端形状分为圆头、平头和单圆头三种。薄型平键的键高小、键槽浅，键高约为普通型的60%~70%</p> <p>联接结构如图所示，键侧面为工作面，键的上表面与毂槽底面留有不大的间隙</p> | <p>广泛用于机械传动可拆卸静联接，传递转矩。附加轴向固定时可传递轴向力。单圆头适用于轴端联接。薄型平键传递转矩较小，适用于空心轴、薄壁毂或主要传递运动的轴毂联接；可作为夹紧联接和圆锥面联接的辅助固定</p> <p>最适用于传递单向无冲击转矩。一般不适用于高速。高速时(<math>n &gt; 2000r/min</math>)，为避免不平衡，必要时要相距<math>180^\circ</math>位置安置两个键。但注意键槽对轴强度削弱较大</p> |
|  <p>导向平键</p>                                | <p>键端部形状分为圆头与平头两种，联接结构如图所示</p> <p>导向平键(简称导键)用螺钉固定在轴槽或压入轴槽中，并没有起键螺紋孔</p>                         | <p>用于动联接，即轮毂与轴间有相对轴向移动的联接</p> <p>导键适用于轮毂轴向移动量不大的场合，例如变速器中的滑移齿轮、离合器的滑移毂等</p>  |
|  <p>滑键</p>                                  | <p>滑键与轮毂联在一起，随毂移动</p>   | <p>滑键适用于轮毂轴向移动量较大的场合</p>   |

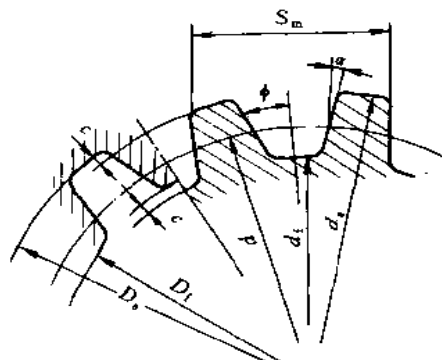
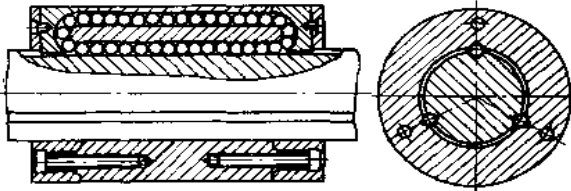
| 类 型   | 特 点  | 应 用   |
|---|--|---|
|  <p>(a) 圆柱面配合; (b) 圆锥面配合</p>                                 | <p>对中性好, 制造容易, 装拆方便, 键槽及其应力集中对轴的强度削弱较大</p>   | <p>适用于静联接, 传递较小转矩, 不能传递轴向力。常用于轴端联接或轴端联接的辅助联接</p>  |
|  <p>(a) 普通楔键联接; (b) 钩头楔键联接;<br/>(c) 鞍形楔键联接; (d) 平面形楔键联接</p> | <p>楔键的上下两面是工作面, 侧面与键槽为间隙配合, 键的上表面和毂槽底面各有 1 : 100 的斜度。装配时需打入, 靠上下面楔紧后产生的摩擦力传递转矩和单向轴向力</p> <p>普通楔键有圆头、平头和单圆头三种</p> <p>钩头楔键便于拆卸</p> <p>平面键联接轴表面只切平, 对轴强度削弱较小</p> <p>鞍形键联接轴无键槽损害, 键弧与轴半径相同</p> | <p>由于键楔紧后, 毂与轴产生相对偏心, 故主要适用于对中要求不高、载荷平稳和低速可拆卸静联接</p> <p>普通型与钩头型传递转矩较大, 过载时键的侧面也参与工作(平面键也可, 但作用有限), 不过这一特点只在单向无冲击转矩的场合下才能利用</p> <p>鞍形键传递的转矩虽小, 但装配时可调整毂相对于轴的轴向与周向位置</p> <p>为便于拆卸, 最好用于轴端, 有钩头者应加防护罩</p> <p>长期联接有锈住危险, 拆卸困难</p> |

续表

| 类 型   | 特 点   | 应 用  |
|---|---|--|
|  <p style="text-align: center;">切向键</p>              | <p>对中性差, 键槽加工及拆装较困难, 削弱轴的强度</p>   | <p>主要用于对中性要求不高, 有冲击的重型机械, 能传递轴向力。单键联接只能传递单向转矩, 双键联接可以传递双向转矩</p>  |
|  <p style="text-align: center;">矩形花键联接 (小径定心)</p>    | <p>齿截面为矩形, 按齿数和齿高不同分为轻、中两种系列, 分别适用于轻、中载荷。国标中还规定矩形花键采用小径定心</p>   | <p>因加工容易, 应用很广。可静联接或动联接, 静联接需有轴向固定</p>   |
|  <p style="text-align: center;">渐开线花键联接 (齿形定心)</p> | <p>齿面为渐开线, 与直齿轮不同的是: 分度圆压力角 <math>\alpha=30^\circ</math>, 齿顶高系数为 <math>0.5m</math> (<math>m</math> 为模数), 不发生根切的最少齿数可到 4。比矩形花键具有以下优点: ①工艺性好, 可用与渐开线齿轮同样的方法加工与测量; ②易于提高齿面与节距精度, 故传递转矩平稳; ③齿接触面积大、齿根较厚、应力集中较小、齿数较多, 故承载能力较高; ④工作中轴与毂能自动对中<br/>有侧面与外径对中两种方法</p> | <p>由于具有众多优点, 有逐渐取代矩形花键的趋势, 应用日趋广泛。可静联接或动联接, 静联接时需有轴向固定<br/>一般多采用侧面对中。在联接受很大径向载荷时可采用大径对中<br/>目前主要用于转矩较大、对中精度要求较高和轴直径较大的场合, 如机床、汽车、起重机械以及飞机制造中</p> |

| 类型  | 特点  | 应用  |
|---|---|---|
| <div style="text-align: center;">  <p>(a)</p> <p>(b)</p> <p>(c)</p> <p>三角形花键联接</p> <p>(a) 内外齿均为直边三角形；(b) 内外齿均为渐开线；<br/>(c) 外齿渐开线，内齿三角形</p> </div> | <p>齿截面有多种形式；</p> <p>①内外齿都是直边三角形；②内外齿都是渐开线；③外齿为渐开线，内齿为直边三角形</p> <p>共同特点是齿多而细小，便于装配时周向调整（可调整约相当于一个节距的角度）。</p> <p>齿根应力集中比其他花键的小。齿多而细小，便于轧制</p> <p>采用侧面对中方法。因齿形角或压力角较大，受大载荷时产生较大径向力，易使毂扩张和轴压缩，从而降低对中精度。对中性差</p> | <p>主要用于静联接、结构尺寸受限的地方、轻载、小直径及薄壁毂联接。也可用于圆锥面联接的辅助固定，例如各种操纵机构、调整机构、汽车上转向摇臂、转向轴联接等。可代替过盈联接</p> |

续表

| 类型  | 特点   | 应用   |
|---|--|--|
|  <p style="text-align: center;">梯形花键</p>   | <p>齿截面为梯形，齿形角比三角形花键的小，齿多而细小，轴槽轧制而成，毂槽拉制</p> <p>采用侧面对中，传递转矩时有自动对中效果，对中精度比三角形花键高</p>                                     | <p>用于静联接或动联接、薄壁毂联接</p>   |
|  <p style="text-align: center;">滚珠花键联接</p> | <p>由轴槽、毂槽和嵌在槽内的钢球组成。毂（或外套）或轴可在受载情况下作相对轴向移动。轴大多具有 12 个槽，毂孔有 6 个槽和 3 个回路孔。大多只用 3 个球槽。若再钻出 3 个回路孔，则可使用全部 6 个槽，而提高承载能力</p> | <p>特别适于在悬伸载荷产生的转矩作用下需要自由轴向移动的轴毂联接。例如，双支承轴和导杆可用一个滚珠花键部件代替。常用于内圆磨床往复移动头的导向部件、冲压机床的工件的变位装置和遥控机械手中。靠设计和制造可以完全消除间隙，提高运动精度和具有良好的扭转刚度</p> |

#### 4.2 键联接的应用示例

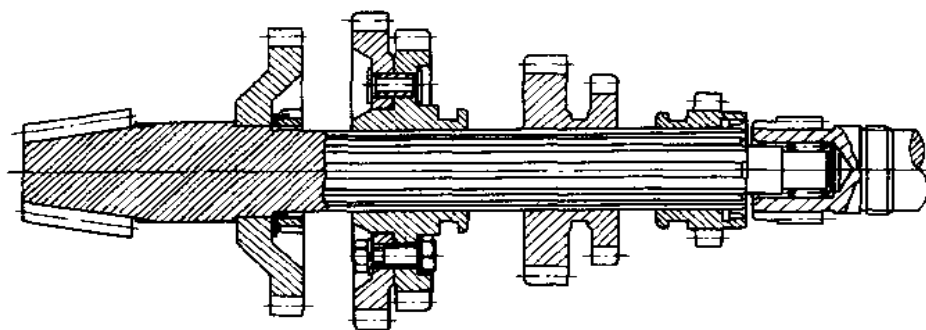


图 1-1-303 动花键联接在变速机构中的应用



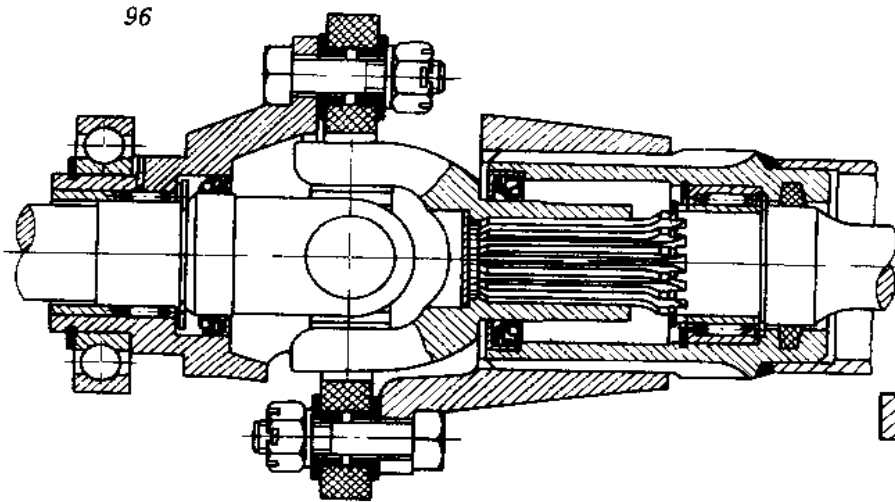


图 1-1-304 静花键联接在万向轴中的应用

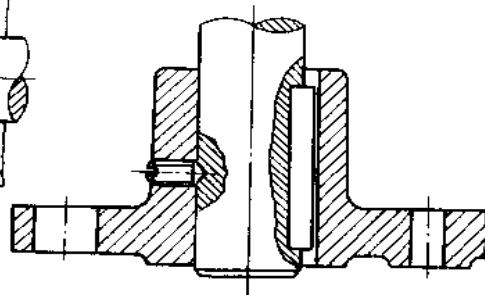


图 1-1-305 用平键固定圆盘

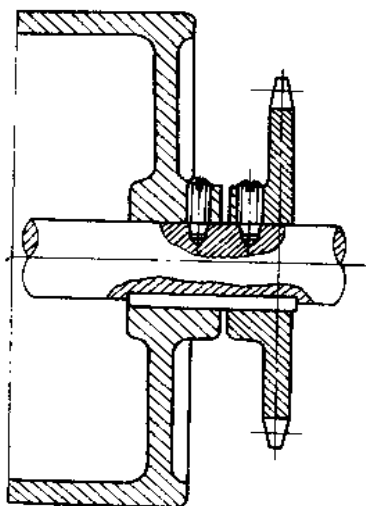


图 1-1-306 用平键固定链轮

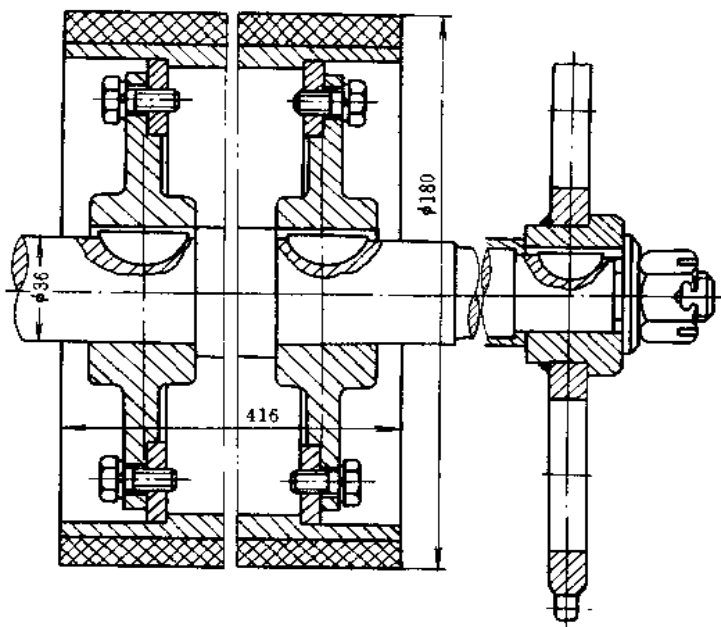


图 1-1-307 用半圆键固定链轮及滚筒

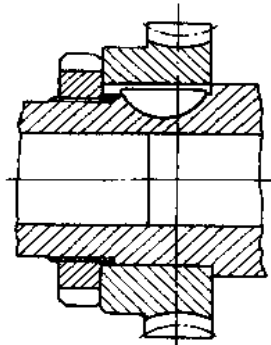


图 1-1-308 用半圆键固定蜗轮

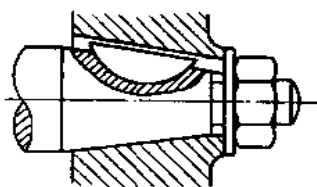


图 1-1-309 用半圆键固定锥形盘

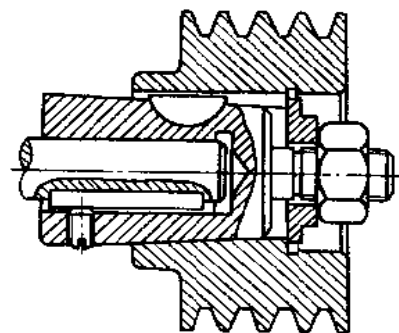


图 1-1-310 平键与半圆键同时使用

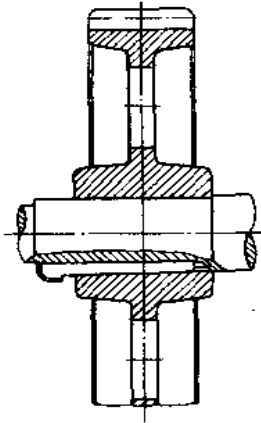


图 1-1-311 用钩头楔键联接轴和齿轮

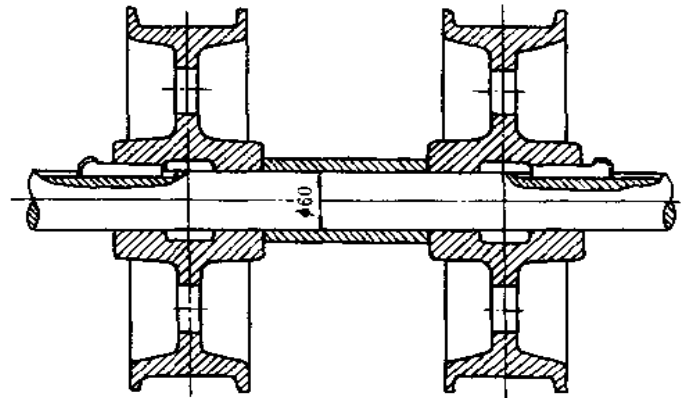


图 1-1-312 用钩头楔键将支承轮和心轴联接在一起

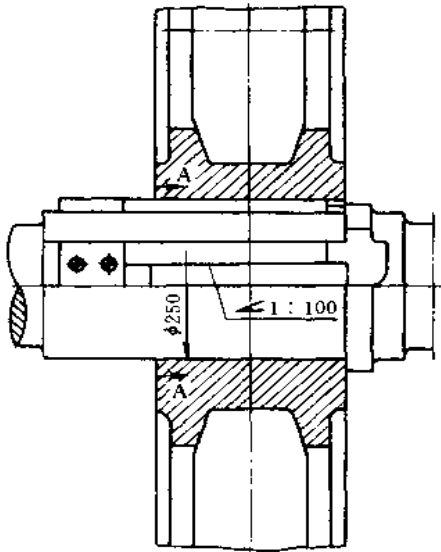


图 1-1-313 用切向键固定齿轮

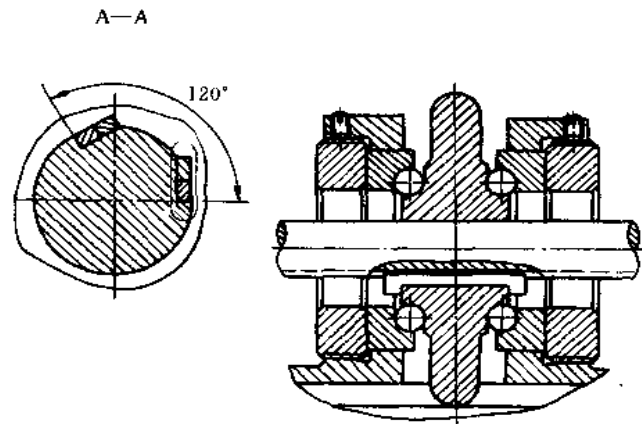


图 1-1-314 滑键在摩擦传动机构上的应用

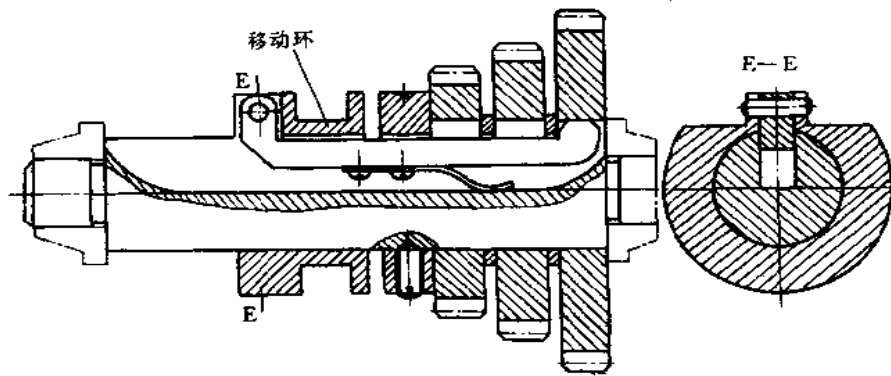


图 1-1-315 滑键在变速箱上的应用

## 5 型面联接

型面联接是由型面轴与相应的毂孔沿光滑的非圆表面配合而成。机械中采用的有三棱轴和四棱轴联接，轴与毂孔的棱角及其他表面均是圆弧。此外还有方形轴联接，常见于手把与轴的联接。型面联接的轴与毂孔可做成柱形或锥形。柱形适用于静联接和动联接，传递转矩；锥形只适用于静联接，除传递转矩外，还能传递单向轴向力。

型面联接的优点是：装拆方便，能保持良好的对中，联接面上不像键联接那样会产生应力集中；其缺点是：联接面上挤压应力较高，不适用于在有载荷情况下作轴向移动；制造困难，需要专用机床制造，故限制了应用范围。

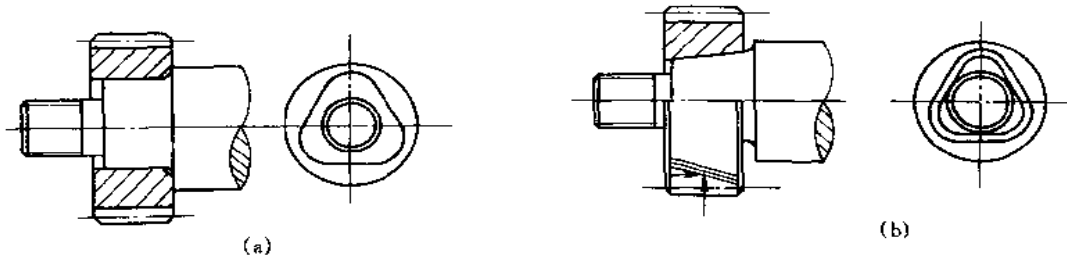


图 1-1-316 三棱型面轴联接  
(a) 棱柱形；(b) 棱锥形

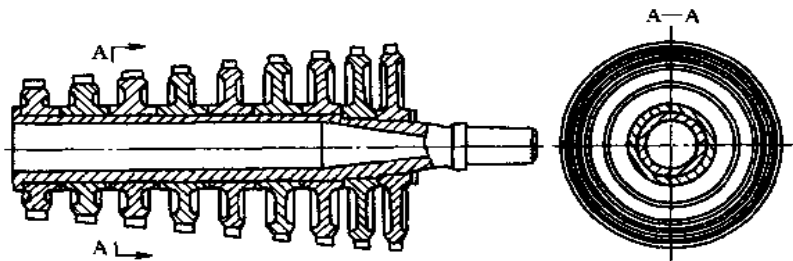


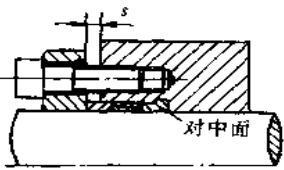
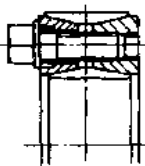
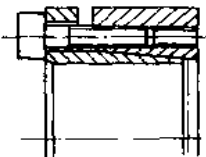
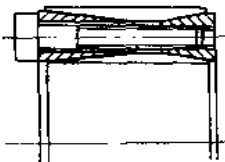
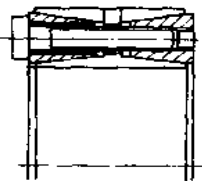
图 1-1-317 风机叶片轴三边形联接实例

## 6 弹性环联接

弹性环联接是利用外加的轴向压紧力通过内外锥形环的变形对轴毂进行胀紧使接触表面产生径向压力，从而形成摩擦联接，可以传递扭矩和轴向力。为了传递较大载荷，单侧压紧时可增至 4 对环；双侧压紧时可增至 8 对环。

## 6.1 弹性环联接的类型

表 1-1-10 各类弹性环联接型式、特点及应用

| 型 式   | 特点与应用  | 轴径<br>mm | 能传递的扭矩与轴向力        |           |
|---|--|----------|-------------------|-----------|
|   |  |          | $T, N \cdot m$    | $F_a, kN$ |
|  <p>Z1 型</p>   | <p>锥环是整体的, 半锥角 <math>\alpha=16^{\circ}42'</math>。成对使用, 不自锁, 便于拆卸。可代替各种键联接或过盈配合联接使用。为传递较大载荷可采用多对环, 单侧压紧不超过 4 对环, 双侧压紧可达 8 对环。有轴毂配合面对中者对中精度较高</p>  | 6~500    | 2~278000          | 0.7~1110  |
|  <p>Z2 型</p>   | <p>由一个开口的双锥内环、一个开口的双锥外环和两个双锥压紧环组成。半锥角约 <math>14^{\circ}</math>, 不自锁。用内六角螺钉压紧, 压紧时因弹性环没有相对于轴毂的轴向移动, 故与 Z1 型比较, 同样压紧力能产生更大的径向压力, 传递更大的载荷。为便于拆卸, 在一个压紧环上有拆卸用螺纹, 沿圆周共有三处。因内外环有开口, 联接需要轴毂配合面对中。应用也较广泛</p> | 20~1000  | 270~<br>2000000   | 27~4000   |
|  <p>Z3 型</p> | <p>内外锥环用内六角螺钉压紧, 可设计成自锁的, 以便传递较大载荷, 但在一个锥环上须备有拆卸螺纹孔。接合面较长, 能自动对中。用于旋转精度要求高和传递大载荷的场合</p>  | 20~150   | 300~2850          | 30~380    |
|  <p>Z4 型</p> | <p>由锥度不同的开口双锥内环与开口双锥外环及两个双锥压紧环组成。用内六角螺钉压紧。其他特点同 Z2 型, 但接合面长, 对中精度高。同 Z3 型一样, 也可设计成自锁的。用于旋转精度要求较高和传递较大载荷的场合</p>   | 70~200   | 6850~<br>245000   | 190~1650  |
|  <p>Z5 型</p> | <p>同 Z4 型, 但各锥环锥度相同, 且内环中间有凸缘, 便于拆卸, 锥度较小, 可自锁, 可传递很大载荷。接合面较长, 对中精度较高。用于传递很大载荷和对中精度要求较高的场合</p>   | 100~600  | 14400~<br>1380000 | 288~4610  |

## 6.2 弹性环联接的应用

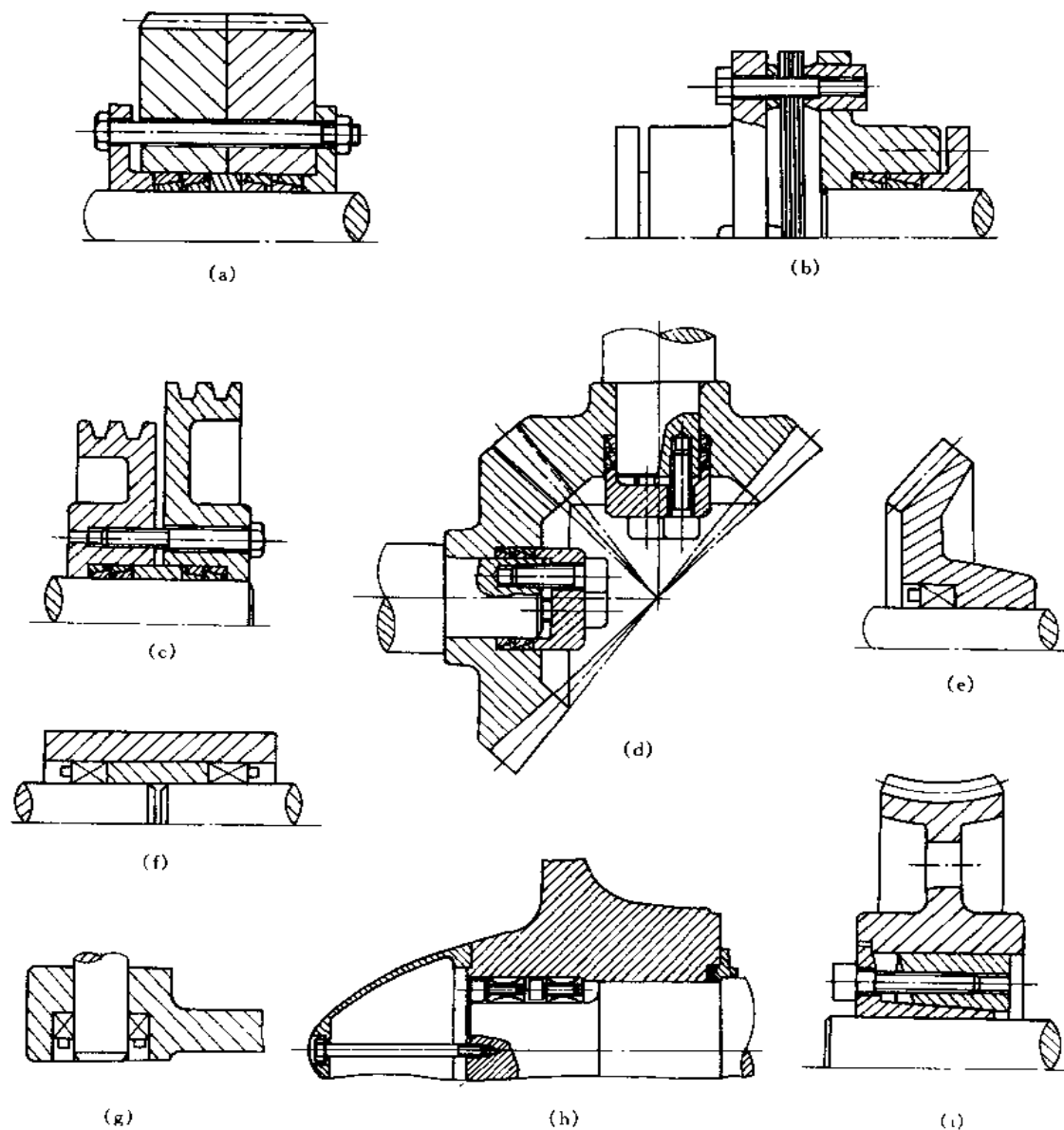


图 1-1-318 弹性环联接应用

(a) 双侧压紧的 Z1 型环在 CK6463 车床上, 用以消除反向间隙; (b) 单侧压紧的 Z1 型环用以联接 THK6380 加工中心的挠性联轴器; (c) 双侧压紧的 Z1 型环用于带轮联接; (d) 单侧压紧的 Z1 型环用于锥齿轮联接; (e) 用 Z2 型环联接锥齿轮; (f) 用 Z2 型环联接套筒联轴器; (g) 用 Z2 型环固定连杆; (h) 用 Z2 型环联接螺旋桨; (i) 用 Z3 型环联接蜗轮

## 7 容差环联接

容差环是用优质弹簧钢带冲压成波形的弹性环, 再经淬火和回火而成。容差环装入轴与毂的间隙内靠其径向弹性变形产生接合而压力, 从而工作时靠摩擦力传递转矩。

容差环联接的优点是: ①允许轴与毂孔有较大的公差, 可用其弹性补偿; ②能适应不同

材料的热膨胀, 如可将钢制零件通过容差环装入轻金属毂内; ③有缓冲消声作用; ④可用于过载保护装置; ⑤不会削弱轴的截面; ⑥可多次装拆。容差环的缺点是结构较复杂, 传力较小。

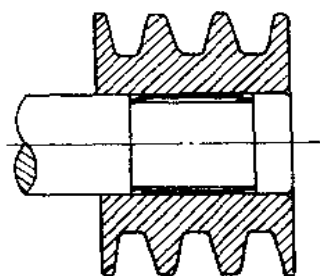


图 1-1-319 用容差环固定带轮

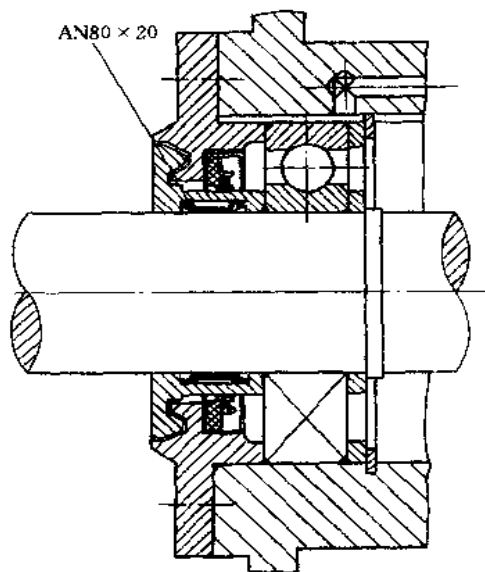


图 1-1-320 用容差环固定密封环

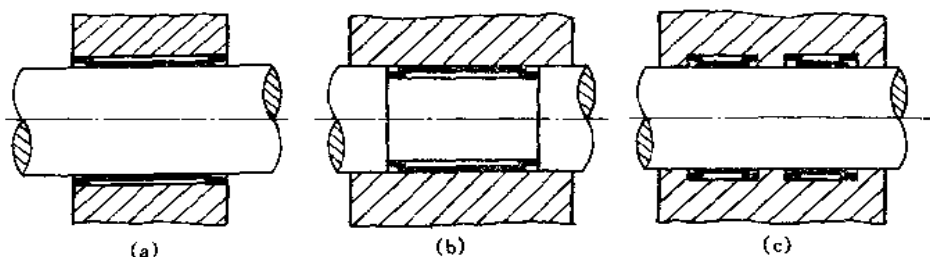


图 1-1-321 容差环联接的装配方式

(a) 自由装配 (只用于基本不传递载荷的零件); (b)、(c) 定心装配, 其中 (c) 中轴不被削弱, 并可多个串联使用 (但需隔开)

## 8 星盘联接

星盘是由特种弹簧钢经淬火与回火制成的碟形盘 (内外边有交替的径向切口), 当通过轴向力使星盘压平时, 由于弹性变形, 星盘外径增大, 内径缩小, 从而形成轴毂的摩擦联接。

星盘联接的优点是: ①被联接表面只需光整加工; ②不削弱轴的截面; ③联接完全无间隙, 受动载荷时不会引起不平衡; ④需要的轴向压紧力小; ⑤装配时可调整零件的轴向和周向位置; ⑥可多次装拆。星盘联接的缺点是传递的转矩有限, 不能起对中作用, 对轴的表面有损坏。

星盘可单个使用, 传力很小, 一般成组使用, 能增加传递的转矩。

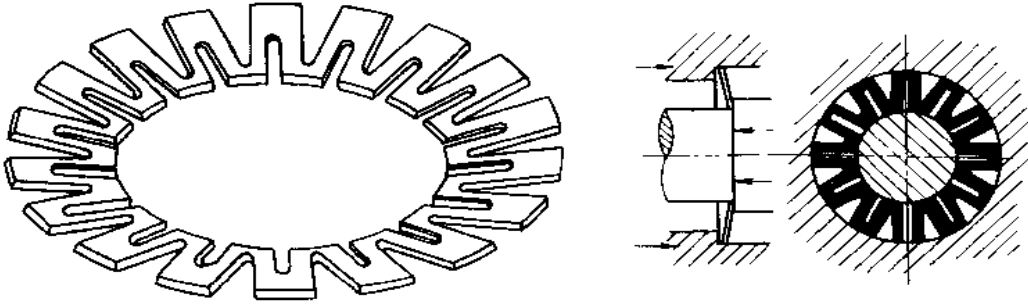


图 1-1-322 星盘形状与其联接的工作原理

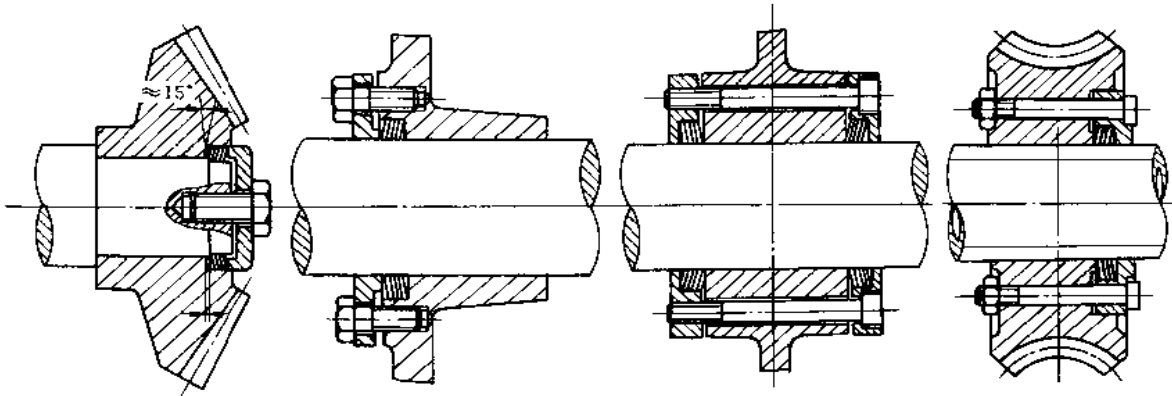


图 1-1-323 星盘联接的应用示例

## 9 压套联接

压套是有交替内外凹槽的圆套，用弹簧钢经淬火并回火制成，装入轴毂的间隙内，施加轴向压紧力使之产生内、外径的径向弹性变形形成摩擦联接，并具有高的对中精度。

压套联接的优点是：①可调整被联接件的轴向和周向位置；②可获得较高的旋转精度；③轴不被削弱，应力集中很小；④交变回转时无冲击；⑤无需轴向固定。它的缺点是结构复杂，加工困难，成本高。

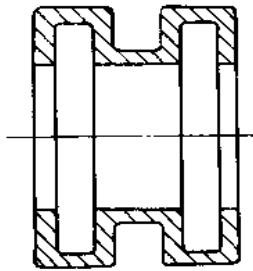


图 1-1-324 不带压紧螺钉的压套

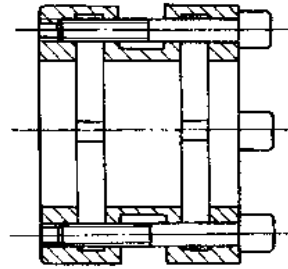


图 1-1-325 带压紧螺钉的压套

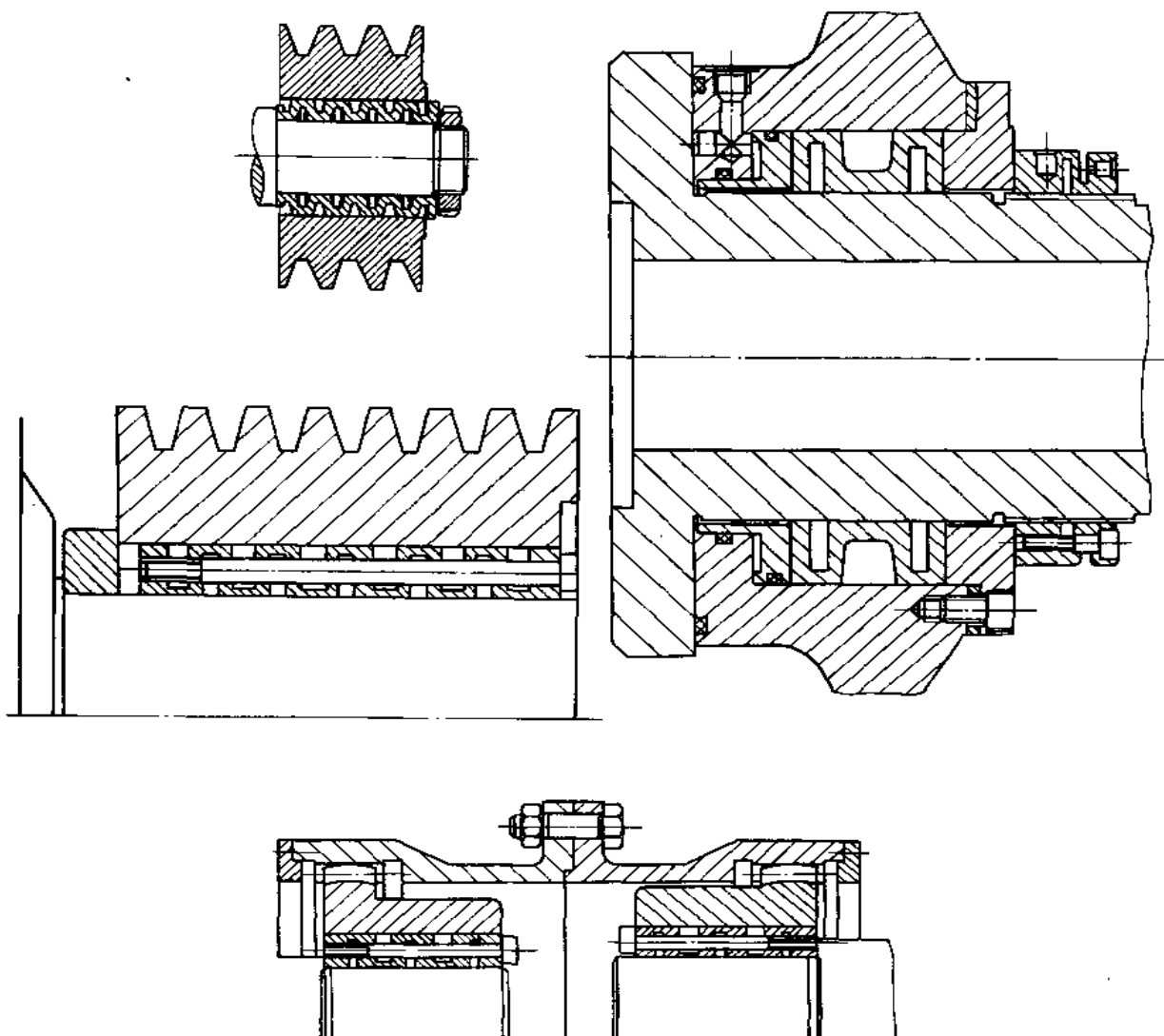


图 1-1-326 压套联接应用示例

## 10 液压胀套联接

液压胀套联接是一种新型轴毂联接方式。其工作原理是：装入轴、毂间的胀套具有若干环形内腔，具有小孔连通，当腔中充满高压液体时，则套主要产生径向膨胀，对轴与毂孔表面产生压力，从而形成摩擦联接。可用于重型和一般机械制造中的轴毂联接，特别适用于可松开的暂时联接的轴毂联接和作为过载保护联轴器使用。优点是成本低，装卸方便；缺点是结构复杂，需要高压的液压系统。



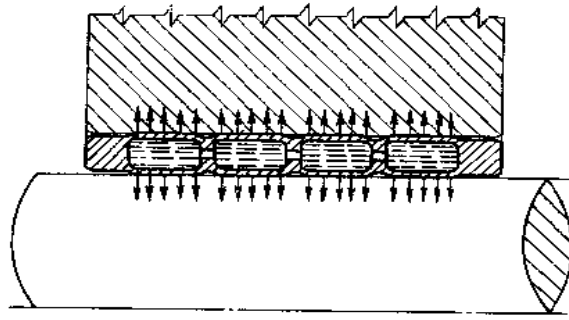


图 1-1-327 液压胀套的工作原理

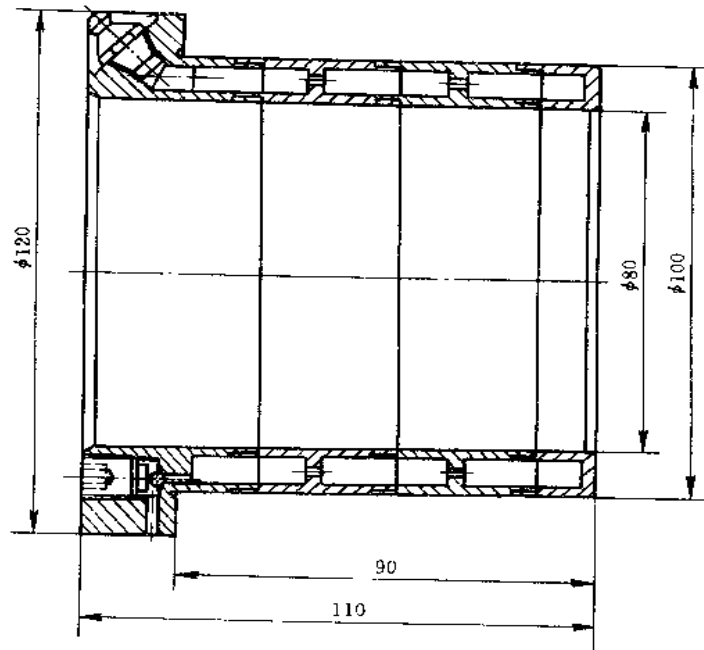


图 1-1-328 粘结成的液压胀套

胀套用轻金属合金分段制造，用环氧树脂粘结，推荐轴的公差为  $h8 \sim k6$ ，孔的公差为 H7

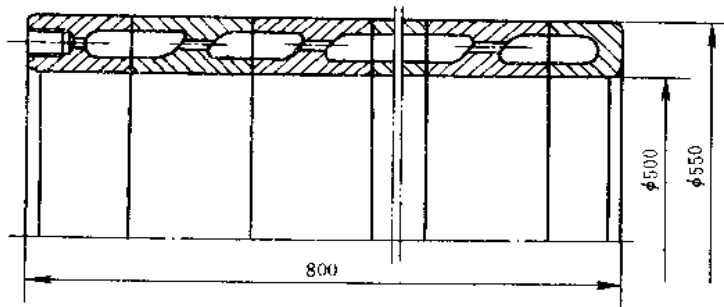


图 1-1-329 焊接成的液压胀套（应用于大型剪床的传动装置中）  
胀套用高强度钢分段制造，然后用电子束焊接

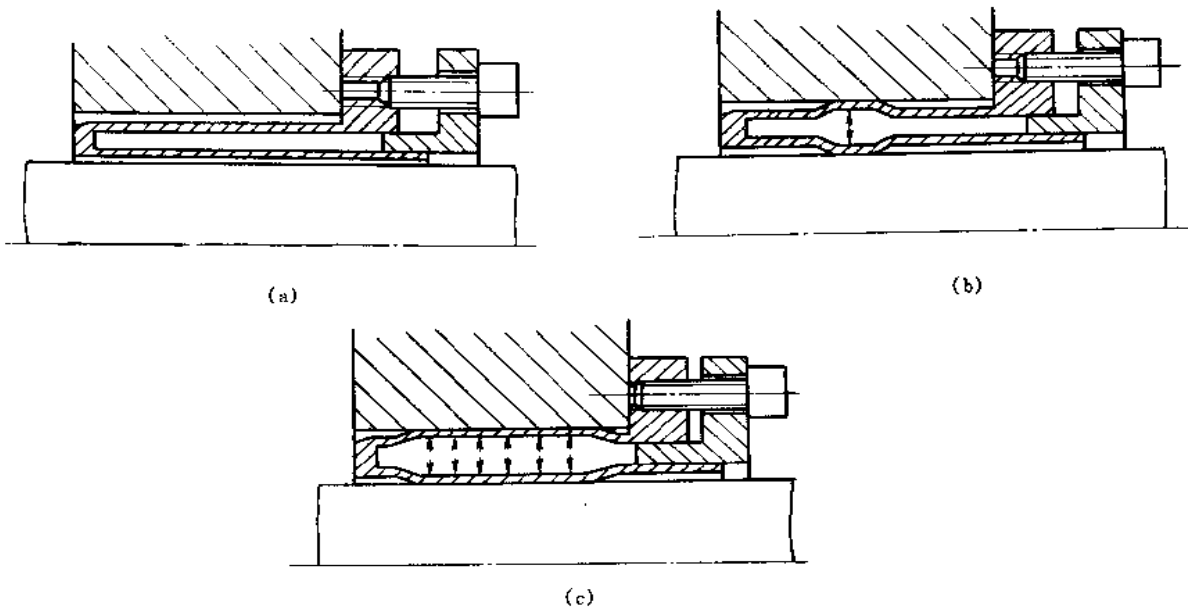


图 1-1-330 自带螺钉与凸缘盘的液压胀套装置的装配过程示意图  
 (a) 螺钉拧紧前的开始状态; (b) 中间状态; (c) 装配完毕状态  
 胀套的内外套分别制成后, 在一端焊接起来, 即构成完整的胀套

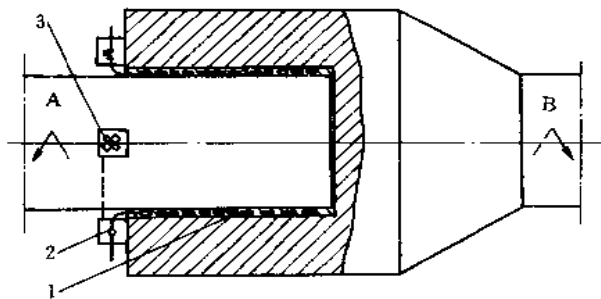


图 1-1-331 液压过载保护联轴器的工作原理  
 1—充满高压油的胀套; 2—溢流阀; 3—压力传感器

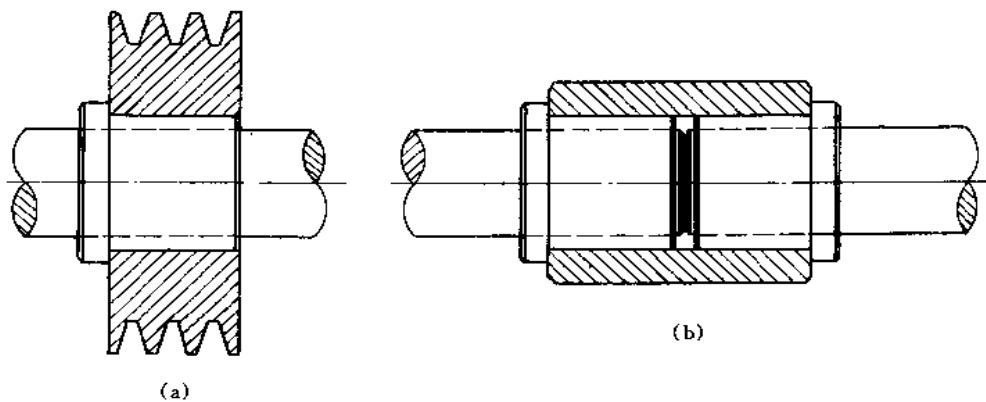


图 1-1-332 液压胀套联接的应用举例  
 (a) 皮带轮与轴的胀接; (b) 联轴器胀接

## 11 过盈配合联接

过盈配合联接通常用于传递转矩或轴向力，两者也可以同时传递。与键联接比较，它的结构简单，定心性好，能减少对联接件的削弱，有良好的耐冲击性能，工作可靠性高。但一般需要专门的设备和工具进行装拆。

过盈配合联接的配合面有圆柱面和圆锥面两种型式，通常的装配方法有压入法、热装法、冷装法及油压法四种。

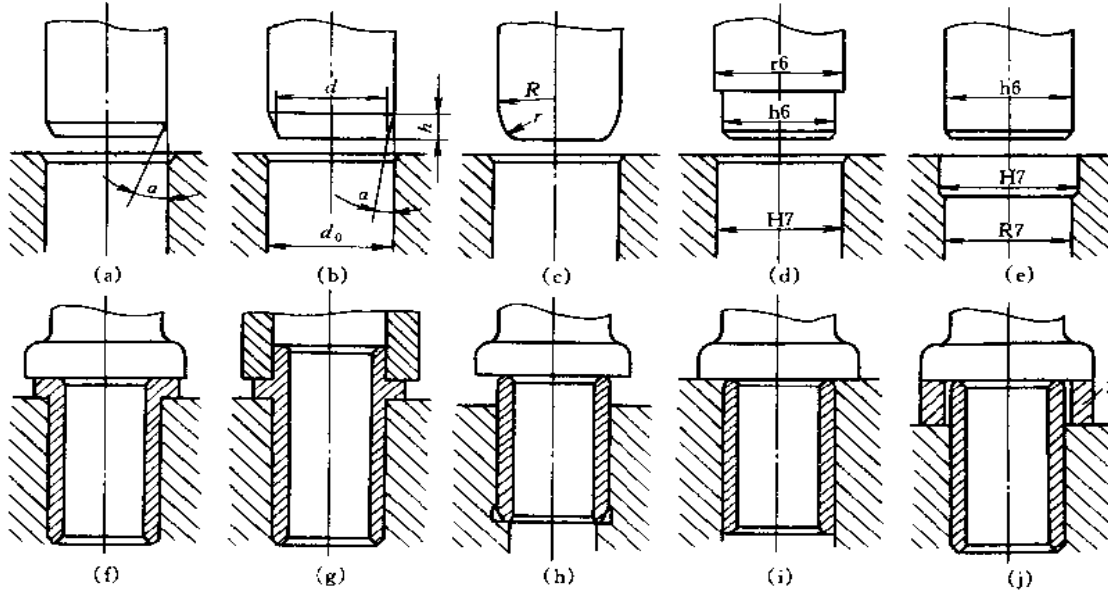


图 1-1-333 压装法时减少联接件挤压的合理结构

- (a) 轴孔做成倒角或倒圆，一般  $\alpha=30^\circ\sim 45^\circ$ ，过盈量大时取  $\alpha=10^\circ\sim 15^\circ$ ；  
 (b) 侧角或倒圆的高度  $h$  值以轴的导入直径  $d$  比孔径  $d_0$  0.1~0.3mm 为宜；  
 (c) 做成变径倒角最佳，但成本高；(d) 做 H7/h6 配合的导入圆柱；  
 (e) 孔的入端做成有配合的导入段；(f)~(g) 将轴做成有凸缘，或孔做成有凸台，以便轴被压入最终位置；(j) 加定高隔环 1 控制压入位置

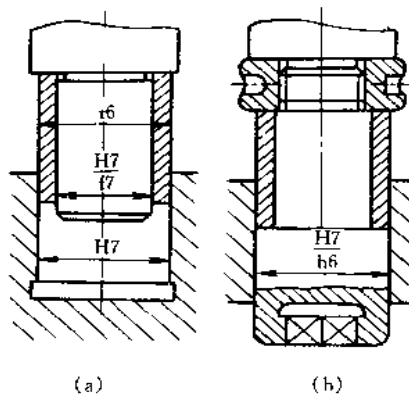


图 1-1-334 压装薄壁套筒

- (a) 加装带凸肩的心棒（配合）；(b) 内插心棒，螺旋法压入

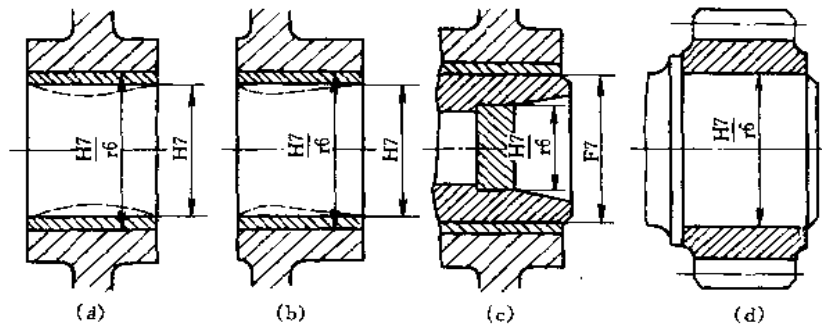


图 1-1-335 压装后的机加工

(a)、(b) 套压入机座孔内，会有变形或收腰形，一般留有 0.02~0.1mm 的绞孔裕量；(c) 当有零件压入轴孔内时，轴的外表面会有桶形变形，因此压入后也需要精加工；(d) 将薄壁齿轮压装于轴上时必须精加工，若不便精加工，则应增加齿轮的壁厚或改用可拆卸的（如键等）固定方法

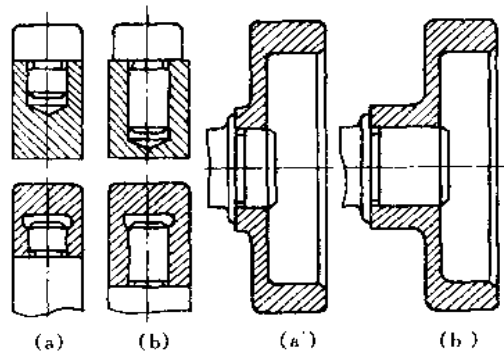


图 1-1-336 过盈联接件的结构改进示例

(a)、(a') 不正确，配合长度过短，壁厚小；(b) (b') 正确

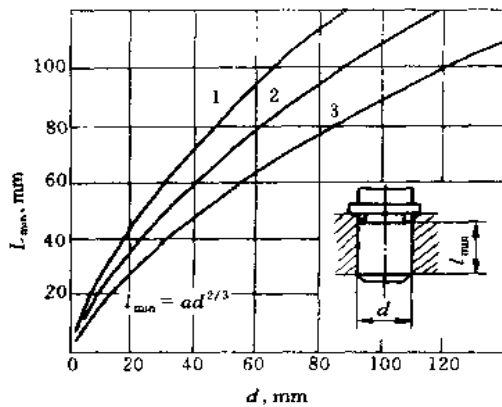


图 1-1-337 过盈联接最小配合长度

$l_{min}$  与直径  $d$  的函数关系

曲线：1—轻金属合金；2—铸铁；3—钢  
计算式中  $a$  值：曲线 1  $a=6$ ；曲线 2  $a=5$ ；曲线 3  $a=4$

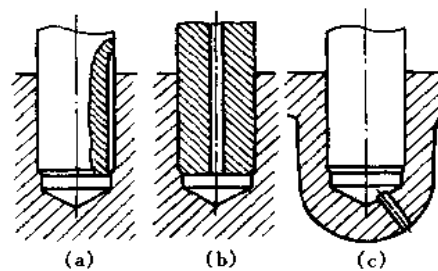


图 1-1-338 非贯通孔压装时的排气措施  
(a) 在压入件上开槽；(b) 压入件钻中心通气孔；  
(c) 包容件孔的下端钻孔

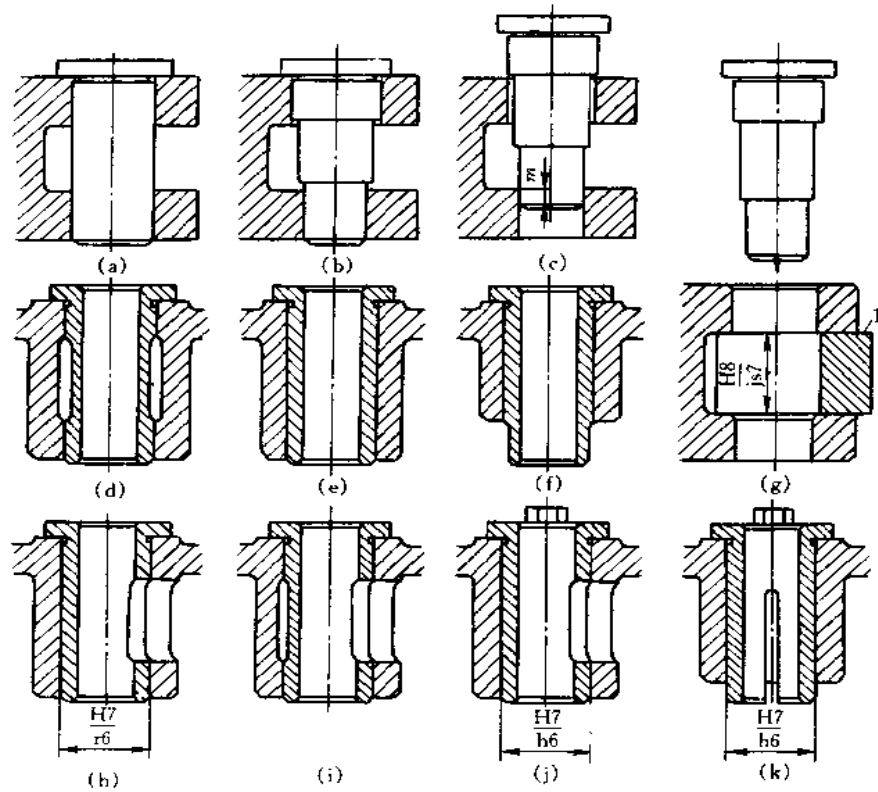


图 1-1-339 过盈配合联接的结构设计示例

(a) 不正确, 压入零件通过第一个压装带后, 会有变形, 很难再装第二个压装带; (b) 采用两个不同直径的压装带, 合理; (c) 先装入下部的压装带 2~3mm 后再进入上面的压装带, 是正确的; (d) 为简化加工, 孔做成两个短的压装带, 但其直径相同则是错误的; (e)、(f) 压装后要铰孔; (g) 在叉形件上压装时, 需在两叉板间垫上马蹄形件 1, 以防止上板弯曲变形; (h) 相配两件均有切口, 压装时有单侧应力产生, 会使轴套切口部分变形, 不合理; (i) 避开切口区, 设两个上下压装带, 有所改进; (j) 接 H7/h6 配合, 用螺栓固定; (k) 取消切口, 若无法取消, 则改用 H7/h6 配合为宜

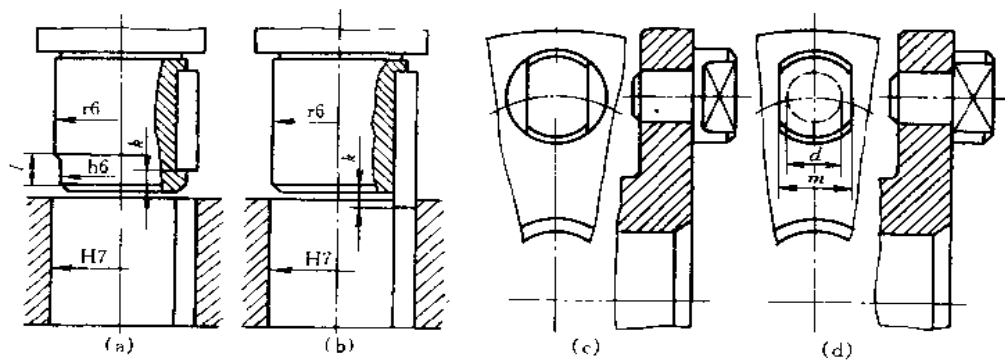


图 1-1-340 压装时零件的角定位

(a) 键槽定位, 且做成一段导入段,  $l > k$ ; (b) 使键突出轴端  $k$ ; (c) 装入件根部有台座, 不便于用导向装置的导向槽定位, 不合理; (d) 装入件无根部台座, 且  $m > d$ , 压装时导向可靠

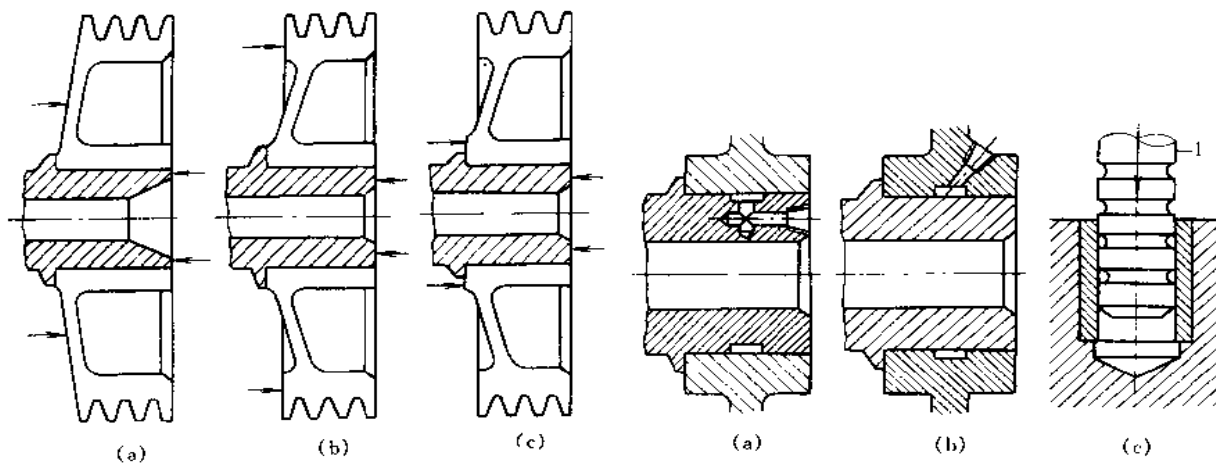


图 1-1-341 考虑方便压出的结构改进示例

(a) 不正确；(b) 改进的；(c) 合理的

图 1-1-342 液力压出示例

(a) 从轴内孔道将压力油送至配合面的环形油槽内；(b) 从轴毂的环形孔道进油；(c) 在轴套空腔内充油，冲击柱塞 1 即可将轴套压出

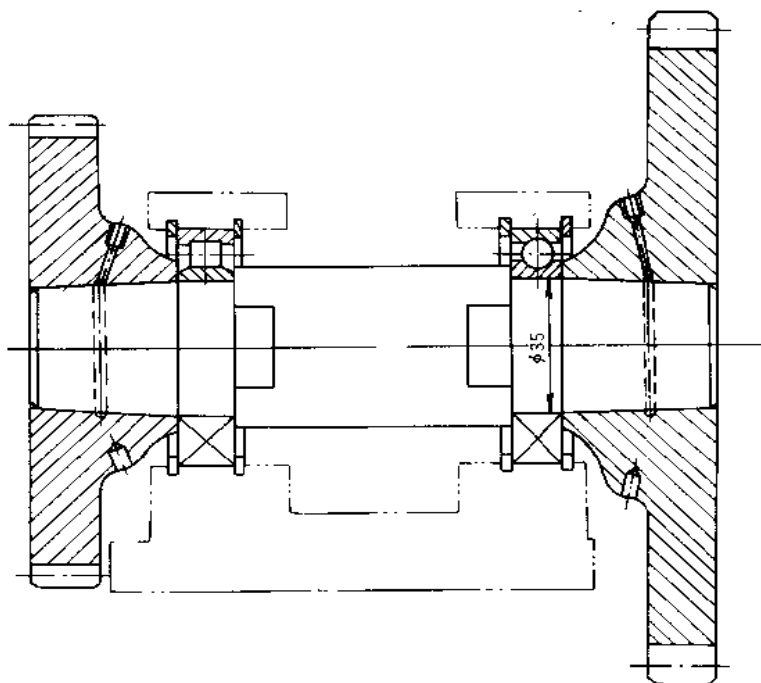


图 1-1-343 机车液压传动箱润滑油泵传动轴组装图

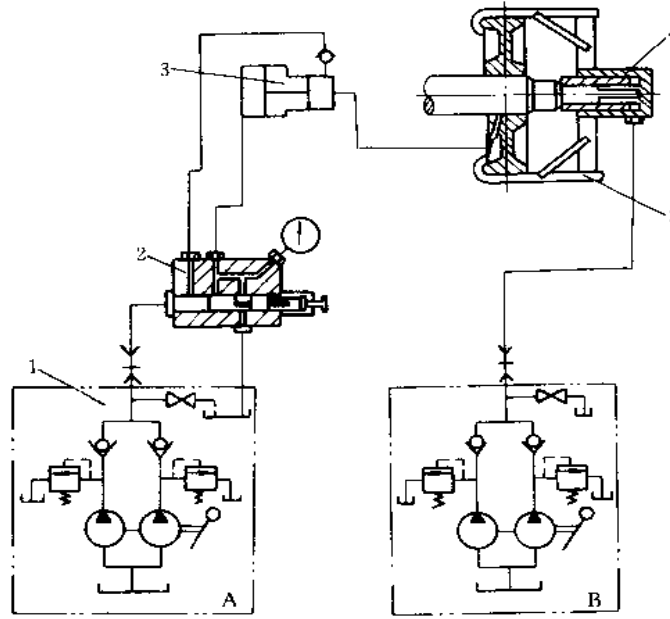


图 1-1-344 ZYC 型油压装拆工具用于圆柱面示意图  
1—手动泵；2—顺序阀；3—增压器；4—空心油缸；5—万用爪

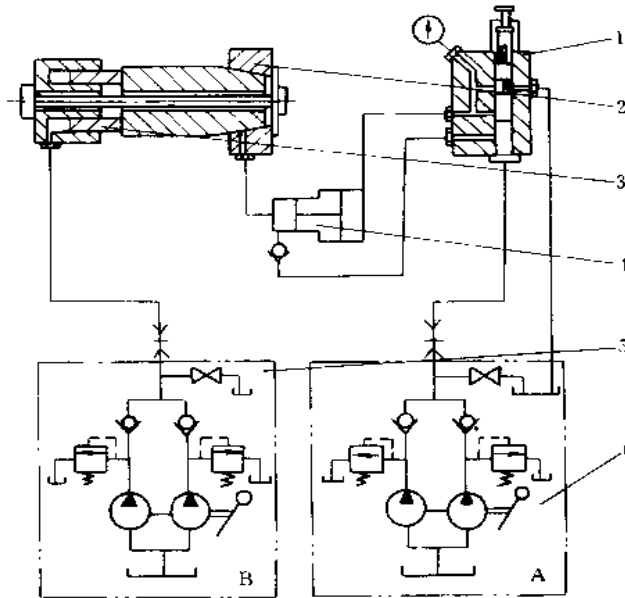


图 1-1-345 ZYC 型油压装拆工具用于圆锥面示意图  
1—顺序阀；2—联接件；3—空心油缸；4—增压器；5、6—手动液压系统

## 12 粘 接

粘接在现代工业中的应用日益普遍，尤以航空工业更为广泛。较薄平板由于受胶接面积的影响极少采用对接，一般采用搭接，而平板较厚时多采用槽接（嵌接），很少采用搭接。

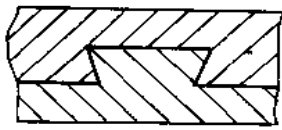


图 1-1-346 胶接与燕尾槽配合

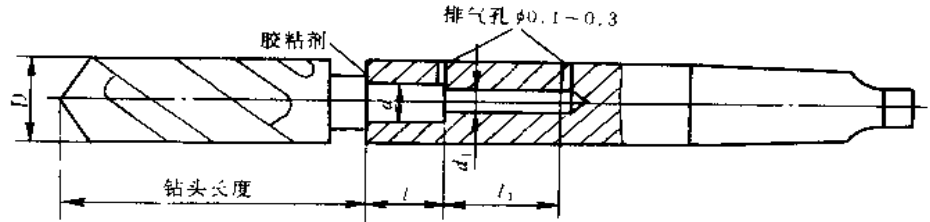
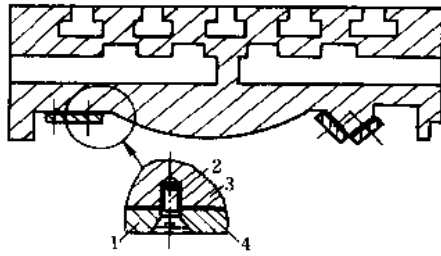
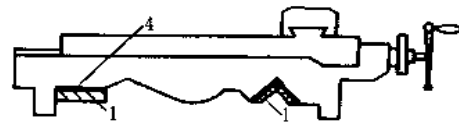


图 1-1-347 胶接接长钻头



(a)



(b)

图 1-1-348 导轨的胶接

(a) 龙门刨床大拖板; (b) 车床走刀架  
1—玻璃钢板; 2—螺钉; 3—导轨; 4—胶粘剂

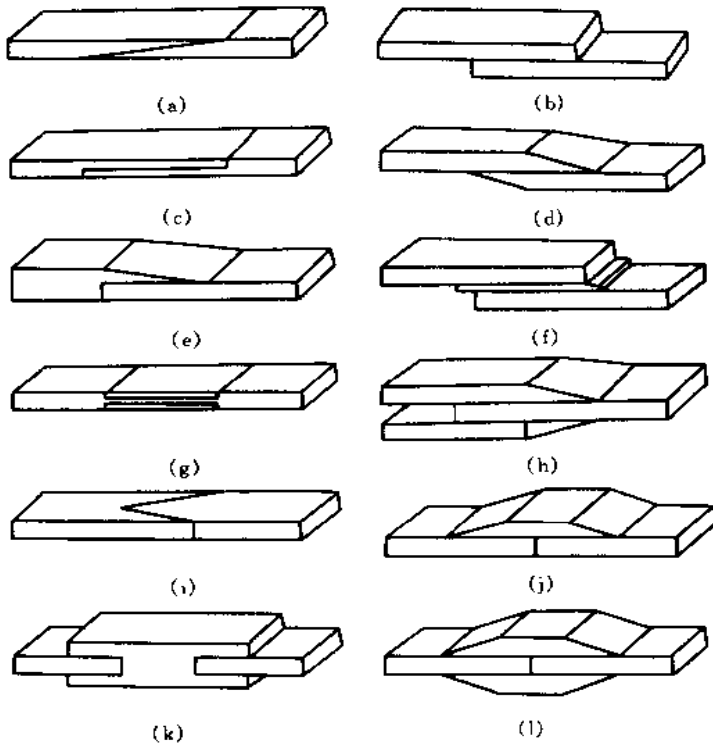


图 1-1-349 较薄板材胶接形式

(a) 嵌接; (b) 单面搭接; (c) 双对接; (d) 斜面搭接; (e) 搭对接;  
(f) 搭接 (加强); (g) 双盖板嵌接; (h) 双面搭接; (i) V形嵌接;  
(j) 单面搭板; (k) 插嵌接; (l) 双面搭板

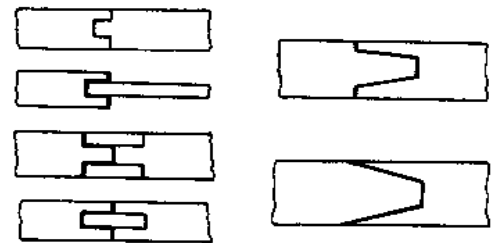


图 1-1-350 较厚板材胶接形式



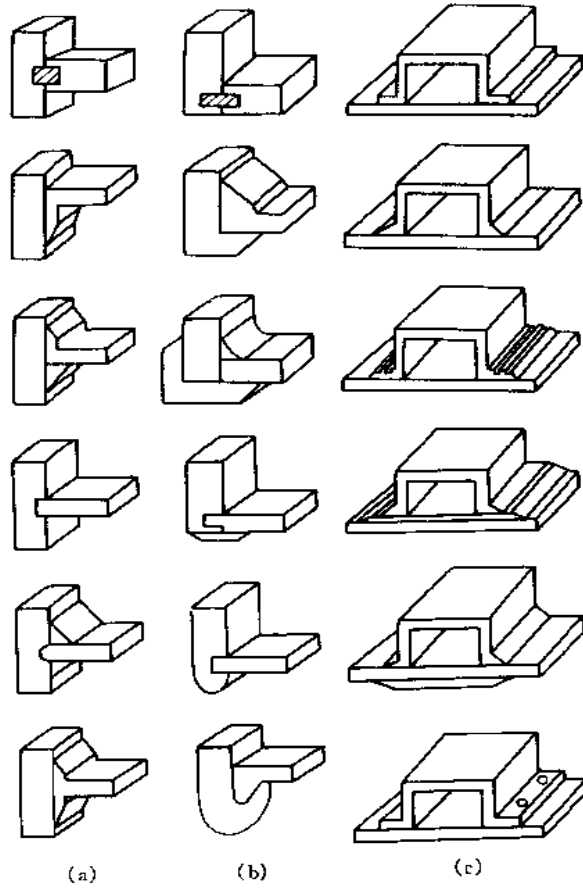


图 1-1-351 几种常用胶接形式  
(a) T型; (b) L型; (c) 口型

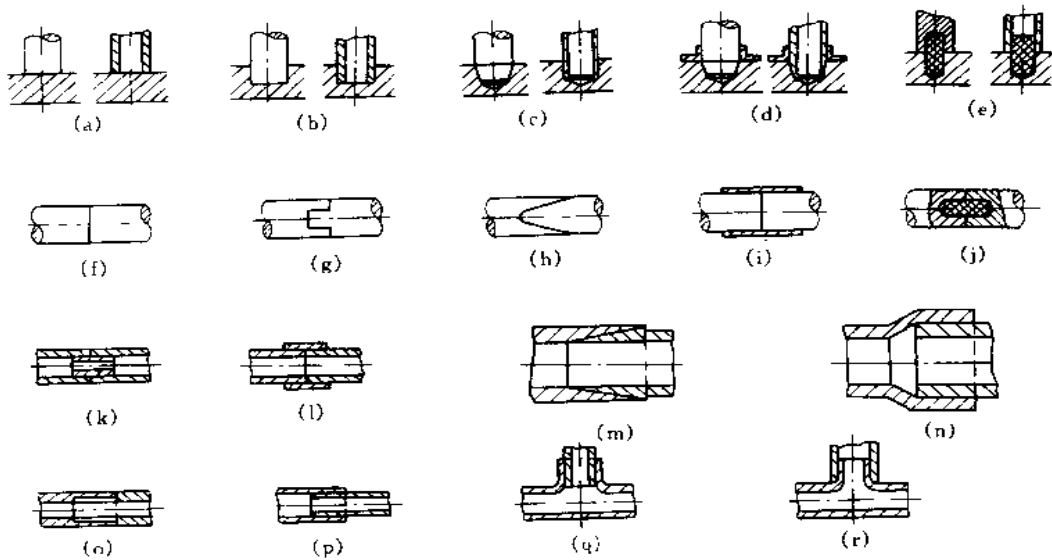


图 1-1-352 棒、管的接头形式  
(a) 不好; (b) 稍好; (c) ~ (e) 好; (f) 不好; (g) 稍好; (h) ~ (j) 好; (k) 不好; (l) 稍好; (m) ~ (r) 好

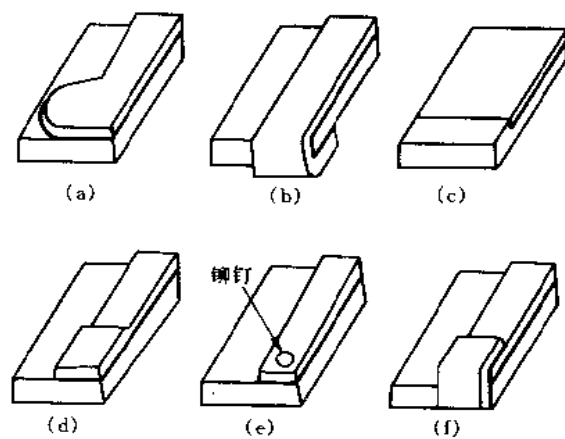


图 1-1-353 平面胶接的防剥离措施  
(a) 增加胶接面积；(b) 卷边；(c) 嵌入；(d) 增加刚度；(e) 加机械加强件；(f) 加包角板

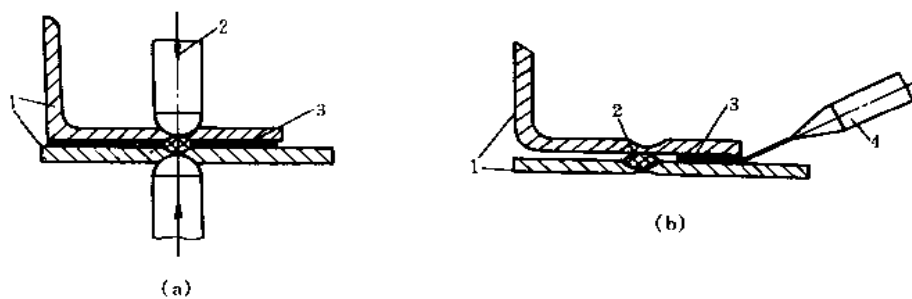


图 1-1-354 胶接与点焊相结合的工艺示意图  
(a) 先涂胶后点焊；1—工件；2—电极；3—胶粘剂  
(b) 先点焊后灌胶；1—工件；2—焊核；3—胶粘剂；4—涂胶笔

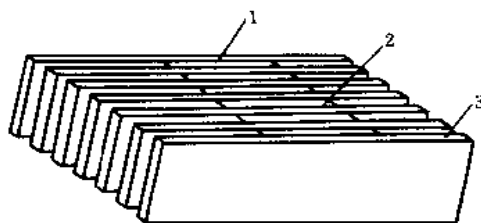


图 1-1-355 用钢板叠合胶接制作 3000t 油压机台面示意图  
1—胶接面；2—短钢板；3—长钢板

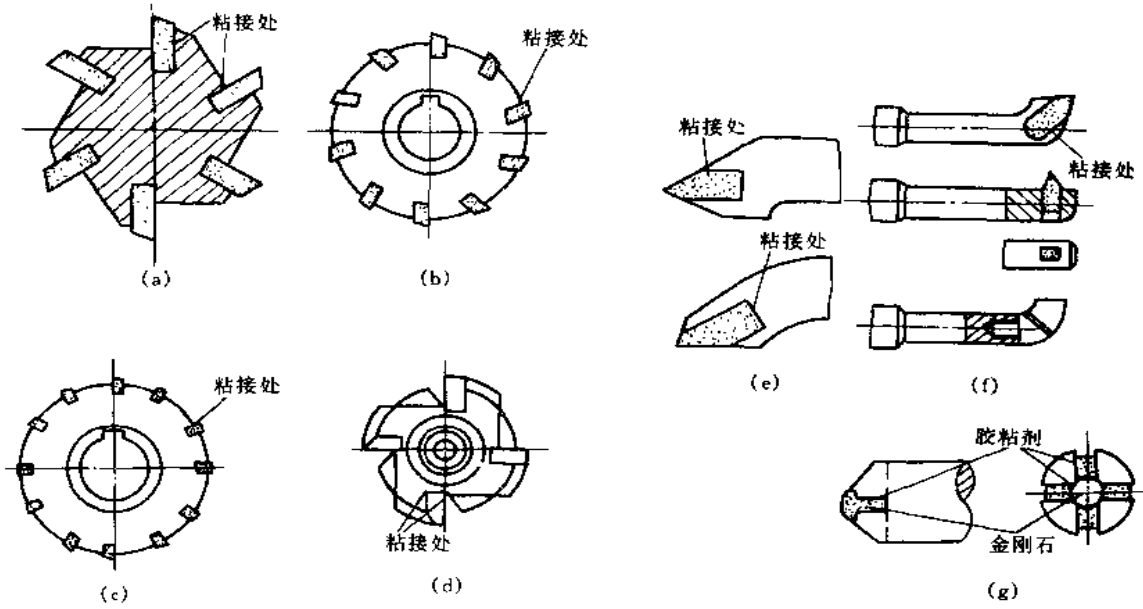


图 1-1-356 几种铰刀、铣刀的胶接  
 (a) 铰刀的胶接；(b) 错齿三面刃铣刀胶接；(c) 直齿三面刃铣刀胶接；(d) 三面刃铣刀胶接；(e) 陶瓷刀具；  
 (f) 硬质合金车刀；(g) 金刚石刀具

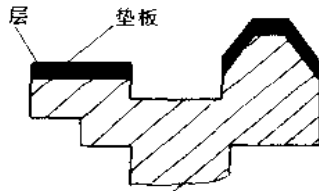


图 1-1-357 机床导轨修复胶垫板示意图  
 垫板材料采用铸铁板、玻璃纤维层压板及尼龙板等

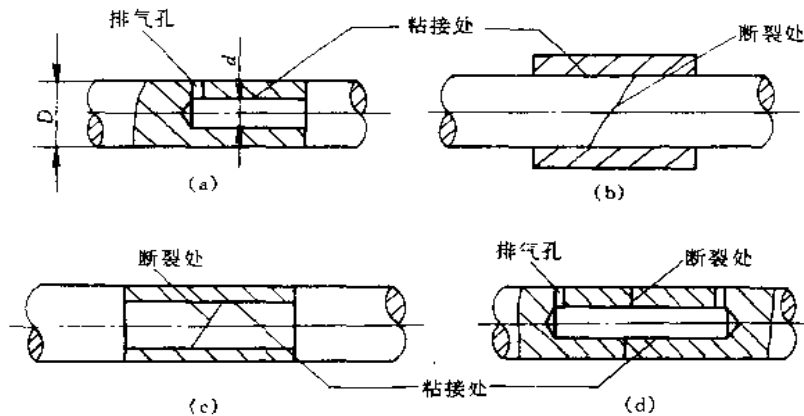


图 1-1-358 几种断轴的胶接结构形式  
 (a) 一端车小，另一端加工孔与之配合；(b) 在原断轴外面镶套；(c) 两端车小再用套管粘接；  
 (d) 两端打孔，中间插入销轴粘接

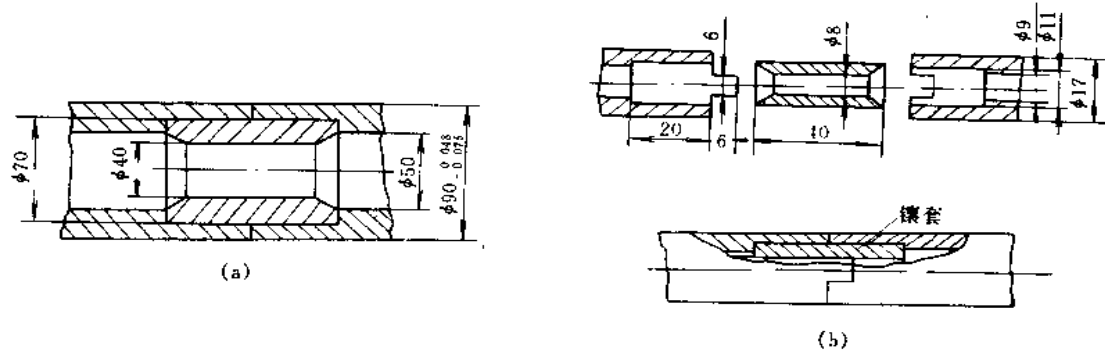


图 1-1-359 空心杆接长粘接结构  
(a) 深孔锤杆粘接, (b) 深孔钻杆粘接

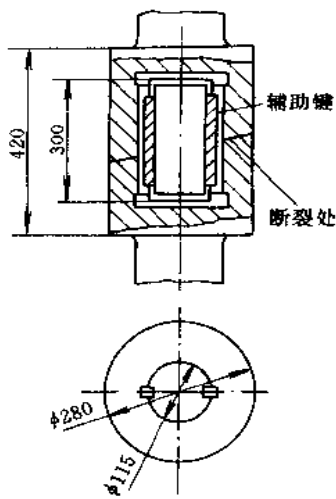


图 1-1-360 铝轧机主动  
辊粘接方法示意图

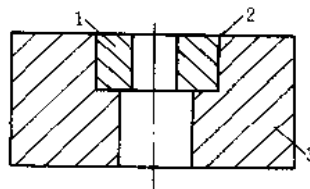


图 1-1-361 落料模胶接  
1—凹模; 2—胶接剂; 3—凹模定板

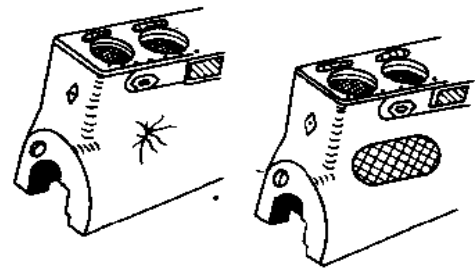


图 1-1-362 发动机气缸体  
裂缝的胶补  
(a) 机体辐射状冻裂; (b) 胶补后机体

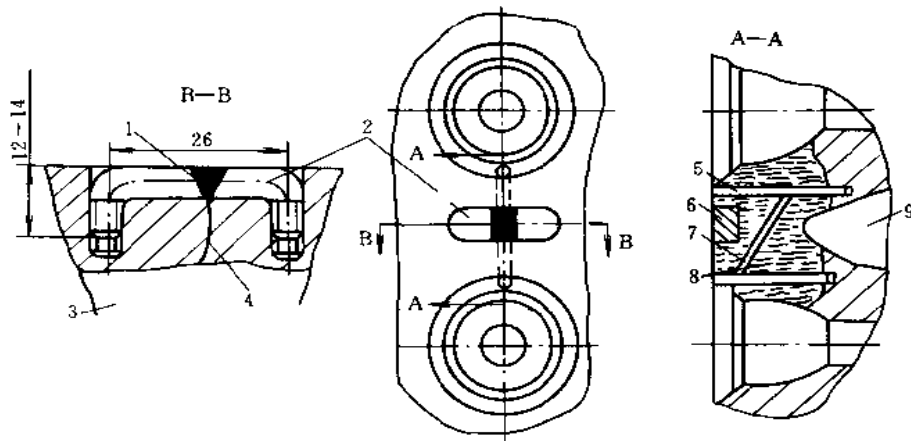


图 1-1-363 东方红-54 缸盖裂缝的胶-机械结合修复  
1—焊缝; 2—螺丝码钉; 3—水套; 4—裂纹; 5—垂直钉; 6—螺丝码钉; 7—横斜钉; 8—裂纹断面; 9—水套

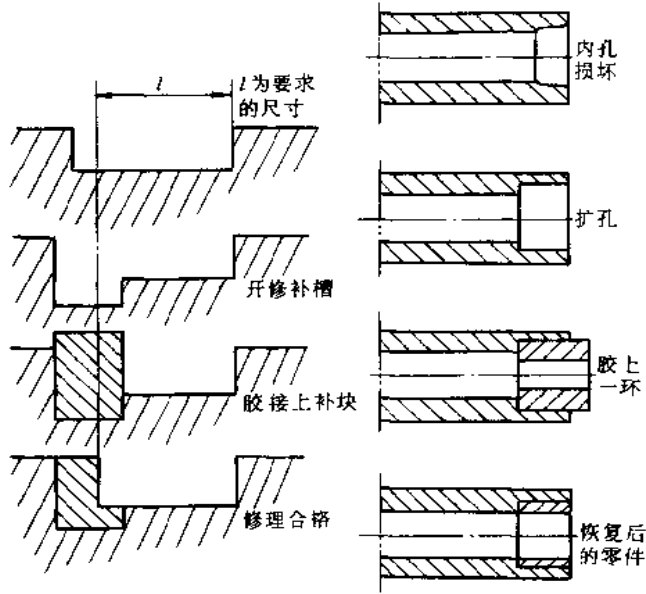


图 1-1-364 铸件恢复零件尺寸

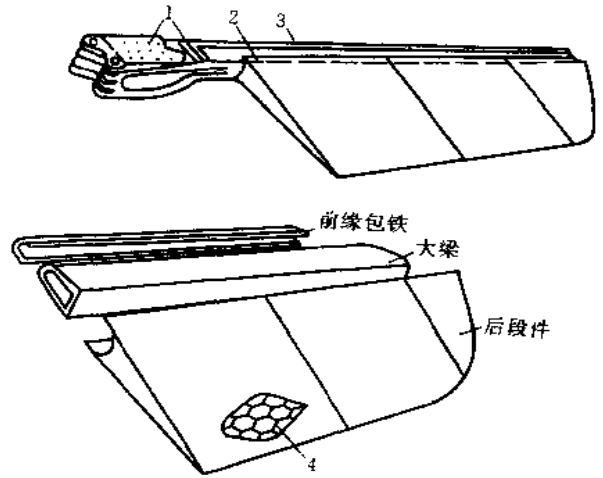


图 1-1-365 飞机的胶接旋翼  
1—梳状接头与大梁胶接；2—后端件与大梁胶接；  
3—前缘包铁与大梁胶接；4—胶接蜂窝结构

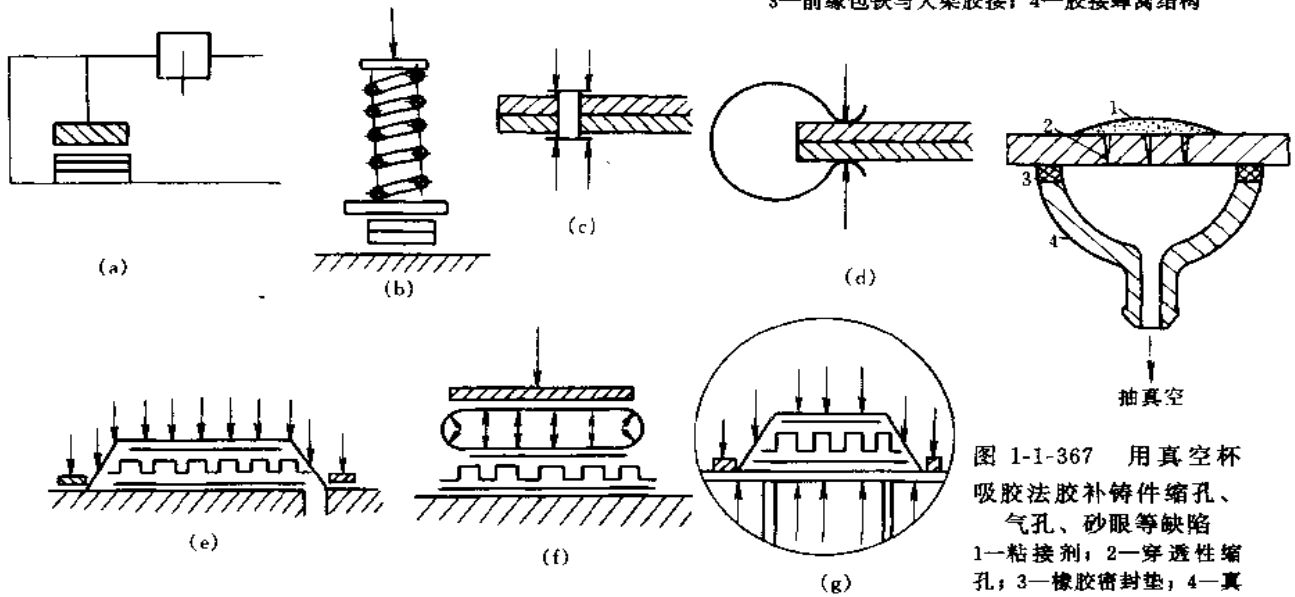


图 1-1-367 用真空杯吸胶法胶补铸件缩孔、气孔、砂眼等缺陷  
1—粘接剂；2—穿透性缩孔；3—橡胶密封垫；4—真空杯

图 1-1-366 胶接件的各种加压方法

(a) 杠杆加压器；(b) 弹簧加压器；(c) 铆钉加压器；(d) 弓形加压器；(e) 真空袋法；  
(f) 密封加压器；(g) 热压罐

### 13 管道联接

管道联接按其直径大小和压力不同采用不同的联接形式。

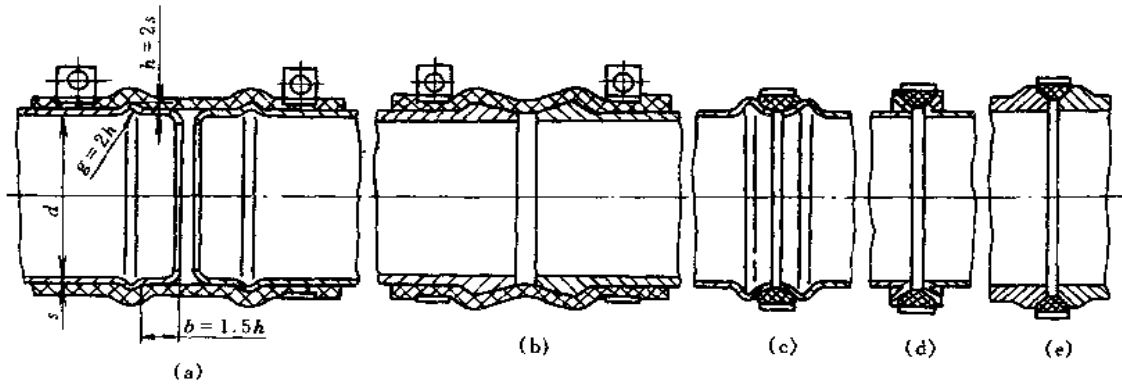


图 1-1-368 柔性软管接头联接

(a)、(b) 管子端成圆形或锥形口，且有外凸缘，有利于套入和联接可靠；(c)、(d)、(e) 用弹性环或管箍联接，用于要求刚性固定的场合，要求较高的同心度

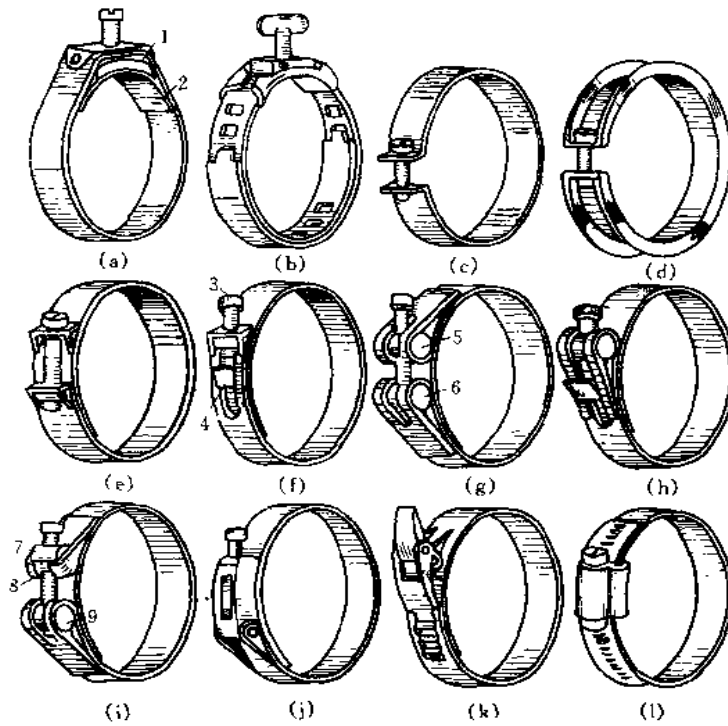


图 1-1-369 联接软管的管箍

(a) 封闭型，通过拧紧螺钉，压下活动块 1 用垫片 2 压紧两管联接处，紧固力不均匀，用于轴向有移动的管道；(b) 管箍圈的大小可以调整，紧固力较均匀；(c) 开口型管箍，因为箍带头在紧固时外弯，在螺栓部位的软管不能获得强力紧固；(d) 管箍的夹紧件冲压成翻边形式以增强刚性；(e) 箍带端焊接刚性大的螺栓联接台座，以增加紧固力；(f) 一端装螺钉 3，并开一长孔，另一端焊凸块 4，并穿过长孔，拧紧螺钉 3 即可紧固管道，装卸方便；(g) 螺钉穿过件 5 的光孔与件 6 的螺孔联接，拧动拉紧螺钉即可将箍收紧达到联接作用，因为件 5、6 在拉紧过程中可以自如转位，因此螺钉不会受到弯曲应力，只受拉应力作用；(h) 结构与上述类似，使用压紧螺钉紧固；(i) 快速装卸结构，螺钉与件 7 为左螺纹联接，钉头插入件 9 的盲孔内，正拧几圈即可收紧，反拧几圈即可使件 7 从件 8 中脱出，按箭头方向扳倒即可拆开联接；(j) 结构类似 (i)，采用压紧螺钉；(k) 用连杆机构紧固；(l) 用固定于管箍一端的螺钉与另一端的螺旋切口啮合的结构，拧动螺钉即可达到紧固作用

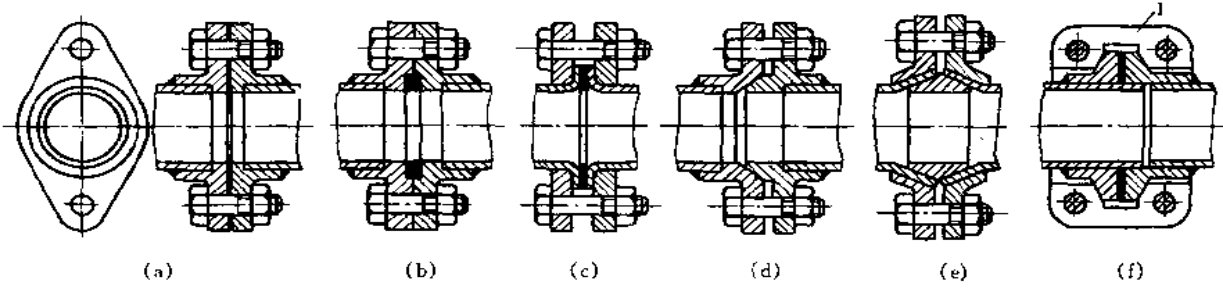


图 1-1-370 管道的法兰联接 (用于大直径管道)

(a)用垫片密封;(b)用密封圈密封;(c)管子翻出凸缘,用活套法兰联接;(d)锥面配合密封;(e)用双锥面隔套密封;  
(f)用开有梯形槽的剖分式活接头 1 拧紧在法兰的锥面上

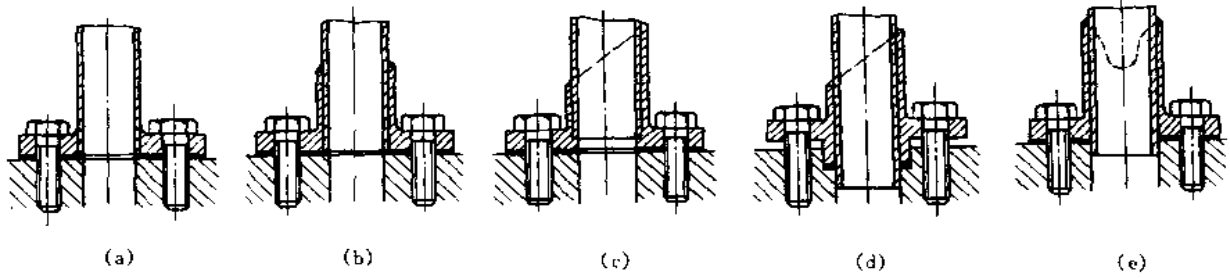


图 1-1-371 管道与机体的法兰联接

(a) 平面法兰, (b) 套筒形法兰, 提高强度和刚性; (c) ~ (e) 法兰的套筒做成斜口和曲线口以增加焊接强度

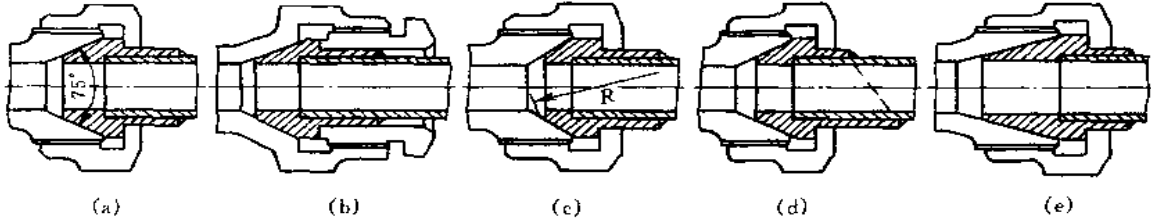


图 1-1-372 外锥管接头

(a) 采用外活套螺母, 轴向尺寸小, 但径向尺寸大; (b) 采用内活套螺母, 轴向尺寸大而径向尺寸小; (c) 球形密封面, 且具有自动对中性能; (d) 接头有斜口, 可增强焊缝强度; (e) 锥角  $30^{\circ}\sim 40^{\circ}$ , 适用于高压

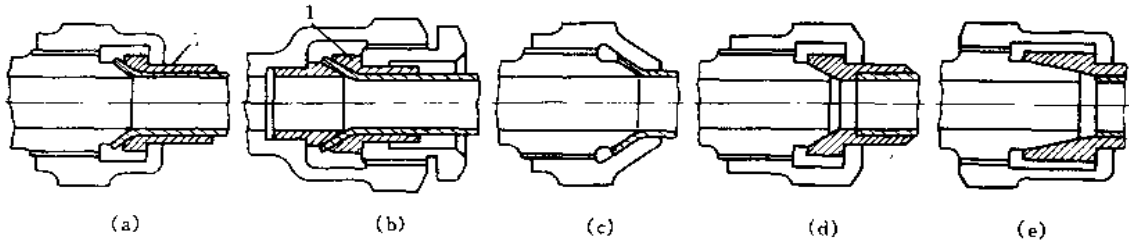


图 1-1-373 内锥管接头

(a)、(b) 通过接头 1 用活套螺母联接; (c) 无接头, 直接用活套螺母的内锥与接管口的外锥面接合; (d)、(e) 管接头与接管焊接在一体

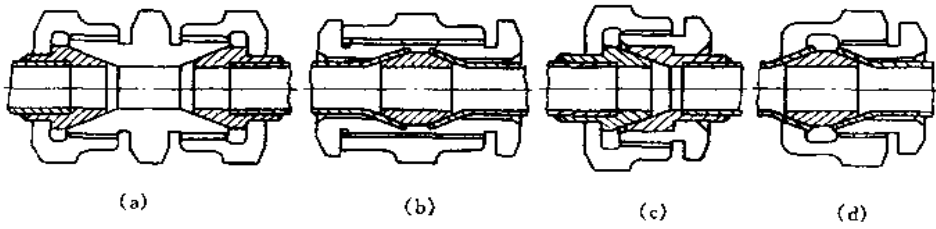


图 1-1-374 用管接头实现直线管道联接

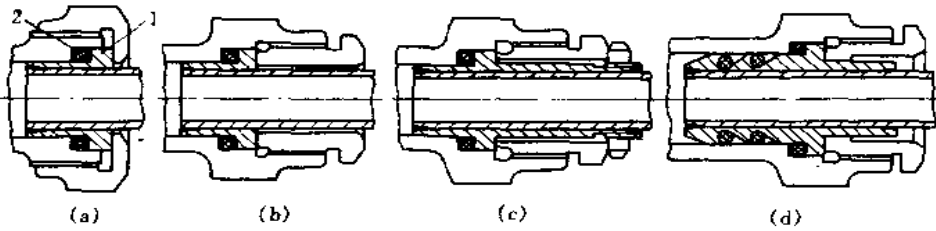


图 1-1-375 高压管接头联接

(a) ~ (c) 管接头 1 用青铜合金钎焊在无缝钢管上, 用胶圈 2 或铅、退火紫铜等软金属材料密封; (d) 密封圈在管接头的楔形槽内, 在压力作用下有良好的密封效果

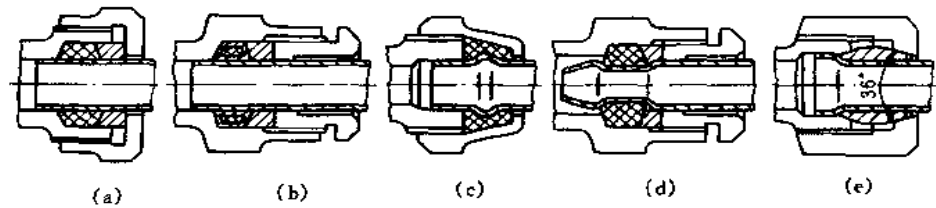


图 1-1-376 填料密封管接头

(a) 用管接头直接挤压填料密封; (b) 将密封填料包容在纯铅或纯铜软金属内; (c)、(d) 将填料装在管子特制的波棱和罐颈部位; (e) 用小锥角 (约  $36^\circ$ ) 双锥体套管代替填料

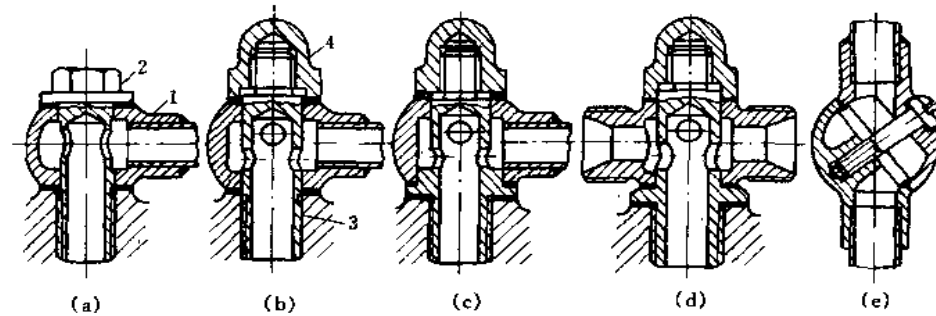


图 1-1-377 转动管接头联接

(a) 管接头 1 为有上下截面的空心球体, 空心螺杆 2 上有若干径向孔, 与接头 1 连通; (b) 空心杆 3 制有双头螺纹, 用罩形螺母 4 拧紧; (c) 管接头的内腔做成敞开式, 方便加工; (d) 多通联接 (实际不超过 4 通道); (e) 直通式



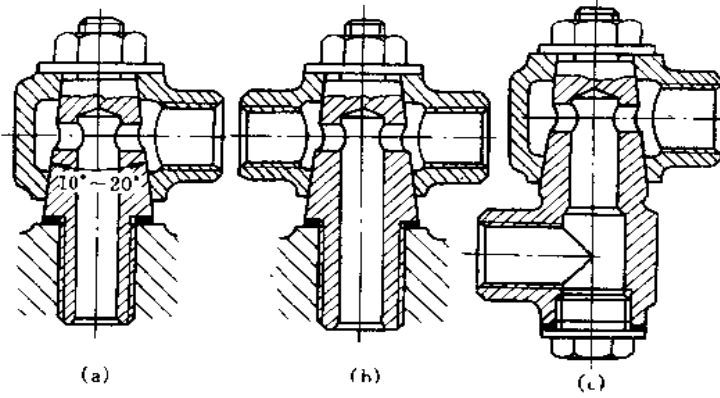


图 1-1-378 锥形管接头  
(a)、(b) 用锥面密封，锥角  $10^{\circ} \sim 12^{\circ}$ ；(c) 两通道的相错角度可以调节

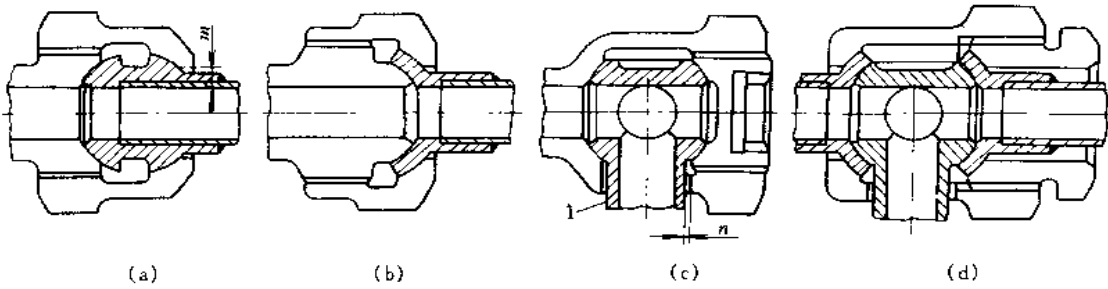


图 1-1-379 球形管接头联接  
(a) 球形管接头允许在间隙  $m$  值范围内有联接角度；(b) 双球面接合可以减小轴向尺寸；(c)、(d) 允许接头 1 在间隙  $n$  值的范围内有一定的倾斜，并且可以将管道安装在与接头中心线垂直的平面内的任何一个位置

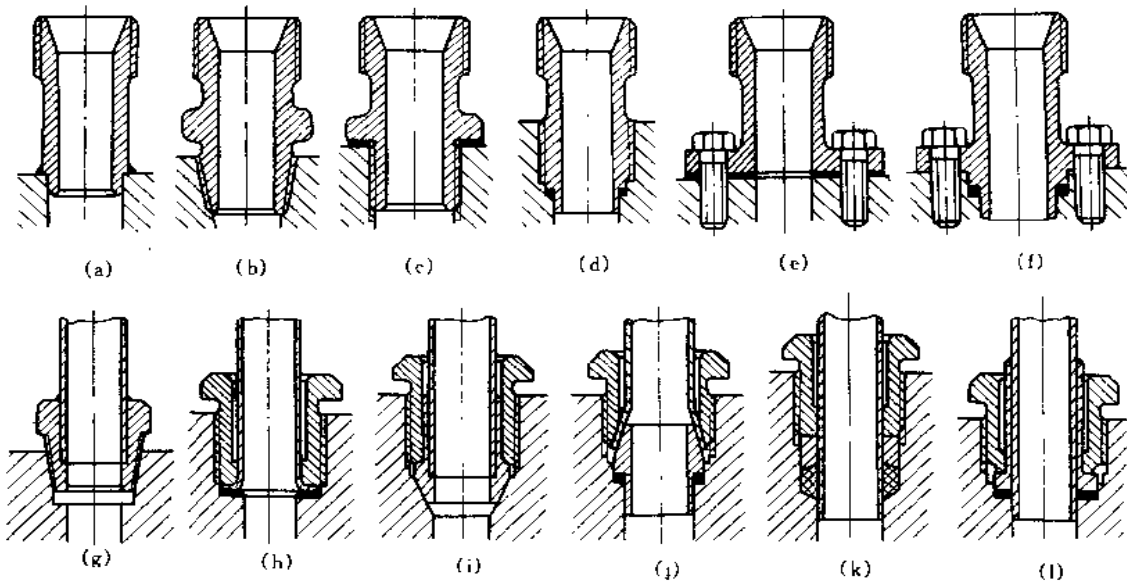


图 1-1-380 管路与机体的联接  
(a) 直接焊在机体上；(b) ~ (d) 螺纹联接；(e)、(f) 法兰联接；(g) 用焊接管接头拧入机体；(h) ~ (l) 用管接头螺纹联接，其中 (l) 用于高压

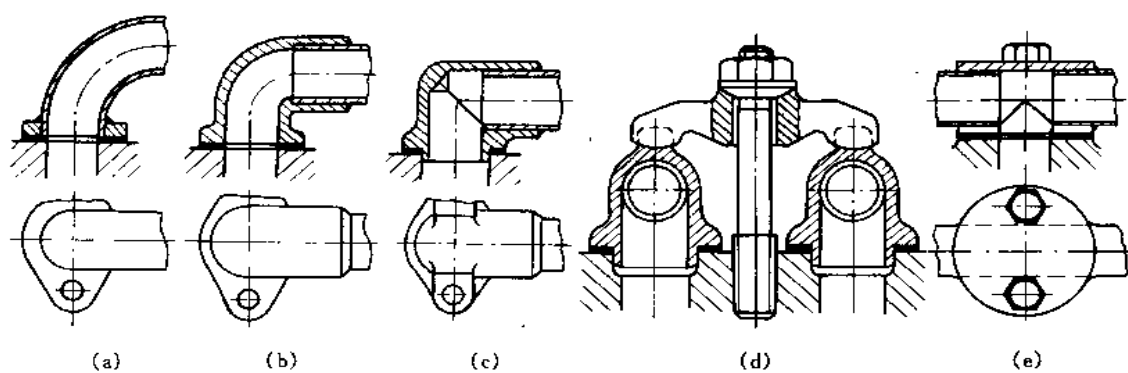


图 1-1-381 弯角管道联接

(a) 法兰联接(直接弯管); (b)、(c) 用弯管带法兰联接; (d) 两条平行管道的弯管接头用一个十字臂紧固在机体上;  
(e) 夹盘联接并固定到机体上

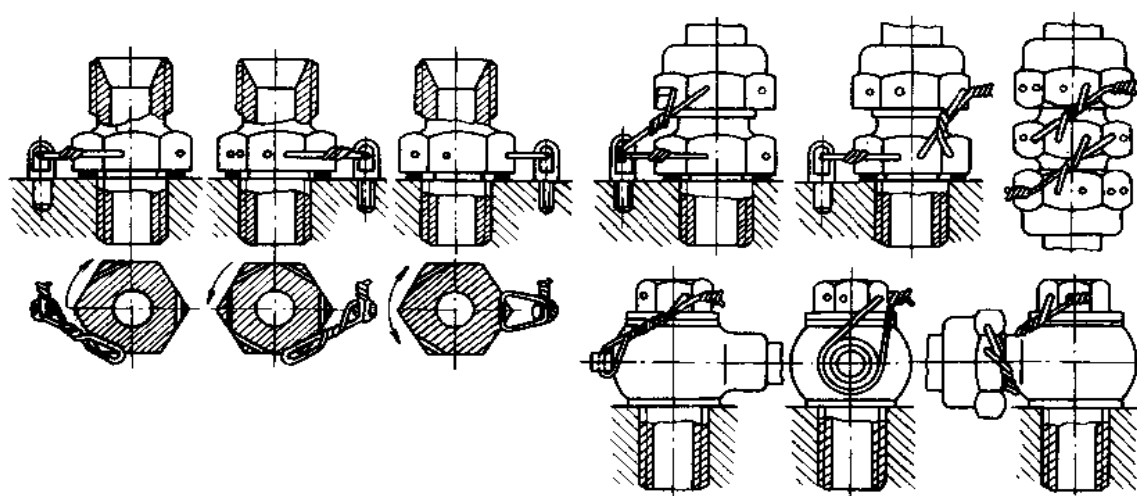


图 1-1-382 管接头联接的防松

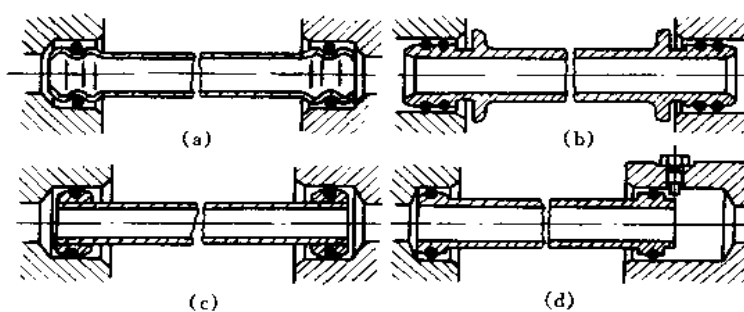


图 1-1-383 机体内管道的连通

(a)、(b) 连通管两端用耐油胶圈或合成材料应密封圈密封; (c) 管头做成球形, 可以补偿两个通道的不同心度; (d) 右端的较深孔座是为了在机体组装好的情况下便于装配此连通管而设置的, 螺钉用作轴向定位

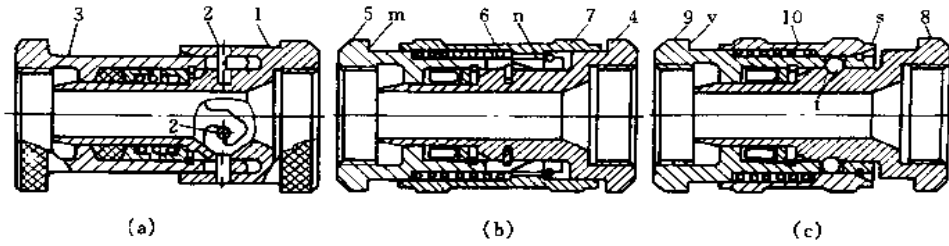


图 1-1-384 快速接头

(a) 卡钩式；将接管 1 的销子 2 推入接管 3 的卡钩间的槽内，顺时针转动使销子进入卡钩，由弹簧将接头锁住；内接管 1 左推，反时针转动，销子从钩中脱出，管接头脱开；填料密封；(b) 弹簧卡圈式；内接管 4 外表面装的弹簧卡圈 6 与外接管 5 的环形槽相嵌并由弹簧锁住，实现联接；推动外套管 7 至外接管 5 的台肩 m 处，件 7 上的楔形块 n 压下弹簧卡圈，脱开接管；皮碗密封；(c) 钢珠式；外接管 9 钻有若干径向孔，装有钢珠，内接管 8 外表面开有环形槽 t，钢珠再由弹簧作用下的活动套管 10 推入环形槽 t 内，并锁住，完成联接；推动件 10 至 v 处，钢珠相对位移至件 10 的 s 处，从而脱开接管；皮碗密封

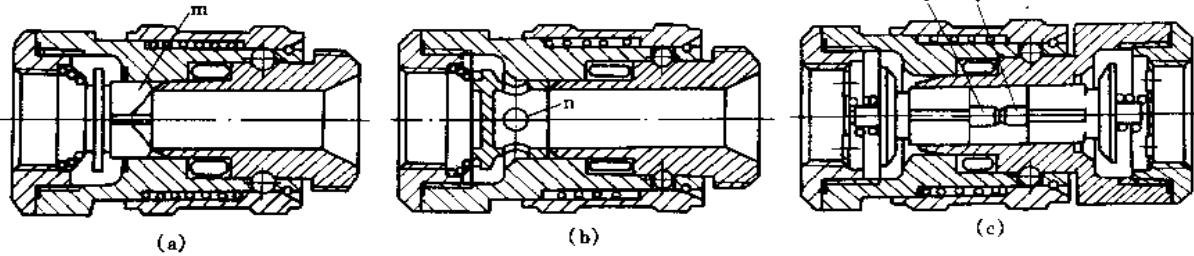


图 1-1-385 自截型快速接头

(a) 单管路自截型，接头装好后，接管端部通过推动阀门的导向尾部 m 将阀门开启，拆开接头，阀门在弹簧的作用下关闭通路截断；(b) 采用有径向孔 n 的锥形阀；(c) 双管路自截型，接头连接后，两端的尾部 s 和 t 相顶而使阀开启，拆开时阀在弹簧作用下关闭，自动截流

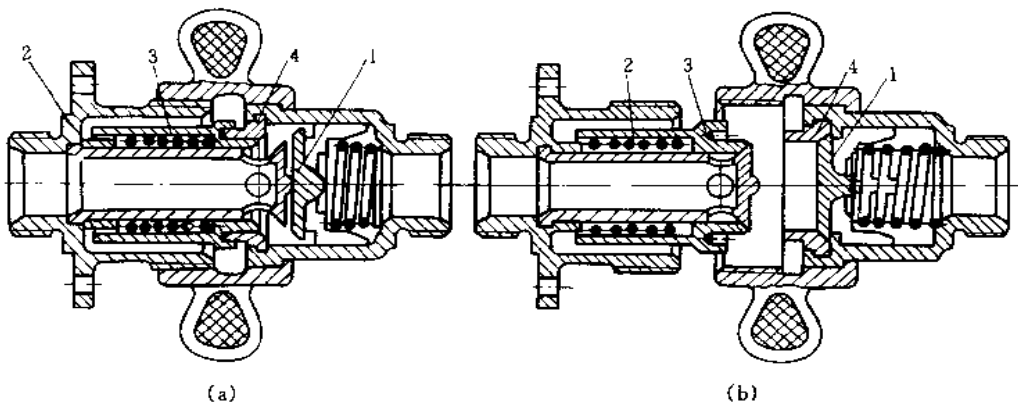


图 1-1-386 自截型活接头

(a) 联接状态；(b) 脱开状态

当两个接管用活螺套联接在一起时，阀 1、阀 2 分别离开活动阀座 3 和固定阀座 4，两管接通；拧开活接头后，两阀门关闭，自动截流

## 14 联接中的定心设计

联接中定心精度直接影响到设备装配质量和设备运转性能，所以适当提高定心精度是联接结构的设计原则之一，如何保证定心的可靠性和精度可参考以下结构设计示例。

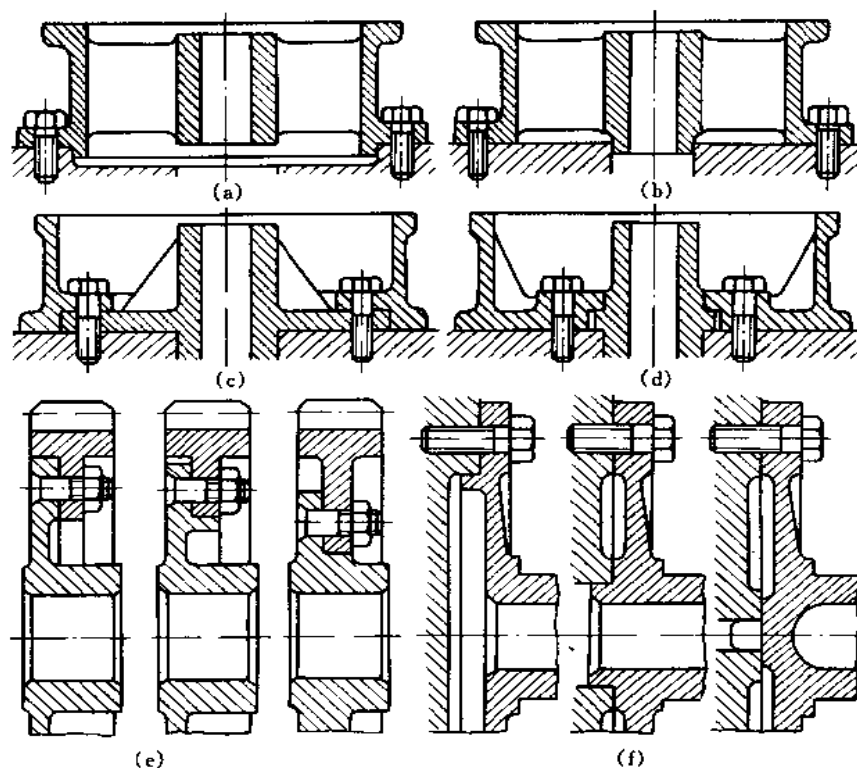


图 1-1-387 减小定心直径

(a)、(c) 一般结构；(b)、(d) 分别对 (a)、(c) 的改进；(e) 定心直径由大变小；(f) 按 H8/h7 配合定心，大直径  $\phi 200$  的最大间隙为 0.12mm，改为小直径  $\phi 14$ ，最大间隙可减至 0.045mm，相当于大直径的 1/3，定心精度显著提高，并实际上变成不受温度影响

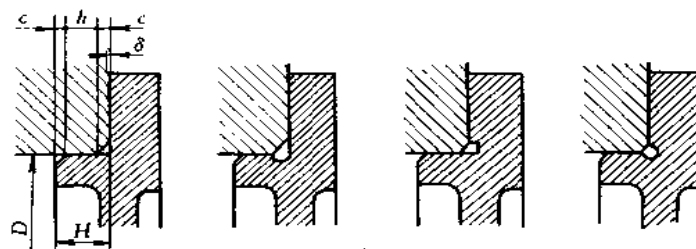


图 1-1-388 定心带长度的确定

|               |                       |                       |                     |                       |                     |
|---------------|-----------------------|-----------------------|---------------------|-----------------------|---------------------|
| 定心直径 $D$ , mm | 至 100                 | 100~200               | 200~300             | 300~500               | 500 以上              |
| 定心带长 $h$ , mm | 3~4                   | 4~5                   | 5~6                 | 6~7                   | 7~8                 |
| 倒角 $c$ , mm   | $0.5 \times 45^\circ$ | $0.8 \times 45^\circ$ | $1 \times 45^\circ$ | $1.5 \times 45^\circ$ | $2 \times 45^\circ$ |

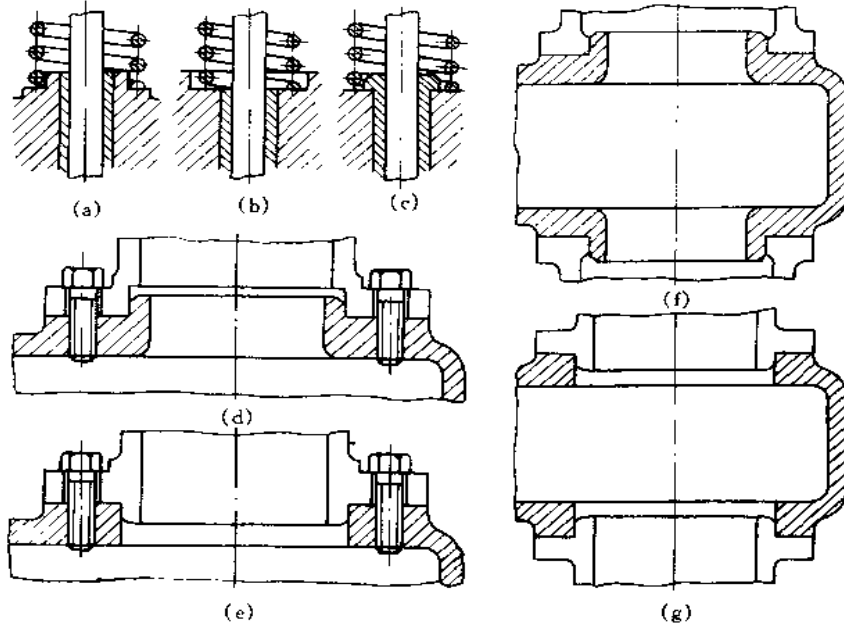
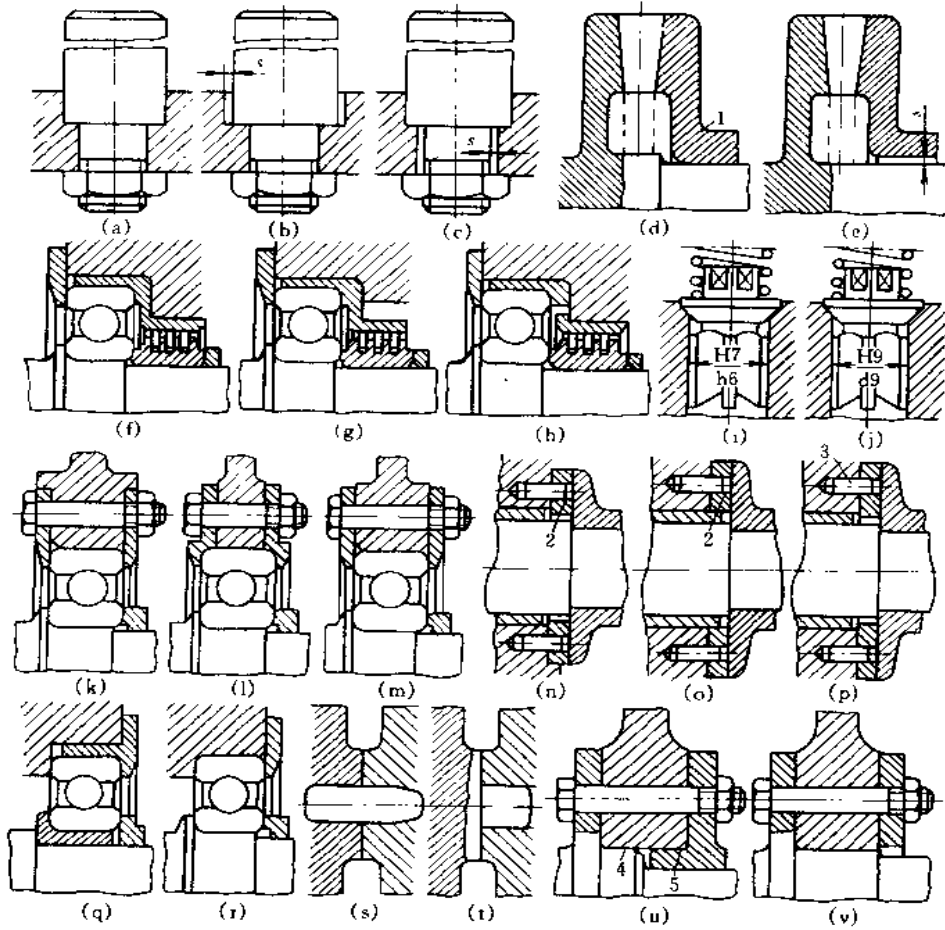


图 1-1-389 定心面的合理布置  
 (a)、(d)、(f) 不正确；(b)、(c)、(e)、(g) 正确



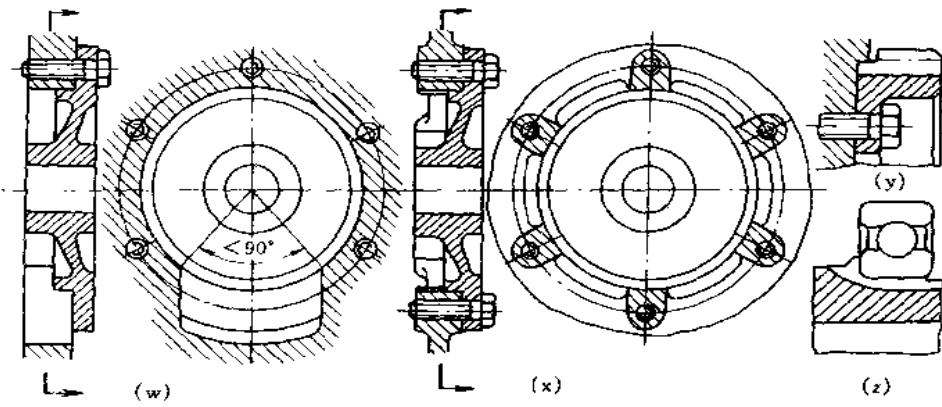


图 1-1-390 定心结构示例

(a) 两个定心面, 不妥; (b)、(c) 只用一个定心面, 另一个面可保证有间隙, 正确; (d) 凸缘 1 右轴上的定心是多余的; (e) 正确的; (f) 安装轴承的轴套有两个定心面, 不合理; (g)、(h) 是相对 (f) 的改进, 合理; (i) 按 H7/h6 配合安装阀芯尾部会妨碍锥面定心, 影响阀芯与阀座的密封配合, 不合理; (j) 选用 H9/d9 配合, 既可对阀芯起导向作用, 又可使阀芯在阀座中自动对中, 合理; (k)、(l) 两侧挡板的定心不必要; (m) 对 (l) 的改进, 只用螺栓固定即可; (n)、(o) 止推垫圈 2 无必要定心; (p) 只用定位销 3 来固定垫圈的位置, 防止其转动即可; (q) 多余一个轴套的定心面; (r) 对 (q) 的改进减少了定心面, 正确; (s) 用圆柱销定位, 配合的不精确度为两个定心面误差之和; (t) 要求定心高的部件, 可以将定心棒与其中一个零件做成一体, 从而减少一个定心面; (u) 两处定心 (4 与 5), 其中必有一处是虚假的或对另一定心起破坏作用; (v) 改零件在轴上定心, 而圆盘采用活塞结构, 合理; (w) 定心圆周的圆周角不得小于  $270^\circ$ , 并且要有足够的刚度; (x) 可按数个凸耳定心, 但凸耳数不得少于 3 个, 且必须按圆周对称均匀分布; (y) 按齿定心; (z) 按花键定心

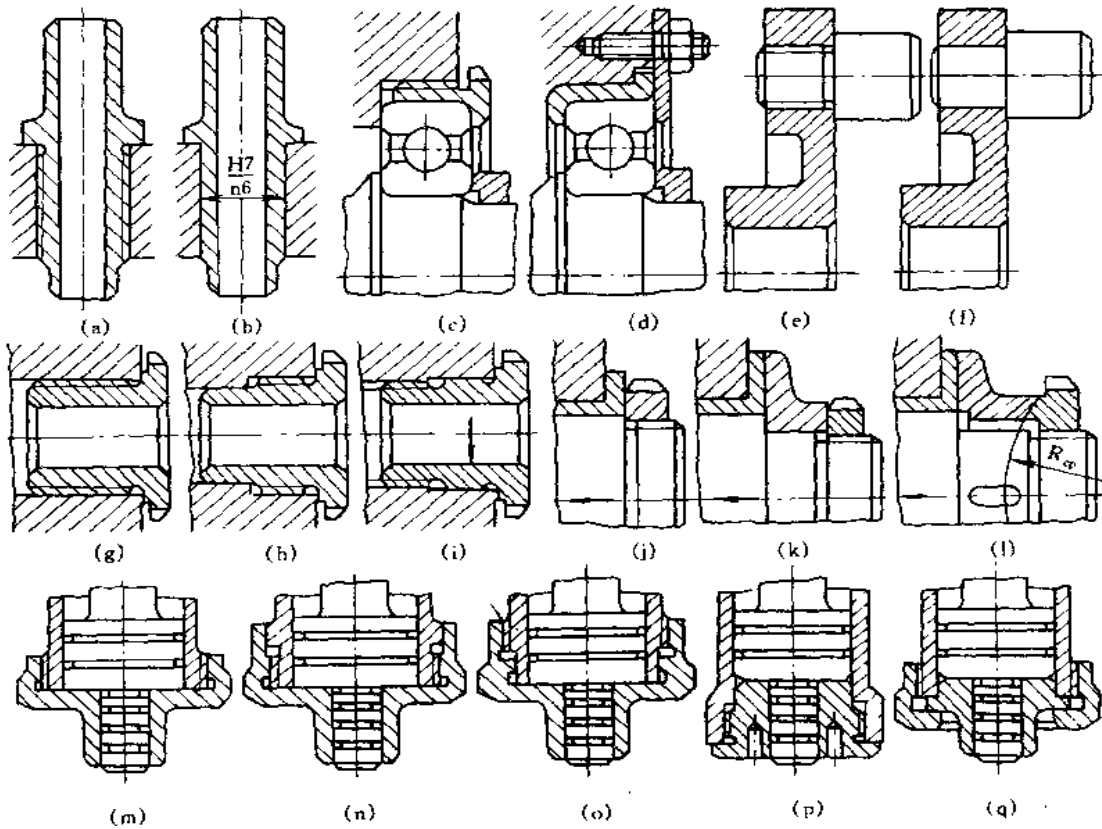


图 1-1-391 螺纹联接中定心结构设计改进示例

(a)、(c)、(e)、(g)、(m) 为不合理结构; 其余有所改善, 其合理性依序递增

## 第 2 章 轴

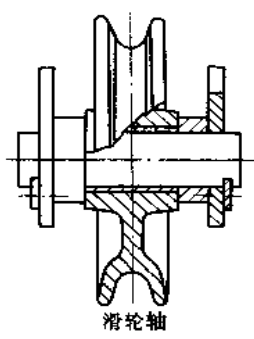
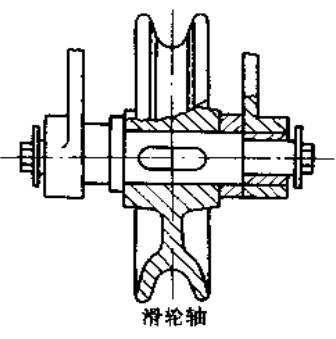
### 1 概 述

#### 1.1 轴的种类和特点

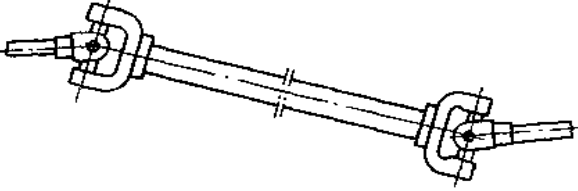
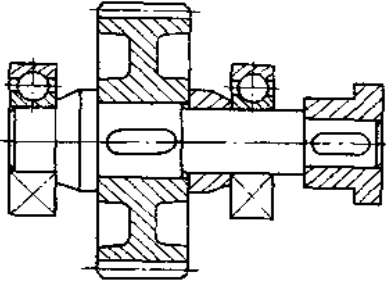
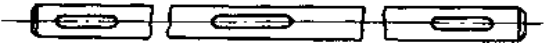
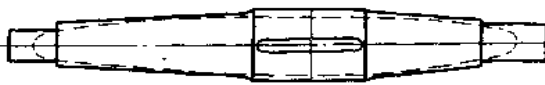

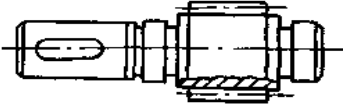
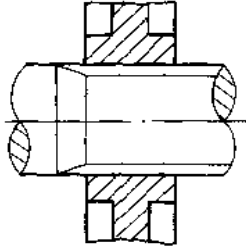
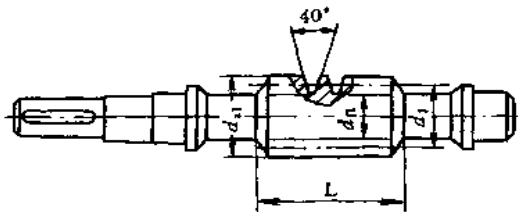
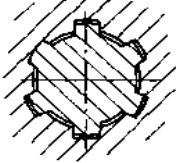
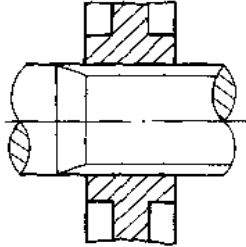
轴是组成机械的重要零件，它支承着轴上所有转动件，传递扭矩或承受弯矩。所有轴上零件都围绕轴心线作回转运动，形成了一个以轴为基准的组合物——轴系部件。所以，轴的设计不能只考虑轴本身，还必须和轴系零、部件的整体结构密切联系起来。

根据轴在传递运动和动力的过程中所受载荷的不同，轴可分为心轴、传动轴和转轴三种类型。按轴线形状又可分直轴、偏心轴、曲轴和软轴，详见表 1-2-1。

表 1-2-1 轴 的 分 类

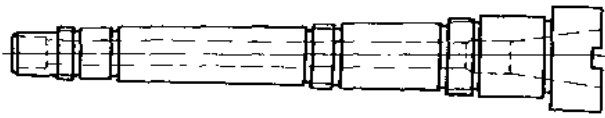
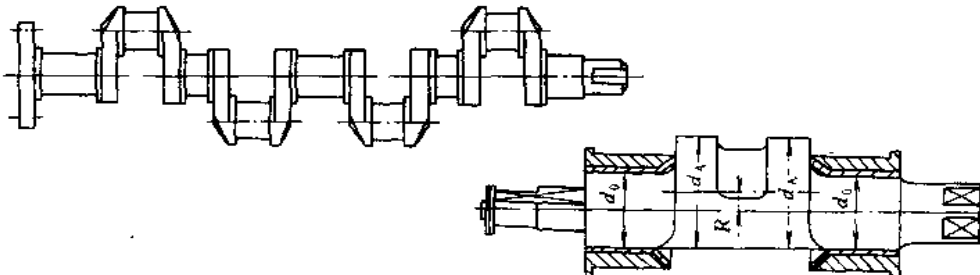
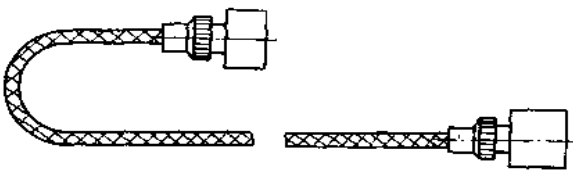
| 分 类                        |                  | 图 例  | 特 点  |
|----------------------------|------------------|--|--|
| 按<br>载<br>荷<br>类<br>别<br>分 | 心<br>轴           |  <p>滑轮轴</p>  | <p>只承受弯矩 <math>M_{\text{弯}}</math>，不承受扭矩。轴断面的弯曲应力为</p> $\sigma_{\text{弯}} = \frac{M_{\text{弯}}}{W_{\text{弯}}}$ <p>(轴不转动，<math>\sigma_{\text{弯}}</math> 为静应力)</p> |
|                            | 转<br>动<br>心<br>轴 |  <p>滑轮轴</p> | <p>只承受弯矩 <math>M_{\text{弯}}</math>，不承受扭矩。轴断面的弯曲应力为</p> $\sigma_{\text{弯}} = \frac{M_{\text{弯}}}{W_{\text{弯}}}$ <p>(轴转动，<math>\sigma_{\text{弯}}</math> 为变应力)</p>  |

续表

| 分 类                        | 图 例   | 特 点  |
|----------------------------|---|--|
| 按<br>载<br>荷<br>类<br>别<br>分 |                              | <p>只承受扭矩 <math>M_n</math>, 不承受弯矩 (或弯矩很小)。轴断面的剪切应力为</p> $\tau_x = \frac{M_n}{W_x}$ <p>(主要承受扭转)</p>  |
|                            |                              | <p>同时承受弯矩和扭矩, 轴断面出现弯扭组合应力, 机械设备中最为常见 (轴转动, <math>\sigma_{\text{弯}}</math> 为变应力)</p>                |
| 按<br>轴<br>线<br>形<br>状<br>分 | <p>光轴</p>                    | <p>形状简单, 加工方便, 轴上应力集中源少, 成本低, 零件安装定位不便, 主要用于传动轴</p>  |
|                            | <p>阶梯轴</p>                 | <p>轴上零件安装, 定位比较方便, 受载比较合理, 外形接近等强度梁 (如图中虚线所示), 但应力集中源多, 常用于转轴</p>                                  |
| 直<br>轴                     | <p>(a) 凸轮轴</p>  <p>(a)</p> |  <p>(c)</p>   |
|                            | <p>(b) 花键轴</p>  <p>(b)</p> |  <p>(d)</p>    |
|                            | <p>(c) 齿轮轴</p>             | <p>(d) 蜗杆轴</p>  |
|                            | <p>(d) 蜗杆轴</p>  |  |



续表

| 分 类  | 图 例   |      |      |      | 特 点  |      |      |
|--|---|------|------|------|--|------|------|
| 直<br>空<br>心<br>轴   |  |      |      |      | 轴传递扭矩时, 其外层受剪应力最大, 所以空心传动轴材料利用较充分。在空心轴和实心轴抗弯断面模量相等条件下, 空心轴减轻重量的程度如下:               |      |      |
|  | $d_0/d_1$   | 0.4  | 0.5  | 0.6  | 0.7  | 0.8  | 0.9  |
|  | $d_1/d$   | 1.01 | 1.02 | 1.05 | 1.10   | 1.19 | 1.47 |
|  | 减轻重量, %   | 15   | 22   | 29   | 39   | 49   | 61   |
| 注: $d_0$ ——空心轴内径, mm; $d_1$ ——空心轴外径, mm; $d$ ——实心轴直径, mm |   |      |      |      |  |      |      |
| 线<br>形<br>状<br>分   | 曲轴,<br>偏心轴  |      |      |      |  |      |      |
|  | 软<br>轴  |      |      |      |  |      |      |

设计轴时应考虑多方面因素和要求, 其中主要问题是选材、结构、强度和刚度。对于高速轴还应考虑振动稳定性问题。

轴的设计特点是: 在轴系零、部件的具体结构未确定之前, 轴上力的作用点和支点间的距离无法精确确定, 故弯矩大小和分布情况不能算出, 因此在轴的设计中, 轴的强度计算和轴系零、部件结构设计必须交错进行, 边画图、边计算、边修改。

通常轴的设计程序是:

- 1) 根据机械传动方案的整体布局, 拟定轴上零件的布置和装配方案;
- 2) 选择合适的材料;
- 3) 初步估算轴的直径;
- 4) 进行轴系零、部件的结构设计;
- 5) 进行强度计算;
- 6) 进行刚度计算;
- 7) 校核键的联接强度;
- 8) 验算轴承;
- 9) 根据计算结果修改设计;
- 10) 绘制轴的零件工作图。

对于一些不太重要的轴，上述程序中的某些内容可以省略。

## 1.2 轴的常用材料

轴的材料种类很多，设计时主要根据轴的强度、刚度、耐磨性等要求，以及为实现这些要求而采用的热处理方式，同时考虑制造工艺问题来选用，力求经济合理。

轴的常用材料是 35、45、50 优质碳素钢，最常用的是 45 钢。受载较小或不太重要的轴，也可用 Q235-A 等普通碳素钢制造。受力较大，并且轴的尺寸和重量受到限制，以及有某些特殊要求的轴，可采用合金钢，如 40Cr 等。

球墨铸铁和一些高强度铸铁，铸造性能好，常用于制造外形复杂的轴。这种轴一般减振性好，应力集中敏感性低，支点位移影响小。

近年我国研制成功的稀土-镁球墨铸铁，冲击韧性好，同时具有减摩、吸振和对应力集中敏感性小等优点，已用于制造汽车、拖拉机、机床上的重要轴类零件。

根据工作条件要求，轴可在加工前或加工后进行表面强化处理（如喷丸、辊压等）或化学处理（如渗碳、渗氮、氮化等），以提高强度（尤其疲劳强度）和耐磨、耐腐蚀等性能。

在一般工作温度下（低于 200℃），各种碳素钢和合金钢的弹性模量相差不多，热处理对钢的弹性模量的影响很小，所以仅为了提高轴的刚度而选用合金钢是不合适的。

轴一般由轧制圆钢或锻件经切削加工制造。轴的直径较小，可用圆钢棒制造；重要的大直径轴或直径变化较大的阶梯轴，大都采用锻坯。为节约材料和提高工艺性，大直径轴可以制成空心的。

形状复杂的轴（如凸轮轴、曲轴）可以采用铸造。

轴的常用材料及机械性能见化学工业出版社《机械设计手册》（第三版）第 2 卷表 6-1-1。

# 2 直 轴

## 2.1 轴的结构设计

轴的结构设计包括决定轴的合理结构和全部结构尺寸。

轴的结构设计应以强度计算为基础，通常按扭转强度初步计算出轴端直径，如果该轴端需要开键槽，应将此轴径加大 3%~7%，然后将轴径圆整成标准值并作为轴端最小直径。在此基础上再合理地定出轴的结构形状以及相关配置的结构。

轴的合理外形应满足：轴和装在轴上的零件定位准确，便于装拆和调整，轴应具有良好的制造工艺性等。

影响轴结构的因素很多，如轴在机器中的安装位置和要求；轴上零件的布置和固定形式；所采用的轴承类型和尺寸；轴的受力性质、大小、方向及分布情况；轴的加工工艺等。因此轴的结构设计，必须依据具体情况作具体分析。

### 2.1.1 轴上零件的径向固定

#### (1) 过盈联接

过盈联接又称紧配合联接，是依靠零件材料的弹性和包容件（被联接件之一）与被包容件之间的装配过盈而实现联接的。装配以后，在被联接件的配合面间产生很大的径向压力，截

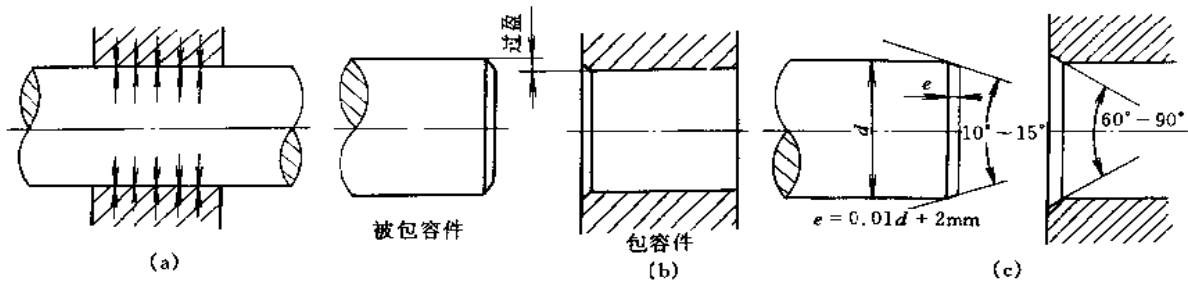


图 1-2-1 轴毂过盈联接

荷就靠配合面上产生的摩擦力和摩擦力矩来传递。载荷可以是轴向力、扭矩或两者的组合，如图 1-2-1 所示。铁道车辆车轮的轮圈与轮芯的联接就是过盈联接的例子。这种联接结构简单，对中性好，不削弱被联接件的强度，并能承受一定的冲击载荷，应用较广泛。缺点是其承载能力取决于过盈量的大小，故对配合表面加工精度要求较高。在弹性范围内过盈量愈大，联接的承载能力愈大，但零件的装配应力也愈大，因此，要选择与工况相适应的过盈量，否则零件的强度及联接都会受到不良影响。

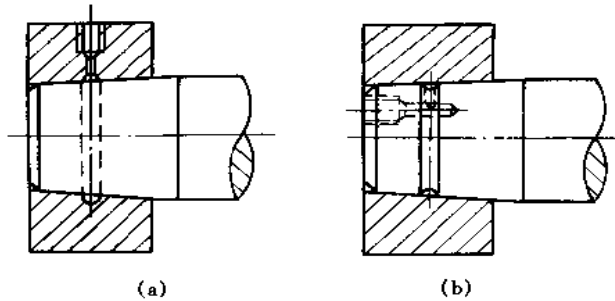


图 1-2-2 用高压油装拆的圆锥面过盈联接

对于圆柱面过盈联接，过盈量不大时，一般用压入法装配。压入法易擦伤配合表面，因而减少了过盈量，联接的紧固性降低。过盈量较大时，可用温差法装配，即加热包容件或冷却被包容件，也可同时加热包容件和冷却被包容件，以形成装配间隙。用温差法装配不易擦伤表面（即不会减少原来的过盈量），联接质量比用压入法好。

一些同轴度要求较高，受载较大，或者有冲击的轴毂联接，往往在过盈联接的同时还应用键（或销）联接，以保证其联接可靠和同轴度要求，例如重载齿轮或蜗轮与轴的联接。

为了装配方便，轴孔类过盈联接的孔口和轴端的倒角尺寸均有一定的要求，见图 1-2-1c。

圆锥面过盈联接可以用高压油进行装拆。当高压油进入配合表面时，迫使配合面处包容件内径胀大和被包容件外径缩小，同时施加一定的轴向力将被包容件压入，待零件装配至预定位置以后，排出高压油，这样就达到过盈联接的要求，如图 1-2-2 所示。圆锥面过盈联接具有装拆方便，不需很大轴向力，配合面不易擦伤，可以多次装拆而不影响其联接强度等优点，目前已在一些大型零件装配中使用。但对配合面的接触精度要求高（接触率  $> 75\%$ ，且应接触均匀），还要有高压油泵等专用设备。

## (2) 胀紧联接

胀紧联接（图 1-2-3）是在轴和毂孔之

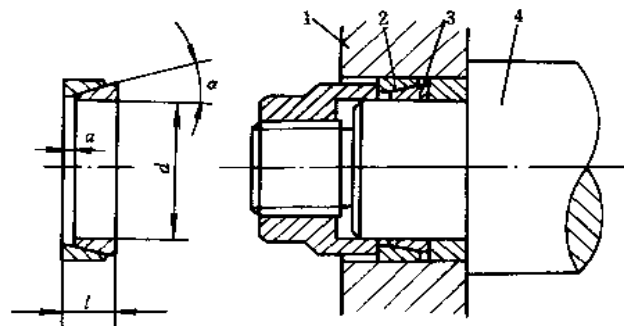


图 1-2-3 胀紧联接

1—机座；2—外环；3—内环；4—轴  
锥角  $\alpha = 14^\circ \sim 17^\circ$ ；内、外环与轴和毂孔的配合通常为：  
当  $d \leq 38\text{mm}$  时，取 H7/h6；当  $d > 38\text{mm}$  时，取 H8/h7

间放 2~4 对胀套，每对胀套由外环和内环组成。外环的外表面是圆柱面，内表面为圆锥面，内环的内孔为圆柱面，外表面为圆锥面。当对胀套施加轴向力后，内、外环沿锥面相对移动而楔紧，外环胀开，外径增大，将毂孔压紧；内环受压，内径缩小，将轴压紧。胀紧联接利用轴和毂孔与胀套接触表面上产生的摩擦力来传递扭矩和轴向力。

胀圈联接的结构型式如图 1-2-4。

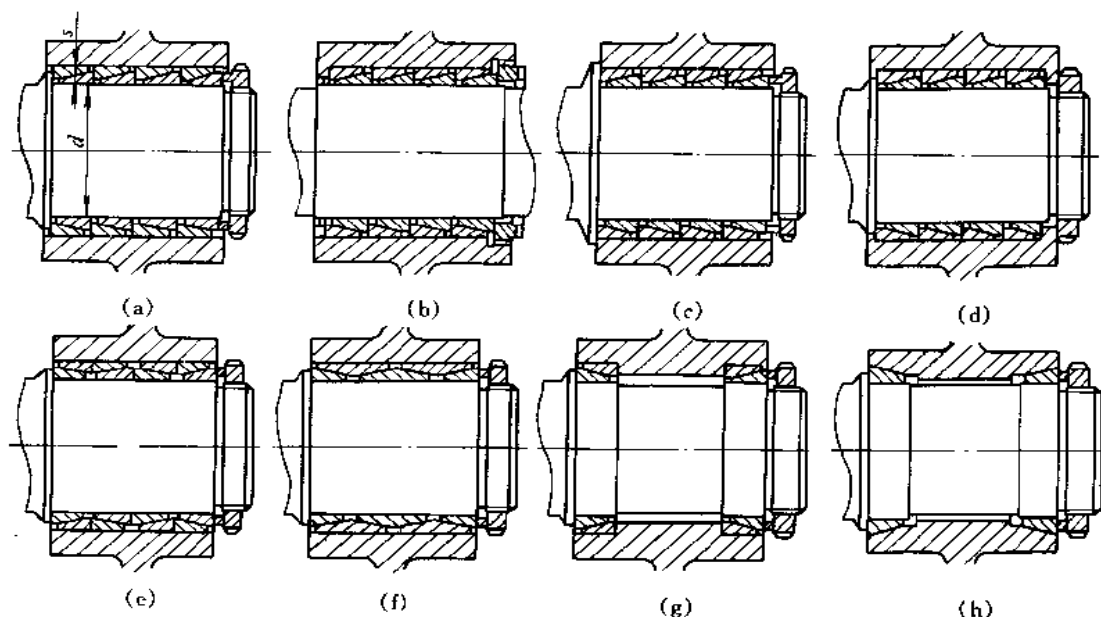


图 1-2-4 胀圈联接的结构型式

(a)轴上拉紧螺母；(b)轮毂上拉紧螺母；(c)轴肩承受轴向力；(d)螺母及轮毂同时承受轴向力；(e)锥度交替装配；(f)双向锥度环；(g)、(h)提高装配环纵向稳定性

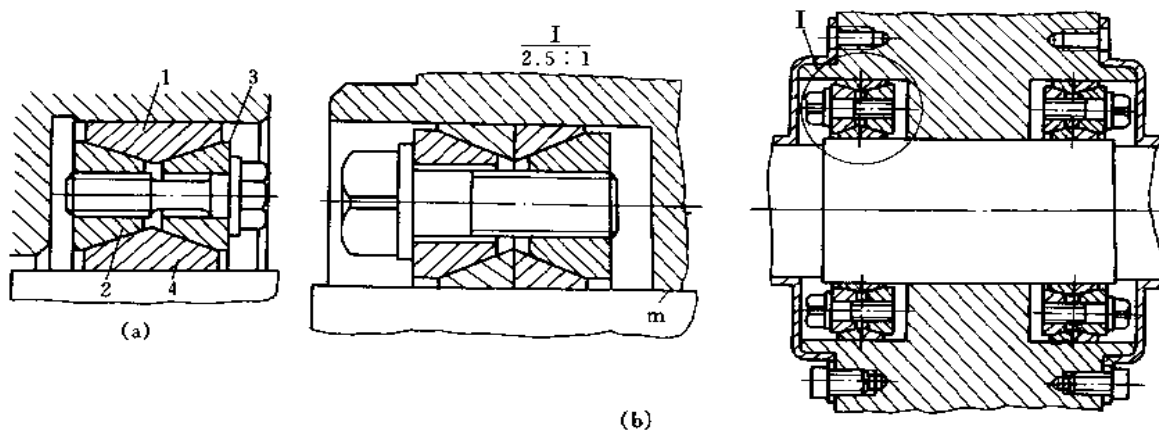


图 1-2-5 双锥面拉紧环

(a) 轮毂外形尺寸大时用；(b) 圆面 m 辅助定心

1—外环；2—有内螺纹的双锥面张紧环；3—双锥面张紧环；4—内环

另一种结构是用紧定螺钉将张紧环锁紧，如图 1-2-5。它包括两个剖分的外环和内环以及两个双锥面张紧环。紧固螺钉将张紧环拉紧，张紧环迫使外环胀开压紧毂孔，内环收缩将轴压紧。这种联接能传递大的转矩，并可制成大的尺寸。

当轴向尺寸受限制时,可采用由碟形弹簧制成的夹紧联结。施加轴向力后,碟簧向外伸直,将轴和毂夹紧。在碟形弹簧上开有径向槽,以减小锁紧力和碟簧中的应力。

胀紧联结对中性好,安装方便,应力集中小,传递扭矩大。零件可紧固在轴上任意位置,且有安全保护作用。缺点是结构较复杂,内、外环等加工精度要求高。

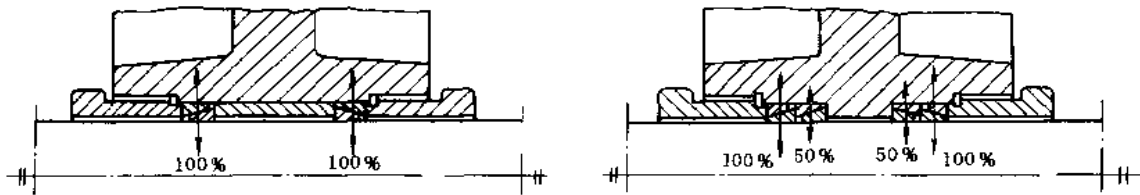


图 1-2-6 胀套组合

胀套组合(图 1-2-6)时,若用同一轴向压紧力,则因轴向摩擦阻力的作用,轴向力传到第 2 对、第 3 对胀套时会依次降低,所传递的扭矩第 2 对为第 1 对的 50%,第 3 对是第 1 对的 25%,所以一个联接中所用的胀套对数不宜过多。

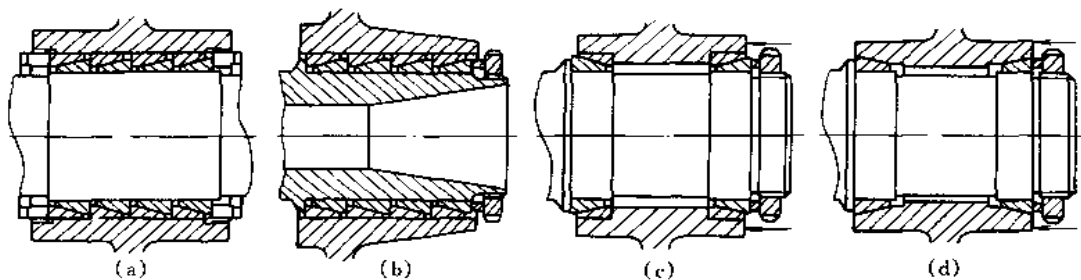


图 1-2-7 提高载荷在环上的分布均匀性

(a) 双向压紧环; (b) 降低前边轴及轮毂刚性,提高后部环刚性; (c)、(d) 双向环螺母压紧时有附加轴向力

图 1-2-7 所示结构提高了载荷在环上的分布均匀性。

### (3) 键联接

见第 1 篇第 1 章“紧固与联接的结构”。

### (4) 花键联接

花键分矩形、渐开线及三角形三种,其承载能力高,定心性及导向性好,但制造困难,成本较高。花键联接适于载荷较大,对定心精度要求较高的滑动联接或固定联接。三角形花键的三角形齿细小,适于轴径小,轻载或薄壁套筒的联接(见 GB 1144—87)。

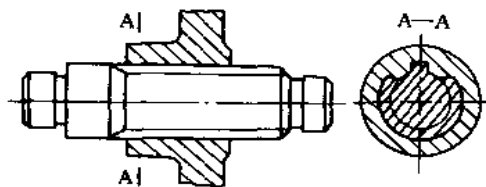


图 1-2-8 标准花键联接

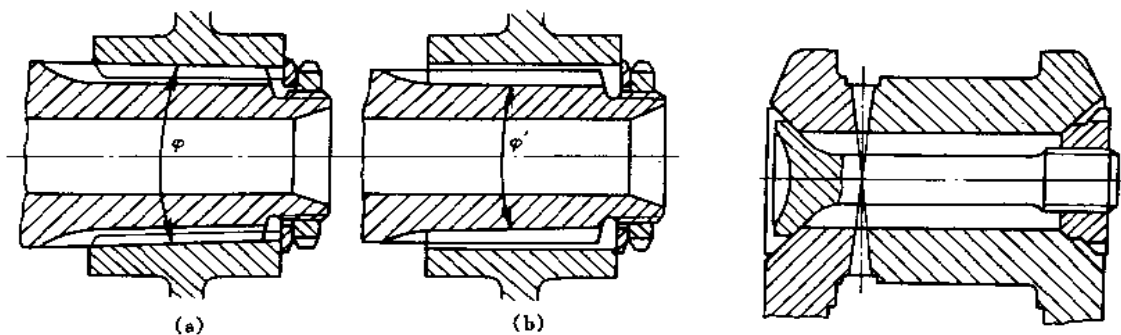


图 1-2-9 锥形花键联接  
(a) 外径为锥形；(b) 内径为锥形

图 1-2-10 端部花键联接

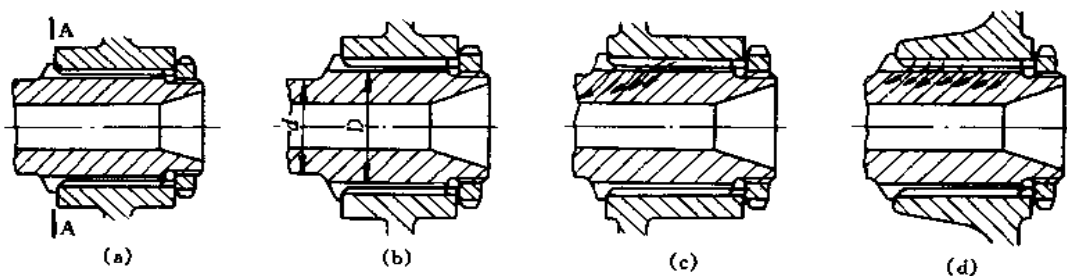


图 1-2-11 加强花键联接  
(a) A-A 最大应力断面；(b) 键内径口较  $d$  增加 15%~20%，以减少此断面应力；(c) 不合理结构，载荷不均匀；(d) 合理结构，载荷均布

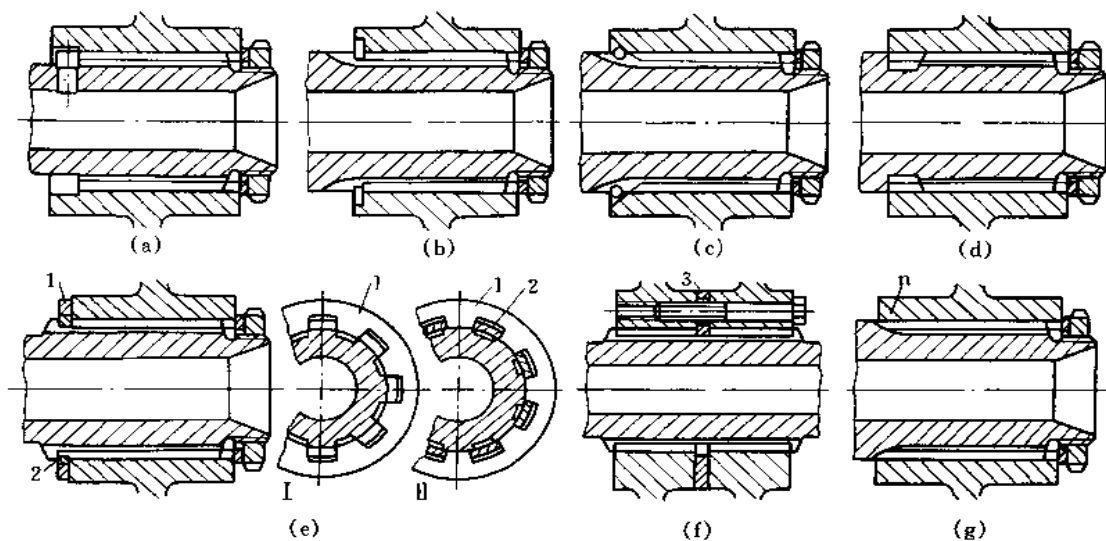


图 1-2-12 花键联接的限位方式

(a) 用压在轴上的柱销，适于轻载；(b) 用装在花键环形沟槽中的挡圈，这种方法降低了花键轴的抗弯强度；(c) 用圆端面挡圈；(d) 用环形沟槽端面；(e) I 型是用装在轴端花键上的环形沟槽中的垫圈 1 限位；I 型是将有内花键的垫圈装入轴端花键，至环形沟槽中旋转，使其花键对着轴的花键，并在此位置插入轮毂花键齿突出加长端 2 固定限位；(f) 将有花键孔的垫圈 3 夹在两零件间，套入花键轴，至环形槽，转动垫圈，使其花键对轴花键，然后用螺钉固定（不能保证连接件的紧固）；(g) 孔花键支承在花键轴凹槽升高高度段  $n$  上，但需加工工艺保证，使支承力分布整个圆周，方能保证可靠的固定

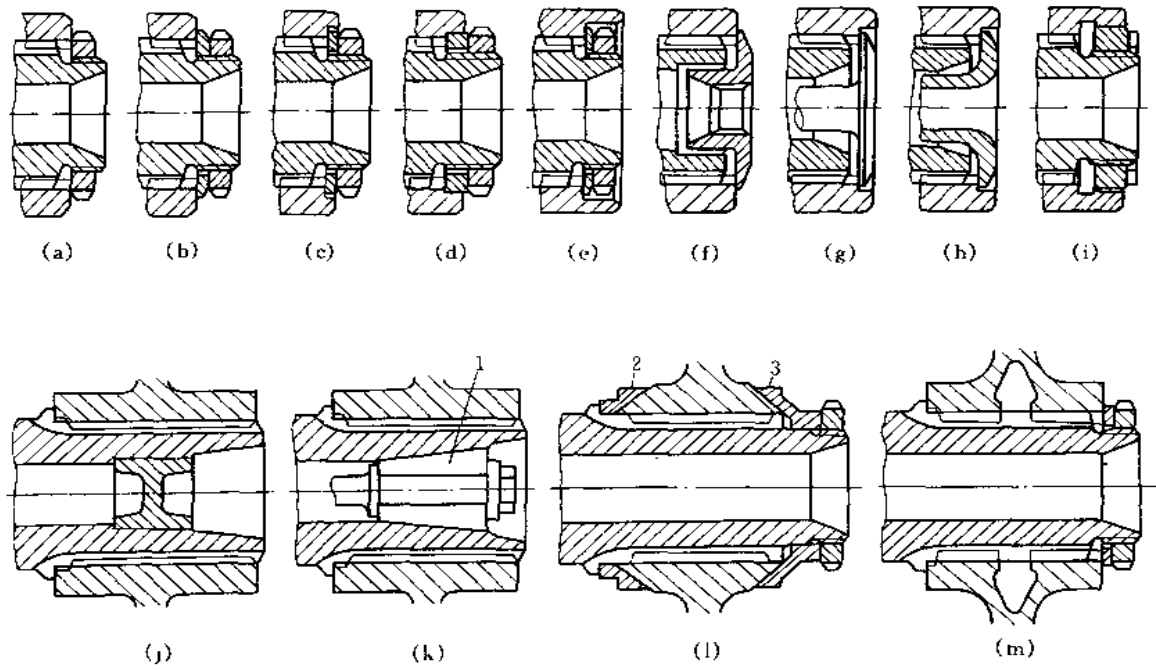
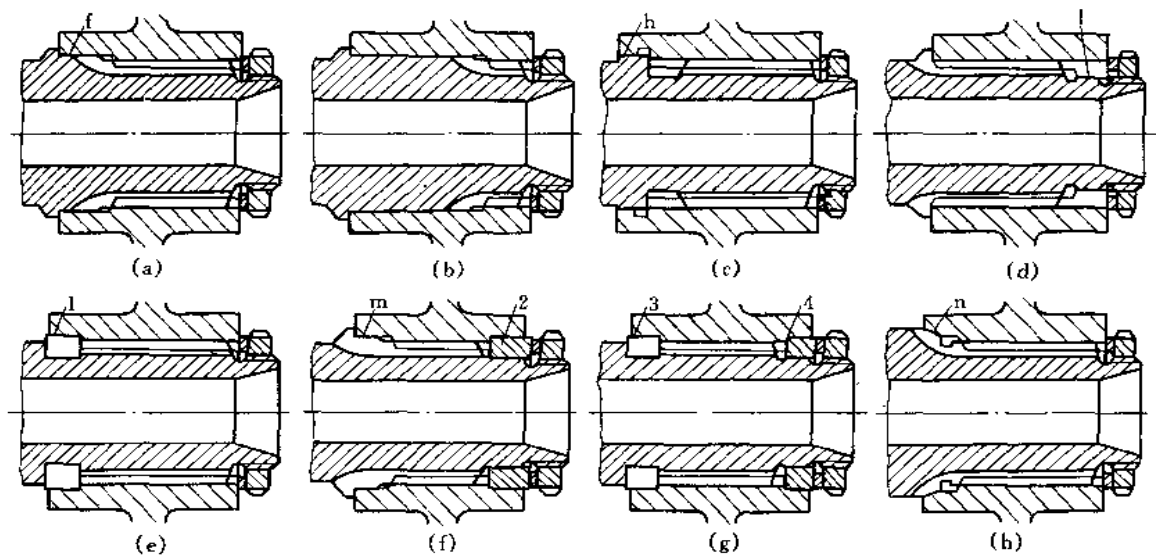


图 1-2-13 花键联接的轴向拉紧与径向张紧

(a)~(i)轴向拉紧形式:(a)圆螺母直接顶在轴毂端面;(b)~(e)圆螺母通过垫圈顶在轴毂端面;(f)内螺母拉紧;(g)、(h)穿通螺栓拉紧;(i)差动螺纹拉紧,拆卸轮毂方便,但装配较困难。  
 (j)~(m)径向张紧形式:(j)压入轴内的圆塞张紧(不可拆卸);(k)在拆卸联接中,用螺栓拉紧两个半块组成的圆锥体 1;  
 (l)锥形环 2、3 压住轮毂;(m)轴毂顶在退刀槽上



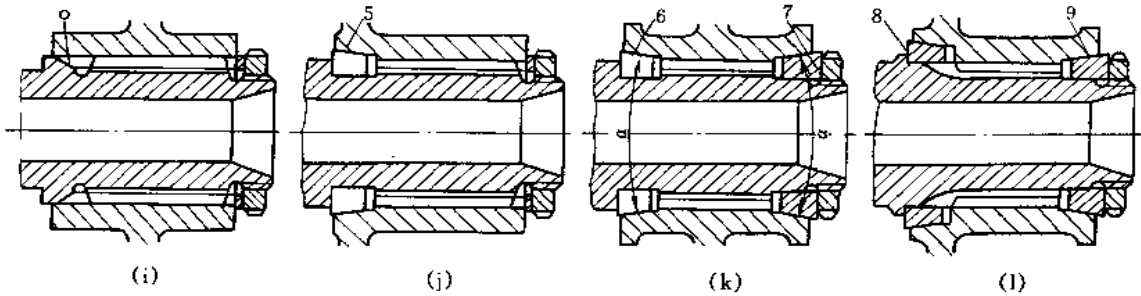


图 1-2-14 花键的特殊定心型式

(a)轴凸出面 $f$ 定心,不保证套配件纵向稳定性;(b)增长了定心压紧段,提高定心精度,用于传递可变扭转力矩和以倾覆力矩周期作用的联接件;(c)利用 $h$ 段在花键轴头部定心;(d)用小于花键内径的轴段 $l$ 定心;(e)以开口环 $1$ 放在花键端槽内定心;(f)以轴上 $m$ 段和花键入口端的圆环 $2$ 定心;(g)以开口套筒 $3$ 和整体套筒 $4$ 定心;(h)~(l)在循环载荷下工作的重载荷联接中用圆锥面定心;(h)用轴上锥面 $n$ 定心;(i)用轴上锥面 $o$ 定心,两种形式经常发生轴与轮毂的熔接现象,最好采用具硬锻青铜的中间圆锥环定心结构;(j)用开口锥形环 $5$ 定心;(k)用开口锥形环 $6$ 和整体锥形环 $7$ 定心,可消除轮毂对轴的角振动,保证扭转力矩传递的稳定性,缺点是环形槽削弱了轴上花键;(l)用整体环 $8,9$ 定心,与有开口锥环一样,保证无间隙定心,在拉力作用下产生弹性变形环紧密地抱紧在轴上; $\alpha$ 取 $30^\circ\sim 60^\circ$ , $\alpha$ 越小拉紧力越大,破坏轮毂的径向力也越大,因此在 $k, l$ 中以环形凸缘加强轮毂,在两锥面定心时,花键为松配合

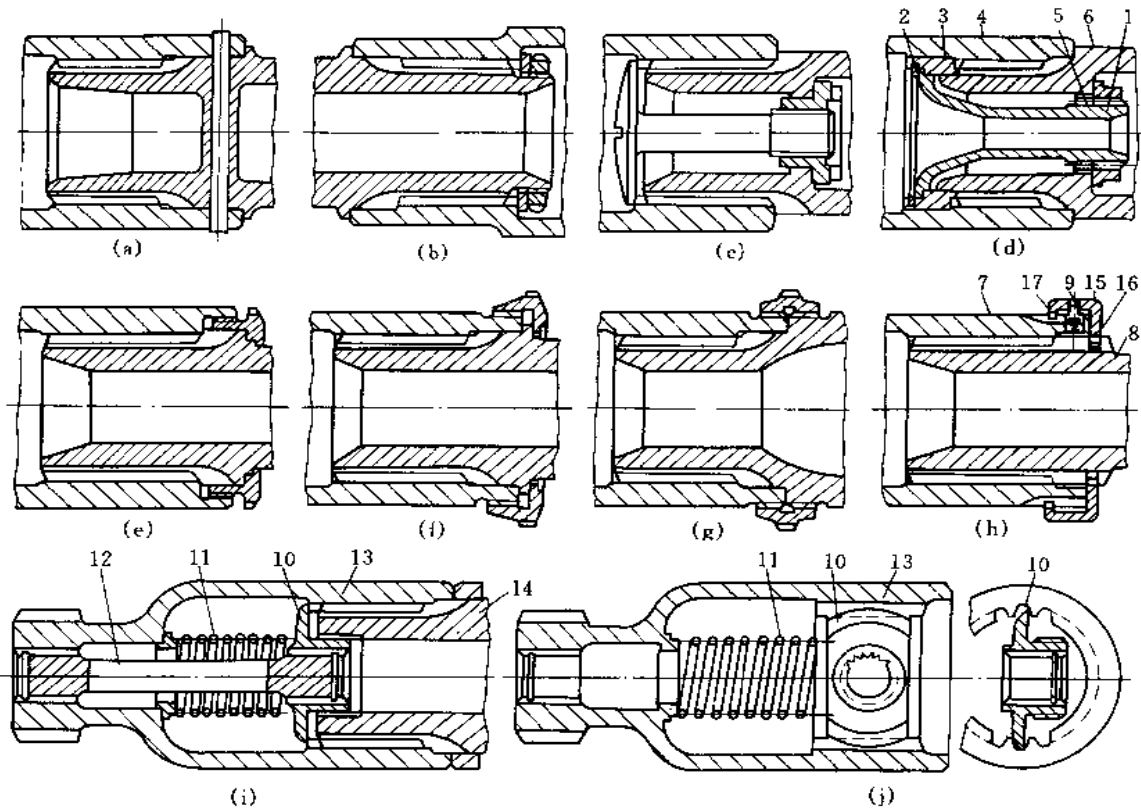


图 1-2-15 同轴连接花键轴

(a)柱销联接;(b)圆螺母拉紧;(c)穿通螺栓拉紧;(d)空心螺栓拉紧;(e)、(f)附加外螺母;(g)有左、右螺纹的螺母;(h)快速枪门联接;(i)、(j)轴 $13$ 与电动机轴端连接方式

1—端部带有键槽及外螺纹的空心螺栓;2—挡圈;3—套筒;4—带花键孔的轴;5—花键轴上的内键齿;6—带内键齿的花键轴;7—端部有内外花键的空心轴;8—端部有外花键的空心轴;9—弹簧固定销;10—锁紧螺母;11—弹簧;12—两端带三角花键的拉杆;13—大小头空心花键轴;14—端部带外花键,内三角花键的空心轴;15—金属闸板(大、小孔带齿 $17$ 及 $16$ )

图 1-2-15d 是以 4、6 之间的花键, 6、1 之间键齿加螺母联接。



图 1-2-15h 是以金属闸板 15 快速固定，闸板上的两个键 17 和 16，键 17 卡入轴 7 的花键的环形槽内，16 卡入轴 8 的花键槽内，然后在环形槽内旋转，到弹簧固定销 9 处锁定，这种方式不能保证紧固联接。

图 1-2-15i、j 是将锁紧螺母 10，如图 j 所示位置放入轴 13 的花键槽内，通过花键后，转 90°，进入工作位置，然后用其外螺纹拉紧套入的花键轴 14。12 拉杆一端套入螺母 10 内，另一端套在轴 13 的瓶颈处，弹簧 11 套在拉杆上。

#### (5) 成型联接结构

这种联接的特点是装拆方便，能保证良好的对中性；联接面上没有键槽及夹角，从而减少了应力集中，强度高，可传递较大的扭矩。轴与孔的型面曲线常用摆线或等距曲线，因而加工比较复杂，需用专用机床加工。此外，也可以做成方形和正六边形等剖面形状，但定心性较差。

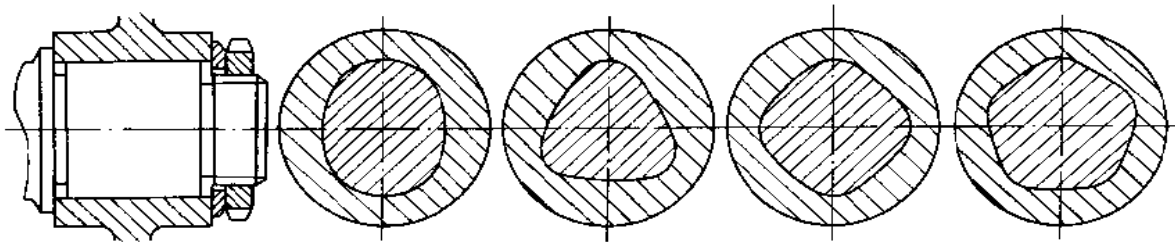


图 1-2-16 成型联接

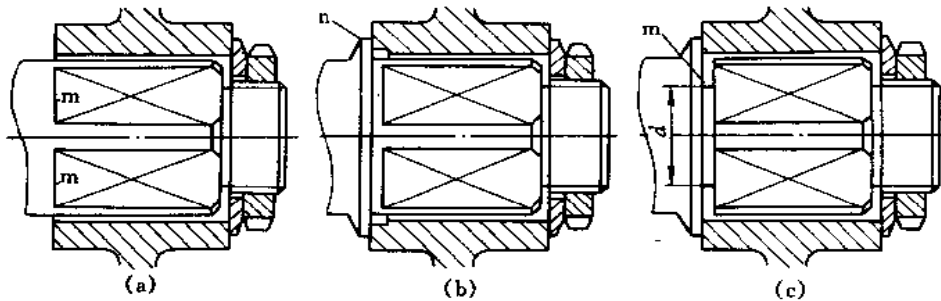


图 1-2-17 菱柱形联接

图 a 是用圆螺母将轮毂拉紧在圆柱与棱面过渡  $m$  处，轮毂端不能和支承面靠紧，不合理。图 b 是用圆螺母将带环形槽  $n$  的轮毂拉紧在支承台端面上，棱面与支承台端面间留有  $1\sim 3\text{mm}$  的圆柱带（棱面的外切圆）。图 c 在棱面和支承台肩之间车有退刀槽  $m$ ，大大削弱了轴的强度，且产生大的应力集中。菱柱形联接优先用于端部装置。

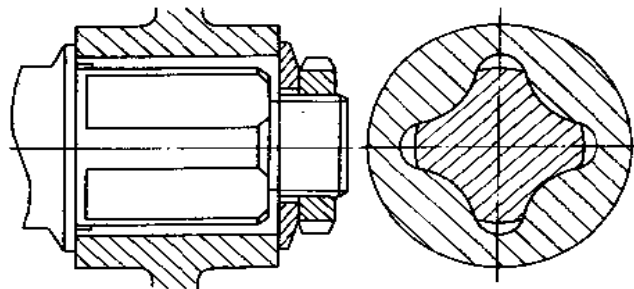


图 1-2-18 梅花形联接

梅花形联接有利于力的分布，常用于轧机轴上

## (6) 夹紧联接

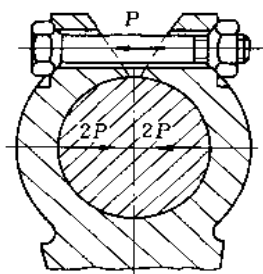


图 1-2-19 夹紧摩擦联接

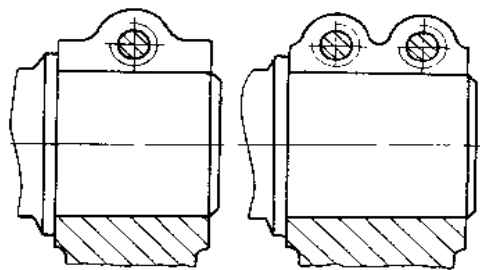


图 1-2-20 重载时双螺栓夹紧联接

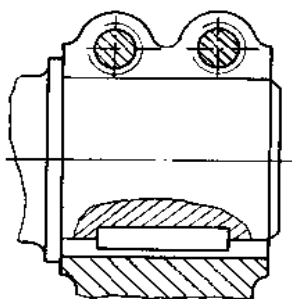
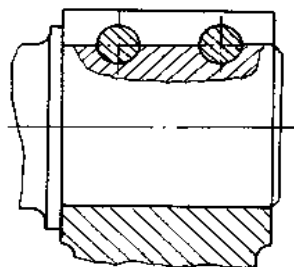
图 1-2-21 加键的双螺栓夹紧联接  
可提高联接角度准确性

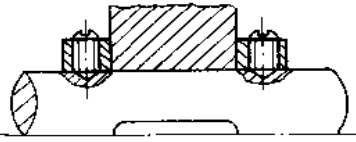
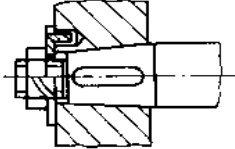
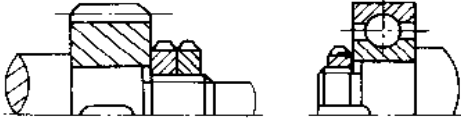
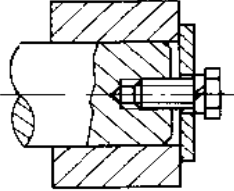
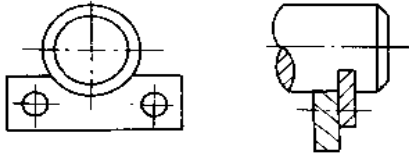
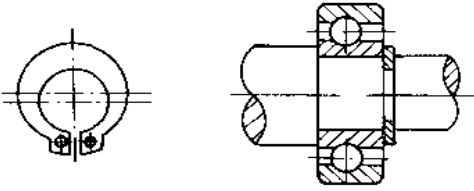
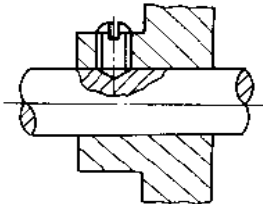
图 1-2-22 轴上半圆沟装夹紧螺栓联接

## 2.1.2 轴上零件的轴向固定

表 1-2-2 轴上零件的轴向固定

| 固定方法     | 简图 | 特点   |
|----------|----|--|
| 轴肩、轴环、轴伸 |    | <p>结构简单,定位可靠,可承受较大轴向力,常用于齿轮、链轮、带轮、联轴器和轴承等定位。为保证零件紧靠定位面,应使 <math>r &lt; C</math> 或 <math>r &lt; R</math>。<math>r</math>、<math>C</math>、<math>R</math> 值见表 1-2-8 及表 1-2-10</p> <p>轴肩高度 <math>a</math> 通常取<br/> <math>a = (0.07 \sim 0.1) d</math></p> <p>轴环宽度 <math>b \approx 1.4a</math></p> <p>与滚动轴承相配合处的 <math>a</math> 与 <math>r</math> 值应根据滚动轴承的类型与尺寸确定</p> <p>圆柱轴伸按 GB 1569—90</p> |
| 套筒       |    | <p>结构简单,定位可靠,轴上不需开槽、钻孔和切制螺纹,不影响轴的疲劳强度,一般用于零件间距较小场合,以免增加结构重量。轴的转速很高时不宜采用</p>  |

续表

| 固定方法   | 简 图   | 特 点  |
|--------|---|--|
| 螺钉锁紧挡圈 |    | <p>结构简单, 不能承受大的轴向力, 不宜用于高速。常用于光轴上零件的固定</p> <p>螺钉锁紧挡圈的结构尺寸见 GB 884—86</p>   |
| 圆锥面    |    | <p>能消除轴与轮毂间的径向间隙, 装拆较方便, 可兼作周向固定, 能承受冲击载荷。多用于轴端零件固定, 常与轴端压板或螺母联合使用, 使零件获得双向轴向固定</p> <p>圆锥形轴伸接 GB 1570—90</p>   |
| 圆螺母    |    | <p>固定可靠, 装拆方便, 可承受较大轴向力。由于轴上切制螺纹, 轴的疲劳强度降低。常用双圆螺母或圆螺母与止动垫圈固定轴端零件, 当零件间距较大时, 亦可用圆螺母代替套筒以减小结构重量</p> <p>圆螺母和止动垫圈的结构尺寸见 GB 810—88, GB 812—88 及 GB 858—88</p> |
| 轴端挡圈   |   | <p>适用于固定轴端零件, 可承受剧烈振动和冲击载荷</p> <p>螺栓紧固轴端挡圈的结构尺寸见 GB 892—86 (单孔) 及 JB/ZQ 4349—86 (双孔)</p>   |
| 轴端挡板   |  | <p>适用于心轴和轴端固定, 见 JB/ZQ 4348—86</p>   |
| 弹性挡圈   |  | <p>结构简单紧凑, 只能承受很小的轴向力, 常用于固定滚动轴承</p> <p>轴用弹性挡圈的结构尺寸见 GB 894.1—86</p>   |
| 紧定螺钉   |  | <p>紧定螺钉同时起轴向和径向固定作用, 但轴向力和径向力均不能大, 转速也不能高。为防止螺钉松动, 可加锁圈</p>  |

### (1) 销联接结构

销主要用来固定零件之间的相对位置(图 1-2-23),也用于轴与毂的联接或其他零件的联接,可传递不大的载荷。它还可作为安全装置中的过载剪断元件(图 1-2-24),称之为安全销。

销可分为圆柱销、圆锥销、槽销、开口销及特殊形状的销等,其中圆柱销、圆锥销及开口销均有国家标准。

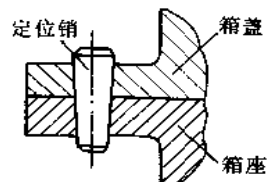


图 1-2-23 定位销

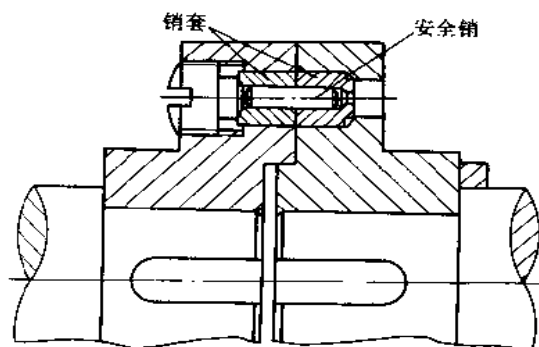


图 1-2-24 安全销

圆柱销靠过盈固定在孔中,经多次装拆后会破坏联接的可靠性和精确性。而圆锥销无此缺点。

圆锥销具有 1:50 的锥度,使其有可靠的自锁性能,多次装拆后对联接紧固性和定位精度影响较小。圆柱销、圆锥销可根据要求按标准(GB 119—86, GB 117—86)选取。承受载荷的销需作强度校核。定位销通常不承受载荷或只承受很小的载荷,其直径按结构需要确定,不必校核强度。

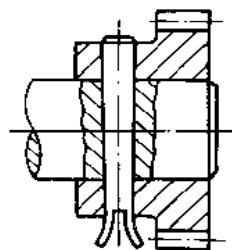


图 1-2-25 开尾圆锥销的应用

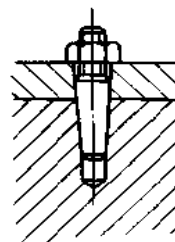


图 1-2-26 螺纹圆锥销的应用

除普通圆柱销、普通圆锥销这两种基本类型外,还有一些特殊类型的销。如开尾圆锥销(图 1-2-25),在装入销孔后,把末端开口部分撑开,能保证销不致松脱,可用于有冲击、振动或变载荷场合。若被联接零件的锥孔未打通或为了装拆方便,可用一端带有螺帽的螺纹圆柱销或螺纹圆锥销(图 1-2-26)。槽销(图 1-2-27)是沿圆柱面的母线方向开有深度不同的凹槽的销,用弹簧钢滚压或模锻而成。它具有弹性,装入销孔后,与孔壁压紧,不易松脱,销孔精度要求较低,不需铰光。槽销制造比较简单,可多次装拆,用于有冲击、振动的场合。在很多情况下,槽销可代替键、螺栓、圆锥销使用开口销是一种防止脱落的零件,常用低碳钢丝来制造。

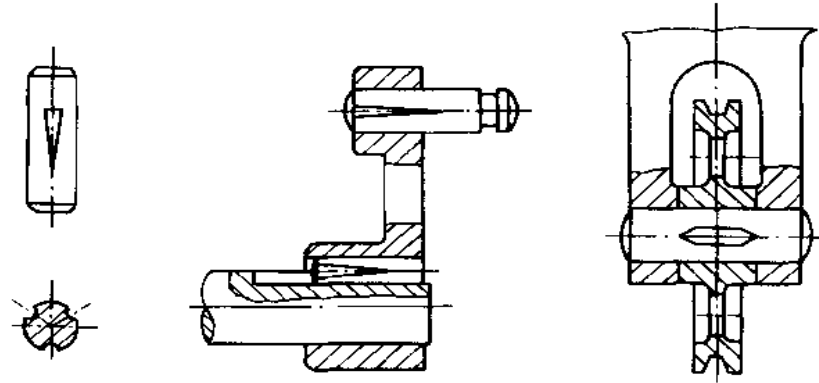


图 1-2-27 槽销及其应用

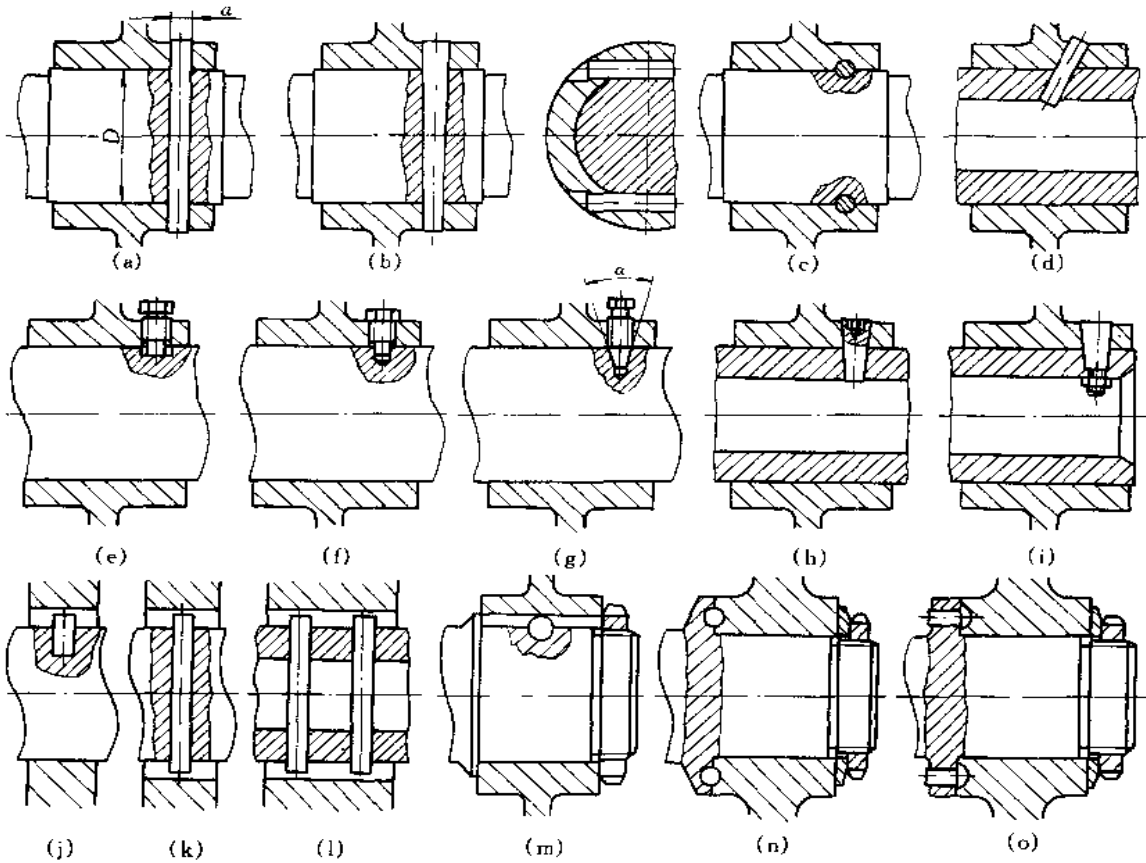


图 1-2-28 销的径向联接

(a)圆柱销,(b)圆锥销,(c)切向销,(d)斜接合销,(e)轴上铣槽销钉联接,(f)轴上钻孔,末端带圆柱销的螺钉联接,(g)尾部带锥销的螺钉联接,(h)带螺纹孔的光滑锥形接合销联接,(i)尾端用螺母拉紧的圆锥销联接,(j)毂上带槽的径向短销联接,(k)毂上带槽的径向长销联接,(l)毂上带槽的双长销联接,(m)毂上带槽,轴端用圆螺母紧固的滚珠联接,(n)轴肩和毂端装滚珠,轴端用圆螺母拉紧的联接,(o)轴肩压入带半圆球的销,半球嵌入毂端,轴端用圆螺母拉紧的联接

图 1-2-28a、b 用于轻载,如辅助传动中。c 用于轴、毂材料硬度相同情况下,联接强度不大。d 用于轮毂径向空间小,不便操作时。e~g 为可拆卸联接,传递扭矩不大。g 固定比较坚固。h 比 g 更牢固,需要扳手才能卸下。i 应用于端部联接。j~l 用于轻载。m、n、o 用于极轻载荷联接中,安装滚珠的半球面必须精确制造。

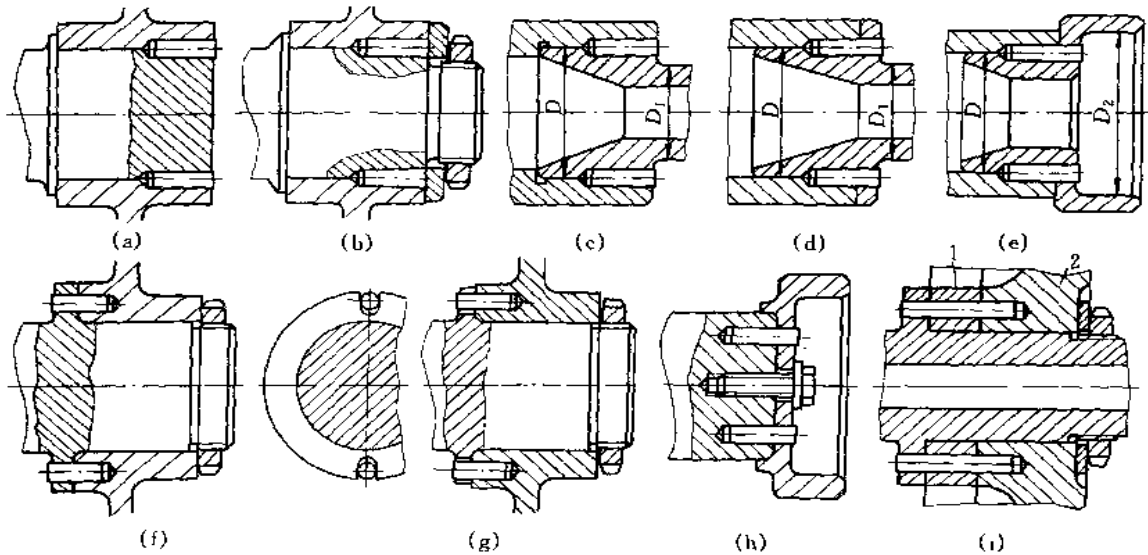


图 1-2-29 销的轴向联接

(a) 圆柱销联接; (b) 圆锥销加垫圈和圆螺母联接; (c)、(d) 用双圆柱销联接,  $D > D_1$ ; (e) 同 c、d 但  $D_2 > D_1$ ; (f) ~ (i) 可拆卸联接, 接合销过盈配合装于轮毂上; (f)、(g), 或装于轴上 (h), 或过盈配合装于零件 1 上, 过渡配合装于零件 2 和轴肩上 (i)

图 1-2-29a~e 用于不拆卸联接中, 接合销用过盈配合装入联接件孔中, 轴、毂上的孔必须配钻与扩孔。图 b 加垫圈及螺母是防止锥销脱落。c、d、e 是在轴内孔固定不太长的部件, d、e 钻孔工艺性好。a~e 的联接件的材料硬度应近于相同, 否则钻孔时, 在软金属上产生飘移。f~i 的联接准许用于不同硬度的材料。销的轴向联接适用于轴长度不大, 且便于钻 (扩) 孔的末端装置上。

## (2) 锥形联接

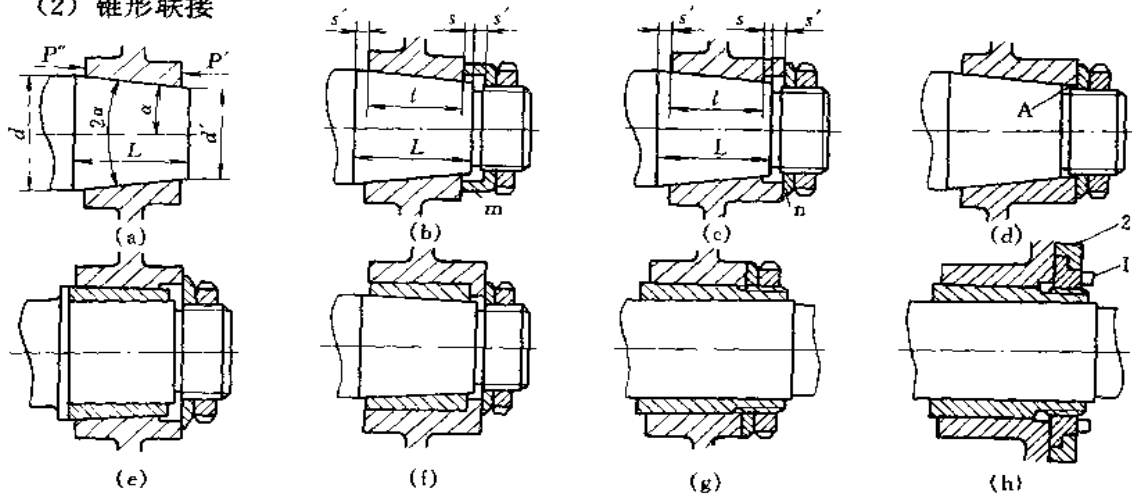


图 1-2-30 锥形联接结构

(a) 过盈锥形联接; (b) 加带环槽 m 的垫圈并用圆螺母拉紧的锥形联接; (c) 毂上带环形槽, 加垫圈 n 用圆螺母拉紧的锥形联接; (d) 不合理的锥形联接结构; (e) 有外锥的硬合金套筒的锥形联接; (f) 有内锥的硬合金套筒的锥形联接; (g) 有拉紧套筒用圆螺母拉紧的锥形联接; (h) 有拉紧套筒和支承垫圈 2, 螺母 1 和垫圈 2 同时作用的锥形联接

图 1-2-30 所示锥形联接靠锥面间摩擦力传递扭矩, 因此必须精确设计和检查其拉紧力, 太松承载能力不足, 过紧可能在联接件中产生影响强度的应力。优先用于轴的端部联接中, 也适合在轴上任何位置的联接固定, 但在要求定位精确时, 须加定位零件。

图 a 是没有螺母拉紧的过盈锥形联接, 用于固定或不经常拆卸的地方。图 b、c 用于可拆卸处, 为易于加工及便于重复拆装, 轴的锥形段前后必须伸出轮毂 (图 b), 或毂上留出环形槽 (图 c), 否则研磨时, 在孔壁 A 处易形成环形凸阶, 难于装配 (如图 d)。伸出长度

$s \approx 1.4 \sim 2\text{mm}$ ,  $s'$  为轴端螺纹退刀槽宽, 后端伸出长度可近似取  $s'$ , 避免重复拆卸接合的工作长度减少。在承受循环载荷的联接中, 为避免接合面的熔结, 加设硬青铜等外或内锥套筒 (图 e、f), 按锥面定心, 制造精度高。在长轴上装配零件时, 必须大范围调整轴向位置时采用拉紧套筒 (图 g、h), 图 h 是易于拆卸的结构。

2.1.3 轴通过轴承的轴向定位

为保证轴上零件有确定的工作位置, 还要求轴相对机架轴向定位, 以防窜动。轴的轴向定位是通过轴承的轴向定位实现的。常见的滚动轴承轴向定位方法有如下几种。

(1) 两端单向固定

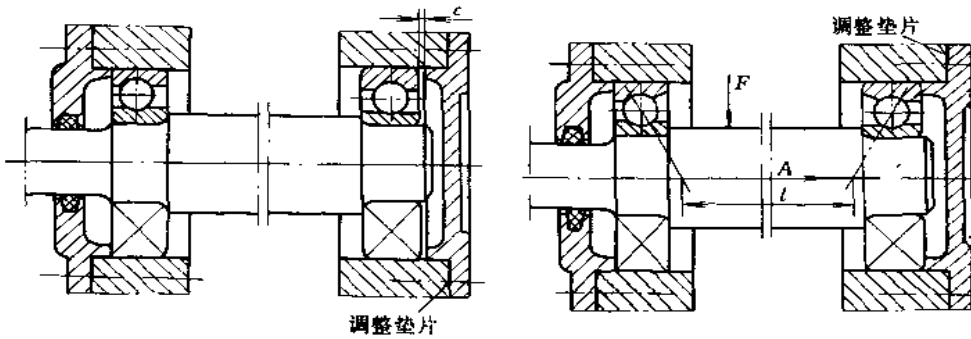


图 1-2-31 两端单向固定支承

这种定位方式是轴承内圈靠过盈配合紧固在轴颈上, 且用轴肩挡住, 轴承外圈用轴承端盖挡住。两端轴承分别阻止轴的单向窜动。为防止轴受热

伸长将轴承卡死, 对向心轴承, 轴承端盖与轴承外圈端面之间留有  $0.2 \sim 0.3\text{mm}$  的间隙; 对向心推力轴承, 依靠轴承端盖与轴承座之间的一组垫片来调节轴承内部间隙。该定位方式适用于传递转矩小、工作温度低的短轴。

(2) 一端双向固定, 一端游动

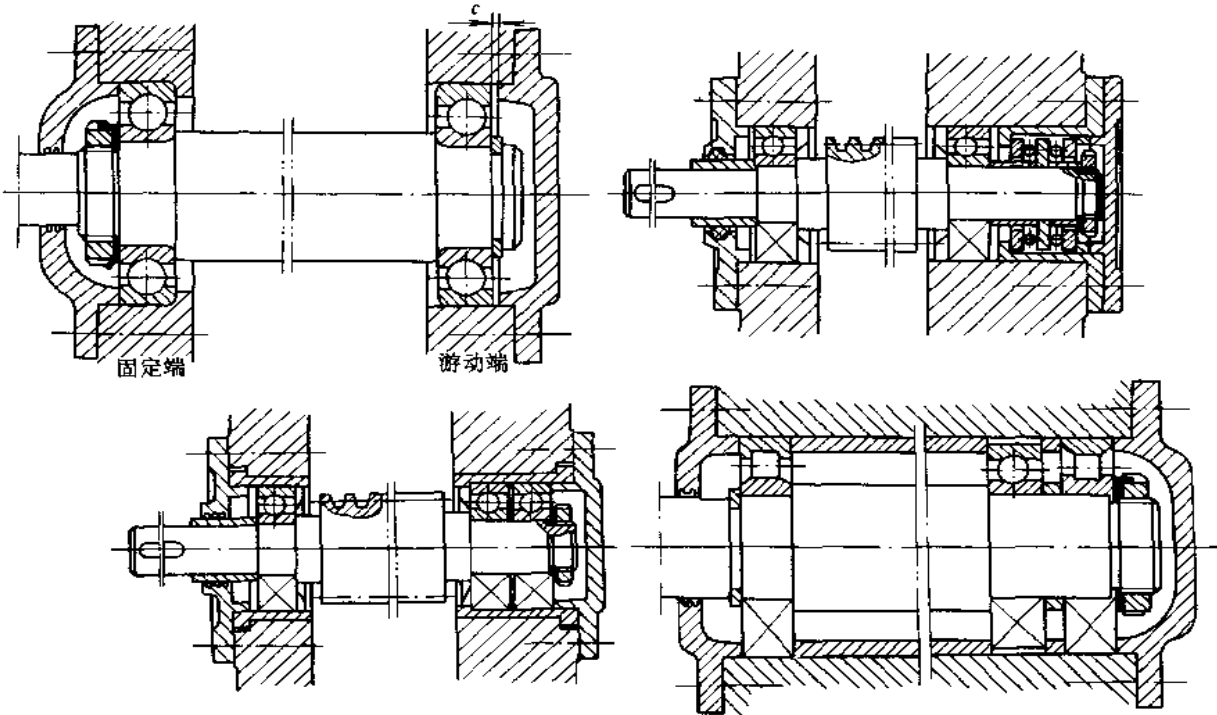


图 1-2-32 一端双向固定一端游动

一端轴承的内、外圈双向固定, 承受双向轴向力。另一端轴承轴向不固定, 允许受热膨

胀了的轴自由伸长。由于轴承类型的不同，所以“双向固定”及“游动”的结构也不相同，这里只举四例。通常将受较小径向力的轴承双向固定，以承受轴向力，并协调两轴承的寿命；当轴上无轴向力时，则受较小径向力的轴承游动，使游动方便。

这种定位方式常用于跨距大的轴或工作温度高的轴。

### (3) 两端支承游动

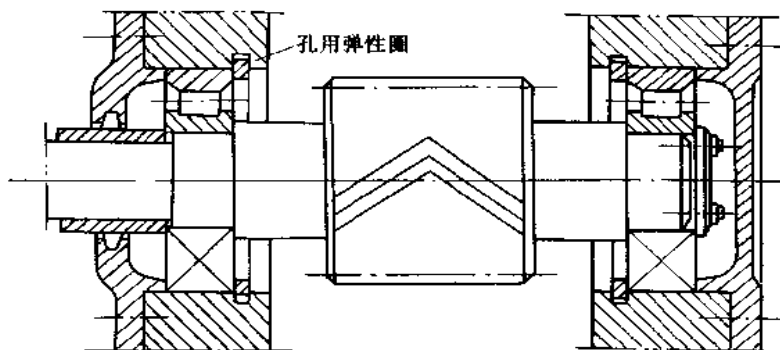


图 1-2-33 两端游动支承

一对人字齿轮啮合时，因制造和安装误差，会产生轻微的轴向窜动。为防止齿轮卡死，常将小入字齿轮轴上两支承设计成游动方式，大人字齿轮轴上两支承为固定式。

当轴的支承为滑动轴承时，轴依靠轴肩轴向定位。当需要一端固定时，则固定端的轴颈两侧都做出轴肩或轴环，或者用径向滑动轴承与推力滑动轴承的组合。

### 2.1.4 轴的轴向拉紧

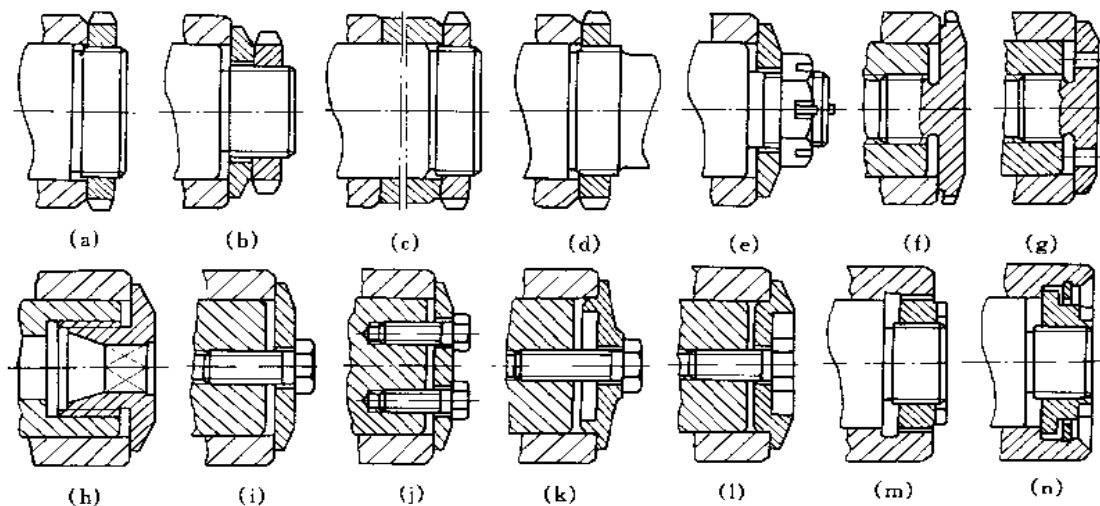


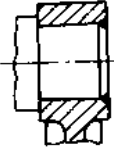
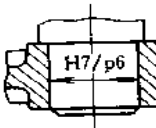
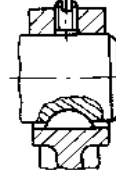
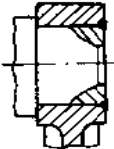
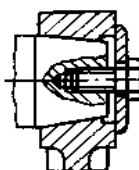
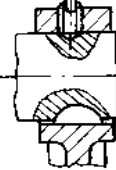
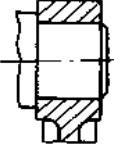
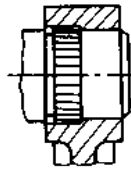
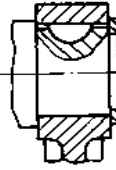
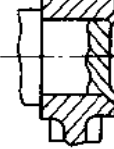
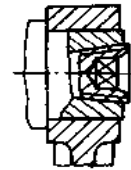
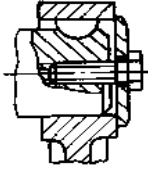
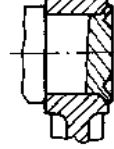
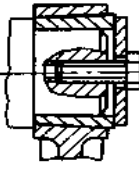
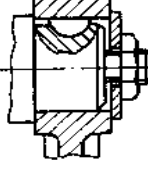
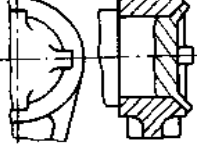
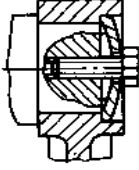
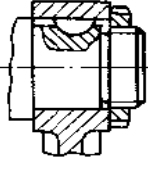
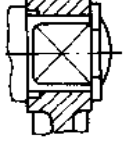
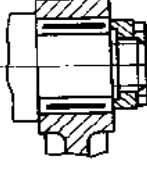
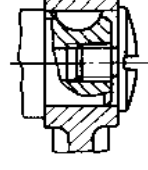
图 1-2-34 轴向拉紧的结构型式

(a) 用圆螺母；(b) 圆螺母加垫圈；(c) 圆螺母加长套；(d) 轴的中部用圆螺母；(e) 轴端用六角开槽螺母，但增长了轴的尺寸；(f) ~ (h) 空心轴采用内螺纹拉紧，紧固力稍弱于圆螺母；(i) 用中心螺钉拉紧，紧固力更弱一些；(j) 用几个螺钉拉紧，紧固力也弱；(k) 带止口垫圈的螺栓拉紧；(l) 可缩小轴向尺寸的止口垫圈加螺栓拉紧；(m) 为便于拆卸，尤其是在过渡配合连接和锥形连接处采用的带内外螺纹的螺母拉紧；(n) 加弹性挡圈的螺母拉紧

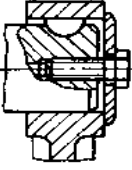
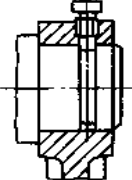
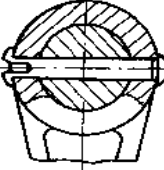
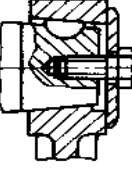
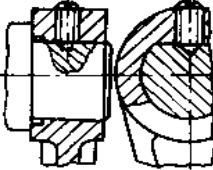
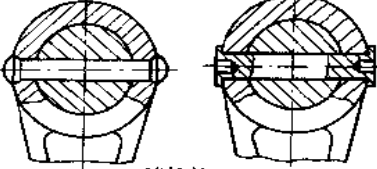
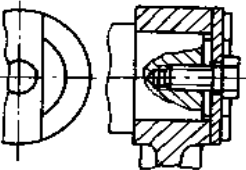
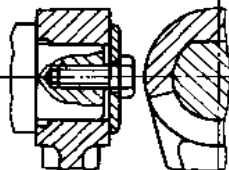
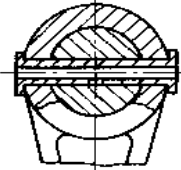
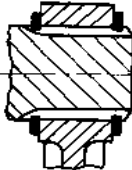
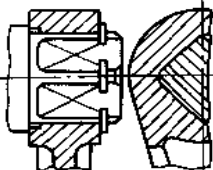
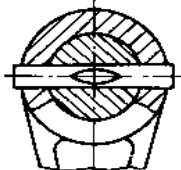
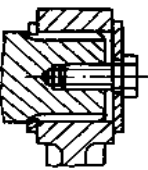
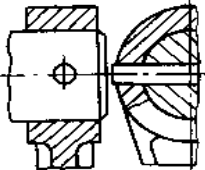
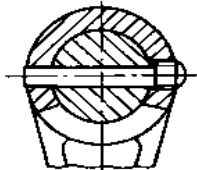
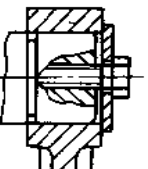
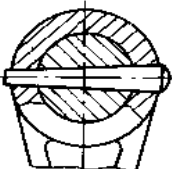
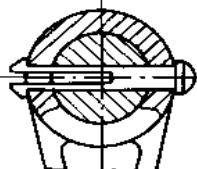
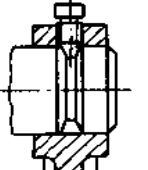
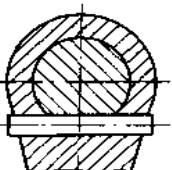
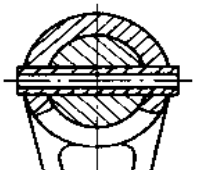


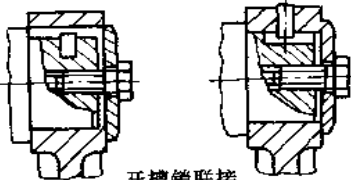
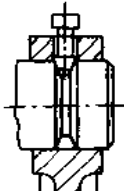
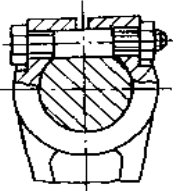
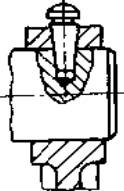
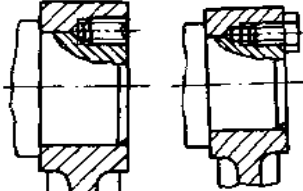
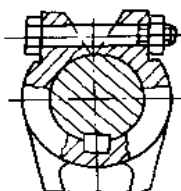
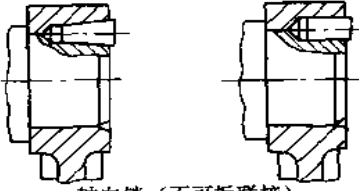
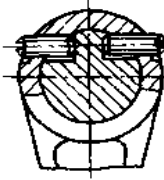
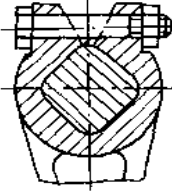
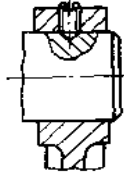
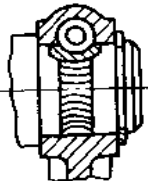
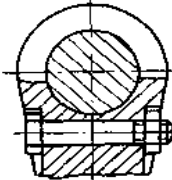
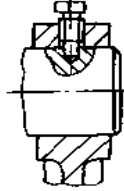
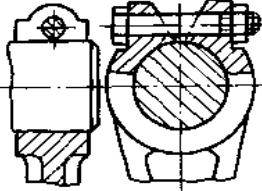
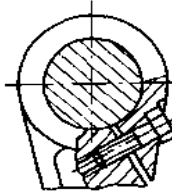
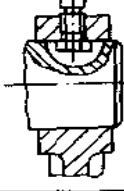
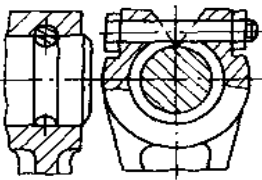
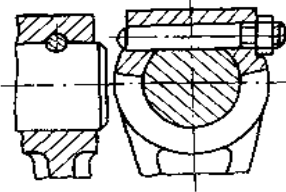

2.1.5 轴和杆的联接结构

表 1-2-3

| 结构简图及特征                    |   | 结构简图及特征   |  | 结构简图及特征  |  |
|----------------------------|---|---|--|--|--|
| 焊<br>接<br>联<br>接           |  焊                           | 摩<br>擦<br>联<br>接  |  过盈联接       | 键<br>联<br>接  |  半月键加<br>紧定螺钉 |
|                            |  端部电铆                        |   |  锥形联接       |  |  半月键加<br>定位螺钉 |
|                            |  径向电铆                        |   |  锯齿形槽<br>联接 |  |  半月键加<br>卡环固定 |
| 塑<br>性<br>变<br>形<br>联<br>接 |  四周扩孔<br>卷边                |  锥形塞头<br>拉紧  | 接<br>联<br>接  |  半月键加螺<br>钉轴上拉紧 |  |
|                            |  接口处<br>冲凹                 |  锥套拉紧        |  |  尾轴上螺<br>母拉紧    |  |
|                            |  毂上有槽<br>的敛缝               |  薄板弹簧<br>垫拉紧 |  |  圆螺母拉紧          |  |
|                            |  收口轮毂在有<br>小平台的轴端<br>的滚压联接 |  快速拆卸<br>的联接 |  |  螺钉拉紧           |  |
|                            |   |   |  |  |  |

续表

| 结构简图及特征     |   | 结构简图及特征          |   | 结构简图及特征          |  |
|-------------|---|------------------|---|------------------|--|
| 键<br>联<br>接 |  <p>带倾斜面<br/>螺钉拉紧</p>    | 花<br>键<br>联<br>接 |  <p>细槽联接<br/>便于调整<br/>杆的位置</p> | 柱<br>销<br>联<br>接 |  <p>开尾销</p>               |
|             |  <p>锥形拉紧</p>             |                  |  <p>削平面加定位销</p>                |                  |  <p>销铆接</p>               |
|             |  <p>端面嵌入键加螺钉固定</p>       |                  |  <p>水平面或方头联接</p>               |                  |  <p>管销铆接</p>              |
|             |  <p>花键两端<br/>加卡环</p>    |                  |  <p>方头加卡环固定</p>               |                  |  <p>槽销</p>               |
|             |  <p>花键螺钉<br/>拉紧</p>    |                  |  <p>圆柱销</p>                  |                  |  <p>一头端部带<br/>螺纹的柱销</p> |
|             |  <p>三角形花键<br/>螺钉拉紧</p> |                  |  <p>圆锥销</p>                  |                  |  <p>弹性销</p>             |
|             |  <p>三角形花键<br/>锥形螺钉</p> |                  |  <p>正切向销</p>                 |                  |  <p>管状弹性销</p>           |

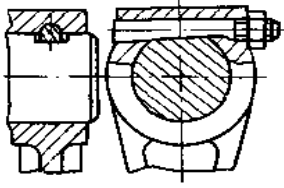
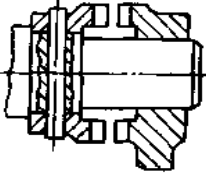
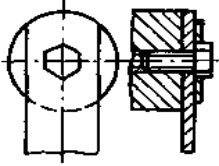
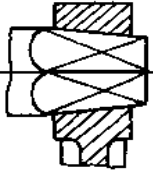
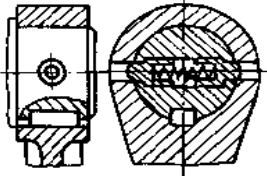
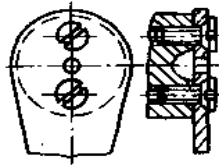
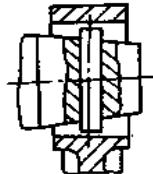
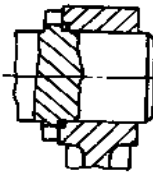
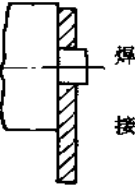
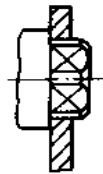
| 结构简图及特征   | 结构简图及特征   | 结构简图及特征  |
|---|---|--|
|  <p>开槽销联接</p>                |  <p>带圆锥尾的螺钉摩擦联接, 允许杆角度变化</p> |  <p>带轴端平台的夹紧联接</p>        |
|  <p>径向圆锥销</p>                |  <p>轴向合缝钉 (不可拆联接)</p>        |  <p>加键的夹紧联接</p>           |
|  <p>轴向销 (不可拆联接)</p>          |  <p>切向螺钉, 允许不大的角度调整</p>     |  <p>在方头上的夹紧联接</p>        |
|  <p>紧定螺钉</p>                |  <p>蜗杆蜗轮联接, 允许杆角度任意调整</p>  |  <p>电线夹器式的夹紧联接</p>      |
|  <p>带圆锥尾的紧定螺钉</p>          |  <p>法兰夹紧联接</p>             |  <p>斜开槽的夹紧联接</p>        |
|  <p>开槽的螺钉联接 (允许轴向位置调整)</p> |  <p>带轴向定位的夹紧联接</p>         |  <p>摩擦联接 (带圆坑的螺栓拉紧)</p> |
|  <p>带圆锥尾的紧定螺钉</p>          |   | <p>拉紧螺栓联接</p>  |

柱  
销  
联  
接  
  
螺  
纹  
联  
接  
  
螺  
钉  
联  
接  
  
螺  
纹  
联  
接

螺  
纹  
联  
接  
  
夹  
紧  
联  
接

夹  
紧  
联  
接  
  
夹  
紧  
联  
接  
  
拉  
紧  
螺  
栓  
联  
接

续表

|                  | 结构简图及特征   | 结构简图及特征  | 结构简图及特征   |
|------------------|---|--|---|
| 拉紧螺栓联接           |  <p>楔螺栓 (刚性联接)</p> |  <p>有端齿的啮合联接</p>            |  <p>板插入加螺钉</p> |
| 快<br>速<br>联<br>接 |  <p>方形轴端联接</p>     |  <p>弹簧作用的球状定位销定位, 键传递扭矩</p> |  <p>双钉带中心销</p> |
|                  |  <p>销钉传递扭矩</p>    |  |   |
| 接                |  <p>端面齿矩联接</p>   |  <p>板状杆联接</p>             |  <p>方头联接</p> |

2.1.6 传递扭矩的一般型式

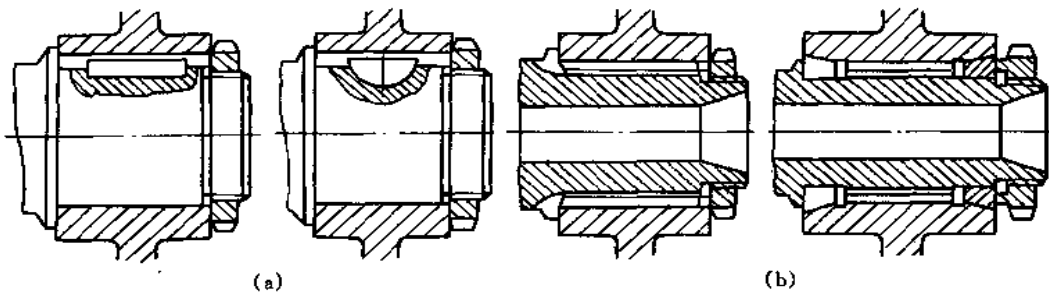
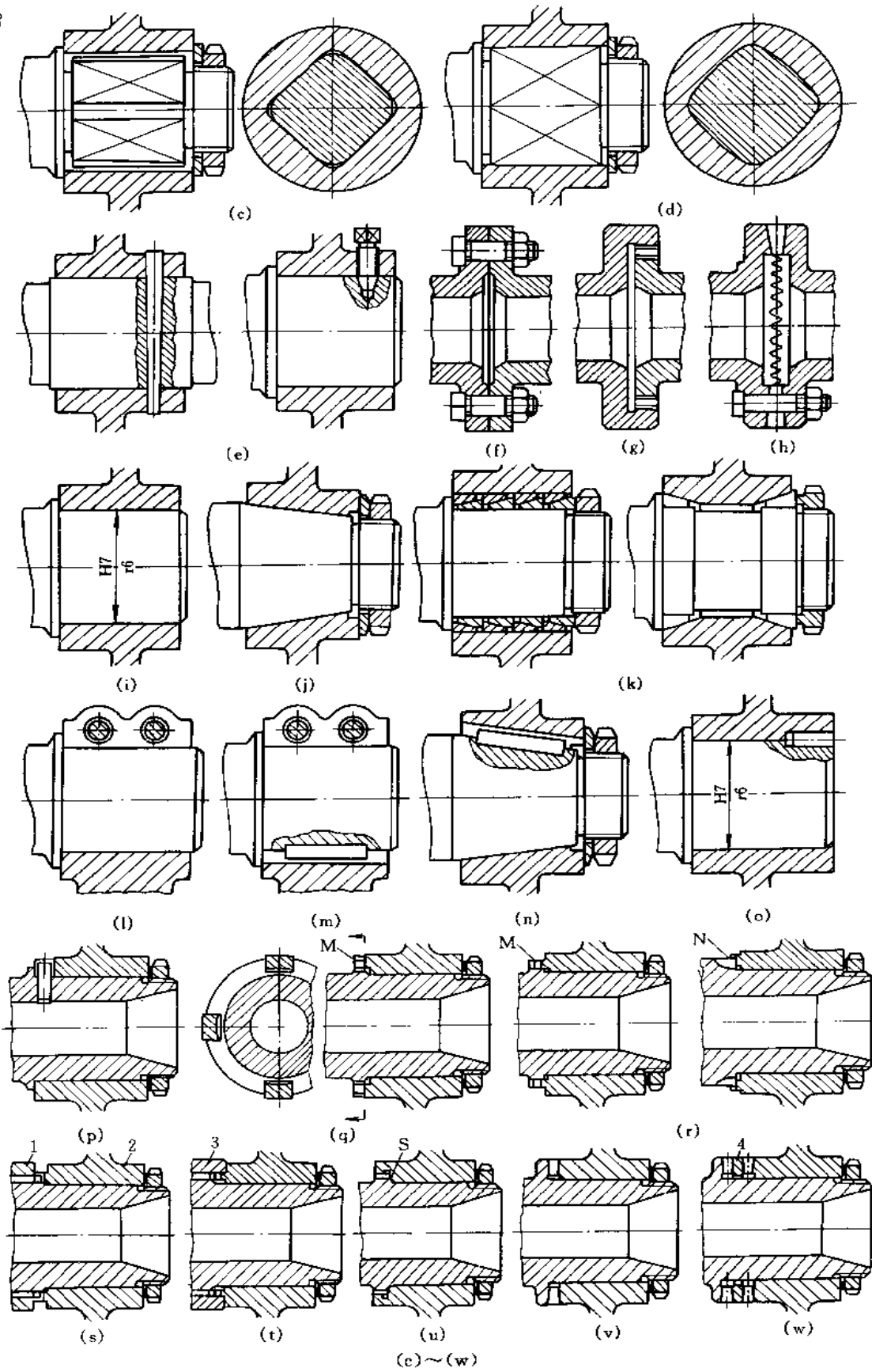


图 1-2-35 传递扭矩的结构类型(a)、(b)



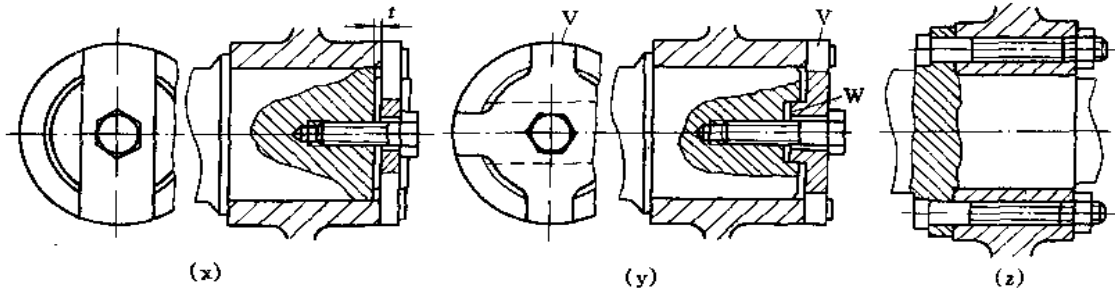


图 1-2-35 传递扭矩的结构类型(x)~(z)

(a) 键; (b) 花键; (c) 棱柱形截面; (d) 成型截面; (e) 销; (f) 法兰; (g) 法兰带齿啮合; (h) 带端面花键的法兰; (i) 过盈; (j) 锥形; (k) 胀紧环; (l) 夹紧; (m) 夹紧加键; (n) 锥形加键; (o) 过盈加销; (p) 轻载压在轴上柱销传递转矩; (q) 端面齿 M 传递; (r) 加花键轴 m、n, 提高端面齿承载能力; (s) 重载件 1 用花键, 轻载件 2 用端面齿; (t) 同 s 端面齿在件 3 内花键上; (u) 零件准确拉紧在台肩 S 上, 周边有花键齿; (v) 加工量少的三角形端面花键联接; (w) 为调节角度, 中间加过渡垫圈 4, 垫圈两面齿数不同; (x) 端面键传递扭矩; (y) 带径向齿 V 及 W 的垫圈; (z) 穿通螺栓传递扭矩

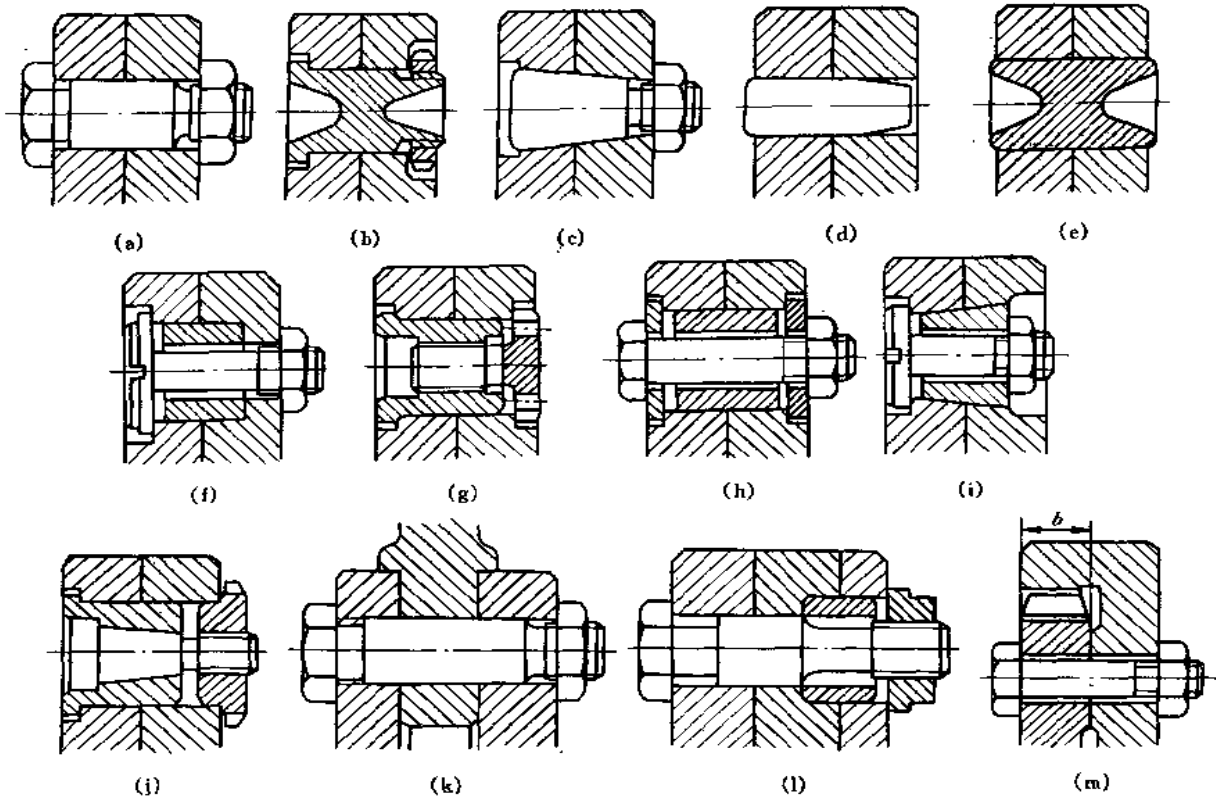


图 1-2-36 法兰联接中扭矩的传递

(a)、(b) 用圆柱配合螺栓; (c) 用锥形螺栓, 并用普通拉紧螺栓相间配置, 后者保证法兰拉紧; (d)、(e) 用分布在拉紧螺栓中间的柱销传递; (f) ~ (j) 用与拉紧螺栓同心安装的套筒传递, 减少了拉紧螺栓尺寸; (j) 图结构能保证紧固联接, 其拉紧力传给套筒并保证剪切段孔壁的紧密贴合; (k) 配合螺栓; (l) 用配合螺栓加套筒的联合方法; (m) 径向渐开线花键用于大扭矩传递, 有时也用三角形端面花键

## 2.1.7 改善轴的受力状况

## (1) 载荷分流

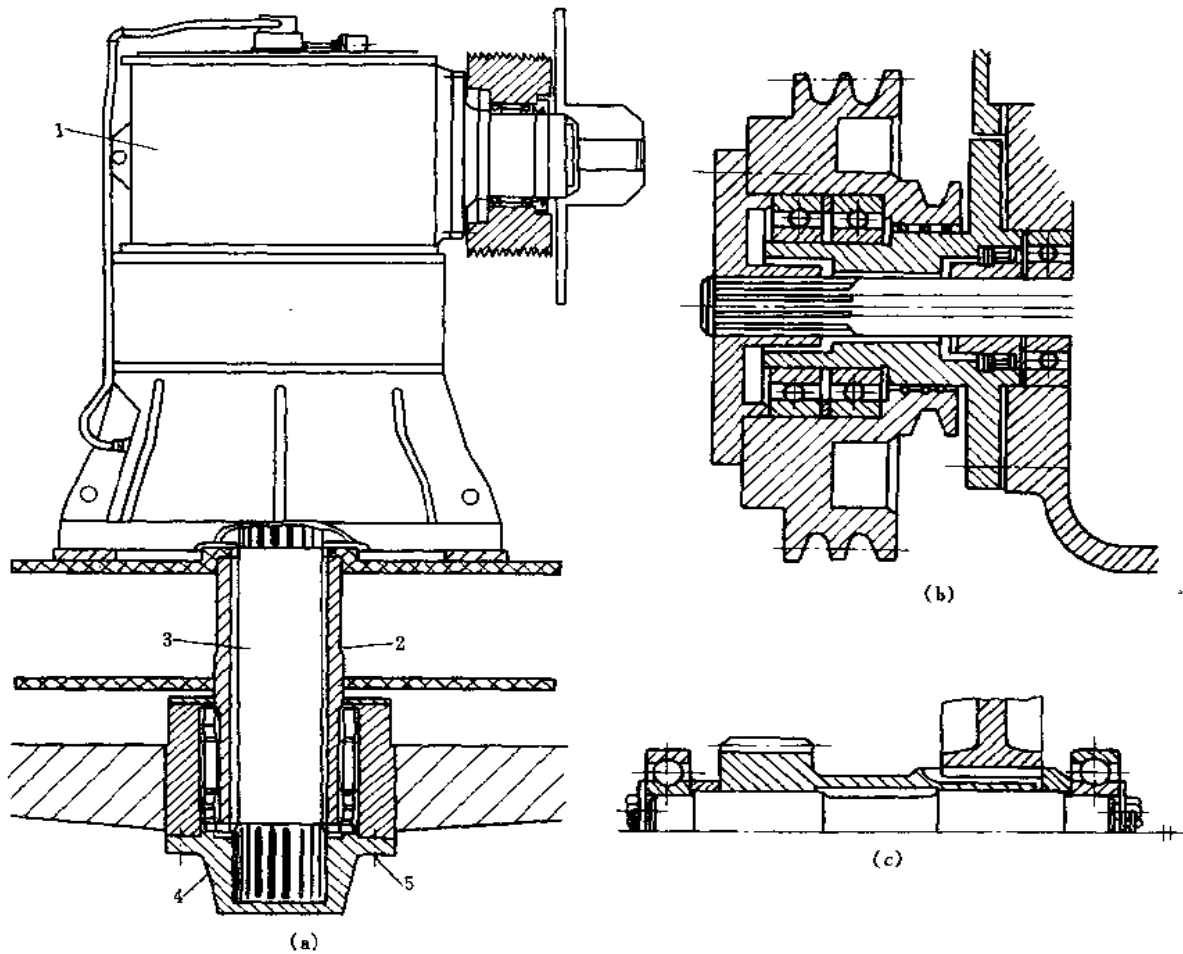


图 1-2-37 轴上载荷分流结构

(a) 索道导轮轴；(b) 带轮分流结构；(c) 轴上零件扭矩的直接传递

1—驱动系统；2—空心心轴；3—传动轴；4—带花键孔的端盖部件；5—联接螺栓

图 1-2-37 中 a 空心轴承受弯矩，传动轴 3 只承受扭矩；图 b 为车床主轴箱带轮的分流结构，带轮上的拉力通过滚动轴承和法兰套作用于箱体上，卸去轴端的径向载荷，扭矩通过与带轮固联的端盖输入；图 c 是小齿轮的扭矩直接传给大齿轮，使轴不再受扭矩的作用，大大改善了轴的工作条件。

## (2) 减载

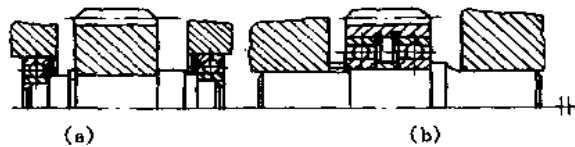


图 1-2-38 旋转心轴改变为固定心轴

图 1-2-38 是将转动心轴 (a) 改为固定心轴 (b)，使轴由承受交变应力改为静应力，改善了轴的受力情况。

## (3) 合理布置轴上零件

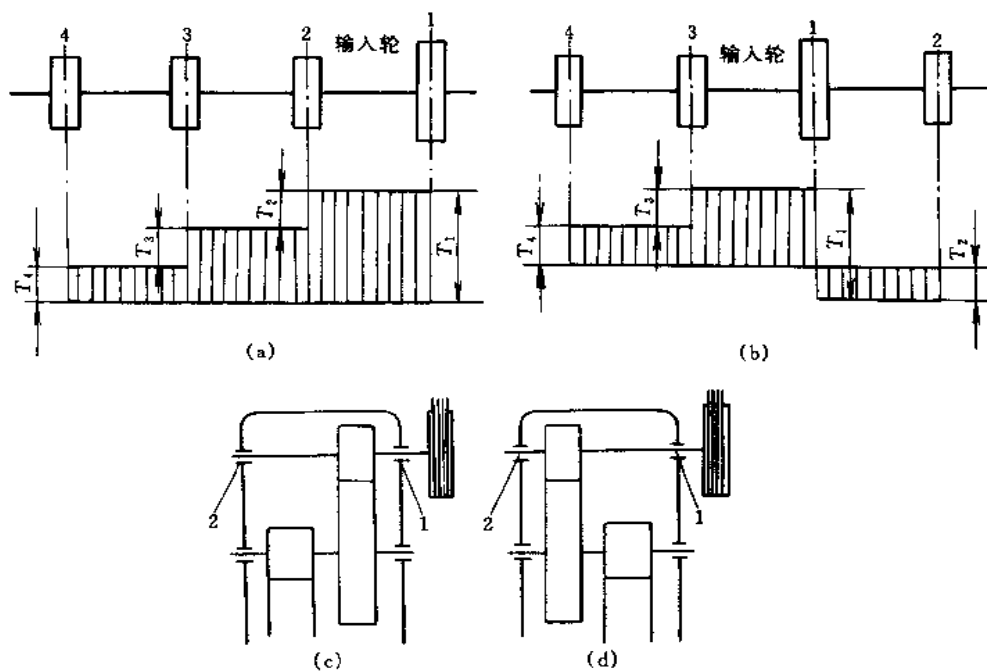


图 1-2-39 改进轴上零件的布置

图 1-2-39 所示的转轴，若功率由轮 1 输入，通过轮 2、3、4 输出。各轮如图 a 那样布置，轴所受的最大扭矩为  $T_{\max} = T_2 + T_3 + T_4$ ；若按图 b 布置，则  $T_{\max} = T_3 + T_4$ 。显然，图 b 的布置方案是合理的。又如图 c 中齿轮啮合力及带传动径向拉力在轴承 1 上分担较重，改成图 d 的布置后，齿轮啮合力在轴承 2 上分担重于轴承 1，使 1 与 2 两轴承上的载荷接近，结构合理。

## (4) 合理设计支承

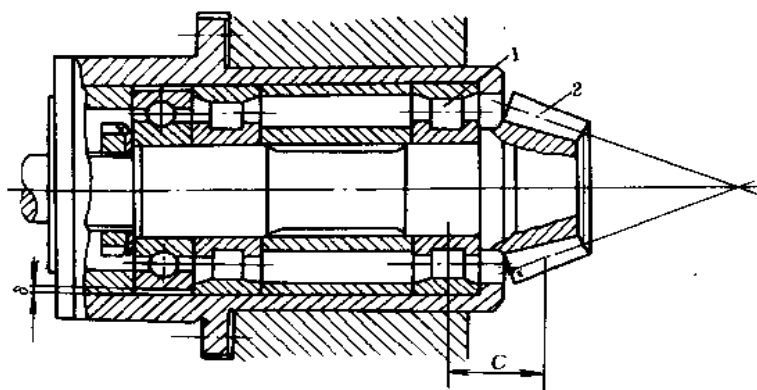


图 1-2-40 圆锥齿轮轴的组件结构

图 1-2-40 采用单列向心短圆柱滚子轴承来承受径向载荷，用单列向心球轴承来承受轴向载荷。这种结构的特点是：滚动轴承 1 可以尽可能地靠近齿轮 2，减小了齿轮的悬臂长度  $C$ ，改善了轴上的载荷状况，而且结构比较简单。当然，采用反装的向心推力轴承也可达到同样的目的，但结构比较复杂。

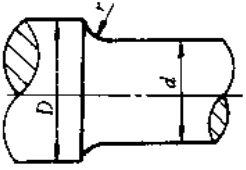
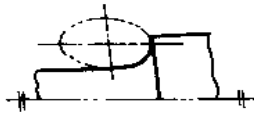
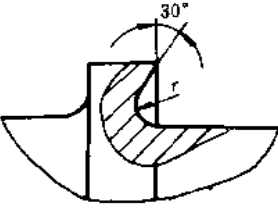
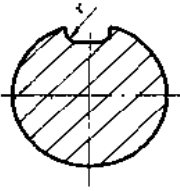
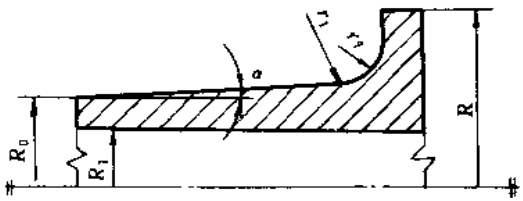
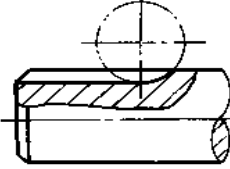
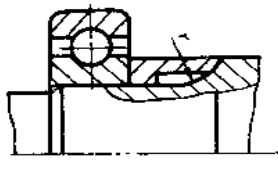
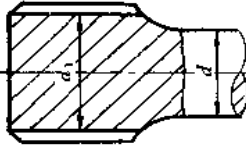
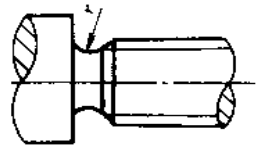
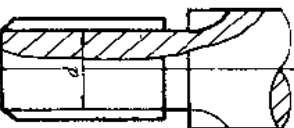


### 2.1.8 提高轴的疲劳强度

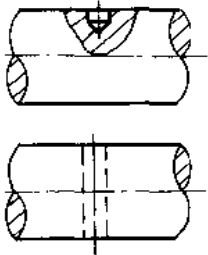
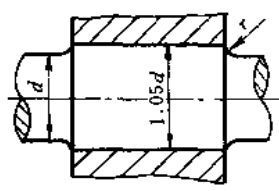
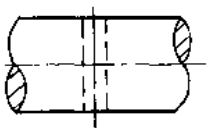
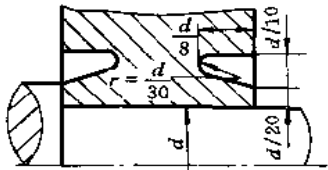
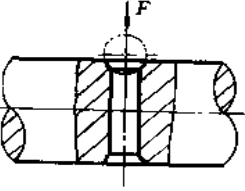
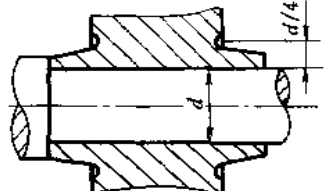

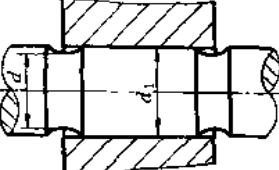
轴的破坏多数属于疲劳破坏，其主要破坏部位是在轴的截面变化处（如轴肩、键槽、环槽等），在这些位置会产生应力集中。因此在轴的结构设计中，应尽可能降低应力集中。轴的表面工作应力最大，故提高表面质量也是提高疲劳强度的有力措施，包括降低轴的表面粗糙度，对轴表面进行热处理、机械处理和化学处理等。

表 1-2-4 列出了降低轴上应力集中的主要措施。

表 1-2-4 降低轴上应力集中的主要措施举例

| 结构名称 | 简图  | 措施  | 结构名称 | 简图   | 措施                                 |
|------|---|---|------|--|------------------------------------|
| 圆角   |    | 加大圆角半径<br>$r/d > 0.1$<br>减小直径差<br>$D/d < 1.15 \sim 1.2$ | 圆角   |    | 有时也加梯圆形圆角                          |
|      |   | 加内凹圆角   |      |   | 底部加圆角                              |
|      |  | 有时也加锥形过渡及双圆角  |      |  | 用圆盘铣刀                              |
| 圆角   |  | 加大圆角半径，设中间环   | 花键   |  | 增大花键直径<br>$d_1 = (1.1 \sim 1.3) d$ |
|      |  | 加退刀圆角   |      |  | 花键加退刀槽                             |

续表

| 结构名称 | 简图  | 措施   | 结构名称 | 简图  | 措施   |
|------|---|--|------|---|--|
| 横孔   |    | 盲孔改成通孔<br>$K_e$ 减小约30%                                 | 过盈配合 |   | 增大配合处直径<br>$r > (0.1 \sim 0.2)d$<br>$K_e$ 减小约30%~40% |
|      |    |  |      |   | 轮毂上开卸载槽<br>$K_e$ 减小约15%~25%                          |
| 孔    |    | 孔上倒角或滚珠碾压<br>$F$                                       |      |  | 减小轮毂端部厚度<br>$K_e$ 减小约15%~25%                         |
|      |    | 压入弹性小的衬套   |      |   |  |
| 过盈配合 |  | 轴上开卸载槽并碾压<br>$d_1 = (1.06 \sim 1.08)d$<br>$K_e$ 减小约40% | 说明   | $K_e$ ——弯曲时的有效应力集中系数  |  |

### 2.1.9 减小轴的振动

离心压缩机轴的振动是影响离心压缩机长期、连续、安全运行的重要因素之一。在对离心压缩机精确设计计算和精心加工制造的基础上，应用轴振动衰减机构，可以进一步降低轴的振动。改变支撑位置、数量，改变轴承刚性，增加阻尼或干扰都可能降低或消除轴的振动，见图 1-2-41~1-2-43。

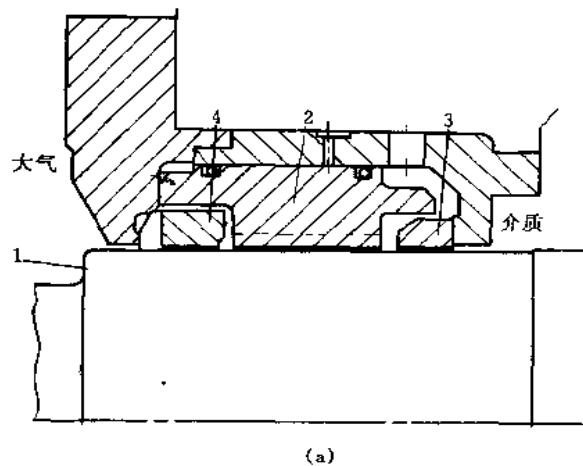


图 1-2-41 带辅助支撑的轴振动衰减结构 (a)

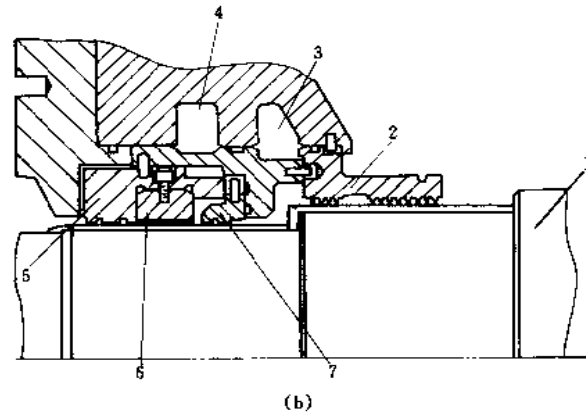


图 1-2-41 带辅助支撑的轴振动衰减结构 (b)

(a) 辅助支撑置于浮环密封内 1—轴；2—辅助支撑环；3—介质侧浮环；4—大气侧浮环  
 (b) 辅助支撑置于油膜密封内 1—轴；2—疏齿密封；3—参照低压；4—密封油供油腔；5—外（大气）密封环；  
 6—可倾瓦辅助支撑环；7—内（介质）密封环

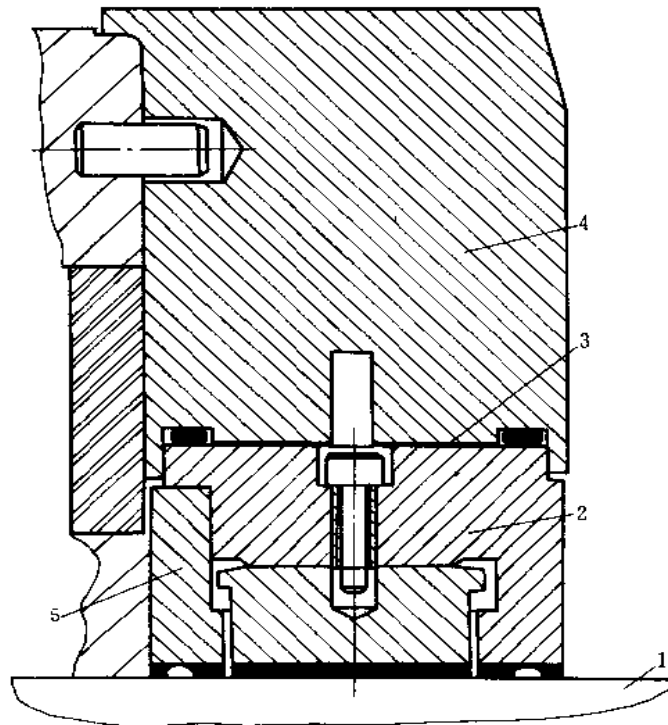


图 1-2-42 应用油膜阻尼的轴振动衰减结构

1—轴；2—轴承盒；3—油膜；4—轴承箱体；5—轴承盒盖

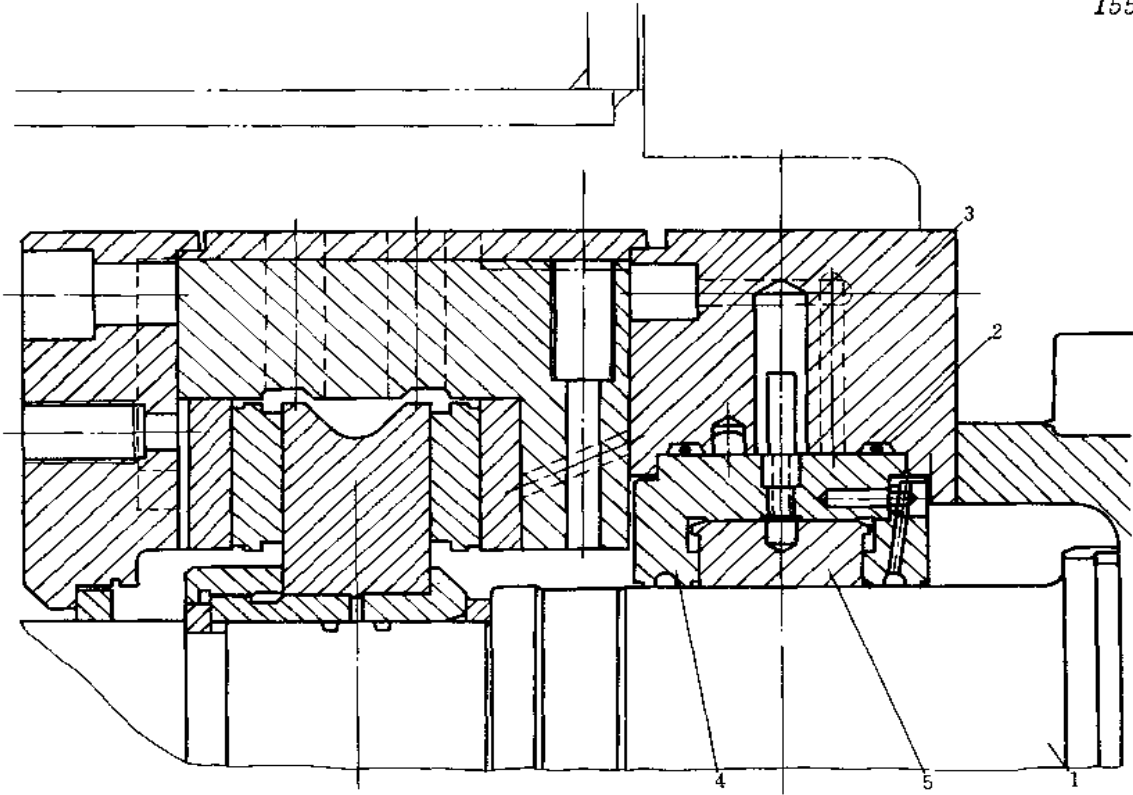


图 1-2-43 应用“O”型圈阻尼的轴振动衰减结构  
1—轴；2—“O”型圈；3—轴承箱体；4—轴承盒；5—可倾瓦轴承

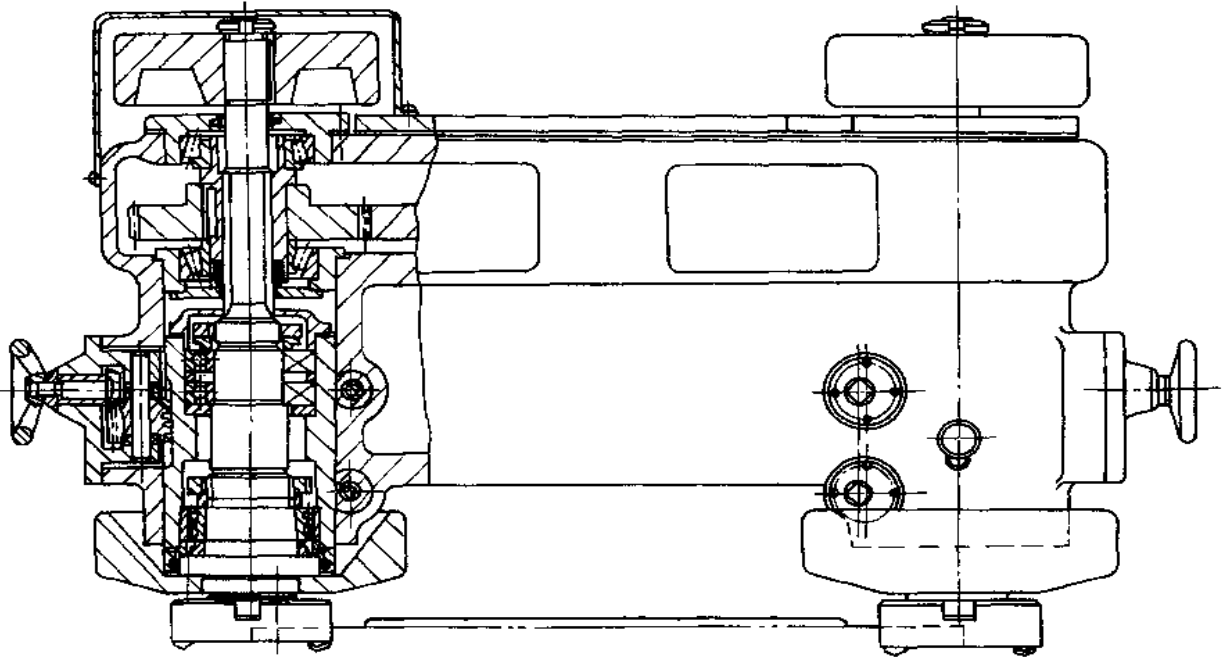


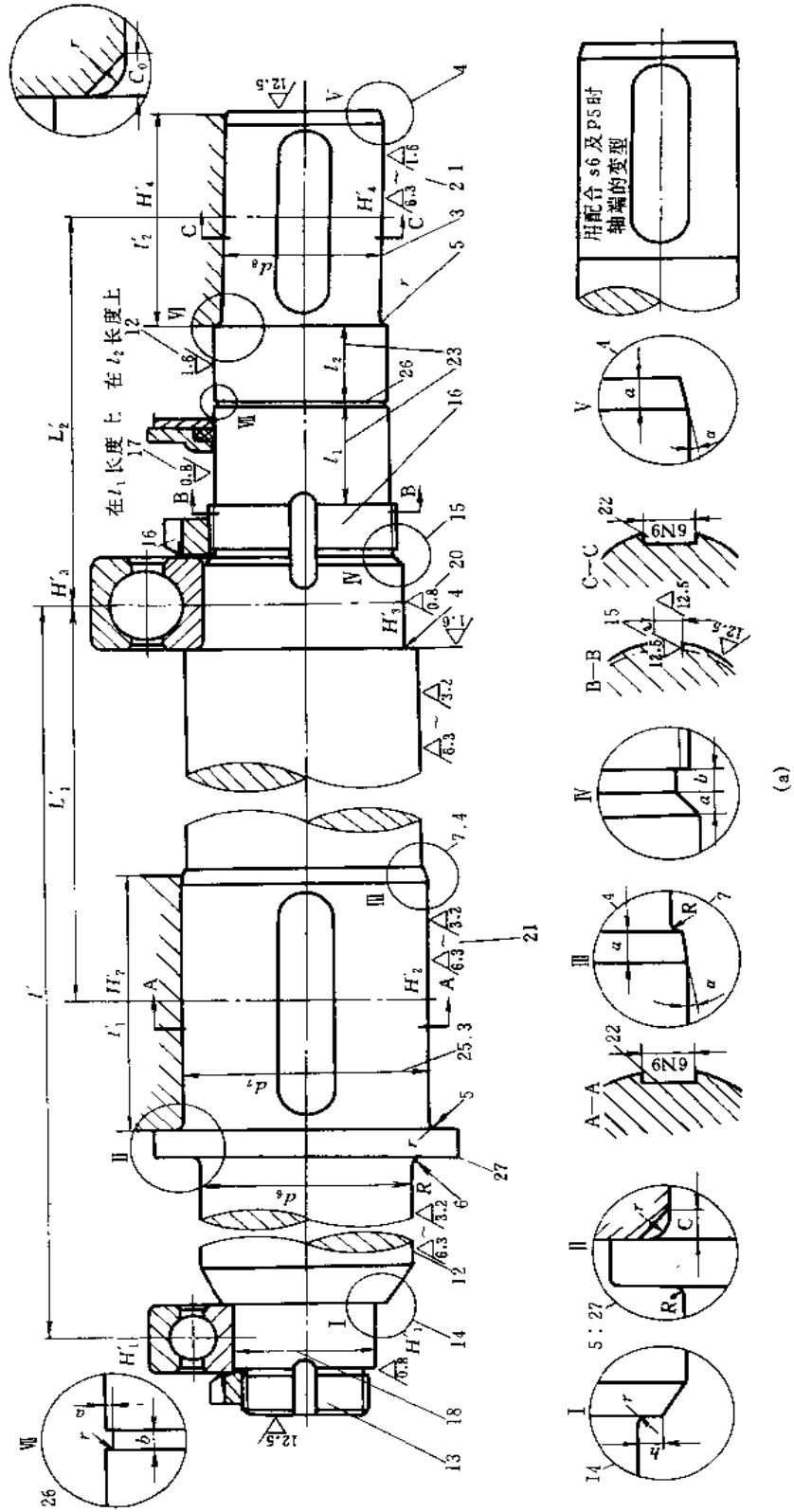
图 1-2-44 利用飞轮减少振动

图 1-2-44 所示为加工拖拉机前后横梁的专用双轴铣头。主轴可以轴向移动，主轴前后端均装有飞轮，减少可能产生的振动，保证主轴工作平稳。

2.1.10 轴的加工和装配工艺性

轴的结构应便于加工、测量、装配和维修。在轴的结构设计时,应考虑以下几个主要问题:

- 1) 考虑加工工艺所必须的结构要素(如中心孔、螺尾退刀槽、砂轮越程槽等)。
- 2) 合理确定轴与轴上零件的配合性质、加工精度和表面粗糙度。



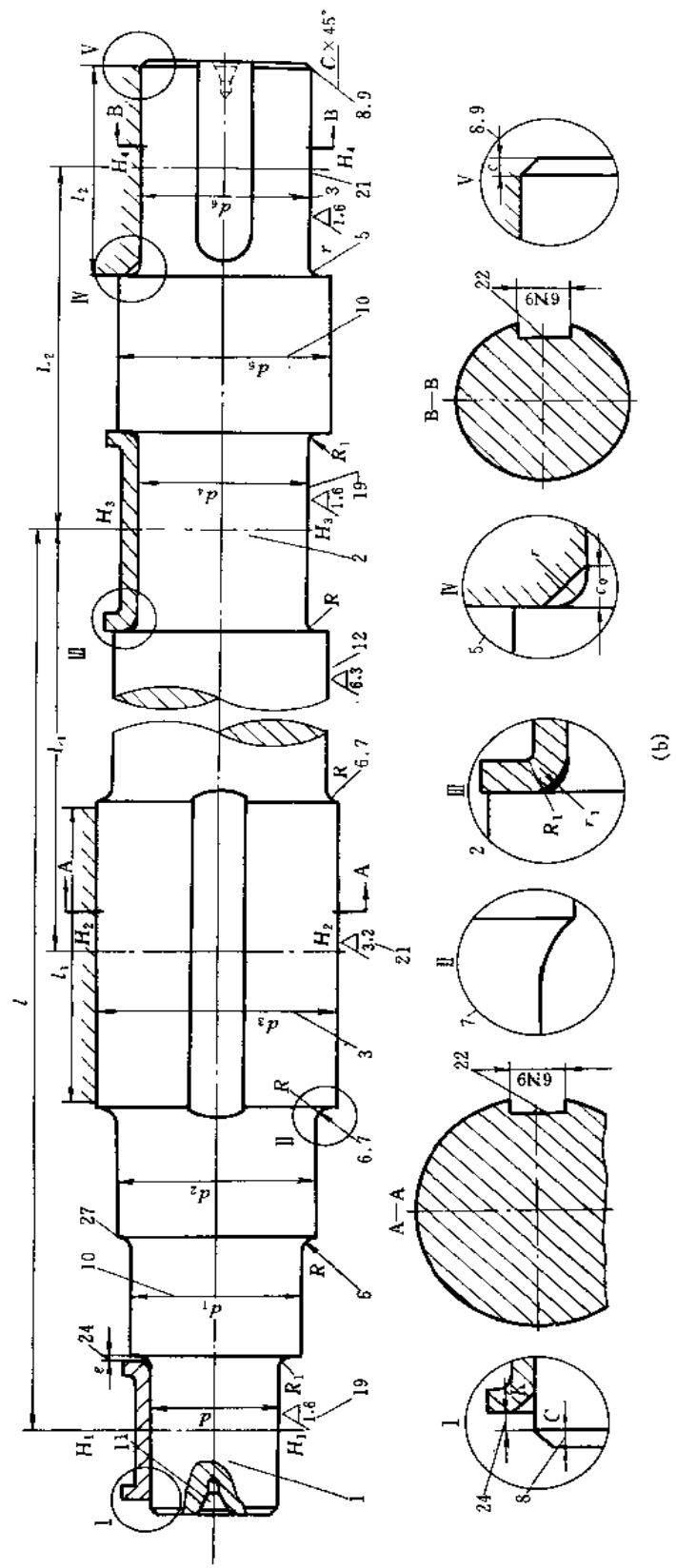


图 1-2-45 装在滚动或滑动轴承上的转轴  
 (a) 装在滚动轴承上的转轴；(b) 装在滑动轴承上的转轴  
 $l_1, l_2, l_1', l_2'$ ——套装在轴上的零件轮毂的长度

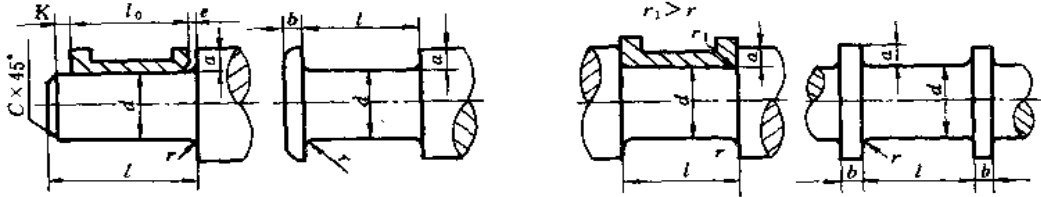
- 3) 轴的配合直径应按 GB 2822—81 圆整为标准值。
- 4) 确定各轴段长度时，应尽可能使结构紧凑，同时要保证零件所需的滑动距离和装配或调整所需空间，转动件不得与其他零件相碰撞，为保证轴向定位可靠，与轮毂配装的轴段长度，应略小于轮毂宽（长）度 2~3mm。
- 5) 轴上所有零件，应无过盈地到达配合部位。
- 6) 为便于导向和避免擦伤配合表面，轴的两端及有过盈配合的台阶处都应制成倒角；
- 7) 为减少加工刀具种类和提高劳动生产率，同一轴上直径相差不大轴段的键槽应尽可能采用同一规格的键槽截面尺寸，并应分布在同一加工直线上，轴上的倒角、圆角等也应尽可能取相同尺寸。

图 1-2-45a、b 为滚动和滑动轴承支承的轴的典型结构。各部分结构尺寸及公差等参见 160 页图位说明表。

图 1-2-45a 及 b 的图位说明表

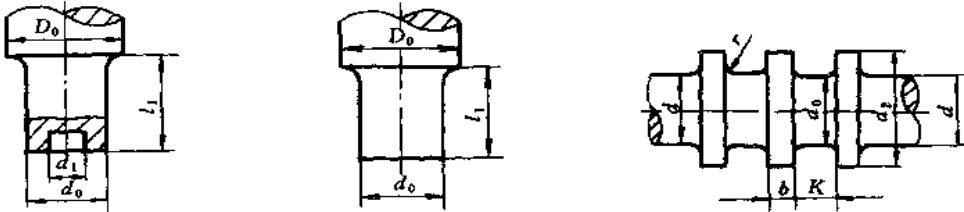
| 图位     | 转轴 (心轴) 各部分   |           | 说 明   |
|--------|---|-----------|---|
| 1<br>2 | 端轴颈和中轴颈的结构和尺寸   |           | 见表 1-2-5 和表 1-2-6                           |
| 3      | 配合处 $d_3$ 、 $d_6$ 、 $d_7$ 、 $d_8$ 的直径                   |           | 由计算决定, 并圆整到标准直径                             |
| 4      | 配合 $s_6$ 、 $p_8$ 的倒角                                    |           | 见表 1-2-8                                    |
| 5      | 作固定连接时零件的圆角半径 “ $r$ ” 和倒角 “ $C$ ”                       |           | 见表 1-2-9                                    |
| 6      | 从 $d_1$ 过渡到 $d_2$ 的轴段结构                                 | 圆角半径 $R$  | 见表 1-2-8                                    |
| 7      |   | 对大型轴按图作曲线 |   |
| 8      | 轴端的倒角 “ $C$ ”   |           | 见表 1-2-13                                   |
| 9      | 固定连接中转轴从轮毂内凸出部分的尺寸                                      |           |   |
| 10     | 转轴直径 $d_1$ 和 $d_5$                                      |           | 见表 1-2-5                                    |
| 11     | 中心孔   |           | 见标准 GB 145—85, JB/ZQ 4236~4237—86           |
| 12     | 转轴表面粗糙度   |           | 见化学工业出版社《机械设计手册》第三版第 1 卷 2-124 页 (表 2-4-10) |
| 13     | 用固定螺母固定滚动轴承的轴端结构和尺寸                                     |           | 见表 1-2-10                                   |
| 14     | 与滚动轴承接合的轴肩结构和尺寸   |           | 见滚动轴承标准                                     |
| 15     | 用固定螺母固定滚动轴承的部分的结构和尺寸                                    |           | 见表 1-2-11                                   |
| 16     | 止动螺母的螺纹和螺母尺寸  |           | 见 GB 812—88                                 |
| 17     | 密封环下转轴部分的表面粗糙度  |           | 见化学工业出版社《机械设计手册》第三版第 1 卷 2-124 页 (表 2-4-10) |
| 18     | 滚动轴承的配合   |           | 见化学工业出版社《机械设计手册》第三版第 1 卷 2-37~2-45 页        |
| 19     | 转轴部分的表面粗糙度  | 滑动轴承处     | 见化学工业出版社《机械设计手册》第三版第 1 卷 2-124 页 (表 2-4-10) |
| 20     |   | 滚动轴承处     |   |
| 21     | 零件作固定连接时转轴部分的表面粗糙度                                      |           |   |
| 22     | 平键和平键键槽的表面粗糙度   |           | 见 GB 1095~1097—79; GB 1566~1567—79          |
| 23     | $l_1$ 和 $l_2$ —— 有不同表面粗糙度的轴段的尺寸                         |           | 根据结构决定                                      |
| 24     | 间隙 “ $e$ ” 和转轴凸出端 “ $K$ ” 的尺寸, 使轴在受热膨胀和轴承安装有差错时, 能作轴向偏移 |           | 根据结构决定, 并考虑到轴承轴段的受热膨胀                       |
| 25     | 齿轮的配合   |           | 见化学工业出版社《机械设计手册》第三版第 1 卷 2-37 页~2-45 页      |
| 26     | 砂轮越程槽的结构和尺寸   |           | 见表 1-2-12                                   |
| 27     | 转轴的锐边   |           | 根据需要倒圆                                      |

表 1-2-5 滑动轴承向心轴颈的结构尺寸



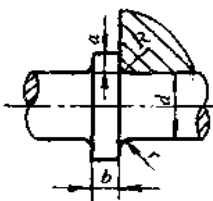
| 代号       | 名称      | 说明   |
|----------|---------|--|
| $d$      | 轴颈直径    | 由计算确定, 并按 GB 2822—81 圆整为标准直径   |
| $a$      | 轴肩(环)高度 | $a \approx (0.07 \sim 0.1) d$ , $d+2a$ 最好圆整为整数   |
| $b$      | 轴环宽度    | $b \approx 1.4a$   |
| $r, r_1$ | 圆角半径    | 按零件倒角倒圆半径标准取   |
| $l$      | 轴颈长度    | $l = l_0 + k + e + c$<br>$l_0$ 由轴承工作能力的需要确定, $e$ 和 $k$ 分别由热膨胀量和安装误差确定, $c$ 按标准取, 对于固定轴轴颈 $l = l_0$ |

表 1-2-6 滑动轴承止推轴颈的结构尺寸



| 代号    | 名称     | 说明                         | 代号    | 名称       | 说明                        |
|-------|--------|----------------------------|-------|----------|---------------------------|
| $D_0$ | 轴直径    | 计算确定                       | $b$   | 轴环宽度     | $b = (0.1 \sim 0.15) d$   |
| $d$   | 轴直径    | 计算确定                       | $K$   | 轴环距离     | $K = (2 \sim 3) b$        |
| $d_0$ | 止推轴颈直径 | 计算确定, 按 GB 2822—81 圆整为标准直径 | $l_1$ | 止推轴颈长度   | 由计算和止推轴承结构确定              |
| $d_1$ | 空心轴颈内径 | $d_1 = (0.4 \sim 0.6) d_0$ | $n$   | 轴环数      | $n \geq 1$ , 由计算和止推轴承结构确定 |
| $d_2$ | 轴环外径   | $d_2 = (1.2 \sim 1.6) d$   | $r$   | 轴环根部圆角半径 | 按标准选取                     |

表 1-2-7 轴环尺寸

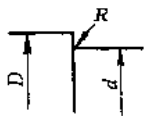
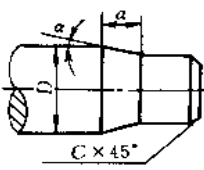


|          | mm  |    |     |     |     |     |     |     |     |  |
|----------|-----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|--|
| 轴的直径 $d$ | 28  | 68 | 100 | 175 | 240 | 290 | 320 | 370 | 420 |  |
| 圆角半径 $r$ | 1.5 | 2  | 3   | 4   | 6   | 6   | 10  | 12  | 12  |  |
| 轴肩高度 $a$ | 2   | 3  | 4   | 6   | 9   | 10  | 14  | 16  | 18  |  |

注: 轴环宽度  $b = (0.1 \sim 0.15) d$  或  $b \geq 1.4a$ 。



表 1-2-8 圆形零件自由表面过渡圆角半径和过盈配合联接轴的倒角(Q/ZB 138-73) mm

|           |   |       |           |                    |                    |                    |                    |                     |                      |                      |                      |                      |     |     |     |     |     |     |     |
|-----------|---|-------|-----------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|---------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 圆角半径      |  | $D-d$ | 2         | 5                  | 8                  | 10                 | 15                 | 20                  | 25                   | 30                   | 35                   | 40                   | 50  | 55  | 65  | 70  | 90  | 100 | 130 |
|           |   | $R$   | 1         | 2                  | 3                  | 4                  | 5                  | 8                   | 10                   | 12                   | 12                   | 16                   | 16  | 20  | 20  | 25  | 25  | 30  | 30  |
|           |   | $D-d$ | 140       | 170                | 180                | 220                | 230                | 290                 | 300                  | 360                  | 370                  | 450                  | 460 | 540 | 550 | 650 | 660 | 760 |     |
|           |   | $R$   | 40        | 40                 | 50                 | 50                 | 60                 | 60                  | 80                   | 80                   | 100                  | 100                  | 125 | 125 | 160 | 160 | 200 | 200 |     |
| 过盈配合联接轴倒角 |  | $D$   | $\leq 10$ | $>10$<br>$\sim 18$ | $>18$<br>$\sim 30$ | $>30$<br>$\sim 50$ | $>50$<br>$\sim 80$ | $>80$<br>$\sim 120$ | $>120$<br>$\sim 180$ | $>180$<br>$\sim 260$ | $>260$<br>$\sim 360$ | $>360$<br>$\sim 500$ |     |     |     |     |     |     |     |
|           |   | $a$   | 1         | 1.5                | 2                  | 3                  | 5                  | 5                   | 8                    | 10                   | 10                   | 12                   |     |     |     |     |     |     |     |
|           |   | $a$   | 30°       |                    |                    |                    |                    |                     | 10°                  |                      |                      |                      |     |     |     |     |     |     |     |

注:尺寸  $D-d$  是表中数值的中间值时,则按较小尺寸来选取  $R$ 。例如  $D-d=98$ ,则按 90 选  $R=25$ 。

表 1-2-9 固定连接中各零件的圆角半径和倒角 mm

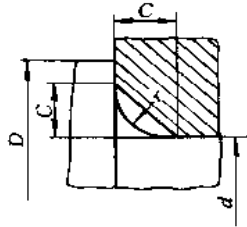
|  |          |         |         |         |        |        |         |
|--|----------|---------|---------|---------|--------|--------|---------|
|  | 转轴直径 $d$ | 10~15   | 15~30   | 30~45   | 45~70  | 70~100 | 100~150 |
|  | $r$      | 0.5     | 1       | 1       | 1.5    | 2      | 2.5     |
|  | $C$      | 1       | 1.5     | 2       | 2.5    | 3      | 4       |
| 转轴直径 $d$   | 150~200  | 200~260 | 260~350 | 350~420 | 420 以上 |        |         |
| $r$  | 3        | 4       | 5       | 6       | 8      |        |         |
| $C$  | 5        | 6       | 8       | 10      | 12     |        |         |

表 1-2-10 用固定螺母固定滚动轴承的轴端结构和尺寸 mm

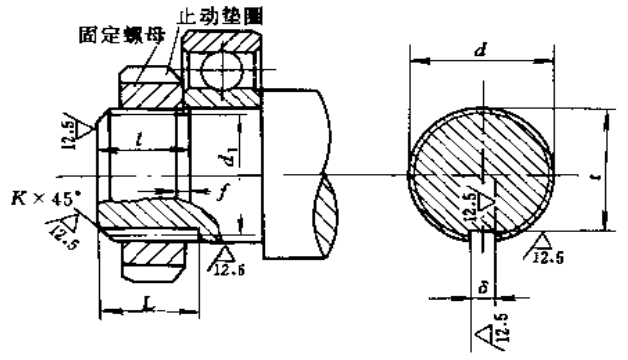
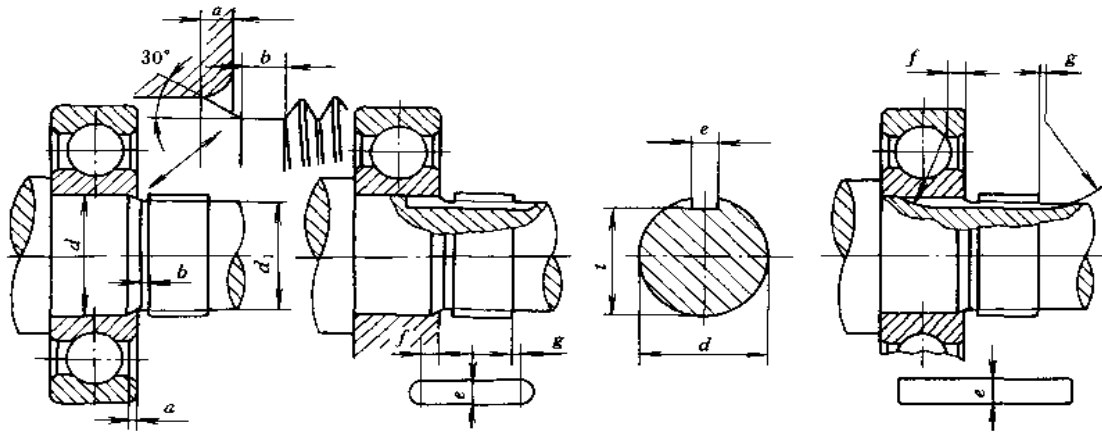
|   |           |     |       |     |     |      |     |     |
|---|-----------|-----|-------|-----|-----|------|-----|-----|
|  | 螺纹<br>$d$ | 车槽  |       | $K$ | $l$ | 轴上的槽 |     |     |
|   |           | $f$ | $d_1$ |     |     | $L$  | $b$ | $t$ |
|   | 3M42×1.5  | 3   | 39.8  | 3   | 18  | 21   | 6   | 39  |
|   | 3M45×1.5  | 3   | 42.8  | 3   | 18  | 21   | 7   | 42  |
|   | 3M48×1.5  | 3   | 45.8  | 3   | 18  | 21   | 7   | 45  |
|   | 3M52×1.5  | 3   | 49.8  | 3   | 18  | 21   | 7   | 49  |
|   | 4M56×1.5  | 3   | 53.8  | 3   | 21  | 25   | 8   | 53  |
|   | 4M60×1.5  | 3   | 57.8  | 3   | 21  | 25   | 8   | 57  |
|   | 4M64×1.5  | 3   | 61.8  | 3   | 21  | 25   | 8   | 61  |
|   | 4M68×1.5  | 3   | 65.8  | 3   | 21  | 25   | 9   | 65  |
|   | 4M72×1.5  | 3   | 69.8  | 3   | 21  | 25   | 9   | 68  |
|   | 4M76×1.5  | 3   | 73.8  | 3   | 21  | 25   | 9   | 72  |
|   | 4M80×1.5  | 3   | 77.8  | 3   | 21  | 25   | 9   | 76  |
|   | 4M85×1.5  | 3   | 82.8  | 3   | 21  | 25   | 9   | 81  |
|   | 4M90×1.5  | 3   | 87.8  | 3   | 21  | 25   | 10  | 86  |

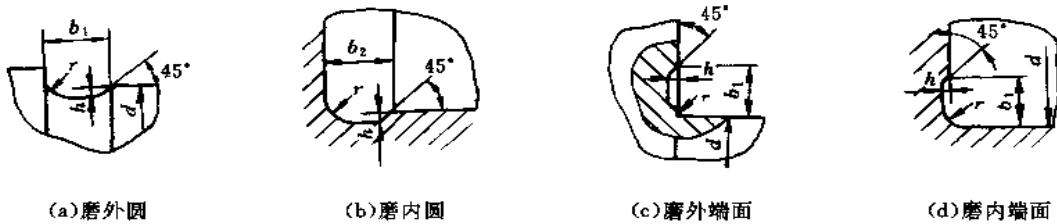
表 1-2-11 轴与止动垫圈舌配合槽的尺寸



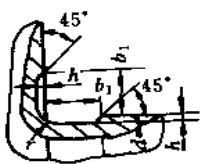
|     |            |     |     |     |            |           |           |     |            |     |     |     |            | mm        |           |     |            |     |     |     |            |           |           |
|-----|------------|-----|-----|-----|------------|-----------|-----------|-----|------------|-----|-----|-----|------------|-----------|-----------|-----|------------|-----|-----|-----|------------|-----------|-----------|
| $d$ | $d_{1max}$ | $a$ | $b$ | $t$ | $e^{+0.3}$ | $f_{min}$ | $g_{min}$ | $d$ | $d_{1max}$ | $a$ | $b$ | $t$ | $e^{+0.3}$ | $f_{min}$ | $g_{min}$ | $d$ | $d_{1max}$ | $a$ | $b$ | $t$ | $e^{+0.3}$ | $f_{min}$ | $g_{min}$ |
| 30  | 28.5       | 1.5 | 2   | 27  | 6          | 4         | 1.5       | 55  | 53.5       | 2.5 | 3   | 52  | 8          | 5         | 1.5       | 80  | 77.7       | 3   | 3   | 75  | 12         | 6         | 2         |
| 35  | 33.5       | 2   | 2   | 32  | 8          | 4         | 1.5       | 60  | 58.5       | 2.5 | 3   | 57  | 8          | 6         | 1.5       | 85  | 82.7       | 3   | 3   | 80  | 12         | 6         | 2         |
| 40  | 38.5       | 2   | 2   | 37  | 8          | 5         | 1.5       | 65  | 63.5       | 2.5 | 3   | 62  | 10         | 6         | 1.5       | 90  | 87.7       | 3   | 3   | 85  | 12         | 7.5       | 2         |
| 45  | 43.5       | 2   | 2   | 42  | 8          | 5         | 1.5       | 70  | 68         | 2.5 | 3   | 65  | 10         | 6         | 1.5       | 95  | 92.7       | 3.5 | 3   | 90  | 12         | 7.5       | 2         |
| 50  | 48.5       | 2   | 2   | 47  | 8          | 5         | 1.5       | 75  | 73         | 2.5 | 3   | 70  | 10         | 6         | 1.5       | 100 | 97.7       | 3.5 | 3   | 95  | 14         | 7.5       | 2         |

表 1-2-12 砂轮越程槽 (GB 6403.5—86)

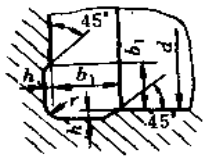
回 转 面 及 端 面



|       | $b_1$ |     |     |        |     |         |     |      |     |    |  |
|-------|-------|-----|-----|--------|-----|---------|-----|------|-----|----|--|
|       |       | 0.6 | 1.0 | 1.6    | 2.0 | 3.0     | 4.0 | 5.0  | 8.0 | 10 |  |
| $b_2$ | 2.0   | 3.0 |     | 4.0    |     | 5.0     |     | 8.0  |     | 10 |  |
| $h$   | 0.1   | 0.2 |     | 0.3    | 0.4 |         | 0.6 | 0.8  | 1.2 |    |  |
| $r$   | 0.2   | 0.5 |     | 0.8    | 1.0 |         | 1.6 | 2.0  | 3.0 |    |  |
| $d$   | ~10   |     |     | >10~50 |     | >50~100 |     | >100 |     |    |  |



(e) 磨外圆及端面



(f) 磨内圆及端面

注: 1. 越程槽内二直线相交处, 不允许产生尖角  
2. 越程槽深度  $h$  与圆弧半径  $r$ , 要满足  $r < 3h$

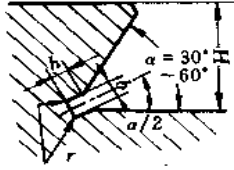
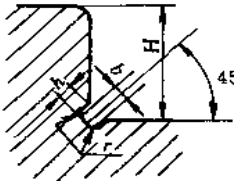
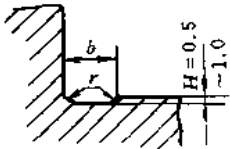
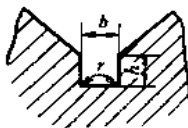
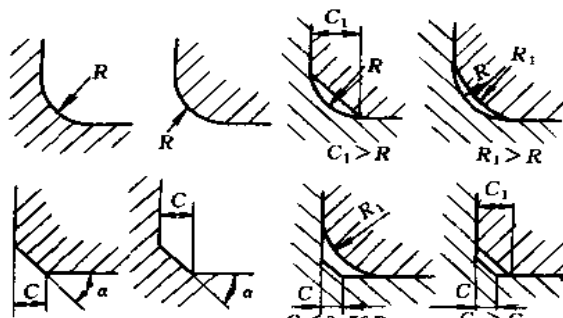
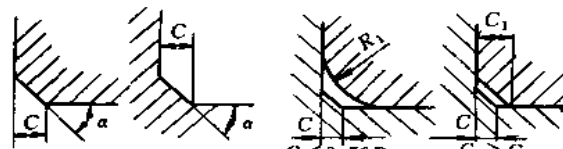
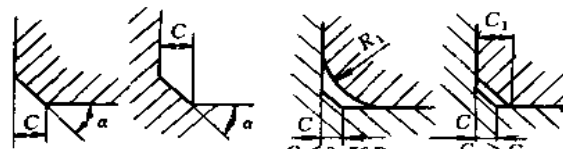
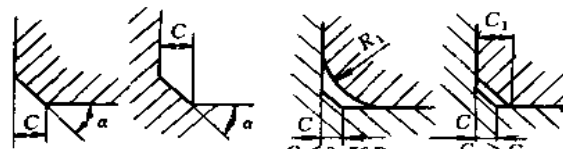
| 回 转 面 及 端 面  |  |   |     |     |    |     |     |    |     |     |    |     |     |     |    |
|--|--|---|-----|-----|----|-----|-----|----|-----|-----|----|-----|-----|-----|----|
| 燕尾导轨   |  | H | <5  | 6   | 8  | 10  | 12  | 16 | 20  | 25  | 32 | 40  | 50  | 63  | 80 |
|   |  | b | 1   | 2   |    |     | 3   |    |     | 4   |    |     | 5   |     | 6  |
|  |  | h | 1   |     |    | 2   |     |    | 3   |     |    | 4   |     | 5   |    |
|  |  | r | 0.5 | 0.5 |    |     | 1.0 |    |     | 1.6 |    |     | 1.6 |     | 2  |
| 矩形导轨   |  | H | 8   | 10  | 12 | 16  | 20  | 25 | 32  | 40  | 50 | 63  | 80  | 100 |    |
|   |  | b | 2   |     |    | 3   |     |    | 5   |     |    | 8   |     |     |    |
|  |  | h | 1.6 |     |    | 2.0 |     |    | 3.0 |     |    | 5.0 |     |     |    |
|  |  | r | 0.5 |     |    | 1.0 |     |    | 1.6 |     |    | 2.0 |     |     |    |
| 平 面  | V 形  | b | 2   |     |    | 3   |     |    | 4   |     |    | 5   |     |     |    |
|  |  | h | 1.6 |     |    | 2.0 |     |    | 2.5 |     |    | 3.0 |     |     |    |
|  |  | r | 0.5 |     |    | 1.0 |     |    | 1.2 |     |    | 1.6 |     |     |    |

表 1-2-13 零件倒圆与倒角(GB 6403.4-86)

mm

|   |  |              |              |              |              |              |              |             |              |
|---|--|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|-------------|--------------|
|  | 直径 D                                       | ~3           |              | >3~6         |              | >6~10        |              | >10<br>~18  |              |
|   | R, C, R <sub>1</sub>                       | 0.1          | 0.2          | 0.3          | 0.4          | 0.5          | 0.6          | 0.8         |              |
|   | C <sub>max</sub> (C < 0.58R <sub>1</sub> ) | —            | 0.1          | 0.1          | 0.2          | 0.2          | 0.3          | 0.4         |              |
|  | 直径 D                                       | >18<br>~30   |              | >30~50       |              | >50<br>~80   |              | >80<br>~120 | >120<br>~180 |
|   | R, C, R <sub>1</sub>                       | 1.0          | 1.2          | 1.6          | 2.0          | 2.5          | 3.0          |             |              |
|   | C <sub>max</sub> (C < 0.58R <sub>1</sub> ) | 0.5          | 0.6          | 0.8          | 1.0          | 1.2          | 1.6          |             |              |
|  | 直径 D                                       | >180<br>~250 | >250<br>~320 | >320<br>~400 | >400<br>~500 | >500<br>~630 | >630<br>~800 |             |              |
|   | R, C, R <sub>1</sub>                       | 4.0          | 5.0          | 6.0          | 8.0          | 10           | 12           |             |              |
|   | C <sub>max</sub> (C < 0.58R <sub>1</sub> ) | 2.0          | 2.5          | 3.0          | 4.0          | 5.0          | 6.0          |             |              |
|  | 直径 D                                       | >800~1000    |              | >1000~1250   |              | >1250~1600   |              |             |              |
|   | R, C, R <sub>1</sub>                       | 16           |              | 20           |              | 25           |              |             |              |
|   | C <sub>max</sub> (C < 0.58R <sub>1</sub> ) | 8.0          |              | 10           |              | 12           |              |             |              |

注: α 一般采用 45°, 也可采用 30° 或 60°。

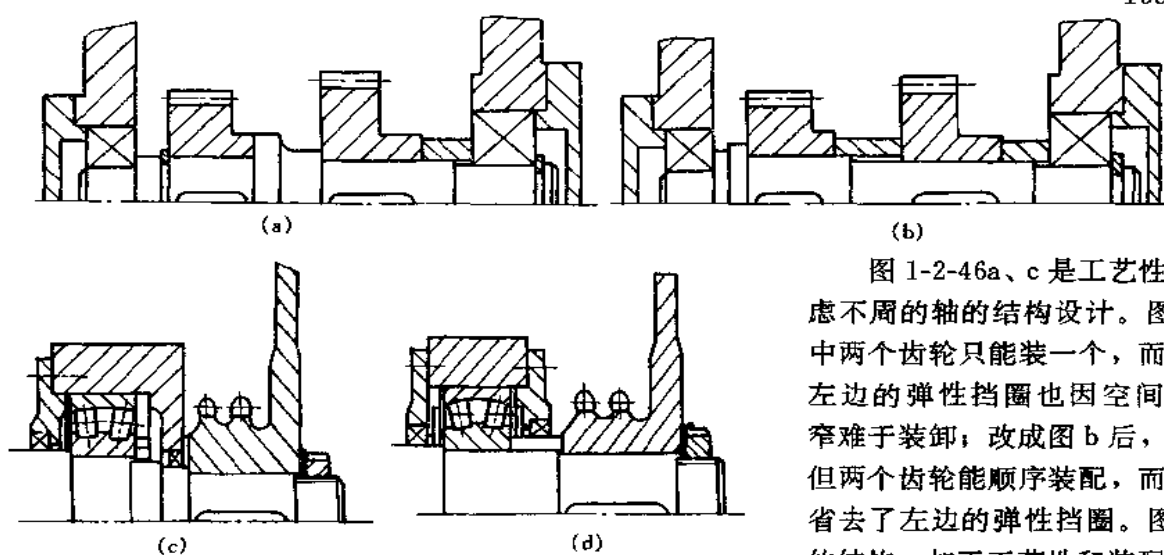


图 1-2-46 轴的结构设计考虑工艺性不够的比较

图 1-2-46a、c 是工艺性考虑不周的轴的结构设计。图 a 中两个齿轮只能装一个，而且左边的弹性挡圈也因空间狭窄难于装卸；改成图 b 后，不但两个齿轮能顺序装配，而且省去了左边的弹性挡圈。图 c 的结构、加工工艺性和装配工艺性都较复杂，而且轴的强度也有削弱；改成图 d 后，在密封处加一挡套，取代滚动轴承端部的圆螺母和防松垫圈，用轴端的圆螺母紧固定位，不但简化了结构、加工工艺性和装配工艺性，还可提高轴的强度。

## 2.2 轴的部件结构图例

### 2.2.1 心轴

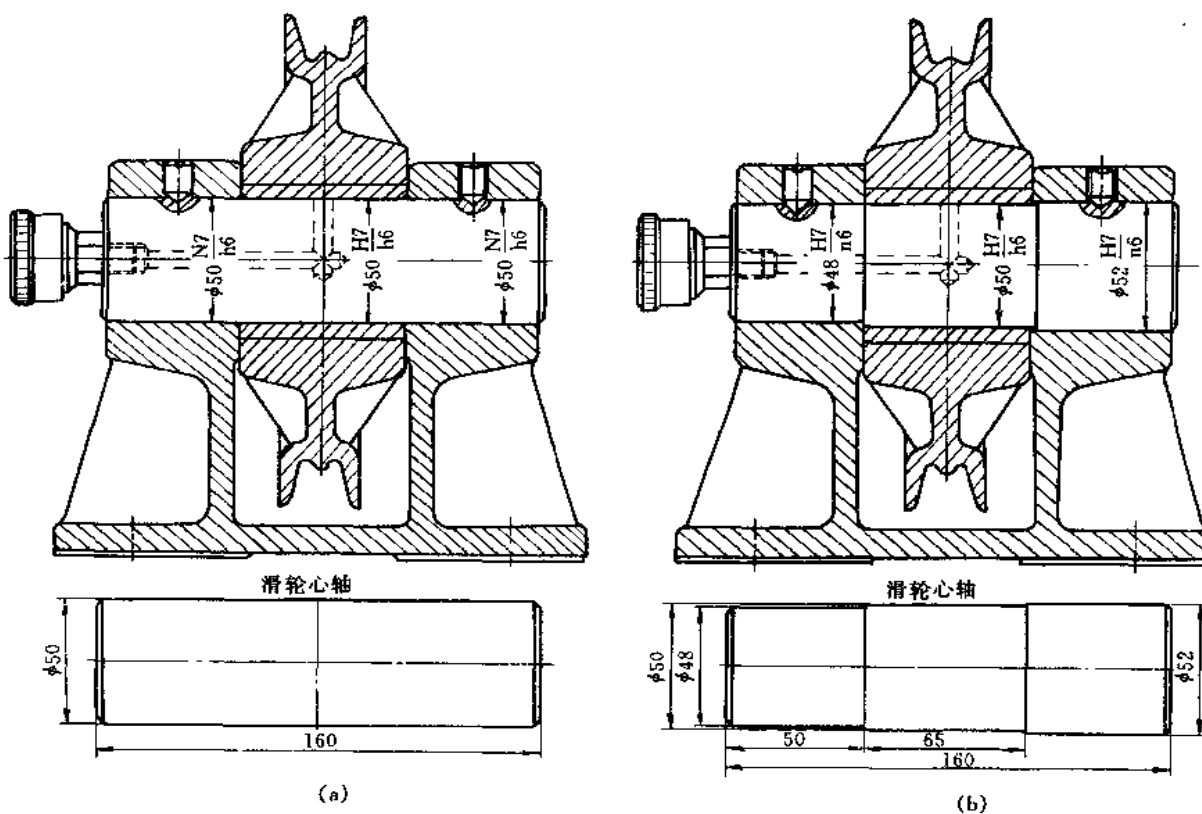


图 1-2-47 导向滑轮部件

滑轮的心轴可以按基轴制（图 1-2-47a），也可以按基孔制（图 1-2-47b）制出。图 1-2-47 说明公差制度对心轴结构的影响。

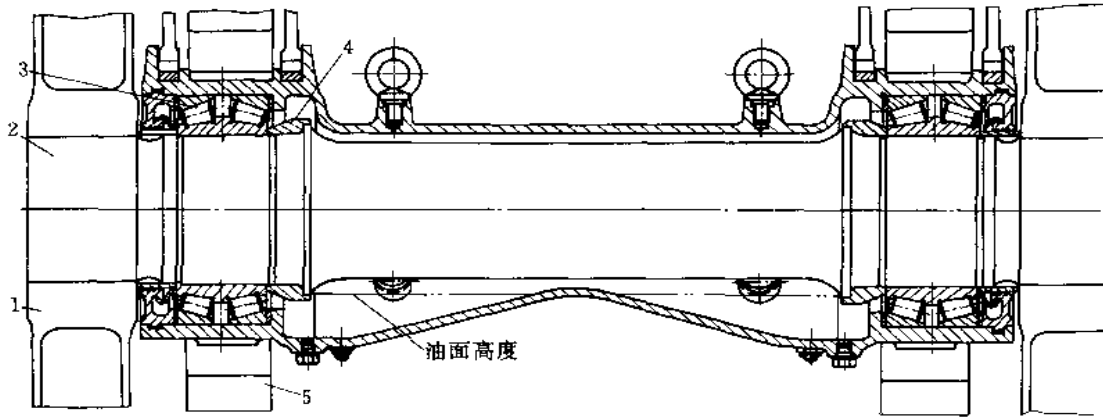


图 1-2-48 机车动轮的心轴部件  
1—动轮；2—心轴（转动）；3—圆锥滚子轴承；4—间隔环；5—支架

图 1-2-48 所示，心轴装在具有两个外座圈的双排圆锥滚子轴承上，轴承能承受很大的变向载荷。为了减少应力集中，在轴承和轴肩间装置间隔环 4，使心轴上做出的圆角半径可以比按轴承尺寸所需的圆角半径大。

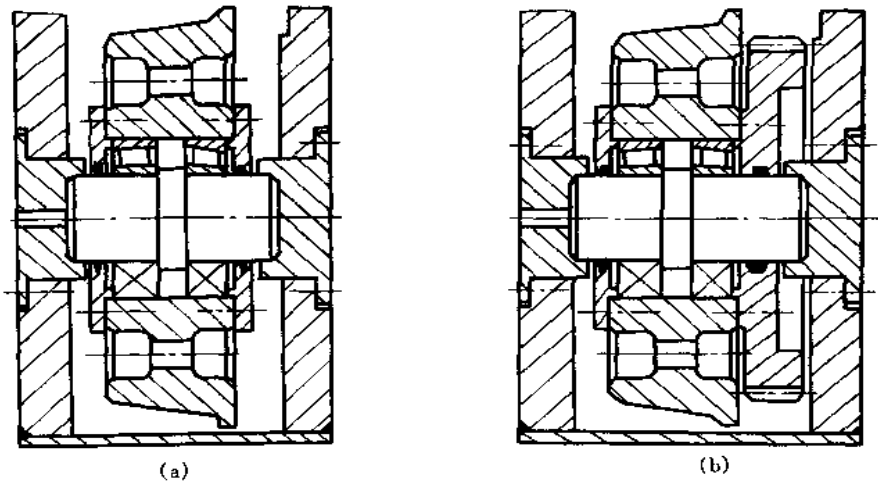


图 1-2-49 车轮装在心轴上  
(a) 从动车轮；(b) 主动车轮

图 1-2-49 所示，轴承装在车轮里，心轴不转，而车轮可相对心轴自由转动。当主动车轮采用这种支承形式时，驱动力矩由齿轮传给主动车轮，如图 b 所示。

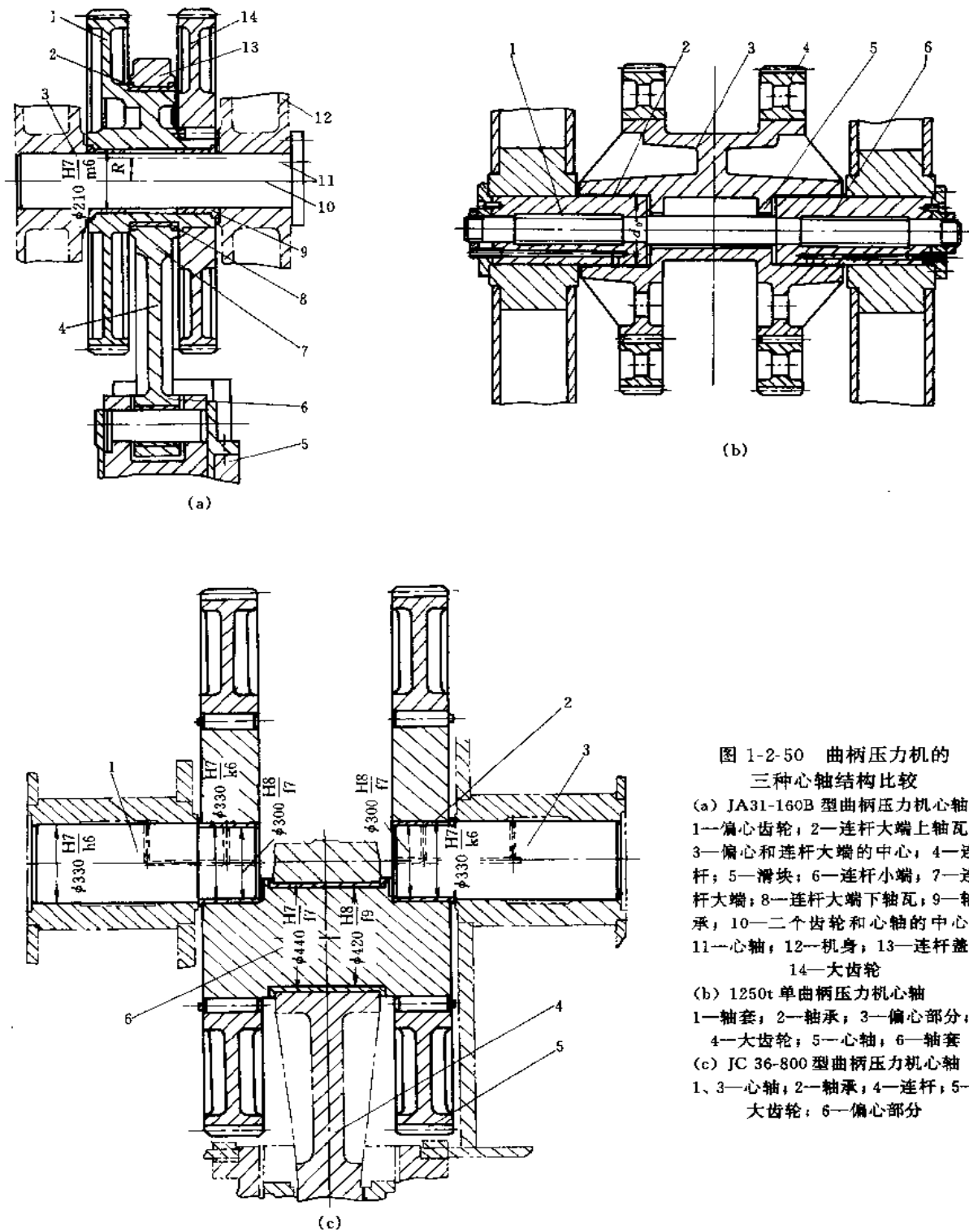


图 1-2-50 曲柄压力机的  
三种心轴结构比较

(a) JA31-160B 型曲柄压力机心轴

1—偏心齿轮；2—连杆大端上轴瓦；  
3—偏心和连杆大端的中心；4—连  
杆；5—滑块；6—连杆小端；7—连  
杆大端；8—连杆大端下轴瓦；9—轴  
承；10—二个齿轮和心轴的中心；  
11—心轴；12—机身；13—连杆盖；  
14—大齿轮

(b) 1250t 单曲柄压力机心轴

1—轴套；2—轴承；3—偏心部分；

4—大齿轮；5—心轴；6—轴套

(c) JC 36-800 型曲柄压力机心轴

1、3—心轴；2—轴承；4—连杆；5—  
大齿轮；6—偏心部分

图 1-2-50a 心轴结构简单，刚度好，但由于偏心部分和连杆大端的结构尺寸较大，摩擦扭矩较大，只适于行程不大的压力机。

图 1-2-50b 心轴分成两段，不穿过偏心部分，因此不受偏心部分和连杆大端的结构尺寸影响，摩擦扭矩小，但心轴为悬臂梁，刚度比较差。适用于行程较大的大型曲柄压力机。

图 1-2-50c 心轴的刚度较图 b 结构有所提高，但结构比较复杂，安装比较困难，使用不多。

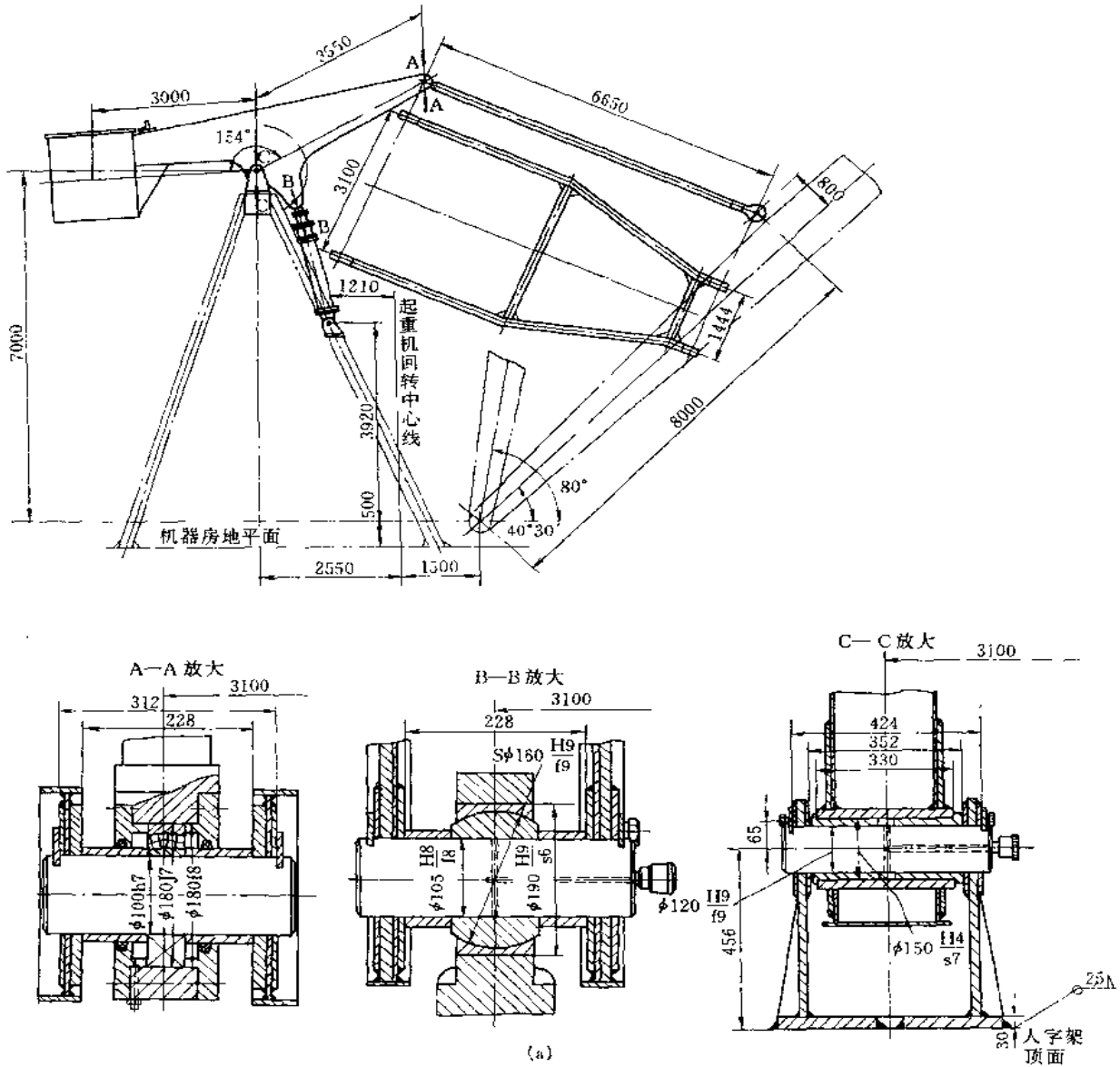
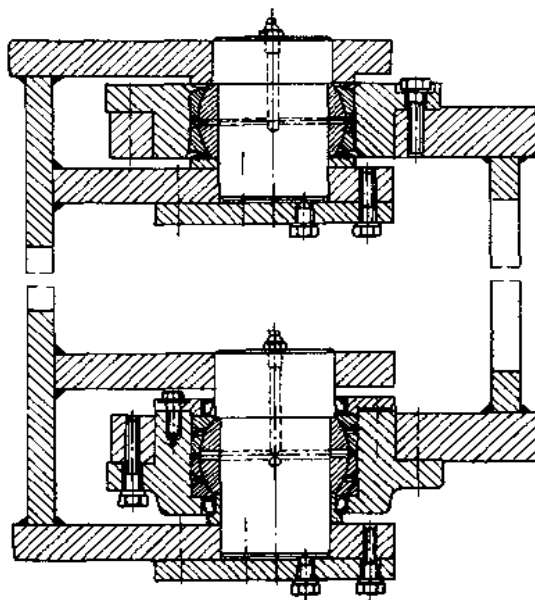


图 1-2-51 港口门座起重机变幅机构和建筑机械大臂上的心轴 (a)

图 1-2-51a 所示为 10t 港口门座起重机变幅机构上的心轴，各心轴的支承方式各不相同。

图 1-2-51b 所示为挖掘机大臂上的心轴，它需承受重且带冲击的负荷，而且在严重污染的条件下工作，由不同方向产生的冲击性负荷，都可能会使有关元件变形，因此采用了关节轴承，它既可承受较高的冲击负荷，又可自动调心适应元件的变形，从而排除在轴承里产生的边缘应力，提高了工作寿命和可靠性，也可降低维修频率减少停机。

图 1-2-52 为绳索运输导轮的空心心轴结构。正常情况下心轴 1 与机架 3 固定不动，导轮 2 用调心



(b)

图 1-2-51 港口门座起重机变幅机构和建筑机械大臂上的心轴(b)

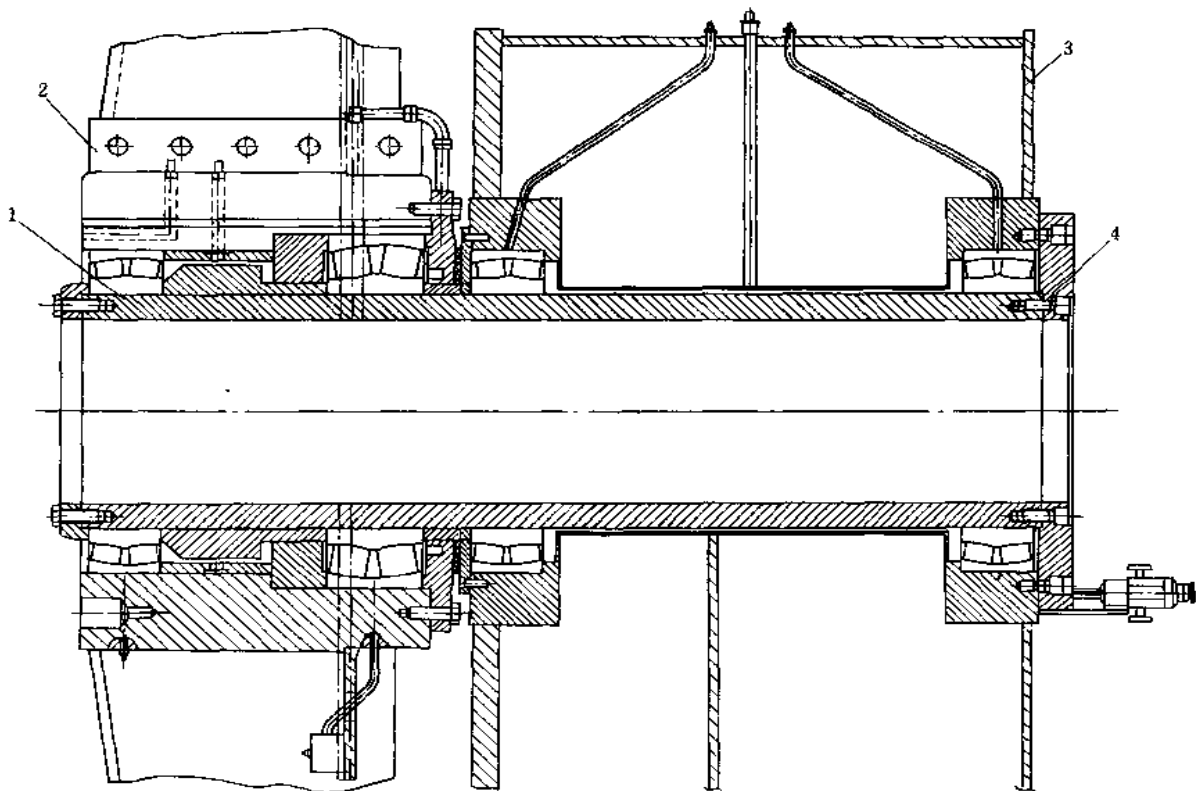


图 1-2-52 绳索运输导轮的空心心轴结构

轴承支承在空心心轴上旋转，当支承导轮的调心轴承发生故障，导轮无法旋转时，可旋下固定螺钉 4，使空心轴转动将运输中的人或物继续运回目的地。





直齿锥齿轮组成。行星轮安装在行星架滑动轴承的心轴上，减速器是可逆的，用于连续工作。齿轮传动由润滑油飞溅润滑，转轴轴承采用稠油润滑。

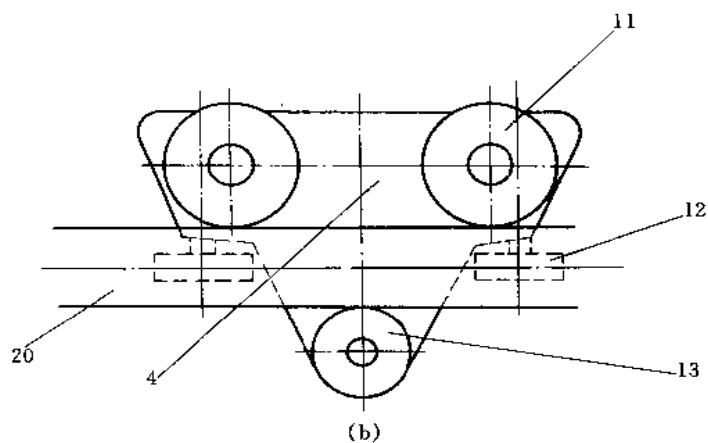
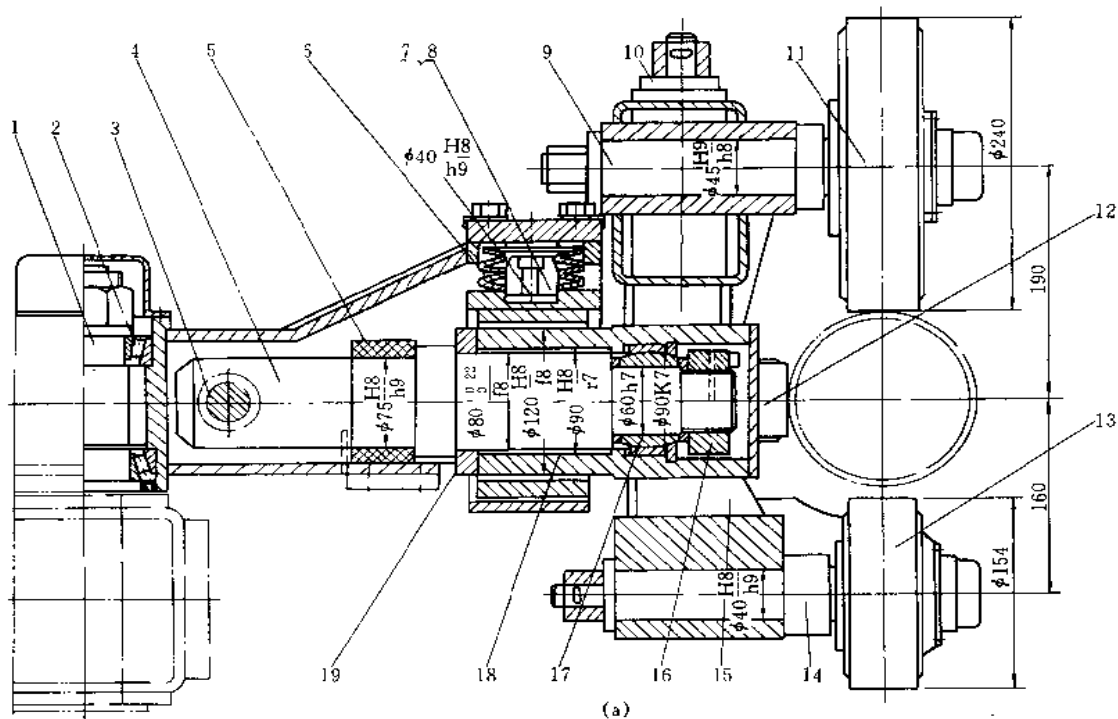
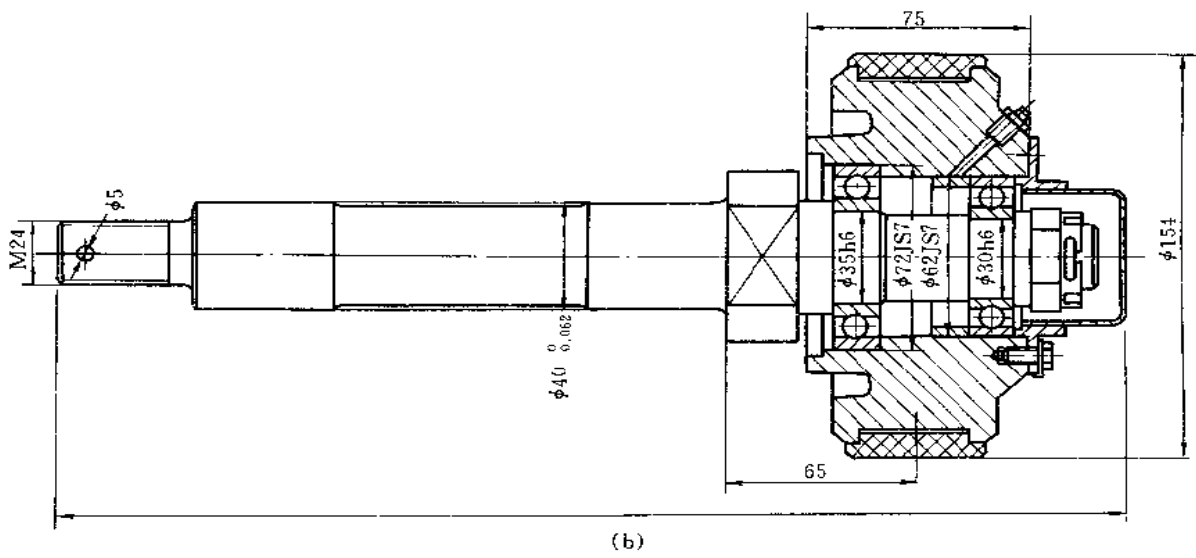
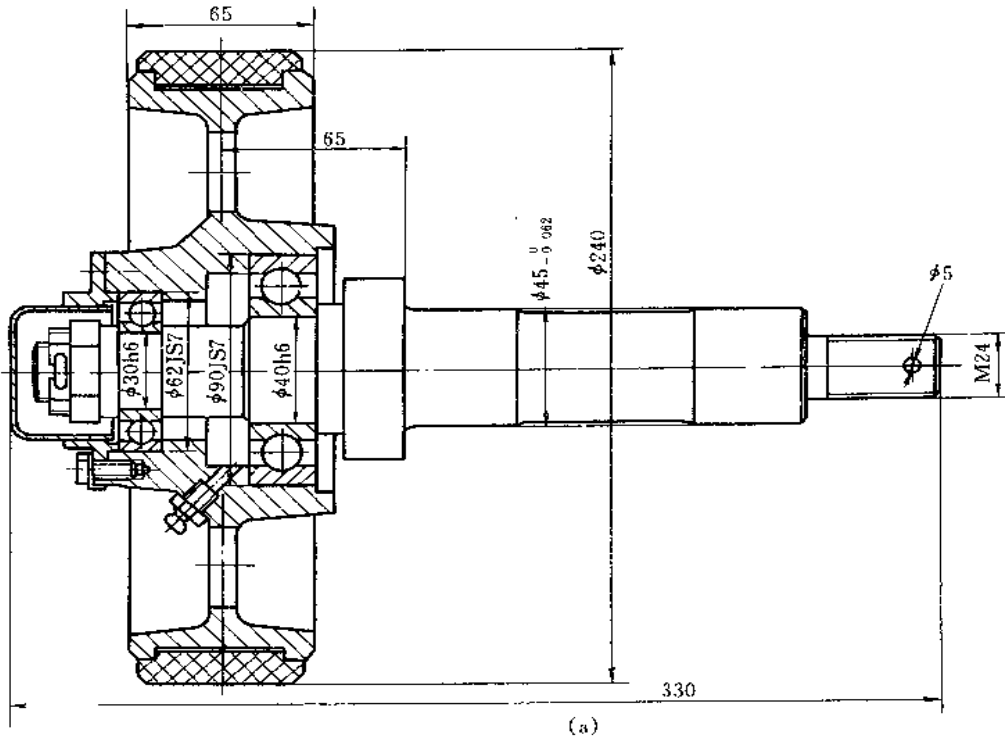


图 1-2-54 大型翻滚过山车车轮轴

(a) 车轮组部件, (b) 车轮配置示意图

1—中心主轴, 2—圆锥滚子轴承, 3—销轴, 4—水平心轴, 5—尼龙套, 6—碟形弹簧, 7—支承轴, 8—固定螺栓, 9—行走轮心轴, 10—侧轮心轴, 11—行走轮, 12—侧轮, 13—底轮, 14—底轮心轴, 15—车轮架, 16—锁紧螺母, 17—关节轴承, 18—尼龙轴套, 19—定位环, 20—管形轨道



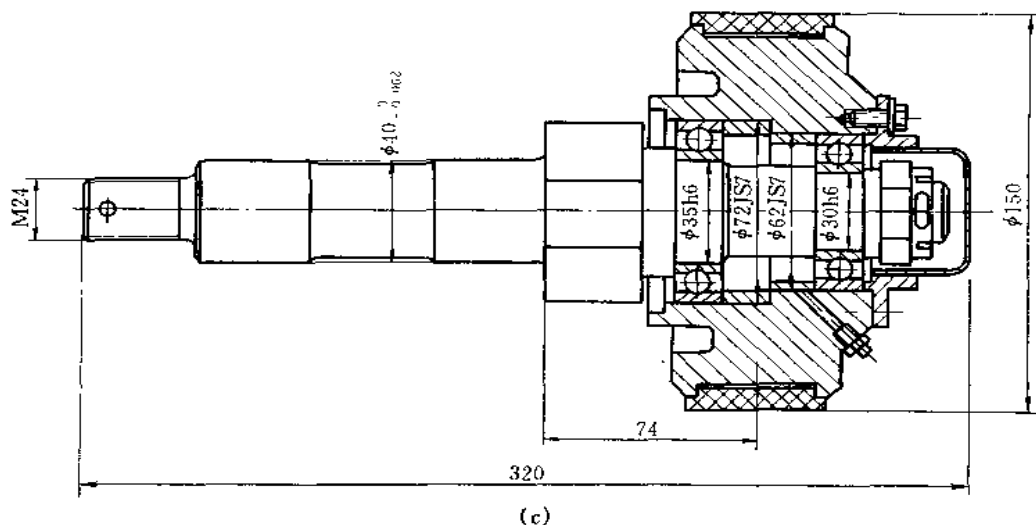


图 1-2-55 大型翻滚过山车车轮及心轴

(a) 行走轮; (b) 侧轮; (c) 底轮

大型翻滚过山车是沿起伏及立环轨道高速运行的游艺机, 时速可达  $80\sim 90\text{km/h}$ , 如图 1-2-54 所示, 行走轮转速近  $2000\text{r/min}$ , 有严重的冲击振动。行走部分有三种车轮, 即两个行走轮 11, 两个侧轮 12 及一个底轮 13, 以保证车辆在任何情况下不会脱轨。三种车轮轴均为心轴, 分别安装在车轮架 14 上, 车轮架安装在水平心轴 4 上。各心轴除承受车辆本身及乘客重量引起的弯曲及剪切力外, 还承受冲击振动等动载荷, 受力复杂, 故在结构上考虑了以下几点:

(1) 整个车轮组可绕中心主轴 1 水平方向转动, 水平心轴 4 可绕销轴 3 在垂直方向摆动, 车轮架 15 可绕水平心轴 4 转动, 使车轮组有了各方向上的自由度, 大大减少了附加阻力。

(2) 水平心轴 4 上安装了尼龙轴套 18, 球面关节轴承 17, 轴的上方有碟形弹簧 6, 这种结构, 使各心轴在不同方向上所受的冲击得到了缓解。

(3) 在结构上使各心轴的悬臂尺寸最小, 以减小弯矩。在轴肩处, 有足够大的过渡圆角, 以减少应力集中。

### 2.2.2 传动轴

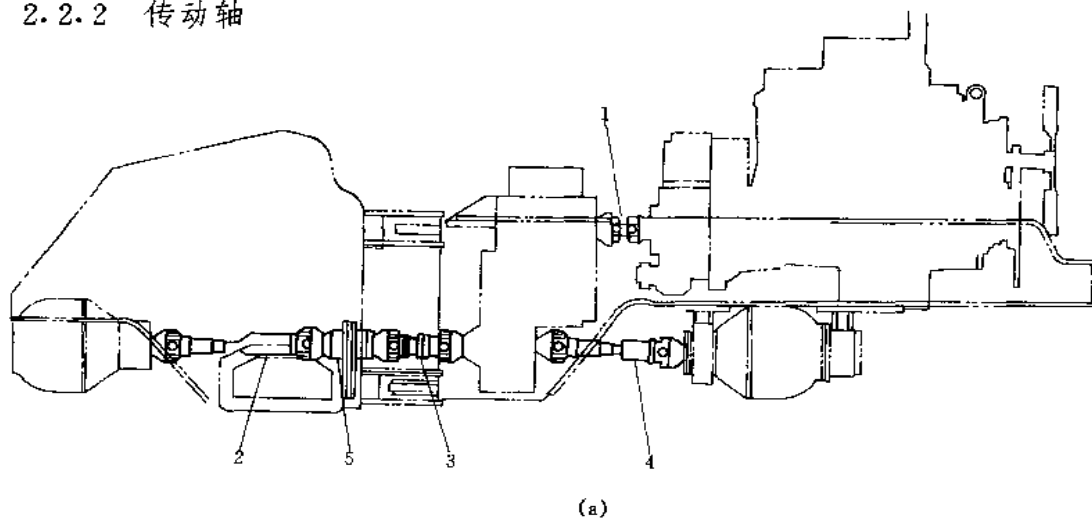


图 1-2-56 WD/40-4 轮胎式推土机驱动轴 (a)

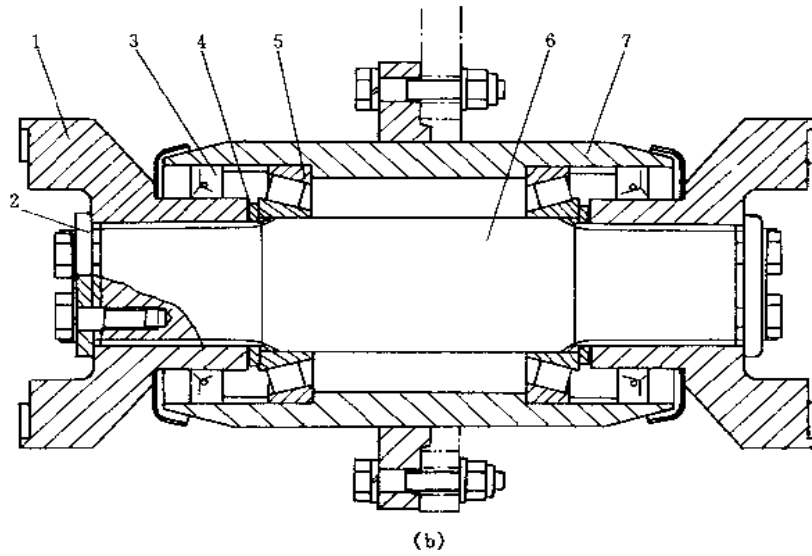


图 1-2-56 WD/40-4 轮胎式推土机驱动轴 (b)

- (a) 驱动轴示意：1—上驱动轴；2—下前驱动轴；3—下中驱动轴；4—下后驱动轴；5—中心支座  
 (b) 中心支座示意：1—法兰；2—挡圈；3—油封；4—垫片；5—轴承；6—轴；7—壳体

图 1-2-56 为 WD/40-4 轮胎式推土机的驱动轴。本机共有四个驱动轴，驱动轴 1 由两个万向联轴器和一个连接板联接，装在变矩器与变速箱之间，下驱动轴由 2、3、4 驱动轴和中心支座 5（结构详图见图 b）组成，中心支座的外面用螺栓与前架刚性连接。驱动轴 2、3 支承在中心支座内的轴承上，将动力经变速箱传给前桥差速器的小齿轮。

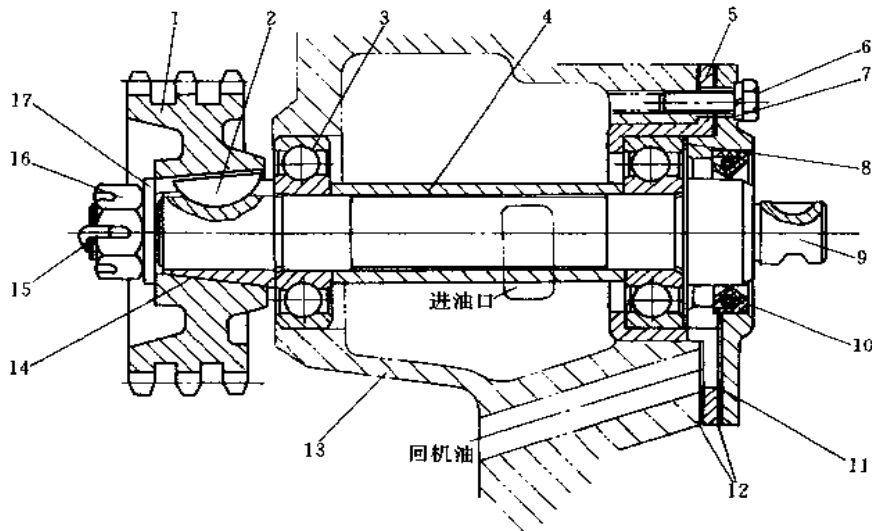


图 1-2-57 喷油泵链轮、传动轴装置

- 1—喷油泵链轮；2—半圆键；3—轴承；4—隔套；5—后轴承壳；6—螺栓；7—弹簧垫圈；8—挡油环；9—链轮轴；  
 10—油封；11—链轮轴后盖板；12—纸垫片；13—正时齿轮室；14—锥套；15—开口销；16—槽形螺母；17—垫圈

图 1-2-57 所示为用半月键联接的喷油泵链轮、传动轴结构。

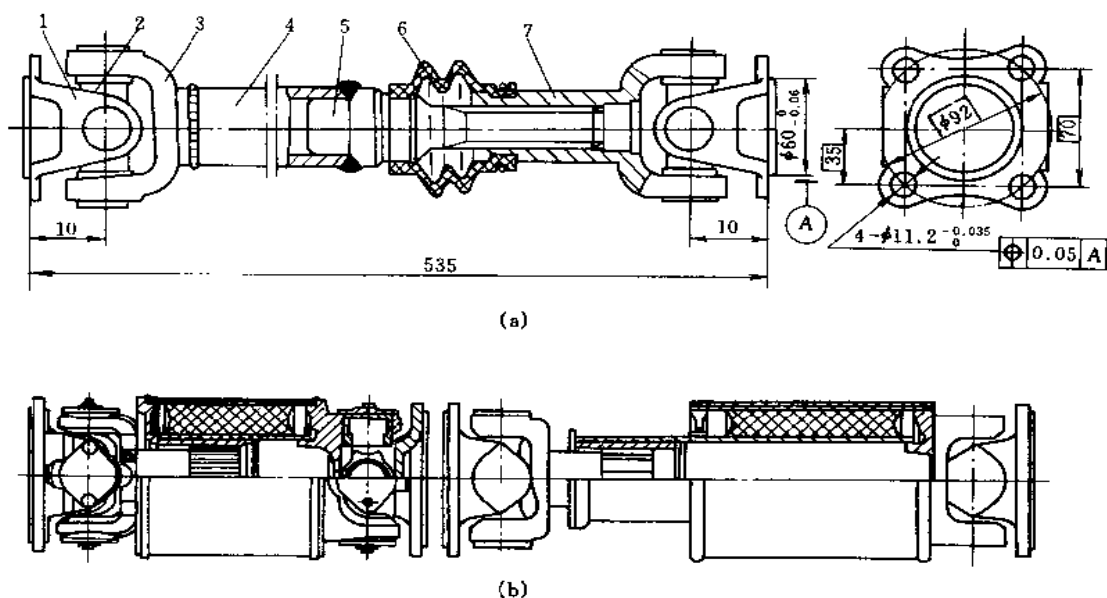


图 1-2-58 汽车传动轴

(a) 建设牌 F10 翻斗车传动轴;1—突缘叉;2—十字轴总成;3—轴管叉;4—轴管;5—花键轴;6—护套;7—滑动叉  
(b) 汽车用具有橡胶弹性元件的传动轴

图 1-2-58b 为具有橡胶弹性元件的传动轴。它是一根由壁厚均匀的低碳电焊钢管制成的中空长轴，其两端分别焊有带花键的轴头和万向联轴器叉。小客车也有把传动轴做成两层钢管，并在其两层钢管中间硫化或压入橡胶的结构，借助橡胶的弹性和内摩擦，使扭矩从一根钢管传至另一根钢管，并缓和冲击，衰减振动。

因为传动轴的转速高，一般都比较长，为了避免由于离心力引起剧烈的振动，要求传动轴的质量沿圆周均布。一般汽车的传动轴不用无缝钢管（无缝钢管仅用于重型车），而是用厚薄均匀的钢板卷制焊成的圆形钢管。此外，当传动轴和万向联轴器装配后，要经过动平衡，因此，在传动轴上贴焊有平衡片。平衡后的传动轴总成应在叉轴上标有记号，以便拆装时保持二者的相对位置。

目前传动轴多采用空心轴，在传递相同扭矩的情况下，同样尺寸的传动轴，空心轴具有较高的临界转速，比实心轴要安全可靠，又可减轻重量、节约钢材。在断开式驱动桥中，车轮传动轴的转速相对较低，需要传动较大的扭矩，一般采用实心传动轴。因为万向传动装置工作时，传动轴应能适应长度的变化，通常是采用伸缩花键来补偿。花键须定期润滑。为减少花键与套之间的摩擦损失，提高传动效率，有些汽车采用滚动花键。

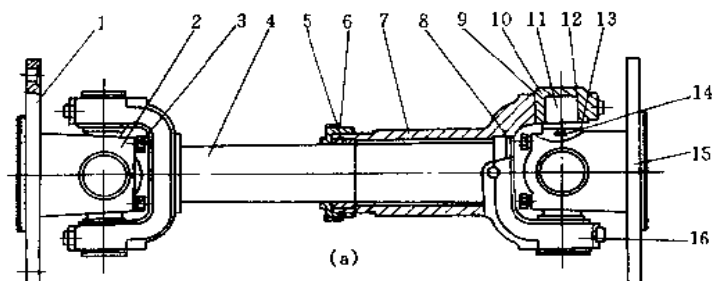


图 1-2-59 机车万向联轴器传动轴 (a)

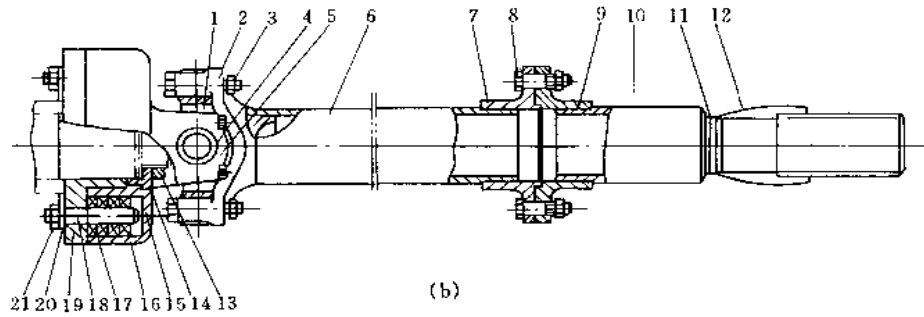


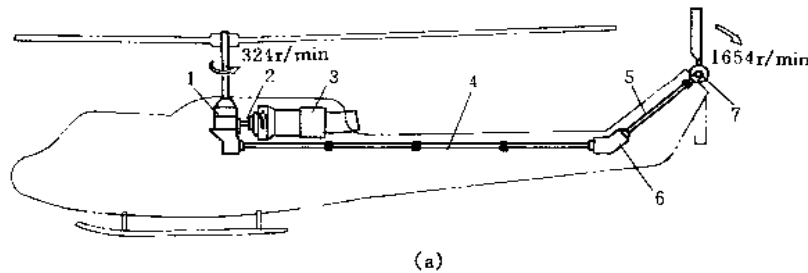
图 1-2-59 机车万向联轴器传动轴 (b)

- (a) 机车万向联轴器传动轴；1—法兰；2—轴承盖；3—螺栓；4—叉头轴；5—衬瓦；6—螺母盖；7—叉头；8—端盖；9—轴承体；10—轴套；11—十字头；12—防尘垫；13—密封圈；14—油杯；15—法兰；16—轴承盖
- (b) 传动轴；1—万向联轴器总成；2—万向联轴器叉头；3、8—螺栓；4—轴承；5—轴承盖；6—管子；7、9—中间法兰；10—花键轴；11—钢丝；12—帆布套；13—圆螺母；14—挡套；15—叉头法兰；16—橡胶圈；17—垫圈；18—柱销；19—花键套法兰；20—止动垫；21—螺母

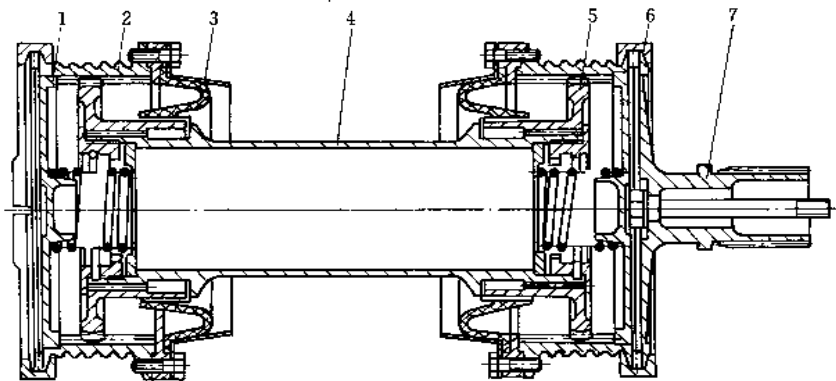
图 1-2-59a 机车万向联轴器传动轴用来连接牵引发机电枢轴与起动变速箱主动轴。在十字头各轴颈上，分别装上橡胶密封圈轴套，再将其装入轴承体内。十字头组装后，安装在法兰或法兰与叉头轴的半圆孔中，再用两个 M12 螺栓把轴承盖压紧固定在法兰、叉头轴或叉头上。轴承体与其相接合件之间均为过渡配合，而轴承套、轴承体及轴颈之间均为间隙配合。

图 1-2-59b 所示传动轴由轴、万向联轴器及联轴器等组成。

叉头、轴承盖、中间法兰及叉头法兰均由 40 号钢制成，经调质处理后，硬度为 HB 241~285。花键轴及花键套法兰由 45 号钢制成，经调质处理后，硬度为 HB 255~302。十字轴由 18CrMnTi 钢制成，经渗碳淬火后，硬度为 HRC $\geq$ 60。轴承套的材质与十字轴相同，经渗碳处理后，硬度为 HRC50~55。



(a)



(b)

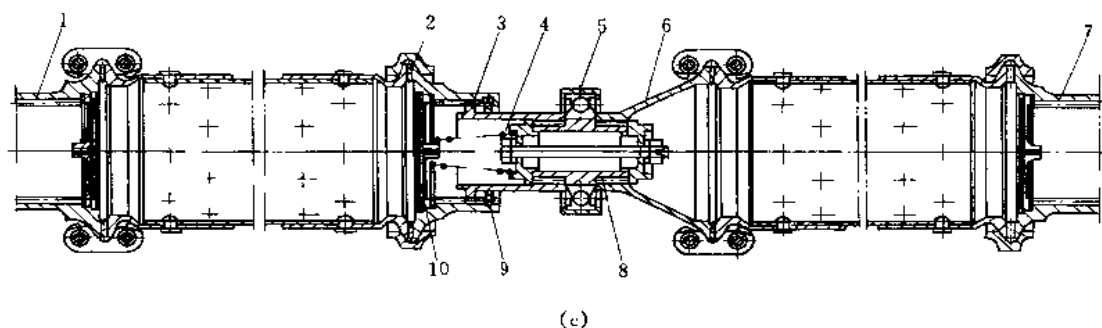


图 1-2-60 贝尔 204 直升飞机传动轴

- (a) 动力传动系统：1—主减速器；2—主传动轴；3—T-53 发动机（一台）；4—水平传动轴；5—斜传动轴；6—中间减速器；7—尾减速器
- (b) 主传动轴：1—密封盖板；2—花键套筒（接主减速器）；3—橡胶密封环；4—主传动轴；5—鼓形花键连接盘；6—快卸环；7—花键轴（接发动机）
- (c) 水平传动轴：1—花键连接盘；2—快卸环；3—鼓形花键轴；4—弹簧；5—密封球轴承；6—花键连接盘；7—花键连接盘；8—花键短轴；9—橡胶密封环；10—密封盖板

图 1-2-60b 为主传动轴结构。合金钢制的传动轴，两端装有鼓形花键联轴器（齿数 60），联轴器通过端面齿和快卸环分别与发动机和减速器连接。联轴器采用 MIL-G-25537 润滑脂润滑，用密封盖板及橡胶环密封。

图 c 为水平传动轴结构。它包括四段轴和三个支点，工作转速 4300r/min。为提高轴系的临界转速和减轻重量，采用了大直径的薄壁铝管 ( $\phi 76 \times 1.2$ )，轴之间用鼓形花键联轴器和快卸环连接。总重量约 12kg。

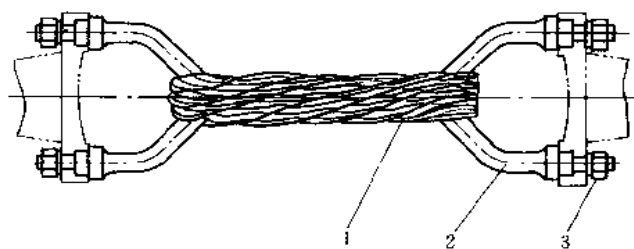


图 1-2-61 尼龙绳传动轴

1—尼龙绳；2—U 形螺栓；3—螺母

图 1-2-61 为尼龙绳传动轴，它由 U 形螺栓和尼龙绳等组成，用来连接静液压变速箱传动轴与后通风机叶轮轴。

两个 U 形螺栓分别穿入所连接的法兰，用 M16 螺母固定。然后用直径不小于 14mm 的尼龙绳绕成 8 股，并插扣缚住绳头，套在两个 U 形螺栓上，形成了尼龙绳传动轴。

尼龙绳传动轴的优点是：结构简单、制造安装方便、吸振和隔振性好，工作可靠。适用于连接距离较近，所连接两部分的振动有可能相互影响，所传递的功率和扭矩较小的场合。



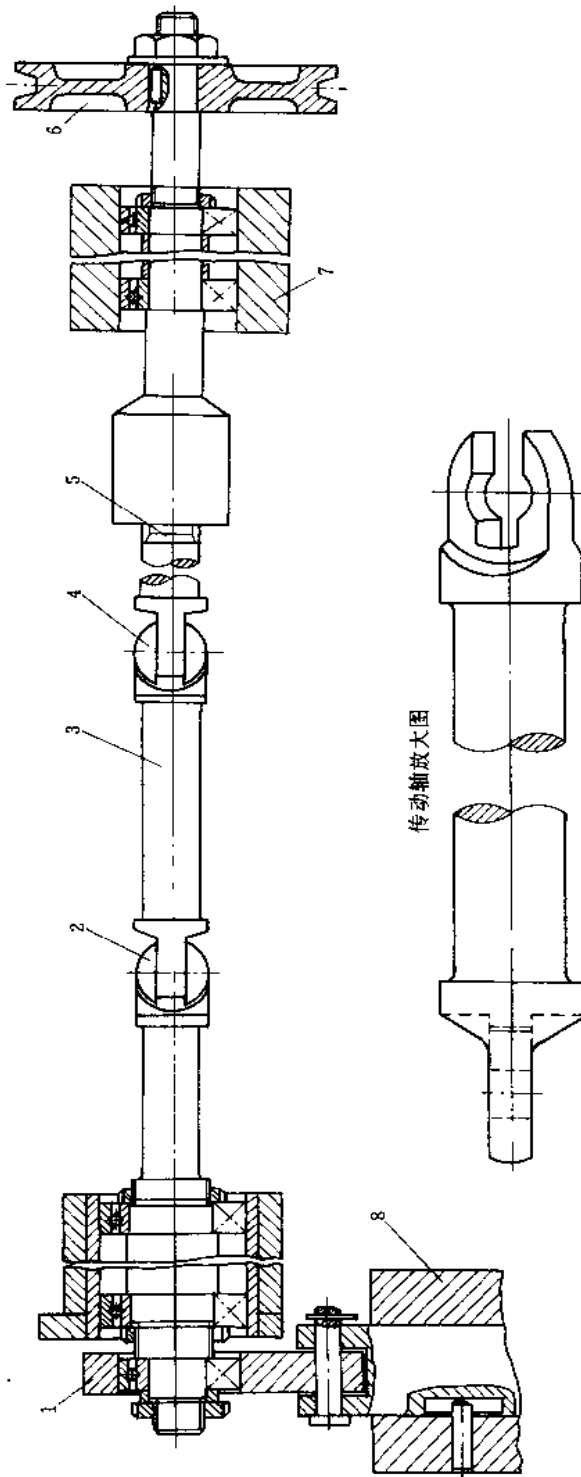


图 1-2-62 振动剪床的传动轴

1—连杆；2、4—万向联轴器；3—传动轴；5—花键；6—皮带轮；7、8—机身

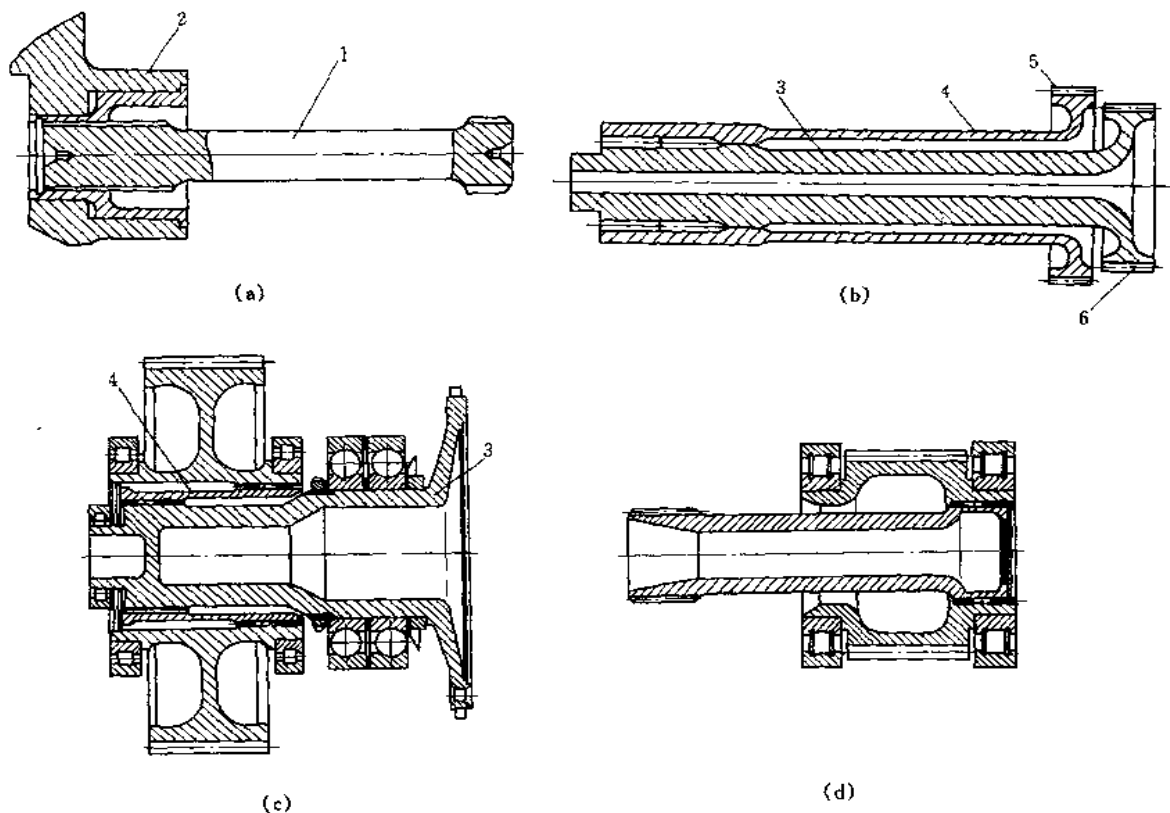


图 1-2-63 几种高速柴油机中的弹性轴

1—弹性轴；2—曲轴；3—内弹性轴；4—外弹性轴；5—与离合器相联；6—与曲轴相联

弹性轴只传递扭矩，特点是弹性变形大，强度高，结构紧凑，具有良好的位移补偿性能，特别适用于缓冲性能要求高，而外形尺寸、重量指标条件苛刻的场合。在同样扭矩下，弹性扭转变形与工作长度成正比，因此，常采用如图 1-2-63 所示，利用零件内部空间 (a、d)，或迂回方式 (b、c) 增加工作长度。弹性轴通常采用材料为 20Cr、40Cr、18CrNiWA 等，其  $\sigma_s$  应大于 900MPa。一般用调质处理，可以渗氮来提高疲劳强度。

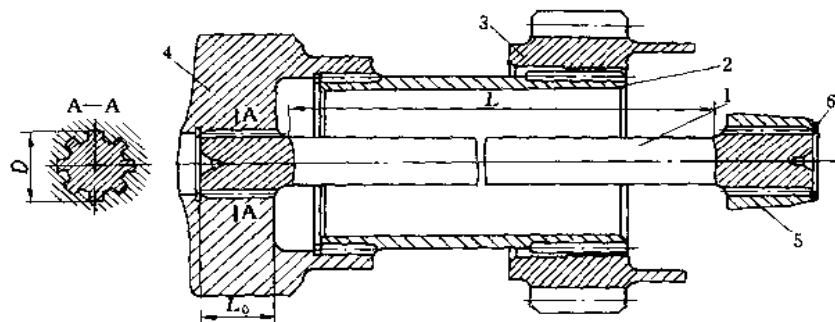


图 1-2-64 某星型高速大马力柴油机曲轴自由端弹性轴

1—弹性轴；2—空心弹性轴；3—凸轮轴传动机构的齿轮；4—曲轴；5—辅助机组传动机构的齿轮；6—定位用弹性卡圈

图 1-2-64 为某星型高速大马力柴油机曲轴自由端弹性联接结构，曲轴通过弹性轴 1 驱动辅助机组，通过空心弹性轴 2 驱动凸轮传动机构。弹性轴两端采用弹性卡圈定位，这种定位结构使用较多。

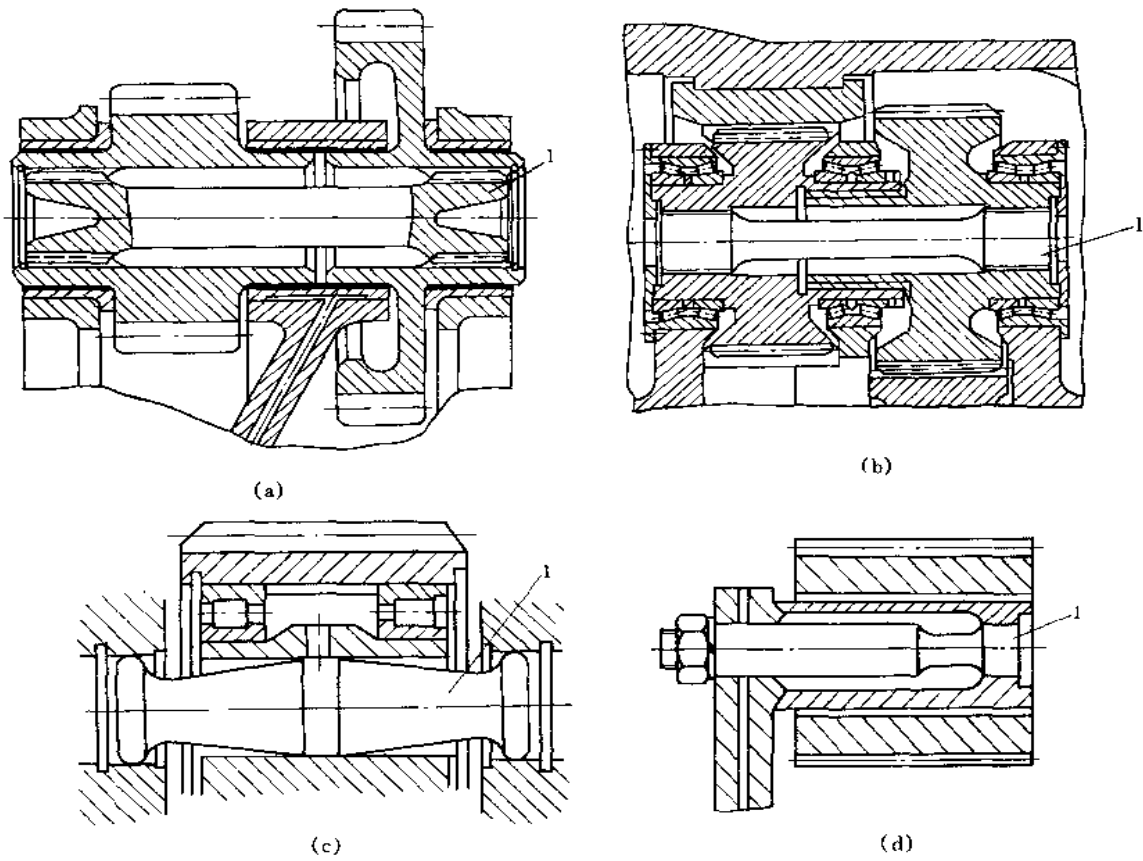


图 1-2-65 行星轮装置中的弹性轴结构

图 1-2-65 中 a、b、c、d 所示均为行星轮装置中起均载作用的弹性轴 1 结构。

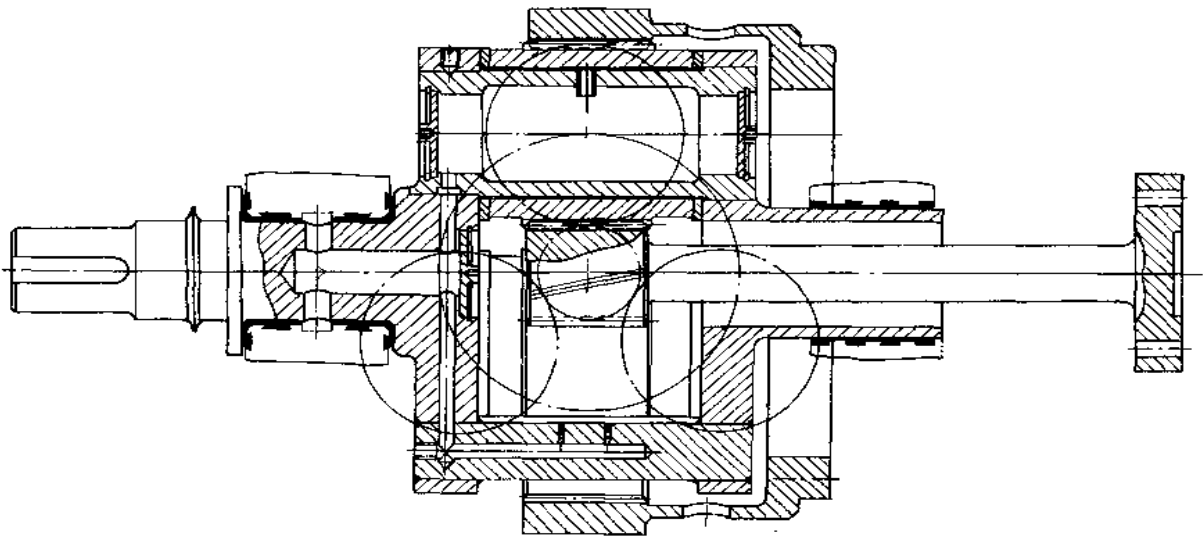


图 1-2-66 靠柔性均载的高速行星机构（斜齿轮）

图 1-2-66 是另一种靠弹性变形达到均载作用的高速行星传动的结构，采用了薄壁内齿轮，带有弹性轴（细长轴）的太阳轮和中空轴的支承，尽量提高了各基础元件的弹性，零件少，外形尺寸小，减振性好，行星轮数可大于 3，但制造精度要求高。

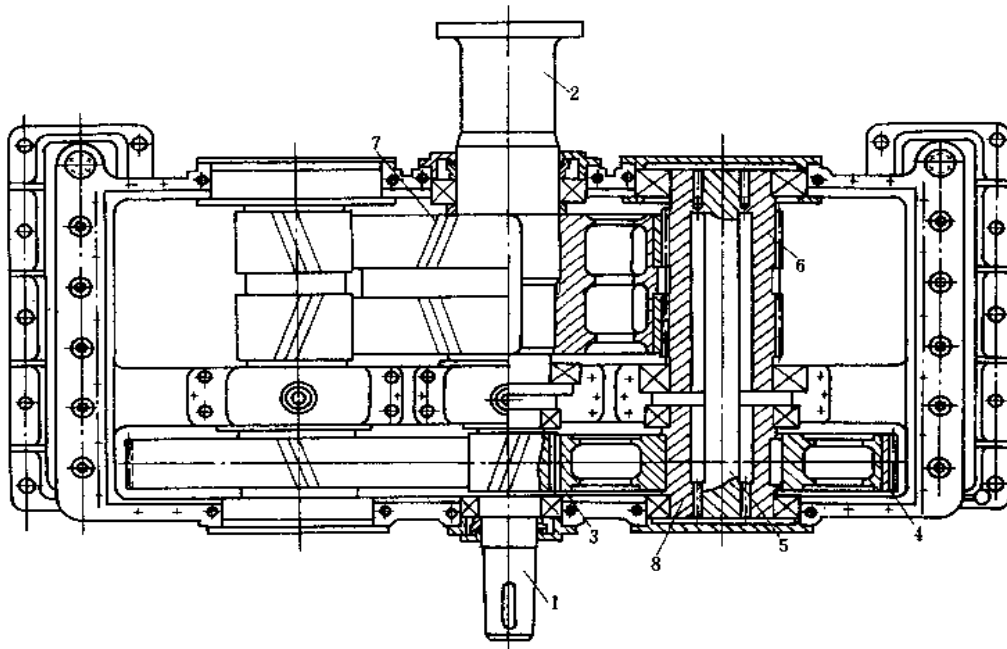


图 1-2-67 弹簧基础中心驱动共轴式减速器及弹性轴结构

1—高速轴；2—低速轴；3—高速小齿轮；4—高速大齿轮；5—弹性轴；6—低速小齿轮；  
7—低速大齿轮；8—轴套（心轴）

图 1-2-67 所示为 JKM(I) 型多绳摩擦式提升机采用的弹簧基础中心驱动共轴式减速器，其高速轴 1 与低速轴 2 在同一轴线上，两个中间传动装置对称地分配在两侧。电动机的动力通过弹性联轴器传递给高速轴 1 和高速小齿轮 3，再经由两侧的高速大齿轮 4、弹性轴 5、低速小齿轮 6 传递到低速大齿轮 7 和低速轴 2，低速轴通过刚性法兰联轴器与提升机主轴装置相连接，以拖动提升机运转。减速器各个轴的支承均采用滚动轴承。高速级采用斜齿轮传动，低速级采用人字齿轮传动。弹性轴 5 用花键与低速小齿轮 6 及轴套 8 相连，轴套 8 与高速大齿轮 4 用键装成一体。弯曲载荷由轴套 8 及空心低速小齿轮 6 承担，扭矩则完全由弹性轴 5（传动轴）传递，由于其刚性较小，故弹性轴 5 在承受足够大扭矩时，产生明显的弹性变形，这样减速器在运转时，靠两侧中间齿轮的弹性轴 5 得到不同的扭转变形，使两侧中间传动齿轮与相对应的齿轮紧密啮合，使载荷均衡。为了保证齿轮和轴承的充分润滑，减速器带有循环润滑系统。

### 2.2.3 转轴

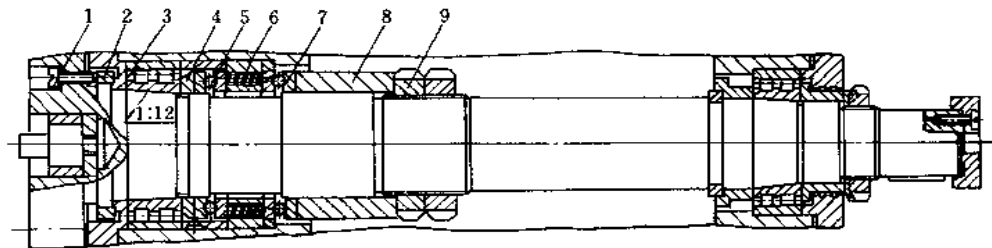


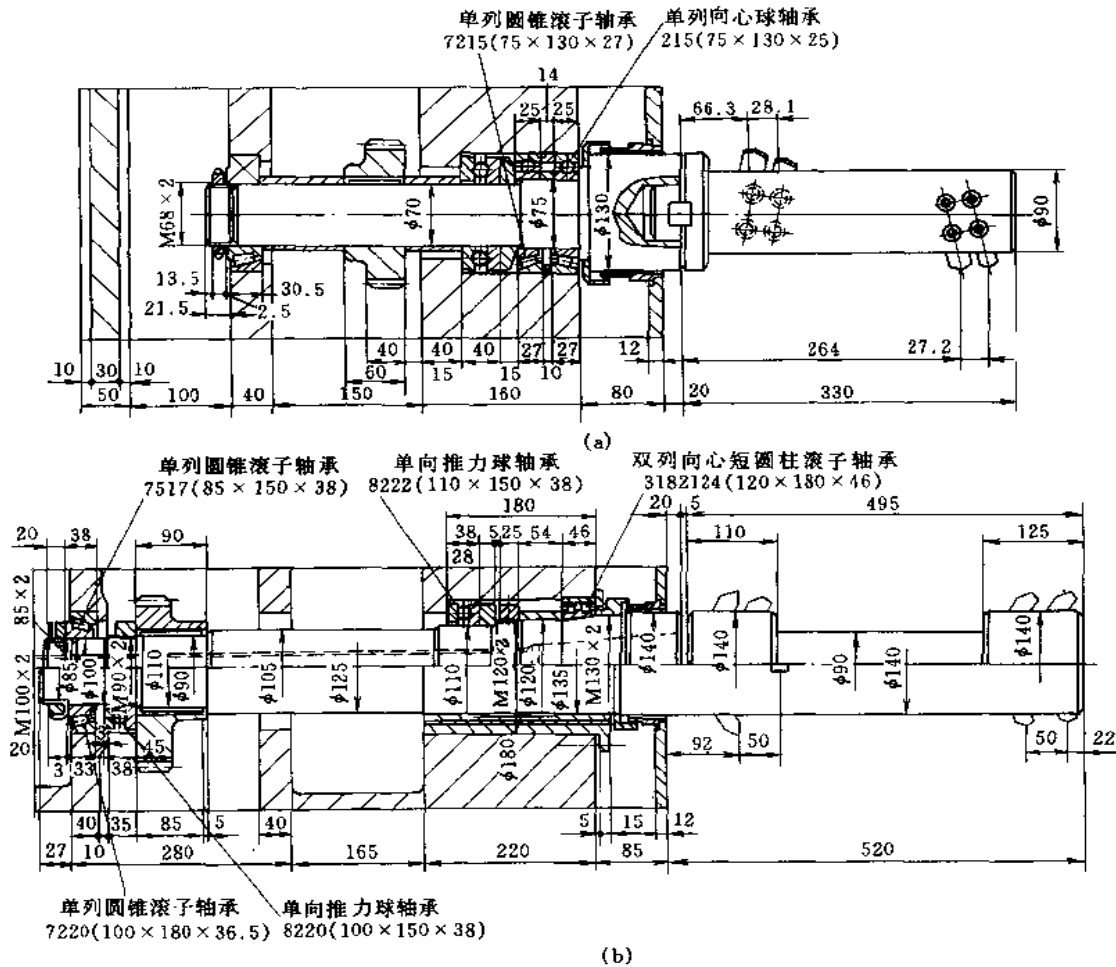
图 1-2-68 精镗头主轴

图 1-2-68 所示的是装有 3182100 系列的双列向心短圆柱滚子轴承的精镗头的主轴结构。

这种轴承需在部装之前预先装配调整好径向间隙,然后再进行部装。调整时,拧紧螺母 9,通过隔套 8、6,垫 4 及推力球轴承 7 和 5,使轴承内圈在 1:12 锥度的轴颈上前移,并发生变形,从而减少轴承的径向间隙。径向间隙调整后,按轴肩与轴承内圈端面的宽度配磨两个半圆形调整垫 3 的厚度。调整垫 3 用圆环 2 箍住,再用螺钉 1 固定,以防主轴旋转时半圆形垫被甩出。在试车过程中,如发现超差或运转不正常,需重新调整,直至合乎技术要求为止(一般情况下,把主轴从箱体中拉出一个距离,即可进行重调)。

为了调整方便,最好将法兰盘 10 制成剖分型。在调整过程中,如果轴承过紧,可用螺钉 1 反向调整。

这类轴承通过调整可以得到较高的精度和刚度,但对主轴的锥颈、隔套以及螺母的制造精度,特别是对隔套和螺母的端面跳动必须有严格要求,否则调整时,可能引起轴承内圈畸变,影响轴承工作性能。



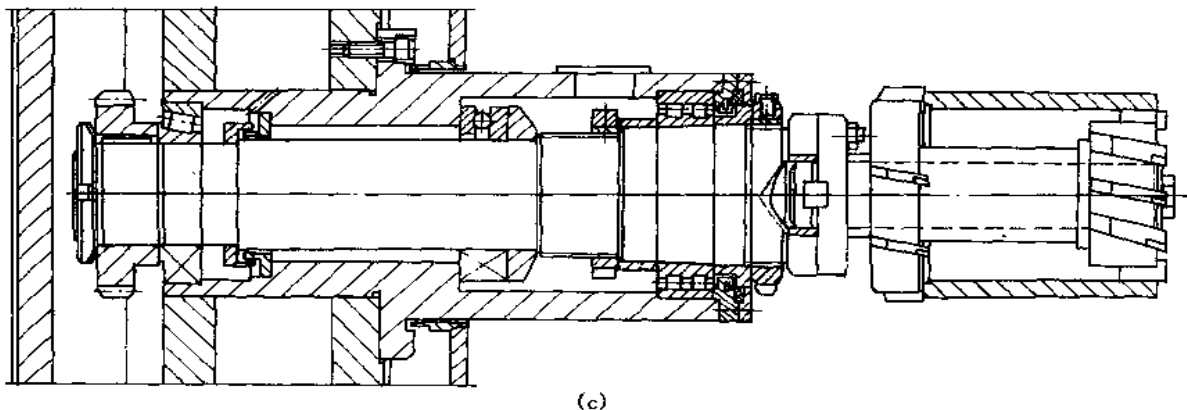


图 1-2-69 刚性镗削主轴

图 1-2-69a 轴线上半部表示原设计结构,采用两个普通的深沟球轴承,与一个单向推力球轴承作为前轴承。悬伸比为 0.7,主轴前后轴承直径较小,由于粗镗时切削力较大,深沟球轴承的径向间隙,又不能调整,致使主轴的刚度较低,机床切削试验时发现崩刀严重。轴线下半部为改进后的结构,轴承改为两个 E 级的圆锥滚子轴承,使主轴部件的刚度显著提高,消除了崩刀现象。

图 1-2-69b 所示为精镗气缸体缸孔的主轴结构。轴线上半部为原设计。切削试验时发现主轴刚度较弱,因为主轴悬伸较长,主轴孔径与外径比  $d/D=0.6$ ,加上主轴与刀杆连接处的直径和刀杆中间部分的直径很小,因而刚性不足,工作时主轴颤动,无法保证加工表面精度。改进后(图中轴线下半部所示),采用滑动轴承,加大主轴直径,刀杆与主轴设计成整体结构,大大提高了主轴刚度,加之滑动轴承有良好的抗振性,保证了加工平稳性,降低了加工表面的粗糙度。

图 1-2-69c 所示为粗镗和半精镗电机座的主轴结构。刀杆与主轴是圆柱定心,由端面键传递扭矩。这种主轴的结构安装在标准主轴箱上,可以与标准钻削类主轴一起使用。

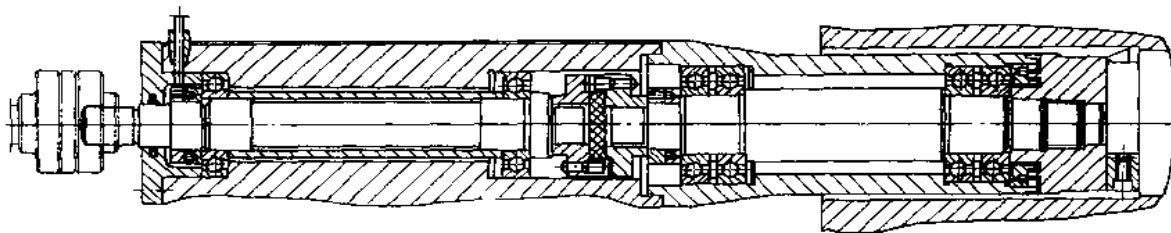


图 1-2-70 刀具钢套可进入加工件的镗削主轴结构

图 1-2-70 所示主轴的前轴承装入钢套内,钢套固定在前端面,套的外径比刀具直径小。镗孔时,可以进入被加工的孔内,使支承靠近刀具,增加主轴刚性,提高镗孔质量。

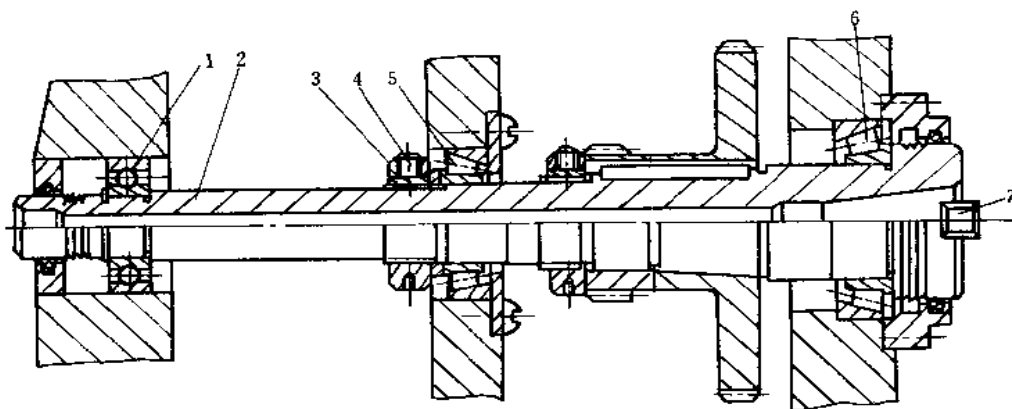


图 1-2-71 X62W 型万能铣床主轴

图 1-2-71 所示为 X62W 型万能铣床主轴部件结构。主轴 2 是空心阶梯轴，采用三支承结构提高刚性。其中，前支承 6 为 D 级精度圆锥滚子轴承，用于承受径向力及向左的切削力。中间支承 5 为 E 级精度圆锥滚子轴承，用于承受径向力及向右的切削力。后支承 1 为 G 级精度单列深沟球轴承，仅承受径向力。主轴的工作精度主要由前支承及中间支承保证，后支承为辅助支承。调整主轴轴承间隙时，先拧松锁紧螺母 3 上的螺钉 4，用专用扳手勾住锁紧螺母 3，然后用一短铁棍通过主轴前端的端面键 7 扳动主轴顺时针旋转，使中间轴承 5 的内环向右移动，以消除轴承 5 的间隙，并使主轴向左移，轴承 6 内环被主轴轴肩带动也向左移，使轴承 6 的间隙也被消除。调整后应保证主轴在 1500r/min 下运转 1h，轴承温度不超过 60℃。该主轴部件具有较高的刚性和抗振性。

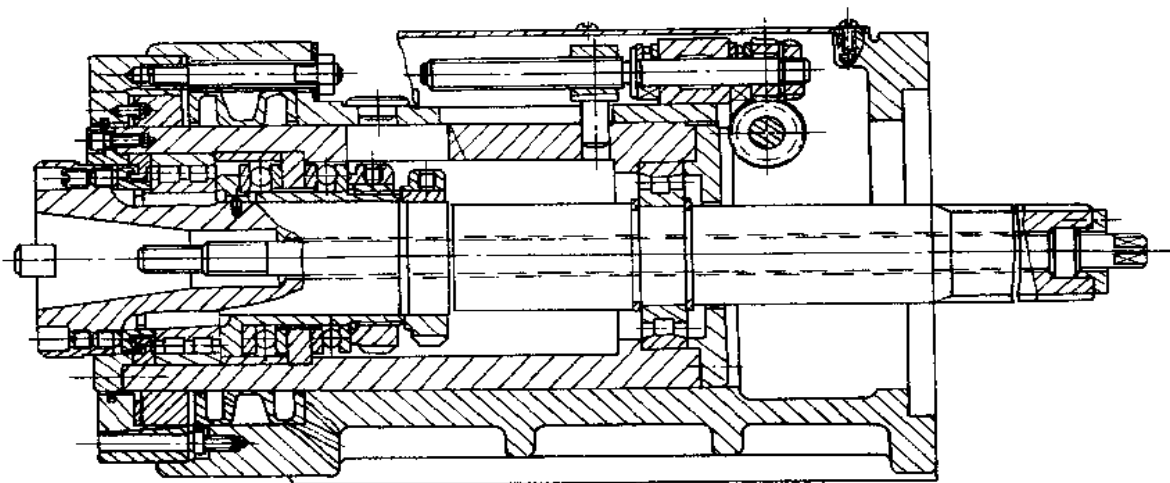


图 1-2-72 组合机床铣削头主轴

组合机床铣削头主轴部件有 A 型和 B 型两种结构型式，图 1-2-72 是 A 型铣削头的主轴结构。其前支承采用双列向心短圆柱滚子轴承与推力球轴承组合结构，前端定位，刚度和精度均较好。但结构比较复杂，装配和调整较麻烦，主要用于精加工。B 型铣削头主轴前支承采用两个圆锥滚子轴承，结构比较简单，装配、调整也较方便，但精度和刚度较差，主要用于粗加工。

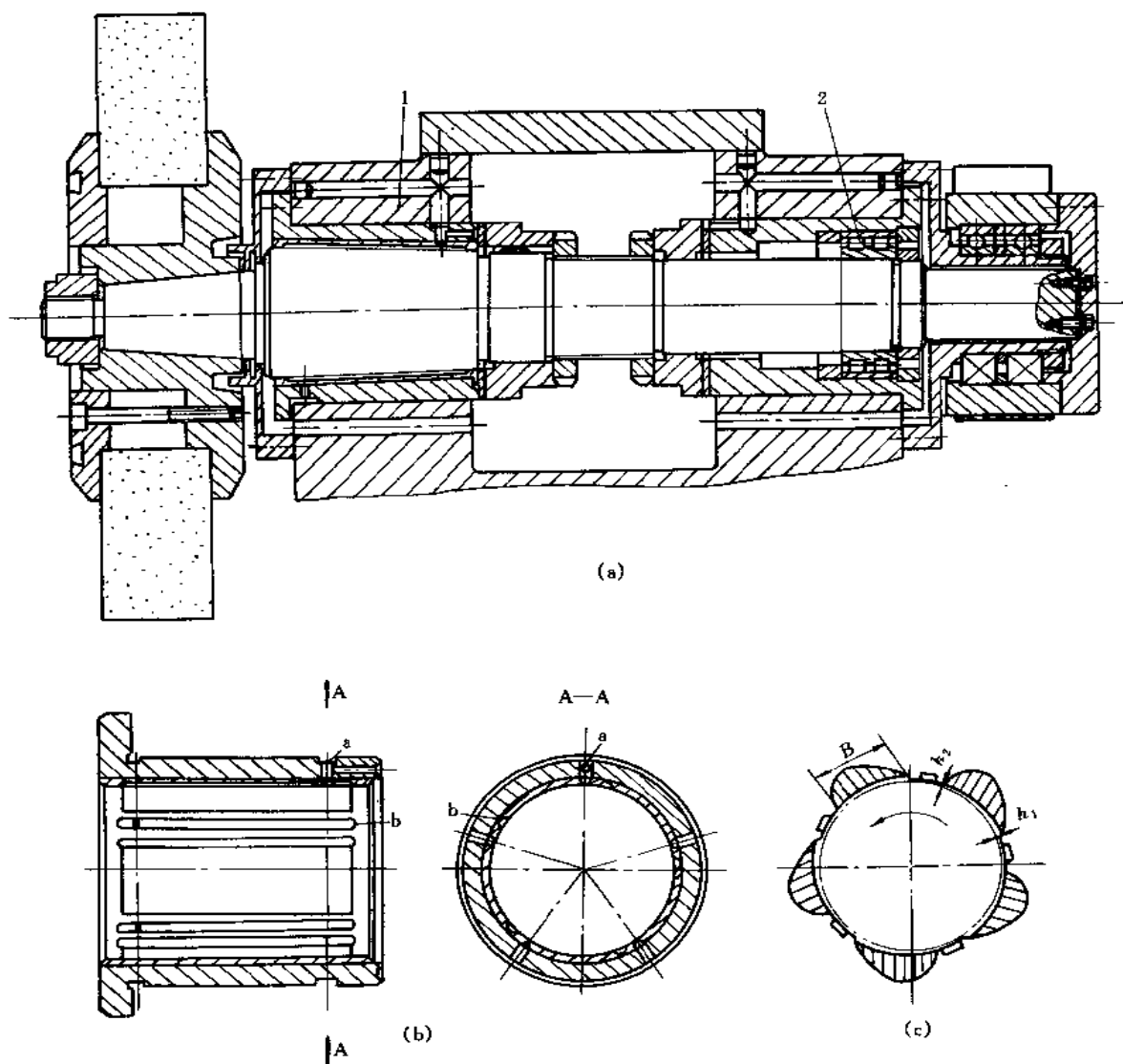


图 1-2-73 外圆磨床砂轮主轴

图 1-2-73 为固定多油楔滑动轴承支承的外圆磨床砂轮主轴部件。动压滑动轴承轴瓦 1 为外柱内锥，通过锥面，调整轴承间隙。主轴的后支承是滚动轴承 2。这种轴承需由单独的液压泵供应低压油，经轴承上的五个进油孔 a 进入油腔，从回油槽 b 流出，形成循环润滑，避免在起动或停止时出现干摩擦现象。具有刚度高、主轴轴心稳定性较好等优点，但轴承的油腔加工比较困难。由于油楔的几何参数是固定的，主轴的转速范围大时对维持油楔的承载条件不利。适用于磨床砂轮主轴旋转方向恒定，转速变化范围很小的场合。



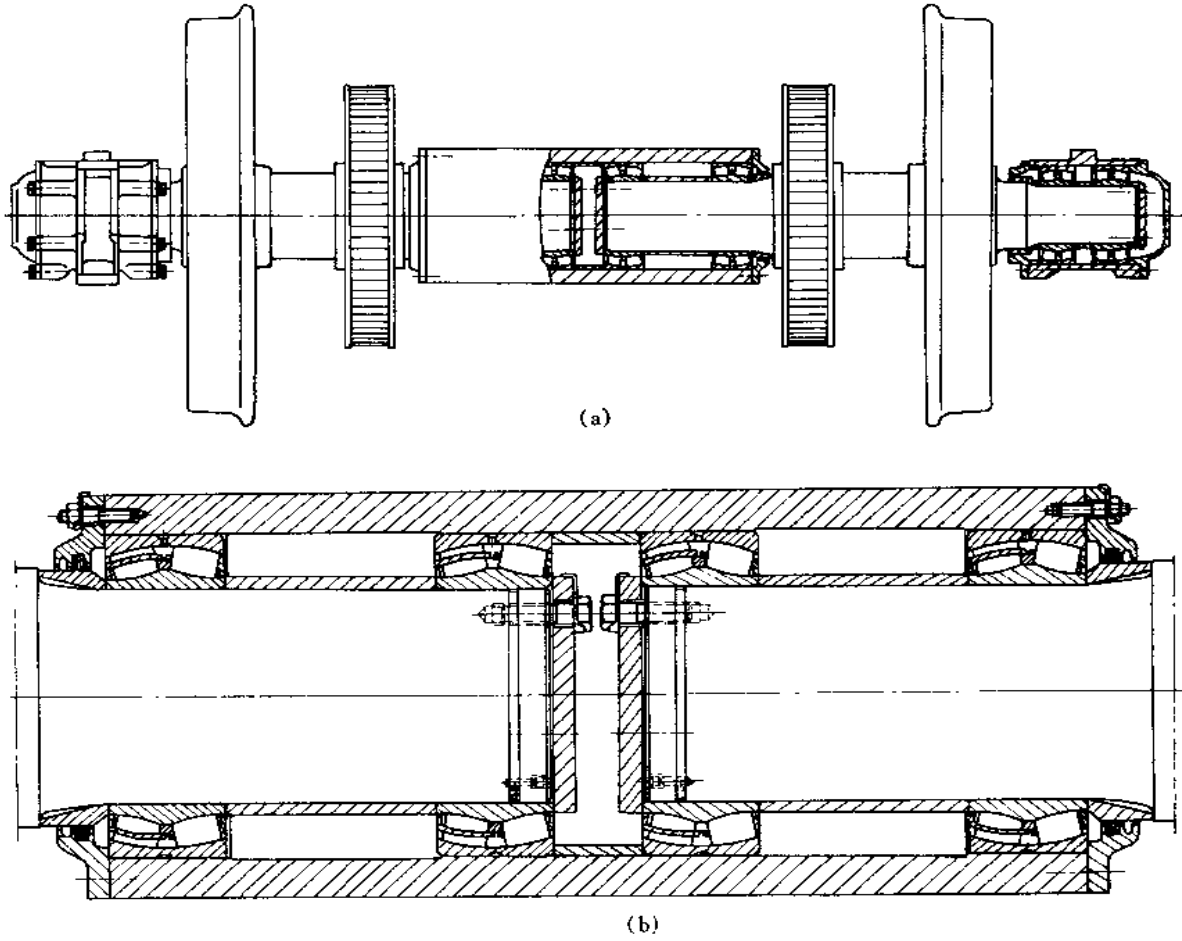


图 1-2-74 车轮分别转动的机车转向架轴 (Fiat Ferroviaria Savigliano)  
 (a) 采用两段轴的转向架轴系；(b) 在两段轴上球面滚子轴承的配置

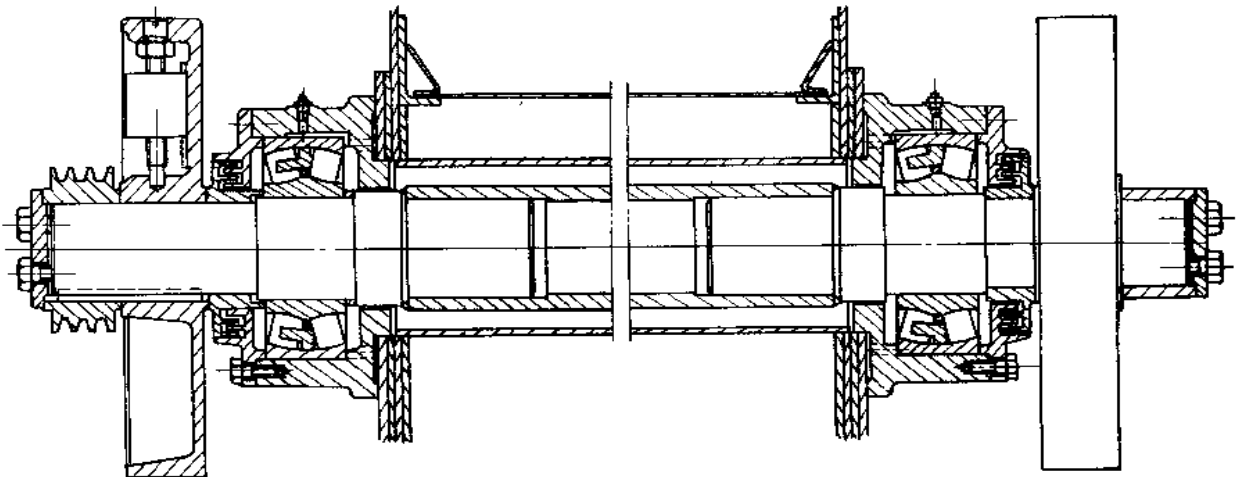


图 1-2-75 振动筛的轴

振动筛的轴 (图 1-2-75) 需承受偏心运动和高速振动, 负荷重, 采用两个球面滚子轴承支承, 一端用轴承内圈定位, 另一端游动。

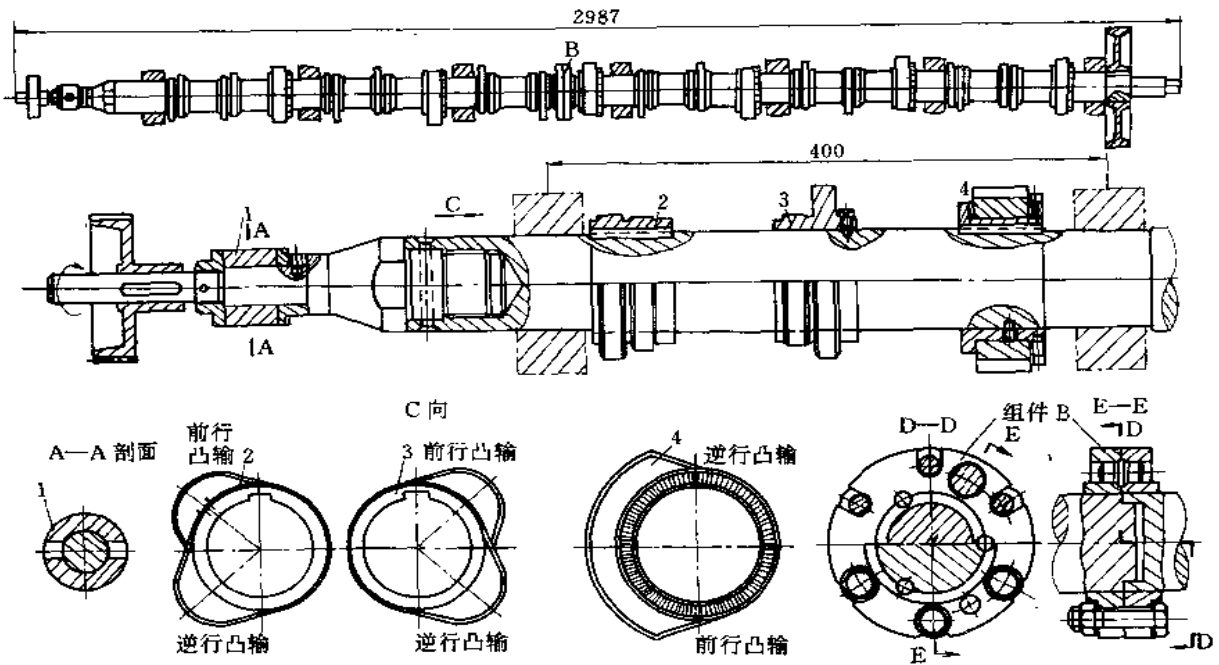
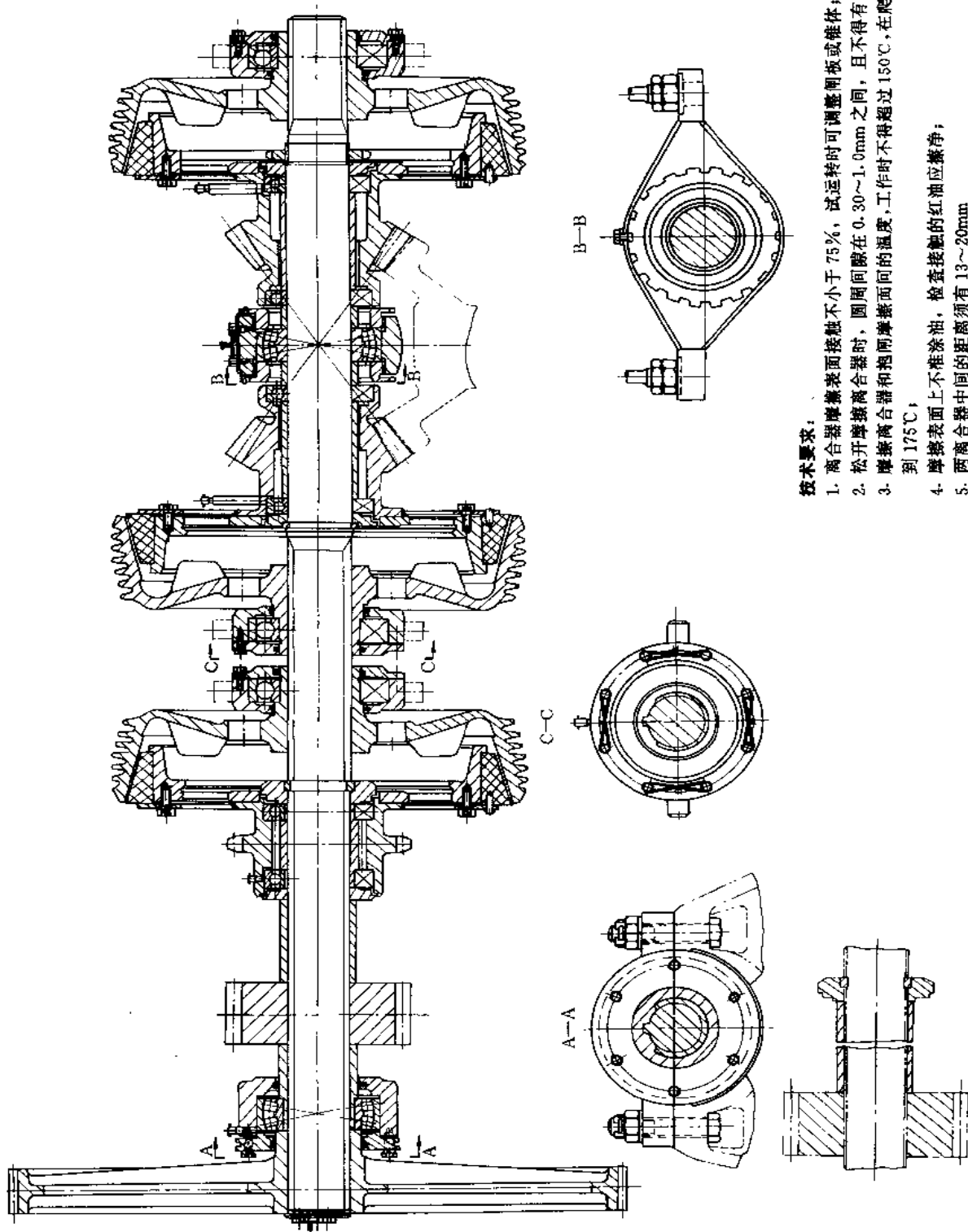


图 1-2-76 柴油机凸轮轴

图 1-2-76 为柴油机凸轮轴，它是柴油机配气机构中起决定作用的元件。控制各气缸气门正确、准时地启闭。由于一根凸轮轴很长，所以采取分段制造，每根凸轮轴分四段，每段有两组进、排气凸轮和供油凸轮（亦称喷油泵凸轮），用以控制对应两个气缸的进、排气和供油。凸轮和凸轮轴制成一体，在各轴段的连接处均有带定位凸肩的法兰，用 6 个螺栓经铰孔后紧固连接。组装时在两个连接法兰外圆面螺栓孔处打上相同的字母记号，以便装配定位。



技术要求:

1. 离合器摩擦表面接触不小于75%，试运转时可调整闸板或锥体；
2. 松开摩擦离合器时，圆周间隙在0.30~1.0mm之间，且不得有噪声；
3. 摩擦离合器和抱闸摩擦面间的温度，工作时不得超过150℃，在爬坡时允许到175℃；
4. 摩擦表面上不准涂油，检查接触的红油应擦净；
5. 两离合器中间的距离须有13~20mm

图 1-2-77 QJ15 履带式起重机逆顺机构

图 1-2-77 是 QUJ15 履带式起重机逆顺机构图。其中轴的动力由左端大齿轮输入带动整个轴转动。轴上有三个锥盘离合器。左边离合器接合时，链轮将与轴同步转动输出运动和动力；中间离合器接合时，动力由左端小锥齿轮输出，带动大锥齿轮（双点划线所示）转动；右端离合器接合时，大锥齿轮的动力由右端小锥齿轮输出，其转动方向与中间轴转动方向相反。该轴受载较大，跨距也较大，左侧和中间轴采用了矩形花键联接。

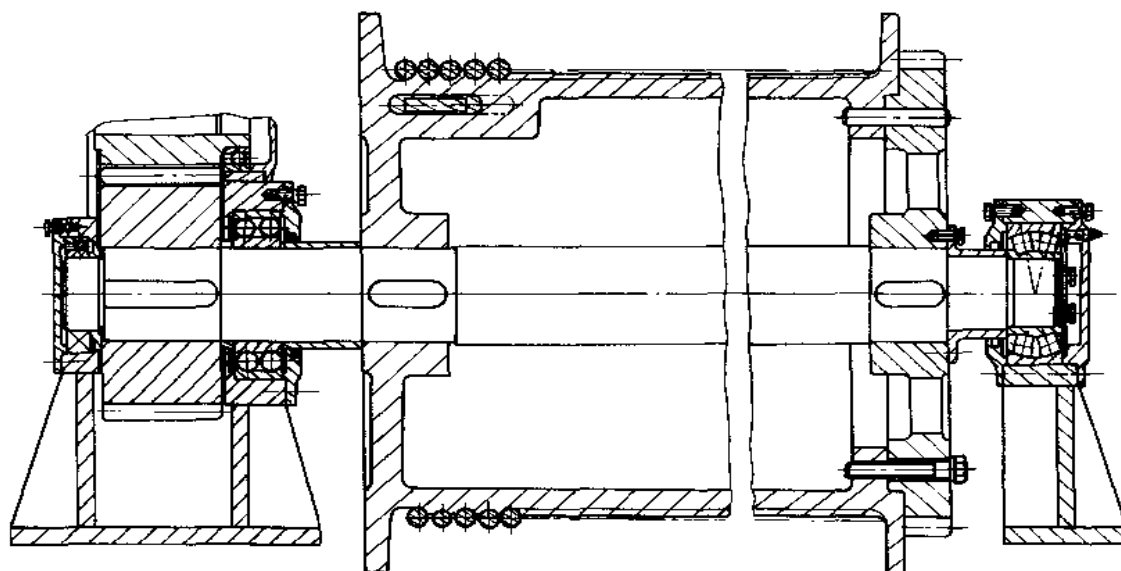
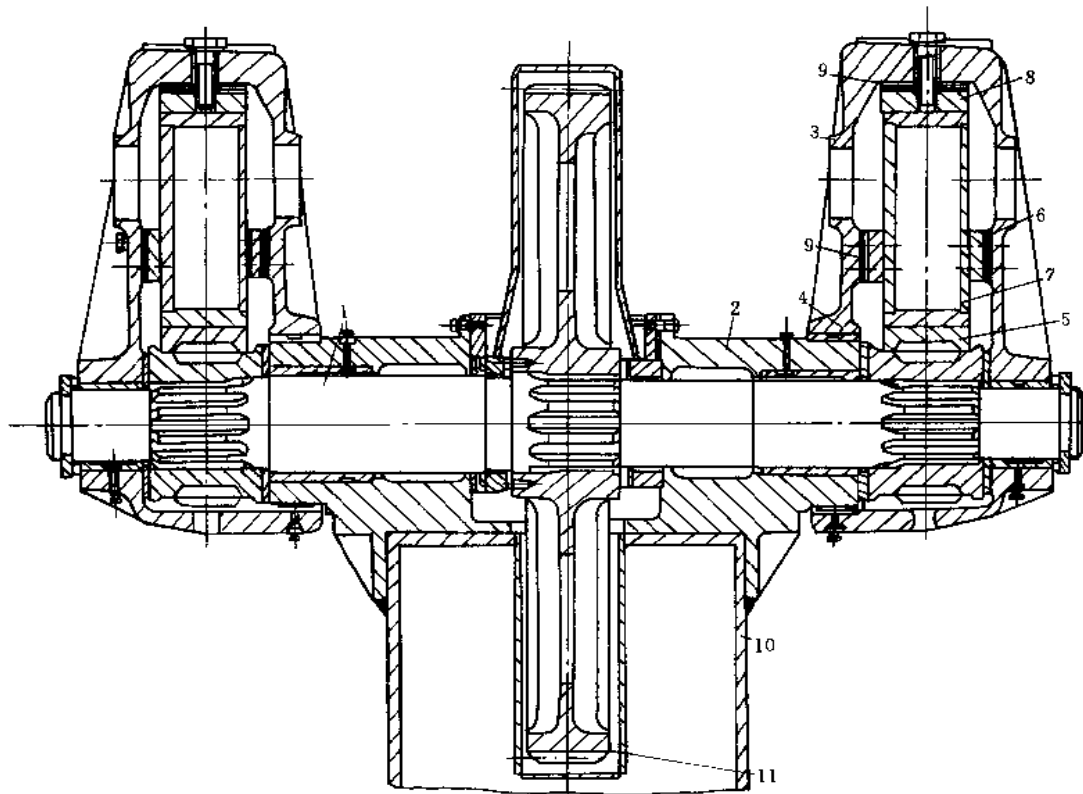
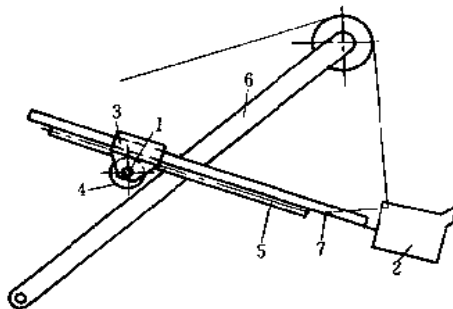


图 1-2-78 塔式起重机卷筒轴

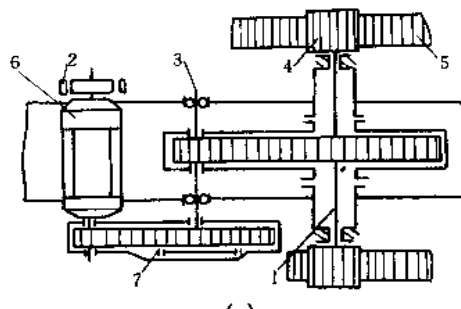
图 1-2-78 是塔式起重机卷筒轴部件图。该轴所受载荷大，是既受弯又受扭的转轴。由于轴向跨距大，采用了三支承结构。



(a)



(b)



(c)

图 1-2-79 WK-4 型挖掘机推压轴

(a) WK-4 型挖掘机推压轴结构: 1—推压轴; 2—推压轴承座; 3—鞍形座; 4—推压齿轮; 5—齿条;  
6—侧滑板; 7—斗杆; 8—上滑板; 9—调整垫; 10—大臂; 11—传动齿轮

(b) 齿轮-齿条推压机构原理: 1—推压轴; 2—斗; 3—鞍座; 4—推压齿轮; 5—齿条; 6—大臂; 7—斗杆

(c) 推压机构传动系统: 1—推压轴; 2—制动器; 3—中间轴; 4—推压齿轮; 5—齿条; 6—电动机; 7—力矩限制器

图 1-2-79a 为推压机构的推压轴结构。推压轴承座 2 是固定不动的, 焊牢在大臂 10 上, 推压机构的中间轴 (图 c 中 3) 和推压轴 1 都装在它的上面。在推压轴的中部花键处装有传动齿

轮 11，两端装有推压齿轮 4。鞍形座 3 通过滑动轴承套装在推压轴承座和推压轴的两端，可绕推压轴的中心轴线回转。鞍形座内部插装斗杆 7，为减少斗杆来回移动的阻力，其内衬有滑板 8 和 6，由调整垫 9 调整与斗杆之间的间隙，通常使之保持在 4~10mm 内。

推压齿轮和齿条相互啮合，因斗杆及齿条紧压在推压齿轮上，为保证它们之间具有必要的啮合间隙，在推压齿轮和齿条的齿廓两端都作出有高度大于  $\frac{1}{2}$  齿廓高的台肩。此外，这种台肩还能起到增加齿廓强度的作用，防止它们在工作时开裂。

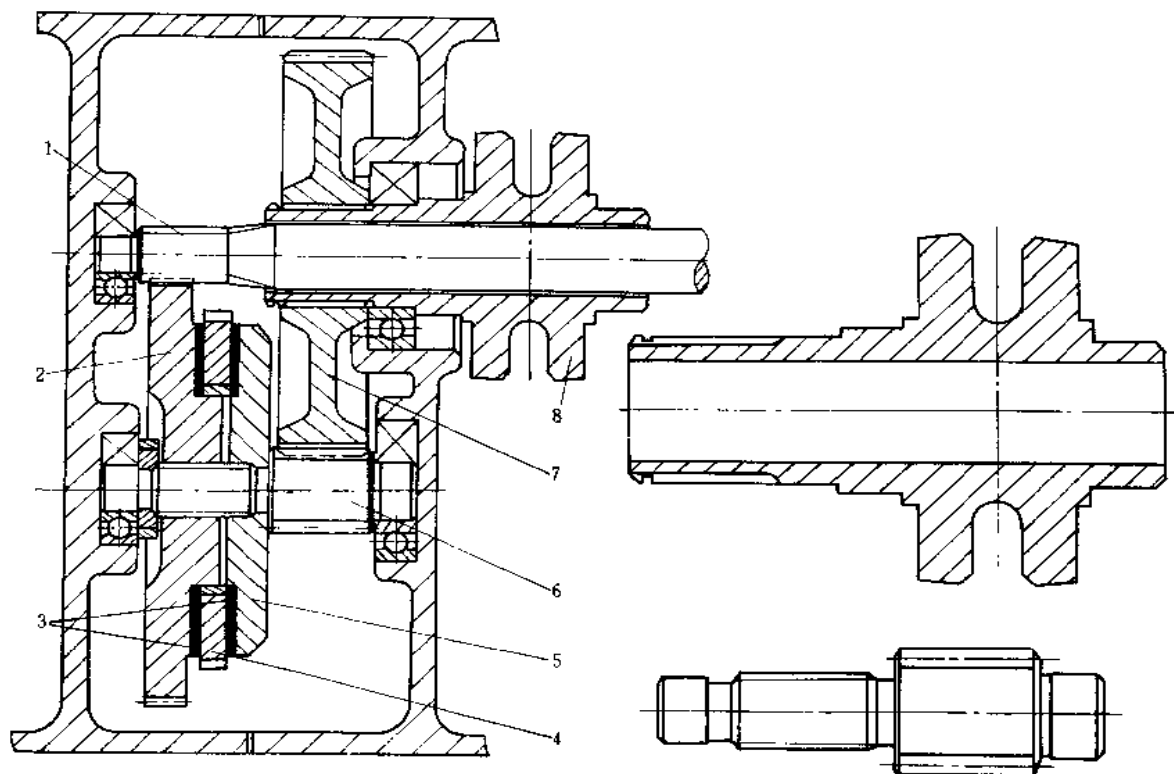


图 1-2-80 提升装置传动系统及其轴结构

1—小齿轮轴；2—大齿轮；3—制动板；4—棘轮；5—制动支座；6—小齿轮轴；7—大齿轮（承载齿轮）；  
8—链轮轴（承载链轮）

图 1-2-80 所示，电动机轴带动小齿轮轴 1、大齿轮 2 转动，由于大齿轮 2 与轴 6 为螺纹连接，故大齿轮 2、制动板 3、棘轮 4 一体转动，并使小齿轮轴 6 上的齿轮带动承载大齿轮 7 转动，带动链轮轴 8，载重链轮开始提升重物。

电动机反转使大齿轮 2 上的螺纹向放松方向转动，使制动板 3 松开，此时承载大齿轮由于重物的作用开始转动，下放重物。当承载大齿轮的转速稍大于大齿轮 2 的转速时，大齿轮 2 相当于螺母，逐渐拧紧，制动起作用，下放重物速度变慢。

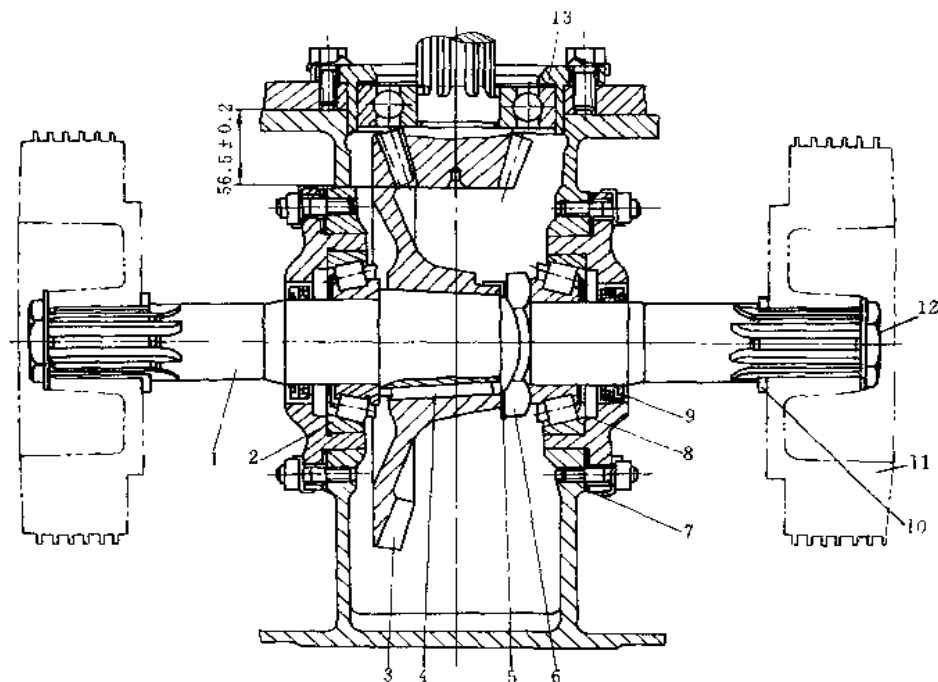


图 1-2-81 拖拉机后桥轴结构

1—后桥轴；2—圆锥滚子轴承；3—从动齿轮；4—键；5—防松垫；6—螺母；7—调整垫；8—杯形盖；9—油封；  
10—挡环；11—主动轮离合器；12—端面螺栓；13—调整垫

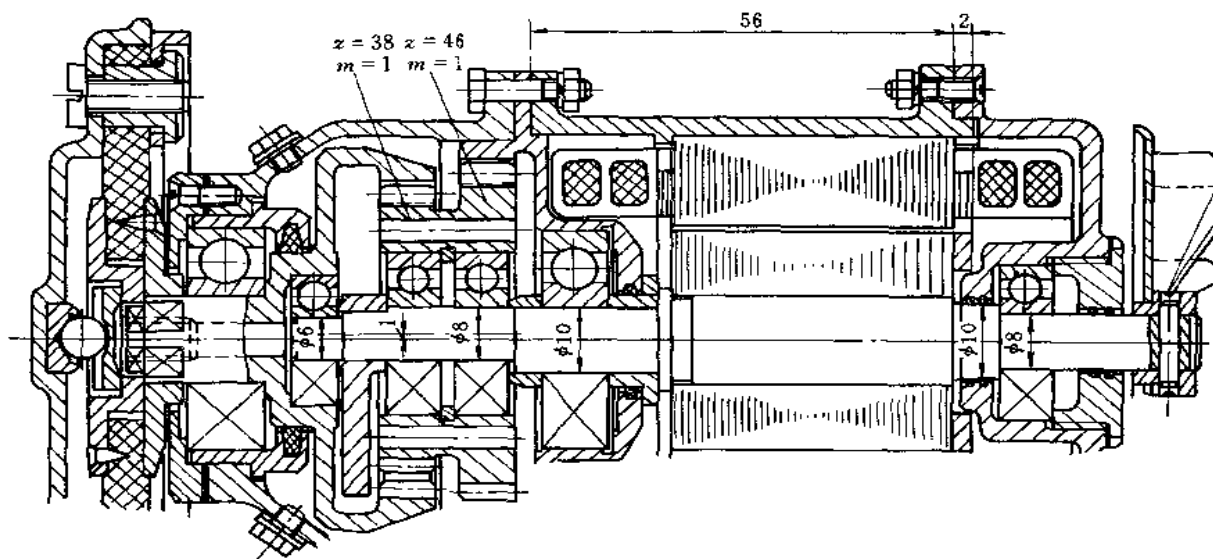


图 1-2-82 抛光机行星齿轮减速器轴的结构

图 1-2-82 是带电机双内啮合的 2K-H 型两级行星传动。本结构设有与行星轮块相平衡的配重。在输出轴上，采用弹性圈安装壳体，壳体内装有三根心轴，心轴上装有抛光轮。抛光轮采用深沟球轴承。当壳体转动时，抛光轮作行星运动（同时绕减速器轴线和本身轴线转动）。

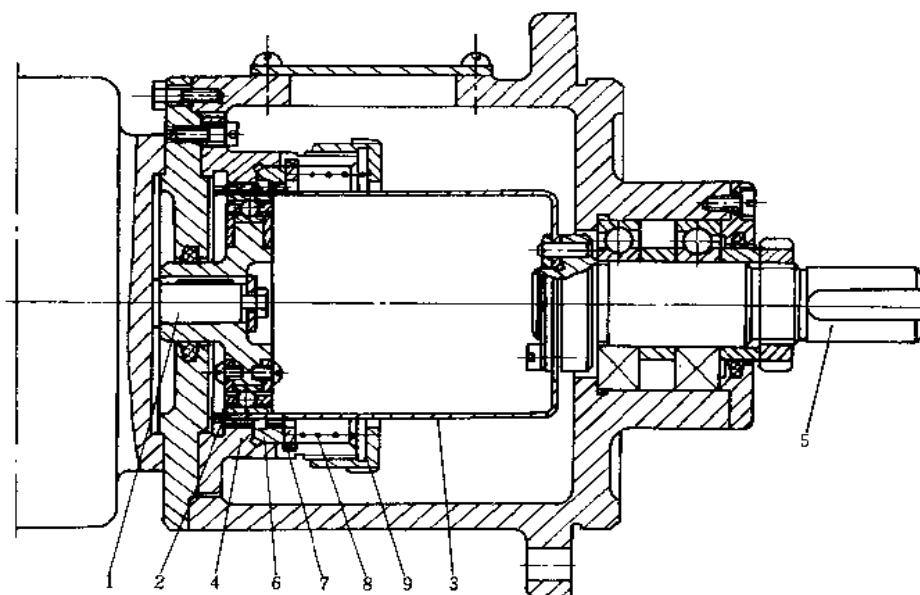


图 1-2-83 谐波齿轮减速器

图 1-2-83 为单齿面啮合无间隙的谐波齿轮减速器。具有柔性轴承的凸轮式波发生器 2 为主动件，由电机轴 1 带动。刚性齿轮 4 为固定件。柔性齿轮 3 为从动件，呈薄壁杯形，杯端固定在减速器的输出轴 5 上。

除在轮 3 与轮 4 间的主要谐波齿轮传动外，在该减速器中，还设置了安装在零件 3 和 6 间的辅助齿轮传动。在柔性元件上加工的轮齿是两只相同模数和齿数的齿圈，用于减速器的主传动与辅助传动。辅助传动的刚性齿轮由弹簧 8、螺母 9 和零件 7 压紧在主传动级的刚轮 4 上。

当传动装置工作时，由于两级传动比的差，柔轮本身的工作齿面与刚轮 4 相互作用，而其非工作齿面，则与活动的刚轮 6 作用。活动刚轮相对轮 4 缓慢转动（滑动）。因此，柔轮轮齿在两方向上被活动刚轮和面定刚轮齿面所压紧，实现了单齿面啮合。啮合轮齿面压紧程度由螺母 9 进行调整。减速器具有高度敏感性和工作平稳性，减小了柔轮和减速器的输出轴振动。

减速器可正、反向传动，采用润滑油润滑。



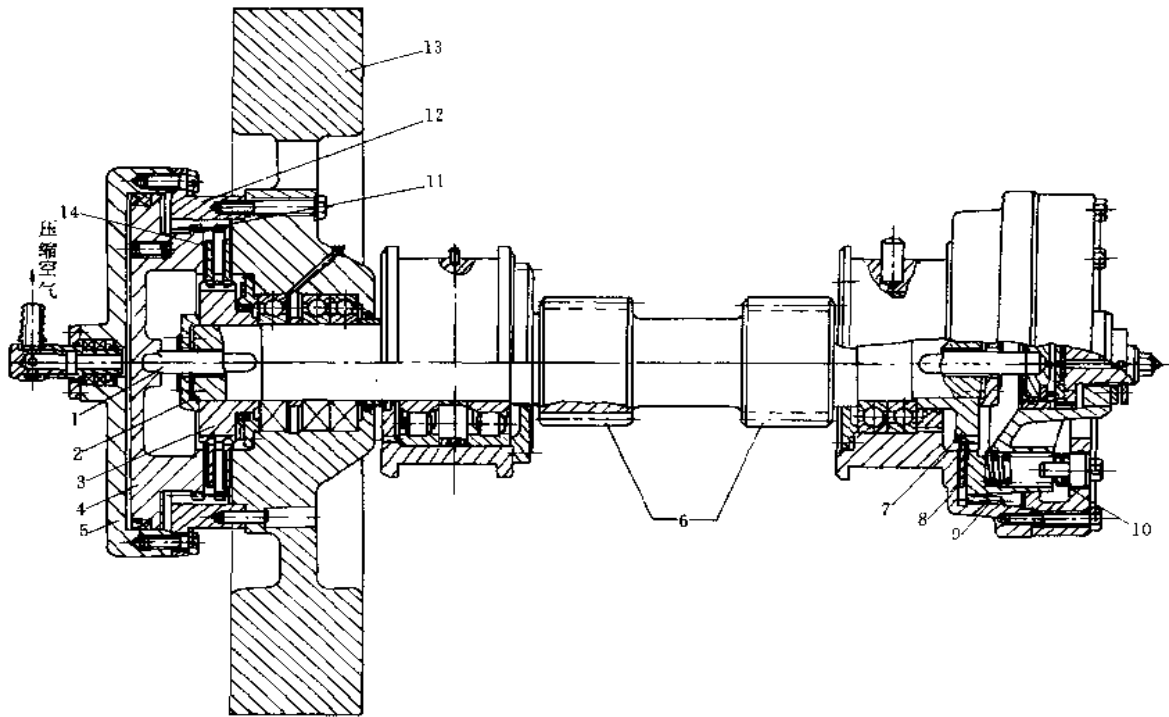


图 1-2-84 JA31-160B 型曲柄压力机的飞轮轴结构

1—推杆；2—空心轴；3—齿轮（1）；4—活塞；5—气缸；6—小齿轮；7—齿轮（2）；8—制动摩擦片；9—制动器内齿圈；10—制动弹簧；11—主动摩擦片；12—离合器内齿圈；13—大皮带轮（飞轮）；14—从动摩擦片

图 1-2-84 为 JA31-160B 型曲柄压力机的飞轮轴。当主动摩擦片 11 和从动摩擦片 14 压缩前大皮带轮（飞轮）在轴上空转时，空心轴不动。向气缸 5 通入压气后，活塞 4 右移，压缩 11 和 14，并压紧大皮带轮，与此同时推杆 1 压缩制动弹簧 10，使制动器松开，靠摩擦力带动空心轴和大皮带轮一起转动，此时小齿轮 6 带动和连杆相连的偏心大齿轮转动，通过连杆带动滑块上下动作。制动器内齿圈固定在机身上，制动时空心轴刹住。

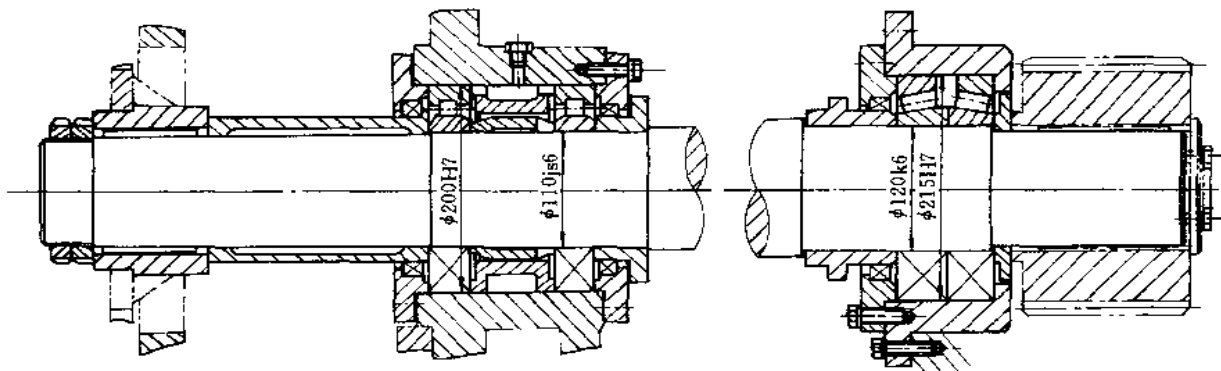


图 1-2-85 J31-250 型曲柄压力机离合器轴结构

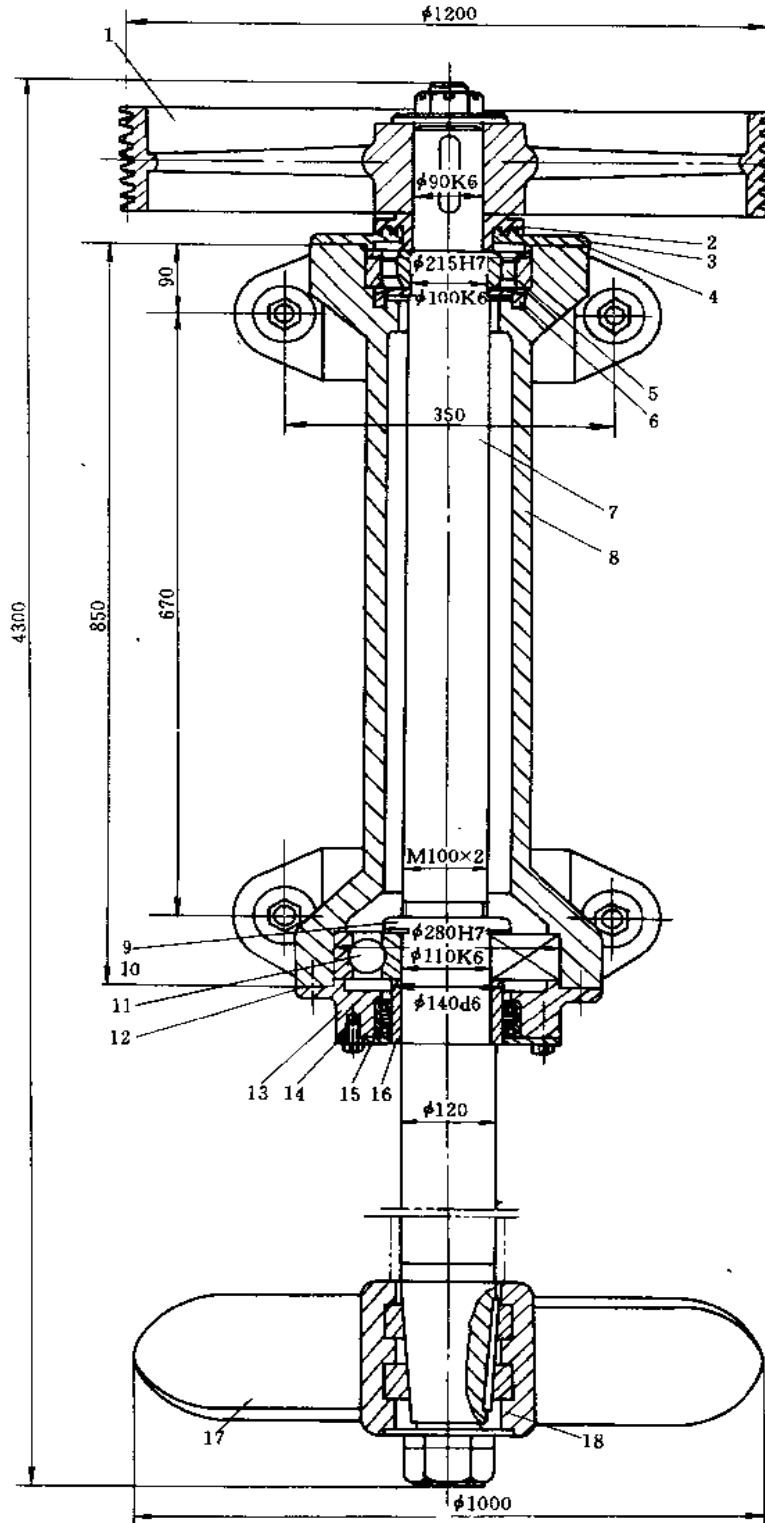


图 1-2-86  $\phi 4\text{m} \times 4\text{m}$  搅拌槽叶轮轴

1—皮带轮；2—上密封盖；3—密封盖；4—密封垫；5—圆柱滚子轴承；6—挡油环；7—主轴；8—轴承座；9—圆螺母；  
10—止动垫圈；11—深沟球轴承；12—垫圈；13—端盖；14—盖；15—J型油封；16—轴套；17—叶轮；18—平键

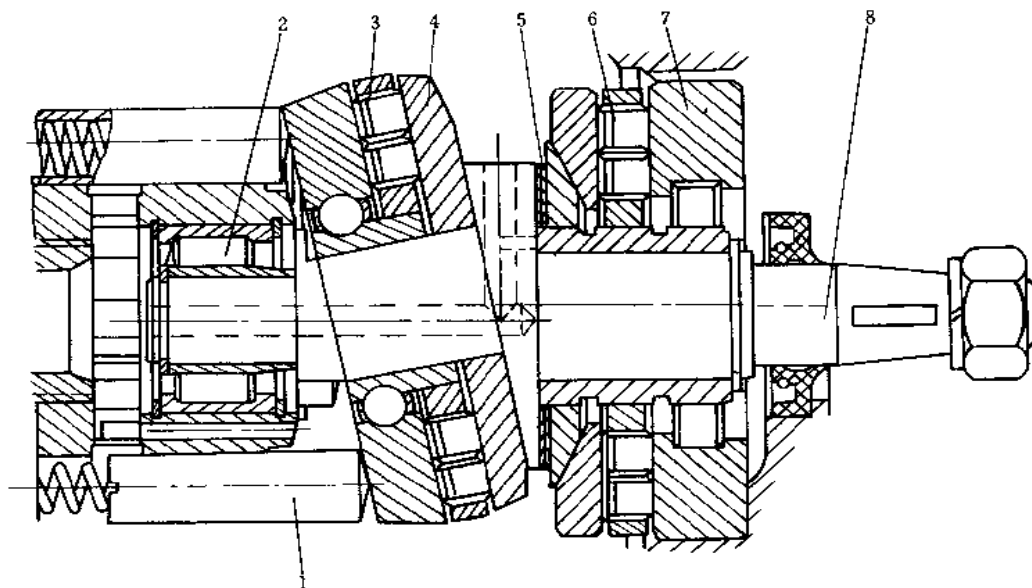


图 1-2-87 HY/KVE 型柱塞泵传动轴

1—柱塞；2、7—圆柱滚子轴承；3、6—圆柱止推轴承；4—斜盘；5—调整垫；8—传动轴

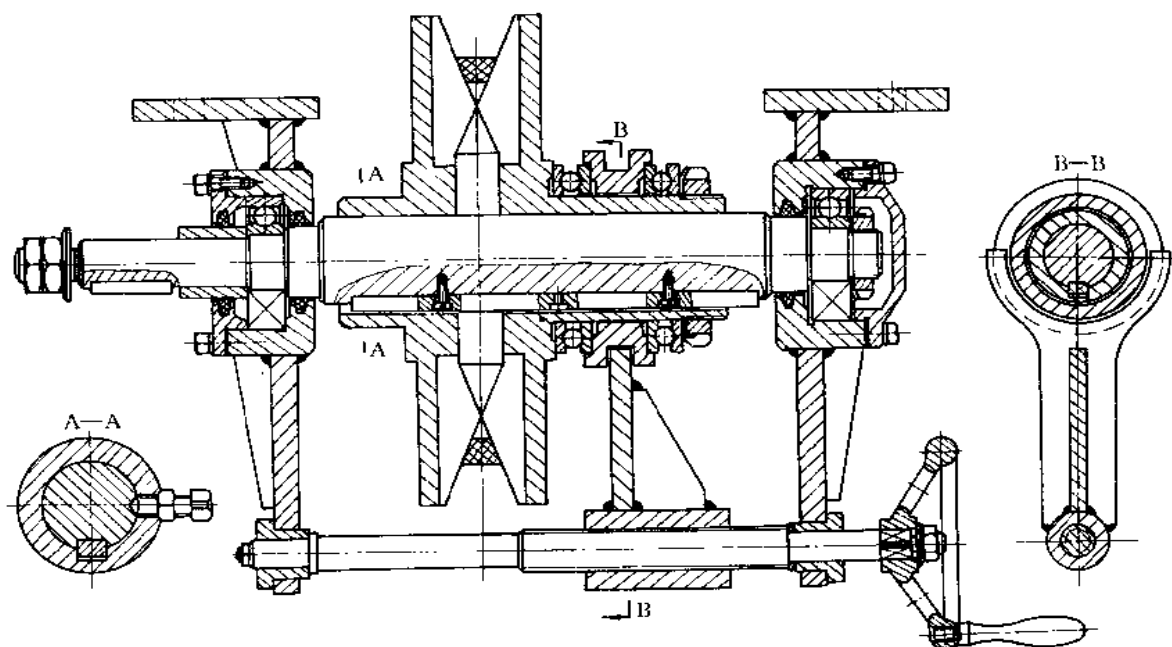


图 1-2-88 V 带无级变速器轴

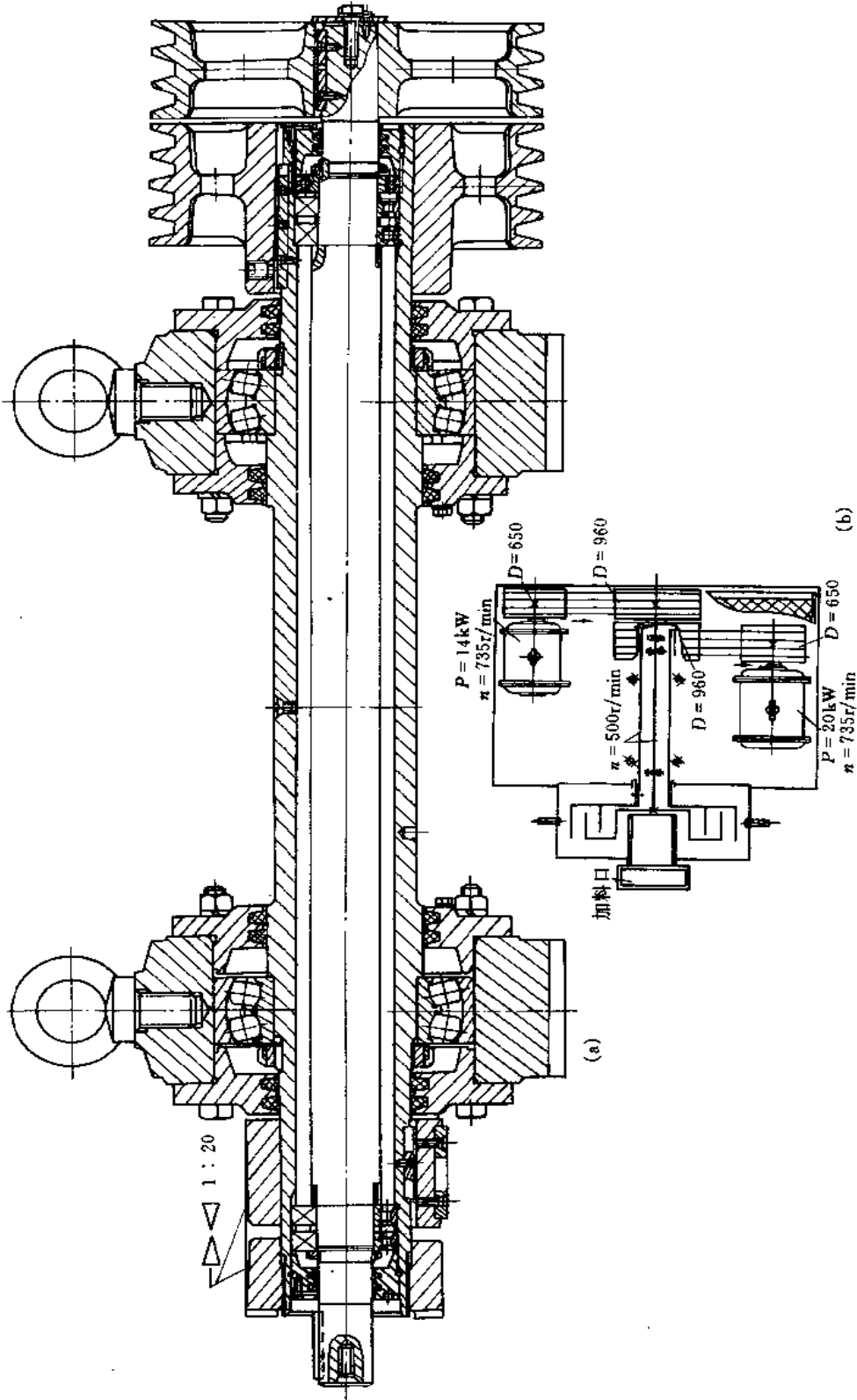


图 1-2-89 笼型打泥机主轴结构

(a) 结构图; (b) 传动系统简图

## 2.2.4 轴的载荷分流结构

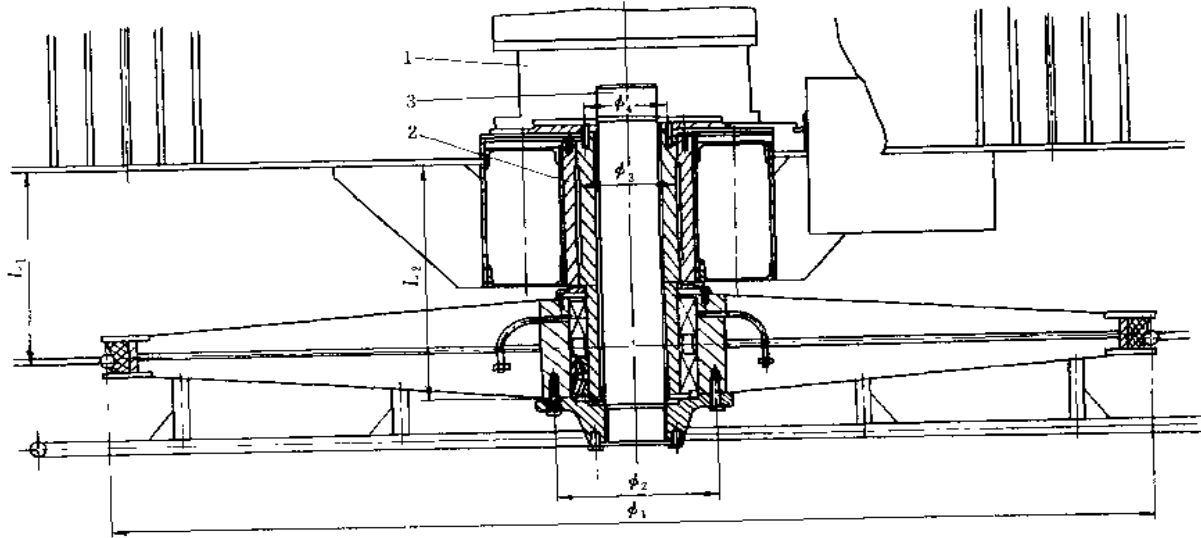


图 1-2-90 绳索传动驱动轮轴结构  
1—驱动器；2—空心轴；3—实心轴

图 1-2-90 为绳索传动驱动轮轴结构。本结构弯矩由空心轴 2 承担，扭矩由实心轴 3 承担，实现了载荷分流，在大功率时可缩小轴尺寸，减轻重量（实心轴为传动轴，空心轴为心轴）。

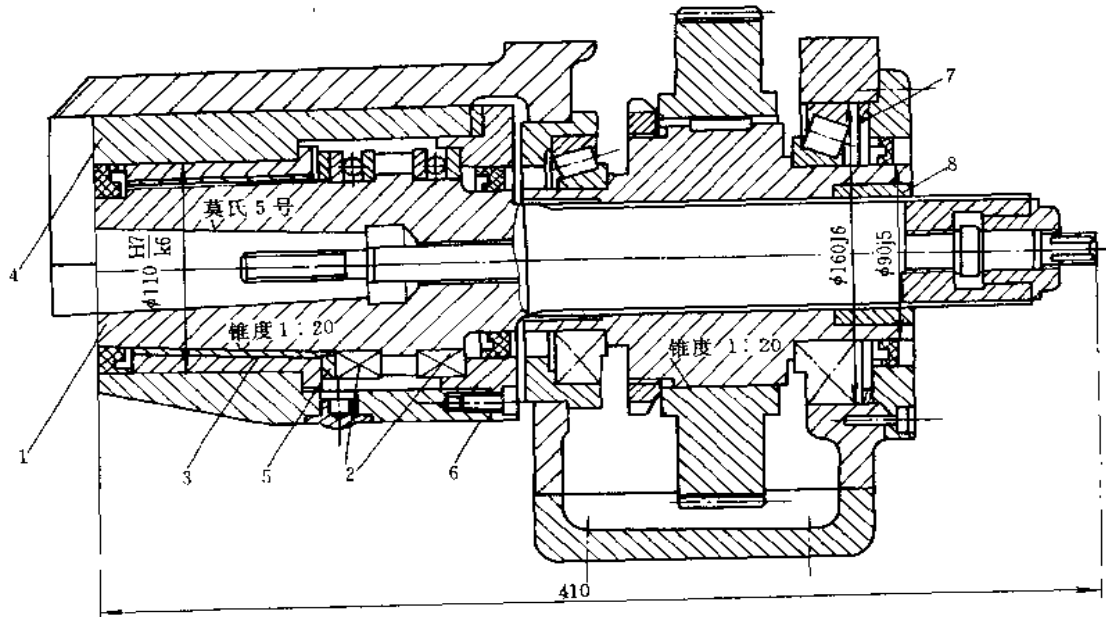


图 1-2-91 滚刀主轴

图 1-2-91 所示滚刀主轴 1 由两个推力球轴承 2 和内锥外圆滑动轴承 3。支承在前轴承座 4 内。轴承磨损后，修磨垫片 5 和 6，经调整后就可恢复主轴的回转精度。滚刀主轴由装在花键处的大齿轮带动，大齿轮支承在刀架体上的一对圆锥滚子轴承 7 上，主轴在传动过程中只受扭矩作用而不受弯矩作用（即主轴卸荷）。主轴右端有一铜套 8 和主轴外圆配合定心，支承主轴在大齿轮中。另外转动方头手柄，可通过齿轮-齿条传动，使主轴带动滚刀一起作轴向移动。

刀架部件利用主轴前支承、末级齿轮和圆锥齿轮等三处油池进行飞溅润滑，可保证刀架扳转角度后仍得到可靠的润滑。

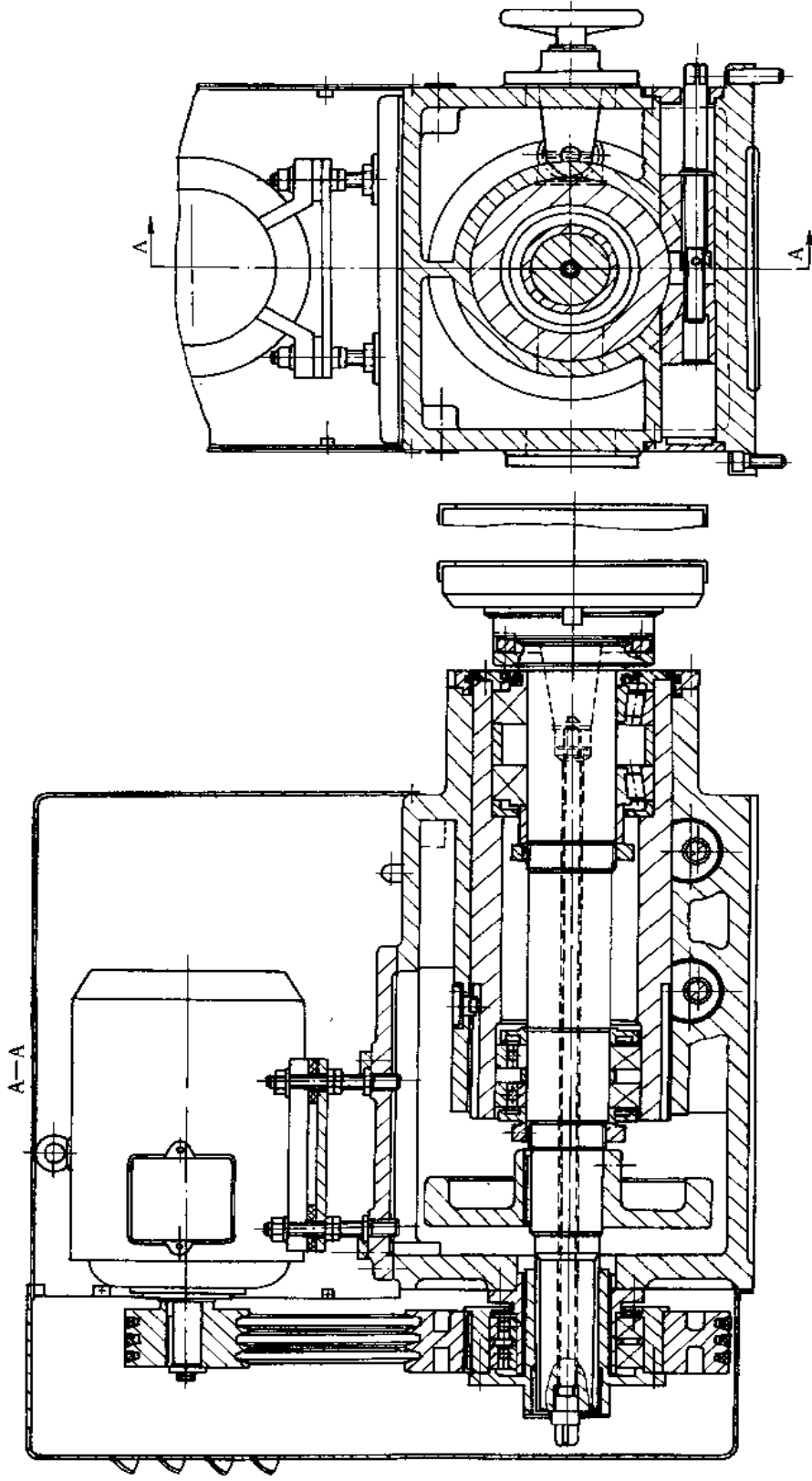


图 1-2-92 机械夹紧的床头主轴

图 1-9-92 所示床头用于加工石墨块的铣床上，主轴前支承采用两个圆锥滚子轴承，后支承采用两个深沟球轴承。飞轮装置在主轴尾部，主轴由皮带传动。为改善主轴的受力情况，皮带轮采用卸荷装置。

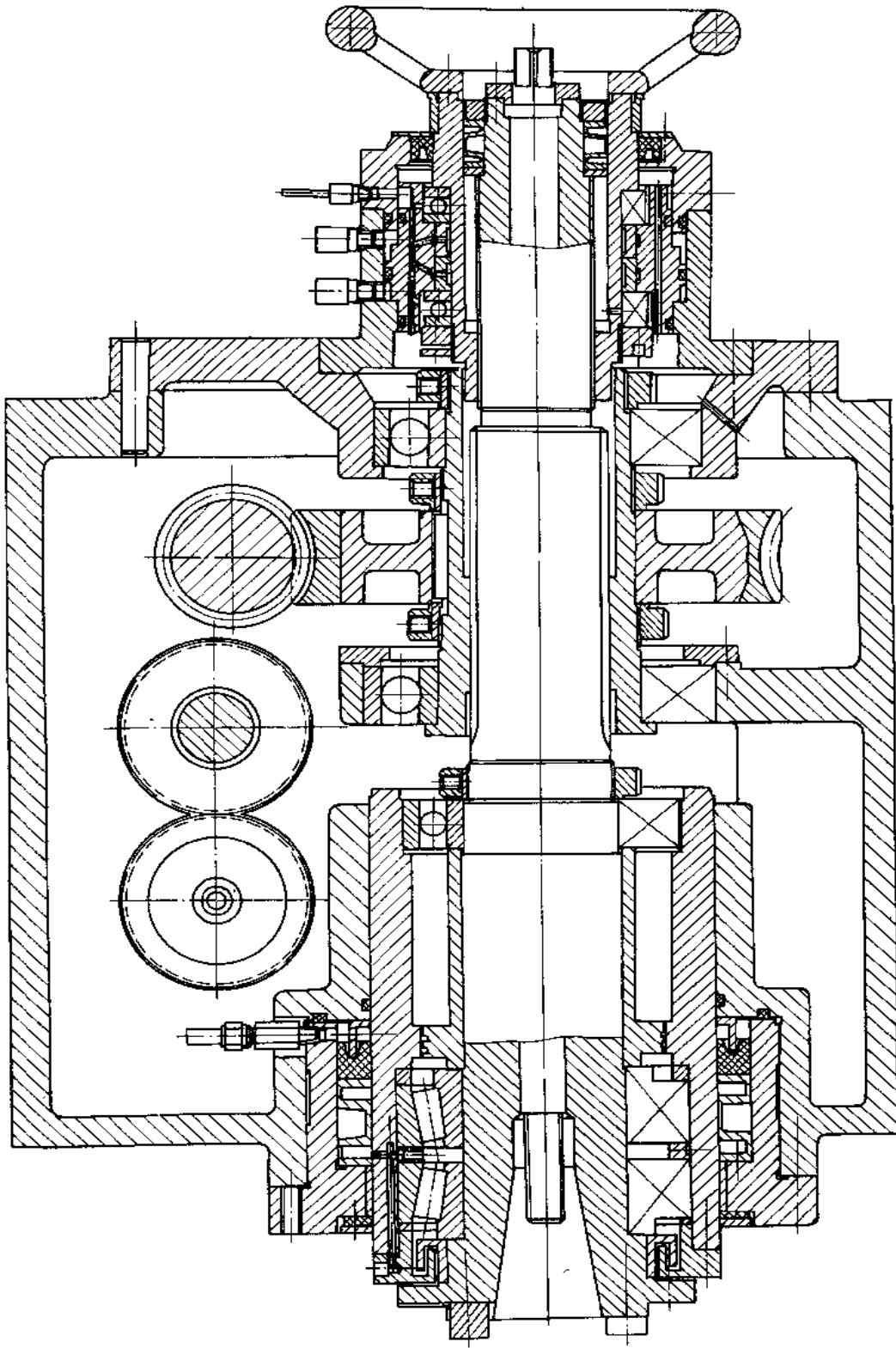


图 1-2-93 液压让刀铣头主轴

图 1-2-93 所示铣头主轴，采用液压让刀和弹性套夹紧（可以实现自动让刀）方式，结构较为紧凑。主轴是通过蜗轮传动的（也可以用齿轮传动），蜗轮装于花键套上，改善了主轴受力，改善了主轴的轴向定位是通过后端的螺母套实现的。

图 1-2-94 为无轨操作机行走机构的后轮装置，它的左右后轮都是主动轮，由支承轴 5 支承在后轮架 2 上，分别由两台液压马达 1 经蜗轮蜗杆减速器 3 和传动轴 4 来驱动。弯矩由支承轴 5（心轴）来承受，从而可减小传动轴 4 的直径。

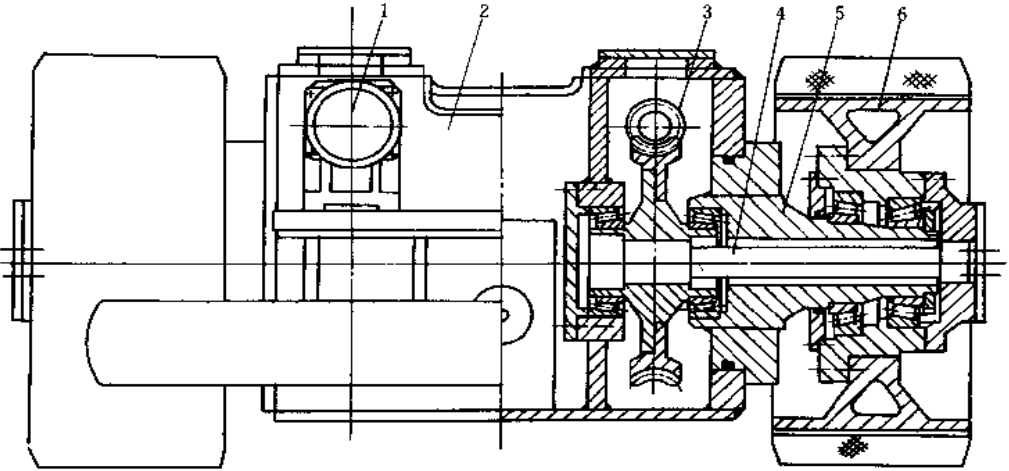


图 1-2-94 锻造无轨操作机的后轮装置

1—液压马达；2—后轮架；3—蜗轮蜗杆减速器；4—传动轴；5—支承轴；6—后轮

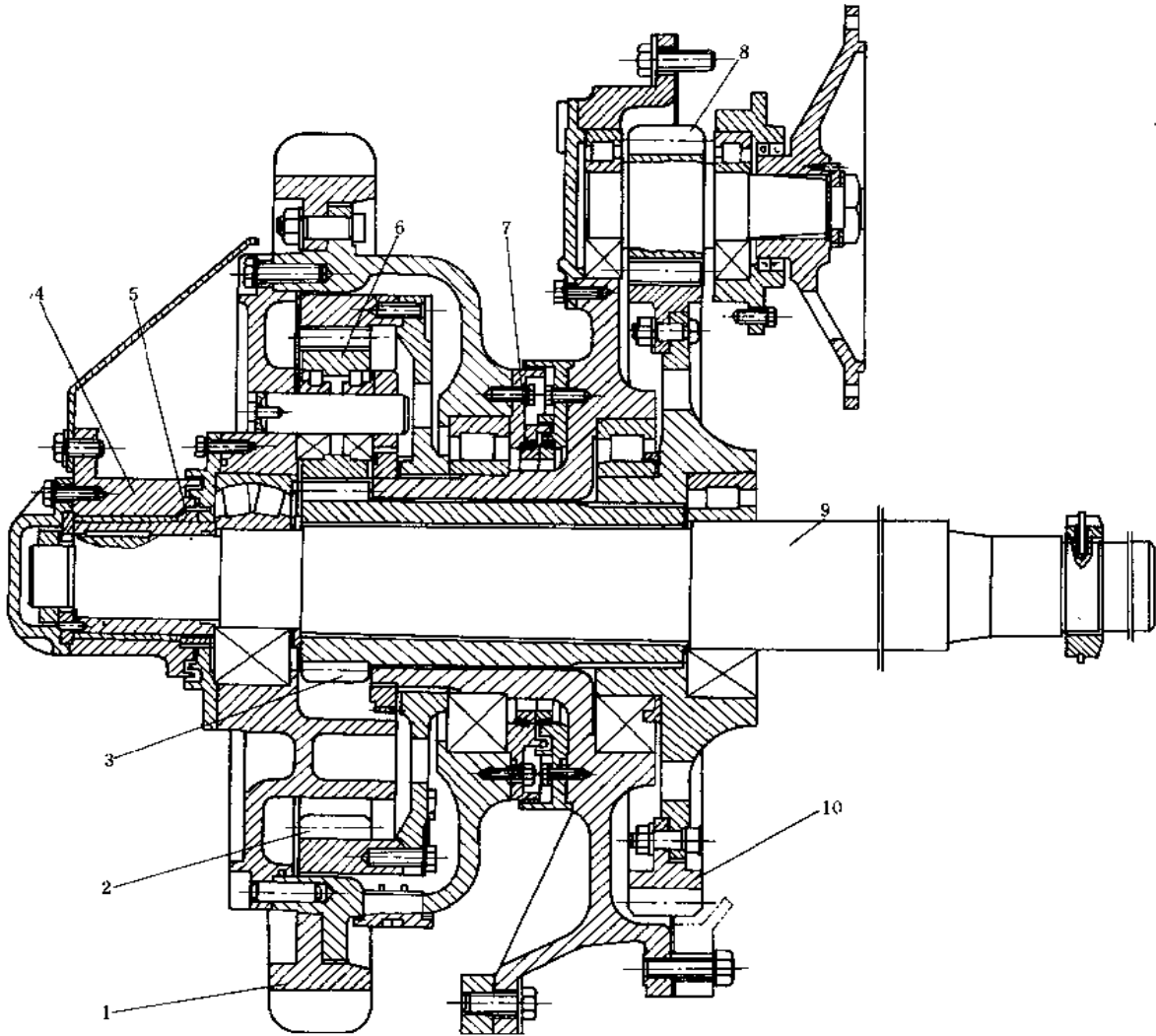


图 1-2-95 移山-180 型推土机的两级终传动

1—驱动轮；2—第二级齿圈；3—太阳轮；4—轴承；5—外浮动油封；6—第二级行星轮；7—内浮动油封；8—第一级小齿轮；9—半轴；10—第一级大齿轮



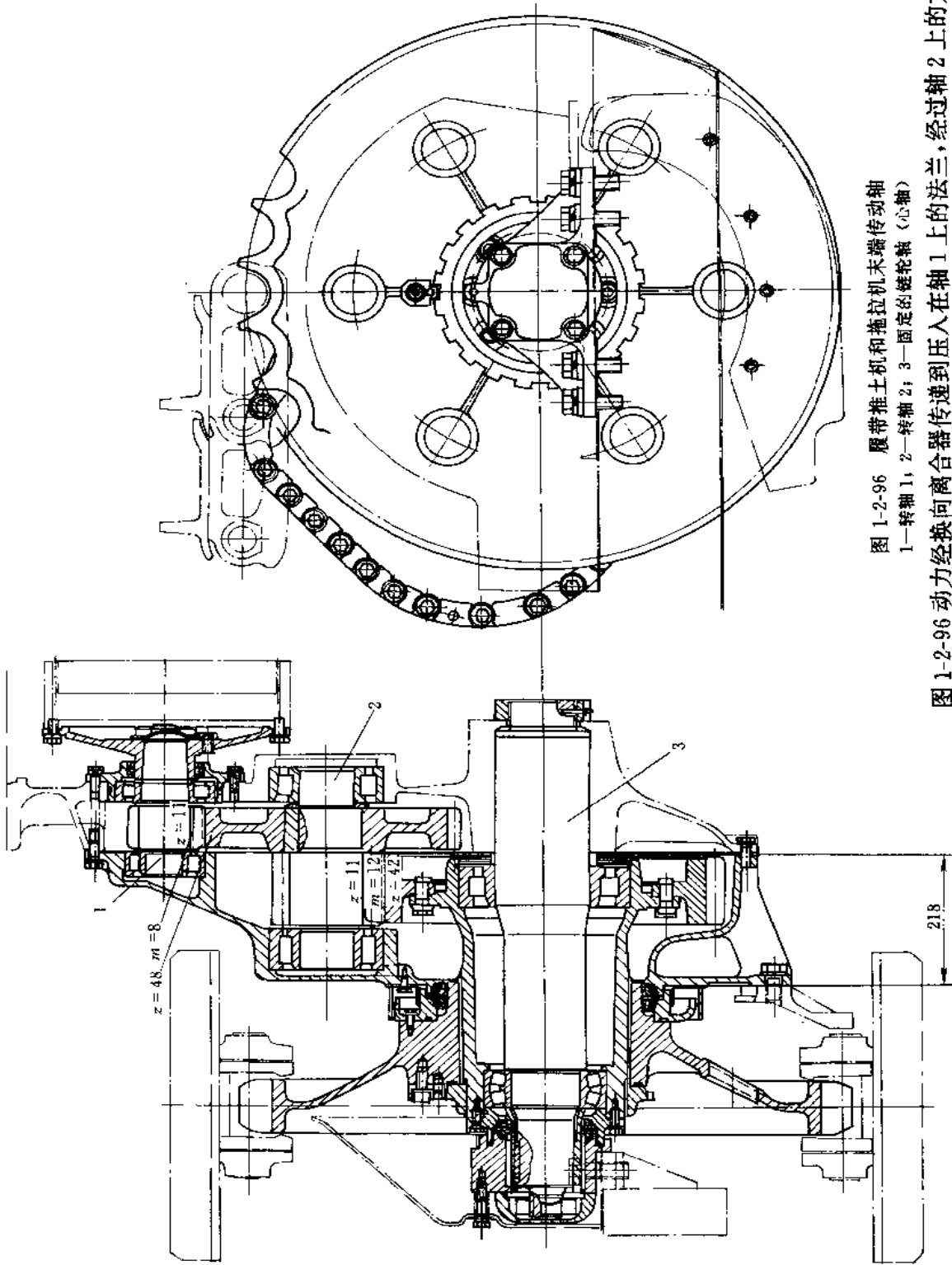


图 1-2-96 履带推土机和拖拉机末端传动轴

1—转轴 1；2—转轴 2；3—固定的链轮轴（心轴）

图 1-2-96 动力经换向离合器传递到压入在轴 1 上的法兰，经过轴 2 上的大齿轮及小齿轮驱动轴 3 上的大齿轮，从而驱动轴 3 上的链轮，履带被驱动。采用油浴飞溅式润滑，浮动油封。

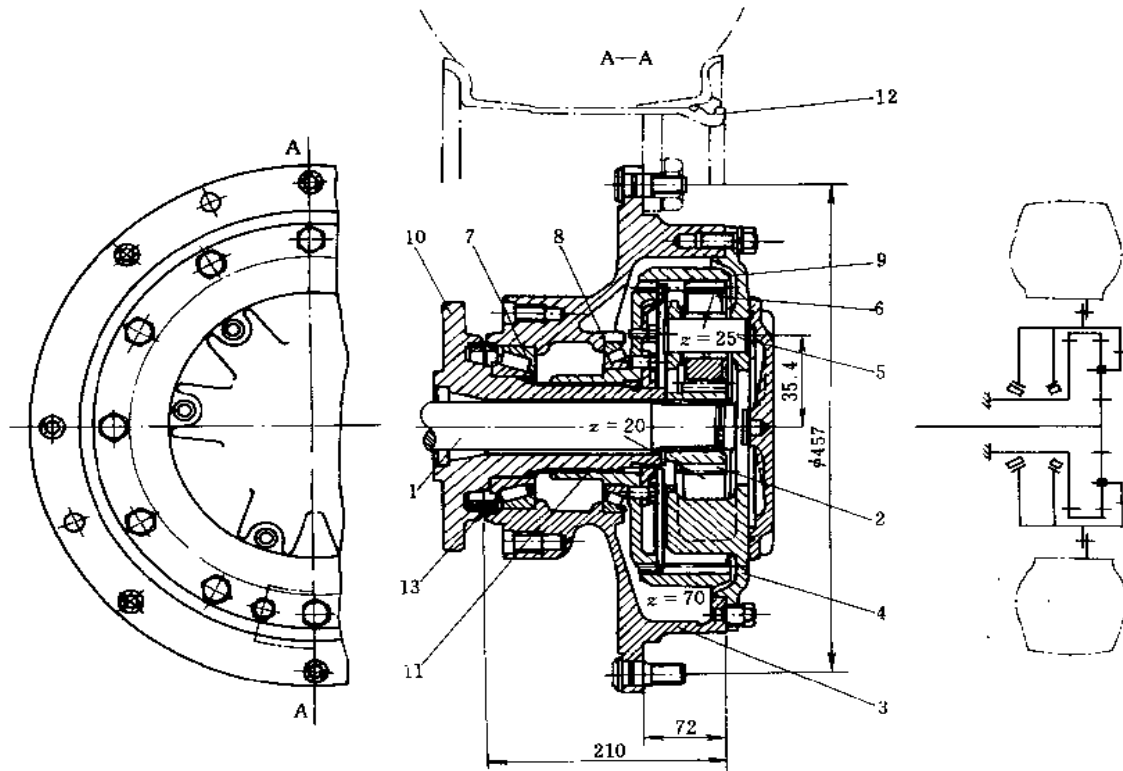


图 1-2-97 轮式装载机末端驱动及其轴结构

1—传动轴；2—太阳轮；3—车轮轮毂；4—行星齿轮支座；5—销轴；6—行星齿轮；7、8—圆锥滚子轴承；9—内齿轮；  
10—空心主轴（固定心轴）；11—末端驱动齿轮；12—轮胎；13—浮动密封

图 1-2-97 所示，传动轴 1 输入的动力，通过与传动轴 1 上的渐开线花键配合的太阳轮 2，传递到行星轮 6，及支座 4，从而带动轮毂 3，使轮胎 12 转动。三个行星齿轮等距配置在由销轴 5 和滚针轴承支承的行星齿轮支座 4 上，支座 4 用螺栓固定在车轮轮毂 3 上，轮毂 3 支承在圆锥滚子轴承上，内齿轮 9 固定在用花键固定于主轴 10 上的末端驱动齿轮 11 上。传动轴仅传递扭矩，而径向负载等则由空心主轴 10 分担。

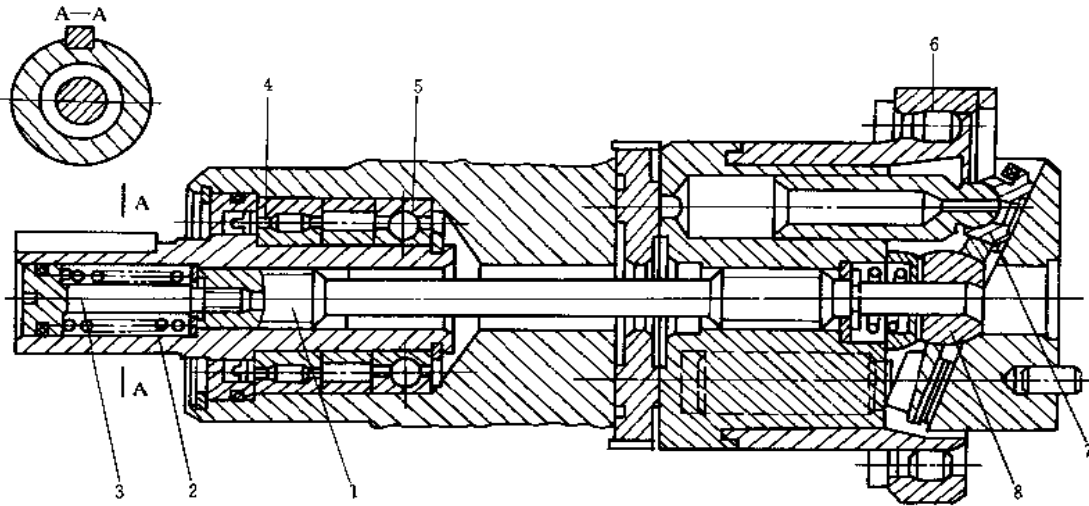


图 1-2-98 ZBD 定量式轴向柱塞泵传动轴

1—传动轴；2—轴套；3—胀紧螺栓；4、6—圆柱滚子轴承；5—深沟球轴承；7—滑靴；8—球铰

弯矩由轴套 2 承受，传动轴主要传递扭矩。

### 2.2.5 高速、慢速和其他运动形式的轴

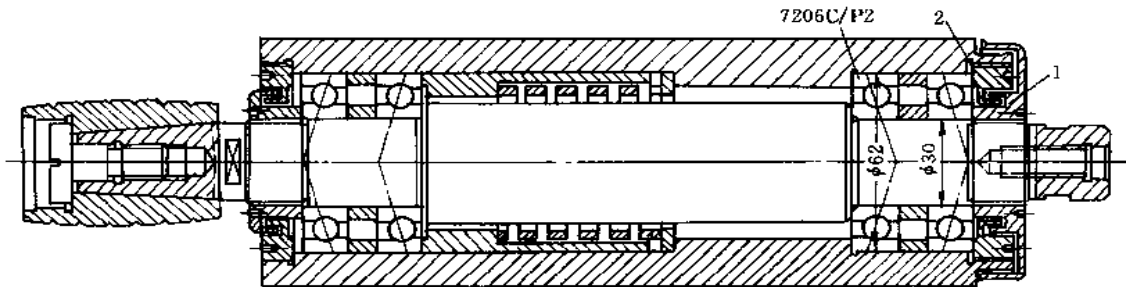


图 1-2-99 内圆磨床主轴

图 1-2-99 为内圆磨床的砂轮主轴，常称为内圆磨头。最高转速 16000r/min，电动机功率为 1.3kW。主轴部件是一个独立的单元，由专门工厂制造。主轴的右端为工作端，装砂轮杆；左端为驱动端，装平带轮。由于两端径向载荷都较大，轴向载荷不大，故前后各装两个同向的轻系列角接触球轴承，接触角采用  $\alpha=15^\circ$ 。前后轴承背靠背安装。磨床的轴向载荷是左右对称的。所以轴承的组配方式也是对称的。这种主轴部件属高精度，故用 P2 级精度轴承。

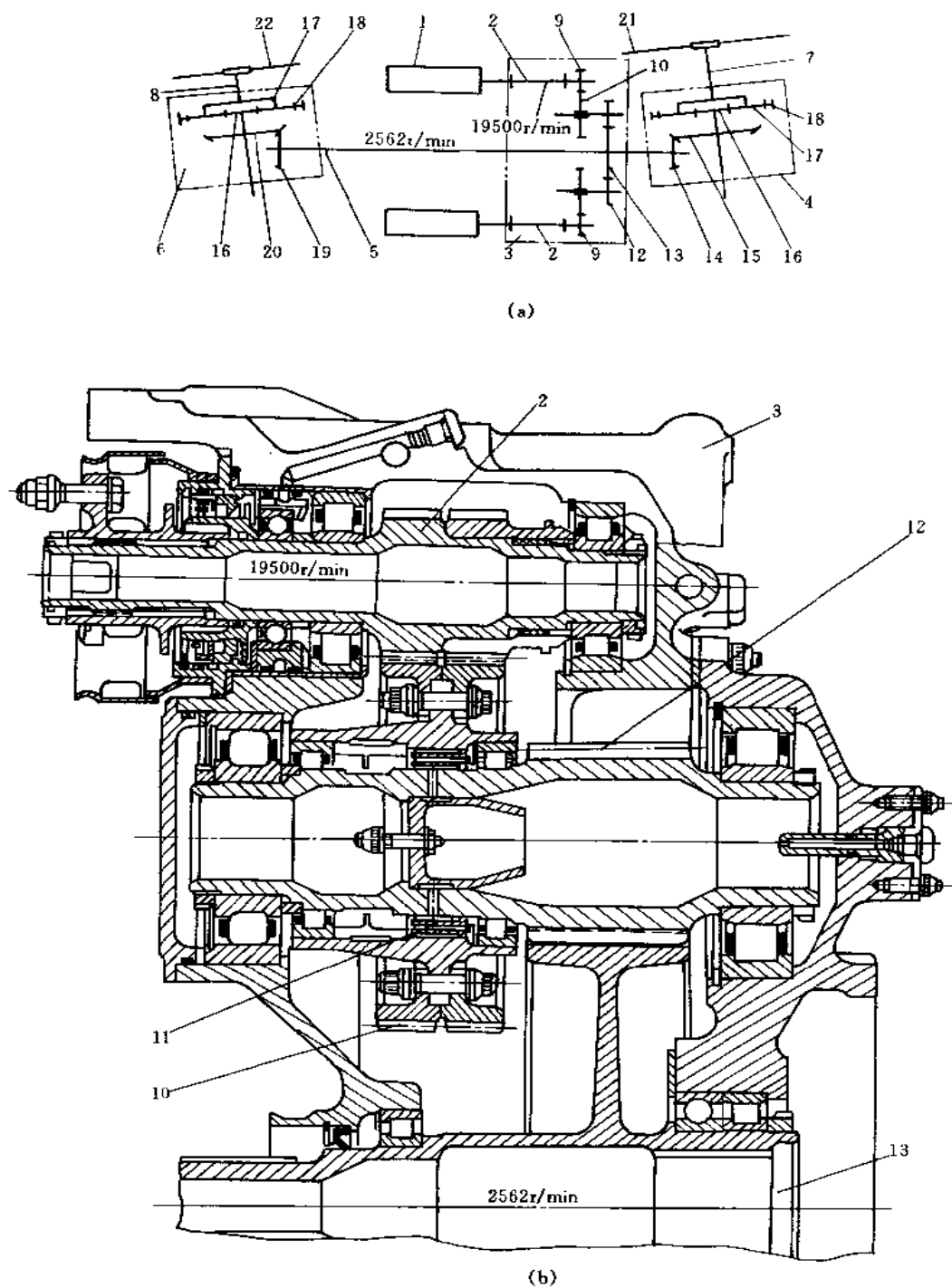


图 1-2-100 直升飞机的传动装置及空心齿轮轴 (a)、(b)

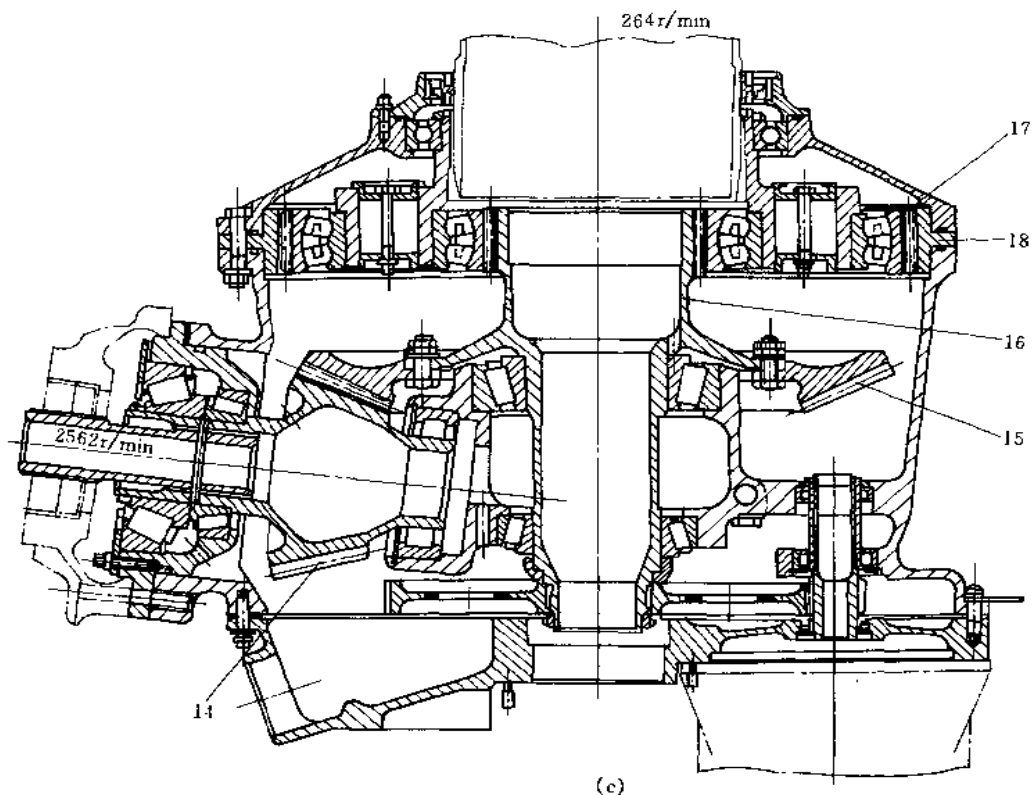
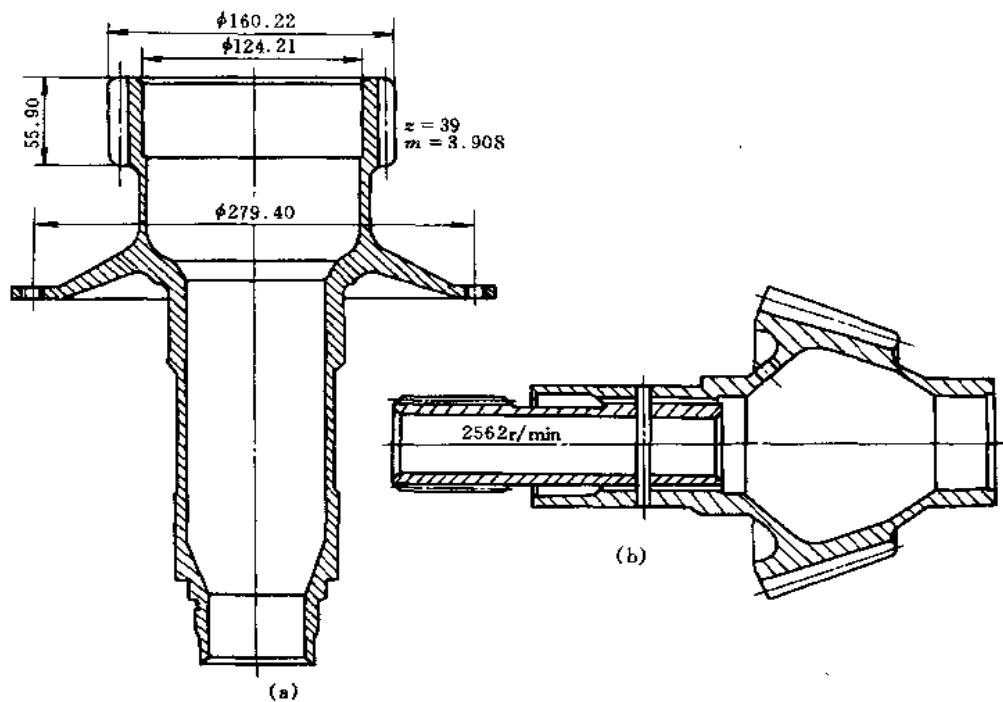


图 1-2-100 直升飞机的传动装置及空心齿轮轴 (c)

(a) 传动系统示意图; (b) 减速器 3; (c) 前后翼驱动装置  
 1—发动机; 2—输入轴; 3—减速器; 4—后翼驱动装置; 5—同步轴; 6—前翼驱动装置; 7—后旋翼驱动轴; 8—前旋翼驱动轴; 9—输入小齿轮; 10—组合大齿轮; 11—离合器; 12—小齿轮; 13—换向大齿轮; 14、19—小锥齿轮; 15、20—大锥齿轮; 16—行星齿轮空心轴; 17—行星轮; 18—内齿轮; 21—后旋翼; 22—前旋翼

图 1-2-100 所示的传动系统, 由 2 台发动机 1 带动, 经 2→9→10→12→13, 然后由 13 分别传至 14→15→16→17→18→后翼 21, 及 5→19→20→17→18→前旋翼 22。发动机发生故障时, 为了使停止的发动机不妨碍旋翼的旋转, 在齿轮 10 及小齿轮 12 之间配置了离合器 11。



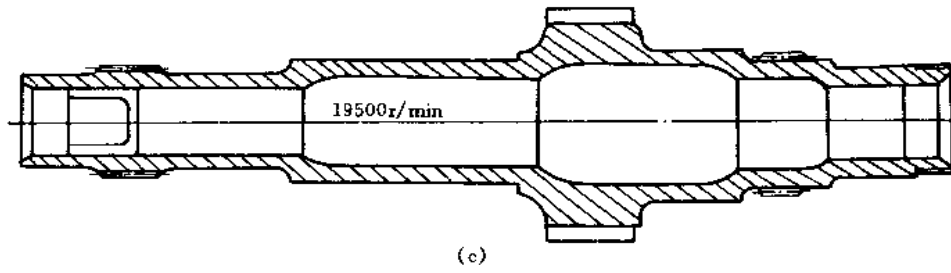


图 1-2-101 直升飞机传动装置的空心齿轮轴  
 (a) 行星齿轮空心轴 (图 1-2-100 中 16); (b) 小锥齿轮 (图 1-2-100 中 14) 及联接的花键轴部件 ( $n=2562r/min$ );  
 (c) 输入空心轴 (图 1-2-100 中 2) ( $n=19500r/min$ )

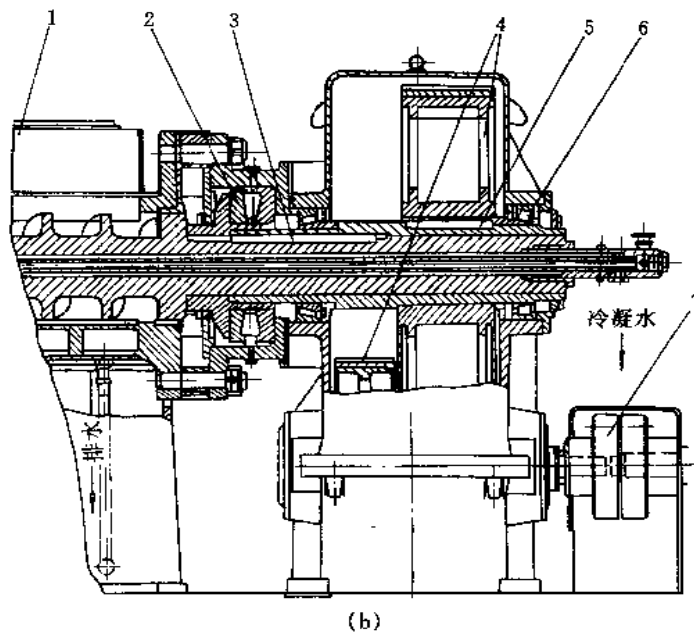
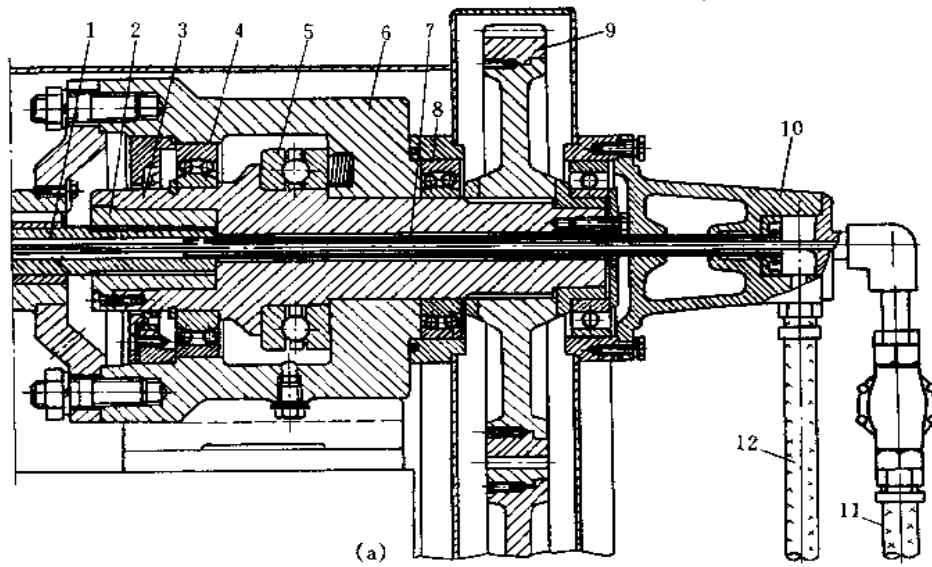


图 1-2-102 螺杆挤出机的轴系结构 (a)、(b)

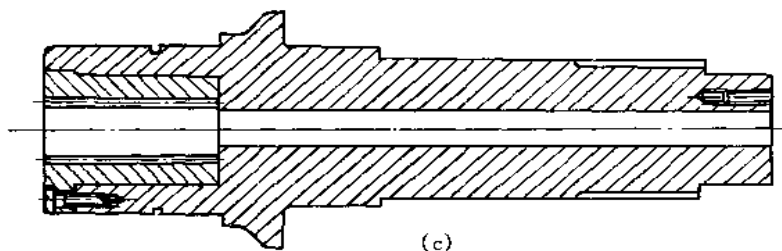


图 1-2-102 螺杆挤出机的轴系结构 (c)

- (a) 某型螺杆挤出机的轴系结构: 1—螺杆; 2—套筒; 3—空心轴; 4、8—径向支承轴承; 5—止推轴承; 6—止推轴承壳体; 7—冷却管; 9—减速机齿轮; 10—螺杆冷却连接件; 11—冷却水导入管; 12—冷却水排出管
- (b) 生产汽车内胎用的 MuT-400 型螺杆挤出机的轴系结构: 1—加料斗; 2—止推轴承; 3—螺杆尾部; 4—齿轮; 5—空心轴; 6—圆锥滚子轴承; 7—联轴器
- (c) 某型螺杆挤出机的空心轴部件结构

图 1-2-102a 为螺杆挤出机的轴承组合件。组合式螺杆 1 的尾部开有花键并插入套筒 2 中, 套筒 2 套装在空心轴 3 中, 并用螺钉固定, 空心轴支承在两个调心球轴承 4、8 上, 空心轴的凸肩靠在推力球轴承 5 上, 承受挤出机的轴向力, 大齿轮 9 用键和空心轴相连。轴承容许负荷与螺杆的直径和转速有关, 例如:

|             |       |       |       |     |         |      |      |
|-------------|-------|-------|-------|-----|---------|------|------|
| 螺杆直径, mm    | 25~32 | 45~50 | 60~65 | 90  | 115~120 | 150  | 200  |
| 螺杆转速, r/min | 100   | 40    | 40    | 60  | 60      | 25   | 25   |
| 负荷, kN      | 34    | 88    | 400   | 660 | 660     | 1270 | 1450 |

推力球轴承要确保螺杆挤出机在最大负荷下工作不少于 30000h。小型螺杆挤出机的轴承用润滑脂润滑, 大型螺杆挤出机的轴承可进行飞溅润滑或强制润滑。

图 1-2-102b 螺杆尾部 3 用键和空心轴相连, 支承在圆锥滚子轴承 2 和 6 上, 止推轴承 2 承受挤出机工作时产生的轴向力。

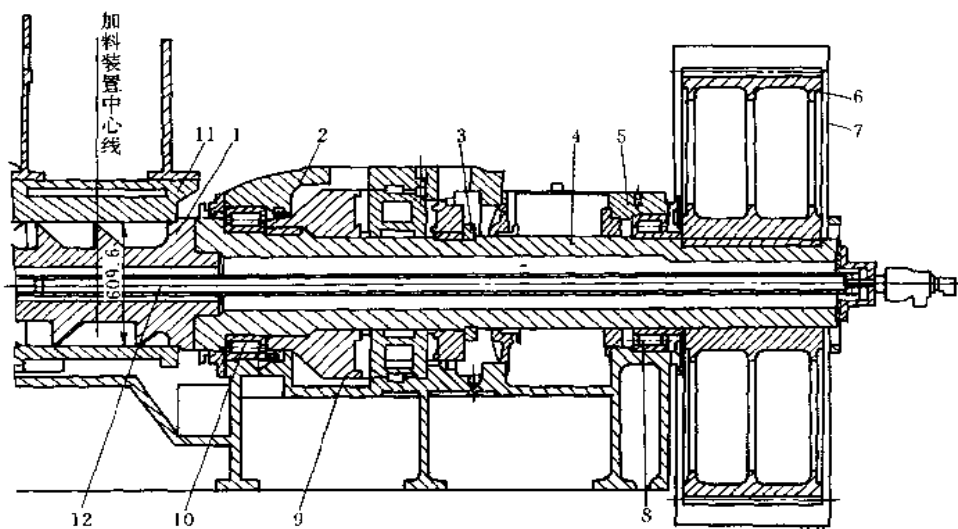


图 1-2-103 带造粒机头的 20in/24in 塑炼机的轴系结构 (螺杆和空心轴转速为 22.5r/min)

- 1—螺杆及螺杆法兰; 2—止推轴承壳体; 3—挡圈; 4—空心轴; 5—支承轴承壳体; 6—从动齿轮; 7—防护罩; 8、10—支承轴承; 9—止推轴承; 11—加料部分的机筒; 12—冷却水管

图 1-2-103 所示螺杆 1 的末端有经研磨加工的法兰, 用 9 个 M41 的螺栓把螺杆连到传动轴 (空心轴) 4 上。轴的另一端用键套装塑炼机的从动大齿轮 6。传动轴用铸钢制作 (轴长 2844.8mm, 外径 432 和 500mm), 装在两个支承滚柱轴承中; 第一个轴承 8 内径 440mm, 外径 660mm, 宽 152.4mm; 第二个轴承 10 内径 508.0mm, 外径 749.3mm, 宽 177.4mm。轴向力由双向止推轴承 9 承受, 可承受轴向力 1.59 到 1.84MN。轴承的摩擦面等于 4187cm<sup>2</sup>, 摩擦面所受压力为 4.33MPa。轴承中部用水冷却。水耗量为 1300L/h。

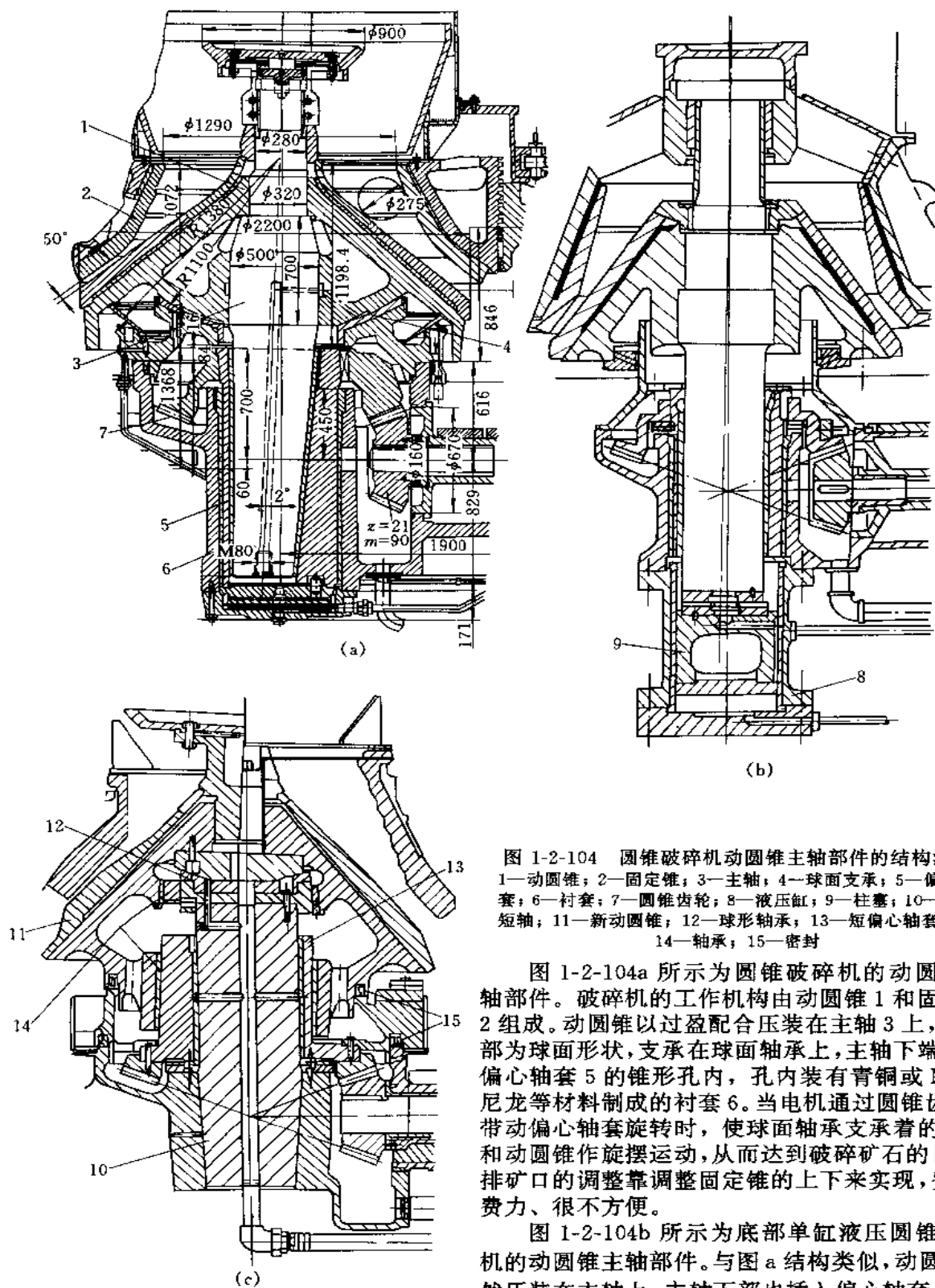


图 1-2-104 圆锥破碎机动圆锥主轴部件的结构演变  
 1—动圆锥；2—固定锥；3—主轴；4—球面支承；5—偏心轴套；6—衬套；7—圆锥齿轮；8—液压缸；9—柱塞；10—固定短轴；11—新动圆锥；12—球形轴承；13—短偏心轴套；14—轴承；15—密封

图 1-2-104a 所示为圆锥破碎机的动圆锥主轴部件。破碎机的工作机构由动圆锥 1 和固定锥 2 组成。动圆锥以过盈配合压装在主轴 3 上，其下部为球面形状，支承在球面轴承上，主轴下端插入偏心轴套 5 的锥形孔内，孔内装有青铜或 MC-6 尼龙等材料制成的衬套 6。当电机通过圆锥齿轮 7 带动偏心轴套旋转时，使球面轴承支承着的主轴和动圆锥作旋转运动，从而达到破碎矿石的目的。排矿口的调整靠调整固定锥的上下来实现，费时、费力、很不方便。

图 1-2-104b 所示为底部单缸液压圆锥破碎机的动圆锥主轴部件。与图 a 结构类似，动圆锥仍然压装在主轴上，主轴下部也插入偏心轴套 5 中，



主要不同在于动圆锥取消了下部的球形结构，和球面轴承，使动圆锥主轴部件支承在主轴底部的液压缸的柱塞上，其排矿口的调整和机器的保险都是通过增减液压缸中的高压油量，使主轴和动圆锥上升或下降来实现，操作简单方便。

但这两种动圆锥主轴部件结构的共同问题都是主轴受力情况不好，容易疲劳断裂。我国某矿引进美国大型圆锥破碎机及国内生产的类似产品，在生产几年中，已断轴几根，目前仍需向国外购买主轴备件。

图 1-2-104c 所示为 Nordberg 多缸液压圆锥破碎机的一种新型动圆锥主轴部件，与图 a、b 主要不同点是将与动圆锥压装在一起，并将作旋摆运动的长主轴 3，改成固定短轴 10，插装在和机架一体的轴承座内，动圆锥 11 底部固定一圆弧形垫，坐在固定短轴顶端的球形轴承 12 内，动圆锥的旋摆运动由圆锥齿轮带动装在轴上的短偏心轴套 13 转动来实现，短轴的中部和顶部均设有轴承 14，这样就大大地改善了轴的受力状况，从而提高了使用寿命。

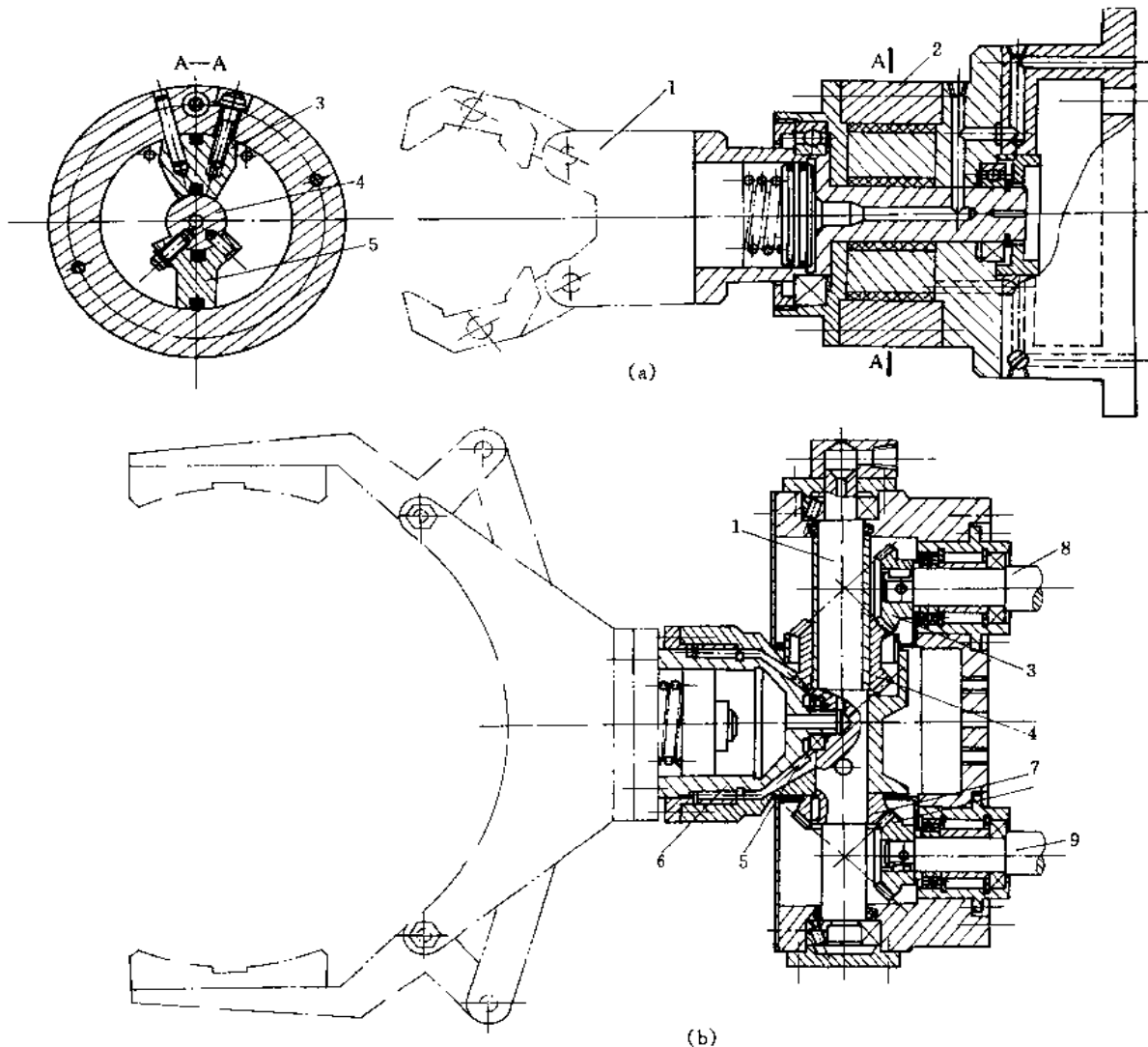


图 1-2-105 两种机械手的回转轴结构比较

(a) 锻造机械手回转油缸驱动手腕旋转的结构；1—手爪；2—回转油缸；3—定片；4—回转轴；5—动片

(b) 具有回转和俯仰两自由度的手腕结构；1、2、6、9—轴；3、5、7、8—锥齿轮；4—双头锥齿轮

图 1-2-105a 所示为手腕旋转结构，能够做小于  $360^\circ$  的转动。手爪 1 与回转油缸动片 5 通

过回转轴 4 连接，回转油缸外壳与手臂固定，定片 3 与外壳通过销钉固定。当油缸一侧通压力油时，液压油推动动片和回转轴一起旋转，从而带动手爪转动。

图 1-2-105b 所示为具有回转和俯仰的手腕结构，采用锥齿轮传动。当轴 2 转动时，通过锥齿轮 3、5 及双头锥齿轮 4，使手腕绕轴 6 的轴线旋转。当通过轴 9 传动时，经过锥齿轮 8、7 带动轴 1，使整个手腕绕轴 1 的轴线旋转。由于锥齿轮 5 和双头锥齿轮 4 的啮合，使得手腕在绕轴 1 转动的同时，也使轴 6 产生转动。如果手腕不需要绕轴 6 旋转，仅需要有绕轴 1 的转动（手腕俯仰），那么在轴 9 转动的同时必须使轴 2 反转，传动锥齿轮 3、5，以抵消因轴 1 的转动而带动轴 6 的旋转，保持手腕在绕轴 6 的方向上没有转动。这种锥齿轮式结构的手腕，其传动的动力源在手臂的后端，从而减轻了腕部的重量，有利于手腕的灵活动作。因传动的动力在手臂后端，为了保证手臂的伸缩运动和手腕回转运动同时进行，中间传动轴需要采用滚动花键轴，滚动花键轴摩擦阻力小，传动灵活，但加工制造困难。

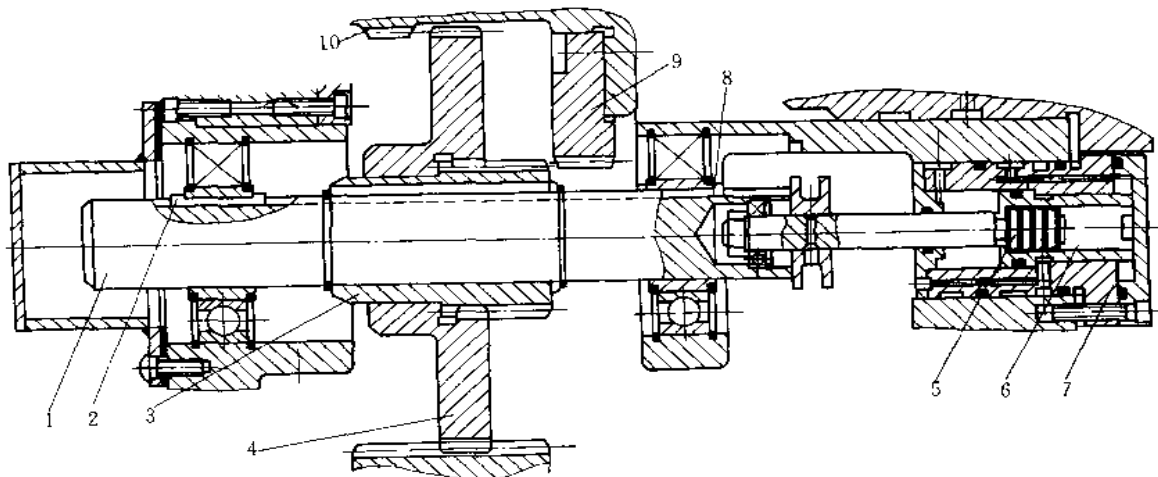


图 1-2-106 加工中心主轴箱的滑轴

1—滑轴；2、8—鞍形键；3—齿轮套；4—齿轮；5—活塞；6—伸缩筒；7—液压缸

图 1-2-106 所示，宽齿轮带动齿轮 4，齿轮 4 的内齿圈与齿轮套 3 接合并通过平键带动轴 1 转动，轴 1 也可沿其轴线移动，并带动齿轮套 3 上的齿轮 4 与齿轮 9 啮合或与齿轮 10 啮合，从而使主轴得到两级转速。滑轴 1 的轴向位置有三个，是由变换伸缩液压缸的油路控制的。

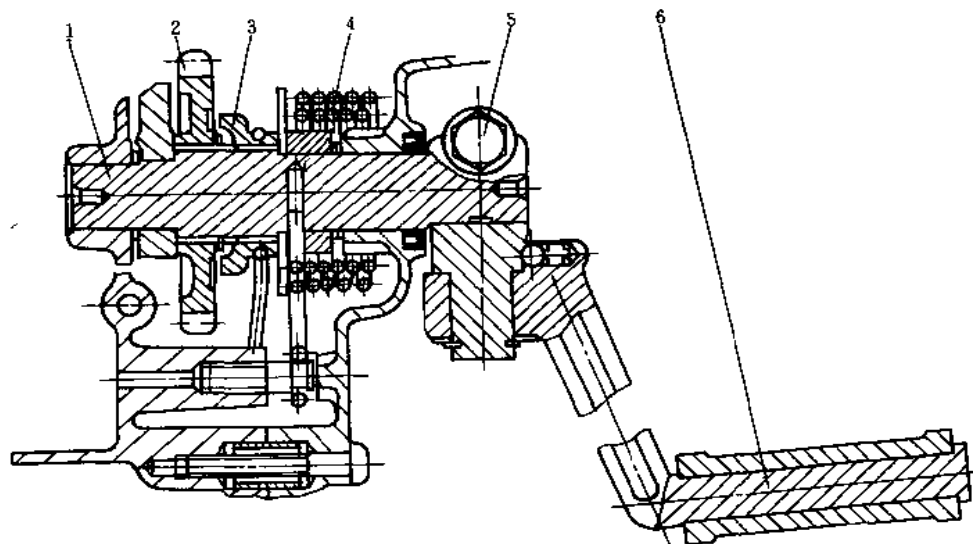
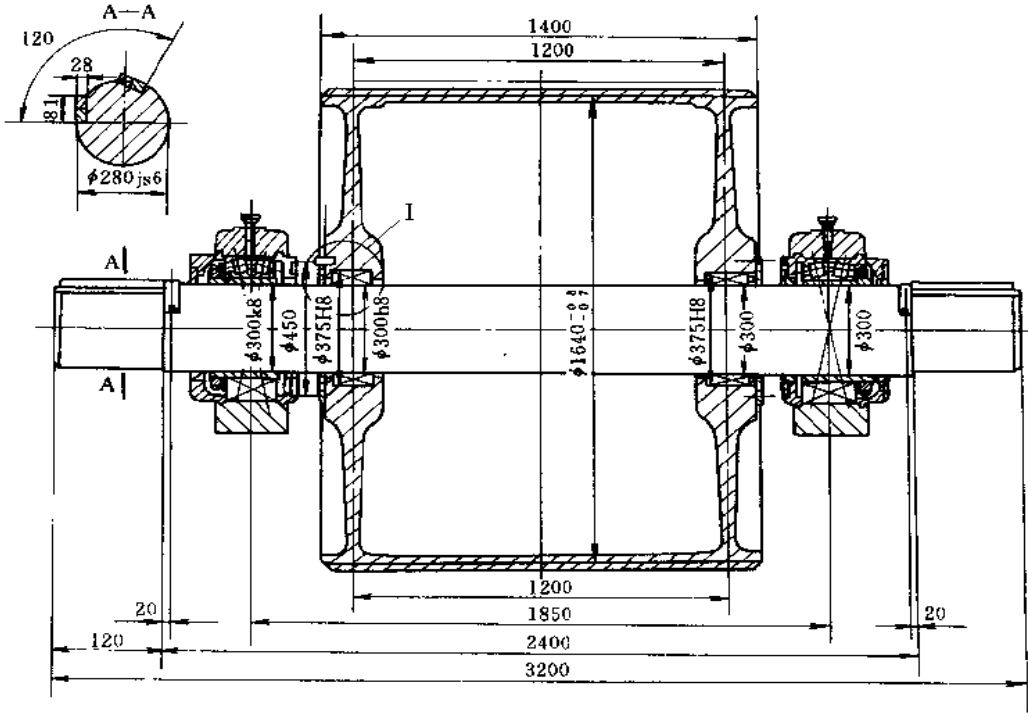


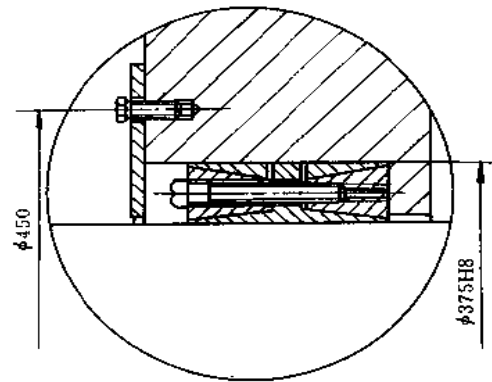
图 1-2-107 摩托车起动器轴

1—轴；2—齿轮；3—离合器；4—扭簧；5—夹紧螺栓；6—脚踏杆

2.2.6 轴的无键联接结构



I 放大



(a)

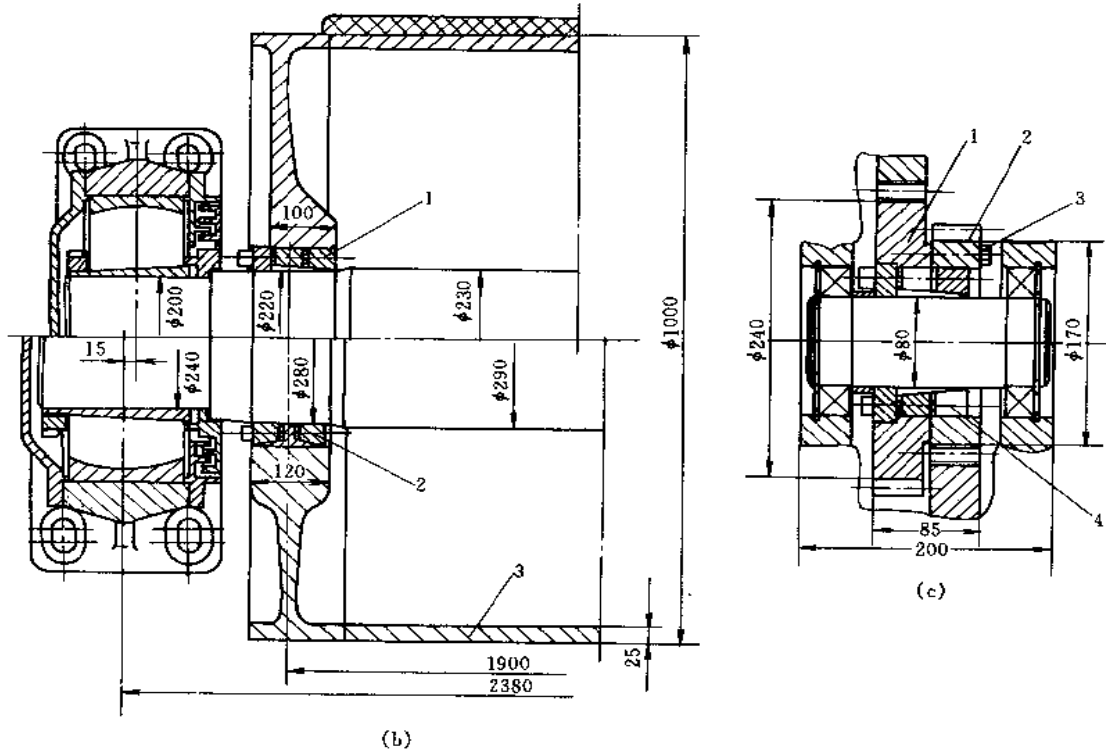


图 1-2-108 胀紧联接的轴结构

- (a) 固定带式输送机传动滚筒轴  
 (b) 另一种胀紧联接的传动滚筒轴：1、2—胀紧圈部件；3—滚筒  
 (c) 齿轮与轴的胀紧联接：1、2—齿轮；3—螺栓；4—胀紧圈部件

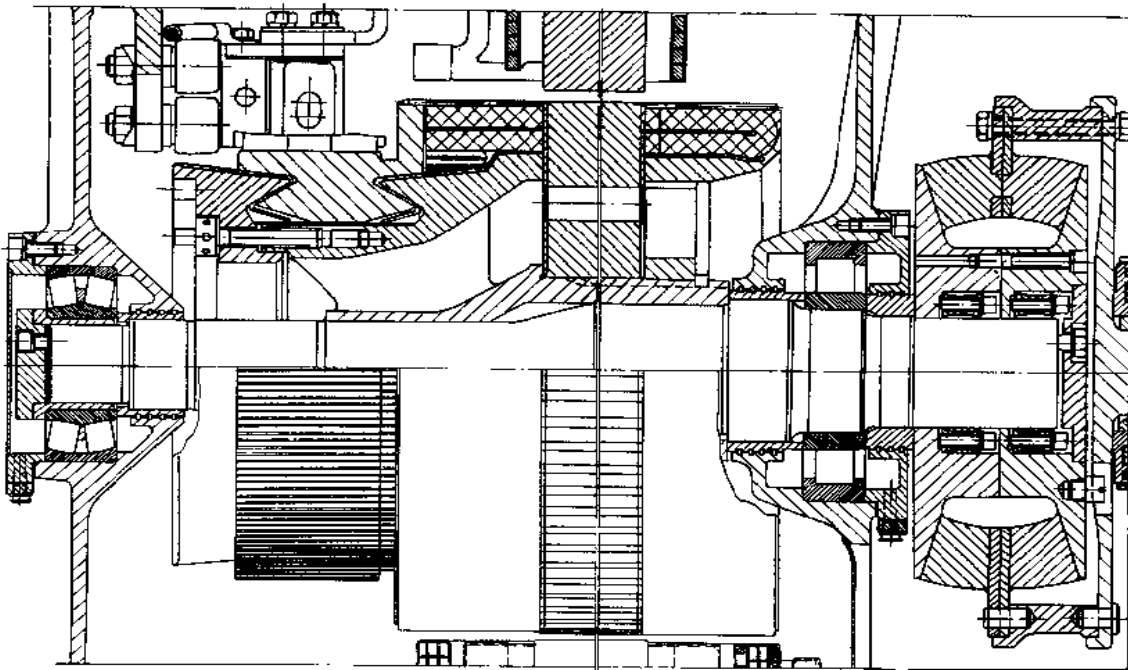


图 1-2-109 在机车上应用胀紧联接的轴结构

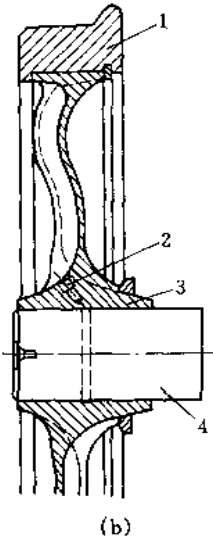
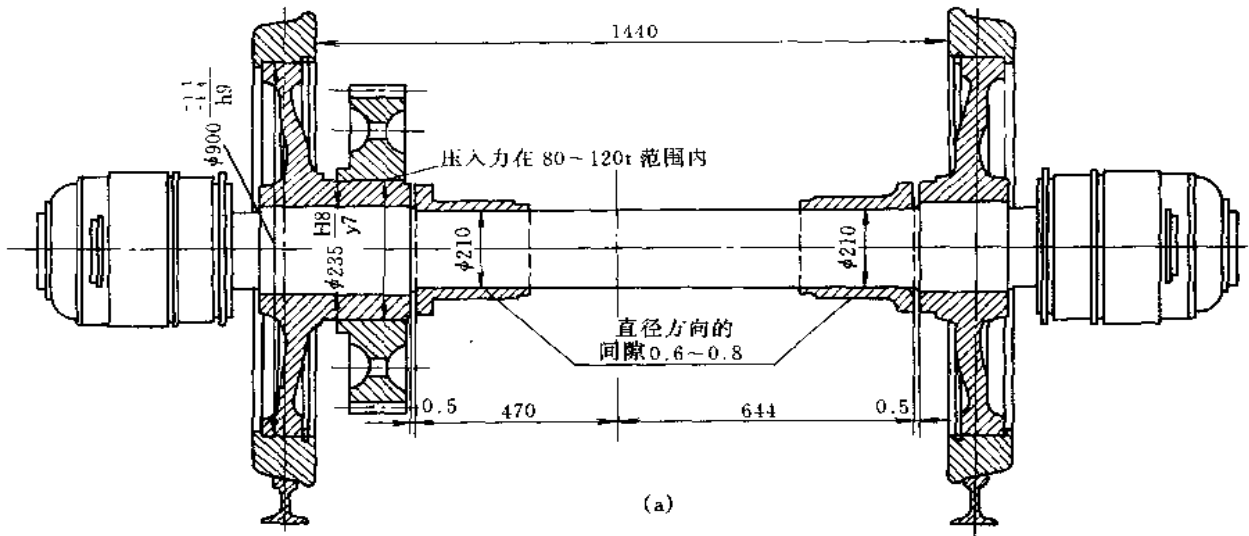


图 1-2-110 轮对的过盈配合连接比较

(a) 旧的不用油压装卸的过盈联接,

(b) 轮心利用油压拆卸

1—轮箍; 2—油孔; 3—轮心; 4—车轴

图 1-2-110 所示, 轮箍 1 是用热套法套在轮心 3 上的, 俗称“红套”。套装过紧会引起轮箍的断裂; 过松, 轮箍又会很快松动, 引起事故。

轮心 3 是压装在车轴 4 上的。当需要从车轴上卸下轮对时, 为不损伤轮座采用油压法, 即用专用的高压油泵, 经油孔 2 注入高压油, 可将轮对退出, 如图 b。

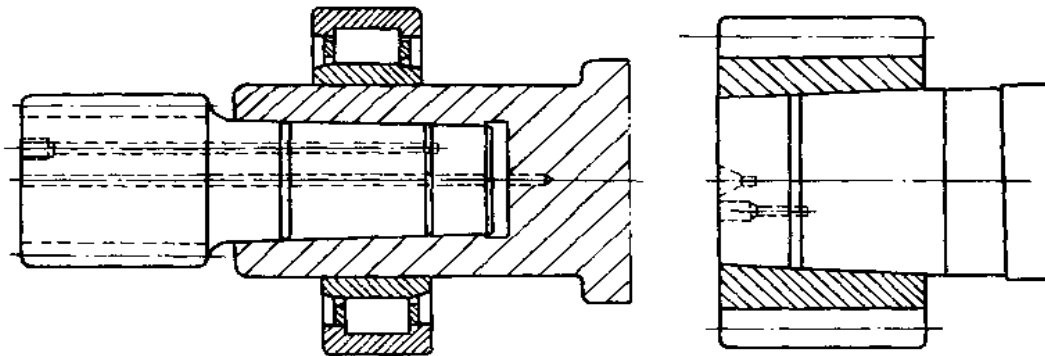


图 1-2-111 机车牵引电动机轴和输出齿轮过盈连接结构

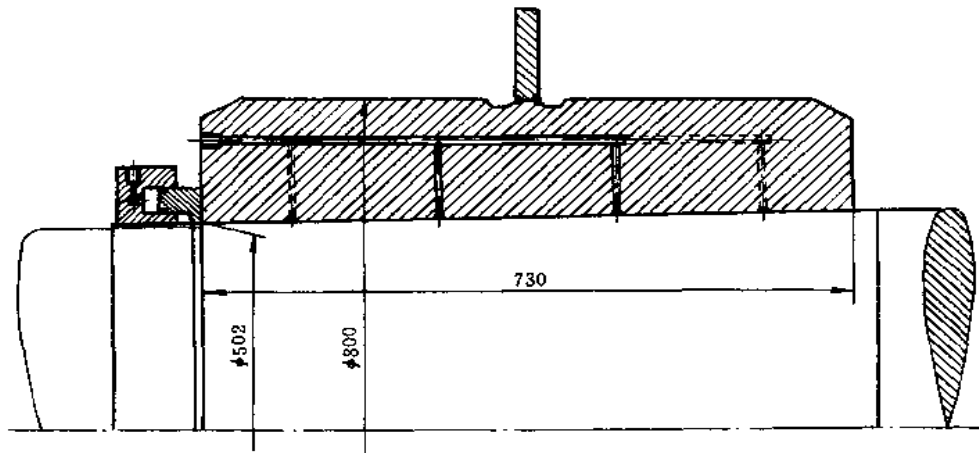


图 1-2-112 涡轮与涡轮轴的过盈连接结构

图 1-2-112 所示涡轮与涡轮轴的过盈, 连接是借助液压工具进行装配与拆卸的。涡轮直径 3.4m, 涡轮和轴总重 14.6T。

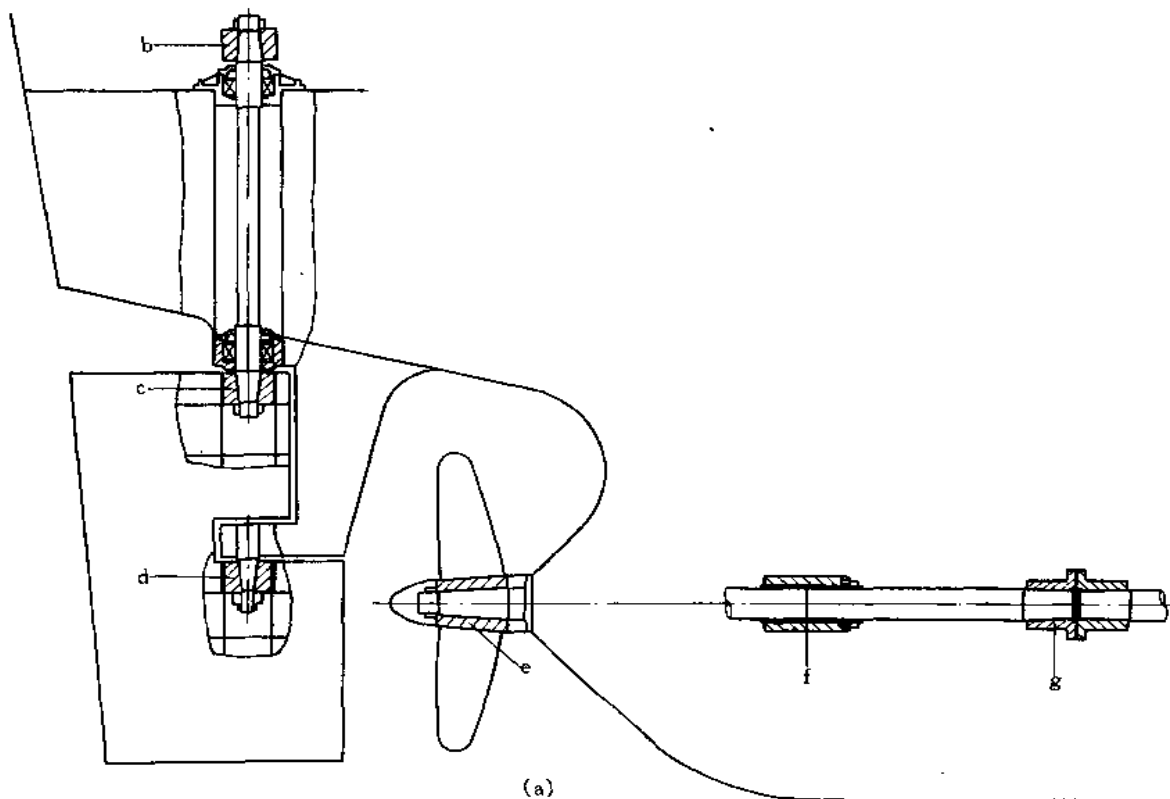


图 1-2-113 船的舵轴和相关件间过盈连接结构 (a)

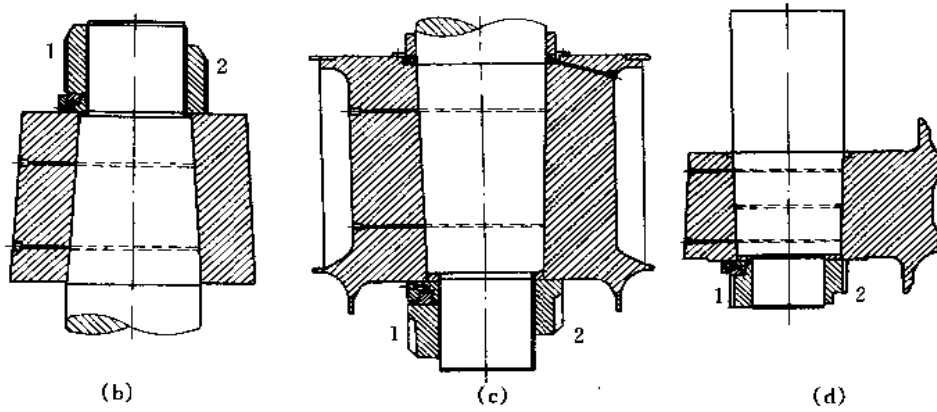


图 1-2-113 船的舵轴和相关件间过盈连接结构(b)~(d)  
 (a)船舵及尾轴示意图;(b)舵轴托架与舵轴间过盈连接;(c)舵叶与舵轴间过盈连接;(d)桨叶与舵轴间的过盈连接  
 图 1-2-113b、c、d 中的 1 表示装配前的配置, 2 表示安装后的结构。

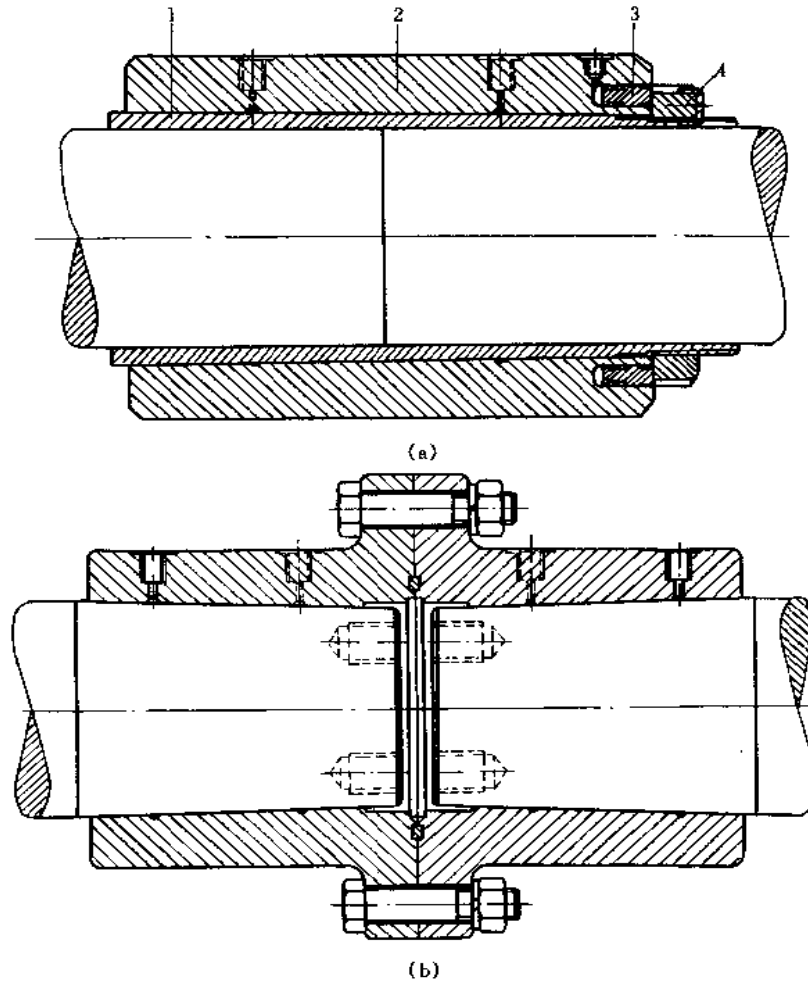
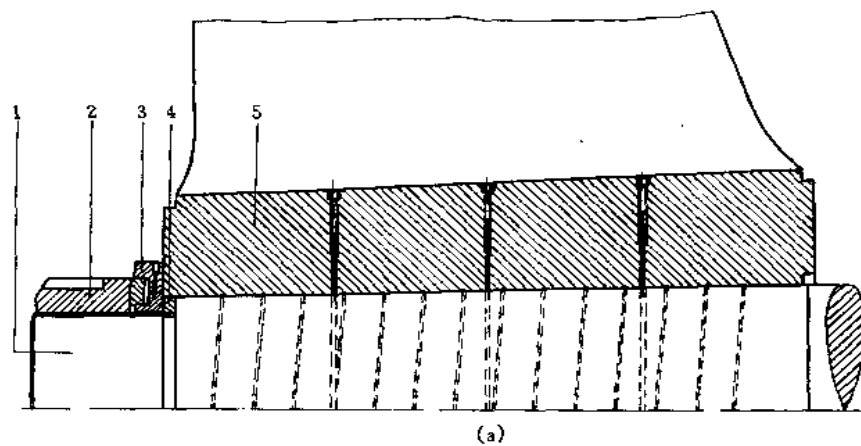
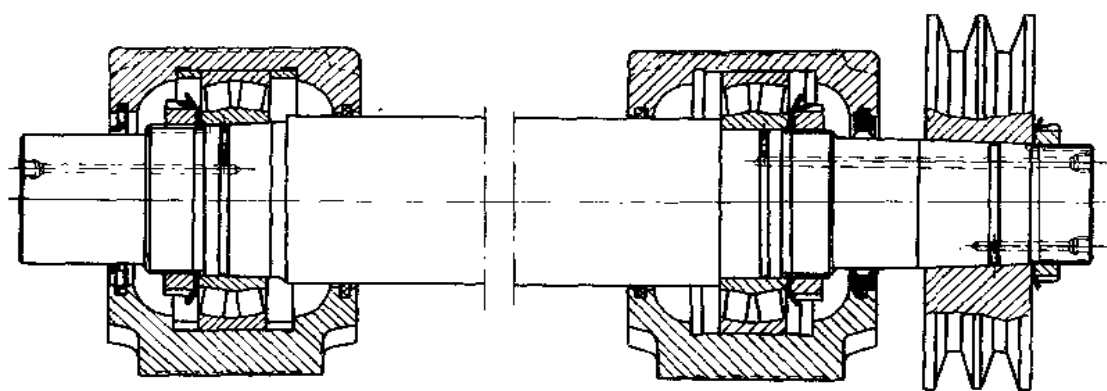


图 1-2-114 两种轴端的过盈连接结构  
 (a)圆柱形轴端连接;1—圆锥薄壁套筒;2—厚壁套筒;3—环形活塞;4—开槽螺母及夹紧装置 (b)锥形轴端连接  
 图 1-2-114 所示是图 1-2-113 中船的尾轴上两种轴端 (f 及 g) 的过盈连接结构。



(a)



(b)

图 1-2-115 轴与毂的过盈连接结构及装置

(a) 螺旋桨与尾轴间过盈连接结构, 1—尾轴, 2—螺母, 3—液压螺母, 4—标定的环, 5—螺旋桨

(b) 轴与轴承、V带轮过盈连接结构



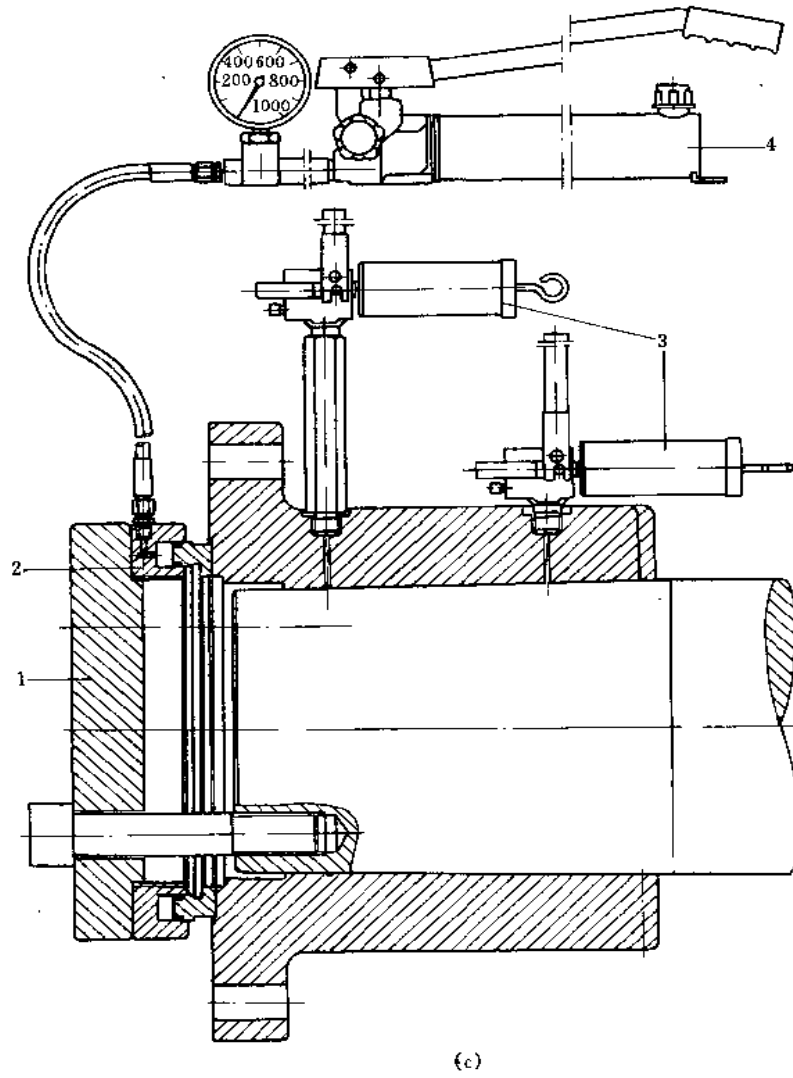


图 1-2-115 轴与毂的过盈连接结构及装置

(c) 安装 SK 法兰联轴器所用元件配置：1—支承环；2—液压螺母；3—高压泵；4—双级活塞泵

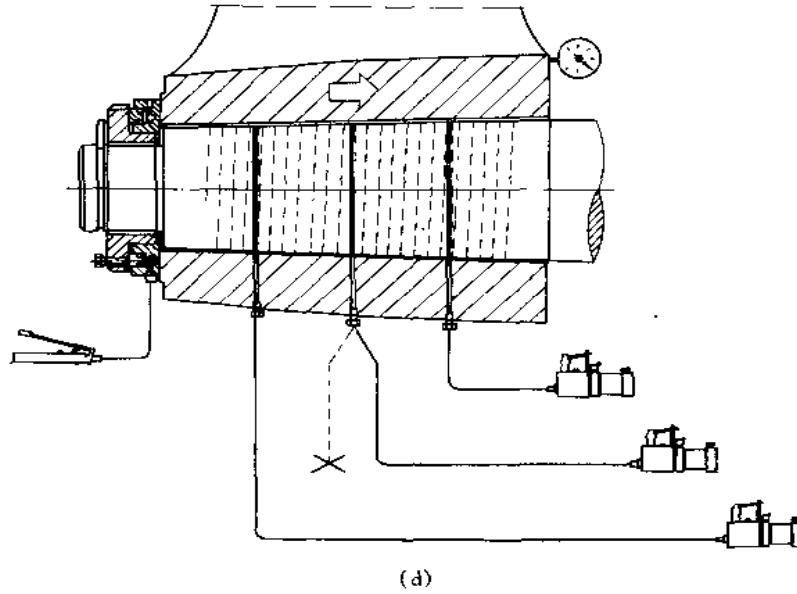


图 1-2-115 轴与毂的过盈连接结构及装置

(d) 利用高压注油技术装卸大型螺旋桨所用元件配置

图 1-2-115a 为图 1-2-113 中船的螺旋桨为尾轴间过盈连接结构 (图 1-2-113a 中 e), d 图表示它装卸所需元件的配置, 过盈连接利用液压工具装卸可以避免碰坏轴和相配零件, 保证连接质量。

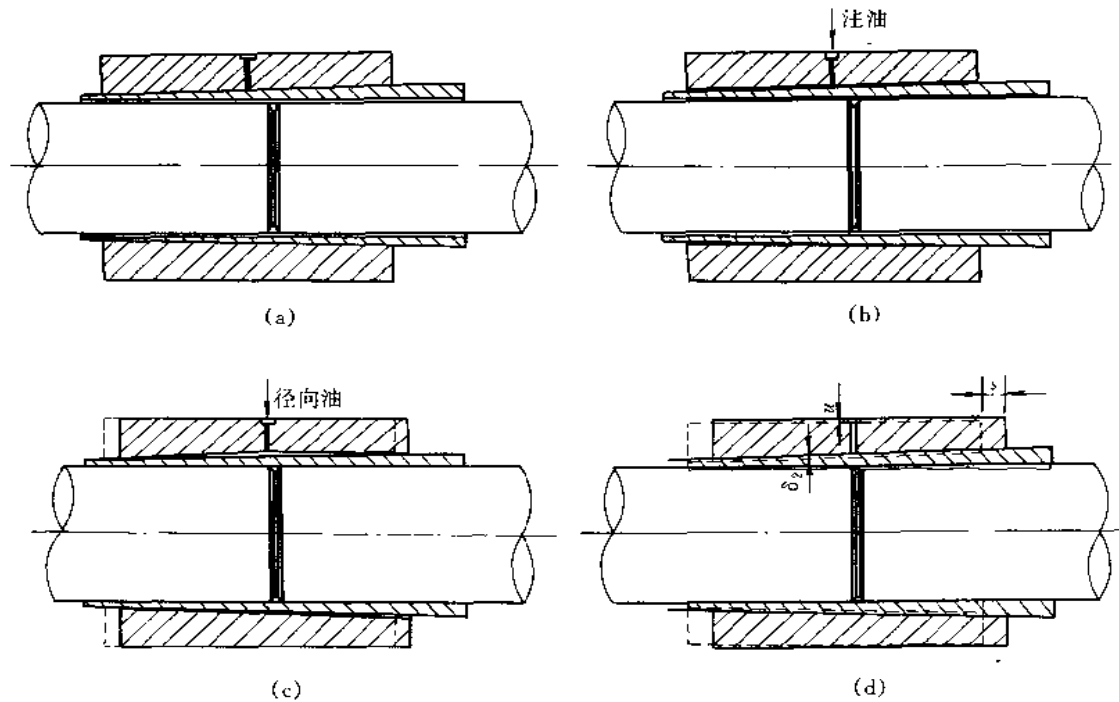


图 1-2-116 利用液压联轴器高压注油过盈连接安装原理图

(a) 初始位置内套和轴有间隙; (b) 开始注油, 内外套之间形成油膜;

(c) 外套在移动过程中始终有油膜与内套隔离; (d) 到达终了位移内外套之间和内套与轴之间都产生了过盈

图 1-2-116 所示, 船舶轴系液压联轴器基本上由二个高强度内外套筒组成, 内外套之间具有  $1:80 \sim 1:100$  的锥度。它的原理就是借高压液体使内外套脱离直接接触, 然后用较小的

轴向力使外套向内套的大端移动。到达一定位置后，释放内外套之间的高压液体，然后释放轴向推力。内外套之间就会产生弹性变形，由外套压缩内套，使内套和轴产生过盈联接，从而能传递动力。这是一种可拆联接方式，图 1 是液压联轴器的安装原理图。拆卸时，只要在内外套之间注入高压油，使内外套之间形成一层油膜，外套就能借油压在内外套锥而上产生的轴向分力使内外套相互松脱。

这种联接有很多优点：

- 1) 结构简单，重量轻，体积小，加工容易，特别是取消了键槽，增强了轴的承载能力。
- 2) 与固定法兰联轴器相比，改善了轴系的结构，减少了坯料镗粗和车削工序，减少了钳工铰孔工作量。
- 3) 由于在装配时，零件间不产生直接摩擦，因此配合质量好，拆装方便，可多次装拆。
- 4) 改善了劳动条件，提高了安装功效，例如  $\phi 148$  液压联轴器，半天就可以轻松地安装六个，而同样尺寸的法兰联接一天才能装一个。

缺点：制造精度要求高，安装和拆卸需用 160MPa 的手动高压油泵及测量工具。

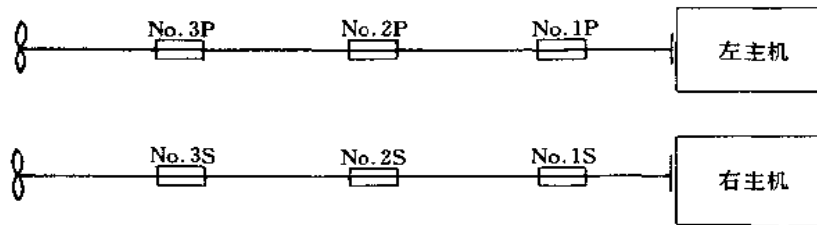


图 1-2-117 华南线客货轮液压联轴器（液压过盈连接）布置简图

图 1-2-117 所示华南线客货船两艘共 12 只液压联轴器，轴径  $\phi 200$ ，计算安全系数 3.0，实际打滑试验安全系数大于 4.0。穗琼线、广亚线客货船 8 艘，共 48 只液压联轴器，轴径  $\phi 148$ ，计算安全系数 3.0，实际打滑试验安全系数大于 3.5。均已使用近 20 年。

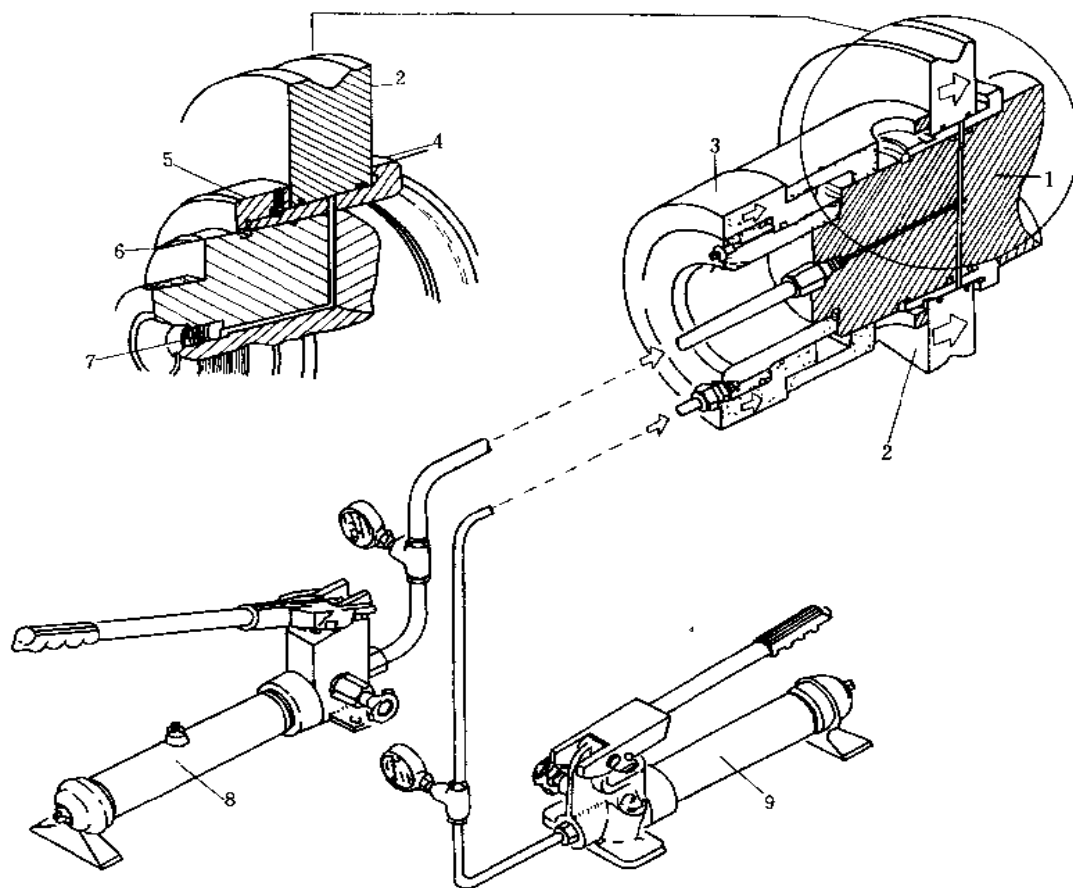
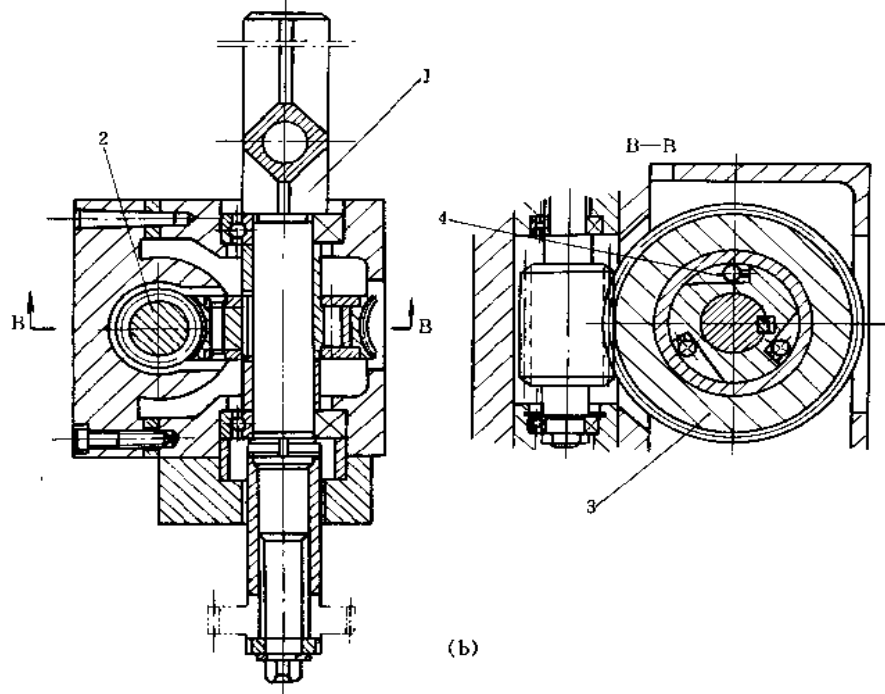
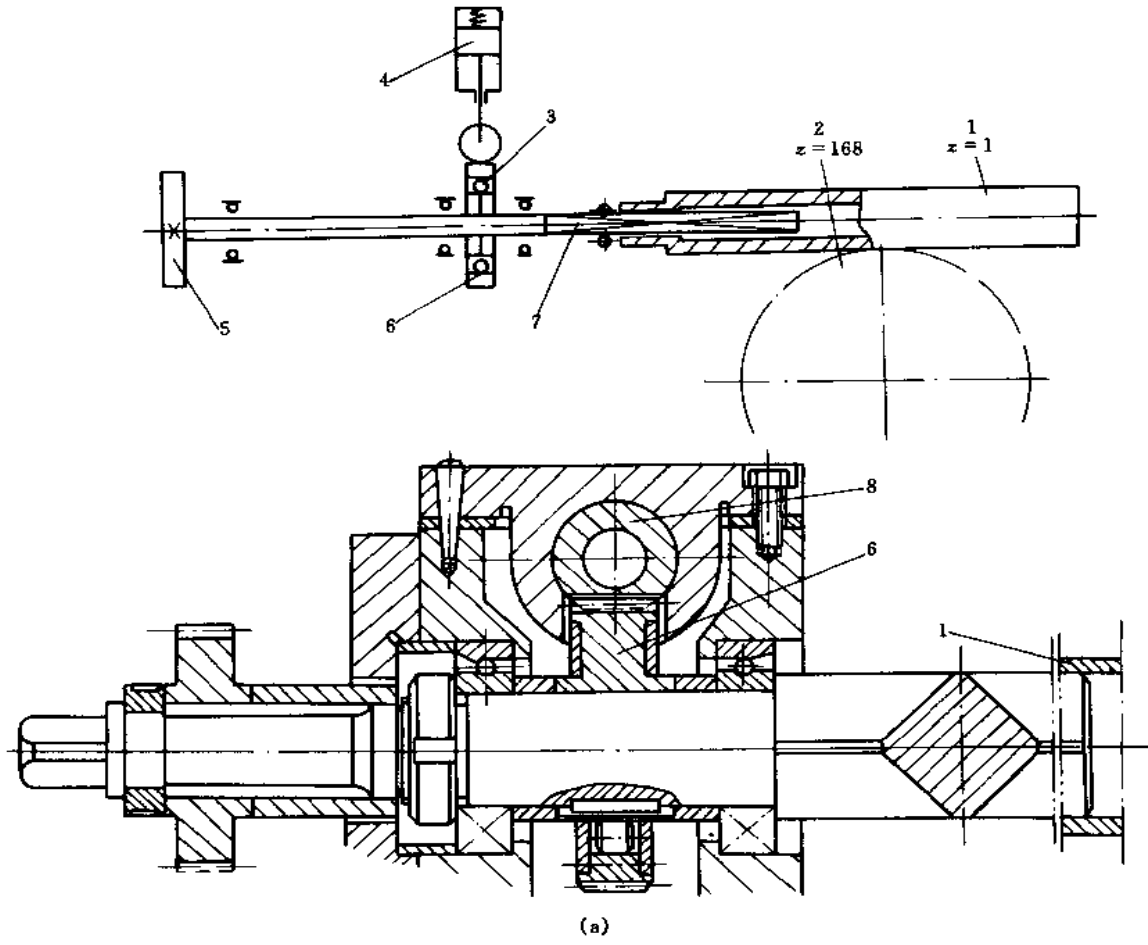


图 1-2-118 离心压缩机无键联接结构及注油元件配置

1—轴；2—止推盘；3—液力工具；4—芯套；5—保持螺母；6—承剪环；7—液力油注入处；8—扩孔泵；9—推进泵

图 1-2-118 应用液体的压力将离心压缩机联轴器、止推盘等零件的孔径扩大，再用专用工具将待装零件推到安装的位置，到位后逐步降压，使零件被紧固在轴上。这种方法无需键连接，加工制造简单，零件耐疲劳性能增强，转子零件的对称性和平衡性较好。此连接方法特别适应轴向尺寸较小的旋转零件和靠近轴端部的旋转零件的装配。



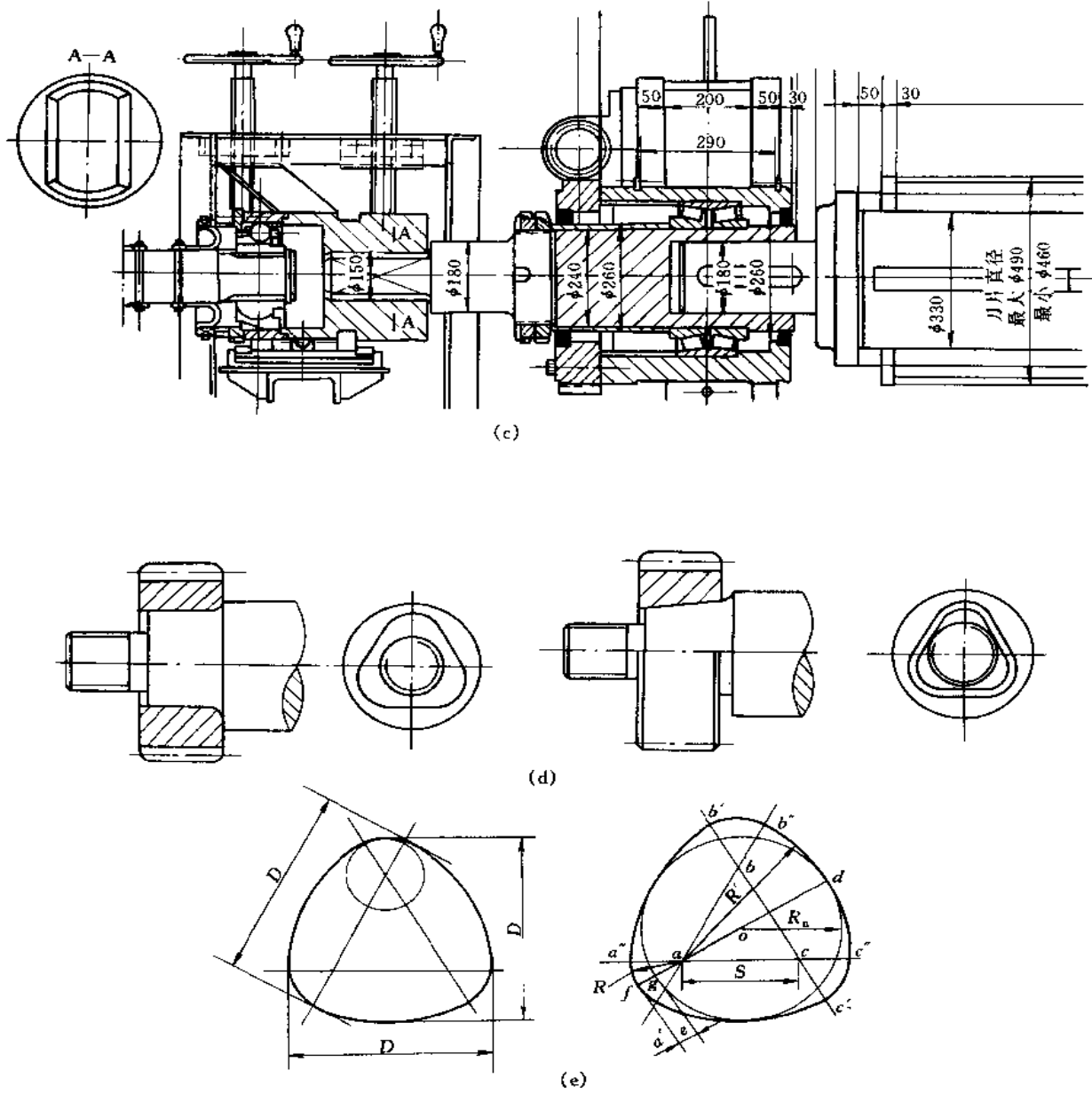


图 1-2-119 几种成型联接轴的实例

(a)分度机构中蜗杆轴和齿轮轴联接;(b)磨床分度机构的蜗轮轴;(c)热连轧带钢精整线纵剪机轴和传动轴联接;  
 (d)等距曲线型面联接轴;(e)等距曲线型面图(等距曲线与摆线相比,加工与测量均比较简单,制造装卸方便,应用较广)  
 图(a)中:1—蜗杆;2—蜗轮;3—超越离合器;4—消除分度系统间隙的油缸;5、6—齿轮;7—齿轮轴;8—齿条  
 图(b)中:1—蜗轮轴;2—传动工作台蜗杆;3—蜗轮;4—超越离合器



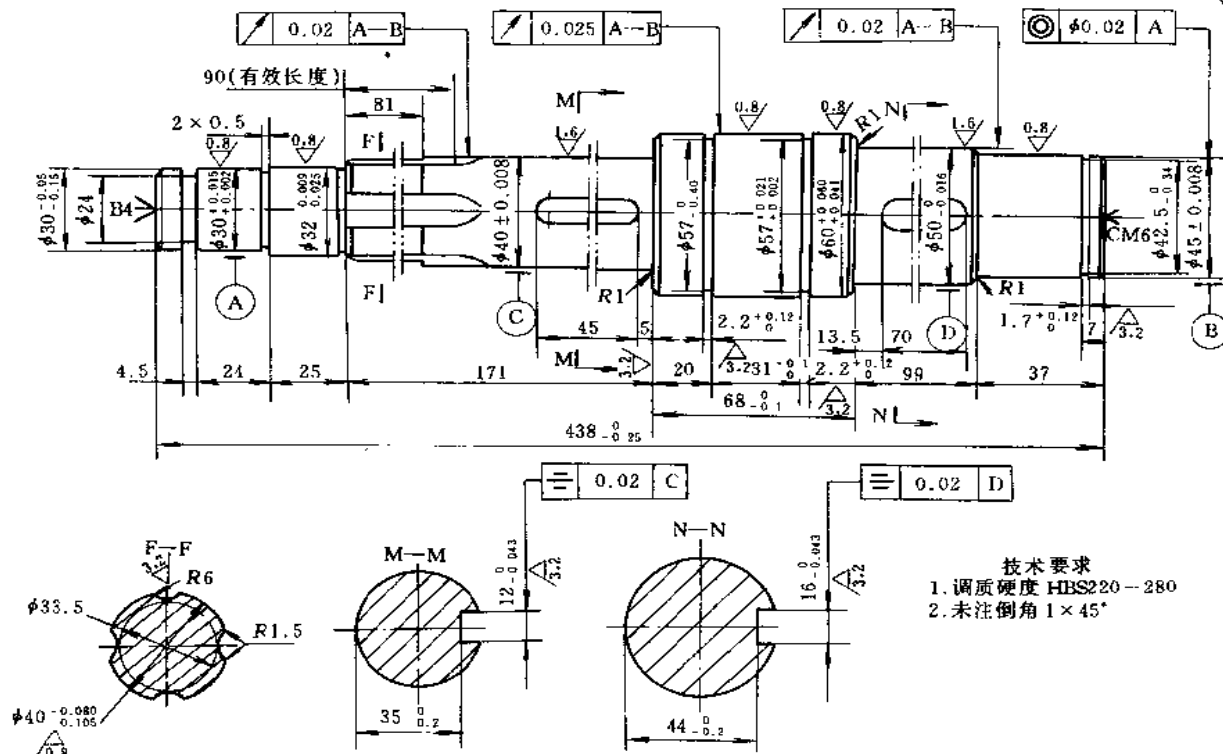


图 1-2-121 减速器的中间轴

减速器的中间轴采用 45 钢，周向固定多采用 A 型普通平键。

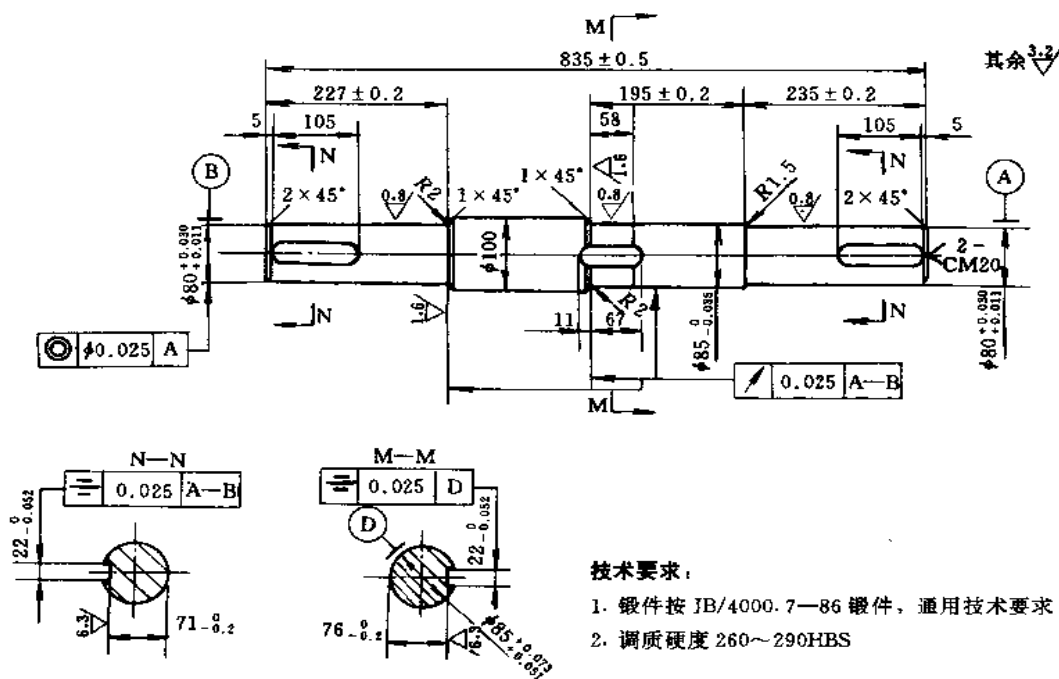


图 1-2-122 轴

轴的材料采用 40Cr，在轴的不同截面上，由于轴径相差不大，取相同的键槽截面尺寸，并分布在同一直线上，便于加工，提高了生产效率。



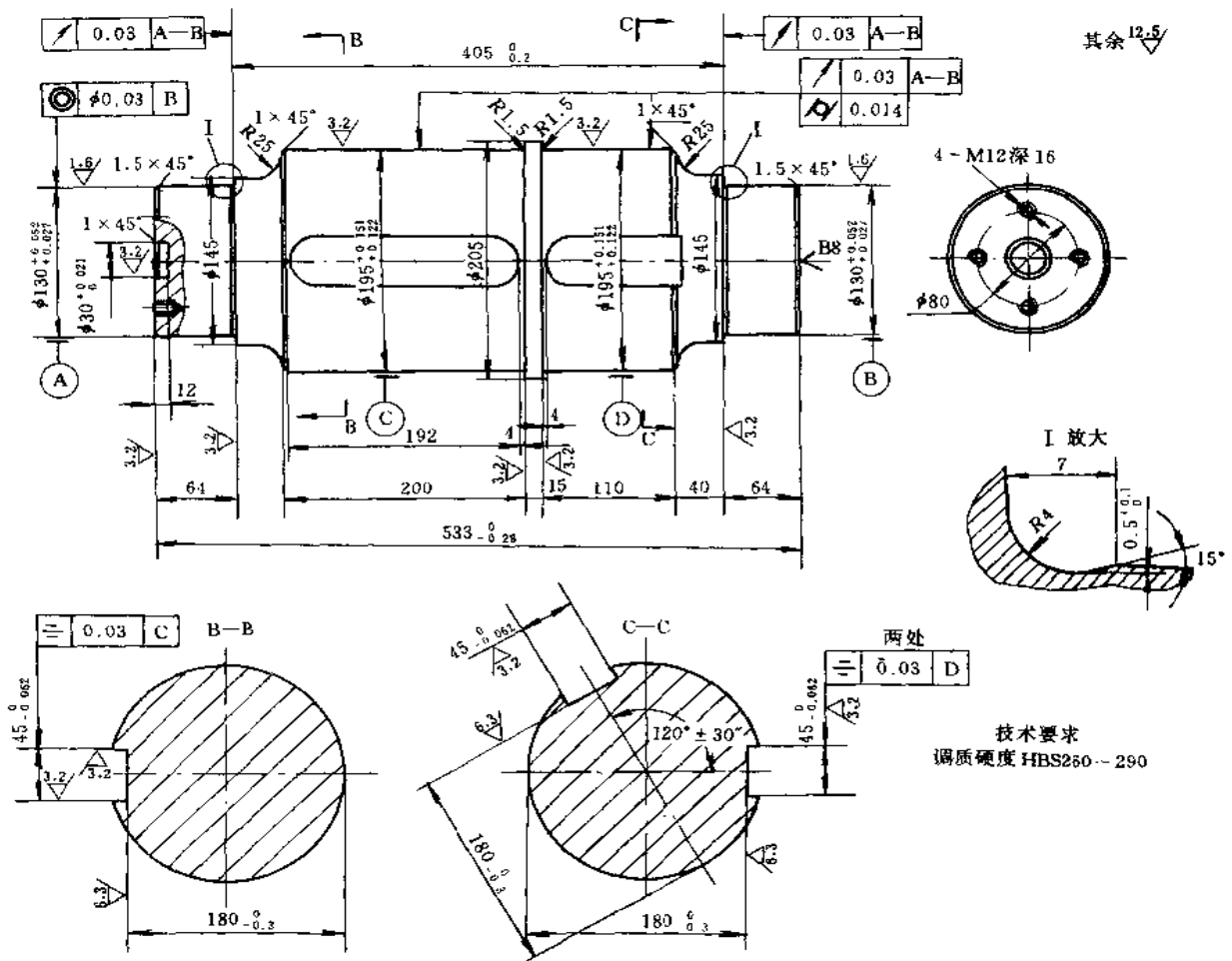


图 1-2-123 炼钢 440/80t 钢包起重机副卷减速器的轴 (45 钢)

轴端及轴中部周向采用两个切向键联接，为了不致严重地削弱轴和轮毂的强度，两个键槽错开 120°，并可适应轴工作时正反转要求。由于切向键键槽对轴的削弱较大，常用于直径大于 100mm 的轴。例如：用于大型带轮、大型飞轮、矿山用大型绞车的卷筒及齿轮等与轴的联接。

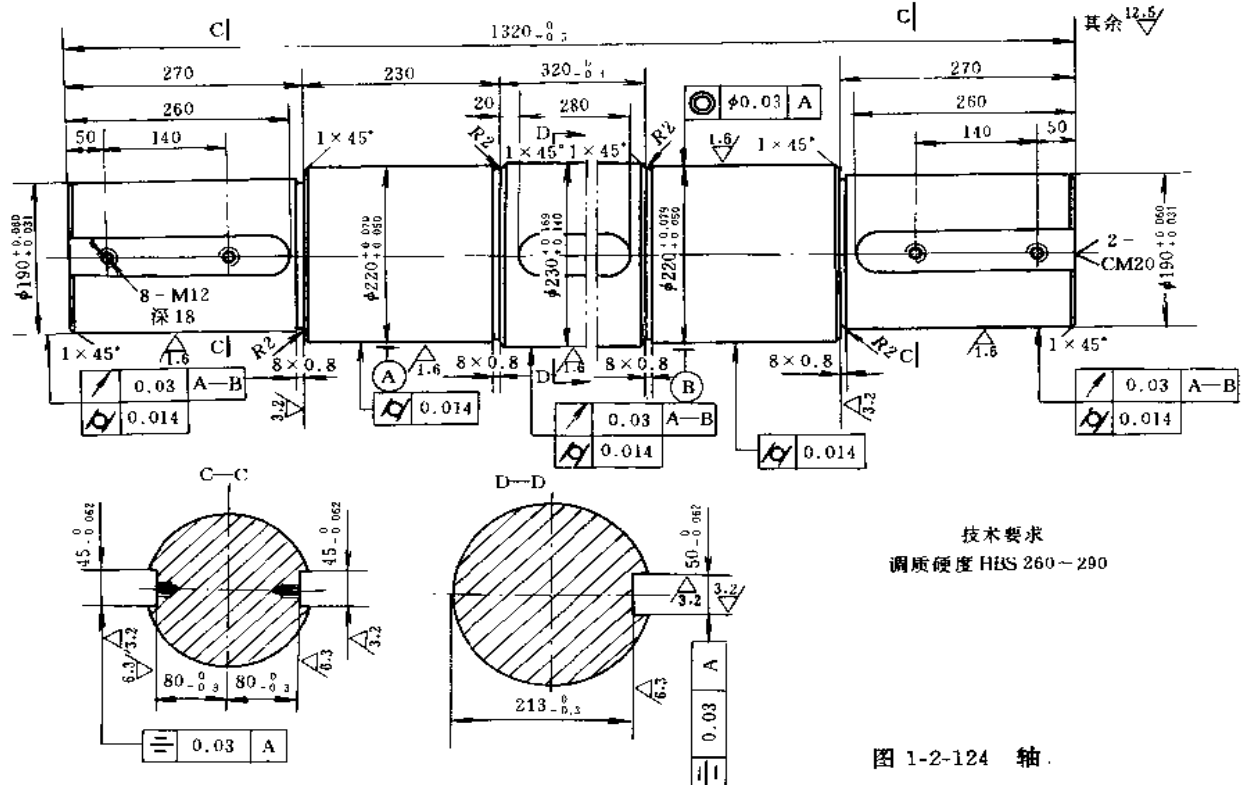


图 1-2-124 轴

图 1-2-124 所示轴的材料采用 40Cr，由于轴所受扭矩较大，轴端采用双键。为使轴受力均匀，两平键沿圆周方向相隔 180°布置。为避免键沿轴向串动，用螺钉将其固定在键槽中。

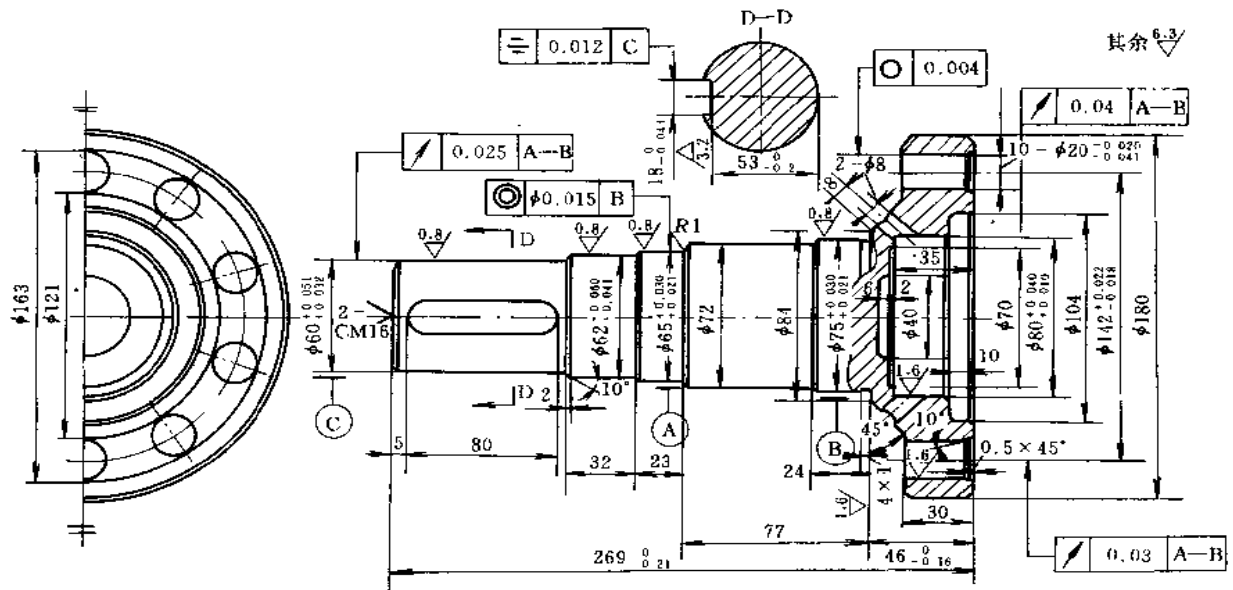
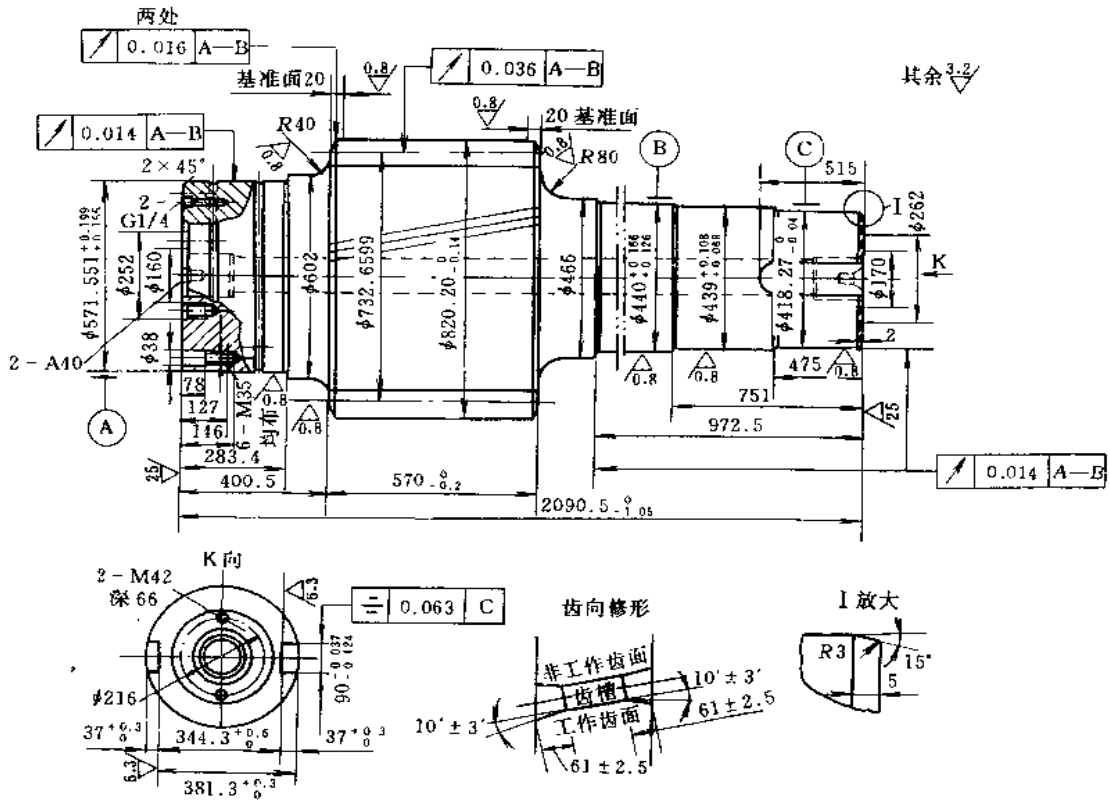


图 1-2-125 多盘无级变速-摆线针轮减速器的轴

图 1-2-125 为带有法兰盘的轴类零件，材料采用 45 钢。法兰盘与轴做成一体，减少了加工零件的数量。



|       |                |
|-------|----------------|
| 法向模数  | 30             |
| 齿数    | 24             |
| 齿形角   | 20°            |
| 螺旋角   | 10°40'         |
| 螺旋方向  | 左              |
| 变位系数  | +0.46          |
| 精度等级  | 5 (DIN 3961)   |
| 公法线长度 | 330.008 ± 0.03 |
| 跨测齿数  | 4              |

技术要求:

- 渗碳淬火  
硬度 HRC 57~61  
渗碳层深度 1.9~2.5  
心部  $\sigma_b = 900 \sim 1200 \text{N/mm}^2$
- 齿顶修缘量  $\Delta S_n = 0.052$   
修缘啮合长度  $g_{Rn} = 16.2 \sim 18.2$   
起始点圆直径  $d_{Rn} = 800.260$

图 1-2-126 齿轮轴 (材料: 17CrNiMo6, 重 3836kg)

|      |         |
|------|---------|
| 法向模数 | 10      |
| 齿数   | 17      |
| 齿形角  | 20°     |
| 螺旋角  | 12°     |
| 螺旋方向 | 左       |
| 变位系数 | +0.5    |
| 精度等级 | 7-6-6HK |

技术要求：  
调质硬度 HBS 280~310

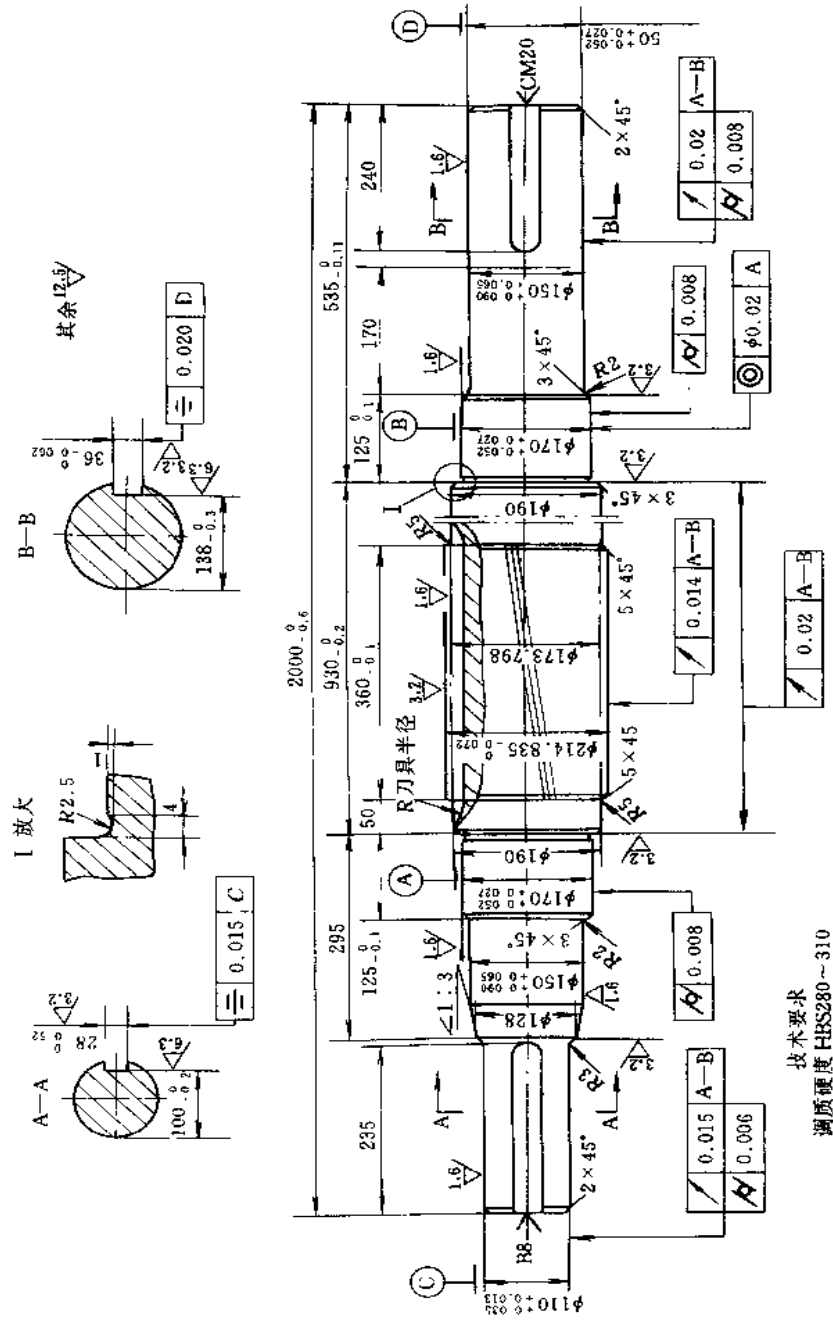
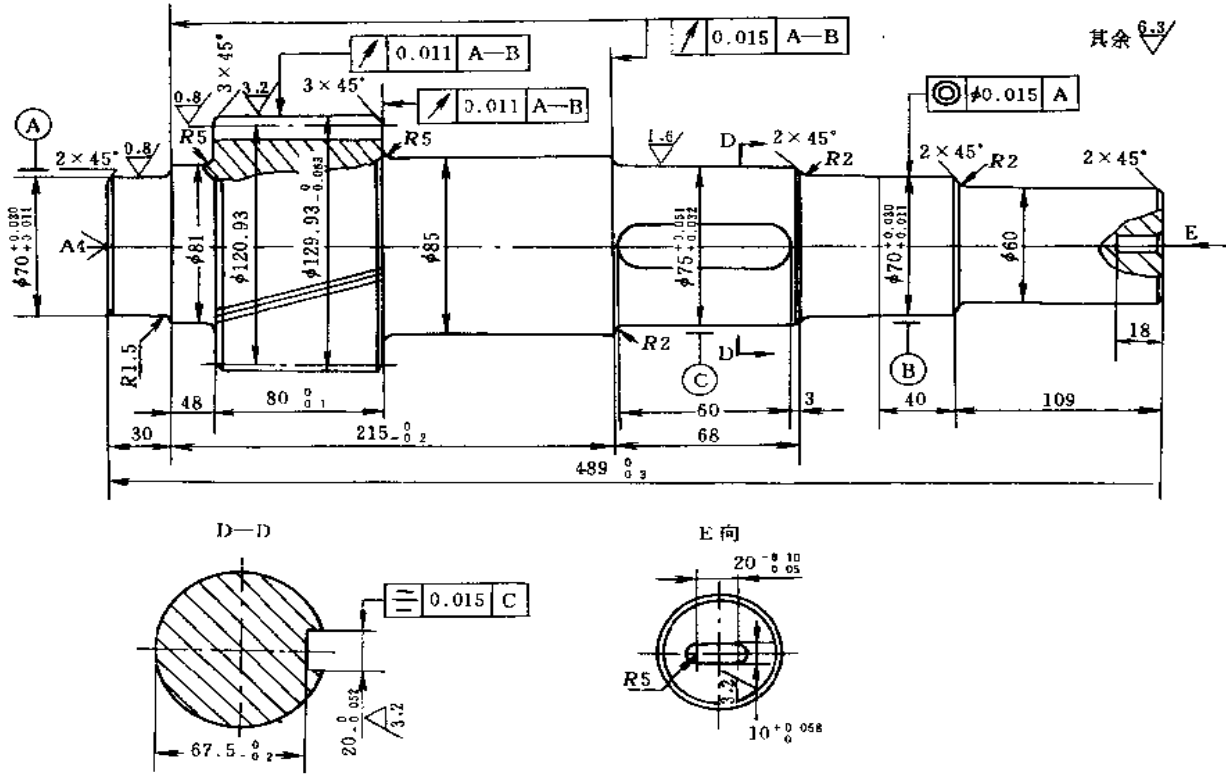


图 1-2-127 齿轮轴 (材料: 42CrMoA)









|      |           |
|------|-----------|
| 法向模数 | 4.5       |
| 齿数   | 26        |
| 齿形角  | 20°       |
| 螺旋角  | 14°38'51" |
| 螺旋方向 | 左         |
| 精度等级 | 6HJ       |

技术要求:

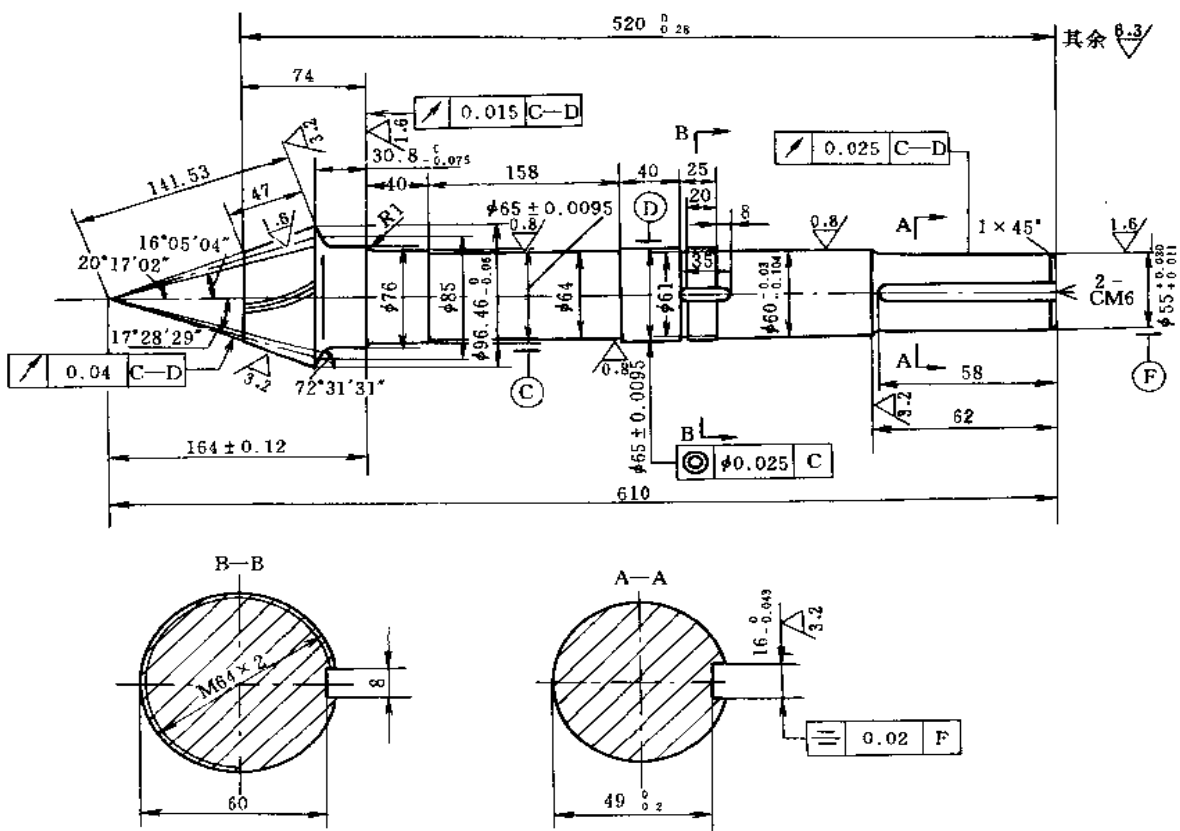
1. 渗碳淬火  
硬度 HRC 56~60  
渗碳层深度 0.9~1.2  
心部硬度 HRC 35~40
2. 磨齿后探伤检查

图 1-2-131 齿轮轴 (材料: 20CrNi2Mo)

图 1-2-126~图 1-2-131 是圆柱齿轮轴类零件工作图。由于齿轮直径与轴的直径相差很小, 故将齿轮和轴作成一体。





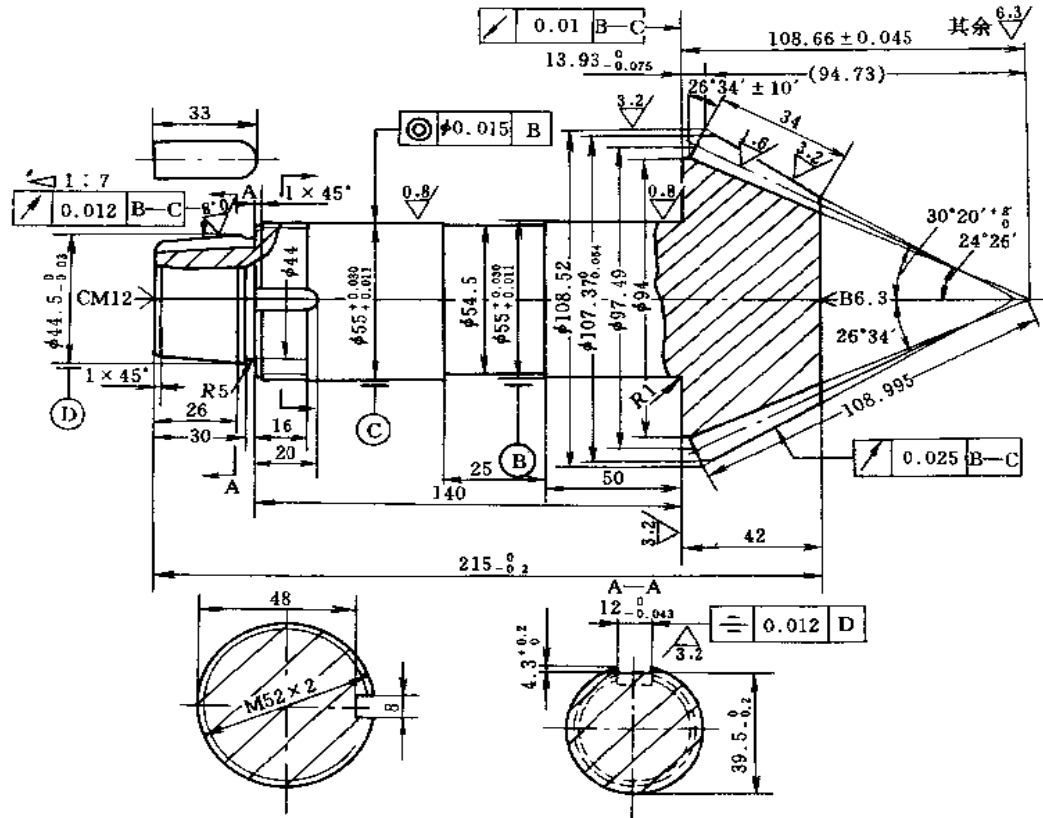


| 齿 型    | 格里森弧齿  |
|--------|--------|
| 大端端面模数 | 5      |
| 齿 数    | 17     |
| 法向齿形角  | 20°    |
| 螺旋角    | 35°    |
| 螺旋方向   | 左      |
| 径向变位系数 | +0.351 |
| 切向变位系数 | 0.136  |
| 精度等级   | 7c     |

技术要求:

- 调质硬度 HBS 260~290  
高频表面淬火  
硬度 HRC 45~50  
硬化层深度 1~2
- 磨齿后探伤检查

图 1-2-133 锥齿轮轴 (42CrMo)



| 齿型     | 格里森弧齿 |
|--------|-------|
| 大端端面模数 | 5.416 |
| 齿数     | 18    |
| 法向齿形角  | 20°   |
| 螺旋角    | 35°   |
| 螺旋方向   | 右     |
| 径向变位系数 | +0.29 |
| 切向变位系数 | +0.05 |
| 精度等级   | 6b    |

技术要求:

1. 渗碳淬火  
 硬度 HRC 56~60  
 渗碳层深度 1.0~1.3  
 心部硬度 HRC 35~40
2. 磨齿后探伤检查

图 1-2-134 锥齿轮轴 (材料: 20CrNi2Mo)



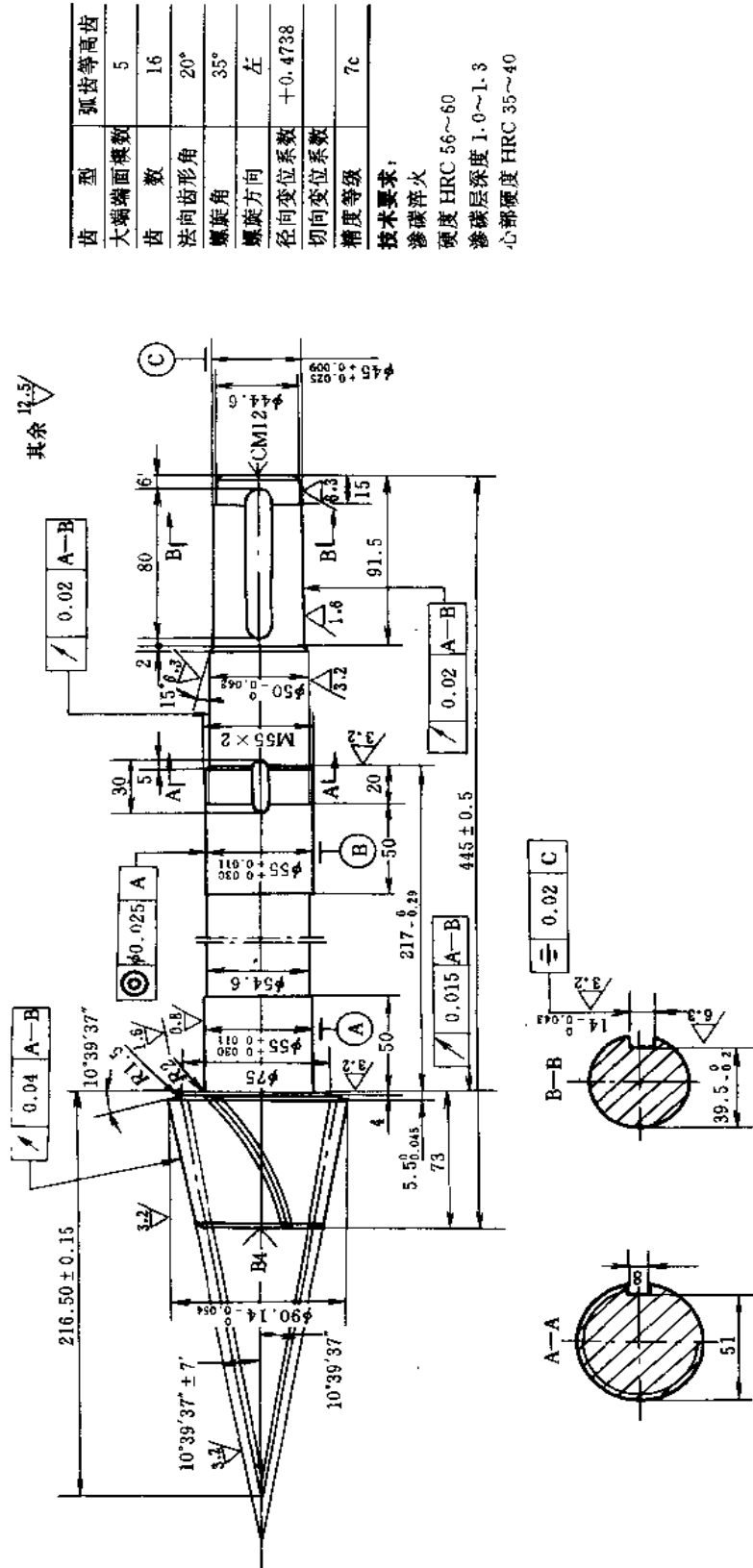
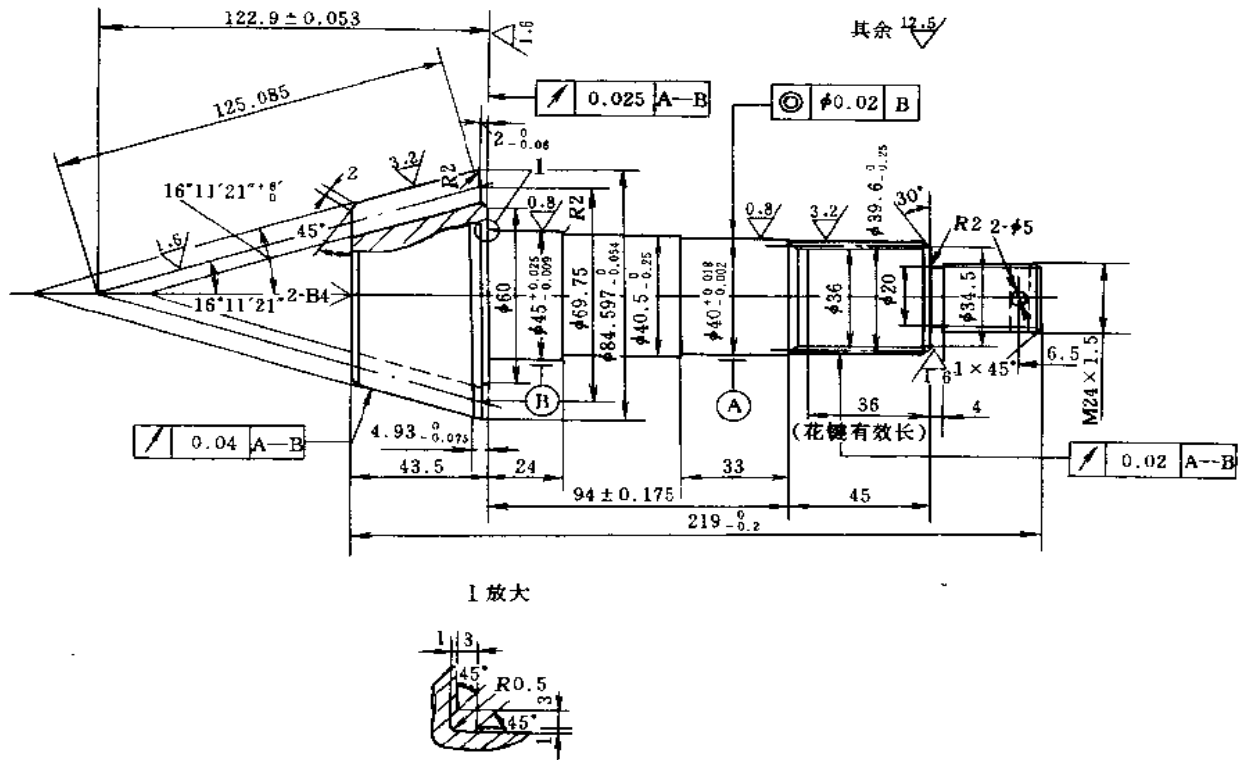


图 1-2-136 锥齿轮轴 (材料: 20CrNi2MoA)

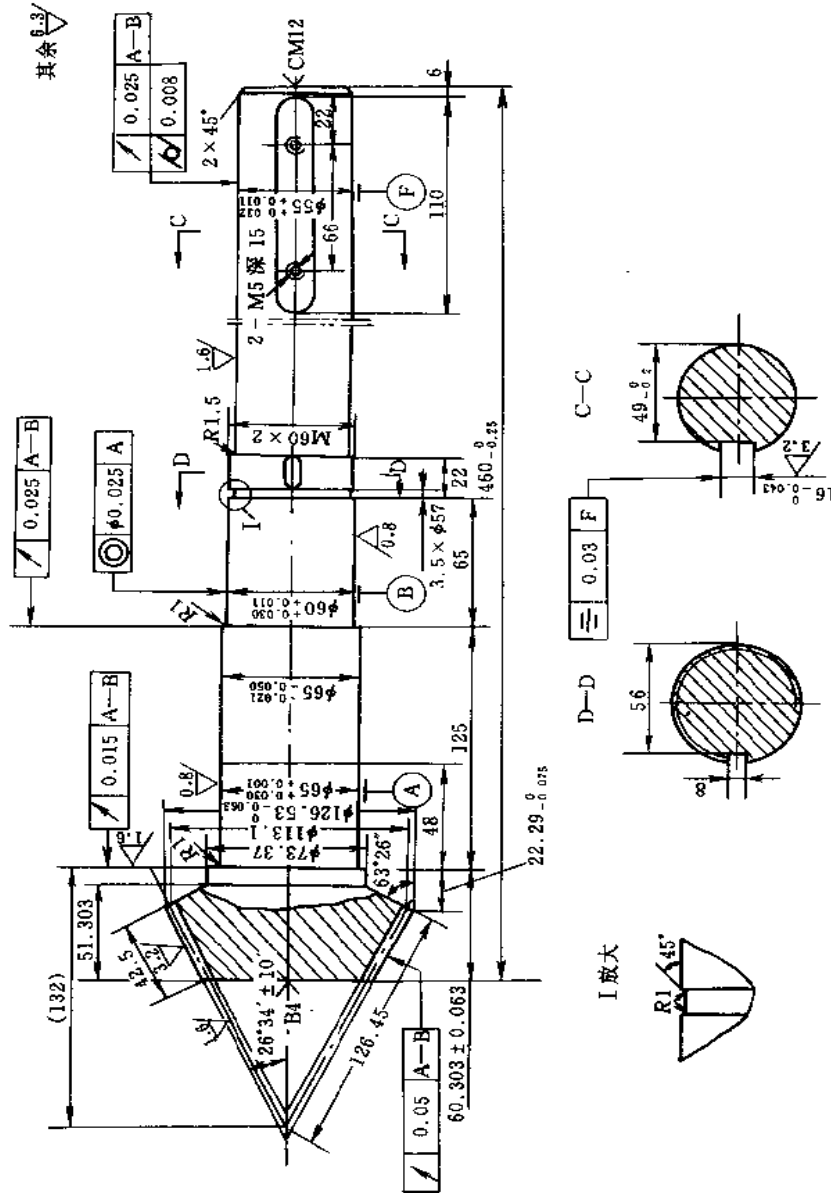


| 渐开线花键参数表 |               |
|----------|---------------|
| 模数       | 2             |
| 齿数       | 18            |
| 齿形角      | 30°           |
| 公差等级     | 8f (DIN 5480) |
| 齿型       | 弧齿等高齿         |
| 大端端面模数   | 7.75          |
| 齿数       | 9             |
| 法向齿形角    | 20°           |
| 螺旋角      | 35°           |
| 螺旋方向     | 左             |
| 径向变位系数   | +0.525        |
| 切向变位系数   | -0.135        |
| 精度等级     | 7b            |

#### 技术要求:

1. 渗碳淬火 (螺纹及花键不渗碳)  
硬度 HRC 56~60  
渗碳层深度 1.6~1.9  
心部硬度 HRC 30~35
2. 刮齿后探伤检查

图 1-2-137 锥齿轮轴 (材料: 20CrNi2Mo)



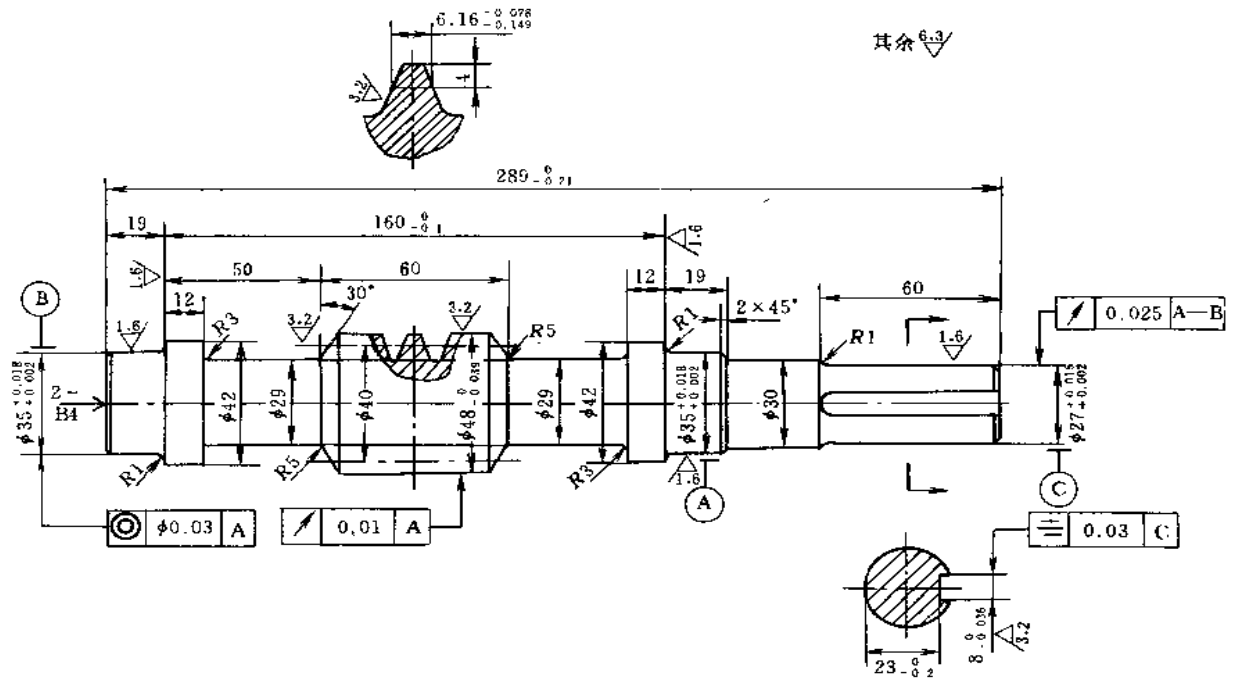
|        |      |
|--------|------|
| 齿型     | 洛-卡氏 |
| 大端端面模数 | 8.7  |
| 齿数     | 13   |
| 法向齿形角  | 20°  |
| 螺旋角    | 35°  |
| 螺旋方向   | 右    |
| 径向变位系数 | +0.3 |
| 切向变位系数 | —    |
| 精度等级   | 7c   |

技术要求:

1. 渗碳淬火  
硬度 HRC 56~60  
渗碳层深度 1.6~1.9  
心部硬度 HRC 35~40
2. 剖削后探伤检查

图 1-2-138 锥齿轮轴 (材料: 20CrMnMo)

图 1-2-132~图 1-2-138 为锥齿轮轴零件工作图。锥齿轮传动用于传递两相交轴的运动和动力, 两轴夹角多为 90°。在动力传动中, 普遍采用弧齿锥齿轮, 经磨齿后, 可达较高的精度, 适用于高速、大载荷场合。另外, 等顶隙收缩齿和等高齿已有取代不等顶隙收缩齿的趋势。由于锥齿轮轴的轴向力较大, 轴上零件的轴向固定通常采用圆螺母。



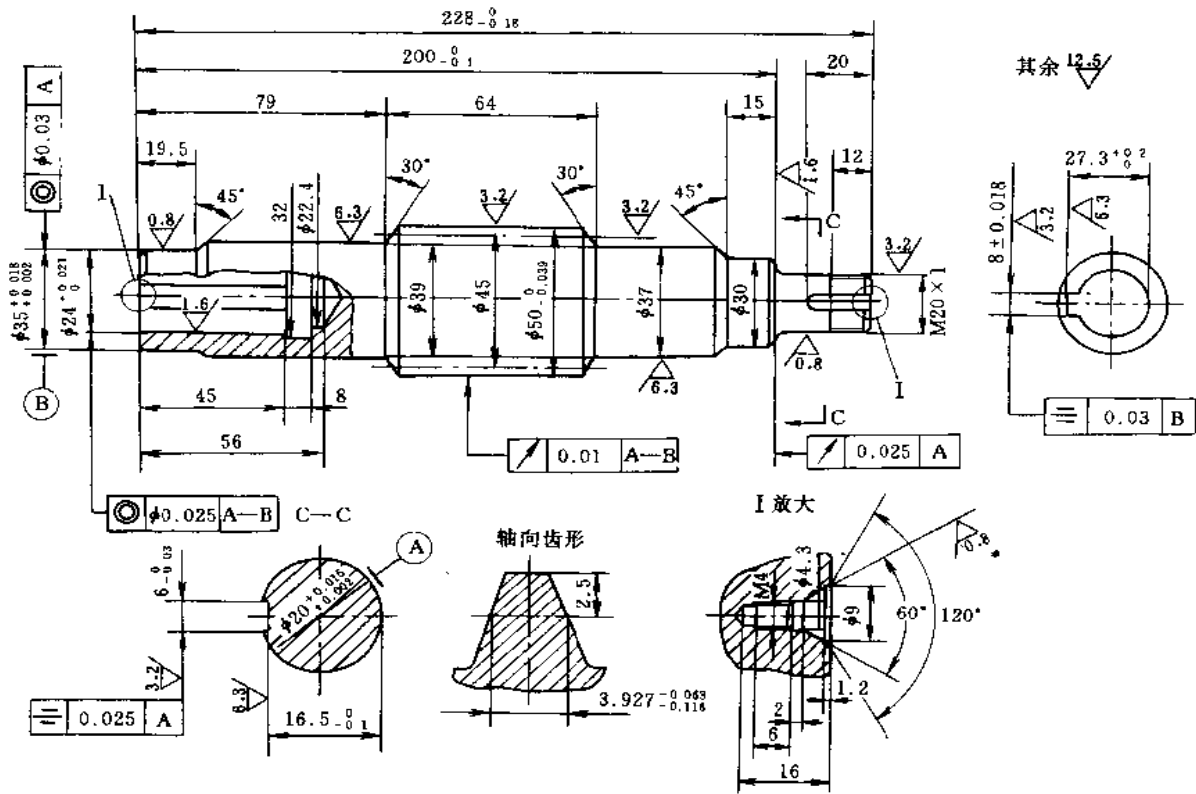
|      |           |
|------|-----------|
| 蜗杆型式 | ZA        |
| 轴向模数 | 4         |
| 头数   | 2         |
| 齿形角  | 20°       |
| 导程角  | 11°18'36" |
| 螺旋方向 | 右         |
| 精度等级 | 8d        |

**技术要求:**

1. 调质硬度 HBS 280~310
2. 未注倒角 1×45°

图 1-2-139 阿基米德蜗杆轴 (材料: 42CrMo)





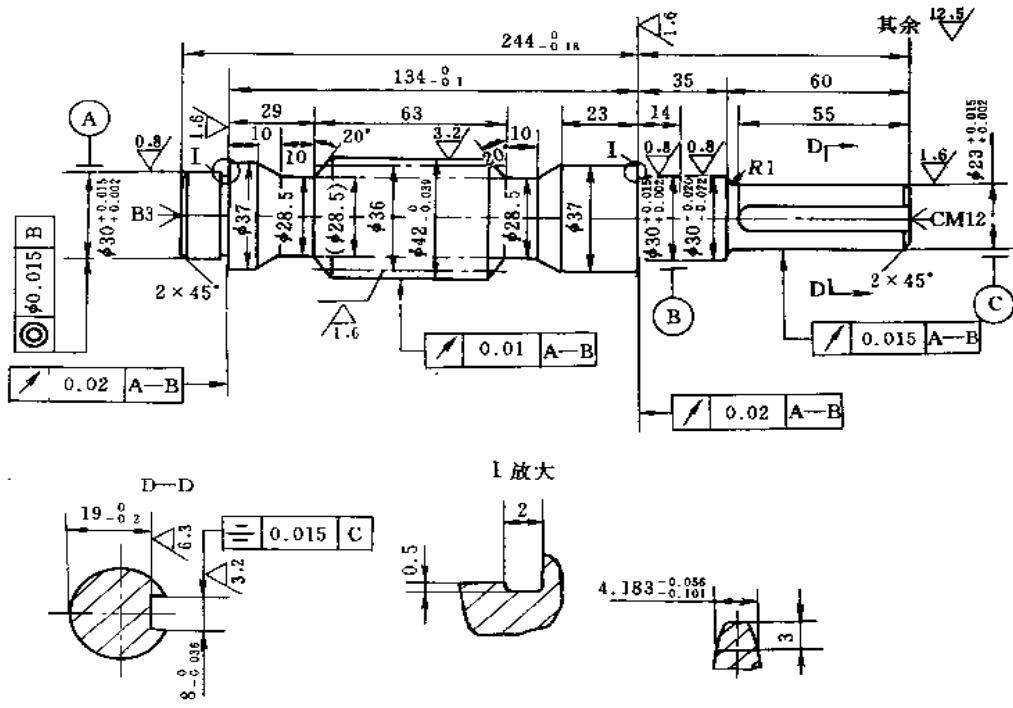
|      |          |
|------|----------|
| 蜗杆型式 | ZA       |
| 轴向模数 | 2.5      |
| 头数   | 1        |
| 齿形角  | 20°      |
| 导程角  | 3°10'47" |
| 螺旋方向 | 右        |
| 精度等级 | 8d       |

技术要求:

1. 调质硬度 HBS 280~310
2. 未注倒角 1×45°

图 1-2-140 阿基米德蜗杆轴 (材料: 40Cr)

图 1-2-139~图 1-2-140 为阿基米德蜗杆 (ZA 型), 这种蜗杆加工及测量方便, 应用广泛。但蜗杆难于磨削, 不易达到高精度。当蜗杆导程角大时, 加工困难。一般用于头数较少, 载荷较小, 低速或不太重要的传动。

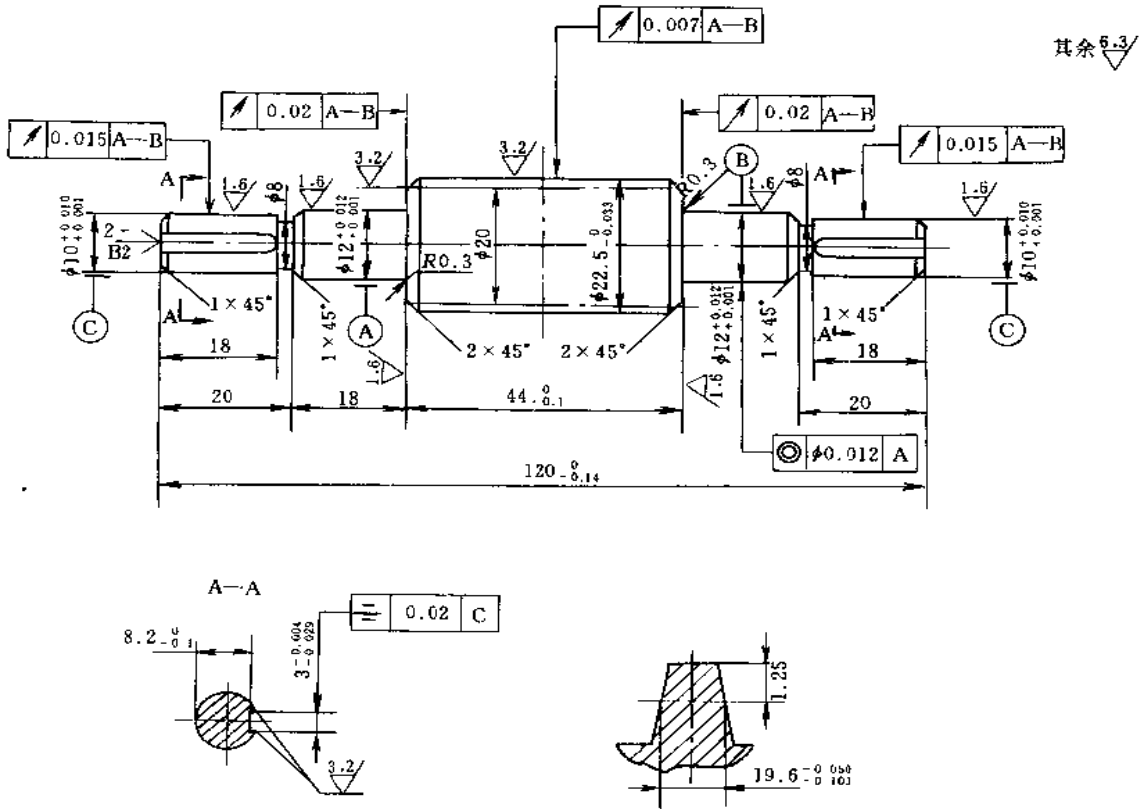


|      |          |
|------|----------|
| 蜗杆型式 | ZI       |
| 轴向模数 | 3        |
| 头数   | 2        |
| 齿形角  | 20°      |
| 导程角  | 9°27'44" |
| 螺旋方向 | 右        |
| 精度等级 | 7d       |

技术要求:

1. 渗碳淬火  
 硬度 HRC 56~60  
 渗碳层深度 0.7~0.8  
 心部硬度 HRC 35~40
2. 磨齿后探伤检查

图 1-2-141 渐开线圆柱蜗杆轴 (材料: 20CrMnMo)



|      |           |
|------|-----------|
| 蜗杆型式 | ZI        |
| 轴向模数 | 1.25      |
| 头数   | 3         |
| 齿形角  | 20°       |
| 导程角  | 10°37'11" |
| 螺旋方向 | 右         |
| 精度等级 | 8d        |

技术要求：  
调质硬度 HBS 260~290

图 1-2-142 渐开线圆柱蜗杆轴 (材料: 40Cr)







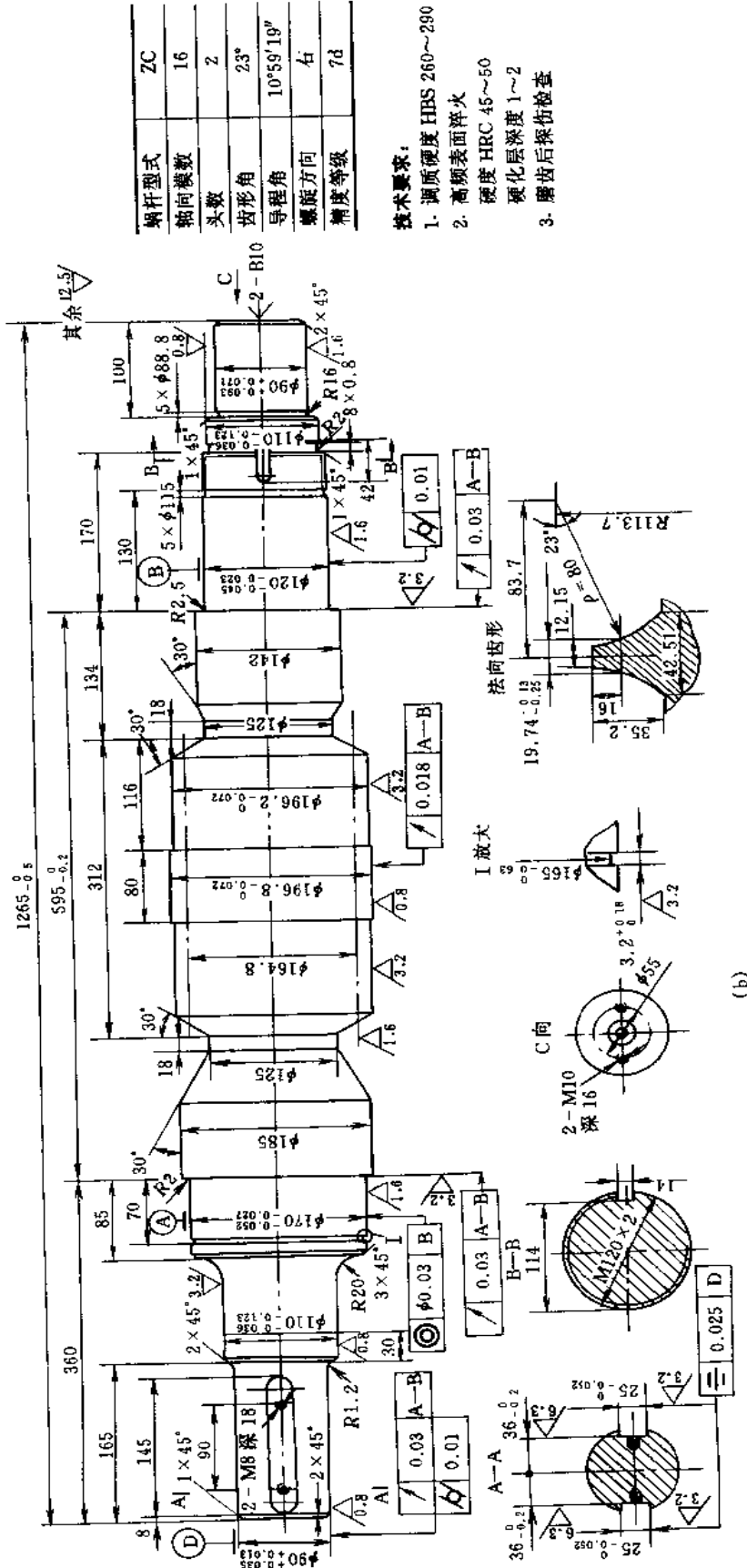


图 1-2-145 圆弧圆柱蜗杆轴 (材料: 40Cr) (b)

图 1-2-145a 和 b 为圆弧圆柱蜗杆 (ZC 型), 蜗杆齿面一般为凹面的圆柱蜗杆, 有利于形成油膜, 传动效率及承载能力均高于普通圆柱蜗杆传动。

|        |           |
|--------|-----------|
| 蜗杆型式   | TVP       |
| 轴向模数   | 10.2      |
| 头数     | 2         |
| 齿形角    | 21°30'18" |
| 蜗部螺旋升角 | 14°10'11" |
| 螺旋方向   | 右         |
| 精度等级   | 8         |

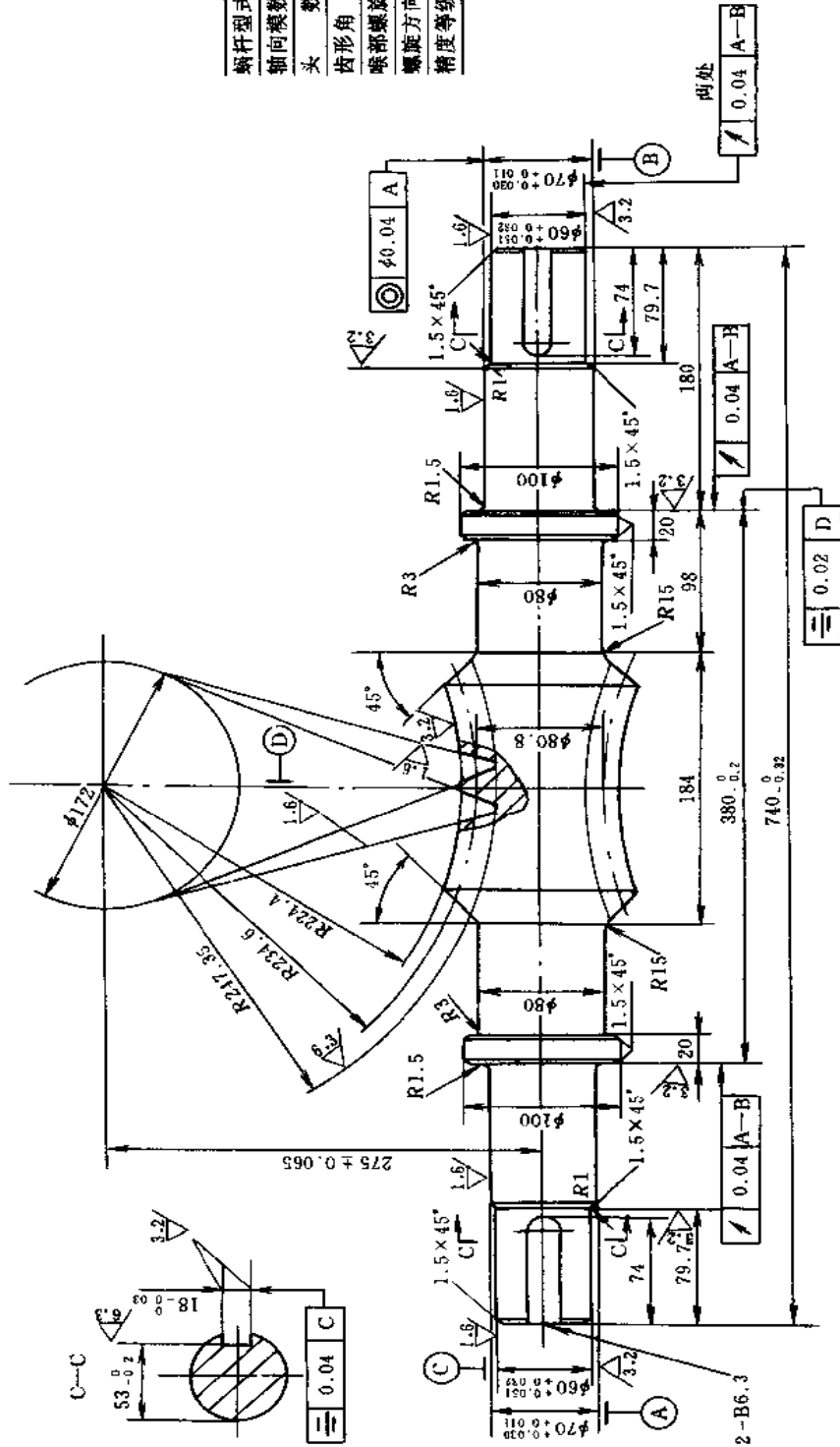
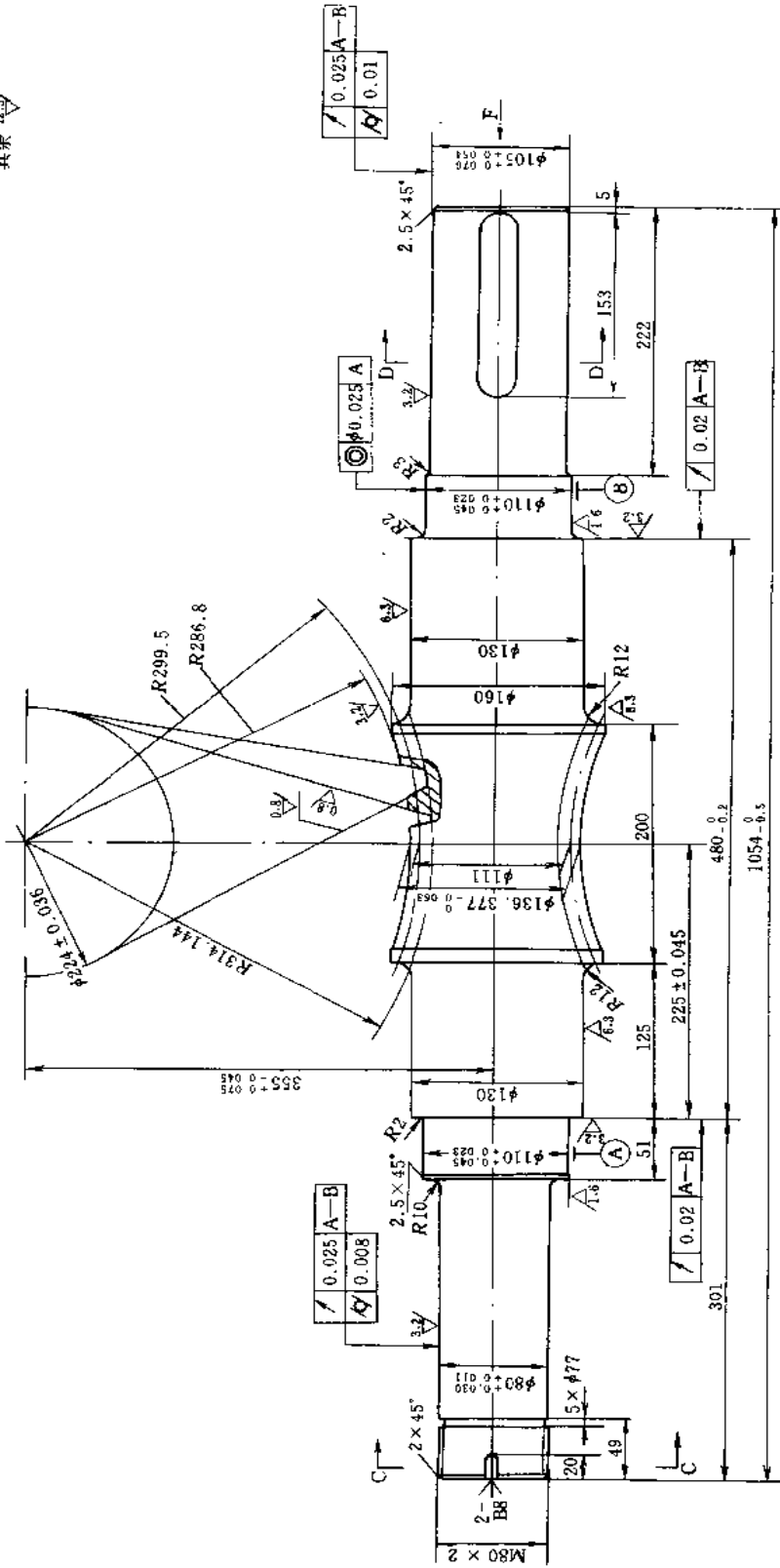


图 1-2-146 环面蜗杆轴 (一) (材料: 42CrMo)





其余 12.5



|      |           |
|------|-----------|
| 蜗杆型式 | TVP       |
| 轴向模数 | 12.224    |
| 头数   | 3         |
| 齿形角  | 21°57'35" |
| 导程角  | 18°16'59" |
| 螺旋方向 | 右         |
| 精度等级 | 7         |

技术要求:

1. 调质硬度 HBS 270~300
2. 啮入口修缘长度 25.6, 啮出口修缘长度 19.2

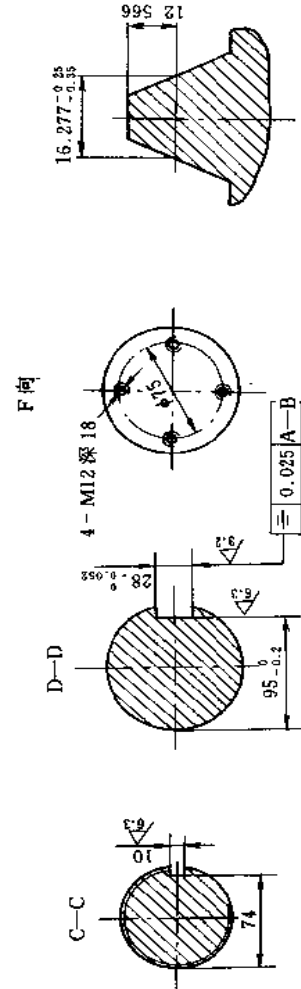
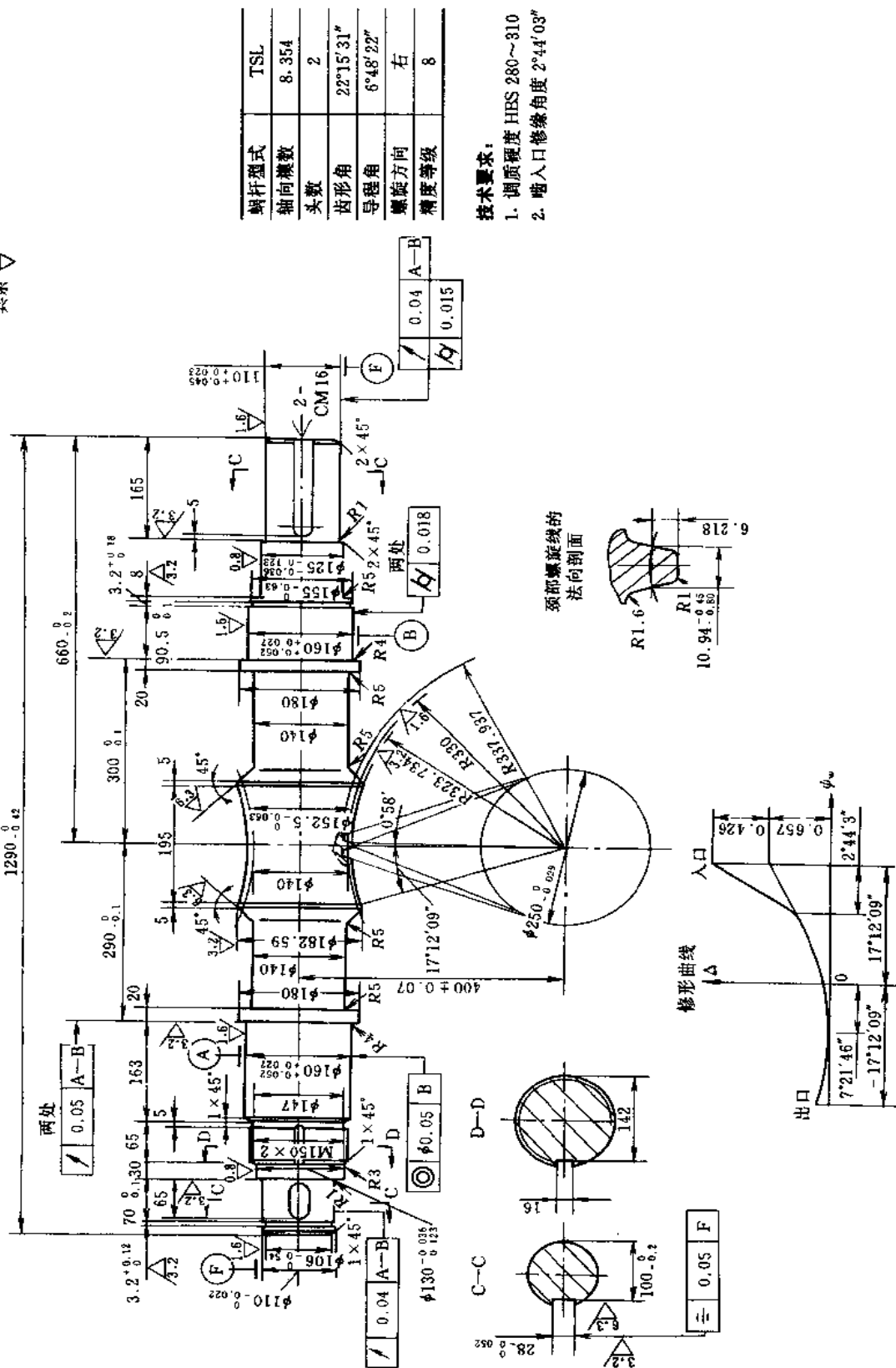


图 1-2-146~图 1-2-148 为平面一次包络环面蜗杆 (TVP 型), 比较容易实现完全符合啮合原理的精确加工和淬硬磨削。

图 1-2-148 环面蜗杆轴 (三) (材料: 40CrMnMo)

其余 12.5/√



|      |           |
|------|-----------|
| 蜗杆型式 | TSL       |
| 轴向模数 | 8.354     |
| 头数   | 2         |
| 齿形角  | 22°15'31" |
| 导程角  | 6°48'22"  |
| 螺旋方向 | 右         |
| 精度等级 | 8         |

技术要求:

1. 调质硬度 HBS 280~310
2. 啮入口修缘角度 2°44'03"

图 1-2-149 直廓环面蜗杆轴 (材料: 42CrMo)

图 1-2-149 为直廓环面蜗杆 (TSL 型), 齿面为不可展的直纹曲面, 难以精确磨削。

TVP 型、TSL 型均为环面蜗杆，接触线和相对速度夹角接近  $90^\circ$ ，有利于形成油膜，同时相啮合的齿对增多。当量齿率半径大，承载能力比一般普通圆柱蜗杆传动大  $2\sim 4$  倍，效率达  $0.85\sim 0.9$ ，但需要较高的制造和安装精度。多用于一些重型设备，可承受较大的载荷，具有较高的强度和刚度，轴径较大。

图 1-2-139~图 1-2-149 为蜗杆轴零件工作图。蜗杆螺旋部分直径通常与轴径相差不大，蜗杆和轴常制成一体。蜗杆传动用于传递空间交错轴间的动力和运动，常用的轴交角为  $90^\circ$ 。

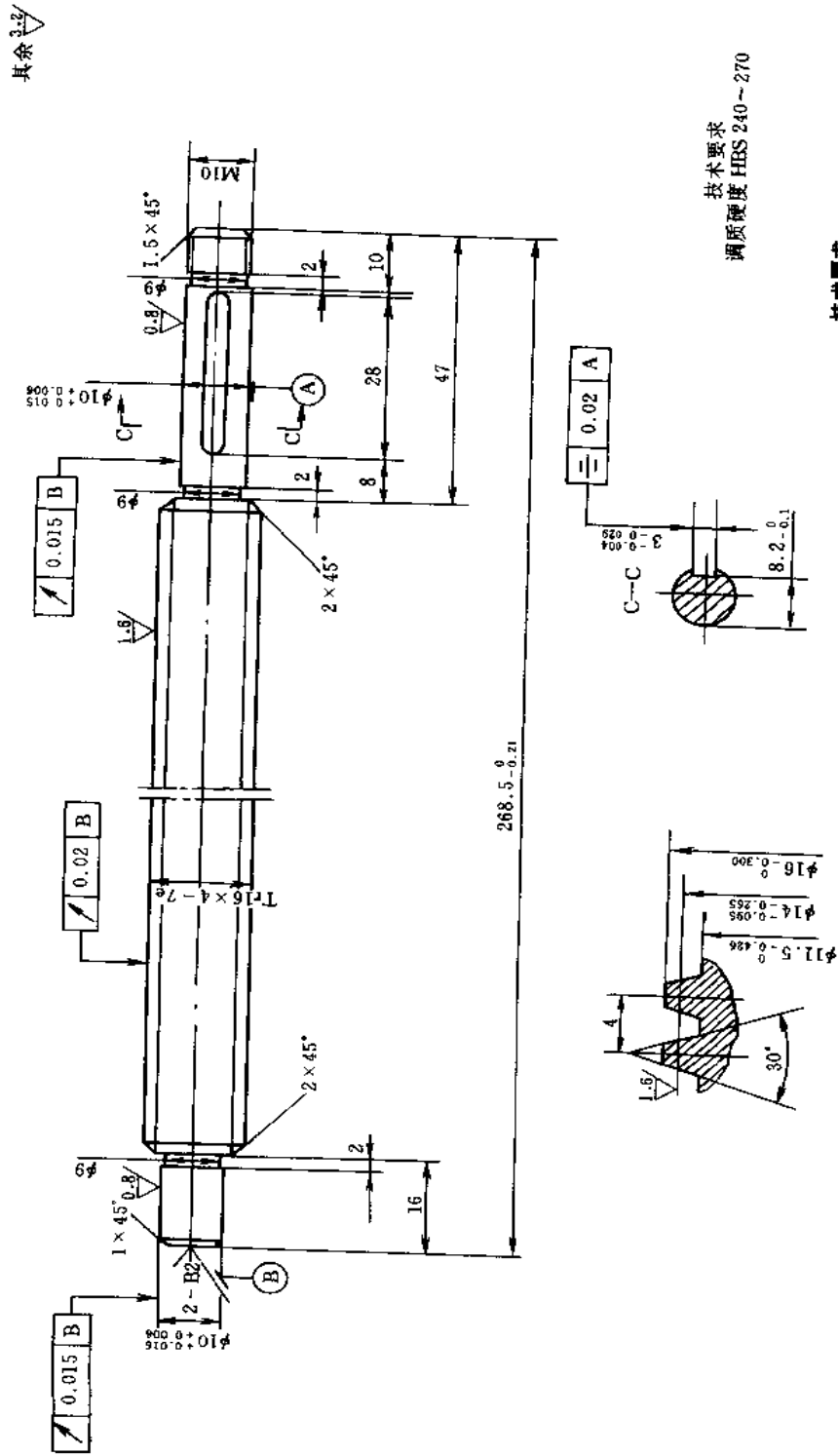


图 1-2-150 丝杆 (材料: 40Cr)

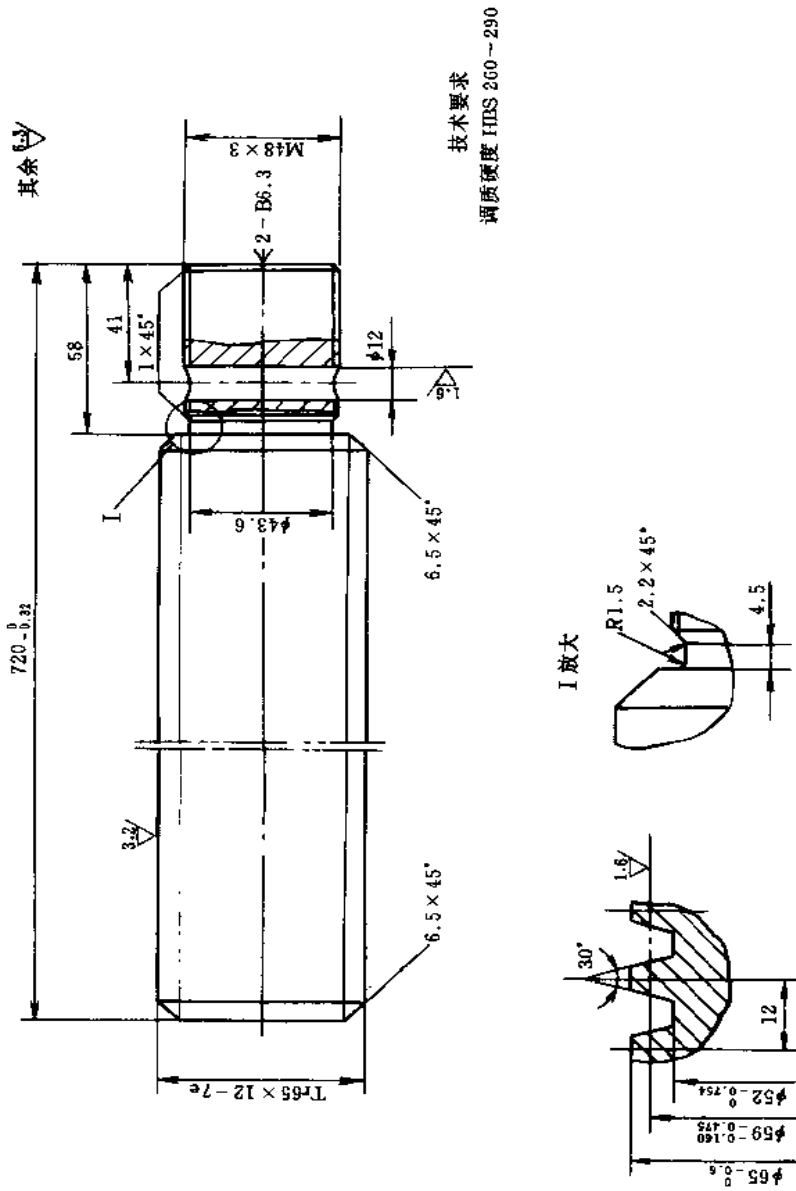


图 1-2-151 蜗杆-梯形丝杆升降机的丝杆 (材料: 40Cr)

图 1-2-150 和图 1-2-151 为丝杆零件工作图, 丝杆主要功能是将回转运动变成直线运动或调整零件相对位置, 有时兼有几种作用。广泛用于各工业部门, 从精密仪表到轧钢机紧压装置及起重机的起升机构等, 其结构紧凑, 工艺性好。滑动丝杆的螺纹牙型有梯形和矩形两种, 梯形螺纹应用较广, 矩形螺纹传动精度高, 但制造困难。

由于丝杆传动的主要失效是磨损, 选择丝杆材料和热处理时, 应综合考虑高的耐磨性、良好的加工工艺性及长期的尺寸稳定性等因素。

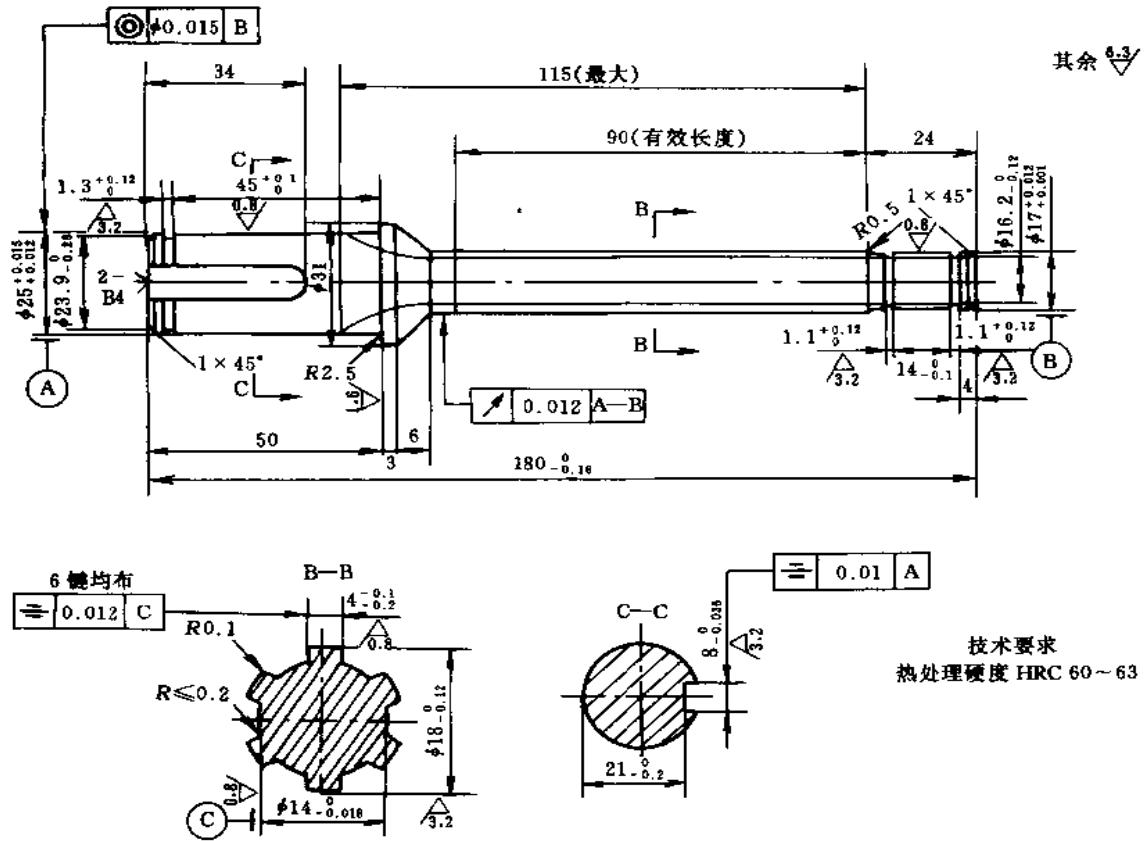


图 1-2-152 摆动花键轴 (材料: GCr15)

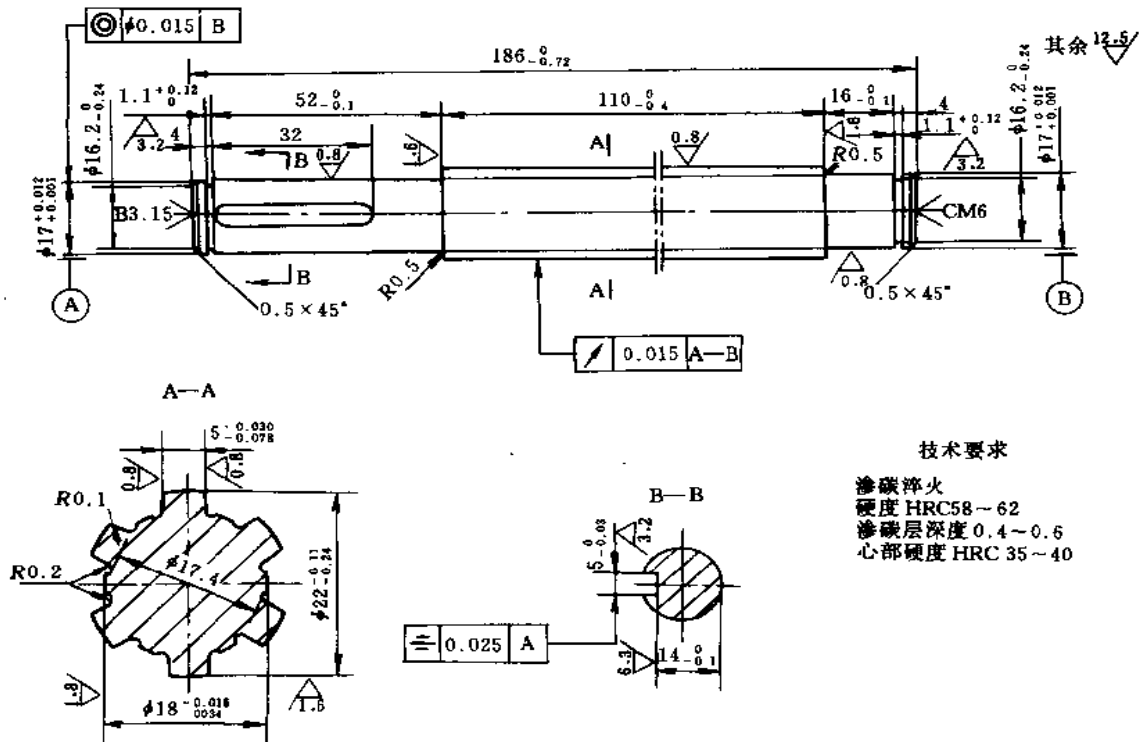
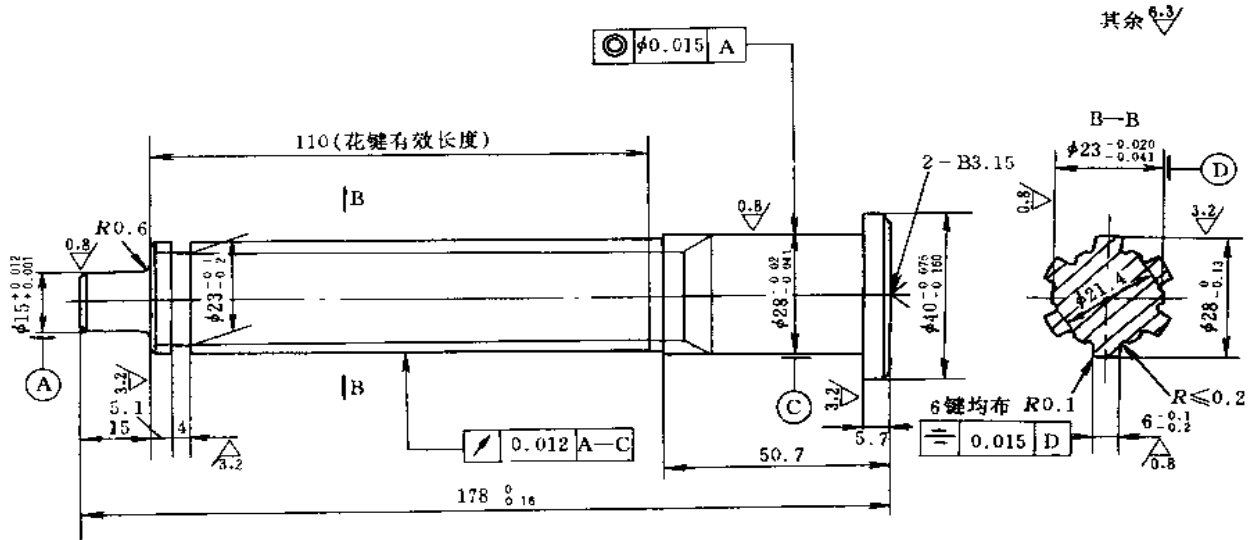


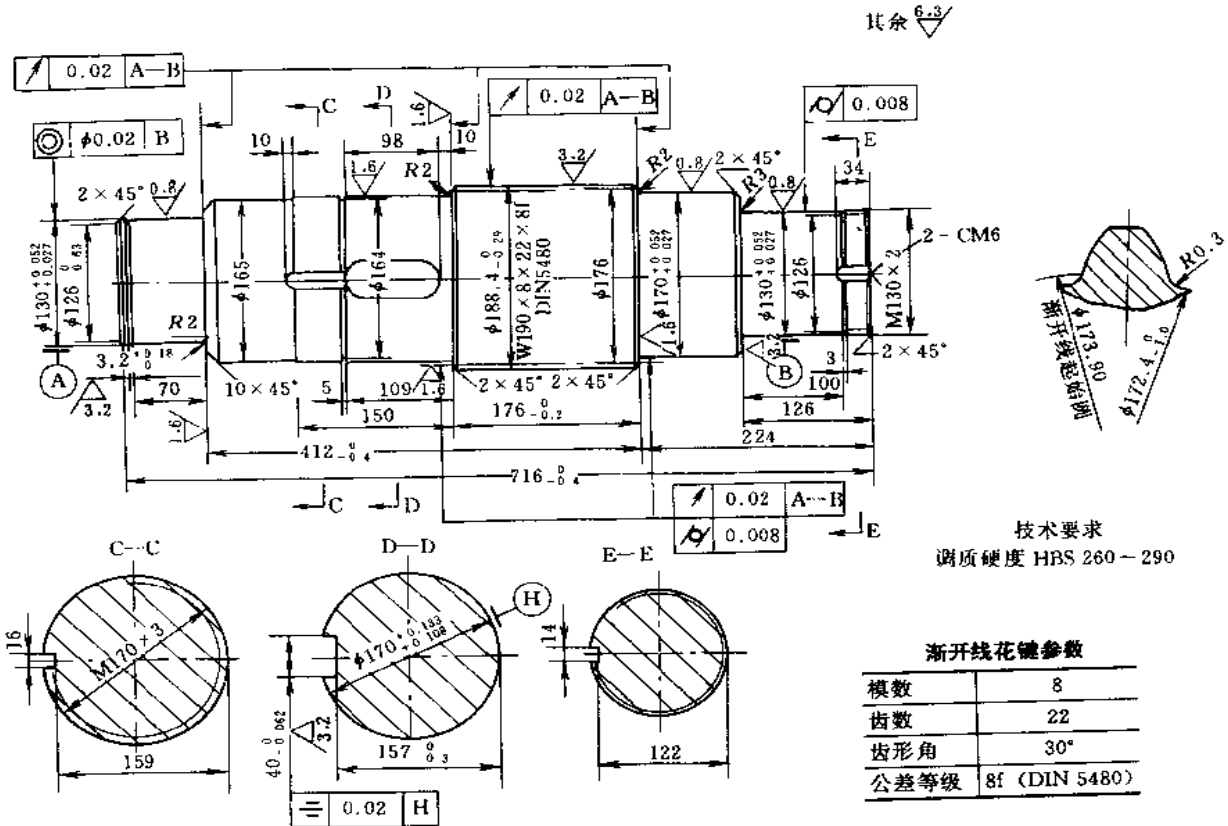
图 1-2-153 矩形花键轴 (材料: 20CrMnTi)



技术要求:

1. 调质硬度 HBS 260~290
2. 花键部位离子氮化: 表面硬度  $\geq$  HV700, 氮化层深度 0.4~0.6
3. 未注倒角  $1 \times 45^\circ$

图 1-2-154 矩形花键轴 (材料: 38CrMoAlA)



技术要求  
调质硬度 HBS 260-290

渐开线花键参数

|      |               |
|------|---------------|
| 模数   | 8             |
| 齿数   | 22            |
| 齿形角  | $30^\circ$    |
| 公差等级 | 8f (DIN 5480) |

图 1-2-155 渐开线花键轴 (材料: 34CrNiM6, 重 115kg)





图 1-2-152~图 1-2-156 为花键轴零件工作图。花键各齿间受力较均匀, 承载能力高, 并可实现轴上零件的轴向滑移, 定心精度高, 导向性好, 在机械制造业中, 特别是在飞机、汽车、拖拉机、机床制造业和农业机械中得到广泛的应用。图 1-2-152~图 1-2-154 是矩形花键轴, 除主视图外, 为了表示矩形花键断面形状和尺寸, 亦画剖面表示。图 1-2-155 是渐开线花键轴, 花键的齿根部较厚, 齿根圆弧半径较大, 因而减小了应力集中, 提高键齿强度。当传递的转矩较大且轴径也大时, 宜采用渐开线花键联接。图 1-2-156 为空心轴零件工作图。其轴端焊有法兰盘, 输出运动和动力。空心轴一般用于因机器结构要求而需在轴中装设其他零件或者减轻轴的重量具有重大作用的场合。空心轴内外径比值通常为 0.5~0.6, 以保证轴的刚度和扭转稳定性。

### 3 曲轴和偏心轴

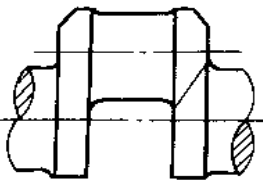
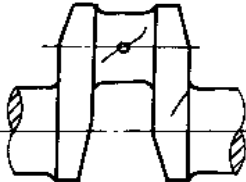
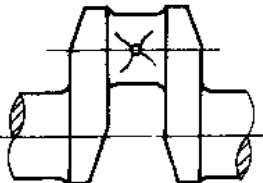
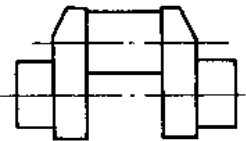
曲轴广泛用于往复式动力机械(内燃机、活塞式压缩机等), 将往复运动转变为旋转运动, 或作相反转变。

#### 3.1 曲轴的结构设计

##### (1) 曲轴的设计要求

曲轴的横断面沿着轴线方向急剧变化, 使应力分布极不均匀, 并较难准确计算, 给出强度判据。尤其在曲柄臂和轴颈的过渡圆角部分和油孔附近会产生严重的应力集中。在循环应力作用下, 在应力集中区便可能产生疲劳破坏。实践证明, 弯曲和扭转疲劳断裂, 是曲轴的主要破坏形式。弯曲疲劳断裂更为常见。曲轴疲劳破坏形式及其主要原因见表 1-2-14。

表 1-2-14 曲轴疲劳破坏形式及主要原因

| 破坏形式  | 特征   | 主要原因   | 破坏形式   | 特征                                  | 主要原因   |
|---|--|--|--|-------------------------------------|--|
|  | 裂纹最初常发生在主轴颈或连杆轴颈与曲柄臂过渡圆角处应力集中严重, 随后逐渐发展成横断由柄臂的疲劳裂纹 | 1. 曲轴过渡圆角太小, 曲柄臂太薄, 过渡圆角加工不完善<br>2. 曲轴箱或支承刚度太小, 引起附加弯矩过大<br>3. 曲轴箱刚度不够, 主轴颈变形太大, 引起不均匀磨损, 造成不同心, 致使附加弯矩过大。这时断裂常发生在运行较长时间之后 |  | 裂纹起源于过渡圆角或油孔, 且只有一个方向裂纹, 裂纹与轴线呈 45° | 1. 由于不对称交变扭矩引起最大应力, 致使疲劳破坏<br>2. 圆角加工不好及热加工工艺不完善, 造成材料组织不均匀<br>3. 油孔孔口圆角加工不完善<br>4. 连杆轴颈太细 |
|  | 裂纹起源于油孔, 沿与轴线呈 45° 方向发展                            | 1. 过大的扭转振动, 引起附加应力<br>2. 油孔边缘加工不完善, 或孔口过渡圆角太小, 引起过大的应力集中   |  | 裂纹沿过渡圆角周向同时发生, 断面呈锯齿形               | 圆角太尖锐, 引起过大的应力集中   |

曲轴的主要设计要求是：

- 1) 足够的强度。主要是曲柄部分的弯曲疲劳强度、扭转疲劳强度以及功率输出端的静强度。要尽量减少应力集中并加强薄弱环节。
- 2) 足够的刚度。减少曲轴挠曲变形，以保证活塞连杆组和曲轴各轴承可靠工作，同时提高曲轴的自振频率，尽量避免在工作转速范围内发生共振。
- 3) 轴颈-轴承副具有足够的承压面积和较高的耐磨性，油孔布置合理。
- 4) 合理的曲柄排列，使其工作时运转平稳，扭转均匀，并改善轴系的扭振情况。
- 5) 合理配置平衡块，减轻主轴承负荷和振动。

上述各项设计要求相互关联，又相互制约，应根据各种机械的不同特点，结合总体设计综合考虑。尤其是曲轴部分的结构形状和主要尺寸，对曲轴的抗弯疲劳强度和扭转刚度有主要影响，设计时必须对曲轴的结构强度问题予以充分注意。

## (2) 曲轴的结构

1) 整体锻造曲轴 整体锻造曲轴尺寸紧凑，重量较轻，强度高，但对于复杂的形状加工困难，平衡块也不易与曲轴做成一体。整体锻造曲轴一般采用模锻和连续纤维挤压锻造。只有小量生产的曲轴，主要是曲柄半径在 800mm 以下的大中型曲轴，才采用自由锻。

2) 整体铸造曲轴 整体铸造曲轴的加工性能好，金属切削量少，成本低。铸造曲轴可以获得较合理的结构形状，如椭圆形曲柄臂、桶形空心轴颈和卸载槽等，从而使应力分布均匀，对提高曲柄的疲劳强度有显著效果。如图 1-2-157 所示。

3) 组合曲轴 大型曲轴由于整体毛坯的制造能力受到限制，以及部分损坏时更换整根曲轴很不经济，故采用组合曲轴。在一些有特殊要求的情况下，中小曲轴也可以做成组合式，但用得最多的是套合曲轴。

套合曲轴（全套合或半套合）的主轴颈、曲柄销、曲柄臂全部分开或部分分开制造（后者曲柄销与曲柄臂通常铸成一体），然后再用“热套”或液压压入等方法联接起来，即为全套合或半套合曲轴。套合曲轴一般用于曲柄半径大于 400~450mm 的大型低速十字头柴油机曲轴，如图 1-2-158、图 1-2-159 所示，以及曲柄销上采用滚针轴承的小型曲轴。

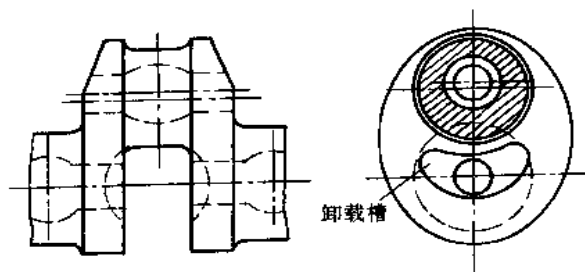


图 1-2-157 带卸载槽的整体铸造空心曲轴

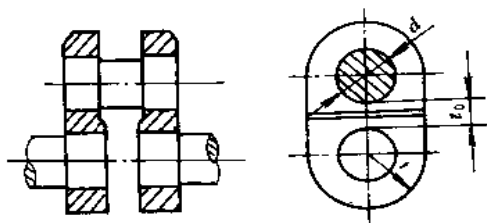


图 1-2-158 全套合曲轴

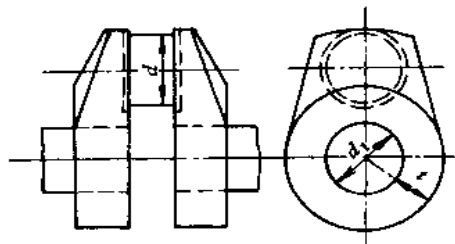


图 1-2-159 半套合曲轴

大型套合曲轴全套合时  $t_0 \geq \frac{1}{3}d$ ， $t$  近于  $t_0$ ；半套合时  $t$  亦接近于  $\frac{1}{3}d$ 。在 200~250℃ 以下“热套”时，曲柄臂材料的屈服极限应不小于 200MPa，配合过盈量为  $(1.4/1000 \sim 1.6/1000)d$ ，

压入量为  $0.4 \sim 0.5d$  ( $d$  为配合处的轴颈直径)。目前大型 II 型曲柄段也可整体铸造, 所以大型套合曲轴一般都已采用“半套合”形式。

4) 润滑油道 曲轴主轴颈和曲柄销一般采用压力润滑。润滑油由主油道(或主油管)送到各主轴承, 再经曲轴内润滑油道进入连杆轴承。当主轴承为滚动轴承时, 润滑可从“假轴承”进入曲轴内腔, 再分配到各有关轴承。

在决定主轴颈和曲柄销上的油孔位置时, 主要应考虑供油压力和油孔对曲轴强度的影响程度。一般希望主轴颈油孔开在最大轴颈压力作用线的垂直方向, 曲柄销油孔开在轴承负荷较低的地方。从强度考虑曲柄销油孔应位于曲轴的垂直平面内, 在该平面内曲柄销的表面弯曲正应力和扭转切应力都较小。此外, 还应同时根据曲轴结构和钻孔工艺等因素确定油孔位置。油孔部位应力集中较严重, 疲劳裂纹可由油孔边缘产生和发展, 以致造成曲轴扭转疲劳断裂。所以油孔边缘应倒角并抛光。润滑油道布置方案见图 1-2-160。

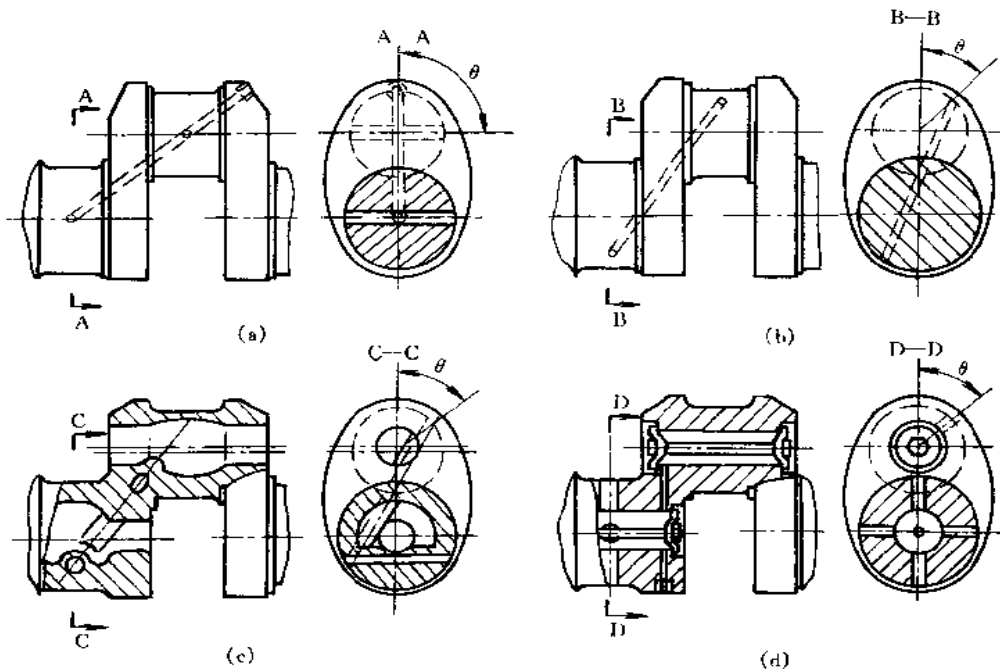


图 1-2-160 油道布置方案举例

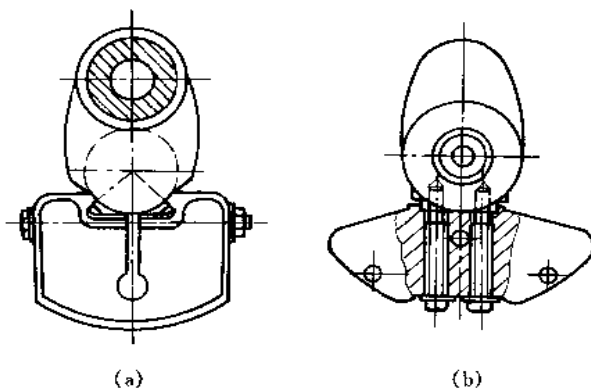


图 1-2-161 分开式平衡块固定法

5) 曲轴平衡块 平衡块用来平衡曲轴的不平衡惯性力和力矩, 减轻主轴承承受的载荷, 减小曲轴和曲轴箱(或机体)所受的内力矩。但曲轴配置平衡块后质量增加, 使曲轴系统的扭振效率有所降低。因此, 应根据曲轴结构、转速、曲柄排列等因素配置平衡块和确定平衡精度要求。平衡块可与曲轴制成一体, 也可与曲轴分开制造后再行装配。图 1-2-161 所示为分开式平衡块的固定法简图。

(3) 提高曲轴强度的工艺措施

对于应力集中严重的曲柄过渡圆角部位进行局部表面强化,可明显提高曲轴疲劳强度。曲轴强化常用方法见表 1 2-15。

表 1-2-15 曲轴强化常用方法

| 名称         | 软氮化, 氮化和离子氮化  | 圆角滚压                                      | 圆角淬火   |
|------------|---|---|--|
| 作用         | 表面层产生残余压应力, 可提高硬度和抗弯疲劳强度  | 表面层产生残余压应力, 降低粗糙度并消除显微裂纹、针孔等缺陷, 可提高抗弯疲劳强度 | 将圆角部位连同轴颈一起进行感应淬火(采用特殊淬火介质), 表面层产生残余压应力, 可提高抗弯疲劳强度 |
| 抗弯疲劳强度提高效果 | 软氮化:<br>碳钢曲轴 60%~80%<br>低合金钢曲轴 20%~30%<br>球铁曲轴 50%~70%<br>氮化:<br>钢和球铁曲轴 30%~40%<br>离子氮化: 钢、球铁曲轴 30%~50% | 钢曲轴: 20%~70%<br>球铁曲轴: 50%~90%             | 钢或球铁曲轴<br>30%~100%                                 |
| 说明         | 同时提高轴颈耐磨性<br>应用广泛   | 中小型曲轴<br>应用广泛                             | 方法简单、效果也好, 但应注意控制曲轴变形等                             |

### 3.2 曲轴的典型结构及部件示例

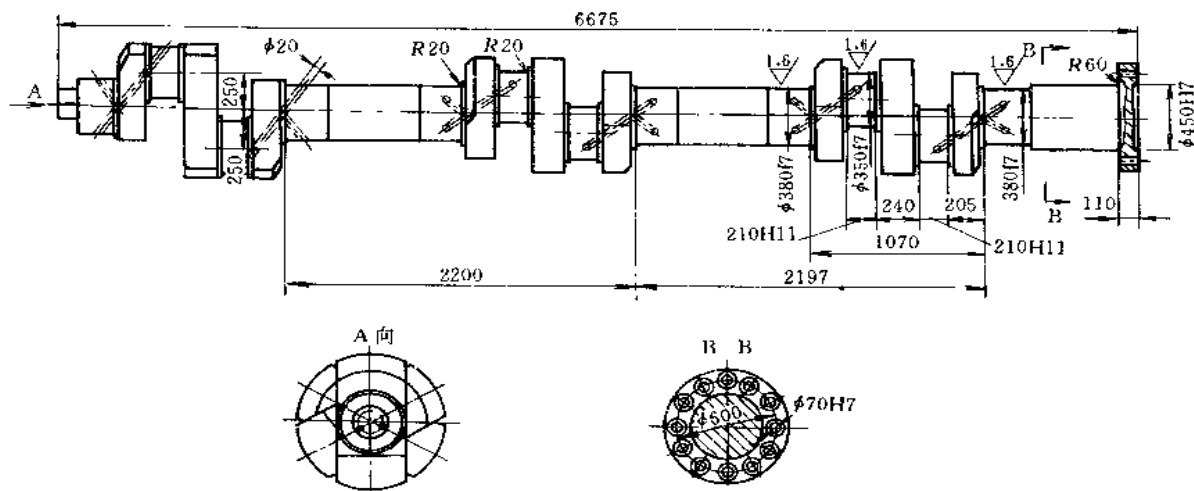


图 1-2-162 整体锻造曲轴

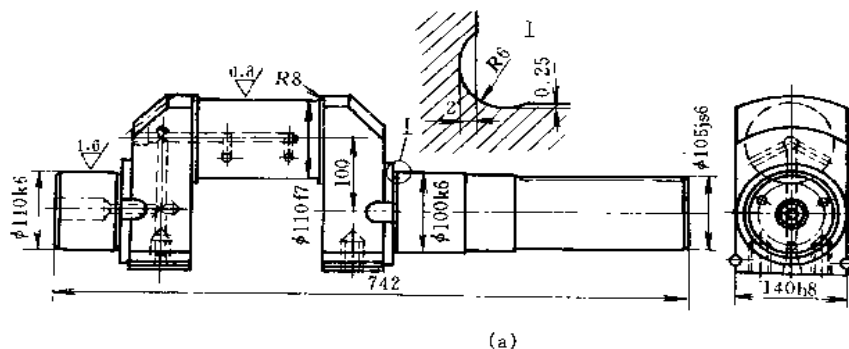


图 1-2-163 锻造曲轴 (a)

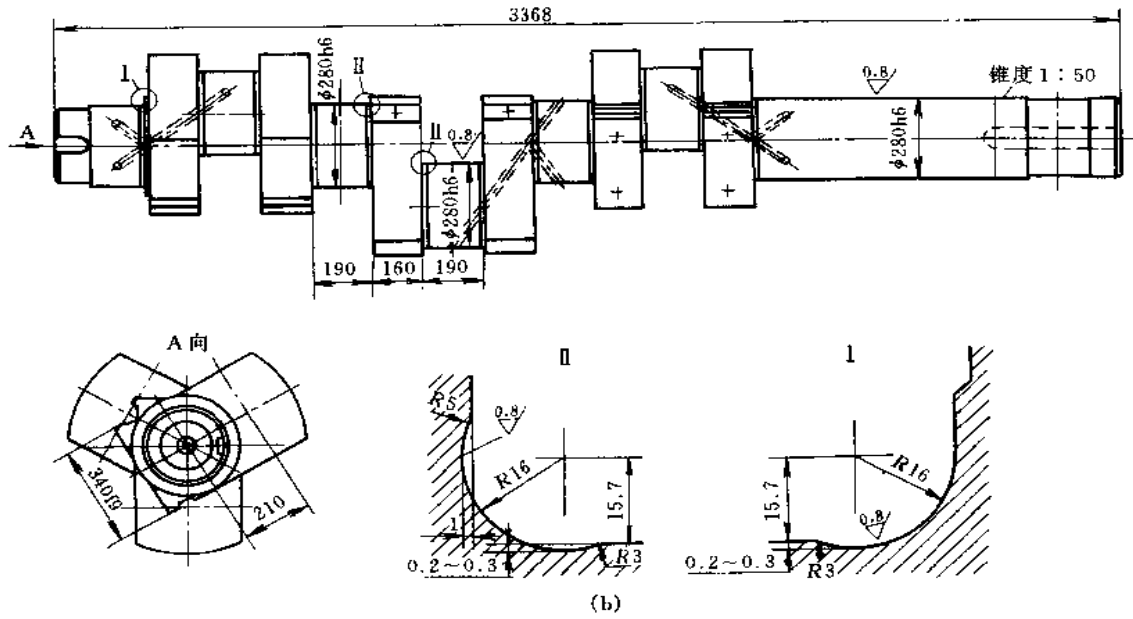


图 1-2-163 锻造曲轴 (b)

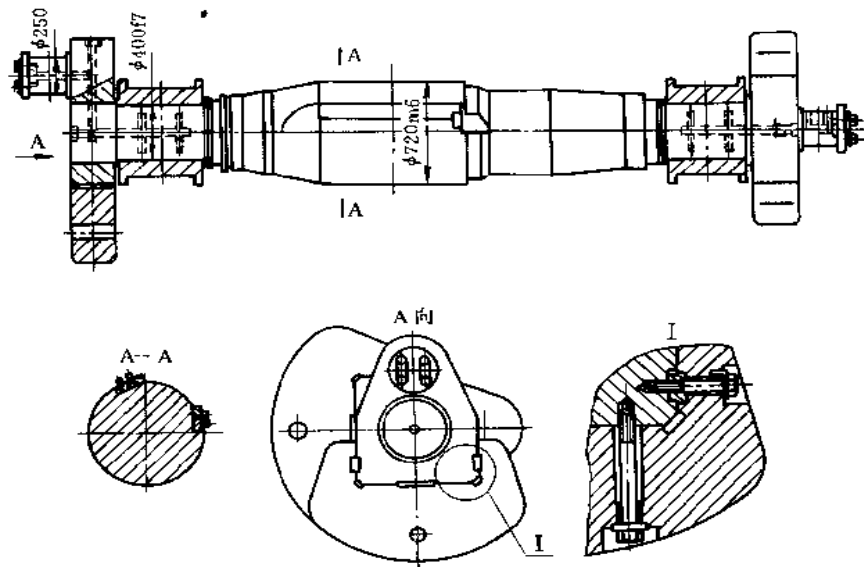


图 1-2-164 组合锻造曲轴

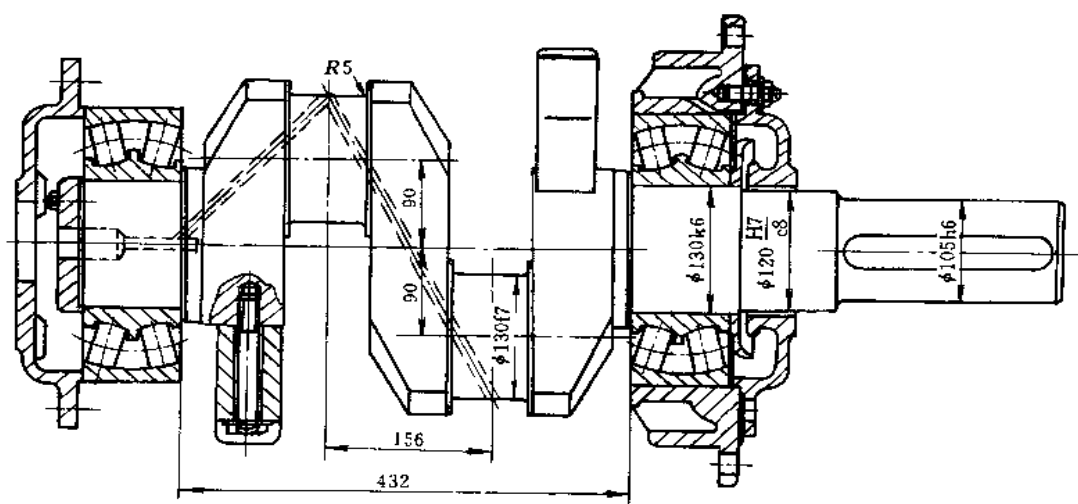


图 1-2-165 对动式压缩机锻造曲轴

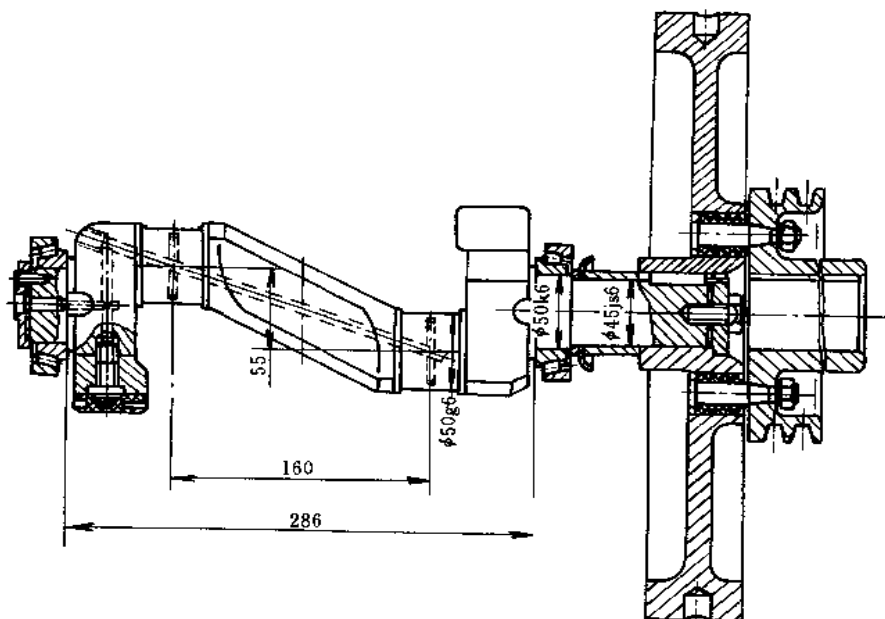


图 1-2-166 中间曲柄延伸式锻造曲轴

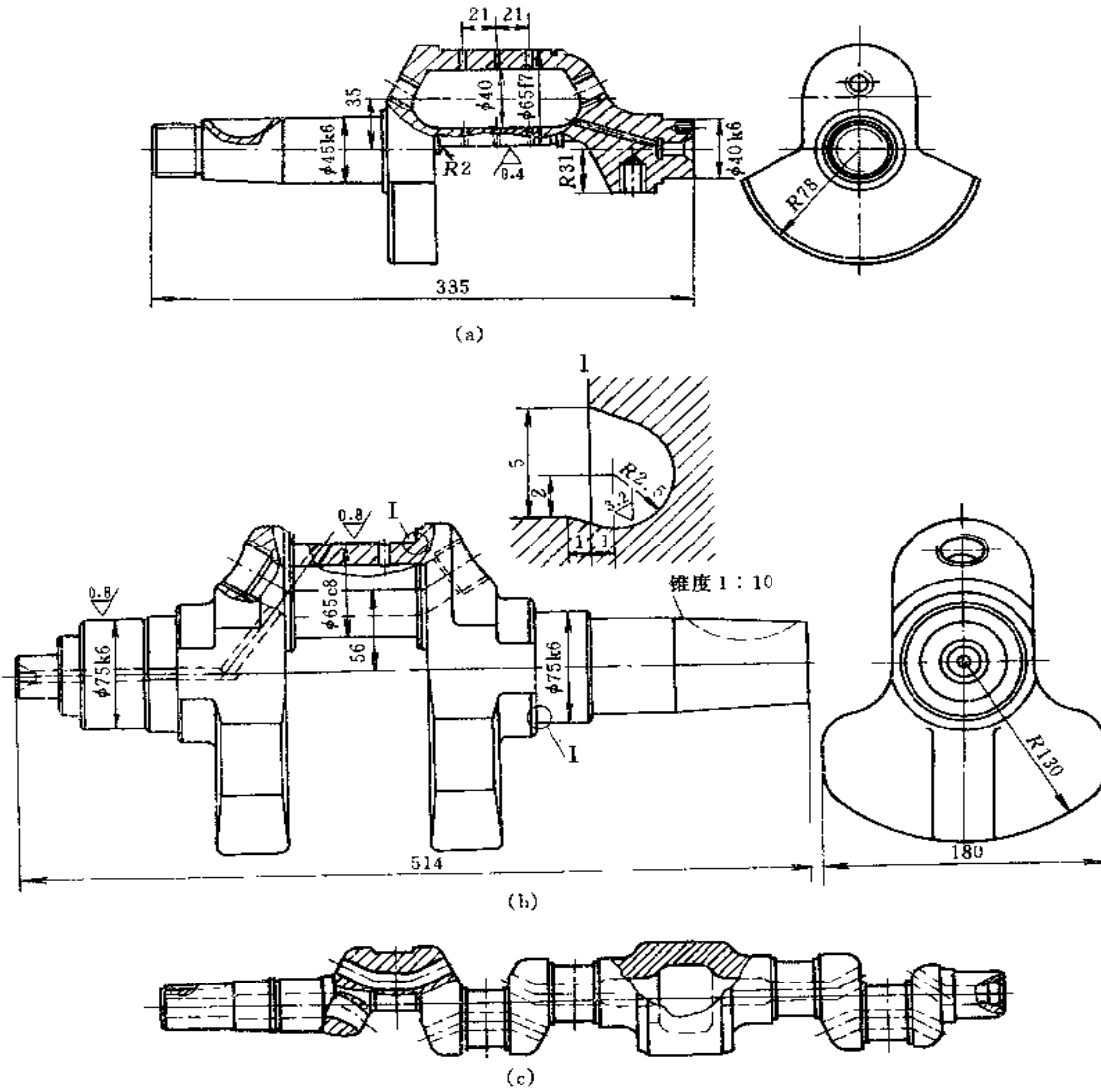


图 1-2-167 铸造曲轴

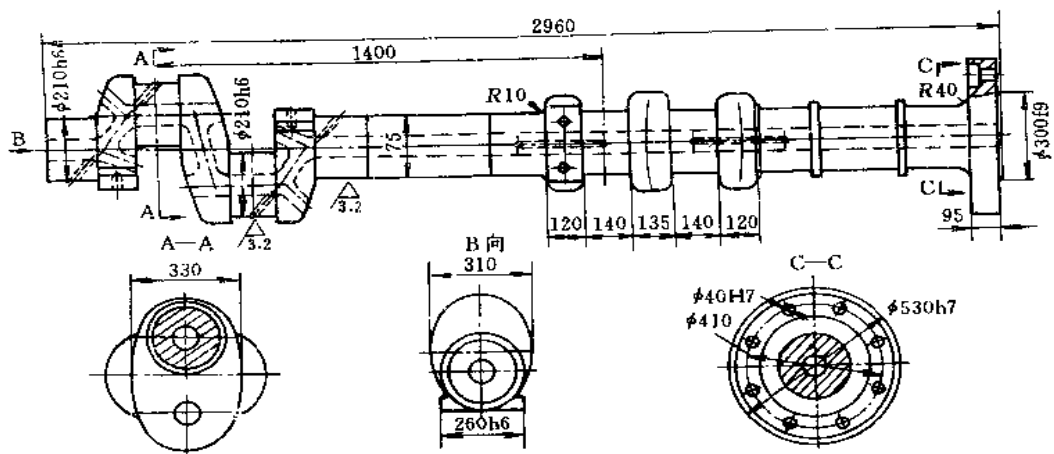


图 1-2-168 稀土镁球墨铸铁铸造曲轴

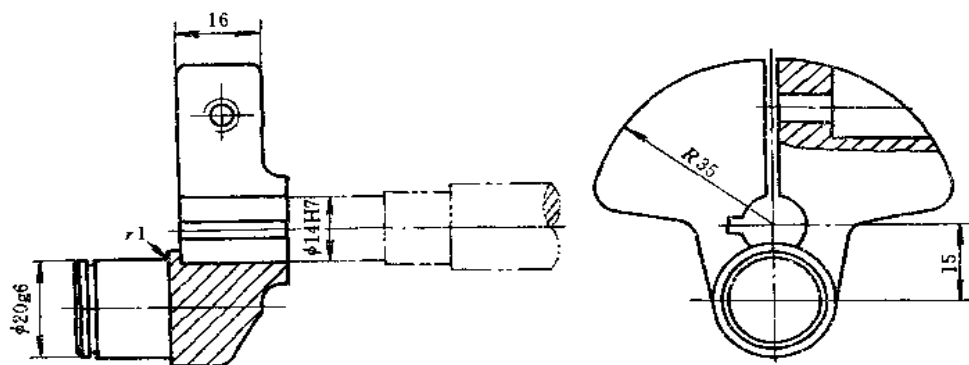


图 1-2-169 组合式曲轴

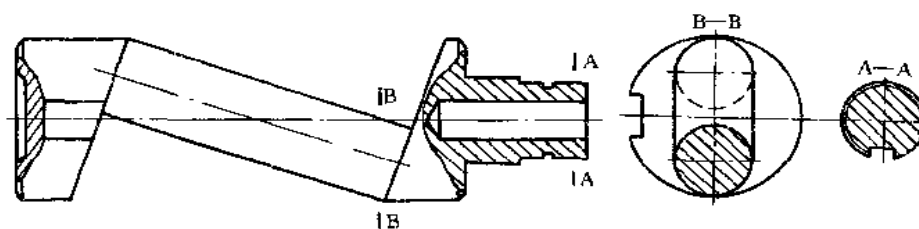


图 1-2-170 N形轴

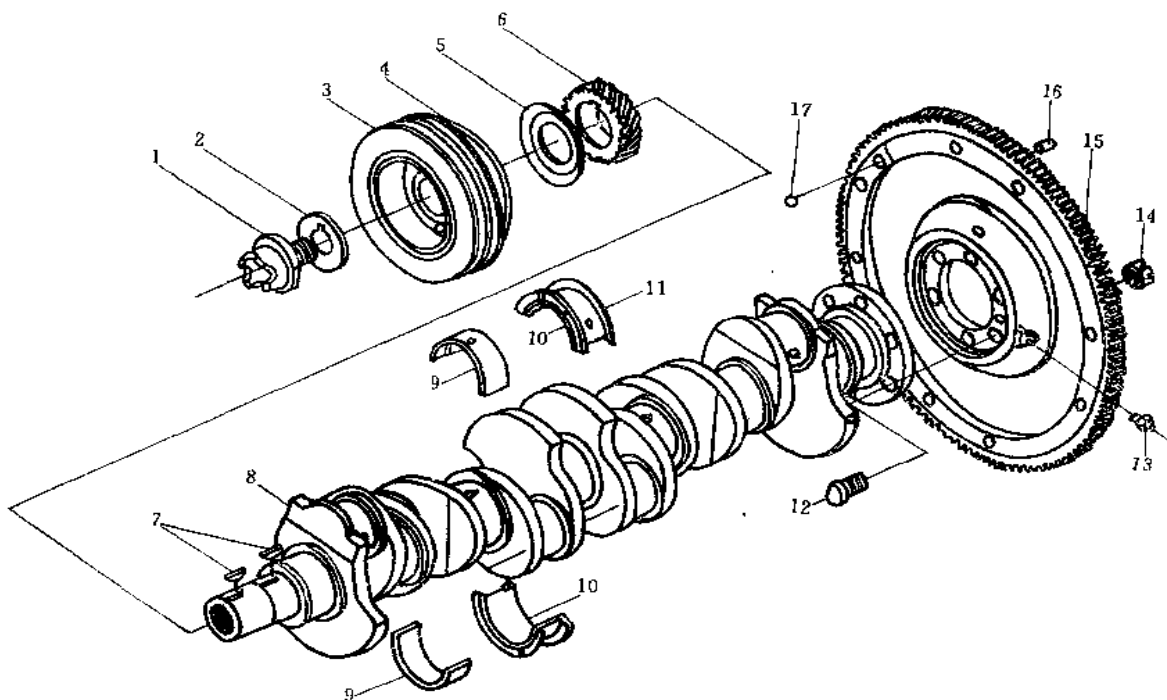


图 1-2-171 东风 6100Q-1 发动机曲轴飞轮组分解图

1—起动机爪；2—起动机爪锁紧垫圈；3—扭转减振器；4—皮带轮；5—挡油片；6—正时齿轮；7—半圆键；8—曲轴；  
9—主轴承上、下轴瓦；10—中间主轴承上、下轴瓦；11—止推片；12—螺柱；13—直通润滑脂嘴；14—螺母；  
15—齿环；16—圆柱销；17—第一、六缸活塞压缩止点记号用钢球

图 1-2-171 为曲轴飞轮组典型实例。曲轴飞轮组主要由曲轴和飞轮以及其他不同作用的零件和附件组成。零件和附件的种类和数量取决于发动机的结构和性能要求。该曲轴的功用是承受连杆传来的力，并由此造成绕其本身轴线的力矩，曲轴受到旋转质量的离心力，周期



性变化的气体压力和往复惯性力的共同作用，使曲轴承受弯曲和扭转载荷，为保证工作可靠，要求曲轴具有足够的刚度和强度，各工作表面要耐磨而且润滑良好。

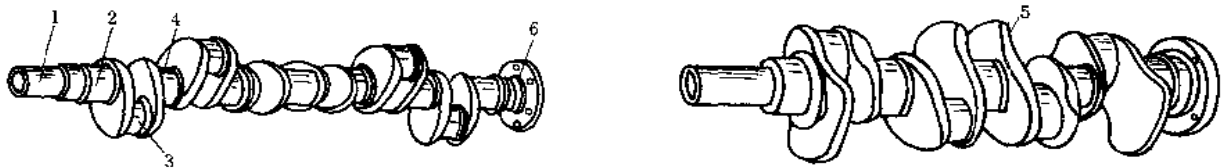


图 1-2-172 整体式曲轴

(a) 解放 CA6102 型发动机曲轴；(b) 北京 BJ492 型发动机曲轴

1—前端轴；2—主轴颈；3—连杆轴颈（曲柄销）；4—曲柄；5—平衡重；6—后端凸缘

图 1-2-172 为整体式曲轴。采用整体锻造的加工方法，内部纤维流具有连续性，重量比较轻，强度高，材料缺陷少，可靠性高，因而使用最广。

图 1-2-172a 为全支承曲轴，即在相邻的两个曲拐之间，都设置一个主轴颈。其优点是可提高曲轴的刚度和弯曲强度，并且可减轻主轴承的载荷，缺点是曲轴的加工表面增多，主轴承数量增多，使机体加长。图 1-2-172b 为非全支承曲轴。这两种型式的曲轴，均可用于汽油机，柴油机一般多采用全支承曲轴，因为其承受的载荷较大。多缸发动机的曲轴一般做成整体式的。

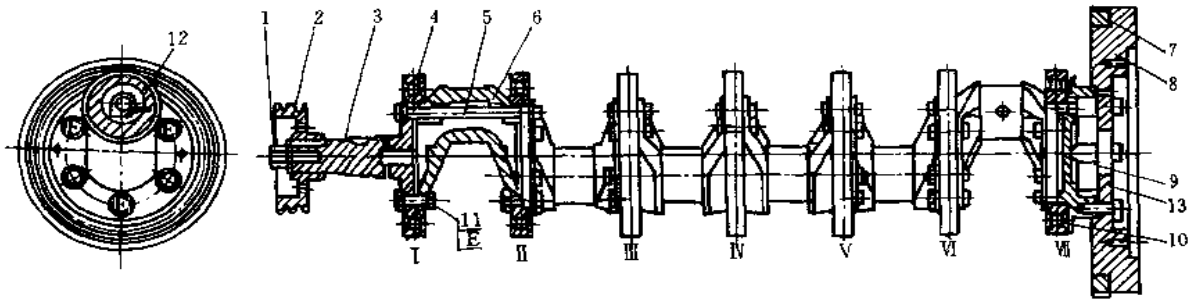


图 1-2-173 6135Q 型柴油机的组合式曲轴

1—起动爪；2—皮带盘；3—前端轴；4—滚动轴承；5—连接螺杆；6—曲柄；7—飞轮齿圈；8—飞轮；9—后端凸缘；10—挡油圈；11—定位螺钉；12—油管；13—锁片

图 1-2-173 为 6135Q 型柴油机的组合式曲轴，是将曲轴的各部分分段加工，然后组合成整个曲轴。连杆大头为整体式的某些小型汽油机或采用滚动轴承作为曲轴主轴承的发动机，必须采用组合式曲轴。

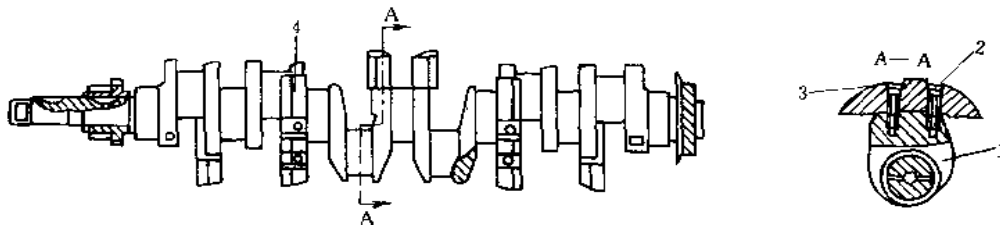


图 1-2-174 菲亚特 C40N 型汽车发动机曲轴

1—曲柄；2—平衡重紧固螺钉；3—平衡重；4—紧固螺钉焊缝

平衡重一般都在曲柄的相反方向设置。有的发动机平衡重与曲柄是一体的，有的则单独制造并用螺钉安装在曲柄上，如图 1-2-174 所示。

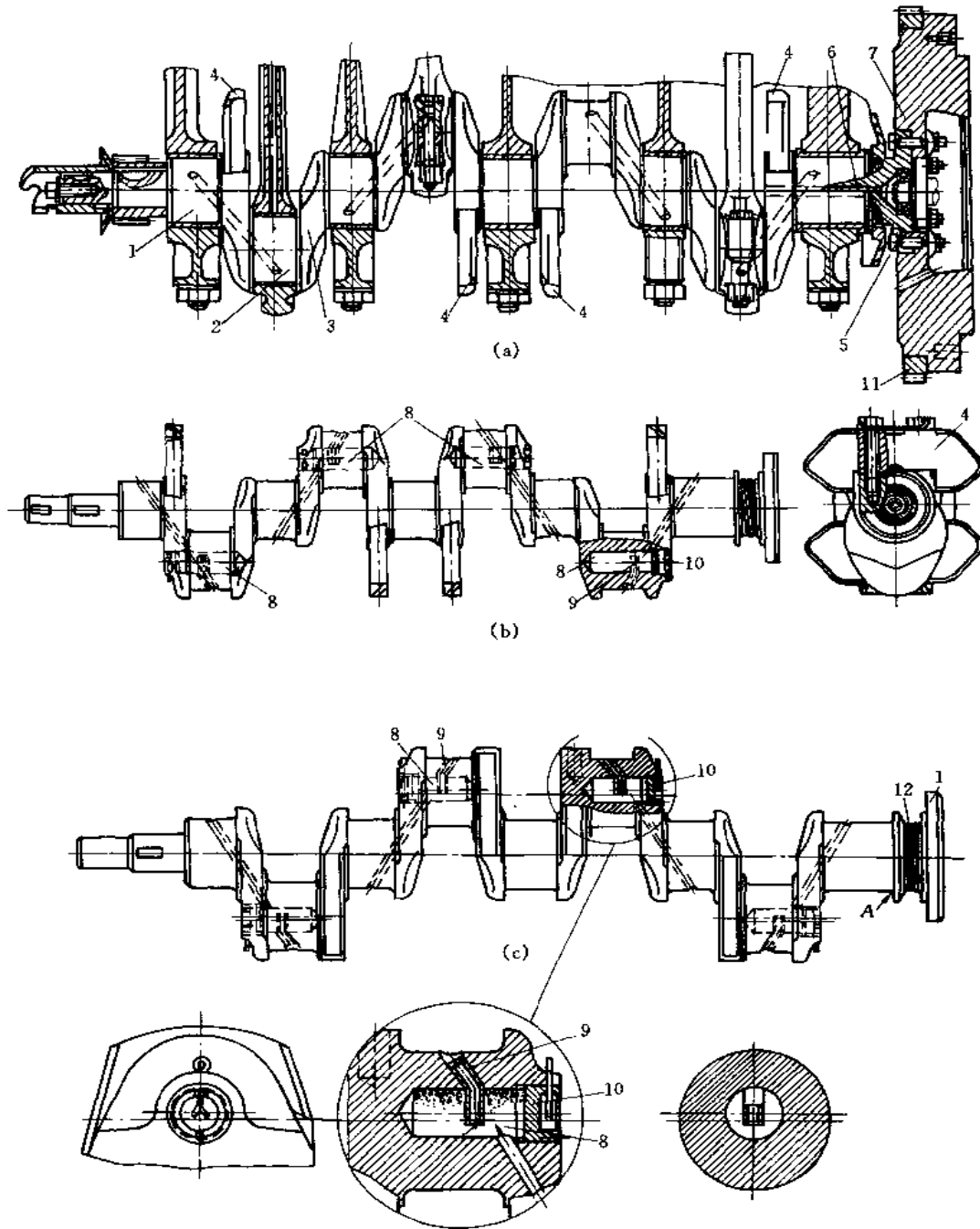


图 1-2-175 柴油机曲轴

(a) 旧的 D-54 柴油机曲轴的构造；(b) D-54 新的构造；(c) D-54A

1—曲轴轴颈；2—连杆轴颈；3—曲柄臂；4—平衡重；5—法兰；6—加油过滤器；7—飞轮；8—曲轴连杆的储干净油的内腔；9—连杆的出油管；10—内腔堵塞；11—齿轮轮缘；12—抛油的螺纹

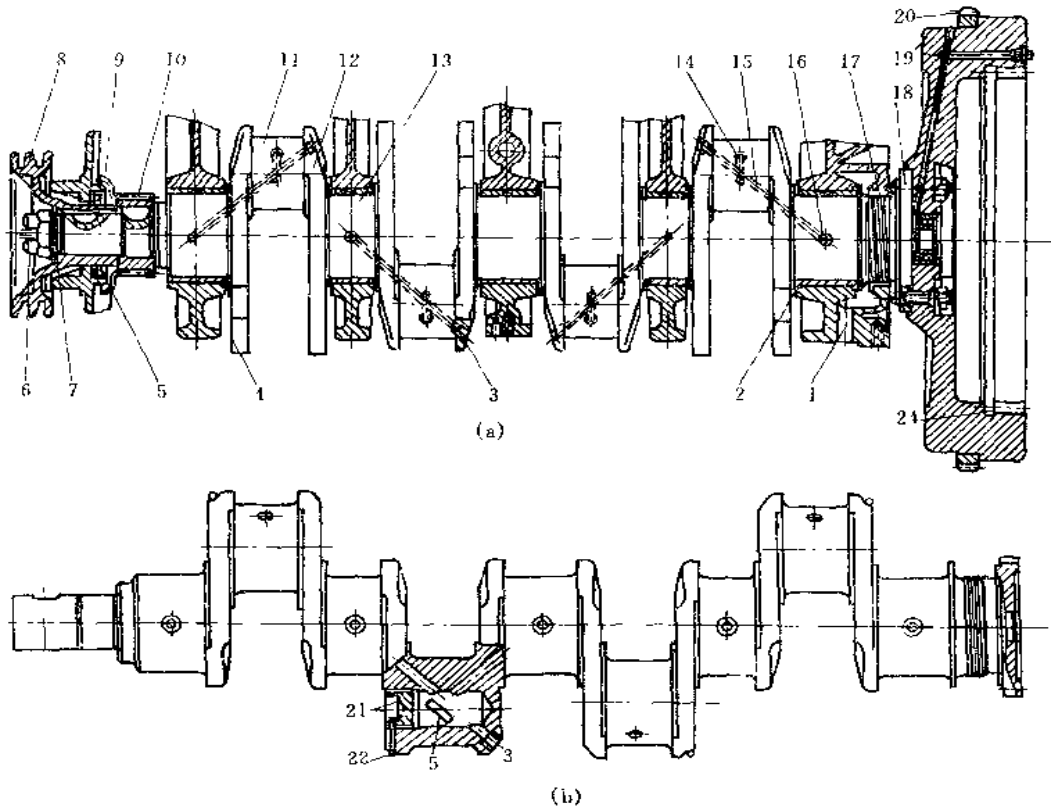


图 1-2-176 前苏联 Д-35 和 Д-38 柴油机曲轴

(a) 旧的结构; (b) 新的结构

- 1、14—出油孔; 2—内齿轮; 3—堵塞; 4—平衡重; 5—轴颈油沟; 6—棘轮; 7—棘轮垫圈; 8—V 带轮; 9—抛油环; 10—曲轴内轮; 11—连杆轴颈; 12—曲柄臂; 13—主轴颈; 15—供油槽; 16—进油孔; 17—抛油螺纹; 18—飞轮固定法兰; 19—飞轮; 20—齿轮轮缘; 21—连杆内腔堵塞; 22—堵塞的开口销

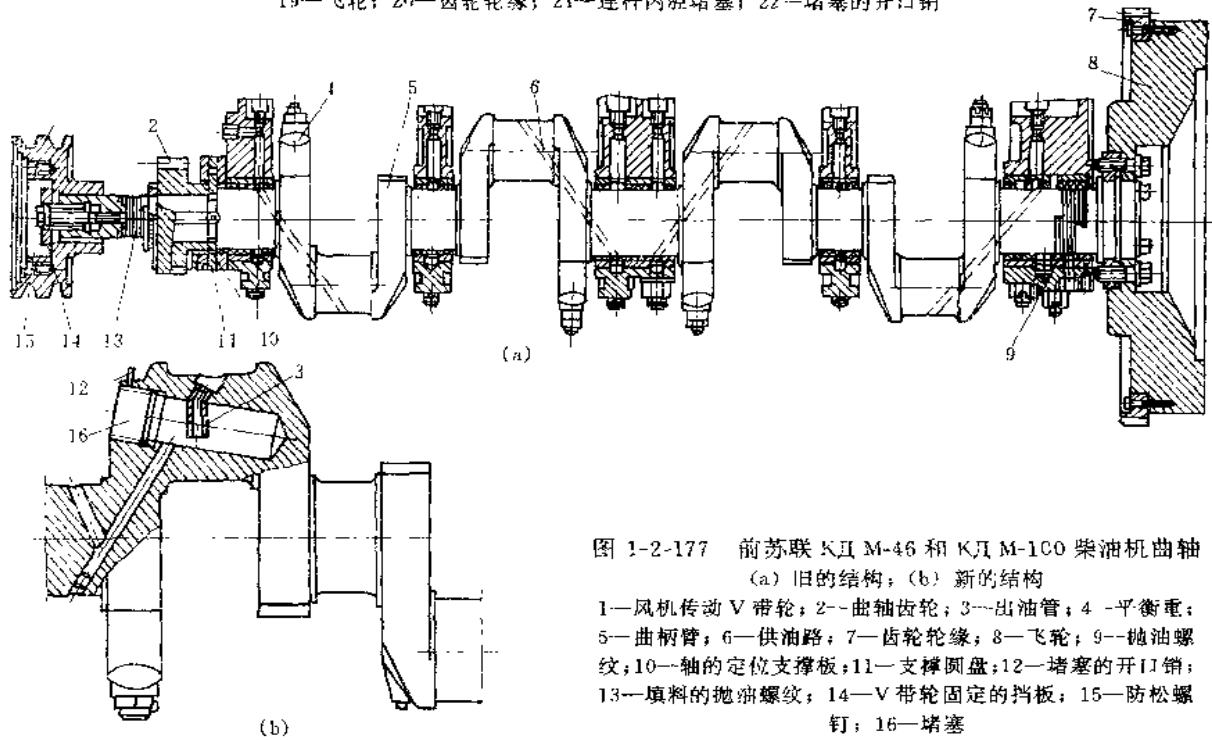


图 1-2-177 前苏联 КДМ-46 和 КДМ-100 柴油机曲轴

(a) 旧的结构; (b) 新的结构

- 1—风机传动 V 带轮; 2—曲轴齿轮; 3—出油管; 4—平衡重; 5—曲柄臂; 6—供油路; 7—齿轮轮缘; 8—飞轮; 9—抛油螺纹; 10—轴的定位支撑板; 11—支撑圆盘; 12—堵塞的开口销; 13—填料的抛油螺纹; 14—V 带轮固定的挡板; 15—防松螺钉; 16—堵塞

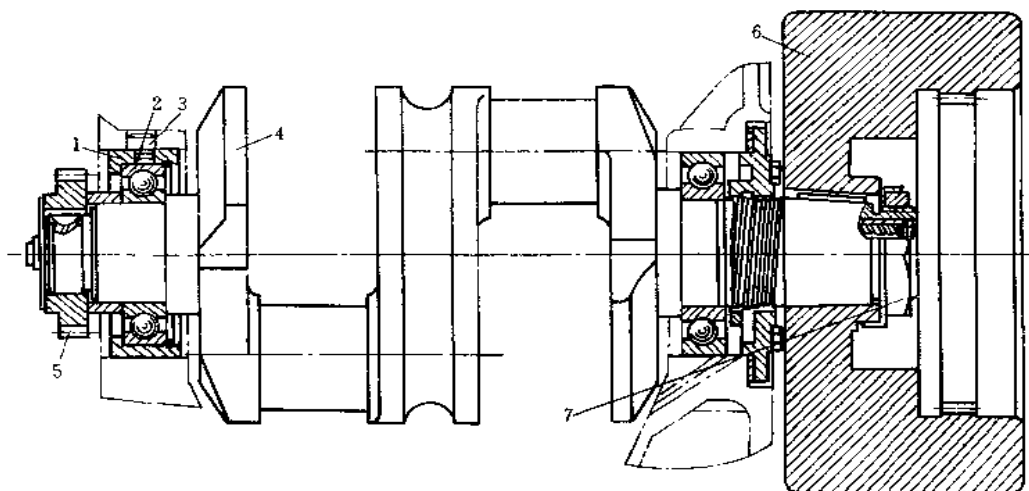


图 1-2-178 前苏联 И-16 柴油机曲轴

1—传动轴承座；2—深沟球轴承；3—安装柱销；4—平衡重；5—曲轴齿轮；6—飞轮；7—飞轮固定螺母

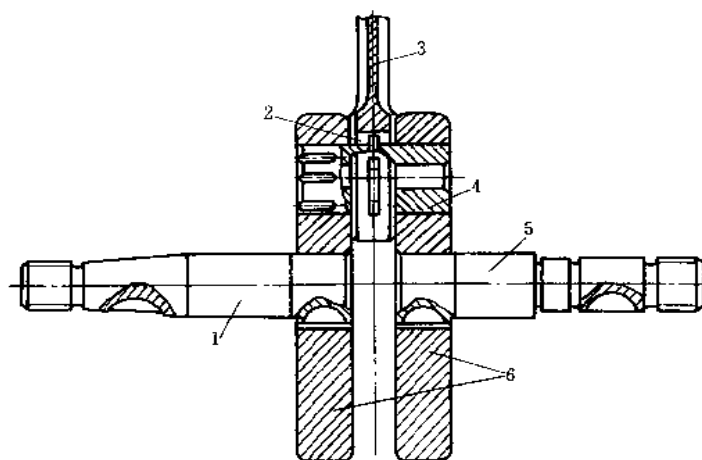


图 1-2-179 前苏联 ПД-10 柴油机曲轴

1—半轴；2—滚柱；3—连杆；4—曲柄销；5—半轴；6—曲柄臂

### 3.3 偏心轴

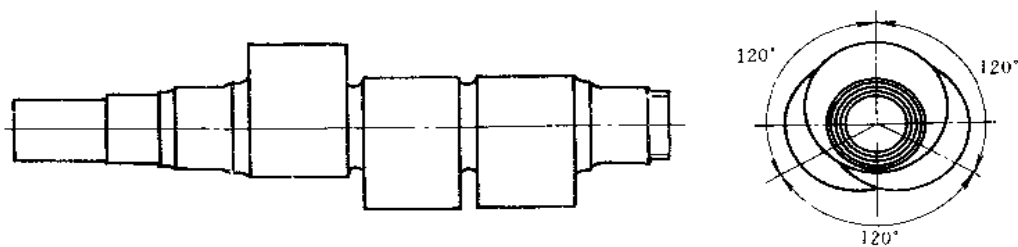


图 1-2-180 偏心轮轴

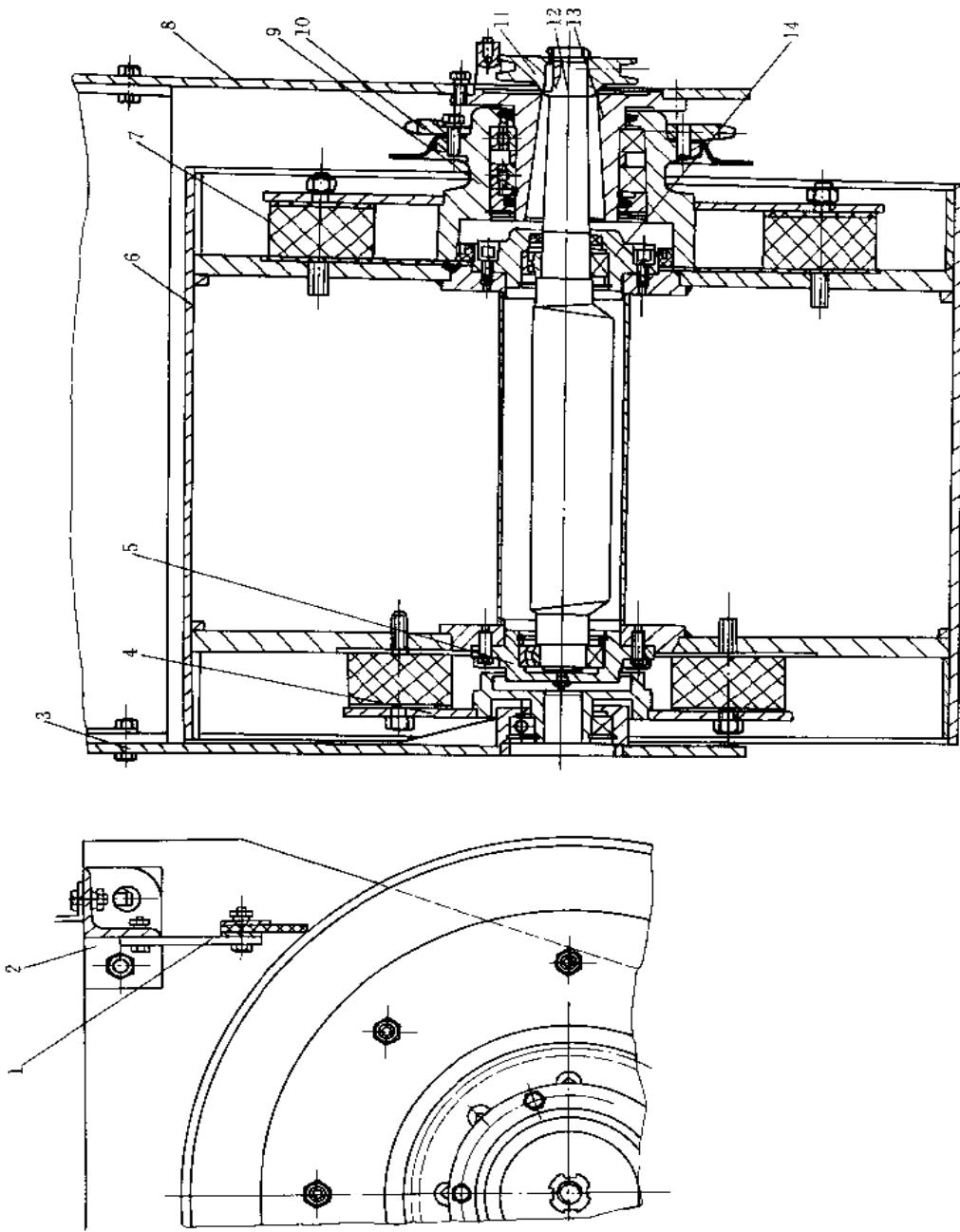


图 1-2-181 振动压路机振动轮

1—后刮泥板支座；2—横梁；3—左墙板；4—法兰盘；5—左轴承座；6—振动轮；7—减震块；8—右墙板；9—行走轴承座；10—链轮；11—V带轮；12—偏心轴；13—轴衬座；14—右轴衬座

图 1-2-181 是振动压路机振动轮结构图。支承振动轮的轴是偏心轴，转动时，由于偏心产生惯性离心力，使轮子产生振动作用，提高压路效果。

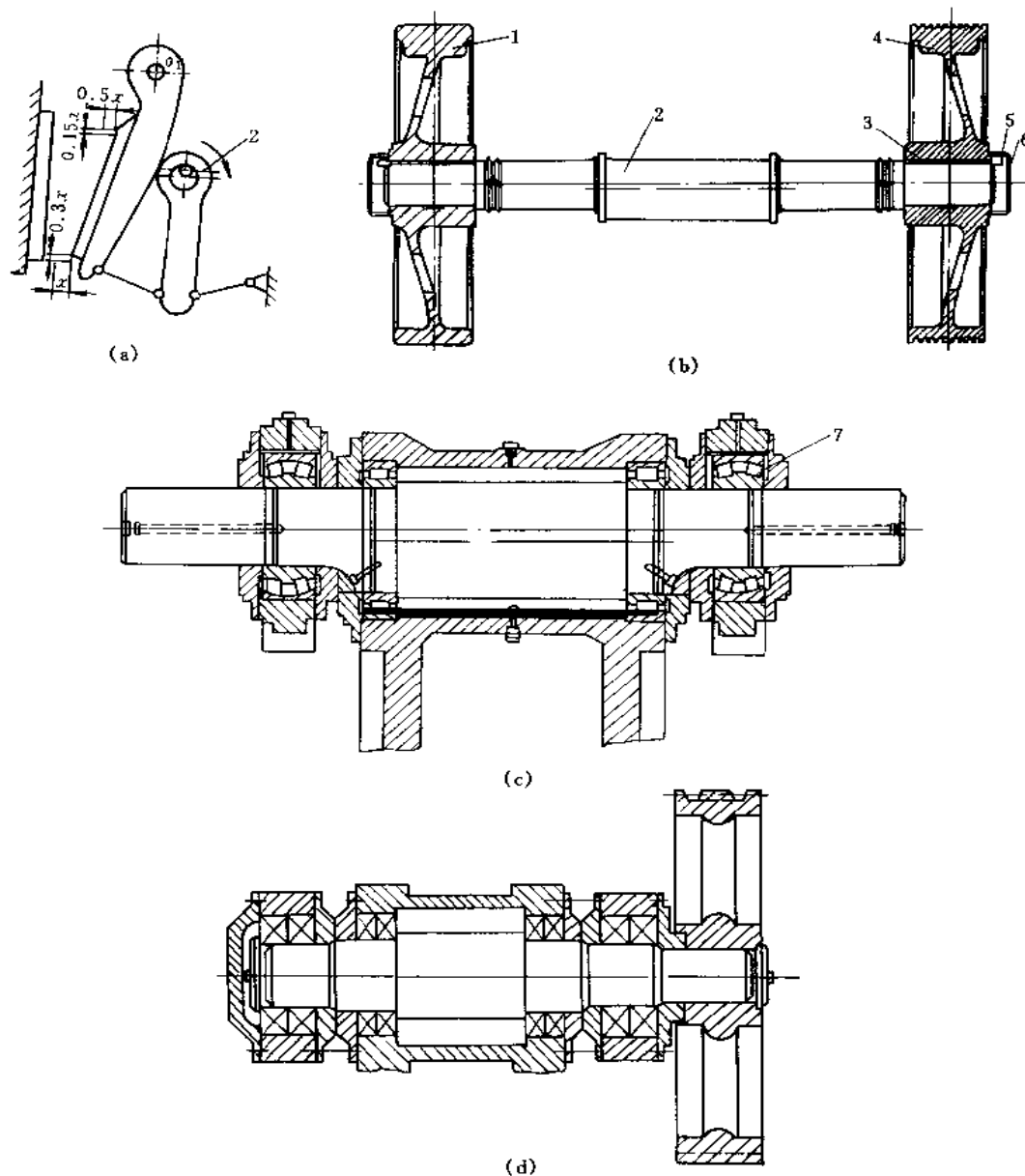


图 1-2-182 鄂式破碎机偏心轴结构

(a) 简摆鄂式破碎机示意图；(b) 滑动轴承支承的偏心轴；(c) 滚动轴承支承的偏心轴；  
 (d) 滚动轴承支承只用一个皮带轮的偏心轴  
 1—飞轮；2—主轴（偏心轴）；3—滑动轴承；4—V带轮；5—钩头键；6—罩子；7—滚动轴承

图 1-2-182b 是鄂式破碎机过去长期使用的主轴（偏心轴）结构。主轴一端用钩头键连接皮带轮，另一端连接着飞轮，连杆头装在偏心轴颈上，全部采用滑动轴承，用水冷却，为了安全，轴端用螺栓固定罩子 6。

图 c 是安装滚动轴承的偏心轴结构。采用油槽润滑，迷宫密封。与滑动轴承比较，轴承不易烧坏，不需油泵及其管路系统和冷却水，运转较平稳，也节省了运转和维护费用。

图 d 是小规格鄂式破碎机的主轴结构，特点是只用一个具有足够质量的“皮带轮”。为了平衡水平方向惯性力，在 V 带轮上装有平衡重。可简化结构，减少动力损失，延长轴承寿命。

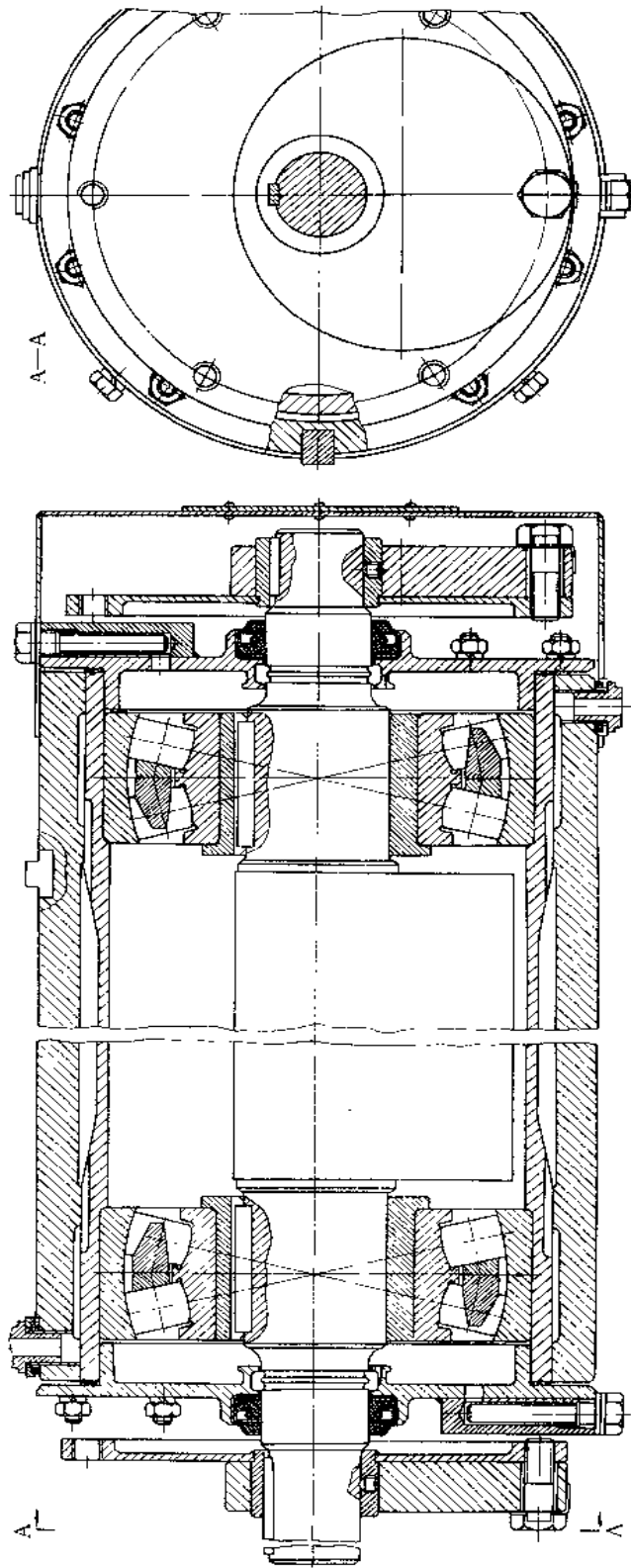


图 1-2-183 惯性圆锥破碎机内的不平衡转子轴





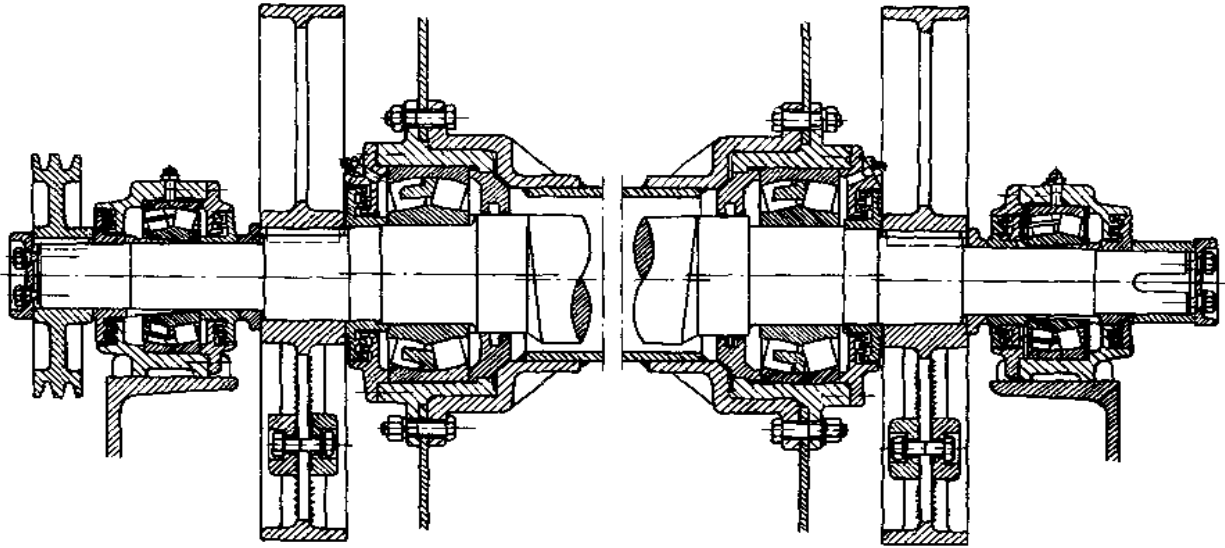


图 1-2-185 振动筛偏心轴

振动筛所使用的轴承和轴，经常在恶劣的环境下承受重负荷，需承受偏心运动与高速振动，因而对轴承类型、滚柱导圈、轴及套的公差等，都必须仔细选取。图中一对轴承直接装在偏心轴上，另一对车架轴承则装在可退出套筒上。

## 4 软 轴

### 4.1 软轴的类型、特点和应用

软轴（见图 1-2-186）通常由钢丝软轴、软管、软轴接头和软管接头等几部分组成。

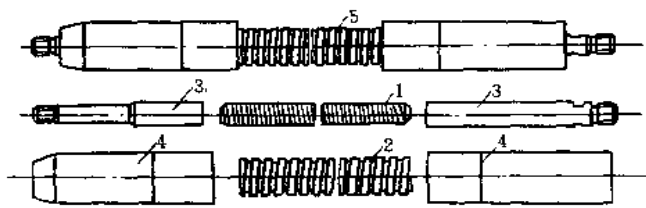


图 1-2-186 软轴的组成

1—钢丝软轴；2—软管；3—软轴接头；4—软管接头；5—软轴组件

软轴和普通转轴一样，主要用来传递转矩和运动（有时也作为扭力减振器使用）。由于软轴的弯曲刚度远小于其扭转刚度，故可弯曲地绕越各种障碍机件，实现原动机与工作机之间的远距离传动。常用于各种手持的动力机具（混凝土振动器、锅炉洗管器、砂轮机、医疗器械等）、机床的某

些传动装置、里程表及遥控装置等的传动。

软轴根据其用途的不同大致分为两类：

#### (1) 功率型软轴

这类软轴主要用来传递转矩。

#### (2) 控制型软轴

这类软轴主要用来传递运动，它所传递的转矩只是用来克服钢丝软轴与软管间所产生的摩擦力矩。

软轴传动的主要优点：

- 1) 软轴能实现轴线有相对移动的两轴间的转动。

- 2) 不需要其他中间传动装置而能实现远距离的传动。
- 3) 传动机构简单, 成本低。
- 4) 能缓和冲击和振动。
- 5) 安装、使用和维护简单方便。

软轴的主要缺点:

- 1) 长距离传动时, 在小的弯曲半径情况下, 效率较低。
- 2) 在低转速, 大转矩的情况下, 从动端的转速不均匀。
- 3) 在严重的冲击载荷下工作时, 软轴容易扭曲。
- 4) 使用寿命较低。
- 5) 同尺寸、同型号的软轴, 扭转刚度有较大的差别。
- 6) 传递大的载荷时, 重量较大。
- 7) 传动时噪音大, 软管发热、磨损严重。

考虑到软轴传动的特点, 软轴通常在高转速、低转矩的情况下使用, 传递功率一般不超过 5.5kW, 转速可达 2000r/min。

## 4.2 软轴的结构

### (1) 钢丝软轴

钢丝软轴是由多层钢丝绕制而成, 截面呈圆形。每层都由多股钢丝并排同时绕制, 从结构上看像是一个多头弹簧。最内层钢丝是绕在一个芯棒上, 相邻两层钢丝的绕向相反, 如图 1-2-187 所示。钢丝直径从内层到外层逐渐增大, 依结构不同可在

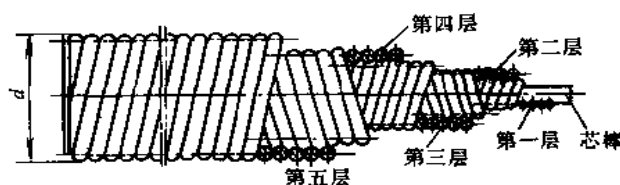


图 1-2-187 钢丝软轴的结构

0.3~3mm 之间变化。每层钢丝的头数可达 16, 层数最多可达 8。绕完后, 芯棒保留或抽出。最外层钢丝的旋向为左旋的称为左旋软轴, 为右旋的称为右旋软轴, 一般常用左旋软轴。

对功率型软轴的基本要求是足够的强度和小的弯曲刚度, 对控制型软轴来说, 除小的弯曲刚度外, 具有决定意义的是要有足够的扭转刚度。因此, 控制型软轴与功率型软轴相比, 其结构特点是: 控制型钢丝软轴都有芯棒, 绕制的层数多, 钢丝直径小。功率型软轴一般有防逆转装置, 以保证单向传动, 外层钢丝直径较大, 有的还不带芯棒, 耐磨性和挠性都较好。常见钢丝软轴的规格尺寸见表 1-2-16。

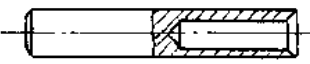


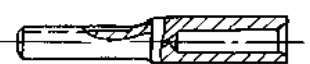
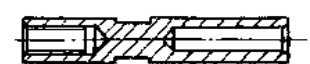
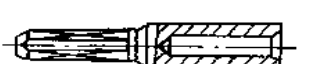
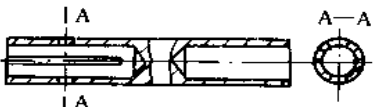

表 1-2-16 钢丝软轴的规格尺寸

| 生产厂家             | 沈阳市金属软管厂 |       |       |       |       |       |       |       |        | 上海公利振动器厂 |      |      |      |      |      |      |      |
|------------------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|----------|------|------|------|------|------|------|------|
| 公称直径<br>$d$ , mm | 8        | 10    | 12    | 13    | 16    | 20    | 25    | 30    | 40     | 5        | 6    | 8    | 10   | 12   | 13   | 16   | 19   |
| 最大许用<br>转矩, N·m  | 29.4     | 37.24 | 45.08 | 49.0  | 59.78 | 74.48 | 94.08 | 112.7 | 149.94 | 14       | 21   | 30   | 38   | 48   | 50   | 61   | 74   |
| 最小弯曲<br>半径, mm   | 160      | 180   | 190   | 200   | 230   | 280   | 350   | 400   | 600    | 120      | 140  | 160  | 180  | 190  | 200  | 230  | 280  |
| 最大轴向<br>拉力, N    | 901.6    | 1960  | 2646  | 2940  | 3920  | 5096  | 6566  | 8036  | 10976  |          |      |      |      |      |      |      |      |
| 理论质量<br>kg/m     | 0.312    | 0.535 | 0.70  | 0.846 | 1.246 | 1.944 | 3.032 | 4.352 | 7.757  | 0.12     | 0.18 | 0.32 | 0.50 | 0.72 | 0.85 | 1.28 | 1.81 |

(2) 软轴接头

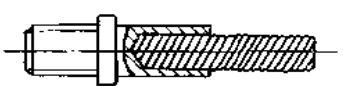
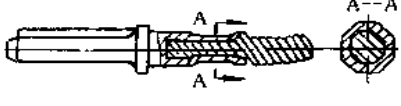
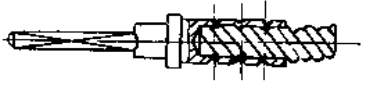
软轴接头用以联接动力输出轴及工作部件，联接方式有固定式和滑动式两种。固定式多用于软轴较短，或工作中弯曲半径变化不大的场合。当软轴工作时弯曲半径变化较大时，采用滑动式，允许软轴在软管内有较大的窜动，以补偿软轴弯曲时的长度变化。常用软轴接头结构型式见表 1-2-17。

表 1-2-17 常用软轴接头结构型式

| 型式  | 结构简图   | 特点                | 型式  | 结构简图  | 特点                 |
|-----|--|-------------------|-----|---|--------------------|
| 固定式 |   | 用紧定螺钉联接，装拆方便      | 滑动式 |   | 用鸭舌形插头联接，制造容易，装拆方便 |
|     |   | 用螺纹联接，简单可靠，装拆较费时  |     |   | 用键联接，能传递较大扭矩       |
|     |   | 用内螺纹联接，简单可靠，装拆较费时 |     |   | 用方形插头联接，制造容易，装拆方便  |
|     |  | 端部开有键槽和止动螺钉孔      |     |  | 端部制成平面并带有过载保护螺杆    |

常用软轴接头与轴端联接方式见表 1-2-18。为便于软轴拆卸检查和润滑，应使软轴接头一端的外径小于软管接头的内直径。


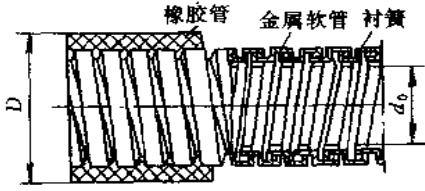

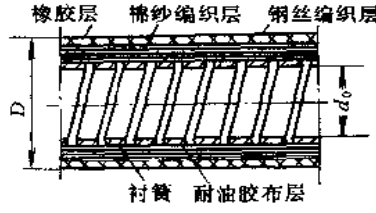
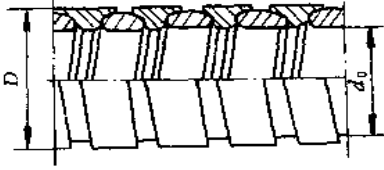
表 1-2-18 常用软轴接头与轴端联接方式

| 方式 | 结构简图  | 特点                    | 方式 | 结构简图   | 特点        |
|----|---|-----------------------|----|--|-----------|
| 焊接 |  | 接头用锡焊可重复使用，但费工费料，使用渐少 | 铆压 |  | 工艺简单，应用广泛 |
|    |   |                       | 滚压 |  |           |

(3) 软管和软管接头

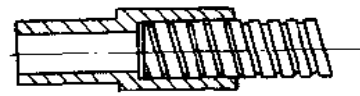
软管亦称护套，用来保护钢丝软轴，以免与外界机件相接触，还可以保护操作者的安全，并可存储润滑剂和防止尘垢侵入。工作中软管还起支承作用，使软轴便于操作。传动时软管并不随软轴转动。软管的结构型式见表 1-2-19。

表 1-2-19 软管的结构型式

| 类型     | 结构简图  | 特点   |
|--------|---|--|
| 金属软管   |    | 由镀锌的低碳钢带卷成, 钢带端口内填以石棉或棉纱绳。结构较简单, 重量轻, 外径小, 但强度和耐磨性较差   |
| 橡胶金属软管 |    | 在上一种软管内衬以衬簧, 外面包上橡胶保护层。耐磨性及密封性均较上一种好                   |
| 衬簧橡胶软管 |    | 在橡胶管内衬以衬簧, 比上一种结构简单。混凝土振动器多用此种软管                       |
| 衬簧编织软管 |  | 衬簧由弹簧钢带卷成, 外面依次包上耐油胶布层, 棉纱、铜丝编织层和耐磨橡胶。强度、挠度、耐磨性、密封性均较好 |
| 小金属软管  |  | 由两层成型钢带卷成, 挠性较好, 密封性较差<br>用于控制型软轴                      |

软管接头是联接传动装置及工作部件的机件, 有时也是软轴接头的轴承座, 联接方式分固定式和滑动式两种。软管与软管接头常用的联接方式见表 1-2-20。

表 1-2-20 常用软管接头与软管的联接型式

| 方式        | 结构简图  | 特点                |
|-----------|---|-------------------|
| 固定式<br>焊接 |  | 用锡焊, 用于金属软管与接头的联接 |

续表

| 方式       | 结构简图 | 特点                                    |
|----------|------|---------------------------------------|
| 橡胶压      |      | <p>工艺简单,用于金属软管与接头的联接</p>              |
| 锥套联接     |      | <p>装拆较方便,但结构较复杂。用于有橡胶保护层的软管与接头的联接</p> |
| 固        |      | <p>简单可靠,装拆不损坏零件,用于橡胶编制的软管</p>         |
| 定式<br>冲压 |      | <p>生产率、可靠性都较高,但拆卸时,要损坏零件</p>          |
| 专用夹头     |      | <p>装拆方便,可靠性好,但较其他连接型式外形尺寸大,重量大</p>    |
| 滚压       |      | <p>工艺简单,用于有橡胶保护层的软管与接头的联接</p>         |
| 滑动式      |      | <p>软管接头为伸缩套式,用于钢丝软管两端均为固定式联接的场合</p>   |

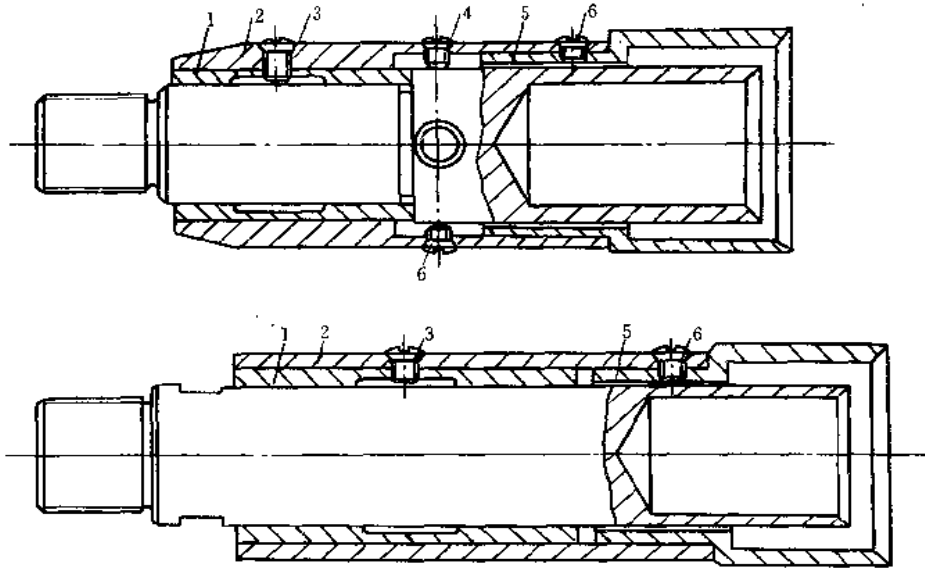


图 1-2-188 带滑动支承的软管接头

图 1-2-188 止动螺钉 3 用来将青铜轴承 1 定位, 其下的周向槽用来储存润滑脂。止动螺钉 6 用来连接壳体 2 与接头 5。在将软轴接头与工作机连接 (螺纹连接) 时, 为防止接头转动, 可将螺钉 4 旋紧, 同时将一个销子通过壳体上的孔插入软轴接头的横孔内。滑动支承制造和运转精度较高, 常用于小直径 (2~3mm)、高转速 ( $n=20000\sim 30000\text{r/min}$ ) 的软轴。

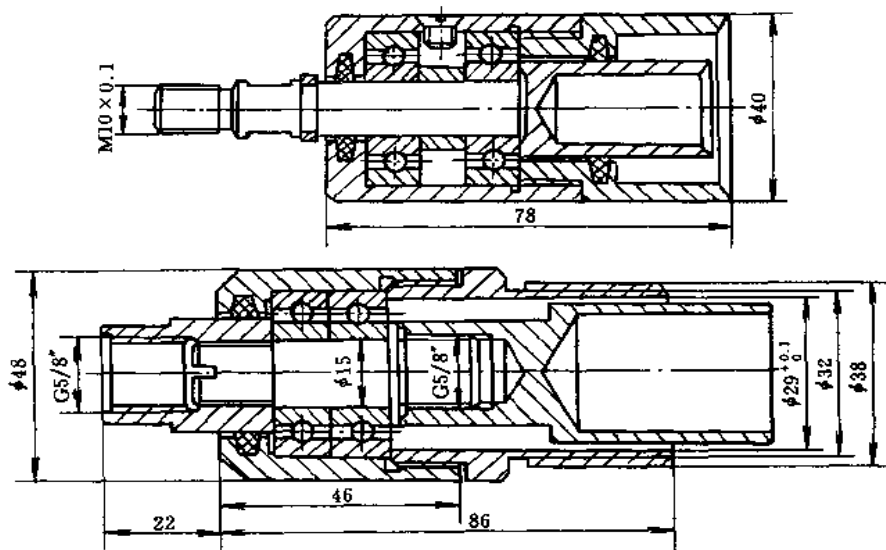


图 1-2-189 带滚动支承的软管接头

图 1-2-189 所示的带滚动支承的软管接头, 是比较完善的, 近来有以滚动支承取代滑动支承的趋势, 但滚动支承径向尺寸较大。

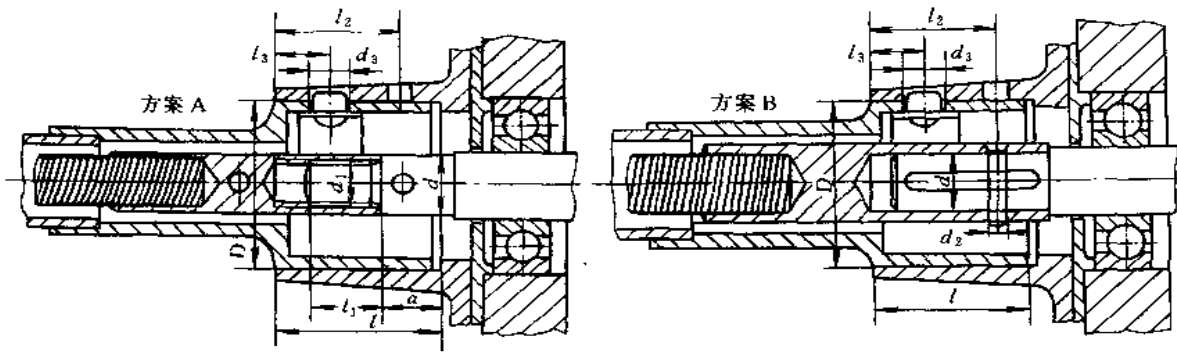


图 1-2-190 功率型软轴与驱动装置连接

图 1-2-190 所示为软管接头、软轴接头与驱动装置联接的两种方案 (DIN2995/A)。这两种结构的制造和安装均方便, 可靠性好, 适用于各种动力型软轴。其连接尺寸如表 1-2-21。

表 1-2-21 功率型软轴的连接尺寸

| 软轴直径  | d  | 方案 A           |                |    | 方案 B           |                |    | l  | d <sub>3</sub> | l <sub>3</sub> |
|-------|----|----------------|----------------|----|----------------|----------------|----|----|----------------|----------------|
|       |    | d <sub>1</sub> | l <sub>1</sub> | a  | d <sub>2</sub> | l <sub>2</sub> | D  |    |                |                |
| 6 或 7 | 8  | M6             | 10             | 8  | M3             | 15             | 20 | 20 | 6              | 8              |
| 8 或 9 | 10 | M8             | 12             | 8  | M4             | 18             | 25 | 25 | 8              | 10             |
| 10    | 12 | M10            | 14             | 10 | M4             | 22             | 30 | 30 | 8              | 10             |
| 10    | 14 | M10            | 14             | 10 | M4             | 22             | 30 | 30 | 8              | 10             |
| 12    | 14 | M10            | 14             | 10 | M4             | 22             | 30 | 30 | 8              | 10             |
| 15    | 15 | M14            | 18             | 12 | M5             | 28             | 40 | 40 | 8              | 12             |
| 15    | 18 | M14            | 18             | 12 | M5             | 28             | 40 | 40 | 8              | 13             |
| 20    | 18 | M14            | 18             | 12 | M5             | 28             | 40 | 40 | 8              | 13             |
| 20    | 20 | M14            | 18             | 12 | M5             | 28             | 40 | 50 | 8              | 13             |
| 20    | 22 | M14            | 18             | 12 | M5             | 28             | 40 | 50 | 8              | 13             |
| 25    | 25 | M20            | 22             | 12 | M6             | 28             | 50 | 60 | 8              | 13             |
| 25    | 28 | M20            | 22             | 12 | M6             | 28             | 50 | 60 | 8              | 13             |

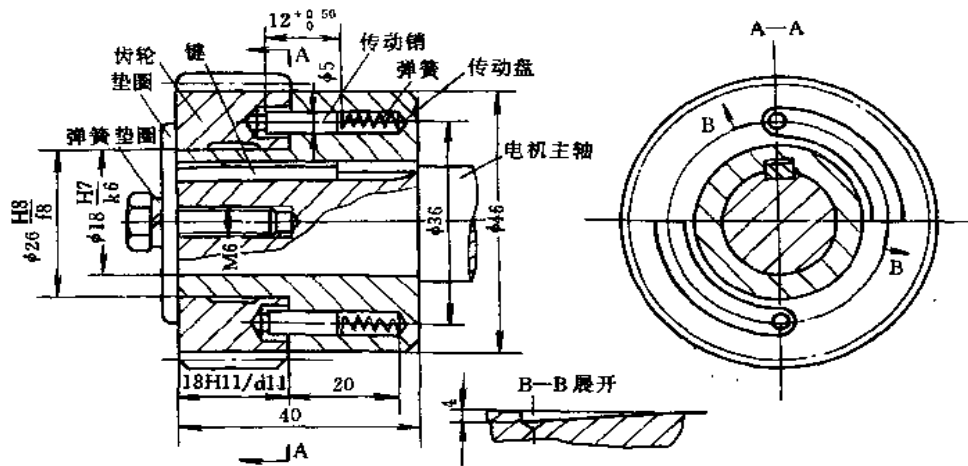


图 1-2-191 防逆转装置示例

对于功率型软轴, 如果工作转向与最外层钢丝的卷绕方向相同, 其承载能力通常要降低 30%~50%, 一般情况下是不允许的。如果功率型软轴工作时, 电动机有可能反向转动时, 应加防逆转装置, 或采用超越离合器。图 1-2-191 所示为广东软轴钢窗厂生产的 S3SRD-150 多

速软轴砂轮机所采用的防逆转装置。电机主轴通过键、传动盘、传动销和齿轮驱动软轴转动，从 A-A 视图来看电机应为逆时针方向旋转。若由于某种原因电机顺时针方向旋转，此时传动销将沿齿轮端面上斜槽滑出，无法带动齿轮转动，防止了软轴逆转。

### 4.3 软轴组件的结构示例

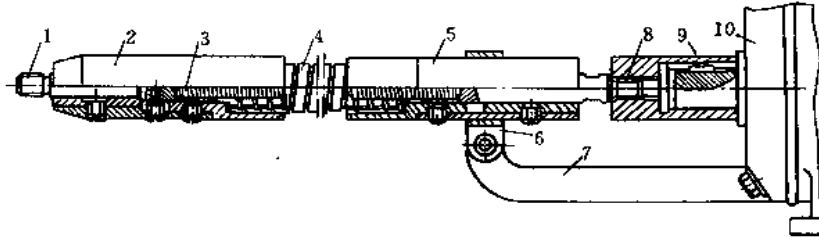


图 1-2-192 具有滑动支承的功率型软轴组件

1、8—软轴接头；2、5—软管接头；3—软轴；4—软管；6—卡箍；7—托架；9—联轴器；10—电动机

图 1-2-192 所示的是一种简单、价廉的功率型软轴组件结构。其中软管接头带有滑动支承（青铜轴套），软轴接头端部为螺纹（固定式接头），软轴通过接头 8 与联轴器 9 相连，软管接头 5 借助卡箍 6、托架 7 与机架相连。

这种软轴组件适用于软轴直径  $8\sim 30\text{mm}$ 、转速  $n=1000\sim 3000\text{r/min}$  载荷平稳的场合。若在过载或冲击载荷下使用，软轴与软管磨损严重，且从动端转速不均匀。

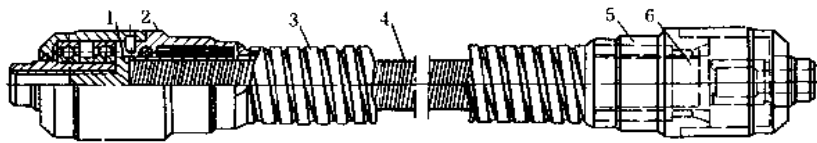


图 1-2-193 具有滚动支承的功率型软轴组件

1、6—软轴接头；2、5—软管接头；3—软管；4—软轴

图 1-2-193 所示是一种具有滚动支承的功率型软轴组件结构。软轴接头端部与驱动装置采用螺纹联接。滚动支承采用的是单列角接触球轴承，轴承间隙可以调节。这种结构主要用于载荷较大的场合。

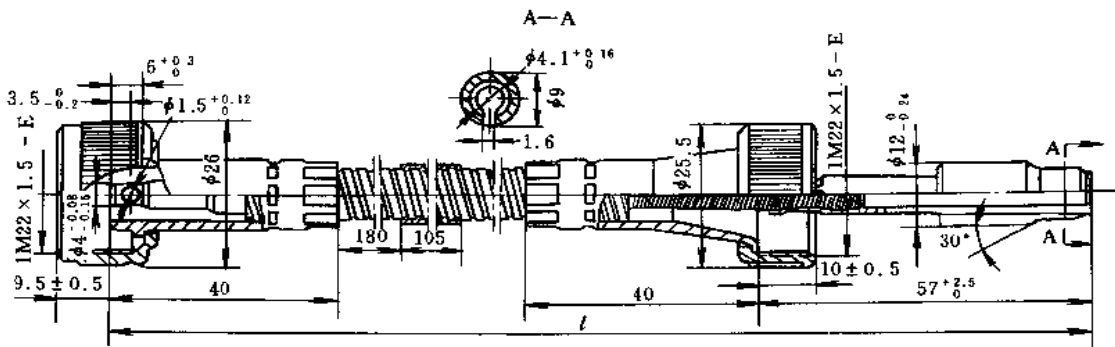


图 1-2-194 汽车上用的控制型软轴组件

图 1-2-194 是广泛用于汽车行业的控制型软轴组件。软管线包厚度为  $1\sim 2\text{mm}$  的橡胶层，



质地柔软。组件属可拆卸型，钢丝软轴和软轴接头可从软管和软管接头中抽出，检查维修方便。

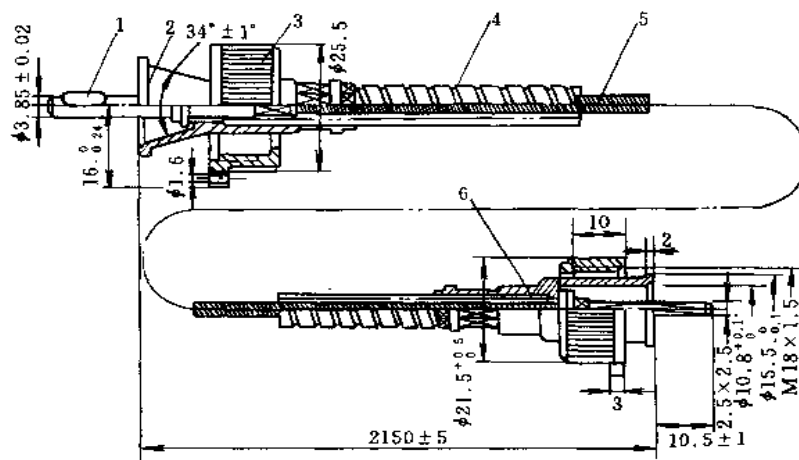


图 1-2-195 汽车里程表用控制型软轴组件

1—软轴接头；2、6—软管接头；3—联接螺母；4—软管；5—软轴

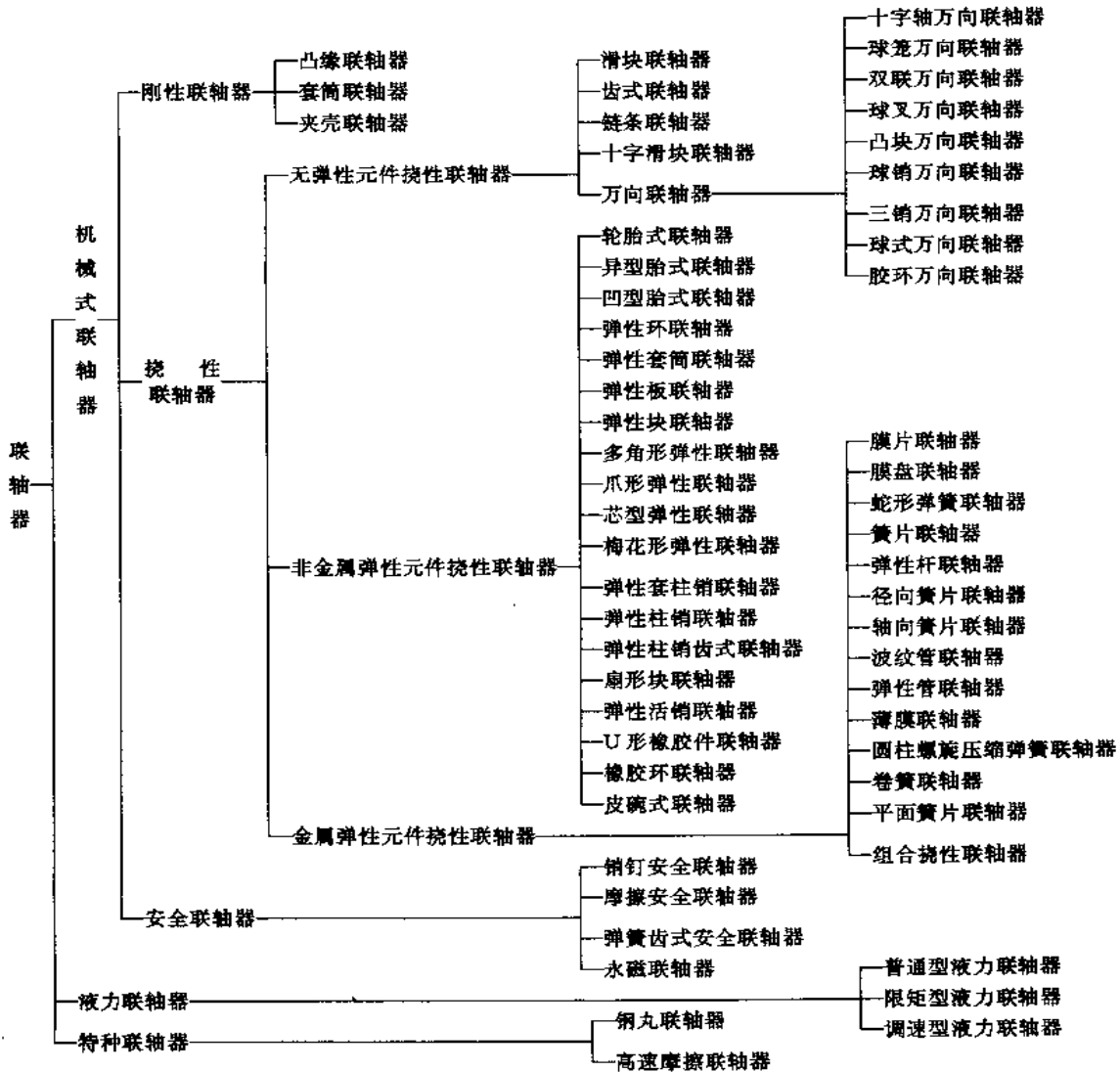
图 1-2-195 所示为解放牌汽车里程表上的控制型软轴组件。软管接头为徽压式，软轴接头为滑动连接。

# 第3章 联轴器

## 1 概述

### 1.1 联轴器的分类

联轴器的品种、型式较多，下列机械式联轴器是根据国家标准 GB 12458—90《联轴器分类》的规定分类的，但进行了简化，对某些联轴器进行了补充，个别之处仍采用习惯分类方法；对于液力联轴器的分类国家暂无统一规定，均按照习惯分类方法进行编写。



## 1.2 设计或选择联轴器型式时需考虑的因素

目前,常用联轴器已经标准化或系列化。一般情况下,可以根据主、从动机械传动特点和要求选择合适的联轴器,必要时可进行专门设计。每种型式的联轴器都有其特点和一定的使用范围,充分把握住传动系统的要求,才能使联轴器处于最佳的工作状态。正确选择联轴器考虑的因素很多,如本身的结构、几何尺寸、特性参数、传动系统的动力特性、载荷情况、安装维护要求、使用寿命、价格等。现就设计或选择联轴器的型式需要考虑的因素分述如下。

### (1) 联轴器的传递载荷

通常,金属联轴器传递载荷能力高于非金属元件联轴器。齿式联轴器传递平稳载荷最大;膜盘联轴器、膜片联轴器和托马斯联轴器传递载荷亦较大,且不需齿式联轴器复杂的润滑系统。载荷变化范围较大、有可能发生扭转振动的轴系应选择缓冲、减振性能较好的簧片联轴器,超载时又能起到安全保护作用;同样,也可以选择具有变刚度特性的联轴器,如卷簧联轴器、蛇形弹簧联轴器、弹性杆联轴器等。联轴器的缓冲、减振性能主要与其本身的刚度和阻尼有关。在相同转矩的条件下,联轴器两轴相对扭转角大,说明联轴器刚度低,减振性能好。变刚度联轴器随着转矩增加,刚度增大,可改变传动轴系的固有频率与共振频率之间的关系、能避免共振。联轴器在传递不稳定的转矩过程中,弹性元件的弹性变形随着转矩改变而改变,导致弹性元件间相对运动的接触表面上产生摩擦,需用油或油脂润滑。这种润滑液体之间会产生液体粘性摩擦,成为联轴器的阻尼。阻尼越大,减振性能越好。由于阻尼作用能吸收一部分动能(阻尼能),实现缓冲和减振并转化为热能,使温度升高。如果需要隔离振动,减少冲击,可采用普通型液力联轴器。为了防止起动转矩过大,可以采用限矩型液力联轴器。

超载时,会引起设备事故或影响人身安全,需选用安全联轴器。对于不经常发生过载的场合,可选用销钉安全联轴器;对于经常发生过载的场合,可选用摩擦安全联轴器。

对于传递轻载荷的轴系,常选用非金属弹性元件挠性联轴器,其中弹性柱销齿式联轴器传递载荷较大。

顺便说明,本《图册》中所述联轴器许用转矩系指正常操作时所能承受的最大转矩,而承受瞬时转矩的能力通常为许用转矩的2~3倍。

### (2) 联轴器的转速

联轴器转速高,外缘离心力大,导致材料破坏,磨损增加、润滑恶化。因此,每种型式的联轴器都各自限制最高转速或外缘线速度,选用时不得超过。在高速下运转时,通常选用平衡精度较高的联轴器,如齿式联轴器、膜片联轴器。在变速下工作时,应选用适应速度突变引起惯性冲击和振动的联轴器,如金属或非金属弹性元件的挠性联轴器。变速范围较大时,应选择各种转速下都能稳定工作的联轴器,如调速型液力联轴器。

设计联轴器时,需要限制联轴器外缘最高线速度。通常铝合金材料许用线速度为80~100m/s,铸铁材料为30m/s,铸钢材料为60m/s,锻钢材料为100~120m/s。国家标准规定,铸铁材料许用线速度为30m/s,碳钢材料许用线速度为50m/s。

由于转速高,联轴器上会产生较大的不平衡离心力,导致整个轴系的振动。为了避免不平衡离心力的影响,结构设计上需给予考虑,如键槽需对称布置,采用轻质材料、小节距链条等措施,还需进行平衡试验。平衡精度需根据设备的类型确定,通常按GB 9239—88《刚性转子平衡品质允许不平衡的确定》选择G2.5或G6.3精度等级。

### (3) 联轴器联接两轴相对位移

由于制造和安装误差、运转中轴承磨损和基础下沉,工作时受载变形和热变形等各种原因,联轴器所联接的两轴会产生相对位移。如果引起两轴相对位移因素较少,且相对位移量又很小时,可选用刚性联轴器;反之,当所联两轴相对位移量较大时,可选择无弹性元件的挠性联轴器或有弹性元件挠性联轴器。无弹性元件的挠性联轴器是利用联轴器中相对可动元件,使两半联轴器产生相对运动,补偿两轴相对位移,补偿能力大,但有滑动摩擦,引起磨损、发热和耗功,需进行润滑;又因无弹性元件,吸收振动和缓冲性能差。有弹性元件的挠性联轴器是利用元件的弹性变形,使两轴发生相对运动,补偿两轴相对位移,同时缓冲和吸收振动,且多数联轴器不需润滑,但补偿两轴相对位移量较小。若联接两轴不在同一轴线的轴系,可选用万向联轴器。

### (4) 联轴器的传动精度

对于精密传动和伺服传动,要求联轴器所联两轴具有同步转动,不能有滞后,包括瞬间和起动时均需同步。对于无弹性元件和弹性元件挠性联轴器,由于零件之间存在间隙或因弹性元件扭转刚度较低,在起动、逆转或变速时,常造成从动轴与主动轴不能同步转动,存在一定空程或滞后量,显然,这种型式的联轴器降低了传动精度,影响工作机械的使用性能。因此,对于传动精度要求高的传动装置应选用刚性联轴器。

### (5) 联轴器的加工、安装、使用和维护

在满足性能要求的前提下,应选用制造工艺性较好、安装方便、调整容易、维护简单的联轴器。

联轴器的外形尺寸要适合机器安装空间的要求,尤其是空间较小。拆装不便的场合。对于大型不便于移动的机组,尽可能选用拆装、检修和更换主、从动轴上的易损件时不需沿轴向移动的联轴器,如带有中间短节的齿式联轴器、挠性片联轴器、弹性柱销齿式联轴器等。对于长期连续运转的机组,则应选用经久耐用、无需维护的联轴器,如膜片联轴器。通常,金属弹性元件比非金属弹性元件联轴器的寿命长,无滑动摩擦比有滑动摩擦的联轴器耐久。对于立式传动的机械,为便于拆装,宜选用夹壳联轴器或橡胶块联轴器。

### (6) 联轴器的工作环境

选择联轴器时,应考虑周围工作环境对它的影响,如温度、腐蚀性介质等。高温对橡胶、塑料弹性元件影响较大,容易引起橡胶老化。不同类型橡胶使用温度不同,天然橡胶最高使用温度为 $80^{\circ}\text{C}$ ,丁苯橡胶为 $100^{\circ}\text{C}$ ,氯丁橡胶和丁腈橡胶为 $120^{\circ}\text{C}$ 。由于温度高,传动轴系会产生变形,如原动机为汽轮机,温度高;从动机械温度一般,需要联轴器不仅承受轴向变形,而且还要承受中心标高变化引起的径向位移,若选用膜片联轴器时,需将联轴器在常温安装时进行预拉伸,补偿高温时的膨胀。若联轴器用于腐蚀性介质的环境,联轴器需采用耐腐蚀材料制成。若联轴器用于含有油、溶剂的环境,对橡胶弹性元件有较大影响,需选用耐油性好的丁腈橡胶和氯丁橡胶制造联轴器。同时还要考虑用油润滑的联轴器若漏油时对产品对环境的影响。

### (7) 联轴器联接两轴的轴系支承条件

联轴器联接两轴的轴系支承条件,如轴承类型、轴伸长短等均在很大程度上影响联轴器的选择。由于滑动轴承与轴的间隙约为相应滚动轴承的7倍,滑动轴承内的转轴轴心每转都处于不同的位置。若联轴器联接两端的轴系均为双支点支承,采用滑动轴承或滚动轴承,则有三种情况:第一,联轴器两侧轴系的支承分别为滑动轴承和滚动轴承支承;第二,联轴器

两侧轴系均为滚动轴承支承；第三，联轴器两侧轴系均为滑动轴承支承。又考虑到轴伸长短及联轴器的型式，共有六种主要情况，如图 1-3-1 所示。图 a 所示联接型式，由于滑动轴承和滚动轴承内的间隙不同，会使滚动轴承承受较大的附加力，甚至会破坏滚动轴承，因此不推荐采用刚性联轴器。同样，也尽量避免采用挠性联轴器（图 d）图 b 所示联接型式，由于滚动轴承间隙小，要求精确定位，在轴伸很短时不推荐采用刚性联轴器。若轴伸较长时，也尽量避免采用刚性联轴器（图 c）。轴系合理设计的原则是联轴器两侧的轴承应具有同一种型式。对于滑动轴承的轴系，可选用刚性联轴器（图 e）。对于滚动轴承的轴系，可选用挠性联轴器（图 f）。

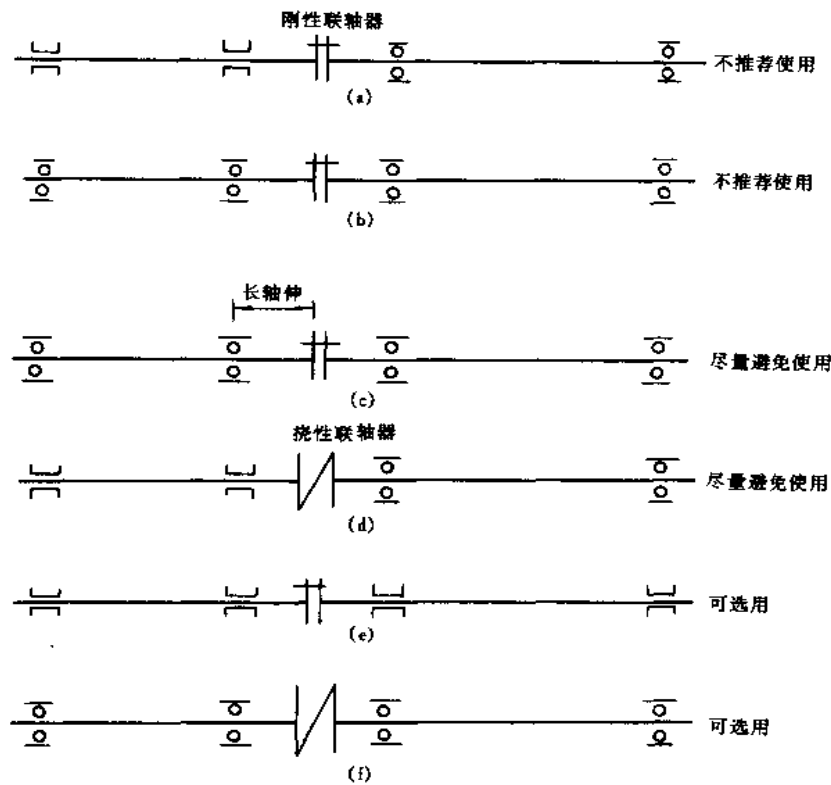


图 1-3-1 联轴器联接两轴的轴系情况

#### (8) 挠性联轴器的弹性元件的选择

联轴器中的弹性元件在受载时，能产生显著的弹性变形，用于补偿两轴的相对位移，同时可以靠贮存的弹性变形能缓和冲击，还可以改变联轴器的刚度，调节轴系的固有频率，避免共振。目前，挠性联轴器中，弹性元件的材料有金属和非金属两种，都能使联轴器具有扭转弹性、轴向弹性和径向弹性。对弹性元件一般要求如下：

- 1) 具有较高的弹性和阻尼, 刚度恒定且持久;
- 2) 在相同条件下能贮存较大的变形能, 能取得较好的缓冲和消除振动效果;
- 3) 结构合理、工艺性好;
- 4) 体积小、重量轻。

金属弹性元件与非金属弹性元件比较, 有以下特点:

- 1) 疲劳强度高, 承载能力大, 结构紧凑, 体积小, 重量轻;
- 2) 联轴器性能比较稳定, 工作范围广, 适合高速、重载, 也适合精密的随动系统和数据传递系统;
- 3) 耐久性好, 使用寿命长, 不会老化变质;
- 4) 弹性模量大而稳定, 使联轴器动特性容易控制;
- 5) 制造较复杂, 成本较高。

金属弹性元件一般用薄板、金属丝或带材制成, 通常采用淬火硬化型材料。碳素弹簧钢(65、70)价格低、工艺性好, 热处理性能较差, 适用制造片弹簧和小尺寸螺旋弹簧。锰钢(65Mn)淬透性好, 脱碳倾向小, 可以用于制造大尺寸弹簧。硅锰钢(60Si<sub>2</sub>Mn)强度高, 淬透性好, 但脱碳倾向大, 用于制造工作条件比较恶劣的各种弹簧。铬钒钢(50CrVA)强度高, 热处理性能和工艺性能好, 有一定耐热性, 适合于承受冲击载荷。

常用的非金属弹性元件有橡胶弹性元件和工程塑料弹性元件。橡胶弹性元件联轴器有以下特点:

- 1) 具有多向弹性, 即扭转弹性、轴向和径向弹性, 能承受扭转、拉伸、压缩和剪切等载荷;
- 2) 弹性模量小, 变形量大, 能用硫化方法与金属粘合, 充分发挥橡胶受剪切时具有高弹性的特点;
- 3) 具有较高的阻尼减振特性, 贮存变形能比金属弹性元件大, 对缓和冲击和衰减高频振动有良好效果;
- 4) 电绝缘性能好, 价格低。
- 5) 耐油、耐热性差, 易老化, 强度低, 承载能力小且不稳定。

橡胶弹性元件常用丁腈橡胶和氯丁橡胶制成。它们具有良好的耐磨、耐油、回弹及与金属粘着性能, 邵氏硬度为40~95A, 常用硬度为55~75A, 常用温度上限为120℃。橡胶弹性元件的受力状态比较常见的有剪切力和压缩力, 而受拉伸力和弯曲的较少。

工程塑料弹性元件通常用尼龙和聚氨酯等制成。尼龙元件一般可用尼龙1010、尼龙6制成。它们具有很好的耐磨性能, 强度较高, 有良好的化学稳定性、耐热性和耐油性, 但弹性不如橡胶。因此, 尼龙弹性元件主要用于工作环境恶劣、要求耐磨、对缓冲和吸振要求不高、补偿两轴相对位移量不大的联轴器中。

聚氨酯弹性元件具有较高的硬度和弹性, 其弹性高于尼龙, 抗拉强度低于尼龙, 有很好的耐磨性, 有良好的耐油性、耐腐蚀性, 但耐热性差, 最高工作温度为80℃。因此, 聚氨酯弹性元件主要用于缓冲、吸振要求不高, 要求有较大径向或轴向位移的联轴器中, 能减小联轴器的尺寸和重量。

## 2 刚性联轴器

### 套筒联轴器

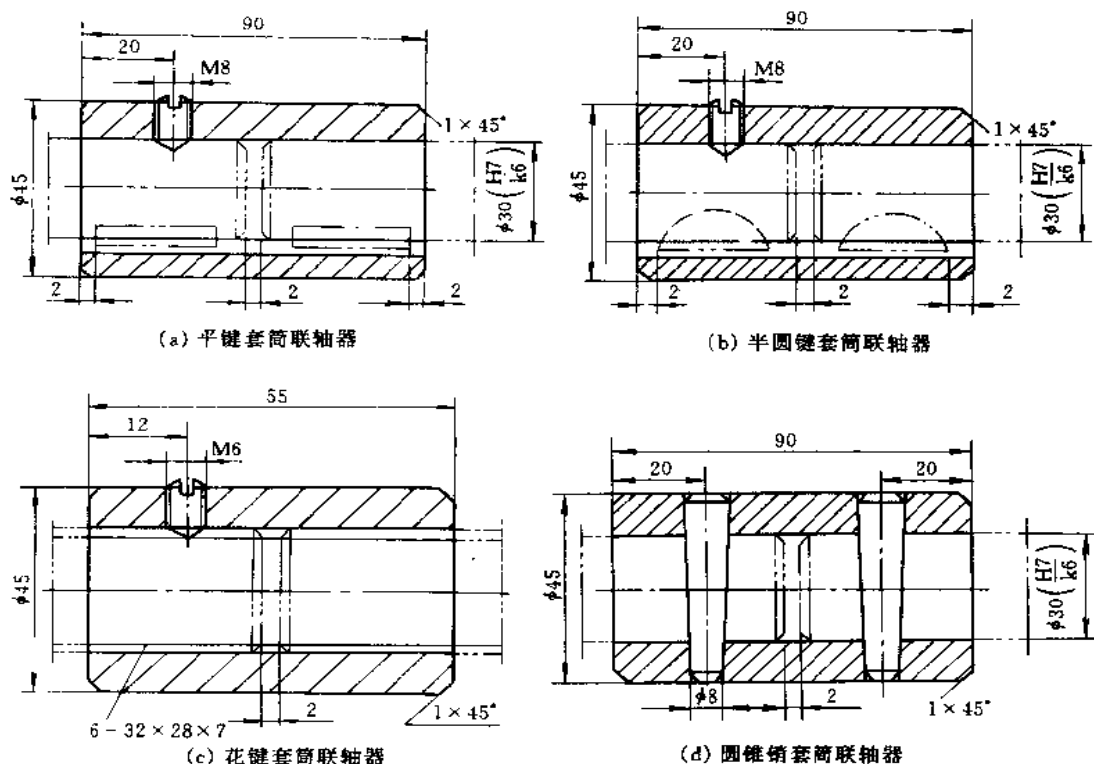


图 1-3-2 套筒联轴器

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=212\text{N}\cdot\text{m}$  (图 a)； $T_n=280\text{N}\cdot\text{m}$  (图 b)； $T_n=360\text{N}\cdot\text{m}$  (图 c)； $T_n=132\text{N}\cdot\text{m}$  (图 d)

套筒联轴器由整体公用套筒借用锥销、花键或键等联接件实现两轴的联接。当采用花键或键联接时，应采用锥端紧定螺钉做轴向固定。当轴径  $d>60\text{mm}$  时，宜采用内六角锥端螺钉。采用圆锥销联接时，不需采用紧定螺钉，圆锥销长度应与套筒外径相同，两圆锥销可互成  $90^\circ$ 。

套筒联轴器结构简单、制造方便、径向尺寸小，成本低，但要求两轴安装精度高，装拆时需将轴沿轴向移动，因此与轴配合不宜采用过盈。因配合较松，联接中有微小位移，产生微动磨损。两轴许用相对径向位移不超过  $0.05\text{mm}$ ，许用相对角位移在  $1\text{m}$  长度上不超过  $0.05\text{mm}$ 。

套筒联轴器通常需按下列适用范围自行设计。

轴径及许用转矩：平键套筒联轴器， $d=20\sim 100\text{mm}$ ， $T_n=71\sim 5600\text{N}\cdot\text{m}$ ；半圆键套筒联轴器， $d=18\sim 35\text{mm}$ ， $T_n=56\sim 450\text{N}\cdot\text{m}$ ；圆锥销套筒联轴器， $d=10\sim 100\text{mm}$ ； $T_n=4.5\sim 4000\text{N}\cdot\text{m}$ ；花键套筒联轴器， $d=25\sim 92$  (花键外径)， $T_n=160\sim 10000\text{N}\cdot\text{m}$ 。

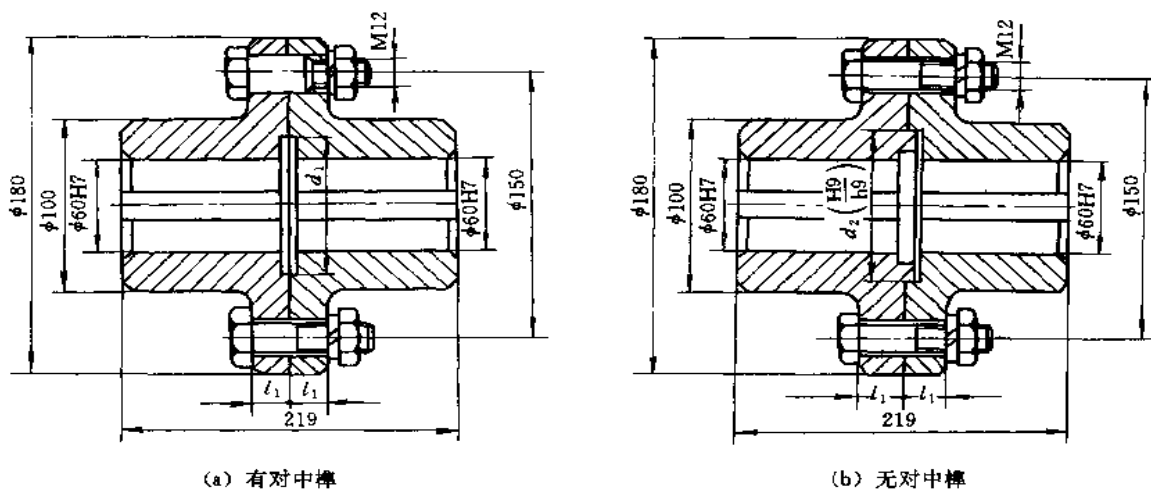
联轴器材料为 35、45，大尺寸可用铸铁。采用花键联接时，套筒需进行调质处理，硬度大于 HB240。

联轴器的主要尺寸按下列关系确定。

套筒外径  $D=(1.4\sim 1.8)d$ ，套筒长度  $L=(2.8\sim 3.5)d$  ( $d$  为轴径)，圆锥销直径  $d_1\approx 0.25d$ ，圆锥销长度  $L_1=D$ 。

用于等轴径、工作平稳，无冲击载荷；轻载、经常正反转、最高工作转速为 250r/min，要求两轴对中好的联接，如小泵、普通车床、龙门刨床等。花键套联轴器常用于起动频繁、速度经常变换的机床进给系统中。

### 凸缘联轴器



凸缘联轴器由两个凸缘盘式半联轴器组成，利用键和螺栓实现两轴的联接，如图 1-3-3 所示。当采用普通螺栓联接时，转矩是依靠凸缘间摩擦力来传递的；当采用铰孔精制螺栓联接时，转矩是由连接螺栓所受的剪切力和挤压力来传递的。

图 a 表示用普通螺栓联接的联轴器，螺栓孔与螺栓有间隙，为了保证两轴对中精度，在联轴器端面上加工出榫槽，但装拆时需使轴做轴向移动。图 b 表示用铰制螺栓联接的联轴器，能保证一定对中精度，装拆时轴不需做轴向移动。各螺栓可以全部采用铰制，也可一半采用铰制，另一半采用普通螺栓。图 c 表示带防护缘的联轴器，具有安全防护作用，且可兼做制动轮。

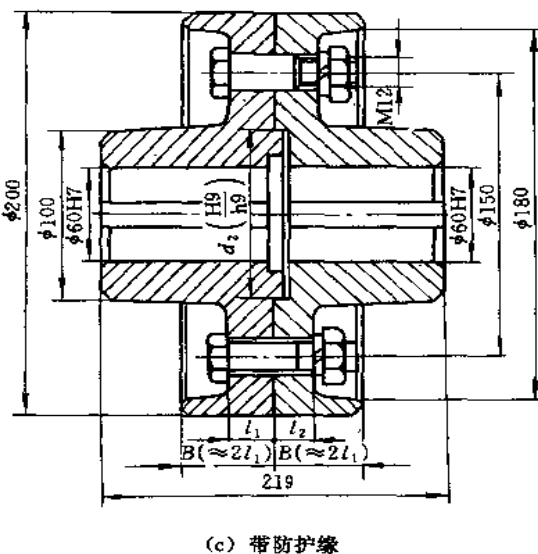


图 1-3-3 凸缘联轴器

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n = 1000\text{N} \cdot \text{m}$ ，许用转速  $n = 3200\text{r}/\text{min}$ （铸铁）， $n = 5300\text{r}/\text{min}$ （钢）；重量  $m = 18\text{kg}$

结构简单，制造成本低，装拆维护方便，能保证两轴具有较高的对中精度，传递转矩大，不能吸收振动与冲击。

许用相对位移小，相对径向位移不超过 0.05mm，许用相对角位移在 1 米长度上不超过 0.05mm。

通常按标准 GB 5843—86《凸缘联轴器》进行选用。标准系列范围：轴径  $d = 10 \sim 180\text{mm}$ ，



许用转矩  $T_n = 10 \sim 20000 \text{ N} \cdot \text{m}$ , 许用转速  $n = 13000 \sim 2300 \text{ r/min}$ , 重量  $m = 0.94 \sim 264 \text{ kg}$ , 半联轴器材料为 HT200、ZG270-500、35 三种, 铸铁许用线速度为  $30 \text{ m/s}$ , 钢许用线速度为  $50 \text{ m/s}$ , 标准中无图 c 结构。如需自行设计, 其主要尺寸按下列关系确定。

外径: 无防护缘时,  $D = (2.5 \sim 5.5) d$  ( $d$  为轴径); 带防护缘时,  $D_s = D + (10 \sim 20) \text{ mm}$ 。

总长度:  $L = (3 \sim 4) d$ 。螺栓直径:  $d_0 = (\frac{1}{6} \sim \frac{1}{4}) d$ 。螺栓数:  $z = 4 \sim 12$ 。

图 1-3-3a、b 所示应用较广, 常用于载荷比较平稳的两轴联接, 图 c 所示应用较少。

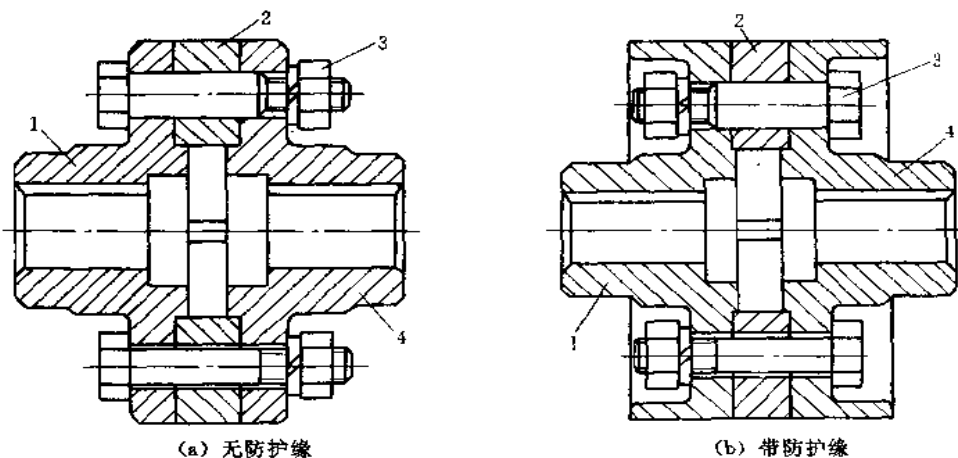


图 1-3-4 凸缘联轴器 (带对中环)  
1、4—半联轴器; 2—对中环; 3—螺栓

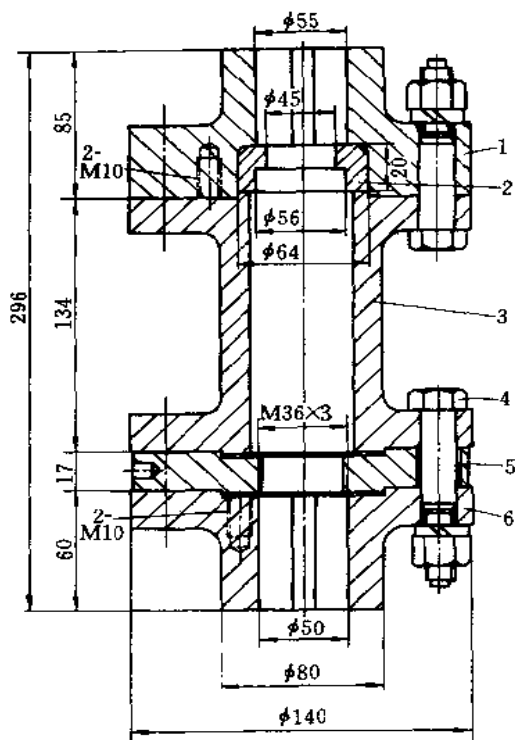


图 1-3-5 立式凸缘联轴器  
1、6—半联轴器; 2—剖分环; 3—短节; 4—螺栓; 5—调节螺母  
图示尺寸性能: 电机功率  $N = 22 \text{ kW}$ ; 转速  $n = 2940 \text{ r/min}$

图 1-3-4 为带对中环的凸缘联轴器。图 a 所示联轴器, 半联轴器 1 和 4 的凸肩与相配的呈两个半环的对中环 2 包住, 然后用螺栓 3 将两半联轴器联接, 在拆装时不需要将轴做轴向移动。

图 b 所示联轴器, 半联轴器 1 和 4 具有轮缘, 可以用做带传动的带轮或用于做制动轮, 但拧紧螺栓 3 不方便。

联轴器对中精度低, 为此必须保证半联轴器的端面与轴中心线垂直。根据工作载荷情况, 半联轴器与轴之间可采用间隙定位配合, 或小过盈配合。这种联轴器一般应用较少。

图 1-3-5 所示为带短节立式凸缘联轴器。主动轴与半联轴器 1 相联接, 主动轴上有环形凹槽, 剖分环 2 为两个半环, 卡在主动轴的凹槽中, 承受从动轴上的各零件重量。从动轴上端有螺纹, 利用调节螺母 5 使从动轴上下移动。

拆卸联轴器时, 首先拆除螺栓 4, 然后转动调节螺母 5, 使从动轴下移到一定距离后,

由专用零件支承从动轴的自重,再用顶丝将调节螺母和半联轴器向下移动。此时便可将短节 3 拆除。从动轴上需要检修或更换的零件便可由从动轴的上端取出。

装配时,先将短节与半联轴器 1 联接,再用螺栓 4 通过半联轴器 6 将从动轴抬起,转动调节螺母 5 使从动轴达到预定位置。

调节螺母上下有止口,保证从动轴对中。

图 1-3-6 所示为立式凸缘联轴器。半联轴器 1 和 3 带有轮缘,也可以不带轮缘。主动轴和从动轴的轴端和挡圈 4 固定。

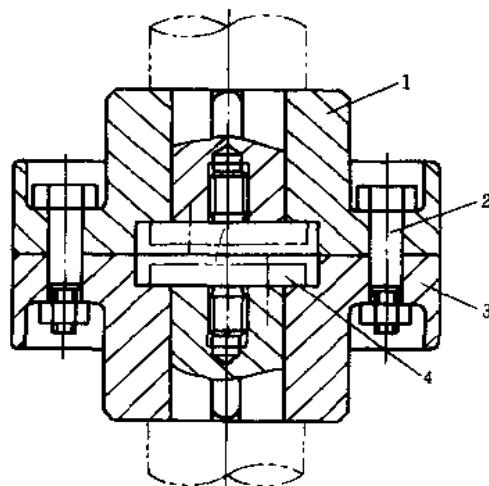
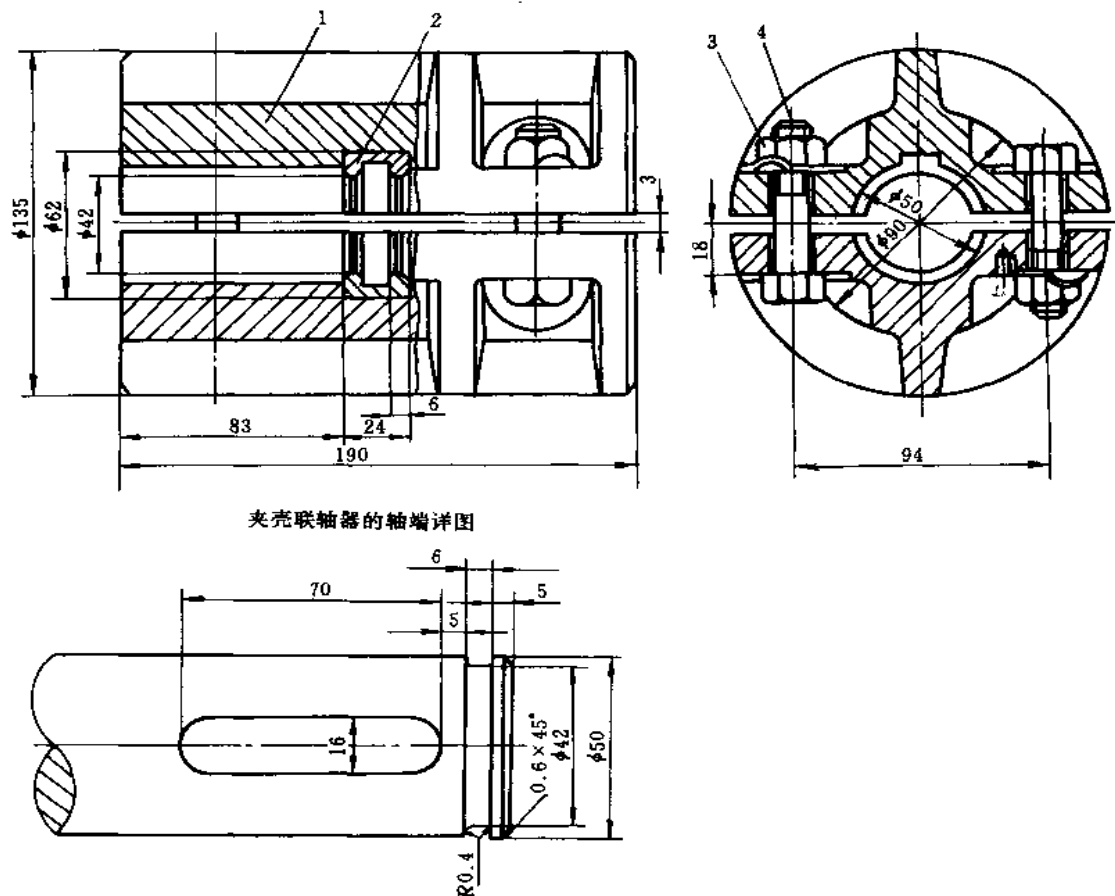


图 1-3-6 立式凸缘联轴器  
1、3—半联轴器；2—螺栓；4—挡圈

### 夹壳联轴器



夹壳联轴器的轴端详图

图 1-3-7 夹壳联轴器

1—夹壳；2—半环；3—螺母；4—螺栓 (8-M12×55)

图示尺寸性能: 许用转矩  $T_n=530\text{N}\cdot\text{m}$ ; 许用转速  $n=700\text{r}/\text{min}$ ; 重量  $m=10.85\text{kg}$

图 1-3-7 所示夹壳联轴器由两个沿轴向剖分的夹壳 1 借拧紧螺栓 4 的夹紧力压在被联接

两轴的表面上,实现两轴的联接。夹壳中部及两轴端均有环形槽,其间放两个定位半环2,实现联轴器的轴向定位。传递转矩是靠两半联轴器与轴表面间的摩擦力,通常还利用平键做为辅助。为使旋转平衡,相邻螺栓头部在装配时应方向相反。

装拆方便,不需使轴做轴向移动,但两轴的轴线对中精度低,结构和形状较复杂,制造和平衡精度低。

两轴许用相对位移量小,许用相对径向位移不超过0.05mm,许用相对角位移在1m长度上不超过0.05mm。

通常按标准HG 5-213—65《立式夹壳联轴器》进行选用。标准系列范围:公称轴径 $d=30\sim 110\text{mm}$ ,许用转矩 $T_n=85\sim 900\text{N}\cdot\text{m}$ ,许用转速 $n=900\sim 380\text{r}/\text{min}$ ,最高使用温度 $t=250\text{C}$ ,重量 $m=4.47\sim 78\text{kg}$ ,半联轴器材料为HT200,定位半环材料为Q255。特殊设计时,若联轴器外缘速度超过5m/s时需做静平衡试验,超过25m/s时需做动平衡检验。最大轴径通常在200mm以下。

通常用于等轴径联接,低速、轻载、平稳、无冲击力、长传动轴的联接,如搅拌器轴,立式泵轴的联接。

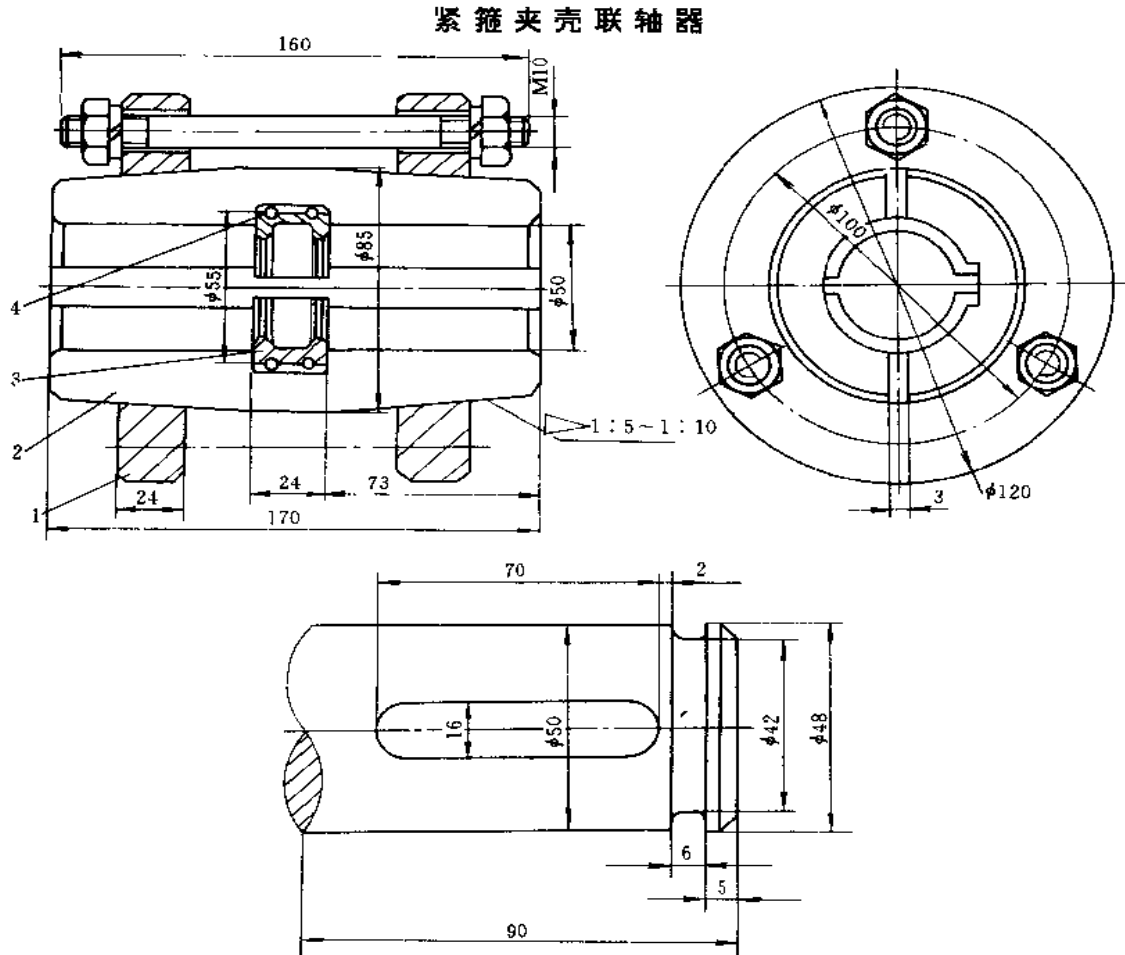


图 1-3-8 紧箍夹壳联轴器

1—紧箍环; 2—夹壳; 3—半环; 4—钢丝挡圈

图示尺寸性能: 许用转矩  $T_n=900\text{N}\cdot\text{m}$ ; 重量  $m=6.4\text{kg}$

紧箍夹壳联轴器是借助周向均布的螺栓将带有内锥面的两紧箍环1纵向拉紧,使夹壳2紧压在被联接两轴的表面上,实现两轴的联接。传递转矩是靠夹壳与轴表面间的摩擦力,为

可靠起见, 还利用平键做为辅助联接。夹壳中部及两轴端均有环形槽, 其间放置两个定位半环 3, 实现联轴器的轴向定位。半环用钢丝挡圈 4 箍紧。

结构简单, 制造、装拆时不需使轴做轴向移动。

许用相对位移量小, 许用相对径向位移不超过 0.05mm, 许用相对角位移在 1m 长度上不超过 0.05mm。

通常使用范围: 公称直径  $d=30\sim 110\text{mm}$ , 许用转矩  $T_n=180\sim 1250\text{N}\cdot\text{m}$ , 重量  $m=2.6\sim 57\text{kg}$ 。夹壳材料为 45, 紧箍环材料为 Q235, 固定环材料为 Q255。

通常用于等轴径的联接, 低速、轻载、平稳、无冲击力的长传动轴的联接, 如搅拌器轴、立式泵轴的联接。

### 凸缘夹壳联轴器

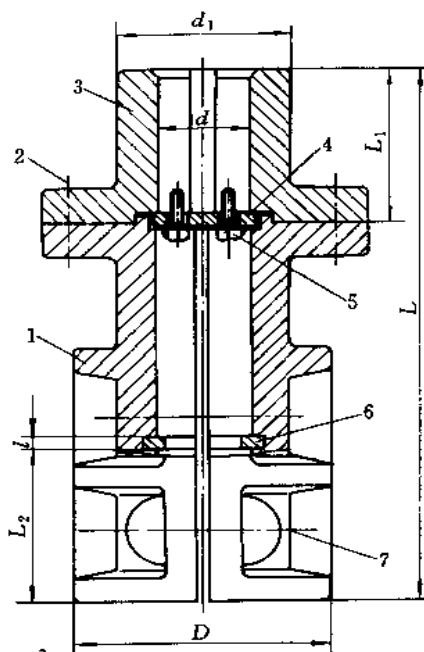


图 1-3-9 凸缘夹壳联轴器

1—夹壳; 2—螺栓; 3—凸缘半联轴器; 4—挡板;  
5—螺钉; 6—半环; 7—螺栓

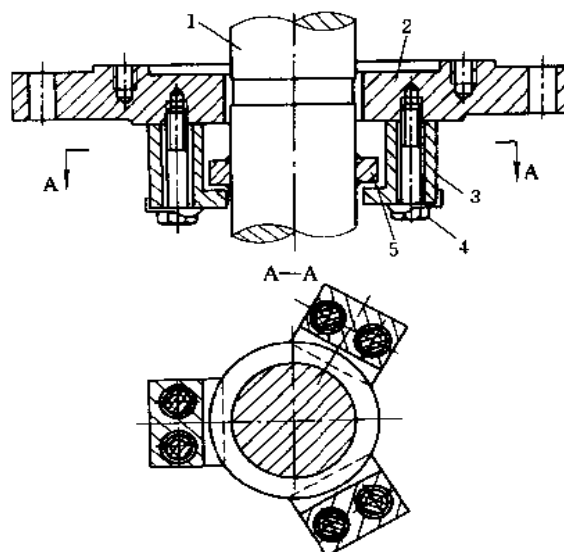


图 1-3-10 轴座结构

1—从动轴 (立轴); 2—连接法兰; 3—轴座; 4—螺钉;  
5—轴环

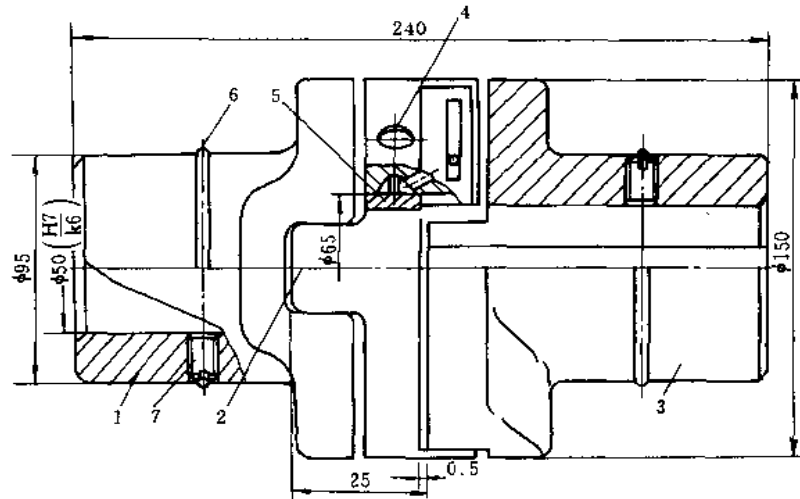
图 1-3-9 所示联轴器用于垂直轴的联接, 夹壳 1 和凸缘半联轴器 3 在端面上用榫槽对中, 保证两轴对中精度, 夹壳 1 沿轴向剖分, 借螺栓 7 夹紧力压紧在从动轴的表面上。夹壳中部及从动轴端均有环形槽, 其间放两个定位半环 6。主动轴用键与凸缘半联轴器 3 相联, 轴端用挡板 4 和螺钉 5 连接, 承受从动轴的重量。用螺栓 2 将夹壳 1 与凸缘半联轴器 3 联接, 以实现主、从动轴联接并传递转矩。

两轴对中性好, 装拆方便。拆卸时, 拆除螺栓 2, 靠从动轴自重或用顶丝拧入凸缘半联轴器 3 上的螺孔, 将从动轴下移约 10mm, 便可拆除夹壳 1, 从动轴上需检修或更换的零件就可以取出。为了防止从动轴下移过多, 给装配工作带来不便, 需在从动轴上设置轴座, 如图 1-3-10 所示。轴环 5 与轴座 3 之间的距离通常为 10mm。联轴器装配时, 靠均匀拧紧螺栓 2 (图 1-3-9), 将从动轴抬起, 达到预定位置。

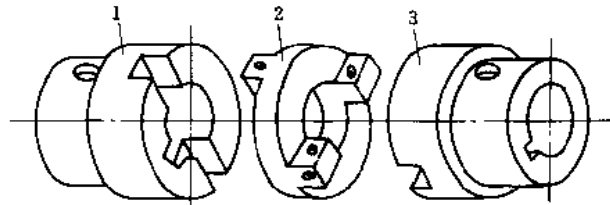
### 3 挠性联轴器

#### 3.1 无弹性元件挠性联轴器

##### 十字滑块联轴器



(a) 结构图



(b) 外形图

图 1-3-11 十字滑块联轴器

1、3—半联轴器；2—十字滑块；4—压注油杯；5—衬套；6—弹性挡圈；7—紧定螺钉  
图示尺寸性能：许用转矩  $T_s = 1250\text{N} \cdot \text{m}$ ，许用转速  $n = 250\text{r}/\text{min}$ ，重量  $m = 14.46\text{kg}$

图 1-3-11 所示十字滑块联轴器主要有两个半联轴器 1、3 和中间十字滑块 2 组成。两个半联轴器的端面上有通过中心的凹槽，十字滑块的两侧有相互垂直的十字形凸棒，凸棒嵌入凹槽内，实现两轴的联接并传递转矩。凸棒在凹槽内滑动，以补偿被联接两轴轴线的相对径向位移，同时也可补偿一定的相对角位移。

十字滑块的中心作圆周运动，圆周直径等于轴线偏移量，旋转时会产生很大离心力，限制了联轴器的使用范围。为了减少离心力的影响，应尽量减轻十字滑块的重量，限制轴线位移和工作转速。联轴器传给轴的附加径向力约为 0.2~0.4 倍的圆周力。

结构简单，径向尺寸小，制造较复杂。为了减少凸棒和凹槽之间的磨损，工作表面应有

良好的抗胶合油润滑。联轴器的效率为 0.95~0.97。

两轴相对径向位移为  $0.04d$  ( $d$  为轴径), 许用相对角位移为  $30'$ 。

十字滑块联轴器需自行设计。通常, 轴径  $d=15\sim 150\text{mm}$ , 最高使用转速  $n_{\max}=250\text{r/min}$ , 许用转矩  $T_e=120\sim 20000\text{N}\cdot\text{m}$ , 重量  $m=1.5\sim 162.55\text{kg}$ , 最大轴径可达 300mm。半联轴器、十字滑块材料一般为 45 或 ZG310—570, 为提高耐磨性, 其工作表面需经高频淬火, 硬度为 HRC 46~50, 也可采用铸铁 HT200。套筒材料为 Q235。

适用两轴线相对径向位移较大、转速不高、无剧烈冲击和刚度较大的两轴联接, 如一般油泵等, 但不推荐用于起重机中。

### 滑块联轴器

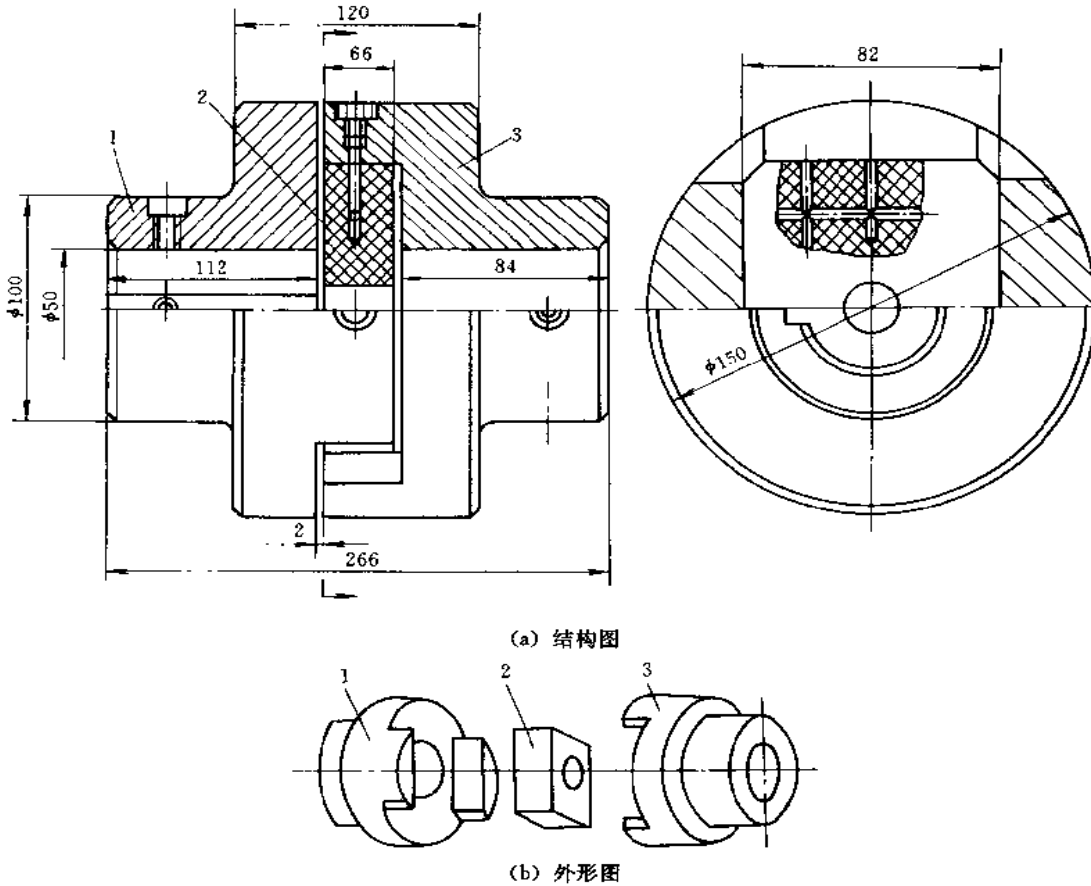


图 1-3-12 滑块联轴器

1—半联轴器; 2—滑块; 3—半联轴器

图示尺寸性能: 许用转矩  $T_e=900\text{N}\cdot\text{m}$ ; 许用转速  $n=3200\text{r/min}$ ; 重量  $m=25\text{kg}$

图 1-3-12 所示滑块联轴器主要由两个半联轴器和中间方形滑块组成。半联轴器端面上有加宽凹槽, 方形滑块嵌在两个半联轴器的槽内, 半联轴器分别用键与两轴联接并传递转矩。滑块在凹槽内滑动, 以补偿被联接两轴线的相对径向位移, 也可补偿一定的相对角位移。

滑块联轴器如同十字滑块联轴器, 旋转时会产生很大离心力。为了减少离心力的影响, 中间滑块采用非金属材料制成, 减轻重量, 又有电绝缘性能。此时, 联轴器传给轴的附加径向力约为 0.1~0.3 倍的圆周力。

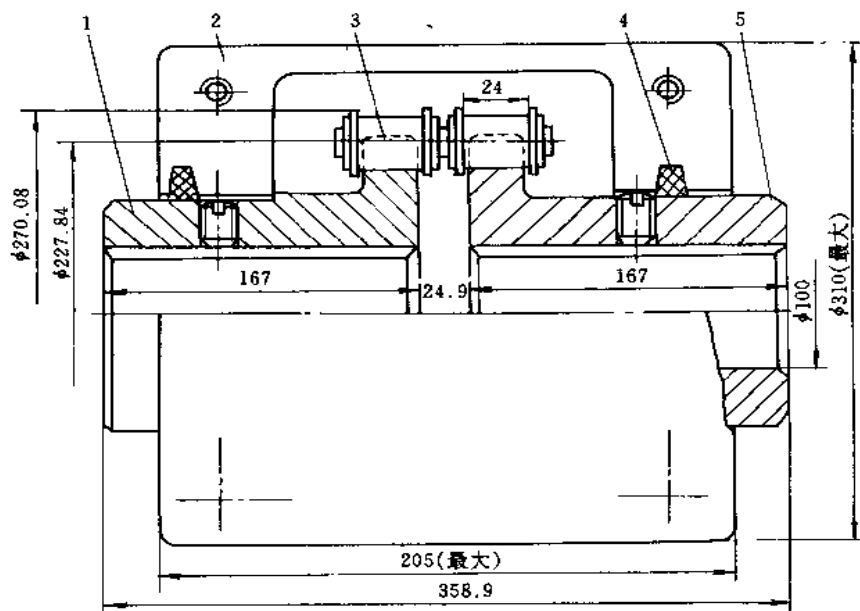
结构简单, 径向尺寸小, 具有一定的减振和缓冲性能, 制造较复杂。为了减少工作表面磨损, 滑块用尼龙 6 制成。尼龙滑块中添加少量石墨或二硫化钼, 工作时无需润滑。

两轴相对轴向位移为 1~2mm, 许用相对径向位移为 0.2mm, 许用相对角位移为  $40'$ 。

通常按标准 JB/ZQ4384—86《滑块联轴器》进行选用。标准适用范围：轴径  $d=10\sim 100\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n=16\sim 5000\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=10000\sim 1500\text{r}/\text{min}$ ，重量  $m=0.6\sim 120\text{kg}$ 。

用于传递转矩不大、无剧烈冲击的两轴联接，如一般油泵等。

### 链条联轴器

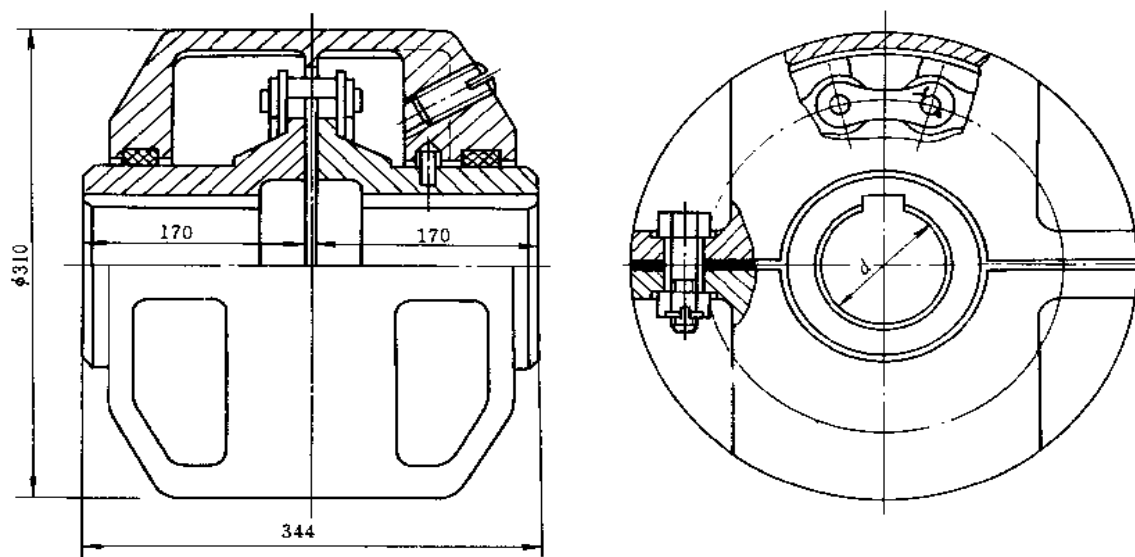


(a) 双排滚子链联轴器

1、5—半联轴器；2—罩壳；3—链条；4—密封圈

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=6300\text{N}\cdot\text{m}$ ；许用转速  $n=1250\text{r}/\text{min}$ （有罩壳）， $n=250\text{r}/\text{min}$ （无罩壳）；

链条节距 $\times$ 齿数 $=44.5\times 16$ ；重量  $m=59.4\text{kg}$



(b) 单排链联轴器

图 1-3-13 链条联轴器

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=4000\text{N}\cdot\text{m}$ ；许用转速  $n=700\text{r}/\text{min}$ （有罩壳）

图 1-3-13 所示链条联轴器由一条链条 3 和两个链轮式半联轴器 1、5 组成。一条公用链条

同时与两个齿数相同的并列链轮啮合以实现两轴的联接并传递转矩。链条采用双排滚子链(图 1-3-13a), 也可用单排滚子链(图 1-3-13b) 或齿形链。

为了保证链条啮合不被外界灰尘污染, 有良好的润滑, 以减轻磨损, 通常需设置罩壳。罩壳为剖分式, 用螺栓联接, 在半联轴器处需设有密封。

结构比较简单, 尺寸紧凑, 重量较轻, 维护、装拆方便, 不需使轴做轴向移动, 靠链片的弹性变形和链条与链轮的齿间间隙补偿两轴径向位移和角位移, 但在高速时会产生冲击。双排滚子链的联轴器补偿两轴相对位移性能优于单排滚子链, 但缓冲和吸振性能差。

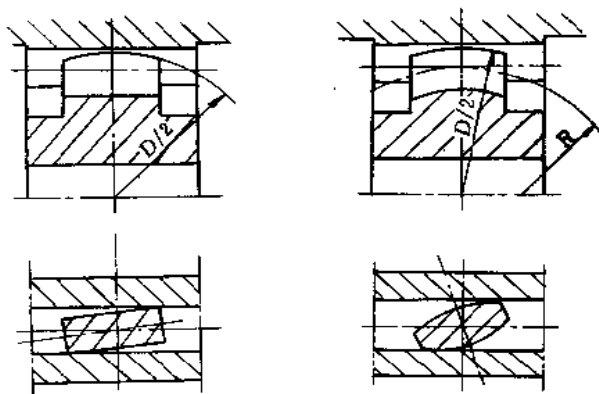
两轴相对许用轴向位移为  $1.4 \sim 9.5\text{mm}$ , 许用径向位移为  $0.19 \sim 0.27\text{mm}$ , 许用相对角位移为  $1^\circ$ 。

双排滚子链联轴器通常按标准 GB 6069—85《滚子链联轴器》选用。标准适用范围: 轴径  $d=16 \sim 190\text{mm}$ ; 许用转速, 装罩壳时  $n=4500 \sim 900\text{r/min}$ ; 不装罩壳时  $n=1400 \sim 200\text{r/min}$ ; 许用转矩  $T_n=40 \sim 25000\text{N} \cdot \text{m}$ ; 链条节距  $P=9.525 \sim 63.5\text{mm}$ ; 链轮齿数  $z=14 \sim 20$ 。需自行设计时, 链条联轴器承载能力取决于链条对轮齿的压强和链条销轴的剪切强度。半联轴器材料通常为 45、ZG310—570 或 20Cr。20Cr 钢需经渗碳, 表面淬火至 HRC40—45。罩壳常为铝合金铸件。单排链联轴器因承载能力低, 一般使用较少。

用于潮湿、多尘、高温场合, 如泵、带式输送机、刮板输送机等。不宜用于起动频繁、经常正反转、剧烈冲击载荷及扭振和立轴的联接。

### 齿式联轴器

齿式联轴器由外齿套、内齿圈等零件组成。外齿套和内齿圈的齿廓都为渐开线型, 压力角通常为  $20^\circ$ , 齿数相同, 模数相等。因全部轮齿都进行啮合, 所以具有结构紧凑、工作可靠、传递转矩大的特点, 并能用于高速传动中。



(a) 直齿

(b) 鼓形齿

图 1-3-14 有角位移时沿齿宽的接触情况

齿式联轴器分为直齿联轴器和鼓形齿联轴器两种。直齿联轴器的齿形与普通齿轮相同, 可以采用标准模数刀具, 加工简单。为了补偿两轴相对角位移和径向位移, 减少齿面磨损和相对位移的阻力, 需使润滑油能到达轮齿啮合处, 避免轮齿咬住, 要求相接触的轮齿齿侧应比一般齿轮传动具有较大的间隙, 外齿套的齿顶加工成球面, 球面中心位于齿轮的轴线上, 如图 1-3-14a 所示。直齿联轴器被联接的两轴角位移较大时, 相啮合的轮齿齿面在齿两端局部接触, 降低联轴器的承载能力和使用寿命。



随着工业技术不断发展,对联轴器的承载能力、使用寿命、工作转速、补偿能力提出更高的要求,现已将外齿套的轮齿由直齿改成鼓形齿,改善轮齿沿齿宽方向的接触状态,如图1-3-14b所示。鼓形齿联轴器比直齿联轴器有更大的补偿能力和承载能力,且提高使用寿命,但加工复杂、制造费用高。

直齿联轴器与鼓形齿联轴器除轮齿形状外,其结构基本相同。直齿联轴器因有明显缺点,目前应用较少,故本图册不予介绍。

齿式联轴器工作时,由于两轴有相对角位移,相啮合的齿面间不断做轴向的相对滑动,导致齿面磨损,因此齿式联轴器应具有良好的润滑。联轴器的润滑方式有两种:一是稀油强制润滑,润滑油通过压力油泵喷在轮齿齿面上,润滑后回到油池中,循环使用。另一种方法是浸浴润滑,联轴器内装入稀油或油脂,封闭在联轴器内,润滑效果差,轮齿易磨损,一般用于不重要的场合。

### (1) 强制润滑、重型结构鼓形齿联轴器

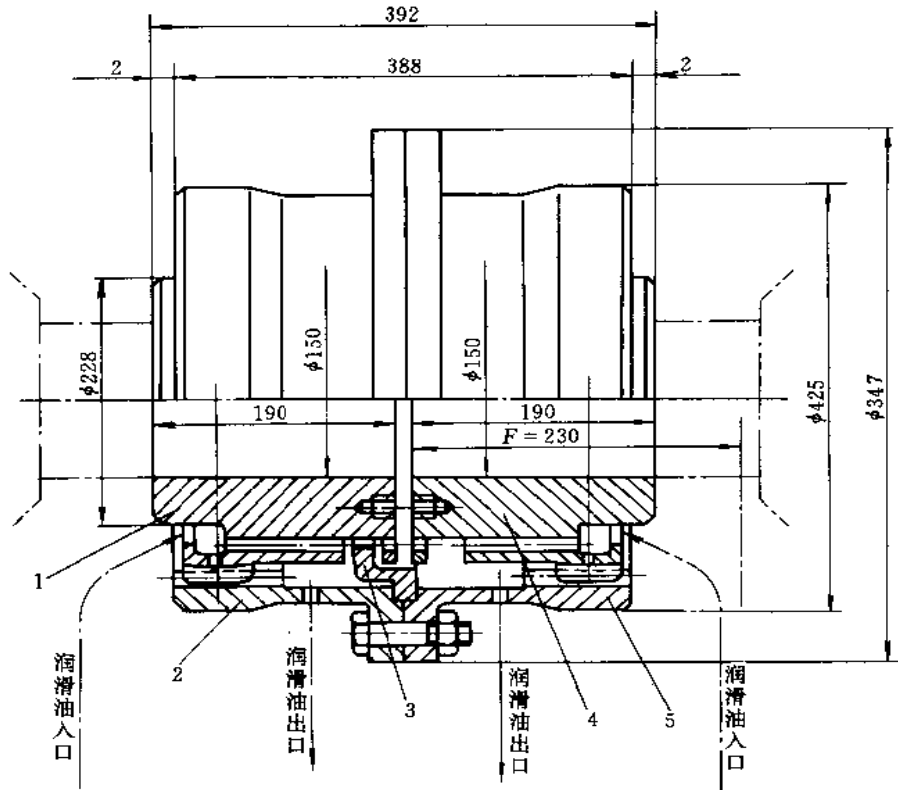


图 1-3-15 双面鼓形齿联轴器

1、4—外齿套；2、5—内齿圈；3—Z形保持环

图示尺寸性能：许用转矩  $T_0=45000\text{N}\cdot\text{m}$ ；许用转速  $n=4750\text{r}/\text{min}$ ；功率转速比  $N/n=4.62\text{kW}/(\text{r}/\text{min})$ ；润滑油用量  $Q=4.2\text{L}/\text{min}$  (1000r/min时)；重量  $m=195\text{kg}$

图1-3-15所示的双面鼓形齿联轴器有两个鼓形齿的外齿套1、4,与两个带有法兰的内齿圈2、5相啮合,两个法兰用铰制螺栓联接。Z形保持环3限制内齿圈产生过大轴向移动,又不影响内齿圈浮动。

采用稀油逐齿进行强制润滑。润滑油分别由外齿套内侧喷入,经过径向小孔,润滑齿面后由内齿圈小孔甩出。由于离心力的作用,油中任何污物、杂质等随油流一起排出,不会沉

积在联轴器的壁上,保持联轴器轮齿啮合的优良性能。润滑油顺旋转方向并与机器轴线大约呈 $30^\circ$ 方向喷入(见图1-3-27),喷入油压力为 $0.1\sim 0.15\text{MPa}$ ,轴径小于 $55\text{mm}$ 有两个喷嘴,轴径大于 $55\text{mm}$ ,有三个喷嘴。

外形尺寸小,承载能力高,工作可靠、平稳,安装精度要求不高,结构复杂,成本高,有噪音,不能缓冲、减振,需要进行润滑。拆装联轴器时需移动设备,因此在更换、检修轴上的零件时,不便于拆卸和装配。

联轴器回转速度大于 $30\text{m/s}$ 时,联轴器需进行动平衡检验。尺寸“ $F$ ”在立式安装和拆卸联轴器用。联轴器材料为优质锻钢。

适用范围:轴径 $d=14\sim 320\text{mm}$ ,许用转矩 $T_n=400\sim 400000\text{N}\cdot\text{m}$ ,许用转速 $n=14000\sim 3000\text{r/min}$ ,重量 $m=4\sim 1565\text{kg}$ ,需油量 $Q=0.3\sim 14\text{L/min}$ (每 $1000\text{r/min}$ 时),功率转速比 $N/n=0.041\sim 41\text{kW}(\text{r/min})$ 。

用于高速、重载轴的联接,如齿轮箱、泵、发电机、压缩机等。近年来,离心压缩机轴的联接有被膜片或膜盘联轴器取代的趋势。

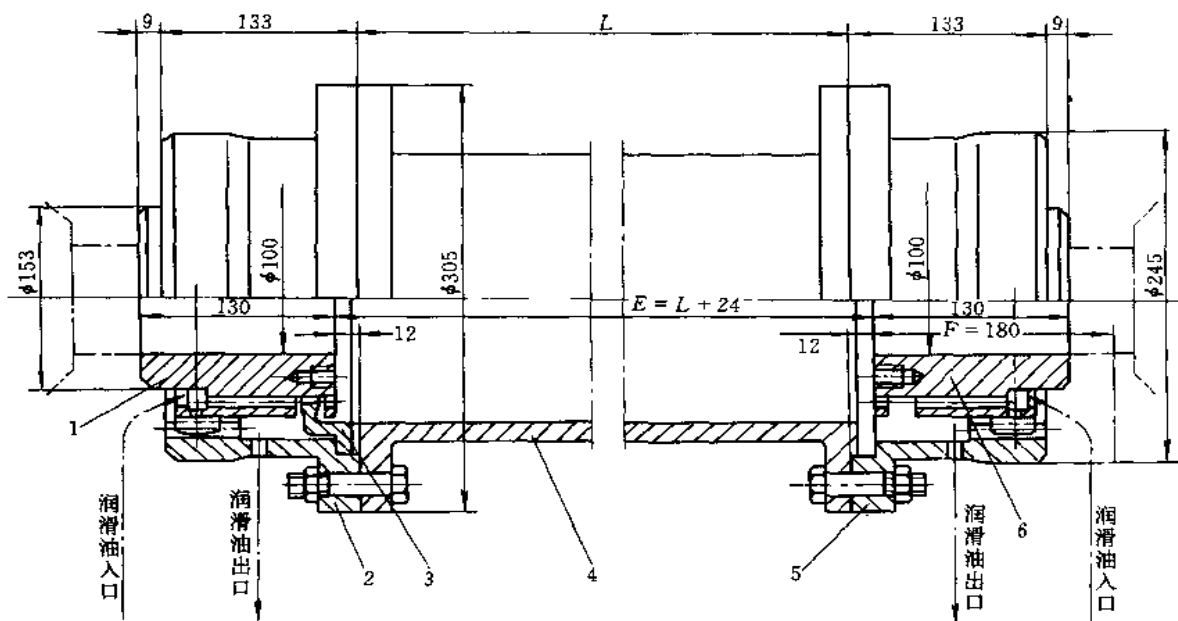


图1-3-16 接短节鼓形齿联轴器

1—外齿套; 2—内齿圈; 3—Z形保持环; 4—短节; 5—内齿圈; 6—外齿套

图示尺寸性能: 许用转矩 $T_n=14000\text{N}\cdot\text{m}$ ; 功率转速比 $N/n=1.44\text{kW}(\text{r/min})$ ; 润滑油用量 $Q=2.12\text{L/min}$ ( $1000\text{r/min}$ 时); 重量 $m=70\text{kg}$ (不包括短节重量)

图1-3-16所示的联轴器中间带有短节4,拆除短节上法兰连接螺栓后,将两个内齿圈2.5分别向两侧移动,短节即可拆除。这样,轴上需要维修或更换的零部件,如机械密封等便可以从轴端空间取出,而不需要移动机器本体。

尺寸“ $F$ ”在立式安装和拆卸联轴器时用。尺寸“ $L$ ”由设计者根据需在轴端取出零部件的尺寸确定。

适用范围:轴径 $d=14\sim 320\text{mm}$ ,许用转矩 $T_n=400\sim 400000\text{N}\cdot\text{m}$ ,重量 $m=4\sim 1640\text{kg}$ (不包括短节重量),许用转速取决于短节的长度和重量,功率转速比 $N/n=0.041\sim 41\text{kW}(\text{r/min})$ ,润滑油用量 $Q=0.3\sim 14\text{L/min}$ ( $1000\text{r/min}$ 时)。

采用稀油逐齿进行强制润滑。

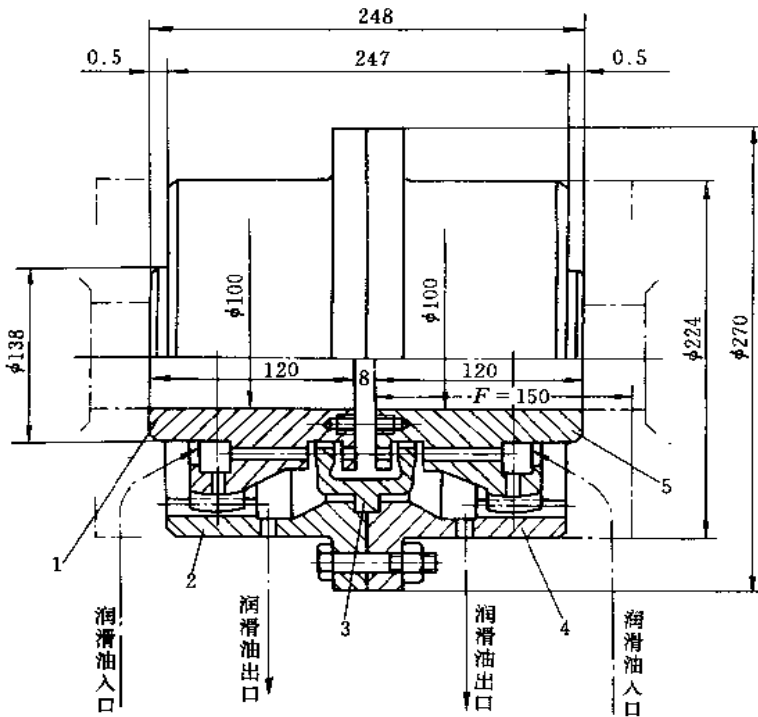


图 1-3-17 双面鼓形齿联轴器

1—外齿套；2—内齿圈；3—U形保持环；4—内齿圈；5—外齿套  
 图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=11200N \cdot m$ ；许用转速  $n=6300r/min$ ；功率转速比  $N/n=1.15kW/(r/min)$ ；润滑油用量  $Q=1.8L/min$  (1000r/min 时)；  
 重量  $m=53kg$

图 1-3-17 所示联轴器配有 U 形保持环，能更严格地限制转动零件产生过大轴向移动，如普通轴承的电机转子。图 1-3-18 所示联轴器的两端半联轴器各设有 Z 形保持环 3、5，限制内齿圈产生过大的轴向移动。

适用范围：轴径  $d=14 \sim 320mm$ ，许用转矩  $T_n=400 \sim 400000N \cdot m$ ，许用转速  $n=14000 \sim 3000r/min$  (图 1-3-18 所示联轴器许用转速取决于短节长度和重量)，功率转速比  $N/n=0.041 \sim 41kW/(r/min)$ ，润滑油用量  $Q=0.3 \sim 14L/min$  (1000r/min 时)，重量  $m=4.1 \sim 1595kg$  (不包括短节重量)。

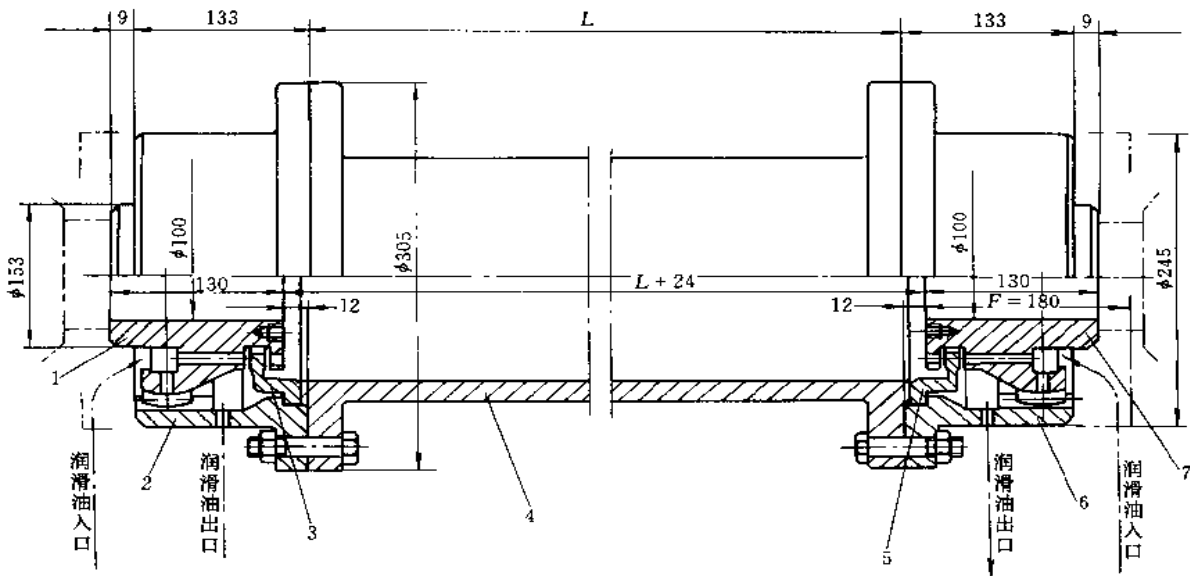


图 1-3-18 接短节鼓形齿联轴器

1—外齿套；2—内齿圈；3—Z形保持环；4—短节；5—Z形保持环；6—内齿圈；7—外齿套  
 图示尺寸性能：许用转速取决于短节长度及重量，其他同图 1-3-17

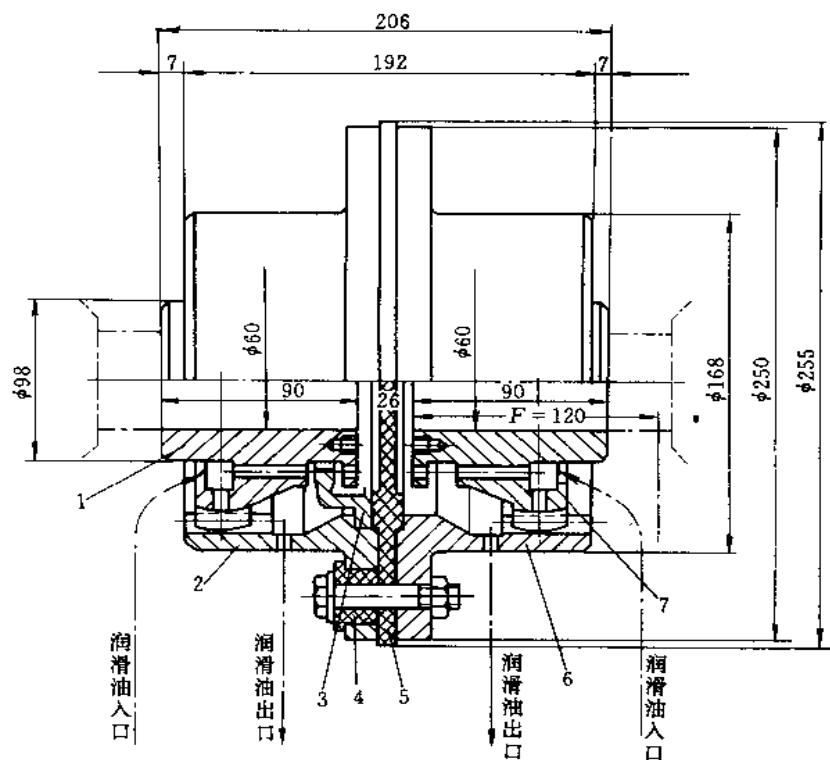


图 1-3-19 绝缘双面鼓形齿联轴器

1—外齿套；2—内齿圈；3—Z形保持环；4—衬套；5—绝缘板；6—内齿圈；7—外齿套

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n = 4000N \cdot m$ ；许用转速  $n = 9000r/min$ ；功率转速比  $N/n = 0.41kW/(r/min)$ ；润滑油用量  $Q = 1L/min$  (1000r/min时)；重量  $m = 27kg$

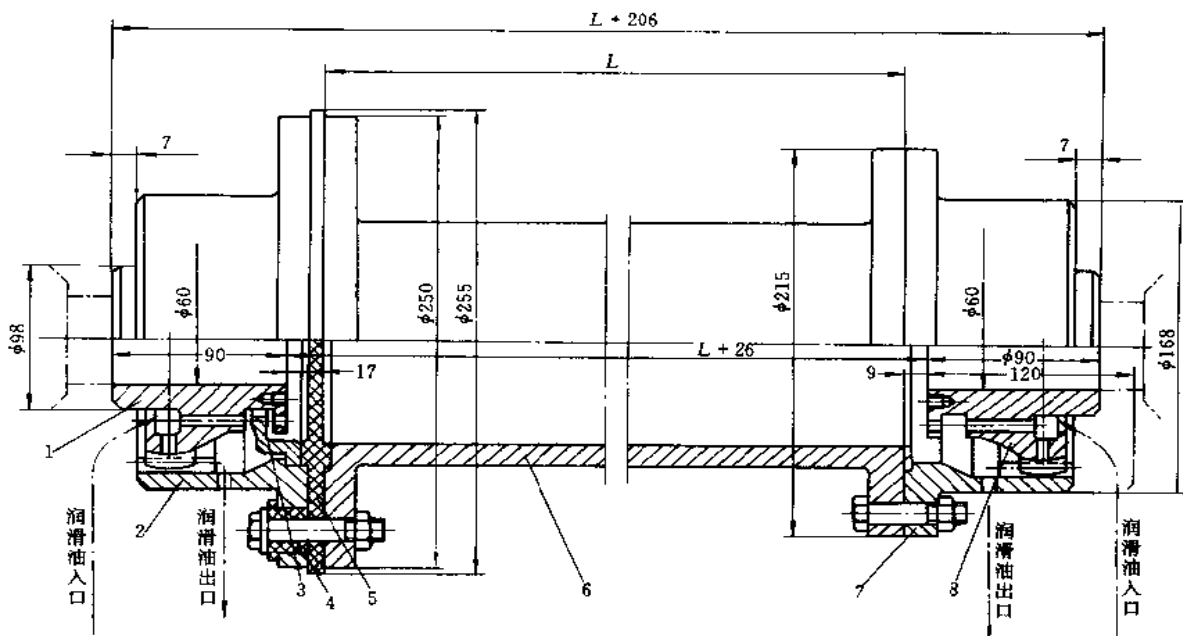


图 1-3-20 接短节绝缘鼓形齿联轴器

1—外齿套；2—内齿圈；3—Z形保持环；4—衬套；5—绝缘板；6—短节；7—内齿圈；8—外齿套

图示尺寸性能：许用转速取决于短节长度及重量，其他同图

图 1-3-19、图 1-3-20 所示联轴器的半联轴器之间设有绝缘板 5，连接螺栓处设有硬纤维

制衬套4,防止泄漏的液流聚集在机器上,提高主、从动轴之间的电气绝缘性、多用于泵及发电机轴的联接。

适用范围:轴径  $d=14\sim 200\text{mm}$ ,许用转矩  $T_n=400\sim 90000\text{N}\cdot\text{m}$ ,重量  $m=6\sim 435\text{kg}$  (不包括短节重量),润滑油用量  $Q=0.3\sim 7.2\text{L}/\text{min}$  (1000r/min时),功率转速比  $N/n=0.041\sim 9.2\text{kW}/(\text{r}/\text{min})$ ,许用转速  $n=14000\sim 4250\text{r}/\text{min}$  (图1-3-20齿式联轴器许用转速取决于短节长度和重量)。

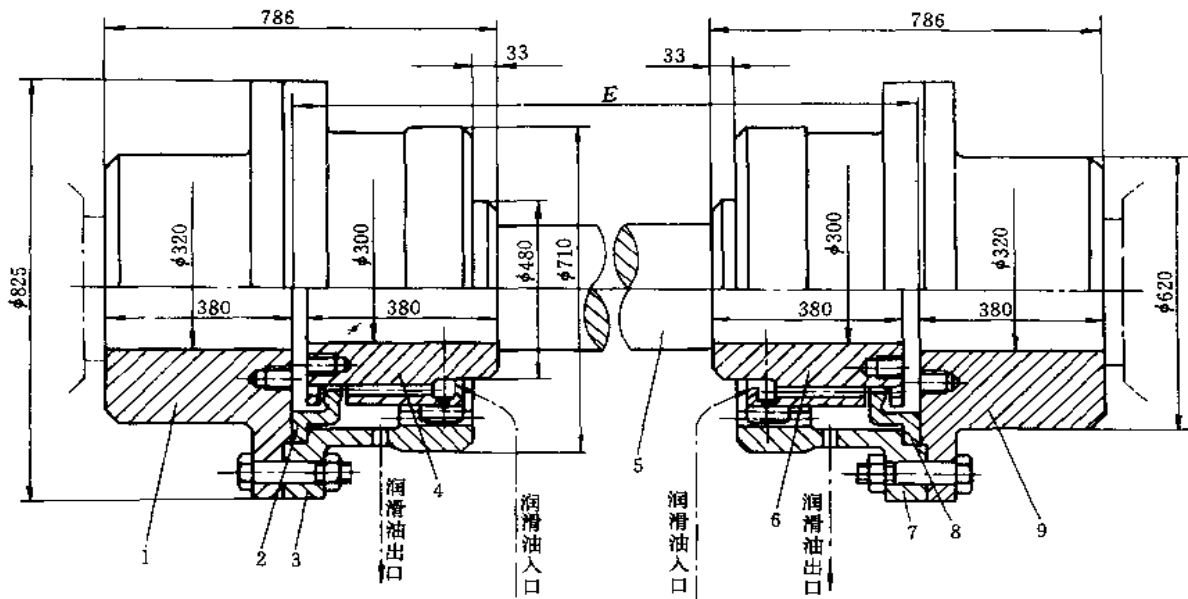


图 1-3-21 接中间轴鼓形齿联轴器

1—半联轴器;2—Z形保持环;3—内齿圈;4—外齿套;5—中间轴;6—外齿套;7—内齿圈;8—Z形保持环;9—半联轴器  
图示尺寸性能:许用转矩  $T_n=400000\text{N}\cdot\text{m}$ ;功率转速比  $N/n=41\text{kW}/(\text{r}/\text{min})$ ;润滑油用量  $Q=14\text{L}/\text{min}$  (1000r/min时);重量  $m=2995\text{kg}$  (不包括中间轴)

图1-3-21所示接中间轴鼓形齿联轴器带有中间轴5,当轴端距离大时采用,拆装方便,拆除半联轴器上的螺栓后,将两端的内齿圈3、7分别向内侧移动,即可拆下联轴器的中间部分。利用半联轴器1和9的外缘找正,方便准确。

适用范围;轴径  $d=14\sim 320\text{mm}$ ,许用转矩  $T_n=400\sim 400000\text{N}\cdot\text{m}$  许用转速取决于中间轴的长度和重量,功率转速比  $\text{kW}/n=0.041\sim 41\text{kW}/(\text{r}/\text{min})$ ,重量  $Q=7.9\sim 2995\text{kg}$  (不包括中间轴),润滑油用量  $Q=0.3\sim 14\text{L}/\text{min}$  (1000r/min时)。

## (2) 强制润滑、轻型结构鼓形齿联轴器

图 1-3-22 所示的轻型双面齿联轴器由一个内齿圈 2 和两个外齿套 1、4 组成没有带螺栓联接的法兰，用弹性圈 3 限制内齿圈的轴向间隙，减轻重量，尺寸小，适合于高转速轴的联接。

内齿圈一体结构，两端轮齿同一节圆直径，加工方便，不需调整刀架便可同时加工两端轮齿。联轴器主要材料为经过热处理的合金钢。

适用范围：轴径  $d = 14 \sim 210\text{mm}$ ，许用转速  $n = 31500 \sim 7100\text{r/min}$ ，许用转矩  $T_a = 500 \sim 112000\text{N} \cdot \text{m}$ ，重量  $G = 2 \sim 280\text{kg}$ ，需油量  $Q = 0.3 \sim 7.2\text{L/min}$  (1000r/min 时)，功率转速比  $N/n = 0.051 \sim 11.5\text{kW}/(\text{r/min})$ 。

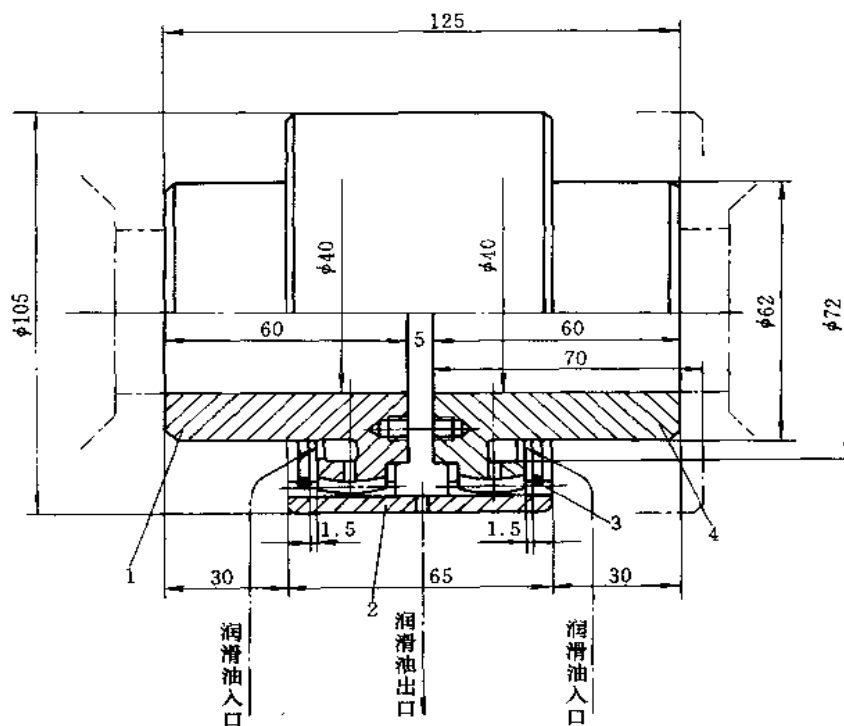


图 1-3-22 双面鼓形齿联轴器

1—外齿套；2—内齿圈；3—弹性圈；4—外齿套

图示尺寸性能：许用转矩  $T_a = 900\text{N} \cdot \text{m}$ ；许用转速  $n = 28000\text{r/min}$ ，功率转速比  $N/n = 0.092\text{kW}/(\text{r/min})$ ；润滑油用量  $Q = 0.35\text{L/min}$  (1000r/min 时)；重量  $m = 3.6\text{kg}$

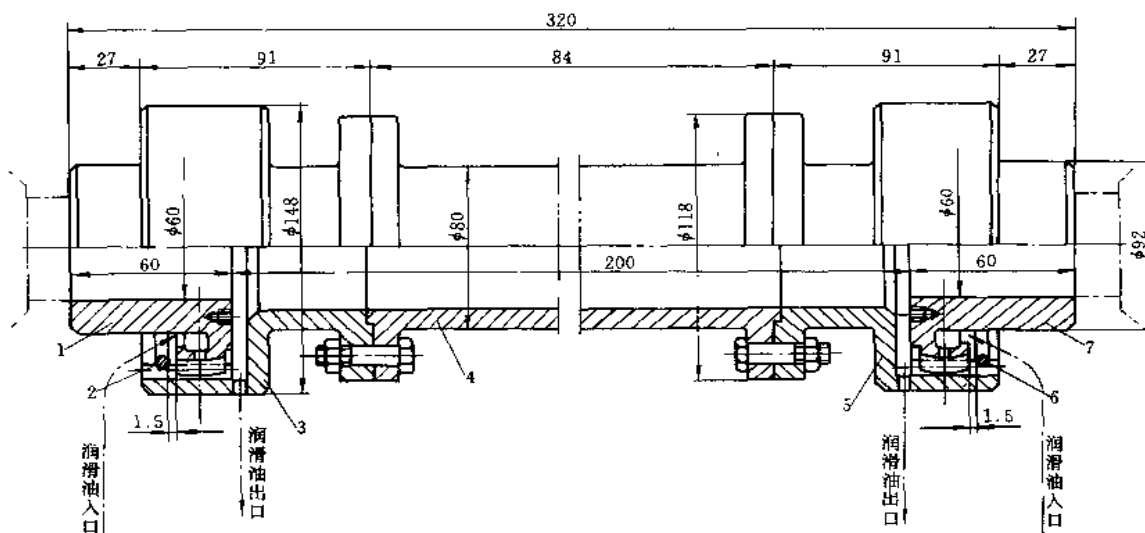


图 1-3-23 接短节鼓形齿联轴器

1—外齿套；2—弹性圈；3—内齿圈；4—短节；5—内齿圈；6—弹性圈；7—外齿套

图示尺寸性能：许用转矩  $T_a = 3150\text{N} \cdot \text{m}$ ；许用转速  $n = 22400\text{r/min}$ ，功率转速比  $N/n = 0.32\text{kW}/(\text{r/min})$ ，润滑油用量  $Q = 0.8\text{L/min}$  (1000r/min 时)；重量  $m = 12\text{kg}$

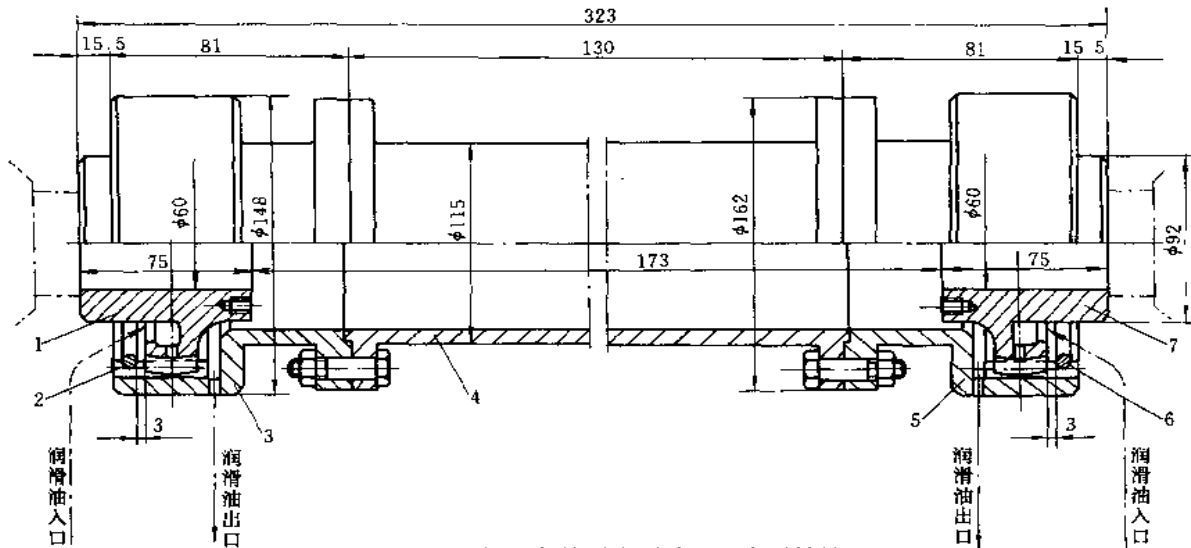


图 1-3-24 接短节鼓形齿联轴器 (大型轴端)

1—外齿套；2—弹性圈；3—内齿圈；4—短节；5—内齿圈；6—弹性圈；7—外齿套  
图示尺寸性能；重量  $m=16\text{kg}$ ，其他与图 1-3-23 相同

在轻型结构中间加短节 4，两端法兰设在短节上，外径小能降低圆周速度，适合高速轴的联接。

拆装方便。拆除螺栓后，两个内齿圈向各自一侧方向移动，便可拆下短节。图 1-3-23 适合长轴端间距；图 1-3-24 所示两端能容纳轴向固定用的大型轴端螺母。

联轴器主要材料为经热处理的合金钢。

适用范围：轴径  $d=16\sim 340\text{mm}$ ，许用转矩  $T_s=500\sim 500000\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=31500\sim 3550\text{r}/\text{min}$ ，功率转速比  $N/n=0.051\sim 51\text{kW}/(\text{r}/\text{min})$ ，重量  $m=3.9\sim 1330\text{kg}$ ，润滑油用量  $Q=0.3\sim 14\text{L}/\text{min}$  (1000r/min 时)。

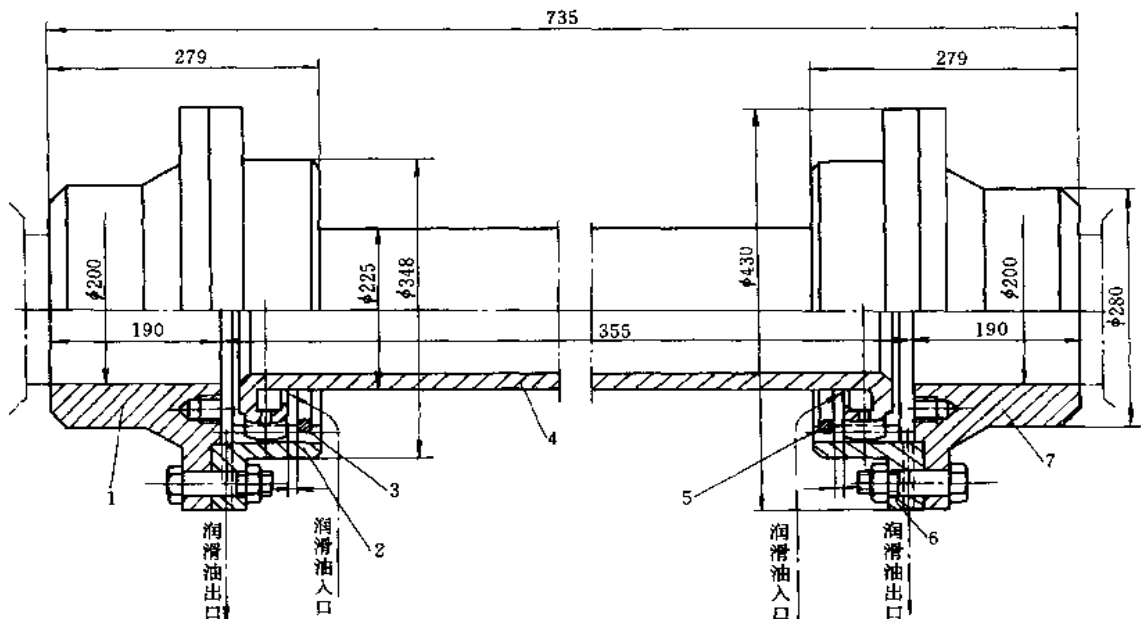


图 1-3-25 接短节鼓形齿联轴器 (短节与外齿套呈一体)

1—半联轴器；2—内齿圈；3—弹性圈；4—外齿套；5—弹性圈；6—内齿圈；7—半联轴器  
图示尺寸性能，许用转矩  $T_s=56000\text{N}\cdot\text{m}$ ；许用转速  $n=7100\text{r}/\text{min}$ ；功率转速比  $N/n=5.75\text{kW}/(\text{r}/\text{min})$ ；  
润滑油用量  $Q=4.2\text{L}/\text{min}$  (1000r/min 时)；重量  $m=265\text{kg}$

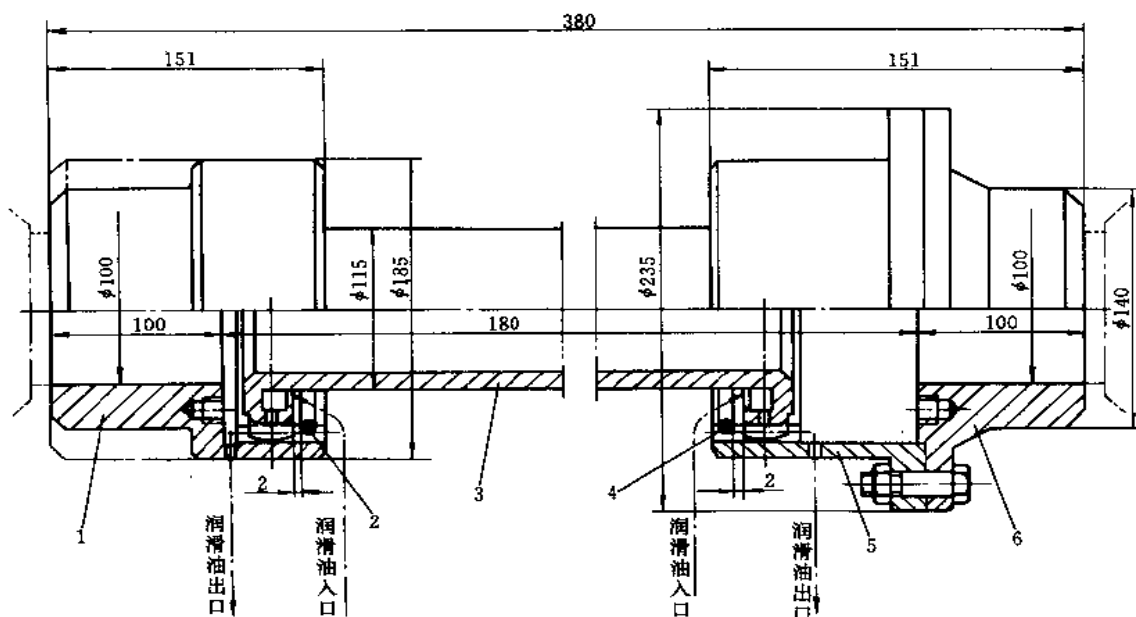


图 1-3-26 接短节鼓形齿联轴器（短节与外齿套呈一体）

1—内齿圈；2—弹性圈；3—外齿套；4—弹性圈；5—内齿圈；6—半联轴器

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=7100\text{N}\cdot\text{m}$ ；许用转速  $n=14000\text{r}/\text{min}$ ；功率转速比  $N/n=0.73\text{kW}/(\text{r}/\text{min})$ ；

润滑油用量  $Q=1.25\text{L}/\text{min}$ （1000r/min 时）；重量  $m=37\text{kg}$

图 1-3-25 所示联轴器中的中间短节与外齿套呈一体，内齿圈带有法兰与半联轴器 1、7 用铰制螺栓相连，拆装方便。

图 1-3-26 只有一端内齿圈带有法兰与半联轴器 6 相连，外齿套与半联轴器端面距离较大，更便于拆除短节。以半联轴器的外缘为基准面找正，方便准确。

联轴器主要材料为经热处理的合金钢。

适用范围：轴径  $d=14\sim 280\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n=500\sim 1.12\times 10^5\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=25000\sim 5600\text{r}/\text{min}$ ，功率转速比  $N/n=0.051\sim 11.5\text{kW}/\text{r}/\text{min}$ ，重量  $m=5.5\sim 525\text{kg}$ ，润滑油用量  $Q=0.3\sim 7.2\text{L}/\text{min}$ （1000r/min 时）。



## (3) 强制润滑齿式联轴器与防护罩的组合

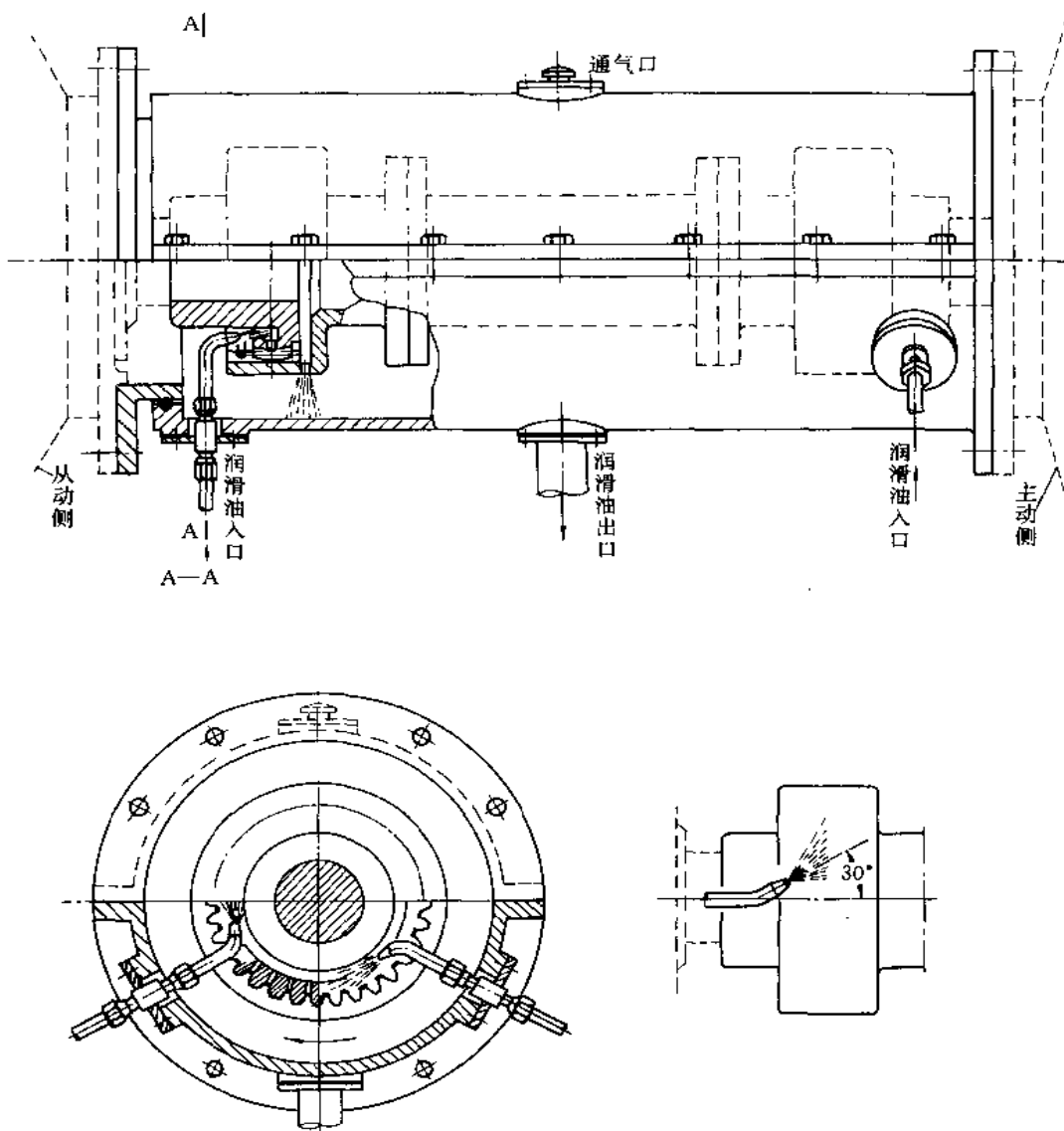


图 1-3-27 强制润滑齿式联轴器与防护罩的组合

强制润滑齿式联轴器必须加强制润滑系统装置及防护罩。防护罩为轴向剖分结构，剖分面加工平整并涂以密封胶，二者之间不允许有衬垫，用螺栓将上下半防护罩连接。防护罩端部用密封圈密封。

防护罩材料为碳钢。

## (4) 油脂或油浴润滑鼓形齿联轴器

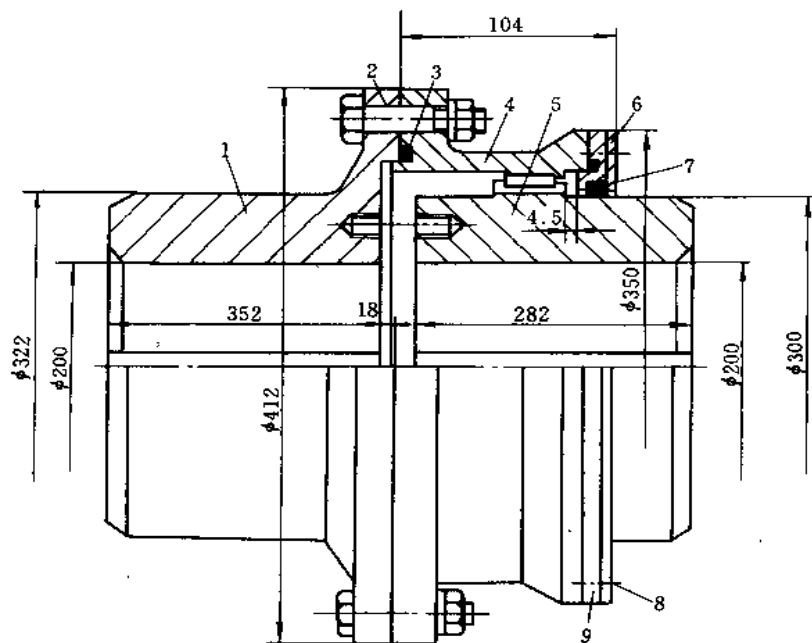


图 1-3-28 单面鼓形齿联轴器

1—半联轴器；2—螺栓；3—密封环；4—内齿圈；5—外齿套；6—压板；7—密封圈；8—螺钉；9—限制板  
图示尺寸性能，许用转矩  $T_n=63000\text{N}\cdot\text{m}$ ；许用转速  $n=1850\text{r}/\text{min}$ ；油脂装入量  $585\text{mL}$ ；重量  $370\text{kg}$

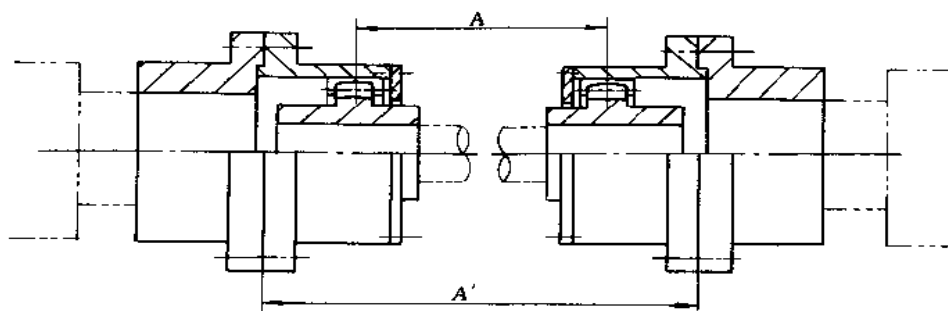


图 1-3-29 有中间轴联接的单面鼓形齿联轴器

图 1-3-28 所示的联轴器中，仅有一对相啮合的内齿圈 4 和外齿套 5，所以称为单面鼓形齿联轴器。这种结构的联轴器补偿能力低，单独使用较少，通常采用两个同型号、面对面布置的单面鼓形齿联轴器、二者之间用中间轴联接，如图 1-3-29 所示。为了防止外齿套及中间轴产生过大的轴向移动，装有限制板 9（图 1-3-28）。

联轴器轮齿采用油脂润滑，密封圈密封。

两轴许用相对径向位移  $\Delta y=1\sim 8.5\text{mm}$ ，许用相对角位移  $\Delta\alpha=1^\circ 30'$ ，不同规格尺寸补偿量不同。带有中间轴联接的联轴器。许用径向位移  $\Delta y=A\cdot t\gamma\Delta\alpha$

通常按标准 JB/ZQ 4379—86 中 G I CLZ 型选用，标准系列范围：轴径  $d=16\sim 1000\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n=355\sim 4\times 10^6\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=4000\sim 460\text{r}/\text{min}$ 。





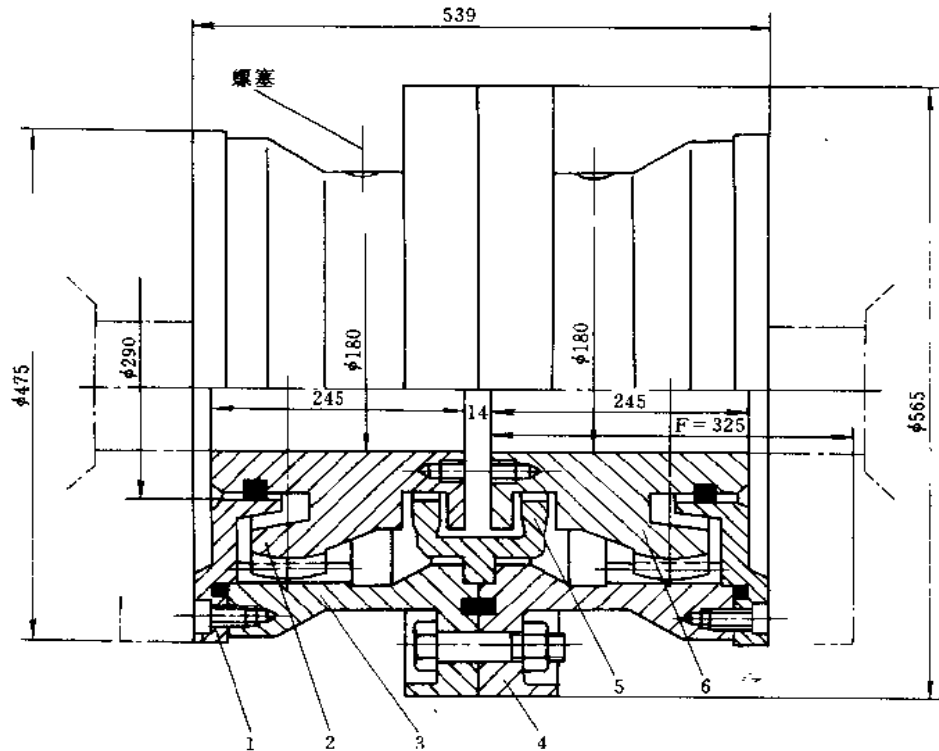


图 1-3-32 双面鼓形齿联轴器

1—端盖；2—外齿套；3—内齿圈；4—内齿圈；5—U形保持环；6—外齿套

图示尺寸性能：许用转矩  $T_a=90000\text{N}\cdot\text{m}$ ；许用转速  $n=4200\text{r}/\text{min}$ ；功率转速比  $N/n=9.2\text{kW}/(\text{r}/\text{min})$ ；

油脂装入量  $Q=1\text{kg}$  或稀油装入量  $10.2\text{L}$ ；重量  $m=503\text{kg}$

图 1-3-32 用 U 形保持环 5 加强限制转动零件，如普通轴承支承的电机转子的轴向移动。用稀油或油脂润滑，保证足够润滑油能连续运转 16000 小时。

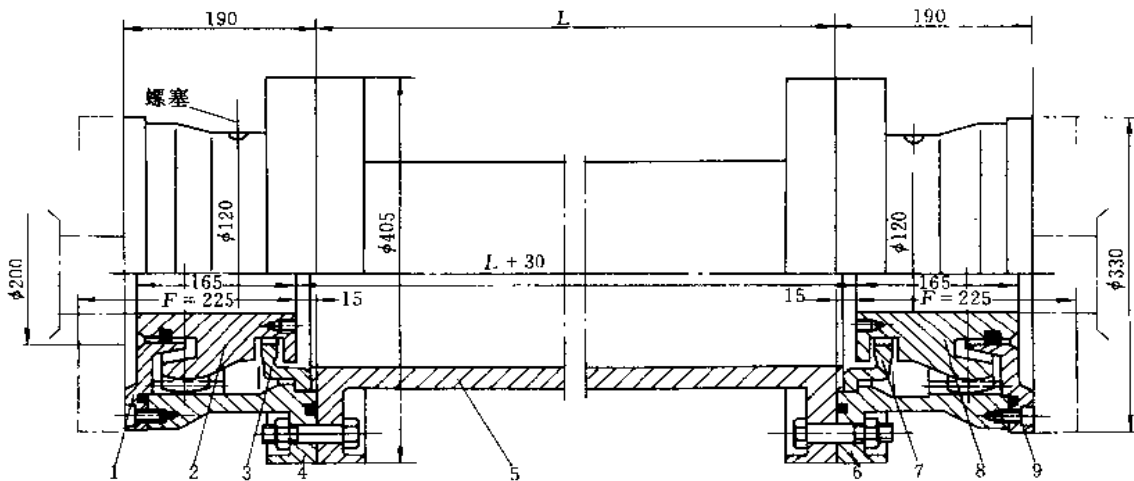


图 1-3-33 接短节鼓形齿联轴器

1—端盖；2—外齿套；3—Z形保持环；4—内齿圈；5—短节；6—内齿圈；7—Z形保持环；8—外齿圈；9—端盖

图示尺寸性能：许用转矩  $T_a=31500\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速取决于短节长度及重量；功率转速比  $N/n=3.24\text{kW}/(\text{r}/\text{min})$ ；

油脂装入量  $Q=3.1\text{kg}$ ；重量  $m=176\text{kg}$ （不包括短节）

图 1-3-33 带有中间短节 5，内径大，能容纳轴向固定用的大型轴端螺母。配有 Z 形保持

环3、7，限制外齿套2、8的轴向移动。

联轴器主要材料为锻钢。

适用范围：轴径  $d=14\sim 200\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n=400\sim 90000\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=14000\sim 4200\text{r}/\text{min}$ ，带中间短节的许用转速取决于短节的长度及重量，功率转速比  $N/n=0.041\sim 9.2\text{kW}/(\text{r}/\text{min})$ ，重量： $m=5.5\sim 503\text{kg}$ （不包括短节重量）。

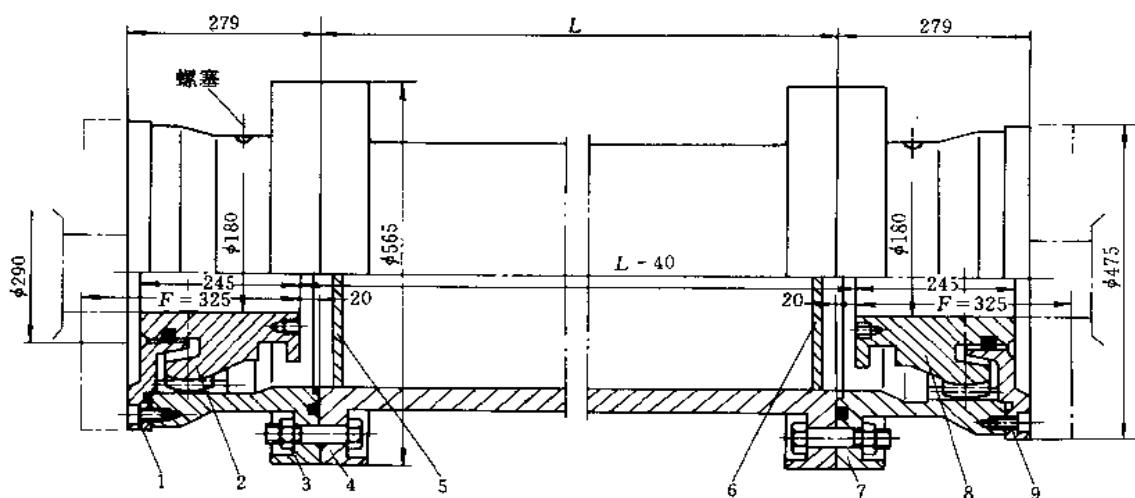


图 1-3-34 接短节鼓形齿联轴器

1—端盖；2—外齿套；3—内齿圈；4—短节；5—隔板；6—隔板；7—内齿圈；8—外齿套；9—端盖  
图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=90000\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速取决于短节长度及重量；功率转速比  $N/n=9.2\text{kW}/(\text{r}/\text{min})$ ；  
油脂装入量  $m=5.1\text{kg}$  或稀油装入量  $2.8\text{L}$ ；重量  $m=489\text{kg}$ （不包括短节）

图 1-3-34 中内齿圈 3 和 7 与短节 4 上的法兰用螺栓连接，且与外齿套 2 和 8 相啮合，用端盖 1 和 9 限制内齿圈产生过大的轴向移动，又不影响内齿圈浮动。拆装、维护检修方便。

采用稀油或油脂润滑。为了减少油的装入量，在短节内设有两块隔板 5 和 6，将联轴器隔成两个润滑室，常用于  $L$  大于  $400\text{mm}$  的场合。

尺寸“ $F$ ”为垂直安装和拆卸联轴器需用的空间。尺寸“ $L$ ”由设计者根据需要在轴端取出零件的尺寸确定。

适用范围：轴径  $d=14\sim 200\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n=400\sim 90000\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速取决于短节的长度和重量，重量  $m=5.2\sim 487\text{kg}$ （不包括短节重量），油脂装入量  $Q=0.1\sim 5.1\text{kg}$  或稀油装入量为  $0.04\sim 2.8\text{L}$ 。

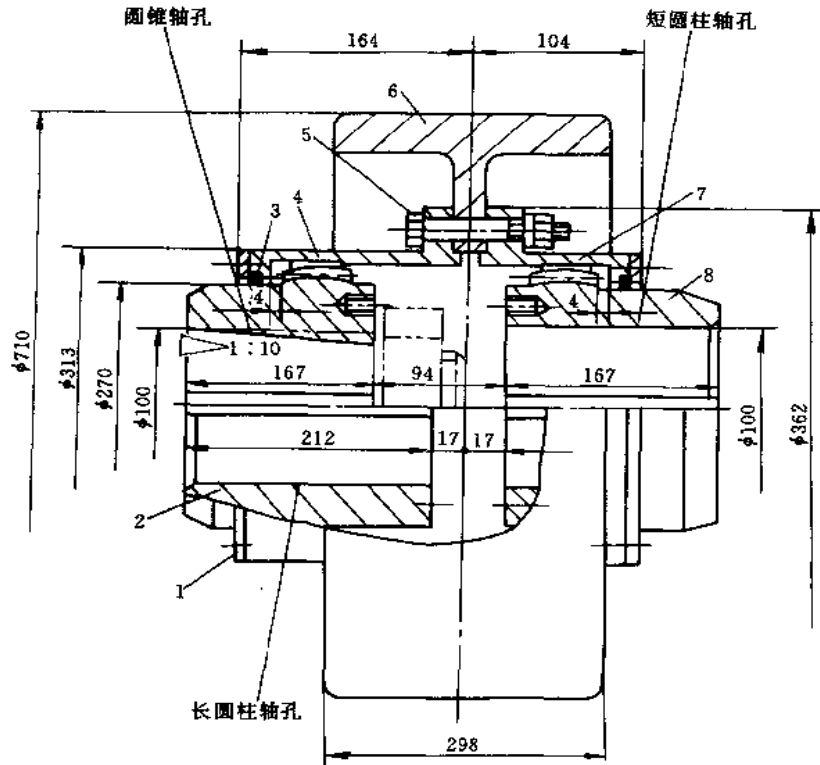


图 1-3-35 带制动轮双面鼓形齿联轴器

1—压盖；2—外齿套；3—密封环；4—内齿圈；5—螺栓；6—制动轮；7—内齿圈；8—外齿套  
 图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=45000N \cdot m$ ；许用转速  $n=1050r/min$ ；油脂装入量 1.32L；重量  $m=351kg$

图 1-3-35 所示联轴器中，有两对相互啮合的内齿圈 4、7 和外齿套 2、8，且带有制动轮 6，可以制动，所以称为带制动轮双面鼓形齿联轴器。

采用油脂润滑，密封环密封。

两轴许用径向位移  $\Delta y=1\sim 8.5mm$ ，许用相对角位移  $\alpha=1^\circ 30'$  不同规格尺寸补偿量不同。

通常按标准 JB/ZQ 4644—86 中 NGCL 型联轴器选用，标准系列范围：轴径  $d=20\sim 250mm$ ，许用转矩  $T_n=355\sim 100000N \cdot m$ ，许用转速  $n=4000\sim 950r/min$ 。

(5) 特殊结构鼓形齿联轴器

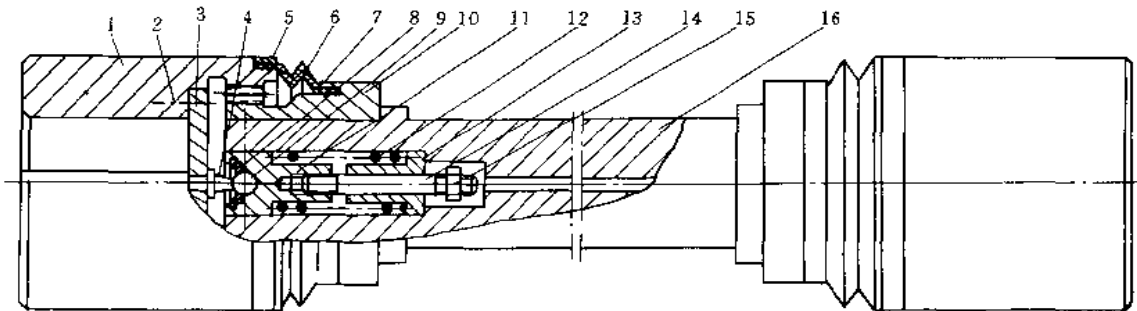


图 1-3-36 特殊结构鼓形齿联轴器

1—内齿半联轴器；2—螺钉；3—隔板；4—支承；5—卡箍；6—伸缩套；7—卡箍；8—垫板；9—球；10—外齿圈；  
 11—支座；12—弹簧；13—托座；14—螺杆；15—螺母；16—中间轴

图 1-3-36 所示联轴器的结构特点是两个内齿半联轴器 1 之间的跨距大，中间轴 16 较长，

因此,在同样位移量的情况下比小跨距的结构产生的倾斜角小,轴向补偿能力大。当产生大的轴向位移时,中间轴 16 将外齿圈 10 及托座 13 一起向左推移,件 10 在内齿半联轴器 1 内滑移。件 6 为波纹形密封套,能左右伸缩。弹簧 12 与 6 能同步伸缩。产生角位移时有关件之间能绕球 9 的圆心转动,球心也是鼓齿的齿宽圆弧中心,起定中作用。本图例为轧钢机主轴的典型结构图。

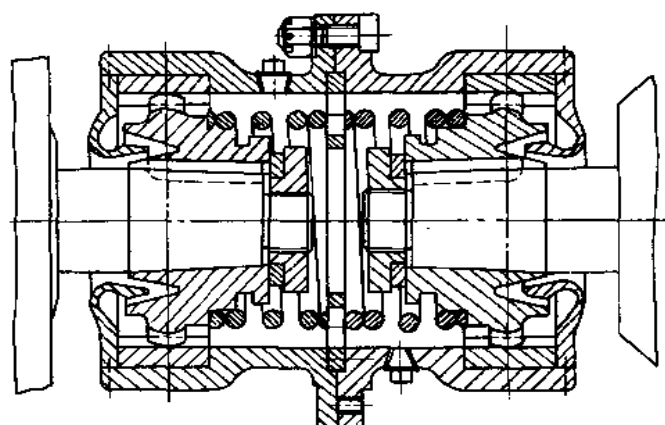


图 1-3-37 铁路车辆用的齿形联轴器

采用油浴式润滑,两端半联轴器结构相同。

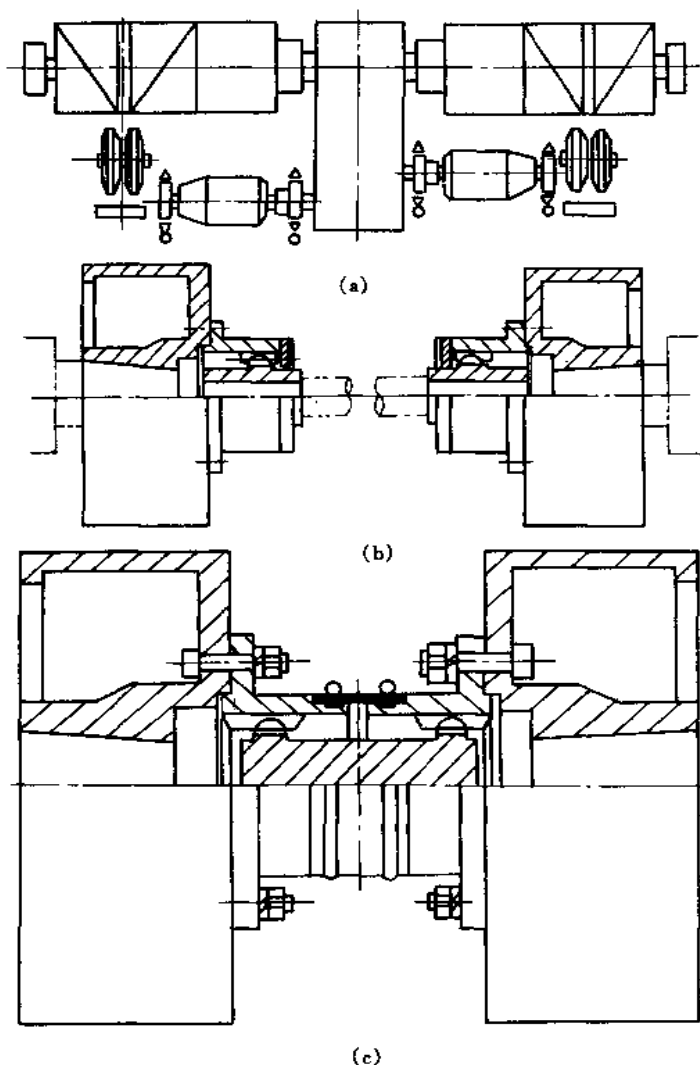


图 1-3-38 带制动轮齿式联轴器在起重机上的应用

图 1-3-37 为铁路车辆用的齿形联轴器。

(6) 齿式联轴器的应用举例

吊运液态金属的起重机通常具有两套彼此有联系的起升驱动装置,每套起升装置设有两套制动器,如图 1-3-38 所示。

原两制动器大多设置在电动机两端,与减速器相连的一端采用一个 CLL 型带制动轮的半齿联轴器(图 a)。其补偿能力较低,安装误差大时会给高速轴带来附加载荷,影响传递效率。也有在电动机与减速器轴上各设一个 CLL 型带制动轮的半齿联轴器,中间通过一根浮动轴传递扭矩(图 b)。其补偿能力高,但增加了电动机与减速器的中心距,给起升机构布置带来困难,不得不加宽小车架与桥架,也增加了起重机的制造成本。

图 c 为双制动轮双面齿联轴器,它是将两个分离的 CLL 型带制动轮的半齿联轴器合二为一,



两制动轮的最小距离由两制动器决定。结构上以最大的间距设置外齿轴上的两组弧型齿轮；两内齿嵌入制动轮的定位轴肩深度之和应小于两内齿套之间的间隙。这样，不必拆电动机即可更换制动轮；外齿轴的长度控制在轴向窜动为 5~10mm 的范围内；润滑油可以利用柔性密封圈的弹性加入。其特点是结构紧凑，转量惯量小，零件数量少，制造成本低，安装容易，维修方便；而且具有调整由于安装不准确而引起的被联接轴的相对倾斜和位移之功能，补偿能力强；两制动器可同为一个底座，便于安装，调节。尤其适用于吊运液态金属及其他危险物品的起升机构。

## 万向联轴器

万向联轴器属于空间连杆机构，能够联接空间同一平面上相交的两轴，传递运动和转矩。它不但允许有相当大的轴间夹角，而且还允许轴间夹角在限定的范围内随工作需要而变动。

万向联轴器种类很多，若以工作性能分类，假定主动轴为恒速，经联轴器传动至从动轴后会产生速度变化，由此可分为非等速型、准等速型和等速型三种，但由于准等速型可以有条件地等同于等速型，所以有的分类方法只分为非等速型和等速型两类。

### (1) 非等速型

非等速型万向联轴器通常有单十字轴万向联轴器、单球式万向联轴器、胶环万向联轴器等。当主、从动轴之间的夹角大于零、主动轴为恒速时，从动轴却以周期性变化的瞬时角速度转动，但主动轴与从动轴平均角速度比为 1。从动轴转速的变化与主、从动轴之间的夹角有关，夹角大，从动轴转速变化大，能引起附加动载荷，因此非等速型联轴器不宜用于转速高的传动。

### (2) 准等速型

准等速型万向联轴器在设计角速度下工作时，联轴器以等于 1 的瞬时角速度比来传递运动。联轴器若在接近设计角速度下工作时，瞬时角速度比近似为 1。这种联轴器通常有双十字轴万向联轴器，它是由两个单十字轴联轴器的组合，或者根据工作要求将两个单联轴器（非等速型）通过中间轴联接，其中一个单联轴器常常和花键槽等结构组合成可伸缩机构，用来补偿联轴器在工作中产生角位移和轴位移。

### (3) 等速型

等速型万向联轴器通常有球笼万向联轴器、球叉万向联轴器等，主动轴和从动轴始终以等于 1 的瞬时角速度比来传递转矩和运动，传动平稳，允许使用更高的速度，但结构复杂，制造困难，成本高。另外，受机构条件限制，承载能力不如非等速型高。

## (1) 非等速型万向联轴器

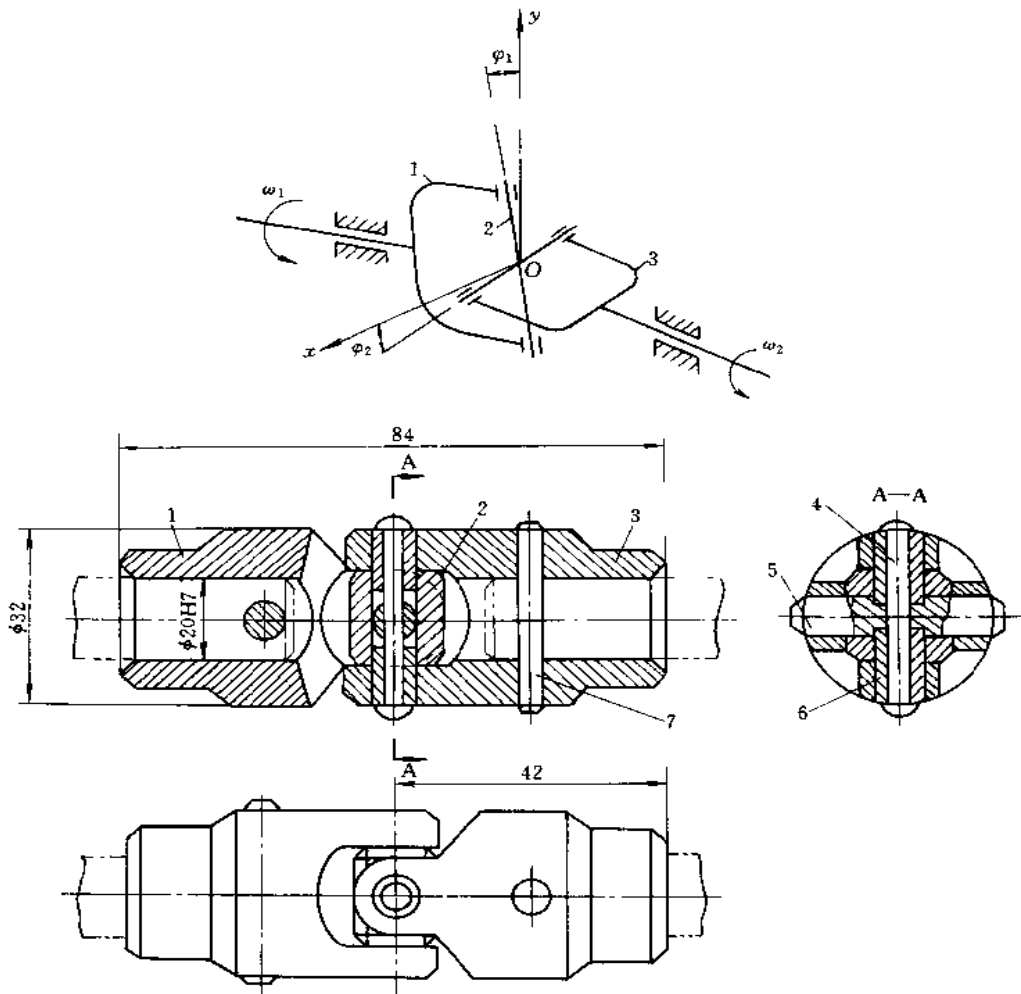


图 1-3-39 单十字轴万向联轴器 (小型)

1—叉形接头；2—中间联接件；3—叉形接头；4—销杆；5—塞销；6—套筒；7—圆锥销

图示尺寸性能：许用转矩  $T_a = 160\text{N} \cdot \text{m}$

图 1-3-39 为单十字轴万向联轴器，它由两个安装在主、从动轴上的叉形接头 1、3 以及开有两个正交孔的六面体形状的中间联接件 2（十字块）、塞销 5、销杆 4 和套筒 6 组成。销杆是一根穿通的长轴，塞销是一根带有两个短套穿通的铆钉。塞销与销杆相互垂直配置并与十字块构成十字轴。十字轴的轴颈分别支承在两个叉形接头的孔中组成转动副。

万向联轴器主动轴等速转动时，从动轴不等速转动，且相对十字轴中心摆动，随着两轴夹角的增大，从动轴转动不均匀性增大，引起附加冲击载荷，且传动效率也随着显著下降。两轴线之间的夹角最大可达  $45^\circ$ 。

这种联轴器一般需自行设计。通常，轴径为  $10 \sim 40\text{mm}$ ，许用转矩为  $12.5 \sim 1280\text{N} \cdot \text{m}$ （两轴的轴间夹角为  $0^\circ$  时的静转矩值）。叉形接头和中间联接件的材料可选用 20Cr，销杆和塞销选用 40Cr，热处理后硬度 HRC18~52。

它用于小轴径，传递转矩不大，两轴线相交的传动，如汽车、钻床、筑路机等辅助传动中，不宜用于转速高的场合。

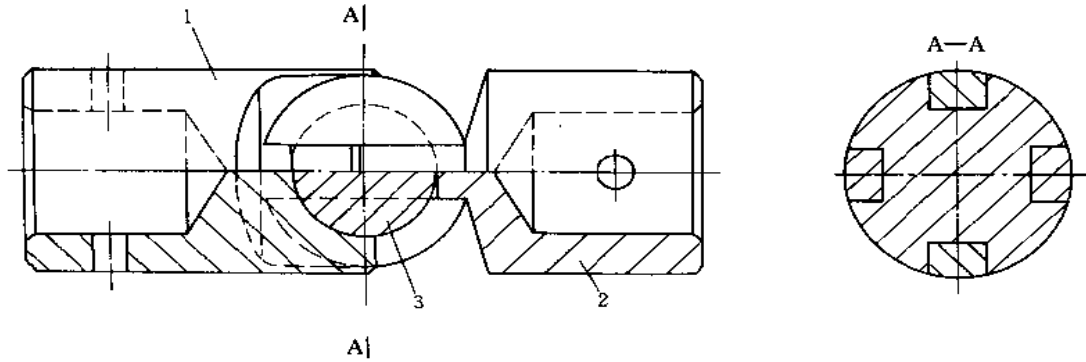


图 1-3-40 球式万向联轴器 (小型)

1—叉轴; 2—球体; 3—叉轴

图 1-3-40 为小型万向联轴器, 结构简单, 由叉轴 1、3 和球体 2 组成。球体 2 是带有十字槽的球体, 叉轴 1、3 互成  $90^\circ$ , 分别嵌入球体十字槽中。因此, 理论上可以认为叉轴 1、3 具有最大球间夹角为  $45^\circ$ , 但由于支承能力差, 实际使用时应减少使用角度。

承载能力小, 仅用于各种小型的机械传动。

### (2) 准等速型万向联轴器

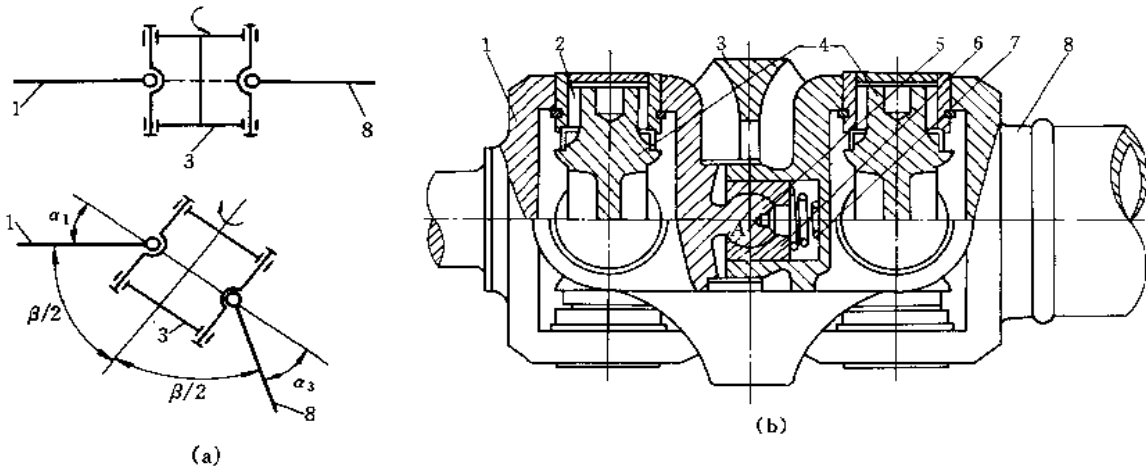


图 1-3-41 双联万向联轴器

1—主动轴; 2—滚针轴承; 3—中间架; 4—十字轴; 5—定心球头; 6—锥形环; 7—弹簧; 8—从动轴

图 1-3-41 为双联万向联轴器, 它由两个十字轴单万向联轴器按等角速度条件串联组合而成。工作原理如图 a 所示, 中间架 3 相当于十字轴万向联轴器缩短后的中间轴, 其两端的两个叉形接头合在一起。当  $\alpha_1 = \alpha_2$  时, 主、从动轴 1、8 角速度相等, 为了保证  $\alpha_1 = \alpha_2$ , 在联轴器中需装分度机构, 使中间架的轴线始终位于两轴线夹角  $\beta$  的平分面上。

图 b 中, 分度机构的定心球头 5 和锥形环 6 组成球面副。球面副的中心 A 位于两个十字轴 4 中心连线的中点。当从动轴相对主动轴偏转一定角度时, 分度机构的中间架转到一定位置, 使主、从动轴在不同轴线间夹角传动时,  $\alpha_1 \approx \alpha_2$ , 保证了主、从动轴的角速度近似相等。

主、从动轴之间允许有较大的夹角, 一般达  $50^\circ$ 。主、从动轴角速度相等, 传递载荷平稳。工作可靠, 但结构复杂, 零件多, 外形尺寸大。

用于要求两轴之间有较大角位移, 对轴向尺寸又有一定限制的场合, 目前主要用于中小型车辆中。

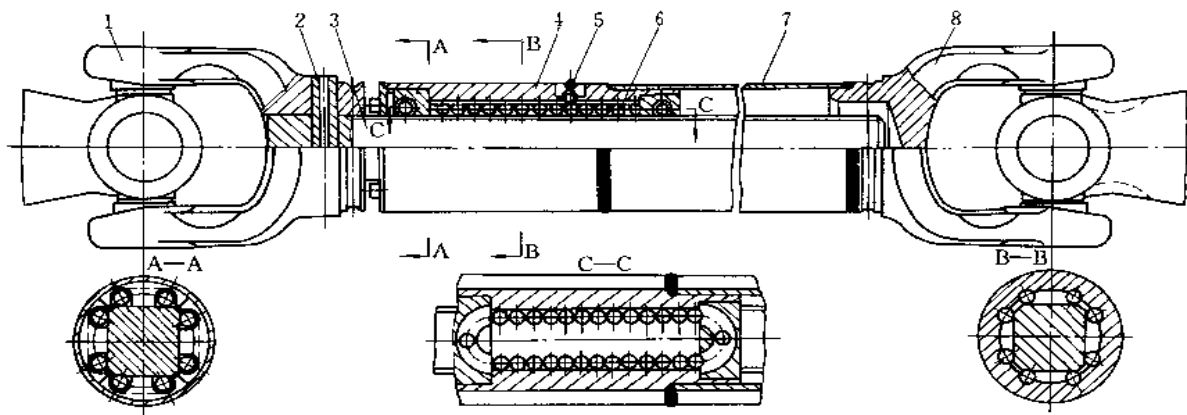


图 1-3-42 十字轴万向联轴器 (中型)

1、8—单十字轴万向联轴器；2—销轴；3—内轴；4—外套；5—油杯；6—滚珠；7—空心轴

图 1-3-42 所示联轴器主要由中间轴和两个单十字轴万向联轴器 1、8 组成。中间轴分为两段，一段为外套 4，另一段为空心轴 7。外套内侧的滑槽装有滚珠 6，与方形内轴 3 接触连接，并用于传递转矩。在运转过程中，主、从动轴发生径向位移时，内轴靠滚珠滚动沿轴向伸缩，补偿两轴间距离的变化。滚珠用油脂润滑，由油杯 5 注入。

这种联轴器的缺点是工艺要求高，加工困难。

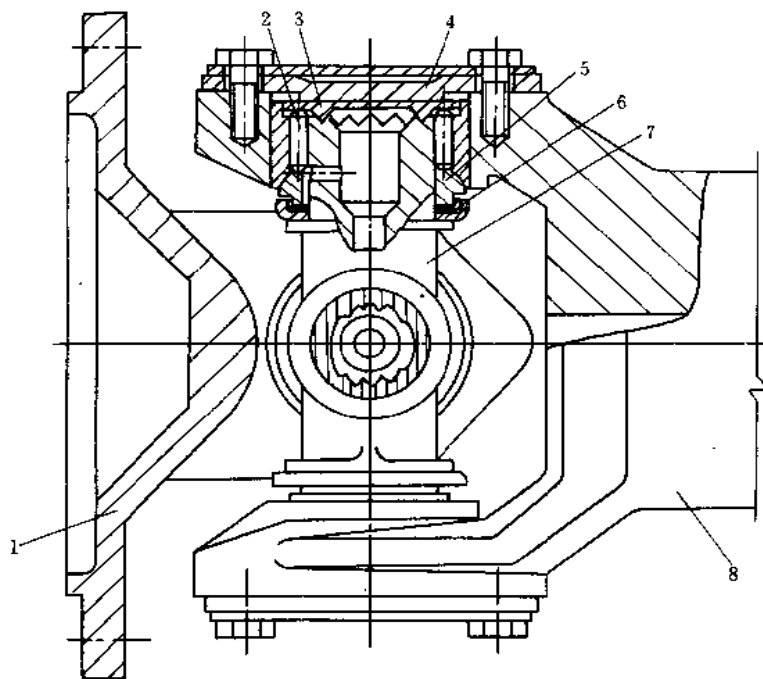
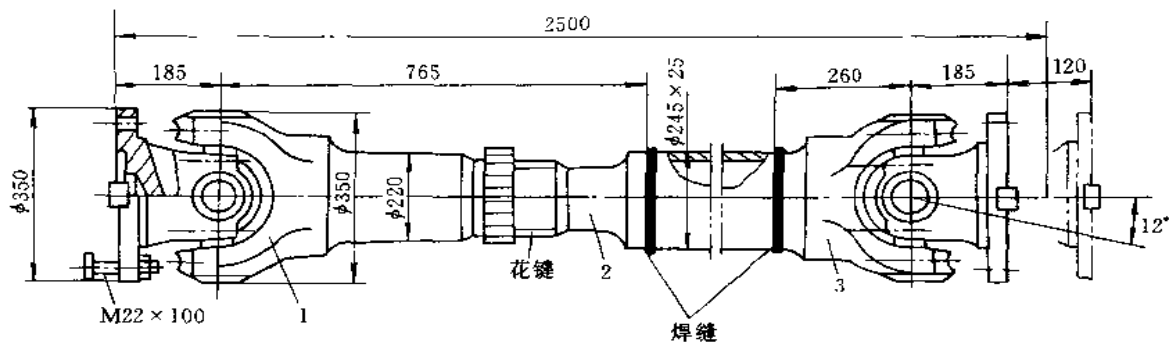


图 1-3-43 十字轴万向联轴器 (中型)

1—凸缘轴叉；2—滚针轴承；3—垫板；4—压盖；5—压环；6—密封圈；7—十字轴；8—轴叉

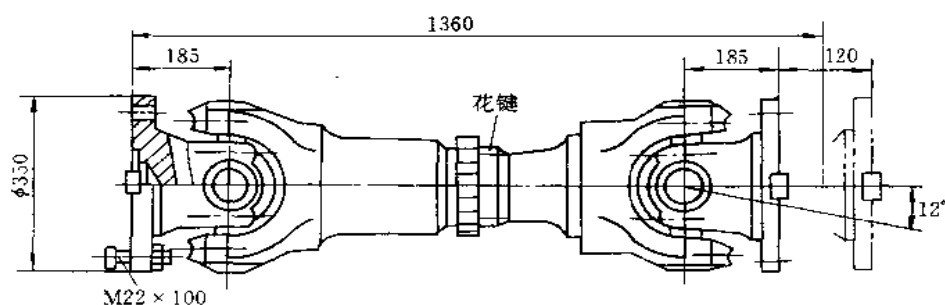
图 1-3-43 为中型十字轴万向联轴器多用于车辆行走机械，一般成对使用。轴叉 8 的孔装有滚针轴承 2，轴承只有外圈，滚针直接与十字轴 7 接触，用油脂润滑，并用密封圈 6 密封。用压盖 4 上的螺钉通过垫板 3、轴承外圈和压环 5 来压紧密封圈，密封性能好。

通常，轴叉材料为 40 号钢；十字轴材料为 20Cr 表面淬火；轴承外圈材料为轴承钢。



(a) 有伸缩长型

1、2—十字轴单万向联轴器；2—中间轴



(b) 有伸缩短型

1、3—单十字轴万向联轴器；2—中间轴

图 1-3-44 双十字轴万向联轴器 (大型)

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n = 100000 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，重量  $m = 579 \text{ kg}$  (图 a)， $438 \text{ kg}$  (图 b)

图 1-3-44 为双十字轴万向联轴器。图 a 由中间轴 2 串联两个单十字轴万向联轴器 1、3 组成。中间轴分成两段，一段为空心轴，另一段为实心轴，并用滑键或花键与一端单十字轴万向联轴器相连。在运转过程中，当主、从动轴发生径向位移时，联轴器可以自动调节中间轴的长度，补偿两轴间距离的变化。图 a 称为有伸缩长型联轴器，联轴器长度较长。图 b 为有伸缩短型联轴器。它没有中间轴，两个单十字轴万向联轴器的一端用花键相连，可以伸缩，联轴器长度较短。

为了提高联轴器的临界转速，保证中间轴的刚度和减轻重量，中间轴多采用空心轴。

为使从动轴能与主动轴做等速转动，必须满足三个条件：第一，中间轴、主、从动轴三轴线在同一平面内；第二，中间轴两端叉形接头的叉口应位于同一平面内；第三，中间轴与主、从动轴之间的轴间角应相等。这样，双十字轴万向联轴器可用于两平行轴或两相交轴的联接，由于制造、安装误差，上述三个条件不能精确满足，主、从动轴转速只能近似相等。

转速较高的双万向联轴器，为避免惯性力和惯性力矩引起的剧烈振动，联轴器装配后应在专用的静平衡架和动平衡机上进行平衡。

联接两轴间夹角大，结构紧凑，维护方便，能传递较大转矩，但制造复杂，传动效率为  $0.95 \sim 0.98$ 。

通常按标准 JB 3241—83《SWP 型十字轴式万向联轴器》选用。标准适用范围：回转直径  $D = 160 \sim 550 \text{ mm}$ ，许用转矩  $T_n = 8 \sim 400 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ，轴线折角  $\beta \leq 12^\circ$ 。十字轴材料为低碳高强度钢  $\sigma_b \geq 1150 \text{ N/mm}^2$ ， $\sigma_s \geq 900 \text{ N/mm}^2$ ， $a_k \geq 70 \text{ J/cm}^2$ ，表面硬度为 HRC58~62。特殊条件

需自行设计时, 轴线折角可达  $\beta \leq 45^\circ$ , 十字轴材料可用 40Cr, 40CrNi, 采用 20CrMo 时, 需渗碳处理, 表面硬度 HRC58~64, 叉头材料为 45、40Cr、40CrNi 锻钢。联轴器最大伸缩量达 120mm。

用于两轴间夹角大或两轴平行的场合, 把旋转运动传给工作时需做径向移动的部件, 如铣床的悬臂、石油钻井设备等。

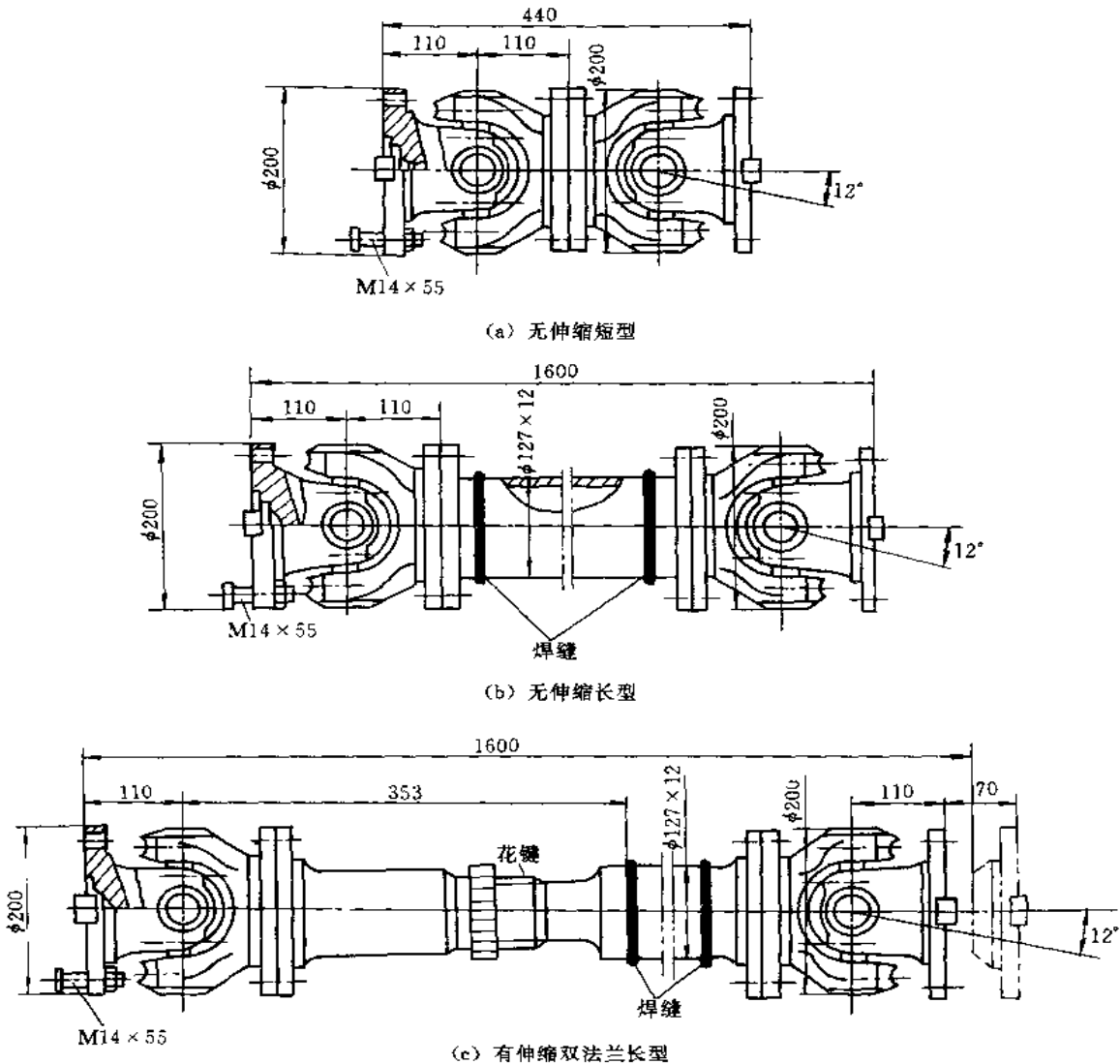


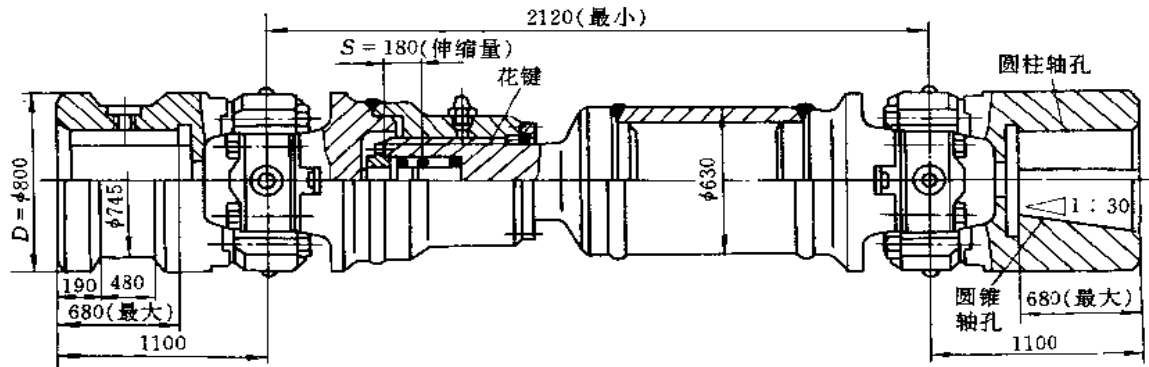
图 1-3-45 带法兰的双十字轴万向联轴器 (大型)

图示尺寸性能: 许用转矩  $T_n = 16000\text{N} \cdot \text{m}$ , 重量  $m = 50\text{kg}$  (图 a),  $94\text{kg}$  (图 b),  $106\text{kg}$  (图 c)

在图 1-3-45 中, 图 a 所示的双万向联轴器是由两个带法兰的十字头式单万向联轴器相联, 联轴器长度短, 且不能伸缩。图 b 的中间轴是一根整体空心轴, 两端用法兰与单万向联轴器相联, 同样也不能伸缩, 但联轴器长度长。图 c 的中间轴可以伸缩, 两端用法兰与单万向联轴器相联。用两个单万向联轴器成双使用, 可使主动轴和从动轴之间的极限角增大一倍, 可在两轴平行时传递转矩。

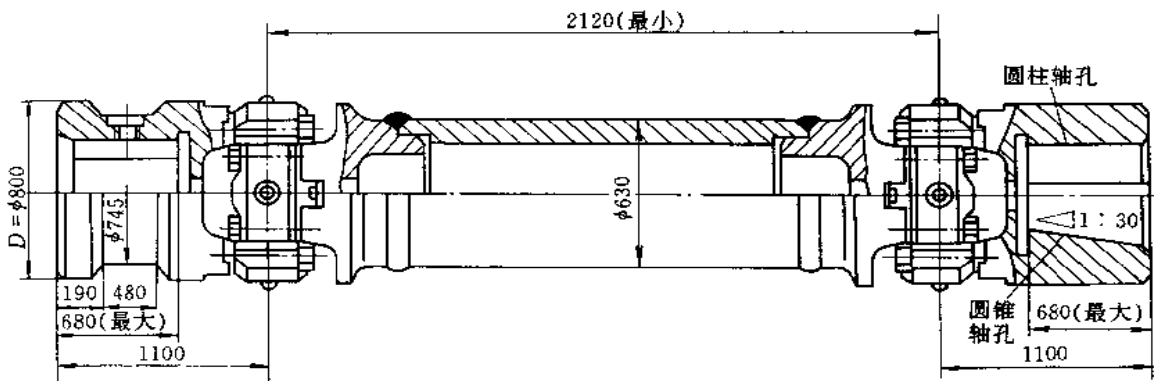
用于两轴间夹角大或两轴平行的场合, 把旋转运动传给需径向移动的轴, 如多轴钻床的主轴, 起重运输机械等。

其他同图 1-3-44 说明。



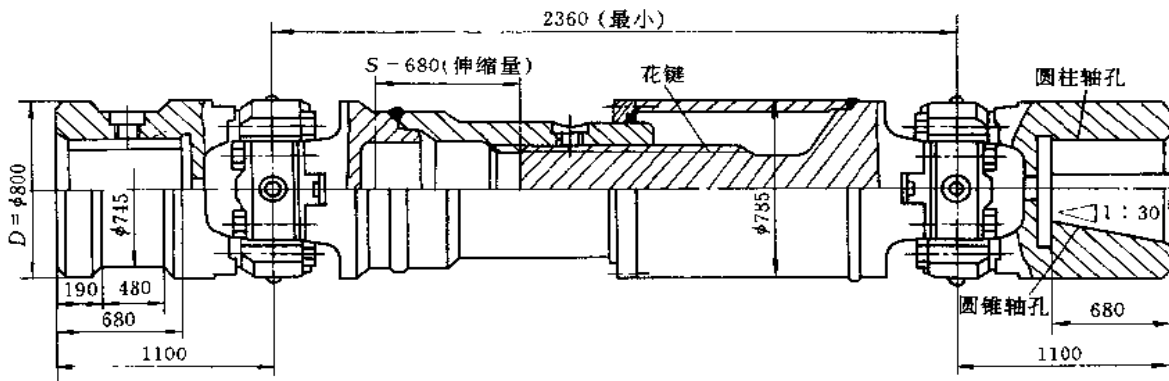
(a) 基本型

图中所示性能：许用转矩  $T_a = 2240 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ；最小重量  $m = 10130 \text{ kg}$



(b) 中间焊管型

图中所示性能：许用转矩  $T_a = 2240 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ；最小重量  $m = 7980 \text{ kg}$



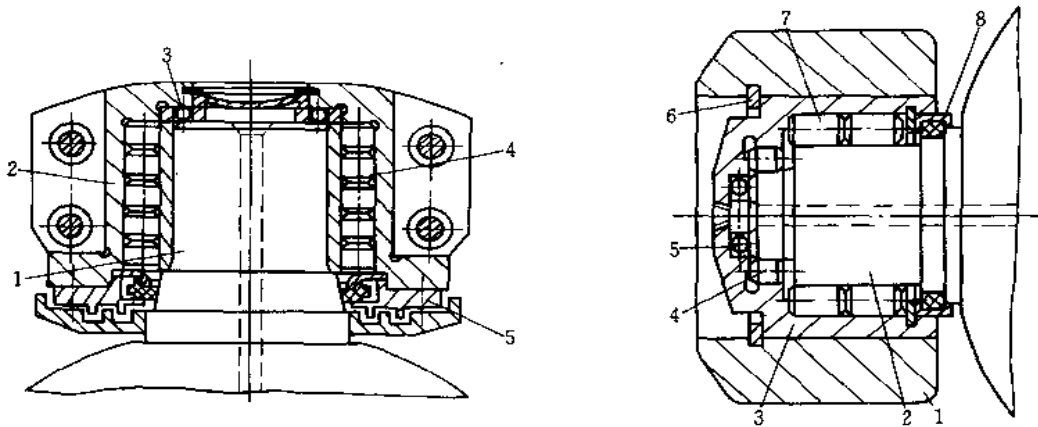
(c) 大伸长量缩短型

图示尺寸性能：许用转矩  $T_a = 2240 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ；重量  $m = 11320 \text{ kg}$

图 1-3-46 双十字轴万向联轴器（大型）

通常按标准 JB 3242—83《SWZ 型十字轴式万向联轴器》选用。标准适用范围：回转直径  $D = 300 \sim 1200 \text{ mm}$ ，许用转矩  $T_a = 100 \sim 8000 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ，轴线折角  $\beta = 10^\circ$ 。图 1-3-46 中，图 a 为基本型，中间轴伸长量为  $120 \sim 240 \text{ mm}$ ，两端轴孔直接与主、从动轴相联。图 b 为中间焊管型，中间轴为管子，且与两端焊接，它不能伸长，两端轴孔直接与主、从动轴相联。图 c 为大伸长量缩短型，中间轴伸长量为  $330 \sim 950 \text{ mm}$ 。

其他详见图 1-3-44 说明。



(a) 轴承盖固定式

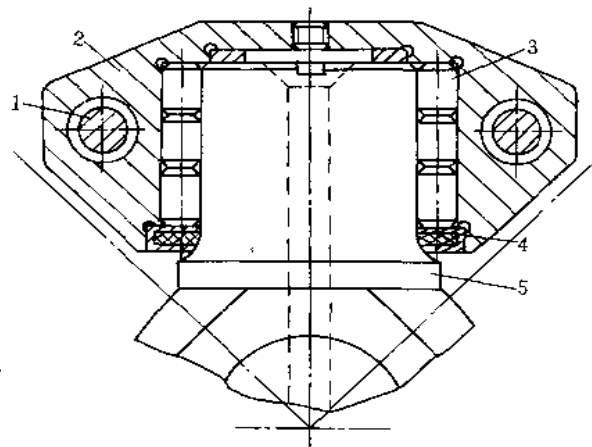
1—十字轴；2—轴承盖；3—向心推力球轴承；4—圆柱滚子；  
5—组合密封装置

(b) 卡环固定式

1—整体叉头法兰；2—十字轴；3—轴承外圈；4、7—短圆柱滚子；5—向心推力球轴承；6—内卡环；  
8—组合密封装置

图 1-3-47 所示的轴承结构中，图 a 为轴承盖固定式轴承结构，它采用短圆柱滚子轴承 4，这比用滚针直接和十字轴轴颈相接触更好，维修更换方便；还采用向心推力球轴承 3 代替止推垫，提高承受轴向载荷的能力。轴承盖材料为合金铸钢，十字轴材料为含铬合金锻钢。

图 b 为卡环固定式轴承结构，采用专门设计的轴承，带有短圆柱滚子 4、7，用卡环 5 固定，结构紧凑，传递转矩大，但工艺性能较差，卡环薄弱。



(c) 轴承座式

1—固定螺栓；2—轴承座；3—长圆柱滚子；4—组合密封；  
5—十字轴

图 1-3-47 大型十字轴万向联轴器的十字轴轴承结构

图 c 为轴承座式轴承结构，无轴承内外圈，十字轴 5 的轴径可以加大，以提高传递更大的转矩；轴承座 2 与底盘用键固定，保证有足够的强度，改善螺栓 1 的受力状况，拆装方便；结构简单，零件少，整体精度高。



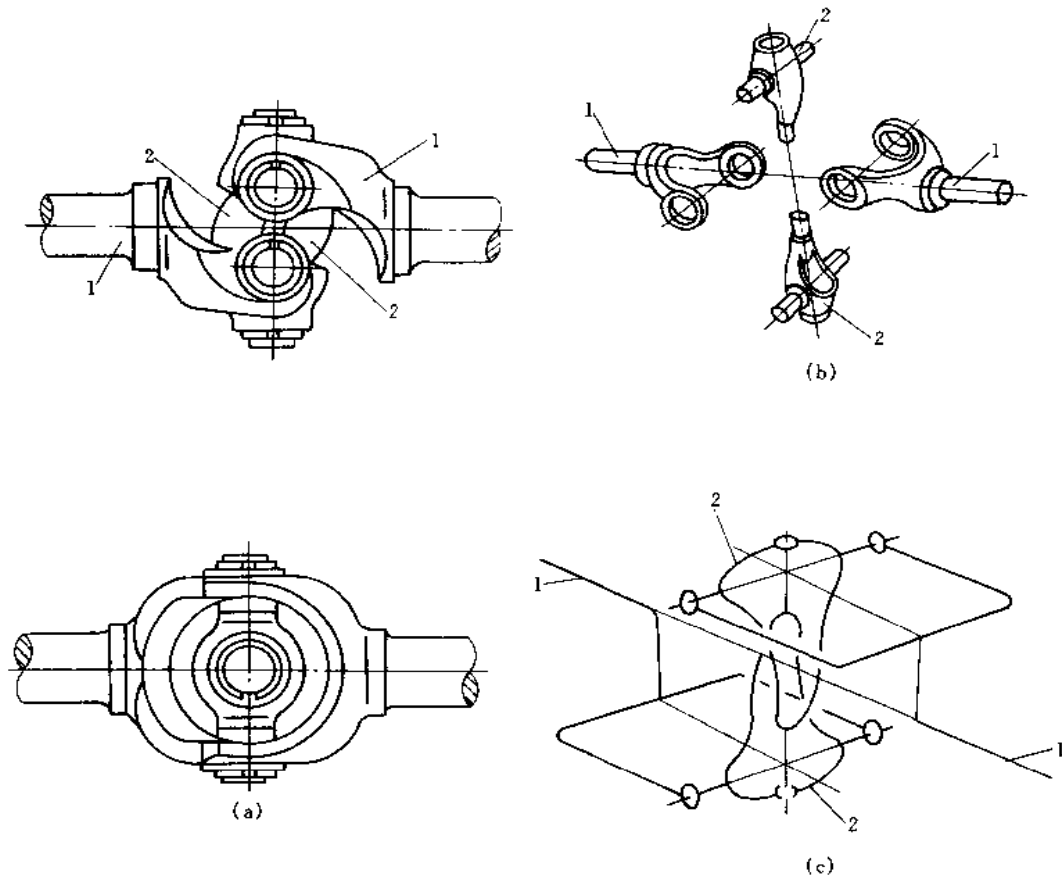


图 1-3-48 三销万向联轴器  
1—偏心叉轴；2—三销轴

图 1-3-48 为三销万向联轴器，它主要由两根偏心叉轴 1 和两个三销轴 2 所组成。图 a 为装配图；图 b 为主要零件偏心叉轴和三销轴的立体图；图 c 为工作原理图。

由图 b 可知，三销轴本身除具有三个销轴外，在垂直销轴的同轴线顶端（或底端）还有一供与三销轴的垂直销轴相配合的孔，因而使得三销轴在安装时除了左右两边的销轴和偏心叉轴孔相配外，再就是剩下的一销轴和另外一个三销轴孔间的相互配合并最后组成为一个整体。考虑到在实用中要减小轴、孔间的相互摩擦以提高传动效率，在六个摩擦副中均装置滚针轴承。此外，还加装密封件、卡环等。这种联轴器是自承式万向联轴器，其工作原理与双十字轴万向联轴器相似。



分别和钢制外环 2 和轴套 6 相胶接。两个胶环联轴器中，一个与轴 5 用花键联接，轴端用端板 7 和螺钉 8 固定。另一个套装在轴 5 的花键上，可以沿着花键伸缩（轴向位移），且能同时依靠花键传递转矩。

橡胶环 3 是高弹性的橡胶元件，具有吸收冲击载荷好、允许有较大的瞬时扭转角的独特优点，同时允许有一定量的轴向位移和径向位移。

适用范围：回转直径  $D=90\sim 180\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n=120\sim 1800\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=10000\sim 5000\text{r}/\text{min}$ ，联轴器最短距离： $L_2=290\sim 530\text{mm}$ ，重量  $m=5.4\sim 38.5\text{kg}$ ，最大轴向位移  $\pm 7\sim \pm 15\text{mm}$ ，最大径向位移  $1.5\sim 3\text{mm}$ 。

### (3) 等速型万向联轴器

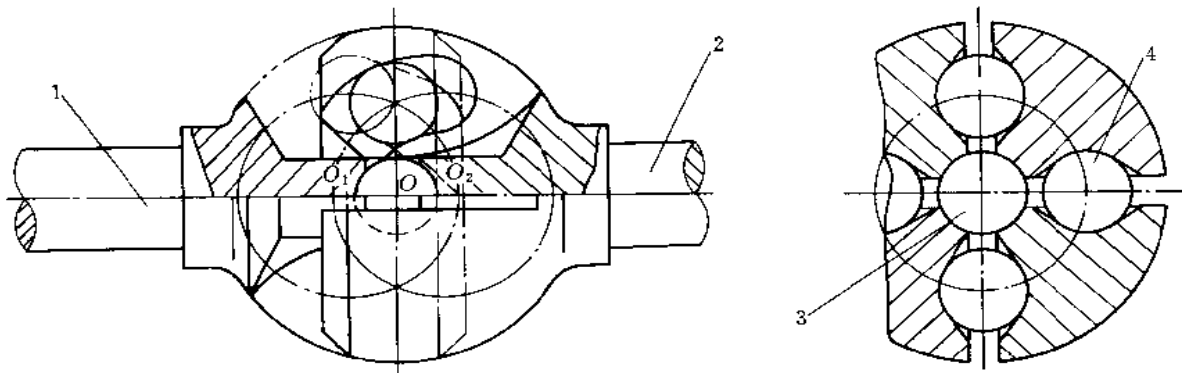


图 1-3-51 球叉万向联轴器（曲面槽式）

1—主动叉轴；2—从动叉轴；3—定心钢球；4—传动钢球

图 1-3-51 所示是一种结构简单但制造要求较高的非支承式联轴器。在主、从动叉轴 1 和 2 的中心位置上，置有定心钢球 3。另有传动钢球 4（4 个）绕定心钢球沿圆周布置，并一一放在两个叉轴之间预先加工好的曲面槽内。在主动叉轴 1 上曲面槽的圆心为  $O_1$ ，在从动叉轴 2 上曲面槽的圆心为  $O_2$ ， $O_1$ 、 $O_2$  距中心  $O$  的距离相等，这样就可使传动钢球 4 在无论叉轴之间的夹角如何变化的情况下，均可处于夹角的等分线所在的平面内（亦即两圆的交点以  $O$  为圆心垂直图面旋转所形成的平面），从而保证了联轴器具有主、从动轴同步转动的特性。

需要指出的是，这种联轴器的传动钢球必须和曲面槽之间保持较紧密的配合才能保持正确的传动关系，否则同步传动将不能保证。

球叉万向联轴器允许的轴间夹角可达  $33^\circ$ ，但由于传动钢球的数量少，工作时四个钢球中实际只有两个起传力的作用，因而这种联轴器只适于中小机械使用，传递转矩可达到  $5400\text{N}\cdot\text{m}$ 。

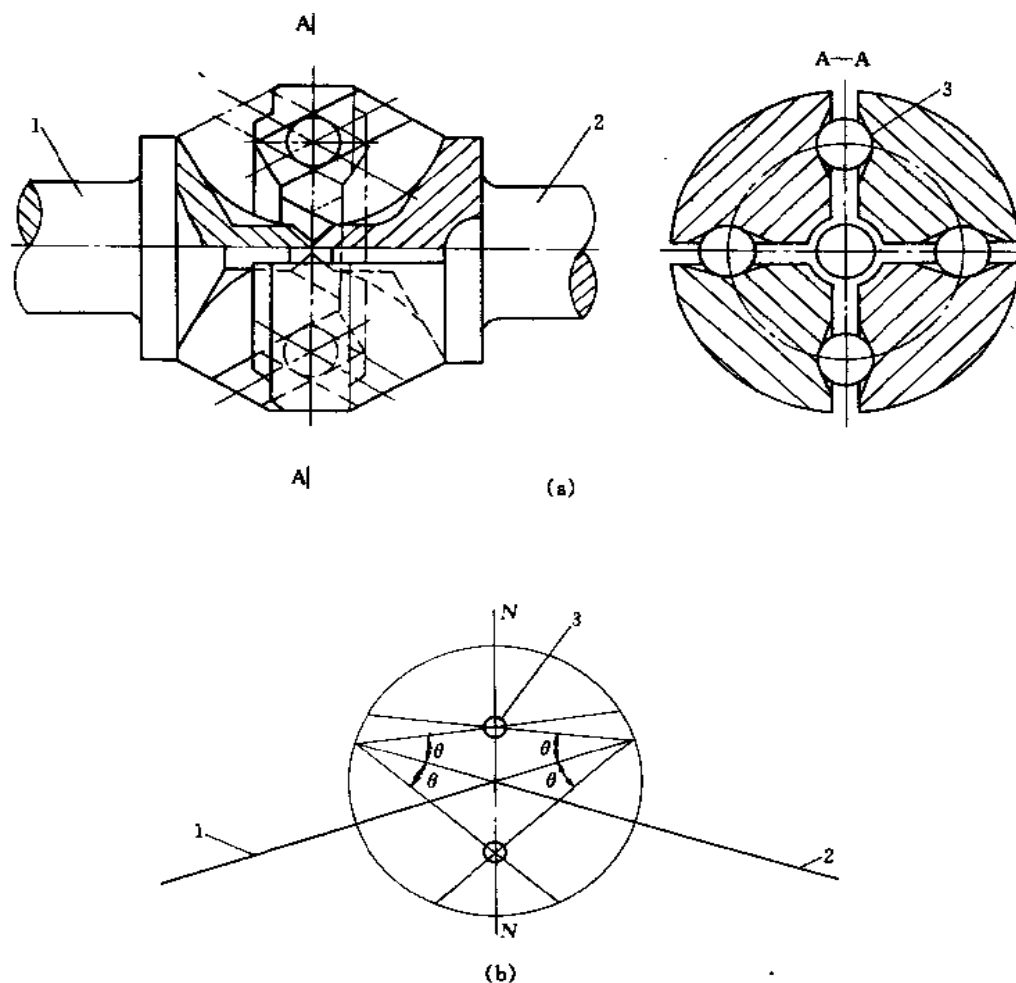


图 1-3-52 球叉万向联轴器（直槽式）

1—主动叉轴；2—从动叉轴；3—传动钢球

图 1-3-52 所示的联轴器的结构与曲面槽式的球叉式万向联轴器基本相同，所不同的仅为采用了向心倾斜、对称布置的直槽代替球面槽，同时，也不设定心钢球。如图 b 所示，当两叉轴以任一夹角相交时，其相互间用以保持钢球的直槽中线的交点总是落在两轴等分角线的所在平面  $N-N$  上，从而保证了主、从动叉轴的同步传动。这种联轴器允许的轴间夹角  $\alpha$  不超过  $20^\circ$ ，同时，也允许不大的轴向位移，但在整个工作过程中必须严格保持其调定位置才能达到预定的传动效果。

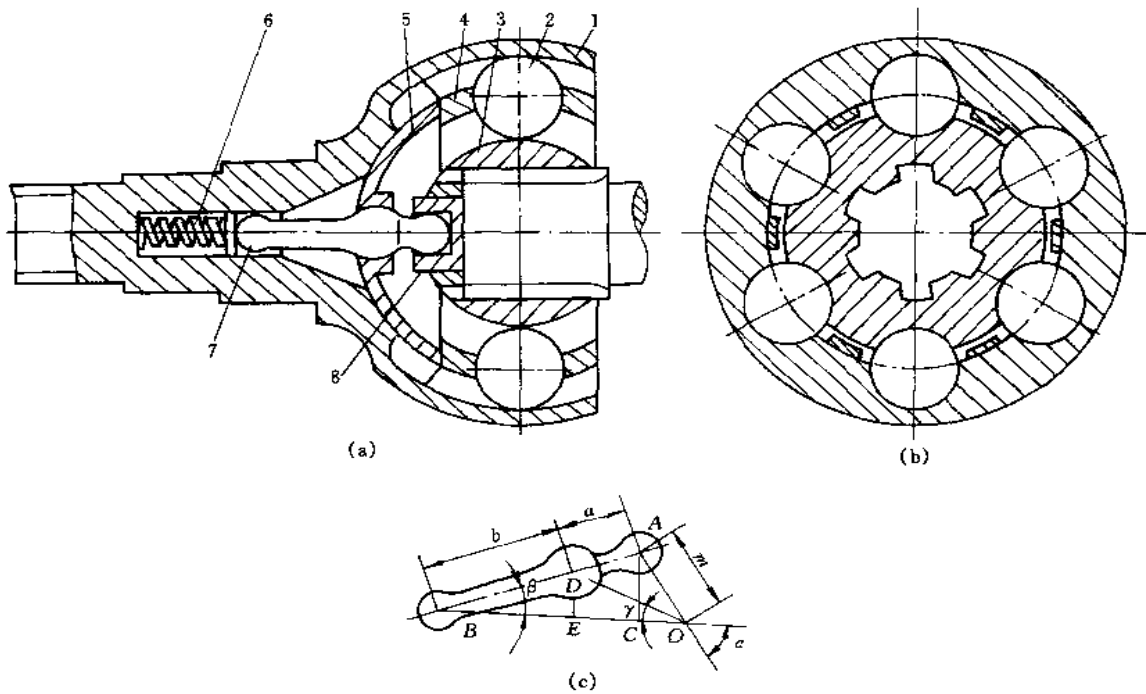


图 1-3-53 球笼万向联轴器

1—外星轮；2—钢球；3—内星轮；4—球笼；5—球形盘；6—弹簧；7—分度杆；8—垫块

图 1-3-53 为球笼万向联轴器，它主要由内星轮 3、外星轮 1、钢球 2 和球笼 4 组成。它是利用若干钢球置于分别与两轴联接的内、外星轮槽内，以实现所联接两轴转速同步并传递转矩。

为保证联轴器主、从动轴同步转动，需使传力点永远位于两轴线交角平分线上。根据这一原理，球笼式万向联轴器外、内星轮分别与主、从动轴相联，六个传力钢球中心都位于通过联轴器中心的平面内，并装在内、外星轮槽内的滚道中，内、外星轮球面的中心与万向联轴器的中心重合。为了保证所有钢球中心都在两轴轴线夹角的平分面上，钢球装在球笼内，用球形盘 5 顶住球笼的一端，将分度杆 7 中间的球面紧密地插在球形盘的座孔中，分度杆在弹簧 6 的作用下，压在轴端的垫块 8 上。若带钢球的球笼偏转角度  $\gamma$  等于主、从轴线夹角  $\alpha$  的一半（图 c），则分度杆将使各钢球位于  $\alpha$  角的平分面上，如果将尺寸  $a$ 、 $b$  和  $m$  选择适当，使两轴线夹角  $\alpha$  在很大范围内变化时，则  $\gamma$  角都接近  $\alpha$  角的一半。

该联轴器能保证主、从动轴转速一致，轴线夹角范围大，达  $35^\circ \sim 37^\circ$ ，可以正、反转传递转矩，钢球与滚道之间接触强度小，使用寿命长，但制造和装配精度要求高，结构复杂，生产成本低。

通常按标准 GB 7549—87《球笼式同步万向联轴器》选用。标准中规定两个球笼成对使用，两者之间用中间轴联接。标准适用范围：轴径  $d=25 \sim 160\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n=180 \sim 10000 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，许用最大轴倾角  $\theta=14^\circ \sim 18^\circ$ （工作时）， $\theta=16^\circ \sim 20^\circ$ （静止时）。

用于主、从动轴之间有较大的角位移，以及要求转速相同。对轴向尺寸又有一定限制的场所，一般用于大中型机械设备上。

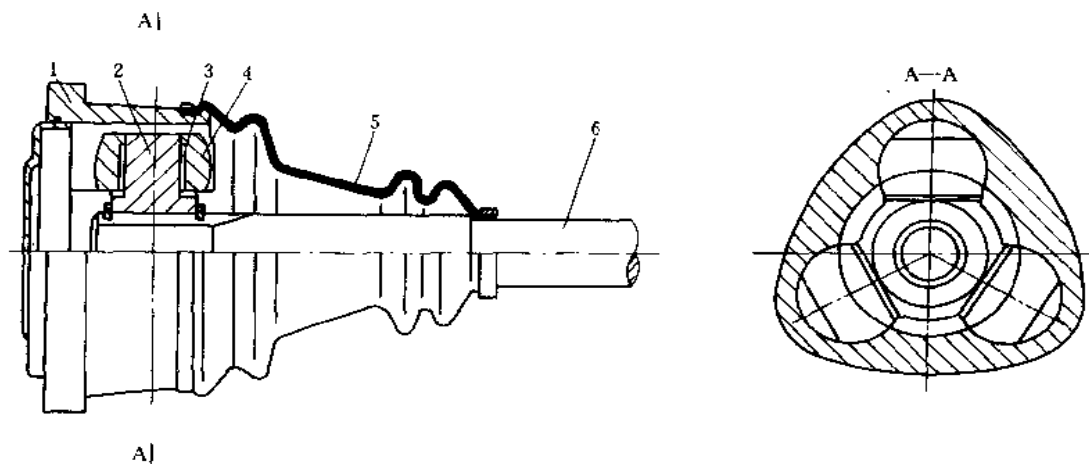


图 1-3-54 球销万向联轴器

1—从动壳体；2—三销架；3—滚针；4—球环；5—防尘罩；6—主动轴

图 1-3-54 所示为具有三个球销的球销万向联轴器。在三销架 2 上有三个销轴均匀分布在同一平面内，销轴上装有球环 4 及滚针 3，三个球环安装于从动壳体 1 的球面直槽中，同时三销架的花键孔又和主动轴 6 的花键轴相配，这样主动轴 6 就可以通过三销架、球环等向壳体传递转矩。

由于三销架上的销轴处于同一平面，而其上的球环表面和壳体内的接触点亦在同一平面内，因而使联轴器具有同步的性质。

这种联轴器允许比较大的轴向位移，但由于球环和球面直槽接触为线接触，数量又少，所以承载能力不高。它可以传递达  $6780\text{N}\cdot\text{m}$  的扭矩，较适于在速度较低的情况下工作。

### 3.2 非金属弹性元件挠性联轴器

#### 轮胎式联轴器

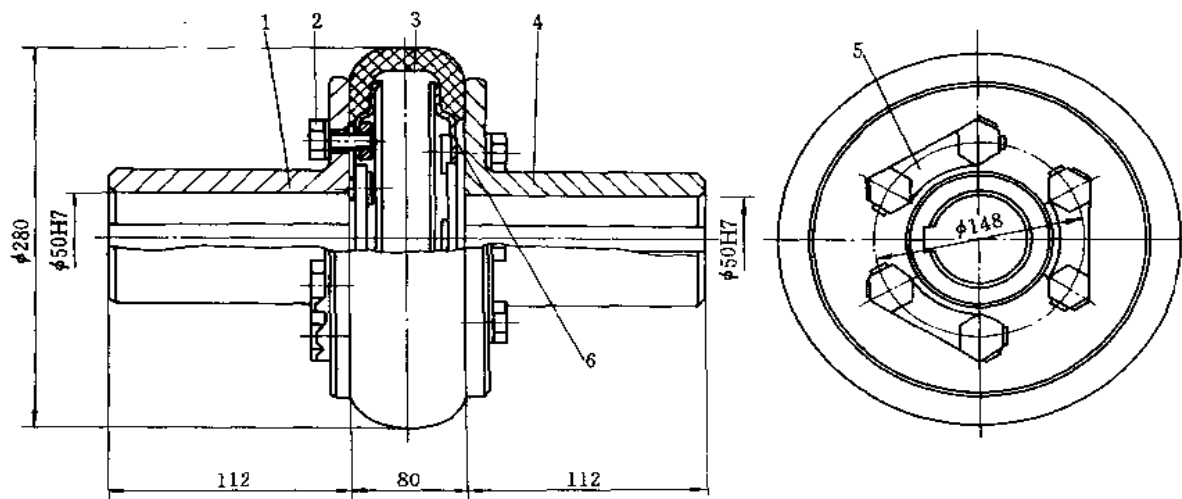


图 1-3-55 轮胎式联轴器（骨架式）

1—半联轴器；2—螺栓；3—轮胎环；4—半联轴器；5—止退垫板；6—骨架

图示尺寸性能：许用转矩  $T_s=800\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=2400\text{r}/\text{min}$ ，重量  $m=30.6\text{kg}$

图 1-3-55 为带有骨架的轮胎式联轴器，它是利用橡胶制轮胎环 3，用螺栓 2 与两半联轴器 1、4 联接，以实现两轴的联接。

轮胎环状的橡胶元件与低碳钢制成的骨架6硫化粘接在一起,骨架上有螺栓孔处焊有螺母,装配时用螺栓与两半联轴器1、4联接,依靠橡胶元件与半联轴器端面的摩擦来传递转矩。

轮胎环材料详见图1-3-56、图1-3-57说明。

这种联轴器零件数量少,具有较好的补偿两轴相对位移和减振、缓冲的性能,电绝缘性能好,寿命长,不需润滑,但径向尺寸大,随位移量增加,附加载荷增加,与图1-3-56和图1-3-57相比,增加橡胶与金属粘结工艺,提高制造成本。

两轴许用相对径向位移为1~5mm,许用相对轴向位移为1~8mm,许用角位移为 $1^{\circ}\sim 1^{\circ}30'$ ,两轴最大相对扭转角为 $5^{\circ}\sim 30^{\circ}$ 。

一般按标准GB 5844—86《轮胎式联轴器》选用。标准规定使用范围:轴径 $d=11\sim 180\text{mm}$ ,许用转矩 $T_n=10\sim 25000\text{N}\cdot\text{m}$ ,许用转速 $n=5000\sim 800\text{r}/\text{min}$ 。半联轴器材料为HT200,ZG 270—500和35号钢三种。

用于有冲击、振动、起动频繁,经常正反转以及潮湿、多尘、工作温度 $-20\sim 80^{\circ}\text{C}$ 的场合,如中小功率的柴油机、轧钢机、带式输送机、刮板输送机等。

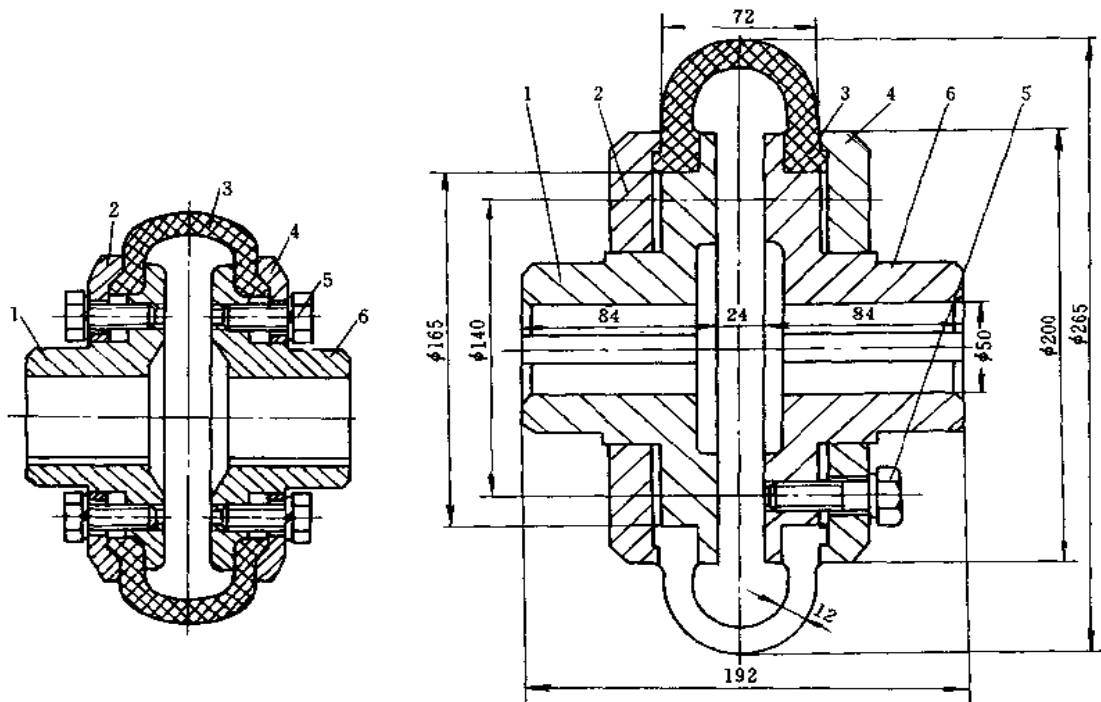


图1-3-56 整体轮胎式联轴器(无骨架)

1、6—半联轴器; 2、4—压板;  
3—轮胎环; 5—螺钉

图1-3-57 开口轮胎式联轴器

1、6—半联轴器; 2、4—压板; 3—开口轮胎环; 5—螺钉  
图示尺寸性能: 许用转矩  $T_n=630\text{N}\cdot\text{m}$ ; 许用转速  $n=2500\text{r}/\text{min}$ ;  
重量  $m=23\text{kg}$

图1-3-56为整体轮胎式联轴器,它由一个无骨架的轮胎环3、两个半联轴器1、6、两块压板2、4、螺钉5及垫圈组成。利用压板、螺钉产生的压紧力将轮胎环与两个半联轴器联成一体,以实现两轴的联接,靠压板、半联轴器与轮胎环之间的摩擦力传递转矩。轮胎环在夹紧部位呈锥形,以改善轮胎环中的压力分布,提高轮胎环的使用寿命;但轮胎环装配比较困难。

图1-3-57为开口轮胎式联轴器,在轮胎环3径向有一切口,以便于装配轮胎环,能比较

容易地将轮胎环套在半联轴器 1、6 的凸缘上，但承载能力较低，形状稳定性较差，不宜用于高速，通常用于外缘速度  $v \leq 30\text{m/s}$  的传动。

通常，外径为  $100 \sim 450\text{mm}$  的轮胎环用无织物的天然橡胶或合成橡胶压制而成；外径为  $500 \sim 1250\text{mm}$  的轮胎环采用织物增强的橡胶压制而成，织物为 2~6 层尼龙帘子布，在布层内，外表面覆盖橡胶层，使结构刚度提高并保护帘子布。

一般需自行设计。整体轮胎式联轴器适用范围：轴径  $d = 14 \sim 220\text{mm}$ ，轮胎外径  $D = 100 \sim 1120\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n = 63 \sim 80000\text{N} \cdot \text{m}$ ，许用转速  $n = 3000 \sim 710\text{r/min}$ 。开口轮胎式联轴器适用范围：轴径  $d = 10 \sim 300\text{mm}$ ，轮胎外径  $D = 100 \sim 1270\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n = 10 \sim 30000\text{N} \cdot \text{m}$ ，许用转速  $n = 4000 \sim 450\text{r/min}$ ，重量  $m = 1.6 \sim 1600\text{kg}$ 。半联轴器及压板材料为 45。

其他详见图 1-3-55 说明。

### 凹型胎式联轴器

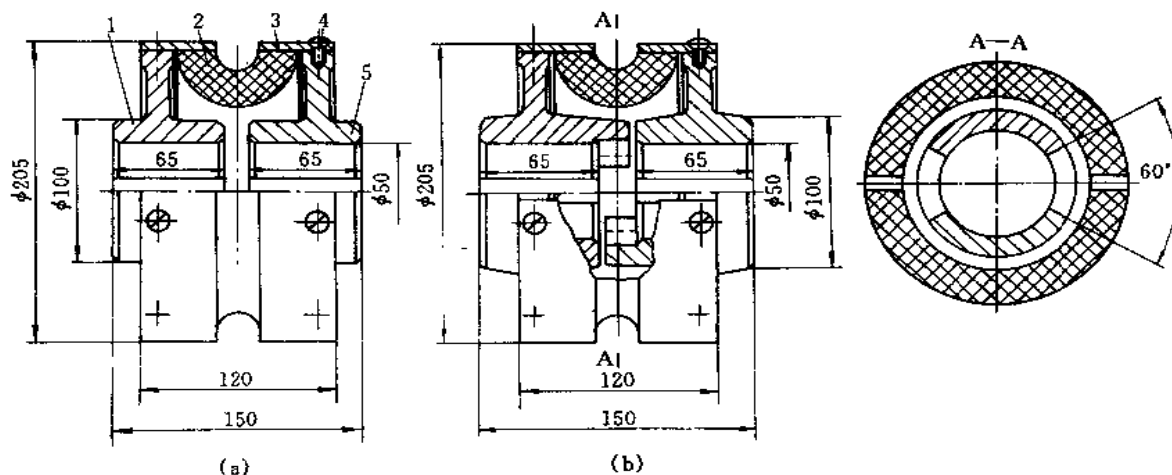


图 1-3-58 凹型胎式联轴器

1、5—半联轴器；2—胎环；3—金属圈；4—螺钉

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n = 250\text{N} \cdot \text{m}$ ；许用转速  $n = 2000\text{r/min}$ ；两轴相对许用径向位移  $\Delta y = 2.5\text{mm}$ ，轴向位移  $\Delta x = \pm 2.5\text{mm}$ ，许用角位移  $\Delta \alpha = 2.5^\circ$ ；扭转刚度为  $1364\text{N} \cdot \text{m/rad}$ ，重量  $16\text{kg}$

凹型胎式联轴器是将胎环 2 硫化粘接在金属圈 3 上，再用螺钉 4 将金属圈固定在半联轴器 1、5 上。图 a 为普通式；图 b 为端面上带有齿爪的结构，它能有效地防止胎环损坏。随着联轴器传递转矩的增加，两轴的扭转角增加。当转矩达到许用转矩时，两半联轴器端面上的齿爪开始接触并传递转矩，起到安全保护作用。此外，如果胎环损坏或与金属圈脱胶，依靠齿爪结合，保持两轴继续传递转矩，因此对于不能突然停止工作的两轴传动，起到了保险作用。

联轴器扭转刚度小，补偿能力大，抗冲击载荷强，减振性能好。

两轴相对许用径向位移为  $0.5 \sim 4\text{mm}$ ，两轴相对许用轴向位移为  $\pm 0.5 \sim \pm 4\text{mm}$ ，许用角位移为  $0.5^\circ \sim 4^\circ$ 。

一般需自行设计。通常适用范围：轴径  $d = 12 \sim 90\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n = 16 \sim 1000\text{N} \cdot \text{m}$ ，许用转速  $n = 4000 \sim 1500\text{r/min}$ ，扭转刚度为  $305 \sim 6016\text{N} \cdot \text{m/rad}$ ，重量为  $1.7 \sim 60\text{kg}$ 。

用于冲击力较大的两轴联接，图 b 结构尤其适用于不能使两轴断开的传动系统，如起重机械。



## 异形胎式联轴器

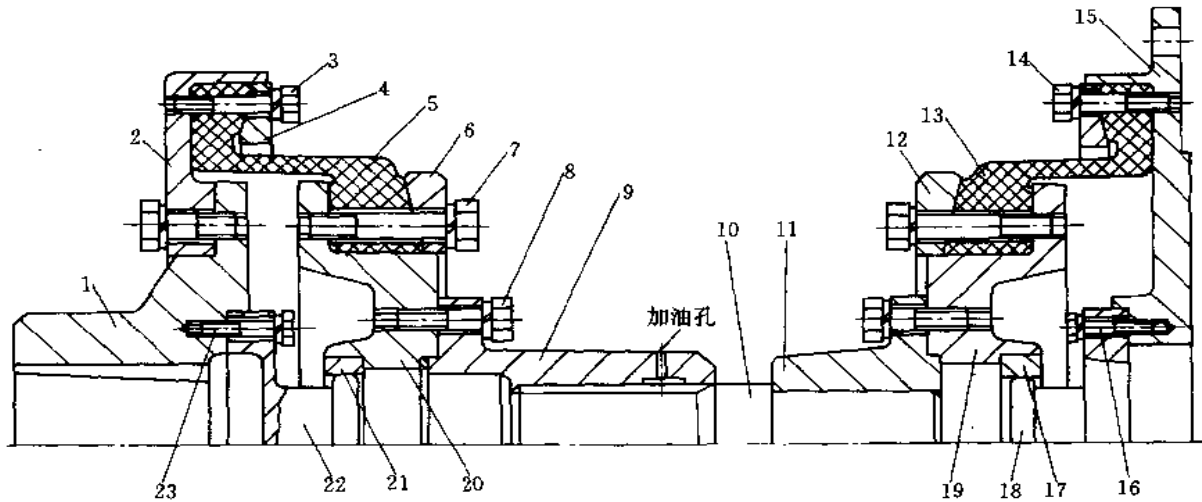


图 1-3-59 异形胎式联轴器

1—半联轴器；2—连接板；3—螺钉；4—压板；5—弹性元件；6—压板；7—螺钉；8—螺钉；9—花键套；  
10—花键轴；11—连接套；12—压板；13—弹性元件；14—螺钉；15—半联轴器；16—螺钉；  
17—衬套；18—支承轴；19—连接板；20—连接板；21—衬套；22—支承轴；23—螺钉

图 1-3-59 所示为双联式联轴器，主要由两个单联联轴器用花键轴 10 联接而成。弹性元件 5 为异形结构，一端用连接板 2 和压板 4 通过螺钉 3 连接并支承在半联轴器 1 上，另一端用连接板 20 和压板 6 通过螺钉 7 连接，并用支承轴 22 进行支承，支承轴用螺钉 23 与半联轴器 1 相连。弹性元件 13 连接与支承方式与弹性元件 5 类似。

联轴器可以通过弹性元件的变形和花键联接的伸缩，具有较大的径向、轴向和角位移的补偿量。能吸收振动，提高传动的平稳性。

用于要求补偿量较大的传动，如船舶螺旋桨轴的联接。

## 弹性环联轴器

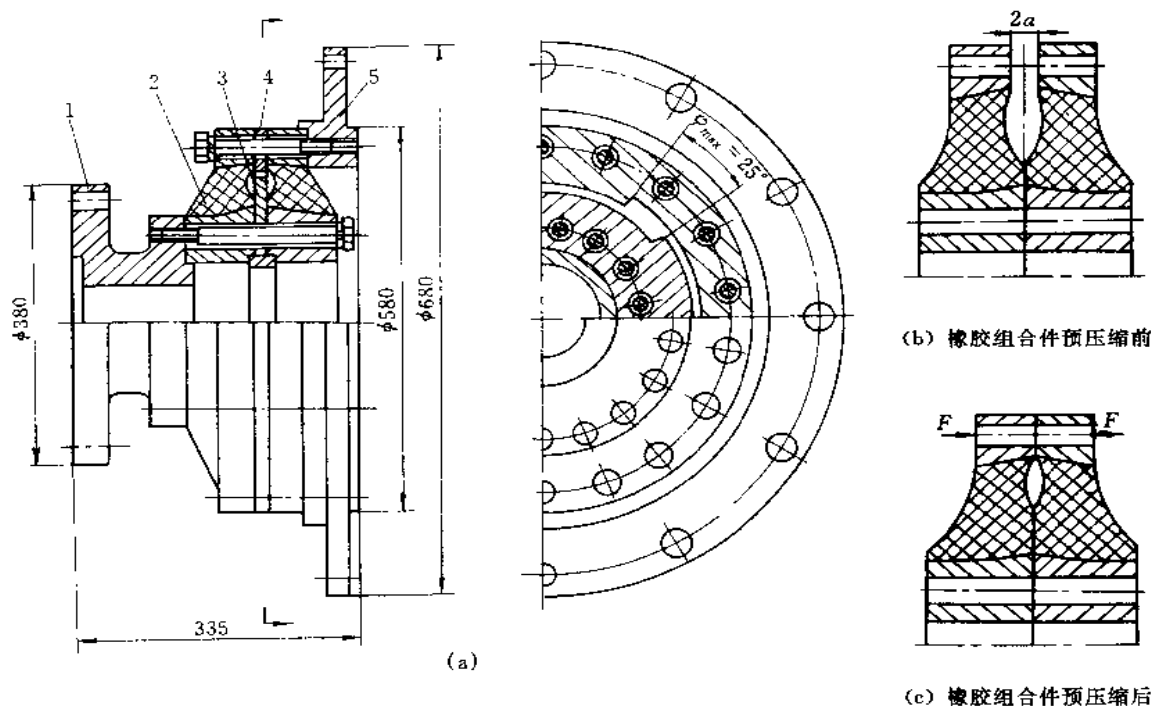


图 1-3-60 弹性环联轴器

1—半联轴器；2—橡胶组合件；3—内限制盘；4—外限制盘；5—半联轴器  
 图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=11000\text{N}\cdot\text{m}$ ；许用转速  $n=1950\text{r}/\text{min}$ ；许用轴向位移  $\Delta x=1.6\text{mm}$ ；许用径向位移  $\Delta y=3\text{mm}$ ；许用角位移  $\Delta\alpha=3.2^\circ$ ；重量 265kg

图 1-3-60 为弹性环联轴器，它是利用橡胶硫化粘结在内、外金属环上形成的橡胶组合件 2，用螺栓与主、从两半联轴器 1、5 联接，达到传递转矩的目的。工作时，橡胶组合件的内、外金属环随主、从动轴发生相对扭转，使橡胶元件产生扭转变形，补偿两轴的相对位移。因橡胶剪切模量小，比受拉压时弹性好，所以联轴器具有高弹性。

橡胶元件径向截面尺寸由内向外逐渐减小，呈双曲线形状，既增加柔度，又达到等强度的目的，以保证橡胶元件中各点剪切应力基本相等。

通常橡胶组合件成对装配，借连接螺栓使两组合件获得  $2a$  轴向预压缩变形（图 b、c）使金属环两端面贴紧，橡胶与金属粘接面上产生压缩，有利于增加橡胶与金属贴合强度，提高承载能力，延长使用寿命。两橡胶组合件之间有内、外限制盘 3、4。外限制盘内孔和内限制盘外缘上都有凸出部，嵌入对方的凹槽内，凸出部与凹槽之间沿圆周方向有较大间隙，允许两半联轴器有一定的扭转（最大可达  $25^\circ$ ）。过载时，凸出部彼此接触，防止橡胶损坏。如果橡胶万一损坏或与金属环脱落，内、外限制环还能依靠牙嵌结合继续传递转矩，起到安全防护作用，适合于不允许突然停机的机器。

联轴器弹性好，能降低轴系固有振动频率，避免共振。阻尼性能好，能吸收部分振动能量，减小扭振振幅。补偿两轴相对位移量大。外形尺寸大，结构复杂，不适合单件生产。

许用两轴相对径向位移为  $1.2\sim 6.2\text{mm}$ ，许用相对轴向位移为  $0.7\sim 3.5\text{mm}$ ，许用角位移为  $3.2^\circ$ ，许用扭转角  $10^\circ$ ，瞬时达  $25^\circ$ 。

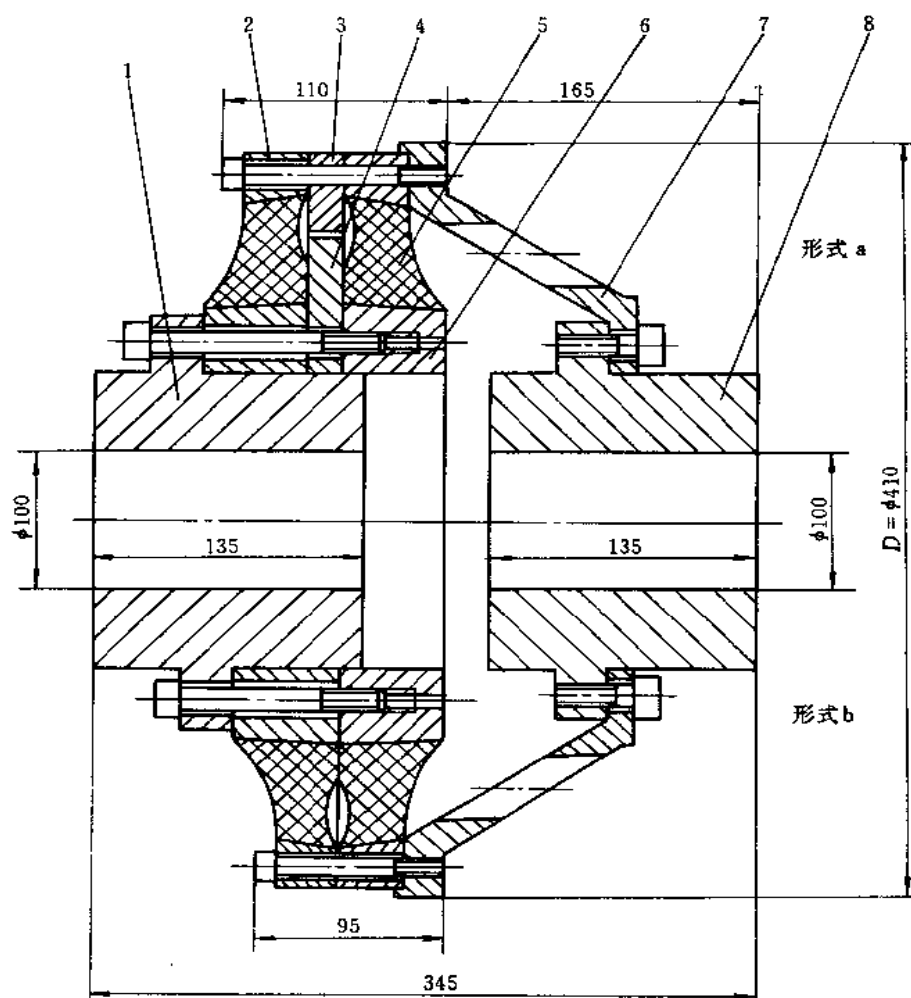


图 1-3-61 弹性环联轴器

1—半联轴器；2—外环；3—外限制盘；4—内限制盘；5—橡胶圈；6—内环；7—联接法兰；8—半联轴器  
 图示尺寸性能：许用转矩  $T_n = 4000\text{N} \cdot \text{m}$ ；许用交变转矩  $\pm 990\text{N} \cdot \text{m}$ ；许用转速  $n = 3200\text{r}/\text{min}$ ；许用轴向位移  
 $\Delta x = 2.2\text{mm}$ ；许用径向位移  $\Delta y = 1.2\text{mm}$ ；许用角位移  $\Delta \alpha = 3.2^\circ$ ；重量：111kg（形式 a）

图 1-3-61 与图 1-3-60 结构基本类似，所不同的是与主、从动轴相联接采用轴孔结构，以及在更换橡胶组合件 2、5、6 时，只要松开各连接螺钉，轴向移动橡胶组合件即可，不需移动主、从动轴。

这种联轴器有两种结构型式、一种带有转角限制盘（形式 a），其功能参见图 1-3-60 及说明，另一种没有转角限制盘（形式 b），分别为图中上、下部分所示。

两轴许用轴向位移为 1.5~2.8mm，许用径向位移为 0.8~1.5mm，许用角位移为 3.2°。

一般需自行设计。通常使用范围：轴径  $d = 40 \sim 140\text{mm}$ ，联轴器外径  $D = 300 \sim 530\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n = 1370 \sim 8600\text{N} \cdot \text{m}$ ，许用交变转矩为  $\pm 340 \sim \pm 2150\text{N} \cdot \text{m}$ ，许用转速  $n = 4000 \sim 2500\text{r}/\text{min}$ ，重量  $m = 39.3 \sim 248\text{kg}$ （形式 a）。

## 橡胶环联轴器

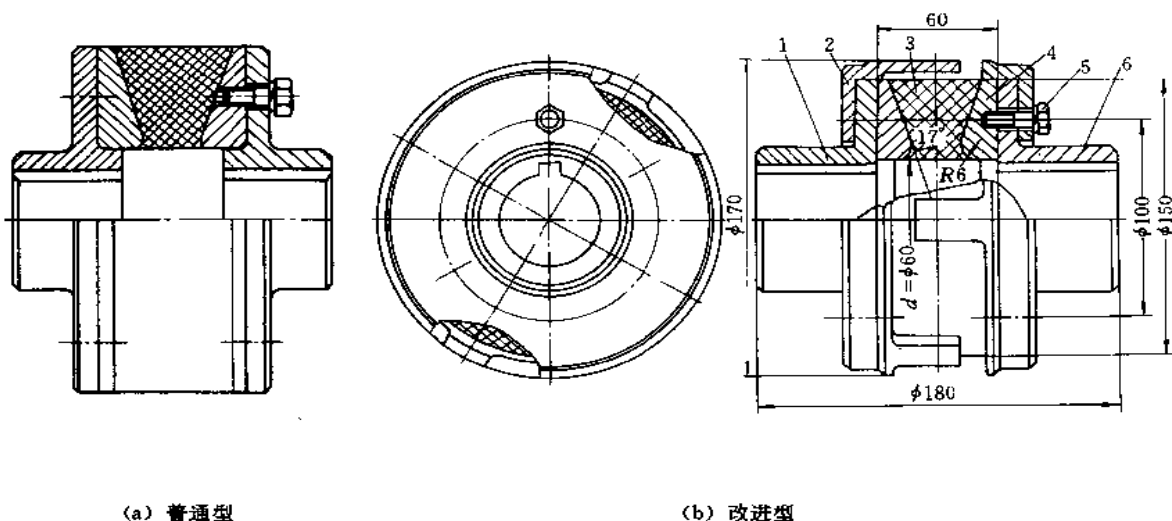


图 1-3-62 橡胶环联轴器

1、6—半联轴器；2—保护环；3—橡胶环；4—金属环；5—螺钉

图 b 示尺寸性能：许用转矩  $T_n=250\text{N}\cdot\text{m}$ ；许用径向位移  $\Delta y=1.7\text{mm}$ ；许用角位移  $\Delta\alpha=1^\circ 20'$

橡胶环联轴器是由橡胶环 3 的两个端面经硫化粘结两个金属环 4 形成橡胶组合件，用螺钉 5 与两半联轴器 1、6 相联组成，并用键实现两轴的联接。橡胶元件工作时，靠产生轴向扭转变形吸收两轴的位移。按照等剪应力的原则，把橡胶环轴向截面制成圆锥形。为了减少橡胶因硫化发生体积收缩而产生内径边缘局部应力集中，橡胶截面应有圆角过渡，圆角半径一般取橡胶环内径轴向宽度的  $1/3$ 。

图 a 为普通型，装拆时轴需做轴向移动，图 b 为改进型。装拆时，只需拧出螺钉，拆下外部具有凸出部分的保护环 2，即可取出橡胶组合件。两个保护环的端面具有互相嵌合的凹凸部，其间有一定的间隙；正常工作时不接触，超载时凹凸部侧面接触，避免橡胶环变形过大而损坏，起安全保护作用。

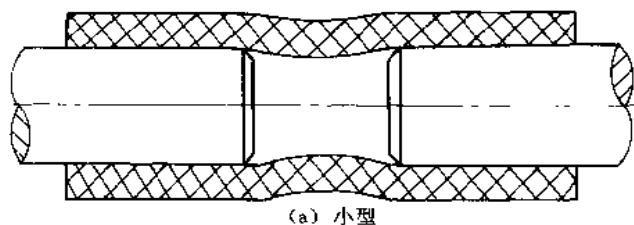
结构简单，装拆方便，扭转弹性好，缓冲和补偿两轴相对位移性能好。由于橡胶环轴向刚度较大，因此补偿两轴相对轴向位移能力较差，安装时需精确调整两轴的轴向位置。

两轴相对许用径向位移为  $1\sim 5.8\text{mm}$ ，许用角位移为  $1^\circ 20'$ ，两轴最大扭转角为  $17^\circ$ 。

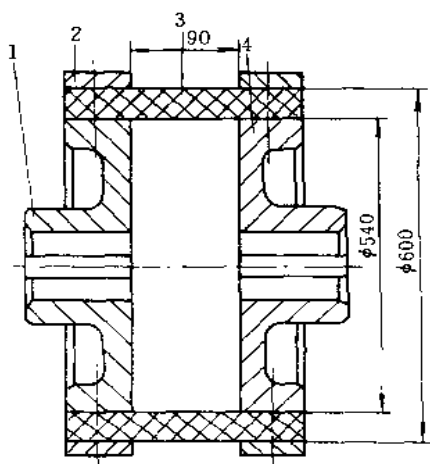
一般需自行设计。通常适用范围：橡胶环内径  $d=38\sim 210\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n=63\sim 10000\text{N}\cdot\text{m}$ 。选择橡胶材料时，需考虑橡胶允许使用温度，耐油性以及与金属粘结性能。

用于转矩不大、要求有较好的扭转特性和吸振性能的机械，如柴油发电机组、机车柴油机、船舶螺旋桨等。

## 弹性套筒联轴器



(a) 小型



(b) 大型

图 1-3-63 弹性套筒联轴器

1、4—半联轴器；2—压板；3—橡胶套筒

图 b 示尺寸性能：许用转矩  $T_n=4300\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=950\text{r}/\text{min}$ ，许用径向位移  $\Delta y=1.29\text{mm}$ 

弹性套筒联轴器是利用套筒形橡胶元件来联接两轴。当传递转矩较小时，橡胶套筒直接套在两个轴端（图 a）；传递较大转矩时，橡胶元件套在半联轴器的凸缘上，用压环箍紧并用螺钉固定，而不需硫化粘结（图 b）。

套筒形橡胶元件要求邵氏硬度在 50~65 之间，抗拉强度大于  $800\text{N}/\text{cm}^2$ ，耐油、耐磨，能在  $65^\circ\text{C}$  时正常工作。

结构简单、制造容易，但使用寿命短。安装和更换橡胶元件时，轴需要沿轴向移动较大距离。如果用橡胶板包卷代替橡胶套筒，装拆时轴不需移动，但会降低承载能力和许用转速。为了避免包卷时对强度和刚度的影响，套筒长度可取短些。

一般需自行设计。通常图 b 的使用范围：半联轴器凸缘直径  $D=200\sim 1200\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n=160\sim 35000\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=3500\sim 450\text{r}/\text{min}$ 。两轴相对许用径向位移为  $0.62\sim 2.83\text{mm}$ ，许用两轴角位移为  $1^\circ$ ，橡胶套筒外缘最高线速度为  $30\text{m}/\text{s}$ 。

适用于转速不高、转矩不大，要求较高的减振、缓冲性能的小型传动机械，如小型柴油机和减速器或机泵之间的轴的联接等。

## 弹性板联轴器

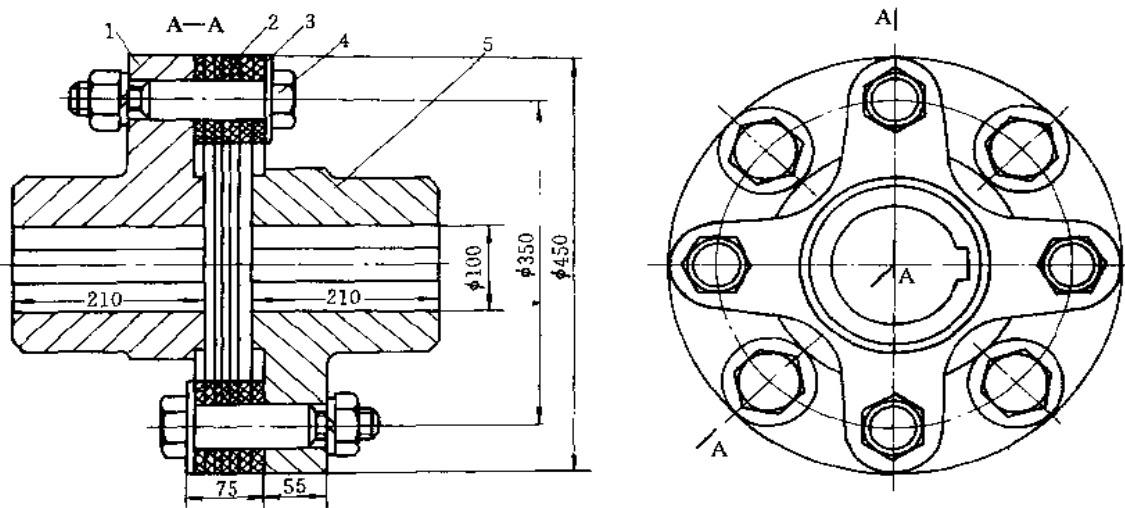


图 1-3-64 弹性板联轴器

1、5—半联轴器；2—橡胶板；3—垫圈；4—柱销螺栓

图 1-3-64 所示尺寸性能：许用转矩  $T_n=8500\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=1700\text{r}/\text{min}$ ，柱销直径×数量= $\phi 60\text{mm}\times 8$ ，橡胶板厚度×数量= $15\text{mm}\times 4$ 

图 1-3-64 为弹性板联轴器是用柱销螺栓 4 将多层橡胶板 2 分别交错与两半联轴器 1、5

联接，并用键实现两轴的联接。弹性元件为圆环形、用织物增强的橡胶制成的橡胶板。

传递转矩时，主动销至从动销之间的橡胶板受拉伸，从动销与主动销之间橡胶板受压缩，橡胶板各处的应力相差较大。

结构简单、制造方便，更换橡胶板时不需使轴做轴向移动，但平衡精度不高

两轴许用相对径向位移为  $0.2 \sim 0.5\text{mm}$ ，许用轴向位移为  $0.5 \sim 1\text{mm}$  许用角位移为  $0.5^\circ \sim 1^\circ$ 。

通常按标准 Q/ZB 122—73《橡胶板弹性联轴器》进行选用。标准适用范围：轴径  $d = 50 \sim 320\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n = 2000 \sim 100000\text{N} \cdot \text{m}$ ，许用转速  $n = 2500 \sim 760\text{r}/\text{min}$ ，橡胶板厚  $\times$  板数 =  $9.5\text{mm} \times 4 \sim 20\text{mm} \times 10$ ，柱销直径  $\times$  数量： $\phi 30 \times 8 \sim \phi 90 \times 8$ ，半联轴器材料为 ZG270~500。

用于转速不高、传动要求不严的中小功率的场合。

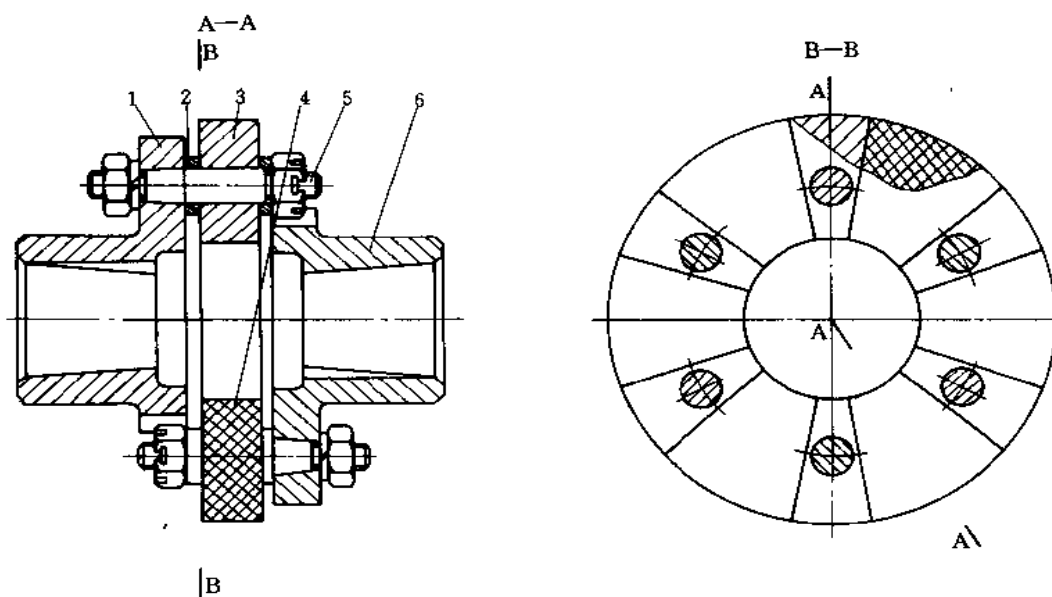


图 1-3-65 弹性板联轴器

1、6—半联轴器；2—垫圈；3—扇形钢板；4—扇形橡胶板；5—柱销；

图 1-3-65 所示的弹性板联轴器是由钢板 3 与橡胶板 4 在径向接缝上进行硫化粘接构成弹性元件，通过柱销 5 交错与半联轴器 1、6 联接并传递转矩。橡胶板可由纯橡胶或橡胶-增强织物复合材料制成。前者的弹性较高，补偿两轴相对位移能力较大，后者的强度较高，承载能力大。

弹性元件的联接销孔在钢板 3 上，改善了橡胶板中的应力集中现象，提高了联接部位的强度。传递转矩时，橡胶板中主要产生的是拉伸应力，橡胶板的体积比弹性套柱销联轴器的弹性套大。因此补偿性能和弹性比较好。

当橡胶板用纯橡胶制成时，两轴相对许用径向位移为  $0.5 \sim 1.5\text{mm}$ ，许用轴向位移为  $1.5 \sim 3.0\text{mm}$ ，许用角位移为  $0.7^\circ \sim 2^\circ$ 。当橡胶板用橡胶增强织物制成时，两轴相对许用位移为上述数据的  $\frac{1}{3} \sim \frac{1}{2}$ 。

用于转速不高、传动要求不严的中小功率场合。

## 弹性块联轴器

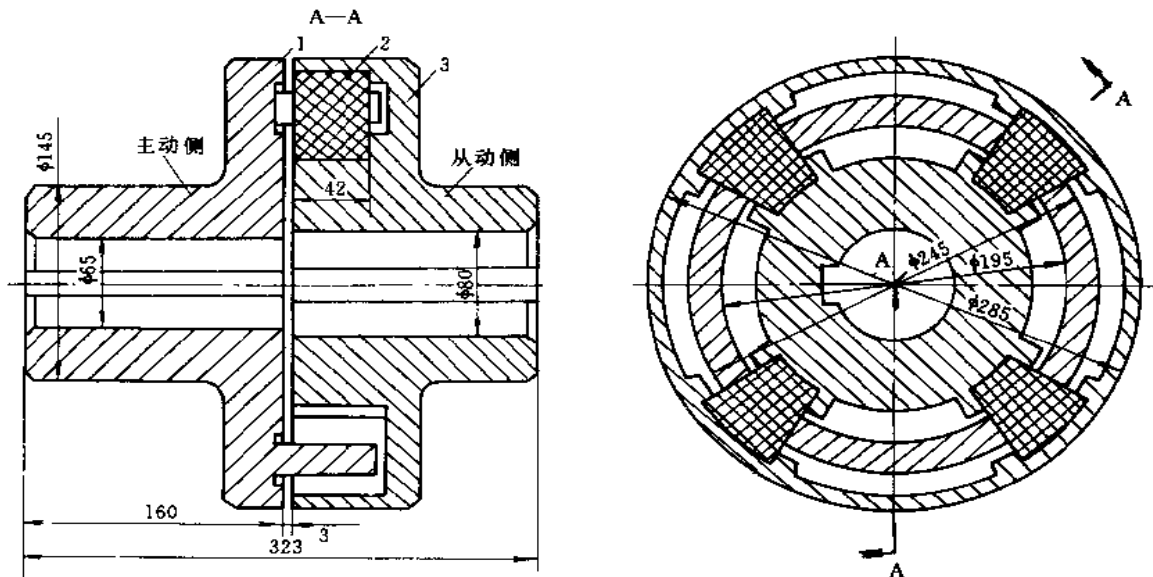


图 1-3-66 弹性块联轴器

1—半联轴器；2—橡胶弹性件（橡胶块）；3—半联轴器

图示尺寸性能；许用转矩  $T_n=4600\text{N}\cdot\text{m}$  半联轴器材料：铸铁 橡胶块数量：4

图 1-3-66 为弹性块联轴器，它是利用若干块状橡胶元件 2 嵌在两半联轴器 1、3 端部的相应槽内，以实现两半联轴器的联接。橡胶弹性件 2 的外周和内周都嵌在半联轴器 3 的径向槽内，橡胶块的中间部分与另一半联轴器 1 的凸爪接触。联轴器工作时，由半联轴器凸爪推动橡胶块，再由橡胶块推动另一半联轴器一起转动。由于橡胶块的弯曲变形以及半联轴器凸爪与橡胶块之间存有少量间隙，故可补偿两轴的相对位移和缓冲。

橡胶块承受弯曲应力或剪应力以及压缩应力。不论正反方向转动，各橡胶块能同时传递转矩，承载能力大，但装拆或更换橡胶块不方便，需使轴沿轴向移动较大距离。半联轴器加工困难。

两轴相对许用径向位移为  $1\sim 1.5\text{mm}$ ，许用角位移为  $1^\circ 30'$ 。

一般需自行设计。通常使用范围：轴径  $d=30\sim 110\text{mm}$ ，联轴器外径  $D=135\sim 420\text{mm}$ ，橡胶块数量  $N=4\sim 12$ ，许用转矩  $T_n=110\sim 19500\text{N}\cdot\text{m}$ ，半联轴器材料为铸铁，橡胶块材料为橡胶。

一般用于中小功率的传动，尤其适用于立式传动轴的联接，如立式泵、立式搅拌器。当用于立式传动轴时，主动轴（如电机轴）与半联轴器 1 相联，因联轴器不用螺钉，拆装时只需吊装电机，便可将半联轴器 1、3 联接或分开。





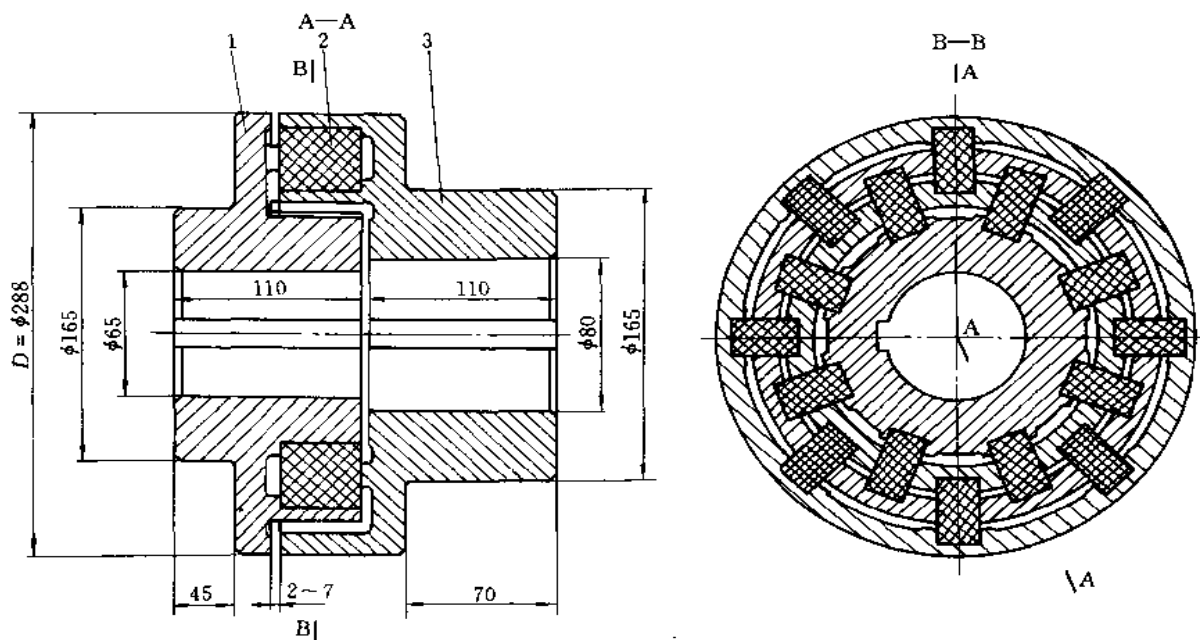


图 1-3-68 弹性块联轴器

1—半联轴器；2—橡胶块；3—半联轴器

图示尺寸性能：许用转矩  $T_e = 2500\text{N} \cdot \text{m}$ ；许用转速  $n = 2350\text{r}/\text{min}$ ；橡胶块数量  $N = 16$ ；重量  $m = 53\text{kg}$

图 1-3-68 所示联轴器中，具有两组径向配置的矩形橡胶块 2，分别嵌入两个半联轴器 1、3 中。联轴器工作（若半联轴器 1 为主动）时，一方面半联轴器 1 上的凸爪推动橡胶块，再由橡胶块推动半联轴器 3 转动；另一方面，嵌入半联轴器上的橡胶块同时推动半联轴器 3 上的凸爪，使联轴器 3 一起转动。

传递载荷大，吸收振动与冲击性能好。

一般需自行设计，通常使用范围：轴径  $d = 8 \sim 250\text{mm}$ ，联轴器外径  $D = 86 \sim 825\text{mm}$ ，橡胶块数量  $N = 8 \sim 20$ ，许用转矩  $T_e = 42 \sim 65000\text{N} \cdot \text{m}$ ，许用转速  $n = 5000 \sim 800\text{r}/\text{min}$ 。

## 多角形弹性联轴器

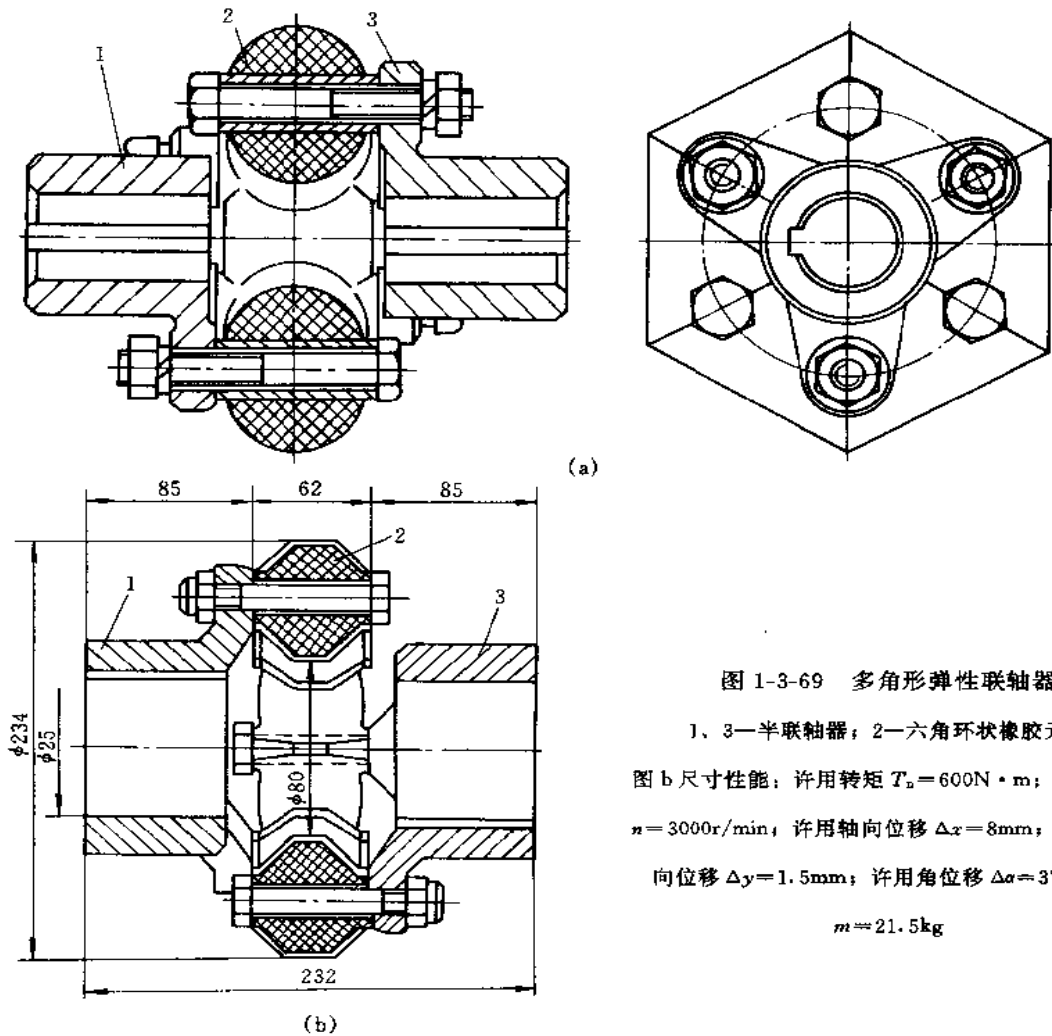


图 1-3-69 多角形弹性联轴器

1、3—半联轴器；2—六角环状橡胶元件

图 b 尺寸性能：许用转矩  $T_n = 600\text{N} \cdot \text{m}$ ；许用转速  $n = 3000\text{r}/\text{min}$ ；许用轴向位移  $\Delta x = 8\text{mm}$ ；许用径向位移  $\Delta y = 1.5\text{mm}$ ；许用角位移  $\Delta \alpha = 3^\circ$ ；重量  $m = 21.5\text{kg}$

多角形弹性联轴器是利用截面为圆形或多边形的多角环状橡胶元件以螺栓交错地与两半联轴器相联，并用键实现两轴的联接。环状橡胶元件一般为六角或八角，图 a 所示橡胶元件截面为圆形，在每一角处嵌有与橡胶粘结的套管，螺栓穿过套管与半联轴器联接。转矩的传递完全是通过橡胶元件的压缩和拉伸来实现。橡胶元件上的压缩力和拉伸力是交替分布的。图 b 所示的结构是比较合理的结构型式。橡胶元件进行预先压缩，提高疲劳强度和使用寿命。

与其他型式的橡胶元件联轴器相比，耐久性好，使用寿命长，能较好地缓和传动系统中的扭转振动和冲击载荷，防止共振。安装简便，轴对中精度要求不高。不需润滑、维护方便。

图 b 所示结构型式，两轴相对许用径向位移为  $1 \sim 2\text{mm}$ ，许用轴向位移为  $4 \sim 10\text{mm}$ ，许用角位移  $5^\circ \sim 2^\circ$ ，最大扭转角为  $5^\circ \sim 12^\circ$ 。

一般需自行设计。图 b 所示结构型式的使用范围：轴径  $d = 25 \sim 160\text{mm}$ ，联轴器最大外径  $D = 96 \sim 520\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n = 50 \sim 8200\text{N} \cdot \text{m}$ ，瞬时冲击转矩为 2.5 倍许用转矩，许用转速  $n = 10000 \sim 1500\text{r}/\text{min}$ 。

用于化工、船舶、汽车、工程机械、轻工机械、农用机械等行业，如柴油机、水泵轴的联接。

## 爪形弹性联轴器

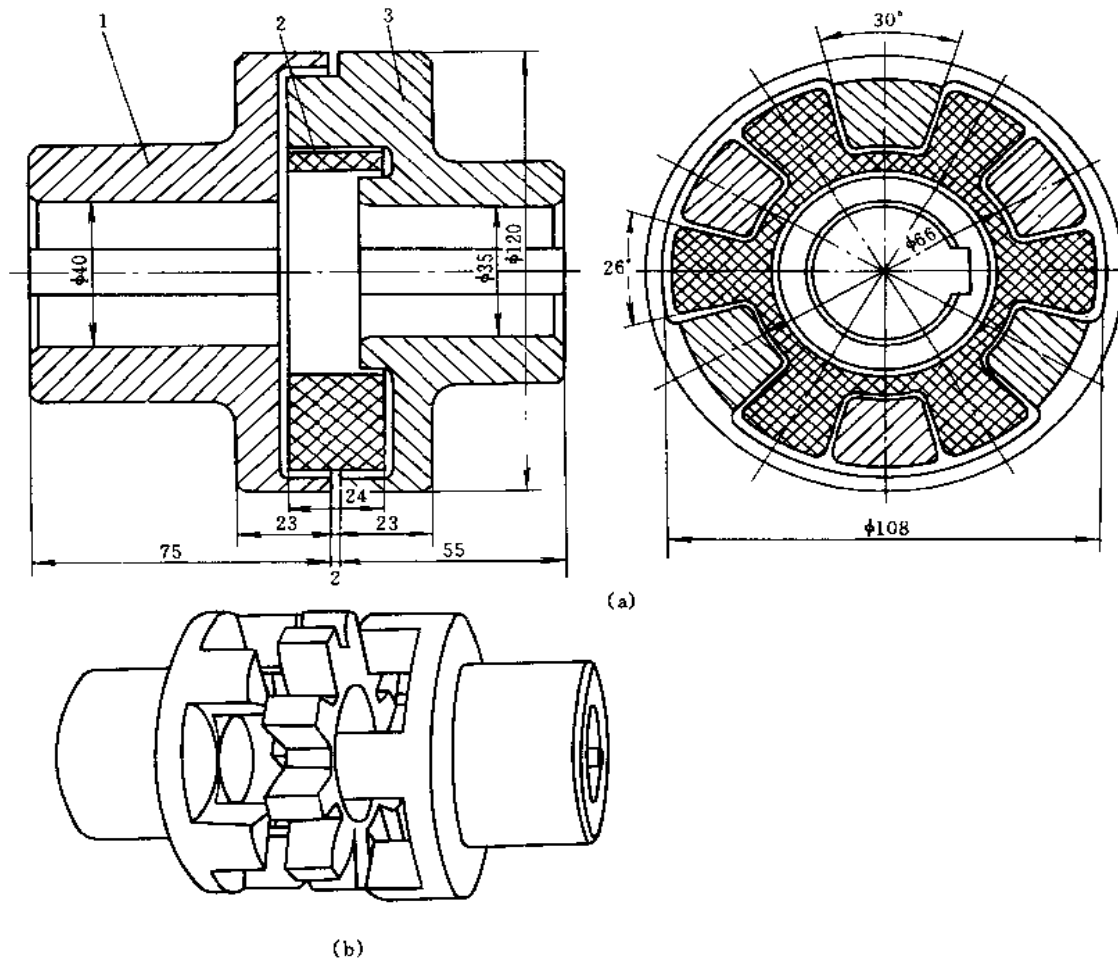


图 1-3-70 爪形弹性联轴器

1、3—半联轴器；2—扇形弹性元件

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=102\text{N}\cdot\text{m}$ ；许用转速  $n=4700\text{r}/\text{min}$ （铸铁制）；重量  $m=3.91\text{kg}$ 

爪形弹性联轴器是利用弹性元件的扇形凸起部分别置于两半联轴器爪形凸部之间，实现两轴的联接。半联轴器端部有四、六或八个爪形凸部。

弹性元件承受压缩应力，结构简单、零件数量少，比弹性套柱销联轴器制造简单。因不用螺栓联接，所以径向尺寸小，可提高使用转速。但拆装时需使轴做轴向移动。

两轴相对许用径向位移为  $0.1\sim 0.4\text{mm}$ ，许用轴向位移为  $0.2\text{mm}$ ，许用相对角位移为  $1^\circ\sim 1.5^\circ$ 。

一般需自行设计。通常使用范围：轴径  $d_1=20\sim 40\text{mm}$ （主动轴）， $d_2=32\sim 70\text{mm}$ （从动轴），联轴器外径  $D=90\sim 165\text{mm}$ ，许用转矩  $N=29.1\sim 272\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=6300\sim 3400\text{r}/\text{min}$ ，半联轴器材料为铸铁，弹性元件材料为橡胶。

用于中小功率、起动频繁、正反转多变的两轴联接，目前中小型水泵行业中广泛使用，但有被膜片联轴器代替的趋势。

### 弹性套柱销联轴器

112

112

30°

112



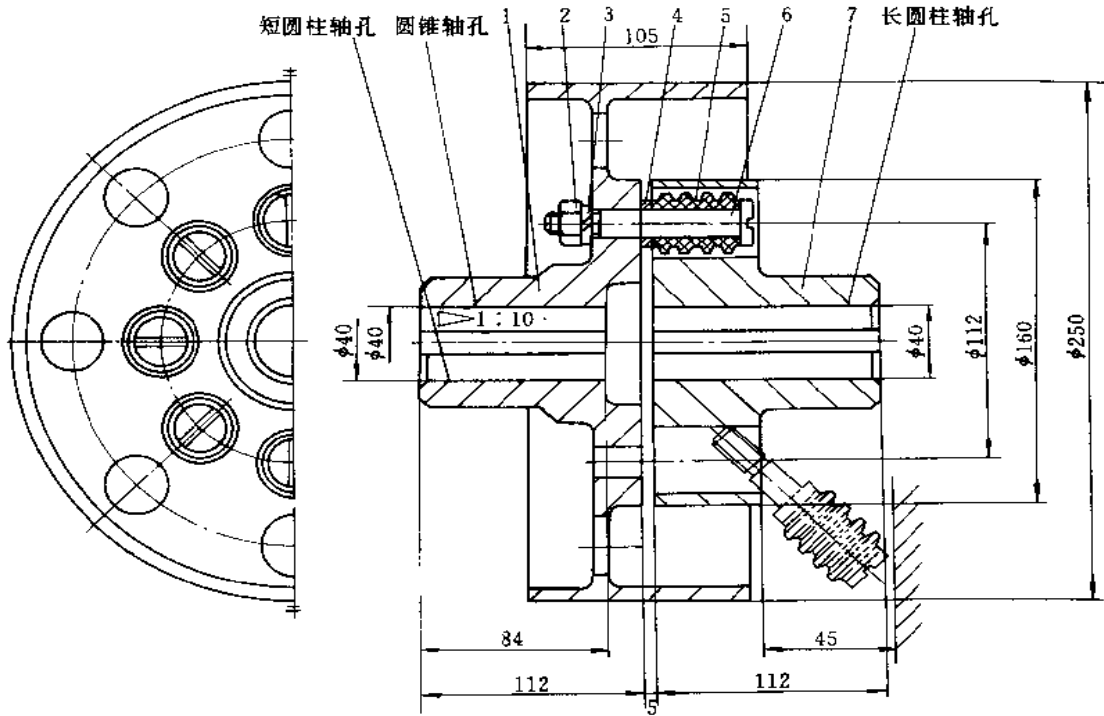


图 1-3-72 带制动轮弹性柱销联轴器

1—制动轮半联轴器，2 螺母；3—垫圈；4—挡圈；5—弹性套；6—柱销；7—半联轴器

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=250\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=3000\text{r}/\text{min}$ （钢制）许用径向位移  $\Delta y=0.3\text{mm}$ ，

许用角位移  $\Delta\alpha=1^\circ$ ，重量  $m=15.3\text{kg}$

图 1-3-72 所示的联轴器，制动轮与半联轴器制成一体，材料为铸钢 ZG310-570，外圆表面淬火处理。

两轴相对许用径向位移为  $0.3\sim 0.6\text{mm}$ ，许用角位移为  $1^\circ 30' \sim 30'$ 。

通常按标准 GB 4323—84《弹性套柱销联轴器》选用。标准系列范围：轴径  $d=25\sim 170\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n=125\sim 16000\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=3800\sim 1000\text{r}/\text{min}$ ，工作温度  $-20\sim 70^\circ\text{C}$ 。半联轴器材料为 ZG270-500、HT200、35 号锻钢三种。

## 梅花形弹性联轴器

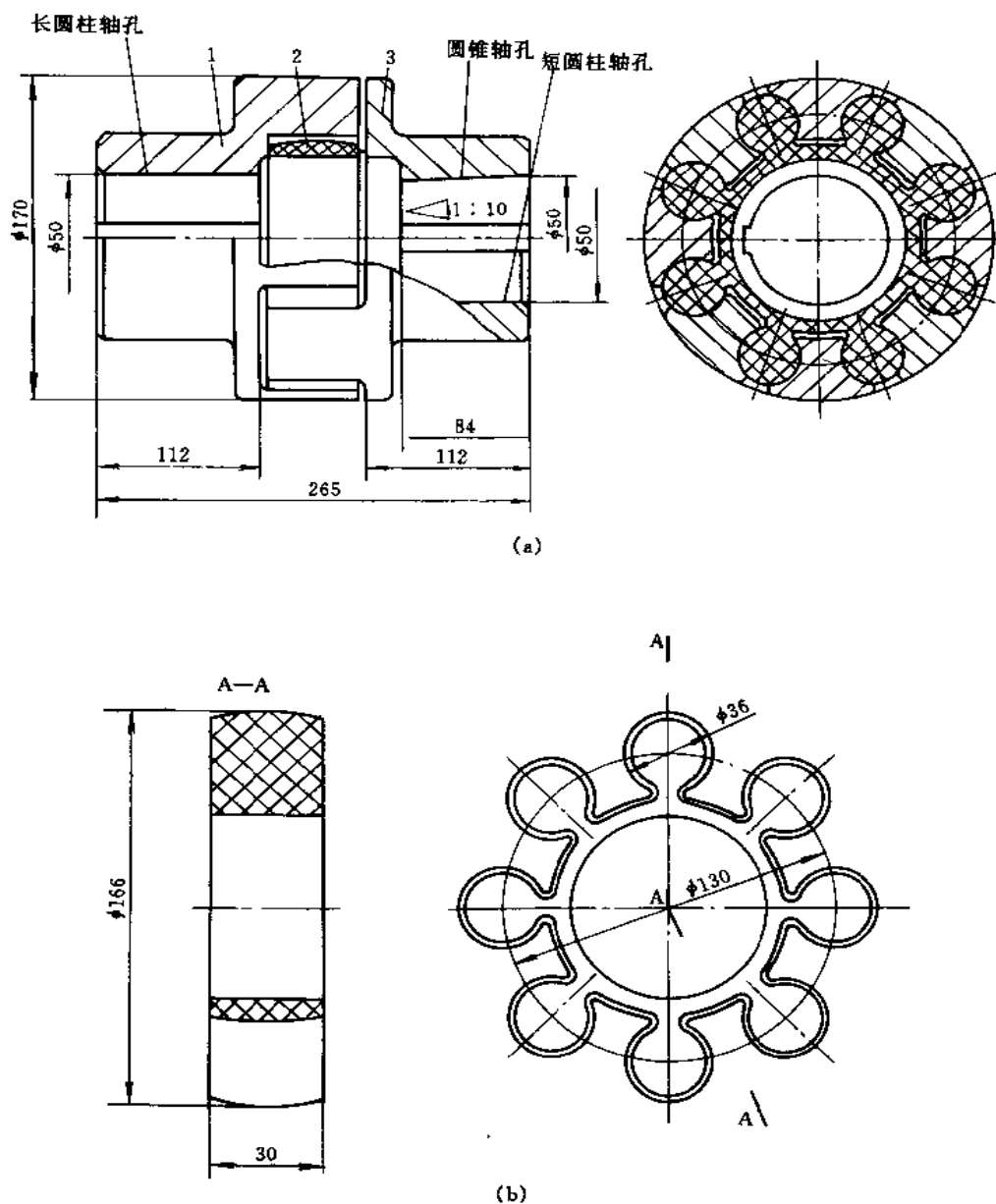


图 1-3-73 梅花形弹性联轴器 (基本型) (ML 型)

1—半联轴器；2—弹性元件；3—半联轴器

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=710\text{N}\cdot\text{m}$  (弹性元件硬度  $HA\geq 75$ )；许用转速  $n=4500\text{r}/\text{min}$  (钢制)；许用轴向位移  $\Delta x=3.5\text{mm}$ ；许用径向位移  $\Delta y=1\text{mm}$ ；许用角位移  $\Delta\alpha=1.5^\circ$ ；重量  $m=14\text{kg}$ 

图 1-3-73 所示的梅花形弹性联轴器是利用梅花型弹性元件 2 置于两半联轴器 1、3 凸爪之间，以实现两半联轴器的联接。梅花形弹性元件的形式有圆形 (图 b)、矩形和长弧形凸部；弹性元件的材料有橡胶、聚氨酯工程塑料等。在单向转动时，弹性元件只有一半的凸部承受压缩载荷。载荷分布情况与接触凸部的形状有关。矩形凸部载荷分布不均匀性随内外直径差值的增加而增加，因此仅用于轴径小于  $45\text{mm}$ 、转矩为  $450\text{N}\cdot\text{m}$ 、两轴许用径向位移为

0.2mm、许用角位移为 $1.5^\circ$ 的场合；圆形凸部可改善载荷分布不均匀性，能传递较大转矩，但弹性稍有下降。

零件数量少，外形尺寸小，弹性元件比弹性圈柱销联轴器易制造，承载能力较高，减振、缓冲性能好。拆装时，沿轴线移动方便。

两轴相对许用径向位移为 $0.6\sim 5\text{mm}$ ，许用轴向位移为 $1.2\sim 5\text{mm}$ ，许用角位移为 $1^\circ\sim 2^\circ$ 。

通常按标准 GB 5272—85《梅花形弹性联轴器》选用。标准系列范围：轴径 $d=10\sim 140\text{mm}$ ；许用转矩 $T_n=16\sim 8000\text{N}\cdot\text{m}$ （弹性元件硬度 $HA\geq 75$ ）， $T_n=25\sim 12500\text{N}\cdot\text{m}$ （弹性元件硬度 $HA\geq 85$ ）， $T_n=45\sim 25000\text{N}\cdot\text{m}$ （弹性元件硬度 $HA\geq 94$ ）；许用转速 $n=11500\sim 1400\text{r/min}$ （铸铁）， $n=15300\sim 1900\text{r/min}$ （铸钢）；使用温度为 $-30\sim +80^\circ\text{C}$ 。

用于对两轴补偿性能，缓冲减振要求不高的中小功率传动。

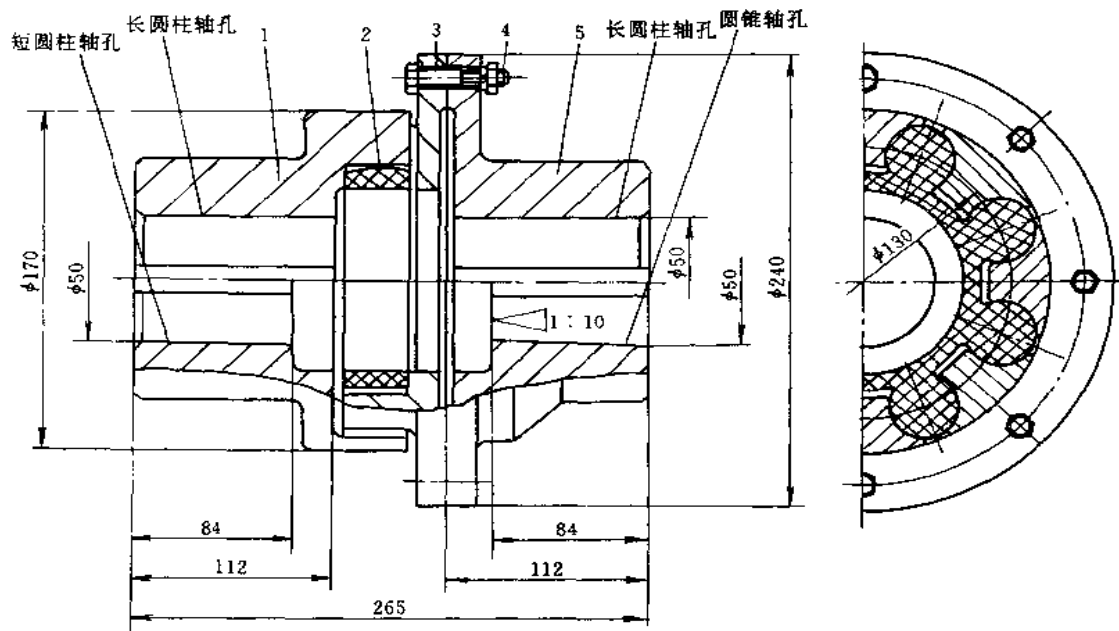


图 1-3-74 单法兰梅花形弹性联轴器 (MLZ 型)

1—半联轴器；2—弹性元件；3—法兰联接件；4—螺栓；5—半联轴器

图示尺寸性能：许用转矩 $T_n=710\text{N}\cdot\text{m}$ （弹性元件硬度 $HA\geq 75$ ）；许用转速 $n=3100\text{r/min}$ （钢制）；  
许用轴向位移 $\Delta x=3.5\text{mm}$ ；许用径向位移 $\Delta y=1\text{mm}$ ；许用角位移 $\Delta\alpha=1.5^\circ$ ；重量 $m=18\text{kg}$

图 1-3-74 所示的联轴器，端面带有凸齿的法兰联接件 3 与半联轴器 5 用螺栓 4 连接。弹性元件 2 嵌入半联轴器 1 与法兰联接件 3 凸齿之间。在法兰外圆找正方便、准确。

两轴相对许用径向位移为 $0.5\sim 1.8\text{mm}$ ，许用轴向位移为 $1.2\sim 5.0\text{mm}$ ，许用角位移为 $2^\circ\sim 1^\circ$ 。

通常按标准 GB 5272—85《梅花形弹性联轴器》选用。标准系列范围：轴径 $d=12\sim 140\text{mm}$ ；许用转矩 $T_n=16\sim 8000\text{N}\cdot\text{m}$ （弹性元件硬度 $HA\geq 75$ ）， $T_n=25\sim 12500\text{N}\cdot\text{m}$ （弹性元件硬度 $HA\geq 85$ ）， $T_n=45\sim 25000\text{N}\cdot\text{m}$ （弹性元件硬度 $HA\geq 94$ ）；许用转速 $n=6300\sim 1100\text{r/min}$ （铸铁）， $n=8500\sim 1500\text{r/min}$ ；（铸钢）；使用温度为 $-30\sim 80^\circ\text{C}$ 。

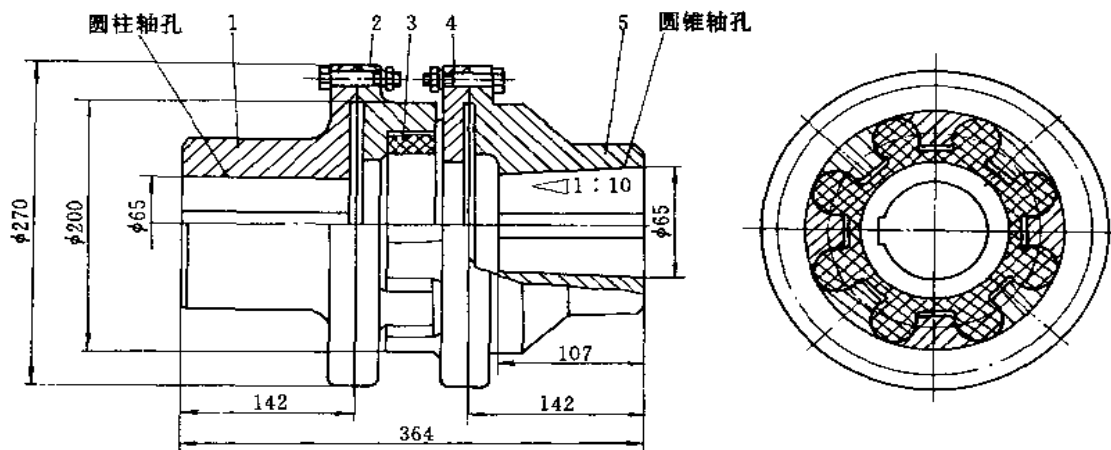


图 1-3-75 双法兰梅花形弹性联轴器 (MLS 型)

1、5—半联轴器；2、4—法兰联接件；3—弹性元件

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=1120N \cdot m$  (弹性元件硬度大于 HA75)，许用转速  $n=2700r/min$  (钢制)，重量  $m=37kg$

图 1-3-75 的半联轴器 1、5 分别与端面带有凸齿的法兰联接件 2、4 用螺栓连接。弹性元件 3 则嵌入两个法兰联接件端面凸齿之间。这种联轴器具有在拆装时不需移动主、从动轴，且在法兰外圆找正时方便、准确的优点，但外形尺寸比较大。

其他见图 1-3-72 说明。

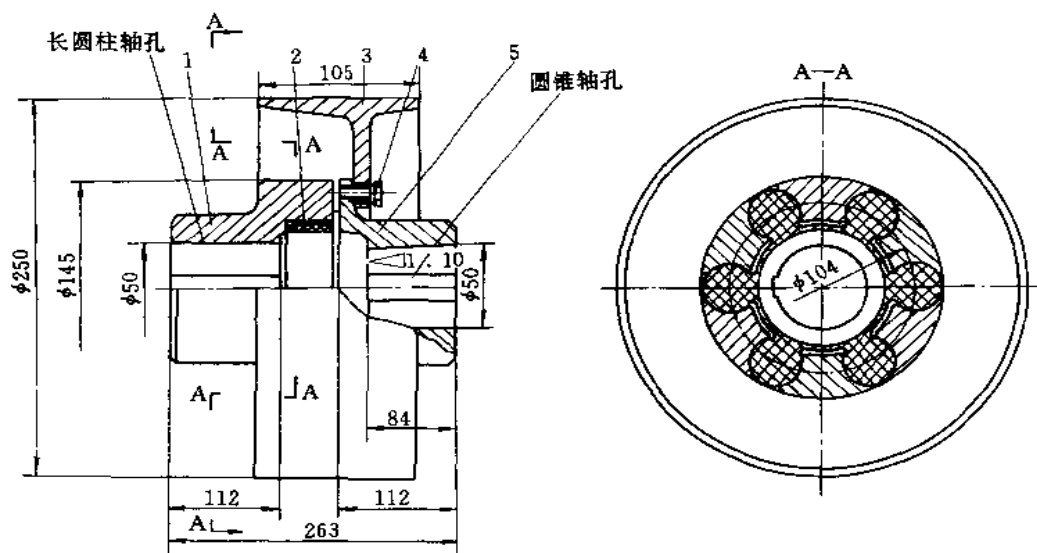


图 1-3-76 分体式制动车轮梅花形弹性联轴器 (MLL-I 型)

1、5—半联轴器；2—弹性元件；3—制动轮；4—螺钉

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=400N \cdot m$  (弹性元件硬度  $HA \geq 75$ )；许用转速  $n=3050r/min$ ；重量  $m=21.7kg$ ，许用轴向位移  $\Delta x=3mm$ ；许用径向位移  $\Delta y=1mm$ ；许用角位移  $\Delta \alpha=1.5^\circ$

图 1-3-76 的制动轮 3 放在从动侧，用螺钉 4 与半联轴器 5 连接，便于更换。制动轮材料为铸钢，外圆表面进行淬火处理。

两轴相对许用轴向位移为 2.5~5.0mm，许用径向位移为 0.8~1.8mm，许用角位移为  $2.0^\circ \sim 1.0^\circ$ 。



通常按标准 GB 5272—85《梅花形弹性联轴器》选用。标准系列范围：轴径  $d=25\sim 140\text{mm}$ ；许用转矩  $T_n=140\sim 8000\text{N}\cdot\text{m}$ （弹性元件硬度  $HA\geq 75$ ）， $T_n=250\sim 12500\text{N}\cdot\text{m}$ （弹性元件硬度  $HA\geq 85$ ）， $T_n=400\sim 25000\text{N}\cdot\text{m}$ （弹性元件硬度  $HA\geq 94$ ），许用转速  $n=4750\sim 950\text{r}/\text{min}$ ，使用温度为  $-30\sim 80^\circ\text{C}$ 。

用于装拆时沿轴向移动方便并需制动的场合。

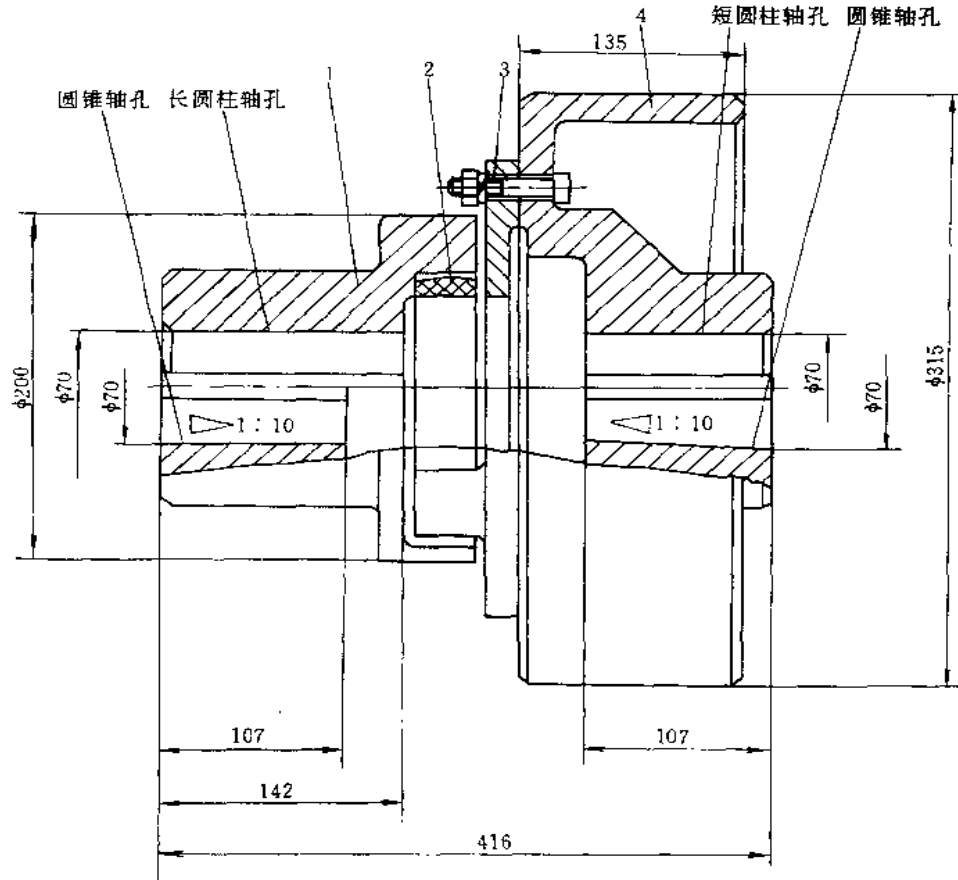


图 1-3-77 整体式制动轮梅花形弹性联轴器

1—半联轴器；2—弹性元件；3—法兰联接件；4—制动轮半联轴器

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=1120\text{N}\cdot\text{m}$ （弹性元件硬度  $HA\geq 75$ ）；许用转速  $n=2400\text{r}/\text{min}$ ；重量  $m=55.5\text{kg}$ ；  
许用轴向位移  $\Delta x=4.0\text{mm}$ ；许用径向位移  $\Delta y=1.5\text{mm}$ ；许用角位移  $\Delta\alpha=1.5^\circ$

图 1-3-77 的制动轮与半联轴器制成一体。法兰联接件 3 用螺栓与制动轮半联轴器 4 连接。制动轮放在从动侧，制动轮材料为铸钢，外圆表面进行淬火处理。

其他说明同图 1-3-76。

## 弹性柱销联轴器

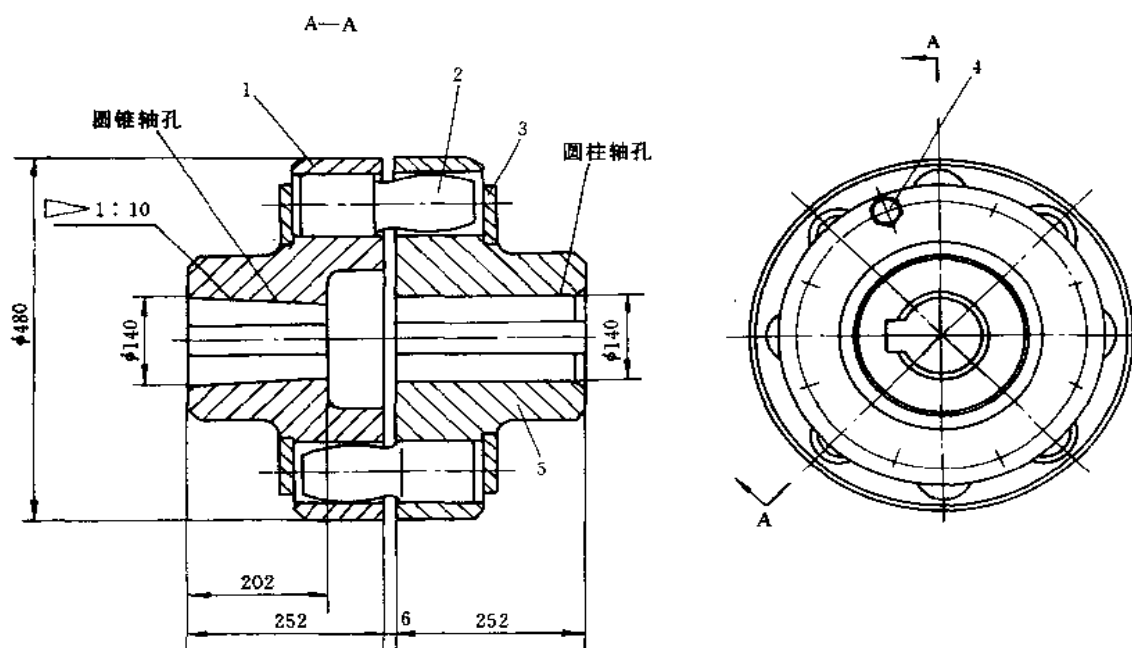


图 1-3-78 弹性联轴器 (基本型) (HL 型)

1、5—半联轴器；2—柱销；3—挡板；4—螺栓

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=25000\text{N}\cdot\text{m}$ ；许用转速  $n=1120\text{r}/\text{min}$ ；许用轴向位移  $\Delta x=\pm 2.5\text{mm}$ ；许用径向位移  $\Delta y=0.25\text{mm}$ ；许用角位移  $\Delta\alpha=30'$ ；柱销直径  $\phi 50\text{mm}$ ；重量  $m=322\text{kg}$

图 1-3-78 为弹性柱销联轴器，它是利用若干个非金属材料（通常为尼龙）制成的柱销 2 置于两半联轴器 1、5 的凸缘孔中，以实现两半联轴器的联接。补偿两轴相对位移的能力主要靠尼龙的弹性以及柱销与柱销孔配合的间隙，但尼龙弹性差，若配合间隙过大会造成接触条件恶化，加速柱销磨损，为了增加补偿量，将柱销一端制成鼓形，鼓形半径为柱销直径的 2~4 倍。

结构简单，装拆、更换弹性元件方便，不需要沿轴向移动两半联轴器。耐磨性好，弹性虽不如橡胶元件，但当两轴相对位移不大，尤其在有角位移情况下，尼龙柱销使用寿命超过弹性套联轴器中的橡胶弹性套。尼龙有吸水性，尺寸稳定性差，导热率低，膨胀系数大。

两轴相对许用径向位移为  $0.15\sim 0.25\text{mm}$ ，许用轴向位移为  $\pm 0.5\sim \pm 3\text{mm}$ ，许用角位移为  $30'$ 。

通常按标准 GB 5014—85《弹性柱销联轴器》选用。标准系列范围：轴径  $d=12\sim 340\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n=160\sim 160000\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=7100\sim 630\text{r}/\text{min}$  柱销直径为  $15\sim 90\text{mm}$ ，联轴器外径  $D=90\sim 800\text{mm}$ ，工作温度为  $-20\sim 70^\circ\text{C}$ 。重量  $m=2\sim 1956\text{kg}$ ，半联轴器材料为铸铁、铸钢和 35 锻钢三种，柱销材料为 MC 尼龙 66。

用于联接两轴有一定相对位移和一般减振性能、中等载荷、起动频繁的场所，如离心泵、鼓风机。

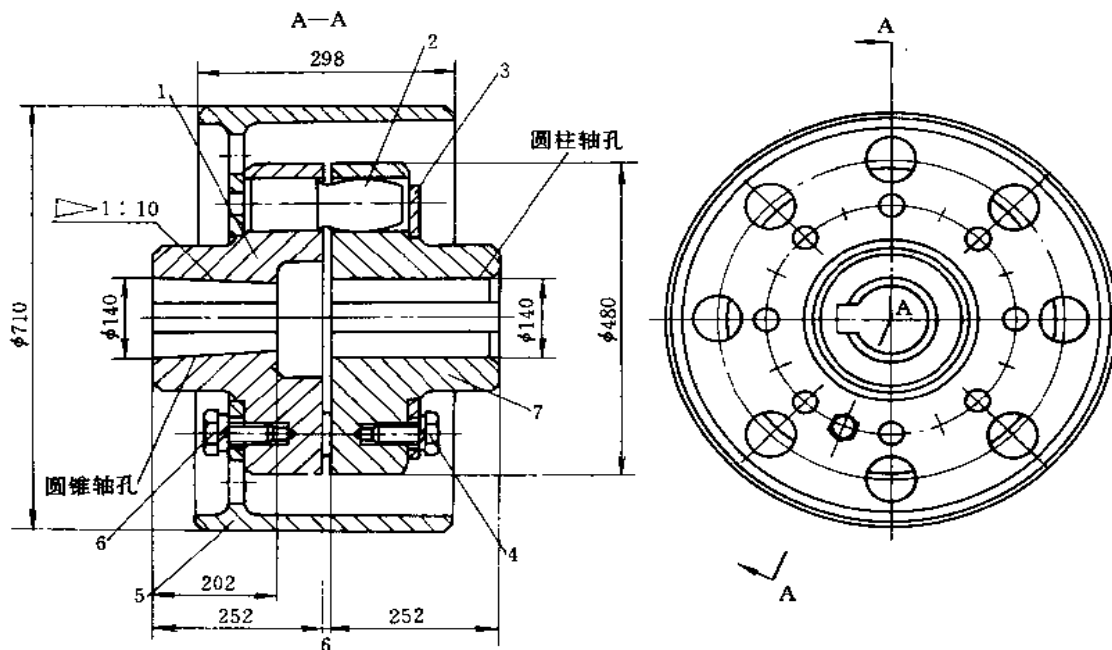


图 1-3-79 带制动轮弹性柱销联轴器 (HLL 型)

1、7—半联轴器；2—柱销；3—挡板；4—螺栓；5—制动轮；6—螺栓

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n = 25000\text{N} \cdot \text{m}$ ；许用转速  $n = 800\text{r}/\text{min}$ ；许用轴向位移  $\Delta x = \pm 2.5\text{mm}$ ；

许用径向位移  $\Delta y = 0.25\text{mm}$ ；许用角位移  $\Delta \alpha = 30'$ ；柱销直径  $60\text{mm}$ ；重量  $m = 458\text{kg}$

图 1-3-79 的制动轮 5 与半联轴器 1 用螺栓 4 连接，便于更换制动轮。制动轮材料为锻钢 45 或铸钢 ZG310~570。

通常按标准 GB 5014—85《弹性柱销联轴器》选用。标准系列范围：轴径  $d = 20 \sim 180\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n = 315 \sim 25000\text{N} \cdot \text{m}$ ，许用转速  $n = 5600 \sim 710\text{r}/\text{min}$ ，制动轮直径  $D = 120 \sim 480\text{mm}$ 。

其他见图 1-3-78 说明。

## 弹性柱销齿式联轴器

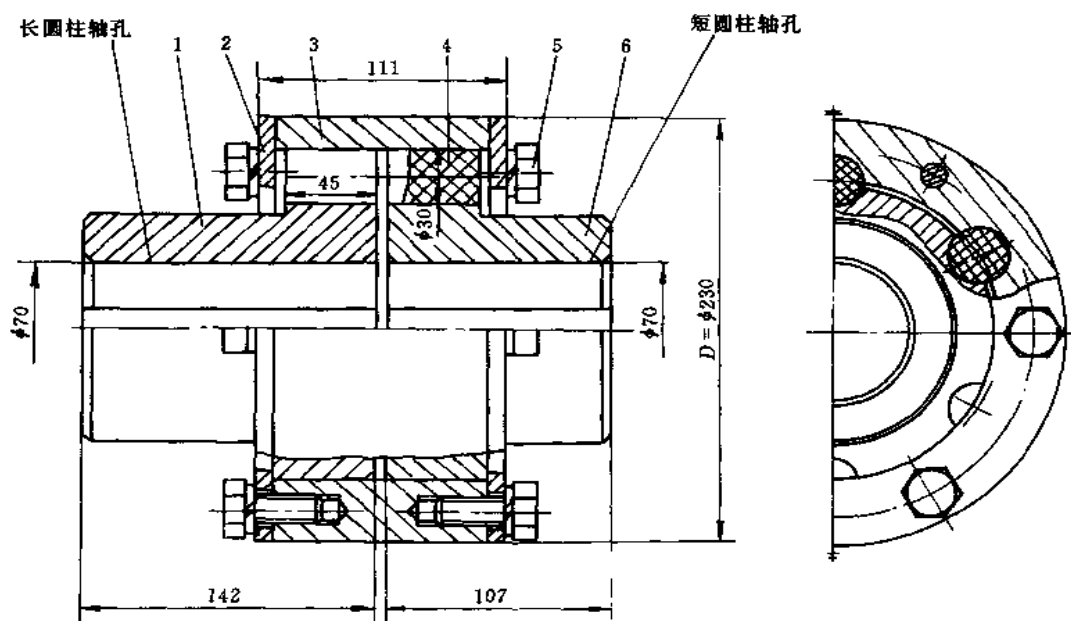


图 1-3-80 弹性柱销齿式联轴器 (ZL 型)

1—半联轴器；2—外挡板；3—外套；4—柱销；5—螺栓；6—半联轴器。

图示尺寸性能，许用转矩  $T_n = 6.3 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ；许用转速  $n = 3300 \text{ r/min}$ ；许用轴向位移  $\Delta x = \pm 1.5 \text{ mm}$ ；许用径向位移  $\Delta y = 0.4 \text{ mm}$ ；许用角位移  $\Delta \alpha = 30'$ ；重量  $m = 42.5 \text{ kg}$ ；柱销直径 30mm，长度 45mm

图 1-3-80 为弹性柱销齿式联轴器，它是利用若干个非金属材料（通常为尼龙）制成的柱销 4 置于两个半联轴 1、6 与外套 3 内表面之间的对合孔中，以实现两轴的联接。转动时，主动端半联轴器通过柱销带动外套旋转，外套再通过柱销带动从动端半联轴器转动，以传递转矩，弹性柱销沿轴向截面承受剪切和挤压。

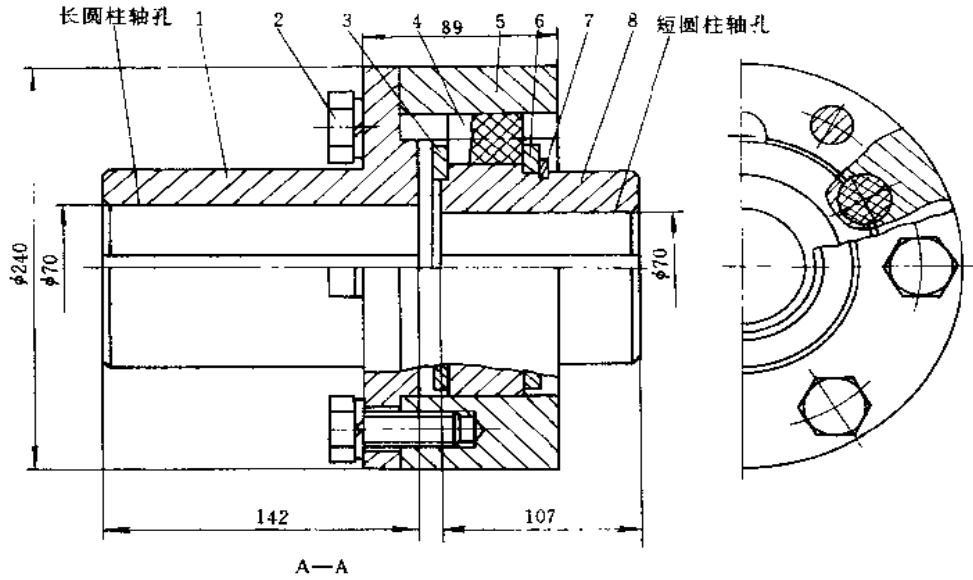
比齿轮联轴器制造简便、安装容易，重量轻，不需润滑，维护方便，具有一定的弹性和吸振性能，但使用温度较低，一般小于  $70^\circ\text{C}$ 。

这种型式的联轴器，两轴相对许用径向位移为  $0.3 \sim 1.5 \text{ mm}$ ，许用轴向位移为  $\pm 1.5 \sim \pm 5 \text{ mm}$  许用角位移为  $30'$ 。

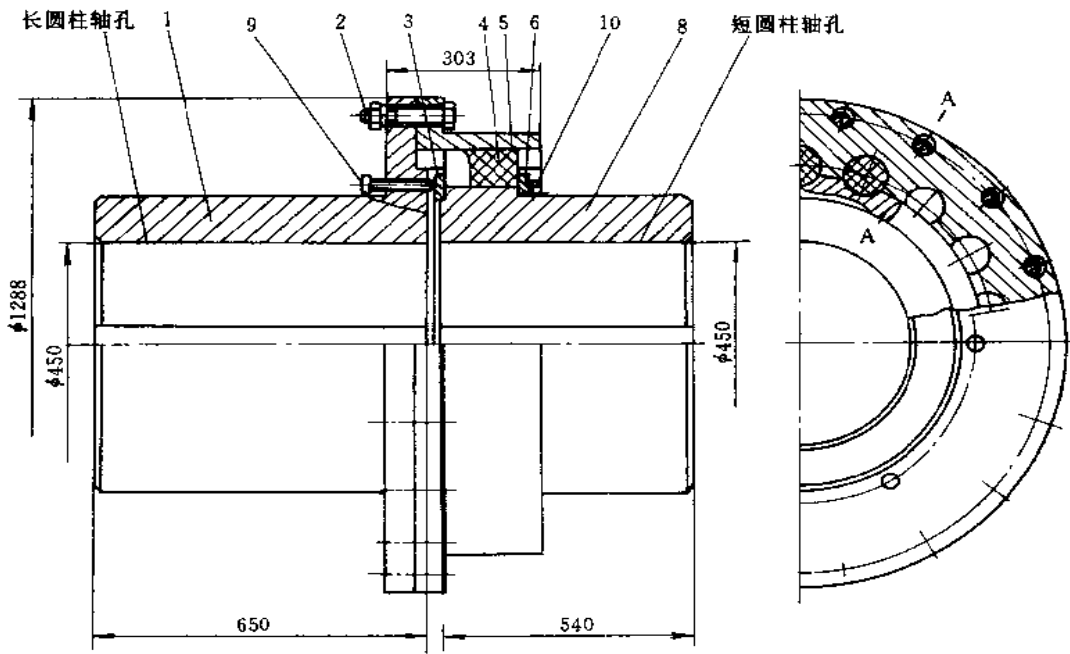
通常按标准 GB 5015—85《弹性柱销齿式联轴器》选用。标准系列范围：轴径  $d = 12 \sim 850 \text{ mm}$ ，联轴器外径  $D = 76 \sim 1638 \text{ mm}$ ，许用转矩  $T_n = 0.1 \sim 2500 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ，许用转速  $n = 4000 \sim 460 \text{ r/min}$ ，许用使用温度为  $-20 \sim 70^\circ\text{C}$ ，柱销直径为  $10 \sim 120 \text{ mm}$ ，长度为  $15 \sim 185 \text{ mm}$ 。

半联轴器材料为 45 号钢，柱销材料为 MC 尼龙 6。

用于减振、噪声要求不严和功率较大的场合，如鼓风机、离心泵等。



(a) ZLZ 1~ZLZ 13 型



(b) ZLZ14~ZLZ23 型

图 1-3-81 接中间轴弹性柱销齿式联轴器 (ZLZ 型)

- 1—半联轴器；2—螺栓；3—内挡板；4—柱销；5—外套；6—外挡板；7—挡圈；8—半联轴器；9—螺钉；10—螺栓
- 图 a 尺寸性能：许用转矩  $T_n=6.3\text{kN}\cdot\text{m}$ ；许用转速  $n=3200\text{r}/\text{min}$ ；许用轴向位移  $\Delta x=3\text{mm}$ ；许用径向位移  $\Delta y=0.2\text{mm}$ ；许用角位移  $\Delta\alpha=1^\circ$ ；重量  $m=48.9\text{kg}$ ；柱销直径  $30\text{mm}$ ，长度  $45\text{mm}$
- 图 b 尺寸性能：许用转矩  $T_n=1000\text{kN}\cdot\text{m}$ ；许用转速  $n=580\text{r}/\text{min}$ ；许用轴向位移  $\Delta x=20\text{mm}$ ；许用径向位移  $\Delta y=0.75\text{mm}$ ；许用角位移  $\Delta\alpha=2^\circ 30'$ ；重量  $m=4936\text{kg}$ ；柱销直径  $90\text{mm}$ ，长度  $150\text{mm}$

图 1-3-81 所示的联轴器需要用两个同型号联轴器同时使用。一般情况下，另一个联轴器与图中所示联轴器转  $180^\circ$  安装，二者之间用中间轴联接，此时许用径向位移  $\Delta y=A \cdot \text{tg}\Delta\alpha$

( $A$ ——两柱销之间距离;  $\Delta\alpha$ ——单个联轴器许用角位移), 用于确定中间轴长度。图 a 所示内挡板 3 与半联轴器 8 采用间断焊接, 图 b 所示采用螺钉 9 固定。

图 a 所示的联轴器型式中, 两轴相对许用轴向位移为  $1\sim 15\text{mm}$ , 许用径向位移为  $0.15\sim 0.3\text{mm}$ , 许用角位移为  $30'\sim 2^\circ$ 。图 b 所示的联轴器型式中, 两轴相对许用轴向位移为  $15\sim 20\text{mm}$ , 许用径向位移为  $0.3\sim 0.75\text{mm}$ , 许用角位移为  $2^\circ\sim 2^\circ 30'$ 。

通常按标准 GB 5015—85《弹性柱销齿式联轴器》选用。图 a 系列范围: 轴径  $d=12\sim 250\text{mm}$ , 联轴器外径  $D=84\sim 545\text{mm}$ , 许用转矩为  $0.1\sim 100\text{kN}\cdot\text{m}$ , 许用转速为  $4000\sim 1400\text{r/min}$ 。柱销直径  $10\sim 50\text{mm}$ , 长度  $15\sim 90\text{mm}$ 。图 b 所示系列范围: 轴径  $d=170\sim 850\text{mm}$ , 联轴器外径  $D=648\sim 1810\text{mm}$ , 许用转矩  $T_n=125\sim 2500\text{kN}\cdot\text{m}$ , 许用转速为  $1200\sim 420\text{r/min}$ 。柱销直径  $50\sim 120\text{mm}$ , 长度  $90\sim 185\text{mm}$ 。

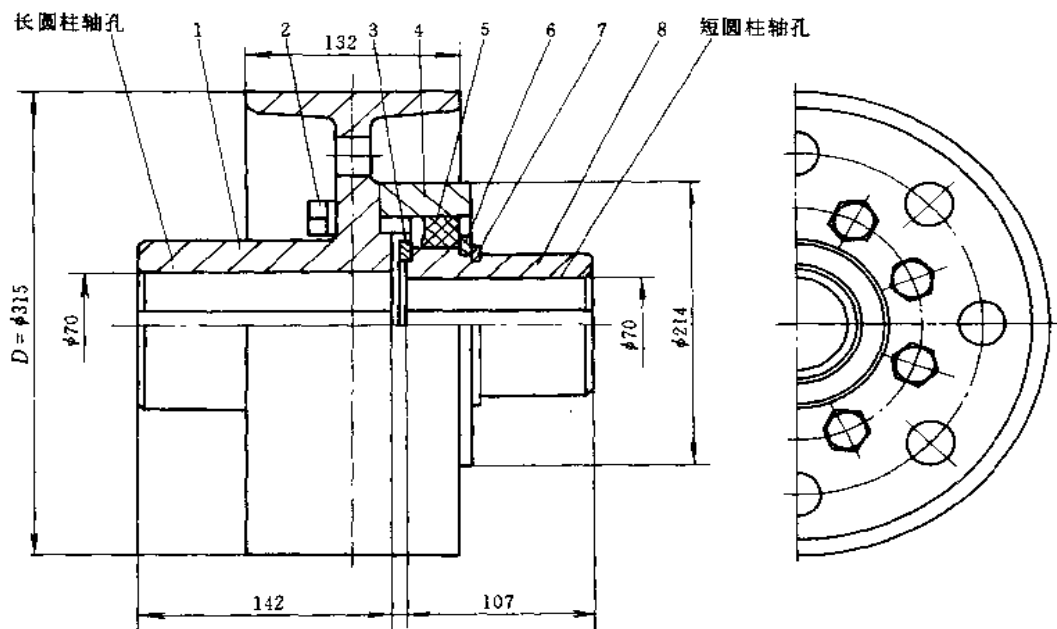


图 1-3-82 带制动轮弹性柱销齿式联轴器 (ZLL 型)

1—制动轮; 2—螺栓; 3—内挡板; 4—外套; 5—柱销; 6—外挡板; 7—挡圈; 8—半联轴器

图示尺寸性能: 许用转矩  $T_n=4000\text{N}\cdot\text{m}$ ; 许用转速  $n=2400\text{r/min}$ ; 许用轴向位移  $\Delta x=3\text{mm}$ ; 许用径向位移  $\Delta y=0.2\text{mm}$ ; 许用角位移  $\Delta\alpha=30'$ ; 重量  $m=52.4\text{kg}$ ; 柱销直径  $20\text{mm}$ , 长度  $35\text{mm}$

图 1-3-82 所示的联轴器, 制动轮 1 与半联轴器制成一体, 外套 4 用螺栓 2 固定在制动轮上。制动轮材料为铸钢 ZG 310—570, 外圆表面经淬火外理。

两轴相对许用轴向位移为  $1\sim 10\text{mm}$ , 许用径向位移为  $0.15\sim 0.3\text{mm}$ , 许用角位移  $\Delta\alpha=30'$ 。

通常按标准 GB 5015—85《弹性柱销齿式联轴器》选用。标准系列范围: 轴径  $d=16\sim 170\text{mm}$ , 制动轮外径  $D=160\sim 800\text{mm}$ , 许用转矩为  $250\sim 31500\text{N}\cdot\text{m}$ , 许用转速为  $4000\sim 950\text{r/min}$ 。柱销直径为  $10\sim 35\text{mm}$ , 长度  $18\sim 60\text{mm}$ 。

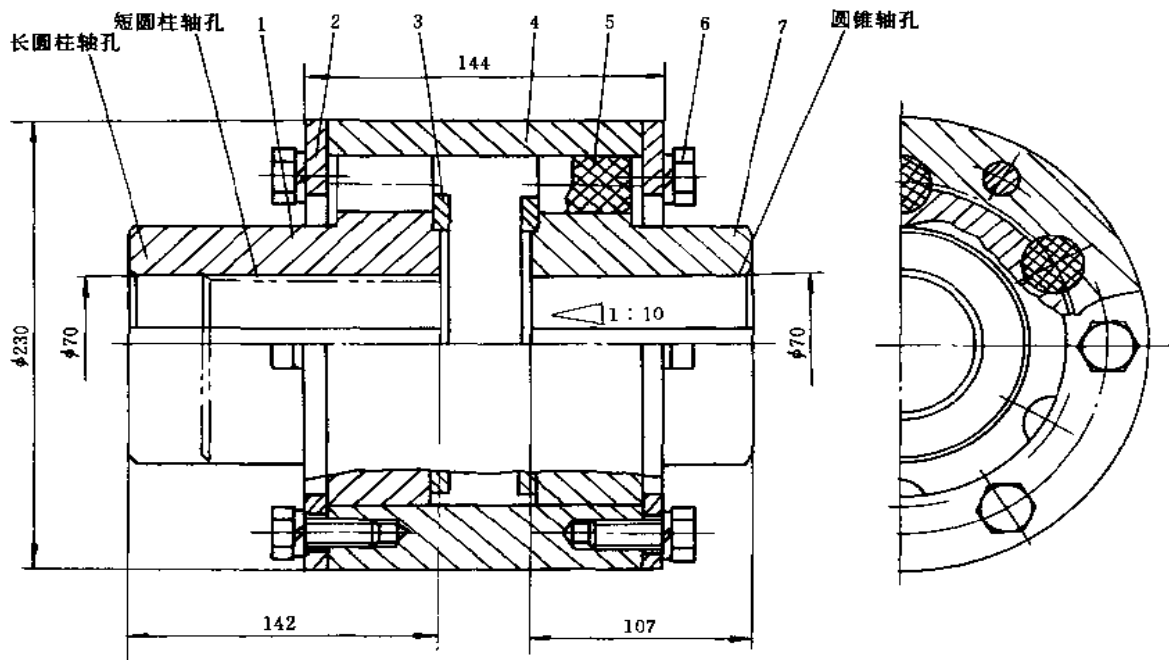


图 1-3-83 圆锥轴孔弹性柱销齿式联轴器 (ZLD 型)

1—半联轴器；2—外挡板；3—内挡板；4—外套；5—柱销；6—螺栓；7—半联轴器

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=6300\text{N}\cdot\text{m}$ ；许用转速  $n=3300\text{r}/\text{min}$ ；许用轴向位移  $\Delta x=\pm 1.5\text{mm}$ ；许用径向位移  $\Delta y=0.4\text{mm}$ ；许用角位移  $\Delta\alpha=30'$ ；重量  $m=47.2\text{kg}$ ；柱销直径 30mm，长度 45mm

图 1-3-83 为圆锥轴孔弹性柱销齿式联轴器，它用于螺母固定的圆锥式主动轴或从动轴的轴端。半联轴器 1、7 端面间距离较大，足够放置轴端螺母，外挡板 2 用螺栓固定在外套 4 上，内挡板 3 采用间断焊与半联轴器固定。

这种型式的联轴器，两轴相对许用轴向位移为  $\pm 1.5\sim\pm 2.5\text{mm}$ ，许用径向位移  $\Delta y=0.3\sim 0.6\text{mm}$ ，许用角位移为  $30'$ 。

通常按标准 GB 5015—85《弹性柱销齿式联轴器》选用。标准系列范围：轴径  $d=12\sim 220\text{mm}$ ，联轴器外径  $D=76\sim 515\text{mm}$ ，许用转矩为  $100\sim 100000\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速为  $4000\sim 1500\text{r}/\text{min}$ 。柱销直径为  $10\sim 50\text{mm}$ ，长度为  $15\sim 90\text{mm}$ 。

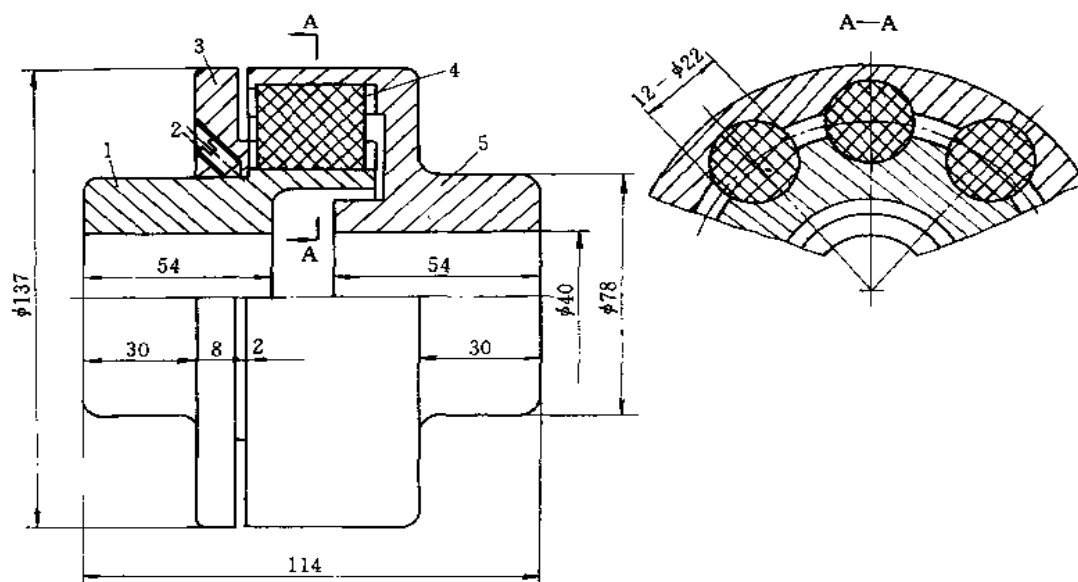


图 1-3-84 弹性柱销齿式联轴器

1、5—半联轴器；2—螺钉；3—盖板；4—弹性元件

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n = 300\text{N} \cdot \text{m}$ ；重量  $m = 7\text{kg}$

图 1-3-84 所示的弹性柱销齿式联轴器是利用两个半联轴器 1、5 对合的孔中放置若干个圆柱形弹性元件 4，以实现两轴的联接。传递转矩时，弹性元件承受剪切和挤压。盖板 3 用螺钉 2 固定在半联轴器上。

弹性元件通常用橡胶材料制成，也可用带织物的增强橡胶制造，后者传递转矩的能力比前者可提高 2~3.5 倍。

结构简单、吸振性能比较好，两轴相对扭转角大，但适用轴径较小，传递转矩较小，橡胶易老化。

两轴许用相对径向位移为 0.5~1mm，两轴许用相对角位移为  $2^\circ$ ，两轴相对扭转角可达  $10^\circ \sim 15^\circ$ 。

一般需自行设计，通常使用范围：轴径  $d = 10 \sim 70\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n = 5 \sim 800\text{N} \cdot \text{m}$ ，弹性元件直径为 10~30mm，数量为 9~12 个，联轴器外径  $D = 53 \sim 186\text{mm}$ ；联轴器重量为 0.4~15.5kg。

多用于电动机与泵、鼓风机、减速器等的联接。



## U形橡胶件联轴器

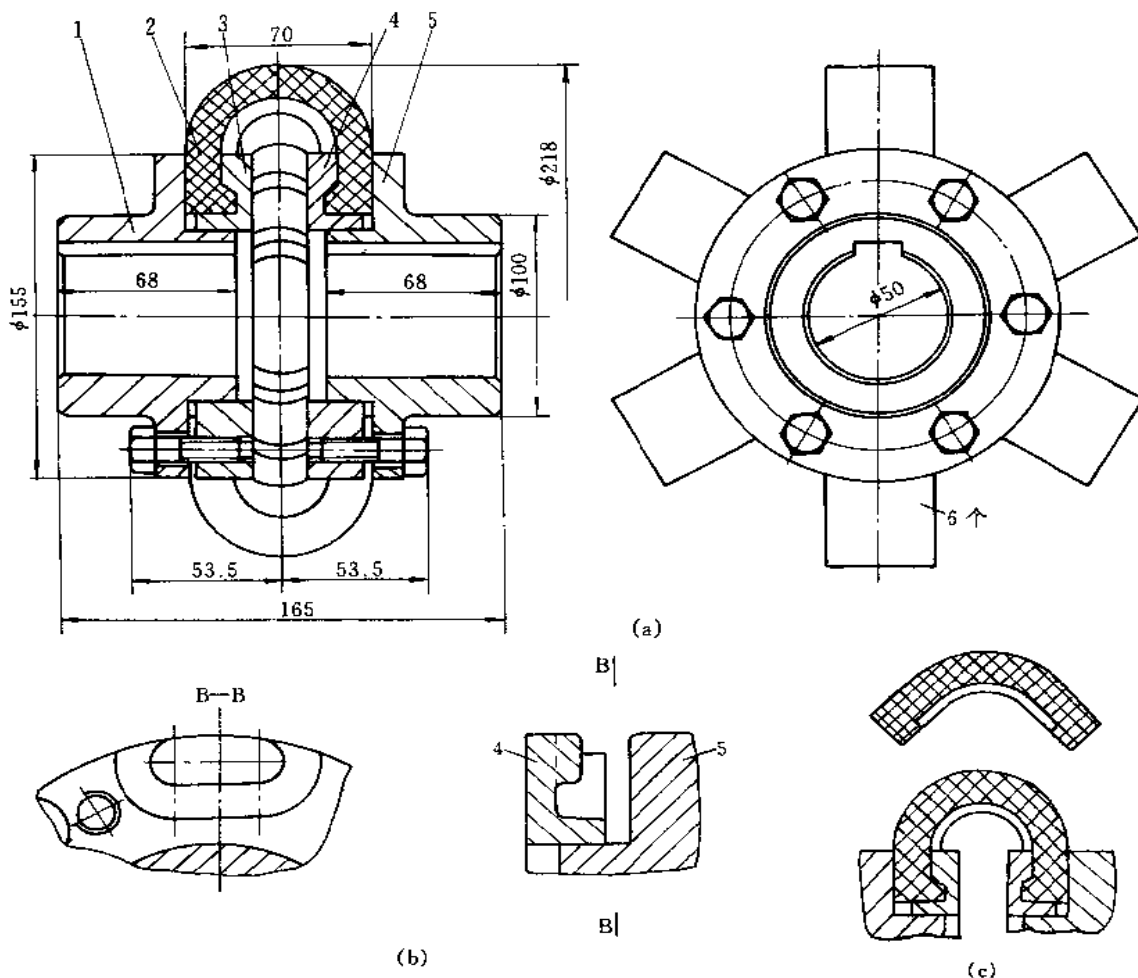


图 1-3-85 U形橡胶件联轴器

1、5—半联轴器；2—U形橡胶元件；3、4—压板；6—螺栓

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n = 300\text{N} \cdot \text{m}$ ；许用转速  $n = 3100\text{r}/\text{min}$ ；许用径向位移  $\Delta y = \pm 5\text{mm}$ ；  
许用轴向位移  $\Delta x = \pm 5\text{mm}$ ；许用角位移  $\Delta \alpha = 4.5^\circ$ ；许用扭转角  $15^\circ$

U形橡胶件联轴器是利用若干块弯曲成U形的橡胶元件2，并用螺栓6将它夹紧在压板3、4和半联轴器1、5之间，靠摩擦力传递转矩。橡胶元件在装配前处于自由状态时稍有弯曲，装配时弯成U形（图c），在轴上引起轴向压力，但与联轴器转动时由离心力产生的轴向拉力方向相反，可以减轻作用在两轴支承上的轴向压力。U形橡胶元件通常用橡胶加帘线经硫化制成，内表面有凹槽，固定时需预先将压板凸出部分嵌入凹槽中，确保联接可靠。

制造容易、装拆方便，允许两轴相对位移量大，吸振性能好，可用相同的橡胶元件尺寸，改变橡胶元件数量，能获得不同承载能力。

两轴许用径向位移为3~16mm，许用轴向位移为 $\pm 3 \sim \pm 12\text{mm}$ ，许用角位移为 $6^\circ \sim 3^\circ$ ，许用扭转角为 $32^\circ \sim 10^\circ$ 。

一般需自行设计。通常使用范围：轴径  $d = 9 \sim 220\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n = 30 \sim 24000\text{N} \cdot \text{m}$ ，许用转速  $n = 6200 \sim 800\text{r}/\text{min}$ ，橡胶元件数量  $N = 3 \sim 10$ ，联轴器外径  $D = 110 \sim 900\text{mm}$ 。设计时需注意橡胶允许使用温度。

用于有冲击、振动，起动频繁、经常正反转及潮湿、多尘的工作场合，如中小功率柴油机、电动机驱动的发电机、泵、电车等。

## 皮碗式联轴器

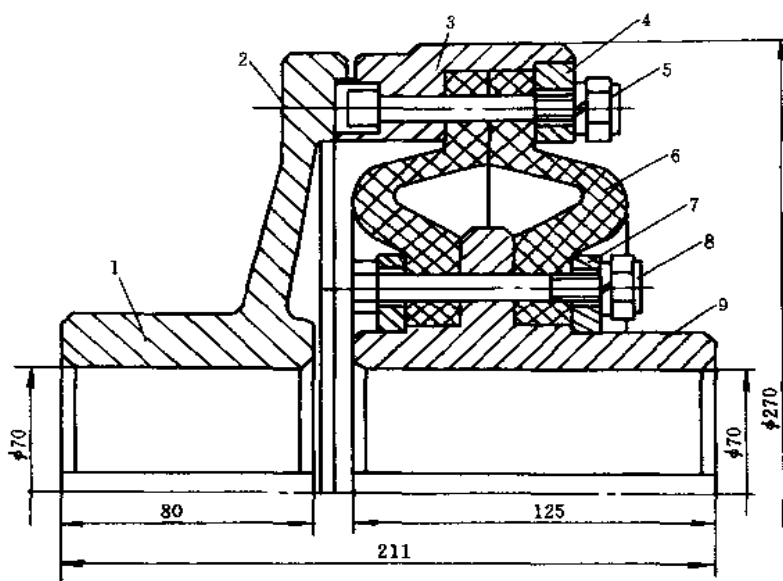


图 1-3-86 皮碗式联轴器

1—半联轴器（主动侧）；2—螺钉；3—外缘；4—压板；5—螺栓；6—皮碗（弹性元件）；7—压板；8—螺栓；  
9—半联轴器（从动侧）

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=1600\text{N}\cdot\text{m}$ ；许用转速  $n=3500\text{r}/\text{min}$ ；径向扭转刚度  $C_r=770\text{N}/\text{mm}$ ；轴向扭转刚度  $C_a=660\text{N}/\text{mm}$ ；许用轴向位移  $\Delta x=2.2\text{mm}$ ；许用径向位移  $\Delta y=2.2\text{mm}$ ；重量  $m=33\text{kg}$

图 1-3-86 为皮碗式联轴器，它由两半联轴器 1、9、外缘 3 及皮碗 6 等组成。主动侧半联轴器用螺钉与外缘相联，并通过两个皮碗与从动侧半联轴器相联，以实现两轴的联接，并传递转矩。

皮碗型弹性元件能降低径向刚度，提高两轴许用径向位移量。皮碗采用不同等级的橡胶并用编织物层加固，橡胶经硫化后和织物层紧密结合在一起。织物层的外表面覆盖橡胶层，提高结构刚度。

扭转刚度低，许用扭转角大。轴向、径向及角度方向的弹性大，且反作用力小。具有良好的阻尼特性，能使振幅保持在极限范围内。但皮碗与金属件联接的螺栓孔处形成应力集中，造成疲劳裂纹甚至断裂。

两轴许用轴向位移  $\Delta x=1\sim 3.8\text{mm}$ ，许用径向位移  $\Delta y=2\sim 7.5\text{mm}$ ，许用扭转角  $\alpha=9^\circ$ 。

一般需自行设计。通常适用范围：轴径  $d=20\sim 150\text{mm}$ ，联轴器外径  $D=140\sim 500\text{mm}$ 。许用转矩  $T_n=100\sim 11200\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=6800\sim 1900\text{r}/\text{min}$ 。重量  $m=4.9\sim 190\text{kg}$ 。适宜环境温度  $-30\sim 85^\circ\text{C}$ 。

用于传动轴系扭振较大和不易对中的场合，如船舶、柴油机车、柴油发电机组、压缩机、泵、运输及建筑机械。

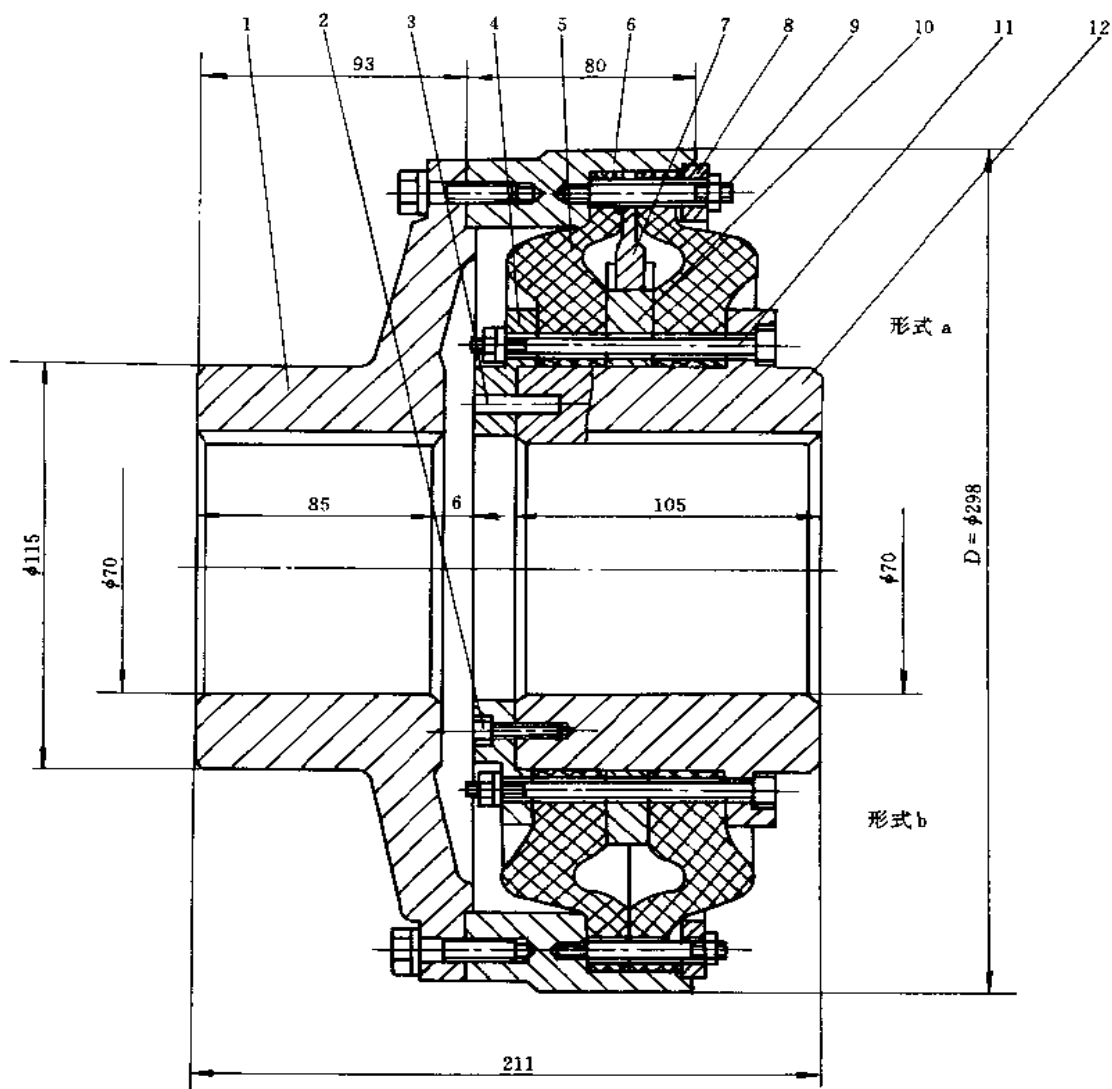


图 1-3-87 皮碗式联轴器

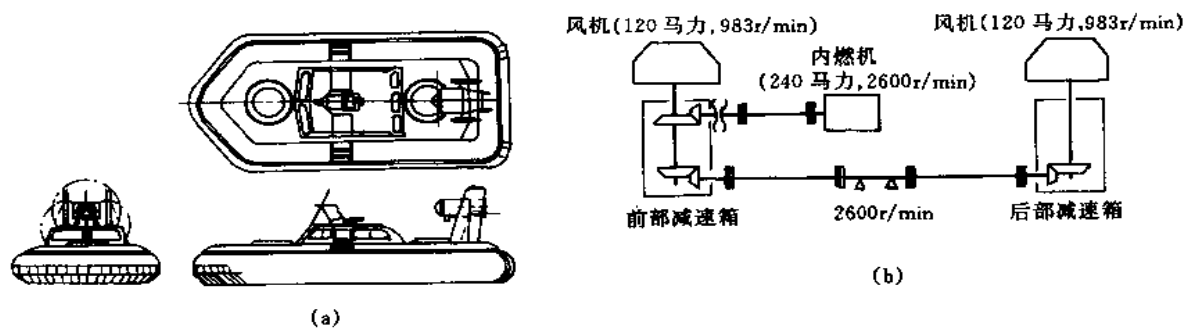
1—半联轴器；2—螺钉；3—销钉；4—压紧环；5—弹性元件；6—外套；7—圆环；8—压紧环；9—双头螺栓；  
10—圆环；11—螺栓；12—半联轴器

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n = 970\text{N} \cdot \text{m}$ ；许用转速  $n = 3800\text{r}/\text{min}$ ；重量  $m = 36.2\text{kg}$ （形式 a）

图 1-3-87 所示结构与图 1-3-86 基本类似。该联轴器有两种形式：图中上部结构（形式 a）圆环 7 及 10 上加工有齿，当联轴器转角超过规定值时即可啮合，防止弹性元件损坏，起到安全防护作用，适合于不允许突然停机的机器，图中下部（形式 b）没有转角限制装置。

弹性元件呈皮碗形，能提高两轴相对许用径向位移量，许用扭转角大，具有良好的阻尼作用；但弹性元件在螺栓孔处有应力集中，易产生疲劳破坏。为了避免联轴器工作时螺栓 9 和 11 产生弯曲变形，压紧环 4 和 8 分别用销钉固定。

### 非金属弹性元件挠性联轴器的应用实例



1 马力 = 735.499W

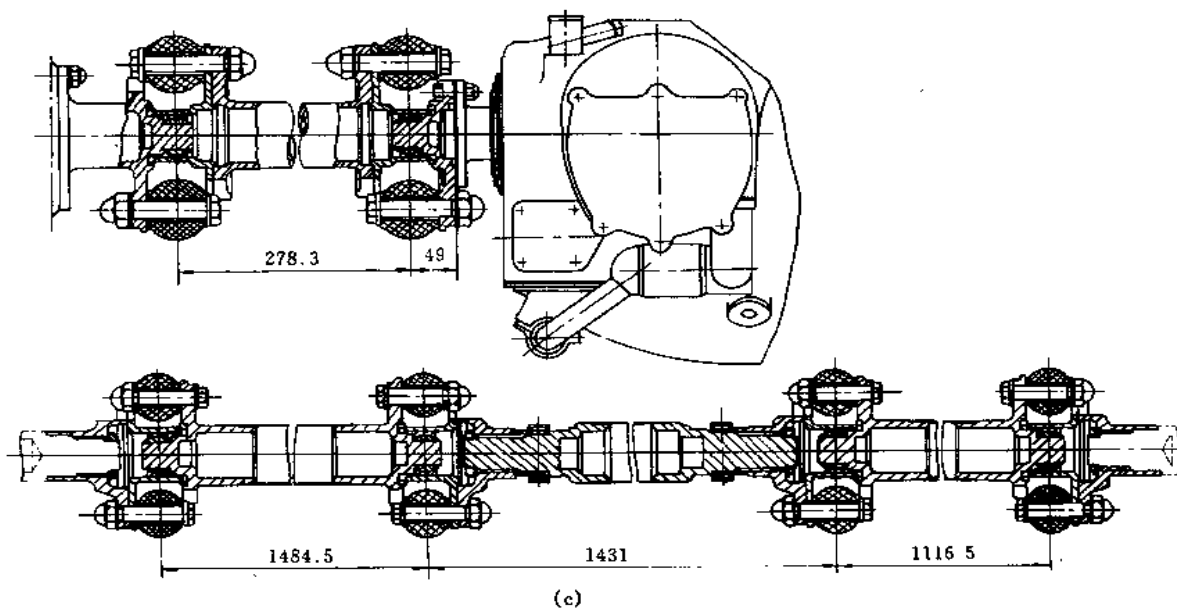


图 1-3-88 橡胶柱销联轴器在气垫船上的应用 (a)、(b)、(c)

图 1-3-88 为弹性柱销联轴器在气垫船上的应用。该船装有两台内燃机，分别驱动产生压力的风机的螺旋桨，其传动系统如图 b 所示。

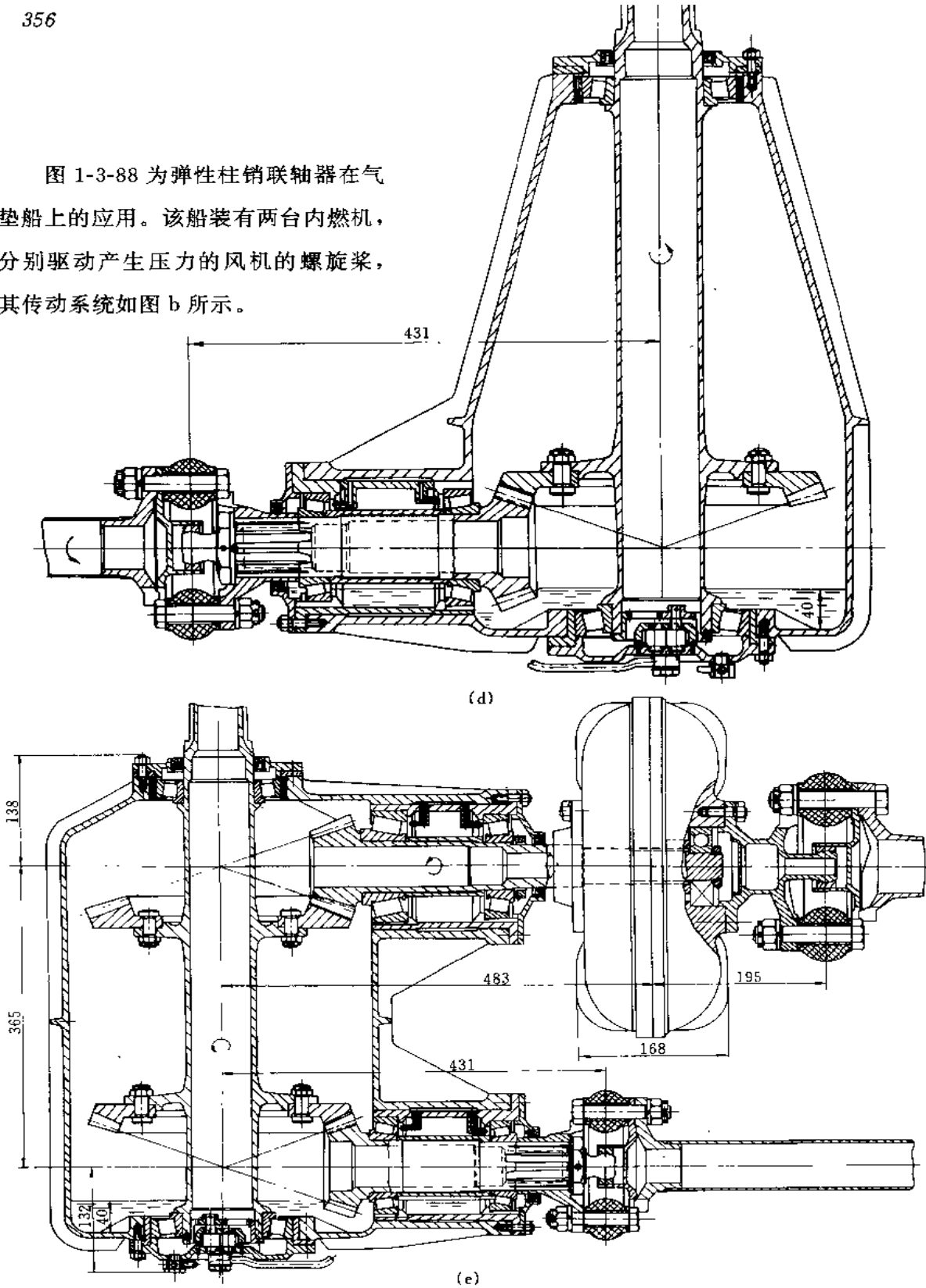


图 1-3-88 橡胶柱销联轴器在气垫船上的应用 (d)、(e)  
(a) 气垫船外形图；(b) 驱动系统；(c) 传动轴；(d) 后减速箱 (e) 前减速箱

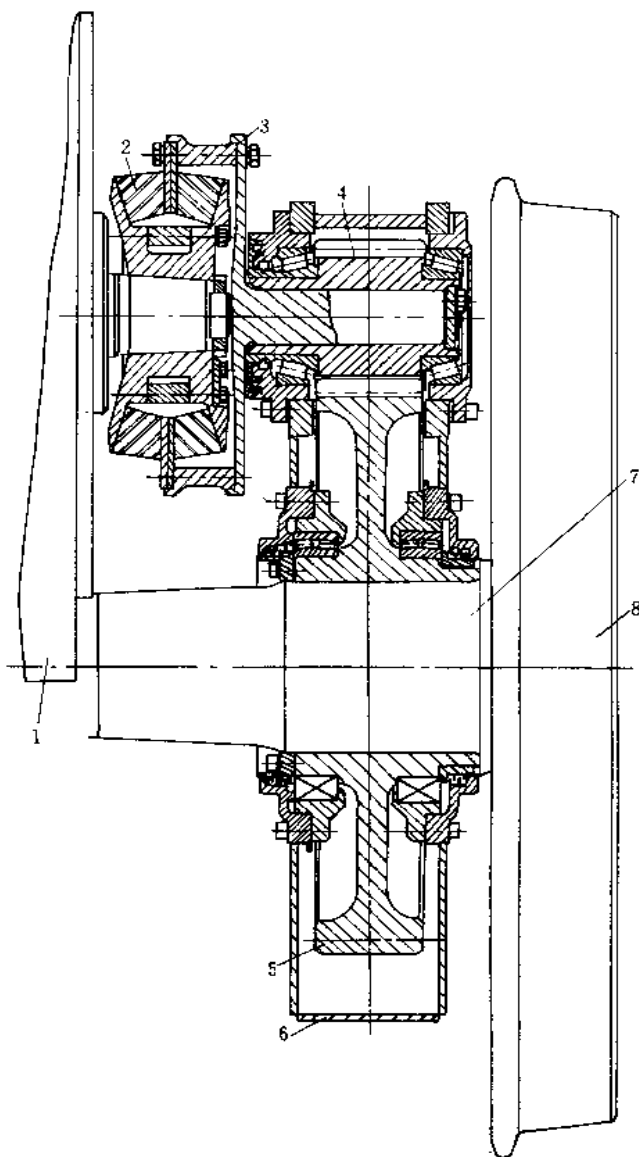
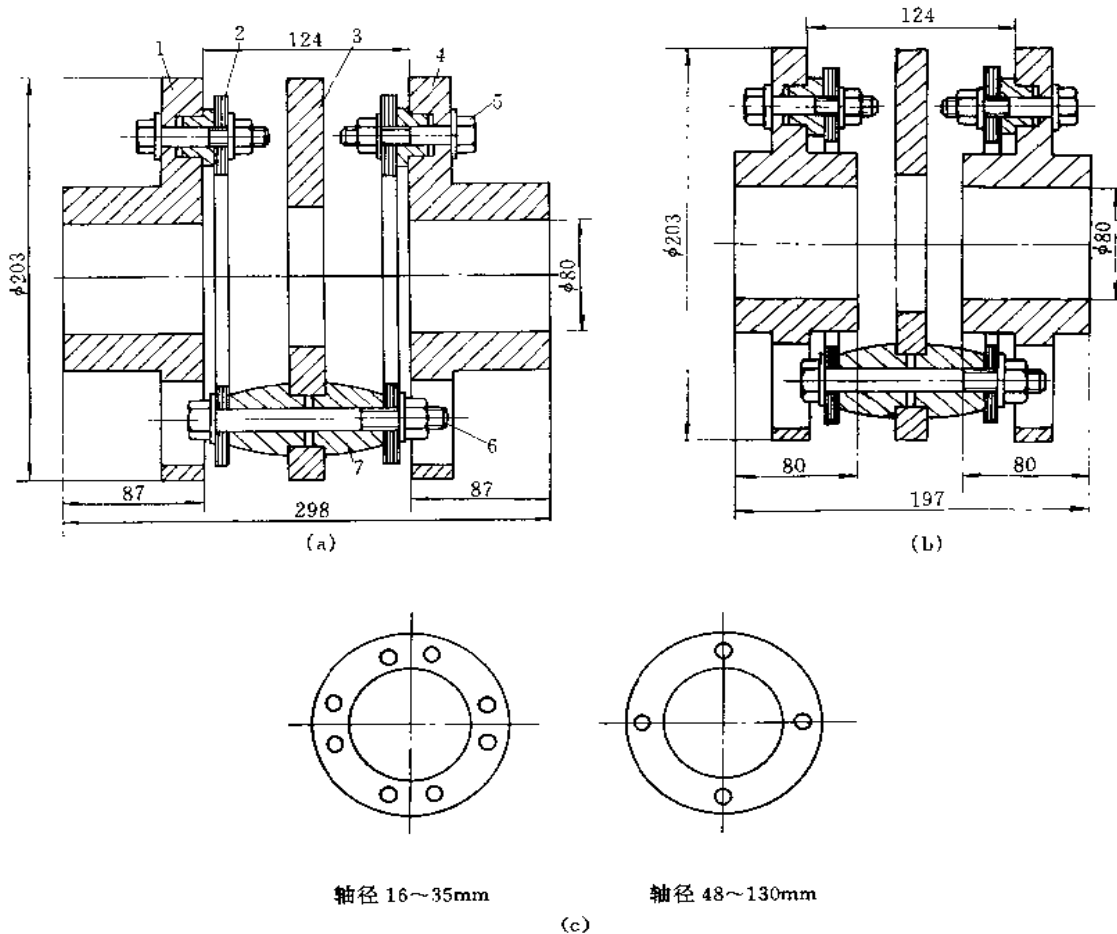


图 1-3-89 橡胶环联轴器在机车电动机轴与小齿轮  
轴间的应用 (BBC 公司用瑞士工业公司)

1—牵引电动机；2—橡胶环联轴器；3—支架；4—小齿轮；5—大齿轮；6—防护罩；  
7—动轴；8—车轮

## 3.3 金属弹性元件挠性联轴器

## 膜片联轴器



1-3-90 带中间环的圆环膜片联轴器  
 1、4—半联轴器；2—膜片（弹簧钢片）；3—中间环；5—短螺栓；6—长螺栓；7—锥形垫圈  
 图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=1486\text{N}\cdot\text{m}$ ；许用转速  $n=4500\text{r}/\text{min}$

图 1-3-90 为圆环膜片联轴器，它是通过两组膜片（圆环形弹簧钢片）2（图 c）用短螺栓 5 与各自半联轴器 1、4 相联，两组膜片之间加中间环 3，用长螺栓 6 相联，长、短螺栓交替布置，以传递转矩。靠膜片的弹性变形来补偿相连两轴的相对位移。每组膜片通常有 12 片，每片厚约 0.4mm。

挠性和对中性好，结构简单，便于成批加工，价格适宜，不需润滑，维护方便，但受弹簧钢片强度限制传递功率不大。图 a、b 只是轮毂结构不同，应用于轴端距不同的两轴的联接。

两轴相对许用径向位移为 0.4~2mm，许用轴向位移 0.8~6mm，许用角位移为  $1^\circ\sim 2^\circ$ 。

一般需自行设计。通常使用范围：轴径  $d=16\sim 130\text{mm}$ ，许用转速  $n=9000\sim 3600\text{r}/\text{min}$ ，许用转矩  $T_n=16.7\sim 5000\text{N}\cdot\text{m}$ 。

应用较广。用于载荷比较平稳的高速传动，如中小功率的机泵，尤其是适用于对中不方便的立式轴。

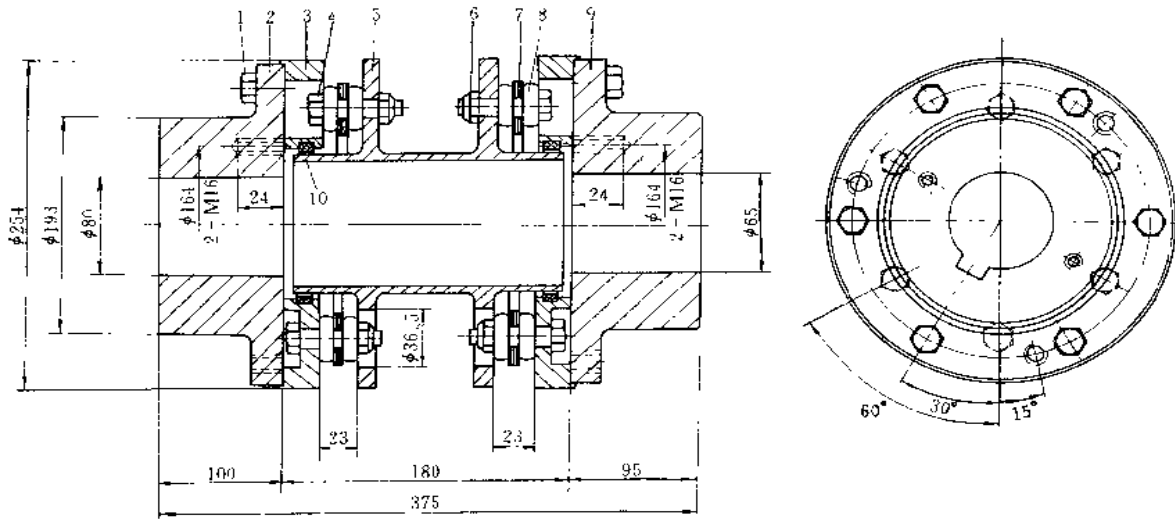


图 1-3-91 带短节的圆环膜片联轴器

1—螺钉(12个); 2、9—半联轴器; 3—连接板; 4—螺栓(12个); 5—短节; 6—锁紧螺母; 7—膜片; 8—锥形垫圈; 10—挡环(丁腈橡胶)

图 1-3-91 为带短节的圆环膜片联轴器, 它主要是用短节 5 代替图 1-3-90 中的中间环。松开螺钉 1 后, 用螺钉拧入半联轴器的顶丝孔, 推动半联轴器 2、9 向各自一侧移动, 便可拆装短节, 维护检修方便。

图为汽轮机与泵轴联接一例, 该尺寸主要使用数据: 汽轮机功率 $\times$ 转速为  $990\text{kW} \times 2970\text{r/min}$ ; 汽轮机额定转矩  $T_n = 3180\text{N} \cdot \text{m}$ ; 联轴器额定转矩(连续)  $T_n = 5600\text{N} \cdot \text{m}$ ; 许用径向位移  $\Delta y = 0.93\text{mm}$ ; 许用轴向位移  $\Delta x = \pm 3.302\text{mm}$  许用角位移  $\Delta \alpha = 0.5^\circ$

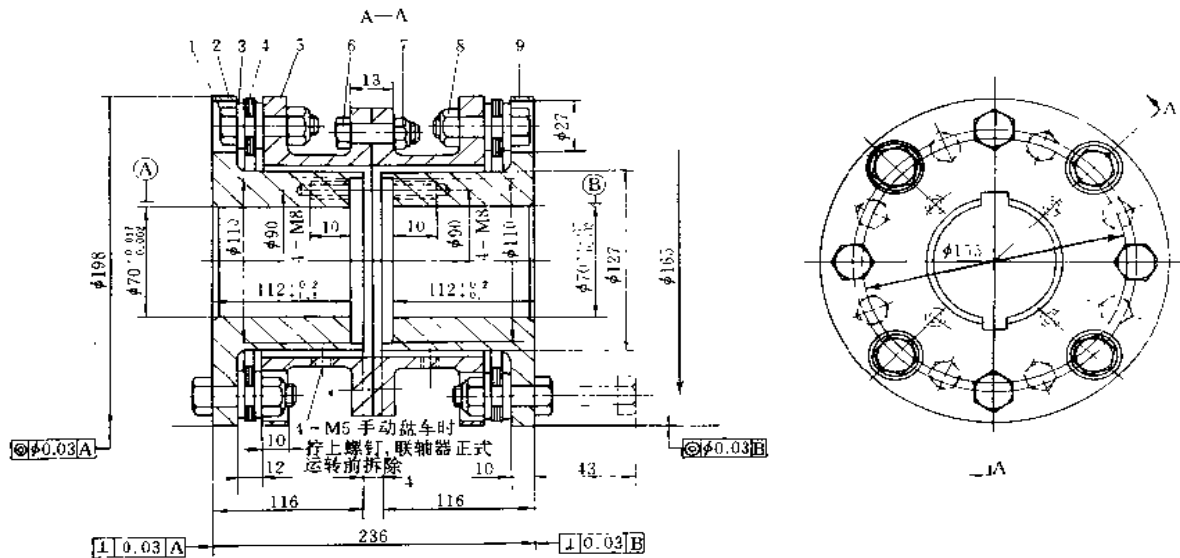


图 1-3-92 轮毂内伸圆环膜片联轴器

1—螺栓(16个); 2、9—半联轴器; 3—垫片; 4—膜片; 5—连接套; 6—螺栓(8个); 7—锁紧螺母; 8—锁紧螺母

图 1-3-92 为轮毂内伸圆环膜片联轴器, 它是将半联轴器 2、9 的轮毂缩入联轴器内侧, 减小了外形尺寸, 适用于空间较小的场合, 但装拆时需使轴做轴向移动。图示尺寸性能: 传递



功率×转速=440kW×5030r/min; 额定传递功率  $N=1150\text{kW}$  (在  $n=5030\text{r/min}$  时) 锁紧螺母 7 的拧紧力矩为  $35\text{N}\cdot\text{m}$ , 锁紧螺母 8 的拧紧力矩为  $87\text{N}\cdot\text{m}$ 。

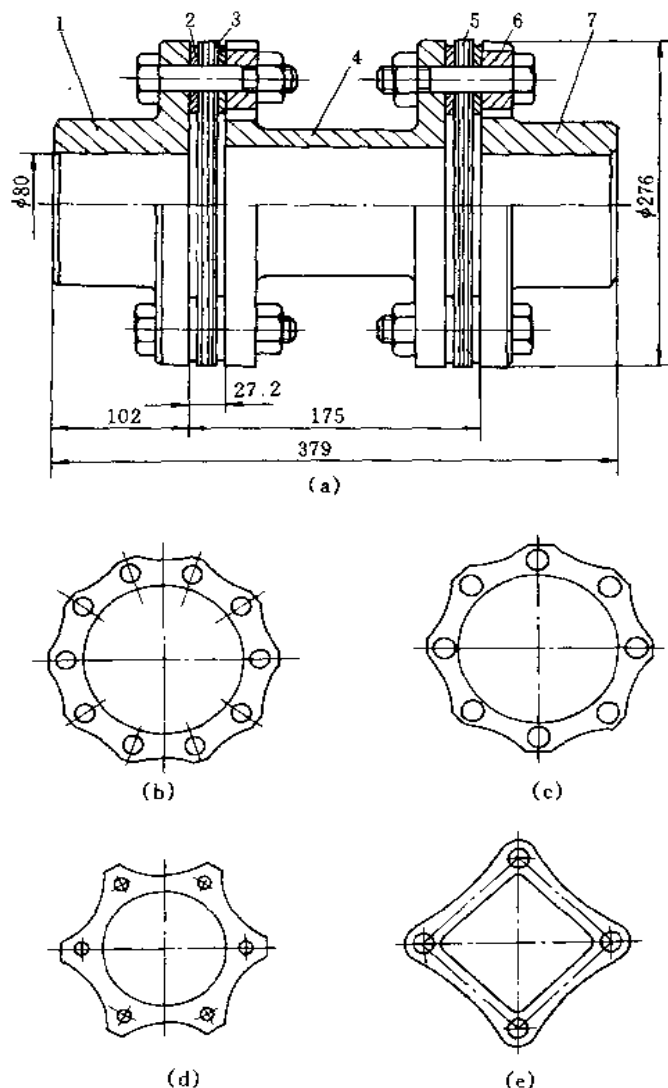


图 1-3-93 多边膜片联轴器及膜片类型

1、7—半联轴器；2—垫片；3、5—膜片组；4—短节；6—垫圈

图 1-3-93a 为图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=7900\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=2800\text{r/min}$ ，功率转速比  $N/n=0.4\text{kW}/(\text{r/min})$ 。

多边膜片联轴器是以多边形膜片（弹簧钢片）组成的膜片组 3、5，用螺栓 8 交替联接在两个半联轴器 1、7 上，以传递转矩。靠膜片的弹性变形补偿两轴的相对位移。

传递转矩时，膜片受拉压应力，一半拉伸，承受传递转矩，另一半受压缩，保持径向刚度。为了增大膜片的拉伸弹性，将膜片外缘加工成弧形，但应保证力的作用线（即相邻螺栓孔中心连线）不超出边宽的范围，以防止受载时膜片弯曲而降低强度。膜片边数多，承载能力大，但弹性差；边数少，边长增加弹性好，补偿两轴位移性能好，但承载能力低，从动轴转速有波动。膜片一般有 10、8、6、4 个边几种类型，如图 1-3-93b、c、d、e，膜片的厚度为

0.25~0.5mm，膜片组由若干膜片组成。膜片轴向刚度呈非线性，具有自阻尼作用以及较高的动平衡精度和功率重量比。

这种型式的联轴器结构简单，制造方便，造价低，安装容易，不需润滑，使用性能好，维护工作量少，能保证长期可靠运转，噪声低，但缓冲、吸振能力较差，膜片在螺栓孔处应力易集中，若螺栓联接力控制不当，以及两轴相对位移较大，将使膜片在高速旋转时产生高频交变应力，严重影响疲劳强度，所以应尽量减少两轴相对位移，改善应力分布和提高疲劳强度。

两轴相对许用径向位移为1mm（每100mm短节长），两轴相对许用轴向位移为2.5mm，许用角位移为0.5°。

在一定范围内，一般可取代齿式联轴器。多用于载荷平稳的泵和压缩机、船用主推进装置及发电机等轴间联接。传递功率达60000kW，转速达12000r/min，但不宜用于转矩波动很大的驱动装置。

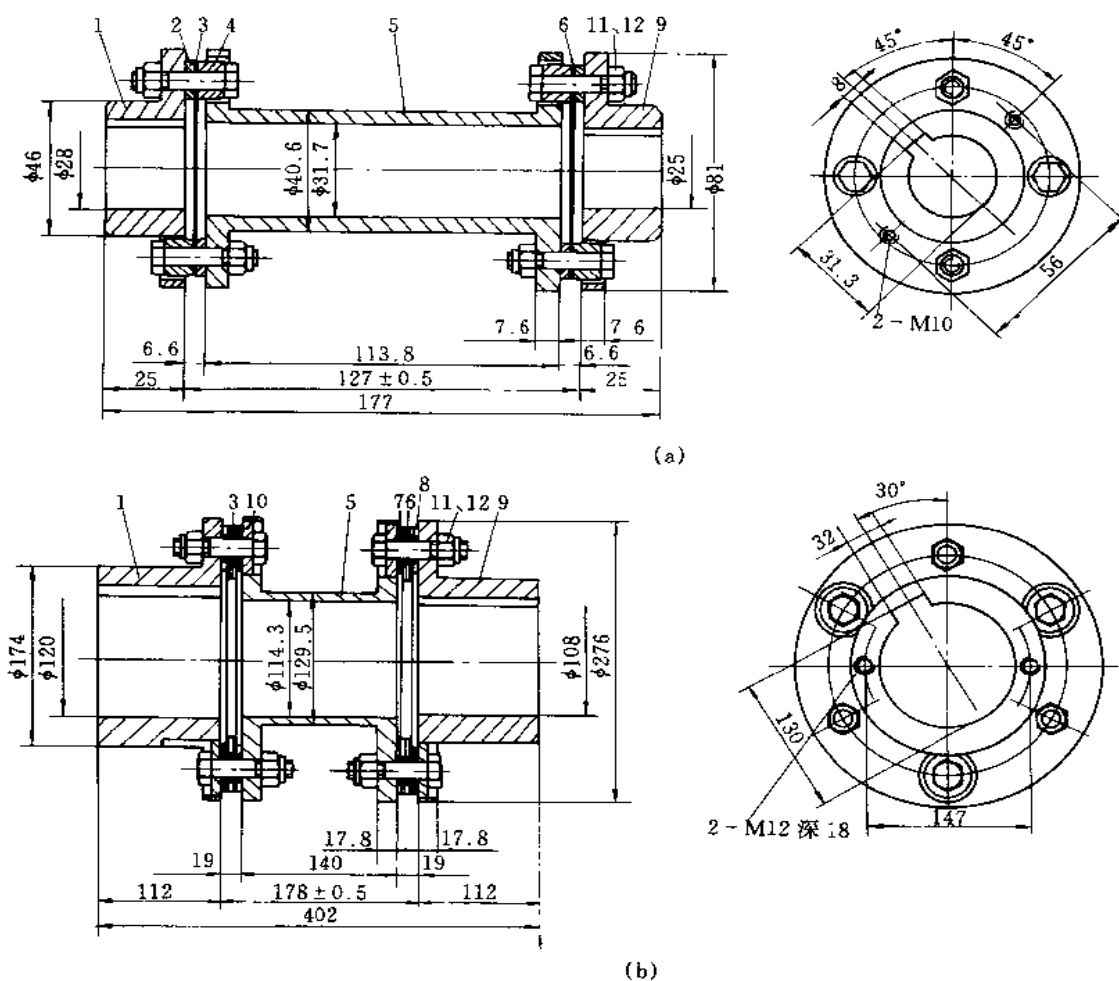


图 1-3-94 多边膜片联轴器

1、9—半联轴器；2—球面垫圈；3、6—膜片组；4—球面垫圈；5—短节；7—衬套；8—垫圈；  
10—垫圈；11、12—螺栓螺母

图 1-3-94a、b 多边膜片联轴器和图 1-3-93 基本相同，但图 a 在膜片两侧装有球面垫圈 2 和 4，图 b 在螺栓 11 上加有衬套 7，用以减少膜片在螺栓孔处的磨损和应力集中，提高膜片

使用寿命。其他同图 1-3-93 说明。

图 1-3-94a、b 均为电机与泵轴联接一例，图 a 示尺寸使用数据为：电机功率×转速为  $3.7\text{kW} \times 2900\text{r/min}$ ，转矩  $T_n = 90\text{N} \cdot \text{m}$ ，径向位移  $\Delta y = \pm 2.1\text{mm}$ ，每组膜片许用角位移  $\Delta\alpha = 1^\circ$ （共 2 组），螺栓螺母拧紧转矩为  $9\text{N} \cdot \text{m}$ ，膜片材料为 1Cr18Ni9Ti 不锈钢，膜片形状为十边形如图 1-3-93b。图 b 所示尺寸使用数据为：电机功率×转速为  $700\text{kW} \times 1480\text{r/min}$ ，使用转矩  $T_n = 8240\text{N} \cdot \text{m}$ ，径向位移  $\Delta y = \pm 1.9\text{mm}$ ，每组膜片许用角位移  $\Delta\alpha = 0.7^\circ$ （共 2 组），每组膜片数量及厚度为  $23 \times 0.38\text{mm}$ ，膜片材料为 1Cr18Ni9Ti 不锈钢，膜片形状为六边形如图 1-3-93d，螺栓螺母拧紧转矩为  $217\text{N} \cdot \text{m}$ 。

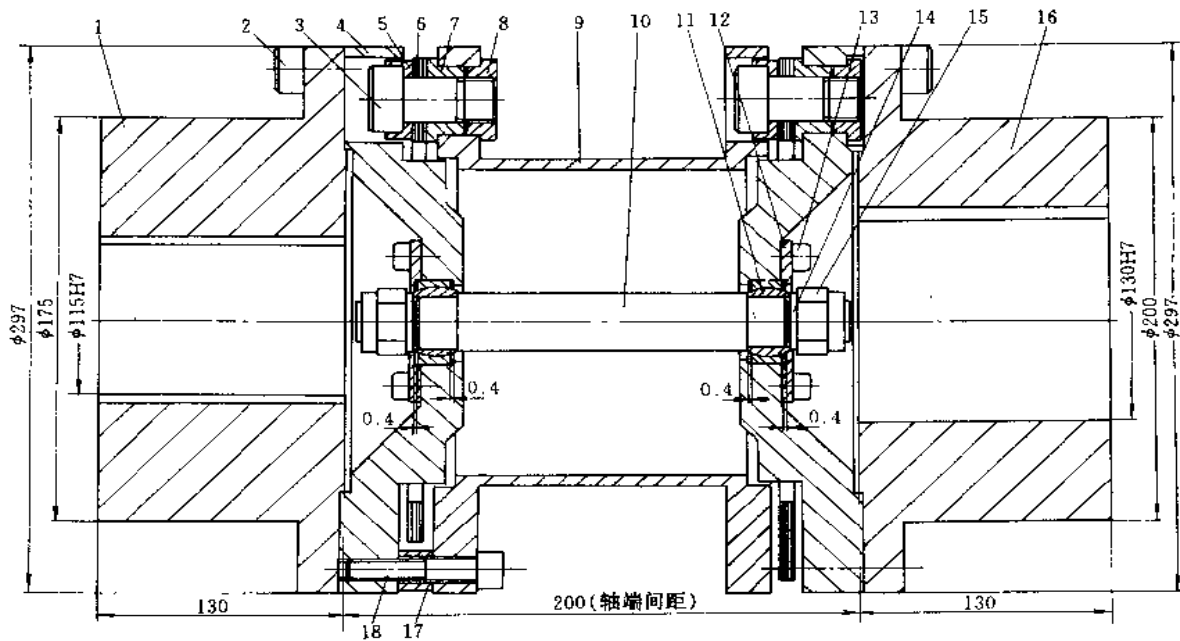
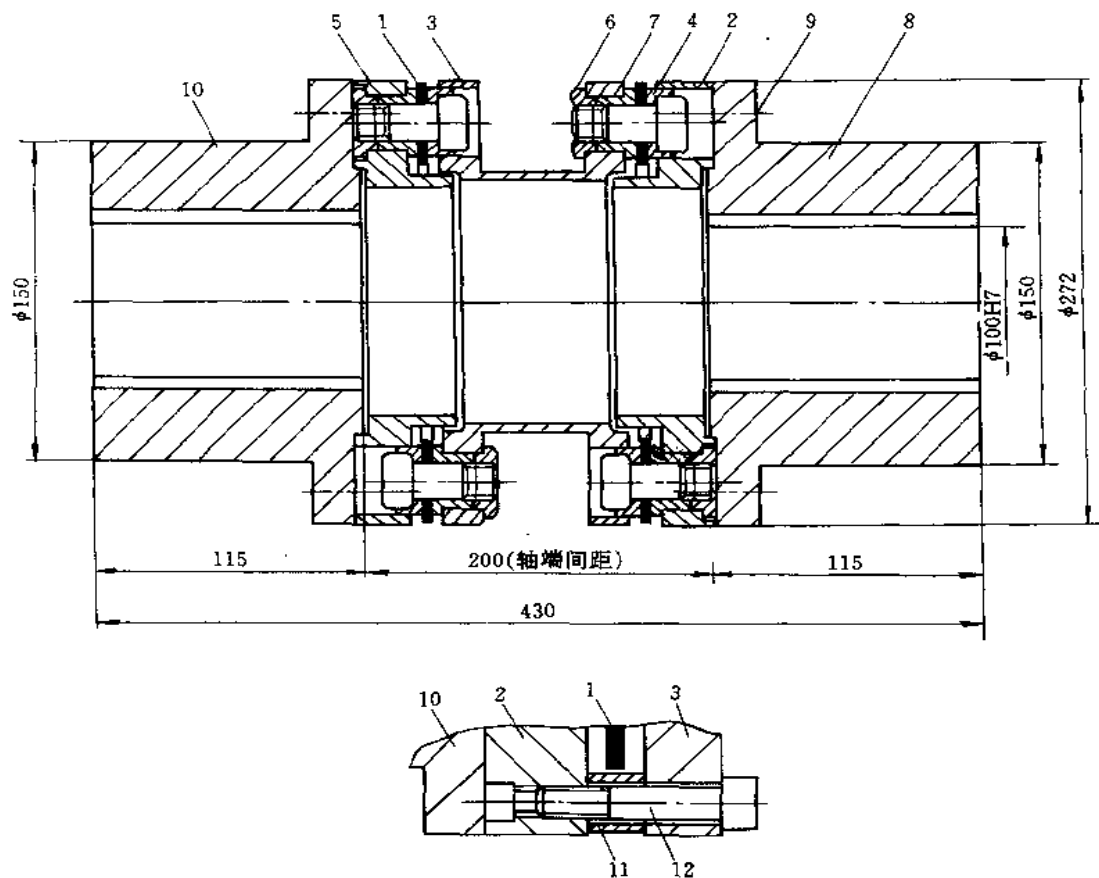


图 1-3-95 多边膜片联轴器

- 1—半联轴器；2—螺栓（12个）；3—配合螺栓（12个）；4—保护环（2个）；5—垫圈（12个）；6—膜片（42片）；  
7—套筒（12个）；8—锁紧螺母（12个）；9—短节；10—轴；11—关节支承；12—盖板；13—螺钉；14—垫圈；  
15—螺母；16—半联轴器；17—定距环（6个）；18—螺栓

图 1-3-95 的结构和图 1-3-93 不同是增加了保护环 4，和 10、11 等零件组成的关节支承，以提高联轴器在高转矩、高转速下的稳定性，并在螺栓 3 处设有耐磨套筒 7，以提高膜片的使用寿命，减少连接螺栓孔处的磨损和应力集中。而且拆装方便，拧下螺栓 2，用顶丝拧入半联轴器顶丝孔内，推动半联轴器向各自一侧移开，便可取下半联轴器中间部分。其他详见图 1-3-93 说明。图示尺寸为电动机为齿轮箱轴的联接一例，使用条件：电机功率×转速 =  $2200\text{kW} \times 2980\text{r/min}$ ，传递转矩  $T_n = 7050\text{N} \cdot \text{m}$ 。



保护环与短节之间定距放大图

图 1-3-96 多边膜片联轴器

1—膜片 (34 件); 2—保护环 (2 件); 3—短节; 4—垫圈 (12 件) 5—配合螺栓 (12 件); 6—锁紧螺母; 7—套筒;  
8、10—半联轴器 (2 件); 9—螺栓; 11—定距环 (6 件); 12—螺栓

在图 1-3-96 中, 螺栓 5 处设有套筒 7, 以提高联轴器的使用寿命。装拆方便, 拆除螺栓 9, 利用半联轴器 8、10 上的顶丝孔、拧入顶丝, 推动半联轴器 8、10 向各自一侧移动, 便可将联轴器中间部分拆除, 不需使轴做轴向移动。

使用条件 (齿轮箱与泵之间的联接): 传动功率  $\times$  转速 =  $2200\text{kW} \times 4830\text{r/min}$ , 传递转矩  $T_o = 4350\text{N} \cdot \text{m}$ 。其他详见图 1-3-93 说明。

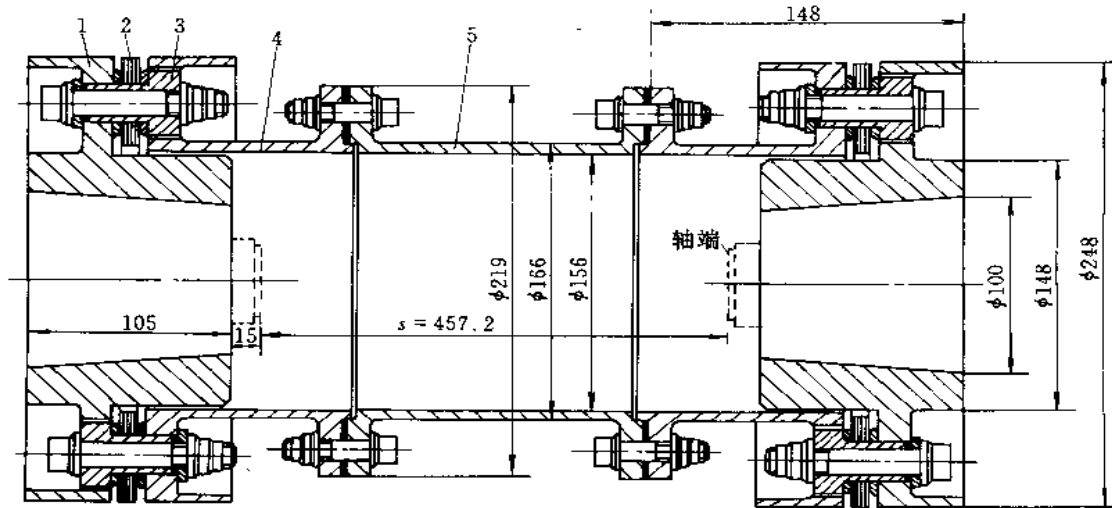


图 1-3-97 多边膜片联轴器

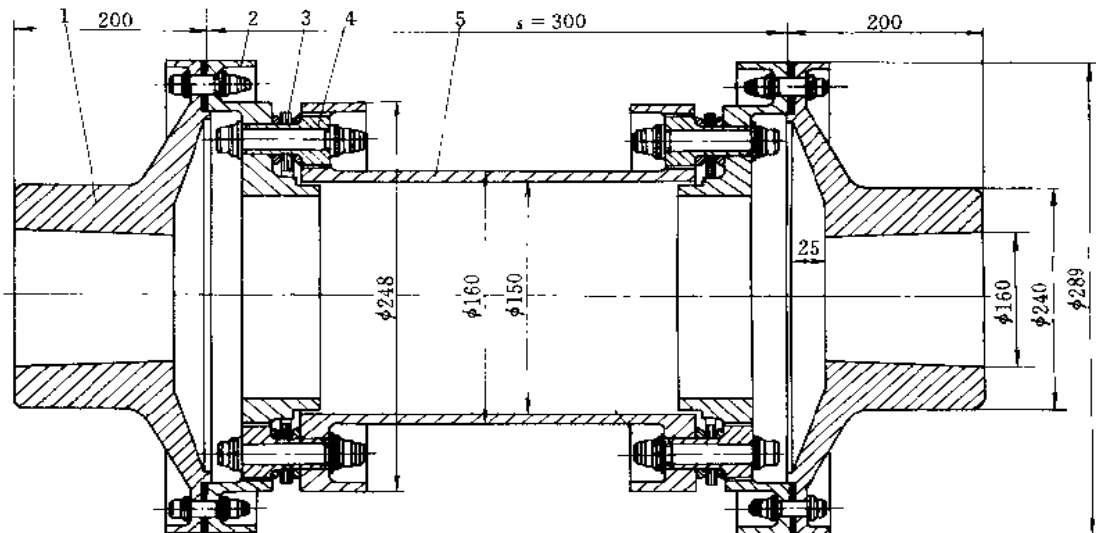


图 1-3-98 多边膜片联轴器

1—半联轴器；2—膜片组（8边形膜片）；3—衬套；4—连接件；5—短节；

图示尺寸性能：功率转速比=3kW/(r/min)；峰值转矩 $T=38200\text{N}\cdot\text{m}$ ；最高转速 $n=15400\text{r/min}$ ，许用轴向位移 $\Delta x=\pm 2.6\text{mm}$ （相当于力3000N）；每组膜片许用角位移 $\Delta\alpha=0.25^\circ$ （相当于力矩140N·m）；重量图1-3-97  $m=538\text{kg}$ 。

图1-3-98  $m=94.7\text{kg}$ （均不含短节）

图1-3-97、图1-3-98均属于新型膜片联轴器。它由两个独立的膜片联轴器（图1-3-97）或独立的膜片联接组件（图1-3-98）和可拆的中间节5（图1-3-97）或两半联轴器（图1-3-98）组成。这样，联轴器可在制造厂内预先装配好，并通过高速动平衡，减少运转时附加力矩，适合高速使用。膜片联接螺栓处增加耐磨衬套3，提高使用寿命。图1-3-97的短节长度和直径可在很大范围内变化，适合不同的使用要求，膜片形式有6边、8边、10边三种。图1-3-98具有大的轴孔，能容纳轴端轴向固定用的大型零件，如轴端螺母，安装拆卸方便，对中简单，膜片型式同图1-3-93c。两种型式均适用于高速透平压缩机。

图1-3-97主要使用范围（在两轴端间距 $s=457.2\text{mm}$ 时）：轴径 $d=35\sim 245\text{mm}$ （相应最小轴端间距 $s=160\sim 325\text{mm}$ ），许用转速 $n=39000\sim 6350\text{r/min}$ ，峰值转矩 $T=1400\sim$

713000N·m, 每组膜片许用轴向位移  $\Delta x = \pm 1.1 \sim 8.5\text{mm}$  (相当于力 450~33000N), 每组膜片许用角位移  $\Delta\alpha = 0.375^\circ \sim 0.167^\circ$  (相当于力矩 15~2200N·m/°) 功率转速比  $N/n = 0.11 \sim 56\text{kW}/(\text{r}/\text{min})$ , 重量  $m = 3.67 \sim 142\text{kg}$

图 1-3-98 主要使用范围 (在两轴端间距  $s = 457.2\text{mm}$  时): 轴径  $d = 60 \sim 395\text{mm}$  (相应最小轴端间距  $s = 187 \sim 495\text{mm}$ ), 许用转速  $n = 39000 \sim 6350\text{r}/\text{min}$ , 峰值转矩  $T = 1400 \sim 713000\text{N}\cdot\text{m}$ , 每组膜片许用轴向位移  $\Delta x = \pm (1.1 \sim 6.1)\text{mm}$  (相当于力 450~33000N), 每组膜片许用角位移  $\Delta\alpha = 0.375^\circ \sim 0.167^\circ$  (相当于力矩 15~2200N·m/°), 功率转速比  $N/n = 0.11 \sim 56\text{kW}/(\text{r}/\text{min})$ , 重量  $m = 3.36 \sim 139\text{kg}$ 。

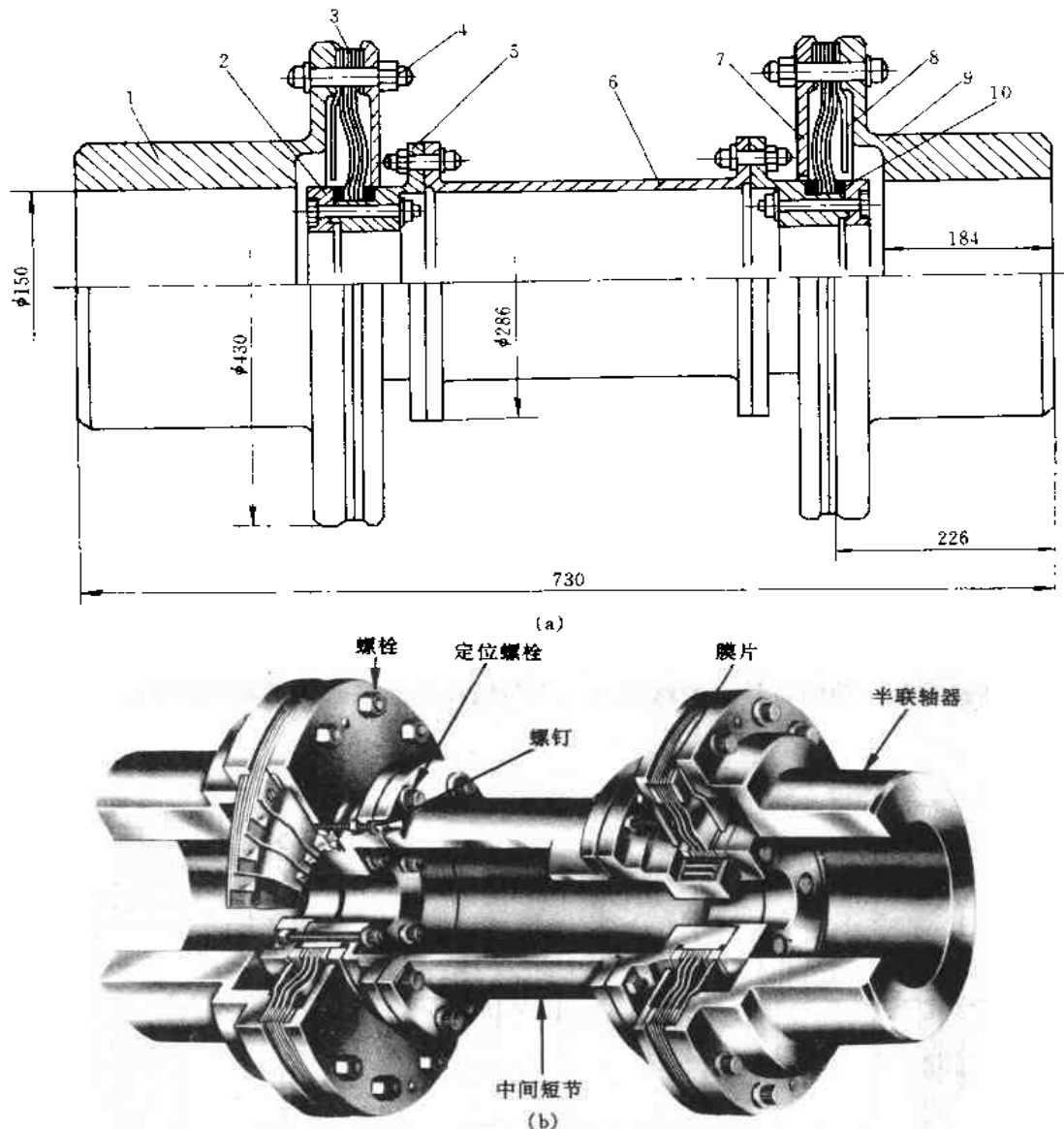


图 1-3-99 波状膜片联轴器

1、9—半联轴器；2—压紧环；3—波状膜片组；4—螺栓；5—花键齿环；6—中间短节；7、8—挡环；10—隔套；  
图示尺寸性能：许用转矩  $T_n = 119780\text{N}\cdot\text{m}$  (角位移  $\Delta\alpha = 0.5^\circ$  时)，许用转速  $n = 7200\text{r}/\text{min}$ ，波状膜片组厚度为 12mm，  
两轴相对许用轴向位移  $\Delta x = \pm 7.62\text{mm}$

图 1-3-99 为波状膜片联轴器。波状圆盘形膜片组 3 用螺栓 4 与半联轴器 1、9 相联，膜片

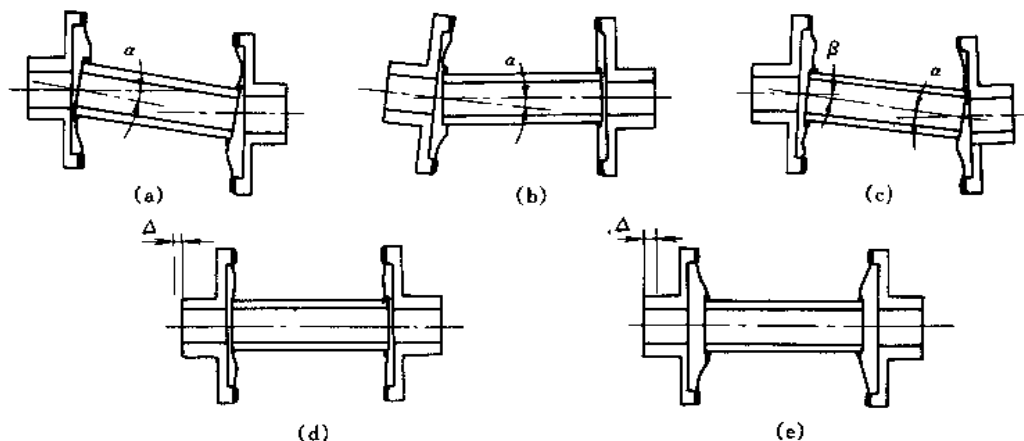


图 1-3-100 波状膜片联轴器功能示意图

(a) 平行不对中; (b) 角不对中; (c) 平行+角度; (d) 轴向压缩; (e) 轴向伸长

内孔为花键孔, 与花键齿环 5 相联, 并用隔套 10 定位, 花键齿环与中间短节 6 相联, 以传递转矩。借膜片的变形吸收运行中轴的振动和偏摆。

图 1-3-100 为波状膜片联轴器功能示意图。

波状膜片弹性变形大, 因此轴向位移补偿能力大, 且轴向推力小; 不需要润滑, 既可简化机组设施, 又可消除润滑油对环境的污染; 传递动力大, 维护简单, 但结构复杂, 制造要求高。

两组相对许用轴向位移  $\Delta x = \pm 2.34 \sim \pm 15.80 \text{mm}$ , 两组相对许用角位移  $\Delta \alpha = 0.375^\circ \sim 0.5^\circ$ 。

一般需自行设计, 通常适用范围: 轴径  $d = 50 \sim 300 \text{mm}$ , 许用转矩  $T_n = 2950 \sim 847500 \text{N} \cdot \text{m}$  (角位移  $\alpha = 0.5^\circ$  时),  $T_n = 4520 \sim 1130000 \text{N} \cdot \text{m}$  (角位移  $\alpha = 0.375^\circ$  时), 许用转速  $n = 21000 \sim 1800 \text{r/min}$ , 波状膜片组厚度为  $4.5 \sim 19 \text{mm}$ 。

用于高速重载、轴向位移大的汽轮机、压缩机和多级泵等传动轴的联接。

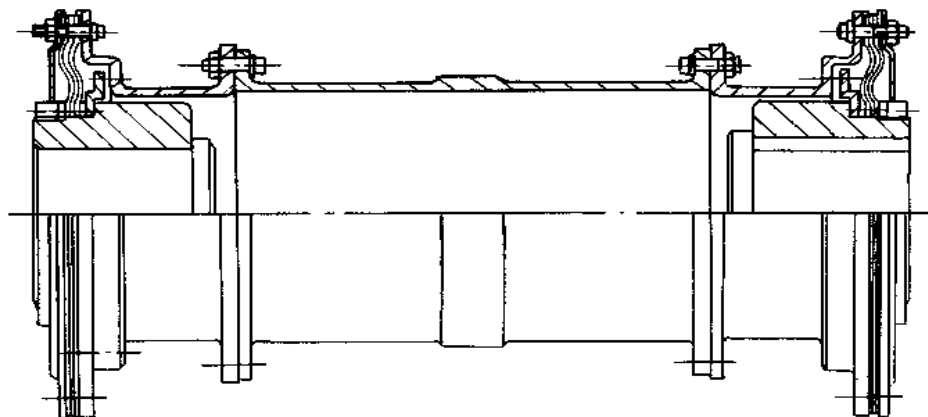


图 1-3-101 波状膜片联轴器

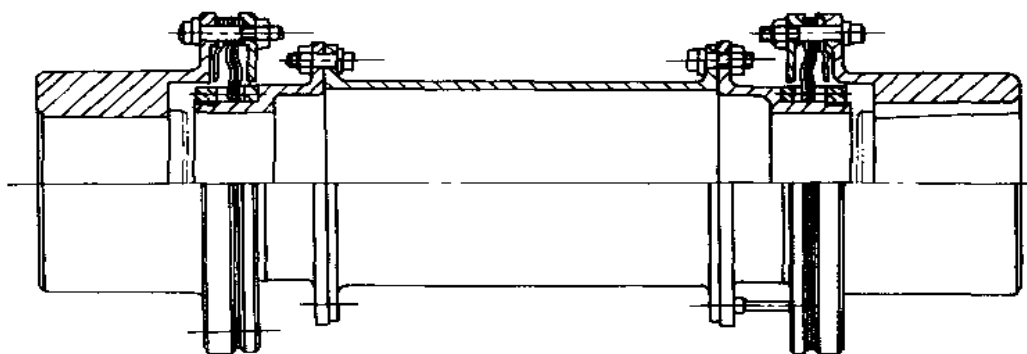
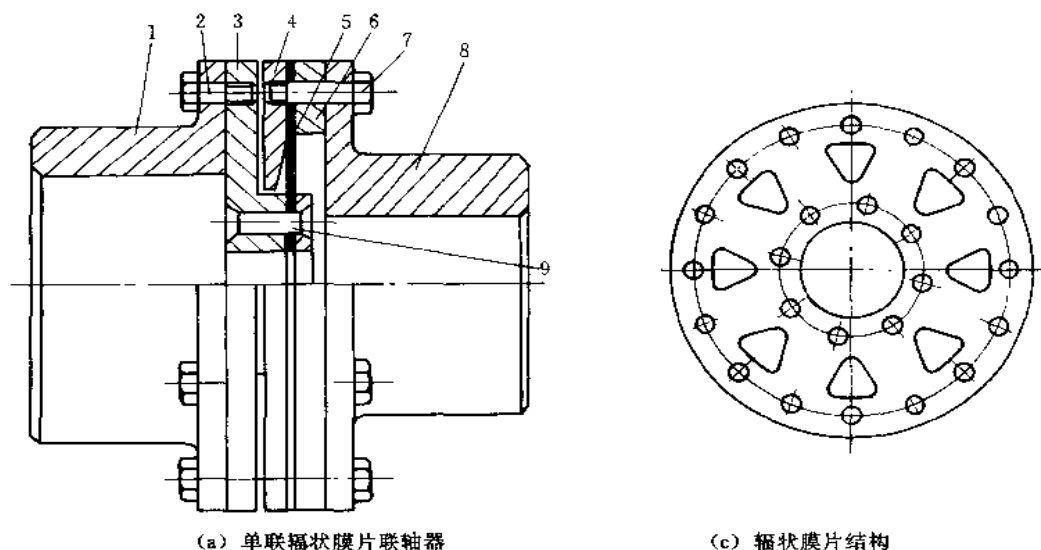


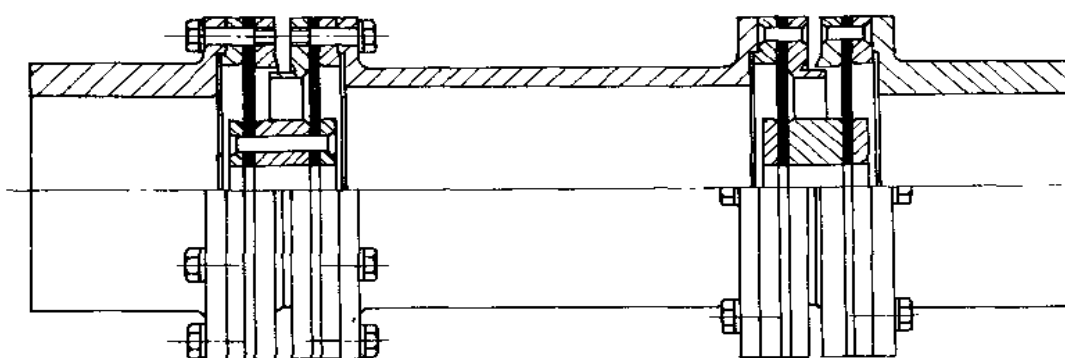
图 1-3-102 波状膜片联轴器

图 1-3-101 和图 1-3-102 为另外两种波状膜片联轴器，结构稍有不同，特点基本类似。



(a) 单联辐状膜片联轴器

(c) 辐状膜片结构



(b) 带短节双联辐状膜片联轴器

图 1-3-103 辐状膜片联轴器

1、8—半联轴器；2—螺钉；3—联接盘；4—护板；5—膜片组（若干不锈钢片）；6—垫板；7—螺钉；9—铆钉

图 1-3-103a、b 为辐状膜片联轴器，它是由辐状膜片用螺钉和铆钉与两半联轴器相联，以传递转矩，借膜片的弹性变形补偿两轴相对位移。辐状膜片结构如图 c，具有两圈均匀分布的孔，两圈孔之间的成形孔可增大膜片的弹性。由两个单联膜片联轴器还可组成带中间短节单联膜片联轴器，即将图 a 中半联轴器（1 或 8）改成中间短节，共有两组膜片。



联轴器中各联接件无间隙，使主、从动轴能准确同步转动，扭转刚度大，不需润滑。联轴器传递转矩时，膜片承受剪应力。在一定的应力条件下，需要膜片具有足够大的内径。当需要增加挠性时，膜片外径也要相应增大，故联轴器较重，与图 1-3-98 比较，结构复杂。

两轴许用径向位移为 1mm，许用轴向位移为 1mm（图 a）和 3mm（图 b），许用角位移为  $0.5^\circ$ 。

一般需自行设计。单联辐状膜片联轴器通常适用范围：许用转矩  $T_0 = 15 \sim 95000 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，许用转速  $n = 24000 \sim 3900 \text{ r/min}$ ，功率转速比  $N/n = 1.6 \sim 10000 \text{ kW}/(\text{r/min})$ ，双联辐状膜片联轴器承载能力加倍。

用于汽轮机、高中速柴油机、船舶动力机械上。

### 膜盘联轴器

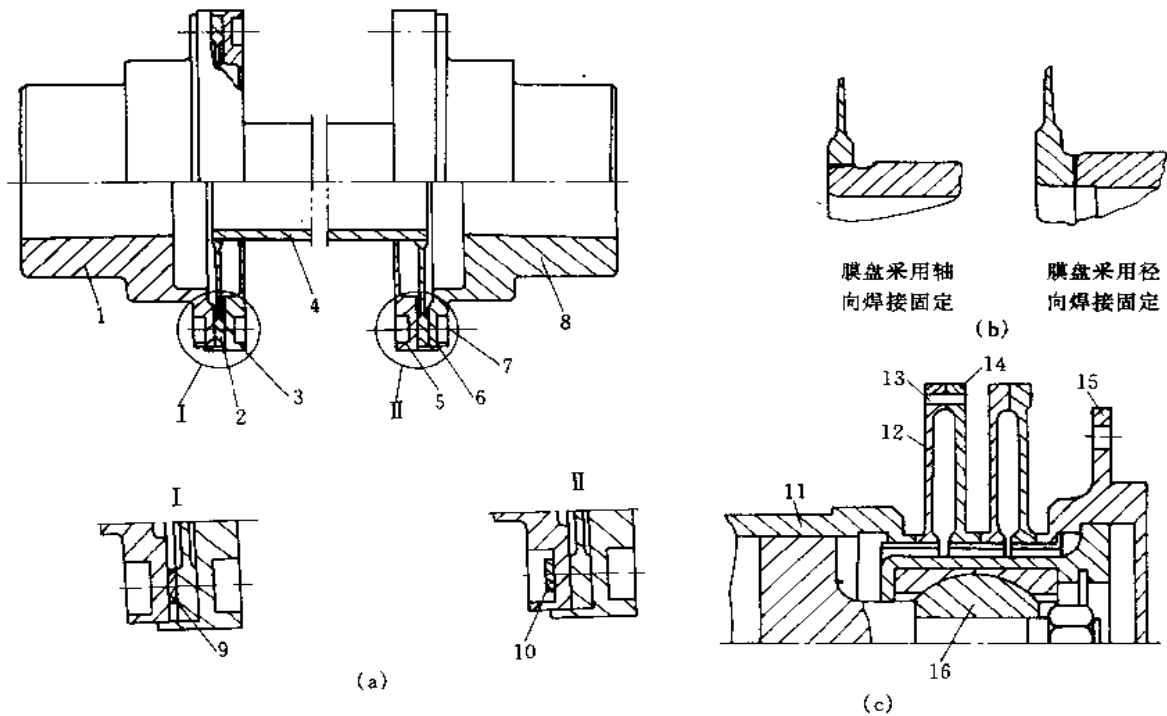


图 1-3-104 膜盘联轴器

1、8—半联轴器；2、6—膜盘；3、5 保护盖；4—短节；7—螺钉；9、10—垫片；11、15—半联轴器；  
12、14—膜盘；13—铆钉；16—球轴承

图 1-3-104a 所示为金属膜盘联轴器是近代新型联轴器。它通过极薄的双曲面断面或其他

断面的挠性膜盘(图 b)来达到传递转矩的目的,利用膜盘的挠性吸收主、从动轴之间的相对位移。

膜盘间以及膜盘与主、从动半联轴器的联接,根据不同的使用要求可用螺栓、端面齿、夹紧环、铆接或焊接(如电子束焊、钎焊)等。膜盘承受负荷和速度,吸收轴向变形能力有限。需要较大轴向位移时,可采用预加轴向载荷使联轴器不安装在零位上,工作时因膨胀等因素传联轴器达到零位上,从而使轴向变形能力增加一倍。

图 c 表示联轴器内装有球轴承,常用于多膜盘的联轴器。随着膜盘数量的增加,能大大提高高速下不对中的能力,但膜盘联接系统开始趋于不稳定,采用球轴承 16 可以限制系统在高速下颤动。当膜盘万一发生失效,虽然它失去了传递功率的能力,但挠性轴仍保持在球轴承内转动,直至停止运转。图 a 联轴器的中间空心轴通常仅与两个膜盘相连,它相当于自由悬浮在弹簧上的质量,通常不会因振动而失效,除非恰好产生共振,但可在设计中避免。

膜盘材料应具有良好的韧性、力学性能,特别是疲劳强度,良好的锻造性能和可焊性、耐高温、耐腐蚀、低弹性模量,以减少膜盘上的弯曲应力。

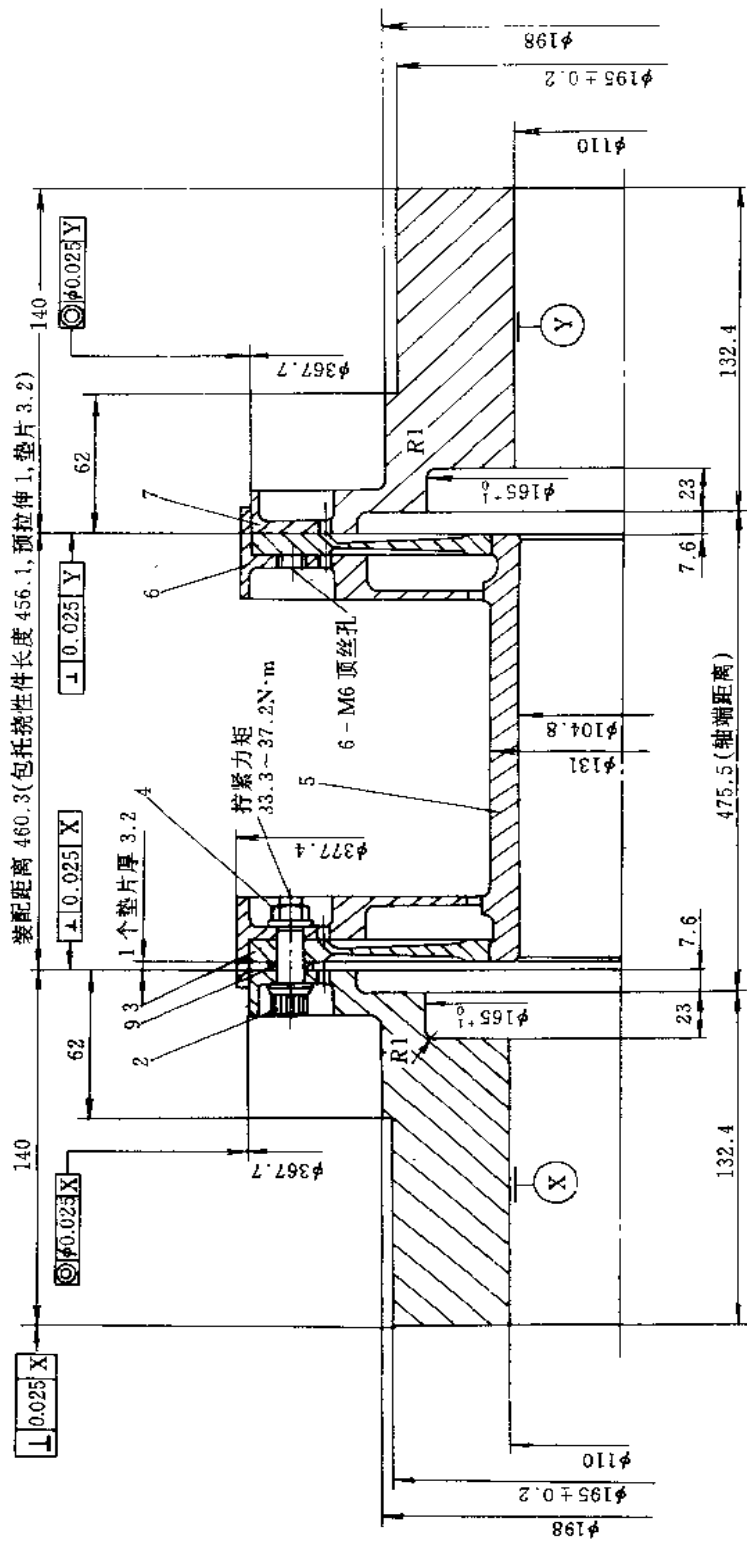
膜盘联轴器用于 315℃ 以下时,膜盘材料采用真空冶炼的美国标准 ANSI 4340,相当于国内 40CrNiMoA 钢;用于 315℃ 以上时,采用 H-11 工具钢(我国无对照牌号)。航空上用含镍 18% 的钢。船舶上使用钛合金,如 6Al4VTi(我国牌号 TC4),具有耐腐蚀性。

膜盘常用锻造后机械加工,并用抛光消除加工痕迹。为提高疲劳强度常采用表面强化处理,如 TC4 制的锥形膜盘在轮缘,轮毂联接处用液力吹砂硬化(钛合金不允许用砂硬化)。膜盘采用高能锻造法能保持材料变形的方向性。由于高能量集中加工一次成形,膜盘薄的部分硬度显著提高。在极高压力下进行快速冲击,膜盘产生一种致密的和垂直于中心轴的晶粒结构,使薄的截面强度最大,同时又能保证严格公差要求。

传递功率大,达 100000kW,最高转速达 10000r/min,传递转矩达 1730000N·m。使用寿命长,无需保养。两轴许用相对位移大,最大角位移达 8°左右。能在环境温度为一 50~480℃、腐蚀性大气、高海拔、受振动和冲击载荷下连续工作。安装,使用维护方便,对中容易,没有摩擦面,不需要润滑。作用在系统中的载荷小,因膜片质量轻,挠性大,降低了作用在支承上的载荷。噪声小。

现代广泛应用于航空、船舶、石油化工高速重载旋转机械,如燃气轮机、蒸汽轮机、高速离心压缩机及泵类设备等,尤其是在大型重要的机械上,在一定范围内逐步取代过去常用的齿式联轴器。





(b)

图 1-3-105 膜盘联轴器应用实例

1、7—半联轴器；2—联轴器；3—联轴器；4—自锁紧螺母；5—短节；6—保护盖；8—铆钉；9—垫片(1Cr18Ni9Ti)

图 1-3-105a 为电动机与增速器轴间联接的实例，主要使用数据是：电动机功率  $\times$  转速为  $720\text{kW} \times 1480\text{r/min}$ ，两轴最大径向位移  $\Delta y = 2.32\text{mm}$ ，两轴最大轴向位移  $\Delta x = \pm 2.03\text{mm}$ ，两轴最大角位移  $\Delta \alpha = 20'$ ，

弹性数值：角位移弹性  $209\text{N} \cdot \text{m}/(\text{m}/\text{m})$ ，轴向弹性  $796\text{N}/\text{mm}$ ，扭转弹性  $17500\text{N} \cdot \text{m}/(\text{m}/\text{m})$ ；总重量  $58.8\text{kg}$ ，其中挠性部件重  $17.5\text{kg}$ ，两半联轴器重  $41.3\text{kg}$ 。

图 1-3-105b 为汽轮机离心压缩机轴间联接的实例。主要使用数据：汽轮机功率  $\times$  转速为  $10954\text{kW} \times (4650 \sim 5754)\text{r/min}$ ，正常和最大使用转矩为  $19100\text{N} \cdot \text{m}$ ，额定转矩(连续)  $\times$  瞬时允许转矩为  $38500\text{N} \cdot \text{m} \times 104000\text{N} \cdot \text{m}$ ，两轴径向位移  $\Delta y = 1.29\text{mm}$ ，两轴轴向位移  $\Delta x = \pm 2.24\text{mm}$ ，两轴角位移  $\Delta \alpha = 2.92 \times 10^{-3}\text{rad}$ 。

动载特性：额定弯曲弹性  $2.54 \times 10^3\text{N} \cdot \text{m}/\text{rad}$ ，额定扭转弹性  $2.22 \times 10^4\text{N} \cdot \text{m}/\text{rad}$ ，轴向力(在轴向位移  $\Delta x = \pm 2.24\text{mm}$  时)为  $20700\text{N}$ ，横向临界速率(在支承刚性无穷大时)为  $1700\text{Hz}$ ，轴向自然频率(在轴向位移  $\Delta x = \pm 2.24\text{mm}$  时)为  $229\text{Hz}$ ，重量  $66.9\text{kg}$ 。

为了补偿轴系在高温时的轴向膨胀，联轴器在常温安装时需按图所示预拉伸  $1\text{mm}$ 。

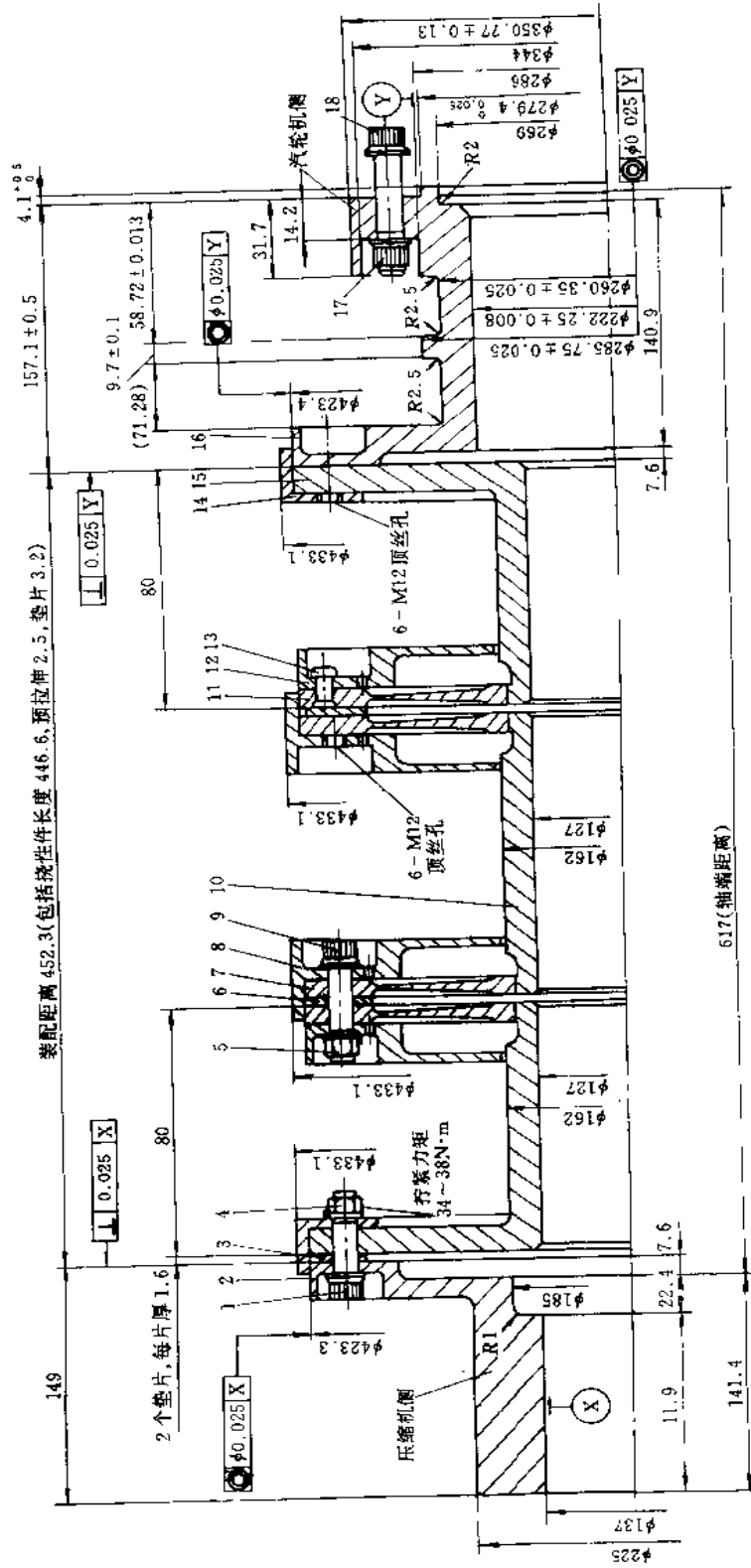


图 1-3-106 膜盘联轴器应用实例

1—铰制螺栓 72 件; 2—半联轴器; 3—垫片 (1Cr18Ni9Ti); 4—自锁紧螺母; 5—自锁紧螺母; 6—间隔垫 (1Cr18Ni9Ti); 7—膜盘; 8—保护盖; 9—铰制螺栓 72 件; 10—短节; 11—膜盘; 12—保护盖; 13—螺钉 6 件/组 (蒙乃尔合金); 14—保护盖; 15—法兰; 16—半联轴器; 17—自锁紧螺母 16 件; 18—铰制螺栓

图 1-3-106 为汽轮机与离心压缩机之间轴的联接的实例。主要使用数据: 汽轮机功率  $\times$  转速为  $19000\text{kW} \times (4650 \sim 5750)\text{r/min}$ , 正常使用转矩  $33200\text{N} \cdot \text{m}$ , 额定转矩 (连续)  $\times$  瞬时允许转矩为  $62000 \times 170000\text{N} \cdot \text{m}$ , 两轴径向位移  $\Delta y = 1.83\text{mm}$ , 两轴轴向位移  $\Delta x = \pm 5.6\text{mm}$ , 两轴角位移  $\Delta \alpha = 6.28 \times 10^{-3}\text{rad}$ 。

动载荷特性: 额定弯曲弹性  $1.56 \times 10^3\text{N} \cdot \text{m/rad}$ , 额定扭转弹性  $3.79 \times 10^4\text{N} \cdot \text{m/rad}$ , 轴向力 (在轴向位移  $\Delta x = \pm 5.6\text{mm}$  时)  $23700\text{N}$ , 轴向临界速率 (在支承刚性无穷大时)  $1680\text{Hz}$ , 轴向往复频率 (在轴向位移  $\Delta x = \pm 5.6\text{mm}$  时)  $123\text{Hz}$ , 重量:  $169.7\text{kg}$ 。

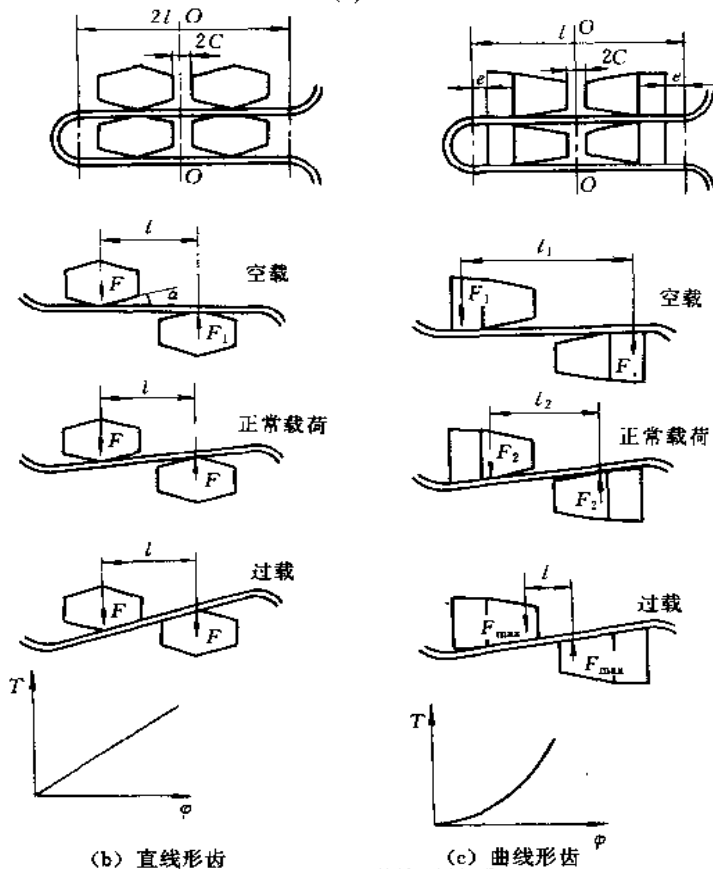
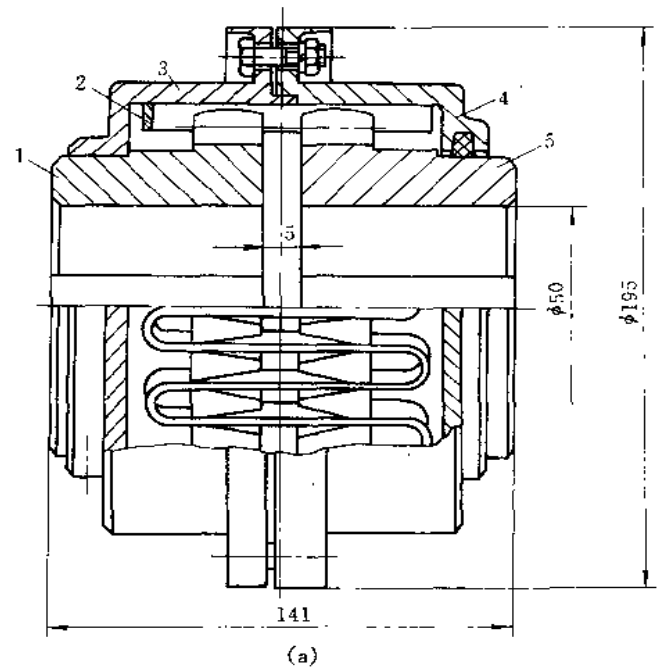
为了补偿轴系在高温时的轴向膨胀, 联轴器在常温安装时需按图示预拉伸  $2.5\text{mm}$ 。

其他详见图 1-3-104 说明。

## 蛇形弹簧联轴器

图 1-3-107a 为蛇形弹簧联轴器,它是利用 6~8 组蛇形弹簧 2 嵌在两半联轴器 1、4 凸缘上的齿间内,以实现两半联轴器的联接。半联轴器上有特定形状的齿,齿与齿之间嵌着矩形截面的蛇形弹簧。为了防止弹簧在离心力作用下甩出,用封闭的外壳 3、4 罩住,里面注入润滑脂,防止齿与弹簧产生干摩擦。联轴器旋转时,通过齿与弹簧的互压,将主动轴的转矩传给从动轴。两半联轴器之间有一定距离,允许联轴器有相对位移。

半联轴器上的齿廓分为直线形和曲线形两种(图 b、c)。直线型齿在正常载荷下,因弹簧与齿接触点之间的距离不随弹簧变形量的改变而改变,两半联轴器的相对转角与所传的转矩呈线性关系,属于等刚度联轴器。曲线型齿随着载荷的增大,弹簧变形量增大,弹簧与齿的接触面增大,与齿接触点的距离变小,刚度增大,两半联轴器的相对转角与所传递的转矩呈非线性关系,属于变刚度联轴器。直线



(b) 直线形齿

(c) 曲线形齿

图 1-3-107 蛇形弹簧联轴器

1—半联轴器; 2—蛇形弹簧; 3、4—外壳; 5—半联轴器  
图示尺寸性能: 许用转矩  $T_0 = 570\text{N} \cdot \text{m}$ ; 许用转速  $n = 2300\text{r}/\text{min}$ ; 重量  $m = 15\text{kg}$

齿齿形简单，适用于转矩变化不大的两轴联接，应用较广，曲线齿制造困难，适用于转矩变化较大或需逆转的两轴联接。

工作可靠，外形尺寸小，具有缓冲减振作用、经久耐用，安装、维护简单；但制造困难，成本较高。

两轴许用相对径向位移为  $0.5\sim 3\text{mm}$ ，许用相对轴向位移为  $4\sim 20\text{mm}$ ，许用相对角位移为  $1'15'$ ，两轴最大扭转角为  $1^\circ\sim 1.2^\circ$ 。

一般需自行设计。通常使用范围：轴径  $d=15\sim 600\text{mm}$ ，许用转矩  $T_0=3.6\sim 270000\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=24000\sim 400\text{r}/\text{min}$ 。通常，联轴器的齿数为  $50\sim 100$ ，大型轧钢机用联轴器齿数达 250。蛇形弹簧用抗拉强度  $\sigma_b=1700\text{N}/\text{mm}^2$  的弹簧钢或铬钒钢制造。

用于重型机械，如轧钢机、搅拌机、碎矿机、提升机、起重机、离心压缩机、鼓风机、离心泵等。

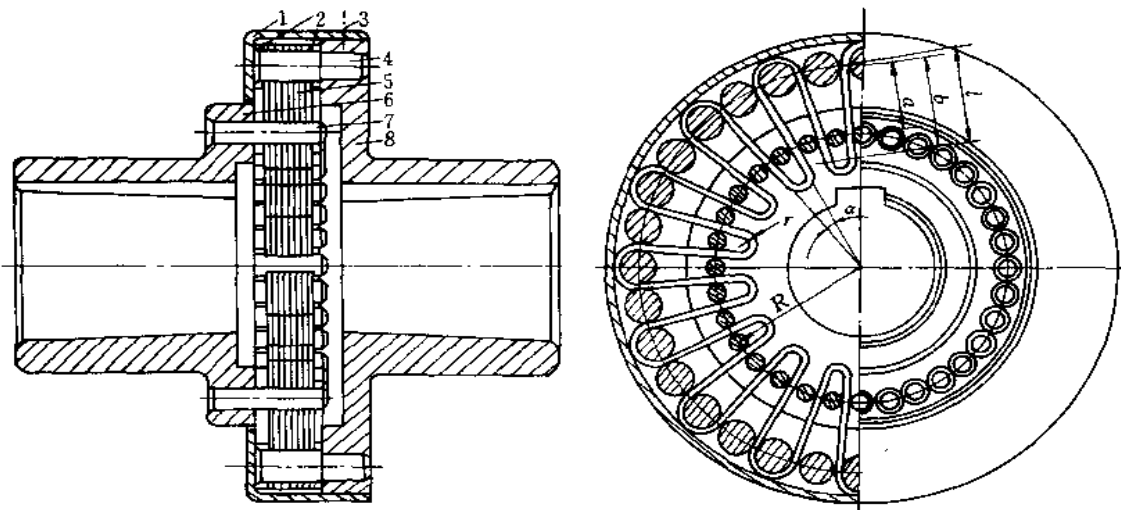


图 1-3-108 平面蛇形弹簧联轴器

1—外壳；2—垫片；3—螺钉；4—销齿；5—蛇形弹簧；6—半联轴器；7—圆柱销齿；8—半联轴器

图 1-3-108 所示为平面蛇形弹簧联轴器。蛇形弹簧 5 可由单根矩形或圆形截面的弹簧钢丝制成，也可由几条弹簧钢丝并列绕在圆柱销齿 7 和销齿 4 上。圆柱销齿 7 和销齿 4 分别分布在两半联轴器 6、8 的端面上，弹簧 5 沿径向平面嵌在销齿之间，拆装时需使轴沿轴向移动。

与图 1-3-107 相比，销齿可以单独制造后再装在两半联轴器的凸缘上，销齿制造容易，工艺简单，但属于等刚度联轴器，仅适用于转矩变化不大的两轴联接。

## 轴向簧片联轴器

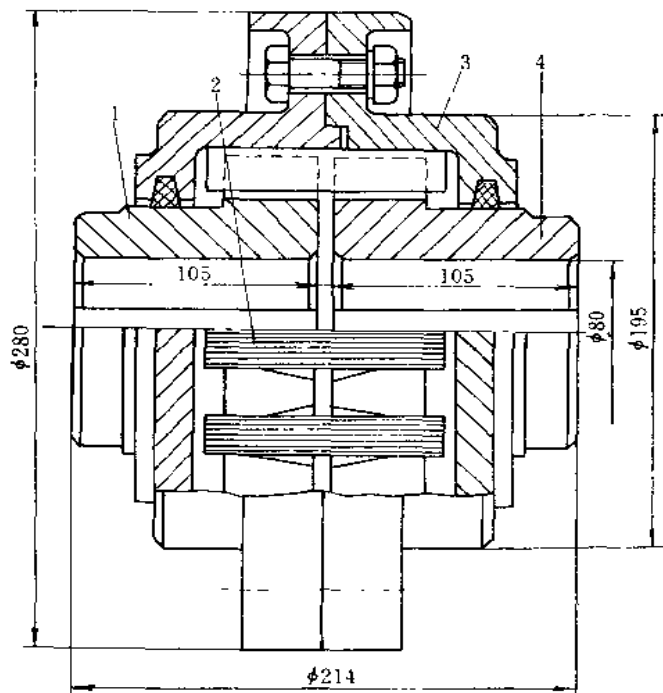


图 1-3-109 轴向簧片联轴器

1、4—带齿半联轴器；2—簧片组；3—外壳

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n = 4000\text{N} \cdot \text{m}$ ；许用转速  $n = 1830\text{r}/\text{min}$

图 1-3-109 所示为轴向簧片联轴器。半联轴器 1、4 外周有齿，用若干弹簧片叠合成簧片组 2 做为弹性元件嵌入两半联轴器的齿槽内，达到主、从动轴的联接并传递转矩的目的。齿的形状同图 1-3-107 所示的蛇形弹簧联轴器，也具有等刚度与变刚度的特性。联轴器外部有外壳 3 罩住并充入油脂。

与图 1-3-107 蛇形弹簧联轴器相比，簧片制造比蛇形弹簧制造简单，同样尺寸传递转矩大。

一般需自行设计。通常使用范围：轴径  $d = 25 \sim 278\text{mm}$ ，联轴器外径  $D = 125 \sim 710\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n = 180 \sim 122000\text{N} \cdot \text{m}$ ，许用转速  $n = 4030 \sim 700\text{r}/\text{min}$ 。



## 径向簧片联轴器

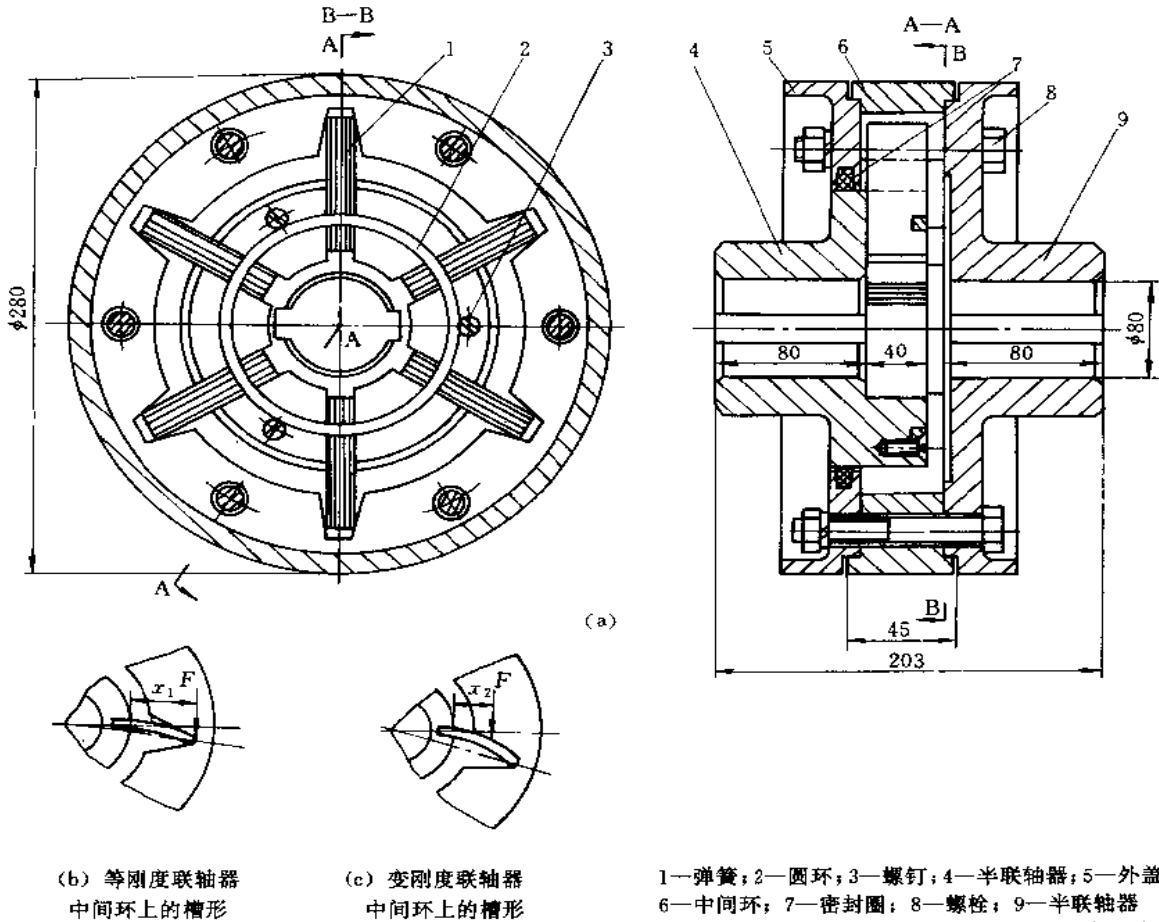


图 1-3-110 径向簧片联轴器

径向簧片联轴器是利用若干组叠片弹簧 1 两端分别插入半联轴器 4 和中间环 6 的槽内，并通过螺栓 8 将半联轴器 4（或 9）的转矩传递给从动半联轴器 9（或 4），以实现两轴的联接。叠片弹簧的内端插入半联轴器 4 后，再用圆环 2 和螺钉 3 固定，成为固定端。弹簧外端在中间环槽内自由偏转，成为自由端。

中间环上的槽形可分为直线形和曲线形两种（图 b、c）。直线形槽内的弹簧在正常载荷下，弹簧受力点的位置  $x_1$  不随弹簧变形而改变，属于等刚度联轴器。曲线形槽内的弹簧受力点位置  $x_2$  随弹簧变形而改变。随着  $x_2$  的减小，弹簧刚度增大，属于变刚度联轴器。

阻尼、减振性能好、外形尺寸小、传递转矩大、耐久性好，结构紧凑、工作可靠，但允许两轴相对位移较小。

两轴相对许用径向位移为 0.5mm，两轴相对许用角位移为  $10'$ ，两轴相对扭转角  $2.5^\circ \sim 5^\circ$ 。

通常需自行设计。一般适用范围：轴径  $d = 25 \sim 250\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n = 75 \sim 75000\text{N} \cdot \text{m}$ ，许用转速  $n = 4200 \sim 800\text{r}/\text{min}$ ，簧片间用润滑脂润滑。

用于载荷变化较大的大功率传动，如柴油机等。

## 平面簧片联轴器

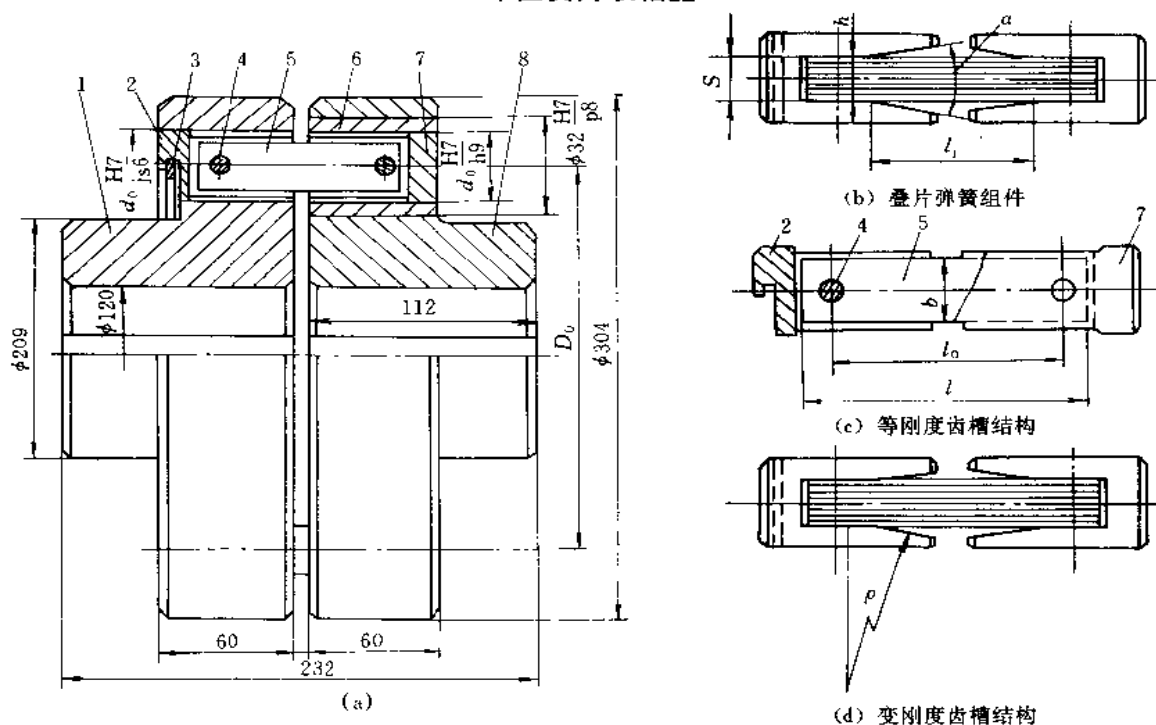


图 1-3-111 平面簧片联轴器

1—半联轴器；2—固定圆柱销；3—挡圈；4—销钉；5—簧片；6—衬套；7—可动圆柱销；8—半联轴器

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=7800\text{N}\cdot\text{m}$ ；许用转速  $n=1500\text{r}/\text{min}$ ，重量  $m=81.6\text{kg}$

平面簧片联轴器是将蛇形弹簧联轴器(图 1-3-107)中的齿与弹簧制成一个个单独的组件(图 b)。成组的簧片 5 嵌在两圆柱销 2 和 7 的齿形凹槽中，再用间隙配合的销钉 4 固定，然后装入两半联轴器 1 和 8 的凸缘的相应孔中，实现两轴的联接。可动圆柱销 7 与孔为间隙配合，使两半联轴器有相对位移的可能性，以补偿两轴相对位移的影响。固定圆柱销 2 的一端与孔为紧配合，并用挡圈 3 固定。为了避免凸缘上销孔磨损，提高使用寿命，需在销孔中压入耐磨衬套 6，并用油脂润滑。

圆柱销的齿槽形状会影响联轴器的刚度，图 c 为等刚度齿槽结构，图 d 为变刚度齿槽结构。

平面簧片联轴器改进了蛇形弹簧联轴器上齿的加工工艺和弹簧加工，制造简便。

有良好的补偿性能，承载能力较高，可用增加或减少簧片的组数的方法改变输出转矩大小。联轴器在装拆时不需使轴沿轴向移动。许用径向位移为 0.5~1.3mm，但位移将在弹性元件上引起较大附加径向力，大约为 0.15 倍圆周力，由于簧片组件在宽度和厚度方向上的刚度不同。因此径向位移产生的附加径向力在簧片组件上分布不均匀。

一般按需要自行设计。联轴器主要尺寸范围：圆柱销中心圆直径  $D_0=(1.32\sim 1.42)\sqrt[3]{T_n}$  cm，( $T_n$ ——联轴器计算转矩，N·m)，联轴器外径  $D=(1.3\sim 1.4)D_0$ ，簧片宽度  $b=(0.125\sim 0.135)D_0$ ，两销钉之间的簧片长度  $l_0=0.4D_0$ ，簧片计算长度  $l_1=0.7l_0$ ，一组簧片厚度  $s=(0.72\sim 0.74)b=ih$  ( $i$ ——簧片数， $h$ ——每片簧片厚度)，联轴器中簧片组数  $z=10\sim 12$ 。

平面簧片联轴器通常使用范围：轴径  $d=25\sim 330\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n=47\sim 275000\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=4000\sim 490\text{r}/\text{min}$ 。

## 簧片联轴器

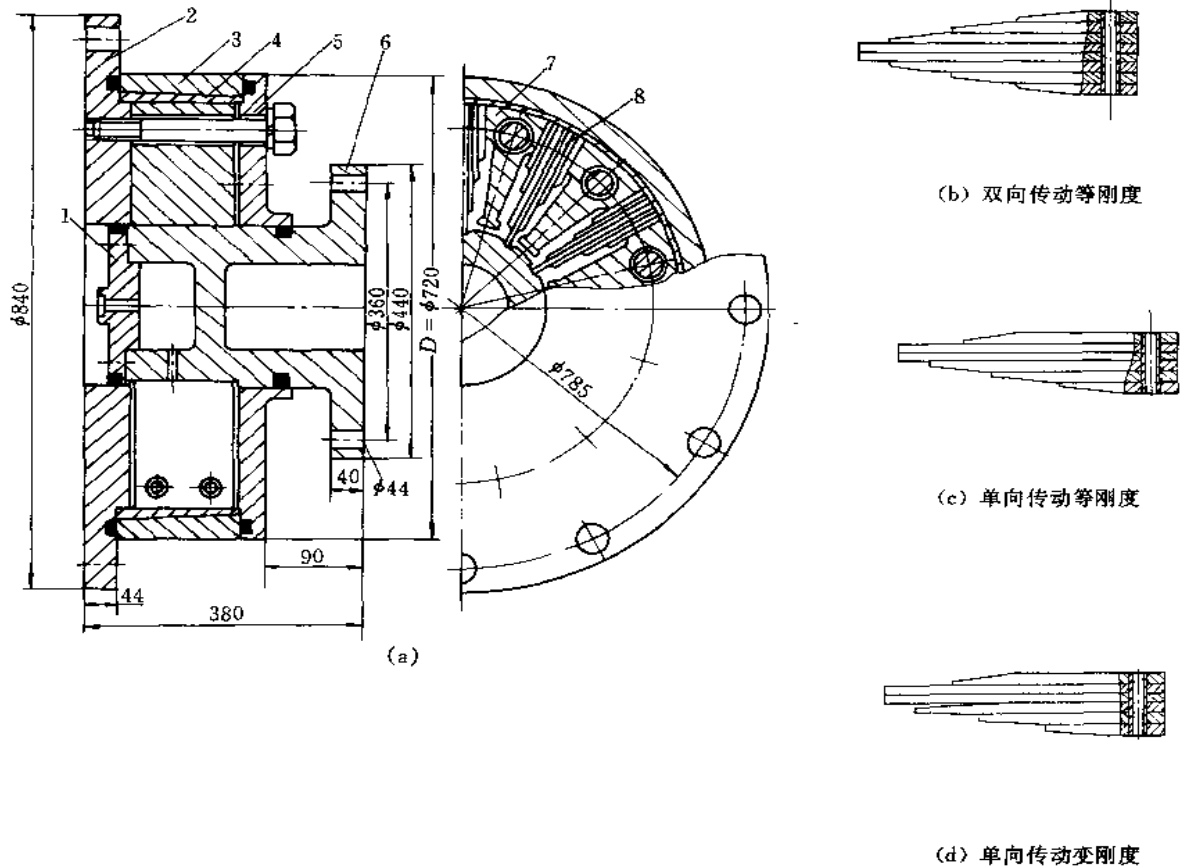


图 1-3-112 簧片联轴器

1—单向筒座；2—联接法兰；3—外套圈；4—弹性锥环；5—侧板；6—花键轴；7—支承块；8—簧片组  
 图示尺寸性能：许用转矩  $T_n = 34200\text{N} \cdot \text{m}$ ；许用转速  $n = 2000\text{r}/\text{min}$ ；簧片组数  $\times$  宽度 =  $12 \times 200\text{mm}$ ；双向承载；  
 两轴许用径向位移  $\Delta y = 0.6\text{mm}$ ，许用轴向位移  $\Delta x = \pm 3\text{mm}$ ；许用扭转角  $3.1^\circ$ ；重量  $m = 740\text{kg}$

簧片联轴器主要由花键轴 6、开口弹性锥环 4 和若干簧片组 8 组成。簧片组由长短不一的薄弹簧钢片叠合而成，沿径向布置，一端嵌在花键轴槽内，成为自由端，另一端用弹性锥环压紧箍紧在一起，成为固定端，利用簧片组自由支承作用传递转矩。通常，花键轴为主动轴，亦可反之。簧片组两侧的空间形成油腔并充满油。当主、从动轴产生相对位移时，簧片组挠曲使油从一个腔流到邻近的另一个腔，增加了传动件之间的阻尼，吸收一定量的振动。阻尼系数通常为  $0.5 \sim 0.9$ ，一般情况下与频率无关，阻尼效果比橡胶联轴器高  $5 \sim 10$  倍。支承块

7起缓冲作用,过载时它挡住簧片的变形,保护联轴器。簧片组有对称形布置和非对称形布置两种。对称形簧片用于双向载荷,即双向传动(图b),通常 $D \geq 720\text{mm}$ 时用;非对称簧片有等刚度和变刚度两种,用于单向传动(图c、d)。

阻尼性能好,起到减振作用。扭转弹性好,刚度小,静扭角一般为 $2^\circ \sim 6^\circ$ ,可调节系统的自振频率。结构紧凑,工作可靠,寿命长,耐油、耐温,没有橡胶联轴器的老化问题,效率为 $0.99 \sim 0.995$ ,但结构复杂,制造成本高。

两轴许用径向位移一般为 $0.45 \sim 0.9\text{mm}$ ,许用相对轴向位移为 $1.5 \sim 5\text{mm}$ ,许用相对角位移为 $0.2^\circ$ ,两轴相对扭角一般不超过 $3.1^\circ$ ,最大可达 $9.2^\circ$ 。

一般需自行设计。簧片组由弹簧钢板制成,端面修缘,最长簧片为主簧片,由一片或两片组成,其余为长度不等的副簧片。为了增大扭转弹性,使受载时簧片截面上应力分布均匀,副簧片的自由端最好用压延法制造,使一簧片端部至下一簧片端部一段的厚度逐渐减薄。变刚度簧片组的主簧片与副簧片之间留有少量间隙。当传递较小转矩时,主簧片端部受力小,仅由主簧片传递转矩,刚度也较小;当转矩增加到一定数值时,主簧片变形加大,与副簧片贴紧,则由簧片组传递转矩,刚度增大。

主、副簧片厚度相等,一般为 $8\text{mm}$ ,采用 $50\text{CrVA}$ 钢( $\sigma_b \geq 1300 \sim 1600\text{N/mm}^2$ )制造,表面喷涂 $\text{MoS}_2$ 。各簧片间有 $0.2\text{mm}$ 厚的黄铜片,以减少簧片变形时各片间摩擦阻力。每组簧片均用两个 $\phi 12\text{mm}$ 弹性柱销联在一起。外套圈3承受簧片组全部箍紧力,一般用 $42\text{CrMo}$ 钢制造。它的内表面为 $1:15$ 锥面与弹性锥环外表面配合,接触面积不小于 $60\%$ ,弹性锥环圆周有一个 $4\text{mm}$ 宽的直切口,做成弹性体,内圆柱面与支承块、簧片组贴合。弹性锥环用20号钢制造,整体镀铜,以防压装过程中擦伤。花键轴加工后氮化处理,提高疲劳强度,键槽形状应做成接近簧片弯曲线的圆弧状,适应簧片组弯曲变形。压力油由单向阀座1流入中空花键轴,经花键轴上的小孔流入联轴器簧片组各空腔中,提供润滑与阻尼,油压一般为 $500\text{kPa}$ 。

联轴器直径 $D$ 通常为 $410 \sim 1600\text{mm}$ ,传递转矩为 $4020 \sim 54320\text{N} \cdot \text{m}$ 最高转速为 $3600 \sim 925\text{r/min}$ ,重量为 $95 \sim 10577\text{kg}$ 。

用于联接驱动载荷变化较大、有可能发生扭转振动的轴系,高速、大功率柴油机,如船舶、内燃机车、坦克、柴油发电机等。

## 簧片联轴器的应用实例

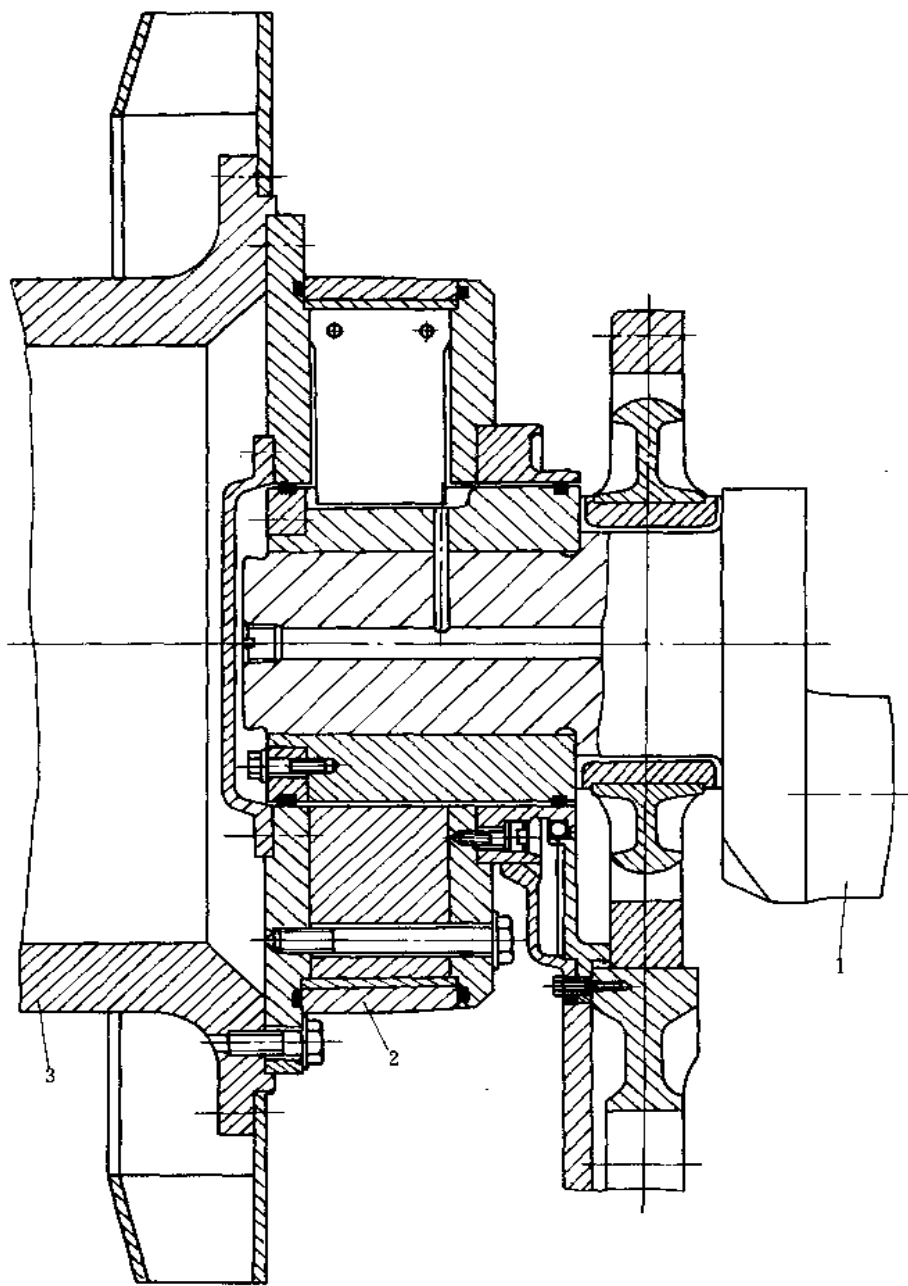


图 1-3-113 簧片联轴器的应用

1—主动轴（柴油机），2—簧片联轴器，3—从动轴

图 1-3-113 是将图 1-3-112 中的零件 1、2 和 6 稍加改动后构成的簧片联轴器直接与柴油机主轴相联的实例。

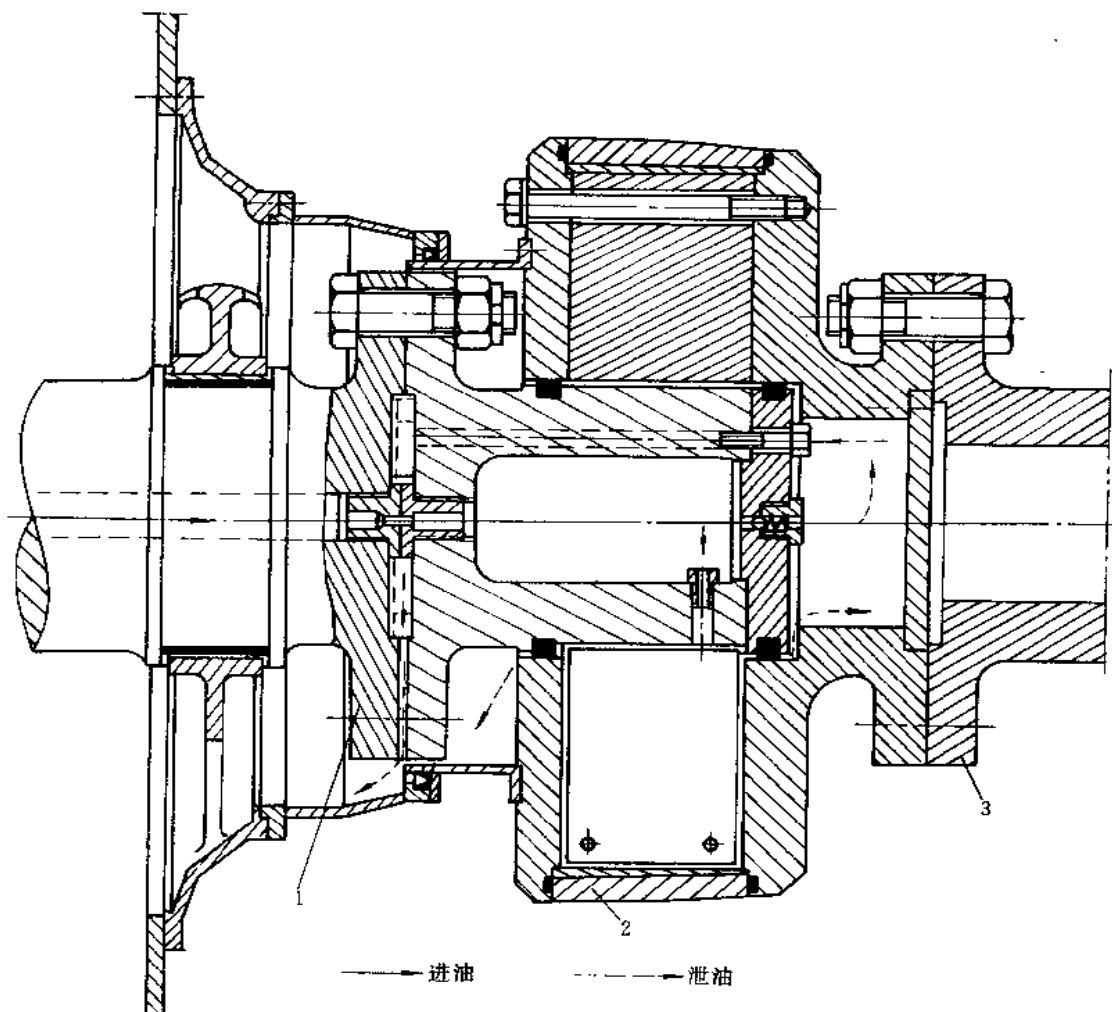


图 1-3-114 簧片联轴器的应用

1—主动轴；2—簧片联轴器；3—从动轴

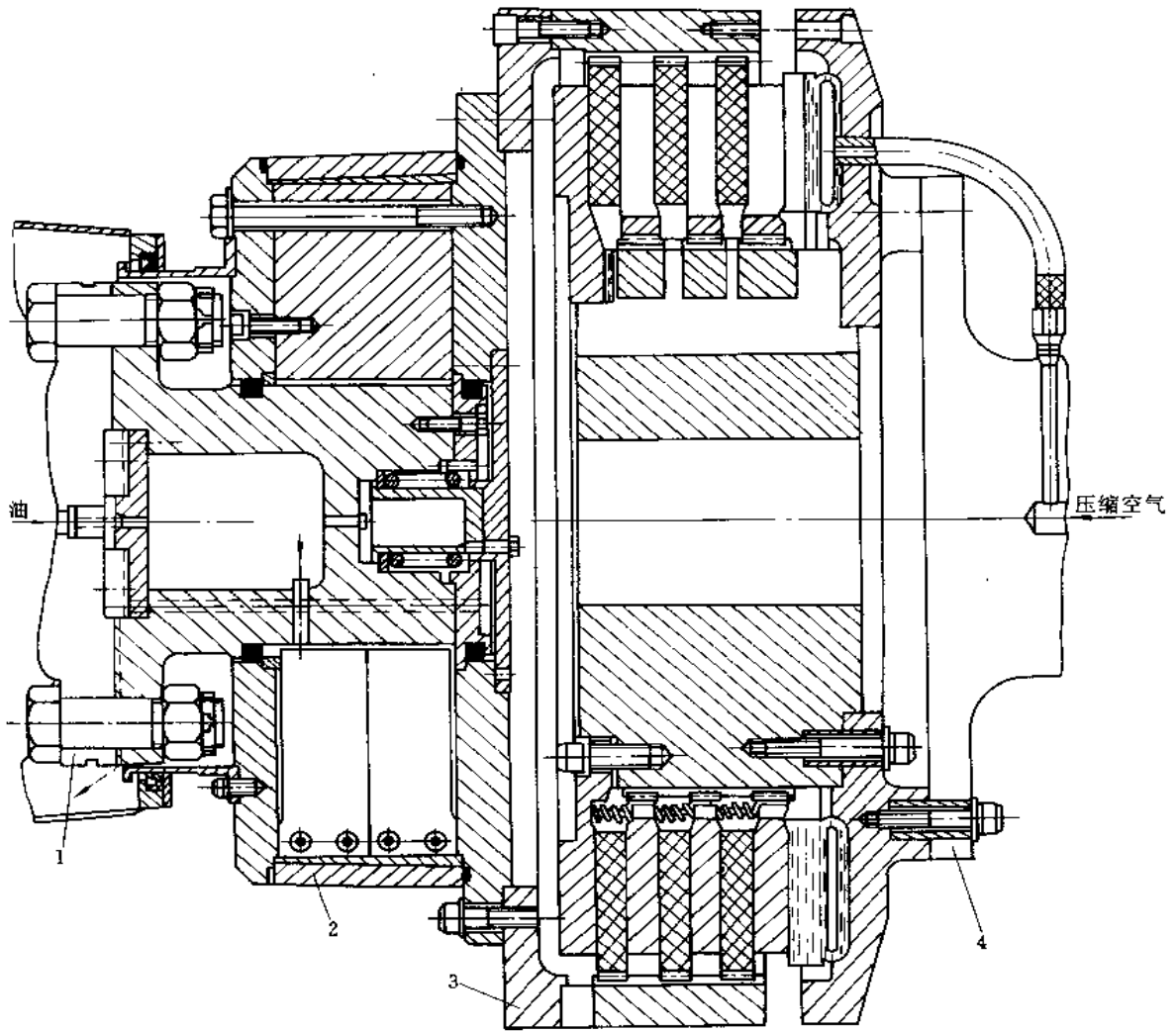


图 1-3-115 簧片联轴器的应用

1—主动轴；2—簧片联轴器；3—轴向气胎摩擦离合器；4—从动轴

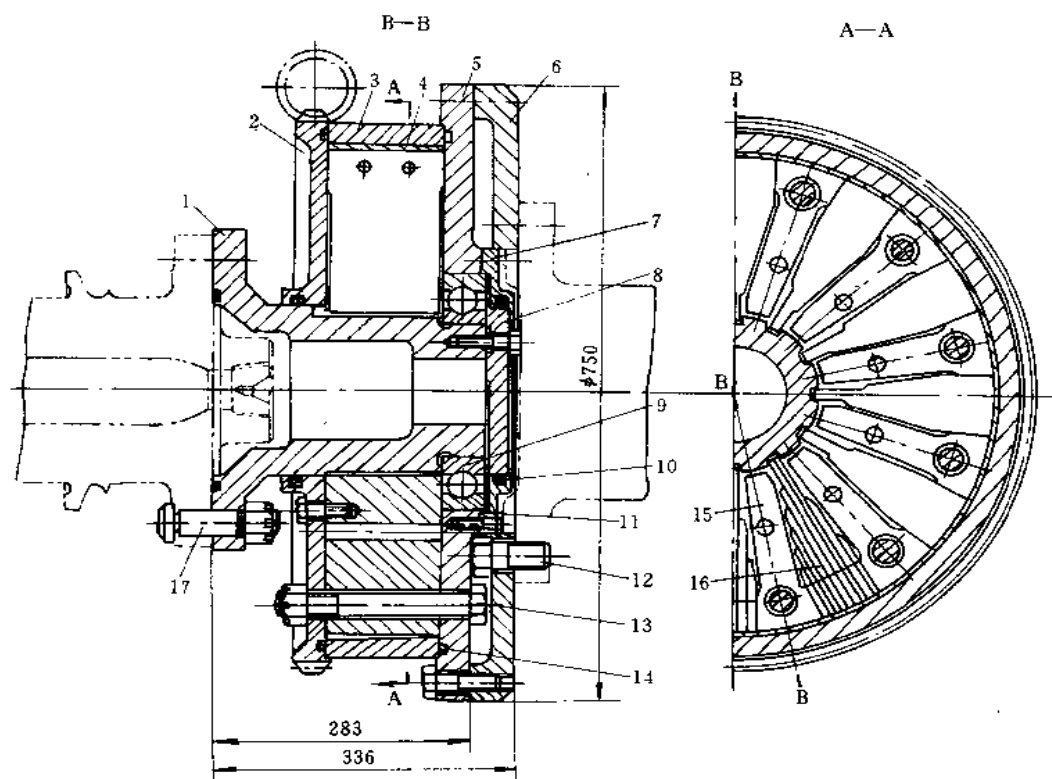


图 1-3-116 簧片联轴器在机车上的应用

1—花键轴；2—齿轮盘；3—刚性锥套；4—弹性锥套；5—主动盘；6—从动盘；7—油封盖；8—油封法兰；9—滚动轴承；10、14—橡胶圈；11—纸垫；12、13、17—螺栓；15—支承块；16—簧片组

### 弹性杆联轴器

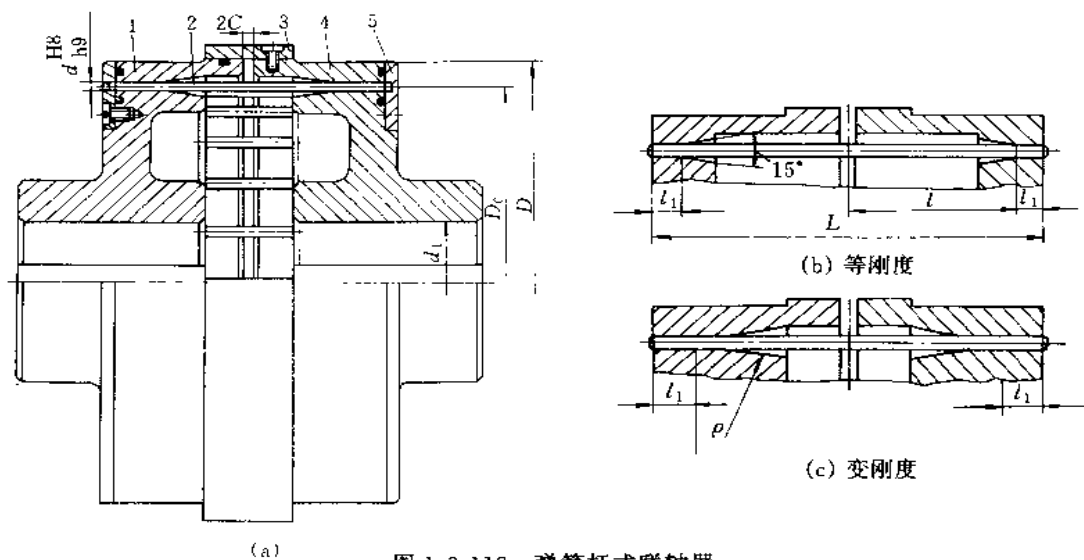


图 1-3-117 弹簧杆式联轴器

1、4—半联轴器；2—弹簧杆；3—密封外壳；5—端盖

弹性杆联轴器（图 1-3-117）是利用圆柱形弹簧杆 2 沿圆周从轴向插入两半联轴器 1、4 凸缘端面上的孔中，杆与孔采用间隙配合，以补偿两半联轴器的相对位移。但杆与孔之间的相对运动产生摩擦，要求孔壁有较高强度和耐磨性，需稀油或油脂润滑。弹簧杆的两端及半联轴器的外缘有端盖 5 和密封外壳 3，以防止弹簧杆松脱和漏油。



弹簧杆联轴器分等刚度和变刚度两种。等刚度弹簧杆的孔有一段 15°锥形孔，弹簧杆受力变形时不会与锥形孔接触，构成等刚度杆。变刚度弹簧杆的孔有一段喇叭形的圆弧孔，杆受力变形时将沿着孔壁接触，接触点位置不断变化，使杆的刚度发生变化，构成变刚度杆。

径向尺寸小，有良好补偿能力，弹性元件易制造且弹性均匀，装拆时不需使轴沿轴向移动，但因弹簧杆截面尺寸较小，传递转矩较小，产生的附加径向力也较小。

两轴相对许用径向位移为 1mm（变刚度联轴器的许用径向位移为 0.33mm），两轴相对扭转角为 3°。

一般需自行设计。联轴器主要尺寸范围：

联轴器轴线分布圆直径  $D_0 = (1.5 \sim 1.8) \sqrt[3]{T_n}$ ， $T_n$ ——传递转矩，N·m；

或  $D_0 = (2 \sim 3.5) d_1$ ， $d_1$ ——轴的直径，等刚度联轴器取大值；

联轴器外径  $D = (1.15 \sim 1.2) D_0$ 。

### 波纹管联轴器

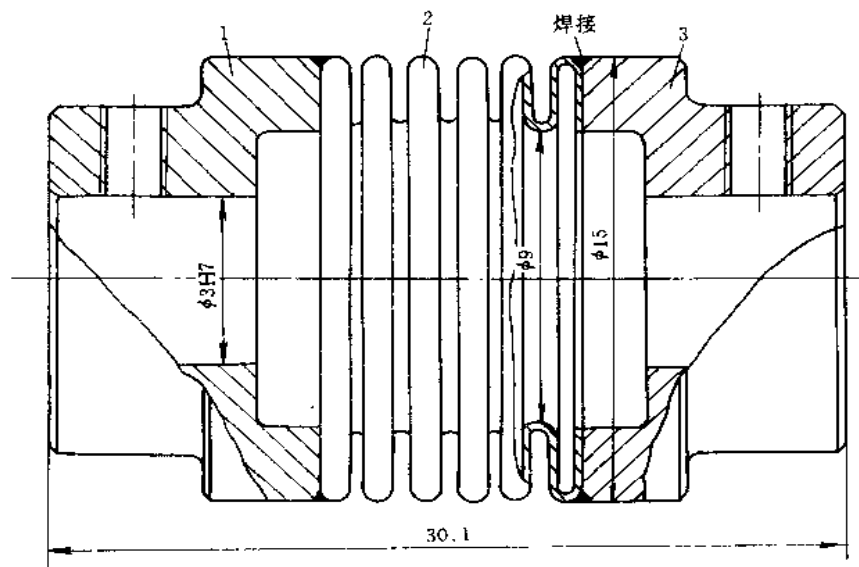


图 1-3-118 波纹管联轴器

1—半联轴器；2—波纹管；3—半联轴器

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n = 0.02 \text{ N} \cdot \text{m}$ ；弹性回差 3.9°

波纹管联轴器（图 1-3-118）属于小型联轴器。它是利用波纹管以焊接或其他联接方式与两半联轴器联接以实现两轴的联接。波纹管材料为铜合金或不锈钢，铜合金中以铍青铜较为常用。

联轴器主要作用是传递运动，与以传递动力为主的联轴器不同，要求传动转角的敏感性和同步性高。弹性元件是用来补偿两轴相对位移，减轻安装误差。控制机构用的弹性联轴器要求有较高的扭转刚度，且各元件之间不允许存在间隙，否则相对扭转将会引起角度传递的误差和滞后，联轴器结构简单，加工安装方便，结构紧凑，外形尺寸小，传动精度较高，耐热、耐腐蚀性好，寿命长，不需润滑。

通常按电子工业部标准 SJ 2126—82《波纹管联轴节》进行选用，标准系列范围：轴径为 2~6mm，外径为 10~22mm，许用转矩为 0.0005~0.02N·m。

用于小功率精密机械传动的控制机构和仪器设备，如脉冲或伺服电机与编码等传动中。

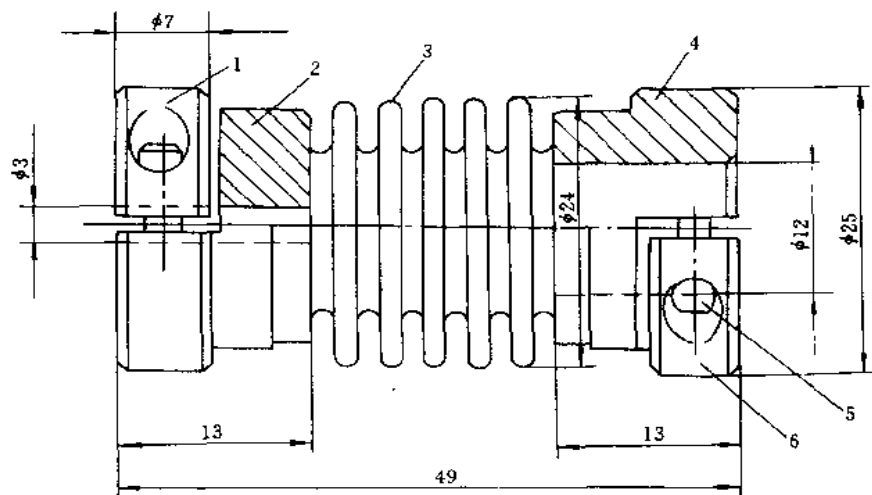


图 1-3-119 波纹管联轴器

1—半联轴器压盖；2—半联轴器；3—波纹管；4—半联轴器；5—螺钉；6—半联轴器压盖  
 图示尺寸性能：许用转矩  $T_a=4\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用径向位移  $\Delta y=0.14\text{mm}$ ；许用轴向位移  $\Delta x=0.5\text{mm}$ ；  
 许用转矩刚度  $830\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ ；重量  $m=70\text{g}$

图 1-3-119 所示联轴器中，半联轴器压盖 1、6 用于夹紧主、从动轴，联接可靠。

通常适用范围：轴径为  $3\sim 10\text{mm}$ ，波纹管外径为  $24\sim 39\text{mm}$ ，许用转矩为  $2\sim 10\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用径向位移为  $0.14\sim 0.15\text{mm}$ ，许用轴向位移为  $0.5\sim 0.4\text{mm}$ ，扭转刚度为  $410\sim 4600\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ ，重量为  $70\sim 140\text{g}$ 。

### 弹性管联轴器

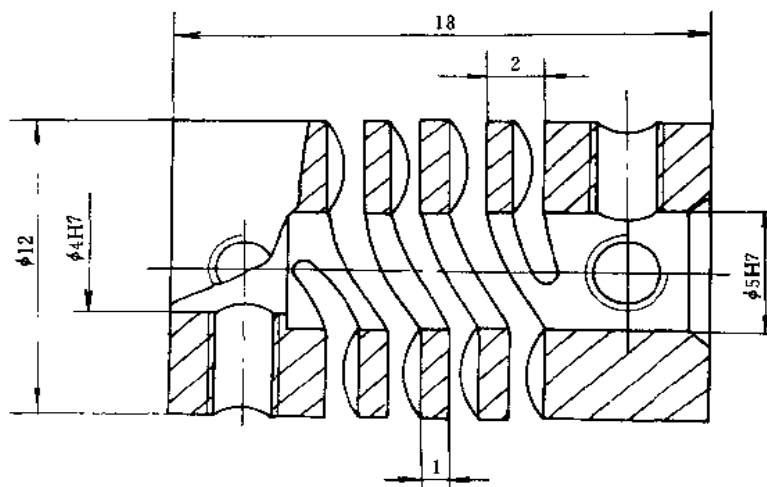


图 1-3-120 弹性管联轴器

图示尺寸性能：许用转矩  $T_a=0.003\text{N}\cdot\text{m}$ ；弹性回差  $3.54^\circ$

弹性管联轴器（图 1-3-120）属于小型联轴器，是将一段管子的中部加工出螺旋槽，即成为弹性管联轴器。管子材料主要为各类铜合金或不锈钢，其中铍青铜有较高的弹性、疲劳强度和塑性，不锈钢的力学性能好且耐腐蚀。弹性管的旋向应与旋转方向相同。

联轴器的主要作用是传递运动，要求传动的同步性以及转角的敏感性高，利用弹性管的挠性吸收传动轴线的偏移。结构简单，外形尺寸小，耐热、耐腐蚀性好，传动精度高。

通常按电子工业部标准 SJ 2124—82《弹性管联轴节》进行选用，标准系列范围：轴径  $d=2\sim 6\text{mm}$ ，外径为  $8\sim 16\text{mm}$ ，许用转矩为  $0.0005\sim 0.003\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用径向位移为  $(0.03\sim 0.06)d$ 。

用于小功率控制系统的传动机构。

圆柱螺旋压缩弹簧联轴器

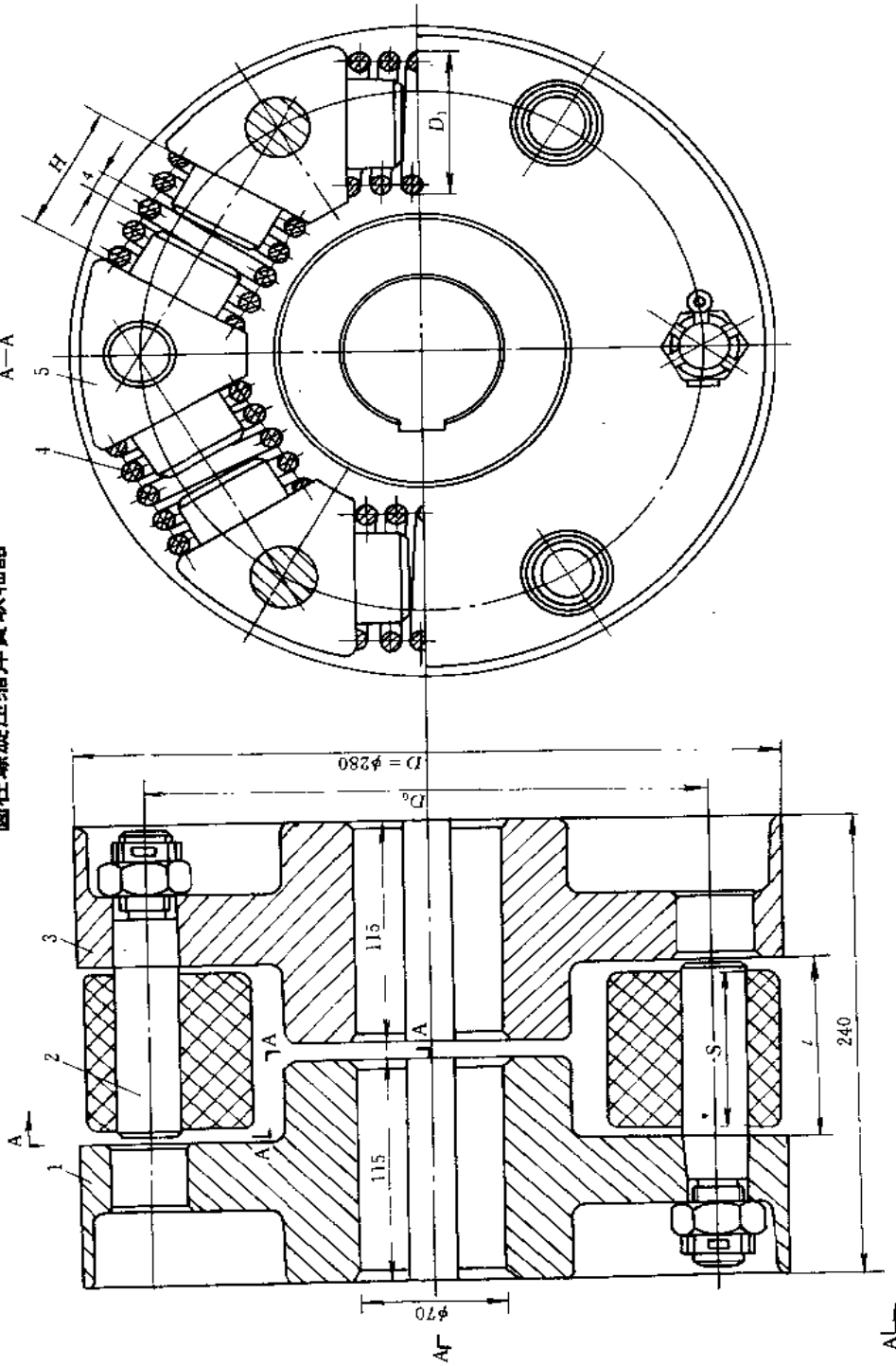


图 1-3-121 圆柱螺旋压缩弹簧联轴器

1—半联轴器; 2—柱销; 3—半联轴器; 4—螺旋弹簧; 5—扇形块

图示尺寸性能: 许用转矩  $T_n = 1090N \cdot m$ ; 许用转速  $n = 1800r/min$ ; 重量  $m = 64kg$

圆柱螺旋压缩弹簧联轴器图(1-3-121)由两半联轴器通过若干个螺旋弹簧(螺栓)2将扇形块和两半联轴器间隔相联,用于传递转矩。螺旋弹簧的两端分别套在两扇形块的柱销上。为了清除周向间隙,安装时应使弹簧有一定的预压缩,预压力一般为工作压力的0.8倍。联轴器靠螺旋弹簧的弹性和弹簧与柱销之间的间隙来补偿两轴的相对位移。为了减轻弹簧与扇形块上的柱销之间的摩擦,需加润

滑剂，扇形块需用耐磨材料制成。

结构简单、弹性好，由于两轴相对位移引起附加径向载荷小，两轴相对位移量大。但弹簧在工作时，只有一半弹簧受压缩传递转矩，另一半放松，所以弹性元件利用率低，承载能力小，外形尺寸大。

两轴许用径向位移为  $0.01D$  ( $D$  为联轴器外径，轴向位移为  $0.05D$ )。许用角位移为  $2^\circ$ ，两轴相对扭转角为  $5^\circ$ 。

通常需自行设计。一般使用范围：轴径  $d=25\sim 200\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n=46.5\sim 17900\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速  $n=4200\sim 750\text{r}/\text{min}$ ，重量  $m=3.2\sim 850\text{kg}$ 。联轴器主要尺寸为：

柱销中心分布圆直径  $D_0=(1.9\sim 2.2)\sqrt[3]{T_n}$ ， $T_n$ ——传递转矩， $\text{N}\cdot\text{m}$ ；联轴器外径  $D=(1.2\sim 1.3)D_0$ ；扇形块轴向厚度  $s=1.15D_1$ ， $D_1$ ——螺旋弹簧外径；

用于有冲击载荷和需逆转的传动，如桥式起重机，卷扬机，活塞式压缩机、链式输送机、船舶传动装置、球磨机、压延机等。

### 卷簧联轴器

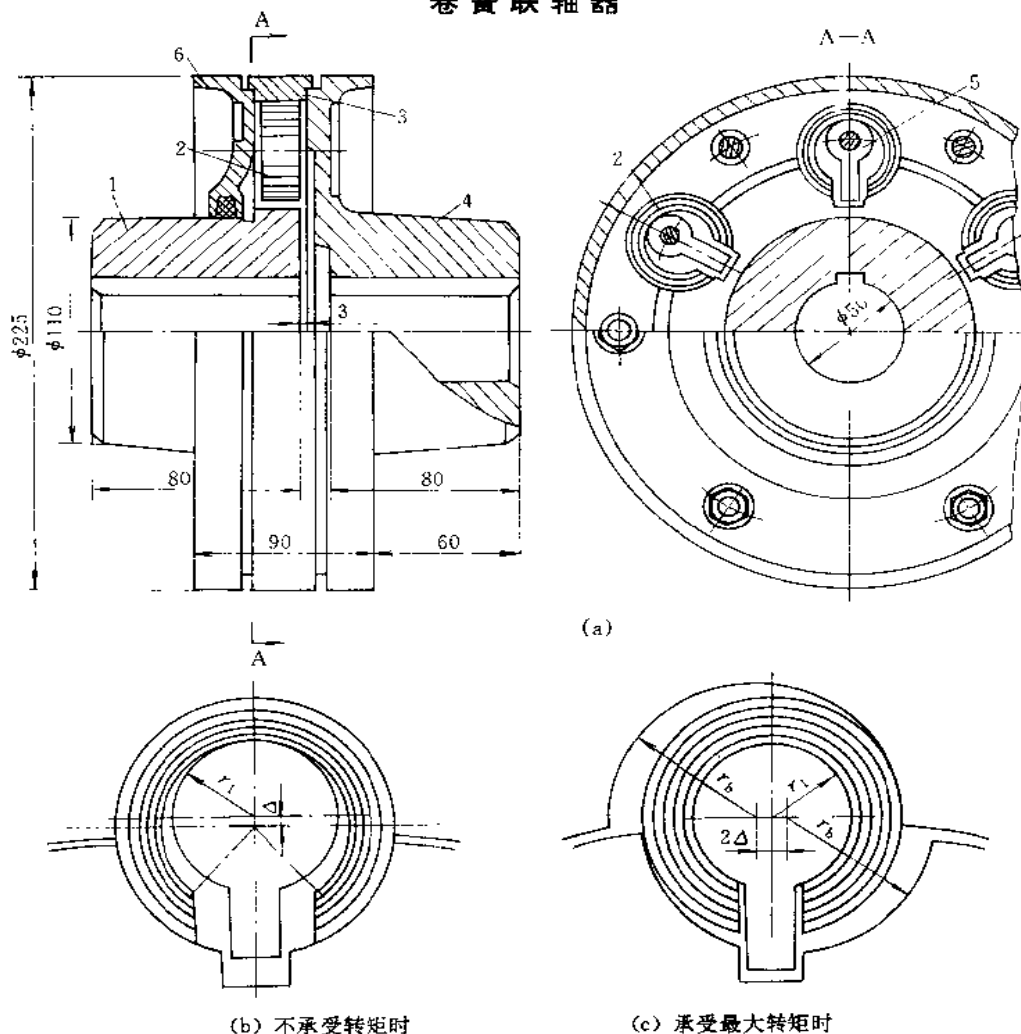


图 1-3-122 卷簧联轴器

1—半联轴器；2—卷簧组；3—中间环；4—半联轴器；5—限制块；6—侧盖

图示尺寸性能：许用转矩  $T_n=710\text{N}\cdot\text{m}$ ；许用转速  $n=3180\text{r}/\text{min}$ ；重量  $m=23\text{kg}$

卷簧联轴器主要由半联轴器 1、4、中间环 3 和卷簧组 2 构成。中间环与半联轴器 4 固定

在一起，半联轴器 1 与中间环沿径向圆周接合处有若干个对合的半圆孔，每一孔中放置多层套装在一起的一组卷簧，卷簧开口部分朝向联轴器中心，通过卷簧传递转矩。

联轴器有定刚度和变刚度之分。变刚度联轴器在卷簧中心处装有限制块 5，（定刚度联轴器不装限制块），不承受转矩时，卷簧内层与限制块只在对称面接触（图 b）。传递转矩时，卷簧与限制块表面增大接触，变形受到限制，刚性增加导致联轴器弹性剧减，通常设计成最大转矩为正常转矩两倍时，卷簧内层与限制块贴合（图 c），联轴器失去弹性，同时保护联轴器不被损坏。

为了消除卷簧与半圆孔之间因制造、装配误差而形成间隙；使联轴器反转时不受冲击，装配时卷簧应有一定预压缩量（约 5% 最大变形量），逆转时不会出现对称循环应力，提高疲劳强度。

簧片需进行润滑，以减少簧片间的磨损，改善联轴器的阻尼特性。

卷簧联轴器有较好的弹性和阻尼，制造较方便，可用增加卷簧组数或加大卷簧宽度提高承载能力，可以正反转使用。

两轴许用相对径向位移为 1.5mm，许用轴向位移为 3mm，许用角位移为  $2^\circ$ ，两轴相对扭转角不大于  $2^\circ \sim 3^\circ$ 。

一般需自行设计，主要尺寸关系如下：

卷簧组中心分布圆直径  $D_1 \geq 2.5d$ ， $d$ ——轴径；卷簧组数  $z = 10 \sim 15$ ；每组卷簧层数  $n = 1 \sim 16$ ，一般取  $n = 8$ ；

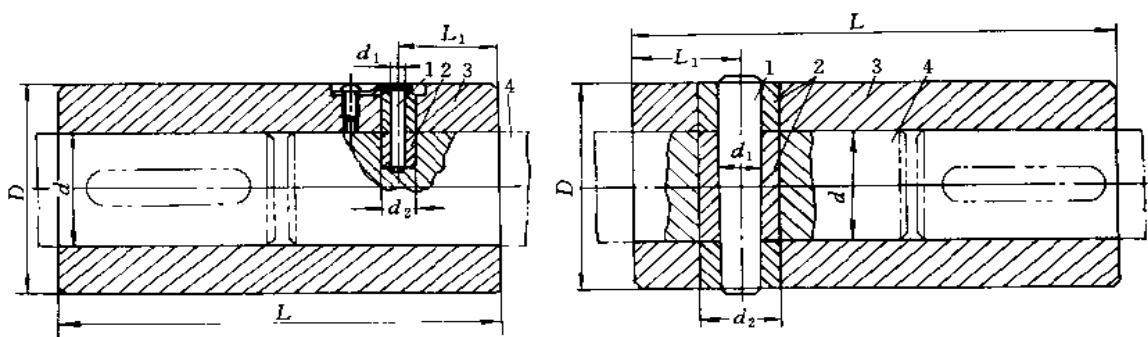
卷簧宽度  $b = 0.75r_1$ ， $r_1$ ——最外层卷簧半径， $r_1 = (0.35 \sim 0.36)$  卷簧组中心圆节距；一层卷簧厚度  $h = 0.5 \sim 2.5\text{mm}$ 。

通常，联轴器适用范围：轴径  $d = 35 \sim 100\text{mm}$ ，许用转矩  $T_n = 140 \sim 3580\text{N} \cdot \text{m}$ ，许用转速  $n = 3850 \sim 1880\text{r}/\text{min}$ 。

用于需频繁正、反转的轴系联接，如柴油机驱动的机械。

## 4 安全联轴器

### 销钉安全联轴器

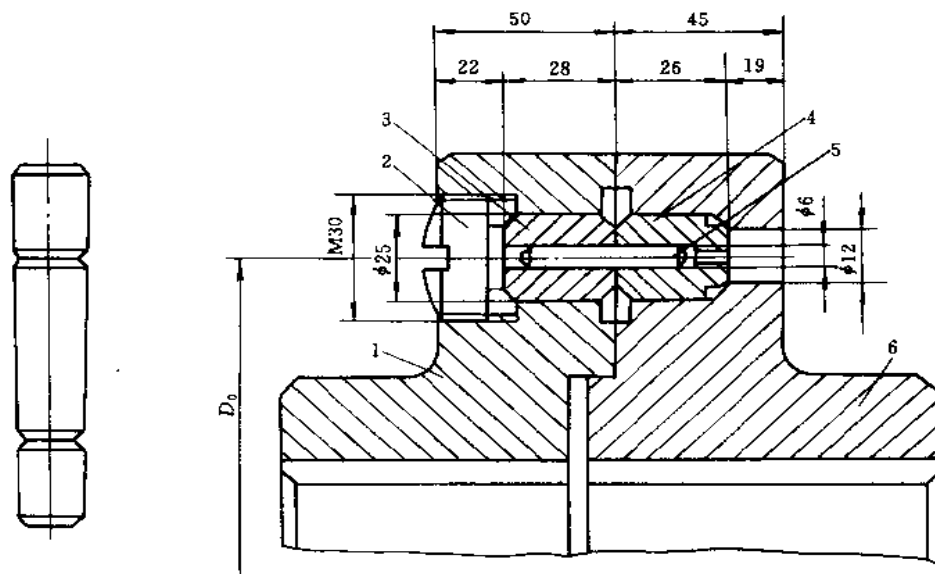


(a) 单剪式

1—销钉；2—套筒；3—联轴器；4—轴；

(b) 双剪式

1—销钉；2—套筒；3—联轴器；4—轴



(c) 带 V 形槽销钉

(d) 剪销式 (轴向布置)

1、6—半联轴器；2—螺塞；3、4—销套；5—销钉  
 图示尺寸性能：最小剪断力 1200N

图 1-3-123 销钉安全联轴器

套筒安全联轴器 (图 1-3-123) 的销钉为径向布置, 它可以做成单剪式 (图 a) 或双剪式 (图 b), 剪切销钉都是装在组合式淬火套筒内, 套筒被压入联轴器和轴中。销钉有时在预定剪切处做成 V 形槽 (图 c), 销钉材料推荐用 45 号钢。

凸缘式剪销安全联轴器 (图 d) 的销钉为轴向布置。为了使销钉 5 剪断后断口的毛刺不致损坏半联轴器 1、6 的端面, 通常在两半联轴器的销孔中各设置硬度较高的销套 3、4, 并在半联轴器的端面上加工出环形凹槽。销钉也可在预定剪切处制成 V 形槽。更换销钉时, 为便于对中, 在联轴器外缘加工出刻线标记。销钉材料为 45 号钢, 热处理后硬度为 HRC30~36, 套筒材料为 40Cr, 热处理后硬度为 HRC50~56。联轴器上通常配置双销钉, 可避免轴和轴承承受附加径向载荷。套筒孔与销钉之间的径向间隙应小于 0.15~0.2mm。

结构简单, 但限定的安全转矩准确度不高, 销钉经过较长时间运转会产生疲劳, 从而降低剪力值, 导致降低传递转矩。销钉被剪断时会产生较大冲击。机器起动时, 常常产生较大转矩, 致使销钉剪断, 所以推荐销钉装在低速联轴器上或其他传动件上。销钉安全联轴器没有自动恢复工作的能力, 且更换销钉时, 必须停机, 使用不便。

一般需自行设计联轴器。剪销式销钉安全联轴器用销钉直径通常为 1.5~20mm, 最小剪断力为 700~130000N。

用于不经常发生过载的场合, 如离心机、搅拌机等。

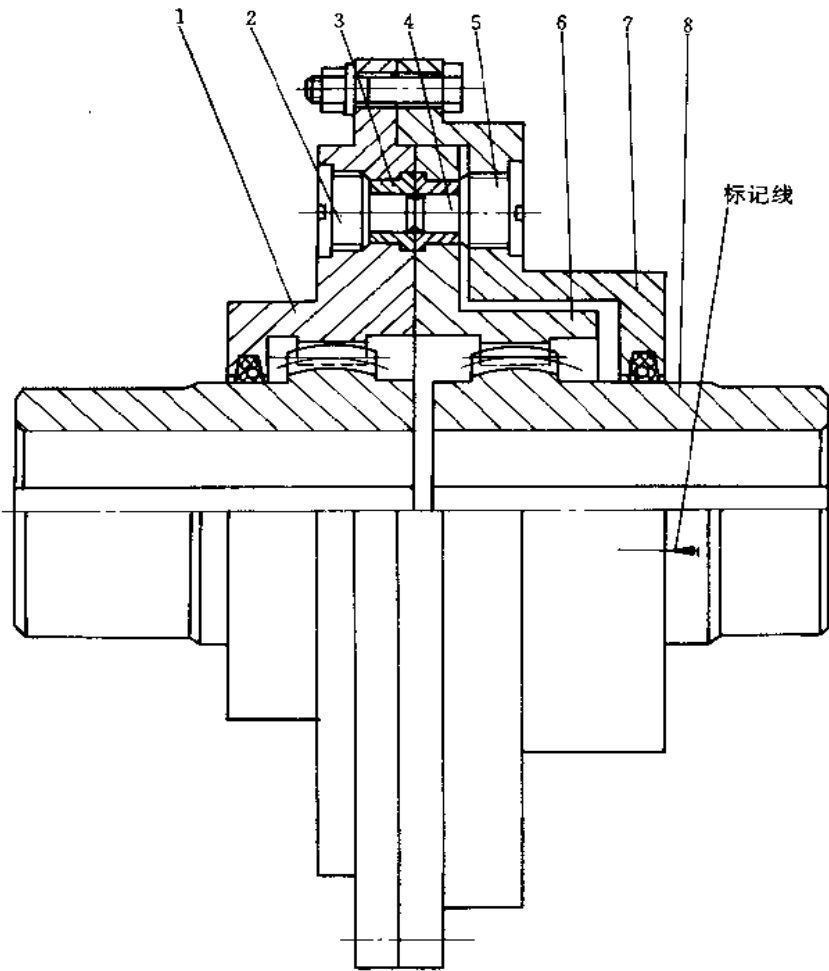


图 1-3-124 销钉安全联轴器

1—内齿圈；2—螺堵；3—衬套；4—剪断销；5—螺堵；6—内齿圈；7—外套；8—外齿套

图 1-3-124 所示联轴器中装有剪断销 4。正常运转时，主动轴由联轴器一端相啮合的鼓形齿通过剪断销将转矩传递到联轴器另一端相啮合的鼓形齿，再通过外齿套上的键传递给从动轴。过载时，剪断销 4 被剪断，使主、从动轴脱离传递转矩，达到保护设备安全的目的。待故障排除后，取下内齿圈 1 及外齿套 7 上的螺堵 2 和 5，并将外套 7 与外齿套 8 上的标记线对准，将剪断的安全销取出，另换一个好的。剪断销中部切槽，用以调节保护传递转矩值。

### 摩擦安全联轴器

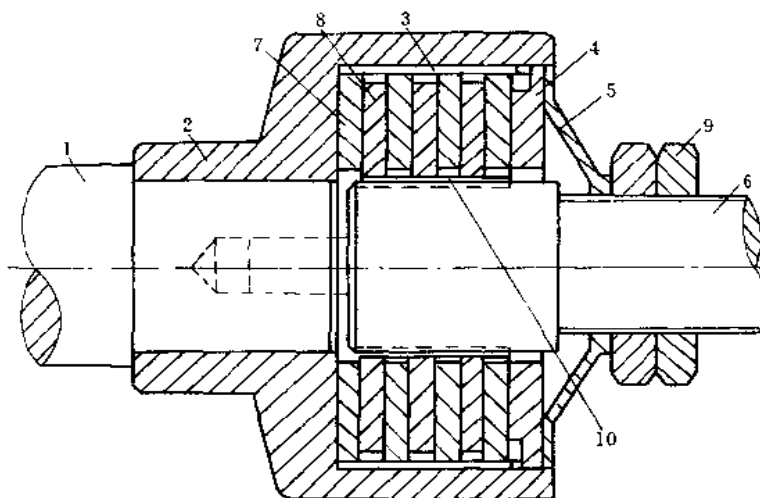


图 1-3-125 摩擦安全联轴器

1—主动轴；2—外壳；3—键；4—压紧环；5—弹簧凸缘；6—从动轴；7—青铜摩擦片；8—钢摩擦片；  
9—螺母；10—键

联轴器的外壳 2 用键固定在主动轴 1 上，端部支承在轴的台肩上，并通过键 3 与摩擦片 7 连接，从动轴 6 通过键 10 与摩擦片 8 连接。摩擦片 7 与摩擦片 8 依次间隔安装，键 3、10 用螺钉定位。依靠螺母 9，通过弹簧凸缘 5 压紧摩擦片，使摩擦片工作面间产生摩擦力来传递转矩。正常工作时，摩擦力产生的转矩大于所需传递的转矩，用螺母 9 进行调节。过载时，摩擦片间产生滑动，从动轴停止转动，起到安全保护作用。为了提高从动轴的刚度，轴端设有支承柱，与主动轴中心孔间隙配合。

传递转矩较大、工作平稳、使用维护简单。但摩擦片之间产生滑动时所需转矩的准确性较低，因它与摩擦片之间的摩擦系数有关，而摩擦系数又取决于滑动速度、单位压力、摩擦表面的粗糙度等因素。

一般需自行设计。设计时需注意摩擦系数及摩擦材料的选择。

用于带式输送机、离心机、刮板输送机等。



## 复合式摩擦安全联轴器

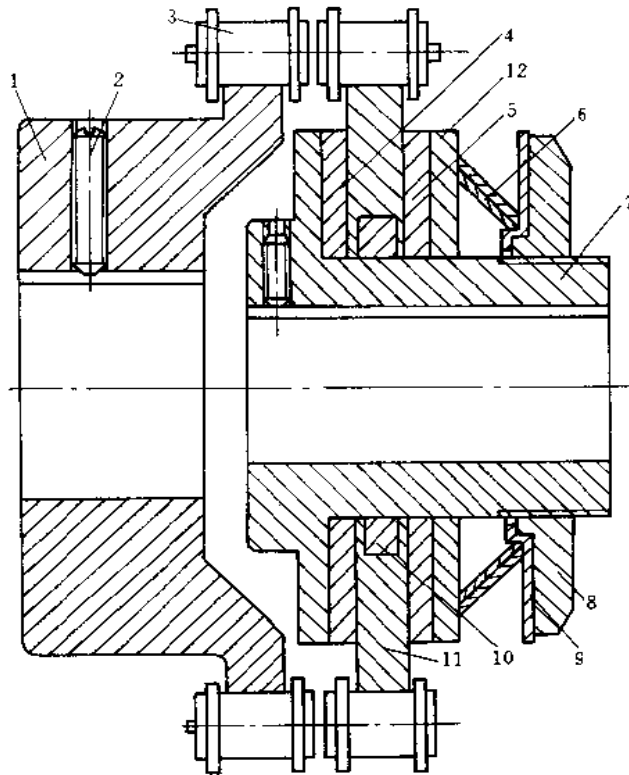


图 1-3-126 复合式摩擦安全联轴器

1—链轮 A；2—定位螺钉；3—滚子链条；4、5—摩擦片；6—碟形弹簧；7—链轮；8—调节螺母；  
9—垫圈；10—衬套；11—链轮；12—压力板

复合式摩擦安全联轴器(图 1-3-126)一般是以某种联轴器为基础,在结构上增加限制转矩的部件,如摩擦片。图中所示联轴器结构与双排链链条联轴器类似,其中一侧的链轮与轮毂 1 为一个整体,另一侧链轮通过摩擦片 4 和 5 与轮毂 7 联接。轮毂 7 的一端加工成承受一定载荷的圆盘,摩擦片紧压此盘,链轮夹在两摩擦片之间,压紧力通过压力板 12、碟形弹簧 6 传给摩擦片,并由螺母 8 调整。若传递的转矩小于摩擦片与链轮间的摩擦力所产生的转矩,则一侧的链轮可通过双排滚子链将转矩传递给另一侧链轮;反之,摩擦片与链轮之间产生打滑,使装有从动轮的轮毂 7 停止转动。可通过调节摩擦片的压紧力来调节传递转矩的大小。

联轴器的拆装、维护方便;允许两轴有较大的位移,但吸收冲击和振动能力较差。传递转矩的大小随摩擦片的工作温度、摩擦面的情况而发生变化。因此需要定期调节螺母的松紧,以满足从动机械安全运转的要求。当传递较大的转矩时,联轴器需有较多摩擦片。

一般需自行设计。设计时需注意摩擦系数的确定。计算时若采用动摩擦系数,则计算传递的转矩会大大超过摩擦片打滑时的转矩,若采用静摩擦系数计算时,则传递的转矩又会大大小于摩擦片打滑时的转矩,因此联轴器工作之前需要进行仔细调节。选择摩擦片材料时需保证强度高和耐磨性、热传导性好,且应保证摩擦面之间无粘住现象。

用于带式输送机、离心机等。

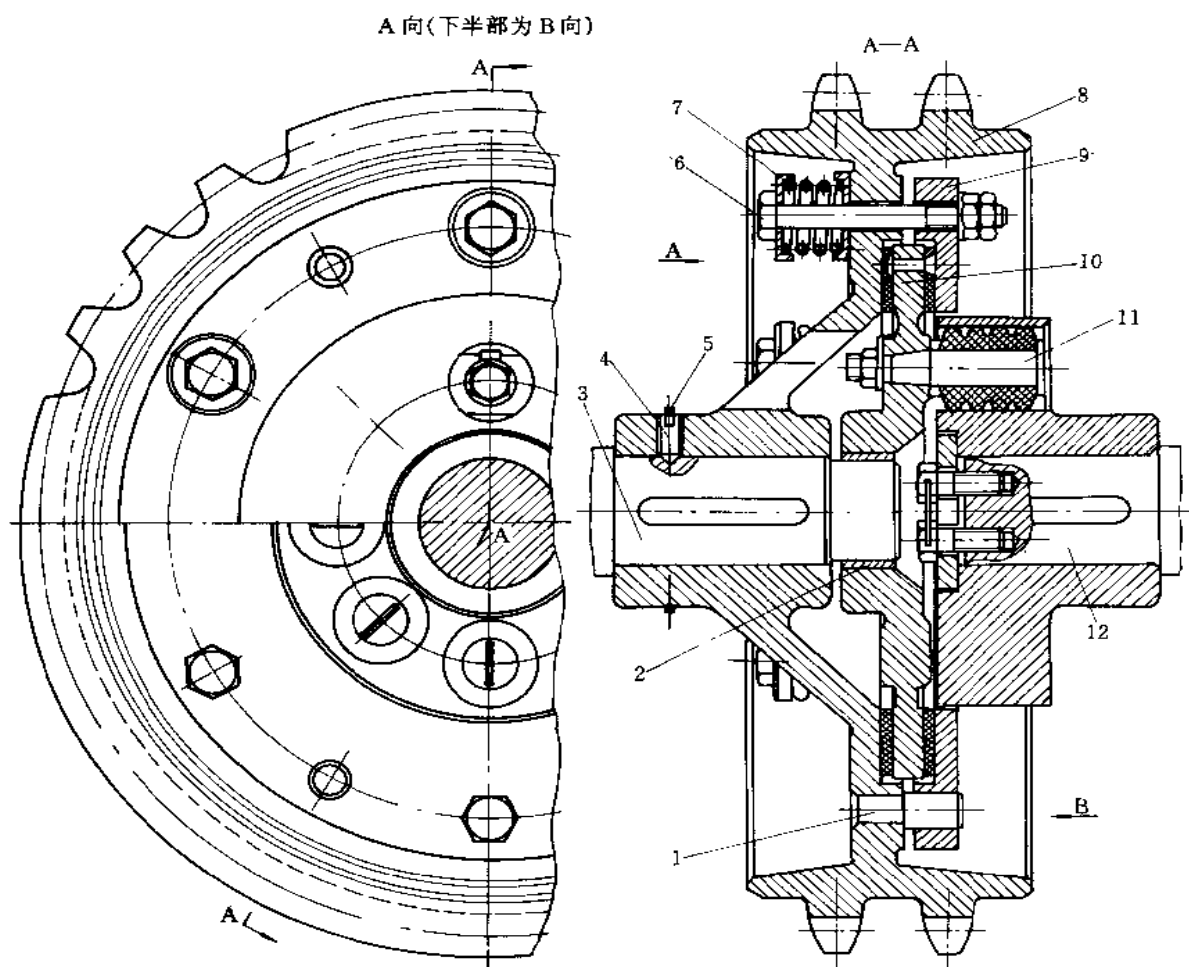


图 1-3-127 复合式摩擦安全联轴器

1—销；2—衬套；3—主动轴；4—螺钉；5—箍紧环；6—螺栓；7—弹簧；8—链轮；9—压板；  
10—圆盘（带双摩擦面）；11—弹性套柱销联轴器；12—从动轴

图 1-3-127 中安全联轴器装在链轮内，并与从动轴上的弹性套柱销联轴器 11 复合联接，补偿两轴的相对位移。图中双摩擦面的圆盘 10 依靠弹簧 7 压紧在链轮 8 的幅板上，弹簧力的大小用连接螺栓 6 调整。圆盘松套在主动轴 3 上，其内径处装有衬套 2。摩擦面打滑时，衬套内径与轴有相对滑动。为了防止轴向移动，用螺钉 4 将链轮固定在轴上，然后用紧箍环 5 将螺钉锁紧。销 1 用于压板 9 定心和传递转矩。这种联轴器具有弹性套柱销联轴器的特点。

### 弹簧齿式安全联轴器

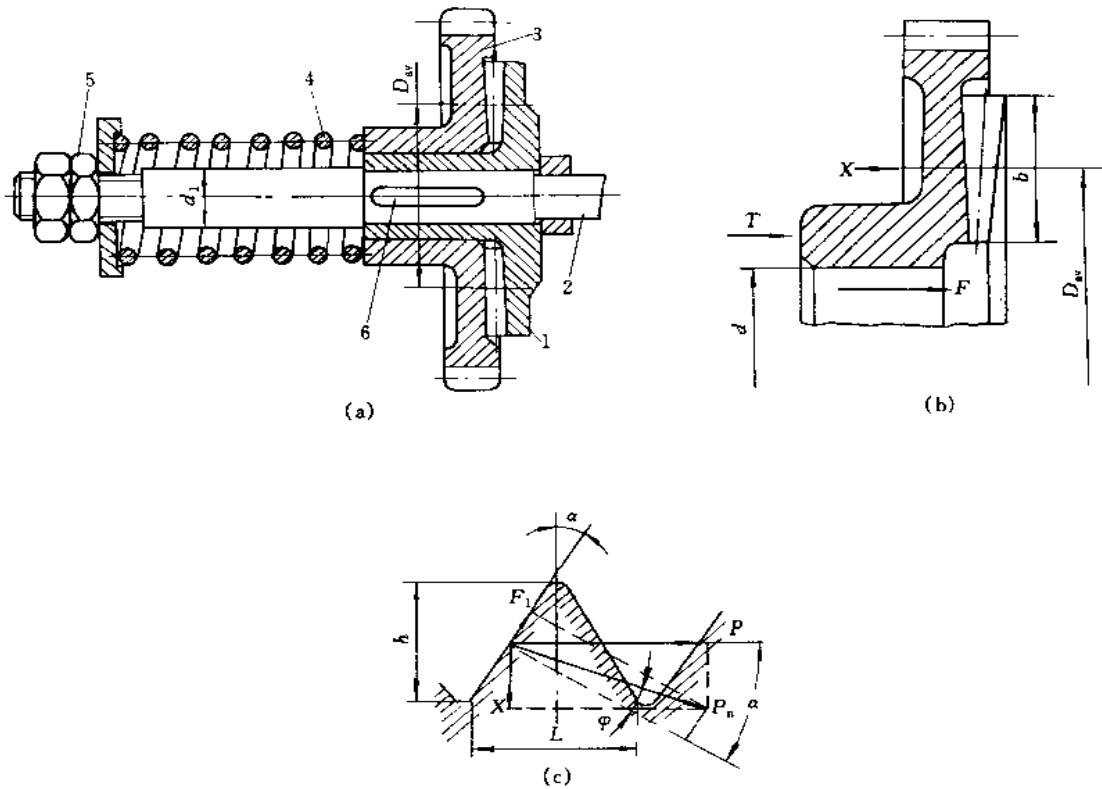


图 1-3-128 弹簧齿式齿轮安全联轴器

1—半联轴器；2—主动轴；3—半联轴器（齿轮）；4—弹簧；5—螺母；6—键

图（b）： $x > T + F$  时传动脱开； $x$ —轴向分力； $T$ —弹簧力； $F$ —摩擦力

图（c）： $\alpha$ —半齿形角（ $30^\circ \sim 40^\circ$ ）； $\varphi$ —摩擦角； $P$ —圆周力； $X$ —轴向分力

弹簧齿式安全联轴器（图 1-3-128）是利用两半联轴器 1、3 端面上的径向齿相互啮合，并靠弹簧 4 压紧来传递转矩。半联轴器 1 用键 6 与主轴 2 连接，半联轴器 3 松套在半联轴器 1 的轮毂上。径向齿的半齿形角为  $30^\circ \sim 40^\circ$ 。传递转矩时，将产生轴向分力  $x$ （图 b），使半联轴器 3 向左侧移动，有脱离啮合的趋势，因此需用弹簧 4 压紧。正常转动时，主动轴 2 通过键 6、半联轴器 1，将转矩传给半联轴器 3（3 与 1 相互啮合），并驱动从动机械。此时，径向齿之间产生的轴向力  $x$  小于弹簧力  $T$ （不计摩擦力  $F$ ）。超载时，齿之间产生的轴向力大于弹簧力，使半联轴器 3 沿轴线移动，导致弹簧压缩，直到啮合齿相互脱开，中断传动，起到安全保护作用。弹簧力的大小用螺母 5 调整。

过载时能中断传动，卸载时又能接通传动，可反复使用。中断或接通传动时，冲击载荷较小。但接触面易磨损，噪音大，结构复杂，成本高。

用于传递转矩不大、惯性质量较小、过载较频繁的传动中，如农业机械等。

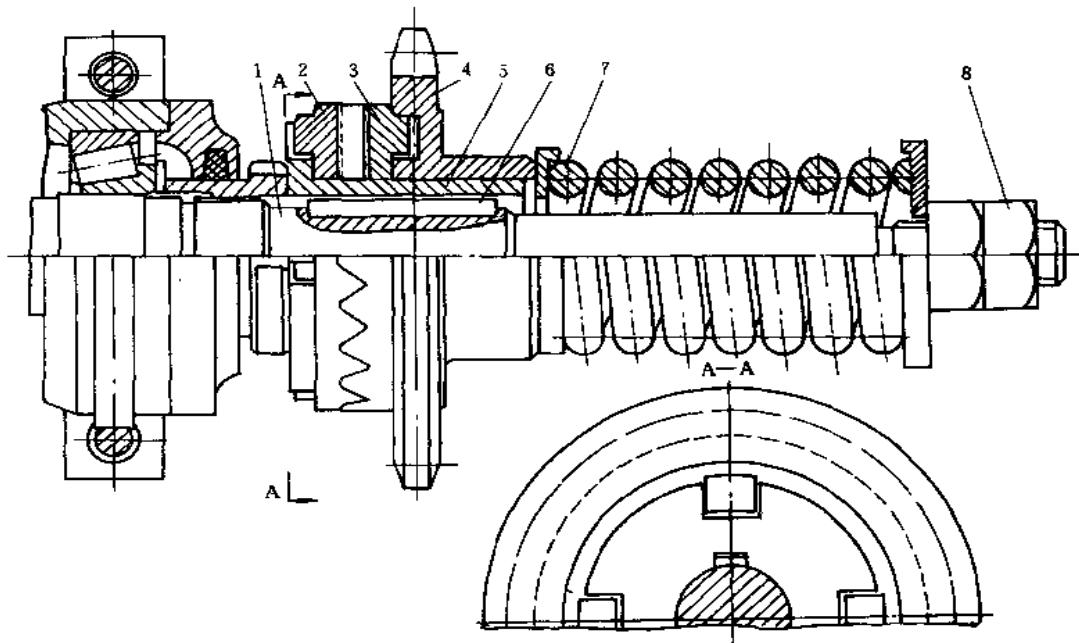


图 1-3-129 弹簧齿式链轮安全联轴器

1—从动轴；2—从动端面齿轮；3—主动端面齿轮；4—链轮；5—套筒；6—键；7—弹簧；8—螺母

图 1-3-129 中，主、从动端面齿轮 3、2 的相互啮合，并靠弹簧 7 压紧来传递转矩。主动链轮 4 松套在带凸缘的套筒 5 上，凸缘的圆周上有 4 个矩形槽，有径向齿的从动端面齿轮 2 的凸出部分分别插入这些槽中，与从动端面齿轮相啮合的主动端面齿轮又有 4 个凸出部分各自插入链轮 4 的槽中，通过弹簧 7 压紧使径向齿相互啮合。轮齿的形状及受力情况见图 1-3-128b、c。

由链轮 4 传来的转矩通过主、从端面齿轮 3、2、带凸缘套筒 5 和键 6 传给从动轴 1。过载时，作用在齿上的轴向力压缩弹簧 7，使主、从动端面齿轮脱离啮合状态，中断传动，起到安全保护作用。当卸载时，主、从端面齿轮又重新啮合，传动接通。

轮齿磨损后只需更换主、从动端面齿轮，不需更换整个联轴器。

## 5 液力联轴器

### 液力联轴器工作原理、特点

#### (1) 工作原理

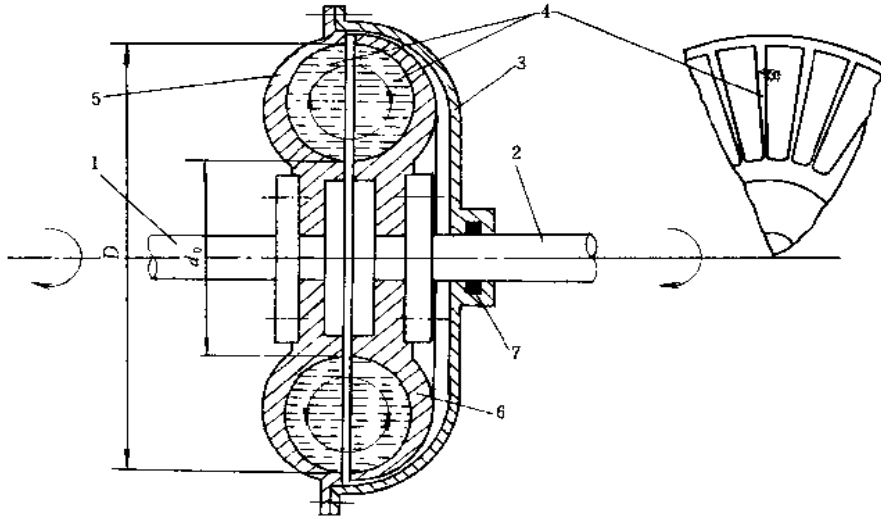


图 1-3-130 液力联轴器工作原理

1—主动轴；2—从动轴；3—转动外壳；4—叶片；5—泵轮；6—涡轮；7—密封

液力联轴器的主、从动轴之间没有固定的机械联接，依靠工作油的动能来传递转矩，允许主、从两轴有滑差。

液力联轴器主要由主动轴 1、从动轴 2、转动外壳 3、泵轮 5、涡轮 6 及密封 7 组成（图 1-3-130）。泵轮与涡轮一般呈对称布置，几何尺寸相同，两轮内设有许多径向辐射叶片 4。

液力联轴器中充有工作油。当原动机通过主动轴带动泵轮转动时，因离心力作用，工作油在叶片带动下，由泵轮内侧（进口）流向外缘（出口），形成高压高速液流。这种液流冲击涡轮叶片，使涡轮跟着泵轮同向旋转。工作油在涡轮中由外缘（进口）流向内侧（出口）的过程中减压减速，然后再流入泵轮的进口，不断循环。这种循环使泵轮将输入的机械功转换成工作油的动能和压力能，而涡轮又将工作油的动能和压力能转换成机械功，从而实现了主动轴到从动轴的动力传递。若采用有关措施，减少和补充联轴器中的工作油量，便可实现主、从动轴的接合，脱离及调速。因此液力联轴器分为普通、限矩、调速三种型式。

泵轮和涡轮的内壁与叶片之间的空间为工作油循环流通的通道，称为流道。流道的最大直径  $D$  叫做联轴器的有效直径，最小直径  $d_0$  称为流道内径。

## (2) 特点

1) 隔离振动、缓和冲击。因通过工作油传递转矩、属于软连接，主动轴的振动（如柴油机扭振）不会通过油传给从动轴上。

2) 防护动力过载。过载时，联轴器的泵轮与涡轮之间滑差会自行增大，原动机仍能继续运转，从而得到了保护。

3) 均匀分配多台电机的负载。当多台电机驱动同一负载时，允许每台电机的转速稍有差别，使各台电机的负载分配均匀。

4) 空载起动，离合方便。流道内充油即接合，将油排空即可分离。原动机起动后再逐步充油，传递转矩逐渐增大，特别适用于负载大（即惯性力大）、起动性能差的大功率异步电动机和高速柴油机。

5) 无级调速。在电机恒定转速下可以无级调节工作机的转速，与传统的节流调节相比，节省电能显著。

6) 允许主、从动轴之间较大的安装误差，摩擦件少，工作可靠、使用寿命长。

7) 传动效率为 0.96~0.98。

8) 传递功率大于 100kW 时，联轴器还需一套冷却供油系统和若干辅助设备。

9) 联轴器尺寸、重量大。

## (3) 选用、设计

一般按制造厂产品选用，特殊要求需自行设计。小功率联轴器的叶轮材料一般为铸造铝合金，中等功率联轴器叶轮一般为铸钢，钢板焊接叶片，铸钢转动外壳，中、大功率联轴器叶轮材料为精密铸造铸钢，锻钢转动外壳。

联轴器中的工作油也做为润滑油。对油的要求是粘度较低，润滑性适当，密度较大，无腐蚀性，闪点较高，不易产生泡沫。对于一般采用滚动轴承支承的联轴器，常用 20 号机械油；对带有增速（或减速）齿轮并采用滑动轴承的联轴器，为改善润滑，普遍采用 22 号透平油。

## (4) 应用

用于原动机与负载之间传动的联接，还用于离合和调速，如汽车、内燃机、发电、冶金、起重运输、矿山、石油化工、船舶等各种机械设备。

## 普通型液力联轴器

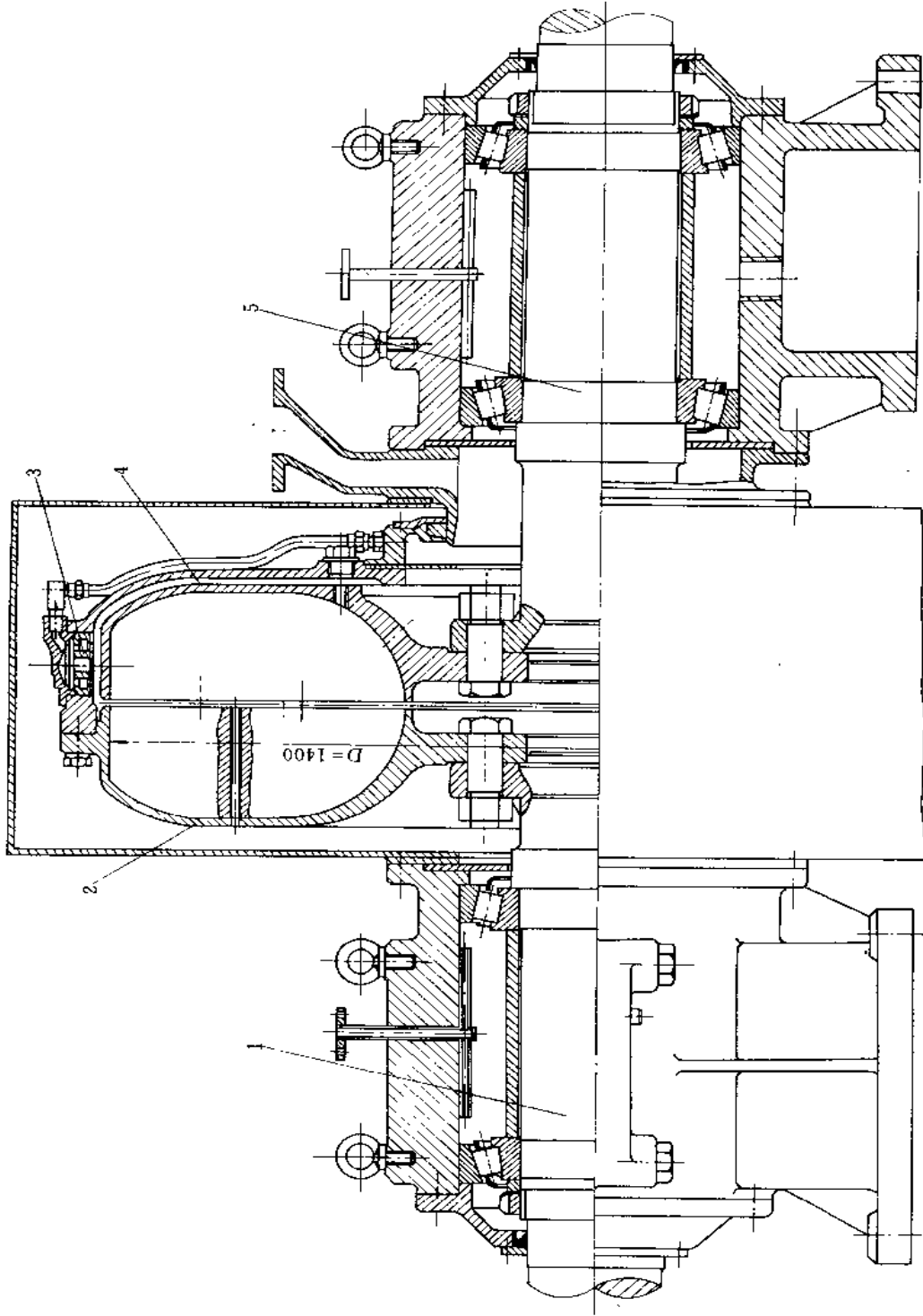


图 1-3-131 普通型液力联轴器  
 1—主动轴；2—泵轮；3—快速轴；4—涡轮；5—被动轴

图 1-3-131 所示为具有快速排油阀的普通型液力联轴器，该结构没有限矩特性和调速特性等。

图中所示为双支承结构，主动轴 1 和从动轴 5 的轴承分布在两侧，当停止转动时，快速排油阀 3 开启，工作油迅速排空，使主、从动轴脱开，对于没有脱开要求的传动，可不设置快速排油阀。

工作腔容积较大，效率较高，结构简单，但过载系数大，通常高达 6~20，因而制动转矩大，防止过载性能差。

允许泵轮、涡轮有较大的径向、轴向和角度位移、装配同心度要求低、装拆调整容易，但轴向尺寸大。

用于平稳起动、隔离振动、减缓起动冲击、不要求过载保护的场合，一般在船舶、绕线机系统使用。

### 限矩型液力联轴器

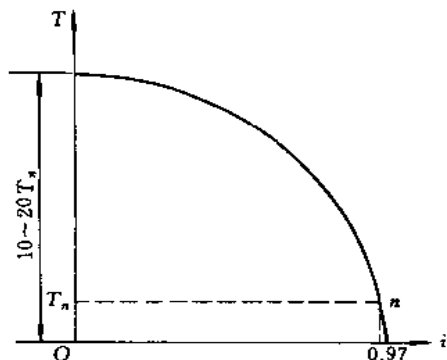


图 1-3-132 普通型液力联轴器的特性曲线

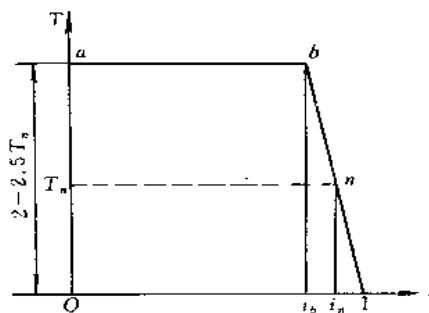


图 1-3-133 限矩型液力联轴器的特性

限矩型液力联轴器是在普通型液力联轴器（其特性曲线见图 1-3-132）的基础上采用以下几种措施改变其特性。它的特点是随速比  $i$  的减小转矩趋于稳定，能有效防止原动机过载，一般过载系数小于 4（图 1-3-133）。这种液力联轴器转矩约等于原动机的尖峰转矩，起到过载保护作用。

限矩型液力联轴器有以下几种类型。

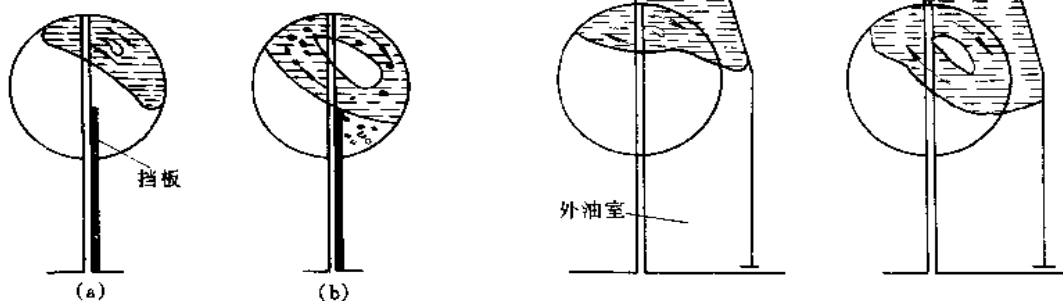


图 1-3-134 挡板式限矩型液力联轴器工作原理

图 1-3-135 静压倾泄式限矩型液力联轴器工作原理

#### (1) 挡板式（图 1-3-134）

挡板式限矩型液力联轴器在涡轮内缘外装设一块挡板。正常工作时，因工作室局部充油，环流不能触及挡板，因此挡板不影响液力联轴器的工作（图 a）。当速比降低到一定值时，环流出现小循环变为大循环的倾向，但由于挡板的作用，阻止大循环的形成，油流由挡板上方流过（图 b）。为了取得较理想的限矩特性，挡板直径需要很大，使联轴器高速工况特性不好，降低联轴器正常工作效率，易造成联轴器在运转中工作油温升高。

#### (2) 静压倾泄式（图 1-3-135）



静压倾泄式限矩型液力联轴器在涡轮侧设有辅助室（外油室）。正常工作时，辅助室中的油和工作室中的油静压相近，工作室的充油度较大。随着速比 $i$ 的降低，辅助室中旋转油环的转速也随着降低，介于泵轮与涡轮的转速之间，使辅助室中工作油的静压力比工作室中油的静压力低，工作室内的油倾泄至辅助室，降低充油度，使联轴器低速时传递转矩降低，从而实现一定的安全要求。由于突然过载时，工作室中的工作油倾泄辅助室需要一定时间，因而联轴器防止过载性能不太理想，有时需同时加设挡板，以取得良好的安全特性。

### (3) 动压倾泄式（图 1-3-136）

动压倾泄式限矩型液力联轴器将辅助室（内油室）设置在泵轮内缘。由于联轴器是在局部充油条件下工作，在高速（ $i=0.9\sim 1$ ）时内油室不起作用（图 a）。随着速比 $i$ 的降低，环流沿涡轮内壁逐渐向内缘延伸。当 $i$ 降到一定程度，工作油靠环流的动压力泄入内油室（图 b），使工作室充油度减少，从而降低了低速工况的传递转矩，获得安全特性。突然过载时，工作油在环流的动压力作用下，用 $0.1\sim 0.2\text{s}$ 快速倾入内油室，但内油室容积要适当，容积愈大，制动转矩会愈小。

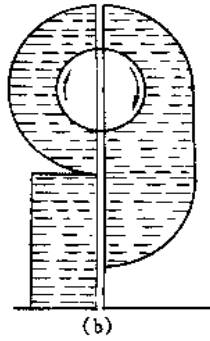
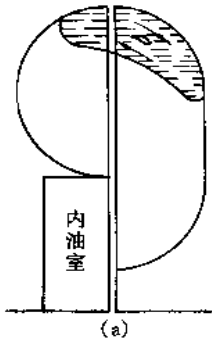


图 1-3-136 动压倾泄式液力联轴器工作原理

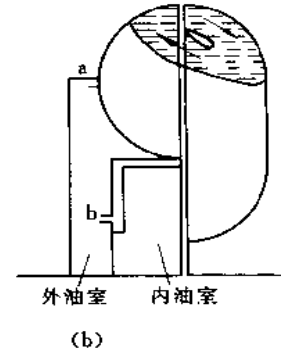
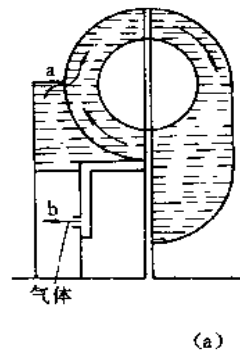


图 1-3-137 延充式限矩型液力联轴器工作原理

### (4) 延充式（图 1-3-137）

延充式限矩型液力联轴器是在动压倾泄式液力联轴器的基础上发展成的一种联轴器，它有一个内油室和一个外油室。外油室中存有一部分工作油，起动时工作室充油度不足，传递转矩较小，随着转速的增加，外油室中的工作油通过小孔 a 延迟流入工作室（图 a），使传递转矩逐渐增大，所以起动比较平稳。在稳定工作状态，外油室中工作油的离心压力与环流压力保持平衡。随速比 $i$ 的升高，环流减弱，孔 a 处压力降低，便有更多工作油由外油室流入工作室，直至外油室中的油全部流入工作室（图 b）。反之，速比 $i$ 下降到一定程度，工作油将由工作室向外油室流入，通过气体交换通道 b 将外油室内空气抽入工作室，使工作油由孔 a 流入外油室，从而减小低速工况的传递转矩。突然过载时，工作油能很快从工作室倾入内油室，能获得较好安全特性。

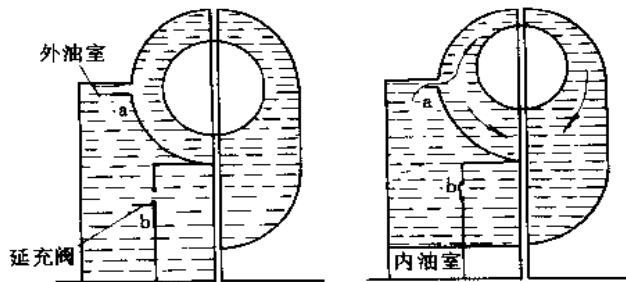


图 1-3-138 阀控延充式限矩型液力联轴器工作原理

由工作室向外油室流入，通过气体交换通道 b 将外油室内空气抽入工作室，使工作油由孔 a 流入外油室，从而减小低速工况的传递转矩。突然过载时，工作油能很快从工作室倾入内油室，能获得较好安全特性。

### (5) 阀控延充式（图 1-3-138）

阀控延充式限矩型液力联轴器具有比较理想的限矩特性，并能获得良好的起动性能。联轴器设有外油室、内油室和通道 a，在 b 处设有自动阀控制开闭。自动阀开闭是利用不

同转速下不同的离心力来进行控制，从而控制液力联轴器的充油度。

阀控延充方式有下列三种。

1) 控制外油室进口的延充方式，外油室的出口 a 是永开的，无阀门控制。起动时，外油室进口 b 延充阀开启，在环流动压力作用下，油通过延充阀流入外油室，使工作室充油度降低，起动负荷减小，电机能迅速起动。当泵轮达到一定转速时，进口 b 的延充阀关闭，外油室的油通过孔 a 流入工作室，使传递转矩逐步上升，直至正常工况。制动时，泵轮转速下降，延充阀开启，油又流入外油室，使制动转矩降低，满足起动平稳、改善限矩特性的要求。

2) 外油室出口 a 处设置延充阀，外油室进口处 b 是永开的。起动时，外油室出口处的阀关闭，工作油通过进口 b 迅速由工作室充入外油室。工作室充油度降低，使联轴器具有很低的起动转矩。当转速升高到延充机构起作用的转速时，a 处的阀受离心力作用打开，外油室的油逐步充入工作室，直至正常工况，它具有制动转矩小、限矩特性好的特点。

3) 外油室的进出口都设有延充阀。起动时，外油室进口 b 处的阀是打开的，出口 a 处阀是关闭的，工作室的工作油通过 b 流入外油室，工作室充油度降低，使联轴器起动转矩减小。泵轮转速升高到延充机构起作用的转速时，外油室进口 b 处的阀关闭，出口 a 处阀打开，油通过孔 a 流入工作室，使传递转矩逐步上升，直至达到正常工况。制动时，外油室进口 b 处阀打开，出口 a 处阀关闭，工作室的油流入外油室，使制动转矩降低，获得良好的限矩特性。它在起动性能和限矩特性方面是比较理想的，但结构较复杂。造价较高。

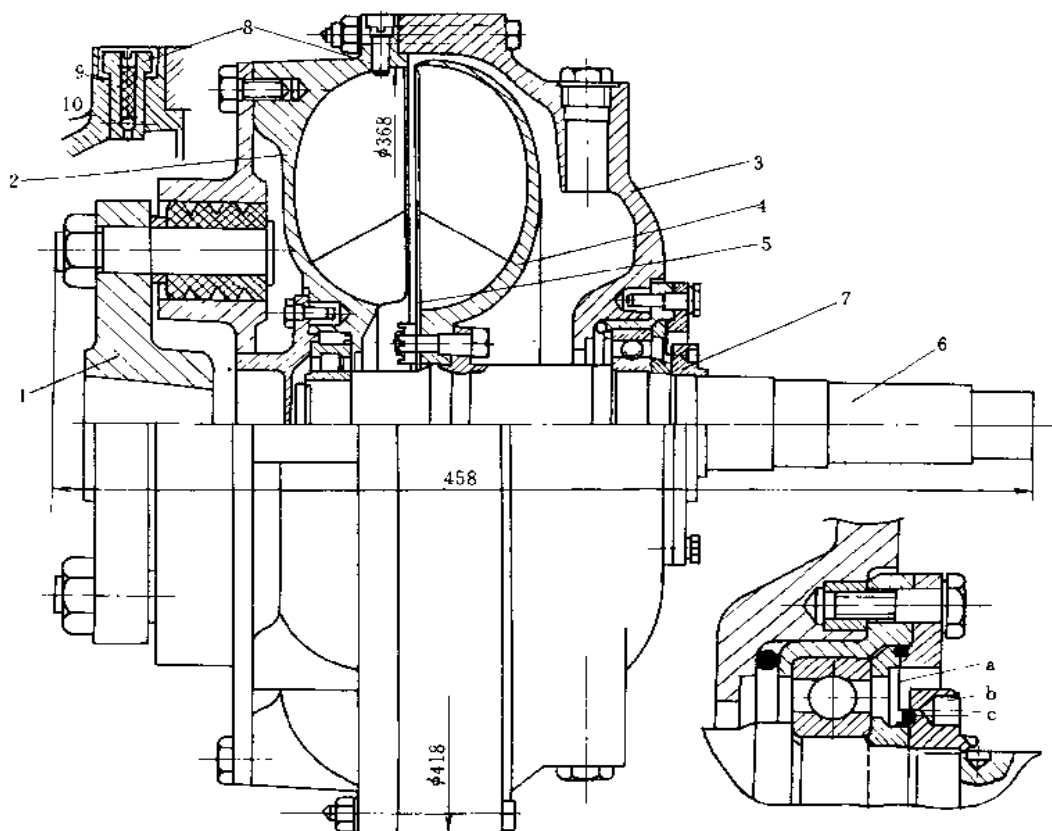


图 1-3-139 限矩型液力联轴器

1—弹力联轴器；2—泵轮；3—外壳；4—涡轮；5—挡板；6—输出轴；7—端面密封；8—过热保护塞；9—低熔点合金；10—钢球

图 1-3-139 所示结构是利用静压倾泄式原理，起主要限矩作用，挡板 5 仅起次要限矩作用。

弹性联轴器 1 与电动机联接，泵轮 2 和外壳 3 构成联轴器主动转子，涡轮 4、挡板 5 和输出轴 6 构成联轴器的从动转子，涡轮与挡板利用螺栓安装于从动轴上。整个主、从动转子通过输出轴 6 上的两个轴承支承，联轴器的轴向力由外壳中的轴承承受。端面密封 7 为轴封，密封联轴器的工作油。密封的主要元件是膜片 a 及轴螺母 b。膜片由耐磨钢片冲成，具有弹性。它与外壳装在一起（由法兰压紧），与外壳一起旋转。轴螺母旋紧在输出轴上，并与膜片凸出部分接触。与膜片接触的轴螺母上镶有铜合金减摩环 c。膜片凸出部分与减摩环的接触面即为密封面，由于膜片有弹性，磨损后能自动补偿，因此可以始终保持密封性。过热保护塞 8 的作用是防止工作油过热，如工作油温度升高到极限，保护塞中的低熔点合金 9 熔化，工作油即由孔眼喷出，联轴器主、从动件之间的联接即被切断。为防止低熔合金恰巧在停车时熔化而落于工作轮中，再次起动时，凝固成块的合金造成叶片的破坏事故，因此安置了钢球 10，避免偶然事故发生。

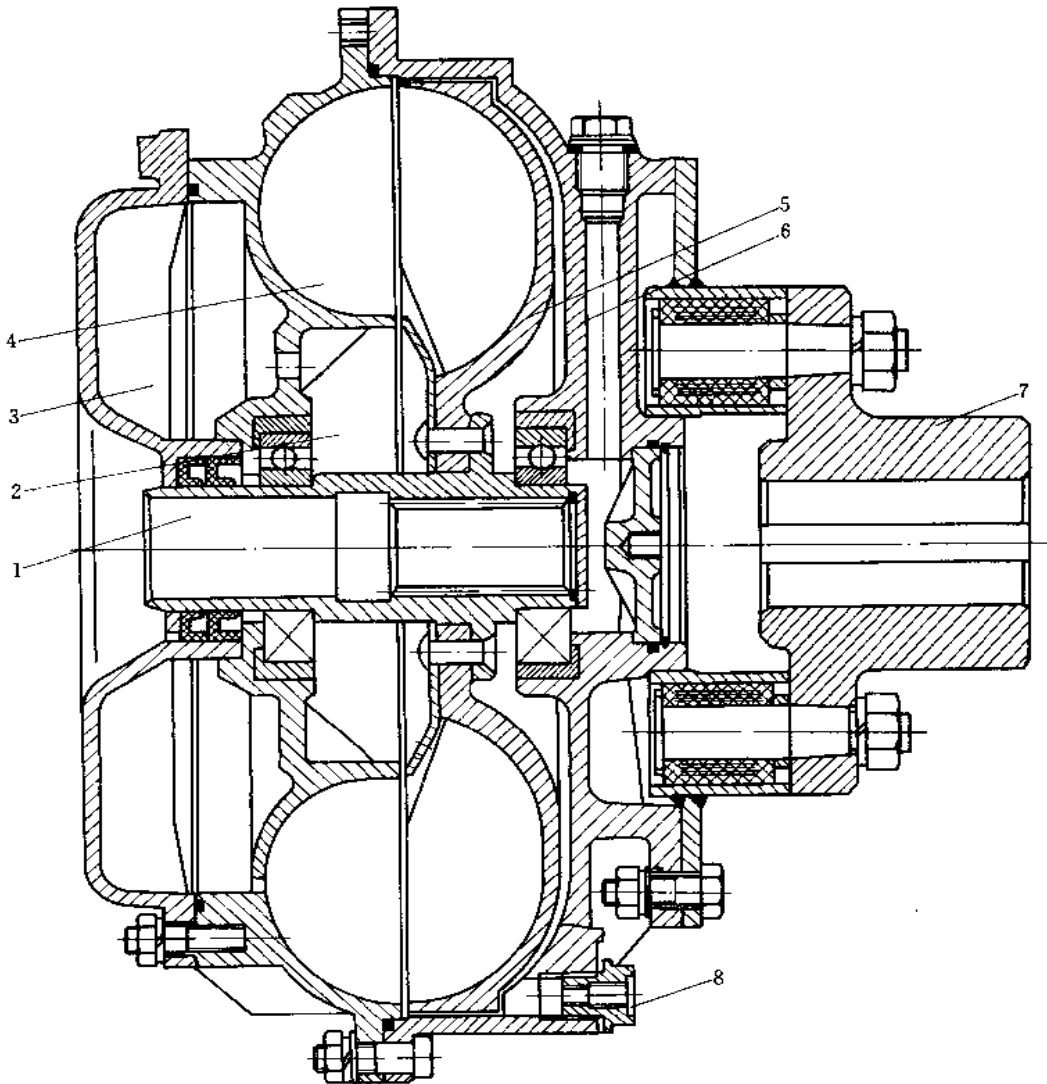


图 1-3-140 限矩型液力联轴器

1—从动轴套；2—前辅助室；3—后辅助室；4—泵轮；5—涡轮；6—外壳；7—弹性联轴器；8—热保护塞

图 1-3-140 所示结构属于动压倾泄式限矩型液力联轴器。主动轴与弹性联轴器 7 相连，通过旋转外壳 6 与泵轮 4 组成联轴器主动转子。涡轮 5 与从动轴套 1 用铆钉连接构成联轴器的

从动转子，轴套 1 采用花键与从动轴相联。

泵轮带有前辅助室 2 和后辅助室 3。正常工况下，流道中充油度较大，且做小循环流动。随着载荷的增加，油流流动改为大循环。涡轮中的油流在动压作用下较快流入前辅助室 2，并进入后辅助室 3，流道中油量减少，使转矩限制在一定的范围内。当载荷减小时，动压卸压作用停止，后辅助室 3 内的工作油通过小孔逐渐充入流道内，使联轴器处于正常工况点。

涡轮轴支承在从动轴上，泵轮通过轴承支承在涡轮轴上以及旋转外壳上。联轴器不用箱体或独立的轴承座，结构简单、重量轻、外形尺寸小、但零件制造和装配时同心度要求高。为补偿主、从动轴间的轴向位移和角位移，一般通过弹性联轴器与主动轴相联。

### 调速型液力联轴器

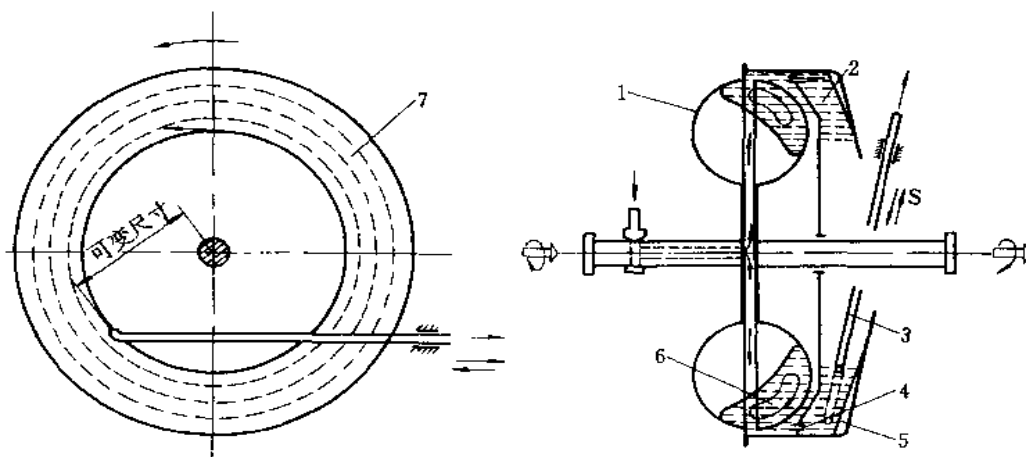


图 1-3-141 调速型液力联轴器工作原理

1 泵轮；2—外油室；3—导流管；4—流通孔；5—副叶片；6—涡轮；7—油环

调速型液力联轴器是通过对流道内充油度的调节来获得不同的转速，一般采用导流管调节原理，改变流道中的充油度，实现从动轴的无级变速。调速范围一般下限， $i$  值可降至 0.4。因液力联轴器内充油度不能太小，否则联轴器特性不稳定，载荷稍有波动，从动轴转速波动很大。若改进流道型式，加设适当直径的挡板，可使  $i$  值降到 0.2。

图 1-3-141 是采用导流管出口调节的联轴器原理图，设有导流管 3 和外油室 2，导流管插入外油室中。流道中工作油通过若干个流通孔 4 流向外油室。外油室的室壁一侧或两侧装有副叶片 5，使油流入旋转外油室后形成油环 7，并以泵轮 1 的转速旋转。导流管的头部浸入旋转的油环中，管口迎着油环的旋转方向。旋转的油环碰到不旋转的导流管头，则将动能转变为位能，即在管头上产生一定的压头，使油环的油能自动地由导流管排出。在外供油泵向流道内供给定量的工作油时，而导流管的排油能力大于供油，因此，外油室和流道内的存油面就与导流管口齐平。当导流管沿 S 方向上下移动时，外油室的工作油面也随之改变，即液力联轴器内充油度发生了改变，从而实现无级调速。

调速型液力联轴器结构复杂，其效率等于速比，即  $\eta=i$ ，说明转速降低，效率下降。因为要调速则需改变工作室的充油度，所以必须设有供油和排油系统。联轴器在低速工况时，工作油会发热，一般工作油不超过  $80^{\circ}\text{C}$ ，所以需配备油冷却系统。为便于调节转速和实现自动控制，要配备电动执行器、电动操作仪表和监测仪器等。

调速型液力联轴器一般用于转矩随转速下降而减小的场合，如离心泵，通风机等。

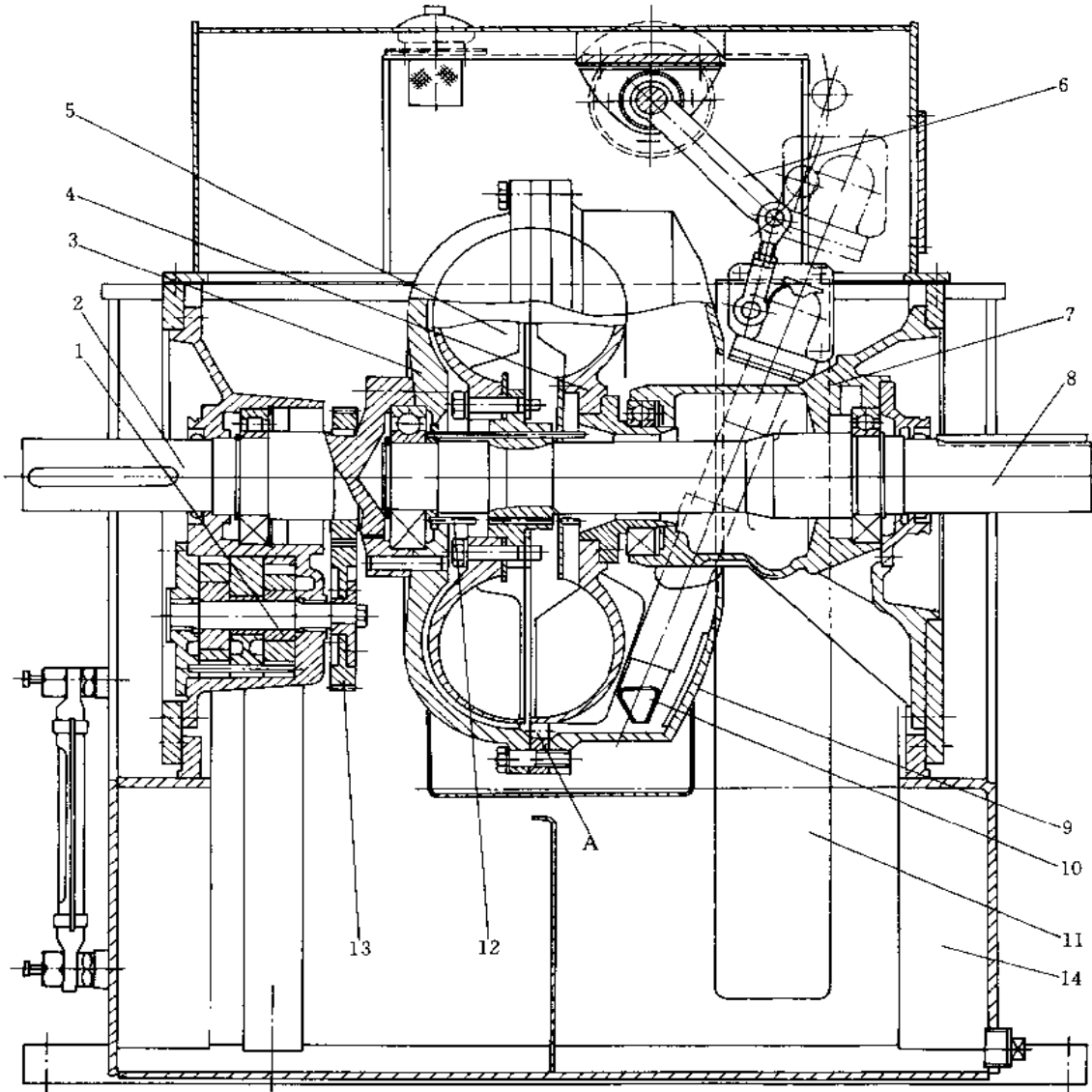


图 1-3-142 调速型液力偶合器

1—串联转子泵；2—输入轴；3—旋转背壳；4—泵轮；5—涡轮；6—连杆机构；7—进油腔体；8—输出轴；9—旋转外壳；10—导管；11—排油管；12—水平插管；13—齿轮；14—下部油箱

图 1-3-142 所示结构属于出口调节式调速型液力联轴器。动力由主轴 2 输入，经旋转背壳 3 至泵轮 4，再经工作油传给涡轮 5，最后经输出轴 8 将动力输出。泵轮与旋转外壳 9 组成辅助室。辅助室与流道有若干个孔 A 连通。调速由插入辅助室的导油管 10 上下移动来实现。导油管在固定的进油腔体 7 中滑动，导油管的运动经连杆机构 6 用手动或电动实现。当导管头部位于上部时，输出轴高速运行；反之，输出轴低速运行。

输入轴通过齿轮 13，驱动油泵 1，从下部油箱 14 吸油，经管道和冷却器进入进油腔体 7 流入流道内，导油管导出的油经排油管 11 回油箱。

输出轴左端的轴承由水平插管 12 将工作油引入进行润滑；右端两轴承由进入进油腔体的油经密封间隙流入轴承进行润滑；左端轴承靠转子泵输出的油经安全阀杆心部小孔流入轴承

进行润滑。

联轴器的结构紧凑，支承可靠。轴为双支点支承，泵轮在箱体两侧各有一个支点，涡轮轴一端支在箱体上，另一端用轴承支在泵轮轴中心处，支承点稳定可靠，振动小，轴向尺寸小。由于泵轮轴与涡轮轴之间有轴承连接，制造精度和同心度要求高，装拆困难。

### 液力联轴器的应用实例

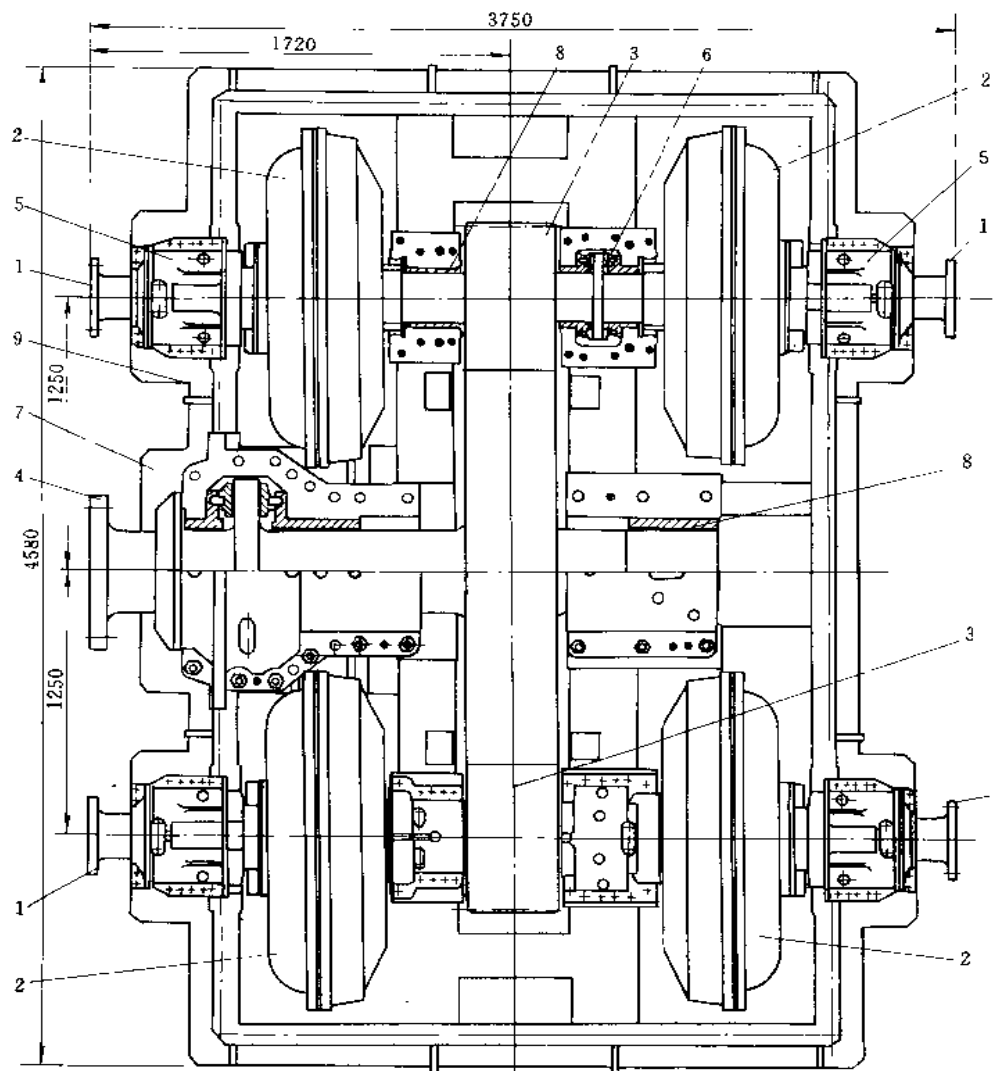


图 1-3-143 液力联轴器在船舶减速器上的应用

1—输入轴；2—液力联轴器；3—小齿轮轴；4—大齿轮轴；5、6、7—推力滚子轴承；8—轴承合金；9—箱体

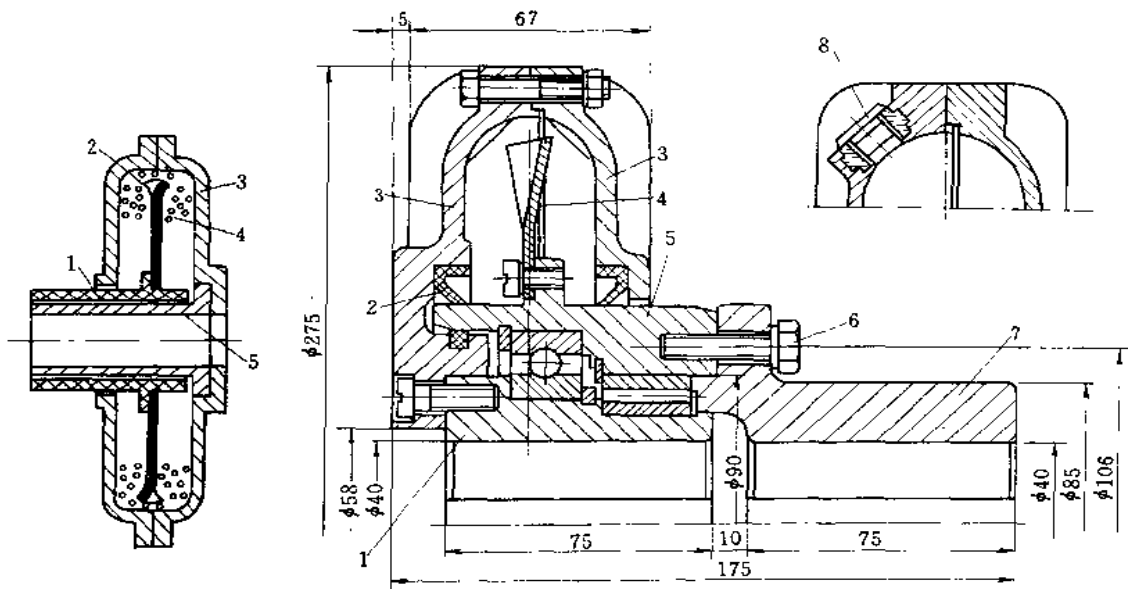
图 1-3-143 为船舶柴油发动机多元驱动式减速器。从柴油机传来的动力，经输入轴 1，导入减速器，经液力联轴器，再经小齿轮轴 3 和大齿轮轴 4 减速传至推进螺旋桨。液力联轴器可以吸收振动和冲击。

每 1 台主机安装 1 台液力联轴器，其目的为满足主机扭矩的变化使齿轮均匀传递扭矩，同时液力联轴器边充油，边排出，如主机发生故障，只有一台主机工作，减速器也可运转，因此工作极为安全。

减速器采用喷嘴强制油流润滑，及表面冷却式热交换器进行冷却。

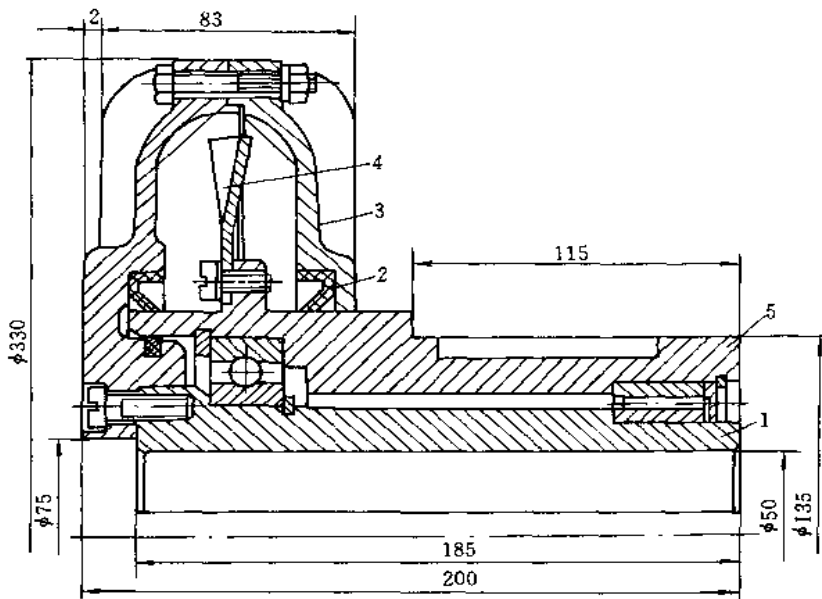
## 6 特种联轴器

### 钢丸联轴器



(a) 钢丸联轴器工作原理图  
1—从动半联轴器；2—金属盘；3—外壳；4—钢丸；5—主动半联轴器

(b) 从动侧为轴套的联轴器  
1—主动半联轴器；2—密封圈；3—外壳；4—金属盘；5—连接件；6—螺钉；7—从动半联轴器；8—螺塞  
图示尺寸性能：最高转速  $n=2500\text{r/min}$ ；重量  $m=21.3\text{kg}$ （其中钢丸重  $3.3\text{kg}$ ）



(c) 从动侧为毂形的联轴器  
1—主动半联轴器；2—密封圈；3—外壳；4—金属盘；5—从动半联轴器  
图示尺寸性能：最高转速  $n=2000\text{r/min}$ ；重量  $m=30.8\text{kg}$ （其中钢丸重  $5.8\text{kg}$ ）

图 1-3-144 钢丸联轴器

#### 钢丸联轴器工作原理

如图 a 所示。外壳 3 内装填钢丸 4，并与主动半联轴器 5 相联，金属盘 2 与从动半联轴器 1 相联。运转时，钢丸受离心力的作用紧压在外壳内壁和金属盘上，靠摩擦力把主动轴的转矩通过外壳、钢丸和金属盘传给从动轴。当所传递的转矩超过起动转矩 20%~30% 时，钢丸与金属盘之间开始打滑，起到安全保护作用。

图 b、c 所示结构中，外壳 3 通常由铝锌合金铸造而成，壳内铸有径向筋，以保证与钢丸有较好的接触。壳外铸有散热筋。壳上有螺孔装钢丸用。螺塞 8 由巴氏

合金制造，钢丸联轴器过热时，螺塞熔化，钢丸由壳内抛出，中断传动。钢丸直径为2~4mm，铸钢制。为了减少摩擦热，装填钢丸时，同时加填石墨或二硫化钼。

起动容易、迅速，能防止过载，结构简单，工作可靠。但工作时摩擦产生热量大，不适用于高速和大功率以及转速小于350r/min的传动。

一般需自行设计。通常使用范围为轴径 $d=20\sim 105\text{mm}$ ，最大转矩 $T_s=90000\text{N}\cdot\text{m}$ ，最高转速 $n=3800\text{r}/\text{min}$ ，可水平或垂直安装使用。填充钢丸重为0.9~26kg。

适用于 $GD^2$ 大的机器，如离心机、鼓风机、球磨机，便于起动，不宜发生过载。

### 高速摩擦联轴器

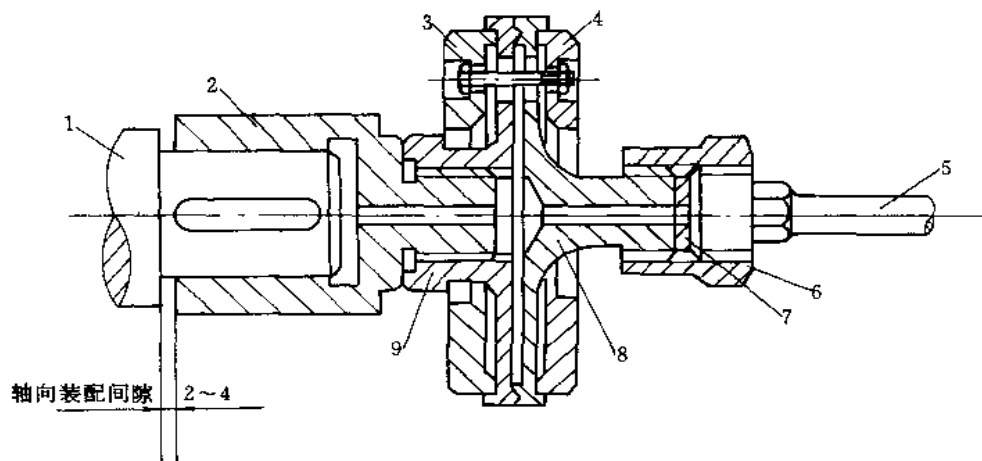


图 1-3-145 高速摩擦联轴器

1—电机轴；2—接头；3、4—卡盘（铝）；5—压缩机挠性轴；6—调节螺母；7—垫环；  
8、9—半联轴器（高强度合金制造）

高速摩擦联轴器采用两个在端面上分别有凸起或凹下的环形沟槽相互配合的半联轴器8、9，用两个卡盘3、4夹紧，并借螺栓按规定的力矩均匀拉紧，靠凹凸的环形沟槽间的摩擦力实现两轴的联接和传递转矩。联轴器左右两部分分别与电机轴1和压缩机挠性轴5用高精度螺纹的调节螺母6和接头2联接，以保证对中。但需注意，用螺纹连接时机器不允许反转。

采用细杆挠性轴驱动压缩机，一方面运转时可以补偿轴线中心找正的偏差，允许有一定量的两轴位移，另一方面在停机后可以减小由于电动机轴和压缩机轴中心相差较多时产生的材料应力。

高速摩擦联轴器目前暂无系列产品，需要自行设计。它通常用于电动机与增速齿轮箱或与离心压缩机轴的联接。



### 液压装卸套筒联轴器

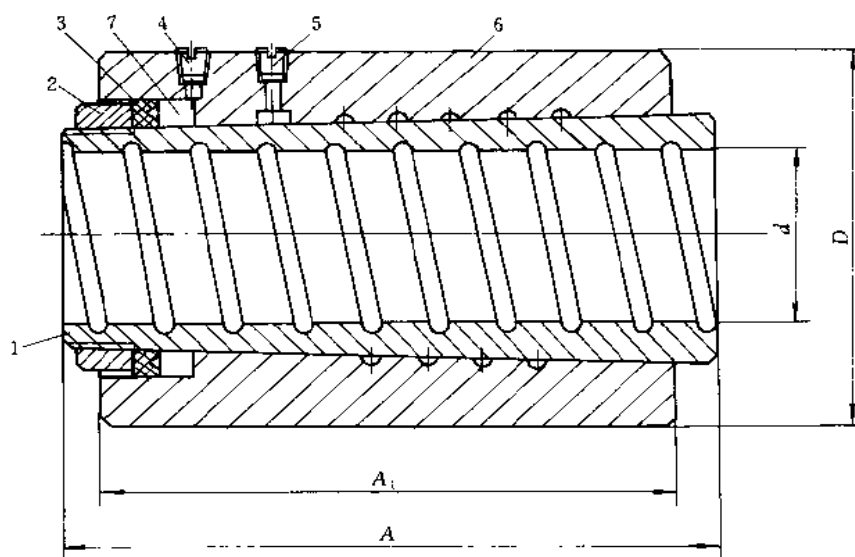


图 1-3-146 液压装卸套筒联轴器  
1—内套筒；2—螺母；3—高压密封圈；4、5—螺塞；  
6—外套筒；7—油腔

表 1-3-1 主要尺寸和基本参数

| $d$ | $D$ | $A_1$ | $A$ | 最大扭矩  |
|-----|-----|-------|-----|-------|
| mm  |     |       |     | N·m   |
| 25  | 53  | 63    | 73  | 360   |
| 30  | 60  | 74    | 84  | 630   |
| 35  | 65  | 84    | 94  | 1000  |
| 40  | 70  | 94    | 104 | 1500  |
| 45  | 80  | 102   | 113 | 2100  |
| 50  | 85  | 112   | 123 | 2800  |
| 55  | 92  | 123   | 134 | 3900  |
| 60  | 100 | 132   | 144 | 5000  |
| 65  | 108 | 144   | 156 | 6400  |
| 70  | 115 | 152   | 165 | 8000  |
| 75  | 120 | 165   | 178 | 9700  |
| 80  | 130 | 178   | 192 | 12000 |
| 90  | 145 | 197   | 212 | 17000 |

这是一种利用套筒对轴的过盈来实现主、从动轴的联接并传递转矩的新式套筒联轴器。它可利用液压来装卸，是一种结构紧凑、传递转矩大、应用广泛、可取代沿用已久的有键凸缘式联接的联轴器。

其结构如图 1-3-146，在外套筒 6 的内圆锥处，有与之相配合的内套筒 1，二者配合的锥度可在  $1/40 \sim 1/50$  内选择；在内套筒的小头有圆螺母 2，与之排列在一起的为高压密封圈 3。其主要尺寸和基本参数见表 1-3-1。

使用时，先将主、从动轴装入联轴器内套筒中，长度相等。随后取下螺塞 5，拧紧螺塞 4 并使螺塞 5 处油孔和高压手动油泵管路相连，然后泵入高压油，此时油液通过油腔及螺旋槽，挤入内、外套筒之间，随着油压的升高，外套筒向外作弹性膨胀、内套筒向内作弹性收缩，同时将主、从动轴箍紧。当压力油进入油腔 7 后，作用于高压密封圈 3 的轴向力和作用于外套筒油腔的轴向反力将使内、外套筒产生轴向相对位移并进一步锁紧。当达到预定位置后即可拧动螺塞 4 使压力油卸压，再卸下压力管路，拧上螺塞 5。至此，轴联轴器即完成靠外套筒内收并压紧内套筒的过盈联接。由于主、从动轴一起被抱紧，因而可以传递扭矩。当需要拆卸联轴器时，只要仍由螺塞 5 处通入高压油，但将螺塞 4 拧松，在油压的作用下产生的轴向力将使内、外套筒自动脱开。

### 牙嵌式调位联轴器

图示为牙嵌式调位联轴器。两个半联轴器分别铣出三角形牙，牙数愈多，可调的相对角度位置愈精确。在半联轴器的一个凸缘上有螺栓孔，另一个凸缘上有T形槽，并可埋入T形螺栓。一旦两半联轴器调定后，即可用螺栓锁紧，使之实际上成为一刚性联轴器。

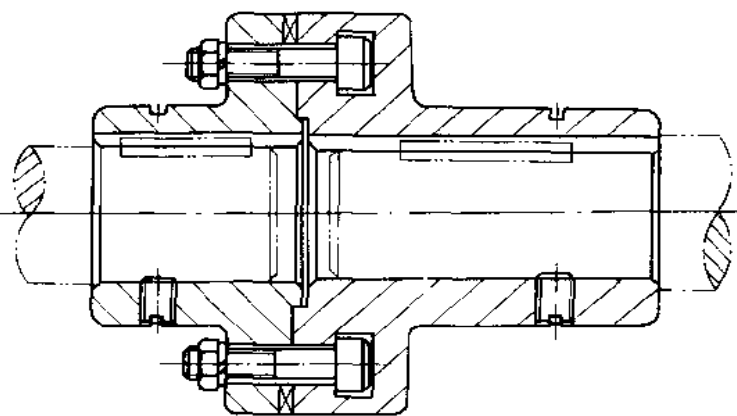


图 1-3-147 牙嵌式调位联轴器

用于两轴间相对角度位置需要调整的联接。

### 蜗轮式调位联轴器

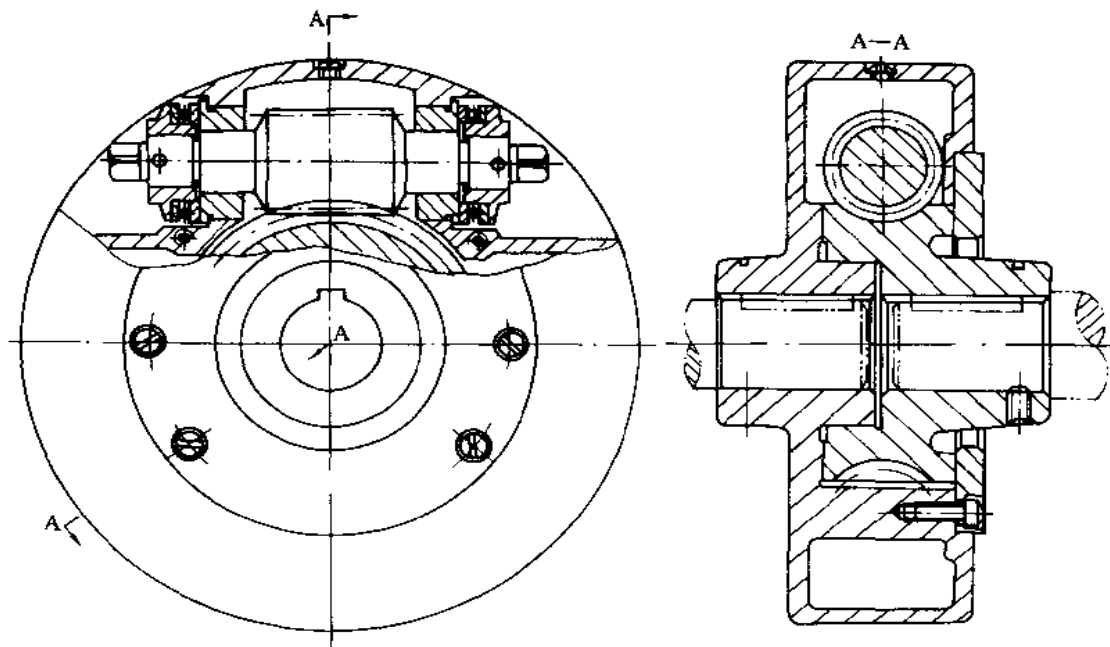


图 1-3-148 蜗轮式调位联轴器

蜗杆和蜗轮分别装于联轴器的左、右半联轴器上。通过调节蜗杆可以达到主、从动轴之间处于任一相对位置的目的。适用于某些主、从动轴有相对位置需要经常调整的场所。

### 永磁联轴器

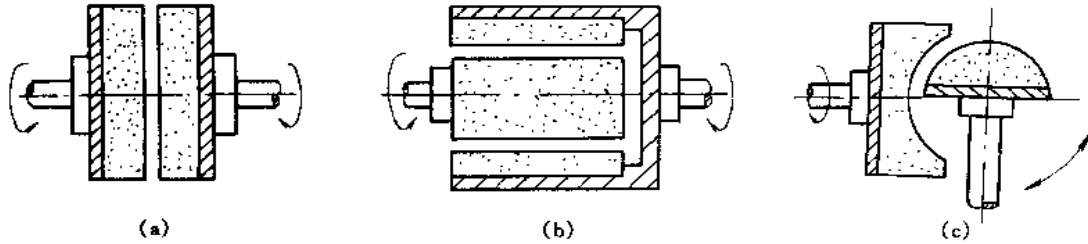


图 1-3-149 永磁联轴器

图 1-3-149 是一种利用永磁体的磁性进行传动的联轴器,这种联轴器,其主、从动半联轴器之间不直接接触,因此无摩擦,无噪音,并可吸收一定程度的轴位移和角位移误差。在过载时尚可起打滑和保护作用,它适于轻型高转速的小型机械使用。

按联轴器的结构特征,永磁联轴器可分为三种类型;

(1) CD 型(板型,图 a) 在圆板上设置多对磁板。主、从动轴间的相对角位移允许在  $\pm 5^\circ$  左右,轴线间径向位移  $1\sim 3\text{mm}$ 。由于主、从动板间有吸合力,故安装时两轴上需备有止推装置。

(2) CR 型(杯型,图 b) 在一轴上装设的外套筒内表面和另一轴装设的内套筒外表面上,均设置多对永磁磁极。这种联轴器的优点是无轴向吸力。另外,允许有  $3\text{mm}$  以内的径向位移。

(3) CU 型(图 c) 垂直位置传动时,允许有  $20^\circ$  以内的角位移;水平位置传动时,允许有  $30^\circ$  以内的角位移。

基本参数和主要尺寸见表 1-3-2。

表 1-3-2 CD 型、CR 型、CU 型永磁联轴器基本参数和主要尺寸

| 型号    | 最大扭矩<br>N·m | 外径<br>mm | 型号     | 最大扭矩<br>N·m | 外径<br>mm | 型号     | 最大扭矩<br>N·m    | 外径<br>mm |
|-------|-------------|----------|--------|-------------|----------|--------|----------------|----------|
| CD20F | 3           | 20       | CD100F | 5000        | 100      | CU40F  | 5(垂直时)/15(水平时) | 40       |
| CD25F | 5           | 25       | CR25F  | 55          | 40       | CU50F  | 12/35          | 50       |
| CD35F | 10          | 36       | CR35F  | 120         | 63       | CU80F  | 55/150         | 85       |
| CD50F | 60          | 50       | CR45F  | 250         | 77       | CU100F | 80/280         | 100      |
| CD70F | 130         | 70       | CR55F  | 400         | 95       |        |                |          |
| CD85F | 300         | 85       | CR65F  | 650         | 110      |        |                |          |

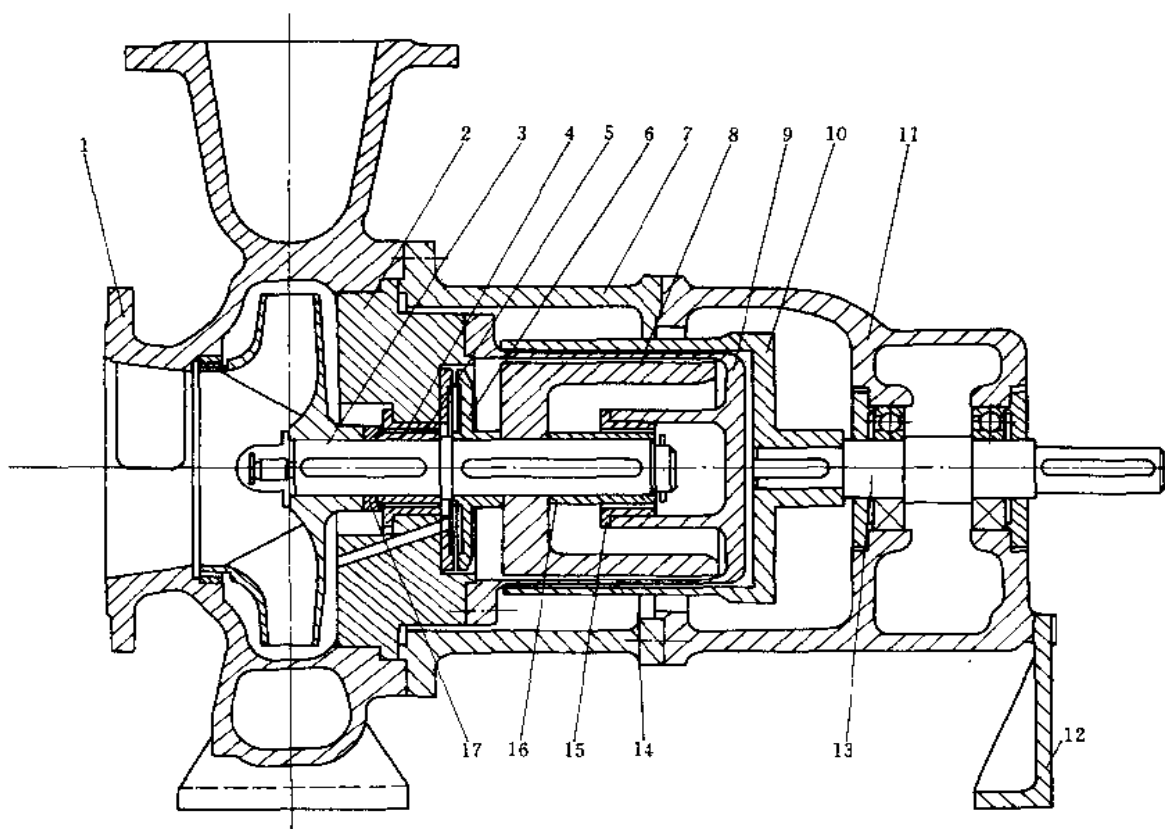


图 1-3-150 永磁联轴器在化工磁力传动泵上的应用

- 1—泵体；2—泵盖；3—叶轮；4—前轴套；5—前轴承；6—平衡盘；7—中间支架；8—内磁钢，9—隔离套；  
10—外磁钢；11—轴承悬架部件；12—悬架支架；13—悬架轴；14—轴；15—后轴承；16—后轴套；  
17—止推环

图 1-3-150 这是一种典型的化工流程用磁力传动泵，其关键部件是内、外磁钢、隔离套、轴承等，这些部件的材料选择、结构设计对泵的可靠运转影响很大。

## 平行连杆联轴器

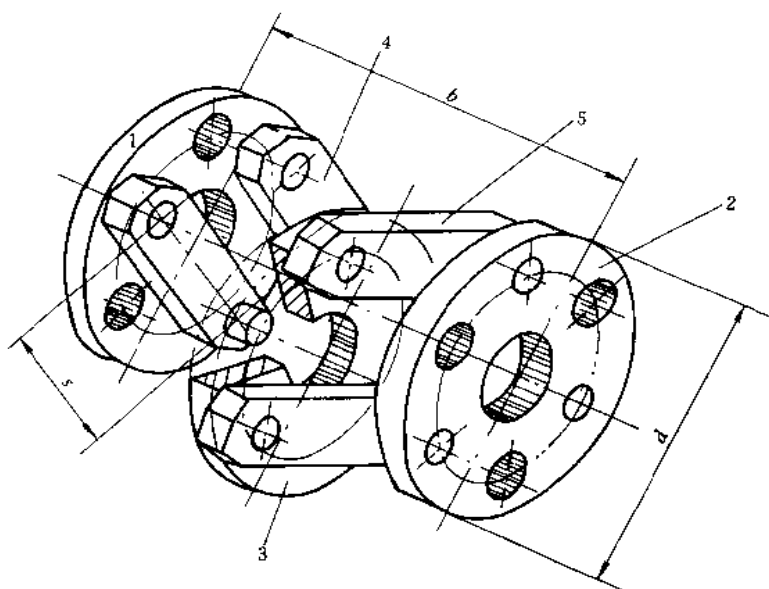


图 1-3-151 平行连杆联轴器

1—主动凸缘；2—从动凸缘；3—中间凸缘；4、5—连杆副

平行连杆联轴器又称施密特联轴器，是一种利用平行连杆机构以传递处于相互平行位置的主、从动轴之间的运动和扭矩的联轴器。

联轴器由主动凸缘 1、从动凸缘 2、中间凸缘 3、连杆副 4、5 所组成（连杆副每一副为三根）。平行的连杆副 4 装于凸缘 1 和凸缘 2 之间，连杆副 5 装于凸缘 2、凸缘 3 之间，由于两个平行连杆副的存在，也就允许主、从动轴之间有相当大的径向位移，并在此情况下传递运动和扭矩。

平行连杆联轴器定心容易，安装方便，摩擦小，寿命长，适于塑料、造纸、印刷、包装等中、小型机械使用。基本参数和主要尺寸见表 1-3-3。

表 1-3-3 基本尺寸和主要参数

| 规格<br>$b \cdot s \cdot d$ | 连杆数<br>$\varepsilon$ | 轴间最大位移量<br>mm    |     | 起动扭矩<br>N·m | 常用扭矩<br>N·m | 最大转速<br>r/min | 宽度 $b$ | 孔距 $s$ | 直径 $d$ | 重量<br>kg |
|---------------------------|----------------------|------------------|-----|-------------|-------------|---------------|--------|--------|--------|----------|
|                           |                      | $2s \times 0.95$ | 一般  |             |             |               |        |        |        |          |
| 7·3·7                     | $3 \times 2 = 6$     | 68               | 65  | 140         | 50          | 3000          | 74     | 36     | 70     | 1.3      |
| 7·7·9                     | $3 \times 2 = 6$     | 133              | 128 | 200         | 70          | 2500          | 74     | 70     | 92     | 1.9      |
| 10·9·12                   | $3 \times 2 = 6$     | 171              | 165 | 610         | 200         | 2000          | 101    | 90     | 120    | 4.9      |
| 13·9·14                   | $3 \times 2 = 6$     | 171              | 165 | 1080        | 360         | 1800          | 134    | 90     | 140    | 10.4     |
| 16·10·16                  | $3 \times 2 = 6$     | 190              | 183 | 1890        | 650         | 1500          | 155    | 100    | 160    | 15.7     |
| 20·9·20                   | $3 \times 2 = 6$     | 171              | 165 | 3540        | 1200        | 1000          | 196    | 90     | 200    | 27       |

### 尼龙绳联轴器

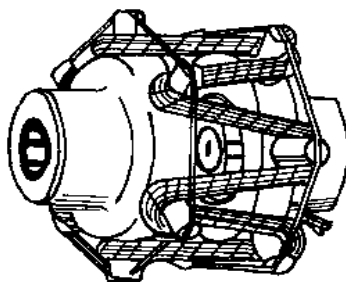


图 1-3-152 尼龙绳联轴器

尼龙绳联轴器由主动法兰、从动法兰、销及尼龙绳等组成。在机车上主动法兰与起动变速箱传动轴以一定的锥度过盈配合，在该法兰盘的圆周外缘上均布着 6 个圆孔，每个圆孔内压装有圆销，在圆销的顶面上设有凹槽。从动法兰与前通风机叶轮轴以花键相配合，并用螺母作轴向固定，该法兰圆周外缘上亦同样装有六个销，两法兰端面相距 160mm，用尼龙绳在销之间缠绕，并缚住绳头，然后在圆销顶面的凹槽内放入铁丝锁止。

尼龙绳联轴器的特点是：对两轴间的不同轴度要求较低，而且可吸收一定的转动冲击，但值得注意的是尼龙绳联轴器不能承受弯矩。

# 第4章 离合器

## 1 概述

### 1.1 离合器的用途与分类

离合器是用于原动机与工作机之间或机器内部主动轴与从动轴之间，实现运动和动力的传递与分离功能的重要组件。可以实现机器的起动或停止，主、从动轴间的同步运动和相互超越运动，工作机起动和过载安全保护，以及进行速度变换，控制传递转矩大小，满足要求的接合时间等，因此，离合器在各类机器中得到广泛应用。

离合器的种类繁多，主要的如图 1-4-1。

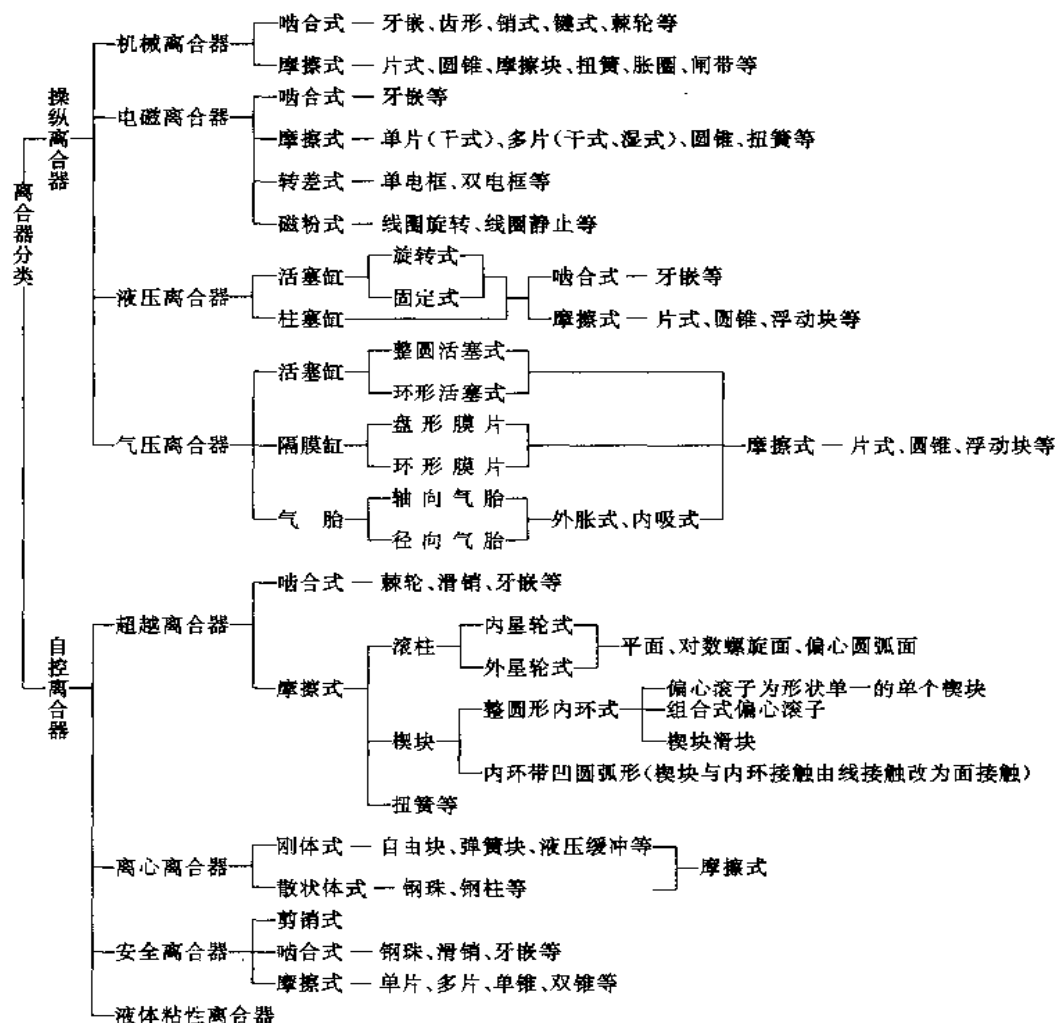


图 1-4-1 离合器种类

## 1.2 离合器的结构特点与选用

### (1) 机械离合器

机械刚性离合器通常采用杠杆操纵接合件，靠接合件刚性啮合传递转矩。结构简单，外形尺寸小，传递转矩大，传动比恒定，不产生摩擦热，但接合时有冲击和振动，当工作机械负载惯性很大时，要求原动机起动转矩大。适用于不需要经常离合的场合，只允许在静止或转速很低的状态下接合，为了减少操纵零件的磨损，应把滑动的半离合器放在从动轴上。

机械摩擦离合器采用杠杆操纵压紧摩擦片，依靠摩擦件间的摩擦力传递转矩，可在转差率很高的情况下实现平稳接合，但传动比不恒定，接合过程产生摩擦热，需采用散热措施。过载时打滑，可起安全保护作用。结构较复杂，需要较大的轴向结合力，并要经常调整摩擦面的间隙，以补偿磨损，摩擦面间有相对滑动，消耗功率。适用于工作机经常需要离合，传动要平稳，工作一端转动惯量很大或起动要快，且不要求传动比准确的场合。

单片摩擦离合器径向尺寸较大，双片摩擦离合器结构与单片相似，在传递相同转矩时径向尺寸较小而轴向尺寸稍大，多用于汽车、拖拉机和中等负荷设备。多片摩擦离合器分离总间隙大，接合机构行程大，多数设有分离间隙调整机构。高转速下宜选用多片，常用于机床等设备中，以及履带车辆的转向传动中。

锥体摩擦离合器靠锥面摩擦传递转矩，与同直径的片式离合器相比，传递相同转矩所需的压紧力仅为其  $1/3$  左右，但传递大转矩时，尺寸和重量增大，转动惯量增大，起动困难，离合平稳性变差，所以只限于低速场合。

扭簧摩擦离合器只能传递单向转矩，过载时不能打滑。

### (2) 电磁离合器

电磁离合器通过激磁线圈的电流所产生的磁力来操纵离合器的接合与分离。其中磁粉离合器调节激磁电流可以改变工作转矩，或在连续滑差下保持恒定转矩。摩擦式离合器能吸收冲击，防止过载，能适应惯性很大的工作机械的起动，能在极短时间内准确接合，结构简单，操纵方便。缺点是有一定剩磁，要采取消磁措施，或在摩擦片之间设分片装置。适用于需要长期打滑，要求有转速差的条件下工作；或需自动控制，远距离操纵，防止过载的场合，如数控机床、包装机械、纺织机械等频繁的离合操作。

牙嵌电磁离合器传递转矩在  $80 \sim 5000 \text{N} \cdot \text{m}$  范围，减小工作电压和电流可降低转矩值，因此还可作安全离合器使用。这种离合器没有空转力矩，发热和磨损小，使用寿命长，外形尺寸小，能保证接合重复精度要求，齿牙大多数做成小三角形，适于各种机械上作控制操作，或用于定传动比的传动系统中。

摩擦式电磁离合器传递转矩范围：单片干式  $1 \sim 140000 \text{N} \cdot \text{m}$ ，多片干式  $25 \sim 1200 \text{N} \cdot \text{m}$ ，多片湿式  $1 \sim 12000 \text{N} \cdot \text{m}$ ，无空转力矩，散热良好，宜在接合频率高的场合使用。在传递相同转矩时，多片比单片径向尺寸小得多，相应轴向尺寸有所增加，结构比较紧凑。它的摩擦片分磁化式和非磁化式，前者开有减少涡流的各种形状的槽孔，后者同普通摩擦片。

磁粉离合器利用填充在主、从动件工作间隙的特制磁粉在磁场内被磁化而形成的磁粉链，依靠磁粉间产生的磁力和机械力来传递转矩。传递转矩范围  $0.1 \sim 5000 \text{N} \cdot \text{m}$ ，是磁力和机械摩擦力综合作用的离合器。它与普通电磁离合器相比有下列特点：①通过改变激磁电流可以容易地按比例相应改变输出转矩，②激磁电流一定时，在一相当范围内转矩变化而转速不受影响，因此不但可用于动力传递，尤其适合传递运动。其从动件为圆柱形的强度高，传递转



矩较大,适用于动力传动,圆筒形和圆盘形适用于快速离合。

### (3) 液压离合器

液压离合器采用 0.5~2MPa 压力油源,比气动离合器具有更大的单位容积转矩,因此传递转矩大,体积小,与电磁离合器比,同样尺寸传递转矩可提高 3 倍左右,调整油压可控制输出转矩大小,离合平稳无冲击,但反应比气动、电磁离合器慢。适用于频繁离合,传递转矩大,需要远距离控制或自动控制的场合。

缸体旋转式离合器结构紧凑,外形尺寸小。由于缸体是回转的,进油接头较复杂,转动惯量大,油在转动中有离心力。在高速旋转时,由于离心力作用部分油液径向甩出,产生轴向压力阻止离合器分离,须设置平衡室等措施。

缸体固定式离合器压力油不受离心力影响,压力油腔可较快排空,操作循环较快,复位弹簧可小些,应用较广,但需有较大推力轴承,制造较复杂。

组合式液压离合器是不同形式离合器的组合结构,一般安装在同一轴上,用离合器-离合器组合时,可用来传递两种运动,用离合器-制动器组合时可用于运动切断后,实现快速制动。

### (4) 气动离合器

气动离合器操作力大,离合迅速,允许有较高的操作频率,无污染,可远距离操作,并允许在易燃易爆环境中工作。与机械离合器相比,结构简单,接合平稳,维护方便,能自动补偿磨损间隙,寿命长,能传递很大转矩,改变气源压力能适当调整传递转矩的大小。比电磁离合器更适用于压紧力较大和离合频率更高的设备上。与液压离合器相比系统简单,工作安全,不会污染环境,灵敏度高。因此常用于需要传递大转矩、离合较频繁的场合,如大型机械压力机、挖掘机、球磨机、石油钻井机械、橡塑机械和船舶动力装置等。

活塞式气动离合器一般采用 0.4~0.6MPa 压力气源。为了减小尺寸和重量气源压力可达 0.85MPa。传递转矩约 700~180000N·m,其摩擦片直径可大于 2m,可制成 1~3 个摩擦片的结构。平面摩擦片的特点是在较高转速时,受离心力的影响不会降低转矩的传递。其缺点是重量大,制造较复杂,成本较高,要有良好的散热条件,大功率要采用通风型,工作特别繁重的要采用强制水冷。它在锻压机械上应用较多。

隔膜式气动离合器采用耐油橡胶夹以人造纤维做隔膜,一般采用 0.3~0.8MPa 压力气源,传递转矩视摩擦片数、尺寸及气压条件而定,约 400~7100N·m,与活塞式比重量轻,惯性小,密封性好,动作灵敏,接合和分离时间短,耗气量小,轴向尺寸小,由于隔膜的弹力能自动补偿装配时或工作期间不规则磨损和轴向跳动,因而可防止冲击振动等不良现象,但压紧行程受一定限制,膜片寿命较低。

气胎离合器传递转矩大,约 120~20570N·m,改变气压大小可调整传递转矩大小,接合平稳,能吸振,安装方便,能补偿少量主、从动轴相对角位移和径向位置。与活塞式和隔膜式相比结构简单紧凑,密封性好,从动件惯性较小,寿命较长,但气胎变形阻力较大,合适的环境温度为-20~60℃,超出此范围橡胶会出现脆性,导致气胎破裂。广泛应用在钻探设备、船舶装置、挖掘机、矿井提升机等。

### (5) 超越离合器

超越离合器是一种随速度的变化或回转方向的变换而自动接合或脱开的离合器。

啮合式超越离合器利用棘轮、棘爪、滑销、牙嵌等接合元件的啮合传递单向转矩,结构简单,制造容易,啮合时有冲击,接合位置有角度限制,外形尺寸大,因此常用于低速传动装置。

摩擦式超越离合器利用滚柱或楔块对壳体及星轮同时楔紧作用,传递单向运动和转矩。传

递转矩大,可达  $200000\text{N}\cdot\text{m}$ ,工作转速一般不大于  $3000\text{r}/\text{min}$ ,特殊条件可达  $4500\text{r}/\text{min}$ 。接合平稳,工作无噪音,可在高转差下接合,体积小。楔块式比滚柱式承载能力高,但楔块与内外环接触点固定,磨损后会形成压痕,影响楔块滚转,从而使离合器失效。为了避免在高速超越情况下楔块与内环间的摩擦和磨损,常采用非接触型楔块超越离合器,这种离合器适用于高速时需要使传动链自行脱开的机械上,如高速燃气轮机和起动机之间的连接。

为保证摩擦式超越离合器工作时不打滑,滚柱超越离合器的楔角(图 1-4-2)一般取  $\alpha=6^\circ\sim 8^\circ$ (星轮工作而为平面), $\alpha=8^\circ\sim 10^\circ$ (星轮工作面为对数螺旋面或偏心圆弧面),溜滑角  $\gamma=2^\circ$ ;楔块超越离合器的楔角  $\alpha=3^\circ\sim 4^\circ$ ,溜滑角  $\gamma=2^\circ\sim 7^\circ$ ,因此,对动作准确度要求较高时,宜采用滚柱超越离合器。

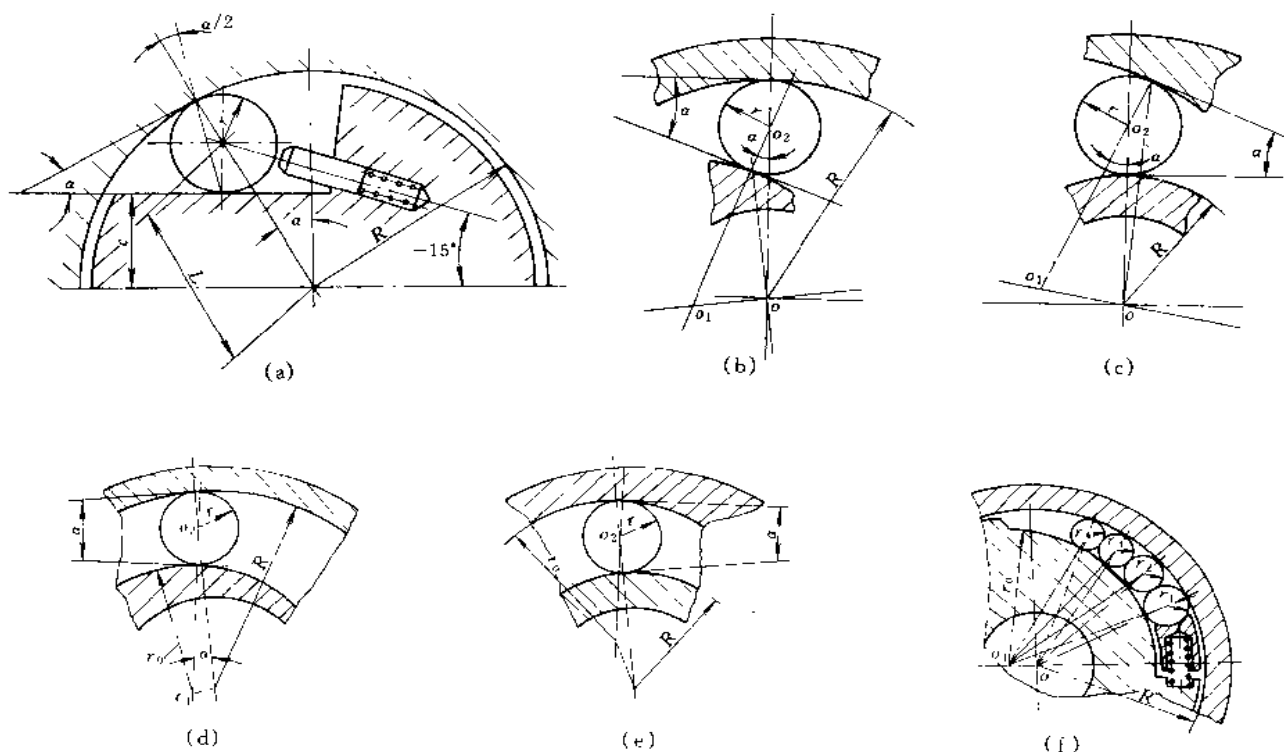


图 1-4-2 滚柱超越离合器的楔角

(a) 工作面为平面; (b) 内圈凸轮为对数螺旋线; (c) 外圈凸轮为对数螺旋线;  
(d)、(e) 内圈凸轮为偏心圆弧面; (f) 外圈凸轮为偏心圆弧面

## (6) 离心离合器

离心离合器是由主动件、离心体和从动件组成,没有操纵机构。离心体滑装在主动件上,主动件同心装配在鼓形圆筒式的从动件中,当主动件达到规定转速时,离心体被甩出,压紧从动件内壁,靠摩擦力带动从动件旋转而传递转矩。它是靠原动机的转速而实现主、从动轴的离合的,因此,其特点是:①不能传递大于额定转矩的负载,超载后,可自行打滑,有安全保护功能;②不宜用在变速传动系统,因离心力正比于转速的平方,而输出功率随转速的立方变化,也不宜用于低速轴上;③可直接平稳起动工作机械,节省起动能耗;④不宜在频繁起动或起动时间过长的场合使用。适用于直接与原动机连接以限制原动机起动转矩,或用于原动机功率较小而起动惯性大的机械,以及转速较高,接合频率不大的场合。其典型的应

用有风扇、离心机、压缩机和压力机等，还有陶瓷器皿的传送及纺织机等需要平稳起动的地方，重载工作的煤炭及砂石运输，要求避免传送带抖动或急剧振动的地方。

自由闸块离心离合器接合块，过渡过程短，一般在其额定转速的(70~80)%开始完全接合并传递转矩，接合平稳性稍差，结构简单，应用较多。

弹簧闸块离心离合器是以离心力和弹簧力自动控制的摩擦离合器，常用的是常开式，靠离心力作用接合，另一种是常闭式(制动器)，在离心力作用下分离。接合平稳，但结合过程较长。

钢珠离心离合器是以钢珠或钢柱作为离心体，类似细小粒子，因此在离心力场中具有流体的某些特性，调整离心体数量，可以较准确地调节输出转矩和接合时的加速时间，可以传递双向转矩，重复动作精度高，打滑率低。为了减少磨损，可在钢珠间填加固体润滑剂(高速时可用润滑油)。安装要求不严，允许有一定同轴度误差。与闸块离心离合器比较，在相同尺寸情况下，可传递较大转矩，适用于要求接合平稳的场合。

### (7) 安全离合器

通常为常闭式，当传递的工作转矩超过离合器所限定的转矩时，即自行产生短暂式永久性脱开，用于过载保护。

剪销安全离合器利用销钉传递转矩，过载时剪销被剪断，传动中断。它结构简单，容易制造，尺寸紧凑。但由于销钉材料强度不均匀和制造误差，工作精度不高。常用于不经常过载的传动装置，防止偶然性损坏。一般只用一枚销钉，而且只用一个剪切面，确保安全可靠。销钉应装在低速轴上，并尽量靠近受保护件。

钢珠安全离合器利用弹簧压紧钢珠传递转矩，过载时接合件相对滑动。因钢珠在滑动时的摩擦力较小，所以动作灵敏度较高。制造简单，工作可靠，应用较广，但不宜用于过载后转差大的场合，一般不大于150~200r/min。离合器过载所需的弹簧压紧力，钢珠对钢珠时，是钢珠开始滑动时的压紧力，钢珠对牙时，是钢珠与牙分离的压紧力，此时，对于直径相同的钢珠对钢珠，啮合处的倾斜角一般 $\alpha=30^\circ\sim40^\circ$ ，钢珠对牙时 $\alpha=30^\circ\sim45^\circ$ ，如图1-4-3所示。

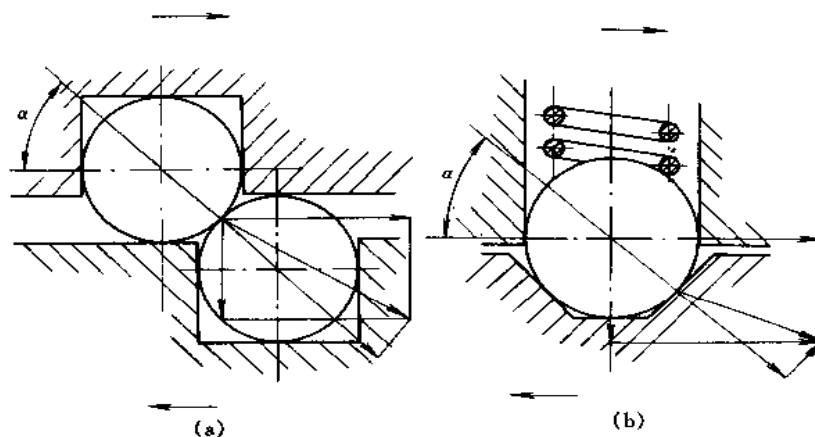


图 1-4-3 钢珠安全离合器接合元件形式

(a) 钢珠对钢珠 ( $\alpha=30^\circ\sim40^\circ$ ); (b) 钢珠对牙(锥孔等) ( $\alpha=30^\circ\sim45^\circ$ )

牙嵌安全离合器利用弹簧克服牙面上所产生的与弹簧力相反方向上的分力来传递转矩。常用于转速不高，从动件转动惯量不大的传动系统中。牙嵌安全离合器的牙形如图1-4-4所示。

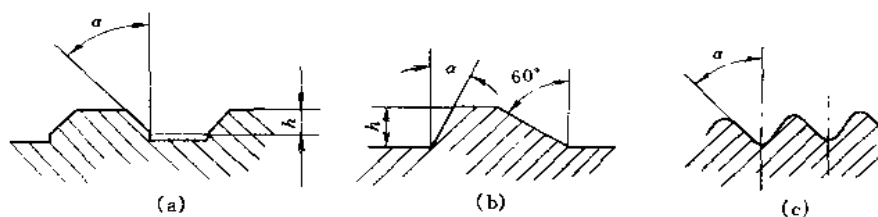


图 1-4-4 牙嵌安全离合器的牙形

(a)、(b) 梯形牙 ( $\alpha=25^\circ\sim45^\circ$ ); (c) 三角形牙 ( $\alpha=30^\circ\sim45^\circ$ )

圆盘安全离合器靠摩擦片之间的摩擦力传递转矩, 过载时, 主、从动件摩擦片之间出现相对滑动。工作平稳, 调整和使用方便, 维修简单。由于摩擦系数的变化, 摩擦片间的粘着力和润滑油粘度变化, 影响离合器的工作精度, 而且打滑时产生的热量大, 易引起工作面过热, 造成摩擦特性的变化和摩擦材料强度降低, 但摩擦功能能够缓冲传动突然中断而产生的冲击, 故可用于高速和转动惯量较大的传动系统中。

圆锥安全离合器靠圆锥面间的摩擦力传递转矩, 可以用小的轴向压紧力产生大的法向压紧力。但在传递大的载荷时, 直径和锥面长度都要大, 导致线速度和转动惯量增加。因此应保证内、外锥体的同心度, 并需做静、动平衡。

圆周安全离合器依靠径向弹簧压紧力所产生的圆周间的摩擦力传递转矩。轴向尺寸紧凑, 散热性能好, 可用于离合器过载后转差大的场合。

#### (8) 液体粘性离合器

液体粘性离合器是依靠液体粘性剪切力传递转矩的, 摩擦片多传递载荷就大, 传递转矩  $\sim 10000\text{N}\cdot\text{m}$ , 调节油膜厚度可调节从动轴的转速。液体粘性、主动轴的转速及间隙大小都是影响离合器性能的主要因素。可用于大中型风机和水泵上。

## 2 离合器的主要接合方式及机构

离合器的接合性能直接影响其工作状况和使用寿命。

### 2.1 啮合式接合机构

表 1-4-1 典型啮合式的结构形式和特点

| 名称  | 结构简图 | 特点   |
|-----|------|--|
| 牙嵌式 |      | 利用两半离合器端面上的牙相互嵌合或分离以达到主、从动轴的离合, 牙有矩形、梯形、三角形等形式。由于同时参与啮合的牙数多, 故承载能力高, 应用范围广 |

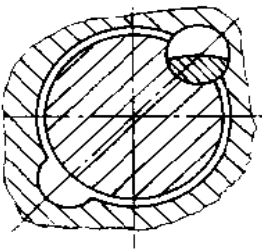
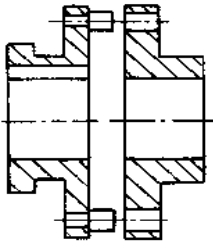
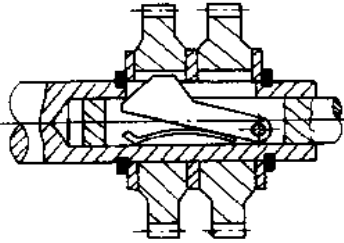
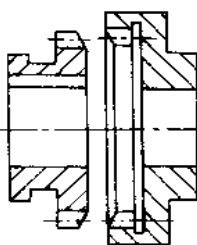

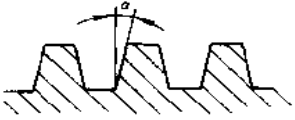
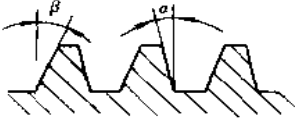
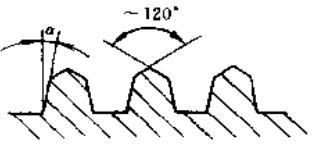

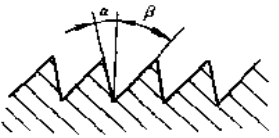
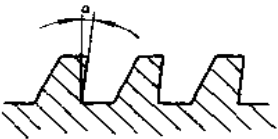

| 名称  | 结构简图  | 特点   |
|-----|---|--|
| 转键式 |    | 利用装在从动轴上可以转动的圆弧形键,当键转过某一角度并凸出于轴表面时,即可由外部主动轴套带动转动,这种嵌合方式可使主动、从动部分在离合过程中不需要沿轴向移动,适用于轴与轮毂的离合,冲击速度低。如增加键长度可以提高承载能力,转键结构简单、动作灵敏可靠 |
| 滑销式 |    | 利用装在半离合器凸缘端面上的销与另一半离合器凸缘端面上的销孔组成配合与滑动以实现接合或分离。为了接合容易些,在凸缘端面制有弧形斜槽。滑销结构形状简单,当销数少时,接合容易,适用于转矩较小的两轴离合                           |
| 拉键式 |   | 利用特制的键装在轴上可沿轴向移动,并可压入轴内以达到轴与轮毂的接合或分离,主要适用于多级齿轮分别有选择地与轴联接而不需移动齿轮,且传递转矩不大的轴与传动件的联接   |
| 齿轮式 |  | 利用一对齿数和模数相同的内外齿轮的啮合或分离以实现两轴的接合或分离。为了接合容易常将齿端倒角,加工工艺好,精度高,能传递较大的转矩,故应用广泛  |

表 1-4-2 常用牙嵌式接合的牙形及其特点

| 名称  | 牙形简图  | 特点  |
|-----|---|---|
| 矩形牙 | $z=3\sim 15$<br> | 牙的强度高,传递载荷大,制造容易,但接合或分离较困难,为便于接合,可采用较大的牙间间隙,需在静止或极低转速下接合,适用于重载、可传递双向载荷且不经常离合的传动及手动机构中 |

续表

| 名称    | 牙形简图  | 特点   |
|-------|---|--|
| 正梯形牙  | $\alpha=2^{\circ}\sim 8^{\circ}, z=3\sim 15$<br>                                     | <p>牙的强度高, 传递转矩大, 结合时冲击比矩形牙小, 分离时容易松开, 工作时有轴向分力, 当工作面的倾斜角 <math>\alpha=2^{\circ}\sim 8^{\circ}</math>, 产生的轴向力使牙不会自动脱开, 当 <math>\alpha=15^{\circ}\sim 20^{\circ}</math> 时, 需防止轴向力使牙自动分离, 常采用电磁或液压操纵。适用于较高转速、较差条件下进行接合的传动轴系</p> |
| 斜梯形牙  | $\alpha=2^{\circ}\sim 8^{\circ}, \beta=50^{\circ}\sim 70^{\circ}, z=3\sim 15$<br>    | <p>斜梯形牙只适用于单向传动, 可使牙的接合更加容易<br/>尖梯形牙可使双向传动的接合容易</p> <p>牙数较多, 嵌入快, 接合容易, 但牙的强度较弱, 只有在牙数较多并加大轴向压力时, 才能传递较大的转矩。适合于从动轴惯性小、接合频率较高的传动中。在有载荷或相对转速差较大时进行接合容易损坏牙尖</p>   |
| 尖梯形牙  |    |  |
| 正三角形牙 | $\alpha=30^{\circ}, 45^{\circ}, z=15\sim 60$<br>                                   |  |
| 斜三角形牙 | $\alpha=2^{\circ}\sim 8^{\circ}, \beta=50^{\circ}\sim 70^{\circ}, z=15\sim 16$<br> |  |
| 锯齿形牙  | $\alpha=1^{\circ}\sim 1.5^{\circ}, z=3\sim 15$<br>                                 | <p>传递载荷能力大, 但只能传递单向转矩, 且适于静止中接合, 可用于不需经常离合的传动中</p>   |
| 螺旋形牙  | $z=2\sim 3$<br>  | <p>牙的强度高, 可传递较大载荷, 接合和分离较容易, 但牙的加工复杂</p> <p>螺旋形牙的转速差可大, 最少齿牙只有两个</p>   |

## 2.2 摩擦式接合机构

表 1-4-3 常用摩擦式接合的结构形式和特点

| 名称          | 结构简图 | 特点  |
|-------------|------|---|
| 摩擦片式<br>单片式 |      | 摩擦片厚度较大, 结构简单, 摩擦片的形状有圆形、椭圆形等, 制造容易, 更换方便   |
| 摩擦片式<br>多片式 |      | 摩擦副的摩擦零件通过轴向压紧产生摩擦力来传递载荷, 摩擦片的数量可根据传递载荷的大小来定(本图为双片)。形状多样, 应用十分广泛  |
| 圆锥式         |      | 将摩擦副的摩擦部位制成锥面接触, 锥面的结构有单锥、双锥等多种, 这种结构可以用小的轴向力压紧产生大的摩擦力, 分离彻底迅速, 接合平稳, 但起动时惯性较大。主要用于中小功率的传动轴系                                    |
| 闸块式         |      | 利用主从动摩擦零件相对径向压紧产生的摩擦力来传递载荷。一般多采用内闸块, 以适应主从动部分的偏移量, 而不影响工作性能, 但外形尺寸较大, 需要较大的压紧力。主要用于轴与轮毂的相对离合                                    |
| 扭簧式         |      | 通过操纵系统使扭簧扭转, 引起扭簧直径减小或增加, 以达到与鼓轮表面压紧或放松, 从而起到离合作用。具有结构简单, 接合平稳, 起动惯性小等优点, 但只能传递单向载荷, 且由于压紧力与载荷有关, 过载时不会打滑, 无安全保护作用, 适用于载荷不大的传动中 |

续表

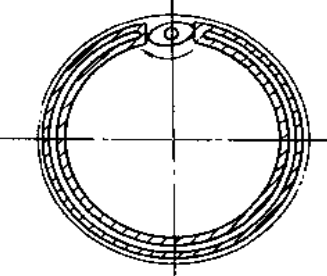
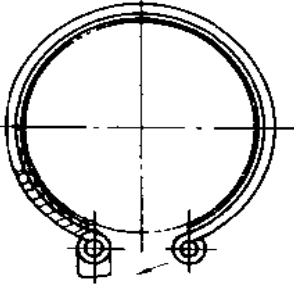
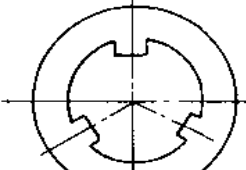
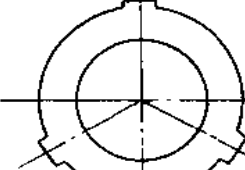
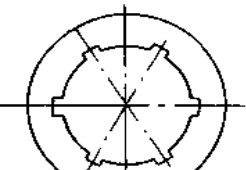
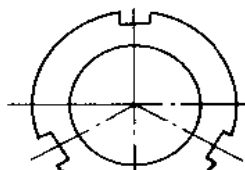
| 名称  | 结构简图  | 特点   |
|-----|---|--|
| 胀圈式 |  | 利用内圈径向张开或收缩以实现与外觀的接合或分离, 这种结构具有散热性好、接合平稳、接合力小的优点, 但磨损后调整或更换不易。主要用于转速不高, 转矩不大的轴与毂的接合与分离 |
| 闸带式 |  | 利用环形闸带抱紧或放开从动轮以实现离合, 接合平稳, 散热性好, 调整、维修方便, 但接合力小, 只能传递单向载荷。适用于转速不高的轴与轮毂的接合或分离           |

表 1-4-4 常用摩擦片的结构形式和特点

| 名称  | 结构简图  | 特点   |
|-----|---|--|
| 平面型 | <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center;">  <p>内片</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>外片</p> </div> </div> | <p>内片的内孔和外片的外圆上各有 3~6 个凸耳, 尖角处用圆弧过渡。凸耳式外片既能和凸耳式内片配合, 又能与键槽式内片配对使用</p> <p>适用于较小转矩的套装式离合器上</p>                           |
|     | <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center;">  <p>内片</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>外片</p> </div> </div> | <p>内片的内孔为双键或花键孔, 加工方便, 但尖角处易产生应力集中, 外片的外圆有 3~6 个凹槽, 常与键槽式或凸耳式内片配对使用, 键槽式外片的联接件是开式的爪型结构, 散热好</p> <p>适用于中小型套装或轴装式离合器</p> |



| 名称               | 结构简图 | 特点  |
|------------------|------|---|
| 平面型<br>导向槽式      |      | 内片用导向键槽联接, 外片用导向销孔, 此种结构用于摩擦片对数不多的小型离合器   |
| 平面型<br>轮齿式       |      | 内片的内孔和外片的外圆均制成渐开线齿形的内外花键孔和齿, 并相互配合使用, 这种联接结构具有良好的同轴性, 可用于传递较大载荷的大、中型离合器   |
| 翘曲型<br>碟形片 (内片)  |      | 碟形片的凹部高度为 $0.15 \sim 0.8\text{mm}$ , 与其相配对的为平面摩擦片, 可使摩擦片本身具有分片功能, 在空载时片间保持线接触, 减小空载转矩。接合时碟形片的接触面积逐渐增加, 使传递的转矩也逐渐加大, 故接合平稳, 且结构简单、加工容易 |
| 翘曲型<br>正弦形片 (内片) |      | 摩擦片沿圆周方向制成高度为 $0.15 \sim 0.8\text{mm}$ 的正弦波形, 其作用和特性与碟形片相似。正弦形片内孔有凸耳式, 键槽式或齿轮式等结构, 常用于各种湿式离合器   |
| 翘曲型<br>卷边形片 (外片) |      | 这是一种带键槽式的外摩擦片, 在摩擦片的外圆周制出 $2 \sim 4$ 个切口的翘曲卷边, 可使摩擦片分离容易实现  |

续表

| 名称          | 结构简图 | 特点  |
|-------------|------|---|
| 翘曲型<br>磁化型片 |      | <p>在摩擦片的圆周方向开出若干长槽孔, 以增加片的径向磁阻, 减少摩擦片的漏磁现象。当片的强度足够时, 采用减小片的厚度(0.7~1mm)以增加磁阻的效果会更好, 片上的径向槽可减少热变形引起的翘曲, 有利于散热, 也能破坏润滑油膜的形成, 以缩短接合时间, 减小多余的接触面积。片外边翘曲可增加轴向弹性, 提高自动分片的效果, 适用于电磁离合器中</p> |

### 2.3 间隙调整机构及分片机构

由于离合器在工作过程中会产生磨损, 摩擦片间的间隙增大, 使接合机构的压紧力变小而不能压紧摩擦片, 故需设调整机构予以调整; 但除对过大的磨损间隙要调整外, 分离后还需在各摩擦片之间保持一定的间隙, 以消除剩余转矩。有的摩擦片本身就带有分片功能, 而多数离合器, 特别是湿式离合器和电磁离合器, 由于摩擦片间贴合和剩磁使摩擦片不能彻底分离, 而必须设置分片机构。

#### (1) 间隙调整机构

对调整机构的基本要求是: 能够连续无级地调整, 调整合适后能锁定。

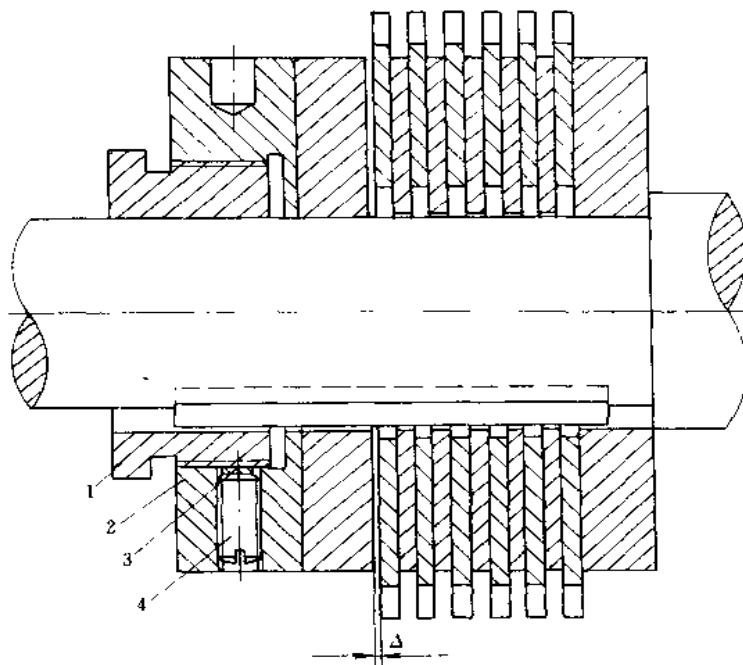


图 1-4-5 螺套调整机构

1—螺套; 2—压盘; 3—软金属防松垫; 4—螺钉

图 1-4-5 所示为螺套调整机构。转动压盘 2 进行间隙调整, 用螺钉 4 锁紧。可以连续进行调整。

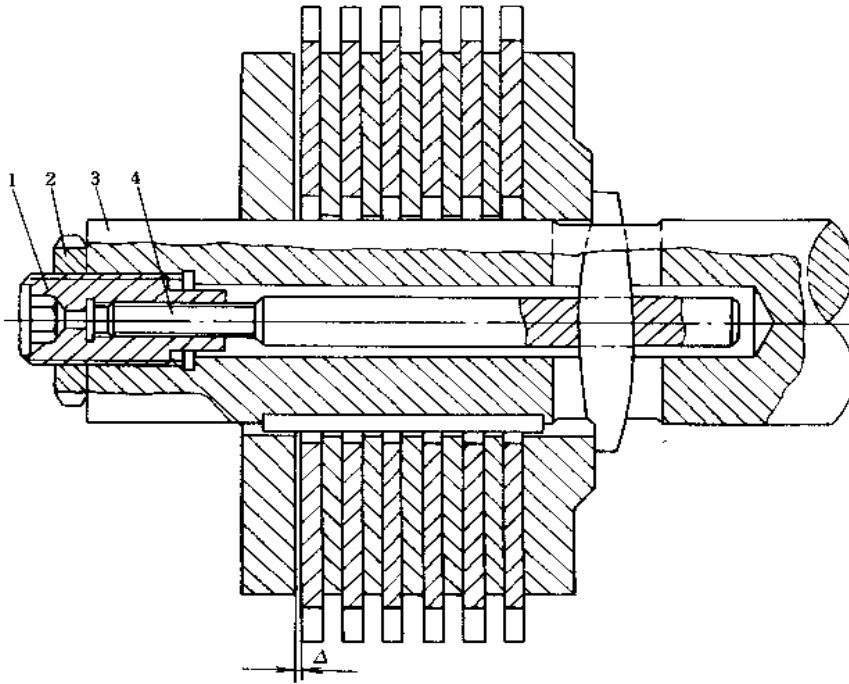


图 1-4-6 串联螺杆调整机构

1—调整杆；2—螺母；3—轴；4—拉杆

图 1-4-6 所示为串联螺杆调整机构。旋转带有内外螺纹的调整杆 1，使拉杆 4 作轴向移动来调整摩擦片间的间隙，然后用螺母 2 锁紧。

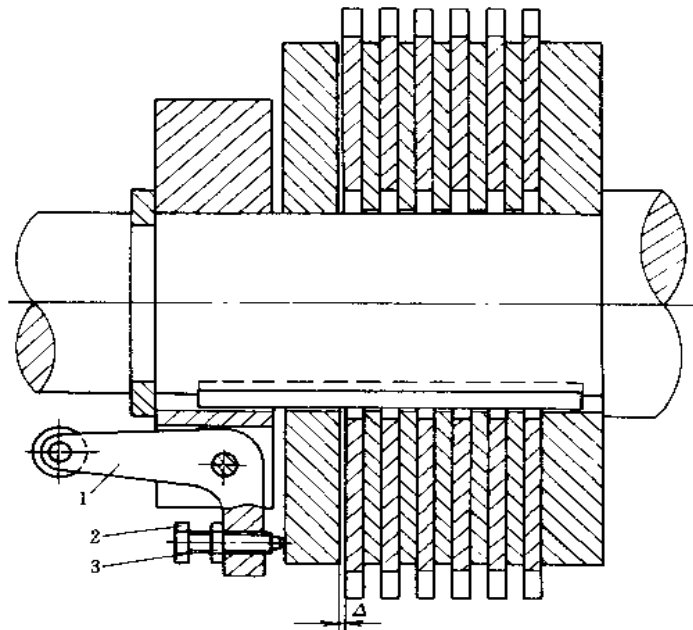


图 1-4-7 螺钉调整机构

1—杠杆；2—螺钉；3—螺母

图 1-4-7 所示为螺钉调整机构。用螺钉 2 调整摩擦片间的间隙，用螺母 3 锁紧。

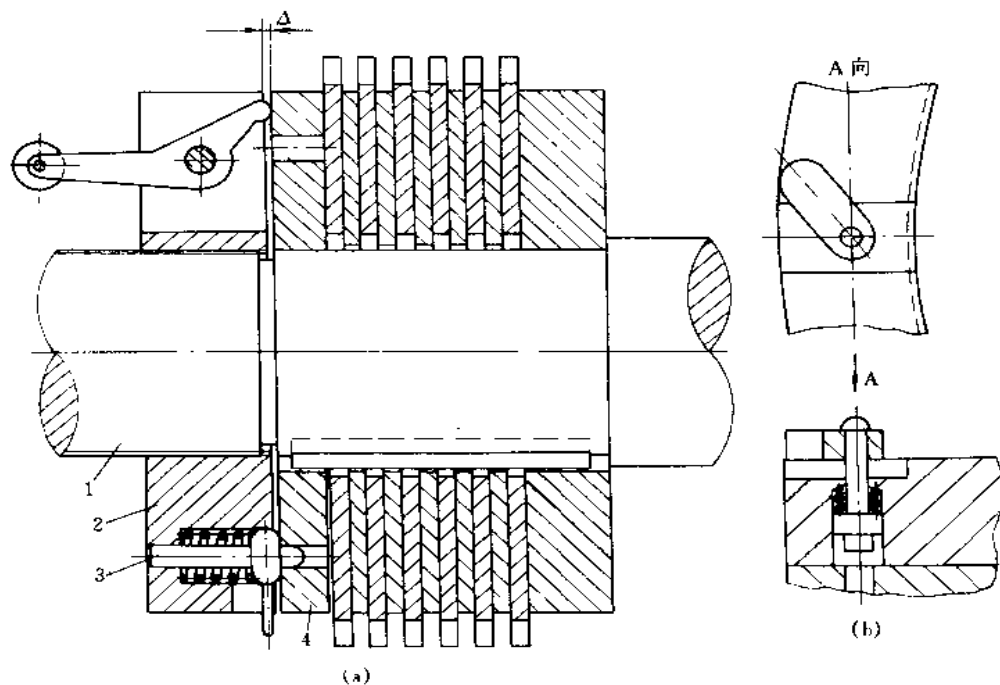


图 1-4-8 弹簧销调整机构  
1—轴；2—螺母；3—销；4—压盘

图 1-4-8 所示 a 为弹簧销调整机构。在压盘 4 上开有若干个不等距的圆孔，拨起弹簧销 3，转动螺母 2，调整间隙，然后再把销 3 插入压盘 4 的圆孔中。这种机构只能进行有级调整。图 b 为另一类似的锁紧形式。

## (2) 分片机构

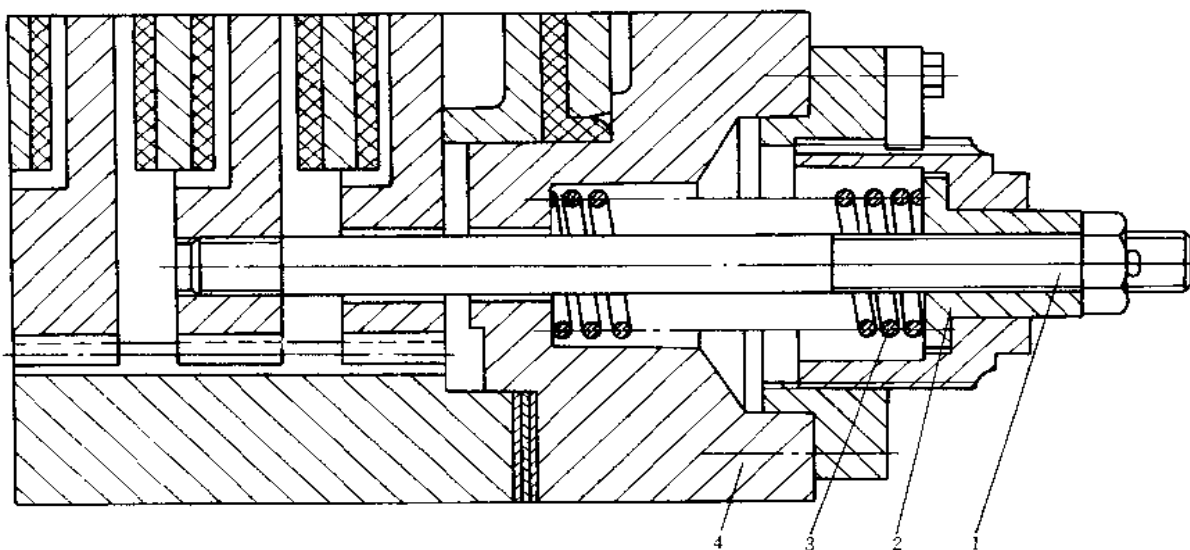


图 1-4-9 弹簧拉杆分片机构  
1—拉杆；2—螺套；3—弹簧；4—壳体

图 1-4-9 所示为弹簧拉杆分片机构。当离合器的压紧力释放后，弹簧 3 通过螺套 2 带动拉杆 1 使摩擦片分离。沿圆周分布的每一个盘都设一套机构，以保证每个盘都能彻底分离。

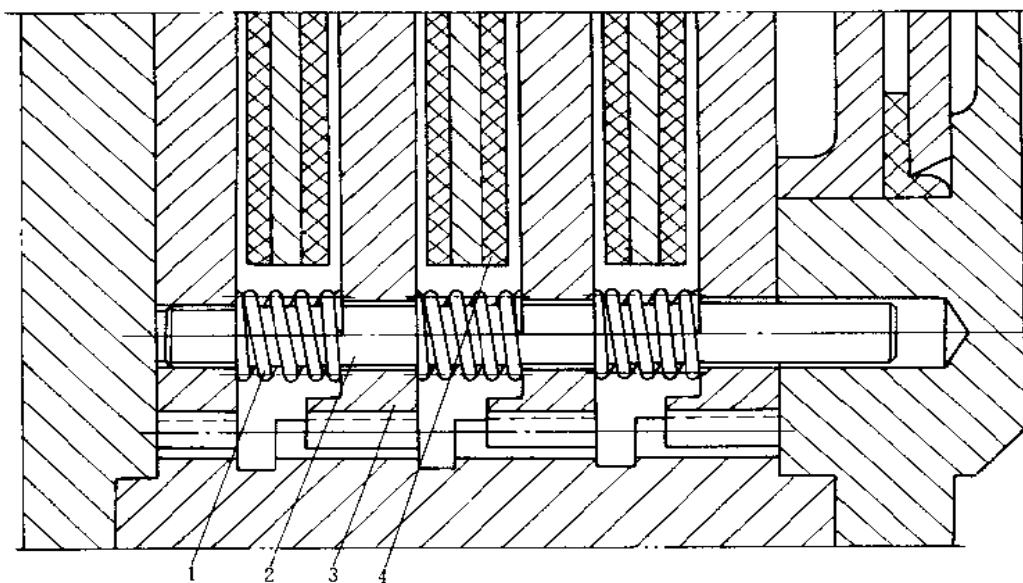


图 1-4-10 串联弹簧分片机构  
1—压簧；2—导向杆；3—外盘；4—内盘

图 1-4-10 所示为串联弹簧分片机构。两外盘之间设压簧 1，操纵力释放后，压簧 1 将外盘逐个推开，使之与内盘彻底分离。

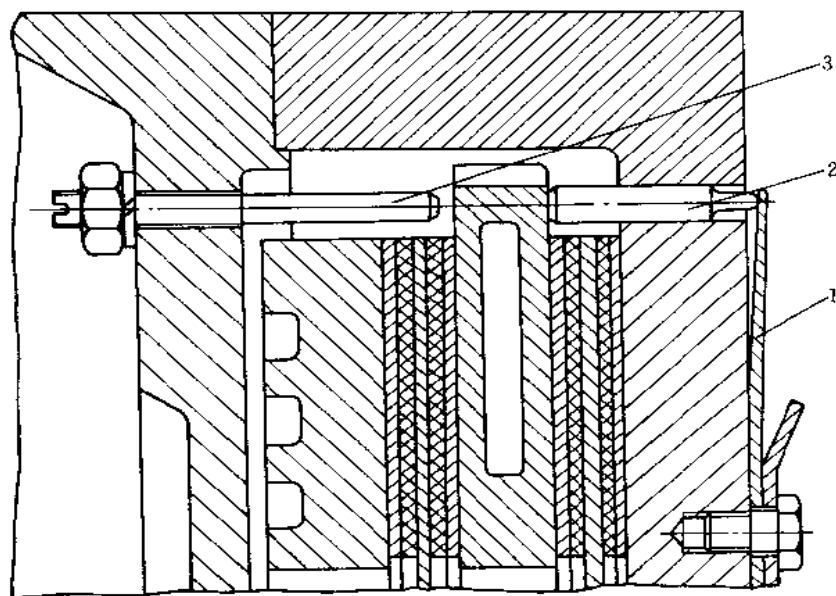


图 1-4-11 片簧推杆分片机构  
1—片簧；2—推杆；3—限位杆

图 1-4-11 所示为片簧推杆分片机构。当操纵力释放后，由片簧 1 压推杆 2 使摩擦片分离，螺杆 3 是限位杆。这种机构多用于大型离合器中。

### 3 机械离合器

#### 3.1 片式离合器

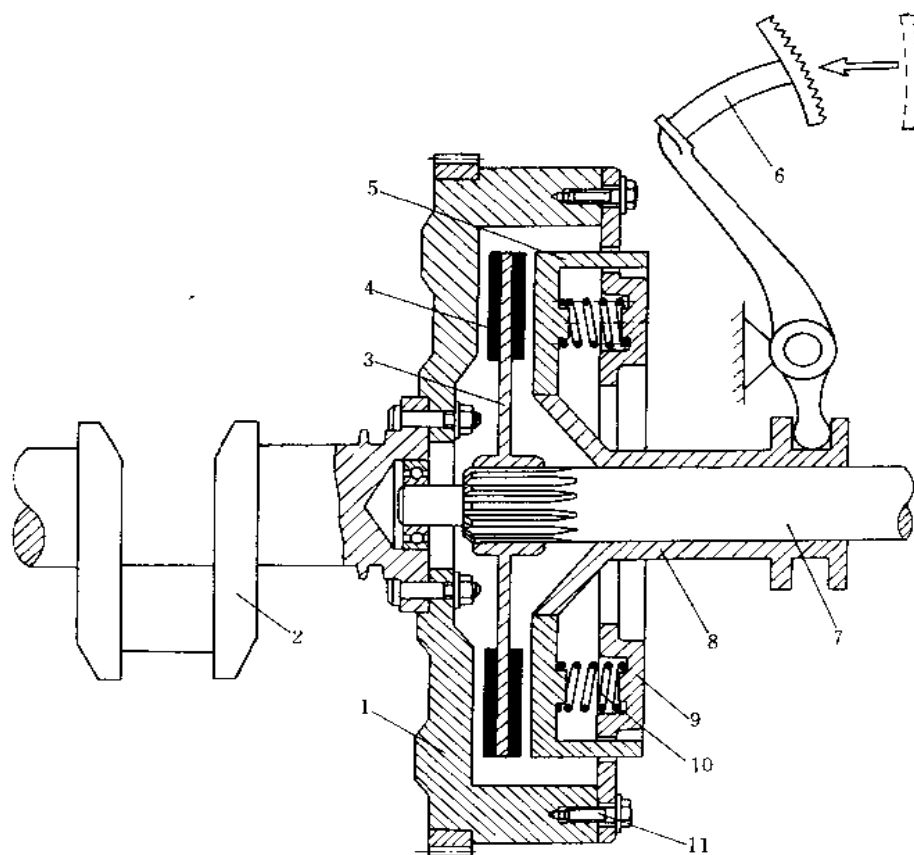


图 1-4-12 单片离合器工作原理

1—飞轮；2—曲轴；3—从动盘；4—摩擦片；5—压盘；6—踏板；7—从动轴；8—滑套；  
9—离合器盖；10—压紧弹簧；11—螺栓

图 1-4-12 所示为单片离合器工作原理图。单片离合器的主动部分由飞轮 1、压盘 5 和离合器盖 9 等组成。压盘边缘的凸起部分伸入离合器盖的窗孔中，盖又用螺栓 11 和飞轮 1 连接。飞轮 1 和曲轴 2 固定在一起，因而飞轮 1 旋转时，压盘 5 和盖 9 一起同步旋转。压紧弹簧 10 的作用是把压盘 5 压向飞轮 1。从动盘 3 和轴 7 以花键联接，并可沿从动轴作轴向移动。当松开离合器踏板（图示虚线位置），压紧弹簧 10 将从动盘摩擦片 4 压紧在飞轮和压盘之间，离合器接合。当踏下踏板 6，踏板支点下端臂向右移动，带动滑动套 8 沿从动轴向右移动，克服压紧弹簧 10 的弹力将压盘拉向右方，使从动盘 3 和飞轮 1 分离，此时离合器分离，中断动力传递。

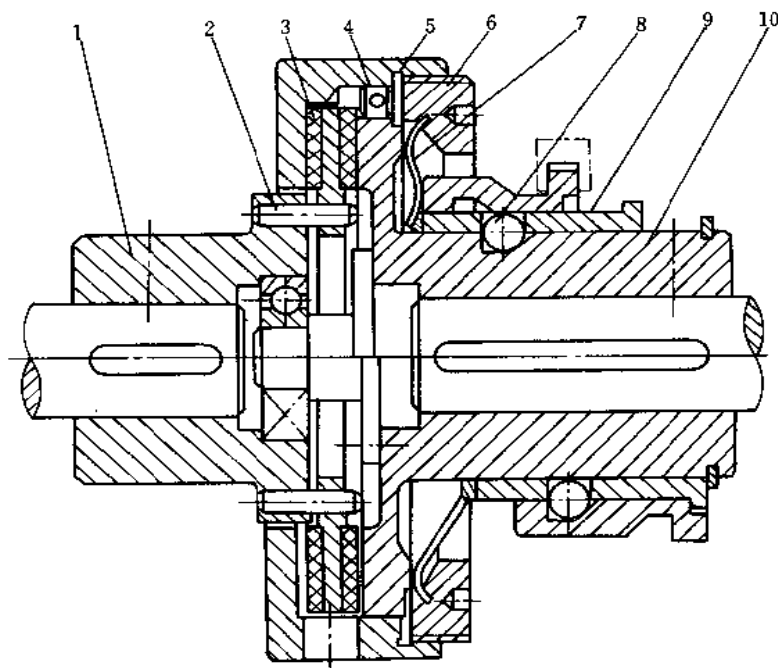


图 1-4-13 干式单片离合器（一）

1—轴套；2、4—导销；3—摩擦片；5、10—压盘；  
6—调节环；7—碟形膜片弹簧；8—钢球；9—承压盘

图 1-4-13 所示为干式单片离合器，图示上半部分表示接合状态，下半部分表示分离状态。离合器接合时操纵杠杆的拨叉使钢球接合机构的承压盘 9 向左移动，将钢球 8 压入主动轴套的槽内（见图的上部），碟形膜片弹簧 7 受压变形，迫使压盘 10 向左拨动，同时调节环 6 带动左压盘 5 向右移动，于是就将套在导销 2 上的摩擦片 3 夹紧，实现主从动部分的联接。离合器分离时，承压盘 9 向右拨动，依靠碟形膜片弹簧 7 的弹力，使压盘 5、10 与摩擦片 3 分开，实现分离（见图示下半部）。

这种离合器的接合机构的接合比较平稳。空转时，可通过调节环调整摩擦片的间隙。适用传递转矩范围为  $15 \sim 3000 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

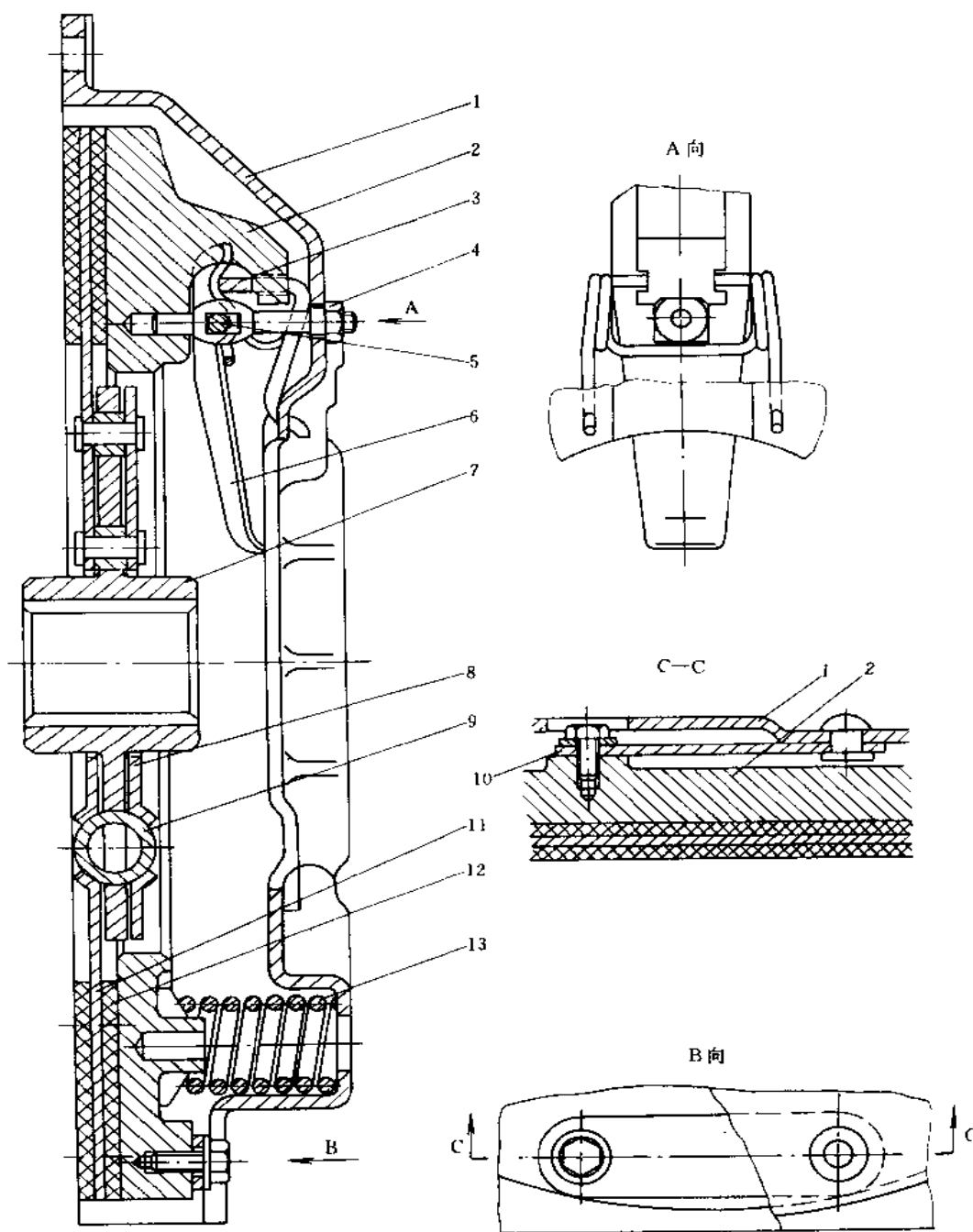


图 1-4-14 干式单片离合器 (二)

1—盖；2—压盘；3—摆动块；4—调节螺母；5—浮动销；6—分离杠杆；7—从动轮毂；8—减振摩擦片；  
9—减振弹簧；10—传动片；11—从动盘；12—摩擦片；13—压紧弹簧

图 1-4-14 所示为干式单片离合器，其左侧为飞轮（图中未画出）。本结构是用传动片 10 带动压盘 2 的传动方式和摩擦较小的摆动块式分离机构。固定在飞轮上的盖 1 和压盘 2 采用



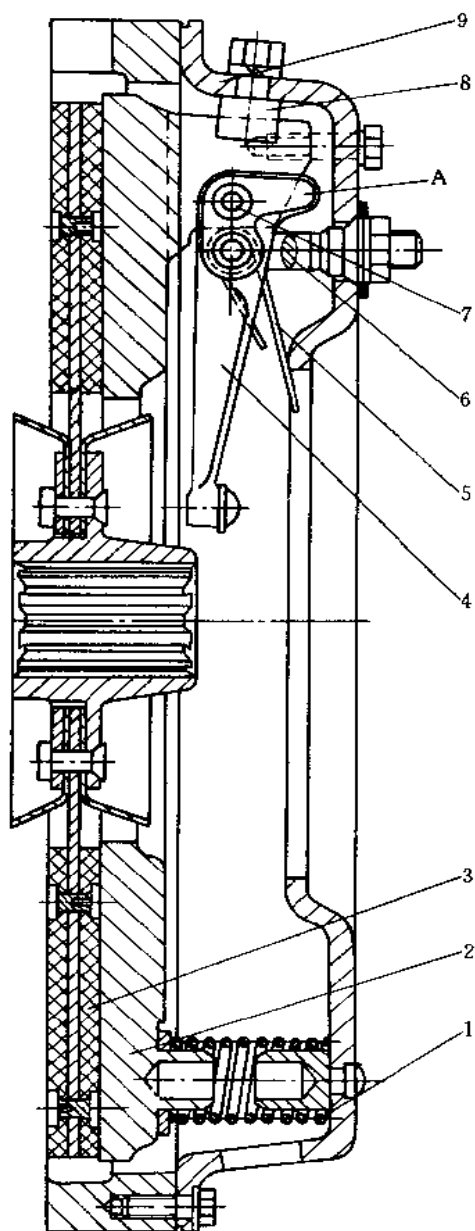


图 1-4-15 带离心杠杆的干式单片离合器  
1—压紧弹簧；2—压盘；3—从动摩擦盘；4—带离心体的分离杠杆；  
5—保持弹簧；6—浮动支承；7—铰链轴；8—导销；9—壳体

这种结构的缺点是压盘与从动盘的同轴性不好，接合时有冲击、噪音，加上压盘 2 用导销 8 与壳体滑装，二者之间有相对移动，产生磨损，分离时不能保证分离间隙。

传动片 10 联接，由弹簧钢制成的 4 组传动片在离合器分离时发生弹性变形，保证摩擦片间有一定的间隙，并可保持压紧盘的平衡对中，避免导销结构因表面磨损引起的冲击和噪音，接合平稳。当操纵分离杠杆 6、浮动销 5 和摆动块 3 使压盘 2 向右移动时，可实现离合器分离。通过调节螺母 4 的轴向位置，可以调整轴向分离间隙。这种结构离合器常用于汽车。

图 1-4-15 所示为带离心杠杆的单片离合器，本结构由多个螺旋压缩弹簧 1 通过压盘 2 把摩擦盘 3 始终压到飞轮盘上（图示左侧的飞轮未画出），使离合器接合，是一种常闭式离合器。推动分离杠杆 4 绕浮动支承 6 顺时针方向转动，借铰链轴 7 将压盘 2 抬起，使离合器分离。当离合器高速旋转时，杠杆 4 端部有一重块 A，在离心力的作用下，产生径向甩出趋势，使杠杆逆时针旋转，有一附加压力作用到压盘 2 上，将从动摩擦盘 3 压得更紧，保证汽车高速行驶时，不致于出现转矩不足现象。

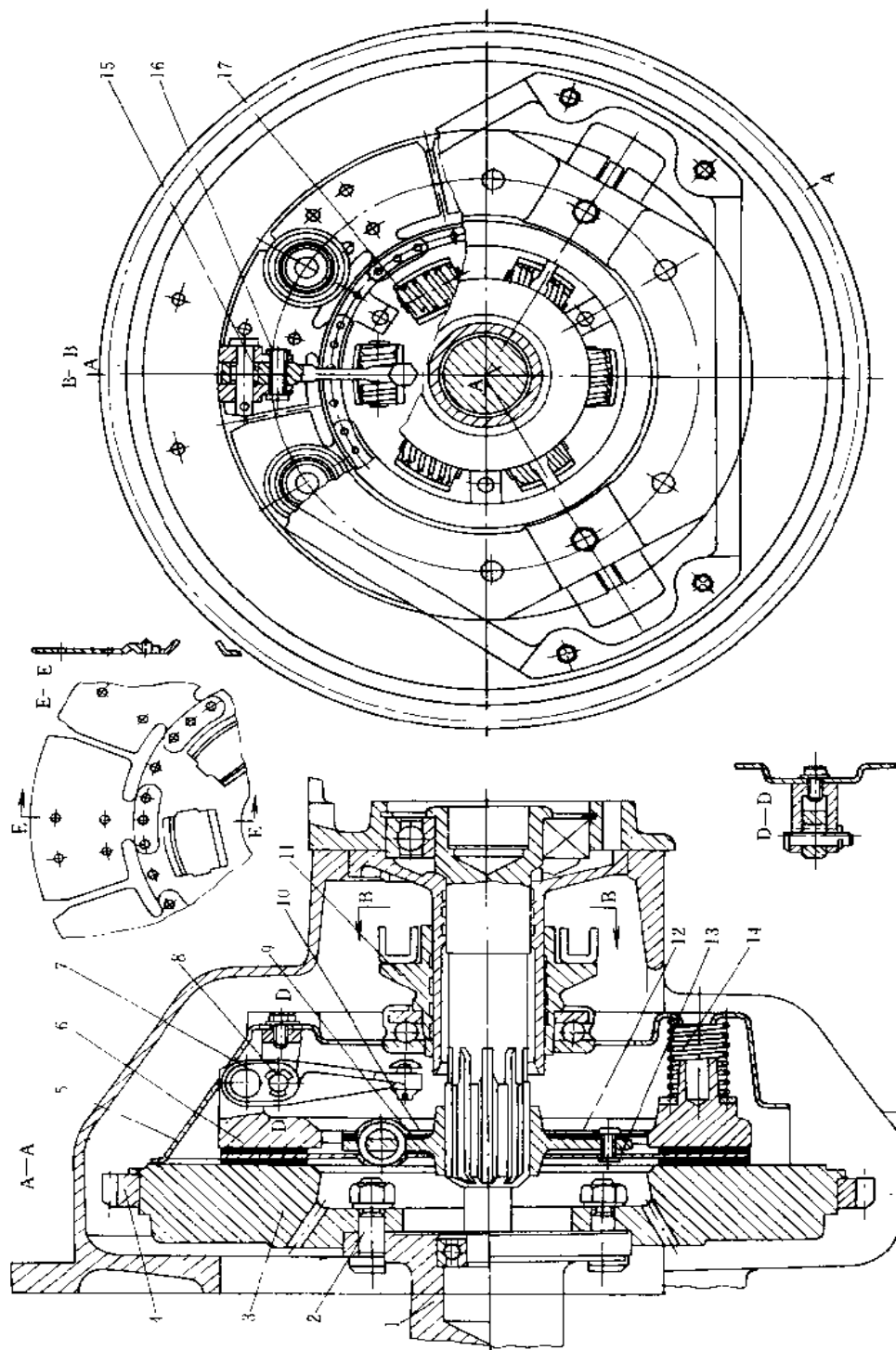


图 1-4-16 单片离合器 (一)

1 发动机曲轴; 2 联接带销螺栓; 3 发动机飞轮; 4 起动齿圈; 5 壳体; 6—压盘; 7—分离杆; 8—浮动销轴; 9—从动盘壳; 10—阻尼衬; 11—分离套筒; 12、13—阻尼盘; 14—压簧; 15—滚针轴承; 16—挠性销; 17—减震扭簧

图 1-4-16 所示为单片离合器的结构。本结构用分离杠杆 7 切断主机动力，便于变速箱的机械换档，平稳起动以及使主机在无载荷下起动。它还能在过大的载荷下打滑，保护传动系统的零部件。这种离合器通常安装在主机与机械换档的变速箱中间，广泛用于汽车、拖拉机及工程机械等设备中。当无变速箱时，也可在主机与工作机械之间使用。

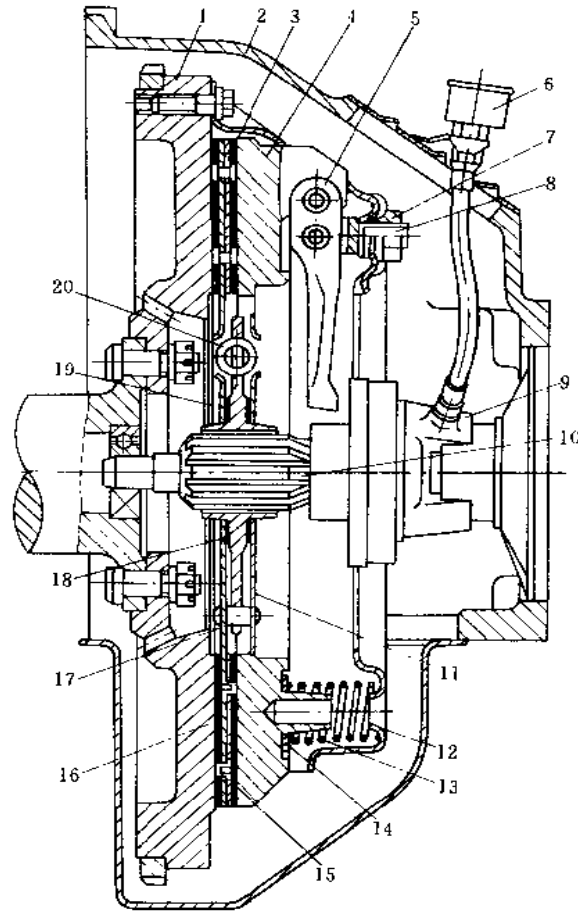


图 1-4-17 单片离合器 (二) (GB 5728—85)

1—飞轮；2—离合器壳；3—从动盘摩擦片；4—压盘；5—分离杆；6—油杯；7—调整螺母；8—支承叉；9—分离套筒；10—变速器第一轴；11—减振盘；12—离合器盖；13—压紧弹簧；14—隔热垫片；15—弹簧片；16—从动盘；17—限位销；18—减振摩擦片；19—从动盘毂；20—减振弹簧

图 1-4-17 所示为汽车用的单片离合器的结构。从动摩擦片 3、压盘 4、分离杆 5 及压紧弹簧 13 均装在离合器盖 12 内。离合器盖用 6 个螺栓固定在发动机的飞轮 1 上，飞轮和压盘均为主摩擦面。压盘 4 经三个嵌在离合器盖窗孔内的凸台被离合器盖及飞轮带动旋转。在飞轮和压盘之间装有从动摩擦片 3，从动盘毂 19 的花键孔装在变速箱第一轴上。压紧弹簧 13 沿圆周均匀分布于分离杆 5 之间，在压紧弹簧作用下，压盘将从动盘压紧在飞轮上实现离合器结合。反之，离合器分离。为了减少摩擦，在分离杆的中间支点改用滚针支承。为了防止分离杆的运动产生干涉，调整螺母 7 由弹簧拉紧并以球面靠在离合器盖 12 上，可使支承叉相对离合器盖作相应摆动。

这种结构离合器适用于轻型载重汽车和轻型越野汽车上。

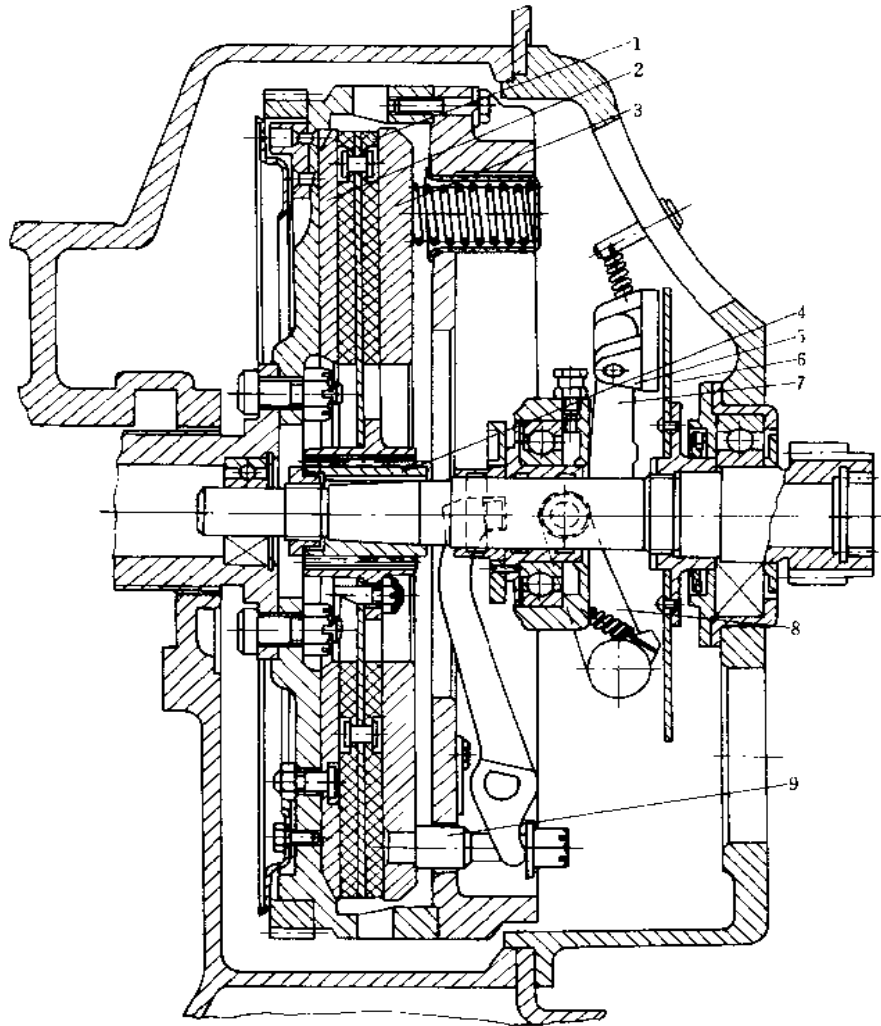


图 1-4-18 单片离合器 (三)

1—从动摩擦片；2—主动摩擦片；3—压盘；4—轴套；5—制动闸瓦；  
6—制动盘；7—连杆；8—离合连杆；9—销

图 1-4-18 所示为切向分布杆单片离合器的结构。当离合连杆 8 作用于装有制动闸瓦 5 的制动连杆 7，制动闸瓦 5 压紧安装在变速箱轴上的制动盘 6，离合器分离，此时与离合器从动部件相连的变速箱的转动零件受到一定制动作用，可以在低速档切换成高速档时减轻对变速箱轮齿的冲击载荷，但使高速档切换到低速档的变速效果不好。

连杆切向分布在分离离合器时减轻轴向载荷。

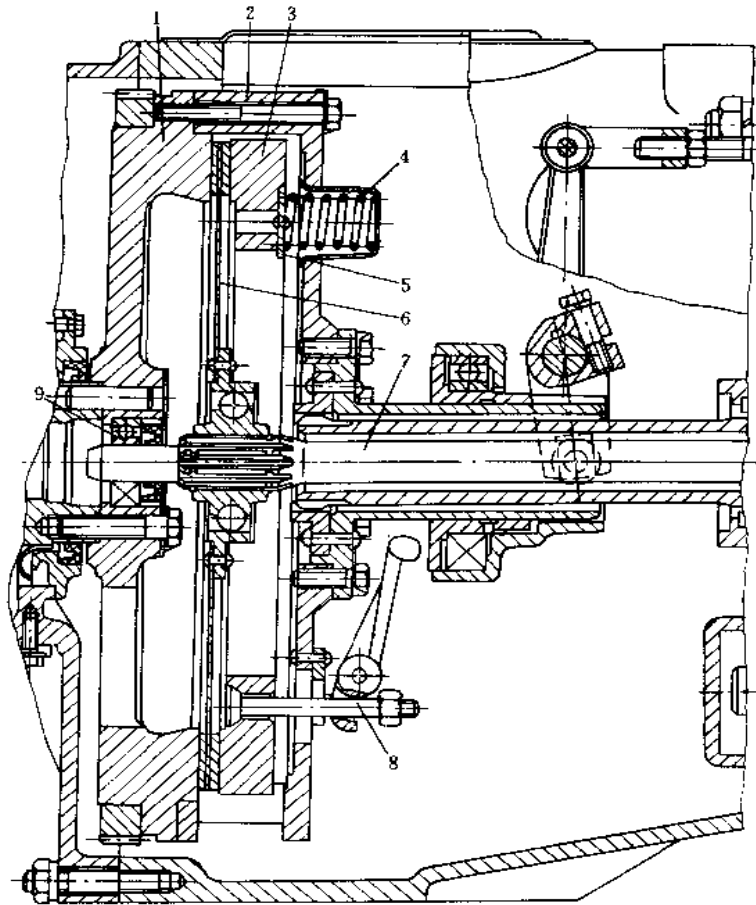


图 1-4-19 单片离合器（四）

1—飞轮；2—离合器壳；3—压盘；4—弹簧；5—垫圈；  
6—从动盘；7—一次轴；8—销；9—轴承

图 1-4-19 所示为轻型拖拉机用的单片离合器的结构。这种离合器的从动盘 6 由内外两圈盘毂和中间角接触球轴承组成，因而从动盘可以轴向自由窜动，也可以有一定的径向摆动。

从动盘安装在变速箱的一次轴的花键上，使离合器可以对准中心。

这种结构的离合器多用于轻载的拖拉机上。

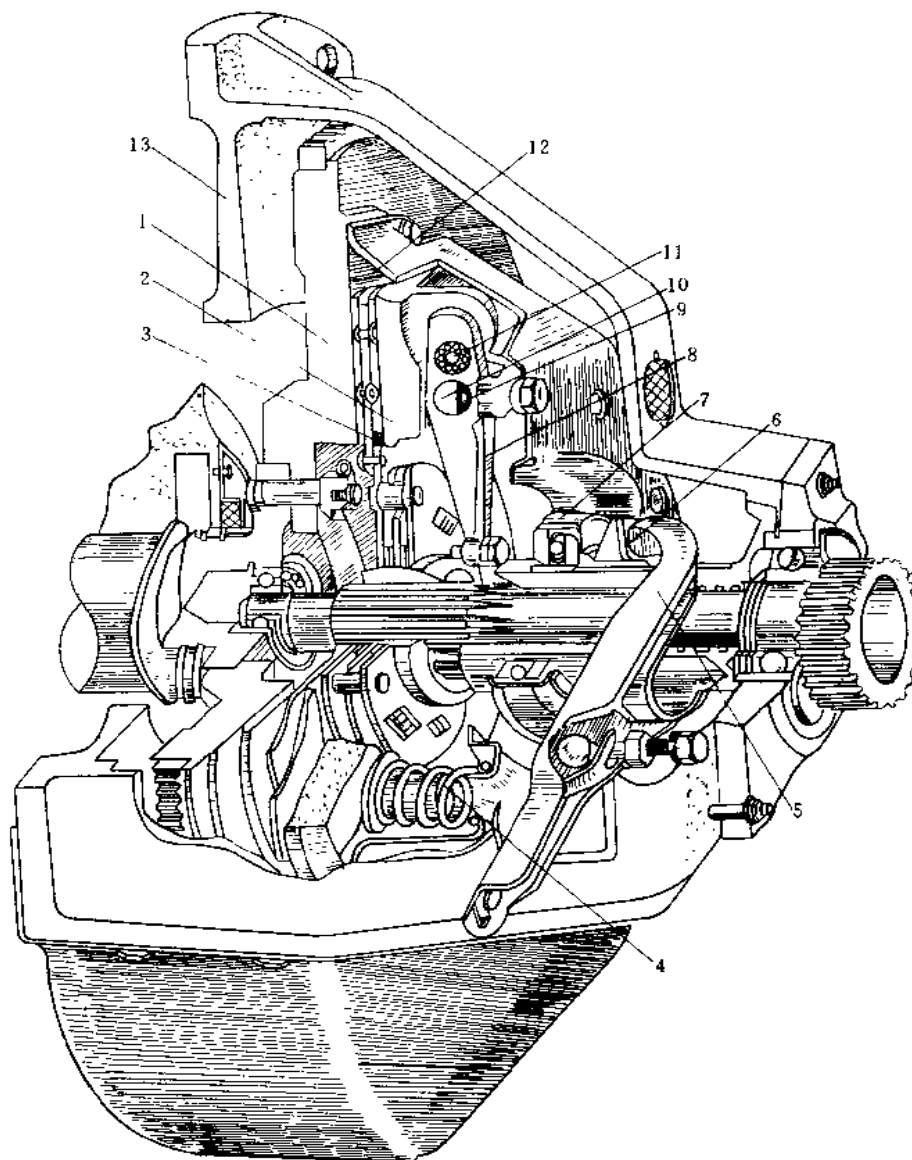


图 1-4-20 单片离合器 (五)

1—飞轮；2—压盘；3—从动盘总成；4—压紧弹簧；5—分离叉；6—分离套筒；7—轴承；8—杠杆；9—滚柱；  
10—支架销；11—滚针轴承销；12—离合器盖；13—飞轮壳

图 1-4-20 所示飞轮 1、压盘 2 和离合器盖 12 为离合器的主动部分。压盘 2 上有三个凸起部分插入离合器的三个孔中，它们之间为间隙配合。压盘 2 既可随飞轮 1 一起转动又可相对飞轮作轴向移动。压盘 2 的凸起部分和离合器盖 12 的三个孔的间隙配合起到传力、定心和导向作用。从动轴和从动盘 3 为从动部分。为了减弱变速、换档时的冲击，要求从动盘总成质量尽可能轻，以减少转动惯量。分离杠杆 8、分离叉 5、分离套筒 6 和分离轴承 7 组成操纵部分。当分离杠杆 8 转动时，其外端孔中心的运动轨迹是一圆弧，而分离杠杆 8 与压盘 2 是用销作简单铰链连接的，因而只允许分离杠杆 8 外端随压盘 2 作直线移动。为了消除这种运动干涉现象，在结构上允许分离杠杆作径向移动，采取在分离杆的支架销上切一平面，并在分离杠杆 8 的支承孔与平面之间插入一个短圆销的措施。

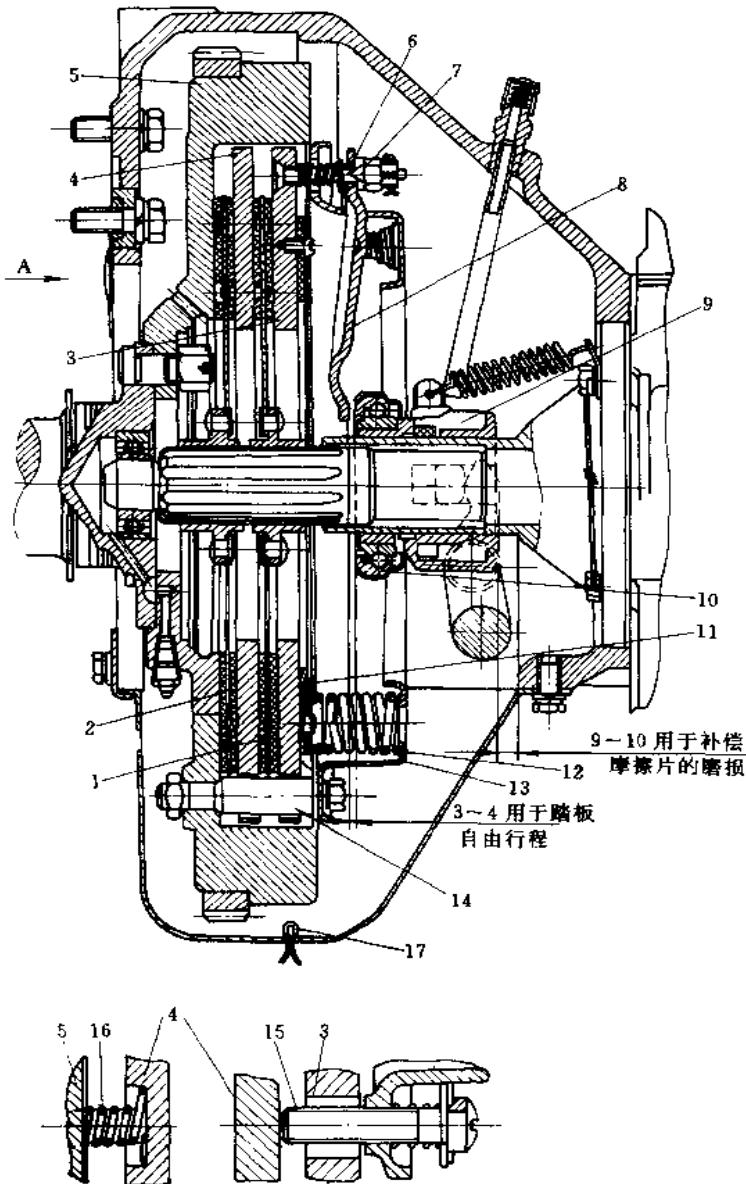


图 1-4-21 双片离合器 (GB5728—85)

1、2—从动盘；3—压盘；4—中间压盘；5—飞轮；6—分离杆连接螺栓；7—调整螺母；8—分离杠杆；9—分离套筒；10—分离轴承；11—隔热垫；12—压紧弹簧；13—离合器盖；14—传动销；15—限位螺钉；16—分离弹簧；17—磁性开口销

图 1-4-21 所示为双片离合器的结构。从动盘 1、2 夹在飞轮 5、中间压盘 4 及压盘 3 之间。在飞轮 5 上压入 6 个传动销 14，并用螺母固紧。压盘 3 和中间压盘 4 借助相应的孔松套在传动销 14 上，故可在销上作轴向移动。离合器盖 13 用螺钉固定在传动销 14 的内侧。这样，发动机的动力便通过飞轮 5 经传动销 14 同时传给压盘 3 及中间压盘 4。主、从动盘的两对摩擦副由 12 个沿圆周分布的螺旋弹簧 12 压紧，使离合器接合。分离时压盘 3 直接由 6 个分离杠杆 8 通过螺栓 6 向后拉动，而中间压盘 4 则被装在它和飞轮 5 之间的三个螺旋弹簧 16 推向后方，与从动盘 2 脱离接触，离合器分离。限位螺钉 15 限制中间压盘的行程。

这种结构离合器在不增加压紧弹簧压紧力和飞轮尺寸的情况下，可以传递较大的扭矩，因此它适用于大吨位的载重汽车和个别的中吨位载重汽车。

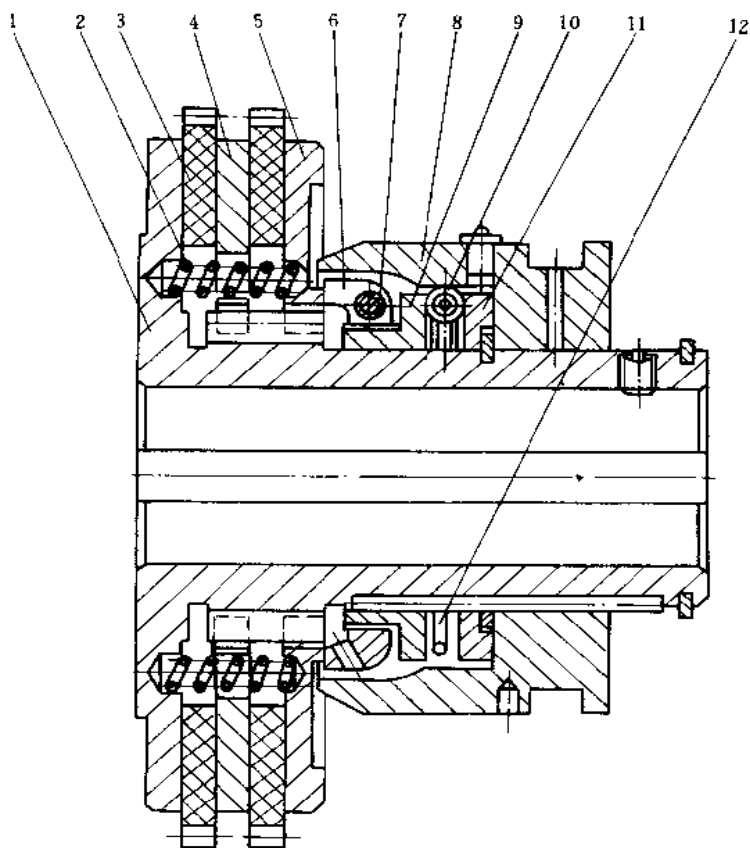


图 1-4-22 带辊子接合机构的双片离合器

1—输入轴；2—分离弹簧；3—摩擦盘；4—中间盘；5—压盘；6—可调接合环；7—锁紧螺钉；8—接合子；  
9—活动支承盘；10—接合辊子；11—固定支承盘；12—保持弹簧

图 1-4-22 所示为带辊子接合机构的双片离合器。当接合辊子 10 与固定支承盘 11 及活动支承盘 9 为线接触时，离合器接合，如图所示。当接合子 8 右移直到其上的左端内圆周面与接合辊子 10 接触，由保持弹簧 12 将接合辊子 10 径向张开，并由分离弹簧 2 将压盘 5 推开，离合器分离。

本结构特点是采用滚子接合机构，当离合器接合时，接合辊子被锁在接合子的内圆周面内，高速运转时可不受离心力影响，可保持恒定的传递能力。



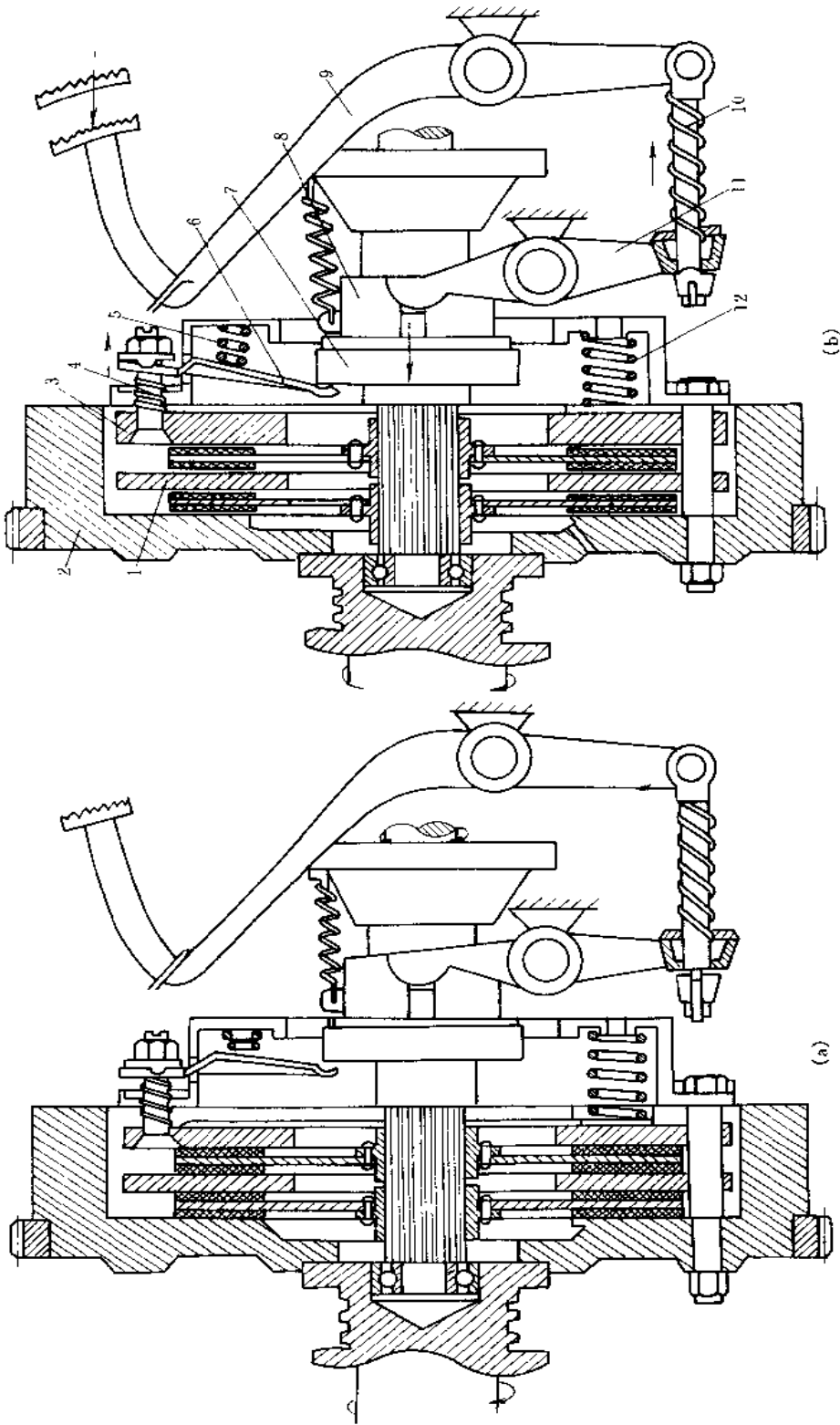


图 1-4-23 双片离合器机械操纵机构

(a) 传递动力时；(b) 切断动力时

1—中间压盘；2—飞轮；3—压盘；4—螺栓；5—分离杠杆弹簧；6—杠杆；7—轴承；8—套筒；9—踏板；10—拉杆；11—分离叉；12—压紧弹簧

图 1-4-23 所示为双片离合器机械操纵原理图，当放松离合器踏板 9 时，压紧弹簧 12 压紧压盘 3，离合器接合，如图 a 所示。当踏下离合器踏板 9 时，分离器拉杆 10 拉动分离叉 11，推动套筒 8 和轴承 7，使分离杠杆向左移动，通过分离杠杆连接螺栓 4 拉动压盘 3 向右移，压盘弹簧 12 受到压缩，压盘 3 和中间压盘 1 不受压紧力，离合器分离，如图 b 所示。

本机构具有结构简单、使用维护方便等优点；但有操纵费力，结构尺寸大等缺点。

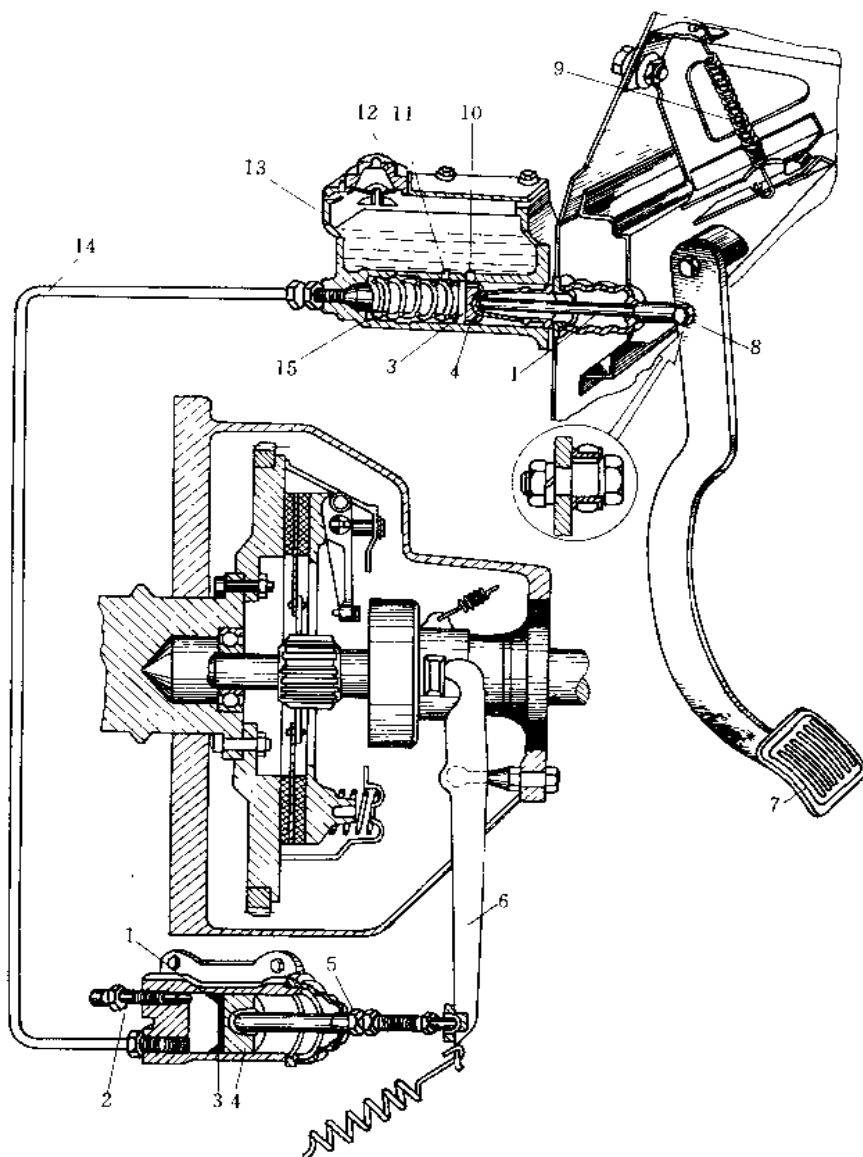


图 1-4-24 片式离合器液压操纵机构

1—推杆；2—放气阀；3—皮碗；4—活塞；5—调节螺母；6—分离叉；7—踏板；8—偏心螺栓；9—弹簧；  
10—补油孔；11—回油孔；12—加油螺塞；13—液压泵壳；14—油管；15—弹簧

图 1-4-24 所示为离合器液压操纵机构图。当放松离合器踏板 7 时，总泵的回位活塞弹簧 15 伸长，推动活塞 4 移动，当皮碗 3 位移打开回油孔时，油管油压下降，此时分泵和油管的油流到总泵贮油室，分泵推杆 1、分离叉 6、分离套筒和分离轴承均回原位，离合器接合。当踏下离合器踏板 7 时，总泵推杆 1 推动总泵活塞 4 移动（活塞弹簧 15 受到压缩）。当皮碗 3 位移到将回油孔 11 盖住时，管路中油液受压，压力升高。在油压作用下分泵活塞推动分泵推杆，从而使分离叉 6 转动，带动分离套筒、轴承和分离杆等使离合器分离。

液压操纵机构具有摩擦阻力小，接合比较平稳，机件运动不受车架变形的影响等特点。

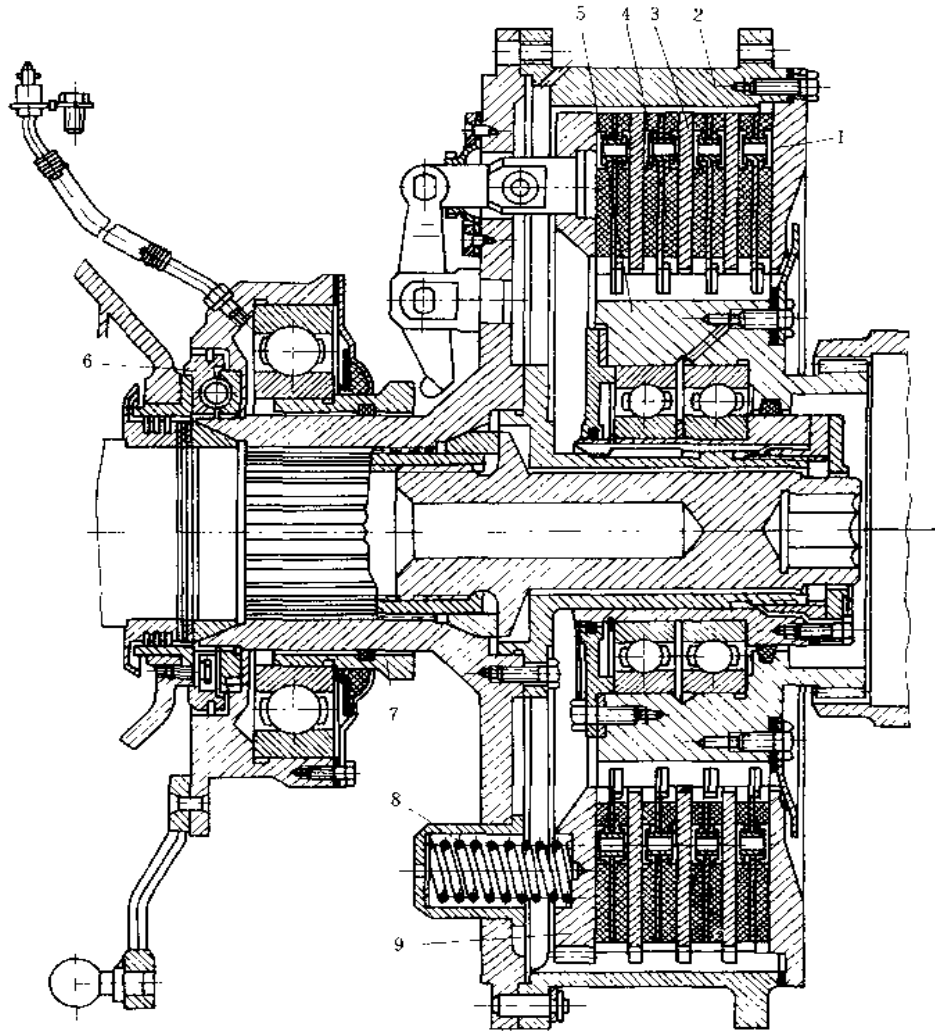


图 1-4-25 多片离合器

1—支承盘；2—外转筒；3—钢盘；4—从动片；5—内转筒；6—珠分离机构；7—套筒；8—弹簧；9—压盘

图 1-4-25 所示为多片离合器的结构图。这种离合器具有 4 个从动摩擦片。外转筒 2 与摩擦钢盘 3 相连，从动片 4 与内转筒 5 相连。分离机构由两个剖分盘（一个固定，一个活动）中置滚珠构成。拨动操纵杆活动滚珠盘转动，滚珠滚至斜面处，使活动滚珠盘发生轴向移动，通过套筒 7 将作用力传递给分离杆，使分离杆绕轴线转动，使压盘 9 放松，此时离合器分离。

这种结构离合器主要用于重型履带车辆上。

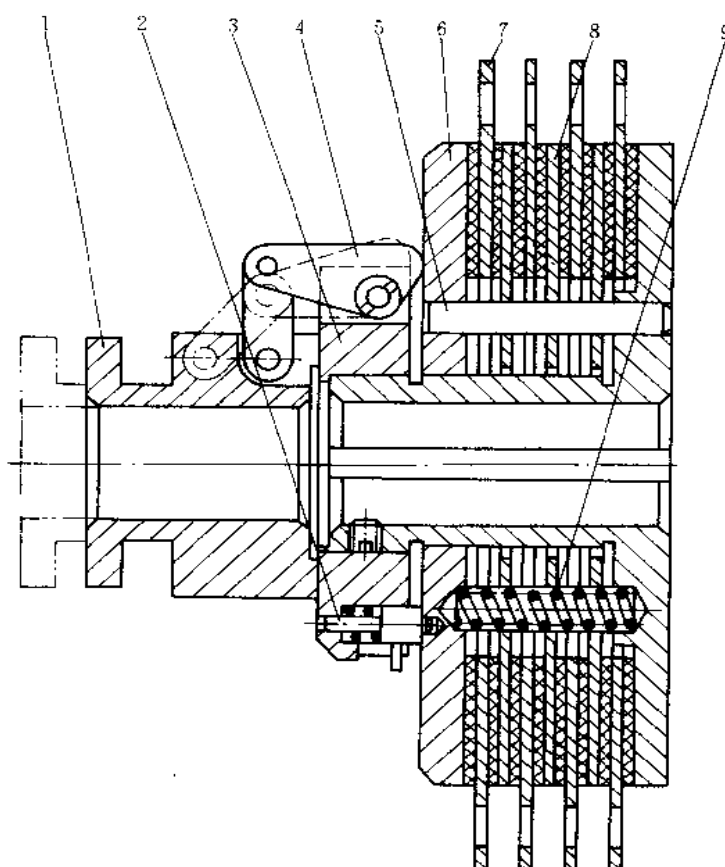


图 1-4-26 所示为干式多片离合器,采用铰链杠杆 4 通过接合子 1 推动压盘 6 夹紧摩擦片 7、8 (摩擦片 7、8 用导销 5 联接),实现离合器接合。由分离弹簧 9 推动压盘 6 向左使摩擦片分开,实现分离。

本结构适用于中小负荷。

图 1-4-26 干式多片离合器

- 1—接合子; 2—防松拨销;  
3—调整螺母; 4—铰链杠杆;  
5—导销; 6—压盘; 7—外片;  
8—内片; 9—分离弹簧

图 1-4-27 所示为湿式多片离合器。本结构采用互成  $120^\circ$  角度的三套径向杠杆压紧,当操纵系统向左推动接合子 9,接合子的锥面压下杠杆,以杠杆转销为支点,杠杆左端通过压盖侧面向右压紧摩擦片,实现离合器接合。操纵接合子 9 向右移动,压紧力消失,离合器分离。

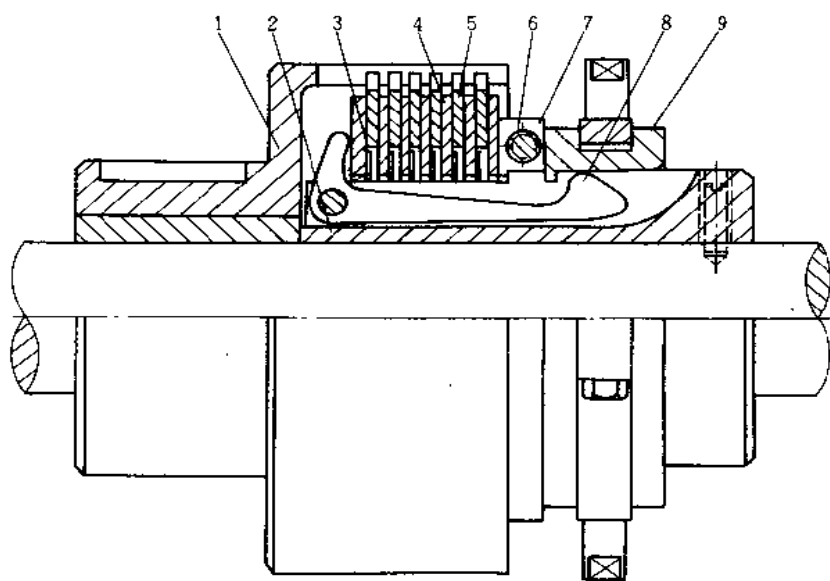


图 1-4-27 湿式多片离合器

- 1—从动壳体; 2—输入轴; 3—曲片; 4—内片; 5—外片; 6—锁紧螺钉;  
7—开口螺母; 8—接合杠杆; 9—接合子

### 3.2 牙嵌离合器

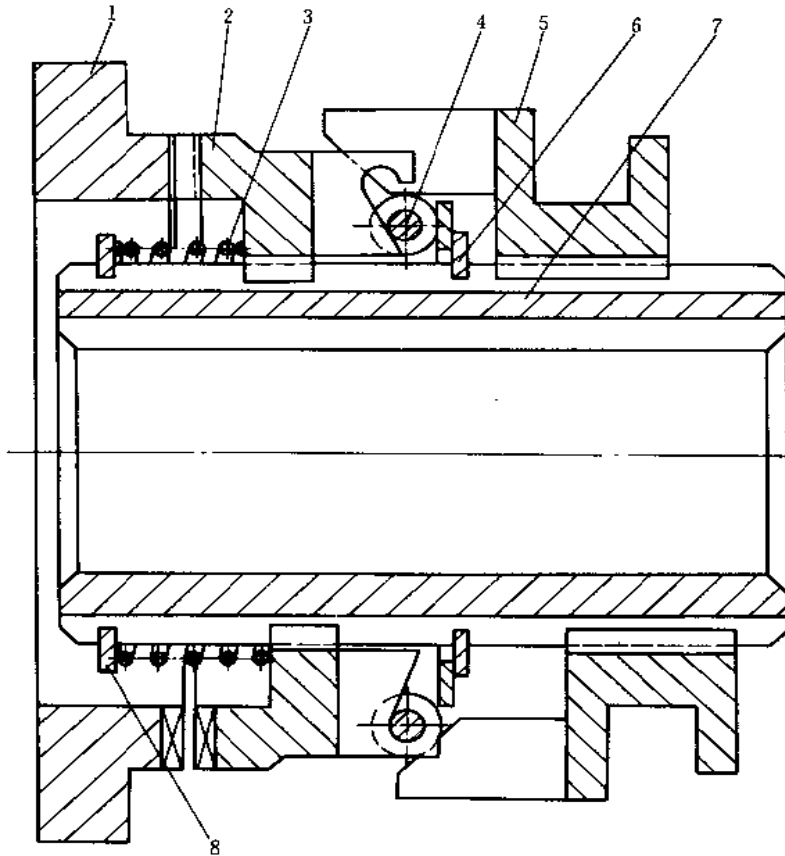


图 1-4-28 牙嵌离合器

1—主动牙嵌盘；2—从动牙嵌盘；3—弹簧；4—辮子；5—接合子；6—挡圈；  
7—输出轴；8—弹簧挡圈

图 1-4-28 所示为带辮子接合机构的牙嵌离合器的结构。当接合子 5 向左移动时，其上的斜面使辮子 4 径向收缩，辮子的右侧有挡圈 6 阻止辮子右移，并依靠斜面上的轴向分力将从动牙嵌盘 2 向左推移，弹簧被压缩，主从动牙嵌盘 1 和 2 啮合，离合器实现接合，如图中上部所示。把接合子 5 向右推移，由弹簧 3 的推力在 2 的斜面上产生径向分力，随着 5 的不断右移逐渐把辮子径向推出，主从动牙嵌盘脱开，离合器分离，如图中下部所示。

这种结构离合器由于牙面上有轴向分力，所以要求接合机构在离合器接合后具有自锁的功能。

### 3.3 齿形离合器

图 1-4-29 所示为齿形离合器的结构。件 1 上有内齿，件 2 上有外齿且带接合部分可左右移动，它向左移，件 1、2 啮合即离合器接合，图示为离合器的分离状态。

这种结构离合器能传递较大的扭矩。

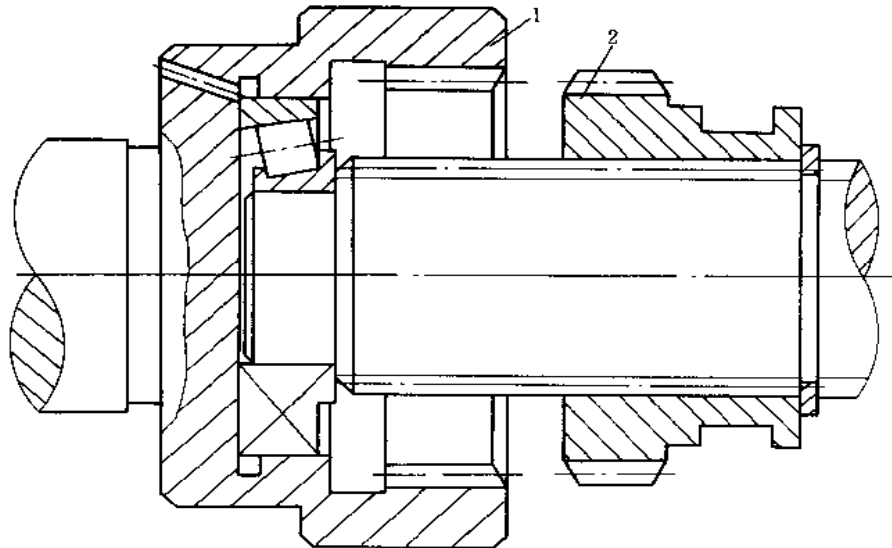


图 1-4-29 齿形离合器

1—内齿轮；2—外齿轮

## 3.4 销式离合器

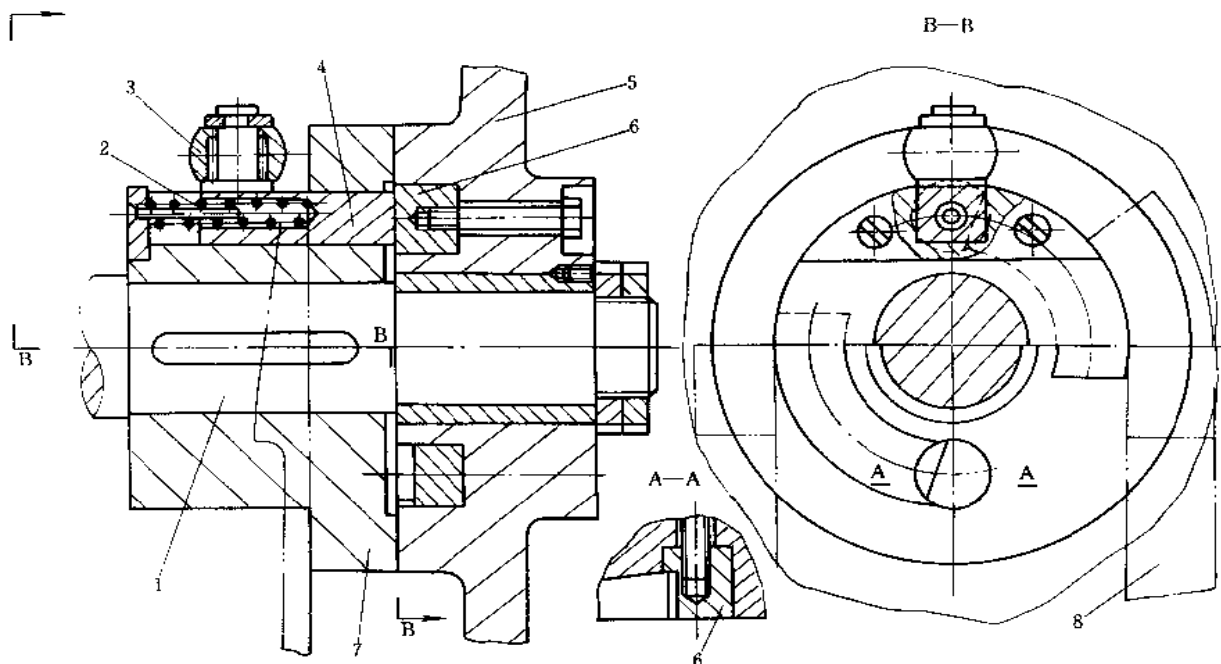


图 1-4-30 滑销离合器

1—输出轴；2—压簧；3—辊轮；4—方形滑销；5—主动轮；6—抗磨块；7—轴套；8—斜楔

图 1-4-30 所示为滑销离合器的结构。动力由主动轮 5 输入，经由可更换的抗磨块 6 传给方形滑销 4，滑销 4 装在轴套 7 中，通过轴 1 将动力输出。由压簧 2 始终把方形滑销 4 压入 5 的方孔内。脱开时用斜楔 8 插入辊轮 3 与轴套 7 之间，把滑销从 5 中拨出。

这种结构离合器为常闭式，常用于剪板机。

图 1-4-31 所示为插销离合器的结构。动力由主动花键轴 1 输入，通过花键联接传给插销座 2。若干个一组的插销 4 置于插销座 2 的半圆形槽中，呈圆周均布。插销上开有缺口，接合子 5 能带动插销 4 左右移动。齿轮 3 和 6 上也开有与插销座对应的半径一致的半圆形槽，两者对齐后的圆孔直径与插销直径相等。当插销插入 3 的槽孔中，动力就传给齿轮 3，同理也可传给齿轮 6。

这种结构离合器适用于低速接合，中、低负荷下工作。

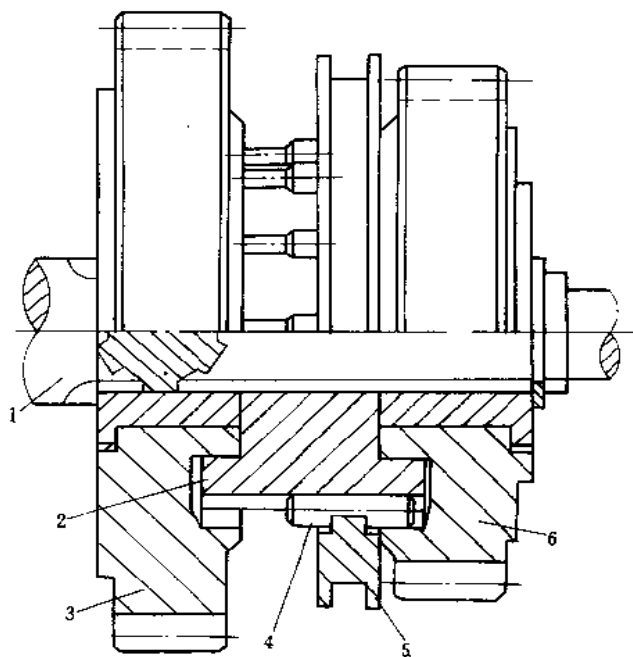


图 1-4-31 插销离合器

1—主动花键轴；2—插销座；3—从动齿轮；4—插销；  
5—接合子；6—从动齿轮

## 3.5 圆锥离合器

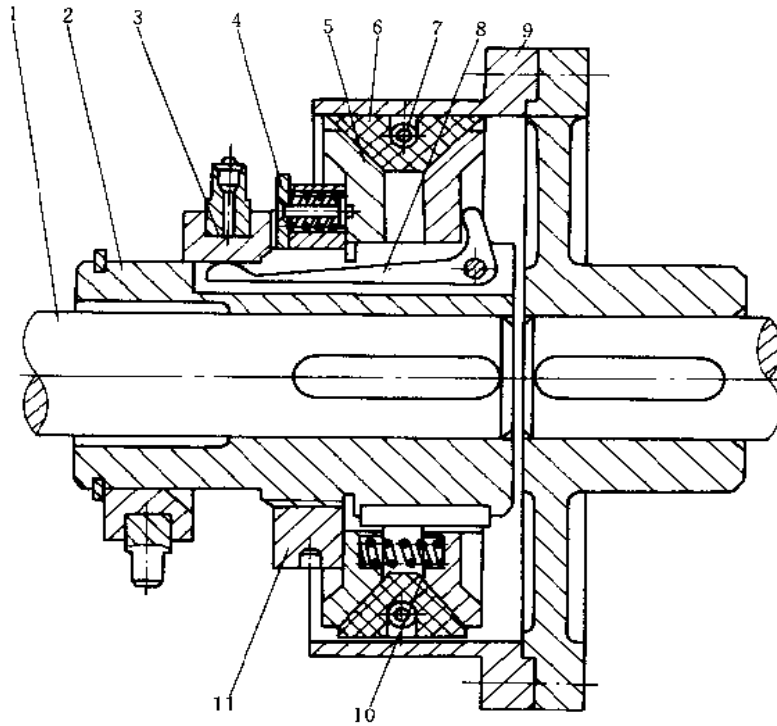


图 1-4-32 双锥离合器

1—输出轴；2—内轴套；3—压紧环；4—锁紧机构；5—外锥盘；6—内锥面摩擦块；7—收缩弹簧；8—径向杠杆；9—外壳；10—分离弹簧；11—调整螺母

图 1-4-32 所示为双锥摩擦离合器。图中两个相对安置的外锥盘 5 用滑键与内轴套 2 联接，当推动压紧环 3 向右压下径向杠杆 8 的左端，通过杠杆另一端使一对外锥盘彼此压紧由若干块组成的内锥面摩擦块 6，由于锥面上的径向分力，摩擦块 6 向外涨开并与外壳 9 的内表面压紧，从而实现离合器接合，如图上部所示。当压紧环 3 向左运动时在分离弹簧 10 作用下使两外锥盘 5 彼此推开，同时收缩弹簧 7 使内锥摩擦块 6 的分布直径减小与外壳内表面脱离接触，离合器实现分离如图下部所示。用调整螺母 11 可调整摩擦面间的间隙。

双锥摩擦离合器具有结构简单，接合较平稳，在直径相同、传递同样负荷的情况下，所需的接合力比单锥摩擦离合器约小  $2/3$  和分离彻底等优点。但它摩擦面积小，当需要传递大转矩时，其外形尺寸较大，结构不紧凑，而且惯性增加，导致起动和分离不易实现，接合平稳性降低。

### 3.6 摩擦块离合器

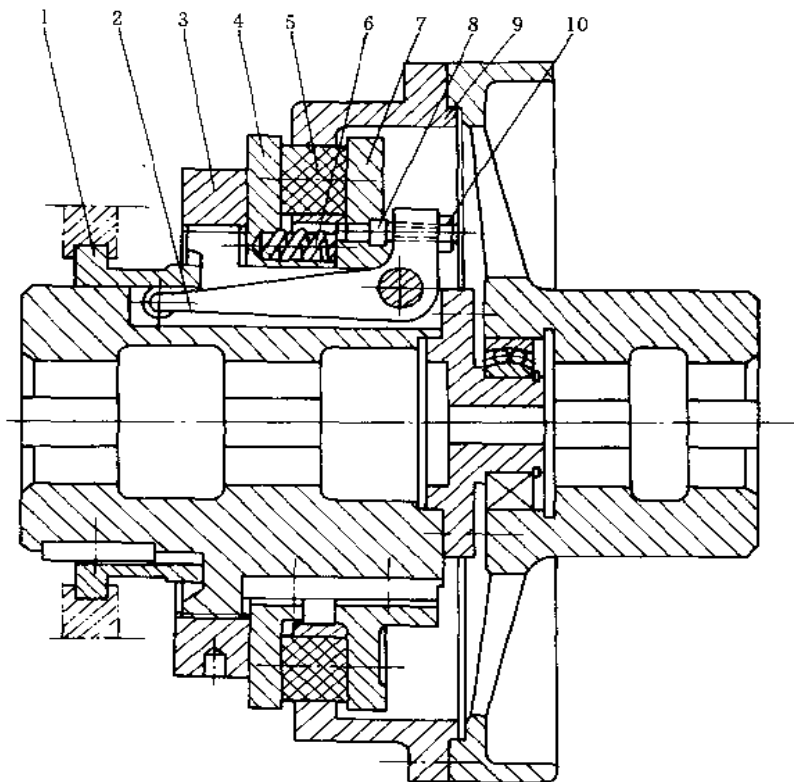


图 1-4-33 摩擦块离合器

1—加压环；2—径向杠杆；3 螺母；4、7—压盘；5—摩擦块；  
6—分离弹簧；8—垫块；9—中间盘；10—调节螺钉

图 1-4-33 所示为摩擦块离合器。摩擦块 5 沿圆周方向以浮动方式嵌装在中间盘 9 内。操纵加压环 1 向右压下径向杠杆 2 的左端，使杠杆的另一端推动压盘 7 向左压紧摩擦块 5，摩擦块 5 在轴向浮动可以保持受力均匀，使离合器实现接合。当加压环 1 向左运动时分离弹簧 6 的弹力使压盘 4、7 与摩擦块 5 分开并保持一定的间隙，离合器分离。压盘 4、7 与摩擦块 5 分离时的间隙大小可用调节螺钉 10 进行调节，并用螺母 3 锁紧。

该离合器摩擦块是在干式状态下工作，适用于传递转矩不大的场合。



## 3.7 键式离合器

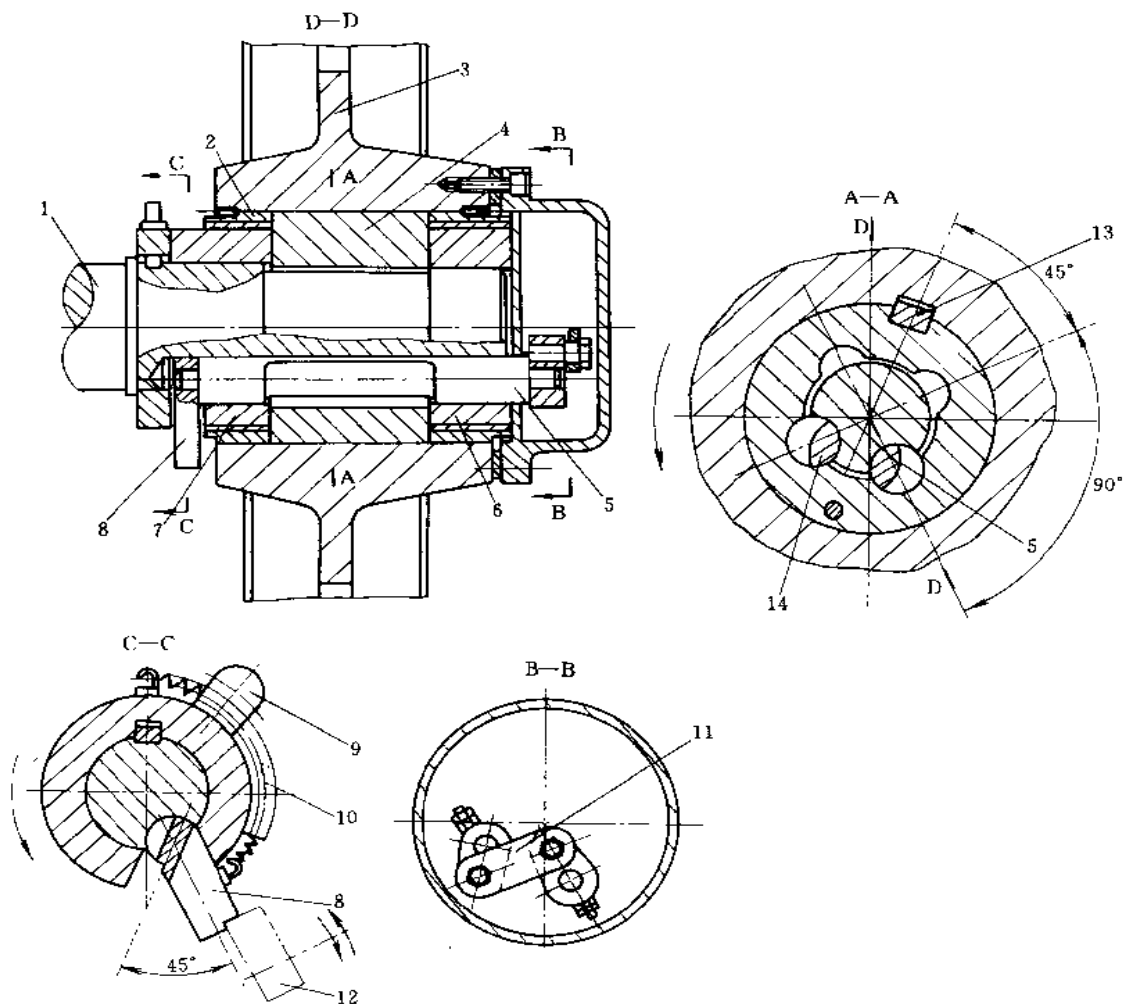


图 1-4-34 转键离合器

1—曲轴；2—滑动轴承；3—输入齿轮；4—中套；5—工作转键；6—右端套；7—左端套；8—拨爪；9—撞块；  
10—弹簧；11—四连杆机构；12—操纵块；13—键；14—反冲转键

图 1-4-34 所示结构为双转键离合器。动力由齿轮-3 输入，经中套 4、工作转键 5 传给曲柄 1。在齿轮轮毂中放有中套 4 和两个端套 6、7。空转时齿轮轮毂通过滑动轴承 2 在左右端套 6、7 上滑动。在中套 4 的全长上开出四条半圆柱形的槽，工作转键 5 削去一个半月形的部分，其长度等于中套的长度。当工作转键 5 完全处在从动轴的槽中时，齿轮就空转。在工作转键 5 的左端装有拨爪 8，在右端装有一套四连杆机构 11，把工作转键 5 与反冲转键 14 联接在一起，使两者作反向同步转动。弹簧 10 始终把转键旋入曲轴内，使离合器处于分离状态。当操纵块 12 将拨爪 8 连同转键拨转  $45^\circ$  时，离合器接合。撞块 9 每一转撞开操纵块 12 一次，使离合器每一周实现离合一次。

此结构主要用于曲柄压力机。

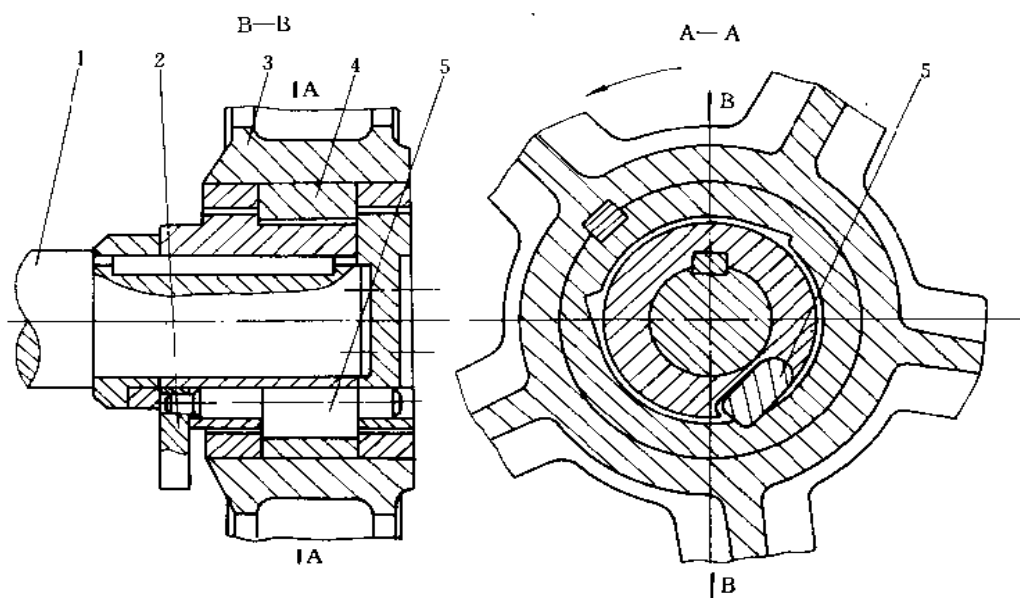


图 1-4-35 切向转键离合器

1—曲轴；2—尾板；3—齿轮；4—中套；5—转键

图 1-4-35 所示为切向转键离合器。工作原理与双转键离合器相似，切向转键 5 的中部截面近似于矩形，其优点是强度较高，使用寿命长，缺点是制造困难。此结构在立式机床上应用较多。

### 3.8 扭簧离合器

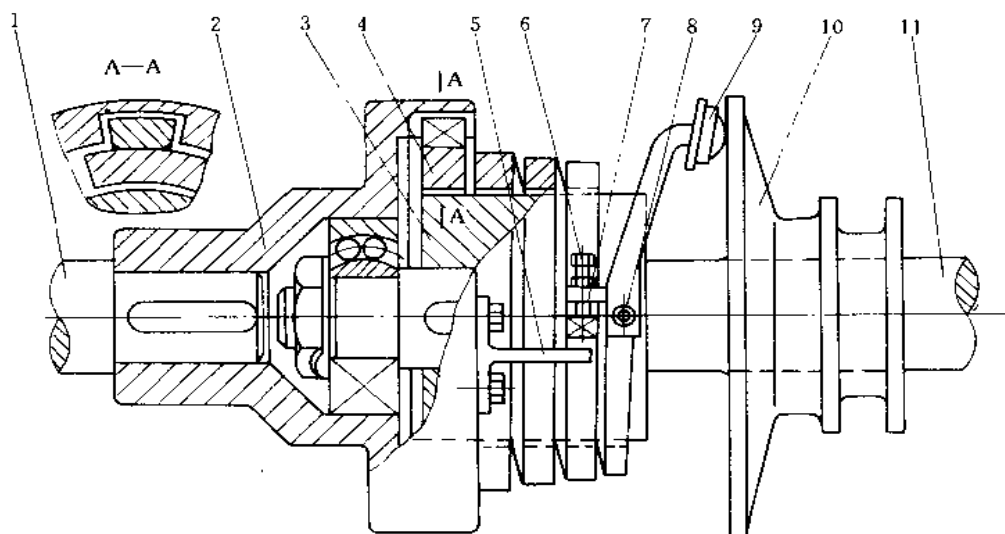


图 1-4-36 扭簧离合器

1—从动轴；2—壳体；3—鼓轮；4—扭簧；5—限位块；6—调整螺钉；7—凸块；8—销轴；9—杠杆；10—压盘；11—主动轴

图 1-4-36 所示扭簧离合器的结构，在主动轴 11 上装有摩擦鼓轮 3，矩形截面的扭簧 4 套

在鼓轮外表面，扭簧 4 的大端伸入从动部分的壳体 2 中，小端用销轴 8 与杠杆 9 联接。工作时操纵压盘 10 沿主动轴向左移动推动杠杆 9 绕销轴 8 转动，并使螺钉 6 压向第二圈扭簧上的凸块 7，于是随着第一圈扭簧的收缩而带动整个扭簧收缩，内径减小而箍紧鼓轮 3，从而实现主动轴 11 带动从动轴 1 一起转动，离合器接合。当压盘 10 向右移动时，扭簧 4 回松与鼓轮 3 分开，离合器分离。限位块 5 用来防止离合器制动时，因从动部分的惯性而发生反向冲击。扭簧采用变截面的结构，可获得变刚度特性，以保持与鼓轮 3 的压紧力均匀分布。

扭簧离合器只能传递单向转矩，过载时不会打滑，但具有结构简单，外形尺寸小，工作可靠，使用寿命长等优点。

### 3.9 胀圈离合器

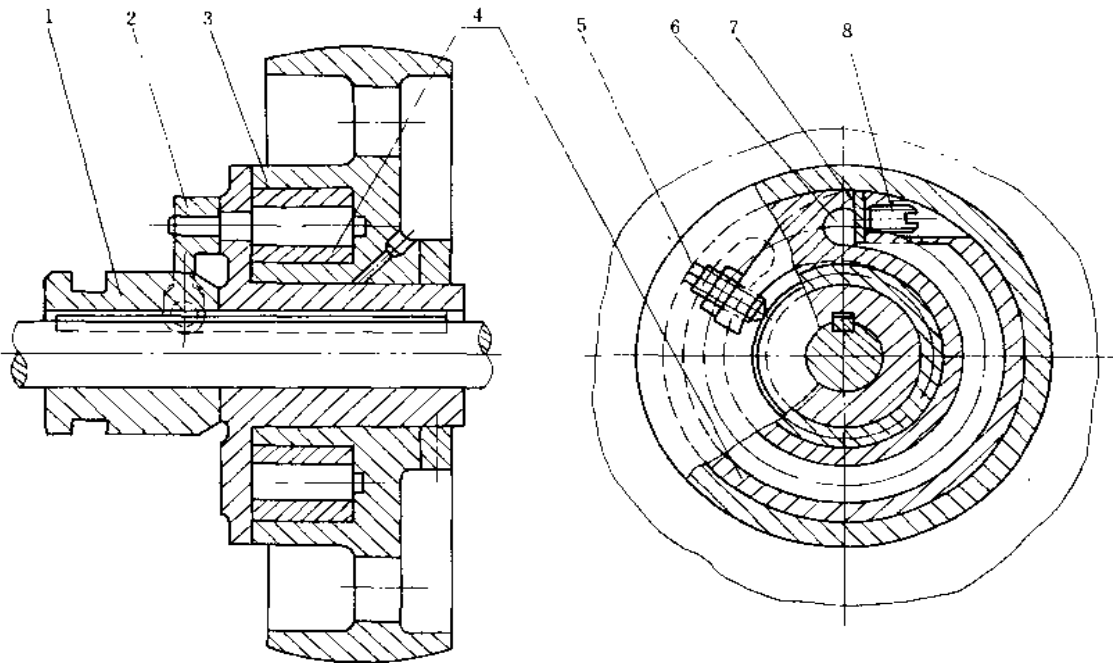


图 1-4-37 胀圈离合器

1—加压环；2—杠杆；3—带轮；4—胀圈；5、8—调整螺钉；6—销轴；7—调节垫片

图 1-4-37 所示为胀圈离合器。安置于带轮 3 环形槽内的胀圈 4 为一中间有未开通环槽的零件，其一端有切口，使其成为一个容易改变外径的开口弹性环。操纵加压环 1 向右，通过其斜面使杠杆 2 摆动，同时带动有扁平切面的销轴 6 转动，迫使胀圈 4 扩大外径，压紧在带轮的环形槽内表面，从而实现离合器接合。操纵加压环 1 向左，杠杆 2 使销轴 6 复位，胀圈依靠自身弹性收缩，与带轮脱离接触，并保持一定的间隙，实现离合器分离。利用螺钉 8 和垫片 7 可调节间隙的大小，胀圈内径与带轮毂有一定配合要求，以达到周向间隙均匀分布。

这种胀圈离合器适用于传递转矩不大的场合。

## 3.10 膜片弹簧离合器 (GB 5728—85)

图 1-4-38 所示膜片弹簧 6 的两侧有支承圈 7、8，借助于均布固定铆钉 9 将它们安装在离合器盖 2 上。当离合器盖未固定到飞轮 1 上时，膜片弹簧 6 处于自由状态。当离合器盖用螺栓固定到飞轮上时，由于离合器盖靠向飞轮，支承圈 8 压紧膜片弹簧 6 使其产生弹性变形（锥顶角变大），同时在膜片弹簧 6 的外端对压盘 3 产生压紧力使离合器接合。使膜片弹簧压在支承圈 7 上，并以其为支点发生反锥形转变，于是膜片弹簧 6 的外端右移，并通过分离钩 5 拉动压盘使离合器分离。

这种结构离合器具有轴向尺寸小、重量轻、受力均匀、操纵轻便等优点，因此广泛应用于小轿车上，逐渐向载重汽车和重型汽车上扩展。

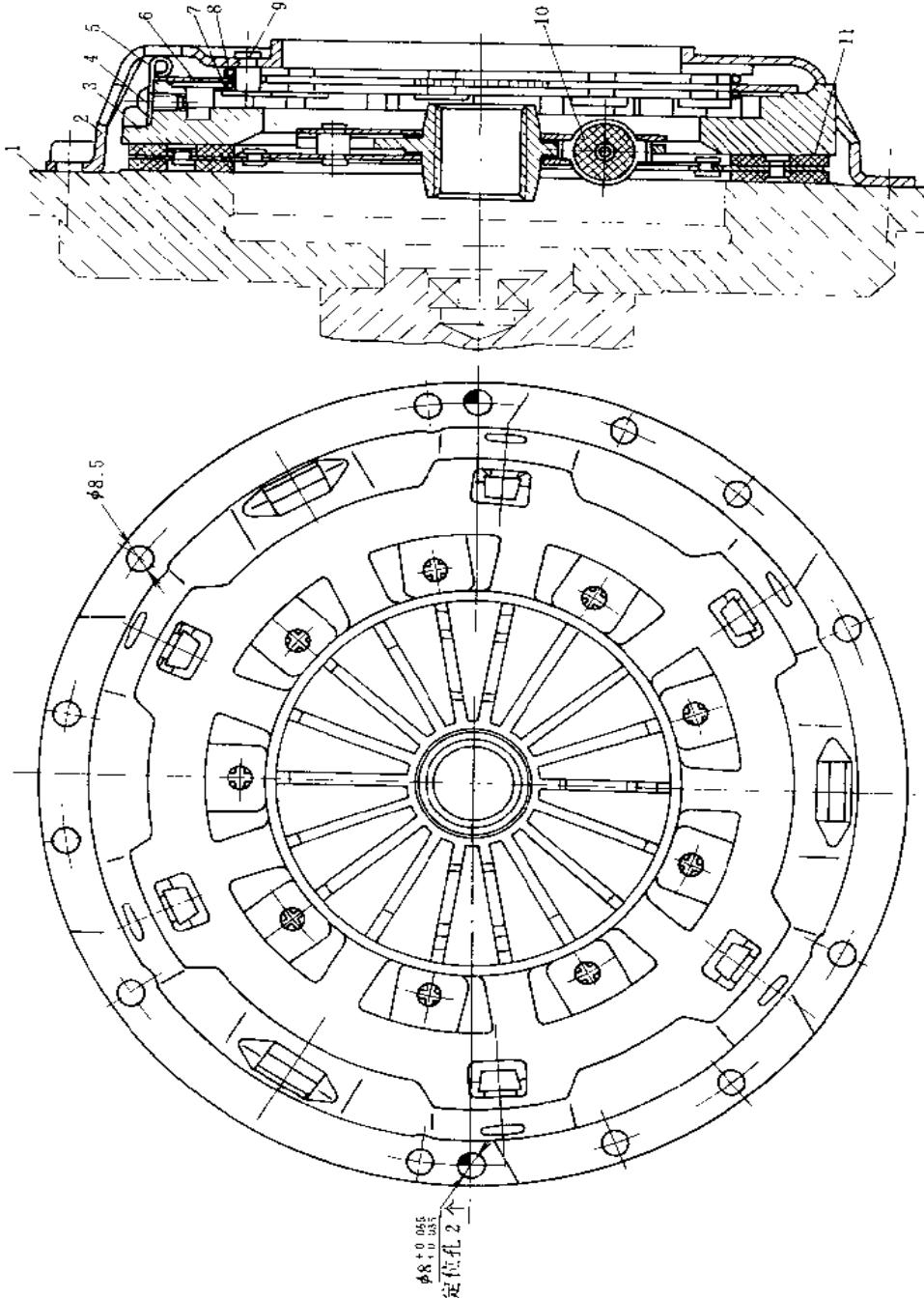


图 1-4-38 膜片弹簧离合器  
1—飞轮；2—离合器盖；3—压盘；4—螺钉；5—分离钩；6—膜片弹簧；7、8—膜片弹簧固定铆钉；9—膜片弹簧固定铆钉；10—扭转减振器；11—从动盘

3.11 闸带离合器

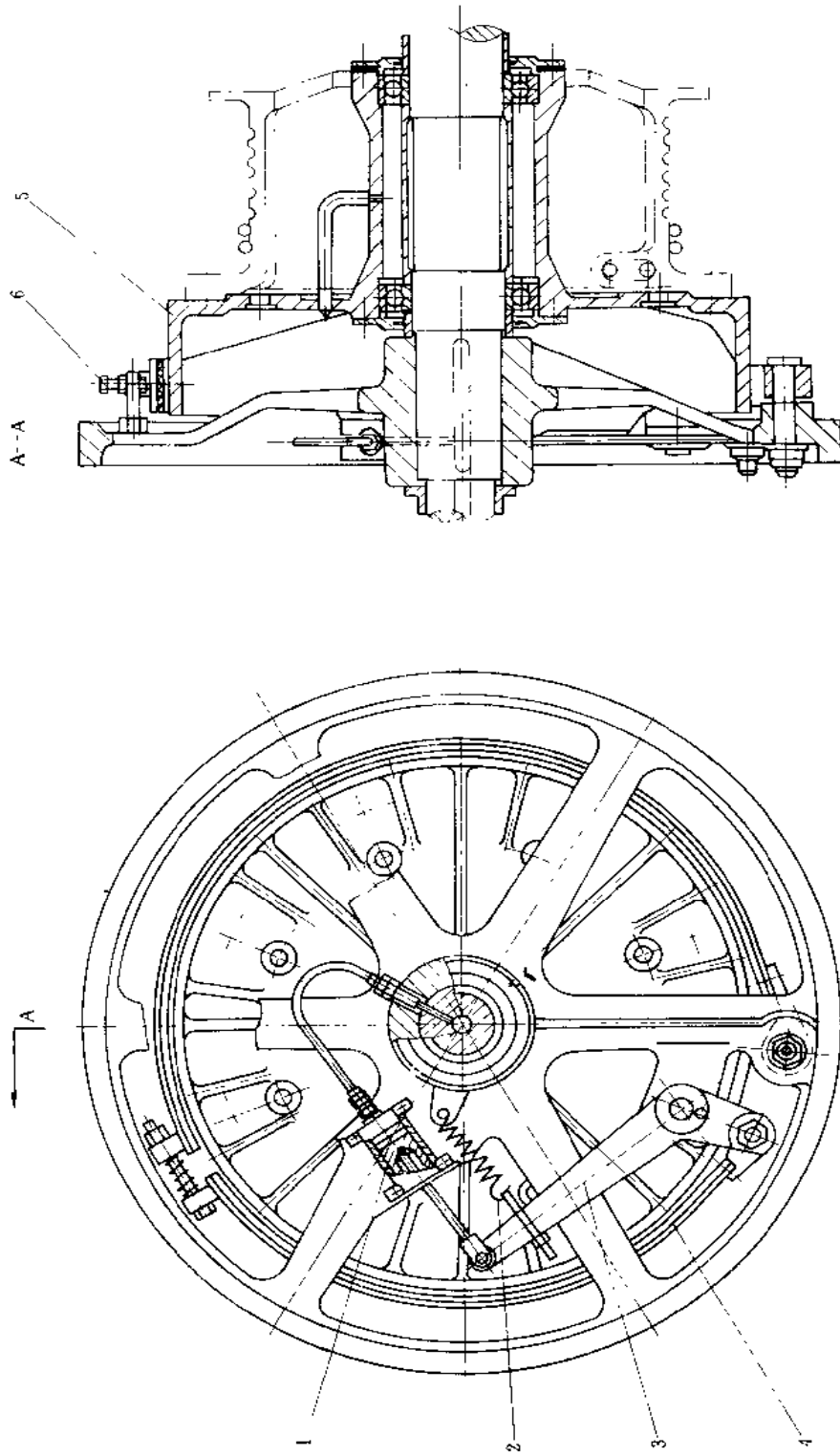


图 1-4-39 闸带离合器

1—油缸；2—弹簧；3—杠杆；4—闸带；5—从动轮；6—螺栓

图 1-4-39 所示为闸带离合器的结构。液压油缸 1 通过杠杆 3 来拨动闸带 4 抱紧或松开从动轮 5 实现接合或分离。闸带为铆有石棉衬面的钢带，分两段合成。杠杆 3 的复位靠弹簧 2。闸带松开后的定位靠调节螺栓 6 顶住钢带上的槽铁并使之保持与从动轮的间隙为 0.3~1mm。

这种结构的离合器接合平稳，但只能传递单向转矩，适用于挖掘机的主卷扬机中。



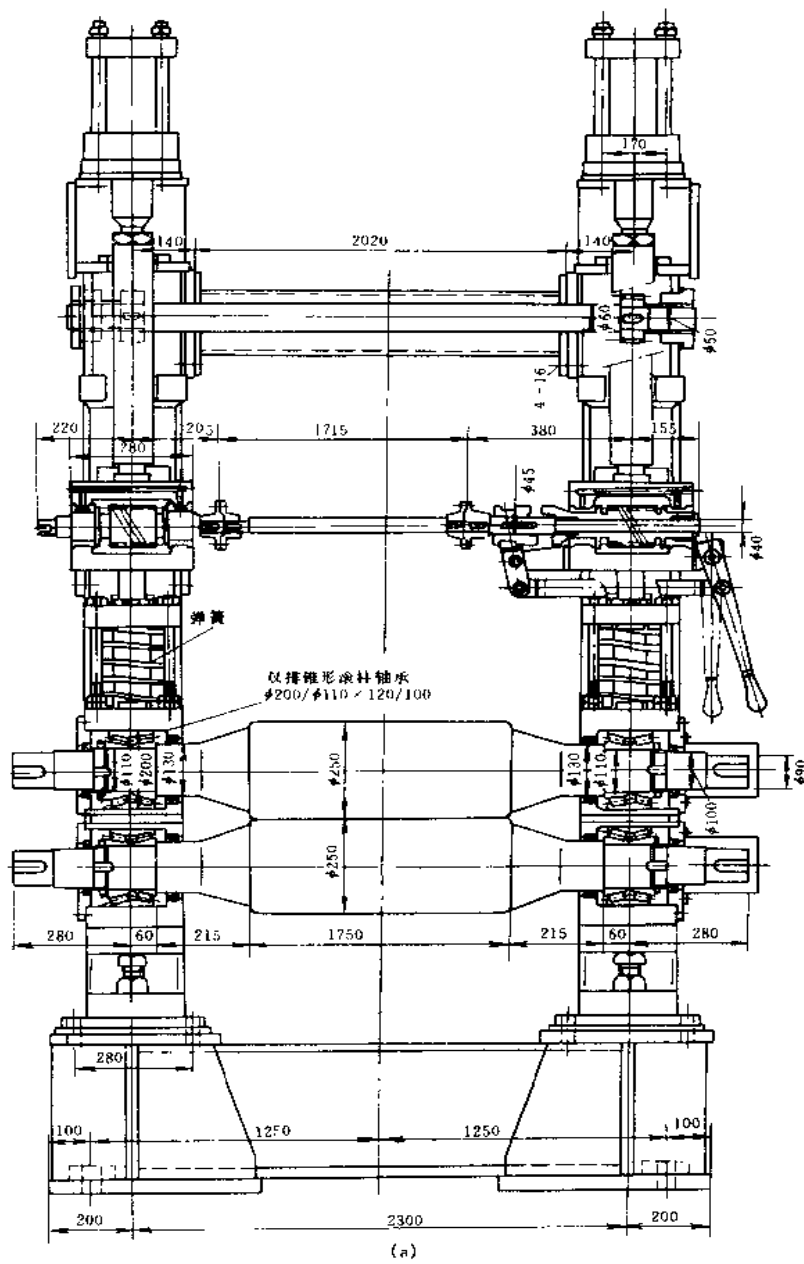
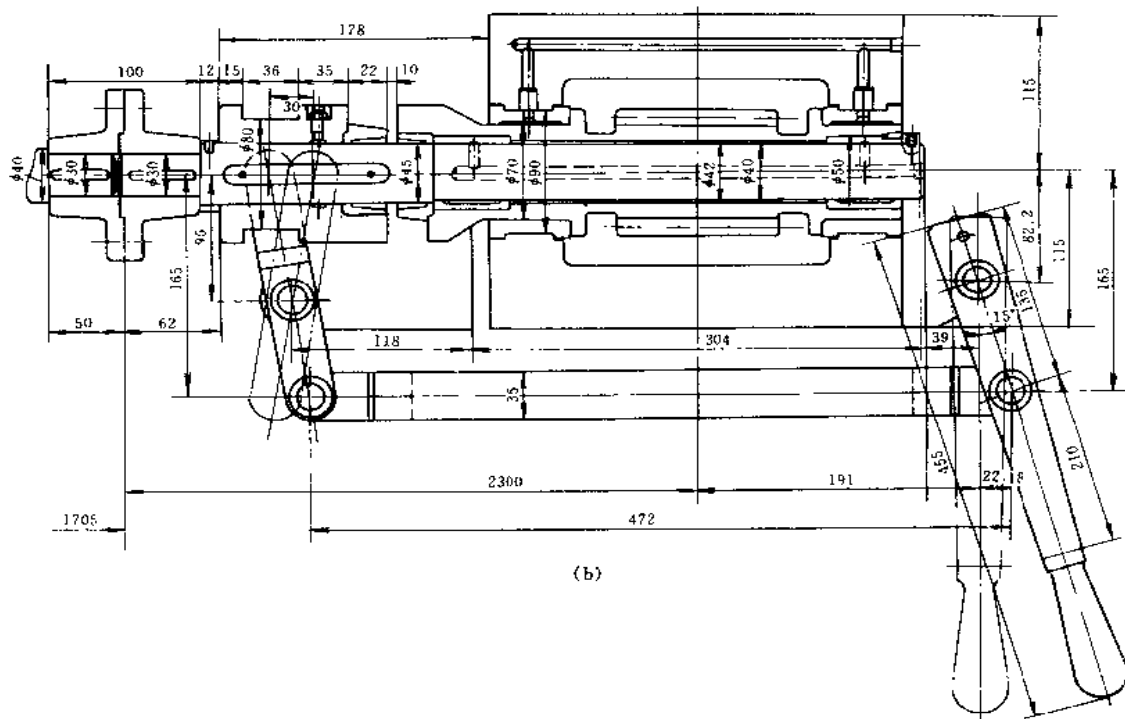


图 1-4-42 牙嵌离合器用在  
(a) 轧机压下装置



轧机压下装置上的应用

(b) 局部放大图





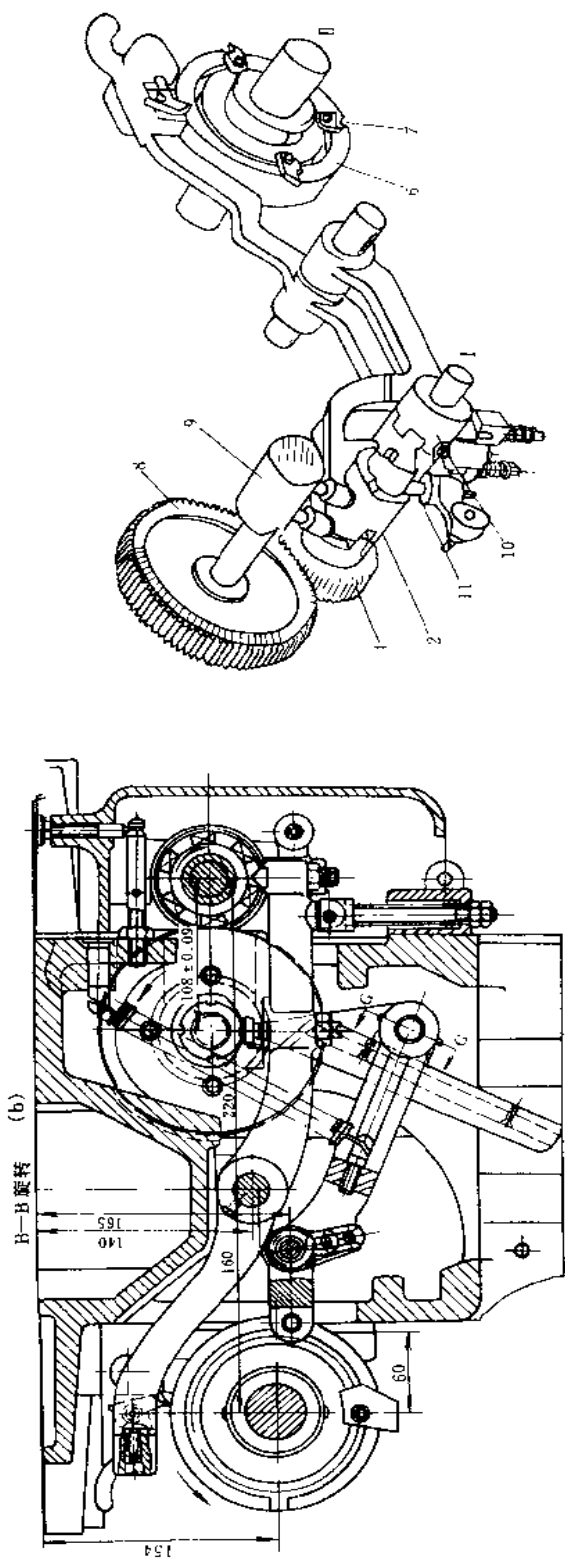


图 1-4-43 牙嵌离合器在单轴六角自动车床的辅助轴、分配轴上的应用

如图 1-4-43 所示，在辅助轴和分配轴上装有凸块、挡块和离合器实现各项控制和操纵运动，使各部件自动循环工作。回转刀架换位接通机构，当离合器 M 接通时，运动由辅助轴传动箱传给辅助轴 1，牙嵌式离合器的接合子 1 跟随转动。由分配轴 1 上的定时轮 6 的挡块 5 或 7 控制，离合器接合子 2 和 1 合上，运动传给齿轮 4 和 8，再经两个齿轮副传动槽轮机构，使回转刀架转动。

接合子 2 右端有长爪和齿轮 4 的爪始终保持啮合，其左端的爪与接合子 1 仅在带动刀架转动时才啮合。接合子 2 圆周上有曲线槽 A 和缺口 B，平时销 11 插在槽 A 中并处于曲线的最高点，迫使接合子 2 压缩弹簧 3 位于右端极限位置而和接合子 1 脱开，这时定位销 10 插入缺口 B 中，使接合子 2 定位，所以平时齿轮 4 停止转动。若定时轮 6 上的挡块 5 经销 10 和 11 的杠杆把销 10 和 11 从缺口 B 及曲线槽 A 中拔出，接合子 2 在弹簧 3 的作用下和接合子 1 啮合。辅助轴运动经齿轮 4 和 8 传给转位机构。当辅助轴转过 2 周，回转刀架实现一次转位，此时接合子 1 和 2 脱开。为保证在一次转位过程中，辅助轴 1 刚好转 2 周，就必须使辅助轴在第一转过程中，销 10 和 11 不插入缺口 B 和曲线槽 A 中，利用凸轮 9 压住销 10 和 11 的杠杆，使辅助轴带着接合子 2 转过一转多以后，销 10 和 11 的杠杆才被放松；利用弹簧力使销 10 抵住接合子 2 的圆周表面，并使销 11 插入曲线槽 A 中，迫使接合子 2 在转动的同时压缩弹簧 3 而右移，逐渐和接合子 1 脱开，直到辅助轴转 2 周它们就完全脱开；同时定位销 10 插入缺口 B 中定位，至此转位结束。

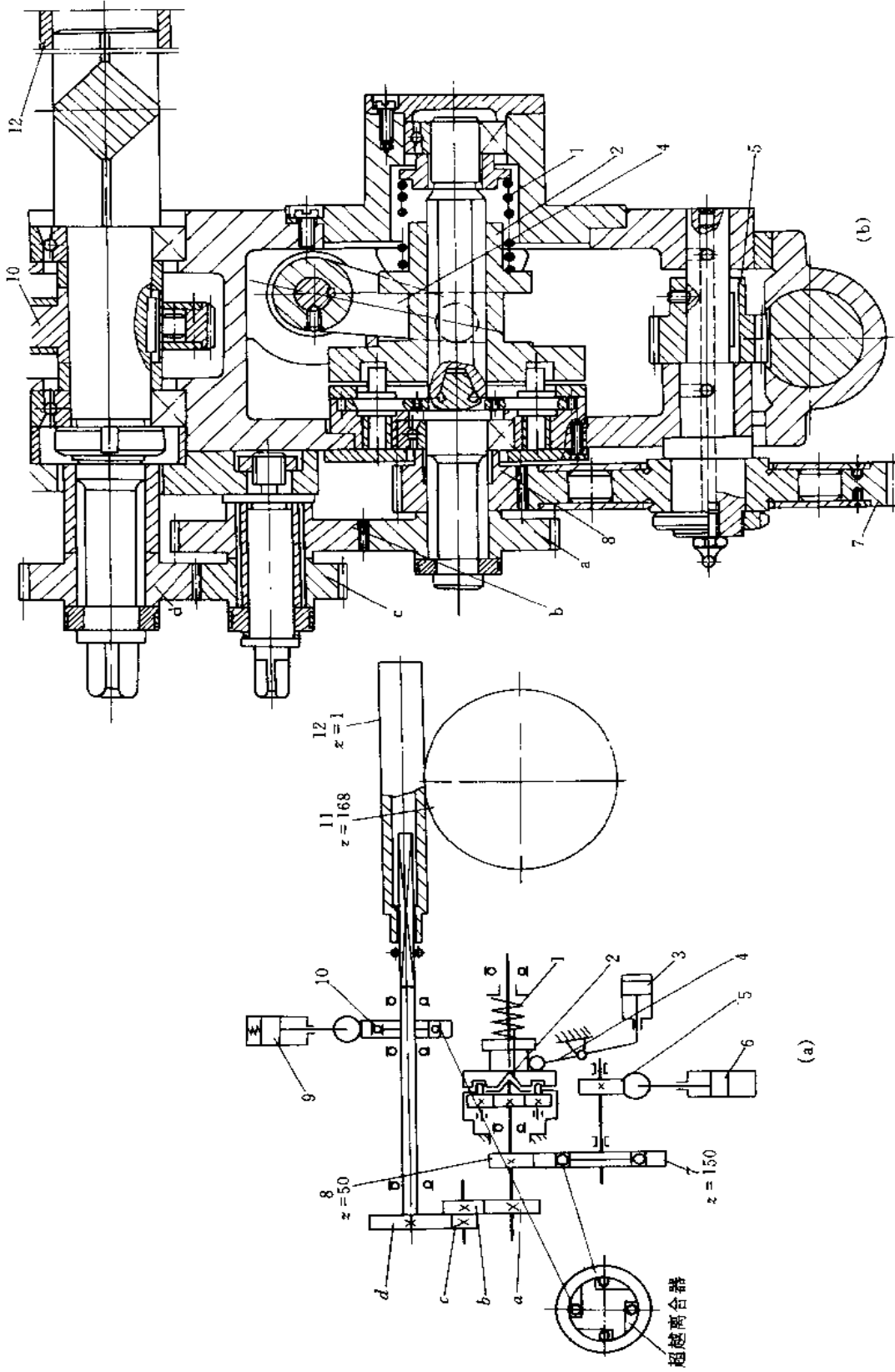


图 1-4-44 单齿离合器、超越离合器在 YA7063 齿轮磨床分度机构上的应用

图 1-4-44 所示机构是用液压控制的，图 a 为原理图，图 b 为结构图。分度时，压力油进入油缸 3 右腔，推动活塞经杠杆 4 脱开单齿定位离合器 2。同时，消除分度系统间隙的油缸 9 复位。接着压力油进入分度油缸 6 下腔，推动活塞齿条带动齿轮 5 和 7 转动，再经齿轮 8、分度交换齿轮 a、b、c、d，带动蜗杆 12、蜗轮 11 转动，使工件转过  $1/z$  转 ( $z$ ——工件齿数)，实现分度。随后压力油进入油缸 3 左腔，单齿离合器 2 在弹簧 1 作用下重新啮合定位。油缸 9 带动单向超越离合器的齿轮 10，消除分度系统的间隙。最后，分度油缸活塞齿条 6 复位，由于齿轮 7 内带有超越离合器，因此蜗杆不会回转。

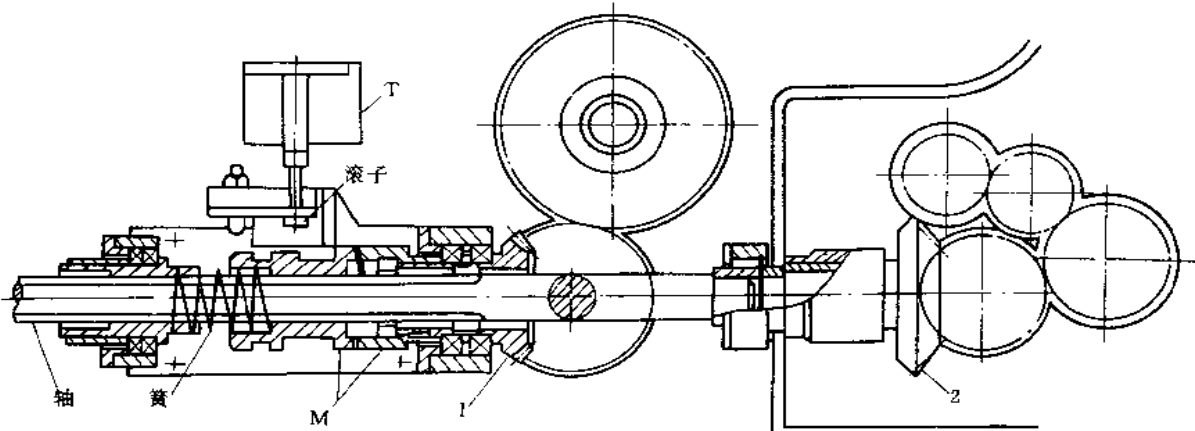


图 1-4-45 J2205 型机第二色组离合器结构

图 1-4-45 为离合器的工作结构图，第二色组工作时，圆锥齿轮 1 转动，通过离合器 M (合上)，经轴传动圆锥齿轮 2，使二色组输墨装置和润湿装置获得运动。二色组停止工作时，离合器打开，圆锥齿轮 1 在轴上空转，二色组输墨装置及润湿装置停止运动。离合器打开或接通由电磁铁 T 控制。当电磁铁通电，衔铁吸合上升，联接在衔铁上的销子和滚子也随之上升。离合器在压簧的作用下右移，接通二色组的运动。当电磁铁断电，衔铁下降，滚子落入离合器 M 的斜面槽内，滚子沿斜面推动 M 左移，销子落入离合器的另一小槽内，离合器打开。二色输墨和润湿装置摇离主机后，离合器仍能合上使其工作，以便于二色部分进行清洗和调节。离合器不允许在高速运转时合上。

图 1-4-46 为 SZ201 型机的离合器操纵机构。主动离合器 1 空套在离合器轴 III 上，并与主机传动的圆锥齿轮 11。由螺钉固定在一起。从动离合器 2 由导键与轴 III 联接，可以在轴上作轴向移动。离合器接合时，轴 III 在从动离合器 2 的带动下转动。离合器脱离时，主动离合器 1 在轴 III 上空转，从动离合器 2 和轴 III 静止不动。当电磁铁 3 吸合，牵引杆 4 上升，摆杆 5 逆时针摆动，销子 7 被压下，摆杆 8 克服拉簧 6 的力，绕 O 逆时针摆动，使与从动离合器 2 相联的端面凸轮失去杆 8 滚子的支持，在压簧 10 的作用下，从动离合器右移与主动离合器 1 接合。当电磁铁 3 断电时，牵引杆 4 下落，摆杆 5 绕 O 顺时针转动，销子 7 脱离摆杆 8，在拉簧 6 的作用下，杆 8 绕顺时针摆动。由于离合器是转动的，因此杆 8 的滚子经端面凸轮的 A 面向 B 面滚动，滚子受斜面 B 推动，使杆 8 上摆，直至杆 8 与销子 7 靠牢；另一方面杆 8 的滚子推动端面凸轮克服压簧 10 的压力左移，使从动离合器与主动离合器 1 脱离，而支撑杆也随杆 8 一起上摆，直至其滚子支撑在端面凸轮的高点 C 处，起定位作用。

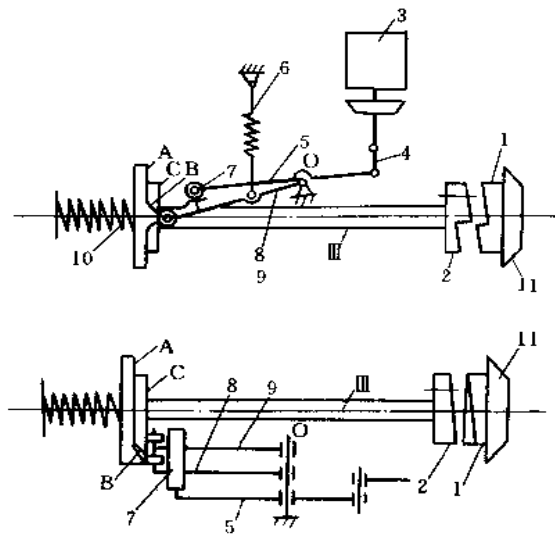


图 1-4-46 SZ201 型机离合器操纵机构

这种离合器的牙型结构是单牙螺旋面锯齿形齿，具有齿根强度高，单向传动，能保证输纸装置与压印装置运动关系不变等特点。

这种离合器的牙型结构是单牙螺旋面锯齿形齿，具有齿根强度高，单向传动，能保证输纸装置与压印装置运动关系不变等特点。



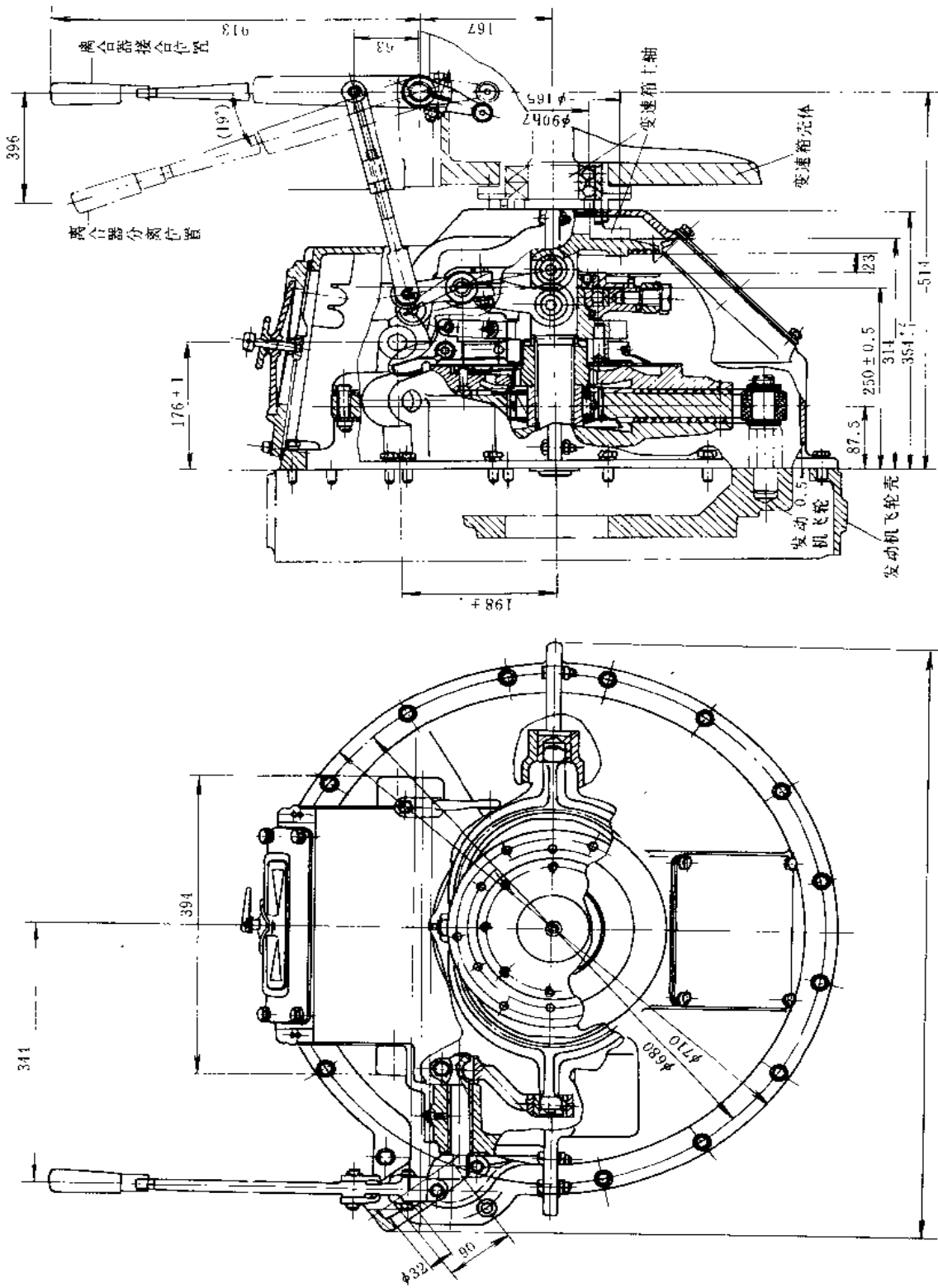


图 1-4-48 手动摩擦离合器在履带式推土机上的应用

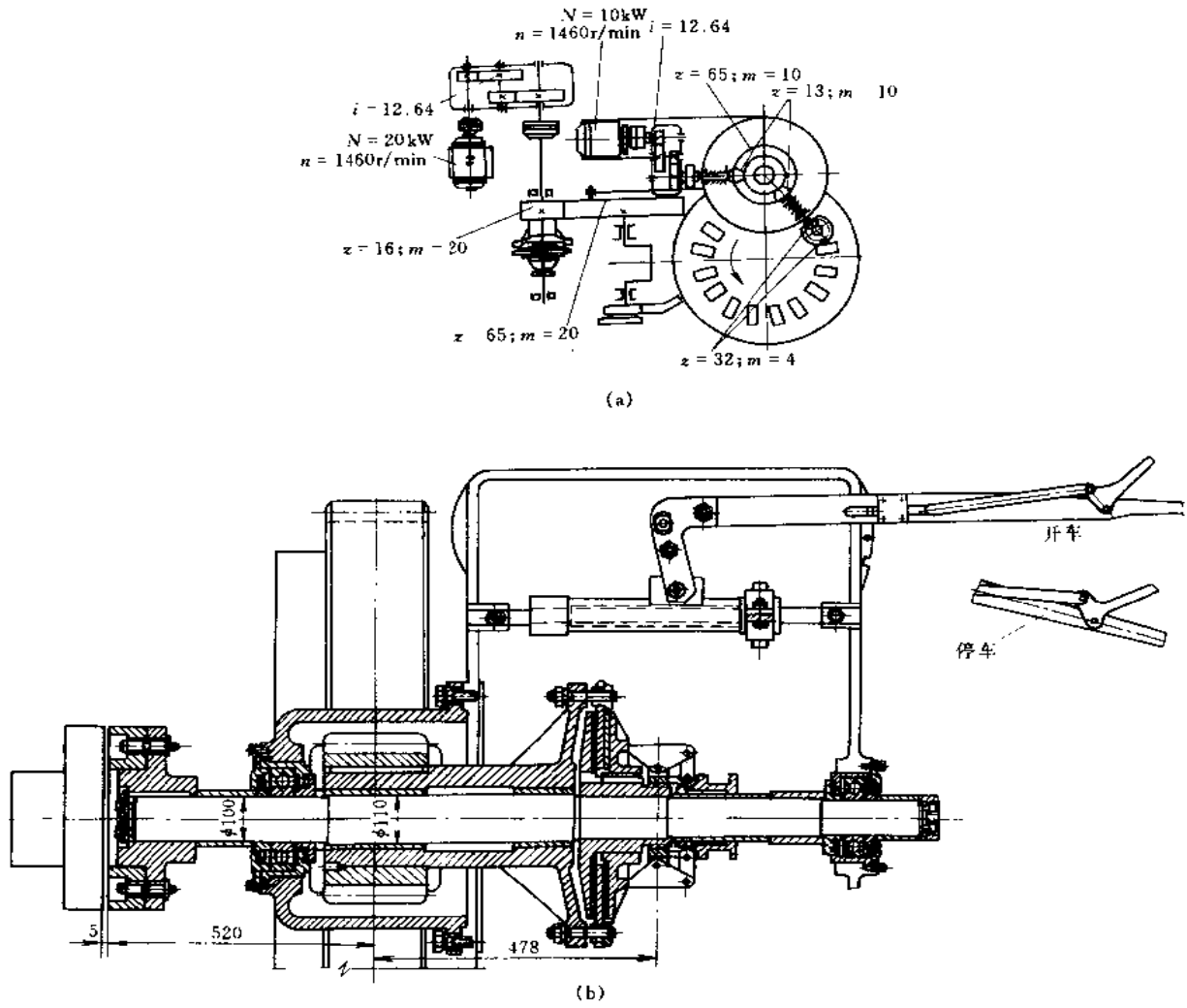


图 1-4-49 手动摩擦离合器在硅酸盐砖压力机上的应用

(a) 压力机传动系统；(b) 离合器部分结构图

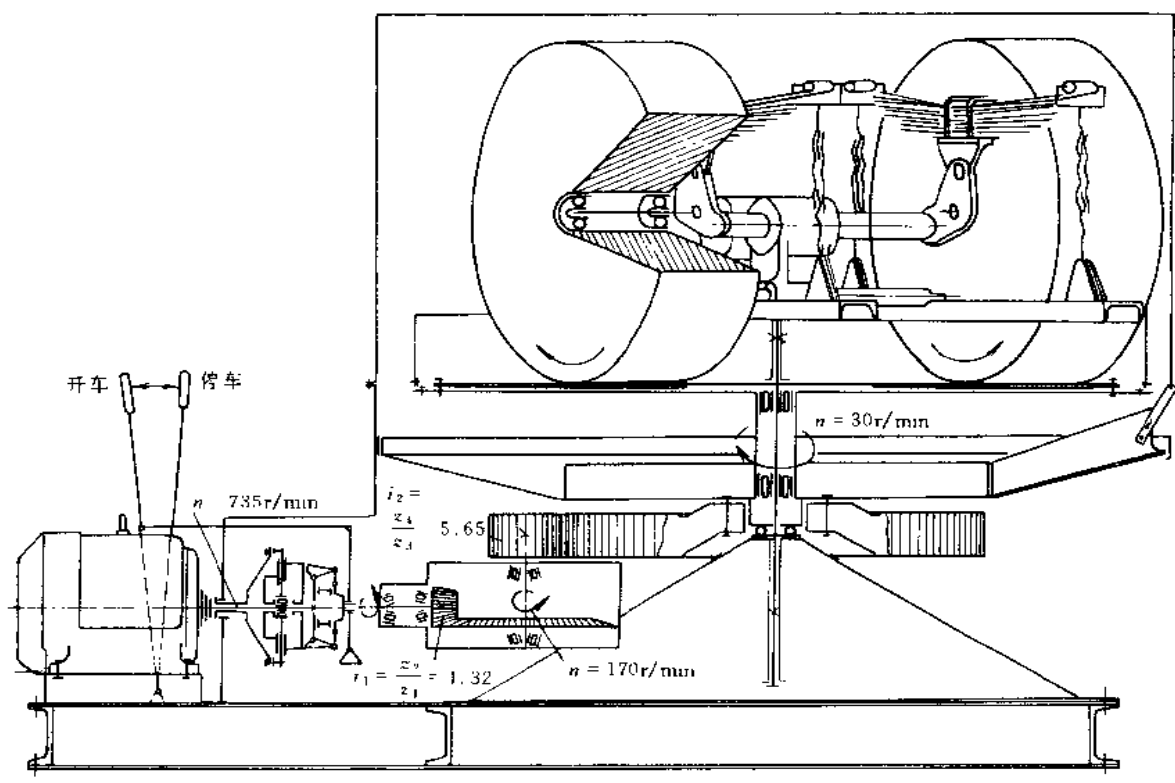


图 1-4-50 手动摩擦离合器在湿式碾砂机上的应用

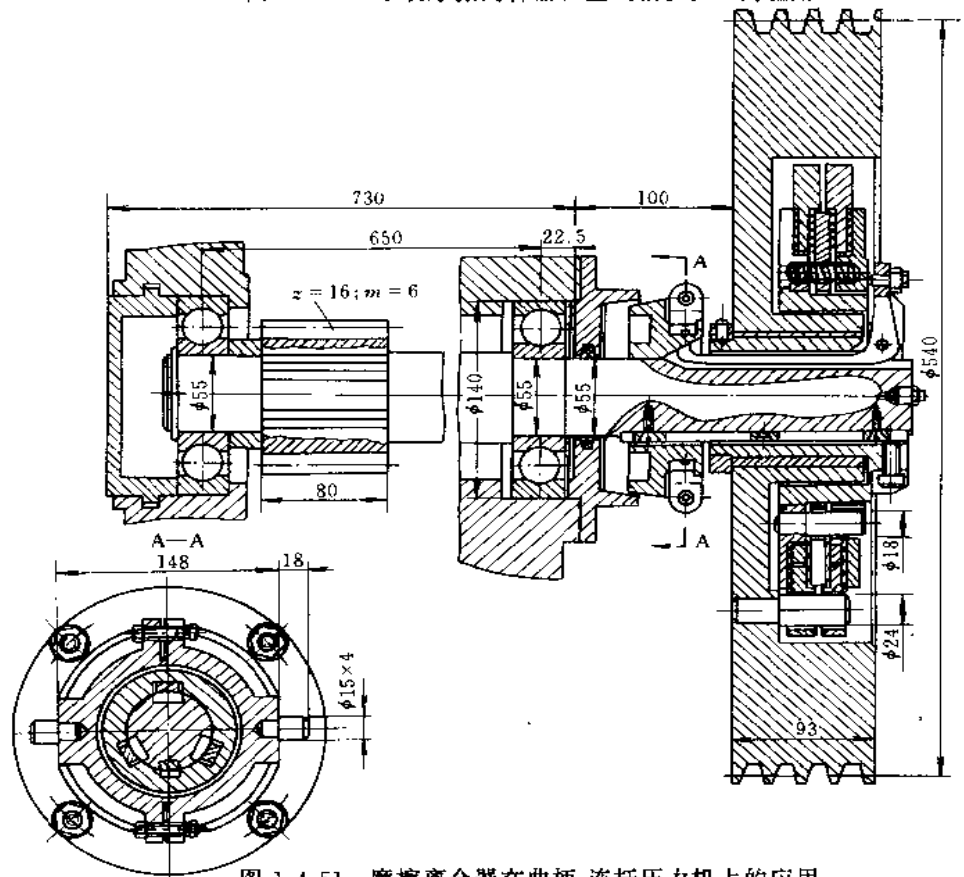


图 1-4-51 摩擦离合器在曲柄-连杆压力机上的应用



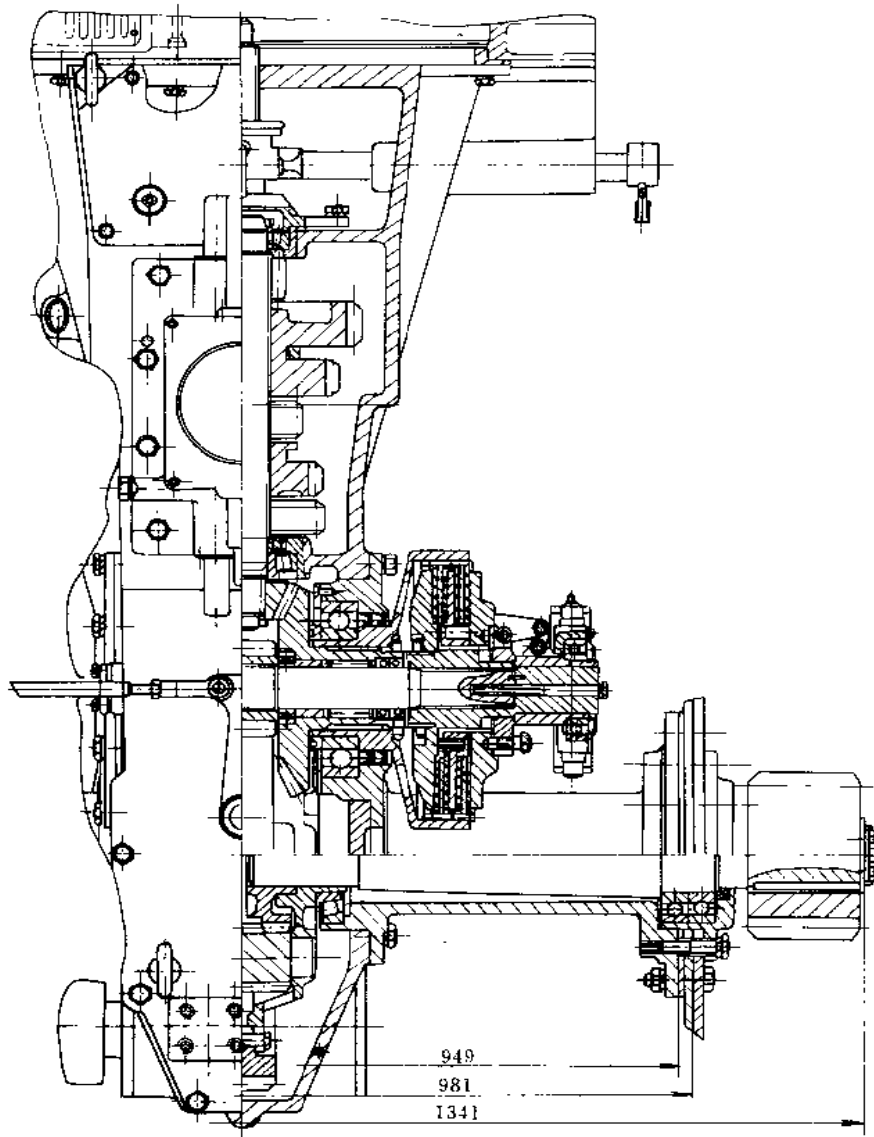


图 1-4-52 非机动摩擦离合器在三轮压路机上的应用

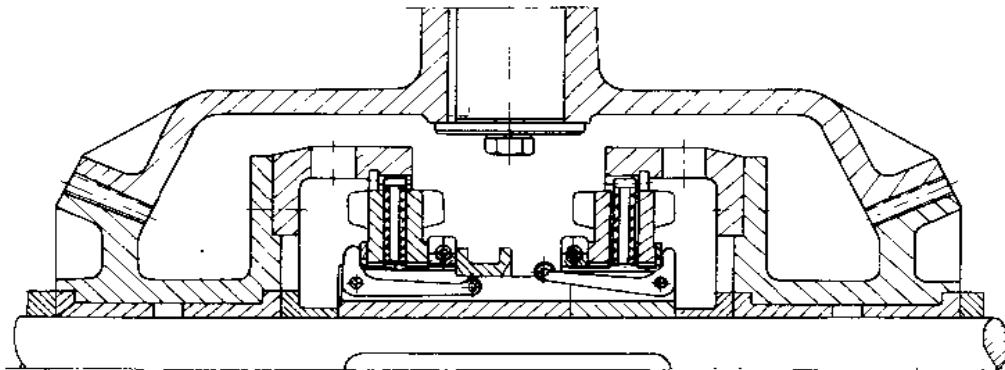


图 1-4-53 摩擦离合器在换向减速器中的应用 (离合器带散热片)

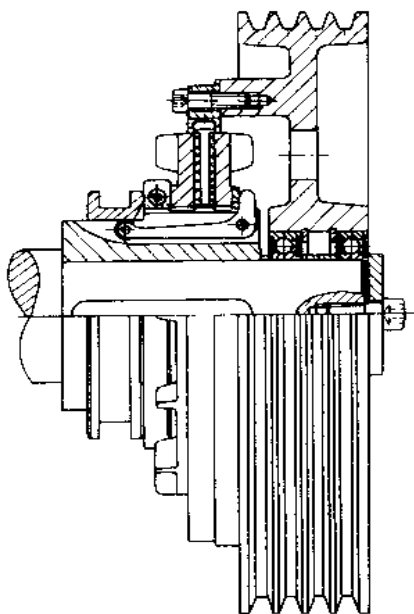


图 1-4-54 摩擦离合器  
用在皮带驱动中

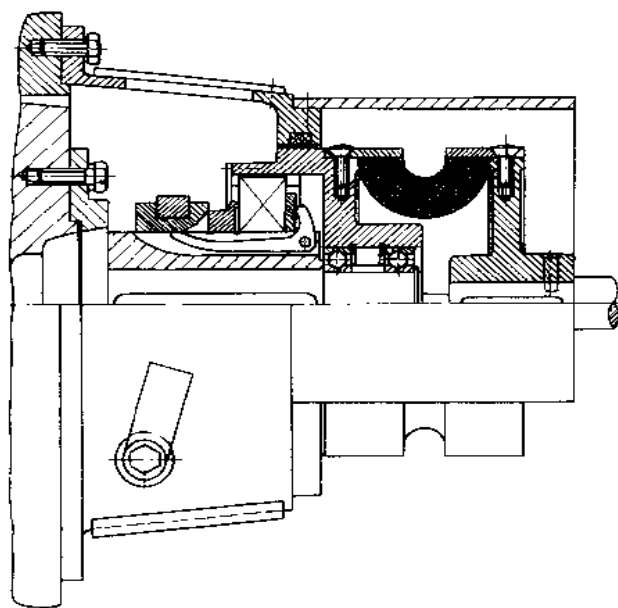


图 1-4-55 多盘离合器和弹性联轴器的组合件用在柴油机和离心泵间的驱动中

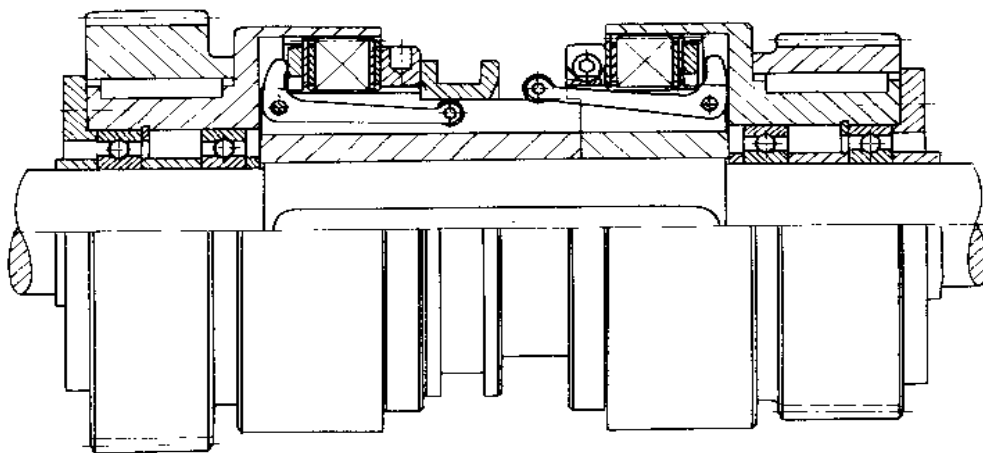
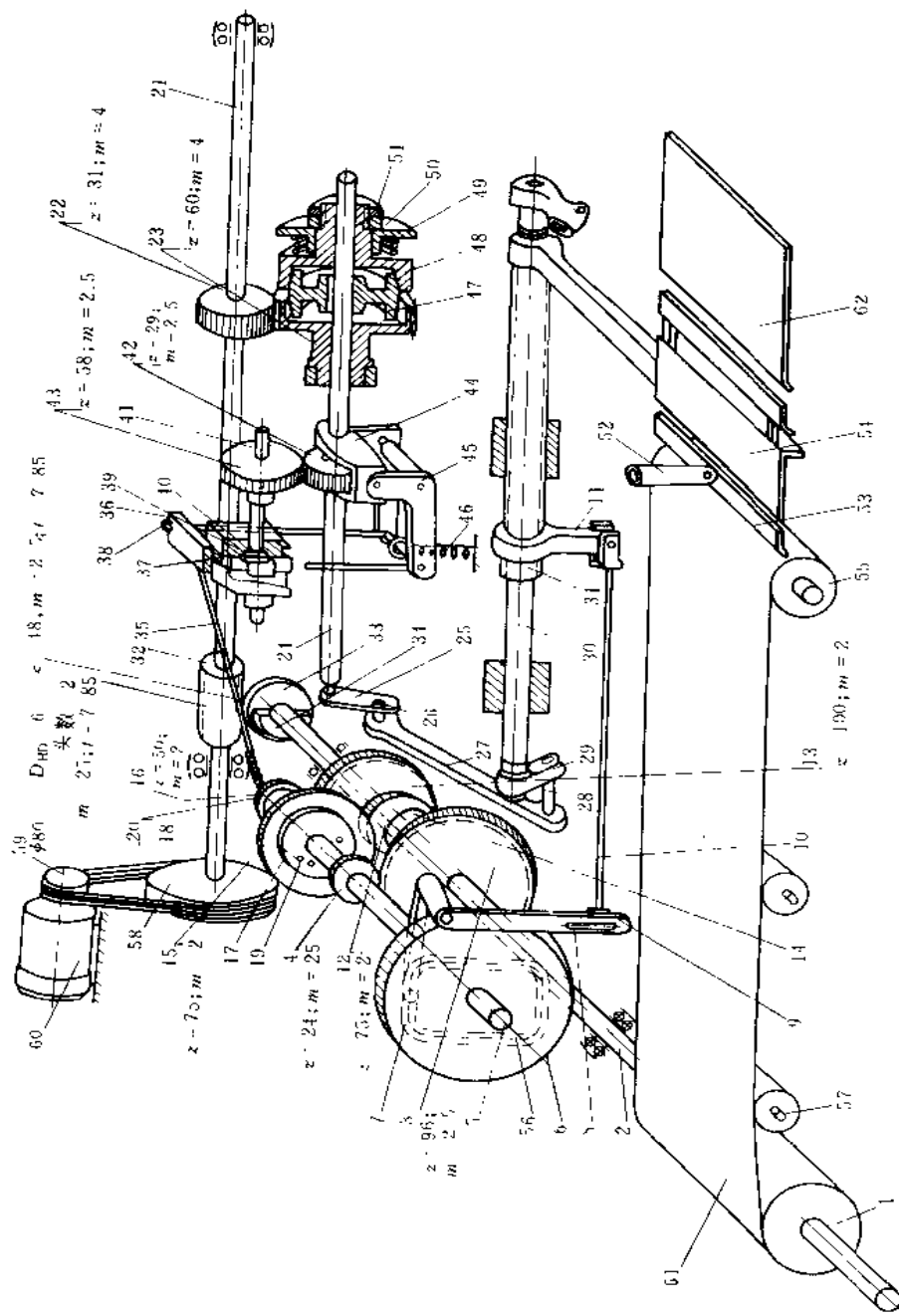


图 1-4-56 多盘离合器用在换向减速器中



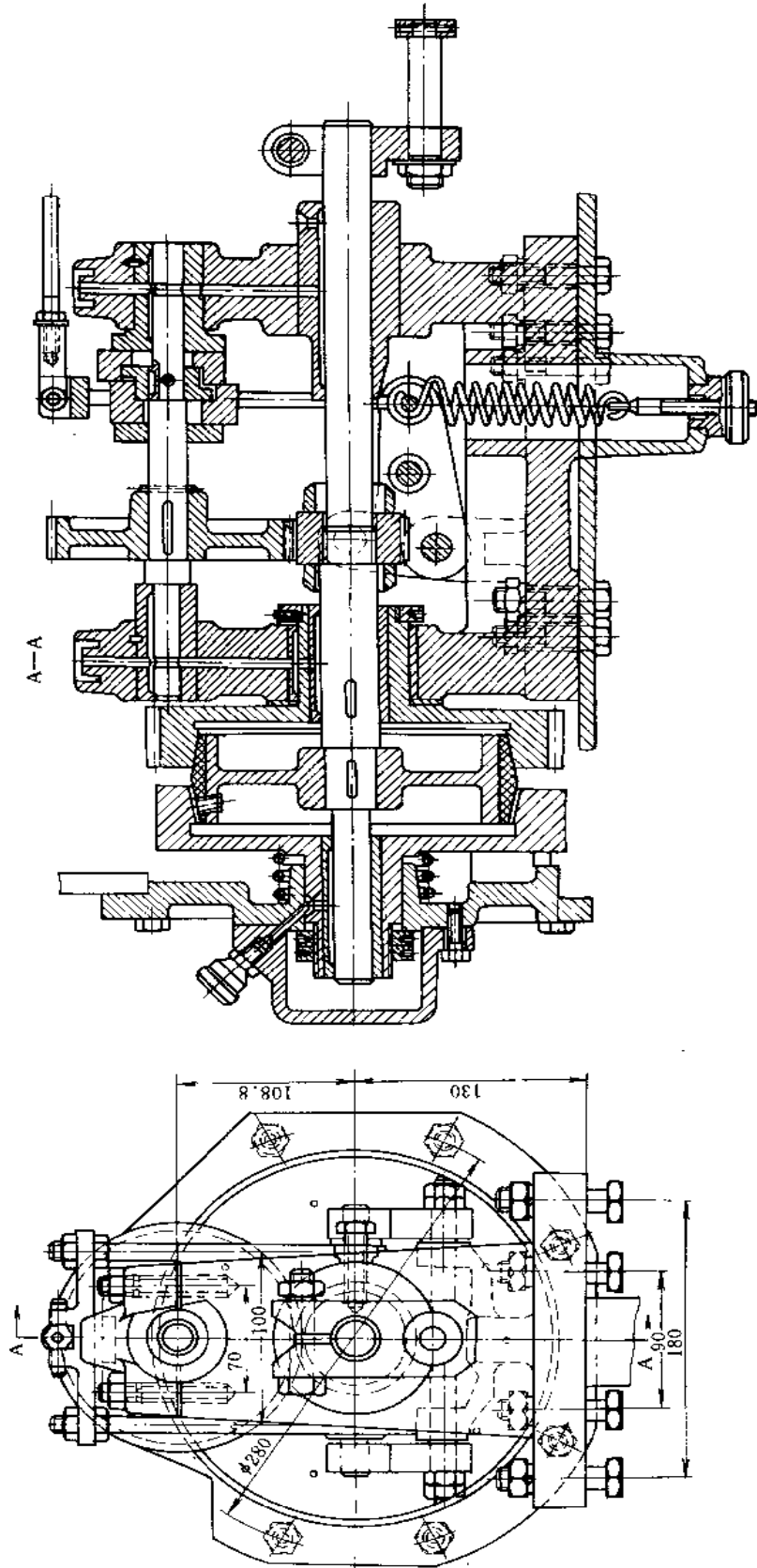
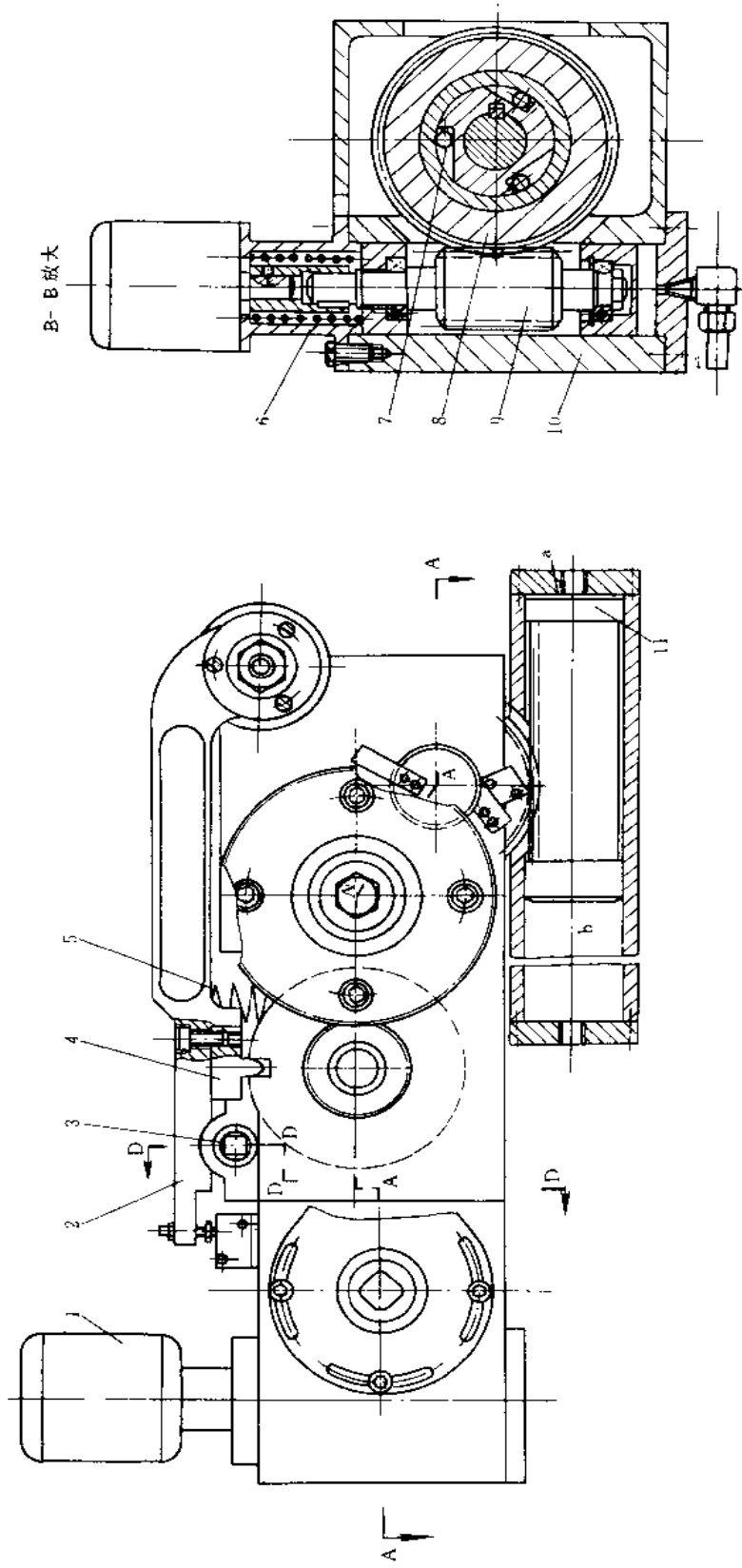


图 1-4-57 锥形摩擦离合器在半自动切砖机上的应用

- 1—调节卷筒; 2—调节卷筒的轴; 3、4、12、13、15、16、22、23、42、43—齿轮; 5—圆盘凸轮轴; 6—圆盘凸轮; 7—凸轮销; 8—曲拐连杆; 9—铰接; 10—拉杆; 11—拨杆; 14—定位器;  
 17—法兰套筒; 18—偏心轮; 19—固定销; 20—叉形接头; 21—传动轴; 24—摩擦轴; 25、29—曲柄; 26、28—销; 27—连杆; 30—连接轴; 31—套; 32—蜗杆; 33—蜗轮; 34—摩擦圆盘;  
 35—拉索; 36—横条; 37—轴杆; 38—拉索; 39—凸轮; 40—切断板; 41—转轴; 44—瓶; 45—双臂杆; 46、49—弹簧; 47—锥形摩擦离合器; 48—止动圆锥; 50—防松法兰盘; 51—螺母;  
 52—弓形件; 53—固定台架; 54—移动台架; 55—张紧卷筒; 56—异形槽; 57—支撑滚子; 58—从动带轮; 59—主动带轮; 60—电动机; 61—条型砖运输带; 62—传递的工作台





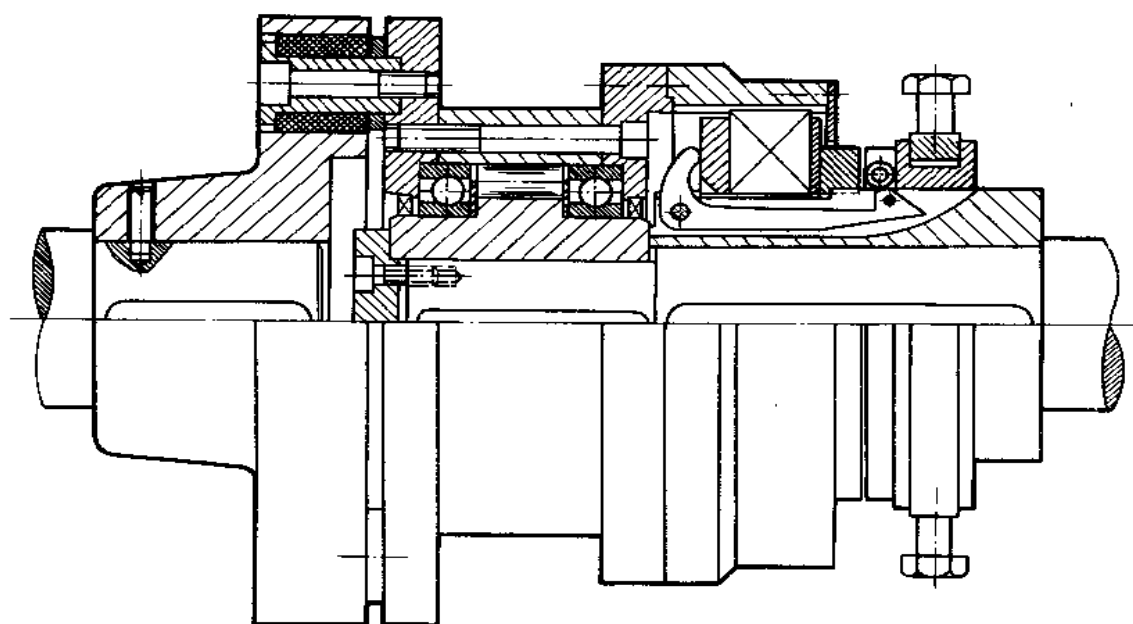


图 1-4-59 带超越离合器的多盘离合器和弹性柱销联轴器用在架空索道驱动中

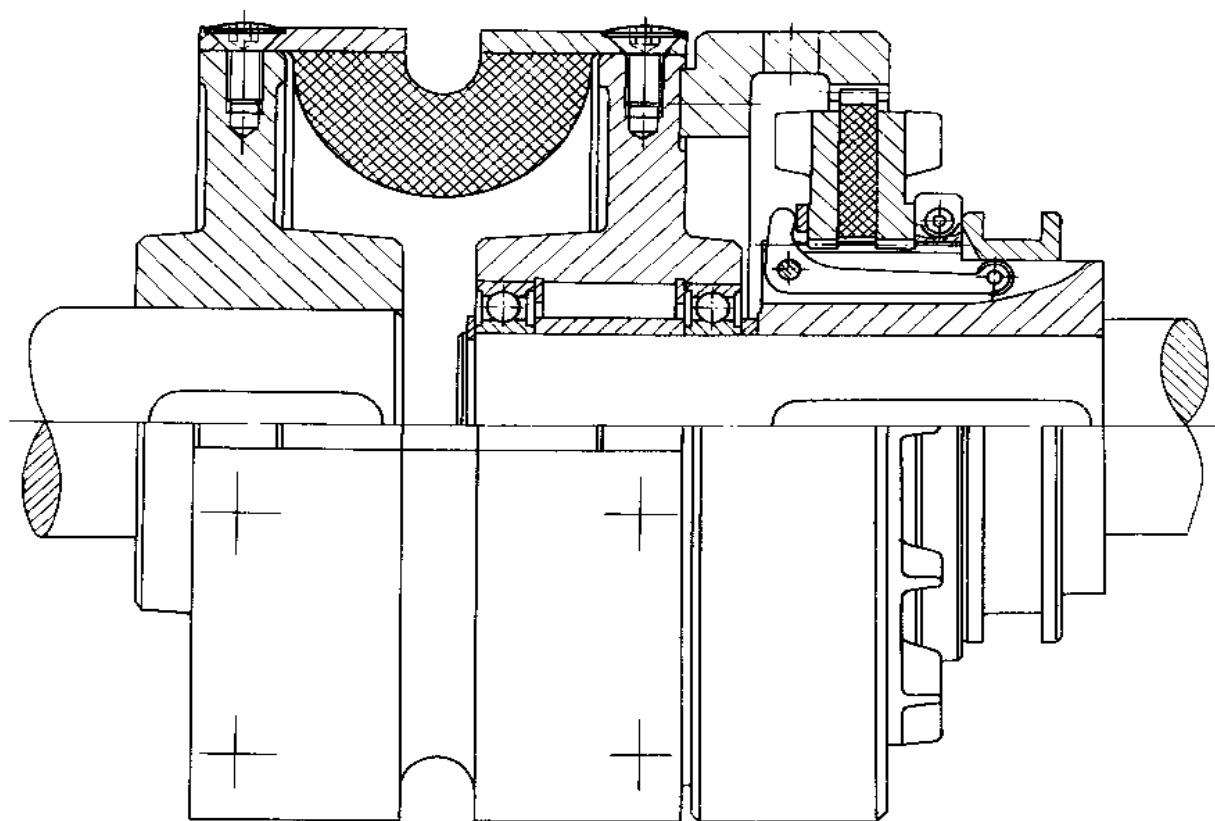


图 1-4-60 带散热片的手动压紧机构的单片摩擦离合器和碗形弹性联轴器组合件的应用

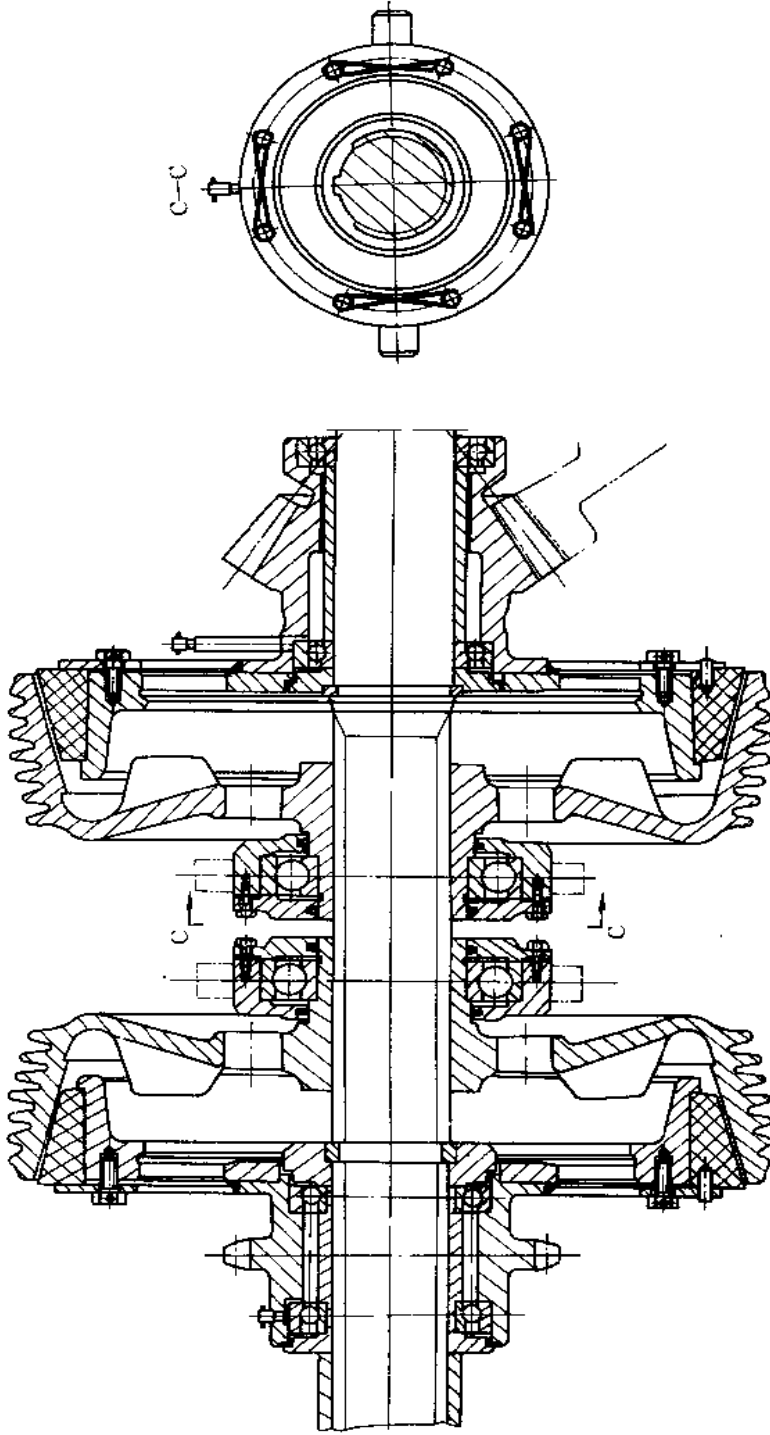


图 1-4-61 锥形摩擦离合器在履带起重机逆顺机构上的应用





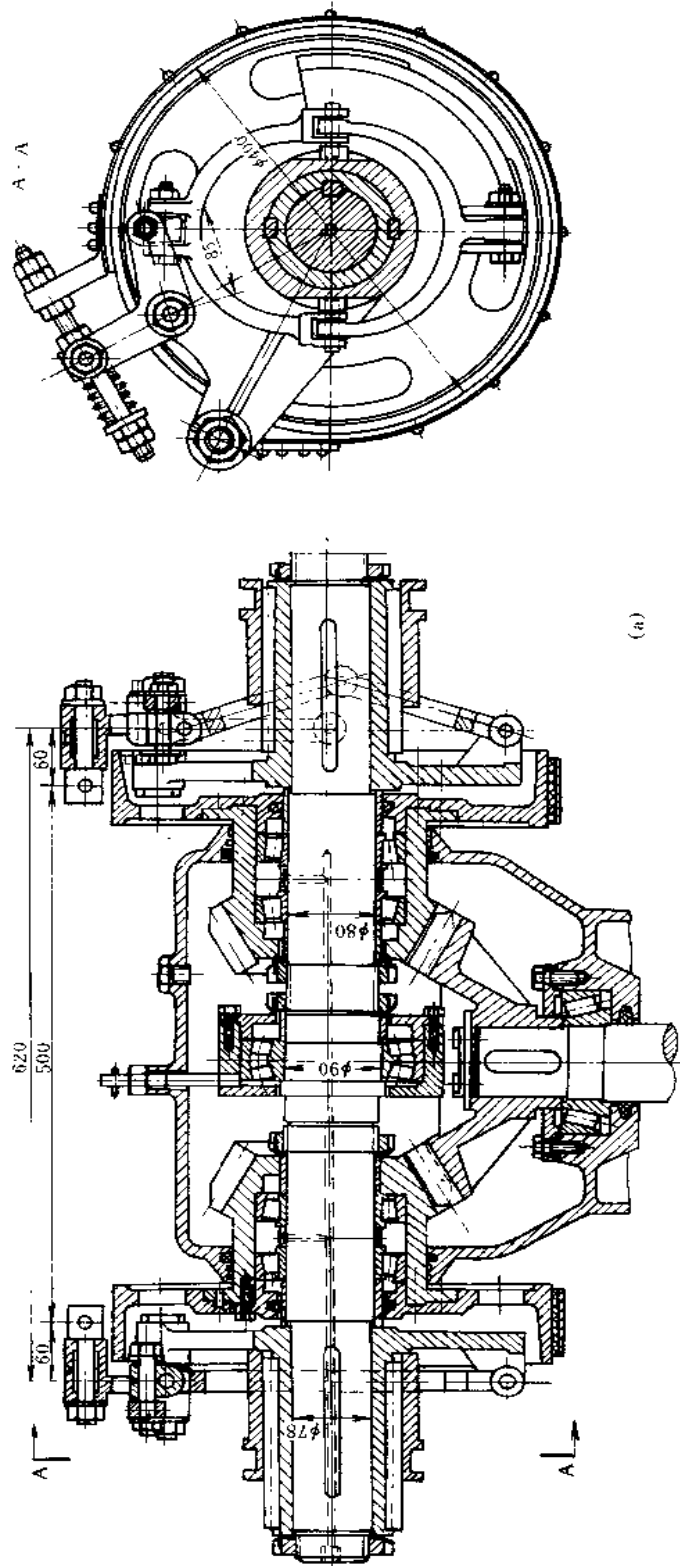
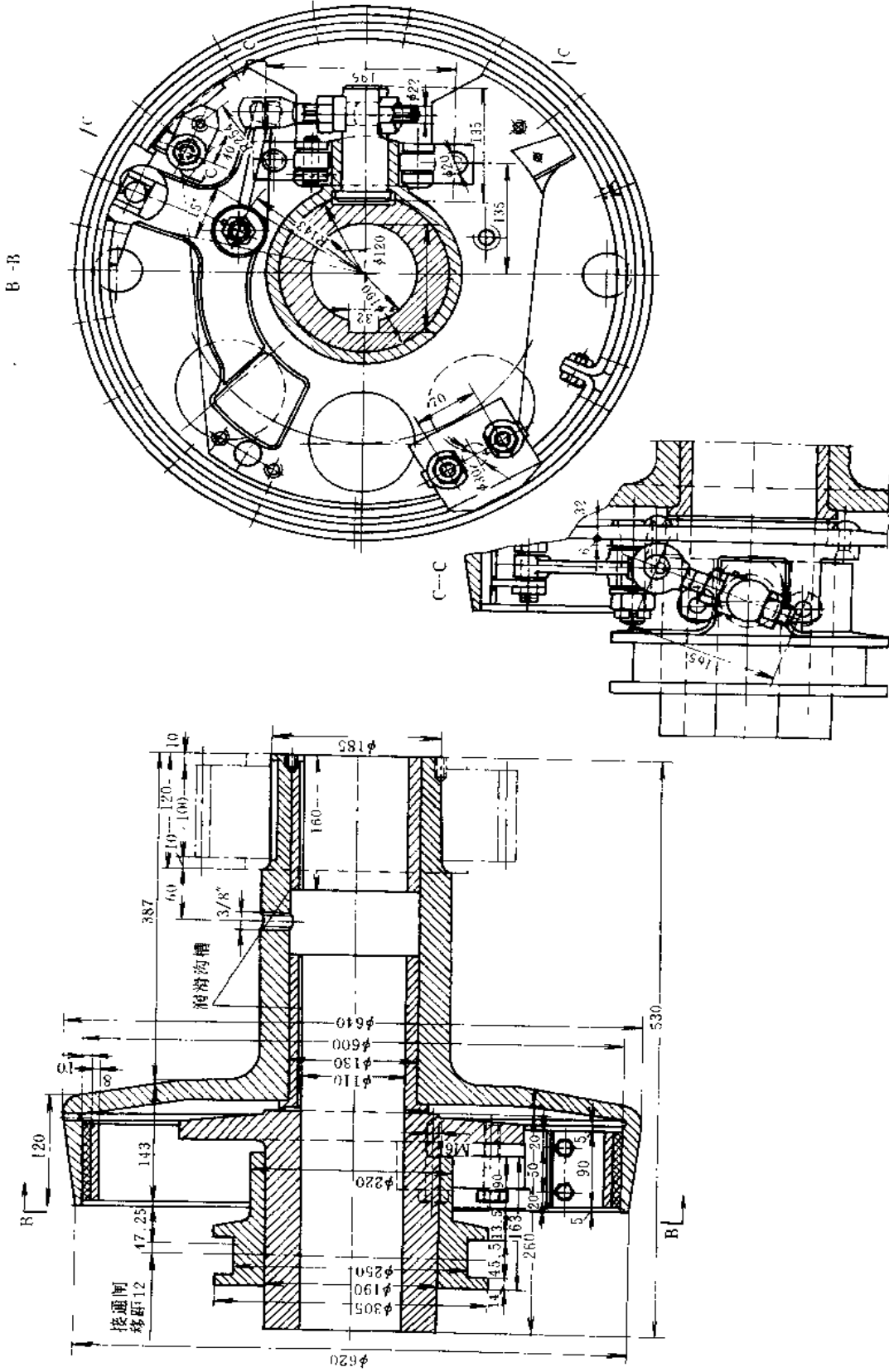


图 1-4-63 带式摩擦离合器在起重機回動裝置上的應用  
(a) 回動裝置及帶式離合器





## 4 电磁离合器

### 4.1 片式电磁离合器

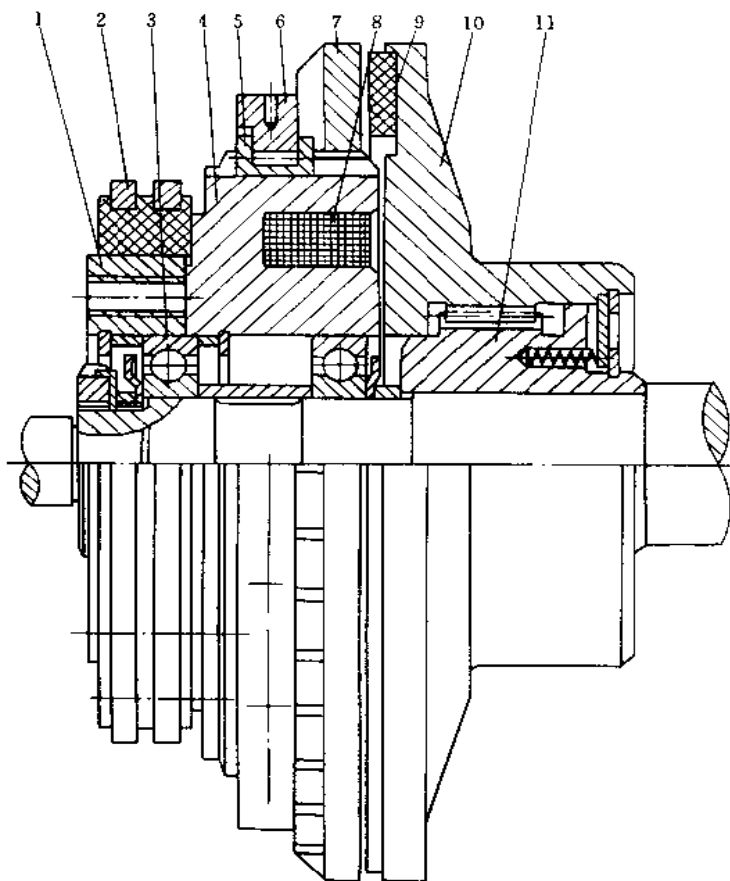


图 1-4-64 干式单片电磁离合器

1—法兰；2—滑环；3—滚动轴承；4—磁轭；5—U形键；6—螺母；7—摩擦片；8—线圈；9—从动摩擦盘；  
10—衔铁；11—套筒

图 1-4-64 所示为干式单片电磁离合器的结构。滑环 2 和法兰 1 分别用螺钉固定在磁轭 4 上，磁轭 4 内放置线圈 8，摩擦片 7 与磁轭 4 用螺纹联接。带有石棉摩擦衬面的从动摩擦盘 9 用螺钉固定在衔铁 10 上，衔铁 10 与套筒 11 用齿形键联接，并可沿轴向移动。线圈未通电时，与主动摩擦片 7 相联的各件均在滚动轴承 3 上空转，为离合器分离状态。线圈通电后吸引衔铁向左移，使离合器接合。为了调整两摩擦片之间的间隙，在主动摩擦片 7 的背面开有若干条键槽，同样在磁轭外周也有槽，槽内放置 U 形滑键 5，调定间隙后，使滑键进入合适位置的沟槽并用螺母 6 锁紧。法兰上的螺纹孔用来与其他传动件相联接。

这种结构的离合器具有外形尺寸大、移动惯量较大等特点，因此不适宜用在快速接合的场合。

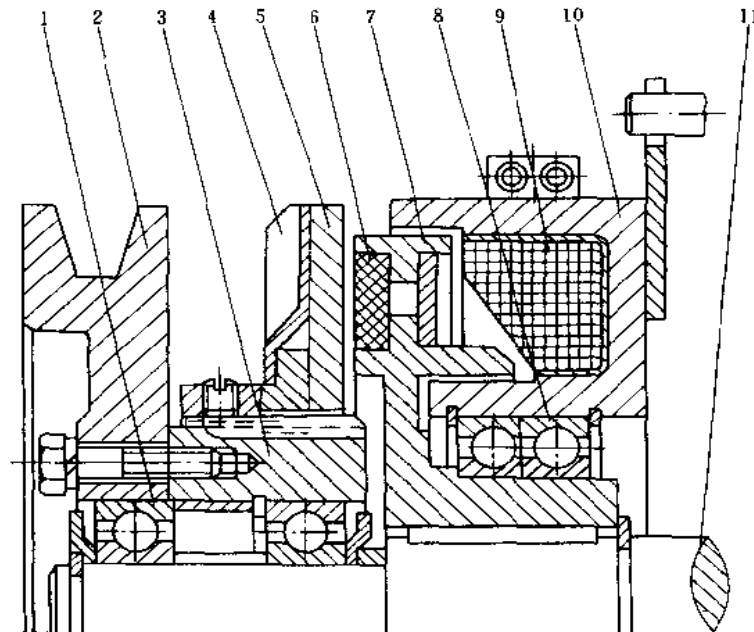


图 1-4-65 单片线圈静止电磁离合器

1、8—滚动轴承；2—带轮；3—连接套；4—通风盘；5—衔铁；6—摩擦片；7—转子；9—线圈；10—磁轭；11—从动轴

图 1-4-65 所示为单片线圈静止电磁离合器的结构。线圈 9 与磁轭 10 装在滚动轴承 8 上固定不动，带有摩擦片 6 的转子 7 与从动轴 11 用键联接，衔铁 5 与连接套 3 之间为活动联接，并与带轮 2 一起装在滚动轴承 1 上。为了加快热量的散发，衔铁左侧有呈辐射形槽的通风盘 4。其使用情况同干式单片电磁离合器。

这种结构的离合器由于转动惯量较小，可用于接合频繁的场所。

图 1-4-66 所示为摩擦片在磁路外有滑环多片电磁离合器的结构。内摩擦片 5 与磁轭 1 用花键联接，衔铁 11 用柱销 9 导向并与磁轭一起回转。线圈 3 通电后，衔铁 11 左移带动其上开口螺母 7 压紧内、外摩擦片，离合器实现接合。线圈 3 断电时，靠顶销 13 上的弹簧的弹力使衔铁 11 复位，离合器分离。内外摩擦片之间的间隙用开口螺母 7 调整，调整好后用紧定螺钉 8 锁紧。开口螺母 7 靠近摩擦片侧的端面上有若干径向槽，使调整间隙时测量比较方便。为了减少漏磁，套 12 和垫圈 6 都用非导磁材料制成。

这种结构的离合器可在湿式或干式工况下工作。如采用干式工况下工作的离合器，摩擦片用非导磁材料制成，可以不用垫圈，电刷因接触应力减小可采用石墨材料制成。

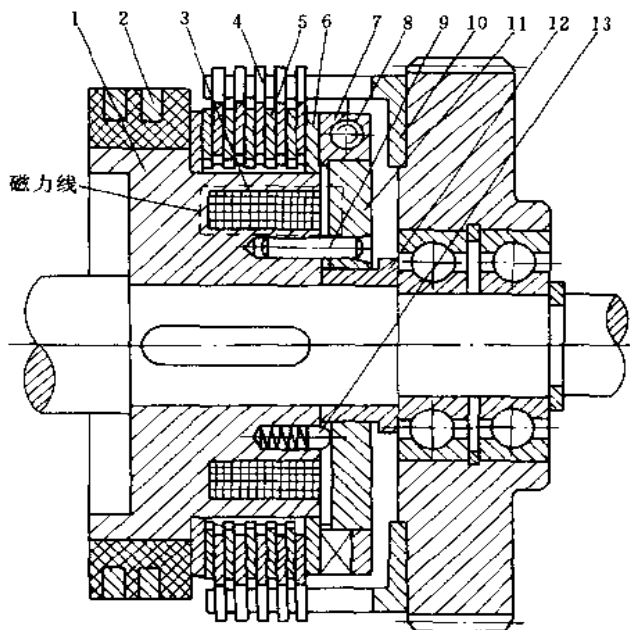


图 1-4-66 有滑环多片电磁离合器

1—磁轭；2—滑环；3—线圈；4—外摩擦片；5—内摩擦片；6—垫圈；7—开口螺母；8—紧定螺钉；9—导向销；10—外片联接件；11—衔铁；12—套；13—顶销

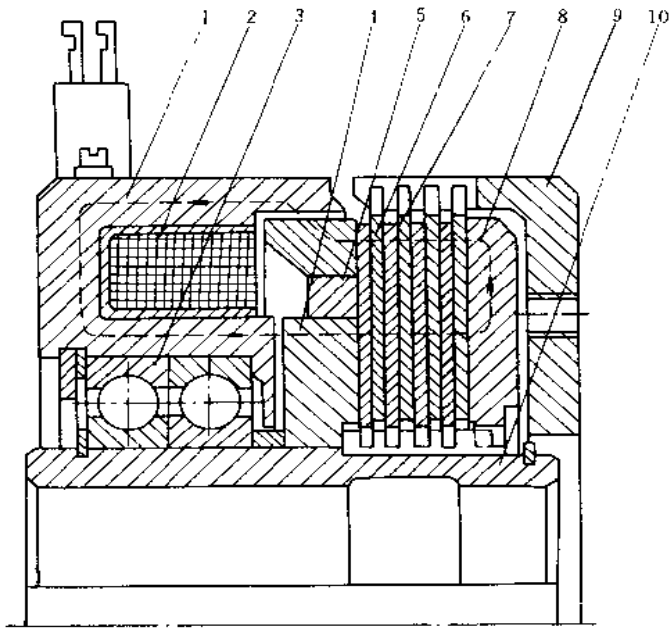


图 1-4-67 无滑环多片电磁离合器  
1—磁轭；2—线圈；3—滚动轴承；4—极环；5—隔磁铜环；6—外摩擦片；7—内摩擦片；8—衔铁；9—外片联接件；10—轴套

力比有滑环式大，因此结构尺寸较大，成本较高。但因取消了电刷和滑环，转动惯量小，可适用于高速工作条件，并且具有安装维修方便，可靠性高，使用寿命长等特点。

图 1-4-68 所示为摩擦片在磁路外的无滑环多片电磁离合器的结构。磁轭由可动部分和固定部分组成，可动部分包括传动轴套 8、内连接套 3 和挡铁 7；固定部分由固定磁轭 2 和线圈 4 组成。为了防止衔铁吸合时发生磁短路，内连接套 3 用非导磁材料制成。

这种结构的离合器轴向尺寸紧凑，由于不存在摩擦阻力，因此衔铁动作灵敏，分离、接合时间短，空转力矩小，适用于需要高频操作和对起动、制动和换向等动作要求迅速的场合。

图 1-4-67 所示为无滑环多片电磁离合器的结构。装有线圈 2 的磁轭 1 安装在滚动轴承 3 上。线圈 2 通电时产生磁场吸引衔铁 8 压紧内外摩擦片组 6、7，离合器接合。极环 4 与轴套 10 为固定联接，保持与磁轭 1 具有恒定的间隙。为了避免磁分路，在极环 4 中径处有一隔磁铜环 5。

这种结构的离合器具有恒定的工作间隙，可以缩短分离的时间，但整个磁阻较大，在传递相同转矩条件下，所需的磁

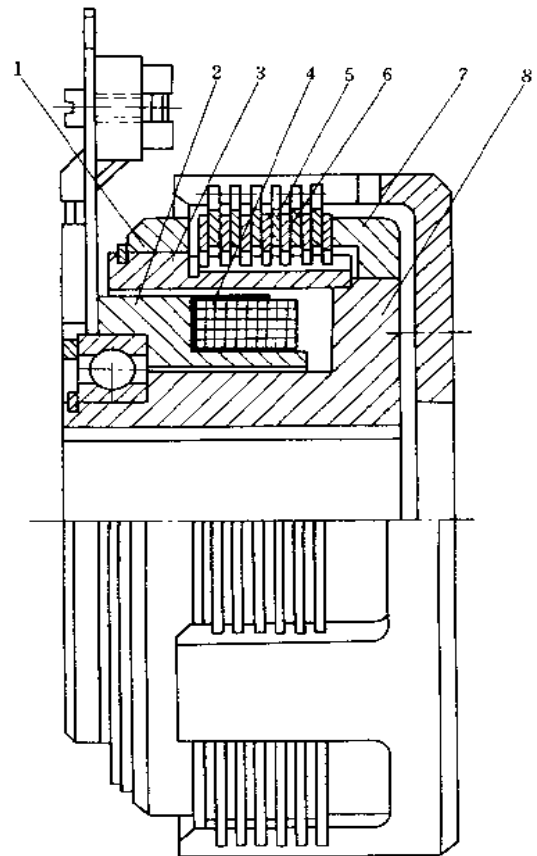


图 1-4-68 摩擦片在磁路外的无滑环多片电磁离合器  
1—衔铁；2—固定磁轭；3—内连接套；4—线圈；5—外摩擦片；6—内摩擦片；7—挡铁；8—传动轴套





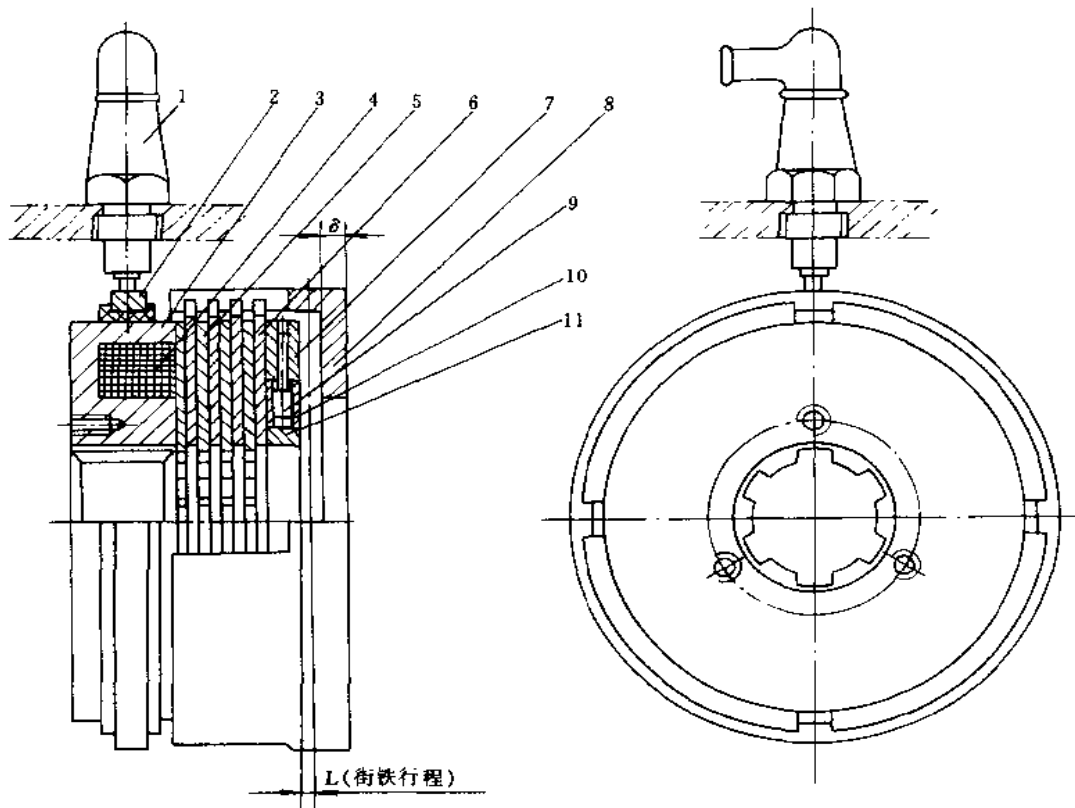


图 1-4-70 DLM0 系列湿式多片电磁离合器

1—支件；2—滑环；3—磁轭；4—线圈；5—内摩擦片；6—外摩擦片；7—外环；8—外片联接件；  
9—阶梯销；10—内环；11—衬套

图 1-4-70 所示为 DLM0 系列湿式多片电磁离合器的结构。这种离合器的使用与带滑环湿式多片电磁离合器相同。

这种离合器性能稳定，安装方便，适用于对动作时间要求不高或不作要求的传动系统。

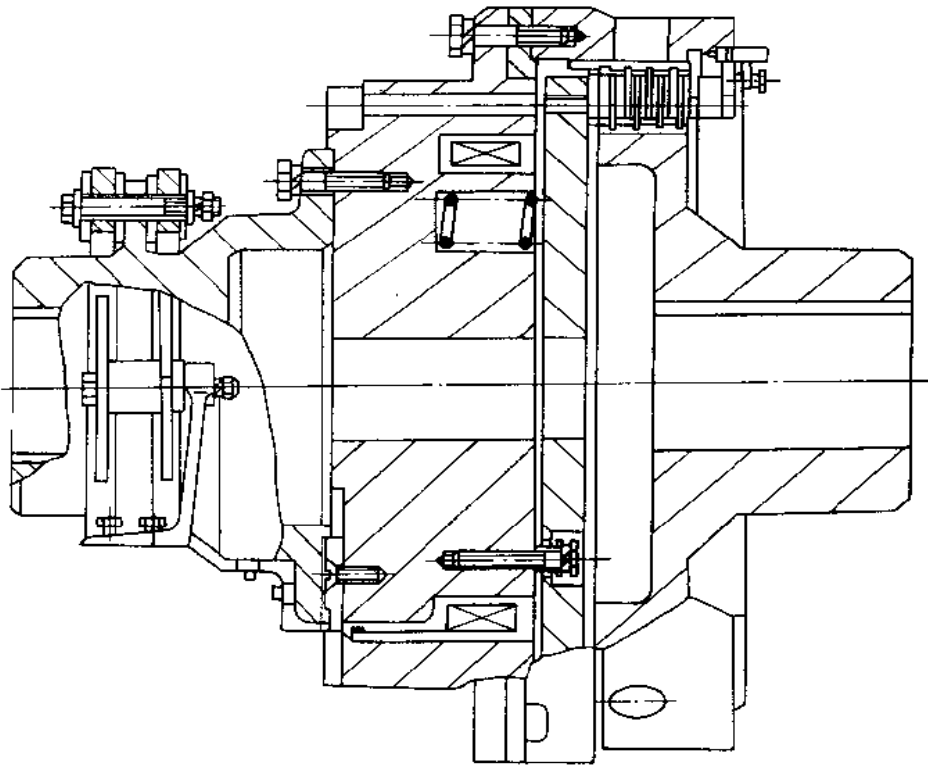


图 1-4-71 DLM2 系列片式电磁离合器

图 1-4-71 所示为 DLM2 系列片式电磁离合器的结构。这种结构的离合器动作灵敏度高，接合和分离时间短；当摩擦片磨损后，可调节气隙，以保证传递转矩稳定。

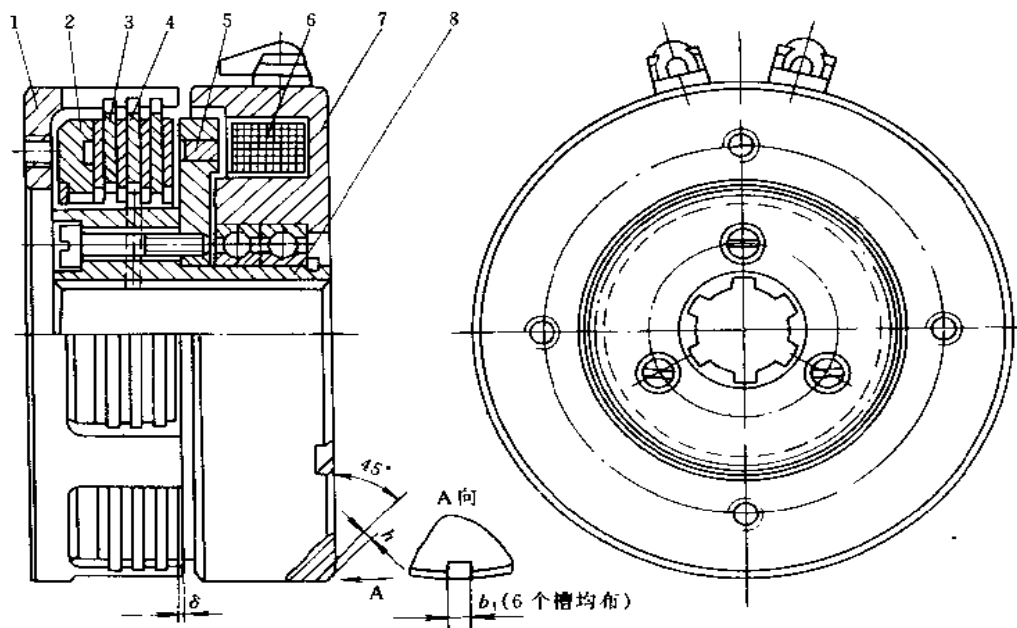


图 1-4-72 DLM3 系列湿式多片电磁离合器

1—外片联接件；2—衔铁；3—外摩擦片；4—内摩擦片；5—隔磁环；6—线圈；7—磁靴；8—内联接套

图 1-4-72 所示为 DLM3 系列湿式多片电磁离合器的结构。这种结构无滑环，可适用于高速传动中，且安全、可靠，能在条件恶劣的环境下工作，使用及安装维护均方便。

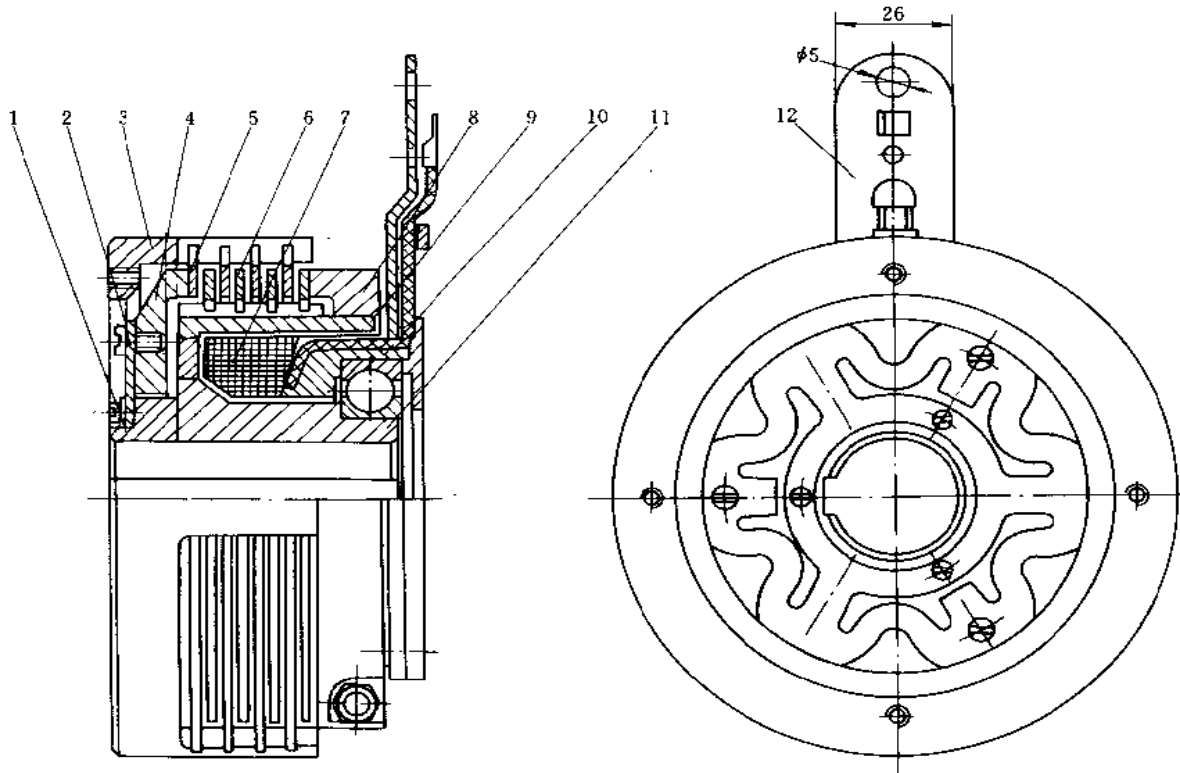


图 1-4-73 DLM4 系列干式多片电磁离合器

1—铜套；2—片弹簧；3—外片联接件；4—衔铁；5—外摩擦片；6—内摩擦片；7—线圈；8—调整螺母；9—外磁轭；10—固定磁轭；11—内磁轭；12—引线板

图 1-4-73 所示为 DLM4 系列干式多片电磁离合器的结构。这种结构的离合器具有接合和分离时间短、动作迅速、空转力矩小、体积小等特点，它适用于需要进行高频率操作的传动系统之中。

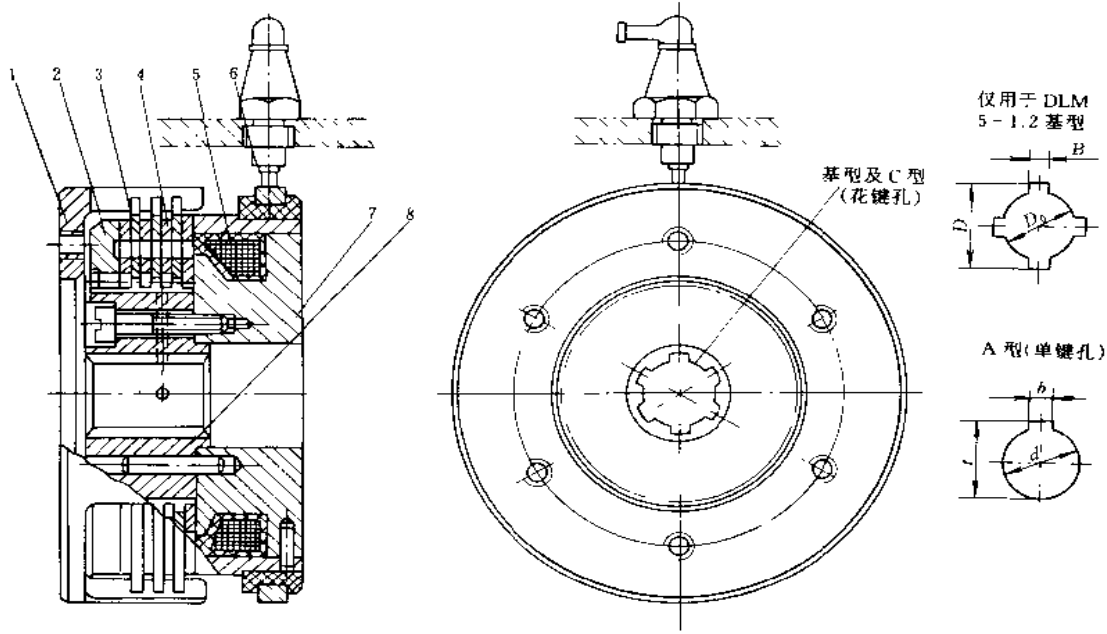


图 1-4-74 DLM5 系列片式电磁离合器

1—外片联接件；2—衔铁；3—外摩擦片；4—内摩擦片；5—线圈；6—滑环；7—磁轭；8—齿轮套

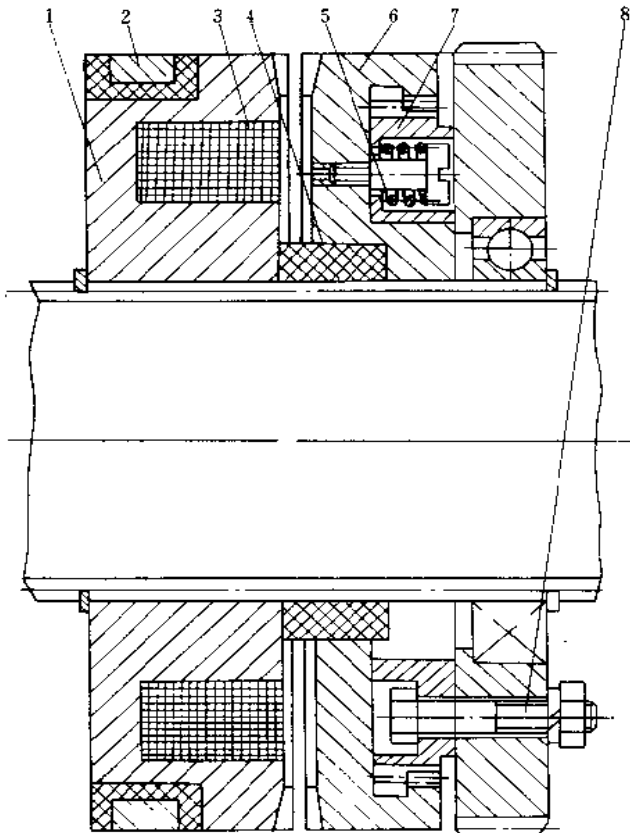


图 1-4-75 线圈旋转牙嵌电磁离合器

1—磁轭；2—滑环；3—线圈；4—隔磁套；5—压缩弹簧；6—衔铁；7—联接环；8—螺栓

图 1-4-74 所示为 DLM5 系列片式电磁离合器的结构。这种离合器结构紧凑，体积小，转矩大而稳定，剩磁和漏磁小，接合和分离时间短，安装维修方便，可取代 DLM0 系列湿式多片电磁离合器。

#### 4.2 牙嵌电磁离合器

图 1-4-75 所示为线圈旋转牙嵌电磁离合器的结构。离合器通电时，在磁轭 1 和衔铁 6 的相对端面，各有牙部经渗碳和高温淬火的细三角形牙啮合，激磁线圈 3 置于磁轭 1 内向右移。联接环 7 和衔铁 6 以内外轮齿相啮合，滑动时起着导向作用。联接环 7 的另一侧用螺栓 8 与传动件相联，离合器接合。离合器断电时，压缩弹簧 5 使衔铁 6 复位，离合器分离。隔磁套 4 可使嵌合牙间不存在电磁吸力，既可减少接合时产生的顶牙现象，又可使分离容易。

这种结构的离合器具有结构简单，动作灵活，接合可靠，无空转力矩，无摩擦发热，适用于转速不高，离、合不太频繁的小型机械传动和实验装置当中。

图 1-4-76 所示为线圈静止牙嵌电磁离合器的结构。磁轭 7 和线圈 8 安装在滚动轴承上，是不随离合器转动的。带有牙嵌的极盘 4 与轴套 10 一起转动，为防止出现磁短路，在两者之间增设非导体 5，使线圈通电后，磁力线通过衔铁 2 形成回路，保证有足够的吸引力，实现极盘 4 和衔铁 2 端面上的细牙互相嵌合，离合器实现接合。顶销 3 和弹簧 6 的作用是使牙嵌在断电后分离迅速。

这种结构的离合器的特点与线圈旋转牙嵌电磁离合器相似，适用于转速不高，离合不太频繁的小型机械传动和实验装置当中。

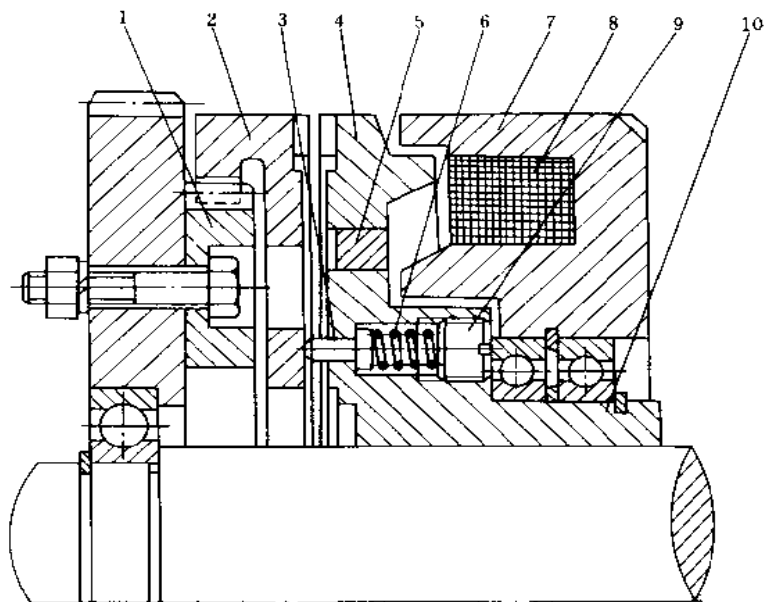


图 1-4-76 线圈静止牙嵌电磁离合器  
1—联接环；2—衔铁；3—顶销；4—极盘；5—非导体；6—弹簧；7—磁轭；  
8—线圈；9—螺钉；10—轴套

#### 4.3 圆锥电磁离合器（制动器）

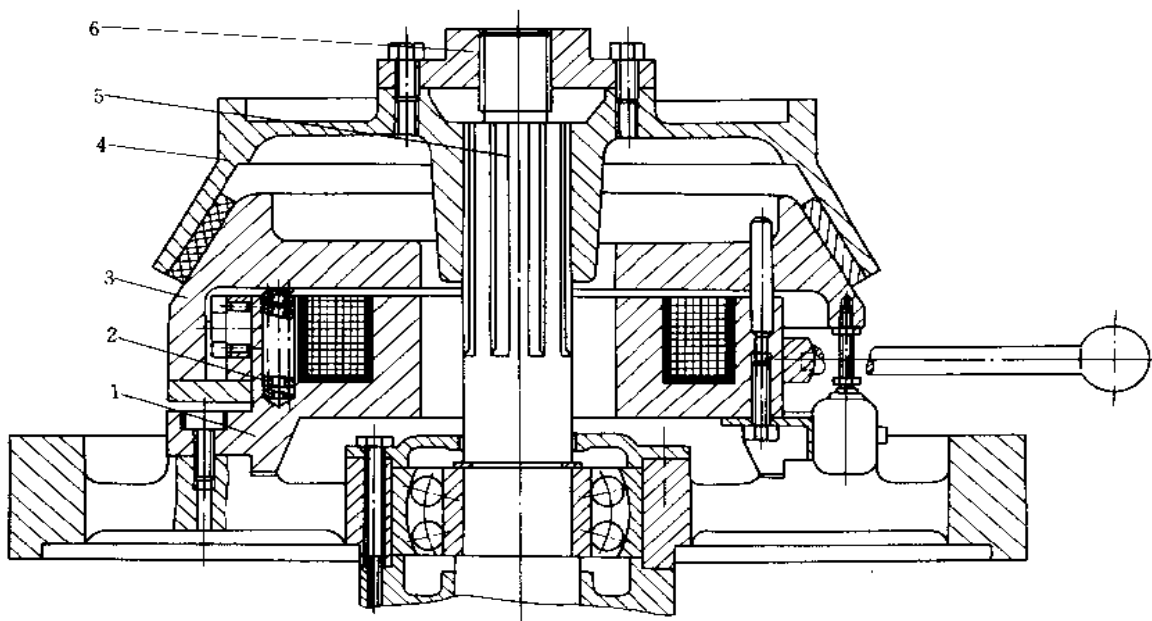


图 1-4-77 圆锥电磁离合器

1—磁轭；2—弹簧；3—摩擦盘；4—制动盘；5—电机轴；6—轴母

图 1-4-77 所示为圆锥电磁离合器（制动器）的结构。制动盘 4 和电机轴 5 相联接，磁轭 1 装在电机壳体上。通电时，摩擦盘 3 被磁轭吸合，离合器（或叫制动器）脱开，电机轴 5 可以转动，断电时摩擦盘受弹簧力作用压向制动盘使电机轴制动。制动盘和电机轴的相对位置用螺母 6 调节。断电后摩擦盘依靠手柄解除制动。

这种结构离合器（制动器）主要应用于电动机上。

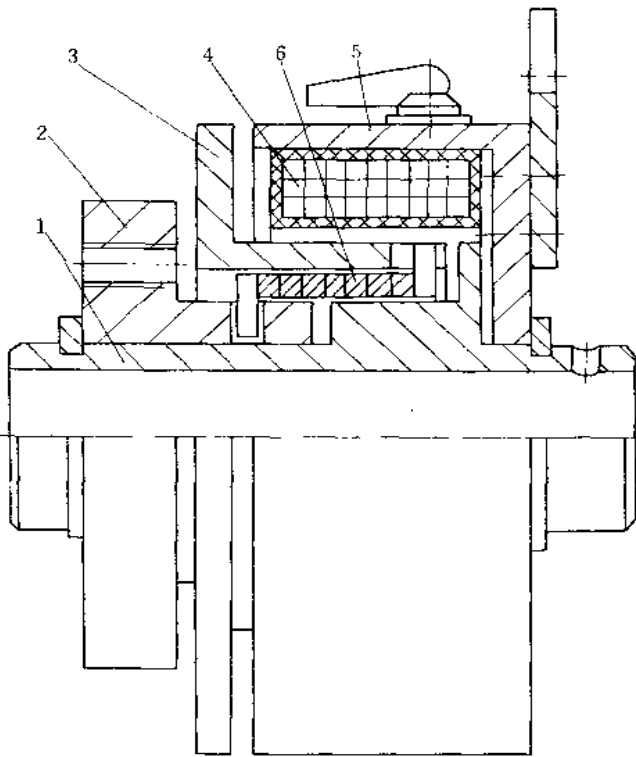


图 1-4-78 扭簧电磁离合器

1—轴套；2—主动盘；3—衔铁；4—线圈；5—磁轭；6—扭簧

#### 4.4 扭簧电磁离合器

图 1-4-78 所示为扭簧电磁离合器的结构。在磁轭 5 中装有线圈 4，当线圈不通电时，主动盘 2 通过扭簧 6 带动衔铁 3 一起在轴套 1 上空转。线圈通过激磁电流后，衔铁被吸动并和轴套上的实缘盘相连接，使扭簧右端被制动，主动盘则带动扭簧，使之受扭收缩并箍紧在轴套上，最后使轴套随主动盘一起旋转，离合器实现接合。断电后，衔铁和扭簧随即松开，轴套 1 停止转动，离合器分离。

这种离合器结构简单，动作迅速，传递转矩大且与离合器的转速及激磁电流无关，外形尺寸小，重量轻。不足的是只能传递单向转矩，过载时不能打滑，有可能引起扭簧的损坏。它适用于印刷、造纸、纺织及仪表机械中。

#### 4.5 转差电磁离合器

图 1-4-79 所示为转差电磁离合器的

结构。电枢 7 为铁磁材料制成的圆筒形零件，安装在电动机 8 的主动轴上，以恒定转速旋转，磁极 5 的形状如同齿轮固定在输出轴 1 上，可做变速转动。激磁线圈 4 绕在导磁体 3 上静止不动，当电流通入线圈时，在电枢 7 和磁极 5 之间便有磁通相连。因此，当主动轴转动时，电枢 7 以相应的转速在磁极 5 建立起来的磁场内转动，引起电枢上各点磁通不断重复变化，产生感应电势，导致在电枢中形成涡流。此涡流与磁极磁场的相互作用力所产生的力矩，就是带动离合器从动部分转动的力矩。

这种结构的离合器由于电枢中涡流发热量与转速差成正比，因此在低速运转时的效率很低，它适宜于恒转矩系统工作。

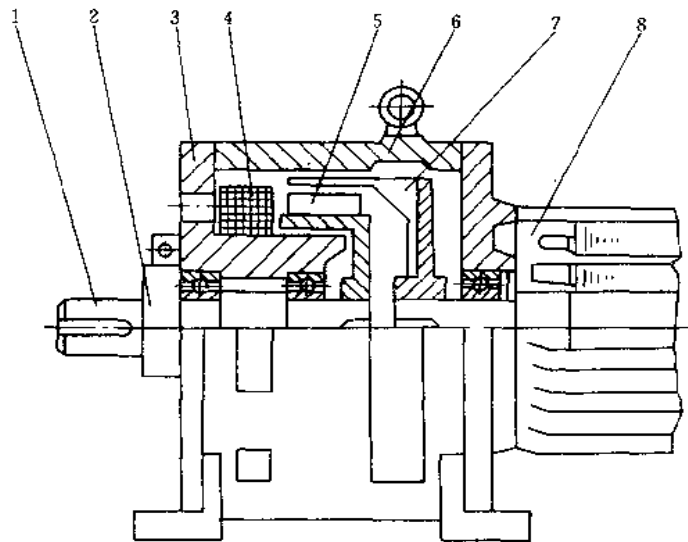


图 1-4-79 转差电磁离合器

1—输出轴；2—测速发电机；3—导磁体；4—线圈；5—磁极；6—壳体；7—电枢；8—电动机

## 4.6 磁粉离合器

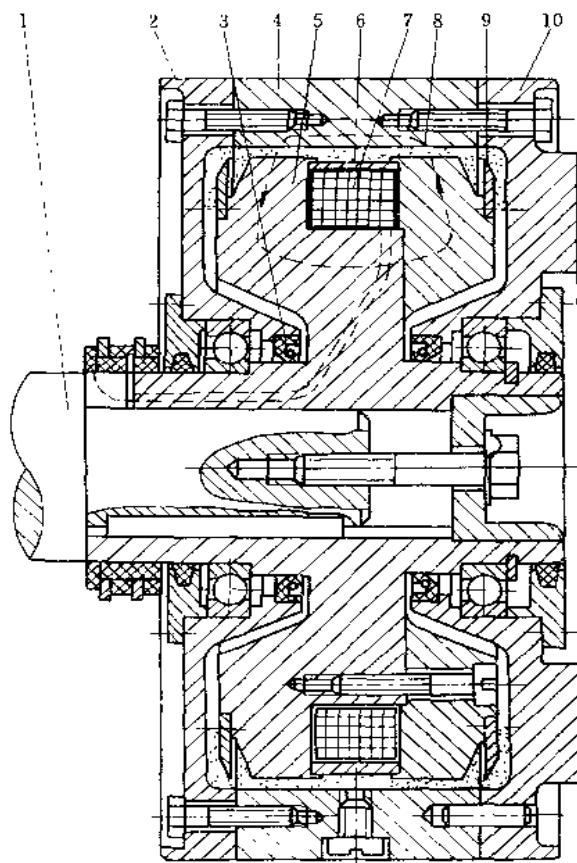


图 1-4-80 单隙式线圈旋转磁粉离合器

1--从动轴；2、10—端盖；3—橡胶油封；4—壳体；5—转子；6—隔磁环；7—线圈；8—磁粉；9—挡环

图 1-4-80 所示为带滑环单隙式线圈旋转磁粉离合器的结构。具有较大惯性的转子 5 用键与从动轴 1 联接，转子外缘的环槽中安装着线圈 7 并用隔磁环 6 封闭，壳体 4 和端盖 2、10 联接组成的主动件，可在滚动轴承上转动。磁粉充填在壳体和转子之间的间隙中。为了防止磁粉漏出，在转子两端面固定着很薄的挡环 9，同时还用橡胶油封 3 挡住漏出的磁粉防止进入滚动轴承。



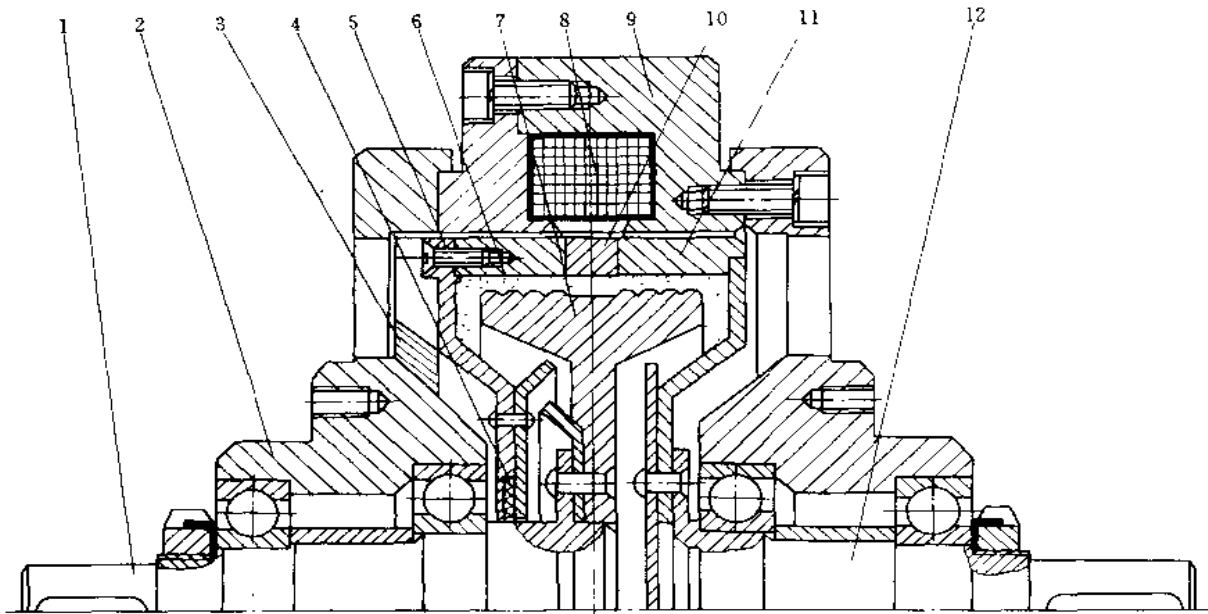


图 1-4-81 线圈静止磁粉离合器

1—从动轴；2—从动轴支承盖；3—风扇；4—密封圈；5—转子端盖；6—磁粉；7—从动转子；8—线圈；9—定子；10—隔磁环；11—主动转子；12—主动轴

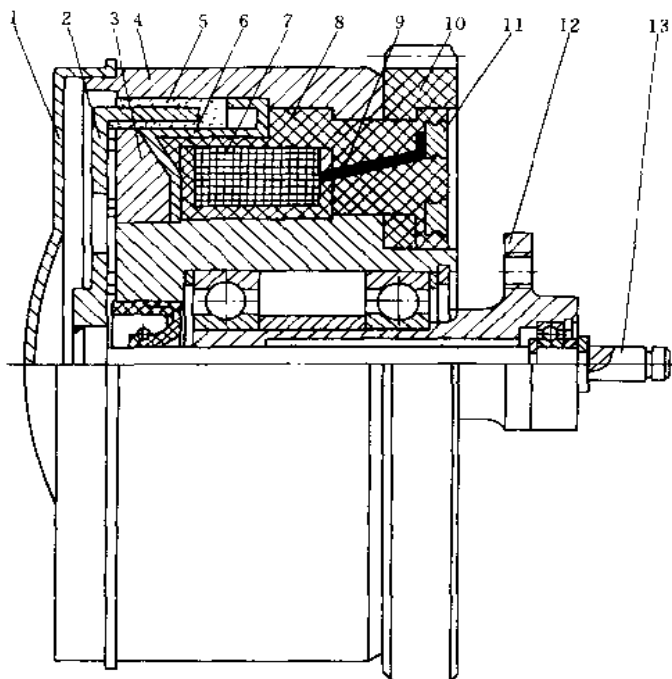


图 1-4-82 带滑环单极复隙式磁粉离合器

1—后盖；2—转子；3—导体；4—壳体；5—磁粉；6—铝罩；7—线圈；8—环氧树脂；9—导电片；10—非金属齿轮；11—滑环；12—空心轴；13—从动轴

图 1-4-81 所示为线圈静止磁粉离合器的结构。线圈 8 安置在定子 9 的槽内，定子两侧与支承盖 2 联接，组成一闭式的静止壳体，主动转子 11 处在定子 9 与从动转子 7 之间，与定子内表面之间具有适量的非工作间隙，磁粉 6 充填在主、从动转子间的间隙中。为防止磁短路，在主动转子上嵌有隔磁环 10。另外，在主动转子 11 的端盖 5 上装有风扇 3，以适应在有转速差的情况下工作时，可使热量快速发散。

这种结构离合器无滑环，所以不产生火花和磨损，供电可靠，空载转矩小，但体积较大，且存在有非工作间隙。主要适用于接合频率高，要求接合平稳的传动系统中。

图 1-4-82 所示为带滑环单极

复隙式磁粉离合器的结构。壳体 4 和线圈 7 等与齿轮 10 固联安装在滚动轴承上，组成离合器的主要部分，转子 2 与从动轴 13 联接。在转子 2 和主动部分的工作间隙中充填导磁率高、耐热性好的磁粉 5。为防止漏磁，壳体两侧的一个零件应采用非导磁材料制成，如图中齿轮 10。当电流经滑环 11 通入线圈，在主动壳体 4、从动转子 2 和工作间隙间形成闭合磁通，磁粉被磁化，形成磁粉链。通过磁粉颗粒间磁的连接力，主动壳体就带动转子一起转动。

这种结构离合器具有结构紧凑、重量轻；一端固定，安装调整比较方便等优点，但因有滑环，且整个结构又是悬臂布置，故不宜承受较大载荷，主要用于控制系统中。

#### 4.7 电磁离合器-制动器

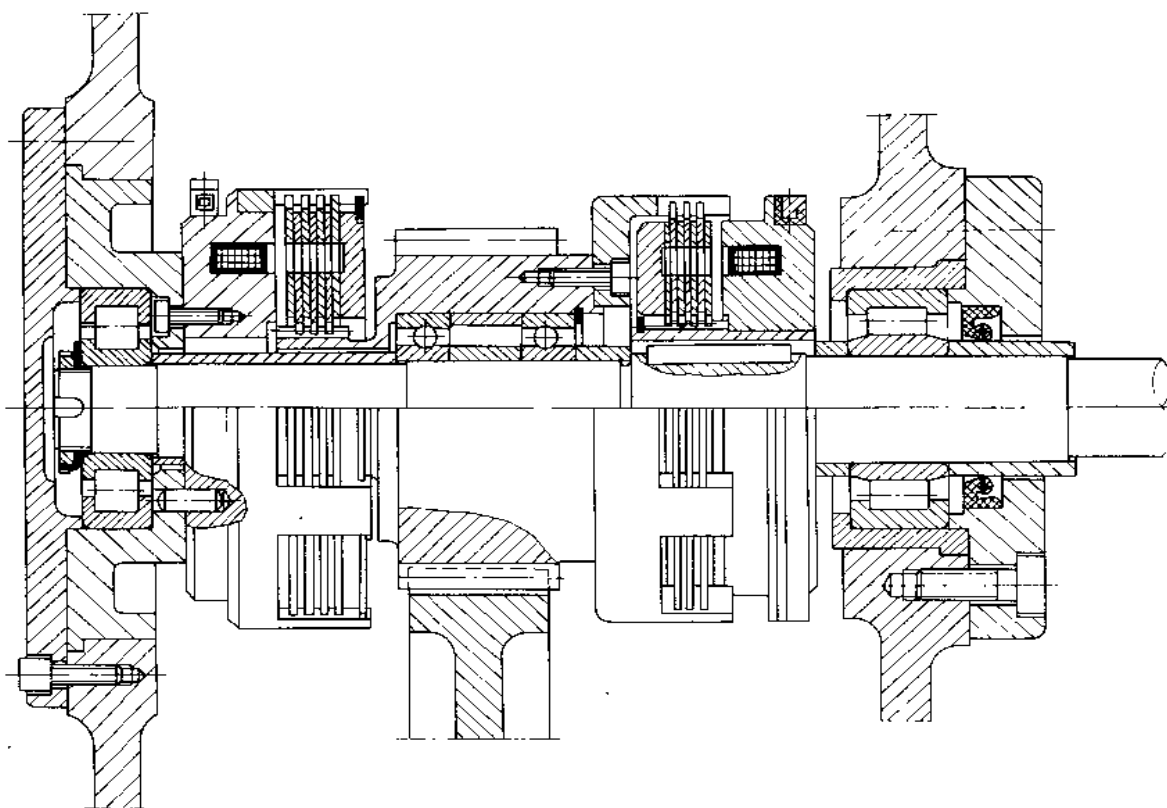


图 1-4-83 电磁离合器-制动器（一）

图 1-4-83 所示为电磁离合器-制动器的结构。在传动齿轮的左边为制动器，右边为离合器，以实施对传动轴的起停和制动。中间齿轮和制动器的摩擦内联接套制成一体，并和离合器的外联接套相联接。制动器的外联接套和磁轭一起固定在机体的法兰上。当制动器脱开，离合器接合时，齿轮和传动轴联接。反之传动轴和齿轮分离，齿轮被制动。

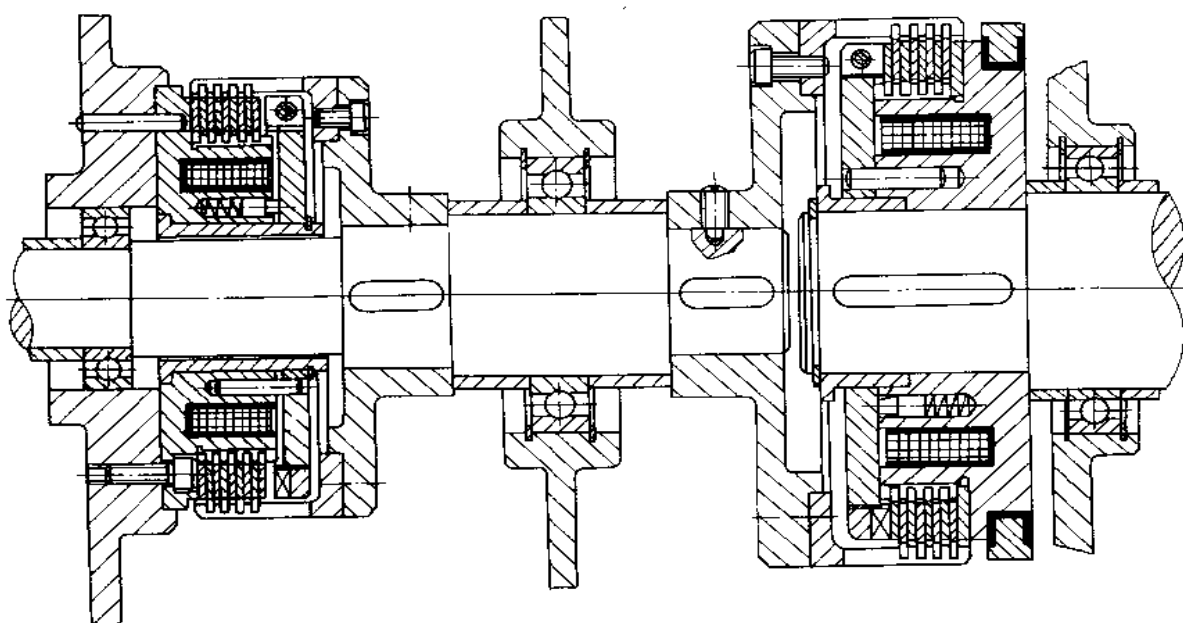


图 1-4-84 电磁离合器-制动器 (二)

图 1-4-84 所示为电磁离合器-制动器的另一种结构。图示左边为制动器，右边为离合器。制动器和离合器的外联接套均与轴用紧定螺钉相联接，制动器的内联接套和磁轭一齐装在机座上，离合器的内联接套则和右侧轴相联接。当制动器脱开，离合器接合时，两轴接通。反之，左侧轴被制动。

### 4.8 电磁离合器的应用实例

图 1-4-85 所示为在加工中心处使用的自动换刀机构上采用电磁离合器的例子。为了保证正确的自动换刀,链条移动找刀时,刀套每次必须停在同一位置上,因此刀套必须有精确的定位。刀套的精确定位是靠装在 I 轴上的定位啮合牙嵌式电磁离合器 M 实现的。离合器的磁轭 2 和衔铁 3 的齿面是不等分的,每间隔不同齿数有一个宽平齿(见件 2、3 零件示意图),衔铁和磁轭只有一个位置上才能啮合。磁轭 2 固定在刀库法兰盘 1 上。衔铁 3 随 I 轴转动,通电后,衔铁转到固定位置与磁轭啮合,使 I 轴每次停在固定的方位上,保证了每个刀套的准确定位。

对离合器的磁轭和衔铁有必要的精度要求。

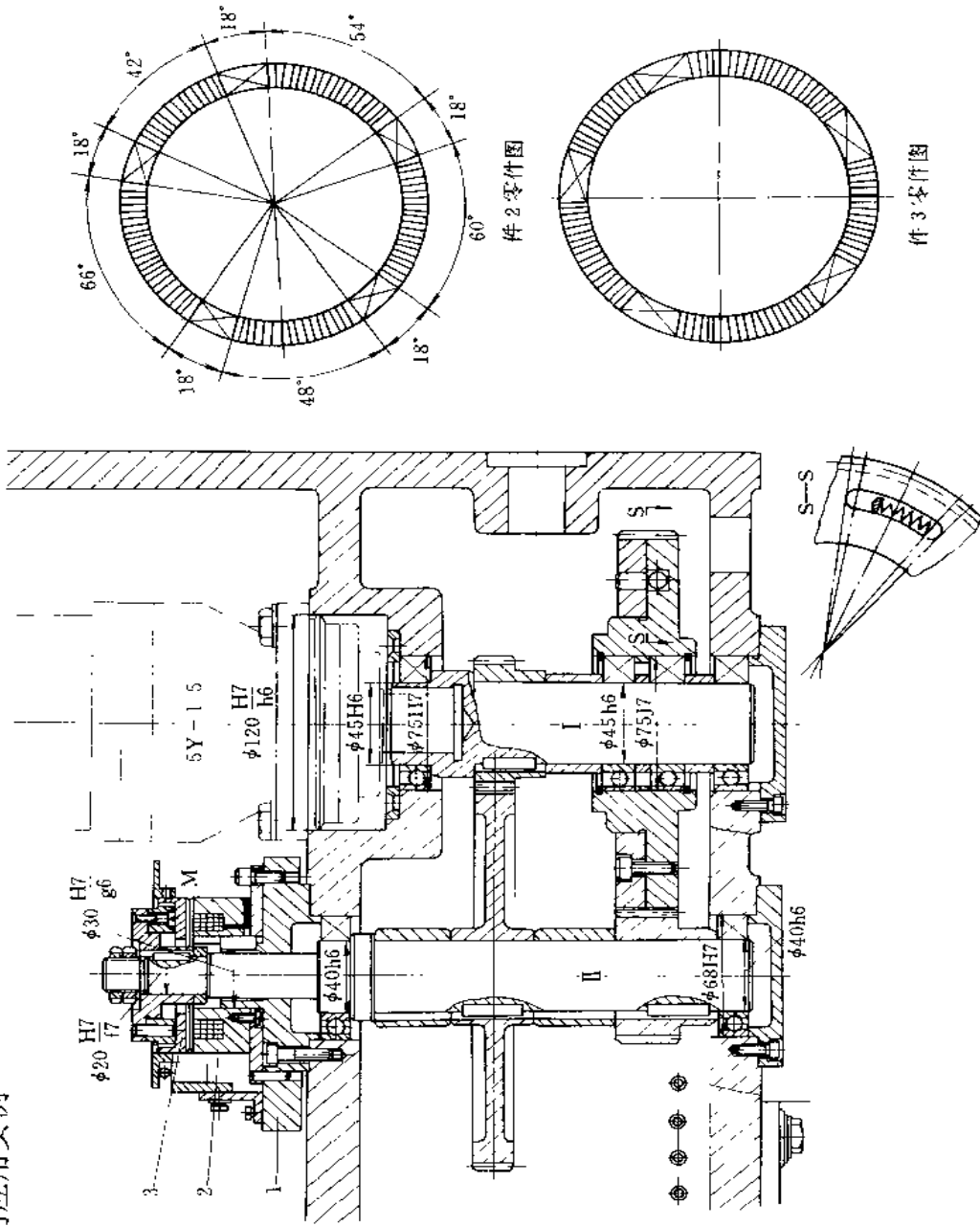
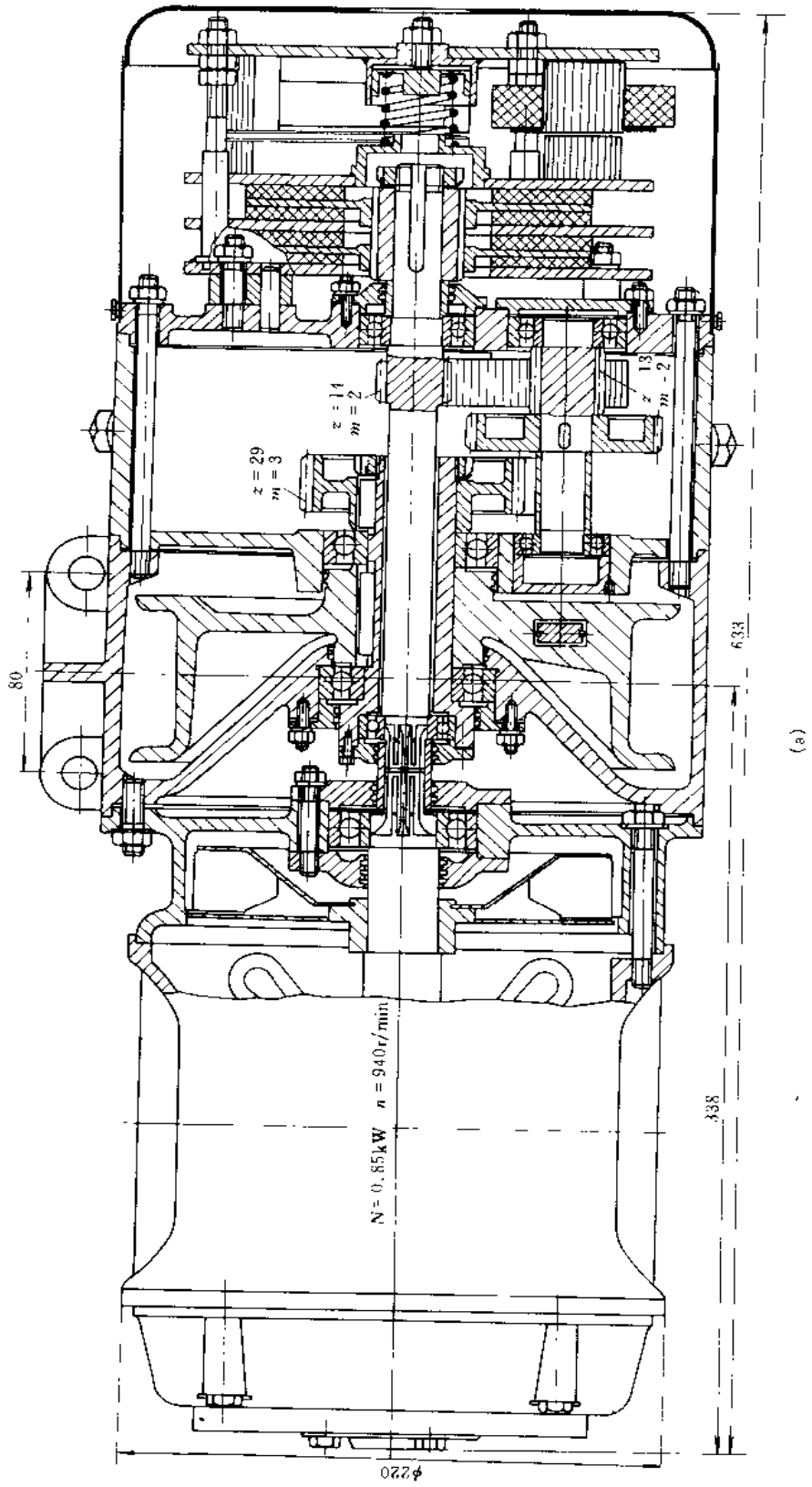


图 1-4-85 牙嵌式电磁离合器在自动换刀数控卧式镗铣床刀库上的应用  
1—刀库法兰盘; 2—磁轭; 3—衔铁



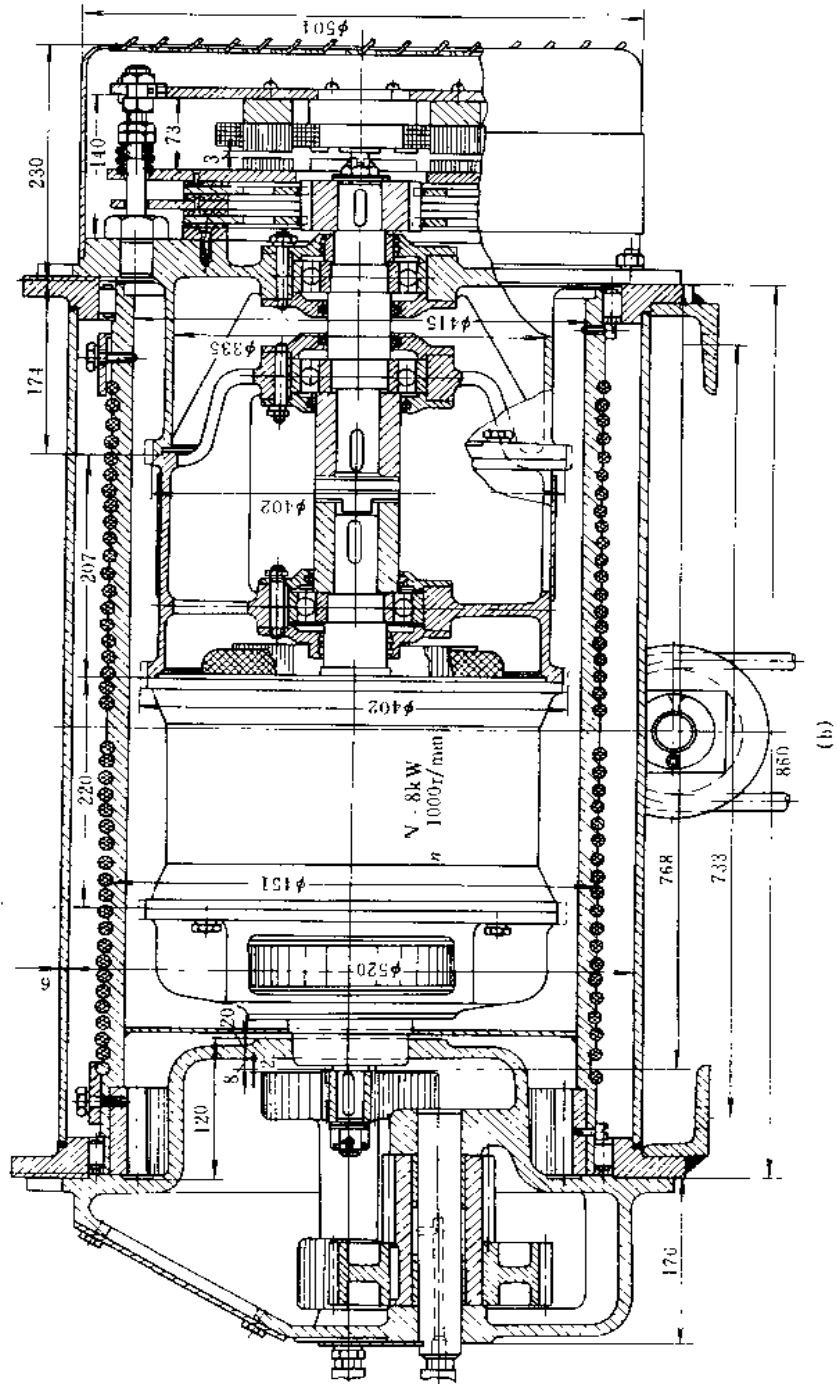


图 1-4-86 电磁离合器在起重葫芦上的应用

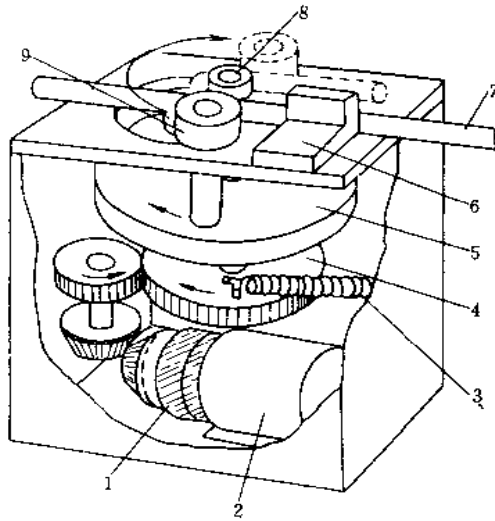


图 1-4-87 在携带式弯曲机上应用的电磁离合器  
1—电磁离合器；2—电动机；3—回位弹簧；4—齿轮；5—曲轴盘；6—挡块；  
7—钢筋；8—固定辊；9—旋转辊

携带式弯曲机是用在建筑施工中弯曲钢筋的。如图 1-4-87 所示，弯曲钢筋时，以挡块 6 定位，把直的钢筋固定在固定辊 8 和旋转辊 9 之间。启动电动机后，固定在曲轴盘 5 上的旋转辊借助于齿轮 4 的旋转，将钢筋弯曲成要求的角度。采用电磁离合器是为了在钢筋被弯曲成需要角度后，电动机完全脱开，此时电源被切断，旋转辊在回位弹簧 3 的作用下，回到原始位置。因此，要求

离合器具有小型、轻量化、高转矩特性，而且要采用耐用的蝶形弹簧驱动的电磁离合器。

大型攀沿式起重机的动作分为：升降、旋转、伸臂和卷扬四项。在升降和伸臂动作机构上使用了干式多片电磁离合器-制动器(见图 1-4-88)，根据其工作性质要求电磁离合器是大型的，其性能应以释放时的响应性为主，为此励磁电源装置采用高倍数瞬时强励磁方式，以实现快速响应及平滑起动、停止。

离合器-制动器的磁场和电枢间的气隙，由于负荷增大及使用频繁而增加，所以必须定期调整使之不超过极限气隙。

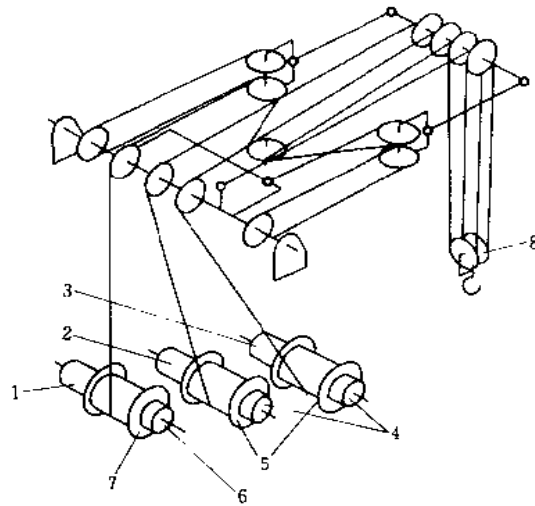


图 1-4-88 干式多片电磁离合器用在攀沿式起重机上  
1—电动机；2—主电动机；3—辅助电动机；4、6—电磁离合器-制动器；  
5—卷扬滚筒；7—伸臂滚筒；8—带钩滑轮

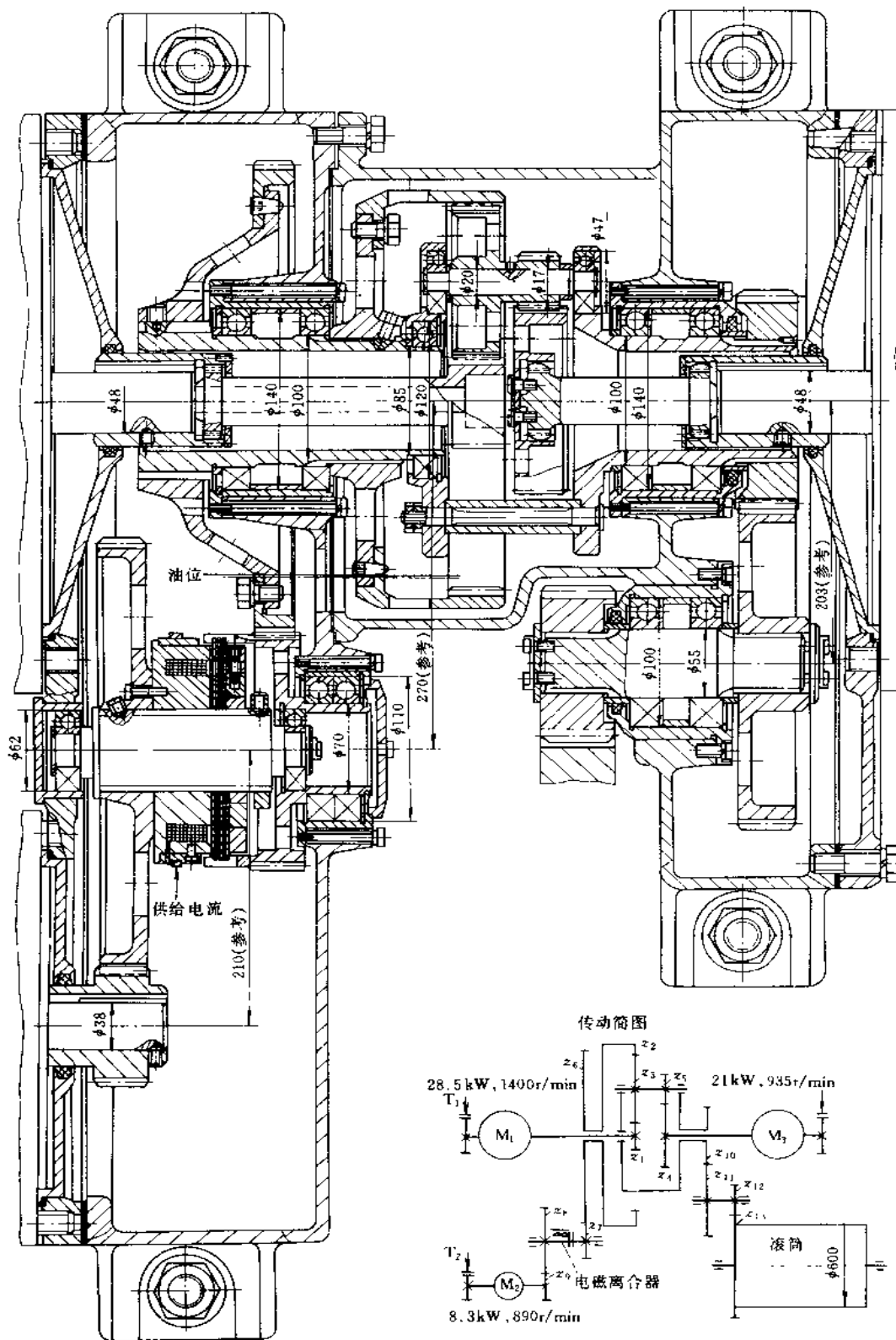


图 1-4-89 电磁离合器在三电机拖动卷扬上的应用



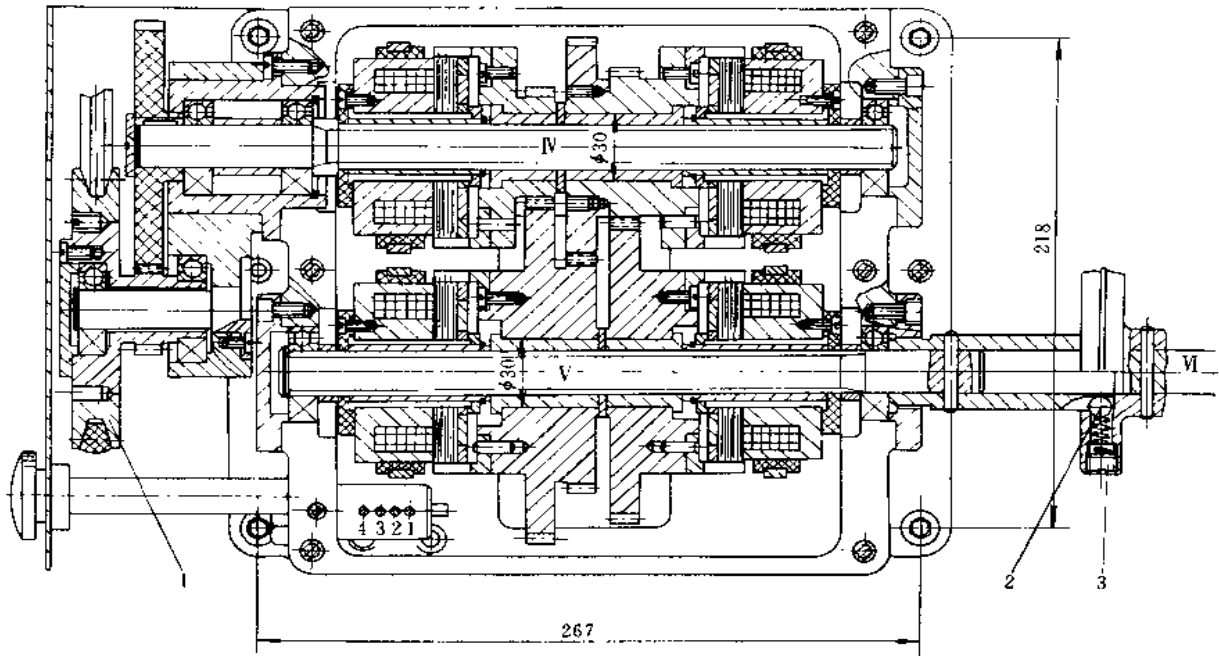


图 1-4-90 电磁离合器、钢球安全离合器在机床上的应用

1—带轮；2—钢球安全离合器；3—螺钉

回轮式六角车床进给箱结构如图 1-4-90 所示。花键轴 IV 和 V 上装有四个摩擦片式电磁离合器，以及三对常啮合空转齿轮，当离合器以不同组合方式接合时，实现四种变速比。床头箱的运动传给带轮 1，由一对齿轮副传至轴 IV 然后传到轴 V，再经钢球安全离合器 2 带动轴 VI 转动，最后传给回轮刀架。

钢球安全离合器 2 传递的扭矩大小，由螺钉 3 改变弹簧压缩量来调节。回轮刀架纵向走刀抗力可用测力仪表测定。该机床许用走刀抗力为 4kN，当达到此值时，安全离合器脱开。

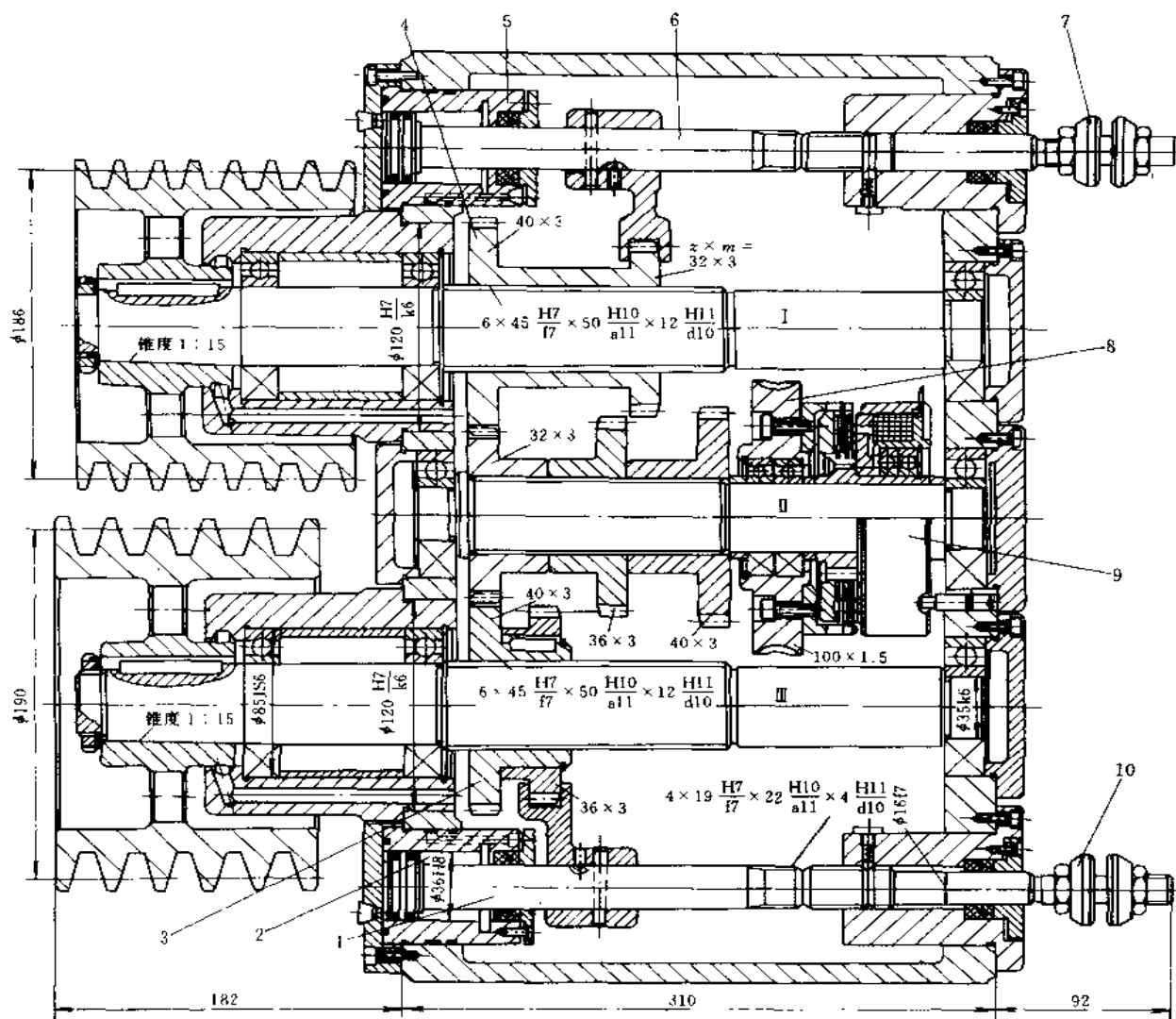


图 1-4-91 电磁离合器在数控车床变速箱上的应用

1、6—活塞杆；2、5—液压缸；3、4—滑移齿轮；7、10—撞块；8—蜗轮；9—电磁离合器

如图 1-4-91 所示，主运动采用分离传动，变速箱实现四级变速。变速由操纵油缸 2、5 控制。活塞杆 1、6 上的拨叉移动双联滑移齿轮 3 和 4 实现变速。同时摇摆电机通过蜗杆带动蜗轮 8 经电磁离合器 9，使传动系统缓慢摆动，以免齿轮齿顶相碰，可顺利啮合。变速完毕后，撞块 7 和 10 撞电器触头发发出讯号，摇摆电机停转，电磁离合器脱开，主电机方可启动。

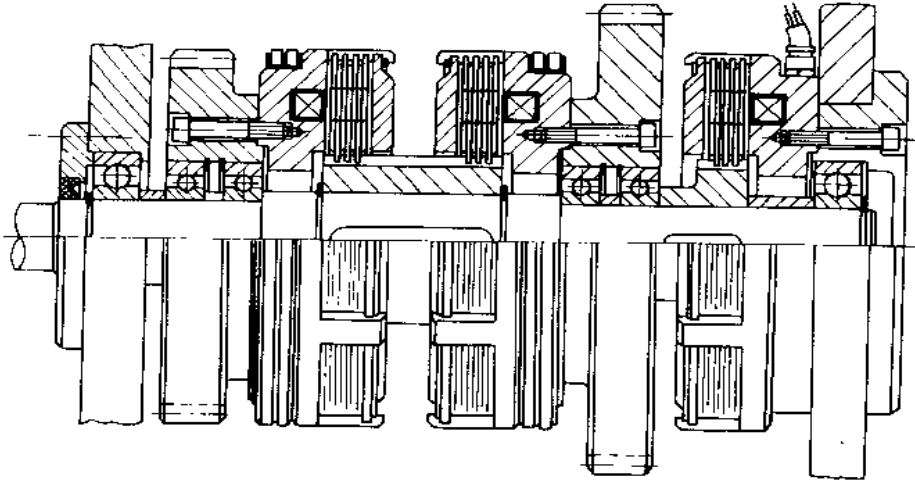


图 1-4-92 电磁多盘离合器和制动器  
在靠模铣床进给机构中的应用

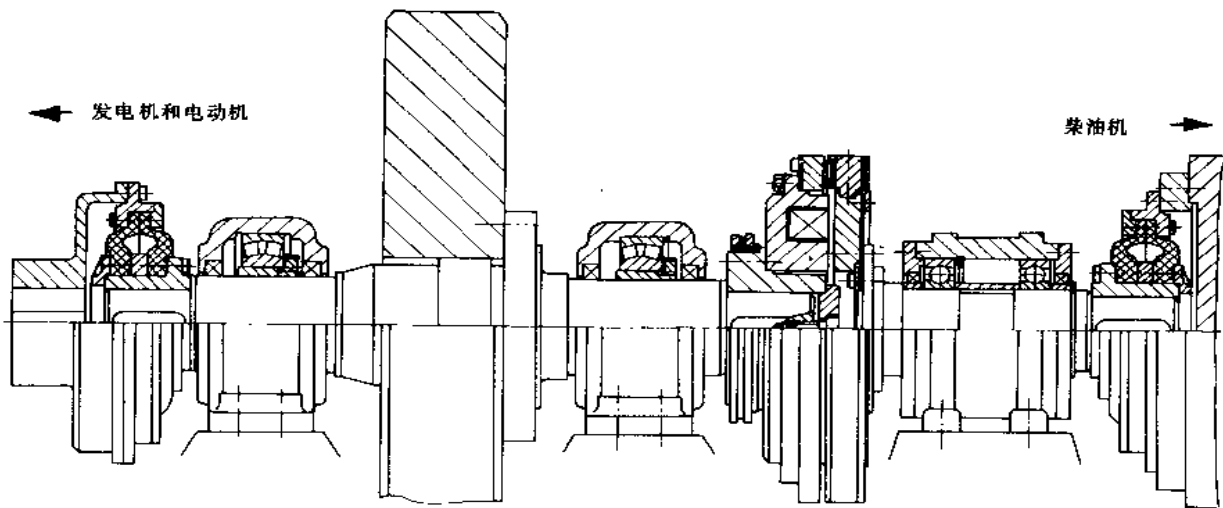


图 1-4-93 单面电磁离合器在紧急备用发电机上的应用

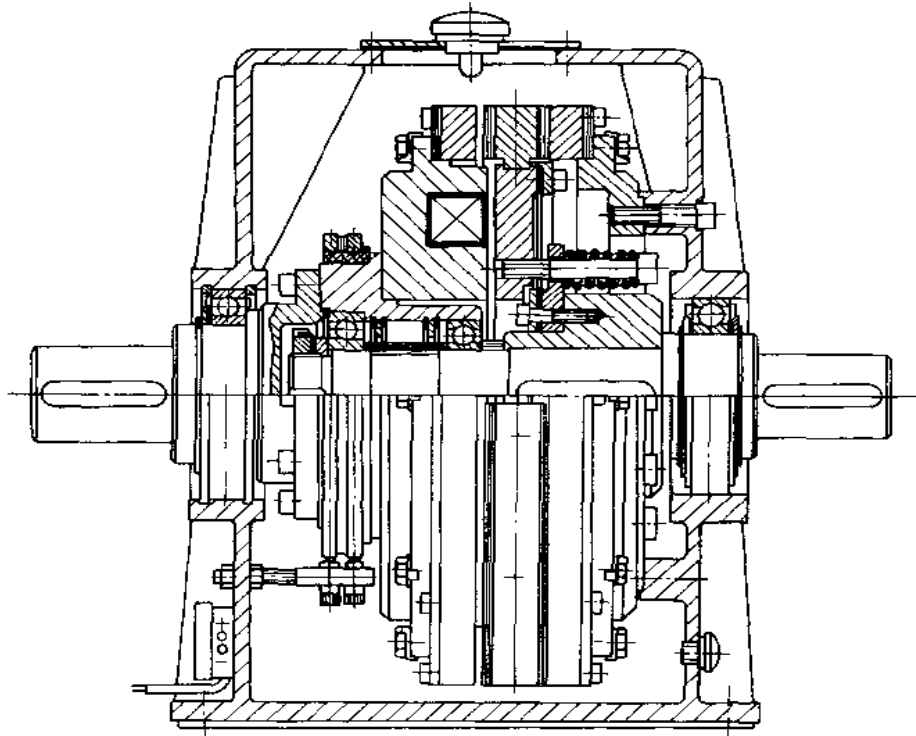


图 1-4-94 装在箱内带弹簧加载制动的单面  
电磁离合器在粗纸板压力机装料缸驱动中的应用

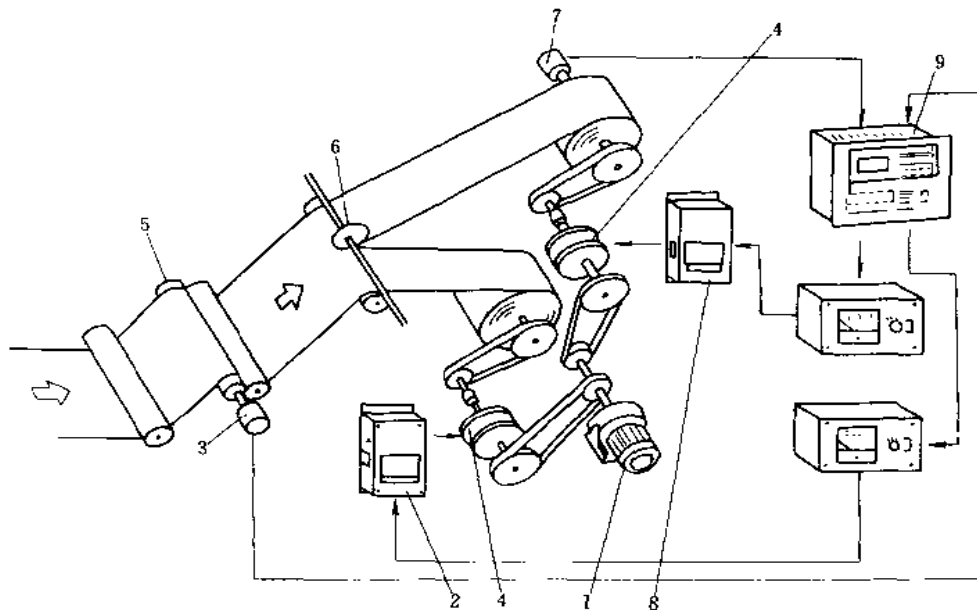


图 1-4-95 粉末离合器在纵剪切机上的应用

1—电动机；2、8—功率放大器；3—脉冲发生器；4—粉末离合器；5—中间辊；6—剪刀；7—接近开关；  
9—张力控制装置

图 1-4-95 所示为在纸、胶片等张力控制上使用粉末离合器的例子。粉末离合器通过减速

机设置在电动机和卷轴之间。由设置在卷取轴上的接近开关的卷轴脉冲器和设置在中间辊上的脉冲发生器发出的脉冲，在张力控制装置内，进行卷径演算。然后，通过功率放大器给离合器励磁，使卷轴的转矩与按设定张力演算的卷径相平衡。

因为粉末离合器转矩与滑动转速保持一定的关系，所以转矩控制容易进行。另外，因张力控制装置是开环控制方式，无振荡，可得到稳定的张力，而且根据需要还可进行斜度控制。同时因为两轴同时控制，为了消除因各轴材质规格差异或离合器转矩差异引起的张力偏差，应配用调整盘。

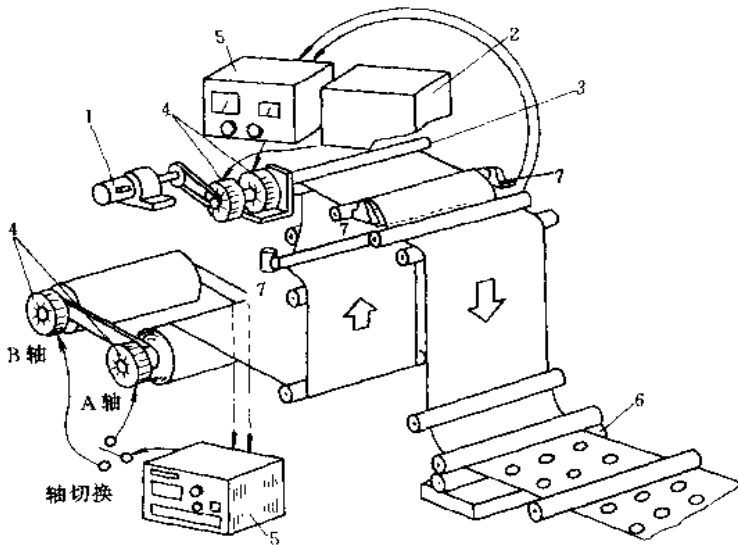


图 1-4-96 粉末离合器在凹版印刷机上的应用  
1—电动机；2—功率放大器；3—进给辊；4—粉末离合器-制动器；  
5—张力控制装置；6—辊；7—检出器

不均的原因，因此横向进给部分的张力控制也是必要的。在横向进给张力大于卷出张力的条件下，只用粉末制动器进行卷出控制；当设定卷出张力大于横向进给张力时，卷出部分应设置离合器和制动器。

喷射成型机的工作是将加热溶解的塑料原料经螺旋推压送入模具中，制成不同形状的产品。由于其工作特点，采用了小型、高转矩的湿式多片电磁离合器，如图 1-4-97 所示。在离合器转速高且连接频繁的情况下，应校验连接的功率大小。另外，当螺旋轴减速时离合器阻力矩增大，无负荷时，有可能出现螺旋跟着转的现象，因此要减小离合器的阻力矩或与制动器合用。

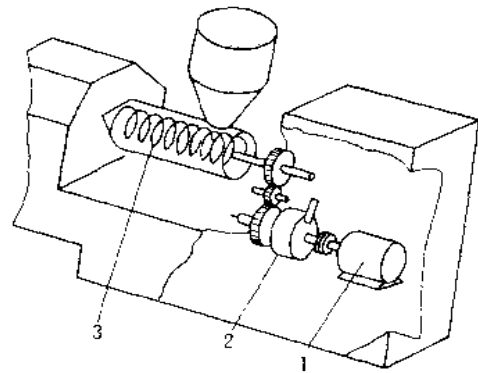


图 1-4-97 湿式多片电磁离合器在喷射成型机上的应用  
1—电动机；2—湿式多片电磁离合器；3—螺旋

图 1-4-96 所示凹版印刷机为了消除印刷物的张力波动，在横向进给轴和卷出轴上安装粉末离合器-制动器调整各轴的转矩，进行印刷物的张力控制。通过张力检测器，检测出印刷物的张力，张力控制装置根据这个张力信号，控制功率放大器的输出。由于这个输出使粉末离合器-制动器给出适合于印刷物的张力，并平滑地向各控制轴传递转矩。

印刷物前面的横向进给轴的张力波动有时影响到先前已印刷的部位，成为颜色不均

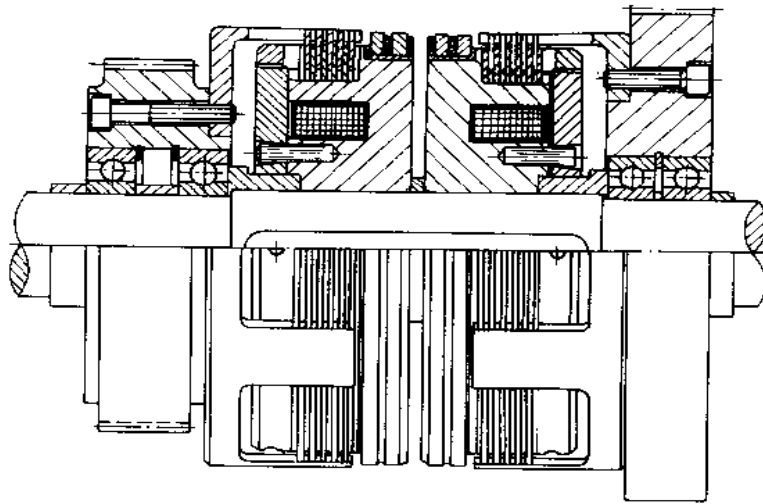


图 1-4-98 电磁多盘离合器在换向减速器中的应用

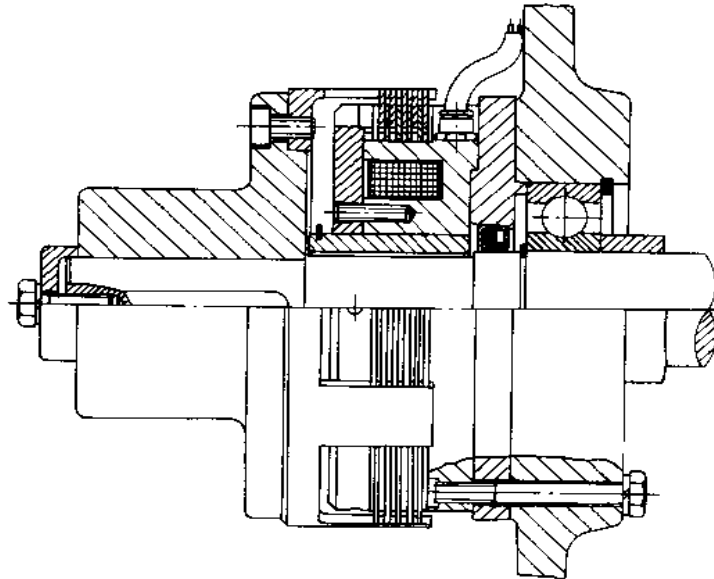


图 1-4-99 电磁多盘离合器装在减速器箱体上的应用

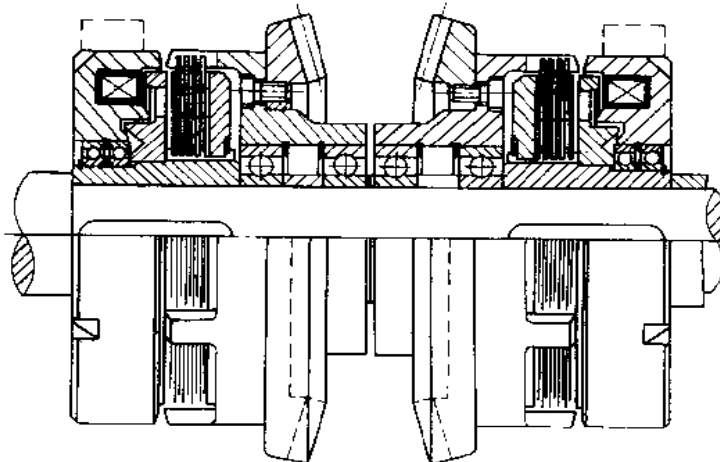


图 1-4-100 电磁多盘离合器在搅拌机减速器中的应用

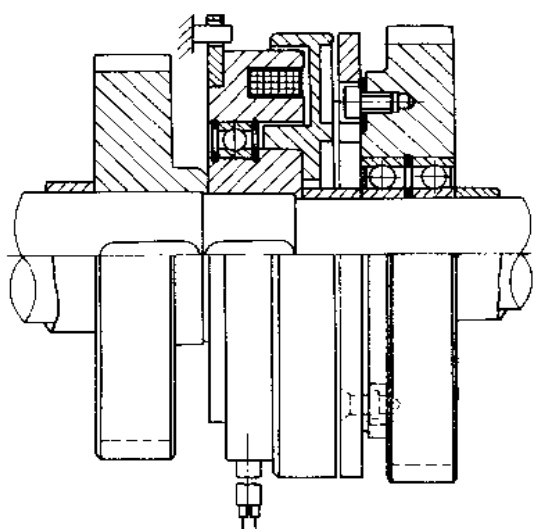


图 1-4-101 电磁离合器在皮带运输机驱动中的应用

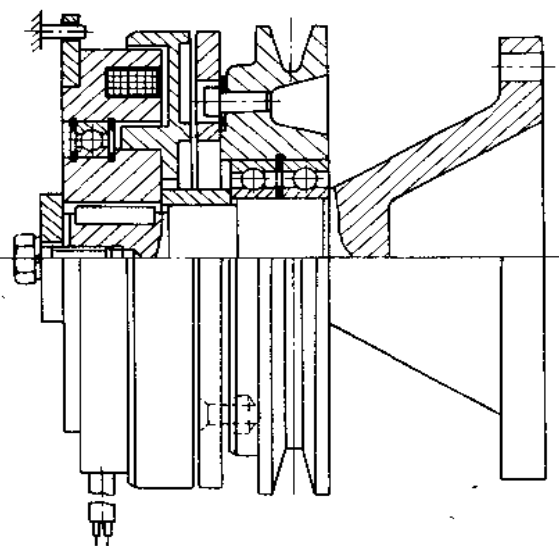


图 1-4-102 电磁离合器在振动造型机驱动中的应用

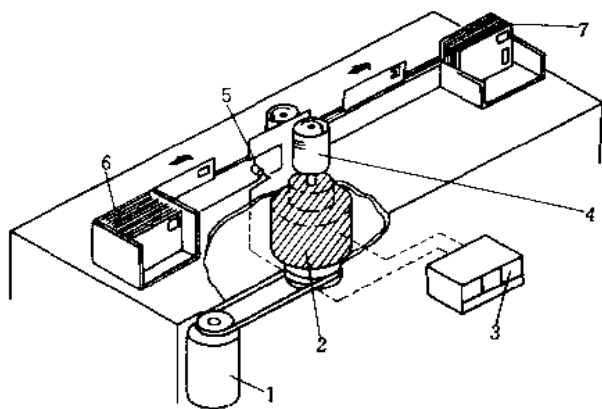


图 1-4-103 摩擦电磁离合器在打印机上的应用  
1—电动机；2—离合器-制动器；3—控制器；4—打印辊；  
5—传感器；6—明信片；7—打印完的明信片

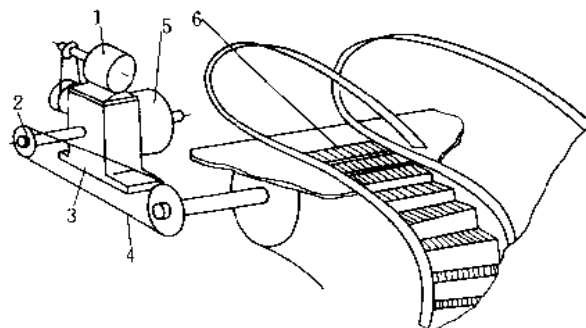


图 1-4-104 断电动作型电磁制动器在自动扶梯上的应用  
1—电动机；2—链轮；3—减速器；4—链条；  
5—电磁制动器；6—梯阶

图 1-4-103 所示为明信片 and 信封等邮件自动日期打印机上,采用电磁离合器、制动器的例子。预先整理好的邮件通过皮带运输机一件一件分开送来。在打印部件处,由光学传感器检测出输送来的邮件。由于这个信号,使安装于离合器、制动器单元输出轴上的打印辊以最大 750 件/min 的处理能力,准确起动、停止。一件一件准确无误地把邮戳打印在邮件的规定部位上。工作要求高精度,使用高频度,因此要求具有低惯性、小型高转矩,响应性好,能用于高频度、高精度的摩擦型电磁离合器-制动器。

图 1-4-104 所示为商场等处广泛使用的自动扶梯的制动、保持机构上采用断电动作型电磁制动器的例子。由电动机、减速器、制动器等构成的驱动单元,通过链轮、链条或齿轮驱动扶

梯。经常使用的场所(如商场)是连续运转的,早晚各起动、停止一次。间断使用的场所(如火车站),取自动运转方式时,是利用检知有无乘客的信号来进行起动、停止的自动控制。

在停电或发生事故紧急停车时,若停止的速度过急,可能造成乘客一个压一个地倒下来的后果;相反,若停止过慢,会使事故扩大。因此要根据转速、负荷惯性等确定制动器的设定转矩,而且为了确保长期稳定的转矩,要仔细选择摩擦材料和相应材料的组合。

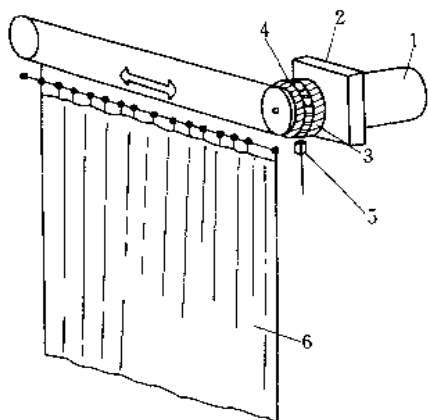


图 1-4-105 电磁离合器在电动窗帘上的应用  
1—电动机;2—减速器;3—离合器;4—脉冲发生器;  
5—传感器;6—窗帘

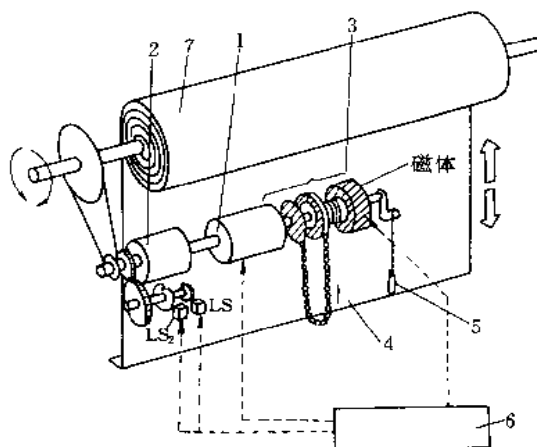


图 1-4-106 电磁制动器在电动卷帘门上的应用  
1—电动机;2—减速器;3—制动器;4—链条;5—操作手柄;  
6—控制部分;7—卷帘门的滚筒

图 1-4-105 所示为横向拉开的窗帘开闭机上采用电磁离合器的例子。在带减速器的电动机的输出轴上安装离合器。按下按钮,离合器和电动机同时起动,打开窗帘。若改变电动机的转向,则窗帘关闭。在与窗帘的运动相联动的离合器的输出轴上,设有黑白相间的脉冲板,由旋转传感器测出窗帘的运动。当窗帘达到终点时,传感器检测出该信号,断开离合器,自动机自动停止。

在用手动开闭窗帘的情况下,若没有离合器,则减速器和电动机反转时,开闭非常重,而且也会损坏减速器。安装了离合器以后,窗帘与驱动侧完全脱离,手动开闭很轻松,也能防止损坏。

电动窗帘的驱动单元设置在窗帘轨道的很狭小场所,要考虑配置紧凑,可采用小型高转矩的微型离合器。

图 1-4-106 所示为在电动卷帘门开闭时的制动保持机构上使用断电动作电磁制动器的例子。当电源接通时,电动机启动,同时制动器打开,卷帘门通过滚筒自动开闭。卷帘门达到上、下限时,减速器输出轴上的限位开关  $LS_1$ 、 $LS_2$  检测出位置信号。该信号使电源断开,电动机停止,同时制动器动作,卷帘门在确定的位置上制动、保持。

为了防止卷帘门因停电等情况落下的不安全现象发生,同时也为了节电,使驱动部分在卷帘门开闭动作以外的时间不工作,而采用了断电动作型制动器。

在停电或故障时,需要能够用手动开闭卷帘门。本制动器在关闭方向上有制动功能,而在打开方向上是自由的。打开时,可用链条手动卷起。关闭时,需拉开手动闭锁杆,机械动作打开制动器,才能使卷帘门自由落下。



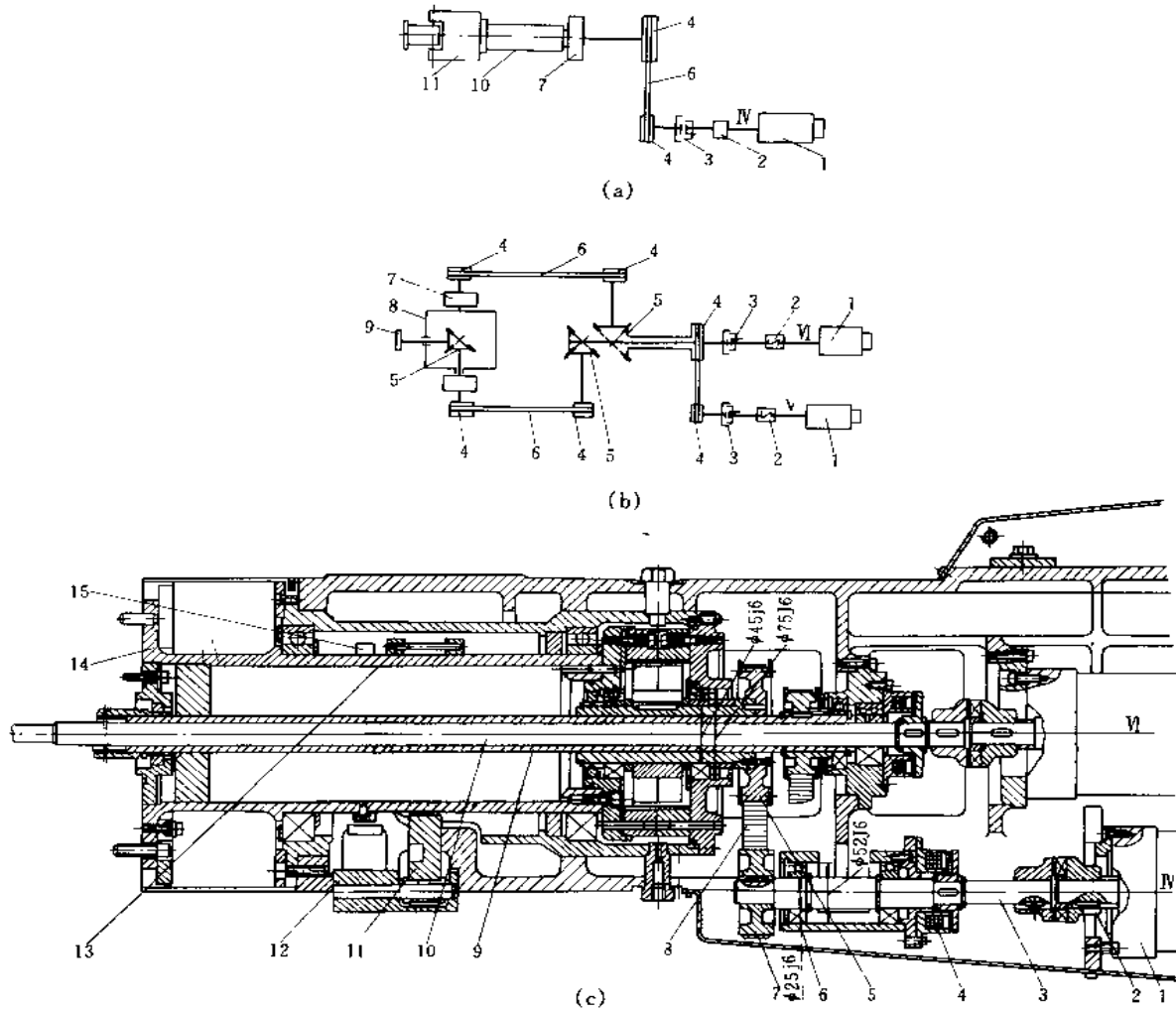


图 1 4 107 电磁离合器在 SMART6.50R 机器人小臂上的应用

(a)、(b) 腕部传动简图

1—电机；2—联轴器；3—电磁离合器；4—带轮；5—锥齿轮组；6—齿形带；7—谐波减速器；8—回转套；  
9—法兰；10—传动筒；11—腕部

(c) 局部结构图

1—(IV轴)电机；2—联轴器；3—轴；4—电磁离合器；5—带轮；6—轴承；7—带轮；8—齿形带；9—空心轴；  
10—实心轴；11—逆转停车挡块；12—托架；13—V形架；14—套筒；15—凸轮

## 5 液压离合器

### 5.1 片式液压离合器

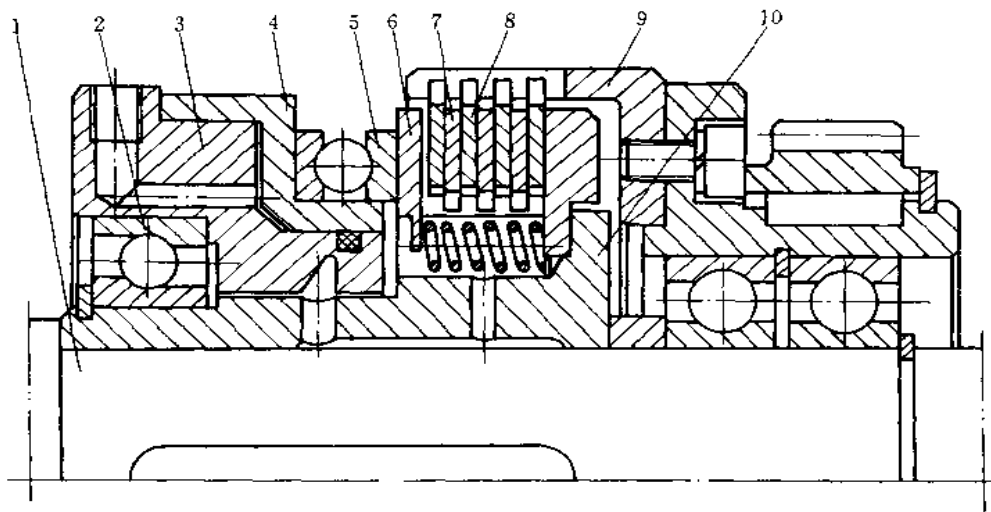


图 1-4-108 活塞缸固定片式液压离合器

1—轴；2—角接触球轴承；3—活塞；4—缸体；5—推力轴承；6—压板；7—内摩擦片；8—外摩擦片；  
9—外片连接套；10—内片连接套

图 1-4-108 所示为活塞缸固定片式液压离合器的结构。活塞 3 套装在滚动轴承 2 上，不能与轴 1 一起转动。当压力油进入活塞缸推动缸体 4，经推力轴承 5 和压板 6 将摩擦片 7、8 压紧，离合器实现接合。当放出压力油，弹簧推动压板 6、推力轴承 5 和缸体 4 向左移动，使摩擦片彼此分开，离合器分离。

这种结构离合器的径向尺寸较紧凑，但因离合器的转速受推力轴承的限制，所以转速不宜过高，还要注意润滑和冷却。

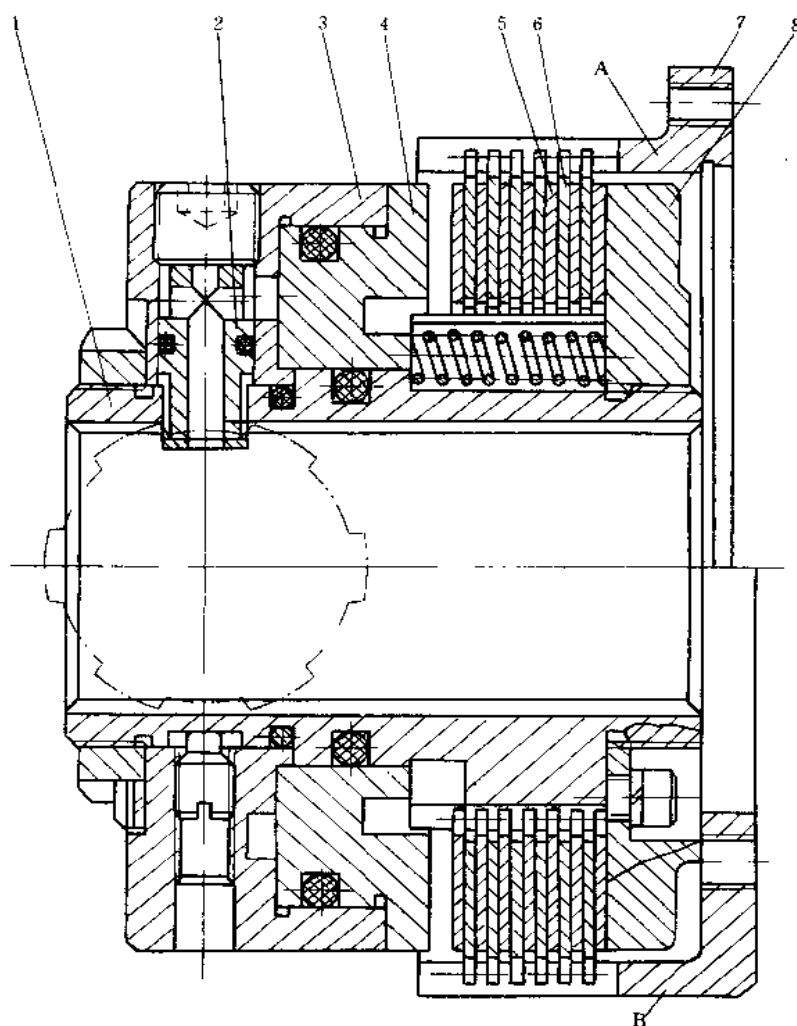


图 1-4-109 活塞式液压离合器

1—轴套；2—导油接头；3—油缸体；4—活塞；5—内摩擦片；6—外摩擦片；7—外片联接件；8—挡板

图 1-4-109 所示为活塞式液压离合器的结构。当压力油进入油缸体 3，推动活塞 4 右移，使内外摩擦片 5、6 压紧，离合器实现结合。当放出压力油，在弹簧的作用下，推动油塞 4 左移，使内、外摩擦片分开，离合器分离。外壳设计有 A、B 两种联接方式。

这种结构离合器轴向尺寸较紧凑，适用于轴向尺寸较小且转速较高的场合，如例机床。

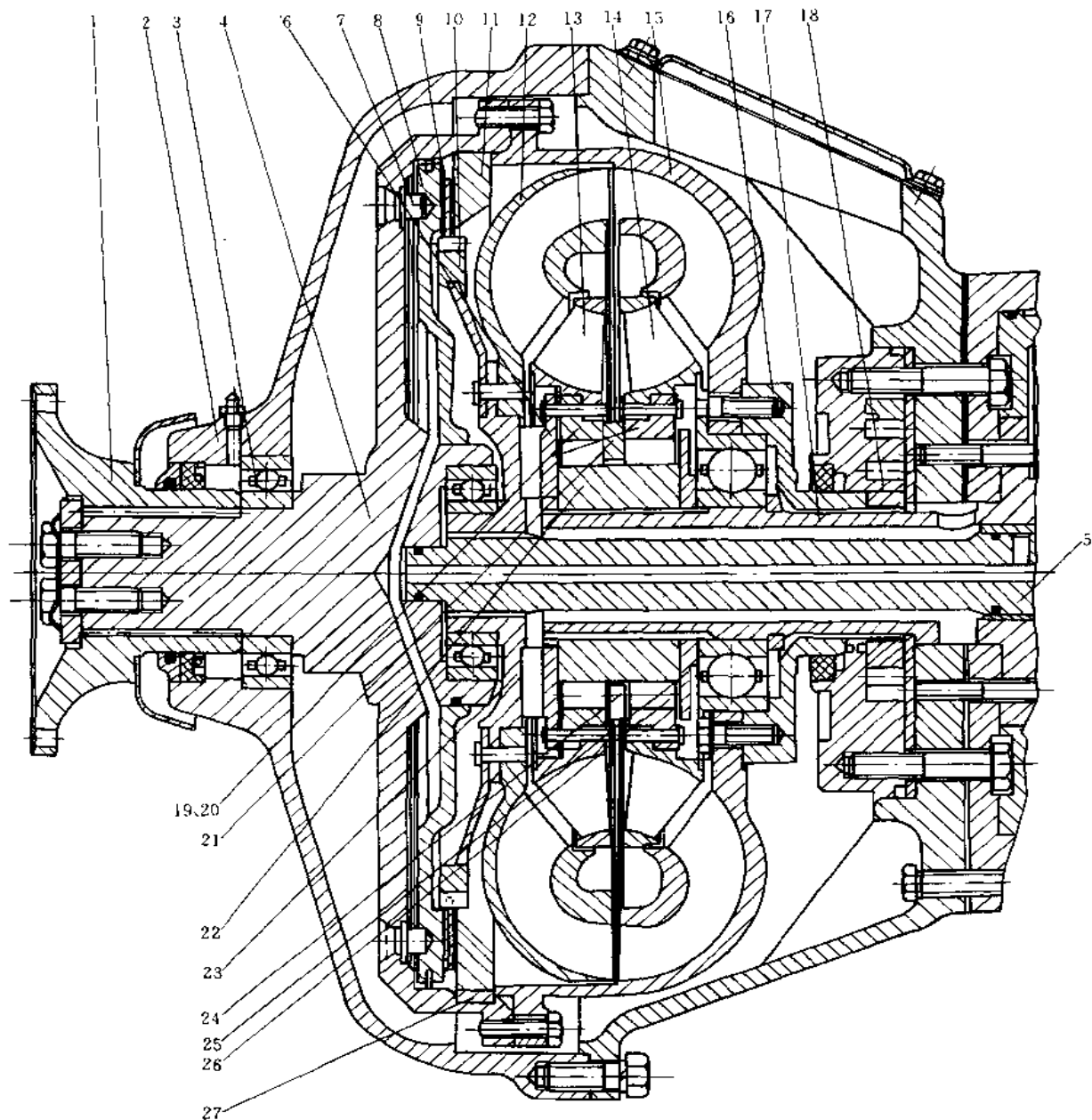


图 1-4-110 单片液压离合器（闭锁离合器）

1—连接盘；2—液力变矩器外壳；3—滚动轴承；4—驱动盘；5—涡轮轴；6、25—限位块；7—驱动销；8—活塞；  
9—闭锁摩擦盘；10—齿圈；11—支承圈；12—涡轮；13—第一导轮；14—第二导轮；15—泵轮；16—驱动套；  
17—导轮轴；18—油泵主动齿轮；19、20—自由轮外座圈；21—挡圈；22—自由轮内座圈；23—花键套；24—隔离环；  
26—滚柱；27—键

图 1-4-110 所示为带闭锁的单片液压离合器的结构。它多用于带液力变矩器的传动中，当机器在负荷变化不大的情况下运行，通过闭锁离合器的闭锁，使变矩器不起作用，以提高传动效率，降低温升。它还有便于工程机械的起动等特点。

这种结构离合器已广泛应用在自动变速箱上。

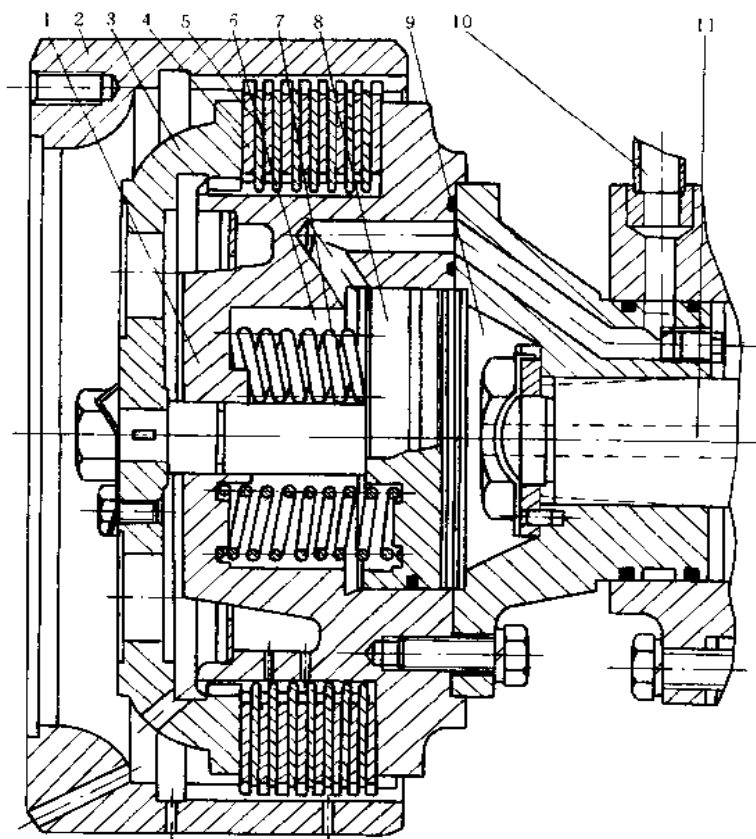


图 1-4-111 多片液压离合器

1—主动鼓；2—从动鼓；3—压盘；4—主动盘；5—从动盘；6—油缸接合腔；7—压紧弹簧；8—油塞；

9—油缸分离腔；10—接合腔油道；11—分离腔油道

图 1-4-111 所示为多片液压离合器的结构。工作时，在压力油作用下，活塞 8 左移，弹簧 7 被压缩，通过主动鼓使离合器接合；反之，在弹簧回位作用下离合器分离。它一般安置于转向轮系的左右二侧，分别采用液压控制：当左右离合器都接合时，车辆向前行驶；当左离合器分离，右离合器接合时，车辆向左转；当左边离合器接合，右边离合器分离时，车辆向右转；当左右离合器都分离时，则车辆停止向前。

这种离合器主要适用于履带车辆和坦克中。

图 1-4-112 所示为活塞缸旋转片式液压离合器的结构。当压力油从轴心油孔 A 进入油缸体 1 的油腔中，由于油缸体与半离合器 8 及挡板 7 固联在一起，故油压推动活塞 2 压缩弹簧 3，使外摩擦片 4 和内摩擦片 5 压紧，离合器接合。当放出压力油，弹簧 3 推动活塞 2 向左使内外摩擦片分开，实现离合器分离。传动轴中另一油孔 B 用来通入润滑油，以冷却和润滑内外摩擦片。这是一种应用较广泛的结构。

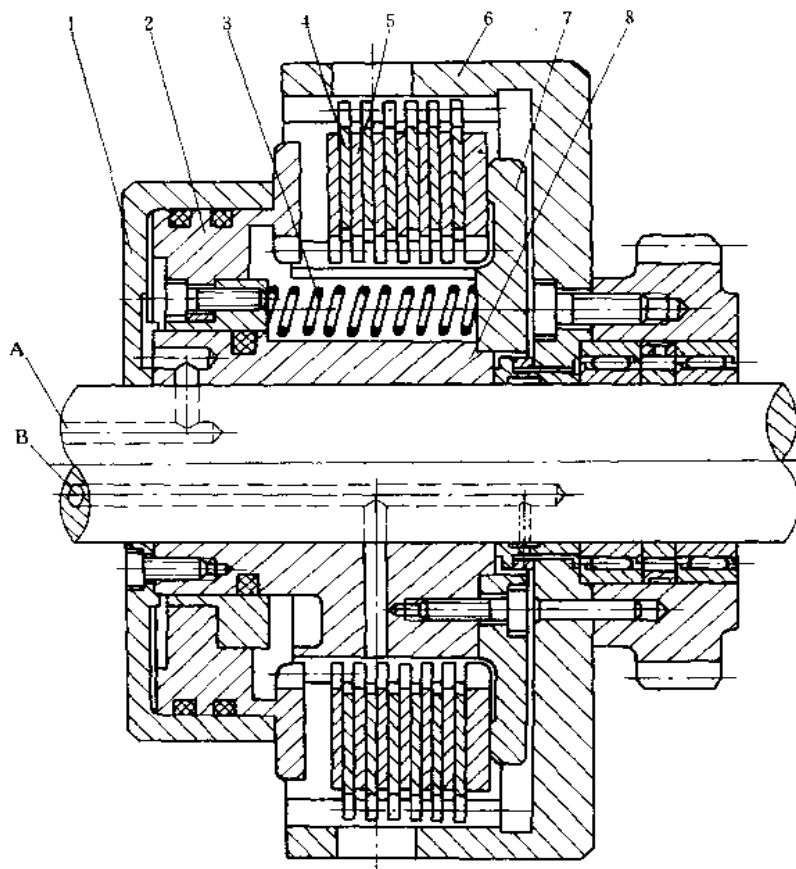


图 1-4-112 活塞缸旋转片式液压离合器

1—油缸体；2—活塞；3—弹簧；4—外摩擦片；5—内摩擦片；6—外片连接件；  
7—挡板；8—半离合器

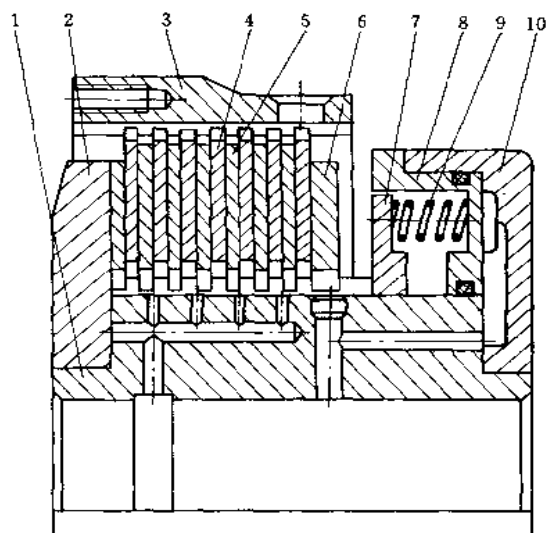


图 1-4-113 旋转片式液压离合器

1—半离合器；2—挡板；3—外片连接件；4—外摩擦片；5—内摩擦片；  
6—压板；7—弹簧挡板；8—活塞；9—弹簧；10—油缸体

图 1-4-113 所示为弹簧在活塞内并且活塞缸为旋转的片式液压离合器的结构。当压力油进入油缸体 10 的油腔中，由弹簧 9 经弹簧挡板 7 使压板 6 向左移动，压紧内外摩擦片 5、4，离合器实现接合。当放出压力油，压板 6 右移，离合器分离。

这种结构的特点是弹簧装在活塞内，可减小离合器的径向尺寸。

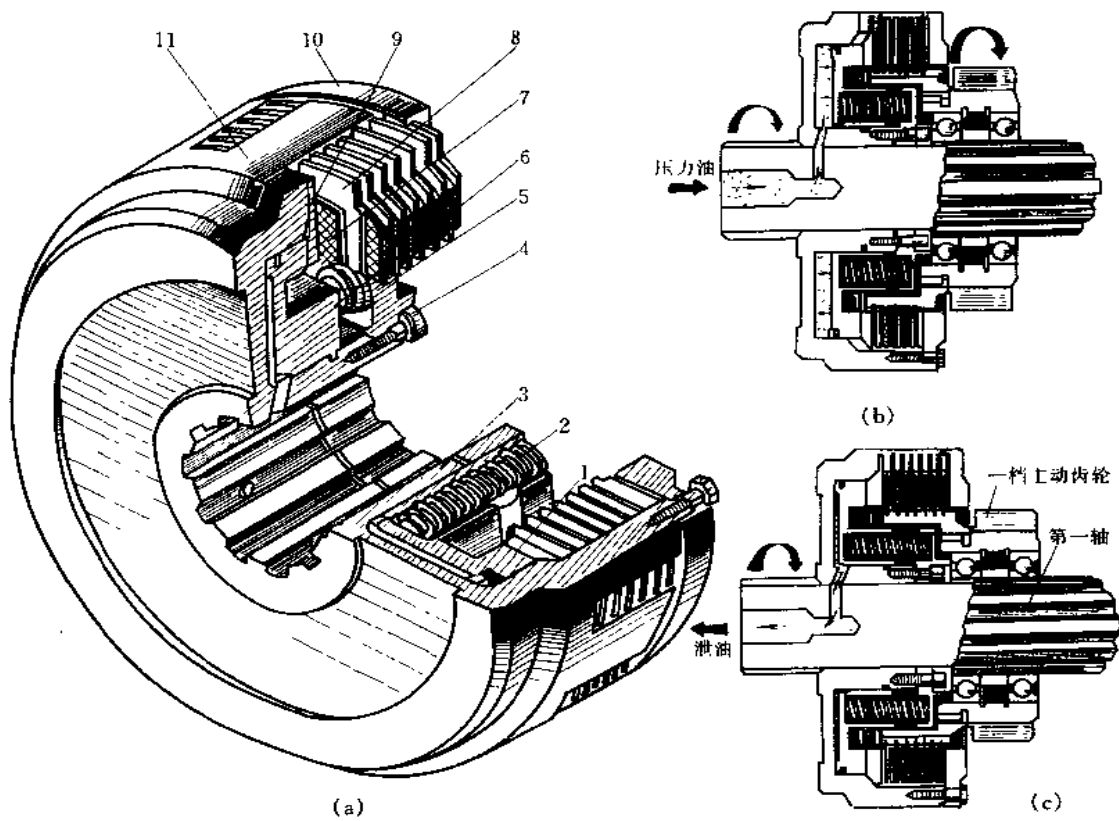


图 1-4-114 片式液压离合器

(a) 结构图；(b) 接合时；(c) 分离时

1—活塞密封圈；2—弹簧；3—O型密封圈；4—螺钉；5—弹簧座；6—活塞；7—从动摩擦片；8—主动摩擦片；  
9—离合器壳压盘；10—压盘；11—离合器壳

图 1-4-114 所示为液压离合器的结构图。当压力油进入离合器腔时，推动活塞 6 右移，直至主动摩擦片 8 和从动摩擦片 7 压紧，此时离合器接合。离合器腔泄油，活塞 6 在回位弹簧 2 的作用下向左移动，直至主动摩擦片 8 与从动摩擦片分开，离合器分离。

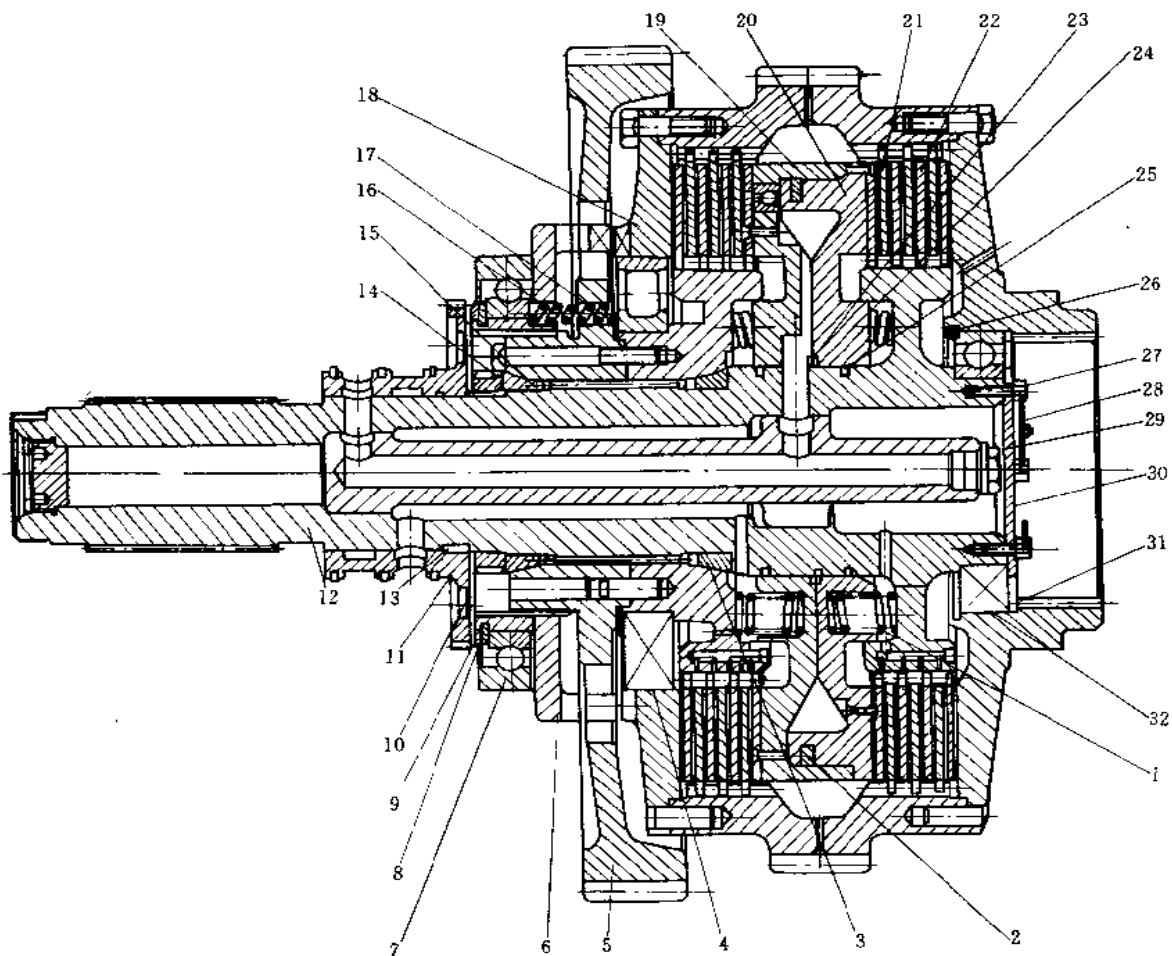


图 1-4-115 片式液压离合器（换挡）

1—活塞返回弹簧；2—活塞环；3、15—定位锥环；4—滚柱轴承；5—齿轮；6—移动应急连接爪；7—移动轴承；  
8—卡圈；9—挡圈；10—驱动油泵齿轮；11—密封环；12—输出轴；13—键；14—锁紧垫片；16—返回弹簧；  
17—调整片；18—支承压盘；19—外活塞；20—内活塞；21—外摩擦盘；22—内摩擦盘；23—挡环；24、26—卡环；  
25—活塞环；27—紧固螺钉；28—锁紧铁丝；29—压板；30—垫片；31—调整环；32—滚动轴承

图 1-4-115 所示为主要用于换挡的片式液压离合器的结构。本结构应用和动作原理可参见图 1-4-114。由于摩擦离合器的换挡性能较好，故广泛应用于工程机械、汽车和船舶主机变速箱中，通常它与液力变矩器配套，以适应外界负荷的变化而自动变速。它也可以在有负荷的情况下进行换挡，如船舶主变速箱（正、倒车转向的换挡）。图示为船舶主变速箱的正车换挡离合器。



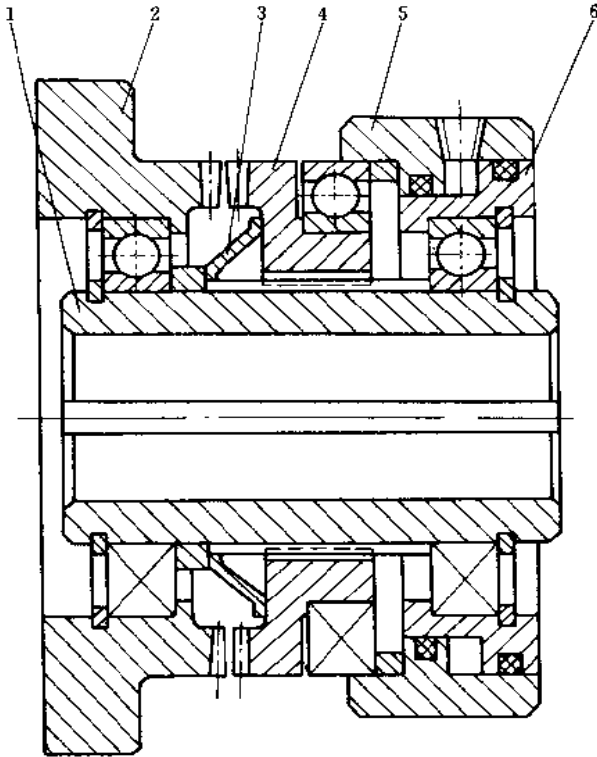


图 1-4-116 活塞缸固定式牙嵌液压离合器 (一)

1—轴套；2—固定半离合器；3—碟形弹簧；4—可动半离合器；  
5—可动外缸套；6—活塞缸

螺纹联接成一体，以保持一端半离合器接合时，另一端必定脱开。螺纹联接还起着调节两端半离合器之间间隙的作用。油缸体两侧共有四个柱销 5 作为活塞的导向装置。压缩螺旋弹簧 6 的弹力使放出压力油后的左右离合器都脱开，并保持在中间位置。

这种结构离合器适用于铣床工作台主传动箱正反向机构中。

## 5.2 牙嵌液压离合器

图 1-4-116 所示为活塞缸固定式牙嵌液压离合器的结构。可动半离合器 4 用花键与轴套 1 联接。固定半离合器 2 和活塞缸 6 及外缸套 5 均用向心推力球轴承装在轴套 1 上。当压力油进入油缸，推动油缸本身与轴承和可动半离合器 4 向左与固定半离合器 2 实现接合。当压力油排出后，碟形弹簧 3 的弹力使可动半离合器 4 向右复位脱离嵌合，离合器分离。

图 1-4-117 所示为活塞缸固定式牙嵌液压离合器的结构。当需右边牙嵌离合器接合时，液压操纵系统使压力油从油缸体 7 的右边进油孔进入右边油腔，推动活塞 8 和推力轴承 9 使半离合器 10 与带齿轮半离合器 11 接合。当需左边牙嵌离合器接合时，则压力油进入左边油腔，推动左边的活塞 4 和推力轴承 3 使半离合器 2 与带齿轮的半离合器 1 接合。两个半离合器 2、10 用

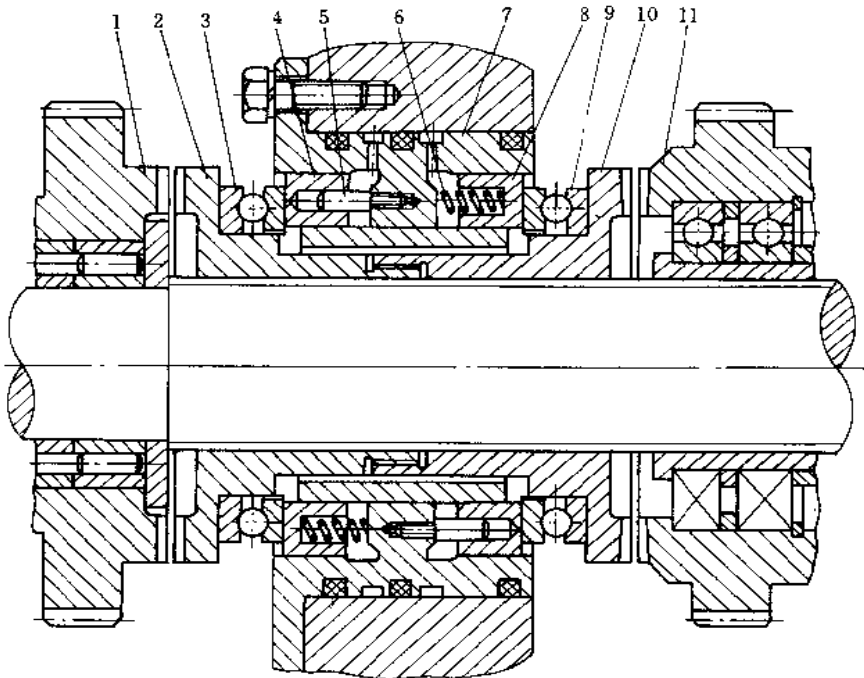


图 1-4-117 活塞缸固定式液压牙嵌离合器 (二)

1、11—齿轮半离合器；2、10—半离合器；3、9—推力轴承；4、8—活塞；5—导向销；  
6—复位弹簧；7—油缸体

### 5.3 调速离合器

图 1-4-118 所示为调速离合器的结构。作为离合器使用并在机器运转中需要变速等操作程序时，可由油缸内输入压力油，使离合器分离；操纵过程结束时释放压力油，由弹簧 8 使离合器接合。

若作为制动器使用时，将压力油通入油缸解除制动，机器进入运转状态。动力切断，压力油释放，再由弹簧 8 实现制动，机器停止转动。

### 5.4 液压离合器-制动器

图 1-4-119 所示为柱塞缸固定式液压离合器-制动器组合的结构。左侧为离合器，右侧为制动器。当压力油由 A 处进入推动 12 个柱塞 3 压紧离合器摩擦片组 2 时，离合器接合。当 B 处进油推动另外 6 个柱塞 4 压紧制动摩擦片 5 时，轴 7 受到制动。此时柱塞 3 卸压，由弹簧 1 使之复位离合器分离。制动器外壳与箱体 6 相联。柱塞缸为静止缸，用多个柱塞工作。

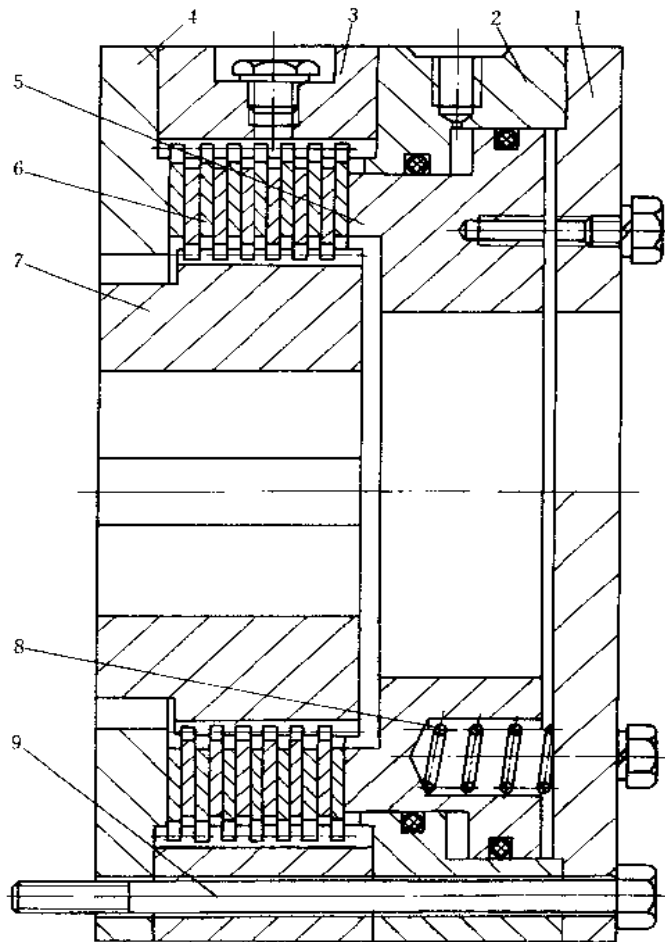


图 1-4-118 调速离合器

1—密封盖；2—油缸；3—外片连接件；4—定位盘；5—活塞；  
6—摩擦片组；7—内片连接套；8—压力弹簧；9—螺栓

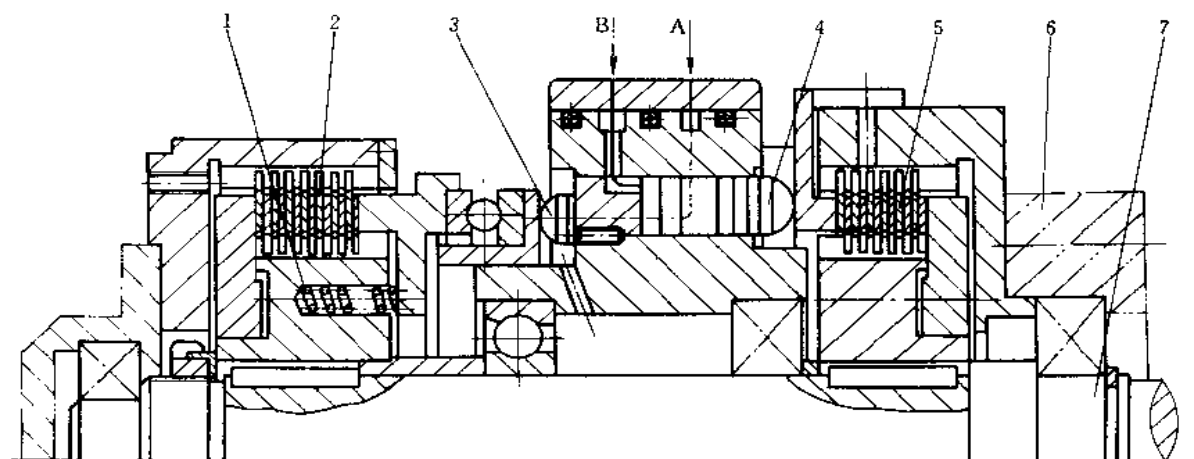


图 1-4-119 液压离合器-制动器 (一)

1—弹簧；2—离合器摩擦片；3、4—柱塞；5—制动器摩擦片；6—箱体；7—轴

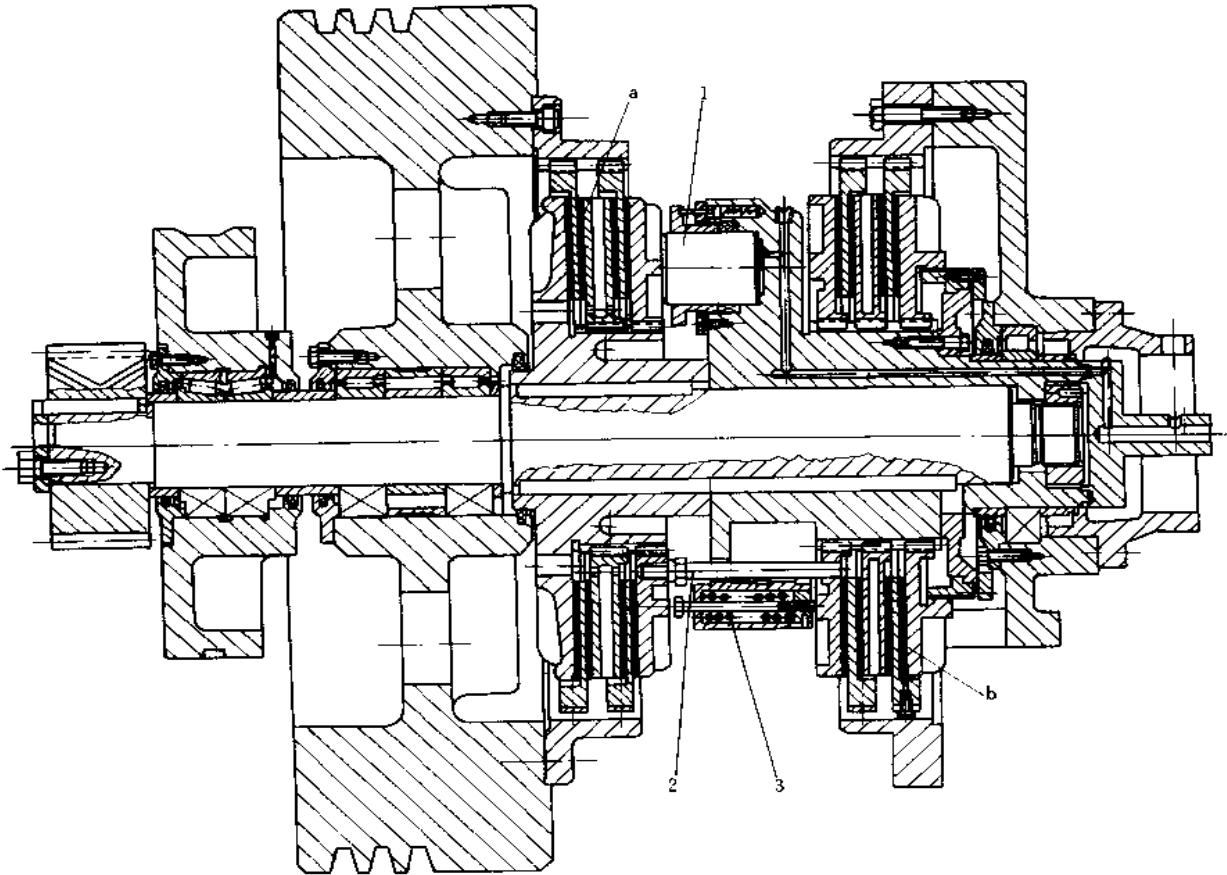


图 1-4-120 液压离合器-制动器 (二)

a—离合器；b—制动器

1—柱塞；2—螺杆；3—弹簧

图 1-4-120 所示为液压离合器-制动器组合的结构。当压力油推动柱塞 1，离合器接合，同时通过螺杆 2 机械连锁使制动器松开，压力油释放后，弹簧 3 挤压制动器摩擦片实现制动。

## 5.5 液压离合器的应用实例

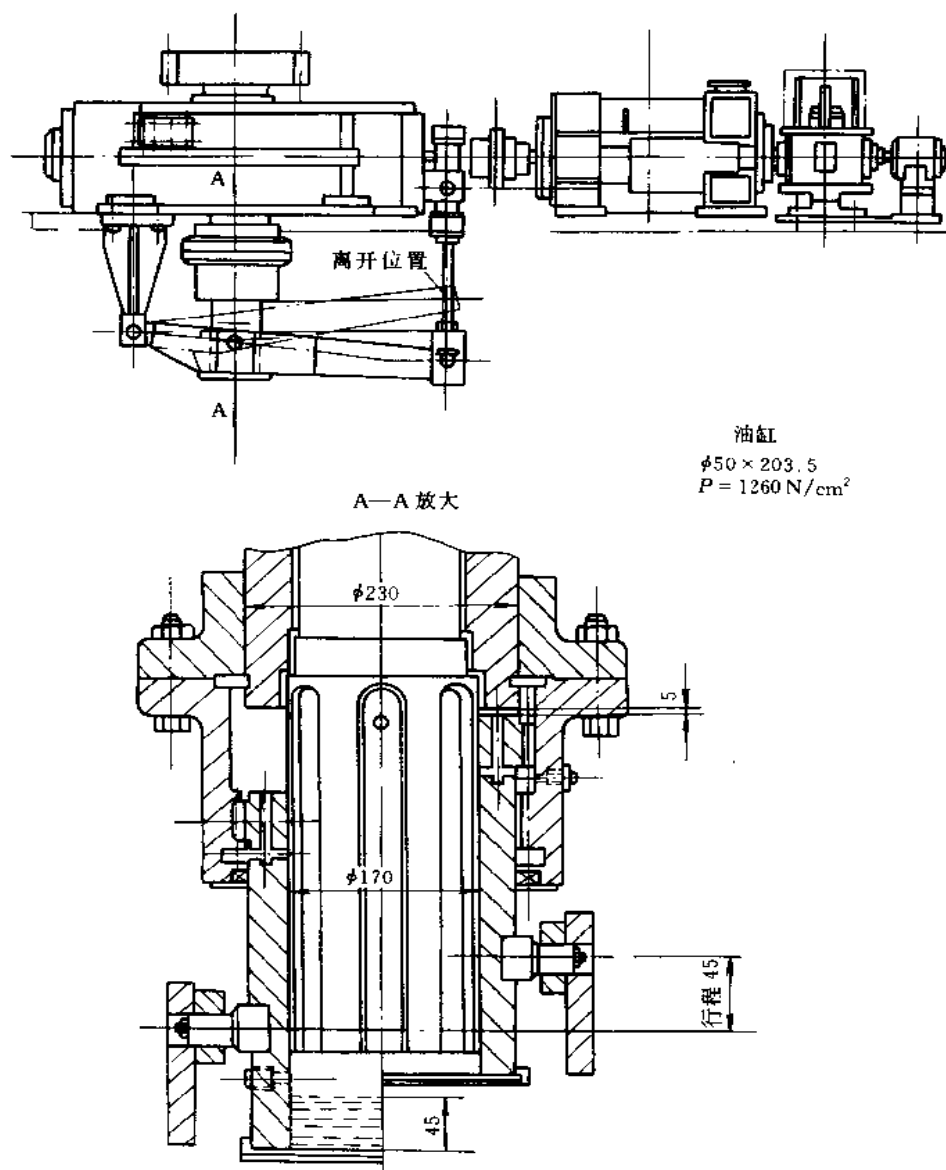


图 1-4-121 热轧带钢转盘装置上应用的离合器

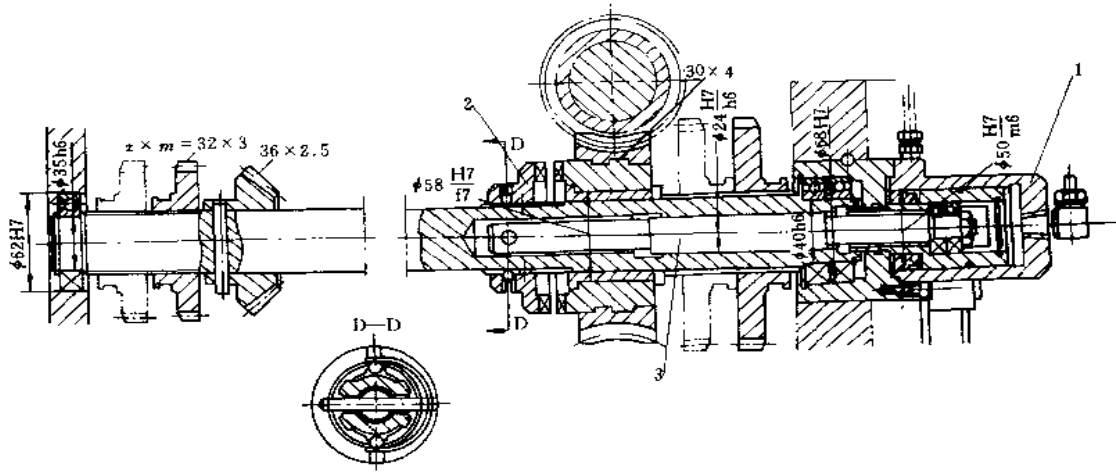


图 1-4-122 牙嵌离合器在卧式镗床手轮机构上的应用

1—液压缸；2—牙嵌离合器；3—活塞杆

图 1-4-122 所示牙嵌离合器 2 的开合由液压缸 1 通过活塞杆 3 进行控制。

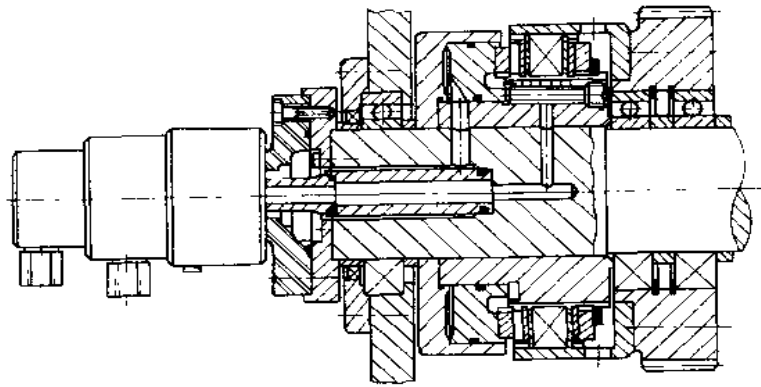


图 1-4-123 液压离合器在建筑机械上的应用

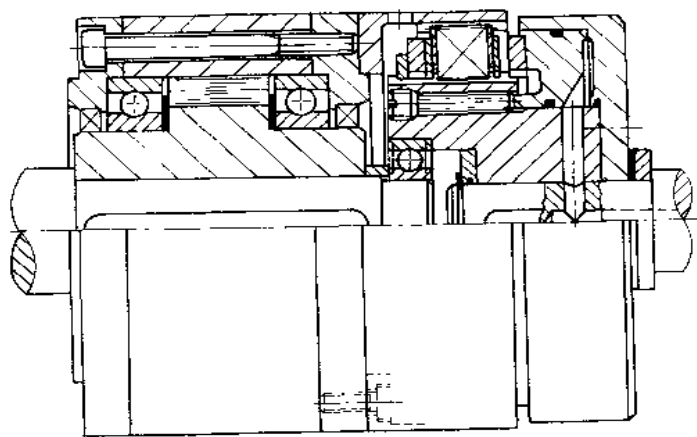


图 1-4-124 液压离合器和超越离合器组合件的应用

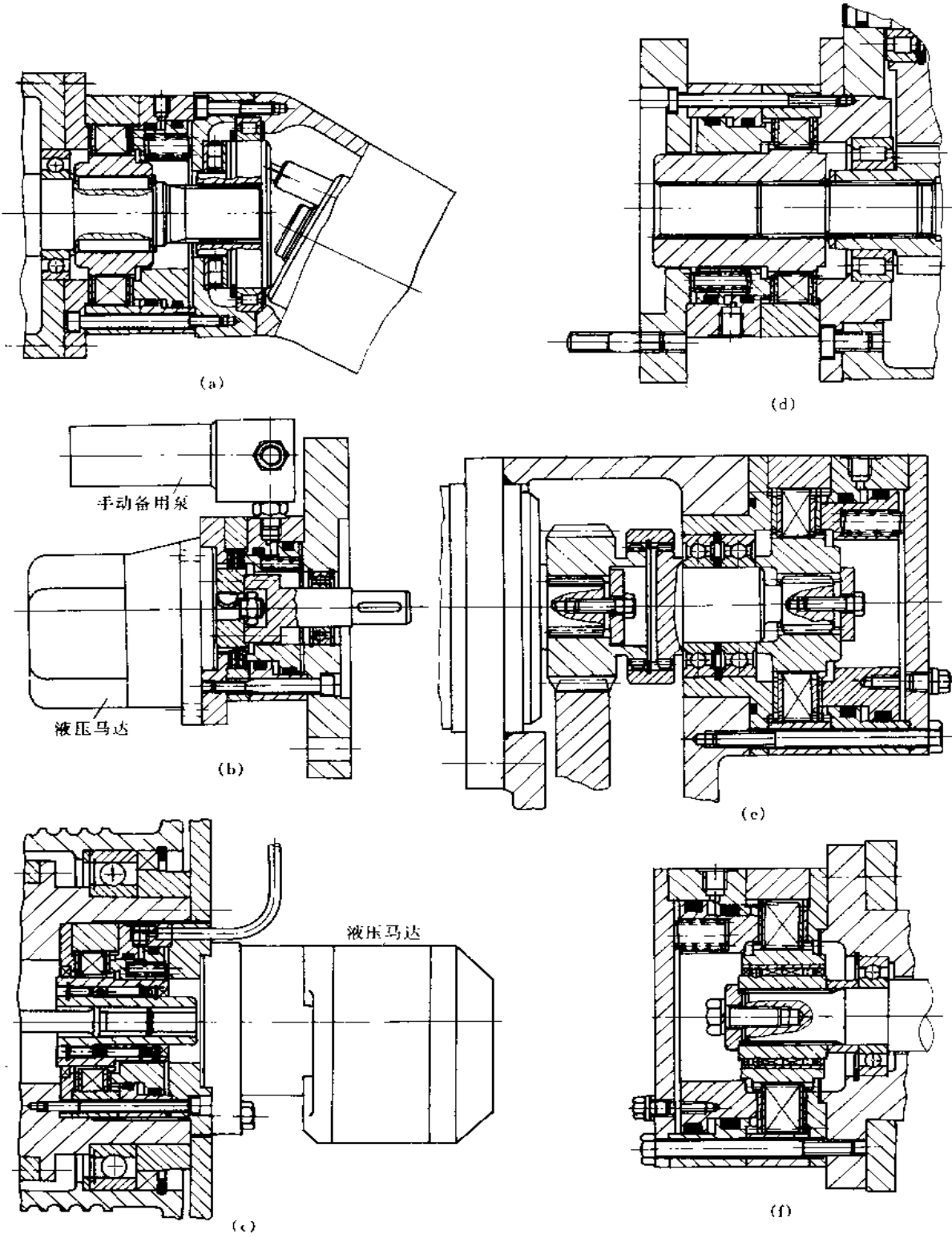


图 1-4-125 带各种液压驱动装置的液压脱开、弹簧接合的多盘离合-制动器的不同应用

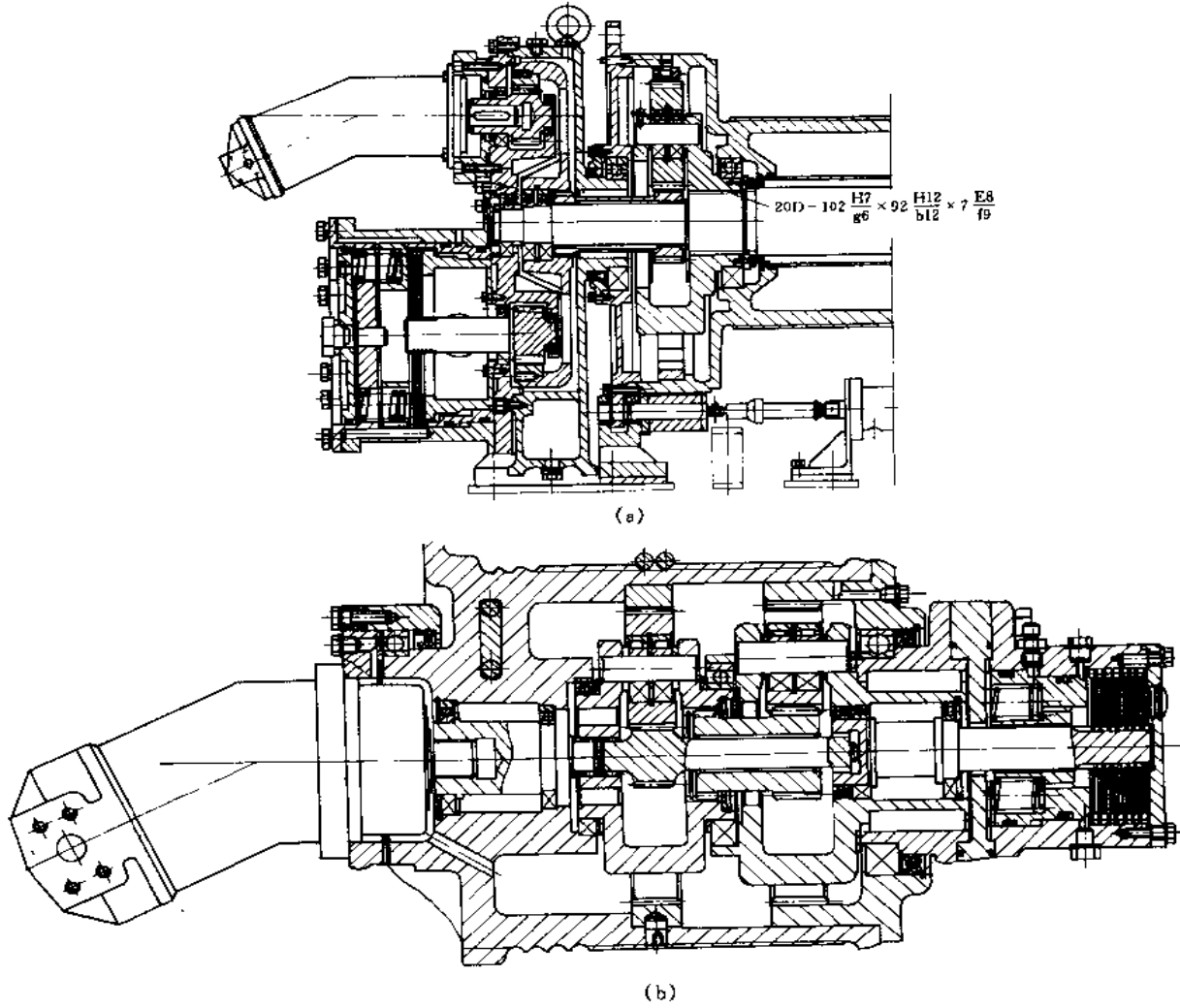


图 1-4-126 液压摩擦离合器在起重机起升机构上的应用

(a) QY25 型起重机；(b) QY8A 型起重机

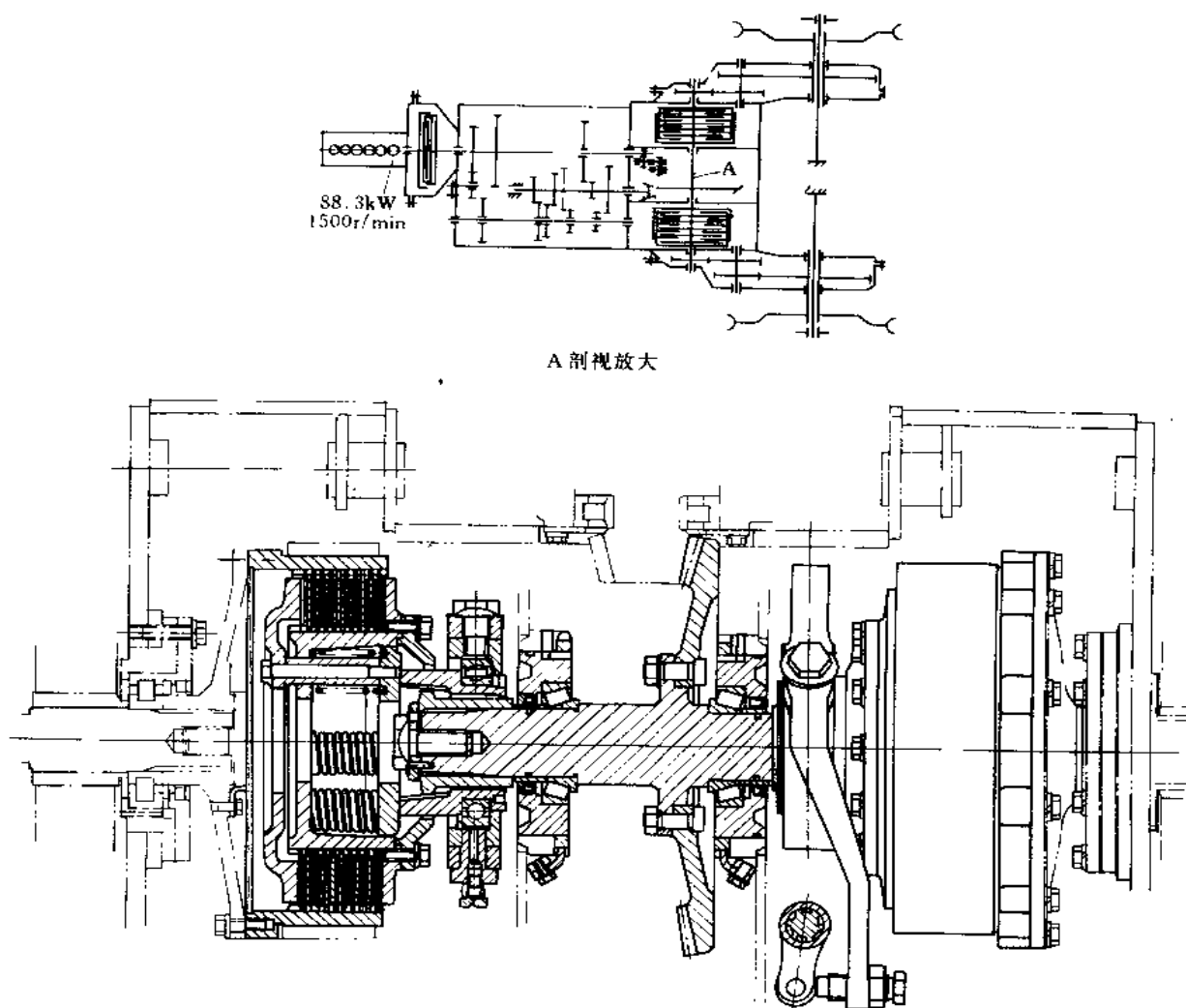


图 1-4-127 摩擦离合器在履带式推土机上的应用

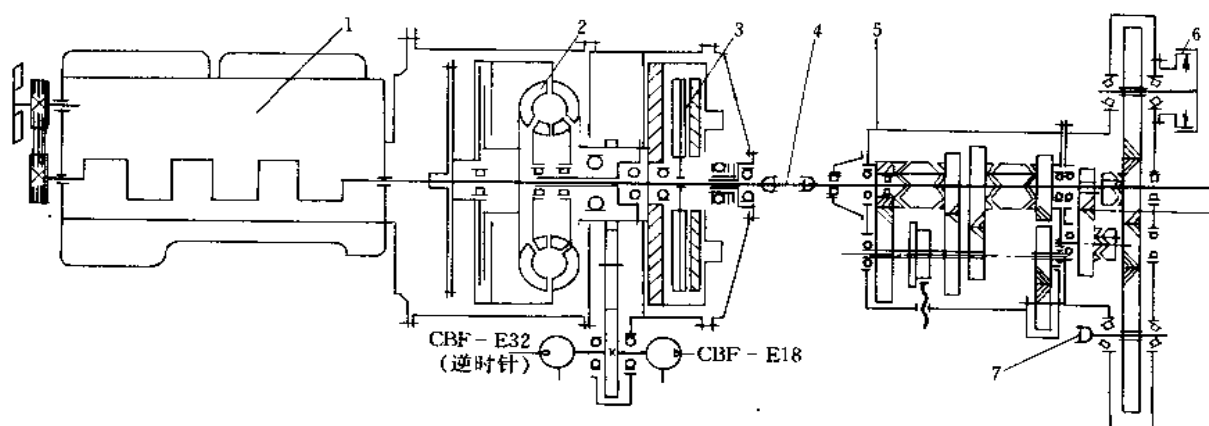


图 1-4-128 摩擦离合器在平地机传动系统中的应用  
1—发动机；2—液力变矩器；3—离合器；4、7—传动轴；5—变速箱；6—手制动器



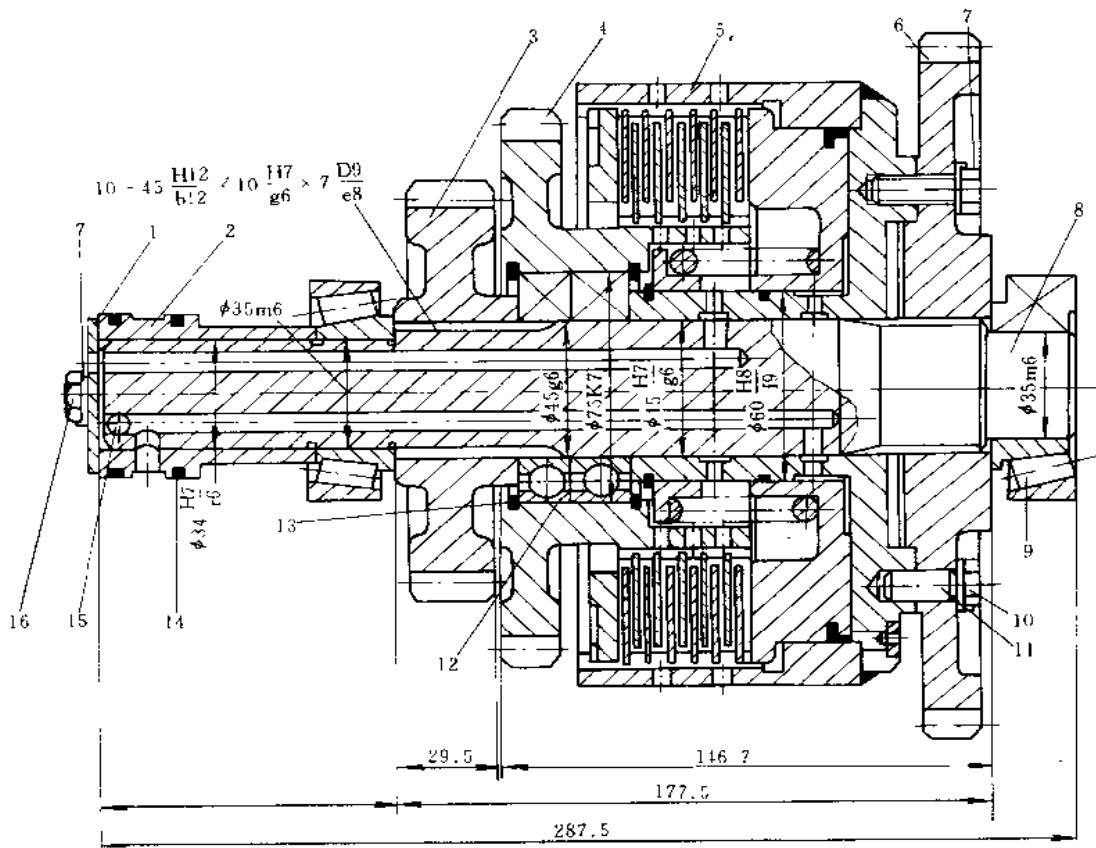


图 1-4-129 液压摩擦离合器在轮式装载机中间轴上的应用

- 1—轴端挡板；2—封油轴套；3、4、6—齿轮；5—离合器总成；7—止动垫；8—中间轴；9—圆锥滚子轴承 7507；  
 10—螺栓 M10×25；11—销 GB 119—86-B8×22；12—向心球轴承 109；13—孔用弹性挡圈 75；14—活塞环  $\phi 52$ ；  
 15—钢球  $3/8''$ ；16—螺栓 M8×16

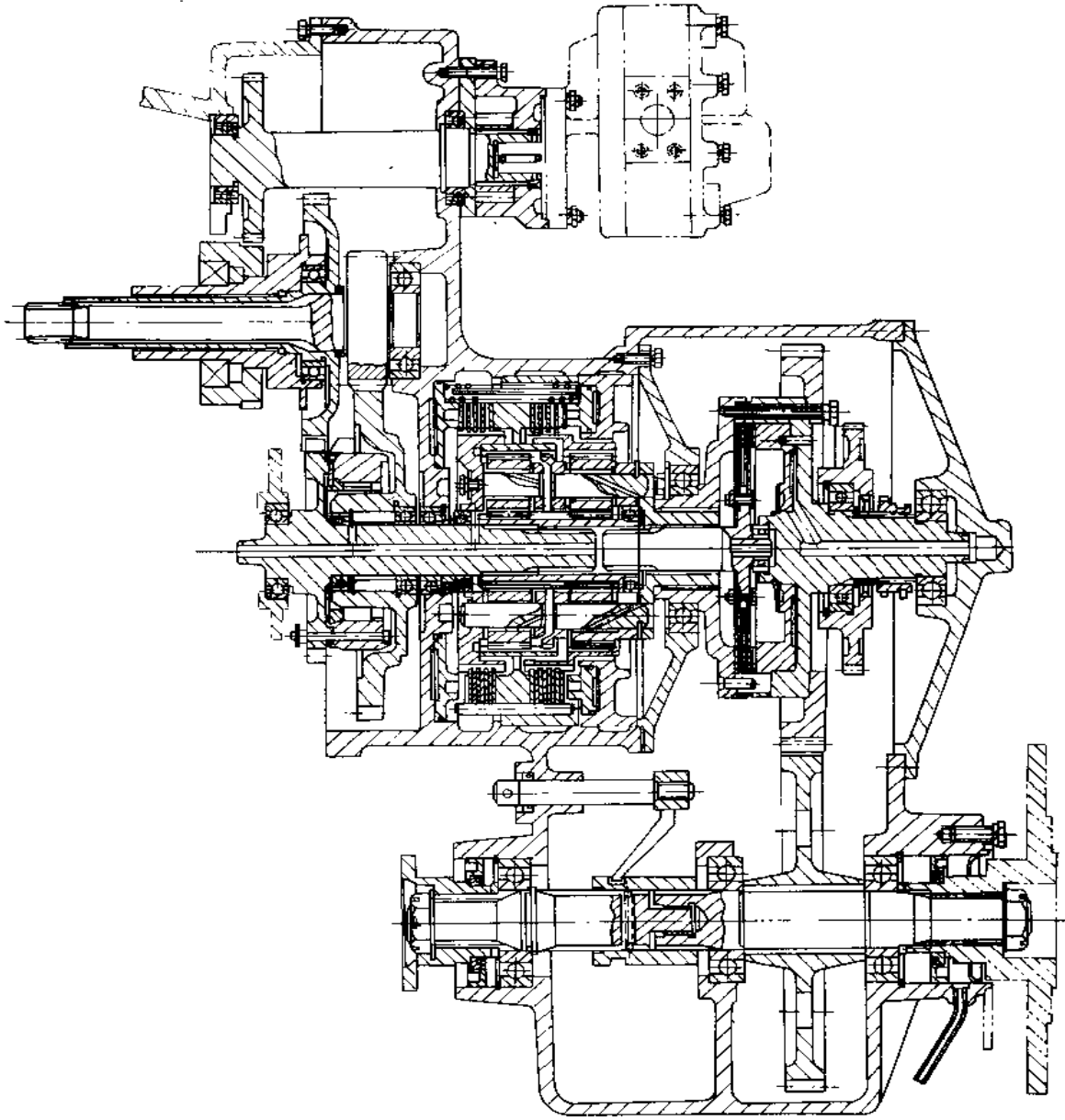


图 1-4-130 液压摩擦离合器在轮式装载机传动系统中的应用

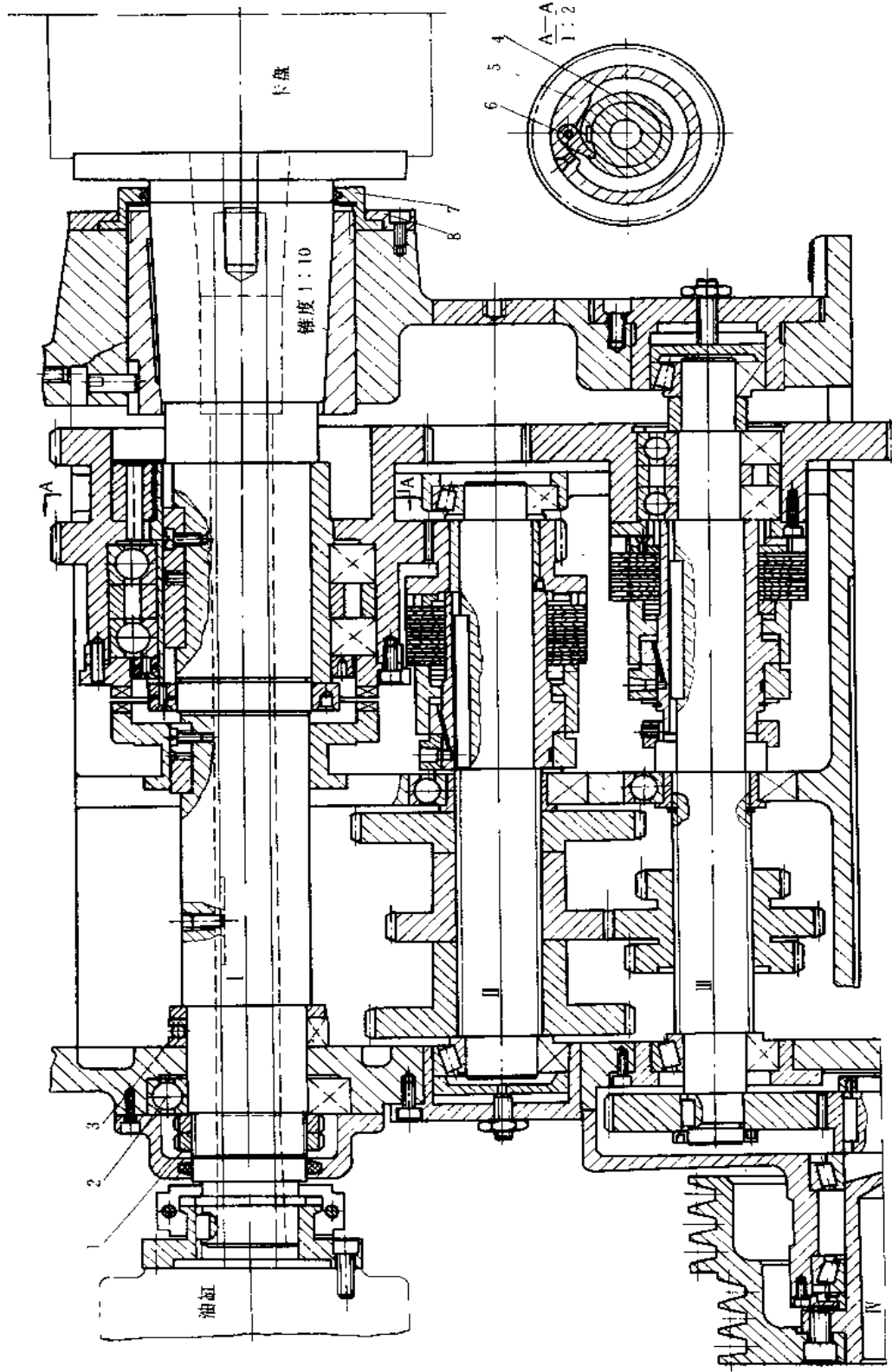


图 1-4-131 牙嵌离合器、液压摩擦离合器在盘丝车床床头箱上的应用

如图 1-4-131 所示，I 轴上牙嵌式离合器脱开时，轴 I 和轴 II 上的摩擦片式离合器分别控制主轴 I 正转或停转，进行车削平面螺纹；

若轴Ⅲ上的摩擦片式离合器和主轴Ⅰ上的牙嵌式离合器同时接合时，主轴反转，用于镗孔和车端面。

单齿槽轴套4和主轴Ⅰ连接，带棘爪6的齿轮5空套在主轴Ⅰ上。当皮带轮轴Ⅳ的运动由轴Ⅲ经轴Ⅱ传给齿轮5时，齿轮5逆时针转动，由棘爪6经单齿槽轴套4带动主轴Ⅰ正转；若运动由轴Ⅲ直接传至齿轮5，则齿轮5顺时针转动，此时棘爪6在单齿槽轴套4上打滑，所以主轴停转。由于轴套4为单齿槽，才保证车丝时多次走刀循环不会发生“乱扣”现象。

主轴前支承为内锥外圆式轴承，间隙可由螺母7调节，用端盖8锁紧。主轴后支承用向心球轴承2和推力球轴承3，其间隙由螺母1调整并锁紧。主轴前端装液压卡盘，由安装在主轴后端的油缸控制工件的夹紧或松开。

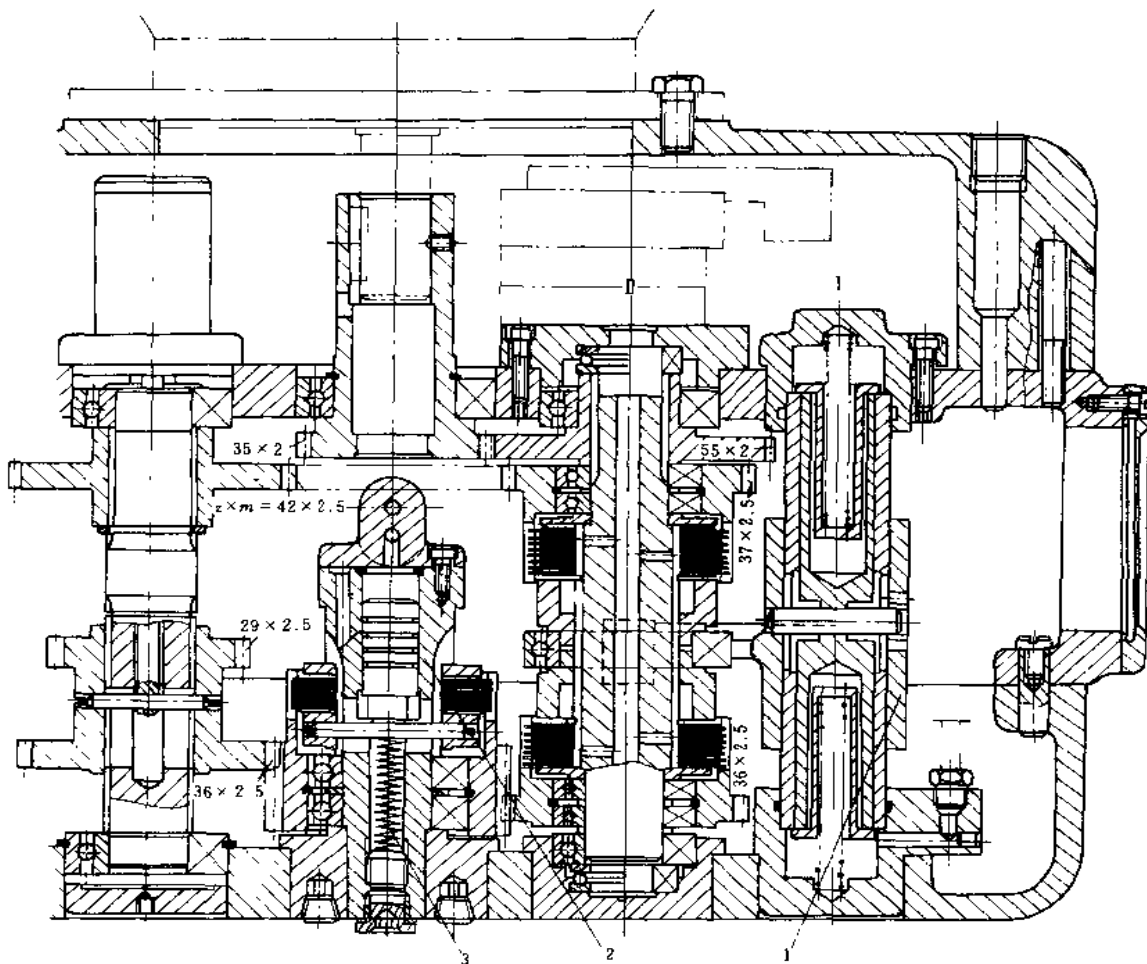


图 1-4-132 液压摩擦离合器在摇臂钻床主轴变速机构上的应用

如图 1-4-132 所示，在轴Ⅲ上设有正反转摩擦片式离合器，由液压控制轴Ⅰ上的拨叉1上下移动，使离合器接合，拨叉处于中间位置为脱开。轴Ⅲ上装有多片液压制动器，机床停止工作时，它在弹簧3的作用下实现制动。机床工作时，将轴Ⅲ上的正或反转液压片式摩擦离合器合上，同时压力油进入单作用油缸2上腔，多片液压制动器松开，主轴方可转动。

## 6 气压离合器

### 6.1 片式气压离合器

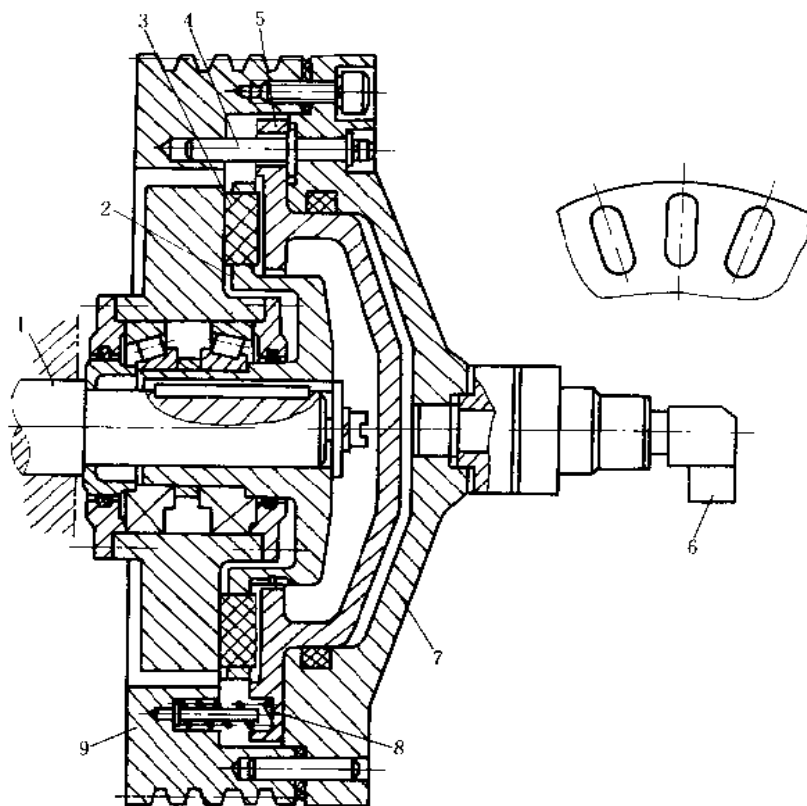


图 1-4-133 活塞缸片式气压离合器

1—输出轴；2—摩擦盘；3—摩擦块；4—导向柱销；5—活塞；6—进气接头；7—气缸体；8—复位弹簧；9—带轮

图 1-4-133 为活塞缸片式气压离合器的结构。工作时，压缩空气经进气接头 6 进入气缸体 7，推动活塞 5 向右移动与浮镶在摩擦盘 2 上的摩擦块 3 压紧，于是转矩就从带轮 9 经气缸活塞传至从动摩擦盘和输出轴 1，离合器实现接合。当排出压缩空气，在复位压缩弹簧 8 推力作用下，活塞 5 向右与摩擦块 3 分离并保持一定的间隙时，离合器分离。调整弹簧的弹力可改变离合器的离合时间。导向柱销 4 使活塞 5 沿轴向移动时不会发生与气缸体的相对转动，同时在接合时还参与传递转矩。因此，对导向柱销的表面硬度和强度都有一定的要求，常用渗碳钢或氮化钢制成，表面淬火硬度为 HRC60~65。这种结构的摩擦块的数目和结构尺寸与离合器的尺寸大小有关，一般取 15~40 块。常在干式下工作。

这种离合器常用于各种压力机上，传递转矩达  $5 \times 10^6 \text{N} \cdot \text{m}$ ，摩擦盘直径可达 2m 以上。

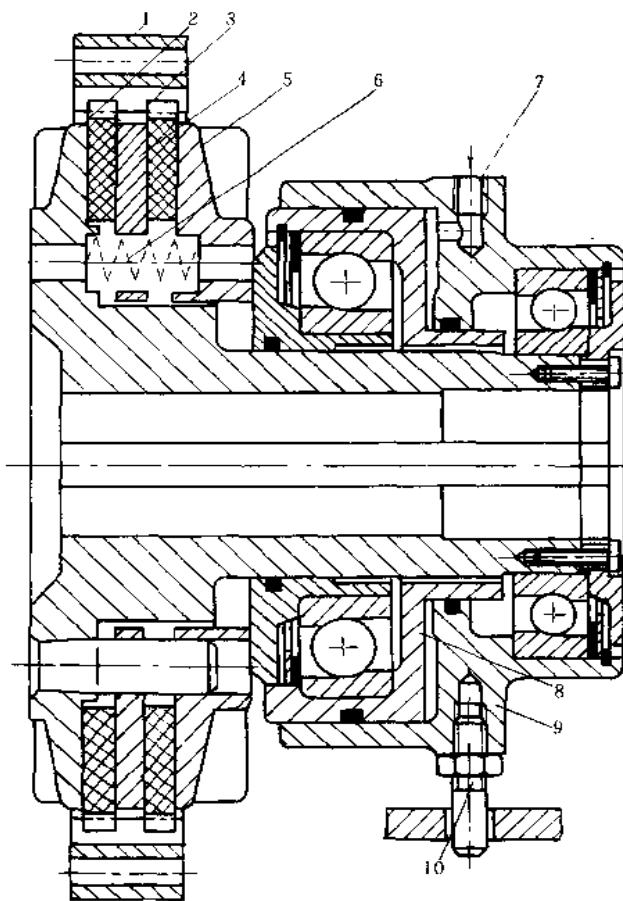


图 1-4-134 活塞式双片气压离合器

1—外齿套；2—压盘座；3—非金属外摩擦盘；4—金属内摩擦盘；5—压盘；6—分离弹簧；7—进气口；  
8—内活塞；9—固定外气缸；10—固定螺钉

图 1-4-134 所示为活塞式双片气压离合器的结构。它的特点是采用径向进气的气动活塞压紧结构，比轴端轴向进气和气动杠杆机构压紧的结构都简单，其不足是轴承要承受较大负荷，所以只有在结构上不宜采用轴端轴向进气时采用。

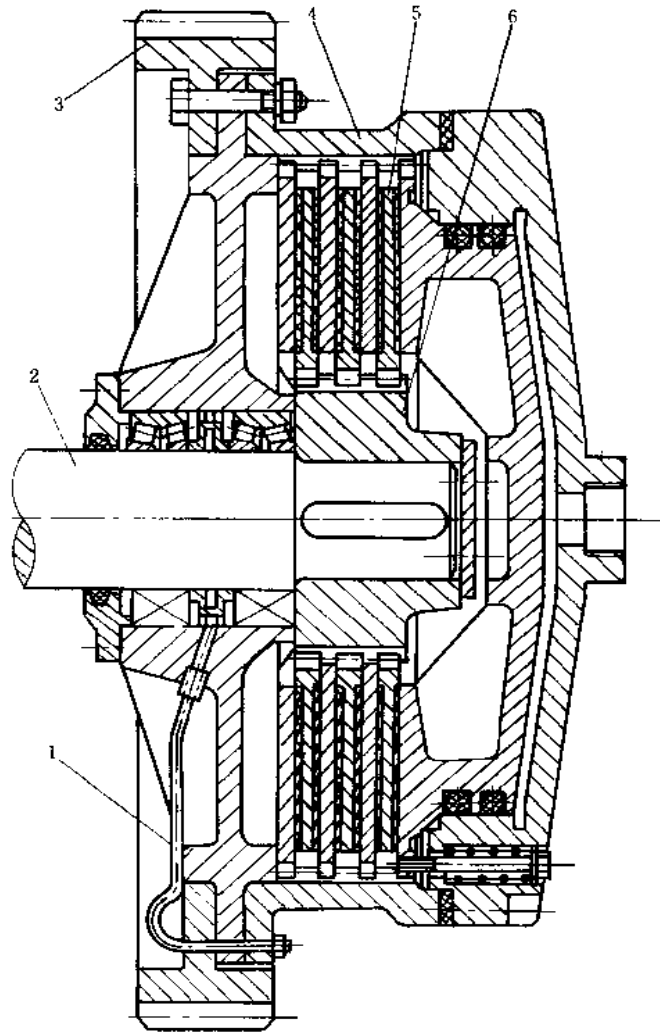


图 1-4-135 活塞式多片气压离合器

1—软管；2—主轴；3—齿轮；4—外壳；5—摩擦盘；6—内片连接套

图 1-4-135 为活塞式多片气压离合器。其结构和工作原理均与活塞缸片式气压离合器相似，主要特点是传递转矩大，接合时间短。

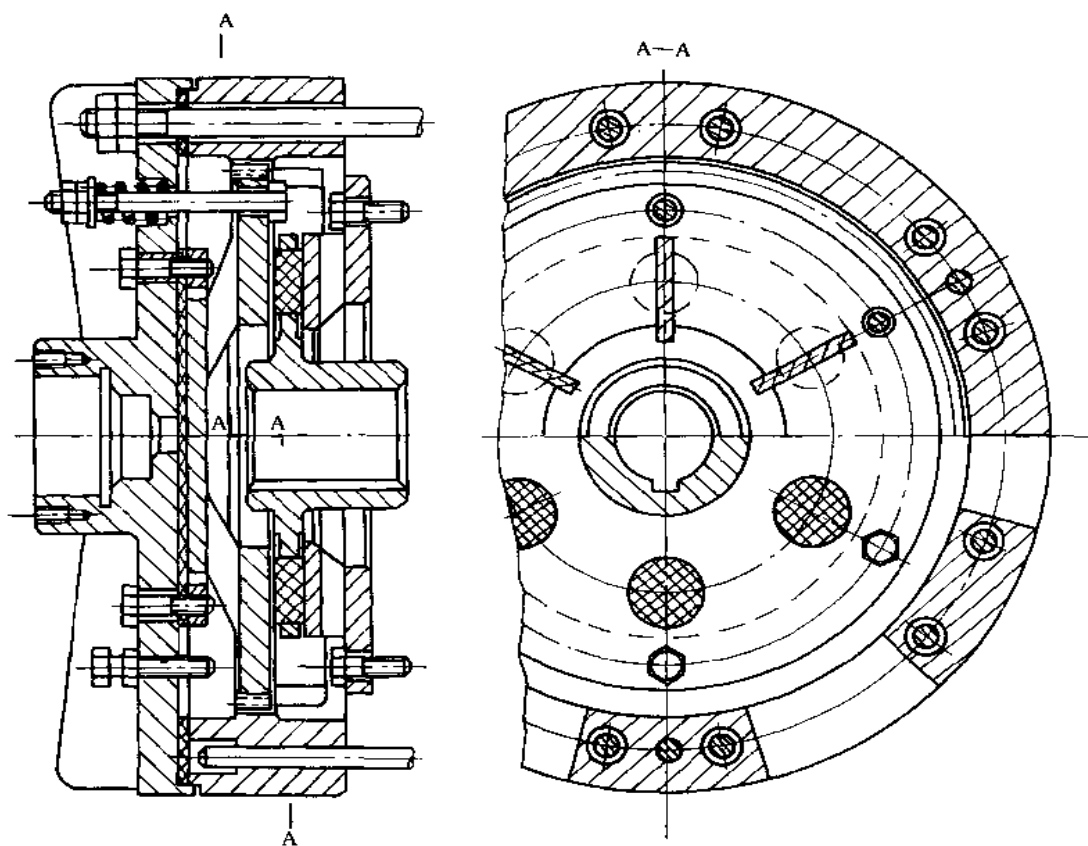


图 1-4-136 隔膜离合器

图 1-4-136 为隔膜离合器的结构。其工作原理与活塞缸片式气压离合器相似，只是用隔膜片代替活塞，控制离合器的分离和结合。由于隔膜片一般是由圆形耐油橡胶与棉纤维或人造纤维编织物制成的具有弹性的薄片帘布，这种离合器轴向尺寸显著减小，能补偿装配误差和工作中的磨损及轴向跳动，缓和冲击和振动，重量轻，转动惯性小，动作灵敏，接合或分离时间短，密封性好，制造维修方便，空气消耗量小。不足的是隔膜片的工作行程短，补偿量小，使用寿命短。



## 6.2 气胎离合器

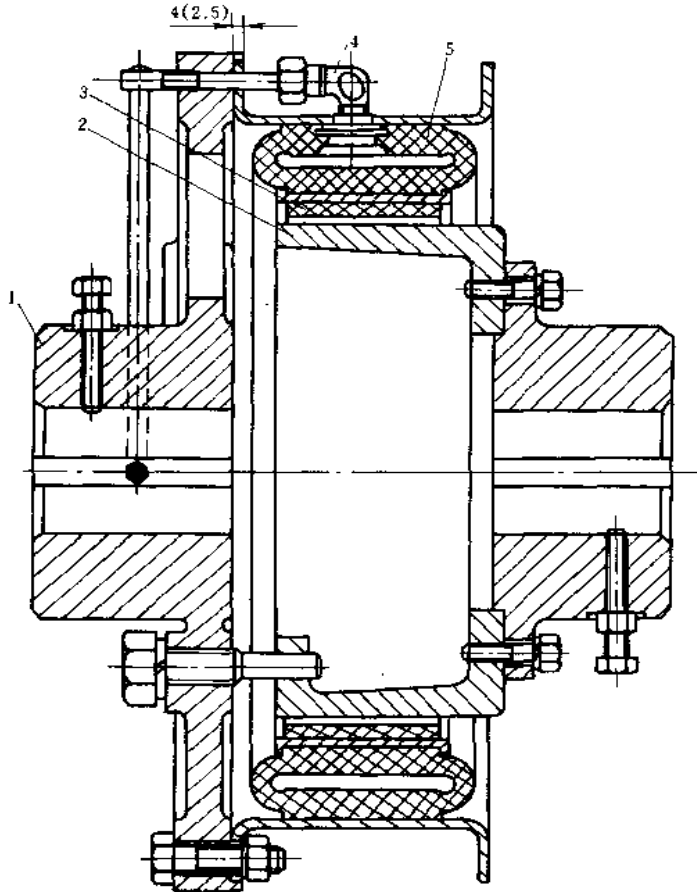


图 1-4-137 径向气胎离合器

1、2—半离合器；3—衬垫；4—连接管；5—气胎

图 1-4-137 为径向气胎离合器的结构。在主、从动半离合器 1、2 的径向环形面之间安置着气胎 5，气胎固定于半离合器 1 上，在气胎内环形表面上安置有摩擦衬垫 3。压缩气体经连接管 4 进入气胎腔，使气胎扩张与半离合器 2 的摩擦面压紧，实现离合器接合。

当压缩气体减少，摩擦衬垫与半离合器脱开，离合器分离。气胎向外扩张与转动时产生的离心力方向一致，此种力阻挠离合器分离，故应用范围一般。

气胎离合器的特点是传递转矩大，富有弹性，接合平稳，能缓冲吸振，能补偿主从动轴之间的相对径向位移和角位移，还能通过改变供气压力来调节传递转矩的大小，结构紧凑，密封性好，使用寿命长。其不足之处为气胎变形阻力大，当有润滑剂进入摩擦界面时，会降低摩擦系数，影响摩擦系数的稳定性。一般适用温度范围为  $-20\sim 60^{\circ}\text{C}$ 。

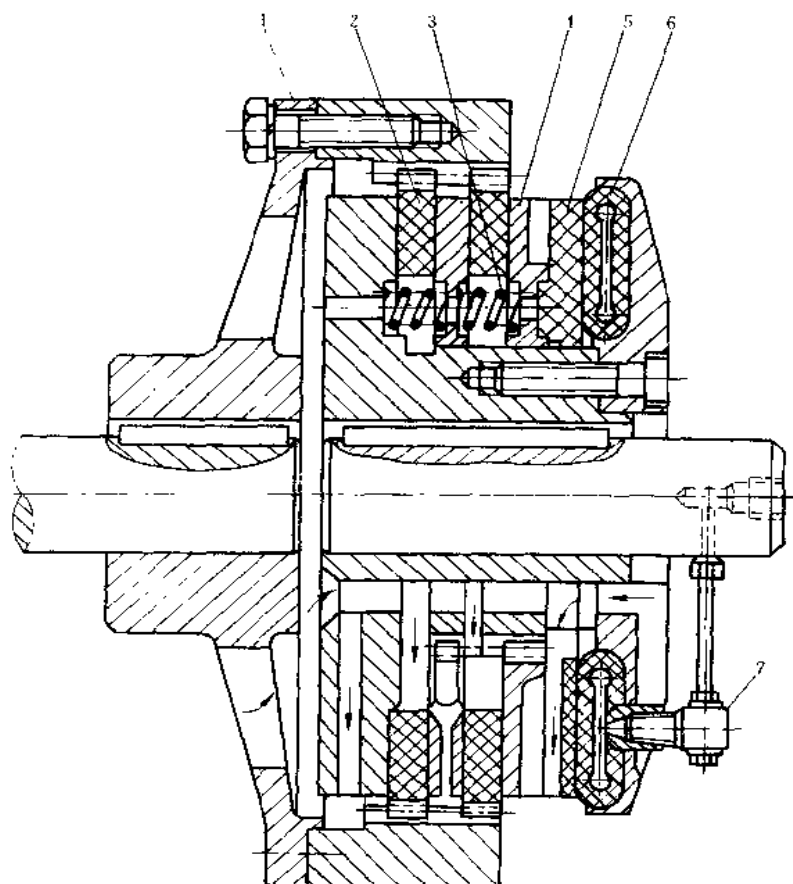


图 1-4-138 轴向气胎离合器

1—从动半离合器；2—摩擦盘；3—复位弹簧；4—压盘；5—隔热盘；6—气胎；7—排气阀

图 1-4-138 为轴向气胎离合器的结构。气胎 6 与主动半离合器相联，在气胎 6 与摩擦盘 2 之间安置着压盘 4 和隔热盘 5。当压缩气体经排气阀 7 进入并扩张气胎 6 时，推动隔热盘 5 和压盘 4 向左压紧摩擦盘，离合器接合。在复位弹簧 3 的作用下使压盘 4 与摩擦盘 2 之间保持适量的间隙时，离合器分离。对于高速、重载和接合频繁的离合器，可采用强制循环水冷却。

这种离合器动作迅速，比径向气胎离合器结构紧凑，适用于传递大的转矩，最大转矩可达  $190000\text{N}\cdot\text{m}$ ，摩擦盘直径可达  $1219\text{mm}$ 。

## 6.3 圆锥气压离合器

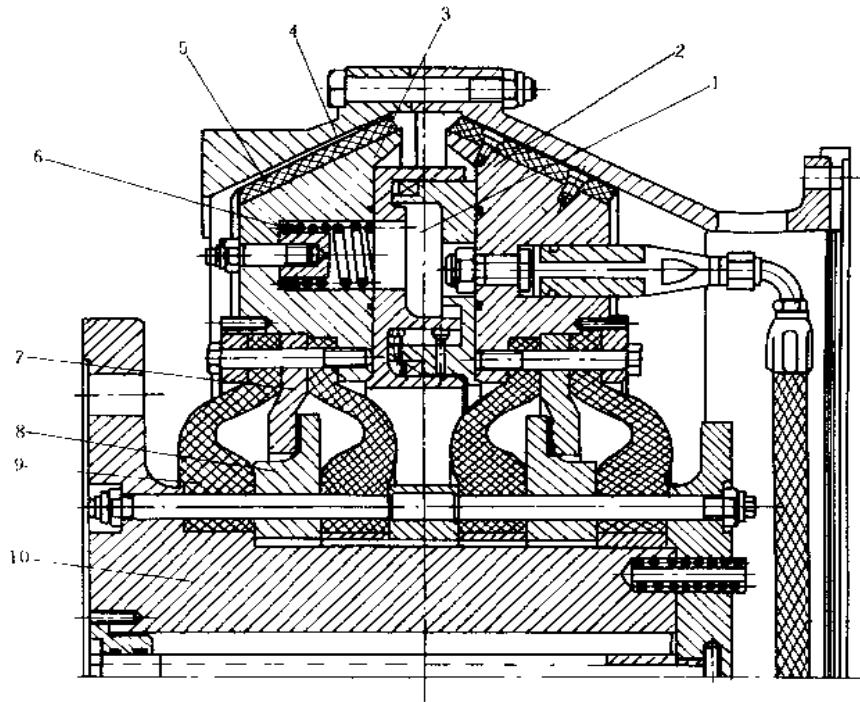


图 1-4-139 圆锥气压离合器

1—气缸空间；2、3—内锥体；4—外锥体；5—摩擦片；6—弹簧；  
7、8—限扭盘；9—EZR 橡胶轮胎体；10—传动轴

图 1-4-139 为圆锥气压离合器的结构。外锥体 4 与一个法兰盘相联，内锥体 2、3 通过 EZR 弹性联轴器与另一个法兰盘相联。锥体外表面固定有摩擦片 5，活塞气缸与内锥体联成一起。当充气时，压缩空气由管路进入气缸空间 1，活塞与气缸相互反向移动，使内、外锥体接合面传递负荷。放气后，由弹簧 6 作用使活塞、气缸返回，离合器分离。限扭盘 7、8 用以限制过大的负荷，避免超载。

这种结构离合器适用于干式柴油机主动力的配套使用。

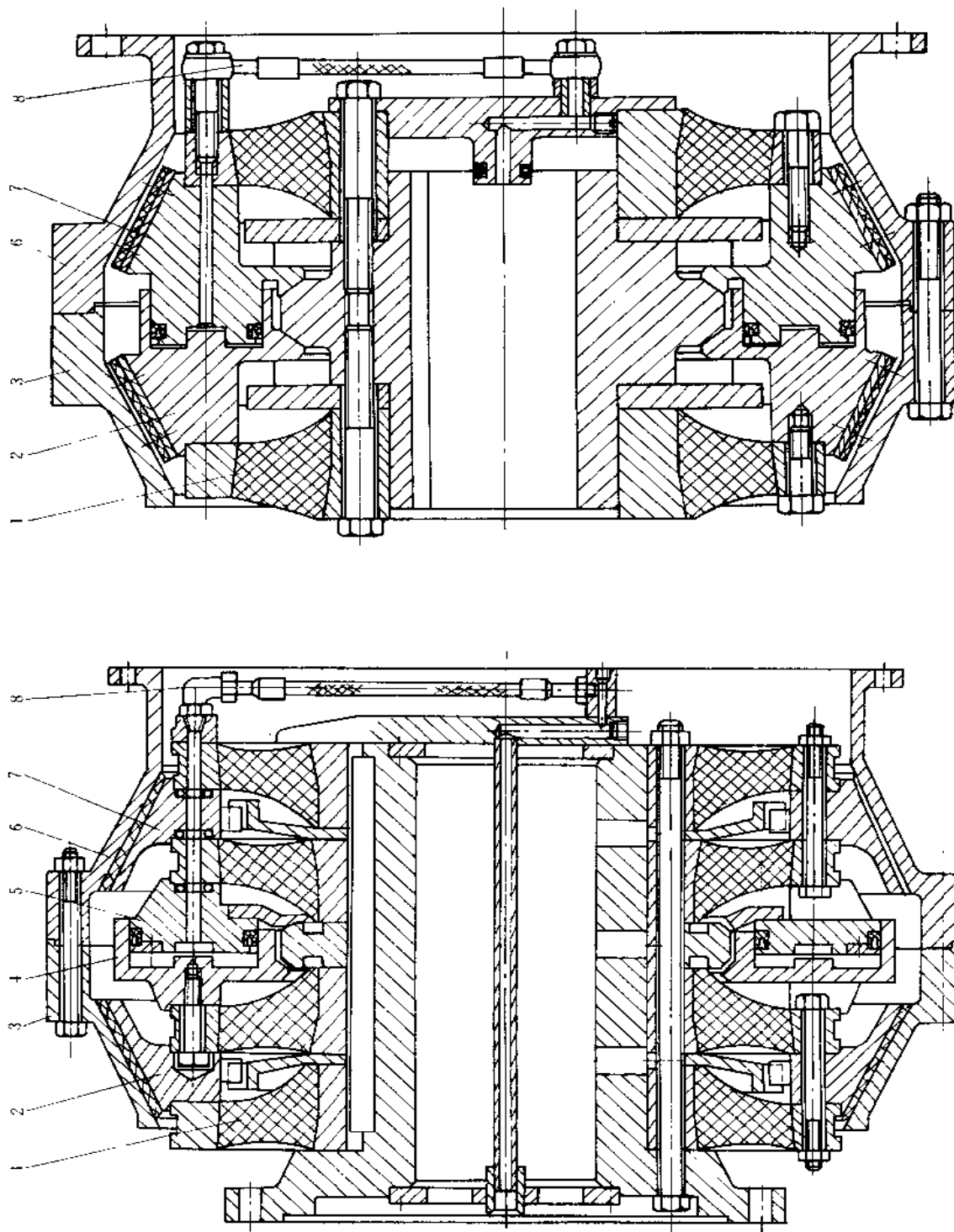


图 1-4-140 高弹性双锥气离合器 (GB 6073-85)

(a) 一对橡胶金属环, (b) 一对橡胶金属环

1—橡胶金属环, 2, 7—锥盘, 3, 6—外壳, 4—环形阀, 5—活塞, 8—管路

图 1-4-140 为高弹性气压摩擦离合器。当压缩空气经管路 8 进入环形气缸 4 产生压力，迫使活塞 5 和气缸克服橡胶金属环 1 的弹性力，分别向左右移动，带动与其相联的锥形外摩擦盘 2 和 7，并与外壳 3、6 的摩擦表面压紧，离合器接合。依靠与外摩擦盘联接的金属橡胶环 1 的弹性恢复力，使内外摩擦锥面分开，离合器分离。

这种结构离合器具有结构紧凑，重量轻，接合平稳，可缓冲减振等特点，主要用于船舶柴油机和陆地上柴油机动力装置中，传递转矩范围为  $700 \sim 180000 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，工作环境温度为  $-10 \sim 60^\circ \text{C}$ 。

#### 6.4 气压离合器-制动器

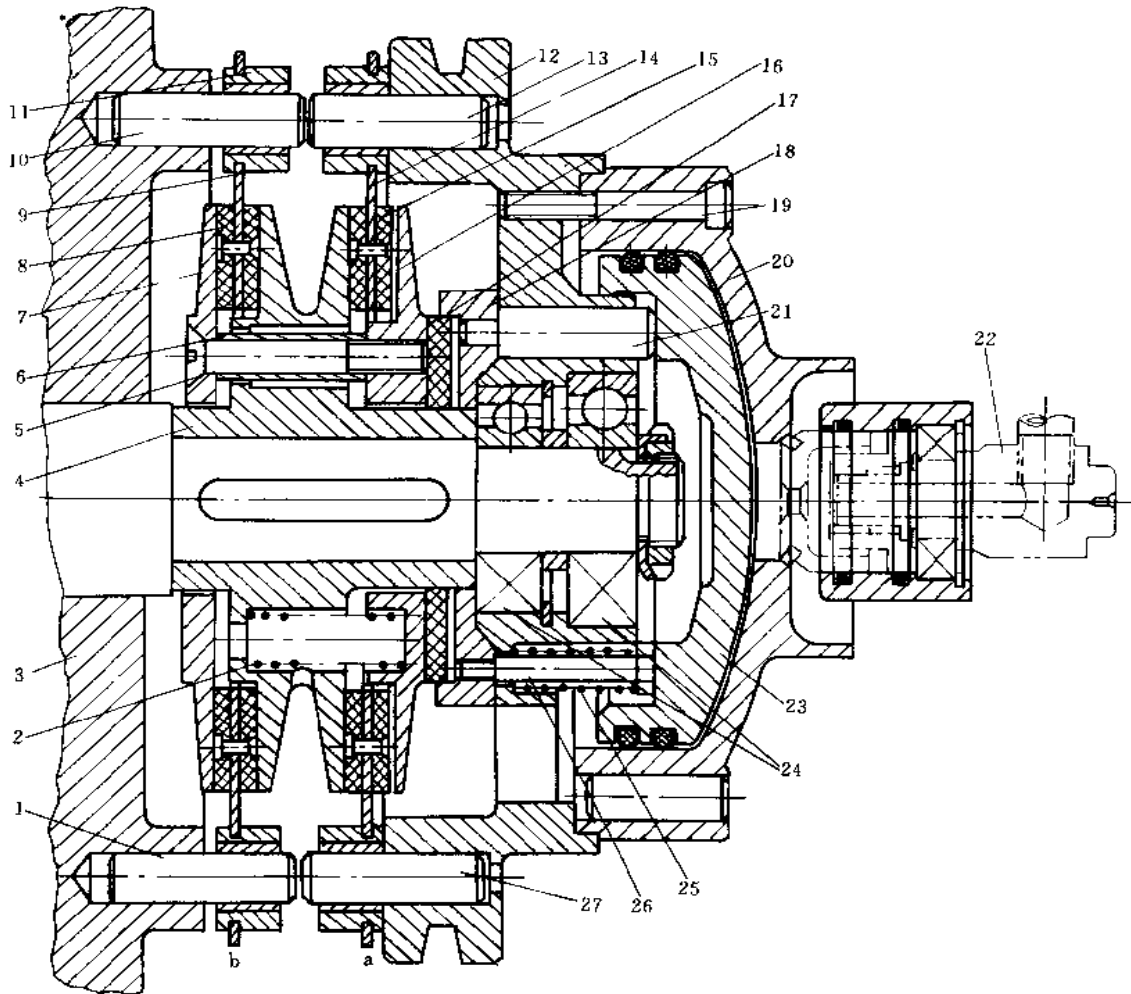


图 1-4-141 气压离合器-制动器

(a) 离合器；(b) 制动器

1、5、10、13、27—销轴；2、25—弹簧；3—机身；4—轮毂；6、11—衬套；7—制动器圆盘；8、15、17—摩擦片；9、14—带拨板圆盘；12—皮带轮；16—圆盘；18—压盘；19—螺栓；20—外盖；21—销；22—回转接头；23—活塞；24—轴承；26—螺栓

图 1-4-141 为气压离合器-制动器组合结构。当气源由回转接头 22 进入活塞右端时，活塞 23 左移，推动销 21、螺栓 26 和压盘 18 与摩擦片 17 接触，形成较小的转矩，使离合器开始起动，同时迫使圆盘 16 使制动器圆盘 7 开始松开。圆盘 16 继续左移，摩擦片 15 与轮毂 4 结合，弹簧 2 被压缩，离合器就以全转矩起动。而当活塞右端的压缩空气释放后，借弹簧 2 的弹力使圆盘 7 和 16 一齐右移，制动器接合，离合器分离。弹簧 25 则使离合器活塞迅速复位。

本结构的优点是能改善传动机构的工作条件，散热条件好，摩擦片的圆盘易于拆卸和更换等。

## 6.5 气压离合器的应用实例

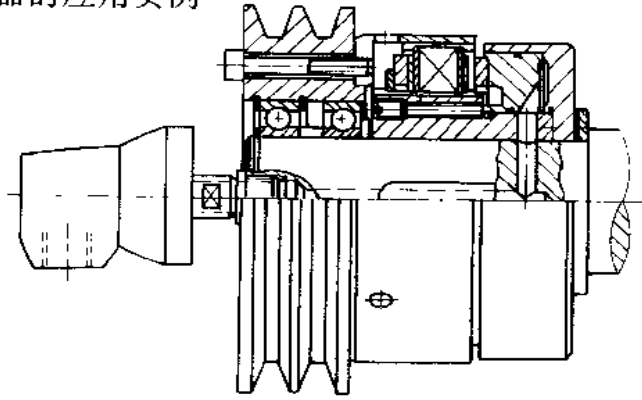


图 1-4-142 气压离合器在 V 带驱动装置上的应用

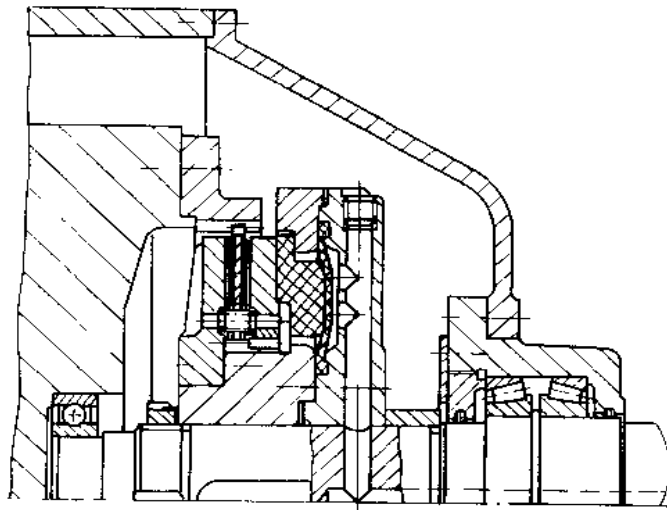


图 1-4-143 气压隔膜离合器装在柴油机的飞轮里的应用

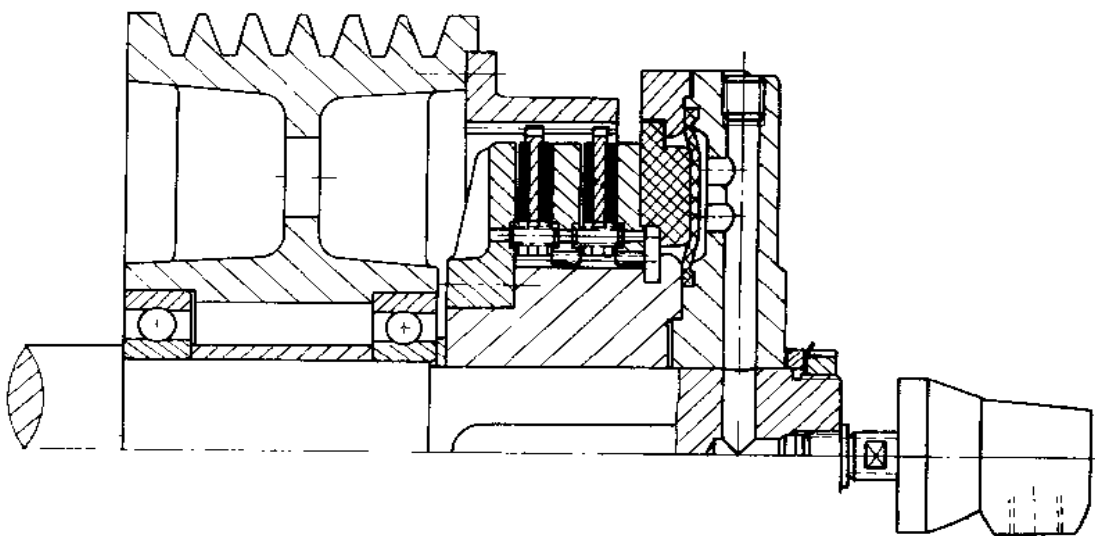
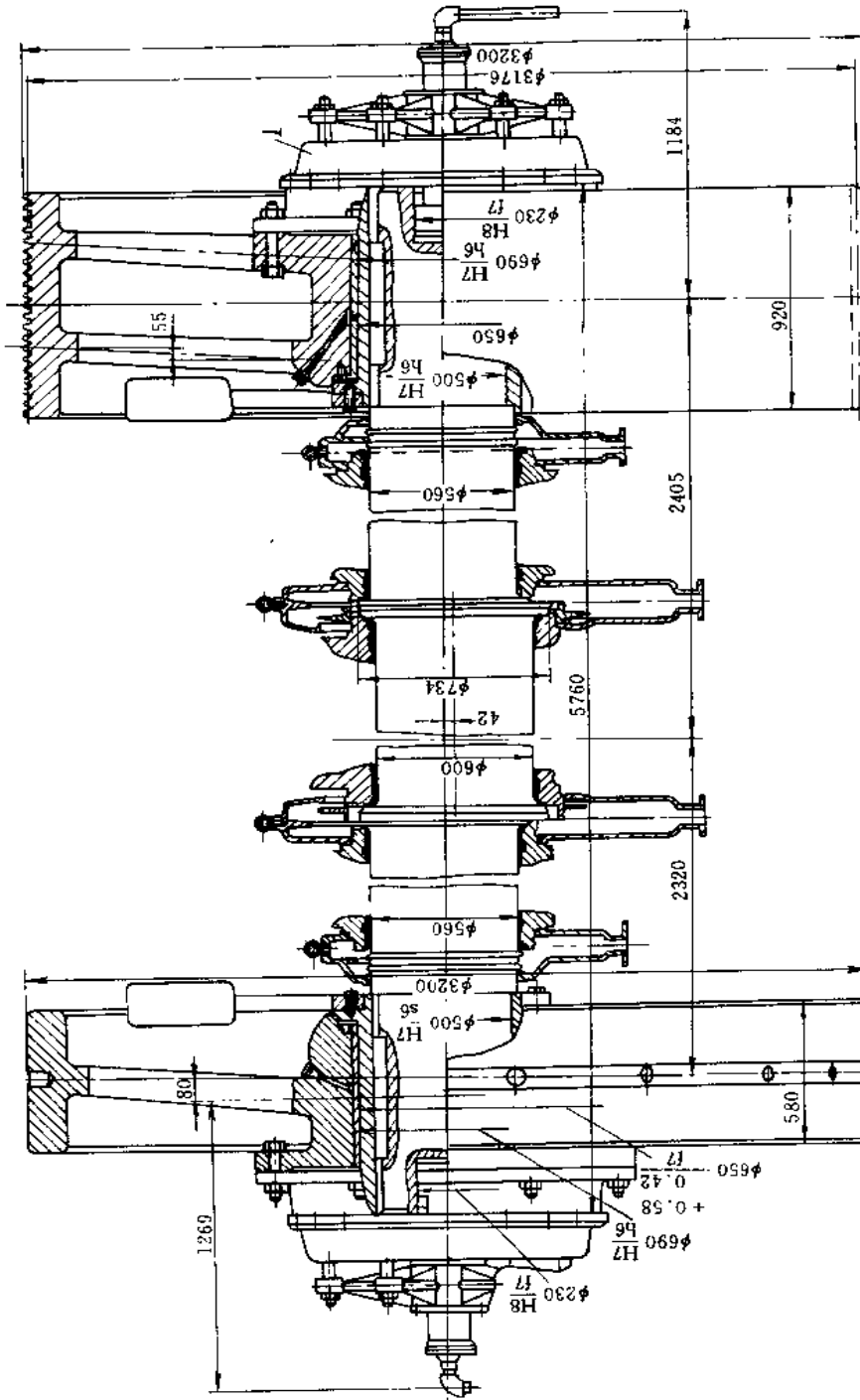


图 1-4-144 气压隔膜离合器在合成树脂挤压机的驱动上的应用



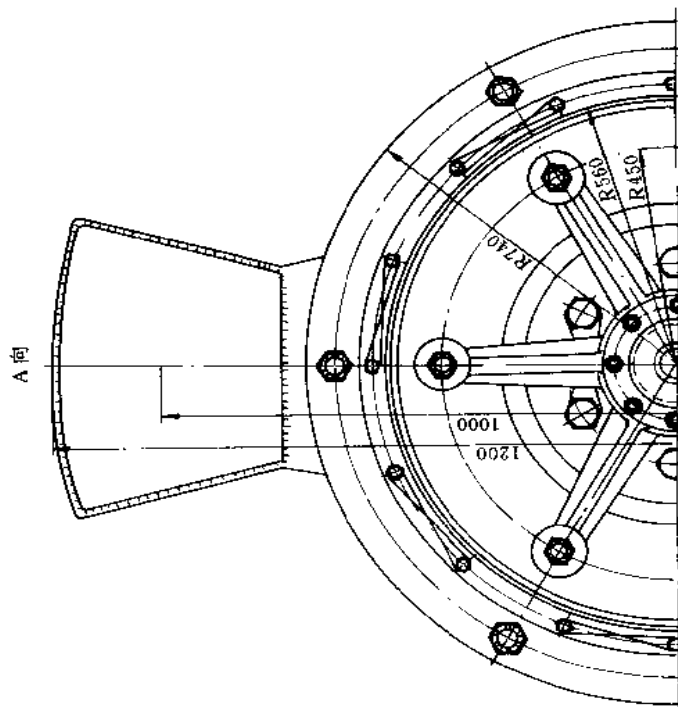
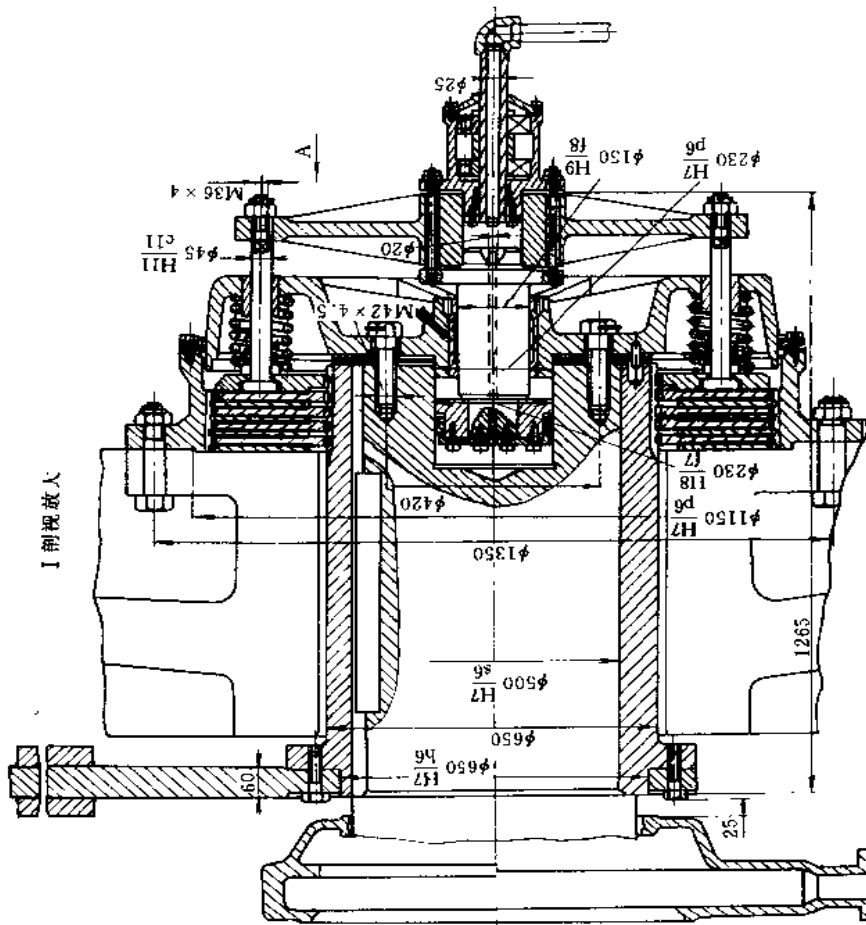


图 1-4-145 气动摩擦离合器在颚式破碎机上的应用



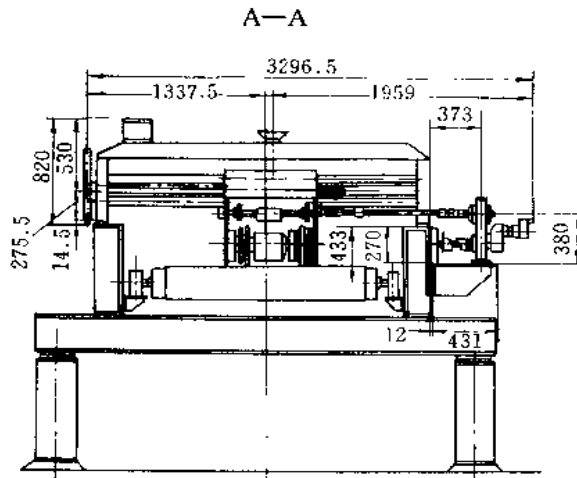
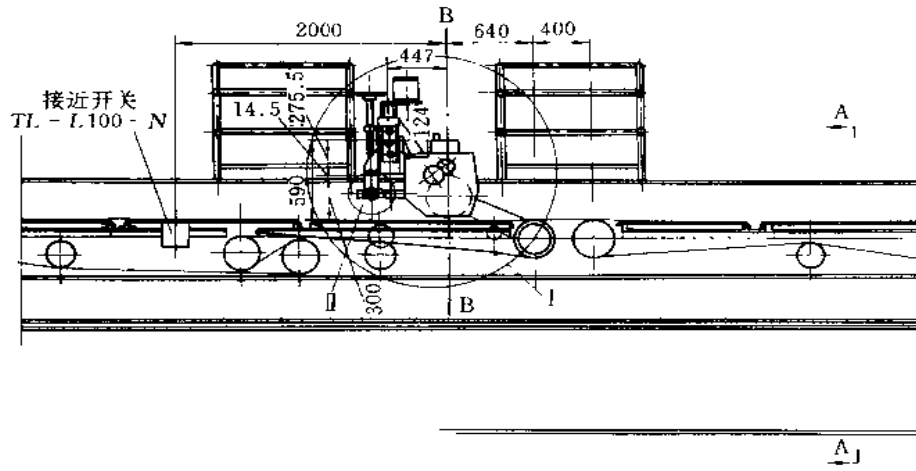
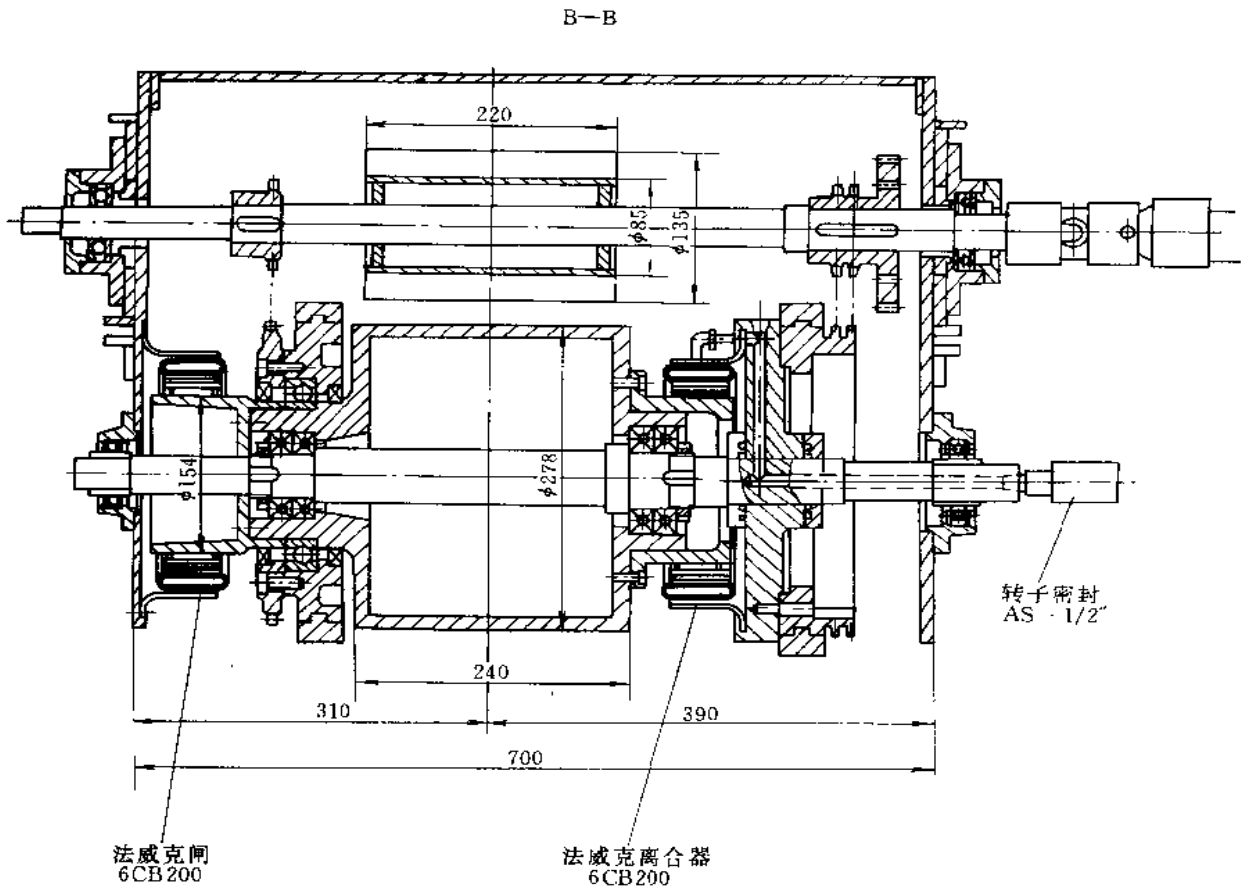


图 1-4-146 气胎离合器在



薄板打印机上的应用

## 7 超越离合器

### 7.1 棘轮超越离合器

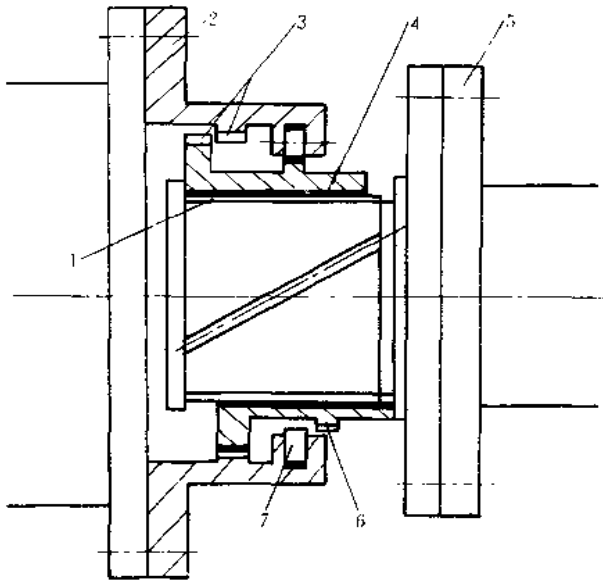


图 1-4-147 棘轮超越离合器 (一)

1—螺旋齿花键；2—从动件；3—传动齿；4—中间件；  
5—主动件；6—棘轮；7—棘爪

图 1-4-147 为棘轮超越离合器的结构。它由主动件 5、中间件 4 和从动件 2 三部分组成。中间件以螺旋齿花键与主动件相联接。在中间件和从动件上分置棘轮、棘爪和传动齿 3。当传动齿分离，棘轮与棘爪处于图示上半部所示位置，离合器分离（即超越）。当任一棘轮齿顶住时，传动齿 3 处于互相对准位置，可以轴向相对运动后，就进入啮合的位置，借中间件相对主动件的螺旋运动，使传动齿进入啮合，中间件的端面顶住主动件的法兰侧面，离合器自动接合，如图示下半部剖面。

这种结构离合器具有单向超越性和自动同步离合性，尺寸小，重量轻，适宜于大功率、高转速的装置中。

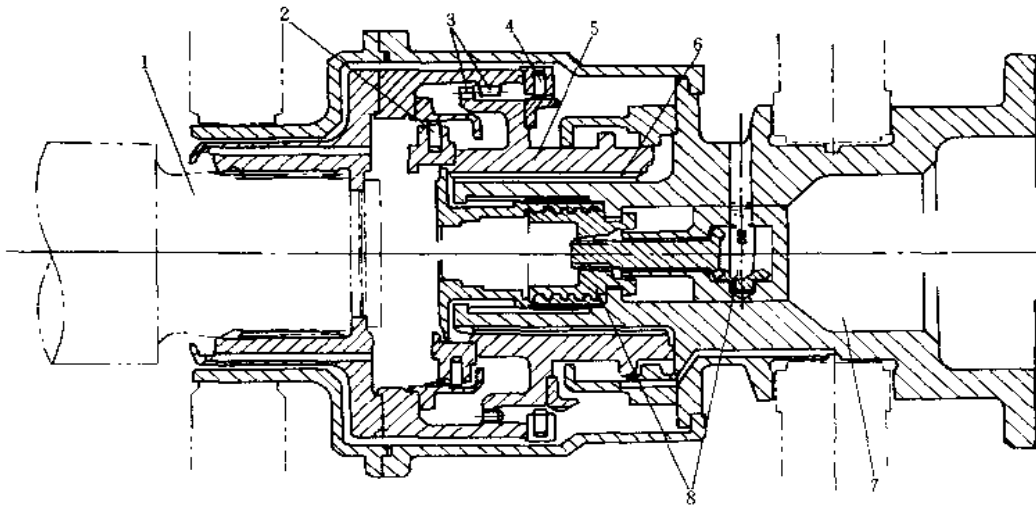


图 1-4-148 棘轮超越离合器 (二)

1—输出小齿轮；2—高速棘爪；3—离合器齿；4—低速棘爪；5—螺旋形滑动元件；6—螺旋形花键；  
7—输入轴；8—手动闭锁机构

图 1-4-148 为棘轮超越离合器的又一种结构。它采用单螺旋齿 3，高、低速棘爪 2、4，双向油阻尼的结构，螺旋齿传递功率，没有啮合闭锁，只有一个在静止状态下操纵的脱开位置闭锁。

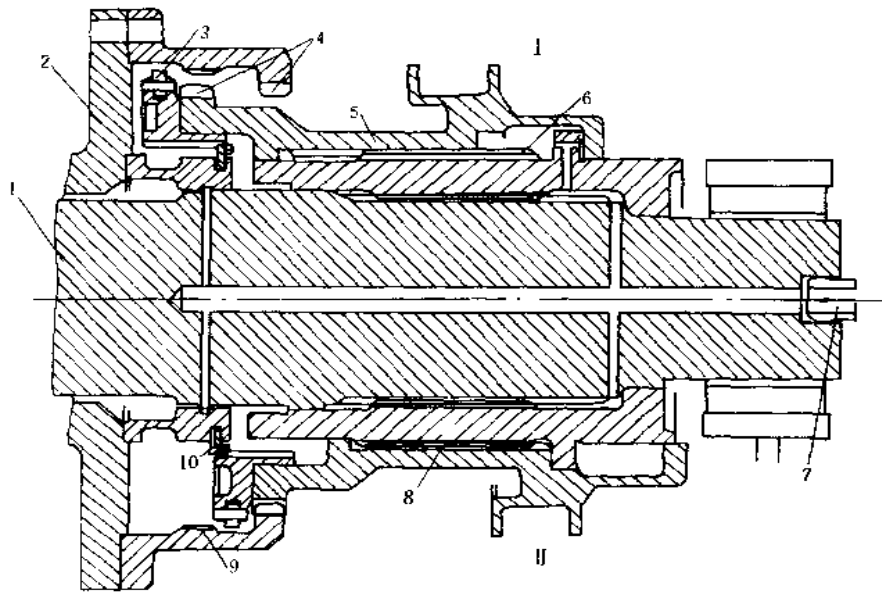


图 1-4-149 棘轮超越离合器 (三)

1—输入件；2—输出件；3—棘爪；4—主离合器直齿；5—螺旋滑动件；6—阻尼油腔；7—滑油入口；8—螺旋齿花键；9—棘轮；10—限位环；I—脱开位置闭锁；II—啮合位置

图 1-4-149 为正倒车传动系统中采用的棘轮超越离合器的结构。因它必须具有脱开与啮合闭锁控制，因此采用了单排棘轮棘爪。为了便于控制，采用了单螺旋齿结构。为了防止操作失误，离合器内有限位环 10 起限制位置作用，使离合器不能从全分离位置拉入到啮合位置，以防止棘轮机构的损坏。

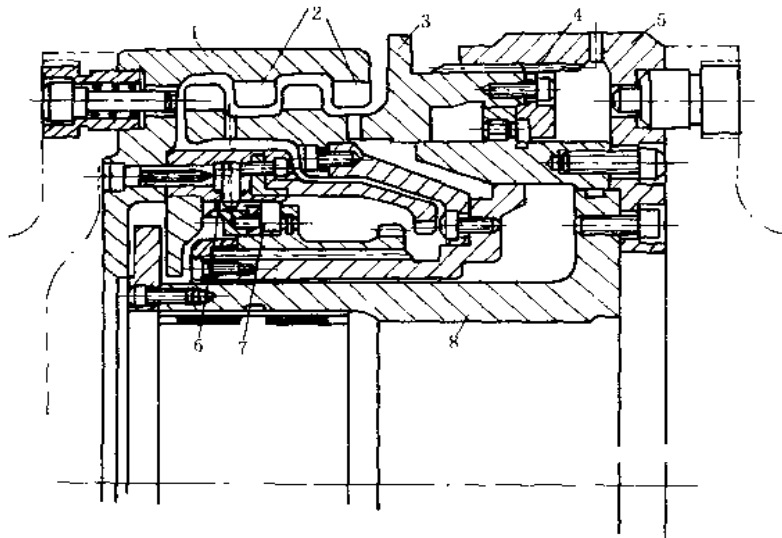


图 1-4-150 棘轮超越离合器 (四)

1—从动件；2—从动驱动齿；3—中间件；4—主动螺旋齿花键；5—主动件；6—低速棘爪；7—高速棘爪；8—小螺旋齿花键

图 1-4-150 为棘轮超越离合器的另一种结构。它是以螺旋齿传递转矩的，从动驱动齿 2 较前作了改进，缩短了轴向尺寸。这种结构离合器在完全啮合后，继动离合器滑动元件的自由

移动，被辅助齿面端面限制了。它在支撑上同样也考虑到能限制主、从动件的相对移动，这也是保证离合器可靠工作的安全措施。

这种结构离合器适用于发动机的盘车与起动装置、防逆转装置和抽水蓄能装置等场合，可用于机车、核工业、石化工业等。

## 7.2 滑销超越离合器

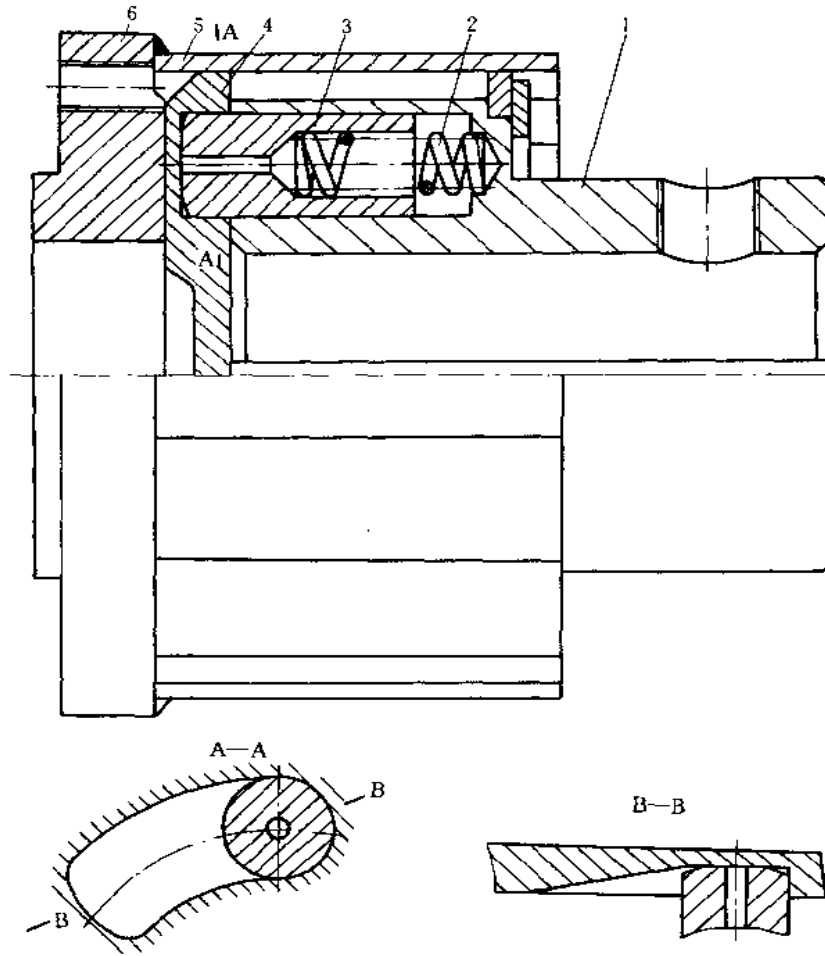


图 1-4-151 滑销超越离合器

1—轴套；2—弹簧；3—滑销；4—圆盘；5—外套筒；6—法兰

图 1-4-151 为滑销超越离合器的结构。数个滑销 3 均布在轴套 1 的端面圆周，压簧 2 将滑销压入带有斜槽的圆盘 4 内。圆盘 4 外圆呈梅花圆弧，和外套筒 5 内同形凹槽配合，当轴套 1 按 A—A 剖面顺时针方向旋转时，离合器接合，通过滑销 3 和圆盘 4 将动力传给焊接在外套筒 5 上的法兰 6，从而带动用螺纹联接的其他传动零件。当外套筒 5 以大于轴套 1 的转速并以相同方向旋转，或轴套 1 按 A—A 剖面逆时针方向旋转时，则离合器呈超越状态。

## 7.3 滚柱离合器

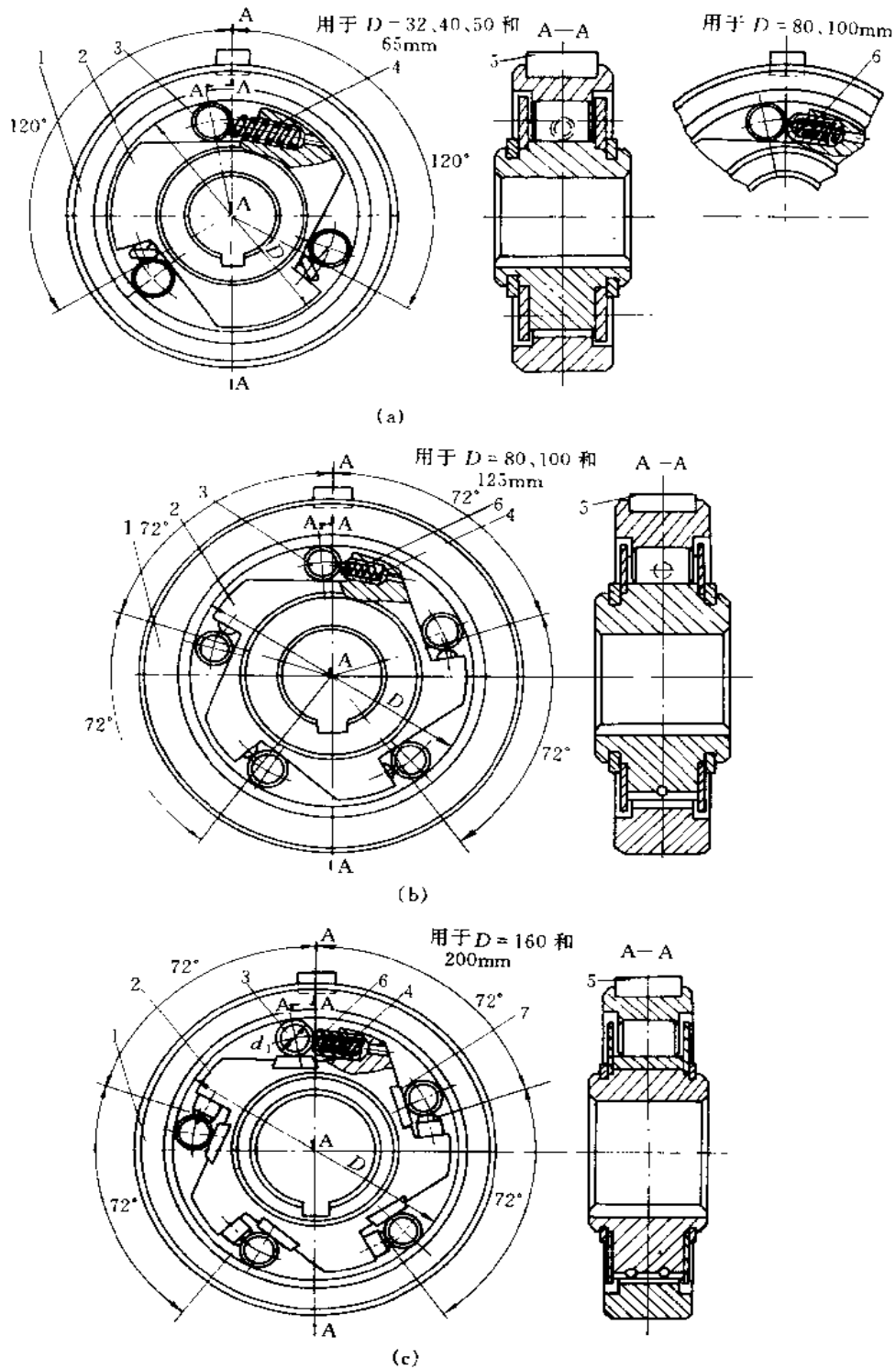


图 1-4-152 不带拨爪的滚柱超越离合器

1—外环；2—星轮；3—滚柱；4—弹簧；5—平键；6—顶销；7—镶块

图 1-4-152 为不带拨爪的滚柱超越离合器的结构。为了获得楔形间隙，使其夹紧或放松滚

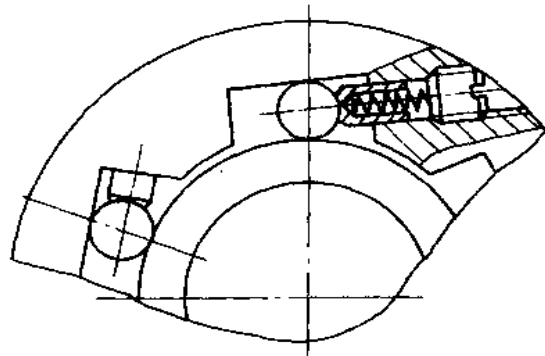


图 1-4-153 外星轮的结构

柱 3, 以达到离合器接合或分离的目的, 星轮 2 的工作表面可制做成三个轴向平面 (如图 a) 或五个轴向平面 (如图 b、c)。也可将外环制成外星轮的结构。如图 1-4-153 所示。二者相比较,

内星轮的加工比较容易, 应用较广。星轮的工作面除平面外, 还有偏心圆弧面和对数螺旋面等形式, 如图 1-4-154 所

示。平面容易加工, 但楔角随滚柱和平面的磨损面改变, 影响其使用寿命。对数螺旋面的楔角为常数, 不随磨损而变化, 工作性能稳定, 使用寿命长, 但加工困难。偏心圆弧面的加工难易程度和使用寿命则在前两种工作面之间, 使用寿命比平面工作面提高 3~3.5 倍, 但如在平面上镶嵌硬质合金块 (如图 1-4-152c), 则耐磨性也会有显著提高。

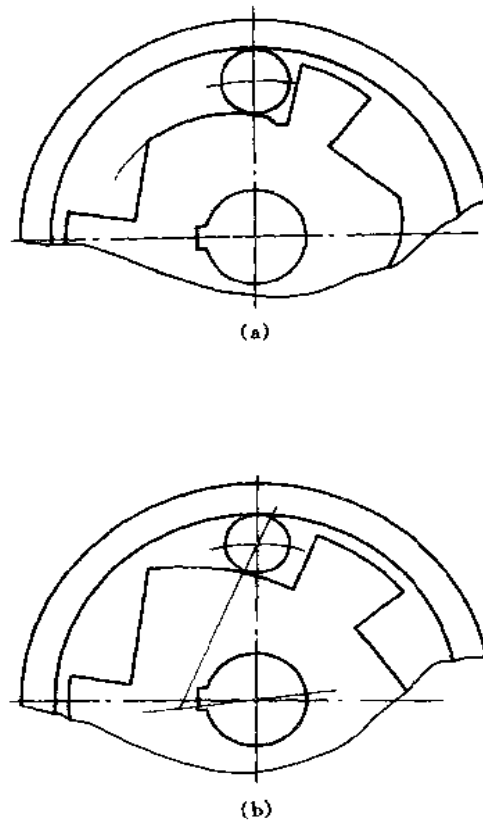


图 1-4-154 内星轮的工作面  
(a) 偏心圆弧面; (b) 对数螺旋面

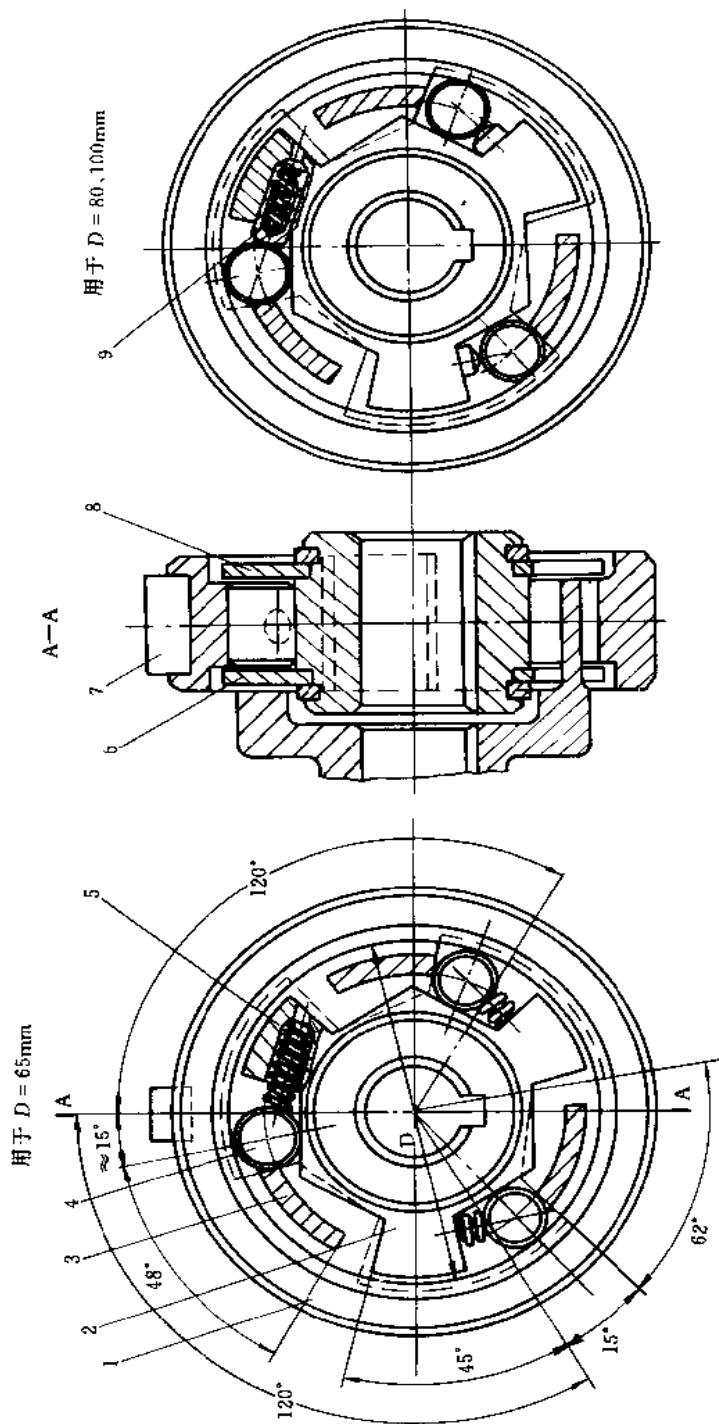


图 1-4-155 带拨爪的滚柱超越离合器

1—外环; 2—星轮; 3—拨爪; 4—滚柱; 5—弹簧; 6—内盖板; 7—平键; 8—外盖板; 9—顶销

图 1-4-155 为带拨爪的滚柱超越离合器的结构。当外环 1 主动并按逆时针方向转动时, 离合器接合。当拨爪 3 主动时, 不论转向哪个方向转, 均可使星轮 2 和拨爪 3 一起作超越转动。这种结构离合器既可以实现一个方向低速转动, 也可以实现两个方向的高速超越转动。



## 7.4 楔块离合器

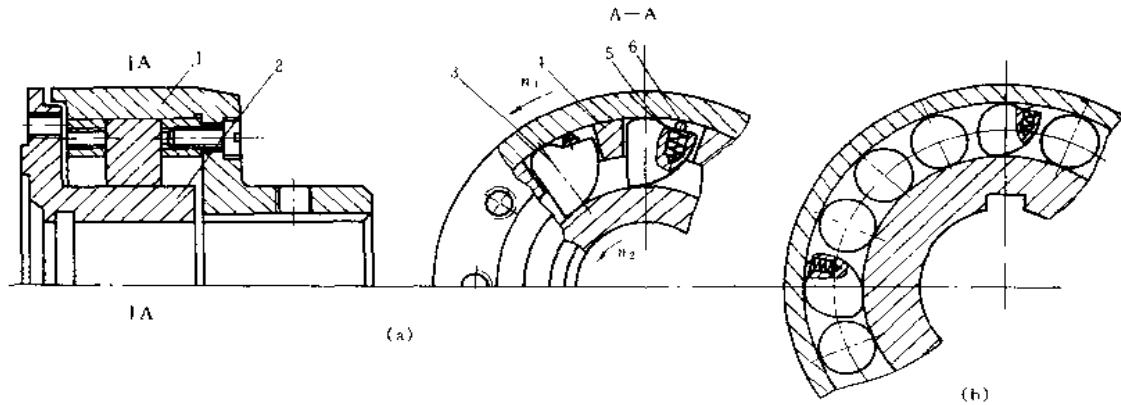


图 1-4-156 非接触楔块离合器

1—外环；2—内环；3—楔块；4—保持架；5—弹簧；6—钢球

图 1-4-156 为非接触楔块离合器的结构。与外环 1 固联的保持架 4 中安置偏心楔块 3。楔块上有弹簧 5 和钢球 6，在静止或低速转动时可使其与内环 2 保持一定的接触压力。当内环逆时针转动，并且  $n_2 > n_1$  时，楔块楔紧，离合器接合，内外环一起低速转动。如  $n_2 < n_1$  时，偏心楔块松开，外环带着楔块以高速超越转动，当外环达到某一转速后，偏心楔块产生的离心力大于弹簧力时，楔块与内环表面脱离接触，形成一定的间隙（一般约 0.2~0.3mm），可避免在超越过程中，楔块与内环表面发生摩擦，引起磨损。

这种结构离合器适宜于经常发生超高速超越运转（转速达 30000r/min）的场合。图 1-4-156b 所示在内外环之间放置若干滚柱，可保持有较高的同心度，增加了离合器的工作可靠性。

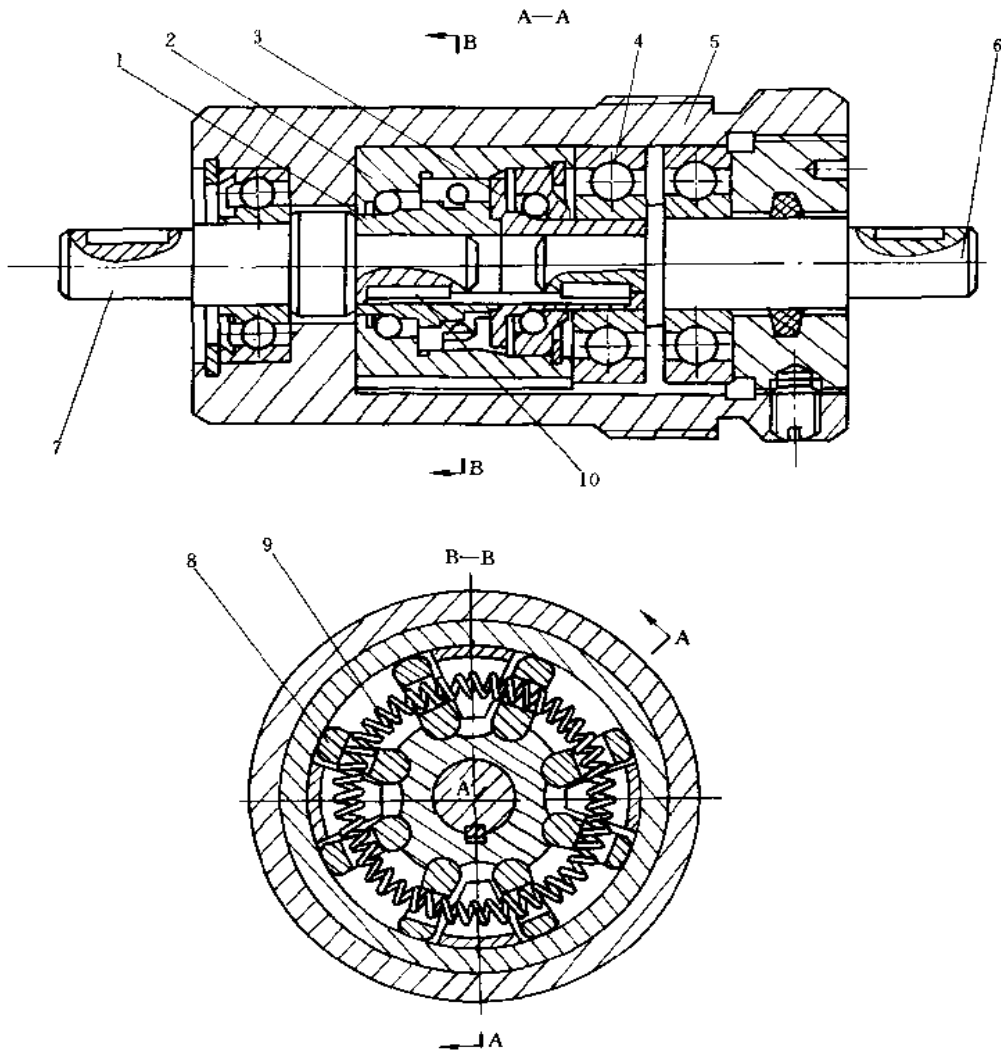


图 1-4-157 双向楔块离合器 (一)

1—滑块支承；2—内环；3—拨爪；4—滚动轴承；5—外环；6—主动轴；7—从动轴；8—楔块；9—弹簧；10—键

图 1-4-157 为双向楔块离合器的结构。两楔块 8 之间的拨爪 3 与主动轴 6 联接，楔块的一端以圆弧支承在与从动轴 7 相联的内环 2 的凹圆弧槽上，另一端在弹簧 9 的拉力作用下与外环 5 保持接触，并获得一定的起始摩擦力。当拨爪在主动轴带动下以顺时针方向转动时，先与右侧楔块外端接触，使楔块与外环脱离接触，同时拨爪内端与楔块内端接触，推动楔块及与其相联的内环和从动轴一起顺时针转动，此时左侧楔块因圆弧偏心，内外环之间距离大于楔块工作表面之间距离而松开。当主动轴带动拨爪逆时针方向转动时，则推动左侧楔块带动从动轴逆时针转动，而右侧楔块与外环松开。反之，当从动轴受到阻力矩作用有转动趋势时，由于楔块与固定的外环处于楔紧状态，因此，不论从动部分有向哪一个方向转动的趋势，都会被楔块锁住而不会转动。

这种结构离合器因为没有保持架，所以仅适用于中、低速运转场合。

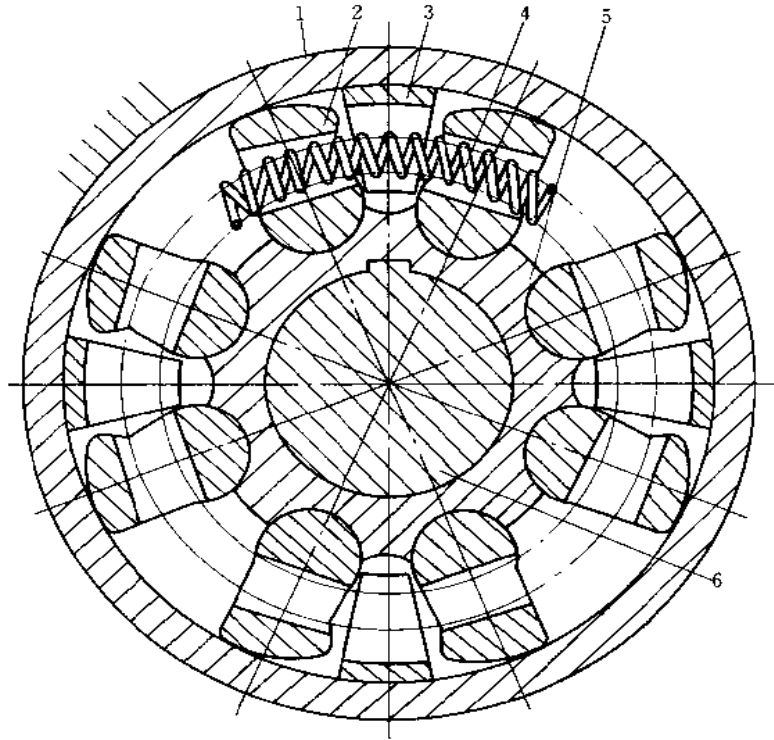


图 1-4-158 双向楔块离合器 (二)

1—外环；2—楔块；3—拨叉；4—弹簧；5—内环；6—从动轴

图 1-4-158 为双向楔块离合器的另一种结构。离合器的外环是固定的，拨叉 3 带有四个凸爪，固定在主动轴上。当主动轴顺时针方向旋转时，拨叉推动右侧的楔块 2，带动内环 5 作同方向旋转，把运动传给从动轴 6，这时左侧的楔块呈转动状态；当主动轴逆时针方向转动时，可得到与上述相反的运动。

这种结构可以实现主动轴的两个方向给从动轴传递力矩。当从动轴受外力矩时，其中一侧的楔块被楔紧。由于外环是固定的，所以内环不转动，从动轴即被制动，这样与从动轴相联的构件保持在预定的位置上。

## 7.5 同步离合器

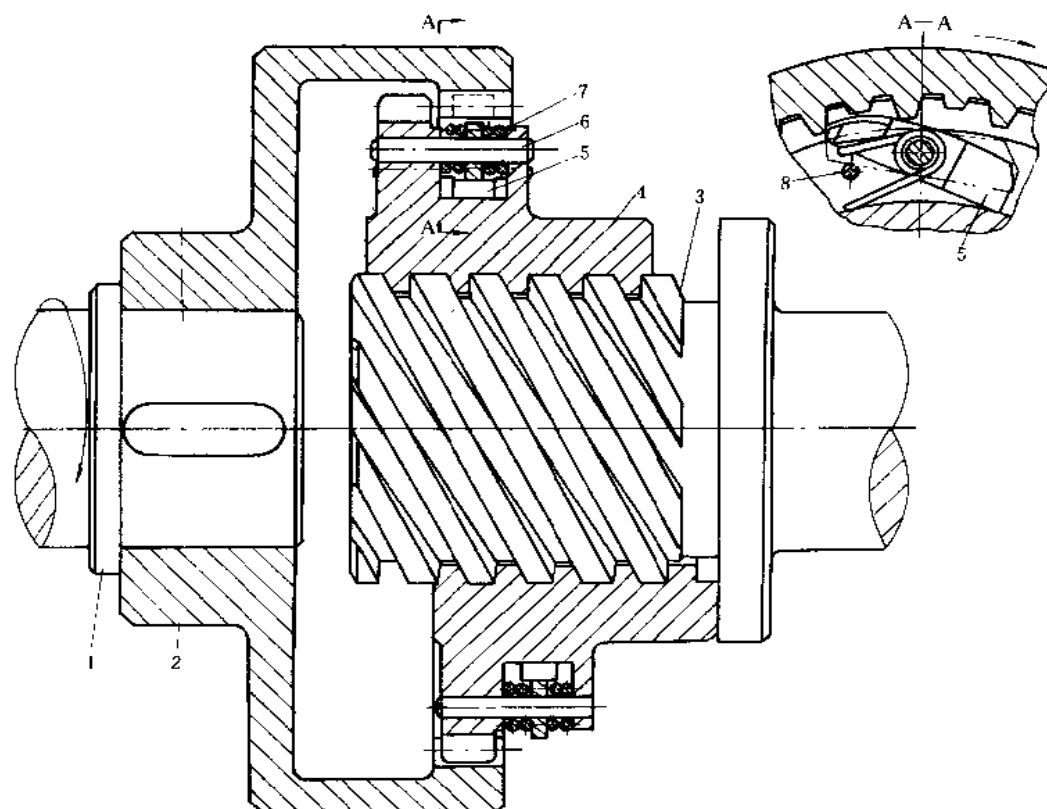


图 1-4-159 同步离合器 (一)

1—驱动轴；2—带内齿外圈；3—带螺旋花键输出轴；4—带外齿的螺旋花键套筒；5—拨爪；6—圆柱销；  
7—扭力弹簧；8—圆柱销

图 1-4-159 为同步超越离合器的结构。上部是离合器分离状态，当带内齿的外圈 2 按图示方向转动后，其内齿齿侧与装在带外齿的套筒 4 上的拨爪 5 顶端相接触，如 A—A 剖面所示，使拨爪和带外齿的套筒一起旋转，并在螺旋花键上作轴向移动，拨爪引导外齿与内齿开始啮合。当套筒 4 向右移动至与输出轴 3 的轴肩相接触，拨爪脱离内齿齿侧后，离合器内外齿完全啮合，即传递满负荷转矩，如图下部所示。在工作过程中，如果输出轴转速超越驱动轴，带外齿的套筒 4 将沿螺旋花键输出轴 3 向左移动，最后使离合器内外齿完全脱开。

这种结构离合器只能单向传递转矩，当转矩反向时离合器自行分离。

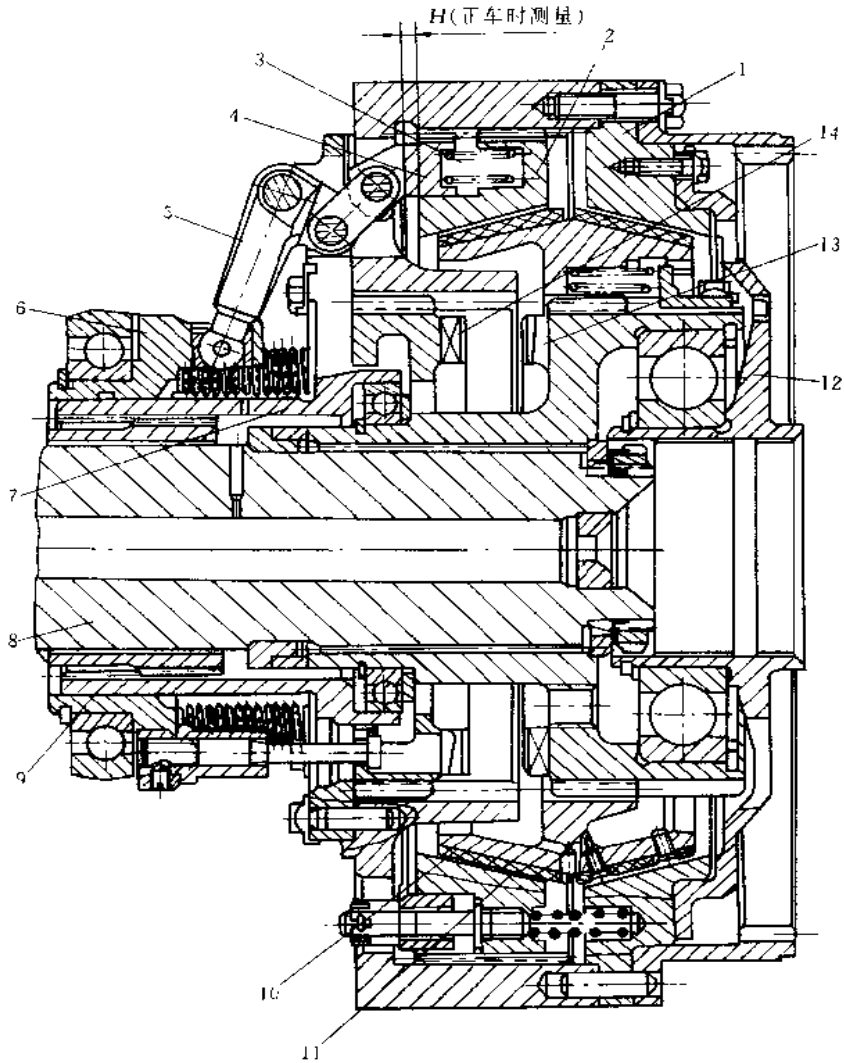


图 1-4-160 同步离合器 (二)

1—固定锥体；2—滑动锥体；3—弹簧；4—滑动齿圈；5—折角杠杆；6—滑动套筒；7—传动套筒；8—离合器主轴；  
9—主动齿轮；10—双锥体；11—摩擦片；12—支承盘；13—固定爪盘；14—滑动爪盘

图 1-4-160 为带摩擦同步机构的同步离合器的结构。具有尺寸重量小、传递转矩大、接合平稳、可在高速下接合等特点。

这种结构离合器只能传递单向载荷，多用于变换转速，防止逆转，间歇运动的系统中。

## 7.6 超越离合器的应用实例

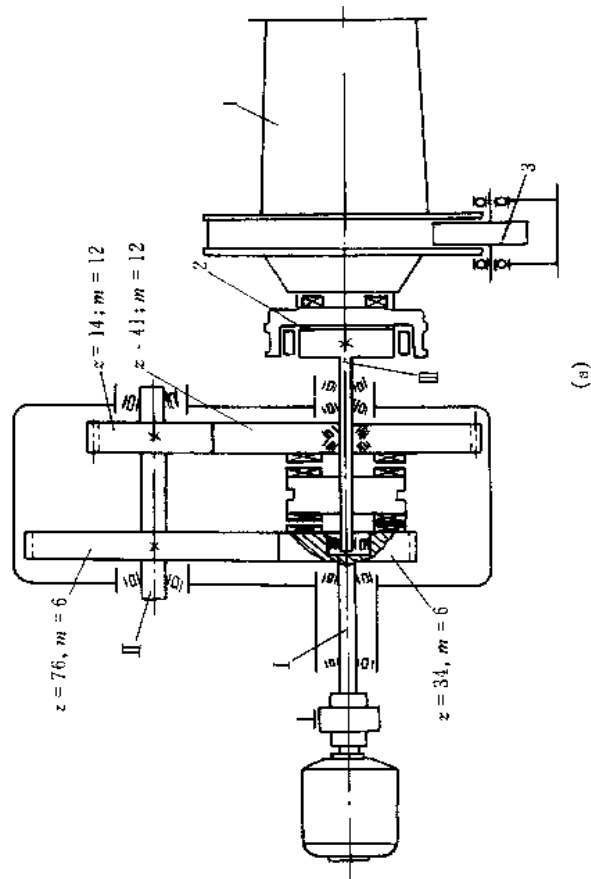


图 1-4-161 单向超越离合器在辊式离心脱水机上的应用

(a) 传动系统图

1—辊式离心脱水机；2—单向超越离合器；3—支承辊

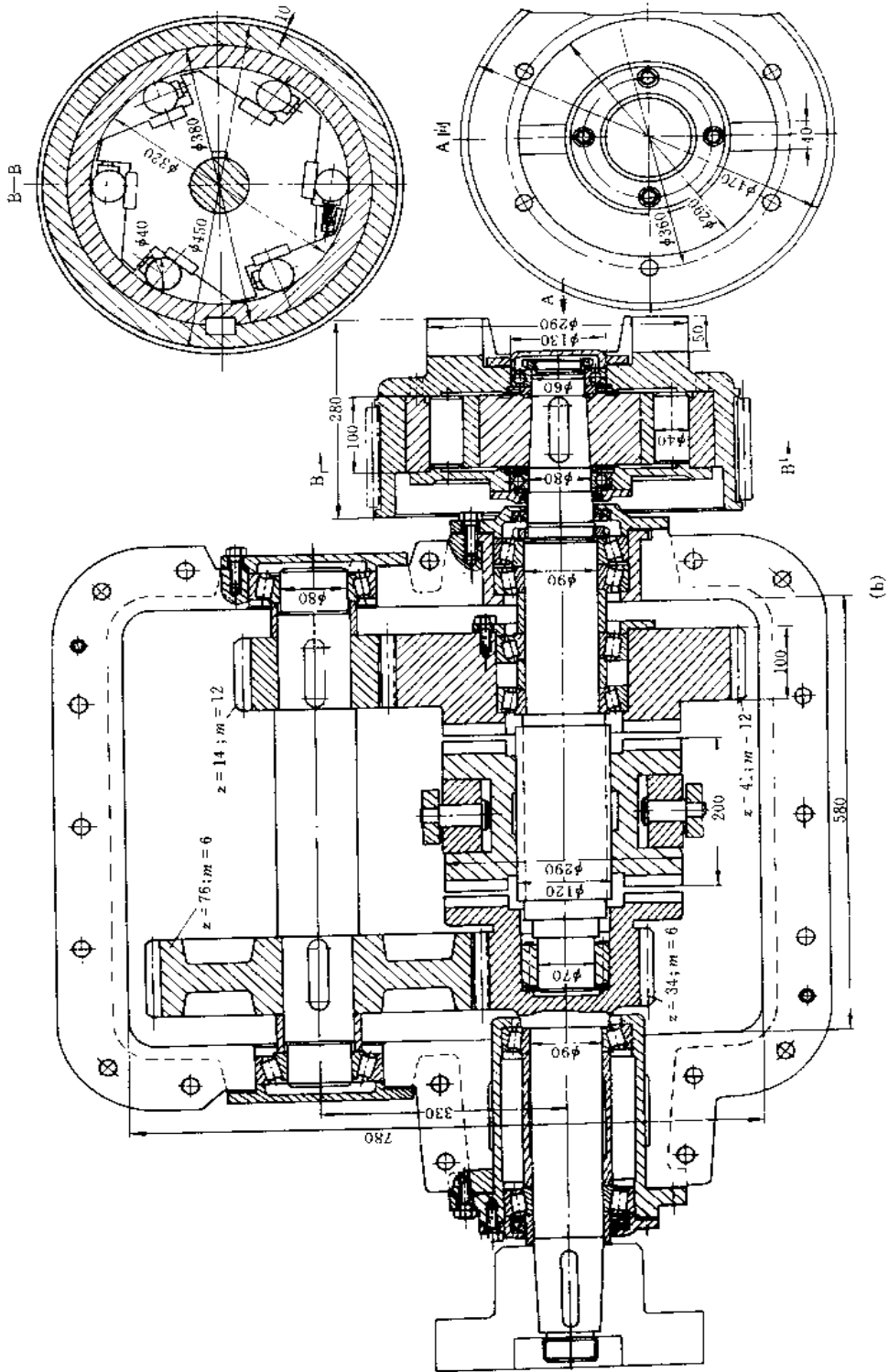


图 1-4-161 单向超越离合器在离心脱水机上的应用  
(b) 传动结构图

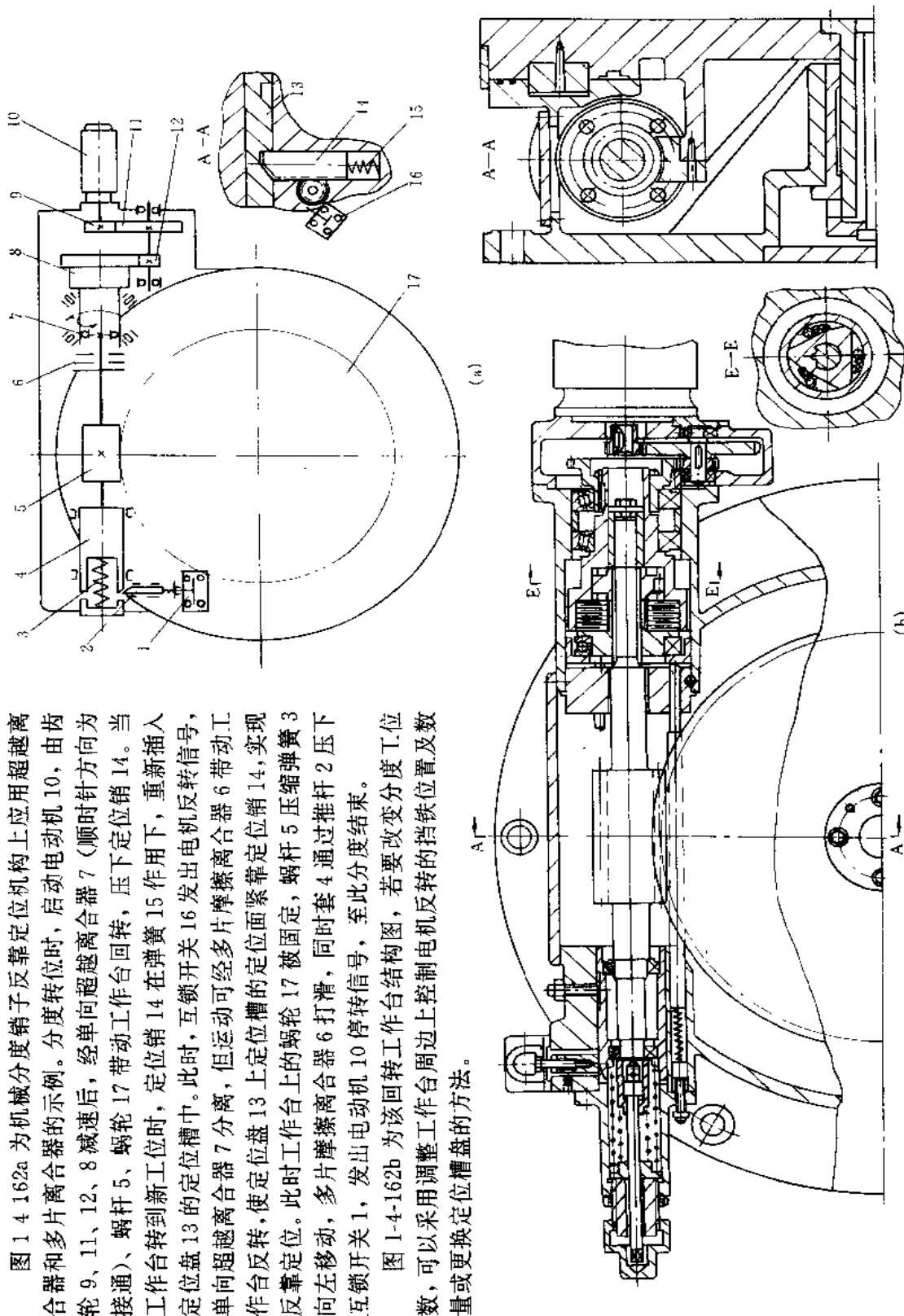


图 1-4-162 超越离合器在机床机械分度销子反靠定位机构上的应用

1、16—开关；2—推杆；3、13—弹簧；4—套；5—蜗杆；6—摩擦离合器；7—超越离合器；8、9、11、12—齿轮；10—电动机；14—定位盘；17—蜗轮

图 1-4-162a 为机械分度销子反靠定位机构上应用超越离合器和多片离合器的示例。分度转位时，启动电动机 10，由齿轮 9、11、12、8 减速后，经单向超越离合器 7（顺时针方向为接通）、蜗杆 5、蜗轮 17 带动工作台回转，压下定位销 14。当工作台转到新工位时，定位销 14 在弹簧 15 作用下，重新插入定位盘 13 的定位槽中。此时，互锁开关 16 发出电机反转信号，单向超越离合器 7 分离，但运动可经多片摩擦离合器 6 带动工作台反转，使定位盘 13 上定位槽的定位面紧靠定位销 14，实现反靠定位。此时工作台上的蜗轮 17 被固定，蜗杆 5 压缩弹簧 3 向左移动，多片摩擦离合器 6 打滑，同时套 4 通过推杆 2 压下互锁开关 1，发出电动机 10 停转信号，至此分度结束。

图 1-4-162b 为该回转工作台结构图，若要改变分度工位数，可以采用调整工作台周边上控制电机反转的挡铁位置及数量或更换定位槽盘的方法。



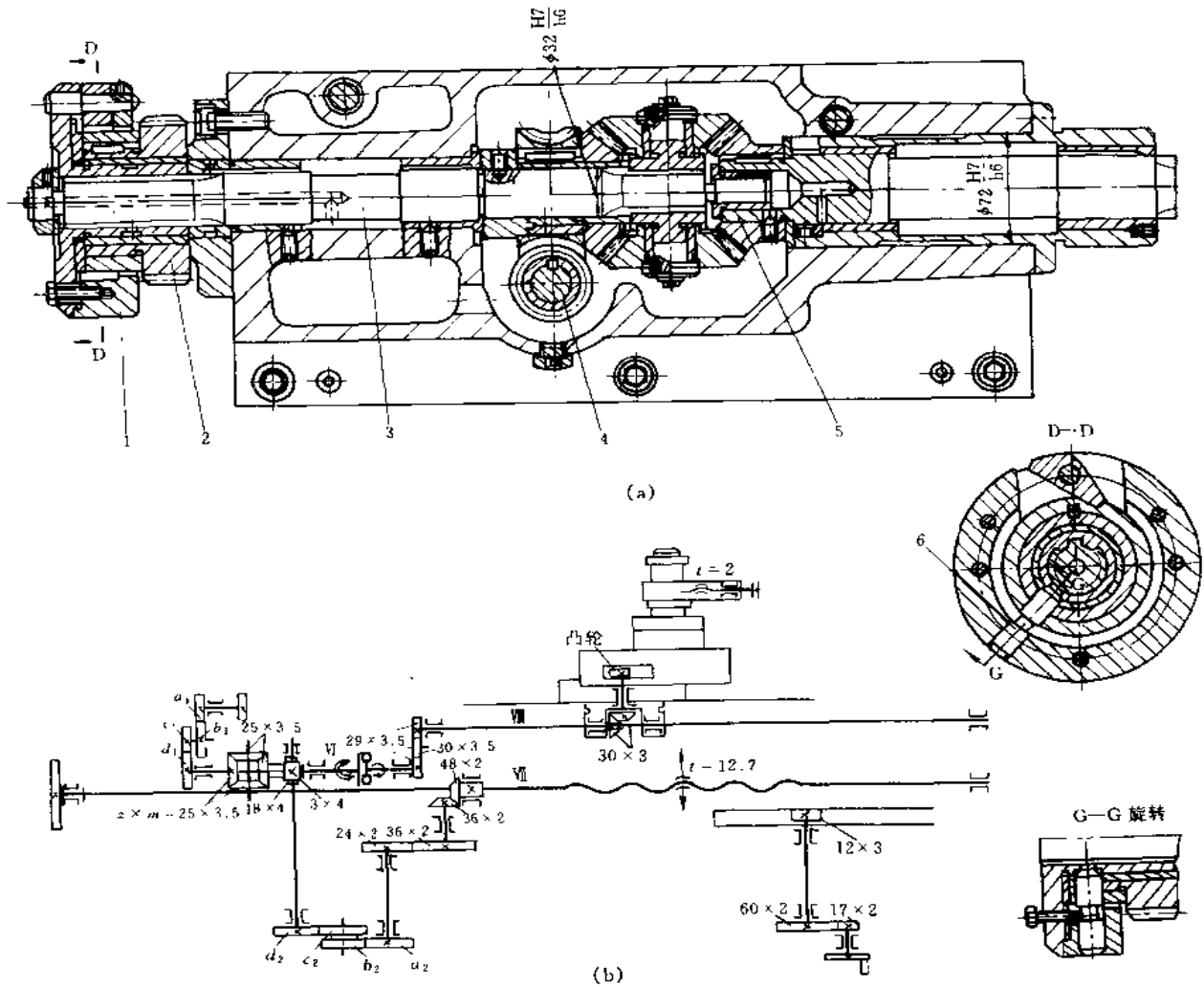


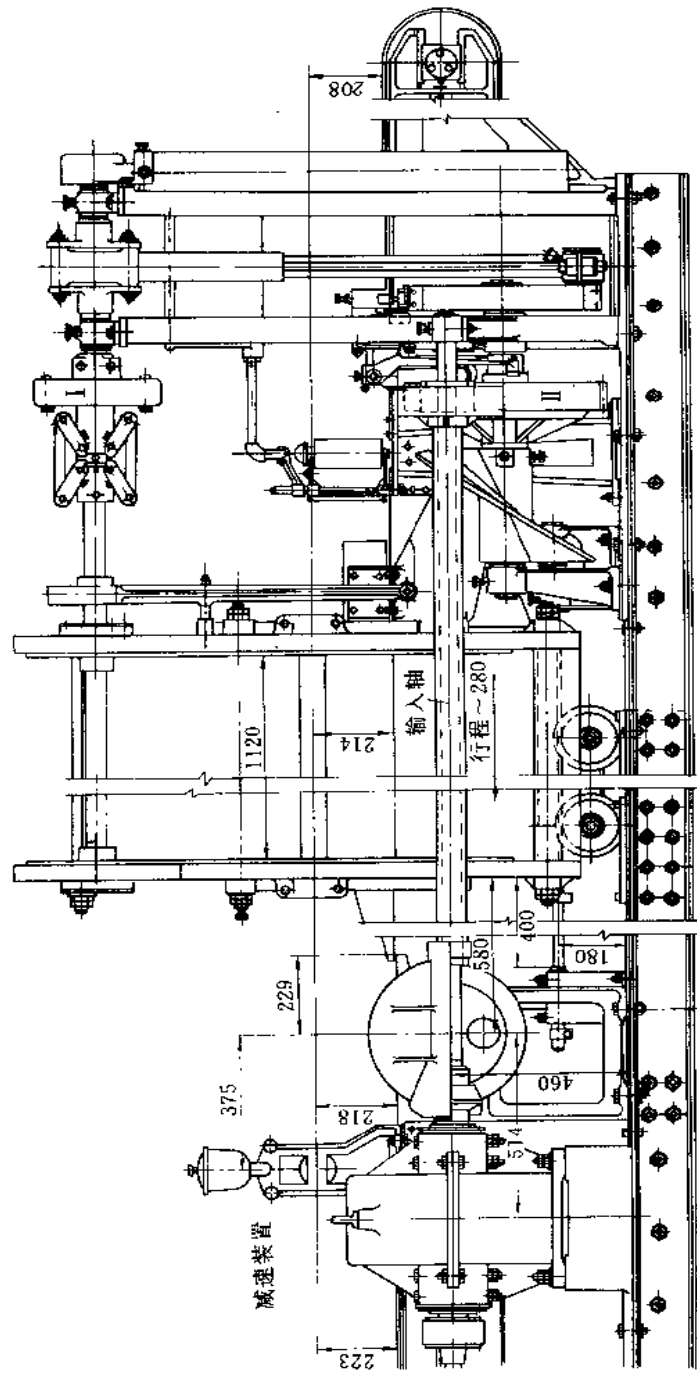
图 1-4-163 单向离合器在 C8955 型铲齿车床差动机构上的应用

1—单向离合器；2—齿轮；3—轴；4—蜗杆轴；5—轴；6—销轴

如图 1-4-163 所示，差动箱的运动由二条传动路线传来：第一条传动路线由床头箱主轴经一系列传动齿轮和槽数交换齿轮  $\frac{a_1}{b_1} \times \frac{c_1}{d_1}$ （参见图 b）传至差动箱中的轴 5；另一条传动路线则由进给丝杠经锥齿轮副、差动交换齿轮  $\frac{a_2}{b_2} \times \frac{c_2}{d_2}$ （见图 b）传至差动箱中的蜗杆轴 4。经差动机构将运动合成传给轴 3，再由单向离合器 1 经齿轮 2 把运动传至床鞍中的凸轮，带动刀架实现铲齿的往复运动。

单向离合器（见 D—D 与 G—G 剖面）的作用是当床鞍作快速反行程时，防止铲齿凸轮作反向回转。在一般铲齿加工时，宜将销轴 6 拔出，只有在加工凸轮等特殊工件时，为避免下降曲线失真，才将销轴 6 插入以锁住单向离合器（此时不可用快速反行程）。





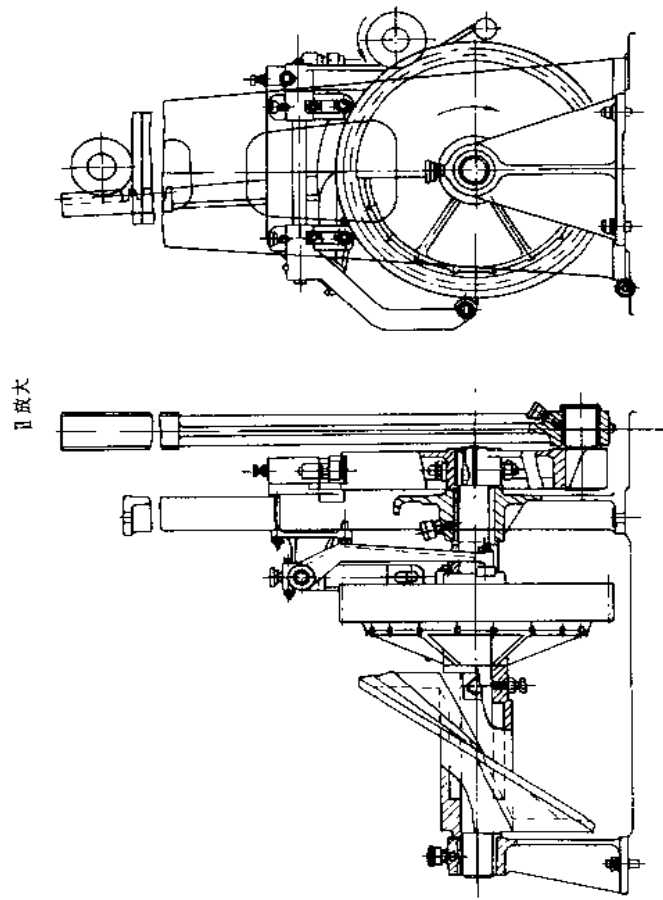


图 1-4-164 超越离合器在自动旋转切割机上的应用

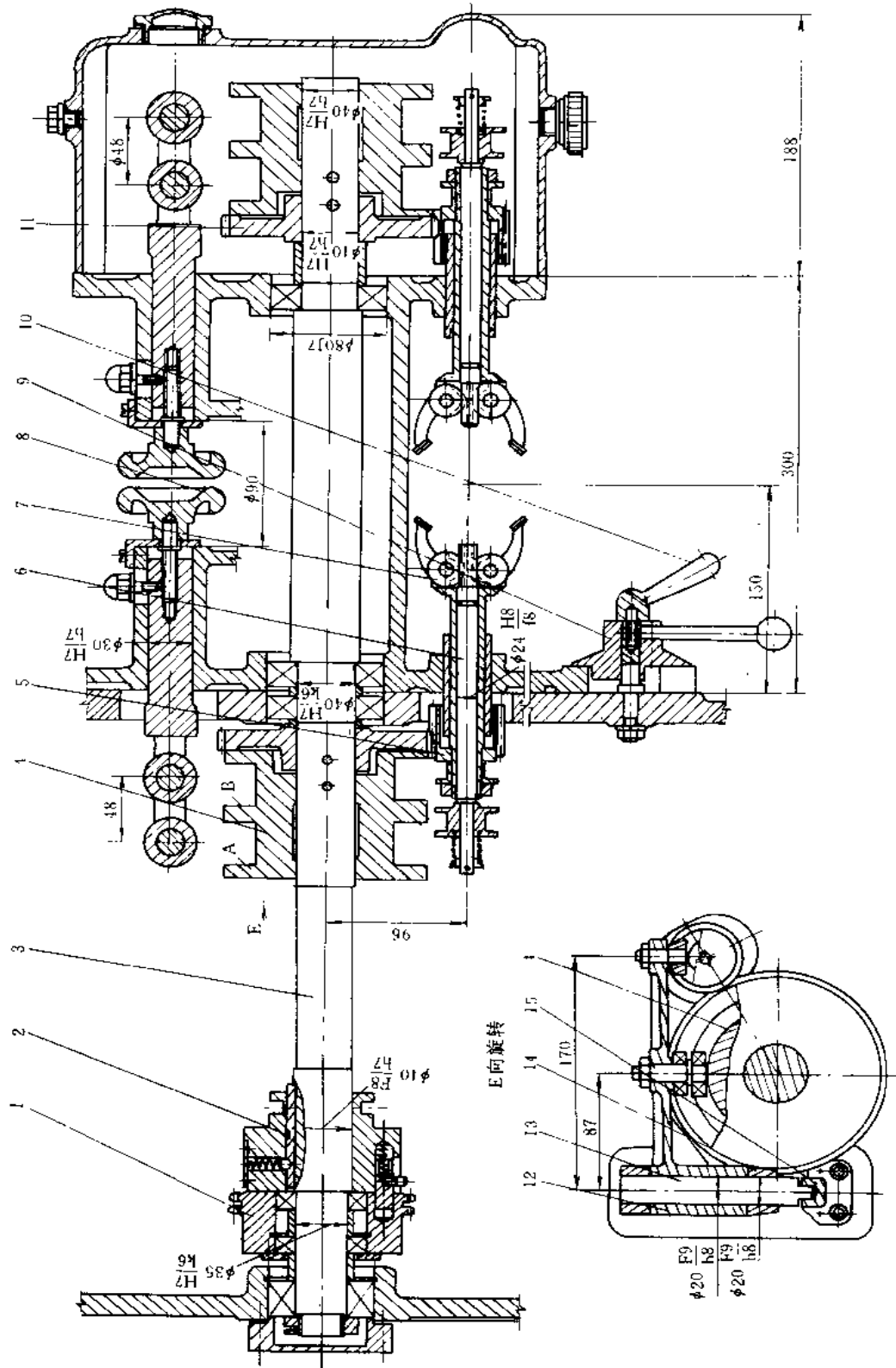


图 1-4-165 超越离合器在 S 型软糖包装机的扭尾装置上的应用

- 1—凸轮; 2—超越离合器; 3—主轴; 4—凸轮; 5—清修齿轮; 6—齿条轴; 7—齿条; 8—偏心; 9—偏心; 10—手柄; 11—手柄; 12—摆杆; 13—摆杆; 14—支架; 15—滑轨架

图 1-4-165 所示装置是 S 型软糖包装机的扭尾装置，用于对糖果进行扭结式包装时的尾部扭结动作。其结构紧凑，动作可靠，常为各种间歇式糖果包装机所采用。

糖果尾部扭结时机械手需要有三个互相配合的动作：扭尾机械手钳爪之张合由凸轮 4 的 A 槽控制，通过摆杆及齿条轴的运动而获得；机械手的纵向进退运动由凸轮 B 槽控制，通过摆杆 12、滑移齿轮 5 推动扭结轴而获得；机械手的自转运动，由齿轮 11 与滑移齿轮 5 啮合而获得 ( $i=1:3$ )。

动力由链轮 1 传入，经单向离合器 2 带动主轴 3。主轴带动凸轮 4 和齿轮 5 旋转一圈，机械手则自转三圈。糖果进入扭结位置后（扭结位置处于机械手自转轴线上），机械手在凸轮 4 控制下由摆杆带动齿条轴 6 使两个钳爪 7 闭合，抓住包装纸两端，并同时进行自转和纵向进给。扭结完毕后，钳爪张开，送料机械手则把糖果取走。

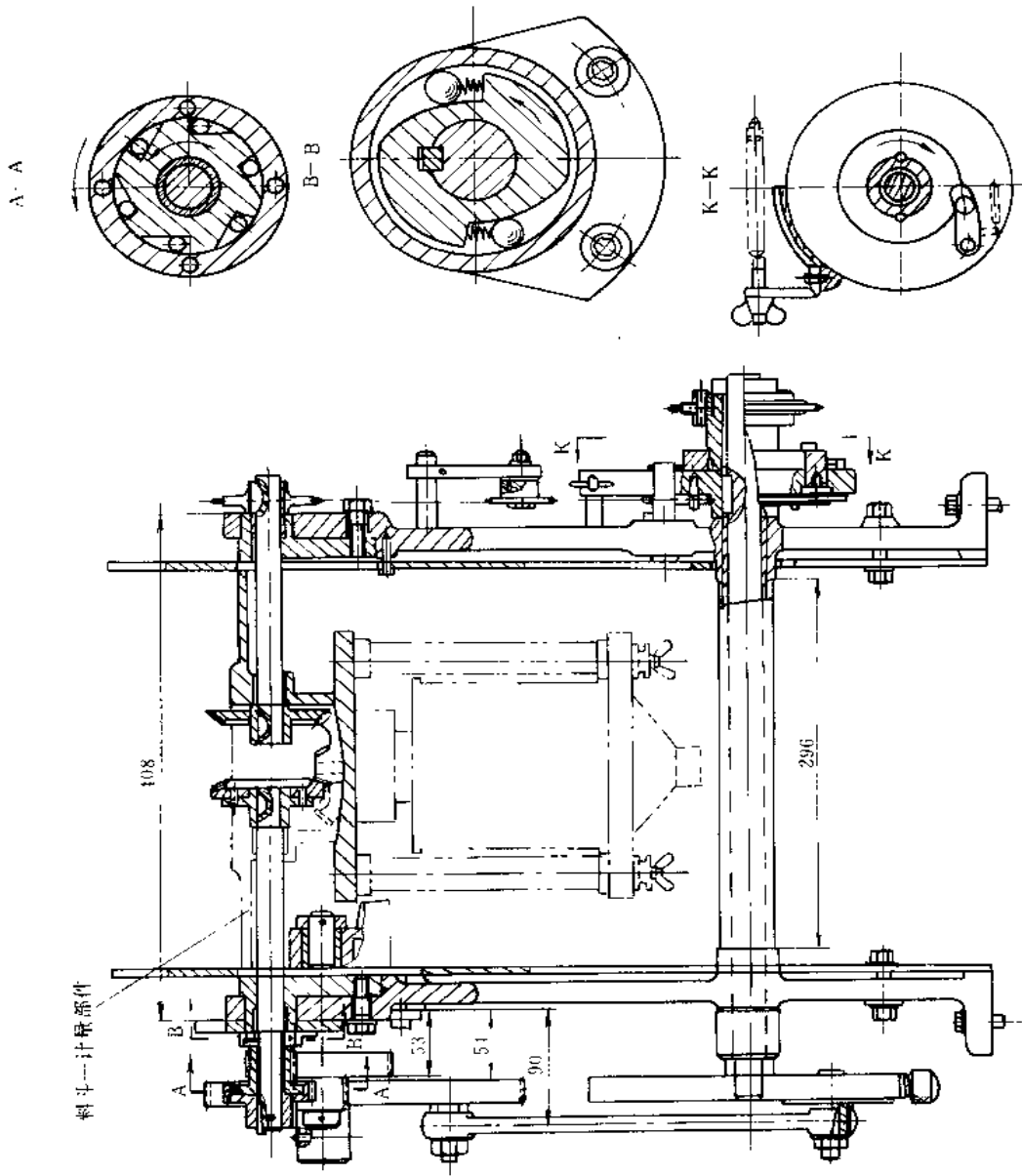


图 1-4-166 超越离合器在包装机计量机构上的应用

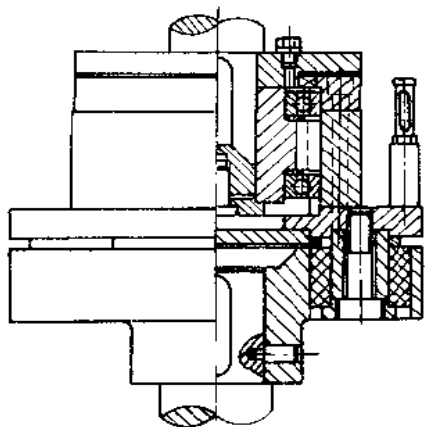


图 1-4-167 用于立式设备的超越离合器

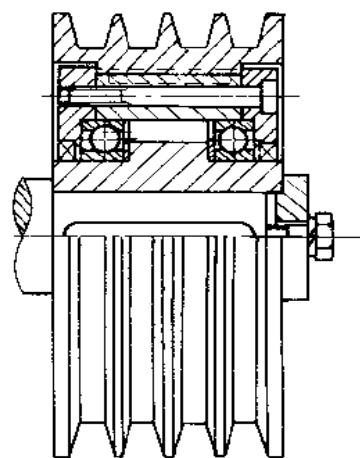


图 1-4-168 嵌入带轮内的超越离合器

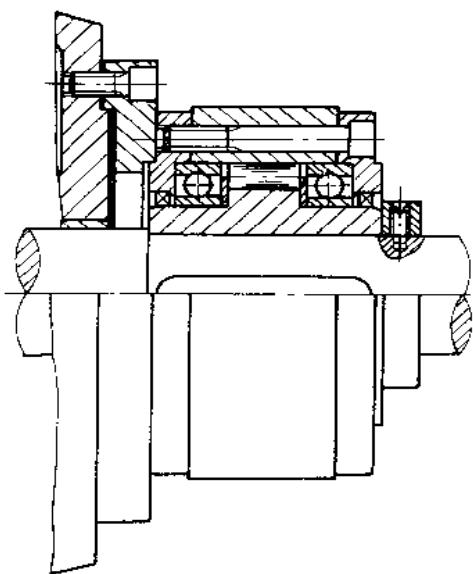


图 1-4-169 用法兰联到皮带驱动装置上的超越离合器

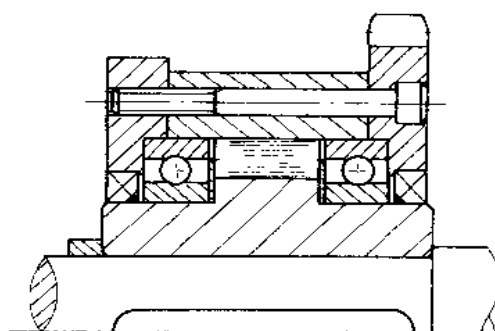


图 1-4-170 以链轮为端盖的超越离合器

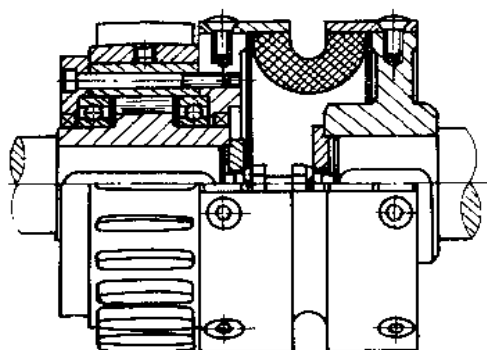


图 1-4-171 带整体散热片的超越离合器和碗形弹性联轴器组件的应用

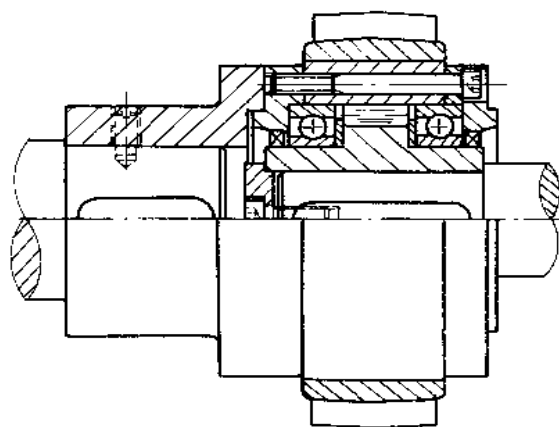


图 1-4-172 带整体散热片的超越离合器的应用

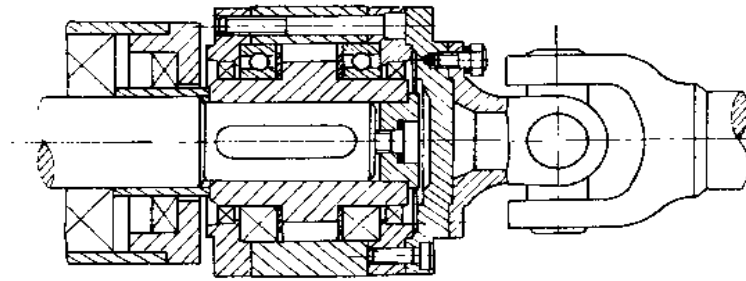


图 1-4-173 用于万向联接驱动上的超越离合器

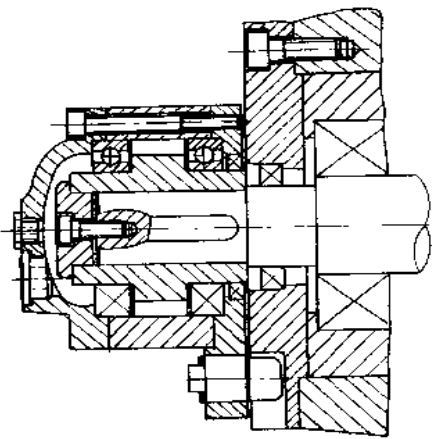


图 1-4-174 装配在轴端的棘爪型超越离合器

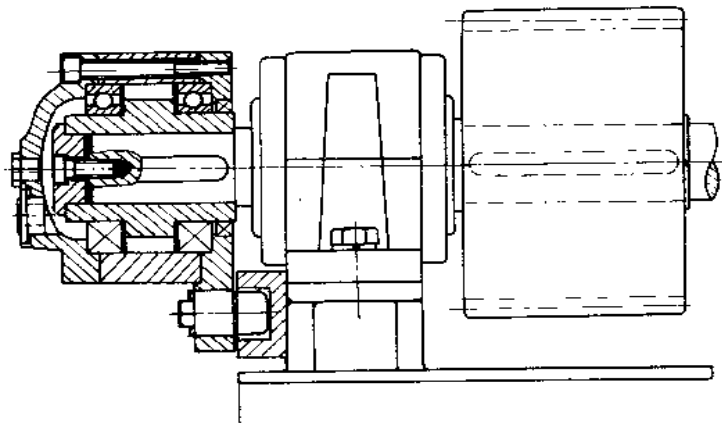


图 1-4-175 棘爪型超越离合器用在大的小齿轮轴上

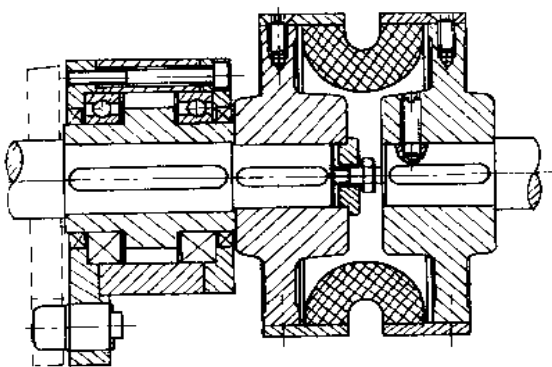


图 1-4-176 棘爪型超越离合器同碗型弹性联轴器构成的弹性轴联接

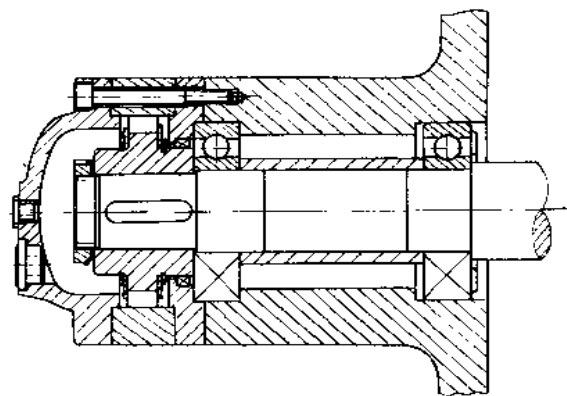


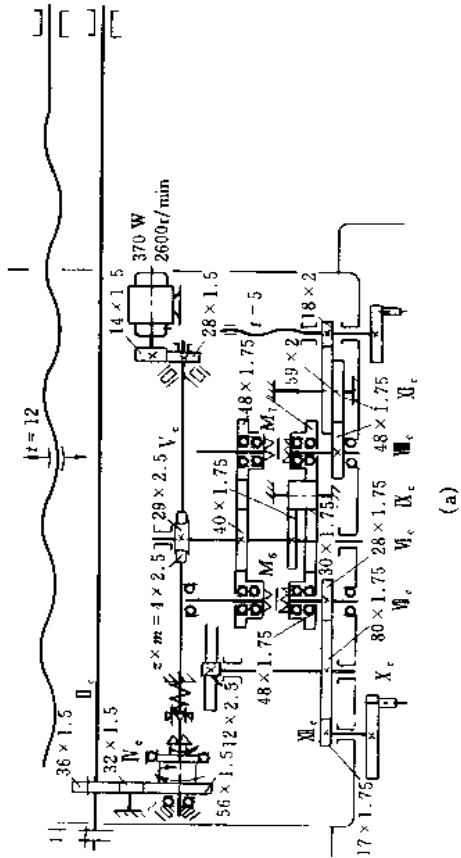
图 1-4-177 棘爪型超越离合器装在横动装置的轴端



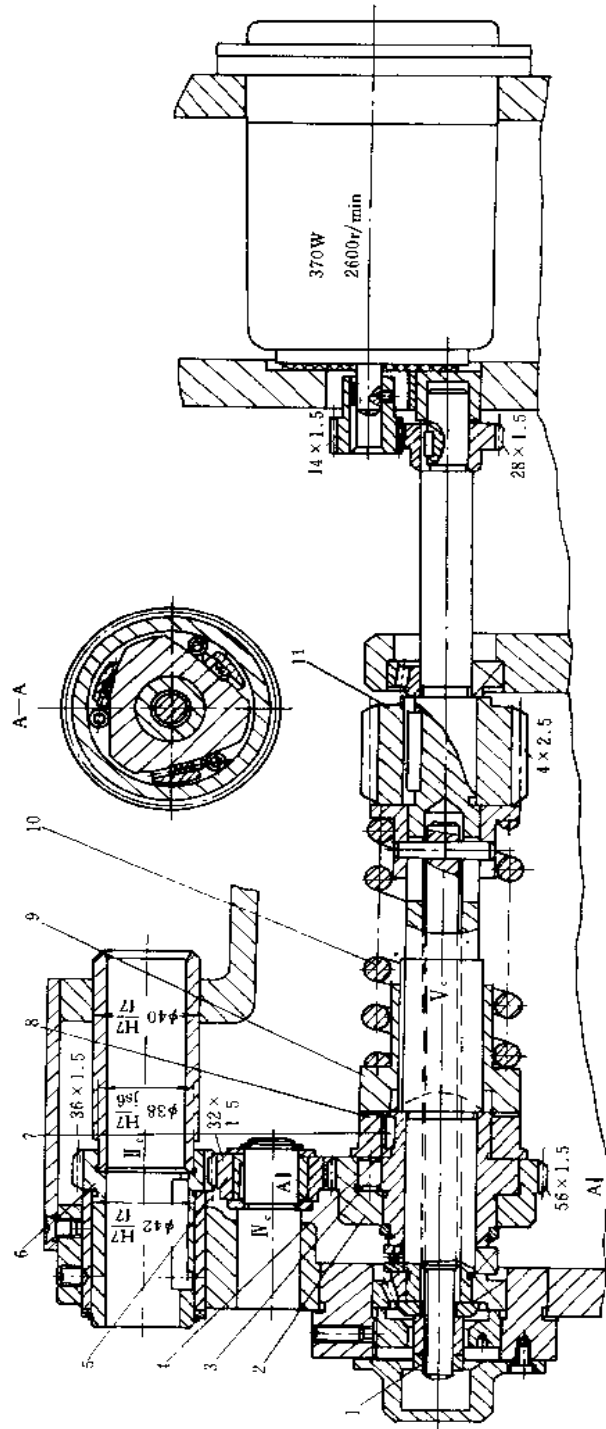
如图 1-4-178 所示, 进给运动由光杆 I。经齿轮 6、5 传到齿轮 2, 通过超越离合器的滚子 3 传给轮毂 4, 再通过平键 7 传给安全离合器 8 和 9, 然后带动蜗杆轴 V<sub>c</sub>, 分别获得纵、横向运动。

过载时扭矩增加, 使安全离合器 8 和 9 脱开, 调整螺母 1, 可改变脱开扭矩的大小。

当溜板快速电机启动时, 超越离合器使齿轮 2 的低速与快速电机传来的高速不发生干涉。因为使用单向超越离合器, 光杆只能单方向转动, 若反向旋转则不能实现纵向或横向进给。



(a)



(b)

图 1-4-178 超越离合器、安全离合器在 6A6140 型普通车床溜板箱中的应用  
1—调整螺母; 2、5、6—齿轮; 3—超越离合器的滚子; 4—轮毂; 7—平键; 8、9—安全离合器; 10—弹簧; 11—蜗杆

## 8 离心离合器

### 8.1 钢球离合器

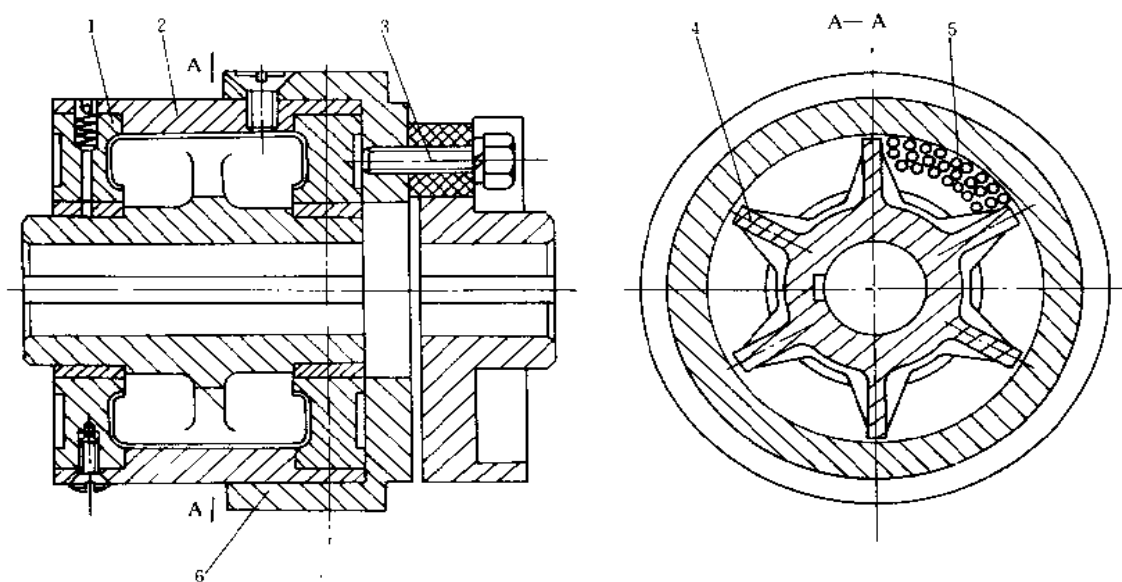


图 1-4-179 钢球离合器 (一)

1、6—端盖；2—壳体；3—螺钉；4—半离合器；5—钢球

图 1-4-179 为钢球离合器的结构。带有径向浆叶的半离合器 4 与主动轴相联，从动半离合器由圆筒壳体 2 和端盖 6 组成，再由带有橡胶衬套的柱销螺钉 3 与端盖联接以输出运动和动力，在端盖上的轴孔内有青铜轴承衬套，作为滑动支承保持主从动部分彼此同心并可相对转动，润滑轴承衬套的润滑剂由从动轮毂上的油孔流入。直径为 4~10mm 的钢球安放在浆叶之间的空腔内，为了减轻钢球磨损，在钢球中还可混入适量的石墨等固体润滑剂。在起动开始时，主动轴带动浆叶转动，将钢球抛向筒壁。随着主动轴转速升高，钢球产生的离心力也增加，当达到一定转速后，分布在筒壁上的钢球成为结实的整体，填满浆叶与筒壁间的径向间隙，从而带动从动部分一起转动。过载时，因钢球摩擦力不足，从动部分不转，主动部分空转。

这种结构离合器传递转矩的能力与加入钢球等混合物的数量有关。但当加入钢球数量过多时，会缩短起动时间，降低接合平稳性，一般钢球约占总空腔容积的 85%~90% 为宜。

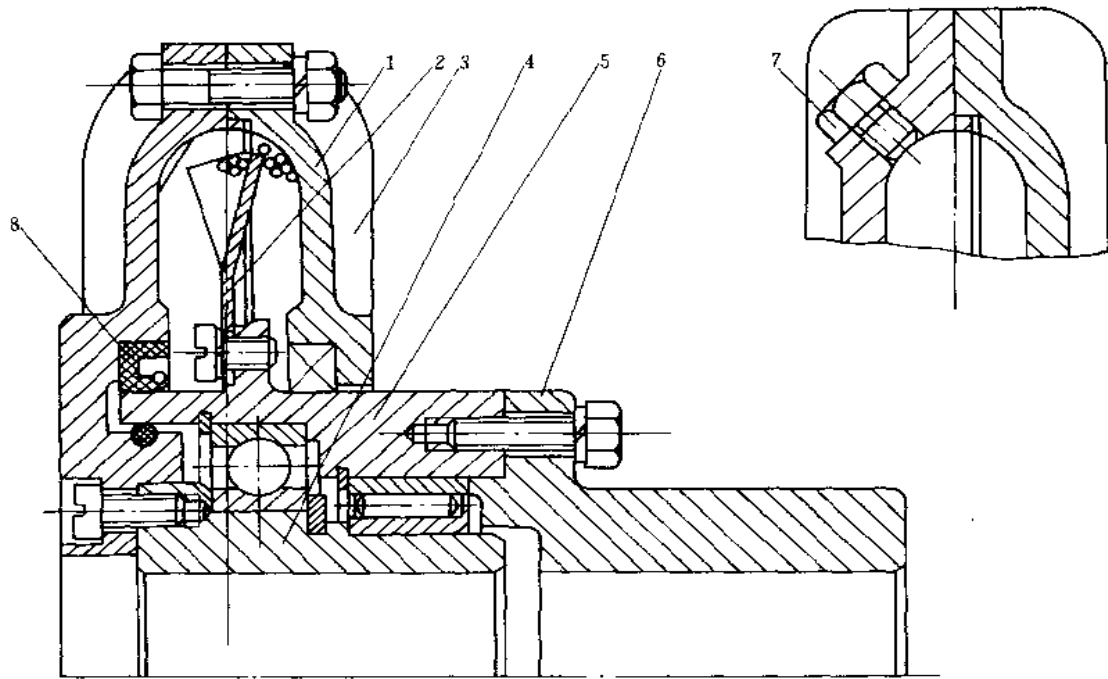


图 1-4-180 钢球离合器 (二)

1—壳体；2—叶轮；3—散热肋；4—主动轮毂；5、6—从动轮毂；7—螺钉；8—密封装置

图 1-4-180 为钢球离合器的另一种结构。主动轮毂 4 用螺钉和壳体 1 固联，壳体外表面有散热肋，内腔有叶片，可以改善与工作介质的接触条件，提高传递转矩的能力。从动部分由轮毂 5、6 和叶轮 2 等组成。螺钉 7 处的孔用来加入工作介质，工作介质可以是混有固体润滑剂的细金属碎片或钢球，从动部分用滚动轴承支承在主动轮毂上，从主、从动轮毂之间有密封装置 8，可防止污物进入工作腔。

钢球离合器不但起动平稳，而且承载能力大，外形尺寸小，但长期空转时发热严重。

## 8.2 缓冲弹簧离合器

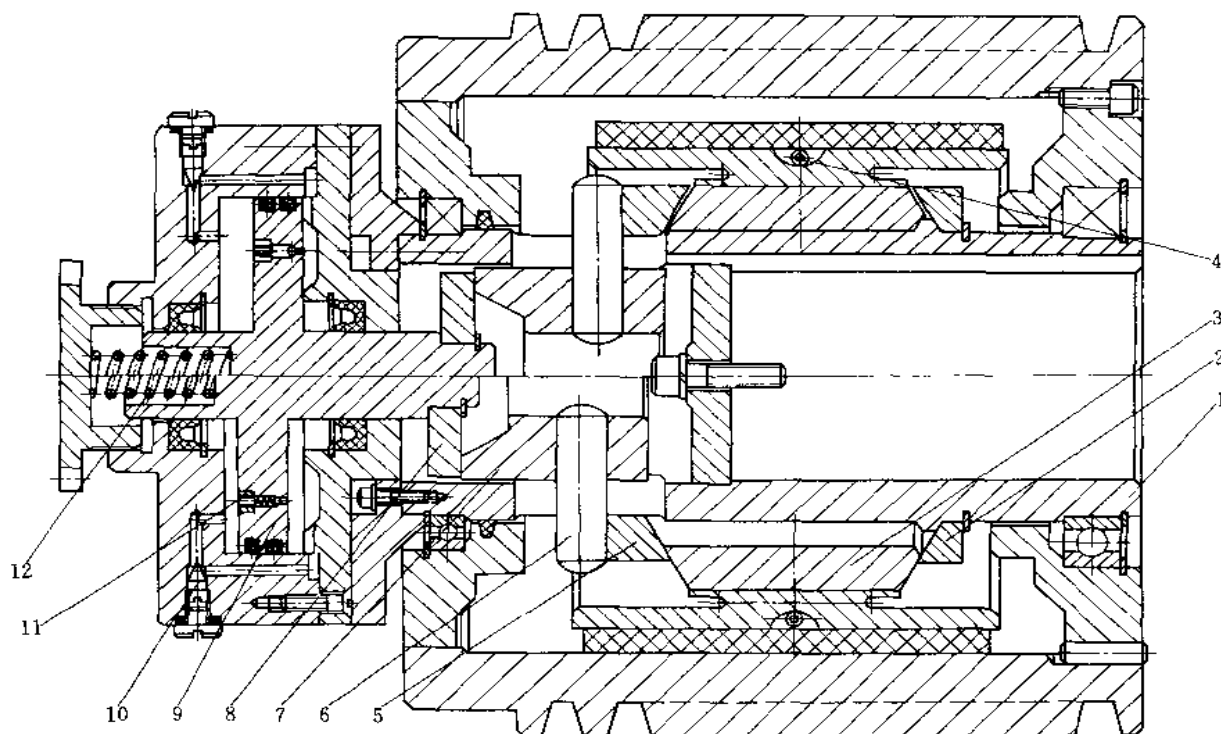


图 1-4-181 缓冲弹簧离合器

1—主动轴；2—固定环；3—离心体；4—弹簧；5—活动环；6—销轴；7—推动环；8—加力盘；9—活塞；10—节流阀；11—单向阀；12—复位弹簧

图 1-4-181 为带液压缓冲装置的离心离合器的结构。当主动轴 1 带动离心体 3 旋转时，在离心力作用下件 3 被径向甩出，通过固定环 2 及活动环 5 上的锥面作用，使活动环 5 连同销轴 6 及推动环 7 推动加力盘 8，并使活塞 9 一起左移，活塞左腔的油经节流阀 10 而通向右腔，调节节流阀控制左腔排液流量，而达到改变离合器接合速度的目的。图示下部为接合状态。当主动轴转速降低，在弹簧 4 的作用下使离心体 3 收缩，复位弹簧 12 将活塞向右推移，油液经单向阀 11 又回到左腔，离合器分离，如图示上部。

这种结构离合器可以随时调节接合性能，以满足不同工况要求，但是结构较复杂，主动轴的惯性较大。

## 8.3 橡胶弹性离心离合器

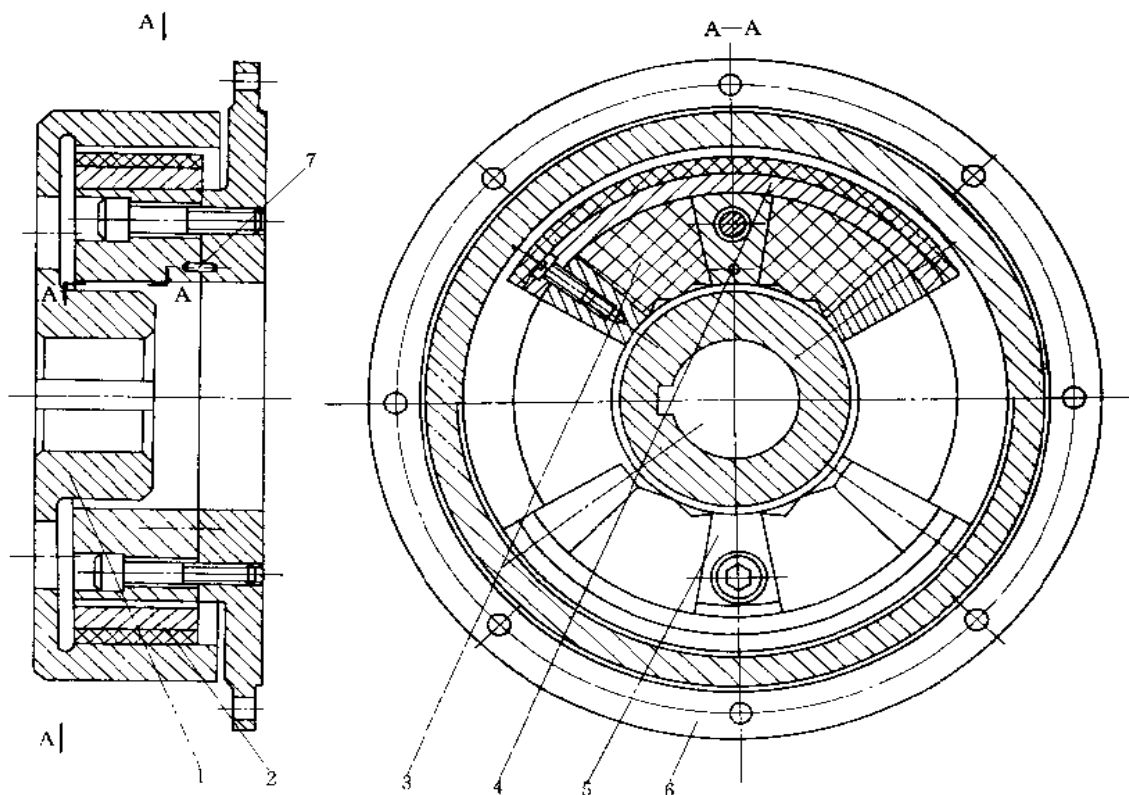


图 1-4-182 橡胶弹性离心离合器 (一)

1—从动轮；2—摩擦衬里；3—弹性橡胶块；4—离心体组件；5—驱动块；6—输入法兰；7—定位销

图 1-4-182 为橡胶弹性离心离合器的结构。驱动块 5 装在法兰盘 6 上，离心体组件 4 与扇形弹性橡胶块 3 硫化在一起，当主动轴加速旋转时，将离心体组件 4 径向外甩，因件 3 与 5 锥形斜面接触，所以迫使其弹性变形，起到接合平稳的效果，如图示下部为接合状态。有预紧的扇形弹性橡胶块 3 在主动轴不转时，其回弹力能使离心体缩回，离合器分离，如图示上部。

这种结构离合器常用于有冲击振动的传动中。

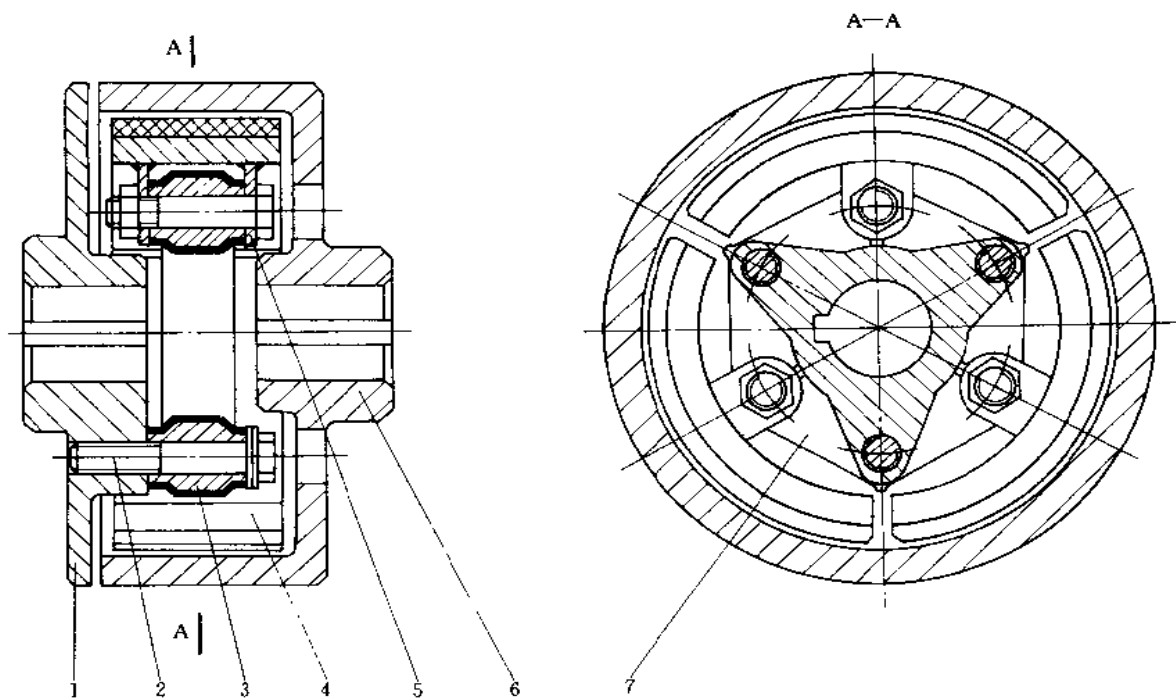


图 1-4-183 橡胶弹性离心离合器 (二)

1—主动轮毂；2—螺栓；3—驱动块；4—离心体组件；5—浮动块；6—从动轮毂；7—多边形橡胶环

图 1-4-183 为橡胶弹性离心离合器的另一种结构。驱动块 3 用螺栓 2 固定在主动轮毂 1 上，多边形橡胶环 7 与驱动块 3 及浮动块 5 硫化在一起，浮动块上装有离心组件 4。当主动轮毂旋转时，通过驱动块 3 克服件 7 的弹力将浮块 5 及离心体组件 4 一起径向甩出，与从动轮毂 6 相压紧来传递转矩。多边形橡胶环 7 起到导向和回弹作用。

## 8.4 闸块离合器

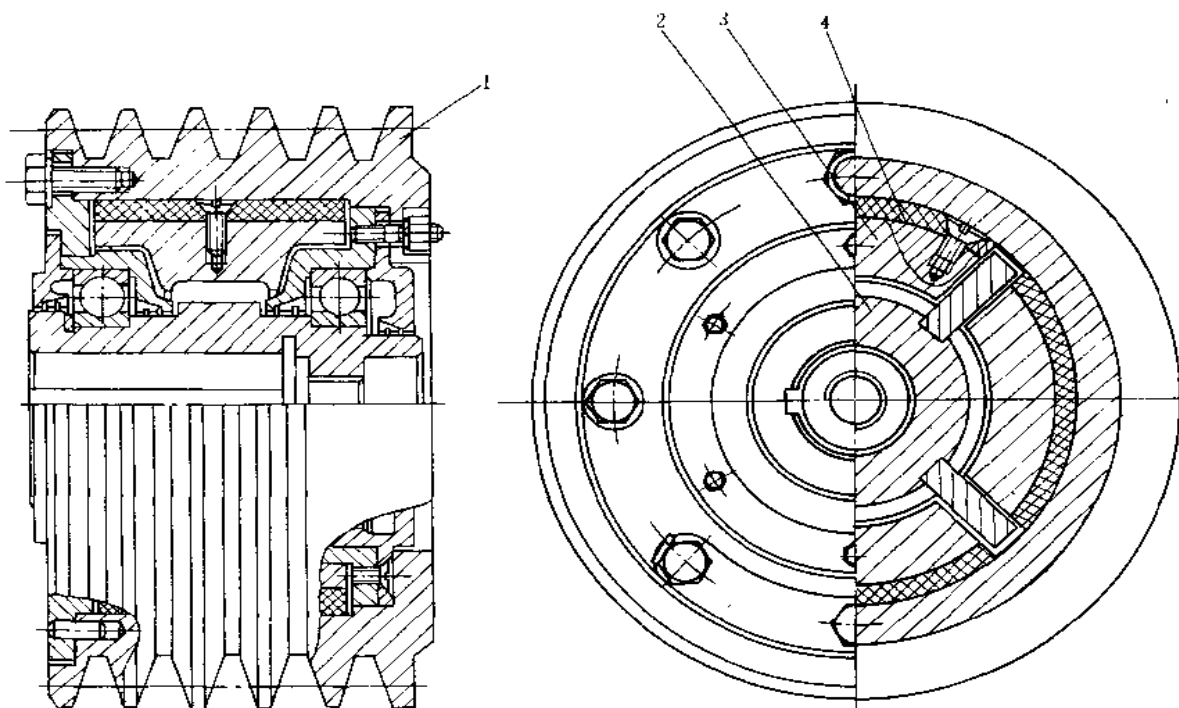


图 1-4-184 不带弹簧闸块离合器 (一)

1—V 型带轮；2—星形套筒；3—闸块；4—衬面

图 1-4-184 为不带弹簧闸块离合器的结构。扇形闸块 3 安装在输入轴星形套筒 2 之间的径向空间。套筒与 V 带轮 1 用滚动轴承隔离。闸块的衬面 4 为石棉橡胶制品。当主动轴带动星形套筒转动时，在离心力作用下，闸块沿径向外移与带轮轮毂内表面压紧，当压紧产生的摩擦转矩超过负载转矩时，带轮开始转动。

这种结构离合器具有结构简单，重量轻的优点，但闸块在起动过程一直与带轮轮毂内表面发生滑动摩擦，接合平稳性较差，容易磨损，而且闸块处在两轴承之间，维修更换不方便。

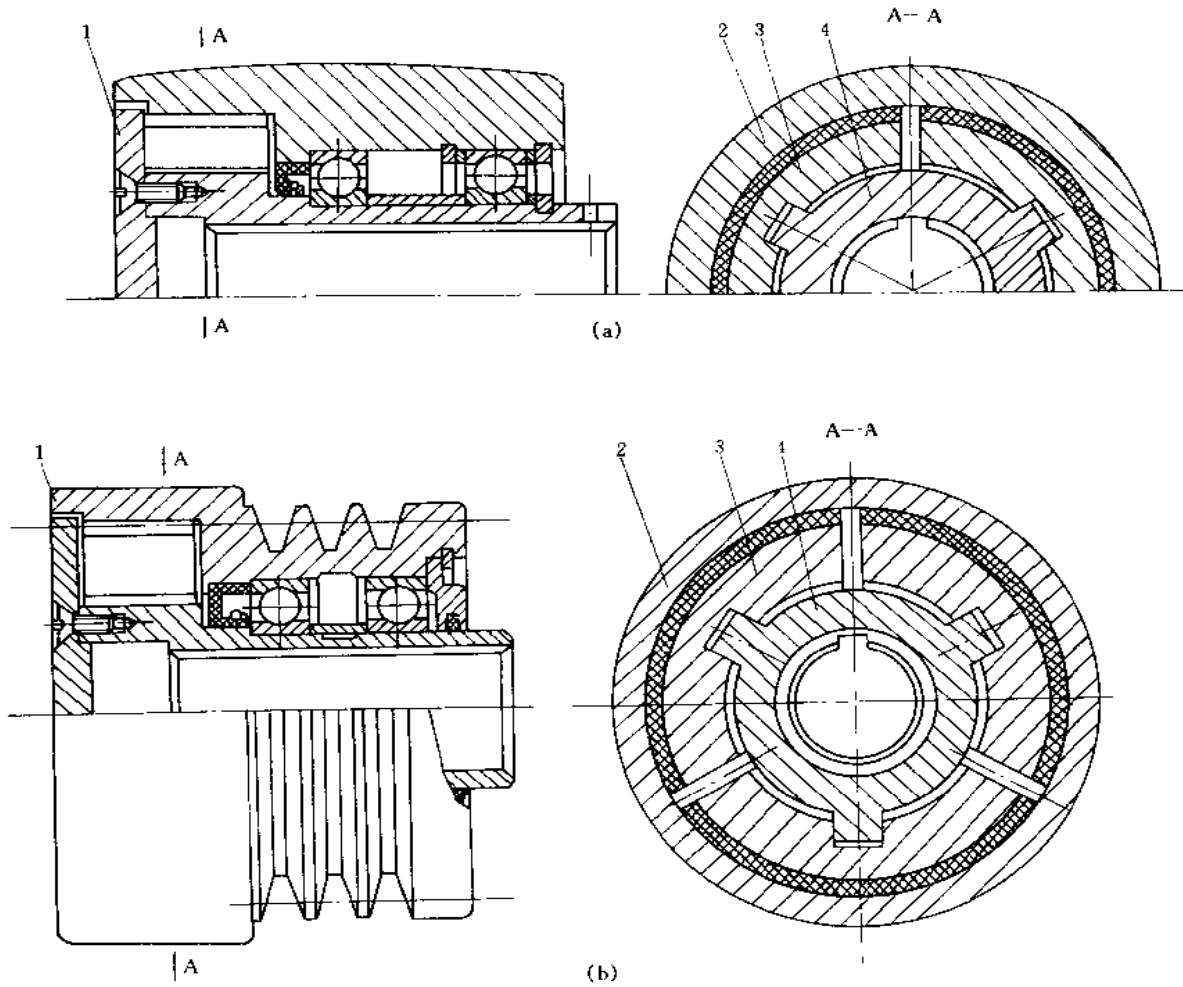


图 1-4-185 不带弹簧闸块离合器 (二)

(a) 结构 I; (b) 结构 II

1—挡板; 2—从动轮; 3—闸块; 4—主动套筒

图 1-4-185 为不带弹簧闸块离合器的另一种结构。其结构与图 1-4-184 所示不带弹簧闸块离合器基本相同，但闸块安装在带轮的端部，因此，只要拆下挡板 1，即可取出闸块 3，安装和更换都较方便，结构工艺性较好。



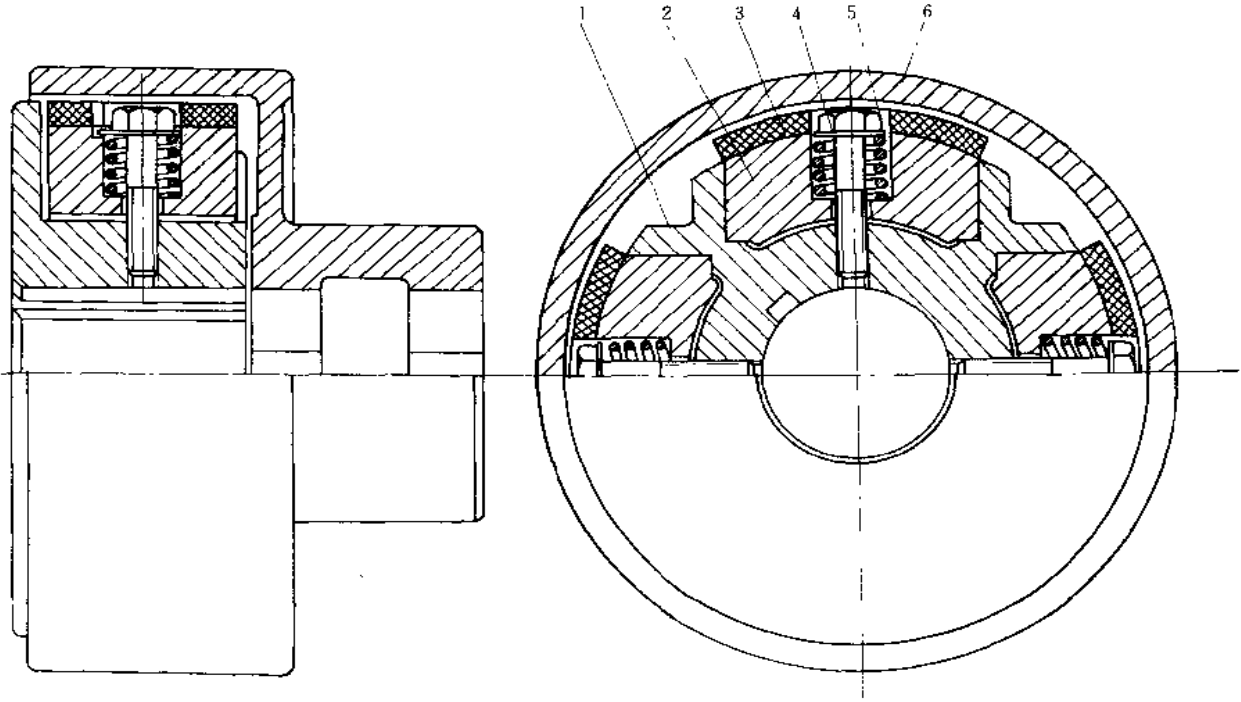


图 1-4-186 带螺旋压缩弹簧闸块离合器

1—主动轮毂；2—闸块；3—衬面；4—螺钉；5—弹簧；6—从动半离合器

图 1-4-186 为带螺旋压缩弹簧闸块离合器的结构。闸块 2 用螺钉 4 固定在轮毂 1 的肋间，并可沿肋径向移动，闸块上衬有摩擦材料，压缩弹簧 5 使闸块在低速时不与从动半离合器 6 接触。当主动轮转速达到正常转速的 70%~80% 时，闸块离心力超过弹簧力使闸块向外移动与从动轮接触，离合器接合并带动从动轮转动。

这种结构离合器比不带弹簧闸块离合器接合平稳，结构也简单，但传递转矩的能力因需克服弹簧力而降低近 50%。该结构也可制成不带弹簧，以增大传递转矩的能力。

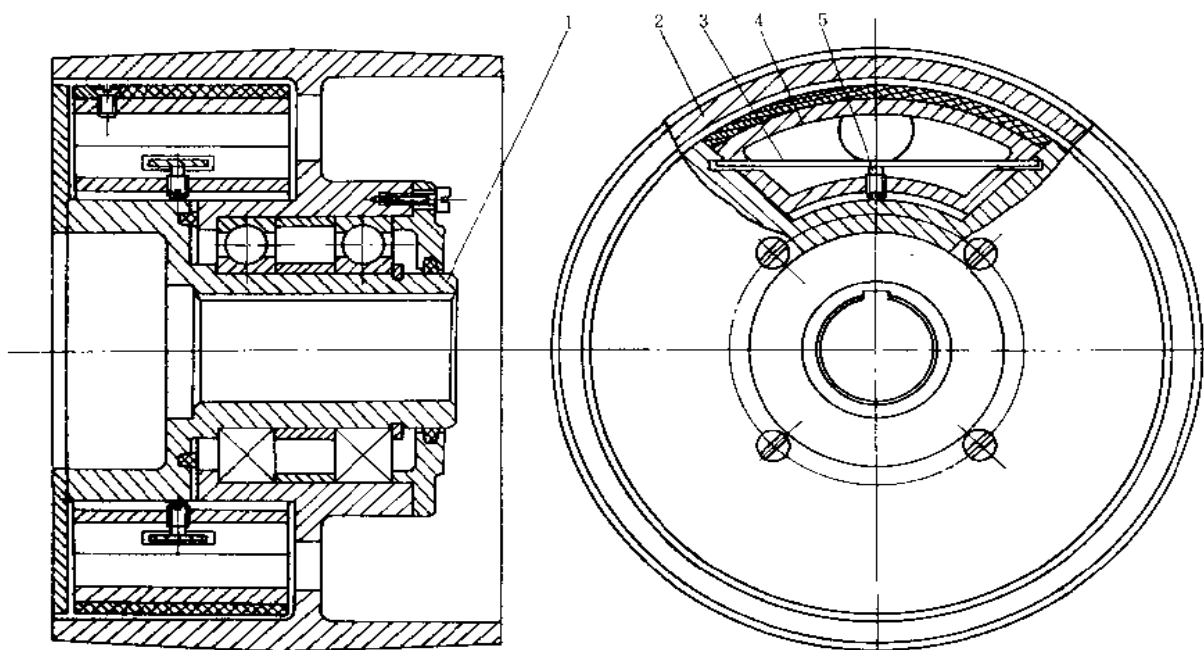


图 1-4-187 带片弹簧闸块离合器

1—主动轮毂；2—从动轮；3—片弹簧；4—闸块；5—调节螺钉

图 1-4-187 为带片弹簧闸块离合器的结构。片弹簧 3 穿过闸块 4 中间的孔，两端支承在主动轮肋板的槽中，闸块在主动轮肋板间导槽中的位置，可用螺钉 5 调节，起动开始时从动轮与闸块不接触，随着主动轮转速升高，离心力增加克服弹簧力，使闸块外移压紧在从动轮 2 的内表面上，才使从动轮转动。

## 9 安全离合器

### 9.1 片式安全离合器

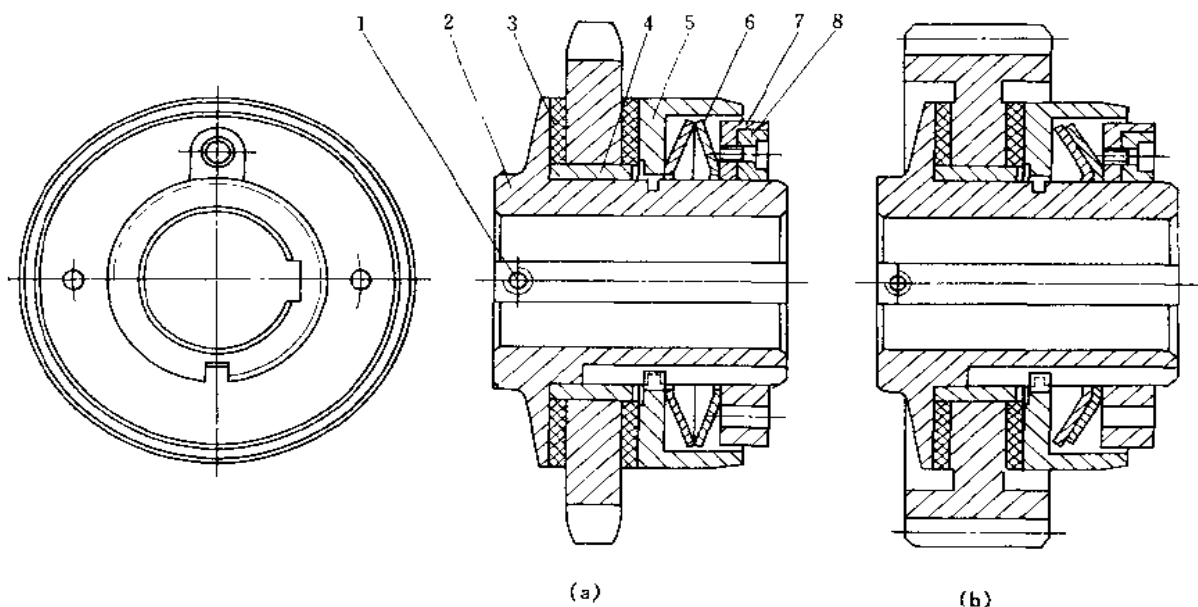


图 1-4-188 干式单片式安全离合器 (一)

(a) I 型; (b) II 型

1—固定螺钉; 2—轴套; 3—摩擦衬面层; 4—衬套; 5—压盘; 6—碟形弹簧; 7—调节螺母; 8—锁紧块

图 1-4-188 为干式单片安全离合器的结构。带有摩擦衬面层的摩擦压盘 5 用花键与轴套 2 联接, 摩擦盘安置齿轮或其他传动件, 碟形弹簧 6 用来产生压紧力, 螺母 7 用来调节压紧力的大小。如果改变碟簧的组合方式, 就可以改变压紧力和离合器的使用条件, 例如图中 I 型为对合式碟簧, 它的刚度小, 过载时压紧力变化小, 对磨损间隙的补偿能力大, 适用于高速和经常过载的传动中。图中 II 型为叠合式碟簧, 它的刚度大摩擦面压力大, 适用于中、低速和载荷较平稳, 不经常过载的传动中。

常用的摩擦材料一般为石棉基摩擦材料。

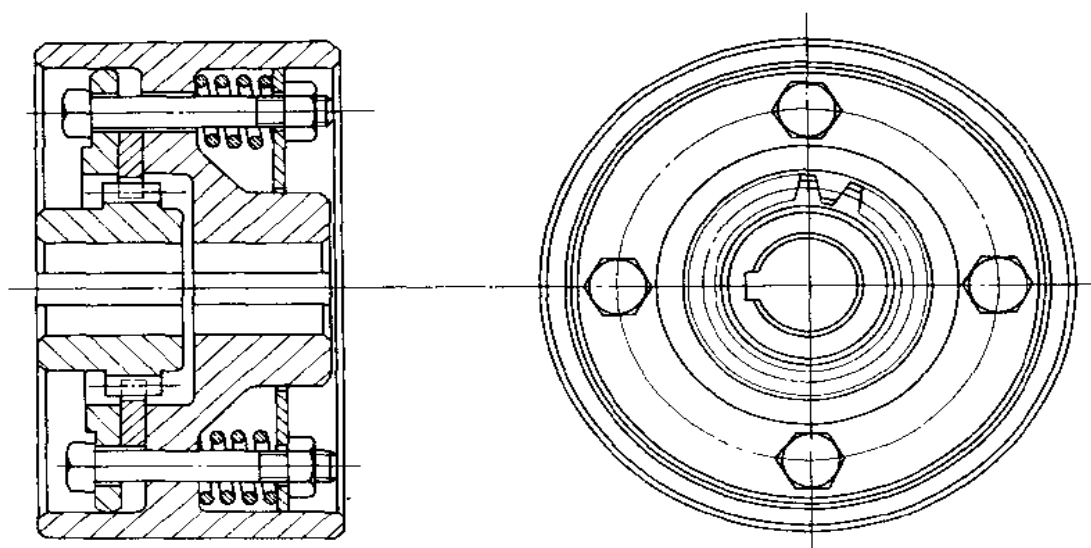


图 1-4-189 干式单片安全离合器 (二)

图 1-4-189 为干式单片安全离合器的另一种结构。它具有结构较简单,并允许有一定的轴向位移等优点。适用于同轴线两轴间的联接,并可在干式下工作,例如电动机与减速器轴的联接,可防止偶然过载损坏传动件。

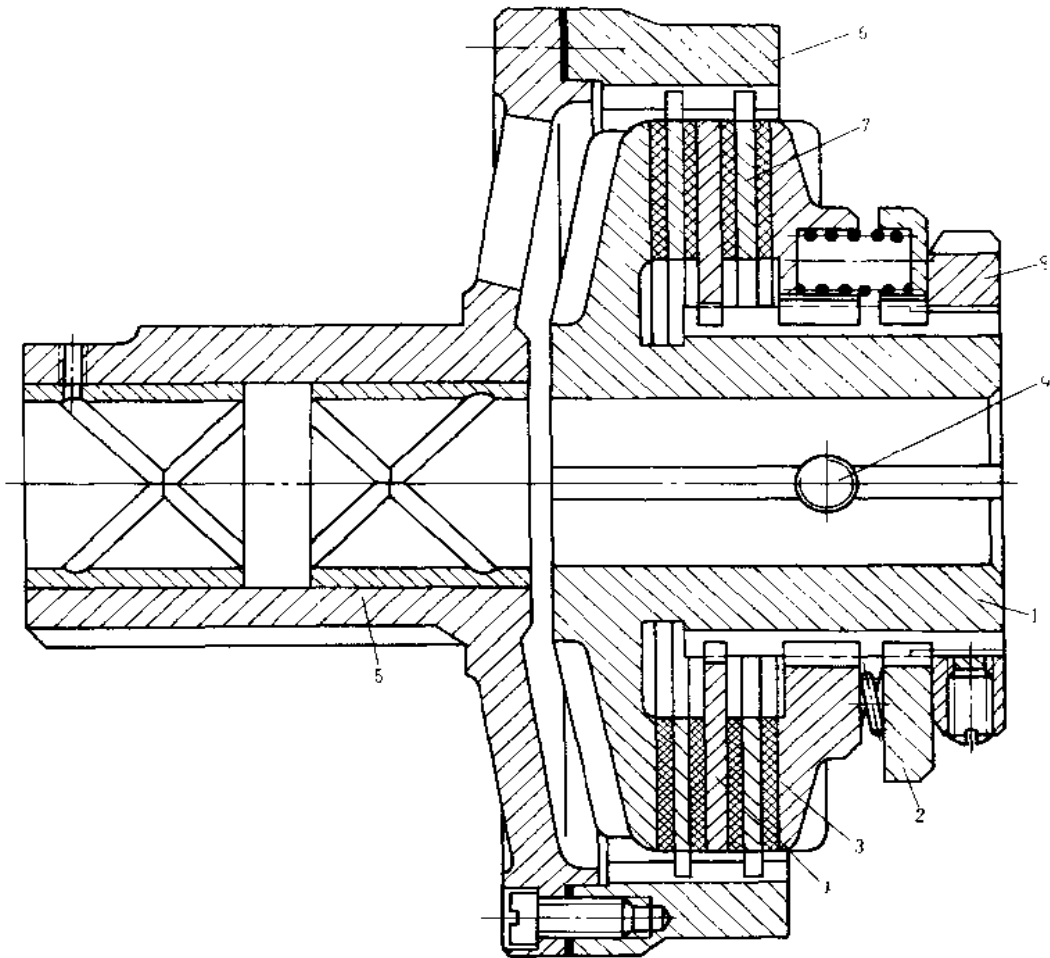


图 1-4-190 双片安全离合器

1—轴套；2—弹簧座圈；3—压盘；4—内盘；5—半联轴器；6—外套筒；7—外盘；8—螺母；9—螺钉

图 1-4-190 为双片安全离合器的结构。带压盘的轴套 1 用键和轴联接，用螺钉 9 做轴向定位。内盘 4 和压盘 3 用花键与轴套 1 联接并可做轴向移动。带摩擦衬面的外盘 7 与外套筒 6 用花键联接，在弹簧力作用下，通过压盘 3 和轴套 1 压紧内外摩擦盘 4、7，将动力传递给外套筒 6 并通过半联轴器 5 输出。螺母 8 用来改变弹簧压紧力，起过载保护作用。

这种结构的离合器可以通过增减摩擦盘对数来改变工作转矩大小。

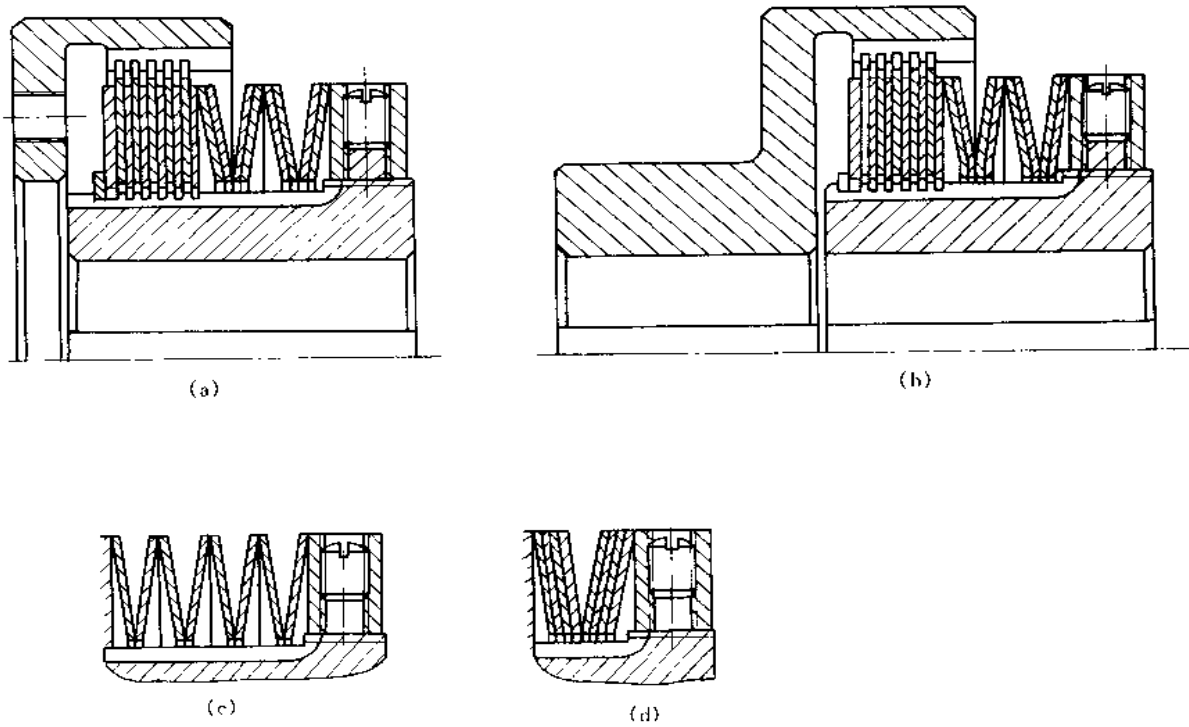


图 1-4-191 干式多片安全离合器

图 1-4-191 为干式多片安全离合器的结构。图 (a) 采用凸缘联接，图 (b) 采用毂与轴联接。内外摩擦片分别采用花键与主从动部分联接，摩擦片材料为粉末冶金烧结制品，可在干式下工作。压紧摩擦片所需的压力由蝶形弹簧产生。蝶簧的安装方式除图 (a)、(b) 外，还可以采用 (c)、(d) 的安装形式。

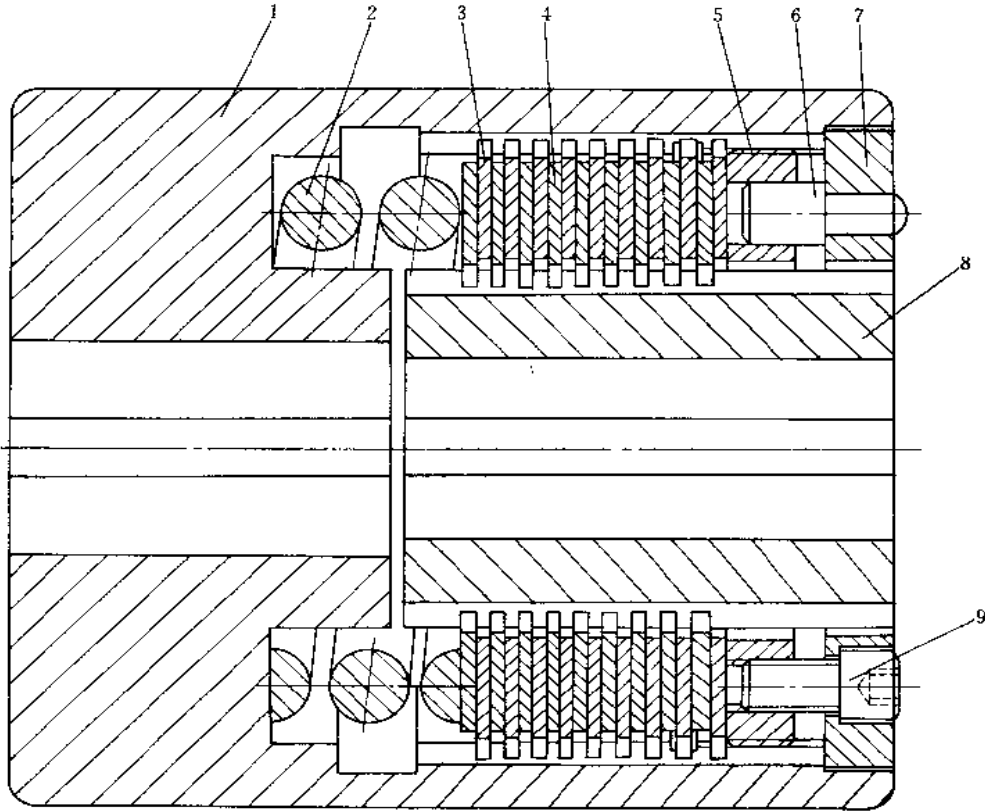


图 1-4-192 多片安全离合器

1、8—半离合器；2—弹簧；3—外摩擦片；4—内摩擦片；5—螺母；6—导向销；7—内盖；9—螺钉

图 1-4-192 为多片安全离合器的结构。外摩擦片 3 和内摩擦片 4 分别与半离合器 1 和 8 用花键联接，通过螺母 5 调整弹簧压紧力，靠弹簧力传递转矩。三个螺钉 9 将螺母 5 锁紧。利用半联轴器 1 和内盖 7 上的导向销 6，保证螺母 5 的端面与轴线垂直，以保证离合器工作过程中摩擦片与螺母 5 有良好地贴合。可旋转内盖 7 通过导向销 6 使螺母 5 转动来调节转矩值大小。

这种结构的离合器因采用了刚度较小的大直径压缩弹簧，适用于传递小转矩场合。

## 9.2 牙嵌安全离合器

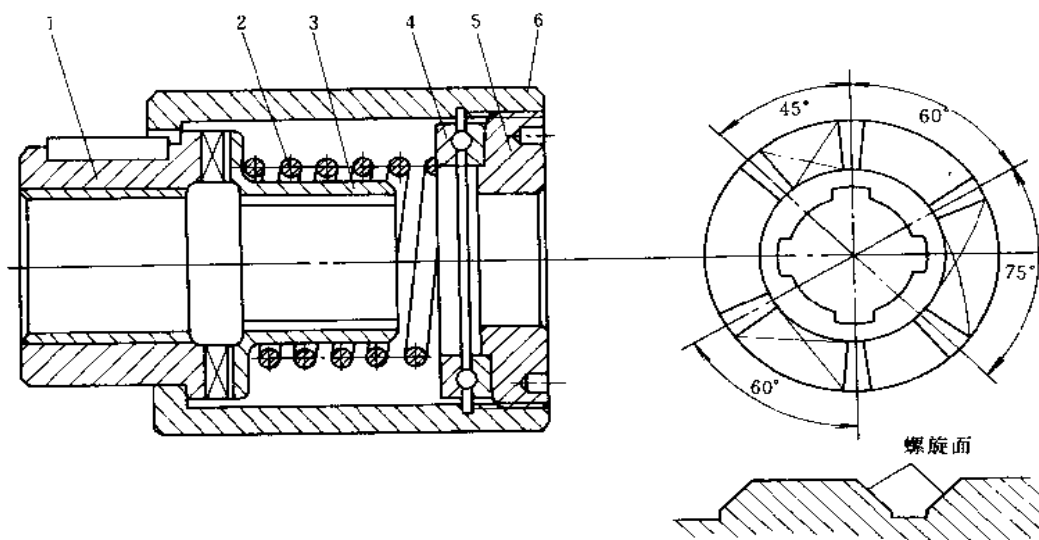


图 1-4-193 牙嵌安全离合器 (一)

1、3—半离合器；2—弹簧；4—止推轴承；5—调节螺母；6—套杯

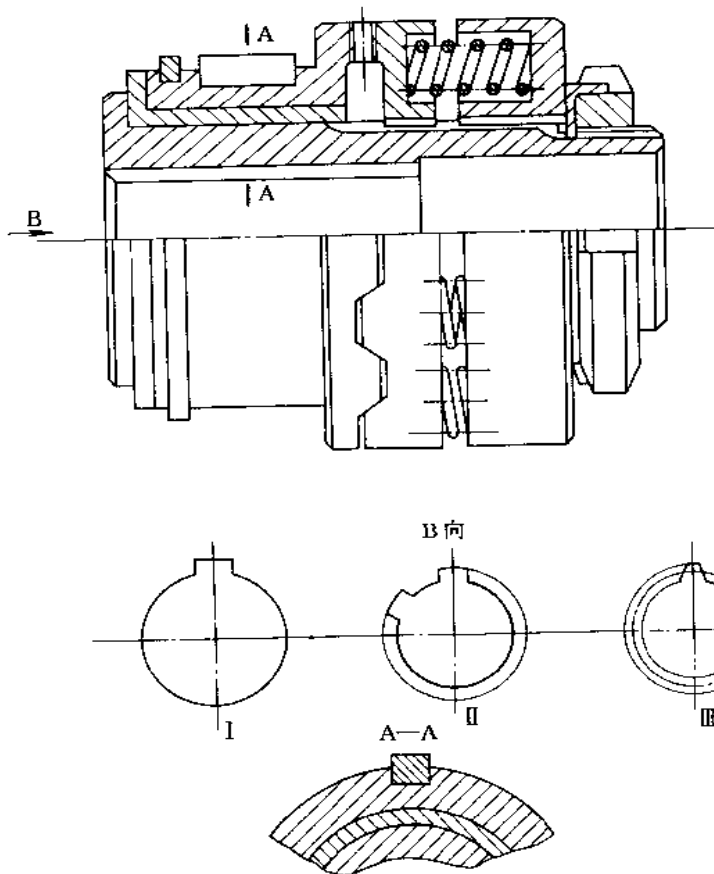


图 1-4-194 牙嵌安全离合器 (二)

图 1-4-193 为牙嵌安全离合器的结构。端面有牙的两半离合器 1 和 3 装在同一轴上，其中半离合器 3 与轴用花键联接，另一半离合器 1 套在轴上，其外部的键可与齿轮等传动件联接。调节螺母 5 用来改变压缩弹簧 2 的压紧力，并用止推轴承 4 承受轴向力。

这种结构离合器牙的工作面是螺旋面，具有工作面接触应力小，工作精度较高等优点，其不足之处是制造较复杂。

图 1-4-194 为牙嵌安全离合器的另一种结构。其压紧装置是由若干小的压缩弹簧组成，能传递较大的极限转矩，与轴用键或花键联接。

这种结构离合器适用于传递转矩较大的场合。



## 9.3 钢球安全离合器

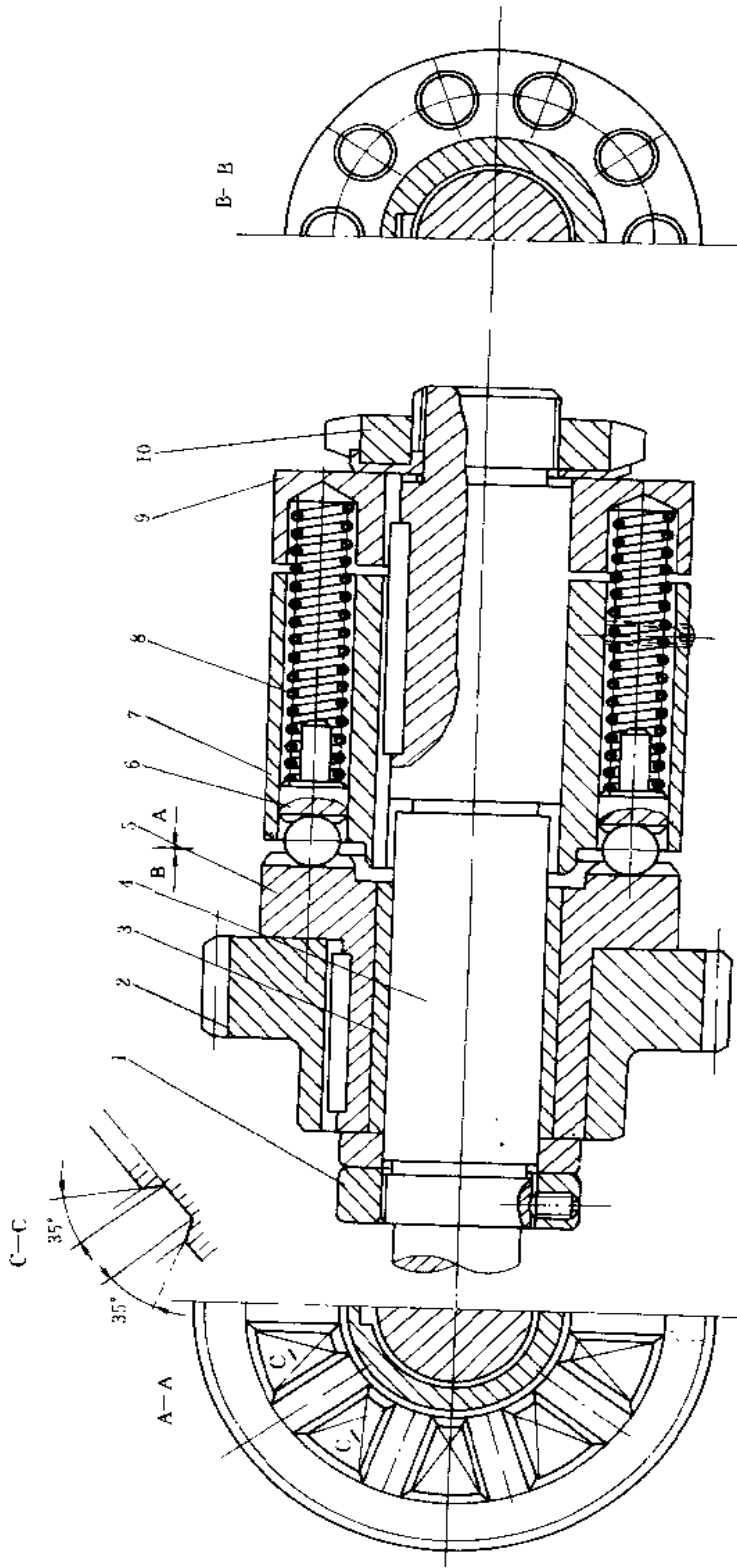


图 1-4-195 钢球安全离合器 (一)

1、10—螺母；2—齿轮；3—轴套；4 轴；5—套筒（半离合器）；6—支承座；7—壳体（半离合器）；8—弹簧；9—弹簧座圈

图 1-4-195 为钢球安全离合器的结构。其端面有 V 形槽的半离合器 5 制成套筒形式，其内孔有轴套 3，可在轴 4 上自由转动，并用螺母 1 调节轴向位置。另一半离合器 7 制成壳体形式，在其轴向孔内放置弹簧 8、支承 6 和钢球，并用螺母 10 通过弹簧座圈 9 调节压紧弹

簧力。  
这种结构离合器分离容易，动作精度较高。

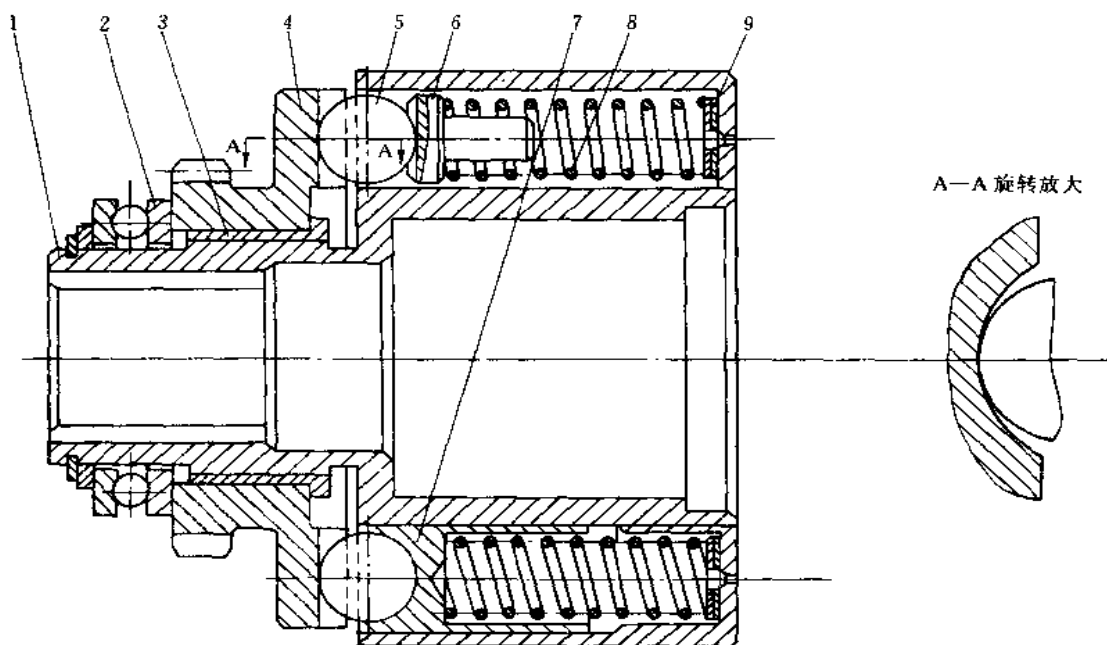


图 1-4-196 钢球安全离合器 (二)

1、4—半离合器；2—推力轴承；3—青铜套筒；5—钢球；6—柱塞球座；7—筒式球形座；8—弹簧；9—垫圈

图 1-4-196 为钢球安全离合器的另一种结构。它可利用改变垫圈 9 的厚度来调节弹簧的压紧力。用推力轴承 2 来承受轴向力，钢球的支座有两种结构，图的上半部分表示用有 V 形槽的柱塞球座 6。图的下半部分表示用青铜制的筒式球形座 7。为了提高离合器脱开时的动作精度，可用润滑剂进行润滑，并用凹弧形槽代替 V 形槽，以减轻分离过程的动载荷。

#### 9.4 销式安全离合器

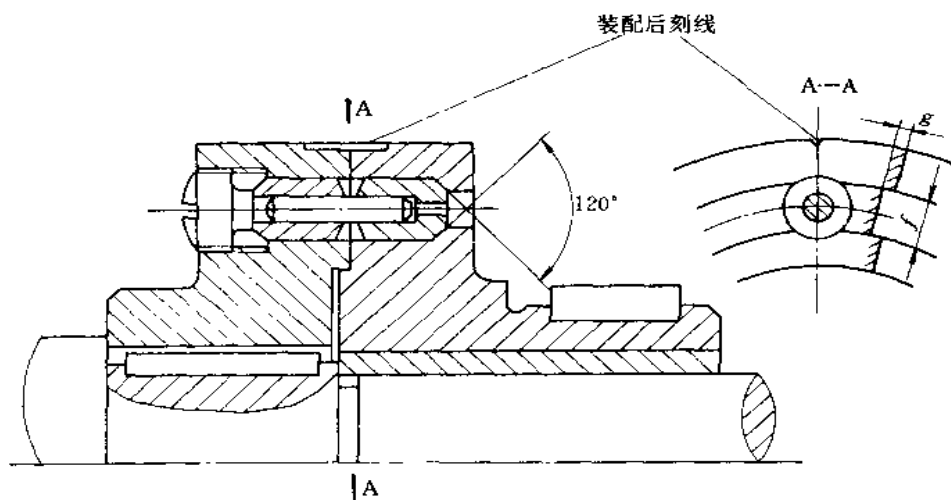


图 1-4-197 销式安全离合器 (一)

图 1-4-197 为销式安全离合器的结构。销沿轴向分布并布置于两半离合器凸缘上的销孔中，销经过处理硬度为 HRC50~60，为防止销被剪断后产生的毛刺刮伤端面，将销装在两个

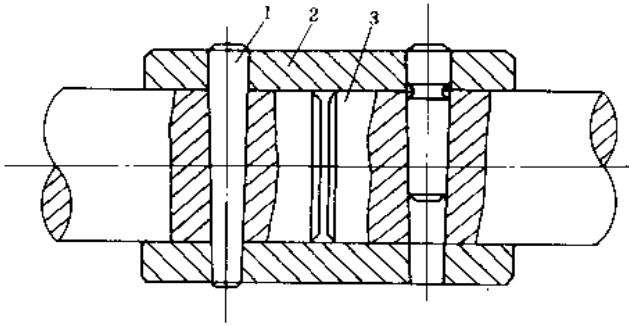


图 1-4-198 剪销式安全离合器 (二)  
1—销; 2—套筒; 3—轴

用 40Cr 制成的淬火钢套内,并在两半离合器凸缘端面车制出宽度为  $f$ 、深度为  $g$  的槽。为了便于更换被剪断的销,可在两半离合器凸缘外圆表面上刻对准线。

这种结构离合器的动作精度与销的结构和数目有关,适用于中小转矩的系统中。

图 1-4-198 为销式安全离合器的另一种结构。销 1 沿径向分布,其结构简单,一般视载荷大小取消的直径。

它适宜于传递转矩较小的轻型传动系统中。

## 9.5 圆锥安全离合器

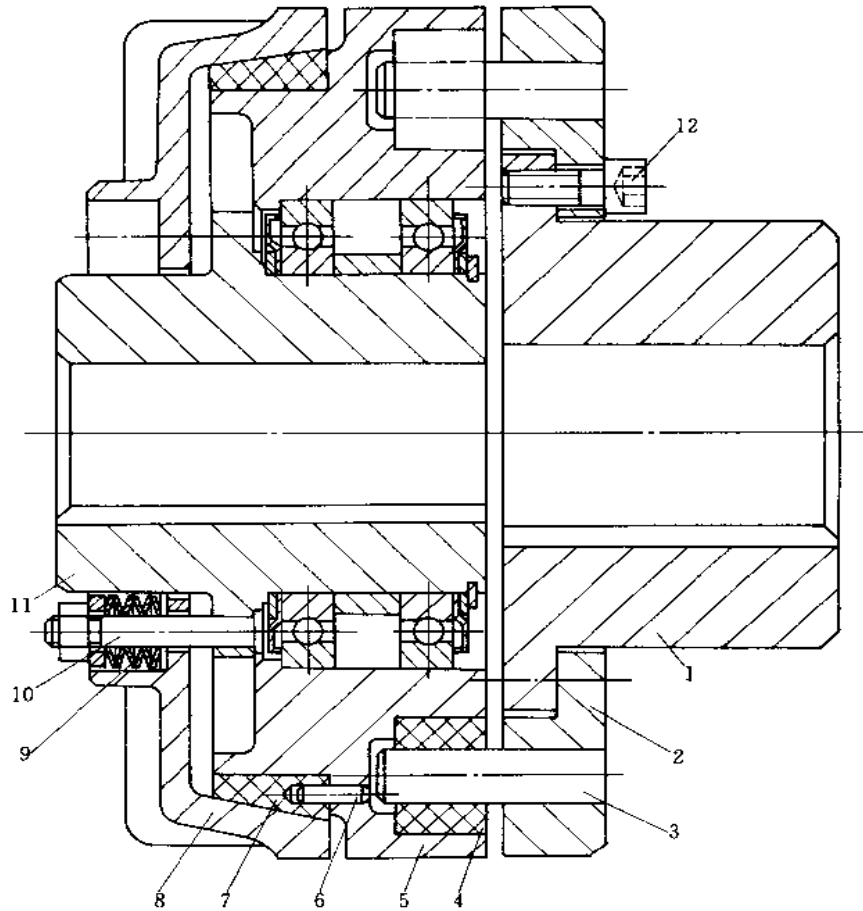


图 1-4-199 单圆锥安全离合器  
1、11—轴套; 2—法兰盘; 3—柱销; 4—弹性圈; 5—外套筒; 6—销子; 7—摩擦环; 8—内锥盘; 9—弹簧;  
10—螺栓; 12—螺钉

图 1-4-199 为单圆锥安全离合器的结构。轴套 1 和法兰盘 2 用螺钉 12 联接组成半联轴

器,通过柱销3上的弹性圈4带动外套筒5旋转。带外锥形的摩擦环7用销子6和外套筒5固定,在碟形弹簧9的作用下,使内锥盘8和带外锥形的摩擦环压紧而共同旋转。轴套11和内锥盘8用螺栓10相联接。

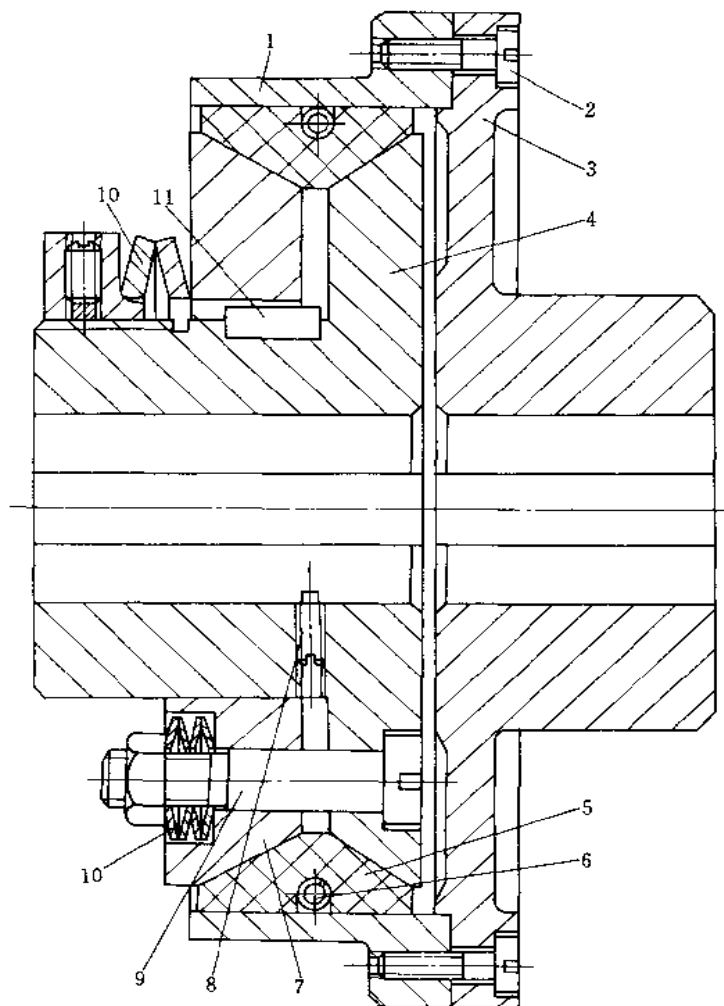


图 1-4-200 双锥安全离合器 (一)

1—套筒; 2—螺钉; 3—半联轴器; 4、7—锥盘; 5—扇形摩擦块; 6—弹簧; 8—螺钉; 9—螺栓;  
10—弹簧; 11—键

图 1-4-200 为双锥安全离合器的结构。正反两个锥盘 4 和 7 用滑键 11 联接。在碟形弹簧 10 的作用下,锥盘 4 和 7 夹紧其间的扇形摩擦环 5,将转矩传递给套筒 1 并通过螺钉 2 联接的半联轴器 3 输出。摩擦块 5 由几个瓣扇形块组成,过载时,摩擦块 5 靠箍在外环上的弹簧 6 收缩,以减少摩擦损耗。

图中有两种弹簧配置形式:上部为大直径小刚度配置的碟形弹簧结构,用于中小转矩传动中;下部为多组配置的碟形弹簧结构,用于大转矩传动中。

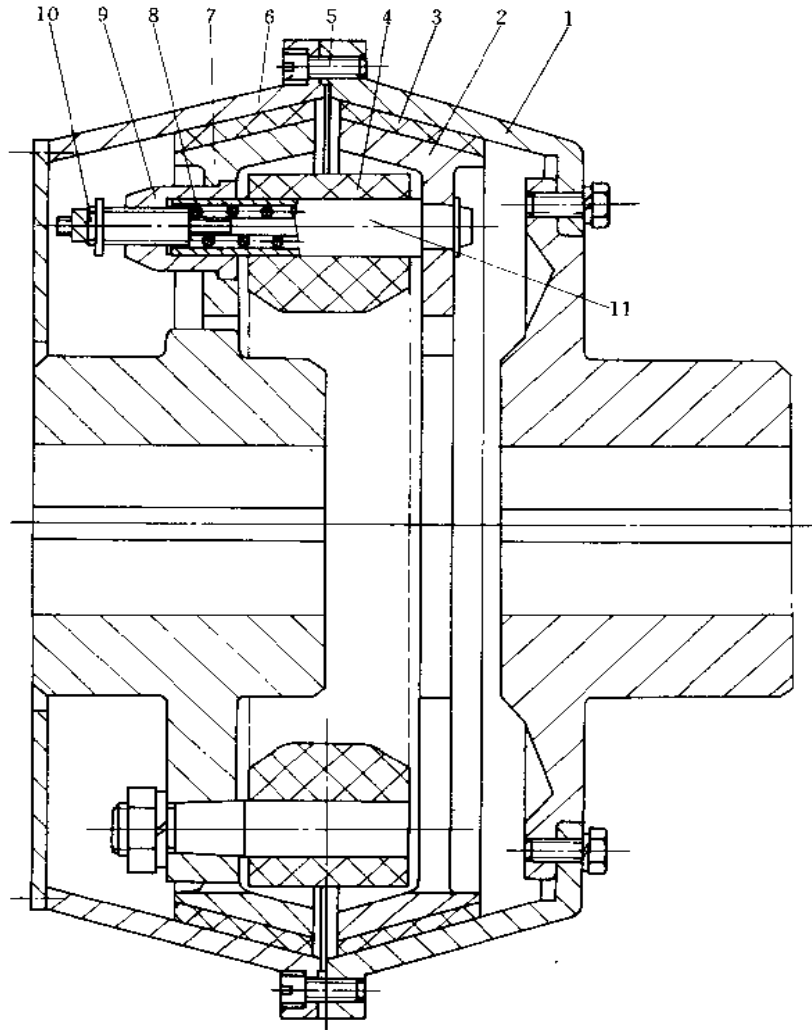


图 1-4-201 双锥安全离合器 (二)

1—半联轴器；2—外锥体；3—摩擦衬面；4—弹性件；5—螺钉；6—外壳；7—外锥体；8—弹簧；9—螺套；  
10—螺杆；11—套筒

图 1-4-201 为双锥安全离合器的另一种结构。半联轴器 1 和外壳 6 用螺钉 5 联接成一体，其内锥面与外锥体 2 和 7 的锥面接触，锥面上有摩擦衬面 3，在弹簧 8 的作用下，通过螺套 9 和套筒 11，使内、外锥紧密接合，形成内力封闭。弹性件 4 由若干扇形块组成。弹簧力可调节螺杆 10 而得到调整。

这种结构离合器除具有过载保护性能外，还有缓和冲击、减小振动等性能，适用于冶金、矿山设备，如破碎机等传动装置。

## 9.6 安全离合器的应用实例

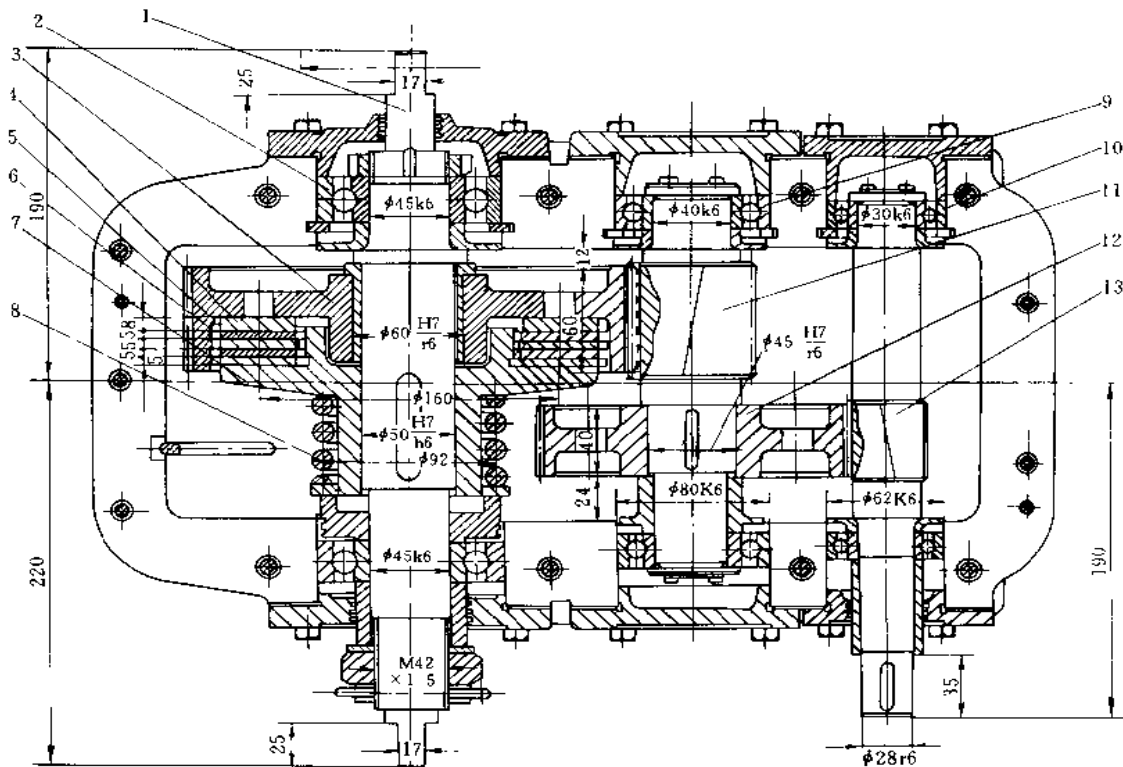


图 1-4-202 安全离合器（扭矩限制器）在二级圆柱减速器中的应用

1—轴；2、9、10—深沟球轴承；3—齿轮；4—外盘；5—内盘；6—外盘；7—齿形轴套；8—弹簧（3~8件组成扭矩限制器）；11—小齿轮轴；12—齿轮；13—小齿轮轴

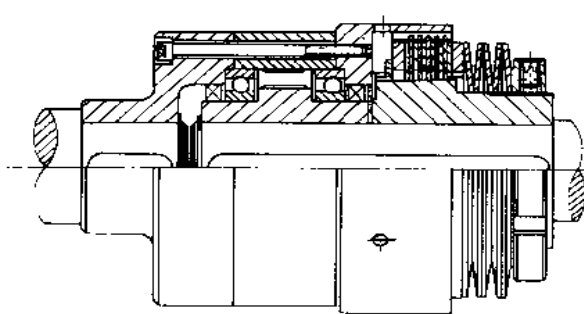


图 1-4-203 扭矩限制器和超越离合器组合件的应用

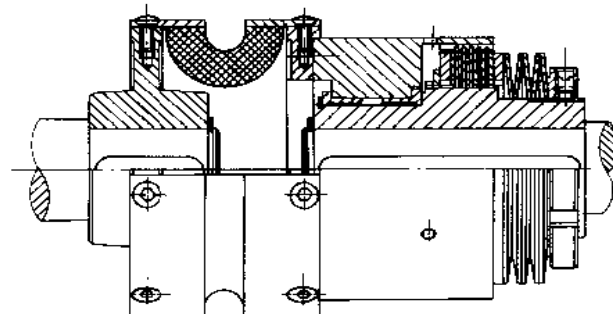


图 1-4-204 扭矩限制器和碗形弹性联轴器组合件的应用

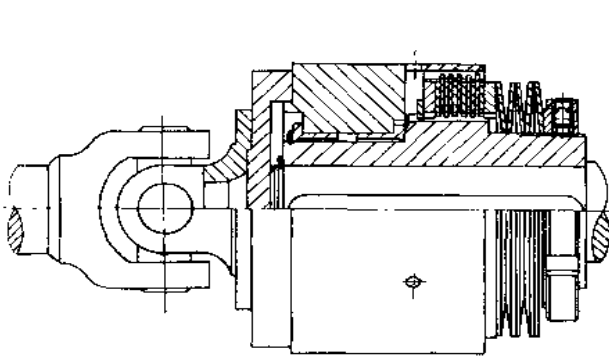


图 1-4-205 扭矩限制器用在万向联接中

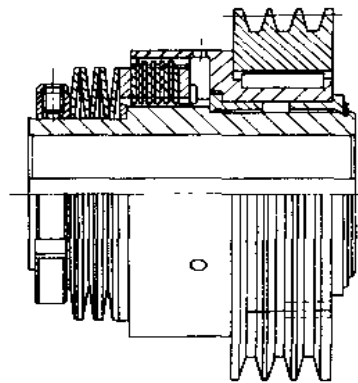


图 1-4-206 在 V 带驱动上的扭矩限制器

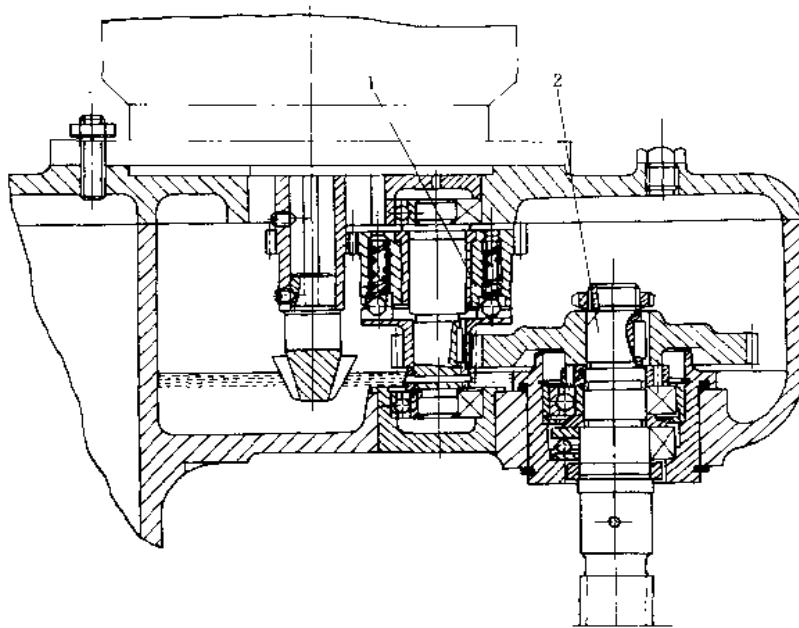


图 1-4-207 钢球安全离合器在钻床上的应用

如图 1-4-207 所示，摇臂的升降由升降电机经减速齿轮及钢球安全离合器 1、一对减速齿轮传动丝杠 2 控制，超载时钢球安全离合器起安全保险作用。

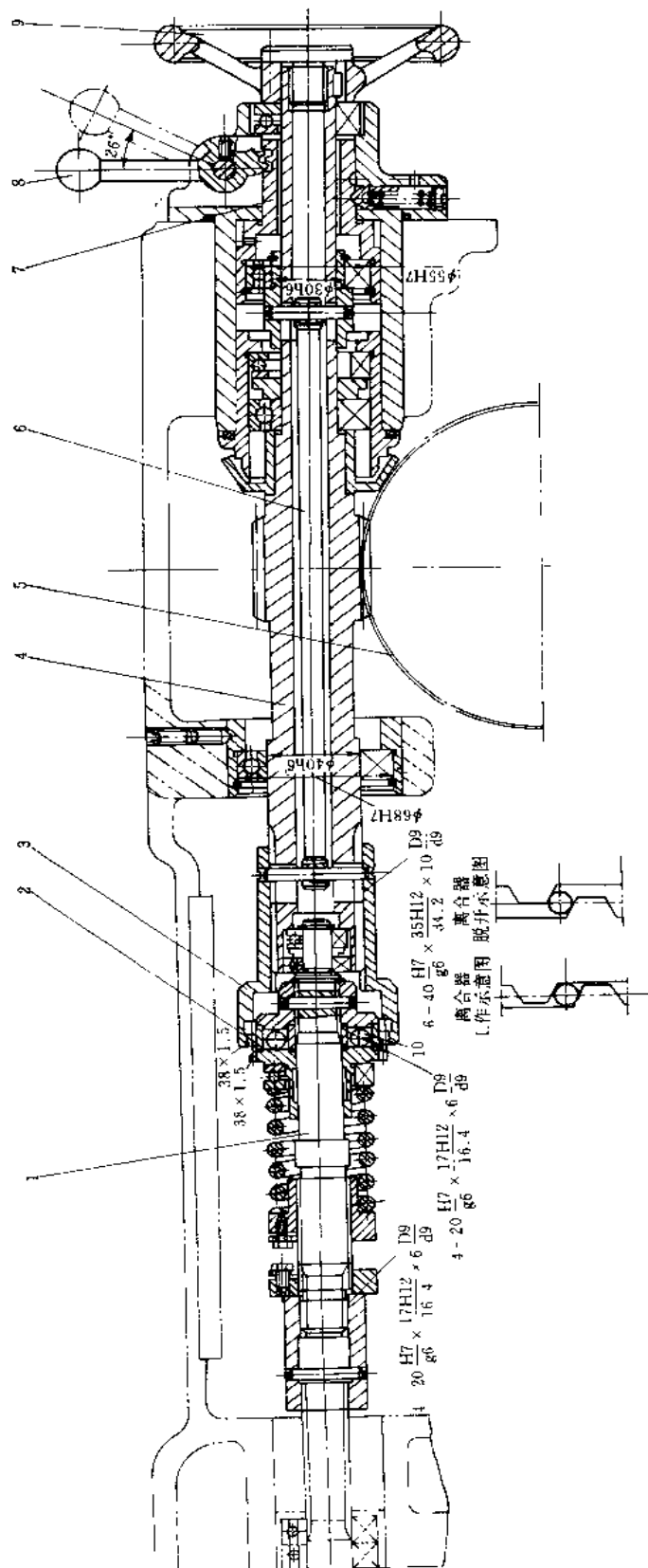


图 1-4-208 钢珠安全离合器在摇臂钻床主轴进给机构上的应用

如图 1-4-208 所示, 主轴进给机构包括蜗杆轴和水平轴两部分。动力由主轴进给变速传动机构传给蜗杆轴, 经蜗杆、蜗轮传给水平轴至主轴套, 使主轴获得进给运动。

图为蜗杆轴机构, 该机构可接通主轴机动进给或断开机动进给而使水平轴直接操纵主轴手动进给。图示位置为断开机动进给。此时外齿轮 2 和内齿轮 3 脱开啮合, 转动手轮 9, 而直接使蜗杆轴 4 回转, 经蜗轮 5 到水平轴, 而使主轴实现手动微量进给。若不转动手轮 9, 由水平轴机构可实现主轴机动进给。欲将手柄 8 扳转至虚线位置时, 由套 7、杆 6 等使内齿轮 3 和外齿轮 2 啮合, 则运动由轴 1 上的钢珠保险离合器 10 传至蜗杆轴, 再经蜗杆轴和水平轴机构使主轴实现机动进给。当机动进给过载时或定程切削时, 钢珠保险离合器可以断开机动进给。



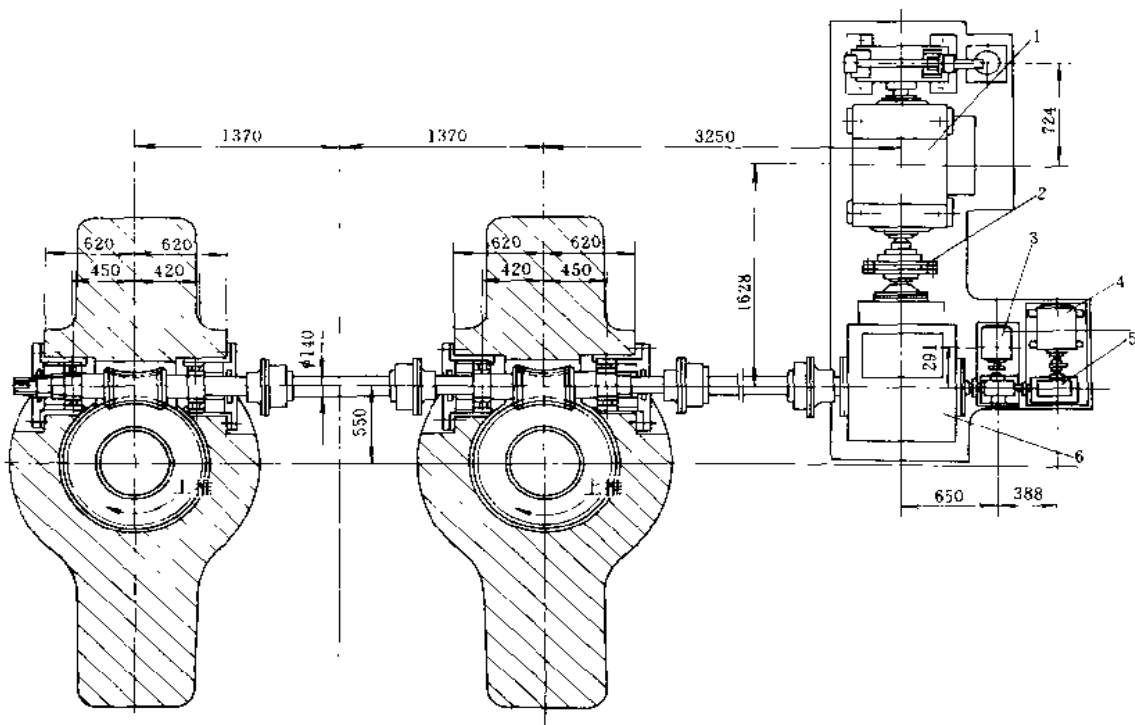


图 1-4-209 安全离合器在轧机电动压下传动系统的应用

1—电动机；2—安全离合器（扭矩限制器）；3—调速转速自整电机；4—极限开关；

5—蜗杆减速器；6—螺旋锥齿轮减速器

压上蜗杆  $\phi 485 \times 24$ ，压上行程 180mm，压上速度 2mm/s，压上电机 DC75kW/515，电机转速 0.231mm/r，自整转速 10.08mm/r，极限开关转动 337.50/180mm，蜗轮速比 2 : 50。

## 10 液体粘性调速离合器

### 10.1 液体粘性调速离合器结构

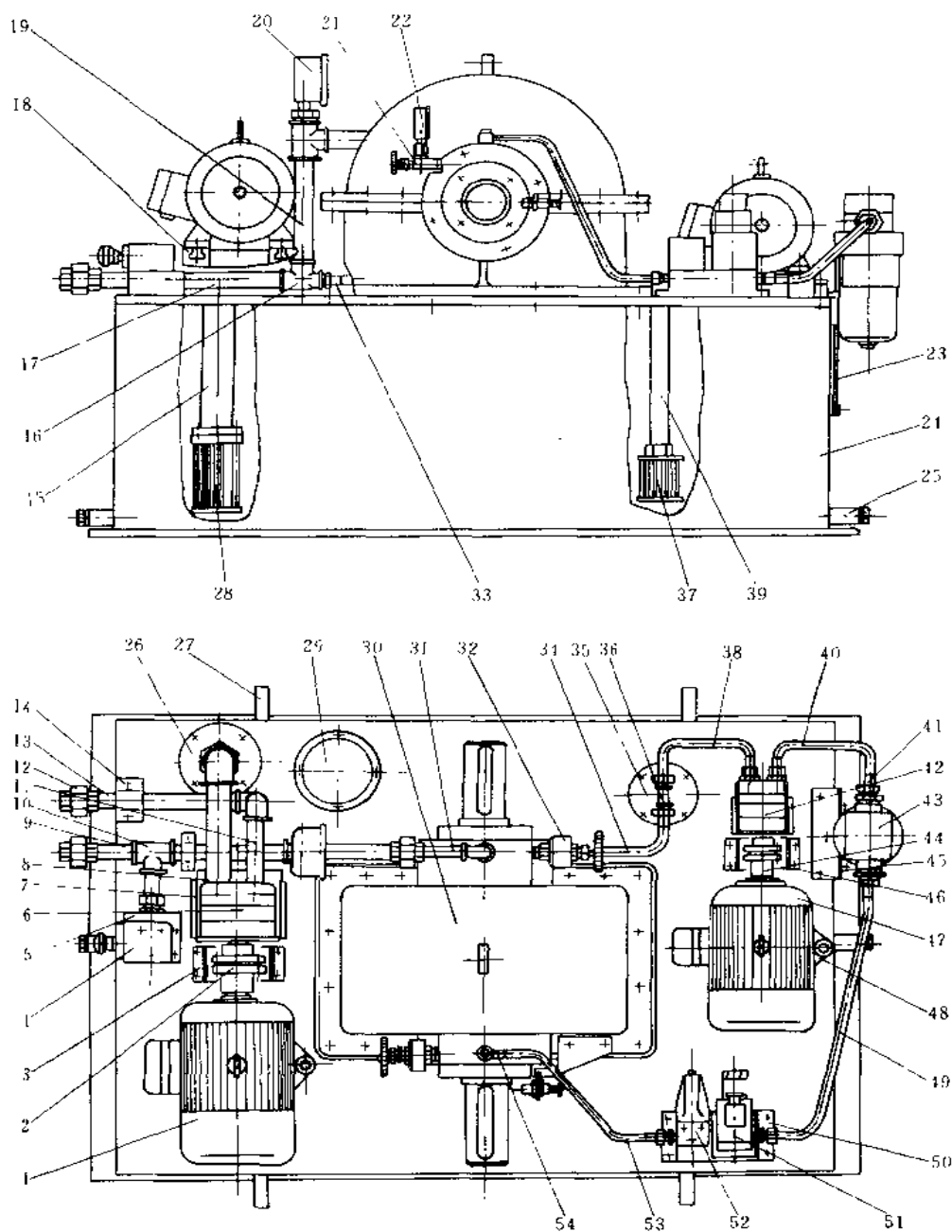
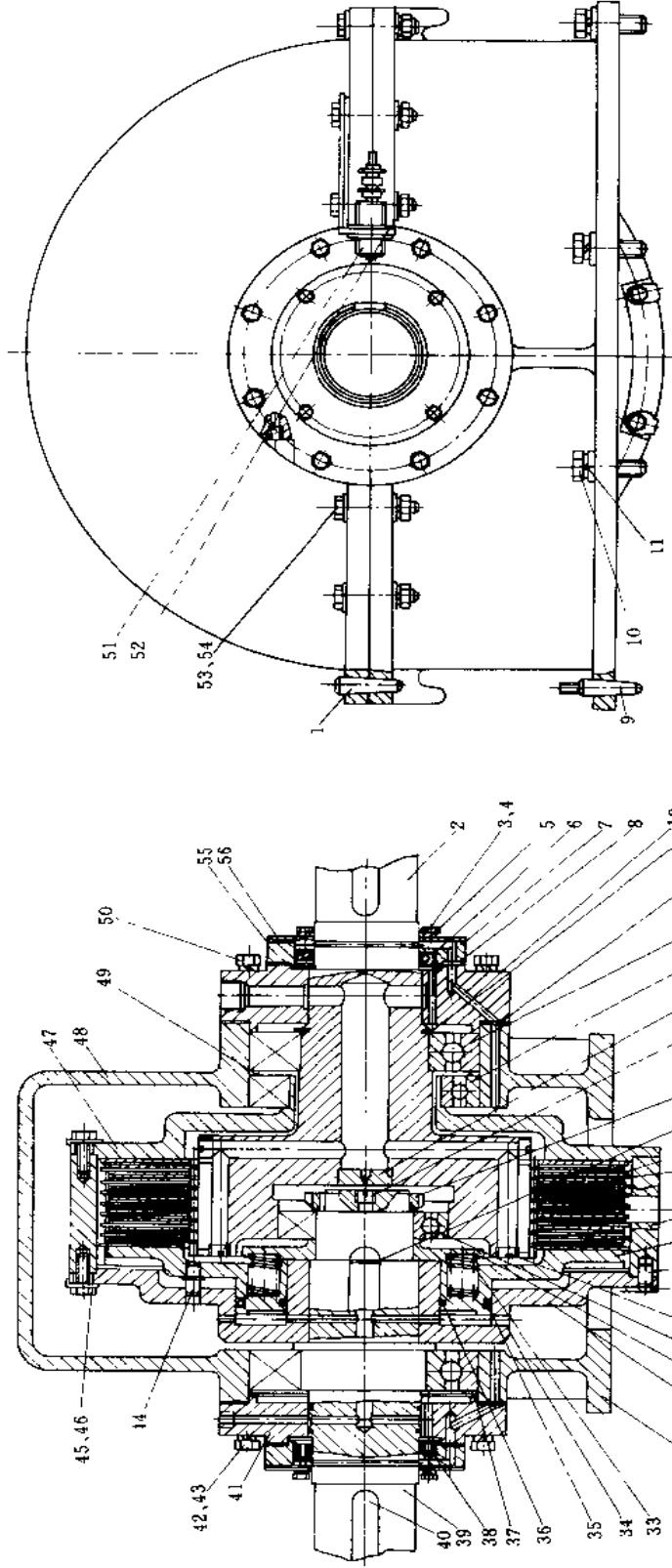


图 1-4-210 HC 型液体粘性调速离合器结构

1、47—电机；2—联轴器；3—防护罩；4—溢流阀；5—溢流阀座；6—润滑油泵；7—泵支座；8、15、38、39—吸油管；9、11、13、17、19、31—润滑油管；10、36—三通；12—活接头；14—卡箍；16—异径三通；18、48—电机座；20—双金属温度计；21—压力表开关；22、32—压力表；23—液位计；24—油箱；25—放油口；26、35—圆盘；27—吊钩；28、37—粗滤油器；29—加油口；30—主机；33、41、54—管接头；34—油管；40、49、53—控制油管；42—控制油泵；43—精滤油器；44—联轴器；45—精滤油器座；46—防护罩；50—阀座；51—电液比例溢流阀；52—二位二通电磁阀



(b) 侧视图

(a) 主视图

图 1-4-211 HC 型液体粘性调速离合器主机

- 1—圆锥销; 2—主动轴; 3, 10, 42, 45, 50, 53—螺栓; 4, 11, 43—弹性垫圈; 5, 35, 36—O形密封圈; 6—油封; 7—端盖; 8, 14, 55—密封垫; 9—螺母圆锥销; 12—主动轴透盖; 13—轴用弹性挡圈; 15, 16, 29—轴承; 17, 18, 28, 34—螺堵; 19—圆螺母; 20—止动垫圈; 21—单圆头普通平键; 22—被动片; 23—主动片; 24—被负载; 25—活塞; 26—圆柱销; 27—盖盘; 30—弹簧压盘; 31—被动盘; 32—下箱体; 33—弹簧; 37—调整隔圈; 38—密封环; 39—被动轴; 40—圆头普通平键; 41—被动轴透盖; 44—活塞销; 46—单耳止动垫圈; 47—支承盘; 48—上箱体; 49—回隔圈; 51—磁电转速传感器; 52—传感器固定架; 54—螺母; 56—平盖

液体粘性传动与液压传动（以液体的压能传递动力）和液力传动（以液体动量矩的变化传递动力）不同，它是基于牛顿内摩擦定律，以液体的粘性或油膜剪切来传递动力。液体粘性调速离合器就是利用此原理工作的。它的主从动轴上分别设计有间隙可调的主从动片，充入粘度较小的润滑油作工作液，在轴向形成许多圆盘油膜用以传递动力，通过调节油膜厚度，可以改变从动轴的转速。

其结构组成包括：（图 1-4-211）主动部分有主动片 23（带内齿）和主动轴 2（右边通过平键与半联轴器相联，接受电动机输入的动力，左端有外齿）以齿相联接而同步旋转，且主动片 23 可在主动轴 2 上自由轴向移动。轴 2 上有径向油孔、轴向油孔和油槽，便于润滑油通过。油孔的端部用螺堵 17 和 28 加以堵塞。被动部分有被动片 22、被动鼓 24、支承盘 47、被动盘 31 和被动轴 39。被动片 22 为带外齿的钢片，与带内齿的被动鼓 24 相联接而同步旋转，且被动片 22 可在被动鼓 24 上自由轴向移动。

工作时活塞 25 的左端受控制系统油压的作用，克服弹簧力而向右移动，使主被动片的间隙减小，即油膜厚度减小，被动轴转速提高。活塞 25 内腔装有弹簧 33，弹簧的另一端支承在弹簧压盘 30 上。当油压减小时，弹簧力使活塞 25 左移，使主被动片的间隙增大，即油膜厚度增大，被动轴转速降低。

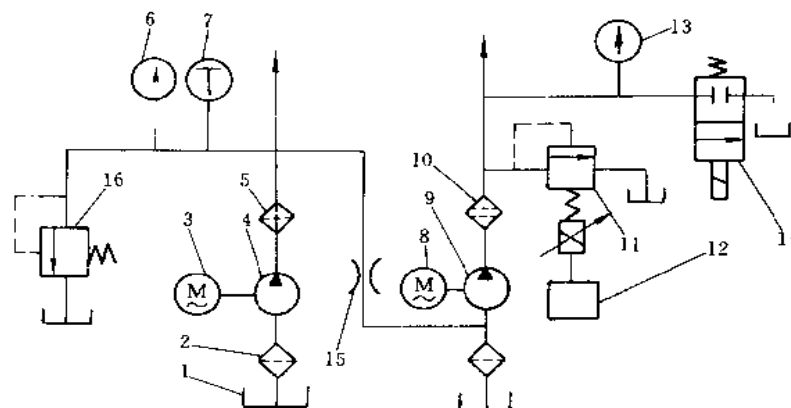


图 1-4-212 液压系统图

1—油箱；2—粗滤油器；3、8—电动机；4、9—齿轮油泵；5—冷却器；6、13—压力表；7—温度表；10—精滤油器；11—电液比例溢流阀；12—电子控制器；14—二位二通电磁阀；15—节流孔；16—溢流阀

液体粘性调速离合器的液压系统（图 1-4-212）由两部分组成：润滑供油系统和控制供油系统，使用共同的油箱。

润滑供油系统的作用是向主被动片间充分供油形成工作油膜，并将有转速差时所产生的热量带走，通过冷却器将热量散掉，以保证液体粘性调整离合器的正常工作。油箱中的油经粗滤油器 2、润滑油泵 4、冷却器 5 进入液体粘性调速离合器主机的润滑油进油口，经主被动片间隙和油槽而流回油箱。因此，油箱中是热油，而进入液体粘性调速离合器主机的是冷油。

溢流阀 16 用以调节润滑供油系统的压力，也可作为安全阀使用。板式冷却器耐压较小，一般为 0.8MPa 左右。在很低温度下启动润滑油泵时，油的粘度大，管道阻力大，压力可能会超过板式冷却器的许用值，此时应使溢流阀大量溢流以保安全。液体粘性调速离合器工作时，应使溢流阀的溢流量为零。

控制供油系统的作用是根据对工作机（风机或水泵）不同流量（即不同转速）的要求，供给油缸以不同的工作油压，传递不同的转矩和转速，从而实现工作机无级调速的目的。

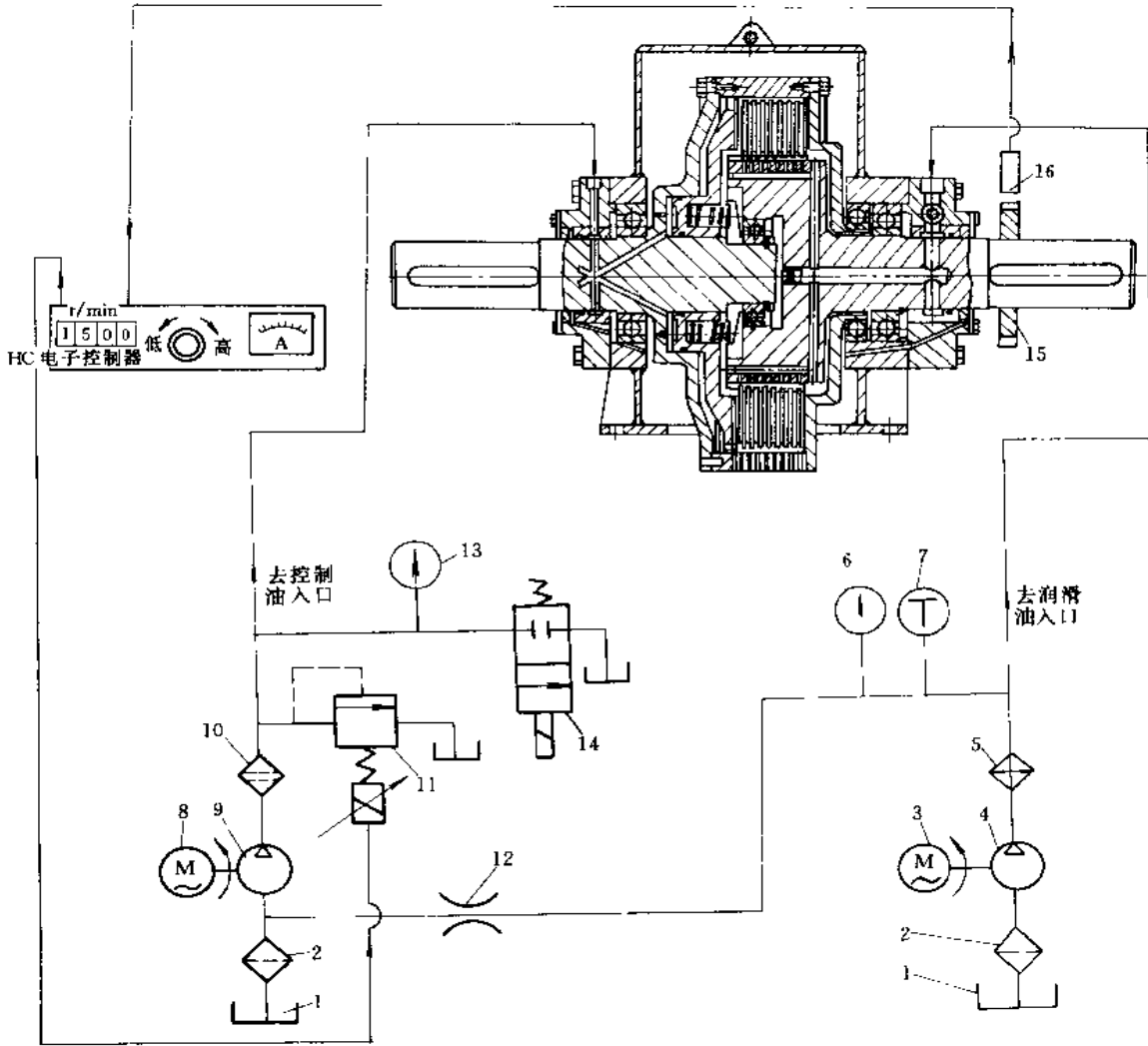


图 1-4-213 HC 系列液体粘性调速离合器的转速控制系统

1—油箱；2—粗滤油器；3、8—交流电动机；4、9—齿轮油泵；5—冷却器；6、13—压力表；7—温度表；10—精滤油器；11—电液比例溢流阀；12—节流孔；14—二位二通电磁阀；15—测速齿盘；16—磁电转速传感器

HC 系列液体粘性调速离合器采用了电子式转速反馈的闭环控制系统，用 HC 电子控制器进行调速，如图 1-4-213 所示，其主要特点是：

1) 采用了先进的电液比例控制技术，这种控制的特点是对油的清洁度无特殊要求，制造成本低，能量损失低，稳态和动态控制性能（即稳定精度和响应特性）充分满足液体粘性调速离合器的使用要求；

2) 采用了转速反馈闭环控制系统，使调节的输出转速十分稳定；

3) 转速反馈为电子式，即通过磁电转速传感器获得转速信号，由电子控制器进行反馈。响应快，反馈系数调整容易，可以很方便地对系统实行比例控制、比例积分控制等多种控制方式，达到满意的控制性能，并且可以进一步与微型计算机相联，对系统进行自动程序控制和最佳匹配控制。

HC 电子控制器的功能有两项，一是通过向电液比例溢流阀提供不同的电流，对活塞产生不同的压力，调节油膜厚度，达到对输出转速的无级调节；二是通过由磁电转速传感器提供的输出转速反馈信号，构成对转速的闭环控制，使输出转速稳定，同时扩大稳定的调速范围。

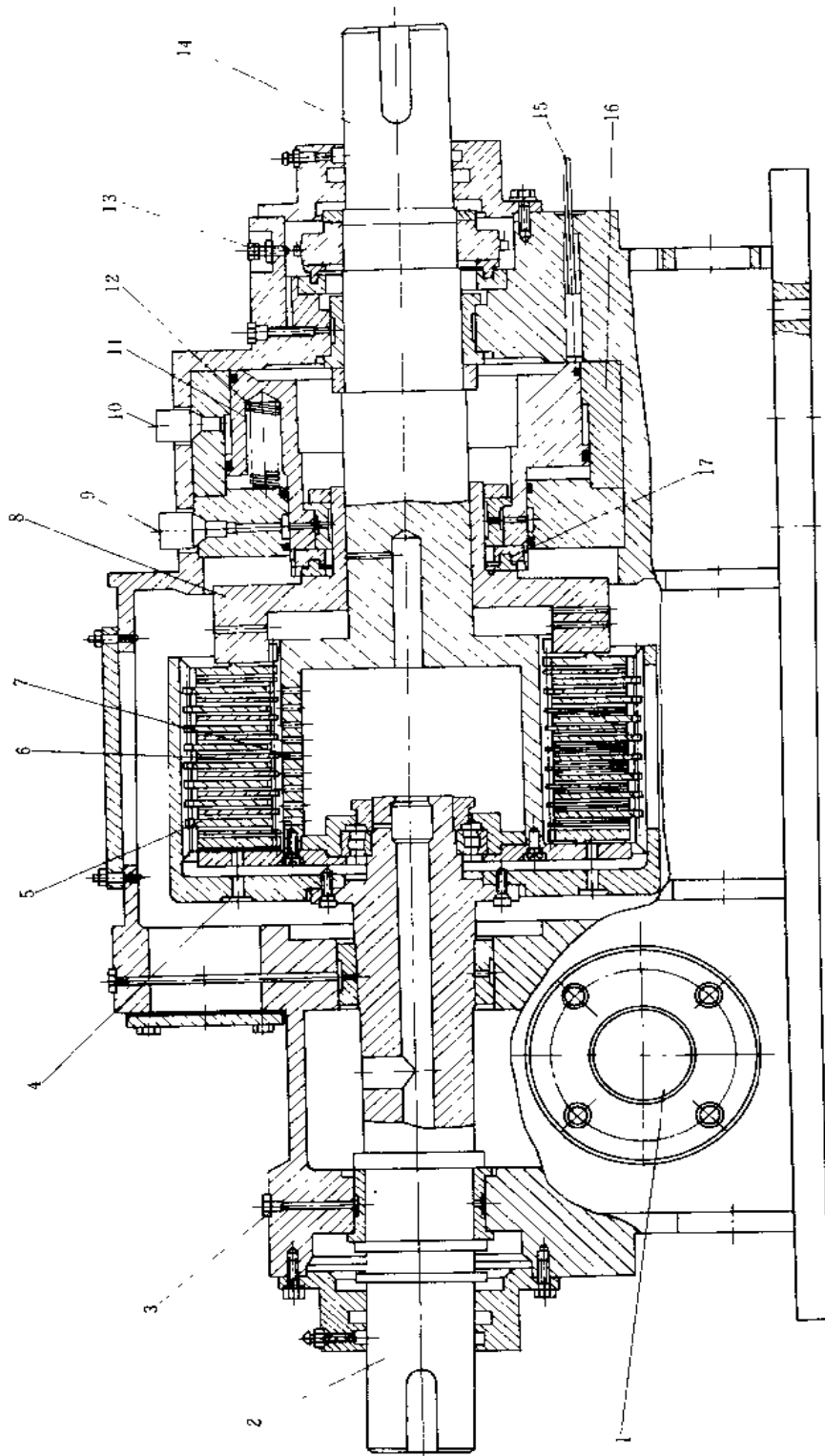


图 1-4-214 美国的液体粘性调速离合器

1—进油口；2—主动轴；3—滑动轴承温度监测器；4—应急螺孔；5—主动轴；6—被轴片；7—油孔；8—压板；9—滑动轴承滑油入口；10—控制油入口；11—活塞；12—弹簧；13—速度传感器接头；14—被轴轴；15—活塞行程指示器；16—油缸；17—推力滑动轴承

图 1-4-214 所示液体粘性调速离合器有以下特点：1) 主被轴部分分别支撑在两个滑动轴承上，可在高转速下运转，而滚动轴承的极限转速则受到限制。2) 油缸 16 和活塞 11 是不旋转的，消除了油缸离心压力对摩擦片的作用力，但结构较复杂。因为压板 8 和被轴轴 14 同步旋转，而活塞 11 是不旋转的，故压板 8 和活塞 11 之间用推力滑动轴承 11、推力滑动轴承 17 和压板 8 压紧为一体，使被轴轴 14 和被轴片 14 之间的油膜厚度。3) 当控制系统出现故障不能调速时，可在应急螺孔 4 内拧入应急螺栓，将主被轴片 5 和 6 压紧为一体，使被轴轴 14 和主动轴 2 同步旋转，仍能工作。4) 润滑油冷却自进油口 1 流入，经主动轴 2 的径向孔和轴向孔流入中心的空腔，再被轴片 6 上的油槽流回下部的油箱。油箱下部有出油口，将油抽往液压系统的油泵，并进行循环。5) 润滑油冷却和控制系统是独立设置的，并与本体分开。该结构轴向尺寸较大。

## 10.2 液体粘性调速离合器的应用实例

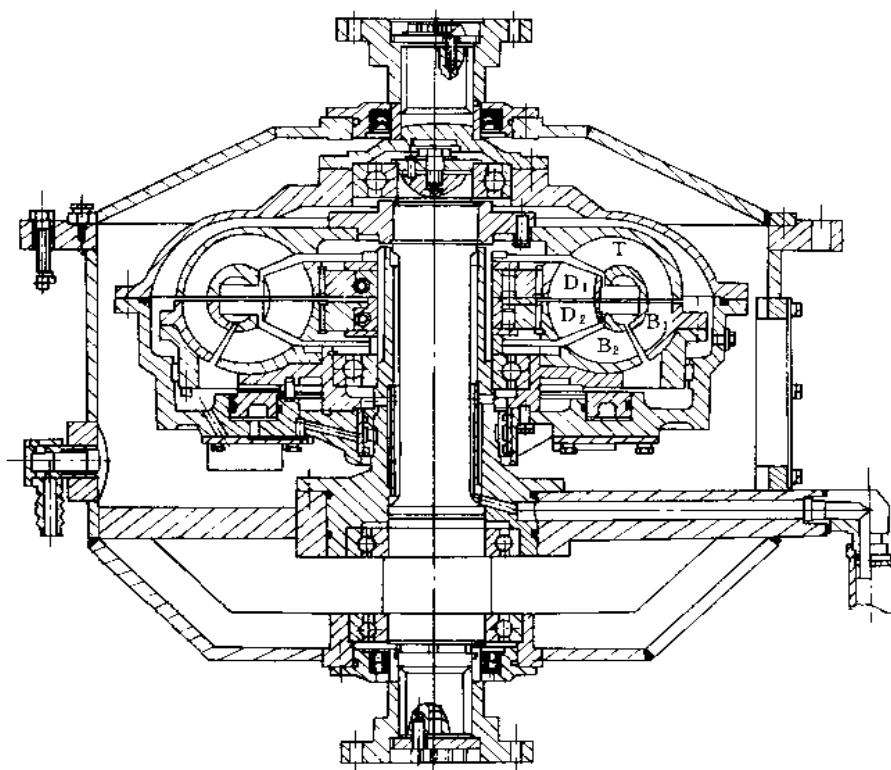


图 1-4-215 液体粘性调速离合器在双泵轮液力变矩器的应用

将液体粘性调速离合器用于液力变矩器可以保证在任何工况下原动机与液力变矩器的理想匹配，即以指定的液力变矩器的工况（即转速比）去传递所希望的原动机的功率和转矩。图 1-4-215 就是利用液体粘性调速离合器组成的新型液力变矩器，即能容可变且可控的双泵轮液力变矩器。它有涡轮 T、第一导轮  $D_1$ 、第二导轮  $D_2$ ，而将一个普通的液力变矩器的泵轮分为两部分，即外泵轮  $B_1$  和内泵轮  $B_2$ ，用一个液体粘性调速离合器将它们联接起来。内泵轮由主动轴带动处于经常工作状态，而外泵轮在液体粘性调速离合器的控制下，可有三种工作状态：①液体粘性调速离合器完全接合，使内、外泵轮结合成一体共同工作，即相当于一个能容较大的液力变矩器；②液体粘性调速离合器完全分离，外泵轮脱离工作，处于不吸收和传递功率的空转状态，此时只有内泵轮工作，相当于一个能容较小的液力变矩器；③液体粘性调速离合器处于调速状态，外泵轮在某一转速下工作，吸收和传递部分功率，其能容在前两者之间，当控制外泵轮的转速在空转和与内泵轮同步运行之间无级变化时，其能容也将在双泵轮共同工作的最大能容和单泵轮工作的最小能容之间作无级变化。

将液体粘性调速离合器与液力变矩器串联也能达到类似的效果。

# 第5章 轴承与轴承组合

## 1 滑动轴承

### 1.1 滑动轴承的分类及特征

滑动轴承分为动压轴承和静压轴承两大类，见表 1-5-1。动压轴承在轴旋转时形成楔状间隙，间隙中的油膜产生动压力支承转轴。静压轴承中支承转动轴的油膜压力是往轴承油腔中供给压力油产生的。

表 1-5-1

| 分 类         | 不 能 调 位   | 能 调 位   |
|-------------|---|---|
| 动 承 轴       | <p>Radial hydrodynamic bearing: Shows a shaft with a journal and a bearing housing with a radial clearance. The cross-section shows the journal and bearing housing with a gap. The end view shows the journal and bearing housing with a gap and a rotation arrow <math>\omega</math>. The radial clearance is labeled <math>R</math>.</p> <p>Thrust hydrodynamic bearing: Shows a shaft with a journal and a bearing housing with a thrust clearance. The cross-section shows the journal and bearing housing with a gap. The end view shows the journal and bearing housing with a gap and a rotation arrow <math>\omega</math>. The radial clearance is labeled <math>R</math>.</p> | <p>Radial adjustable hydrodynamic bearing: Shows a shaft with a journal and a bearing housing with a radial clearance. The cross-section shows the journal and bearing housing with a gap. The end view shows the journal and bearing housing with a gap and a rotation arrow <math>\omega</math>. The radial clearance is labeled <math>R</math>.</p> <p>Thrust adjustable hydrodynamic bearing: Shows a shaft with a journal and a bearing housing with a thrust clearance. The cross-section shows the journal and bearing housing with a gap. The end view shows the journal and bearing housing with a gap and a rotation arrow <math>\omega</math>. The radial clearance is labeled <math>R</math>.</p> |
| 静 压 承 轴     | <p>Radial hydrostatic bearing: Shows a shaft with a journal and a bearing housing with a radial clearance. The cross-section shows the journal and bearing housing with a gap. The end view shows the journal and bearing housing with a gap and a rotation arrow <math>\omega</math>. The radial clearance is labeled <math>R</math>.</p> <p>Thrust hydrostatic bearing: Shows a shaft with a journal and a bearing housing with a thrust clearance. The cross-section shows the journal and bearing housing with a gap. The end view shows the journal and bearing housing with a gap and a rotation arrow <math>\omega</math>. The radial clearance is labeled <math>R</math>.</p>   | <p>Radial adjustable hydrostatic bearing: Shows a shaft with a journal and a bearing housing with a radial clearance. The cross-section shows the journal and bearing housing with a gap. The end view shows the journal and bearing housing with a gap and a rotation arrow <math>\omega</math>. The radial clearance is labeled <math>R</math>.</p> <p>Thrust adjustable hydrostatic bearing: Shows a shaft with a journal and a bearing housing with a thrust clearance. The cross-section shows the journal and bearing housing with a gap. The end view shows the journal and bearing housing with a gap and a rotation arrow <math>\omega</math>. The radial clearance is labeled <math>R</math>.</p>   |
| 径 向 推 力 承 轴 | <p>Radial-thrust hydrodynamic bearing: Shows a shaft with a journal and a bearing housing with a radial clearance. The cross-section shows the journal and bearing housing with a gap. The end view shows the journal and bearing housing with a gap and a rotation arrow <math>\omega</math>. The radial clearance is labeled <math>R</math>.</p>  | <p>Radial-thrust adjustable hydrodynamic bearing: Shows a shaft with a journal and a bearing housing with a radial clearance. The cross-section shows the journal and bearing housing with a gap. The end view shows the journal and bearing housing with a gap and a rotation arrow <math>\omega</math>. The radial clearance is labeled <math>R</math>.</p>   |



| 分类     | 不能调位 | 能调位 |
|--------|------|-----|
| 静压轴承   |      |     |
| 推力轴承   |      |     |
| 径向推力轴承 |      |     |

注：A——轴向力；R——径向力； $\omega$ ——角速度； $p_H$ ——供油压力。

## 1.2 不完全润滑轴承

### 1.2.1 整体滑动轴承

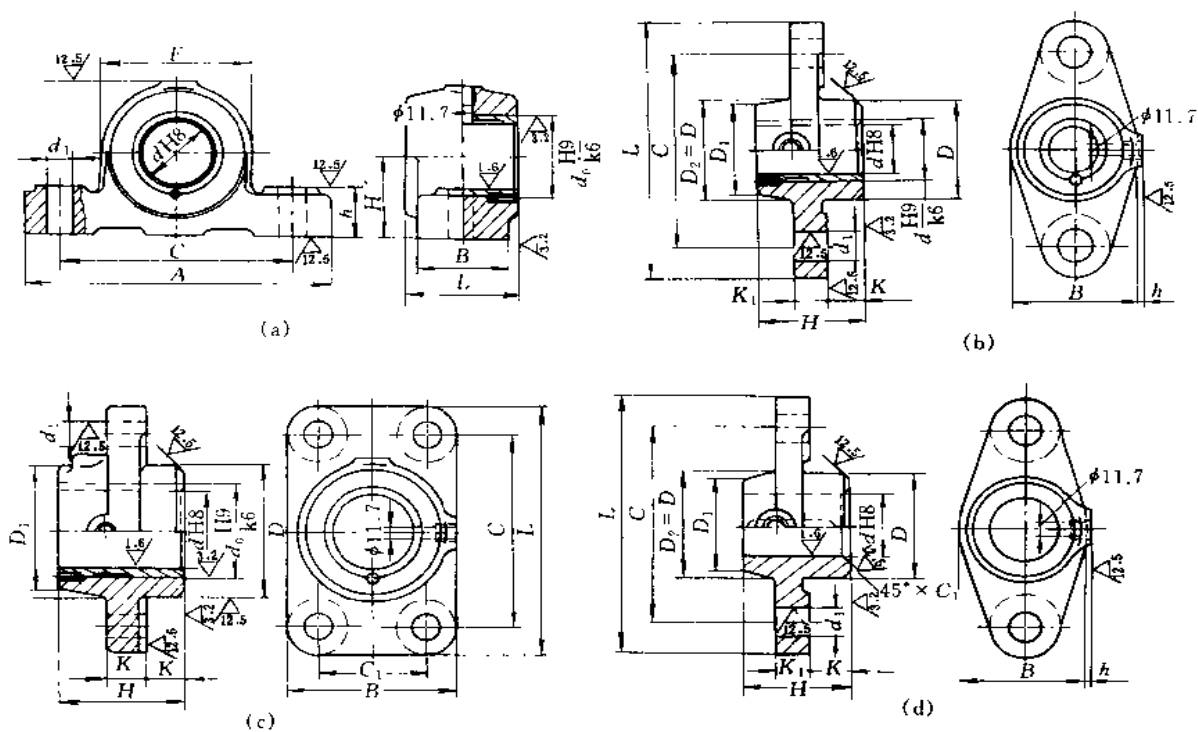


图 1-5-1

图 1-5-1 为机械中常用的低速轴整体轴承。它可以制成带有轴套的或不带轴套的，轴套可用耐磨铸铁或青铜制造。为了防止轴套在轴承中旋转，可用定位螺钉固定。整体轴承结构简单，但不便于安装和拆卸，无法消除由于轴套的磨损导致轴颈与轴套间增加的间隙。

## 1.2.2 对开式滑动轴承

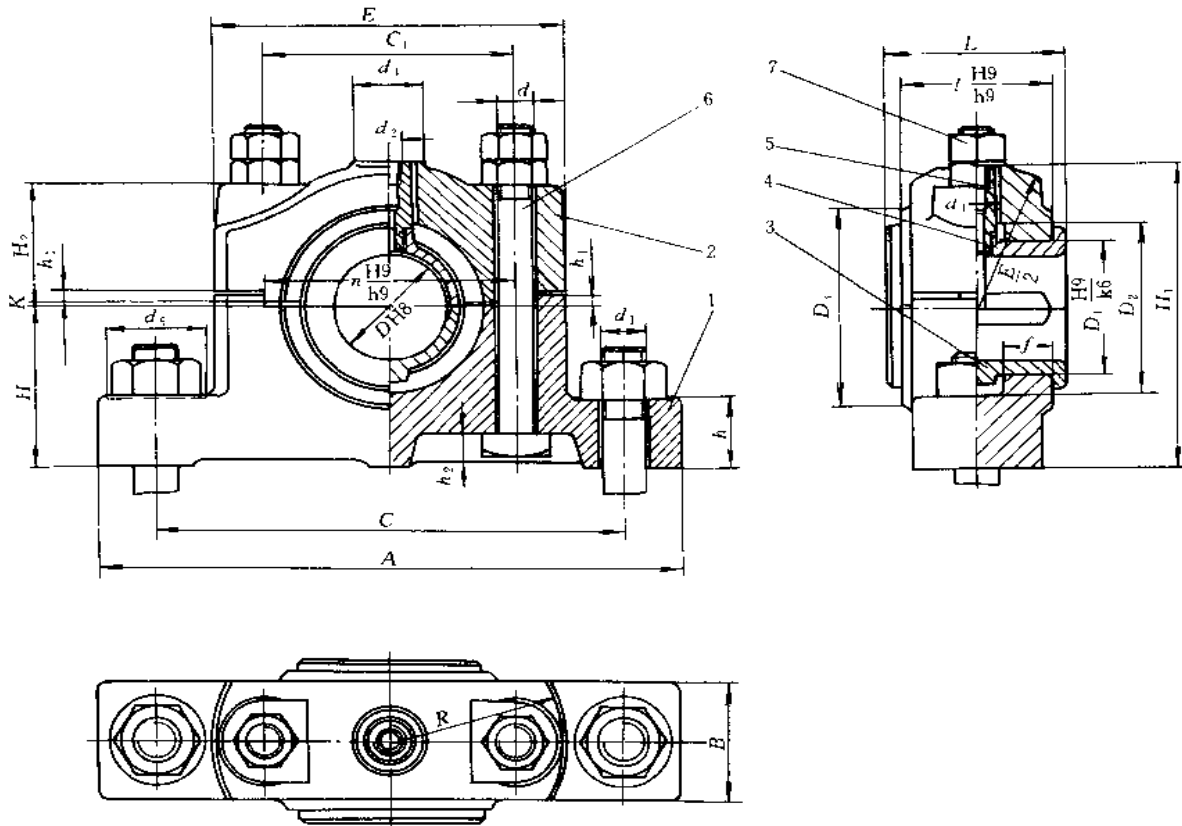


图 1-5-2

1—轴承座；2—轴承盖；3—下轴瓦；4—上轴瓦；5—套管；6—螺栓；7—螺母

图 1-5-2 为对开式二螺栓正滑动轴承，应用广泛。轴承安装简单，拆装方便，轴与轴瓦间隙可以调整，能消除由于轴瓦磨损后轴瓦与轴颈间增加的间隙。

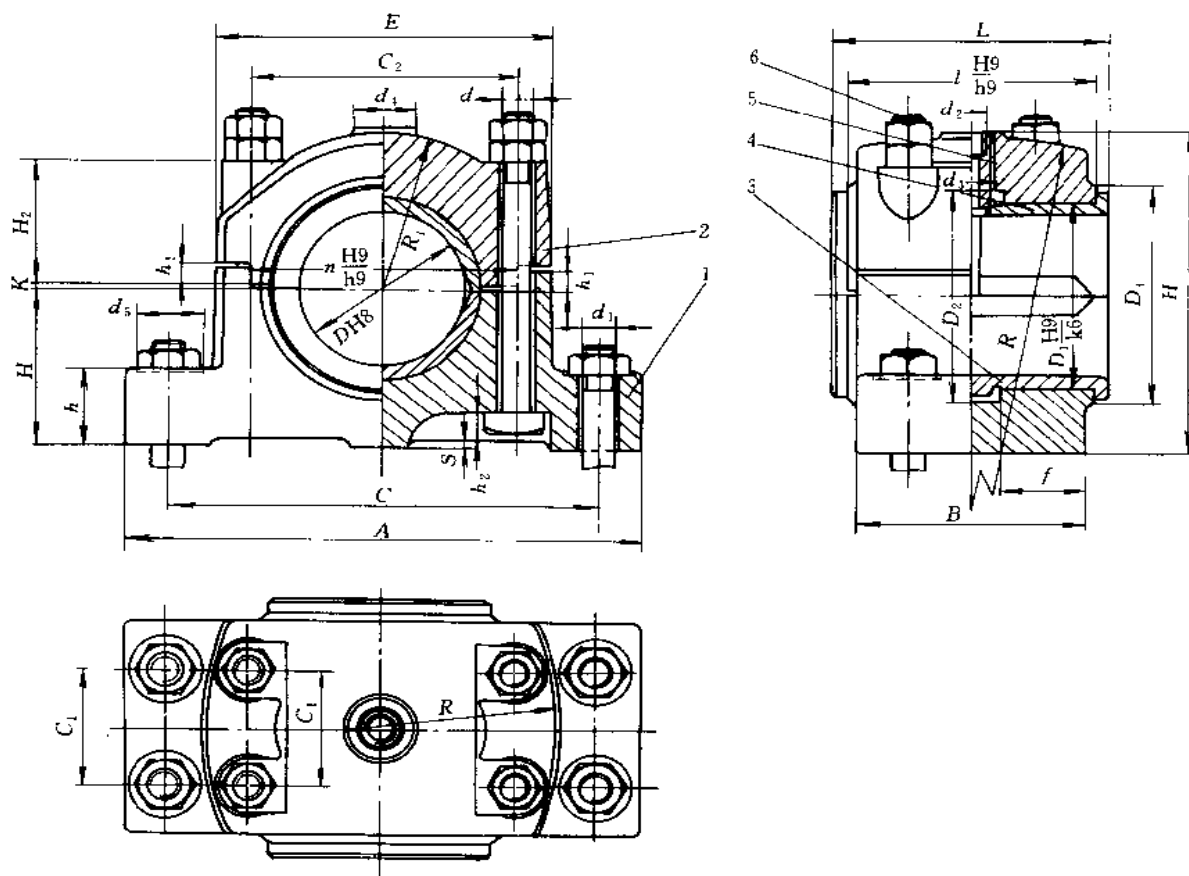


图 1-5-3

1—轴承座；2—轴承盖；3—下轴瓦；4—上轴瓦；5—套管；6—螺栓；7—螺母

图 1-5-3 为对开式四螺栓正滑动轴承，与对开式二螺栓正滑动轴承（图 1-5-2）比较，轴承宽度大，提高了承载能力。

## 1.2.3 高座式滑动轴承

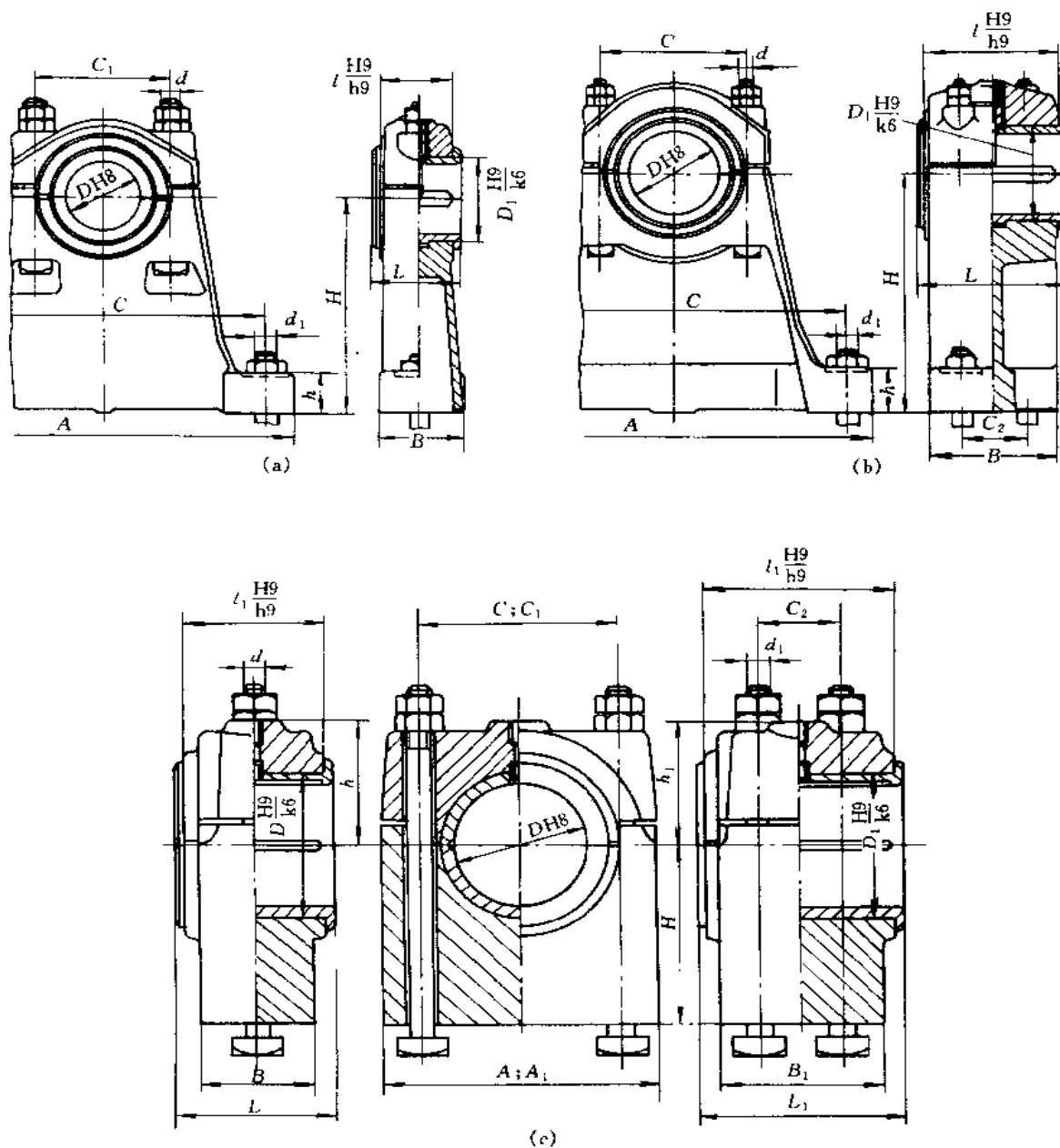


图 1-5-4

高座式滑动轴承的特点是轴承座比较高，以满足设备结构的要求。轴承盖和轴瓦尺寸与对开式二螺栓及四螺栓正滑动轴承相同。

图 a 所示为高座对开式二螺栓滑动轴承。

图 b 所示为高座对开式四螺栓滑动轴承。

图 c 所示为高座对开式二螺栓、四螺栓滑动轴承，可焊接于机架上。

## 1.2.4 油环式滑动轴承

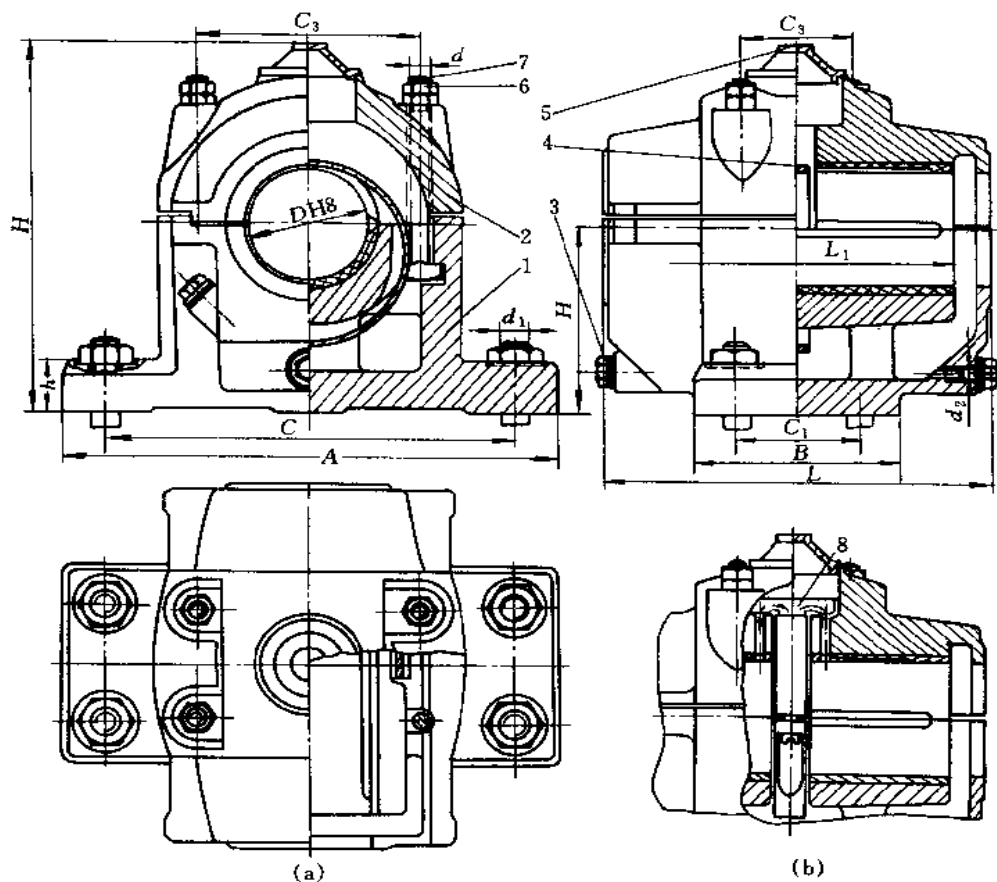


图 1-5-5

1—轴承座；2—轴承盖；3—螺塞；4—油环；5—盖；6—螺母；7—螺栓；8—刮刀

图 1-5-5 为油环 4 自由旋转的单油环式滑动轴承，其特点是轴承座 1 中具有油池，油环自由装在轴上，轴旋转时，带动油环旋转，并从油池中提取油，然后送往轴承的承载摩擦面进行润滑。

图 b 所示为油环随轴旋转的单油环式滑动轴承，其特点是油环固定在轴上。油环带起的油，用刮刀 8 将油刮起，流入轴承的承载摩擦面进行润滑。

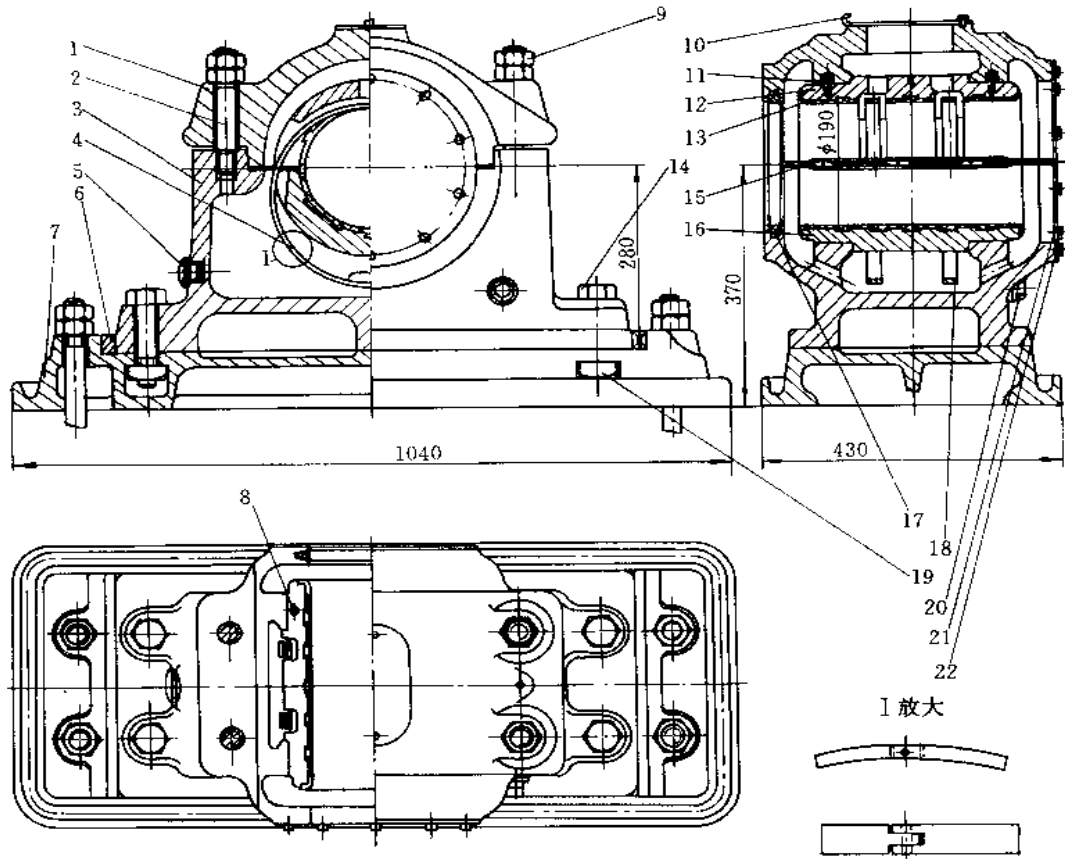


图 1-5-6

- 1—轴承盖；2—螺柱；3—轴承座；4—销；5—螺塞；6—楔；7—垫板；8—销；9—螺母；10—盖；11—销；  
 12—上轴瓦；13—衬套；14—螺栓；15—调整垫片组；16—下轴瓦；17—密封圈；18—油环；19—螺母；  
 20—螺塞；21—盖；22—螺钉

图 1-5-6 所示为安装在垫板 7 上的双油环式滑动轴承。因轴承宽度较大，需装两个油环 18。油环自由装在轴上，利用轴的旋转带动油环旋转，油环从油池中提取油，送往轴承承载摩擦面进行润滑。

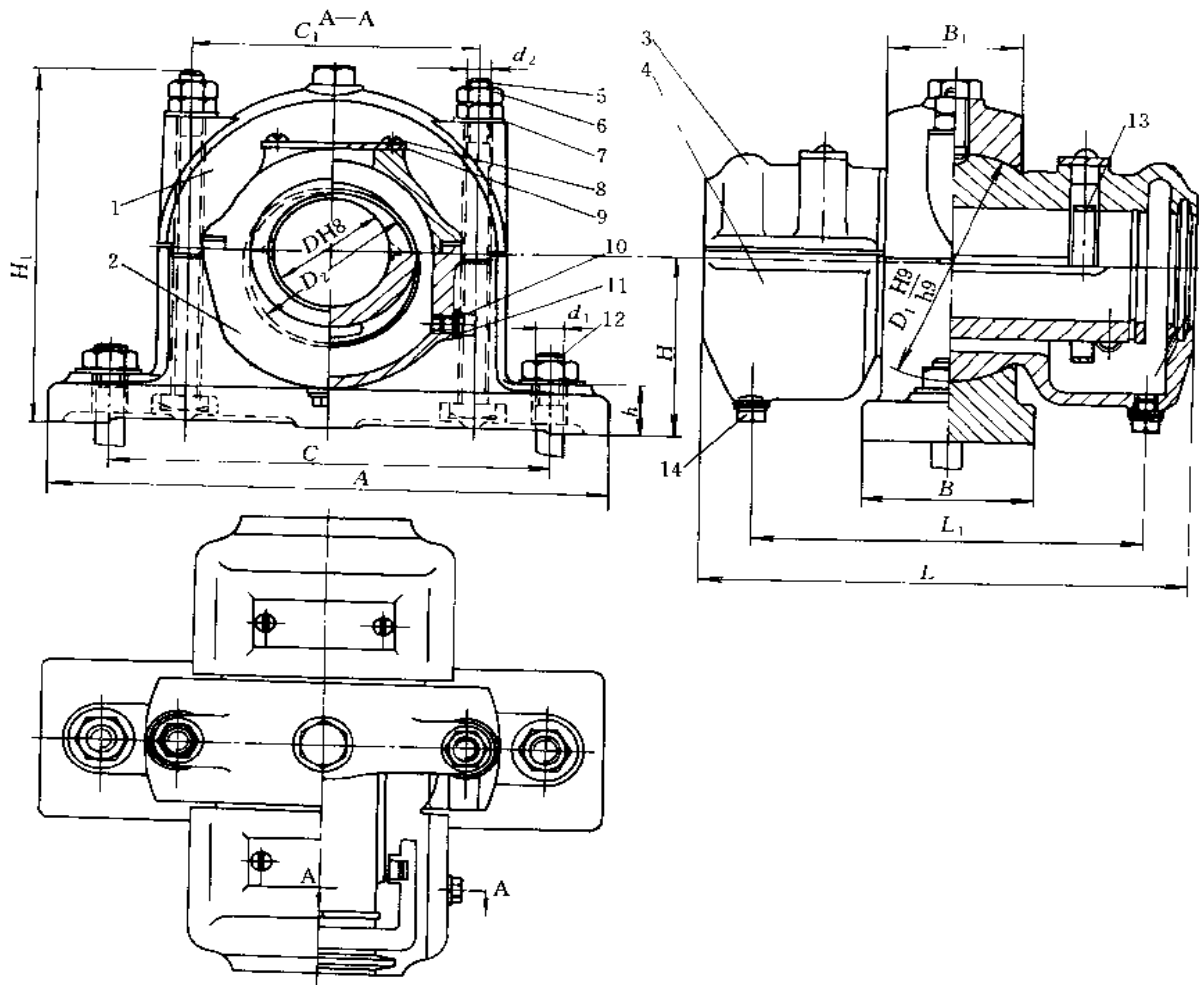


图 1-5-7

1—轴承盖；2—轴承座；3—上轴瓦；4—下轴瓦；5—螺栓；6—螺母；7—垫圈；8—螺钉；9—盖；  
10—螺塞；11—垫片；12—螺栓；13—油环；14—螺塞

图 1-5-7 所示为具有自位轴瓦的双油环式滑动轴承，其特点是轴承可以调心，轴承的承载面依靠油环 13 提取的油进行润滑。



## 1.2.5 对开式斜滑动轴承

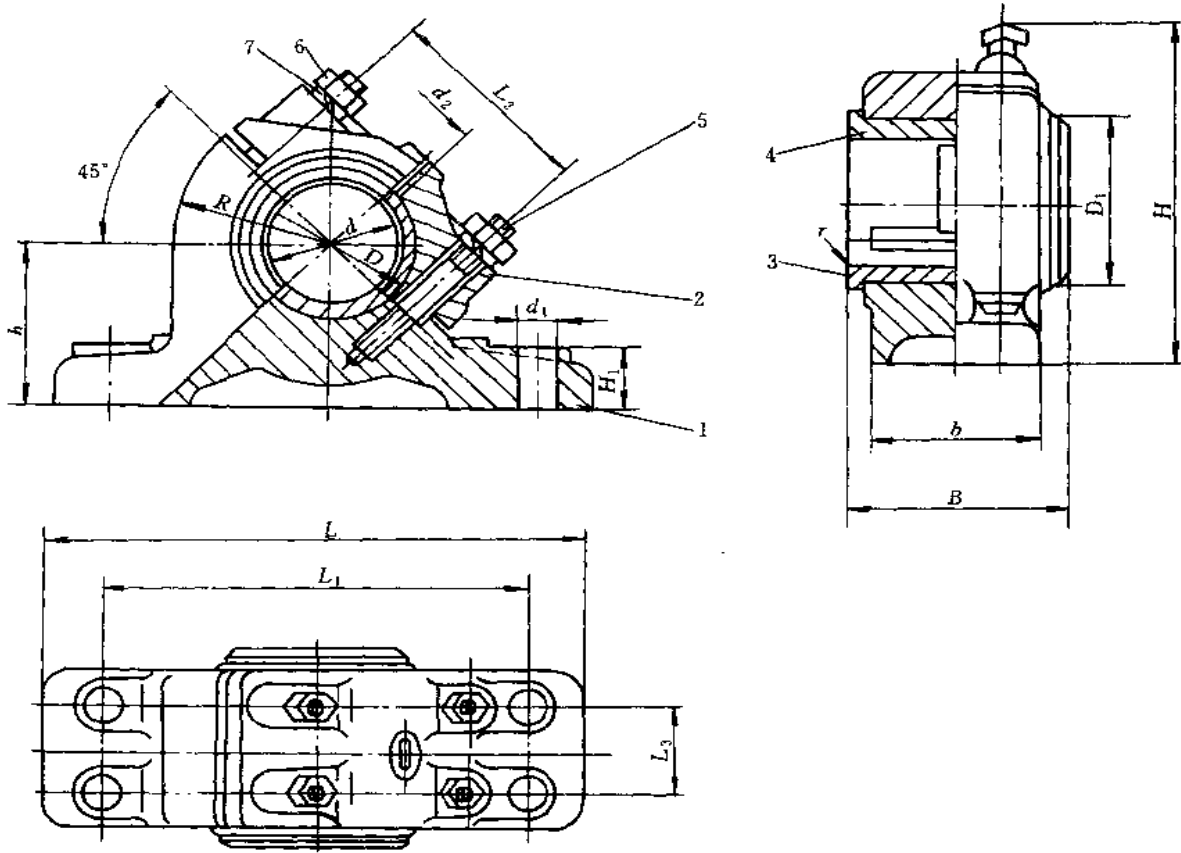


图 1-5-8

1—轴承座；2—轴承盖；3—下轴瓦；4—上轴瓦；5—螺栓；6—螺母；7—弹簧垫圈

图 1-5-8 为对开式斜滑动轴承，标准对开斜滑动轴承其对开剖分面与底座支承平面成  $45^\circ$ ，以适应倾斜方向的受力。

## 1.2.6 推力滑动轴承

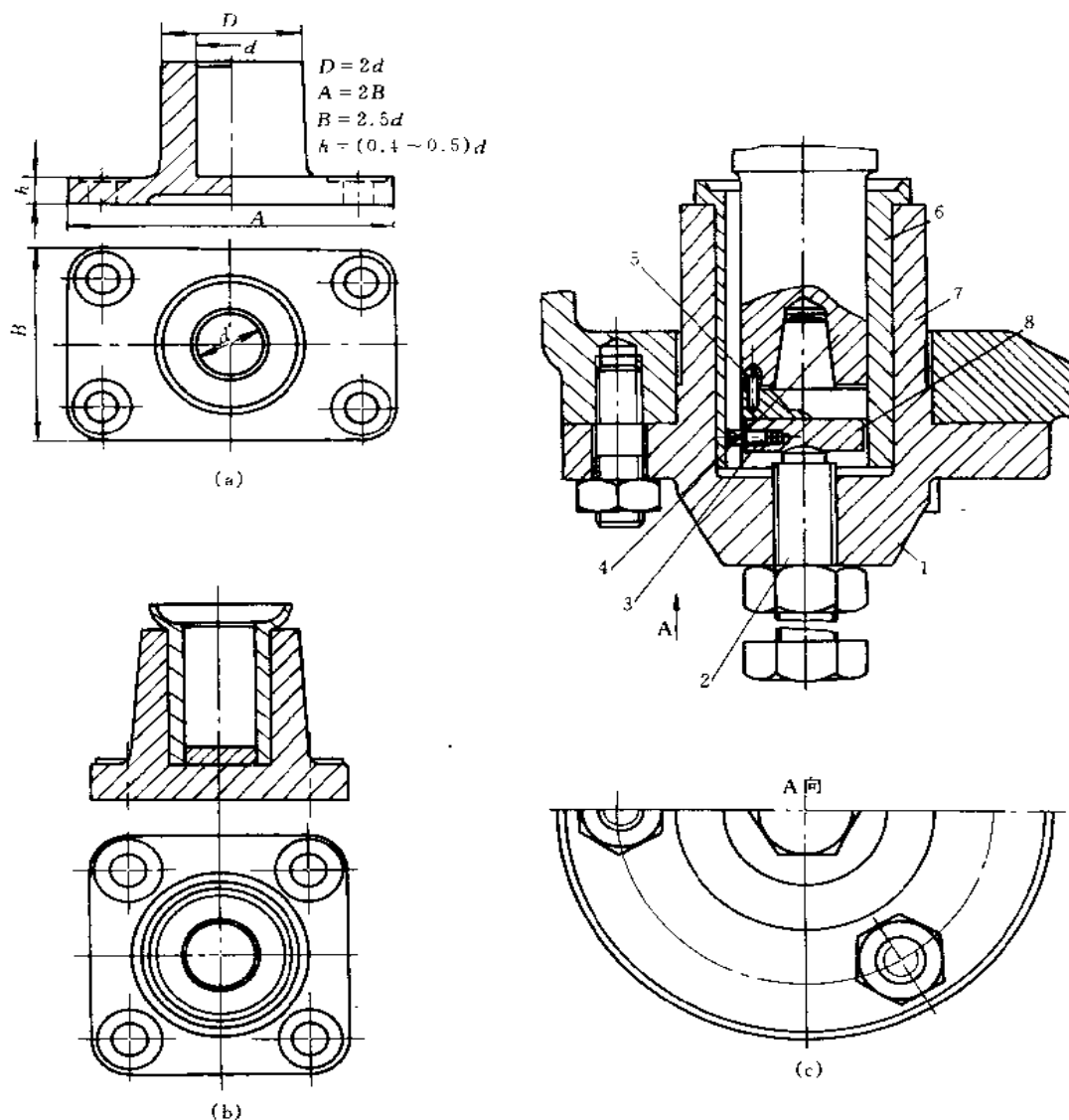


图 1-5-9

1—轴承托座；2—螺钉；3—制动螺钉；4—轴；5—销钉；6—轴套；7—竖轴颈；8—滑座

图 1-5-9a 所示推力滑动轴承，结构简单，但润滑条件差，用于低速、不重要工作场合。

图 b 所示推力滑动轴承，其特点是轴套的上部具有贮油槽。与图 a 相比，润滑条件有所改善。

图 c 所示推力滑动轴承中，轴承托座 1 用三个螺柱固定在机壳上，便于调整轴 4 与轴承的同轴度。滑座 8 用螺钉 2 的圆弧形端面支承，便于调整竖轴颈 7 和滑座 8 的间隙，且可补偿轴 4 的端面摆动，但需要注意防止润滑油从螺钉 2 上的螺纹处泄漏。

## 1.2.7 推力自位滑动轴承

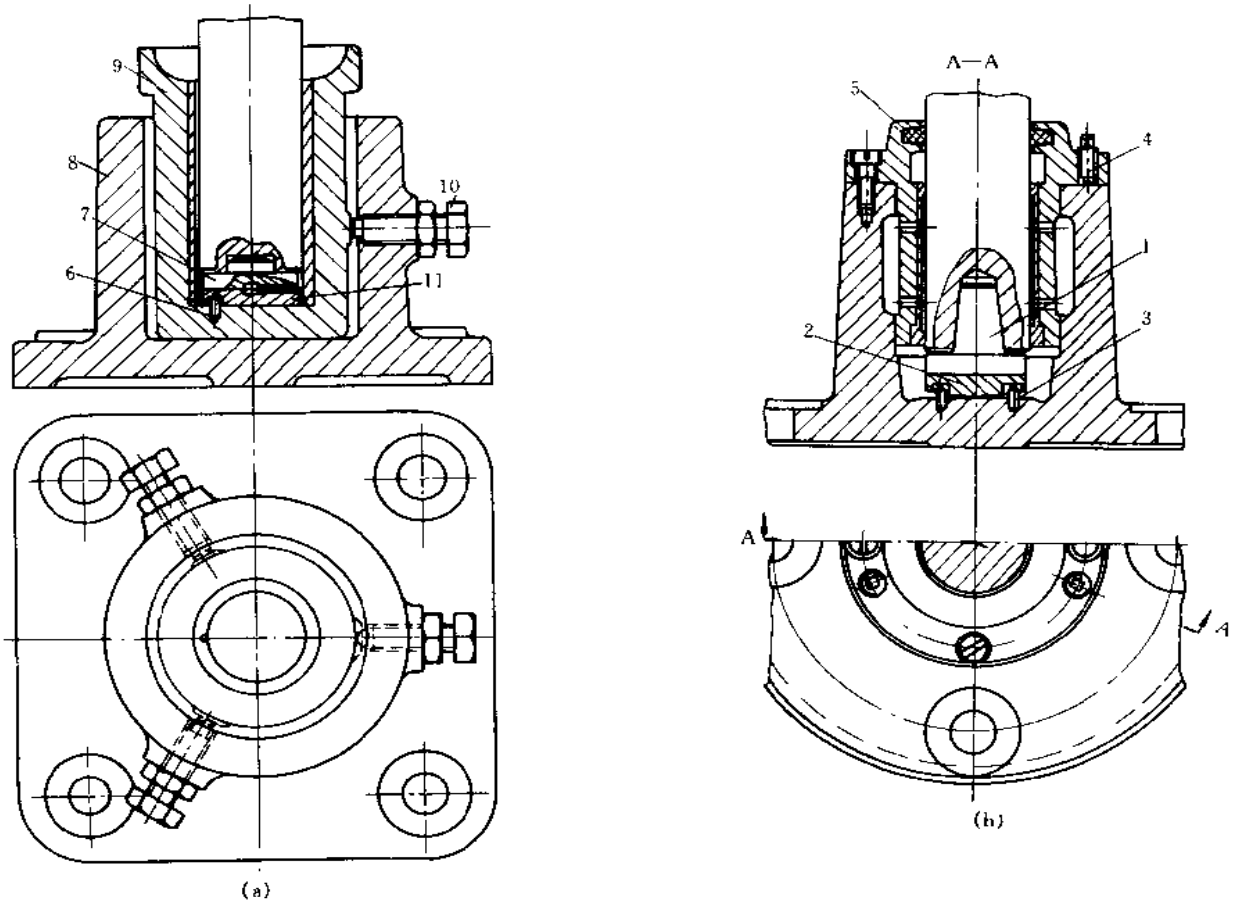


图 1-5-10

1—竖轴颈；2—滑座；3—定位销；4—顶丝；5—毡圈；6—定位销；7—竖轴颈；8—轴承座；9—轴套；  
10—螺钉；11—滑座

图 1-5-10a 所示为推力自位滑动轴承，轴向力由下面的滑座 11 承受。滑座的自位调节是采用三个具有球形端的螺钉 10，通过轴套 9 来实现。为了防止滑座转动，设有定位销 6 定位。竖轴颈 7 可以更换。

图 b 所示为另一种推力自位滑动轴承，可更换的轴颈 1 由球状滑座 2 支承。为了防止滑座转动，采用定位销 3 定位。为便于从轴承中取出轴瓦，采用顶丝 4 将轴瓦顶出。

## 1.2.8 扇形片推力滑动轴承

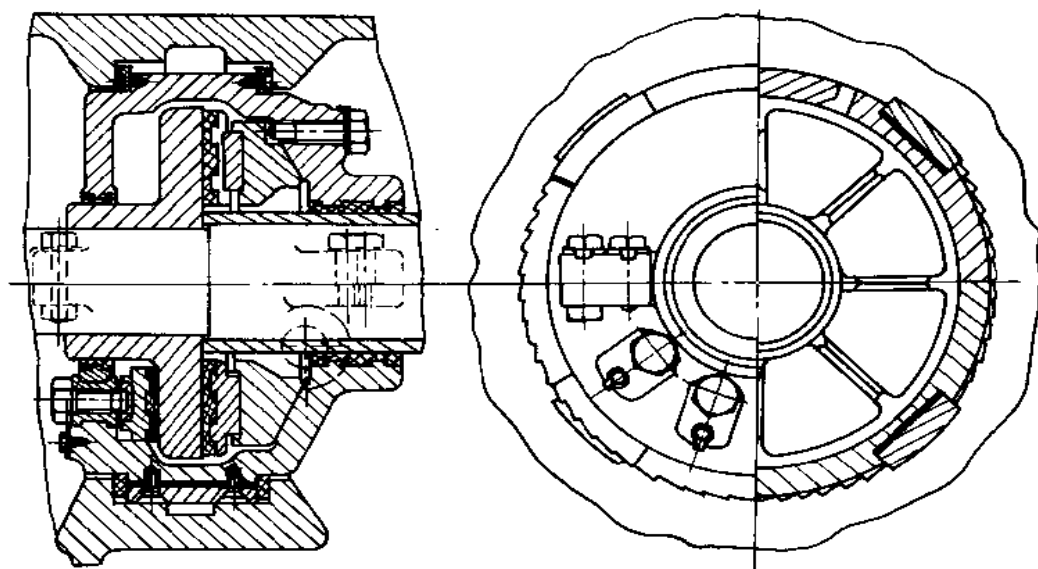


图 1-5-11

## 1.2.9 径向-推力滑动轴承

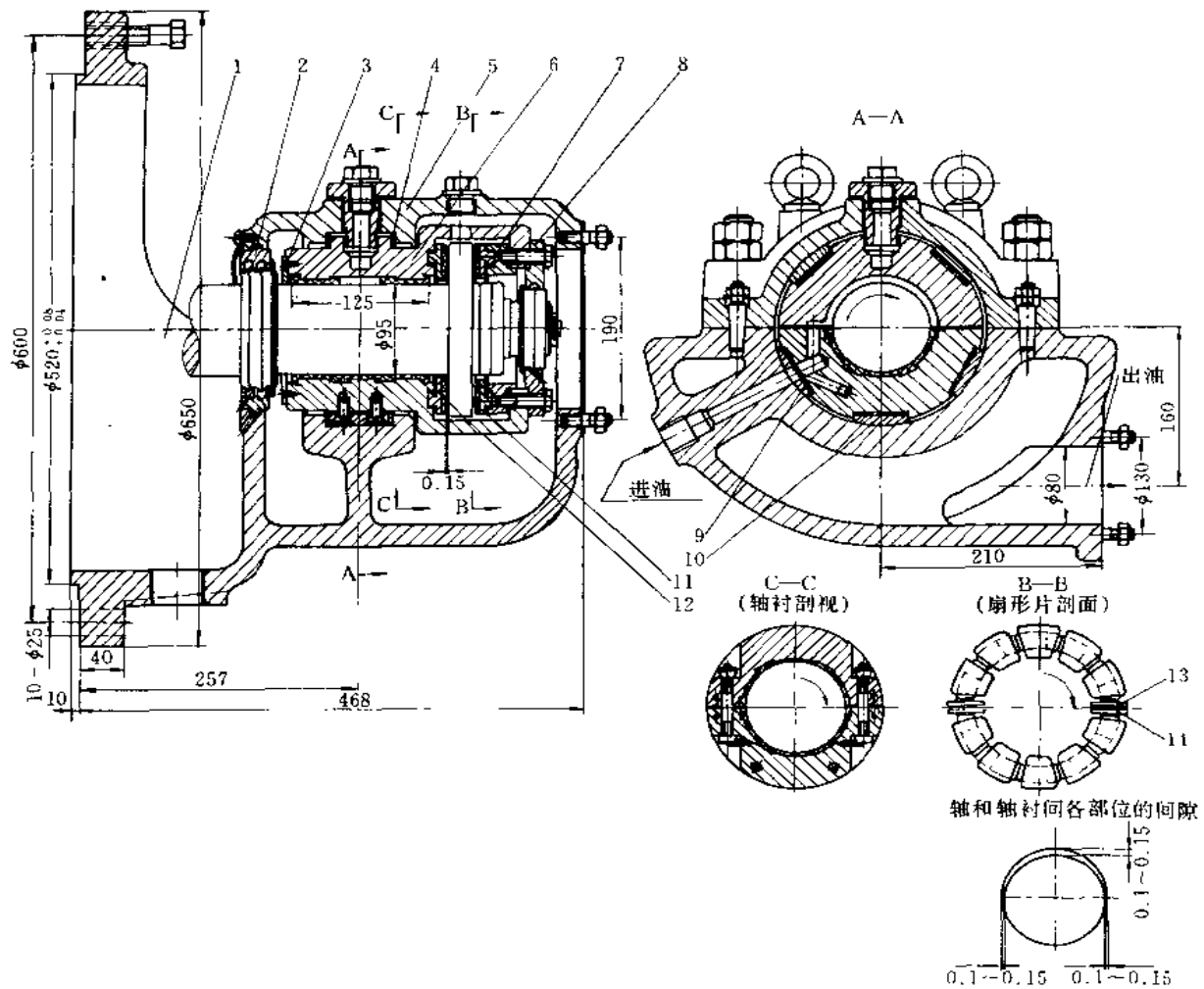


图 1-5-12

- 1—轴承座；2—由两半片组成的密封环；3—由两半片组成的集油环；4—由两半片组成的套环；  
 5—轴承盖；6—由两半片组成的轴衬（巴氏合金）；7—由两半片组成的座环；8—由  
 两半片组成的侧盖；9、10—垫板；11—右部扇形片；12—左部扇形片；  
 13、14—平板

图 1-5-12 为转轴所受径向载荷和轴向载荷都很大时，采用的径向-推力轴承，采用扇形片自位推力轴颈，见图 1-5-24，压力循环润滑。

## 1.2.10 滑动轴承主要零部件

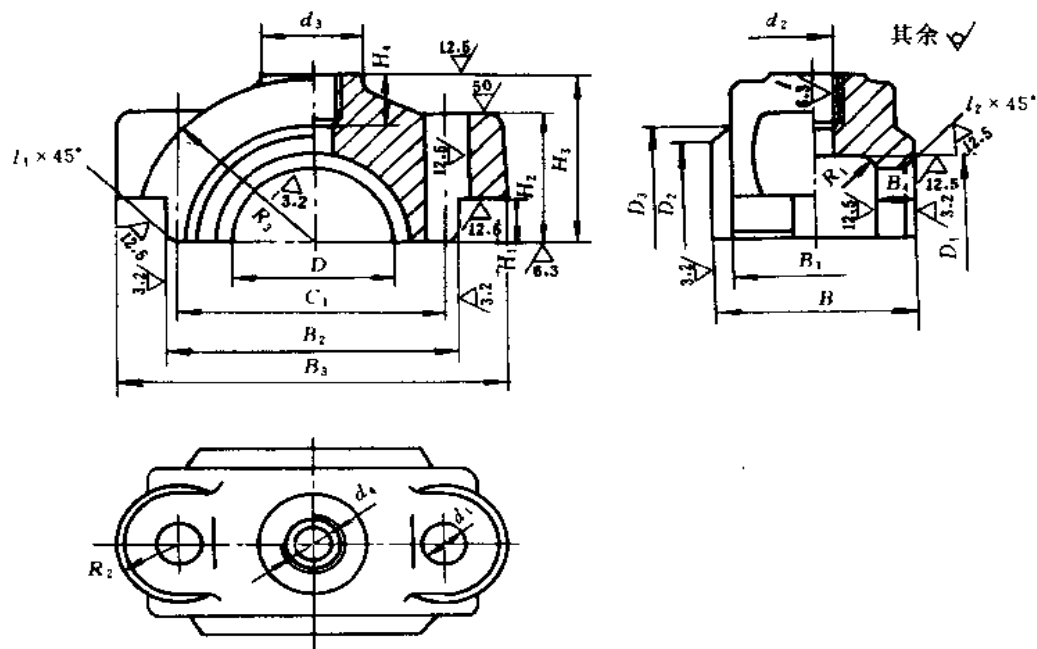


图 1-5-13 二螺栓滑动轴承盖

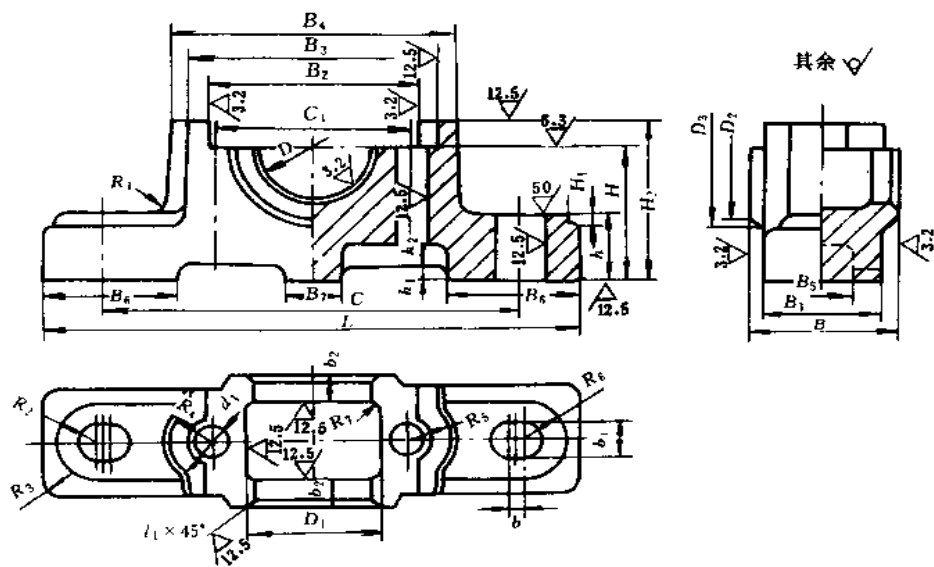


图 1-5-14 二螺栓滑动轴承座

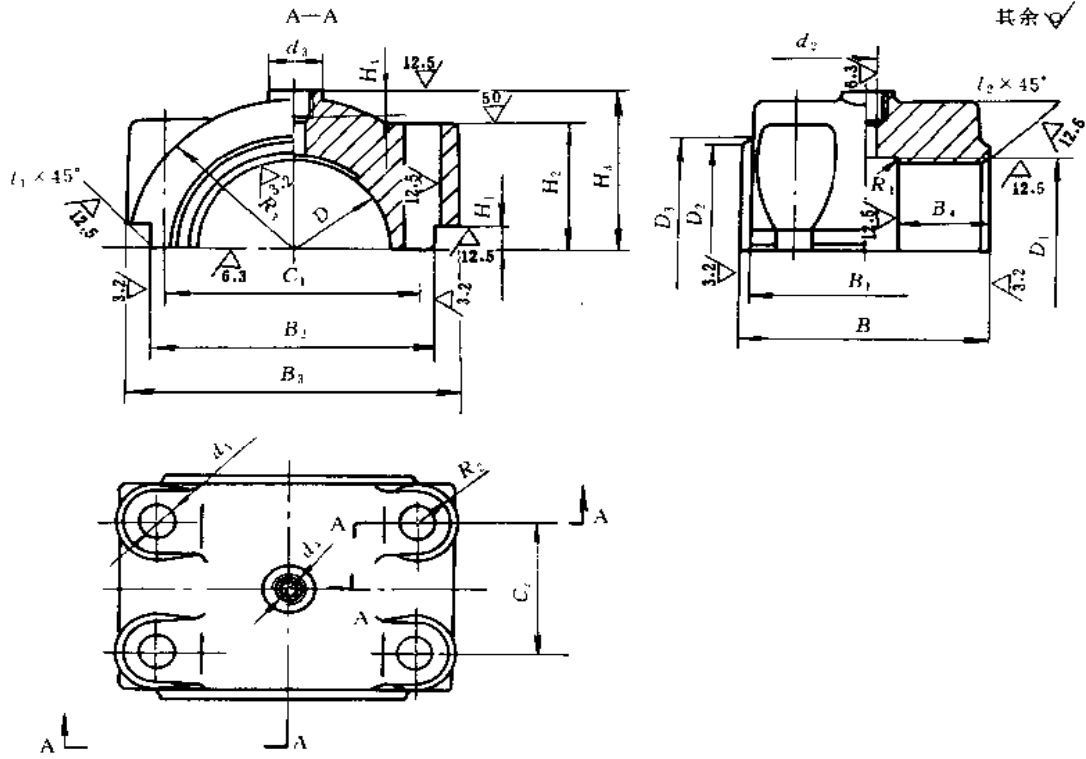


图 1-5-15 四螺栓滑动轴承盖

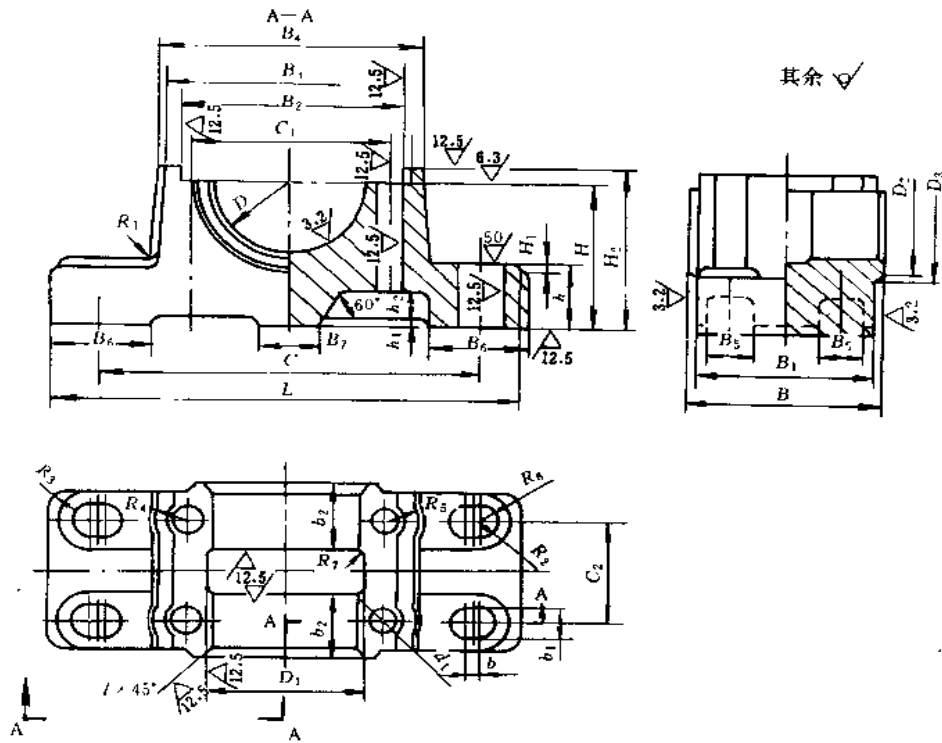


图 1-5-16 四螺栓滑动轴承座

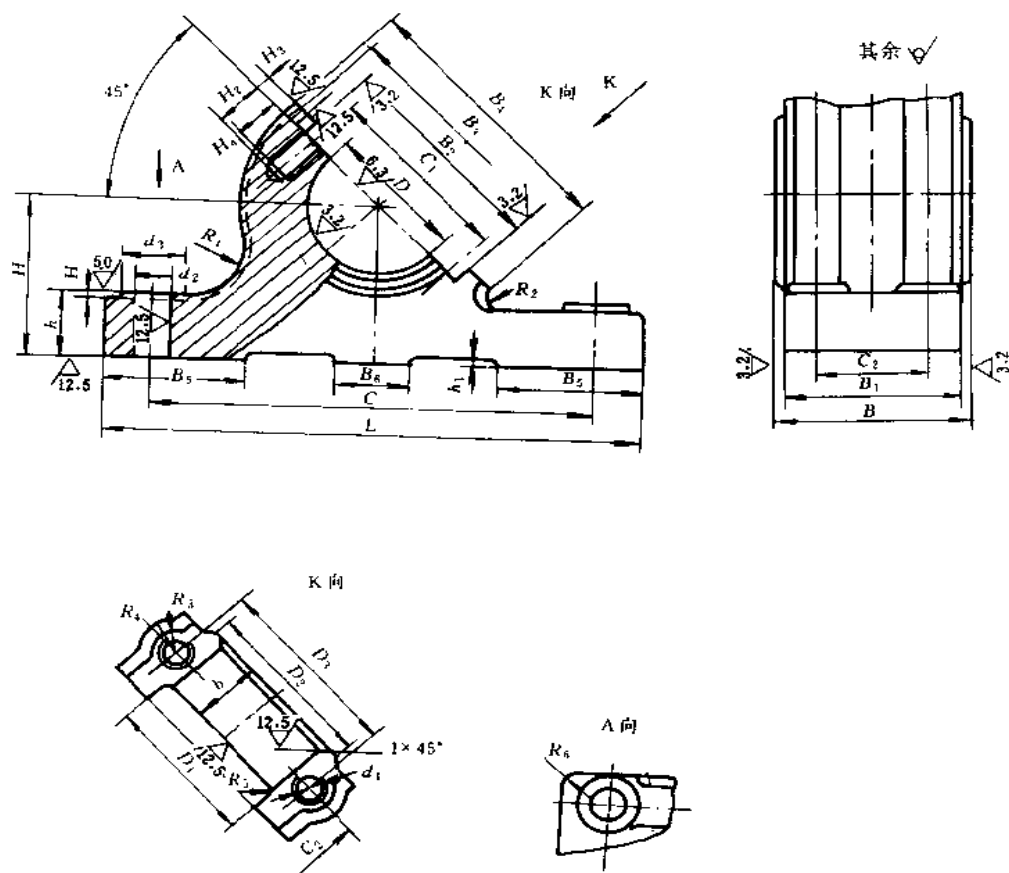


图 1-5-17 四螺栓斜滑动轴承座

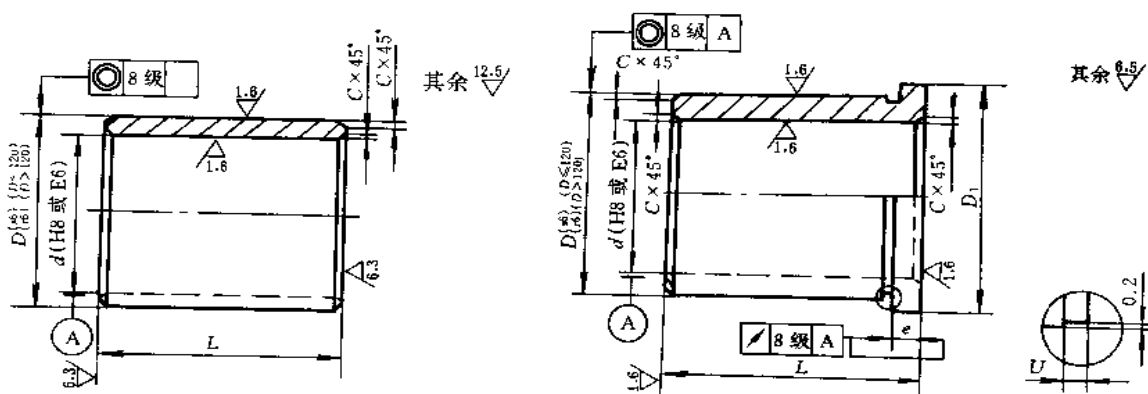


图 1-5-18 铜合金整体轴套 (GB 2509-81)

图 1-5-19 铜合金带挡边整体轴套



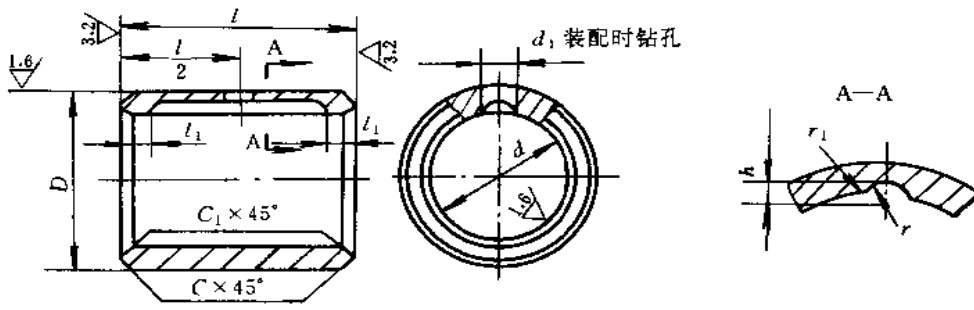


图 1-5-20 铸铁轴套

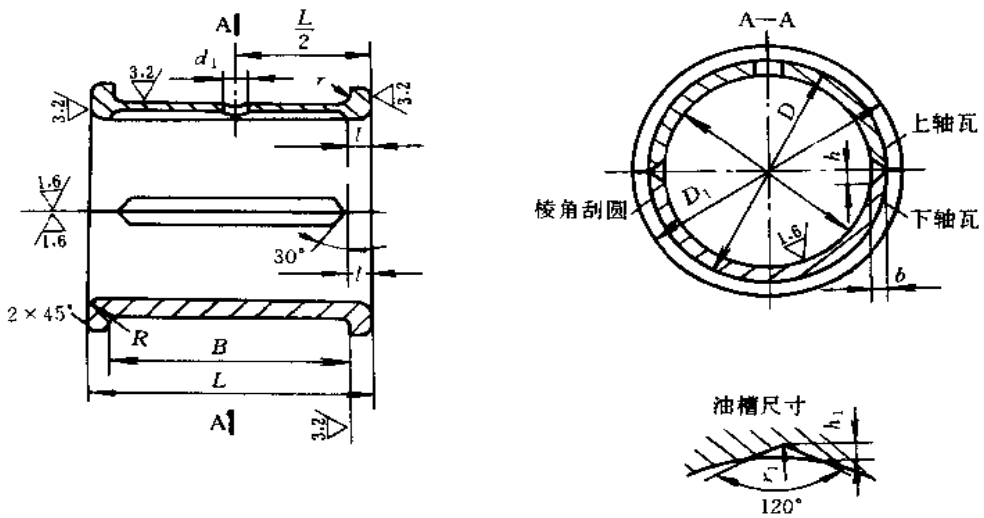
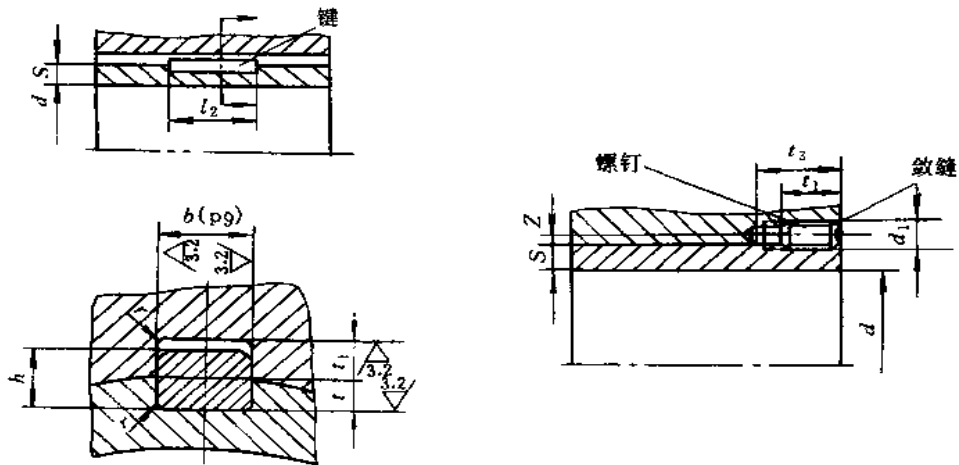


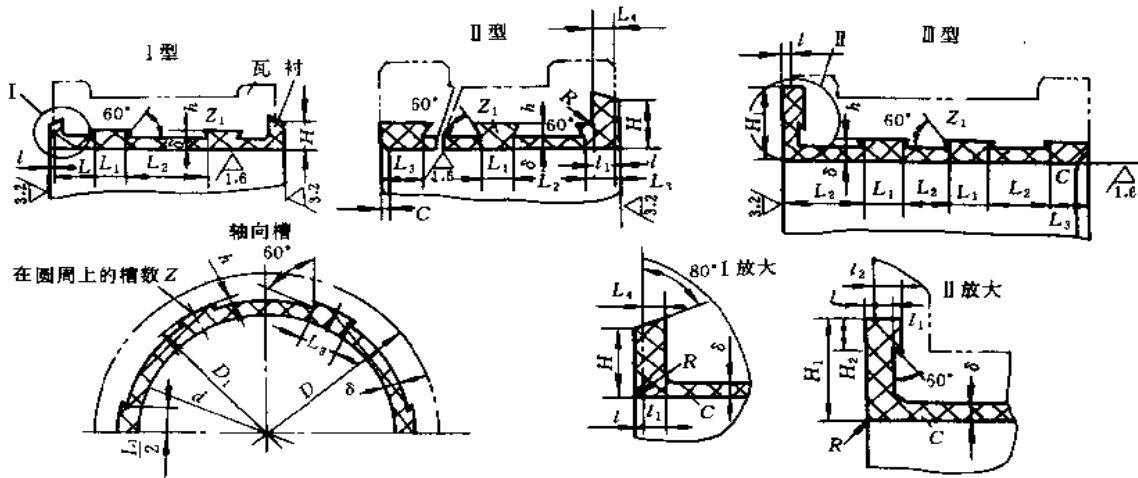
图 1-5-21 铝青铜、锡青铜及耐磨铸铁轴套



(a) 重载轴套固定方式

(b) 轻载轴套固定方式

图 1-5-22 轴套的固定 (JB/ZQ 4616—86)



比例关系：铸铁瓦  $D_2 : D_1 > 1.2$ ，钢瓦  $D_2 : D_1 \approx 1.1 \sim 1.14$

图 1-5-23 轴承合金浇注槽 (Q/ZB161—73)

$d \leq 300\text{mm}$  的径向槽，用于轻载轴承 (I 型)  $d > 300\text{mm}$  的径向槽，用于受轴向力和冲击较大的重要轴承 (II、III 型)。

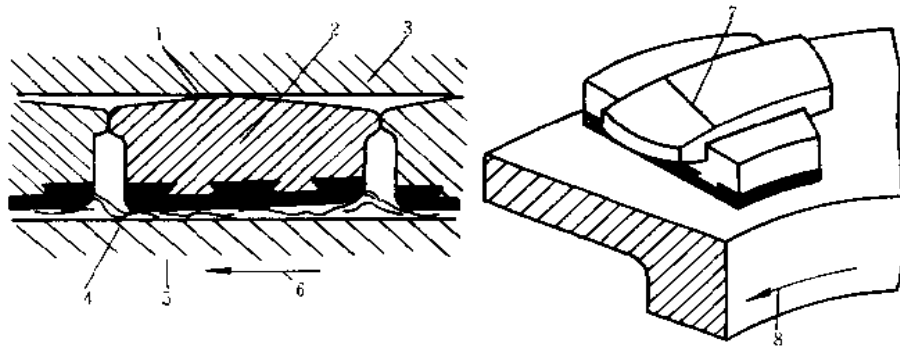


图 1-5-24 扇形片自位止推轴承工作图

1—扇形片摆动轴线；2—扇形片；3—固定轴承；4—止推盘；5—轴向载荷；6—止推盘转动方向；7—扇形片摆动轴线；8—转动方向

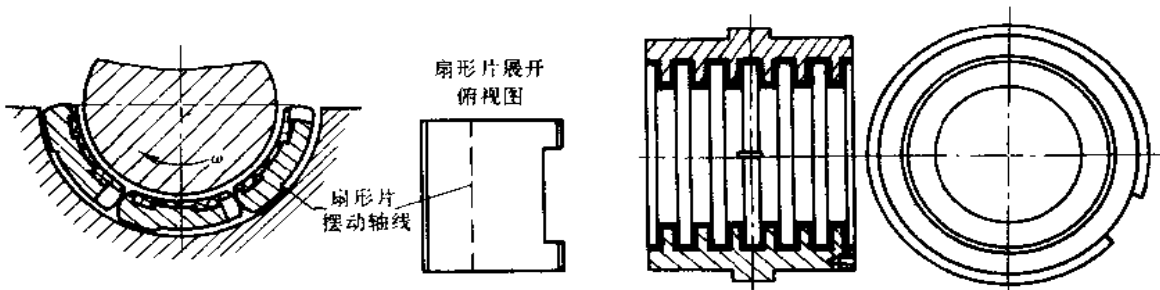


图 1-5-25 扇形片径向轴承

图 1-5-26 多环止推轴承的轴衬

1.2.11 滑动轴承的润滑槽

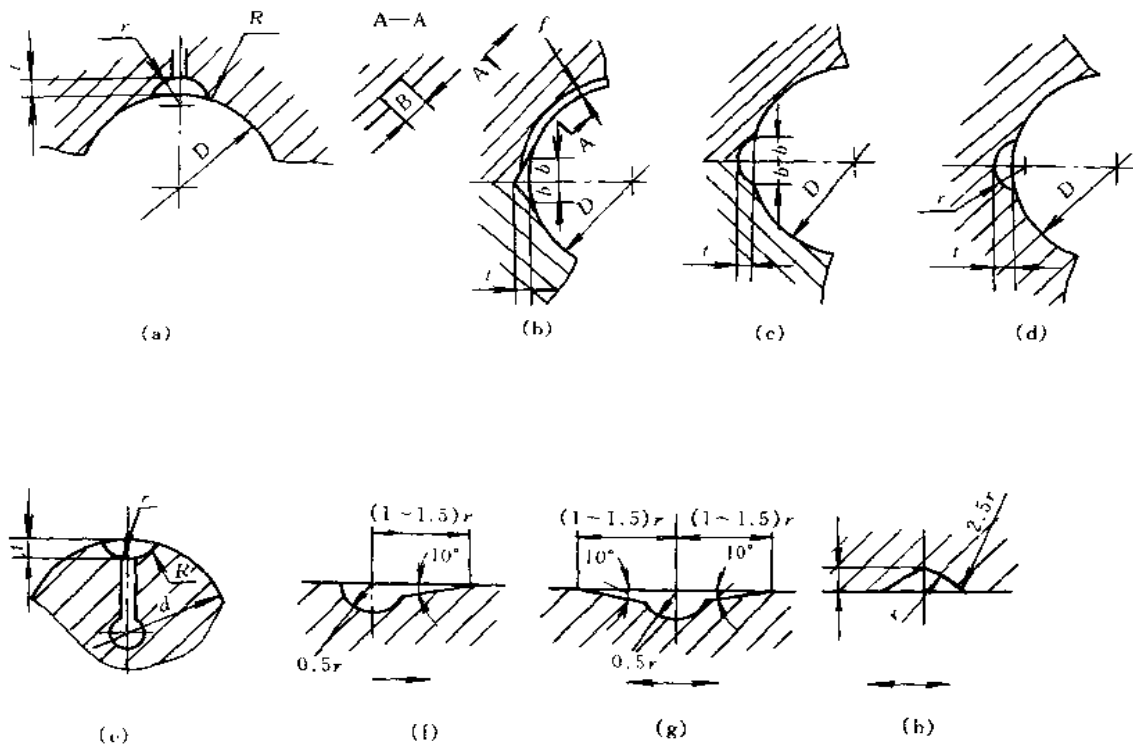


图 1-5-27 滑动轴承上用的润滑槽型式

(a)、(b)、(c)、(d) 用于径向轴承的轴瓦上；(e) 用于径向轴承的轴上；  
 (f)、(g) 用于推力轴承上；(h) 用于推力轴承的轴端上

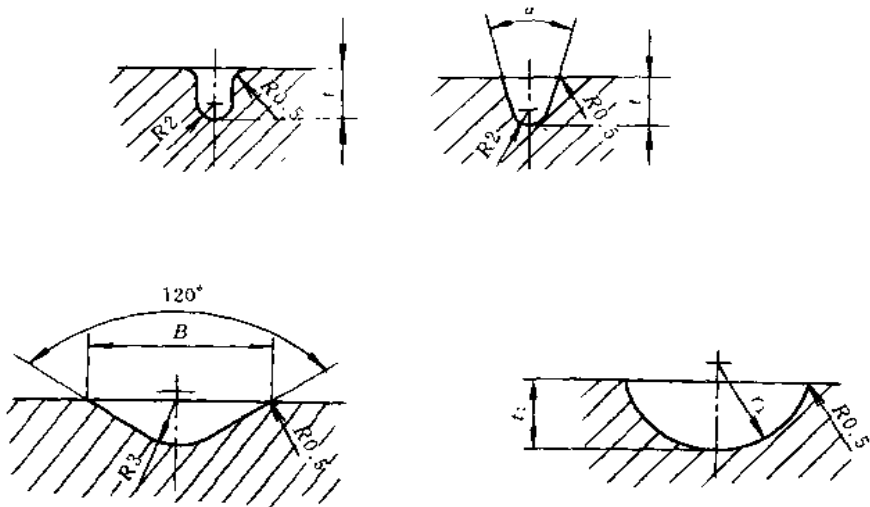
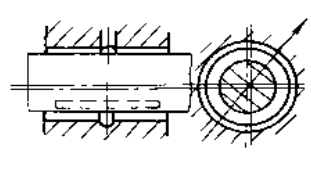
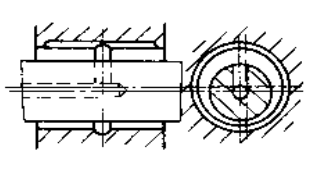
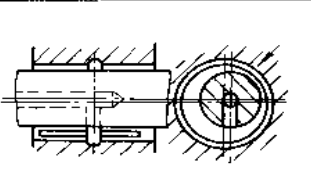
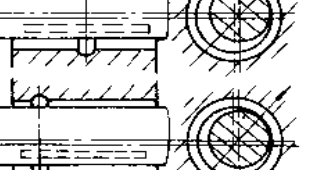
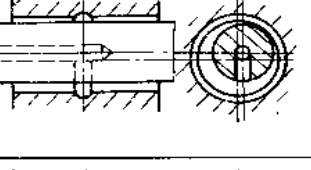
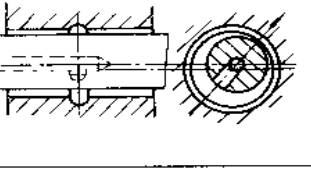
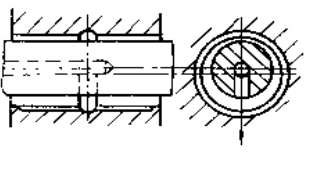


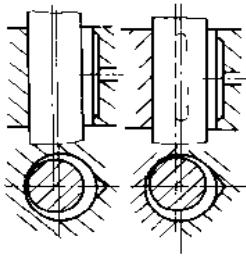
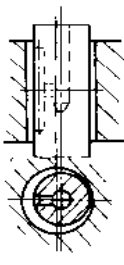
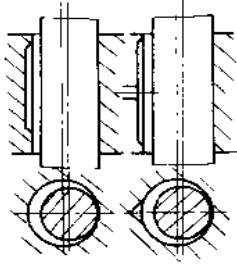
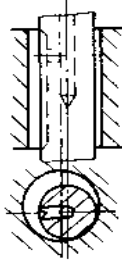
图 1-5-28 平面上用的润滑槽型式

根据轴和轴承的工作条件的不同，其油槽形状也不同，现列表如下，供选用参考。  
表 1-5-2 环形油槽的选用条件

| 轴承工作条件    | 1   | 2   | 3   | 4  | 5   | 6   | 7   |
|-----------|---|---|---|--|---|---|---|
| 旋转体       | 轴   | 轴   | 轴承  | 轴  | 轴   | 轴   | 轴承  |
| 轴的位置      | 水平的   | 水平的   | 水平的   | 竖直的  | 竖直的   | 竖直的   | 竖直的   |
| 载荷方向      | 随轴而转  | 不变,或在180°内改变  | 随轴承而转   | 随轴而转   | 不变,或在180°内改变  | 随轴而转  | 随轴承而转   |
| 润滑油的引入    | 通过轴承  | 通过轴   | 通过轴   | 通过轴承   | 通过轴   | 通过轴   | 通过轴   |
| 油槽位置      | 在轴承中部   | 在轴承中部   | 在轴承中部   | 无压供油时近上端,有压供油时在中部  | 在轴承中部   | 在轴承中部   | 在轴承中部   |
| 有纵向油槽及其位置 | 在轴上与压力区相反的一面  | 在与负荷方向相反的一面   | 在轴承中的无负荷区内  | 在轴上与轴承中压力区相反的一面  | 在轴上与轴承中压力区相反的一面   | 当负荷方向一定时在轴上的无负荷区内   | 在轴承中与压力区相反的一面   |
| 示意图       |  |  |  |  |  |  |  |

注：在第1种和第5种工作条件下，载荷方向不固定时，轴上不开油槽。

表 1-5-3 纵向油槽的选用条件

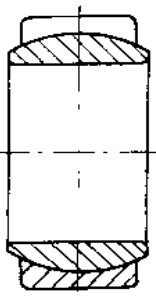

|        |   |   |  |   |
|--------|---|---|--|---|
| 轴承工作条件 | 1   | 2   | 3  | 4   |
| 旋转体    | 轴   | 轴   | 轴  | 轴承  |
| 轴的位置   | 水平的   | 水平的   | 竖直的  | 竖直的   |
| 载荷方向   | 不变, 或在 180°内改变  | 随轴而转  | 不变, 或在 180°内改变   | 不变, 或在 180°内改变  |
| 润滑油的引入 | 通过轴承  | 通过轴   | 通过轴承   | 通过轴   |
| 油槽位置   | 在轴承卸载区内的供油点上  | 在轴上与载荷方向相反的一面   | 在轴承中与压力区相反的一面  | 在轴上与轴承中压力区相反的一面   |
| 示意图    |  |  |  |  |

注: 在第 3 种工作条件下, 无强制压力供油时, 油槽开到轴承的顶边。

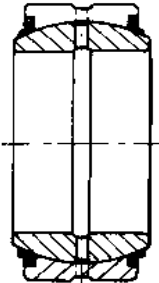
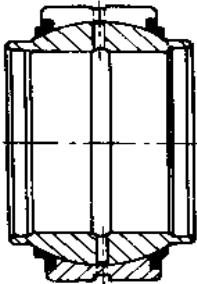
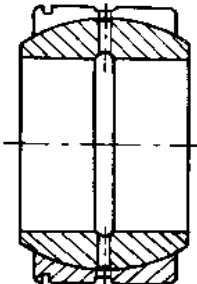
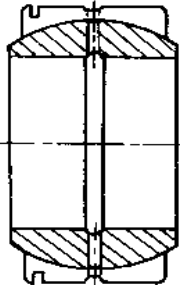
### 1.2.12 关节轴承

#### (1) 常用关节轴承的结构型式 (GB 304.1—88)

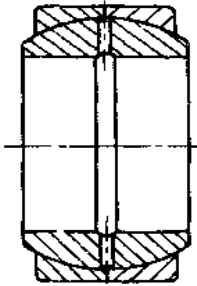



表 1-5-4 常用关节轴承结构型式

| 序号       | 简图  | 国标号、结构型式代号和名称                 | 承受负荷的方向和相对大小         | 说明                                   |
|----------|---|-------------------------------|----------------------|--------------------------------------|
| 一、向心关节轴承 |   |                               |                      |                                      |
| 1        |  | GB 9163—90<br>GE...E 型向心关节轴承  | 径向负荷和任一方<br>向较小的轴向负荷 | GE—向心关节轴承<br>(下同)<br>E—单缝外圈<br>无润滑油槽 |
| 2        |  | GB 9163—90<br>GE...ES 型向心关节轴承 | 径向负荷和任一方<br>向较小的轴向负荷 | E—单缝外圈<br>S—有润滑油槽                    |



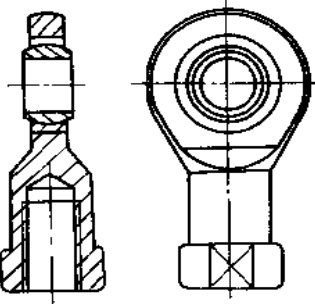
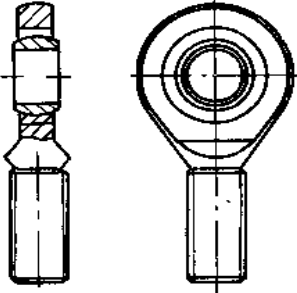
续表

| 序号 | 简 图   | 国标号、结构型式<br>代号和名称                              | 承受负荷的方<br>向和相对大小                           | 说 明                                       |
|----|---|--|--|---|
| 3  |    | GB 9163—90<br>GE...ES-2RS 型向<br>心关节轴承          | 径向负荷和任一方向较小的轴向负荷                           | E—单缝外圈<br>S—有润滑油槽<br>2RS—两面带密封圈           |
| 4  |   | GB 9163—90<br>GEEW...<br>ES-2RS 型宽内圈向<br>心关节轴承 | 径向负荷和任一方向较小的轴向负荷                           | EW—宽内圈<br>E—单缝外圈<br>S—有润滑油槽<br>2RS—两面带密封圈 |
| 5  |  | GE...ESN 型向心关<br>节轴承                           | 径向负荷和任一方向较小的轴向负荷。但轴向负荷由止动环承受时,其承受轴向负荷的能力降低 | E—单缝外圈<br>S—有润滑油槽<br>N—外圈有止动槽             |
| 6  |  | GE...XSN 型向心关<br>节轴承                           | 径向负荷和任一方向较小的轴向负荷。但轴向负荷由止动环承受时,其承受轴向负荷的能力降低 | X—双缝外圈(剖分<br>外圈)<br>S—有润滑油槽<br>N—外圈有止动槽   |

续表

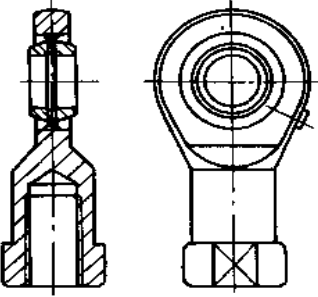
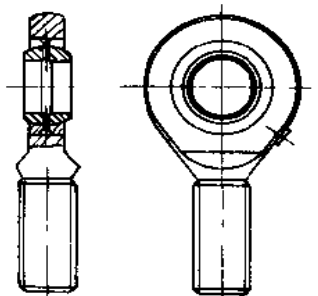
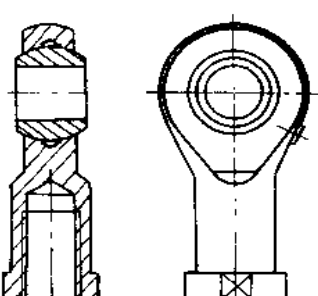
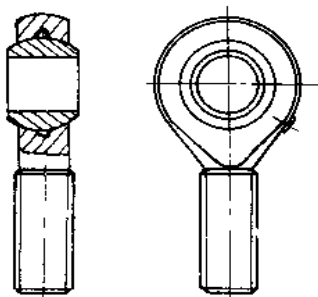
| 序号 | 简 图   | 国标号、结构型式<br>代号和名称                 | 承受负荷的方<br>向和相对大小            | 说 明   |
|----|---|-----------------------------------|-----------------------------|---|
| 7  |    | GE...HS 型向心关<br>节轴承               | 径向负荷和任一方向较小的轴向负荷            | S—内圈有润滑油槽<br>H—双半外圈<br>磨损后游隙可调整   |
| 8  |   | GE...DE1 型向心关<br>节轴承              | 径向负荷和任一方向较小的轴向负荷            | DE1—挤压外圈（外圈为轴承钢，在内圈装配时挤压成形）<br>内圈为淬硬轴承钢；有润滑油槽和油孔。内径小于 15mm 的轴承，无润滑油槽和油孔 |
| 9  |  | GE...DEM1 型向心<br>关节轴承             | 径向负荷和任一方向较小的轴向负荷            | DEM1—同 DE1（外圈为轴承钢，在内圈装配时挤压成形），轴承装入轴承座后，在外圈上压出端沟使轴承轴向固定<br>内圈为淬硬轴承钢      |
| 10 |  | GB 9163—90<br>GE...DS 型向心关<br>节轴承 | 径向负荷和较小的轴向负荷（装配槽一边不能承受轴向负荷） | DS—外圈有装配槽和润滑油槽<br>只限于大尺寸的轴承   |

续表

| 序号        | 简图  | 国标号、结构型式<br>代号和名称               | 承受负荷的方<br>向和相对大小                                 | 说 明   |
|-----------|---|---------------------------------|--|---|
| 二、角接触关节轴承 |   |                                 |  |   |
| 11        |    | GB 9164—90<br>GAC…S型角接触<br>关节轴承 | 径向负荷和一方<br>向的轴向（联合）负荷                            | GAC—角接触关<br>节<br>轴承<br>S—外圈有油槽和<br>油孔<br>内、外圈均为淬硬<br>轴承钢                        |
| 三、推力关节轴承  |   |                                 |  |   |
| 12        |    | GB 9162—90<br>GX…S型推力关<br>节轴承   | 一方向的轴向负荷<br>或联合负荷（此时其径<br>向负荷值不得大于轴<br>向负荷的0.5倍） | GX—推力关节轴<br>承<br>S—座圈有油槽、<br>油孔<br>轴圈和座圈均为淬<br>硬轴承钢                             |
| 四、杆端关节轴承  |   |                                 |  |   |
| 13        |  | GB 4222—91<br>SI…E型杆端关<br>节轴承   | 径向负荷和任一<br>方向小于或等于0.2倍<br>径向负荷的轴向负荷              | SI—内螺纹杆端关<br>节轴承<br>E—单缝外圈<br>系GE…E型轴承与<br>杆端的组装体。杆端带<br>内螺纹，材料为碳素结<br>构钢；无润滑油槽 |
| 14        |  | GB 4222—91<br>SA…E型杆端关<br>节轴承   | 径向负荷和任一<br>方向小于或等于0.2倍<br>径向负荷的轴向负荷              | SA—外螺纹杆端关<br>节轴承<br>E—单缝外圈<br>系GE…E型轴承与<br>杆端的组装体。杆端带<br>外螺纹，材料为碳素结<br>构钢；无润滑油槽 |



续表

| 序号 | 简 图   | 国标号、结构型式<br>代号和名称                   | 承受负荷的方<br>向和相对大小                      | 说 明   |
|----|---|-------------------------------------|---------------------------------------|---|
| 15 |    | GB 4222—91<br>SI...ES 型杆端关节<br>轴承   | 径向负荷和任一方向<br>小于或等于 0.2 倍<br>径向负荷的轴向负荷 | SI—内螺纹杆端<br>E—单缝外圈<br>S—带油槽油孔<br>系 GE...ES 型轴承<br>与杆端的组装体。杆端<br>带内螺纹, 材料为碳素<br>结构钢; 有润滑油槽 |
| 16 |   | GB 4222—91<br>SA...ES 型杆端关<br>节轴承   | 径向负荷和任一方向<br>小于或等于 0.2 倍<br>径向负荷的轴向负荷 | SA—外螺纹杆端<br>E—单缝外圈<br>S—带油槽油孔<br>系 GE...ES 型轴承<br>与杆端的组装体。杆端<br>带外螺纹, 材料为碳素<br>结构钢; 有润滑油槽 |
| 17 |  | GB 4222—91<br>SIB...S 型整体杆端<br>关节轴承 | 径向负荷和任一方向<br>小于或等于 0.2 倍<br>径向负荷的轴向负荷 | SIB—内螺纹整体杆端<br>S—带油槽油孔<br>杆端带内螺纹, 材料<br>为碳素结构钢; 内圈为<br>淬硬轴承钢; 有润滑<br>油槽                   |
| 18 |  | GB 4222—91<br>SAB...S 型整体杆端<br>关节轴承 | 径向负荷和任一方向<br>小于或等于 0.2 倍<br>径向负荷的轴向负荷 | SAB—外螺纹整体杆端<br>S—带油槽油孔<br>杆端带外螺纹, 材料<br>为碳素结构钢; 内圈为<br>淬硬轴承钢; 有润滑<br>油槽                   |

续表

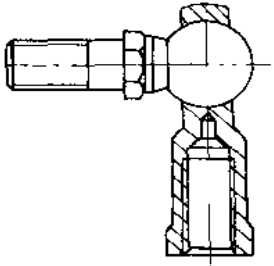

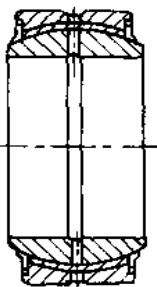
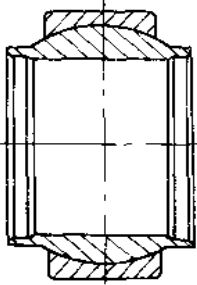
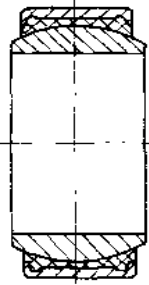
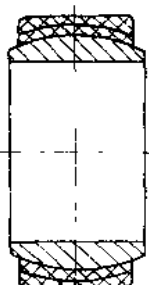
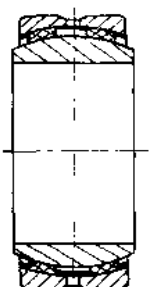
| 序号 | 简图  | 国标号、结构型式代号和名称  | 承受负荷的方向和相对大小     | 说明                             |
|----|---|----------------|------------------|--------------------------------|
| 19 |  | SQ...型球头杆端关节轴承 | 径向负荷和任一方向较小的轴向负荷 | SQ—球头杆端关节轴承<br>杆端为碳素结构钢；球头为渗碳钢 |




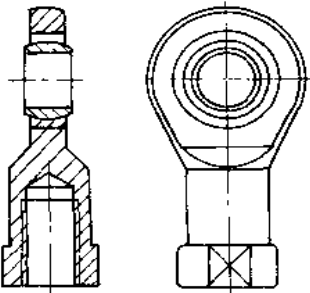
表 1-5-5 常用自润滑关节轴承结构型式

| 序号          | 简图  | 国标号、结构型式代号和名称                      | 承受负荷的方向和相对大小                     | 说明   |
|-------------|---|------------------------------------|----------------------------------|--|
| 一、自润滑向心关节轴承 |   |                                    |                                  |  |
| 1           |   | GB 9163—90<br>GE...C型自润滑向心关节轴承     | 方向不变的负荷。在承受径向负荷的同时能承受任一方向较小的轴向负荷 | C—一套圈或一套圈的滑动表面为烧结青铜复合材料<br>此为挤压外圈，外圈滑动表面为烧结青铜复合材料；内圈为淬硬轴承钢，滑动表面镀硬铬。只限于小尺寸的轴承               |
|             |   | GE...T型自润滑向心关节轴承                   |                                  | T—外圈为轴承钢，滑动表面为一层聚四氟乙烯织物<br>内圈为淬硬轴承钢，滑动表面镀硬铬  |
| 2           |  | GB 9163—90<br>GE...CS-2Z型自润滑向心关节轴承 | 方向不变的负荷。在承受径向负荷的同时能承受任一方向较小的轴向负荷 | C—一套圈或一套圈的滑动表面为烧结青铜复合材料<br>S—带油槽油孔<br>2Z—两面带防尘盖<br>此处外圈为轴承钢，滑动表面为烧结青铜复合材料；内圈为淬硬轴承钢，滑动表面镀硬铬 |

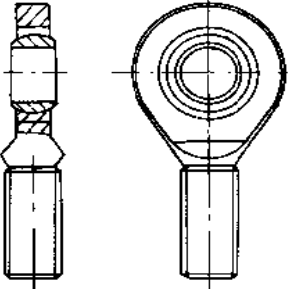
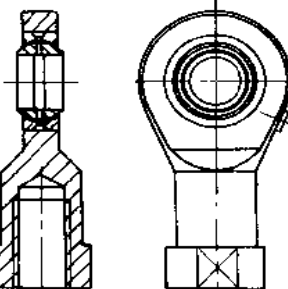
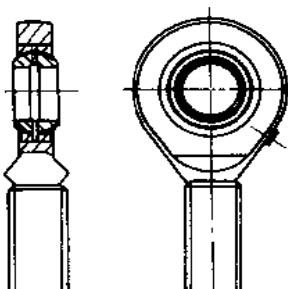
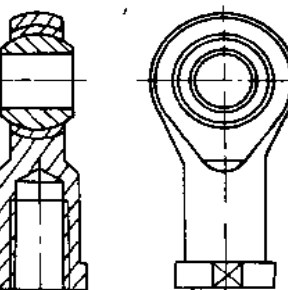
续表

| 序号 | 简 图   | 国标号、结构型式<br>代号和名称                     | 承受负荷的方<br>向和相对大小                             | 说 明   |
|----|---|---------------------------------------|--|---|
| 3  |    | GEEW...T 型自润<br>滑宽内圈向心关节<br>轴承        | 方向不变的负荷。在<br>承受径向负荷的同时<br>能承受任一方向较小<br>的轴向负荷 | EW—宽内圈<br>T—外圈为轴承钢，<br>滑动表面为一层聚四<br>氟乙烯织物<br>内圈为淬硬轴承钢；<br>滑动表面镀硬铬   |
| 4  |   | GE...F 型自润滑向<br>心关节轴承                 | 方向不变的中等径<br>向负荷                              | F—外圈为淬硬轴承<br>钢，滑动表面为以聚四<br>氟乙烯为添加剂的玻<br>璃纤维增强塑料<br>内圈为淬硬轴承钢，<br>滑动表面镀硬铬   |
| 5  |  | GE...F2 型自润滑向<br>心关节轴承                | 方向不变的中等径<br>向负荷                              | F2—外圈为玻璃纤<br>维增强塑料，滑动表面<br>为以聚四氟乙烯为添<br>加剂的玻璃纤维增强<br>塑料<br>内圈为淬硬轴承钢，<br>滑动表面镀硬铬   |
| 6  |  | GB 4646—91<br>GE...FSA 型自润滑<br>向心关节轴承 | 重径向负荷  | A—外圈为中碳钢，<br>有固定滑动表面材料<br>的固定器<br>S—带油槽与油孔<br>F—外圈滑动表面由<br>以聚四氟乙烯为添加<br>剂的玻璃纤维增强塑<br>料圆片组成<br>内圈为淬硬轴承钢。<br>用于大型和特大型<br>轴承 |

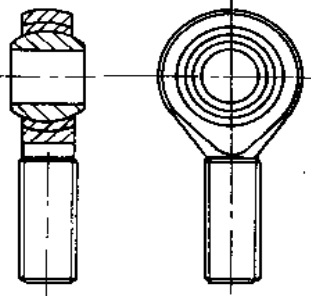
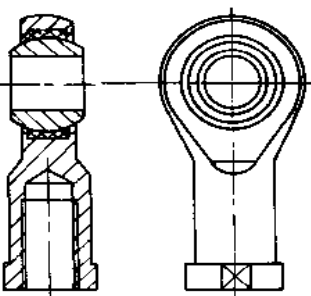
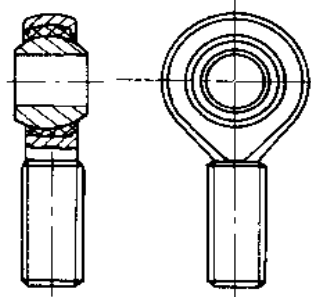
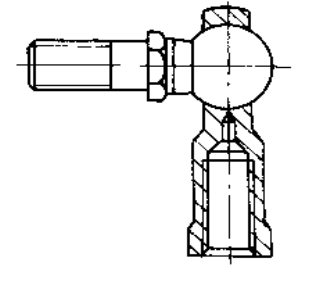
续表

| 序号           | 简图  | 国标号、结构型式代号和名称                         | 承受负荷的方向和相对大小   | 说明  |
|--------------|---|---------------------------------------|--|---|
| 7            |    | GE...FIH 型自润滑<br>向心关节轴承               | 重径向负荷  | H—双半外圈<br>I—内圈为中碳钢,<br>有固定滑动表面材料<br>的固定器<br>F—内圈滑动表面由<br>以聚四氟乙烯为添加<br>剂的玻璃纤维增强塑<br>料圆片组成<br>外圈为淬硬轴承钢,<br>用于大型和特大型<br>轴承 |
| 二、自润滑角接触关节轴承 |   |                                       |  |   |
| 8            |   | GB 9164—90<br>GAC...F 型自润滑<br>角接触关节轴承 | 径向负荷和一方向<br>的轴向（联合）负荷  | GAC—角接触关节<br>轴承<br>F—外圈为淬硬轴承<br>钢，滑动表面为以聚四<br>氟乙烯为添加剂的玻<br>璃纤维增强塑料<br>内圈为淬硬轴承钢，<br>滑动表面镀硬铬                              |
| 三、自润滑推力关节轴承  |   |                                       |  |   |
| 9            |  | GB 9162—90<br>GX...F 型自润滑推<br>力关节轴承   | 一方向的轴向负荷<br>或联合负荷（此时其径<br>向负荷值不得大于轴<br>向负荷值的 0.5 倍）            | GX—推力关节轴承<br>F—座圈为淬硬轴承<br>钢，滑动表面为以聚四<br>氟乙烯为添加剂的玻<br>璃纤维增强塑料<br>轴圈为淬硬轴承钢，<br>滑动表面镀硬铬                                    |
| 四、自润滑杆端关节轴承  |   |                                       |  |   |
| 10           |  | GB 4222—91<br>SI...C 型自润滑杆<br>端关节轴承   | 方向不变的负荷。在<br>承受径向负荷的同时，<br>能承受任一方向小于<br>或等于 0.2 倍径向负<br>荷的轴向负荷 | 系 GE...C 型轴承与<br>杆端的组装体。杆端带<br>内螺纹，材料为碳素结<br>构钢   |

续表

| 序号 | 简 图   | 国标号、结构型式<br>代号和名称                   | 承受负荷的方<br>向和相对大小   | 说 明  |
|----|---|-------------------------------------|--|--|
| 11 |    | GB 4222—91<br>SA...C 型自润滑杆<br>端关节轴承 | 方向不变的负荷。在<br>承受径向负荷的同时，<br>能承受任一方向小于<br>或等于 0.2 倍径向负<br>荷的轴向负荷 | 系 GE...C 型轴承与<br>杆端的组装体。杆端带<br>外螺纹，材料为碳素结<br>构钢                |
| 12 |   | SI...CS-2Z 型自润<br>滑杆端关节轴承           | 方向不变的负荷。在<br>承受径向负荷的同时，<br>能承受任一方向小于<br>或等于 0.2 倍径向负<br>荷的轴向负荷 | 系 GE...CS-2Z 型轴<br>承与杆端组装体。杆端<br>带内螺纹，材料为碳素<br>结构钢             |
| 13 |  | SA...CS-2Z 型自润<br>滑杆端关节轴承           | 方向不变的负荷。在<br>承受径向负荷的同时，<br>能承受任一方向小于<br>或等于 0.2 倍径向负<br>荷的轴向负荷 | 系 GE...CS-2Z 型轴<br>承与杆端的组装体。杆<br>端带外螺纹，材料为碳<br>素结构钢            |
| 14 |  | SIB...C 型自润滑整<br>体杆端关节轴承            | 方向不变的径向<br>负荷  | 杆端带内螺纹，材料<br>为碳素结构钢，滑动表<br>面为烧结青铜复合材<br>料；内圈为淬硬轴承<br>钢，滑动表面镀硬铬 |

续表

| 序号 | 简 图   | 国标号、结构型式<br>代号和名称        | 承受负荷的方<br>向和相对大小    | 说 明   |
|----|---|--------------------------|---------------------|---|
| 15 |    | SAB...C 型自润滑<br>整体杆端关节轴承 | 方向不变的径向<br>负荷       | 杆端带外螺纹,材料<br>为碳素结构钢,滑动表<br>面为烧结青铜复合材<br>料;内圈为淬硬轴<br>承钢,滑动表面镀硬铬                |
| 16 |   | SIB...F 型自润滑整<br>体杆端关节轴承 | 方向不变的径向<br>负荷       | 杆端带内螺纹,材料<br>为碳素结构钢,滑动表<br>面为以聚四氟乙烯为<br>添加剂的玻璃纤维增<br>强塑料;内圈为淬硬轴<br>承钢,滑动表面镀硬铬 |
| 17 |  | SAB...F 型自润滑<br>整体杆端关节轴承 | 方向不变的径向<br>负荷       | 杆端带外螺纹,材料<br>为碳素结构钢,滑动表<br>面为以聚四氟乙烯为<br>添加剂的玻璃纤维增<br>强塑料;内圈为淬硬轴<br>承钢,滑动表面镀硬铬 |
| 18 |  | SQ...L 型自润滑球<br>头杆端关节轴承  | 径向负荷和任一<br>向较小的轴向负荷 | L—套圈或杆端由特<br>殊自润滑合金材料<br>制成   |

注: 关节轴承的代号方法见 GB 304.2—88, 配合见 GB 304.3—90, 公差见 GB 304.10—89。

## (2) 自润滑球头杆端关节轴承 (JB 5306—91)

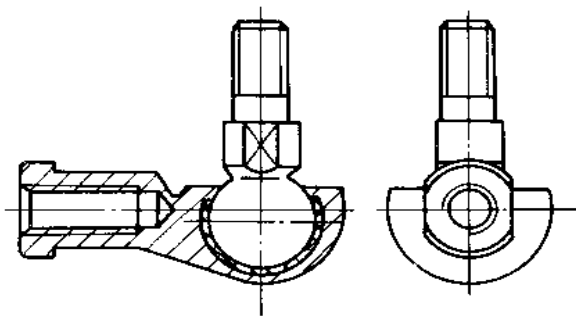


图 1-5-29 SQ...C 型

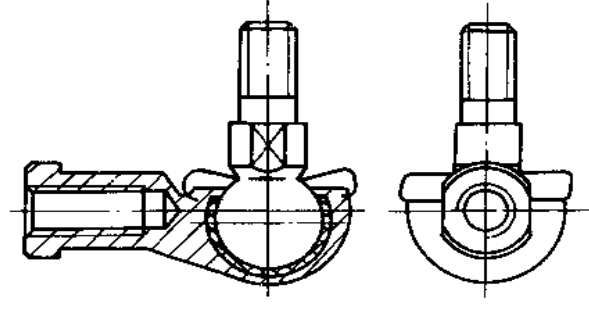


图 1-5-30 SQ...C-RS 型

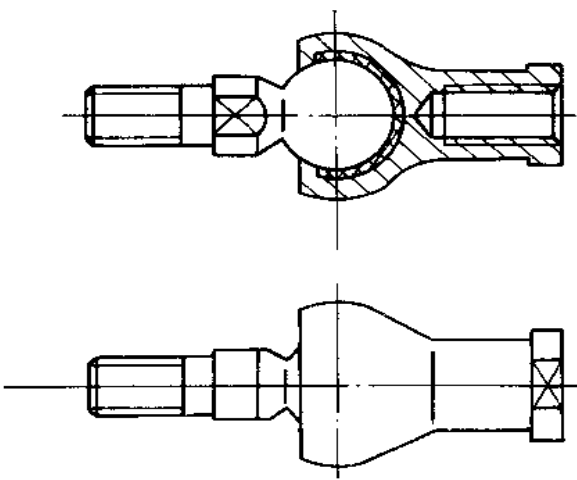


图 1-5-31 SQZ...C 型

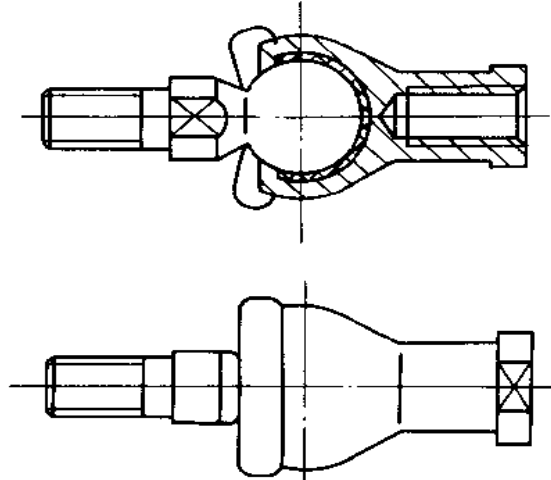
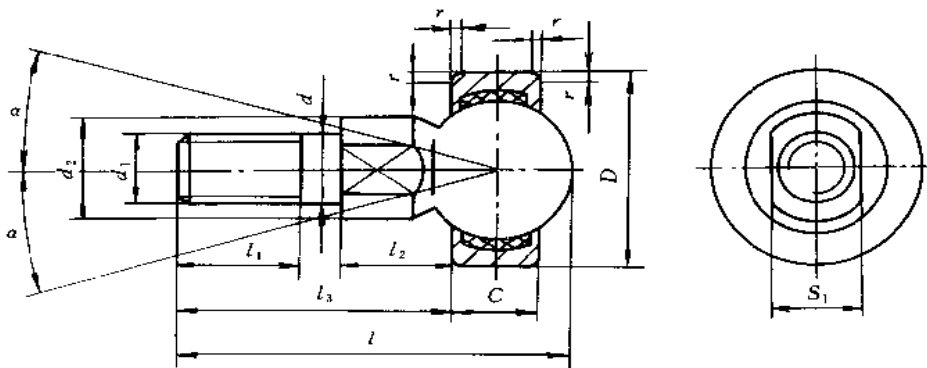


图 1-5-32 SQZ...C-RS 型



球头杆端关节轴承代号:

SQ——表示弯杆球头杆端关节轴承; SQZ——表示直杆球头杆端关节轴承; SQD——表示单杆球头杆端关节轴承;

C——表示球头座的滑动表面为烧结青铜复合材料; RC——表示带密封罩。

杆上螺纹可为右旋或左旋, 若为左旋, 轴承型号应加“L”, 螺纹标记应加“左”, 如: SQZL5CM5 左-6H

图 1-5-33 SQD...C 型

## (3) 杆端夹紧自润滑关节轴承

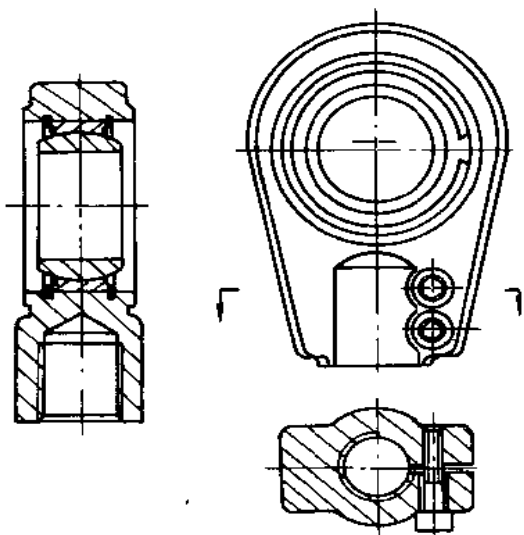


图 1-5-34 用于一般机械

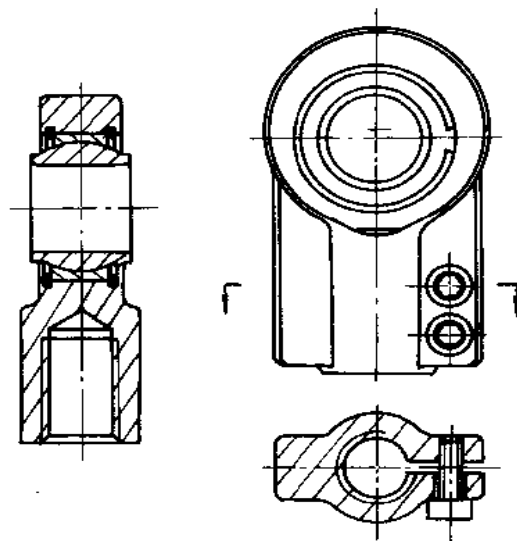


图 1-5-35 用于液压缸

## (4) 关节轴承的应用实例

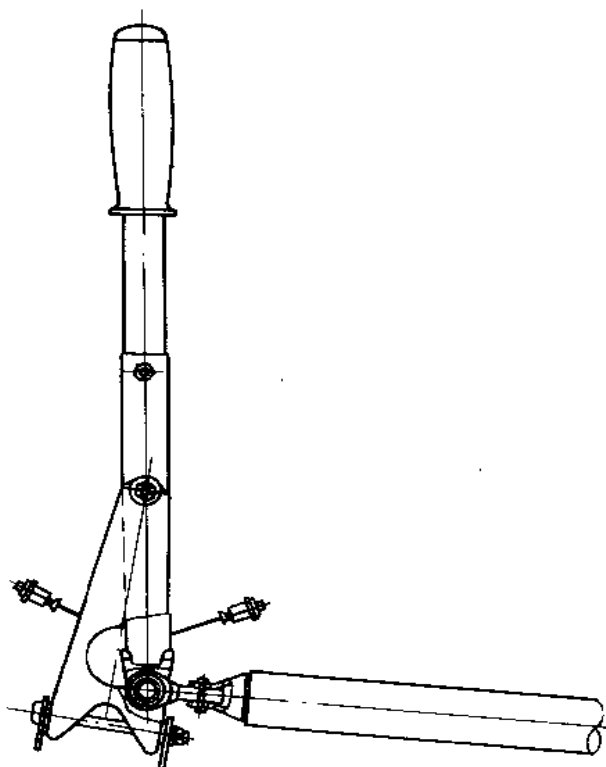


图 1-5-36 小型飞机操纵杆

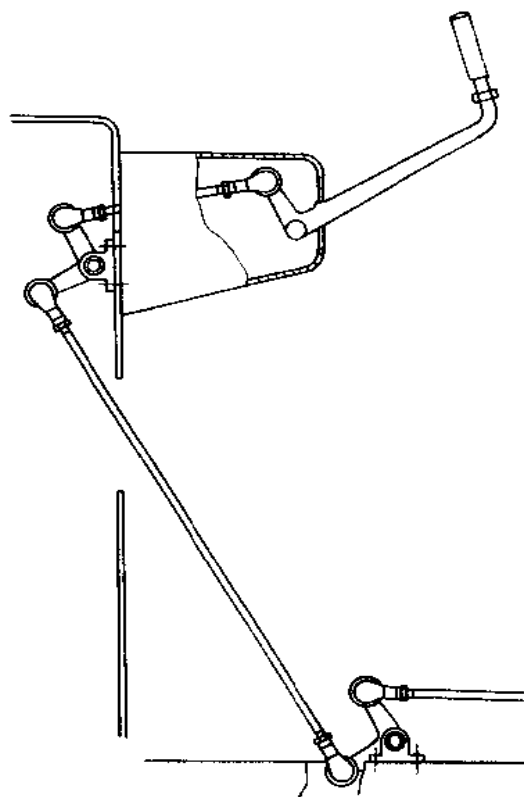


图 1-5-37 操纵杆



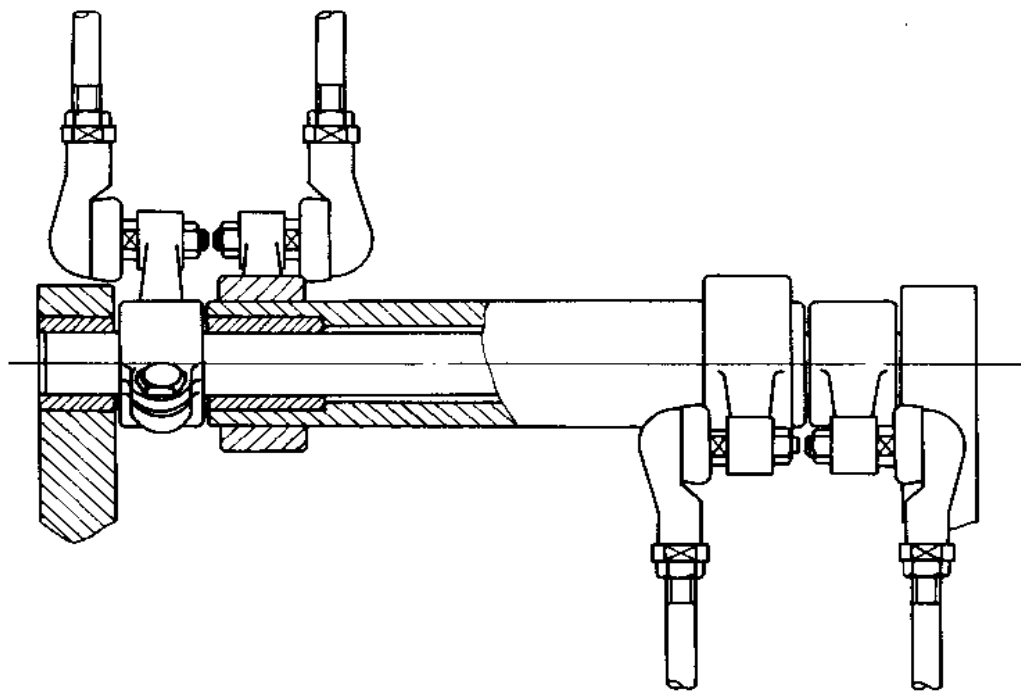


图 1-5-38 操纵杆

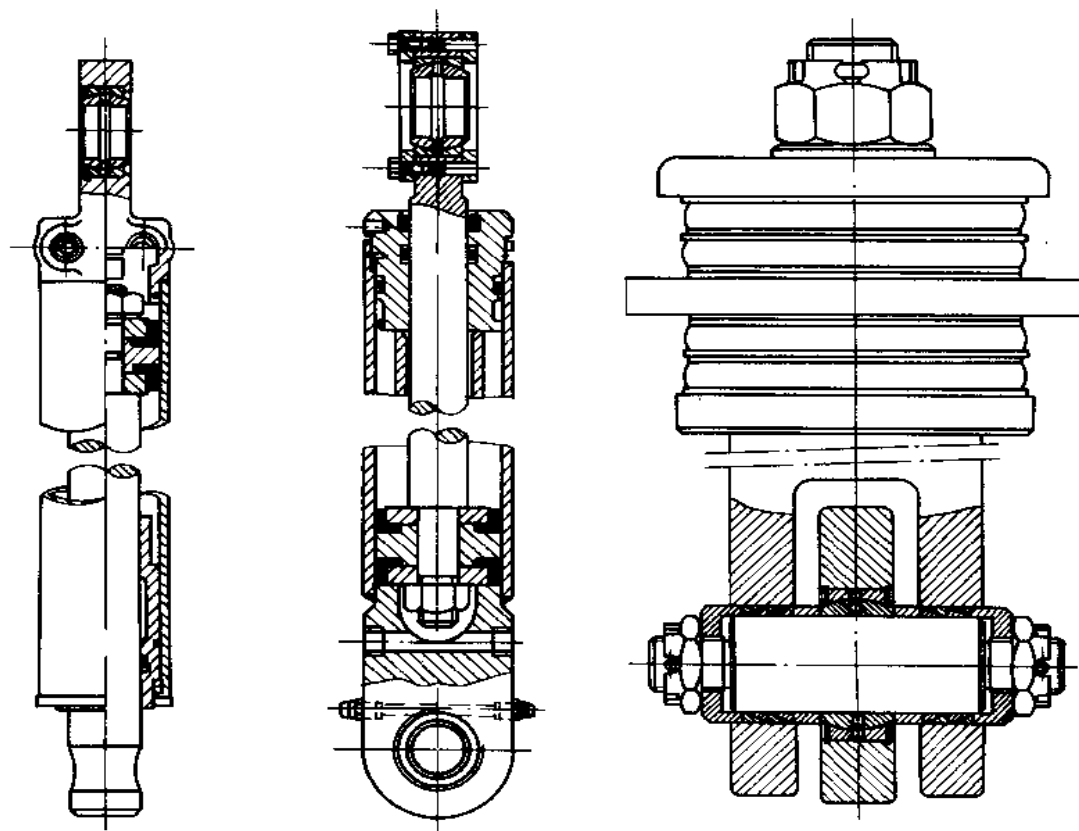


图 1-5-39 推土机推铲操纵油缸

图 1-5-40 汽车悬挂扭转部件

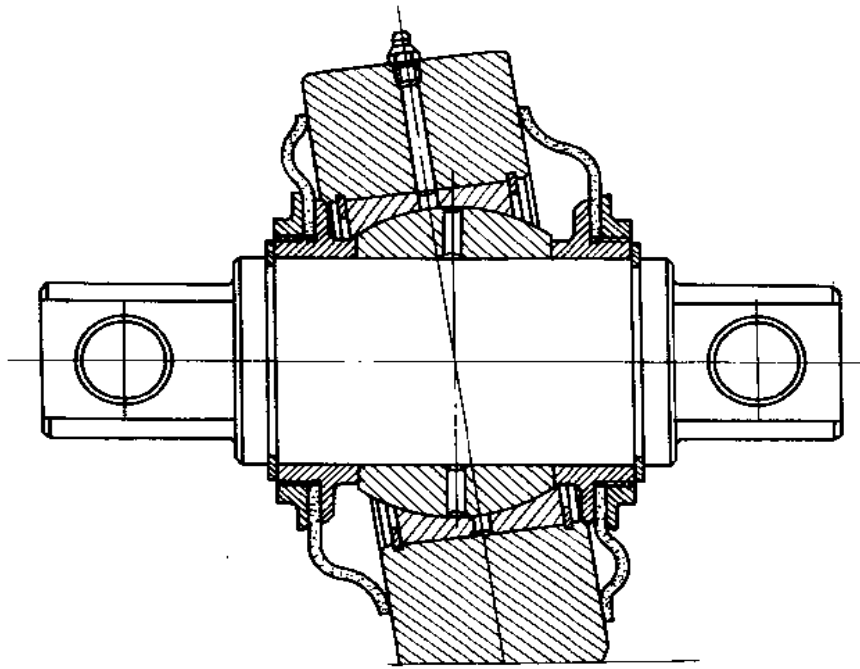


图 1-5-41 汽车平衡杆

## 1.2.13 塑料滑动轴承

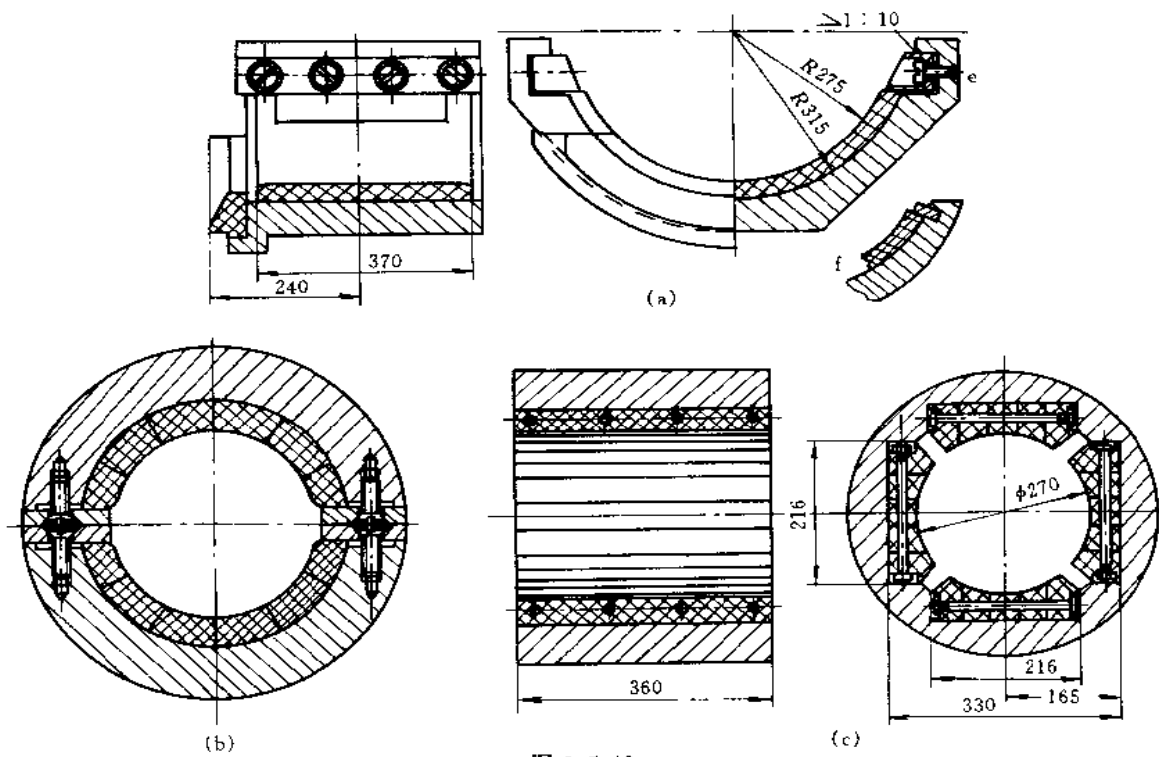


图 1-5-42

塑料滑动轴承具有重量轻，摩擦系数小，疲劳强度高，耐磨性好的优点，因而在机械设备中应用较普遍。轴瓦在金属套内固定方法也较多，但应用较多的固定方法是图 a 中 e 及 f 所示的方法。

图 1-5-42a 所示为没有上轴瓦的开式薄壁塑料滑动轴承。

图 1-5-42b 所示为组合式塑料滑动轴承，其轴瓦是用弓形塑料片组合而成的对开式上下轴瓦，所以安装、拆卸比较方便。

图 1-5-42c 所示为整体式组合塑料滑动轴承，其轴瓦由四部分组成，每部分塑料片是用螺钉串起来，每部分之间的槽通有冷却油或水。

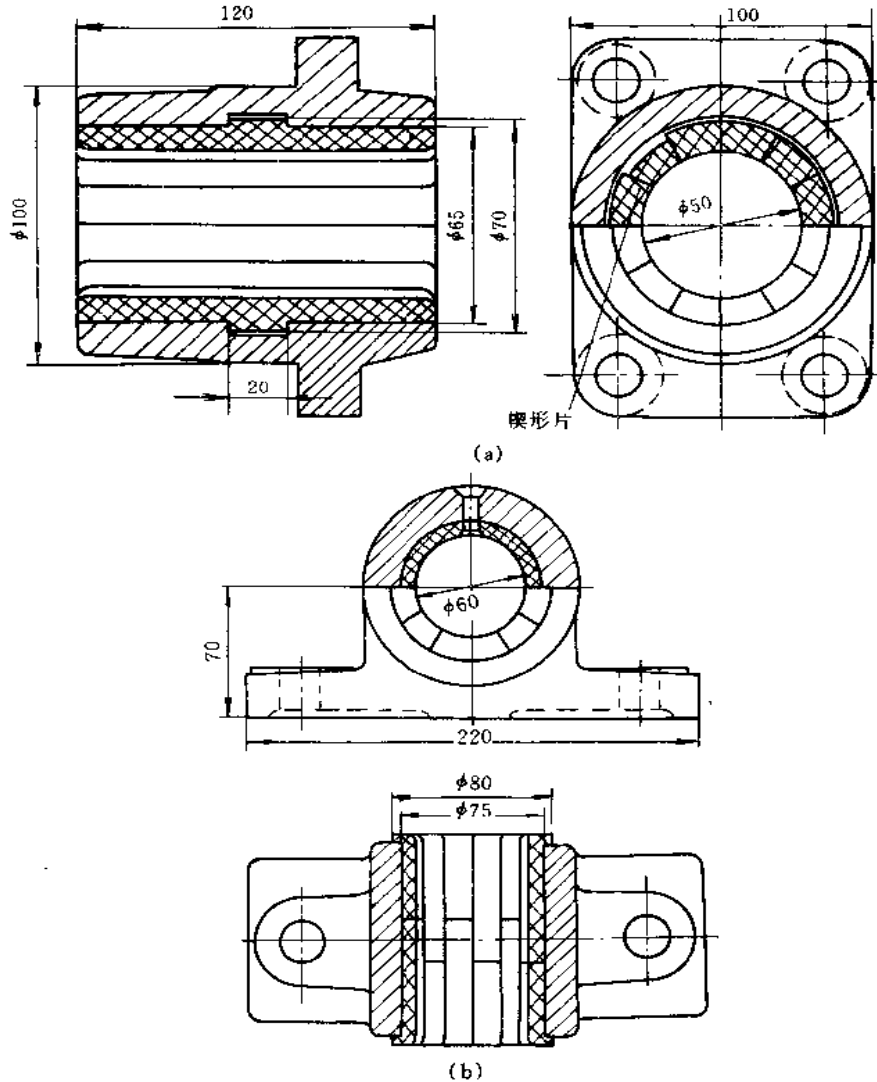


图 1-5-43

图 1-5-43a 所示为法兰式组合塑料滑动轴承，塑料轴瓦的径向固定采用楔形片压紧，轴向固定是利用塑料片上的榫，但至少应有一片不带榫，便于安装塑料片。

图 1-5-43b 所示为整体式组合塑料滑动轴承，塑料轴瓦的径向固定是利用固定螺钉，轴向固定采用塑料片的台肩。

## 1.2.14 橡胶滑动轴承

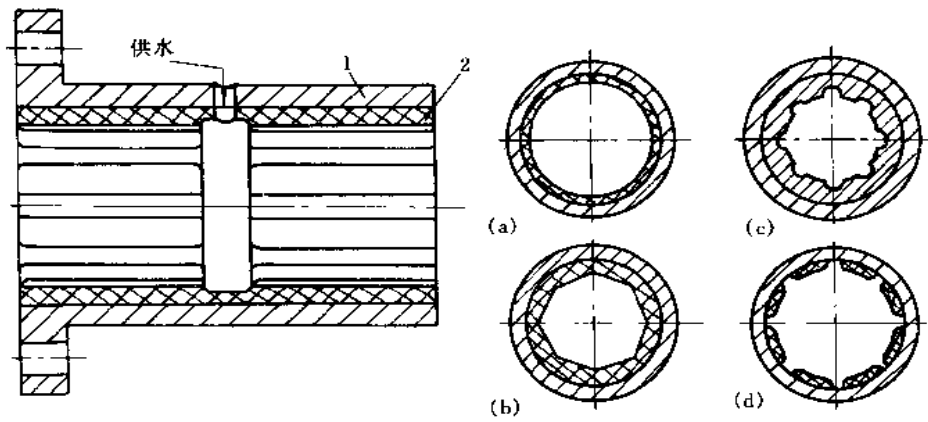


图 1-5-44  
1—轴瓦；2—橡胶

橡胶滑动轴承的轴瓦是用硫化橡胶制作，共有四种结构型式，如图 1-5-44a~d 所示。轴瓦中的槽用于供水，因为橡胶轴承用水润滑。

## 1.2.15 含油轴承

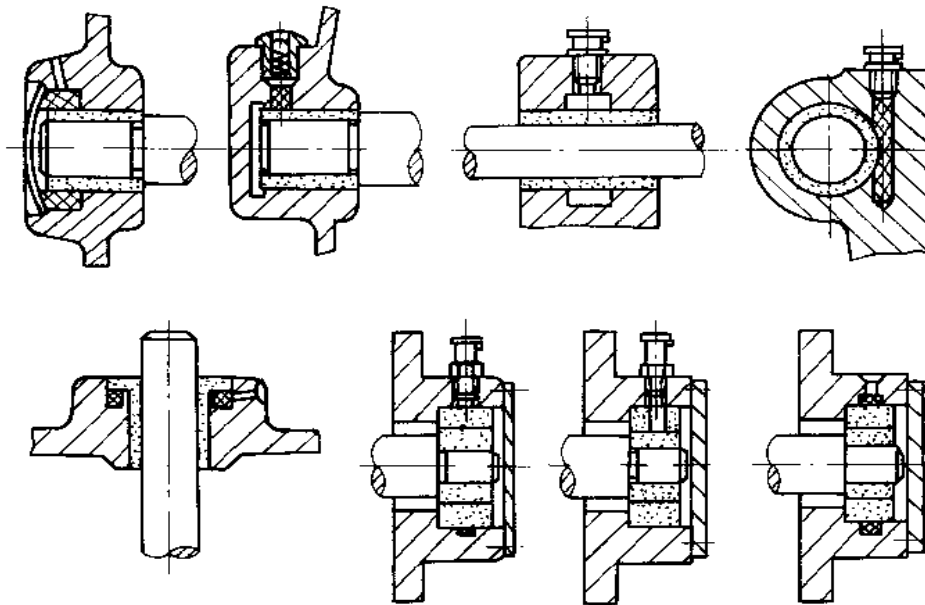


图 1-5-45

图 1-5-45 为含油轴承几种供油的结构型式。

## 1.2.16 双金属轴衬

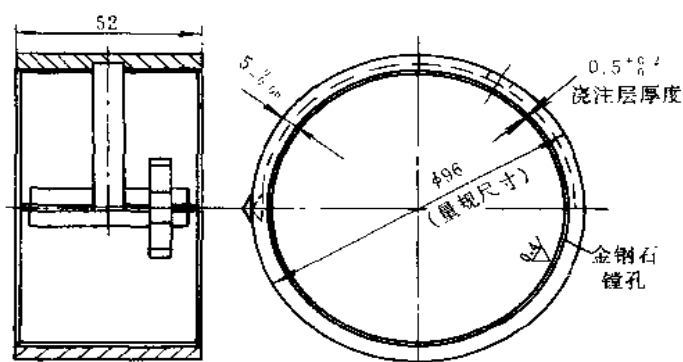


图 1-5-46 由两半片组成的薄壁双金属轴衬

图 1-5-46 是为了减小轴承径向外形尺寸或其他原因, 可采用的轴衬。

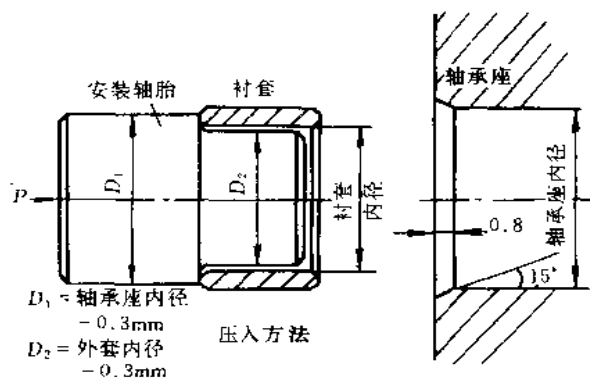
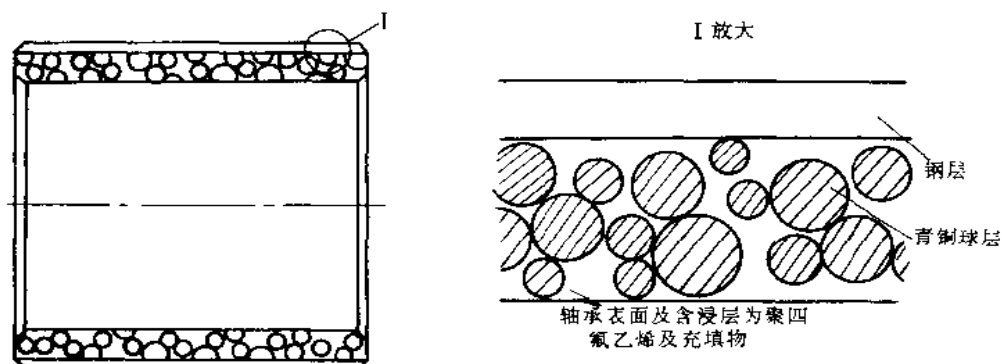


图 1-5-47 钢-多孔青铜复合材料轴衬

图 1-5-47 所示的轴承在安装时抹上润滑脂效果更好。其承压能力是, 一般运转速度时为  $3500\text{N/cm}^2$ , 低速运转速度时为  $14000\text{N/cm}^2$ ; 许用  $[pv]$  值是  $10000 (\text{N/cm}^2) (\text{m/min})$ ; 摩擦系数是, 干摩擦时  $\leq 0.17$ , 油润滑时  $\leq 0.045$ ; 工作温度范围为  $-200 \sim 280^\circ\text{C}$ 。

零件规格表示方法为: BC85-  $\times\times$   $\times\times$

$\swarrow$   $\searrow$   
 轴承内径  
 轴承长度

### 1.3 液体静压轴承

液体静压轴承是依靠外部供油系统，供给具有一定流量的压力油而建立压力油膜，承受外加载荷，并保持主轴在预定载荷和任意转速（包括转速为零）的情况下，都与轴承处于完全液体摩擦状态的液体滑动轴承。其分类如图 1-5-48。

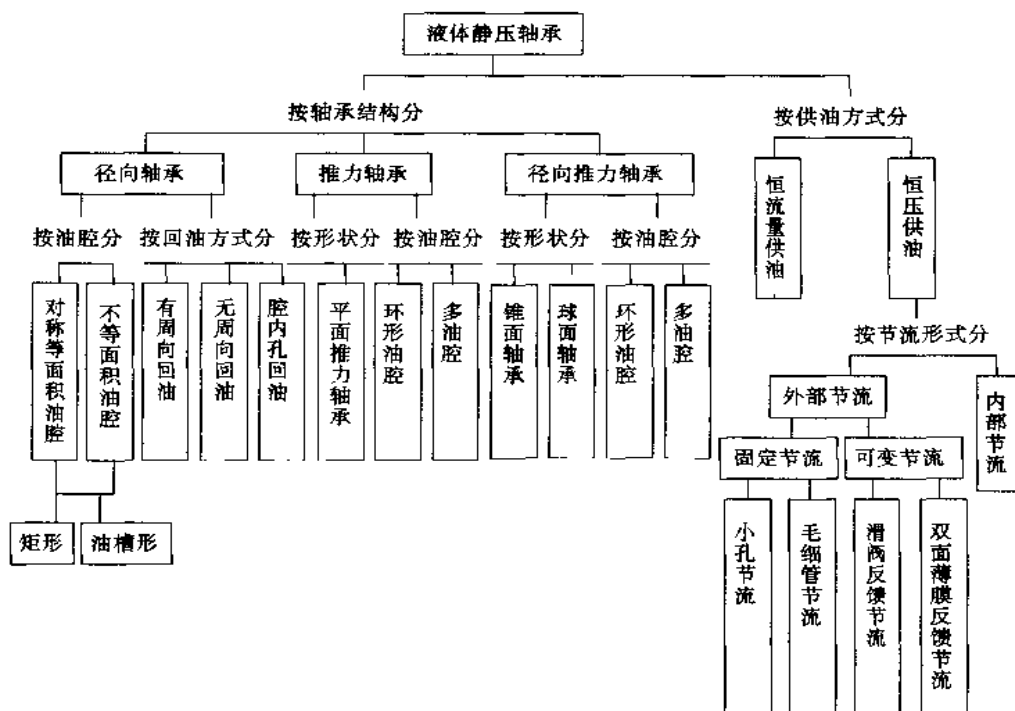
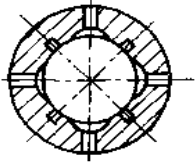
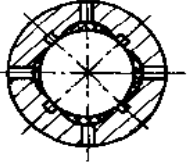

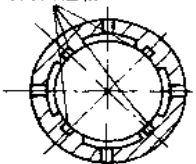
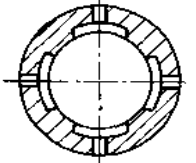


图 1-5-48 液体静压轴承分类

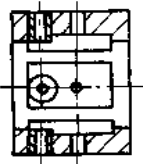
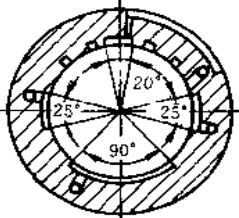
常用的恒压力供油静压轴承的系统由三部分组成：一是径向轴承和推力轴承；二是节流器，有小孔节流器、毛细管节流器、滑阀反馈节流器和双面薄膜反馈节流器等；三是供油装置，包括油箱、油泵、电机、滤油器、溢流阀、单向阀、蓄能器、压力继电器和压力表等。

## 1.3.1 径向静压轴承的结构、特点与应用

表 1-5-6

| 分类     | 简图   | 特点   | 应用   |
|--------|--|--|--|
| 按油腔形状分 | 矩形油腔<br>              | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 同一直径, 同一长度的轴承, 只要轴向、周向封油面尺寸相等, 虽然油腔形状不同, 仍具有相等的有效承载面积</li> <li>2. 同一直径、长度和封油面尺寸的轴承, 矩形油腔与油槽形油腔比较, 前者的摩擦功率消耗少, 温升较低</li> <li>3. 油槽形油腔、因轴与轴承的可接触面积较大, 不易引起轴承的精度变化。在供油系统中, 设有蓄能器装置, 当突然停止供给压力油时, 由于轴与轴承的可接触面积较大, 单位面积的受力小, 因而能减少磨损</li> </ol> | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 矩形油腔 (包括等深度油腔和圆弧油腔) 用于转速高、主轴系统自重较小的机床</li> <li>2. 油槽形油腔用于主轴系统自重较大的机械设备</li> </ol>                                |
|        | 油槽形油腔<br>             |  |  |
| 按油腔数目分 | 偶数油腔<br>同回油腔简图   | 偶数油腔可用固定节流器和可变节流器  | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 回油腔广泛用于各种机床</li> <li>2. 三油腔主要用于高速且轴承直径 <math>D \leq 40\text{mm}</math> 的机床</li> <li>3. 多油腔宜用于交变载荷大的机械</li> </ol> |
|        | 奇数油腔<br>            | 奇数油腔一般采用固定节流器  |  |
| 按回油方式分 | 有周向回油槽<br>周向回油槽<br> | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 润滑油通过轴与轴承间隙, 从轴向、周向封油面流出</li> <li>2. 相对于同一固定节流, 有周向回油的静压轴承, 且有较大的刚性</li> <li>3. 流量较大</li> <li>4. 若回油槽尺寸选择不当, 高速时容易吸入空气</li> </ol>  | 广泛应用于各种机械设备  |
|        | 无周向回油槽<br>          | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 液压油通过轴与轴承的间隙, 从轴向封油面流出</li> <li>2. 流量较小, 泵功耗小</li> <li>3. 轴在载荷作用下, 各油腔之间有串流现象。静态承载能力、静刚度较低</li> <li>4. 因周向封油面较宽、高速时, 动态效应明显, 且无吸空气现象</li> </ol>  | 固定节流用于对刚度要求不高而流量要求小的轻载和恒载机械, 可变节流用于流量要求小的重型机械  |

续表

| 分类                   | 简图   | 特点   | 应用                         |
|----------------------|--|--|----------------------------|
| 按回油方式分<br>腔内孔回油      |   | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 每个油腔设有单排或双排回油孔</li> <li>2. 油膜刚度可提高40%以上</li> <li>3. 高速下动压效应明显</li> <li>4. 结构比较复杂</li> </ol>  | 广泛应用于各种机械设备                |
| 按油腔面积及配置分<br>对称等面积油腔 | 见油槽形油腔简图   | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 各油腔的有效面积相等</li> <li>2. 空载时(主轴自重较轻,可以忽略不计)主轴基本上处于轴承中心位置</li> </ol>  | 应用于各种机械设备                  |
| 按油腔面积及配置分<br>不等面积油腔  |  | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 油腔的有效承载面积不相等</li> <li>2. 提高轴承的承载能力</li> <li>3. 空载时,根据设计的需要,主轴可以处于两种状态:平衡主轴系统自重,使主轴处于轴承的中心位置;主轴不在轴承的中心位置,只有在某一载荷作用下(例如工件重量),才使主轴接近轴承中心位置</li> </ol> | 用于有特殊载荷要求的重型机床和重型机械(例如轧钢机) |

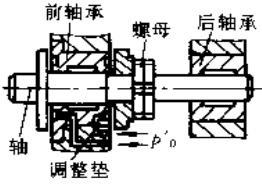
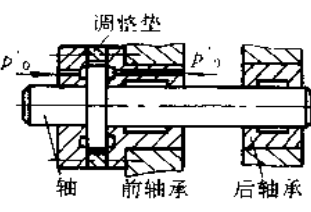
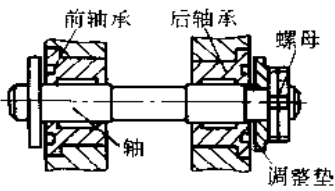
### 1.3.2 推力静压轴承的结构、特点与应用

表 1-5-7

|      | 轴承结构             | 特点  | 应用              |
|------|------------------|---|-----------------|
| 油腔形状 | 环形油腔             | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 结构简单、加工方便</li> <li>2. 可以用固定节流、可变节流和轴向封油面节流</li> </ol> | 用于各种机械设备        |
|      | 环形面上多油腔          | 油腔加工不方便,每个油腔需用一个节流器、结构较复杂   | 机床上少用           |
| 节流方式 | 单独节流器节流          | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 可用固定节流和可变节流</li> <li>2. 具有较大的承载能力</li> </ol>          | 用于承受较大轴向载荷的机械设备 |
|      | 利用径向静压轴承的轴向封油面节流 | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 承载能力较小</li> <li>2. 不需另装节流器</li> </ol>                 | 用于承受较小轴向载荷的机械设备 |



续表

| 轴承结构   | 特点  | 应用  |
|--|---|---|
| 位于径向前轴承两端<br>           | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 可用单独节流器节流或轴向封油面节流</li> <li>2. 油腔开在前轴承两端, 或轴的台肩和止推环上</li> <li>3. 轴向间隙的调整方法有两种: 一是靠螺纹调整、但螺纹误差较大, 精度差; 二是采用调整垫调整, 调整精度较高。一般采用两个螺母或在螺母上加径向锁紧螺钉等方法将螺母锁紧, 防止松动</li> <li>4. 以轴向封油面节流的推力静压轴承, 其径向静压轴承回油槽两端不能开通。从周向封油面流出的润滑油, 可以由回油槽上的径向孔流出</li> </ol> | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 用螺纹调整轴向间隙的结构, 精度差, 在机床上少用</li> <li>2. 用调整垫调整轴向间隙, 以轴向封油面节流的推力静压轴承, 用于承受较小轴向载荷的机械设备</li> </ol> |
| 位于径向前轴承前端<br>           | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 采用节流器</li> <li>2. 油腔开在轴承和端盖上</li> <li>3. 改变调整垫尺寸的方法调整轴向间隙, 精度较高</li> </ol>  | 用于轴向载荷较大的机械和精密机床  |
| 位于径向前轴承前端和径向后轴承后端<br> | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 可用单独节流器节流或轴向封油面节流</li> <li>2. 有节流器的推力静压轴承, 回油槽两端开通, 使大量润滑油从非推端流出。以轴向封油面节流的推力静压轴承, 止推端的回油槽不开通, 非止推端的回油槽开通, 使大量润滑油由非止推端流出</li> <li>3. 轴很长, 又在较高的工作温度下工作时, 应考虑热变形对止推间隙的影响</li> </ol>   | 用于轴较短或者前轴承受结构限制(装推力环有困难)的机械设备   |

### 1.3.3 节流器的结构、特点与应用

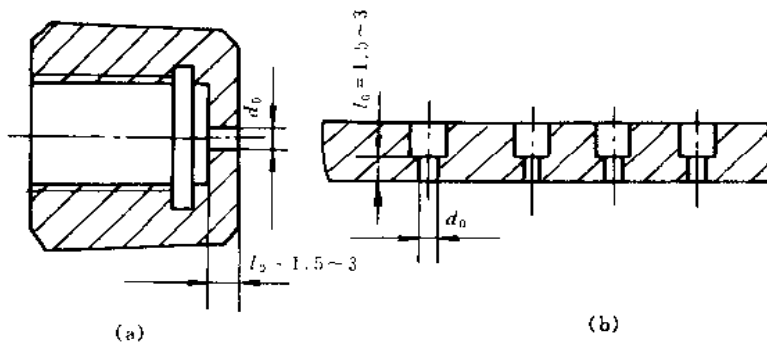


图 1-5-49 小孔节流器

小孔节流器有外锥式(如图 1-5-49a)和板式(如图 1-5-49b)两种, 板式的全部小孔集中在一块上, 每个小孔连接一个油腔。为防止节流器被机械杂质堵塞, 一般取节流小孔直径  $d_0 \geq 0.45\text{mm}$ 。

毛细管节流器有直通式(图 1-5-50a), 和螺旋槽式(图 1-5-50b) 两种。直通式的可用注射针管焊在接头上, 螺旋槽式直槽可直接开在轴承外圆表面上, 或并在圆柱体上, 每一条螺旋槽与轴承一个油腔相通, 槽的截面形状可以是三角形、矩形或梯形, 为了防止节流器堵塞, 一般毛细管直径或槽的当量直径  $d_c \geq 0.55\text{mm}$ 。

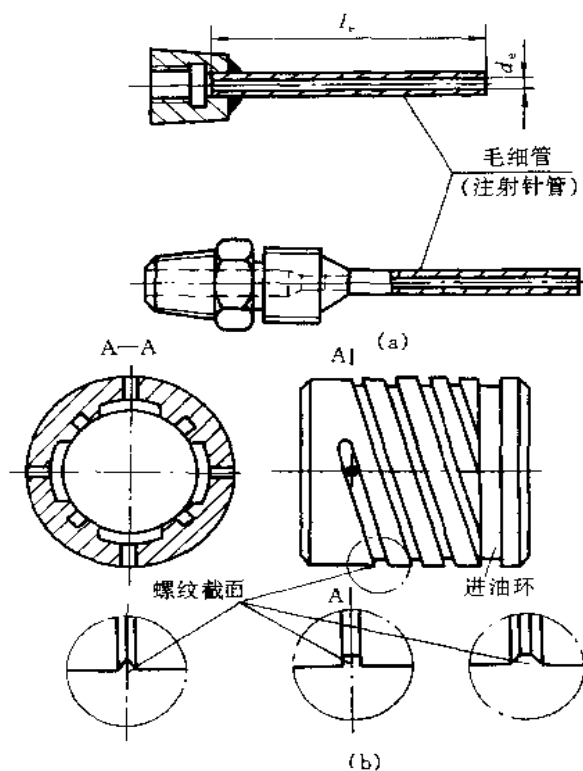


图 1-5-50 毛细管节流器

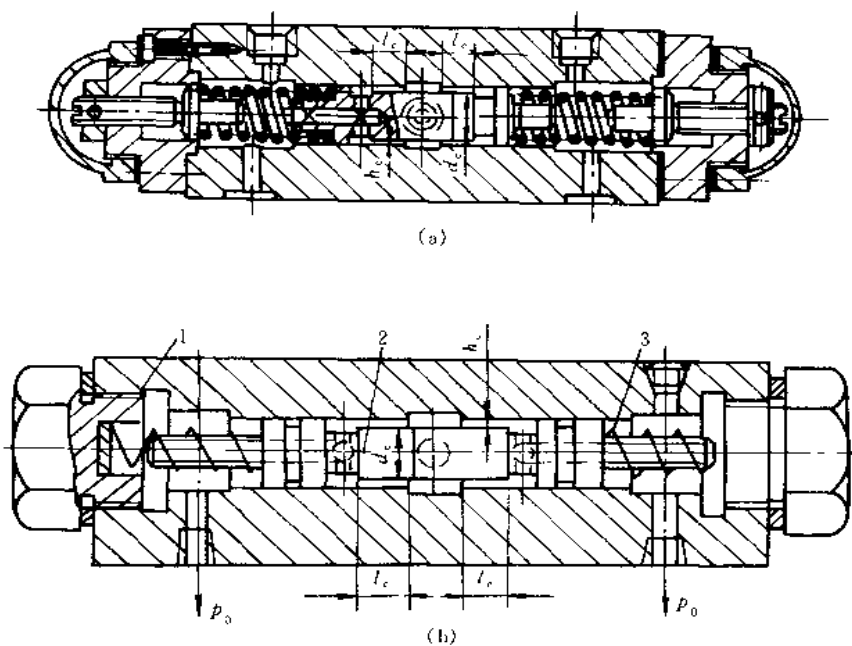


图 1-5-51 滑阀反馈节流器

(a) 利用螺钉调整式; (b) 利用垫片调整式

1—调整垫; 2—滑阀; 3—弹簧

图 1-5-51 为滑阀反馈节流器。滑阀直径一般采用  $d_c = 12 \sim 16\text{mm}$ , 滑阀导向部分与阀体配合直径间隙一般为  $0.007 \sim 0.015\text{mm}$ , 滑阀在阀体中应移动灵活, 同一滑阀的弹簧刚度尽可能相同。为了防止节流器堵塞, 滑阀与阀体的节流间隙一般取  $h_c \geq 0.03\text{mm}$ , 滑阀材料用 40Cr 或 45 号钢, HRC = 45~50, 阀体材料用铸铁。

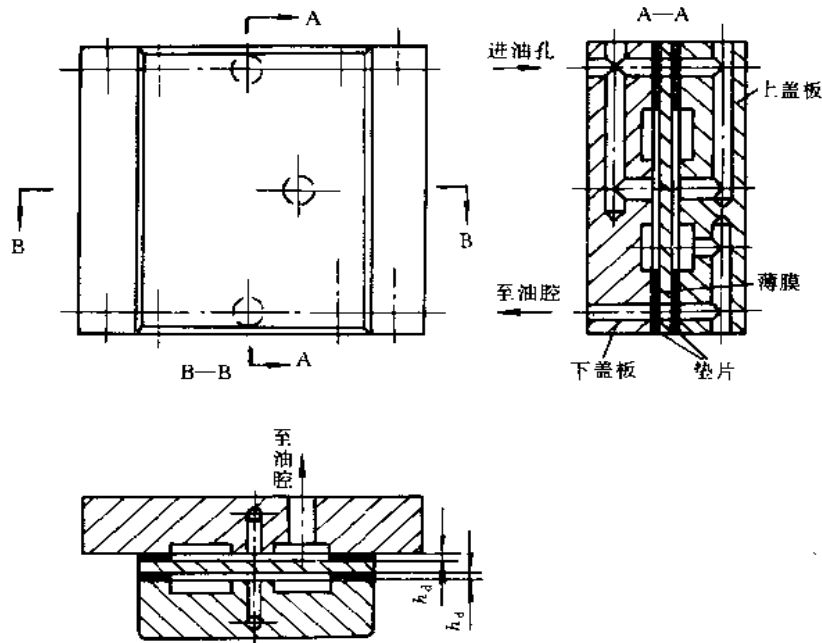


图 1-5-52 双向薄膜反馈节流器 (单个的)

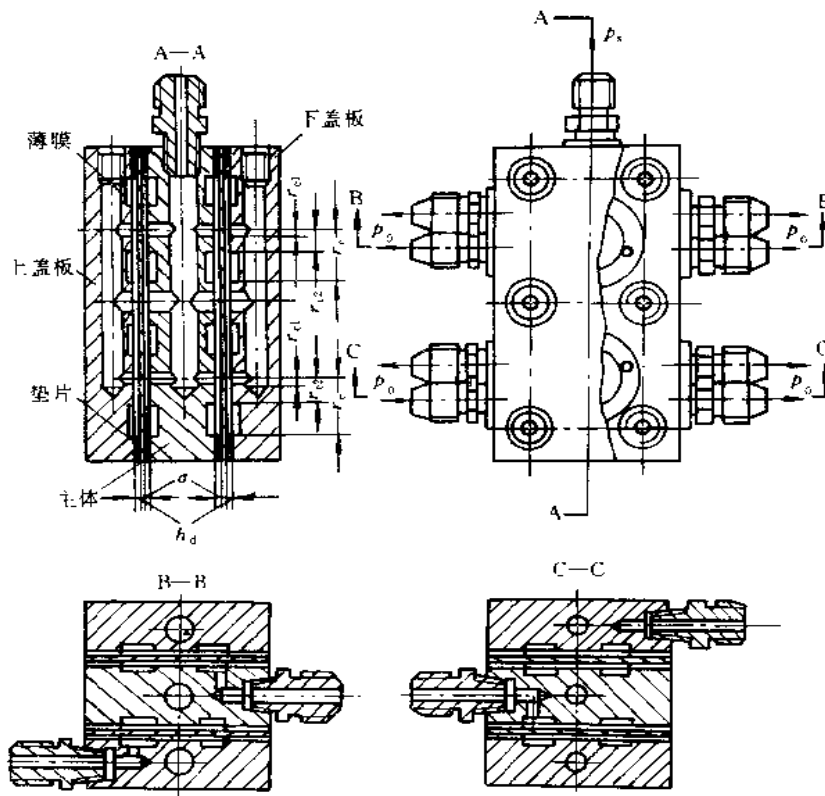
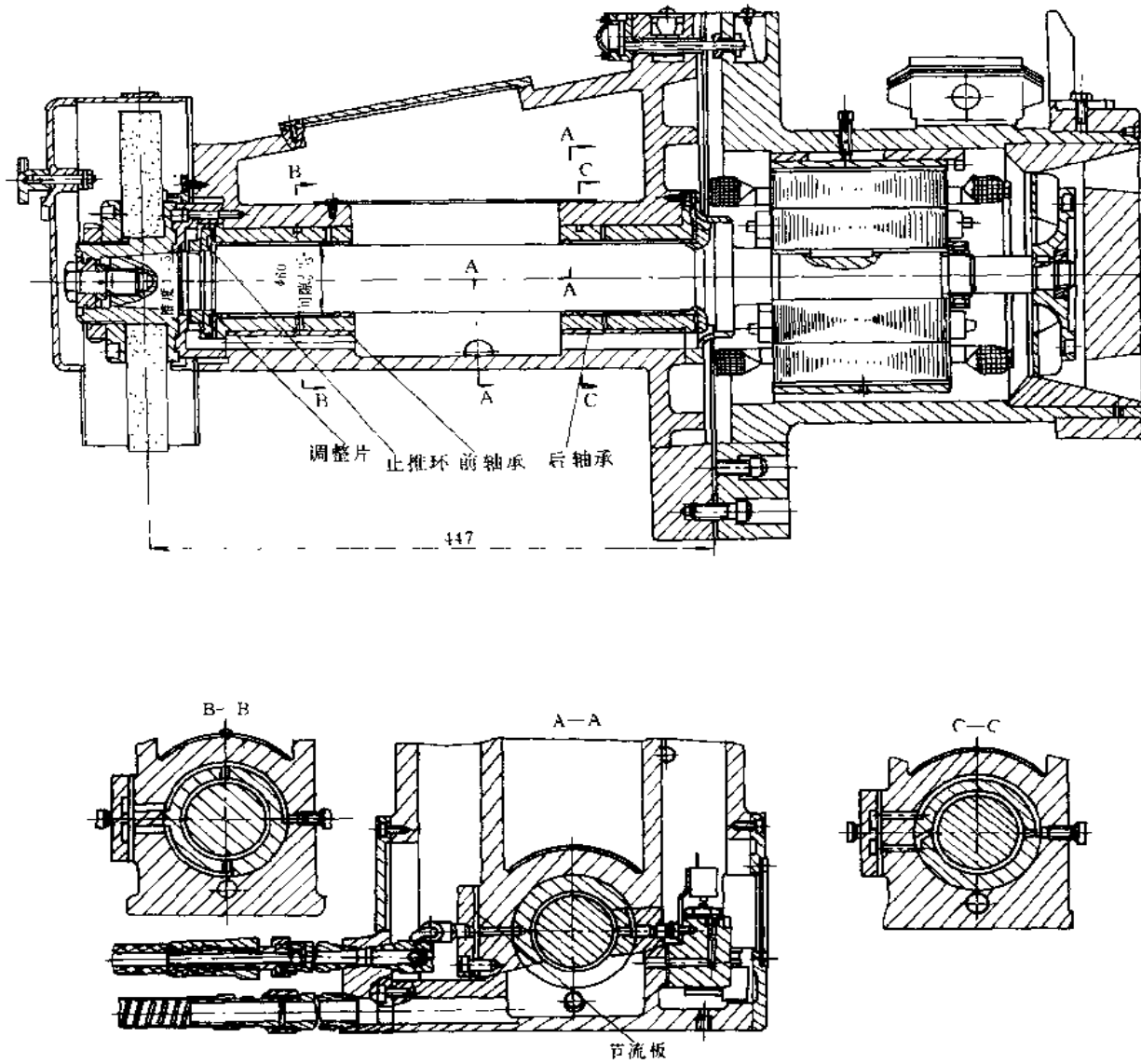


图 1-5-53 双向薄膜反馈节流器 (组合的)

双向薄膜反馈节流器可以作成单个的或是组合的。图 1-5-52 是单个的双向薄膜节流器，由上、下盖板、两个垫片和一块薄膜所构成。节流后的液压油，可以直接进入对应的油腔中，不需要接出油管。图 1-5-53 是由四个单个节流器组合的双向薄膜节流器，一处进油，可以引出八个出油口，接上油管、通入对应的油腔。其节流间隙  $h_c$  的获得有两种方法：一是机械加工，二是垫铜垫。

## 1.3.4 液体静压轴承的应用

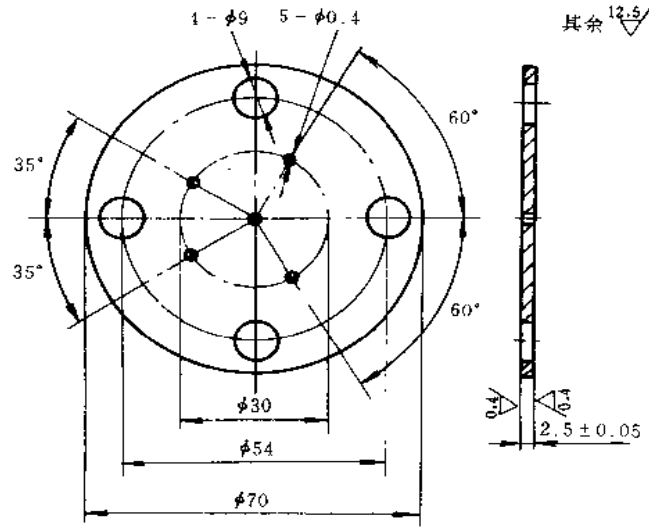
## 液体静压轴承在 MM7132 平面磨床上的应用

**技术要求:**

1. 主轴装上转子、风扇后, 须经动平衡, 砂轮连砂轮卡盘也应经静平衡
2. 各接头接合面装配后作漏油试验, 不能有渗漏
3. 修磨调整片, 保持主轴和前、后轴承的轴向间隙为  $0.015 \sim 0.025$
4. 主轴正常工作时, 轴承油腔的压力表值应为  $49 \pm 4.9 \times 10^4 \text{Pa}$ , 当低于  $29.4 \times 10^4 \text{Pa}$  时, 微动开关应断开

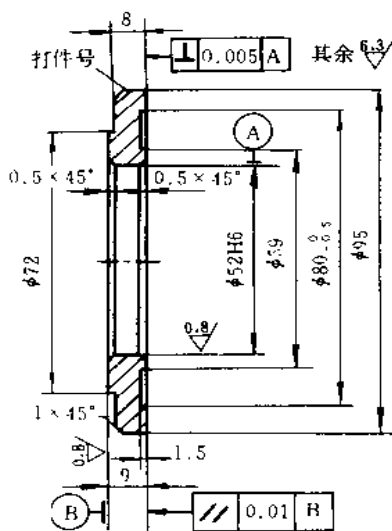
图 1-5-54

图 1-5-54 为 MM7132 平面磨床磨头装配图。



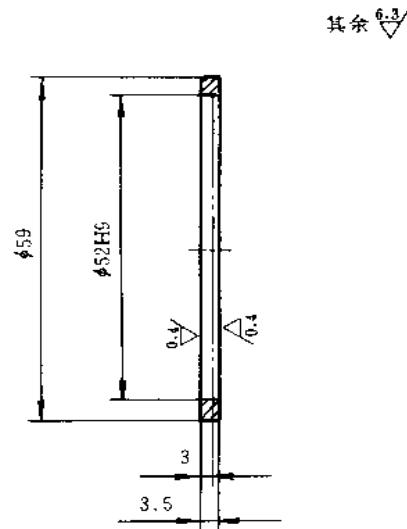
1. 两端面平行度公差 0.02
2. 5 孔  $\phi 0.4$  要求保证孔径一致
3. 材料: 45

图 1-5-55 小孔节流板



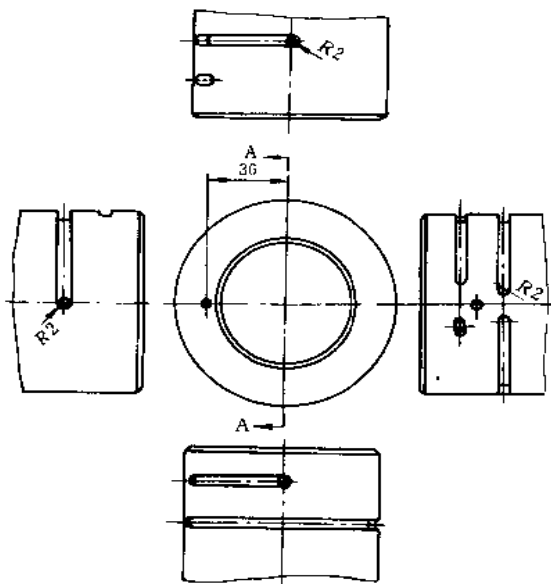
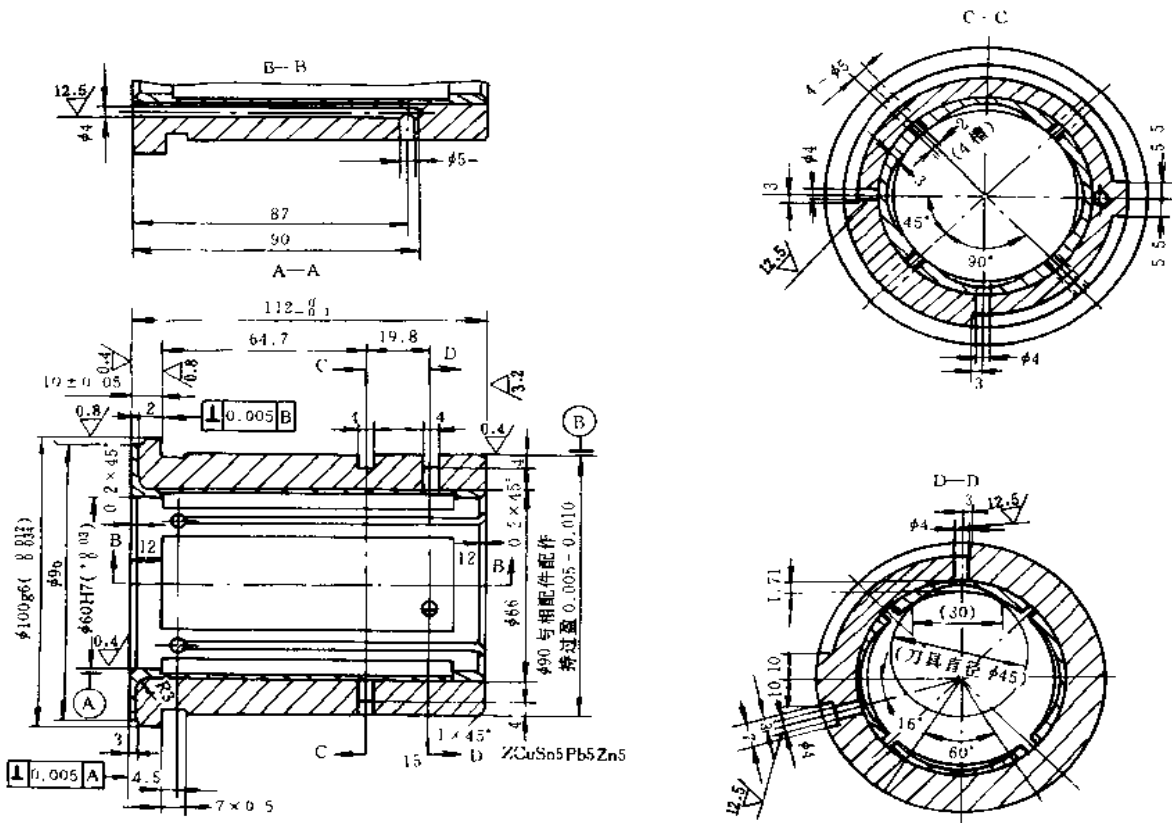
材料: 45

图 1-5-56 止推环



1. 材料: 45
2. 装配时修磨两端面, 其平行度公差 0.003

图 1-5-57 调整片



技术要求:

1. 钢套镶铜不许分离及疏松
  2.  $\phi 60H7$  孔的圆柱度公差 0.003
  3. 同一组前、后轴承  $\phi 60H7$  孔的同轴度公差 0.003
  4.  $\phi 90$  对  $\phi 60H7$  及  $\phi 100g6$  的圆跳动公差 0.01
- 材料: 15, ZCuSn5Pb5Zn5

图 1-5-58



## 液体静压轴承在辊宽 600mm 四辊式冷轧机上的应用

图 1-5-60a 所示为采用液体静压轴承改装的四辊式冷轧机支承结构,图 1-5-60b 为其工作原理图。轧机主要载荷由支撑辊承担,工作辊仍用滚动轴承。根据轧机的结构和受力特点,每个支撑辊的两端分别装有双列不等油腔的静压轴承 6, 承受径向载荷,并在支撑辊的一端装上平面推力静压轴承(止推块 3 和 12)承受轴向载荷。上下油腔用滑阀反馈节流器(图 1-5-61a), 左右油腔用可调式毛细管节流器(图 1-5-50)节流, 轧机支撑辊承受总轧制力为 3000kN。图中 c 为径向轴承 6 的结构, 为了使轴具有自位能力, 油腔设计成双列的。

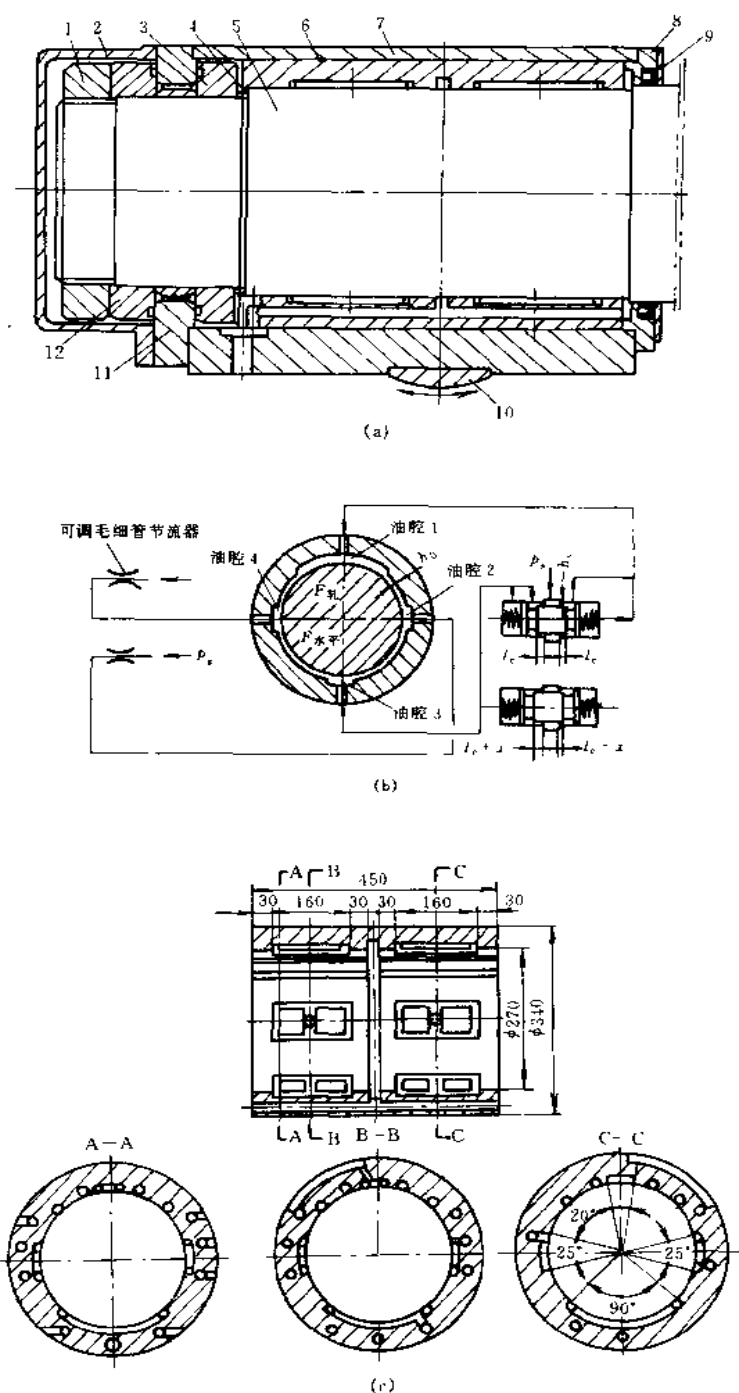


图 1-5-60

1—螺母; 2—端盖; 3—止推块; 4—补偿块; 5—轴; 6—径向静压轴承; 7—壳体;  
8—端盖; 9—密封圈; 10—自位板; 11—固定板; 12—止推块



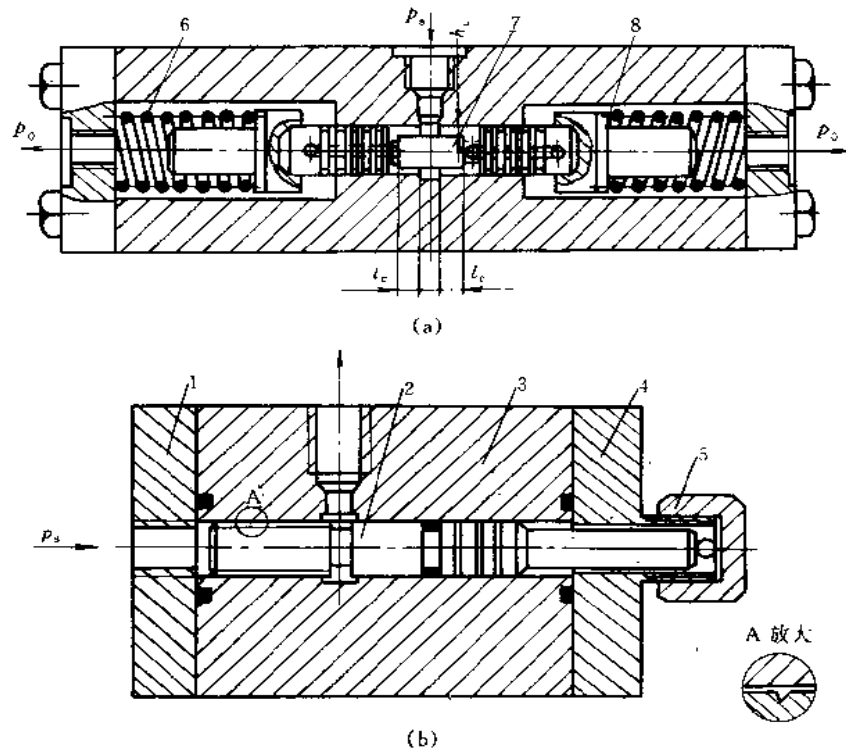


图 1-5-61 节流器

1—盖；2—节流杆；3—阀体；4—盖；5—调节螺母；6—弹簧；7—滑阀；8—调整垫

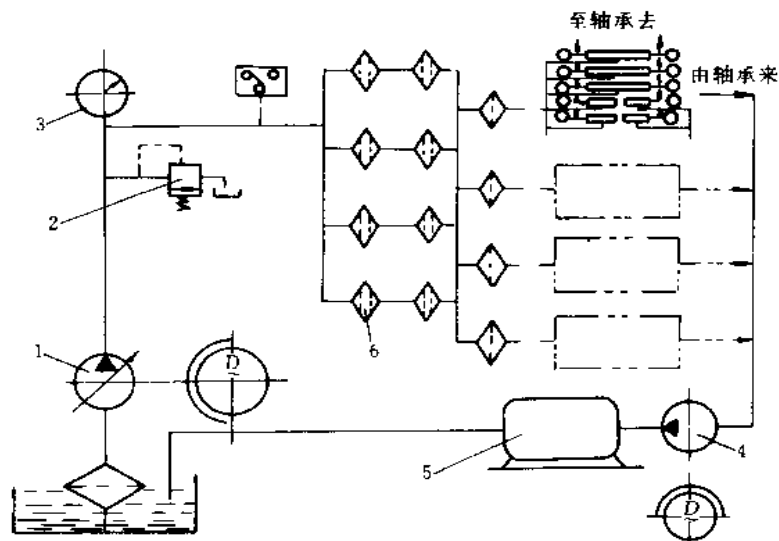


图 1-5-62 静压轴承供油系统

1—高压泵；2—溢流阀；3—压力表；4—回油泵；5—冷却器；6—过滤器

图 1-5-62 所示为静压轴承供油系统。润滑油从油箱经过滤油器进入高压泵 1，经高压溢流阀 2，控制压力在 2~2.3MPa，然后进入由四个并联的线隙式过滤器 6 进行第一级过滤，再进入同样的并联过滤器作第二级过滤，送入分配器至各个节流器流入轴承油腔，由轴承排出的油液经集中后，用低压回油泵 4 抽出，送到冷却器 5，再回到油池。

改装后的轧机，增大了承载能力，提高了产品质量和生产效率，工作稳定，轴承使用寿命长。

液体静压轴承在  $1\text{m} \times 10\text{m}$  卧式车床上的应用

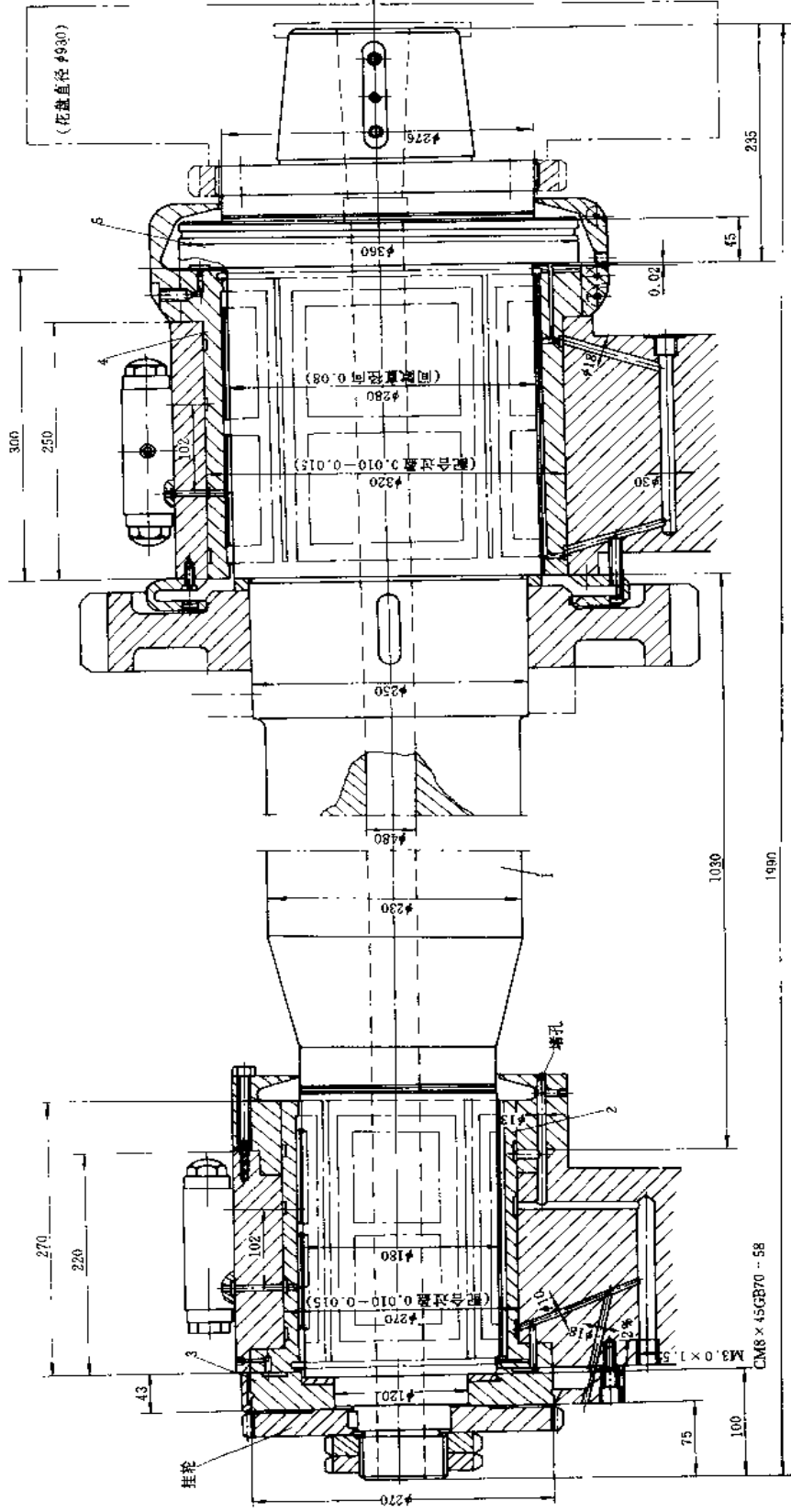


图 1-5-63 直径  $1\text{m} \times 10\text{m}$  车头卡轴系统结构

1—轴；2—后轴承；3、5—推力轴承；4—前轴承

图 1-5-63 为一台老式  $1\text{m} \times 10\text{m}$  卧式车床采用液体静压轴承改造后的主轴系统结构图。原车床没有走刀箱，切削进刀采用配换挂轮和棘轮送进。主轴箱的轴承采用动压滑动轴承，起动困难，转动主轴非常费力。床身滑动导轨采用两个平面形导轨和两个斜导轨，拖板移动困难，工人操作很费力，因此，对该车床进行了改进，将液体静压轴承和液体静压导轨分别用于主轴箱和走刀箱上。

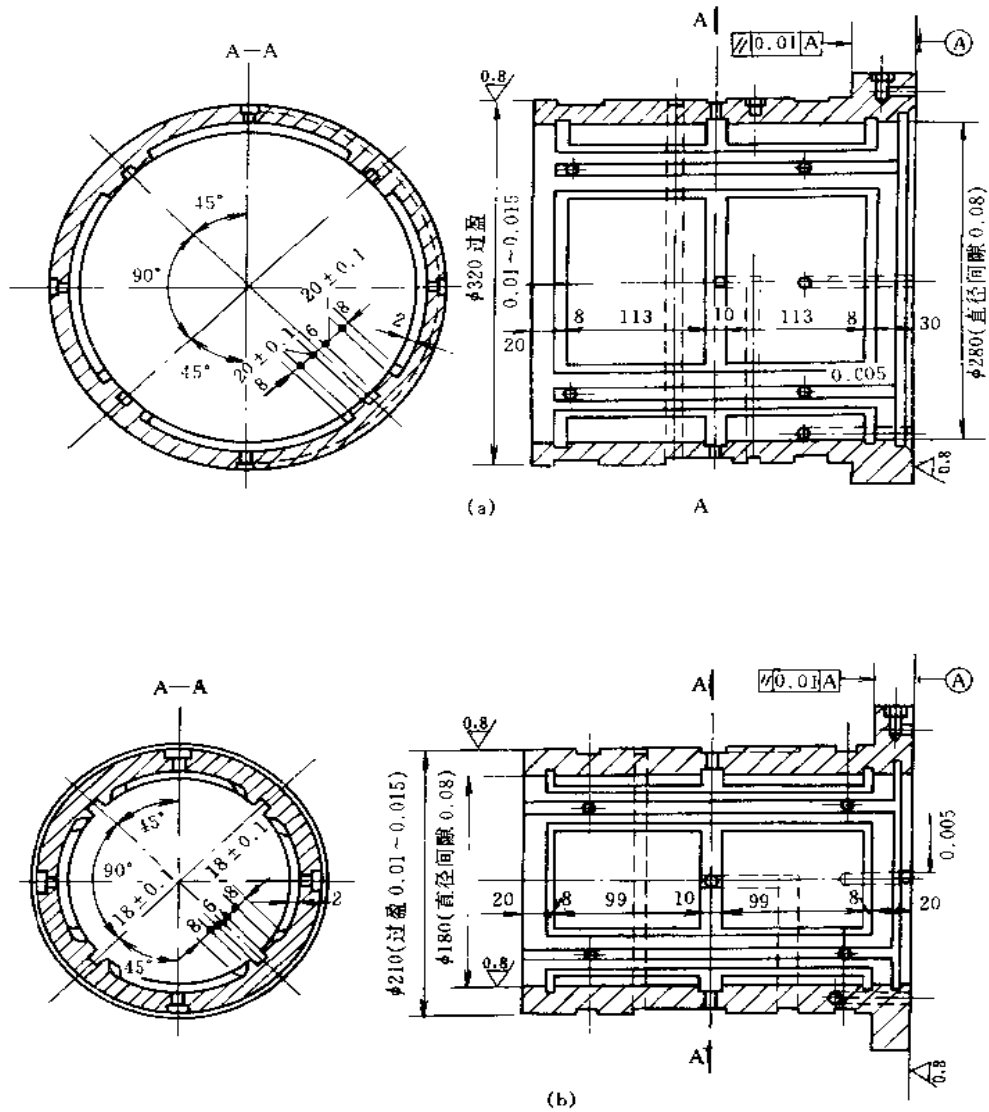


图 1-5-64 车床主轴箱前后轴承

(a) 车床主轴箱前轴承; (b) 后轴承

根据负载分析, 轴承受力不很大, 因此, 前、后径向轴承采用有周向回油槽的四个等面积油槽形油腔结构, 见图 1-5-64a 及图 1-5-64b, 推力轴承采用环形油腔平面推力静压轴承, 如图 1-5-63, 布置在前轴承前端和后轴承后端。采用滑阀反馈节流器, 如图 1-5-64c 所示, 分别控制前、后径向轴承和推力轴承。径向和推力轴承共用一个供油装置, 如图 1-5-65 所示。经数年使用证明, 效果较好。



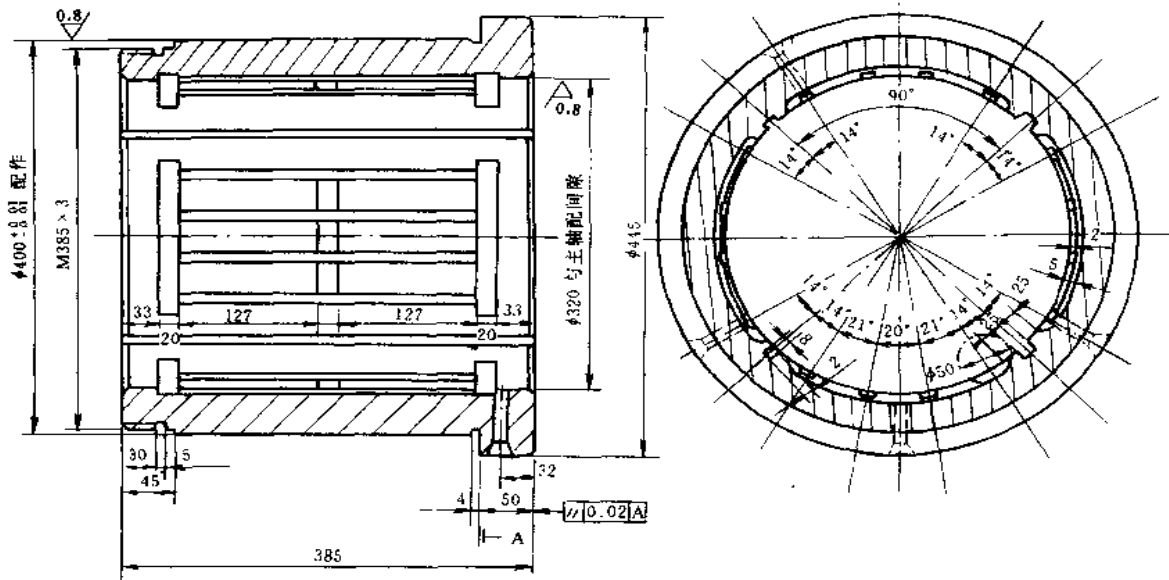


图 1-5-67

图中 1-5-66 为前径向轴承，图 1-5-67 为后径向轴承。根据轴承负载的特点，前轴承下油腔的载荷最大，为了增大承载能力和采用较小的供油压力，上下油腔采用了不等面积的油槽形油腔，上油腔（小油腔）轴向长度为下油腔（大油腔）的一半，上下油腔的包角取  $106^\circ$ （保证两侧油腔有足够的承载能力和刚度的前提下选取最大的包角），使受载油腔承载能力尽可能提高。由于两侧油腔的负载较小，采用了等面积油槽形油腔，两个侧油腔的封油面宽度适当选小一点，可以部分补偿包角上的损失。

在前径向轴承下的油腔最低点距前端 150mm 处开有一孔，用来接压力继电器以保证安全保护后轴承的负载小，采用了四个等面积油槽形的油腔结构。

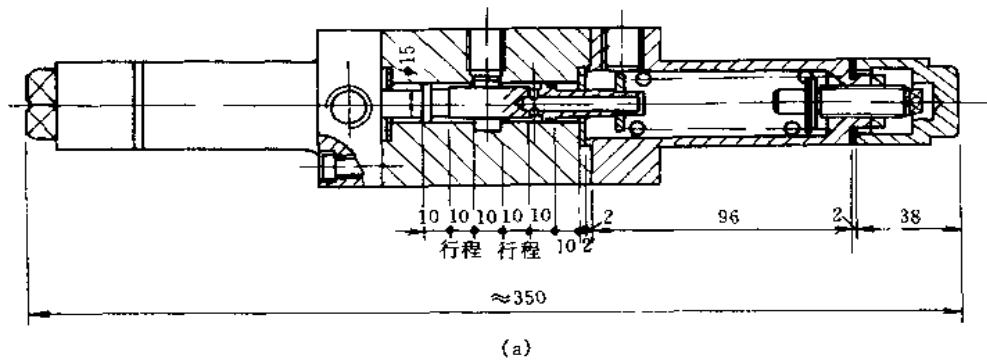


图 1-5-68a 所示为滑阀反馈节流器，用于前、后径向轴承。

图 1-5-68b 所示为供油系统图。润滑油用油泵 10 抽出，一部分经四个滑阀反馈节流器，分别向前、后径向轴承 11 的油腔中供油。另一部分油经螺旋毛细管节流器通向止推轴承油腔中。

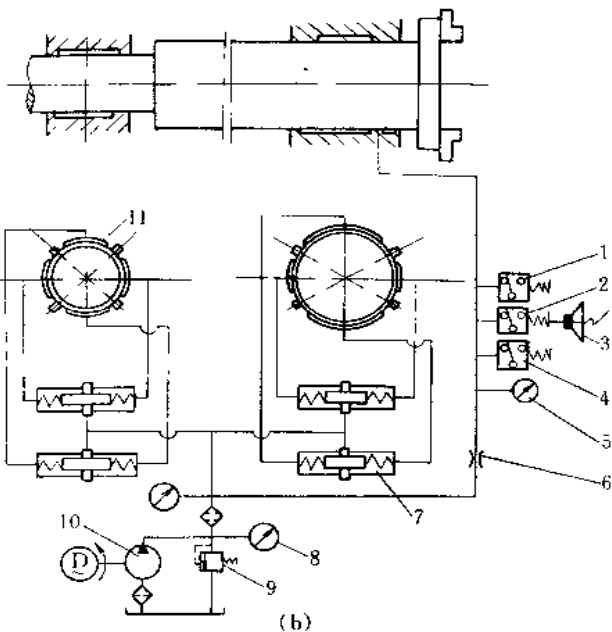
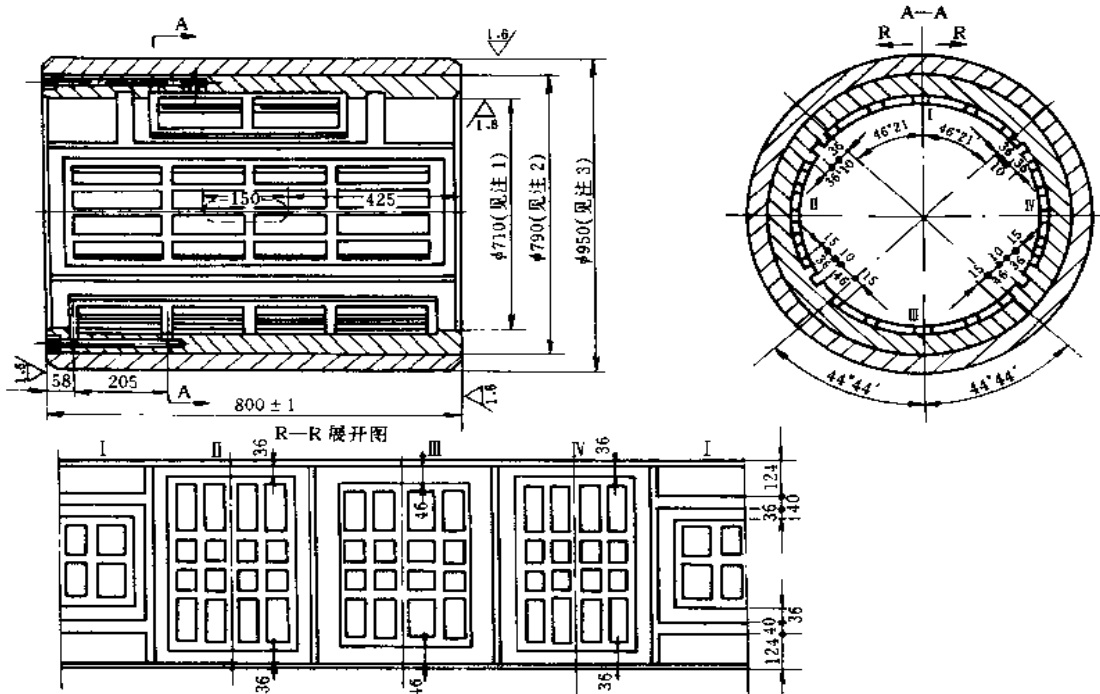


图 1-5-68

1、2、4—压力继电器；3—喇叭；5—压力表；6—螺旋毛细管节流器；7—滑阀反馈节流器；8—压力表；9—溢流阀；10—油泵；11—径向轴承

液体静压轴承在 3.15m 卧式车床上的应用



(a)

注：1.  $\phi 710$  尺寸根据实测主轴尺寸  $^{+0.2}_0$ ；  
 2.  $\phi 790$  热套前要求实测配合过盈为 0.35；  
 3.  $\phi 950$  尺寸根据实测箱体轴承孔尺寸  $\pm 0.015$ ；  
 4.  $\phi 710$  与  $\phi 950$  的同轴度公差小于 0.02

图 1-5-69 (a)



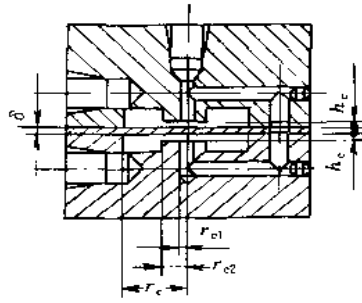


图 1-5-70

图 1-5-70 为前、后轴承采用的双面薄膜反馈节流器，薄膜材料为 65Mn，图中  $r_c=30\text{mm}$ ， $r_{c1}=4\text{mm}$ ， $r_{c2}=14\text{mm}$ 。

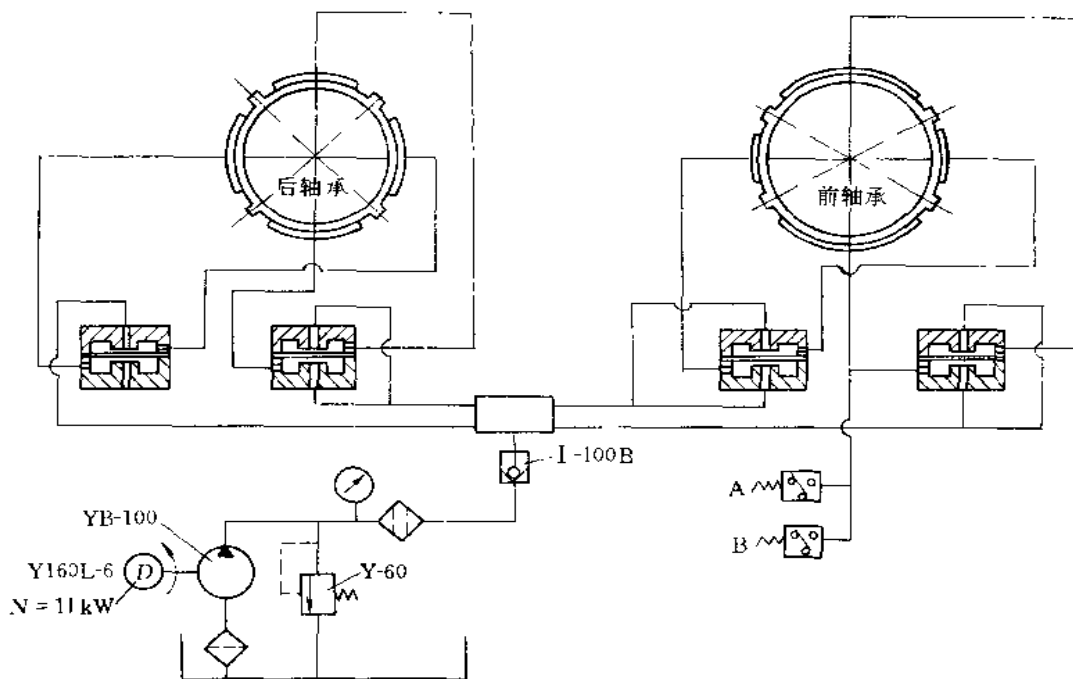


图 1-5-71

图 1-5-71 所示为供油系统图，向前、后径向轴承（图 1-5-69a、b）供油。

供油系统中压力继电器 A 是控制轴承油腔最低压力，当油压低于  $0.18\text{MPa}$  时，机床不能起动；压力继电器 B 是控制轴承油腔最高压力，当油压超过  $0.31\text{MPa}$  时，机床也不能起动。



### 1.4 液体动压轴承

#### 1.4.1 单油楔径向动压轴承

##### (1) 内圆外锥式轴承（弹性轴承）

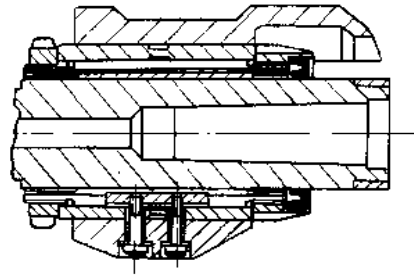


图 1-5-72 Y38 滚齿机刀架内圆外锥式轴承装配图

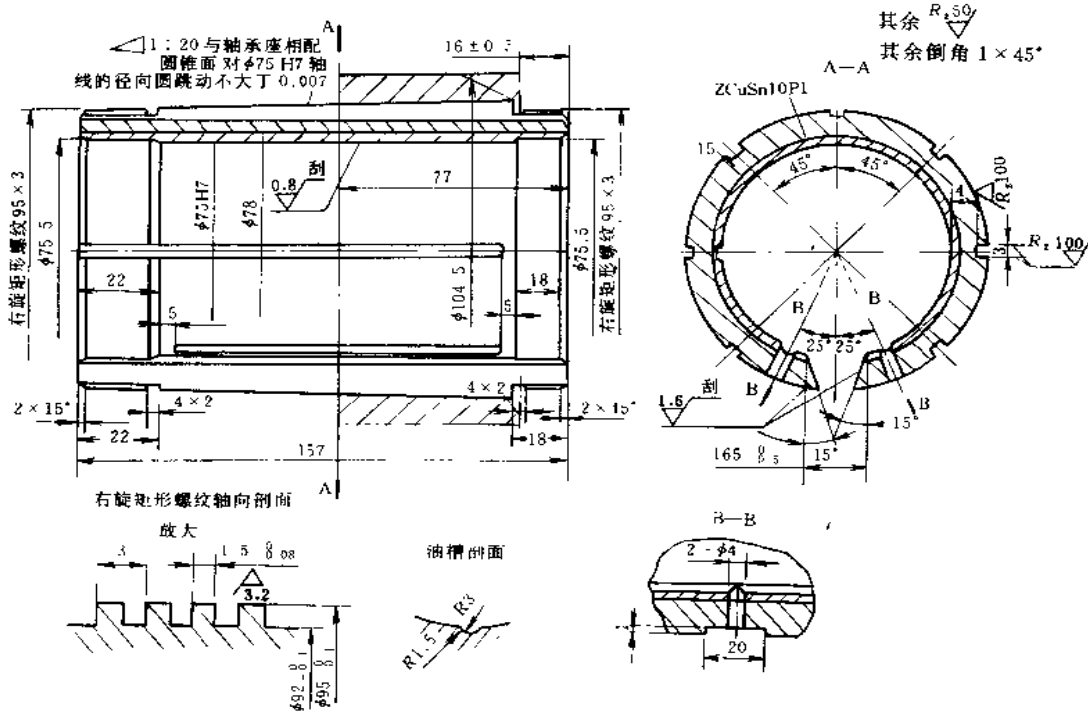


图 1-5-73 内圆外锥式轴承部件

图 1-5-72 及图 1-5-73 所示为 Y38 滚齿机刀架的前轴承。轴承与轴颈的间隙由轴向移动弹性轴套产生径向弹性变形进行调节。此类轴承因能把间隙调得很小，故于机械设备中应用较广。

该弹性轴套有一纵向开通槽，加之轴承壁厚不等，因而在轴向移动时将使内面发生畸变。为改善这种状况，常使外槽不开通或开通的槽均匀地分布在弹性轴套上，其开通槽的两侧面相互倾斜，因此，可利用调节楔块将弹性轴套的外锥面紧密贴合，使弹性轴套的内面畸变进一步减小。



## (2) 内锥外圆式轴承

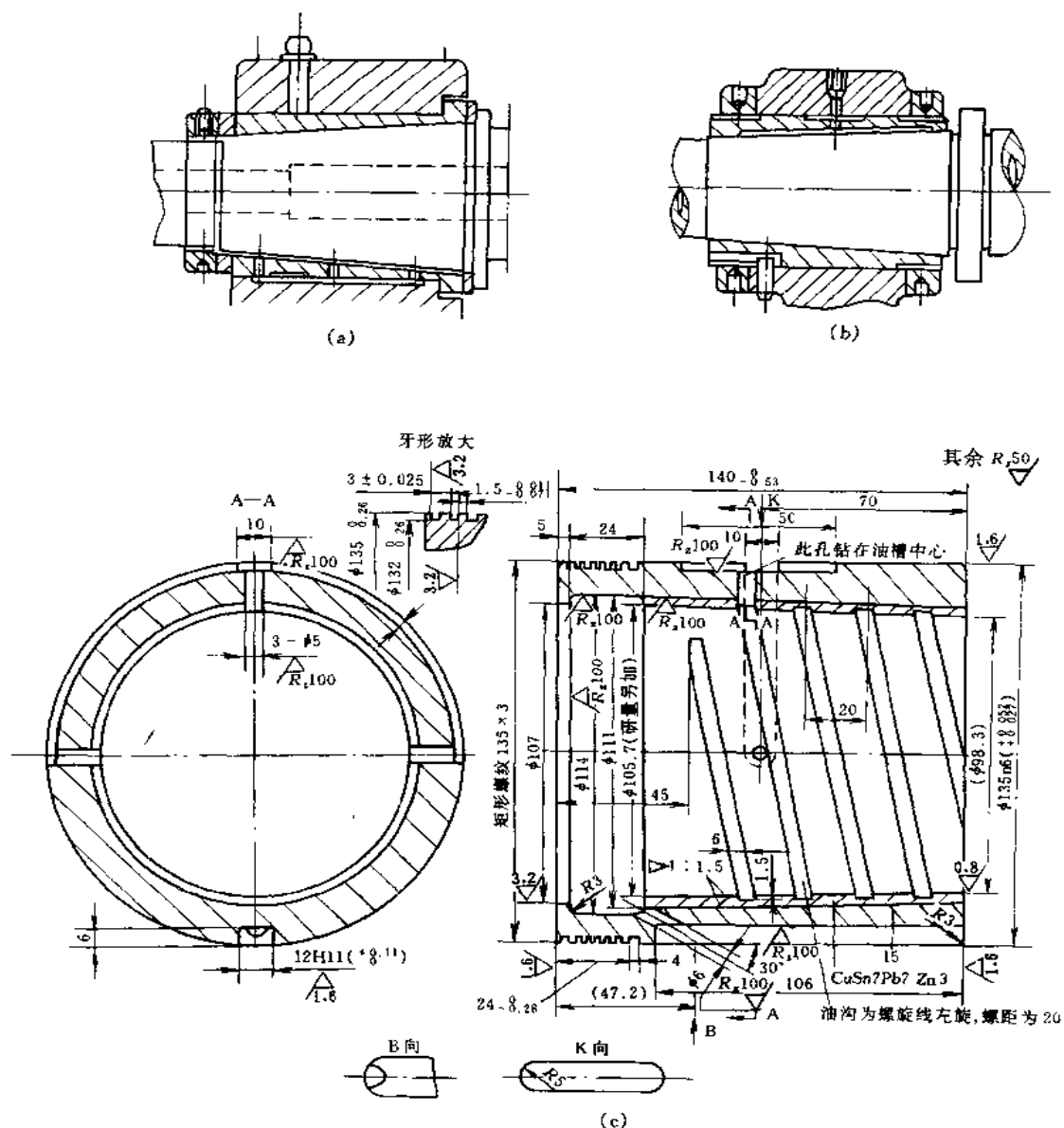


图 1-5-75

内锥外圆式轴承在性能方面的优点是结构简单、刚性较好。如经精细制造和合理的调整, 可获得较高的回转精度, 但由于锥形轴颈的圆周速度不等, 故常产生不均匀磨损, 当轴温升高时, 易引起抱轴, 所以仅适用于中、低速范围内的机械设备中。

轴承与轴颈的间隙可以通过移动主轴来调整, 调节螺母装在轴承的一侧, 如图 1-5-75a 所示, 也可以通过移动内锥外圆式轴承来调整, 调节螺母装在轴承两侧, 如图 b 所示。图 c 所示为车床主轴, 内锥外圆式轴承结构, 调节螺母装在轴承的一侧。

## (3) 对开的内圆外圆式轴承

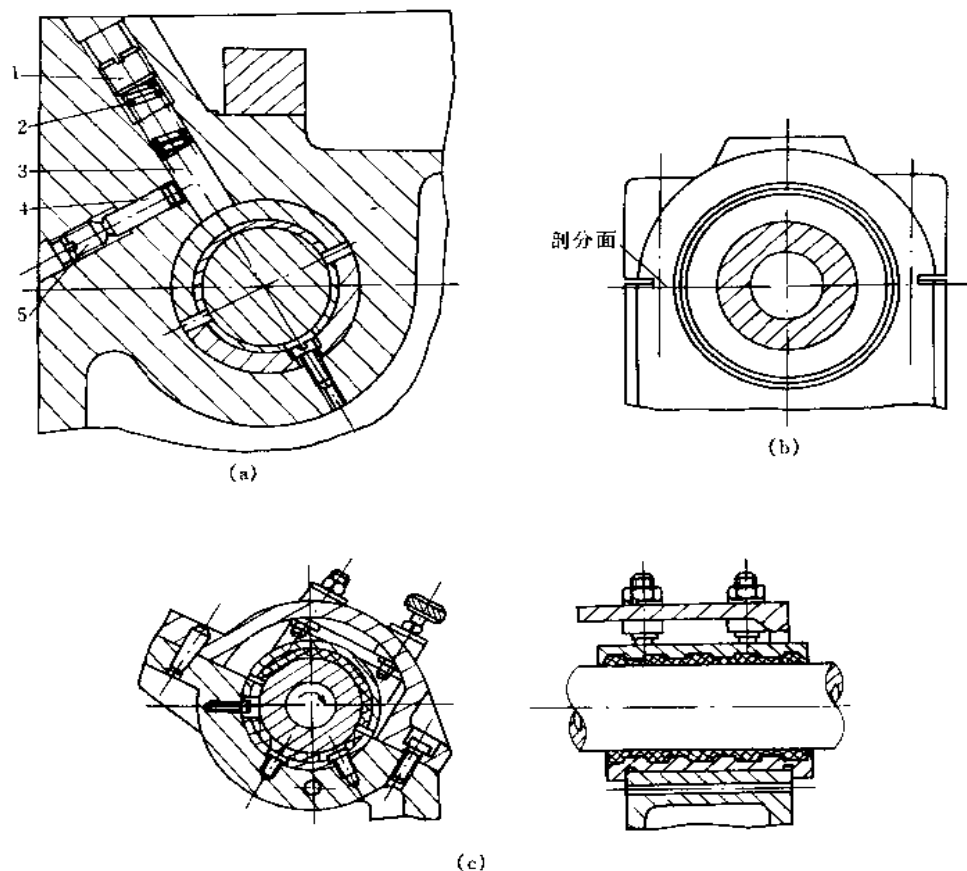


图 1-5-76

1—调节螺钉；2—弹簧；3、4—柱销；5—顶丝

图 1-5-76 所示为内圆外圆式轴承，其轴承与轴颈的间隙由径向移动剖分轴瓦来调节。

图 a 所示为轴承间隙由弹簧力调节，柱销 3 借弹簧 2 的弹力移动可调瓦，弹力可由调节螺钉 1 调节，在热态下调好间隙后，通过螺钉 5 和侧面另一柱销 4 将柱销 3 锁紧，从而保证适宜的工作间隙。

图 b 所示为应用垫片或刮研剖分面调节间隙，基本上与不完全润滑对开式滑动轴承相似，主要用于重型机械。

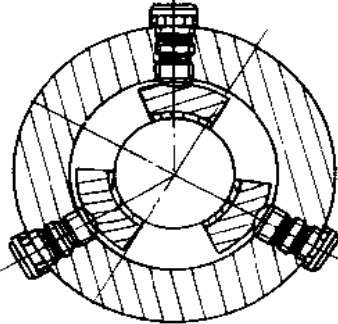
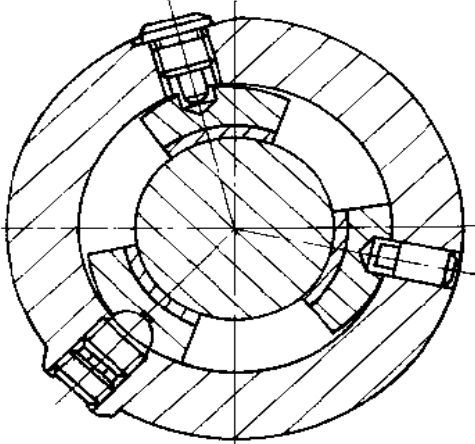
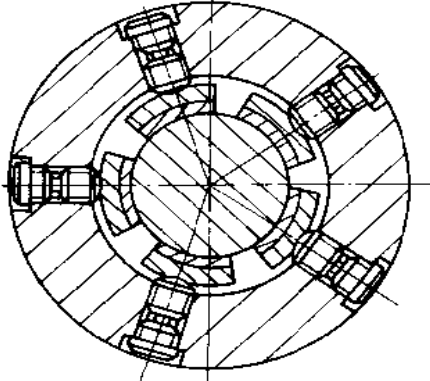
图 c 所示为用螺钉调节轴承间隙，外载荷主要由固定轴瓦来承受，通常用于载荷方向变化小的场合。

## 1.4.2 多油楔动压轴承

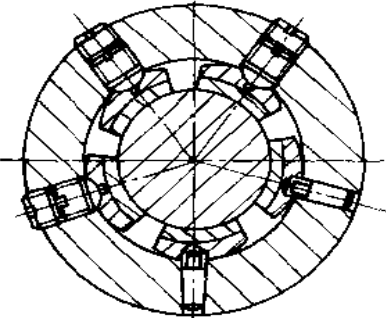
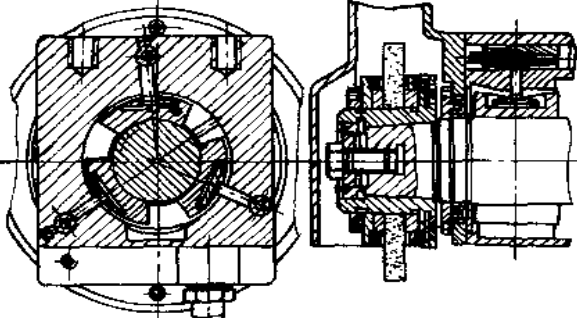
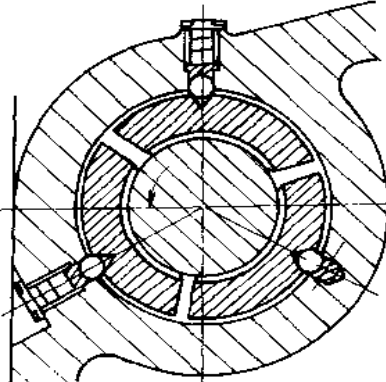
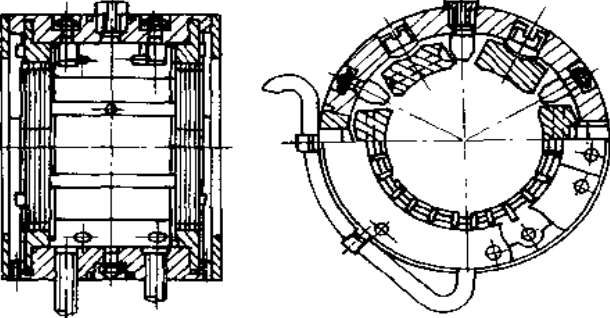
多油楔动压轴承分为径向和止推轴承两部分，其共同特点，是具有多个相互独立并且均匀分部的收敛油楔表面，以承受载荷，均化被支承件的制造及安装误差。因此它具有回转精度高。刚性好的优点，但在起动停止时，有短时处于非液体摩擦状态，对使用寿命有一定影响，而且制造安装精度要求较高。

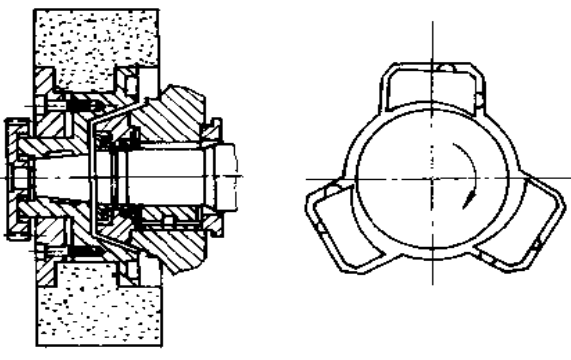
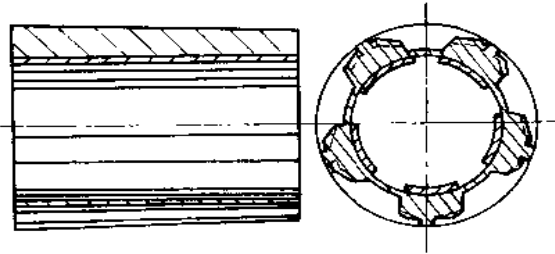
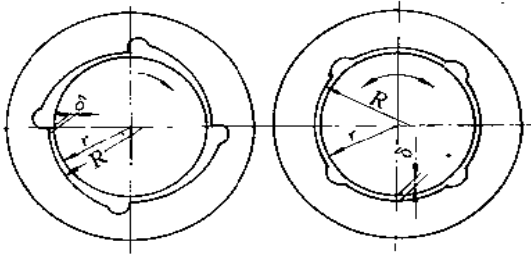
## (1) 多油楔径向动压轴承的典型结构、特点与应用

表 1-5-8

| 名称        | 简 图   | 特点、应用   |
|-----------|---|---|
| 短三瓦自动调位轴承 |    | <p>同长三瓦自动调位轴承对比</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 长径比为 0.75~0.8</li> <li>2. 球面螺(销)钉支承。轴瓦在径向和轴向平面内都能进行自动调位,因此可以消除边侧压力,轴承直径间隙一般可调至 0.005~0.01mm</li> <li>3. 主轴的回转精度高而且稳定,轴承直径间隙调整在 0.01mm 的条件下,测得的轴心漂移量为 0.001mm 左右</li> <li>4. 轴承的静态刚度为 100N/<math>\mu\text{m}</math></li> <li>5. 支承点到砂轮中心的距离缩短,使主轴本身的挠度有所减小</li> <li>6. 轴瓦背面与箱体孔不接触,箱体孔的加工没有特殊要求,只要镗出即可</li> <li>7. 轴瓦短并且背面没有偏心,加工比较方便,节约材料</li> </ol> <p>在国内普遍应用于各种类型的磨床砂轮主轴上,如 M7132A (杭州机床厂)、MM7132 (天津机床厂)、M1010 (无锡机床厂)、MG1312 (上海第三机床厂)、M7150A、H106 (上海机床厂) 等</p>             |
| 长三瓦自动调位轴承 |   | <p>同短三瓦自动调位轴承对比</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 长径比为 2</li> <li>2. 轴瓦只能在径向平面内进行自动调位。在理论上轴瓦背面与箱体孔成线接触,但因轴瓦较长,在箱体孔的同心率较差时,往往会产生边侧压力,因此轴承间隙只能调整在 0.03mm 左右</li> <li>3. 由于轴承间隙不能调得很小,主轴的回转精度较低而且稳定性较差,在 0.03mm 的直径间隙条件下,轴心漂移量在 0.003mm 以内</li> <li>4. 边侧压力将使轴瓦背面的接触变形加大,降低了接触刚性,轴承的静态刚度为 50N/<math>\mu\text{m}</math></li> <li>5. 由于在较大的轴承间隙条件下工作,因而在小载荷下的油膜刚度很差,随着外力的增加,油膜刚度才逐渐增加,因此对精磨工作不利</li> <li>6. 轴瓦背圆弧半径比箱体孔半径小 5%~10%</li> <li>7. 因为轴瓦背面与箱体孔接触,故对箱体前后二孔的同心率与表面粗糙度要求较高</li> <li>8. 轴瓦长并且背圆弧与轴瓦油楔表面不同心,因而加工不便,材料消耗大</li> </ol> |
| 短五瓦自动调位轴承 |  | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 同长五瓦自动调位轴承对比,其特点与短三瓦自动调位轴承同</li> <li>2. 同短三瓦自动调位轴承对比,轴承刚度及运转稳定性进一步提高,但结构比较复杂,故对制造、装配与调整的要求相应提高</li> </ol> <p>应用于 MZ1060、M10110 等无心磨床砂轮主轴上</p>   |

续表

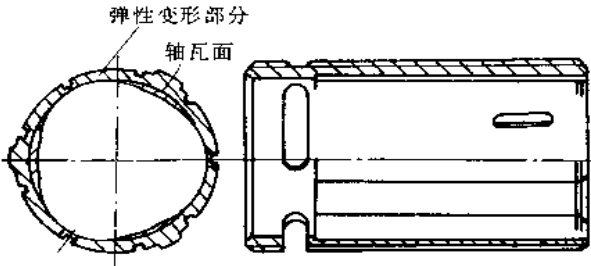
| 名称              | 简图  | 特点、应用   |
|-----------------|---|---|
| 长五瓦自动调位轴承       |    | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 同短五瓦自动调位轴承对比, 其特点与长三瓦自动调位轴承同</li> <li>2. 同长三瓦自动调位轴承对比, 轴承的刚度及运转稳定性进一步提高, 但结构比较复杂, 对制造、装配与调整的要求相应提高</li> </ol> <p>应用于 M8861 花键磨床、MB8263 半自动曲轴磨床等砂轮主轴上</p> <p>美国 CINCINNATI 公司 FILMATIC 型轴承与此相同</p>   |
| 单向支承式多瓦自动调位轴承   |    | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 轴承支承在销钉上, 销钉装在座体内, 销钉与轴瓦之间隔以经过磨削加工的淬火垫圈, 垫圈装在轴瓦体内</li> <li>2. 轴瓦的内外表面同心</li> <li>3. 轴瓦可以在径向和轴向平面内进行自动调位</li> <li>4. 轴瓦的包容角接近 <math>86^\circ</math></li> <li>5. 座体的加工略为复杂</li> <li>6. 其支承部分的结构限制了轴承的刚度的提高</li> </ol> <p>此为匈牙利金属切削机床研究所设计的轴承结构</p>                          |
| 多瓦自动调位轴承        |  | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 三块轴瓦, 其中有两块采用可调支承, 一块采用固定支承</li> <li>2. 轴瓦可在径向及轴向平面内进行自动调整</li> <li>3. 轴瓦的包容角较大</li> </ol> <p>应用于日本日平公司的磨床砂轮主轴上</p>   |
| 其他单向支承式多瓦自动调位轴承 |  | <p>转子重量 2970kg, 转速 3000r/min, 线速度 23.5m/s</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 六块轴瓦。球面螺钉支承</li> <li>2. 轴瓦能在径向和轴向平面内进行自动调位</li> <li>3. 轴瓦的长径比 <math>L:d=0.8</math></li> <li>4. 轴瓦的包容角接近 <math>50^\circ</math></li> <li>5. 能保持转子工作可靠, 运转中转子的位置稳定</li> <li>6. 轴承的润滑采用液体强制润滑</li> </ol> <p>应用于快速换向电动机和发电机上</p> |

| 名称            | 简 图   | 特点、应用   |
|---------------|---|---|
| 双向支承式多瓦自动调位轴承 |  <p style="text-align: center;">砂轮轴前轴承轴向剖面图      轴承原理图</p> | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 轴瓦数：3、4。其中一块可用螺钉调节直径间隙</li> <li>2. 每块轴瓦各以两个球面销支承在两个相互垂直的平面上</li> <li>3. 轴瓦可在径向和轴向平面内进行自动调位</li> <li>4. 采用强制润滑方式，轴承内部润滑油工作压力达到一定数值后，砂轮轴才能启动</li> </ol> <p>此为德意志联邦共和国 Blohm 公司轴承，应用于 Herminghausen 公司的 SR2 型、SR44 型及 SR4 型无心磨床砂轮轴及导轮轴上。其中四轴瓦轴承应用于 SR4 型磨床上</p>  |
| 整体五瓦薄壁弹性变形轴承  |   | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 各个轴瓦由弹性薄壁联结成为整体。每个轴瓦背部圆弧（其半径小于箱体孔半径）均布在锥度为 1:20 的锥体上，故与套筒锥孔配合时，呈五条线接触</li> <li>2. 轴瓦既能随着转速进行自动调位（在径向平面内）又由于有薄壁联结不致偏斜，能获得合理的间隙，因而轴承刚度高</li> <li>3. 主轴回转的精度高（单向回转），径向间隙可调至 0.004mm</li> <li>4. 外圆磨削时，加工表面粗糙度可达 <math>R_a = 0.012\mu\text{m}</math></li> <li>5. 润滑油流通畅快，冷却效果好</li> <li>6. 结构较复杂</li> </ol> <p>应用于高精度机床如 MGB1412 高精度半自动外圆磨床砂轮主轴轴承</p>   |
| 整体小曲率偏心圆弧轴承   |    | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 四个偏心圆（四油楔）其截线为偏心圆弧，其圆心位于离开轴承中心的一方</li> <li>2. 当轴承处于接近无偏心状态下工作时，各滑动面收敛楔状间隙的形成过程，相当于单油楔轴承在其轴心偏移下收敛楔状间隙的形成过程。因此若把 <math>\frac{8}{R-r}</math> 值（它有相当大的选择性）选得小些，将引起各滑动面上的油膜压力急剧上升，以保证轴承（在其轴心有微小的偏移后）有较高的承载能力</li> <li>3. 适用于高精度机床，有单向回转（偏心圆数 3、4 或 5）和双向回转（偏心圆数 2、4……）两种结构。单向与双向相比较，当其他条件相同时，其承载能力高，而摩擦力矩则显著降低</li> <li>4. 油楔固定，不能自动调位，所以不易获得理想的油膜刚度</li> </ol> <p>双向回转式应用于原德意志联邦共和国 Matra 公司的 MF60/30 平面磨床上</p> |

续表

| 名称                     | 简 图 | 特点、应用   |
|------------------------|-----|---|
| 分体小曲率偏心圆弧轴承<br>(双向回转式) |     | <p>分体式四油楔轴承。其结构与整体小曲率双向回转式偏心圆弧轴承相似。所不同的是轴承为分体式，由四块轴瓦组成。轴瓦之间用中间弹性填充块连接。中间填充块处空间作进油用。当壳体孔不同心时，由于中间填充块的弹性作用，轴瓦能自动调位。此外，中间填充块的弹性作用还能调节轴承的间隙。例如，轴瓦外表面作成锥形，将其拉入圆锥座圈内，即可调节轴承的间隙。块式结构还简化了轴承的内部形状</p>  |
| 整体大曲率偏心圆弧轴承            |     | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 偏心圆弧半径大于轴承内孔半径，双向回转式</li> <li>2. 拧紧一端螺母，使轴承轴向移动而调节间隙 0.015~0.025mm</li> <li>3. 采用压力润滑</li> <li>4. 轴承除油腔圆弧外，还有一部分同心圆弧面积，当主轴转速降低，轴承处于不完全液体摩擦状态下工作时，仍可维持正常运转（类似一个普通的圆筒轴承的工作）</li> <li>5. 结构简单，便于加工，便于维修，但不易获得理想的油膜刚度<br/>应用于 CQM6132, C6150, CK6150 等车床主轴轴承</li> </ol>   |
| 刚性轴承套式阿基米德螺旋线轴承        |     | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 五个收敛楔形面，其截线为阿基米德螺旋线，单向回转式，轴承体为内锥外圆</li> <li>2. 工作间隙可调节为：<br/>200mm 系列的磨床砂轮轴轴承 0.004~0.006mm<br/>500mm 系列的磨床砂轮轴轴承 0.007~0.01mm</li> <li>3. 调节间隙不依赖于弹性变形，因此轴承的几何精度不易产生畸变</li> <li>4. 轴承刚度及主轴回转精度好，温升低</li> <li>5. 螺旋线加工较复杂</li> <li>6. 油楔的几何参数是固定的，因此当轴的速度范围变化大时很难取得合理的承载数值，使轴承刚度的进一步提高受到限制<br/>应用于 MG1420、MG1432 型高精度万能外圆磨床，MMB1320 型精密半自动外圆磨床，及 M1450 型万能外圆磨床的砂轮轴上<br/>Studer 公司轴承与此相同</li> </ol> |
| 弹性轴承套式阿基米德螺旋线轴承        |     | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 三个收敛楔形面，其截线为阿基米德螺旋线，单向回转，轴承体为内直外锥</li> <li>2. 和箱体孔有三条圆弧面接触，拧紧螺母使轴承产生弹性变形而调节间隙，可小于 0.007mm</li> <li>3. 三个楔形面分别设有进、出油孔，用油泵强制润滑（二号主轴油，压力为 0.1MPa），温升低，约 5℃</li> <li>4. 轴承刚度好，试验结果：静刚度 180N/μm，油膜刚度 500N/μm。轴心稳定性好</li> <li>5. 制造和装配复杂</li> </ol>   |



| 名称         | 简 图   | 特点、应用  |
|------------|---|--|
| 整体薄壁弹性变形轴承 |  | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 外锥与箱体孔沿三条弧面接触, 以调节螺母调节主轴与轴承的间隙并使轴承产生弹性变形, 形成收敛油楔, 主轴可以双向回转</li> <li>2. 适用于高速轻载, 当磨削力较小 (<math>&lt; 1000\text{N}</math>) 时, 能保证轴的稳定位置并可靠地工作</li> <li>3. 采用低粘度润滑油时, 间隙可调至 <math>0.002 \sim 0.003\text{mm}</math></li> <li>4. 结构简单, 应用较普遍</li> <li>5. 轴承有锥形表面, 故要求与箱体锥孔精确配合, 对孔的同心率要求也较高</li> <li>6. 承载油楔的宽度小, 故承载能力较小 (极限载荷约为 <math>1000\text{N}</math>), 不如整体三瓦 (或五瓦) 薄壁套式弹性变形轴承</li> </ol> <p>应用于 Y7250W 螺纹磨床、M7350 平面磨床的砂轮轴轴承, 属于 Mackensen 型轴承, Zocca 公司及 Lindner 公司均应用在其产品上</p> |

## (2) 分体多瓦式径向动压轴承

分体多瓦式多油楔径向动压轴承按轴瓦的长短分为短瓦和长瓦两种; 按轴瓦的数目又可分为三瓦和五瓦两种, 它们的共同特点是各个轴瓦的背面均由球面螺钉支承或与箱体孔直接接触, 使轴瓦可绕这些支承在主轴旋转平面内摆动进行调位。轴瓦在未调位时, 其滑动面截线是与轴承中心同心的圆弧。当主轴旋转时, 轴瓦将绕支承摆动, 调整油楔的结构参数, 形成与外载荷平衡的油膜压力, 且油膜压力的合力通过支承点。

这类轴承由于调位的支承不在轴瓦的中间, 只能向一侧摆动形成单向的油楔, 故仅适用于单向旋转的机床主轴, 如磨床主轴。分体多瓦轴承又称为多瓦自动调位轴承。

短三瓦自调位轴承性能良好, 制造、装配方便, 维护简单, 但其球面螺钉支承部分的接触刚度较低, 轴瓦在工作时容易产生偏斜, 使油楔脱离理论工作位置而降低油腔刚度, 故短三瓦轴承系统刚度一般较低, 使其应用范围受到局限, 一般在普通磨床上应用较多。

## 短三瓦自调位轴承在 M1432A 型万能外圆磨床上的应用

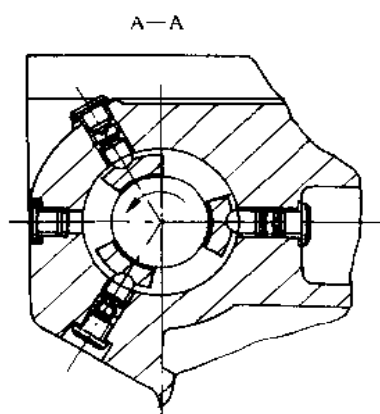
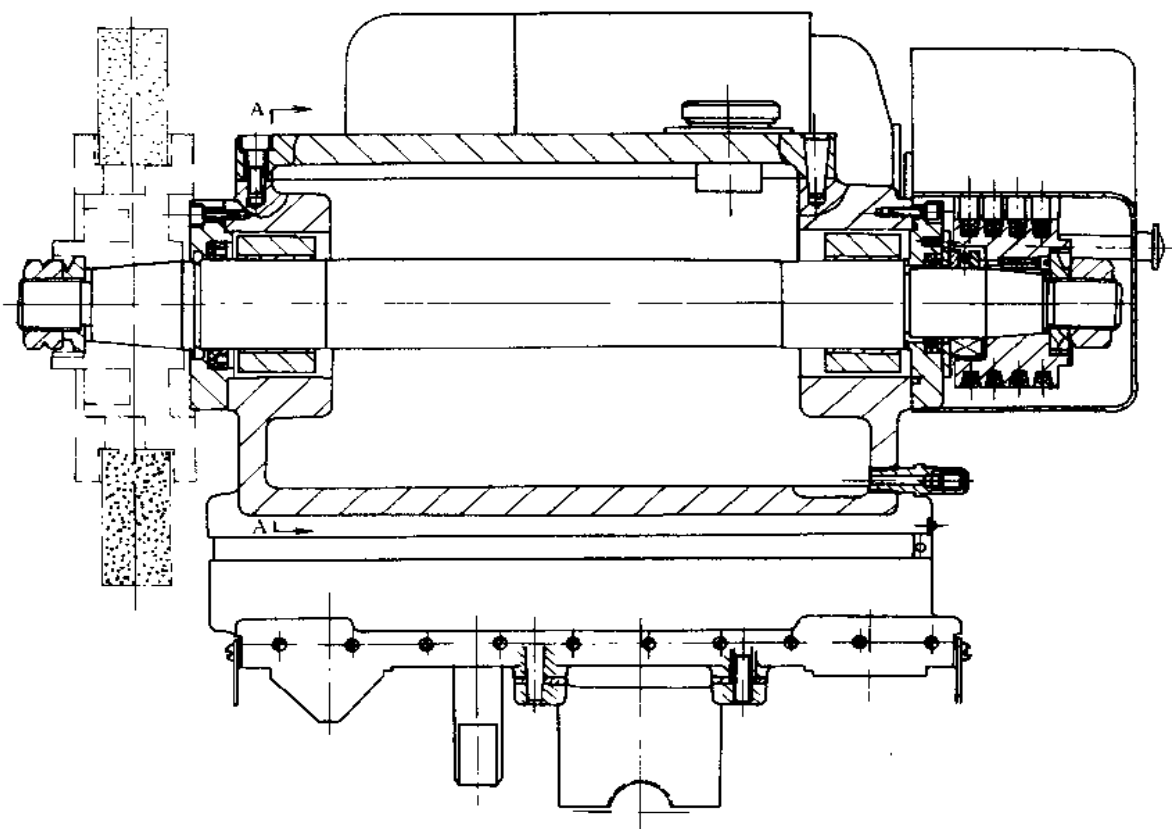
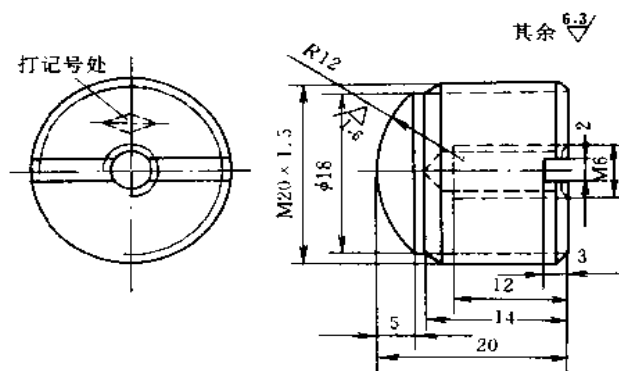


图 1-5-77 M1432A 型万能外圆磨床砂轮  
主轴的轴向及径向剖面图



## 技术要求:

1. 球 R12 与轴瓦配研, 接触面不少于 80%, 打号配对
2. 热处理调质 HB250, 球面高频淬火 HRC42

图 1-5-78 球面支承螺钉

M1432A 型万能外圆磨床砂轮主轴结构如图 1-5-77 所示。

主轴前后轴承均为短三瓦自动调位轴承, 主轴直径为 65mm, 六块轴瓦的支承螺钉均采用三件组成的调节支承。球面支承螺钉见图 1-5-78。主轴和轴承间隙在 0.01~0.02mm 范围内。

轴向固定装置放在主轴瓦端、向右轴向力由右面法兰盘端面与主轴肩端面承受；向左轴向力由带轮内的推力球轴承支承。止推环磨损可由六根弹簧的作用力得到补偿。

密封采用径向封油装置，润滑方式为油浸式。

### (3) 成型面多油楔径向动压轴承

成型面多油楔径向动压轴承的特点是各个滑动面由弹性轴套或刚性轴套联结成为一个整体，且每个滑动面由成型面构成。

目前常用的成型面种类，大致分为偏心圆弧、阿基米德螺线和阶梯面三种，偏心圆弧又分为大曲率偏心圆弧和小曲率偏心圆弧两种。

在大曲率偏心圆弧多油楔轴承中：

$$R < (r + \delta)$$

在小曲率偏心圆弧多油楔轴承中：

$$R > (r + \delta)$$

式中  $R$ ——偏心圆弧半径；

$r$ ——轴颈半径；

$\delta$ ——轴承最小半径间隙（当轴颈偏心距  $e=0$  时）。

小曲率偏心圆弧又称为外偏心圆弧。

为便于加工，也常采用大曲率偏心圆弧轴承（又称为内偏心圆弧轴承）。

阶梯油楔的成型面由同心的整圆（轴承孔）与圆弧（油楔面）组成。

由于加工阿基米德螺线多油楔的成型面需要专门的夹具，所以在某些情况下可采用偏心圆弧代替。

阿基米德螺线五油楔动压轴承在 M1450 万能外圆磨床上的应用

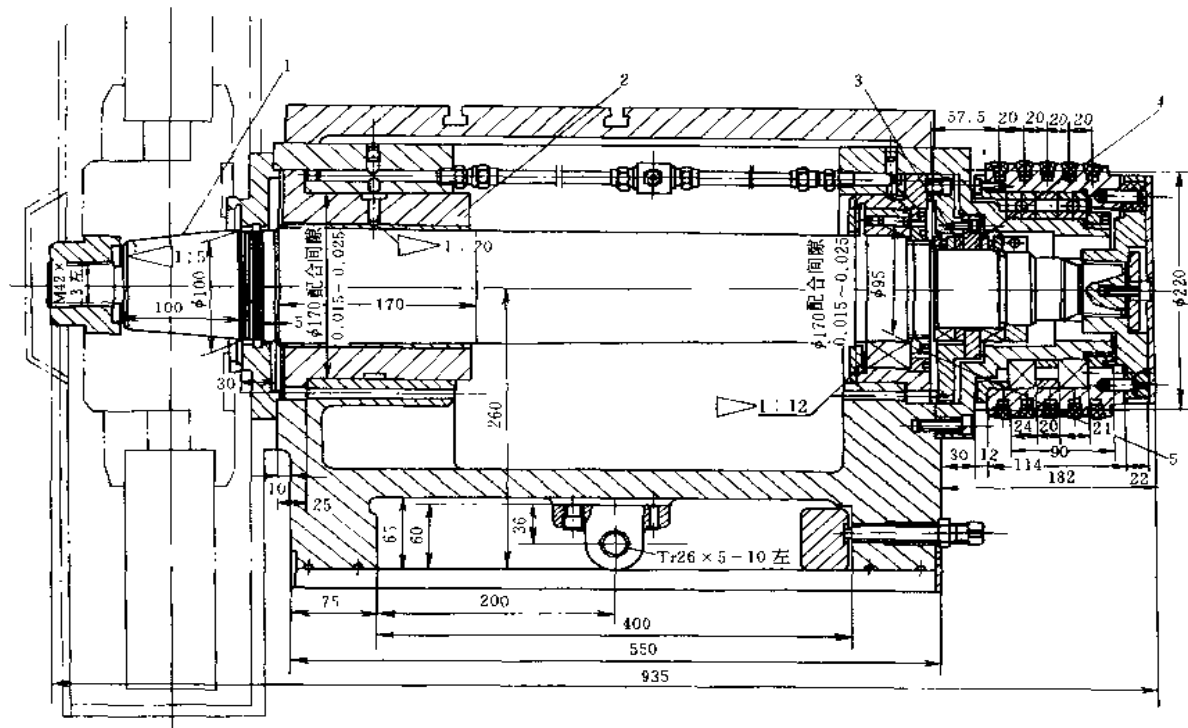
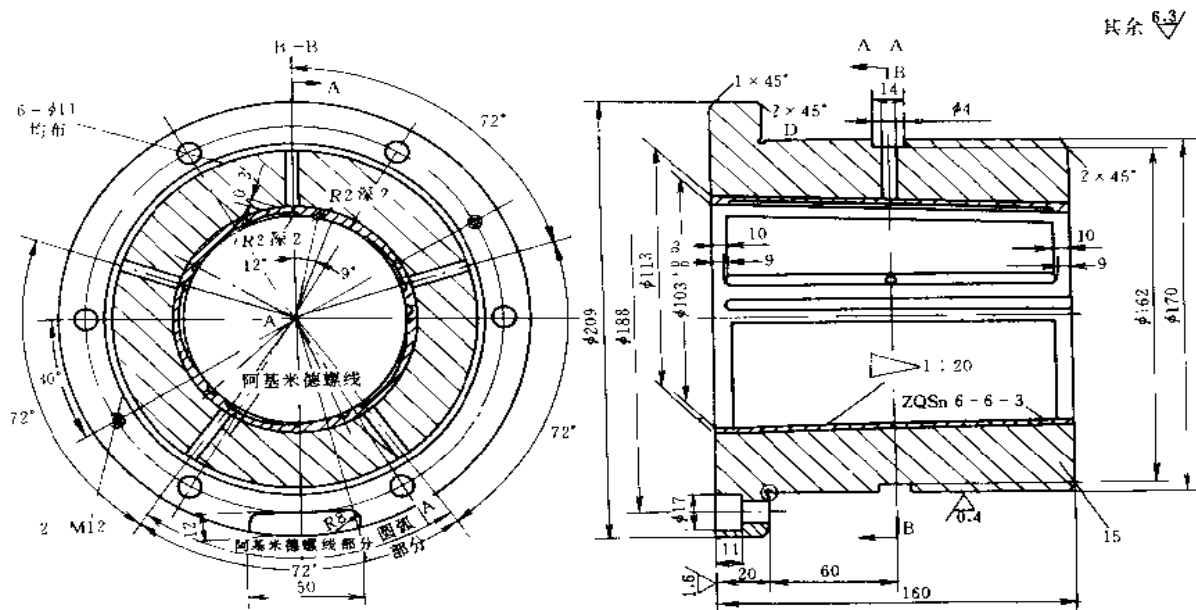


图 1-5-79



**技术要求:**

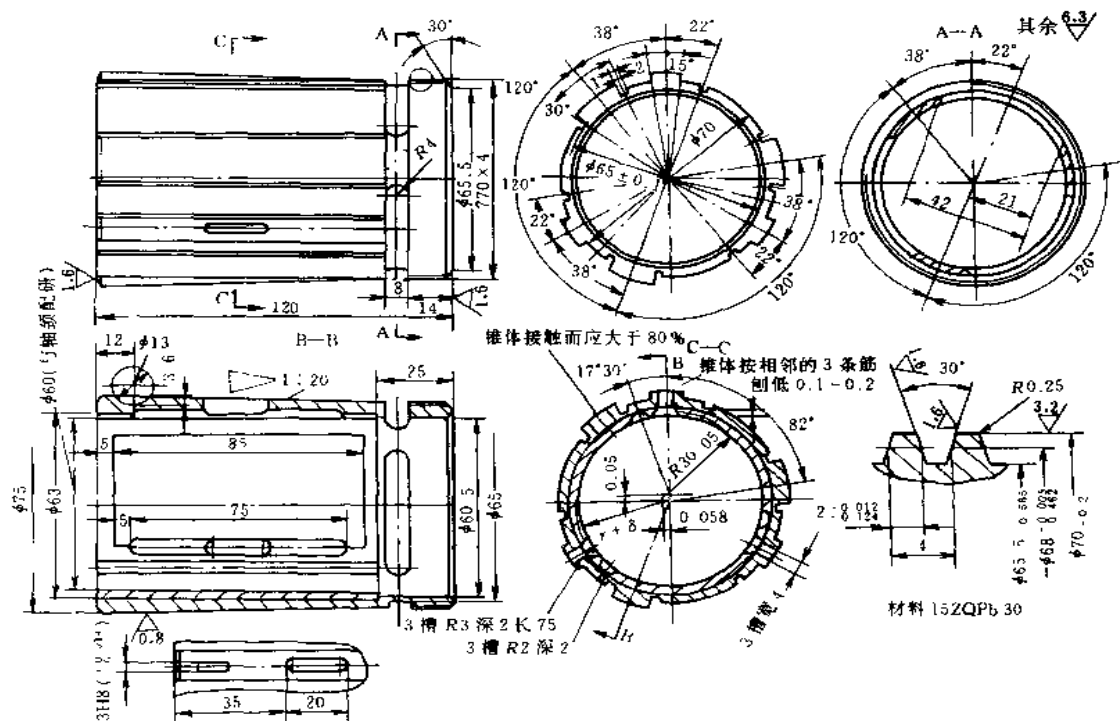
1.  $\phi 170$  对 1:20 锥孔的圆跳动公差 $\leq 0.01$
2. 1:20 锥孔用涂色方法检查接触面积 $\geq 75\%$
3. 1:20 锥孔对 D 面的垂直度公差 $\leq 0.005$
4.  $\phi 170$  外圆的圆柱度公差 $\leq 0.003$
5. 锐边倒钝

图 1-5-80

图 1-5-79 为 M1450 型万能外圆磨床砂轮架主轴结构图, 前轴承 2 为阿基米德螺线五油楔动压轴承 (刚性轴套式, 图 1-5-80), 轴承内锥面具有 1:20 的锥度。后轴承为双列向心短圆柱滚子轴承, 内孔具有 1:20 锥度, 通过螺母 5 可以微量调节其径向间隙。主轴 1 的轴向位置由件 4 的两端面来定位, 并通过两个推力球轴承减少摩擦。

主轴尾端有卸荷装置。主轴承的润滑为压力润滑, 各有单独的电动机带动一个润滑齿轮泵, 这两者都安装在砂轮架体上, 油池在砂轮架体内。

## 阿基米德螺线多油楔动压轴承在 MBG1432 型高精度外圆磨床上的应用



## 技术要求:

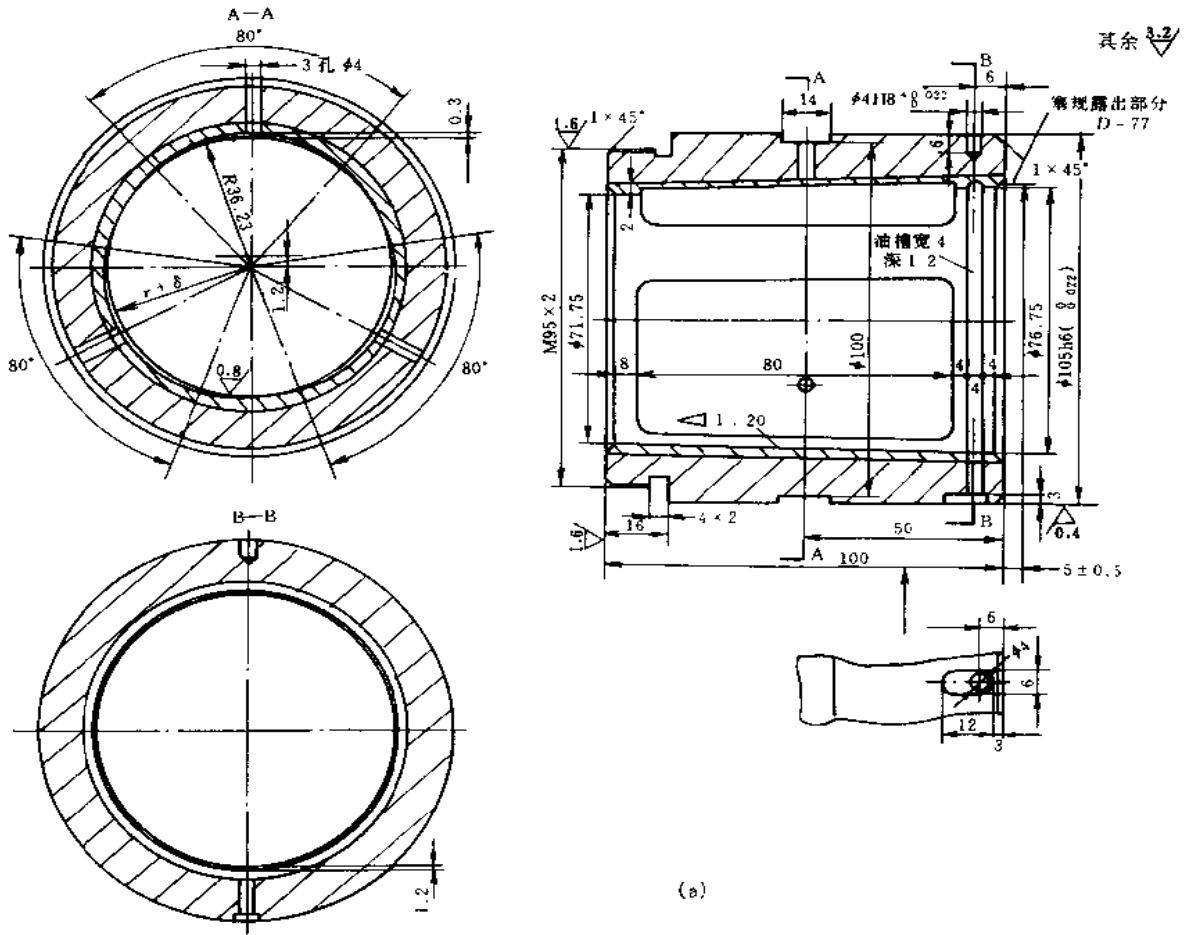
1.  $\phi 60$  孔用涂色法检查, 在全长接触面应大于 80%
2. 1:20 锥体与  $\phi 60$  孔的圆跳动公差为 0.005
3.  $\phi 70$  及  $\phi 65 \pm 0.1$  对  $\phi 60$  孔的同轴度公差为 0.1
4. R30.05 圆弧与  $\phi 60$  孔相接处应平滑

图 1-5-81

图 1-5-81 所示为 MBG1432 型高精度外圆磨床主轴轴承, 前、后轴承结构相同, 均为阿基米德螺线多油楔轴承 (弹性轴套式), 用螺母拧紧轴承尾端 (小头端), 可使轴承产生弹性变形, 调节轴承与轴颈的间隙。主轴的轴向固定是单向的, 在主轴前端由套及轴肩承受向右的轴向力, 使主轴悬臂较长, 对刚性不利。

主轴轴承润滑是由单独润滑油泵实现压力润滑。

## 外直内锥整体大曲率三偏心圆弧式动压轴承在 CQM6132 型精密车床上的应用

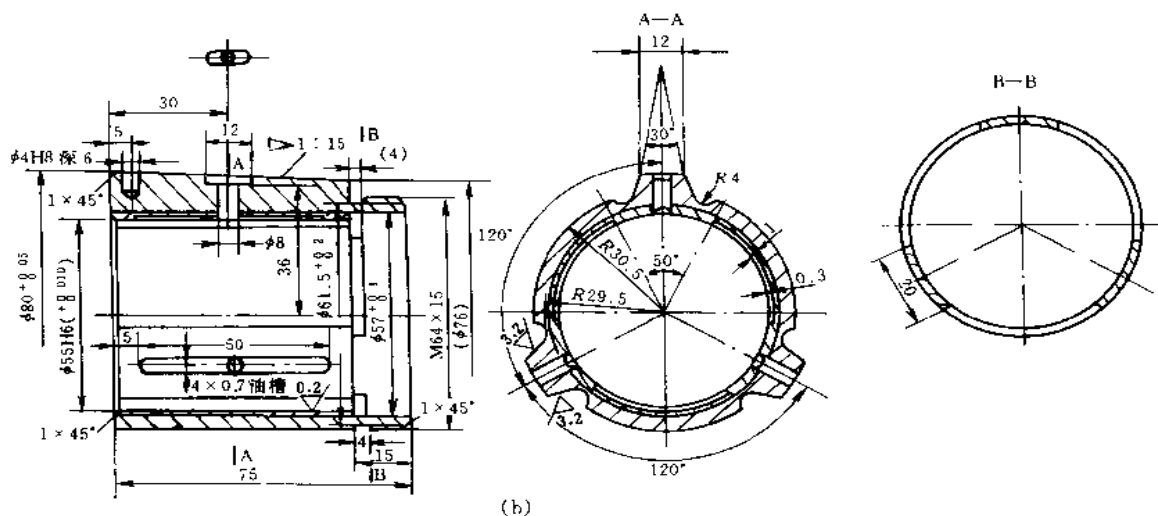


(a)

## 技术要求:

1.  $\phi 105h6$  对内锥孔轴线的径向圆跳动公差 0.005
2.  $\phi 105h6$  圆柱度公差 0.005
3. 1:20 内锥孔面与主轴的母线接触长度大于 85%
4. 刮削的内锥面, 每  $25 \times 25\text{mm}^2$  面积内的接触点 12~16
5. 螺纹中径对内锥孔轴线的径向圆跳动 (工艺保证公差 0.05)
6. M95 $\times$ 2 用 I 级螺纹环规检验
7. 粗加工后回火处理

图 1-5-82 (a)



#### 技术要求:

1. 三条凸筋外圆锥与  $\phi 55H6$  的同轴度公差为 0.005
2.  $\phi 55H6$  的圆柱度公差 0.005
3.  $\phi 55H6$  精加工后与主轴间隙 0.02~0.025
4.  $\phi 55H6$  装配后与主轴间隙为 0.015~0.02
5. 1:1.5 锥面用涂色法检查与配合衬套接触面不得少于 85%
6. 粗加工后回火处理

图 1-5-82 (b)

图 1-5-82a 所示为 CQM6132 型精密车床上主轴的前轴承, 型式为外直内锥整体大曲率三偏心圆弧式轴承, 配合以外锥整体薄壁弹性变形轴承 (图 b) 及两个单向推力球轴承, 使机床车削零件的圆柱度公差稳定在 0.003 以内。

轴承为双向回转式, 可以满足车床正、反转要求。

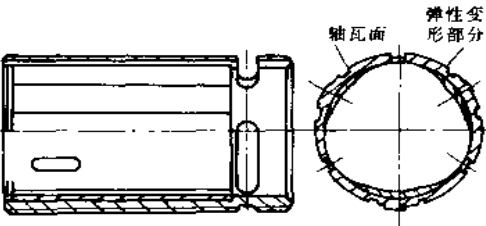
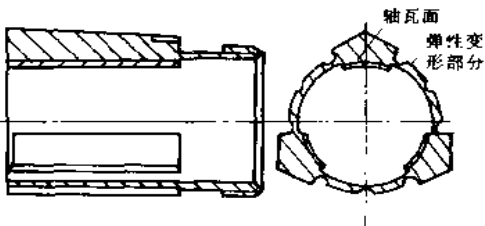
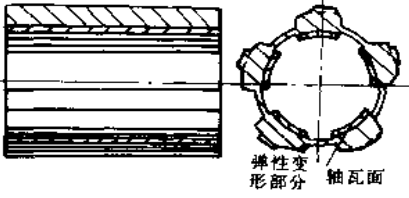
轴承润滑采用压力润滑方式, 由齿轮泵供油。润滑油通过箱体上的油孔进入轴承上的环槽, 然后送入三个偏心圆弧油腔, 端部设有回油槽, 构成循环润滑。

#### (4) 整体薄壁变形径向动压轴承

整体薄壁弹性变形轴承的共同特点, 是各个滑动面 (轴瓦面) 由弹性变形部分联结成为一个整体而构成弹性轴套。各轴瓦面的背部均布在锥面上, 用调整螺母在箱体中间套筒的锥孔内拉紧、迫使各轴瓦面向轴承中心稍有变位。在装配前, 几个轴瓦面截线是同一圆弧的一部分, 装配后它们便不在同一圆弧上, 结果形成收敛楔状间隙。

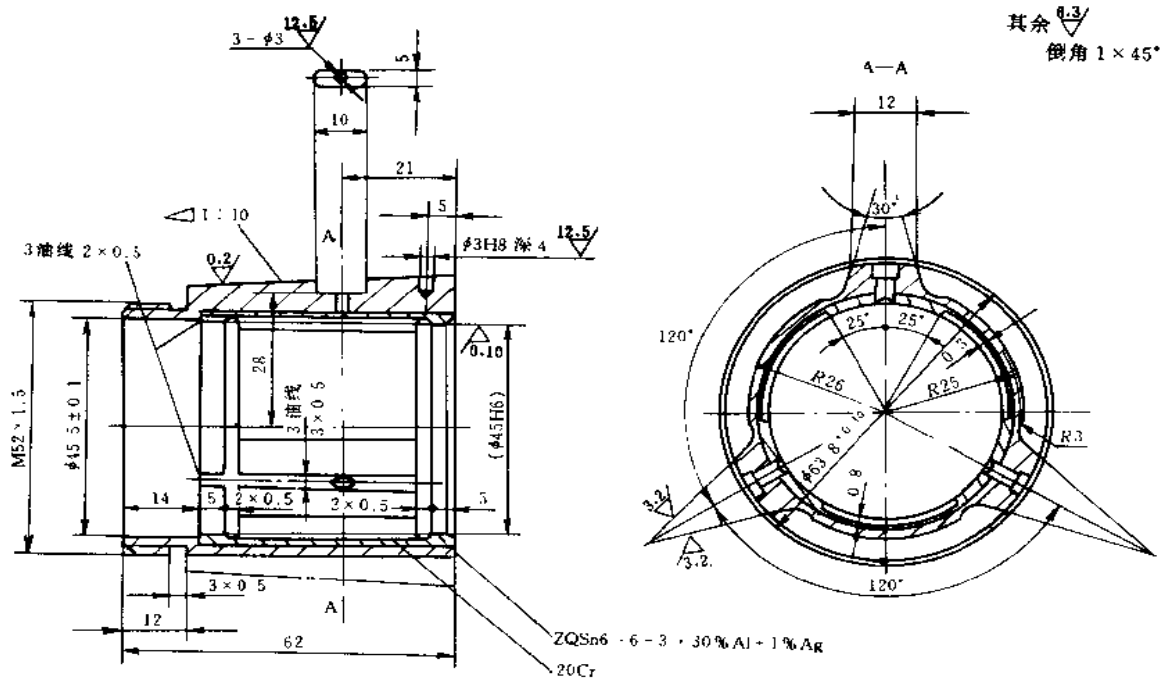
整体瓦薄壁变形多油楔径向轴承的结构特点与应用如表 1-5-9。

表 1-5-9

| 名称          | 简 图   | 特点、应用  |
|-------------|---|--|
| 外锥薄壁变形轴承    |    | <p>外锥和箱体中间套筒锥孔沿三条弧面接触，转动螺母，调节主轴和轴承的间隙，并引起弹性变形，形成收敛楔状的间隙（三油楔）</p> <p>适用于高精度机床（例如 Y7520W 螺纹磨床、M7350 平面磨床砂轮架，CQM6132 精密车床床头箱等主轴轴承）</p> <p>特点：当切削力较小时，能保证可靠的工作及稳定的主轴位置。采用低粘度的润滑油，最小间隙可调到 0.002~0.003mm</p> <p>缺点：（1）轴承有锥形表面，配合要求精确，对轴套的同轴度的要求也高，制造较为复杂；（2）承载油楔的宽度短，因而轴承的承载能力较小，如 <math>\phi 70\text{mm}</math> 轴承，径向间隙 0.002mm，转速 <math>n=1500\text{r/min}</math> 时，最大承载力约小于 2000N</p> |
| 三块整体式薄壁变形轴承 |   | <p>各个轴瓦之间以弹性片联结成为一整体，每个轴瓦的背部有约宽 1mm 的圆弧均布在锥度 1:10 的圆锥体上，与箱体中间套筒锥孔配合，形成三条线接触。工作时，每块轴瓦以接触线为转动轴，通过弹性变形偏转某一角度，形成有效的收敛状的间隙（三油楔）</p> <p>适用于高精度磨床、车床（如 M7130 平面磨床砂轮架、CG6125 高精度车床床头箱等主轴轴承）</p> <p>特点：稳定性好，旋转精度高。用于磨床的砂轮架上时，有可能进行镜面磨削；用于作精密车床的主轴轴承，能实现 <math>R_a \leq 0.025\mu\text{m}</math> 的镜面加工（车削黄铜和铝合金等）</p> <p>缺点：结构比较复杂</p>  |
| 五块整体式薄壁变形轴承 |  | <p>各个轴瓦之间以厚度为 0.5~0.75mm 的钢片联结成为一整体。每个轴瓦背部的凸筋（其圆弧半径小于箱体中间套筒内孔的半径）均布在锥度 1:20 的圆锥体上，与箱体中间套筒锥孔配合时，形成五条线接触。在工作时，每块轴瓦以接触线为转动轴，通过弹性变形偏转某一角度，形成有效的收敛楔状的间隙（五油楔）</p> <p>适用于高精度机床（如 MGB1412 高精度半自动万能外圆磨床砂轮架主轴轴承）</p> <p>特点：高低速都能适应，径向间隙可调至 0.005mm，主轴有很好的旋转精度，外圆磨削时，被磨工件表面粗糙度可达 <math>R_a \leq 0.025\mu\text{m}</math></p> <p>缺点：结构复杂，主轴只能单方向旋转</p>  |



## 外锥整体薄壁弹性变形轴承的应用

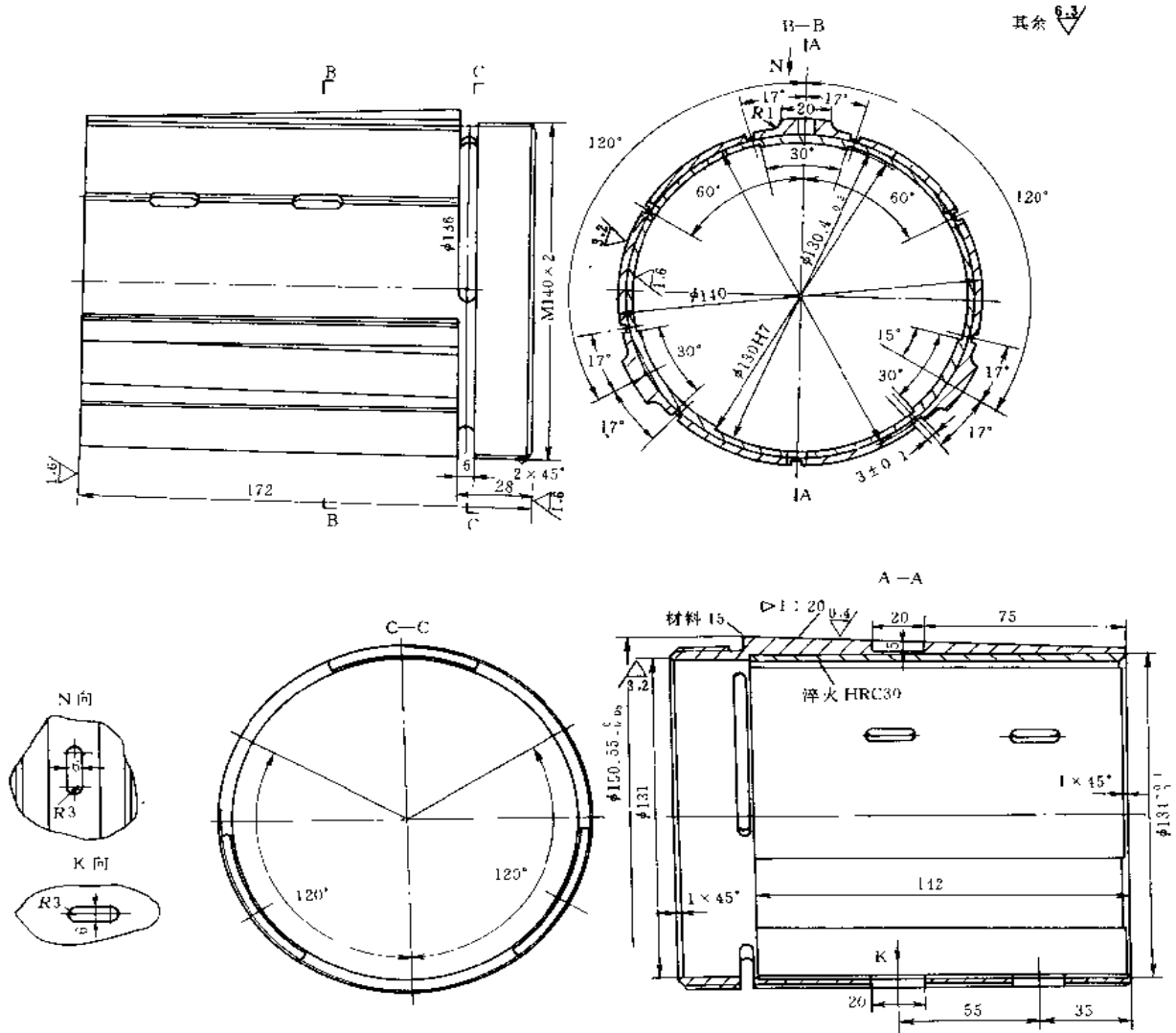


## 技术要求:

1. 三条凸筋外圆锥与  $\phi 45H6$  的同轴度公差为 0.003
2.  $\phi 45H6$  的圆柱公差为 0.005
3.  $\phi 45H6$  精加工后与主轴的间隙为 0.025~0.03
4.  $\phi 45H6$  装配后与主轴的间隙为 0.015~0.02

图 1-5-83 CM6125 型精密车床床头主轴后轴承





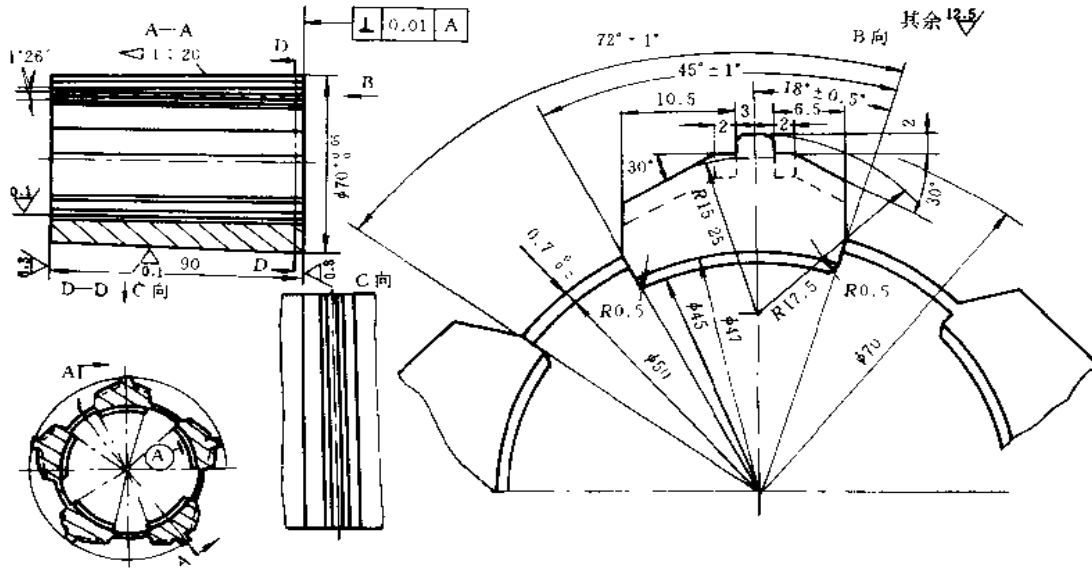
**技术要求:**

1. 用同一根心轴研磨两个轴承的工作面, 并用涂色法检查在工作面的全长上应均匀着色不得少于 80%
2. 锥体 (以三个凸出部分计) 对于  $\phi 130H7$  孔的圆跳动不得大于 0.01, 锥体用涂色法检查, 应均匀着色, 不得少于 80%
3. 必须保证  $\phi 134$  孔对  $\phi 130H7$  孔的同轴度, 使其青铜层的厚度的误差在 0.4 以内
4.  $\phi 140$  及  $\phi 136 \pm 0.1$  对  $\phi 130H7$  孔的同轴度公差为 0.1
5. M140×2 对锥体的倾斜量允差不得大于 0.05

图 1-5-85 3M1428 型滚道磨床主轴前轴承



五瓦整体薄壁套式弹性变形轴承



- 技术要求:**
1. 内孔  $\phi 47$  车成后, 离心浇注 1mm 厚铜衬
  2. 5 条  $R17.5$  宽 3mm 凸筋锐边倒圆  $R \leq 0.5$
  3. 轴承内孔  $\phi 45$  不允许刮削加工, 其最后工序只能研磨 (用二硫化钼作研磨剂), 研成的孔锥度不大于 0.002mm 直径必须比主轴轴径大 0.04~0.06
  4. 5 条 17.5mm 宽 3mm 凸筋在  $R17.5$  圆弧上轴向截面内的直线度公差为 0.003mm。5 条凸筋的最外圆必须在同一圆锥面上
  5. 1:20 锥面与  $\phi 45$  孔之同轴度公差为 0.003
- 材料: 20Cr 铜银铅合金

图 1-5-88 MGB1412 型高精度半自动外圆磨床主轴前轴承

1.4.3 液体动压推力轴承

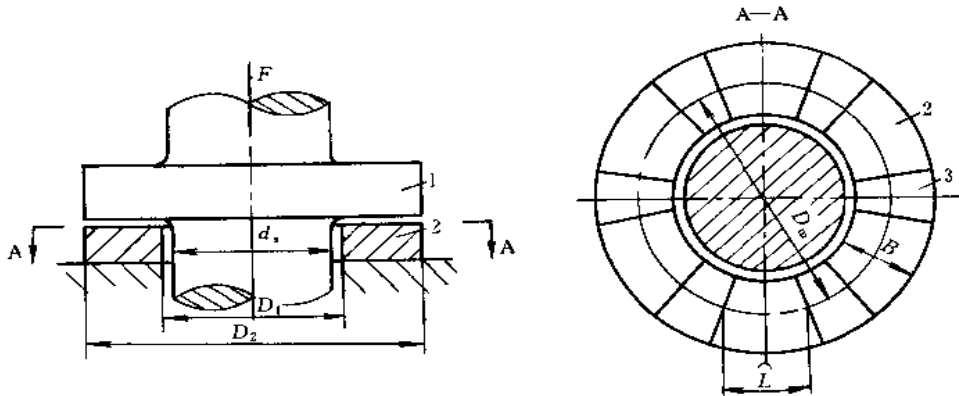
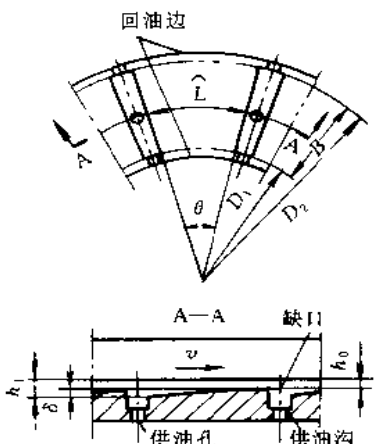
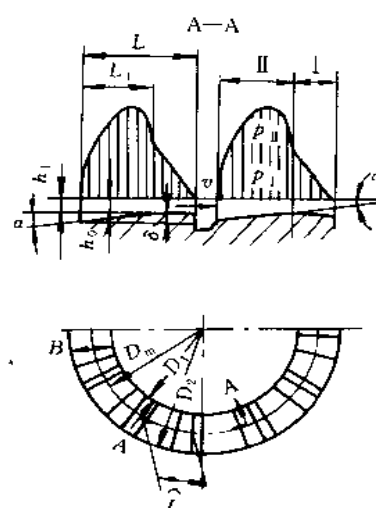
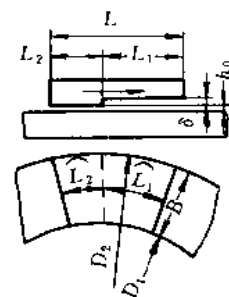


图 1-5-89 止推轴承组成  
1—推力环; 2—扇形瓦; 3—油沟

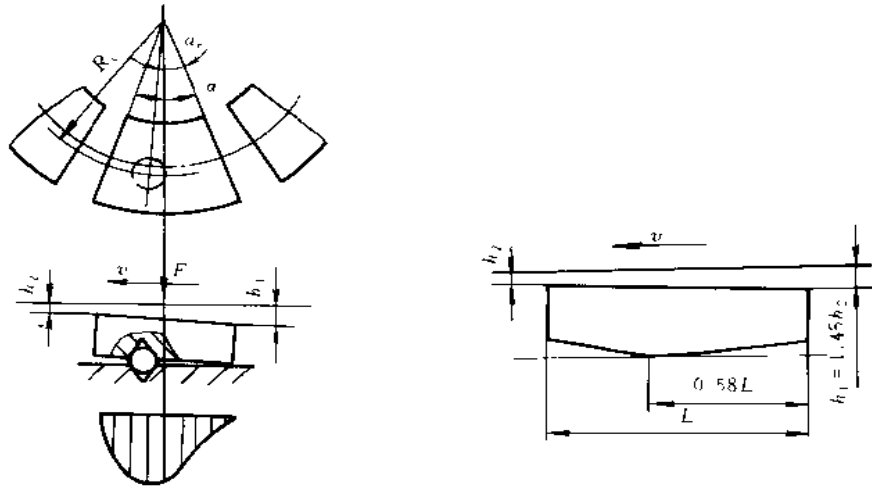
液体动压推力轴承由若干个扇形瓦块组成, 瓦块与推力环之间可形成一定厚度的承载油膜, 如图 1-5-89。

## (1) 成型面液体动压推力轴承 (属多油楔动压推力轴承)

表 1-5-10

| 名称  | 简 图   | 特点、应用  |
|---|---|--|
| 斜<br>面<br>推<br>力<br>轴<br>承                |    | 静止或低速下不能承受轴向推力, 常用于卧式轴承  |
| 斜<br>平<br>面<br>复<br>合<br>推<br>力<br>轴<br>承 |   | 主要用于中、小尺寸的推力轴承, 最大直径约为 0.6m。瓦面有平面和斜面两部分。旋转时, 推力环与斜面构成油楔, 并在斜一平面上形成动压油膜。对于立式轴, 由平面承担全部静载荷 |
| 阶<br>梯<br>面<br>推<br>力<br>轴<br>承           |  | 主要用于小型轴承。因其间隙沿运动方向也呈收敛形。故能建立压力油膜。结构简单, 阶梯高很小, 可用压痕、腐蚀等法制造, 但应有足够高度以补偿磨损的需要               |

(2) 可倾瓦液体动压推力轴承



(a) 可倾瓦止推轴承

(b) 最佳支承点位置和间隙比

图 1-5-90

图 1-5-90a 为可倾瓦推力轴承简图。推力轴承各瓦能适应工况的变化自动调节斜度，小端油膜厚度  $h_2$  相应改变，但间隙比  $h_1/h_2$  保持不变。广泛用于大型轴承。

表 1-5-11

|      | 线接触支承 | 球接触支承   | 螺柱支承    | 平衡块支承 |
|------|-------|---------|---------|-------|
| 刚性支承 |       |         |         |       |
| 弹性支承 |       |         |         |       |
| 应用   | 小型轴承  | 小型、中型轴承 | 中型、大型轴承 | 大型轴承  |

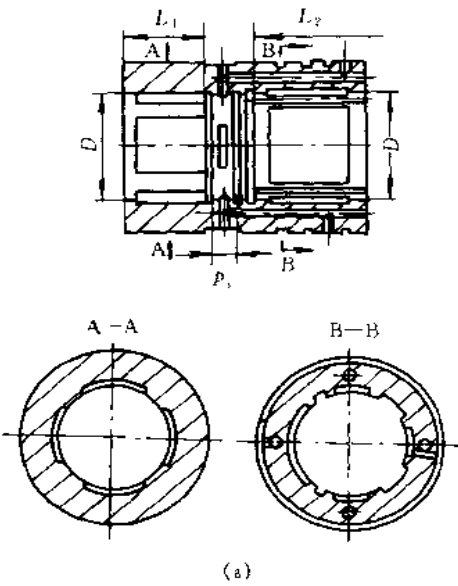
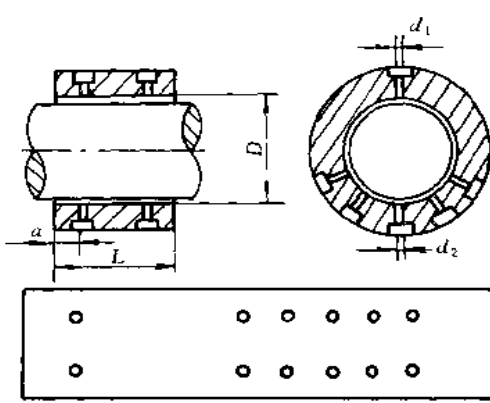
表 1-5-11 所示为轴承支承方式。平衡块支承和波形油箱支承能自动调节，使各瓦载荷趋于均匀，前者适宜低速。螺柱支承调整瓦高较困难。单向旋转线接触轴承，承载能力最大时的最佳支承点位置和最佳间隙比如图 1-5-90b 所示。双向旋转时，支承点应在瓦中点。

## 1.5 液体动静压轴承

液体动静压轴承是既能在液体静力润滑状态下工作，又能在液体动力润滑状态下工作的滑动轴承。它具有承载能力大、最小油膜厚、轴承刚度高和能有效地降低供油系统的功率损失等特点，故特别适用于高速、精密主轴轴承，也可用于高速重载轴承。

### 1.5.1 液体动静压轴承结构、特点与应用

表 1-5-12

| 名称       | 简图   | 特点、应用  |
|----------|--|--|
| 动静压组合轴承  |  <p style="text-align: center;">(a)</p>  | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 轴承轴向右侧是一个不对称四腔内反馈节流静压轴承，左侧是一个四油楔阶梯浅腔动静压轴承；无论在何种速度下（包括零速），都能承受很大的偏载。转速越高，承受偏载的能力越大</li> <li>2. 油腔结构复杂，制造难度较大<br/>适用于各种转速及负载下的机械设备</li> </ol>                      |
| 群孔式动静压轴承 |  <p style="text-align: center;">(b)</p> | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 轴向通常安置两排进油小孔。小孔加工简单，且能尽量缩小油膜承载区的进油口范围，提高承载能力</li> <li>2. 可以通过改变周向小孔的位置来满足某些特定的轴承性能要求</li> <li>3. 单位承载力下的功率损耗较小（与浅腔式动静压轴承相比）<br/>特别适用于高速、大功率的机械设备或大型轴承</li> </ol> |



| 名称          | 简图                                       | 特点、应用   |
|-------------|--|---|
| 有外部节流器动静压轴承 | <p>(c)<br/>1—静压油腔; 2—动压油腔; 3—节流器(小孔)</p> | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 简化外部节流器, 尽可能将节流器做在轴承上</li> <li>2. 轴承间隙比静压轴承小, 依靠小间隙产生二次节流效果以增加静压承载能力, 同时使动压效应更为显著</li> <li>3. 油腔结构复杂, 加工难度较大</li> <li>4. 在相同条件下, 静压承载能力以图 c 形式为最大, 如转速也相同, 动压承载能力以图 d 所示形式最大, 图形式为综合经济性能较好的一种形式</li> </ol>                                  |
|             | <p>(d)<br/>1—静压油腔; 2—动压油腔; 3—毛细管节流器</p>  | <p>适用于中低速、中等载荷的机械设备, 如磨床砂轮主轴等。图 d 为上海机床厂研制并成功应用的 HSDB-R 动静压轴承, 图已在 M131W 外圆磨床砂轮主轴上改装成功</p>  |
|             | <p>(e)<br/>1—静压油腔; 2—动压油腔; 3—孔式环面节流器</p> | <p>见图 1-5-105<br/>见图 1-5-106<br/>见图 1-5-108</p>   |
| 无外部节流器动静压轴承 | <p>(f)</p>                               | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 油腔浅, 加工方便, 浅腔通常加工成阶梯油楔形状</li> <li>2. 无外部节流器, 结构简单</li> <li>3. 轴承有效承载面积大, 周向封油面宽, 动压效应显著, 故动压承载特性高于其他类型的动静压轴承</li> <li>4. 由于浅腔的阶梯动压效应和阻尼较大, 抗振性能和刚性都保持动压轴承的特点</li> </ol> <p>图 f 为杭州轴承厂研制, 适用于轴向定位要求高、负载较大、中速、高精度的场合, 已成功地应用于精密仪器和磨床砂轮主轴上</p> |

在确定动静压轴承的结构型式时, 应根据负载及轴颈转速选择适当的结构。如当轴承负载为稳定载荷、转速在中速 ( $v=2\text{m/s}$ ) 以上、变化范围较小时, 宜选用无外节流器动静压轴承; 而当载荷及转速变化较大时, 宜采用有外部节流器动静压轴承结构, 以满足低速状态下的工作要求。

## 1.5.2 节流型式、特点与应用

对于具有外部节流器液体动静压轴承，其承载能力取决于轴承间隙与节流器形式的合理匹配。目前动静压轴承所采用的节流形式趋向于将节流器直接做在轴承上的简化结构，如孔式环面节流及环形缝隙节流等，同时利用浅腔和直径间隙来起节流作用，以此实现既简化结构又达到有效承载的目的。

表 1-5-13

| 名称     | 简 图   | 特点、应用  |
|--------|---|--|
| 孔式环面节流 | <p style="text-align: center;">孔式环面节流动静压轴承</p>  | <p>这种节流形式是把原来多垫静压轴承的进油小孔改为大孔 (<math>d \geq 1\text{mm}</math>)，用大孔的出口与轴表面形成的环形缝隙作为第一次节流。同时将油腔深度变浅，其深度 <math>\delta</math> 与半径间隙 <math>h_0</math> 的比为 <math>1 \sim 3</math>，利用浅腔与轴表面形成的缝隙作为第二次节流</p> <p>对于一般中型轴承，推荐 <math>d_0 = 1 \sim 3\text{mm}</math>，<math>d_0</math> 在油腔中的位置，推荐 <math>\phi = 10^\circ \sim 18^\circ</math></p> <p>应用于 M131W 外圆磨床及其磨床砂轮架</p> |
| 环形缝隙节流 | <p style="text-align: center;">环向缝隙节流径向动静压轴承</p> <p style="text-align: center;">(a) 单独的止推轴承      (b) 与径向轴承组合的止推轴承</p> <p style="text-align: center;">环向缝隙节流推力动静压轴承</p> <p style="text-align: center;">1—进油；2—节流槽；3—止推轴承节流槽；<br/>4—径向轴承节流槽；5—进油槽</p> | <p>环形缝隙节流最初是用于静压轴承的一种新型节流装置。这种节流形式的特点是直接在轴承外表面上加工，各腔节流器的节流性能的一致性容易保证。此外，环形缝隙的深度相对较大，减少了节流器堵塞的可能性，这点对提高动静压轴承的可靠性十分有利</p> <p>应用于 M131W 外圆磨床</p>  |

## 1.5.3 液体动静压轴承的应用

浅腔环形缝隙节流动静压轴承在 M131W 外圆磨床上的应用

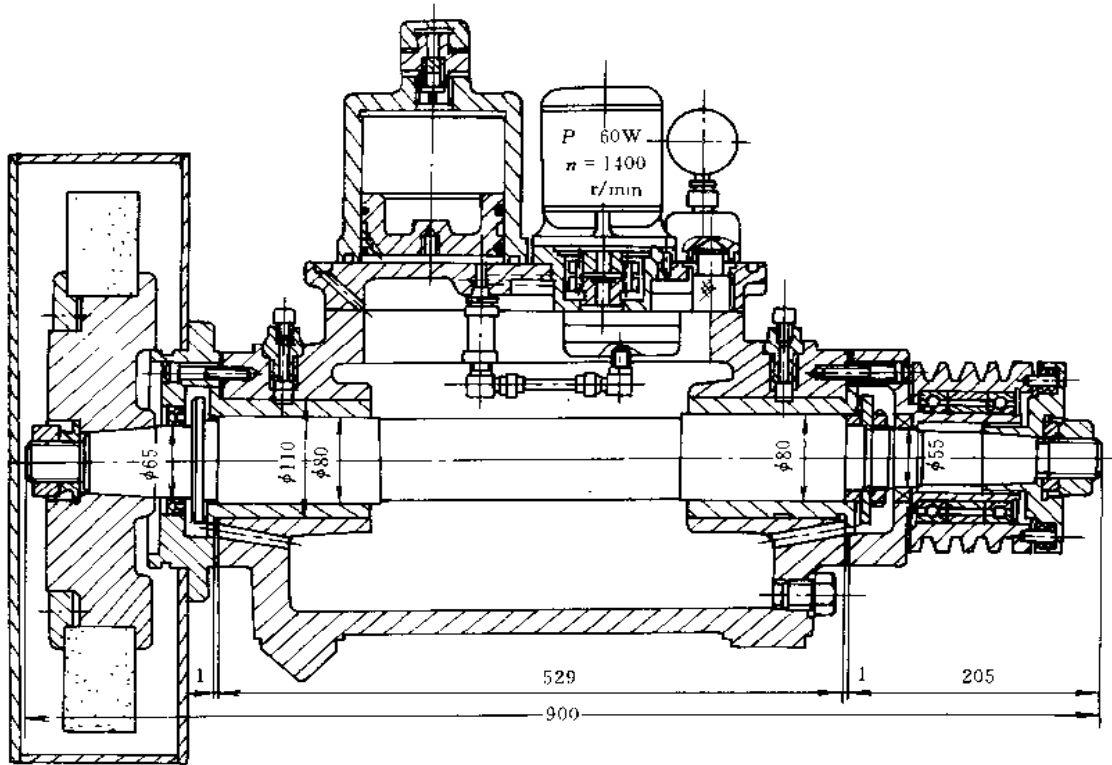
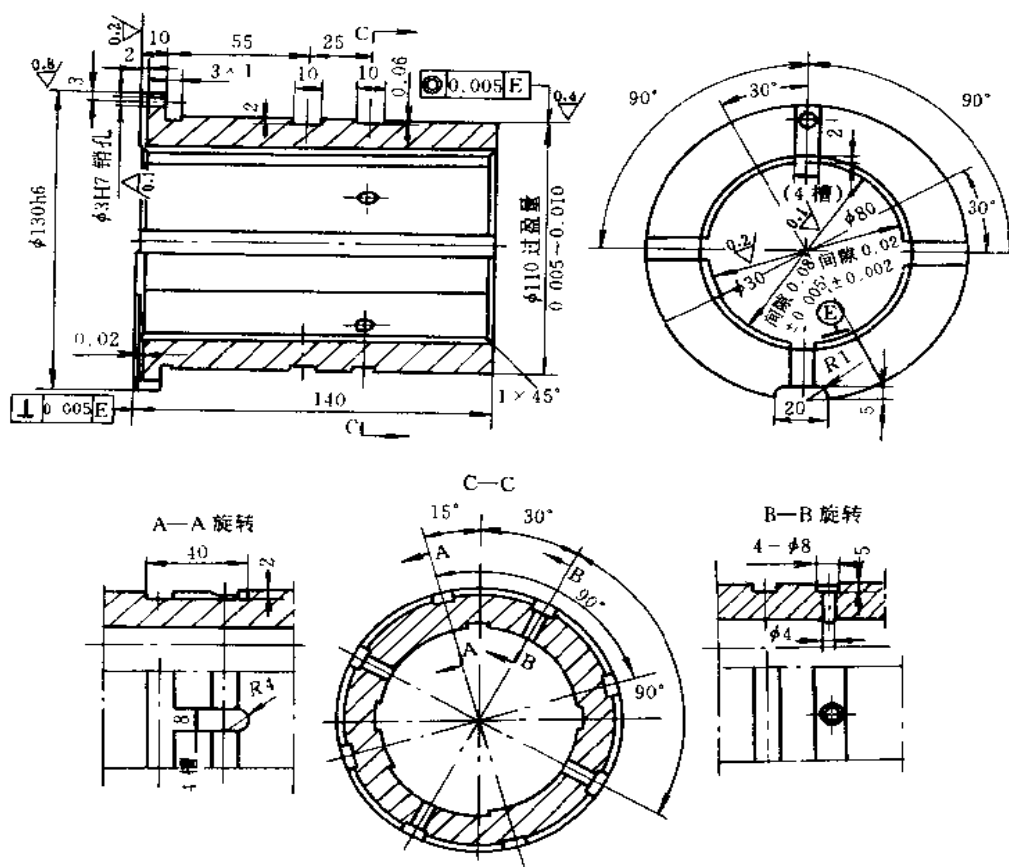


图 1-5-91 M131W 外圆磨床动静压混合轴承砂轮架



浅腔环形缝隙节流动静压轴承性能参数

|          |                        |            |                                       |
|----------|------------------------|------------|---------------------------------------|
| 轴承直径     | $D=80\text{mm}$        | 止推轴承阶梯浅腔深度 | $\delta'=0.02\text{mm}$               |
| 轴承宽度     | $B=130\text{mm}$       | 回油槽宽度      | $R_0^0=8\text{mm}$                    |
| 轴承外径     | $D_1=110\text{mm}$     | 供油压力       | $p_a=0.6\text{MPa}$                   |
| 轴承半径间隙   | $h_0=0.01\text{mm}$    | 润滑油牌号      | 50%2# 主轴油 + 50%4# 主轴油                 |
| 阶梯浅腔深度   | $\delta=0.02\text{mm}$ | 轴承需用总流量    | $Q=0.5\text{L/min}$                   |
| 止推轴承单侧间隙 | $h'_0=0.01\text{mm}$   | 油膜刚度       | $S_0 \approx 200\text{N}/\mu\text{m}$ |

图 1-5-92 环形缝隙节流动静压轴承

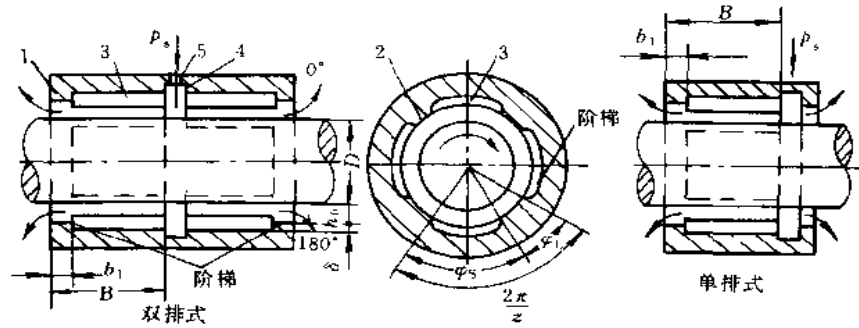
图 1-5-91 为 M131W 外圆磨床砂轮主轴结构图。径向轴承采用阶梯浅腔有轴向回油槽的动静压轴承，轴承四等分设置四条轴向回油槽，其浅腔的每一等分截面线为阶梯曲线形状，故浅腔由四阶梯油楔构成，无轴向封油边，见图 1-5-92。

用固定式环形缝隙节流、环形缝隙直接加工在外圆表面上。

推力轴承采用阶梯动压轴承，将其配置在前后轴承的凸缘端面上，为两轴承外端面止推形式。

供油系统布置在砂轮架箱盖上，利用砂轮架箱体作为油池。

HSDB-1 型阶梯浅腔无外节流动静压轴承在机床上的应用



无外节流动静压轴承性能参数

|         |                                  |          |                        |
|---------|----------------------------------|----------|------------------------|
| 轴承直径    | $D=70\text{mm}$                  | 油腔数      | $z=4$                  |
| 轴承宽度    | $B=54\text{mm}$                  | 浅腔中心角    | $\varphi_s=65^\circ$   |
| 轴向封油面宽度 | $b_1=6\text{mm}$                 | 周向封油面中心角 | $\varphi_c=25^\circ$   |
| 半径间隙    | $h_0=0.01\sim 0.015\text{mm}$    | 供油压力     | $p_s=0.3\text{MPa}$    |
| 阶梯浅腔深度  | $\delta=0.015\sim 0.02\text{mm}$ | 润滑油粘度    | $\eta=0.345\text{MPa}$ |

图 1-5-93 无外节流动静压混合轴承

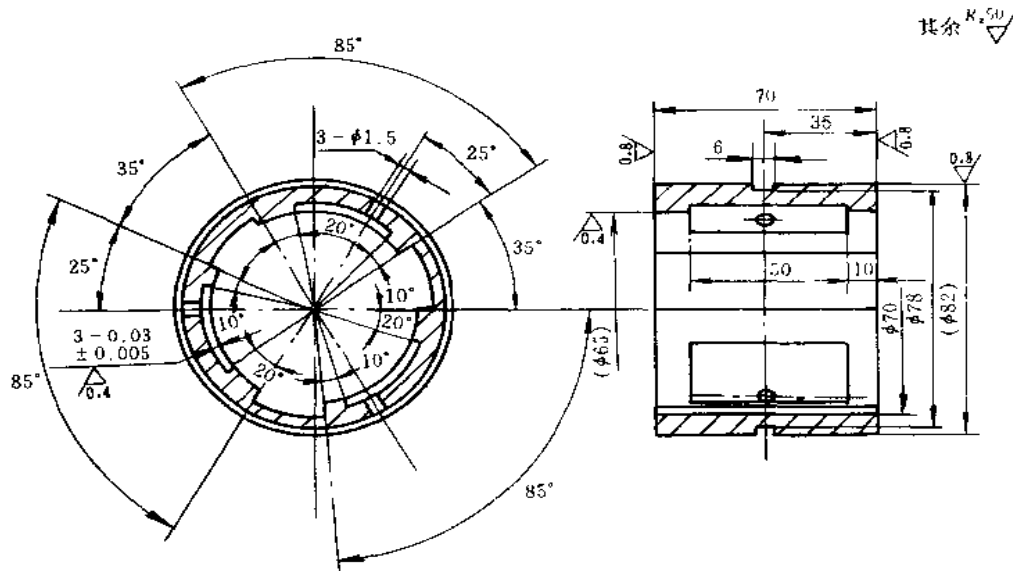
1—轴向封油面；2—周向封油面；3—浅油腔；4—沉割槽；5—进油孔

图 1-3-93 所示为磨床砂轮主轴轴承简图。径向轴承型式为阶梯浅腔无外节流动静压轴承。径向轴承结构为四个对称分布的浅腔，通过轴承中部的环状供油槽供油，周向封油边处形成阶梯油楔，利用阶梯浅腔周围的封油面与轴颈之间的间隙建立静压。

轴向推力轴承采用阶梯动压轴承，设置在主轴后轴承后端。

在磨床砂轮主轴后端安装供油泵，利用砂轮架箱体做为油池。

孔式环面节流动静压轴承在 M131W 磨床砂轮架上的应用



技术条件:

1. ( $\phi 82$ ) 与外套配过盈  $0.015\sim 0.025$
2. ( $\phi 65$ ) 与主轴配间隙  $0.02\sim 0.03$
3. 材料: 铅锡青铜

## 轴承结构参数

|         |                                 |          |   |
|---------|---------------------------------|----------|---|
| 轴承直径    | $D=65\text{mm}$                 | 浅腔中心角    | $\varphi_8=55^\circ$                          |
| 轴承宽度    | $B=60\text{mm}$                 | 周向封油面中心角 | $\varphi_1=20^\circ$                          |
| 轴向封油面宽度 | $b_1=10\text{mm}$               | 回油槽中心角   | $\varphi_2=35^\circ$                          |
| 半径间隙    | $A_0=0.01\sim 0.015\text{mm}$   | 供油压力     | $p_a=1\text{MPa}$                             |
| 阶梯浅腔深度  | $\delta=0.03\pm 0.005\text{mm}$ | 润滑油粘度    | $\gamma=0.45\sim 0.65\text{MPa}\cdot\text{s}$ |
| 油腔数     | $z=3$                           |          |   |

图 1-5-94 孔式环面节流三油腔动静压轴承

图 1-5-94 所示为 M131W 型磨床砂轮轴轴承。径向轴承型式为孔式环面节流三油腔动静压轴承，具有承载能力大、运转灵活、刚性好、寿命长等优点。推力轴承仍用 M131W 砂轮架的推力轴承结构，因此轴向刚度较低。

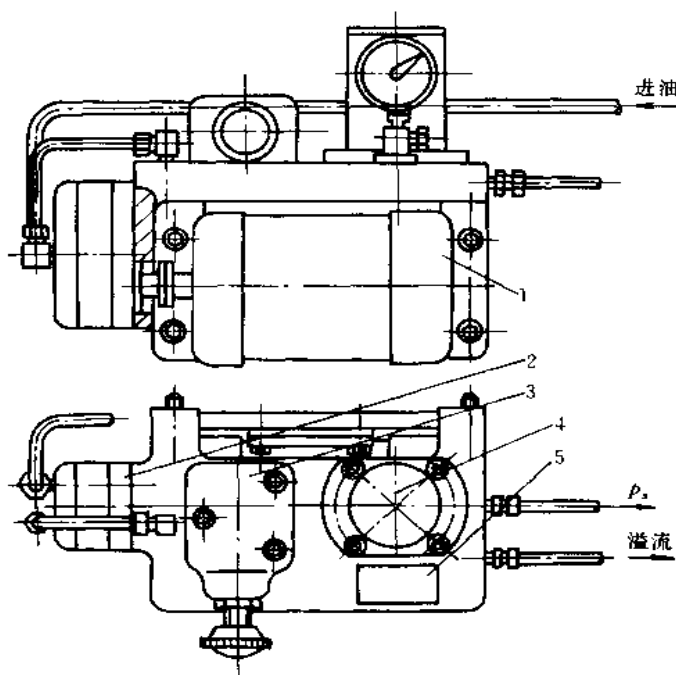
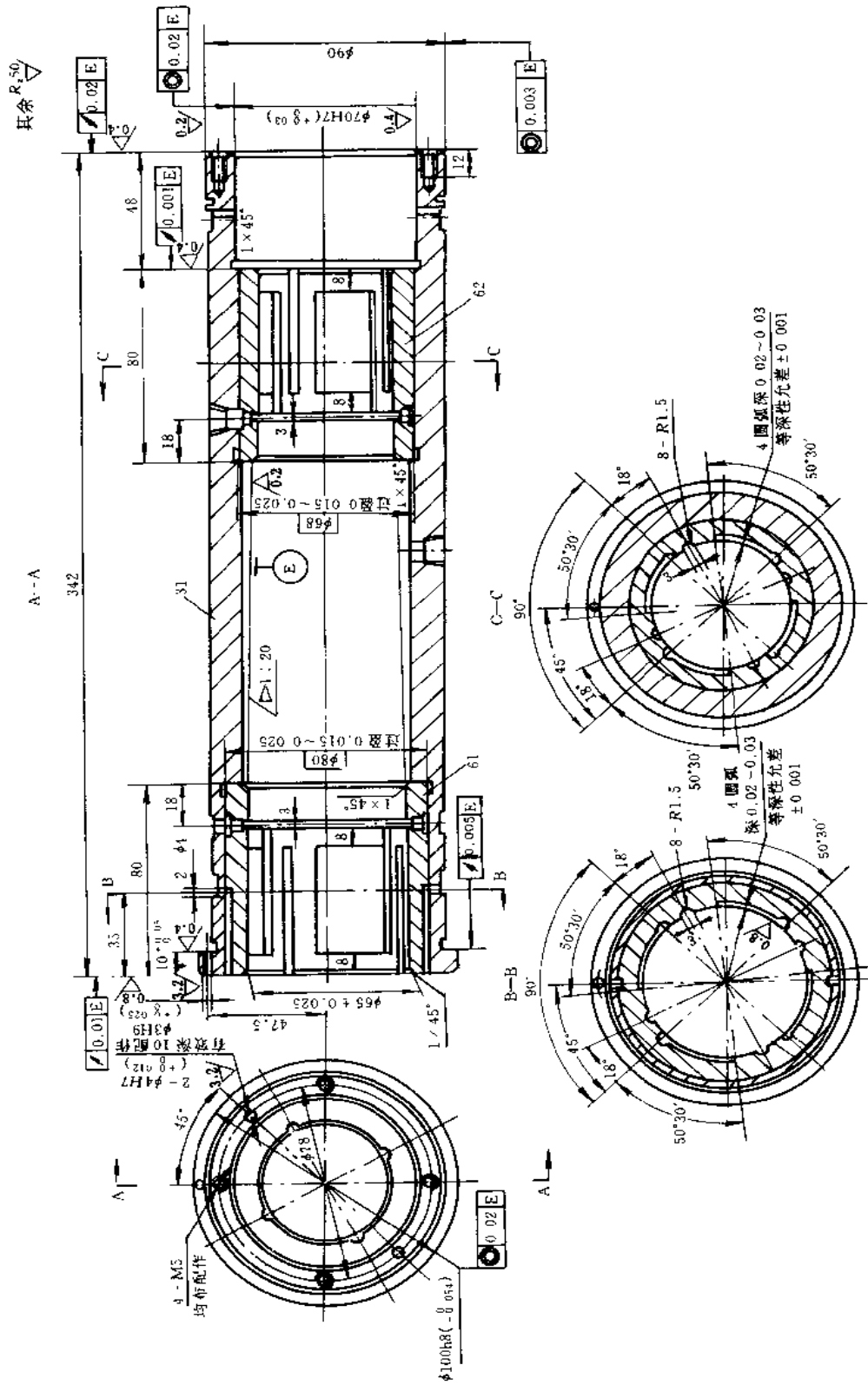


图 1-5-95 润滑系统集成块

1—电机；2—齿轮泵 (CB-B25)；3—溢流阀 (YB-10B)；4—过滤器；5—压力表

图 1-5-95 所示为供油系统集成块，安装在砂轮架后侧，向轴承提供压力油，砂轮架箱体做为油箱。





技术要求:

1. 锥度 1:20 与主轴配研, 接触面积不少于总面积的 85% 且应靠近大端
2. 螺孔口倒角

图 1-5-97 储压式自吸闭路循环高精度动静压轴承



主轴轴向止推采用两个 B 级单向推力球轴承，安装、维护方便，精度保持性好。

轴承润滑没有采用通常所需的供油装置，而是利用机床液压系统提供的压力油做动力推动增压油缸，使轴承在轴颈起动和停止时处于静压支承状态，而在轴颈转动时，则依靠四阶梯浅腔产生的动压力支承负载。

## 1.6 轧机油膜轴承

随着现代化轧机不断地向大型、重载、高速、连续化和自动化方向发展，带钢轧机和线材精轧机的轧辊轴承直接影响到产品精度和轧制速度的进一步提高。因而引起了国内外轧钢生产和机械制造部门的重视。自从 30 年代 Morgoil 油膜轴承（又称液体摩擦轴承）试验成功以来，经过不断地完善和发展，目前这种型式的油膜轴承已广泛和可靠地应用在四辊带钢轧机的支持辊和高速线材精轧机的轧辊轴上。

轧钢机用油膜轴承的主要组成：

- (1) 装在轧辊轴颈上随轧辊一起转动的锥套；
- (2) 装在轧辊轴承座内的衬套，其内孔表面为一层巴氏合金；
- (3) 润滑系统。

根据使用要求，油膜轴承又分动压、动-静压和静压三种，其结构略有不同，润滑系统有动压和静压之分。

油膜轴承的特点如下：

- (1) 承载能力高，对冲击载荷的敏感性小，油膜轴承的承载能力随速度增加而提高，因此适用于重载高速工况；
- (2) 摩擦系数小，功率损耗低，平均摩擦系数为 0.0012~0.003；
- (3) 轴承寿命较长，在维护保养良好的条件下，可连续使用 8 年以上；
- (4) 装拆时间短，据工厂实测，在 3min 内可拆卸或者装上一根轧辊上的两个油膜轴承；
- (5) 配有良好的密封装置，确保在轧制过程中轧辊冷却水及轧制润滑剂等不会侵入轴承，破坏油膜轴承的润滑条件，损坏轴承工作面；
- (6) 轧机上大多采用动压油膜轴承，需要用动-静压油膜轴承时，要增设静压润滑系统；
- (7) 零件尺寸精度和形位公差要求高，摩擦面需精密加工，表面粗糙度  $R_a$  的最大允许值为  $0.025\mu\text{m}$ 。

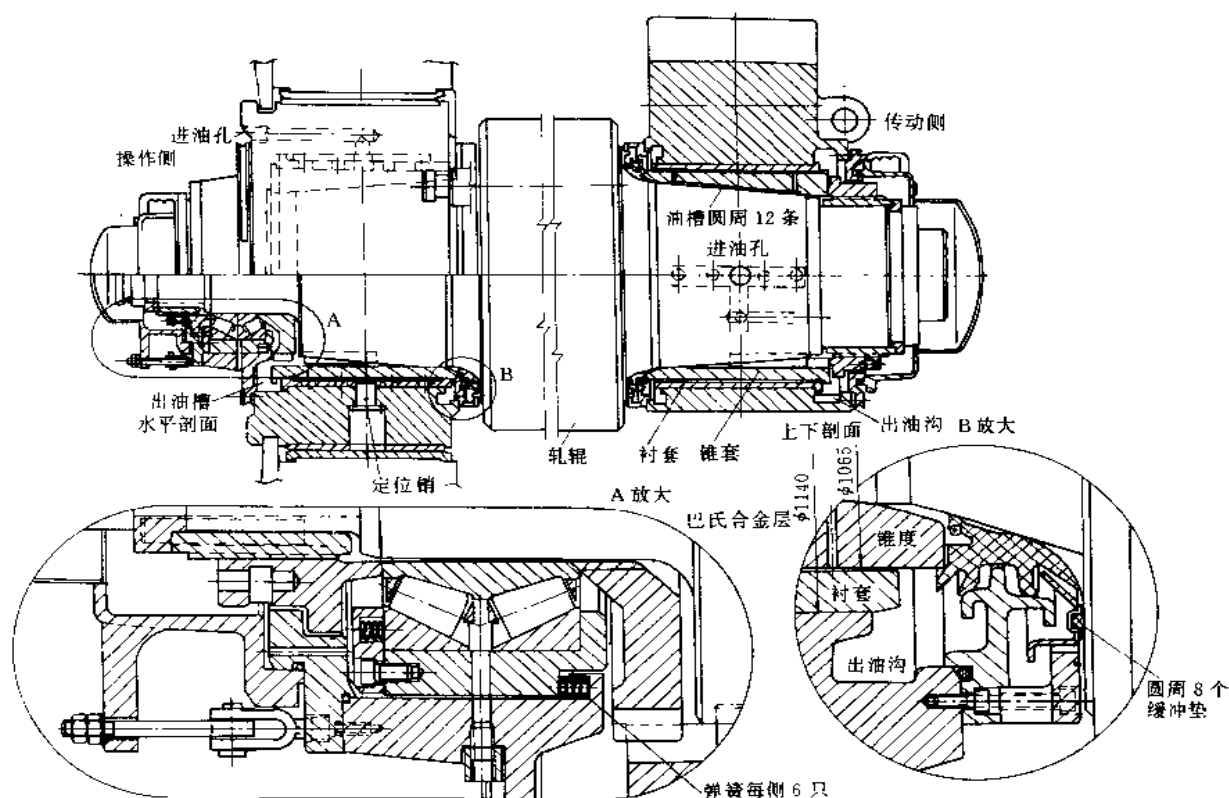


图 1-5-98 四辊带钢轧机支持辊的动-静压油膜轴承

图 1-5-98 为四辊带钢轧机支持辊的动-静压油膜轴承。径向油膜轴承承受轧辊上的径向力，操作侧的双列圆锥滚子轴承承受轧辊上的轴向力。密封装置由迷宫密封圈和多支密封圈组成，结构有两种：一是有轧辊冷却剂、轧制油或乳化液的密封装置；一是无轧辊冷却剂的密封装置。图 1-5-98 中的密封装置是属于有轧辊冷却剂的密封装置。

当滑动速度超过临界速度（临界速度一般定为  $100\text{m/s}$ ）时，采用动压润滑，油膜可承受不大于  $25\text{MPa}$  的压力。当某些轧机的滑动速度小于临界值时，难以形成油膜，产生半干摩擦，易损坏轴承和电机过载，而且轧机在起动、制动、反转和低速运转时，滑动速度均低于临界速度。为了适用速度的变化，采用了动-静压结合的油膜轴承。图 1-5-99 为动压润滑供油系统。图 1-5-100 为静压润滑供油系统。当速度低于临界值时，静压系统自动向轴承的承载面送入  $70\text{MPa}$  的高压油（短时可达  $140\text{MPa}$ ），滑动速度超过临界值时，静压系统自动停止供油，转为动压系统工作。动-静压轴承结构与动压轴承基本相同，只是在轴承衬套的承载面上，增设静压油腔及高压油进油孔，见图 1-5-100 中的放大图 A。在带钢轧机上用得较多的是动压油膜轴承。

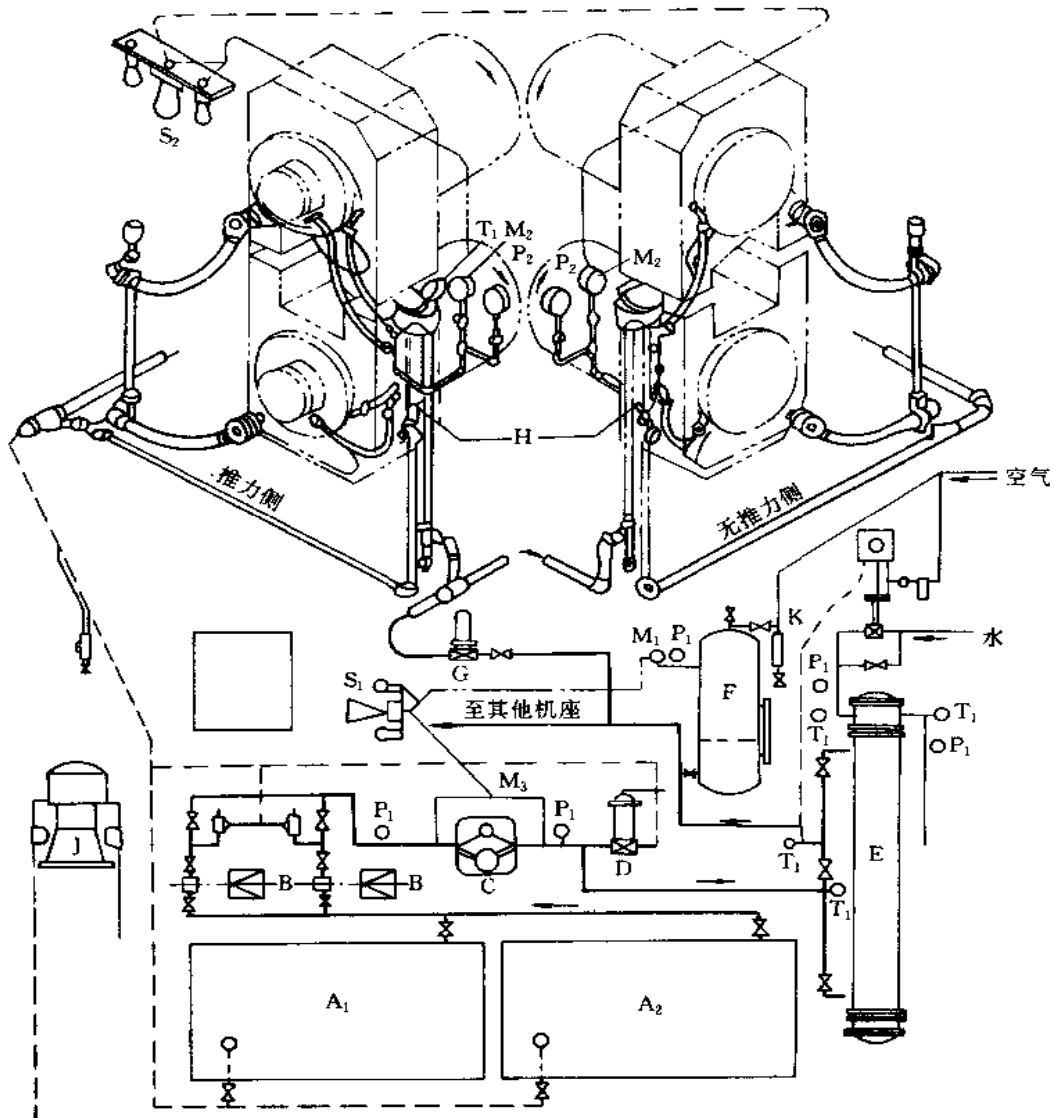


图 1-5-99 动压润滑系统图

$A_1$ 、 $A_2$ —油箱；B—油泵；C—主过滤器；D—系统压力控制（卸压阀）；E—油冷却器；F—压力罐；  
 G—减压阀；H—垂直管过滤器；J—离心过滤器（净油机）； $P_1$ 、 $P_2$ —各种压力范围的压力表；  
 $T_1$ —温度表； $M_1$ 、 $M_2$ —泵压力计开关； $M_3$ —差压计开关； $S_1$ —稀油站信号和警报；  
 $S_2$ —机架上的信号和警报；K—过滤器的吹风装置

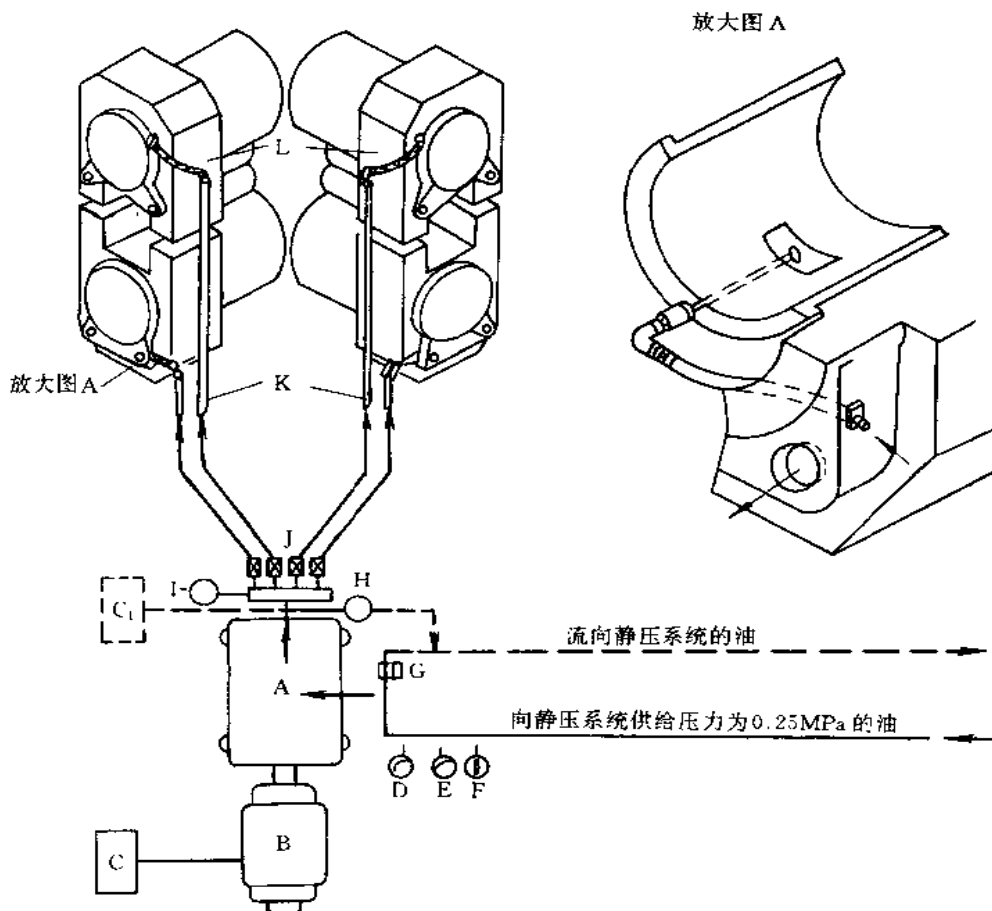


图 1-5-100 静压润滑系统图

A—高压活塞泵；B—电动机；C—控制装置；D—压力控制开关；E—压力表；F—温度计；G—循环喷嘴；  
H—安全阀；I—高压表；J—高压分配阀；K—工作管道；L—高压软管

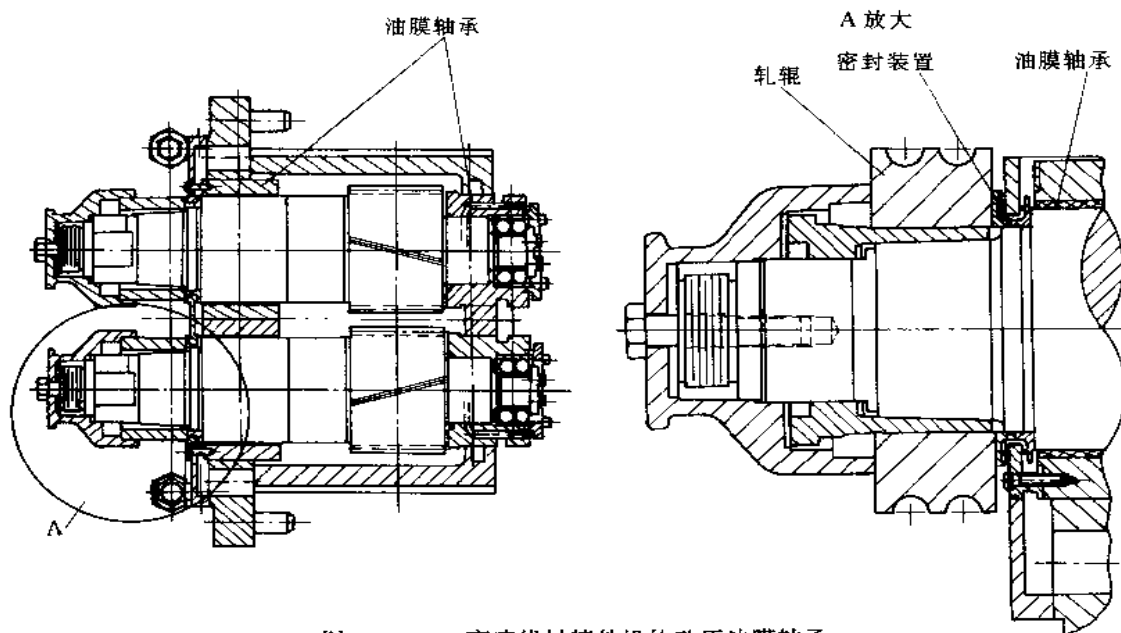


图 1-5-101 高速线材精轧机的动压油膜轴承

图 1-5-101 为高速线材精轧机的动压油膜轴承，轧机的最高轧制速度为 105m/s，供油温

度为  $38^{\circ}\text{C}$ 。轧辊悬臂在辊箱外，轧辊轴的径向轴承采用无锥套的动压油膜轴承，轧辊轴在轴承衬套的巴氏合金内圈中旋转，传动端的双列调心球轴承作止推用，承受轧辊轴上的轴向力。这一动压轴承对供油系统的要求有下列特点。

(1) 油膜轴承的供油压力高。由于轧制线材的尺寸精度和形位公差要求高，承载大，所以动压油膜轴承的间隙比较小，必须保证油膜轴承的供油压力，国内设计的系统供油压力不小于  $0.5\text{MPa}$ ，国外设计的系统供油压力不小于  $0.8\text{MPa}$ 。

(2) 对轴承的供油温度控制。控制温度的目的是控制油的粘度，一般控制进入油膜轴承的供油温度约为  $40^{\circ}\text{C}$ ，通过在油膜轴承承载区测温实现控制。

(3) 对轴承的润滑油流量控制。油膜轴承相对间隙较小，在负载区只有几个微米，因此进入轴承的油除有一定油压外，还应有一定的流量，其中大量的润滑油直接通过轴承的非工作区，以降低轴承的温升。供油管路上装设的流量传感器与轧机电控设备联锁，流量低于设定值时，轧机停车。

(4) 要求高品质的油液。使用的润滑油要求加入添加剂，使其具有防水、防锈、防磨损、防过载和抗分解的性能。

(5) 要求油液具有高的清洁度。要求严格执行规定的管路清洗标准，管路必须酸洗，使油达到清洁度等级，一般装有两级精过滤器，使油液达到过滤精度为  $10\mu\text{m}$ 。油液中不能有水分，需设除水装置。

(6) 设置压力罐。压力罐安装在冷却器后的排油管上，它的作用有两个，即消除油泵所产生的油流脉冲；当突然停电时，保护精轧机内油膜轴承不致因缺油而造成损坏。压力罐可维持向油膜轴承供压力油  $2\sim 3\text{min}$ 。

## 1.7 气体静压轴承

气体静压轴承是以压缩空气通过节流器进入轴承形成压力气垫来起支承作用的。其承载原理与液体静压轴承基本类同，基于空气的固有性质（粘度低、随温度变化小、耐辐射等），气体静压轴承在高速、低摩擦、高温、低温，及有效射线存在的场合，显示了独具的优越性。

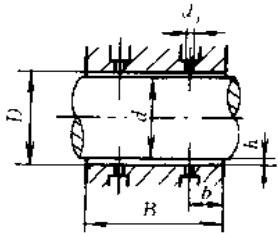
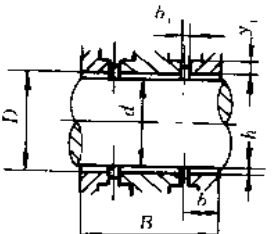
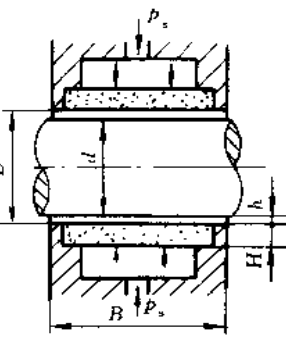
它与气体动压轴承比较，具有承载能力大、刚度高、工作稳定、制造精度低等优点，但需要过滤气源。

### 1.7.1 气体静压径向轴承分类、特点与应用

表 1-5-14

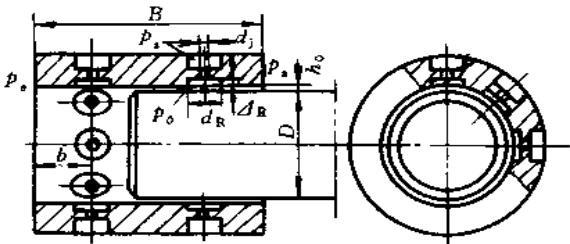
| 类型            | 简 图 | 特 点 与 应 用  |
|---------------|-----|--|
| 孔式节流型<br>小孔节流 |     | <p>孔式节流分为小孔节流和环面节流两种，小孔节流又有喷嘴节流和固有孔节流之分，前者具有气腔。根据轴向是单排孔还是双排孔，分别称为单排供气或双排供气。喷嘴节流轴承在承载能力方面具有优势，但由于供气孔设有气腔，容易产生气锤使供气不稳定。固有孔节流轴承，无气锤供气稳定性好，但承载能力比带气腔的喷嘴节流轴承要低些，如果设计不当，还会在轴承中产生负压区。</p> |

续表

| 类型            | 简 图  | 特 点 与 应 用  |
|---------------|--|--|
| 孔式节流型<br>环面节流 |   | 孔式节流型静压轴承应用比较广泛  |
| 缝式节流型         |   | 缝式节流型轴承可以看成固有孔节流的供气孔在轴承面上向圆周方向拉伸成细长形状, 由点状供气变成了线状供气的一种节流形式。由于流入轴承内的气体几乎全部变成轴向流动, 不存在供气孔扩散, 所以承载能力增高。应用也较普遍   |
| 多孔质节流型        |  | 多孔质节流轴承是用多孔质材料制成的, 由多孔质材料的流体阻抗得到节流的效果。因为整个轴承面上均匀分布有微细的供气孔, 所以承载能力和刚度都高, 并且稳定性也很好。它分为“表面孔隙不堵塞型”和“孔隙堵塞型”, 前者以多孔材料成型后的毛坯状态使用, 而后者要对其表面进行机械加工。在前者的情况下, 为了弥补多孔质材料精度低的缺点, 要设法做成带安装套的轴承 |

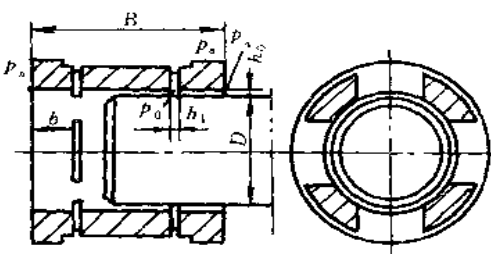
## 1.7.2 孔式节流型径向轴承结构及参数

表 1-5-15

| 结 构   | 参 数  |
|---|--|
|  | 宽径比 $B/D=0.5\sim 2$<br>供气位置 $b/B=\begin{cases} 1/2 & \text{(单列供气孔)} \\ 1/4 & \text{(双列供气孔)} \end{cases}$<br>每列供气孔数 $z=6\sim 12$<br>节流孔直径 $d_j=(1\sim 5)\times 10^{-4}\text{m}$<br>凹穴深度 $\Delta_R=\frac{d_j}{4}-h_0$<br>凹穴直径 $d_R\leq\sqrt{\frac{0.2DBh_c}{z\Delta_R}}$<br>偏心率 $e=0.1\sim 0.5$<br>最佳压力比 $\bar{p}_0=\begin{cases} 0.4 & \text{(最大径向承载能力)} \\ 0.8 & \text{(最大径向刚度)} \end{cases}$<br>供气压力 $p_0=(2\sim 10)\times 10^5\text{Pa}$ |

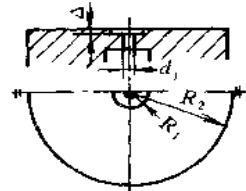
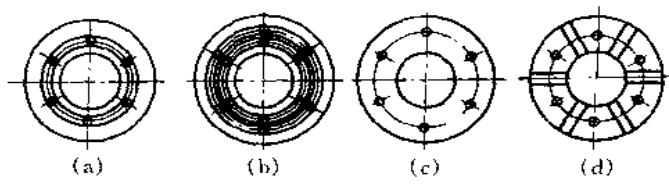
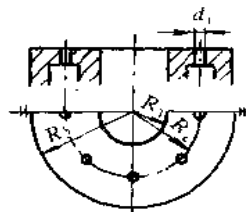
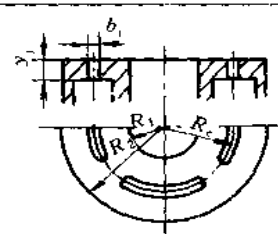
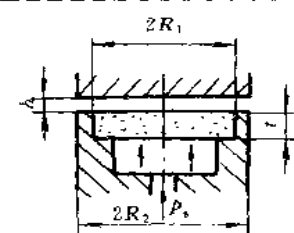
1.7.3 缝式节流型径向轴承结构及参数

表 1-5-16

| 结 构   | 参 数  |
|---|--|
|  | 宽径比 $B/D \begin{cases} \leq 1 & (\text{周向缝进气}) \\ \geq 2 & (\text{轴向缝进气}) \end{cases}$<br>供气位置 $b/B \begin{cases} > \frac{1}{2} & (\text{单列进气缝}) \\ \frac{1}{4} \sim \frac{1}{8} & (\text{双列进气缝}) \end{cases}$<br>进气缝宽度 $b_1 = (1 \sim 5) \times 10^{-5} \text{m}$<br>进气缝的径向长度 $y_1 < b$<br>轴向缝条数 $z = 6 \sim 12$<br>偏心率 $e = 0.1 \sim 0.5$<br>缝隙因子 $\lambda = 1 \sim 8$<br>最佳压力比 $\bar{p}_0 = \begin{cases} 0.4 & (\text{最大径向承载能力}) \\ 0.8 & (\text{最大径向刚度}) \end{cases}$<br>供气压力 $p_s = (2 \sim 10) \times 10^5 \text{Pa}$ |

1.7.4 气体静压推力轴承分类、特点与应用

表 1-5-17

| 类型     | 简 图   | 特点与应用  |
|--------|---|--|
| 小孔节流式  |   | 常用的气体静压推力轴承有小孔节流与环面节流两种，最常见的是环面节流推力轴承。在环面节流推力轴承中，一般又有以下四种形式：<br> 其承载能力的顺序是 $b > a > c > d$ ；而抗倾斜能力的顺序是 $d > c > b > a$ |
| 环面节流型  |  |  |
| 缝式节流型  |  | 承载能力高  |
| 多孔质节流型 |  | 承载能力高，高速稳定，加工困难  |

## 1.7.5 孔式节流型推力轴承结构及参数

表 1-5-18

|                  | 结 构 | 参 数   |
|------------------|-----|---|
| 单<br>孔<br>圆<br>形 |     | <p>半径比 <math>\bar{R} = \frac{R_1}{R_2} = 0.25 \sim 0.63</math></p> <p>气腔深度 <math>\Delta = (0.5 \sim 2) \times 10^{-4} \text{m}</math></p> <p>供气孔数 <math>z = \begin{cases} 1 \text{ (单孔圆形)} \\ 6 \sim 12 \text{ (多孔环形)} \end{cases}</math></p> |
| 多<br>孔<br>环<br>形 |     | <p>供气孔直径 <math>d_1 = (1 \sim 5) \times 10^{-4} \text{m}</math></p> <p>最佳压力比 <math>\bar{p}_0 = 0.69</math> (最大刚度)</p> <p>最佳刚度系数 <math>\bar{G} = 0.98</math> (最大刚度)</p> <p>供气压力 <math>p_s = (2 \sim 10) \times 10^5 \text{Pa}</math></p>        |

## 1.7.6 单列周向缝式节流型推力轴承结构及参数

表 1-5-19

|  |  |
|--|--|
|  | <p><math>\bar{R} = R_1/R_2 = 0.25 \sim 0.63</math></p> <p><math>R_c = \sqrt{R_1 R_2}</math></p> <p><math>y_1 = (0.1 \sim 0.5) R_2</math></p> <p><math>b_1 = h_0 \left[ \frac{4y_1}{\lambda R_c \ln(1/\bar{R})} \right]^{1/3}</math></p> <p><math>\lambda = 0.65 \sim 0.77</math></p> |
|--|--|



1.7.7 常用节流器的结构及性能

表 1-5-20

| 节流类别   | 孔式供气 |       | 缝式供气  |       | 多孔质供气 |    |
|--------|------|-------|-------|-------|-------|----|
|        | 小孔节流 | 环面节流  | 周向缝节流 | 轴向缝节流 | 多孔质节流 |    |
| 简图     |      |       |       |       |       |    |
| 性能比较项目 | 承载能力 | 高     | 较低    | 较高    | 较低    | 高  |
|        | 刚度   | 最大    | 较小    | 大     | 小     | 大  |
|        | 流量   | 最小    | 较小    | 大     | 最大    | 大  |
|        | 稳定性  | 差     | 较好    | 好     | 最好    | 较差 |
|        | 涡流力矩 | 大     | 大     | 小     | 最大    | 最小 |
|        | 宽径比  | 0.5~2 | 0.5~2 | ≤1    | ≥2    | 任意 |
|        | 非轴向流 | 大     | 大     | 小     | 最小    | 最小 |
|        | 散流   | 大     | 大     | 小     | 小     | 大  |
|        | 供气压力 | 大     | 大     | 小     | 小     | 大  |
|        | 气体温度 | 有     | 有     | 无     | 无     | 有  |

1.7.8 气体静压轴承的应用

气体静压轴承在高速空气静压电主轴上的应用

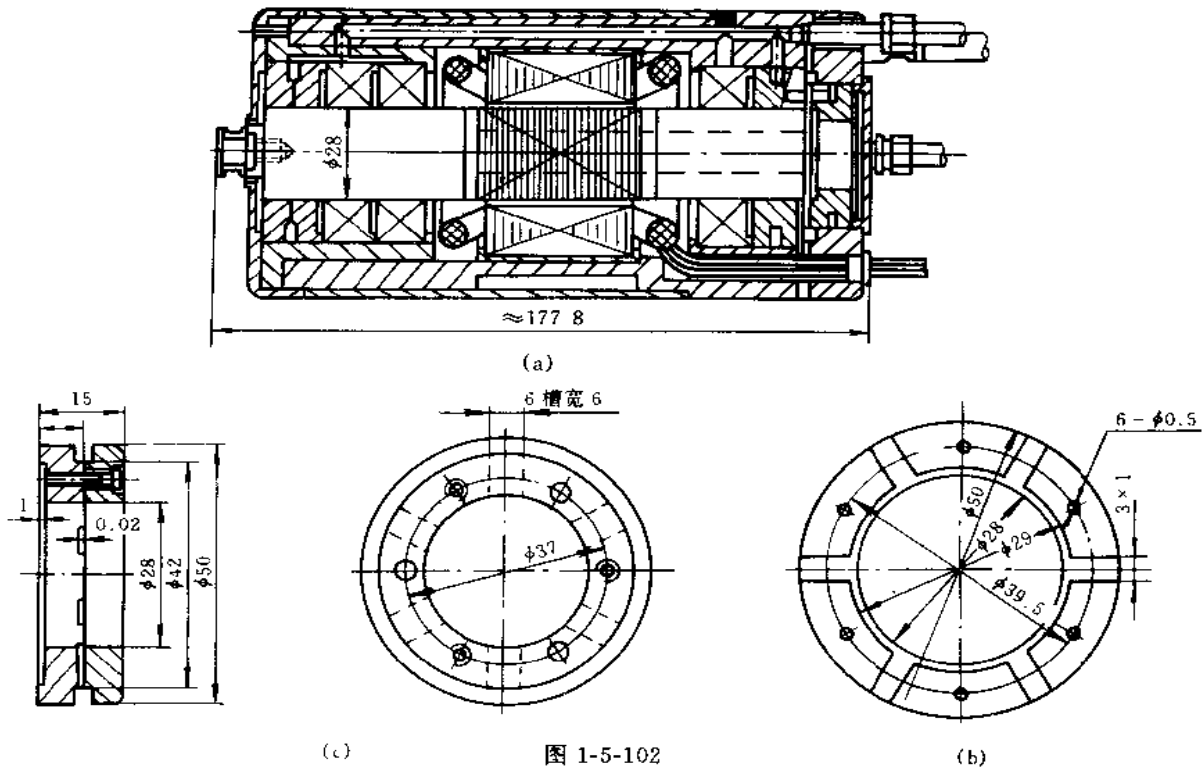


图 1-5-102 (a) 空气静压电主轴；(b) 推力轴承结构；(c) 径向轴承结构

图 1-5-102a 所示为气体静压轴承用于高速空气静压电主轴的结构。主轴转速为 90000 r/min。

图 b 所示为推力轴承，采用孔式节流。推力轴承设置在主轴后轴承的后端。轴承型式为多喷嘴圆平板型。

图 c 所示为径向轴承，采用具有高稳定的单列缝隙式节流。主轴前轴承采用三套径向轴承，后轴承采用两套径向轴承。驱动电机设置在前后轴承中间。

气体静压轴承在外圆磨床上的应用

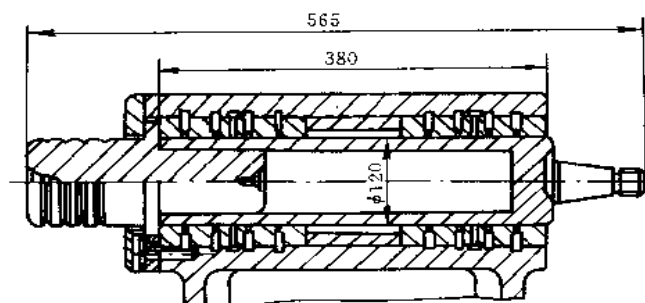


图 1-5-103 MG1420 外圆磨床空气静压主轴

图 1-5-103 所示为 MG1420 外圆磨床空气静压主轴结构。主轴采用多支点支承；推力轴承设置在后轴承后端。主轴采用空心轴，带轮与轴制成一体。

径向轴承共设有两条排气槽，每槽钻有 8 个互相勾通的排气孔。

推力轴承也同样处理，通过调整主轴的排气量解决轴承的稳定性问题。

径向轴承直径为  $\phi 120\text{mm}$ ；轴承间隙为  $0.02\sim 0.035\text{mm}$ ；节流孔数为双列，每列 24 孔；节流孔径  $\phi 0.3\text{mm}$ 。

轴向轴承直径为  $\phi 138\text{mm}$ ；轴承间隙为  $0.03\sim 0.05\text{mm}$ ；节流孔数 16 孔；节流孔直径为  $0.3\text{mm}$ 。

图 1-5-104 所示为采用氦气轴承的氦气液化机用膨胀机。因为是以气体氦作润滑剂，所以不会污染工作气体，能够高速旋转而且发热少，效率高。

## 1.8 气体动压轴承

气体动压轴承，是用气体作润滑剂，由气体将轴与轴瓦隔开，随着轴在轴瓦中回转，其间隙呈楔状，且沿回转方向间隙逐渐减小。气体因其粘性作用，被拖带压入楔状间隙中，从而产生压力，构成动压悬浮。润滑气体常用空气，也用氢、氮、氦、氩，二氧化碳及水蒸气等。

气体静压轴承在透平膨胀机上的应用

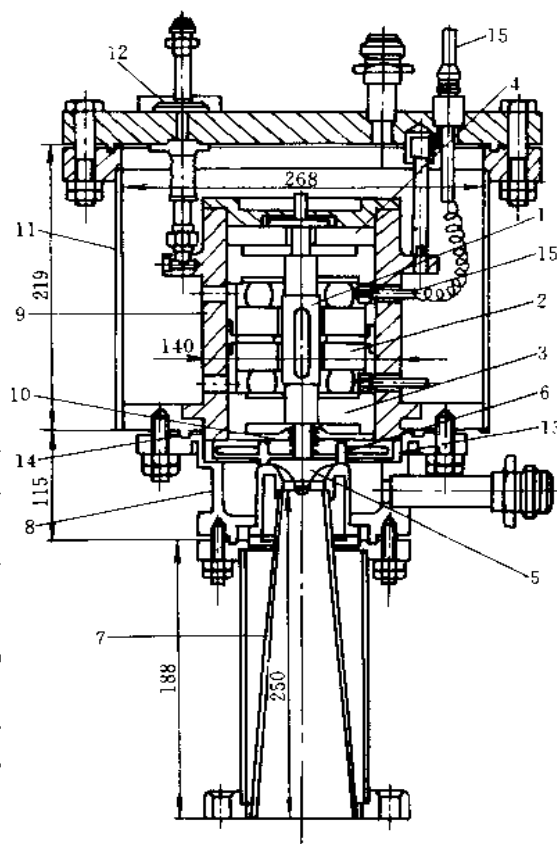
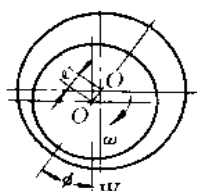
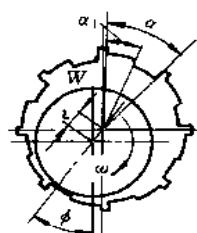
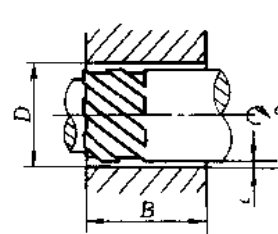
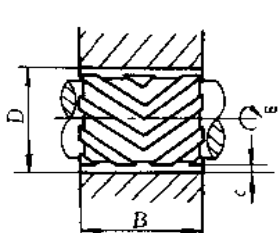
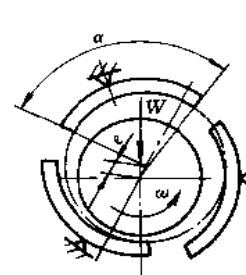


图 1-5-104 氦气透平膨胀机（日本电子技术综合研究所）

- 1—转子；2—定子；3—径向轴承；4—止推轴承；  
5—动翼；6—静翼；7—扩散管；8—透平外套；  
9—轴承座；10—迷宫环；11—真空罩；12—烧结合金过滤器；13—绝热材料；14—铝箔密封；  
15—发电机接线柱

## 1.8.1 气体动压径向轴承分类、特点与应用

表 1-5-21

| 分类    | 简 图   | 特点及应用  |
|-------|---|--|
| 光滑圆柱型 |    | <p>轴承面的展开面为平面,是最基本的形式。这种轴承结构简单,制造容易。但由于振摆回转稳定性不好,目前在实际的机械中几乎很少采用。将这种轴承用弹性膜片支撑起来,提高了稳定性,用于原子反应堆循环机中获得了成功。另外,采用多孔质材料制造的这种轴承,虽然负载能力略有降低,但振摆回转稳定性能得到改善。一般适用于低速</p>         |
| 阶梯型   |    | <p>结构较简单,稳定性好,承载能力低。一般适用于中小型的高速机械</p>  |
| 螺旋槽型  |   | <p>槽型轴承(螺旋槽及人字槽),其轴承表面上设有多条沟槽。其压力产生的机理和单纯楔状间隙的机理略有不同,它是借助轴颈的回转将气体压入槽中,从而产生压力。这种轴承的负载能力、稳定性均良好。然而,在圆柱面上精确地刻出深度均匀的槽是相当复杂的。此种结构形式的轴承,广泛用于比较小型的高速回转机械中。用做陀螺、磁鼓等高级机械的主轴</p> |
| 人字槽型  |  |  |
| 摆动瓦型  |  | <p>摆动瓦型轴承,其轴承面是由数个圆弧构成的,每个圆弧分别构成楔状间隙。就气体轴承而言,广泛采用所谓倾斜瓦型轴承。其中每个圆弧以轴尖作为支点,能够自由倾斜。这种轴承的稳定性非常好,同时因每个瓦块可以自由倾斜,当采用两个以上这种轴承时,对中精度要求不严,这是其优点。缺点是轴承装配麻烦</p>                     |

1.8.2 螺旋槽（人字槽）径向轴承的结构及参数

表 1-5-22

| 简图 | 结构参数   | 最大承载能力                   |           | 最大稳定性   |           |
|----|--|--------------------------|-----------|---------|-----------|
|    |  | 槽面转                      | 非槽面转      | 槽面转     | 非槽面转      |
|    | 螺旋角 $\beta$                                    | 23°~24°                  | 27°~28°   | 20°~50° | 21°~32°   |
|    | 槽宽系数 $\bar{b} = \frac{b_g}{b_g + b_r}$         | 0.35~0.45                | 0.40~0.50 | 0.60    | 0.47~0.53 |
|    | 槽长系数 $\bar{L} = \frac{L_g}{B}$                 | 0.50~0.60                | 0.70~0.85 | 1.00    | 0.50~0.70 |
|    | 槽深系数 $\bar{\delta} = \frac{\Delta + h_0}{h_0}$ | 2.6                      | 2.6~2.8   | 3.4~4.0 | 2.2~2.5   |
|    | 槽数 $z$   | $z \geq A/5$<br>$A$ —压缩数 |           |         |           |

1.8.3 摆动瓦径向轴承的结构及参数

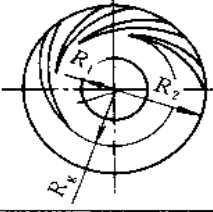
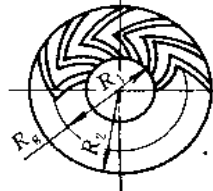
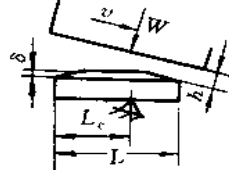
表 1-5-23

| 简图 | 结构参数   |
|----|--|
|    | 直径 $D$ (mm)<br>轴承长度 $L = \frac{aD}{2}$ 或 $0.825D$<br>轴承间隙 $C_r = D/1000 \sim D/2000$<br>瓦块角 $\alpha = 94.5^\circ$<br>支点位置 $\varphi/a = 0.6 \sim 0.7$<br>支点间隙 $C'_r/C_r = 0.5 \sim 0.7$ |

1.8.4 气体动压推力轴承分类、特点及应用

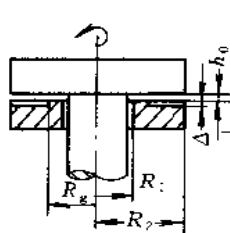
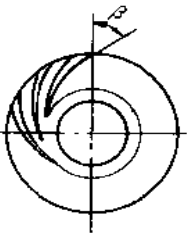
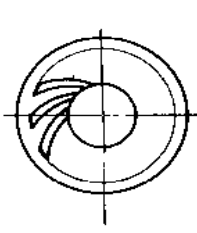
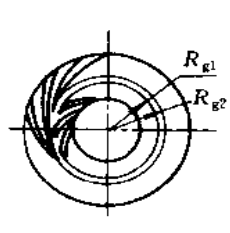
表 1-5-24

| 分类  | 简图 | 特点及应用   |
|-----|----|---|
| 阶梯型 |    | 平面阶梯轴承是阶梯型轴承的一般型式，多用于中小型回转机械中。带有斜度的斜平面和倾斜平面，可以取代阶梯，获得更高的负载能力。但这种轴承加工难度相当大 |

| 分类   | 简图  | 特点及应用   |
|------|---|---|
| 螺旋槽型 |  | 一般的槽型轴承是外侧吸入型螺旋槽轴承。槽的作用与径向轴承的情况相同，借助于沟槽带入气体，从而产生压力。这种轴承构造简单，加工比较容易，而且具有负载能力高等优点，所以得到了广泛应用，但是其稳定性较阶梯轴承略差。另外，也采用内侧吸入型螺旋槽轴承或具有双排沟槽的人字槽轴承 |
| 入字槽型 |  |   |
| 摆动瓦型 |  | 摆动瓦型轴承是利用轴尖支撑着轴承瓦块，虽然结构变得复杂，但承载能力很高。它与前面所述的固定式倾斜平面轴承相比，精密加工容易，可用做大型回转机械的推力轴承  |

1.8.5 螺旋槽推力轴承的结构及参数

表 1-5-25

| 轴承简图                                      | 泵入型  |   | 泵出型  |   | 人字槽型  |       |
|---|--|---|--|---|-------|-------|
|   |       |  |  |  |       |       |
| 结构参数                                      | 最大承载   | 最大刚度  | 最大承载   | 最大刚度  | 最大承载  | 最大刚度  |
| $\beta$                                   | 71.2°  | 72.2°   | 70.5°  |   | 74.5° | 75.0° |
| $\bar{\delta} = \frac{b_g}{b_g + b_r}$    | 0.66   | 0.65  | 0.69   |   | 0.50  | 0.50  |
| $L = \frac{L_g}{R_2 - R_1}$               | 0.73   | 0.72  | 0.75   |   | 0.50  | 1.00  |
| $\bar{\delta} = \frac{\Delta + h_0}{h_0}$ | 4.05   | 3.25  | 4.22   |   | 3.61  | 2.93  |
| $\bar{R} = \frac{R_1}{R_2}$               | 0.7~0.4  |   |  |   |       |       |
| 槽数 z                                      | $z \geq \frac{10\pi\bar{\delta}}{L\tan\beta} \left( \frac{1+\bar{R}}{1-\bar{R}} \right)$ |   |  |   |       |       |
| 说明  | 泵入型, 泵出型 $L_g = L_2 - L_g$<br>入字型 $L_g = (R_2 - R_{g2}) + (R_{g1} - R_1)$                |   |  |   |       |       |

## 1.8.6 气体动压轴承的应用

## 气体动压轴承在离心机上的应用

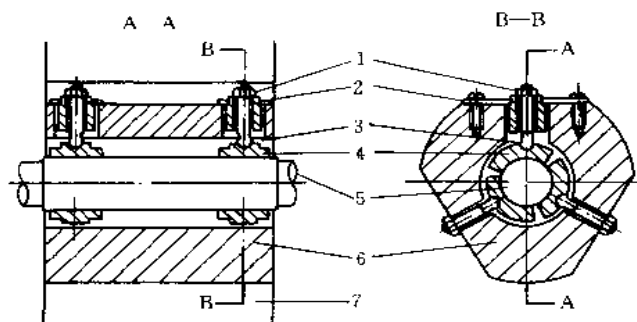


图 1-5-105 摆动瓦动压气体轴承的结构

1—锁紧螺母；2—板弹簧；3—轴尖；4—瓦块；5—轴；6—支承套；7—轴承外套

图 1-5-105 所示为摆动瓦型气体动压轴承，为三瓦块式。图中 4 为轴承瓦块，每个瓦块都由紧固在支承套上的轴尖 3 支承，且可绕轴尖支点自由倾斜，上瓦块轴尖通过板簧 2 固定在支承套 6 上。

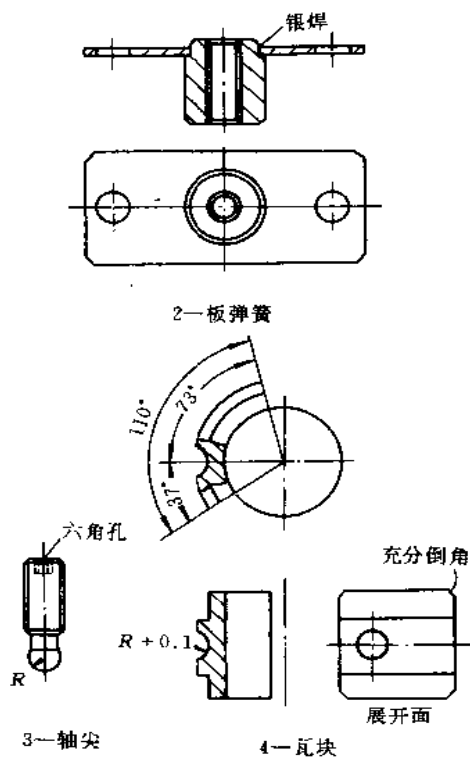


图 1-5-106 摆动瓦动压气体轴承零部件

摆动瓦动压气体轴承的主要零件示于图 1-5-106 中。图中 2 为上瓦块用板弹簧，轴尖 3 由螺钉和球面制成一体，瓦块 4 工艺要求严格，先是车加工，同时加工出轴尖座，然后将瓦块分为 3 份。

### 气体动压轴承在磁存储装置上的应用

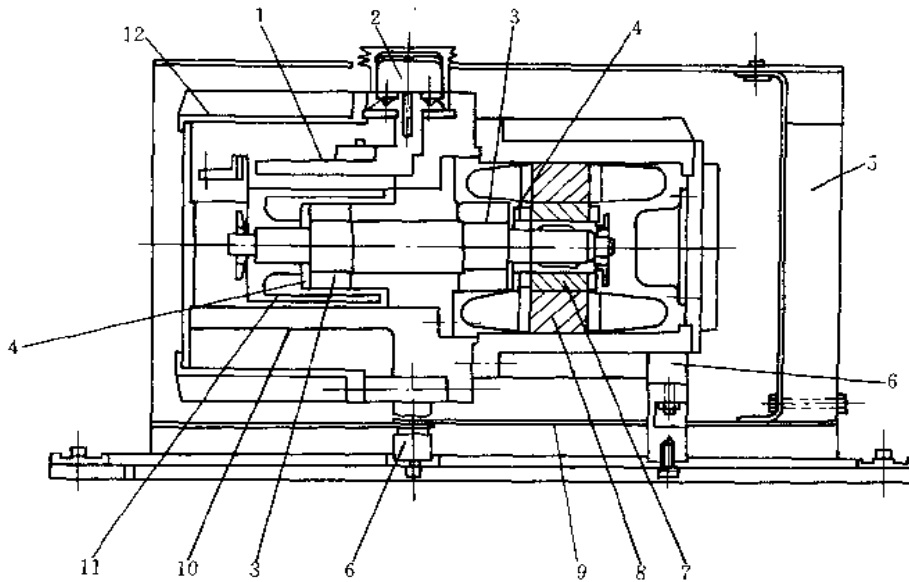


图 1-5-107 磁鼓

1—磁头杆；2—螺线管；3—气体动压径向轴承；4—气体动压止推轴承；5—空冷风机（ $3\text{m}^3/\text{min}$ ）；6—防振橡胶；7—转子；8—定子；9—外罩；10—套筒；11—磁鼓；12—密封罩

径为  $28\text{mm}$ ，半径间隙  $4\sim 7\mu\text{m}$ ，转数为  $30000\text{r}/\text{min}$ 。

## 1.9 几种主要机械用滑动轴承的实例

### 1.9.1 机床主轴轴承

图 1-5-108 所示为精密车床及磨床的高速主轴轴承。外锥 2 与箱体 1 上的孔沿三条弧面接触，用调节螺母 3 调节主轴 4 与外套的间隙并使外套产生弹性变形，形成收敛油楔。主轴可以双向回转，适用于高速轻载，当磨削力较小时，能保证轴的稳定位置

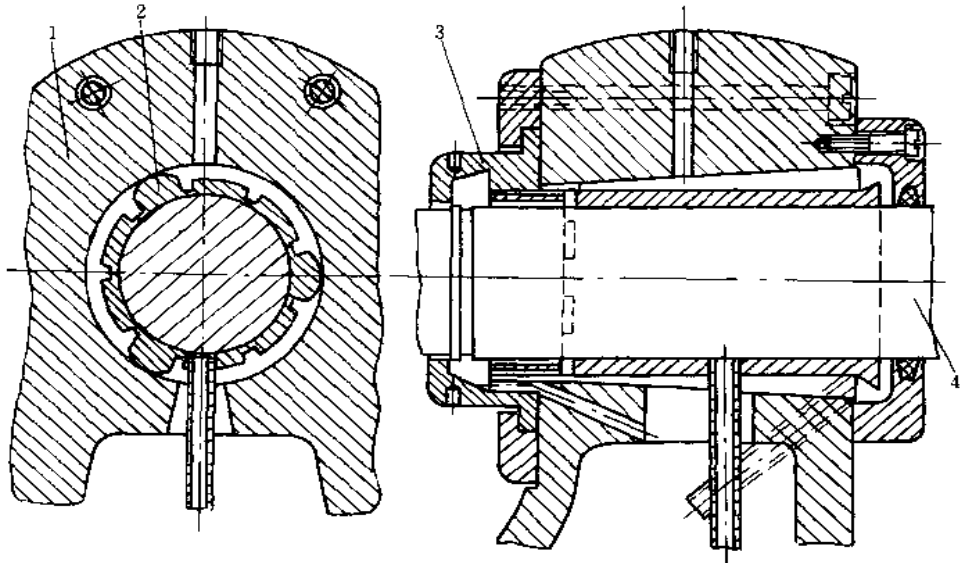


图 1-5-108

1—箱体；2—外锥；3—调节螺母；4—主轴

并可可靠地工作。采用低粘度润滑油时，间隙可调至  $0.002\sim 0.003\text{mm}$ 。结构简单，应用较普遍。

图 1-5-107 为气体动压轴承在磁存储装置上应用的示意图，为了防止轴的回转振动，且保持回转体和机架间准确的相对位置，故不能使用弹性支承的轴承。为了防尘采用完全密封的结构，所以也不能使用静压轴承。径向轴承和止推轴承都采用带槽的形式。轴承直径

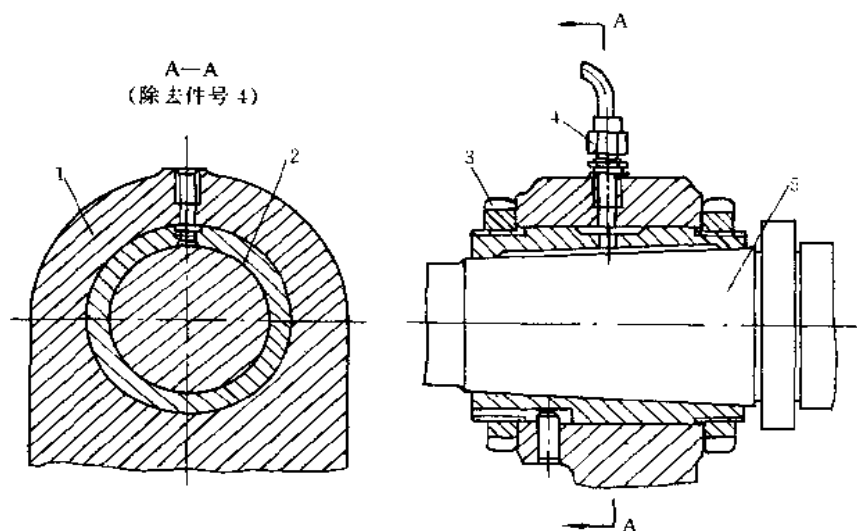


图 1-5-109

1—轴承座；2—轴套；3—螺母；4—油管；5—轴

图 1-5-109 所示为车床主轴的轴承，属于内锥外圆型轴承，轴承与轴颈的间隙由轴向移动轴 5 或刚性轴套 2 来调节。此类轴承刚性好，结构也简单，但由于锥形轴颈的圆周速度不等，故产生不均匀磨损。当轴承温升过高时易引起抱轴。通常用于精度要求不高的机械中，其锥度在  $1:10 \sim 1:30$  的范围内，螺母 3 采用梯形螺纹或普通螺纹。此类轴承属于一种弹性轴承，轴套外面开槽  $3 \sim 10$  个，其中一根开通（图中未表示出）。

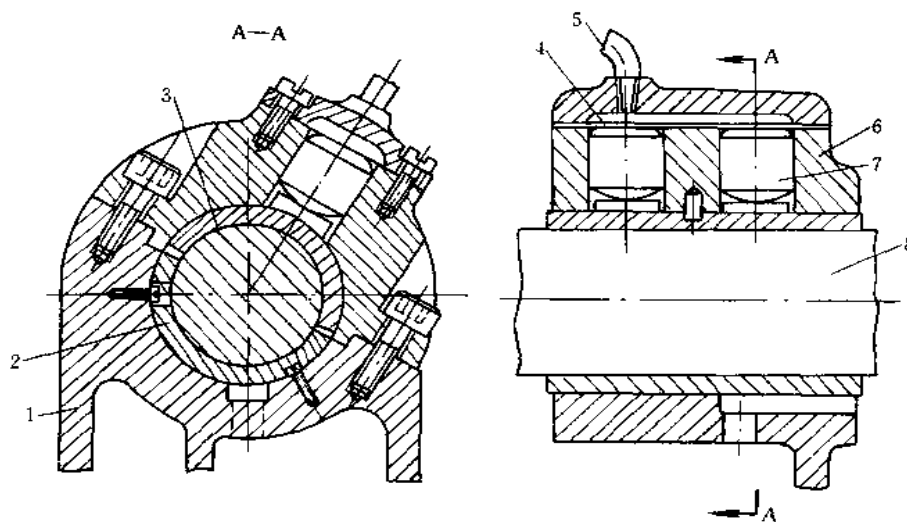


图 1-5-110

1—轴承座；2—下轴瓦；3—上轴瓦；4—弹性薄膜；5—油管；6—轴承盖；7—柱塞；8—轴

图 1-5-110 所示为对开的内圆外圆型轴承，轴承与轴颈的间隙由径向移动剖分轴瓦 2 和 3 来调节。此图为用液压调节间隙的结构型式，液压油经油管 5 流入，通过弹性薄膜 4 压向柱塞 7，然后再经柱塞压至上轴瓦，以调节间隙。此种轴承的外载荷由固定的下轴瓦承受，通常用于切削力方向变化小的轴承。



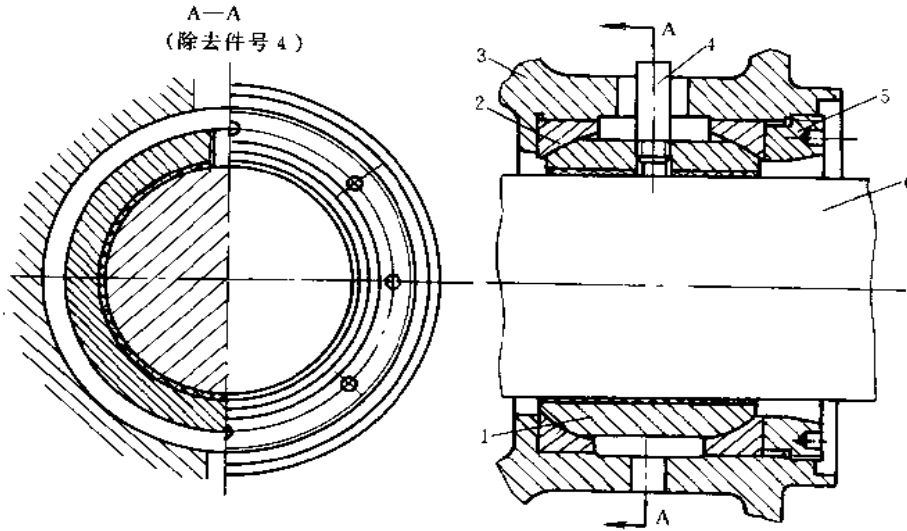


图 1-5-111

1—轴瓦；2—支承环；3—轴承座；4—润滑油管；5—调节螺母；6—轴

图 1-5-111 所示为磨床的主轴轴承，为保证轴承能够高度同心，轴承做成自位型结构，为防止轴瓦 1 移动，设有定位调节螺母 5。

图 1-5-112 所示为具有周向回油的径向液体静压轴承，广泛应用于各种机床。此种轴承是依靠一个液压系统供给压力油，进入轴承的油腔中将轴颈撑起，保证轴颈在任何转速下都完全处于液体摩擦的状态。

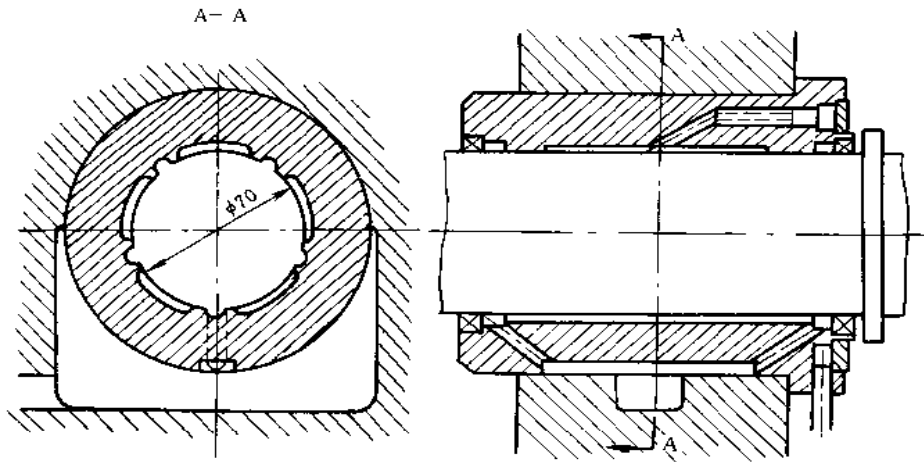


图 1-5-112

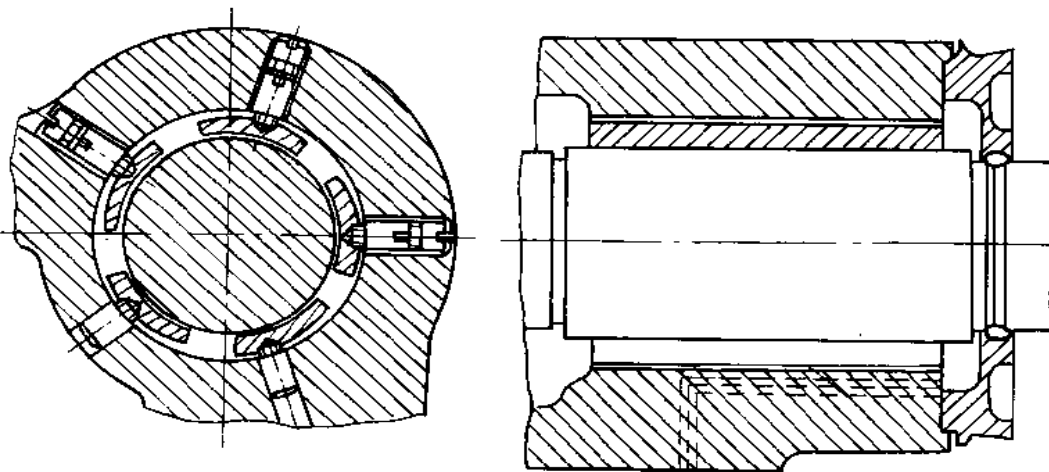


图 1-5-113

图 1-5-113 所示为磨床所用的多瓦调位式轴承，它有多个相互独立并且均匀分布的收敛油楔表面，当轴高速回转时，即使轴心无偏移，

其油楔表面仍维持楔形间隙，因此无论轴是否承载，各独立油楔均可形成承载油膜，并力图使轴心处于无偏移的状态，所以它的回转精度高，刚度好。

### 1.9.2 重型电力设备轴承

重型电力设备的轴承，一般采用滑动轴承，这是由于设备的尺寸、轴颈的圆周速度，以及防振等因素决定的。

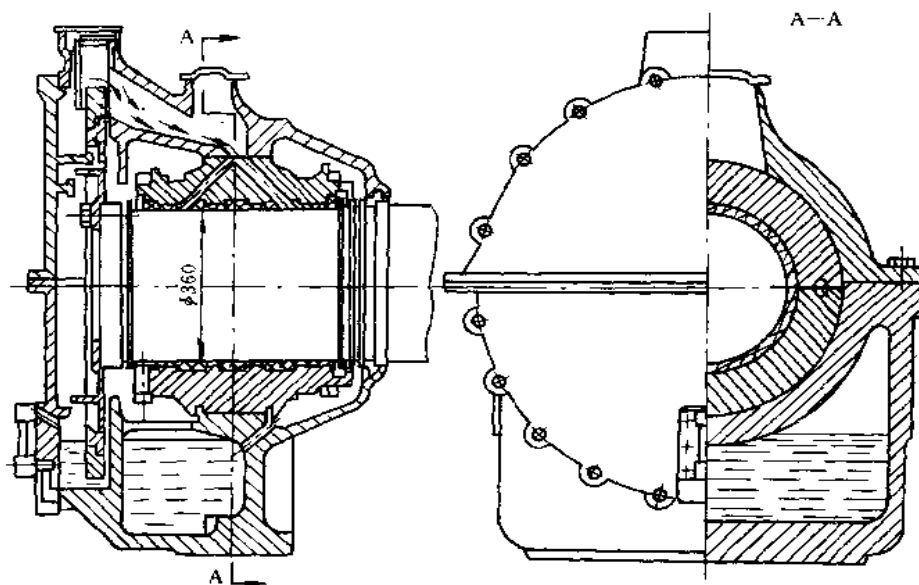


图 1-5-114

图 1-5-114 为重型低速电动机的轴承，采用自行润滑方式，即采用打油盘将轴承装置内油池中的油带至润滑部位，因此不需设置专门的油箱。

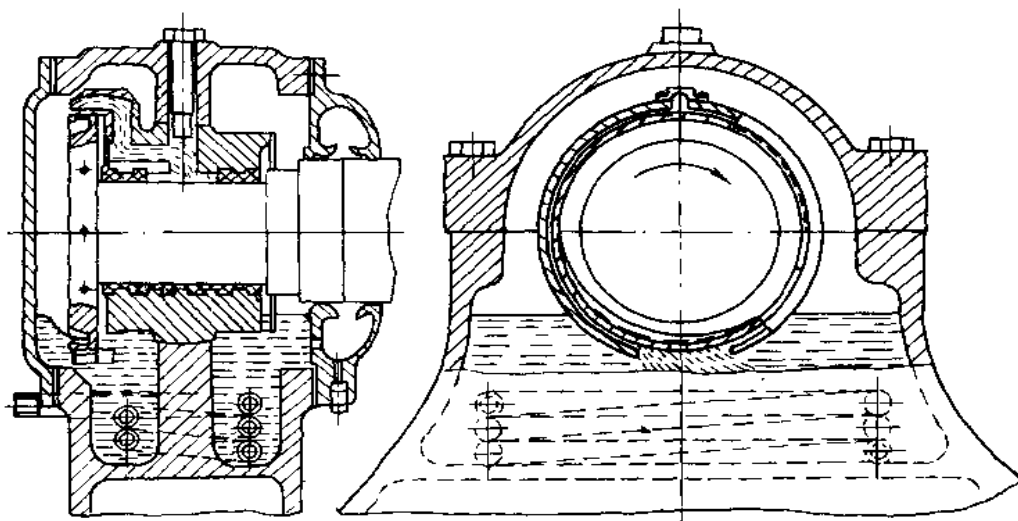


图 1-5-115

图 1-5-115 为重型高速电动机的轴承，采用油环将轴承箱内油池中的油带至润滑部位的自行润滑方式。

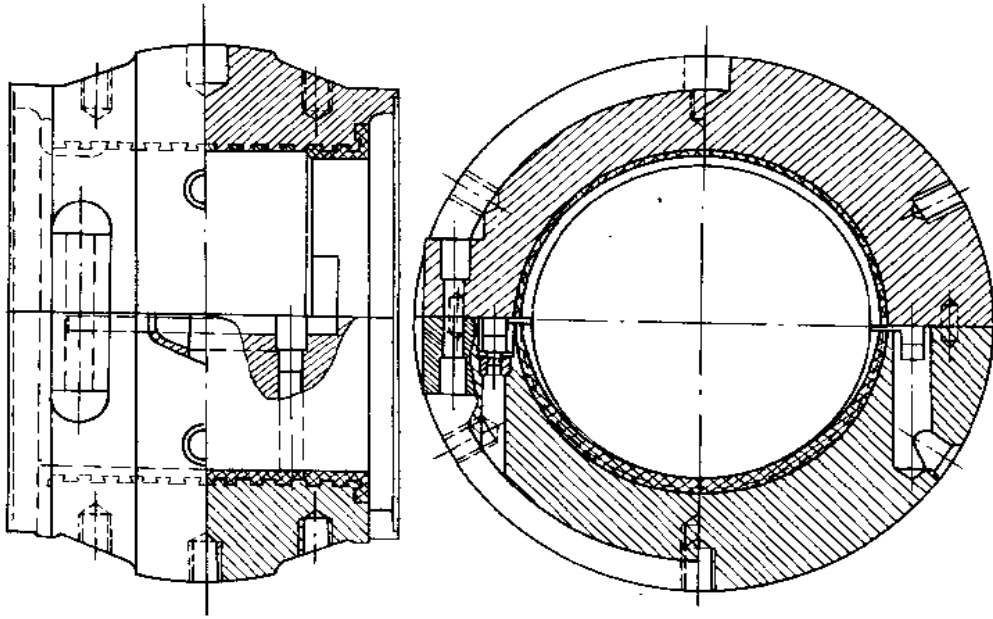


图 1-5-116

图 1-5-116 为重型轴承的轴瓦，此种结构，适于循环润滑。为了充分冷却轴颈，上面的轴瓦设有油腔，从主管路来的油用泵送至轴瓦结合面的缝隙处，以冷却轴颈，然后再从轴承座中的孔流出去。

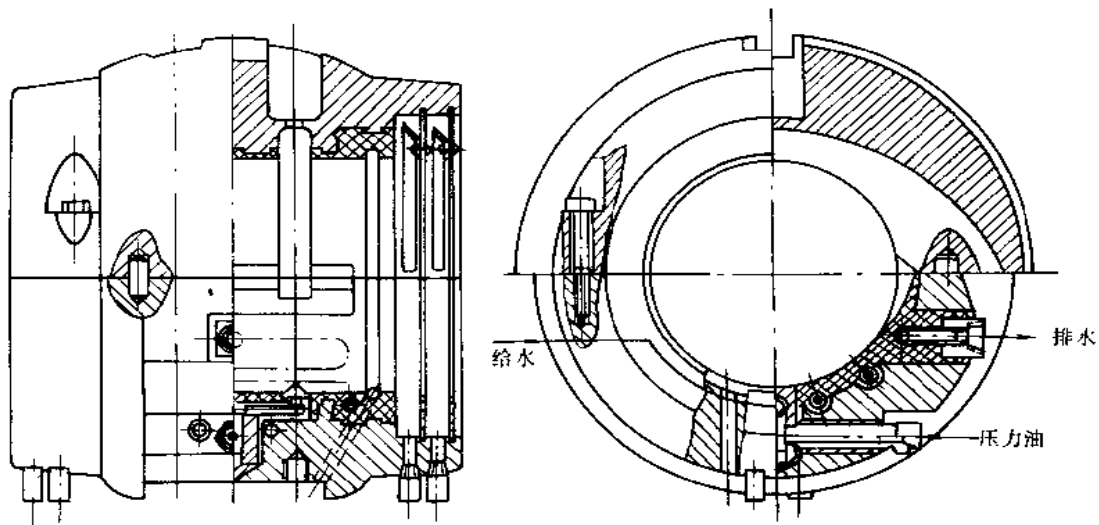


图 1-5-117

图 1-5-117 为一种重型电力设备用轴承，是利用水直接冷却摩擦表面的轴瓦结构。为便于长久停车后设备易于起动，可在轴承承载部位送入压力油。

## 1.9.3 发电机轴承

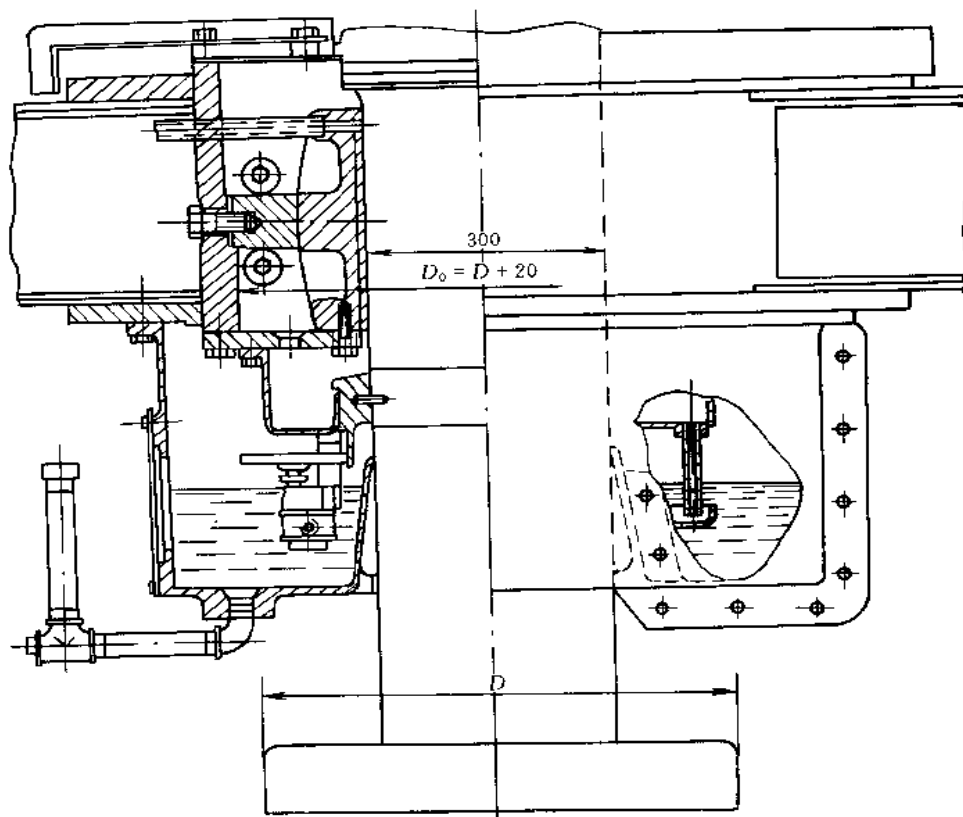


图 1-5-118

图 1-5-118 为发电机的下面导向轴承，其润滑由油池中的泵送油润滑。

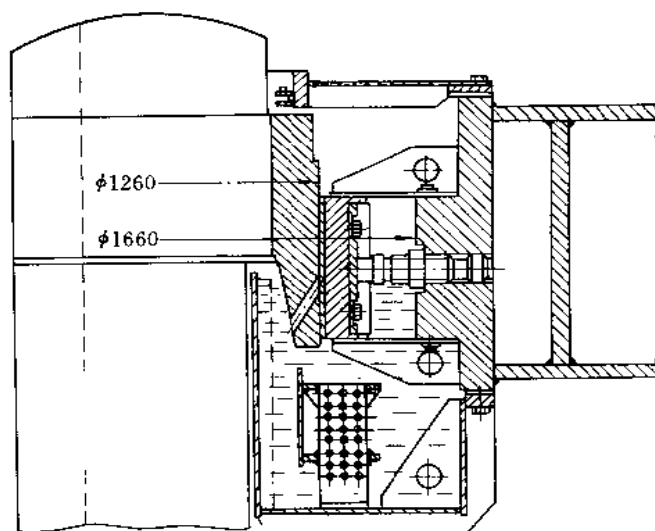


图 1-5-119

图 1-5-119 为发电机的上面导向轴承，为了便于大型导向轴承的对中，专门设计了单独的自位轴承座。

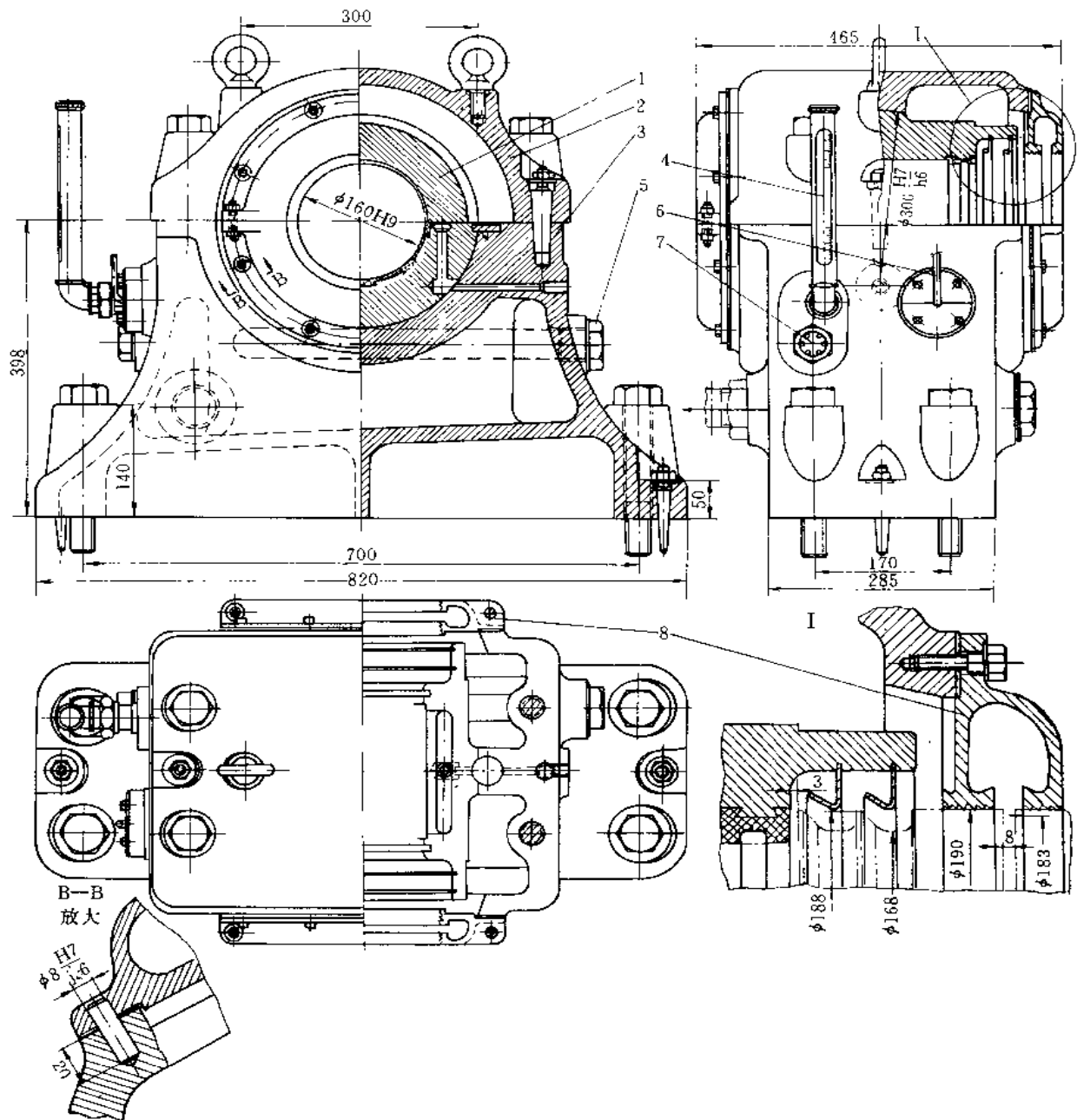


图 1-5-120

1—轴瓦；2—轴承盖；3—轴承座；4—温度计；5—加热器；6—加热示温器；7—油标；8—端盖

图 1-5-120 为发电机的伸出轴承，为了轴承座 3 与轴承盖 2 的对中以及轴承盖上两个螺栓的卸载，在轴承上设有两个定心圆锥销。本轴承采用压力润滑，为了监测轴承温度，安装了水银温度计 4，轴承的密封装置如放大图所示。

### 1.9.4 大型水轮发电机轴承

大型水轮发电机的竖轴轴承，只能做成滑动轴承的型式，这主要是因为轴径尺寸较大，可达4.5米；负载较重，可达到几千吨。对竖轴的结构要求是沿高度要精确安装垫板，因为竖轴外壳的支承要变形，尤其要求要有良好的散热措施，因为它的摩擦损失可达近千千瓦。

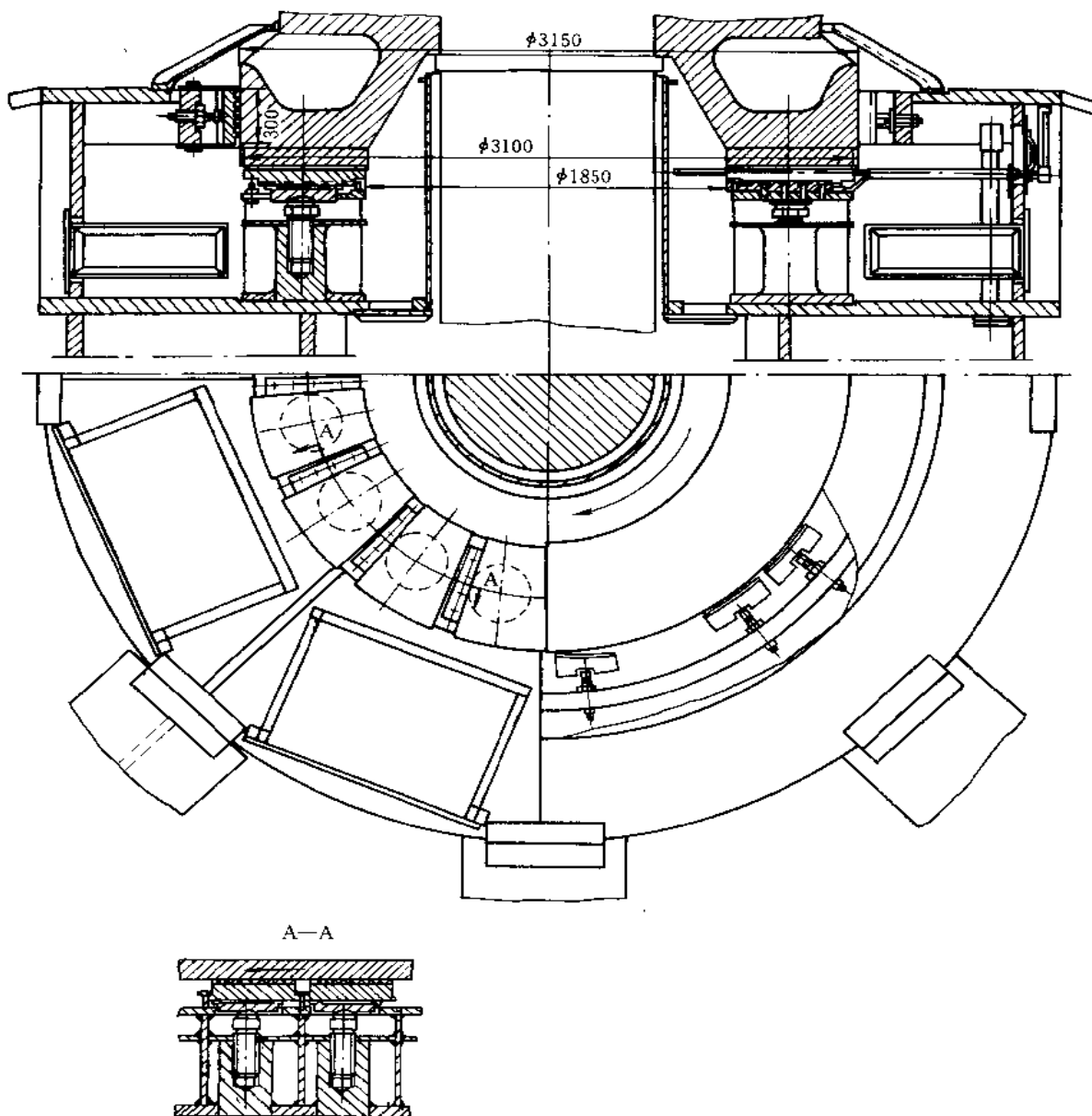


图 1-5-121

图 1-5-121 为具有自位垫板的竖轴轴承，垫板下方的圆形支承具有碟形弹簧的效用，竖轴轴承的油池安有上边导向轴承的垫板，润滑油的冷却是利用油池中的冷却器通水进行的。

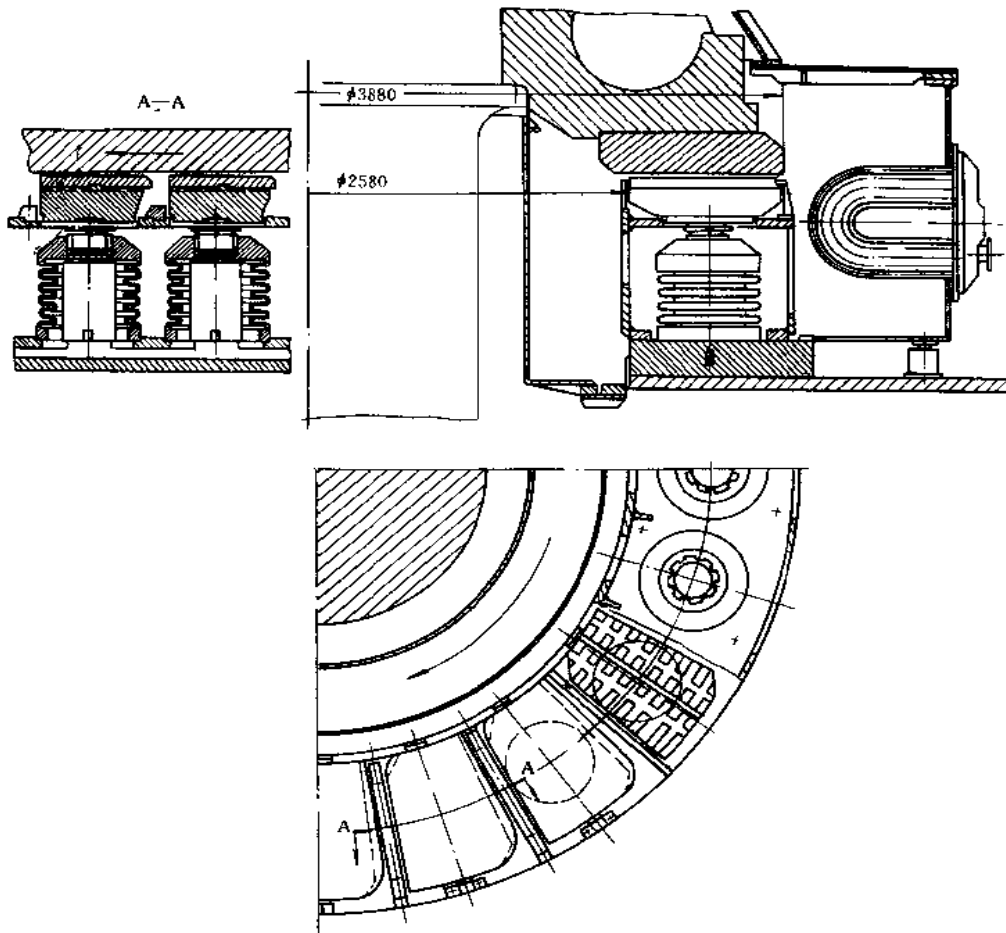


图 1-5-122

图 1-5-122 的结构与图 1-5-121 结构不同的是用弹性室支承垫板, 弹性室内是一个密闭的液力系统, 这种轴承可以补偿支承的变形, 其单位承载能力可比前者增加 50%。

## 1.9.5 蒸汽轮机轴承

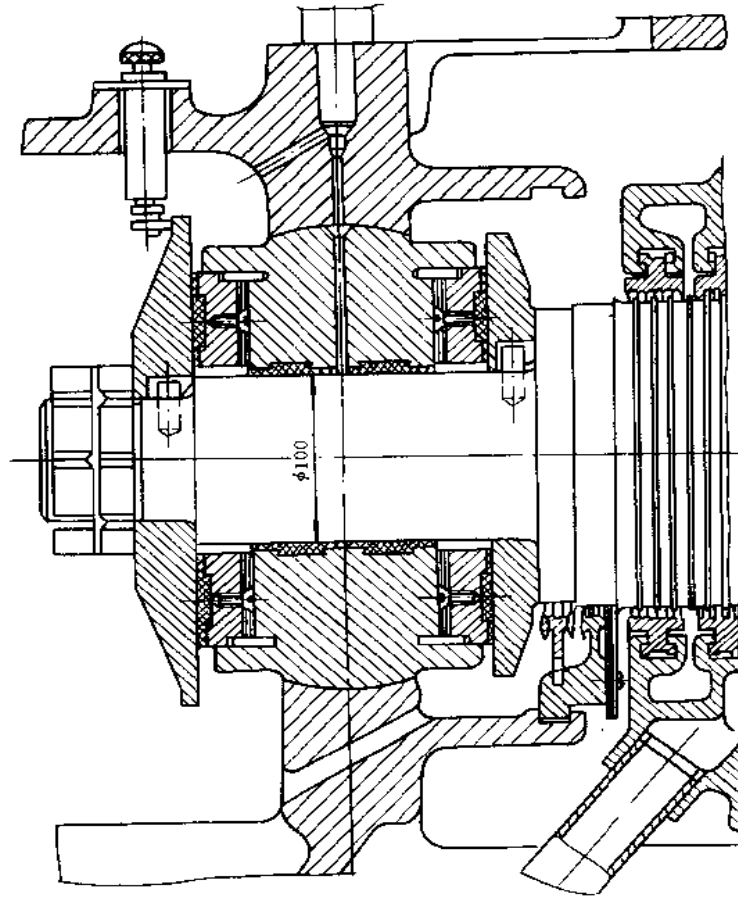


图 1-5-123

图 1-5-123 所示为蒸汽轮机的径向推力轴承，具有不动的垫块及对称安置的推力盘。



## 1.9.6 内燃机轴承

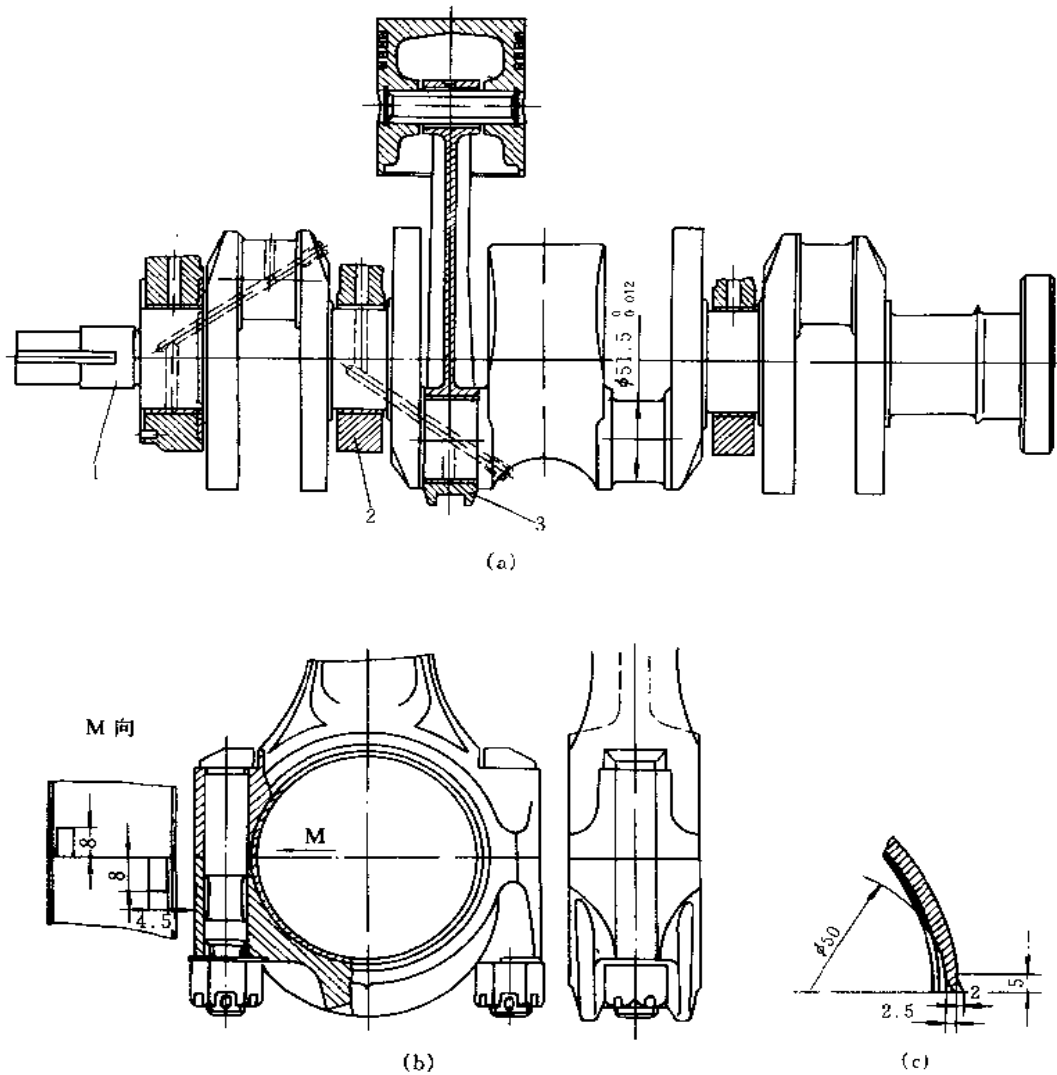


图 1-5-124

1—曲轴；2—曲轴轴承；3—连杆轴承

图 1-5-124 所示为汽车内燃机的曲轴、连杆轴承结构。曲轴轴承 2 和连杆轴承 3 (详见图 b) 的轴瓦均是薄壁结构, 具有较高的工艺性和较小的外形尺寸及重量。由于轴瓦受力及温度影响, 工作表面变形呈椭圆形。为消除变形, 轴瓦 (见图 c) 常制成有斜的边角。压力油经过曲轴轴承, 进入曲轴油孔, 流入连杆轴承、润滑曲轴和连杆轴承。

## 1.9.7 压缩机轴承

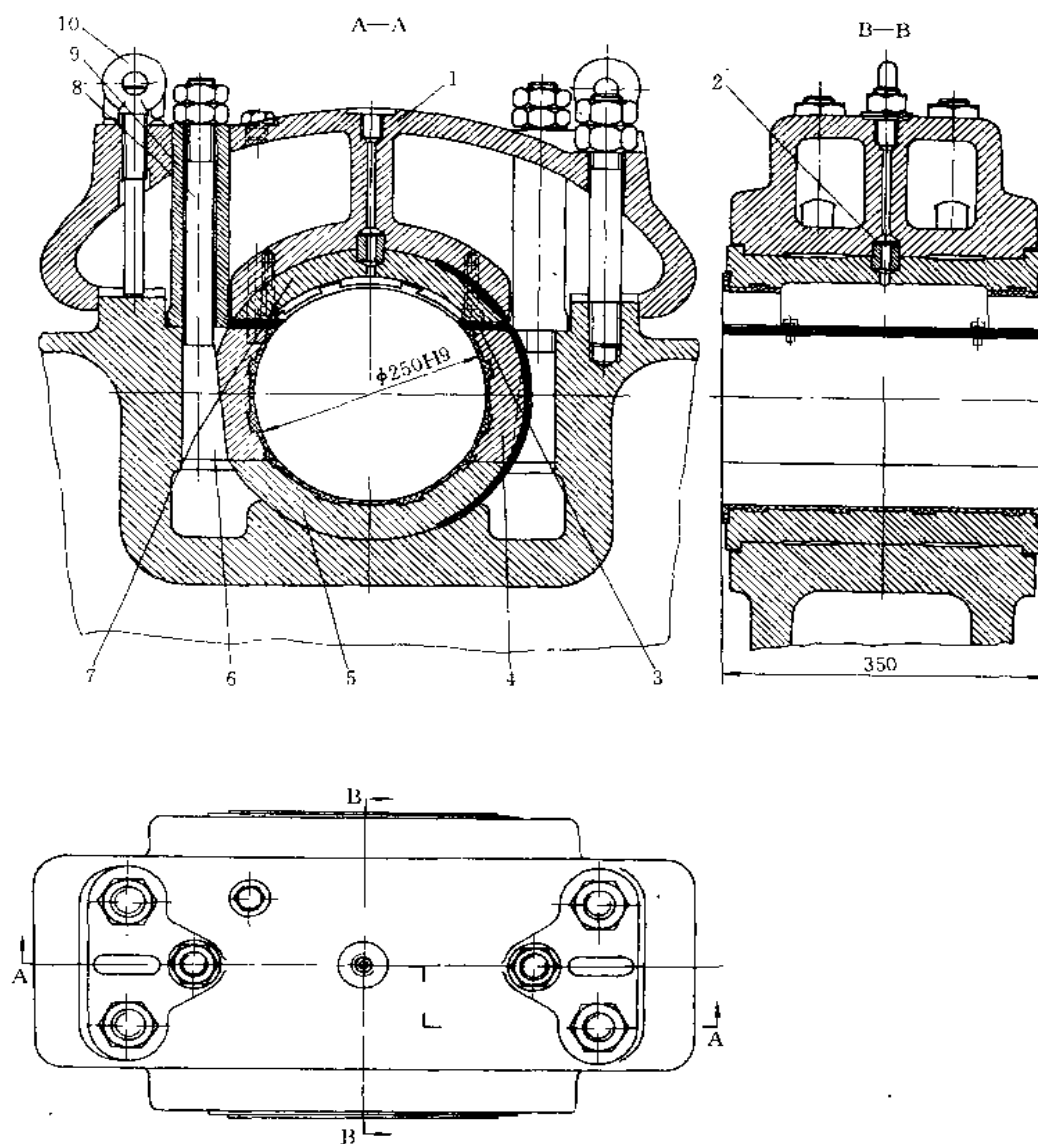


图 1-5-125

1—轴承盖；2—定位套；3—调整垫；4—侧轴瓦；5—下轴瓦；6—楔；7—上轴瓦；8—螺栓；9—套筒；10—顶丝

图 1-5-125 所示为压缩机主轴承，它是由与压缩机制在一起的下壳 10 及轴承盖 1 和轴瓦 4、5、7 等组成。轴瓦的侧面利用楔 6 在水平方向压向轴，上轴瓦 7 用轴承盖的螺钉 8 压紧，这种轴瓦结构，可以消除由于磨损而形成的轴与轴瓦之间的间隙，因此，能够防止由于力方向的变化引起的冲击，侧轴瓦 4 的移动可以在压缩机工作时进行，上轴瓦 7 与轴的间隙可以在压缩机停车时调节。

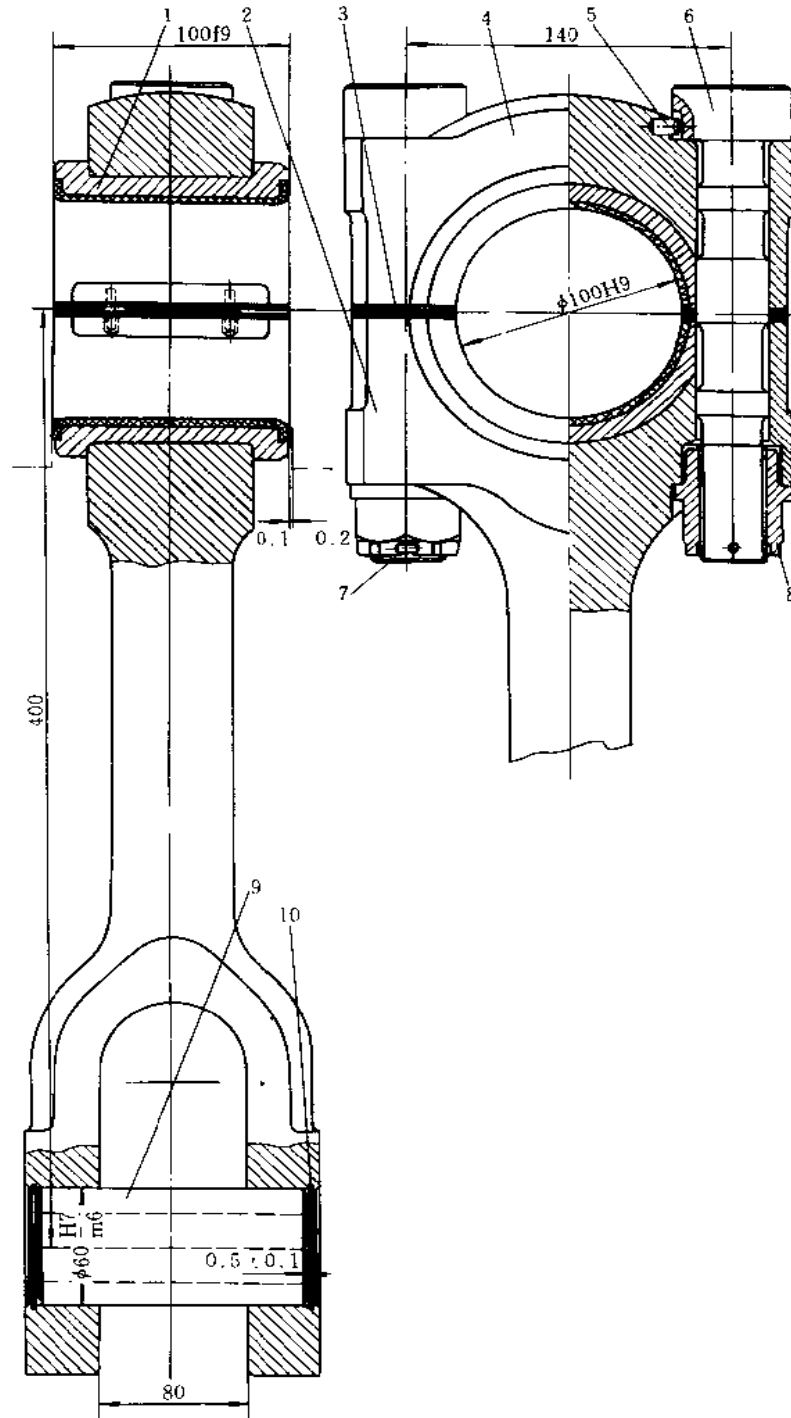


图 1-5-126

1—对开轴瓦；2—连杆；3—调整垫片；4—盖；5—固定销；6—螺栓；7—销；8—螺母；9—销；10—卡环

图 1-5-126 为压缩机连杆轴承。为了调节轴瓦 1 与轴的间隙，采用了组合调整垫片 3，螺栓 6 的结构型式是为了提高疲劳强度和便于在孔中对中，为了减轻螺栓 6 第一圈受载螺纹的载荷，采用了特殊的悬挂式螺母 8，并装有止动销钉 5，防止螺栓 6 在旋紧螺母时转动。

## 1.9.8 车辆轴承

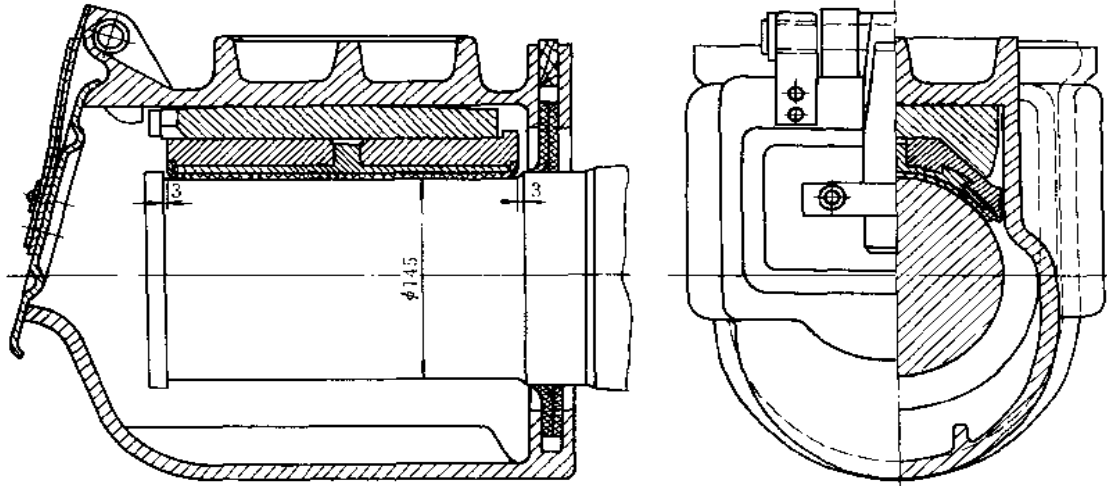


图 1-5-127

图 1-5-127 为货车车辆的轴承箱，其特点是轴颈不完全用轴瓦包围，轴瓦可用较廉价的耐磨合金制造，润滑也比较简单，轴颈的载荷是定向的，近似于垂直，因而可简化轴承结构。

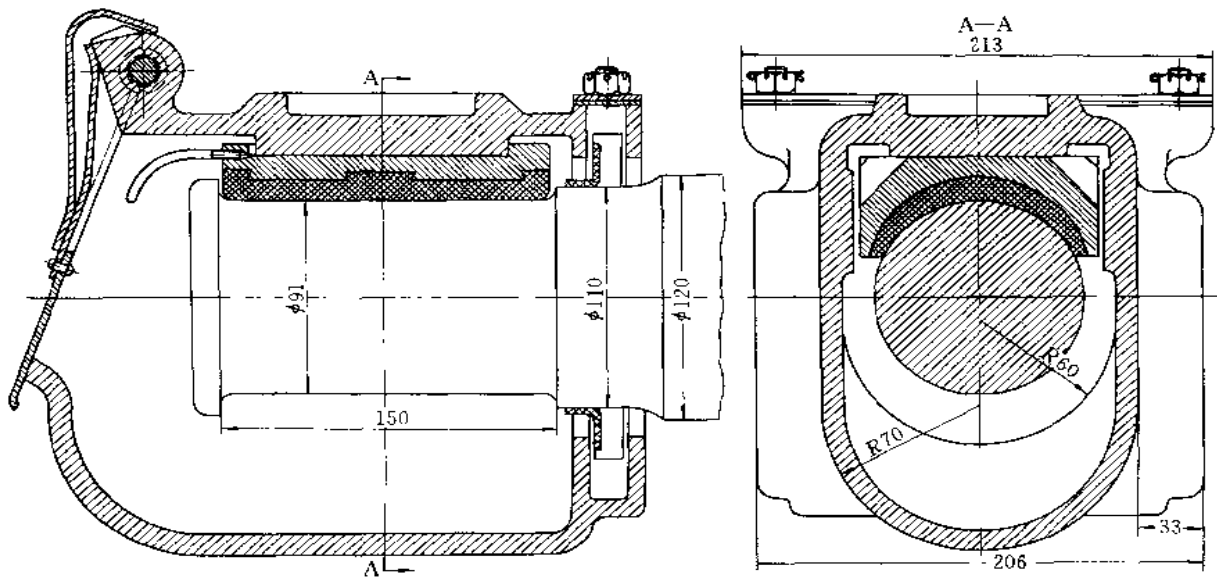


图 1-5-128

图 1-5-128 为电车车辆的轴承箱。轴颈的载荷是定向的，近似于垂直，因而可简化轴承结构。其特点是轴颈不完全用轴瓦包围，轴瓦可用较廉价的耐磨合金制造，润滑比较简单。

## 1.9.9 轧机轴承

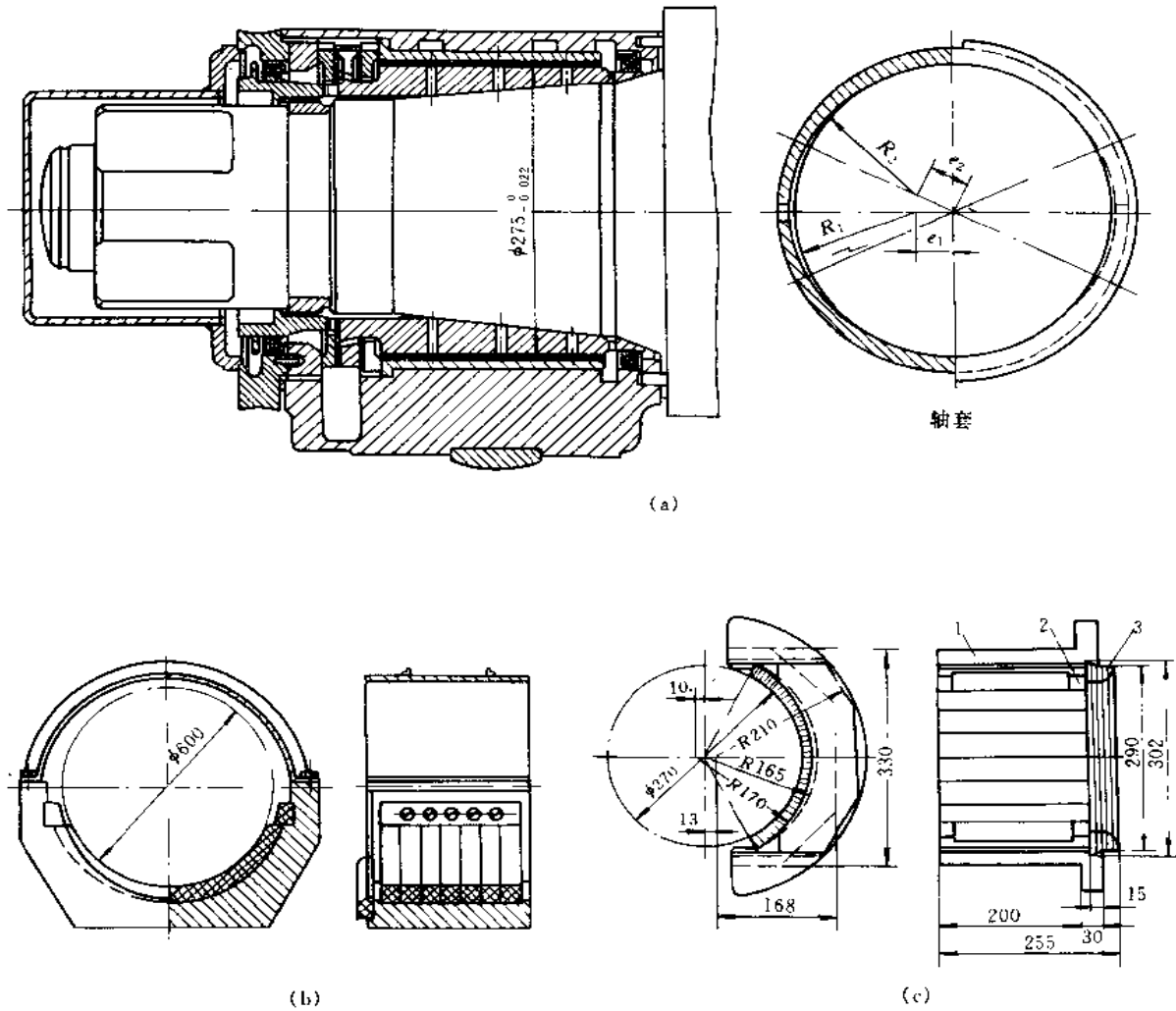


图 1-5-129

图 1-5-129a 所示轧机轴承，其轧辊轴颈直径可达 180~1500mm。由于经常更换轧辊，所以要求自位结构。轴承具有止推凸肩，承载能力可达 25MPa，滑动速度达 25~30m/s。

图 b 所示轧机轴承采用水进行润滑。承载能力可达 15MPa，滑动速度为 10m/s 以下。

图 c 所示轧机轴承，其轴瓦箱 1 采用铸钢制作，瓦片 2 采用胶木制作，法兰 3 用增强塑料制作，承载能力达 10MPa，用水进行润滑。

## 1.9.10 大型减速器轴承

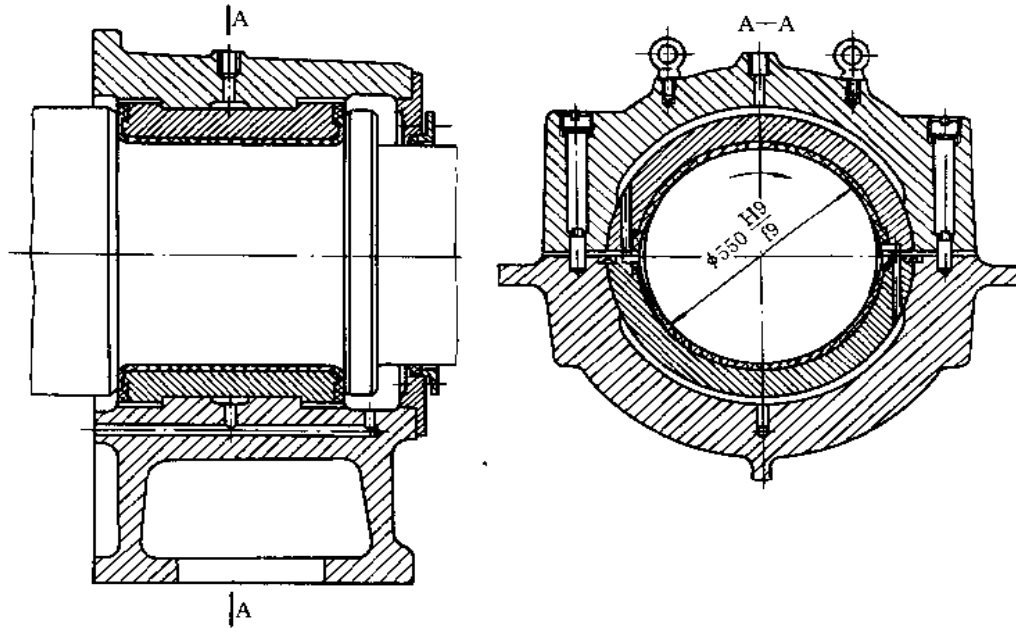


图 1-5-130

图 1-5-130 为两级大型减速器的低速轴分开式轴承。轴承与轴的间隙采用原衬垫调节。对于大型减速器，低速轴直径超过 200mm，一般采用滑动轴承。

## 1.9.11 超高速轴承

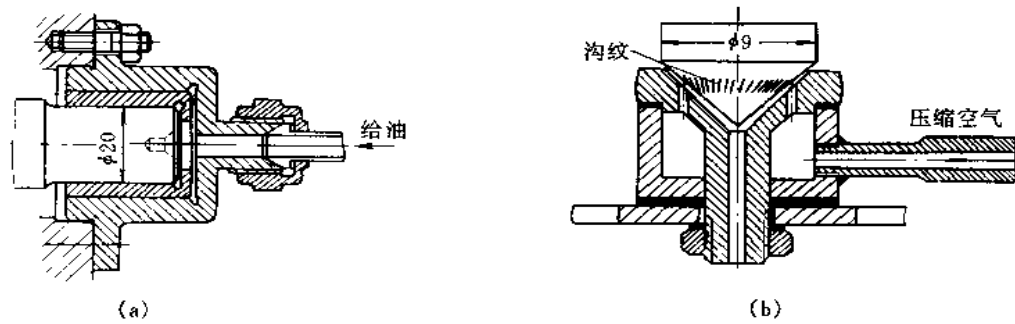


图 1-5-131 (a)、(b)

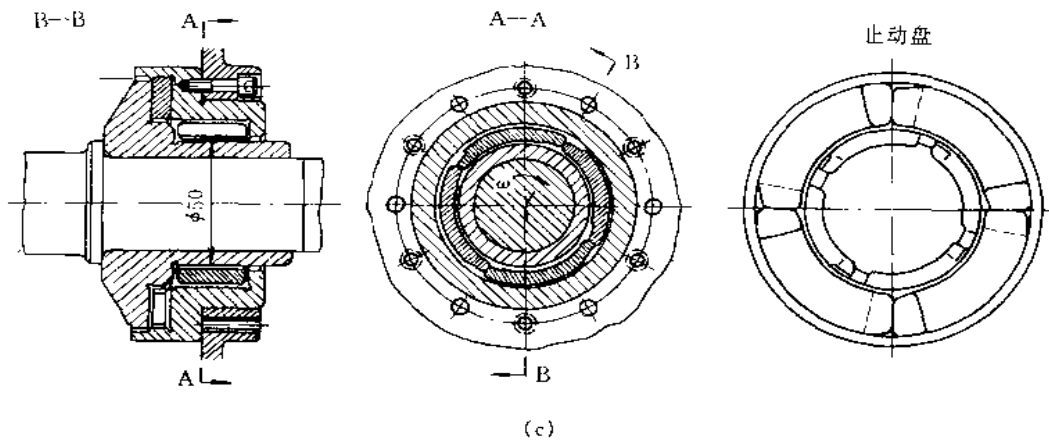


图 1-5-131 (c)

图 1-5-131a 所示为增压机叶轮轴具有浮动套的轴承，轴的转速为 25000r/min，轴套转速为 12500r/min。为了减少滑动速度，采取了具有中间浮动套的结构。

图 b 所示为超速离心机液压气体轴承，轴的转速为 1300000r/min，圆周速度为 610m/s。

图 c 所示为飞机燃气轮机的径向-推力轴承，轴的转速为 30000~50000r/min。

1.9.12 极低速轴承

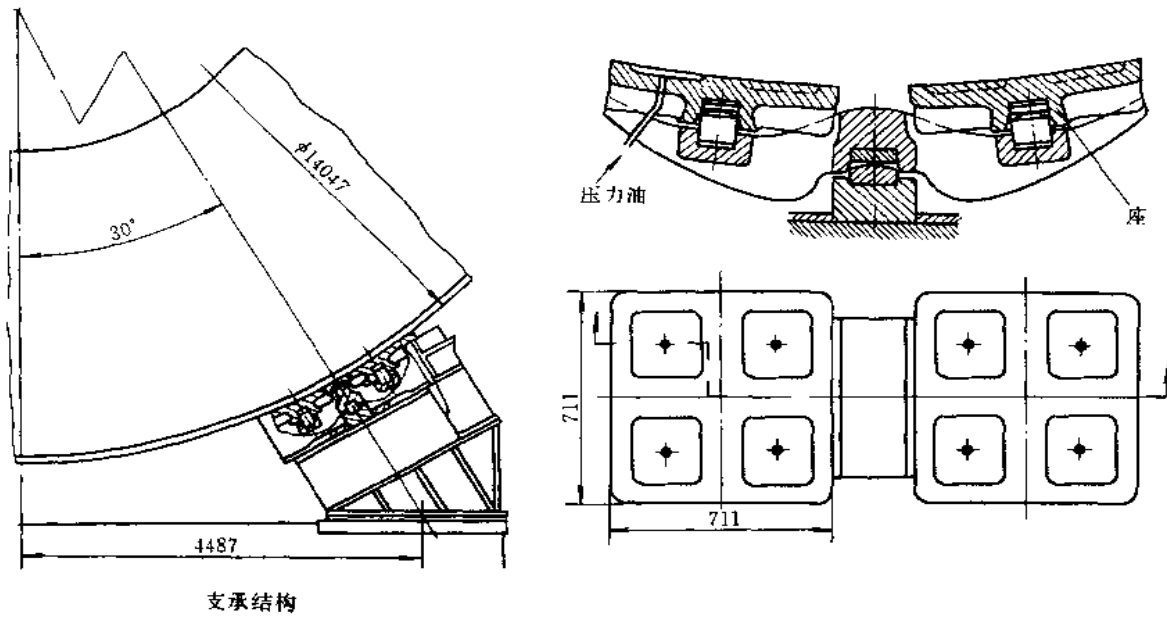


图 1-5-132

图 1-5-132 所示为巨大的天文望远镜的右支承轴承。由于转速极低，无法形成承载油膜，因此采用液体静压轴承。轴承是两个具有四个槽的托座，且自位在均衡架上，其特点是能保证特别高的运动平稳性和旋转精度。望远镜的角速度近似等于地球的旋转速度，托座上的载荷为 1490000kN。

## 2 滚动轴承

### 2.1 滚动轴承的类型和特性

表 1-5-26 滚动轴承的类型和特性

| 分类方法   | 名称及特征  |                                  |                               |          |  |         |                                 |          |
|--------|--|----------------------------------|-------------------------------|----------|--|---------|---------------------------------|----------|
| 按接触角分  | 向心轴承   | 径向接触轴承                           | 公称接触角 $0^\circ$               | 主要承受径向载荷 | 推力轴承   | 轴向接触轴承  | 公称接触角 $90^\circ$                | 主要承受轴向载荷 |
|        |  | 向心角接触轴承                          | 公称接触角 $0^\circ \sim 45^\circ$ |          |  | 推力角接触轴承 | 公称接触角 $>45^\circ \sim 90^\circ$ |          |
| 按滚动体分  | 球轴承  |                                  |                               |          |  |         |                                 |          |
|        | 滚子轴承：圆柱滚子轴承、圆锥滚子轴承、调心滚子轴承、滚针轴承   |                                  |                               |          |  |         |                                 |          |
| 按调心性分  | 刚性轴承：工作时不能调心   |                                  |                               |          | 调心轴承：工作时能调心                                      |         |                                 |          |
|        | 调心性能是指安装在轴和座孔中的轴承，由于轴挠曲或孔不同心使得它们的中心线相对倾斜时，轴承能自动调心，并能正常工作，它与轴承结构、尺寸、游隙和受载情况有关。在容许的调心范围内，轴承中不会产生额外的附加应力，对寿命没有明显影响，但噪声会增大   |                                  |                               |          |  |         |                                 |          |
|        | 调心轴承容许的调心范围  | 带座外球面球轴承： $2^\circ \sim 5^\circ$ |                               |          | 推力调心滚子轴承的容许调心范围随载荷增大而减小                          |         |                                 |          |
|        |  | 调心球轴承： $1.5^\circ \sim 3^\circ$  |                               |          | $Fa + 2.7Fr \leq 0.05C_0$ $2^\circ \sim 3^\circ$ |         |                                 |          |
|        |  | 调心滚子轴承： $1^\circ \sim 2.5^\circ$ |                               |          | $Fa + 2.7Fr > 0.05C_0$ $< 2^\circ$               |         |                                 |          |
| 综合分类   | 深沟球轴承、外球面球轴承、双列深沟球轴承、调心球轴承、角接触球轴承、双列角接触球轴承、三点、四点接触球轴承，单向或双向推力球轴承<br>圆柱滚子轴承、调心滚子轴承、圆锥滚子轴承、推力圆柱滚子轴承、推力圆锥滚子轴承、推力调心滚子轴承、滚针轴承，推力向心球面滚子轴承  |                                  |                               |          |  |         |                                 |          |
| 按工作条件分 | 高速轴承： $d_m$ (轴承平均直径) $\times n$ (转速) $> 1 \times 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r}/\text{min}$ 。选用轴承时，要考虑高速轴承运转时内、外圈接触角变化，公转滑动增加和保持架不稳的特点，合理选型与选择润滑方式，并适当提高轴承精度   |                                  |                               |          |  |         |                                 |          |
|        | 高温轴承：工作温度高于 $120^\circ\text{C}$ ，较多情况温度在 $120 \sim 500^\circ\text{C}$ 。随着不同温度范围选用不同耐热轴承材料及热处理  |                                  |                               |          |  |         |                                 |          |
|        | 低温轴承：工作温度在 $-40^\circ\text{C}$ 以下，常用轴承为角接触球轴承、圆柱滚子轴承，滚动体一般用 9Cr18 不锈钢，保持架应有自润滑性  |                                  |                               |          |  |         |                                 |          |
|        | 真空轴承：在环境真空度高于 $1.33\text{Pa}$ 下工作的轴承，多用深沟球轴承、角接触球轴承，用轴承钢或 9Cr18 不锈钢，真空度在 $1 \times 10^{-6}\text{Pa}$ 以下和温度低于 $100^\circ\text{C}$ 时，应选用真空下不易蒸发的硅油或硅脂润滑  |                                  |                               |          |  |         |                                 |          |
|        | 无磁轴承：轴承在强磁场中工作时，应采用无磁轴承，以使轴承摩擦力矩稳定，保证主机精度。多用深沟球轴承，材料用铍青铜（套圈与滚动体），保持架用聚四氟乙烯或聚甲醛塑料   |                                  |                               |          |  |         |                                 |          |
|        | 耐腐蚀轴承：滚动体及座圈常用 9Cr18 不锈钢，温度高于 $150^\circ\text{C}$ 时，可用 Cr14Mo4 不锈钢，保持架采用 1Cr18Ni9Ti 不锈钢或四氟乙烯等塑料  |                                  |                               |          |  |         |                                 |          |
|        | 转盘轴承：回转直径（载荷作用线至轴承中心的距离）通常在 $0.6 \sim 15\text{m}$ 之间，也有达 $40\text{m}$ 的。一般承受多种载荷：径向载荷、轴向载荷及较大的倾覆力矩。运转速度低，通常在 $125\text{m}/\text{min}$ 以下，而且多数仅作一定工作范围角内的往复摆动   |                                  |                               |          |  |         |                                 |          |
| 按工艺要求分 | 除常规轴承外，近 20 年来非磨轴承得到了较大发展，在我国逐渐标准化了。分为：<br>车削套圈非磨球轴承、冲压套圈非磨球轴承、塑料套圈非磨球轴承、车、冲压套圈非磨球轴承、金属塑料结合非磨球轴承、万向非磨球轴承<br>非磨轴承一般负载小，精度低，转速不高，且以低速到摆动的居多，或间歇工作。结构特点是外形多样（常按用途确定），结构简化及组合理化<br>按用途还可分为：纺织机械非磨轴承，建筑用简易轴承，器具用简易轴承，传递、构架和操作用简易轴承，渔具、玩具轴承，平面传送给球支承和非机动车车轮用轴承七类 |                                  |                               |          |  |         |                                 |          |
| 按尺寸大小分 | 微型轴承：外径 $\leq 26\text{mm}$ ，中、小型：外径 $60 \sim 115\text{mm}$ ，大型：外径 $200 \sim 430\text{mm}$  |                                  |                               |          |  |         |                                 |          |
|        | 小型轴承：外径 $28 \sim 55\text{mm}$ ，大、中型：外径 $120 \sim 190\text{mm}$ ，特大型：外径 $> 440\text{mm}$  |                                  |                               |          |  |         |                                 |          |

注：滚动轴承的功能特性主要包括：①承载能力：以额定静载荷、基本额定动载荷表示。②寿命。③可靠性。④精度：制造精度用公差等级区分，由低到高分 0、6X、5、4、2 五级。每一公差等级均包含外形尺寸公差和旋转精度偏差。0 级与公差等级 IT6 (IT5) 相对应，2 级与公差等级 IT3 (IT2) 相对应。⑤高速性。⑥温升：以轴承外圈温度与环境温度之差值衡量，视使用条件不同，温升不超过  $5^\circ\text{C}$  或  $8^\circ\text{C}$  的轴承为低温升轴承。它一般摩擦力矩低，且均匀、变化小。⑦振动与噪声。⑧刚度：表示轴承在外载荷作用下，因滚道和滚动体的弹性接触变形引起轴承套圈之间相对位移的性能。采用预载荷或预紧可以改变并提高轴承刚度。过大的预载荷或预紧会导致过大的摩擦，引起高的温升。分径向刚度、轴向刚度和角刚度。径向和轴向刚度用  $\text{N}/\mu\text{m}$  值衡量，角刚度用  $\text{N} \cdot \text{m}/\text{rad}$  值衡量。⑨阻尼：表示轴承在振动系统中阻止运动的一种性能。⑩特殊工况适应性。⑪薄壁可控变形。薄壁轴承的主要特点在于其截面尺寸不随内径增大而增大，因而减小了轴承质量和占有空间，它的套圈壁薄，允许较大的可控弹性变形，而成为“柔性”套圈，实现运动和动力传递。⑫使用中免维护性等。



## 2.2 滚动轴承的结构型式

### 2.2.1 常用滚动轴承的结构型式和特点

表 1-5-27

| 深沟球轴承 | 表 1-5-27  |        |             |       |       |        |     |        |     |       |          |      |
|-------|---|--------|-------------|-------|-------|--------|-----|--------|-----|-------|----------|------|
|       | 基本结构  | 外圈有外圈槽 | 外圈有止动槽另一面防尘 | 一面防尘盖 | 两面防尘盖 | 一面带密封圈 |     | 两面带密封圈 |     | 带凸缘外圈 | 带球形外表面外圈 | 有装球孔 |
| 结构型式  |   |        |             |       |       | 非接触式   | 接触式 | 非接触式   | 接触式 |       |          |      |
| 特点    | <p>深沟球轴承是每个套圈(内、外圈)均具有横截面大约为球的周长 1/3 的连续沟型滚道的向心球轴承</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>额定动载荷比为 1</li> <li>主要承受径向载荷,也能承受一定的双向轴向载荷;无装球缺口时,轴向负荷能力较大</li> <li>轴向位移限制在轴向游隙范围内</li> <li>不能调整间隙,不能预紧</li> <li>刚性差</li> <li>极限转速高</li> <li>常用于精度要求不太高,径向刚度要求也不太高,不需要预紧的场合,例如钻床及高速、轻载电机、砂轮轴等</li> <li>有止动槽的简化了支承的轴向紧固,只能作固定支承用,带凸缘外圈的比止动槽、止动环的工艺性好,适用于轴向空间受限的场合,例如汽车等</li> <li>有单、双面密封或防尘盖的轴承简化了密封装置和结构,在双面密封或防尘盖结构中装入润滑脂,可在整个使用期不更换</li> <li>带球形外表面的轴承,可以适应其轴心线与轴承座轴心线间产生的永久角位移</li> <li>有装球孔的可以装入更多的球,提高承载能力</li> </ol> |        |             |       |       |        |     |        |     |       |          |      |

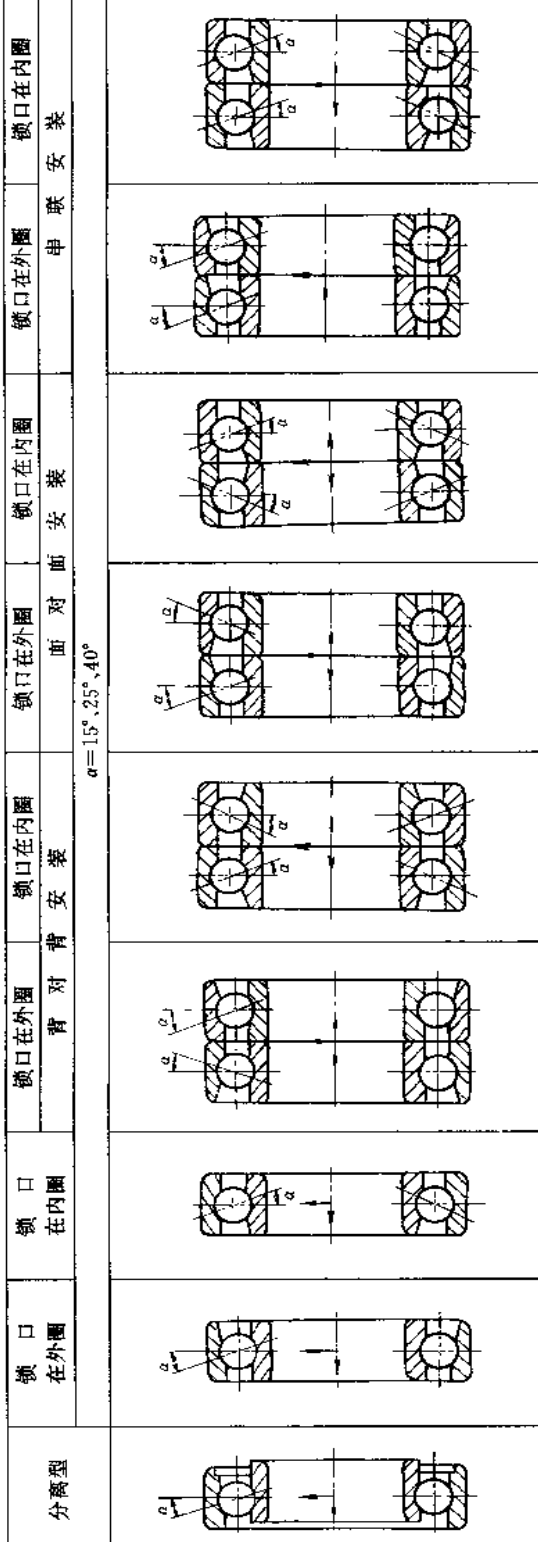
续表

| 深沟球轴承  | 外球面带顶丝  |     |       | 外球面带偏心套 |       |     | 外球面带紧定套 |     |       |  |       |  |
|--------|---|-----|-------|---------|-------|-----|---------|-----|-------|--|-------|--|
|        | (a)   | (b) | (c)   | (d)     | (e)   | (f) | (a)     | (b) | (c)   |  |       |  |
| 结构形式   |   |     |       |         |       |     |         |     |       |  |       |  |
| 特点     | 用偏心套或紧定套,或直接用内圈上的螺钉紧固在轴上。可装在与之相适应的内球面轴承座内,以便进行正确调心。a~e 适用于农机及支承跨距较大的机械。f 还可调整径、轴向游隙,适用于大型机械 |     |       |         |       |     | 单列      |     |       |  |       |  |
| 圆柱滚子轴承 | 内圈无挡边   |     | 内圈单挡边 |         | 内圈双挡边 |     | 外圈无挡边   |     | 外圈单挡边 |  | 外圈双挡边 |  |
| 结构形式   |   |     |       |         |       |     |         |     |       |  |       |  |
|        | 带平挡圈  |     | 带斜挡圈  |         | 带平挡圈  |     | 带平挡圈    |     | 带平挡圈  |  | 带平挡圈  |  |
|        |   |     |       |         |       |     |         |     |       |  |       |  |
|        | 无内圈   |     | 无内圈   |         | 无内圈   |     | 无内圈     |     | 无内圈   |  | 无内圈   |  |
|        |   |     |       |         |       |     |         |     |       |  |       |  |
|        | 无外圈   |     | 无外圈   |         | 无外圈   |     | 无外圈     |     | 无外圈   |  | 无外圈   |  |
|        |   |     |       |         |       |     |         |     |       |  |       |  |

续表

|                               |         | 双 列   |       |             |         |              |         |                |         |         |       |
|-------------------------------|---------|---|-------|-------------|---------|--------------|---------|----------------|---------|---------|-------|
|                               |         | 外圈无挡边   |       | 内圈无挡边       |         | 外圈无挡边,带润滑槽、孔 |         | 内圈无挡边,外圈带润滑槽、孔 |         |         |       |
| 圆 柱 滚 子                       | 结 构 形 式 | 圆 柱 孔   | 圆 锥 孔 | 圆 柱 孔       | 圆 锥 孔   | 圆 柱 孔        | 圆 锥 孔   | 圆 柱 孔          | 圆 锥 孔   |         |       |
|                               |         | (a)   | (b)   | (c)         | (d)     | (e)          | (f)     | (g)            | (h)     |         |       |
| 轴 承                           | 特 点     | <p>单列内、外圈可分别安装,内外圈均可采用紧配合。承载能力大,能承受摆动负荷和冲击负荷。刚性好,适合于高速场合,主要用于车辆轴承和一般机械以及大、中功率的电动机等。b、c承载能力大、刚性好并可微量调整径、轴向游隙,但d不能调整,多用于各种机床主轴</p> <p>内圈或外圈不带挡边的圆柱滚子轴承,其内圈或外圈可沿轴向相对移动,因此可用作自由端轴承。内圈或外圈一个带双挡边,另一个带单挡边的轴承可承受一定程度的单向轴向负荷</p> <p>一般说来,如果滚子轴承的内、外圈无相对倾斜现象即无安装误差时,则具有良好的性能及很高的负荷能力。但是,必须注意,即使有很小的安装误差,也会造成滚子和滚道接触不良而产生边缘应力,使性能降低,甚至引起早期损坏</p> |       |             |         |              |         |                |         |         |       |
| 调 心 球 轴 承 及 三 点、四 点 接 触 球 轴 承 | 特 点     | <p>调心球轴承(GB/T 281—94)</p> <p>三点、四点接触球轴承(GB/T 294—94)</p>  |       |             |         |              |         |                |         |         |       |
|                               | 结 构 形 式 | 圆 柱 孔   | 圆 锥 孔 | 装 在 紧 定 套 上 | 三 点 接 触 | 双 半 内 圈      | 双 半 外 圈 | 双 半 内 圈        | 双 半 外 圈 | 四 点 接 触 | 1 放 大 |
|                               |         |   |       |             |         |              |         |                |         |         |       |

调心球轴承受轴向负荷时,只有单列球受载,因此主要承受径向负荷和少量轴向负荷。可以调心,刚性差,极限转速中等,主要应用于农业机械、简单的木材加工机械和传动装置等。装在固定套上的调心轴承,轴向游隙可以调整,装卸方便,适用于光轴三点接触轴承是:当受纯径向负荷时,每个受负荷的球与一沟道有两点接触,而与另一沟道只有一点接触。受纯轴向负荷时,与每一沟道只有一点接触。四点接触是:当受纯径向负荷时,每一受负荷的球与两个沟道各有两点接触,而受纯轴向负荷时,各只有一点接触。两角接触角较大,因此可以承受较大的双向轴向力。主要用于要求承受双向轴向负荷、轴向定位精确和支承宽度小的传动装置中



单列、双列安装角接触球轴承

装球数多于深沟型球轴承,故负荷能力大。这种轴承只能承受一个方向的轴向负荷,但在承受轴向负荷的同时,还能承受一定程度的径向负荷。通过改变球和内、外圈沟道之间的间隙即轴承游隙,可以改变接触角的大小。标准接触角有  $15^\circ$ 、 $30^\circ$  和  $45^\circ$  三种,其轴向负荷能力依次递增,很适于高速旋转。锁口在内圈的高速性能更好。这种轴承形状简单,能进行精密加工,在滚动轴承中可以达到最高精度,加之性能优越,故用途广泛。这种轴承必须在承受轴向负荷的状态下使用,并且多为成对安装使用。外圈窄端面相对为面对面安装,外圈宽窄端面相对为串联安装,背对背和面对面的内、外圈宽度是适当的尺寸制造出来的,其端面相互密接时,即形成适当的预紧量(互相压紧后,使轴承内部产生预负荷)。所以必须注意,随意将两套角接触球轴承组合起来作为成对安装角接触轴承使用是不行的。背对背和面对面的成对安装角接触球轴承,可以承受很大的单向轴向负荷。另外,背对背的受力作用点之间的距离较长,所以适于承受力矩负荷。角接触球轴承因滚道浅,承载能力低,仅生产外径小于 50mm 的小型轴承,适用于小型发电机、仪器、仪表等能承受轴向负荷的端面,另一端面叫做背面,另一端面叫做正面。分离型(磁电机)角接触球轴承因滚道浅,承载能力低,仅生产外径小于 50mm 的小型轴承,适用于小型发电机、仪器、仪表等

续表

|      |         | 有装球缺口   | 无装球缺口 | 一面防尘盖 | 两面防尘盖 | 一面带密封圈                    | 两面带密封圈                    | 双内圈                       |
|------|---------|---|-------|-------|-------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|
| 结构形式 | 双列角接球轴承 |   |       |       |       |                           |                           |                           |
|      |         | <p>将两个单列角接球轴承背对背组合起来,并将其内、外圈分别制成一体即成为双列角接球轴承。它能承受径向负荷和双向轴向负荷,有良好的刚性,极限转速中等,其宽度比成对安装角接球轴承小,因此能节省装配空间,但精度比单列角接球轴承低。</p> |       |       |       |                           |                           |                           |
| 特点   | 调心滚子轴承  | 圆柱孔   | 圆锥孔   | 圆柱孔   | 圆锥孔   | 外圈带沟槽和孔                   | 圆锥孔 <math>\le 1:12</math> | 圆锥孔 <math>\le 1:30</math> |
|      |         | 圆锥孔   | 圆柱孔   | 圆锥孔   | 圆柱孔   | 圆锥孔 <math>\le 1:12</math> | 圆锥孔 <math>\le 1:30</math> | 圆锥孔 <math>\le 1:30</math> |
| 结构形式 |         |   |       |       |       |                           |                           |                           |

续表

| 调心滚子轴承 | 装在紧定套上  |              | 装在紧定套上(外圈带滑槽和孔) |              | 装在退卸套上 |    |    |         |
|--------|---|--------------|-----------------|--------------|--------|----|----|---------|
|        | $d \leq 180$  | $d \geq 200$ | $d \leq 180$    | $d \geq 200$ |        |    |    |         |
| 结构形式   |   |              |                 |              |        |    |    |         |
| 特点     | <p>这种轴承的外圈滚道为凹球面形,其曲率中心与轴承中心一致。装有两列球面滚子,与滚道成线接触,在内圈上有两条滚道,用以引导滚子旋转。因此,外圈对轴承中心具有自动调心性能,适于支承轴与轴承箱孔难于保持同心,或因大负荷造成轴承箱弯曲使轴承倾斜时使用。</p> <p>这种轴承不仅适合于承受特大的径向负荷或冲击负荷,还能承受一定程度的双向轴向负荷。但是,由于结构复杂,精度不高,不适于高速旋转。适用于重型机械上的滚轮、支承辊、破碎机、振动筛、轧机等。圆锥孔轴承可微量调整轴承的径向游隙。装在紧定套上的套面方便,用于光轴,轴承游隙可以微调。</p> |              |                 |              |        |    |    |         |
| 圆锥滚子轴承 | 基本型   | 带凸缘外圈        | 面对面安装           | 背对背安装        | 串联安装   | 双列 | 四列 | 外圈带滑槽和孔 |
| 结构形式   |   |              |                 |              |        |    |    |         |

续表

圆锥滚子轴承的滚子为圆锥形，滚子圆锥角顶点在轴承的中心线上，所以滚子能沿内、外圈作滚动运动。但是，由于内、外圈滚道的圆锥角不同，在两滚道的合力作用下，将滚子压向大端一侧，使滚子大端面压在内圈大挡边上并由内圈大挡边引导旋转，在此处产生滑动运动。因此，极限转速较低。径向、轴向承载能力都很大，可分别安装，便于轴承游隙的调整。（内圈、滚子和保持架结合成一体，不能分离，而外圈为可分离型，根据接触角大小的不同，分为标准锥角和大锥角两种圆锥滚子轴承（日本还有一种等锥角轴承）。轴向负荷能力随锥角的增大而增大，而径向负荷能力则随锥角的增大而减小。

圆锥滚子轴承必须在承受轴向负荷的状态下使用。把两套圆锥滚子轴承面对面或背对背地组合起来，可用于旋转轴的一端。  
成对反向安装做固定支承时，通过预紧可提高支承刚性和定位精度，主要用于一般机械、汽车和机床等。带凸缘外圈的可简化轴向紧固装置。双列主要用于机床、机车等，四列主要用于轧机等。

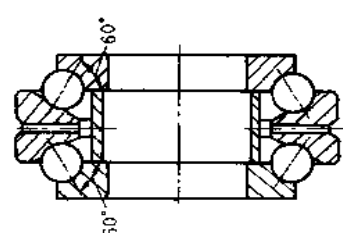
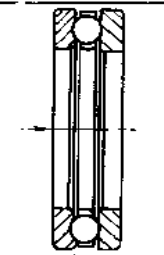
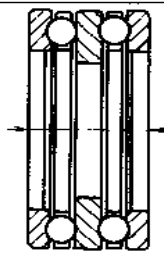
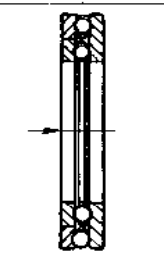
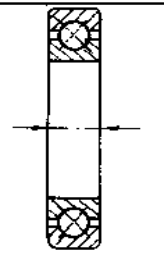
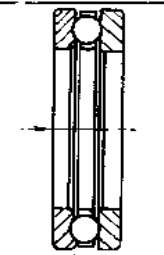
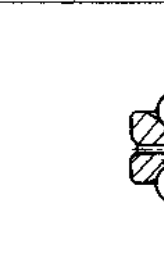
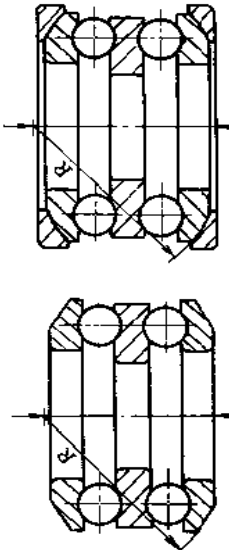
| 圆锥滚子轴承 | 有保持架  |   | 无内圈，有保持架  |   |
|--------|---|---|---|---|
|        | 有保持架  | 外圈有润滑油槽和孔   | 双列，有保持架   | 双列、外圈有润滑油槽和孔  |
| 特点     | 圆锥滚子轴承的滚子为圆锥形，滚子圆锥角顶点在轴承的中心线上，所以滚子能沿内、外圈作滚动运动。但是，由于内、外圈滚道的圆锥角不同，在两滚道的合力作用下，将滚子压向大端一侧，使滚子大端面压在内圈大挡边上并由内圈大挡边引导旋转，在此处产生滑动运动。因此，极限转速较低。径向、轴向承载能力都很大，可分别安装，便于轴承游隙的调整。（内圈、滚子和保持架结合成一体，不能分离，而外圈为可分离型，根据接触角大小的不同，分为标准锥角和大锥角两种圆锥滚子轴承（日本还有一种等锥角轴承）。轴向负荷能力随锥角的增大而增大，而径向负荷能力则随锥角的增大而减小。 | 圆锥滚子轴承必须在承受轴向负荷的状态下使用。把两套圆锥滚子轴承面对面或背对背地组合起来，可用于旋转轴的一端。<br>成对反向安装做固定支承时，通过预紧可提高支承刚性和定位精度，主要用于一般机械、汽车和机床等。带凸缘外圈的可简化轴向紧固装置。双列主要用于机床、机车等，四列主要用于轧机等。 | 圆锥滚子轴承的滚子为圆锥形，滚子圆锥角顶点在轴承的中心线上，所以滚子能沿内、外圈作滚动运动。但是，由于内、外圈滚道的圆锥角不同，在两滚道的合力作用下，将滚子压向大端一侧，使滚子大端面压在内圈大挡边上并由内圈大挡边引导旋转，在此处产生滑动运动。因此，极限转速较低。径向、轴向承载能力都很大，可分别安装，便于轴承游隙的调整。（内圈、滚子和保持架结合成一体，不能分离，而外圈为可分离型，根据接触角大小的不同，分为标准锥角和大锥角两种圆锥滚子轴承（日本还有一种等锥角轴承）。轴向负荷能力随锥角的增大而增大，而径向负荷能力则随锥角的增大而减小。 | 圆锥滚子轴承必须在承受轴向负荷的状态下使用。把两套圆锥滚子轴承面对面或背对背地组合起来，可用于旋转轴的一端。<br>成对反向安装做固定支承时，通过预紧可提高支承刚性和定位精度，主要用于一般机械、汽车和机床等。带凸缘外圈的可简化轴向紧固装置。双列主要用于机床、机车等，四列主要用于轧机等。 |
| 结构形式   | 无内圈，有保持架、有油孔  | 冲压外圈，穿孔型  | 冲压外圈，封闭型  | 滚针和保持架组件  |
| 特点     | 滚针轴承是圆柱滚子轴承的一种，只是滚子直径小，其长度约为直径的3~10倍。由于滚针轴承中滚针数量多，故负荷能力大。与其他滚动轴承相比，特点是外径与内径之比值小，因此适用于装配空间狭窄处。无保持架滚针轴承难以保证滚针的正确排列，因而精度和性能较低。<br>滚针轴承有以下几种：由钢材车制的实体外圈滚针轴承，由薄钢板冲压而成的冲压外圈滚针轴承，以及无套圈有保持架的滚针轴承。不能承受轴向负荷，限制转速较低。   |   |   |   |

续表

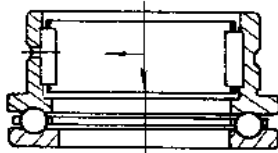
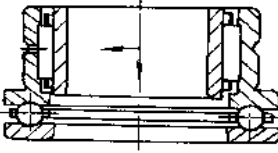
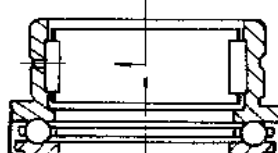
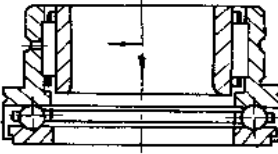
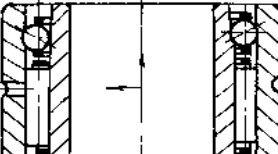
| 滚轮滚针轴承 (GB 6445-86)   |            | 结构形式       |            |            |            | 特点 |
|---|------------|------------|------------|------------|------------|----|
|   |            | 平挡圈型       |            |            | 螺栓型        |    |
| 球面滚轮, 无保持架  | 球面滚轮, 有保持架 | 平面滚轮, 无保持架 | 平面滚轮, 有保持架 | 球面滚轮, 有保持架 | 平面滚轮, 有保持架 |    |
|   |            |            |            |            |            |    |
| <p>外圈为厚壁滚轮, 在轨道上滚动时可以承受强大的均匀载荷和冲击载荷。带螺旋纹轴的滚针滚轮轴承的滚针直接装在轴上</p> |            |            |            |            |            |    |



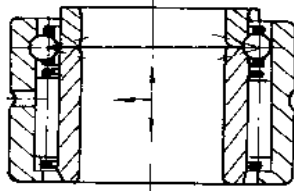
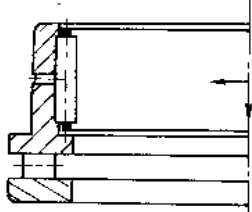
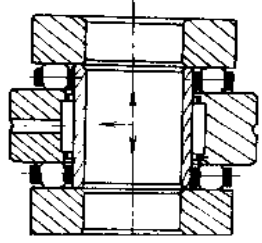
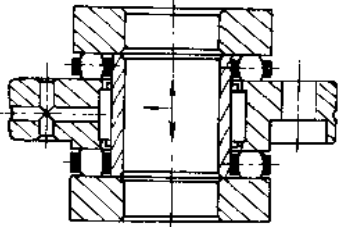
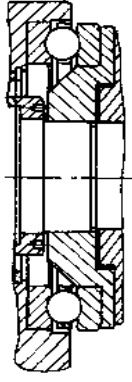
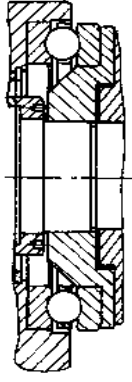
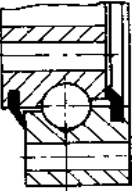
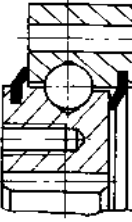
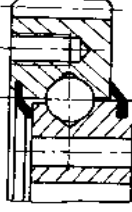
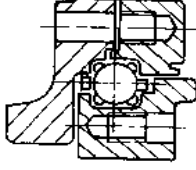
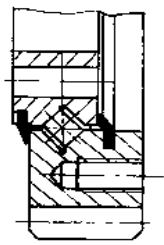
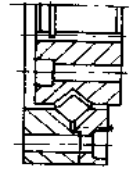
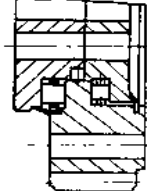
续表

| 双向推力角接触球轴承   | 单向推力球轴承   | 双向推力球轴承  | 双排单列推力球轴承   | 双向单列推力球轴承   | 双向单列推力球轴承   | 推力滚针和保持架组件  |
|--|---|--|---|---|---|---|
|  <p>60°</p>   |  |  |  |  |  |  |
| <p>结 构 形 式</p>   |   |  |   |   |   |   |
| <p>单向外调心推力球轴承</p>  |   |  | <p>双向外调心推力球轴承</p>   |   |   |   |
| <p>GB 301—1995</p>   |   |  |   |   |   |   |
|   |   |  |   |   |   |   |
| <p>双向推力角接触球轴承,大接触角(60°)双向推力角接触球轴承具有可承受双向轴向载荷、精度高、刚性好、适应高速度等优点。这种轴承的预加负荷是靠控制中间内隔套的尺寸,只需用一个螺母调整轴向轴承的游隙,这样可以分别保证高的径向和轴向刚度,同时结构简单、调整方便、精度稳定可靠。因此,它与双列圆锥柱滚子轴承的组合,已广泛应用于工作性能要求高的车床、铣床、刨床、磨床和加工中心等各类机床的主轴部件中。它没有径向定位能力</p> <p>推力球轴承:装于轴上的套圈叫做轴圈,装于轴承箱的套圈叫做座圈。座圈内径比轴圈内径稍大一些,所以必须注意不要装错位置。装有一列球的叫单向推力球轴承,装有两列球的叫双向推力球轴承。双向推力球轴承在使用时将中圈装在轴上。这种轴承只能承受轴向负荷,单向的可承受一个方向的轴向负荷,双向的可承受两个方向的轴向负荷</p> <p>带球面座圈的推力球轴承,就是在座圈的球形背面上装一调心垫圈,垫圈凹球面的曲率半径中心在轴承中心线上,因此它具有调心性能,当轴倾斜时,仍能使轴承自动保持正确位置</p> <p>没有径向定位能力,一般与向心轴承同时使用组成组合支承。推力滚针和保持架组件用于轴向空间很小的支承中</p> <p>双向单列推力球轴承是接触角大于45°的四点接触球轴承</p> |   |  |   |   |   |   |
| <p>特 点</p>   |   |  |   |   |   |   |
| <p>止 推 滚 珠 轴 承</p>   |   |  |   |   |   |   |

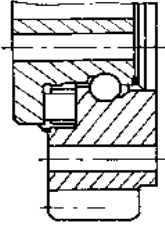
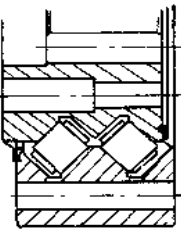
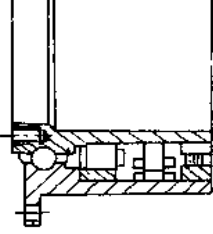
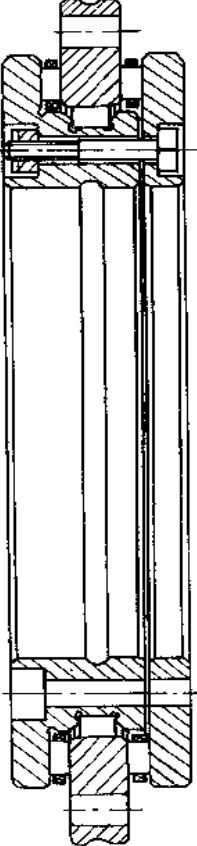
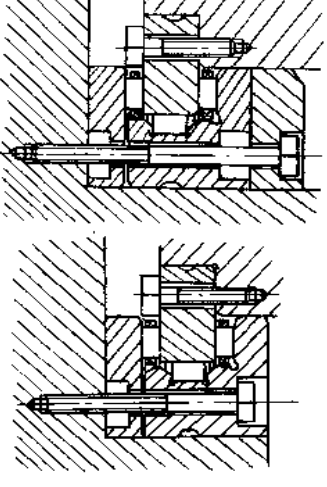
续表

| 止推滚子轴 | 结构形式   | 推力圆柱滚子轴承  | 推力滚针轴承   | 推力圆锥滚子轴承  | 推力调心滚子轴承  |
|-------|--|---|--|---|---|
| 特     | <p>推力圆柱滚子轴承：滚子在圆筒滚道上滚动，同时还伴有滑动运动。润滑良好时，保持架就能充分起到引导作用。由于滚子与平面滚道呈线接触，因此适于承受重负荷、冲击负荷或要求高刚性的条件，但不适于高速旋转。另外，必须保证充分地润滑。这种轴承几何形状简单，可制成高精度轴承。没有径向限位能力，故不能单独组成支承。</p> | <p>推力圆锥滚子轴承，将圆锥滚子轴承的接触角加大到 <math>45^\circ</math> 以上，并且作为主要承受单向轴向负荷的轴承使用，即为推力圆锥滚子轴承。它适用于承受重负荷及冲击负荷，由于圆锥滚子大端端面与套圈引导挡边之间呈滑动摩擦，因此只用于低速旋转，且多为大型轴承。没有径向限位能力，故不能单独组成</p> | <p>推力调心滚子轴承：这种轴承的座圈滚道为凹球面形，其曲率中心在旋转轴的轴心线上。球面滚子为非对称形，与滚道球面呈线性接触。因此它具有自动调心性。这种轴承不仅能承受轴向负荷，还能承受一定程度的径向负荷，适用于承受重负荷及冲击负荷。但由于球面滚子大端端面与套圈引导挡边之间呈滑动接触，并且挡边较宽，故用于低速旋转，且多为大型轴承，如起重机械立柱支承、船舶轴推力支承、大型仪器回转立柱支承以及重型机床、石油钻机、等重型机械中。</p> | <p>滚针和推力球组合（无内圈）</p>  | <p>滚针和角接触球组合</p>  |
| 点     | <p>滚针和推力球组合（有内圈）</p>   | <p>有内圈的滚针和推力球组合（JB 3122—91）</p>   | <p>滚针和带外罩的推力球组合</p>  | <p>有内圈的滚针和带外罩的推力球组合</p>   | <p>滚针和角接触球组合</p>  |
| 组合轴承  |   |    |    |  |  |

续表

| 组合轴承 | 滚针和三点接触球组合 (JB 3123—91)  | 无内圈滚针和推力圆柱组合   | 滚针和双向推力圆柱组合   | 滚针和双向推力圆柱组合   |
|------|--|--|---|---|
| 结构形式 |                                 |   |    |    |
| 特点   | 能承受较大的单向轴向负荷和径向负荷, 结构紧凑, 用于安装空间受限制、负荷大并要求可靠性高的场合, 如挖掘机、起重和其他重型机械及仪器的传动部件支承中。<br>三点接触球、双向推力圆柱和滚针组合可承受较大的双向轴向负荷和径向负荷 |  |   |   |
| 转盘轴承 | 单列四点接触球转盘轴承  |  |   |   |
| 结构形式 |                                | 无齿型  | 内齿型   | 外齿型   |
| 结构形式 |                                |   |   |   |
| 结构形式 | 钢丝滚道球转盘轴承  | 交叉滚子转盘轴承   | 圆锥交叉滚子转盘轴承  | 三排圆柱滚子组合转盘轴承  |
| 结构形式 |                               |  |  |  |

续表

| 转 盘 轴 承 | 圆柱滚子轴承和球轴承组合的转盘轴承   | 双列角接触圆柱滚子转盘轴承  | 带完整驱动装置的转盘轴承  |
|---------|---|--|---|
| 结 构 形 式 |                        |                            |    |
| 特 点     | <p>圆柱滚子和滚针组合的转盘轴承</p>  | <p>圆柱滚子和滚针组合转盘轴承的安装方式</p>  | <p>尺寸很大,其直径一般在 0.4~15m 之间,有的达 40m。一般都要承受多种载荷;轴向载荷、径向载荷及较大的倾覆力矩。运转速度很低,通常在 1.25m/min 以下,且在大多数情况下,不作连续回转,仅在一定的工作范围角内往复运动</p> <p>转盘轴承大多数采用 50Mn、42CrMo 等表面淬火热处理,滚道表面淬硬,安装时应使回火软带置于非载荷区。a~g 均分无齿型,外齿型和内齿型三种</p> <p>带完整驱动装置的转盘轴承一般设计如四点接触球轴承或交叉滚子轴承,电动机结合到轴承中代替传统的传动装置,如齿轮箱和其他零件,轴承上没有齿圈</p> |

2.2.2 几种专用滚动轴承

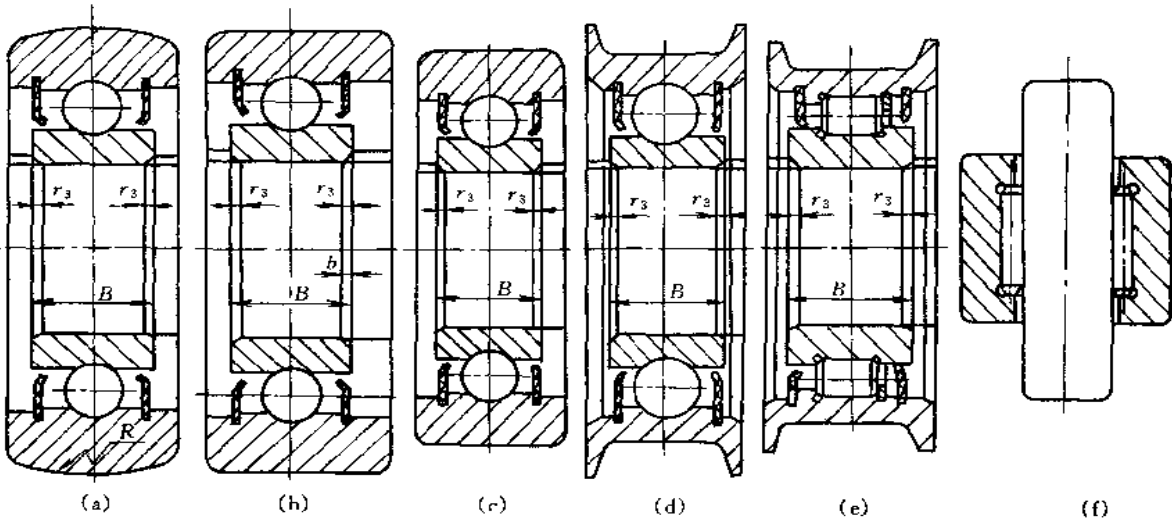


图 1-5-133 叉车门架滚轮、链轮轴承 (JB/T 7360—94)

(a) 圆弧面滚轮轴承; (b) 圆柱面滚轮轴承; (c) 圆锥面滚轮轴承; (d) 链轮球轴承; (e) 链轮滚子轴承; (f) 侧滚轮轴承

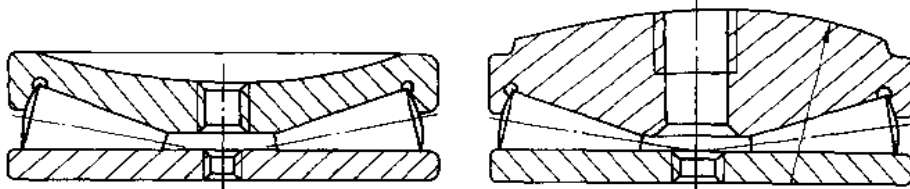


图 1-5-134 轧机压下机构用满装圆锥滚子推力轴承 (JB/T 3632—93)

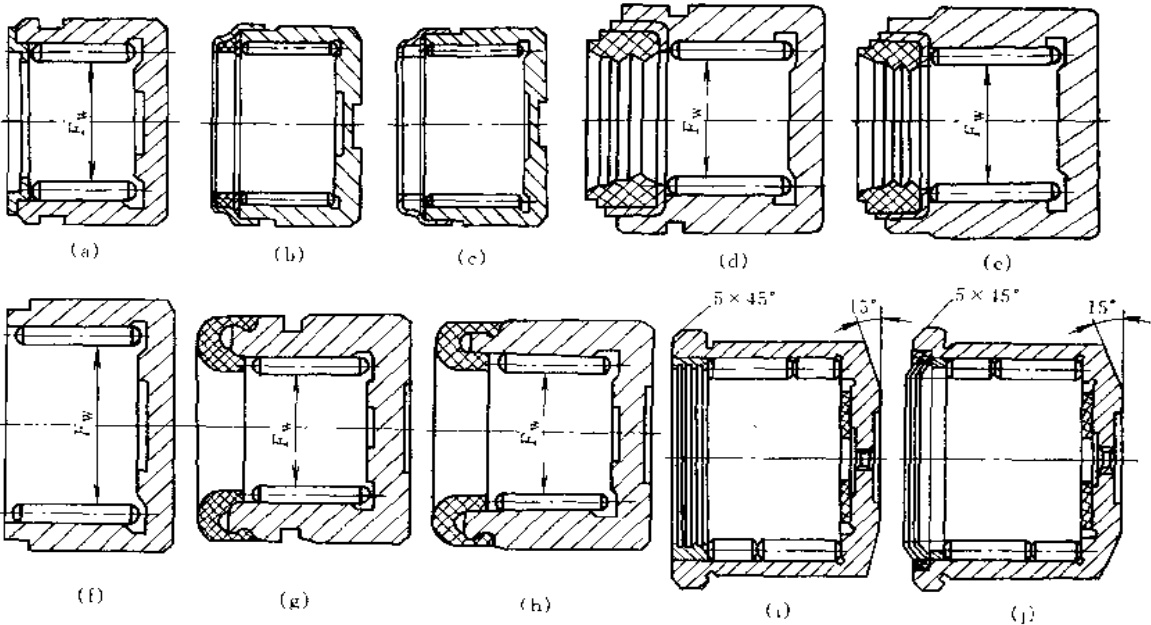


图 1-5-135 万向联轴器滚针轴承 (JB/T 3232—94)、万向联轴器无内圈圆柱滚子轴承 (JB 3370—91)

(a) 内卡式带挡圈; (b)、(c) 压板式; (d) 内卡式带直角唇金属盖密封圈; (e) 外卡式带直角唇金属盖密封圈; (f) W型; (g) 内卡式带U型密封圈; (h) 外卡式带U型密封圈; (i)、(j) 轧钢机械、起重运输机械以及其重型机械用十字轴式万向联轴器用无内圈圆柱滚子轴承

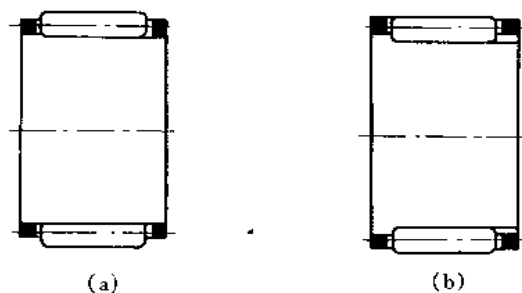


图 1-5-136 连杆用滚针和保持架组件 (JB/T 3372—92)

图 1-5-136 所示组件适用于中小型发电机压缩机连杆，曲柄销用 a，活塞销用 b。

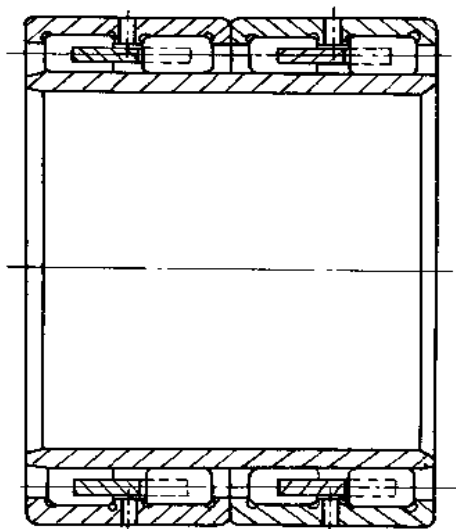


图 1-5-137 轧机圆柱滚子轴承 (JB/T 5389—91)

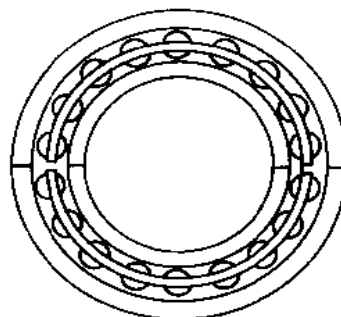


图 1-5-138 剖分轴承

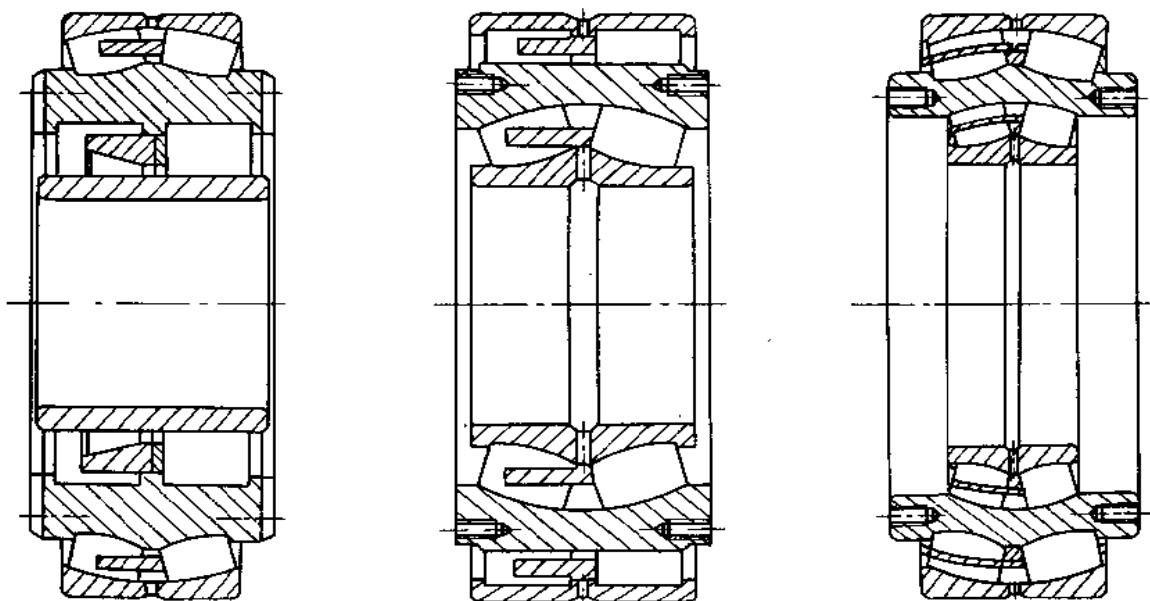


图 1-5-139 多环轴承

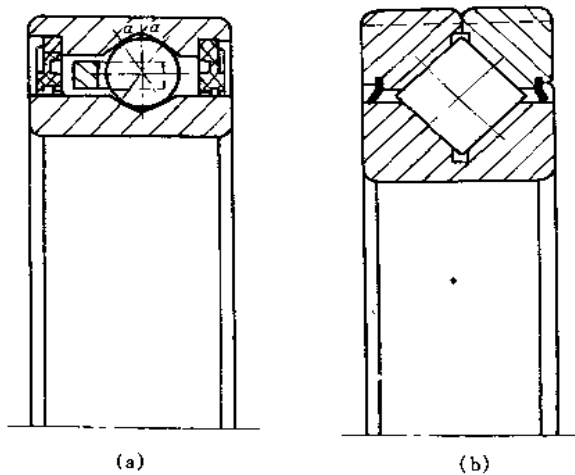


图 1-5-140 机器人用轴承

图 1-5-140a 为薄壁四点接触球轴承 (JB/T 6636—93), 这种轴承相当于两套单列角接触球轴承, 能够承受双向推力载荷。从截面上看, 其内、外滚道的轮廓是由两段半径相同的圆弧相交而成, 每段圆弧与钢球的接触角都是  $30^\circ$ 。四点接触球轴承除能承受轴向、径向载荷外, 还能承受倾覆力矩, 特别适用于受力状态复杂而空间位置和质量又受到限制的情况。

图 1-5-140b 为薄壁交叉滚子轴承, 这种轴承相当于由两套推力圆柱滚子轴承组合而成, 滚子呈交叉垂直排列, 内圈有两个相互垂直的滚道, 外圈为双半外圈。与四点接触球轴承相似, 这种轴承也能承受轴向、径向和力矩联合载荷; 由于滚子与滚道为线接触, 具有更高的刚度。通过修磨或研磨双半外圈的接合面, 可以获得预定的游隙, 如零游隙或负游隙。

薄壁四点接触球轴承和薄壁交叉滚子轴承都可以两面带密封圈, 内装润滑脂, 维护十分方便, 是机器人关键部位的最常用轴承。

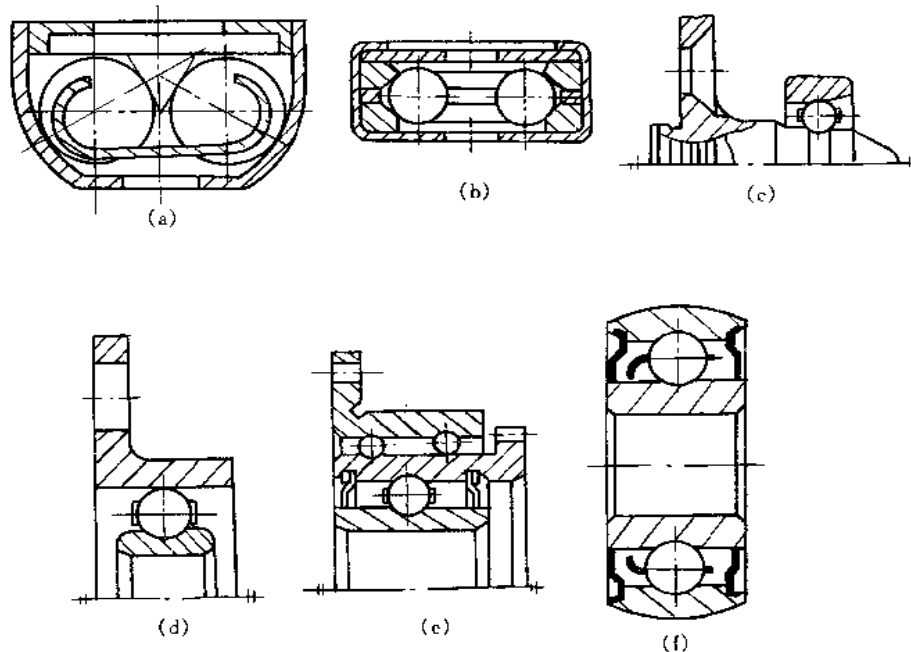


图 1-5-141 特殊仪器轴承的结构

(a) 冲压碗形有保持架角接触球轴承; (b) 双半外圈 V 型沟道无内圈深沟球轴承; (c) 带定位凸缘轴的角接触球轴承; (d) 外圈带定位凸缘无挡边的深沟球轴承; (e) 外圈带定位凸缘的三套圈深沟球轴承; (f) 两面防尘盖螺栓型滚轮深沟球轴承

仪器轴承承受的载荷轻, 球与滚道之间的接触应力很小, 在这种条件下工作的轴承不会

产生疲劳破坏。它们的失效往往是由于精度丧失，力矩、噪声或振动的增大，润滑剂失效，污染或锈蚀等原因所致。因而，仪器轴承常采用使用寿命的概念而不是疲劳寿命。其使用寿命应依据不同的工况条件，通过主机试验或试验台试验来确定。

仪器轴承可分为微型、小型和薄截面型三类。微型指外径小于 10mm 的轴承，对特轻直径系列的轴承外径可到 13mm。外径从 10~26mm 的轴承为小型仪器轴承。薄截面轴承的外径则可到 100mm。仪器轴承的类型有：深沟球轴承、角接触球轴承、调心球轴承及特殊结构轴承，如三环轴承、端盖轴承和整体式轴承等，特殊仪器轴承结构如图 1-5-141。

仪器轴承的外形尺寸小、壁薄、精度高，常采用的公差等级为 6、5、4，在某些应用中甚至需选用 2 级或更高。各种不同的精密仪器对轴承力矩特性、振动、噪声、刚性、洁净度、寿命和可靠性均有不同的要求，有的仪器还要求轴承能承受高的抗冲击振动能力，经受  $-253^{\circ}\text{C}$  的低温或  $800^{\circ}\text{C}$  的高温，耐腐蚀、防辐射、无磁性或能在真空条件下长期工作等。仪器轴承的润滑，由于受仪器的体积和使用条件的限制，从轴承装上仪器到寿命终止，都无供油或更换油脂的条件，仪器本身要求能贮存 2~10 年。

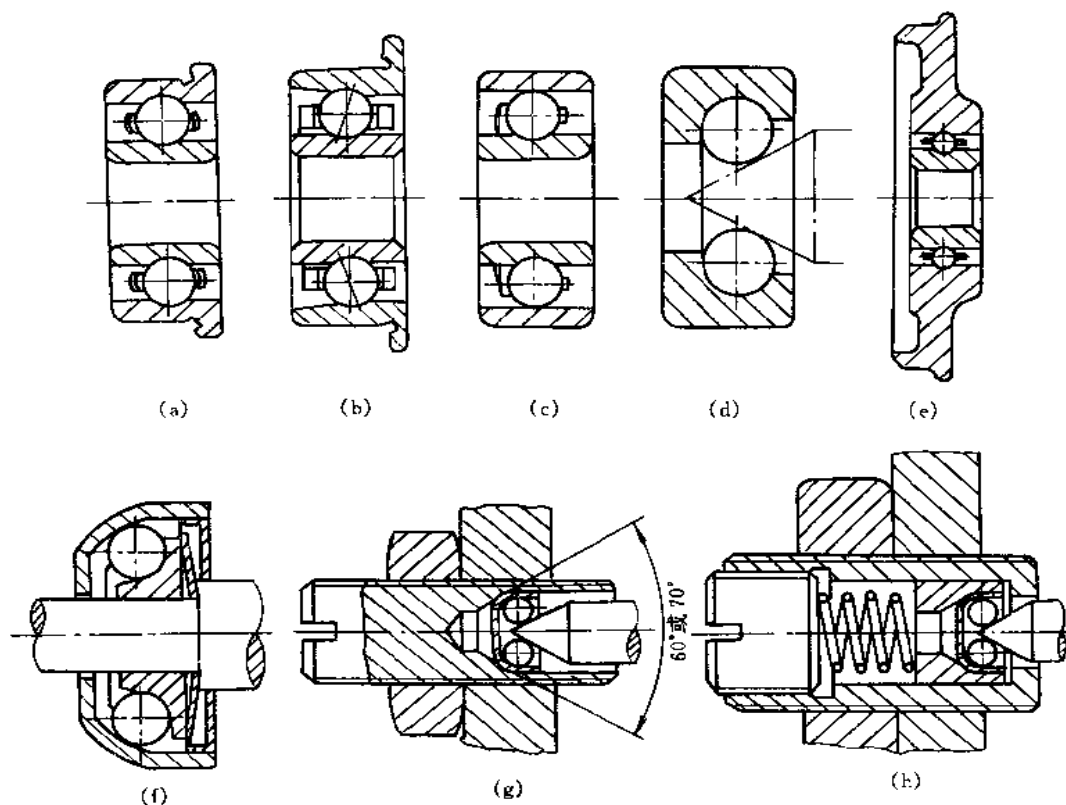


图 1-5-142 微型轴承的结构型式

(a) 带止推挡边的向心球轴承；(b) 带止推挡边的向心推力球轴承；(c) 直液道向心球轴承；(d)、(g)、(h) 针尖式微型球轴承；(e) 外圈为端盖型的向心球轴承；(f) 有杯形外圈的微型轴承



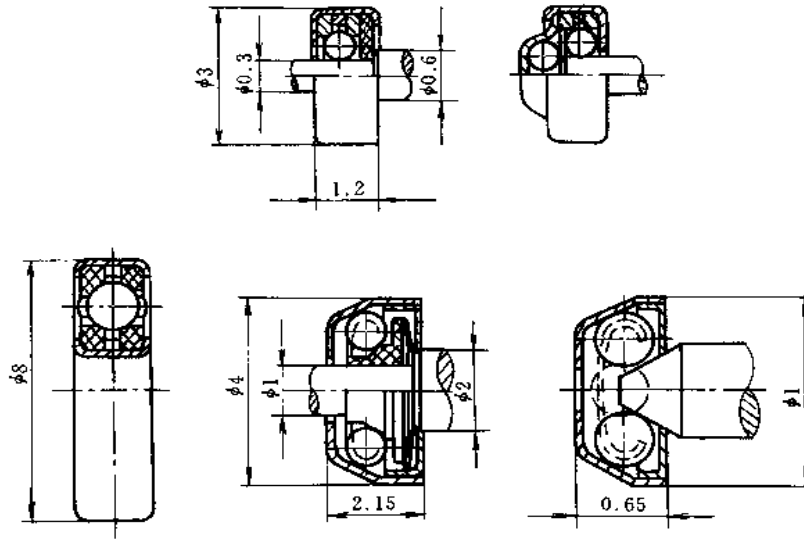


图 1-5-143 仪器上应用的另几种滚球轴承

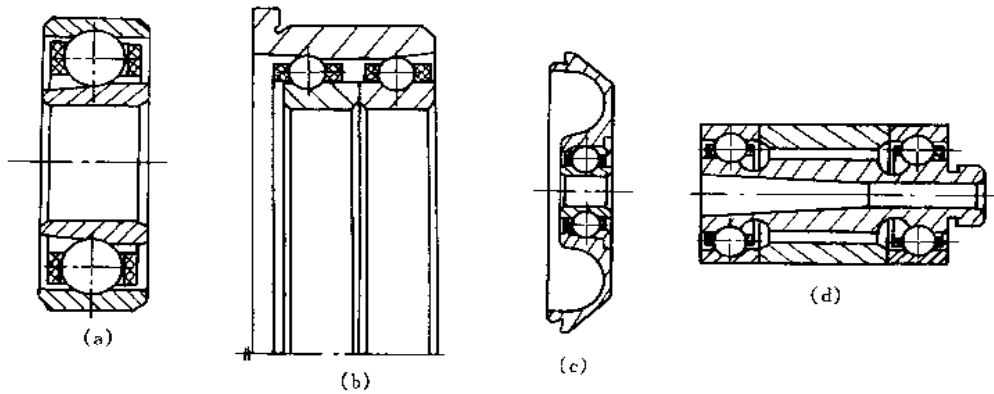


图 1-5-144 陀螺转子轴承结构

(a) 分离型角接触球轴承；(b) 外圈带凸缘的双列角接触球轴承；(c) 端盖式外圈角接触球轴承；  
(d) 双外圈联轴双列角接触球轴承

陀螺转子轴承的基本结构是角接触球轴承。

图 1-5-144a 为分离型角接触球轴承，保持架引导方式为内引导和外引导两种。b 为外圈带凸缘的双列角接触球轴承，其优点是可减少安装误差，两内圈夹紧后即可获得所需的预载荷。这种结构特别适合于薄壁、大孔径的红外引导头的陀螺。c 是要求结构紧凑，可充分利用空间，质量要轻、角动量大和精度高的液浮陀螺中使用的端盖式角接触球轴承。d 为惯导系统中挠性陀螺用的联轴轴承，它的精度高，安装误差小，加有定值预载荷并成套供应。这种结构近期获得广泛应用，取得了很好的效果，陀螺的漂移精度可达  $0.001^\circ/\text{h}$ 。

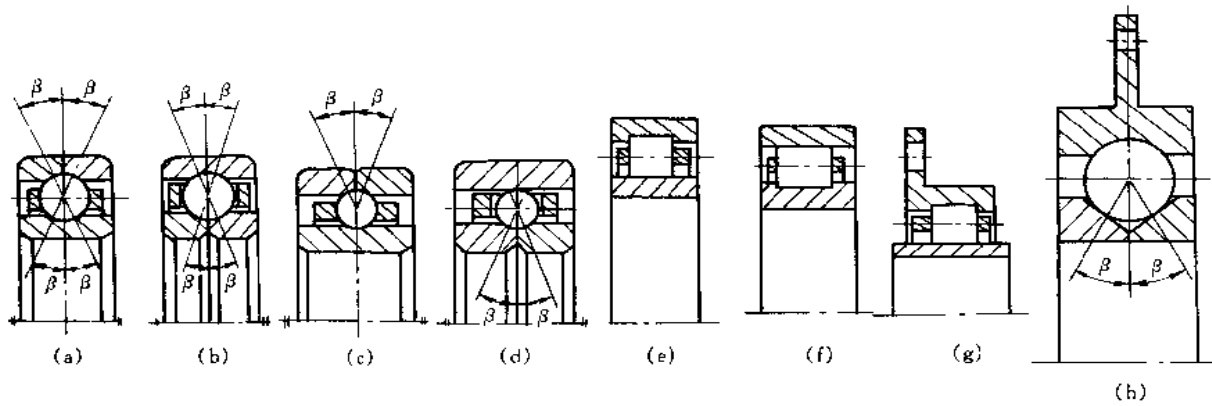


图 1-5-145 航空发动机主轴轴承结构

(a) 双半外圈四点接触式角接触球轴承；(b) 双半内圈四点接触式角接触球轴承；(c) 双半外圈三点接触式角接触球轴承；(d) 双半内圈三点接触式角接触球轴承；(e) 外圈带双挡边圆柱滚子轴承；(f) 内圈带双挡边圆柱滚子轴承；(g) 外圈带安装边圆柱滚子轴承；(h) 外圈带安装边内圈两半三点接触式角接触球轴承

两半套圈角接触球轴承可以承受双向轴向载荷，也可以承受瞬时纯径向载荷，是航空发动机主轴轴承的基本结构型式。如图 1-5-145 所示，这种轴承分为两半外圈型和两半内圈型，视其内部结构的不同，又有三点接触和四点接触之分。就其高速性能而言，以两半内圈、三点接触最优。

航空发动机主轴用圆柱滚子轴承，在高速、轻载下工作，经常出现打滑、非正常磨损、滚子偏斜等故障。非圆滚道圆柱滚子轴承能够较成功地减轻上述故障，但其设计和制造都比较困难。

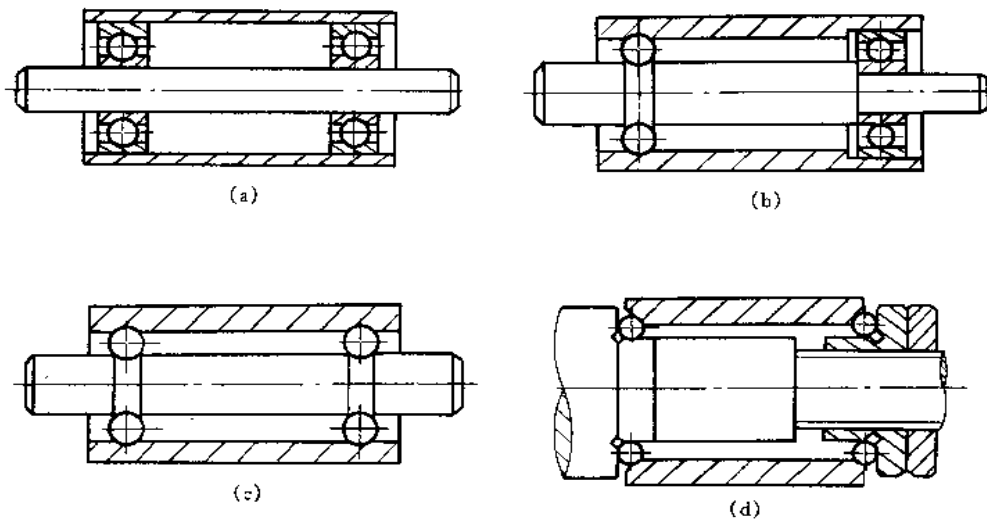


图 1-5-146 轴连轴承结构

图 1-5-146a 外径大，轴承配合和装配误差大，不宜用于高速工况；图 b 一端采用普通滚动轴承，另一端则将沟道加工在轴和壳上，易于制造、测量和装配；图 c 可缩小外径，或在原外形尺寸下，可增大球径，提高轴承刚度和负荷能力，延长寿命，在工艺可能条件下，是最

为理想的结构；图 d 是一种特殊结构，曾用于刻字机的刻刀主轴上，如要求高刚度或热膨胀补偿时，有一端可采用短圆柱滚子。轴连轴承用于汽车、拖拉机和工程机械发动机冷却水泵、气流纺纱、录相机磁鼓以及计算机驱动器等。

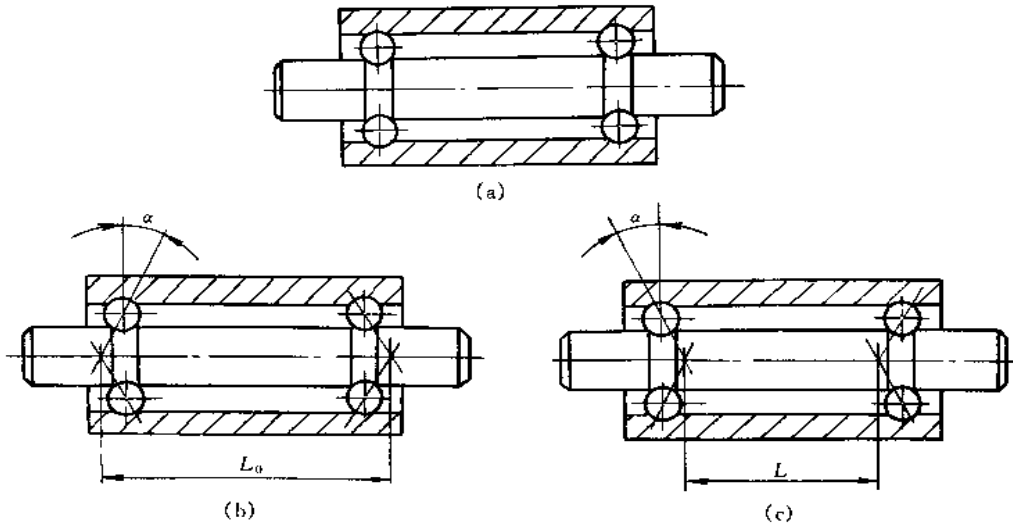


图 1-5-147 轴连轴承的接触形式

轴连轴承两端的接触形式有向心式（图 1-5-147a）和角接触式两种。角接触式中有 O 型（图 1-5-147b）和 X 型（图 1-5-147c）两种形式。a 要求壳和轴上两沟中心距相等。向心球轴承中轴向游隙为径向游隙的 8~15 倍，因此不宜用于高速。可用于旋转精度和刚度都要求不高的场合。角接触式结构中，通过装配和调整可得到轴向预过盈式和轴向间隙式两种结构。前者用于需要提高轴向刚度的场合，后者常用于需补偿轴、壳间温差膨胀和减少摩擦的场合。在轴向过盈下，就承受弯矩负荷的能力来说，O 型优于 X 型。

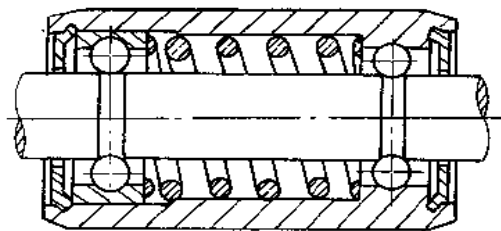


图 1-5-148 采用定压预负荷的轴连轴承

轴连轴承所加预负荷的方式，影响其结构，常用的轴向预负荷加压方式有定位预负荷和定压预负荷两种。

定位预负荷，当其预负荷与定压预负荷相同时，其轴向刚度约为定压预负荷的一倍，所以定位预负荷适用于要求刚度高和旋转精度高的场合。例如陀螺电机和录像机磁鼓等。定位预负荷要求轴承零件制造精度达微米级，且在装配时，要仔细调整预过盈量，装配调整费时，所以轴连轴承中定位预负荷采用较少，定压预负荷采用较多。

定压预负荷要求加压元件的刚度远低于轴承中球与沟道的接触刚度。轴连轴承中常采用钢丝压簧，且一定要有一个轴承沟道，其轴向可以位移，如图 1-5-148 所示。

## 2.2.3 几种新型轴承



图 1-5-149 液压挡边轴承

1—外圈；2—固定挡圈；3—密封圈；4—活动挡圈；5—内圈

图 1-5-149 为美国 Timken 公司开发的液压挡边轴承，液压油由进油孔经密封圈 3 推动活动挡圈压圆锥滚子大端端面，由于外圈 1 轴向固定在机体孔内，内圈 5 轴向固定在轴上，液压推力就决定了预紧力，排气孔排气后封闭。

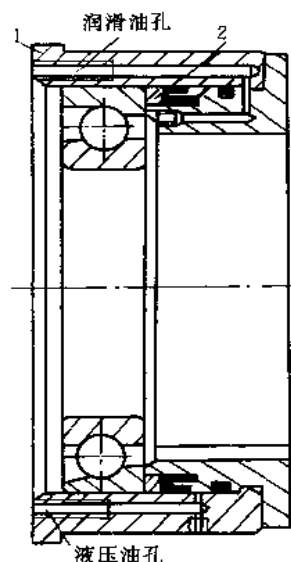


图 1-5-150 变预紧力轴承单元

1—外套；2—活塞

图 1-5-150 为英国 RHP 公司的变预紧力轴承单元，外套 1 装在机体孔内，角接触球轴承的外圈装在外套 1 内，内圈装在轴上，液压油进入后压环形活塞 2，然后推轴承外圈向左，液压推力就决定了预紧力。这种结构使用标准轴承，因而径向尺寸较大。

以上两种轴承预紧力可随载荷和转速的变化自动调节。

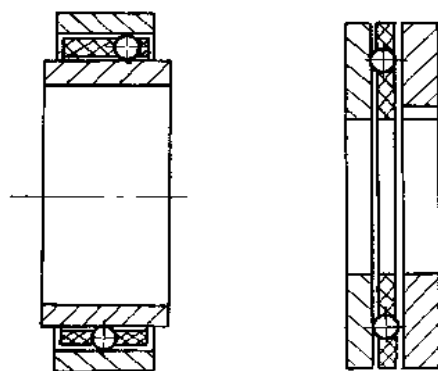


图 1-5-151 密集型滚珠轴承

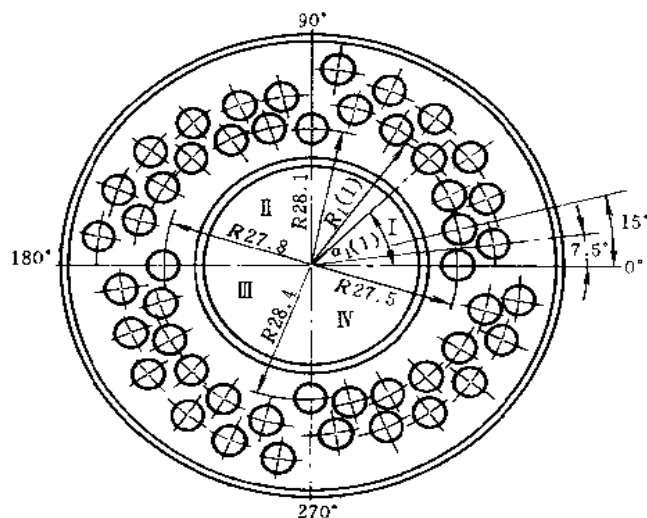


图 1-5-152 推力密珠轴承保持架

图 1-5-151 为密集型滚动轴承，滚珠数目多，且接近多头螺旋排列，每个滚珠沿自己的轨

道公转，减少了磨损，但增加了摩擦。滚珠密集产生误差平均效应，提高了轴系回转精度。

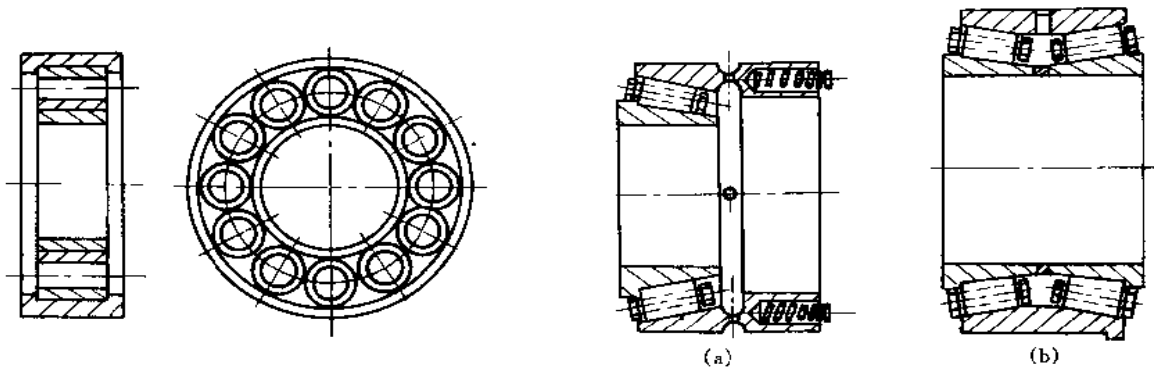


图 1-5-153 空心圆柱滚子轴承

图 1-5-154 空心圆锥滚子轴承

图 1-5-154 为法国 Gamet 公司开发的空心圆锥滚子轴承，空心圆锥滚子减少了滚子大端与内圈挡边间的摩擦，且油流可通过滚子孔，改善了润滑和冷却条件。a 型外圈上有 16~20 个预紧弹簧可调节预紧力，b 型双排滚子数目互差一个，使两列的刚度变化频率不同，可避免振动。

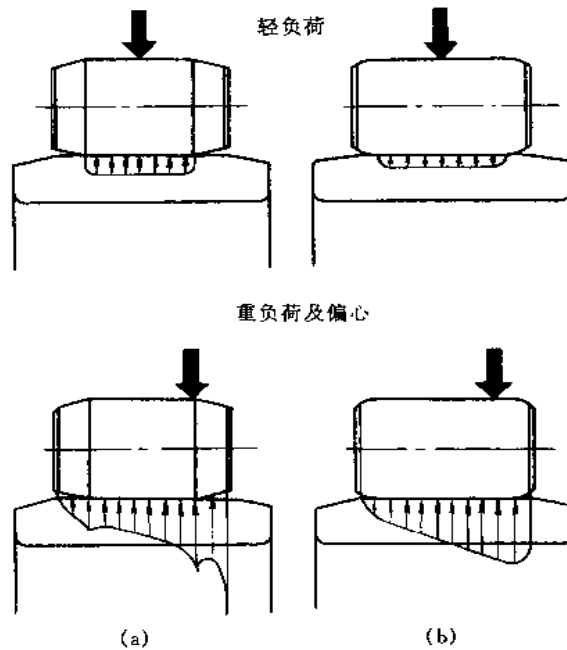


图 1-5-155 对数型滚子与传统滚子的比较 (SKF 公司新产品资料)

(a) 传统圆柱形滚子; (b) SKF 对数型设计滚子

圆柱滚子轴承有一种新的滚子，它的轮廓是一条对数型态的曲线，也就是滚子轮廓的曲率半径是沿着轴向变化的，这种变化可以确保滚子与轨道随时紧密地接触，并消除在滚子两端形成的应力集中，如图 1-5-155b。

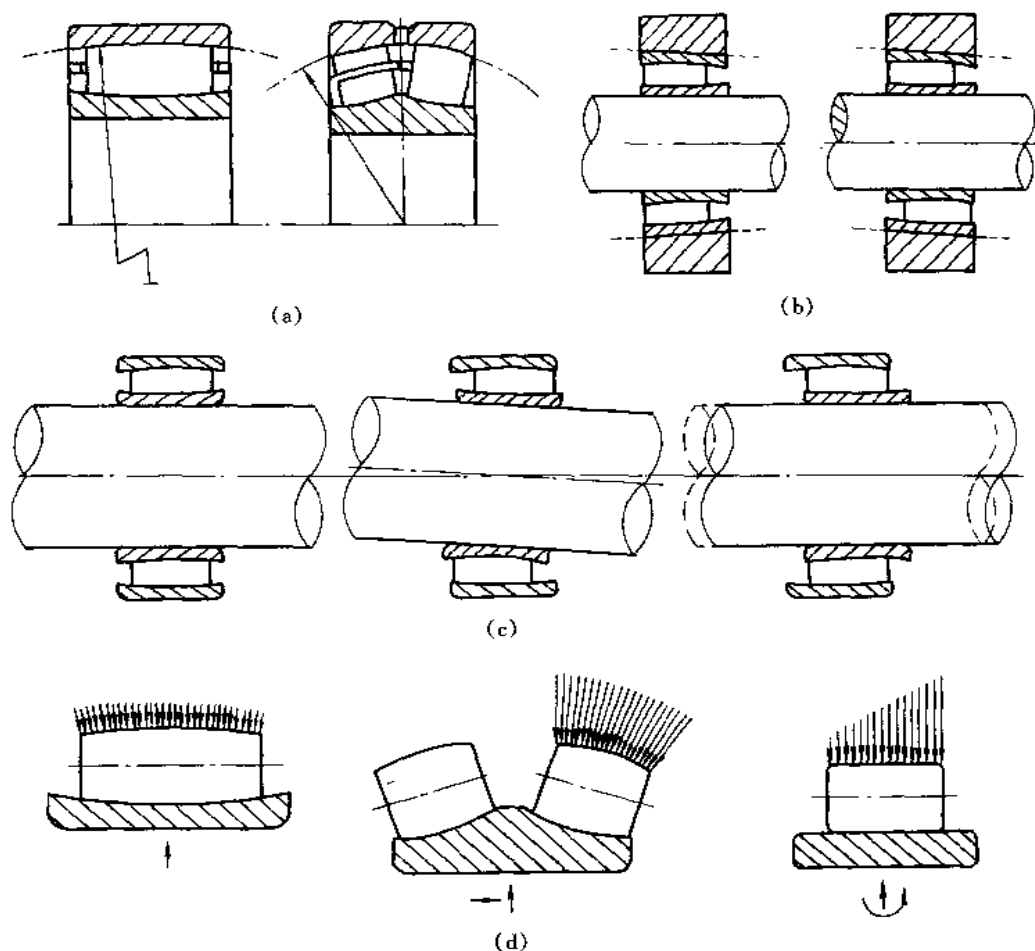


图 1-5-156 CARB 型轴承与传统轴承的比较 (SKF 公司新产品资料)

CARB 轴承的滚子是一种长桶形滚子，其外形半径大于单列或双列球面滚子轴承。传统的球面滚子轴承外圈曲率中心与轴承中心重合，而 CARB 轴承的外圈半径却比轴承的半径要大得多，如图 a。这种大半径的桶形滚子得到了最好的载荷分布和最小的摩擦，而传统滚子在长度上载荷分布经常是不均匀的，当圆柱滚子、圆锥滚子轴承和滚针轴承对中心性差时，在滚子的边缘的应力增加，随着角位移的增加其寿命显著降低，因此，CARB 轴承的承载能力比传统轴承要高，见图 1-5-156d。圆柱、圆锥、滚针轴承只能在无角位移时正常工作，球面滚子轴承只能在无轴向位移时正常工作，而 CARB 轴承则克服了这些缺点，它既可承受角位移，也可承受轴向位移，在典型的间隙配合中，轴向位移可达轴承宽度的 20%。轴承有轴向位移时，内圈和外圈作相对运动，滚子移动距离为轴向位移的一半，在此位置载荷最小且均匀分布。轴承有角位移时，内圈随着轴一起倾斜，滚子顺外圈滑动至某一位置，使载荷均匀分布在滚子上。就是在角位移达到  $0.5^\circ$  时对轴承寿命影响也很小，在缩短一部分寿命的条件下，可承受  $1^\circ$  角位移，见图 c。所以 CARB 轴承在同等条件下，可以比传统轴承设计尺寸小，重量轻，有些地方与传统轴承相配的部件需要高公差，要求精密加工，而 CARB 轴承却可以允许低公差，这样又降低了制造成本。

CARB 轴承还可适应轴承座孔的锥形误差和外圈引起的变形，以及其他轴承座孔同心度误差，甚至外圈在轴承座孔中不能运动时，如图 1-5-156b。

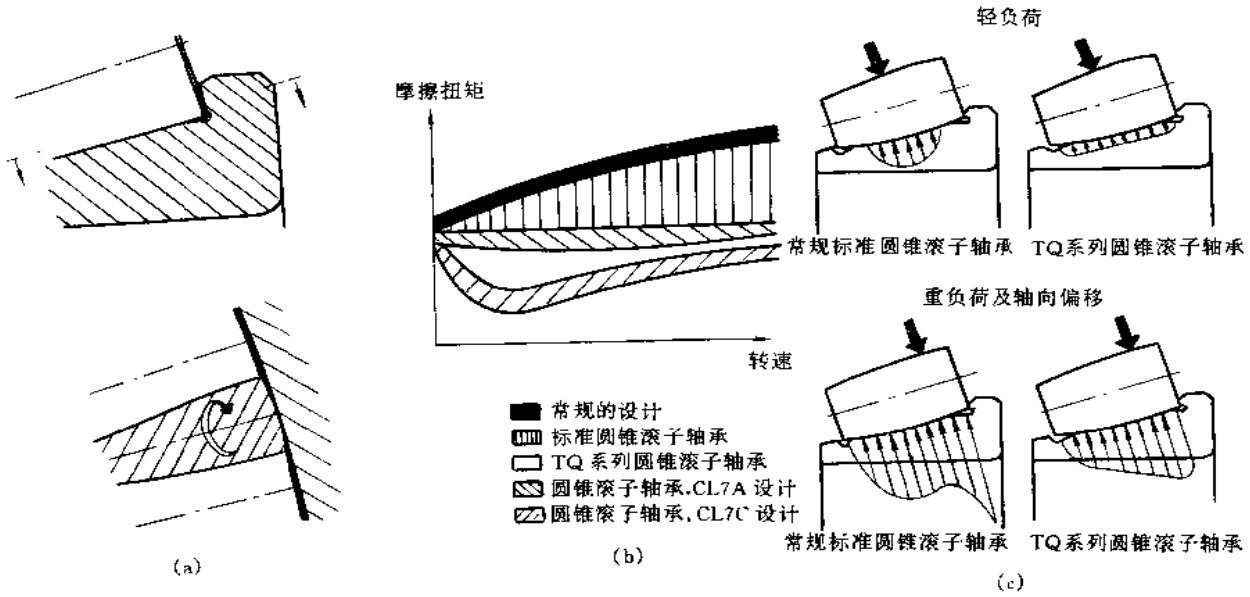


图 1-5-157 SKF 最新 TQ 系列圆锥滚子轴承

(a) TQ 轴承滚子端部与挡边接触及润滑情况；(b) 摩擦扭矩与转速之函数关系；(c) 负荷分布情况对比

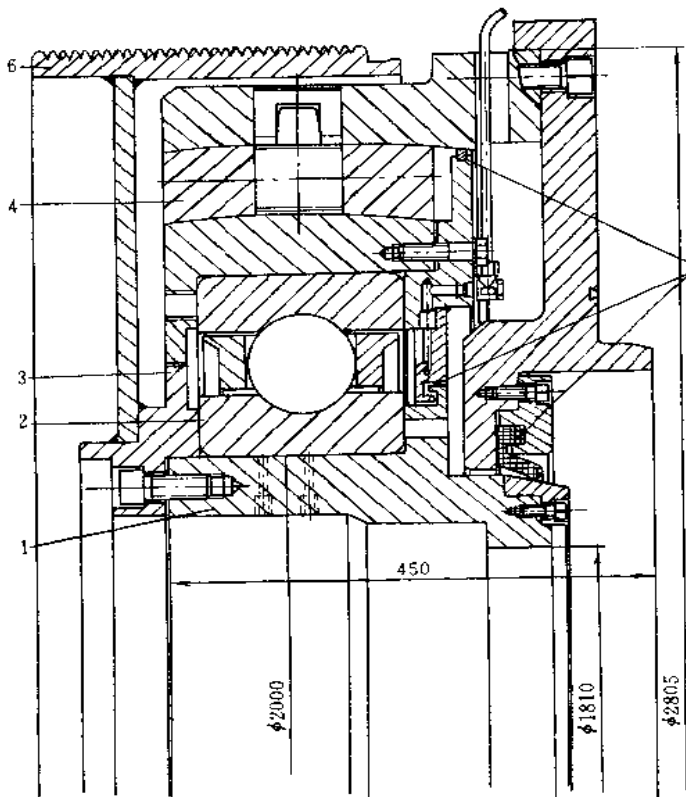


图 1-5-158 深沟球轴承和三环滑动球轴承的新型组合轴承

1—支架环套；2—深沟球轴承；3—干油阀；  
4—三环滑动球轴承；5—密封；6—V 带轮

TQ 系列轴承改进了挡边和滚子端面的结构，如图 1-5-157a，保证了接触点的润滑油供应，在比较恶劣的运转条件下，仍可保证油膜的存留，明显降低了摩擦及其产生的热量。即使在较薄的油膜情况下，磨损仍较少，增加了轴承的负荷能力及可靠性，加上“对数接触”的新断面，及良好的轨道表面，提高了轨道的适应性。在轻负荷情况下，滚子仍可与轨道全面接触，使应力分布均匀。在重负荷和轴向偏移情况下，危险的高度边缘应力也可被消除，从而提高了使用寿命，用常规的圆锥滚子轴承相比（图 1-5-157c），TQ 轴承寿命延长了一倍，噪声降低了一半。

基于铸模机的使用条件和装配空间要求，现在设计有一种深沟球轴承（2000mm×2360mm×190mm）和三环滑动球轴承（2380mm×2805mm×350mm）的新型组合轴承，如图 1-5-158。

该深沟球轴承带有一放在专门

加工的黄铜保持架上的外圈，从高速角度及对铸模需要精确导向的要求，提高了深沟球轴承的精密性，其加工公差为 p6 级，同时，由于从铸模传来的额外热，从内环到外环的温度降，必须考虑径向公差为 0.7~0.9mm，允许内径有较大热膨胀，因此，甚至在极端温差为 30K 时，也能防止对轴承产生预加负荷，以及在使用时，保证铸模的精确导向。

带自动调心的三环滑动球轴承是非标特宽型的，以防止在轴向负荷条件下，滑动球轴承的自锁作用。此处推力负荷不是由球面传递，而是由螺栓传递，外环和中心环在垂直面上用两螺栓联接，内环和中心环的螺栓偏移 90°，这样允许环自动对中，以形成一万向接头系统。

用干油泵将穿透 2 号钙皂基干油经过一环形槽和几个孔，连续供给轴承进行润滑，相对侧在轴承节圆高度处有一干油阀 3，过量或用过的干油能漏到 V 带轮和三环滑动球轴承形成的自由空间，这种干油“垫”可防止轴承受到污染。

密封：①在带有球面的青铜环上，采用唇形密封，防止水渗入；②在深沟球轴承的内侧设有迷宫密封；③在滑动球轴承区域内，有一层状凸缘密封，它与滑动球轴承外环球面相接触。

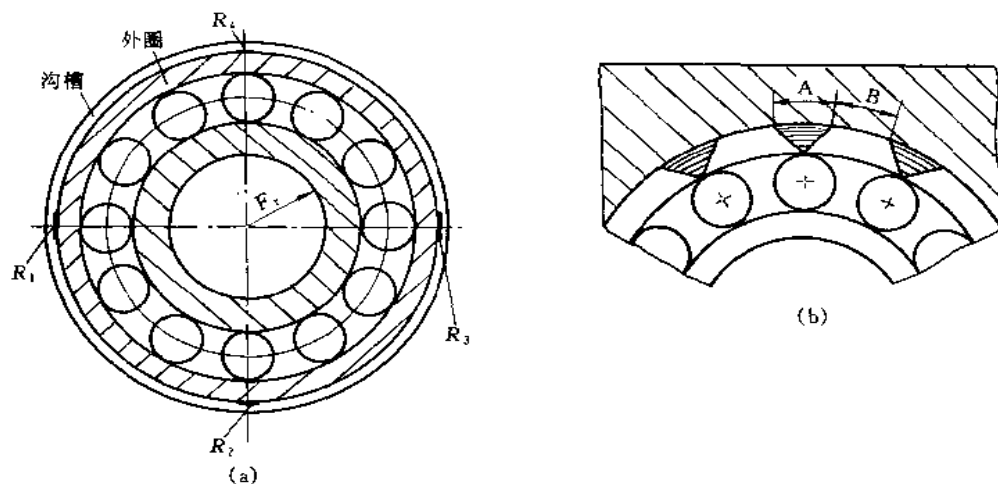


图 1-5-159 测力轴承示意图  
(a) 结构示意图；(b) 轴承周向应变分布

从球轴承在径向负荷作用下的光弹分析等色线图案可知，轴承内外圈在滚动体接触点附近有比其余部位大的剪应力，这种应力情况与有限元分析结果相符。根据应力分布，用广义虎克定律物理方程式可求得轴承的一个主要的应变，即周向应变，如图 1-5-159b，且周向应变与径向应力和轴向应力有关，即周向应变同时与轴承径向力和轴向力有关。钢球与外圈滚道的接触点附近（图 1-5-159b 的 A 区）有拉应变，在接触点之间（B 区）为压应变，这种拉压应变随钢球受力的增大而增大。如果在轴承外圈上贴上电阻应变片，将应变片组成电桥，就可得到随轴承受力的变化而相应变化的电压变化量，从而测出轴承受力情况。



2.2.4 常用非磨轴承的结构型式

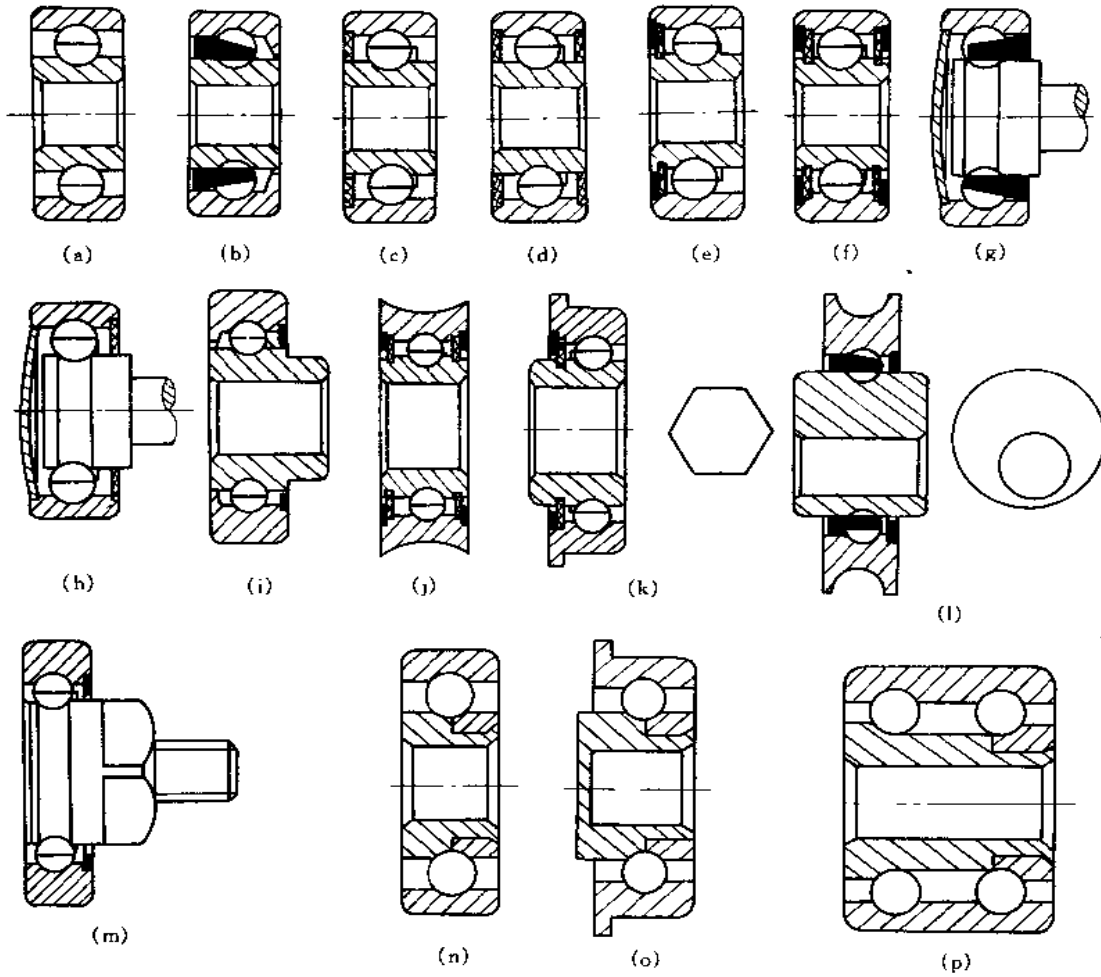


图 1-5-160 车制套圈非磨球轴承

(a)有钢保持架;(b)有塑料保持架;(c)一面带防尘盖、有钢保持架;(d)两面带防尘盖、有钢保持架;(e)一面带密封圈、有钢保持架;(f)两面带密封圈、有钢保持架;(g)有塑料保持架、一端封闭带轴;(h)一面带防尘盖、有钢保持架、一端封闭带轴;(i)一面带防尘盖、有钢保持架、宽内圈;(j)两面带密封圈、外径有圆弧槽、有钢保持架;(k)一面带密封圈、有钢保持架、凸缘外圈、六角孔宽内圈;(l)一面带防尘盖、有塑料保持架、外圈外径有半圆形槽、偏心孔宽内圈;(m)一面带防尘盖、有钢保持架、带螺栓轴;(n)满装球的;(o)外圈有凸缘、宽内圈;(p)满装球的双列非磨球轴承

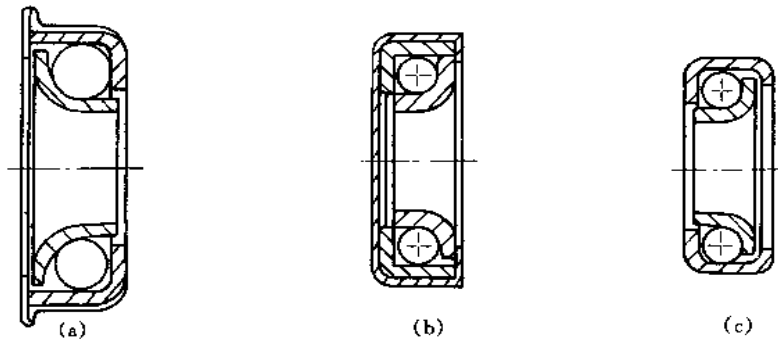


图 1-5-161 冲压套圈非磨球轴承

(a)带凸缘外罩的三点接触的非磨球轴承;(b)带外罩的冲压套圈非磨球轴承;(c)三点接触非磨球轴承

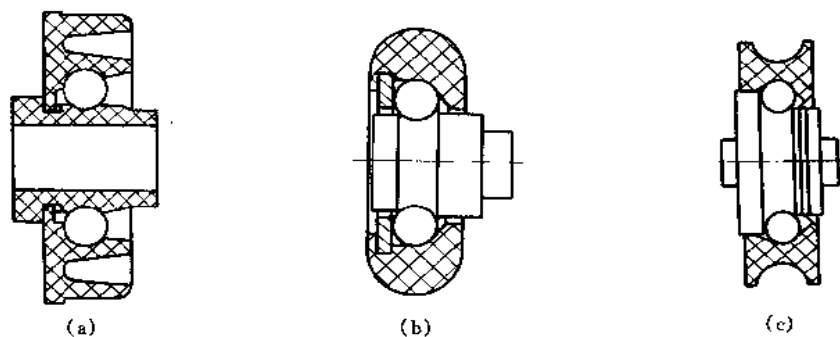


图 1-5-162 塑料套圈非磨球轴承

(a) 有装球缺口的塑料套圈球轴承；(b) 一面带防尘盖、带轴凸球面塑料外圈的球轴承；  
(c) 塑料外圈、外径有半圆形槽、带轴球轴承

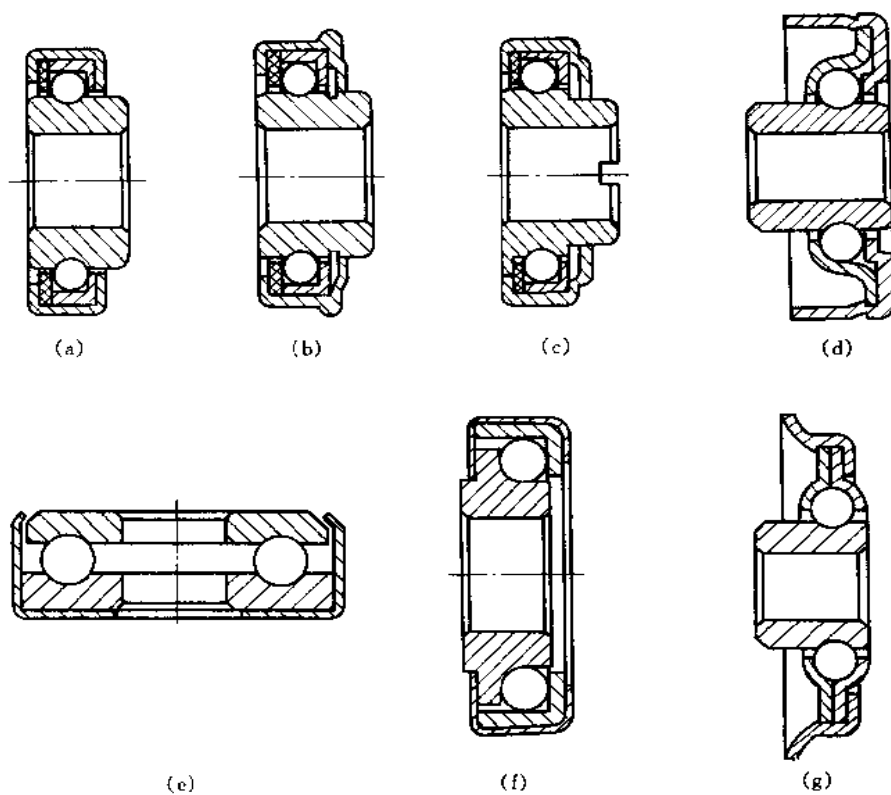


图 1-5-163 车、冲压套圈非磨球轴承

(a) 带外罩的冲压外圈非磨球轴承；(b) 带凸缘外罩的冲压外圈非磨球轴承；(c) 带外罩、内圈有缺口、冲压外圈非磨球轴承；(d) 冲压外圈、宽内圈三点接触非磨球轴承；(e) 带外罩的非磨平底推力球轴承；(f) 带外罩的冲压外圈非磨角接触球轴承；(g) 冲压外圈、宽内圈三点接触非磨球轴承

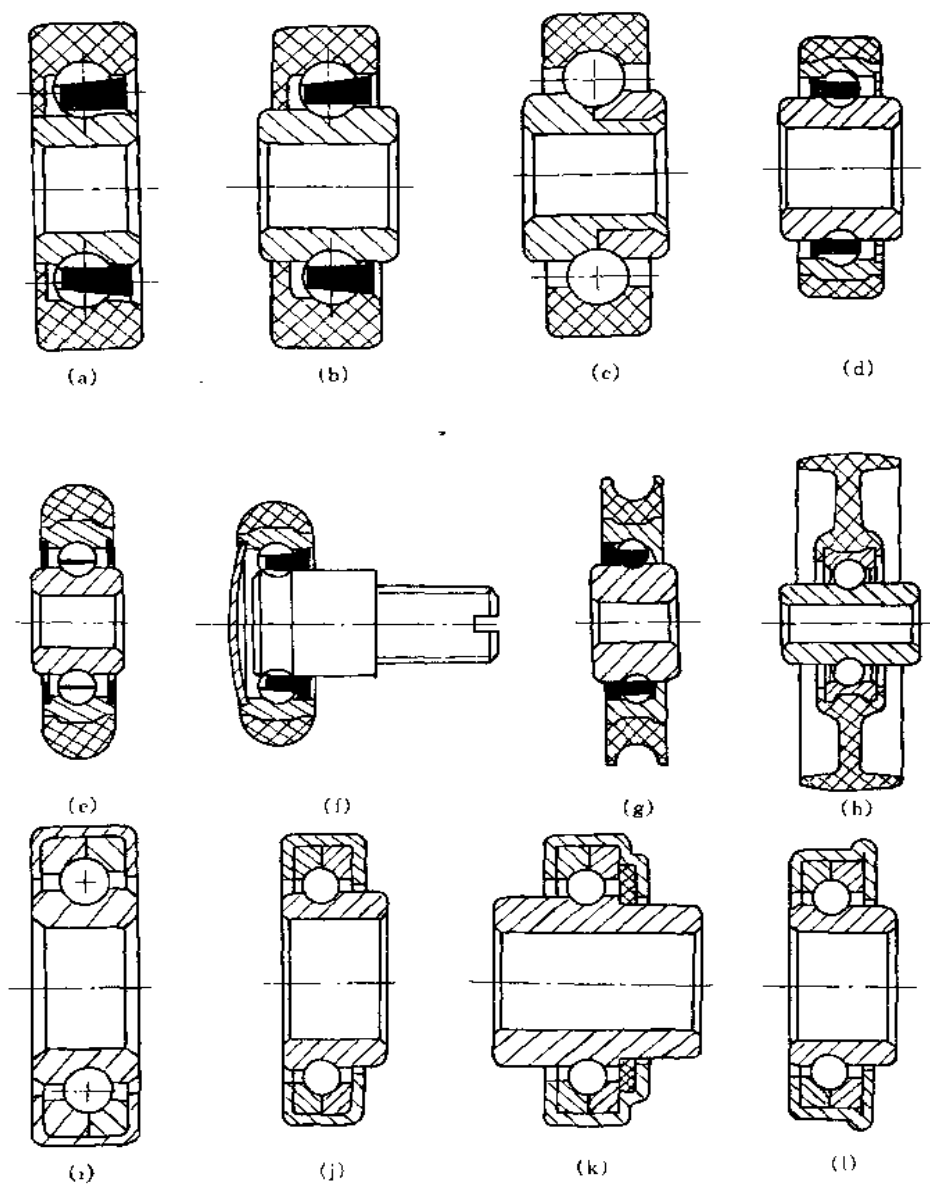


图 1-5-164 金属塑料结合（非磨）球轴承

(a) 塑料外圈；(b) 宽内圈，塑料外圈；(c) 满装球，宽内圈，塑料外圈；(d) 一面带防尘盖，有塑料保持架，装在塑性轮箍上；(e) 两面带防尘盖，有钢保持架，装在塑性轮箍上；(f) 有塑料保持架，一端封闭，带螺纹轴，装在塑性轮箍上；(g) 有塑料保持架，装在塑性滚轮上；(h) 宽内圈，装在塑性轮箍上；(i) 带外罩的双半外圈；(j) 带外罩的双半外圈，宽内圈；(k) 一面带毡封圈，带外罩的双半外圈，宽内圈；(l) 带凸缘外罩的双半外圈，宽内圈

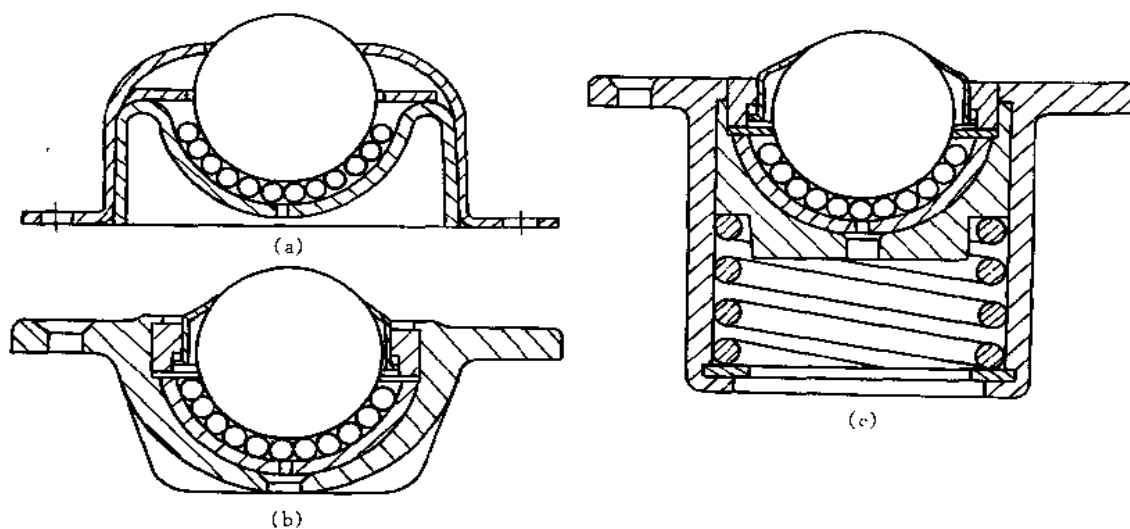


图 1-5-165 万向（非磨）球支承

图 1-5-165a 为冲压外壳凸缘式。

### 2.2.5 直线运动球轴承

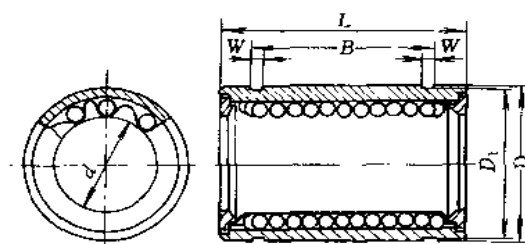


图 1-5-166 直线运动球轴承

直线移动球轴承由外圈、保持架和在外圈与轴之间的几列钢球组成，见图 1-5-166。外圈相对轴作往复直线运动，而钢球借助保持架通道引导循环，在外滚道中往复滚动。

和滑动轴套比较，直线运动球轴承摩擦系数低（0.001~0.003）；内装脂两端带密封圈的无需保养；寿命长；间隙可调至负值的高精度。它已成功地用于数控机床往复机构、自动记录装置、跟踪装置以及冲压设备导向柱等。

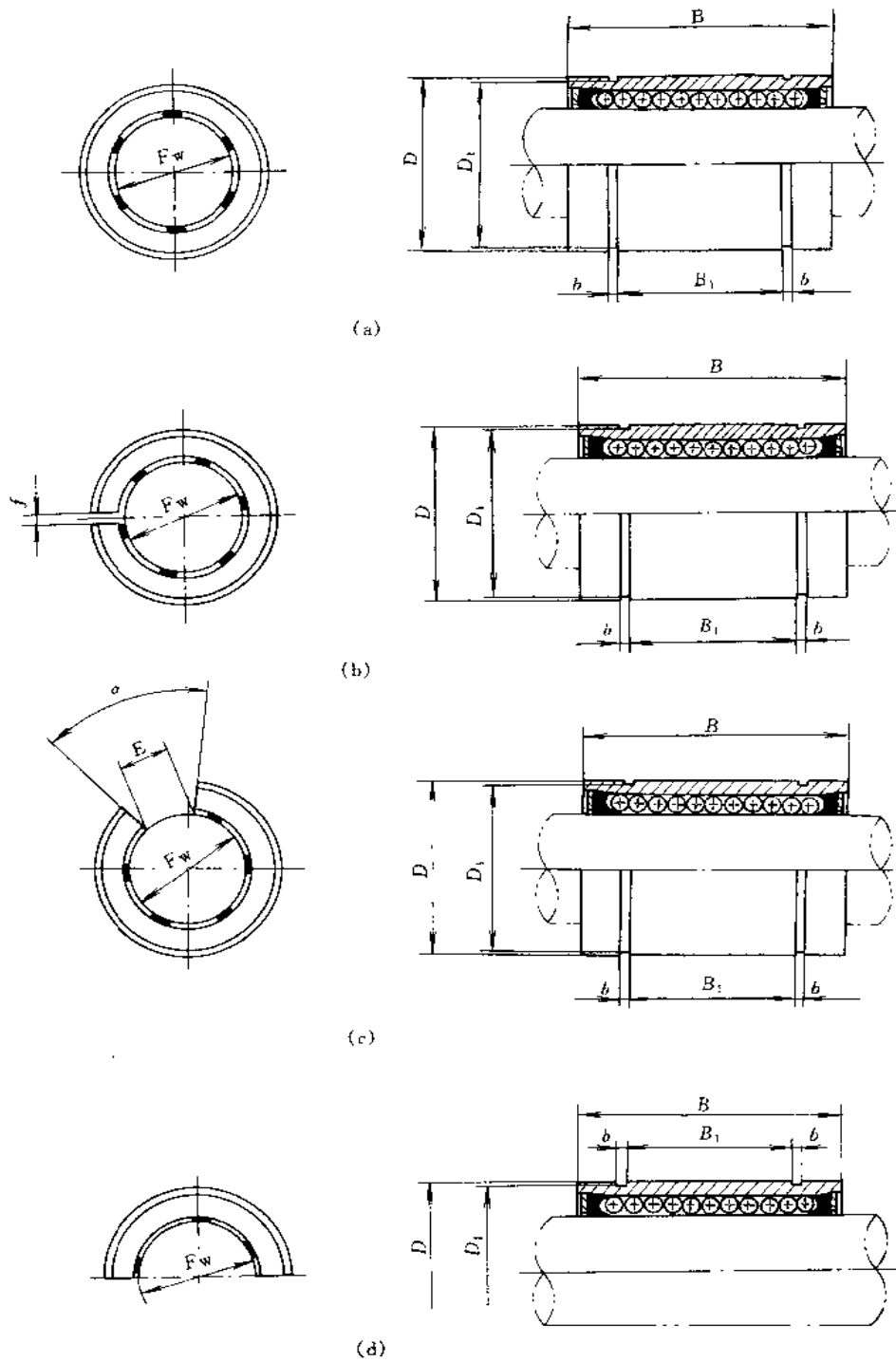


图 1-5-167 直线运动球轴承几种型式 (JB/T 5388-91)  
 (a) 套筒型; (b) 调整间隙型; (c) 开口型; (d) 半型

### 2.2.6 高速轴承

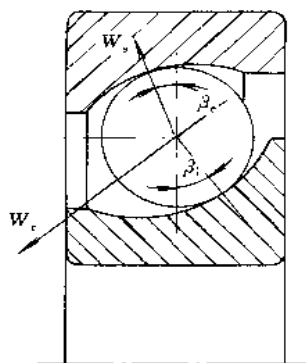


图 1-5-168 高速角接触球轴承的接触角变化

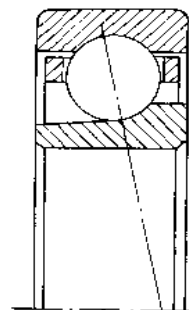


图 1-5-169 70CC 系列的斜角滚珠轴承

高速轴承一般是指平均直径  $D_m \times$  转速  $n > 1 \times 10^6$  ( $\text{mm} \cdot \text{r}/\text{min}$ ) 的轴承。它的特点是在运转中内、外圈接触角随着转速的提高, 钢球受离心力的作用与外圈接触角减小, 内圈接触角增大如图 1-5-168, 并使滚子压向外圈滚道。滚子与内圈滚道间产生相对滑动, 甚至烧伤, 同时滚动体对保持架孔的冲击, 可能造成不稳定, 导致断裂。

深沟球轴承、角接触球轴承和圆柱滚子轴承高速性能较好。直径系列愈轻, 滚动体直径愈小, 高速性能愈好。应尽可能避免用中、重系列。轴承精度一般采用 4 或 5 级。重载高速的大、中型轴承采用喷油润滑, 轻载高速的小型或微型轴承, 可用油雾润滑。角接触球轴承为减少高速运转时, 滚动体与内、外圈之间接触角的差异, 减小旋滚比, 须有适当的轴向预紧。预紧过小, 旋滚比上升, 加剧滑动, 过大则磨损严重。应使旋滚比减小在 0.2~0.4 之间。旋滚比是钢球相对套圈沟道的旋转滑动角速度与滚动角速度的比值  $\frac{\omega_s}{\omega_r}$ 。

### 2.2.7 高温轴承

高温轴承一般是指工作温度高于  $120^\circ\text{C}$  的轴承。实际应用中较多的是温度在  $120 \sim 500^\circ\text{C}$  之间。高温轴承可能引起材质和尺寸变化、精度下降, 产生蠕变, 硬度下降, 寿命缩短, 及润滑剂劣化, 引起磨损、烧粘, 它的损坏主要是因过热烧伤, 退火和表面疲劳剥落。因此, 选用时应対轴承材料和热处理、润滑剂和润滑方式提出严格而合理的要求。

HTN 公司选择下列材料 (套圈和滚动体) 使轴承硬度和尺寸在下列温度下基本不变。

200 $^\circ\text{C}$  渗氮处理的耐热轴承钢, 200~300 $^\circ\text{C}$  耐热渗碳钢, 钼、钨系高速钢, 铬、钼、钒耐热不锈钢; 500 $^\circ\text{C}$  氮化硅陶瓷。

## 2.2.8 滚动轴承座

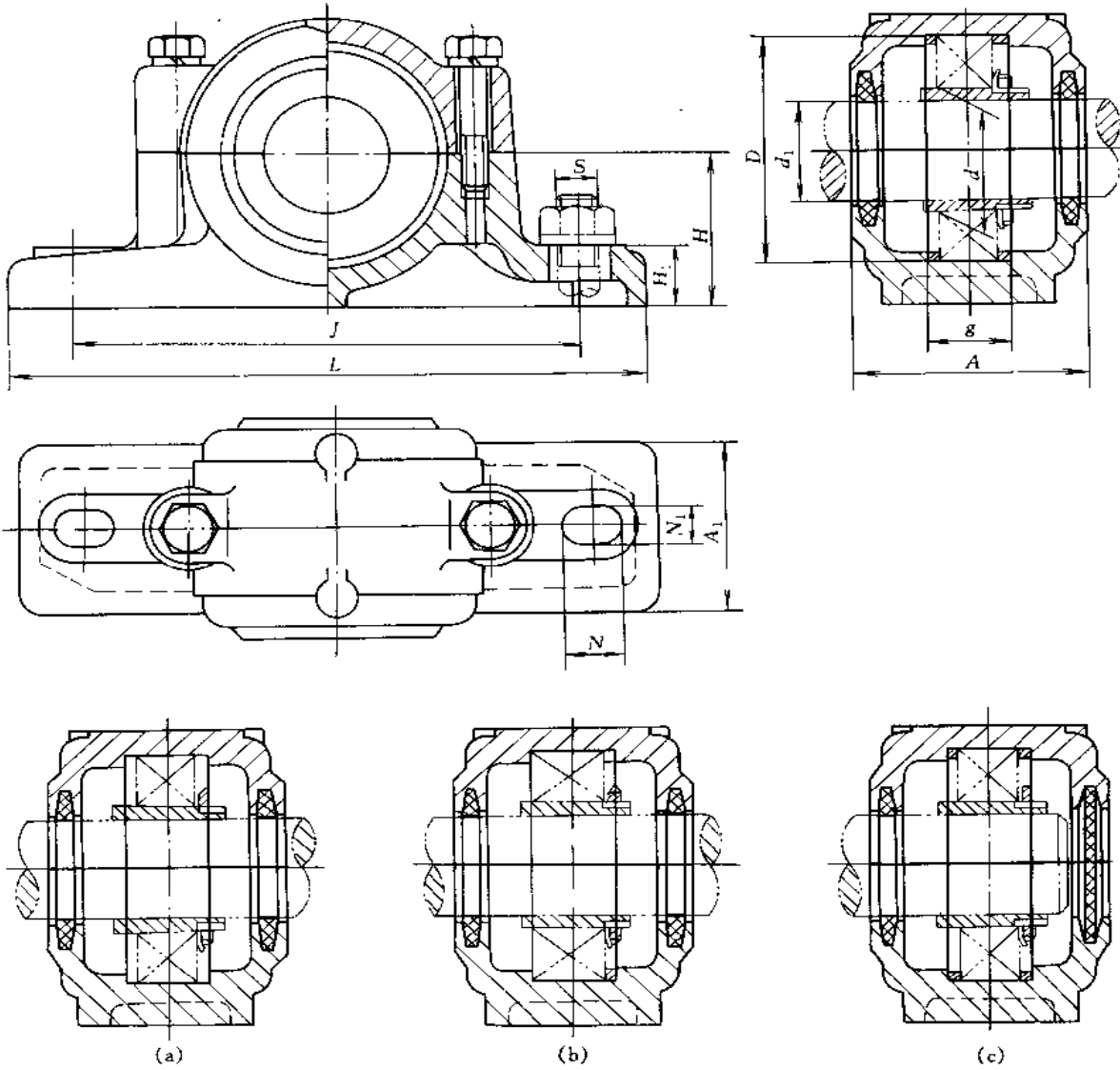


图 1-5-170 轻系列轴承座 (GB 7813—87)

(a)轴承在轴向无固定(无止推环);(b)用一个止推环固定轴承;

(c)用两个止推环固定轴承(一端出轴,另一端封闭)

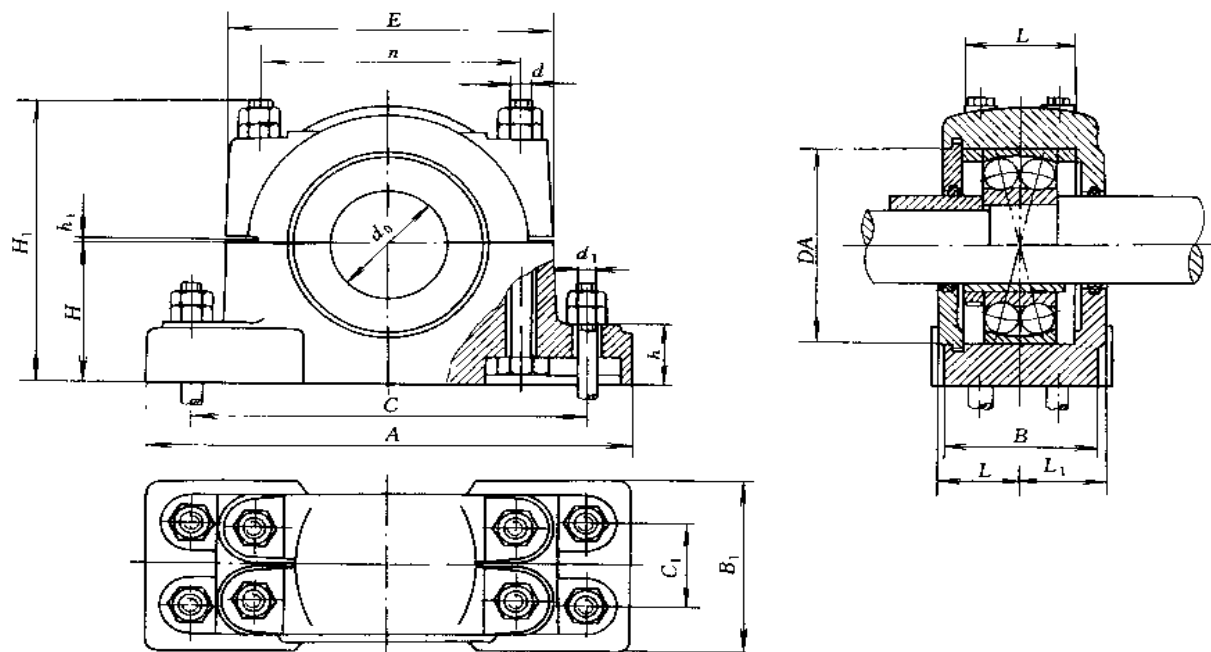


图 1-5-171 用 4 个螺栓的滚动轴承座

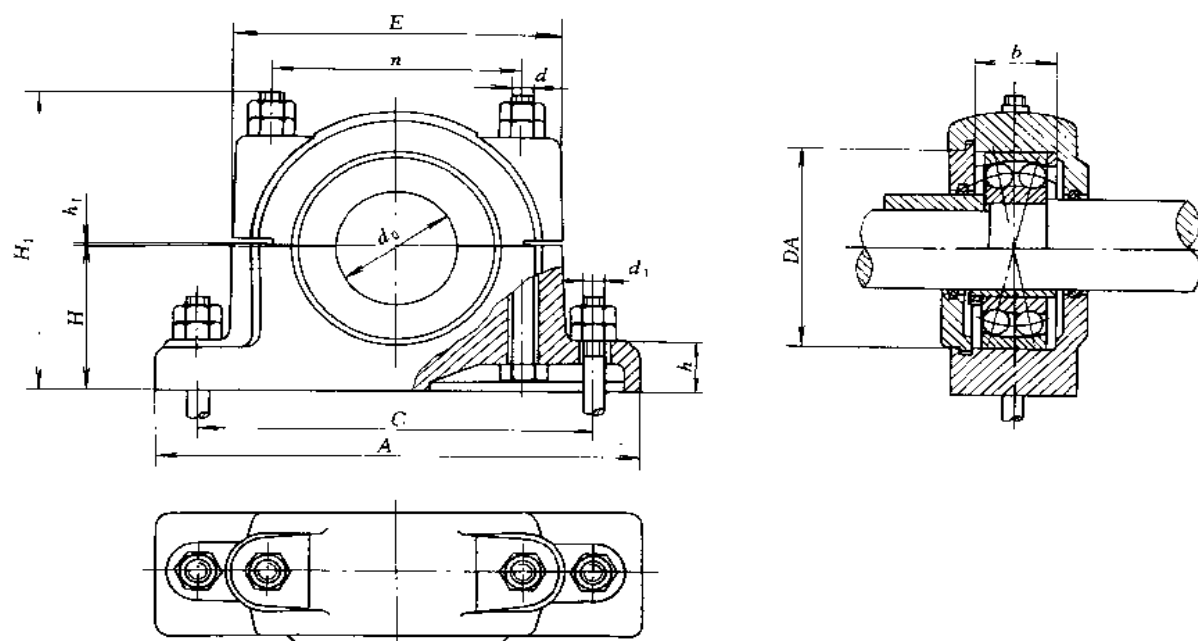
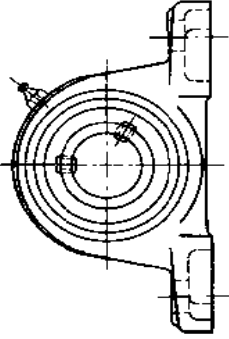
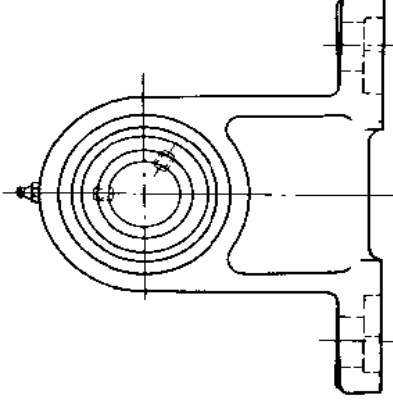
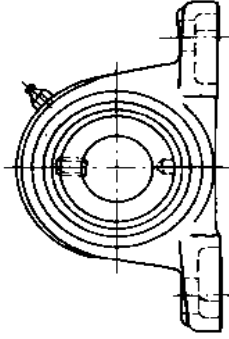
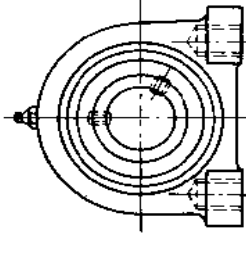
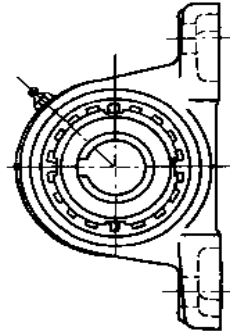
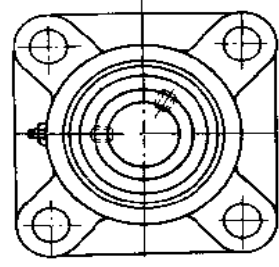


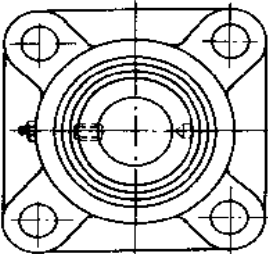
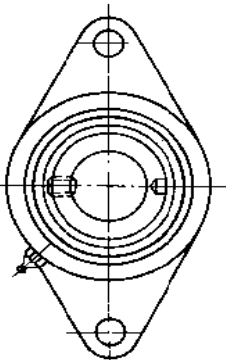
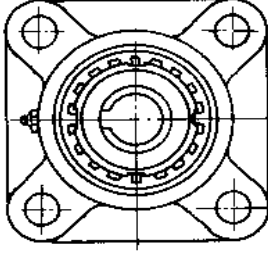
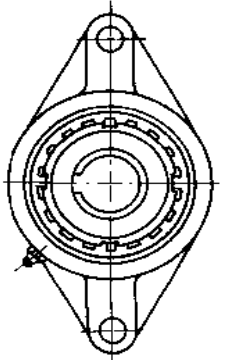
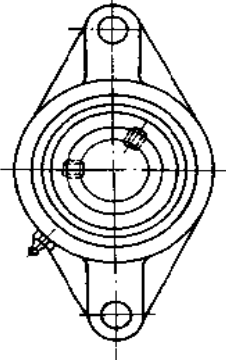
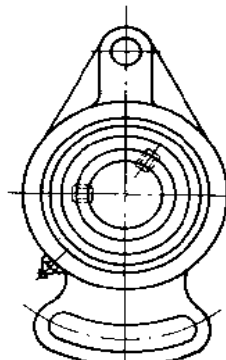
图 1-5-172 用 2 个螺栓的滚动轴承座



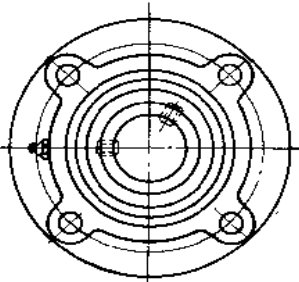
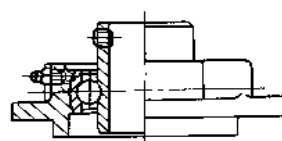
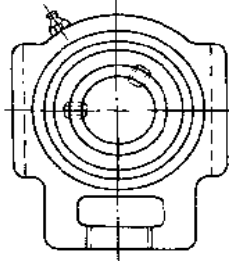
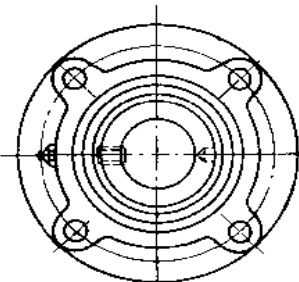

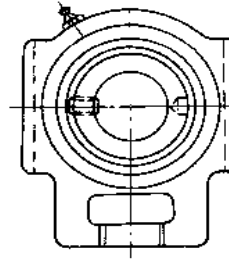
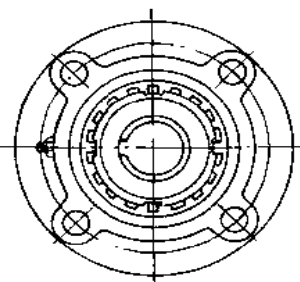
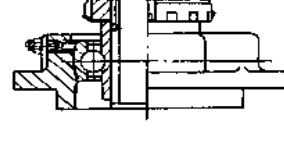
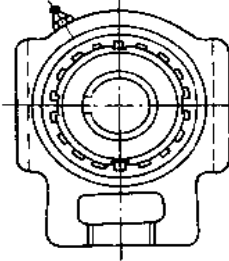
表 1-5-28 带铸造座轴承

| 图<br>简  | 结构型式名称        | 图   | 结构型式名称          |
|---|---------------|---|-----------------|
|    | 带立式座顶丝外球面球轴承  |   | 带高中心立式座顶丝外球面球轴承 |
|    | 带立式座偏心套外球面球轴承 |  | 带窄立式座顶丝外球面球轴承   |
|  | 带立式座紧定套外球面球轴承 |  | 带方形座顶丝外球面球轴承    |

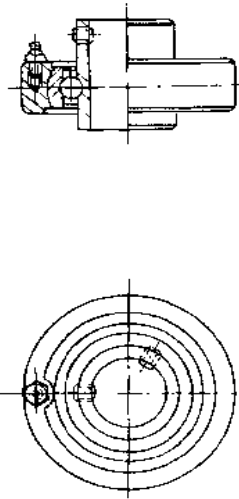
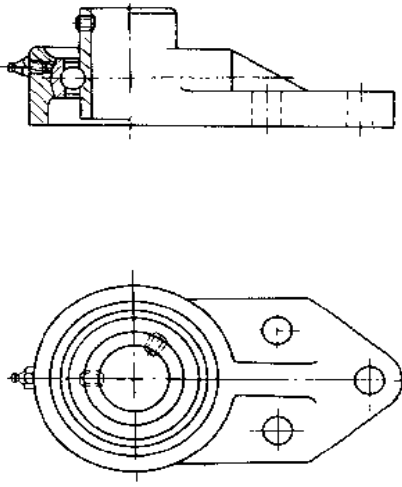
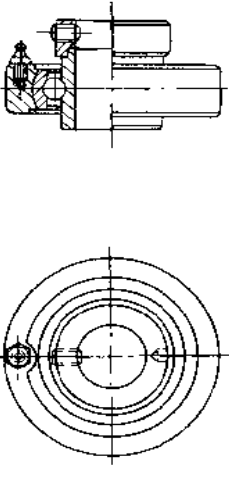
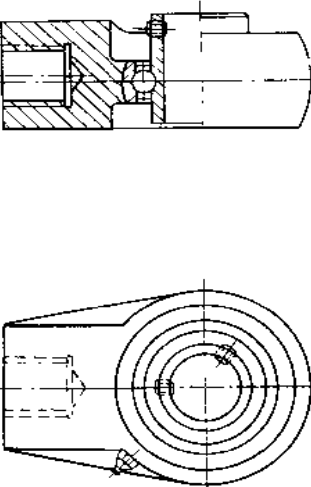
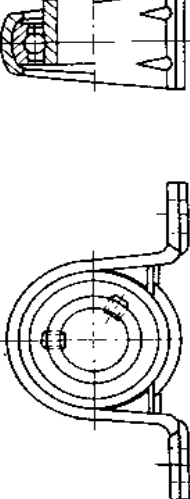
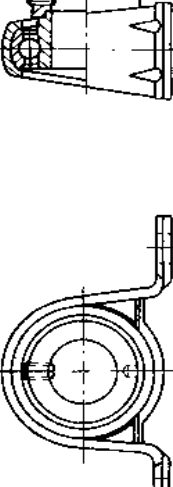
续表

| 图<br>简  | 图<br>简                               | 图<br>简  | 图<br>简                                |
|---|--------------------------------------|---|---------------------------------------|
|    | <p>结构型式名称<br/>带方形座偏心套<br/>外球面球轴承</p> |   | <p>结构型式名称<br/>带菱形座偏心套<br/>外球面球轴承</p>  |
|    | <p>结构型式名称<br/>带方形座固定套<br/>外球面球轴承</p> |    | <p>结构型式名称<br/>带菱形座固定套<br/>外球面球轴承</p>  |
|  | <p>结构型式名称<br/>带菱形座顶丝外<br/>球面球轴承</p>  |  | <p>结构型式名称<br/>带可调菱形座顶<br/>丝外球面球轴承</p> |

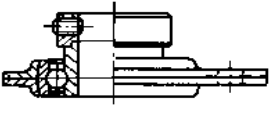
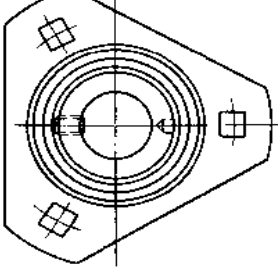
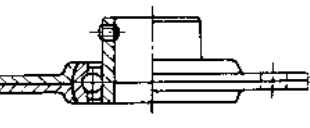
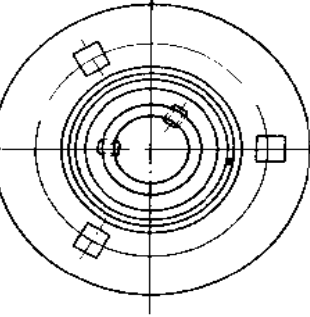
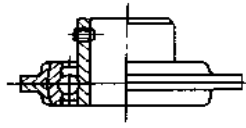
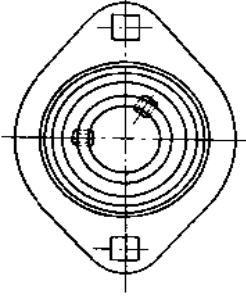
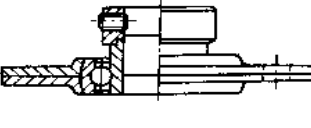
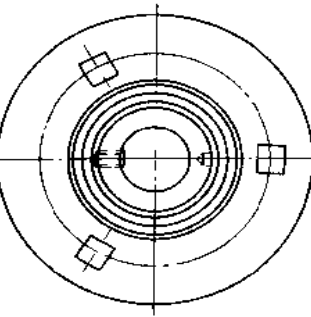
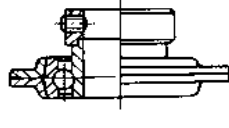
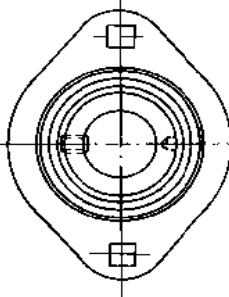
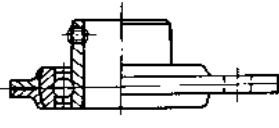
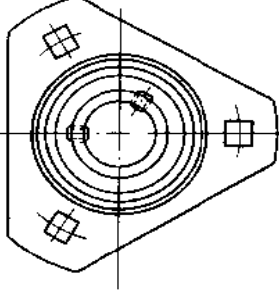
续表

| 图<br>简  | 图   | 图   | 结构型式名称                     |
|---|---|---|----------------------------|
|    |    |    | <p>带凸台圆形座顶<br/>丝外球面球轴承</p> |
|   |    |    | <p>带凸台座偏心套<br/>外球面球轴承</p>  |
|  |  |  | <p>带滑块座紧定套<br/>外球面球轴承</p>  |

续表

|  |                                       |  |  |
|--|---------------------------------------|--|--|
| <p>图<br/>简</p>    | <p>结构型式名称<br/>带环形座顶丝外<br/>球面球轴承</p>   | <p>图<br/>简</p>    | <p>结构型式名称<br/>带悬挂式座顶丝<br/>外球面球轴承</p>   |
| <p>图<br/>简</p>   | <p>结构型式名称<br/>带环形座偏心套<br/>外球面球轴承</p>  | <p>图<br/>简</p>   | <p>结构型式名称<br/>带悬吊式座顶丝<br/>外球面球轴承</p>   |
| <p>表 1-5-29 带冲压座轴承</p>   |                                       |  |  |
| <p>图<br/>简</p>  | <p>结构型式名称<br/>带冲压立式座顶<br/>丝外球面球轴承</p> | <p>图<br/>简</p>  | <p>结构型式名称<br/>带冲压立式座偏<br/>心套外球面球轴承</p> |

续表

| 结构型式名称               | 图   | 图   | 结构型式名称              | 图   | 图   |
|----------------------|---|---|---------------------|---|---|
| 带冲压三角形座<br>偏心套外球面球轴承 |    |    | 带冲压圆形座顶<br>丝外球面球轴承  |    |    |
| 带冲压菱形座顶<br>丝外球面球轴承   |    |    | 带冲压圆形座偏<br>心套外球面球轴承 |   |   |
| 带冲压菱形座偏<br>心套外球面球轴承  |  |  | 带冲压三角形座<br>顶丝外球面球轴承 |  |  |

## 2.3 滚动轴承的配置

### 2.3.1 轴承配置的主要类型

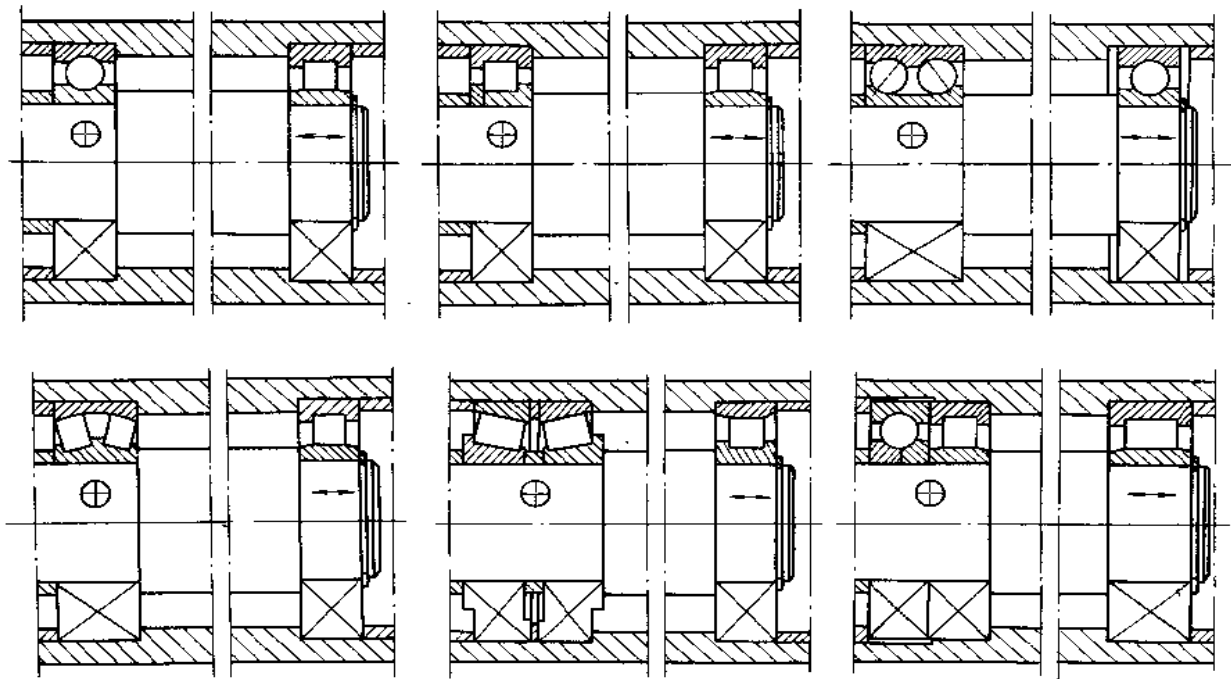


图 1-5-173 轴向定位轴承-轴向游动轴承配置 (⊕固定端, ↔游动端)

图 1-5-173 所示轴向定位轴承-轴向游动轴承配置对轴承端面贴合面间距公差的要求不必特别严格。轴向定位精确度取决于轴向定位轴承的轴向游隙，安装一套双列角接触球轴承时，要比装一套向心球轴承时的轴向定位精确度高。如果代替单个轴承而安装一对双联角接触球轴承或圆锥滚子轴承用作轴向定位轴承，也能实现精确的轴向定位。在轴向游动轴承中进行长度补偿，最好和最简单的方法是采用内圈无挡边或外圈无挡边的圆柱滚子轴承。所有其他的轴承，只有当一个套圈可以移动时，才能起到轴向游动轴承的作用。对于这些轴承，可根据其负荷形式和循环条件，分别对内圈或外圈进行松配合。

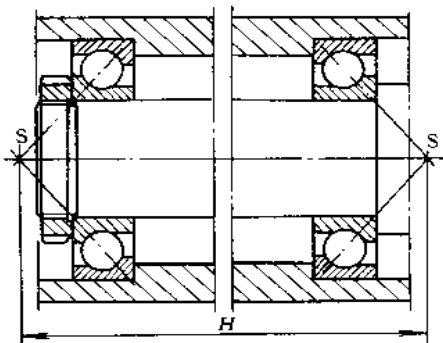


图 1-5-174 角接触球轴承  
O 型结构预调支承

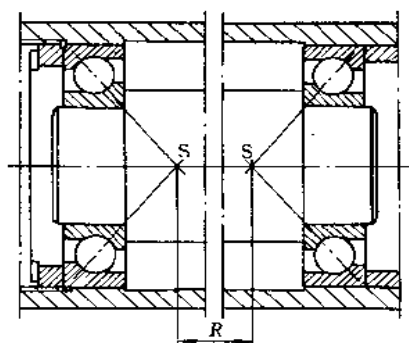


图 1-5-175 角接触球轴承  
X 型结构预调支承

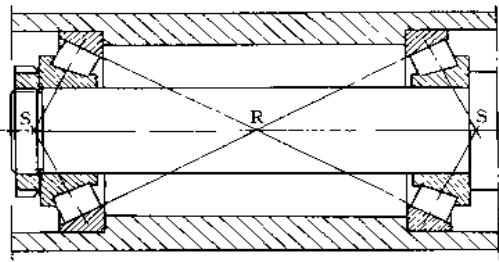


图 1-5-176 圆锥滚子轴承外滚道  
锥尖 R 重合的 O 型结构预调支承

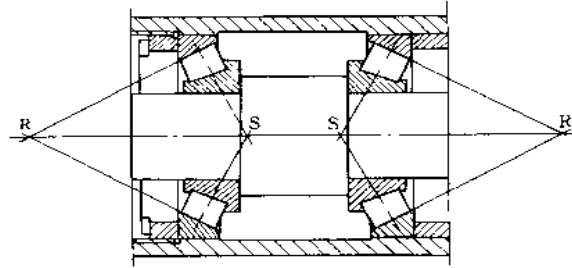


图 1-5-177 圆锥滚子轴承外滚道  
锥尖 R 远离的 X 型结构预调支承

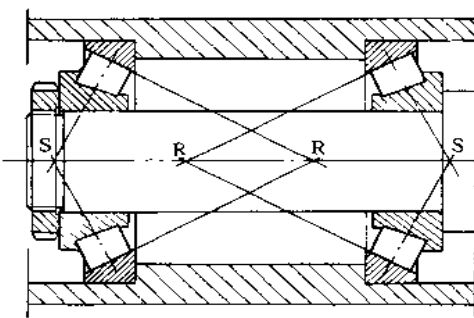


图 1-5-178 圆锥滚子轴承外滚道  
锥尖交错的 O 型结构预调支承

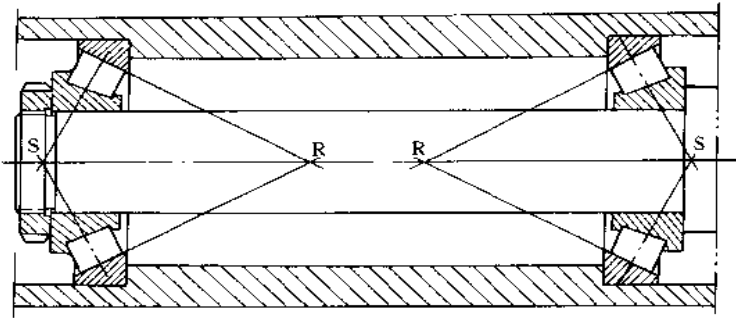


图 1-5-179 圆锥滚子轴承外滚道锥尖不相交的  
O 型结构预调支承

图 1-5-174~图 1-5-179 为预调支承。预调支承主要由两套反向安装的角接触球轴承或圆锥滚子轴承构成。安装时，在配合面上调整轴承的某个套圈，使支承达到理想的游隙或所要求的预过盈，这种程序称为“预调”或“预紧”。预调支承原则上可作两种配置，即 O 型结构和 X 型结构。轴承滚动体受力的压力线构成的压力锥尖朝外为 O 型结构，朝内为 X 型结构。

在角接触球轴承和圆锥滚子轴承中，滚动体受力的压力线相交于压力锥尖 S，所以在预调支承中必须采用压力锥尖的间距作为轴承间距，故 O 型结构的支点基线 H 比 X 型结构的宽大。倘若轴承间距较短而必须采用尽可能小的倾覆间隙引导机件时，最好采用 O 型配置。

选择 O 型或 X 型配置时还要考虑内外圈的温度变化和热膨胀，为此应根据外滚道锥尖 R 的位置来决定。若轴的温度高于外壳温度，则轴的轴向和径向膨胀大于外壳的，这样在 X 型结构中就减小了预调的游隙。而 O 型结构的 R 有三种位置：R 重合，轴和径向热膨胀得到平衡而使预调的游隙保持不变（图 1-5-176），R 交错（图 1-5-178），径向膨胀比轴向膨胀对轴承游隙的影响大；R 不相交（图 1-5-179），径向膨胀比轴向膨胀对轴承游隙的影响小，游隙会增大，所以装配时对轴承可不留游隙，在有些情况下甚至可以有少量预过盈。调整游隙是通过调外圈还是调内圈好，须视结构零件装卸的方便，是运转中还是停车调整等。而选择轴承配合时，也应考虑调整的方便。但原则上只有受局部负荷的套圈才能采用轻推配合。

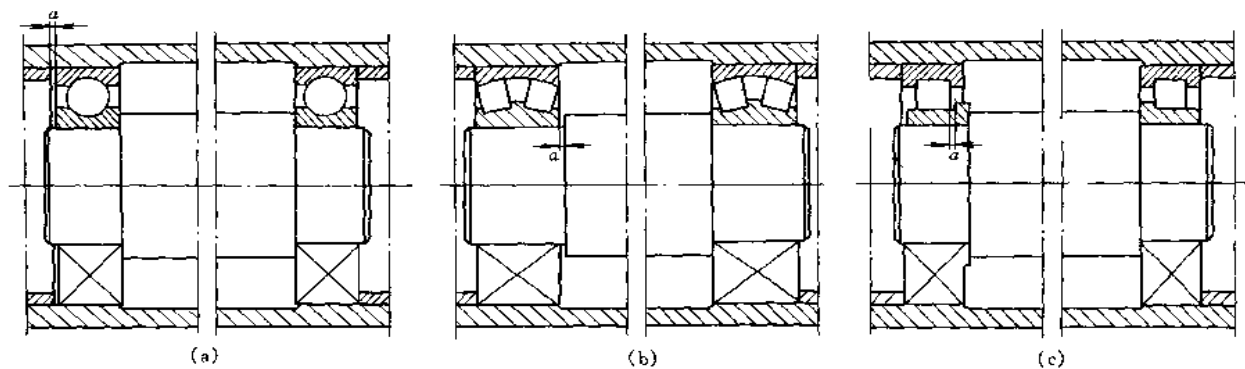


图 1-5-180 游动支承

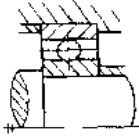
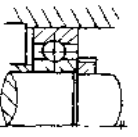
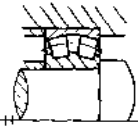
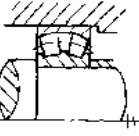
游动支承(图 1-5-180)的配置基本上与预调支承的配置相同;但是工作发热状态的预调支承可以达到无游隙或至预过盈,而游动支承,按照轴承的大小,可保持十分之几毫米以内的一定轴向游隙  $a$ 。

这类支承不作精确轴向定位。安装时不需要仔细调整和检查轴向游隙,而只需确定其间距。所以从公差来看,即使在不利的发热状态下,轴承也不会被轴向卡紧;但轴向游隙也不能过大,因为在交变的轴向力作用下轴会来回移动。

几乎所有不需要调整的轴承均可用作游动支承。例如向心球轴承(图 a)或调心滚子轴承(图 b)都能采用游动配置。通常为对两套轴承的某一个套圈采取轻推配合。用内圈有一个挡边的圆柱滚子轴承作游动支承时(图 c),轴承本身就可进行长度调整。圆锥滚子轴承和角接触球轴承不适于游动配置,因为它们需要进行调整。

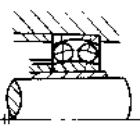
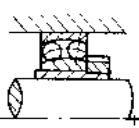
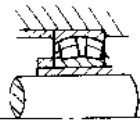
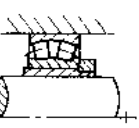
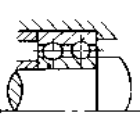
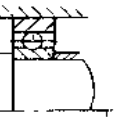
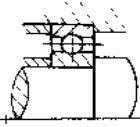
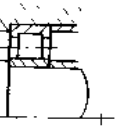
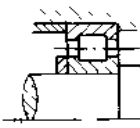
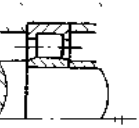
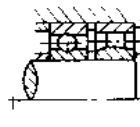
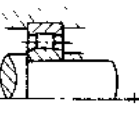
### 2.3.2 常用的轴承配置型式

表 1-5-30 固定端-游动端式配置结构形式

| 序号 | 轴 承 配 置   |   | 说 明  |
|----|---|---|--|
|    | 固 定 端   | 游 动 端   |  |
| 1  | <br>深沟球轴承  | <br>深沟球轴承  | 这是一种常用的轴承配置方式,除承受径向载荷外,也能承受一定的轴向载荷             |
| 2  | <br>调心滚子轴承 | <br>调心滚子轴承 | 适用于较 1 有更大的载荷及需要考虑安装误差的场合,除承受径向载荷外,也能承受一定的轴向载荷 |



续表

| 序号 | 轴 承 配 置   |   | 说 明  |
|----|---|---|--|
|    | 固 定 端   | 游 动 端   |  |
| 3  |  <p>带紧定套的<br/>调心球轴承</p>  |  <p>带紧定套的<br/>调心球轴承</p>  | <p>适用于需要考虑支承间的安装误差和轴挠曲的场合</p> <p>轴承用紧定套安装, 长轴上无需加工轴肩和螺纹, 装拆方便</p> <p>不适用于有轴向载荷的场合</p>  |
| 4  |  <p>带紧定套的<br/>调心滚子轴承</p> |  <p>带紧定套的<br/>调心滚子轴承</p> | <p>适用于较3有更大的载荷或有冲击载荷的场合, 除承受径向载荷外, 也能承受一定的轴向载荷</p>   |
| 5  |  <p>双列角接触球轴承</p>         |  <p>深沟球轴承</p>            | <p>适用于有双向作用的较大轴向载荷的场合</p> <p>固定端的双列角接触球轴承也可用成对安装角接触球轴承代替</p>   |
| 6  |  <p>深沟球轴承</p>          |  <p>N, NU 型圆柱滚子轴承</p>  | <p>适合高速旋转的常用配置方式</p> <p>载荷大的一端用圆柱滚子轴承</p> <p>支承间同轴度不好或轴挠曲时不宜采用</p>   |
| 7  |  <p>NH 型圆柱滚子轴承</p>     |  <p>N, NU 型圆柱滚子轴承</p>  | <p>适用于较6有更大的载荷或有冲击载荷的高速旋转场合</p> <p>适用于内、外圈都需采用过盈配合的场合, 是一种便于装、拆的配置方式</p> <p>能承受一定的轴向载荷, 在固定端采用圆柱滚子轴承(N, NU型)与深沟球轴承(承受轴向载荷)的组合形式时, 球轴承外圈与座孔之间应留有间隙, 使其不受径向载荷作用</p> <p>支承间同轴度不好或轴挠曲时不宜采用</p> |
|    |  <p>N, NU 型圆柱滚子轴承</p>  |  <p>N, NU 型圆柱滚子轴承</p>  |  |

续表


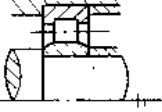
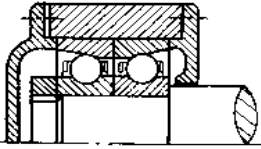
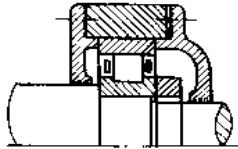
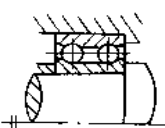
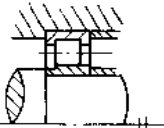
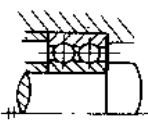
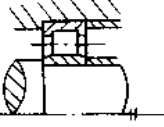
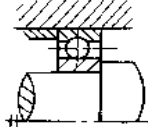
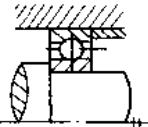
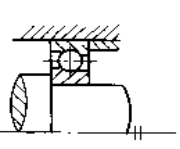
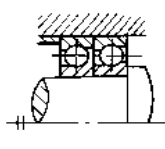
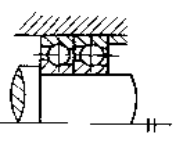
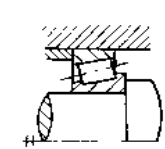
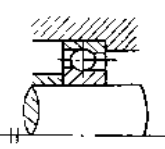
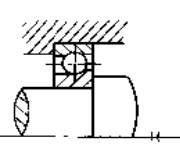
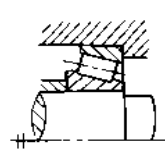
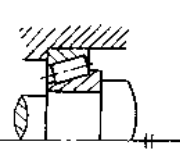
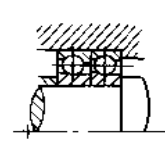
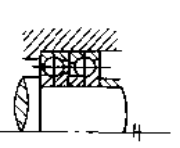
| 序号 | 轴 承 配 置   |   | 说 明   |
|----|---|---|---|
|    | 固 定 端   | 游 动 端   |   |
| 8  |    |    | <p>适用于较 7 更大的载荷或有冲击载荷作用的场合</p> <p>这是一种要求固定端有较高刚性的配置方式, 轴承按背对背成对安装, 轴向预紧后使用</p> <p>需提高轴和座的加工精度, 减小安装误差</p> |
| 9  |    |    | <p>对轴旋转, 轴承座旋转, 方向不变载荷、旋转载荷均适合</p> <p>承受径向载荷能力良好, 轴向载荷中等</p> <p>轴端浮动调节中等</p> <p>适合相对热膨胀</p>               |
| 10 |   |   | <p>适用于较 8 轴向载荷较小的高速旋转场合</p> <p>适用于内、外圈都需采用过盈配合的场合</p>   |
| 11 |  |  | <p>这是用双列角接触球轴承代替 10 中成对安装角接触球轴承的一种配置方式</p> <p>固定端轴承内、外圈都需轴向紧固</p>   |

表 1-5-31 半固定-半固定式配置结构形式

| 序号 | 轴 承 配 置   |   | 说 明   |
|----|---|---|---|
|    | 半 固 定 端   | 半 固 定 端   |   |
| 1  |  |  | <p>这是一种在载荷较小的小型机械产品中最常采用的配置方式, 实用时如在一端外圈的端面用弹簧进行预紧, 或用厚度可调的垫片, 可减小轴承的径向游隙, 或成为小接触角的角接触球轴承</p> |

| 序号 | 轴承配置  |   | 说明  |
|----|---|---|---|
|    | 半固定端  | 半固定端  |   |
| 2  |    |    | <p>适用于承受较大轴向载荷的场合</p> <p>游隙或预紧的控制,可调整两端外圈外侧隔圈的轴向位置,或改变二外圈之间隔圈(图上未示出)的长度</p> <p>在预紧状态下使用时,应注意轴承温升,适时调整</p>   |
| 3  |    |    | <p>这是一种在轻载、高速、精密旋转部件中常用的高刚性配置方式</p> <p>因轴承是成对安装使用的,故必须正确调整预紧量</p> <p>可得到较高的装配精度</p>                         |
| 4  |    |    | <p>适用于较2有更大的轴向载荷或有冲击载荷作用的场合,且有较高的刚性</p> <p>内圈和轴颈的配合偏紧时,可先将内圈在轴上安装到位,装配工艺性较好</p> <p>游隙或预紧的控制方法及使用时的注意点同2</p> |
| 5  |  |  | <p>适用于承受较大轴向载荷或力矩载荷的场合</p> <p>游隙或预紧的控制,可调整一端内圈外侧隔圈的轴向位置,或改变二内圈之间隔圈(图上未示出)的长度</p>                            |
| 6  |  |  | <p>适用于较5有更大的轴向载荷或有冲击载荷作用的场合,且有较高的刚性</p> <p>游隙或预紧的控制,可改变两端内圈之间隔圈(图上未示出)的长度;作特殊预紧时,结构上不设置此隔圈,而按扭矩大小进行调整</p>   |
| 7  |  |  | <p>适用于较3有较高角刚性要求的场合,其他方面与3大体相同</p>  |

注:轴两端各为一单向限位支承(故称半固定端),两端支承呈反向置放;轴在双向轴向载荷作用下是稳定的。这种配置常采用轴向游隙可调的轴承,也称为预调式支承。这种配置整体结构简单,装拆方便,容易在部件装配时保证所需的轴承游隙或预紧;但轴的热伸长主要靠轴承游隙的变化来补偿,故通常用于轴的跨距不大和温升较小的部件。它通常按轴两端轴承是“面对面”或“背对背”安装而相应地分为X型和O型配置。

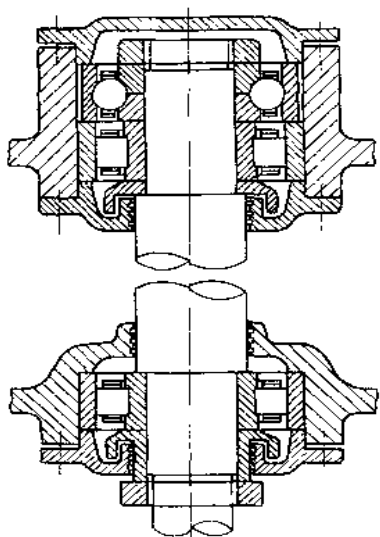


图 1-5-181 有两个短圆柱滚子轴承和一个双半内圈的角接触球轴承的立式组装设计, 球轴承外径较小, 故不承受轴向载荷

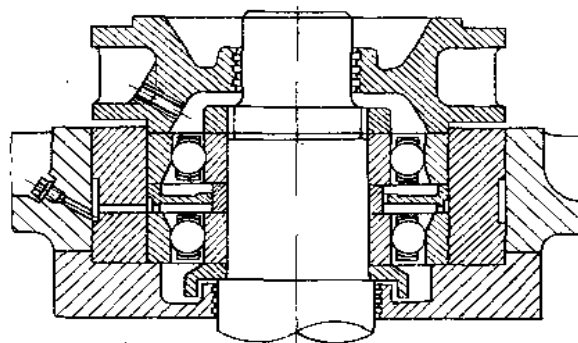


图 1-5-182 有挡板间隔环的成对角接触球轴承

立轴的轴承配置设计原则与水平轴同。但立轴应尽可能在上部轴承位置把轴定位, 因为支点在转动质量的重心上也有较大的稳定性, 要保证正确的润滑, 并有适当保存润滑剂的方法, 用 3 号稠度的润滑脂, 并使轴承的上边空间最小, 以避免油脂下陷。

图 1-5-181 为在重载荷情况下用的典型轴承配置设计, 用可甩脂式罩子, 防止润滑脂从轴承座流失。该结构对轴旋转、轴承座旋转、方向不变载荷、旋转载荷均适合, 承受径向和轴向载荷能力均良好, 轴端浮动调节中等, 并适合相对热膨胀。图 1-5-182 是在高速时, 成对角接触球轴承在立轴中配置, 在两个隔得很近的轴承间, 装有一个静止挡板, 可减小所有润滑脂都流到下轴承的危险性。

### 2.3.3 几种轴承配置错例

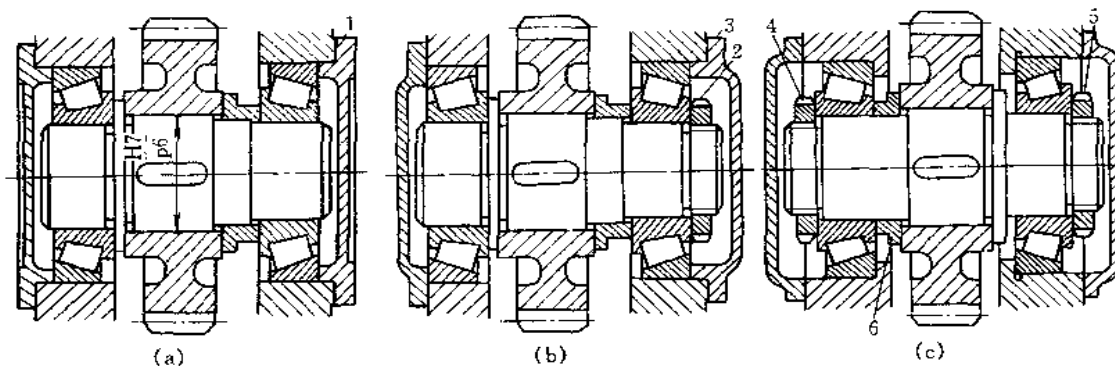


图 1-5-183 齿轮传动成对圆锥滚子轴承的配置与固定

图 1-5-183a 所示结构齿轮用端盖 1 通过右轴承紧固是错误的。因为如果端盖调整的过盈

是根据齿轮紧固力的条件来选配的, 则轴承会被卡死, 若按轴承本身只需中等程度的过盈来紧固, 却又不足以紧固齿轮。改用图 b, 用螺母 2 可以有力地紧固齿轮, 而另用端盖 3 调节轴承所需预过盈。或采用图 c 结构, 轴承按背对背方式配置, 分别用螺母 4 紧固齿轮, 隔圈 6 厚度须保证压紧齿轮, 又不使螺母紧死轴承, 用螺母 5 实现轴承的预紧。

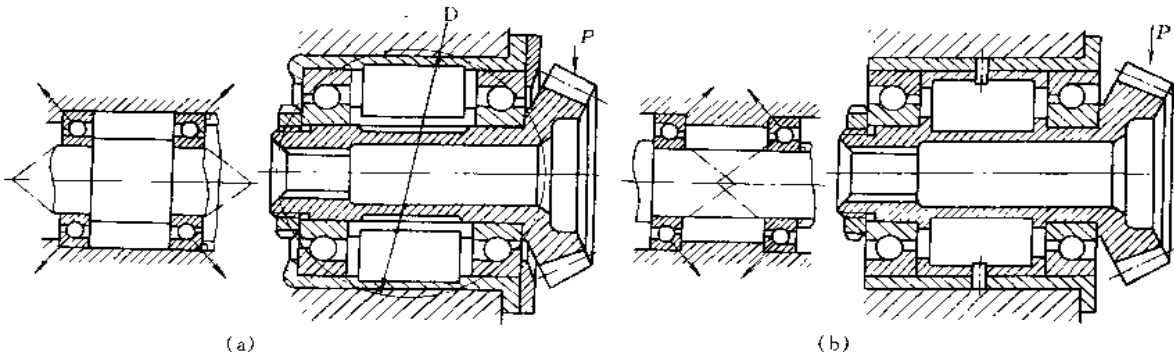


图 1-5-184 受 P 力时成对角接触球轴承的配置

图 1-5-184a 紧固外圈, 滚动中心线分布在两个轴承之外 (面对而, O 型配置), 图 b 紧固内圈, 滚动中心线交叉于两个轴承的内方 (背对背, X 型配置), 其刚性比前者大。如果运转时机壳比轴高, 或机壳的材质线膨胀系数较高, 则 a 图配置中轴向过盈量减小, b 图配置中过盈量增大; 如果轴温比机壳的温度高, 则 b 图配置过盈减小, 而 a 图配置过盈则增大。

从稳定性比较, 则 a 图配置是错误的。因为 O 型配置外圈滚动面几乎完全落在其中心位于装配对称中心线的圆形 D 上, 轴对于径向力 P 的翻转作用的阻力小, 轴犹如球设在球形支承上, 所以稳定性差。而 b 图为 X 型配置能使轴有充分的阻力, 完全稳定。

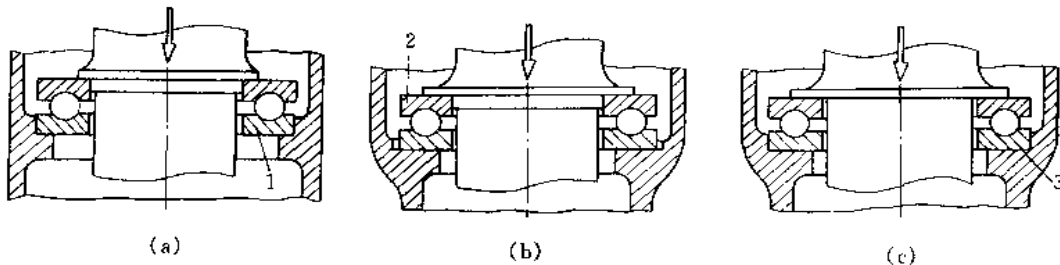


图 1-5-185 立轴的支承

图 1-5-185a 所示立轴安装在以外壳和环 1 定心的单列推力轴承上, 而轴与轴承的固定座圈带间隙, 由于实际上轴的定心表面 (轴与轴承的转动环接触表面) 很难与外壳定心面达到同心, 因此旋转中滚珠可能偏离轴线移动, 破坏轴承的正常工作, 这种配置是不合理的。

改用图 b 或图 c 的结构, 用环 2 或环 3 定心, 而给予轴承另一环横向自由, 则在负荷作用或在轴的重力作用下, 自由环对滚珠可自定中心, 从而可保证轴承的正常工作。

为防止在负荷作用下轴承圈弯曲变形, 可加大轴及壳体的支承面直径, 最少达滚珠安装圆的平均直径, 如图 b 和图 c。

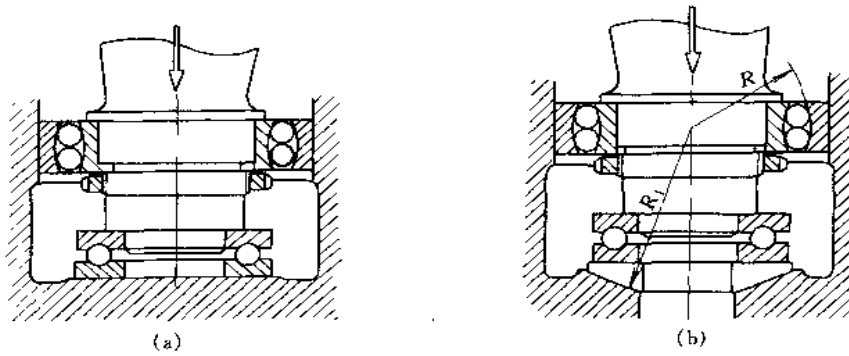


图 1-5-186 自动调心的主轴配置

图 1-5-186a 所示配置中平面止推轴承阻碍了自动调心是错误的。

应采用图 b 的配置形式，但支承垫圈的球面中心必须与径向轴承的球面中心吻合，否则也不能实现正常的自动调心。在重负荷条件下，采用带球面支承的自动调心止推轴承是合理的，自动调心性可避免支座端部轴肩摆动、倾斜影响及其他，保证定位性，使滚珠承载均匀，提高轴承寿命。

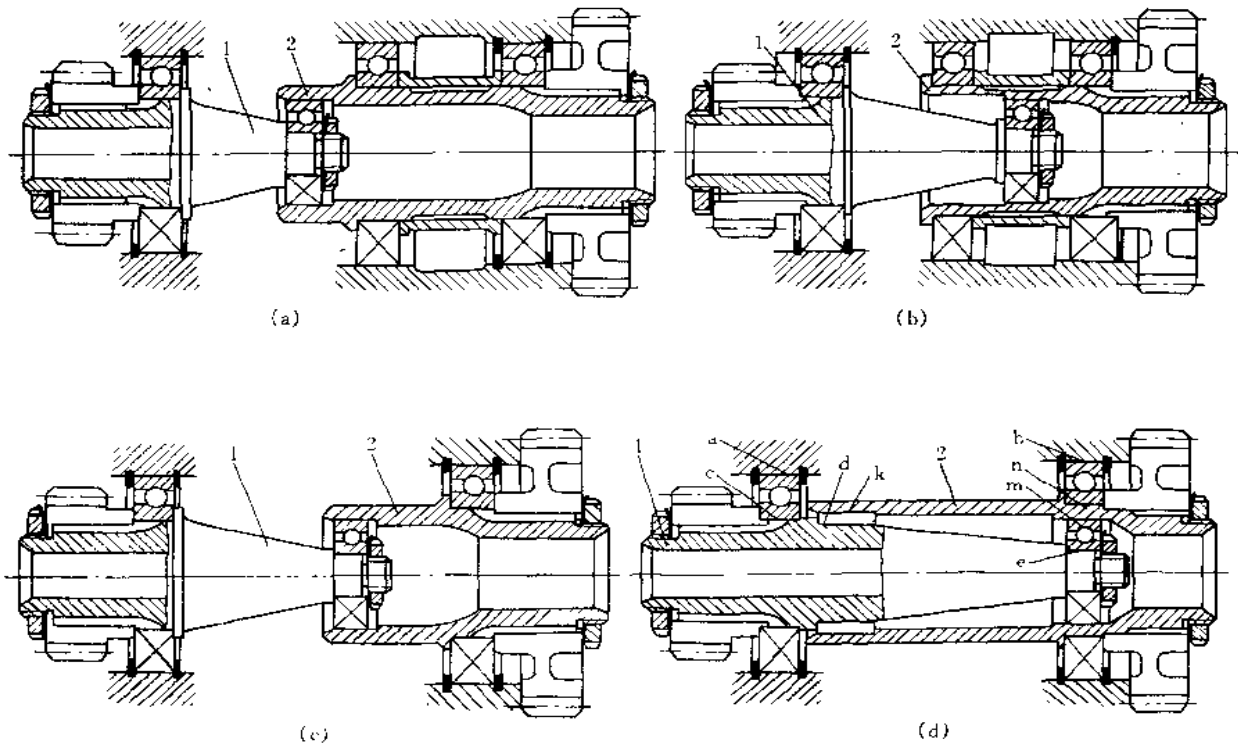


图 1-5-187 滚动轴承的同心安装

图 1-5-187a 1 轴右端支承在 2 轴的外伸悬臂的轴承中，不可避免地会引起由于加工误差及不同心产生的振摆，并导致轴承加速磨损，恶化轴上齿轮工作；图 c 1 轴两支承点间距虽然加长，但其右轴承仍在 2 轴外悬臂中，并须兼作 2 轴的左支承，这实际上是一非刚性支承，使 1、2 轴都工作在最不利的条件，因此图 a 和图 c 的配置都是错误的。

图 1-5-187b 将 1 轴右端支承布置在 2 轴两个轴承中部，加大了 1 轴支承间距，既可减小

它给 1 轴左端支承的附加载荷, 也较图 a 改善了 1 轴的稳定性, 但仍有小的振摆。

改成图 1-5-187d, 将 1 轴右支承布置在 2 轴的右支承下, 而将 2 轴左端直接靠近 1 轴左支承, 并用滚针轴承支承在 1 轴上。这种配置不但明显地缩短了轴向尺寸, 而且保证了两轴工作的稳定性。但加工及装配时必须保证两轴及其轴承的同轴度, 如 a 与 b, c, d, e 与 m, n, k 的同轴度。同时还应考虑轴的旋转方向引起内轴承转速的变化, 当 1、2 轴旋转方向不同时, 内轴承实际转速等于两轴转速之和, 当它们同向旋转时, 则等于两轴转速之差。

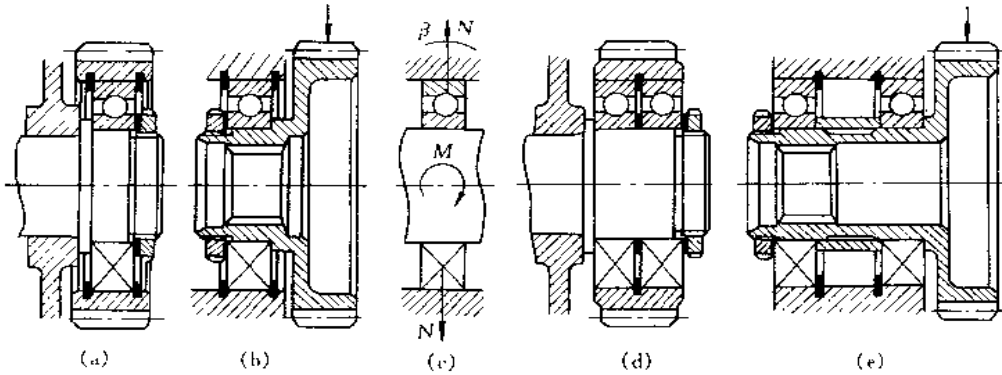


图 1-5-188 游轮轴承装置

一些游轮、中间轮等, 一般不允许用一个轴承来支承, 尤其是悬臂的游轮, 如图 1-5-188a、b、c, 因为球轴承外圈的倾斜会引起零件的歪斜, 在弯曲力矩作用下会使形成角接触的球体产生很大的载荷, 使轴承工作条件恶化, 并导致过早失效。因此, 图 a、b、c 是错误的, 图 d、e 是正确的。

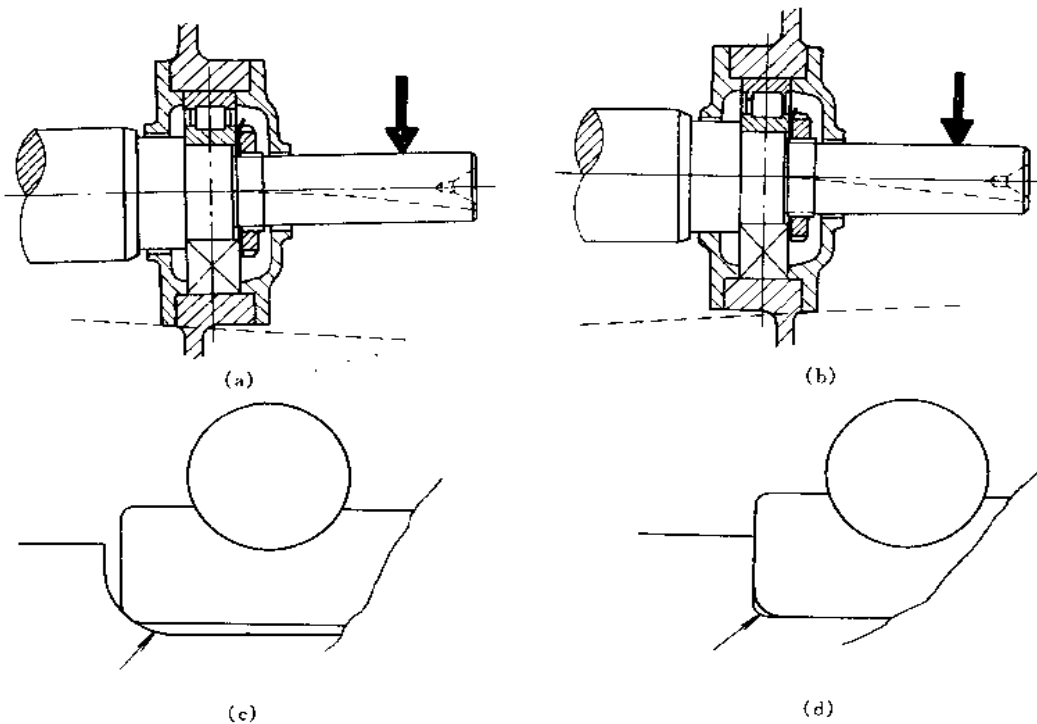


图 1-5-189 轴承座的设计

图 1-5-189a 所示轴承座设计没有根据轴的受力情况, 考虑轴承座合理的刚性, 致使轴和

轴承座的变形斜度相加，加大了总斜度。

由于载荷使轴弯曲，除采用自动调心轴承外，要考虑轴在轴承位置的斜度。校核轴承座是否给轴承外圈以适当的支承和轴承座在载荷作用下的变形不至于引起轴承外圈变形。因此，设计轴承座时要使轴承总斜度等于各个斜度相减。如图 1-5-189b。

轴向定位处要保证轴承圈放置到足够深度，以便在轴承端面有足够的支承，特别是在有轴向载荷时，在配合处的圆角半径要足够小，以避免轴承的圆角半径（如图 1-5-189c, d）。若拆卸轴承不方便，则应在安装处设计适当的沟槽。

图 1-5-190a 在同一支承处使用两种不同类型的轴承——可调的圆锥滚子轴承和不可调的单列向心球轴承。这种配置是不合理的，因为圆锥滚子轴承不论在装配时或机床维修时，都必须加以调整，以便得到合适的径向间隙。而单列向心球轴承是不能调整的，这样就会使单列向心球轴承间隙超过已装上的圆锥滚子轴承的间隙。两轴承在支承处受的载荷极不均匀，球轴承实际上并没有起作用。图 b 是和上述工作条件相同的另一种配置结构，前支承处装置两个“背靠背”的圆锥滚子轴承，用来承受径向力和轴向力，后支承处用圆柱滚子轴承来承受径向力，这种配置比较好。

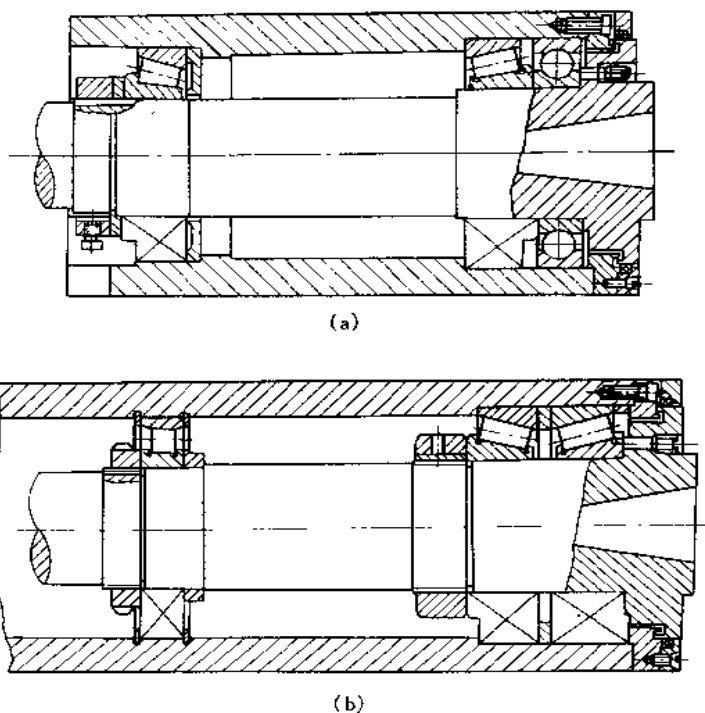


图 1-5-190 镗床主轴支承比较  
(a) 不合理的轴承配置；(b) 改进后的配置

## 2.4 滚动轴承的固定

### 2.4.1 固定的一般原则（规程）

滚动轴承，根据引导需要，分为轴向定位轴承、轴向游动轴承、预调轴承及游动配置的轴承。

用作轴向定位的轴承，一般可承受一定的轴向力。用以固定两个套圈的元件有轴肩、外壳挡肩、锁圈、端盖和帽、螺母等。固定元件必须与轴向力的大小相适应。

轴向游动轴承只能传递因补偿轴的长度变化所产生的很小的轴向力。所以轴向固定只需防止套圈移动。最简单的方法就是作紧配合。对于自锁式的非分离型轴承，只需用紧配合固定一个套圈就够了，另一个套圈由滚动体来保持。

预调轴承和游动配置的轴承只能承受一个方向的轴向负荷。单向推力轴承也是如此。轴



向力由轴肩或外壳挡肩、锁圈、端盖等来承受。

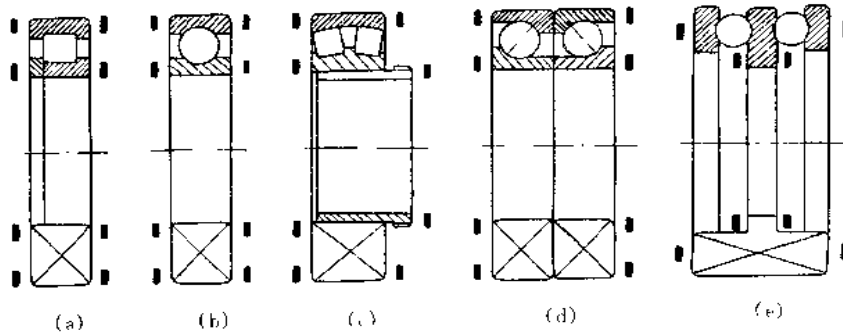


图 1-5-191 轴向定位轴承的轴向固定 (■表示能承受相当大外力的固定)

图 1-5-191a 用于传递交变轴向力，所以对两个套圈都要作双向轴向固定。b 传递双向轴向力，故也需轴向紧固。c 承受交变轴向力，内圈用退卸套紧固。d 必须在安装时调整其游隙，所以只能采用可调的元件如螺母将其固定在轴上。e 为双向推力球轴承，其轴圈和座圈必须轴向紧固，并通过调整座圈，对轴承采取无游隙安装，以保证钢球组件被正确引导在沟中。

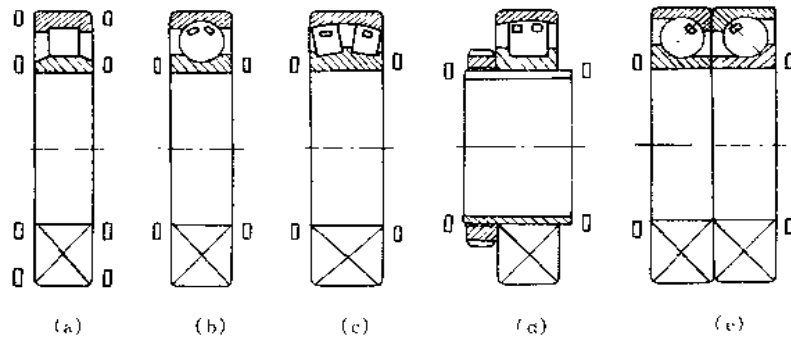


图 1-5-192 轴向游动轴承的轴向固定 (□表示只能防止套圈轴向移动的固定)

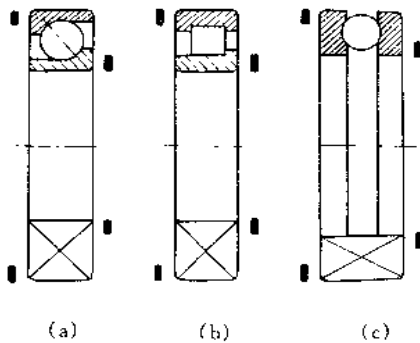


图 1-5-193 预调轴承及游动配置轴承的轴向固定

图 1-5-192a 内圈可移动，因此对两个套圈必须作双向轴向固定防其向侧面迁移。b、c 的外圈由滚动体作轴向引导，所以只需固定内圈。d 外圈由球面滚子引导，所以只须用紧定套将内圈固定。e 滚动体引导外圈，端面固定元件固定两个内圈。

图 1-5-193a、b 只能传递单向轴向力，因此按照力作用方向，对两个套圈只需各作一面支撑。若需作反向引导，还需要安装一套反向对置轴承。c 推力球轴承，只有轴承无游隙地运转，才能使球以良好的滚压比运动，所以在水平轴上必须再安装一套可以预调的轴承，以作反向引导。特别在转速高时，这点尤为重要。当轴为垂直安装时，如果在全部工作状态下

能够通过负荷将轴承调整至无游隙，则可不用对置轴承。

## 2.4.2 滚动轴承的固定方法

### (1) 内圈的固定

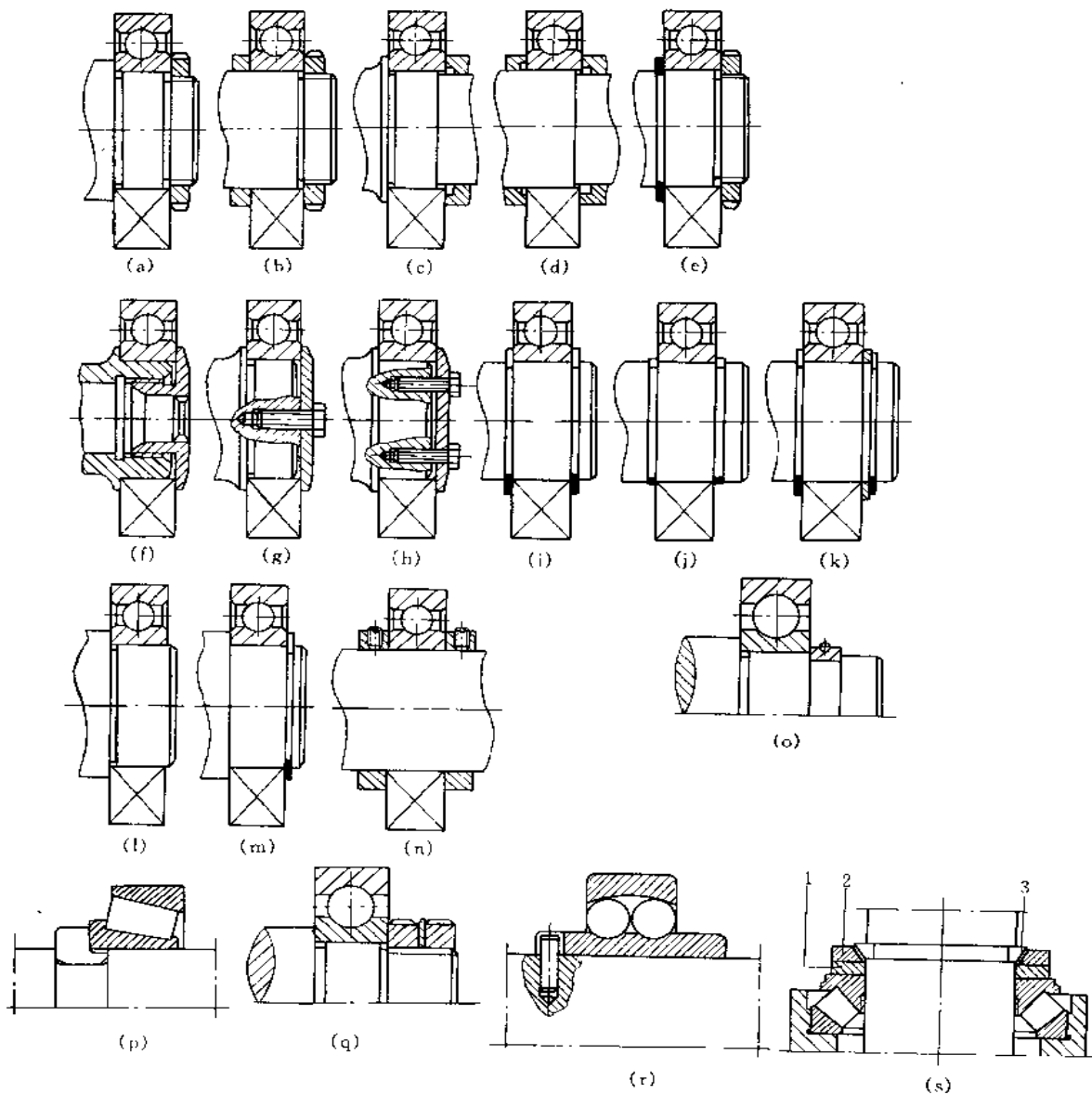


图 1-5-194 内圈的轴向固定

图 1-5-194a 顶紧在轴肩或挡边上, b 顶紧在中间轴套或套筒上, 而轴套或套筒则支撑在轴肩或挡边上, 这是两种紧固力最强的方式。c 通过套筒把轴承固定在轴上, d 把轴承夹持在两个隔离套之间, 用螺母把紧, 是两种应用广泛的方式。e 只宜用于轴向力不大的情况, 否则卡圈有被挤出卡槽的危险。a~e 可用于端部或中间部位。f 用内拧螺母, g、h 轴端切削螺纹有困难时采用压盖和螺钉紧固, 可承受较大轴向载荷。i、j 双挡圈固定, 用于低负荷场合。k 加有经过校准的标准垫片, 以保证无隙固定。l 内圈靠轴肩定位, 整个支承靠两端的端盖紧固,

结构简单, 装卸方便, 占空间小, 可用于两端固定的支承结构中。m 用弹性卡圈紧固, 结构简单, 轴向尺寸紧凑, 但只能用于低负荷情况, 多用于深沟球轴承的紧固。n 用可调挡圈, 并用压紧螺钉定位, 在光轴上需要调节轴承的轴向位置时有时采用。o 用两半挡圈加弹簧钢丝固定, 用于轴向载荷不大, 深沟球轴承的场合。p 是当轴较长时, 制造支撑轴承用的固定轴肩常需较高的费用; 有时则因装配原因而不能设置固定轴肩时, 采用的弯角形剖分支撑垫圈, 轴承内圈支撑于该垫圈的凸肩上, 并与其挤紧, 以防脱开。q 常用于具有作用在两个方向的较大的轴向载荷以及大的轴承转速下。r 是在农机制造中, 为了装配简单, 常常使用的宽内圈调心球轴承。对这类轴承与轴的配合可用轻推配合, 再将标准紧固销嵌入内圈尾端的孔中, 同时也插入轴的孔中。这样就可对轴承作切线方向和一个方向的轴向固定。s 也是在不能设置轴肩时, 在垂直安装的轴上, 可用嵌入轴中的剖分环来代替轴肩, 安装时将垫圈 1 和制动环 2 同轴承内圈一起装好, 然后将剖分环 3 置入轴槽并降下轴。

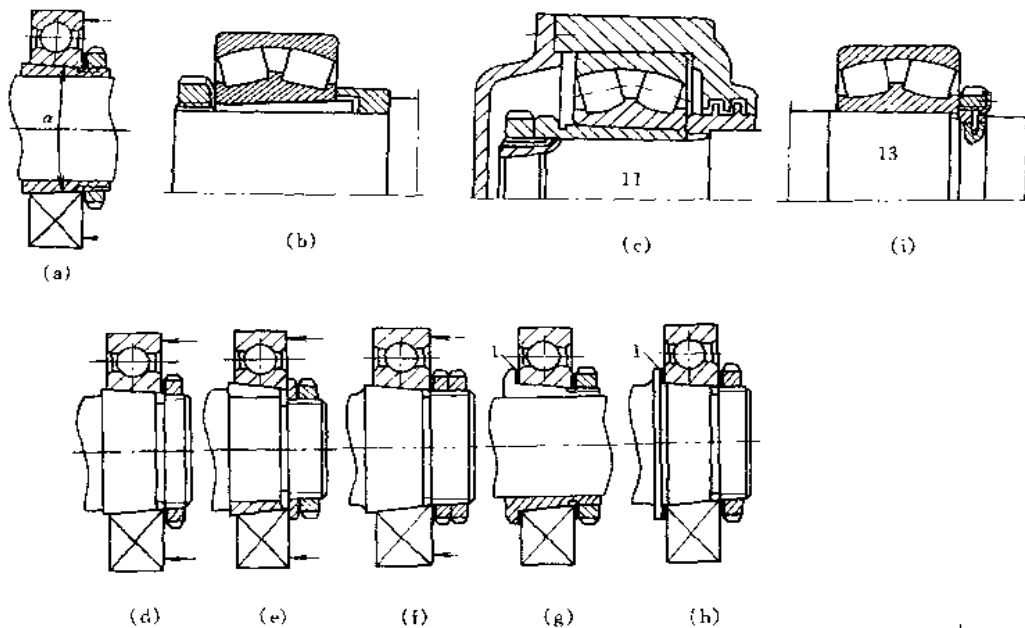


图 1-5-195 锥形孔内圈在轴向的固定

图 1-5-195a 用紧定衬套、螺母、止动垫圈紧固, 可调整轴承的位置和轴承的径向游隙, 装拆方便, 适用于不便加工轴肩的多支点轴。装得过紧可使滚子卡死, 多次装卸会引起轴承位置变动。b 是考虑到用紧定套紧固时, 套的摩擦力不能可靠地传递较大的轴向力, 就须用一个支撑垫圈将轴承内圈间接地支撑在轴肩上, 通过摩擦联结来传递两面的轴向引导力。c 是用退卸套紧固, 用于径向负荷较大, 轴向负荷较小的双列球面滚子轴承的紧固, 装卸较方便。d 是锥形孔轴直接装在有锥形装配表面的轴上, e 是装在有锥形中间衬套的阶梯形圆柱形轴上, f 是用测力扳手或限矩扳手拧紧轴承, 并用防松螺母固定拧紧的螺母, 可防止安装时对轴承紧固过度。g、h 放置经过校准的垫圈 1, 可限制紧固螺母的移动, 也可防止安装时对轴承的过度紧固。i 是在轴上开一环形槽, 将剖分的螺纹环置于槽中, 用销固定, 然后以螺母锁紧轴承。这是用在传递较大转矩的轴上, 有时由于缺口的影响而不能使紧固轴承用螺母的螺纹旋紧在轴上时, 大型轴承例如轧机和舵柄轴承采用这种方法固定。

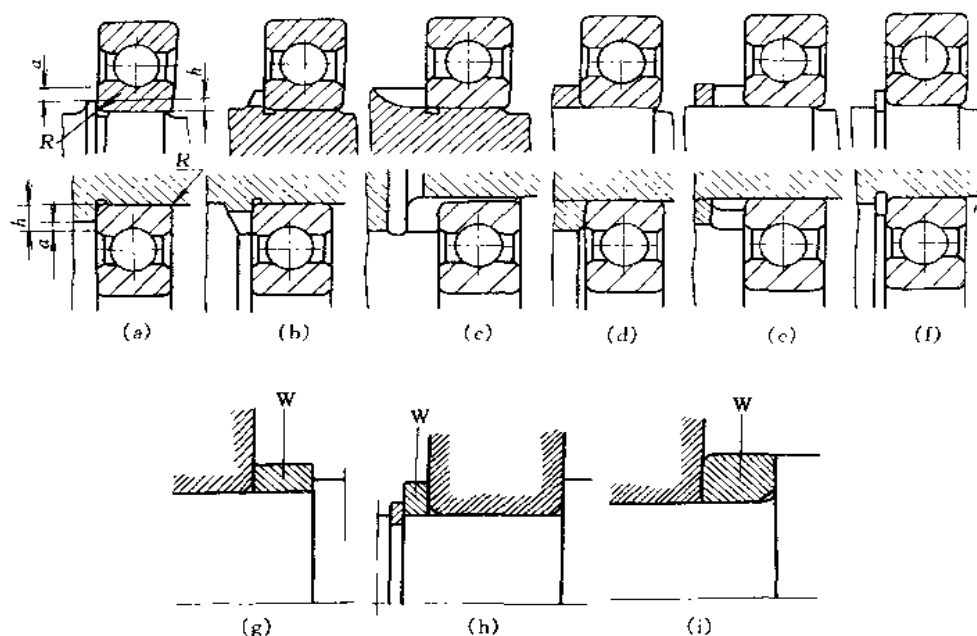


图 1-5-196 合理的轴肩（挡边）高度及增大贴合面的方法

图 1-5-196a 轴肩高度  $h$  应比套圈厚度小  $a$  值，此值要足以保证拆卸器爪可直接顶在套圈上。如挡边开有 2~3 条相当深的切口，使拆卸器爪顶住套圈，则可增大挡边高度如 b、c。当隔离套在拆卸轴承前卸去或可以用作退卸套，则隔离套高度可以不限，如图 d。如果须保持在原位，则需在隔离套上开出沟槽供拆卸器爪伸入之用，如图 e。若采用挡圈固定轴承（图 f），也须遵守上述原则。在某些情况下，由于结构或制造技术方面的原因，轴肩的直径达不到内圈有效贴合所需要的尺寸，那么就在内圈和轴肩之间配置一个支撑垫圈 W，如图 g，有时则因轴承倒角较大而必须在止动环和直径系列的较小型轴承内圈之间安置这样一个垫圈（图 h）。倘由于轴的强度关系或者制造原因而要求轴肩的过渡半径较大时，同样也需要配置这样一个垫圈，如图 i。

## (2) 外圈的固定

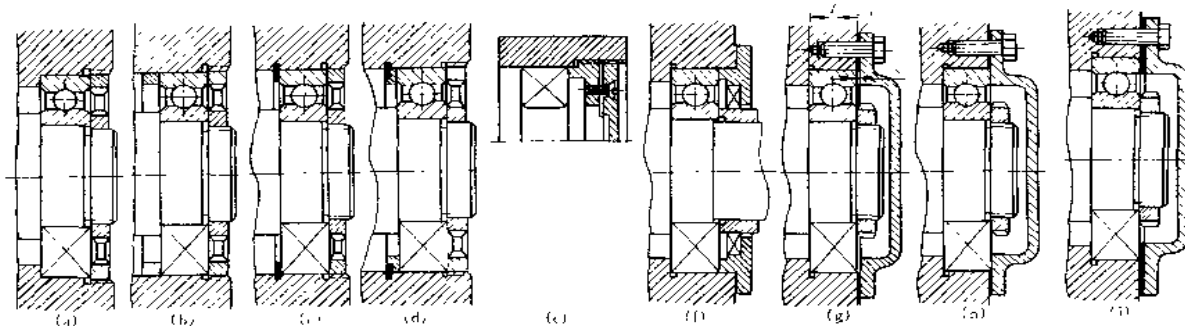


图 1-5-197 外圈在机壳上的轴向固定 (a) ~ (i)

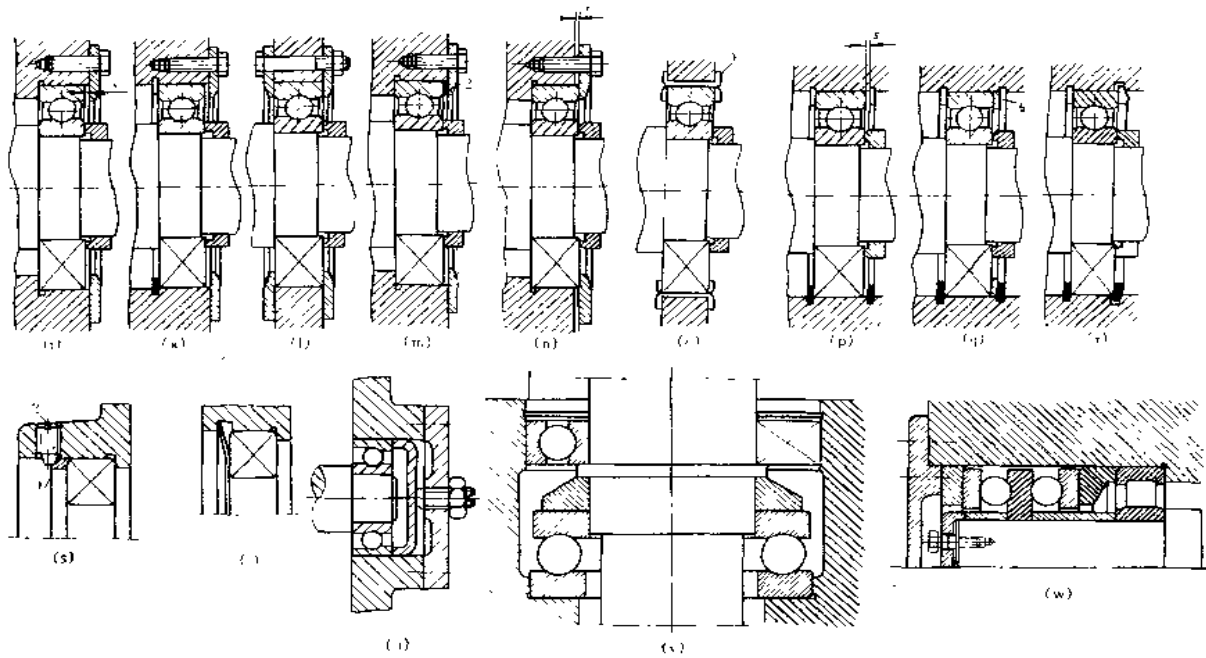


图 1-5-197 外圈在机壳上的轴向固定 (j) ~ (w)

图 1-5-197a~e 用于重负荷支座，a 外圈顶在机壳挡边，b 外圈顶在刚性固定在机壳上的撑套端，用螺母紧固，c 用弹性卡圈，可靠性较差，d 图是用放在碗形垫圈内的挡圈，e 的螺母加有防松装置。f 盖内设密封圈，须按配合表面对中。g~i 用于轴端，随轴承槽宽度  $l$  及密封垫片 1 厚度的不同（图 g），可以有间隙  $s$  安装或过盈安装（图 h、i），用这种盖通常不对中。j~n 的形式通常安装在内壁、隔板等处，用盘固定轴承，留较小轴向间隙（0.1~0.2mm）。如需无隙固定，则可采用经过校准的垫圈 2（图 m），把紧时保持盘与机壳之间的间隙  $t=0.05\sim 0.1\text{mm}$ （图 n）。图 o 是把端部切开的板片 4 放入装配孔的轴向槽内，然后把两边错开方向翻折使轴承固定，用于轻负荷，或无轴向力的场合。图 p~r 是用弹性挡圈紧固外圈，为便于安装，通常挡圈安放时留间隙  $s=0.1\sim 0.2\text{mm}$ （图 p）。如需要无间隙紧固可另垫入经过校准的垫圈 5（图 q），或采用锥形挡圈（图 r）。图 s 系用均匀分布于圆周上的三个螺钉 2 和一个定距环 1 使轴承外圈靠紧外壳挡肩。只有轴承部位难以装卸，不能采用其他方式固定时，才选用这种方法。图 t 用弹簧片顶住外圈。图 u 通过螺钉、压盖可调节轴承游隙。图 v 中的立轴用深沟球轴承作径向引导，用推力球轴承作轴向支承。当朝下的工作压力消失时，止动环应能防止轴向上窜动。在深沟球轴承与止动环之间留有较小的轴向间隙，这样，在支承不承载时可以安装止动环。图 w 所示的轴向定位轴承需要承受很大的双向轴向力，因此必须无游隙地引导轴。对于推力球轴承的轴圈和圆柱滚子轴承的内圈，用固定在轴上的盖和轴套作轴向紧固。在装配时装入垫圈，将推力球轴承调整至无游隙。

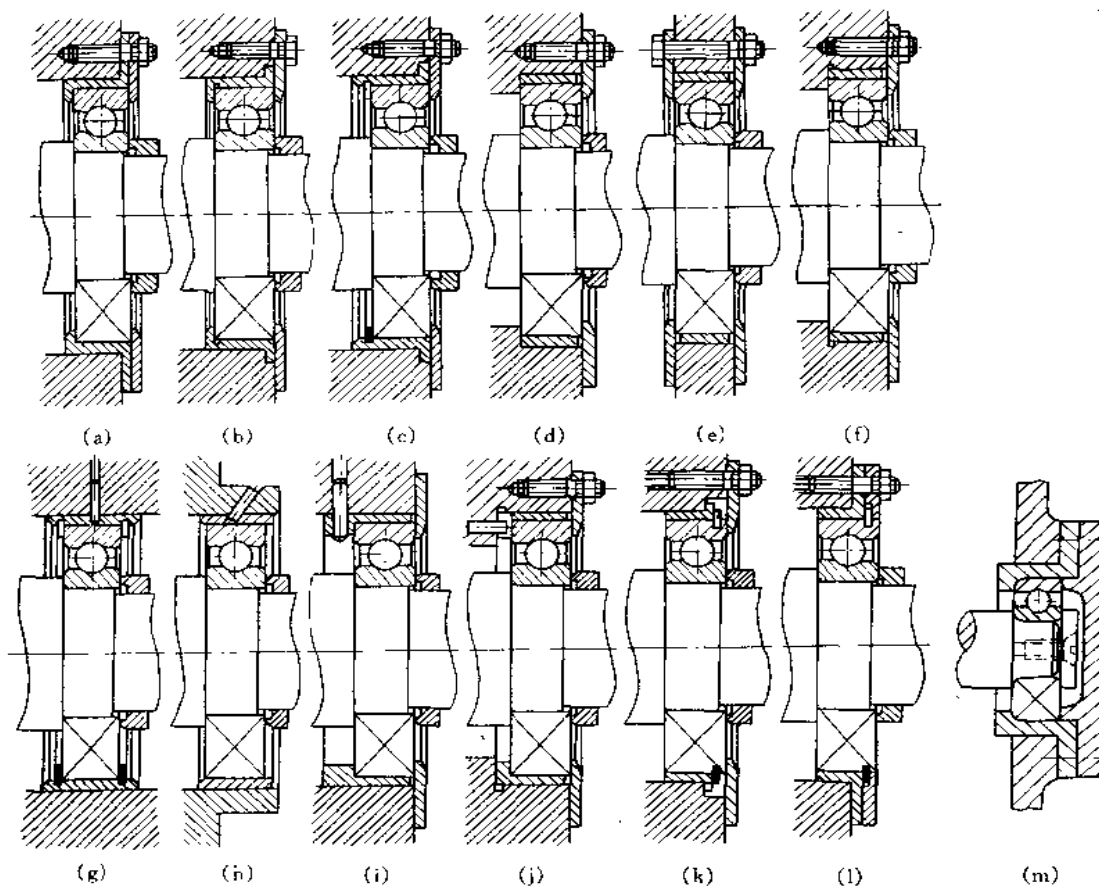


图 1-5-198 采用轴承套的固定方式

图 1-5-198 所示方式用于轻合金机壳,防止支承表面被压皱和破裂,以及防止外圈转动时(特别是外圈浮动安装的情况下)机壳软金属粘在外圈上。图 a 冲压轴承套有宽的突缘可用螺栓固定防止转动。图 b、c 突缘边短,结构较合理,靠螺钉把紧固定。图 d、e 轴承套用薄壁管制作,可以省料。图 f 是用经过校准的带钢卷成衬套,加工性较好,在挠曲时可以使衬套的尺寸保证装在机壳孔内时的过盈,圈接头处有不大的间隙。整体型衬套的孔口,在以过盈装在机壳内时有些缩小,而卷带式衬套仍然保持内径的尺寸(因为它只与机壳内的镗孔直径及带厚有关)。图 g~i 用径向和斜置销钉固定轴承套。图 j 用轴向销固定,只能防止转动。图 k、l 外圈上有弹性挡圈。图 m 用轴承套内凸缘和端盖固定外圈。

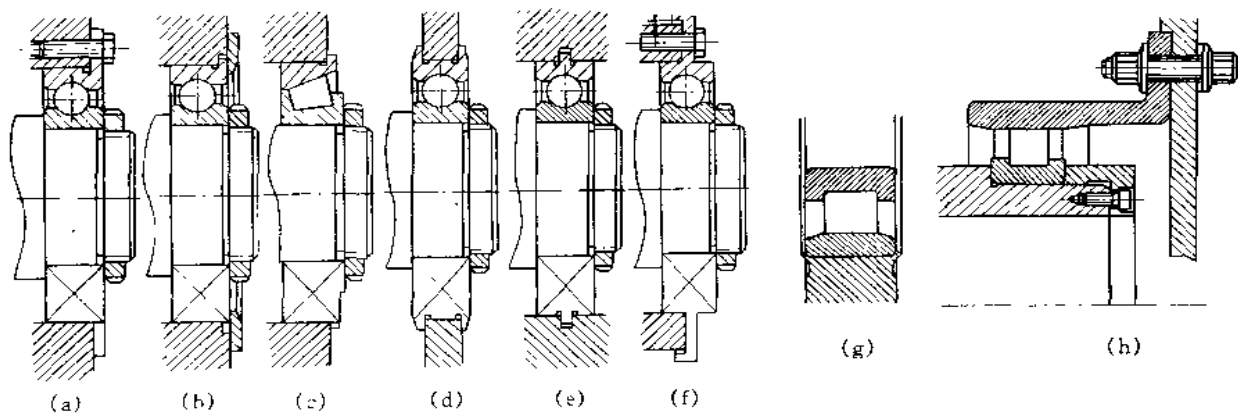


图 1-5-199 特殊固定形式

图 1-5-199a~c 所示特殊类型轴承,用在要求轴承部件符合质量、尺寸和安装精度等方面

一些特殊要求的场合。图 d、e 形式用于径向剖分型机壳的安装。图 f 是对中与温度无关的结构，具有两个对中表面，一个在外圈处，另一个在套圈突缘处，冷态对中按外圈进行。第二个对中表面相对机壳留有间隙  $s$ ，其大小等于机壳和轴承温度变形之差，当机壳温度升高时，间隙消失，轴承便以突缘上弯出的凸肩  $m$  进行对中。用于轻合金机壳上的安装。图 g 是当轴承外圈必须固定于狭窄的外壳壁中时，如果（而且只能）是轴向游动轴承，并且只是为了防止该套圈轴向移动，可以考虑通过外壳壁的塑性变形进行如图所示的固定。用卷边器卷起外壳端面，使凸起的包边抵紧外圈倒角面。在特殊情况下（例如装在飞机发动机上的轴承），也可采用带法兰的轴承套圈。用螺栓将法兰直接固定在连接部件上，如图 h。

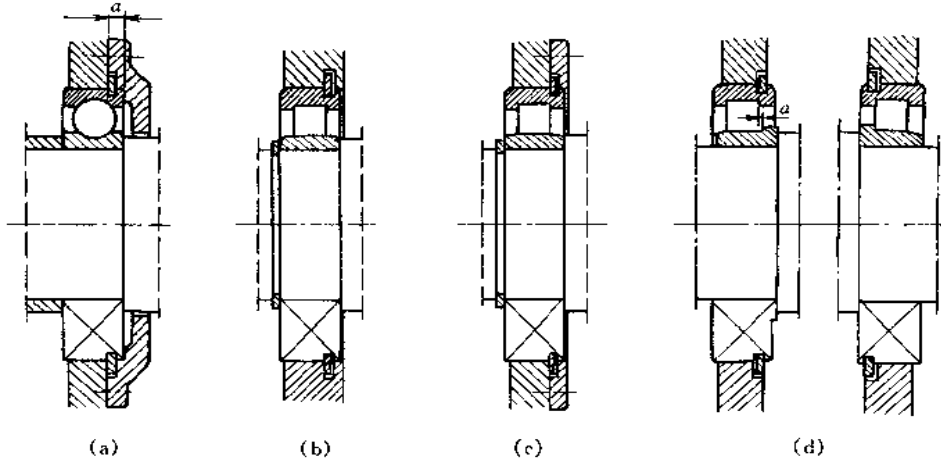


图 1-5-200 有止动槽和带止动环轴承的轴向固定

对于有止动槽和带止动环的轴承，可简单地将其轴向固定在外壳中。这类轴承通常只装在汽车传动装置中，在那里，由于安装空间窄小而必须将外圈固定在狭窄的外壳壁中。同时，这种固定方式，可采用批量生产的标准结构，所以制造费用很低。

安装这类轴承时必须考虑止动槽与轴承端面的间距公差以及止动环的宽度公差。安装方法分以下几种：图 1-5-200a 为应对外圈作轴向紧固的轴向定位轴承。对尺寸  $a$  的公差这样确定，即端盖应在压力下紧贴外圈。通常端盖应对正外圈外表面。图 1-5-200b 和 c 所示的轴向游动轴承，其止动环只为防止外圈轴向移动。所以这里的止动环在外壳槽中可有一定的间隙，不必轴向贴紧。对于图 1-5-200d 所示的支承，确定间隙  $a$  的大小时，须考虑到全部宽度公差和热膨胀而不能出现夹紧轴承的情况。

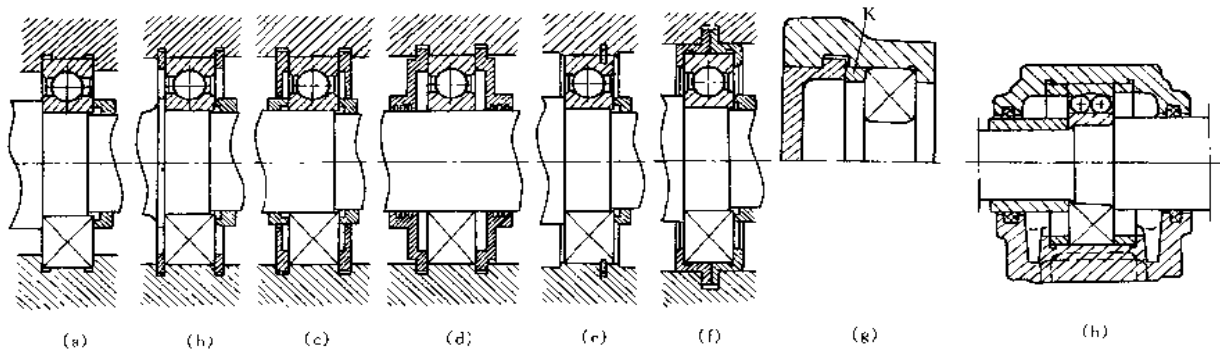


图 1-5-201 在剖分式机壳上的固定

图 1-5-201a 的轴承是嵌入剖分式机壳的环形槽内的。图 b 采用挡圈，图 c、d 使用盘，图 e 是用轴承带的卡环，图 f 利用带凸缘的套固定。图 g 用嵌入式端盖固定。必要时可增加轴向

尺寸的补偿环  $k$ 。这种结构简单，装卸方便，紧固可靠，但座孔加工较复杂。图  $h$  为用定位环轴向固定外圈。这种外壳是成批生产的。为了便于储备，将其设计成既可用于轴向定位轴承的外壳，也可用作轴向游动轴承的外壳。外圈配合处的尺寸可以放宽，所以，若装轴向游动轴承，可以安装有关直径系列中宽度最大的轴承。倘装入一或二个定位环，即构成轴向定位轴承。这些定位环可供相应规格的各种宽度系列的轴承用。在这种固定形式中，由宽度公差所产生的轴向间隙必须很小。

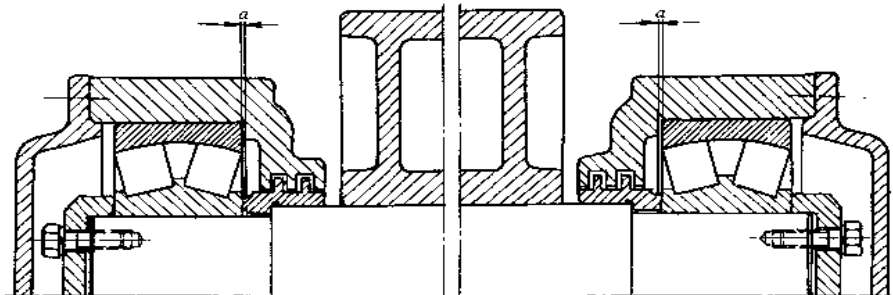


图 1-5-202 两套游动配置的调心滚子轴承的轴向固定

图 1-5-202 系重型滚轮支承。轴承的径向负荷很大；此外轴向作用于滚轮的还有摩擦力。由于不需要作精确轴向引导，故这里可以选用游动支承。利用外壳中的挡肩来限制外圈的轴向移动量。两个外壳均是可分离的，取下上半部分，即可测量间隙  $a$ 。

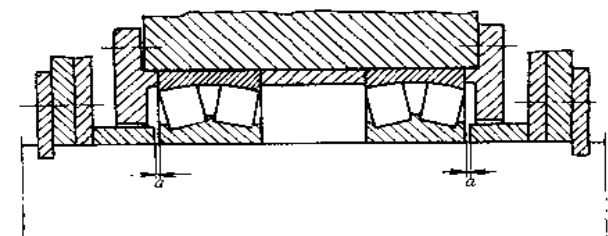


图 1-5-203 游动配置的轮毂支承

图 1-5-203 重型滚轮的轴承径向负荷大，只有适量的轴向负荷，转速低。对这种轮毂支承的外圈必须采用紧配合；而内圈可以松配合。这里选用游动配置，将两个外圈同中间垫圈紧固在一起；内圈可在固定的轴上移动。按照轴承大小，可在内圈与其侧面支撑面之间留出十分之几毫米的间隙  $a$ 。

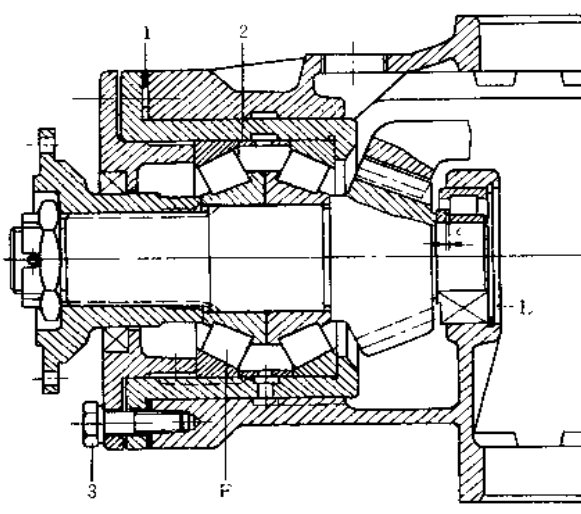


图 1-5-204 成对圆锥滚子轴承和圆柱滚子轴承的轴向固定

对这种轮毂支承的外圈必须采用紧配合；而内圈可以松配合。这里选用游动配置，将两个外圈同中间垫圈紧固在一起；内圈可在固定的轴上移动。按照轴承大小，可在内圈与其侧面支撑面之间留出十分之几毫米的间隙  $a$ 。

图 1-5-204 所示的齿轮轴支承承受强大的径向和轴向冲击力。鉴于圆齿啮合的需要，应对小齿轮相对于盘形齿轮作精确地轴向调整和刚性引导。由内外紧固的成对圆锥滚子轴承组成轴向定位轴承  $F$ 。因为在外圈之间装有一个隔圈  $2$ ，所以可以在端盖上装上螺钉  $3$ ，而不致卡紧支承。安装时用垫圈  $1$  调整小齿轮相对于盘形齿轮的轴向位置。轴向游动轴承  $L$  只用于承受径向力。由于受力较大，所以对两个套圈须作重压配合。轴承套圈的挡边还能起防止移动的附加固定作用。为使支承不致被夹紧，必



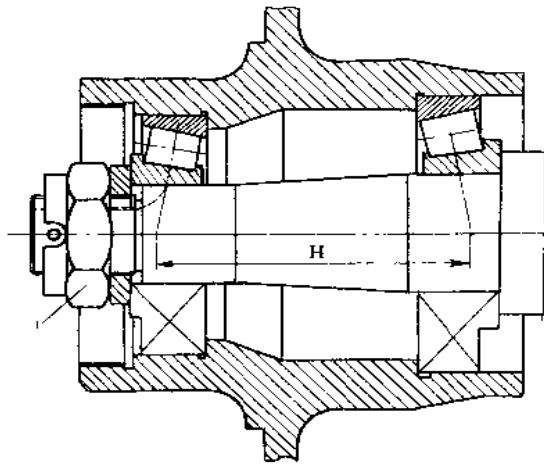


图 1-5-205 圆锥滚子轴承组的轴向固定

须在内圈挡边和滚子之间留出少量的轴向间隙  $c$ 。

在外圈旋转的轮毂支承中图 1-5-205 会出现很大的径向力和轴向力以及倾覆力矩。采用 O 型配置的轴承，其支承基线 H 较宽。由于此类轮毂轴承的外圈承受循环负荷，所以外圈应作紧配合。该轴承组的径向和轴向游隙用螺母 1 调整，使外侧轴承的松配合的内圈进行移动。

图 1-5-206 所示为高速机床主轴支承。作用于轴承的径向力和轴向力都不大。因为必须精确地轴向引导主轴，所以轴向定位轴承系由两套通用型角接触球轴承（主轴轴承）组成。分别用端盖 1 和花键螺母 3 紧固轴向定位轴承

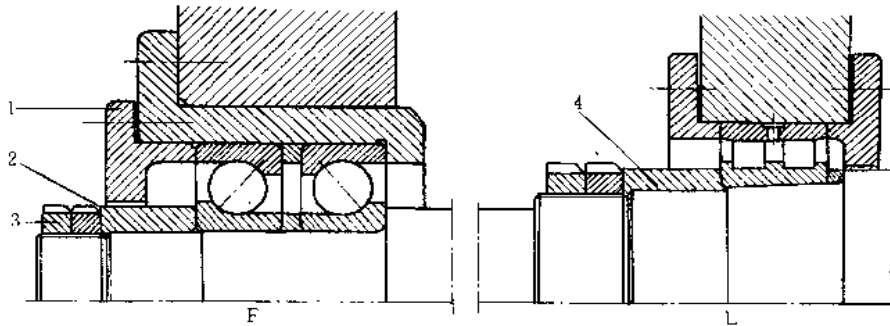


图 1-5-206 成对角接触球轴承和圆锥孔圆柱滚子轴承的轴向固定

组 F 的外圈和内圈。主轴前端的轴向游动轴承 L 只承受径向负荷。在这里利用轴承的圆锥孔将轴承重压配合到轴上，就可达到要求的无游隙引导。无间隙配置的长轴套 2 和 4 可以防止因螺纹松动而倾斜夹紧轴承内圈。

## 2.5 滚动轴承的预紧

预紧是通过对轴承施加一定的预载荷，消除轴承的工作游隙，并提高轴承部件的刚度和工作精度的技术。预紧分为径向预紧和轴向预紧。圆柱滚子轴承和滚针轴承只能承受径向预紧，推力球轴承只能承受轴向预紧。角接触轴承按背对背或面对面或对安装，通过轴向预紧能显著提高轴承的刚度，而且背对背安装时，压力中心的间距增大，还可提高轴承的角刚度。深沟球轴承选用大于 O 组的径向游隙，加大接触角后也可以象角接触球轴承一样作轴向预紧。轴承的预紧可以用预紧力或预紧量（距离）表示，通过控制轴向预紧量的为定位预紧，通过预紧力实现预紧的为定压预紧，如图 1-5-207。

滚动轴承的游隙是使某一套圈固定不动，而另一套圈相对固定套圈所作的最大径向移动量和轴向移动量，它们分别称为径向游隙和轴向游隙，如图 1-5-207a、b。

一些高速轻载或空载条件下工作的轴承，预紧可以防止滚动体打滑，还能降低轴承的振动和噪声，补偿轴承的磨损量和延长轴承的使用寿命。

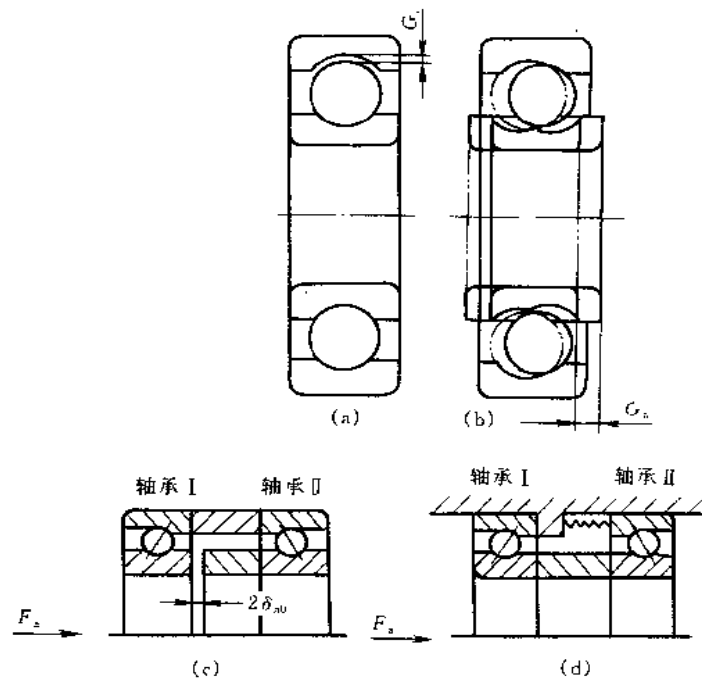


图 1-5-207 滚动轴承的游隙和预紧  
(a) 径向游隙  $G_r$ ; (b) 轴向游隙  $G_a$ ; (c) 定位预紧; (d) 定压预紧

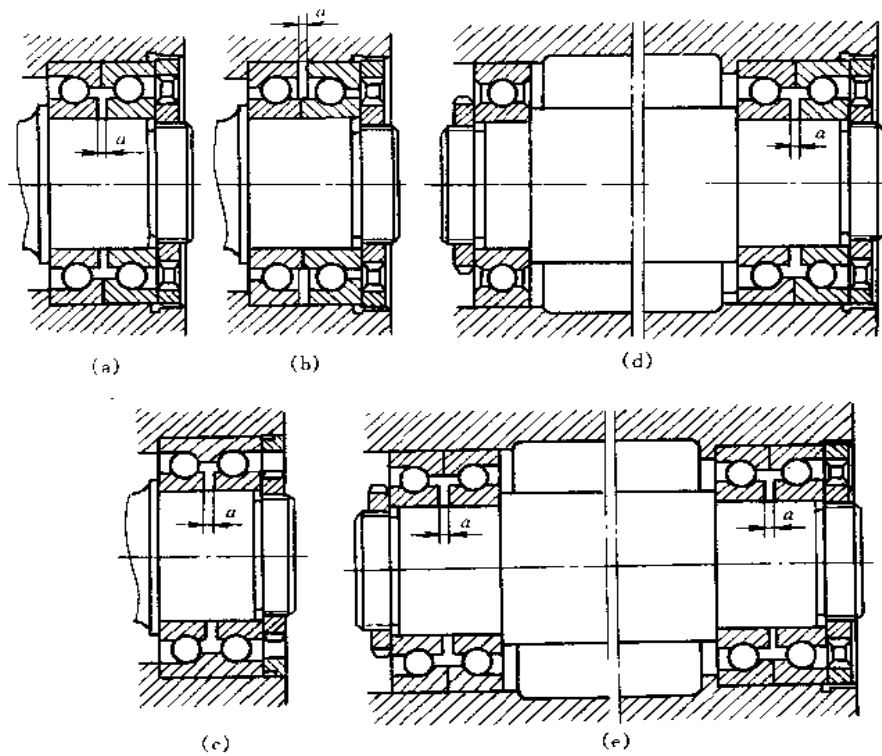


图 1-5-208 将一对磨窄了的轴承外圈或内圈夹紧

图 1-5-208 中  $a$  已由制造厂家留出。在两轴承间距较大时，可能会出现难以估计到的变形，两轴承不宜都有过盈，此时可以设计成一端固定的预紧双列轴承，另一端浮动如图 d，或两端预紧的双列轴承，一端固定，一端浮动，如图 e。

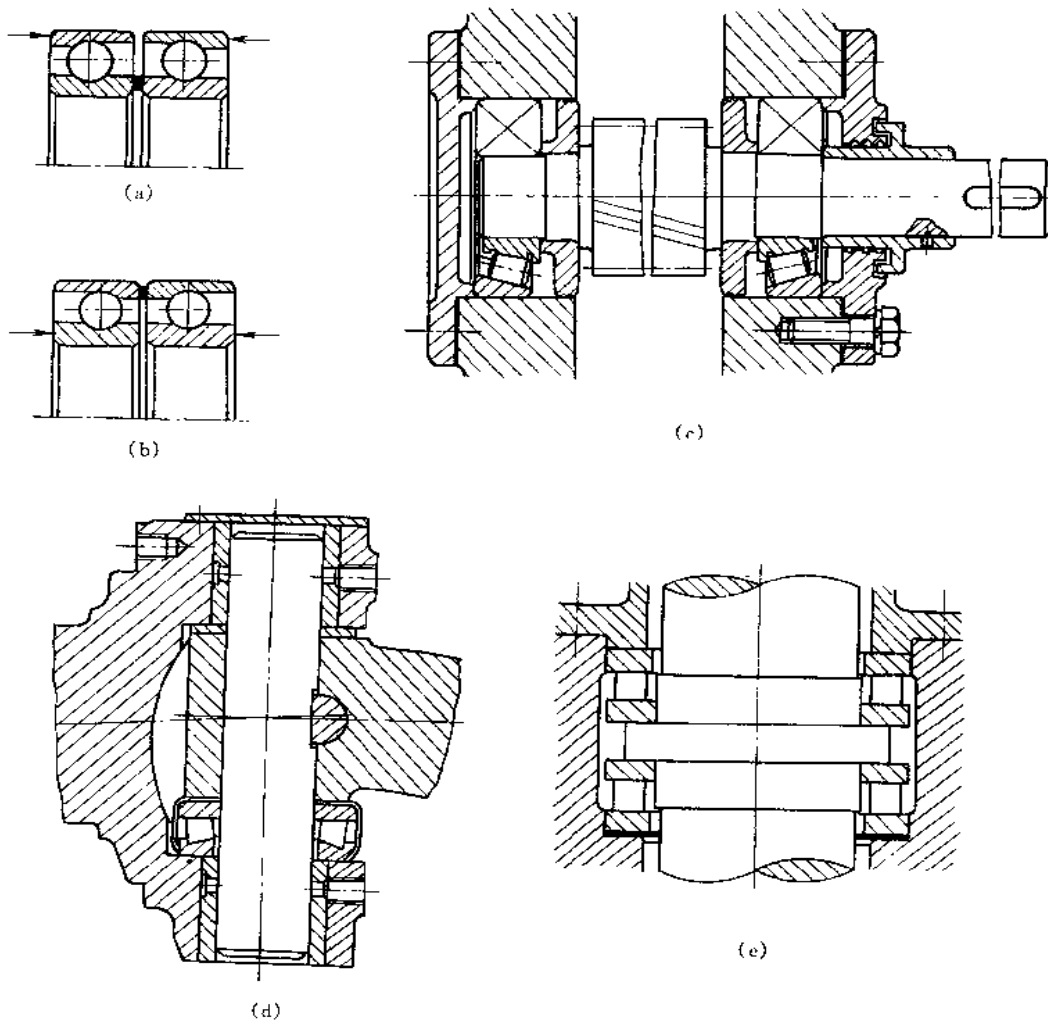


图 1-5-209 用垫片调节轴向游隙

(a) 内圈加垫；(b) 外圈加垫；(c) 端盖加垫；(d) 转向器主销轴承加垫；(e) 主轴加垫

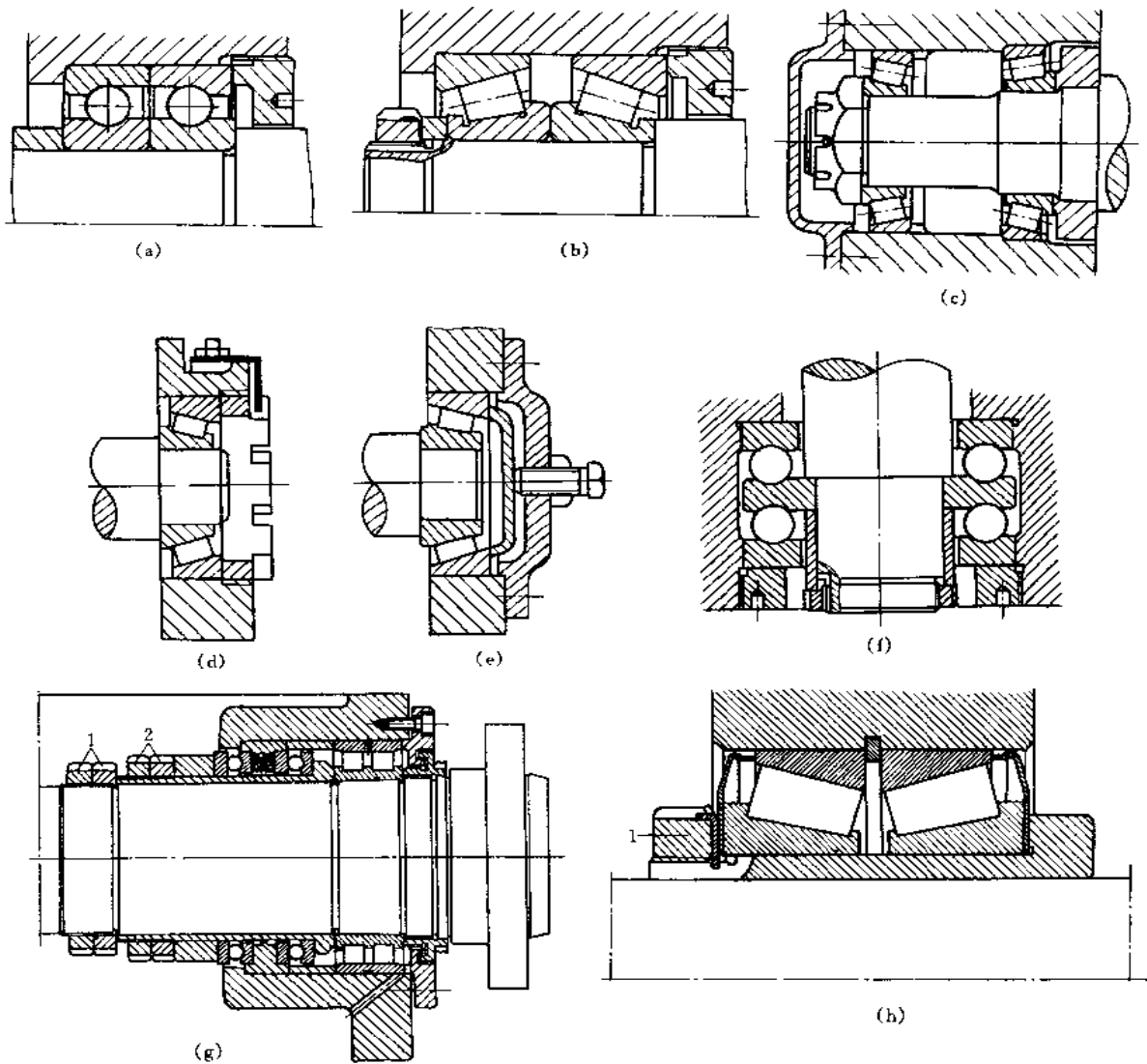
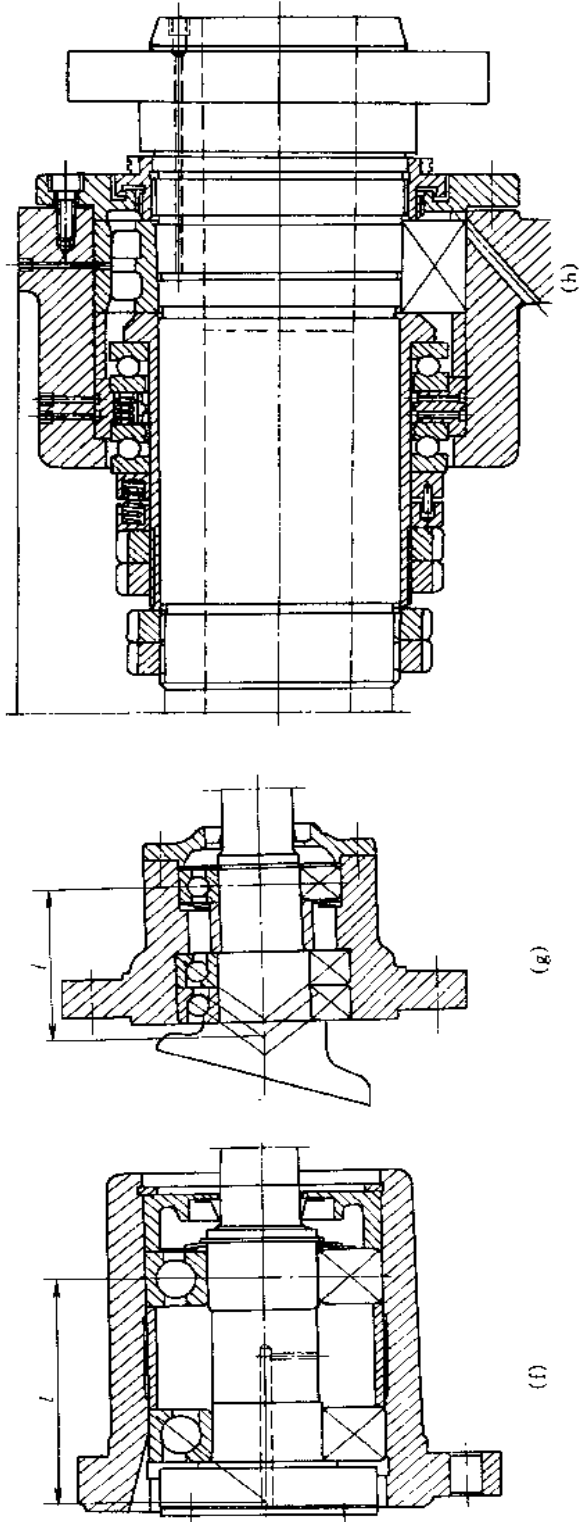
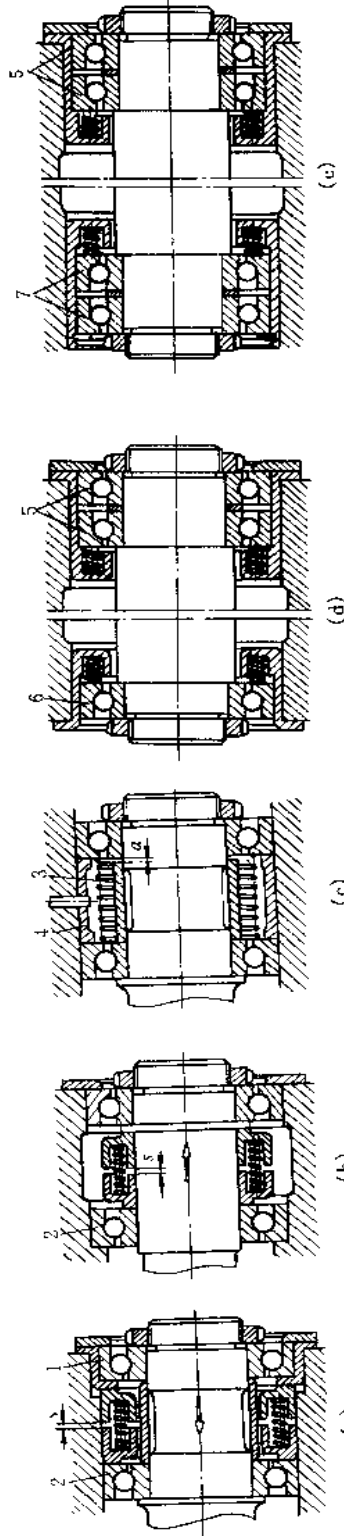


图 1-5-210 用调节螺母调节轴向游隙

图 1-5-210 采用调节螺母调节，预过盈量取决于螺母旋入行程，可通过控制螺母扳紧力矩或轴承旋转摩擦力矩对预紧程度进行控制，螺母必须防松。图 g 是用螺母 1 将圆柱滚子轴承的内圈紧固于锥形轴颈上，从而减小其径向游隙；同时用螺母 2 将推力轴承组调整至无游隙。配置在二推力轴承之间的弹簧可使因工作压力而卸载的轴承保持要求的预过盈。图 h 是在工作转速低、受力大的起重机械的重型钢绳支架中需用螺母 1 来紧定调整圆锥滚子轴承的结构。经这样调整后轴承即带有必要的预过盈。



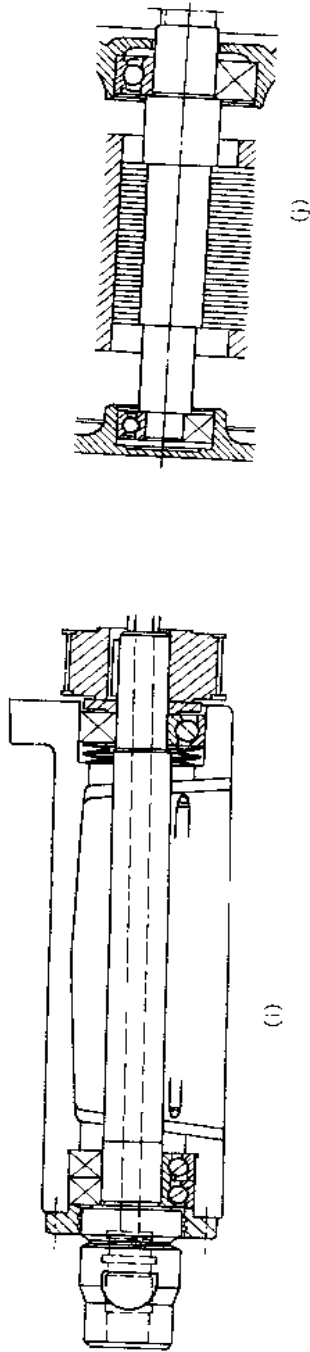
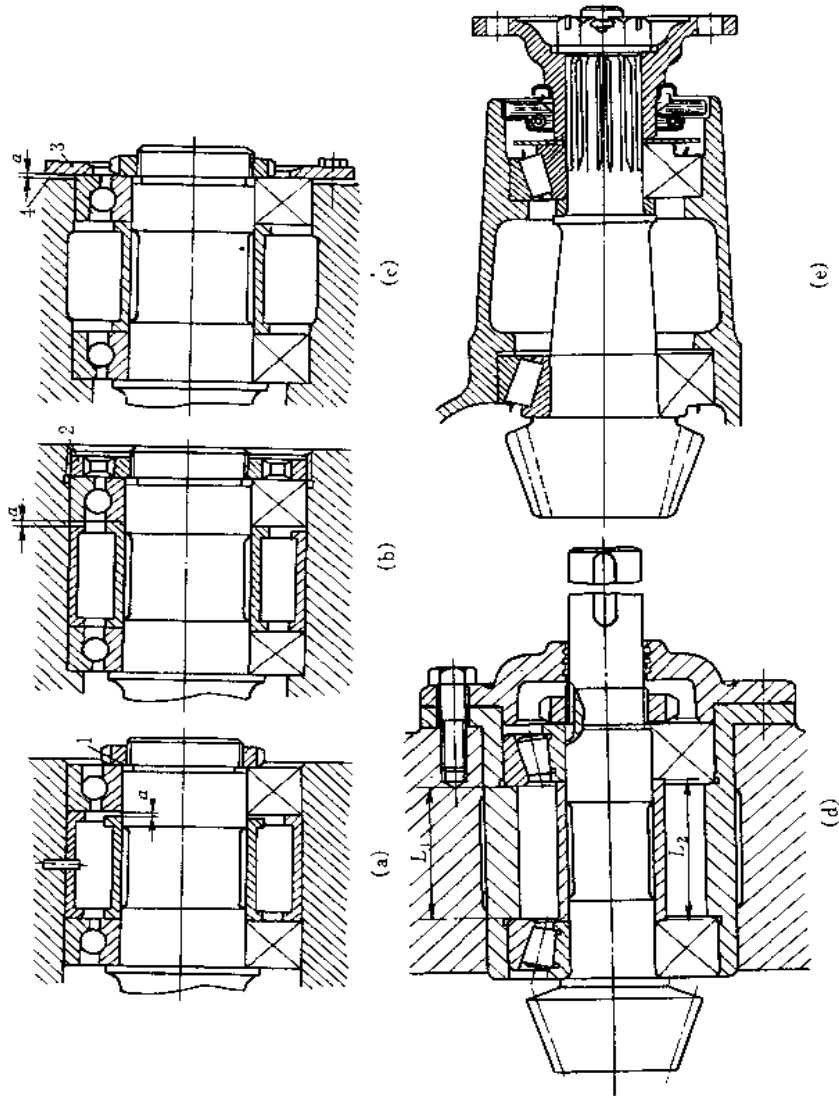


图 1-5-211 用弹簧预紧

弹簧预紧应用的场合一般是：①两支承间距较大；②要求无振动、不损坏机器操作精度的精密部件；③若有游隙存在会引起具有旋转中心线的旋转零件的重心偏移，并出现较大离心负荷的高速机械；④承受动负荷，存在游隙会引起表面破坏和迅速磨损的装置。图 1-5-211a 右端轴承 1 固定，左端轴承 2 外圈浮动，用弹簧对外圈预紧，对两个轴承同时产生恒定预紧。图 b 与 a 不同处，在于内圈浮动。a、b 的缺点是轴仅单向固定，另一端靠弹簧力定位，如果轴向负荷超过弹簧力时，则轴可能在间隙  $s$  的范围内窜动，因此应用在①与轴向工作负荷方向相对，没有反方向负荷，或与弹簧压紧力比较反方向负荷不大，②条件允许在间隙的范围内有轴向窜动的场合。图 c 为无间隙预紧结构，螺母将轴承紧固至内圈隔套 3 处，隔套 3 比外隔套 4 略短，由螺旋弹簧对两侧轴承外圈进行预紧，这种结构由于刚性装配在机壳内，只适用于轴承间距不大的场合。轴承间距大时，定位支承设计成并列角接触球轴承 5，弹簧预紧，另一端用浮动的单个角接触球轴承 6，弹簧预紧(图 d)，或采用并列角接触球轴承 7，并具有预过盈(图 e)。图 f、g、i 为采用碟形弹簧实现定压预紧，f 中预紧力施加于内圈，g、i 施于外圈，h 是用螺旋弹簧预紧推力轴承。j 是小型电机用弹簧片预紧以消除噪声。



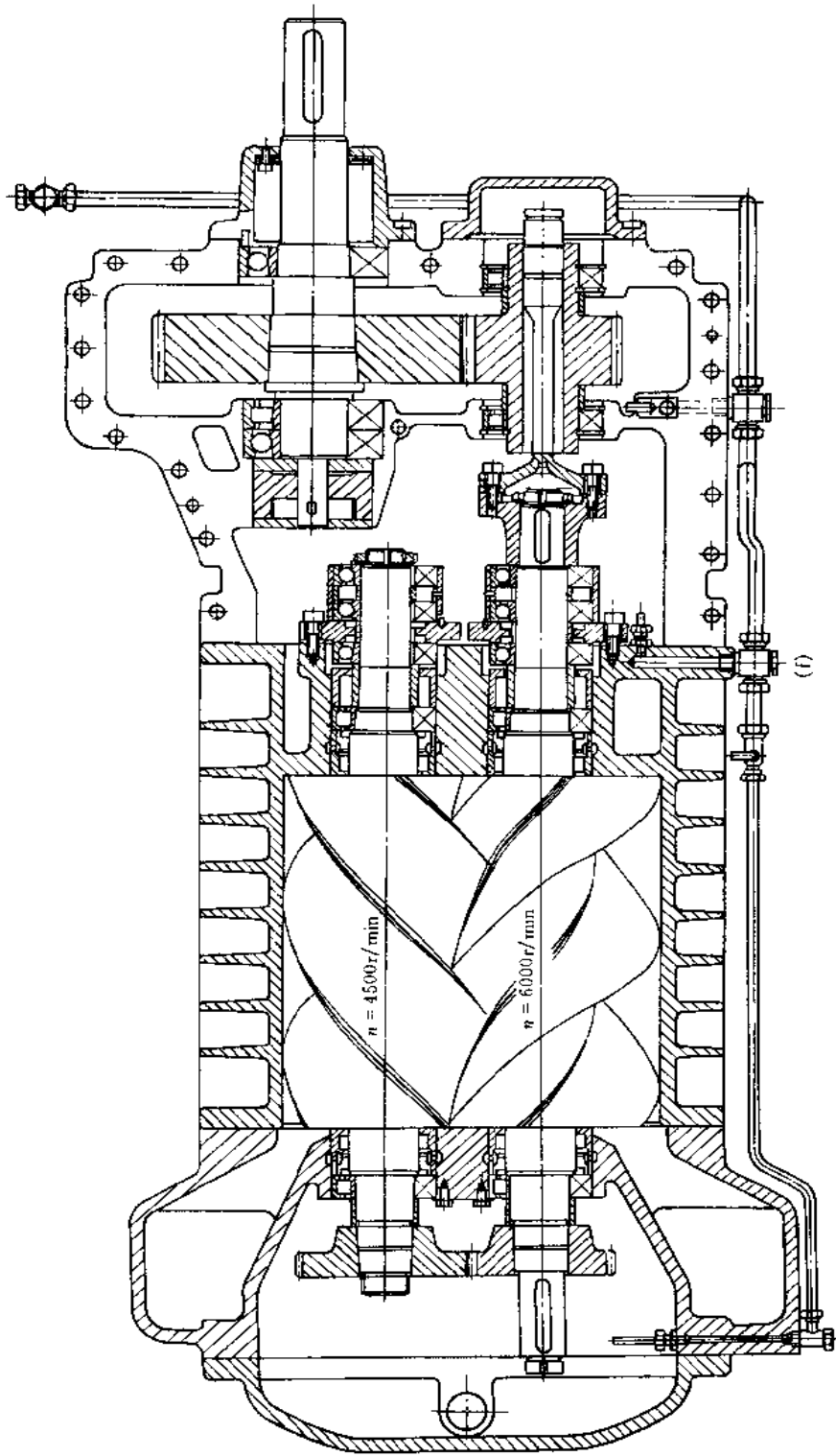


图 1-5-212 用间隔套调节轴承游隙

图 1-5-212 在轴承的内、外圈设置不同长度的间隔套,可以得到不同预紧力,但隔套的长度公差和端面垂直度都要求十分严格。图 a 为背对背 X 形配置,用螺母 1 把内圈紧固顶紧在间隔套端面上,其预紧量为两套长度之差  $a$ 。图 b 为面对面的 O 形配置,用螺母 2 紧固外圈顶紧至间隔套端面,其预紧量为  $a$ 。图 c 是利用垫片 4 调整间隙  $a$ ,然后用环形端盖 3 紧固外圈。图 d 是轴承安装在护套上的隔环调节的例子。图 e 是汽车小齿轮轴用隔环调节。图 f 是螺旋式空压机用隔套对角接触球轴承调节预紧的例子。



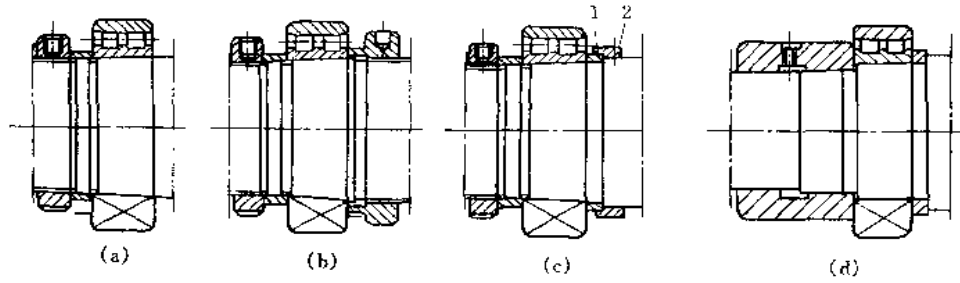


图 1-5-213 圆锥孔双列圆柱滚子轴承的调整  
(a) 单面推; (b) 双面进退; (c) 一推一挡; (d) 过盈套调整  
1—调整垫圈; 2—套

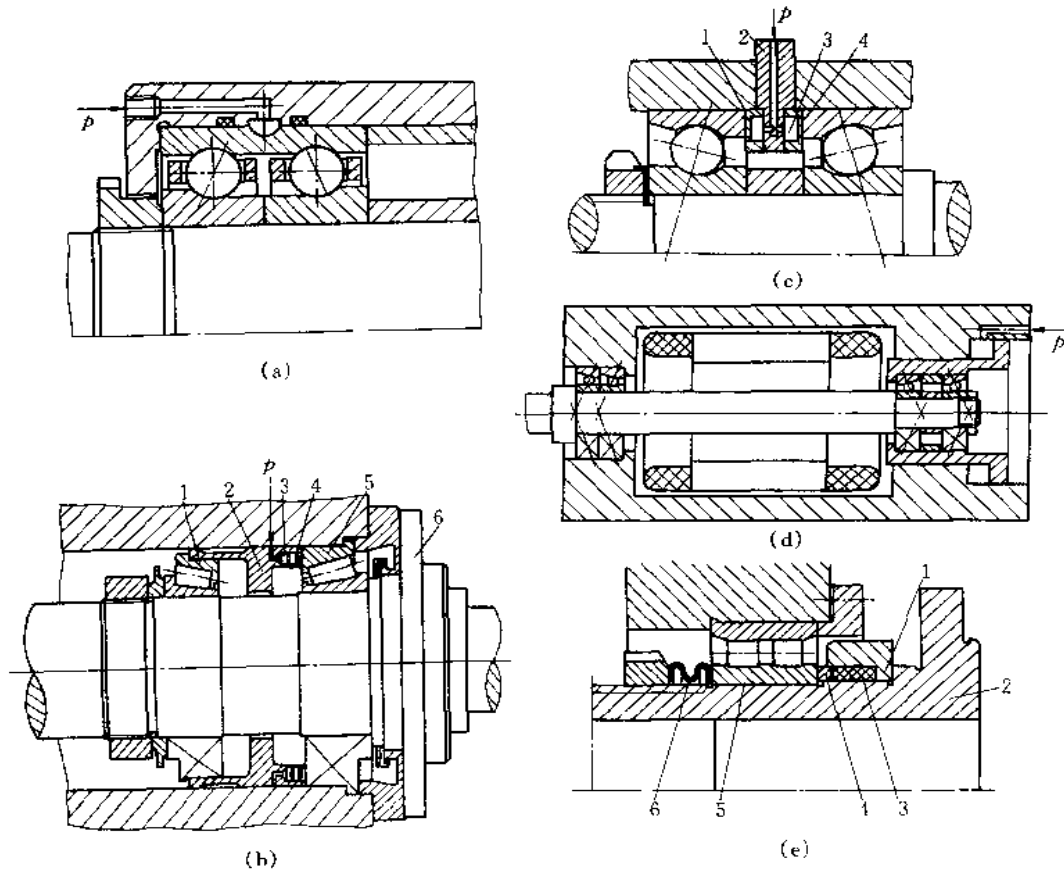


图 1-5-214 用液压和塑料环调节预紧力

- (a) 轴承外圈变形控制预紧力  
(b) 预紧力控制套: 1、5—外圈; 2—液压顶套; 3—油室; 4—活塞; 6—主轴  
(c) 预紧力控制环: 1—控制环; 2—圆柱销; 3—空腔; 4—金属薄膜  
(d) 前后支承预紧力同时控制  
(e) 圆锥孔轴承的预紧力补偿: 1—定位外套; 2—主轴; 3—塑料环; 4—定位环; 5—内圈; 6—弹簧

图 1-5-214a 是通过改变作用在轴承外圈中间凹槽内液压力的大小使外圈变形, 压迫钢球, 改变预紧力。图 b、c 在一对成组使用背靠背轴承外圈之间的控制套、环上施加液压或液性塑料压力, 使两外圈分离, 从而增大预紧力; 反之则减小。图 d 液压力同时控制前后支承预紧力。除液压等流体控制外, 也有用特殊材料制成预紧力补偿元件。图 e 为圆锥孔双列圆柱

滚子轴承，其内圈位置可向左浮动。轴承转速增高温度上升，使线胀系数较大的塑料环宽度增加，推动轴承内圈压缩弹簧向左浮动，内圈弹性胀量减少，预紧力减小。反之则预紧力增大。根据轴系转速和温升的变化范围，选择一定线胀系数的塑料环，并设计其宽度和厚度，使预紧力在一定范围内自动变化控制。

## 2.6 滚动轴承的润滑

### 2.6.1 脂润滑

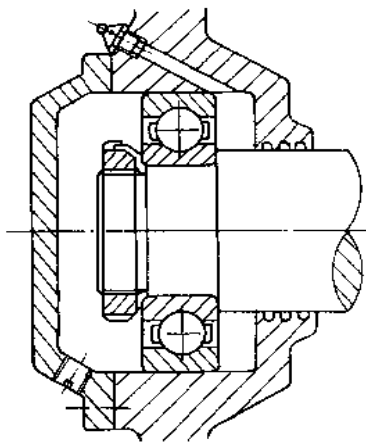


图 1-5-215 具有放油塞的脂润滑

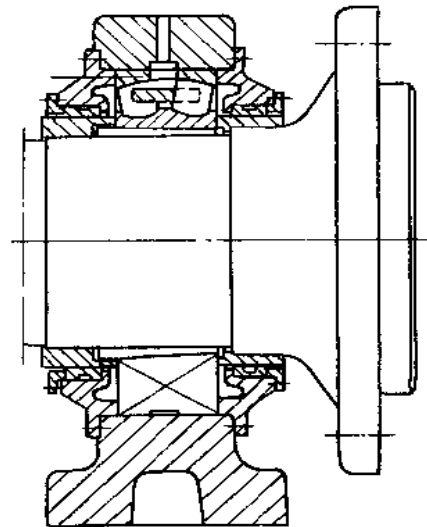


图 1-5-216 通过轴承外圈输入脂润滑

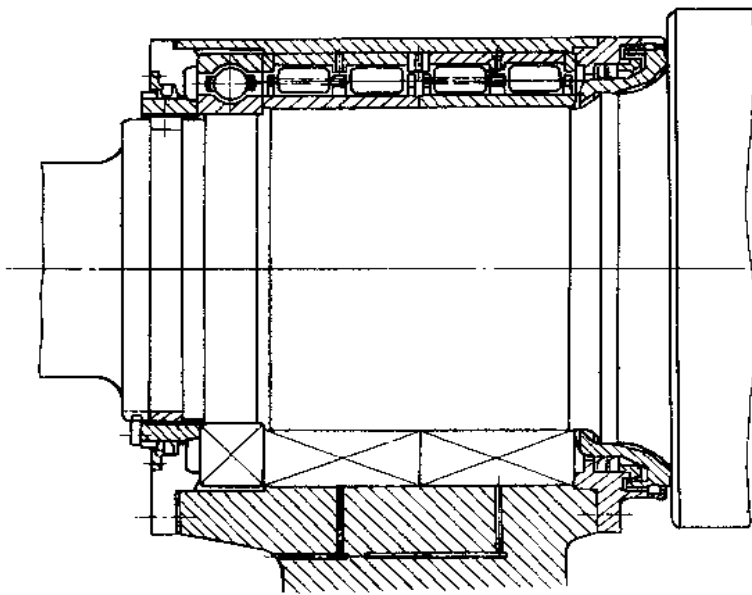


图 1-5-217 多列圆柱滚子轴承（轧机用）脂润滑

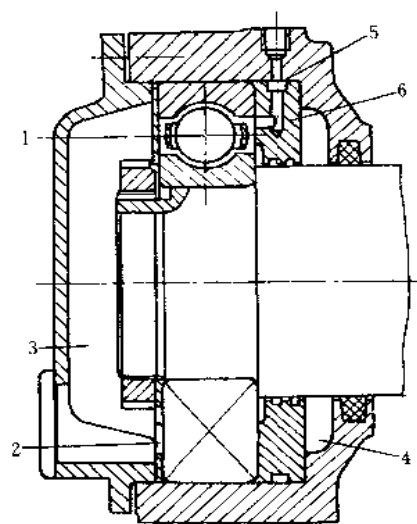


图 1-5-218 深沟球轴承的脂润滑

1—挡片；2—缺口；3—空隙；  
4—腔；5—环形槽；6—输脂环

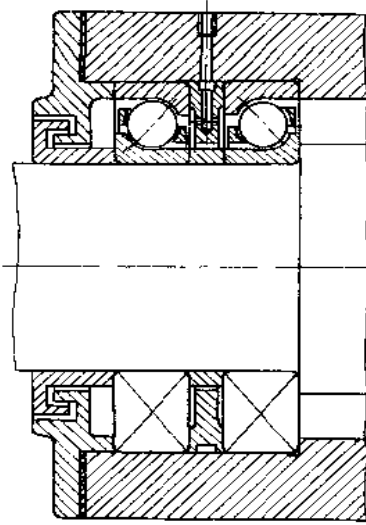


图 1-5-219 成对角接触球轴承脂润滑

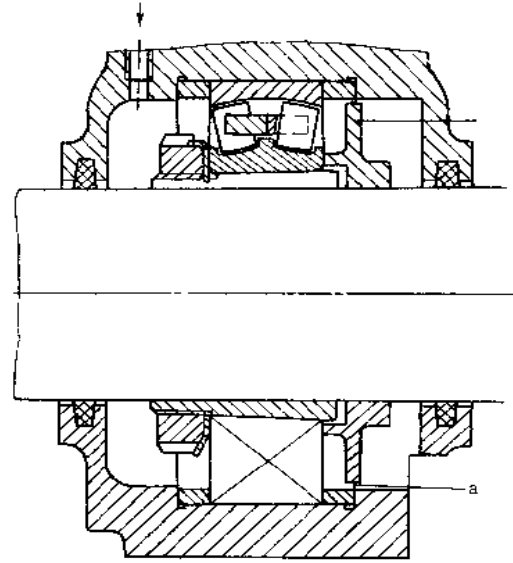


图 1-5-220 排脂间隙离油较远的支承

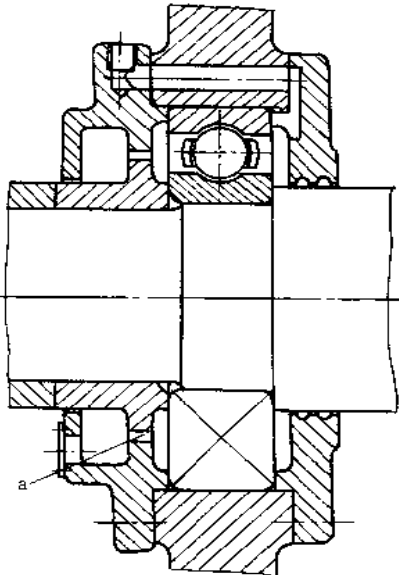


图 1-5-221 排脂间隙离油较近的支承

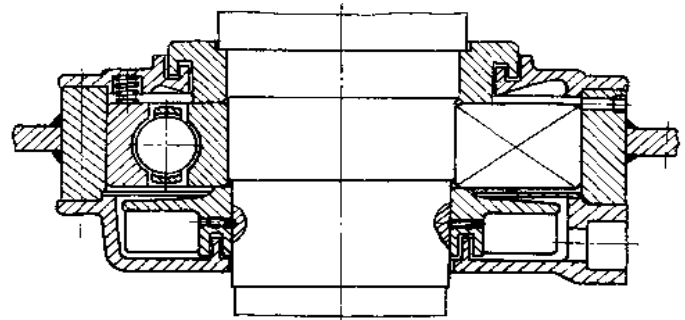


图 1-5-222 脂量调节器设在下侧的支承

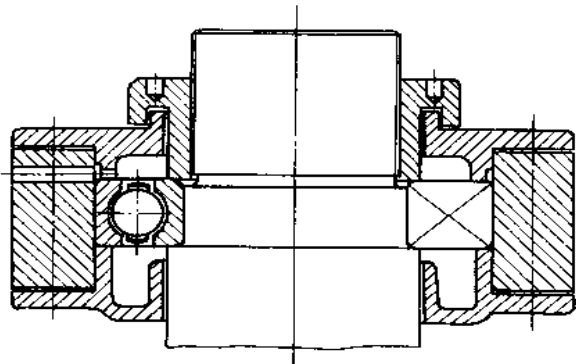


图 1-5-223 立轴的脂润滑

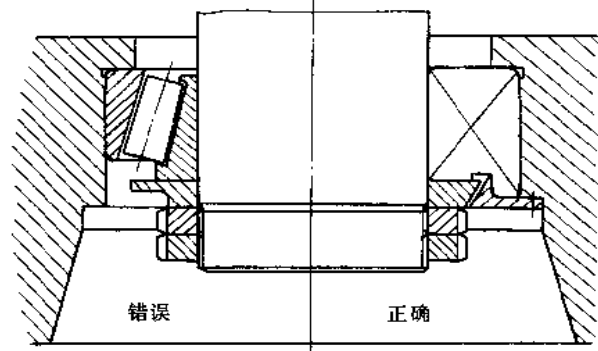


图 1-5-224 装有滞流圈的脂润滑

图 1-5-216 是通过套管将脂挤入轴承外圈的环形槽及其上许多小孔到达滚子间进行润滑的。图 1-5-217 通过轴承挡边上的孔输入脂。图 1-5-218 通过套管挤入的脂，经过输脂环 6 上的环形槽 5 和环上径向均布的直角孔流入轴承进行润滑，轴承另一侧设有挡片 1，被挤出的过剩脂通过挡片内圈里边缺口 2，进入空腔 3 而排出，脂与 4 腔中的密封脂是严格分开的。图 1-5-219 在两轴承之间有一输脂环，其上有环形槽和一些小孔，脂通过这里输入两套轴承，离心力驱动脂向外扩散，进行润滑。为了避免过量润滑以及用过的脂堵塞，时常设置脂量调节器 1 (图 1-5-220)，从轴承中排出的脂被离心力抛起，通过间隙 a 排入 1 外侧的空腔，然后排出。脂量调节器的排脂效果与间隙 a 的位置有关，如间隙离轴远，如图 1-5-220，则当脂较软和转速较高时会出现轴承中留下的脂不够用，应将排脂间隙设在离轴较近处，如图 1-5-221。图 1-5-222 中过剩的脂由调节器排入轴承箱外的贮集器内。图 1-5-224 左边结构会发生脂从下部流走的危险，应如右边所示加一个滞流圈。利用轴承的非对称横截面，如圆锥滚子轴承，角接触球轴承，或借助脂量调节器传送润滑脂的方法，主要用于必须经常再润滑的轴承，同时转速不能太低，否则离心力达不到传输脂的要求。

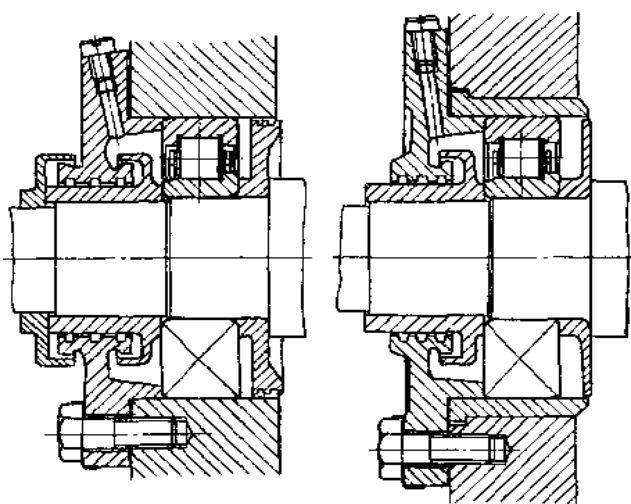


图 1-5-225 用润滑脂时减速箱轴承的内部结构

## 2.6.2 油润滑

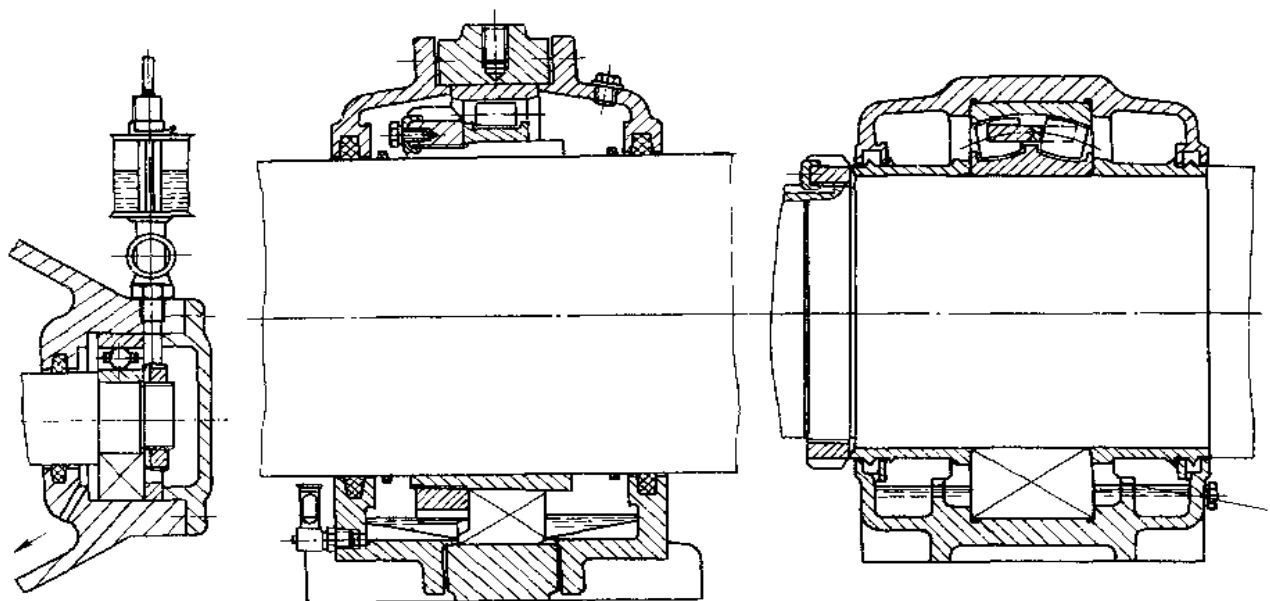


图 1-5-226 滴油润滑 图 1-5-227 油浴润滑(船螺旋桨轴用轴承) 图 1-5-228 油浴润滑(有挡油壁)

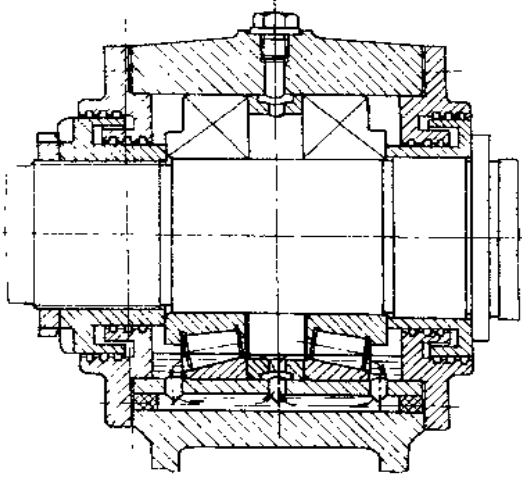


图 1-5-229 锥形滚动体产生离心力作用润滑

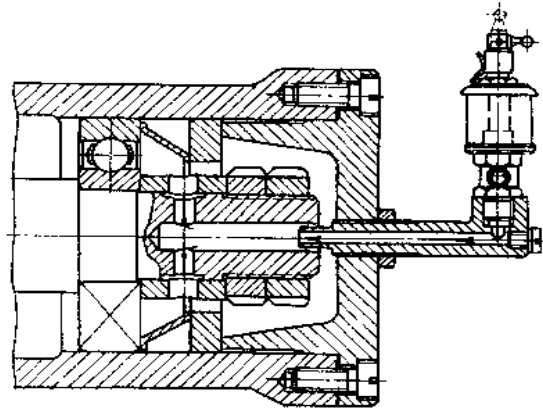


图 1-5-230 离心式喷雾润滑 ( $n=10000\sim 30000r/min$ )

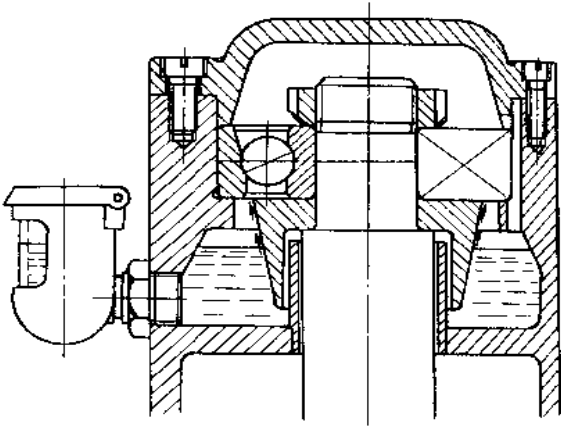


图 1-5-231 离心式润滑

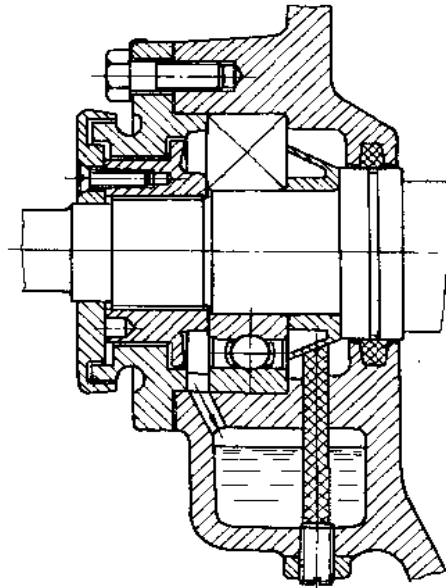


图 1-5-232 油绳和溅油器润滑

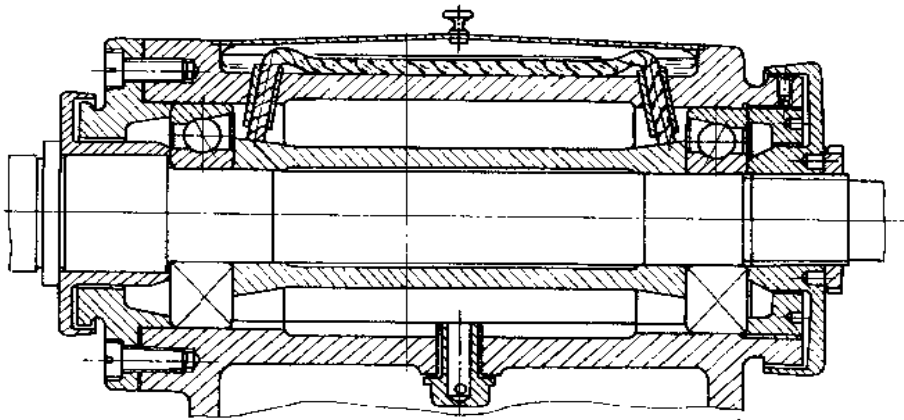


图 1-5-233 油绳润滑

在转速较高的小型球轴承中,可采用油杯滴油润滑的方法,如图 1-5-226 所示针阀油杯,滴油量可用上部螺丝进行调节。使用后的油即作为废油不再利用。此外,也可在轴承座上上部开油槽,用纤维类或棉丝(灯芯)将油滴入,以润滑轴承,但调节油量比较困难。

图 1-5-227 所示油浴润滑,在静止状态下,轴承最下边的滚动体大约一半浸入油中,油位太高。运动过程中油翻转较厉害,温度上升,并会出现较多泡沫,油老化也快。有些情况下油还需起冷却作用,仍按上述油位,只能使用图 1-5-228 那样较宽的外壳,容纳较多油量,在较高转速时,还应设有节流壁 1,可避免全部储备油在轴承箱中翻转,产生高温。

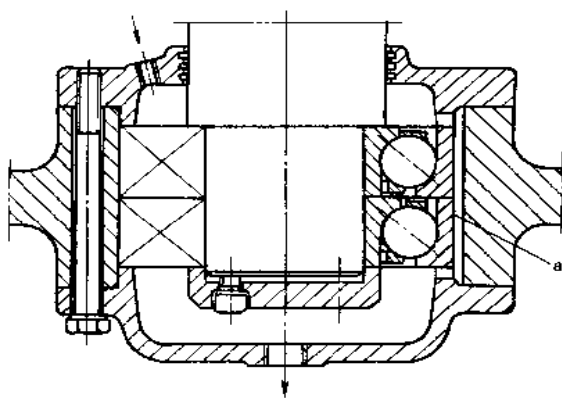


图 1-5-234 立轴强制循环润滑

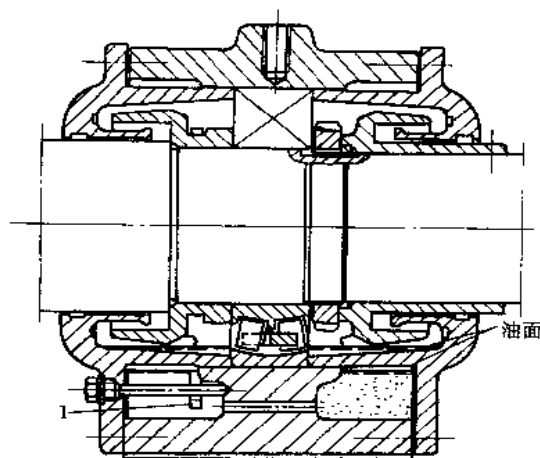


图 1-5-235 输油环润滑

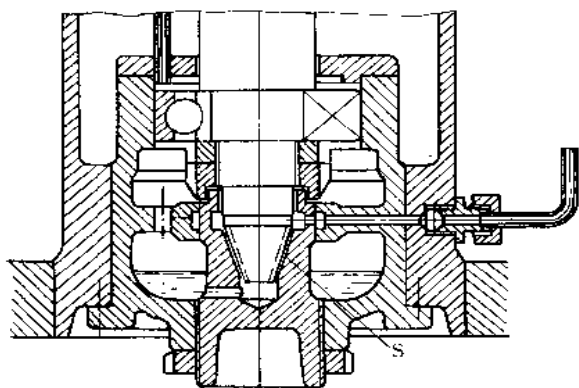


图 1-5-236 利用锥形间隙输油

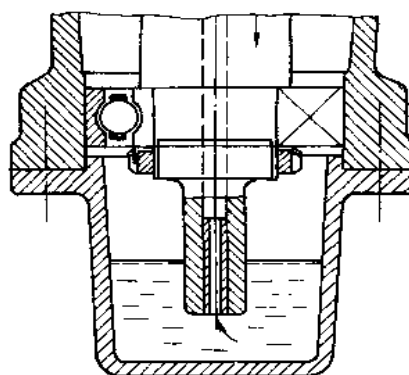


图 1-5-237 利用锥形空心主轴输油

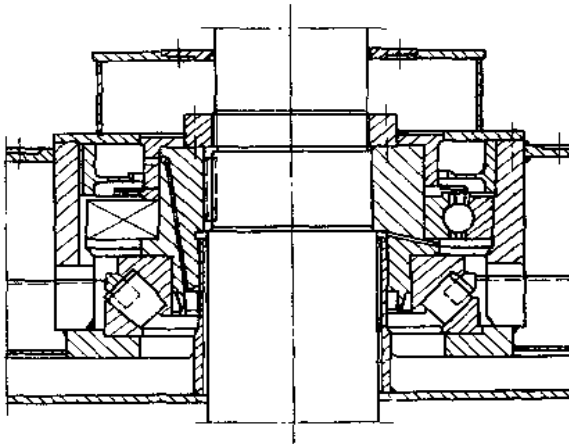


图 1-5-238 利用锥形输油器、斜孔和离心盘输油

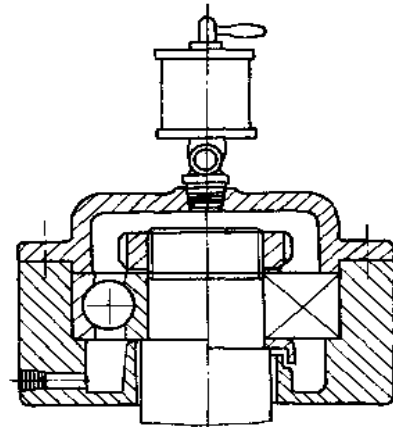


图 1-5-239 立轴滴油润滑

图 1-5-234 油从轴承上侧输入,从下侧流回集油箱。若需要用较大的油散热的话,则可在外壳中设置减压通道 a,这样只有部分油流过轴承,所以润滑剂摩擦亦保持在一定限度内。图 1-5-235 为使用输油环输油,可以实现较小油量的循环润滑,油环 1 的直径比轴直径大得多。它浸入轴承下面的油池中,滚动体不浸入其中。运转时导轴衬带动油环旋转,将油输入轴承。在转速高的主轴上,可以利用轴和外壳之间的锥形间隙输油,如图 1-5-236 所示结构,油自贮油槽通过间隙 S 被输入环形槽,并从那里通过输油管上升至轴承上部位置。图 1-5-237 是高速主轴,也可利用锥孔的泵作用进行输油。在其下端压入一锥形套管。油从主轴孔中上升并通过设置在轴承上方的三个径向孔流出。图 1-5-238 也是通过轴上的斜孔输油的转子轴承。在该支承中,润滑油通过浸入油池中的锥形输油器和倾斜向上的斜孔被输入深沟球轴承。在向心球轴承上方,油通过径向孔流出,首先到达固定的盘形集油器,从那里通过孔滴到离心盘上,再由离心盘甩入轴承。

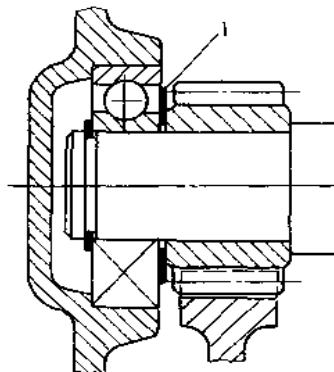


图 1-5-240 机械甩油润滑

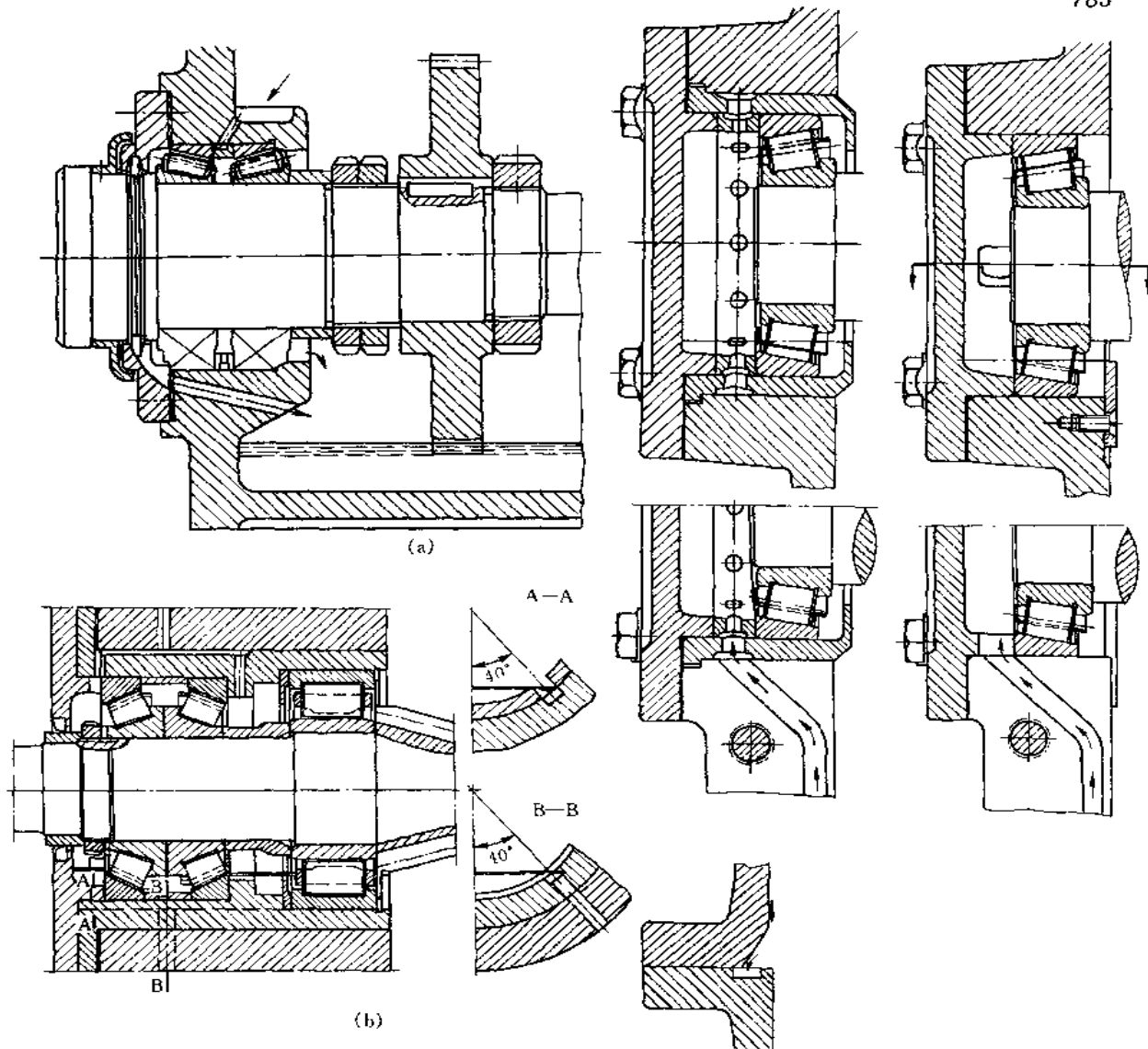


图 1-5-241 非对称轴承和齿轮轴装置的循环润滑  
(a)非对称轴承的循环润滑;(b)汽车齿轮轴上的循环润滑

图 1-5-242 在轴承的敞开内腔中保持油面高度

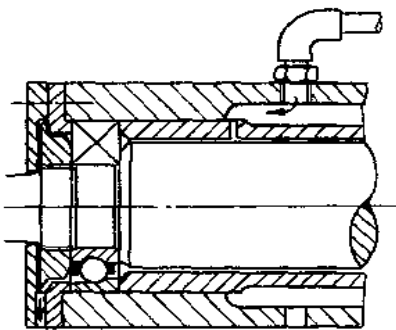


图 1-5-243 油雾润滑

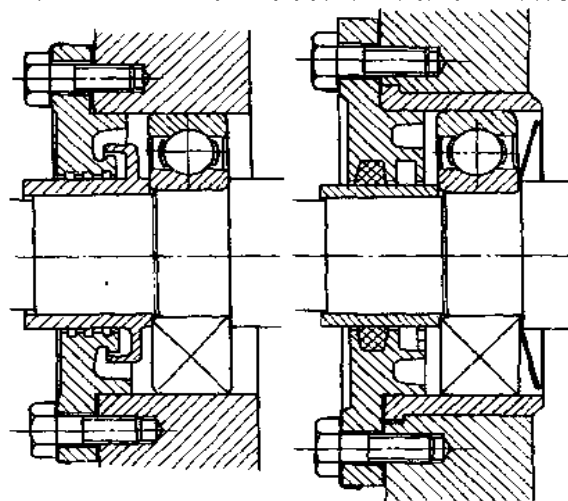


图 1-5-244 油润滑时减速箱轴承



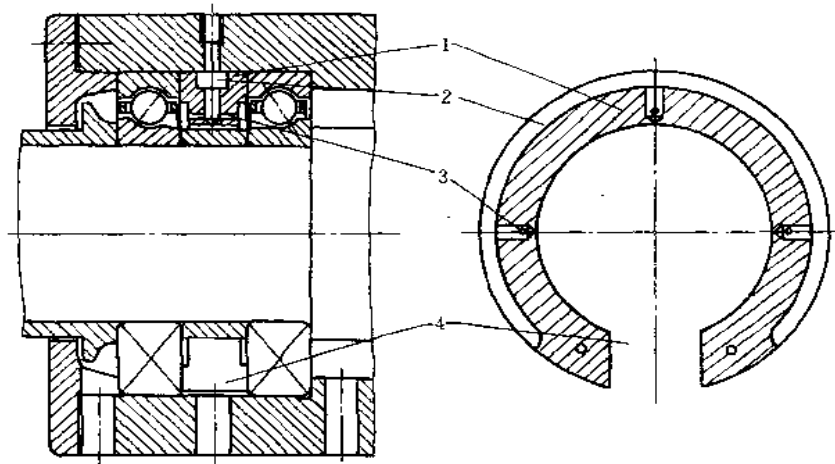


图 1-5-245 喷油润滑与喷射环

1—喷射环;2—槽;3—喷嘴;4—缺口

图 1-5-240 齿轮紧靠轴承,啮合时的抽吸作用,可把油送进轴承,挡油板 1 可防止过量的油及异物进入轴承。图 1-5-241a 为利用非对称结构进行油循环润滑,齿轮甩落的油集聚于集油槽内,流入轴承间的隔环油槽,离心力再将油向两侧传送,然后流回油箱。流出口径要大于进油口,保证油流畅通。图 1-5-241b 为汽车齿轮轴上的循环润滑。圆锥滚子轴承面对面安装,油从轴承组两侧向中间输入,从下方倾斜一侧的排油孔见剖面 B—B 排出。这样可使轴承在起动期间保持少量的油。为了油在流出口不被堵塞,孔径必须足够大。图 1-5-243 是油雾润滑。油雾发生器产生的油雾通过导管和靠近轴承的喷嘴被喷入轴承,为了达到给轴承的全部接触处可靠供油,应使气流对准保持架与套圈之间的间隙。图 1-5-245 是喷油润滑。在两套轴承中间装一带槽的喷射环 1,并通过该环圆周上的许多喷嘴 3 将油喷入保持架与套圈的间隙中。喷射环中的槽 2 将所有的喷嘴连通。喷油环在结构上与止动环类似。油通过该环的缺口 4 从轴承之间流出。出油孔必须足够大,以保证油流畅通。

## 2.6.3 润滑用有关零件

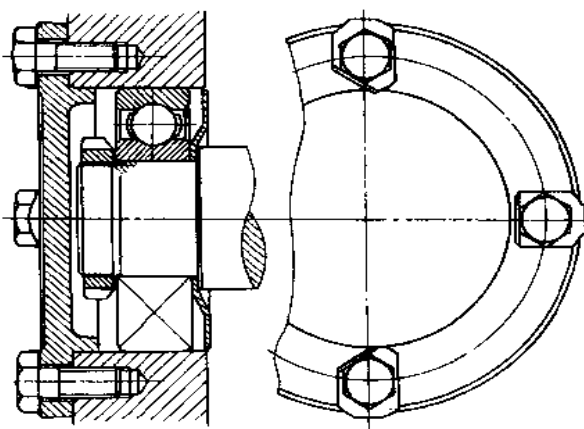


图 1-5-246 防止轴承润滑油过多的转环

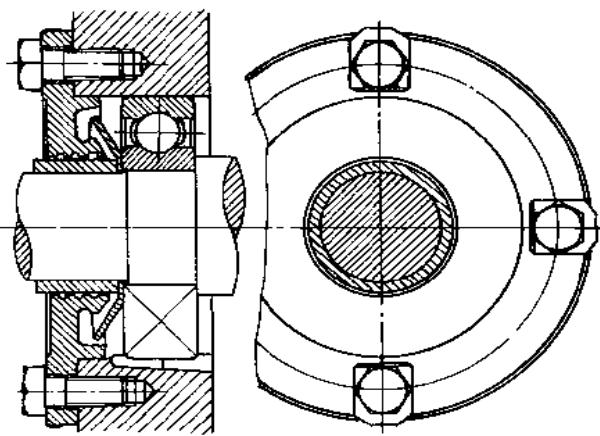


图 1-5-247 防止润滑油从轴承漏出的溅油环

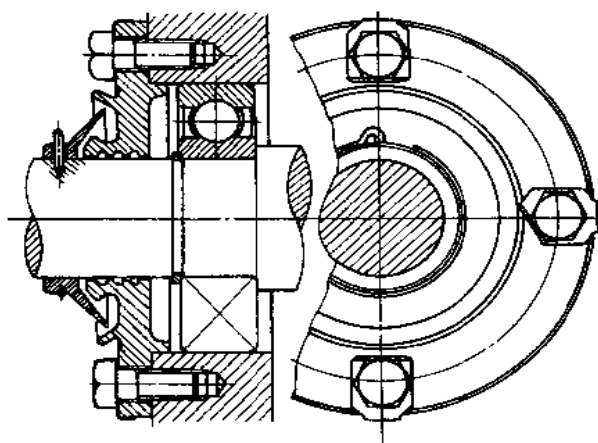


图 1-5-248 防止污物从轴承外进入的挡环

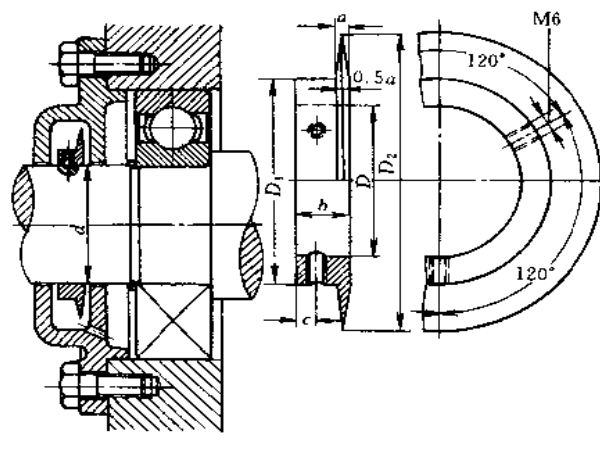


图 1-5-249 剖分箱壳用的抛油环

$$\begin{array}{ll}
 d=50\sim 95; & d=100\sim 180; \\
 D_1=D+20; & D_1=D+25; \\
 D_2=D+50; & D_2=D+60; \\
 a=4, b=16, c=6 & a=5, b=19, c=7
 \end{array}$$

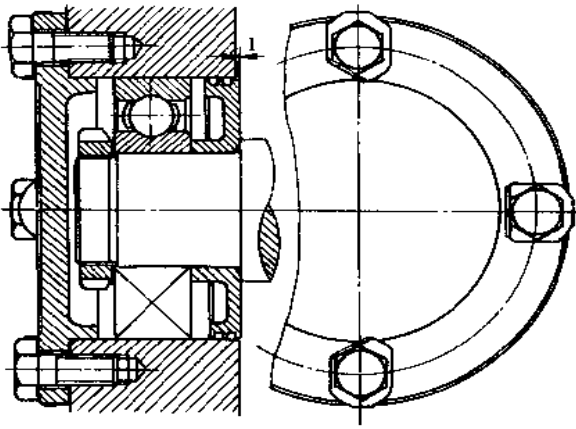


图 1-5-250 防止轴承中的润滑脂受浸蚀的环

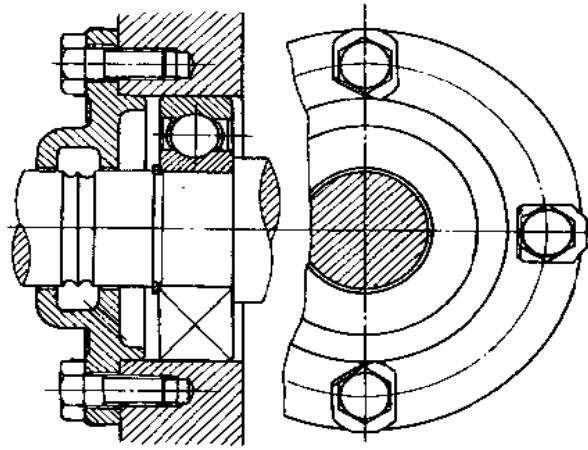


图 1-5-251 轴上的抛油槽

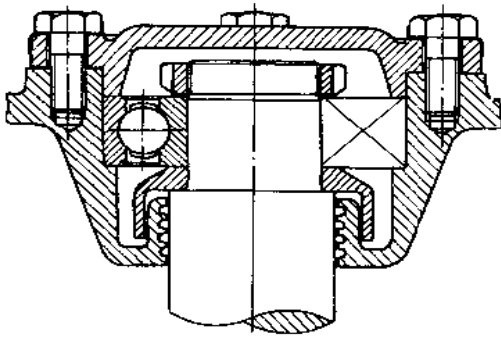


图 1-5-252 用脂润滑的立轴支承

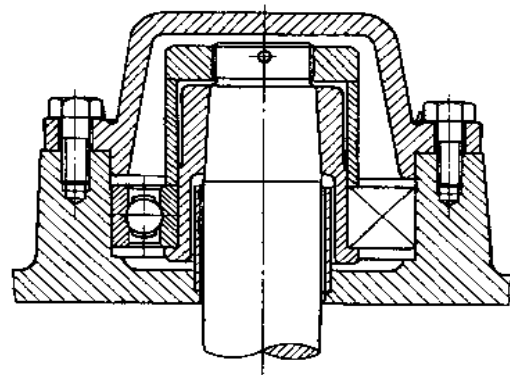


图 1-5-253 油润滑的立轴支承

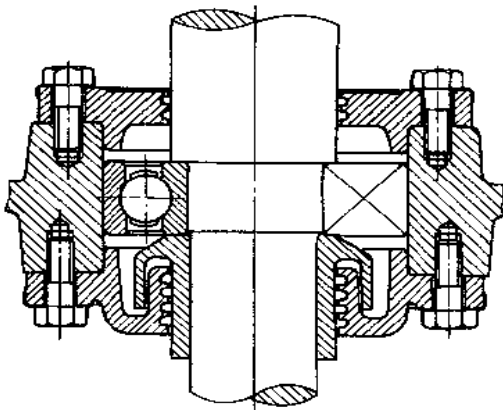
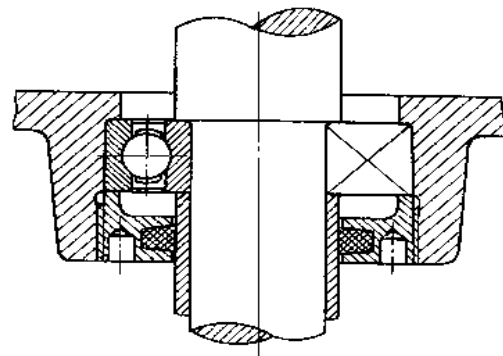


图 1-5-254 脂润滑的立轴支承



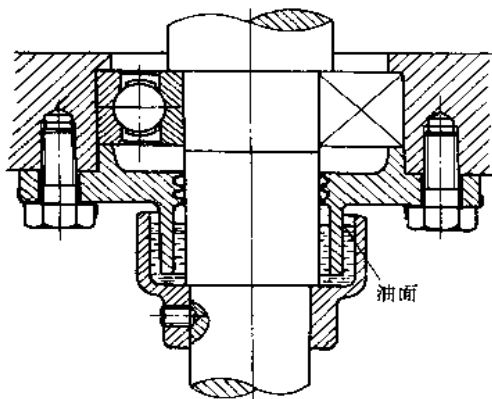


图 1-5-255 油润滑的立轴支承

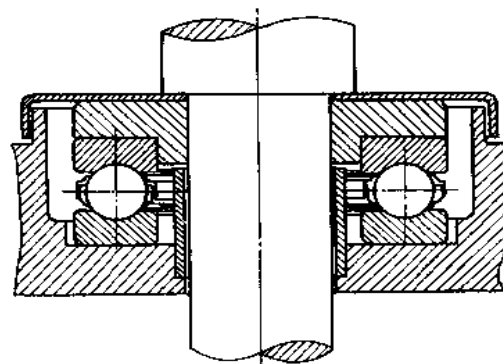


图 1-5-256 油润滑的立轴支承

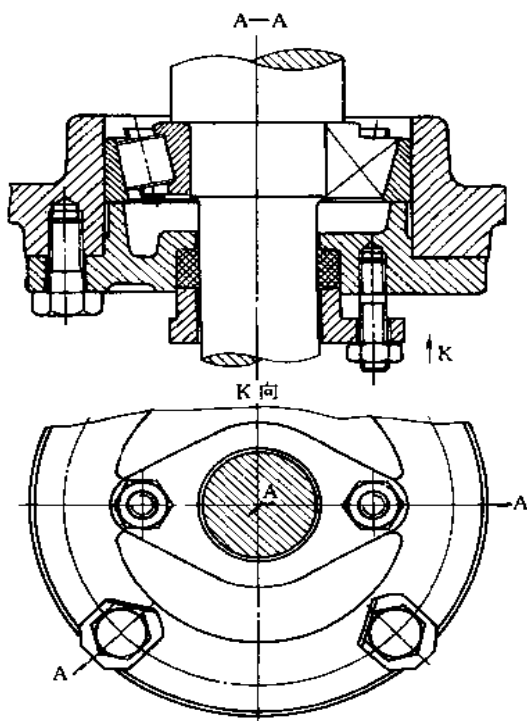


图 1-5-257 填料盒式密封的立轴支承

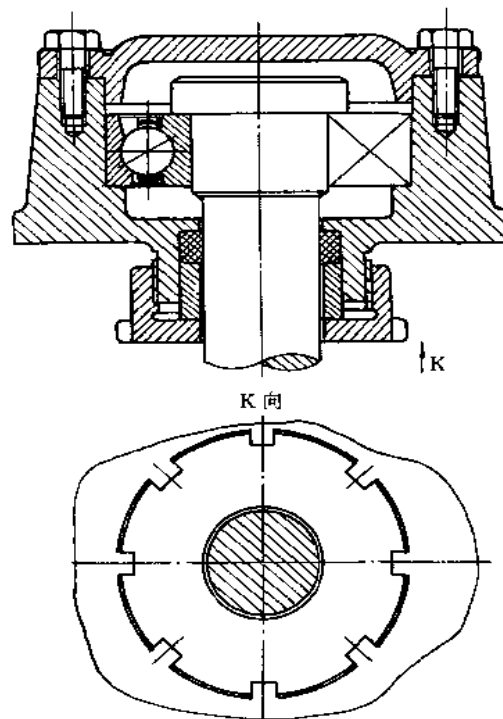


图 1-5-258 填料盒式密封的立轴密封

图 1-5-252 用车槽和环联合密封。图 1-5-253、256 结构中润滑油的高度由压合轴套来决定,这两种密封用于不受污染的工作处,图 1-5-255 用液体来密封,用在有灰尘和潮湿的场所工作的轴承。

## 2.7 滚动轴承安装、配置结构举例

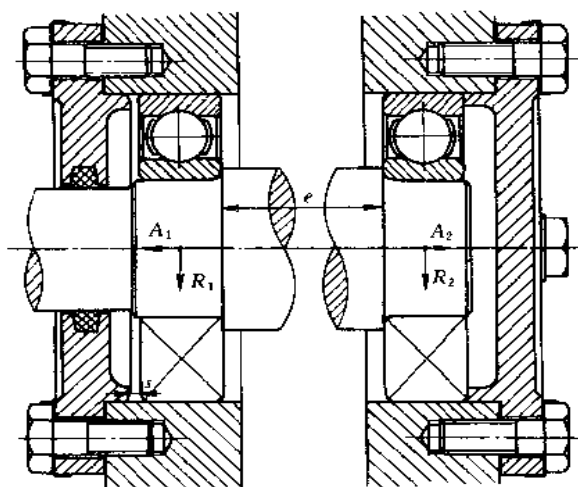


图 1-5-259 两端为深沟球轴承的游动支承

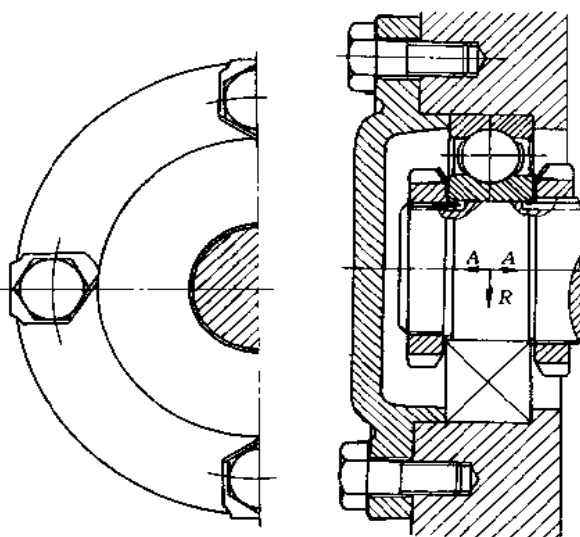


图 1-5-260 用两个螺母固定的深沟球轴承的支承

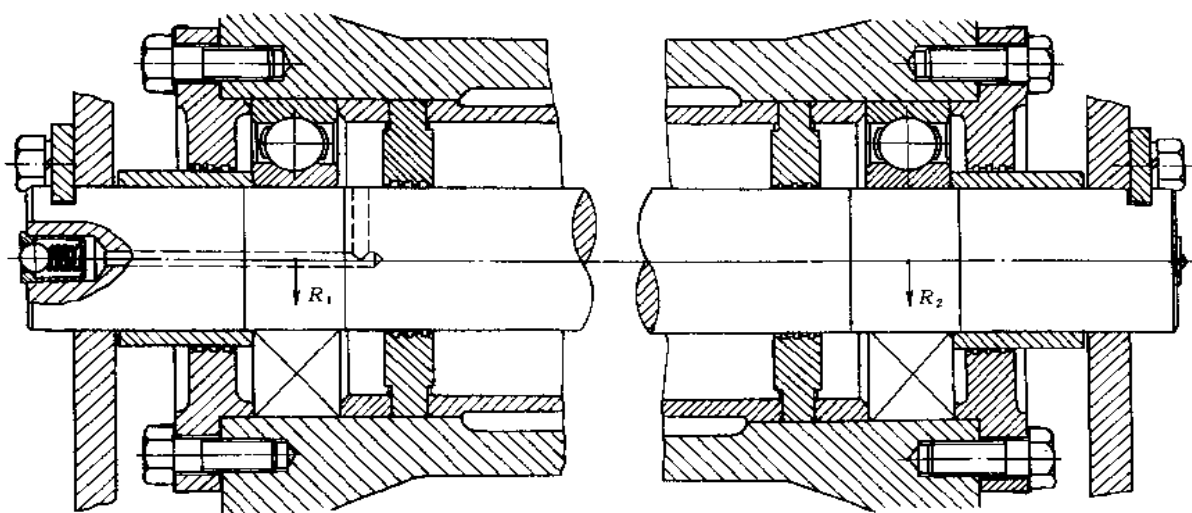


图 1-5-261 在固定心轴上转动的壳体支承

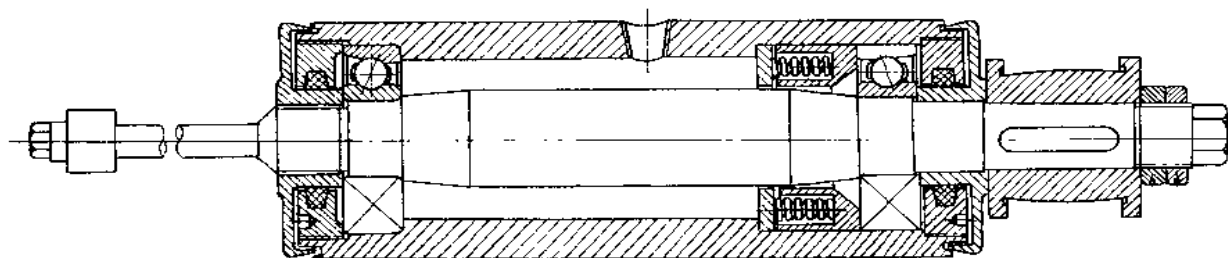


图 1-5-262 用弹簧预紧的角接触球轴承 O 型结构预调支承

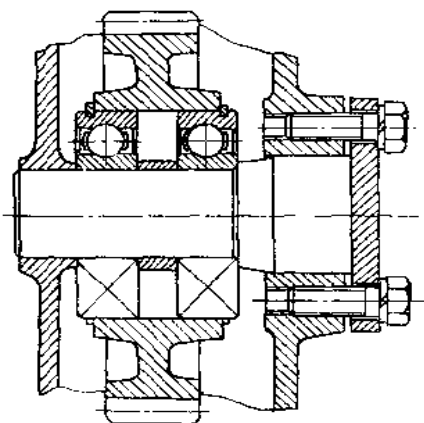


图 1-5-263 具有止动环固定的  
深沟球轴承支承

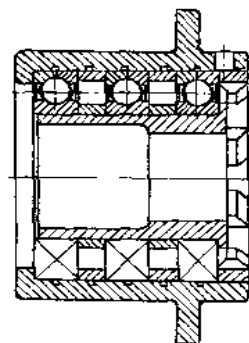


图 1-5-264 反动式燃气轮机中具有  
四点接触的深沟球轴承支承

图 1-5-263 所示为汽车分速箱惰齿轮支承, 因为外圈上有止动环, 所以不需另加零件从侧面固定, 从而简化了结构。

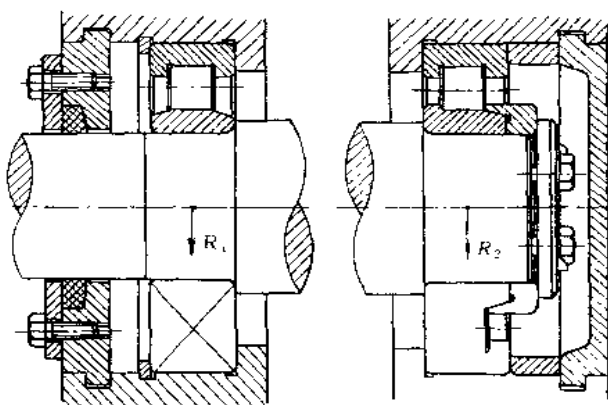


图 1-5-265 固定-游动配置的圆柱滚子轴承重载轴支承

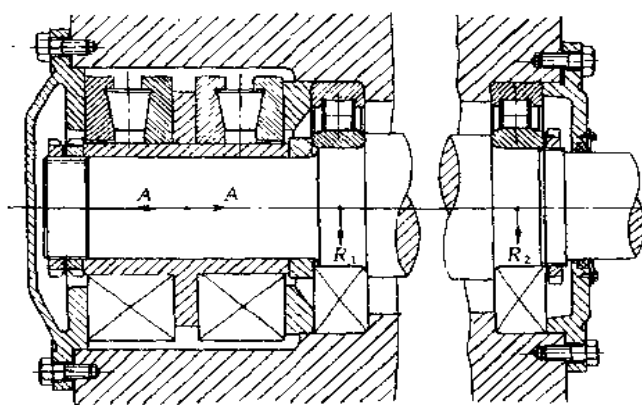


图 1-5-266 两个圆柱滚子轴承+两个圆锥滚子轴承联合支承

图 1-5-266 为承受双向轴向力和较大径向负荷的低速轴轴承配置。

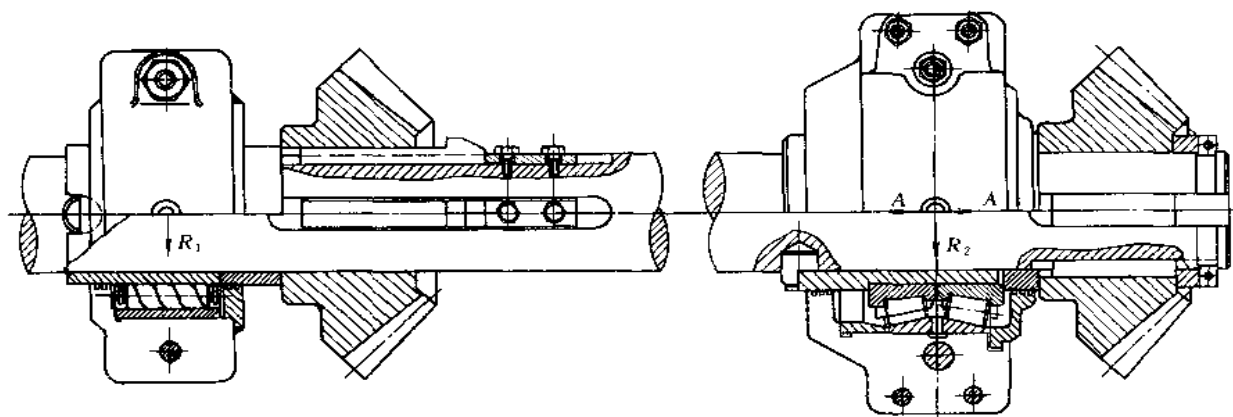


图 1-5-267 辊道传动轴的支承

图 1-5-267 用无头钉固定轴承内圈(左)或轴套(右),防止轴承轴向移动和转动。(螺旋滚子轴承抗径向冲击性好,现仅用于维修。)

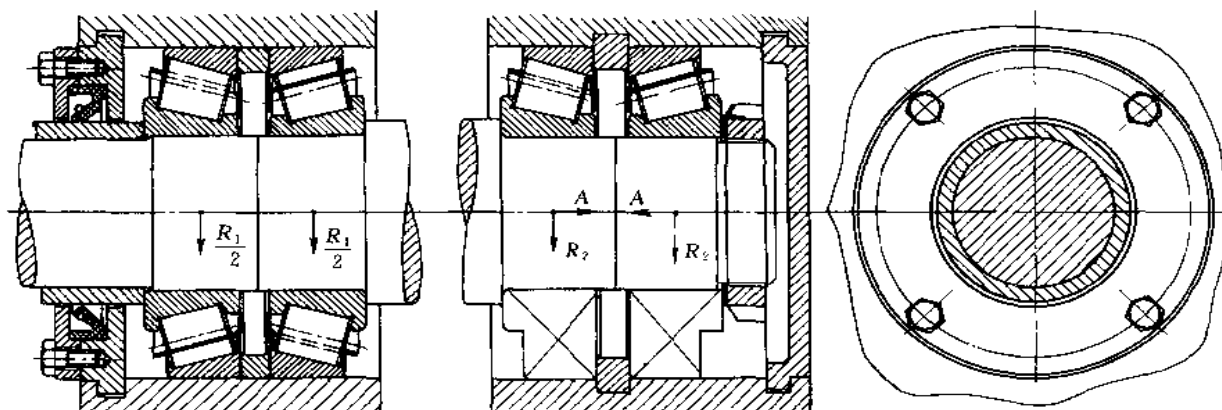


图 1-5-268 具有两对背靠背配置的圆锥滚子轴承的支承

图 1-5-268 为承受较大的径向和轴向变向载荷的重载轴支承,两端圆锥滚子轴承单独调节。轴承座是剖分的。

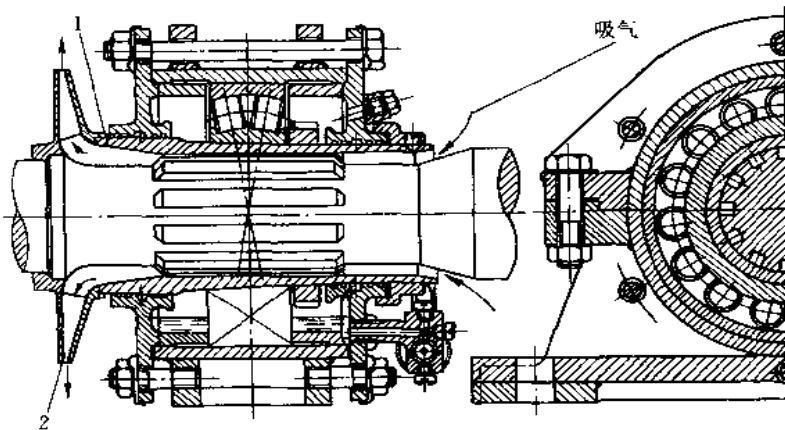


图 1-5-269 装在焊接座上的调心滚子轴承支承  
1—锥度为 1:12 的轴套;2—装在通风机一侧的风扇工作轮





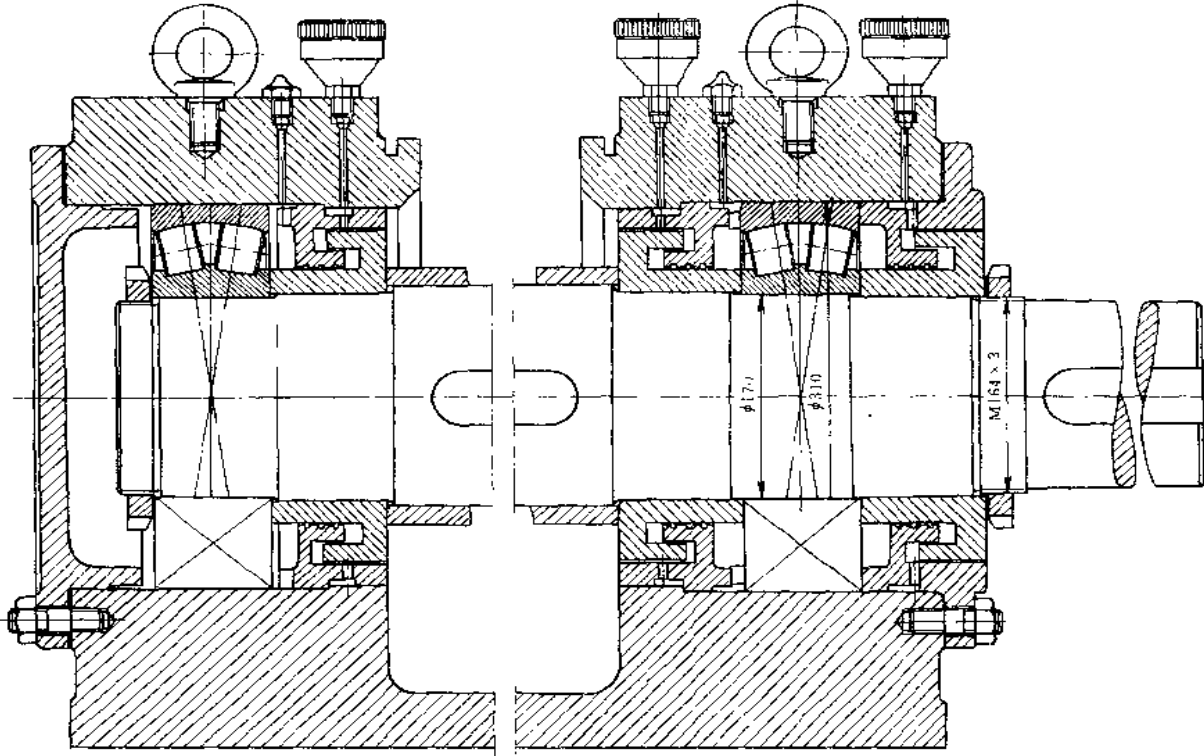


图 1-5-272 采用调心滚子轴承的粉煤球磨机支承

如图 1-5-272 所示,迷宫式加车槽联合密封,其中充以润滑脂,油杯定期加脂润滑。

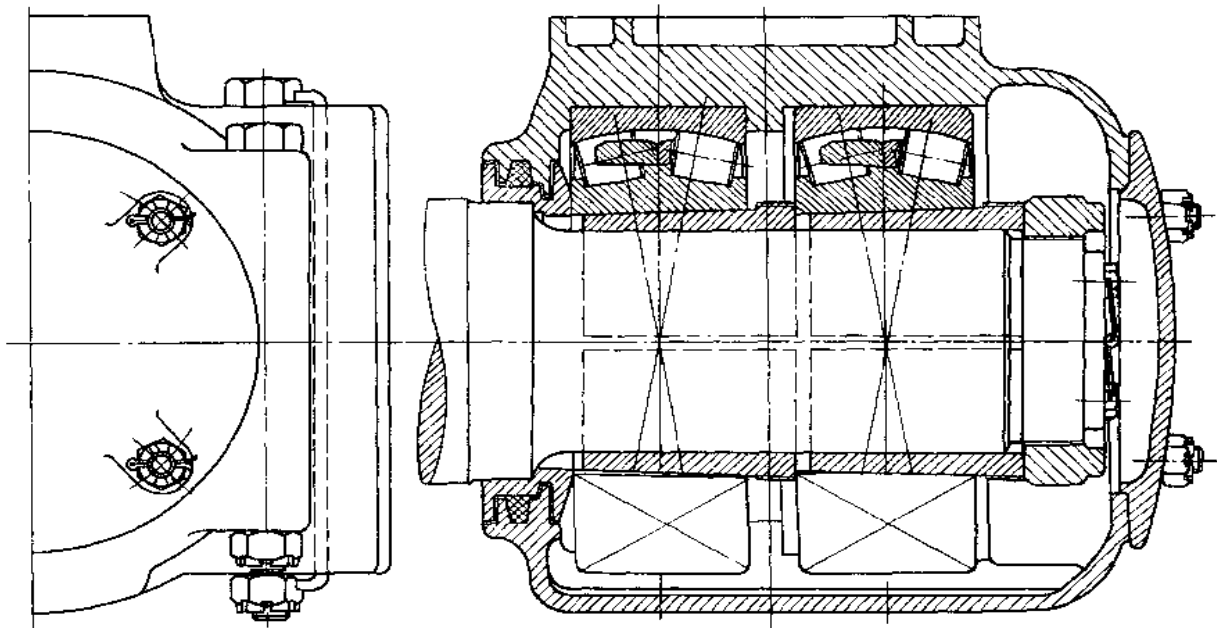


图 1-5-273 采用调心滚子轴承的车轮支承

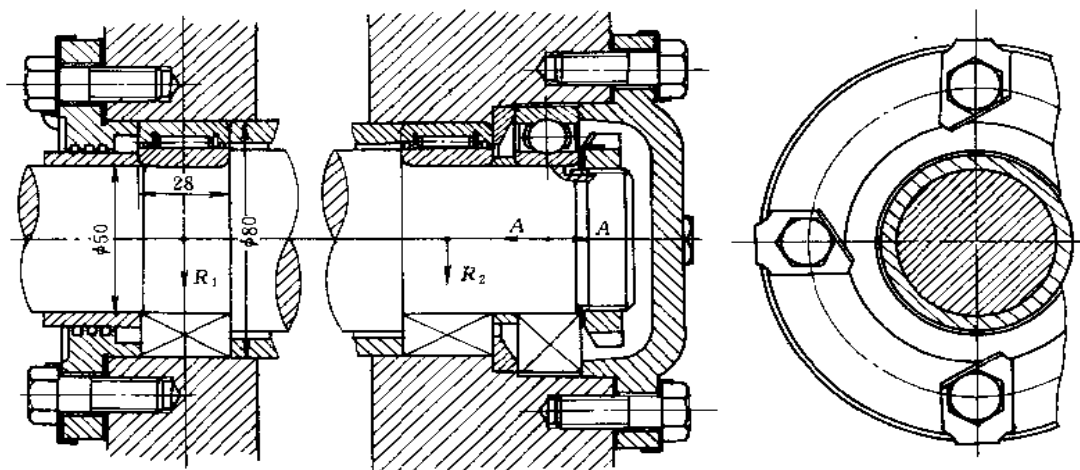


图 1-5-274 滚针轴承+深沟球轴承的固定-游动配置

图 1-5-274 所示滚针轴承承受径向负荷,深沟球轴承只承受变向的轴向负荷。

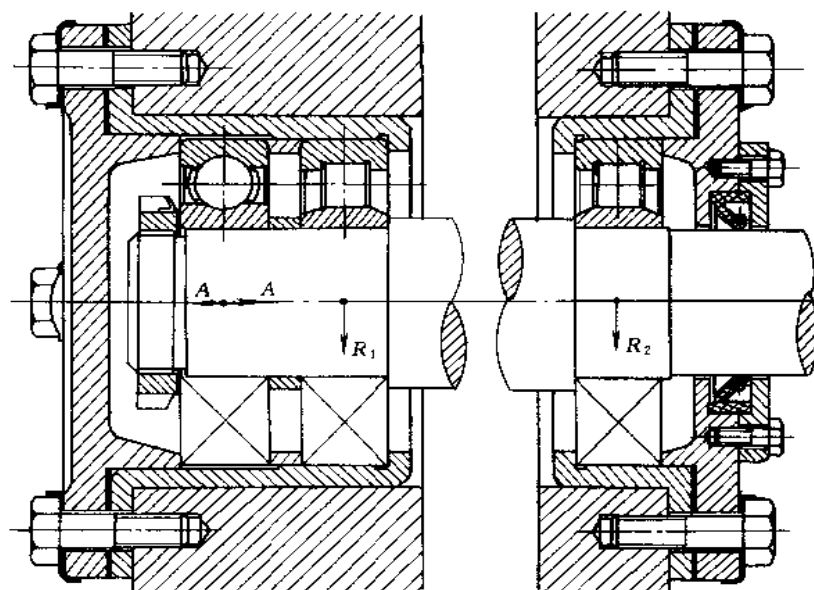


图 1-5-275 深沟球轴承+圆柱滚子轴承联合支承的重载轴

图 1-5-275 所示深沟球轴承径向留有间隙,只承受变向轴向力,径向负荷全部由圆柱滚子轴承承担。轴承装在套杯中,可简化支座孔加工,但增大了结构尺寸和部件成本。若条件允许,可以把轴承装在侧盖中(如图 1-5-276)。

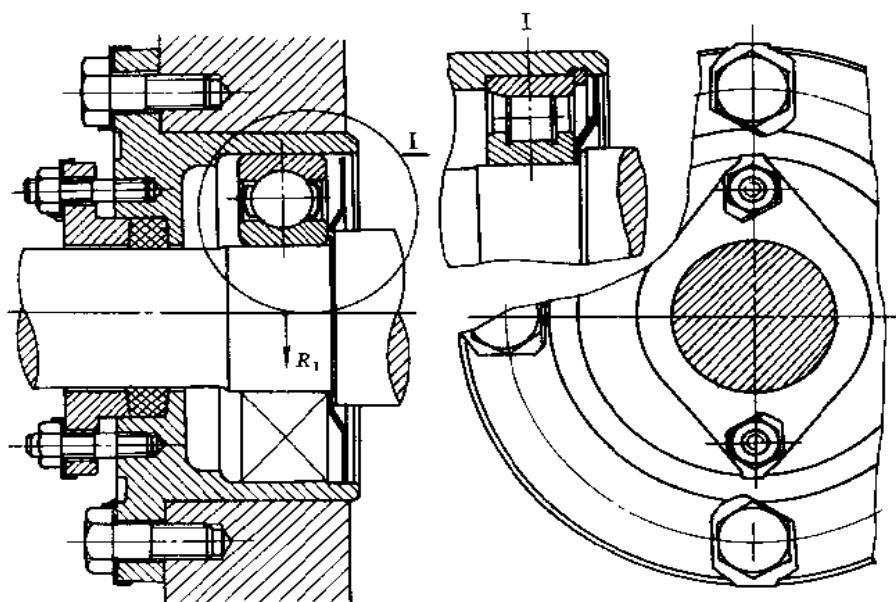


图 1-5-276 轴承装在侧盖中的支承

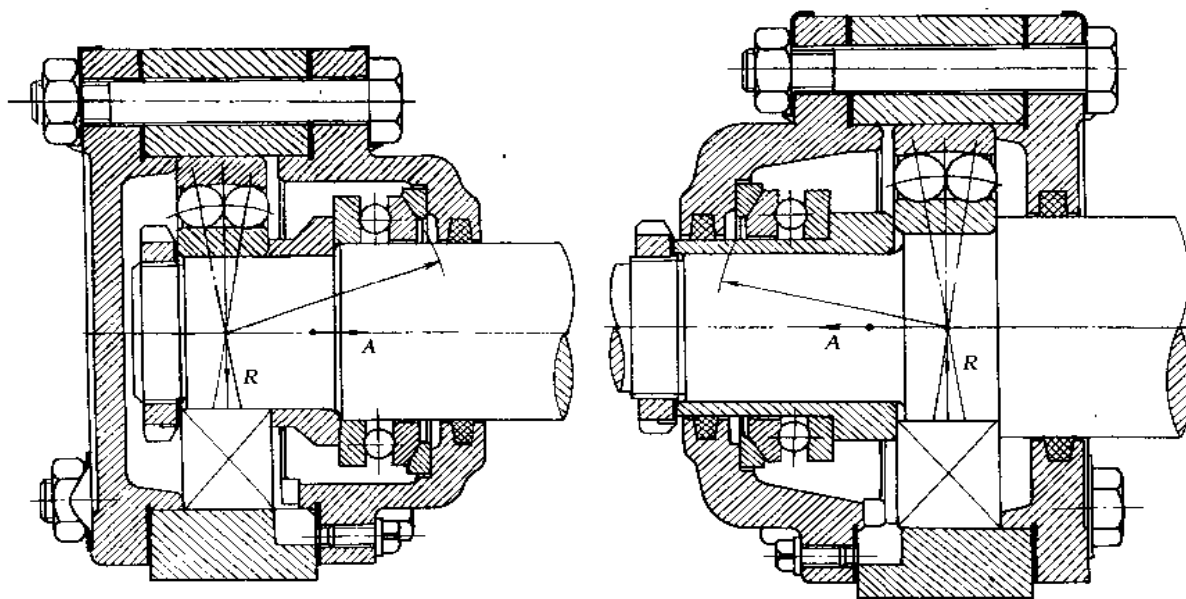


图 1-5-277 承受相当大的径向负荷和相当大的方向不变的轴向负荷的轴端支承

图 1-5-278 承受相当大的径向负荷和相当大的方向不变的轴向负荷的中间支承

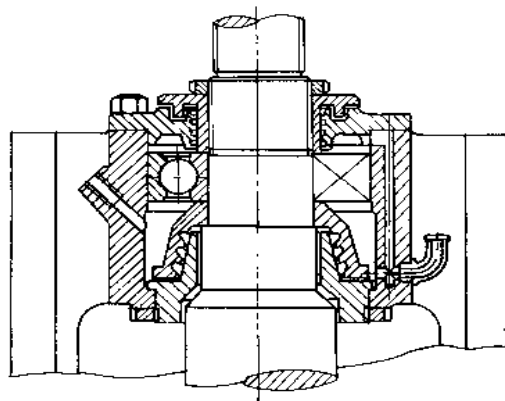


图 1-5-279 立轴中间支承

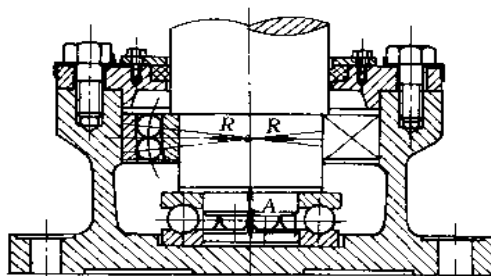


图 1-5-280 受复合载荷的立轴轴端支承

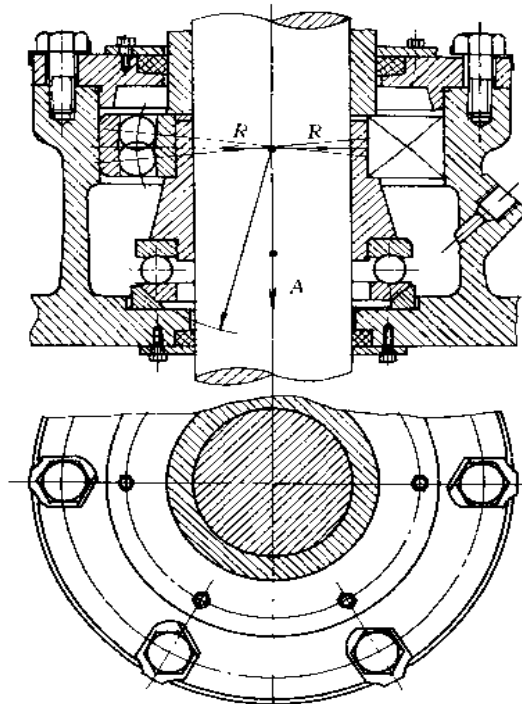


图 1-5-281 受复合载荷的立轴中间支承

图 1-5-279 为木材圆锯床中立轴(主轴)支承,转速  $3000\sim 7000\text{r}/\text{min}$ 。

图 1-5-280 这种结构不能调心,因此轴不能歪斜。如要求调心,这种配置是错误的。

图 1-5-281 径向负荷由调心球轴承来承受,轴向负荷由具有球面垫环的调心止推球轴承承受,轴承固定在轴套上,因此轴可以按较低的精度加工。

## 2.8 各类机械轴承选配示例

### 2.8.1 电机轴支承

电机要求轴承运转平稳,运转噪声低。中、小型电机一般使用密封深沟球轴承,大功率专用电机常用圆柱滚子轴承作电机转子的游动端支承,高速电机中主要使用角接触球轴承,当电机的轴向载荷较大时,要使用推力角接触球轴承,或推力调心滚子轴承。

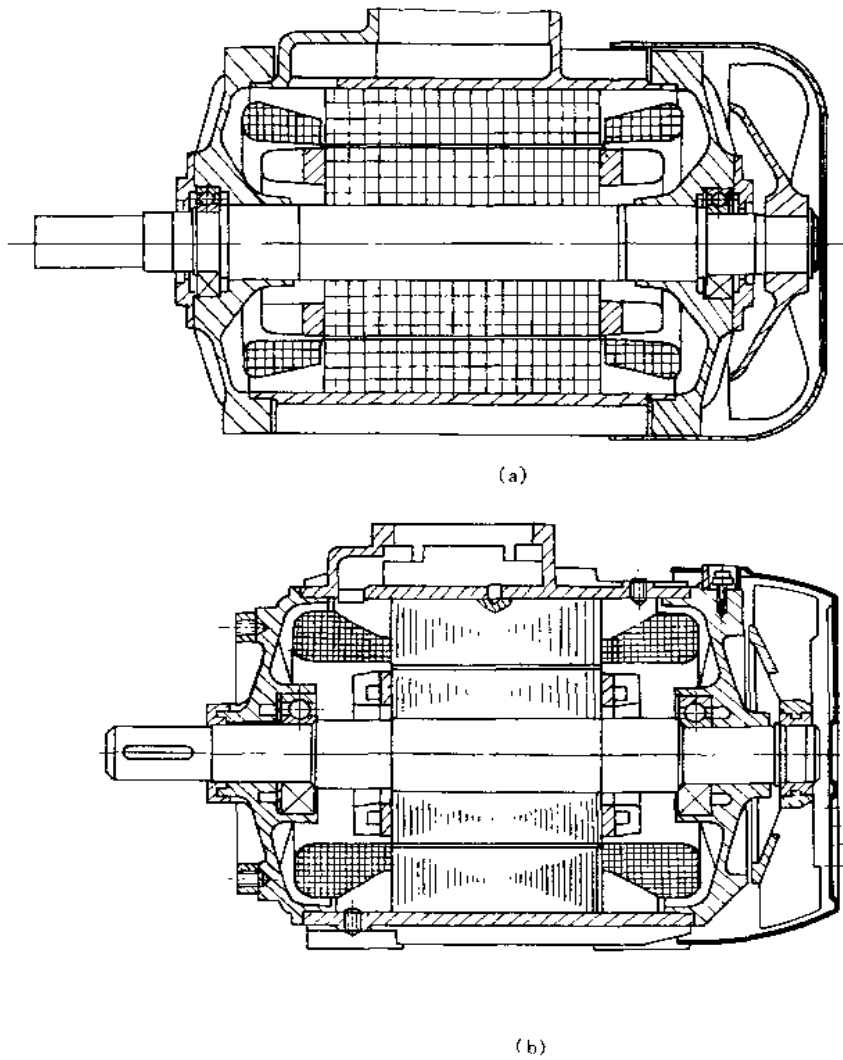


图 1-5-282 三相交流电动机支承

电动机的转子支承沿径向承受转子重力、电磁吸引力、不平衡作用力和传动力,如皮带等

的牵引力,沿轴向只承受引导力,有时还存在轴向分力,例如斜齿轮传动力。因此,选用除能承受径向载荷外,又能承受双向轴向载荷,运转噪声较低,单面带防尘盖的深沟球轴承。采用轴向作用的弹性元件,可以将轴承调整到无游隙工作状态,以降低噪声。弹性元件一般安装在轴承盖与轴向游动轴承外圈之间。轴承与轴配合采用 j5,与电动机端盖孔的配合采用 H6。考虑到内圈与轴的紧配合会使径向游隙减小,电枢发热,内圈温度高于外圈温度,还会进一步减小径向游隙。为使轴承不致发生径向卡紧,轴承游隙采用 3 组。脂润滑。

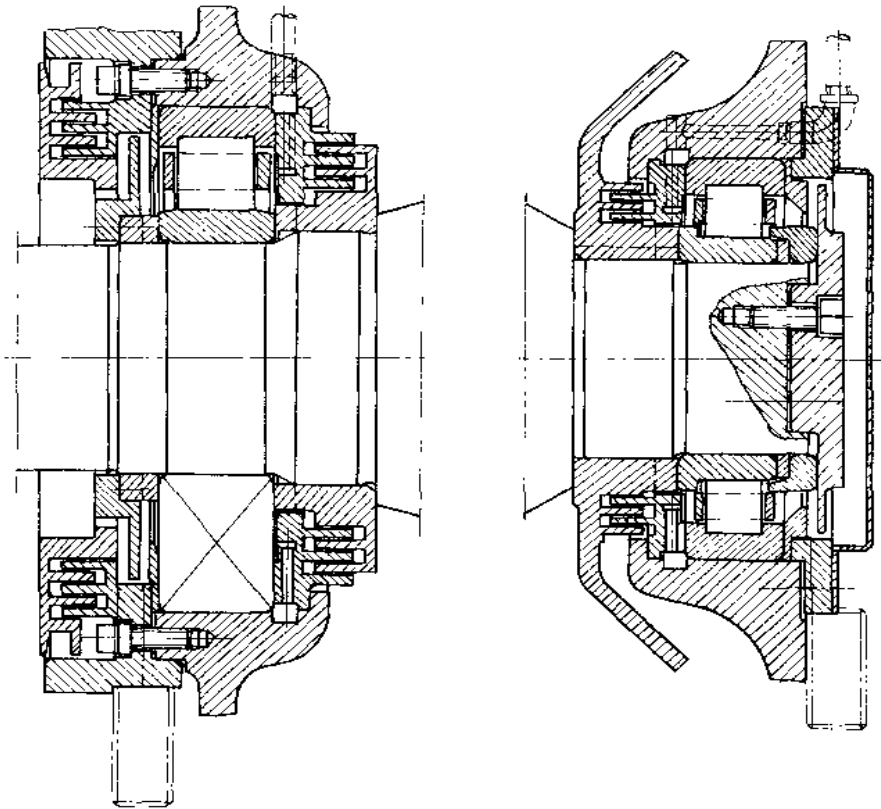


图 1-5-283 电力机车牵引电机支承

电力机车的牵引电动机既不是持续工作,也不是恒定功率运行,而是间歇性工作的。在断断续续的运转中,电动机轴承要承受大小和方向变化很大的载荷,还经常受到较高的冲击载荷作用,而且要保证数年可靠地运转。因此,一般采用圆柱滚子轴承支承。

图 1-5-283 在传动端使用内圈无挡边的圆柱滚子轴承作为游动支承,另一端用带斜挡圈的圆柱滚子轴承,作轴向定位。为适用较高的冲击载荷作用,内、外圈均采用较紧的配合,轴与内圈为 n5,孔与外圈为 M6。采用较大的 4 组游隙。润滑采用锂基皂化脂,可保证在 130℃ 以内长时间可靠的润滑,当机车运行达  $(20 \sim 30) \times 10^4 \text{ km}$  时应将用过的脂排除干净,更换新脂。

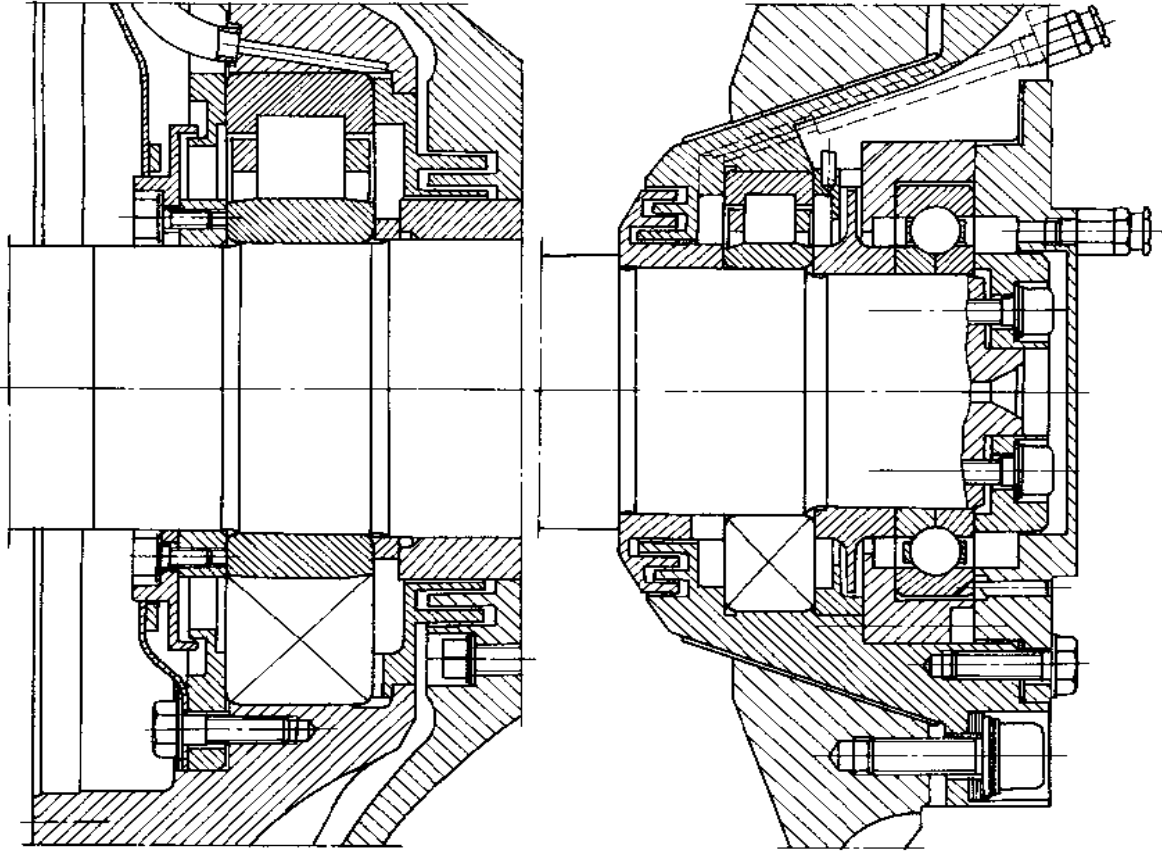


图 1-5-284 电力高速机车牵引电机转子支承

图 1-5-284 牵引电动机  $N=525\text{kW}$ ,  $n=3000\text{r/min}$ , 车速  $v=250\text{km/h}$ 。电动机转子由两个圆柱滚子轴承支承, 轴向由一个四点接触球轴承定位, 并承受由小齿轮啮合轴向力。脂润滑, 设有脂溢出阀, 可通向各轴承, 并可使用过的或多余的脂向外流出。

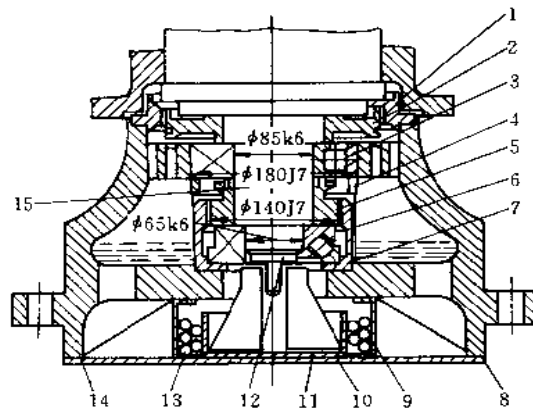


图 1-5-285 立式变频发电机下支承

1—轴承内盖; 2—挡油盘; 3—轴承 2317; 4—轴承垫圈; 5—甩油盘; 6—轴承 9039413; 7—下轴承垫圈; 8—密封垫; 9—轴承冷却器外罩; 10—隔油板; 11—轴承冷却器内罩; 12—内螺纹泵; 13—油冷却器; 14—轴承座; 15—轴

图 1-5-285 为立式变频发电机下支承结构。发电机较大的径向载荷和轴向载荷由圆柱滚子轴承和推力调心滚子轴承承受, 用油润滑。适用于中速重载的场合。

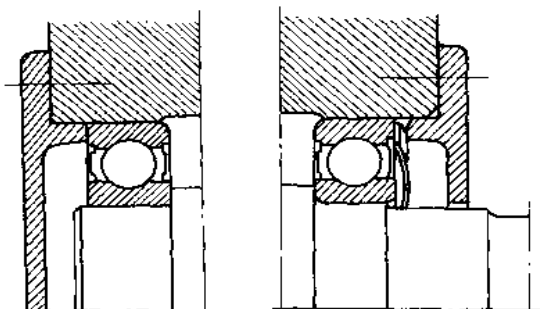


图 1-5-286 小型电动机一般轴承

图 1-5-286 为小型电动机的一般支承。轴承受力不大,转速一般,径向负荷小,轴向只承受引导力。向心球轴承的内圈压配合在轴颈上并支撑于轴肩上。外圈为轻推配合。在右边轴承的外圈和端盖之间装有一个弹簧垫圈。采用这种方法调整轴承,运转特别平稳。

图 1-5-287 为中等功率电机轴支承示例。轴向定位轴承为深

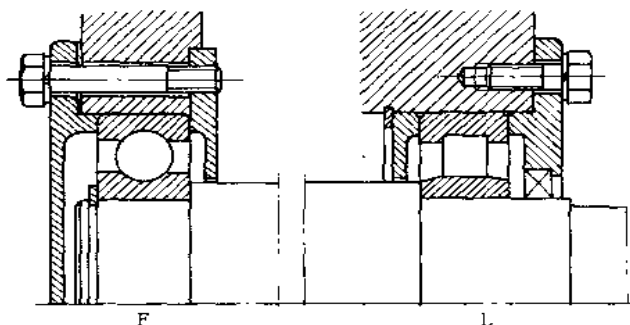


图 1-5-287 中等功率电动机轴承

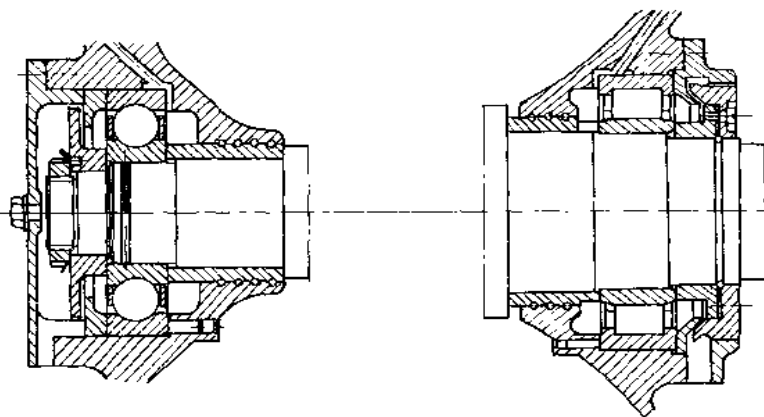


图 1-5-288 牵引电机轴支承

沟球轴承,既承受径向力也承受交变轴向力。轴向作用力不大且不是冲击力。因此可考虑采用轴肩、端盖、锁圈和其他元件固定深沟球轴承。这样制造费用低,装卸简单。圆柱滚子轴承为轴向游动轴承,只承受径向力,其外圈紧固于锁圈和端盖之间,内圈紧配合在轴上。

图 1-5-288 是将牵引电机柔性地悬挂在车架下部的牵引电机轴支承,电机最大功率为 2400kW,电压为 3000V,连续工作功率为 1760kW。一端用深沟球轴承承受轴向力,作轴向定位,另一端用圆柱滚子轴承作游动支承。

平面磨床电机轴刚性要大,并采用径向和轴向无游隙的运转精度高的支承。根据轴的直径确定轴承大小。从疲劳寿命考虑,选择的轴承也须大一些。

图 1-5-289 所示为功率 22kW、转速 1000r/min 的平面磨床电机的支承。为了达到尽可能高的刚度,应使大型精密推力球轴承尽可能地靠近砂轮。该推力

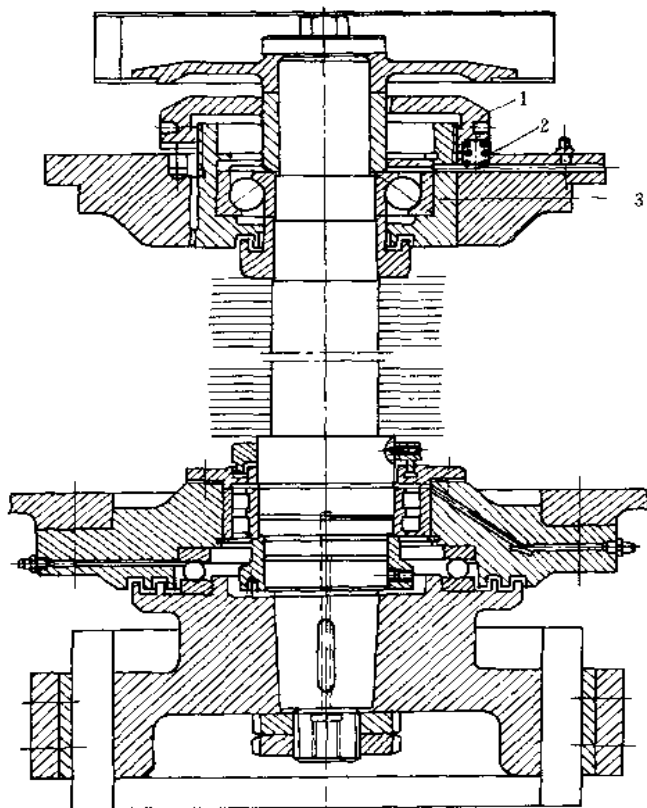


图 1-5-289 平面磨床电机支承



球轴承承受向上的约 4.5kN 的偏心磨削反力。在推力球轴承部位上边,直接就近安装一套精密双列圆柱滚子轴承作径向引导。在上部轴尾端则装置一套精密角接触球轴承,作轴向引导。轴上装置转子、砂轮和通风叶轮(总重力为 0.9kN),空转时即由该轴承支承。角接触球轴承装在衬套 3 中,该衬套靠弹簧 2 抵住外壳来支撑。通过弹簧和能够移动的衬套对角接触球轴承的外圈进行预紧。弹簧的预紧力由旋在衬套上的螺母 1 来调整,应大于轴及其全部旋转部件的重力,这样,即使在空转时,即无磨削反力时,推力球轴承也保持有预过盈。对于圆柱滚子轴承的工作游隙,则通过将轴承内圈压装到轴的锥形配合部位上来进行调整。调整后使轴承游隙缩小至与车床主轴支承的一样,轴承的恒定工作温度达 50~60°C。全部轴承用脂润滑,迷宫密封。

## 2.8.2 减速器、变速器轴支承

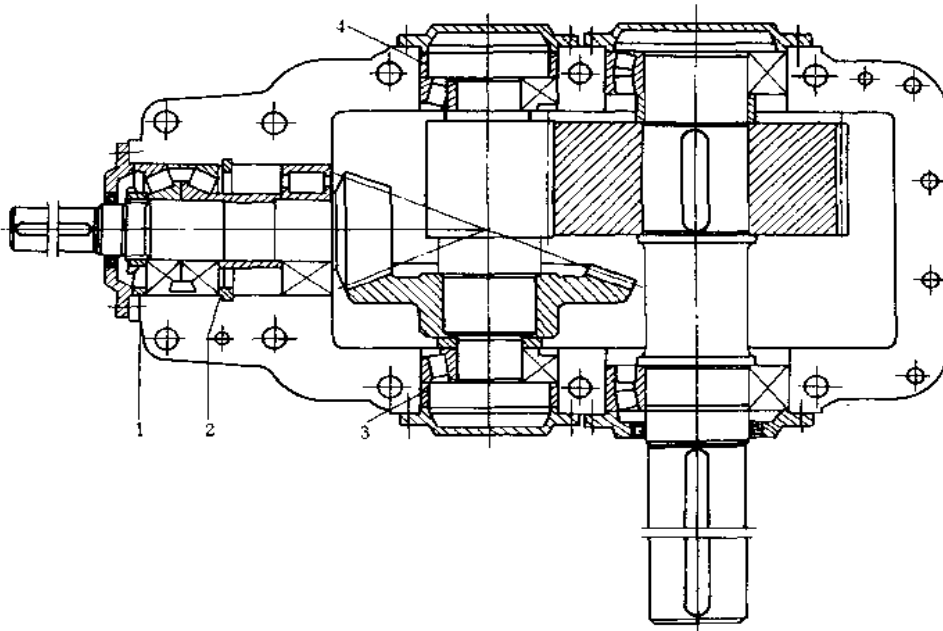


图 1-5-290 锥、正齿轮联动机构支承

图 1-5-290 为锥、正两级减速器支承。主动小锥齿轮为悬臂式支承,采用面对面成对安装的圆锥滚子轴承(压力角大的系列)作轴向定位轴承。由于该系列的轴承压力角较大,所以它们可以很好地承受作用于该锥齿轮上的轴向力。此外还能达到锥齿轮的啮合所要求的精确引导。在圆锥滚子轴承外圈之间配置一个隔圈,对其宽度的确定是:应使成对轴承以微小的轴向游隙运转。

轴向游动轴承采用平挡圈型圆柱滚子轴承,是因为不能用外壳挡肩或止动环轴向固定外圈。将其外圈以可移动方式配合于 H6 级精度的壳体中,实现轴向游动。因为径向负荷大,需选用加强型圆柱滚子轴承。锥齿轮的啮合间隙,可用垫圈 1 和 2 来调整。

鉴于锥齿轮副啮合的要求,尤其在转动方向发生交替变化的条件下,盘形齿轮轴的轴向游隙不能过大。因此该齿轮轴应用两套 303 系列的圆锥滚子轴承支承。将二轴承安装成 X 型结构,用端盖通过间距垫圈 3、4 和外圈进行调整,外圈用柱配合,外壳孔加工至 H6 级精度。

从动轴除承受正齿轮的啮合力外,通常还承受其他外力,如皮带牵引力或因轴偏移所产生的力等,一般采用两套相同的调心滚子轴承,以外圈游动配置在壳体中,外圈与端盖之间留出较小的轴向间隙。外壳孔也加工至 H6 级精度。

减速器中的全部轴承内圈均为循环负荷,所以采用压配合装到 k5 级精度的轴上。当负荷很大时,也可将轴加工至 m6 级。

用齿轮甩出的油润滑除成对圆锥滚子轴承以外的所有轴承。集聚于箱内集油槽中的油可通过管路进入成对圆锥滚子轴承。在齿轮箱内侧面设置一个排油孔,其高度应为:在静止状态下,轴承最下边的滚子仍一半浸入油中。

因这类减速器应用于各种领域,所以应根据环境条件进行相应的轴间隙密封;但在多数情况下使用径向密封圈就行了。

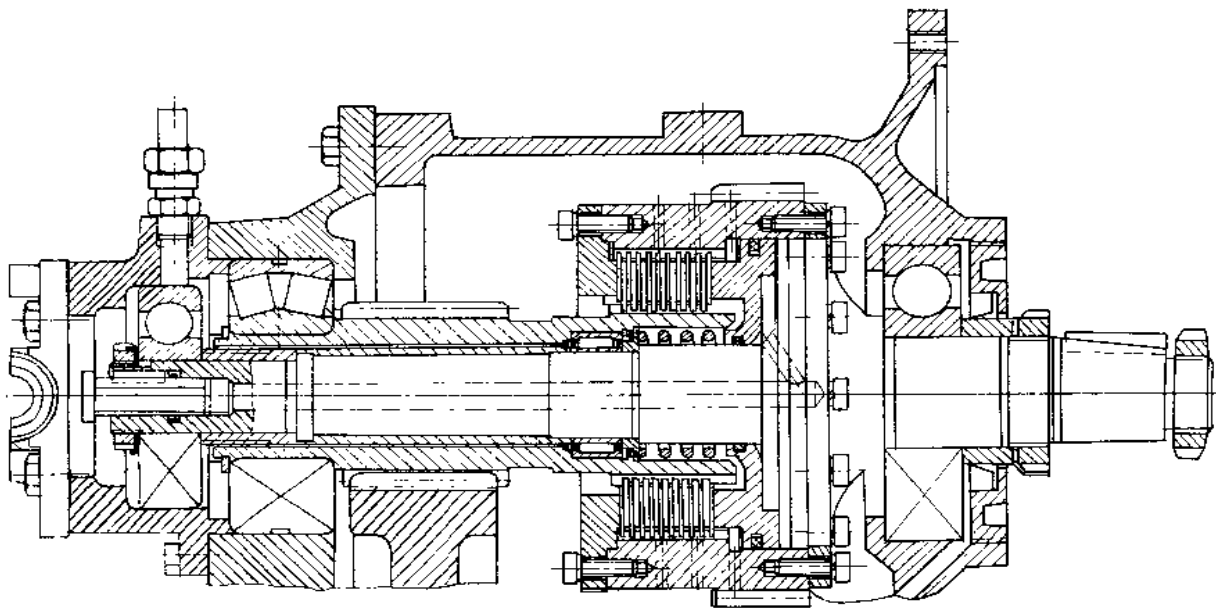


图 1-5-291 船舶倒车齿轮轴支承

图 1-5-291 所示轴承支承传动轴螺旋齿轮全部径向力和轴向推力,由于采用了高承载能力的 E 鼓形调心滚子轴承,额定疲劳寿命提高约 285%。FAG 的 E 鼓形调心滚子轴承的几何形状,提供一种动平衡条件,使其内圈导向凸缘可取消,因此与其他调心滚子轴承相比,可以用较长的滚子,从而使轴承能力增大 37% 以上。

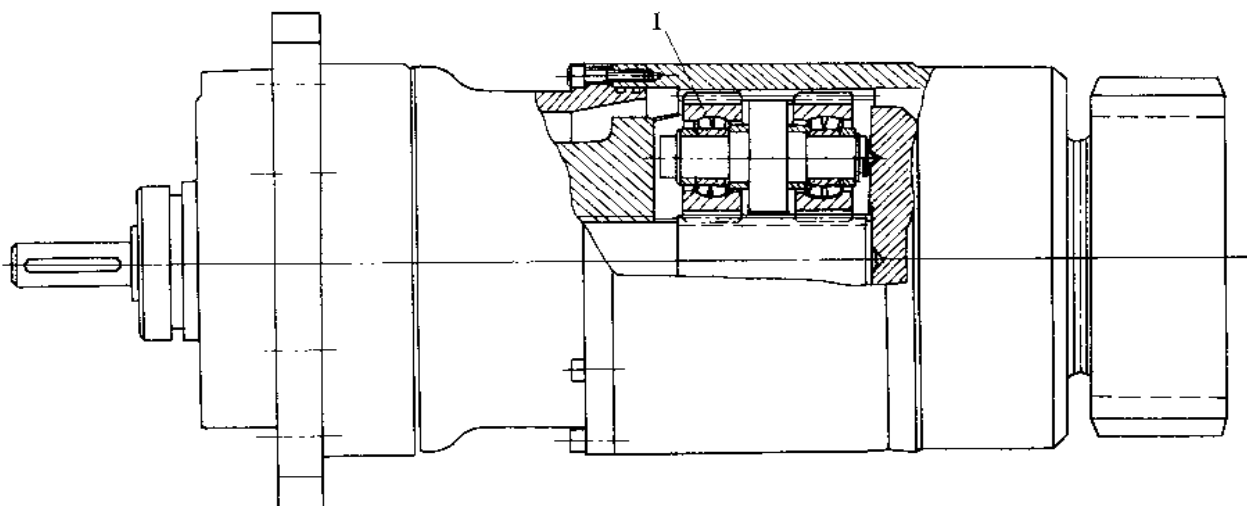


图 1-5-292 吊车行星齿轮轴承

I 放大

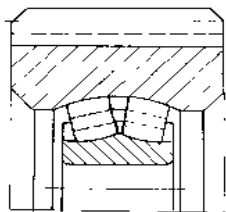
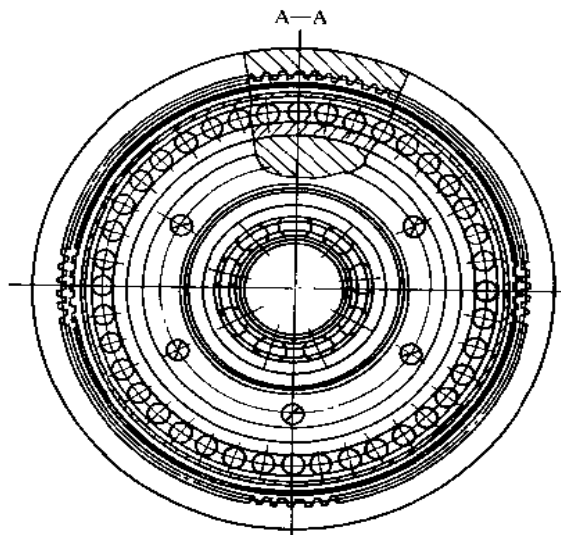
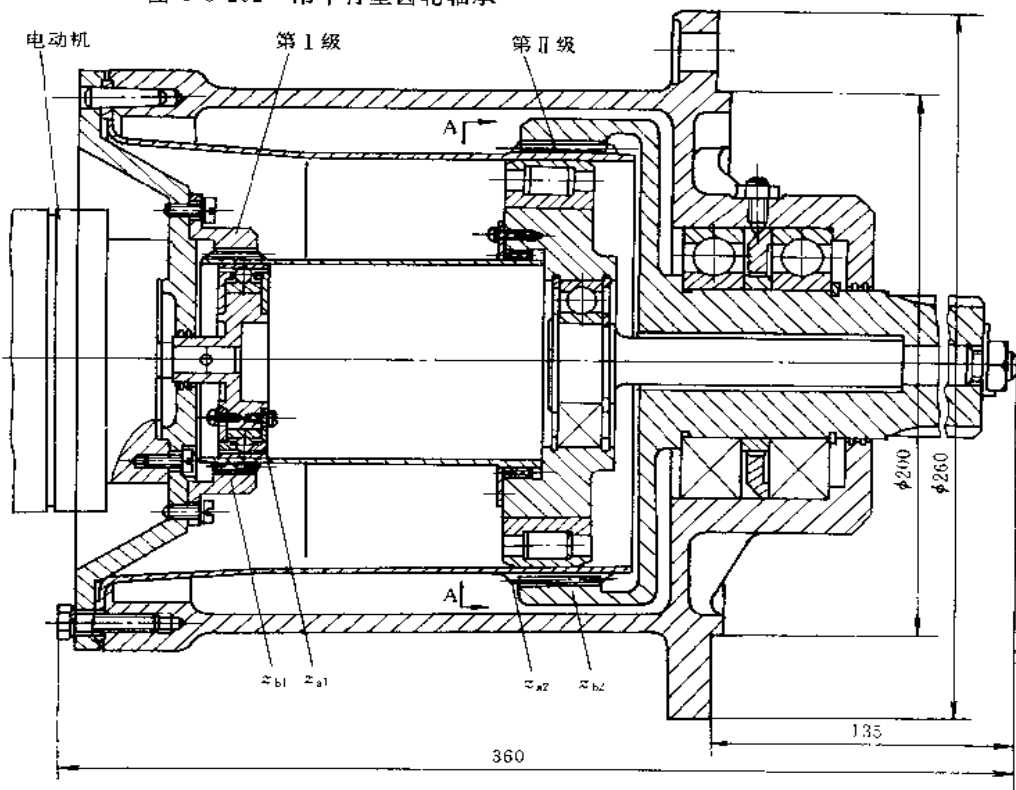


图 1-5-292 所示吊车行星齿轮系统负荷大,空间小,若采用标准轴承,齿轮必须有一薄壁部分,导致齿轮疲劳寿命的降低,如选用 FAG 公司产品以齿轮一部分为外圈(如图 1-5-292 的 I 放大)的 E 鼓形调心滚子轴承,就可满足使用要求。

图 1-5-292 吊车行星齿轮轴承

图 1-5-293 两级谐波减速器  
及其支承结构

低速轴上扭矩:1961.32N·m

低速轴转速:0.29r/min

总传动比:10000

每级传动比:100

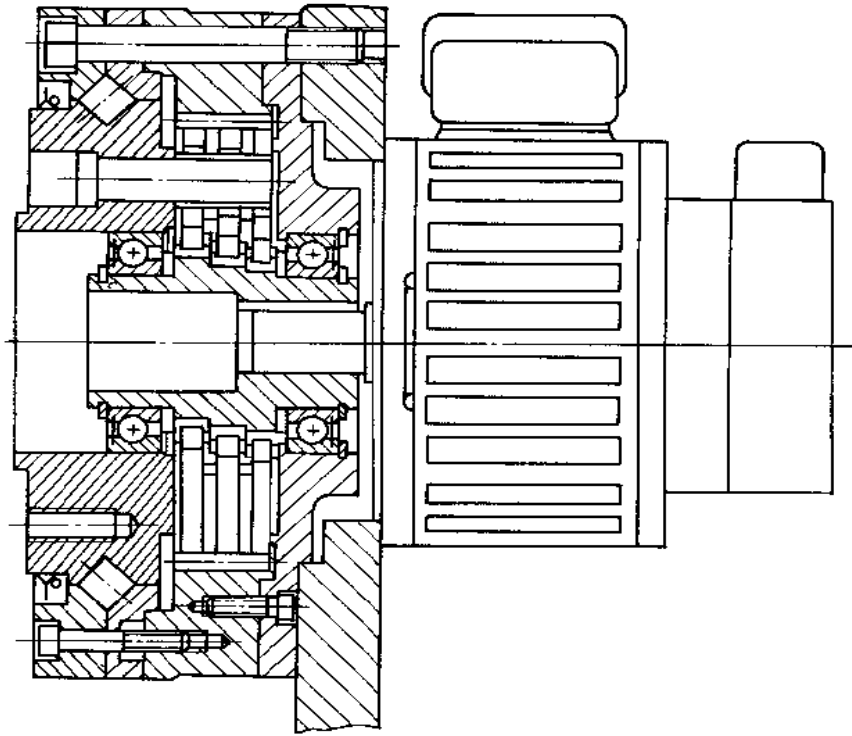


图 1-5-294 摆线减速器及其支承结构

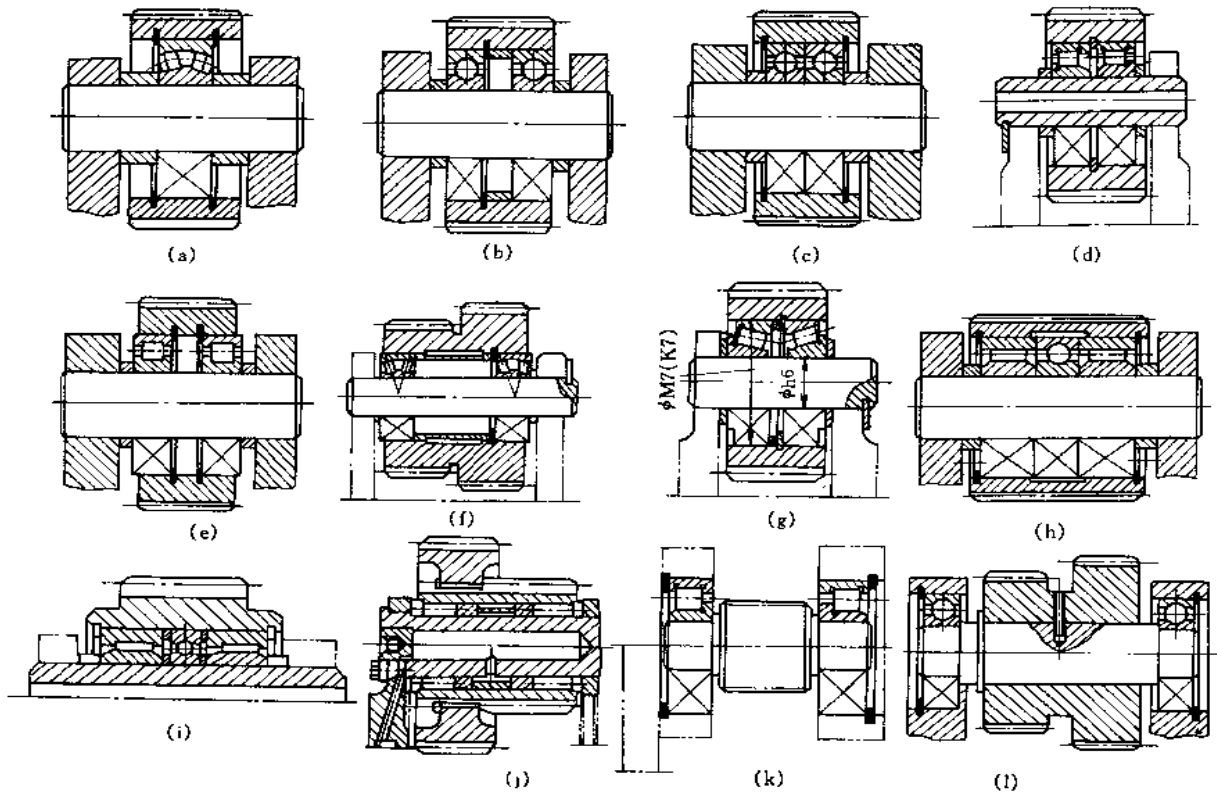


图 1-5-295 一些行星齿轮的支承

图 1-5-295a 可使载荷沿齿宽均匀分布；b 可减少齿轮载荷集中和行星齿轮的倾斜程度，而

c 图两轴承装得太近,在其原始径向间隙不同时,会引起行星齿轮的倾斜;d、e、f 适用于较大载荷时,g 图用垫片调节轴承轴向间隙,在轴承间装有间隙环,易于拆卸;h、i 用在径向尺寸受限制时,h 图的单列向心球轴承径向与齿轮孔留有间隙,只承受轴向力,可轴向固定行星轮;j 图受尺寸限制的需要磨齿的双联行星齿轮支承,两行星轮的精确位置用定位销定位;k、l 将轴承放在行星架内,增大轴承间距,减少载荷集中。

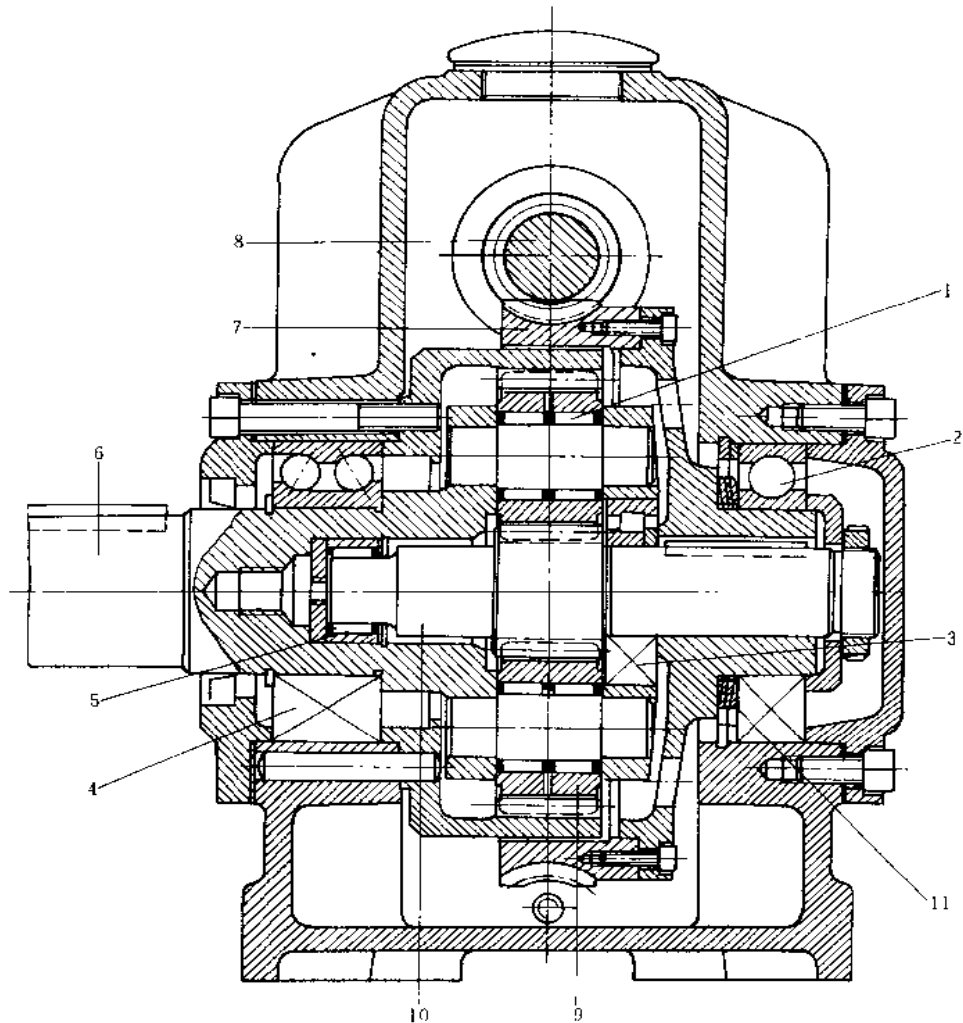


图 1-5-296 行星传动支承

1、5—滚针轴承;2—向心球轴承;3—向心短圆柱滚子轴承;4—调心球轴承;6—输出轴;7—蜗轮;8—蜗杆;  
9—行星轮;10—太阳轮;11—碟形弹簧

图 1-5-296 所示行星轮支承结构,为缩小尺寸,行星轮使用滚针保持架组件直接装在热处理过的轴和行星轮孔中;太阳轮轴一端支承在无内圈、外圈无挡边的滚针轴承上,两侧用垫片引导,垫上螺孔用于拆卸,轴的另一端由深沟球轴承支承;转臂输出端支承在双列角接触球轴承上,另一端由圆柱滚子轴承支承(浮动)。油浴润滑,轴密封圈密封。碟形弹簧用来调整蜗轮相对蜗杆的位置。

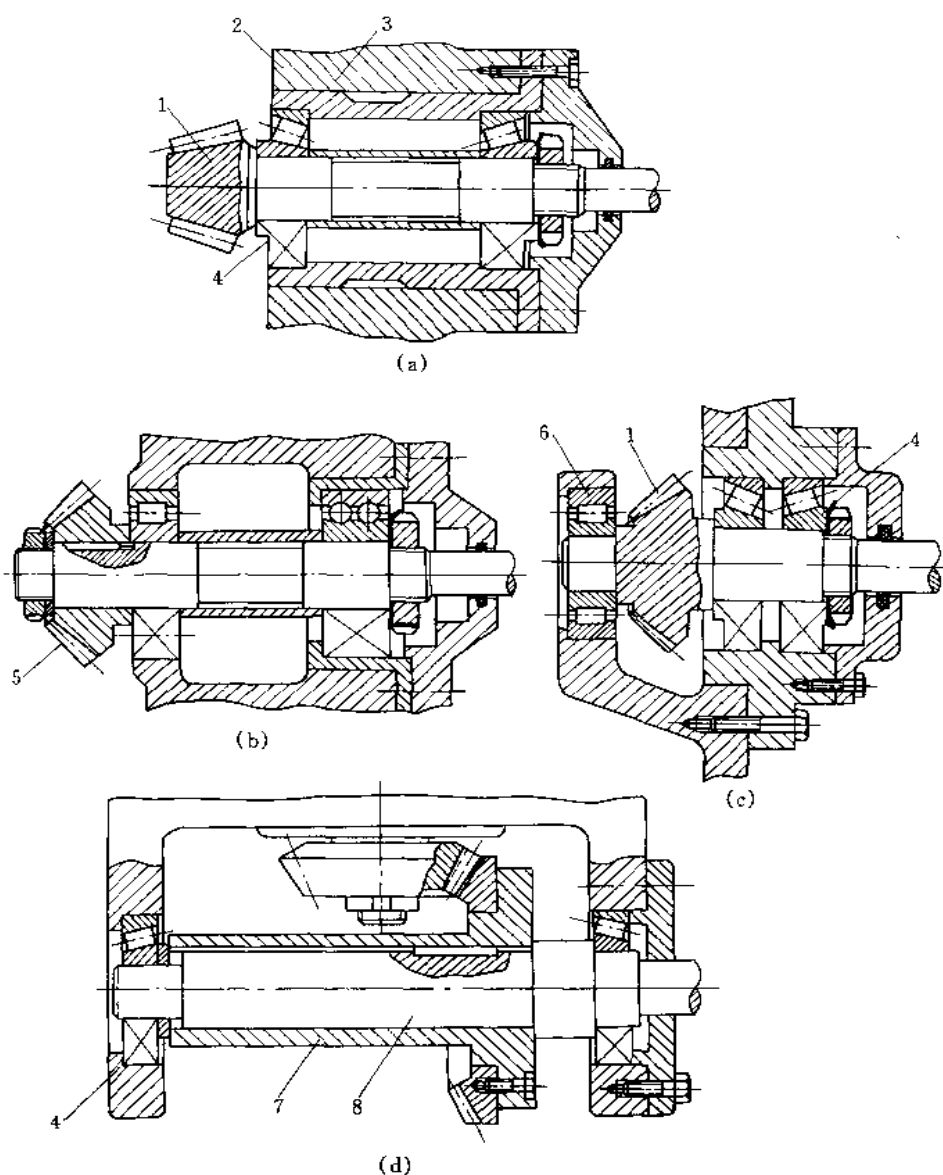


图 1-5-297 圆锥齿轮支承

1—锥齿轮轴;2—机壳;3—轴套;4—圆锥滚子轴承;5—斜齿或曲线齿圆锥齿轮;6—圆柱滚子轴承;  
7—组合锥齿轮;8—轴

图 1-5-297a 两个圆锥滚子轴承 4 背靠背地布置在轴套 3 内,既可增大轴承支反力作用点间的距离,提高锥齿轮轴 1 的刚度,也便于调整。

图 1-5-297b 机构中设有两个方向的轴向锁紧,以适应斜齿或曲线齿圆锥齿轮 5 在正反转时,产生的两个方向的轴向力。

图 1-5-297c 左端用圆柱滚子轴承 6 承受径向力,右端用一对背对背配置的圆锥滚子轴承承受径向力和轴向力。

图 1-5-297d 组合锥齿轮 7 在两支承中间,采用两个面对面的圆锥滚子轴承支承,可以减小支反力作用点距离,提高轴的刚度。

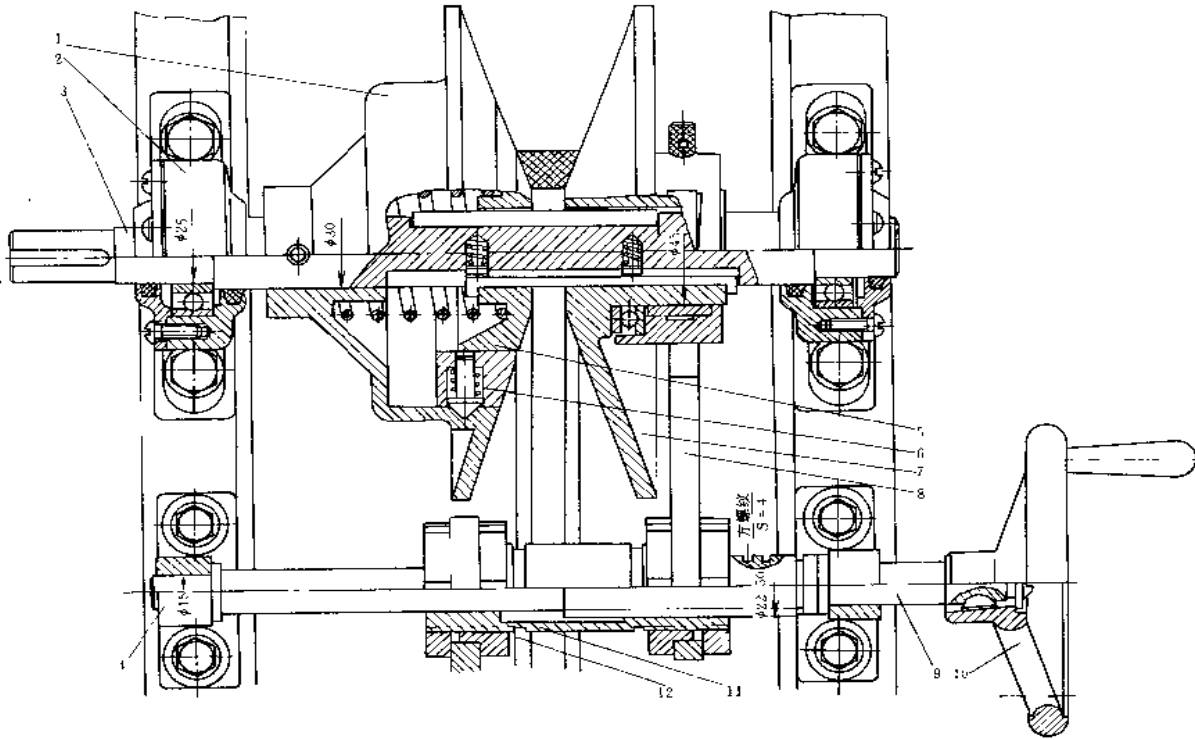


图 1-5-298 V带无级变速器的轴承配置

1—定圆锥；2—轴承座；3—主动轴；4—滑动轴承；5—小环；6—大环；7—动圆锥；8—叉；9—操纵螺旋；  
10—手轮；11—螺母；12—V带

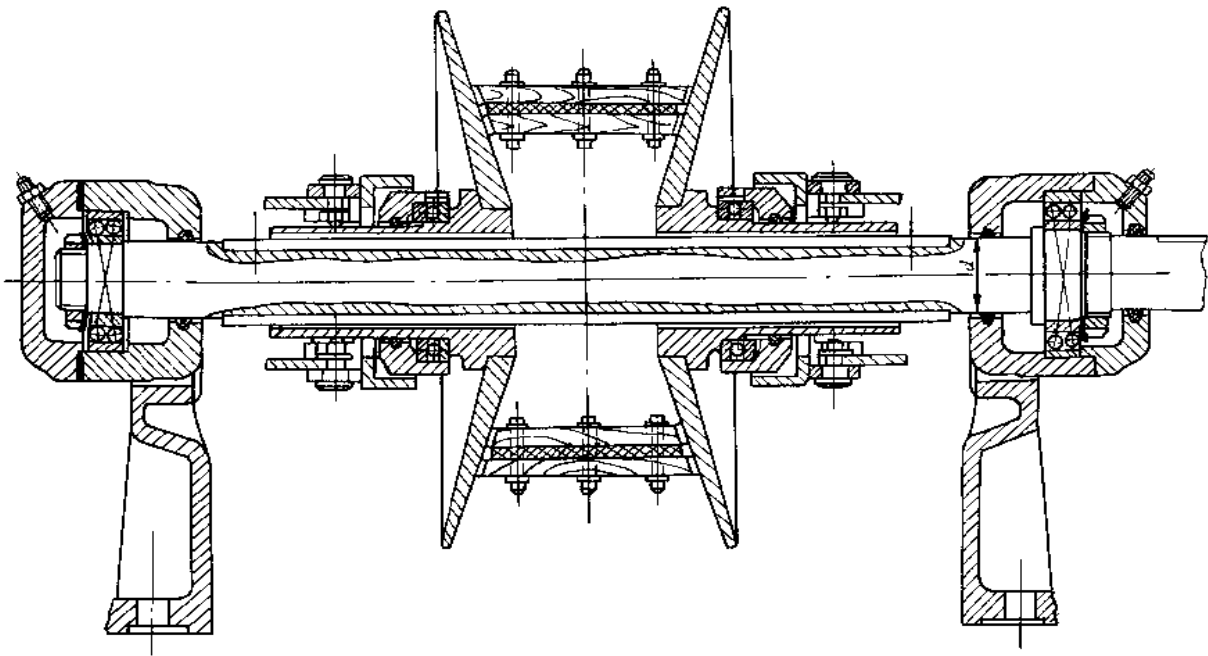


图 1-5-299 V带无级变速器轴承

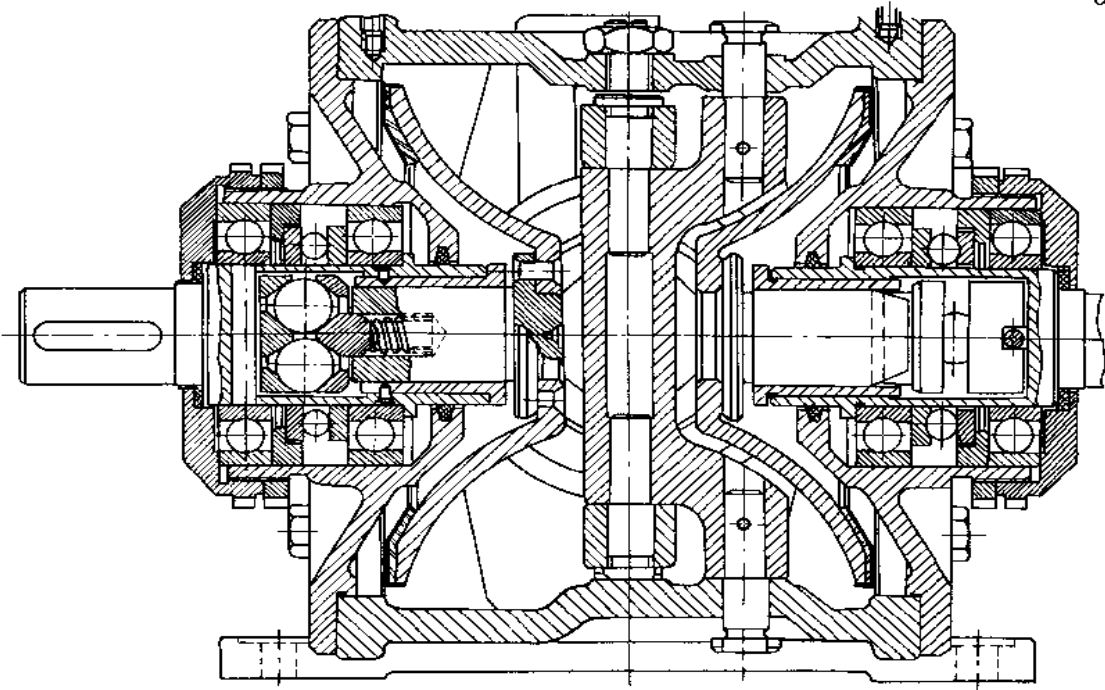


图 1-5-300 摩擦无级变速器轴承

2.8.3 一般车轮、滑轮轴支承

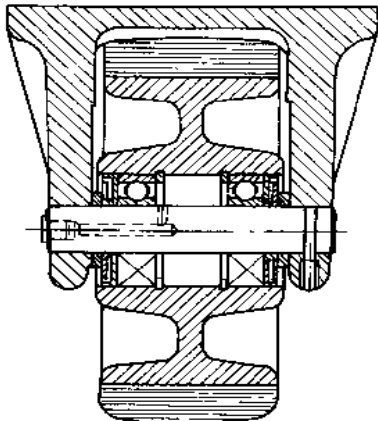


图 1-5-301 小脚轮

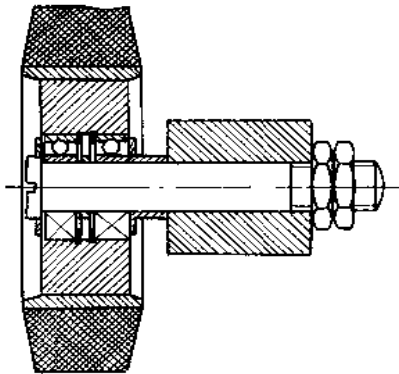


图 1-5-302 自动梯、升降梯托滚

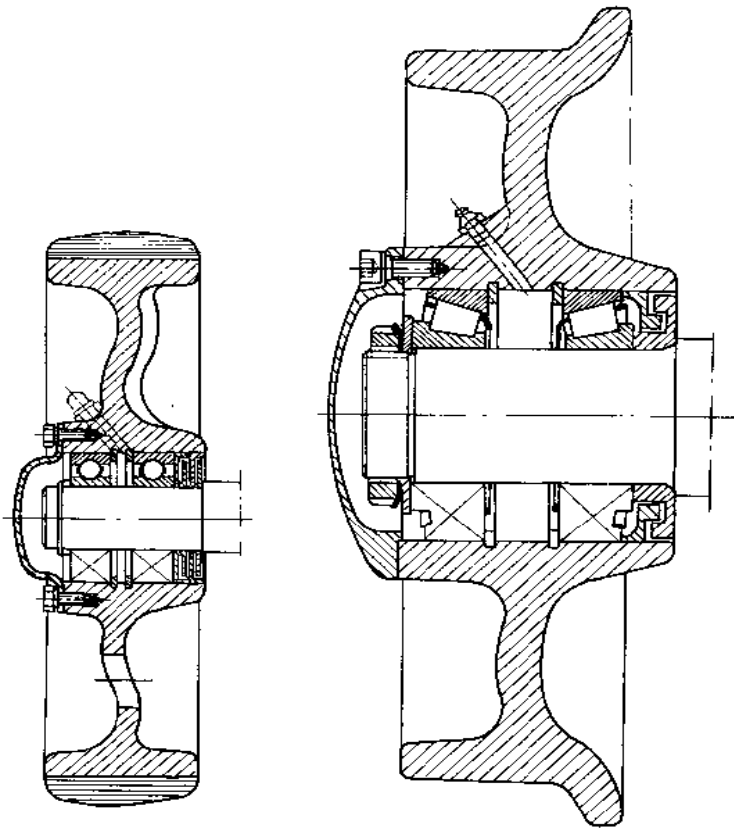


图 1-5-303 货车车轮



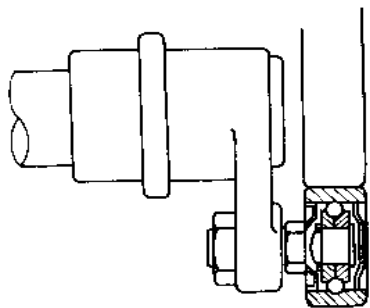


图 1-5-304 滚轮球轴承

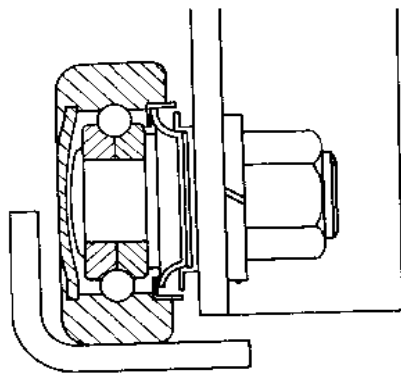


图 1-5-305 货车 V 带轮轴承

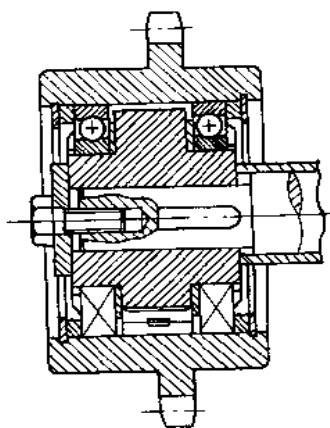
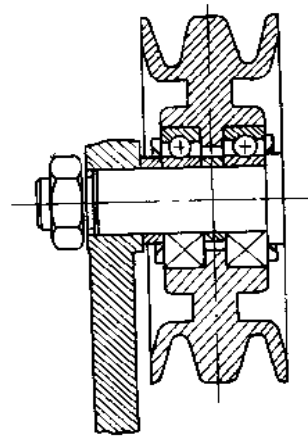


图 1-5-306 链轮自由轮支承

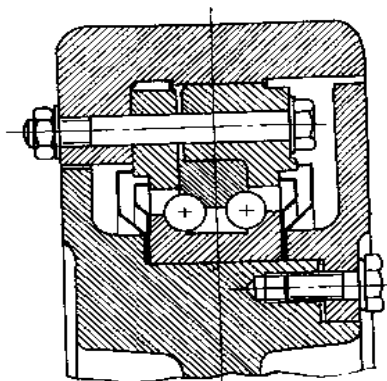


图 1-5-307 锚链孔轴承

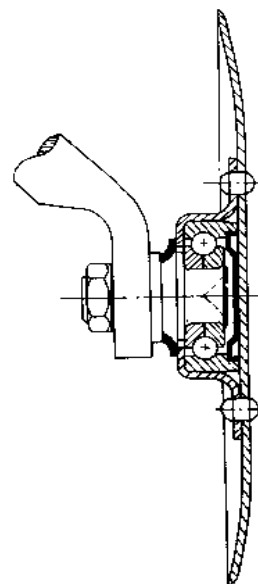


图 1-5-308 农机用轮轴承

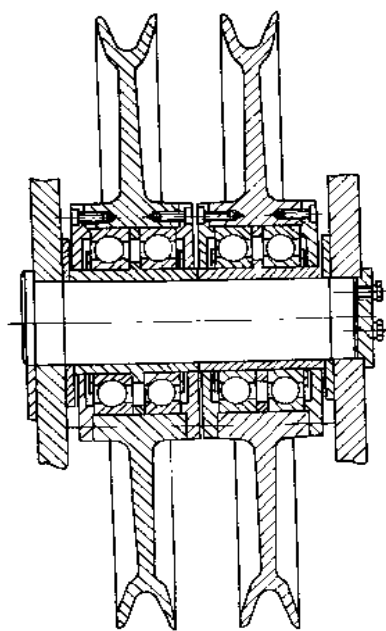


图 1-5-309 滑轮轴承

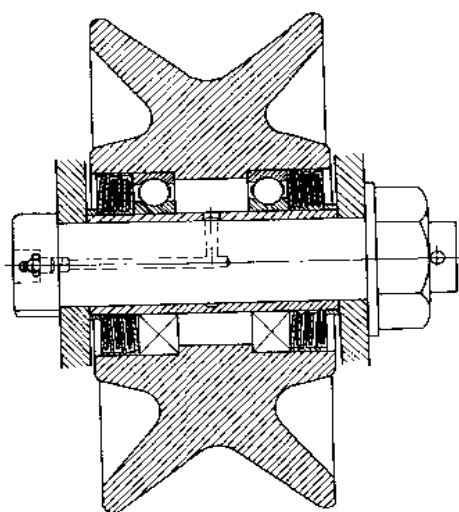


图 1-5-310 渔船用滑轮

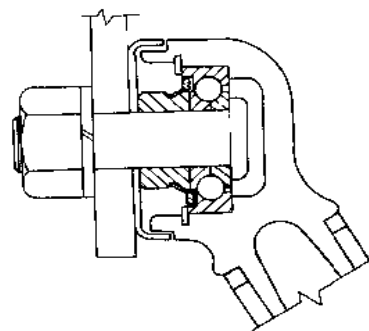


图 1-5-311 其他机构支承

### 2.8.4 泵、压缩机轴支承

如图 1-5-312, CB-B 型齿轮泵是分离三片式结构, 齿轮装于泵体中, 滚针轴承分别装在前后的盖板中, 装配后的轴向间隙直接由齿轮厚薄与泵体厚薄公差决定。因为取消了中间浮动环节——轴承座圈, 这就解决了由于轴承座圈的浮动而不易控制间隙的缺陷。

驱动轴上装有两套带尼龙保持架的角接触球轴承。

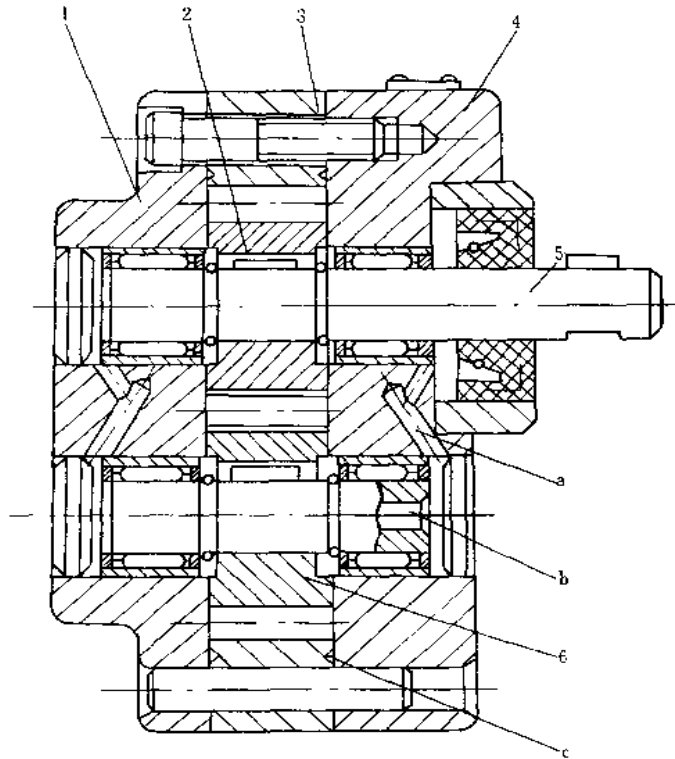


图 1-5-312 CB-B 型外啮合齿轮泵支承  
1—后盖; 2—平键; 3—泵体; 4—前盖; 5—长轴; 6—齿轮  
a—泄油孔; b—短轴中心通孔; c—泄油槽

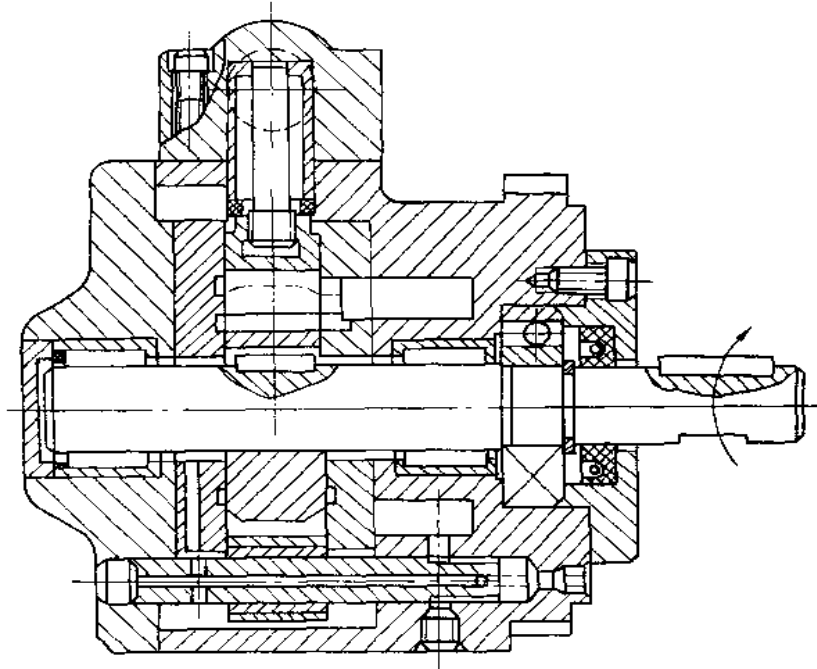


图 1-5-313 单向限压变型叶片泵支承

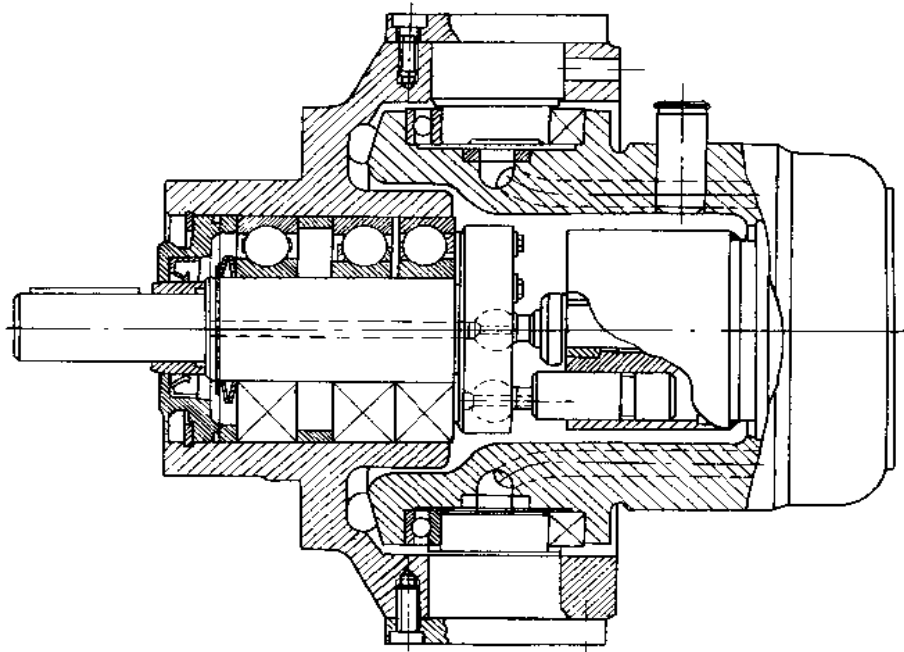


图 1-5-314 轴向柱塞泵支承

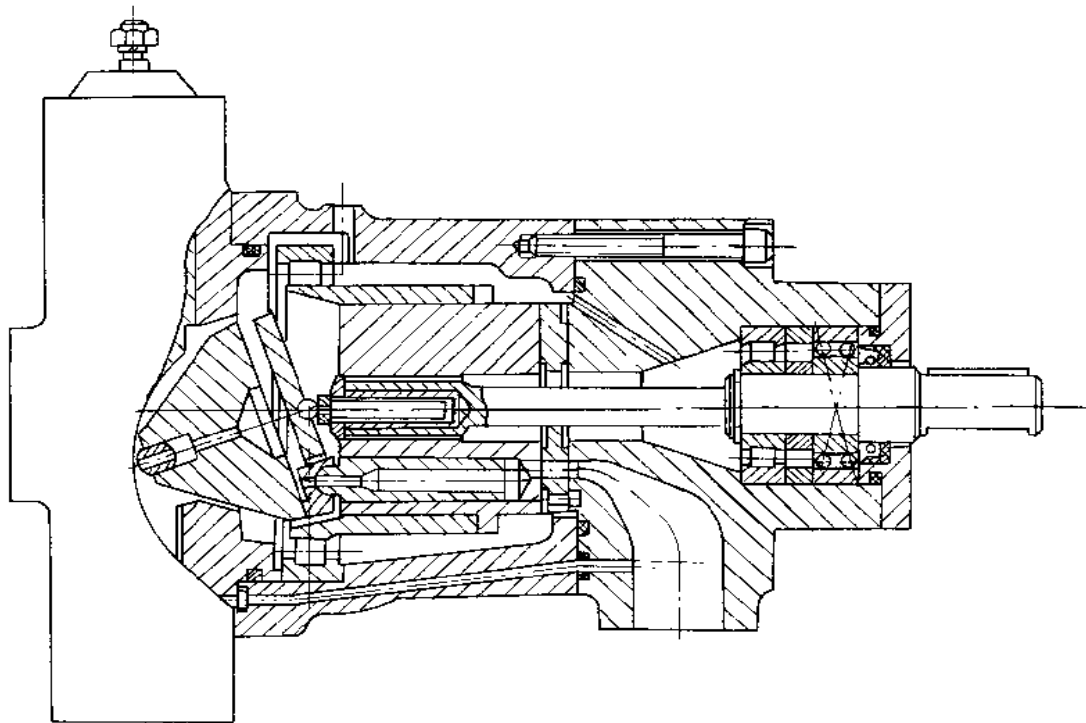


图 1-5-315 伺服变量泵传动轴支承

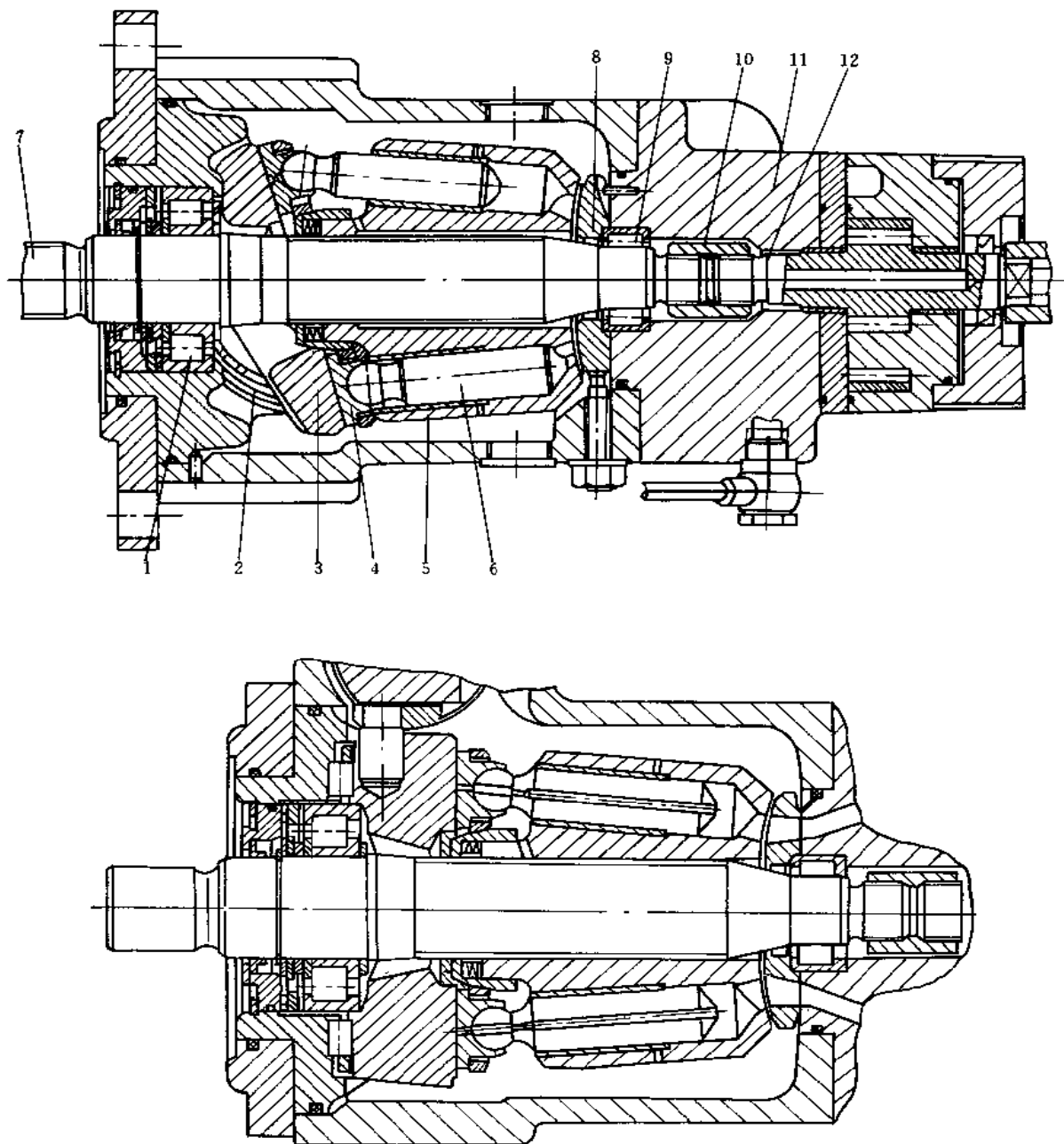


图 1-5-316 EL 电磁比例变量液压泵传动轴支承

1、9—圆柱滚子轴承；2—扇形轴承；3—斜盘；4—滑靴；5—缸体；6—柱塞；7—传动轴；8—配油盘；  
10—花键联轴器；11—后泵盖；12—内啮合齿轮泵齿轮轴

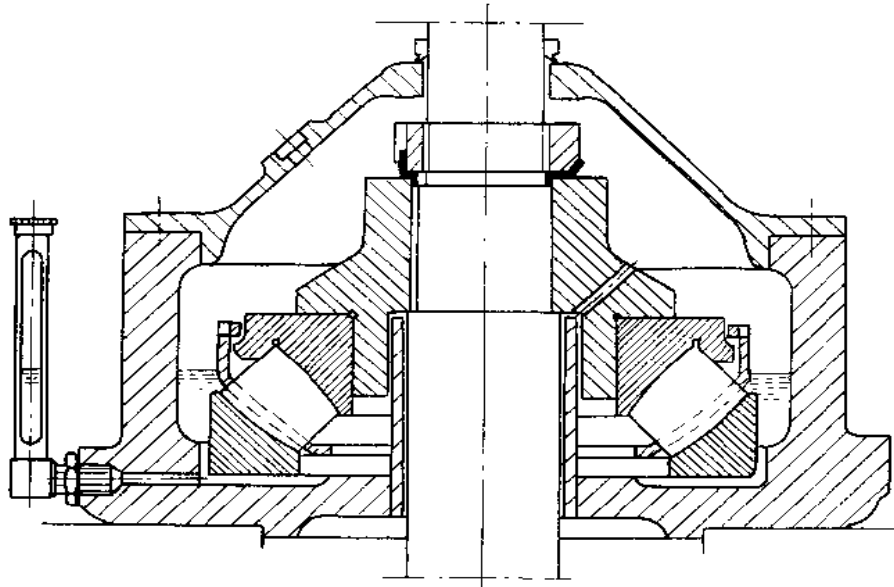


图 1-5-317 垂直深井水泵轴支承

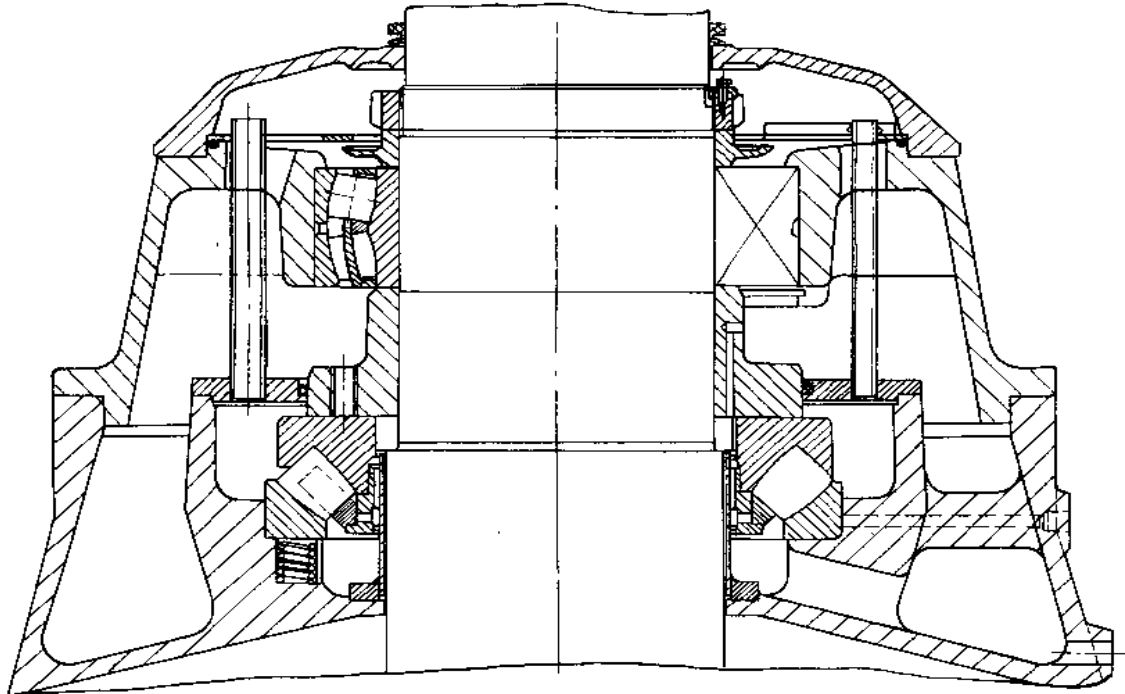


图 1-5-318 立泵轴承

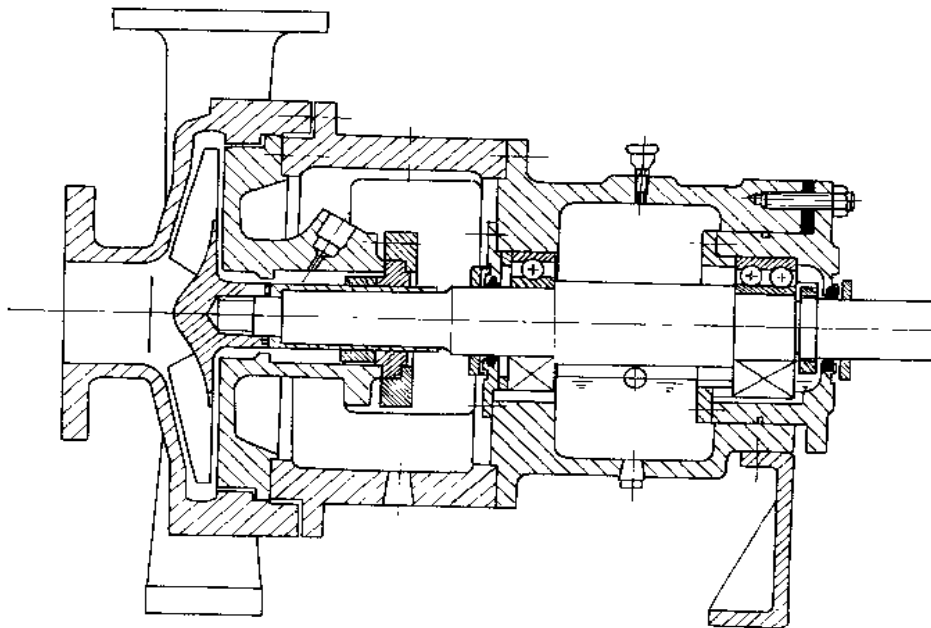


图 1-5-319 轻载水泵轴支承(一)

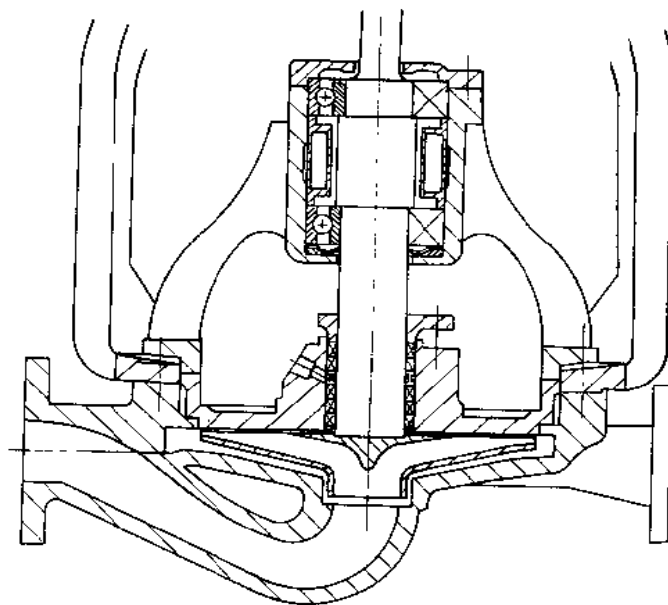


图 1-5-320 轻载水泵轴支承(二)

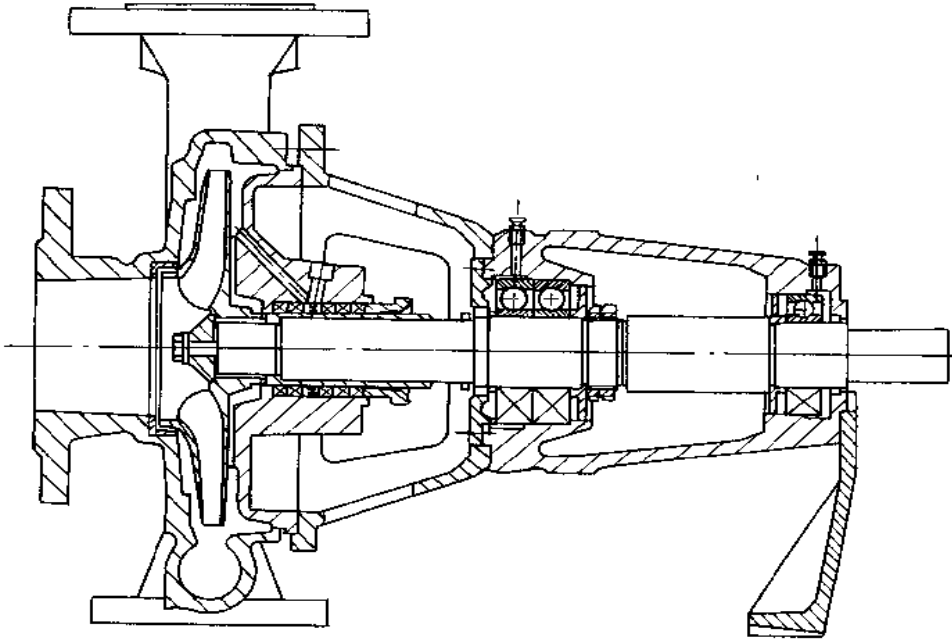


图 1-5-321 中等载荷水泵轴支承

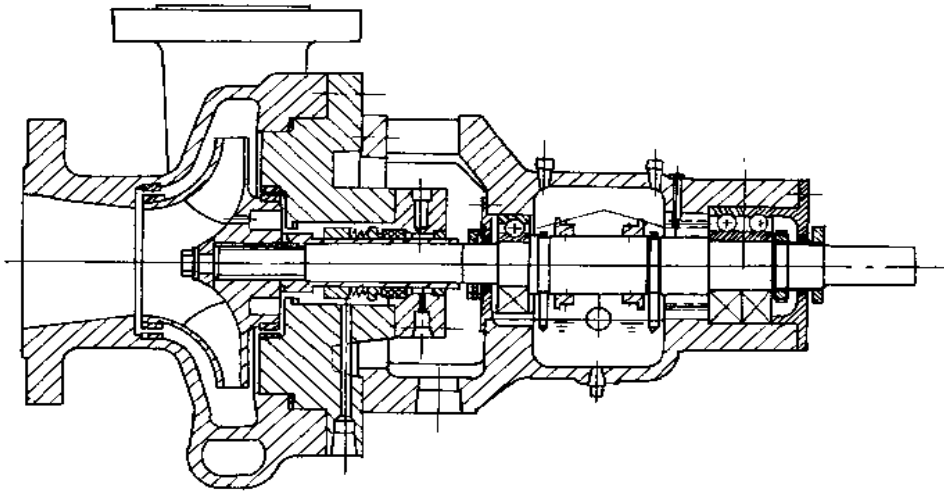


图 1-5-322 重载荷水泵轴支承

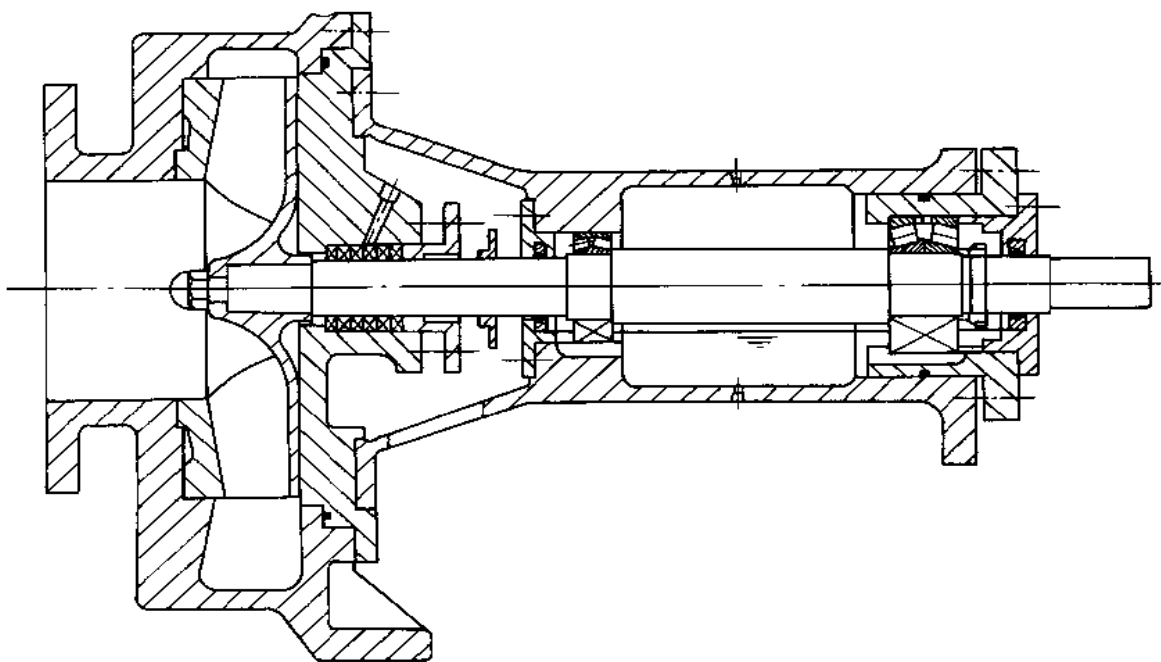


图 1-5-323 泥浆泵轴支承(一)

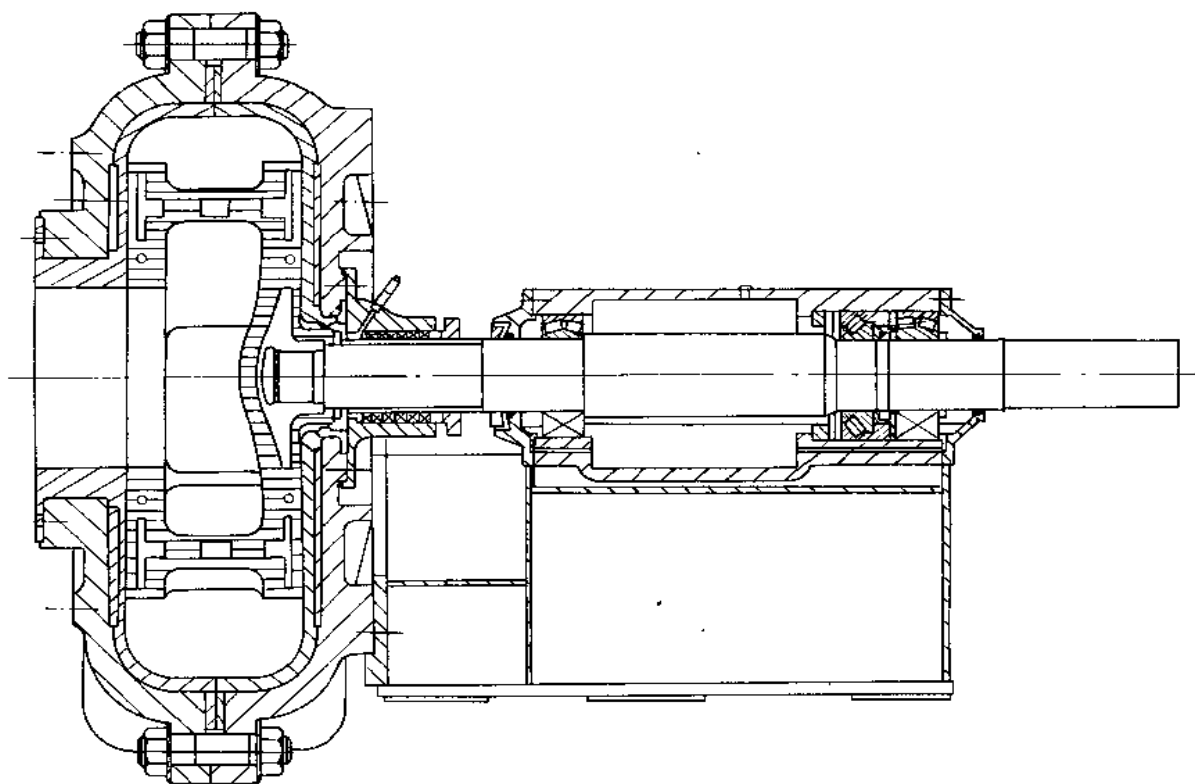


图 1-5-324 泥浆泵轴支承(二)



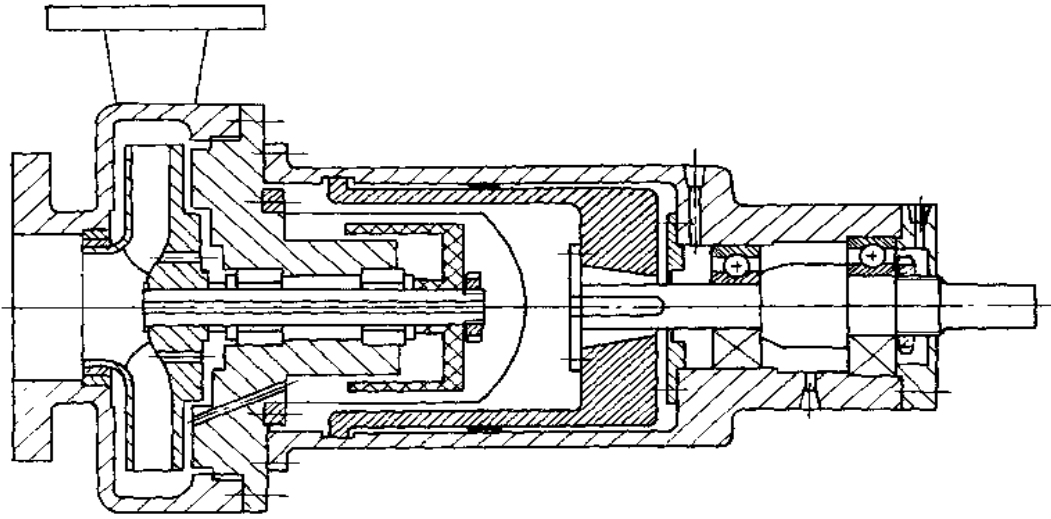


图 1-5-325 磁力泵轴支承

螺旋泵轴承须承受直齿轮的径向力和传递轴向压力,在负荷传送中轴承必须使螺旋间有非常小的间隙,防止相互间或与泵壁间相碰。当传送热介质时,两轴的游动轴承,必须与轴承中心距较大变化相配合。

长轴或短轴型螺旋泵可选同样轴承。采用一端轴向定位,一端游动,轴承类型又须便于泵的装卸。输送热介质的泵要选比正常状态下较大间隙的轴承,然而在热膨胀影响下,这些轴承仍有小的操作间隙。

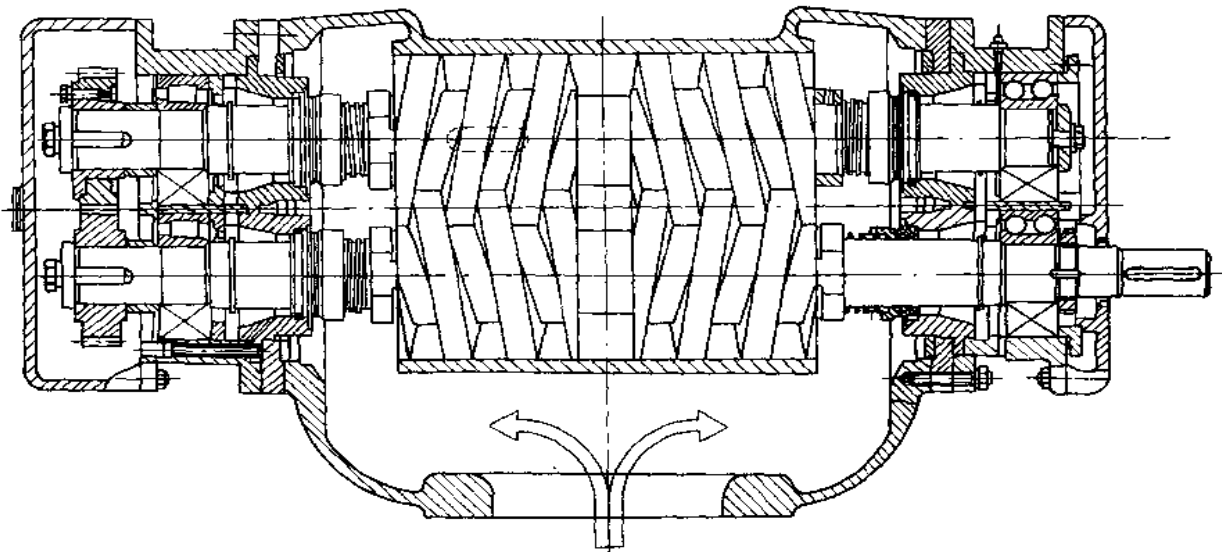


图 1-5-326 输送一般温度介质的短型螺旋泵支承

采用双列角接球轴承作轴向定位轴承,圆柱滚子轴承作游动轴承,在齿轮端承受较高的径向负荷,该轴承外圈有两个凸缘,内圈外侧有凸缘,允许轴承从此由轴上拉出,便于泵的拆卸,也便于内环相对外环在膨胀方向移动,滚柱端面与内圈凸缘在冷状态下存在间隙,如图 1-5-326。

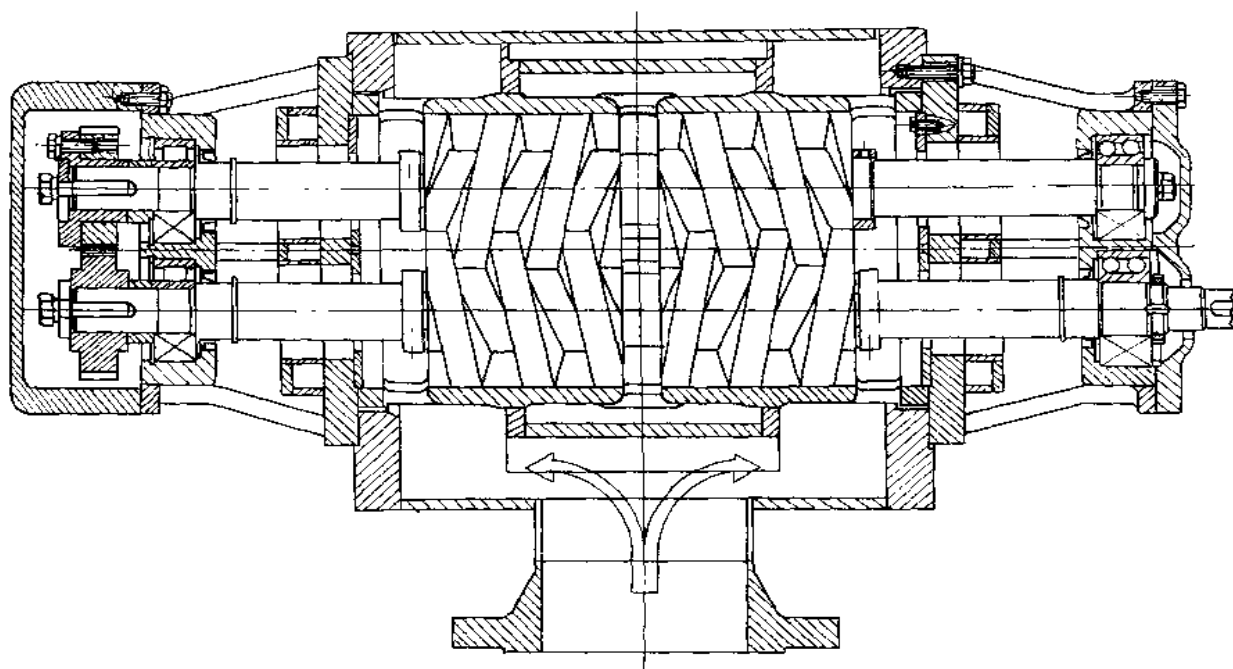


图 1-5-327 输送高温介质的长型螺旋泵支承

图 1-5-327 所示螺旋泵用于高粘度的石化产品,如沥青。因此在供油室及密封室要加热。由于它是输送高温介质,所以在由吸入室处就以较大距离来布置轴承,以降低轴承温度,达到允许右端(定位)轴承可用脂润滑的水平,左端(游动)端圆柱滚子轴承,由于齿轮原因一同用油润滑。当在操作温度及速度影响下,润滑间隔变为用脂润滑太短时所有轴承均须用油润滑。

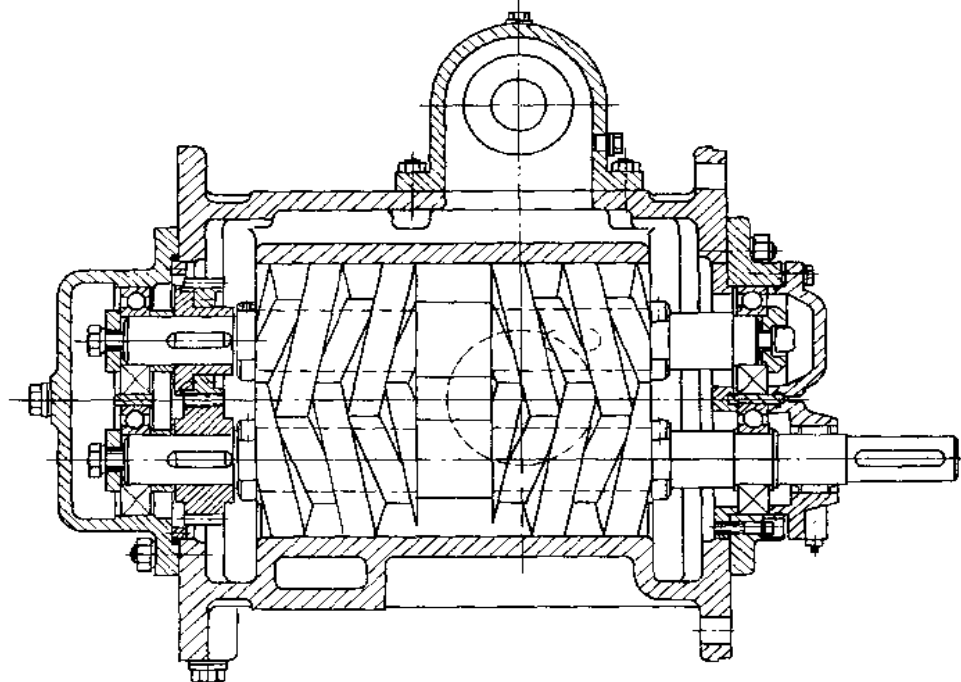


图 1-5-328 输送具有润滑性质的干净液体的螺旋泵支承

如图 1-5-328 所示,输送这种介质,输送压力低,因此,可采用深沟球轴承。轴承安装在螺旋腔内,所以仅传动轴通道必须密封,而带有外部轴承安装的泵,需有四个轴密封。

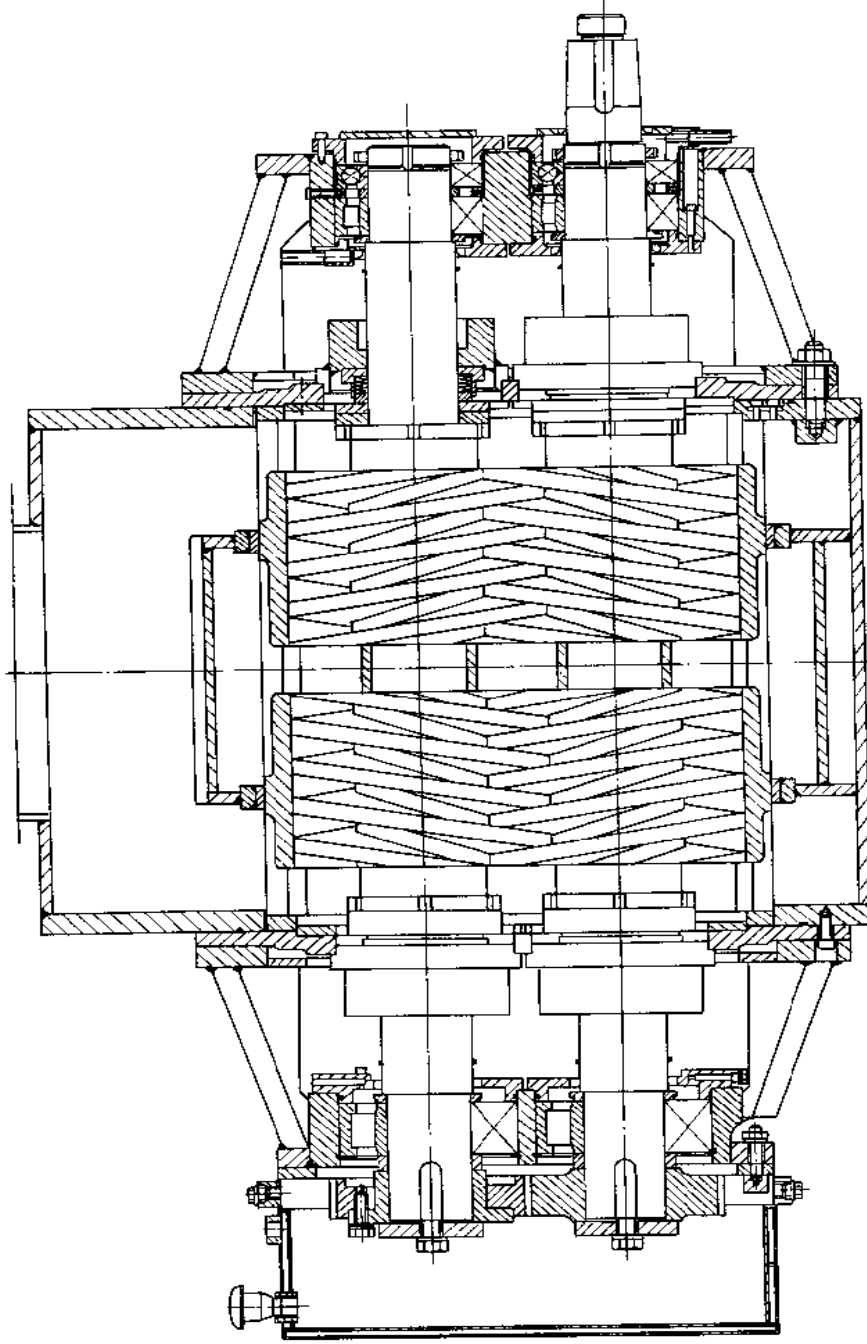


图 1-5-329 螺旋泵支承

如图 1-5-329 所示,用四点接触球轴承作轴向定位轴承,以保证螺旋轴的精确轴向定位,为防止高径向负荷传给四点接触球轴承,将座孔直径略大于轴承外径。高径向负荷全部由圆柱滚子轴承承受。

齿轮端轴承由喷油润滑,由油收集槽和连接管中额外补充油。传动端轴承用循环油润滑。油泵直接由两螺旋轴中之一带动。由圆柱滚子轴承和四点轴承的外圈间供油,在轴承面排出。

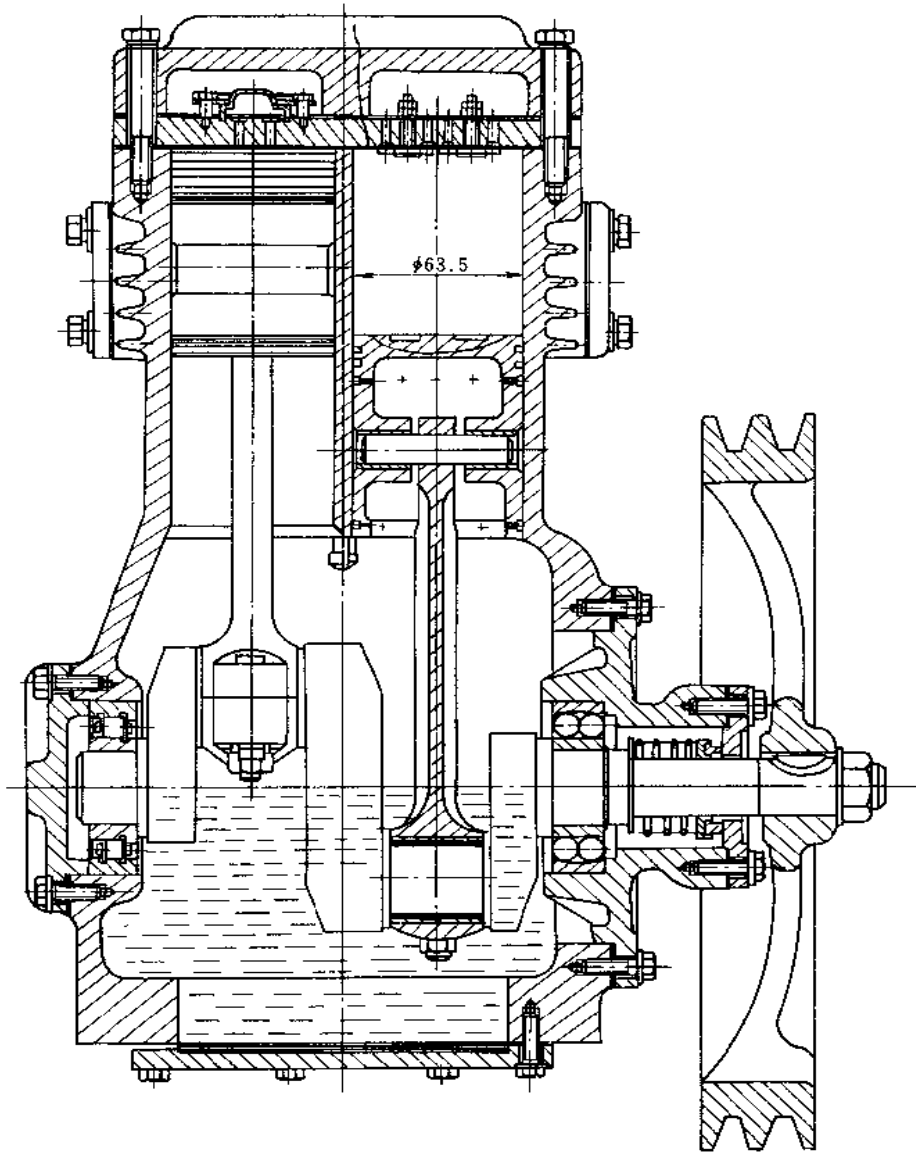


图 1-5-330 2F6.3 制冷压缩机支承

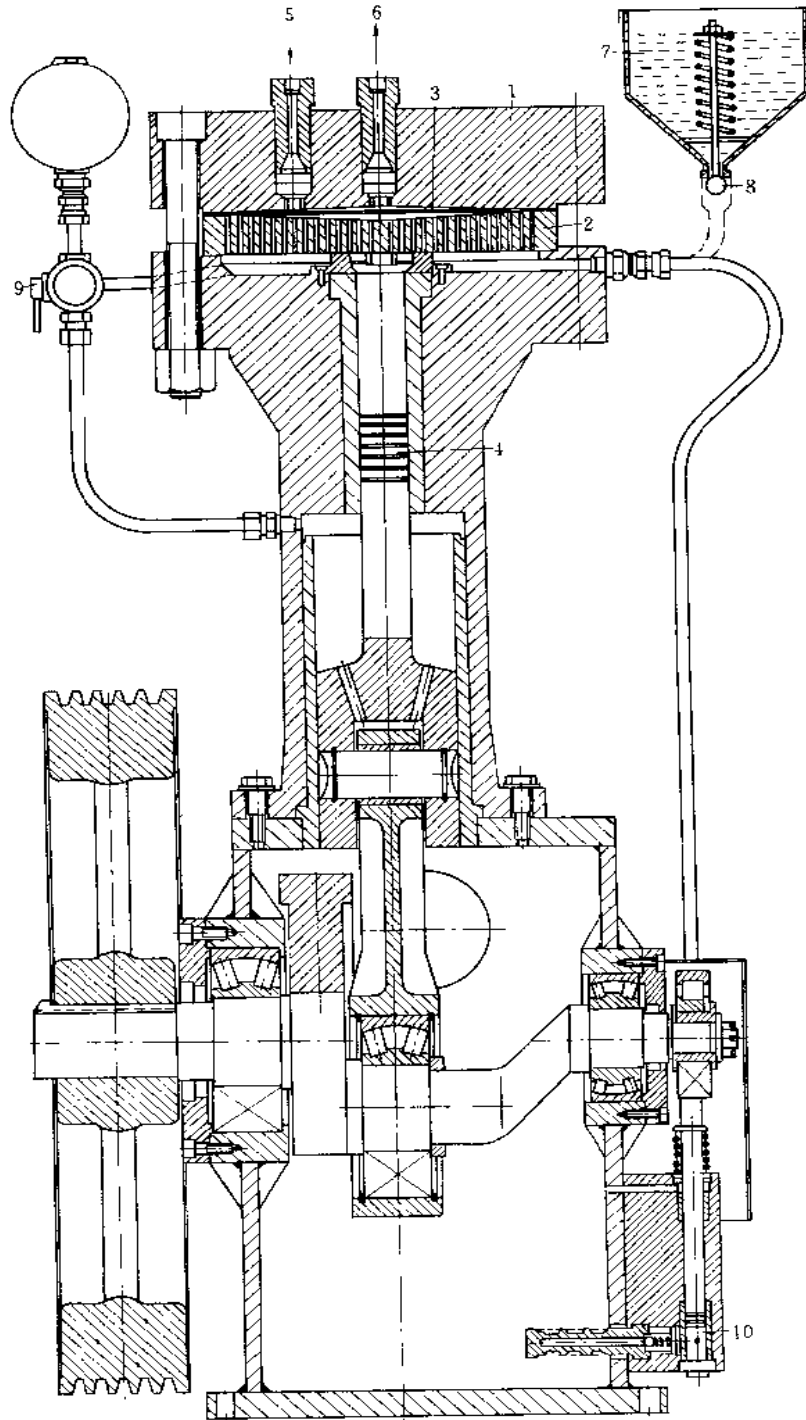


图 1-5-331 液动隔膜压缩机

1—头部；2—多孔板；3—隔膜；4—液压活塞；5—吸入阀；6—排气阀；7—液体补给斗；8—液体进给阀；  
9—压力控制阀；10—平衡泵

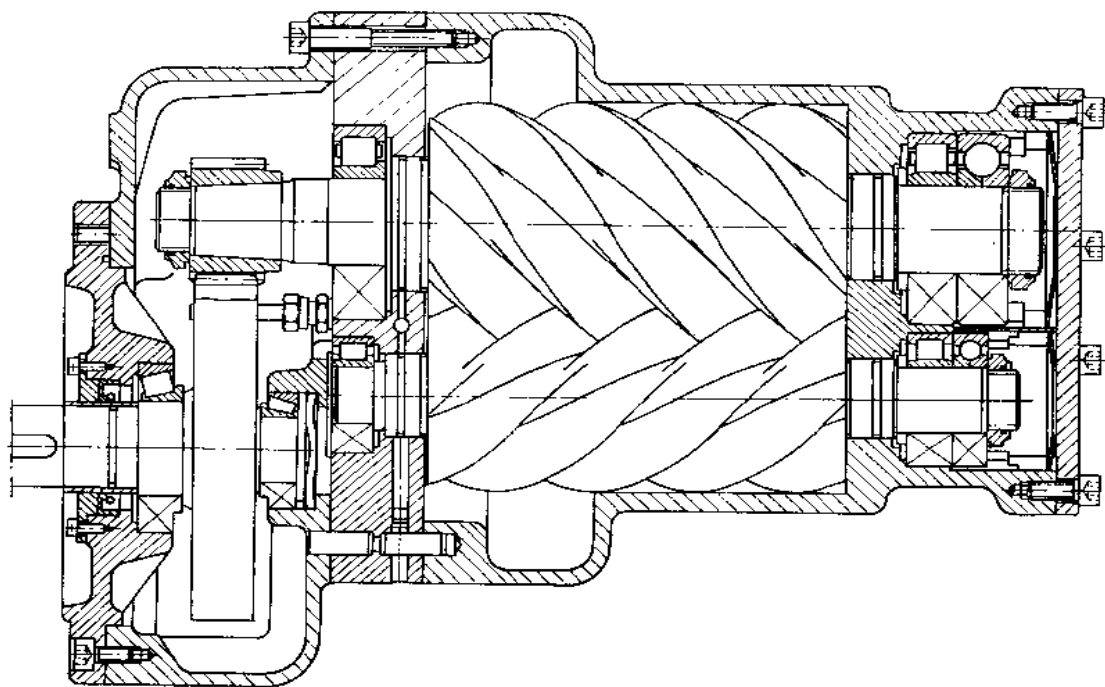


图 1-5-332 螺杆压缩机主、辅螺杆的支承

### 2.8.5 连杆轴支承

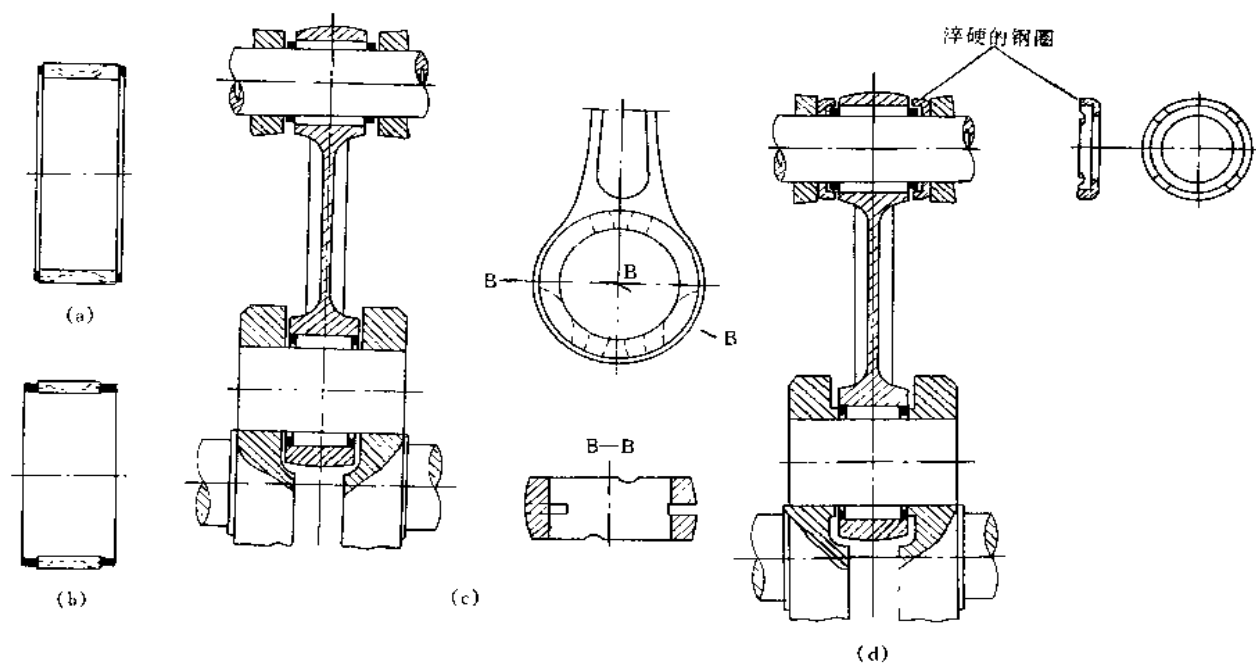


图 1-5-333 连杆支承(a)~(d)

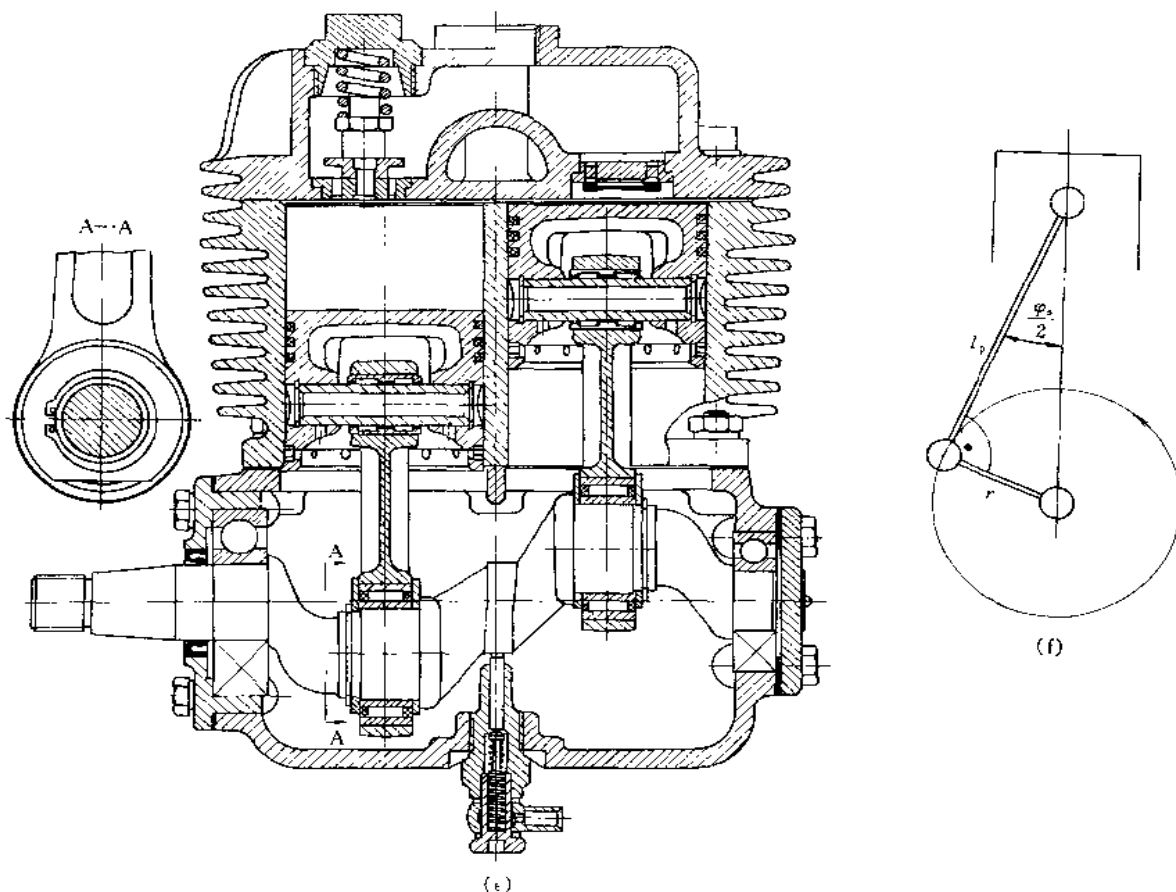


图 1-5-333 连杆支承(e)、(f)

连杆支承因为受力、运动和润滑状态特殊而属于难以处理的支承部位。由于惯性力的缘故,装有轴承的连杆重量和活塞重量应尽可能轻,因而也就限制了轴承的安装空间,所以曲轴连杆颈支承和活塞销支承多选用滚针直接在淬硬的曲轴连杆颈及活塞销上和淬硬的连杆孔中运转的滚针轴承。滚动轴承用作曲轴连杆颈和活塞销支承时主要应用于中小型内燃机和空气压缩机。

当曲轴连杆颈支承采用 M 型钢滚针保持架组件(图 1-5-333a)时,通过增大保持架外表面的截面而实现在连杆孔中的精确径向引导,并利用保持架的特殊镀膜改善滑动性能。同时由于保持架重量轻,且因使用调质钢而使保持架强度增大。

采用 M 型钢滚针保持架组件使连杆支承可用于高速运转。目前在两冲程赛车发动机曲轴连杆颈支承中用它,当活塞行程约为 40mm 时,最高转速可达 18000r/min。

在上部连杆孔狭窄的多数连杆中,活塞销支承用的滚针保持架组件(图 1-5-333b)可以不用其保持架的外表面作径向引导。它系利用活塞销的整个宽度而实现对保持架的内部引导,所以即使在最高转速下也能很好地承受惯性力。

对连杆的轴向引导,由曲轴连杆颈支承(即连杆的“下引导”)或由活塞销支承(即连杆的“上引导”)来进行。

图 1-5-333c 为下引导连杆支承结构。下部连杆孔处的连杆侧面直接在曲轴夹板内起动运转。在特殊情况下需用青铜圆片或淬硬的钢质圆片作曲轴连杆颈支承的侧面引导面。在活塞销支承中,只有滚针保持架组件是用活塞销座作轴向引导的。上部连杆孔多与下部连杆孔的宽度相同。下部的连杆孔中开有润滑槽,如图 1-5-333c 中 B—B。

图 1-5-333d 为上引导的连杆支承,在活塞销座之间配置有折边的淬硬钢圈,使用效果很好。该钢圈径向以较小的间隙引导于活塞销上。通过钢圈中的侧面润滑槽能够很好地给引导面润滑,因此常省掉连杆孔中的润滑孔。

在曲轴连杆颈支承中,为了保证对保持架外表面整个宽度的径向引导,连杆孔必须与滚针保持架组件的宽度相同。滚针保持架由曲轴夹板作轴向有间隙的引导(图 1-5-333d)。

一般应用于汽车发动机的下引导方式,对连杆的引导精确度较高,而上引导的轴向摩擦较小,尽管如此,它一般仍只用于较短的连杆。因此最常见的结构是用滚针保持架组件作支承而带有组装曲轴并用曲轴连杆颈支承作轴向引导的不可分连杆。这种结构工作最可靠。

上述连杆支承都是滚针保持架组件直接在连杆孔中和曲轴连杆颈及活塞销上转动的支承,支承滚道必须渗碳淬火。因此连杆一般用渗碳钢 15CrNi6、曲轴连杆颈用 15Cr3、活塞销用 C15 或 15Cr3 钢制造。

但图 1-5-333e 所示的空气压缩机,其曲轴和连杆不能淬火,所以也就不能直接支承。因而曲轴连杆颈支承需要选用套圈经过磨光的全套滚针轴承。连杆也由该轴承作轴向引导(下引导)。所以外圈比内圈宽度窄 0.2mm。外圈、滚针保持架和连杆孔在淬硬的侧面垫圈之间运转。从图 1-5-333eA—A 剖视图可以看出,这类侧面垫圈一侧有弦状切口。这样喷溅油就可进入轴承并到达侧面的连杆表面,从而保证了润滑。

活塞销支承选用两套只有冲压外圈的穿孔型滚针轴承,支承价格便宜,占用空间又小。为了实现该二轴承能均匀地分担传递负荷,供应的轴承都是成对的,且其复圆直径公差已经压缩。该滚针轴承的薄钢板外表面只有压配合在连杆孔中才能达到要求的尺寸精度和形状精度。为了能够很好地将负荷传递到连杆上,该滚针轴承露出连杆孔的长度不得超过 1mm。

空气压缩机的曲轴则用两套游动配置的向心球轴承支承。为了避免两套轴承被轴向夹紧,在传动端轴承的外壳端盖上附加一个配合垫圈。

连杆轴承承受很大的冲击负荷和不均匀负荷,因而对内、外圈均应采用紧配合。空气压缩机的连杆孔应加工至 N6 级精度,曲轴连杆颈加工至 k5 级。鉴于紧配合会减小轴承的径向游



隙,所以采用径向游隙 C3 组的轴承。

在转速高的内燃机中,轴承工作时的径向游隙更为重要,所以必须仔细地选择。只有全部零、部件的尺寸和形状精度高时,才能选用较小游隙。在一般的大功率发动机中,曲轴连杆颈支承的最小径向游隙值应以  $\mu\text{m}$  计,才能适应曲轴连杆颈直径(单位为  $\text{mm}$ )的要求。最大容许径向游隙视发动机的结构而不同,主要取决于发动机所要求的运转平稳性。对于活塞销支承,建议无论多大直径均采用最小游隙为  $2\mu\text{m}$ 。

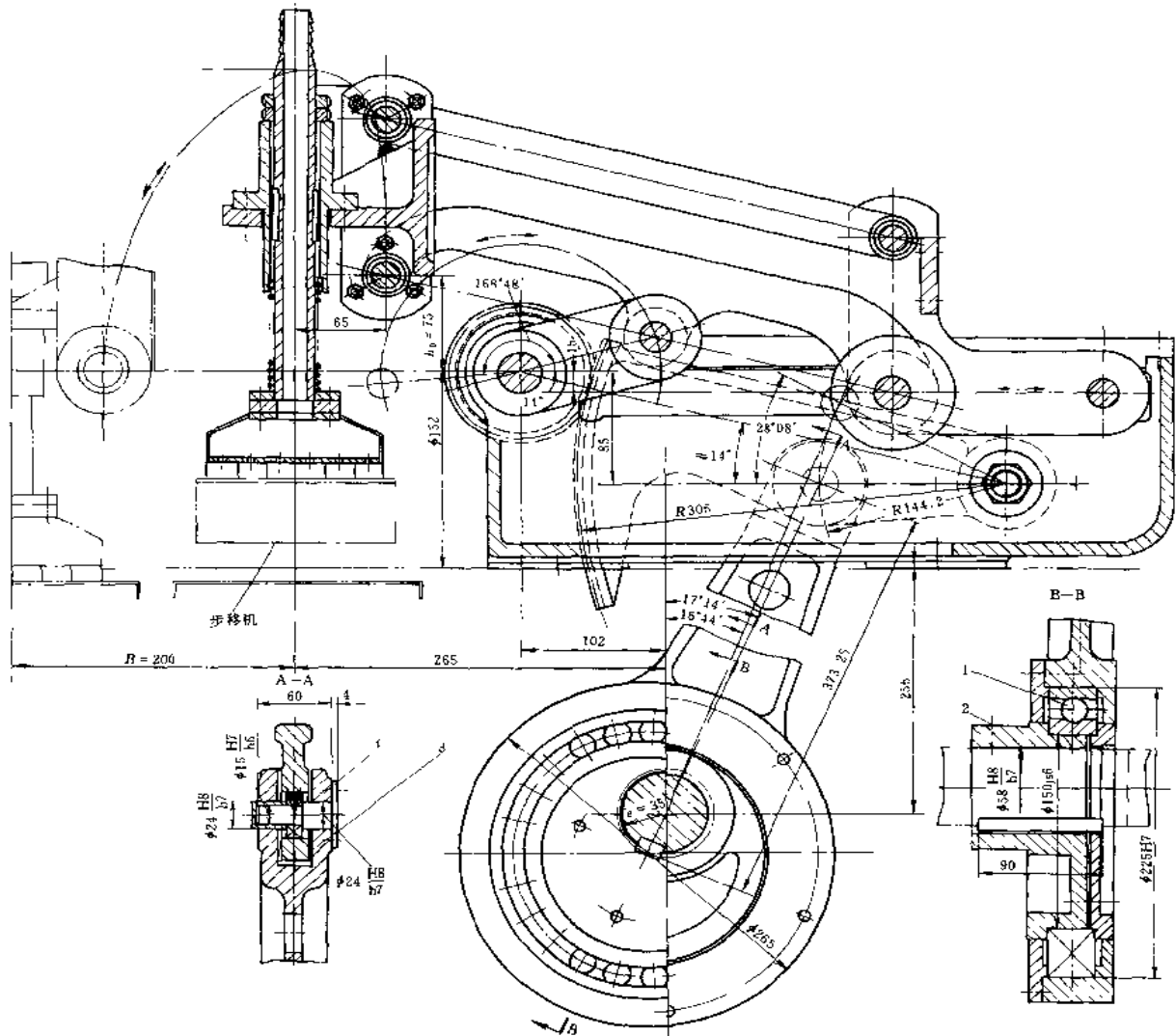


图 1-5-334 包装机械中真空吸头机械手的连杆支承  
1—深沟球轴承;2—偏心轮;3—扇形齿轮;4—连杆;5—调心球轴承

## 2.8.6 自行车轴支承

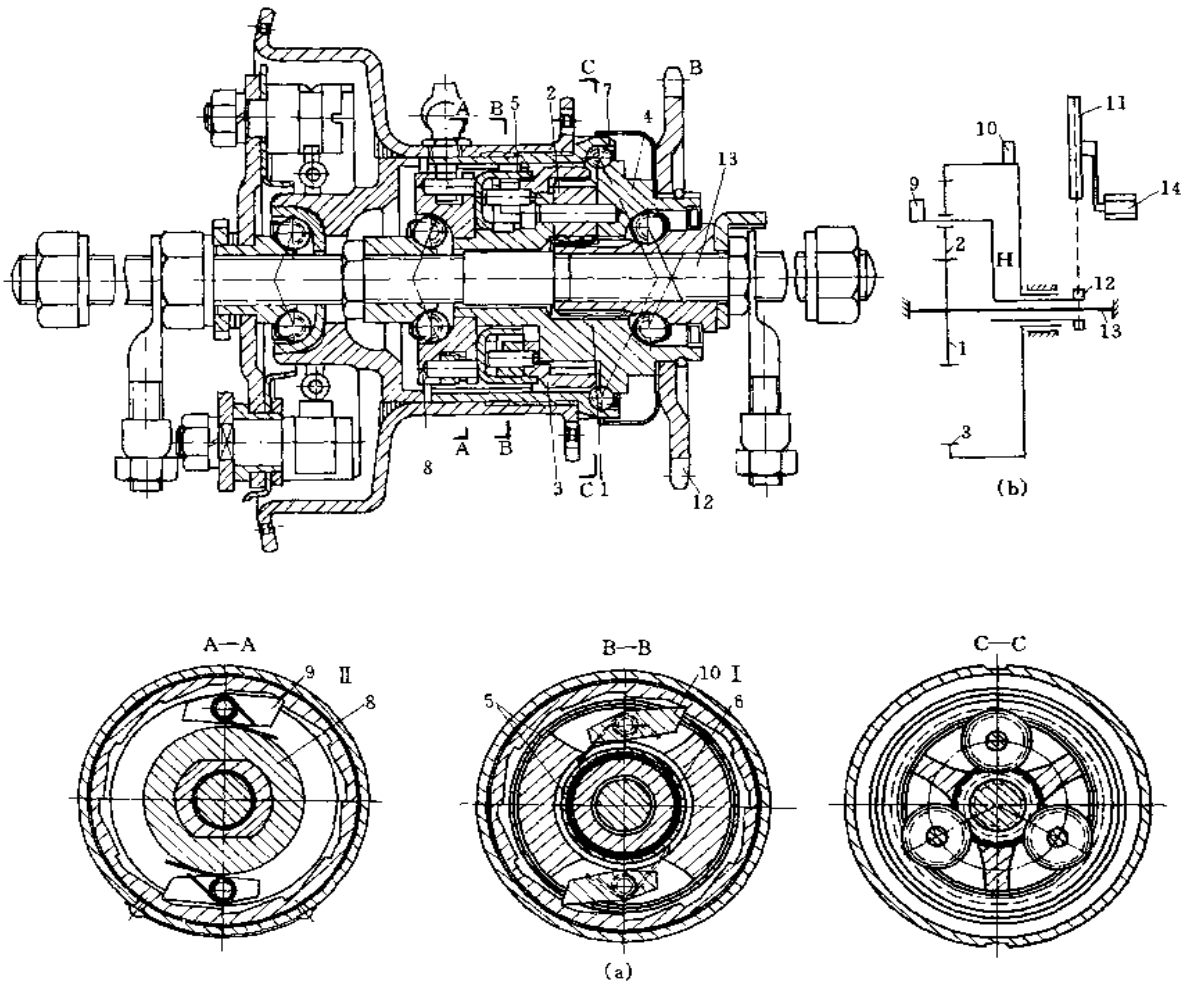


图 1-5-335 具有行星齿轮机构的二速变速轴及支承

(a)结构图;(b)变速原理图

1—滚珠内套;2—行星齿轮;3—内齿轮;4—行星齿轮座;5—闭合盖;6—弹簧拨圈;7—棘轮;8—棘爪座;  
9、10—棘爪;11—大轮盘;12—飞轮;13—自行车后轴;14—脚蹬

图 1-5-335 是自行车二速变速轴及轴承的结构图和变速原理图。高速变常速时,只需将脚蹬 14 倒转半周左右,此时飞轮 12、行星齿轮座 4(相当于系杆 H)也倒转,于是行星齿轮 2 带动内齿轮 3 与 H 作同方向转动。内齿轮 3 上的棘爪 10 靠弹簧与棘轮 7 靠紧啮合,在 3 的带动下,并缩到闭合盖 5 中,遂与棘轮脱开啮合,这时脚再向前蹬时,行星齿轮座 4 便直接带动棘爪座 8,棘爪 9 与棘轮 7 啮合,推动自行车常速前进。

若再将脚踏向后倒踏半周左右,这时棘爪 10 又从闭合盖 5 中顶出与棘轮 7 啮合。此时棘爪 10 转速高于棘爪 9 的转速,故棘爪 9 不起作用,只在棘轮 7 上打滑。自行车又转为高速前进。

轴承用脂润滑。

2.8.7 汽车轴支承

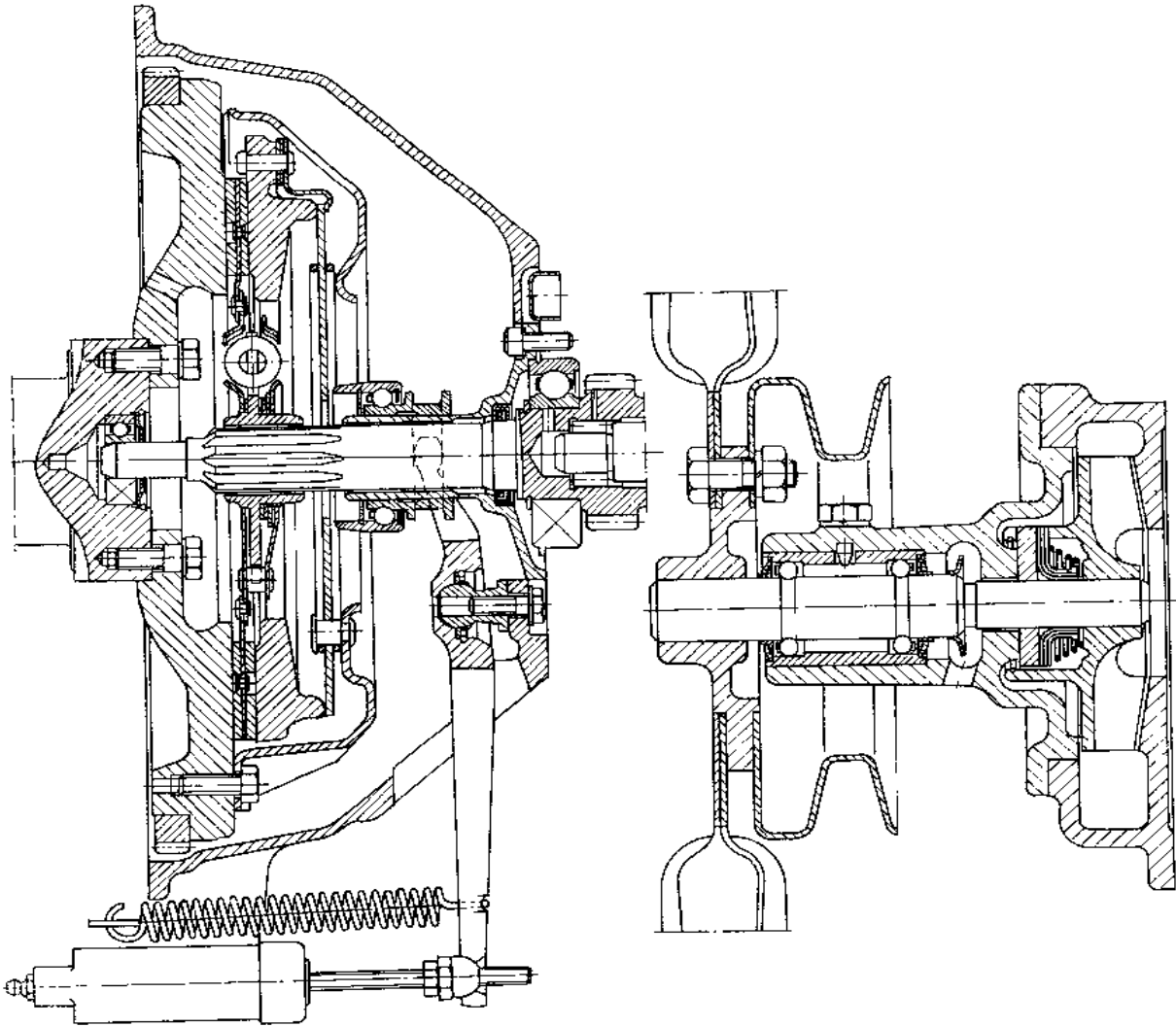


图 1-5-336 轿车离合器支承

图 1-5-337 轿车水泵轴支承

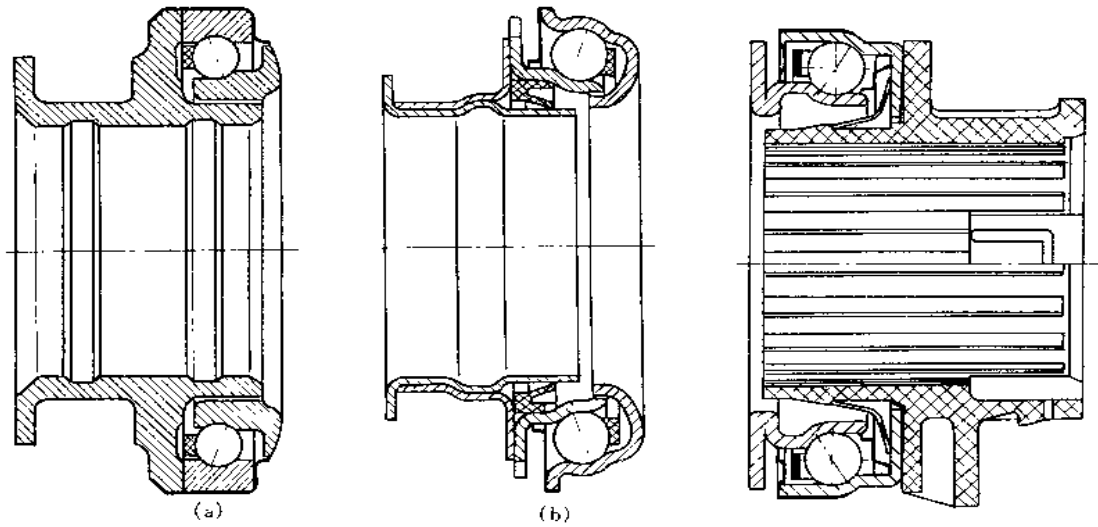


图 1-5-338 汽车离合器分离轴承  
(a)传统型式;(b)新型的轻型设计

图 1-5-339 轿车离合器轴承单元

离合器分离轴承在高速、高温、强振,而且发动机轴与传动轴可能产生同心误差的条件下工作,要求具有很高的可靠性。图 1-5-339 所示轴承装在尼龙套筒上,径向可以自动调整,将由于离合器轴与变速器轴不同心而引起的附加径向力减小到最低限度。而且在轴承与轴套之间有一弹性元件,可以减轻振动对轴承和润滑脂的影响;采用非接触式密封,可有效地防止污物进入和润滑脂流出,并具有很小的摩擦损耗。采用耐压抗振润滑脂。

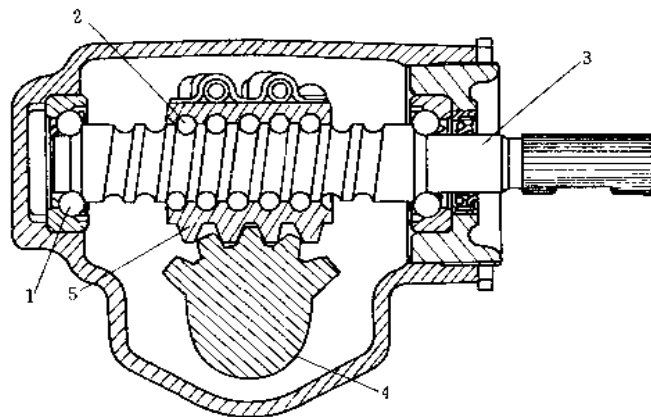


图 1-5-340 汽车转向器支承  
1—球轴承;2—钢球;3—转向螺杆;4—齿扇轴(摇臂轴);5—转向螺母

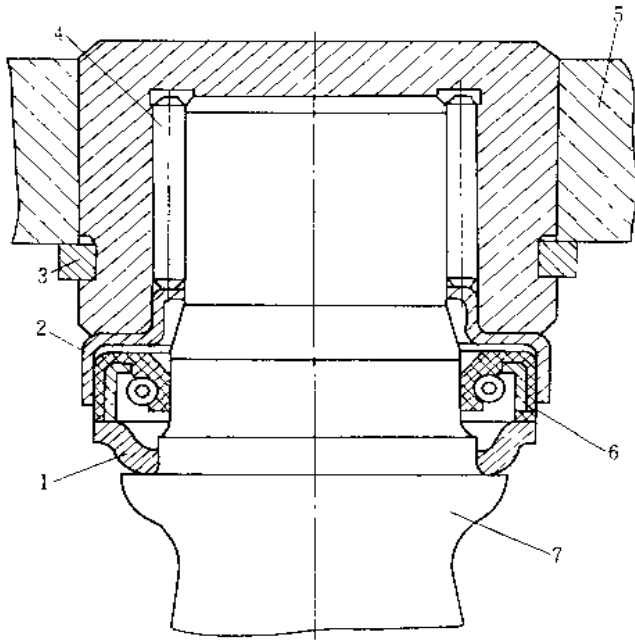


图 1-5-341 滚针轴承的外挡圈定位  
1—油封挡盘；2—油封座；3—外挡圈；4—滚针；  
5—万向联轴器叉；6—橡胶油封；7—十字轴

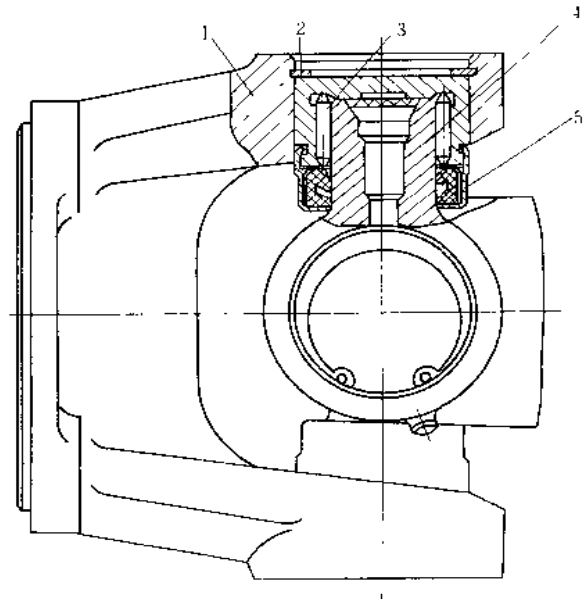


图 1-5-342 滚针轴承的内挡圈定位  
1—万向联轴器叉；2—内挡圈；3—滚针轴承；  
4—十字轴；5—橡胶油封

图 1-5-341、图 1-5-342 所示结构为刚性万向节，支承为滚针轴承，利用外挡圈（图 1-5-341）或内挡圈（图 1-5-342）轴向定位，结构简单，工作可靠。

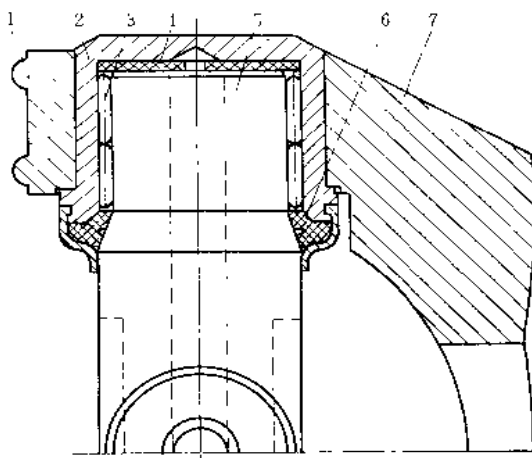


图 1-5-343 双列滚针轴承的支承结构  
1—轴承盖；2—外套；3—滚针；4—尼龙垫；  
5—十字轴；6—密封圈；7—叉头体

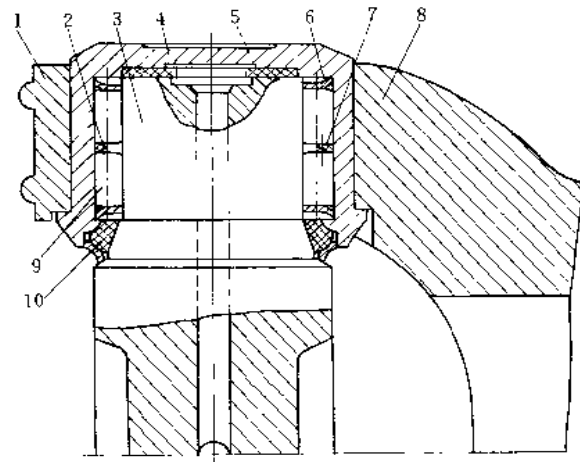


图 1-5-344 双列滚子轴承的支承结构  
1—轴承盖；2—保持架；3—十字轴；4—外套；  
5—尼龙垫；6—碟形弹簧；7—隔垫；8—叉头体；  
9—滚子；10—密封圈

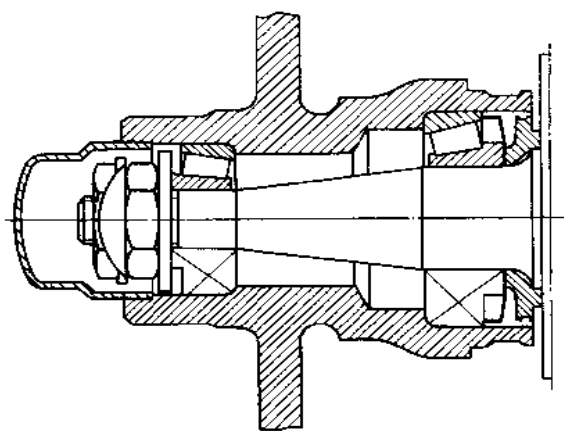


图 1-5-345 车辆铰接轴支承

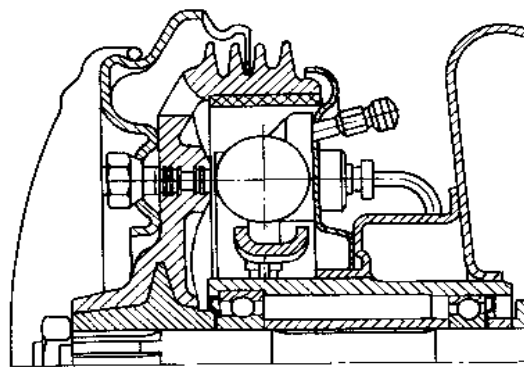


图 1-5-346 客车后轴支承

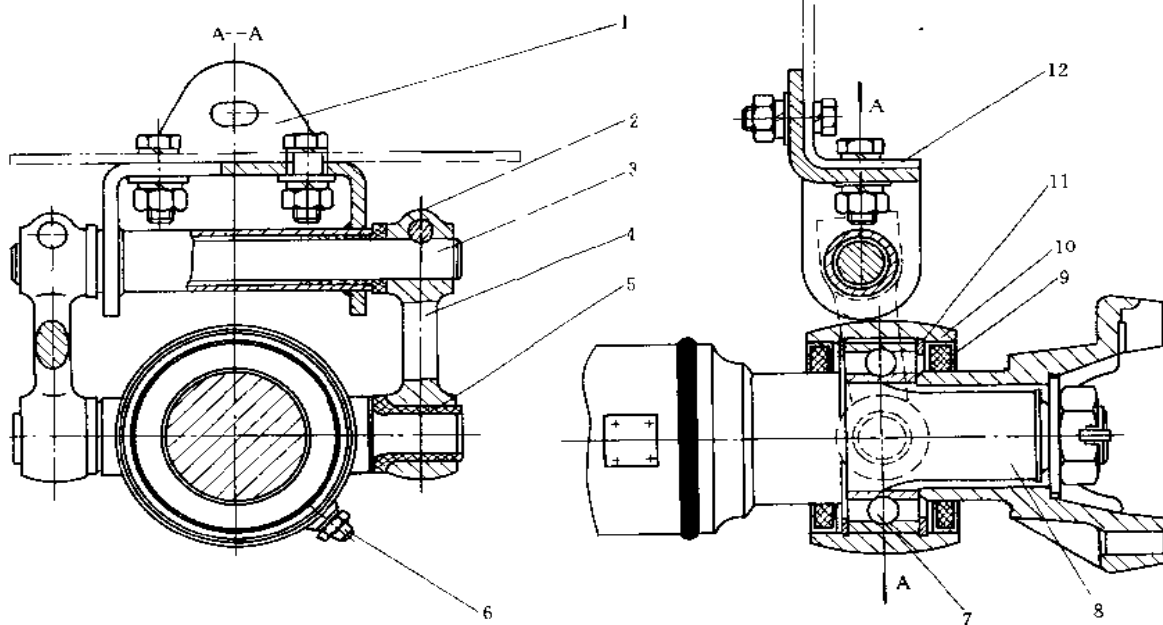


图 1-5-347 摆动式中间支承

1—支架；2—橡胶衬套；3—支承轴；4—摆臂；5—橡胶衬套；6—注油嘴；7—轴承；8—中间传动轴；  
9—油封；10—支承座；11—卡环；12—车架横梁

图 1-5-347 是汽车上采用的摆动式中间支承，当发动机轴向窜动时，中间支承可绕支承轴 3 摆动，改善了轴承的受力状况，另外，橡胶衬套 2 和 5 也能适应传动轴线在横向平面内少量的位置变化。

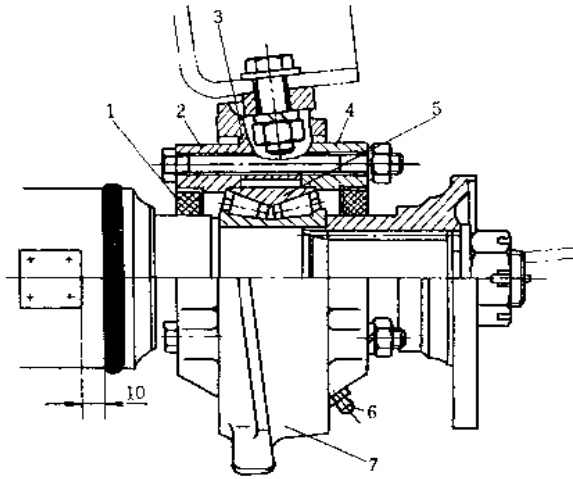


图 1-5-348 解放牌汽车传动轴的中间支承  
1—油封；2—中间支承前盖；3—橡胶垫环；  
4—中间支承后盖；5—双列圆锥滚子轴承；  
6—注油嘴；7—支架

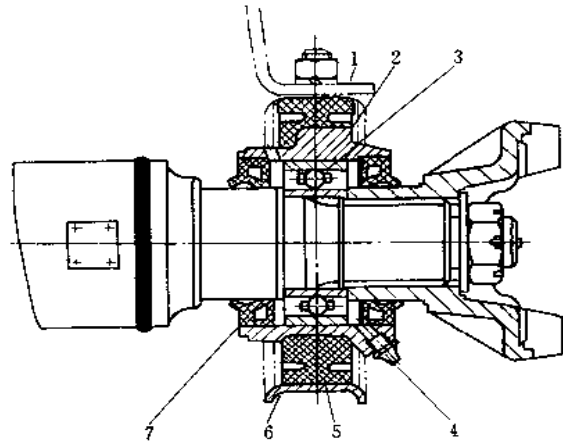


图 1-5-349 东风 EQ1090E 型汽车传动轴中间支承  
1—车架横梁；2—轴承座；3—轴承；4—注油嘴；  
5—蜂窝形橡胶垫；6—U 形支架；7—油封

图 1-5-348 所示轴承的特点是圆锥轴承可承受较大的轴向力，且便于调整（磨削双列轴承内座圈之间的调整垫，以减小间隙），使用寿命较长。

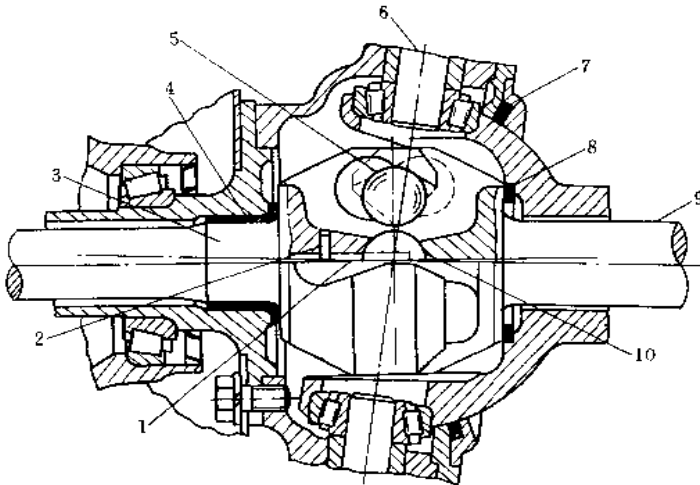


图 1-5-350 球叉式万向节在转向驱动桥中的布置  
1—定位销；2—锁止销；3—从动叉；  
4—径向推力轴承；5—传动钢球；6—主销；7—油封；  
8—推力轴承；9—主动叉；10—中心钢球

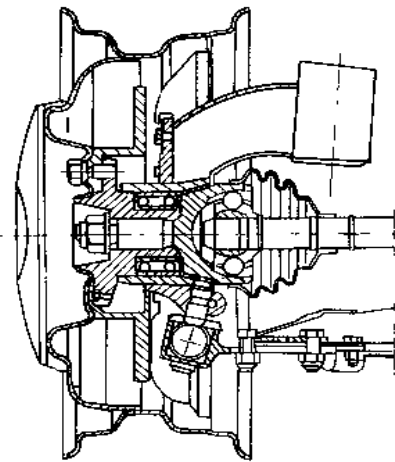


图 1-5-351 轿车前轮支承

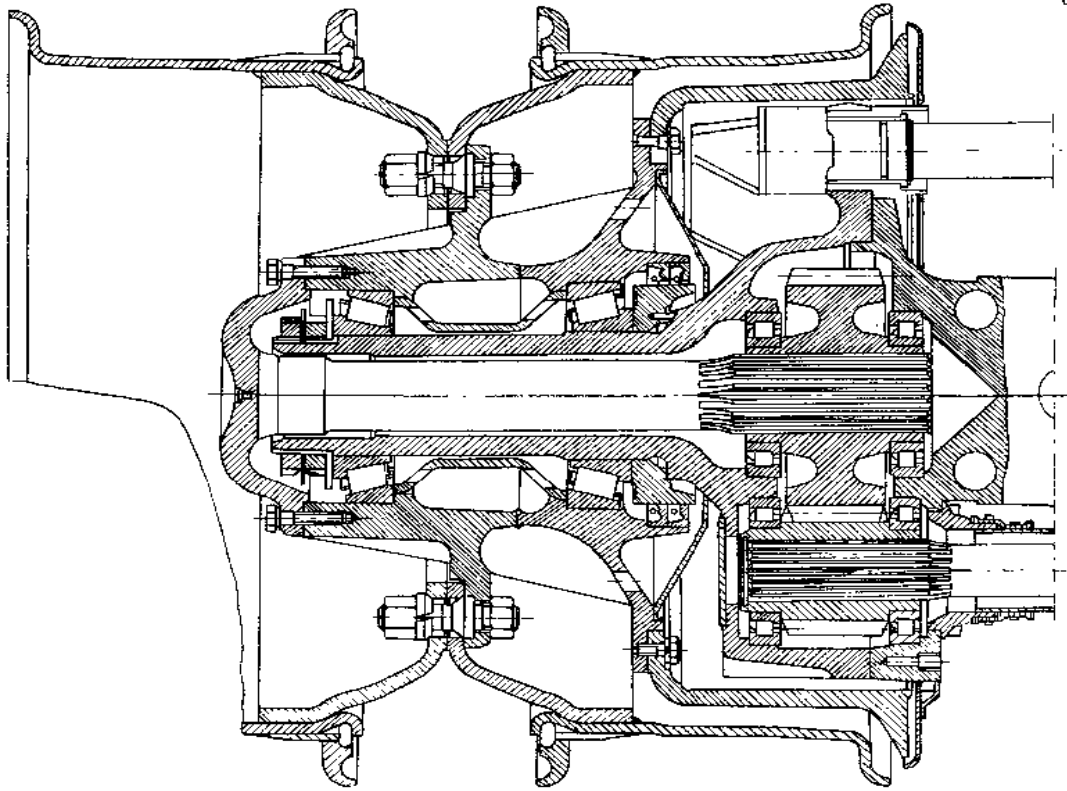


图 1-5-352 装有轮边减速齿轮的货车轮毂

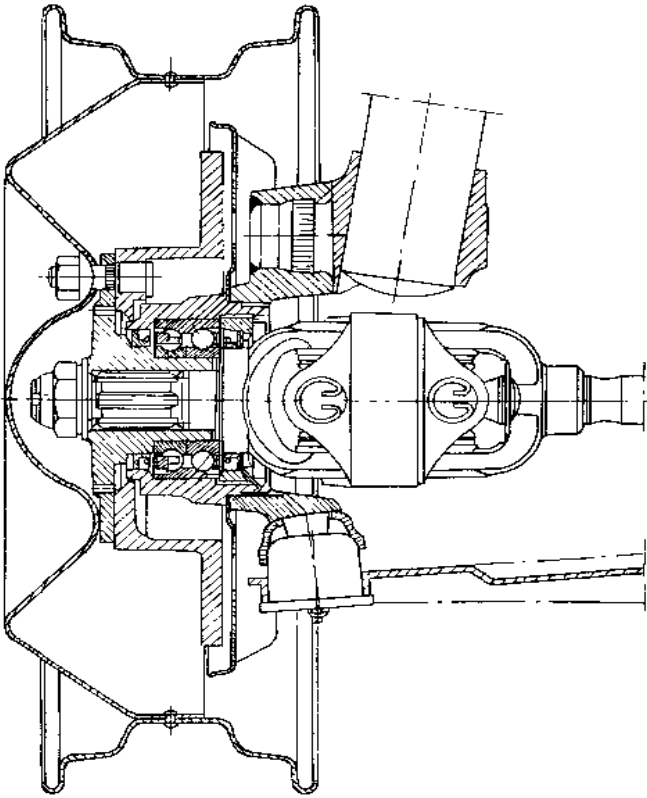


图 1-5-353 轿车前轮支承

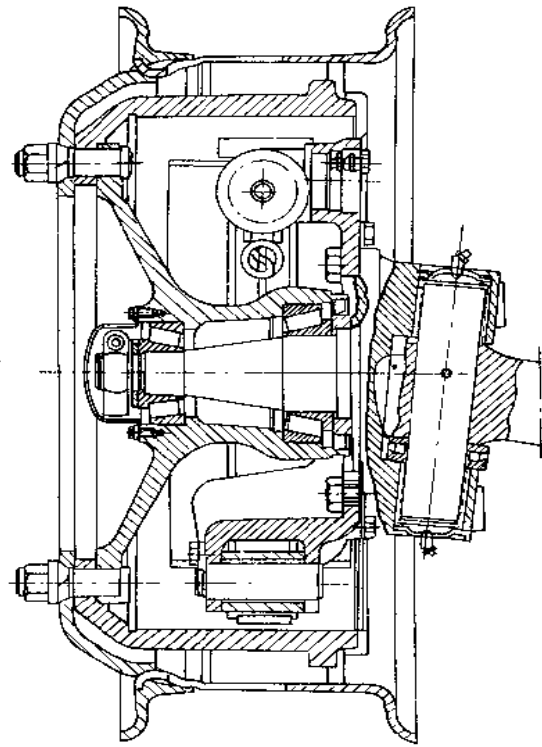


图 1-5-354 载重汽车前轮支承



汽车前轮支承必须将轮子精确而又无游隙地引导于轴颈上，因此主要使用两套预调单列圆锥滚子轴承（图 1-5-354）或一套双内圈双列角接触球轴承（图 1-5-353）。车轮上的作用力有径向载荷、轴向载荷和由此而产生的倾覆力矩，因此要求较宽的支承面，所以两种轴承都采用 O 型配置结构。装圆锥滚子轴承的轮毂座孔，其配合而按公差 N7（N6）加工，对薄壁结构和用轻金属制造的轮毂则按 P7 加工。装双列角接触球轴承时，按 M6 或 N6 加工。多数用锂基皂化脂润滑。

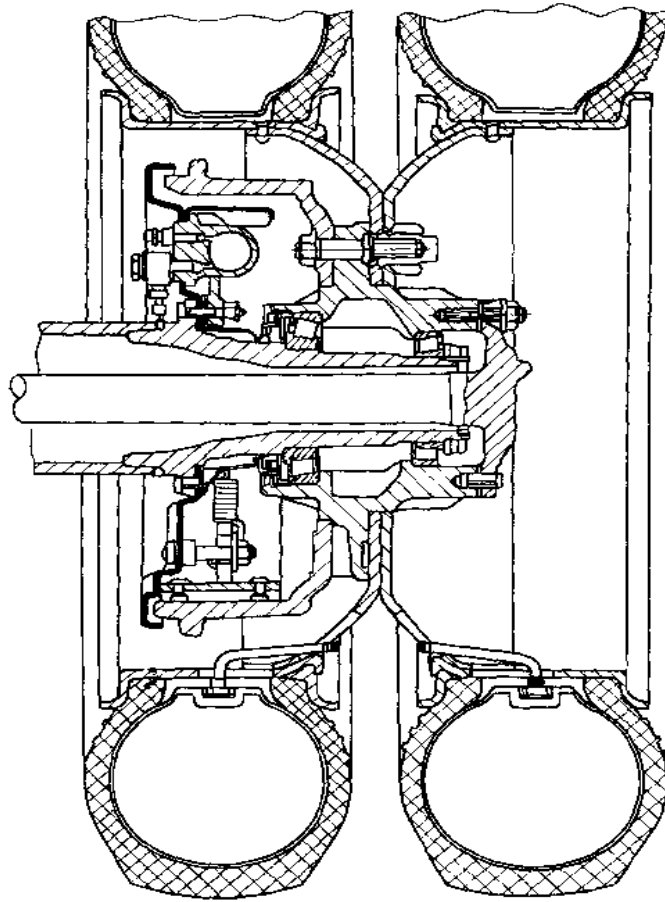


图 1-5-355 汽车后车轮支承

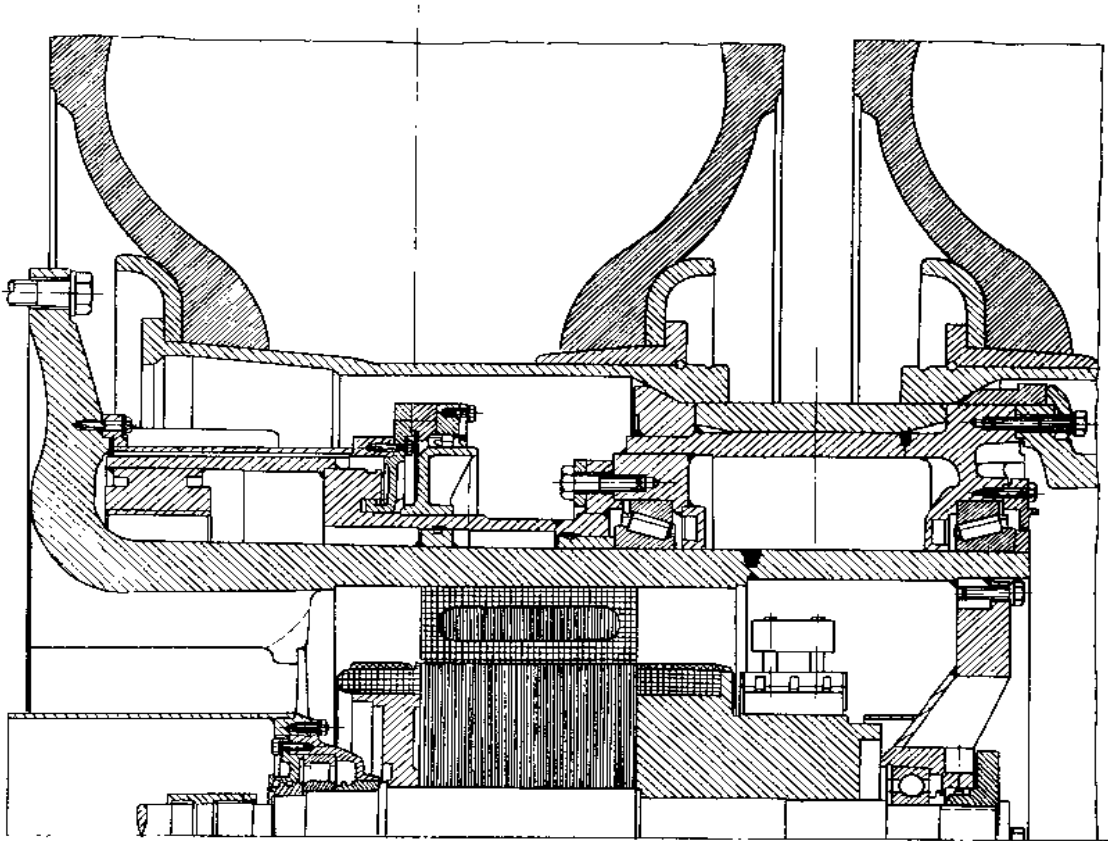


图 1-5-356 电动轮汽车车轮支承

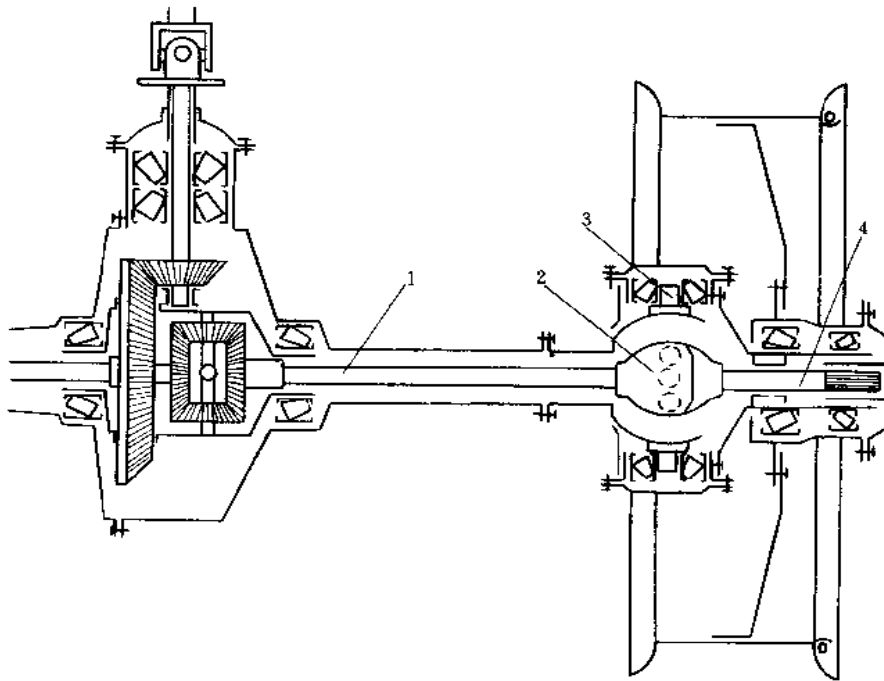


图 1-5-357 转向驱动桥及其支承示意图

1—内半轴；2—等角速万向联轴器；3—主销；4—外半轴

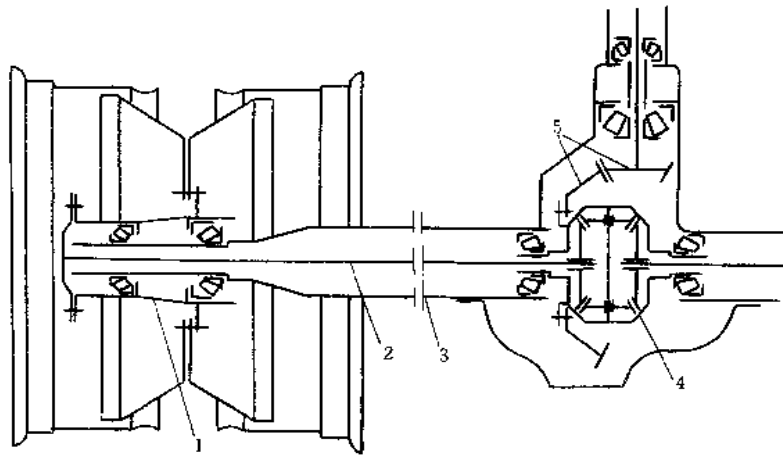


图 1-5-358 驱动桥及其支承示意图

1—轮毂；2—半轴；3—驱动桥壳；4—差速器；5—主减速器

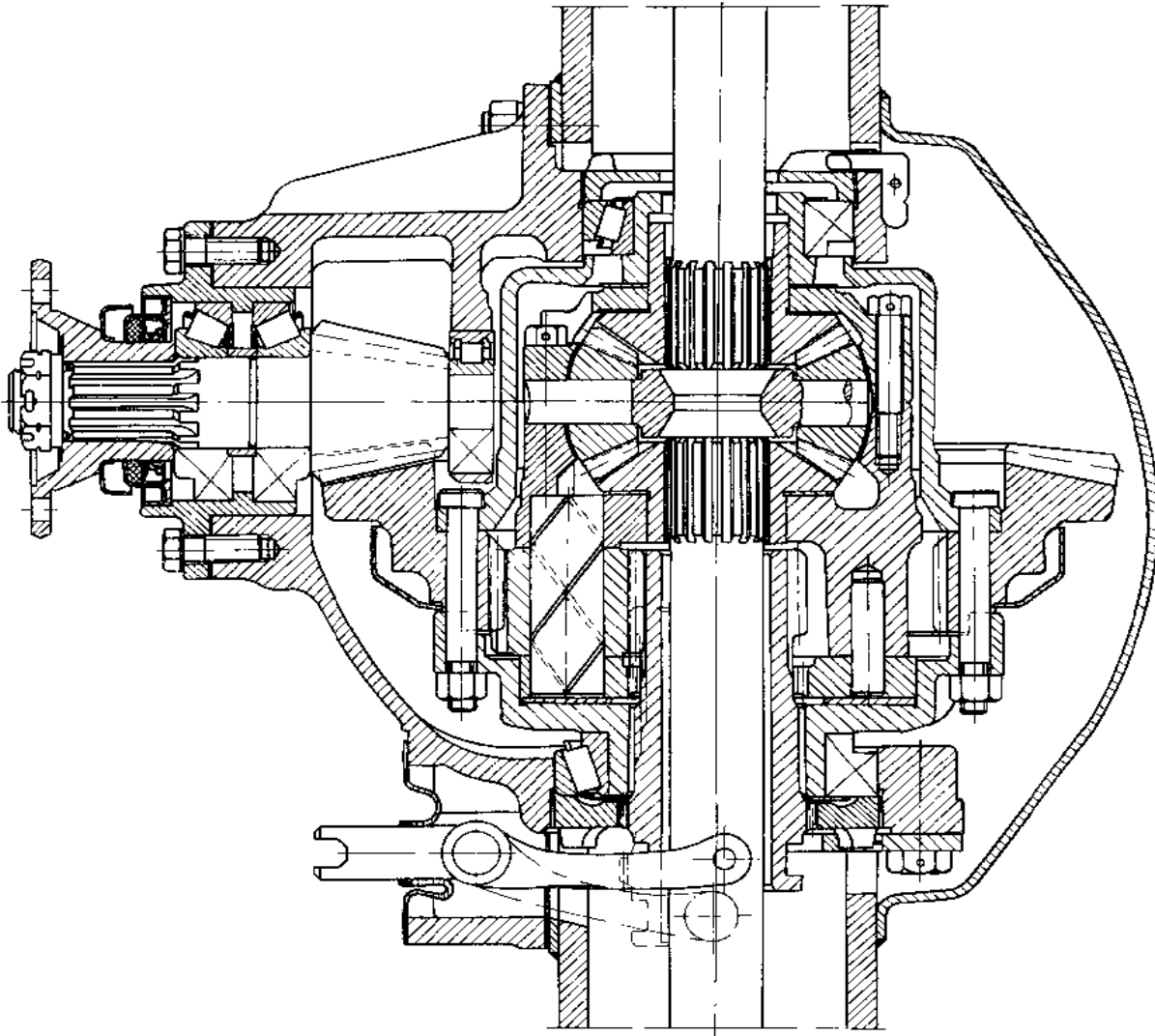


图 1-5-359 货车末级传动装置及支承之一

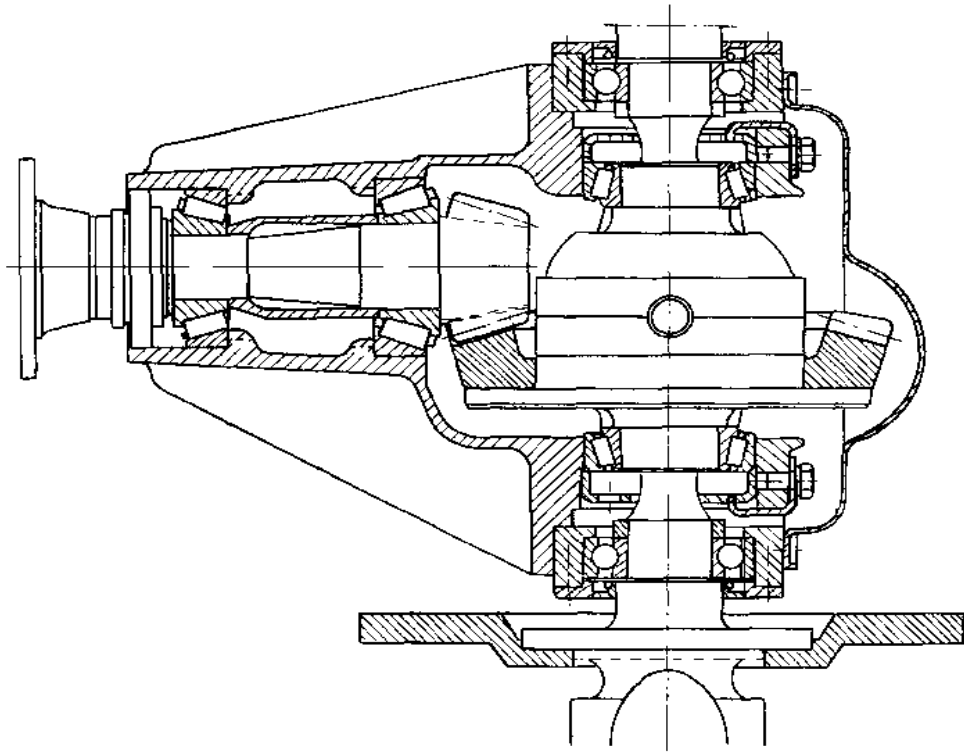


图 1-5-360 轿车末级传动装置及支承之二

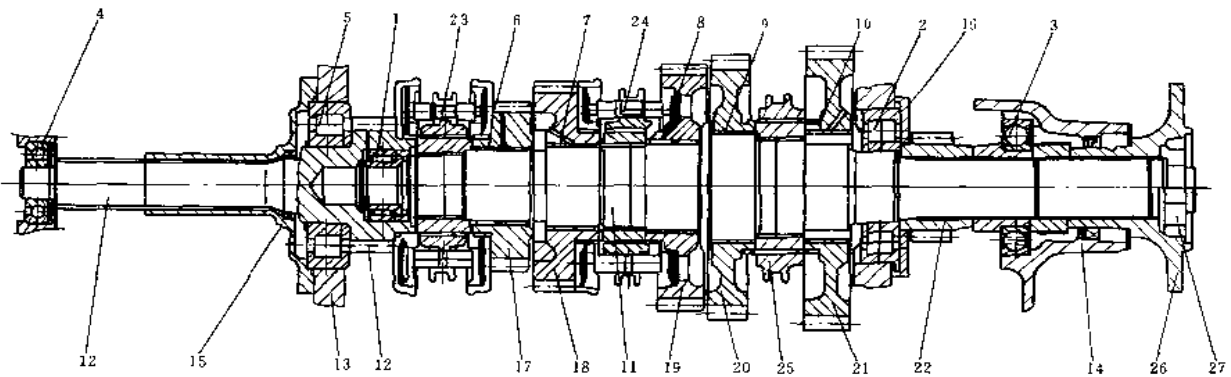


图 1-5-361 大型卡车变速箱主轴和驱动轴支承结构图

1—圆柱滚子轴承；2、5—凸度圆柱滚子轴承；3—无保持架球轴承；4—深沟球轴承；6、7、8、9、10—滚针轴承；11—主轴；12—驱动齿轮与轴；13—变速箱箱体；14—后盖；15—前盖；16—轴承护圈；17、18、19、20、21、22—主动齿轮；23、24—同步器；25—离合器套；26—输出法兰盘；27—紧固螺母

图 1-5-361 所示主轴 11 用轴承 1、2、3 支承，轴承上承担的负荷随变速换档发生变化，采用正齿轮时不会产生轴向力，但为了减少变速箱重量和啮合噪声，一般多用斜齿轮，此时轴承 2 还须承受轴向负荷。

本例主轴支承处于静不定状态，即使轴承 1、2 间的各齿轮 17~21 在啮合状态时，由于主轴的挠曲，轴承 3 也承受负荷。轴承 2、3 还承受齿轮啮合反作用力、驱动轴 12 的推力、不

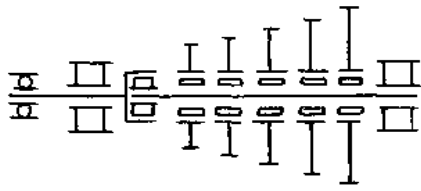


图 1-5-362 轴承配置示意图

平衡引起的附加力以及中央制动器的反作用力。轴承 4、5 承受齿轮 12 啮合时的反作用力和轴承 1 的作用力，而轴向负荷则由轴承 5 承受。

2、5 为凸度圆柱滚子轴承，3 为无保持架球轴承，较同尺寸深沟球轴承球的数量多，因此负荷容量大。轴承 6~10 为滚针轴承。

主轴导向轴承所承受的负荷比较小，但其润滑必须良好，因此在齿底部钻油孔或改进驱动齿轮轴 12 后端开口部的形状。同样各滚针轴承也应采取钻油孔或在齿轮端面开油槽等措施，以提高润滑性能。

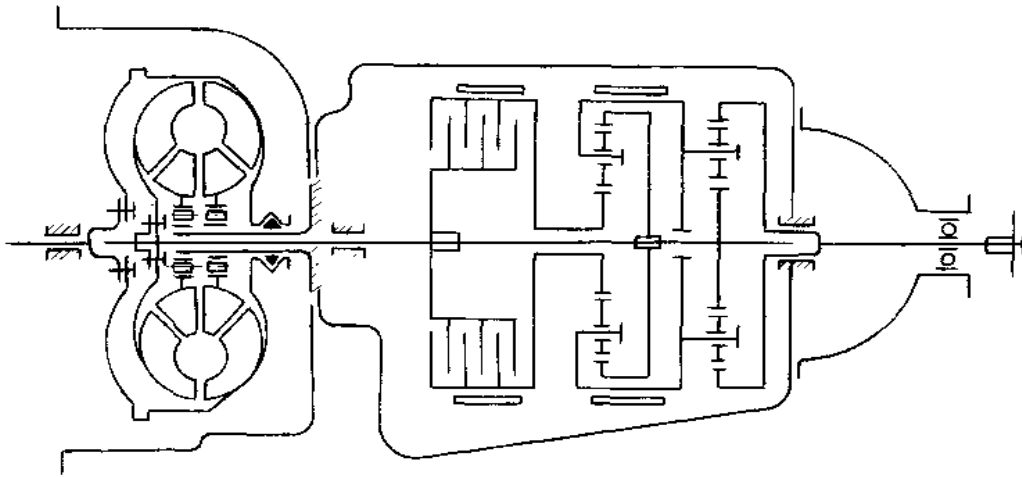


图 1-5-363 红旗 CA7560 型轿车液力机械传动示意图

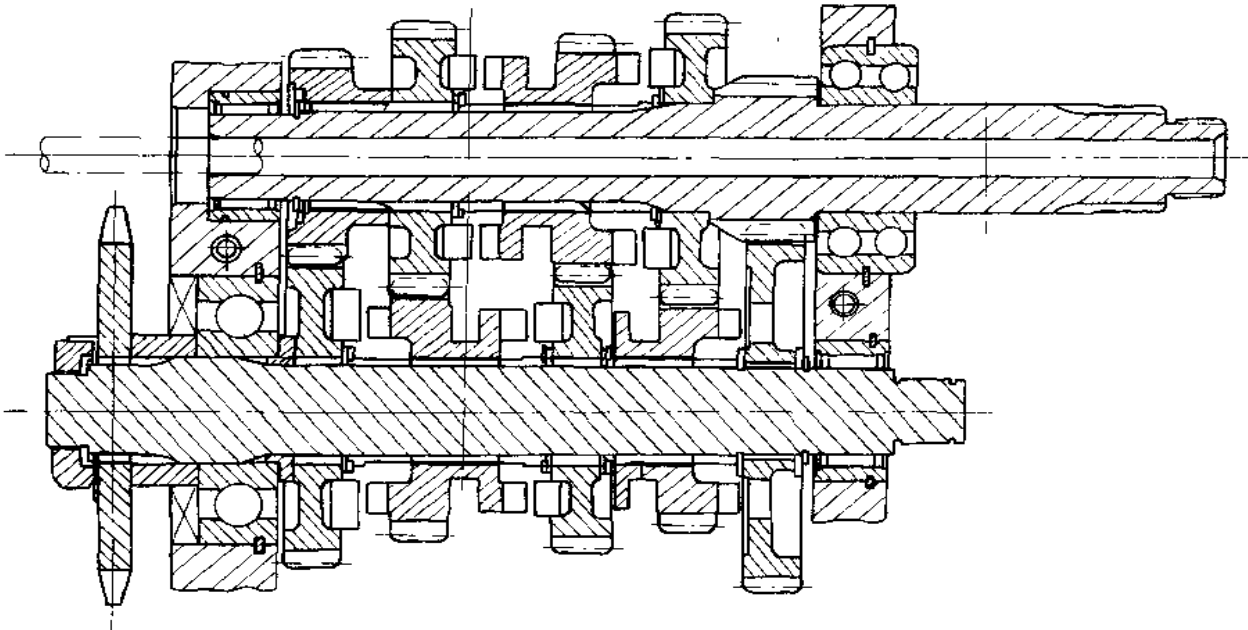


图 1-5-364 一种摩托车变速箱轴支承

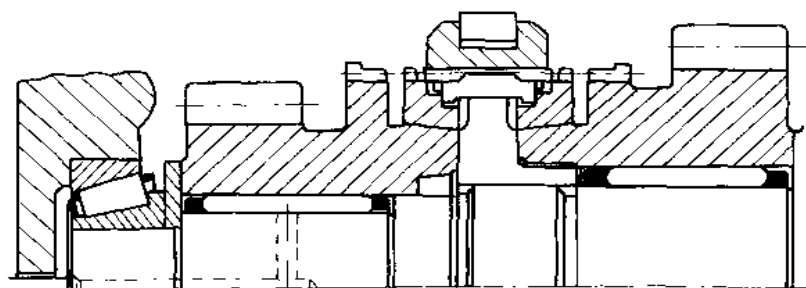


图 1-5-365 一种采用塑料保持架的滚针轴承的轿车变速器自由齿轮支承

### 2.8.8 铁道车辆轴支承

车辆轴承承受的载荷较大,兼有较大的冲击载荷,其瞬时振动加速度可达  $20g \sim 30g$ ,在个别情况下甚至更高,而且工作条件恶劣。因此该类轴承要求:①材料应具有较高冲击韧性,常用渗碳钢,对无轴箱轴承的套圈还要采用特殊的热处理方法,使材料表面硬而心部较软,保持必要的硬度梯度;②轴承套圈和滚子在粗磨后要进行温度为  $150 \pm 5^\circ\text{C}$  的附加回火;③滚动体必须带有凸度,凸型最好采用对数曲线型,也可用两端圆弧修形的修正型,以消除滚子端部的应力集中,且起一定调心作用;④内圈与轴采用 P6,外圈与孔采用 O 配合;采用 3~4 组的径向游隙,我国常用 4 组。

铁道车辆轴承主要用双列圆柱滚子轴承,双列圆锥滚子轴承、调心滚子轴承及圆柱滚子轴承和球轴承的组合。组合轴承在高速重载列车和机车中使用较多。它们还分为轴箱轴承和无轴箱轴承。

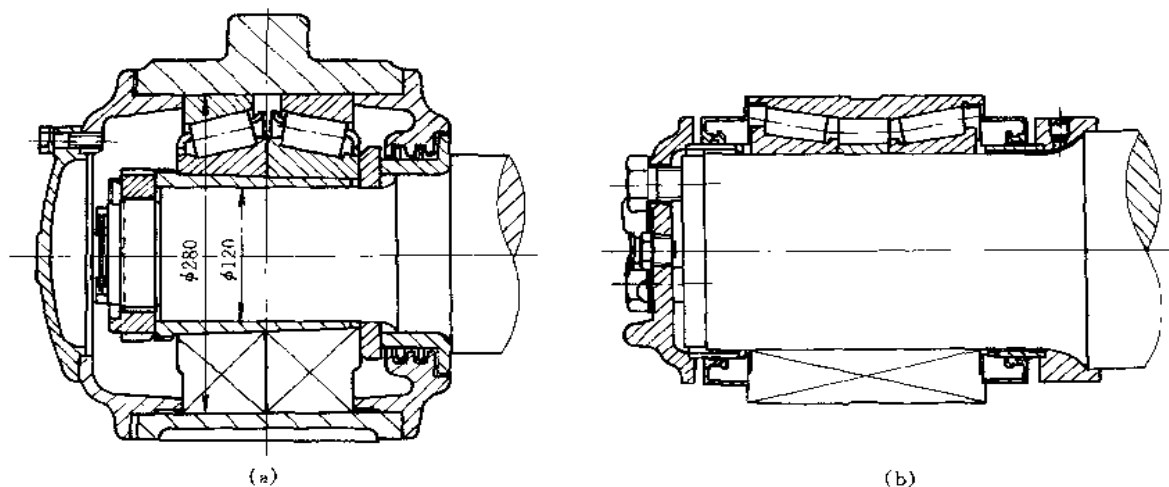


图 1-5-366 圆锥滚子轴承作轴箱轴承

图 1-5-366a 带退卸套,可简化轴承的拆装,降低轴颈的加工精度,轴承游隙需用端盖和箱体之间的垫片来调整。可承受轴向和径向负荷。b 为无轴箱密封形圆锥滚子轴承,称 RCT 型结构,支承可以在轮轴上整体互换,不需调整游隙,使用、保养、维修均很方便,大批量生产时成本低。但因外圈直接暴露在外,易受外界影响,因此在材料及热处理上均有严格要求。

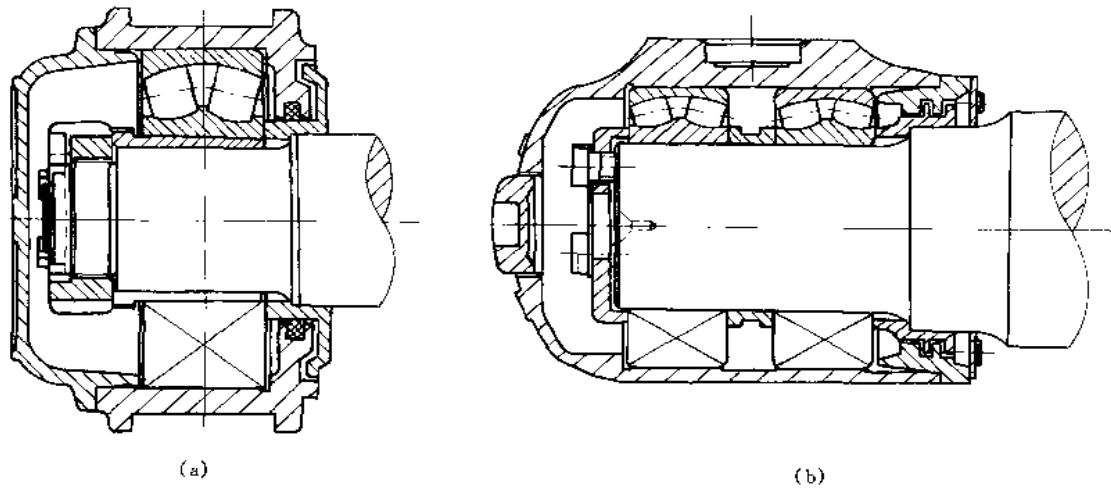


图 1-5-367 球面滚子轴承作轴箱轴承

(a) 装一套球面滚子轴承的轴箱；(b) 装两套球面滚子轴承的 UIC 轴箱

图 1-5-367a 能自动调心，负荷容量大，可同时承受径向和轴向负荷，退卸套可简化拆装，图 b 同时装两列调心滚子轴承，提高了轮轴轴承寿命，但失去了调心性能，欧美各国仍广泛使用。

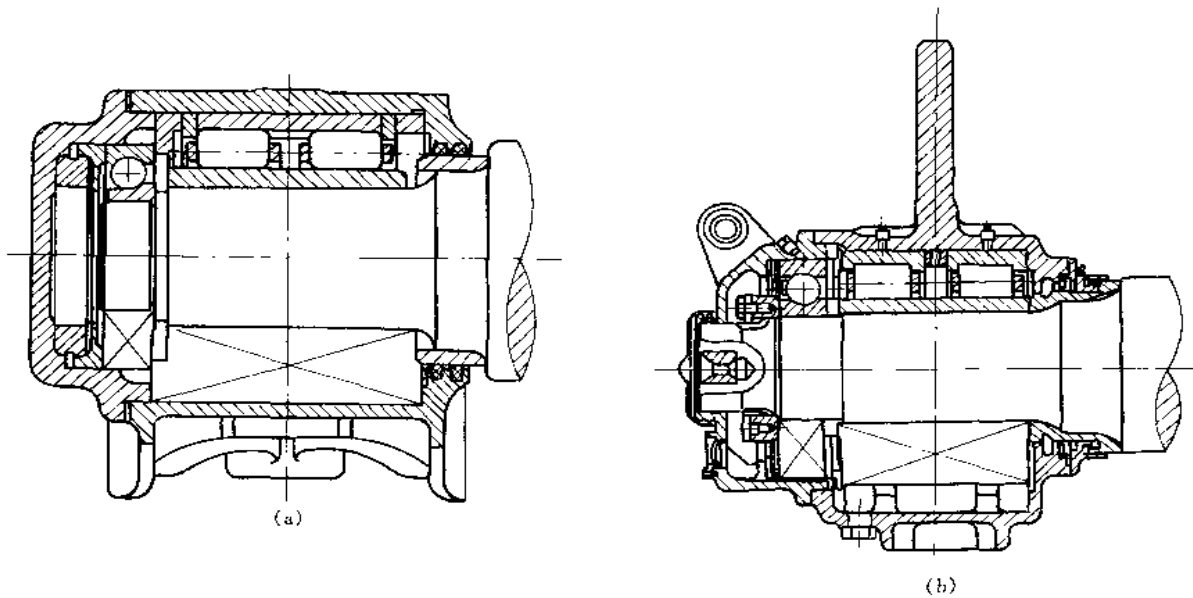


图 1-5-368 用圆柱滚子轴承做轴箱轴承

图 1-5-368a 采用不带挡边的圆柱滚子轴承，轴向浮动，只承受径向载荷，轴向负荷由角接触球轴承承受，并用橡胶缓冲轴向力，最大限度地减少了滑动摩擦，适应于高速。最高速度可达 135km/h。图 b 是此结构的发展，采用两个短圆柱滚子轴承，外圈间装有隔圈，内圈为整体，保持架采用高强度黄铜无铆钉结构，借助外圈挡边引导，滚子采用真空熔炼轴承钢，防止在高冲击下破坏。采用油浴润滑。密封较复杂。

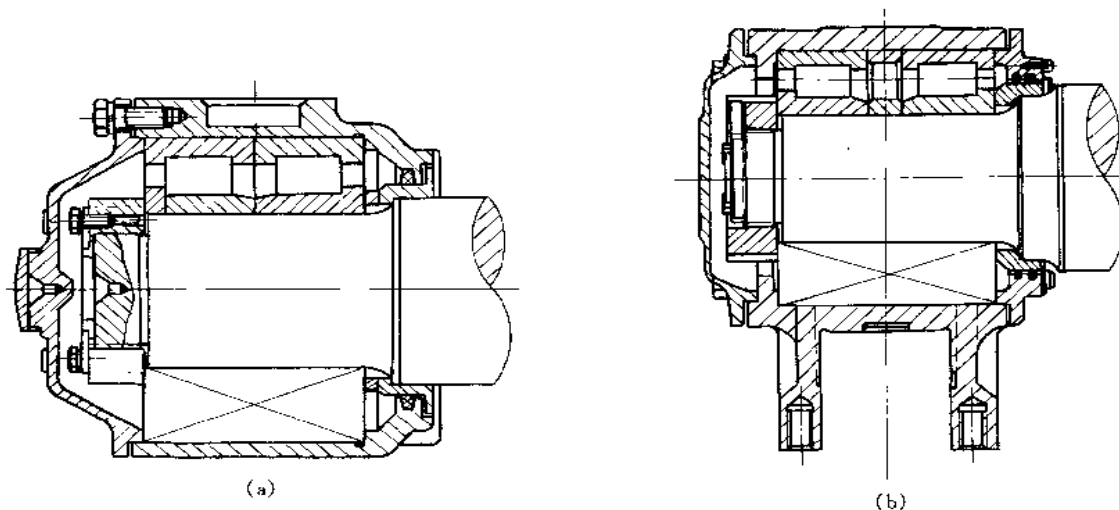


图 1-5-369 用带挡边圆柱滚子轴承做轴箱轴承

(a) 装两套圆柱滚子轴承的 UIC 轴箱；(b) 美国联邦铁路局内燃客车轴箱轴承

图 1-5-369 内、外圈均带有挡边，能承受轴向负荷，支承结构简单，装卸方便，不需调整，有利于维修和保养，结构紧凑，价格便宜，在电力机车和货车上广泛采用。轴承内圈与轴用过盈配合，外圈与孔用松配合。

机械与液压驱动中的轴和齿轮装配如图 1-5-370~图 1-5-373 所示。

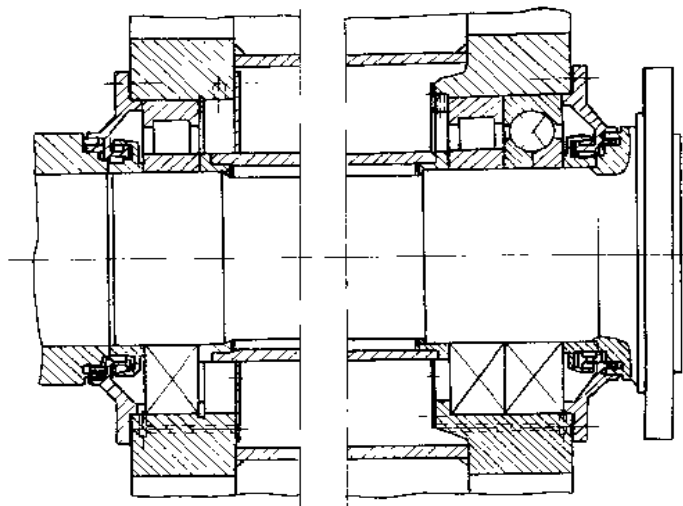


图 1-5-370 装在两套圆筒形滚柱轴承与一套四点式轴承的驱动轴

径向与推力负荷高以及额外动力负荷高时，图 1-5-370 所示轴承装置比较好。

在负荷减少的情况下，两套角面接触的滚珠轴承和一套四点式滚珠轴承（如图 1-5-371）比较好，且费用不贵。

如果是高速度高负荷两套圆筒形滚柱轴承和一套四点式滚珠轴承（如图 1-5-372）比较好些。这个装置比用两套锥形滚柱轴承容易安装，因为调节锥形滚柱轴承的轴向间隙费时间，并需要一定技术。锥形滚柱轴承有一定程度的磨损，轴向间隙必须重新调节。

推力负荷高时，而锥形滚柱轴承的速度并未超过极限速度的情况下，端部齿轮装配两套陡角锥形滚柱轴承（如图 1-5-373）比较好。



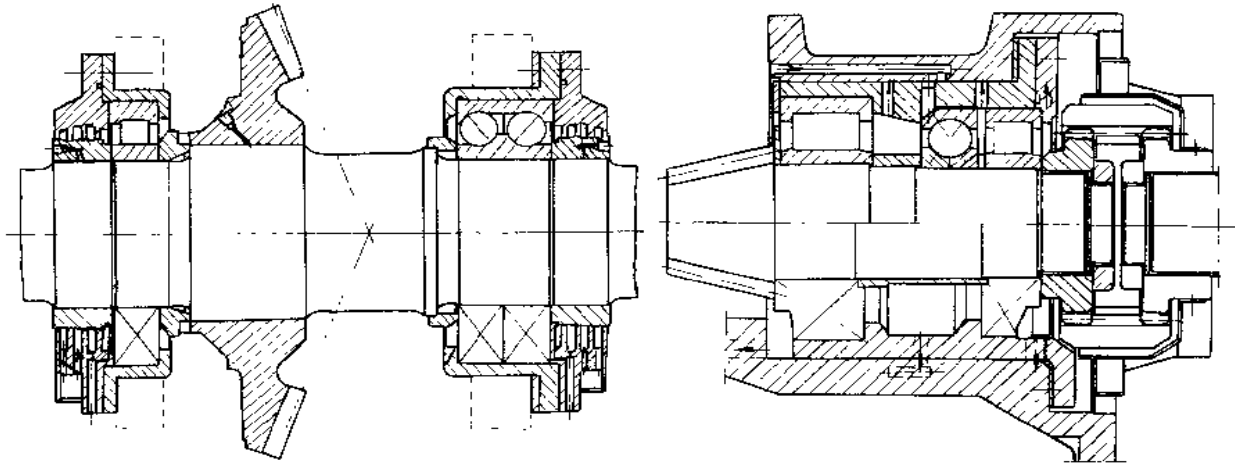


图 1-5-371 驱动轴装配一套圆筒形滚柱轴承  
和两套角面接触的滚珠轴承

图 1-5-372 齿轮轴装配两套圆筒形滚柱轴承和一套  
四点式滚珠轴承或两套锥形滚柱轴承

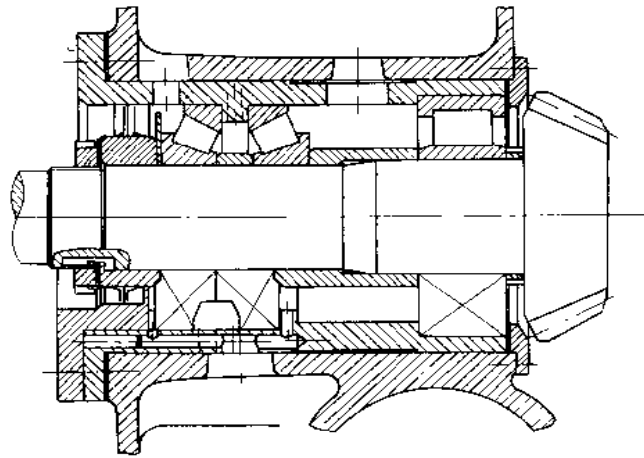


图 1-5-373 以两套锥形滚柱轴承和一套圆筒形滚柱轴承为支承的齿轮轴

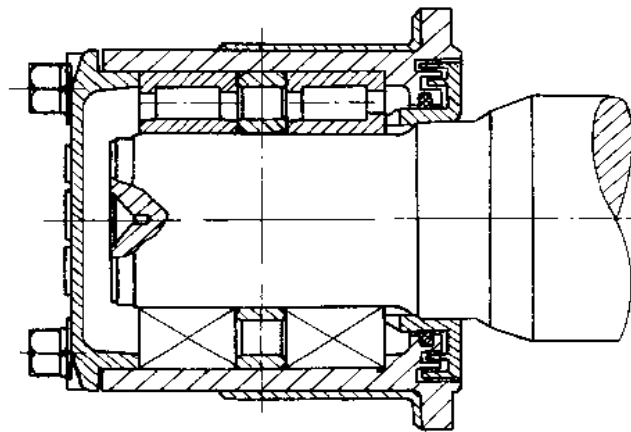


图 1-5-374 没有轴端止挡的圆柱滚子轴承

采用单侧导向时，所用的导向面布置型式大多使轴承只能承受一个方向的轴向力，而且该力由车轮指向外侧。图 1-5-374 所示的轴承采用了另一种布置型式，使轴向力指向车轮的方向，因此可以省去轴端止挡。

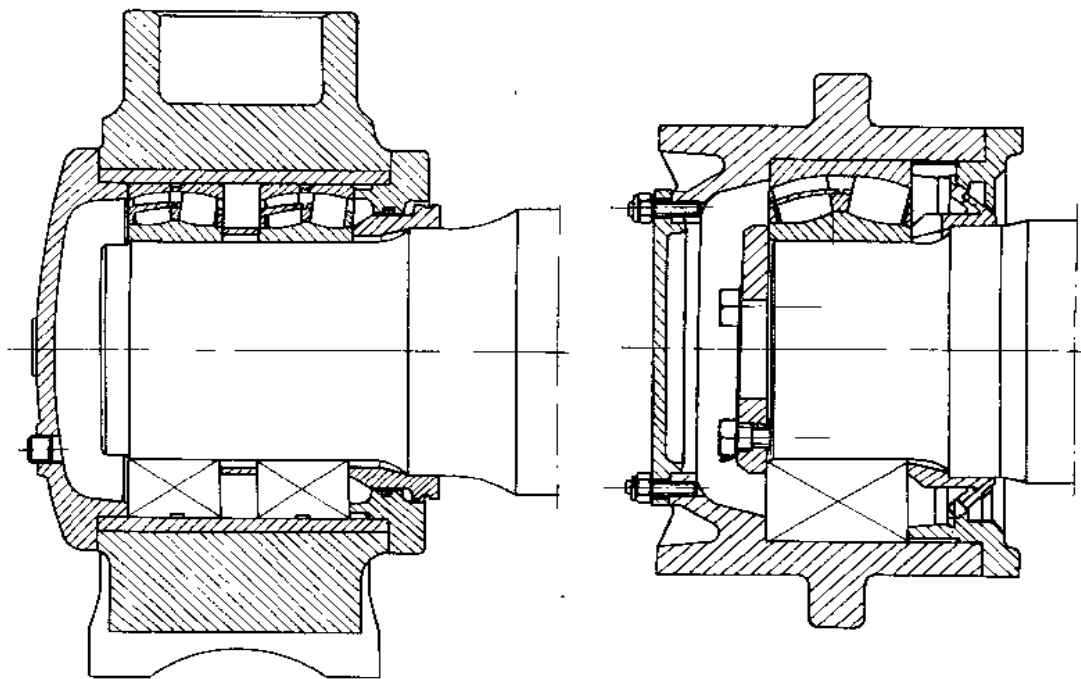


图 1-5-375 具有两个、一个调心滚子轴承

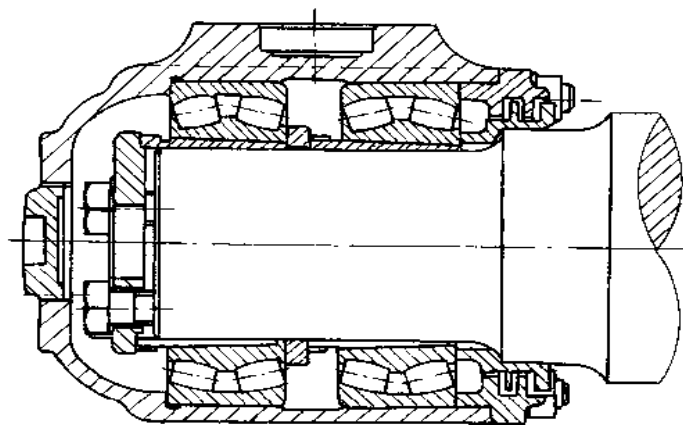


图 1-5-376 承受复合力作用的球面滚子轴承；UIC 滚子轴承代号 514，  
(由联邦德国 FAG 轴承厂制)

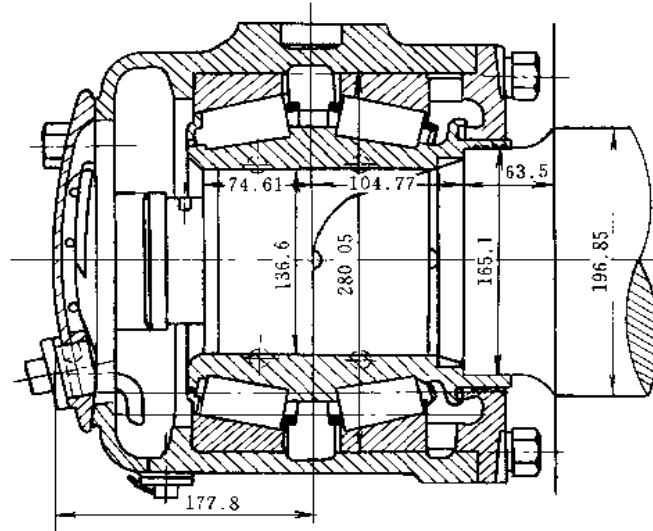


图 1-5-377 直接装在轴颈上的双外圈圆锥滚子轴承  
(由英国的梯木肯轴承厂制)

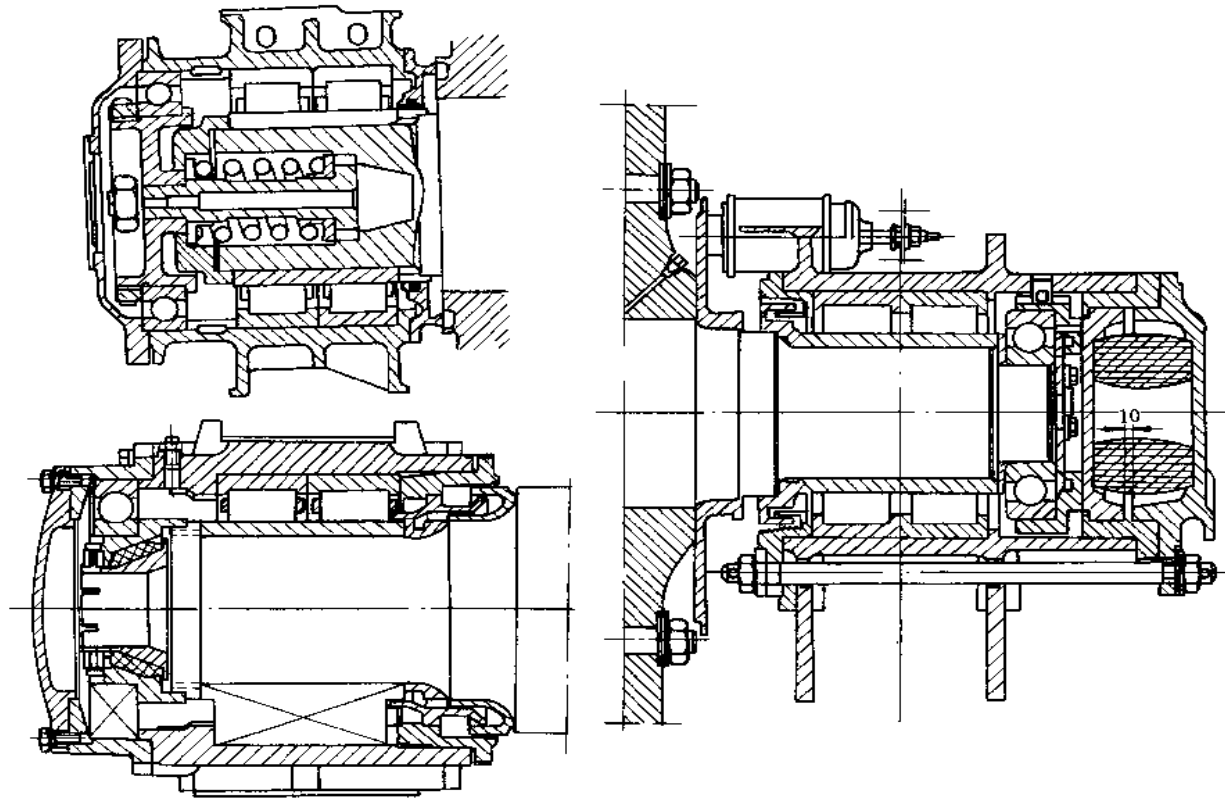


图 1-5-378 具有轴向弹性的轴承

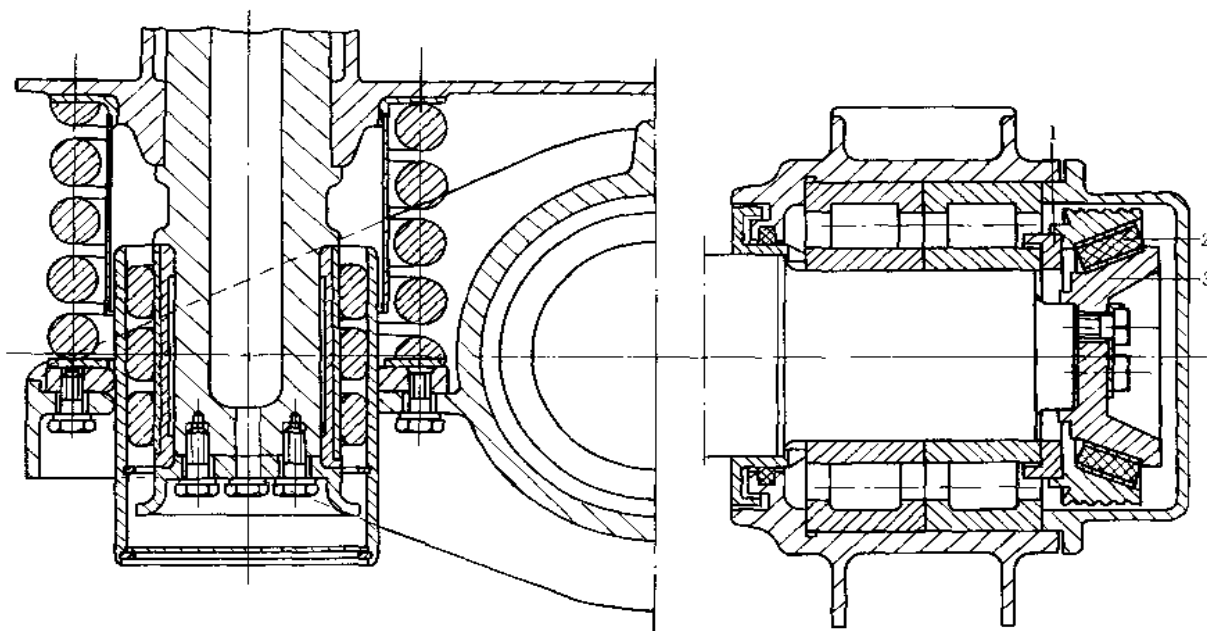


图 1-5-379 导柱定位的具有轴向弹性的轴承

在不利的轨道条件下运行及通过小半径曲线时,会出现冲击型的轴向力,为了缓和该力对机车车辆的影响,发展了具有轴向弹性的滑动和滚动轴承。

如图 1-5-379 所示结构型式,轴向力由滚子传到挡圈 1,挡圈 1 又弹性支撑在锥形的橡胶弹簧 2 上,轴向位移量以止挡 1 碰到环 3 为限。这种结构比专门采用的弹性止推轴承简单得多。另外还有一个特点,即在导柱式定位装置中使用了橡胶元件,可以调整轴箱的角度而不会造成过大的力矩,使处于轴承中的移动自由度与处于定位装置中的轴向自由度实现了很好地组合。

当有回流到轨道的电流时,为了确保可靠性,其电流不应经过轴承而应该流经车轴,避免因导电而造成腐蚀,这一点非常重要。为此有着各种不同的结构型式,并称其为“接地装置”或分流器。这些结构应看作是轴承的组成部分。如图 1-5-380 所示,在车轴轴箱上装有一个与接地汇流排连通(可导电)的壳罩,车轴端用螺栓紧固着一块垫板,壳罩通过弹簧压紧该垫板,从而将回流电流接地。

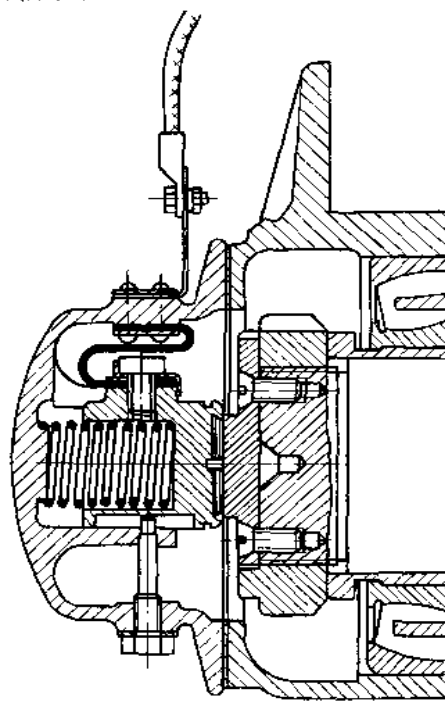


图 1-5-380 避免轴承导电的接地装置

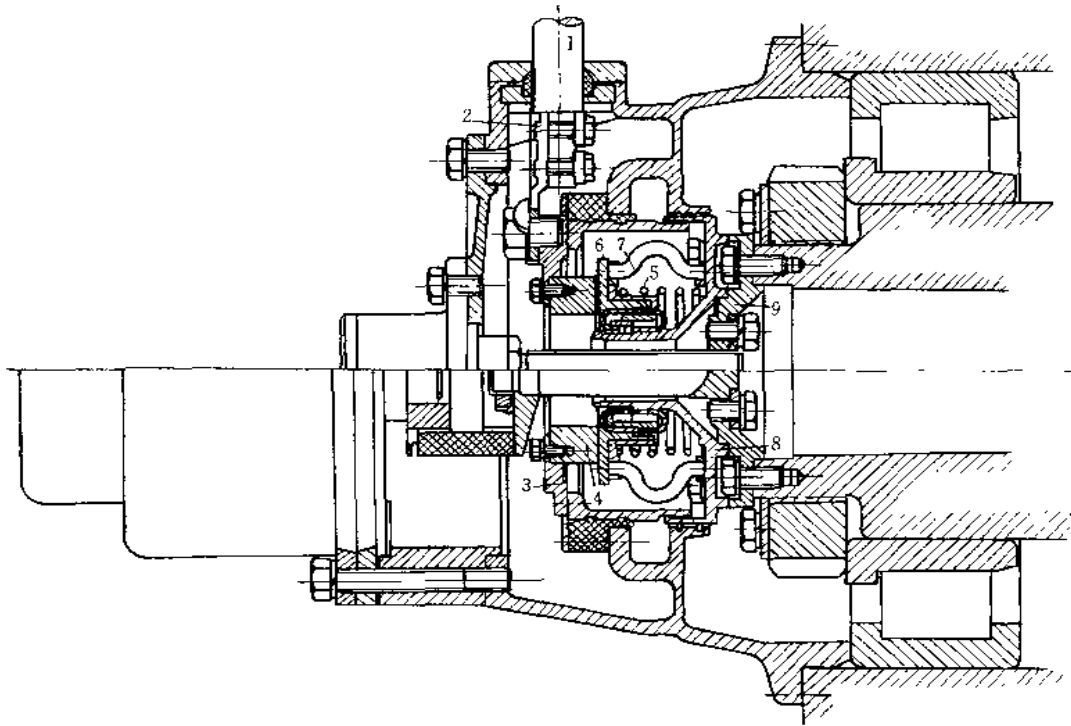


图 1-5-381 联邦德国铁路机车及动车使用的接地装置 (M. 弗罗斯特公司)

1—与接地汇流排相连的电缆；2—电缆端子；3—碳刷支撑板；

4—碳刷；5—压紧弹簧；6—磨块；7—曲形电缆；

8—磨块支座；9—轴端法兰

图 1-5-381 所示的装置中，来自机车电气设备接地汇流排的接地电流经过电缆 1，电缆端子 2 及碳刷支撑板 3 传动碳刷 4，通过弹簧 5 的作用，磨块 6 压在碳刷上，曲形电缆 7 与磨块及磨块支座 8 相连（可导电），并以轴端法兰 9 为中间体，用螺栓把磨块支座固定在车轴上。

碳刷由含铜石墨制成，短时间内可承受  $100\text{A}/\text{mm}^2$  的电流，接触区的电压降不得超过  $0.4\text{V}$ ，螺旋弹簧可能产生的电刷压力为  $3\text{N}/\text{cm}^2$  左右。

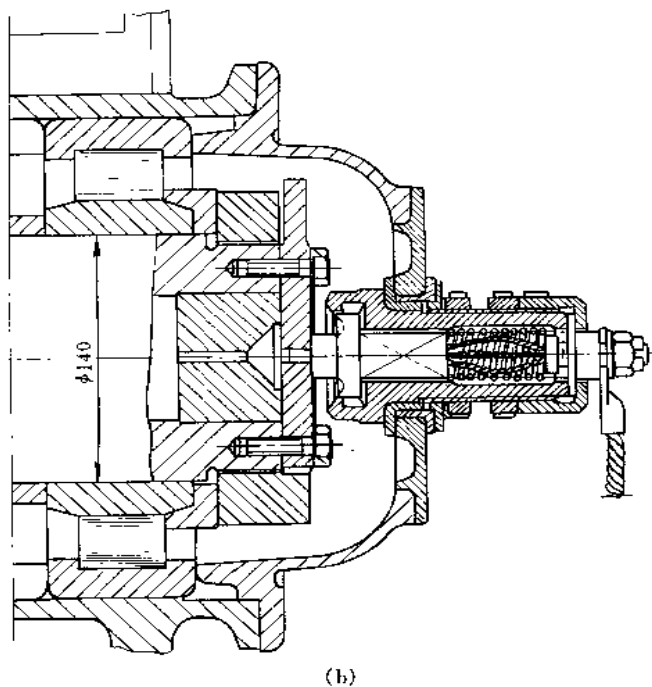
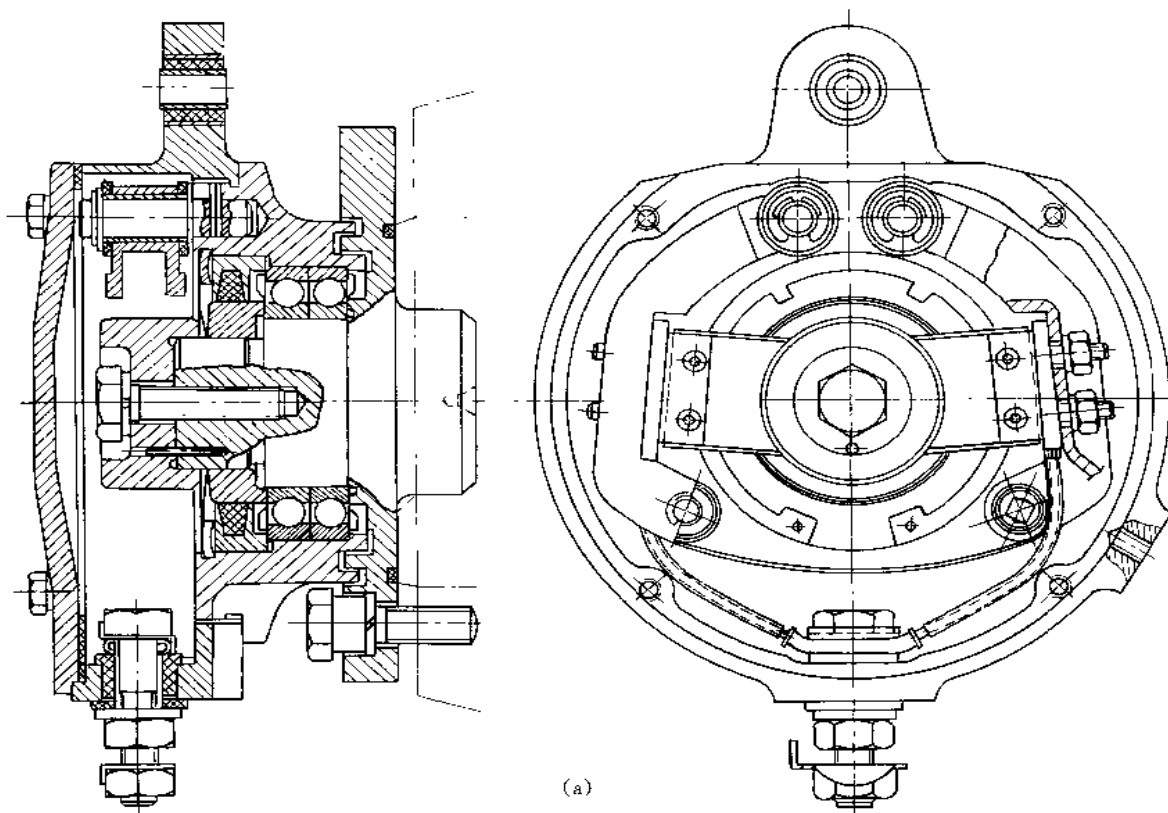


图 1-5-382 采用径向摩擦碳刷的接地装置

在 SKF 轴承厂研制的结构中 (图 1-5-382) 两块碳刷在径向与磨环互相摩擦, 磨环用螺栓固定在轴颈上, 并与轴一起旋转。

意大利国家铁路在其动车的滚动轴承上安装了如图所示的接地装置, 在该装置中, 使用了一个由弹簧力压在轴端的柱销。

接地装置也可以用心轴状的柱销做成, 柱销内装有弹簧, 柱销端部有两个触头, 触头受到弹簧的作用, 同时可以沿各个方向移动, 柱销与触头一起, 一边处于轴上的槽内, 一边处于轴承盖上的槽内。这种布置形式的突出特点是体积小, 耐磨性高。

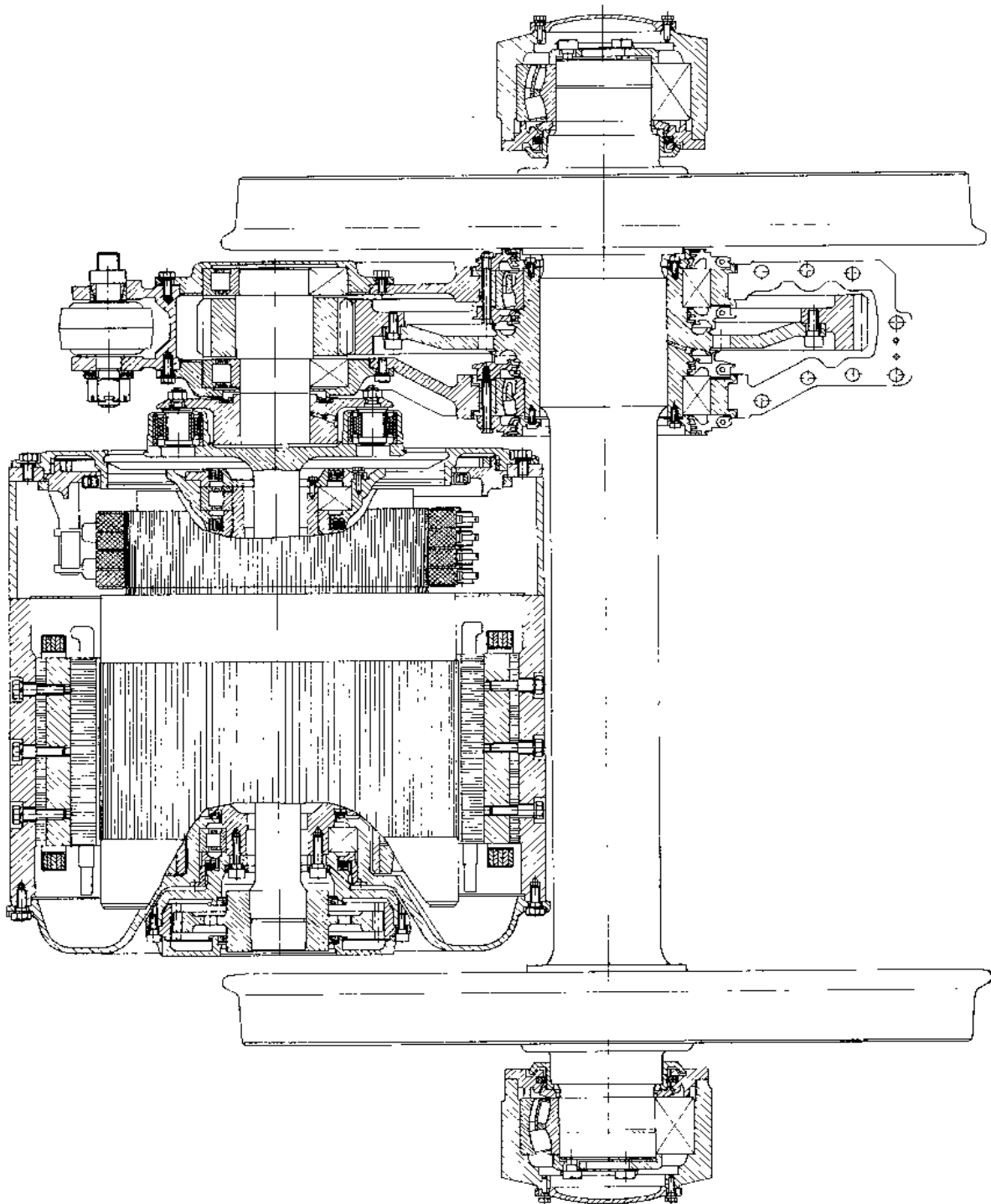


图 1-5-383 瑞典 RC 型机车牵引电机轮边减速器支承

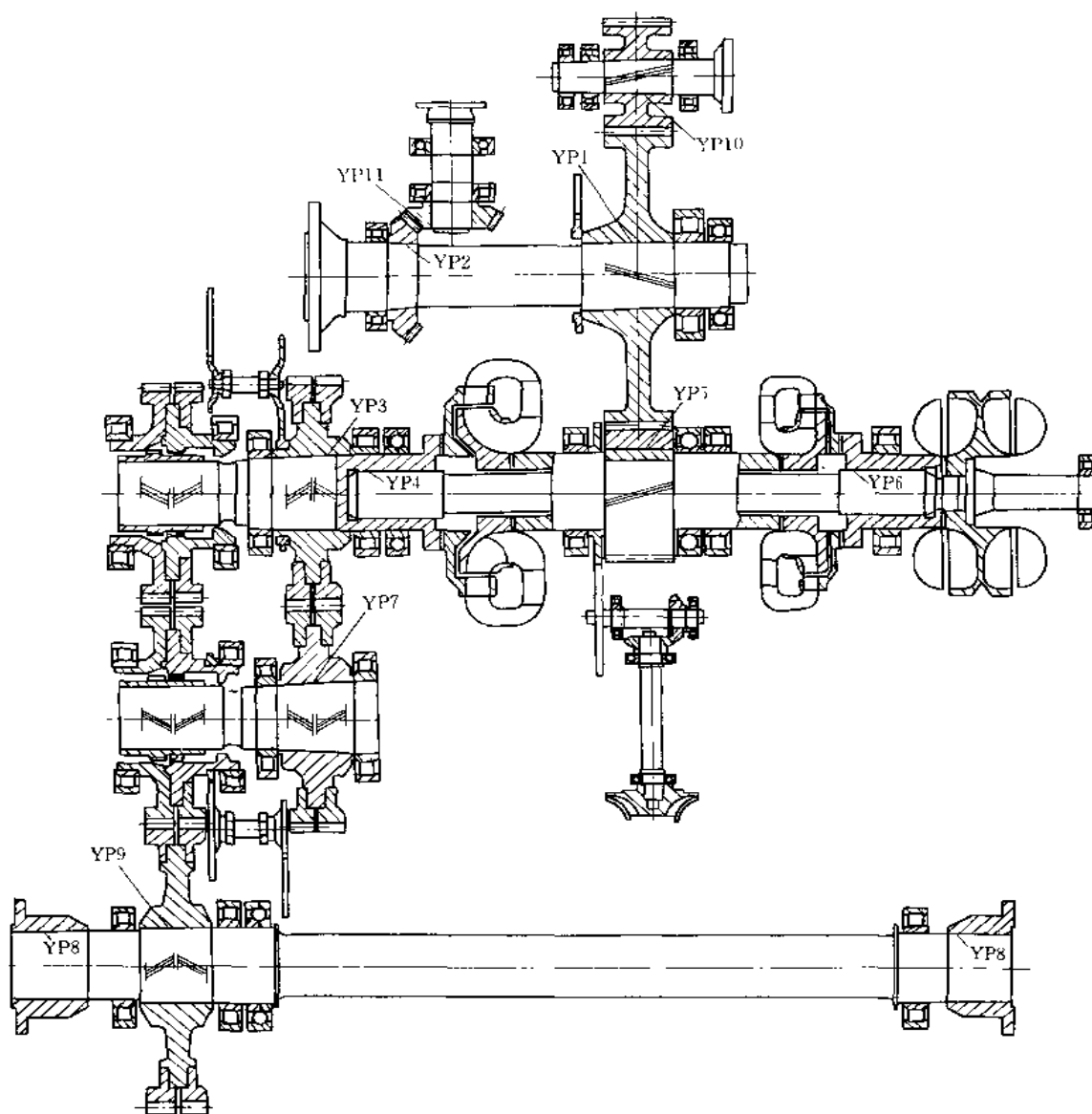


图 1-5-384 EQ2027 液力传动装置轴承和油压锥度配合部位图

图 1-5-384 所示液力传动装置的轴承在高速、重载和较高油温（90~110℃）下工作。为此对轴承采取了以下措施：①提高精度等级，主传动系统 21 个轴承中 16 个为 E 级，5 个达到 D 级。②采用青铜整体保持架。③扩大轴承径向游隙。④改善润滑和结构，每根轴由三个轴承支承，其中两个单列向心短圆柱滚子轴承承受径向力，一个双半内圈的单列向心推力球轴承（即四点球轴承）承受轴向力，四点球轴承的外圈与壳体内径之间有 2~3mm 的间隙，使其只承受轴向力。为防止四点球轴承之外圈转动，在外圈上开设宽 8~10mm 与外径成 45°的斜槽，用销钉止动换向轴和齿轮。由于人字齿轮没有轴向力，故轴和齿轮均各自用两个滚子轴承支承。输出轴用了一个四点球轴承，用以轴向定位，换向轴则以变扭器轴定位。全部主传动系统轴承采用强迫喷射润滑，喷在轴承内圈外圆滚道之上。⑤采用轴承型号后标有 T 的轴承。



EQ2027 传动装置油压锥度配合参数

| 配合部位 | 配合件名称      | 孔 径<br>mm          | 轴 颈<br>mm         | 名义配合长度<br>mm | 最大拆装油压<br>MPa | 压入行程<br>mm | 安全系数<br>K |
|------|------------|--------------------|-------------------|--------------|---------------|------------|-----------|
| YP1  | 增速大齿轮与输入轴  | $154.68^{+0.02}_0$ | $155^{+0.02}_0$   | 192          | 151           | 16         | 6.3       |
| YP2  | 垂直传动齿轮与输入轴 | $159.89^{+0.02}_0$ | $160^{+0.02}_0$   | 67           | 60            | 7.5        | 8.1       |
| YP3  | Z46 齿轮与涡轮轴 | $169.63^{+0.02}_0$ | $170^{+0.02}_0$   | 154          | 162           | 17         | 3.47      |
| YP4  | 涡轮轴与实心轴    | $104.76^{+0.02}_0$ | $105^{+0.02}_0$   | 187          | 192           | 12         | 4.5       |
| YP5  | 增速小齿轮与泵轮轴  | $194.7 \pm 0.01$   | $194.86 \pm 0.01$ | 132          | 34            | 7          | 9.15      |
| YP6  | 制动轴与实心轴    | $104.76^{+0.02}_0$ | $105^{+0.01}_0$   | 176          | 195           | 12         | 4.2       |
| YP7  | Z47 齿轮与换向轴 | $169.58^{+0.02}_0$ | $170^{+0.02}_0$   | 157          | 185           | 21         | 3.1       |
| YP8  | 输出法兰与输出轴   | $159.64^{+0.02}_0$ | $160^{+0.02}_0$   | 137          | 170           | 20         | 3.2       |
| YP9  | 输出齿轮与输出轴   | $169.56^{+0.02}_0$ | $170^{+0.02}_0$   | 162          | 190           | 22         | 2.6       |
| YP10 | 电机齿轮与电机轴   | $74.92^{+0.015}_0$ | $75^{+0.015}_0$   | 122          | 130           | 6          | 2.3       |
| YP11 | 垂直轴齿轮与轴    | $84.89^{+0.015}_0$ | $85^{+0.015}_0$   | 66           | 160           | 7.5        | 7.4       |

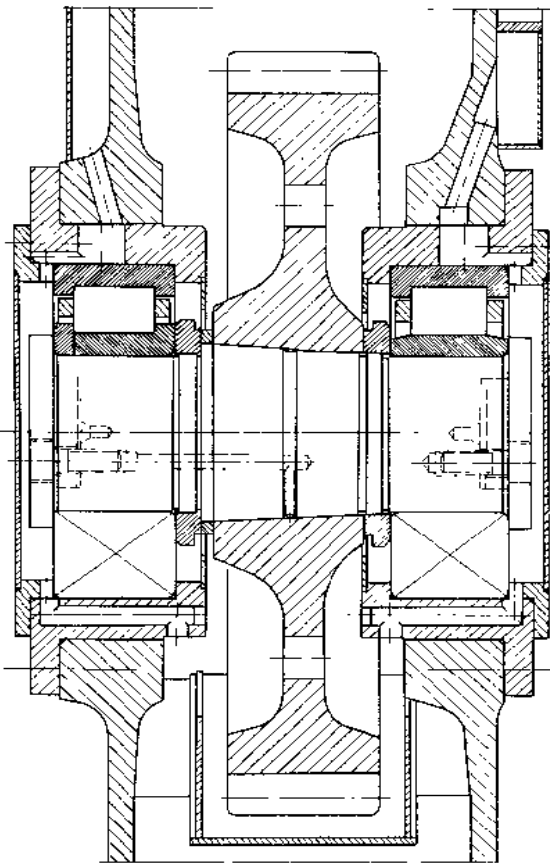


图 1-5-385 高速火车减速器中间齿轮支承

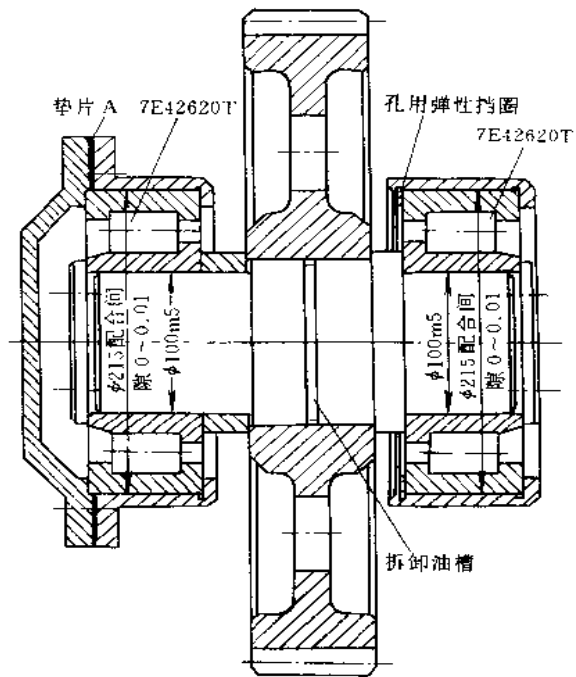


图 1-5-386 内燃机车变速箱三轴

图 1-5-385 所示中间齿轮轴左端用内圈单挡边带平挡圈的圆柱滚子轴承为定位轴承，右端用内圈无挡边的圆柱滚子轴承为游动轴承。齿轮采用液压装卸法，为装卸方便两轴承均装在轴承套内。

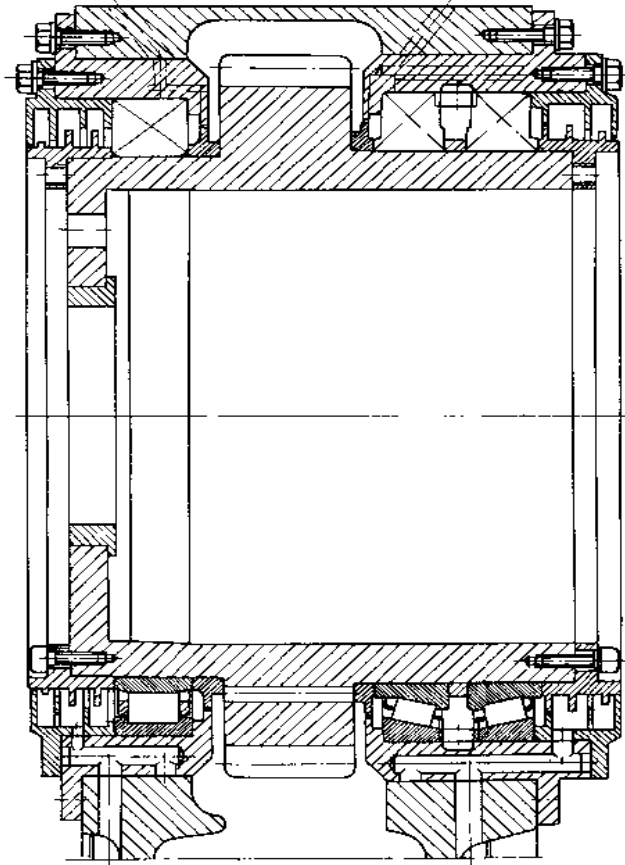


图 1-5-387 高速火车减速器输出端行星齿轮轴支承

如图 1-5-387 所示，因为要容纳万向联轴器的头部，所以输出齿轮轴为中空，因此，轴承内径很大。采用圆锥滚子轴承为轴向定位轴承（孔径 266.7mm），圆柱滚子轴承（孔径为 260mm）为游动轴承。轴承转速  $n$  为 2130r/min，相应的  $n \times d_m$  值达 617700 和 630480。轴承均装在轴承套内，便于装卸。

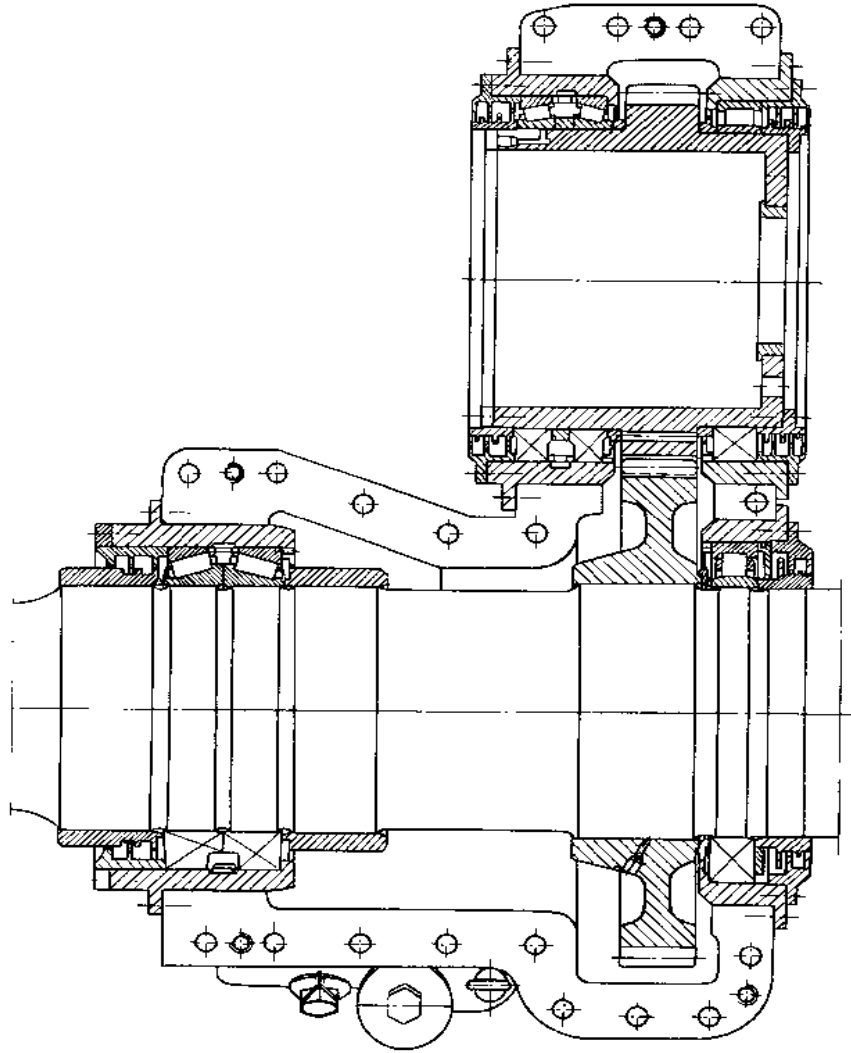


图 1-5-388 高速火车末级驱动的轴承配置

图 1-5-388 所示结构为车轴支承的末级驱动齿轮箱。该齿轮箱弹性安装在转向架上。像输出齿轮一样，输入齿轮由万向联轴器驱动，同时驱动车轮轴上大齿轮。轴承配置同上图。

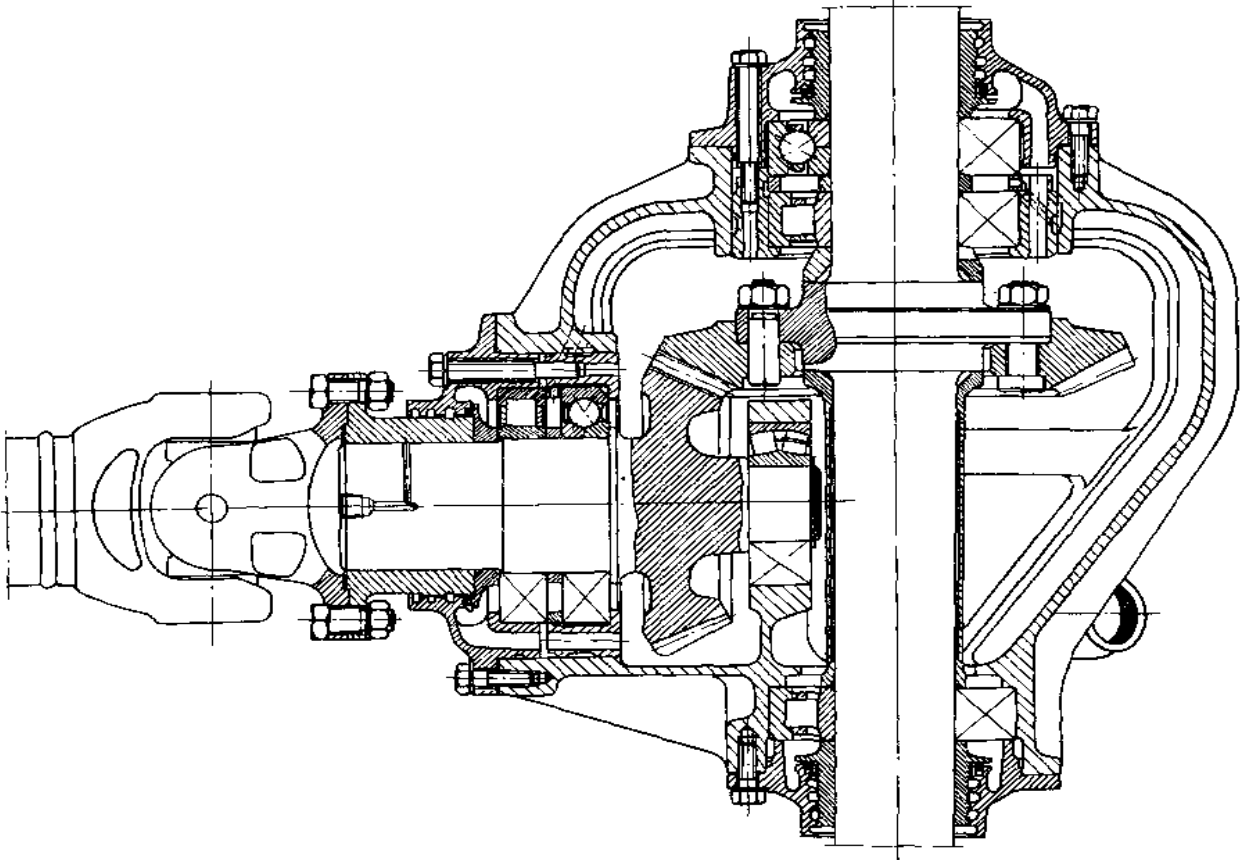


图 1-5-389 机车传动装置锥齿轮轴支承

如图 1-5-389 所示,输入端为万向联轴器联接,用一个圆柱滚子轴承和四点接触球轴承定位,前者承受径向力,后者适应双向轴向力,另一端为调心滚子轴承。输出端用一个圆柱滚子轴承和四点角接触球轴承定位,另一端用圆柱滚子轴承为游动端。

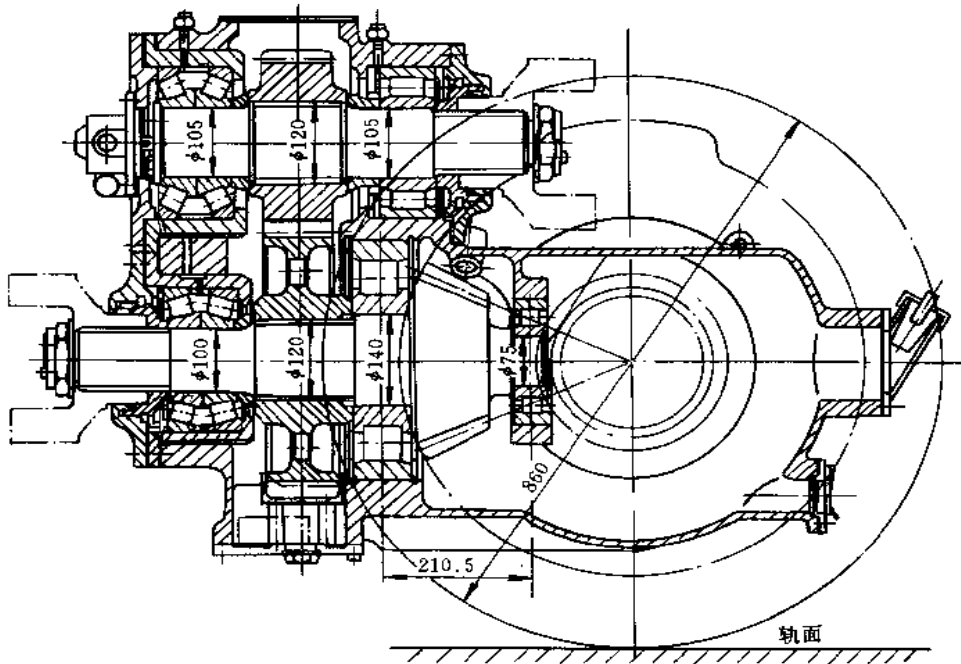


图 1-5-390 机车车轴减速器支承

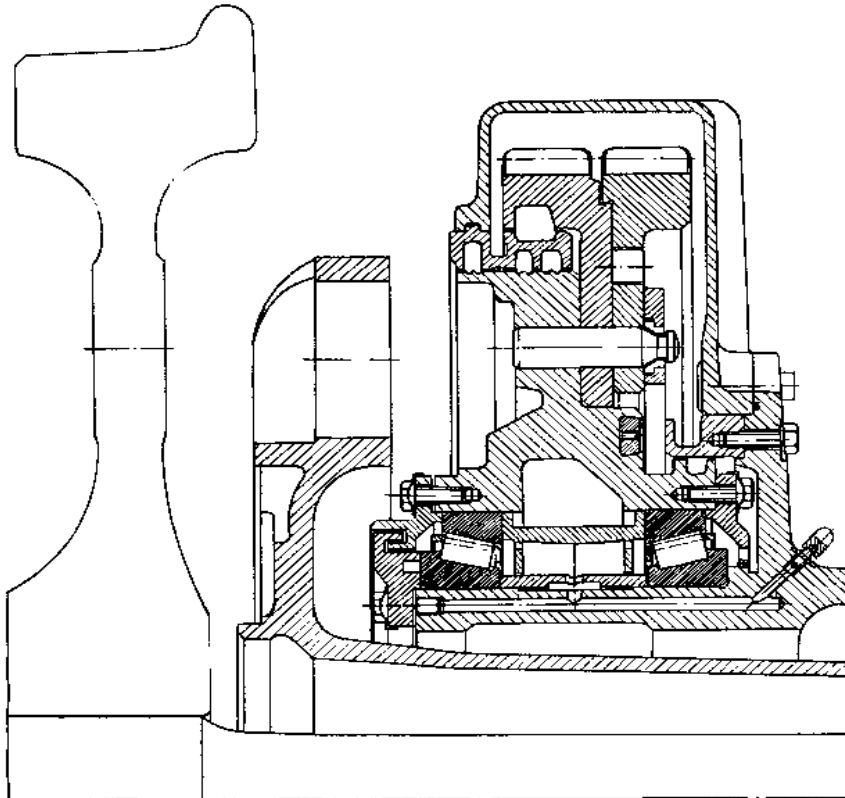


图 1-5-391 大齿轮支架装配两套锥形滚柱轴承或两套角面接触的滚珠轴承  
电动机车驱动的大齿轮，其轴承的安装空间很小，又需适应力矩要求，增大支架基础，故

应采用背对背安装的圆锥滚子轴承或角接触球轴承,如图 1-5-391 所示。前者用于低速或中速直至约 200km/h。后者用于较高速度。

### 2.8.9 地铁列车轴支承

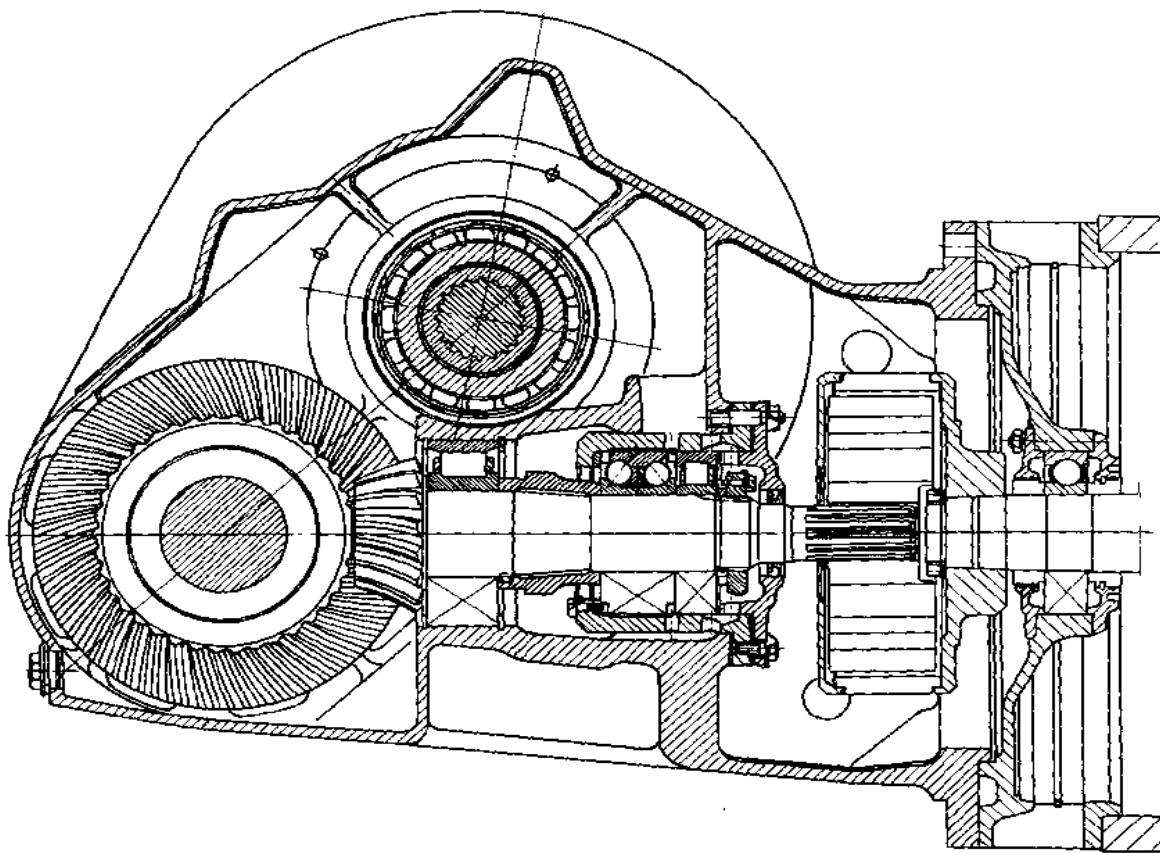


图 1-5-392 地铁机车小齿轮轴支承

动力经弹性联轴器传到小齿轮轴。小齿轮轴的支承(图 1-5-392)前端采用圆柱滚子轴承为游动轴承,后端采用一个双列角接触球轴承和一个圆柱滚子轴承为轴向定位轴承,并安装在可简化齿轮啮合调整的轴承套内。角接触球轴承的接触角为  $45^\circ$ , 可以承受相当大的轴向力。齿轮为格里森螺旋锥齿。轴承安装在套内,留有径向间隙,因此只承受轴向力。轴承外圈两边开有槽,可用螺钉固定防止转动,同时为两列轴承之间提供润滑。起定位作用的外圈要预先加载以保证当电机反转,轴向力变换方向时,齿轮啮合不发生变化。这可以通过安装在套后面的一个经校准的薄垫片,来达到预紧  $0\sim 0.05\text{mm}$  的目的。

这种小齿轮轴的轴承配置优于两个圆锥滚子轴承或两个单列向心止推球轴承的配置。主要优点是:①比正常寿命长很多。②比圆锥滚子轴承转速更高,最大转速为  $4050\text{r/min}$ 。③无调整量问题。④径向力和轴向力由不同轴承承受,这样他们的寿命能精确地计算出来。一般的轴承寿命,按电机扭矩为  $45\text{kgf}$  计算,三个轴承依次如下:前端为  $655000\text{km}$ ,其次为  $720000$  和  $920000\text{km}$ 。经实验证明,轴承寿命比其他配置轴承寿命要长许多。

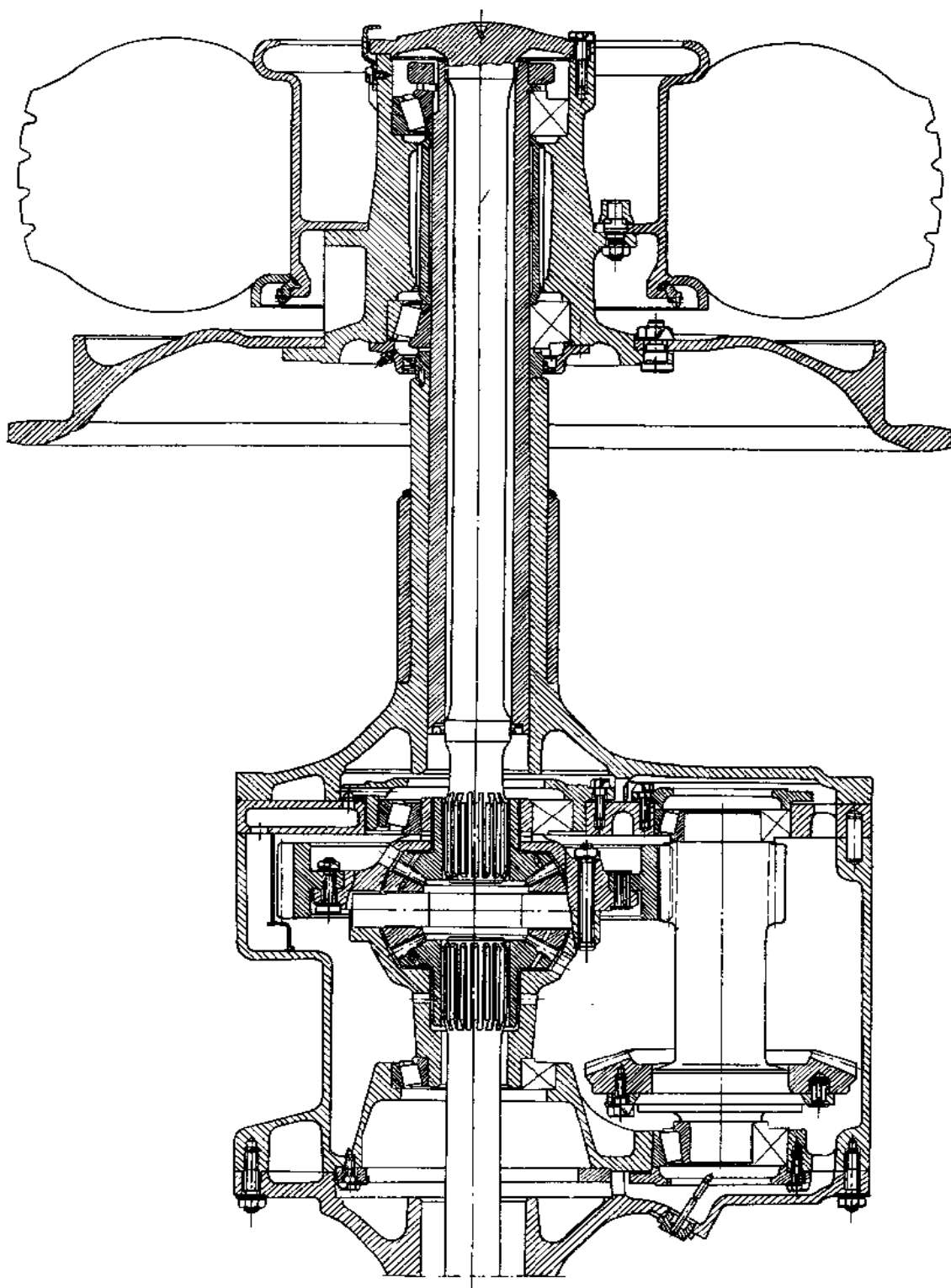


图 1-5-393 地铁机车中间差速器轴承配置

如图 1-5-393 所示, 中间轴、差速器和驱动轮轴均采用圆锥滚子轴承。前两者采用 X 型结构, 后者采用 O 型配置结构。每辆车厢有四个胶轮用于车厢的横向导向。它们也装在圆锥滚子轴承上。

### 2.8.10 船舶及挖泥船轴支承

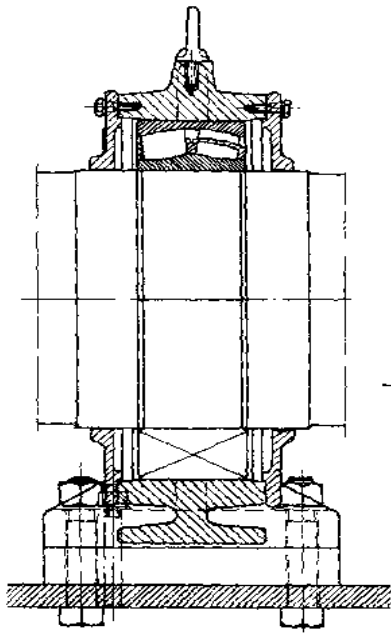


图 1-5-394 船轴支承

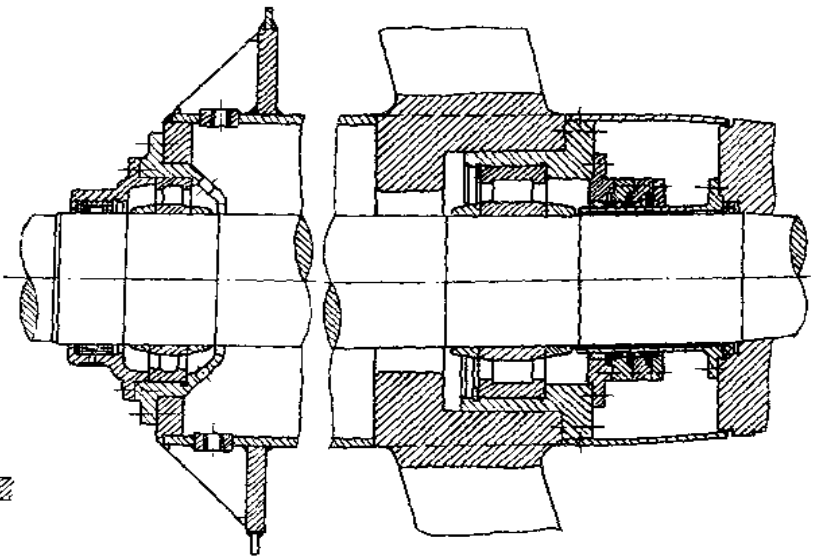


图 1-5-395 船舶尾轴

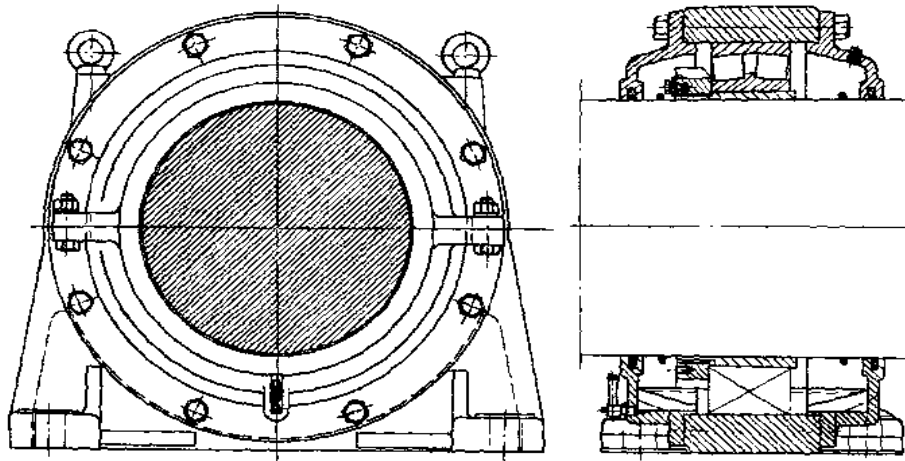


图 1-5-396 装调心滚子轴承并带有紧定套的船轴支承



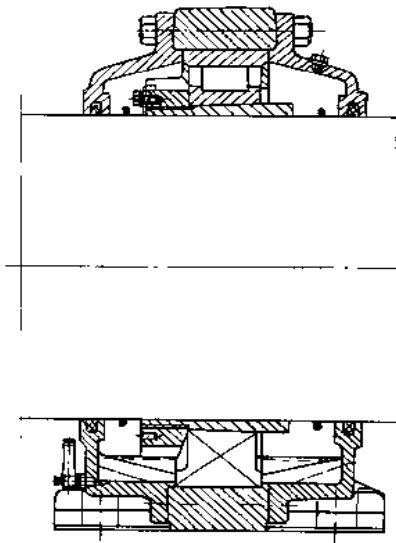


图 1-5-397 装圆柱滚子轴承并带有紧定套的船轴支承

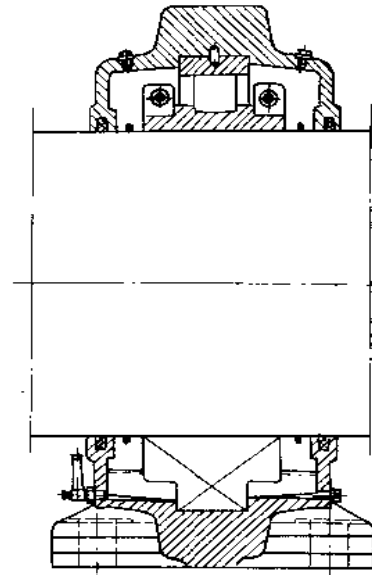


图 1-5-398 装分离型圆柱滚子轴承的船轴支承

船轴支承轴承的作用是支撑由机器或传动机构将动力导向螺旋桨的轴。支承轴承主要承受轴的重力。螺旋桨推力则由一套特殊的推力轴承（见图 1-5-397）承受，该轴承用作总天轴的轴向定位轴承。全部船轴支承轴承均系轴向游动轴承，其相互的间距约为轴直径的 8~15 倍。由于制造和装配原因，天轴分为若干轴段。各段轴在船上经过安装调整后，用联轴器连接起来。装用一般非分离型轴承时，每段轴都得有一个可分拆的联轴器，这样就可将轴承顺轴向安装到轴上。倘用分离型轴承，则各段轴的每个尾端可带有一个锻接的法兰盘。船轴支承轴承除承受重力外，工作中，有时由于船身随着海浪波动及载荷交变而产生弹性变形时就会出现其他方向的力。因此要求轴承具有调整性能。

图 1-5-394 为调心滚子轴承的船轴支承。图 1-5-397 为装有凸度滚子的圆柱滚子轴承，不但具有轴向调整性能，也可以补偿轴的挠曲和同心误差。它和图 1-5-396 都是用紧定套固定在轴上的，因此他们的外形尺寸超过了轴承直接配合在轴上的尺寸。图 1-5-398 系用一套分离型圆柱滚子轴承作船轴支承，可避免这个缺点。图 1-5-396、图 1-5-397 轴的配合面精度应加至 h10 级，形状精度应为 ISO-IT7 级，紧定套与轴应为紧配合。图 1-5-398 轴的配合面精度应加工至 m6 级。

船轴支承轴承通常用公称粘度约 50~90mm<sup>2</sup>/s (50℃) 的耐老化油润滑。一般油位高度应为：在静止状态下最下面滚子的直径大约一半浸入油中。采用毡封圈并在轴上附设甩油圈就能满足密封要求。

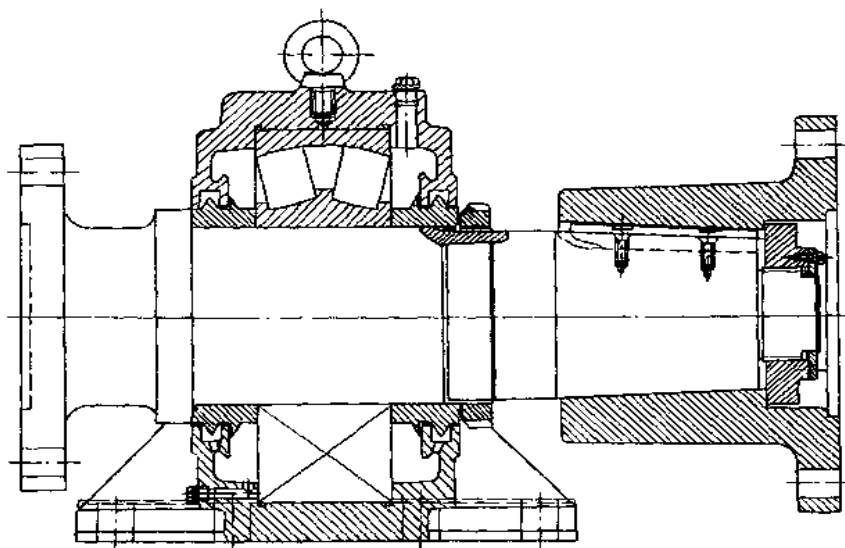


图 1-5-399 用作船舶螺旋桨推力支承的调心滚子轴承

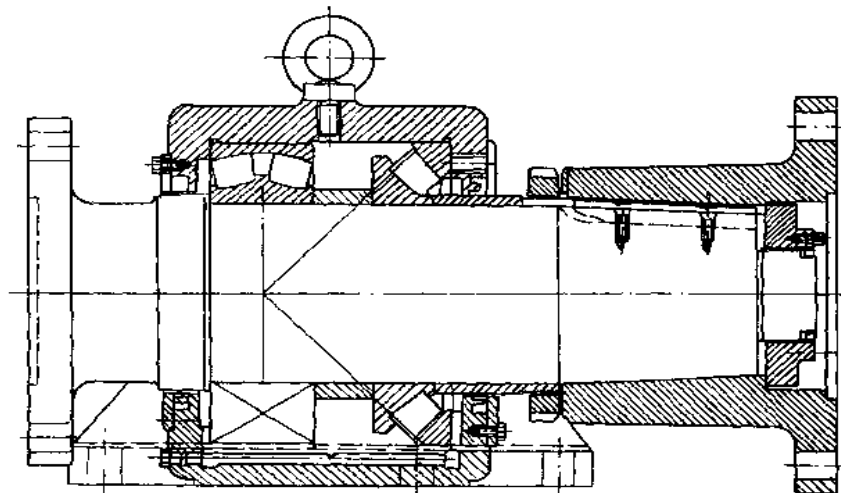


图 1-5-400 用作船舶螺旋桨推力支承的推力和向心调心滚子轴承

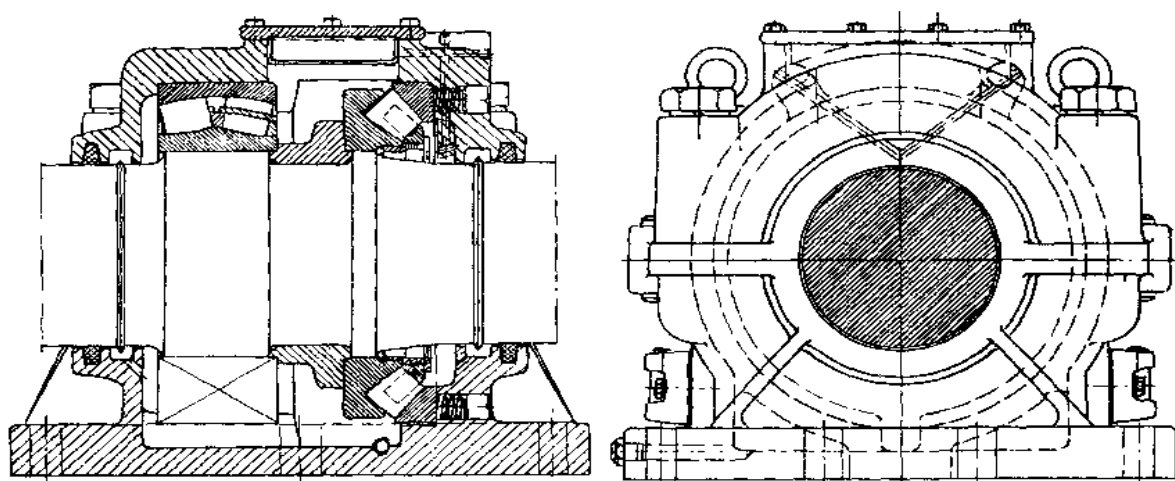


图 1-5-401 螺旋桨止推轴承

船舶螺旋桨推力轴承是天轴系的轴向定位轴承，并且将螺旋桨所产生的推力由轴传递到

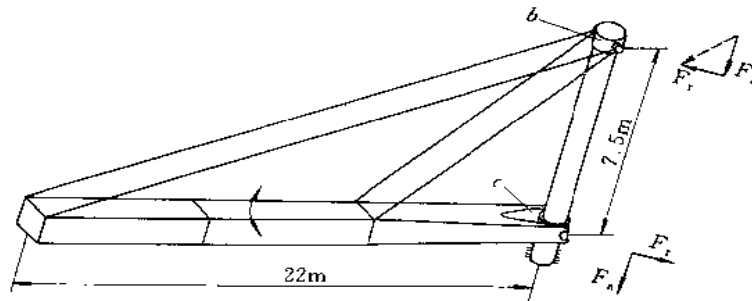
船上。除轴的重量所产生的较低径向负荷外，还会出现完全同心的轴向力，该轴向力则按照螺旋桨的转动方向而“朝前”或“朝后”。所以该推力轴承必须传递双向轴向力，但后退航行时的轴向力较小，且很少出现。

为了适应船身的弹性变形、轴的挠曲以及轴和外壳定位时不可避免的误差，螺旋桨推力轴承必须具备足够角度调整性能。

当机器功率在 590kW 以下，轴直径在 200mm 以下时，可采用图 1-5-399 所示调心滚子轴承作推力轴承。当功率较大、转速较高时，由于调心滚子轴承的压力角小，常常达不到要求的轴向承载能力，那么就应采用如图 1-5-400、图 1-5-401 所示由一套调心滚子轴承和一套推力调心滚子轴承组成的支承系统。为使支承具备角度调整性能，必须使调心滚子轴承与推力调心滚子轴承外圈滚道的曲率中心重合。推力调心滚子轴承不用其外径引导，它承受前进时的螺旋桨推力；调心滚子轴承则承担轴的重量并传递后退时的轴向力。为了使推力调心滚子轴承在船后退时不完全卸载，用均匀分布于轴承圆周的弹簧给其施加轴向预应力。

调心滚子轴承和推力调心滚子轴承的内圈和轴配合处，轴应加工至 k6 或 m6 级精度。调心滚子轴承外圈配合处，外壳应加工至 H7 级精度。推力调心滚子轴承则不用外圈引导，与孔留有间隙。

当转速低时，采用浸入式润滑；当转速较高时，由于温度较高，采用油循环润滑。一般使用公称粘度约  $50\sim 90\text{mm}^2/\text{s}$  ( $50^\circ\text{C}$ ) 的耐老化油。当工作规范简单时，采用甩油圈曲路密封。当转速较高时，尤其是轴的轴线倾斜时，可采用密封效果好的唇形密封圈。



(a)

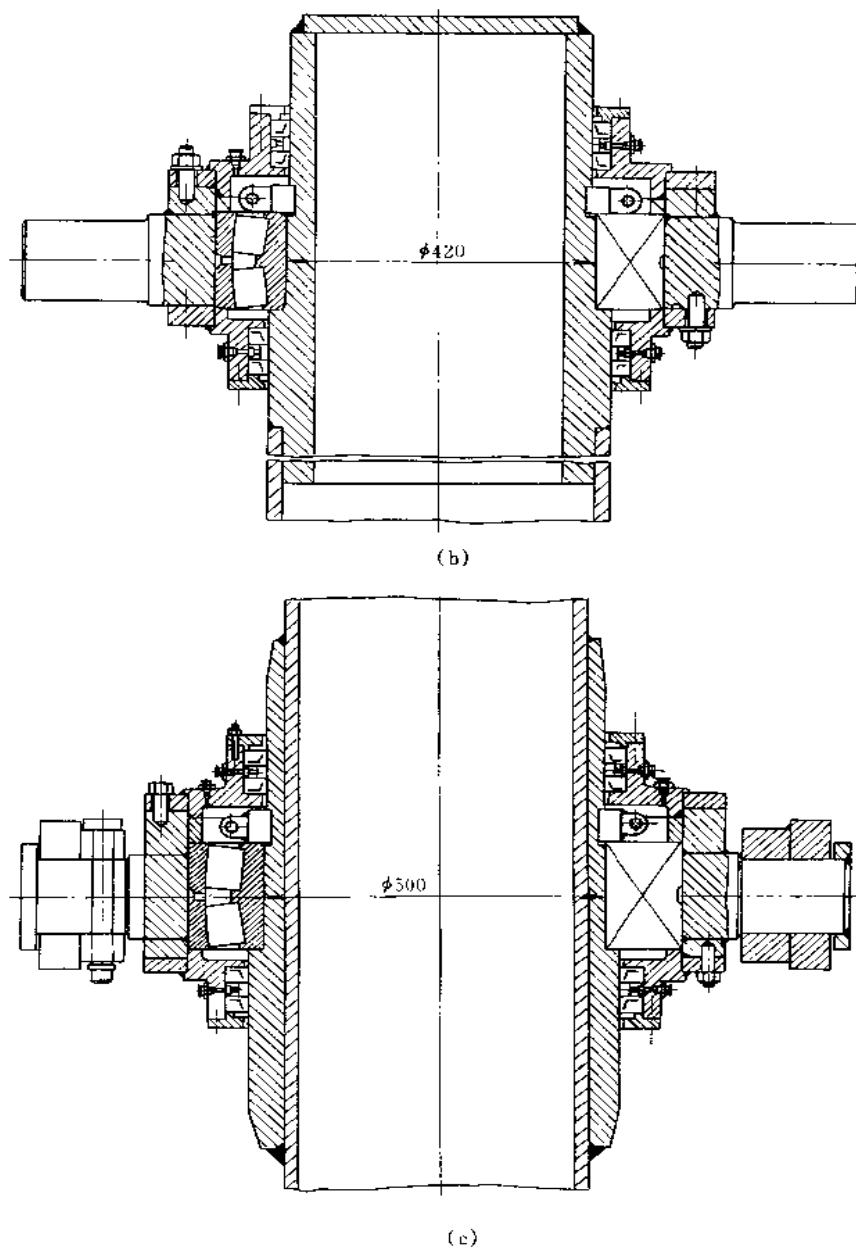


图 1-5-402 供应船船首吊杆柱起重转臂支承

(a) 吊杆柱及转臂示意图；(b) 吊杆柱上部支承；(c) 吊杆柱下部支承

吊杆柱和起重转臂上的两个支承都用调心滚子轴承，以承受来自径向和轴向的负荷。转臂装在下部支承轴承的圆柱外壳的耳轴上，转（悬）臂的端部和中部与吊杆柱顶部的连接用钢绳接头，上部均装在上部支承轴承的圆柱外壳的耳轴上。轴承两端都有充填润滑脂的密封室，而图 b 的耳轴与下法兰间还有 O 形密封圈，防止湿气浸入轴承。轴承及附近空腔填满干油进行润滑。此处支承只要求轴承运转平稳灵活，安全可靠，没有精确导向和高精密运转性能及高速性能要求。

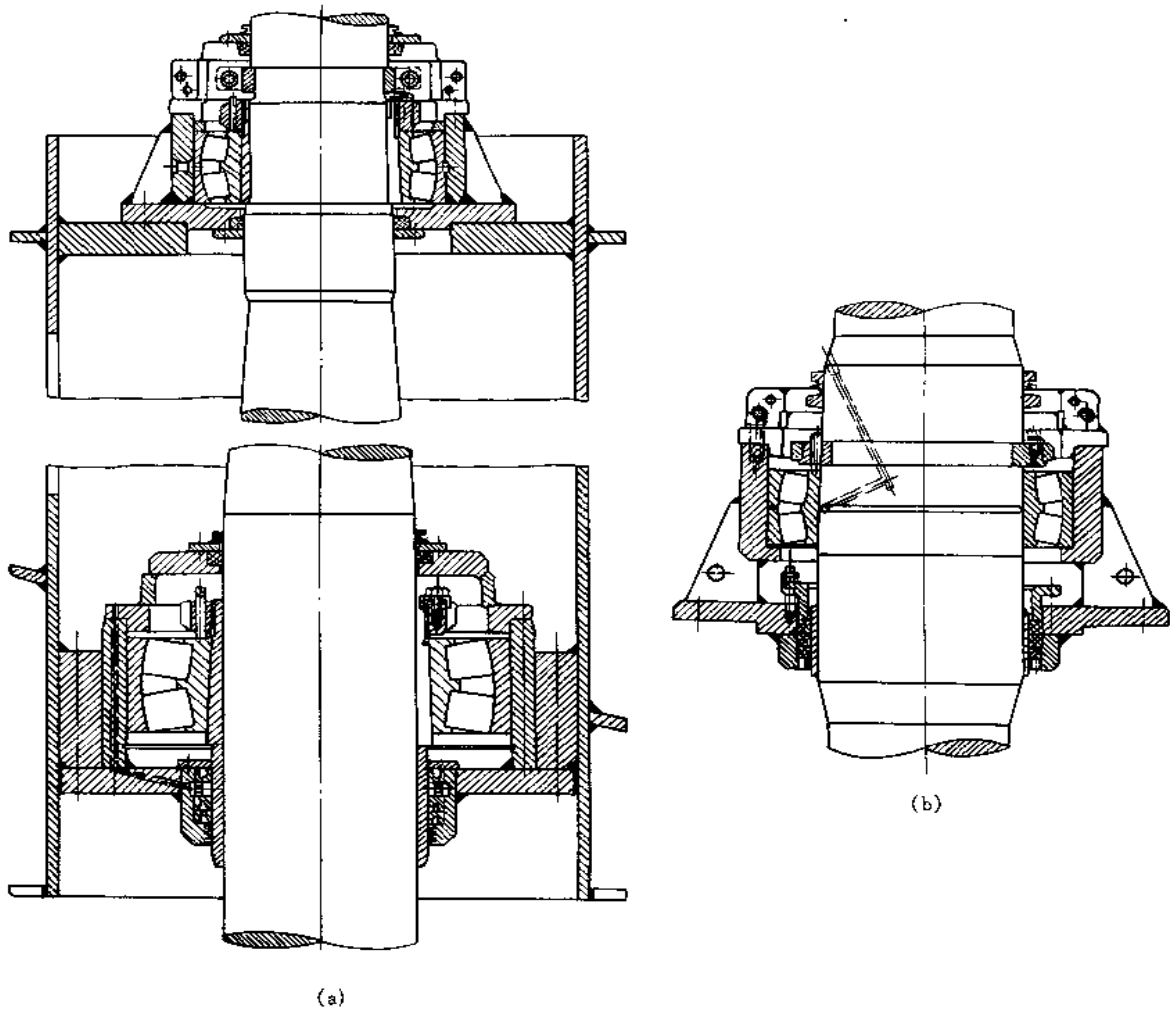


图 1-5-403 船舵支承

(a) 一万吨级货船铲形舵支承；(b) 舵柄上的预过盈调心滚子轴承

船舵在较长的间隔时间内进行很慢的摆动运动，且摆动角又小。支承船舵的轴承必须将船舵所产生的操纵力、舵用原动机的转矩所产生的水平作用力以及船舵和舵柄的重力传递到船上。因此要求船舵轴承可靠性大，能应付诸如海浪的冲击力和螺旋桨工作时所产生的强烈振动等难以预测的因素。

对于舵用支承轴承，应按静负荷来考虑。根据支承部位的舵柄直径确定轴承内径。而舵柄直径则按其分级规范来确定。因为会出现船身变形、舵柄挠曲和同心误差，要求轴承具备角度调整性能，所以一般采用调心滚子轴承，这种轴承具有轴向承载能力，可以承受舵的重量。当舵与舵用原动机组合应用时，也用推力调心滚子轴承。

由于船尾振动很厉害且因螺旋桨激起水浪引起船舵振荡，轴承不允许有径向游隙，甚至必须具有一定预过盈，才能防止这种振击。因为轴承的回转运动很慢，所以完全可以带有预过盈和稍微大一些的摩擦力矩。对预过盈的要求决定了紧固轴承的支承结构。

图 1-5-403a 所示为 1 万吨级货船铲形舵支承。下部的调心滚子轴承作为轴向游动轴承仅承受径向力，它配合在紧定套上，该紧定套可在舵柄的一定范围内移动，用以补偿结构误差。上部的调心滚子轴承，作为支承轴承，除承受径向负荷外，还承受舵的重量，也用紧定套来固定。轴承内圈用压紧螺栓和螺母压装到紧定套上，达到要求的预过盈为止。外圈可以轻推配合到 H7 级精度的外壳内。为防止船舵触及异物突然上升损坏轴承及外壳，端盖螺钉的大小应保证在轴承损坏之前断开。

因为下部支承位于船的低装载线以下，所以对下边的舵柄出口必须进行特别严实的密封。唇形密封圈在耐海水腐蚀的不锈钢衬套上运转，并且封住由脂泵保持压力的脂箱。一部分脂涌入外壳，这样可使安装时装入轴承的润滑脂（例如锂基脂）也置于压力之下。装在端盖中的密封圈抑制外壳中的脂，并且保护轴承，以防从舵柄上流下来水浸入。当外壳中出现超压时，脂则通过密封圈的朝上的密封唇逸出。图 b 是因为船舵无论是处于静止状态还是缓慢运转，都将受到大的冲击。因此采用一套球面滚子轴承，轴承不能有游隙，否则滚子将撞击滚动面。安装前的游隙组应小于基本组。安装时用调整环上的螺钉将带锥孔的内圈在轴上推进，以达到轴承预过盈。轴上没有油沟；轴座上有环形油槽，可用液压拆卸。采用脂润滑。下面用压在耐海水钢套筒上的填料密封，上面用毡圈和 V 形橡胶圈密封。

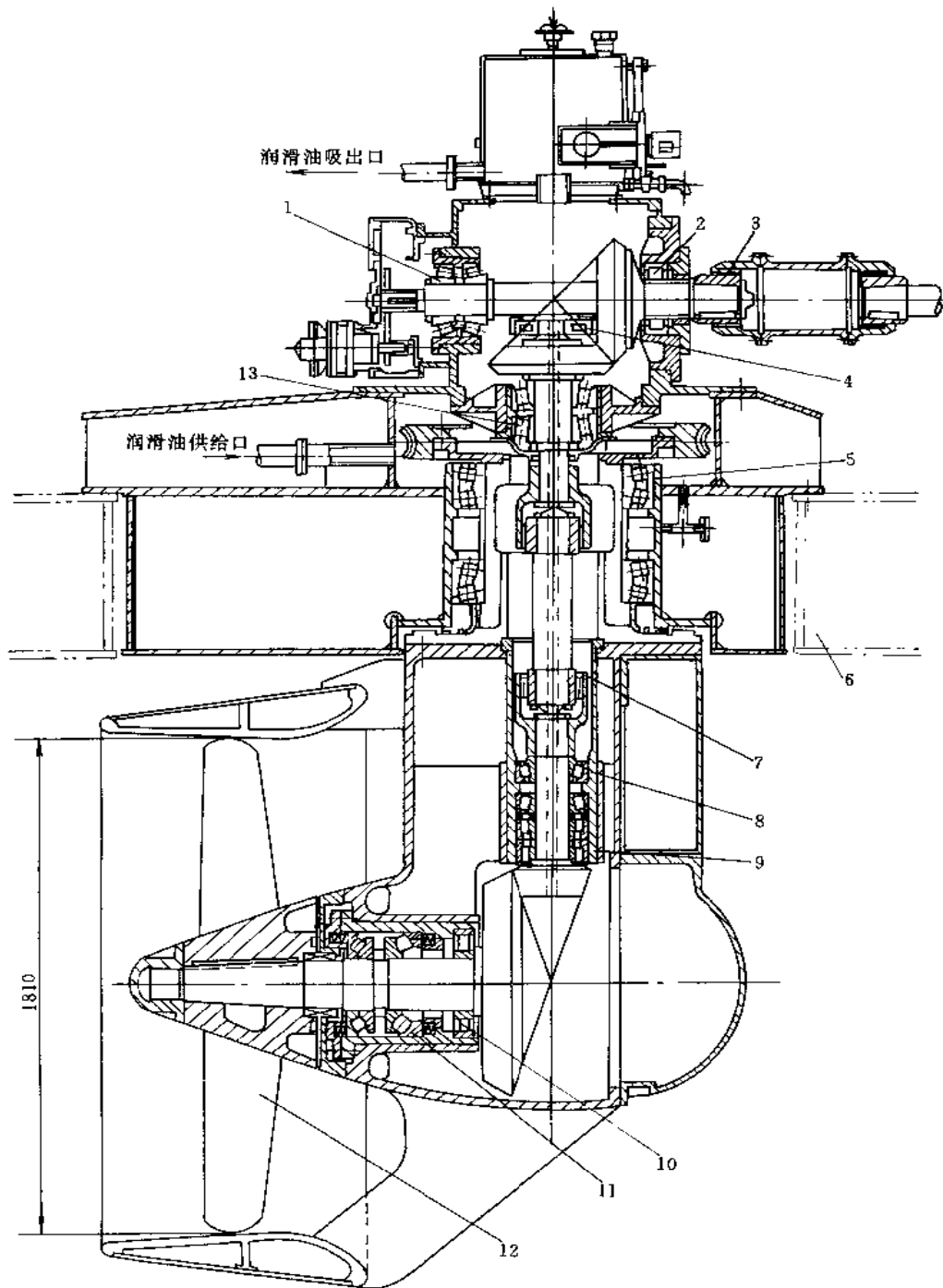


图 1-5-404 船舵及螺旋桨轴承

1、8、13—圆锥滚子轴承；2、4、9、10—圆柱滚子轴承；3、7—齿轮联轴器；5—调心滚子轴承；6—船体；  
11—推力调心球轴承；12—螺旋桨

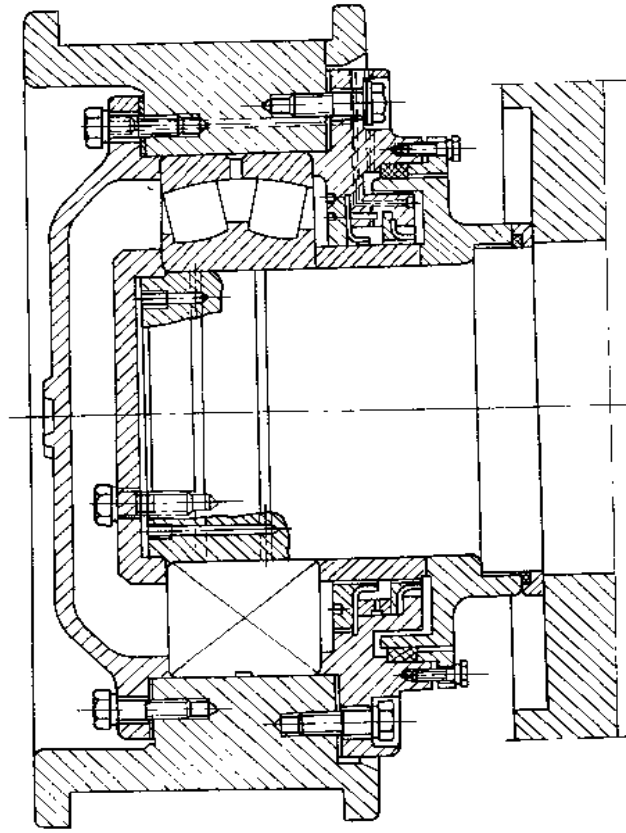


图 1-5-405 挖泥船下链轮支承结构

### 2.8.11 自动扶梯轴支承

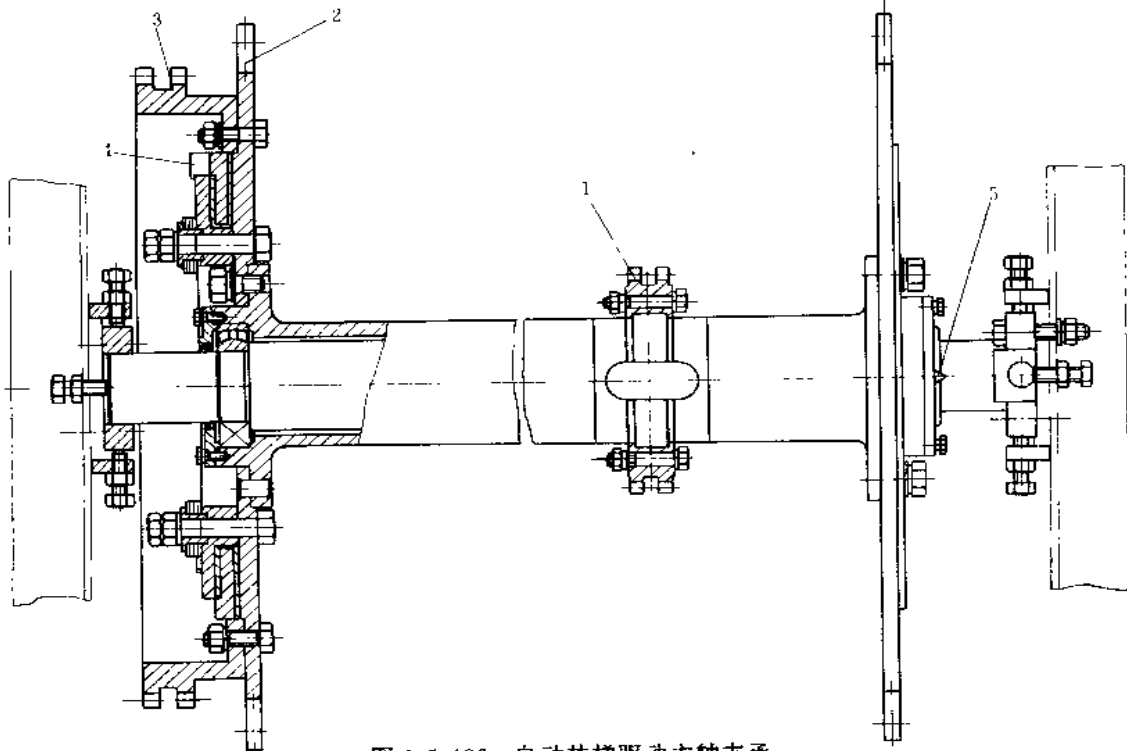


图 1-5-406 自动扶梯驱动主轴支承  
1—扶手带驱动链轮；2—曳引链轮；3—双排驱动链轮；4—紧急制动器；5—油嘴



## 2.8.12 飞机起落架轮轴支承

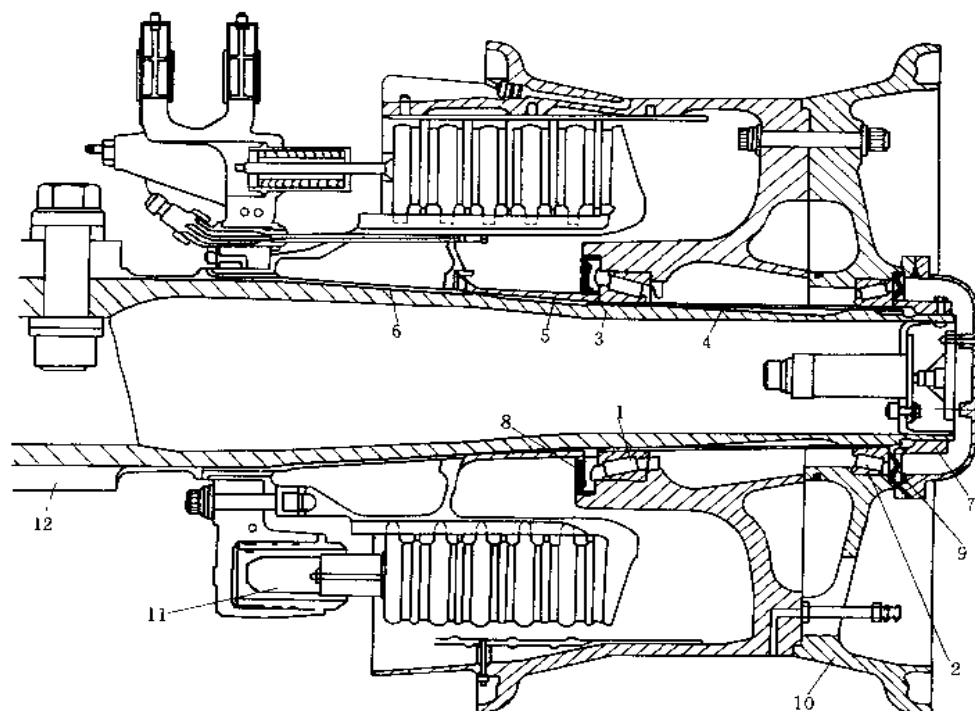


图 1-5-407 飞机起落架轮轴(DC-10 型飞机主起落架)支承

1—内侧圆锥滚子轴承;2—外侧圆锥滚子轴承;3—轮轴;4—轴承套筒;5—隔套;6—轮轴套筒;7—紧固螺母;  
8—内侧轴承密封圈;9—外侧轴承密封圈;10—机轮毂;11—制动器;12—转向架横梁

DC-10 型飞机有左右主起落架,前后起落架,每个起落架各有 2 个机轮,共 12 个机轮,每个机轮内、外两侧各装一套轴承,共 24 套轴承支承着飞机在起飞、着陆滑行、地上行走以及停机时的全部重力及负荷,如图 1-5-407 所示。轮轴的设计负荷采用一对轮胎处于低压状态,并且在飞机转弯时所承受的负荷。内侧轴承的最大负荷约为  $1.5 \times 10^5 \text{N}$ ,外侧轴承约为  $9 \times 10^4 \text{N}$ ,在起飞滑行最后阶段机速约为  $300 \text{km/h}$ ,轴承转速约为  $1500 \text{r/min}$ 。温升约  $100^\circ \text{C}$ 。装配时填装航空润滑脂润滑。

## 2.8.13 起重机械轴支承

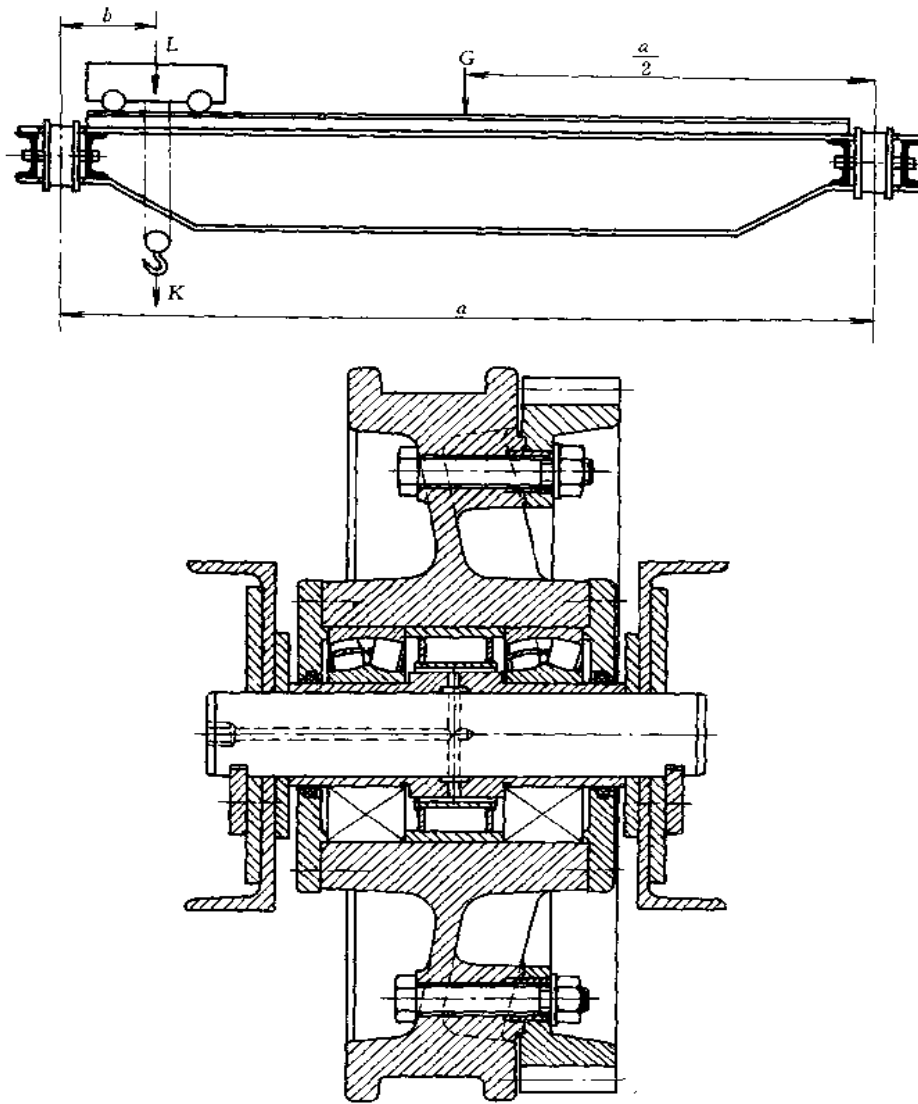


图 1-5-408 冶金用桥式吊车负荷示意和吊车滚轮支承结构

图 1-5-408 所示吊车大梁的重力  $G=920\text{kN}$ , 小车重力  $K=175\text{kN}$ , 起重力  $L=245\text{kN}$ , 跨距  $a=24\text{m}$ , 行驶速度  $v=2\text{m/s}$ , 小车最靠边时的位置参数  $b=1.8\text{m}$ 。滚轮除承受包括大梁和小车重力、起重力等径向负荷外, 还要承受运行中轨道作用于轮缘的轴向力, 根据经验, 这种轴向力为滚轮负荷计算值的 10%, 即  $0.1R$ , 而且该轴向力是变化的 (因为相距很远的吊车轨距会发生一定变化), 并有时由左边轴承承受, 有时又由右边轴承承受。故选用两个双列调心滚子轴承游动配置。为了便于安装, 将两个内圈配合在一个共同的衬套上。因为内圈为局部负荷, 所以内圈可用松配合, 以轴向  $0.5\sim 1\text{mm}$  的间隙支撑于衬套的挡肩上, 外圈为循环载荷, 以紧配合装在轮毂内, 并用端盖紧固, 使其顶紧中间隔套。用针入度为 2 级的锂基脂润滑。过剩的脂沉积于两端的密封间隙中形成附加密封。一般采用带有若干储脂沟槽的简单间隙密封就行了。

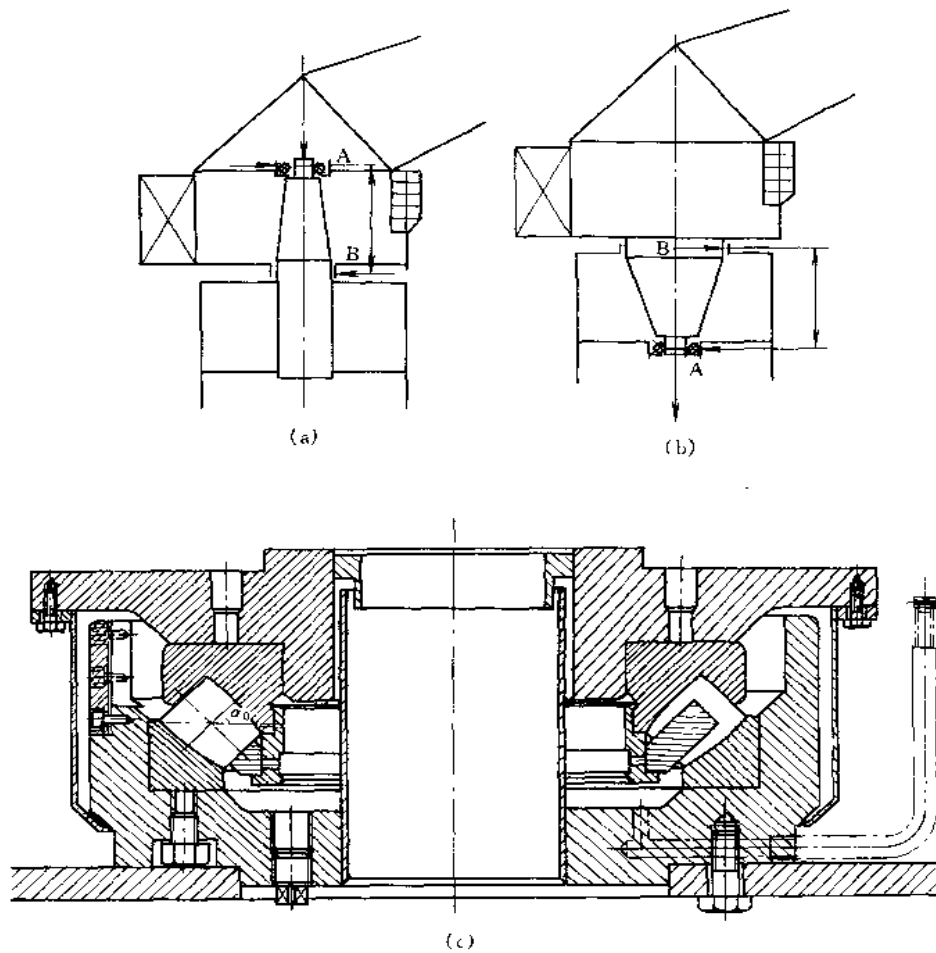


图 1-5-409 立柱式旋臂起重机支承

图 1-5-409a 为立柱固定式, b 为主柱转动式, c 为轴承 A 的结构形式。提升负荷和其他部件的重量所产生的垂直力及由倾覆力矩产生的径向反力均由轴承 A 承受, 而立轴 B 处为游动支承, 只传递径向力。由于 A 处轴向和径向载荷很大, 并考虑钢结构中难以避免的同心误差和弹性变形, 需要补偿, 要求轴承能够进行角度调整, 因此选用推力调心滚子轴承, 轴承工作回转很慢, 可按静承载能力计算选取轴承大小, 如图 1-5-409c。但必须注意单向推力轴承的承载圆弧不能过小, 其负荷比值  $F_a/F_r$  (轴向力/径向力)  $\geq 1.5 \times \tan \alpha_0 = e$ , 选用轴承  $\alpha_0 = 50^\circ$ , 所以使用条件即  $F_a/F_r = 0.55$ 。本例  $F_a/F_r = 250/470 = 0.53$ , 所以选用是合理的。内圈为松配合, 外圈与座孔为紧配合。轴承 B 处因立柱的直径大, 所以在该支承部位一般不安装单个轴承, 而多装支承滚轮或导向滚轮。A 处一般为油浴润滑。采用焊接的钢板圈对轴承作充油式曲路密封, 其孔将内外曲路密封联接起来。通过油位观察玻璃, 观察内部油位。

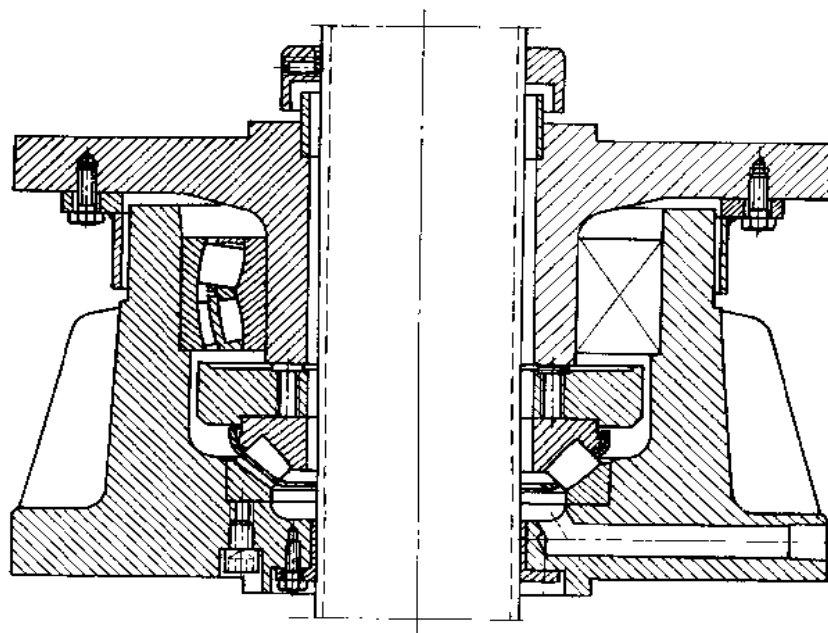


图 1-5-410 旋臂起重机枢轴支承

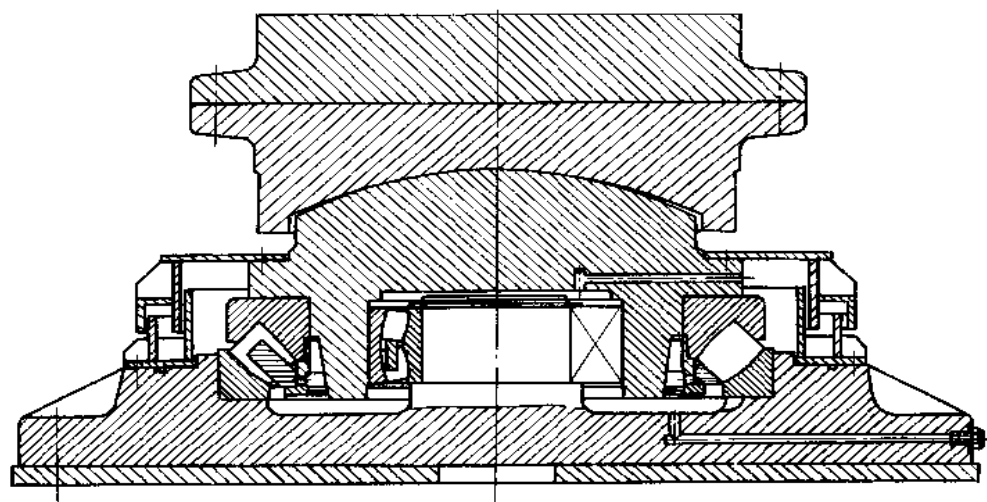


图 1-5-411 平旋台中心支承

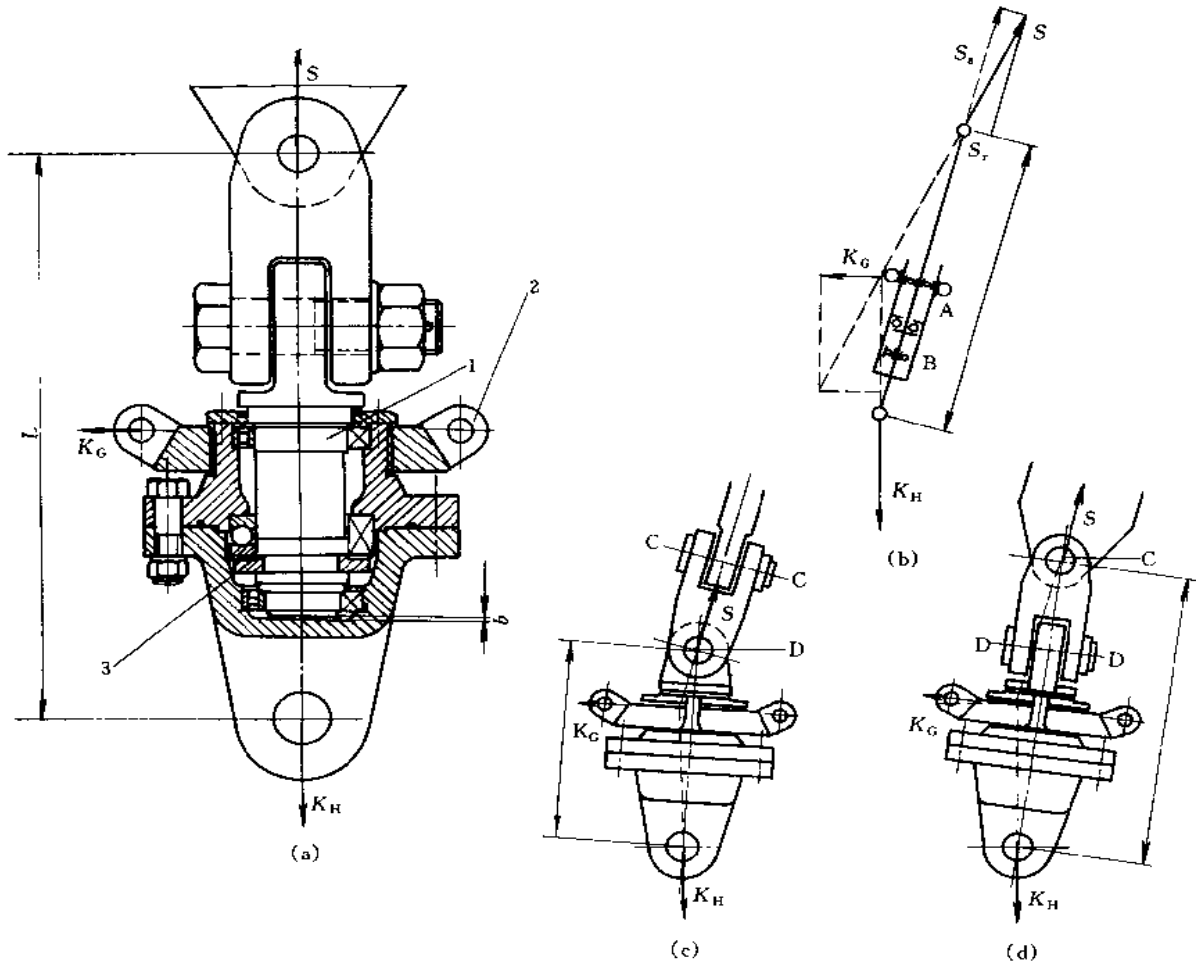


图 1-5-412 重型船用货罐的装卸万向节

(a) 结构图；(b) 有绳索牵引力时装卸万向节的受力图；(c)、(d) 滑轮位置不同时间距  $L$  的大小  
1—主轴；2—索环；3—剖分环

图 1-5-412 所示装卸万向节安装在下滑轮和吊钩之间，支承在主轴 1 上，可以转动，主轴与滑轮组的下滑轮铰接。为了便于起重机旋臂的旋转和无摆动地起吊货物，用绳索来引导万向节，绳索固定在索环 2 上，索环装在万向联轴器的滑动套筒上可以转动，所以绳索牵引不会有转矩作用于滑轮组。万向节必须承受垂直方向的全部负荷  $K_H=1960\text{kN}$ ，和绳索拉紧时产生的相当大的水平力，包括绳索颤动拉紧或载荷摆动所产生的惯性力及船面倾斜时所出现的附加力等， $K_G=295\text{kN}$ 。

轴承系在静止状态或只在很慢的回转运动下承受负荷，所以确定设计参数时可按其静承载能力来计算。图 1-5-412b 为有较大的绳索牵引力作用于水平方向时的外力方向示意图，力  $S$  的分力  $S_r$  作用于主轴轴线由推力轴承承受，而  $S_t$  则使主轴承受弯曲负荷，按间距  $L$  而径向作用于 A 和 B 处的两个圆柱滚子轴承上。而间距  $L$  因为万向联轴器铰接悬挂在滑轮上会出现变化且方向相差  $90^\circ$  的两种情况，如图 1-5-412c、d。所以  $S_t$  应按作用于铰接 C 处时的不利情况计算（图 d）。考虑万向节沉降时，不致使妨碍推力轴承的侧面引导作用，主轴尾部与万向节底之间留有  $1\sim 2\text{mm}$  间隙  $b$ 。

采用具有随航行气候变化耐热性的脂润滑，并应给外壳中差不多装满润滑脂。密封采用贴合压力较大的接触式橡胶密封圈，密封效果很好。

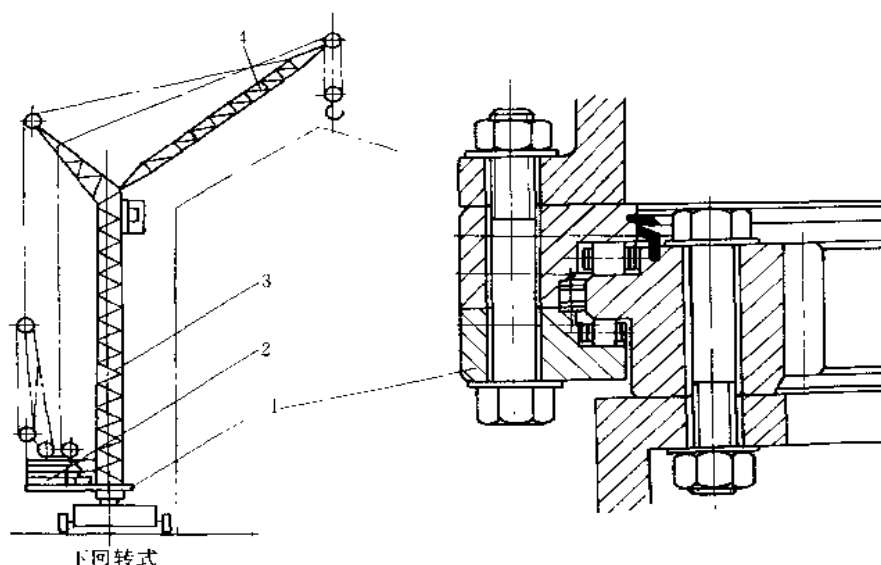


图 1-5-413 起重机转盘轴承

1—回转支承；2—平衡重；3—塔架；4—臂架

转盘轴承的选择要根据主机的使用功能、外加载荷、旋转速度、工作范围角、旋转精度、可靠性、质量、价格等要求来确定。应用于重载的起重机械和工程机械时，承载能力是主要的，其他如雷达天线、跟踪或瞄准系统，旋转精度是主要的。转盘轴承的安装配置方法一般有四种基本结构，由外齿型、内齿型、齿轮圈旋转和齿轮圈固定分别组合。

外齿型转盘轴承，其轴承内孔可为其他元件留有较大的安装空间，齿轮的制造方法比较灵活、方便。内齿型转盘轴承相对于外齿型有较高的结构强度，齿轮的密封润滑条件较好。对于工作范围角不大的转盘轴承，齿轮圈旋转与齿轮圈固定的安装配置方法相比，其齿轮和滚道的工作条件要好，且磨损均匀，能延长转盘轴承的使用寿命。

图 1-5-413 是码头货物起重机用三排圆柱滚子组合转盘轴承，支座采用无缝轧制圆筒式安装座架，圆筒壁对准轴承滚道中心，可直接通过筒壁传递载荷，保证在载荷的作用下座架的扭转变形最小，轧制座架具有抗扭性能好、省料、安装方便等优点。

在转盘轴承的应用中，三排圆柱滚子组合转盘轴承承载能力最高，球转盘轴承价格较低，四点接触球转盘轴承和交叉滚子转盘轴承使用比较广泛。

转盘轴承的安装精度是保证轴承使用寿命的重要因素，不规则的扭曲或挠曲、凹凸不平的表面及安装引起的变形都是有害的。

转盘轴承端面常有回火“软带”和滚动体孔塞的标志，套圈的回火“软带”一般与填充滚动体的孔塞连在一起，安装时要置于应力最低或非经常承载的区域内，对于旋转的套圈其位置应该为转臂的载荷成  $90^\circ$ 。对于不旋转的套圈其位置应与工作范围角平分线成  $90^\circ$ 。

安装紧固转盘轴承需采用高强度的螺栓联接，轴承与安装贴合平面应均匀地贴紧，拧紧力矩要达到规定的预紧力，以避免安装贴合面之间产生间隙，滚动体歪斜面造成应力集中和螺栓断裂。

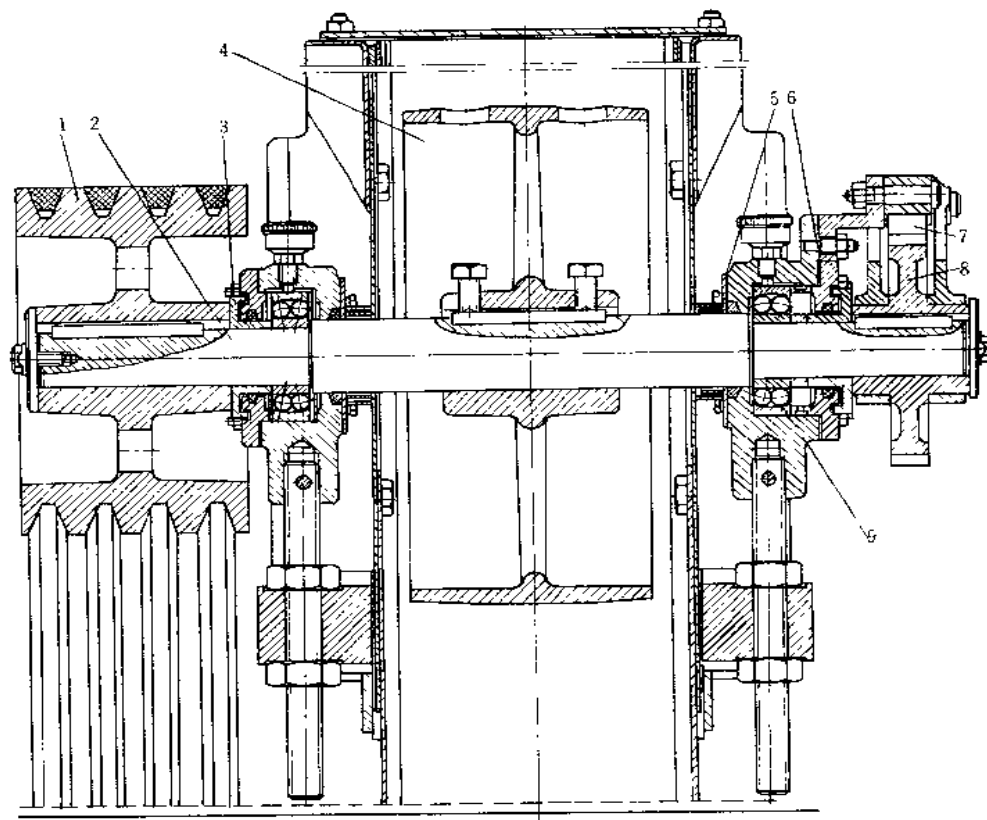


图 1-5-414 带式提升机驱动装置支承

1—V 带轮；2—轴；3—轴套；4—带轮；5—填料盒盖；6—垫片；7—棘爪；8—棘轮；9—调心球轴承

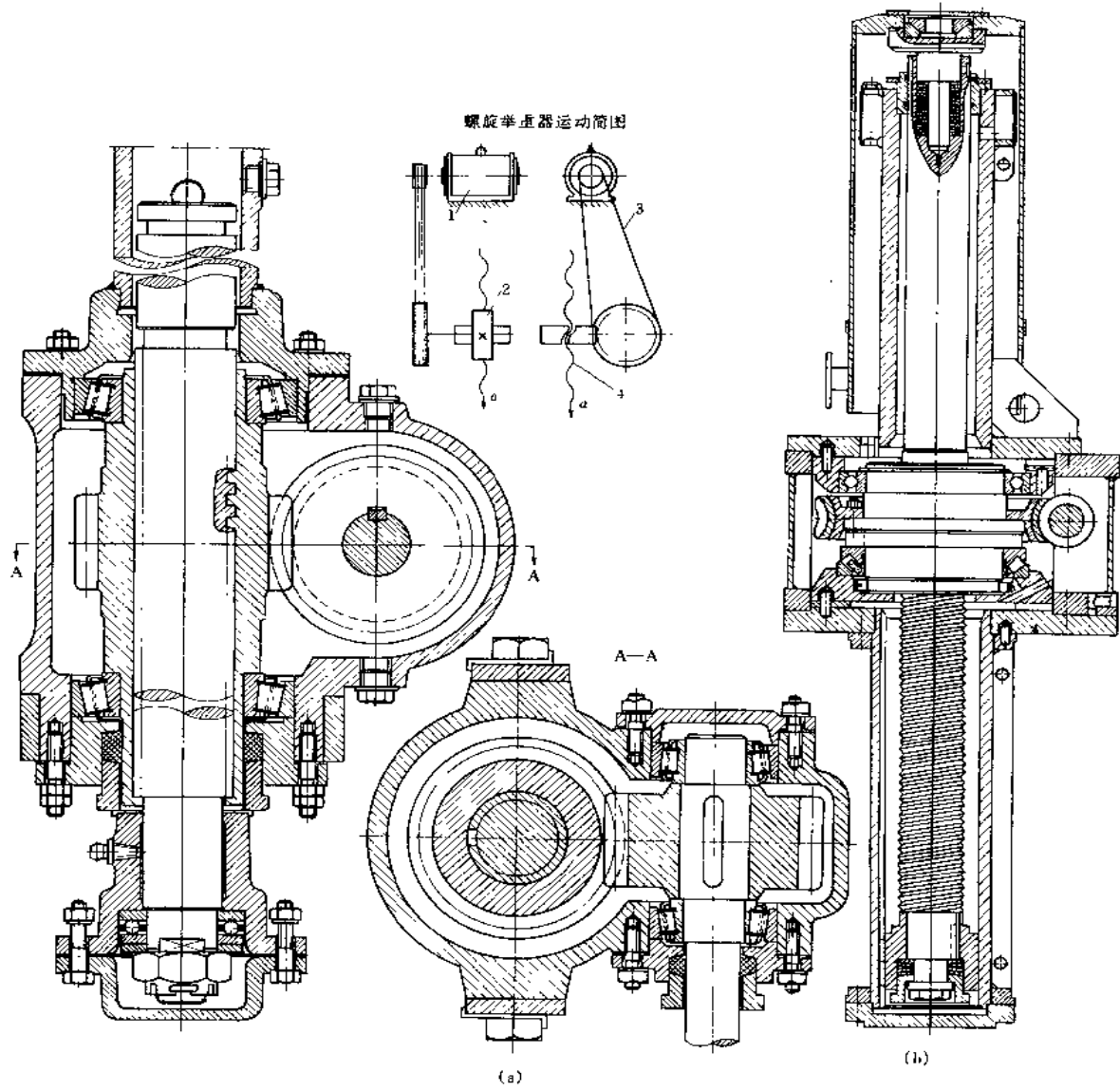


图 1-5-415 螺旋举重器支承 (一)

- (a) 结构之一, 1—电动机, 2—螺旋、齿轮, 3—V带传动; 4—螺旋、螺母传动  
 (b) 结构之二



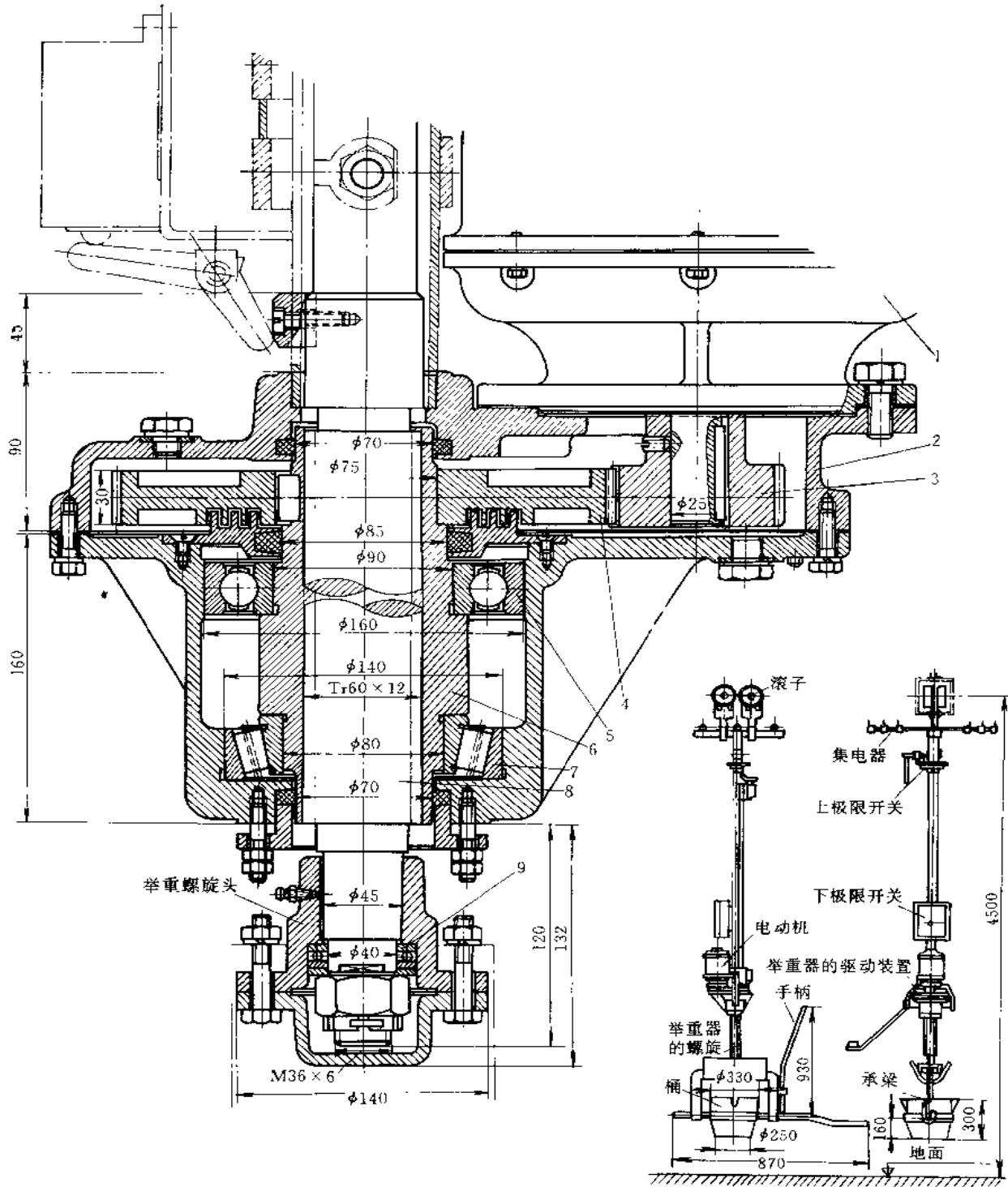


图 1-5-416 螺旋举重器支承 (二)

1—电动机；2—箱壳；3、4—齿轮；5—深沟球轴承；6—螺母；7—圆锥滚子轴承；8—螺旋；9—止推球轴承

### 2.8.14 运输机械轴支承

皮带运输机应用非常广泛，输送带常长达若干公里，带则支承在输送带的托辊式支承辊上，所以运输装置及支承结构的经济性很重要。



图 1-5-417 输送带辊子的配置

(a) 固定式配置；(b) 链式配置

图 1-5-417 为输送散装物料的输送带的配置形式。图 a 为小型输送装置中，输送带辊子安装在固定支架上的结构，图 b 为露天开采用大型输送机中采用的链式托辊。辊子相互用链（平链、圆链或类似连接元件）连接，这样在大块物料冲击时富有弹性，而且当一个辊子出现故障时，可以脱开铰链更换，不影响整机运行。

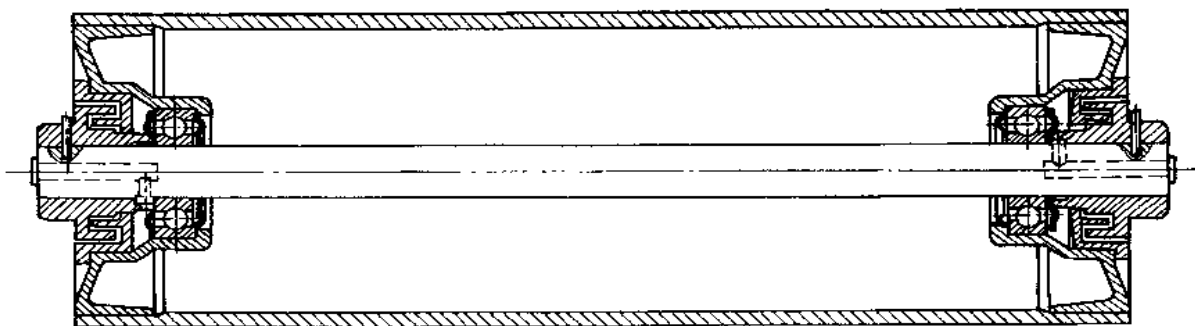


图 1-5-418 输送带辊子支承

托辊一般是围绕固定轴转动，如图 1-5-418。轴承外圈直接配合在辊子的轴承座构件中。轴发生挠曲时，轴承部位处轴的倾斜度，不能超过轴承内、外圈的角度误差（轴承的调整角）。

图 1-5-418 是露天带式输送机辊子支承，两套深沟球轴承游动配置在托辊轴上，因内圈为局部负荷，故用松配合安装在轴上，可轴向移动。轴加工至 h6 或 js6 级精度。当配合较松时，特别是带速较高时，内圈会在轴上漂移，故以较小的轴向间隙支承于曲路密封圈上，曲路密封圈则用紧定销固定在轴上。外圈为循环负荷，与座孔紧配合，孔加工公差为 M7 级。

托辊支承的润滑一般使用加有防锈添加剂的针入度为 2 或 3 级的锂基脂对轴承和密封腔润滑。一次装脂，工作过程中不再进行润滑。

输送带一般工作条件比较恶劣，决定输送带轴承寿命的一般是磨损而不是疲劳。对输送带辊子的密封一方面应能防止杂质或湿气侵入轴承空腔，同时还应保持轴承部位的润滑剂。必须根据应用环境，设计所需密封，输送带辊子支承结构基本区别在密封形式。

图 1-5-418 的密封为可再润滑的曲路密封装置，能防止脏污和水侵入。当对其再润滑时，可将污染的旧脂从曲路中挤出来。此外还在轴承两侧加装弹簧片密封圈。对轴承内部密封，一方面可以防止脂从轴承空腔逸出，同时还能防止工作过程中辊子内部形成的锈蚀和冷凝水侵入。图 1-5-419a 为传送带的情轮密封，b 为耐火的密封圈密封，图 c 轴承仅用唇形密封圈进行密封，用在室内及实际无污染的环境中，图 d 轴承装有两面防尘盖，是井下采矿输送带辊子的密封情况，其简单的间隙密封可以阻挡粗大的污粒进入轴承。图 e 是在露天开采的煤矿使用的密封装置，这种填脂的前密封、无脂腔、曲路密封和辊子内部密封的标准辊子，应用于污染严重并且受天气影响较大的工作场合效果很好。这种形式的辊子密封虽然结构最复杂，但其密封效果也最佳。经验表明，曲路密封前的无脂腔具有决定性的作用。无脂腔可以防止前密封处的污染脂与曲路密封圈及轴承中的干净脂接触。

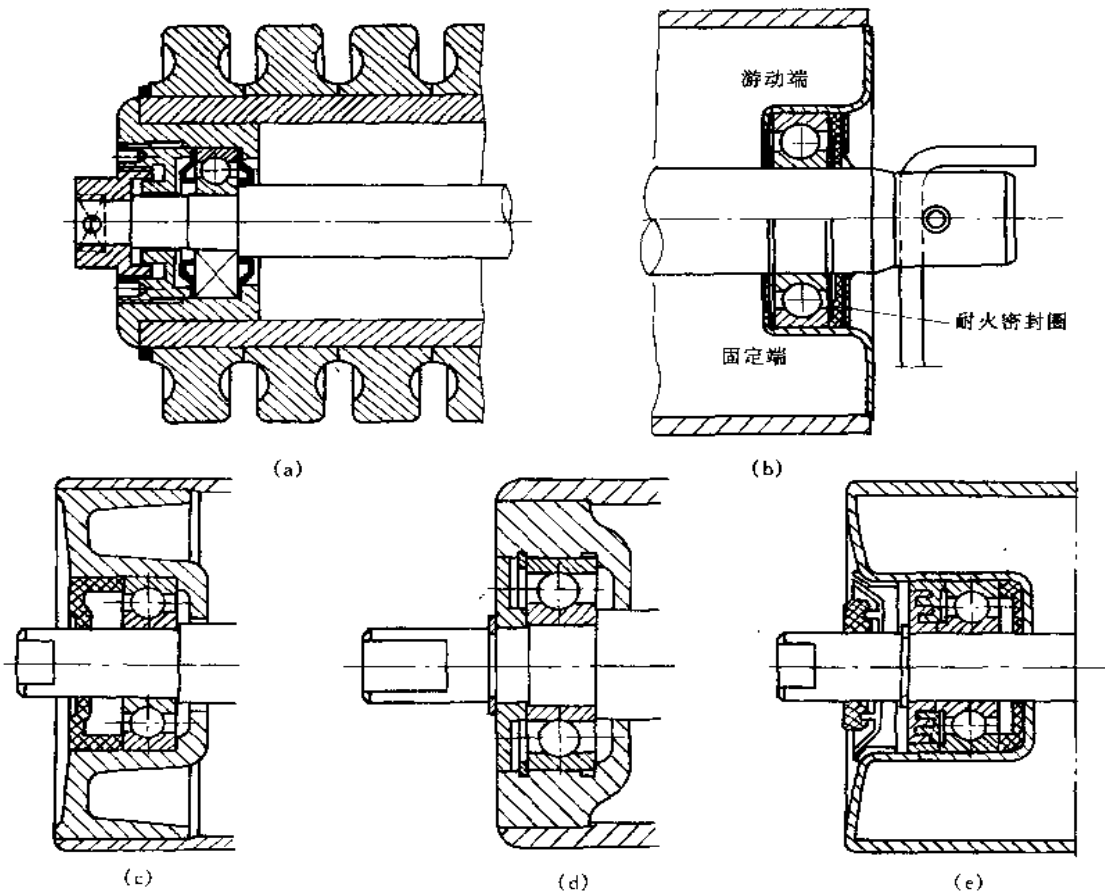


图 1-5-419 输送带辊子的各种密封形式

(a) 另一种传送带的情轮密封；(b) 耐火的密封圈密封；(c) 仅用唇形密封圈密封；(d) 用防尘盖密封；(e) 组合密封

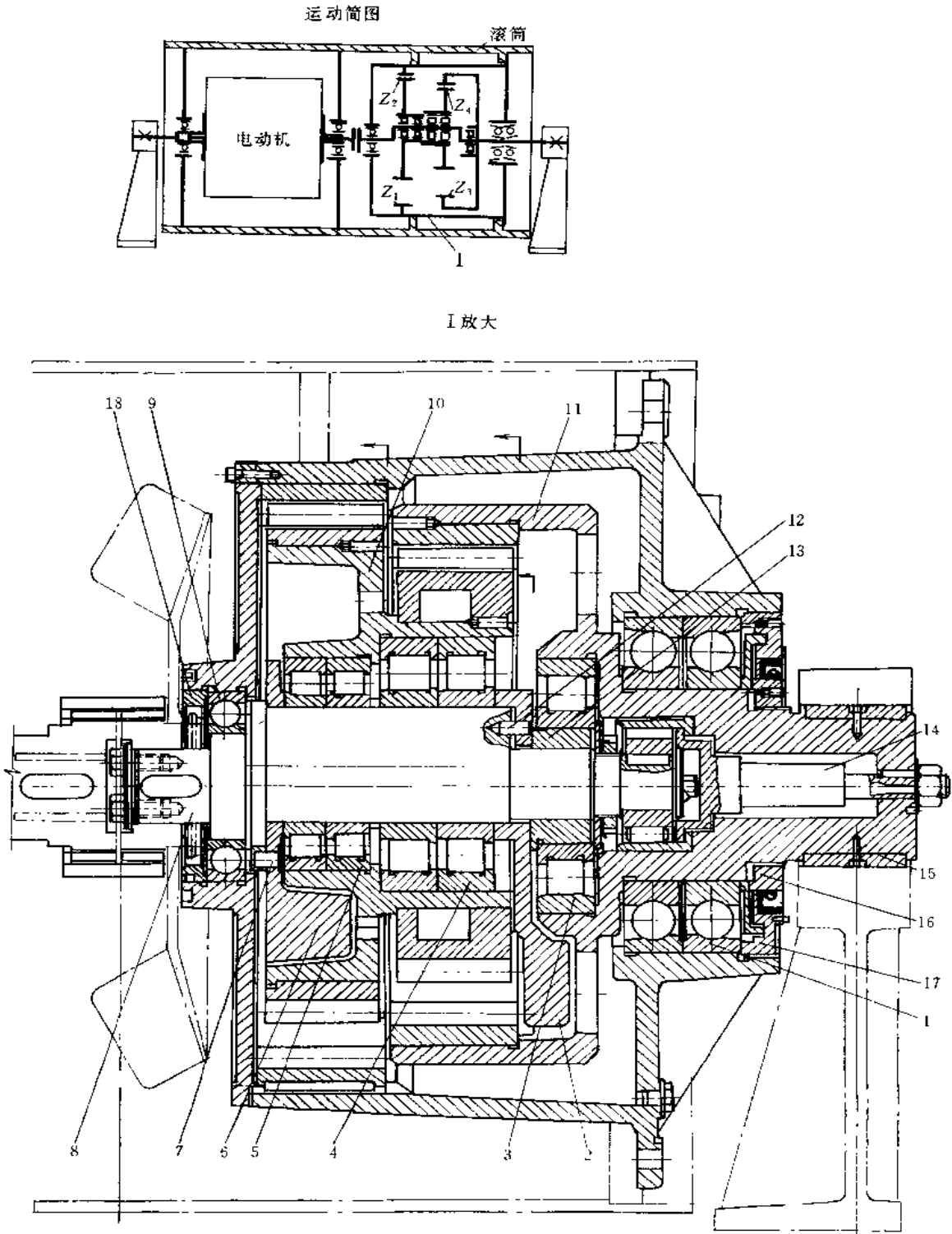


图 1-5-420 带式输送机滚筒内装式行星齿轮传动支承

1—背对背配置的角接触球轴承；2—大平衡重；3、4、5—圆柱滚子轴承；6—小平衡重；7、12—圆柱销；8—偏心轴；9—深沟球轴承；10—行星齿轮；11—轴；13—轴衬；14—张紧螺母；15—平导键；16—调整螺母；17、18—螺纹环

悬挂输送机一般在静电喷漆工序中或在喷漆干燥室中使用,经常受到水和药物的侵蚀,有的在高温条件下使用,工作条件恶劣。因此滚轮用轴承采用两面带防尘盖的深沟球轴承,侧导轮用专用滚轴轴承,如图 1-5-421 所示。轴承承受径向负荷:滚轮的额定动负荷为  $2.05 \times 10^4 \text{N}$ , 额定静负荷为  $1.37 \times 10^4 \text{N}$ , 侧导轮的额定动负荷为  $2.25 \times 10^4 \text{N}$ , 额定静负荷为  $1.77 \times 10^4 \text{N}$ , 输送机速度为  $20 \text{m/min}$  时滚轮转速为  $79.6 \text{r/min}$ , 侧导轮为  $88.4 \text{r/min}$ 。油泵压力润滑,用耐热,抗化学药品性的非金属皂基润滑脂。

卷材输送机输送有热卷材和冷卷材两种,输送垫卷材时最高温度可达  $750^\circ\text{C}$  左右,对驱动链轴承影响很大。

驱动链每个滚轮所负担的负荷约为  $2.5 \times 10^4 \text{N}$ , 运行速度为  $12 \text{m/min}$  时,滚轮 3 转速为  $29.4 \text{r/min}$ , 轴承 11 转速为  $61.6 \text{r/min}$ 。如图 1-5-422 所示,滚轮用喷射润滑,轴承 11 用脂润滑,由油泵加油。润滑剂须具有良好的抗氧化性能和热稳定性能,生成积炭较少,粘度指数高,摩擦系数低,油膜强度大,即使混入水分时,也有较好的防锈性能,价格便宜。

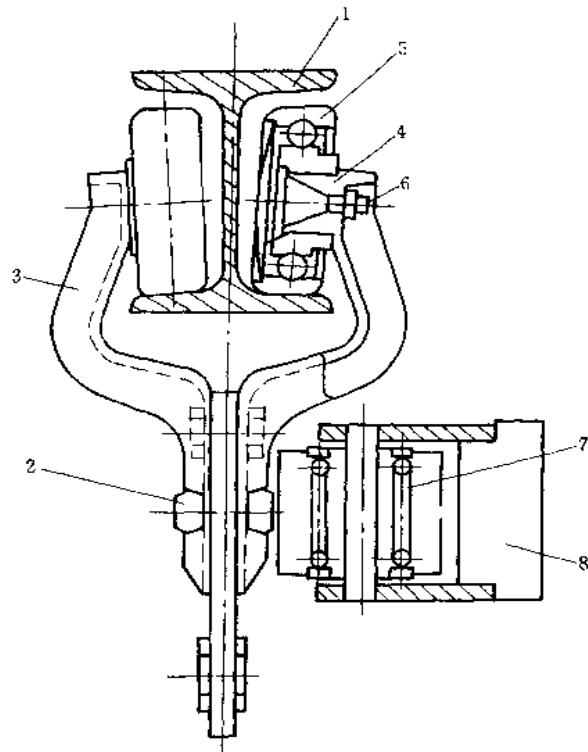


图 1-5-421 悬挂输送机牵引链滚轮轴支承  
1—空中轨道; 2—牵引链; 3—滑架; 4—滚轮轴; 5—滚轮;  
6—加油嘴; 7—侧导轮轴; 8—侧导轮

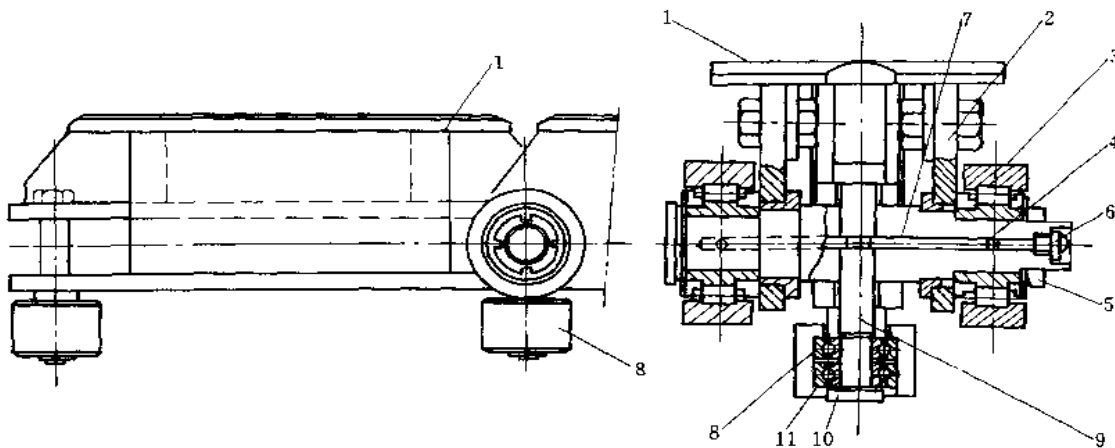


图 1-5-422 卷材输送机驱动链滚轮轴支承  
1—平板; 2—链节板; 3—滚轮; 4—滚轮轴; 5—轴承压板; 6—油嘴; 7—油孔; 8—侧导轮;  
9—侧导轮轴; 10—轴承压板; 11—轴承

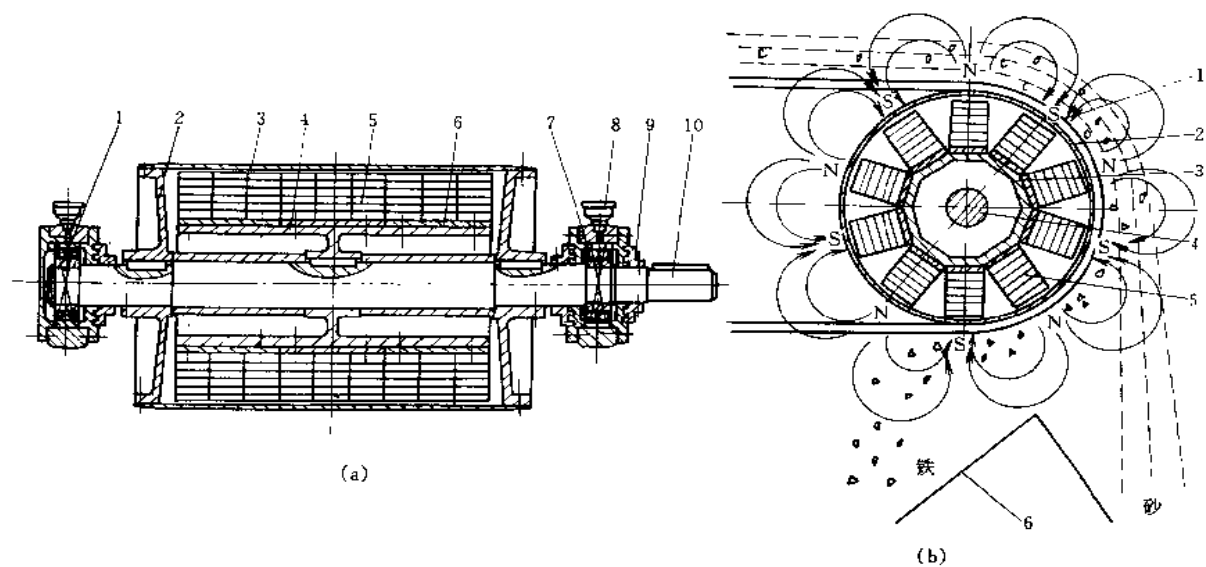


图 1-5-423 永磁带轮轴承

- (a) 永磁带轮结构: 1—轴承座; 2—端盖; 3—筒皮; 4—磁轭; 5—磁块组; 6—磁极底板; 7—球面轴承; 8—油杯;  
9—密封压盖; 10—传动轴
- (b) 永磁带轮工作原理: 1—输送胶带; 2—滚筒; 3—磁轭; 4—传动轴; 5—旋转磁系; 6—溜槽

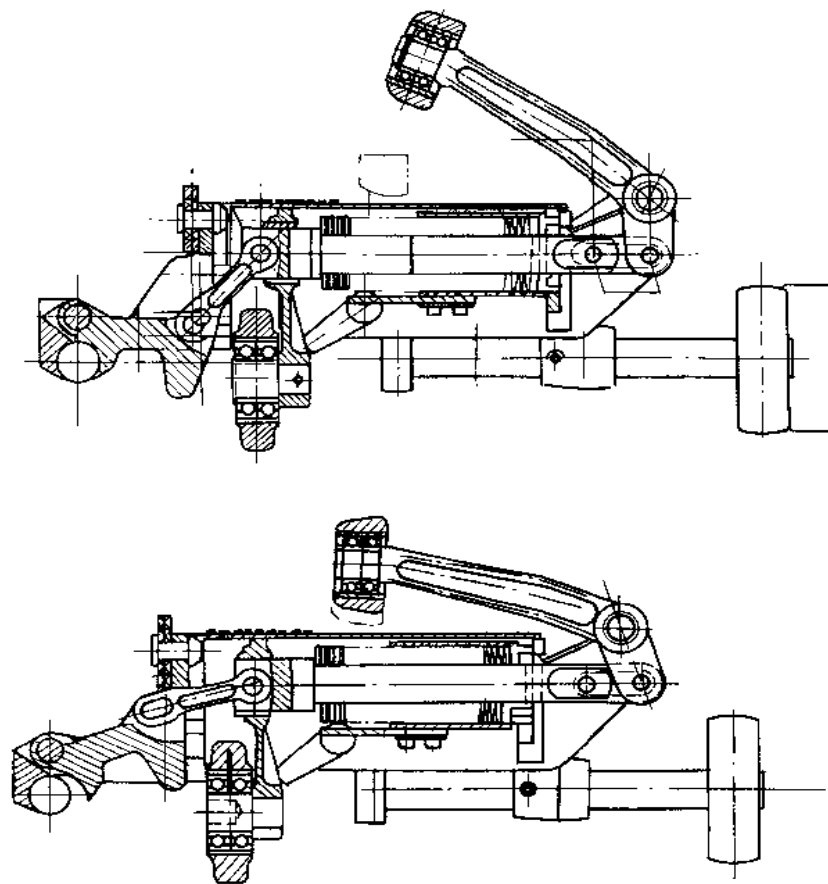


图 1-5-424 索道抱索器轴承

## 2.8.15 工程机械轴支承

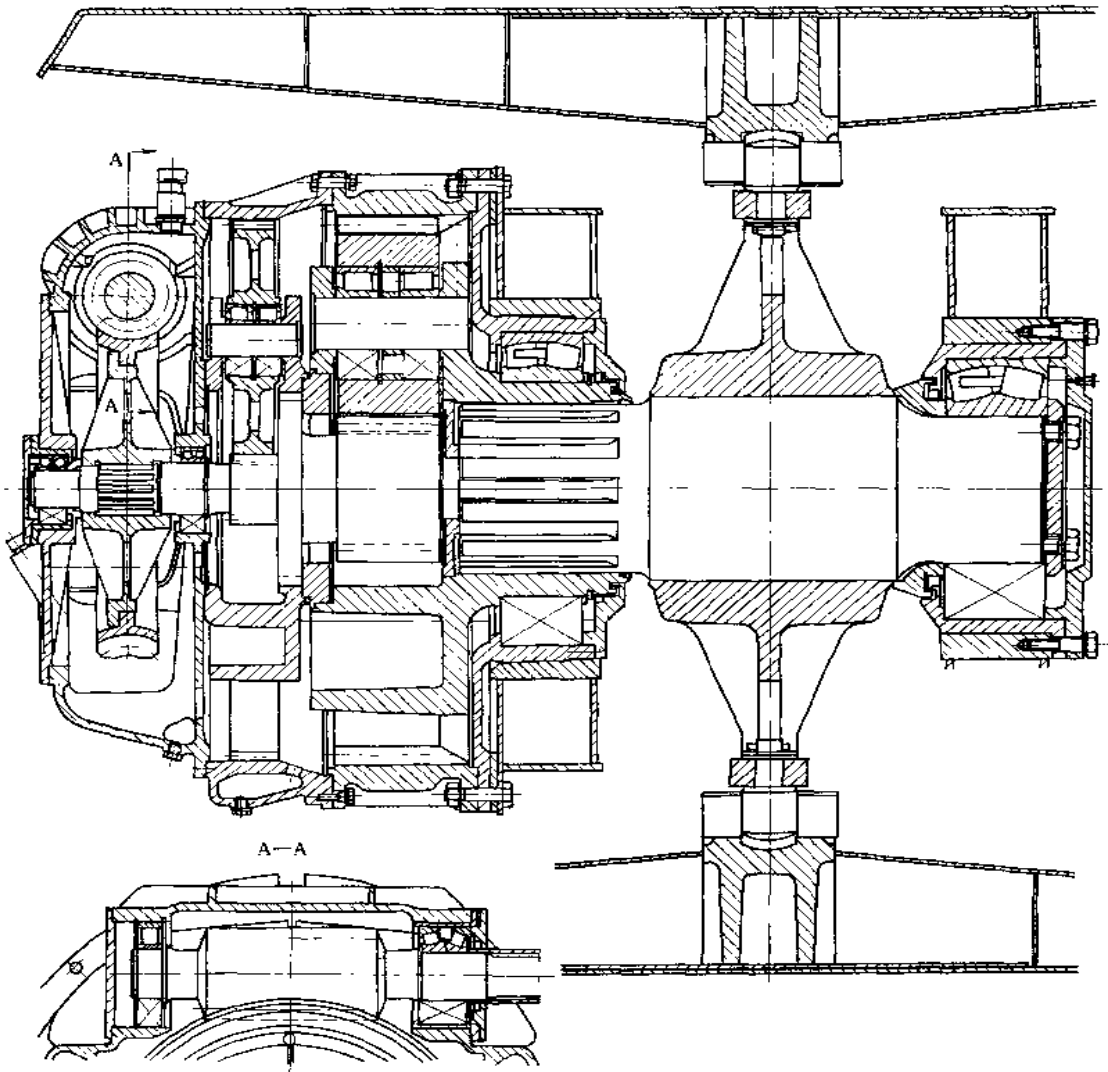


图 1-5-425 履带传动堆垛机上的蜗轮-行星齿轮轴支承

图 1-5-425 所示蜗杆轴支承用两个面对面配置的圆锥滚子轴承为轴向定位轴承，承受轴向力，轴承装在轴承套内，用盖及垫片调整轴向间隙。用圆柱滚子轴承为游动轴承。用飞溅油来润滑，由集油箱板回收。

蜗轮轴支承用两个背靠背配置的单列角接触球轴承为轴向定位轴承，一个球面滚子轴承为游动轴承。以喷雾和喷射油润滑，蜗轮浸入油槽。

三个高速行星轮均用两个圆柱滚子轴承，以轴承内圈定位，承受双向的轴向力。行星轮托架每转一周，轴承浸入油槽一次，即使行星轮转至上部，粘在轴承上的油也能保证足够的润滑。

低速大扭矩的级要求轴承有较大的承载能力，且要同一设计，故每一行星轮均采用两个较大圆柱滚子轴承。(图 1-5-425~图 1-5-427 资料来源：Ball Bearing Journal 233)

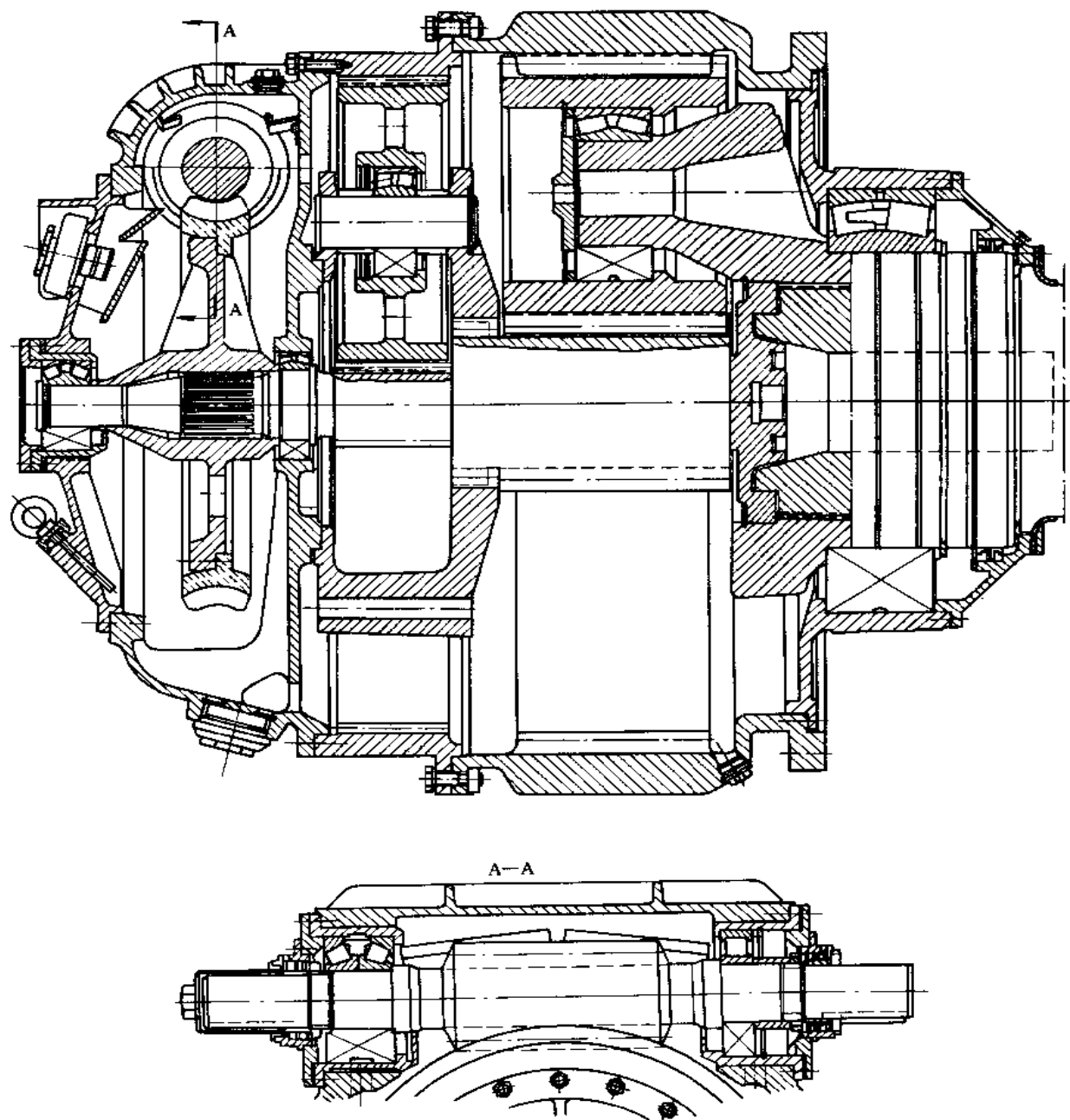


图 1-5-426 用于斗轮挖掘机履带传动的蜗轮-行星齿轮轴支承



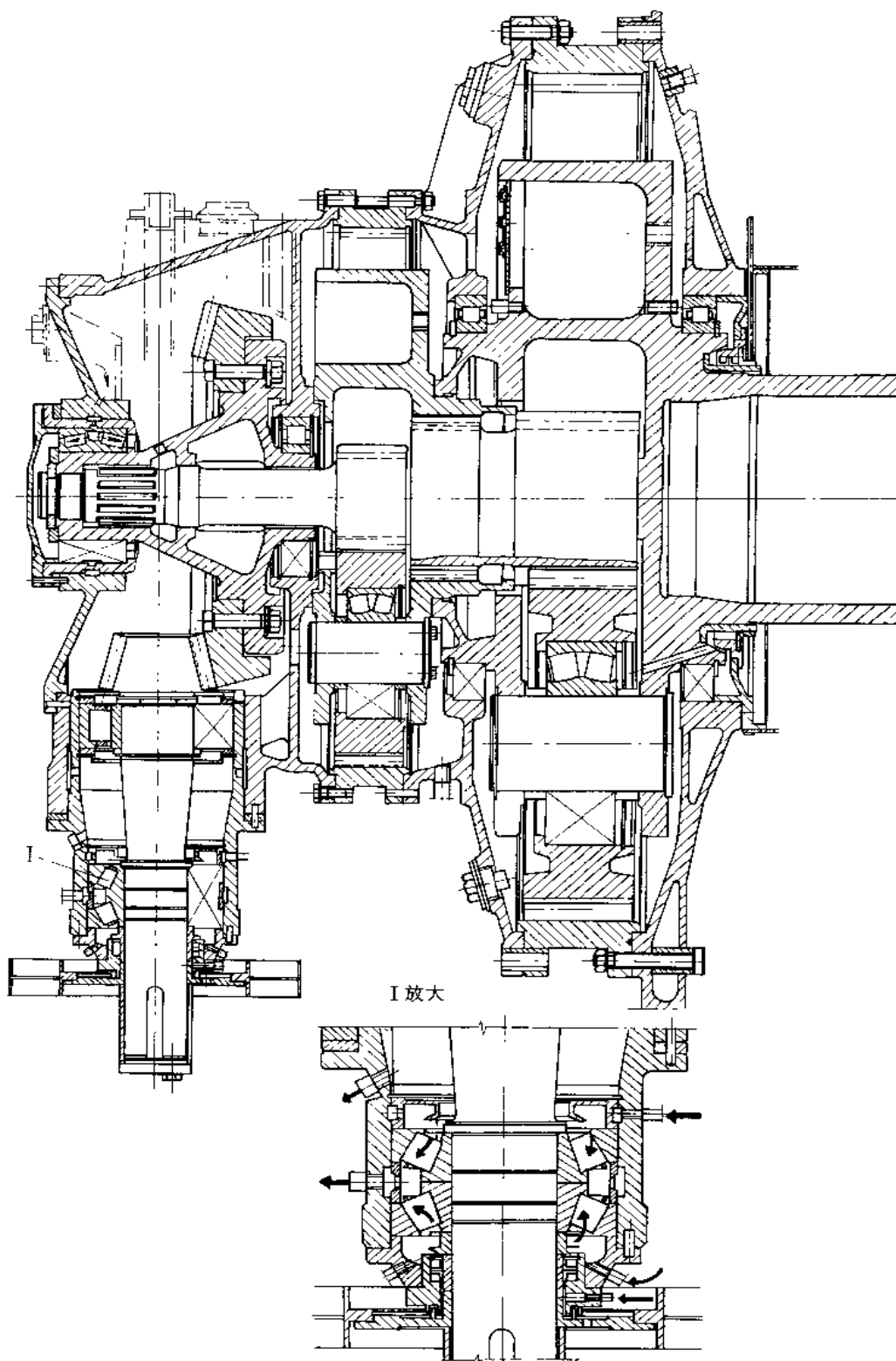


图 1-5-427 斗轮机械的锥齿-行星减速器的支承及 I 部润滑

图 1-5-426 所示蜗杆轴支承用两个面对面成对安装的圆锥滚子轴承为轴向定位轴承，另一端用圆柱滚子轴承为游动轴承。轴承外圈间的隔离环，可以保证安装后不经调整，即可保证其间隙。由外部供油润滑。

蜗轮轴支承用一对面对面的圆锥滚子轴承代替老齿轮箱用的角接触球轴承，提高承载能力，作定位端，另一端用调心滚子轴承作游动端。飞溅润滑，油飞溅收集在位于轴承配置上的一槽袋中，通过一磁铁除去油中金属颗粒后，经过轴承进入油池，轴承以下设有浸油杆来测量油位。

行星轮轴支承改用调心滚子轴承，使载荷沿齿宽均匀分布，改进了负荷特性，分别用不同型号轴承对立高速和低速。用油池润滑。低速级行星架为非正常设计，其行星轮支承为悬臂配置，刚性大的空心轴形成行星架的一部分，并装在传动滚筒轴上，节省了空间，支承滚筒轴-轴承，也支承行星架。而在直齿轮侧为一紧配合在轴上的调心滚子轴承，为便于拆卸，用 SKF 油注入方法装卸。

输入和输出轴的密封改进了，用相反方向用两个密封环，输出轴上还加填油脂的迷宫密封，与中心润滑系统相连，以及额外橡胶唇，用于外部保护。

图 1-5-427 所示减速装置与早期结构相比，有三个特点：①带轴承的小锥齿轮轴装在一个套筒内，修理时，可做为一整体拆装，很方便。②齿轮箱为轴装式。套装入带有空心轴的斗轮轴上。在斗轮架上附有一扭转臂，使扭矩平衡。最后一级行星架具有单独轴承配置。③用油池和循环油润滑相结合作为齿轮及轴承的润滑，如 I 放大图。

圆锥滚子轴承配置：小锥齿轮轴支承用一对面对面安装的圆锥滚子轴承为定位轴承，另一端用圆柱滚子轴承作游动轴承。同样方法支承大锥齿轮轴。

行星轮轴承配置：低速级和高速级均采用调心滚子轴承。而行星架则由特别设计的两圆柱滚子轴承支承，用轴承内圈挡环定位，适应双向轴向力。

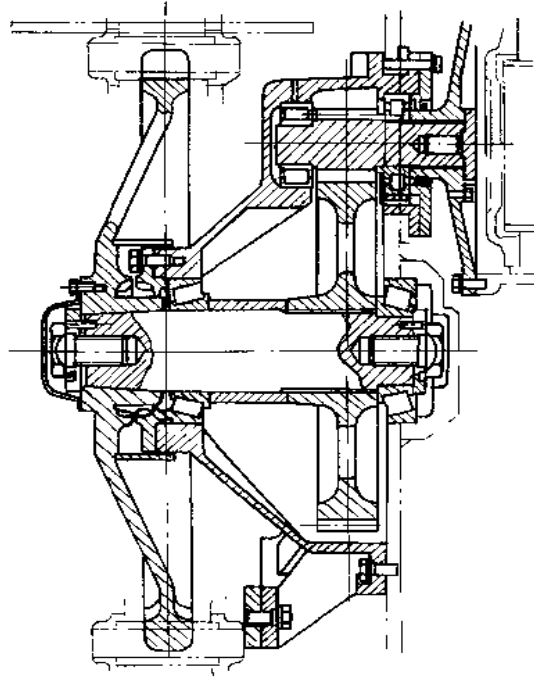


图 1-5-428 履带式铲土机履带传动轴支承

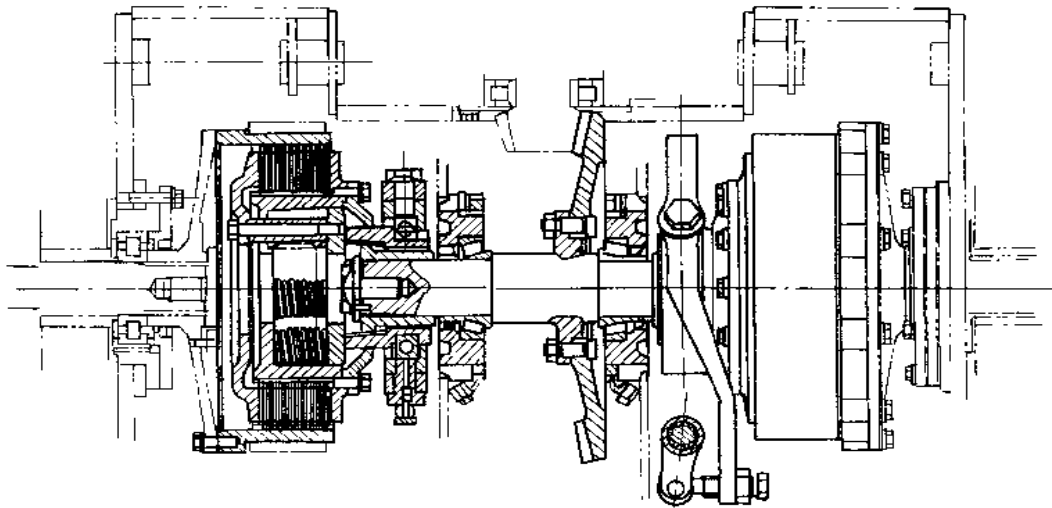


图 1-5-429 履带式铲土机离合器轴支承

## 2.8.16 建筑机械轴支承

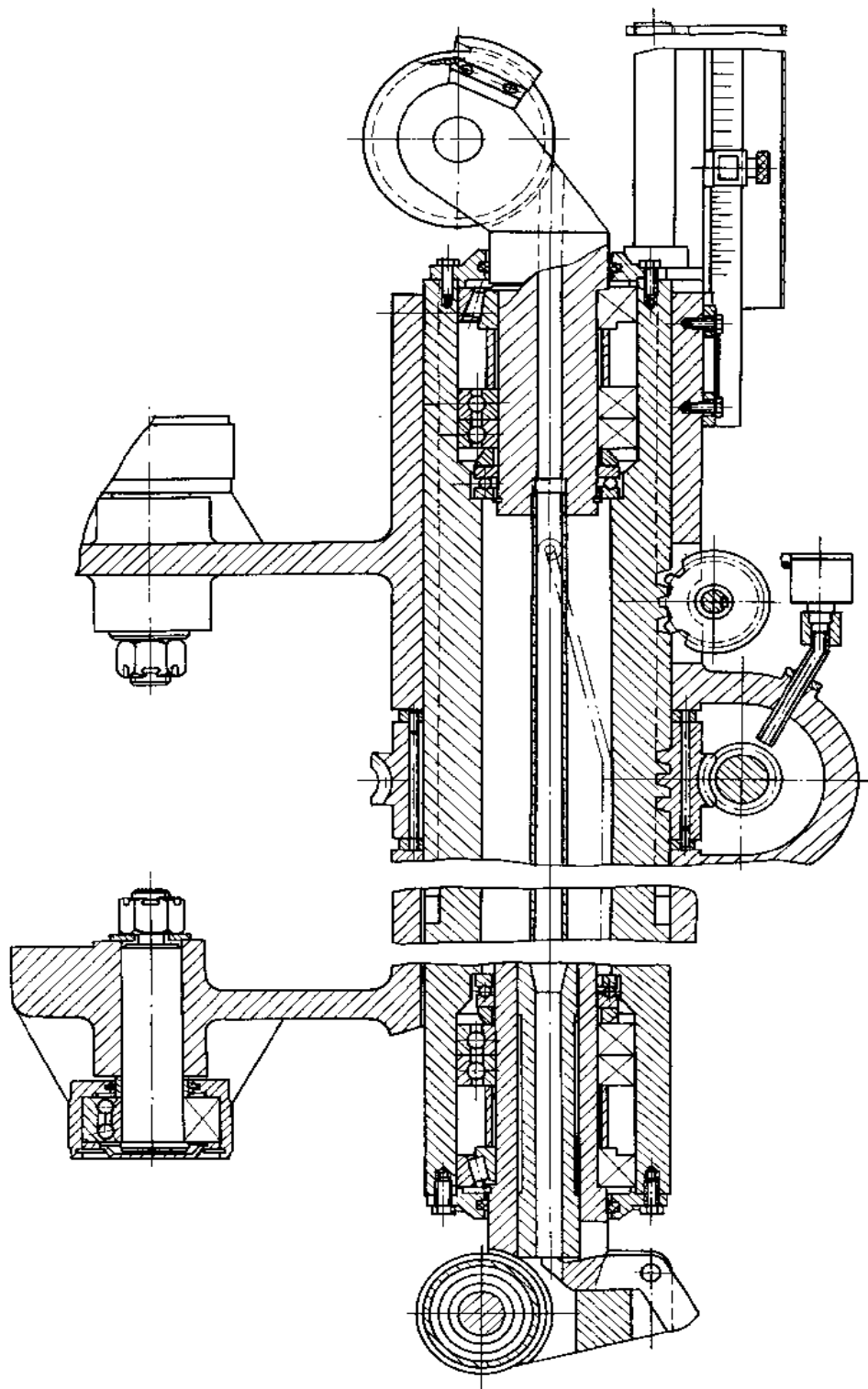
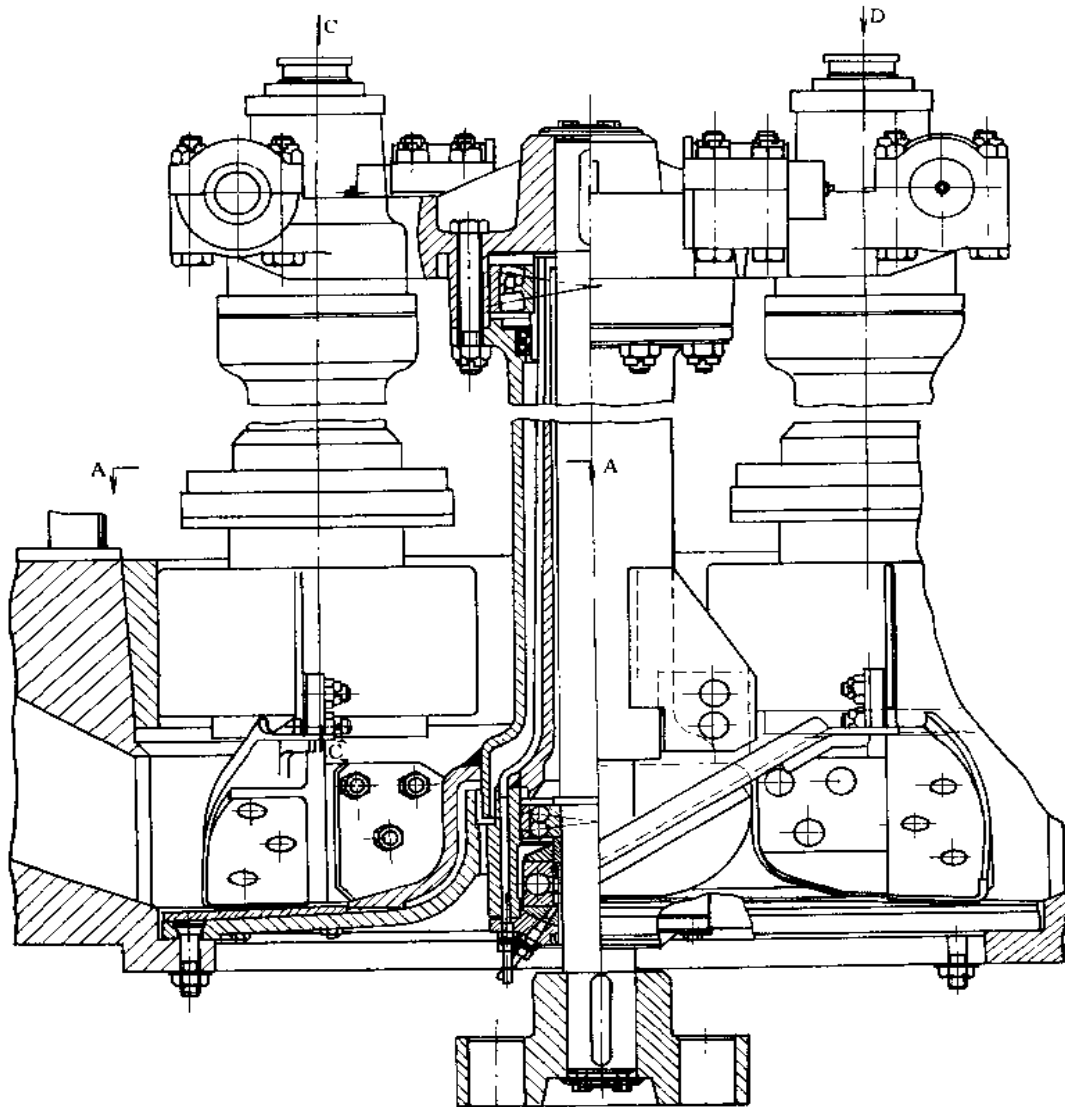


图 1-5-430 钢筋盘绞机主轴轴支承



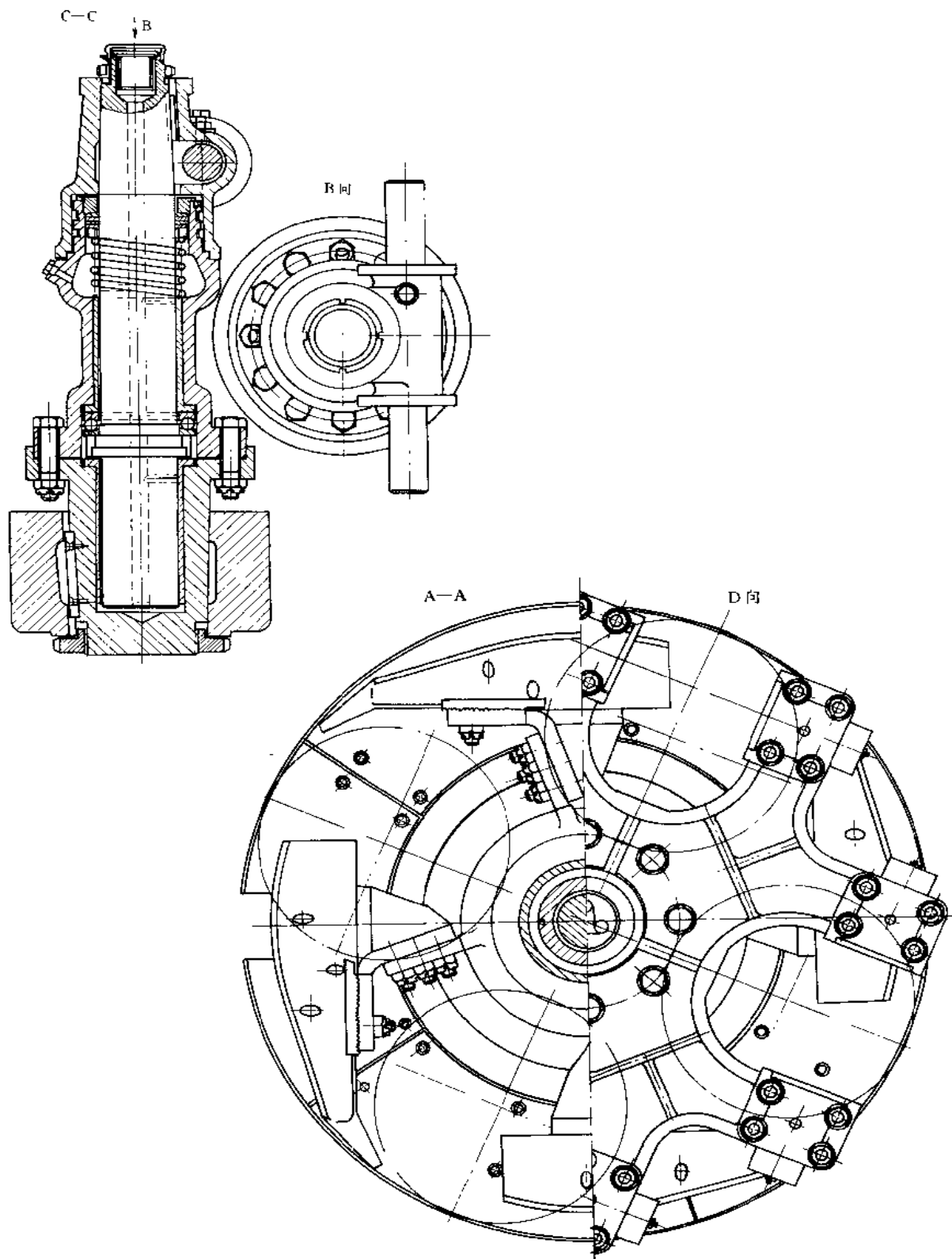
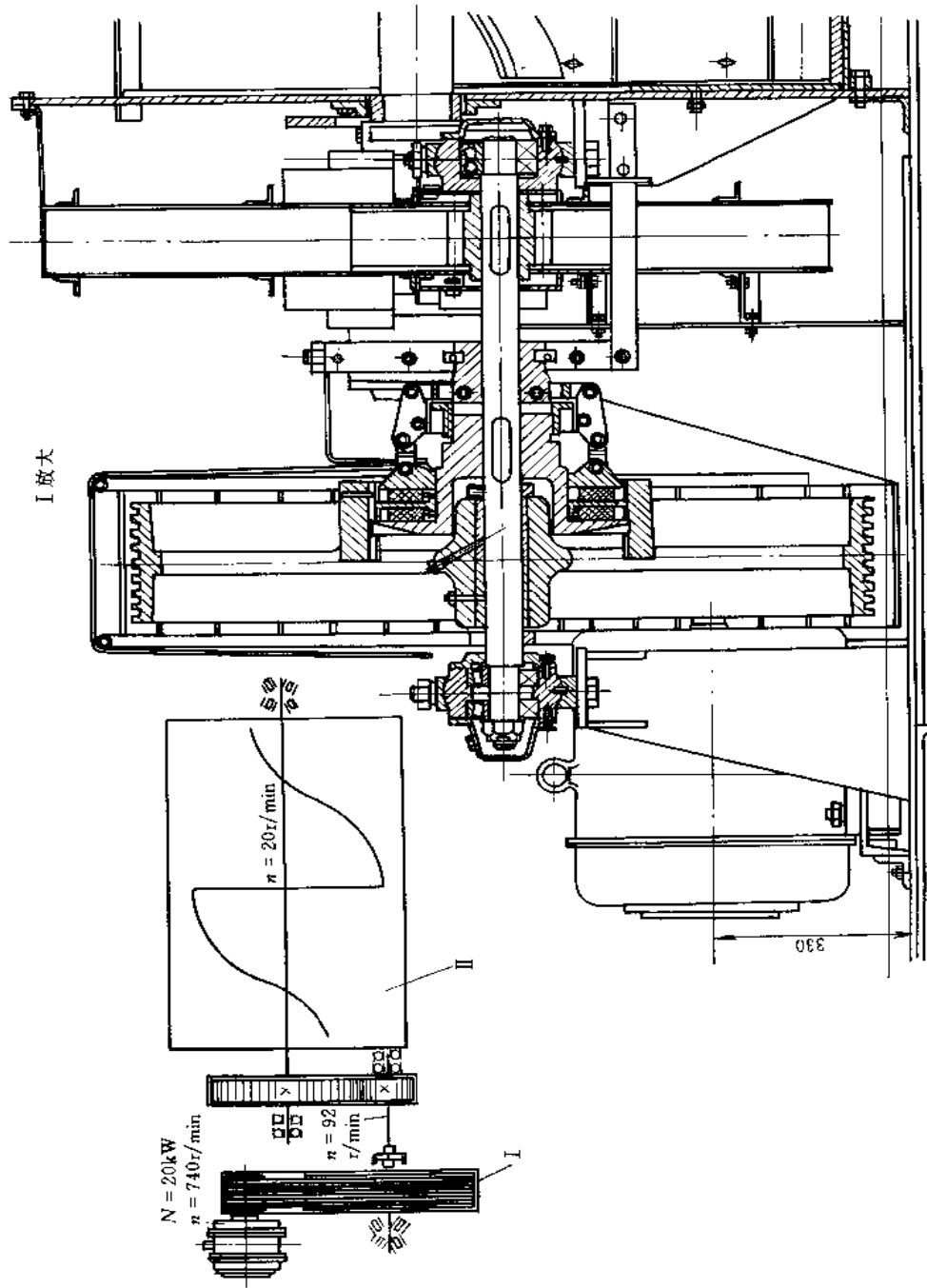


图 1-5-431 摆动研磨机主轴及摆锤的轴承配置



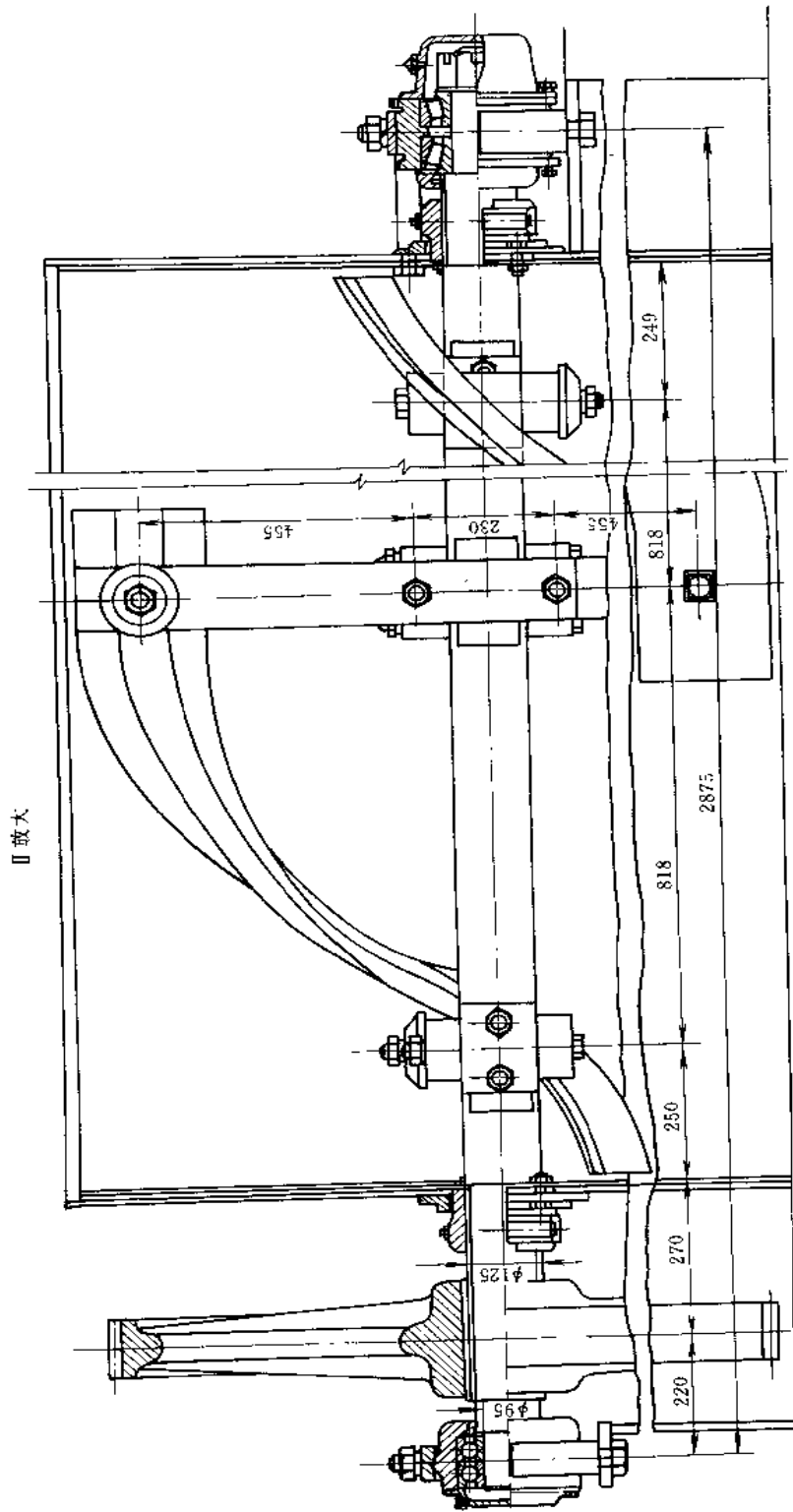
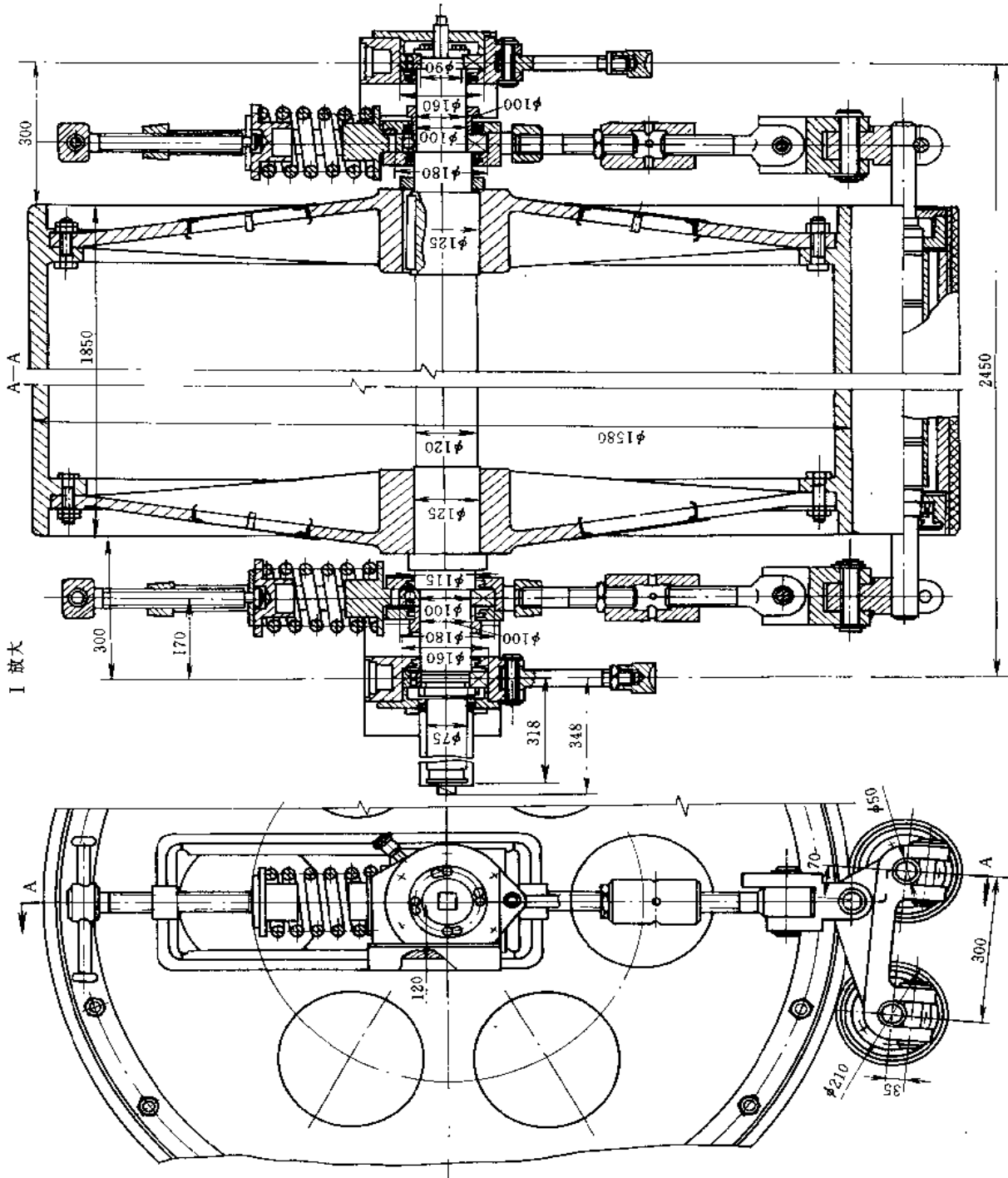


图 1-5-432 砂浆搅拌机轴承





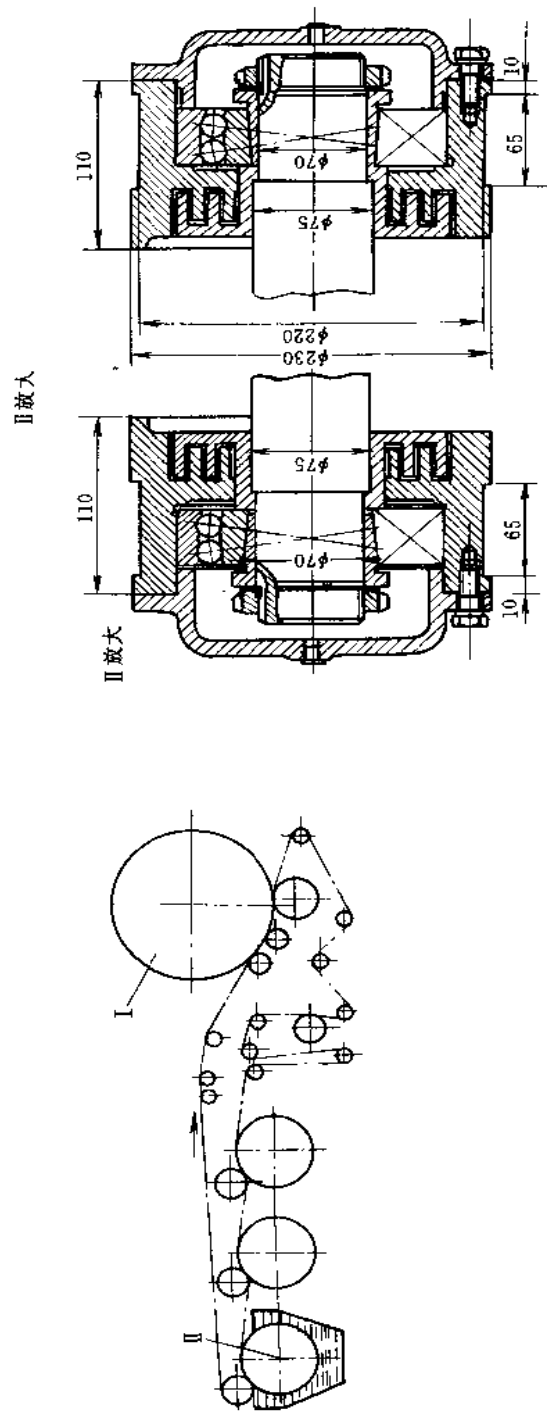


图 1-5-433 石棉水泥板铸型机卷筒轴承

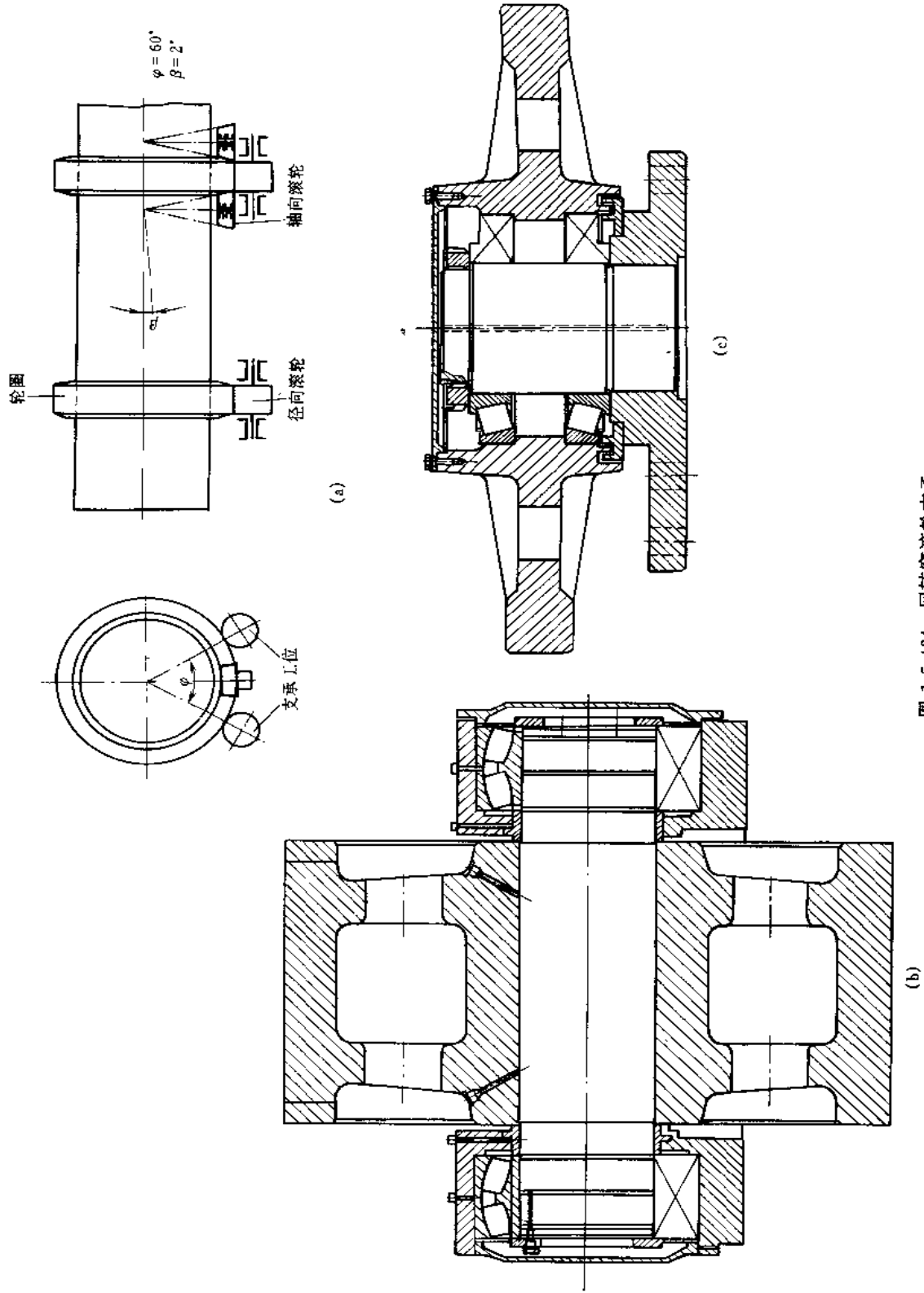


图 1-5-434 回转窑滚轮支承

(a)回转窑滚轮配置( $\varphi=60^\circ, \beta=2^\circ$ ); (b)径向滚轮; (c)轴向滚轮

图 1-5-434 所示径向滚轮轴承采用调心滚子轴承为游动支承, 轴向滚轮采用 O 型结构安装的圆锥滚子轴承为预调支承。

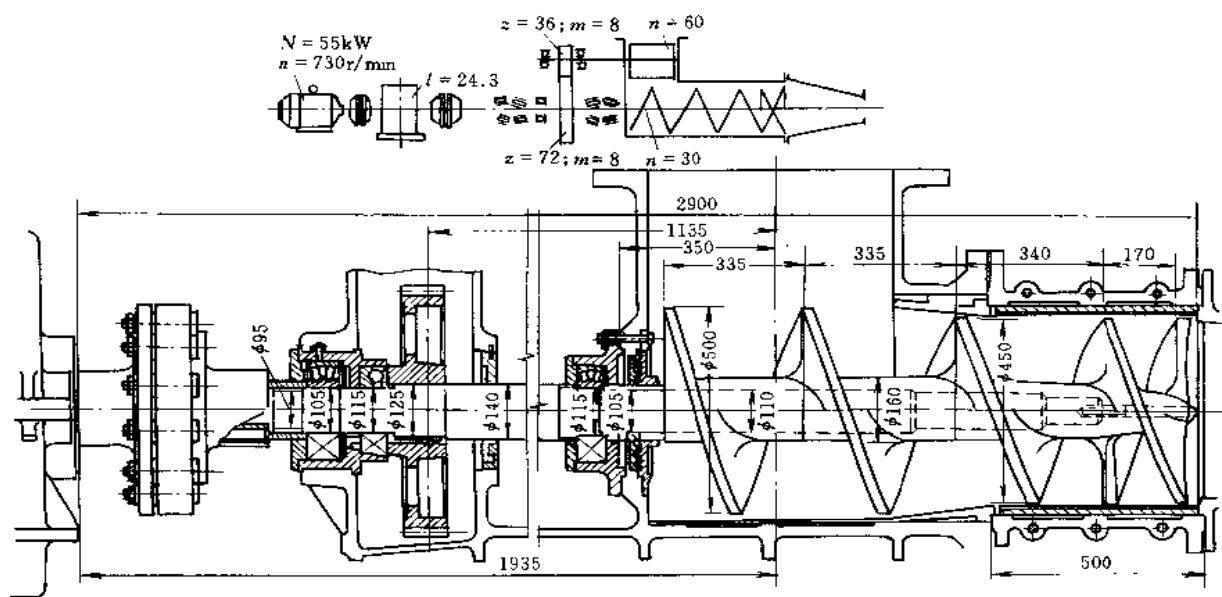


图 1-5-435 带状螺旋压砖机轴承

## 2.8.17 农业机械轴支承

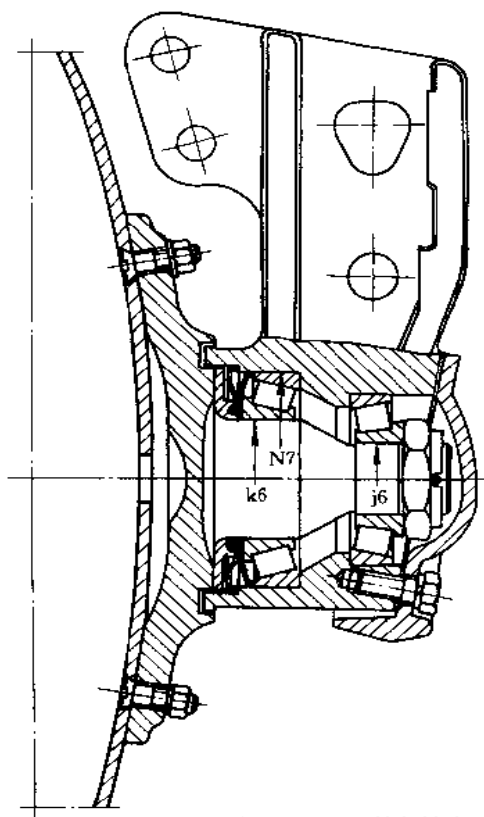
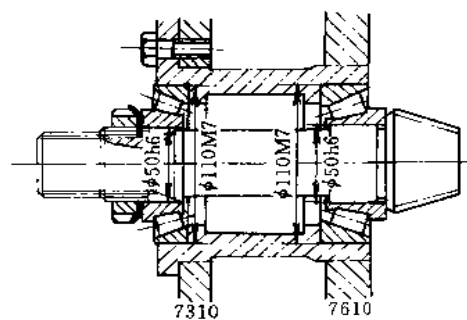
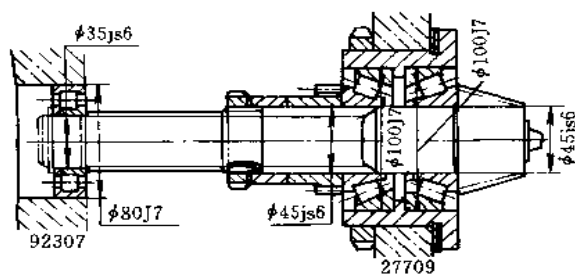


图 1-5-436 犁盘轴支承

图 1-5-437 东风-50 拖拉机中央传动  
主动锥齿轮轴支承图 1-5-438 东方红-40 拖拉机  
中央传动主动锥齿轮轴支承

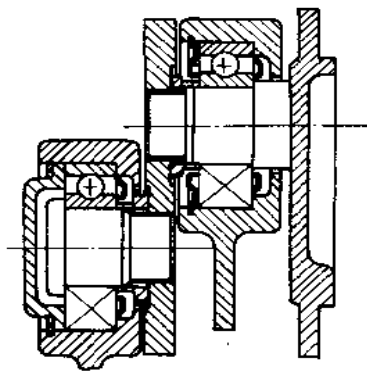


图 1-5-439 收割机驱动轴支承

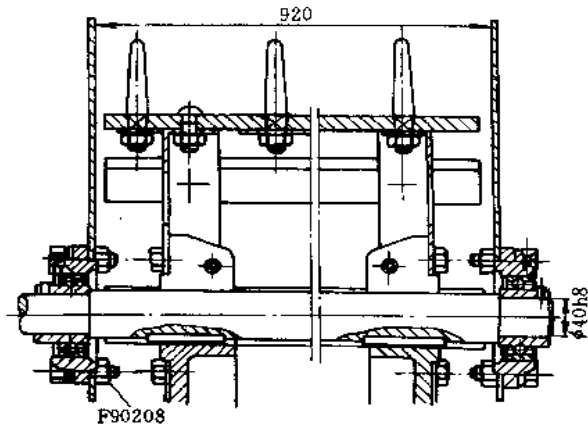


图 1-5-440 联合收割机脱谷部分传动轴支承

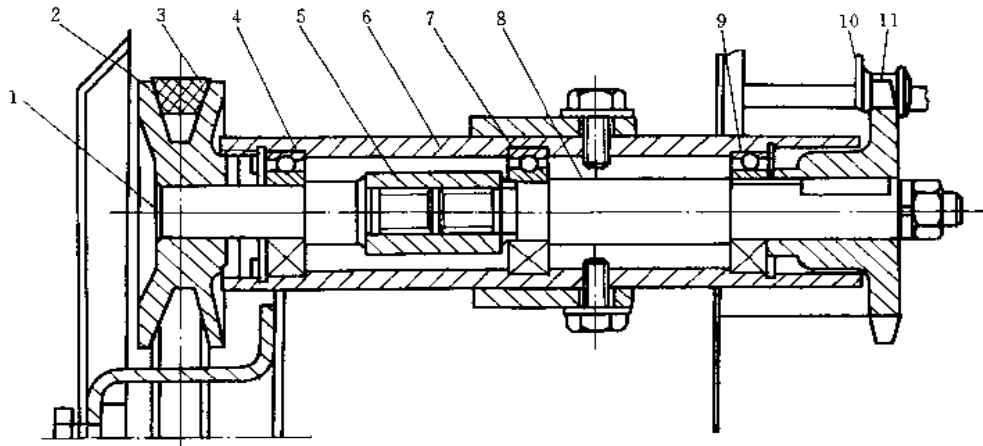


图 1-5-441 联合收割机的辅助运送装置

1、8—轴；2—V带轮；3—V带；4、7、9—深沟球轴承；5—花键套；6—机架；10—推送链条；11—齿链轮

图 1-5-441 为具收割、脱粒、装袋等功能的稻、麦等农作物的联合收割机。转速 (170r/min) 和功率小，过载时 V 带打滑保护，适宜使用温度约 40~50℃，环境条件也比较好，但可能混入水及植物性尘埃，采用密封型深沟球轴承，不需特意加油润滑。

### 2.8.18 掘进施工机械轴支承

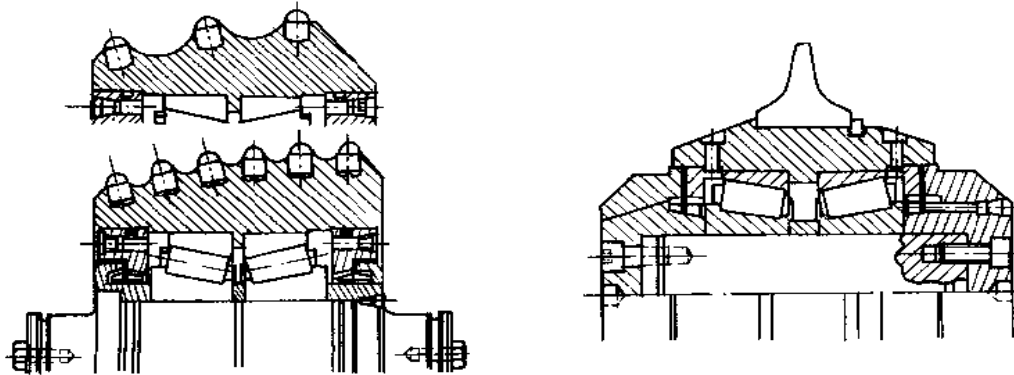


图 1-5-442 巷道掘进机及反井钻机钻头（割刀）支承

图 1-5-442 所示支承的轴承须承受的负荷大,兼有轴向、径向力、不平衡负荷引起的冲击、振动,工作条件恶劣。

隧道掘进机利用旋转刀头将前方的土砂切削下来,一边切削,一边掘进。刀头轴承既要承受水平和垂直方向的负荷以及自身重量,还要承担负荷不均造成的偏向负荷,负荷大,扭矩大,转速低,工作条件恶劣,并要求施工中绝对不能发生故障。图 1-5-443 所示为 2m 以上隧道掘进机刀头装置采用交叉滚子轴承,内圈为内齿轮(有的外圈为外齿轮),由电机轴上的小齿轮直接驱动。驱动部分与交叉滚子轴承共同使用一个整体支承壳体(即刀头支架),轴承负担推力负荷约  $5 \times 10^6 \text{N}$ , 径向负荷约  $5 \times 10^5 \text{N}$ , 倾复力矩负荷约  $3 \times 10^6 \text{N}$ , 转速  $0 \sim 2 \text{r/min}$ , 温度约在  $60^\circ\text{C}$  以下,采用齿轮油,油浴润滑(齿轮将油带起润滑),壳体与轴用一种多级密封装置,防止压力泥浸入。(轴承内径 $\times$ 外径 $\times$ 宽度为  $3000\text{mm} \times 3500\text{mm} \times 210\text{mm}$ )。

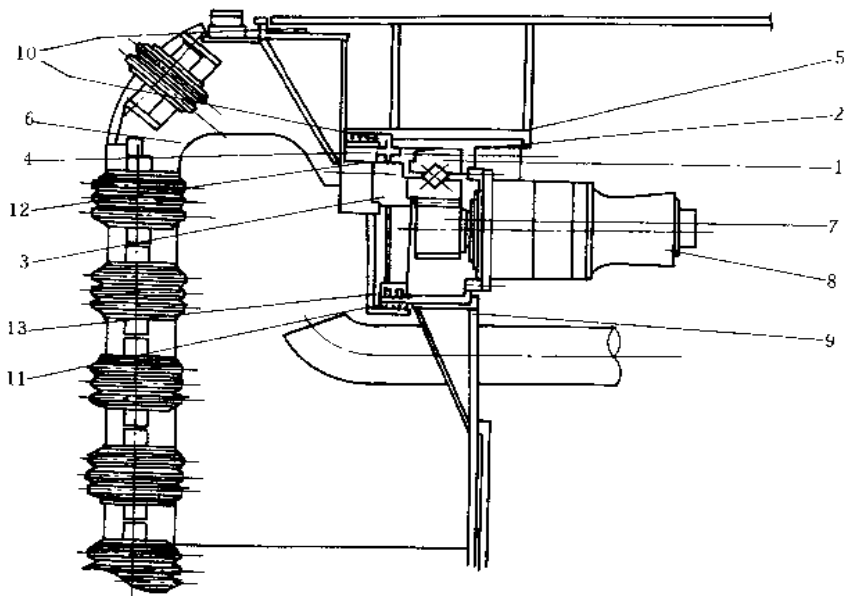


图 1-5-443 掘进机刀头轴支承

1—交叉滚子轴承; 2、3、4—刀头支架; 5—护罩; 6—刀头; 7—小齿轮;  
8—液压马达; 9—隔板; 10—多级唇式密封圈(外径面); 11—多级唇式密封圈  
(内径面); 12—M型密封圈(外径面); 13—M型密封圈(内径面)

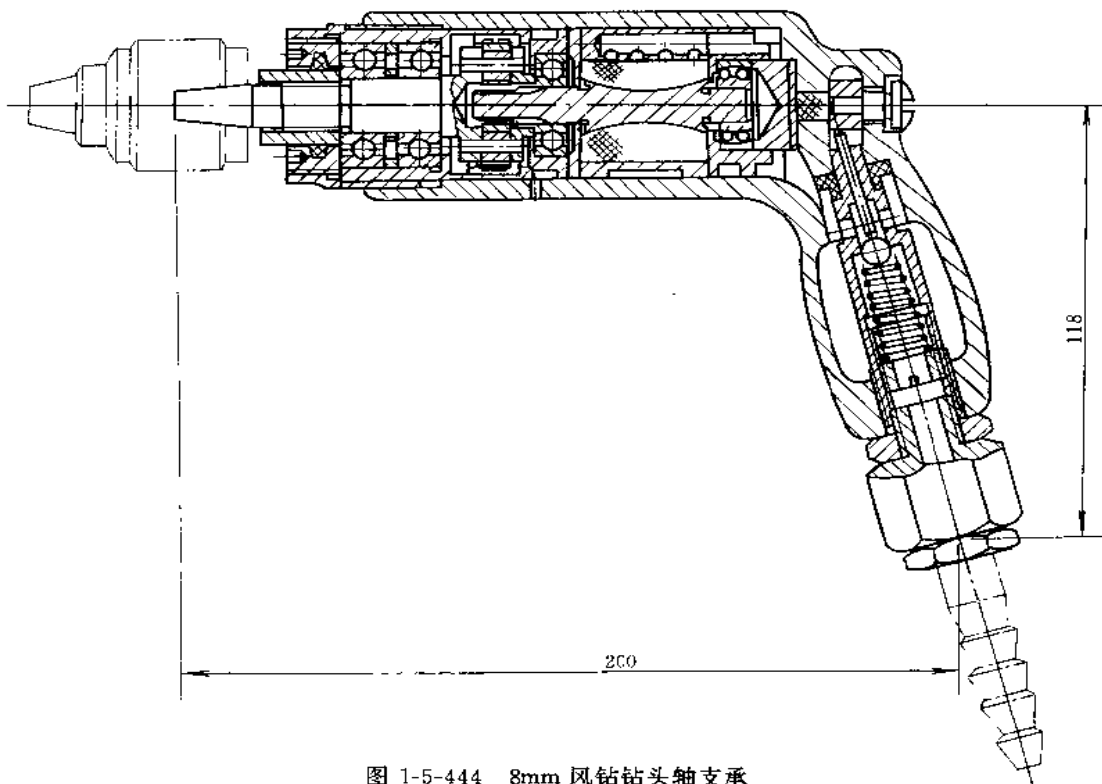


图 1-5-444 8mm 风钻钻头轴支承

## 2.8.19 破碎机轴支承

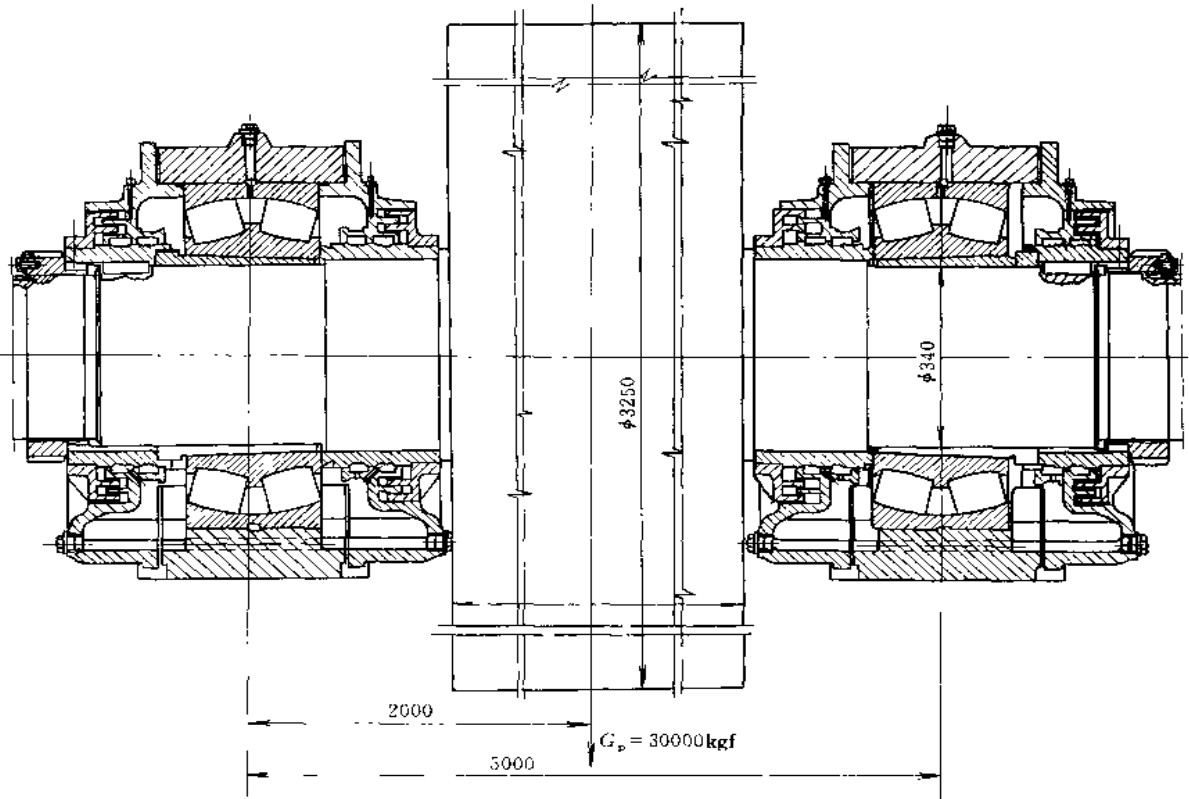


图 1-5-445 锤击式破碎机的转子（示意）轴支承

锤击式破碎机（锅炉设备）将煤块粉碎成煤粉。它主要由轴和悬挂在轴上的一组锤组成。煤被粉碎于锤和外壳装甲板之间的间隙内。风动锤击式破碎机每小时粉碎量可达 180T 褐煤。

轴承转速高，负荷很大，昼夜工作，且经过较长的工作时间后会因锤头不均匀磨损而产生不平衡附加作用力（当锤的不均匀磨损严重时，此力可成总负荷中的主要部分），轴承间距大，轴会产生挠曲，此外轴承的中心也难达到同心，因此选用调心滚子轴承，如图 1-5-445 所示。

在粉碎过程中，还同时输入热气将煤烘干，因此，采用水冷，但轴也会发生明显的伸长，故采用左端为轴向定位轴承，右端为轴向游动轴承，并将外壳孔加工公差定为 G6 级，使外圈可在外壳中自由移动，而不会在旋转的负荷下随之转动。考虑装卸方便，用退卸套（液压方法装卸）将轴承固定在轴上，并将轴承安装在可分离的铸铁外壳内，把可拆开的曲路密封圈装在衬套上，轴的配合部位加工精度用 h7 级，圆柱形的形状偏差应在 ISO-IT5 级精度以内。

工作转速为 500r/min 已超过调心滚子轴承用脂的极限转速  $n=450\text{r}/\text{min}$ ，故采用浸入式油润滑。

采用能再润滑的多级轴向曲路密封装置对支承部位进行密封，以防煤尘侵入。在曲路密封装置中再内向串接甩油的尖棱，沿轴向向外泄逸的油即从这些尖棱上被甩下来，然后通过回油孔又流回外壳中。

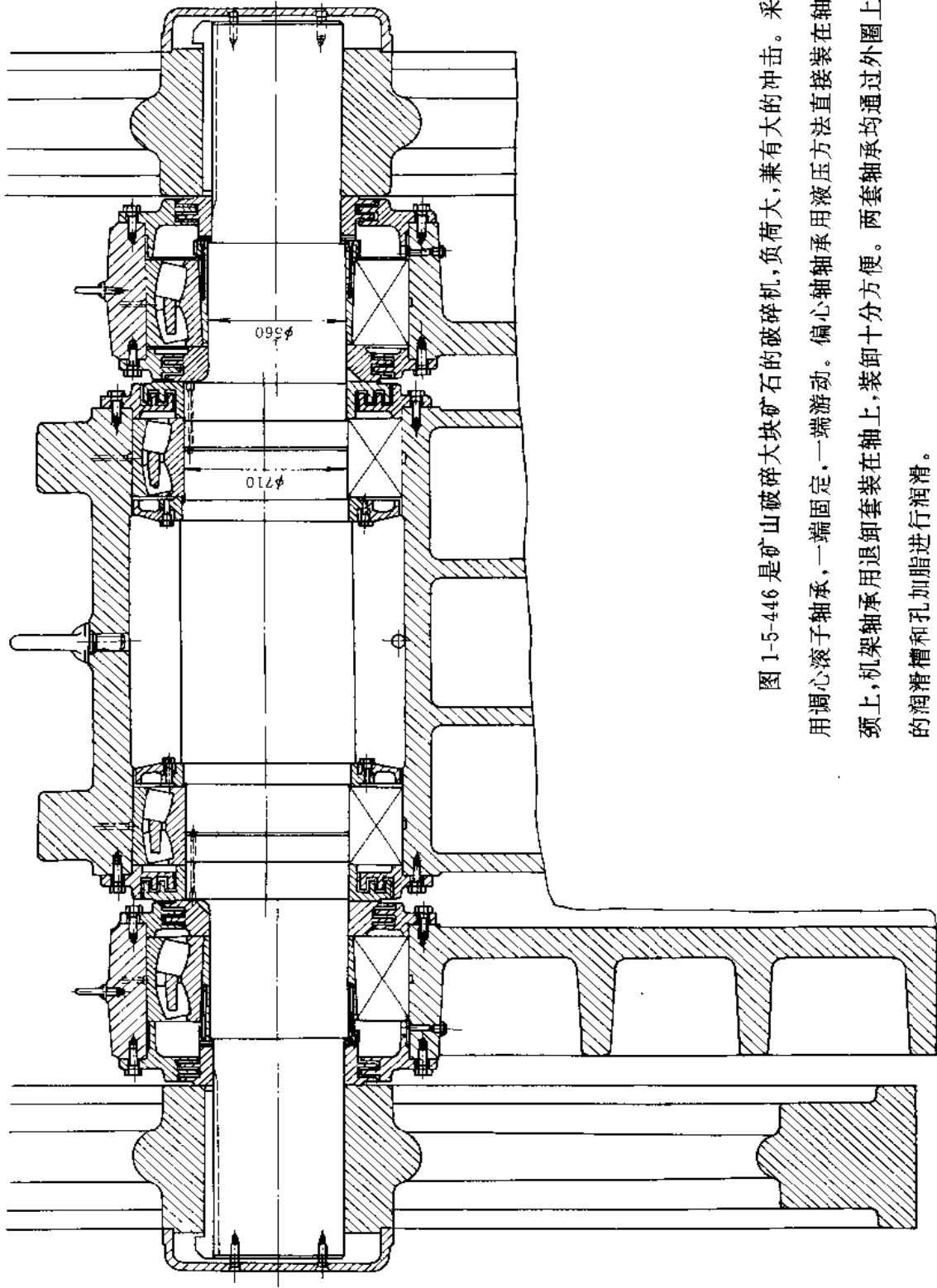


图 1-5-446 是矿山破碎大块矿石的破碎机, 负荷大, 兼有大的冲击。采用调心滚子轴承, 一端固定, 一端游动。偏心轴轴承用液压方法直接装在轴颈上, 机架轴承用拆卸套装在轴上, 装卸十分方便。两套轴承均通过外圈上的润滑槽和孔加脂进行润滑。

图 1-5-446 颚式破碎机偏心轴支承



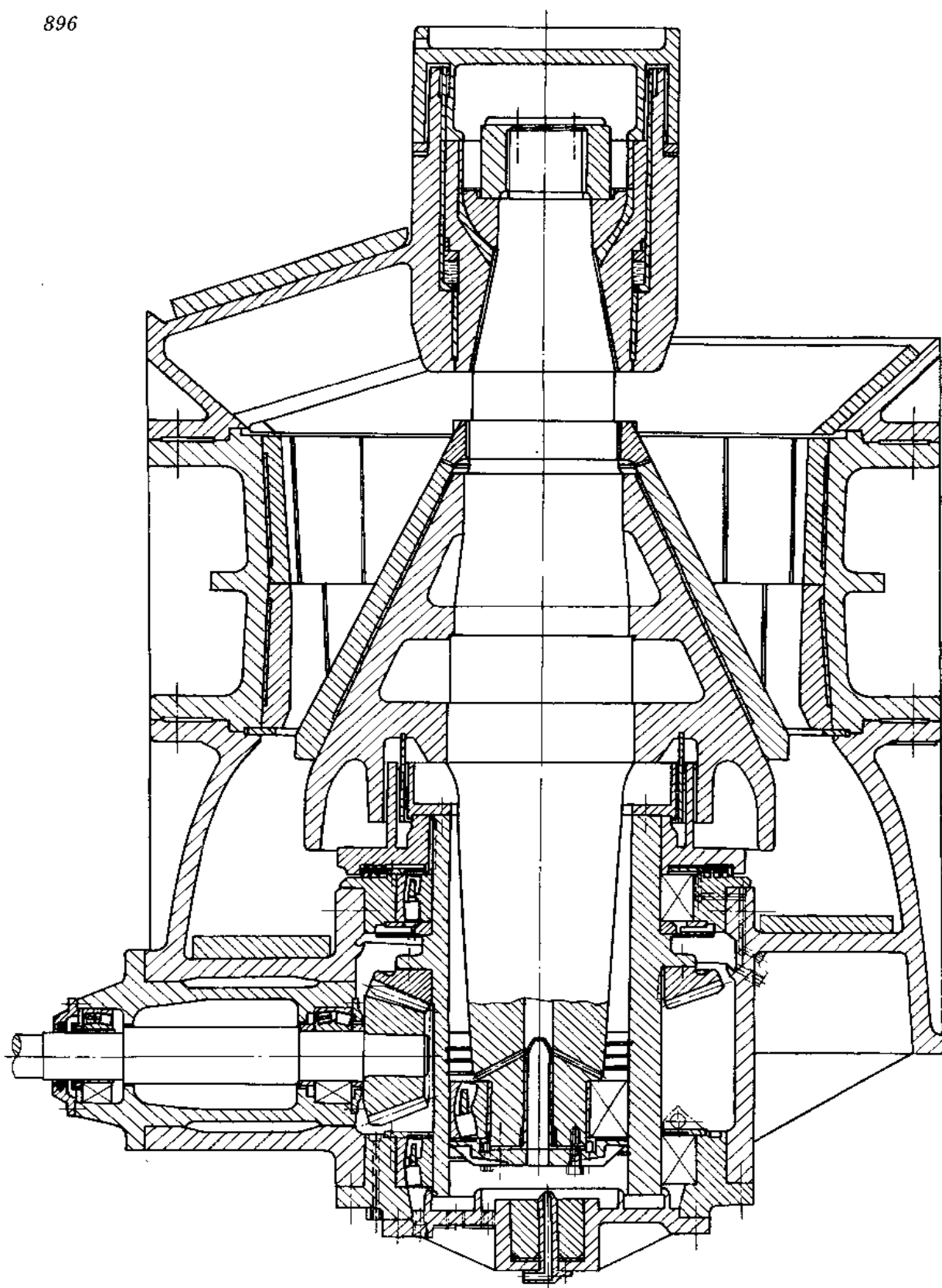


图 1-5-447 圆锥破碎机主轴支承

图 1-5-447 为选矿厂粗碎设备。立轴由一对锥齿轮传动，产生旋摆运动，以挤压破碎矿石，负荷大，兼有大的冲击和振动。采用调心滚子轴承。

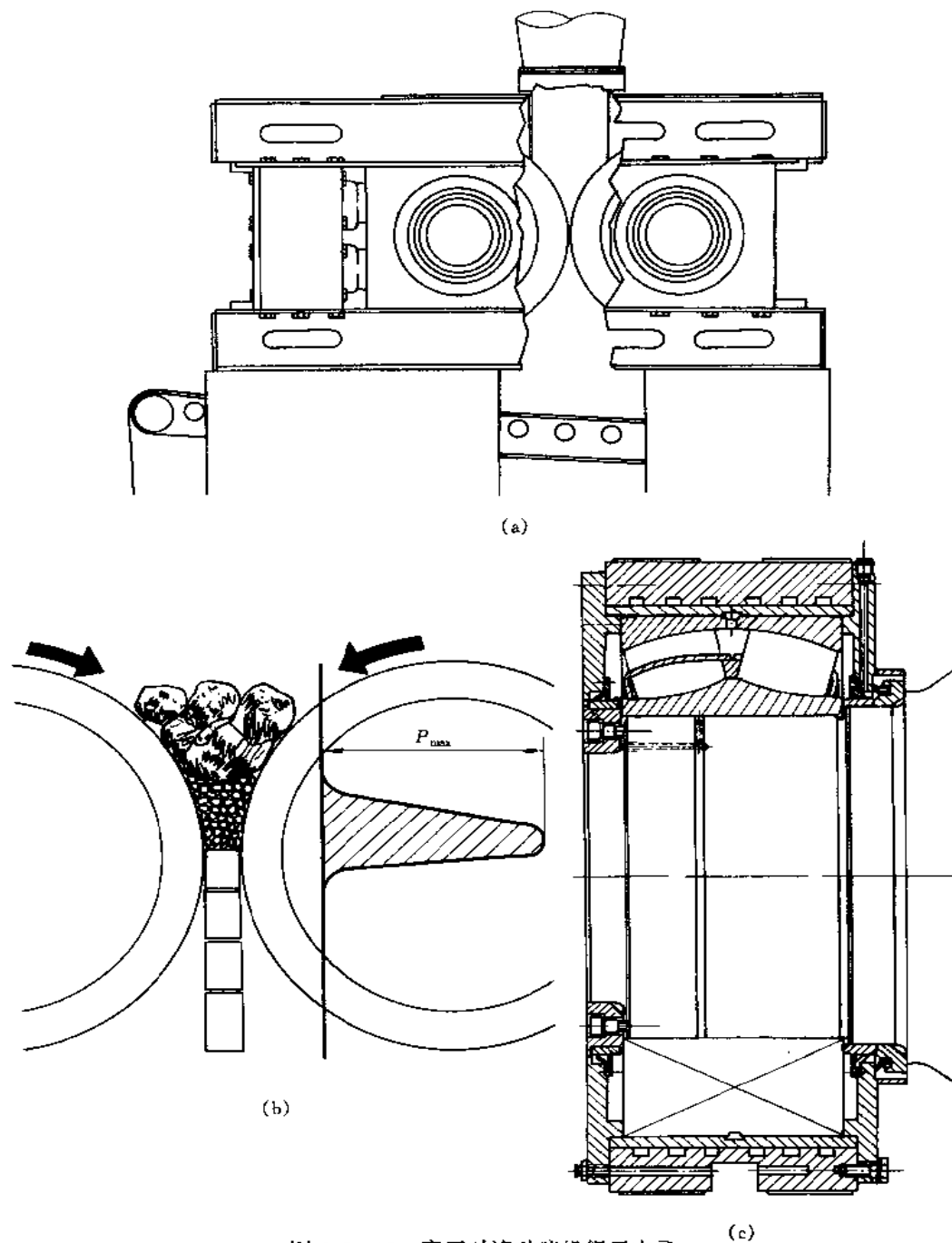


图 1-5-448 高压对滚破碎机辊子支承  
(a) 破碎机示意图；(b) 破碎工作状态；(c) 辊子支承结构

图 1-5-448 所示辊子支承在调心滚子轴承上，轴承装在轴承箱内，辊子长度的变化可由无传动侧来调整。

采用含二硫化钼的油脂润滑，并采取了防止温度超过 50℃ 的措施。

(图 1-5-448、449 资料来源：Ball Bearing Journal 233)

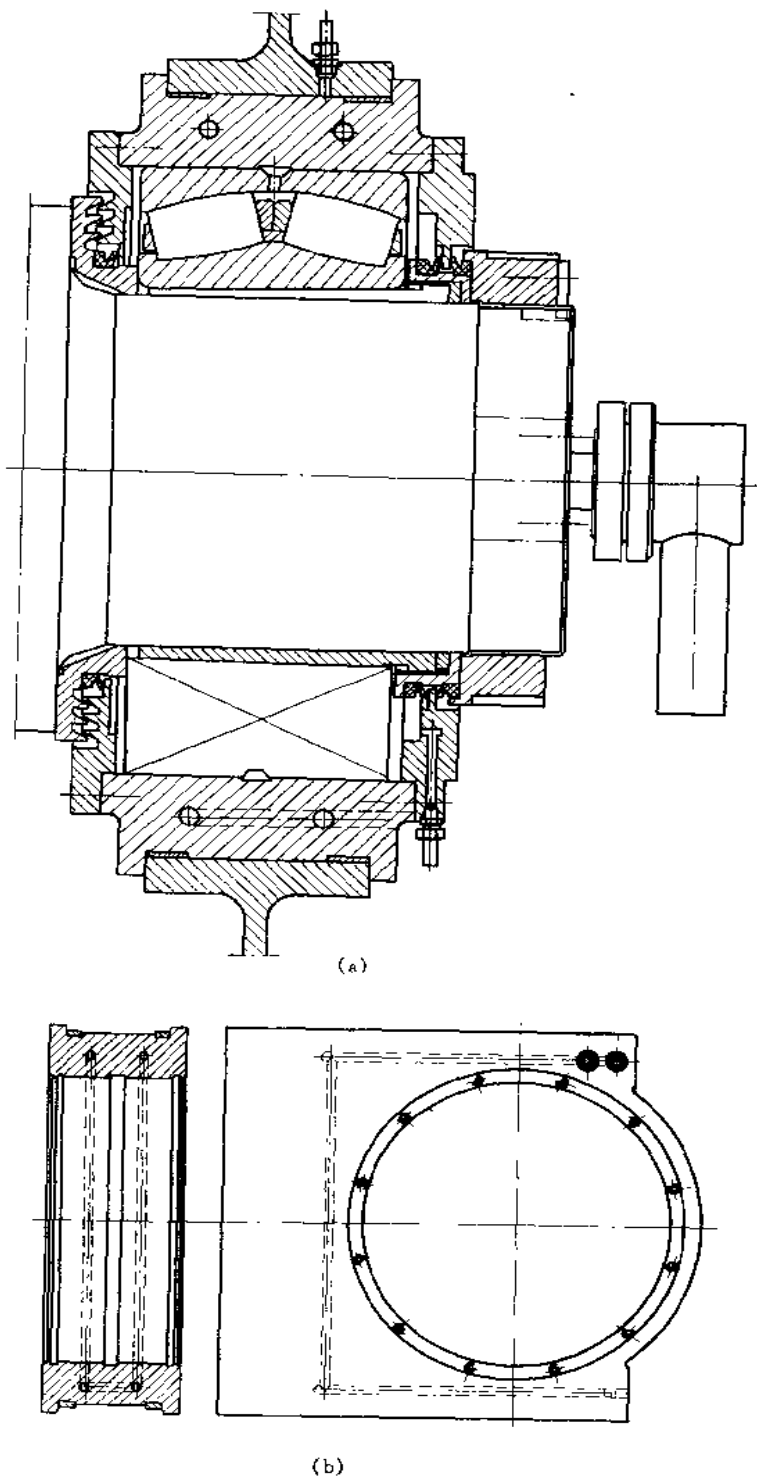


图 1-5-449 压实机主轴轴承  
及轴承箱冷却水循环系统  
(a) 主轴轴承；(b) 轴承箱冷却水循环系统

图 1-5-449 所示为钾盐压实机的轴承配置。轴承为调心滚子轴承，它具有销形隔离圈，故实质上是全补偿轴承，滚动力 6500kN，速度为 14r/min。如用冷却程度来控制油脂的基本粘度和轴承温度，计算轴承寿命约 20000 工作小时。为便于装卸，轴承装在退卸套上，可提供轴向精确定位，内、外圈为松配合，可保证其轴向移动。

在压滚侧采用端面迷宫密封和一个 V 形环组成的密封，外侧为两个 V 形环密封，这种密封配置，可以调节不同心性。V 形环可以防止润滑脂泄出，而在辊侧油脂可从单个 V 形环到达迷宫处，可保证提高密封效果。

这种脂润滑系统和密封配置保证了轴承良好的工作状态，工作 20000 小时后，轴承无需更换，在计划维修停车时，也无需换件。



磨辊须承受来自辊子中心的负荷，辊子倾斜运动造成的附加负荷，以及当磨碎期间形成不同块度的煤，引起增加弹簧的预紧负荷而产生的振动负荷等。磨辊转速低，约 40r/min，磨碎室温度高，粉尘大，因此工作条件不好。图 1-5-450 所示轴承尺寸基于负荷为 400kN 进行选择，考虑轴承外圈承受到的圆周负荷和在已定磨辊上轴承的装配可能性，采用了图 1-5-450 所示支承结构，实践证明是良好的。

采用圆柱滚子轴承承受主要的径向负荷，为游动轴承，以调心滚子轴承承受剩余的负荷和轴向负荷，并作为轴向定位轴承。磨辊轮毂孔中的轴承座设有油孔管和槽，由于磨碎室内温度高，用高粘度油和 EP 添加剂的油润滑。

为防止粉煤灰，采用压气密封。压力空气经过轴架上的孔管进入圆环空间内，空气由转动部分及固定部分间的间隙排出，以阻止煤粉进入轴承。并用油封保持润滑油不泄漏。

轴承的装卸采用液压方法。

### 2.8.20 振动机械轴支承

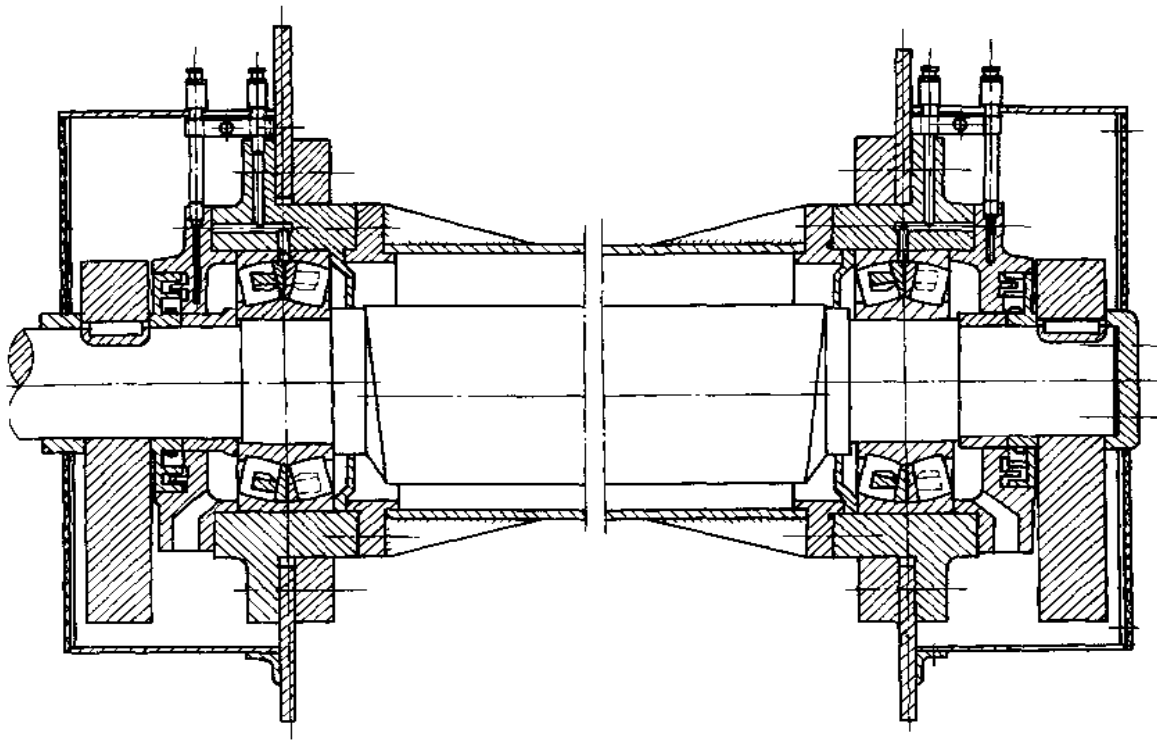


图 1-5-451 惯性筛起震轴支承

振动筛的轴承，须承受强大的冲击力，及由于支承围绕自身轴线旋转的同时还参与筛箱的圆形、椭圆形或直线运动，出现的附加于轴承，尤其是附加于保持架的径向加速度。它的工作转速常接近于轴承的极限转速，温度较高，同时环境条件恶劣，灰尘多、湿气大，属于要求高的支承。

轴承部位的同心度误差较大，加上轴也常发生挠曲，故选用调心滚子轴承（最好是振动筛专用调心滚子轴承），轴承采用由外圈引导的实体保持架，径向游隙大于基本组。

图 1-5-451 为惯性筛起震轴（不平衡轴）支承，传动端的轴承为轴向定位轴承，另一端为轴向游动轴承。因为负荷方向随内圈旋转而改变，所以内圈承受局部负荷，故可以松配合于轴上。轴的一般加工公差为 g6 或 f6 级，外圈承受循环负荷，压配合在外壳孔中。外壳孔公差为 P6 级，其形状偏差要求达到 ISO-IT5 级公差精度。

鉴于负荷大、转速高，所以对轴承的润滑就提出了特殊的要求。不超过脂润滑极限转速，可用脂润滑。本例的支承即采用脂润滑。通过外圈上的润滑槽和润滑孔输入润滑剂，新脂可直接到达滚动面和滑动面，保证两列滚子得到均匀润滑。后挤入的新脂将用过的可能污染了的润滑剂挤出轴承。在支承内侧，旧脂通过润滑脂保持环的间隙逸出并在保护管中沉积下来。在外侧，润滑脂则在集脂槽中沉积下来，可随时排出。

密封采用曲路密封加带有沟槽的间隙密封和轴向唇形密封圈（V 形密封圈）。

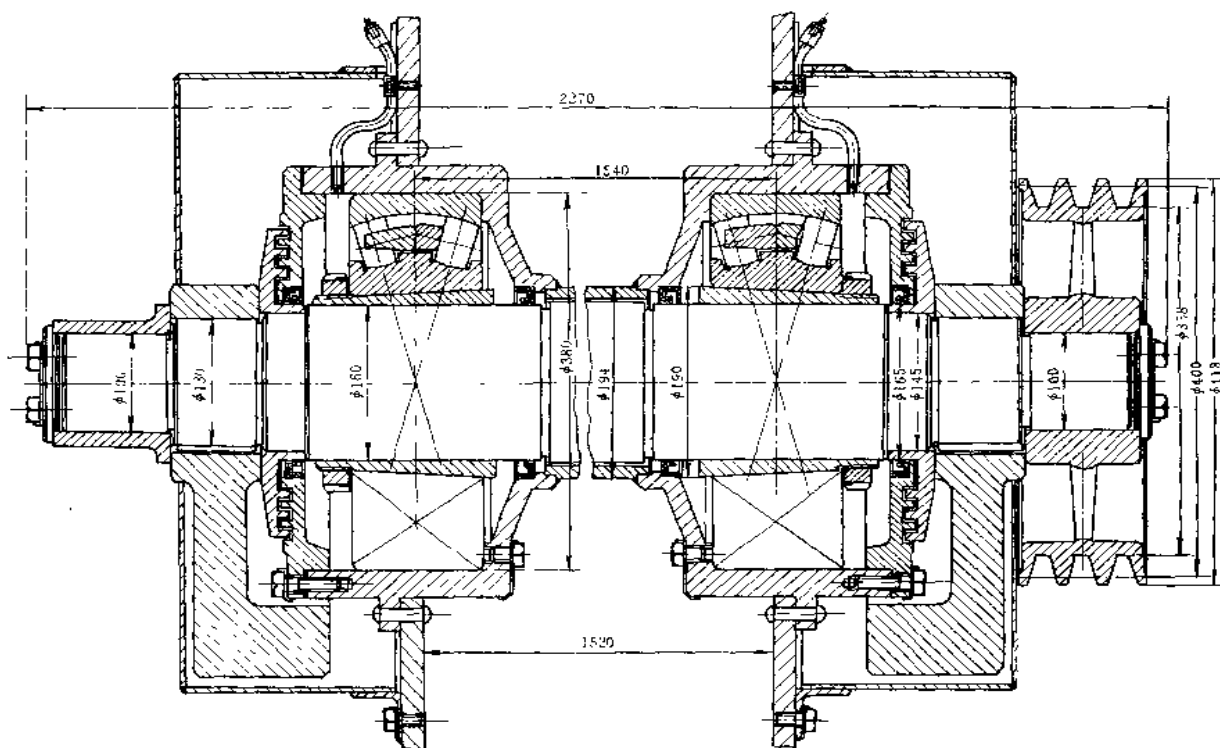
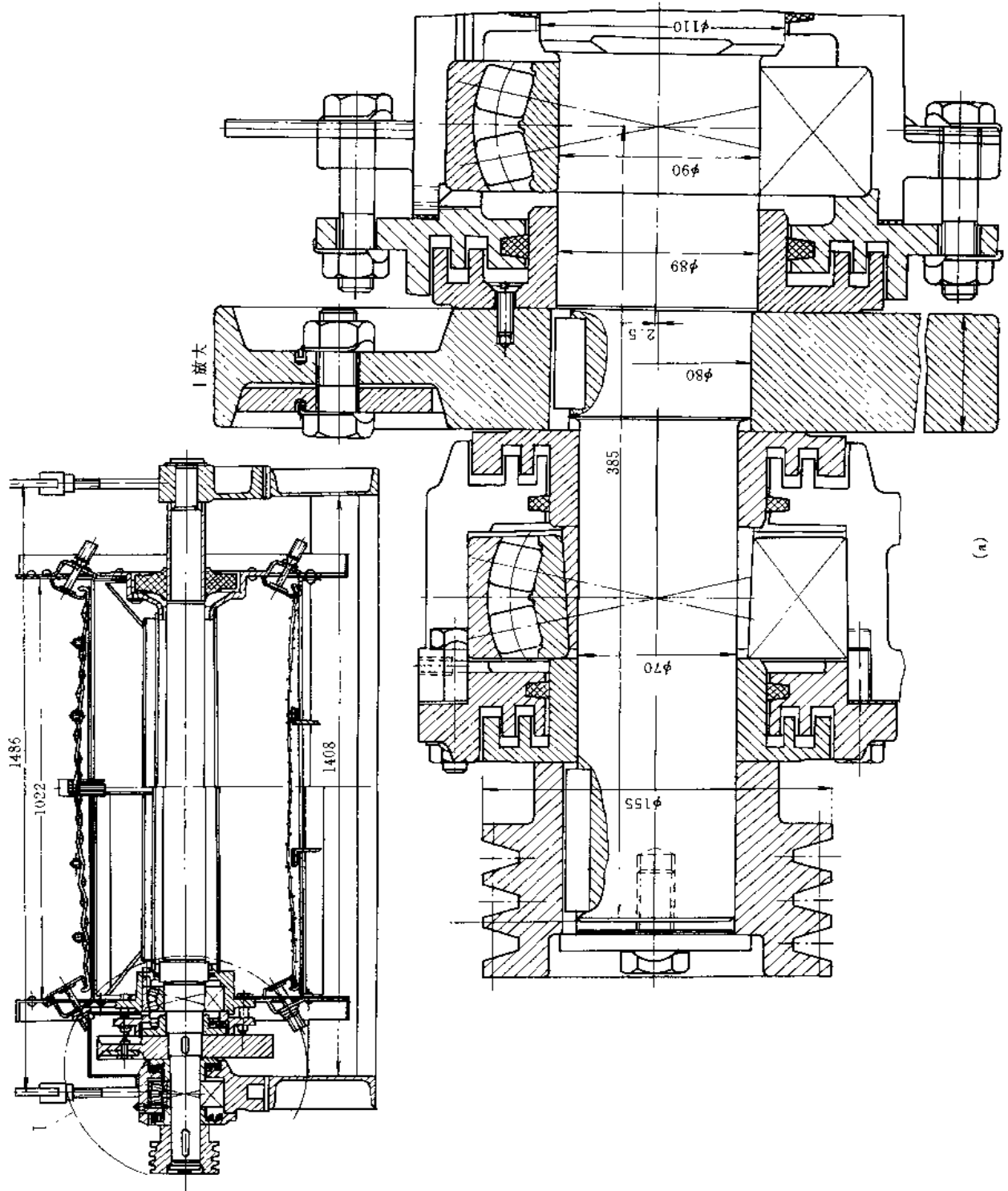


图 1-5-452 CM-690 惯性格筛振动轴的支承







## 2.8.21 鼓风机轴支承

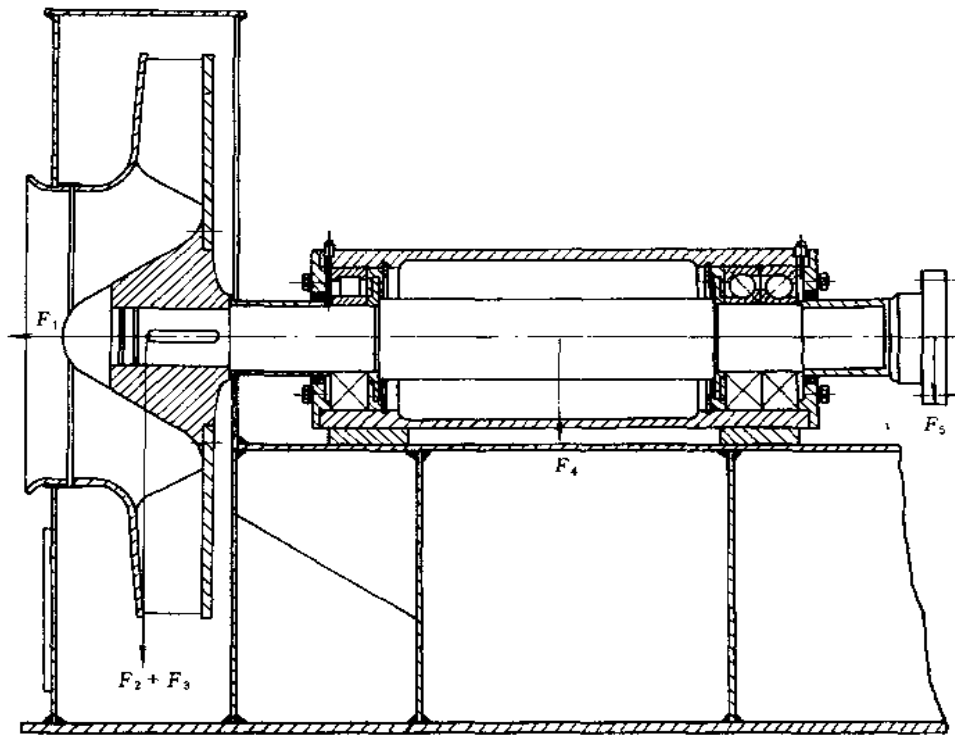


图 1-5-454 鼓风机轴支承

$N$  (传动功率) = 120kW;  $n$  = 3000r/min;  $F_1$  = 6kN;  $F_2$  (叶轮重) = 3kN;  
 $F_3$  (轴重) = 0.45kN;  $F_4$  (接合器重) = 0.15kN

鼓风机叶轮一是配置在两套轴承中间，二是与两个支承呈悬臂式配置。大型鼓风机和风扇主要采用中间配置，而中、小型鼓风机一般都采用悬臂式。为了保证工作可靠，尤其是高转速时，要求选用适合高转速的轴承，并保证轴承座孔同心性好，可能的话，将两套轴承安装在一个共同的外壳中。图 1-5-454 所示结构就是将轴承安装在专门生产的管式结构轴承座内。在传动端面对面成对安装角接触球轴承，作轴向定位，靠近叶轮端安装一个圆柱滚子轴承，为游动端，它们分别承受叶轮、轴和联轴器的重力和工作过程中叶轮沾着的污染物带来的不平衡力所产生的径向负荷和轴向负荷。

两轴承内圈和轴采用压配合，轴上配合部位加工至 k6 级精度，外圈与孔用较松配合，外壳孔加工至 J7 级。

采用锂基脂润滑，为了防止轴承超量润滑，在二轴承部位装有脂量调节器，用过的或多余的脂即被挤入外壳内腔。

在一般环境条件下采用毡密封圈密封，许多较好条件下采用间隙密封就行了，当环境潮湿时采用迷宫密封，必要时再串联一个离心挡片，防止喷、溅水浸入。

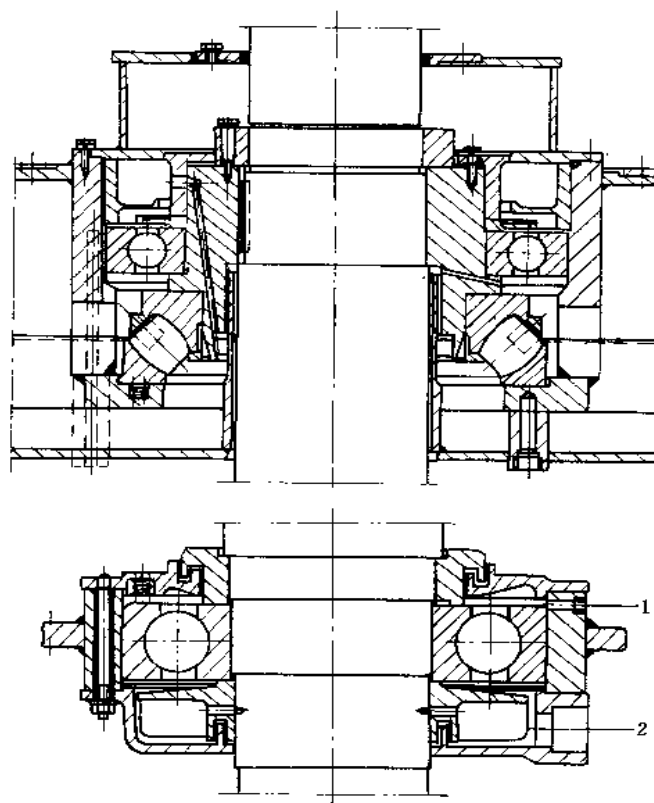


图 1-5-455 矿用鼓风机轴承

图 1-5-455 为矿用鼓风机轴承。风机输出功率为 1800kW，额定转速为 750r/min，转子竖直布置，两个叶片分布在顶部和底部。转子轴和叶片的重力，以及叶片的推力总计为 130kN，由推力调心滚子轴承承受。由电机引导力产生的径向载荷为 35kN，由两个深沟球轴承承担。

推力调心滚子轴承与轴和孔的配合分别为 k5 和 E8，深沟球轴承与轴和孔的配合分别为 k5 和 H6。

上部两个轴承用油润滑。下部轴承用脂润滑，设有注脂孔 1 和出脂口 2，以方便再润滑。

## 2.8.22 搅拌机轴支承

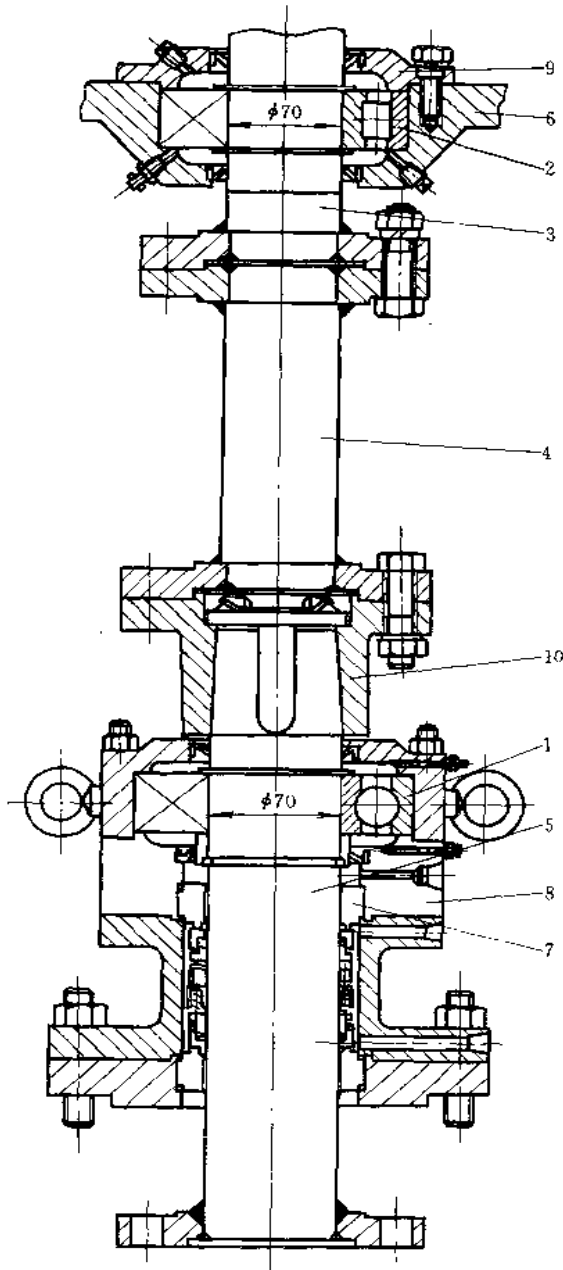


图 1-5-456 立式搅拌机驱动轴支承

1—深沟球轴承；2—圆柱滚子轴承；3—驱动轴；4—中间轴；5—机械密封轴；  
6—轴承支承；7—机械密封圈；8—机械密封壳体；9—密封盖；10—联轴器

图 1-5-456 所示轴承径向负荷：轴承 1 约为  $7.5 \times 10^3 \text{N}$ ，轴承 2 约为  $6.5 \times 10^3 \text{N}$ ，轴向负荷：轴承 2 约为  $2 \times 10^3 \text{N}$ ，转速为  $17 \sim 360 \text{r/min}$ 。轴承温度在  $85^\circ\text{C}$  以下。

驱动轴上装有圆柱滚子轴承 2，用以承担径向负荷。机械密封轴上装有深沟型球轴承，用以承担径向负荷与轴向负荷。

选用轴承应根据搅拌轴长度、搅板轴向负荷量，以及搅拌槽中的压力等因素来决定。轴向负荷大时，应选用负荷容量大的双列圆锥滚子轴承，并用螺母固定，一般情况下，轴承用止动环固定。为解决轴热膨胀引起的伸缩问题，并能方便地将中间轴拆卸下来，上部采用了圆柱滚子轴承。通过轴承支架将轴承固定在立柱上，这样也便于更换上部轴承。

轴承采用脂润滑，用油封作密封圈。

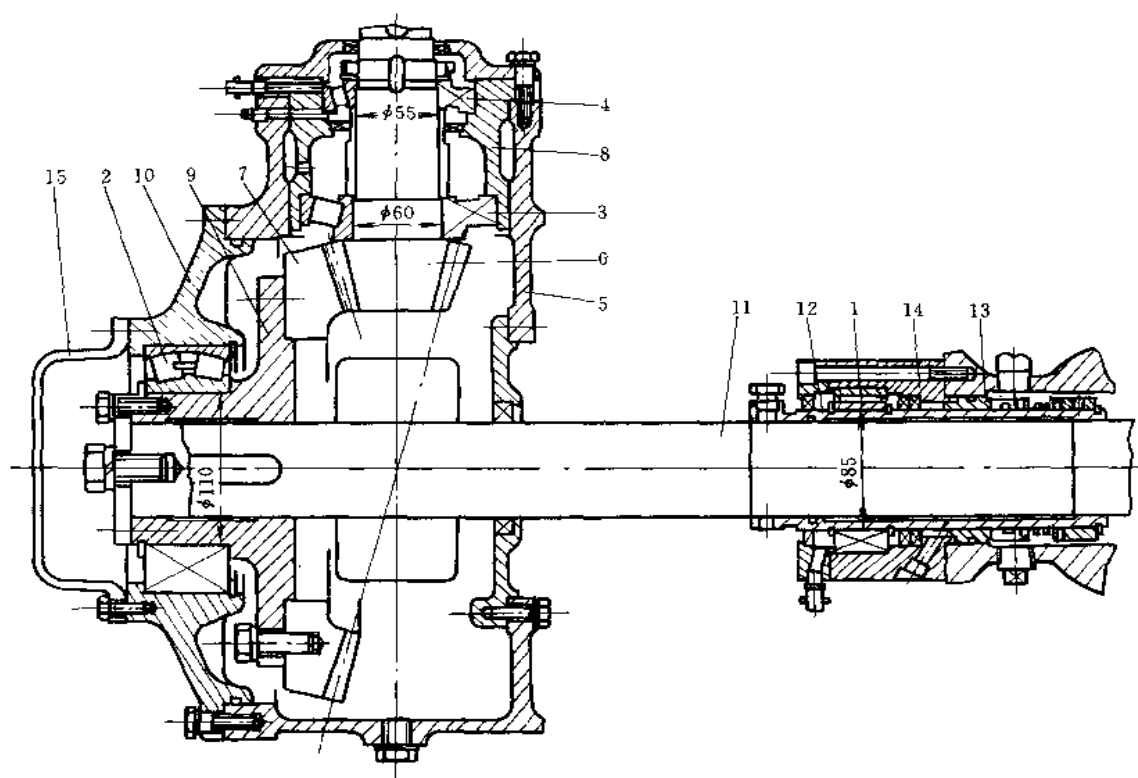


图 1-5-457 卧式搅拌机驱动轴支承

- 1—滚针轴承；2—调心滚子轴承；3、4—圆锥滚子轴承；5—机体；6—螺旋圆锥齿轮；  
7—大螺旋圆锥齿轮；8、10—轴承座；9—轴套；11—驱动轴；12—机械密封套筒；  
13—机械密封装置；14—滚针轴承座；15—防护罩

卧式搅拌机多用于石油、化工、食品工业等部门，一般安装在大型搅拌槽侧壁的工作孔中。搅拌机的轴 11 的端部装有螺旋桨，以 420r/min 左右的速度搅起强大激流混合配料。电机通过一对螺旋圆锥齿轮减速。横轴和竖轴各安装一组轴承，采用机械密封装置的轴封，如图 1-5-457 所示。轴承箱表面温度在 +55℃ 以下时，工作温度在 90℃ 以下。轴承径向负荷：轴承 1 约  $2.5 \times 10^3 \text{N}$ ，轴承 2 约  $5.5 \times 10^3 \text{N}$ ，轴承 3 约  $7 \times 10^3 \text{N}$ ，轴承 4 约  $1.5 \times 10^3 \text{N}$ 。轴向负荷：轴承 2 约  $9 \times 10^3 \text{N}$ ，轴承 3 约  $4.5 \times 10^3 \text{N}$ 。

这种搅拌机可用于搅拌石油类的危险液体，因此将轴承集中在几个部位：(1) 螺旋圆锥齿轮轴部位。在齿轮轴上部装着驱动电机。为了尽可能地降低机械的总高度，必须减小两套轴承的间距，使用了两套负荷容量大的圆锥滚子轴承，并用 O 型配置来承担齿轮的轴向与径向负荷。下部轴承 3 通过齿轮溅油润滑，上部轴承 4 注入润滑脂润滑。(2) 大圆锥齿轮部位。齿轮和调心滚子轴承 2 都安装在同一个轴套 9 上，以便拆装。由轴承 2 承担螺旋桨、搅拌槽内压力和齿轮等造成的轴向和径向负荷。轴承通过圆锥齿轮溅油润滑。(3) 机械密封装置部位。滚针轴承与机械密封装置 13 都装在套筒 12 上。不仅可以减小轴振摆的影响，还可以提高密封性能。另外，使用直径较小的滚针轴承，便于更换密封圈。这样，搅拌槽中即使注满了搅拌液，也能够更换机械密封圈和轴承，操作很方便。

全部轴承的密封装置都使用了油封。

### 2.8.23 轧机轴支承

轧机工作条件恶劣,径向轧制力巨大,同时伴有很大的轴向力,轧制速度快,换辊频繁,因此,要求轧机轴承承载能力大,寿命长、精度和可靠性高,便于维护。一般采用四列圆柱滚子轴承和四列圆锥滚子轴承。前者径向承载能力很高,但不能承受过大的轴向载荷,须和推力轴承配合使用。摩擦力矩小,可适应较高轧制速度,内圈具有互换性,可在不拆卸内圈的情况下,以内圈滚道为基准面修磨轧辊,拆卸方便。配合使用的推力轴承主要有双向推力圆锥滚子轴承、双列角接触球轴承和四点接触球轴承,除承受轴向力外,还起轴向定位作用。四列圆锥滚子轴承可同时承受径向和轴向载荷,内圈与辊颈为间隙配合,相对辊颈可以转动,内圈端面开径向槽,大尺寸的内圈内表面开螺旋槽,以便储油改善润滑,可以防止配合表面发生磨损和烧伤。

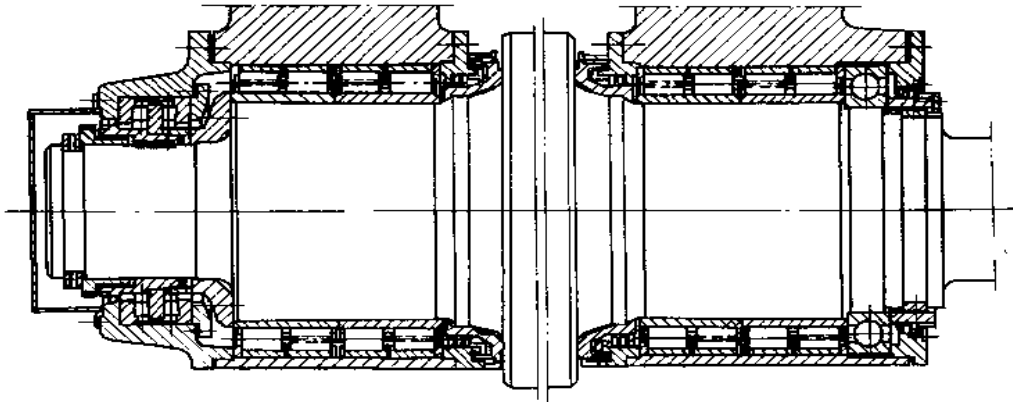


图 1-5-458 初轧机轧辊支承

如图 1-4-458 所示深沟球轴承与轴承座间有 0.25mm 径向间隙,仅作轴向定位,径向力由四列圆柱滚子轴承承受,双向推力圆锥滚子轴承承受轴向力。圆柱滚子轴承内圈采用 m5 紧配合,外圈采用较紧的 K6 配合,以增大轴承刚性。脂润滑。选用钠基润滑脂使用温度可达 120℃。

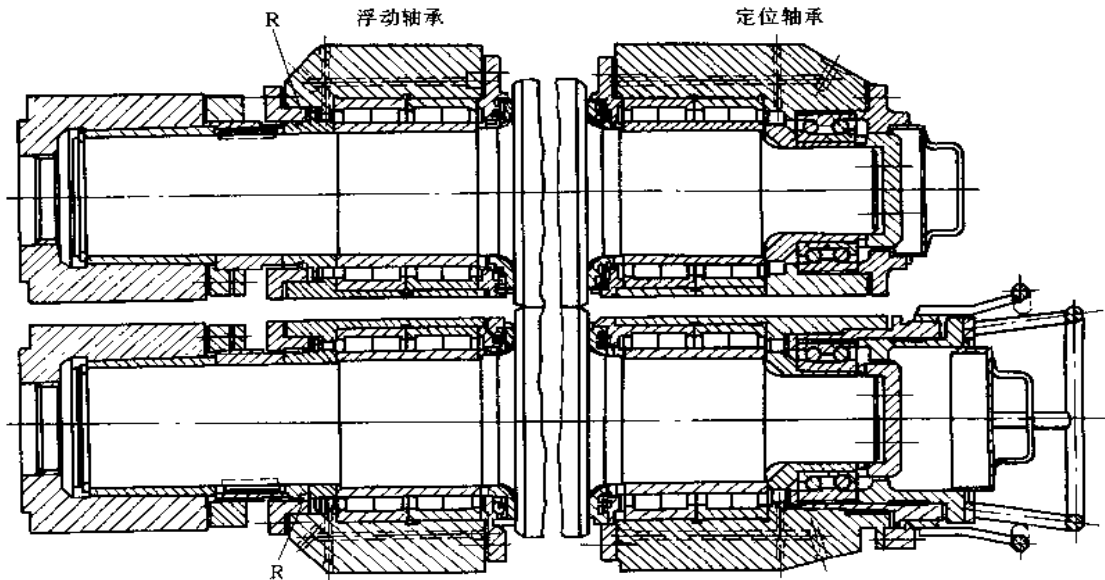


图 1-5-459 线材轧机轧辊支承

图 1-5-459 所示双列角接触球轴承仅承受轴向力, 并起定位作用, 而且可通过下辊上角接触球轴承端的螺纹套筒调整上、下辊的相对位置, 左边滚子轴承是浮动的, R 环使轴箱在轴颈上轴向可靠。油雾润滑, 可使轴承内压力稍微提高, 产生一股向外气流, 阻止水分等进入轴承, 轴颈伸出端使用集油沟和活塞环密封。如果轴向位置受到限制, 也可以采用双半内圈的四点接触轴承承受轴向力。

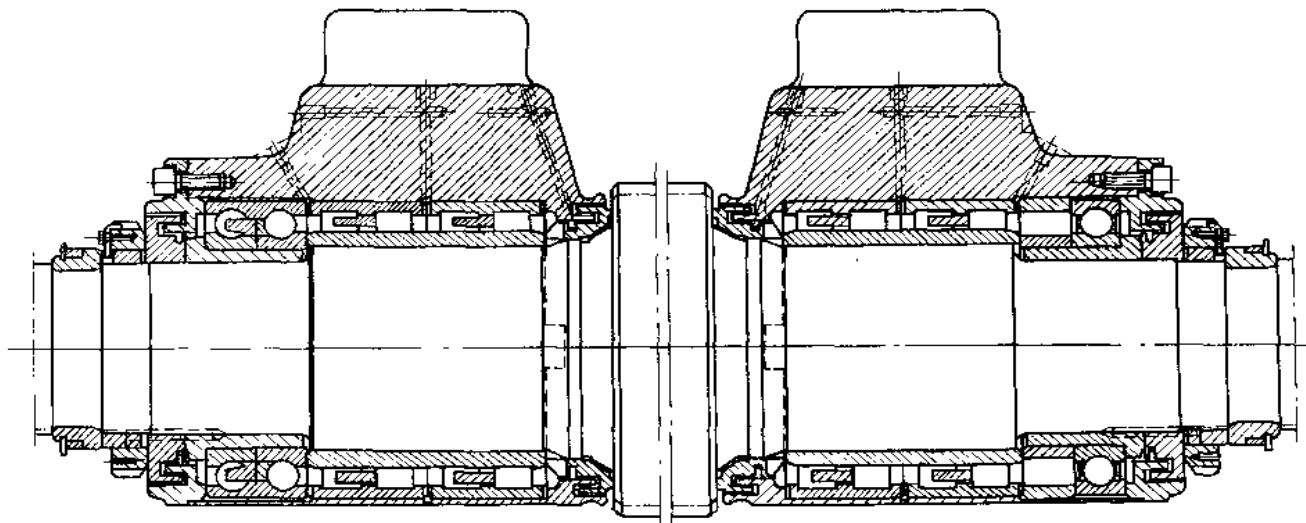


图 1-5-460 线材与小型材高速轧机轧辊支承

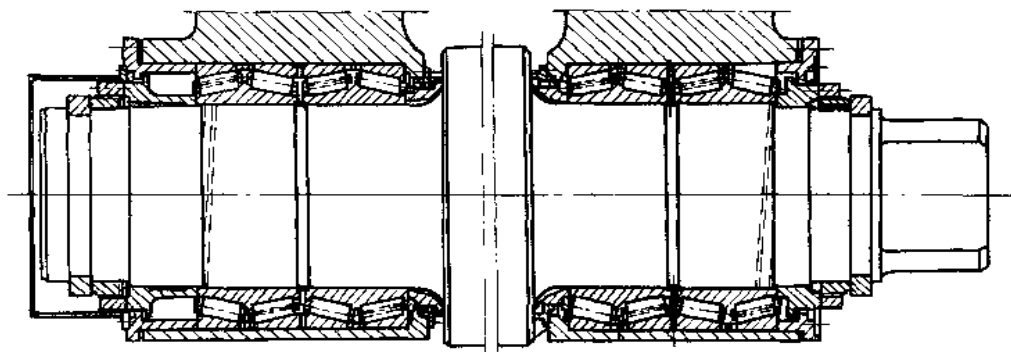


图 1-5-461 带材热轧机轴承

图 1-5-461 采用内圈内表面带螺旋槽的四列圆锥滚子轴承, 适应工作辊经常修磨, 轴承要求快装快拆。内、外圈均用间隙配合。

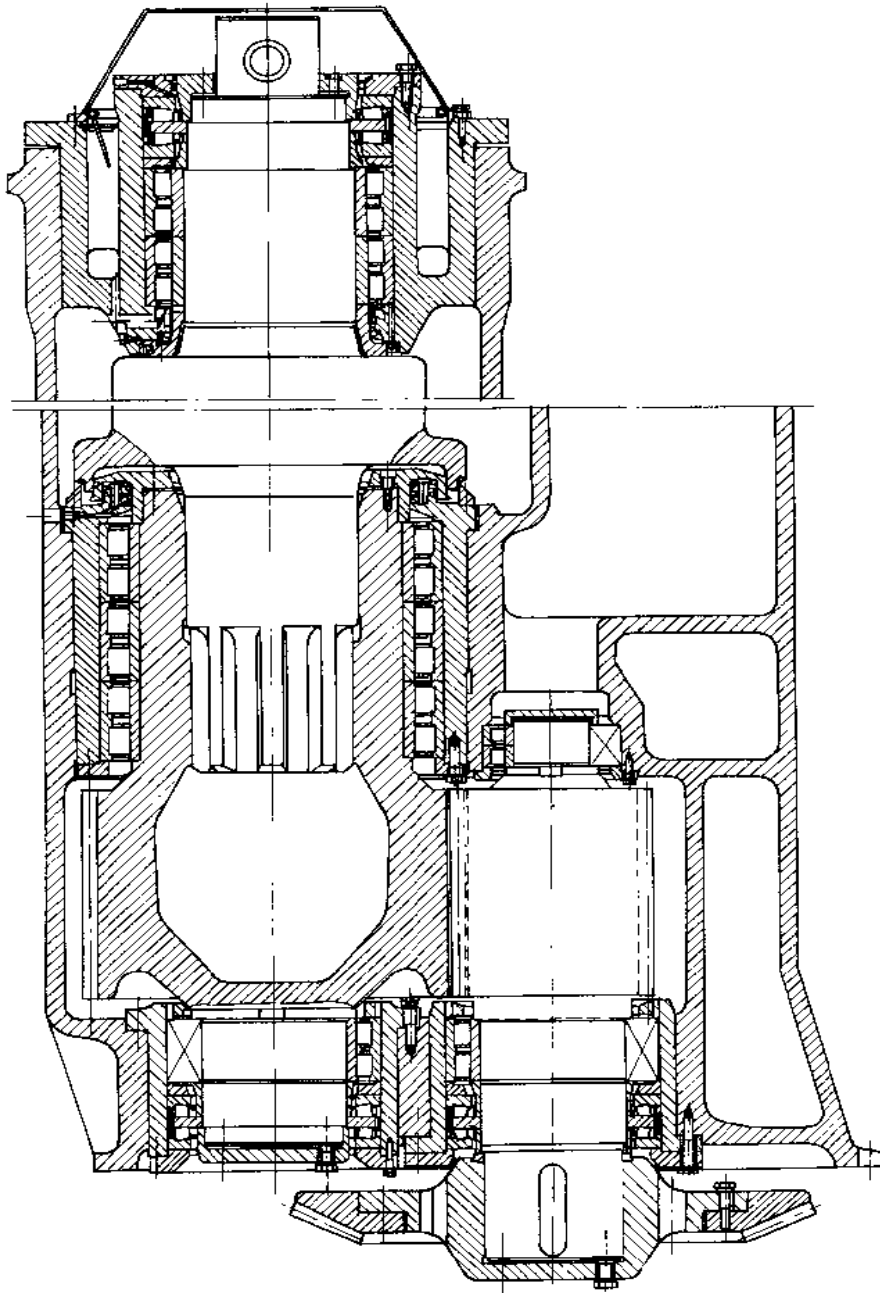


图 1-5-462 立式滚轧机轴承

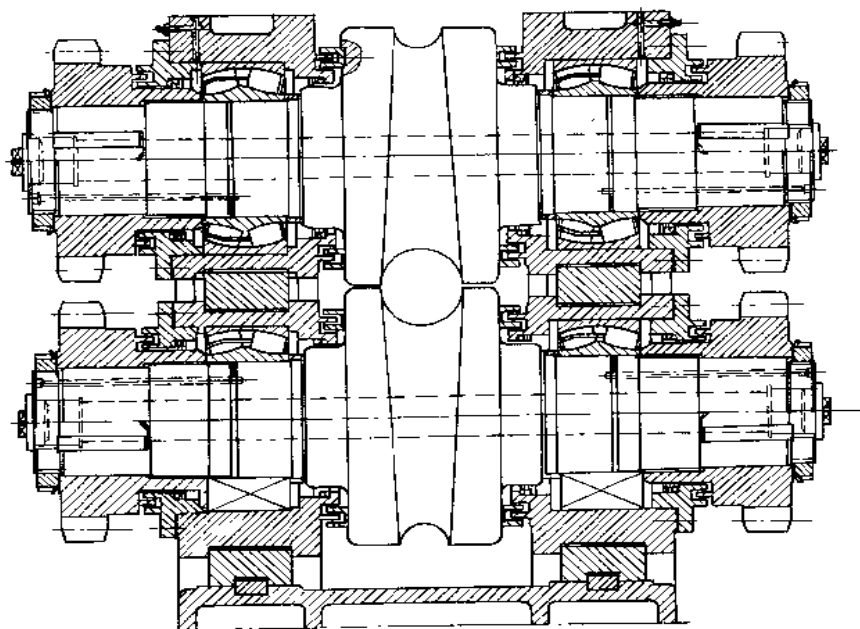


图 1-5-463 渐缩管滚轧机轴承

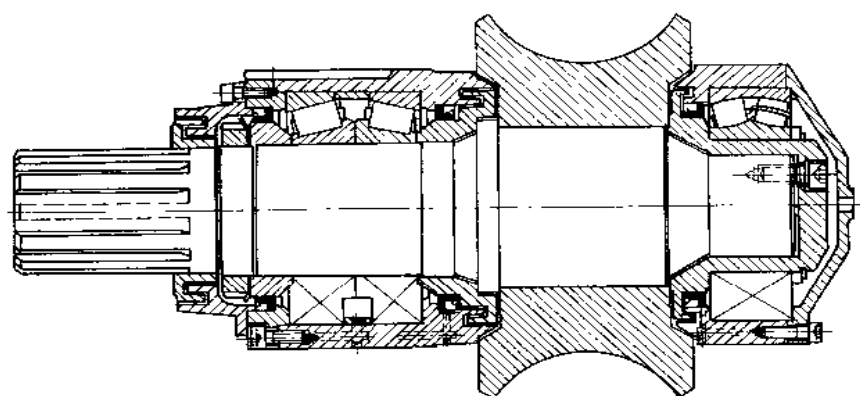


图 1-5-464 管件定径机轴承

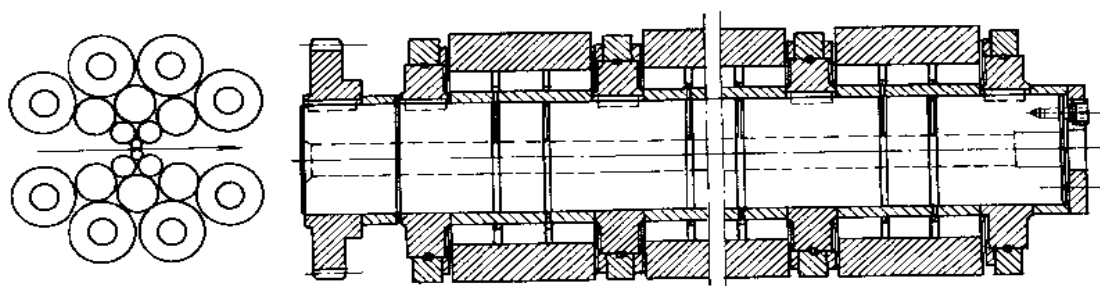


图 1-5-465 冷轧机的背托轴承



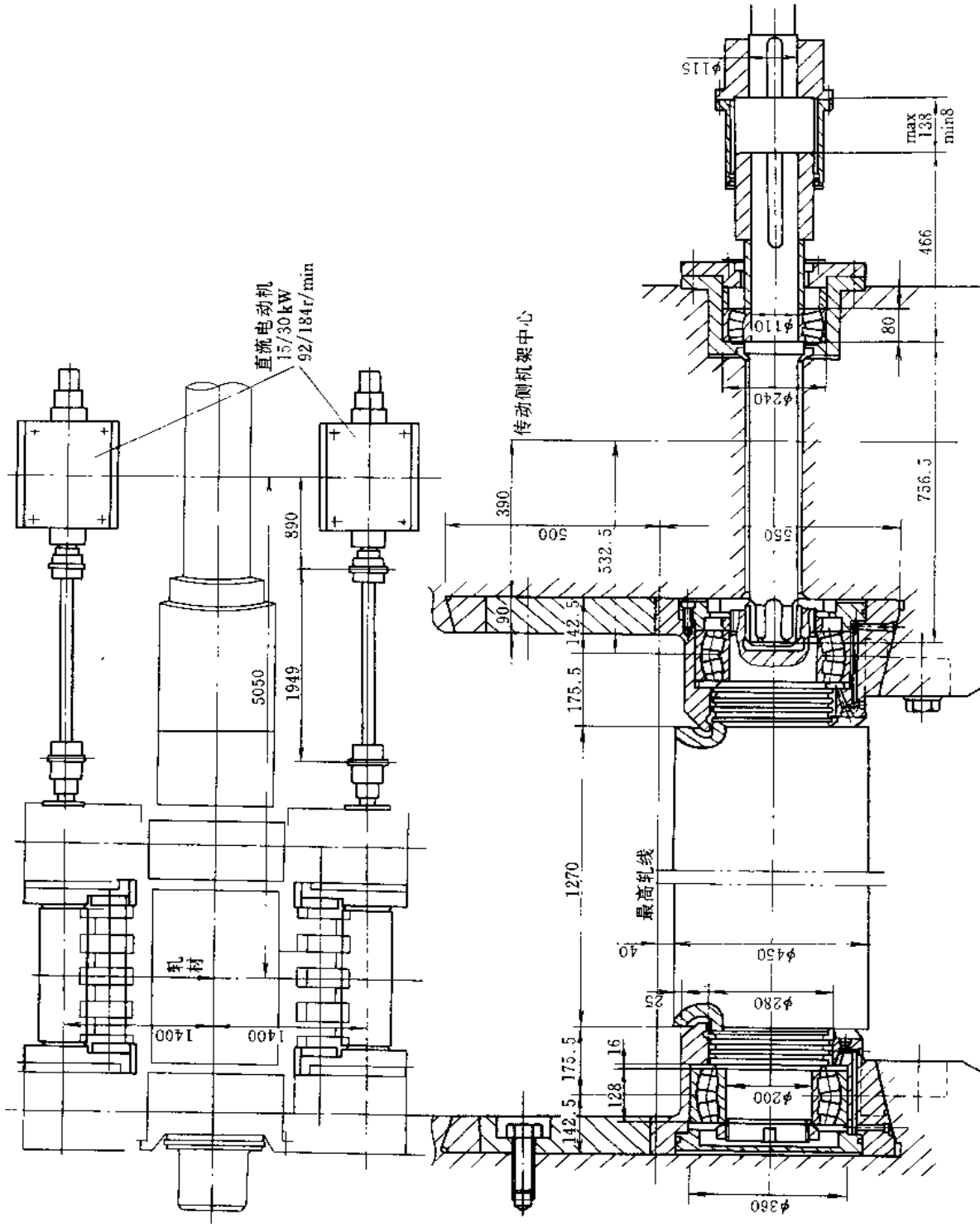


图 1-5-466 R<sub>2</sub> 机架辊布置及其支承





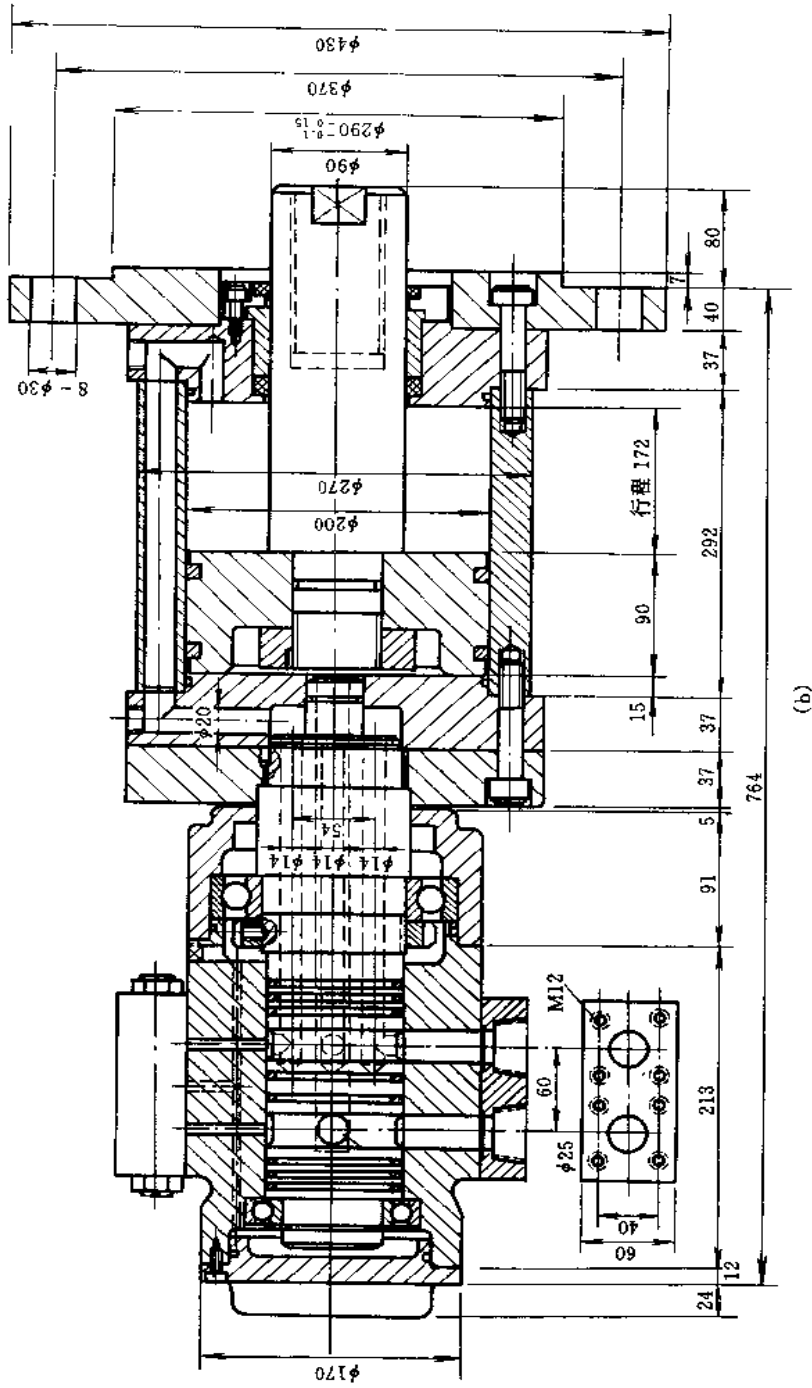


图 1-5-468 精整机开卷机卷筒、旋转液压缸及其支承  
(a) 部件结构; (b) 旋转液压缸



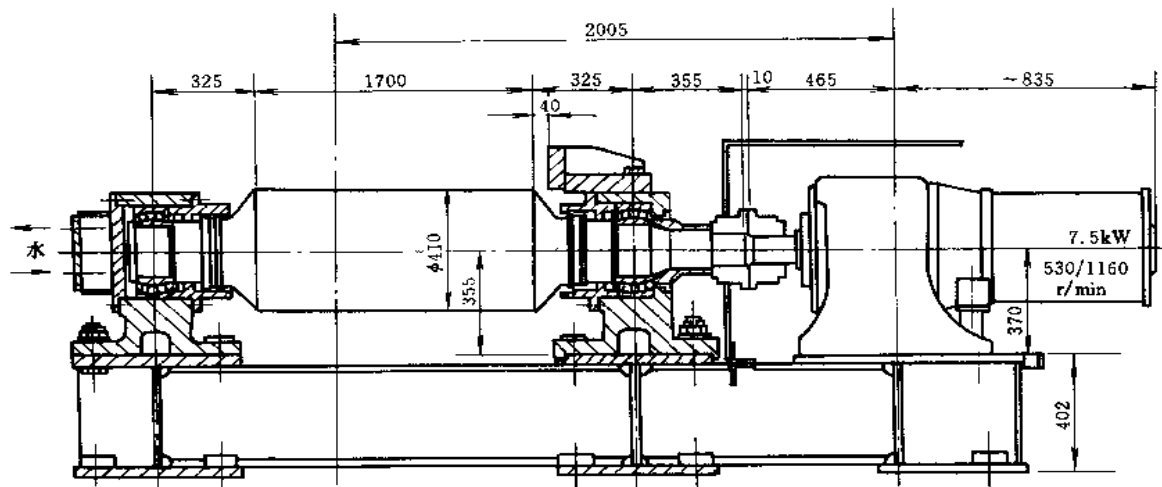


图 1-5-470 热轧带钢加热炉输出辊道支承

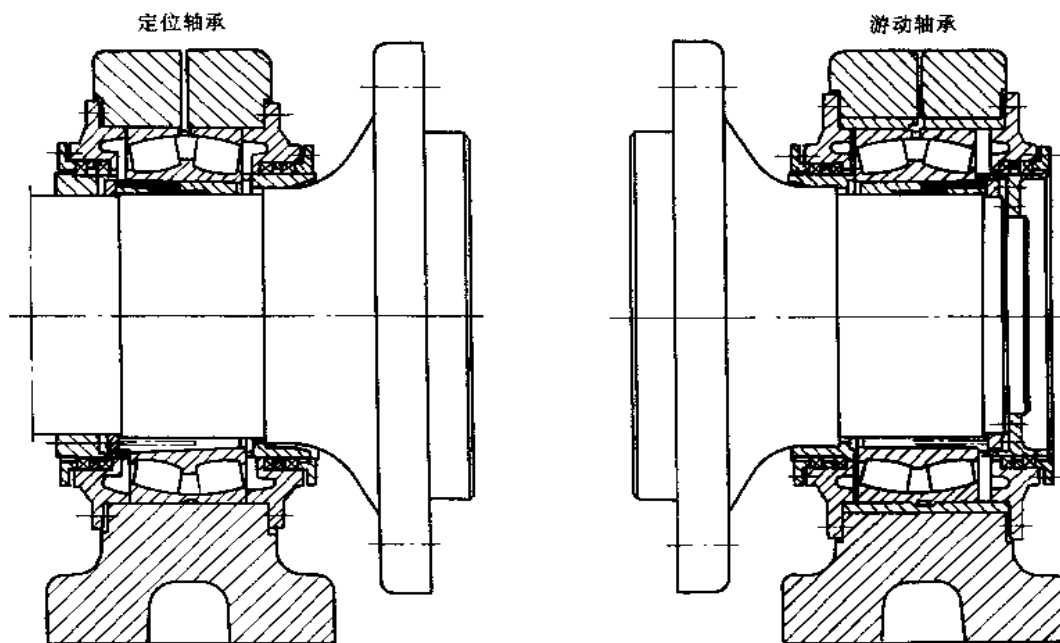


图 1-5-471 转炉支承系统

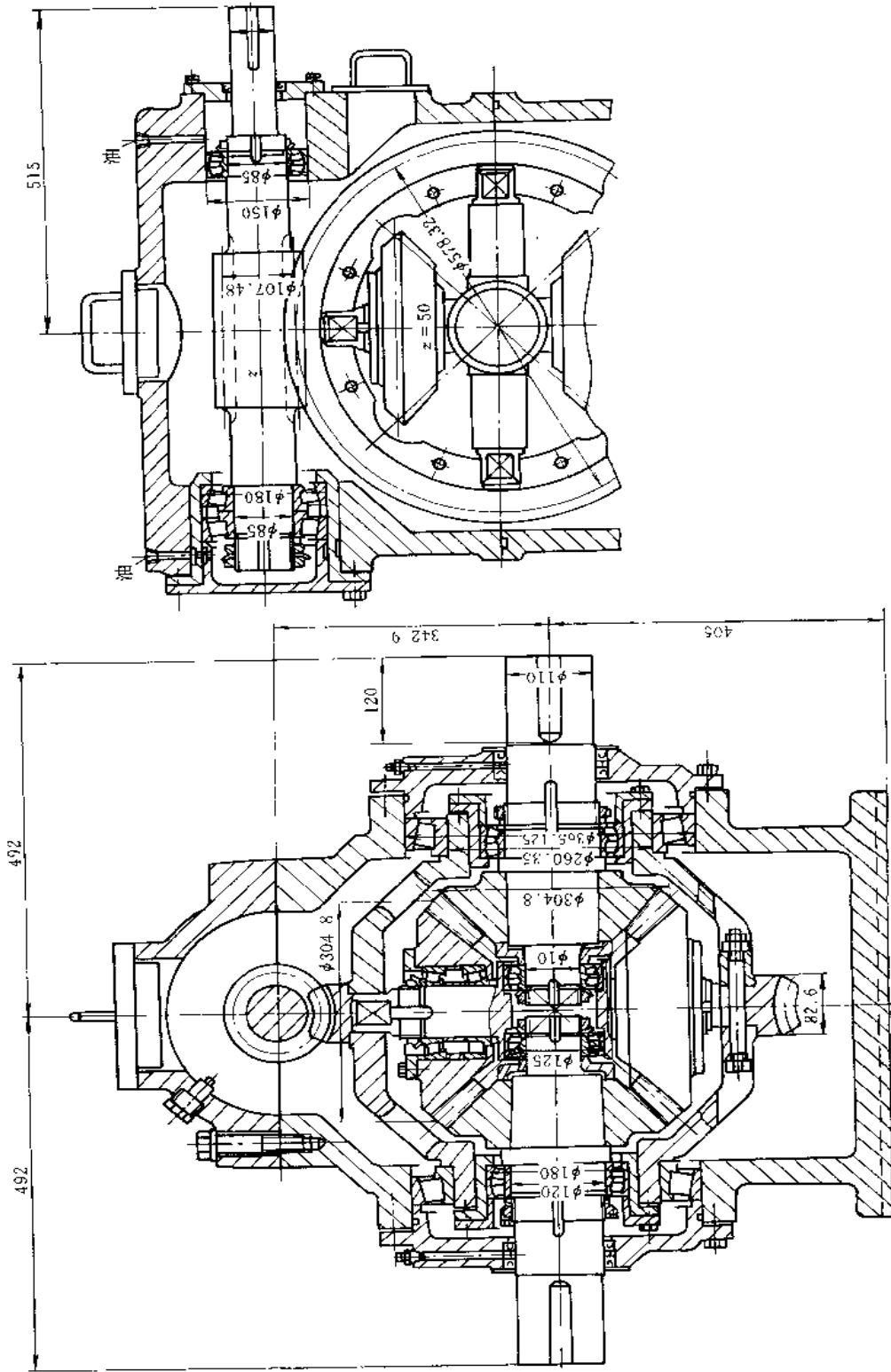


图 1-5-472 R<sub>3</sub> 压下差动减速器支承

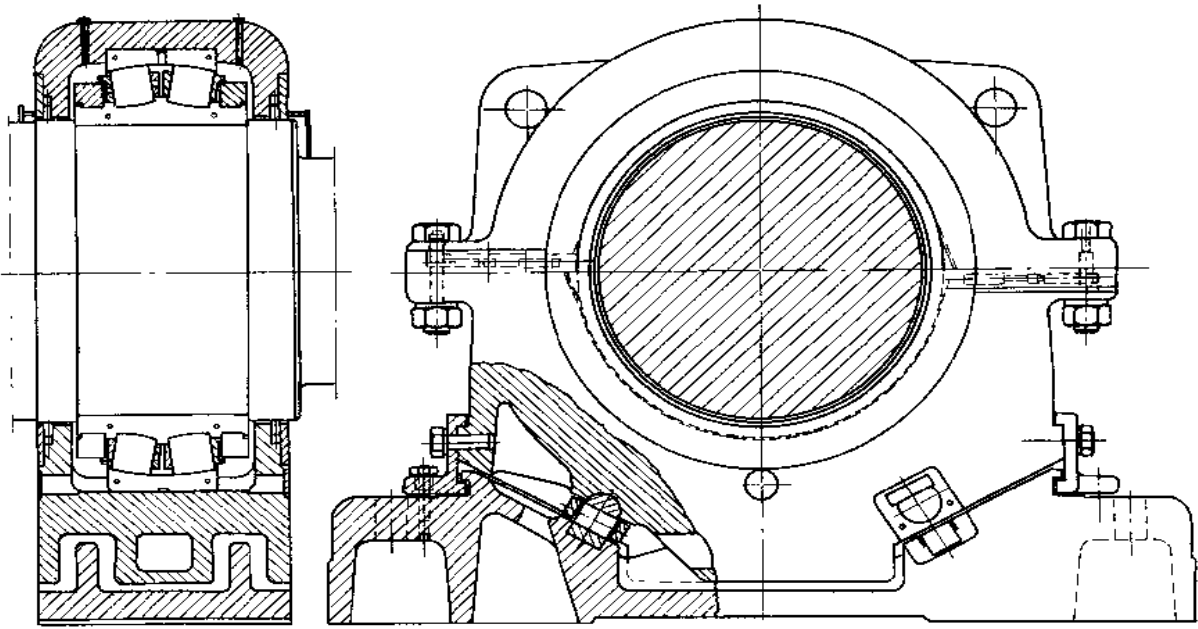


图 1-5-473 吹氧式炼钢炉枢轴轴承

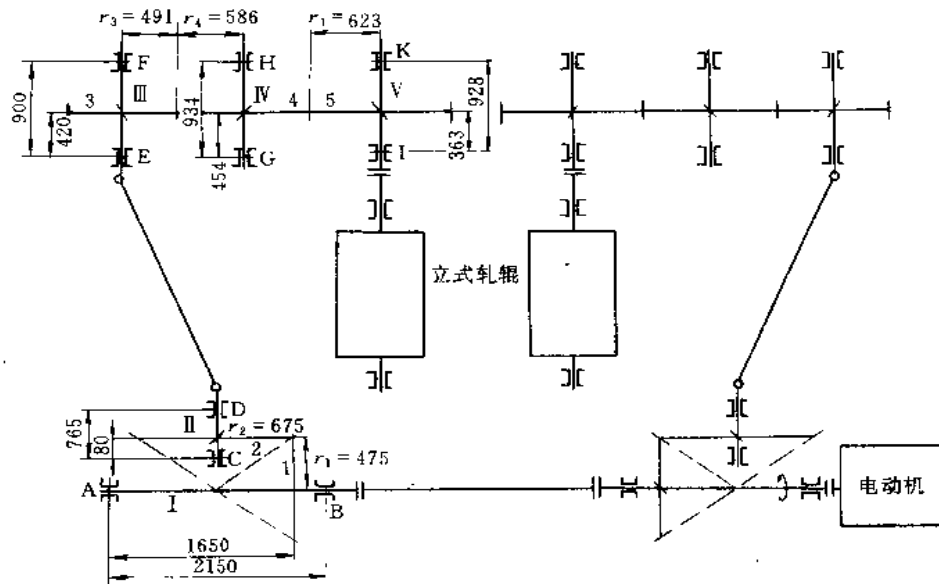


图 1-5-474 厚板轧机机组立式轧辊传动系统示意图

图 1-5-474 是立式轧辊传动示意图。用一部电动机 ( $N=2100\text{kW}$ ,  $n=65\text{r/min}$ ) 驱动两



个立式轧辊。通过两个锥齿轮传动装置将动力分配给两个立式轧辊，同时用一根长主动轴将该二锥齿轮传动装置连接起来。分别由配置在每个轧辊上方的正齿轮传动机构传动轧辊。正齿轮联动机构可随轧辊移动，以适应辊距变化的要求。所以正齿轮联动机构通过万向轴与固定的锥齿轮传动装置连接。电机转速（65r/min）经过锥齿轮传动装置和正齿轮传动机构而减至轧辊转速 36r/min。轧辊工作时的传动力矩变化很大。

全部传动轴上的轴承均按照“轴向定位轴承-轴向游动轴承”原则配置。在轴承部位 B、D、F、H 和 K 处双列圆锥滚子轴承用作轴向定位，A、C、E、G 和 I 处的单列或双列圆柱滚子轴承为游动轴承。

由于在可逆换向状态下经常加速和制动使轴承保持架承受很大的应力，所以全部轴承用实体保持架或支销保持架与通孔滚子。其双列滚子为 X 结构（即其压力锥尖所呈形状），用作轴向定位轴承的双列圆锥滚子轴承采用双半外圈并装有中隔圈。

为了便于装配，将双列圆锥滚子轴承的外圈配合于衬套内。这样安装到轴上就成为一个牢固的整体，同时也便于装进外壳。在锥齿轮传动装置中，可通过这些衬套调整螺旋形齿槽锥齿轮的传动啮合间隙。在正齿轮联动机构的可分离的外壳中，则用剖分的间隔垫圈和围圈轴向固定衬套。

用油润滑。并列配置两个径向密封圈，并用一个起间隙密封作用的圆片外向屏蔽。外部密封圈的密封唇朝外；而内部密封圈的密封唇朝向轴承，以防漏油。

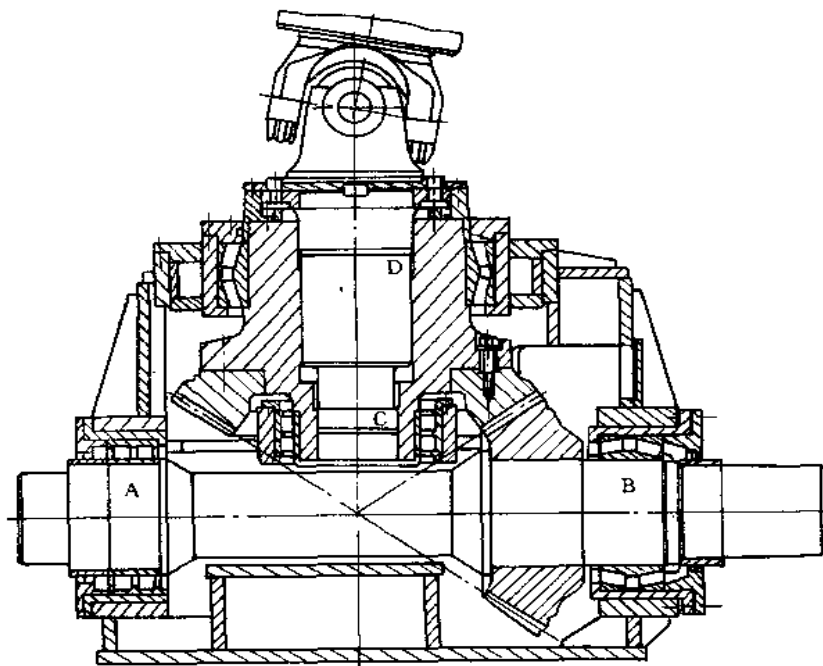


图 1-5-475 立式轧辊传动机构锥齿轮传动装置支承

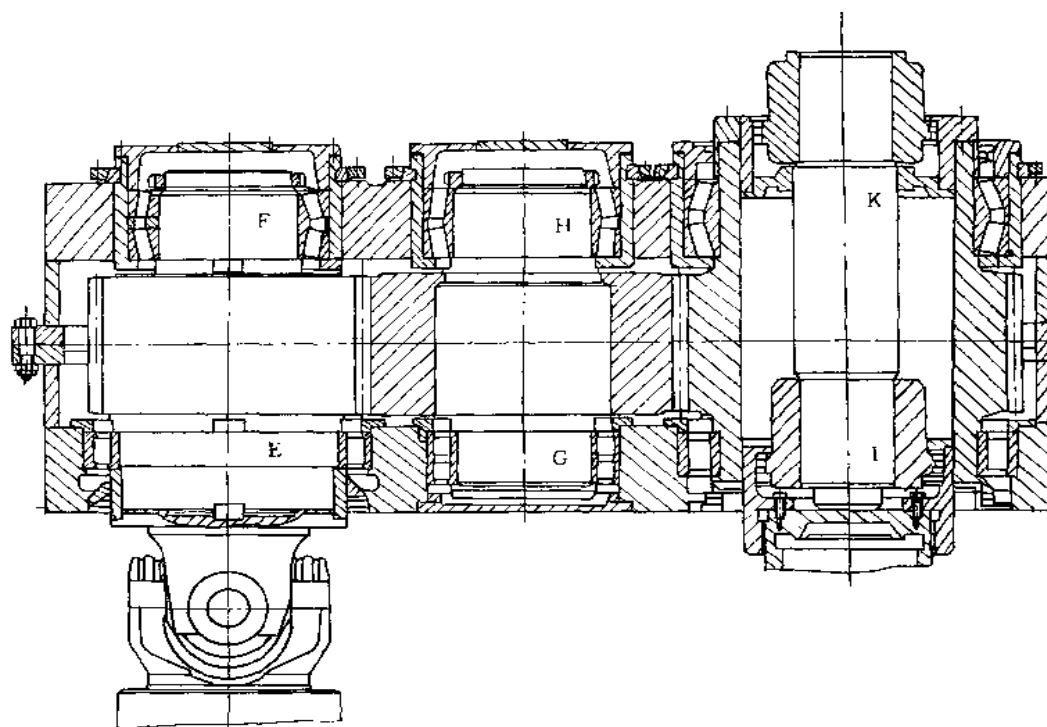
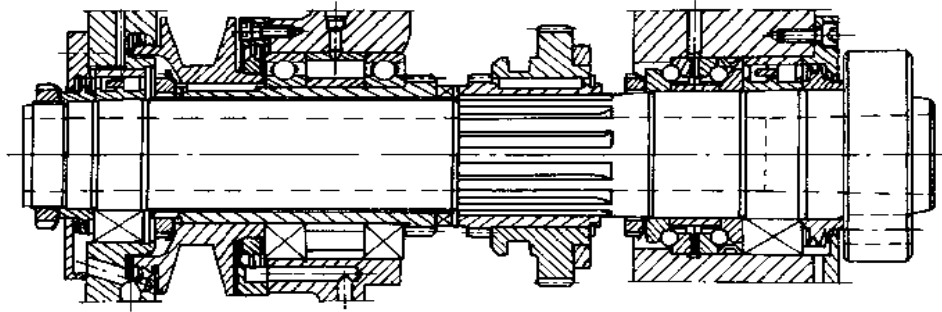


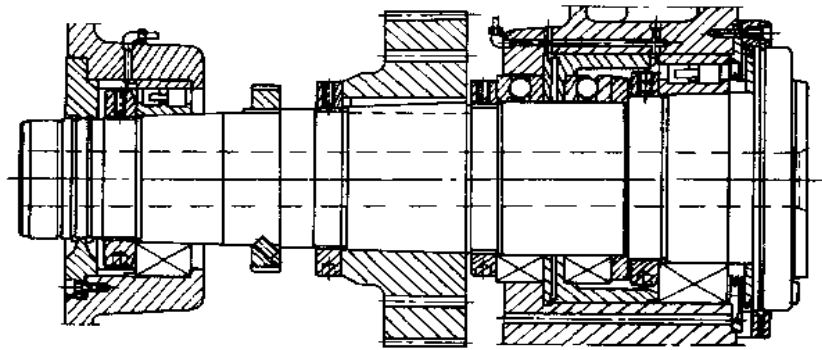
图 1-5-476 立式轧辊传动装置正齿轮联动机构支承

### 2.8.24 机床轴支承

通常对机床主轴的基本要求是：运转精度、转速、刚性和可靠性高，速率范围宽，而且有低而稳定的工作温度，因此要求轴承的偏摆量最小，高速运转时温度低，刚性好，可靠性高；所以要选用尺寸及形状公差小，滚动体直径和截面高度小、数量多，保持架轻而强，能施加预加负荷的轴承及最佳轴承配置。



(a)



(b)

图 1-5-477 顶针车床轴承

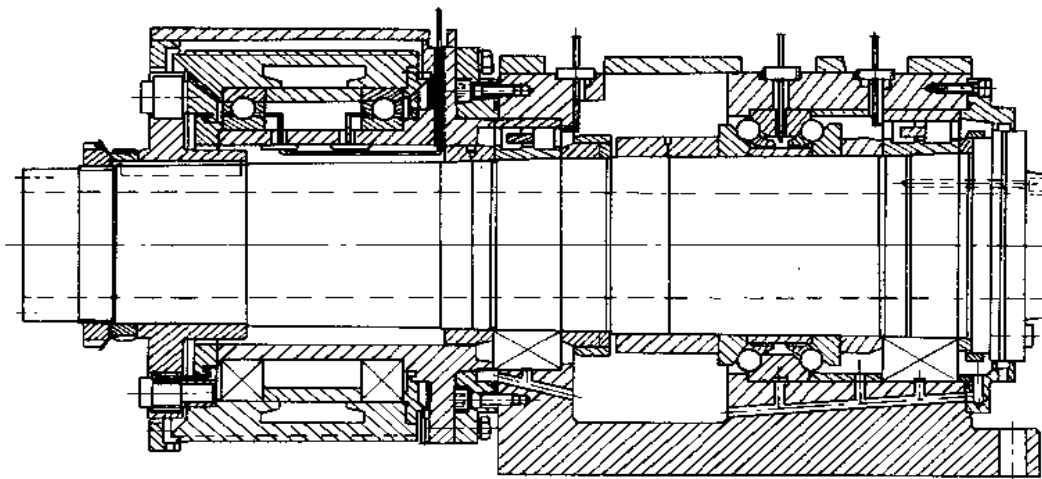
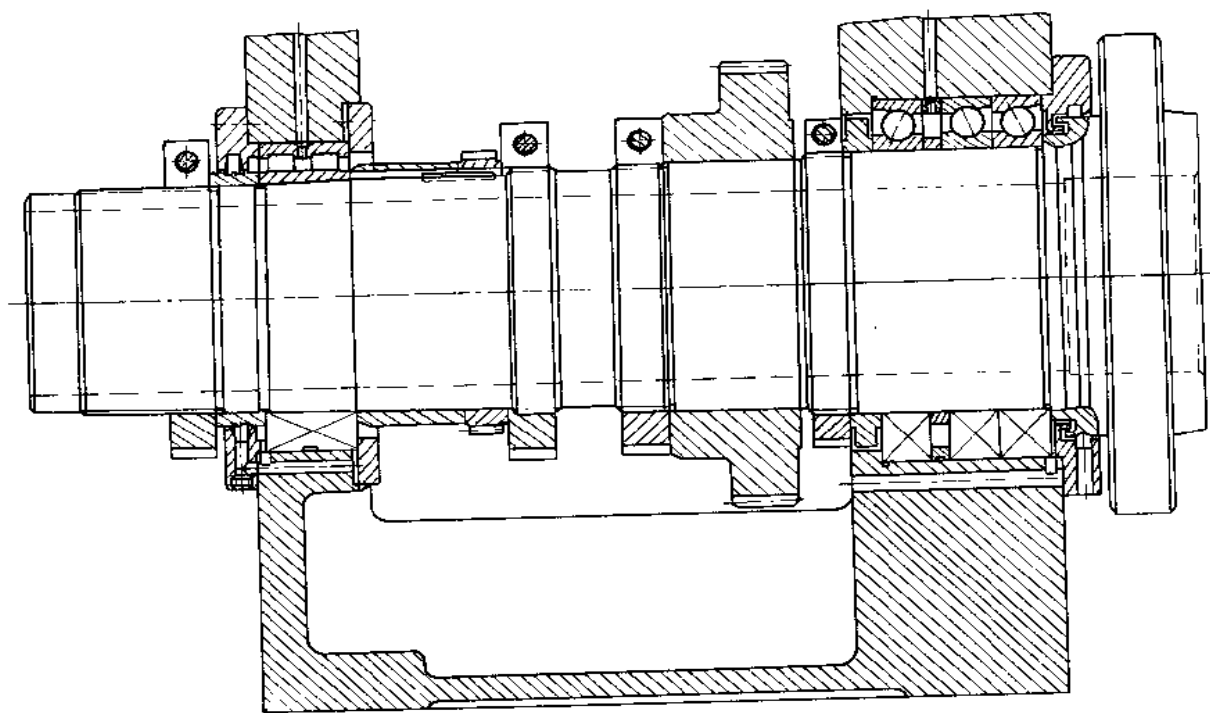
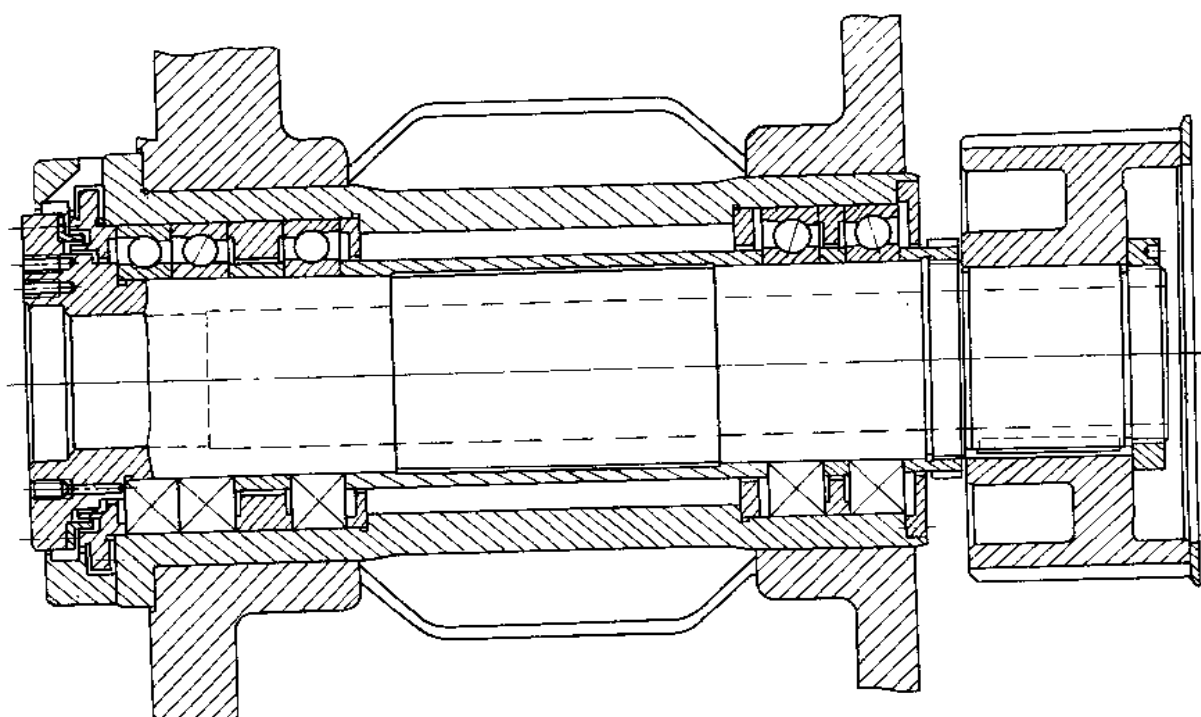


图 1-5-478 重切削用 CNC 车床主轴轴承



(a)



(b)

图 1-5-479 自动六角 (转塔) 车床轴承

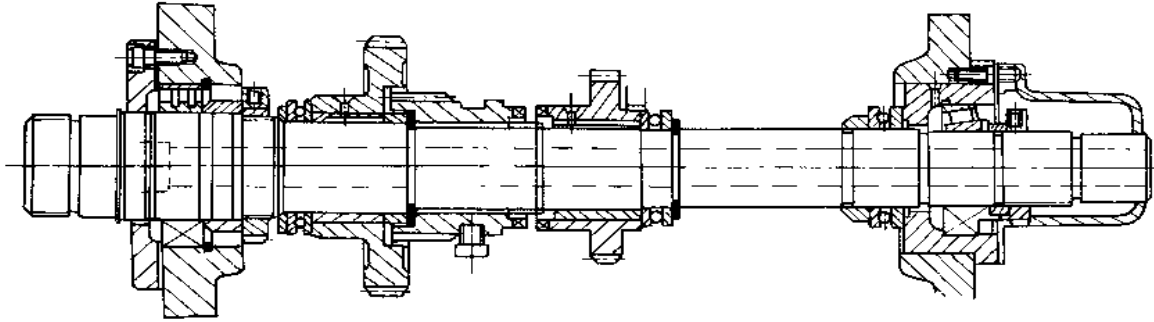


图 1-5-480 普通车床主轴支承（过去结构）

如图 1-5-480 所示，采用平面推力球轴承来承受轴向负荷，单列推力球轴承本身由于接触角是  $90^\circ$ ，对固紧圆螺母的端面与螺纹的垂直度非常敏感。而且主轴回转时产生的离心力必然使钢珠向外甩而偏离滚道，降低了主轴动精度和动刚度。

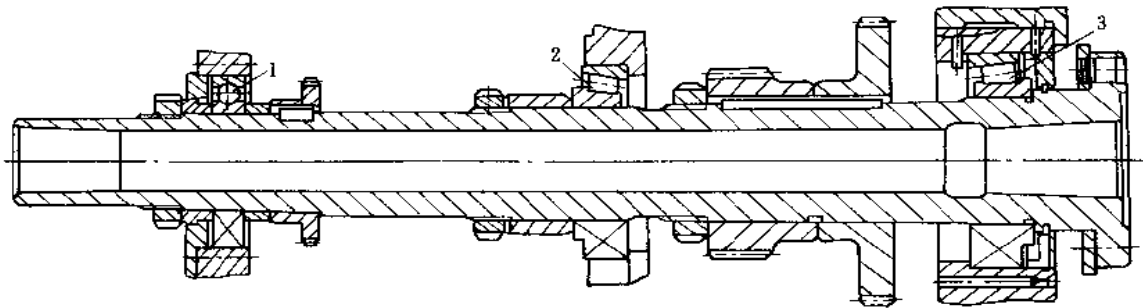


图 1-5-481 CK6150 型数控车床主轴支承

图 1-5-481 所示支承适用于中等速度、较大载荷、要求刚性较高的主轴和其他传动轴，1 为 D216，2 为 D7518，3 为 D7520 圆锥滚子轴承。

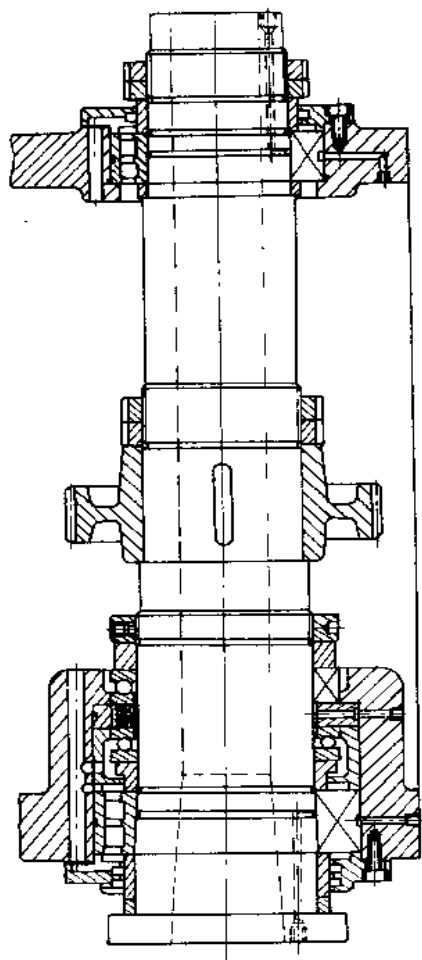


图 1-5-482 立车主轴支承 (一)

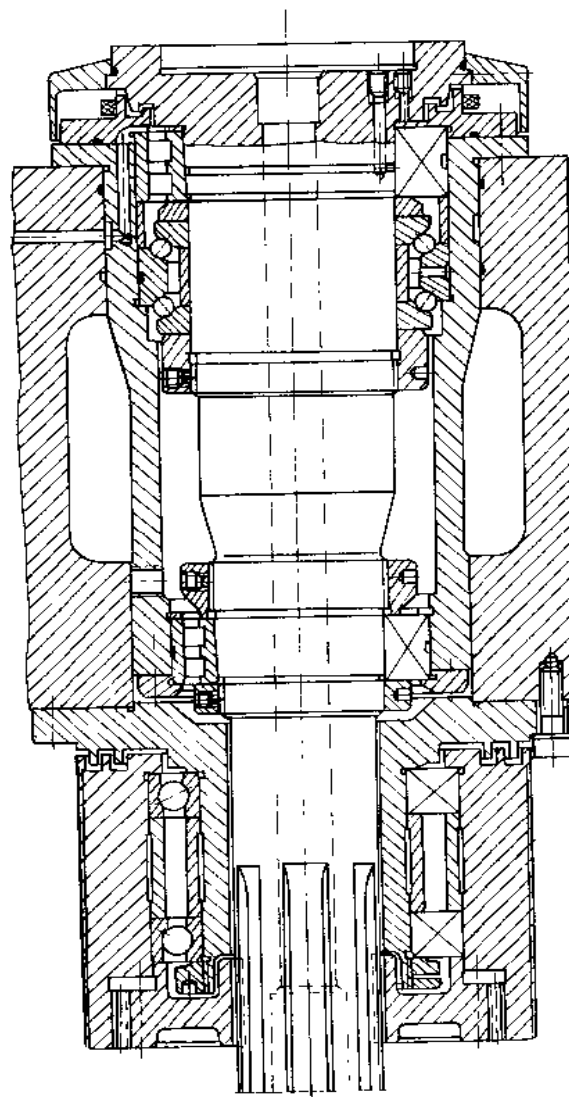


图 1-5-483 立车主轴支承 (二)

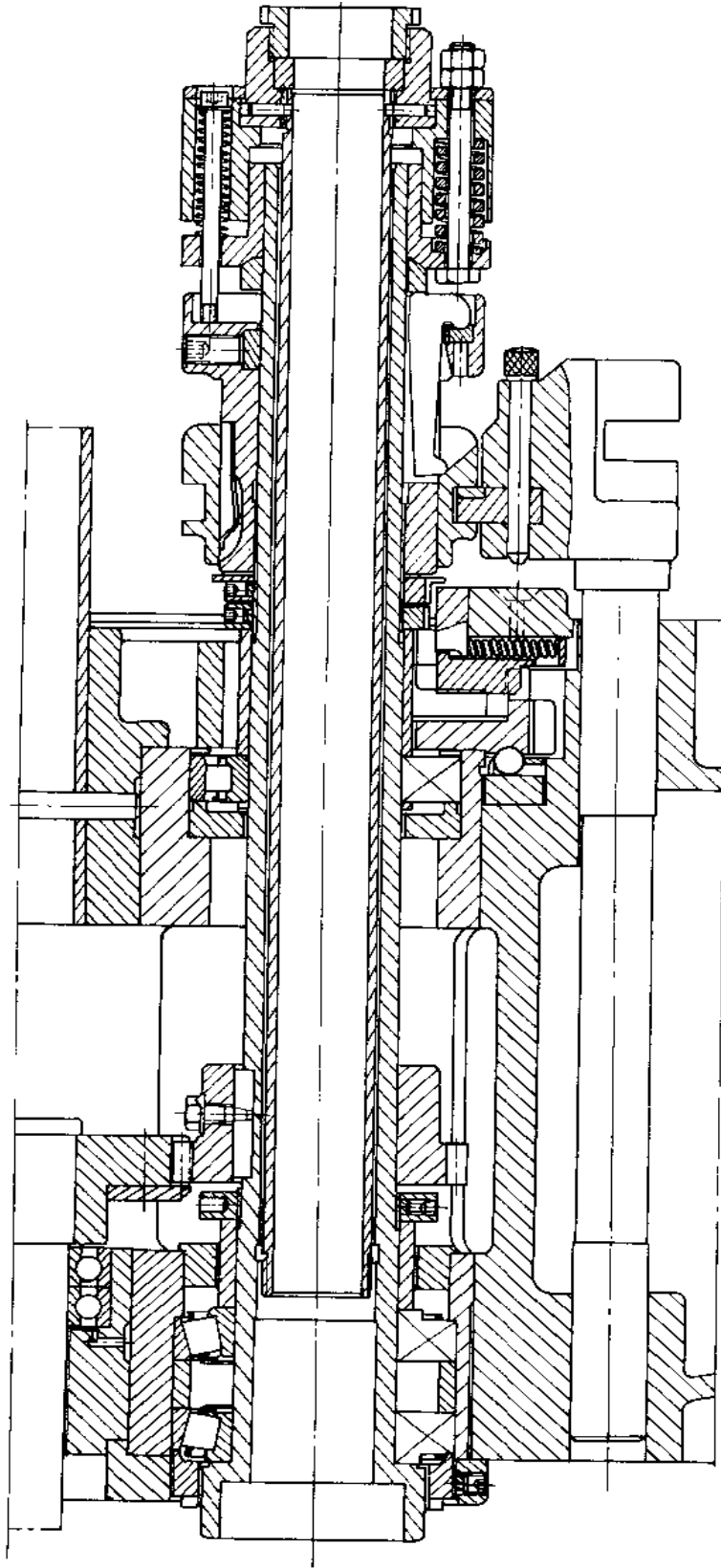


图 1-5-484 六轴自动车床主轴支承

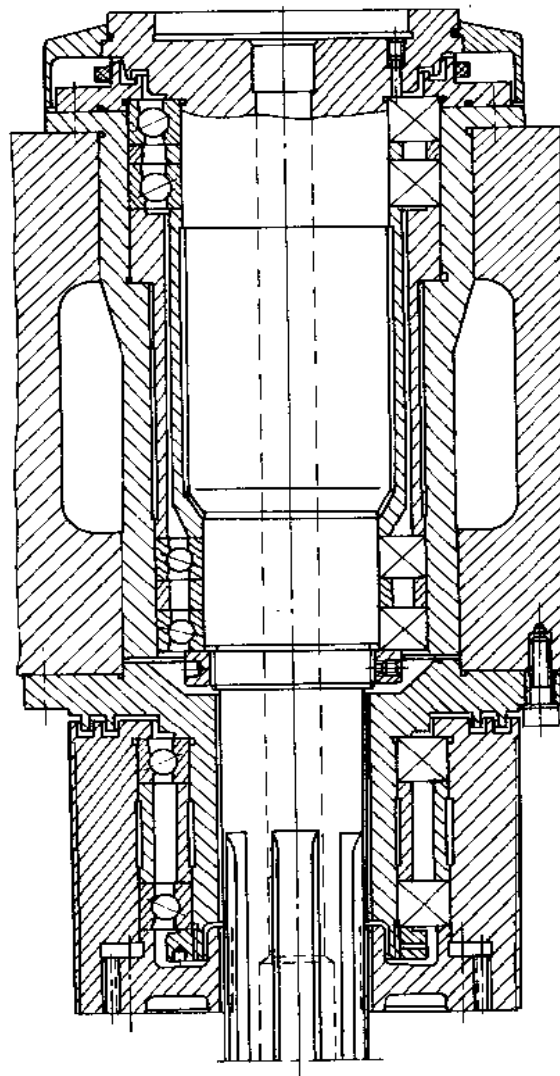


图 1-5-485 立车主轴支承 (三)

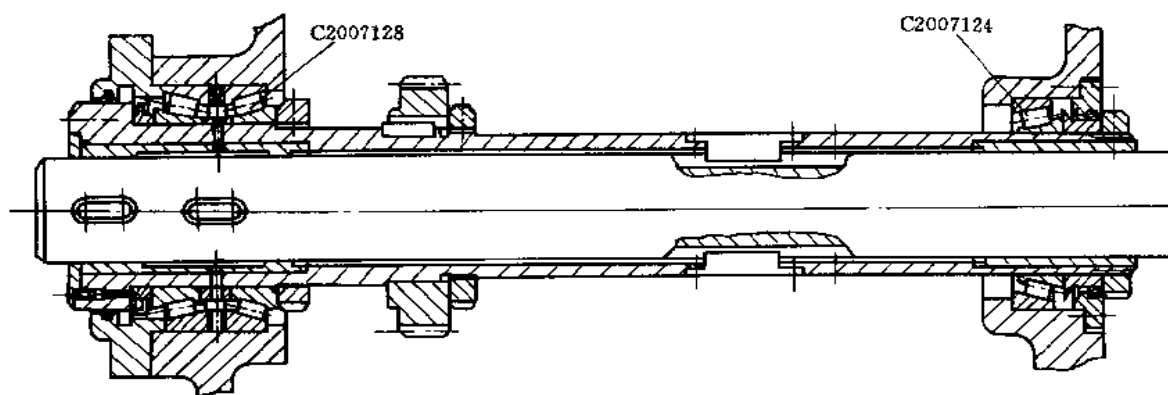


图 1-5-486 T649 型卧式镗铣床主轴支承

图 1-5-486 所示轴承适用于中等速度, 较大载荷, 要求刚性较高的主轴支承。



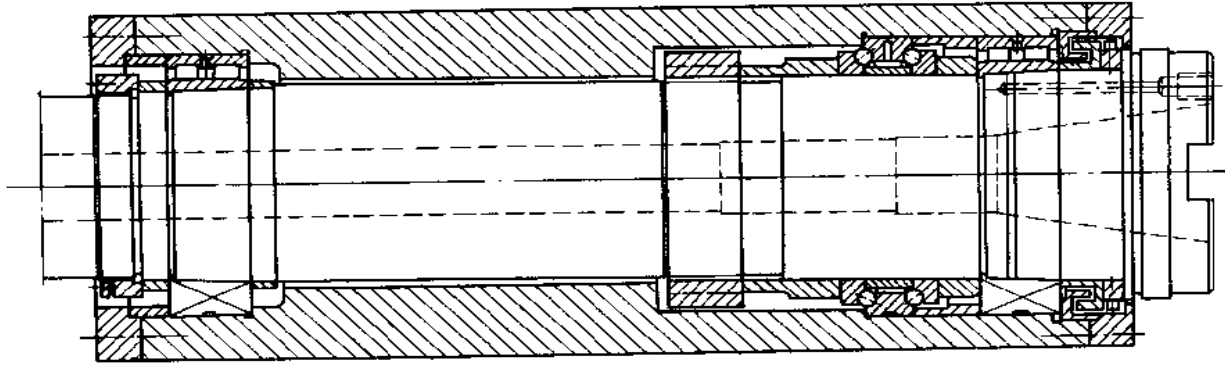


图 1-5-487 双柱铣床主轴支承

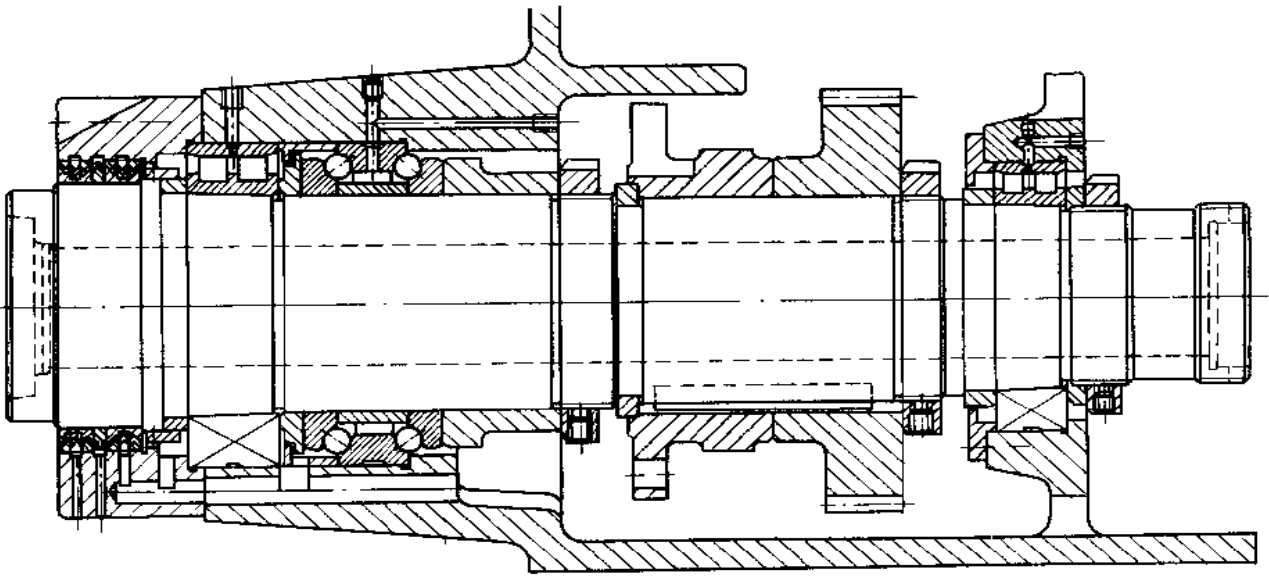


图 1-5-488 钻、铣床主轴支承

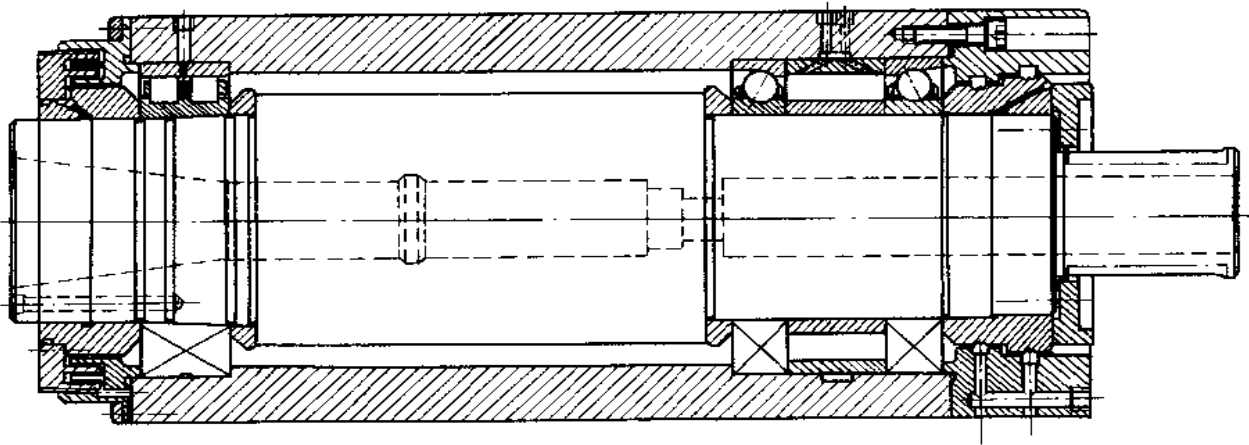


图 1-5-489 卧式铣床的主轴支承

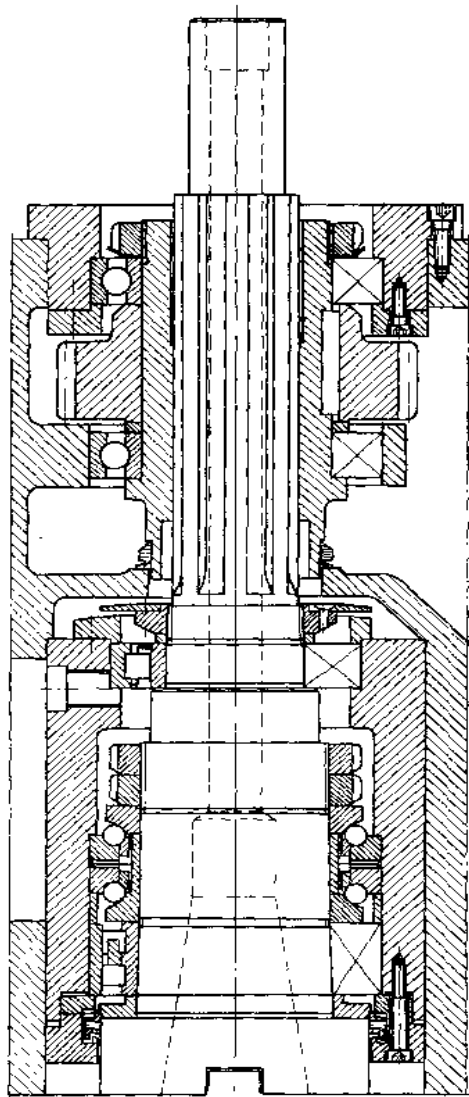


图 1-5-490 立铣主轴支承

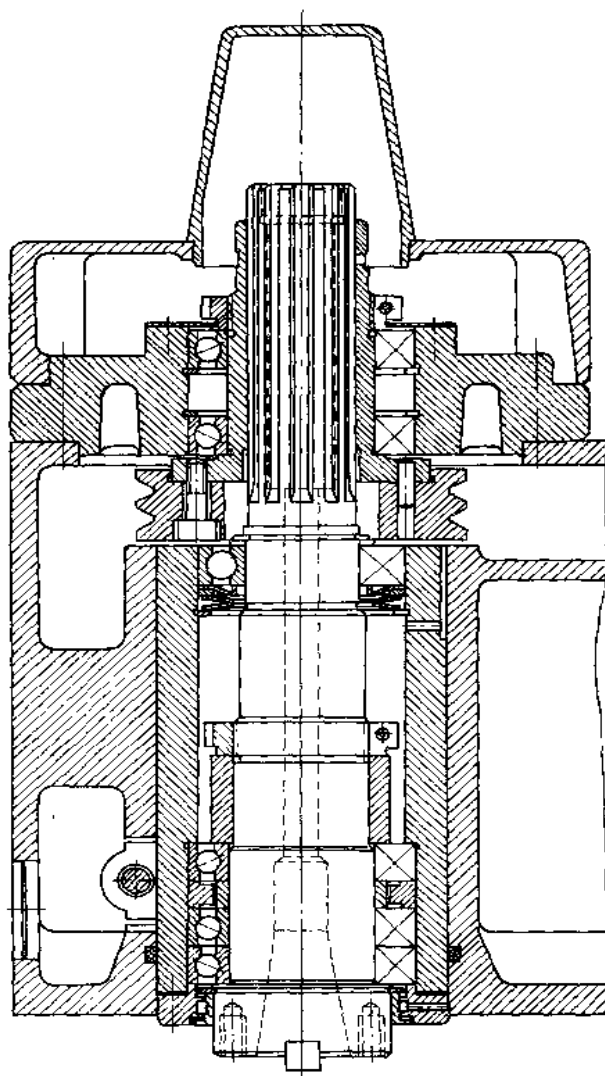


图 1-5-491 高速立铣主轴支承

如图 1-5-491 所示, 驱动端用两套背对背安装的角接触球轴承承受驱动力, 深沟球轴承引导主轴, 为了获得无间隙运转, 使用碟形弹簧轻微预紧。工作端用两套串联的角接触式轴承和一套角接触球轴承背靠背安装, 使用不等宽衬套施加预负荷 1.6kW, 以防止主轴变形和扭曲。

脂润滑。甩油环间隙密封和集油沟密封。

主轴输入功率 2.6/3.1kW, 转速  $n=500\sim 4000\text{r/min}$ 。主轴应在  $n=500\text{r/min}$  和径向和轴向重负荷下刚性引导, 而在  $n=4000\text{r/min}$  时, 其温度不应超过丧失精度的温度。

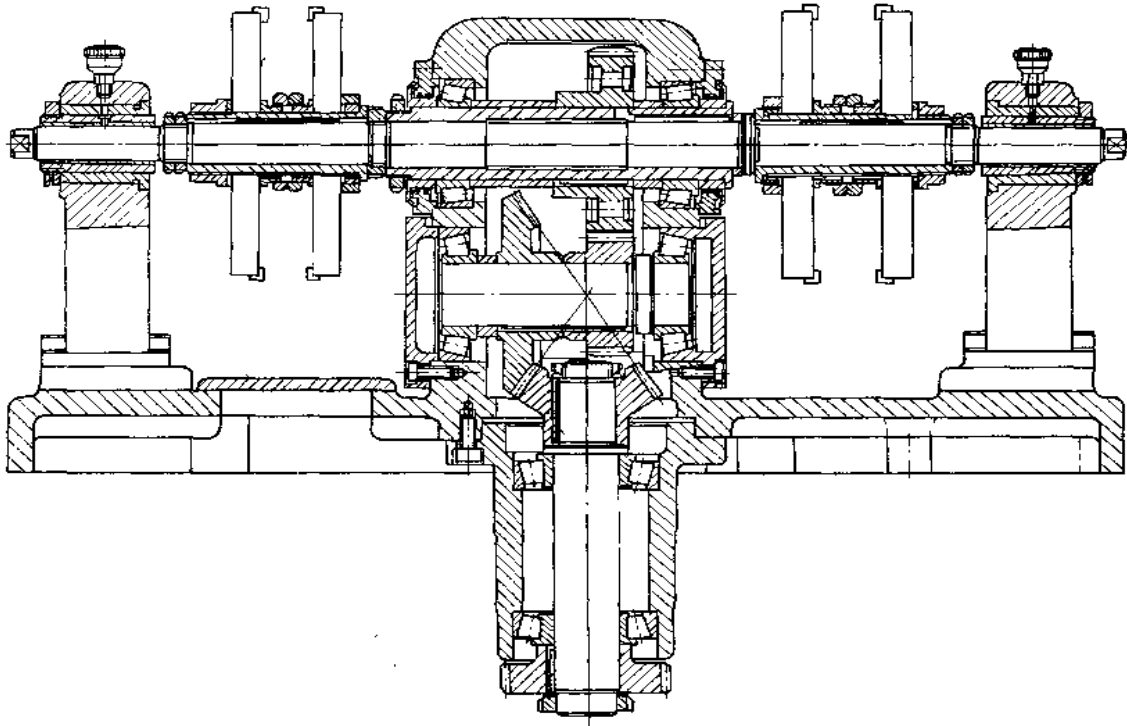


图 1-5-492 加工刹车蹄片的铣削主轴支承

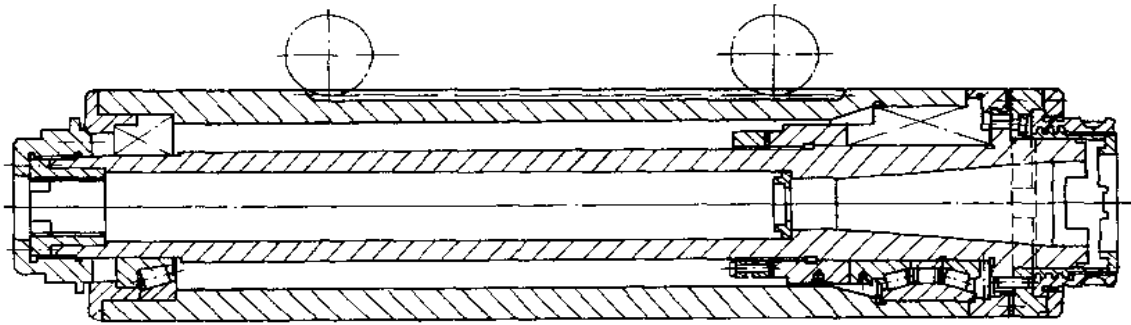


图 1-5-493 T4163B 型坐标镗床主轴支承

对精度和刚度要求都很高，但载荷不大、速度中等的坐标镗床中也有采用圆锥滚子轴承作主轴支承的，如图 1-5-493 所示。但由于圆锥滚子的端面与轴承内环的边缘摩擦增加了滑动摩擦以及因此而产生的摩擦损失和发热、膨胀等因素，使它不能用于高速。

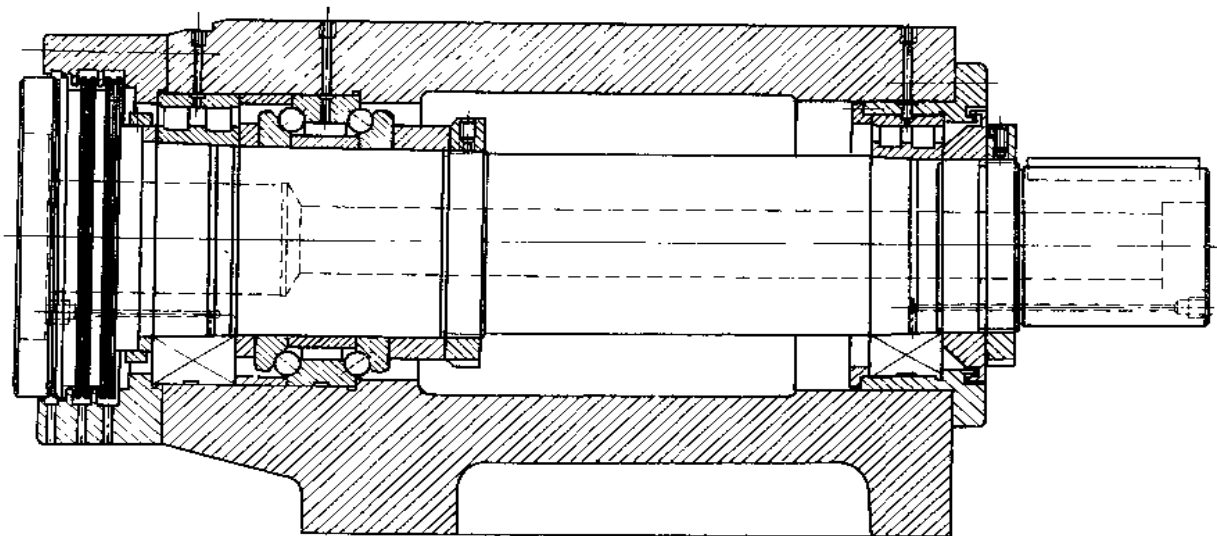


图 1-5-494 精密镗床主轴支承 (一)

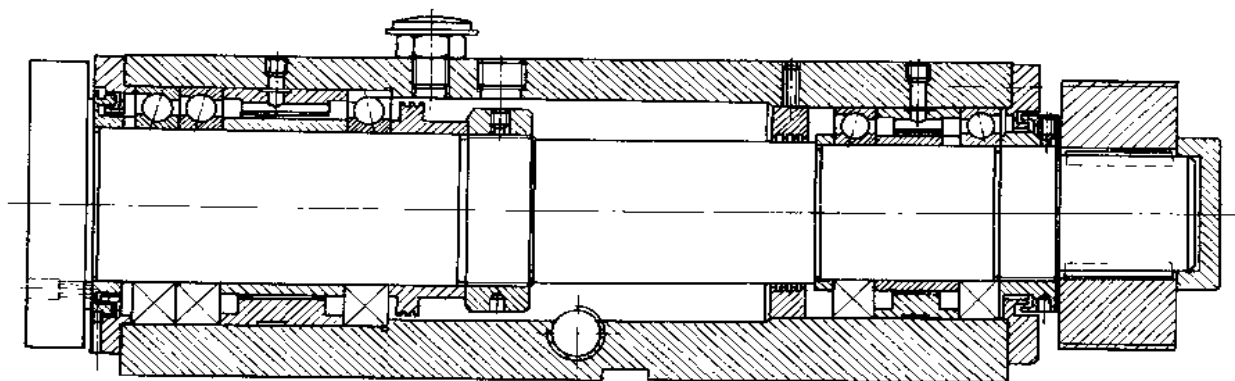


图 1-5-495 精密镗床主轴支承 (二)

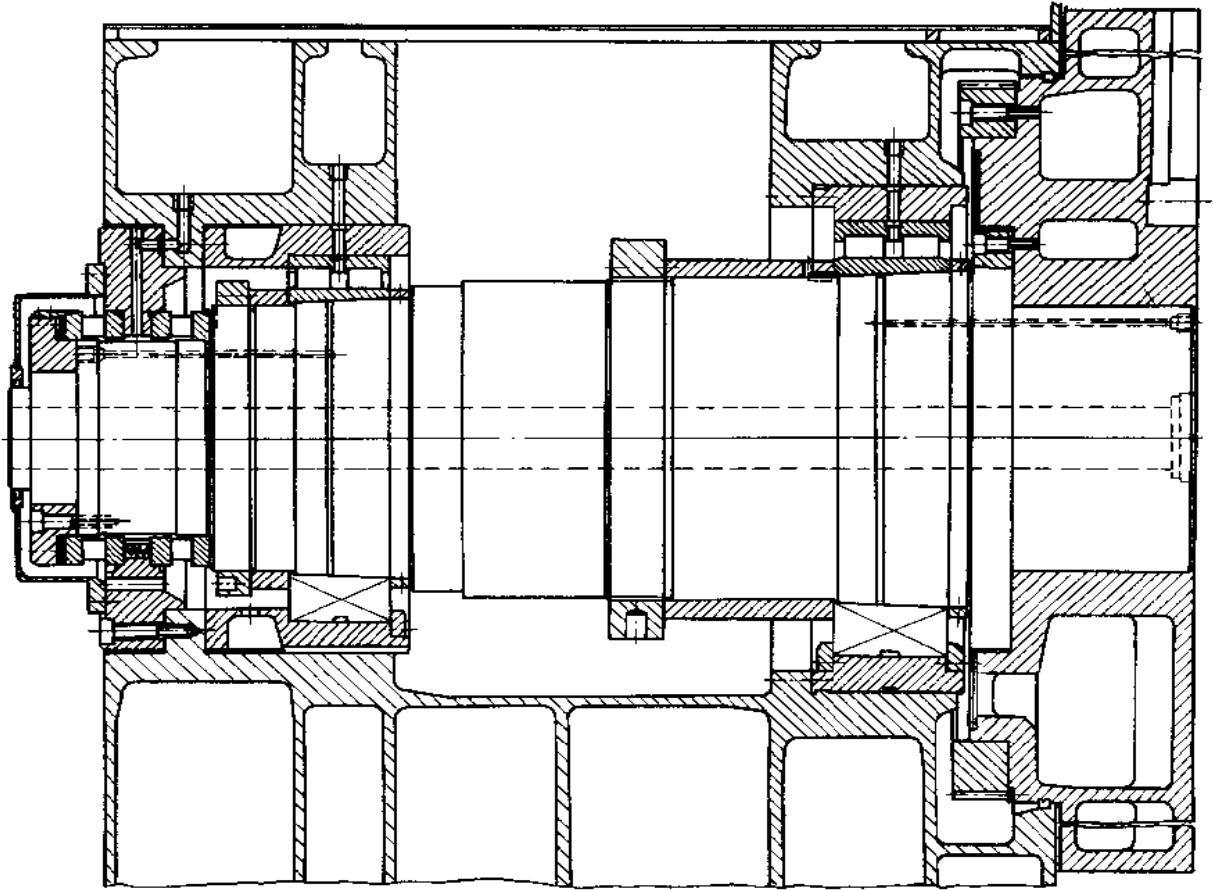


图 1-5-496 深孔镗床主轴支承

图 1-5-497 前部采用双列圆锥滚子轴承，用以提高其刚性，后面采用两个串联的角接触球轴承。这种轴承配置方式能在较低转速下获得很高的精度 ( $n=40\sim 2000\text{r/min}$ ; 最高转速时温升  $12^\circ\text{C}$ )。由提升弹簧来承担镗杆的重量。调整前部轴承的轴向游隙时，必须保证形成润滑油膜。采用特制的多点接触压紧衬垫，尽可能地减少了对轴承安装精度的影响。

前、后轴承都采用填入润滑脂的方式润滑。填入量要适当，尽可能地减少搅拌发热现象。

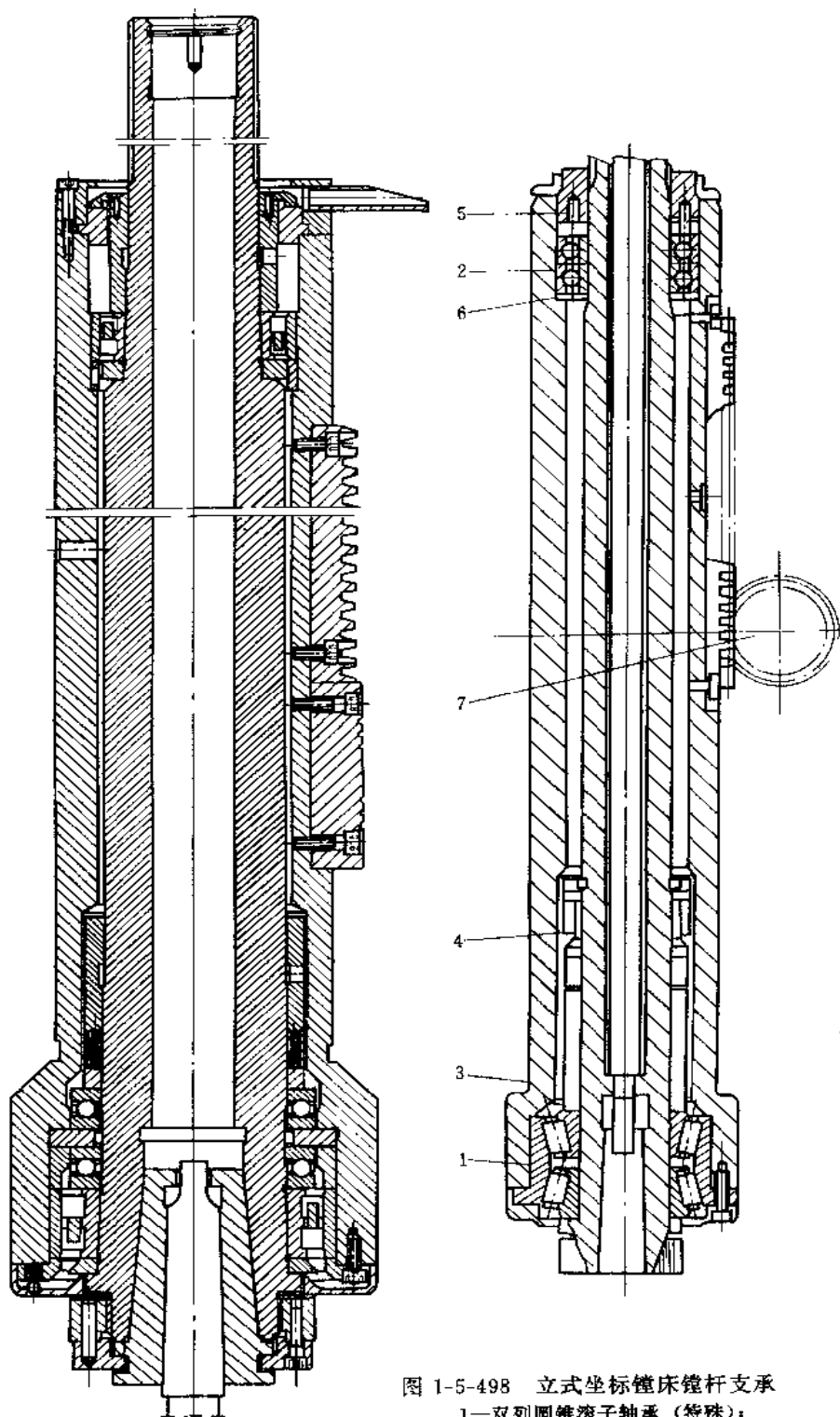


图 1-5-498 立式坐标镗床镗杆支承

- 1—双列圆锥滚子轴承（特殊）；
- 2—角接触球轴承；3—套筒；
- 4—特制轴承压紧衬垫；
- 5—镗杆提升弹簧；
- 6—护脂圈；
- 7—套筒升降用齿条齿轮

图 1-5-497 坐标镗床主轴支承

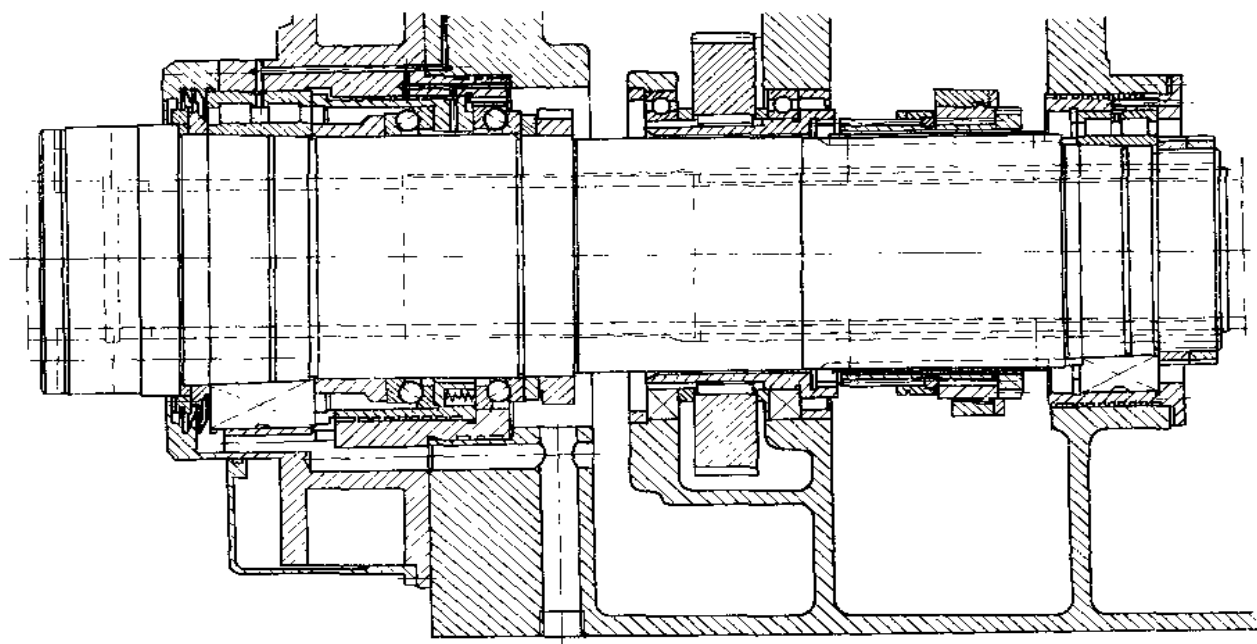


图 1-5-499 台式镗、钻、铣床（钻、铣轴）支承

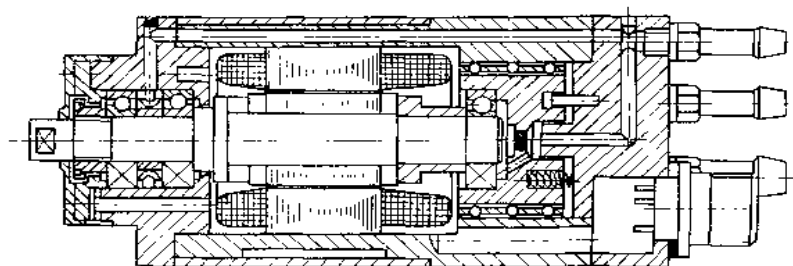


图 1-5-500 高频电主轴轴承

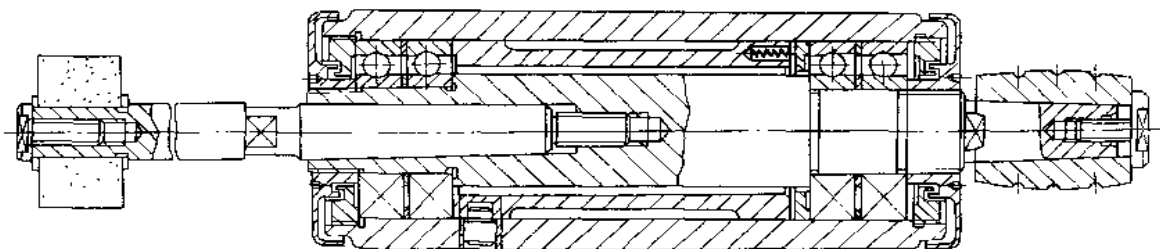


图 1-5-501 前端轴承固定，后端轴承游动的内圆磨头

图 1-5-501 为 HJX13-25 型内圆磨头的结构图。由于转速较高，主轴前端“同向排列”的前轴承轴向固定，而后端轴承作成可以轴向游动的，以适应当轴由于发热而伸长的要求，防止可能产生较大的附加轴向力而使轴承提前损坏。

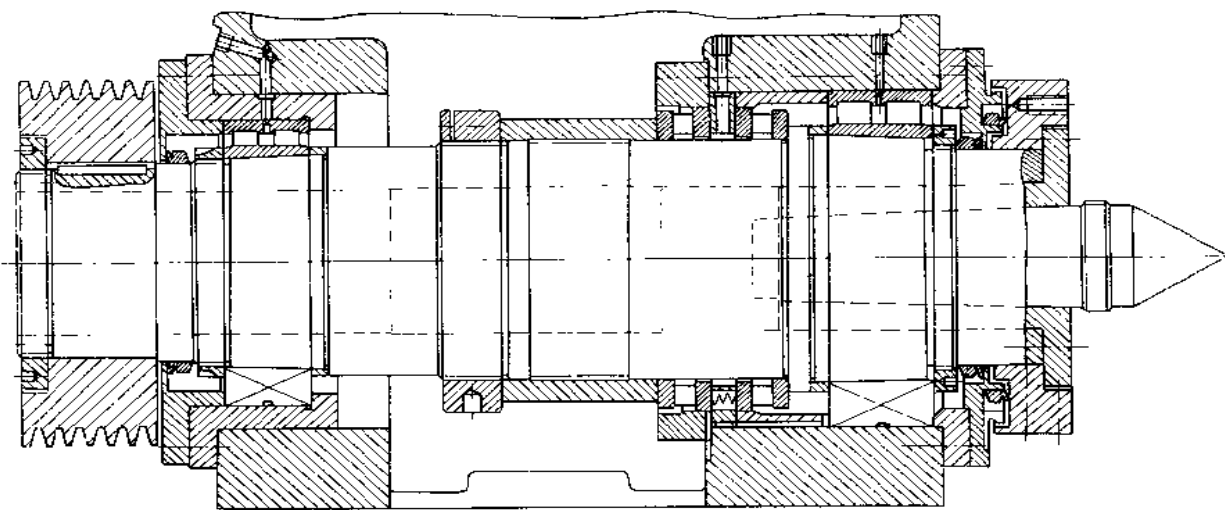


图 1-5-502 外圆磨床主轴轴承

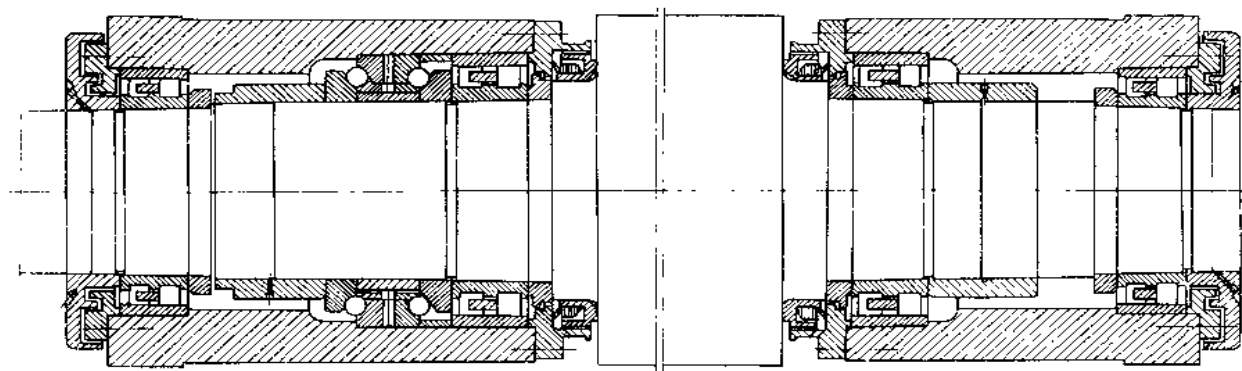


图 1-5-503 多磨轮外圆磨床上轴支承

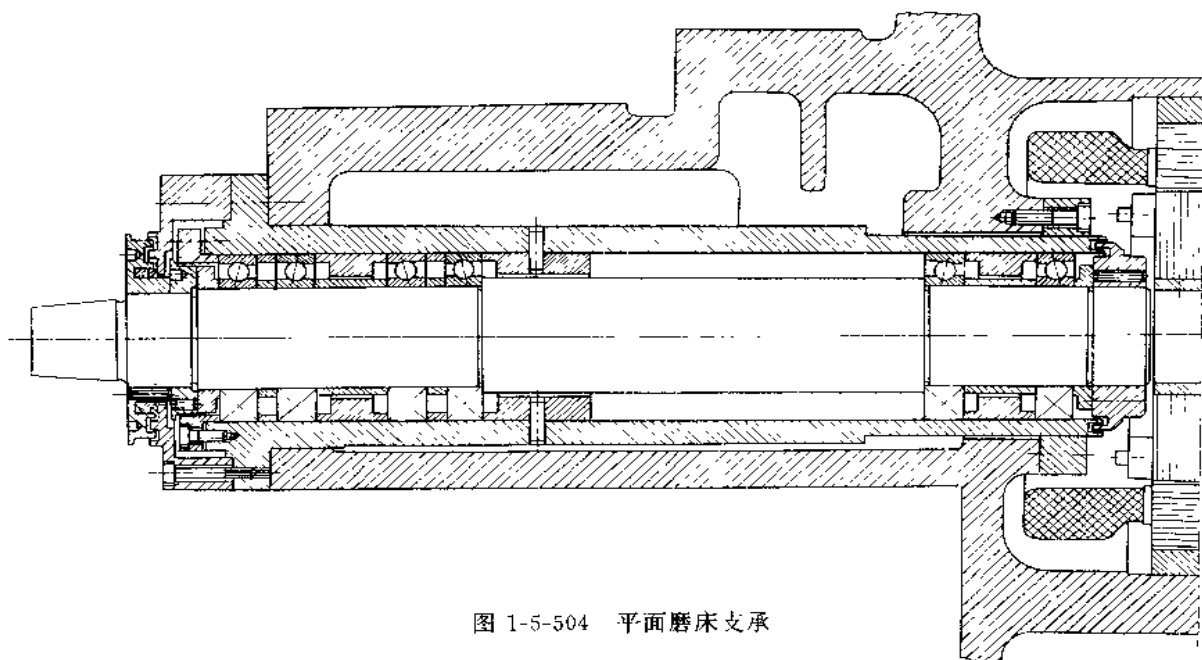


图 1-5-504 平面磨床支承



如图 1-5-504 所示,工作端用两套背靠背(O 型结构)安装角接触球轴承作轴向定位轴承,驱动端用一对背靠背(O 型结构)安装的角接触球轴承为游动轴承,脂润滑。

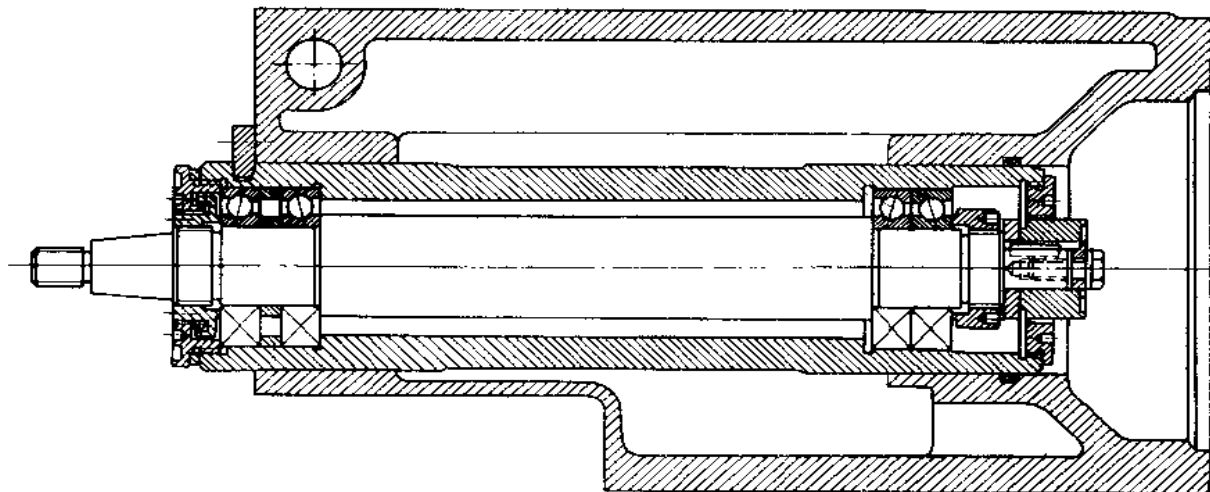


图 1-5-505 平面磨床主轴支承

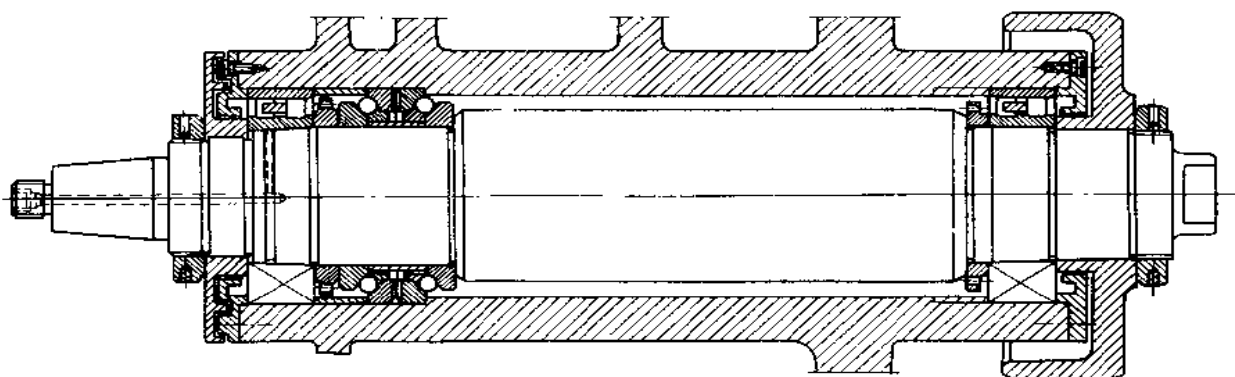


图 1-5-506 平面磨床主轴支承

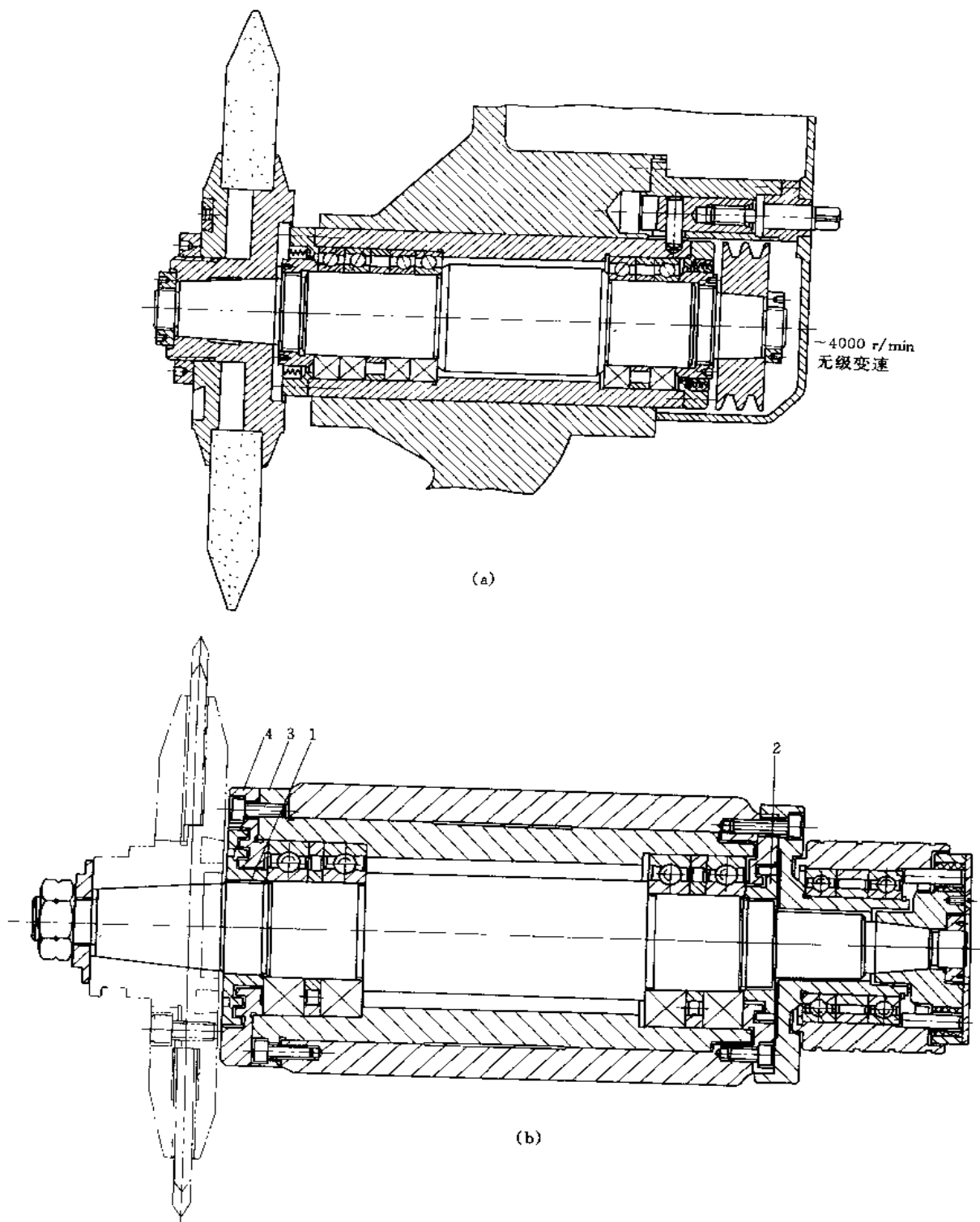


图 1-5-507 螺纹磨床主轴支承

图 1-5-507b 为国内 SA-7312 型螺纹磨床砂轮架主轴结构图。砂轮主轴前后均由两对背对背的单列角接触球轴承支承，轴承精度为 C 级，前后轴承借助于螺母 1、2 及内外环的厚度差对轴承预加负荷，预负荷为 200N。前端的一对轴承由套 3 的肩面及盖 4 固定，以控制主轴的

轴向窜动。后端的一对轴承可在套 3 的孔内轴向移动，因而可保证在主轴温度上升后不会增加轴承的预负荷力而致使轴承损坏。

轴承采用锂基润滑脂润滑。

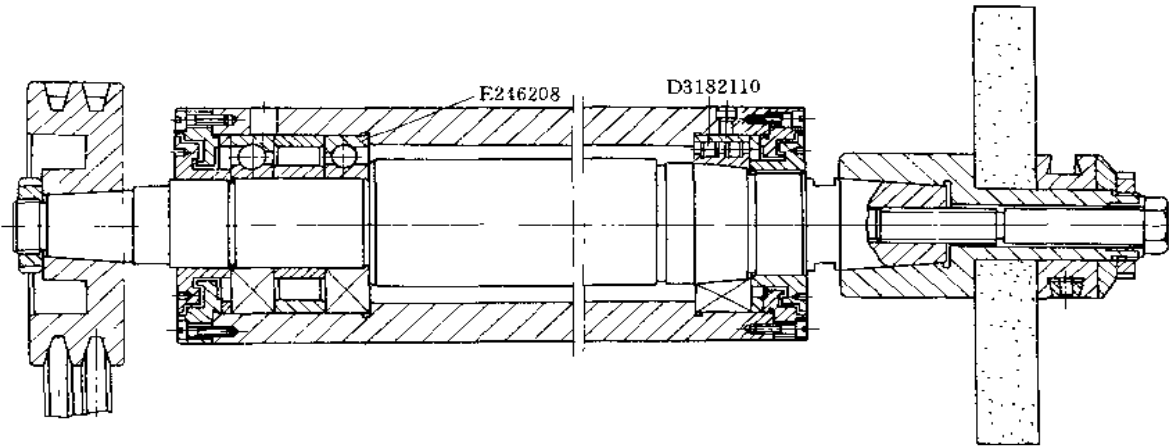


图 1-5-508 M8612 花键轴磨床主轴支承

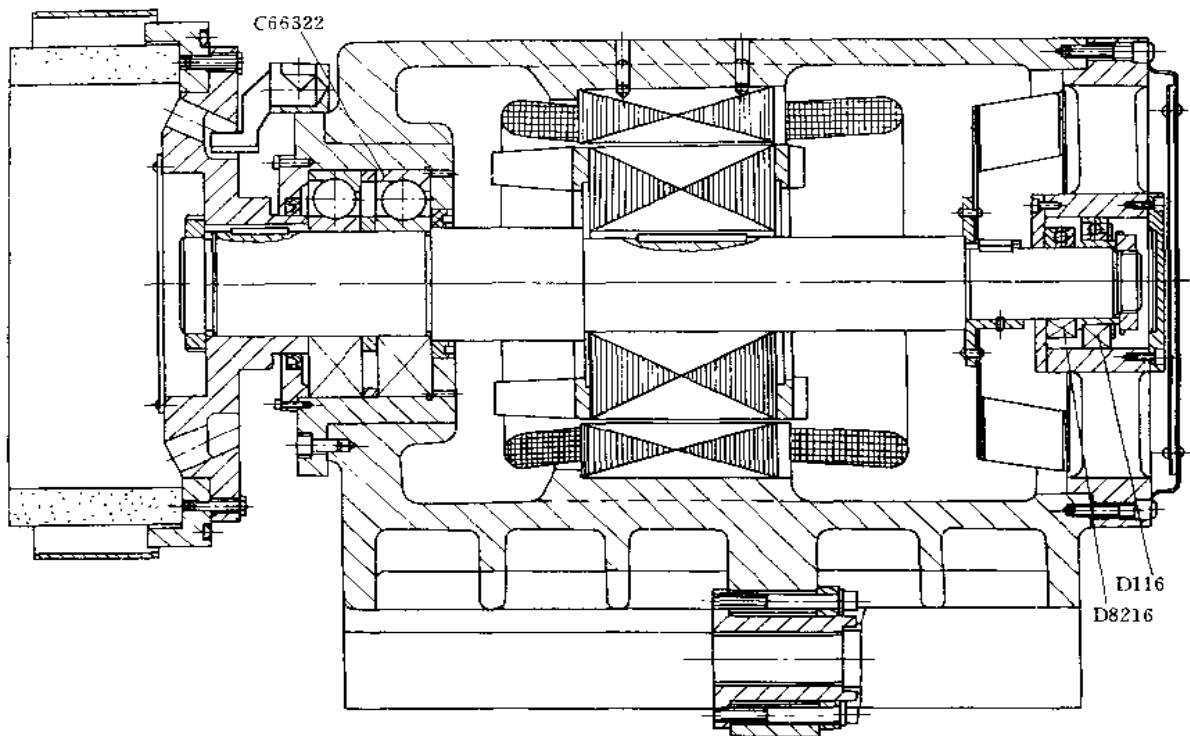


图 1-5-509 M7475B 平面磨床磨头主轴轴承

图 1-5-509 为国内 M7475B 立轴圆台平面磨床的磨头主轴结构图。前支承采用两只同方向排列的角接触球轴承，承受端面磨削时产生的轴向力，后支承为推力球和向心球轴承组合使用。

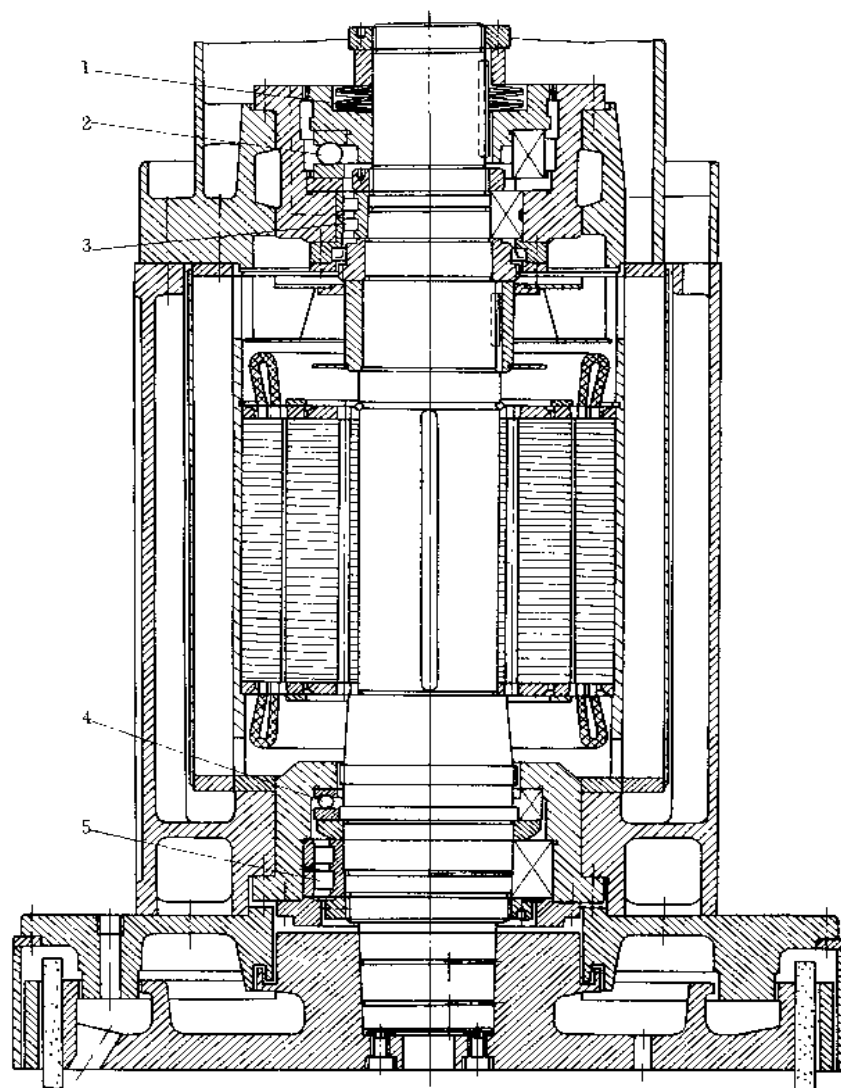


图 1-5-510 平面磨床主轴轴承

图 1-5-510 为平面磨床主轴，主轴输入功率为 220kW，转速为 375r/min，主轴、转子和磨头总重 30kN，磨削压力 10kN。双列滚子轴承 3 为径向定位轴承，推力球轴承 2 支承主轴、磨头和转子的重量，在磨头处的主轴由双列滚子轴承 5 支承，推力球轴承 4 用于承受磨削压力的轴向分力。碟形弹簧 1 调节预紧，使推力球轴承 2 获得 40kN 预负荷，推力球轴承 4 获得 10kN 预负荷，保证主轴的轴向定位。脂润滑，半年补充一次脂。上轴承为间隙密封，轴承 3 下方为唇形密封，以防脂渗入转子，主轴头架处为迷宫密封。

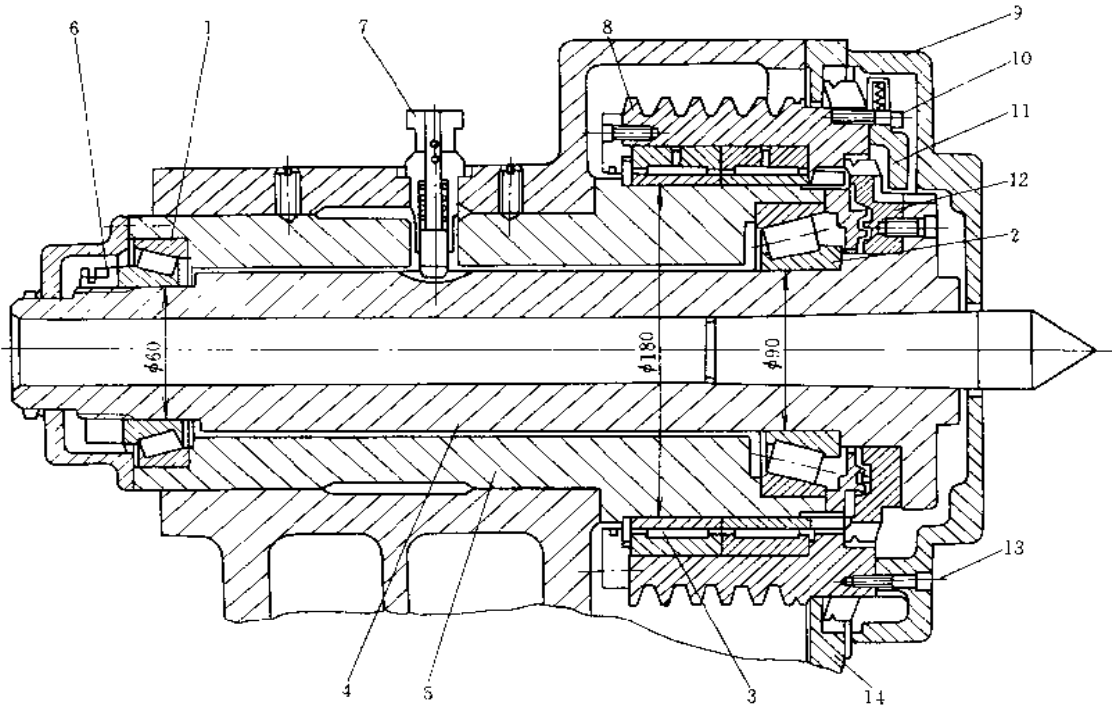


图 1-5-511 万能磨床主轴支承

1、2—圆锥滚子轴承；3—带保持架的滚针轴承；4—主轴；5—主轴套筒；6—紧固螺母；7—主轴旋转固定转换销；8—V带轮；9—拨盘；10—固定螺栓；11—主轴旋转拨板；12—密封圈；13—拨盘紧固螺栓；14—主轴箱侧壁

万能磨床主轴箱的主轴既可以作固定轴，也可以作旋转轴使用。通常由两个顶尖夹紧工件。如图 1-5-511 所示，磨削时，由滚针轴承 3 支承着皮带轮 8 带动拨盘 9 旋转，再通过拨盘上的拨杆拨动工件转动，而主轴 4 则不旋转。

使用卡盘夹紧工件磨削时，需要主轴旋转，应先将拨盘卸下，松开固定螺栓 10，将主轴旋转拨板 11 插入主轴后，再将螺栓紧固好。然后拔出主轴旋转固定转换销 7，此时主轴即可旋转。主轴套筒上装有滚针轴承，所以主轴不会受到皮带张力的影响。

主轴转速较砂轮轴低，为了达到高精度磨削的要求，主轴必须具有较高精度和刚性，因此应使用超精密级的 C 级轴承，轴承配合部分也需精磨加工。

为了提高圆锥滚子轴承 1 和 2 的刚性，用紧固螺母对轴承进行较大预紧，预紧量根据转矩的大小来控制，这样可将主轴振摆调整到最小限度。

轴承采用填充润滑脂润滑，不需要中期加油。采用曲路密封和 V 形圈密封。即使使用条件非常恶劣，甚至在冷却液混入时，由于采用耐水性强的锂基润滑脂，也不会影响润滑效果。

轴承径向负荷约  $10^3\text{N}$ ，转速  $0\sim 150\text{r/min}$ ，温升  $5^\circ\text{C}$  以下。

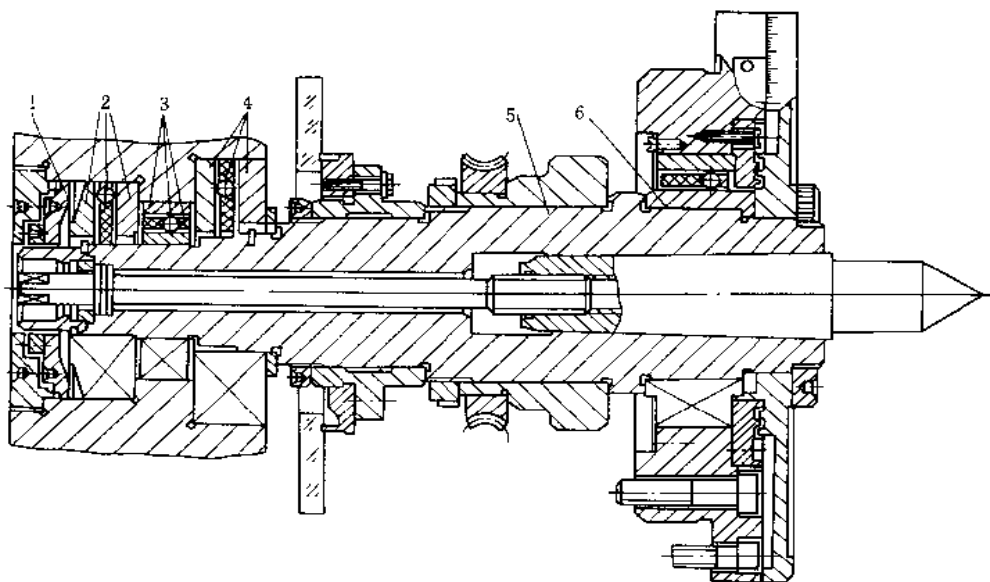


图 1-5-512 数字式光栅分度头主轴系统

1—弹簧钢片；2、4—推力密珠轴承；3、6—径向密珠轴承；5—主轴

密集滚珠轴承的特点是：滚珠数量多且接近多头螺旋排列，每个滚珠沿自己的轨道公转，减少了磨损，但增加了摩擦。滚珠密集产生误差平均效应，提高了轴系回转精度。

图 1-5-512 所示为数字式光栅分度头主轴系统。其中主轴 5 后推力密珠轴承 4 的保持架如图 1-5-513 所示，共有 48 个放滚珠的孔，分布在四个象限内，按螺旋线排列。相邻孔中心线夹角  $7.5^\circ$ ，相邻滚珠滚道的径向间距为  $0.3\text{mm}$ 。

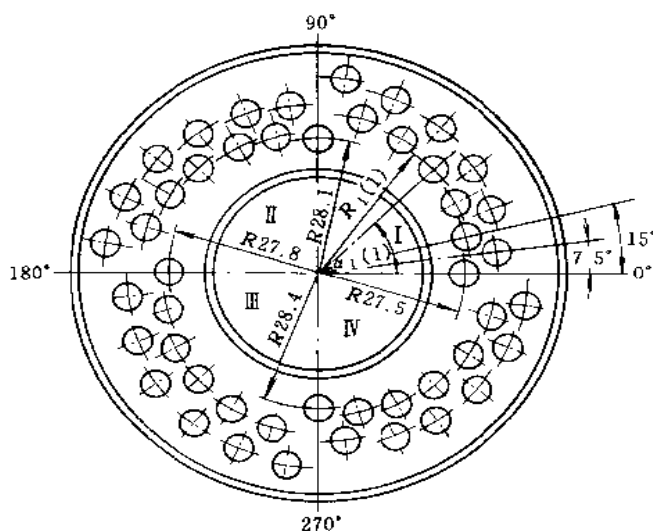


图 1-5-513 主轴后推力密珠轴承保持架

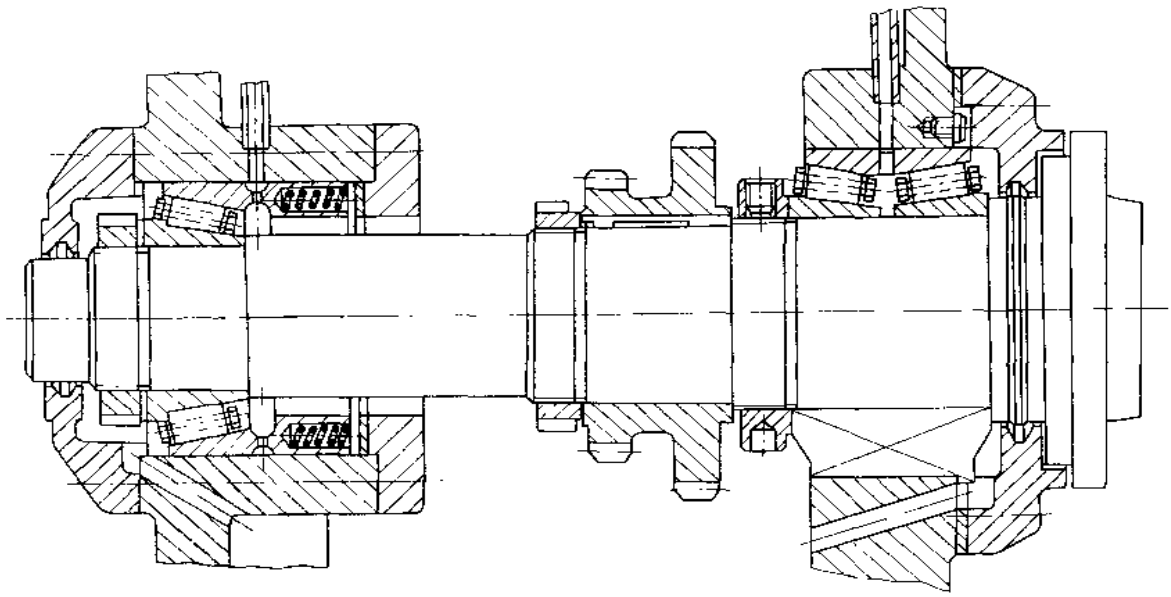


图 1-5-514 配置 GAMET 轴承的主轴部件

图 1-5-514 所示圆锥滚子轴承（法国夏麦特，GAMET）具有抗冲击的能力，发热量少、回转精度高、刚性好等特点，其轴承精度相当于我国的 B 级。采用这种轴承可进一步提高机床的加工精度。但是轴承的尺寸系列是属于轻宽系列，除一部分轴承与我国老型号的 7500 系列和国际系列尺寸相似外，其他轴承产品的尺寸不一致，故通用化程度较差。

目前，国外在普通机床上采用了美国的铁姆肯（TIMKEN）圆锥滚子轴承和法国的夏麦特（GAMET）轴承作为专用的主轴轴承。

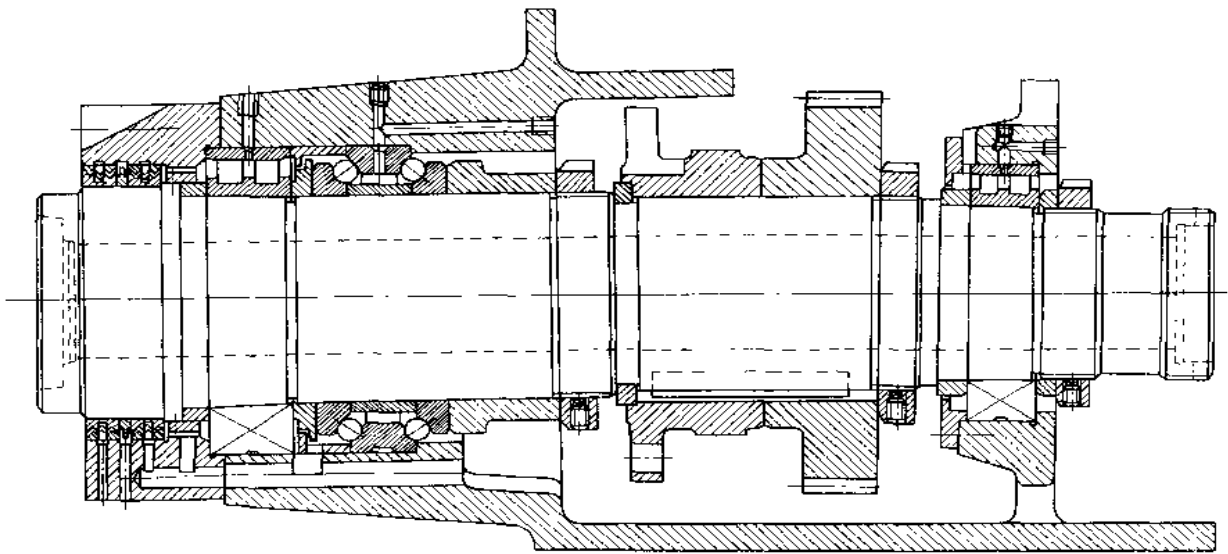


图 1-5-515 多工序自动数控机床（组合加工中心机床）主轴

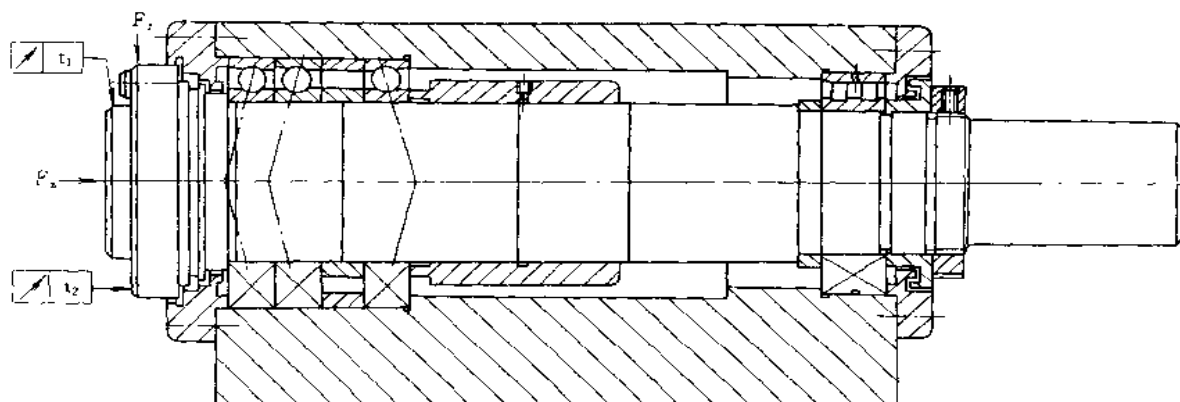


图 1-5-516 高速型主轴及支承 (FAG 公司)

图 1-5-516 为德国 FAG 公司开发的高速型主轴, 采用三联角接触球轴承作为主轴承, 用于数控车床、加工中心, 以及各种高速车、铣、镗类主轴。

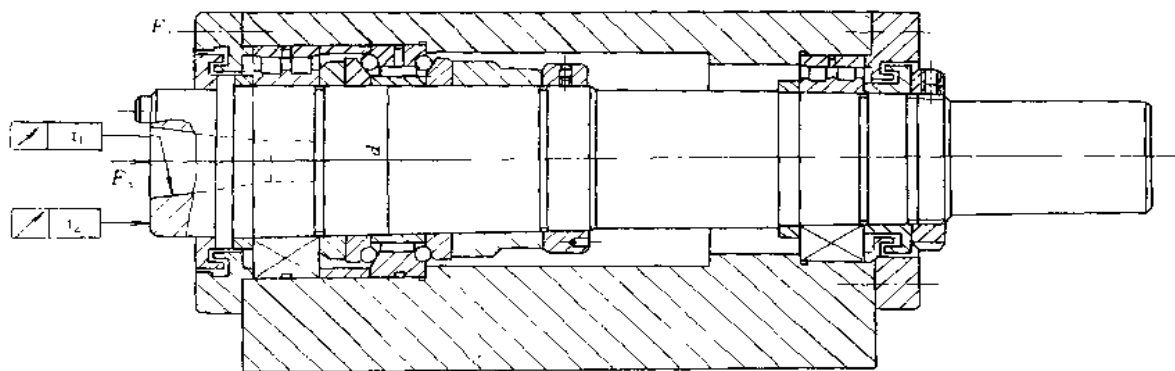


图 1-5-517 高刚度型主轴 (FAG 公司)

图 1-5-517 高刚度型主轴结构采用双列向心短圆柱滚子轴承加双向推力球角接触球轴承, 精度为 SP 级。相当于我国轴承的型号为 3182000+2268000, 精度为 C 级。可以综合承受径向和轴向载荷, 后轴承的内圈和滚子可以在外圈内轴向自由移动, 补偿主轴因受热膨胀而伸长的位移。这种主轴单元的刚性比图 1-5-516 大。



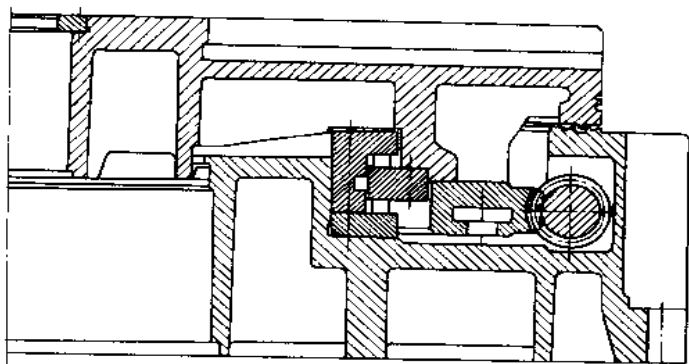


图 1-5-518 回转分度工作台

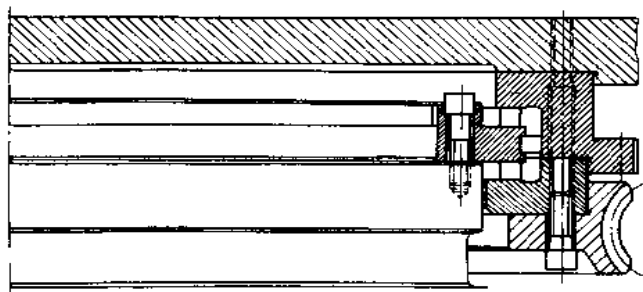


图 1-5-519 分度或数控连续分度回转工作台

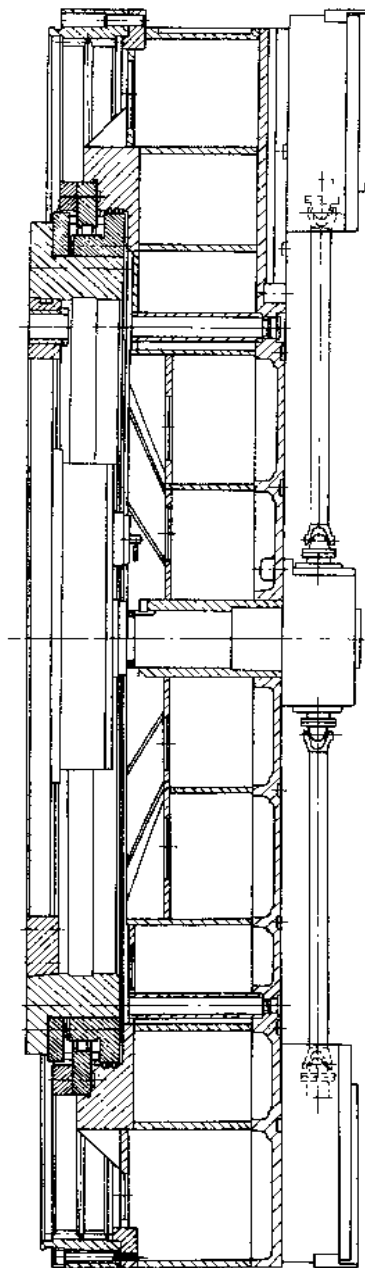


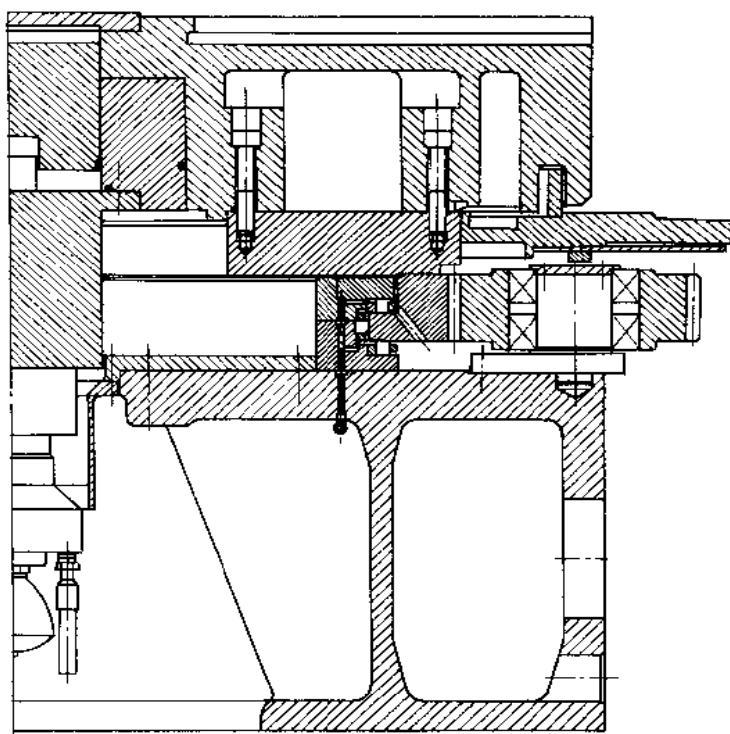
图 1-5-520 特殊端面切削和镗床的划线平台

### 2.8.25 机床工作台及其他机构轴支承

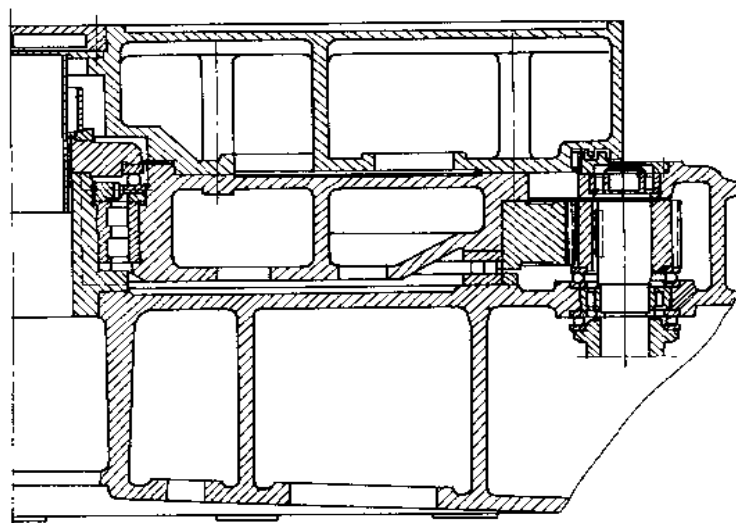
图 1-5-518 所示分度工作台由  $650\text{mm} \times 870\text{mm} \times 122\text{mm}$  FAG 轴向-径向组合轴承引导。这种高精度轴承轴向和径向用过盈安装（预加载），它用螺栓直接与工作台和机座相联。工作台直径  $1500\text{mm}$ ，最大径向和轴向跳动  $5\mu\text{m}$ 。图 1-5-519 回转工作台由高精度的 FAG 轴向-径向组合轴承（ $650\text{mm} \times 955\text{mm} \times 120\text{mm}$ ）支承。用润滑油润滑。

夹紧面（固定面） $1200\text{mm} \times 1200\text{mm}$ ，最大载荷  $50\text{kN}$ 。

图 1-5-520 所示划线平台由  $2135\text{mm} \times 2670\text{mm} \times 273\text{mm}$  FAG 轴向-径向组合的短圆柱滚子轴承引导，轴承轴向和径向均用过盈安装，用油脂润滑，轴承的最大径向和轴向跳动公差为  $20\mu\text{m}$ 。驱动功率： $74\text{kW}$ ，转速范围： $0.2 \sim 110\text{r/min}$ 。



(a)



(b)

图 1-5-521 立车划线平台

图 1-5-521a 所示划线平台由  $840\text{mm} \times 1237.392\text{mm} \times 146\text{mm}$  FAG 轴向-径向组合短圆柱滚子轴承引导。轴承轴向和径向预先加载。油循环润滑。轴承最大径向和轴向跳动公差为  $5\mu\text{m}$ 。驱动功率  $77\text{kW}$ ，最大速度  $150\text{r}/\text{min}$ 。划线平台直径  $2500\text{mm}$ 。图 b 为双柱立车划线平台。

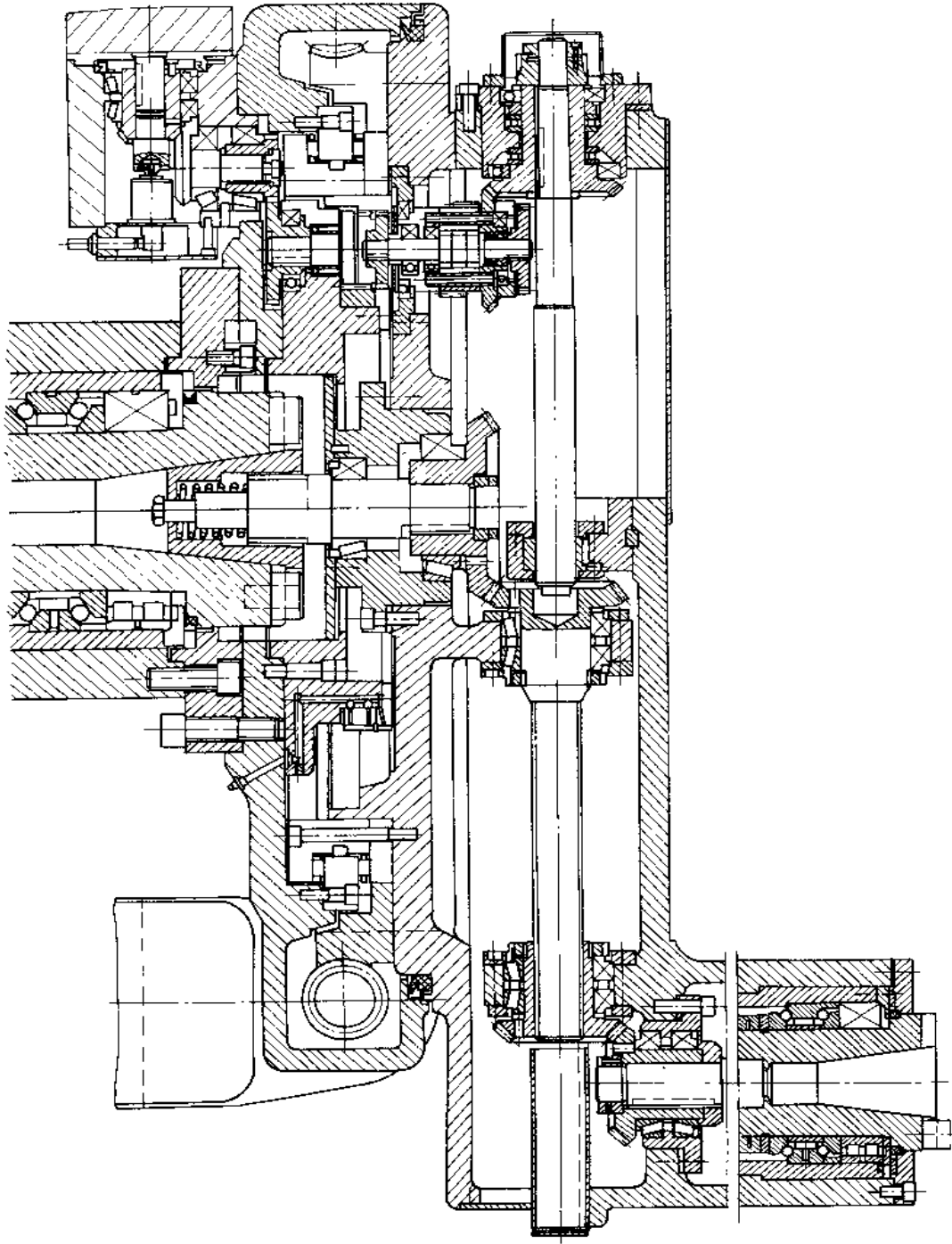


图 1-5-522 立式六角车床端面铣头

如图 1-5-522 所示,端面铣头由  $580\text{mm} \times 750\text{mm} \times 90\text{mm}$  的 FAG 轴向-径向组合短圆柱滚子轴承引导。轴承轴向和径向过盈安装,油脂润滑,轴承最大轴向和径向跳动公差为  $7\mu\text{m}$ 。驱动功率为  $5\text{kW}$ ,最大速度  $2\text{r}/\text{min}$ 。



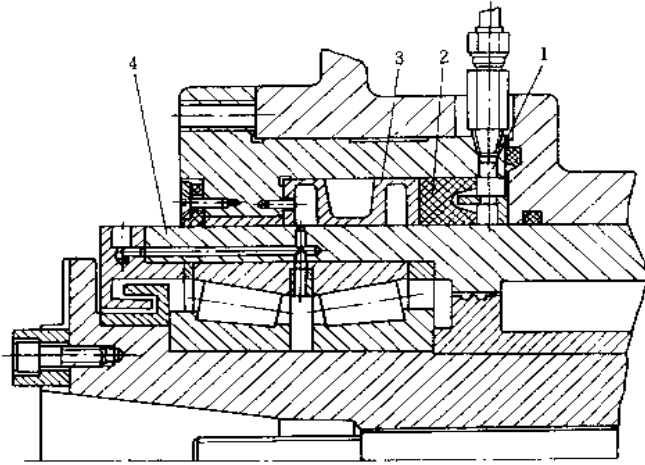


图 1-5-524 弹性套夹紧机构及其轴承

图 1-5-524 为弹性套夹紧机构。当压力油从孔 1 通入,密封皮碗 2 挤紧弹性套 3,弹性套产生变形,抱紧主轴套筒 4,实现夹紧。弹性套的材料应采用弹簧钢,从形状上应考虑使其容易产生弹性变形。此种结构与图 1-5-525 主轴套筒让刀机构一起使用,可实现自动让刀。

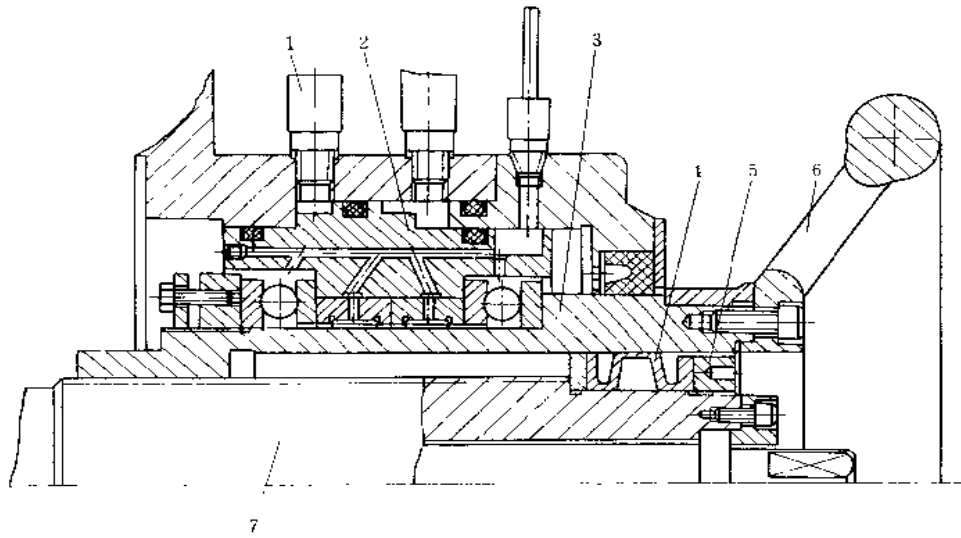


图 1-5-525 主轴套筒让刀机构及其轴承

1—油管; 2—活塞; 3—螺母套; 4—弹性胀套; 5—螺母; 6—手轮; 7—主轴

图 1-5-525 是液压驱动的主轴套筒让刀机构。装于铣削主轴尾部,当铣头加工完了之后,通过液压系统的控制,使压力油从管 1 进入让刀油缸,推动活塞 2 向右移动,经螺母套 3 带动主轴 7 和套筒向后移动,实现让刀。移动的距离即油缸活塞的行程,约 10mm。用前、后两个推力球轴承承受两个方向的轴向力。

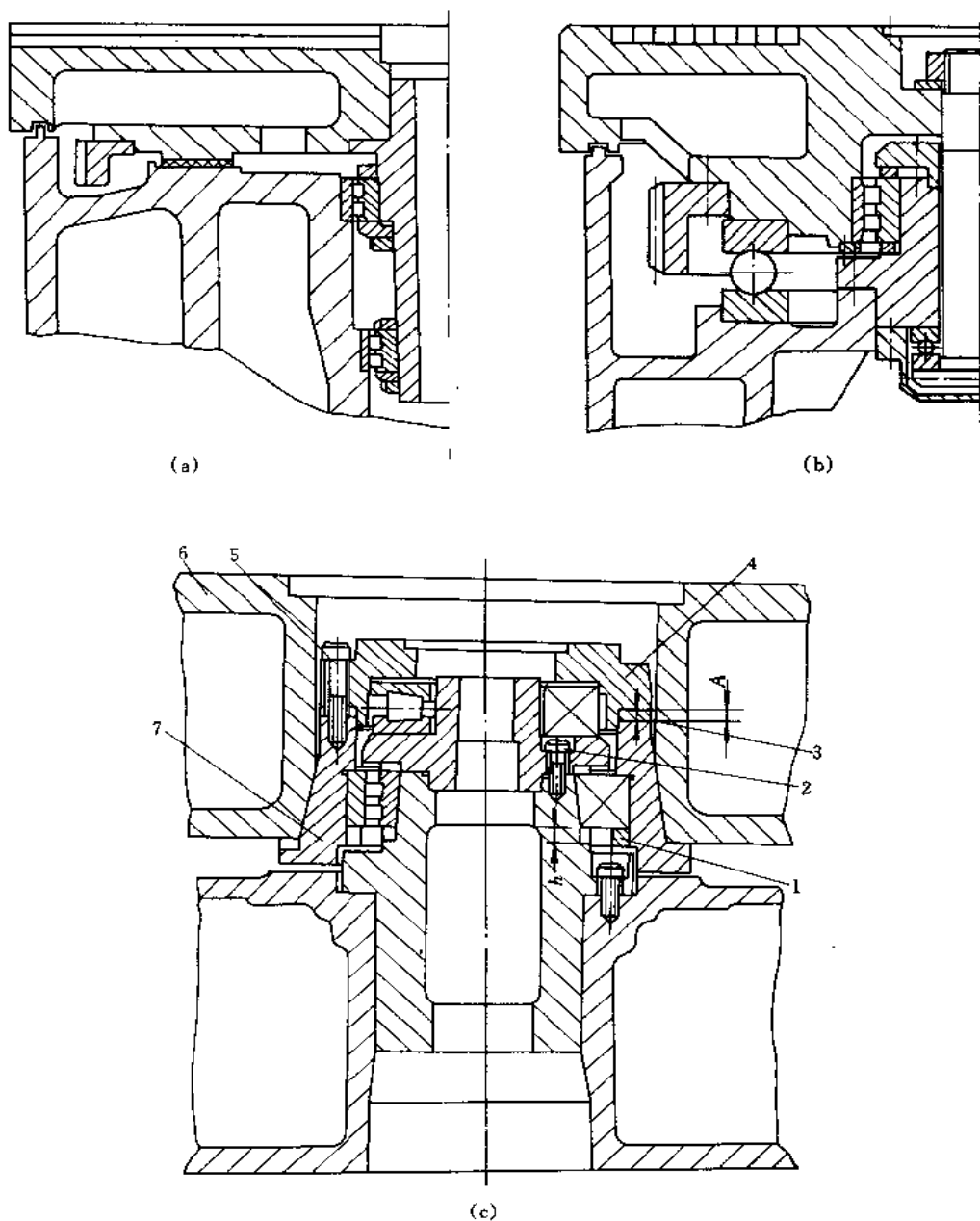


图 1-5-526 立式车床工作台主轴轴承结构

(a) 我国 60 年代生产的中、小型立式车床工作台；(b) 80 年代末期，国内开发的新型立式车床 ( $\phi 800 \sim \phi 2000 \text{mm}$ ) 工作台主轴；(c) 国产 C5263 型重型立式车床工作台主轴；1—垫圈；2—螺钉；3—补偿垫圈；4—推力圈；5—螺钉；6—工作台；7—主轴护套

图 1-5-526a 所示主轴固定在工作台上，采用双列向心短圆柱滚子轴承和平面导轨。这种结构不能控制工作台的漂浮。

图 1-5-526b 所示主轴固定在床座上，用推力球轴承代替平导轨。这种结构有利于提高主轴的刚度、回转速度及精度，除用于普通立式车床外，也用于数控立式车床。

图 1-5-526c 所示导轨为平面静压导轨，其承载能力取决于静压导轨的压强。

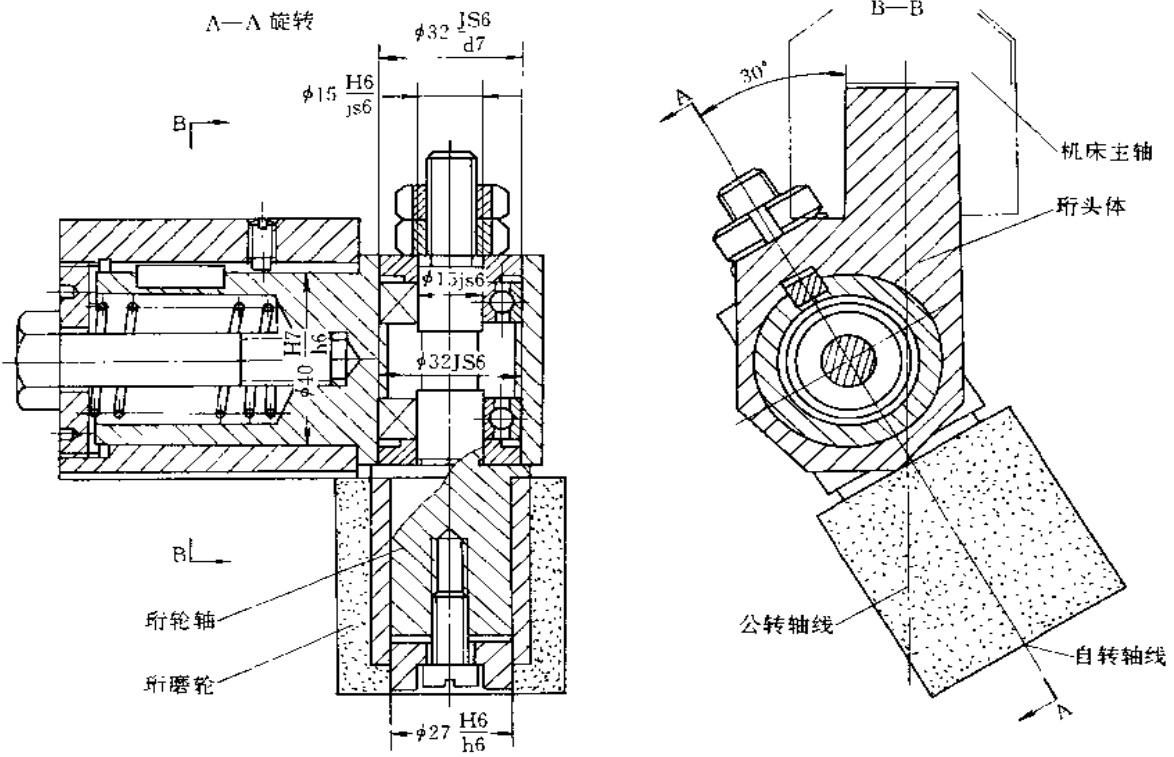


图 1-5-527 珩磨头轴承

珩磨头装在机床主轴上，由机床主轴带动，在工件的孔中转动（公转），珩磨轮相对机床主轴倾斜  $30^\circ$  并自转，加工纹理成网状。用一对背对背安装的角接触球轴承承受径向和轴向负荷，如图 1-5-527 所示。

2.8.26 锻压机械轴支承

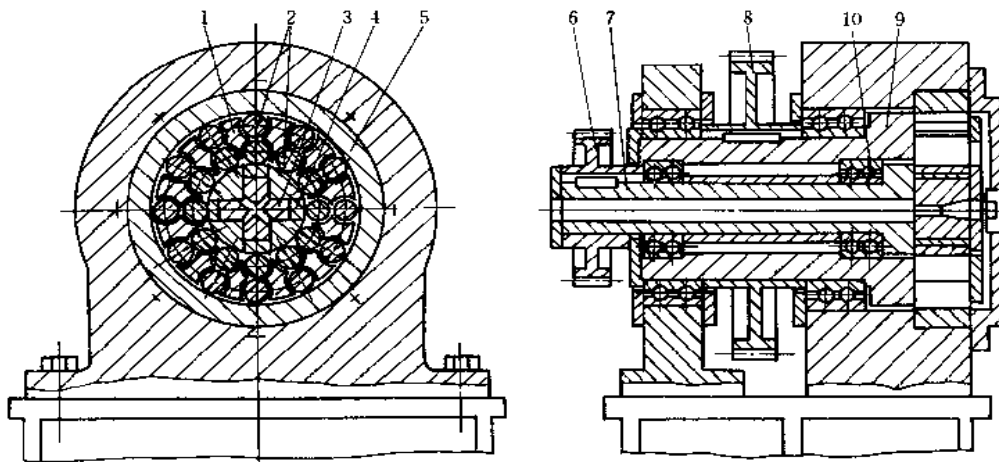


图 1-5-528 滚筒式旋转锻造机

1—保持架；2—圆柱滚子；3—锻模；4—锤头；5—环套；6、8—齿轮；7—内部心轴；9—外部心轴；10—双列球轴承

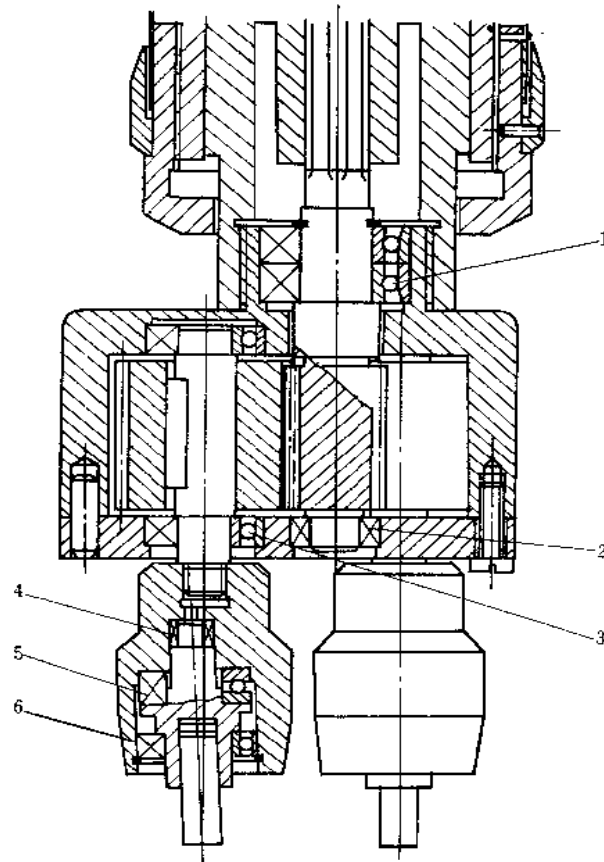


图 1-5-529 多头摆卸机动力头

1、3—角接触球轴承；2—深沟球轴承；4—滚针轴承；5—推力球轴承；6—深沟球轴承

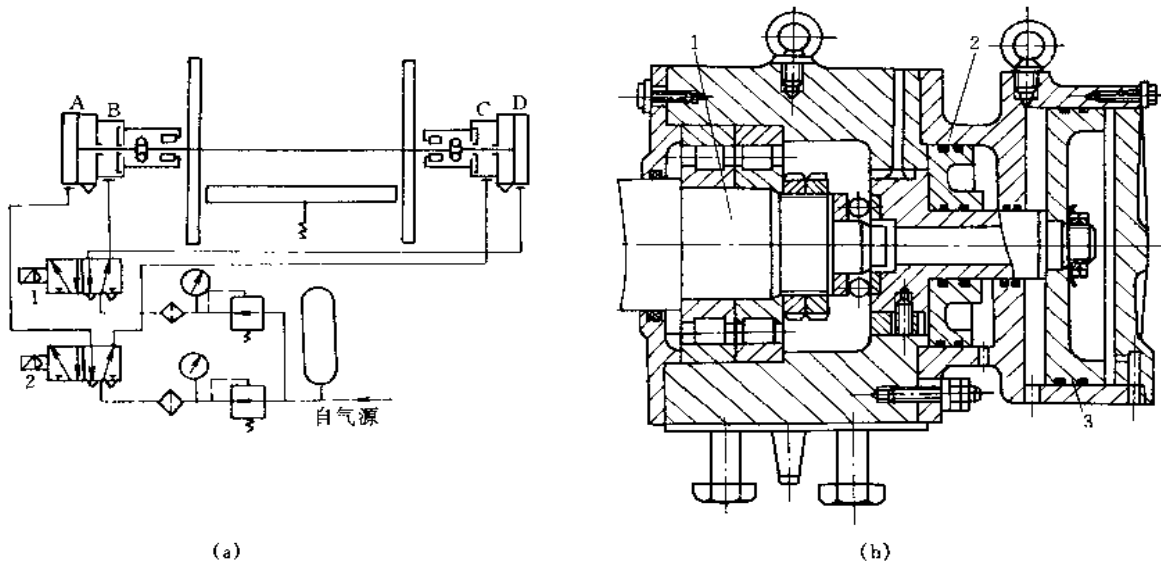


图 1-5-530 摩擦螺旋压力机气动对中横轴支承

(a) 气动强制对中系统原理；(b) 气动强制对中系统气缸结构；1—横轴；2—复位活塞；3—活塞

如图 1-5-530 所示，两阀均不得电时，C、B 两腔常通压缩空气，活塞 C、B 迫使横轴处



于中位。工作时 1 阀得电，B 腔排气，D 腔进气，将横轴推向左边，右传动盘压紧飞轮，产生向下加速行程。当飞轮的动能达到选定值时，1 阀失电，B 腔立即得气使横轴复位。反之 2 阀得电可产生回程，达到制动位置时失电，使横轴立即复位。两端气缸推动转动横轴的左右往复运动，双列圆柱滚子轴承承受大的径向负荷，推力球轴承承受轴向负荷。

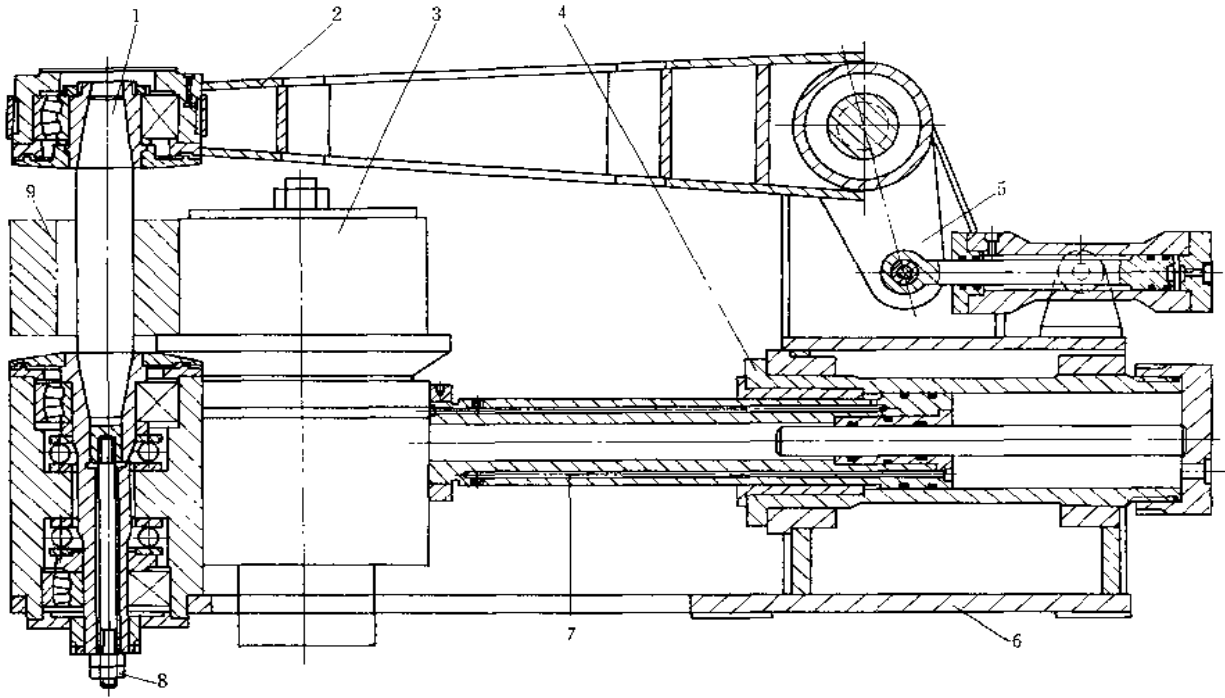


图 1-5-531 辗压机芯辊的支承

1—芯辊；2—芯辊支架；3—辊压辊；4—主轴缸；5—锁紧装置；6—主滑块；7—柱塞；8—螺母；9—需辗压的环形工件

如图 1-5-531 所示，主滑块 6 可沿机身的导轨作水平方向往复运动，带动芯辊 1 实现对环件径向辗压。

将芯辊支架 3 向上打开，可将需辗压的环形工件套入芯辊 1 后，再将支架扣在芯辊的上部锥端，然后借支架侧面的锁紧滚轮压紧在床身的凸台上，使芯辊支架不与芯辊脱开，便可进行辗压。芯辊上下端用调心滚子轴承支承，可随环件一起作旋转运动。该轴承主要承受径向负荷，并可补偿轴线的同心误差，推力球轴承承受双向轴向力。

图 1-5-532 所示为一种新型锻压机器，是摆动辗压工艺的专用设备。摆头轴线与机器主轴中心线相交一  $\gamma$  角，当主轴旋转时，摆头同上下模作摆动运动，毛坯置于固定在滑块的下模中，滑块在送进油缸的推动下同毛坯一起向上运动，当毛坯接触到摆动的上模时，毛坯就在上下模间产生塑性变形。其合成运动为螺旋运动，一般采用推力向心球面滚子轴承。

机械压力机驱动轴一般装有飞轮、离合器、制动器，因此选用轴承，必须适应负荷急剧变化

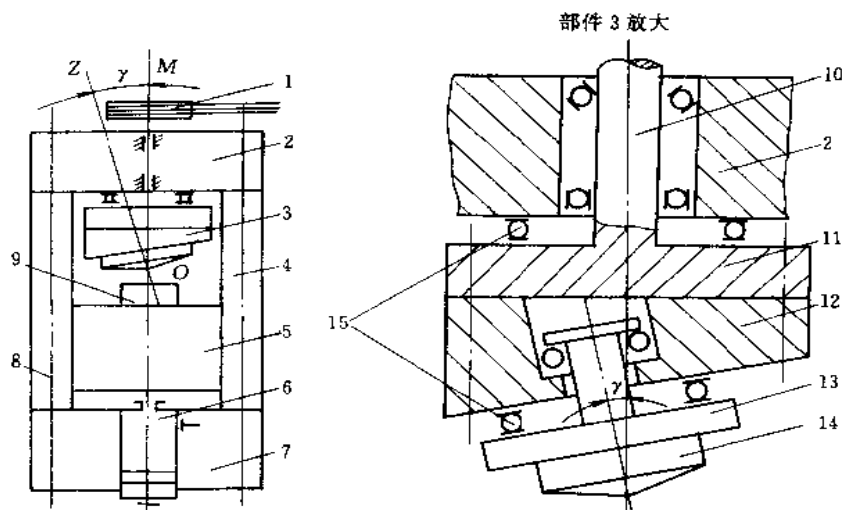


图 1-5-532 摆辗机及其摆头示意图

1—机械传动系统；2—上横梁；3—摆头；4—立柱；5—滑块；6—送进油缸；7—下横梁；8—拉紧螺栓；9—毛坯；10—摆轴；11—摆轴盘；12—偏心斜盘；13—摆头模座；14—上模；15—止推轴承

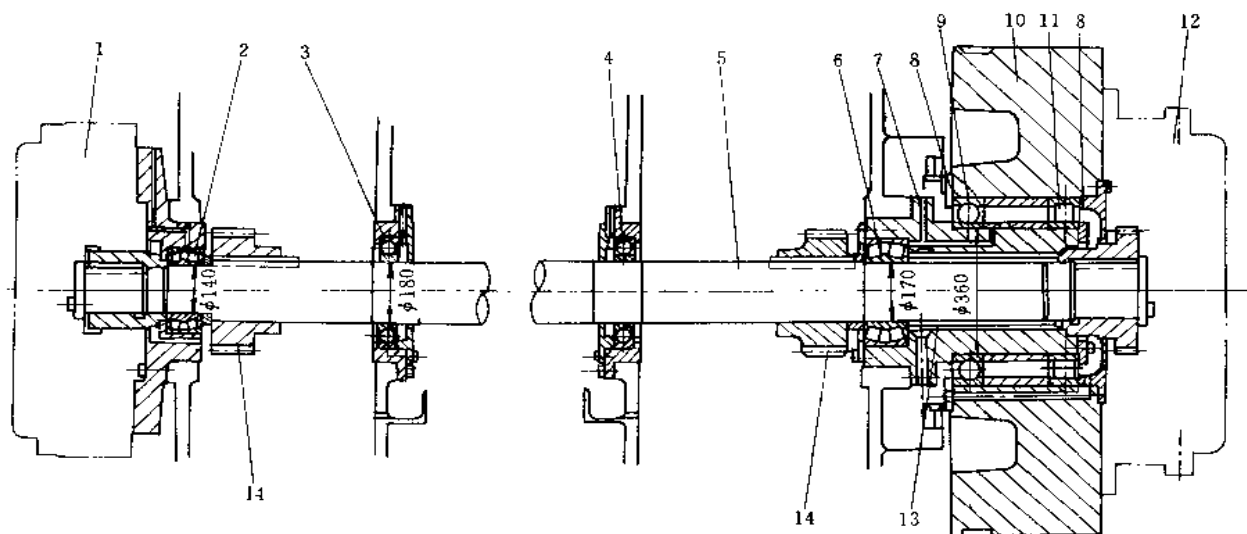


图 1-5-533 机械压力机驱动轴

1—干式圆盘制动器；2、6—调心滚子轴承；3、4、9—深沟球轴承；5—驱动轴；7—飞轮支承轮毂；8—抛油环；10—飞轮；11—圆柱滚子轴承；12—干式单片摩擦离合器；13—隔套；14—齿轮

和启动、停车频繁等特点。而且由于各轴的配置问题，造成驱动轴的长度很大，所以还必须考虑轴的自重挠曲，以及飞轮重量造成的挠曲，因此增设了轴承 3，如图 1-5-533 所示。

轴承润滑采用油泵加压注油法，为了防止润滑油流到制动器和离合器上，同时回收废油，采用了抛油环、曲路密封、O 型密封圈等多种密封装置和相关措施。

各轴承所受径向负荷约为：2、6 各为  $8.1 \times 10^4 \text{N}$ ，3、4 各为  $2.4 \times 10^4 \text{N}$ ，9 为  $1.1 \times 10^4 \text{N}$ ，11 为  $4.7 \times 10^4 \text{N}$ ，转速 245~490r/min；温度  $20^\circ\text{C}$ 。

## 2.8.27 锯床轴支承

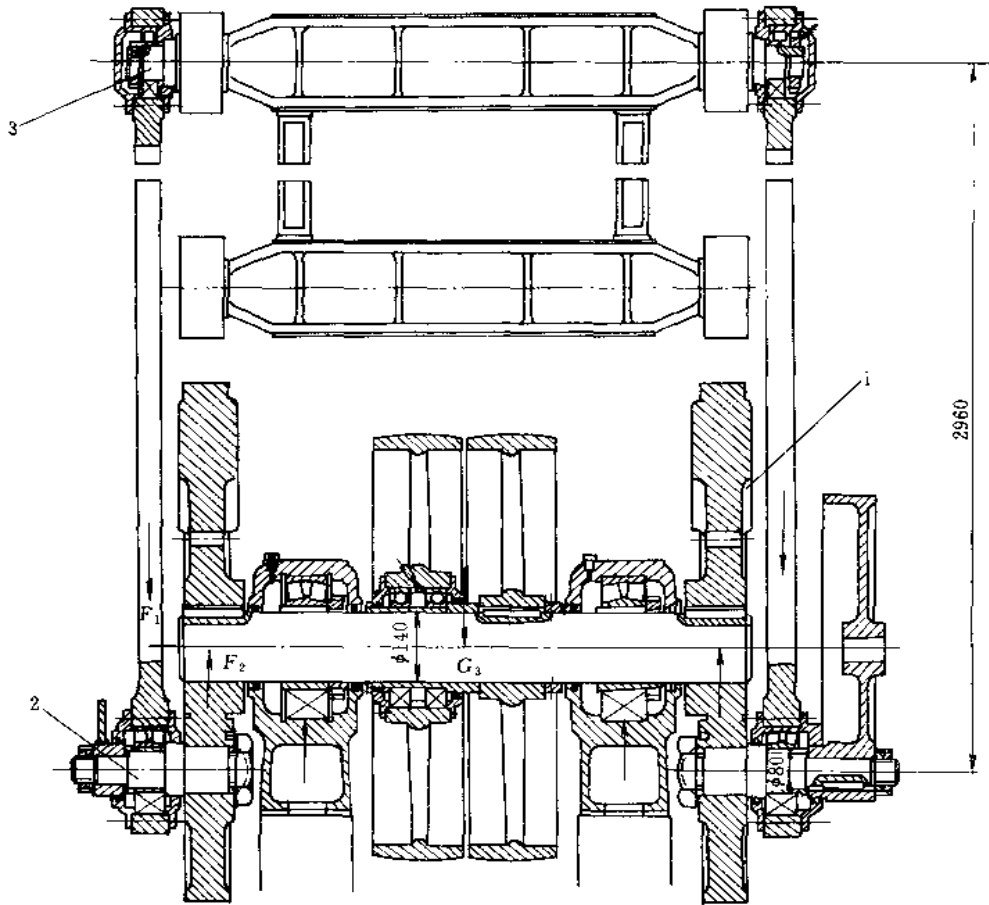


图 1-5-534 双机架框式锯床

图 1-5-534 所示为双机架框式锯床。当转速为  $280\text{r}/\text{min}$ ，传动功率为  $33\text{kW}$ ，带座机架高  $2960\text{mm}$  时，框架升程为  $500\text{mm}$ 。整套机架的质量平均分布于两边，支承在曲柄轴颈轴承 2 上，作往复和旋转运动。因此轴承 2 须承受上方框架悬架和带座机架的重力  $G_1$  和  $G_2$ 、惯性力  $F_{Tr}$  和离心力  $F_s$ ，其合力为  $F_1$ ；主轴承 1 承受主轴、曲柄盘和皮带轮的重力、合力  $F_1$  和与  $F_1$  相反的圆盘离心力  $F_2$ ；上方框架颈轴承 3 承受  $G_3$  和往复运动框架的惯性力  $F_{Tr}$ 。

考虑主轴承部位的同心度误差，主轴承采用调心滚子轴承，并用紧定套固定在轴上。曲柄轴颈轴承所受  $F_1$  是变化的，用曲柄轴颈的行程通过下止点时，出现的  $F_1$  最大值计算选用轴承，同时考虑此处轴承外径应尽量小些，以及为了补偿支承部分的同心误差，也选用调心滚子轴承。加之此处离心力大，轴承应装用由外圈引导的黄铜实体保持架。上方框架颈轴承因为机架采用了调心滚子轴承与曲柄轴颈相连，为避免机架绕纵向轴线转动，所以必须由上方框架颈轴承来引导，同时考虑受力，所以选用圆柱滚子轴承。由于曲柄盘每转一转，此轴承完成一次回转，且回转运动很小，所以可按静负荷进行轴承计算。

## 2.8.28 磨球机轴支承

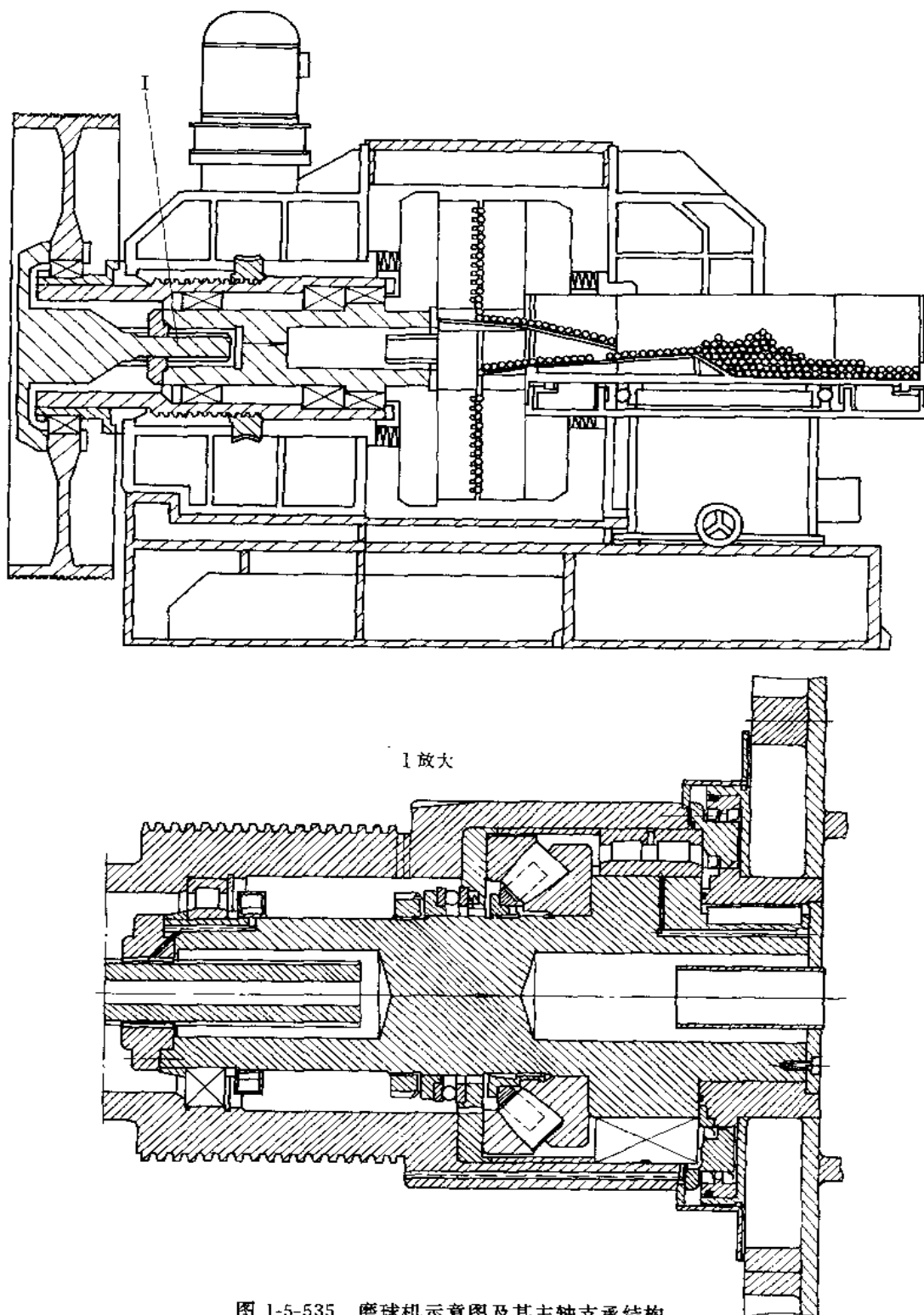


图 1-5-535 磨球机示意图及其主轴支承结构

磨球机通过 V 带用一台 60kW 电机带动主轴。轴和磨盘转速在 87~240r/s 间变化。要求

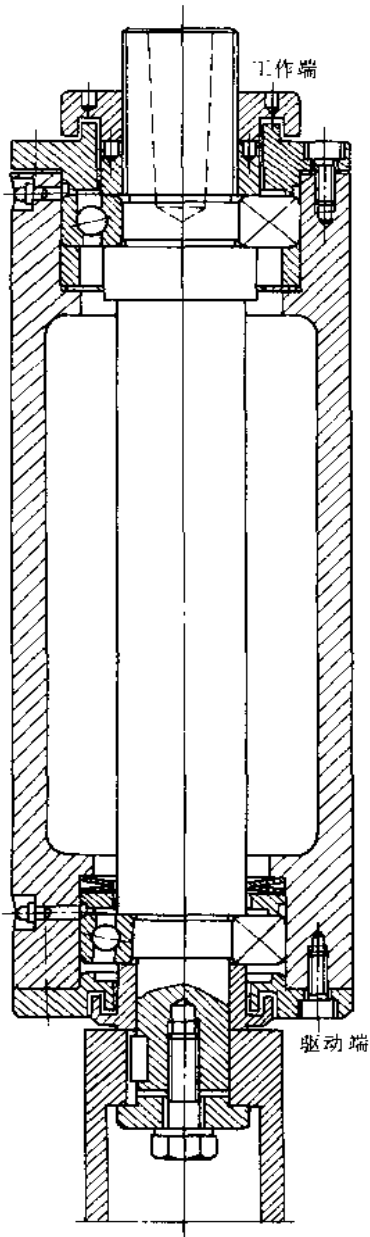


图 1-5-536 木材立式切割机床（底铣主轴）支承

主轴刚性大，没有轴向跳动，在最短时间内，磨球达到要求的质量，因此主轴配有大的滚子轴承。如图 1-5-535 所示，工作端装一个双列圆柱滚子轴承，相对端装一个单列圆柱滚子轴承，用以传递磨碎时及拉紧皮带产生的径向负荷和主轴承受的所有零部件重量，该轴承采用内边无挡的型式，适应热膨胀轴的长度变化。来自箭头方向的大轴向负荷，由调心滚子轴承承担，并为调定和更换磨板时，能维持可靠的接触，轴承调为零公差。可用螺母通过推力球轴承及预加负荷弹簧进行。该轴承是基于平均负荷为 300kN 和平均速度为 130r/s，疲劳寿命为 20000h 进行选择的。而圆柱滚子轴承座必须按强度和刚度要求决定，直径宁可选大些。

用循环油润滑，由于轴承承受压力大，油中必须包含 EP 添加剂。

#### 2.8.29 木工机械轴支承

图 1-5-536 所示结构采用两个深沟球轴承。工作端轴向定位，驱动端轴向游动。为了防止高速下空载时滚动体与滚道间的滑动，用两个碟形弹簧在驱动端对轴承施加预紧力，以获得轴承无游隙运转，并可提高支承刚度。预紧力约为 500N。铣刀轴也可用角接触球轴承用 O 型结构安装。刀轴尺寸不变，即两种轴承可以互换。轴承内圈与轴均用 js5 配合。外圈与座孔工作端用 JS6，游动端用 H6。

## 2.8.30 化工机械轴支承

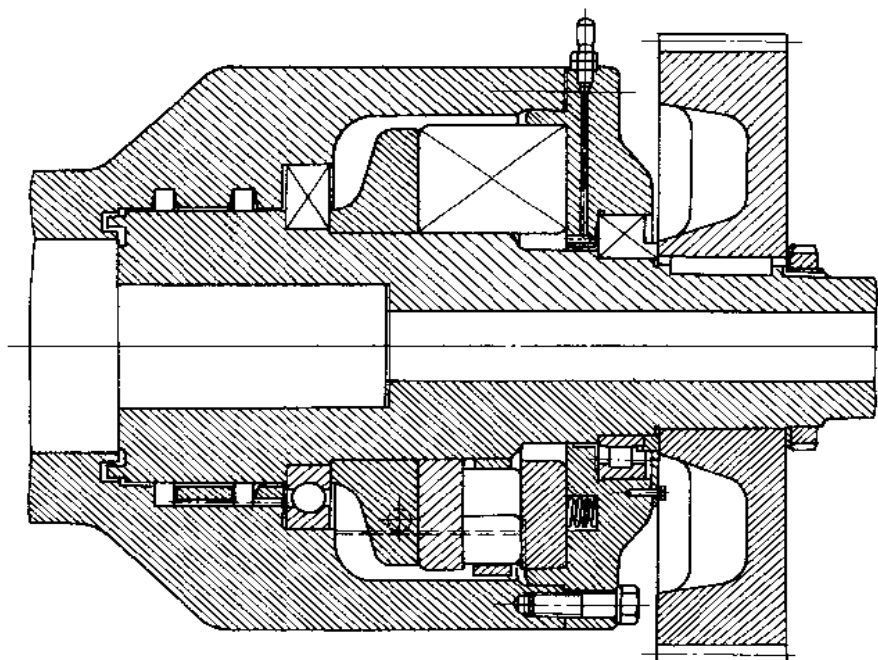


图 1-5-537 塑料挤压机轴承

图 1-5-537 所示为挤压机中产生模制压力的螺杆，安装在气缸内，挤压力由安装在螺杆上的圆柱滚子推力轴承承受。螺杆速度为  $3\sim 80\text{r/min}$ ，无级调节；轴向负荷  $300\text{kW}$ ，驱动扭矩  $4\text{kN}\cdot\text{m}$ ，径向负荷和轴向负荷分别由向心轴承和推力轴承承受。按负荷大小，右端圆柱滚子轴承也可用球轴承，但分离形带角圈的滚子轴承装卸方便，也可承受挤压机空转时的反向推力，并防止螺杆向左移动，角圈和滚子端面应有  $0.8\sim 1\text{mm}$  空隙。滚子推力轴承用 6 根螺旋弹簧压住套圈。滚子推力轴承和滚子向心轴承用循环油润滑。滚子推力轴承的油自轴承孔向外进入轴承内部，向心球轴承用飞溅润滑。螺杆端用迷宫式和集油沟的复合密封。

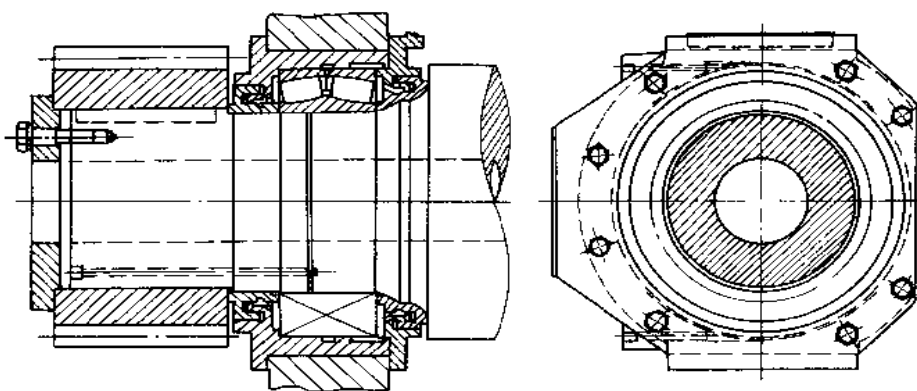


图 1-5-538 橡胶挤压机轴承

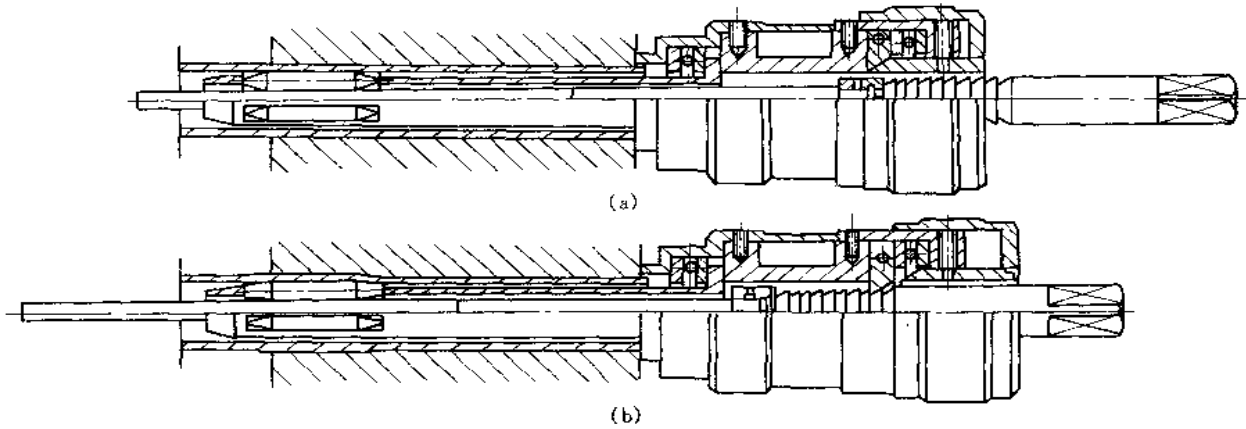


图 1-5-539 后退式胀管器支承  
(a) 工作开始前状态；(b) 工作完成状态

### 2.8.31 制革机械轴支承

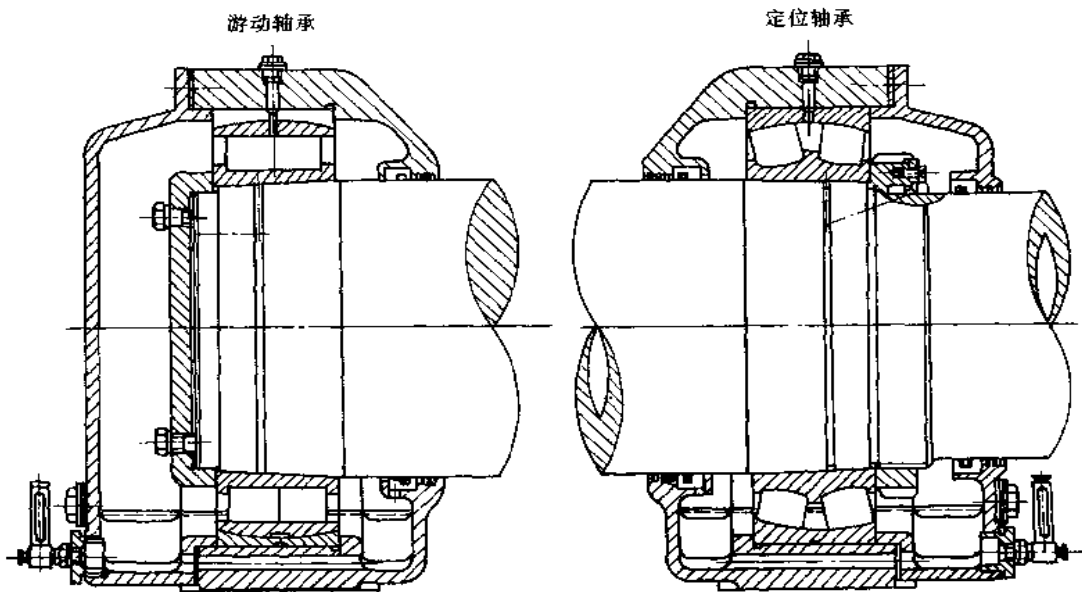


图 1-5-540 研光滚筒支承系统

图 1-5-540 是一种用卵形或弧形石块碾压或摩擦皮革、布帛等使其压实而光亮的机器的滚筒轴承。用调心滚子轴承为轴向定位轴承，圆柱滚子轴承为游动轴承，并加球面环以适应轴的伸长或挠曲变形。

## 2.8.32 包装机械轴支承

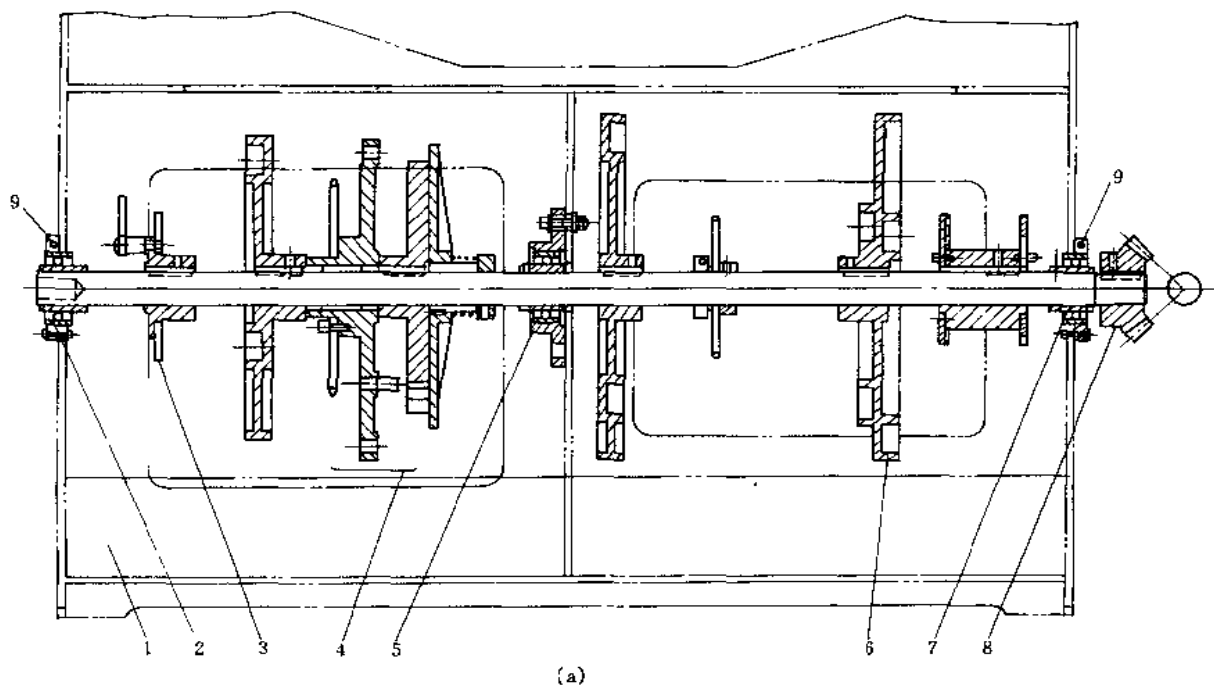


图 1-5-541a 为方形产品包装机主轴。为适应小型化、重量轻的要求，采用了板金机架，壁厚较薄，轴承外圈可能产生转动，因此采用了固定环。转速为  $30\text{r}/\text{min}$  以下的低速，负荷仅为径向  $2000\text{N}$  左右，轴向  $200\text{N}$ ，工作条件不恶劣，故采用填入轴承中润滑脂即能保证充分润滑，故用带密封圈的深沟球轴承。

图 1-5-541b 是糖果包装机扭尾装置中的机械手，作用

是对所包装的糖果进行尾部扭结。一只钳爪是固定的，另一只活动钳爪由齿轮齿条传动以进行张合，在工作时进行连续的扭结和频繁的张合，受力情况比较复杂，因此对机械手的强度和刚性要求就比较高。但负荷不重，故采用一对深沟球轴承，工作条件较好，采用脂润滑，齿轮轴 4 与轴承采用较松的动配合，以使机械手能进行轴向的进给运动。

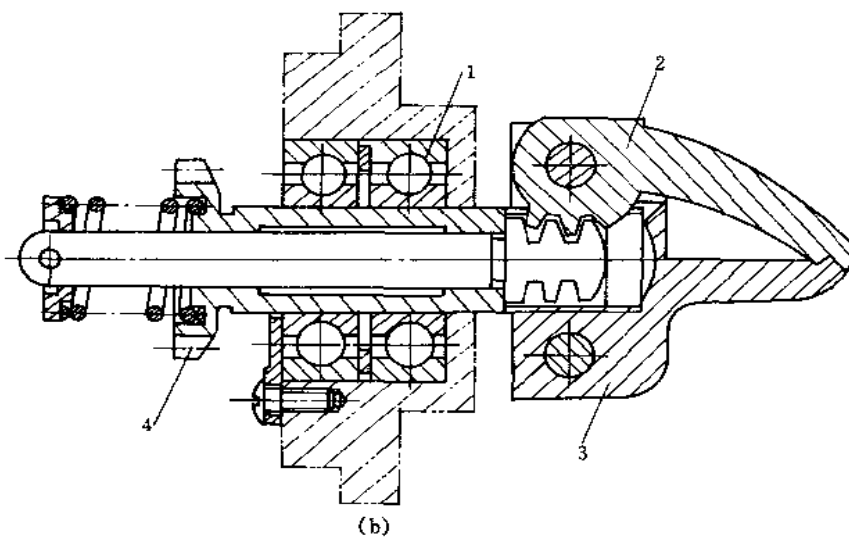


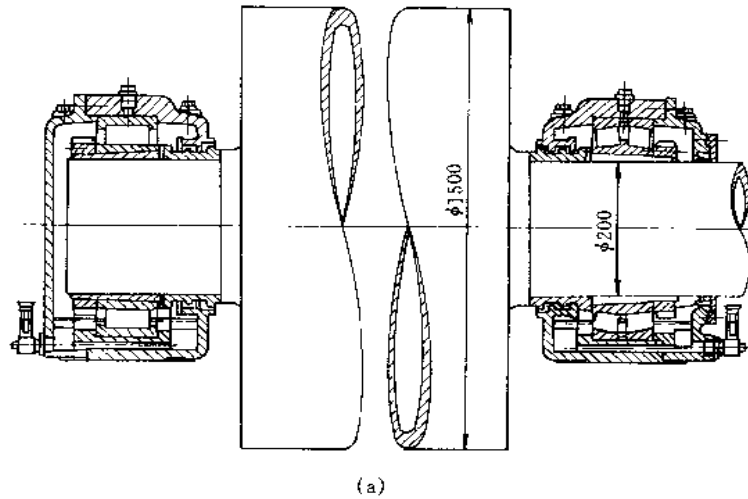
图 1-5-541 包装机械轴承

图 a: 1—主机架; 2、7—深沟球轴承; 3、6—凸轮; 4—安全装置;  
5—菱形法兰式带座球轴承; 8—圆锥齿轮; 9—固定环

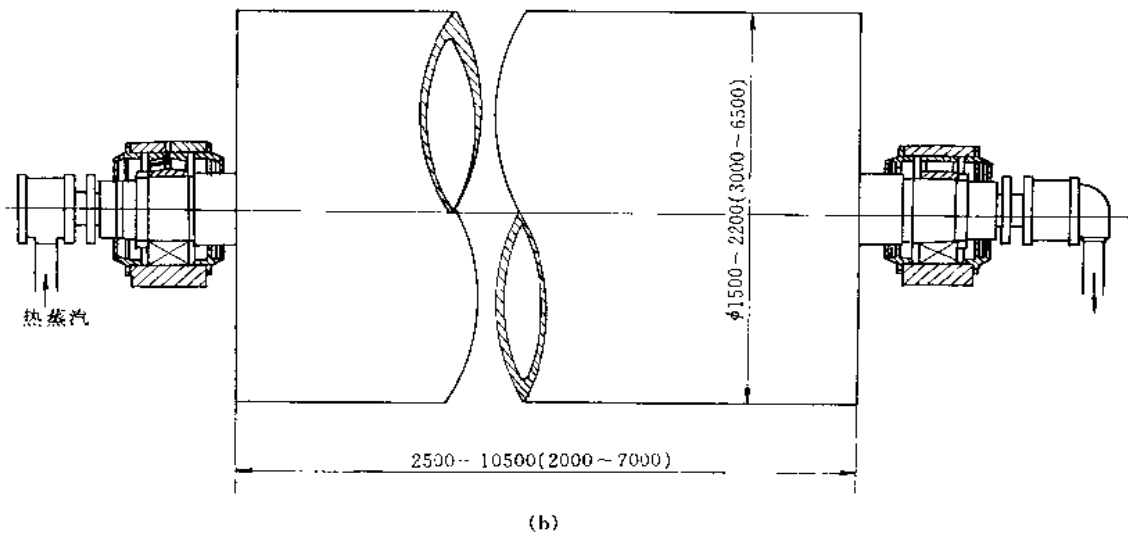
图 b: 1—深沟球轴承; 2—活动爪; 3—固定爪; 4—齿轮轴



## 2.8.33 造纸机干燥筒轴支承



纸运行速度为 850m/min，轴转速为 180r/min



蒸汽温度为 130~200℃ (140~190℃)，轴径为 180~320mm (340~670mm)，纸运行速度最大为 1700m/min 左右

图 1-5-542 造纸机干燥筒支承

造纸机械是由许多滚筒组成延伸长达 100m 以上的设备，经过过滤阶段和湿压成型机脱水后仍残留于纸中的水分在干燥部分被蒸发掉。纸通过各干燥筒时，由连续的干燥用毛毡布引导并紧贴干燥筒的热表面向前运行。干燥滚筒由滚动轴承支承，如图 1-5-542 所示。

干燥滚筒支承的跨距大、负荷大、温度高，而且由于两轴承座在机架上安装中不可避免的同心误差，因此，过去一般采用调心滚子轴承，这些轴承可用紧定套装在圆柱形轴颈上（图 1-5-542a）。为了防止热膨胀造成轴向夹紧，采用一端固定（轴向定位）一端游动。固定端用调心滚子轴承，游动端采用内圈无挡边的圆柱滚子轴承。为了保证尺寸稳定性，轴承必须进行特殊热处理。轴承座也采用专用轴承座。

由于温差大，必须增大轴承的径向游隙，即调心滚子轴承采用 C4 组游隙，因为圆柱滚子轴承的标准径向游隙值比调心滚子轴承的小，因此，圆柱滚子轴承采用 C5 组游隙。这样，就可使两套轴承在工作状态下达到相同的工作游隙。

当用紧定套固定轴承时，轴应加工至 h8 级精度，圆度和锥度误差在 IT5 级公差精度以内。因外圈为局部负荷，此外还从轴中供热，所以轴承座孔应加工至 G7 级进行松配合。同时还因轴承座系分离型结构，所以亦要求采用这种松配合，否则就可能发生椭圆夹紧外圈的危险。其形状偏差亦要求达到 ISO-IT5 级公差精度。

鉴于工作温度高，轴承采用油循环润滑，通过外圈上的润滑槽和孔输入油。为了保证在供油停止时也能进行较长时间的可靠润滑，回油孔高度应使轴承最下边一个滚子的一半浸入油中。并在轴承座底部和端盖中设有由平衡孔连接的油槽，这样就能有足够的空间储油以保证浸入式润滑的需要。同时为了保证在轴承中形成能承载的润滑膜，油在一定的转速比和相应的工作温度下必须具备一定的粘度。此外油中还应含有防锈添加剂并具有良好的耐老化性能。不能采用接触式密封，一般用甩油环进行简单的间隙密封就可以了。甩下的油集聚于集油槽内并通过连接孔流回油室。

采用圆柱滚子轴承这种配置的主要缺点是由于偏心使滚子和滚道上引起边缘应力，从而降低了轴承的承载能力和使用寿命。为了尽量准确地校直轴承箱，要花费很多时间，又提高了制造成本。

现代造纸机械干燥滚筒支承开始采用一种新结构，轴承直接装在锥形轴颈上，固定端仍用调心滚子轴承，而游动端则采用了 SKF 公司的新产品 CARB 型轴承（图 1-5-542b）。它不但提供了一个能调节偏心和轴向位移的独特组合，而且在减小截面高度情况下，提高了承载能力和使用寿命。

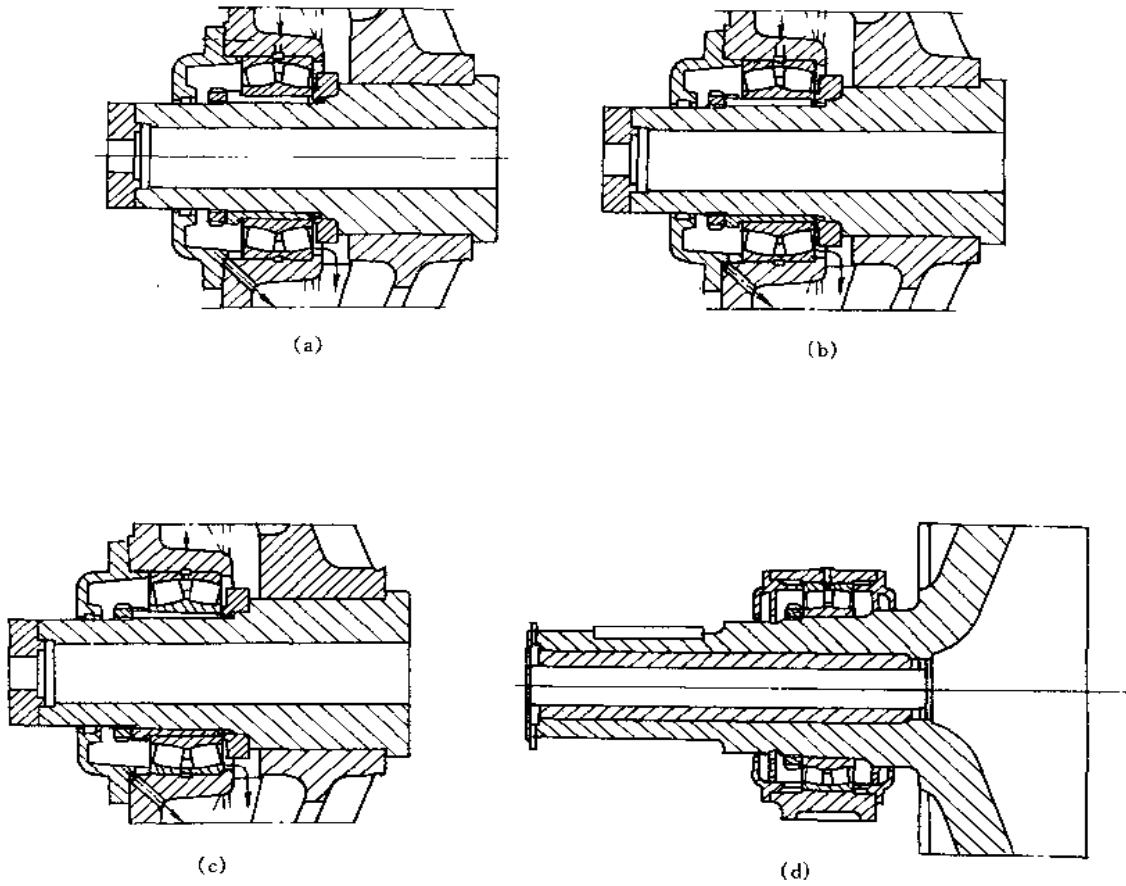


图 1-5-543 轴承轴颈隔离结构

现代造纸机械为了增加生产能力,需要高蒸汽温度,增加工作速度及完全密封的机器,启动时间变短。故要求轴承配置更加精确,以及增加循环油量,特别是改进轴颈隔离。从无隔离层的轴颈(图 1-5-543a)到带有改进隔离层的轴颈(图 1-5-543b~d)。

轴颈孔隔离办法,如图 1-5-543b 所示,是应用最普通的。蒸汽通过钢管,在管与轴颈孔间的空气间隙形成有效的隔离层。图 1-5-543c 是在轴颈端面与蒸汽接头间再垫入隔离垫圈,其效果更好。垫圈应为 5mm,由热导率比刚小 0.5%的材料制成,玻璃钢 PTFE 比较好。石棉目前未被采用。图 1-5-550d 加长了轴颈,加大了蒸汽接头与轴承的距离。

## 2.8.34 纺织机械轴支承

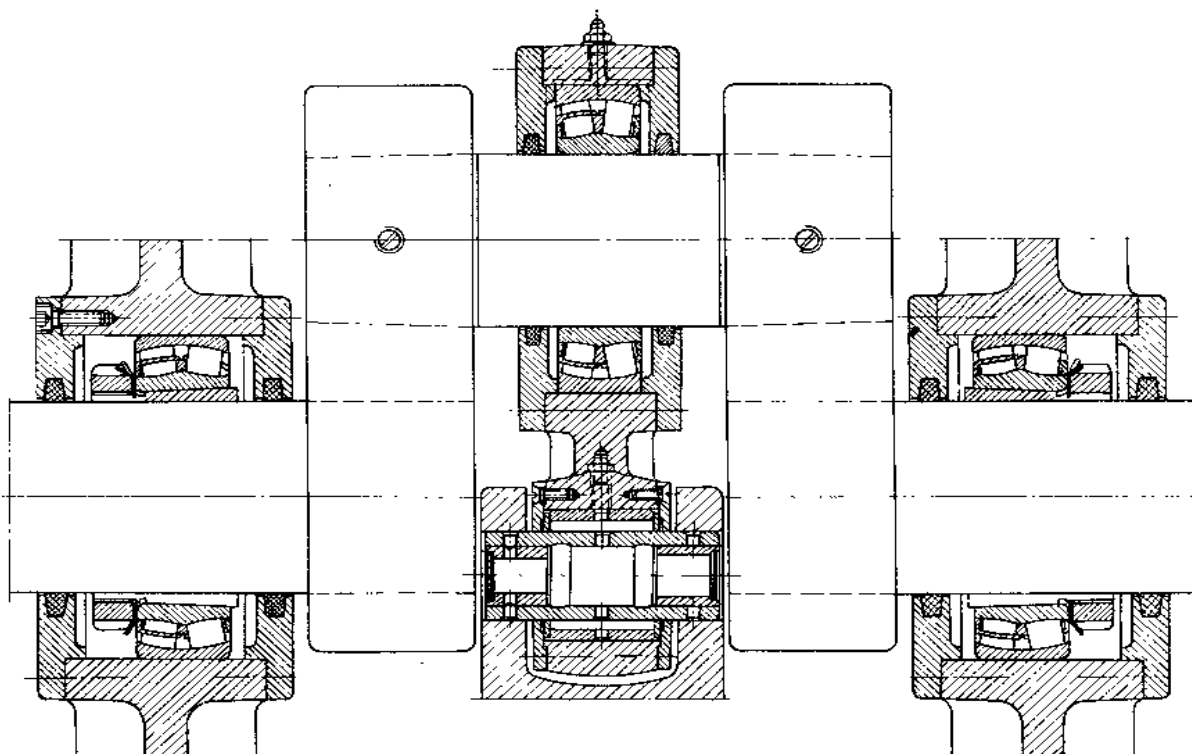


图 1-5-544 重型织机的曲轴与连杆支承

图 1-5-544 所示为工业用呢或造纸机毡布。

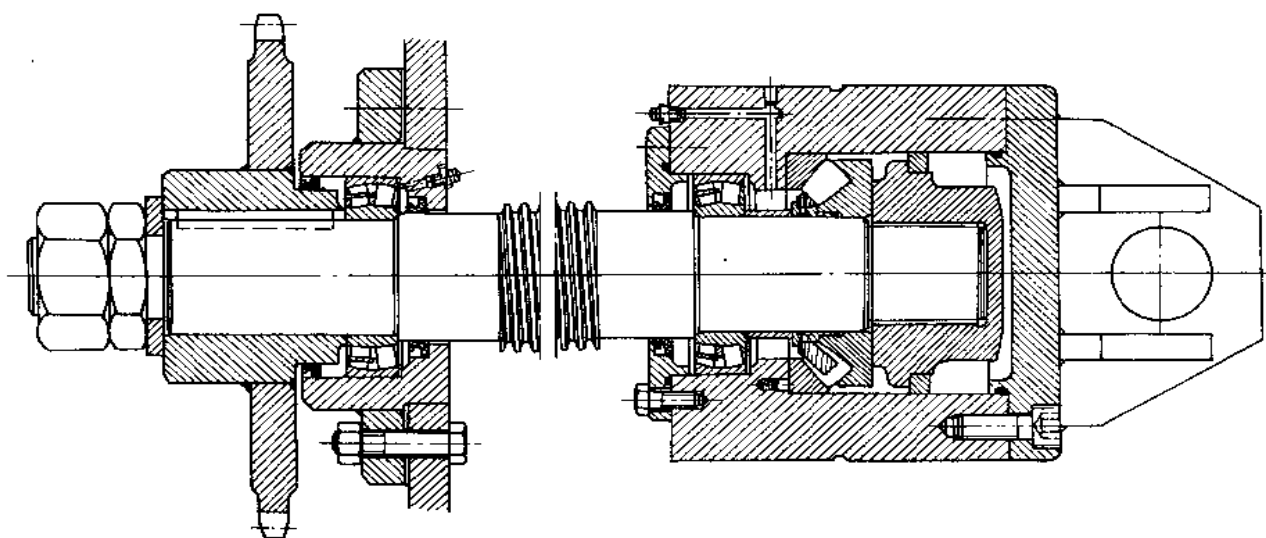


图 1-5-545 造纸机毡布拉幅烘干机的张力游架用螺杆的支承

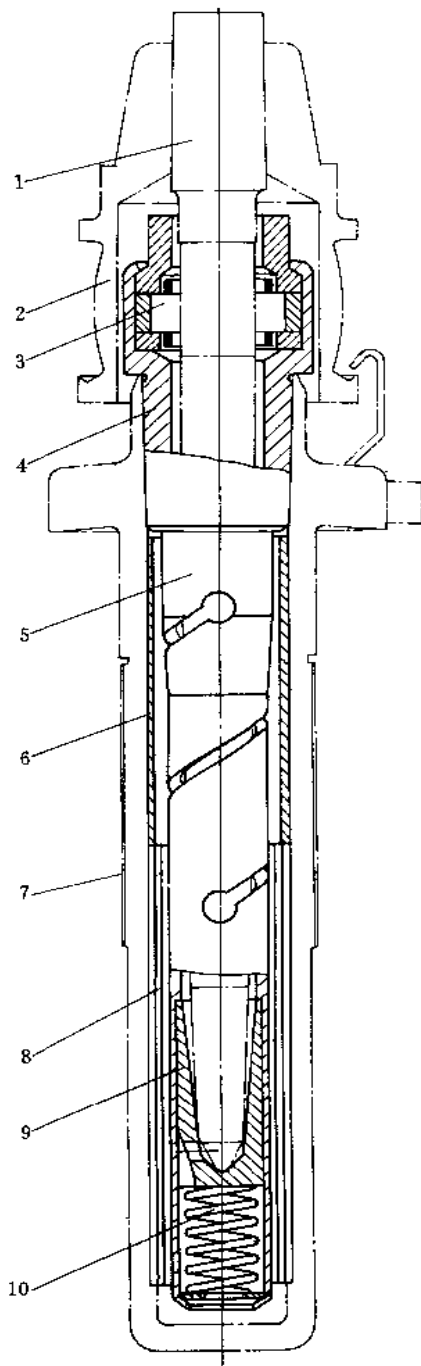


图 1-5-546 精纺拈线机的整体式弹性支承定子  
 1—锭杆；2—锭盘；3—圆柱滚子轴承；4—轴承座；  
 5—中心套管；6—隔离圈；7—锭脚；8—吸振卷簧；  
 9—锭底；10—螺旋弹簧

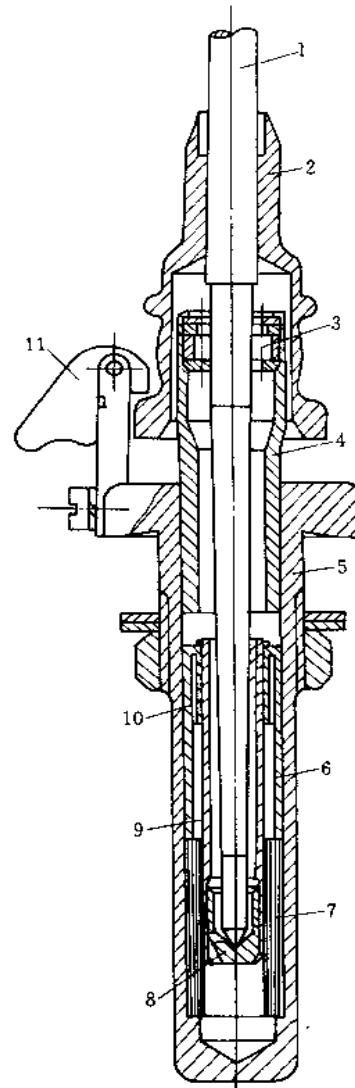


图 1-5-547 分离式弹性支承定子  
 1—锭杆；2—锭盘；3—圆柱滚子轴承；4—上轴承座；  
 5—锭脚；6—隔离圈；7—吸振卷簧；8—锭底；  
 9—中心套管；10—弹性圈；11—锭钩

如图 1-5-546 所示，上轴承采用专用纺锭轴承，它是一种高精度无内环的圆柱滚子轴承，具有较高的额定载荷和较小的体积。上轴承连同上轴承座一起压配在锭脚中，形成刚性支承。

这种轴承组合的结构形式称为整体式弹性支承锭子。上轴承座与中心套管连成一体，下轴承（锭底）装在中心套管的底部。中心套管上部开有螺旋槽，使其在纵向和横向都具有弹性，因而下轴承是弹性支承，每当锭子与纱管的不平衡量或纺纱张力变化而造成锭子振动时，锭子可自调中心，使锭尖与锭底保持良好的接触。中心套管外围紧套吸振卷簧，出现径向振动时，卷簧受到压缩，位于簧片间的油膜产生良好吸振效果。锭底螺旋弹簧具有纵向吸振作用。此类锭子运转平稳，振动小，推荐工作速度为 15000~20000r/min。

图 1-5-547 所示分离式弹性支承锭子，上轴承采用专用纺锭轴承，它是一种高精度无内环的圆柱滚子轴承，具有较高的额定负荷和较小的体积。上轴承连同上轴承座采用固定形式压配在锭脚中，形成刚性支承，使轴承座不易因受到外力干扰而浮动。下支承是弹性的，锭杆下端的锭尖支承于中心套管内的锭底上，中心套管通过尼龙圈、定位套管和卷簧安装在锭脚中。尼龙圈的内圈与中心套管紧密压配，其外圈与锭脚保持较小间隙，主要起定中心作用以及对下支承的纵向、横向支承作用。定位套管可防止整个支承的转动。圈簧是一个吸振元件，共 6~7 圈，其内圈与中心套管夹紧，外圈与锭脚撑紧，锭杆下端振动时，由于圈簧各层间隙内油的粘性阻尼而达到吸振作用。推荐工作速度 15000~20000r/min。

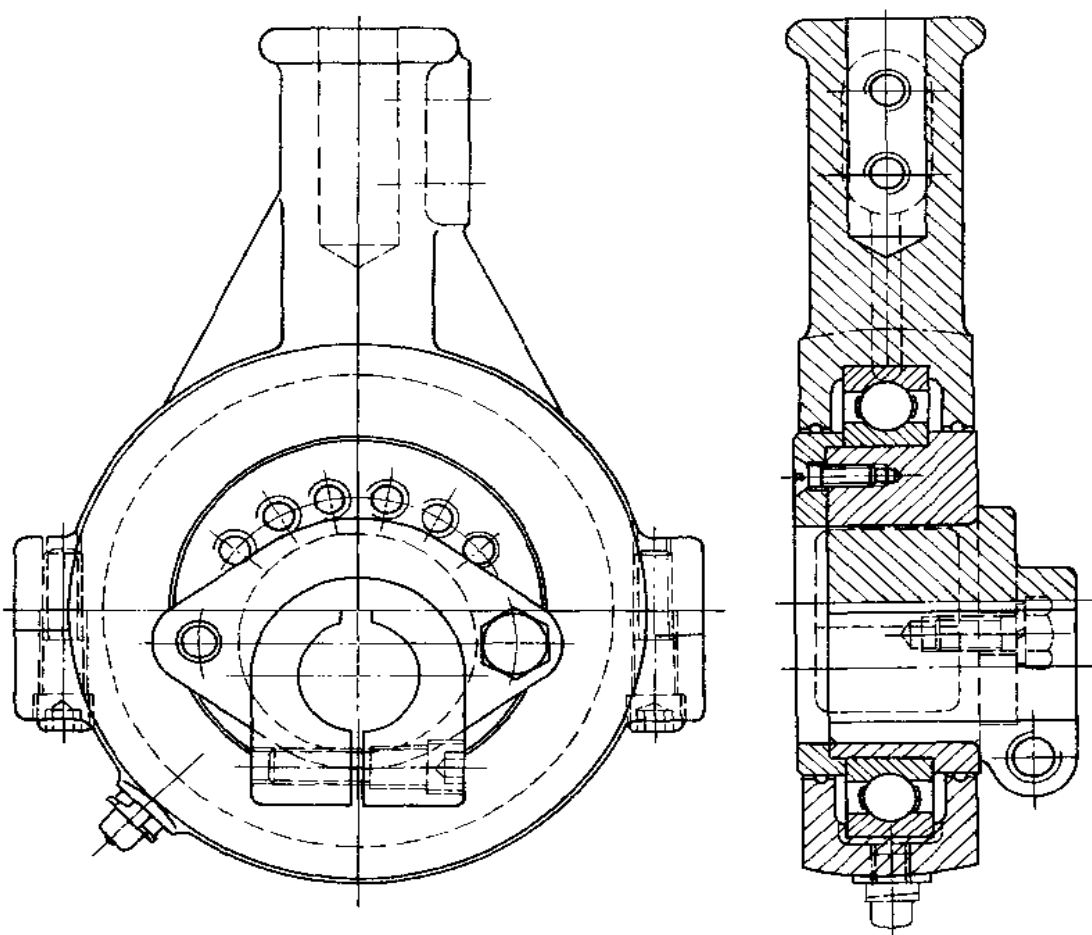


图 1-5-548 羊毛粗梳机的捻条机偏心轮

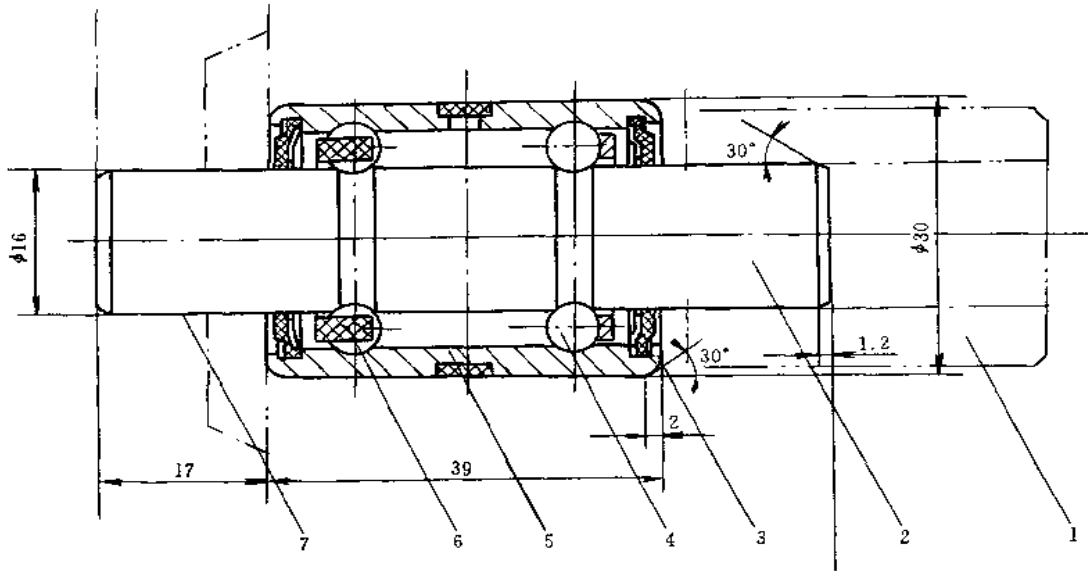


图 1-5-549 转杯纺纱机分梳辊轴承

1—带轮；2—心轴；3—密封；4—滚子；5—外环；6—保持架；7—分梳辊

图 1-5-549 所示轴承特点：(1) 整体型双列球轴承组合件。无内环，在心轴和外环上直接磨沟，结构紧凑。(2) 密封要求高，油脂不外溢，尘纤不侵入。(3) 工作转速 5000~9000r/min，寿命  $L_{10}=22000\text{h}$ 。

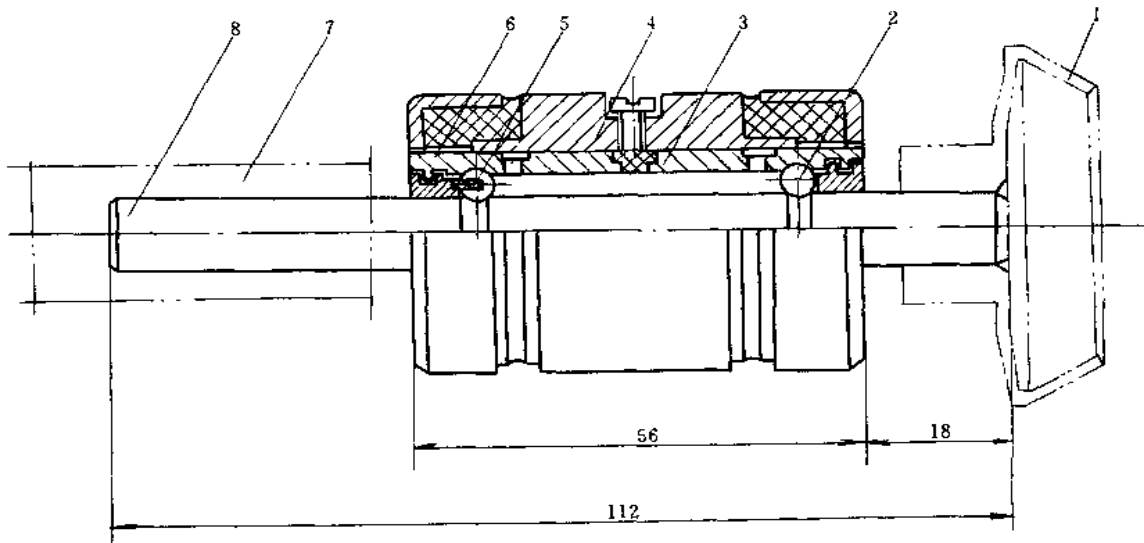


图 1-5-550 转杯纺纱杯轴承

1—纺纱杯；2—滚子；3—外环；4—弹性防振套；5—保持架；6—密封；7—带轮；8—心轴

图 1-5-550 所示轴承特点：(1) 整体型双列球轴承组合件，无内环，在外环和心轴上直接磨沟，结构紧凑。(2) 密封要求高，油脂不外溢，尘纤不侵入，两端采用间隙迷宫式密封。(3) 在外环的外径上套有压缩及剪切整体式弹性防振套。(4) 工作转速 31000~60000r/min，寿命  $L_{10}=12000\text{h}$ 。

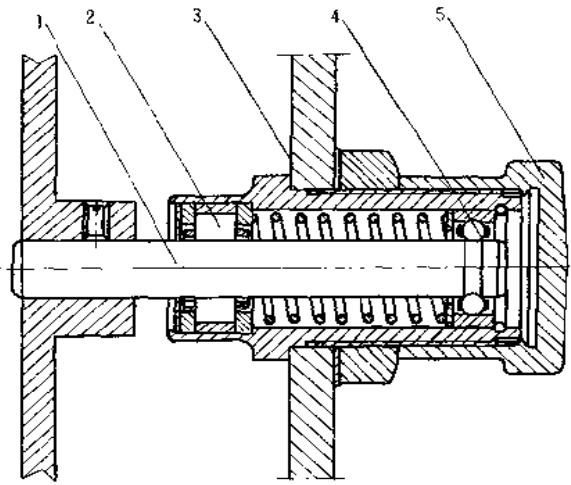


图 1-5-551 张力轮组合轴承  
1—心轴；2—圆柱滚子轴承；3—弹簧；4—深沟球轴承；  
5—螺母

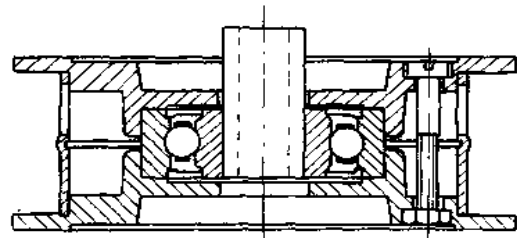


图 1-5-552 圆形针织机给纱辊

图 1-5-551 所示轴承特点：(1) 以滚子轴承与单列向心球轴承组合而成的组合轴承。(2) 前后支承无内环。心轴 1 右端的沟道作为右端单列向心球轴承的内环，心轴外径作为左端滚子轴承的内环，尺寸紧凑。(3) 弹性 3 用以消除二轴承的轴向间隙，降低噪音，保证运转平稳。(4) 螺母 5 起良好密封作用，向前旋转螺母，可使贮存的油脂挤入轴承滚道接触区，保证润滑条件良好。用于张力轮导轮轴承（裁衣机上导绳器）。

图 1-5-553 所示无内环双列球轴承，心轴上直接磨出双沟，代替轴承内环，外环的双沟呈半沟，金属保持架将钢球分开和进行引导，结构紧凑，承载能力大，适用于一般张力轮导轮轴承。

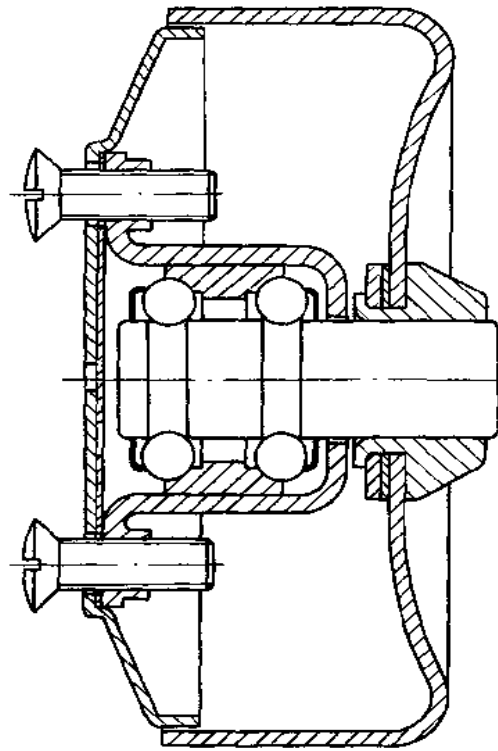


图 1-5-553 精纺拈线机锭带张力盘



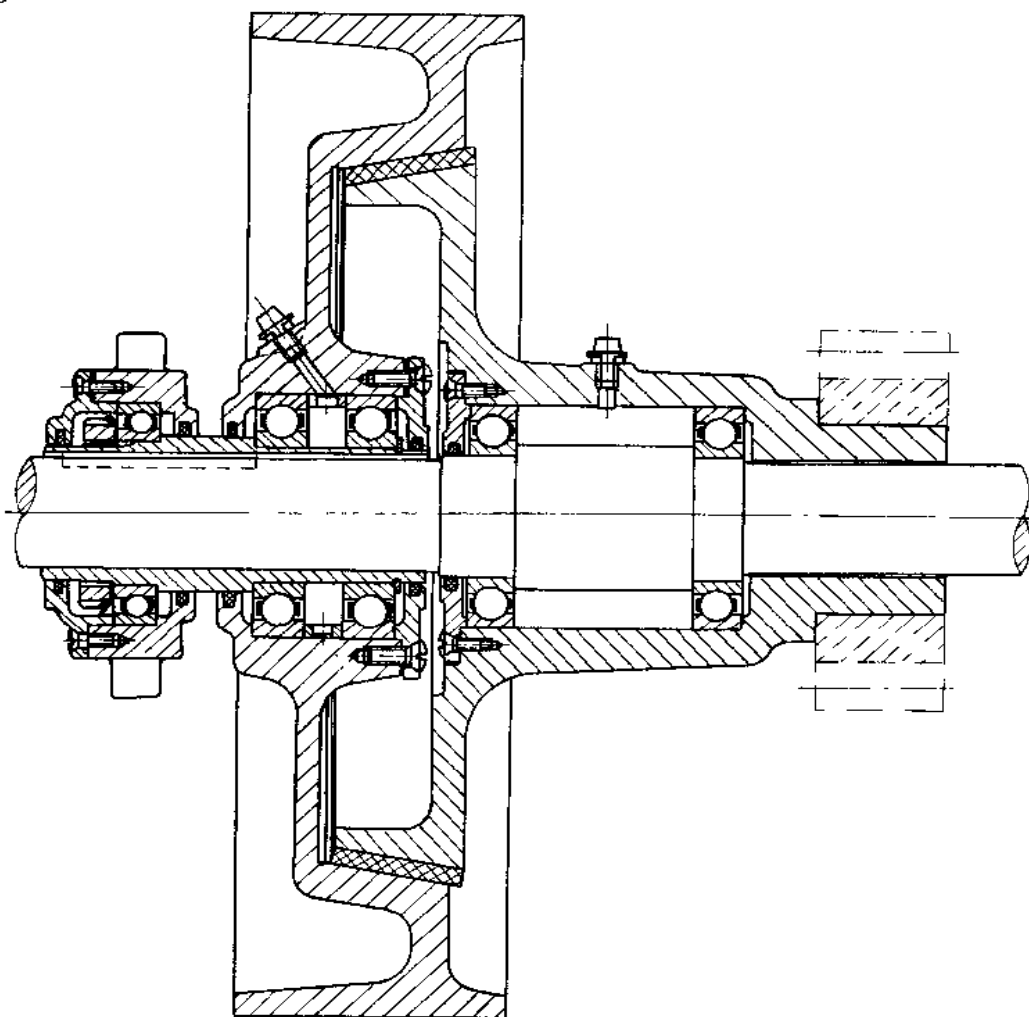


图 1-5-554 旧织机用锥式摩擦离合器

目前织机采用的大部是多片摩擦离合器式电磁离合器，不再用图 1-5-554 所示的锥式摩擦离合器。

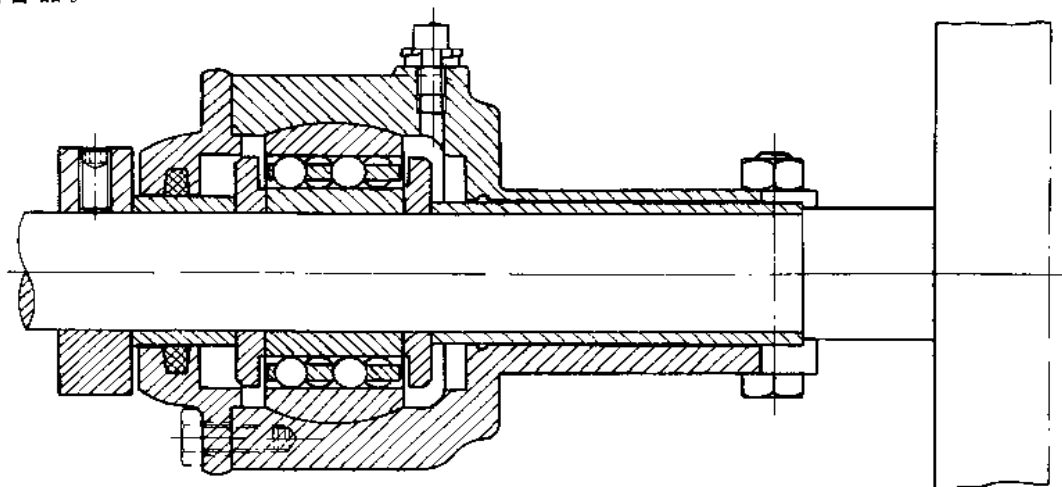


图 1-5-555 织物剪毛机上适合剪毛滚筒用的多排滚球轴承

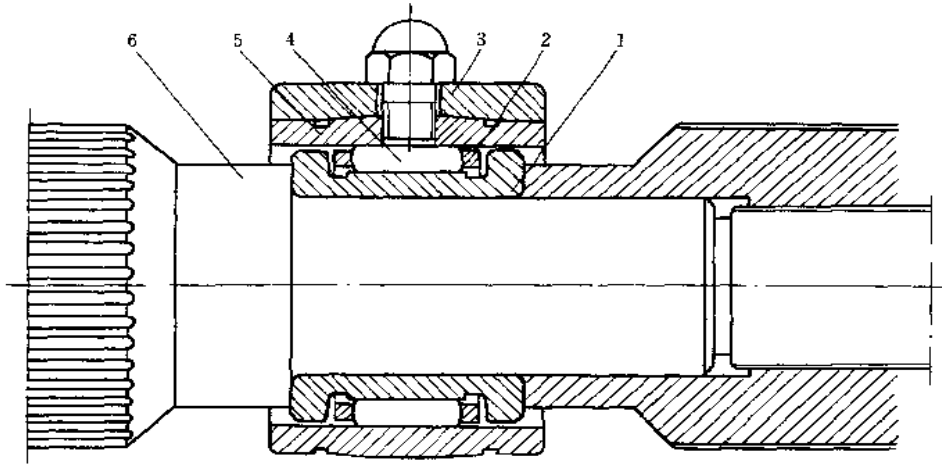


图 1-5-556 精纺机牵伸机构用的下罗拉轴承

1—内环；2—保持架；3—轴承座盖；4—滚针；5—外环；6—罗拉

图 1-5-556 所示轴承工作环境：精纺机的牵伸罗拉是由多节罗拉用导柱、导孔配合以螺纹联结成长轴，置于固定在机架的罗拉座上，是一种多支承、大挠度的长轴支承系统。

结构特点：(1) 外环 5 的外径磨成球面，起外球面自调中心的作用。(2) 滚针 4 除制成圆角外，两端略带弧形，以免滚针端部应力集中。(3) 内环 1 呈工字形，两端挡边外径带滚花，与外环内孔保持适当间隙，起轴承密封作用，防止飞花尘埃进入。(4) 保持架 2 在一处切开，拉开呈表带状，便于装配、清洁和调换。

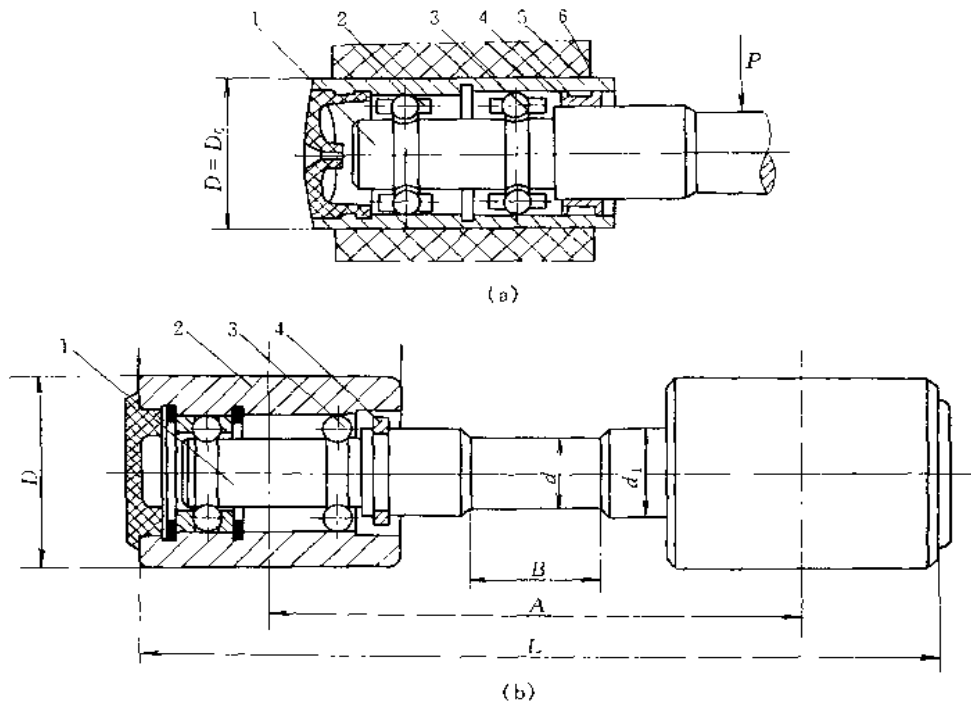


图 1-5-557 上罗拉轴承

(a) 带保持架的双列球轴承：1—心轴；2—保持架；3—钢球；4—外环；5—密封；6—皮辊圈套  
(b) 不带保持架的双列球轴承：1—心轴；2—外环；3—钢球；4—密封尼龙圈

图 1-5-557 所示轴承特点：(1) 无内环，心轴 1 上磨出双沟，作为钢球的滚道，尺寸紧凑，以尽可能缩小外径，保证必要的丁氰橡胶层厚度的要求。(2) 图 a 轴承外环 4 内孔一端有沟，控制轴承径向和轴向游隙；另一端无沟，便于轴承装配。图 b 外环 2 的内孔无沟。钢球 3 在芯轴的沟道上布满，无保持架隔离。(3) 密封要求高，防止飞花侵入和油脂溢出，采用 U 形密封圈或多层间隙迷宫式密封。(4) 贮油量，可以长期不需加油（约 10000h）。

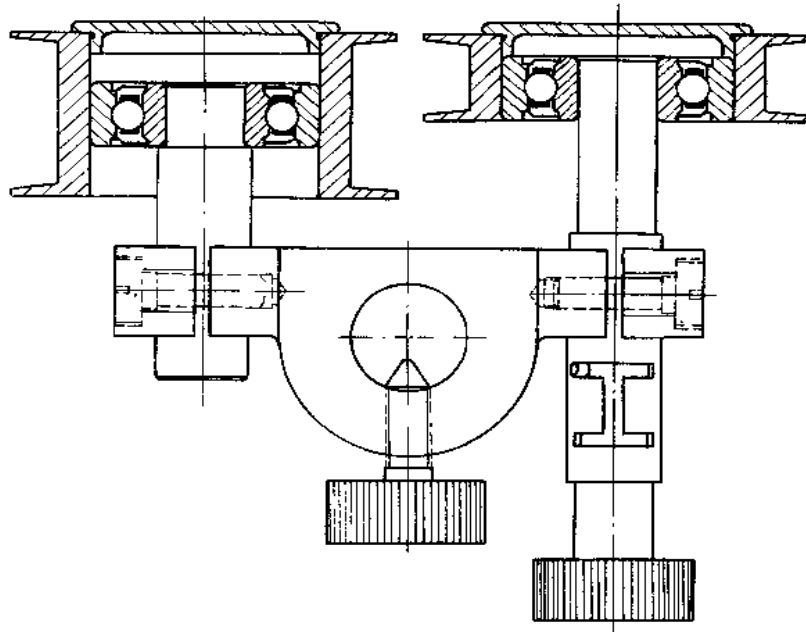


图 1-5-558 圆型针织机空转轮与导轮

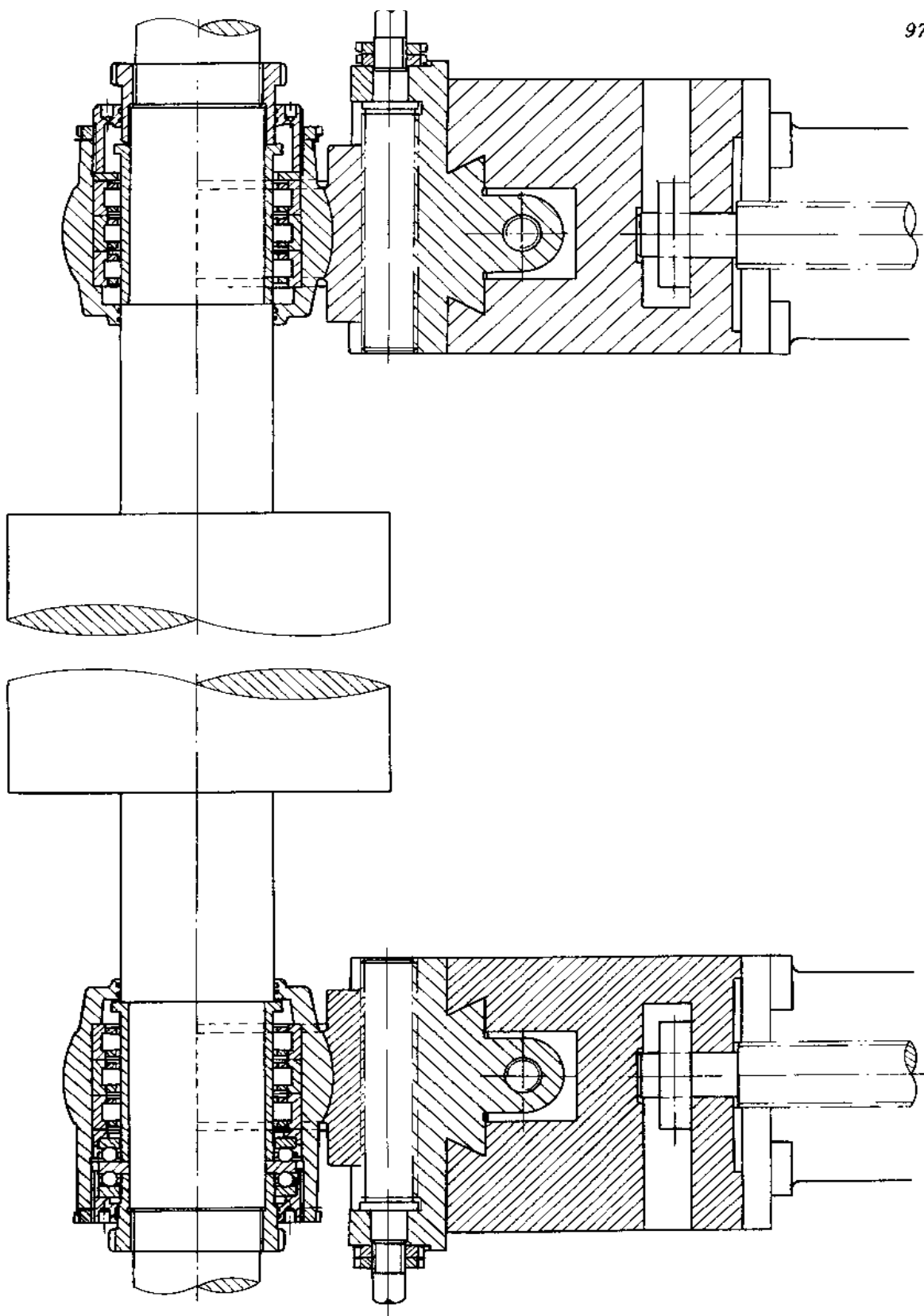


图 1-5-559 织物印花机印花报筒

图 1-5-559 所示轴承组合用于织物印花机印花辊筒的轴径支承。印花辊筒上作用有较大径向载荷，并需进行轴向位移和轴线相对图示投影平面平行度的调整，以便进行对花操作。

该轴承的径向负荷由同一内环的三列滚柱轴承承受；径向尺寸小，承载能力强；左侧外端有一双向推力轴承，能限制轴的双向窜动。

轴承外套中段呈球形，以适应花筒轴的弯曲及轴线平行度调整时的调心需要，并降低机构的制造及安装精度要求。

### 2.8.35 自动机轴支承

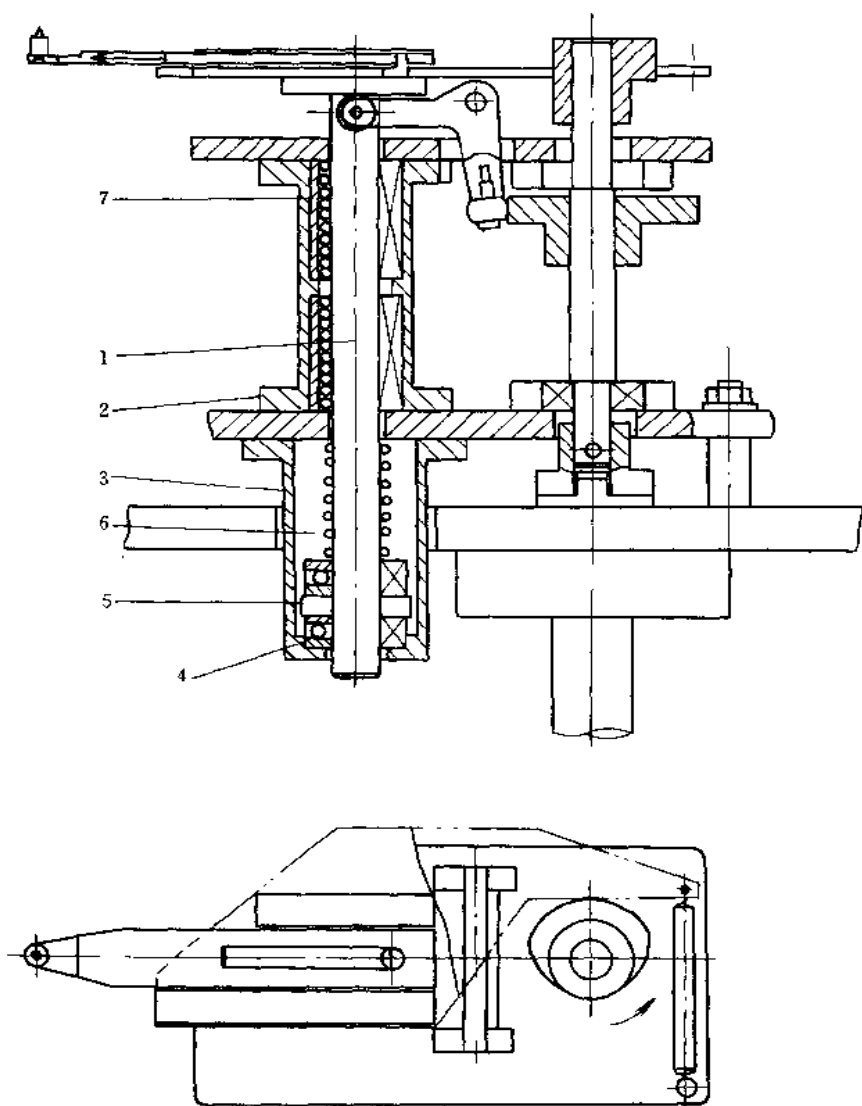


图 1-5-560 自动装配线高速供件装置中主轴支承  
1—主轴；2、3—轴承箱；4—单向推力球轴承；  
5—隔圈；6—弹簧；7—直线运动球轴承

图 1-5-560 所示装置的动作是靠凸轮等机构带动的复合运动，主轴既能作  $60^\circ$  的摆动，同时又能上下运动，每分钟上下往复 120 次，行程 10mm。主轴的上升运动是由凸轮压动杠杆提升的，下降运动则靠自重和压簧驱动。

主轴下部使用了两套单向推力球轴承，这样既减小了主轴摆动时引起的弹簧底面的摩擦力，也确保了动作的平衡性。主轴所承受的轴向负荷比较小，所以采用特轻（1）系列推力球轴承即能满足要求。

另外，主轴的径向负荷由两套开式直线运动球轴承来承担。这种轴承既能保证主轴的上下运动，又能满足主轴摆动的要求。主轴淬火硬度为 HRC60，由于动作较轻，故采用过渡配合。

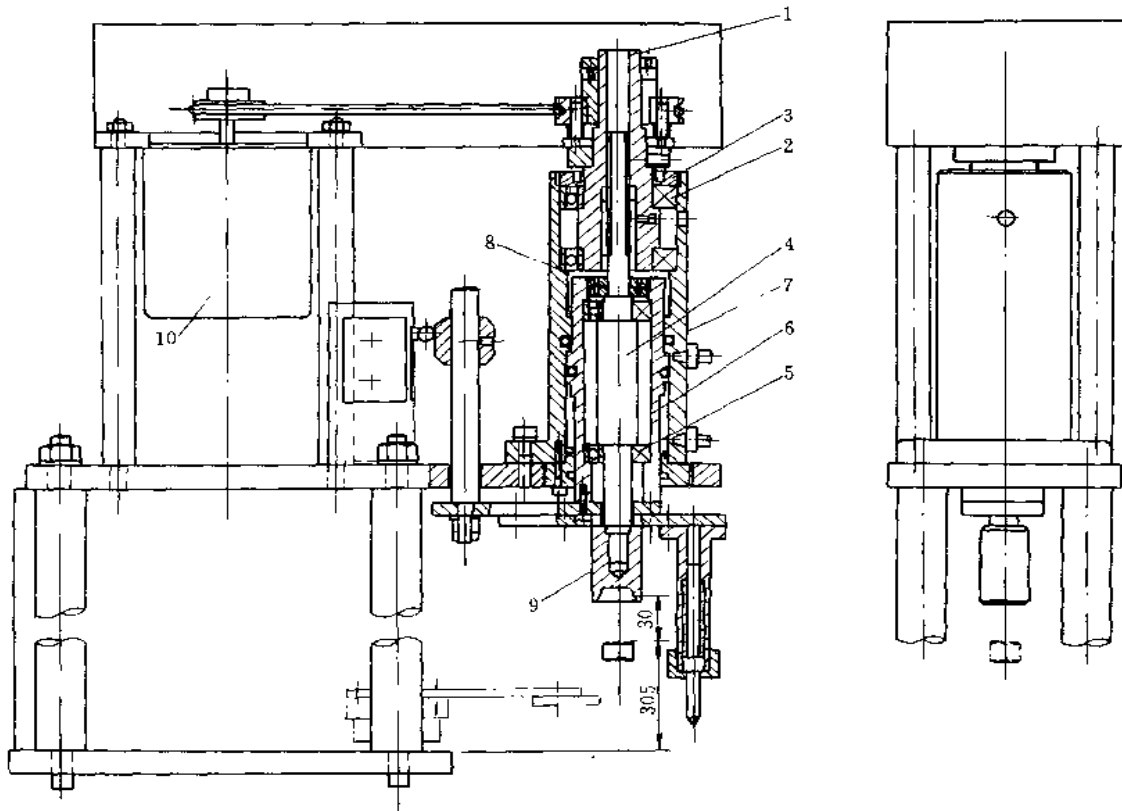


图 1-5-561 可上下滑动的旋转轴支承（滚花螺母装配装置）

1—旋转轴；2—深沟球轴承；3—紧固螺母；4—主轴；5—角接触球轴承；6—活动轴承箱；7—固定轴承箱；  
8—紧固螺母；9—工具；10—电动机

图 1-5-561 所示为滚花螺母装配装置。

旋转轴转动的，该轴内的花键套带动主轴 4 上部花键轴旋转和上下滑动。其旋转动力由花键轴和花键套传递，承受轴向力的轴是端部装有工具的主轴 4，采用两套背靠背配置的角接触球轴承支承。

旋拧滚花螺母是利用摩擦力工作的，所以主轴承受的轴向力很小，采用特轻系列角接触球轴承传动系统轴承所承受的轴向负荷很小，几乎可以忽略不计，所以采用了特轻系列深沟球轴承。轴承转速约 800r/min，轴承 2 承担径向负荷约 500N 以下，轴向负荷约 200N 以下，轴承 5 承担径向负荷约 300N 以下，轴向负荷约 300N 以下。

轴承采用脂润滑。

在自动化机构中，采用检具与工件接触的方式来检测工件的有无或位置是否正确时，需应用一种轻动作式摇动测杆或动作放大式测杆。图 1-5-562 所示为摇动测杆支点轴承。图

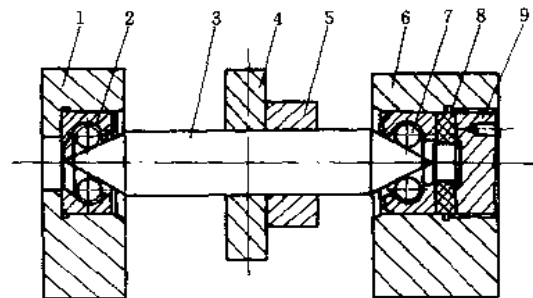


图 1-5-562 轻动作摇动测杆轴支承

1、6—轴承座；2、7—枢轴式球轴承；3—轴；4—测杆；  
5—固定套；8—橡胶垫；9—紧固螺母

中测杆长度约为 200mm，杆端装有测头。为保证这种检测机构的性能，必须减小轴承的轴向游隙，目的是控制测头的横向摆动，将其降至最低限度。

若采用普通级向心球轴承，它的任何游隙都会引起测杆端部横向摆动，引起检测不稳定。故采用枢轴式球轴承，并在一端的轴承上安装了聚氨酯橡胶垫对轴承预紧，减小其轴向游隙，且只要调整紧固螺母，即可改变预紧量。

使用枢轴式球轴承时，第一，应根据枢轴式球轴承的实测外径尺寸加工箱孔，使间隙达到最小限度；第二，必须充分考虑轴的材质、加工精度、热处理以及轴端圆锥面的磨削加工等。

轴承径向负荷约 30N 以下，轴向负荷 80N 以下（预紧力约 50N），轴 3 为摇动。

### 2.8.36 自动装配机轴支承

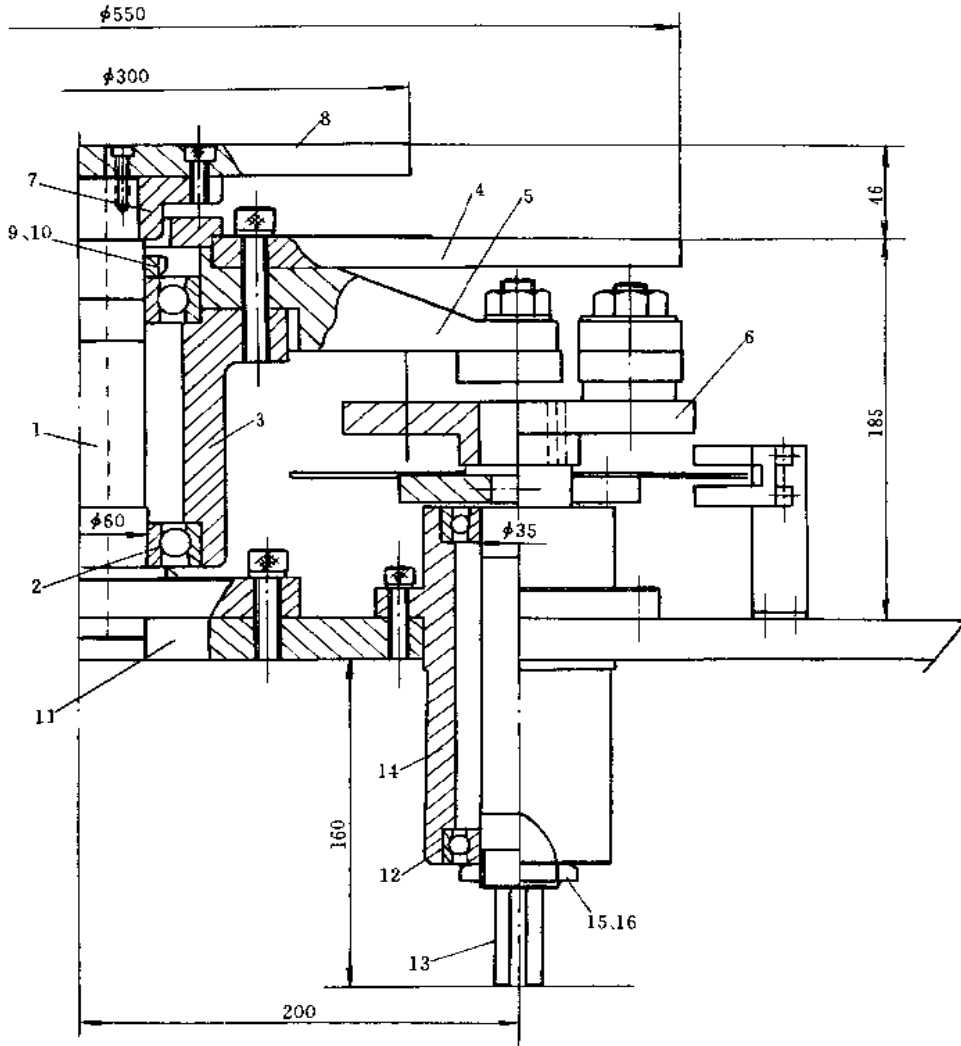


图 1-5-563 分度工作台主轴支承

1—固定主轴；2、12—角接触球轴承；3、14—轴承座；4—分度工作台；  
5—槽轮；6—针轮；7—法兰盘；8—固定工作台；9、15—紧固螺母；  
10、16—垫圈；11—底板；13—针轮驱动轴

图 1-5-563 是自动装配机分度工作台主轴轴承。其分度定位精度是决定机械质量优劣的主要依据，其轴承和马氏间歇机构的精度和可靠性则是决定主机质量的关键。

分度工作台中心主轴为固定式。分度工作台、马氏间歇机构、轴承箱三者一起间歇旋转进行分度，动作比较可靠。

固定主轴上使用两套 7212B (66212) 角接触球轴承，在马氏间歇机构针轮驱动轴上使用两套 7207B (66207) 轴承。

本机构为低速间歇旋转，轴承采用填充润滑脂的方式润滑。定期维修时，补充适量润滑脂即可。轴承与主轴和轴承箱孔的配合以轻轻压入的程度为宜。

轴承径向负荷：轴承 2 为 1500N 以下，轴承 12 为 2000N 以下；轴向负荷：轴承 2 为 1500N 以下，轴承 12 为 1000N 以下。转速：轴承 2 为每次回转 1/12 转，间歇 0.5s；轴承 12 为每次回转 1/12 转，间歇 0.5s。

### 2.8.37 机器人轴支承

机器人的工作方式一般是低速、摆动和断续动作同时存在，而且它通常受到严格的空间和惯性制约。由于不必要的惯性力和转动惯量会降低机器人的灵敏度，增加传动功率，因此要求机器人及其部件结构紧凑，质量小。因此，要求轴承要在保证足够的承载能力的条件下减小截面尺寸和质量，并要合理选配轴承。如果其关键部位如腰部、肩部、肘部和腕部的轴承选用不当，就会出现起动力矩过大和力矩波动过大而造成位置精度难以控制的问题。这就要求轴承的摩擦力矩要低，而且要均匀，这种力矩的均匀性甚至比力矩的大小更为重要。

轴承的旋转精度不仅取决于各个零件的精度，而且取决于它的工作游隙，通过某种方式限制或消除轴承中的游隙，或者施加一定的预载荷，可以提高轴承的旋转精度，增加刚度，而且还可以使摩擦力矩变得均匀。

机器人常用轴承为薄壁球轴承和薄壁交叉滚子轴承。



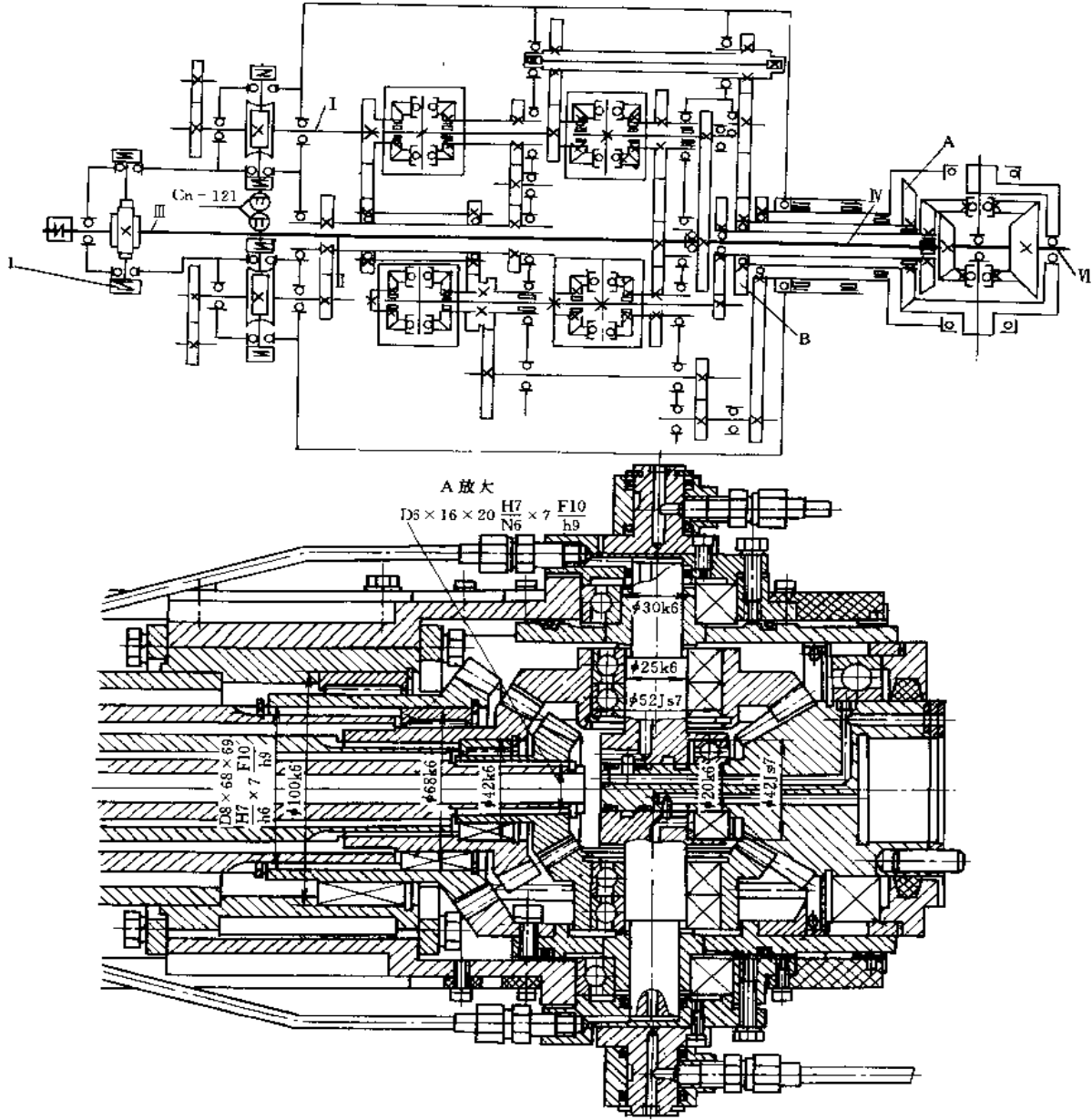


图 1-5-564 P<sub>TM</sub>-25 型工业机器人三自由度手臂结构及其轴承配置 (一)



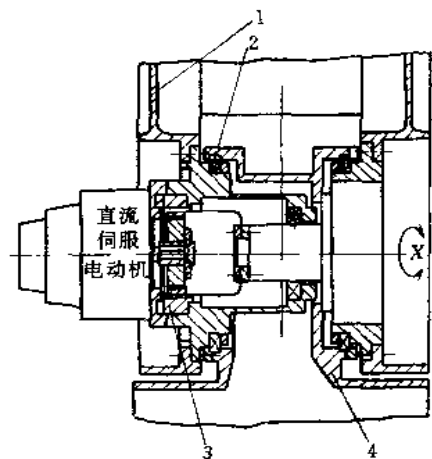


图 1-5-565 大臂支承结构

1—大臂；2—薄壁四点接触球轴承；3—谐波减速器；  
4—臂座

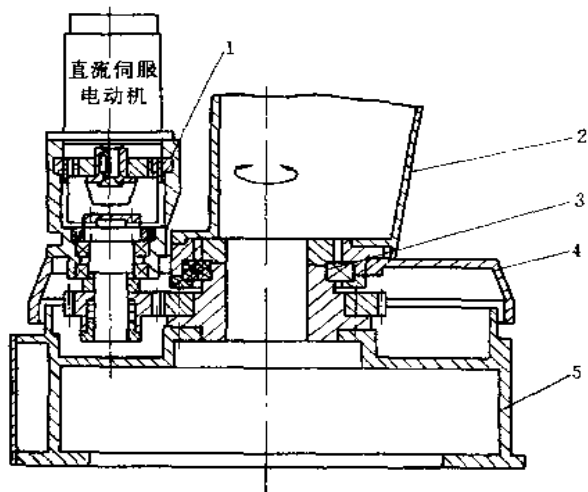


图 1-5-566 腰部转台支承

1—谐波减速器；2—臂座；3—交叉滚子轴承；  
4—回转台；5—底座

图 1-5-565 所示大臂支承采用薄壁四点接触球轴承，外形尺寸  $d \times D \times B = 254.00\text{mm} \times 273.05\text{mm} \times 12.7\text{mm}$ ，公差等级为 5 级，采用脂润滑，两面带密封圈。

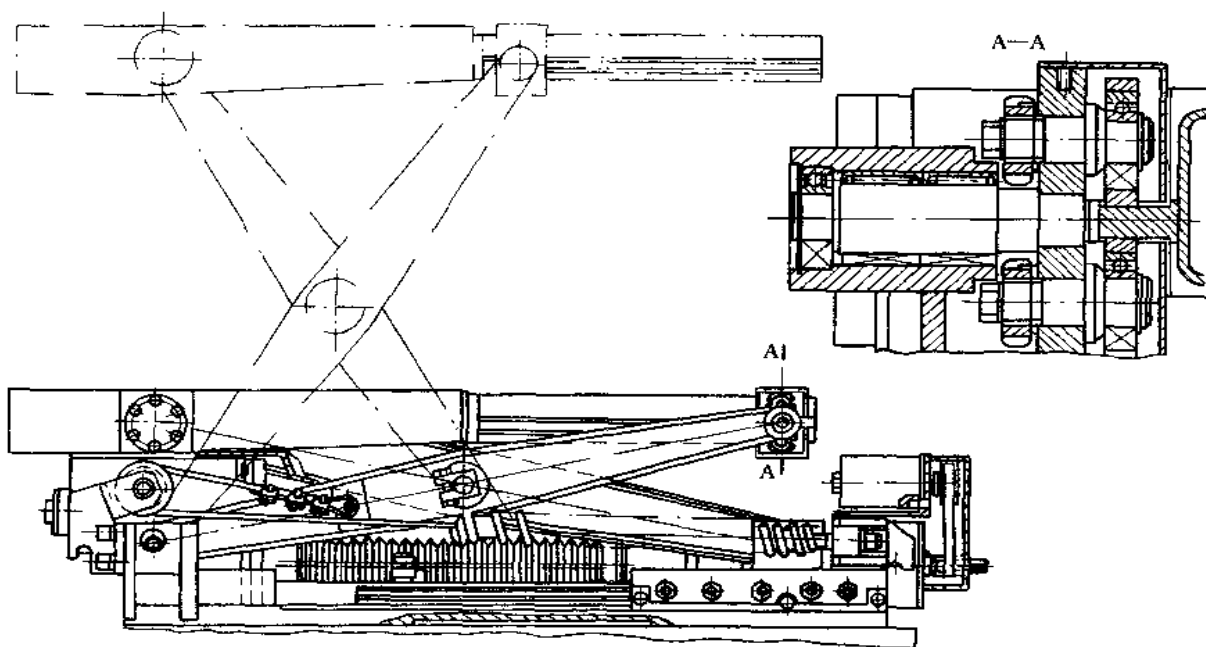


图 1-5-567 电动工业机器人操作机提升机构轴承配置

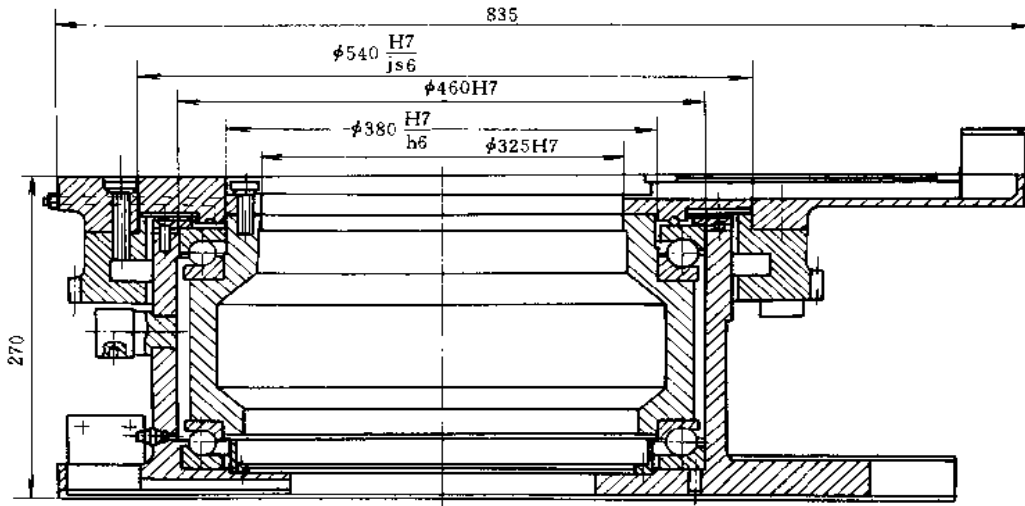


图 1-5-568 工业机器人操作机转动支承

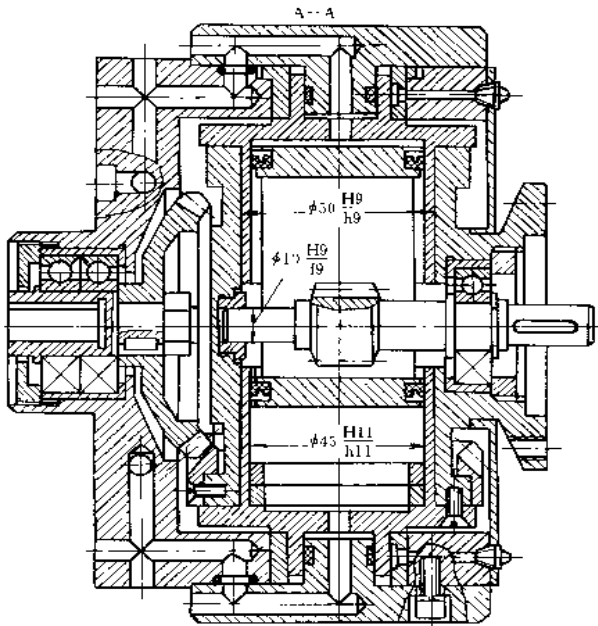
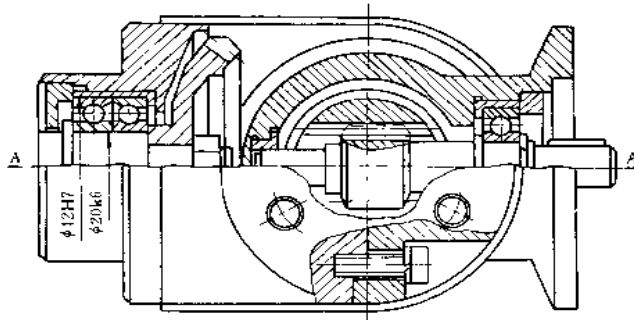


图 1-5-569 工业机器人操作机手腕摆动机构轴承配置

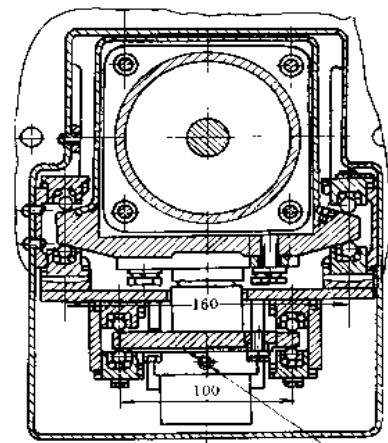


图 1-5-570 工业机器人手腕垂直位移机构支承

## 2.8.38 机械手减速器轴支承

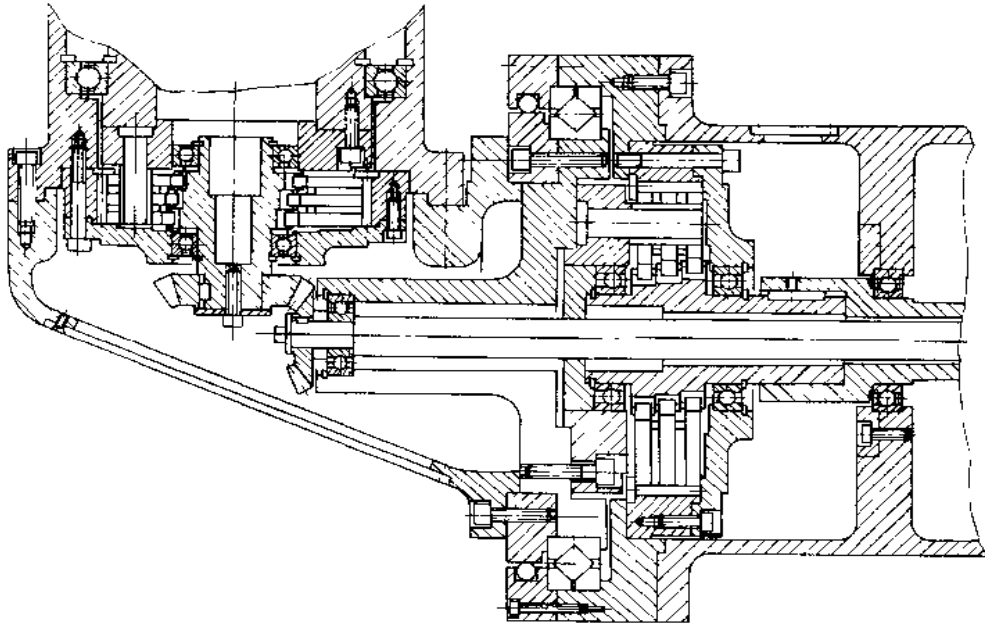


图 1-5-571 垂直多关节机械手及轴承配置 (FA 摆线减速器)

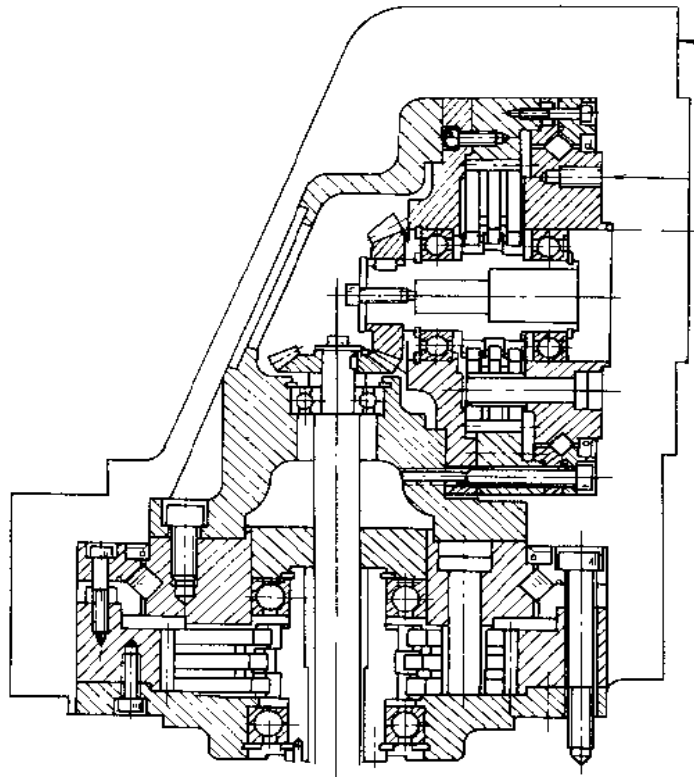


图 1-5-572 机械手的 IFA 摆线减速器轴支承

## 2.8.39 陀螺、光学望远镜轴支承

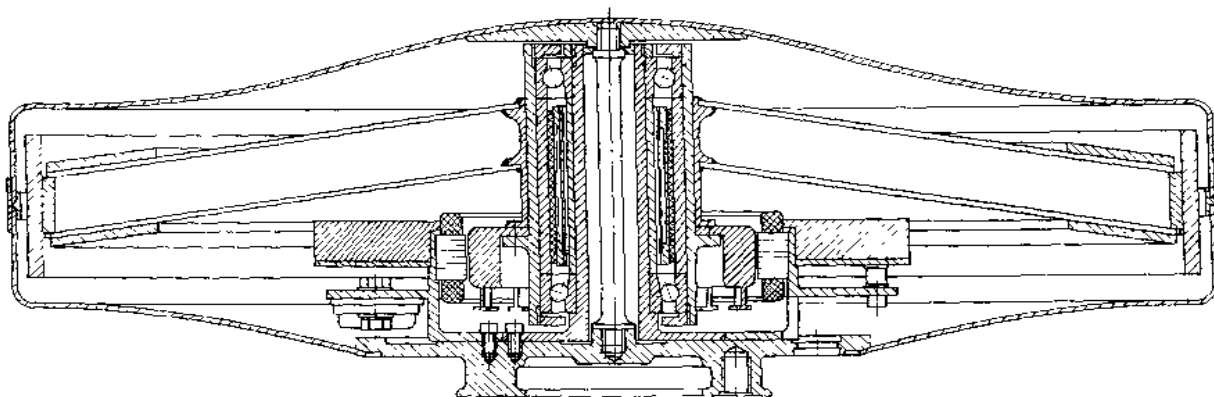
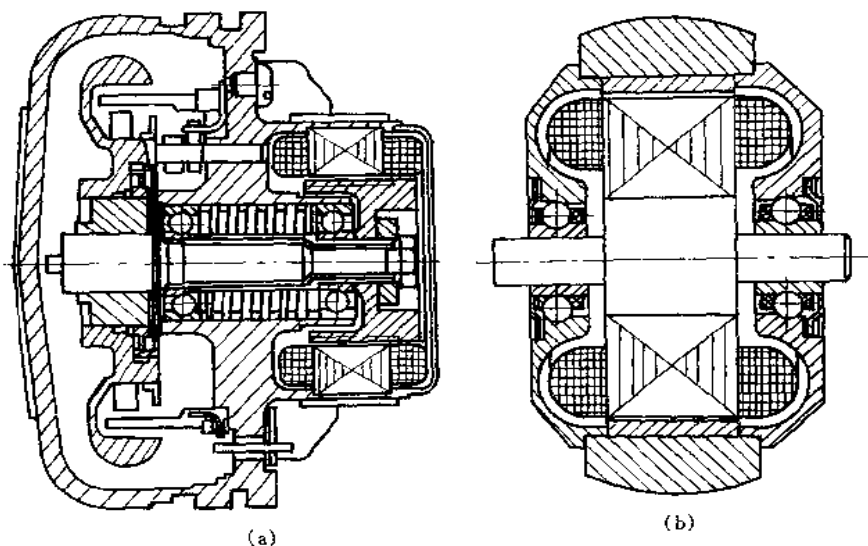


图 1-5-573 陀螺系统的飞轮支承结构

图 1-5-573 为陀螺系统的核心部件之一的飞轮，质量为 6kg，直径 350mm，旋转速度为 3000r/min，它密封在一个防止外界影响的壳体内，固定在圆柱壳体上，而圆柱壳体支承在两个角接触球轴承（接触角为  $12^\circ$ ）上，轴承尺寸为  $20\text{mm} \times 40\text{mm} \times 12\text{mm}$ ，两轴承以  $\bigcirc$  形结构安装在空心轴上。轴承内、外圈之间均有隔离环，小心调整隔离环。轴承与其相配件采用相同热膨胀系数的材料制成，保证轴承轴向均匀轴向预加负荷，及飞轮无间隙的导向。

图 1-5-574 所示陀螺转子的转速一般为 12000~24000r/min，它靠一对角接触球轴承支

承。陀螺转子的定轴心性、进动性、振动、噪声、力矩、寿命及可靠性都与轴承直接相关。特别是惯导系统中采用的挠性陀螺，要求陀螺漂移精度控制在  $(0.001^\circ \sim 0.01^\circ)/\text{h}$  以内，而一般陀螺仪的漂移精度是  $(0.1^\circ \sim 1^\circ)/\text{h}$ 。为保证陀螺转子的性能及精度，一般采用的轴承公差等级为 4 级。高精度的陀螺要求轴承按 2 级公差或者更高的级别制造，且内部几何形状精度还有特殊的规定，陀螺转子轴承的基本结构是角接触球轴承。

图 1-5-574 陀螺转子结构  
(a) 挠性陀螺；(b) 速率陀螺

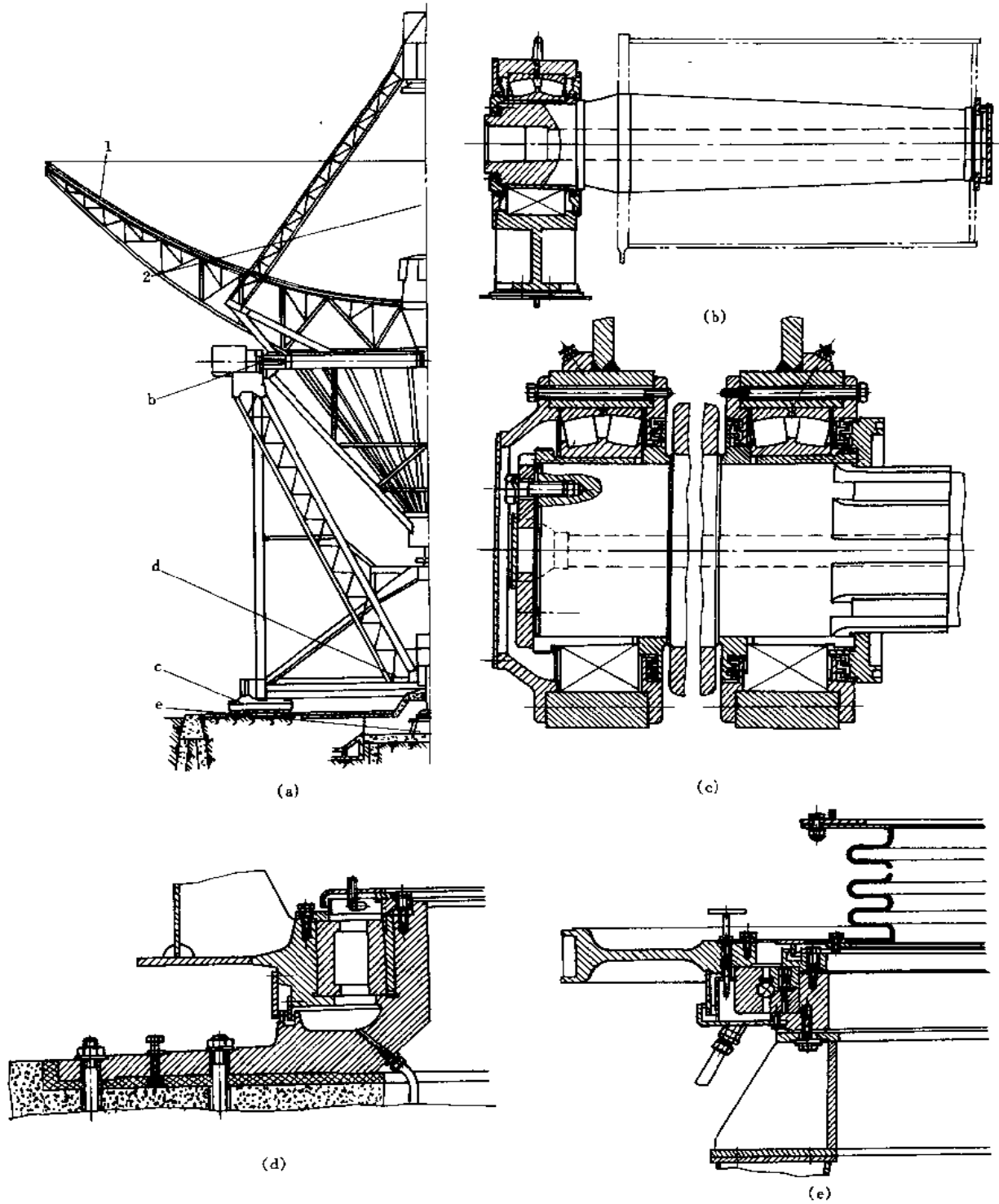


图 1-5-575 无线电望远镜外形及其主要支承结构

1—反射镜；2—方位轴

(a) 外形；(b) 仰轴；(c) 轨道滚筒组件；(d) 中心轴；(e) 数据轮轴

图 1-5-575 所示整台望远镜绕立轴(方位轴)摆动,反射镜绕仰轴摆动,反射镜直径 100m,轨道直径 64m,望远镜总重 30000kN,反射镜重 16000kN,轨道滚筒最大速度 8r/min,最小 0.01r/min。

图 1-5-575 b 为望远镜仰轴轴承装置。仰轴支承在两个高精度的双列球面滚子轴承上,安装时拧入其上的套筒消除径向间隙。轴承中心距 50m。每套轴承承受径向负荷 8000kN,此外,还有风及上面积雪的力。最大负荷水平方向 5500kN,垂直方向 3000 kN。图 c 为方位轴轴承装置。望远镜及其结构物支承在四组轨道滚筒组件上,每组轨道滚筒组件有 8 只滚筒,各传递 30000kN 的重量。每套组件中的第二只滚筒是被驱动的。滚筒支承在球面滚子轴承上,轴承通过可调节的胀缩锥形套筒装在轴上,移动套筒消除径向间隙。在不利情况下,每一套轴承须承受 800kN 的负荷。为了尽量减少摩擦,滚筒不设轮缘,整台运动物用中心轴轴承(图 d)径向精确引导。该轴承为一套 1580mm×2000mm×250mm,外径稍带凸度的圆柱滚子轴承,可避免滚子边缘受力,同时,配合锥套可消除径向间隙,以获得精确引导。图 e 为数据轮轴承装置,数据轮支承在零间隙的四点接触球轴承(1300mm×1500mm×80mm)上,径向跳动小于 10 $\mu$ m,轴向跳动小于 25 $\mu$ m。仰轴和方位轴的轴承用脂润滑;中心立轴轴承用循环油润滑;数据轮轴承用油浴润滑。所有轴承装置用多重迷宫式密封(仰轴用毡圈)。

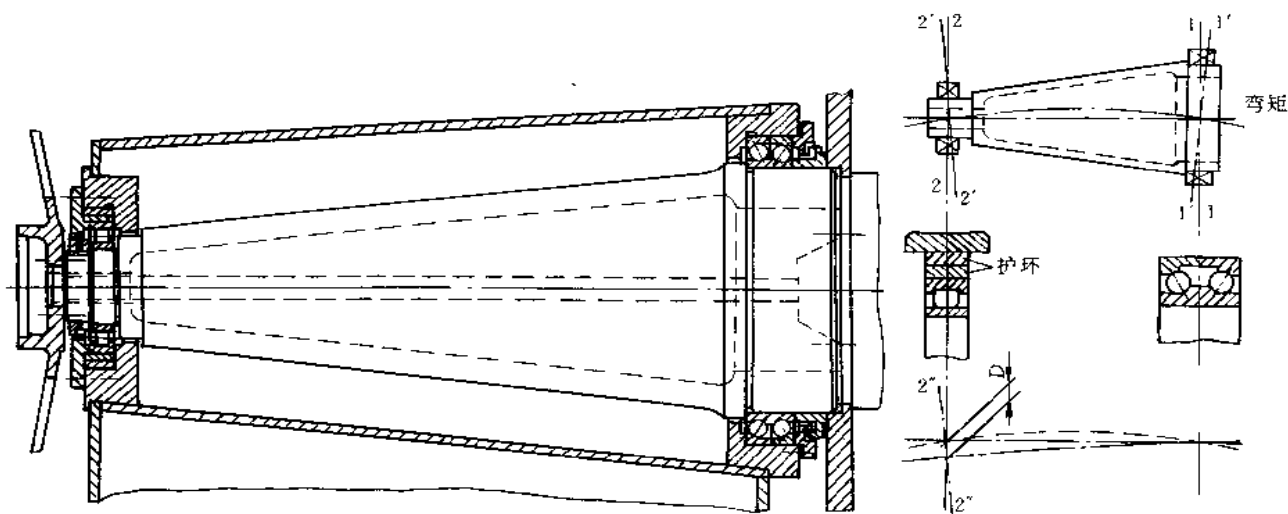


图 1-5-576 光学望远镜支承



2.8.40 高温机械轴支承

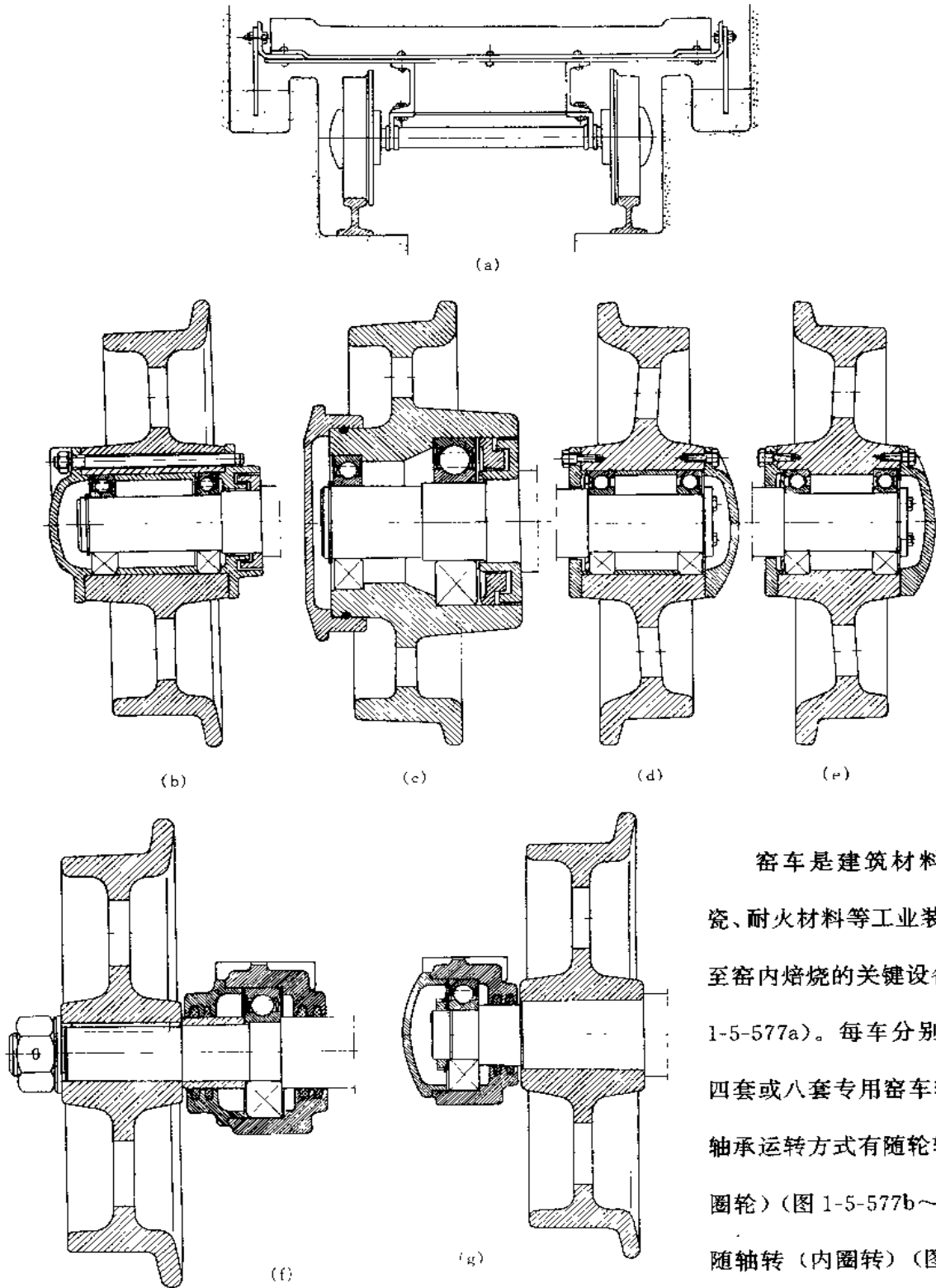


图 1-5-577 窑车车轴支承

窑车是建筑材料、陶瓷、耐火材料等工业装坯件至窑内焙烧的关键设备(图 1-5-577a)。每车分别装有四套或八套专用窑车轴承。轴承运转方式有随轮转(外圈轮)(图 1-5-577b~e)和随轴转(内圈转)(图 1-5-577f、g)两种。

窑车轴承的工况特点是高温、重载、低速和多粉尘等。温度一般在  $100^{\circ}\text{C}$  以上，有的可达  $200\sim 300^{\circ}\text{C}$ ，甚至更高。窑车推进速度为  $0.1\sim 1\text{m/h}$ ，轴承转速为  $0.01\sim 0.1\text{r/min}$ ，窑车在窑炉中一次进行时间为  $10\sim 50\text{h}$ ，一般窑车重（含坯重） $2\sim 10\text{t}$ ，由于高温下密封困难，因此还受到粉尘和腐蚀气体的侵蚀。

因此对窑车轴承要求防止卡死，推进轻松，维护简单，延长寿命。国内已有专用窑车轴承，采用有装球缺口的结构，选用大游隙，并采用特殊热处理工艺和磷化表面处理以提高尺寸稳定性与抗蚀能力。用非皂基脂润滑（可达  $200^{\circ}\text{C}$  以上温度），并加有耐高温和重载所需的辅助材料，每半年至一年加一次润滑脂。

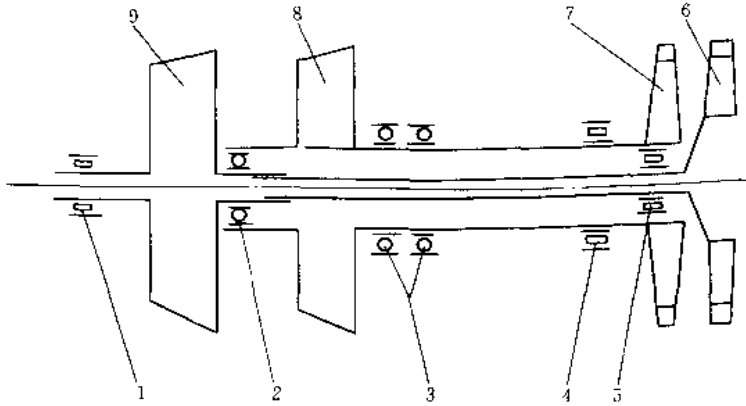


图 1-5-578 双转子涡轮喷气发动机主轴轴承安装示意图

1—低压压气机前轴承；2—前中介轴承；3—高压压气机后轴承；4—高压涡轮前轴承；5—后中介轴承；6—低压涡轮；7—高压涡轮；8—高压压气机；9—低压压气机

图 1-5-578 为航空发动机主轴轴承，它工作在较高的热载荷状态下，加之转速高，本身摩擦发热大，所以轴承工作温度较高，其中涡轮轴承和中介轴承所在部位的传热和散热条件较差，其温度更高，主轴轴承最高工作温度可达  $250^{\circ}\text{C}$  以上。

特别是当发动机停车后，高温部件的余热会继续传入轴承，而冷却用油却随停车而中断，致使涡轮轴承在发动机停车后的  $15\sim 30\text{min}$  内的温度比停车前还要升高  $50^{\circ}\text{C}$ 。

因此，除轴承零件预选用耐高温材料外，还要合理选择轴承的润滑方式、润滑剂及其用量等。目前广泛采用的轴承套圈和滚动体材料为  $\text{ZGCr15}$ 、 $\text{Cr4Mo4V}$ 、 $\text{W18Cr4V}$  等，保持架多为  $\text{QSi3.5-3-1.5}$  和  $\text{QA10.3-1.5}$  青铜或  $40\text{CrNiMo}$  钢。

轴承结构类型目前主要采用有两半套圈角接触球轴承和圆柱滚子轴承。前者承受双向轴向载荷，后者承受径向载荷。

#### 2.8.41 高速机械轴支承

高速医用牙钻（图 1-5-579）轴承转速  $(35\sim 40)\times 10^4\text{r/min}$ ，采用单列深沟球轴承，套圈和滚动体为  $9\text{Cr18}$  不锈钢，保持架材料为聚酰亚胺，原始径向游隙  $8\sim 15\mu\text{m}$ 。

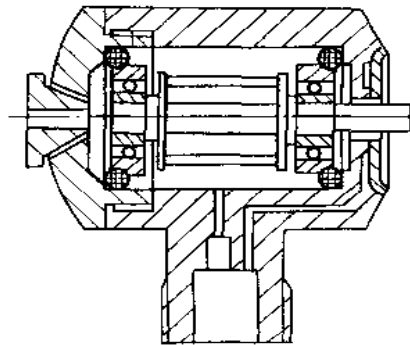


图 1-5-579 高速医用牙钻

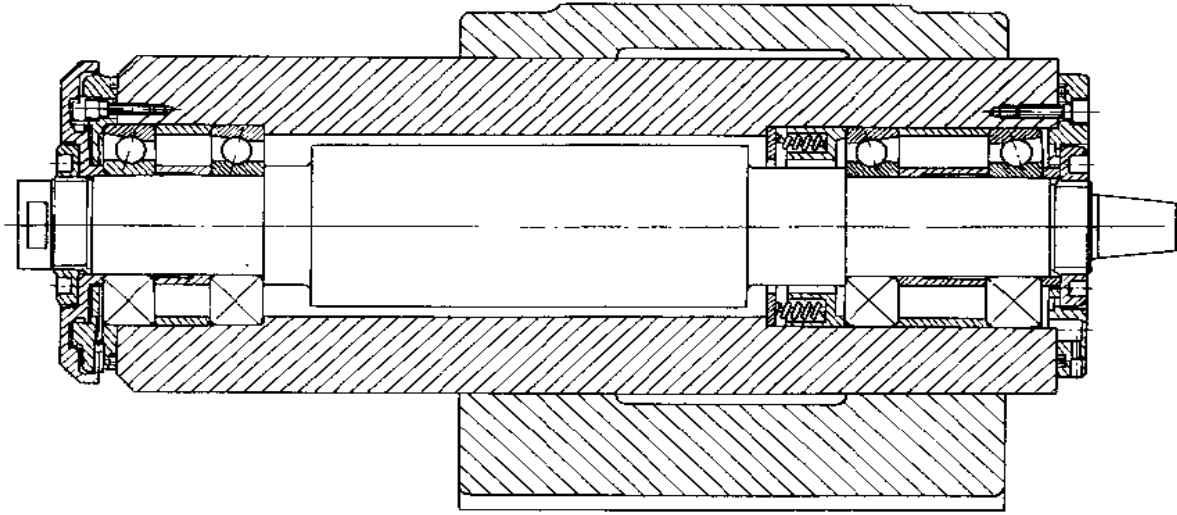


图 1-5-580 高速内圆磨床的主轴支承结构

图 1-5-580 所示支承结构  $D_m \times n = 1.5 \times 10^6$ ,  $n = 28000 \text{r/min}$ , 用弹簧预压外圈, 油雾润滑。

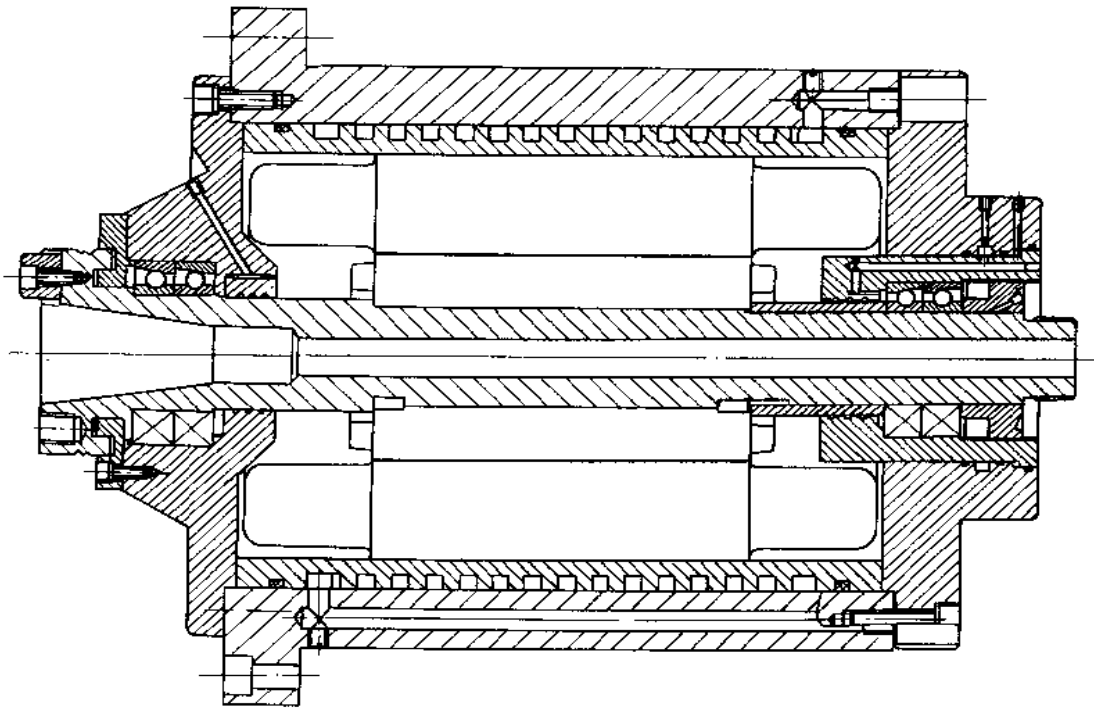


图 1-5-581 高速铣床的主轴轴承

图 1-5-581 所示主轴轴承用液压方式预压。

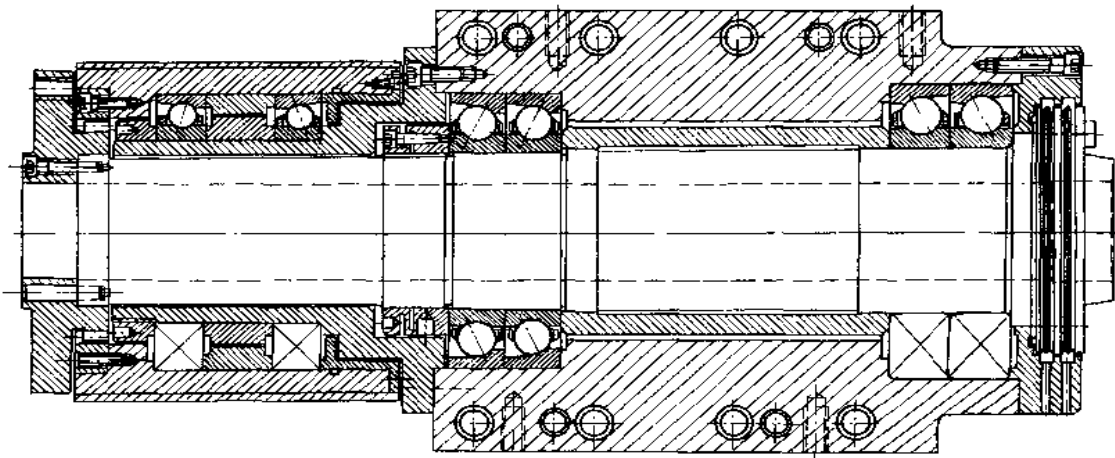


图 1-5-582 CNC 车床的主轴轴承

## 2.9 装配图中滚动轴承的简化画法

表 1-5-32 装配图中滚动轴承的简化画法及其尺寸比例

| 类型                 | 简化画法 | 示意画法 | 图示符号          |
|--------------------|------|------|---------------|
| 向心球轴承              |      |      | $\frac{b}{a}$ |
| 外圈有球面，内圈端面突出的向心球轴承 |      |      | $\frac{b}{a}$ |

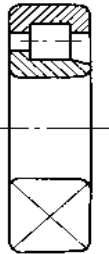


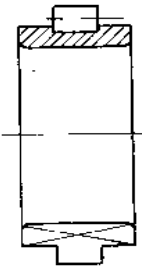
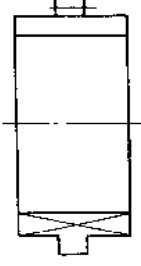

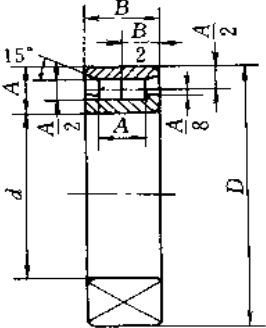
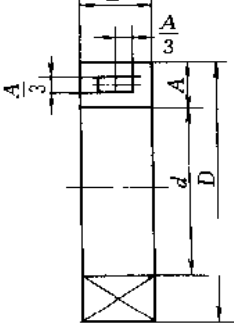

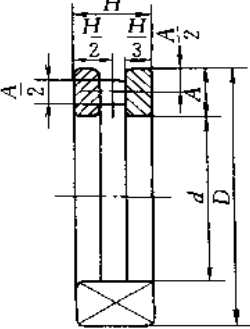
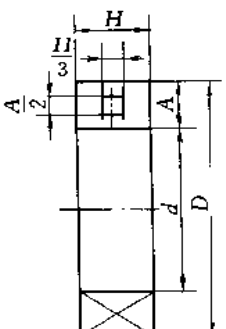

| 类型                      | 简化画法 | 示意画法 | 图示符号 |
|-------------------------|------|------|------|
| 双列调心球轴承                 |      |      |      |
| 双列带退卸套调心球轴承             |      |      |      |
| 防尘盖的向心球轴承<br>外圈有止动槽，一面带 |      |      |      |
| 密封圈的向心球轴承<br>外面有止动挡边两面带 |      |      |      |

续表

| 类型       | 简化画法 | 示意画法 | 图示符号 |
|----------|------|------|------|
| 角接触球轴承   |      |      |      |
| 双列角接触球轴承 |      |      |      |
| 推力球轴承    |      |      |      |
| 双向推力球轴承  |      |      |      |

| 类型                   | 简化画法 | 示意画法 | 图示符号 |
|----------------------|------|------|------|
| 内圈无挡边向心短圆柱滚子轴承       |      |      |      |
| 内圈无挡边，带斜挡圈的向心短圆柱滚子轴承 |      |      |      |
| 带外罩推力球轴承             |      |      |      |
| 无内圈向心短圆柱滚子轴承         |      |      |      |

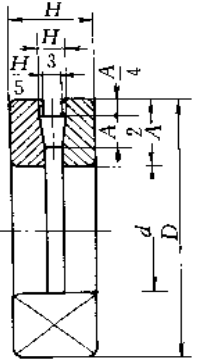
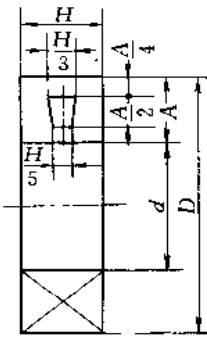

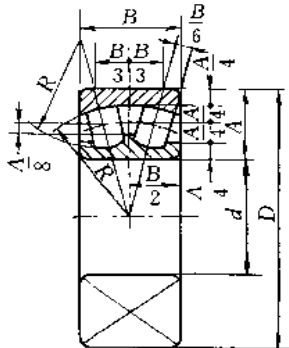
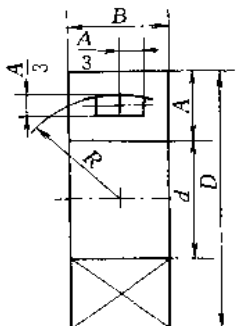

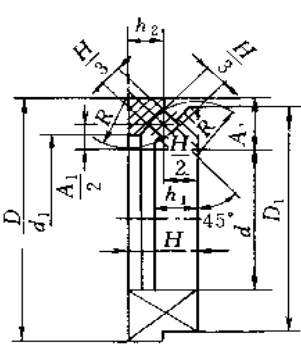
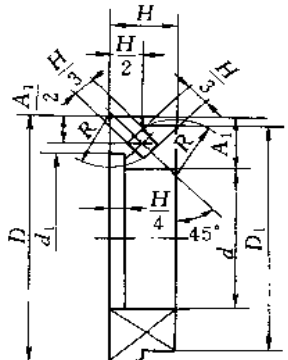

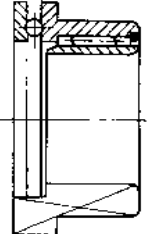
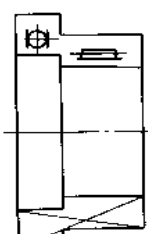

续表

| 类型             | 简化画法  | 示意画法   | 图示符号  |
|----------------|---|--|---|
| 内圈单挡边向心短圆柱滚子轴承 |    |     |    |
| 无外圈向心短圆柱滚子轴承   |    |    |    |
| 双列向心圆柱滚子轴承     |  |  |  |
| 推力短圆柱滚子轴承      |  |  |  |

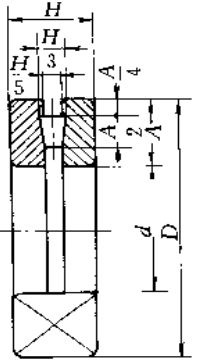
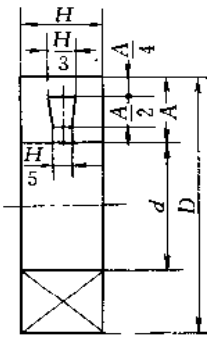

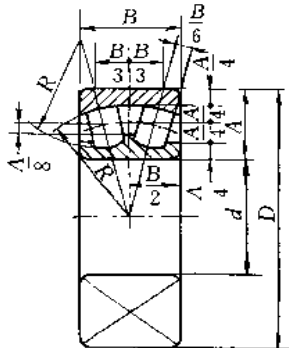
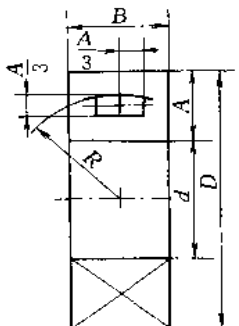

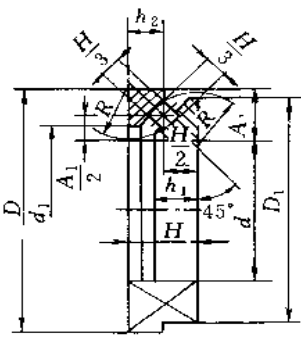
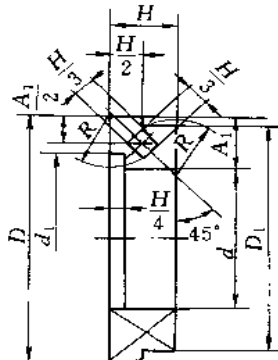

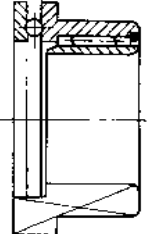
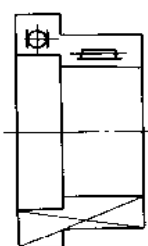



| 类型        | 简化画法 | 示意画法 | 图示符号 |
|-----------|------|------|------|
| 内圈无挡边滚针轴承 |      |      |      |
| 无内圈滚针轴承   |      |      |      |
| 圆锥滚子轴承    |      |      |      |
| 双列圆锥滚子轴承  |      |      |      |

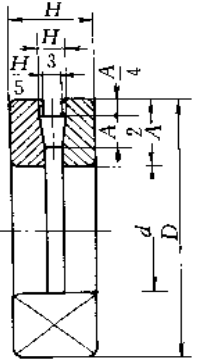
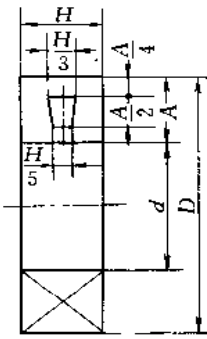

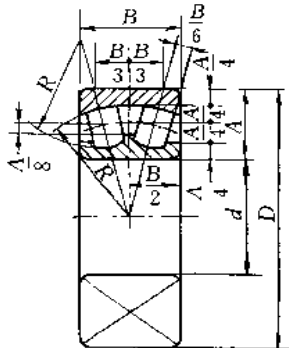
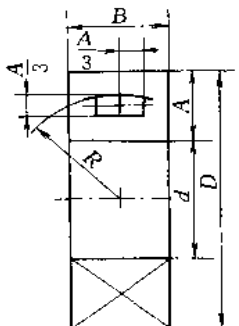

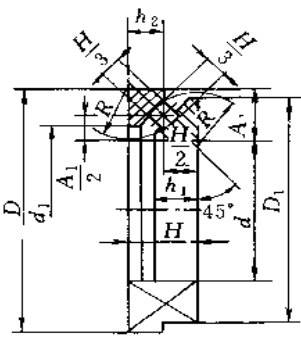
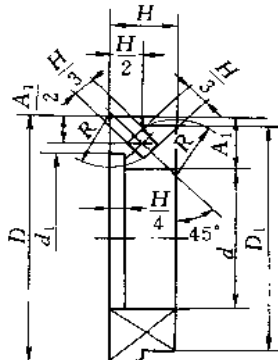

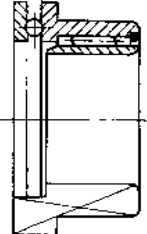
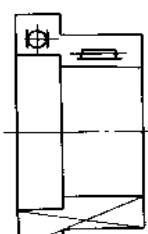

续表

| 类型         | 简化画法  | 示意画法   | 图示符号  |
|------------|---|--|---|
| 推力圆锥滚子轴承   |    |    |    |
| 双列调心滚子轴承   |   |   |    |
| 推力调心滚子轴承   |  |  |  |
| 推力球和滚针组合轴承 |  |  |  |

续表

| 类型         | 简化画法  | 示意画法   | 图示符号  |
|------------|---|--|---|
| 推力圆锥滚子轴承   |    |    |    |
| 双列调心滚子轴承   |   |   |    |
| 推力调心滚子轴承   |  |  |  |
| 推力球和滚针组合轴承 |  |  |  |

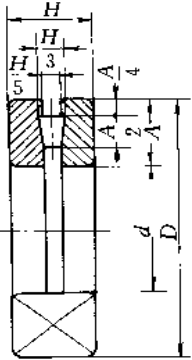
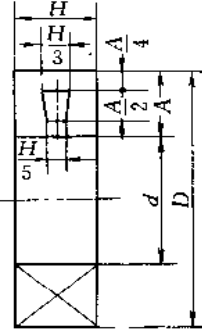
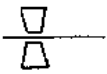
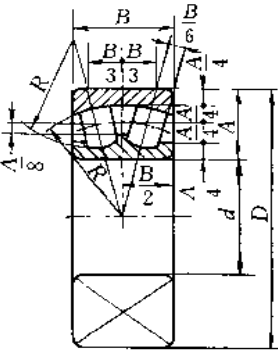
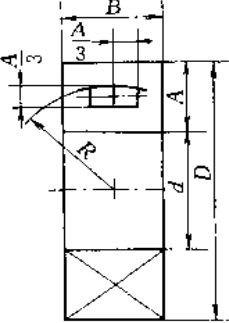

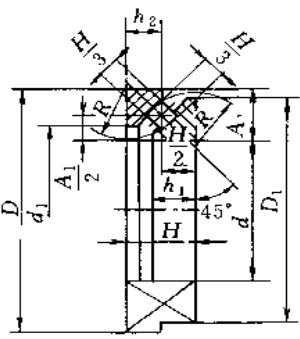
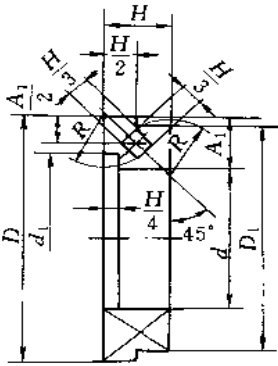

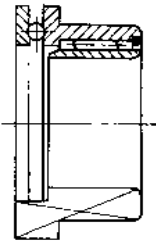
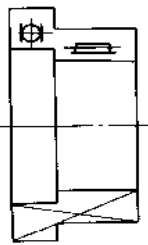

续表

| 类型         | 简化画法  | 示意画法   | 图示符号  |
|------------|---|--|---|
| 推力圆锥滚子轴承   |    |    |    |
| 双列调心滚子轴承   |   |   |    |
| 推力调心滚子轴承   |  |  |  |
| 推力球和滚针组合轴承 |  |  |  |

续表

| 类型         | 简化画法   | 示意画法  | 图示符号   |
|------------|--|---|--|
| 推力圆锥滚子轴承   | <p>Technical drawing showing a cross-section of a thrust tapered roller bearing. Dimensions include: <math>H</math> (total height), <math>h</math> (roller height), <math>A</math> (roller length), <math>d</math> (inner diameter), and <math>D</math> (outer diameter). The roller is divided into five segments labeled 1 through 5.</p>  | <p>Schematic drawing of a thrust tapered roller bearing, showing the same dimensions as the simplified drawing: <math>H</math>, <math>h</math>, <math>A</math>, <math>d</math>, and <math>D</math>.</p>   | <p>Symbol for a thrust tapered roller bearing, consisting of two trapezoidal shapes representing the rollers, one above and one below a horizontal line.</p>   |
| 双列调心滚子轴承   | <p>Technical drawing showing a cross-section of a double-row self-aligning roller bearing. Dimensions include: <math>B</math> (width), <math>A</math> (roller length), <math>R</math> (roller radius), <math>d</math> (inner diameter), and <math>D</math> (outer diameter). The rollers are labeled with numbers 1 through 6.</p>   | <p>Schematic drawing of a double-row self-aligning roller bearing, showing the same dimensions as the simplified drawing: <math>B</math>, <math>A</math>, <math>R</math>, <math>d</math>, and <math>D</math>.</p>   | <p>Symbol for a double-row self-aligning roller bearing, consisting of two circles representing the rollers, one above and one below a horizontal line.</p>  |
| 推力调心滚子轴承   | <p>Technical drawing showing a cross-section of a thrust self-aligning roller bearing. Dimensions include: <math>H</math> (total height), <math>h_1</math> and <math>h_2</math> (roller heights), <math>A_1</math> and <math>A_2</math> (roller lengths), <math>d</math> (inner diameter), <math>D</math> (outer diameter), and <math>D_1</math> (inner diameter of the inner ring). The angle of the roller is <math>45^\circ</math>.</p> | <p>Schematic drawing of a thrust self-aligning roller bearing, showing the same dimensions as the simplified drawing: <math>H</math>, <math>h_1</math>, <math>h_2</math>, <math>A_1</math>, <math>A_2</math>, <math>d</math>, <math>D</math>, and <math>D_1</math>.</p> | <p>Symbol for a thrust self-aligning roller bearing, consisting of two diamond shapes representing the rollers, one above and one below a horizontal line.</p>   |
| 推力球和滚针组合轴承 | <p>Technical drawing showing a cross-section of a thrust ball and needle roller combination bearing.</p>   | <p>Schematic drawing of a thrust ball and needle roller combination bearing.</p>  | <p>Symbol for a thrust ball and needle roller combination bearing, consisting of a circle representing the ball and a rectangle representing the needle roller, one above and one below a horizontal line.</p> |

续表

| 类型         | 简化画法  | 示意画法   | 图示符号  |
|------------|---|--|---|
| 推力圆锥滚子轴承   |    |    |    |
| 双列调心滚子轴承   |   |   |    |
| 推力调心滚子轴承   |  |  |  |
| 推力球和滚针组合轴承 |  |  |  |

续表

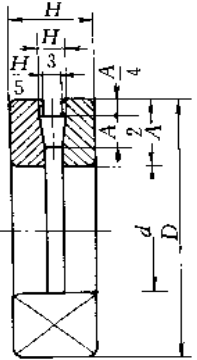
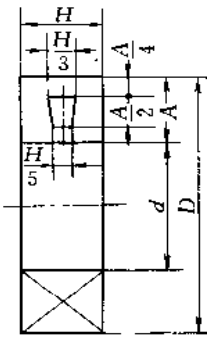

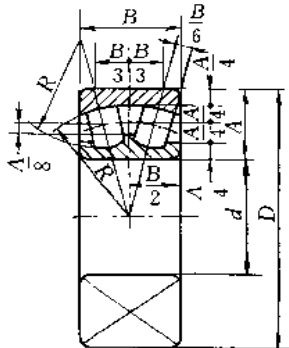
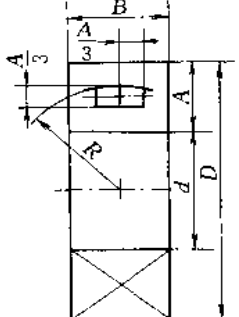

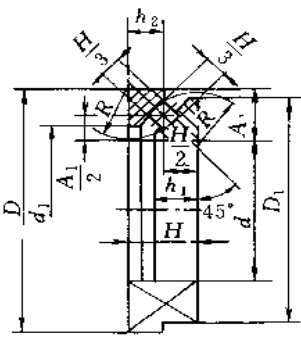
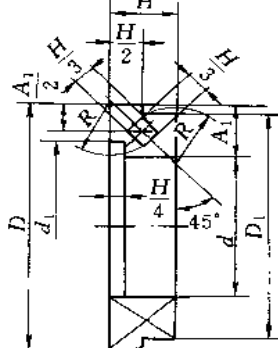

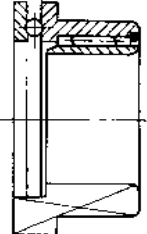
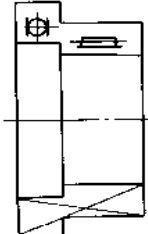

| 类型         | 简化画法 | 示意画法 | 图示符号 |
|------------|------|------|------|
| 推力圆锥滚子轴承   |      |      |      |
| 双列调心滚子轴承   |      |      |      |
| 推力调心滚子轴承   |      |      |      |
| 推力球和滚针组合轴承 |      |      |      |

续表

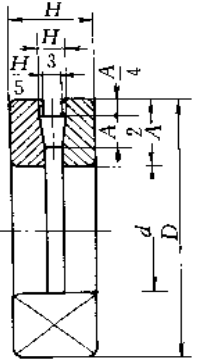
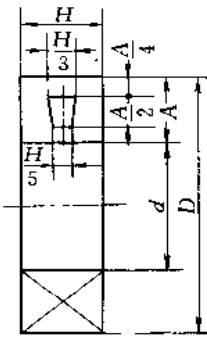

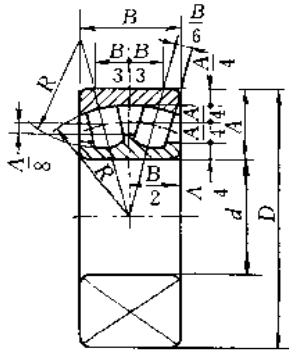
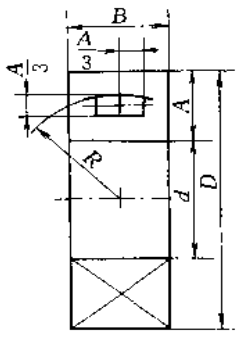

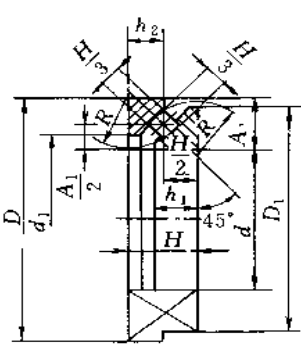
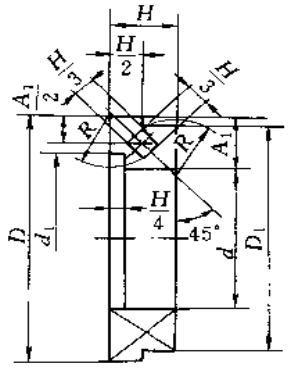

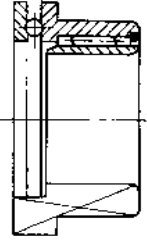
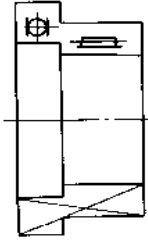

| 类型         | 简化画法 | 示意画法 | 图示符号 |
|------------|------|------|------|
| 推力圆锥滚子轴承   |      |      |      |
| 双列调心滚子轴承   |      |      |      |
| 推力调心滚子轴承   |      |      |      |
| 推力球和滚针组合轴承 |      |      |      |



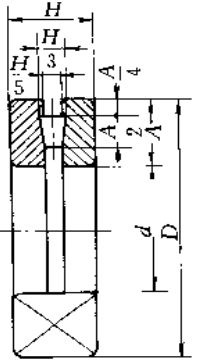
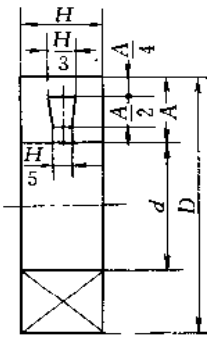

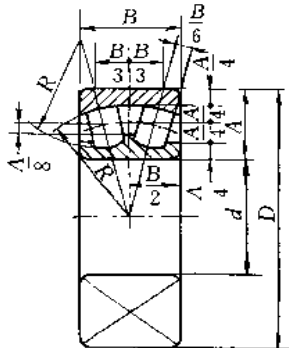
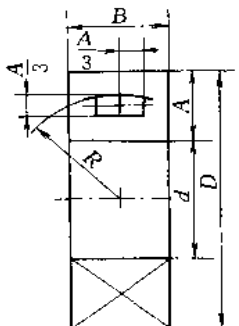

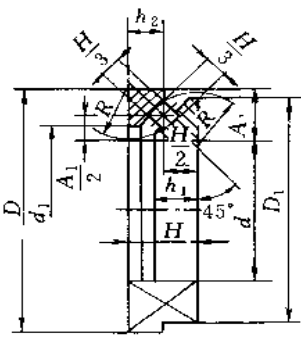
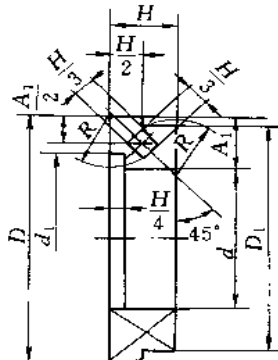

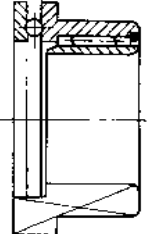
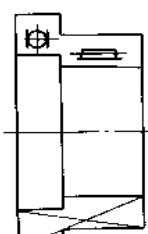

续表

| 类型         | 简化画法  | 示意画法   | 图示符号  |
|------------|---|--|---|
| 推力圆锥滚子轴承   |    |    |    |
| 双列调心滚子轴承   |   |   |    |
| 推力调心滚子轴承   |  |  |  |
| 推力球和滚针组合轴承 |  |  |  |

续表

| 类型         | 简化画法  | 示意画法   | 图示符号  |
|------------|---|--|---|
| 推力圆锥滚子轴承   |    |    |    |
| 双列调心滚子轴承   |   |   |    |
| 推力调心滚子轴承   |  |  |  |
| 推力球和滚针组合轴承 |  |  |  |

续表

| 类型         | 简化画法  | 示意画法   | 图示符号  |
|------------|---|--|---|
| 推力圆锥滚子轴承   |    |    |    |
| 双列调心滚子轴承   |   |   |    |
| 推力调心滚子轴承   |  |  |  |
| 推力球和滚针组合轴承 |  |  |  |

续表

| 类型         | 简化画法 | 示意画法 | 图示符号 |
|------------|------|------|------|
| 推力圆锥滚子轴承   |      |      |      |
| 双列调心滚子轴承   |      |      |      |
| 推力调心滚子轴承   |      |      |      |
| 推力球和滚针组合轴承 |      |      |      |