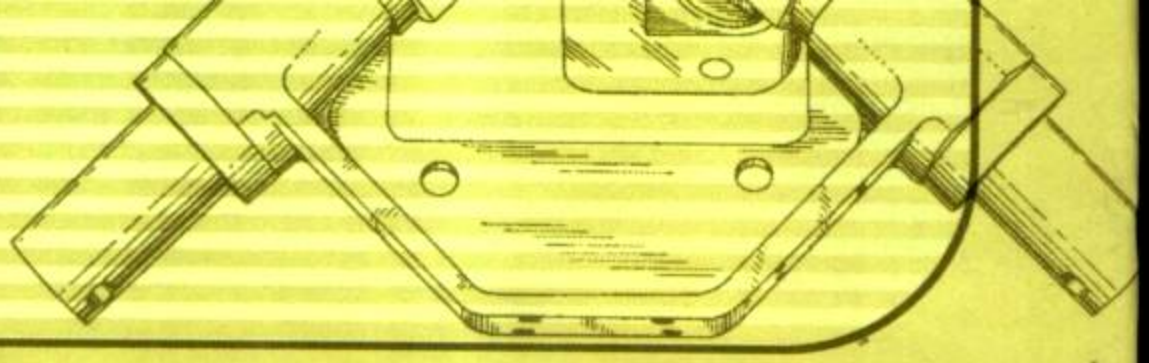
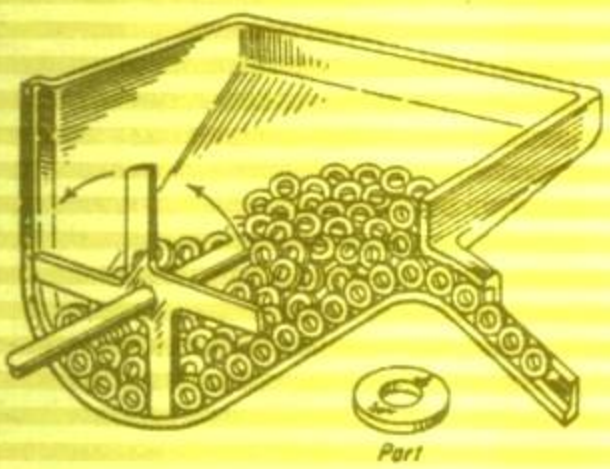
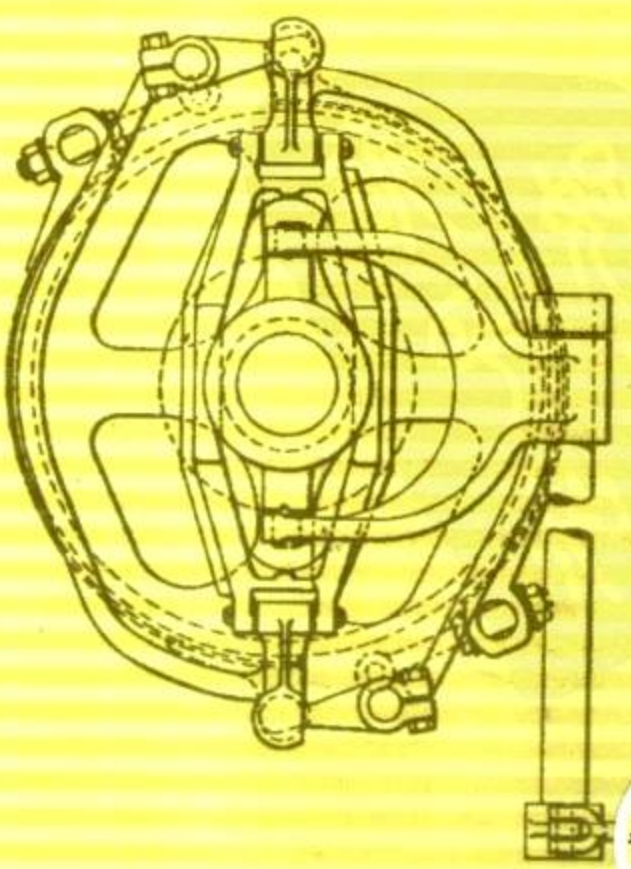


机械设计实用机构与装置图册

(美) Neil Sclater, Nicholas P. Chironis 编
邹平 译

Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook





机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

TH122-64
4
2007

机械设计实用机构与装置图册

Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook

(美) Neil Sclater
Nicholas P. Chironis 编
邹平 译

机 械 工 业 出 版 社

Mechanisms and mechanical devices sourcebook/Neil Sclater, Nicholas P. Chironis. —3rd ed.

ISBN: 0-07-136169-3

Copyright ©2001 by The McGraw-Hill Companies, Inc

Original language published by The McGraw-Hill Companies, Inc. All Rights reserved. No part of this publication may be reproduced or distributed in any means, or stored in a database or retrieval system, without the prior written permission of the publisher.

Simplified Chinese translation edition jointly published by McGraw-Hill Education(Asia)Co. and China Machine Press.

本书中文简体字翻译版由机械工业出版社和美国麦格劳-希尔教育(亚洲)出版公司合作出版。未经出版者预先书面许可，不得以任何方式复制或抄袭本书的任何部分。

本书封面贴有 McGraw-Hill 公司激光防伪标签，无标签者不得销售。

北京市版权局著作权合同登记号：01-2005-3052

图书在版编目(CIP)数据

机械设计实用机构与装置图册/(美)斯克莱特(Sclater,N.)，(美)奇罗尼斯(Chironis,N. P.)编；邹平译. —北京：机械工业出版社，2007.2

书名原文：Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook

ISBN 978-7-111-20737-5

Ⅰ.机… Ⅱ.①斯…②奇…③邹… Ⅲ.机械设计—图集 Ⅳ.TH122-64

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2007)第 004706 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

责任编辑：李万宇 版式设计：冉晓华 责任校对：陈延翔

封面设计：鞠 杨 责任印制：李 妍

北京铭成印刷有限公司印刷

2007 年 4 月第 1 版第 1 次印刷

184mm×260mm · 25.75 印张 · 2 插页 · 627 千字

0001—4000 册

标准书号：ISBN 978-7-111-20737-5

定价：58.00 元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换

销售服务热线电话：(010)68326294

购书热线电话：(010)88379639、88379641、88379643

编辑热线电话：(010)68351729

封面无防伪标均为盗版

一本很有价值的参考图册，广泛收集了许多各种设计中经常使用的传统和现代机构以及机械装置的实例，并列举了它们的大量应用。作为记录了工程设计历史和知识的宝库，本书已经获得了全世界的广泛认可。

中译本包括以下内容：零件输送机构，往复运动机构和通用机构，特定用途机构，弹簧、气囊、挠性件、螺纹和球装置，凸轮、曲柄、链条和带传动机构，齿轮装置和变速机构，联轴器、离合器和制动装置，转矩限制、张紧和控制装置，风力和液力机械以及机构的控制，紧固、锁紧、夹紧和夹具装置，机构设计的关键方程式和图表。

面对各种各样的机械设计问题，试图寻找出新的和不同的解决方案的读者可以浏览这本书，参考其中的大量图例，使一些过去成功的机械发明通过改进而获得新的应用。

作为机械设计师便于使用的技术参考书，它可以激发经验丰富的机械设计师的灵感，也可以作为工程类学生的学习参考书。

译者序

本书是根据 Neil Sclater 和 Nicholas P. Chironis 所编的《Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook》(第 3 版)翻译而成。

2003 年我在加拿大麦吉尔大学(McGill University)智能机器中心 Jorge Angeles 教授的机器人机械系统实验室作为访问学者从事并联机器人研究时，Jorge Angeles 教授的博士生陈超向我推荐了这本书。阅后感到本书确实不可多得。本书与其它同类书的不同之处在于它通过具体的图例来介绍传统的机械零件的应用，如齿轮、杠杆、离合器、凸轮、丝杠和弹簧等，而这些图例是从过去的半个世纪中出版的大量书籍、杂志和专利中精选出来的，极具典型性和启发性。

然而，在这本书追求全面、通用的同时，也有一部分内容显得过于基础和陈旧，所以中文版删除了原版书的第 1 章、第 2 章和第 14 章以及其它章节的部分内容。因为原书的第 1 章所介绍的控制系统和第 2 章所介绍的机器人机构与现在的发展相比许多内容已略显陈旧；第 14 章所介绍的机械设计新的发展方向虽然内容较新，但介绍的过于简略，对从事机械设计的人员参考价值有限；而其它章节的部分内容过于基础，在国内的教科书中均有详细介绍，故一并删减。

本书的中译本希望将原书中的最精华部分介绍给国内的机械类技术人员和相关的教师、学生参考。如果本书能对国内从事机械设计的同行在新产品的设计或新的发明创造上有所启迪和帮助，我将感到莫大的荣幸。

由于译者水平有限和时间的仓促，译文中可能会有不少错误或不妥之处，请读者批评指正。

在翻译过程中，研究生高善民、张丽娜、王秀杰、虞文武和张小强作了大量工作，在此表示感谢。

最后，我要感谢机械工业出版社的理解和支持，才使此书完成翻译并得以出版。

邹平

于东北大学

E-mail：pzou @ me. neu. edu. cn

关于编者

在改行从事有关电子和机电方面的写作和编辑工作之前，Neil Sclater 曾在军事/航空工业和一家波士顿的工程咨询公司就职。他曾担任电子设计、仪表以及产品工程专业的编辑，其中包括 McGraw-Hill 出版公司的《产品工程》杂志的编辑，随后他成立了自己的公司，从事技术交流方面的咨询和责任编辑工作。

此后的 25 年中，Sclater 先生先后为多个工业客户撰写过市场调查、技术性文章、手册以及组织新产品发布。在此期间，他也曾直接为一大批出版社的许多不同的杂志和报纸撰写过上百篇署名文章，这些文章涵盖了工程和工业市场的各个领域。

Sclater 先生拥有美国布朗大学和东北大学的学位，并完成了工业管理的研究生课程。他单独或与人合著了 7 本工程方面的著作，其中的 6 本由 McGraw Hill 专业出版集团公司出版。在 Chironis 先生去世后，他还对《机械设计实用机构与装置图册》的第 2 版进行了修订和编辑。

这里提到的 Nicholas P. Chironis 先生提出了编写《机械设计实用机构与装置图册》的想法，并且也是该书第 1 版的作者和编辑。在加入《产品工程》杂志做机械设计专业编辑之前，他曾是工业界的一名机械工程师和顾问。后来，他成为其它 McGraw-Hill 工程出版物的编辑。他之前还在 IBM 和 Mergenthaler Linotype 公司担任过机械工程师，并在纽约的库珀联合工程学校担任过产品设计讲师。Chironis 先生拥有在美国纽约布鲁克林的工业大学机械工程专业的学士和硕士学位。

原版书前言

本书是《Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook》的第 3 版。它是一本很有价值的参考图册，内容广泛，包括传统和现代机构以及机械装置的实例。这一版保留了第 1 版和第 2 版的大部分核心内容(分别在 1991 和 1996 年出版)，并且对反映了机械工程和机械设计目前和未来发展趋势的文章进行了增补和修订。

这一版中的新内容主要来源于一些机械工程科学期刊，以及工程会议上发表的一些技术论文。一些新内容概述了运动控制系统，强调了可编程序控制器和数字技术对这些系统的影响；其它一些新内容讨论了伺服电动机、驱动器、电磁线圈和反馈传感器，它们是用于运动控制系统的重要机电和电子元件；另外还讲述了齿轮传动、单轴运动导轨和采用机械零件装配 X-Y 运动系统。

自从第 2 版发行以来，术语“机电一体化”作为代表机械工程目前发展趋势的专有名词已经被广泛接受——它融合了机械、电子和计算机科学。在 20 世纪 70 年代的日本，机电一体化描述了导致许多新功能和适用产品被发明的一些技术的综合，而这些产品采用纯机械的方法是不可能生产出来的。当时没有机电一体化的正式定义，大多数机械工程师只是在它的意思上达成一致。

机电一体化的概念被用文氏图进行了阐述，四个重叠的圆分别代表了机械、电子、计算机和控制四个领域。许多年后，这个集合已经产生出更多的专门学科，例如机械电子、计算机辅助设计、电子控制和数字控制系统，而这些都被看作是在机电一体化的范畴之内。随后这些专门学科甚至促进了更多热点技术，如系统分析、传感器、仿真和微控制器技术的产生。

已经确认从机电一体化实践中获得的一些重要的消费品有计算机硬盘驱动、喷墨打印机、数字视频磁盘播放器(DVD)和便携式摄像机。检查这些产品，会发现它们是由不同种类的机械装置、电动机、电路和一些光学元件组合装配而成的。

传统的机械零件，如齿轮、杠杆、离合器、凸轮、丝杠、弹簧和电动机仍然在那些先进的产品里发挥着重要的作用，这表明它们将继续在 21 世纪即将发明的各种新产品中被使用。

这本书的前两版引人入胜之处在于基本机构和机械装置的图解和描述，并伴随许多实用信息。这些材料是从过去的半个世纪中出版的大量书籍和杂志中精选出来的。在技术飞速发展的时代，这本书的大部分内容还保留着它们的通用价值。因此，作为原始工程图和数据的知识宝库，这本书的价值已经被全世界广泛认可，而这些资料在许多其它书中没有提供。它的早期版本已经成为方便的技术参考书，甚至可以启发经验丰富的机械设计师产生灵感，同样它也可以作为工程类学生的学习参考书。

面对各种各样的机械设计问题，试图寻找出新的、不同的解决方案的读者可以浏览这本书，学习其中的大量图例，改进一些过去成功的机械发明使它们获得新的应用，即过去经过验证的机械设计解决方案可以被重新用来解决当前的新问题。一项旧的发明有可能无需修改就可以直接被使用，或者可以通过采用新的制造方法和新材料来进行改进。这样旧的就又变成新的了！对于那些缺乏专业经验的读者，本书还包含一章，从头开始讲述有关基本机构设计的指南和公式。

假设这本书的读者通过正规的教育，积累了实际经验，已经熟悉了机械学的基础知识，这本书最适合于这些有实际经验的机械设计人员和机械工程师，但是它的内容同样也适用于大学和职业技术学校的机械设计教师、业余和职业发明家以及所有工程学科和自然学科的学生。最

后，希望这本书还能够吸引喜欢机构图例并理解它们如何工作的读者。

这一版中的插图都是经受过时间检验的。根据读者的反馈意见，删去了前两版中的一些内容，而对那些叙述不详或不清楚的重要设计进行了增补。此外，也删去了一些对于新的设计已经过时和不适合的资料。例如，用于定时的时钟机构、控制和显示，在现代设计中这些已经普遍被具有更高性价比的电子模块取代来实现同样的功能。

有关一些已经不复存在的厂商和出版物的参考文献也被删掉，这样读者就不会把时间浪费在与他们联系来获得进一步信息上。然而，前两版列出的那些发明者的名字和出处都被保留下来，这样将有助于读者进一步研究现在或曾经被发明者持有的专利。

在这本书中的许多图例的机构都是在过去的几个世纪中由一些不知名的手艺人、机械安装工人、器具制造者和技工发明的。这本书中的插图就是基于他们留下的草图、正式的图样，甚至工作的模型。值得我们注意的是许多最有影响的机器，如水泵、蒸汽机、精密记时计、轧棉机和飞机等都是由一些自我探索的工程师、科学家和技术人员发明出来的。

就他们自己来说，在这本书中描述的许多机构和装置只是出于他们对机械的好奇而发明的，但是当创造性的思想与其他人的思想结合时，这些机构和装置就能执行新的和不同的功能。需要看到基础机构在过去世纪里的一些重要发明中所起的作用，如飞机、直升机、喷气发动机、可编程机器人和大多数我们所熟悉的家用电器。

不知道你注意到没有，物体的尺寸是怎样增加和减小的呢？现在有一艘 142000t 的游览船，它能够容纳超过 5000 个乘客，而已经宣布将建造的一个大型喷气式客机可以容纳超过 500 人。此外，现在的微型计算机已经比 25 年前的占据整个屋子的大型计算机有着更强大的计算能力。现在我们要努力完成的工作就是把计算机、移动电话、掌上电脑(PDA)和网络访问终端通过一个无线控制装置结合起来。

—Neil Sclater

目　录

译者序

关于编者

原版书前言

第1章　零件输送机构

1.1　分类、供料和称量机构 …… 2
1.1.1　定向机构 …… 2
1.1.2　简单的供料机构 …… 3
1.1.3　分类机构 …… 4
1.1.4　送料量调整机构 …… 5
1.2　切割机构 …… 6
1.3　翻转机构 …… 8
1.4　振动机构 …… 8
1.5　7种基本的零件筛选机构 …… 9
1.6　11种零件传送机构 …… 10
1.7　7种自动传送机构 …… 12
1.8　7种连杆运输机构 …… 15
1.9　专用机床的传送机构 …… 18
1.10　卷绕机的横向移动机构 …… 23
1.11　真空拾取定位小球机构 …… 25
1.12　粘贴来自料盒或滚筒的标签的标签机 … 25
1.13　高速粘合机 …… 26
1.14　机器产生工作故障时的自动停机机构 … 32
1.15　电子自动停止机构 …… 38
1.16　机器操作的自动安全机构 …… 40

第2章　往复运动机构和通用机构

2.1　齿轮和偏心圆盘在快速转位机构中的联合应用 …… 44
2.2　同步带、四连杆组成的平滑转位机构 … 45
2.3　改进的棘轮机构 …… 46
2.4　能实现平滑地停止和运转、形状特殊的行星轮 …… 47
2.5　控制泵行程的摆线齿轮机构 …… 49
2.6　将旋转转换为直线运动的机构 …… 50
2.7　新型转位星形轮机构挑战槽轮传动 …… 50
2.8　槽轮机构 …… 53
2.9　改进的槽轮传动机构 …… 56
2.10　转位和间歇机构 …… 58
2.10.1　一些基本机构 …… 58
2.10.2　内摆线机构 …… 61
2.10.3　外摆线机构 …… 63
2.10.4　由转动到往复运动的机构 …… 64
2.10.5　变速机构 …… 65
2.10.6　速度调节机构 …… 65
2.11　旋转运动转化为往复运动和歇停运动的机构 …… 66
2.11.1　一些基本机构 …… 66
2.11.2　长时间歇停机构 …… 68
2.11.3　短时间歇停机构 …… 71
2.12　实现间歇旋转运动的摩擦装置 …… 72
2.13　无齿棘轮机构 …… 74
2.14　凸轮控制的行星轮系 …… 75

第3章　特定用途机构

3.1　9种不同的球型直线导轨 …… 78
3.2　滚珠丝杠将旋转运动转化成直线运动 … 80
3.3　三点齿轮/丝杠定位 …… 81
3.4　独特的连杆机构产生精确的直线运动 … 82
3.5　12种伸展和收缩装置 …… 84
3.6　5种直线运动的连杆机构 …… 86

3.7 直线运动机构的连杆的比例设计 …… 88
3.8 其它运动的连杆机构 …… 89
3.9 5 种万向齿轮机构 …… 90
3.10 改变直线运动方向的 10 种方法 …… 92
3.10.1 连杆机构 …… 92
3.10.2 导轨 …… 93
3.10.3 摩擦驱动 …… 93
3.10.4 齿轮 …… 93
3.11 另外 9 种改变直线运动方向的方法 …… 94
3.12 在直线行程中实现加速减速的连杆机构 …… 96
3.13 放大短程运动的连杆机构 …… 98
3.14 平行连杆机构 …… 100
3.15 行程放大机构 …… 100
3.16 力和行程的放大机构 …… 102
3.17 行程放大机构 …… 104
3.18 可调节行程机构 …… 105
3.19 可调节输出机构 …… 106
3.20 换向机构 …… 108
3.21 计算装置 …… 109
3.22 微分连杆机构的 18 种结构形式 …… 113
3.23 空间机构 …… 115
3.24 7 种典型的三维空间驱动机构 …… 117
3.25 尺蠖传动机构 …… 122

第 4 章 弹簧、气囊、挠性件、螺纹和球装置

4.1 平弹簧在机构中的应用 …… 124
4.2 新型弹簧获得了新的应用 …… 126
4.3 弹簧的 12 种应用方式 …… 127
4.4 低转矩传动中的弹簧限位机构 …… 129
4.5 弹簧马达及典型相关的机构 …… 131
4.6 挠性件精确地支承转动机构和仪器 …… 133
4.7 张紧带和丝杠提供精确的旋转运动 …… 135
4.8 空气弹簧机构 …… 136
4.8.1 用空气弹簧驱动机构的 8 种方式 … 136
4.8.2 空气弹簧的常见类型 …… 137
4.9 靠弹簧获得变化率的机构 …… 138
4.10 碟形弹簧 …… 139
4.11 振动控制中的弹簧连杆机构 …… 140
4.12 20 种螺纹装置 …… 141
4.12.1 一些基本螺纹装置 …… 141
4.12.2 从直线运动转换为旋转运动 …… 142
4.12.3 自锁机构 …… 142
4.12.4 双螺纹机构 …… 143
4.13 应用螺纹机构的 10 种方式 …… 144
4.14 7 种特殊的螺纹装置 …… 145
4.15 14 种调整装置 …… 146
4.16 线性滚子轴承适合于重载和工作量大的场合 …… 147

第 5 章 凸轮、曲柄、链条和带传动机构

5.1 凸轮曲线生成机构 …… 150
5.2 凸轮机构的 15 个应用 …… 156
5.3 特殊功能的凸轮 …… 158
5.3.1 一些实例 …… 158
5.3.2 可调歇停的凸轮 …… 159
5.4 机床的凸轮驱动 …… 159
5.5 不同机构中肘节连杆的应用 …… 160
5.5.1 高机械增益的机构 …… 160
5.5.2 高速比机构 …… 161
5.5.3 可变机构的优点 …… 161
5.6 16 种弹簧锁、肘节和触发机构 …… 162
5.7 6 种急动机构 …… 164
5.8 8 个急动装置 …… 166
5.9 控制系统中差速卷筒的应用 …… 168
5.10 机械动力放大器的 6 个应用 …… 170
5.11 变速带和链传动 …… 173
5.12 与混合带保持协调的配合 …… 176
5.13 在不影响速比的情况下改变中心距 … 180
5.14 通过电动机的安装支点来控制张紧力 … 180
5.15 带有衬套的滚子链及其改进 …… 181
5.15.1 标准滚子链——用于动力的传递和输送 …… 181
5.15.2 增大了节距的链子——用于输送 …… 181
5.15.3 标准节距的改进 …… 181
5.15.4 节距加长的改进 …… 181
5.15.5 空心销 …… 182
5.15.6 加长的销链 …… 182

5.15.7 特殊改进 …… 182
5.16 滚子链的6种创新性应用 …… 183
5.17 滚子链的另外6种应用 …… 185
5.18 在链传动中减少跳动的机构 …… 187
5.19 无齿轮的更加平稳的传动 …… 189
5.19.1 摩托车中的平稳传动 …… 189
5.19.2 波动前进的柔性输送装置 …… 189

第6章 齿轮装置和变速机构

6.1 章动盘传动 …… 192
6.2 不需齿轮或滑轮的圆锥传动 …… 192
6.3 变速机械传动 …… 193
6.3.1 圆锥传动 …… 193
6.3.2 圆盘传动 …… 195
6.3.3 圆环传动 …… 196
6.3.4 球面传动 …… 197
6.3.5 多圆盘传动 …… 199
6.3.6 脉冲传动 …… 200
6.4 单向传动 …… 201
6.5 其它变速传动机构——辅助变速 …… 202
6.6 变速摩擦传动装置 …… 204
6.7 变速驱动和传动 …… 206
6.8 在微型减速器里代替齿轮的精密球轴承 …… 208
6.9 在磁带传送中用多功能飞轮使摩擦力平稳工作 …… 209
6.10 受控的差动驱动 …… 210
6.11 双电动机行星齿轮机构提供两种速度并具有良好的安全性 …… 211
6.12 谐波传动减速器 …… 211
6.13 产生高效、高减速比传动的柔性面齿轮 …… 214
6.14 紧凑的转动时序发生器 …… 215
6.15 行星齿轮系 …… 216
6.15.1 导弹舱盖的传动 …… 216
6.15.2 双偏心轮传动 …… 216
6.15.3 双行星轮传动 …… 217
6.15.4 固定的差动传动 …… 218
6.15.5 简单的行星齿轮机构及其转换机构 …… 219
6.15.6 镶齿的锥齿轮 …… 219
6.15.7 FORDOMATIC双速传动(福特电机公司) …… 220
6.15.8 CRUISE-O-MATIC三速传动(福特电机公司) …… 220
6.15.9 液压自动三速传动(通用电机公司) …… 220
6.15.10 三行星齿轮机构传动 …… 220
6.15.11 福特拖拉机传动 …… 221
6.15.12 LYCOMING蜗轮机传动 …… 221
6.15.13 直齿轮和斜齿轮的复合传动 … 221
6.15.14 两齿轮行星机构传动 …… 222
6.15.15 平面中心传动 …… 222
6.15.16 摆动齿轮传动 …… 222
6.16 非圆齿轮 …… 223
6.17 薄金属板齿轮、链轮、蜗杆和棘轮机构 …… 227
6.18 如何防止反转 …… 229
6.19 齿轮变速装置 …… 230
6.20 用于齿轮和离合器的转换机构 …… 232
6.21 精确聚焦调整机构 …… 234
6.22 棘齿变速传动机构 …… 235
6.23 双蜗轮传动机构 …… 235
6.24 用于冗余转矩传动的柔性齿轮传动装置 …… 237
6.25 重量更轻、更有效的直升飞机传动系统 …… 238
6.26 带有流体静压啮合的蜗轮蜗杆 …… 238
6.27 螺旋锥齿轮和准双曲面齿轮的设计 … 240

第7章 联轴器、离合器和制动装置

7.1 平行轴的连接 …… 242
7.2 用于偏心轴连接的新型连杆联轴器 …… 243
7.3 圆盘和连杆联轴器简化了传动 …… 244
7.4 当传递转矩时，内部锁紧空间框开始弯曲 …… 245
7.5 偏心销消除了轴线不重合误差 …… 247
7.6 铰接的连杆和扭转衬套使传动平稳起动 …… 248

7.7 万向联轴器以恒速沿45°角传递动力 …… 249
7.8 基本的机械离合器 …… 250
7.9 弹簧缠绕的滑动离合器 …… 252
7.10 控制滑动的概念使弹簧离合器获得新的应用 …… 254
7.11 弹簧带夹紧来驱动超速离合器 …… 255
7.12 滑动和双向离合器的组合来控制转矩 … 256
7.13 传递恒定转矩的行走压力盘 …… 257
7.14 圆锥转子电机产生瞬间的离合或制动 … 258
7.15 快速反转缠绕传动 …… 258
7.16 7种超越离合器 …… 259
7.17 在单向离合器中受弹簧力作用的销辅助楔块机构 …… 260
7.18 滚子离合器 …… 260
7.19 来自于减速器的单向输出 …… 261
7.20 应用在单向传动装置中的弹簧、往复运动小齿轮和滑动球 …… 262
7.21 超越离合器图例 …… 264
7.22 超越离合器的10种应用 …… 266
7.23 楔块型离合器的应用 …… 268
7.24 用于精密设备的小型机械离合器 …… 270
7.25 工位离合器的机构 …… 272
7.26 电磁离合器和制动器的12种应用 …… 274
7.27 离合滚子离合器 …… 276
7.28 齿轮传动的机电回转节 …… 277
7.29 10种万向联轴器 …… 278
7.30 连接转轴的方法 …… 280
7.31 用于带离合器和制动器的连杆机构 … 284
7.32 特种联轴器机构 …… 285
7.33 连杆联轴器机构 …… 286

第8章 转矩限制、张紧和控制装置

8.1 在印刷机进给中，卡钳制动器可以保持适当的张紧力 …… 288
8.2 辅助离合器、制动器的传感器 …… 288
8.3 防止构架超载的警报装置 …… 289
8.4 钢缆张力的持续观察 …… 289
8.5 转矩限制器用来保护轻载传动 …… 290
8.6 防止过载的限制器 …… 291
8.7 限制轴旋转的7种方法 …… 294
8.8 控制拉力和速度的机械系统 …… 296
8.9 控制张力的传动装置 …… 300
8.9.1 机械传动装置 …… 300
8.9.2 电子传动装置 …… 300
8.9.3 液压传动装置 …… 301
8.10 防止升降机过载的开关装置 …… 303
8.11 机器中的限位开关 …… 304
8.12 自动调速器 …… 308
8.13 离心力、风力、水力和电动调速器 … 310
8.14 机构的速度控制装置 …… 312
8.15 移动小齿轮转矩分配器 …… 313

第9章 风力和液力机械以及机构的控制

9.1 回转泵机构 …… 316
9.1.1 一些基本机构 …… 316
9.1.2 偏心的行星齿轮起旋转泵的作用 … 317
9.2 气缸或液压缸驱动的机构 …… 318
9.3 脚控制的制动系统 …… 320
9.4 连杆机构在拖拉机里的控制操纵 …… 320
9.5 气动的15个应用 …… 321
9.6 应用金属隔膜和膜盒的10种方式 …… 322
9.7 差动变压器传感装置 …… 324
9.8 高速计数器 …… 326
9.9 电动锤机构 …… 327
9.10 恒温机构 …… 329
9.11 温度调节机构 …… 333
9.12 光电控制 …… 335
9.13 液面指示器和控制器 …… 337
9.14 利用火药的动力产生即时的冲力 …… 339

第10章 紧固、锁紧、夹紧和夹具装置

10.1 远程控制锁紧机构 …… 342
10.2 可伸缩固定器的插入、锁紧和轻松释放 …… 343
10.3 自动释放载荷的抓钩 …… 343
10.4 带有滚珠制动的快速释放锁紧销 …… 344
10.5 转矩撤消时自动闸锁住起重机 …… 344

10.6 牢固夹持物体的提升钳机构 …… 345
10.7 垂直受力锁紧机构 …… 345
10.8 快速释放装置 …… 346
10.9 圆环使进入适当位置的台式升降机夹紧 …… 347
10.10 液压缸内的凸轮爪将板件夹紧 …… 347
10.11 用于机床和固定设备上的快速作用夹具 …… 348
10.12 靠摩擦力夹紧的装置 …… 350
10.13 用于阻止机械运动的制动器 …… 352
10.14 10种不同的花键连接 …… 354
10.15 14种把轴套固定到轴上的方法 …… 356
10.16 精确对齐可调整零件的夹紧装置 …… 358
10.17 受弹簧力的卡盘和夹具 …… 360
10.18 同心的短夹紧螺母 …… 360
10.19 施加轴向张力或压力的驱动器 …… 361
10.20 用于复合材料机械性能测试的夹紧装置 …… 362
10.21 三个自由度的被动式抓卡接头 …… 363
10.22 用于机器人装配的探针和插座夹具 … 364

第11章 机构设计的关键方程式和图表

11.1 四连杆机构及其典型的工业应用 …… 366
11.2 齿轮传动五连杆机构的设计 …… 368
11.3 间歇机构——外槽轮机构的运动学 … 372
11.4 间歇机构——内槽轮机构的运动学 … 375
11.5 设计摆线机构的方程 …… 378
11.5.1 近似直线的形成 …… 379
11.5.2 歇停的设计 …… 380
11.6 具有最优力传递性能的曲柄摇杆机构的设计 …… 381
11.7 设计齿轮滑块机构的曲线和方程 …… 384
11.8 设计瞬时作用的肘节 …… 388
11.9 转角进给机构 …… 391
11.10 曲线运动的进给机构 …… 392
11.11 罗伯特法则能够帮助寻找其它的四连杆机构 …… 395
11.12 棘轮结构的分析 …… 396
11.13 曲柄滑块机构 …… 397

第1章

零件输送机构

1.1 分类、供料和称量机构

1.1.1 定向机构

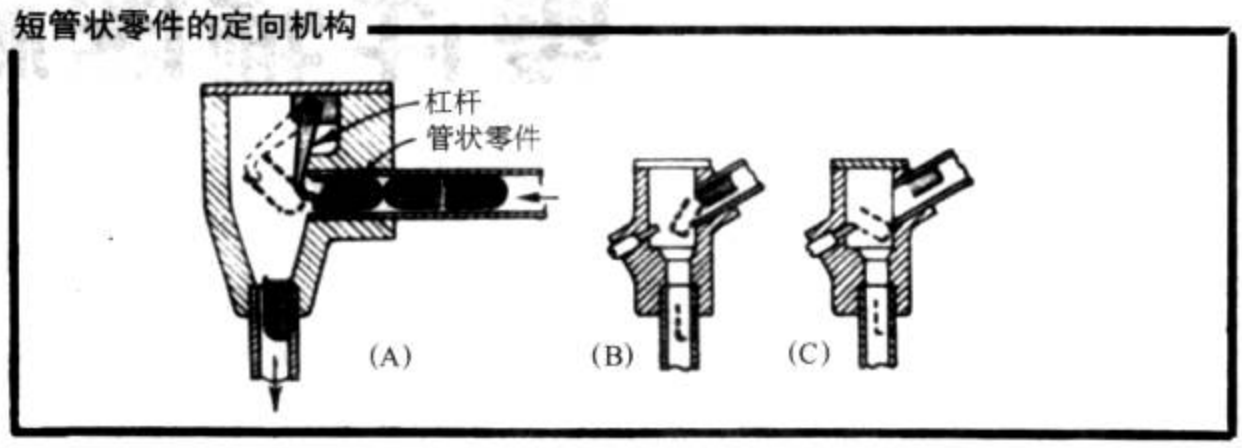


图 1.1-1 这是一个常见的问题。零件可能是开口端也可能是封闭端先出现，所以需要有一个能够使所有零件定向的机构，以便这些零件能够以同样的方式被传送。在图(A)中，当一个零件的开口端首先到达时，摆杆使其旋转，以使零件的开口端对着上方。当一个零件的封闭端首先到达时，零件推开摆杆并向下翻转。图(B)和图(C)所示的是一个用销钉代替摆杆的简单结构。

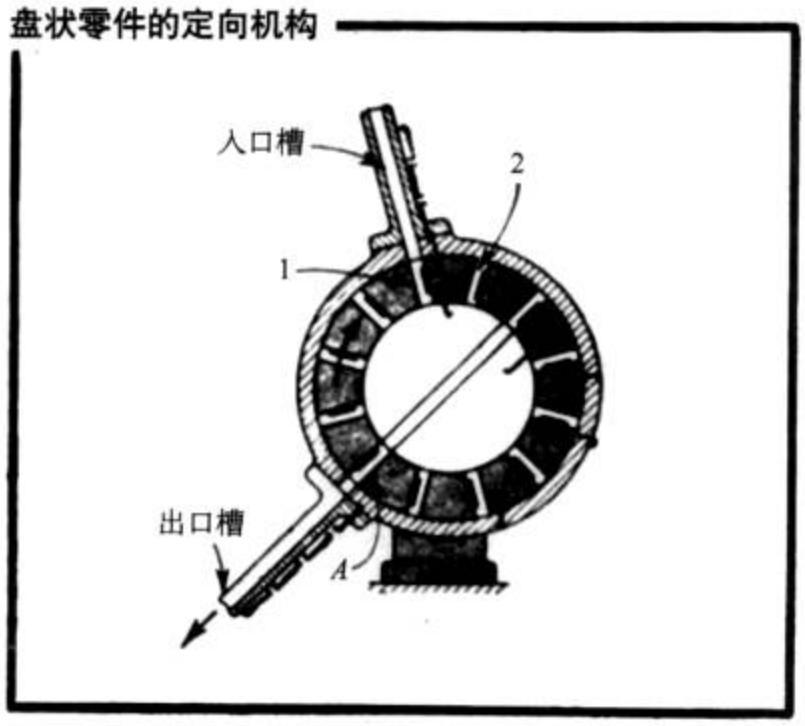


图 1.1-2 随着分度盘开始沿顺时针方向转动，开口端面向右侧的零件(零件 1)落入相匹配的槽孔中。这个槽孔带着零件旋转 230°到达 *A* 点，从这点零件脱离槽孔，开口端对着上方滑下出口槽。随后而来的开口端面向左侧的零件(零件 2)不能被槽孔所携带，所以它通过分度盘滑出，并且在滑出出口槽时其开口端也对着上方。

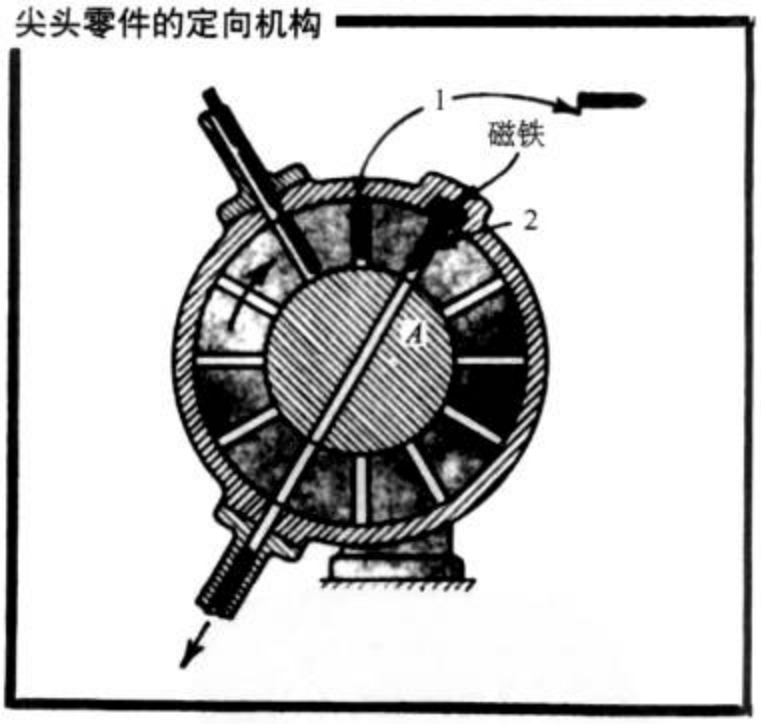


图 1.1-3 这里最重要的一点是：如果尖头零件的尖头对着内置的磁铁，那么当尖头零件经过时磁铁吸不住这个零件。这样尖头对着磁铁的零件(零件 1)在分度盘到达磁铁位置时沿出口槽滑出。而一个相反定向的零件(零件 2)被磁铁短暂地吸住，直到分度盘继续转过 180°时这个零件沿出口槽滑出。分度盘和开槽的芯子必须用非磁性材料制造。

U形零件的定向机构

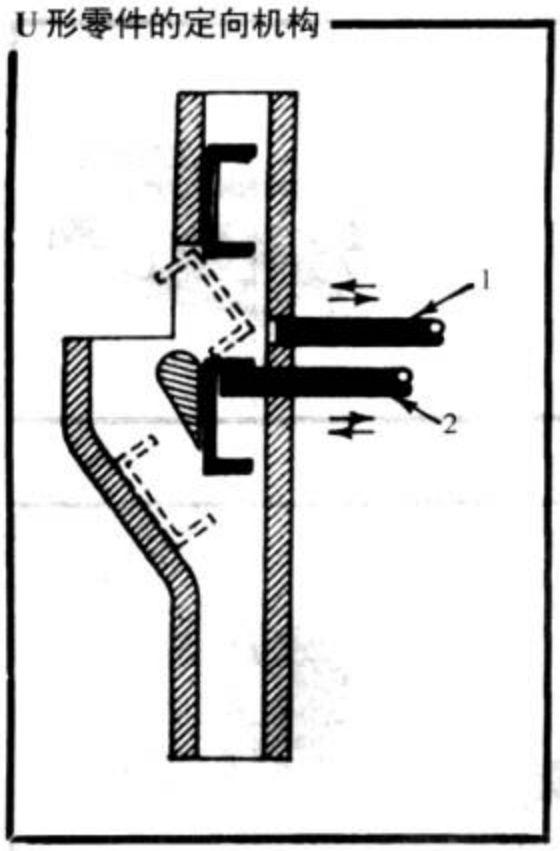


图 1.1-4

图 1.1-4 这个机构的关键是有两个在水平方向上交互作往复运动的销钉。零件沿槽滑下来，其U形底部将面向右或面向左。所有下来的零件先碰到销钉2并停住，此时销钉1进入通道，并且如果U形零件的底部面向右边，销钉1击翻这个零件，如图中虚线零件所示。如果U形零件的底部面向左边，销钉1的运动就不会产生作用，当销钉2退回到右边时，零件将被允许通过主槽落下。

圆锥形零件的定向机构

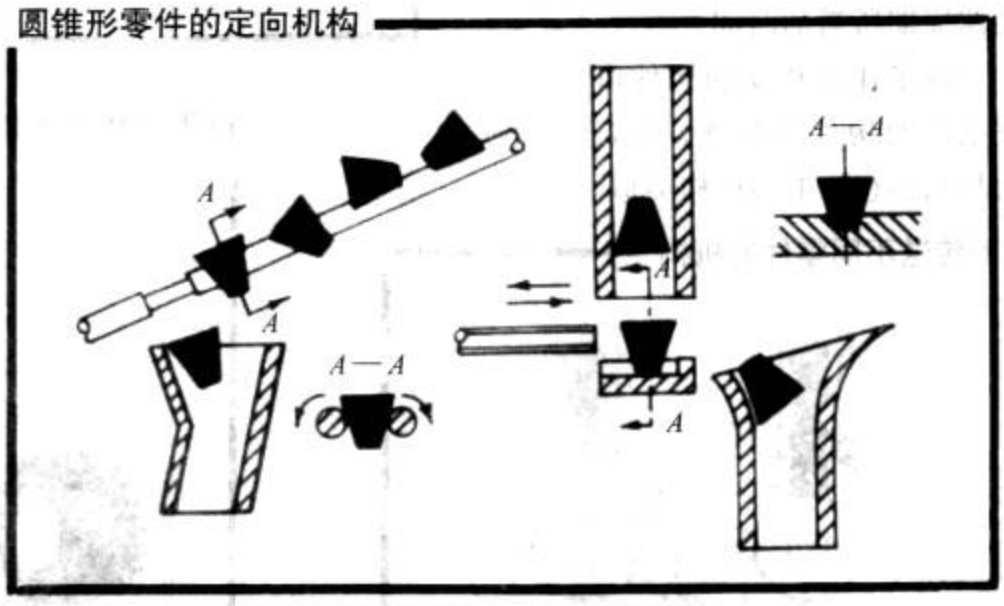


图 1.1-5 事实上由于图中两个圆柱形杆以相反的方向旋转，使得圆锥形零件呈现如截面 *A*—*A* 所示的位置(左图)，所以当圆锥形零件滑下圆柱形杆时可以不考虑圆锥形零件头的朝向。当这些圆锥形零件到达圆柱形杆变细的截面时，它们落入槽中，如图所示。

在第二种圆锥形零件的定向机构(右图)中，如果圆锥形零件的小头先落下时，它将正好与凹槽相配合。往复运动的圆柱杆向右移动时将撞击这个零件，并使其翻入出口槽。但如果圆锥形零件的大头先落下时，它将立在平面上(而不是凹槽里)，这时圆柱杆只需推其进入出口槽即可，无需使其翻转。

阶梯盘状零件的定向机构

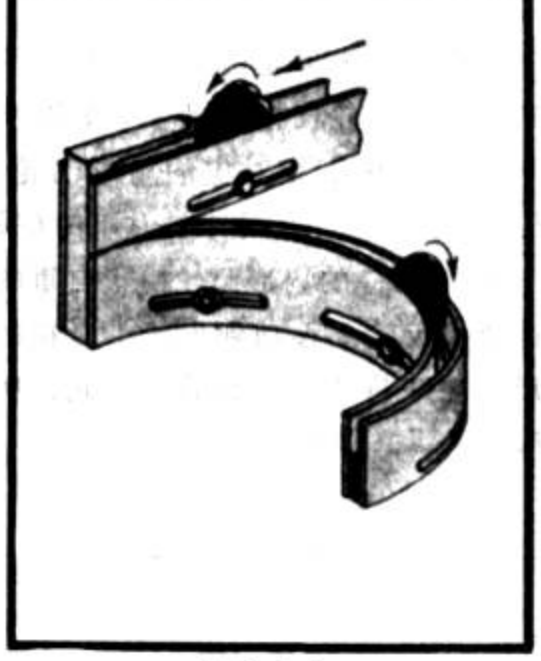


图 1.1-6

图 1.1-6 零件从轨道的上头滚动到左边时落到下一个圆形轨道上。然后零件继续沿初始的方向滚动，但是它们现在的阶梯面已经旋转了180°。下降一层轨道的想法可能显得过于简单，但是它避免了采用通常的凸轮机构来完成这样的工作。

1.1.2 简单的供料机构

固定数量零件的供料机构

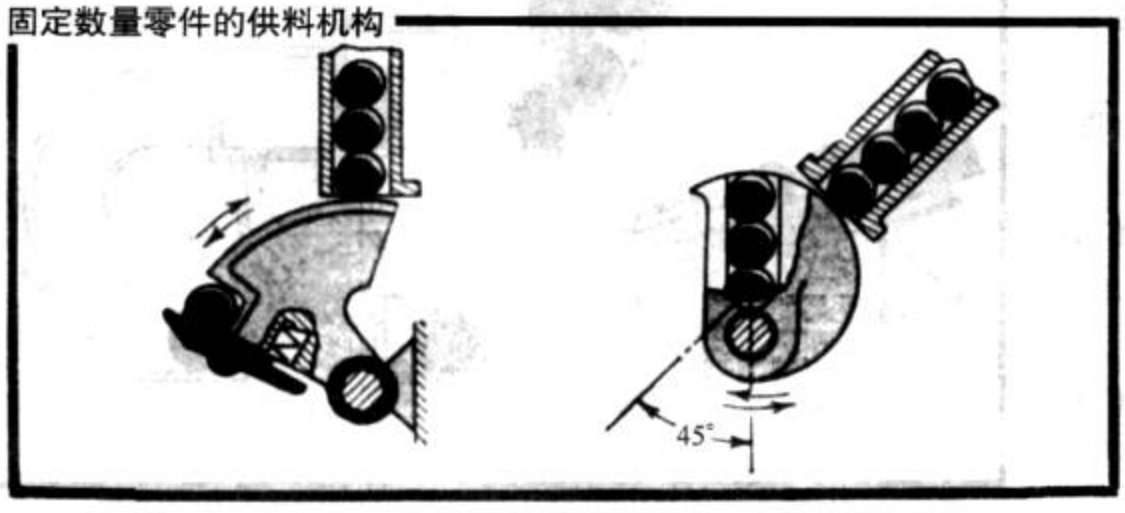
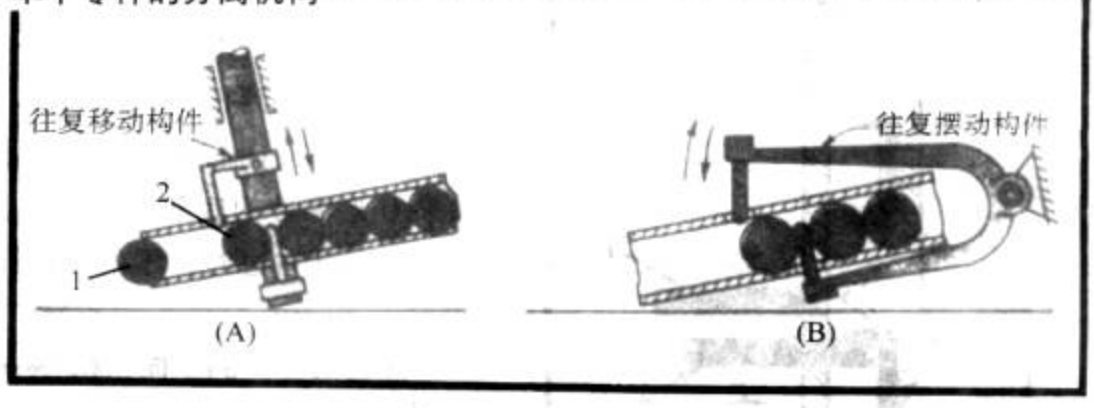


图 1.1-7 摆动扇形构件获得预定数量的零件，然后旋转一定的角度来传送它们。这个摆动扇形构件在行程的头和尾必须能够停歇，以便这些零件有足够的时间进出扇形构件。

图 1.1-8 圆形零件由于重力作用从斜槽中落下，并被往复移动的杆所分离。在往复移动构件的下行程时，零件先滚到位置 2，然后在往复移动构件的上行程时零件滚到位置 1。因此，分离零件的时间间隔几乎等于往复移动的杆的一个振荡周期所需的时间。

除了往复移动的构件由一个往复摆动的构件代替外，图(B)中的机构与图(A)中的机构类似。

单个零件的分离机构



同时传送不同零件的机构

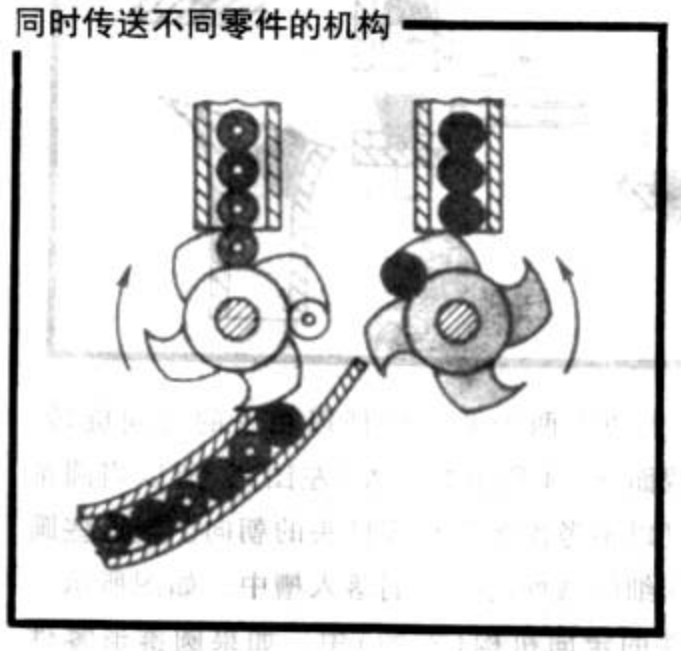


图 1.1-9 这个简单机构靠两个反向旋转的轮子来交替传送两种不同的零件。

待驱动零件传送机构

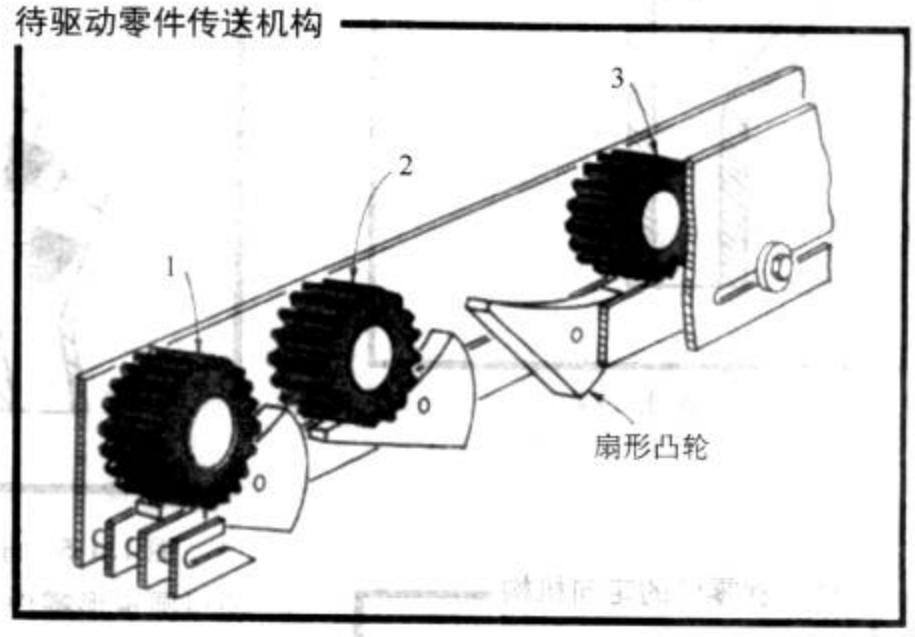


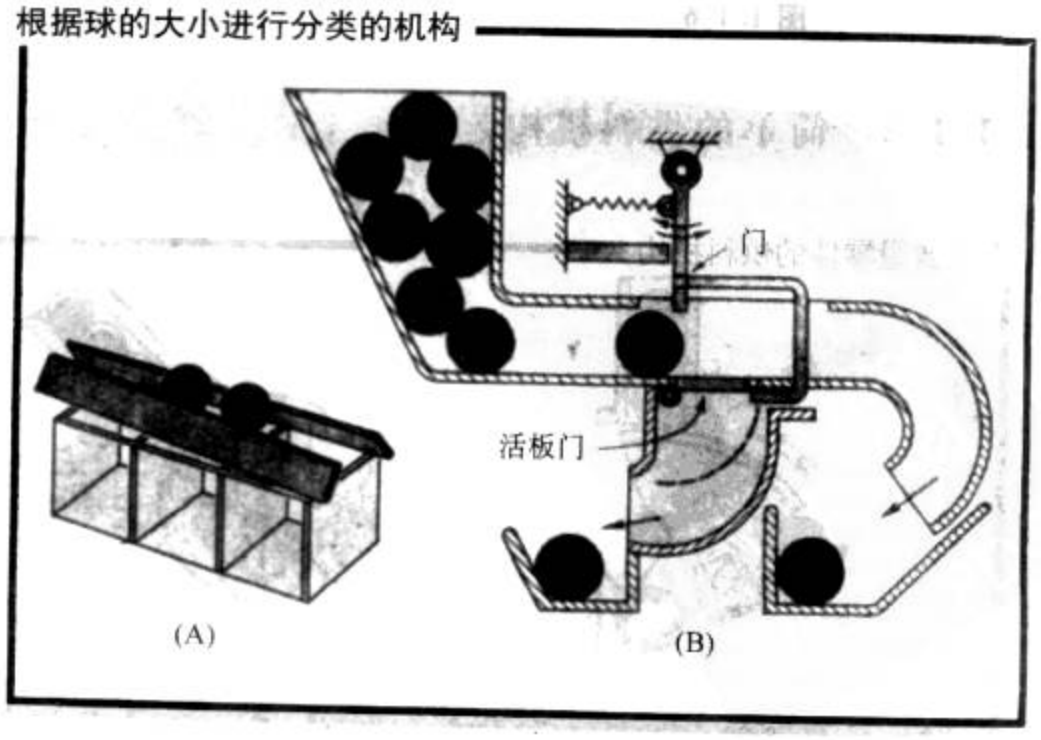
图 1.1-10 在这个机构中每个齿轮由一个可转动的扇形凸轮支撑着，直到前一个齿轮向前运动了。如图所示，当齿轮 3 滚下沟槽时，击压下相对应的扇形凸轮，但同时被前面的扇形凸轮支撑住。当齿轮 1 被拿下时(采用手工或机械方式)，其所相对应的扇形凸轮由于自重的作用而顺时针旋转，这使得齿轮 2 移动到齿轮 1 所在的位置，然后空载的扇形凸轮 2 将顺时针旋转。于是，所有排列的齿轮都向前移动了一个位置。

1.1.3 分类机构

图 1.1-11 在图 1.1-11 中简单的机构中(图(A))，球从两个倾斜的、有点岔开的导轨上滚下来。所以，最小的球将掉进左边的箱体里，中间尺寸的球掉进中间的箱体里，最大尺寸的球掉进右边的箱体里。

在图 1.1-11 中较复杂的机构里(图(B))，球从料斗中下来。必须通过一个门，这个门同时也是活板门的弹簧锁。符合标准尺寸的球不会触碰(激励)这个门就能通过。然而，超过标准尺寸的球会碰到这个门，从而打开活板门底部的锁，使该球掉入专用来装废品的槽里。

根据球的大小进行分类的机构



根据高度进行分类的机构

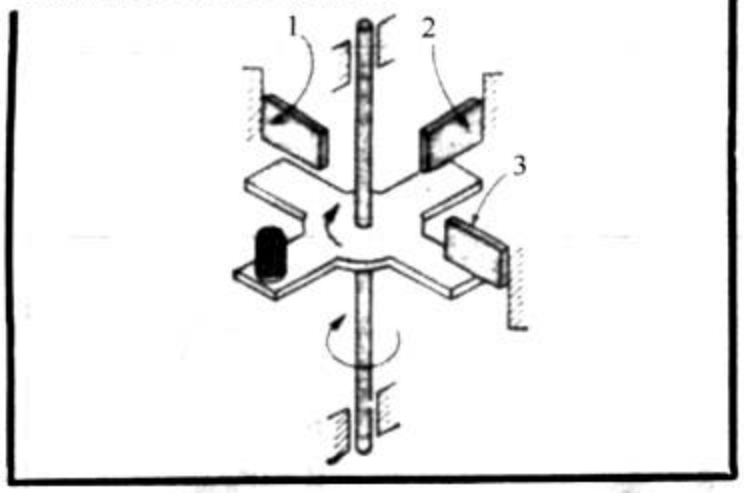


图 1.1-12 图 1.1-12 中，不同高度的工件放在一个缓慢旋转的十字平台上。构件 1、2、3 以逐渐减小高度的方式放置，构件 1 最高，构件 3 最低。因此，根据工件的高度，它们分别被构件 1、2 或 3 撞下平台。

1.1.4 送料量调整机构

靠改变振幅进行重量调整的机构

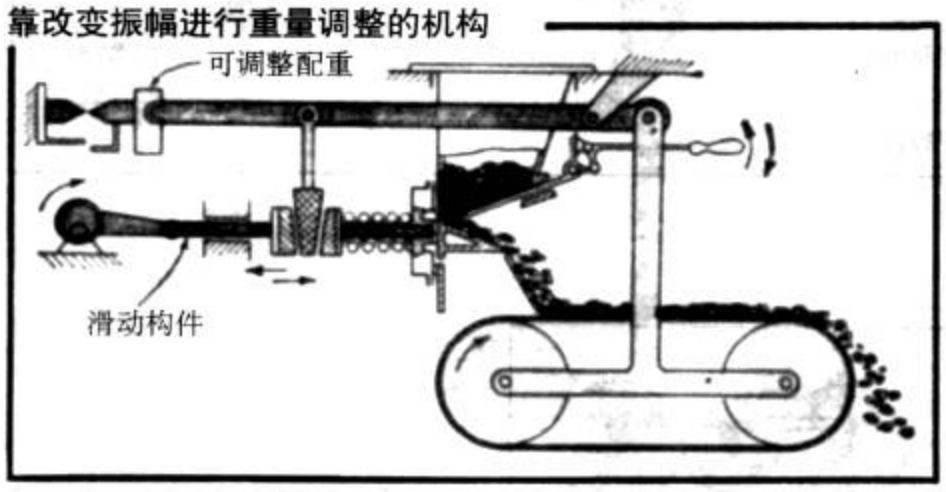


图 1.1-13 料斗里的物料靠往复滑动构件的振动传送到传送带上。滑动构件的脉冲力通过橡胶楔形构件施加到作用杆上。这个力的振幅能通过橡胶楔形构件的上下移动进行调整，而这个调整是靠传送带绕一个中心点的旋转来自动完成的。当传送带过载时，它将顺时针转动，使橡胶楔形构件上升，从而减少了脉冲力的振幅，并降低了物料的进给率。

此外，移动可调整配重或改变传送带的速度也可以实现进给率的调整。

靠杆结构进行送料量调整的机构

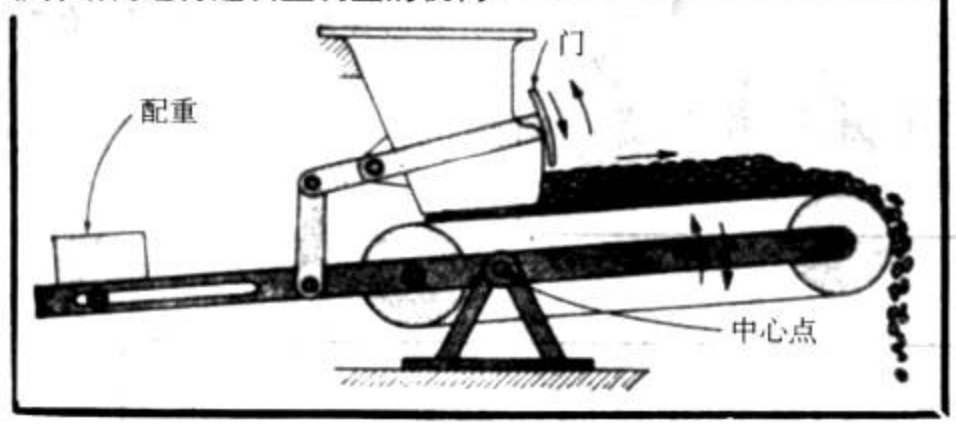


图 1.1-14 松散的物料从料斗里落下，并通过传送带系统向右传送。传送带系统可以绕中心点转动。传递带系统的框架位置变化可以使料斗的门相应运动，当传送带上物料的数量超过所需要的量时，传送带顺时针转动并关上料斗的门。框架上配重的位置决定了系统的进给率。

靠电子眼和平衡仪进行送料量调整的机构

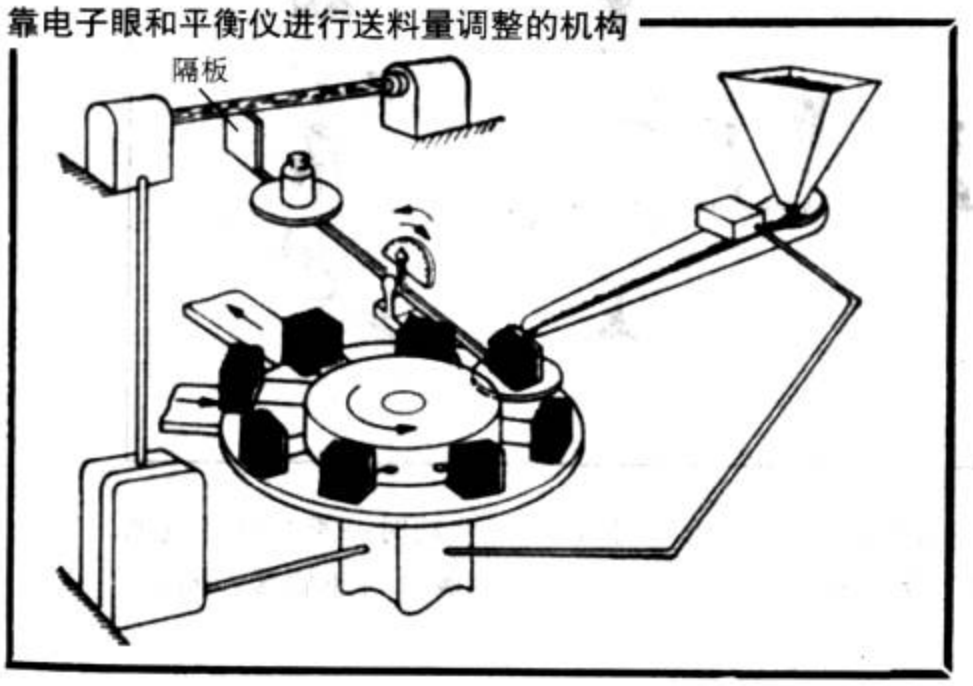


图 1.1-15 分度盘自动停在进给位置。物料落入容器中后，它的重量使得隔板旋转向上，从而断开了通往光电继电器的光束，进而使进料门关闭。在一段时间延迟或电子眼停止反应后分度盘可以自动起动。

1.2 切割机构

压紧和切割机构

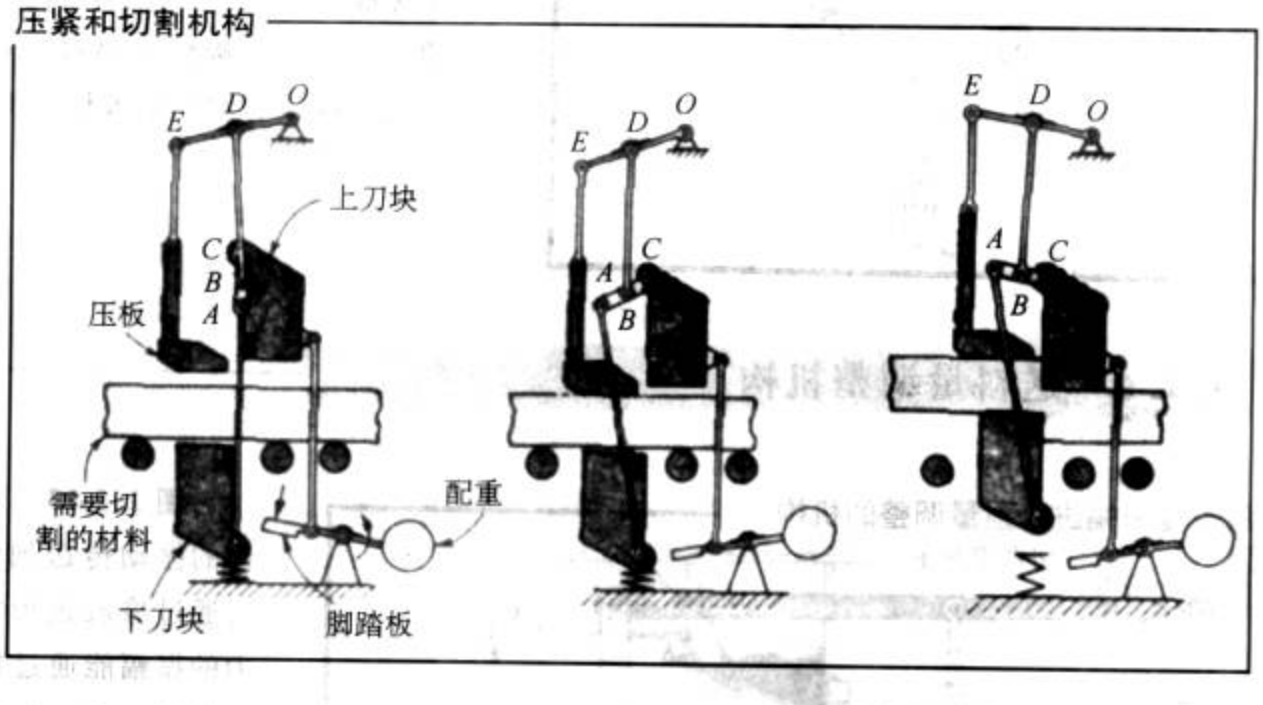


图 1.2-1 通过压下机构的脚踏板，上刀块和压板将向下移动。当压板压到物料上时，它和连杆 *EDO* 都不能再继续移动，然后连杆 *AC* 开始绕着点 *B* 旋转，并拉起下刀块开始切割。

四杆切割机构

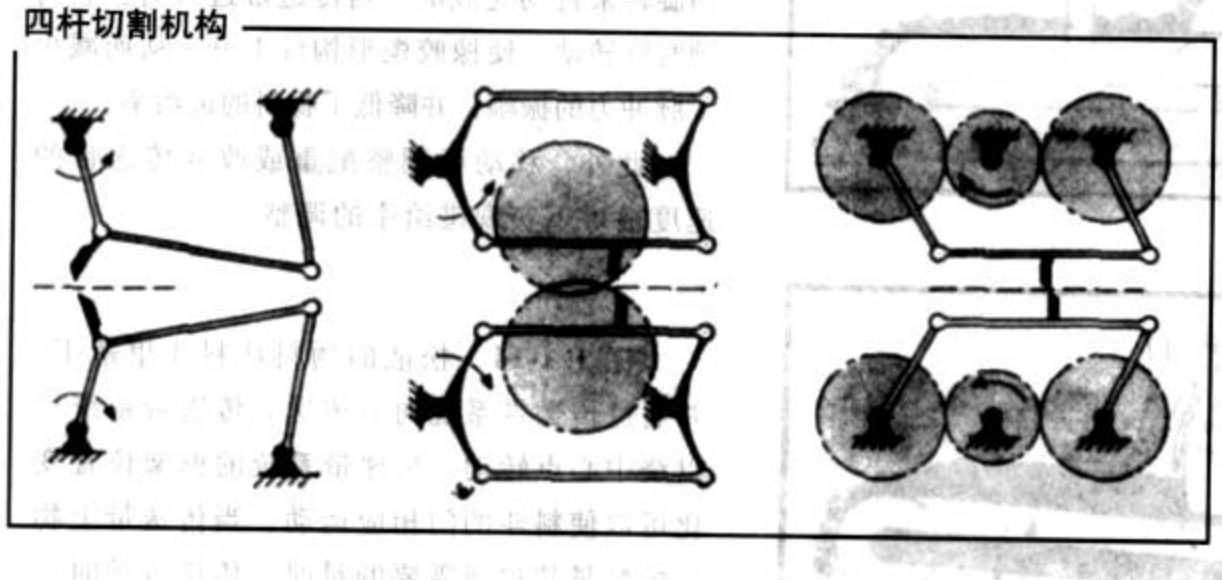


图 1.2-2 靠两组四杆铰链机构的耦合组成的这三种四杆切割装置可实现稳定、有力的切割。

上、下刀平行的切割机构

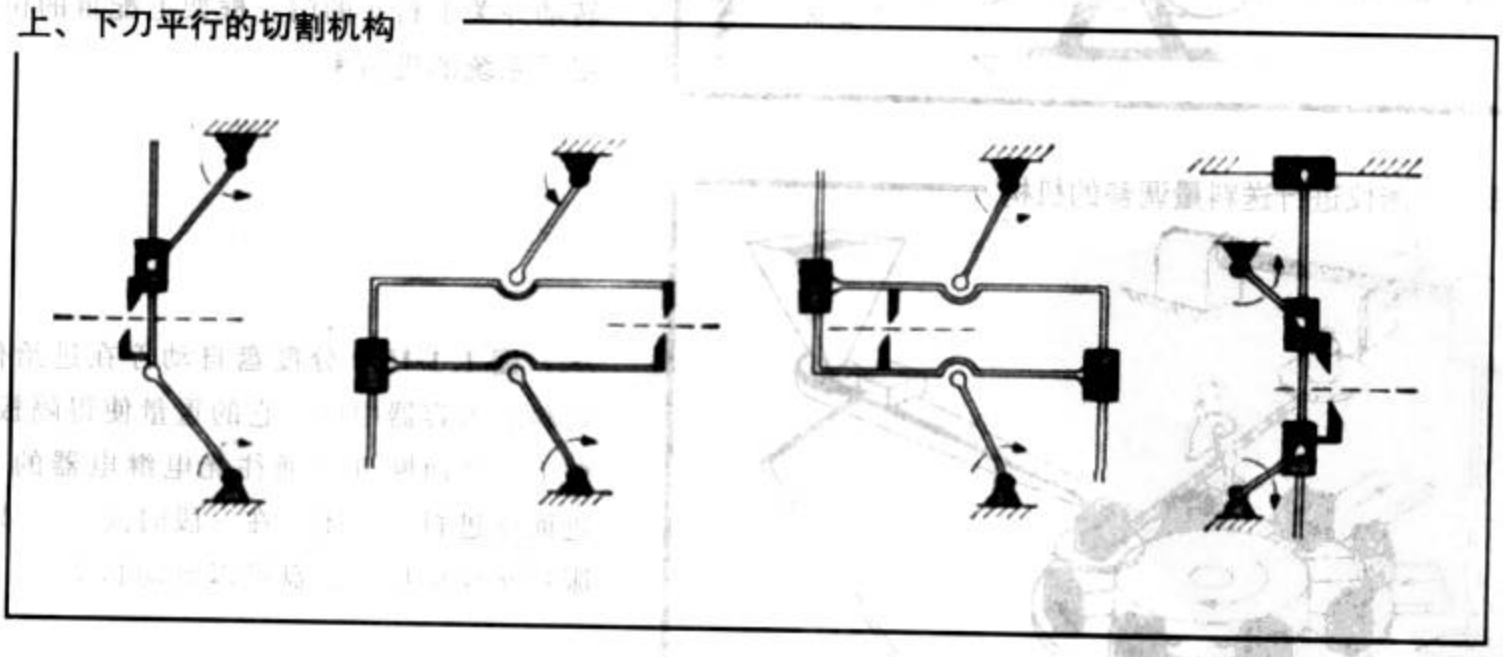


图 1.2-3 在这四个机构中，刀的切削刃彼此平行移动，并且在它们移动时一直与被切削的物料保持垂直。通过传动比为 1 的齿轮系（没画出）每个机构中的两个曲柄以匀速旋转。同时，这个齿轮系也完成物料在机构中的传送。

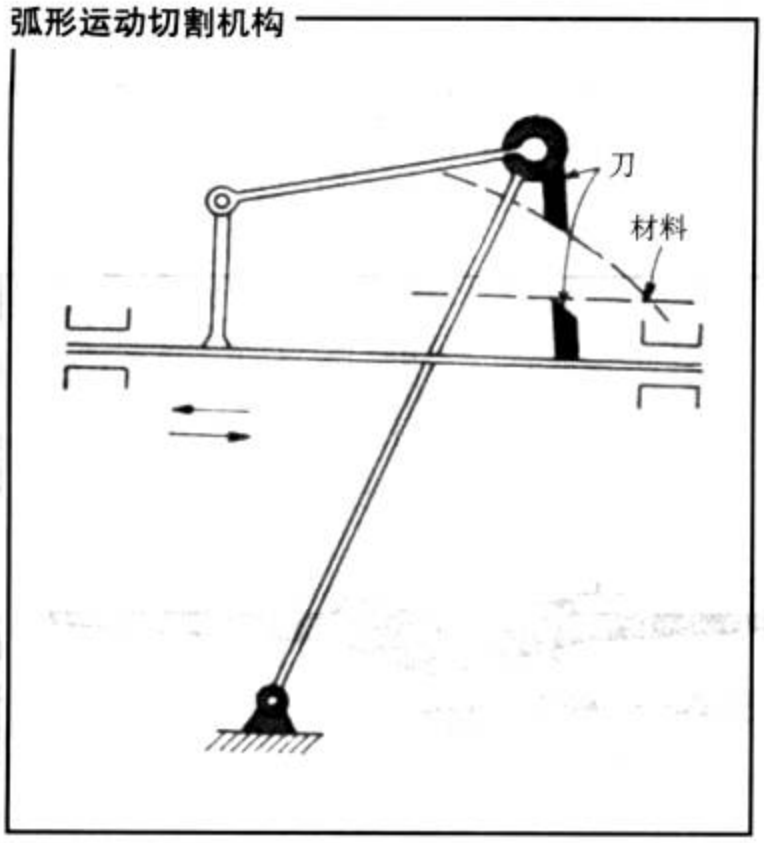


图 1.2-4 随着水平杆的往复运动材料被切割，装有下刀块的水平杆向右移动时，上刀块将向下沿弧线运动来完成切割加工。

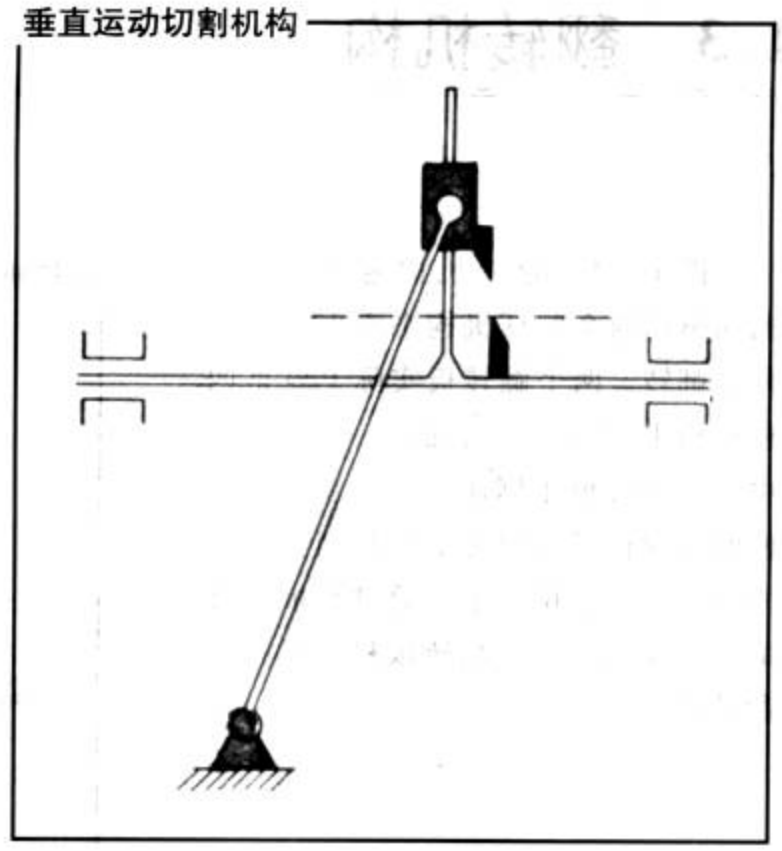


图 1.2-5 在切割时，这个机构的上刀块和下刀块始终保持平行，真正实现了类似剪刀的动作，但是滑动构件间的摩擦会影响切削力。

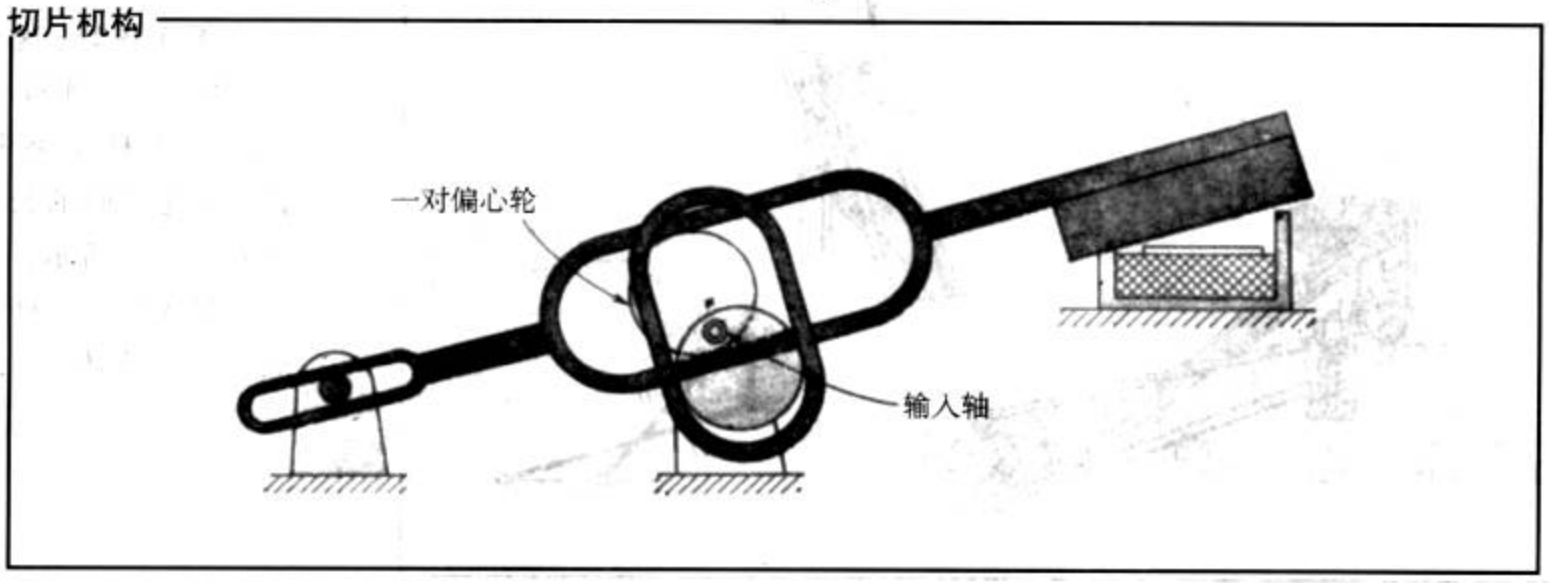


图 1.2-6 切片运动是通过两个偏心轮的同时运动来完成的。偏心轮驱动的两个环状构件被焊接在一起。在图示的位置，下偏心轮提供水平切割运动，而上偏心轮提供切割运动所必需的向上和向下的力。

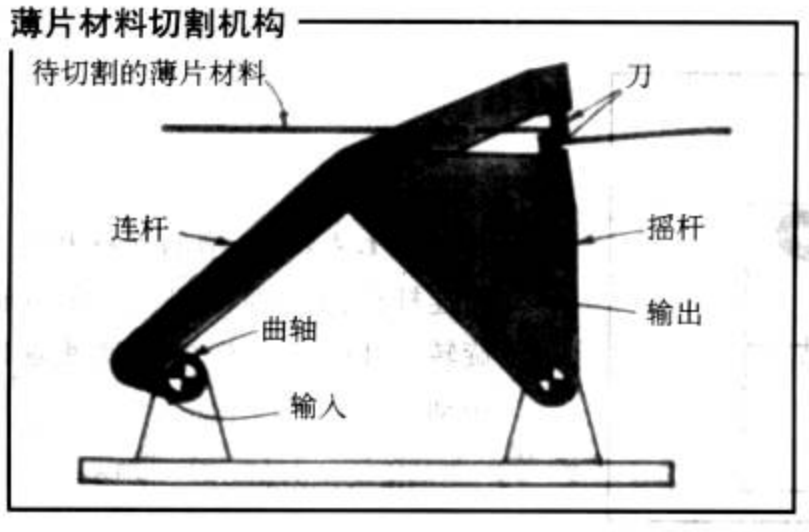
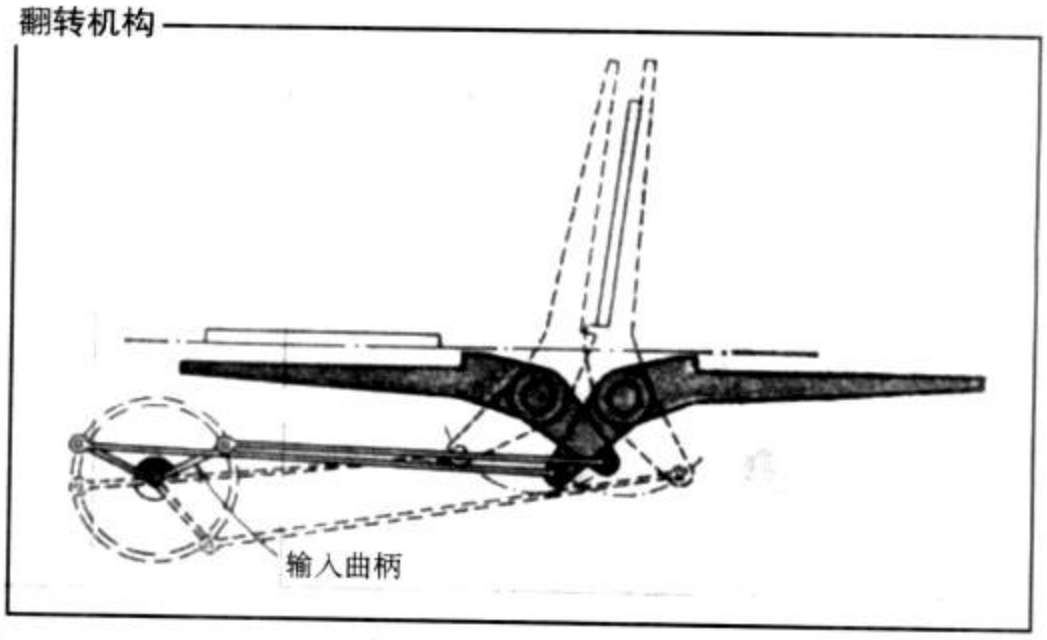


图 1.2-7 这个具有加长杆的四杆机构能够在高速运转下切割薄片料。可以通过各杆的尺寸计算，使图示的四杆机构在进行切割加工时刀的切割速度等于薄片料的线速度。

1.3 翻转机构

图 1.3-1 这个机构通过一个双曲柄驱动两个四杆机构来实现平板工件的翻转。两个翻转板实际上就是四杆机构中第四个杆的加长。四杆机构中连杆的长短比例通过计算获得，以便两个翻转板能同时上升到稍稍偏离垂直线的一个位置上，通过平板工件的动量使其从一个翻转板移到另一个翻转板上。

翻转机构



颠倒翻转机构

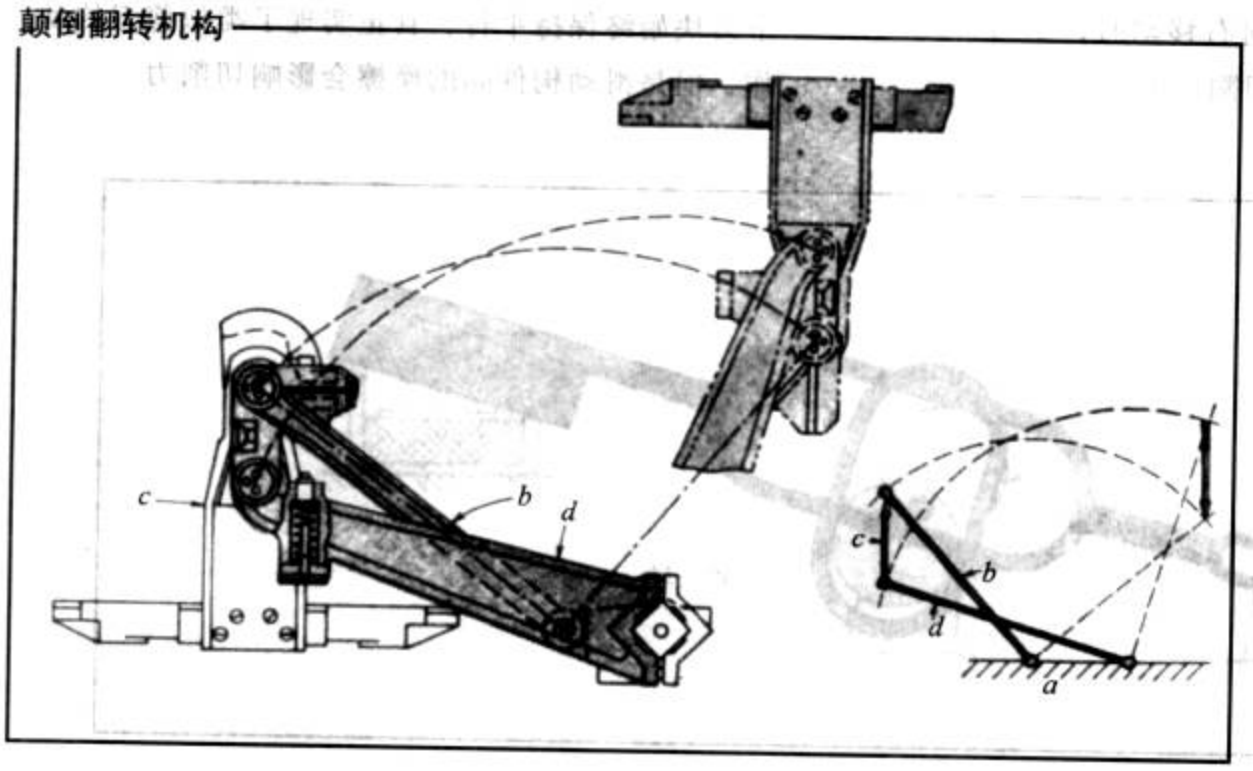


图 1.3-2 这是一个四杆机构（连杆 a、b、c、d），连杆 c 将被翻转。各连杆间的长度比例如示意图所示，主动杆旋转 90°，连杆 c 完成 180°的旋转。

1.4 振动机构

振动机构

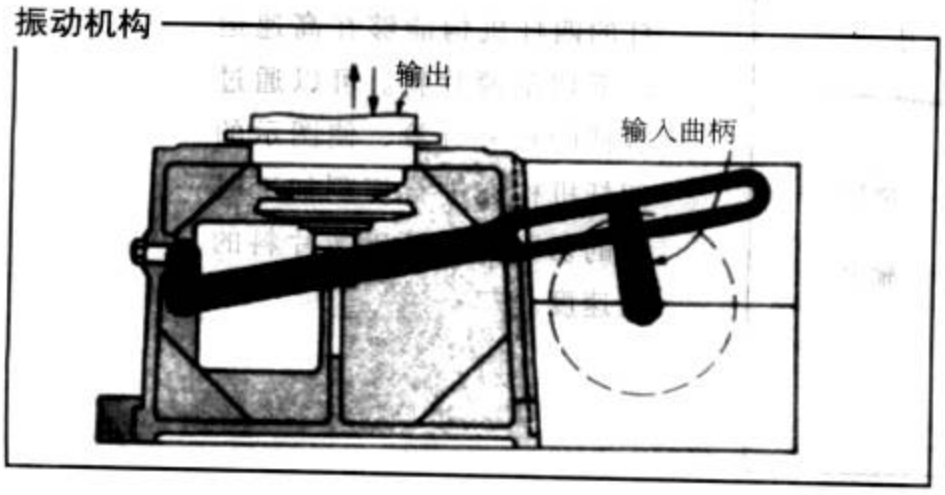


图 1.4-1 开槽的连杆和与其相连的中间连杆被固定到机架上。随着输入曲柄的旋转，开槽的连杆的摆动使输出平台上下振动。

1.5 7 种基本的零件筛选机构

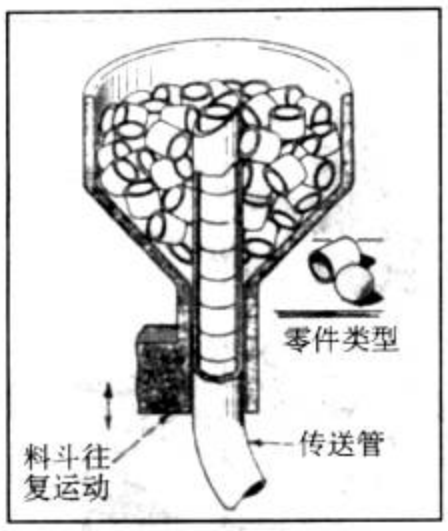


图 1.5-1 针对球和短圆柱体的**往复进给运动**机构是最简单的进给机构。工作时料斗或管往复运动。料斗必须保持装满零件状态，除非管相对于零件的位置可以调整。

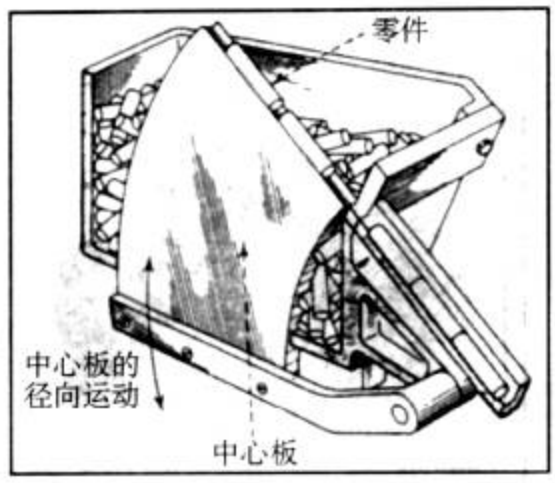


图 1.5-2 中心板筛选机构和往复进给筛选机构类似。为了收集形状有点复杂的零件，中心板的顶部可加工成各种剖面形状。它工作效率很高，可以引导往复运动的料斗不能引导的较长圆柱体零件。进给可以是连续的，也可以根据需要来定。

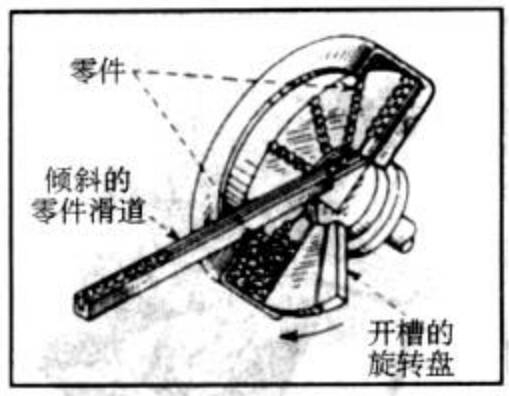


图 1.5-3 旋转螺钉传送机构可传送螺钉、带头销钉、阶梯轴和多数料斗所传送的类似的零件。如果方向各异的零件必须以一种特殊位置被传送，这种随机筛选就需要额外的机构。本图所示机构中所有的螺钉都沿同一方向喂入(除了螺钉上开槽的朝向不一致外)，所以不需要额外的分离机构。

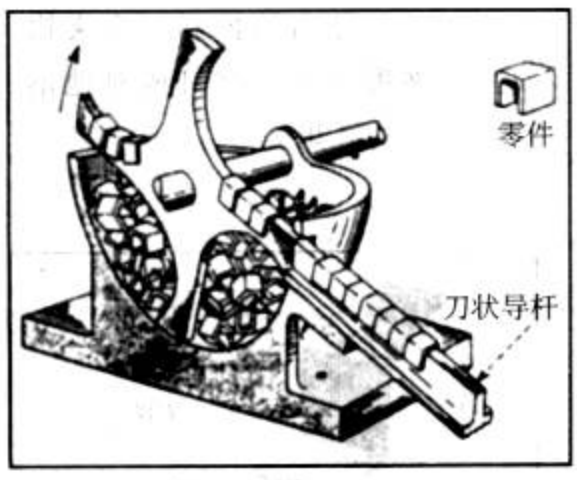


图 1.5-4 如果尺寸较小的 U 形零件的腿不是太长的话，**旋转中心托板**能够有效地托住 U 形零件。零件必须有足够的弹性，以防止当中心托板穿过一堆零件时所受的阻力使其产生永久变形。这种传送通常是连续的。

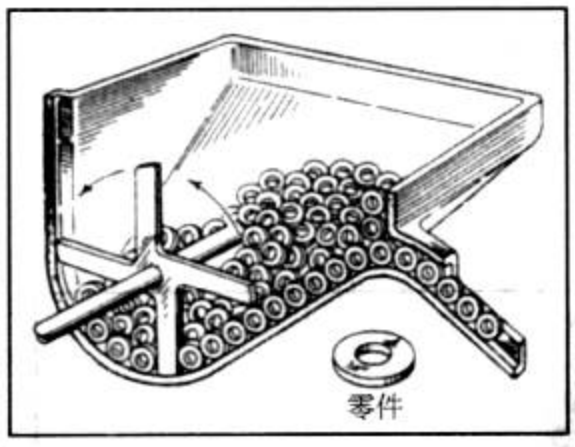


图 1.5-5 桨状轮对不易变形的盘状零件的传送是很有效的。薄的、软的零件将会弯曲和堵塞。如果可能的话要避免设计成这类零件，特别是在自动装配生产线中。

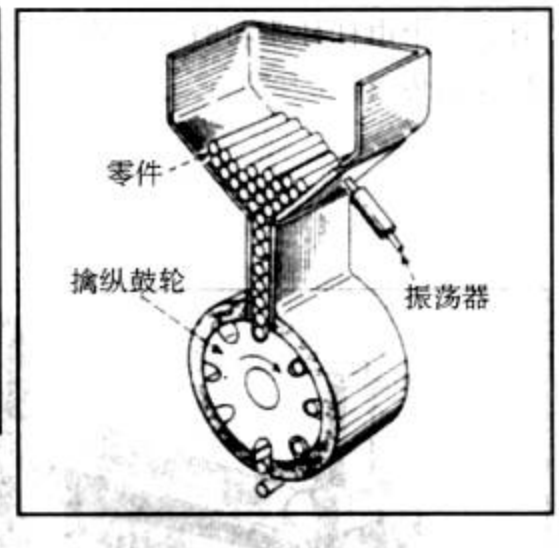


图 1.5-6 长圆柱体传送机构主要是由两个不同形状的料斗组成。如果圆柱体的两端形状相同，毫无疑问零件被传送后就能够实现自动装配。但是两端具有不同形状的圆柱体在被装配之前，需要额外的设备先对这个零件进行导向。

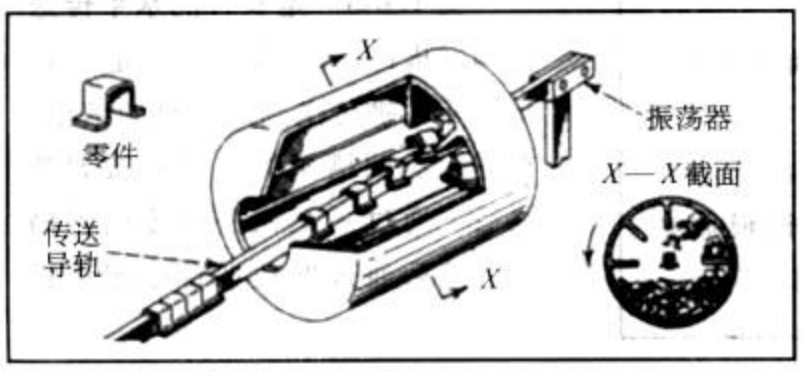


图 1.5-7 当零件纠结在一起时，使用一个桶形料斗是很有效的。零件任意从旋转的桶边落下。靠随机筛选，一些零件落到振动的导轨上被传送到桶外。零件应该有足够的刚度来防止产生较大的弯曲变形，因为零件滚落时要受到很大的冲击力。此外，零件的滚落有助于去除其上的尖形毛刺。

1.6 11 种零件传送机构

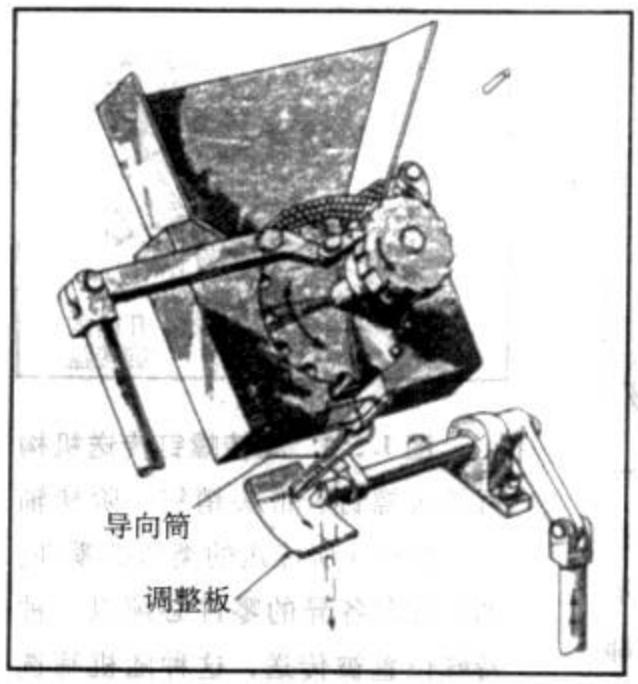


图 1.6-1 靠杆状零件自重进行传送的机构。借助于一个齿形外圆盘的间歇转动，定长杆状零件从料斗被传送到低位的导向筒。在出口的调整板移开时，一个由杠杆驱动的导向筒引导定长杆开始传送。

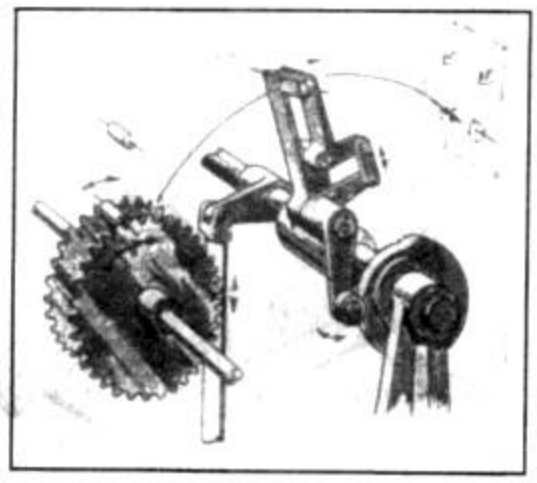


图 1.6-2 电子元件传送机构。通过一对齿形外圆盘的间歇转动，电容器可以被传送。然后，一个抓举臂举起电容器，并通过凸轮和随动件把它放到需要的位置。

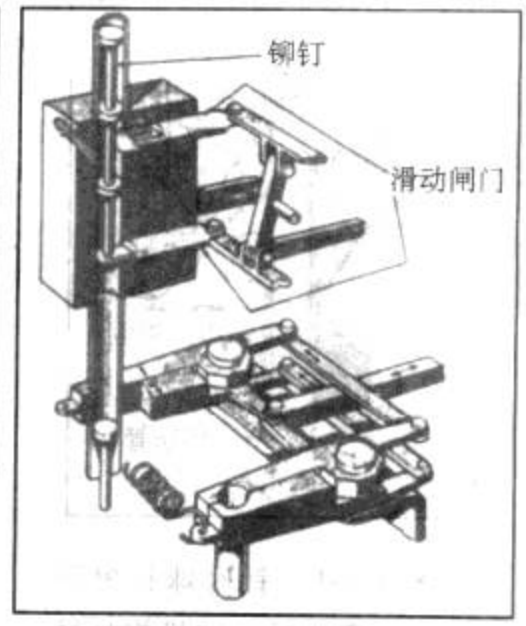


图 1.6-3 带头铆钉传送机构。通过一个定向零件传送机构来获得朝向一致的有头铆钉。借助于一对滑动闸门的相对移动，这些带头铆钉一个个落下，通过一个导向筒掉到一个夹钳里。夹钳使两个铆钉成对地落入相应的孔里。

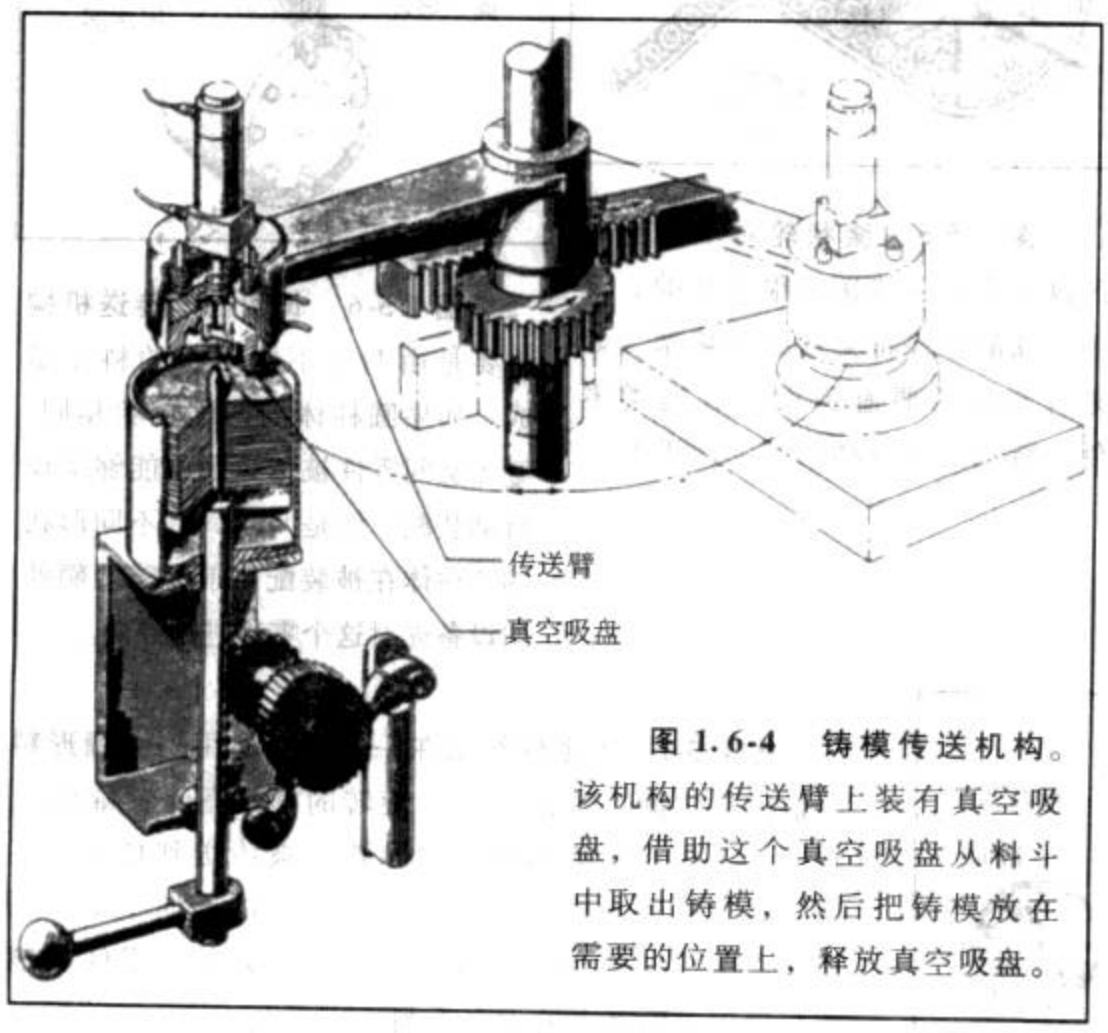


图 1.6-4 铸模传送机构。该机构的传送臂上装有真空吸盘，借助这个真空吸盘从料斗中取出铸模，然后把铸模放在需要的位置上，释放真空吸盘。

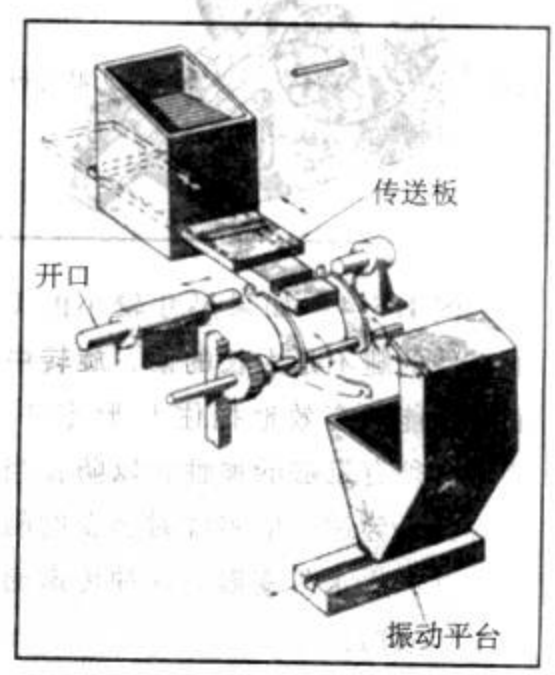


图 1.6-5 定长杆的水平传送机构。借助一个移动板，定长杆从料斗中被传送到固定盘的槽里。在固定盘凹槽里的定长杆被调整之后，通过一个杠杆被传送到槽里，然后通过振动平台把定长杆移出槽。

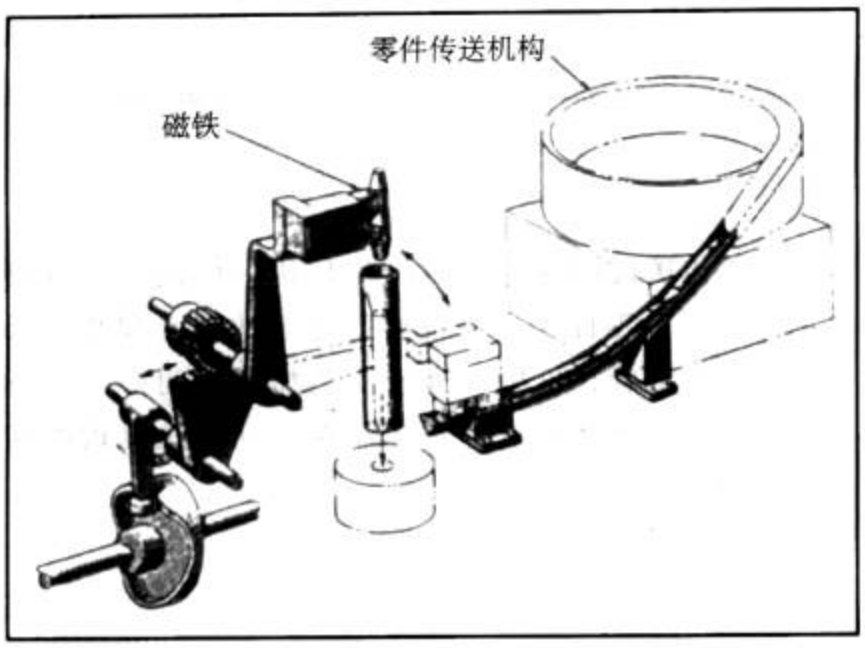


图 1.6-6　销钉插入机构。零件传送机构提供销钉，通过一个带磁性的臂，销钉被提升到一个垂直位置。当电磁铁断电时，销钉通过一个导向圆筒落下。

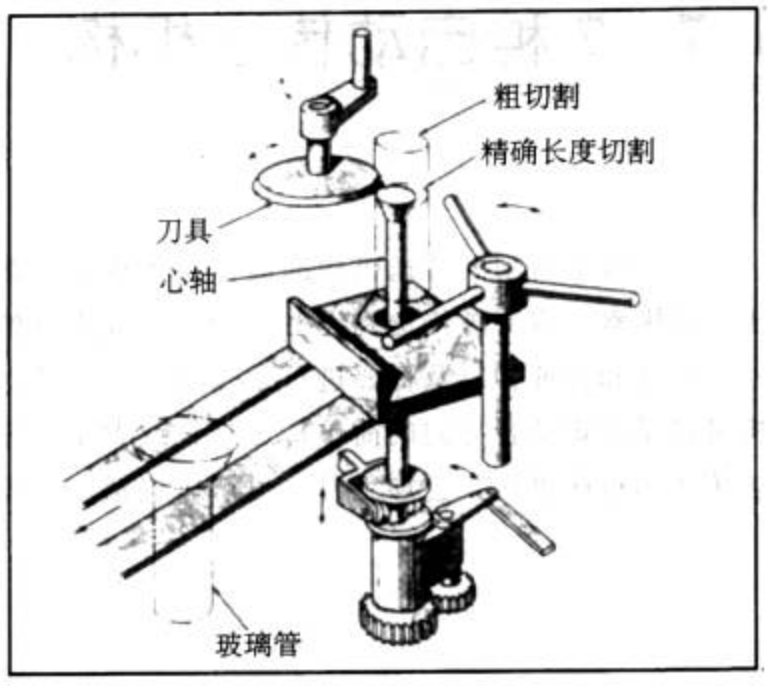


图 1.6-7　玻璃管的割断和传递机构。可转动的玻璃管的上部由卡盘夹持(图上未画出)。当刀具按指定的长度切断玻璃管时，心轴降下并且一个弹簧件(图上未画出)使管子落到槽上。

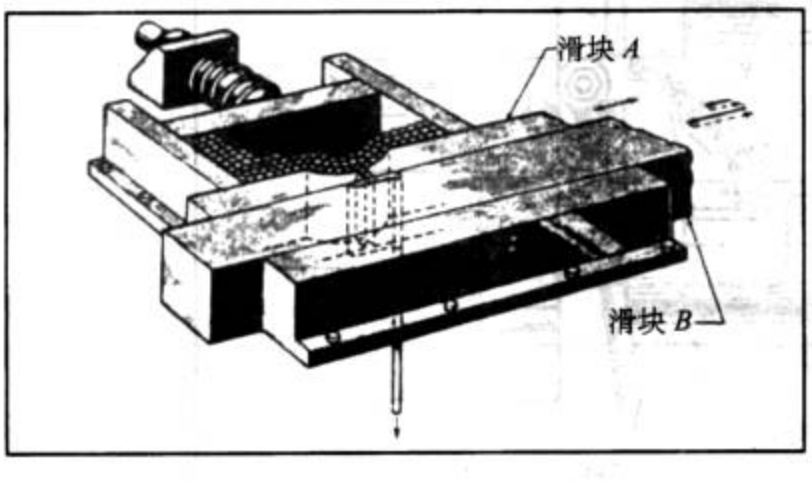


图 1.6-8　钢丝的垂直传送机构。如图 1.6-8 所示，定长的钢丝垂直堆放。在钢丝通过弹簧被压进料斗的同时，一个凸轮和杠杆(图中未画出)使滑块 *A* 和滑块 *B* 滑动，从而使钢丝一个个被传送。

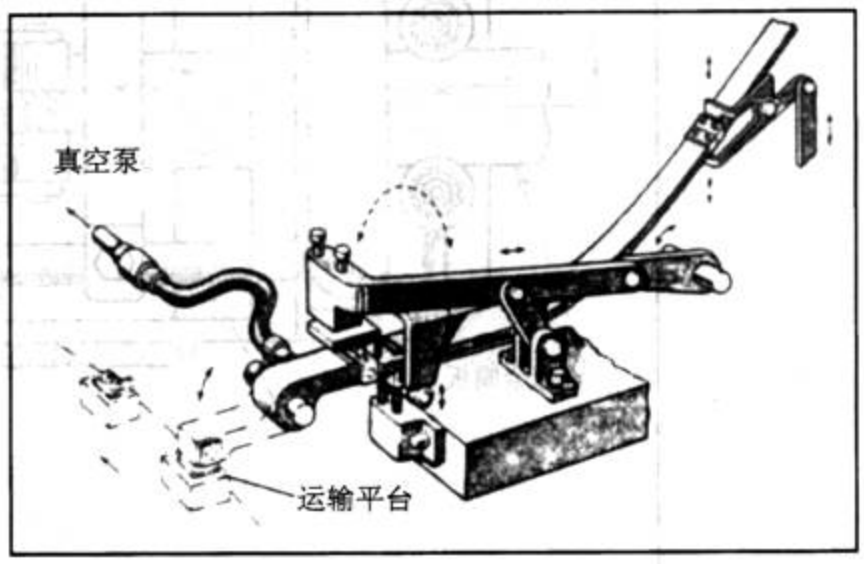


图 1.6-9　特殊形状零件的传送机构。如图所示的特殊形状的零件在给定的方向上一个个被传送，然后再分别被移进运输平台上相应的凹槽里。

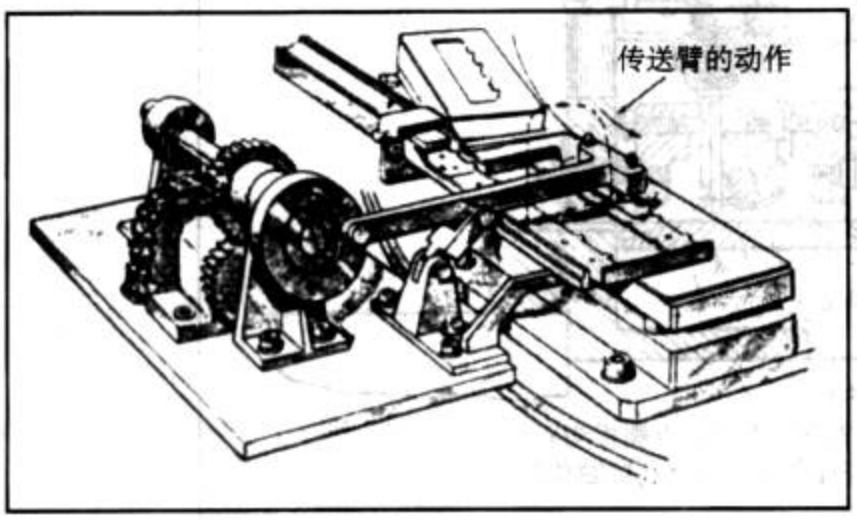


图 1.6-10　平钢板的横向传送机构。驱动杆机构的臂把通过零件传送机构供给的平钢板一个个地放到指定位置。

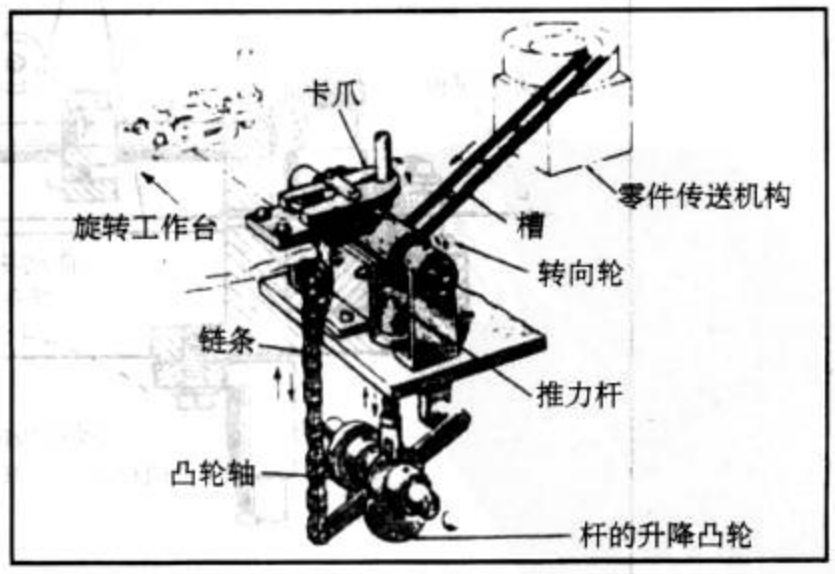


图 1.6-11　杆的垂直传送机构。通过零件传送机构供给的杆由一个转向轮和一个推力杆实现垂直传送，然后杆被一个卡爪运走。

1.7 7种自动传送机构

自动或半自动的传送机构的设计很大程度上取决于下列因素：将要被传送到设备中的材料或零件的尺寸、形状和特征，以及将要进行的操作形式。传送机构可以是给定位置导向的简单传送带，或者是当零件被传送到机床进行工艺加工时，也可以包括一些安全夹具。传送机构的一个功能就是从一堆或一些备料中选取一个零件。如果备料是连续的薄金属板、纸筒、长杆或管，机构在进行工艺加工期间必须保持间歇运动。这些要点都被标注在下列传送机构的相应图中。

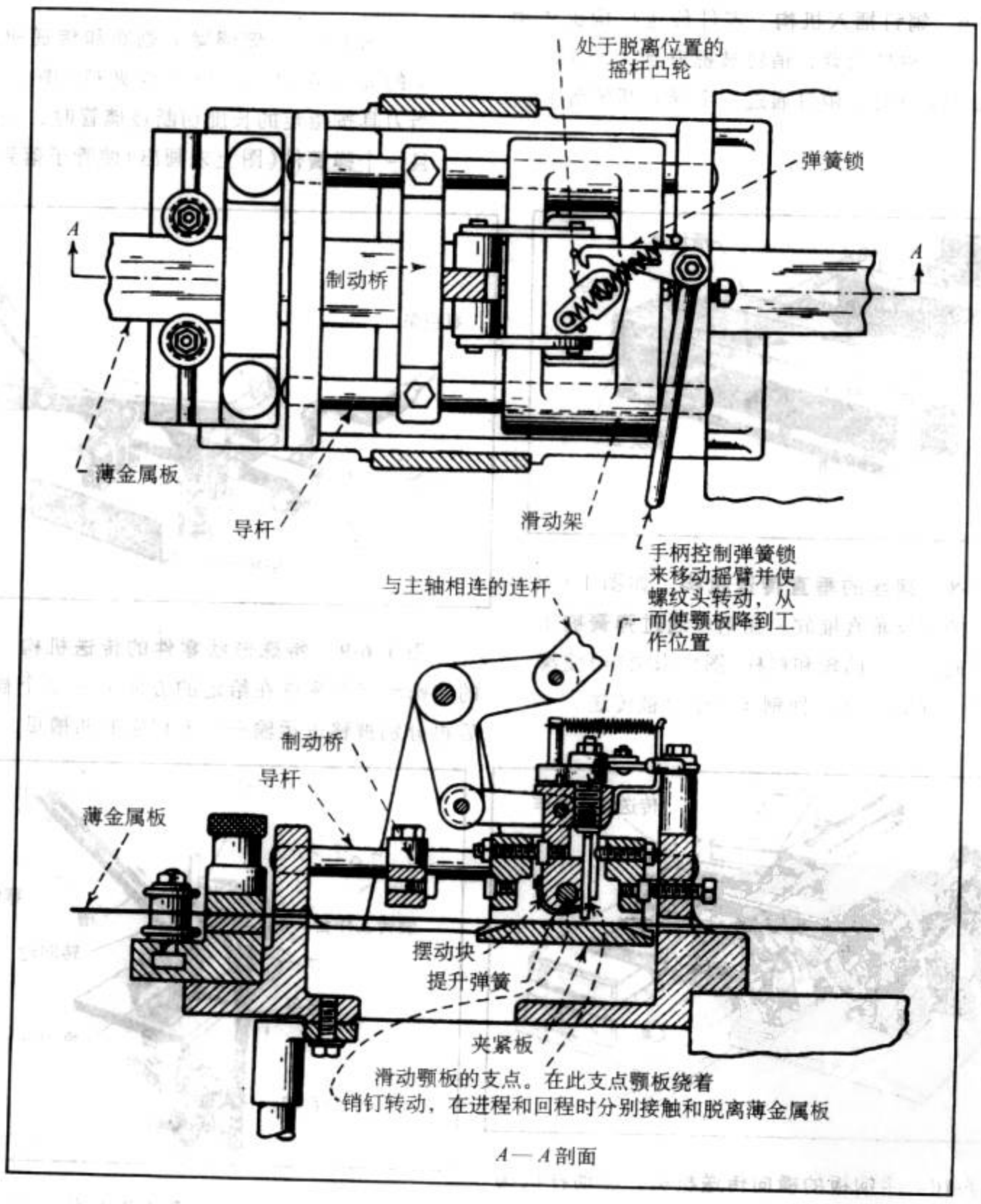


图 1.7-1

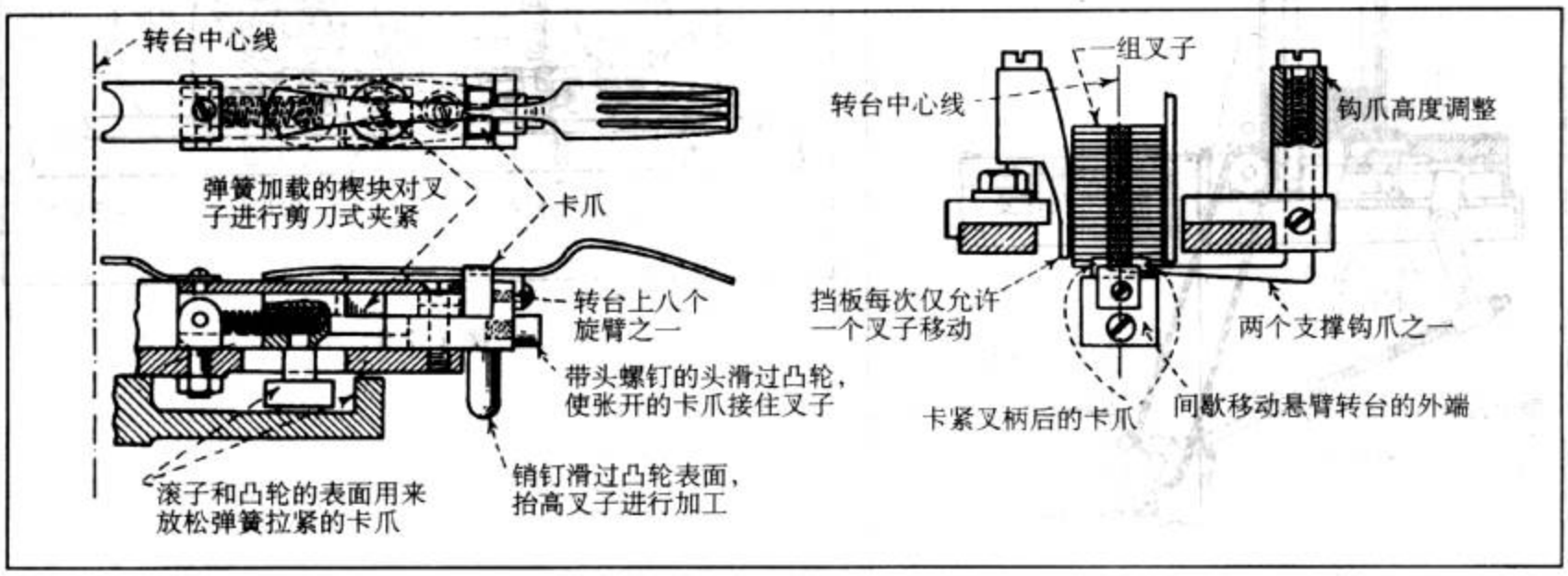

转台中心线
弹簧加载的楔块对叉子进行剪刀式夹紧
卡爪
转台上八个旋臂之一
带头螺钉的头滑过凸轮，使张开的卡爪接住叉子
销钉滑过凸轮表面，抬高叉子进行加工
滚子和凸轮的表面用来放松弹簧拉紧的卡爪
一组叉子
转台中心线
钩爪高度调整
挡板每次仅允许一个叉子移动
两个支撑钩爪之一
卡紧叉柄后的卡爪
间歇移动悬臂转台的外端

图 1.7-2

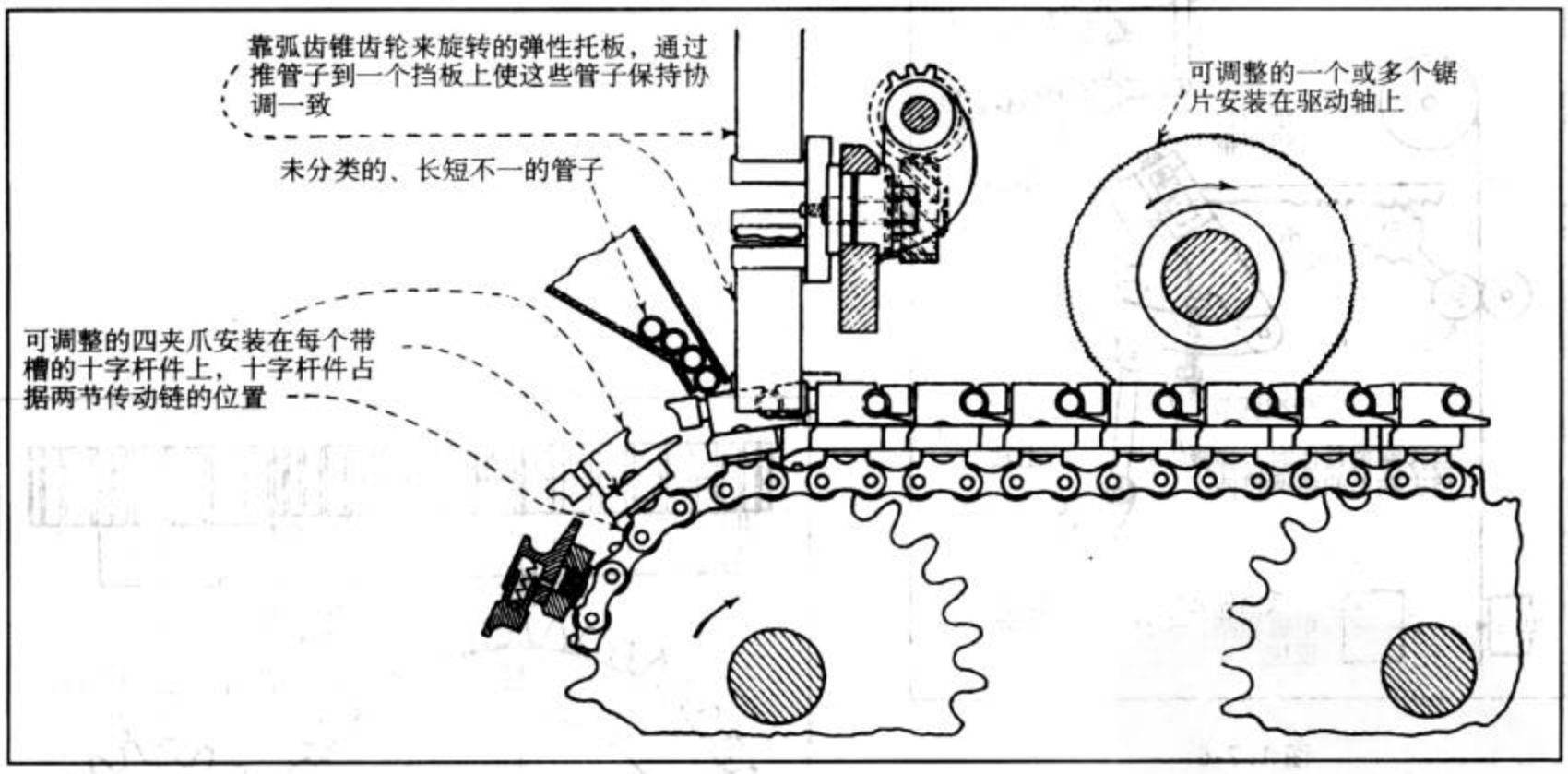

靠弧齿锥齿轮来旋转的弹性托板，通过推管子到一个挡板上使这些管子保持协调一致
未分类的、长短不一的管子
可调整的四夹爪安装在每个带槽的十字杆件上，十字杆件占据两节传动链的位置
可调整的一个或多个锯片安装在驱动轴上

图 1.7-3

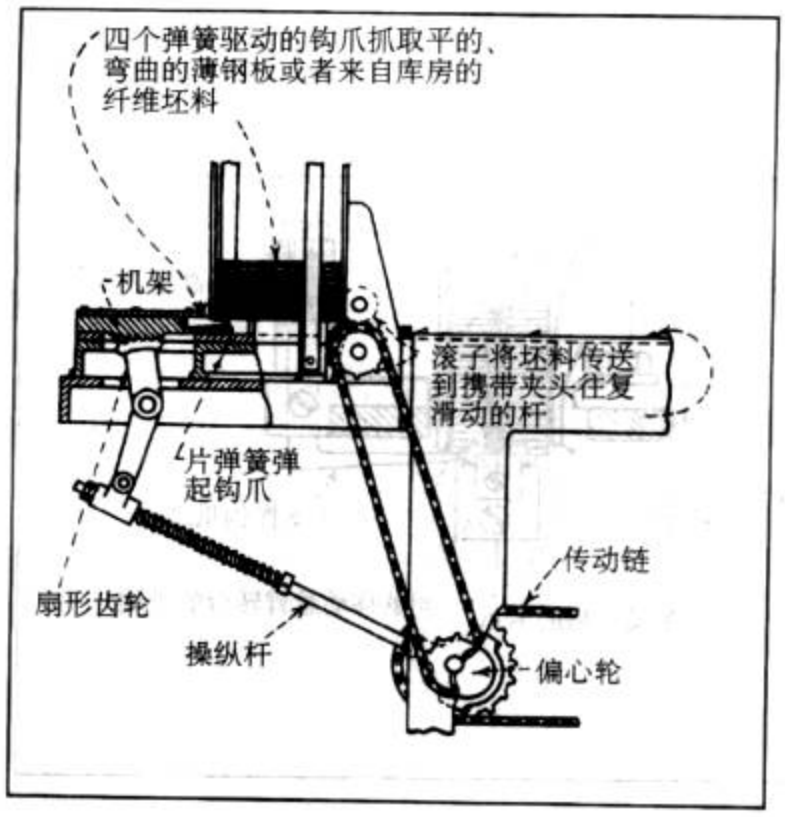


图 1.7-4

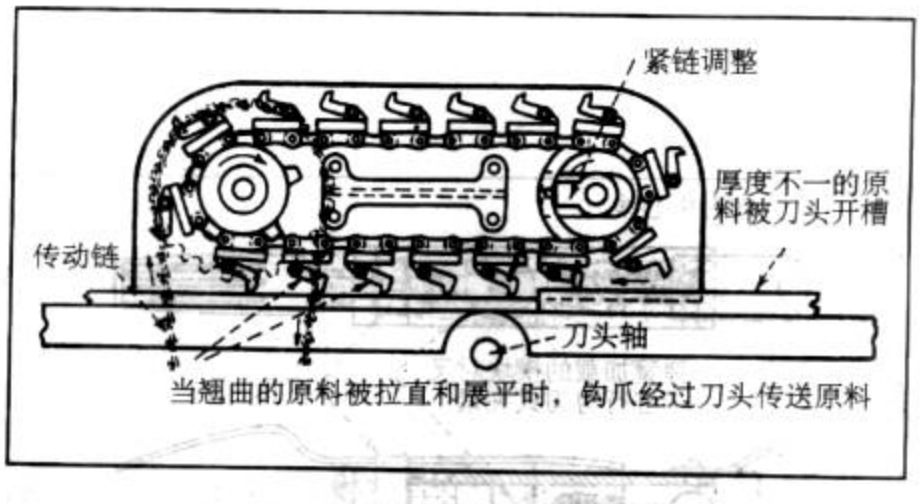


图 1.7-5

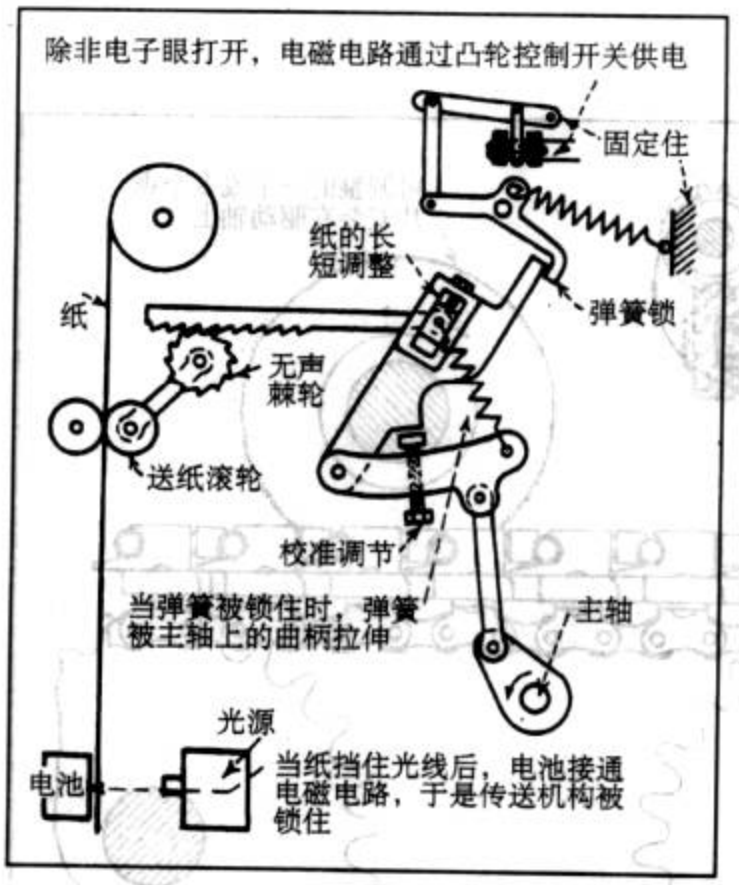


图 1.7-6

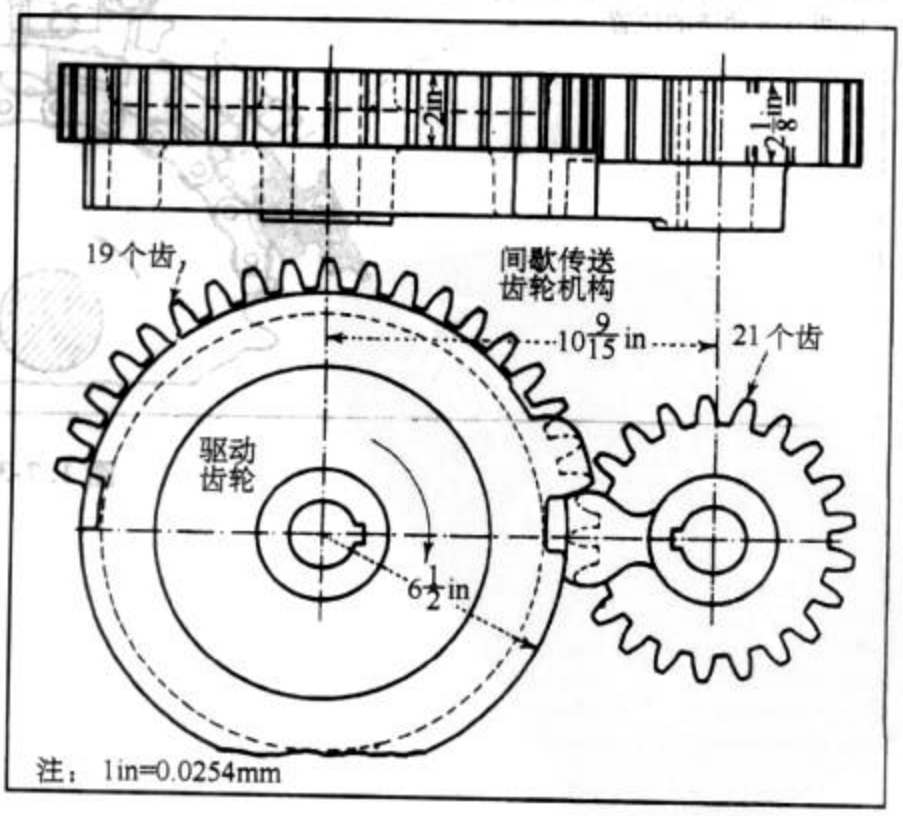


图 1.7-7

1.8 7 种连杆运输机构

运输机构一般移动物料。尽管这种移动是单向的，但是却使被运输的物料间歇前行。这类移动的主要特点是大部分移动件上的所有点都沿着相似或相同的轨迹移动。这样是必要的，以便这些移动件可以由一些凸台件等进行细分。凸台件可在物料向前运动时推动它们。运输完成后，运输构件按照与其前行完全不同的轨迹返回，而物料则被留下不动直到下一循环开始。在运输的间歇过程中，当运输构件返回它的起始位置时，一些操作按顺序执行。任何情况下，最适合的特定运输机构的选择在一定程度上均取决于运送物料形式和运动轨迹的安排。少量的超行程通常是必要的，这样当运输构件上的凸出物在行程阶段将要到达预定位置时就能够卸载物料。

这里有插图的设计是从很多来源里选出的，是解决这类问题最简单的典型方法。像插图显示的这些轨迹能够通过改变凸轮、杠杆和相关的零件来进行修改。不过，通常的试切方法也许可以获得最好的解决方案。

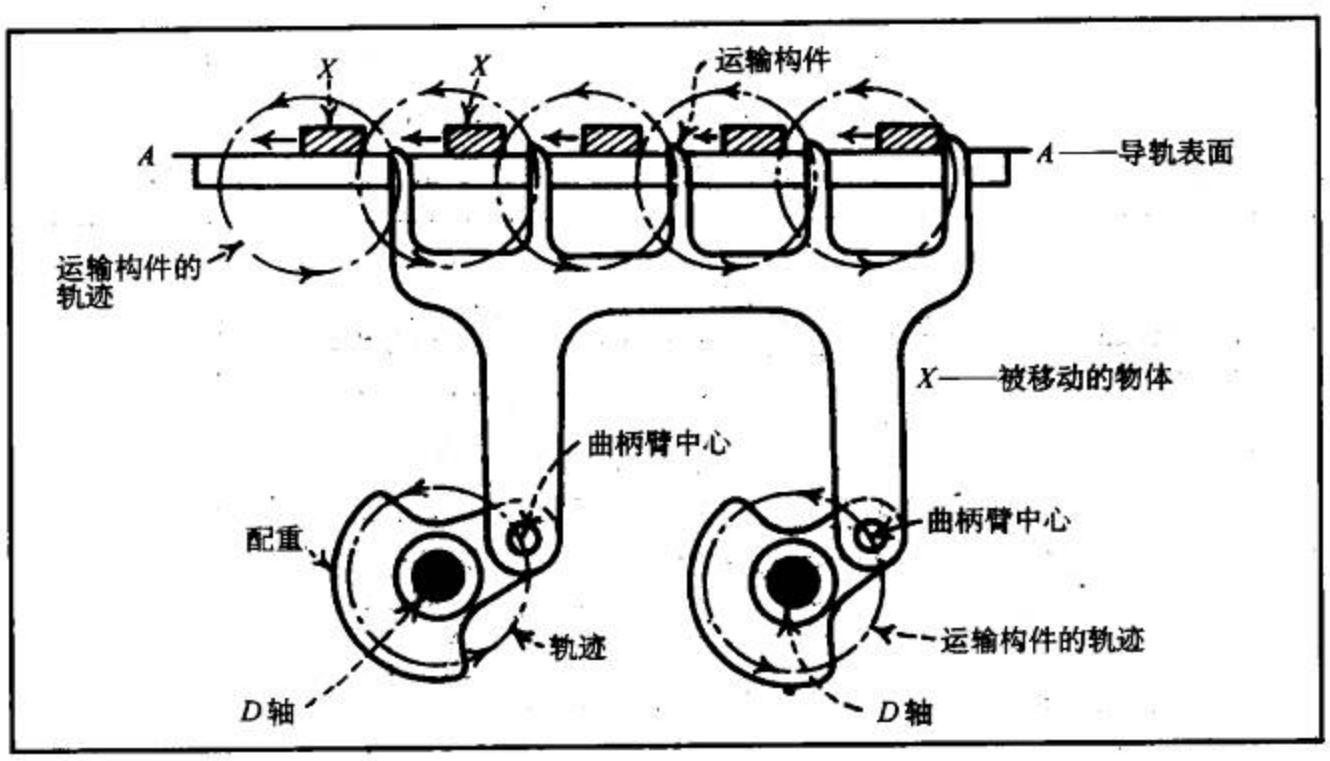


图 1.8-1 在这个设计里应用了旋转运动。两个 *D* 轴一起旋转，并支撑主要的移动件。在这个机器机体中的轴被驱动，并能与连杆、链和链轮连接，或与在两个相同齿轮间的中间惰轮连接，这两个相同齿轮通过键连接在轴上。轨道 *A*—*A* 被固定安装在机器上，压力或摩擦盘能够使轨道表面上的物料保持不动，以防止其在运送间歇产生任何移动。

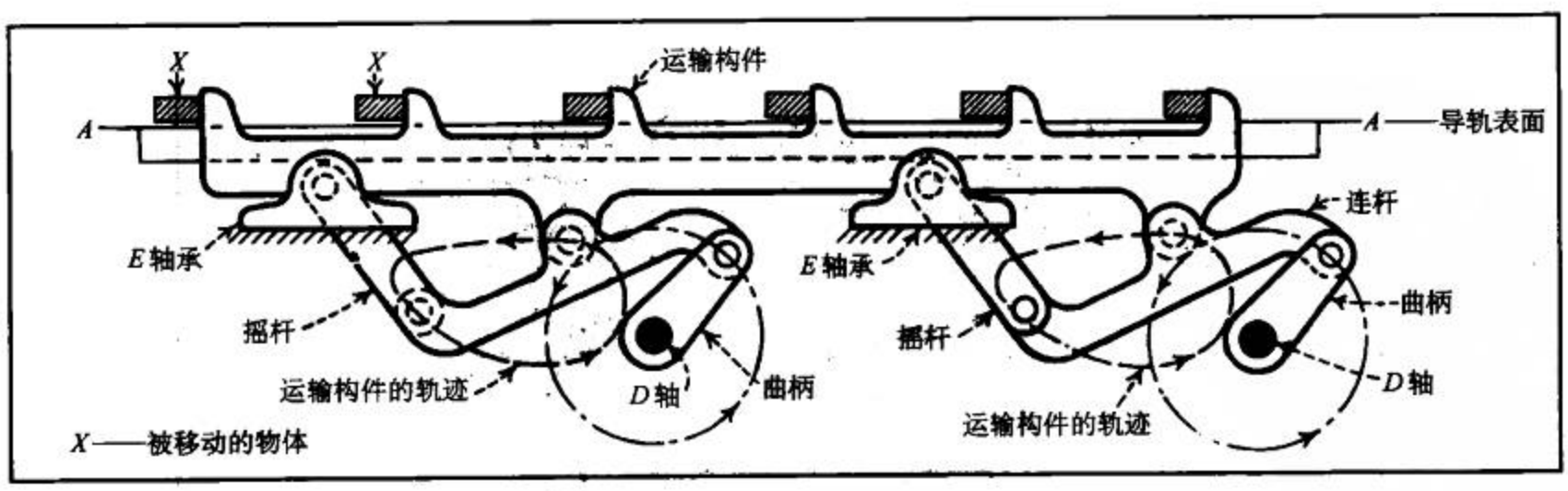


图 1.8-2 这是一个简单的连杆机构，该机构能把类似“蛋形”的运动传给运输构件。进程几乎是沿直线进行的。运输构件通过连杆带动。和图 1.8-1 的设计一样，两个 *D* 轴一块被驱动，并由机器的机体支撑。两个 *E* 轴承也由机器的机体支撑，而且导轨 *A*—*A* 被固定。

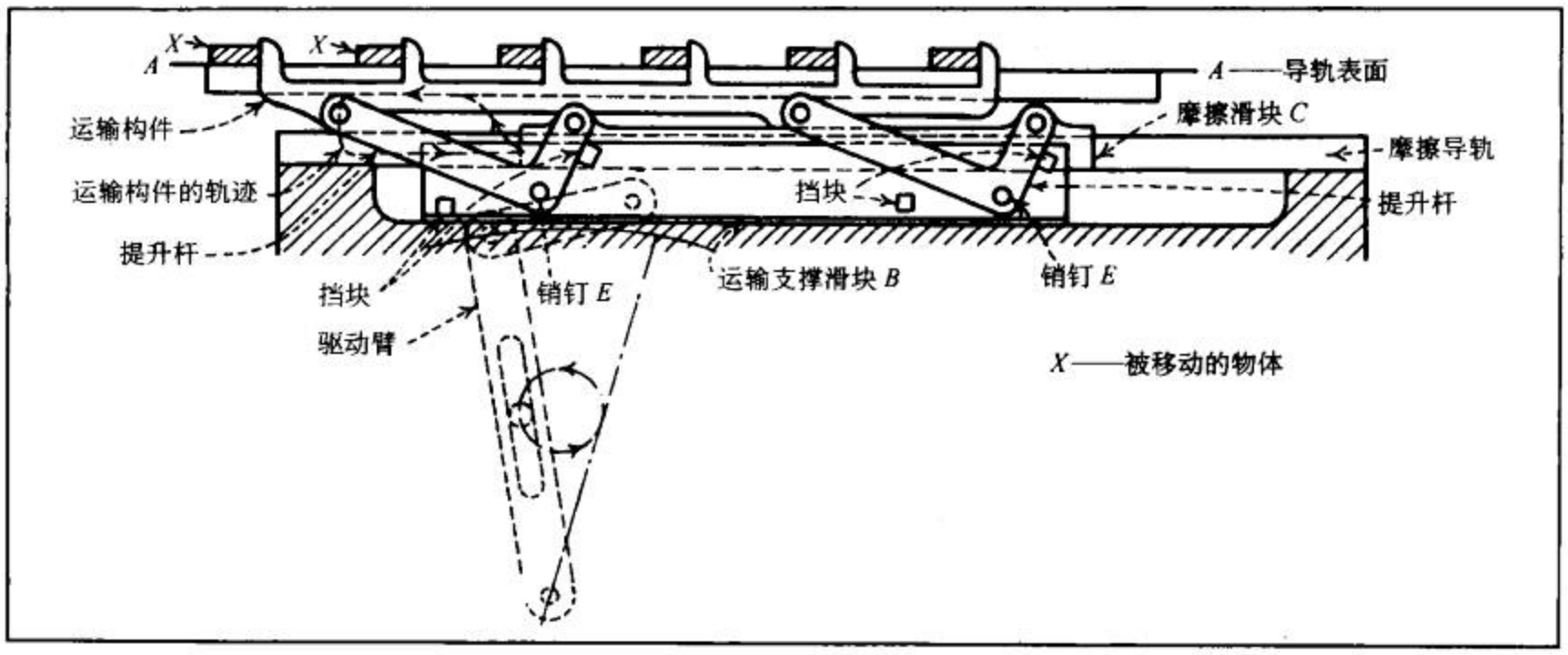


图 1.8-3 当上升和下降靠一个摩擦滑块来完成时，进程和回程可由一个适当的机构完成。于是可以看到，随着运输支撑滑块 B 开始向左边移动，位于摩擦导轨上的摩擦滑块将保持静止状态。结果，提升杆开始沿顺时针方向旋转。这个运动使一直处在挡块之上的运输构件升高直到回程开始。这时反向运动开始。滑块和导轨间的摩擦力应该可以进行调整。图示这种运动使传输构件产生了一段很长的直线轨迹。

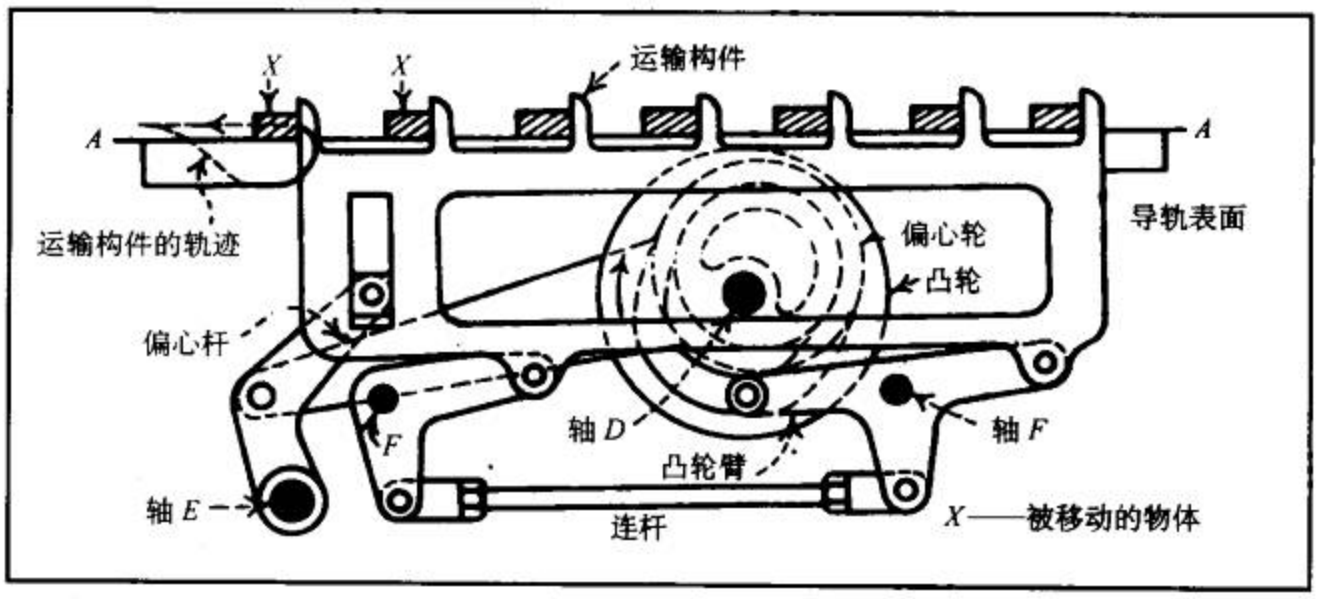


图 1.8-4 在图示的机构中，向前运动由一个偏心轮来执行，与此同时运输构件的上升和下降通过一个凸轮来完成。轴 F、E、D 的位置由机架决定。两个特殊的双臂曲柄支撑着运输构件，并通过一个连杆相互连接。

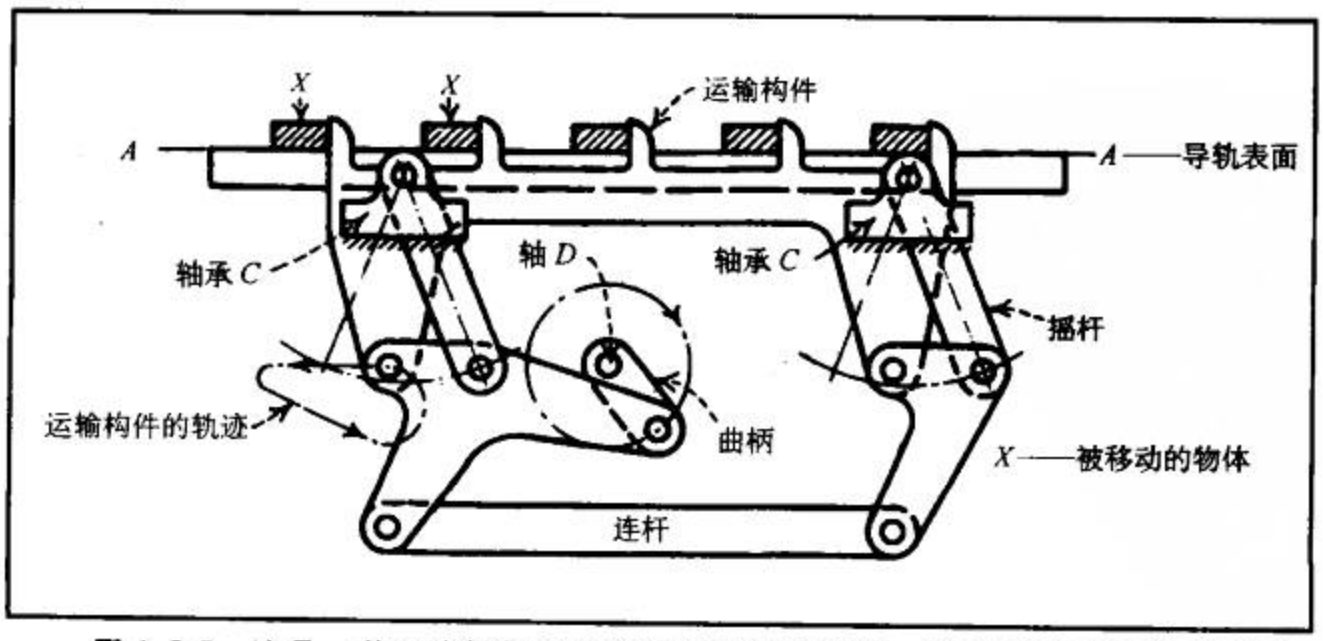


图 1.8-5 这是一种以连杆的运动为基础的运输机构。轴承 C 和驱动轴 D 均由机架支撑。

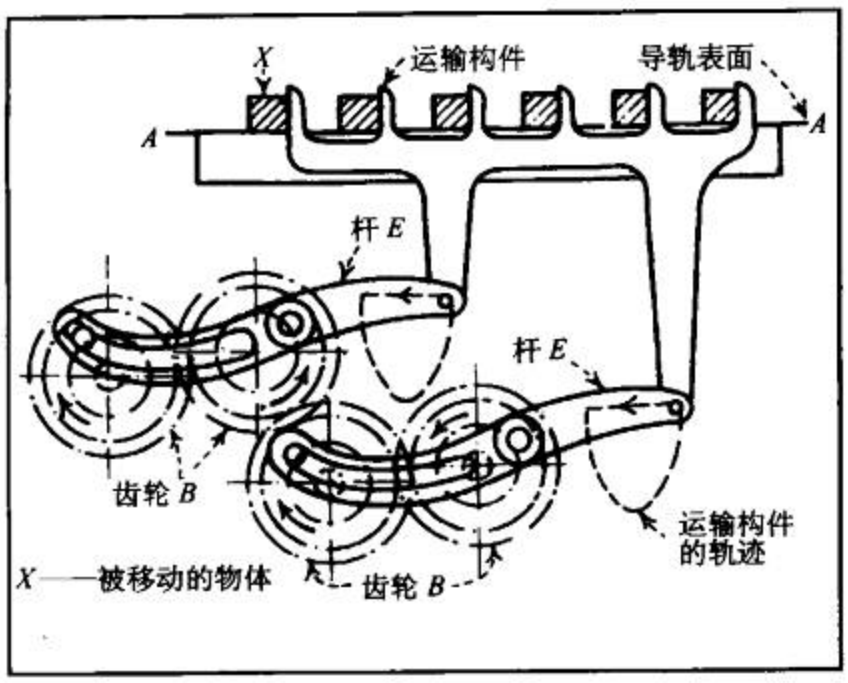


图 1.8-6 四个直径相同的齿轮通过相互啮合来实现机构的传输运动。齿轮和连杆传递向前和上下运动。齿轮轴由机架支撑。

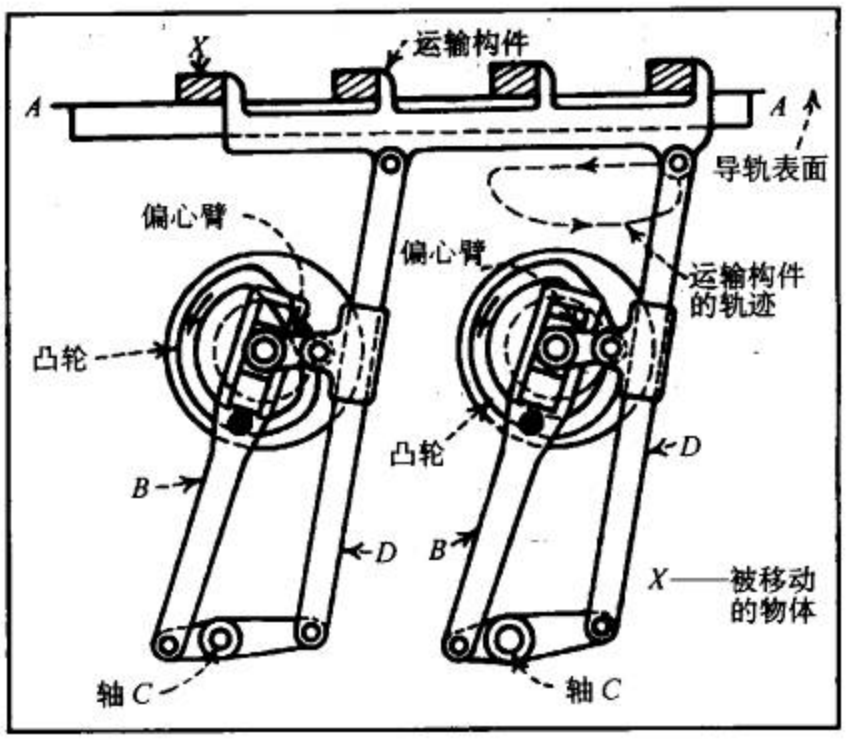


图 1.8-7 在这个运输机构中，进程和回程由偏心臂完成，而垂直运动依靠凸轮进行。

1.9 专用机床的传送机构

传送机构可以分成两类：一类是作为加工产品的机床的一部分，另一类是在生产的不同阶段移动产品。这些传送可能是从一个工人到另一个工人或从车间的一部分到另一部分。下面介绍的大多数传送机构是加工机床的组成部分。连续的和间歇的传送机构都有插图。

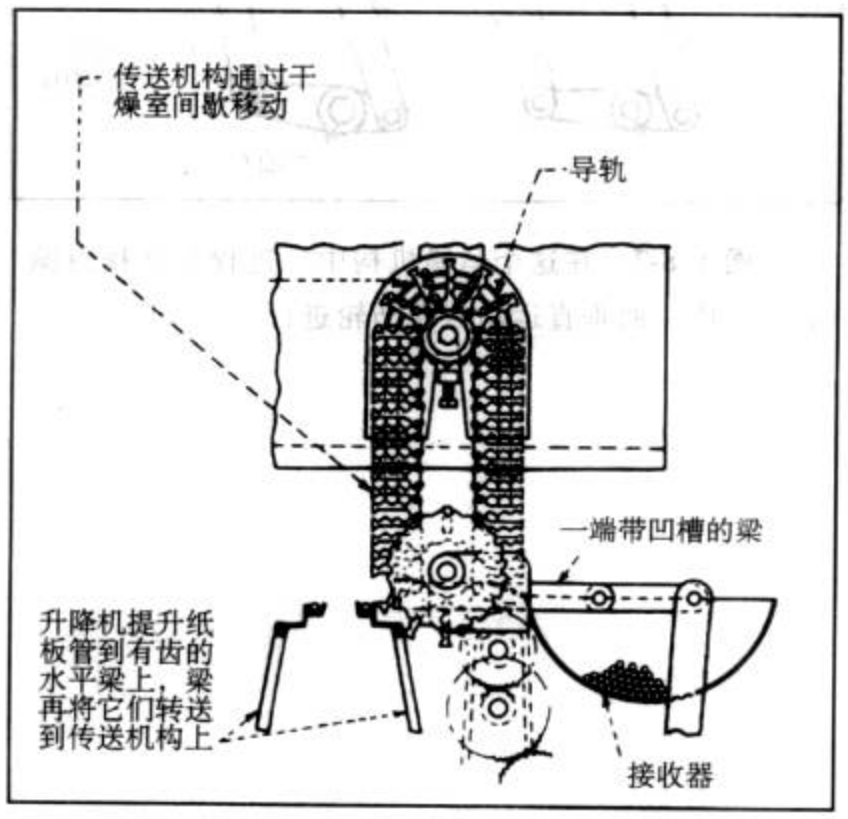


图 1.9-1 间歇移动的、一端带凹槽的梁与通过一个干燥室被传送的纸板管相接触。

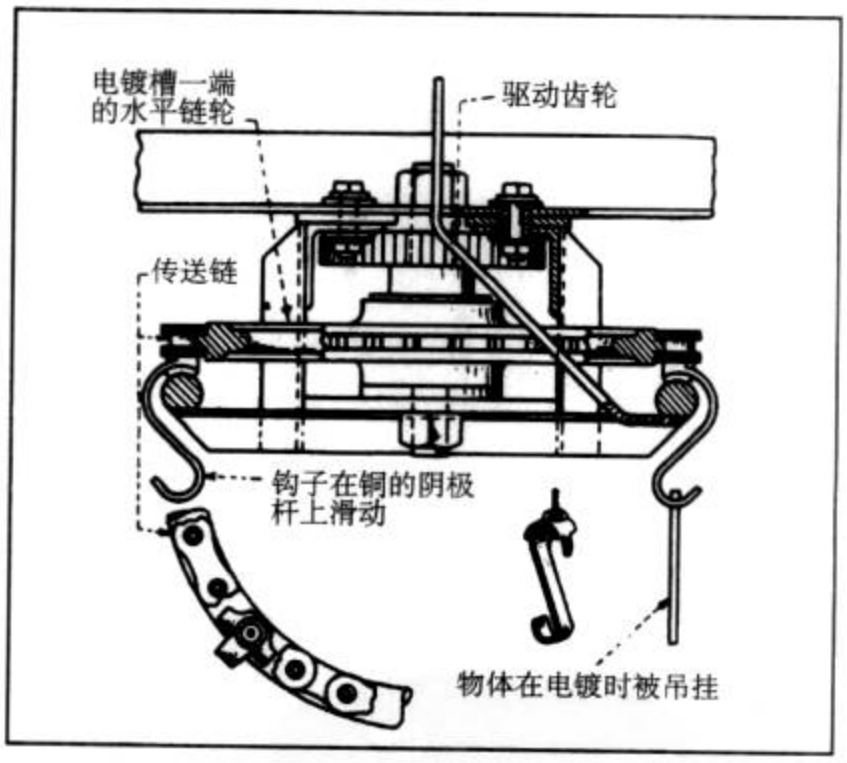


图 1.9-2 在驱动链传送机构上的钩子移动物体通过电镀槽。

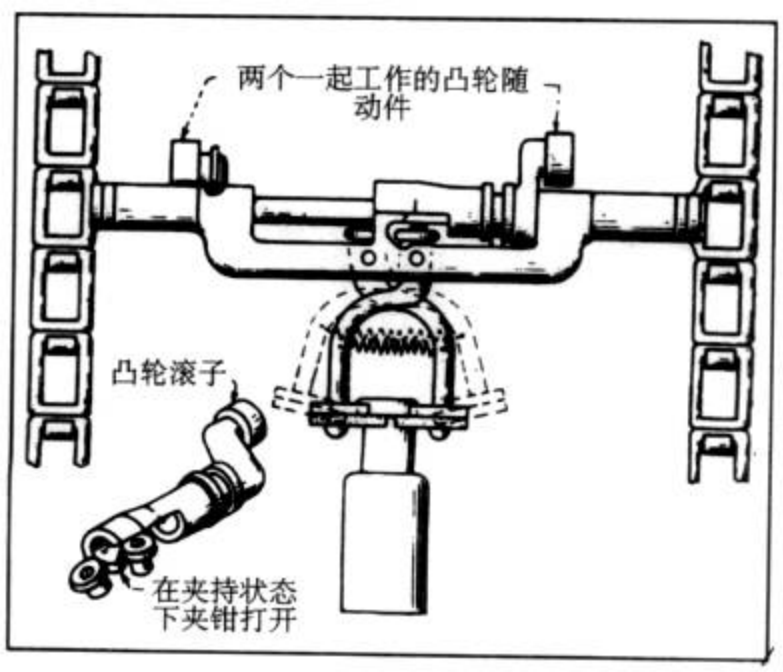


图 1.9-3 在随动滚子运行的轨迹上，两个一起工作的凸轮通过夹持作用来打开和关闭瓶颈上的夹钳。

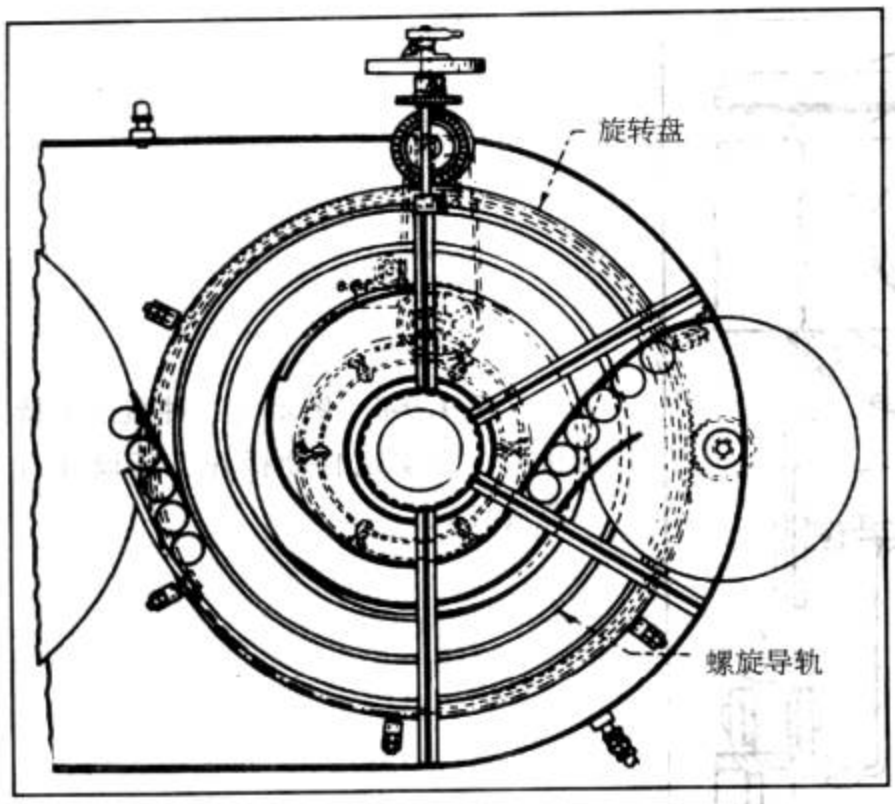


图 1.9-4 一个旋转盘沿着固定导轨间的螺旋轨道带着食品罐头进行预先封装加热处理。

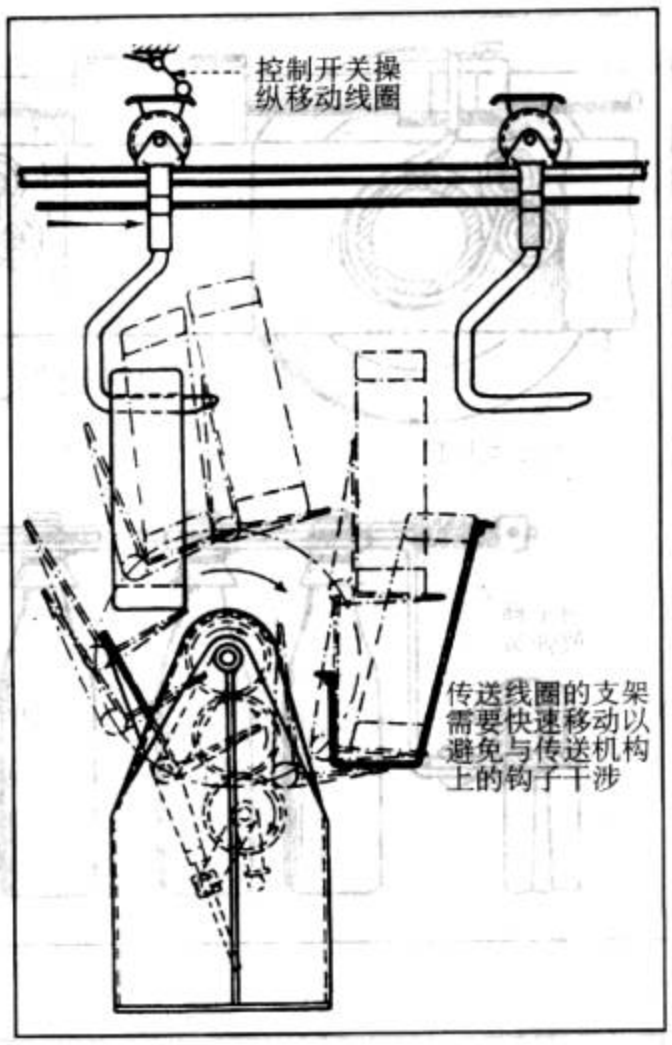


图 1.9-5 在缆索驱动的传送机构上的钩子和一个自动支架，它们被用来传送线圈。

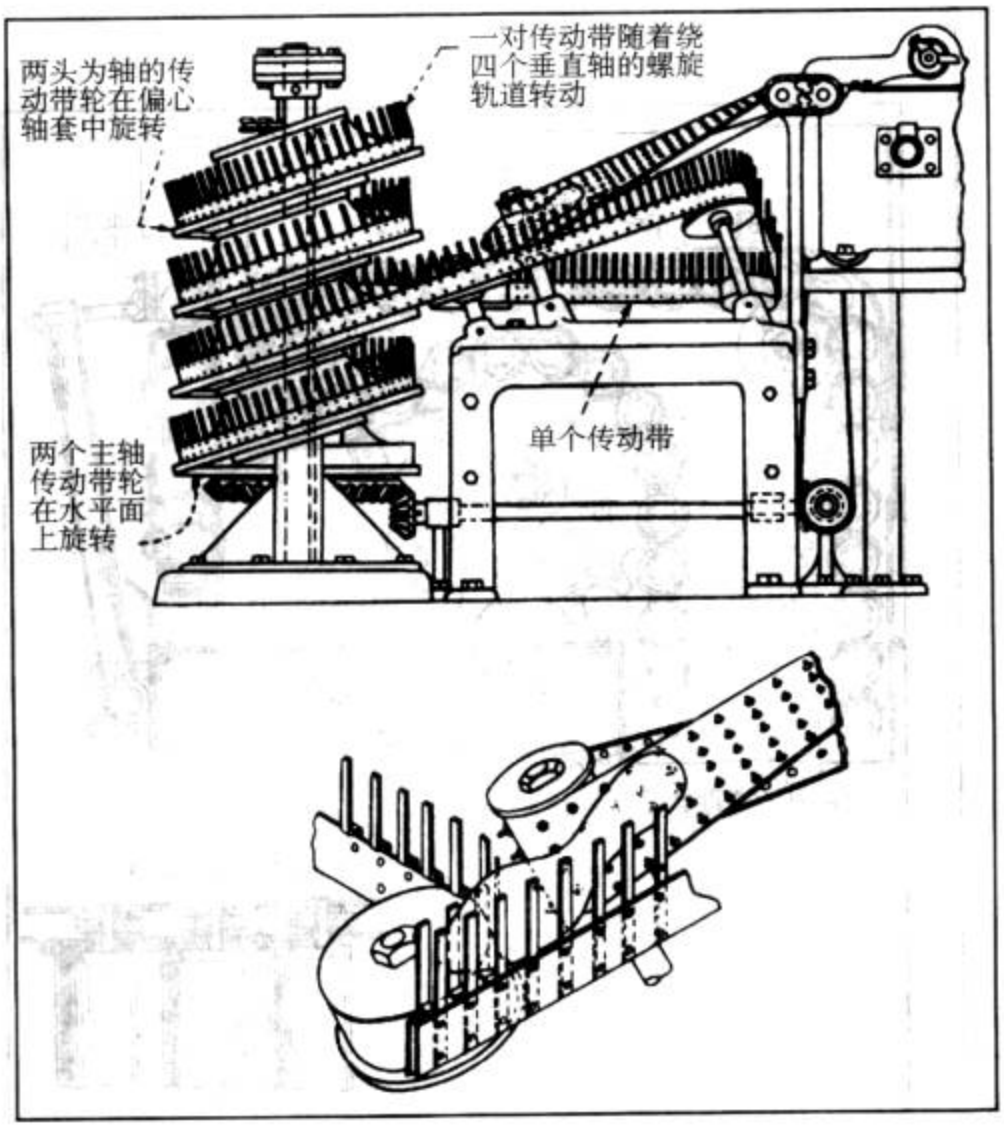


图 1.9-6 一对传动带在绕着一个螺旋系统循环转动期间将鞋底夹在一起，卸下鞋底时再进行分离。

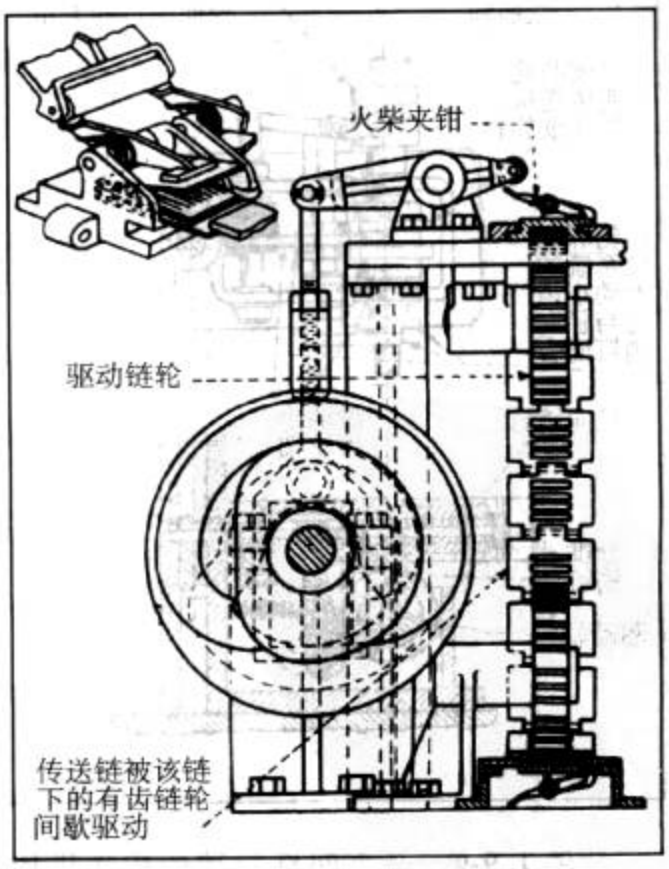


图 1.9-7 一条火柴传送链与夹钳相连，并由链轮间歇驱动。

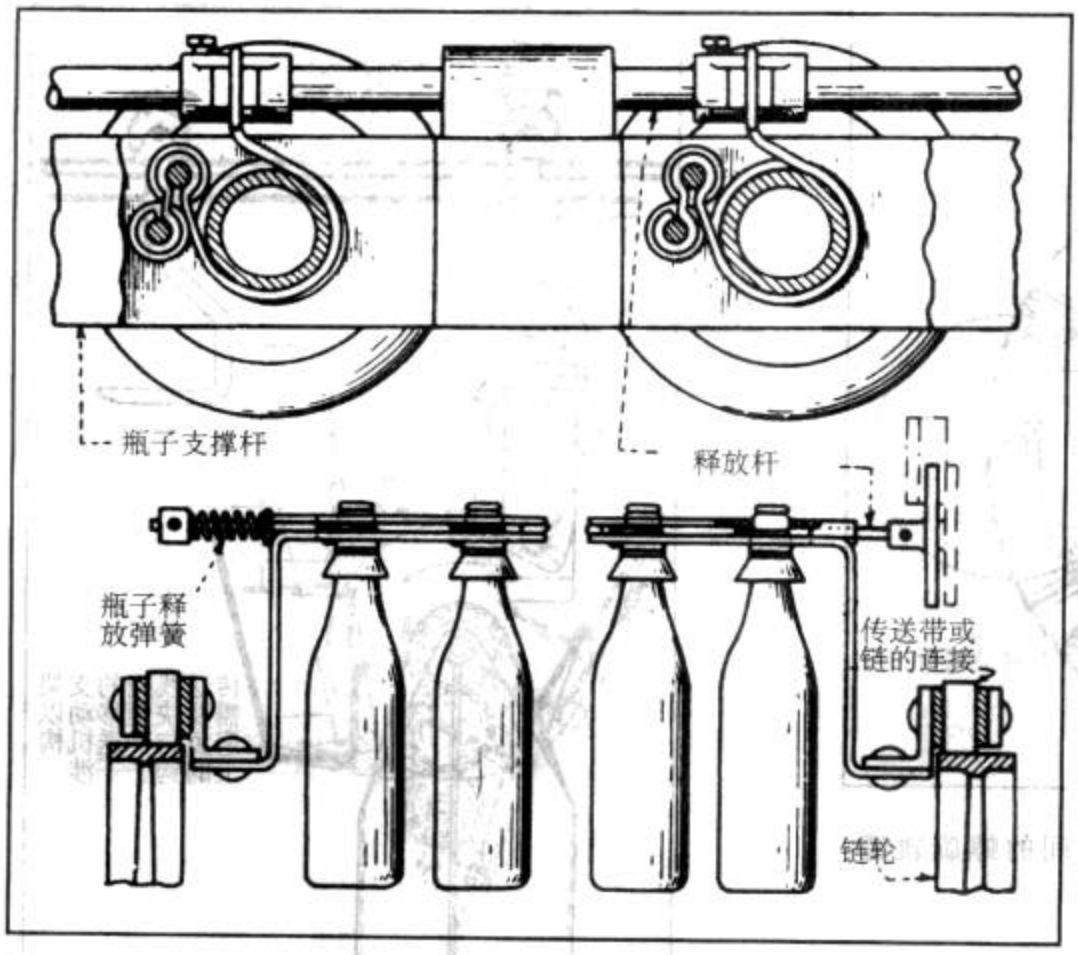


图 1.9-8 图示为一种瓶子夹持机构，为实现自动操作，还设计有释放杆。

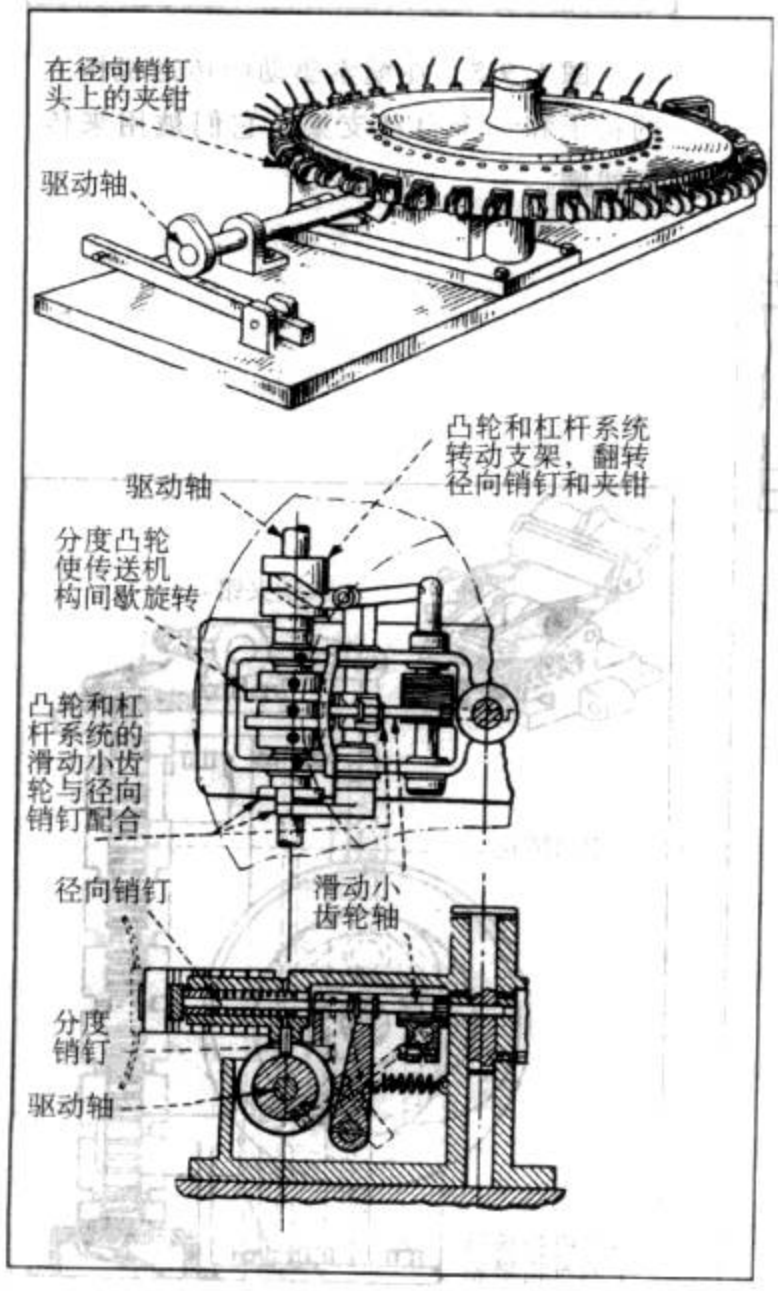


图 1.9-9 一个间歇旋转的传送机构用来翻转电容器，电容器的两端将被装有夹钳的径向销钉封装。

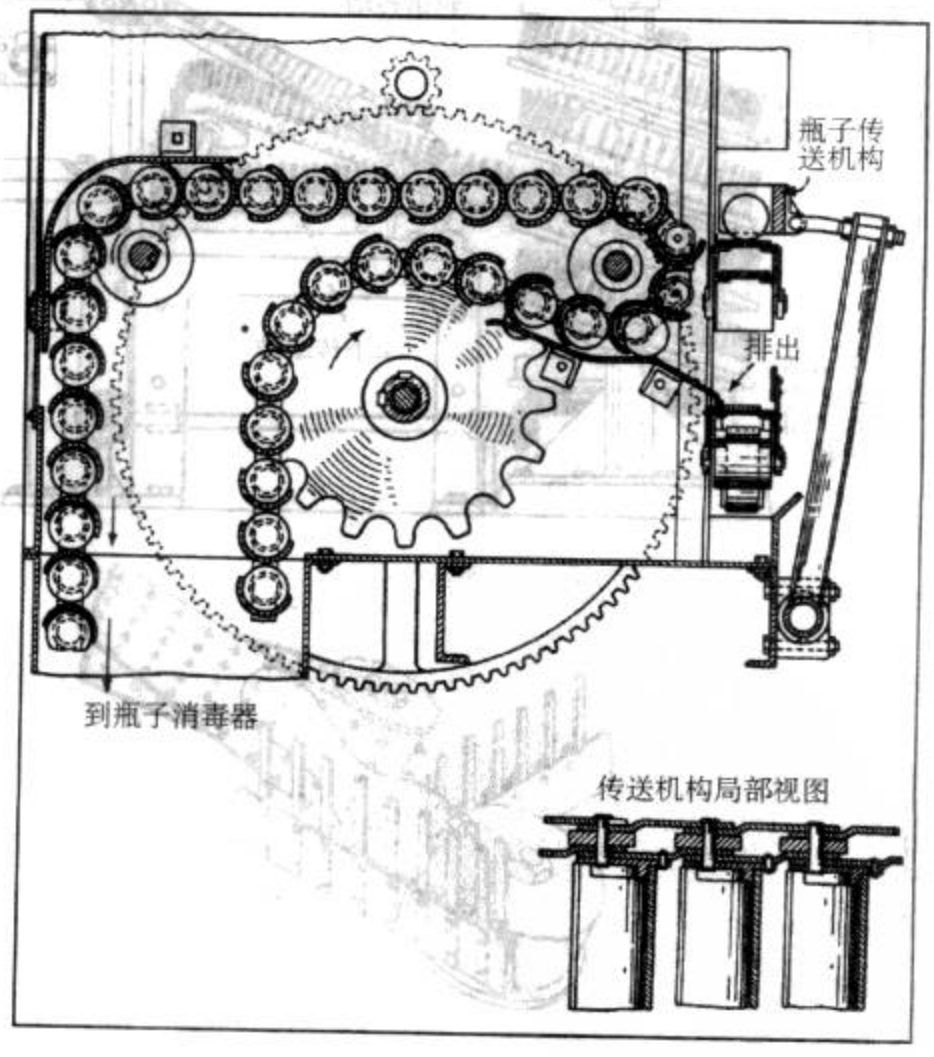


图 1.9-10 向消毒器传送瓶子的机构能够锁住直线运动的瓶子。

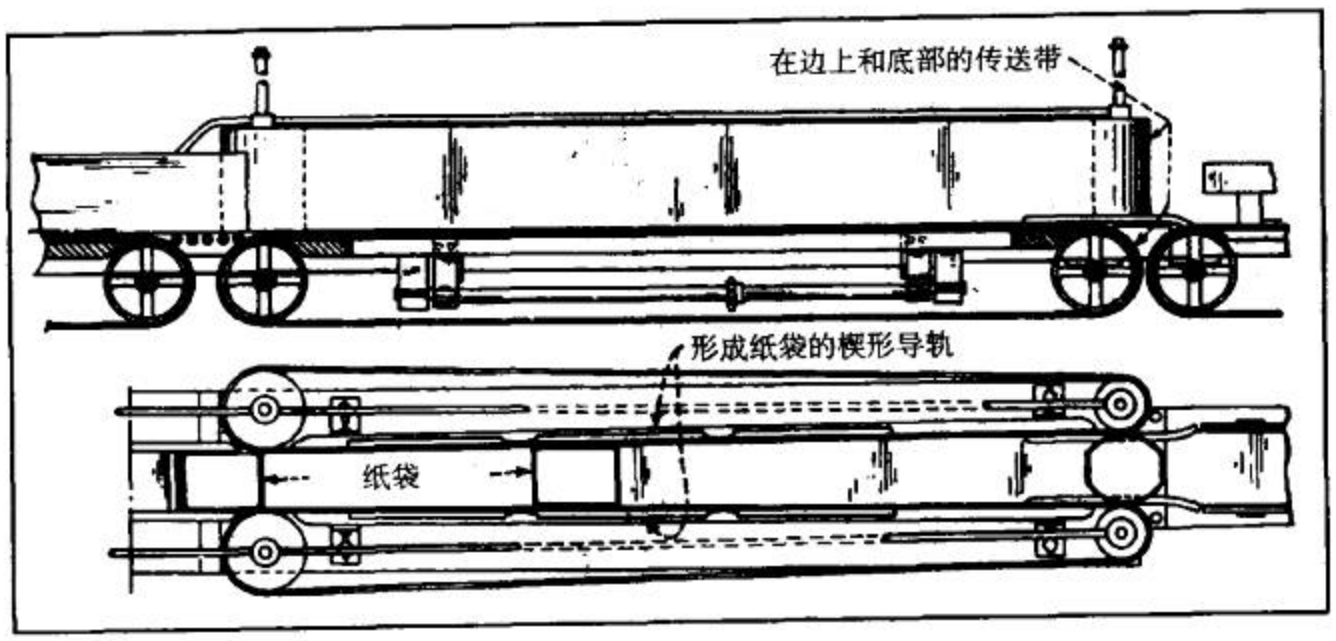


图 1.9-11 两边传送带的夹紧运动形成包装用的纸袋。

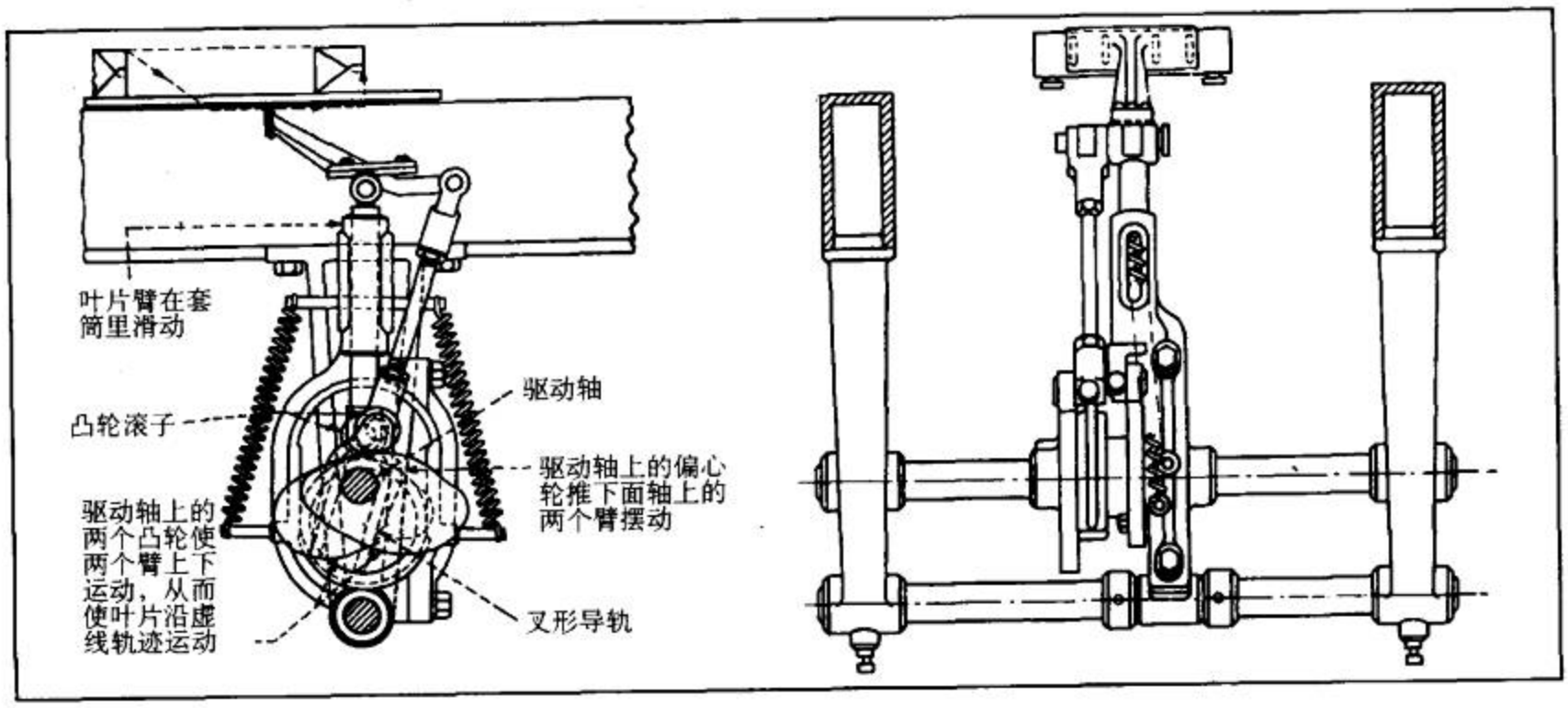


图 1.9-12 一个往复运动的推盘由一个偏心轮和在驱动轴上的两个凸轮驱动。

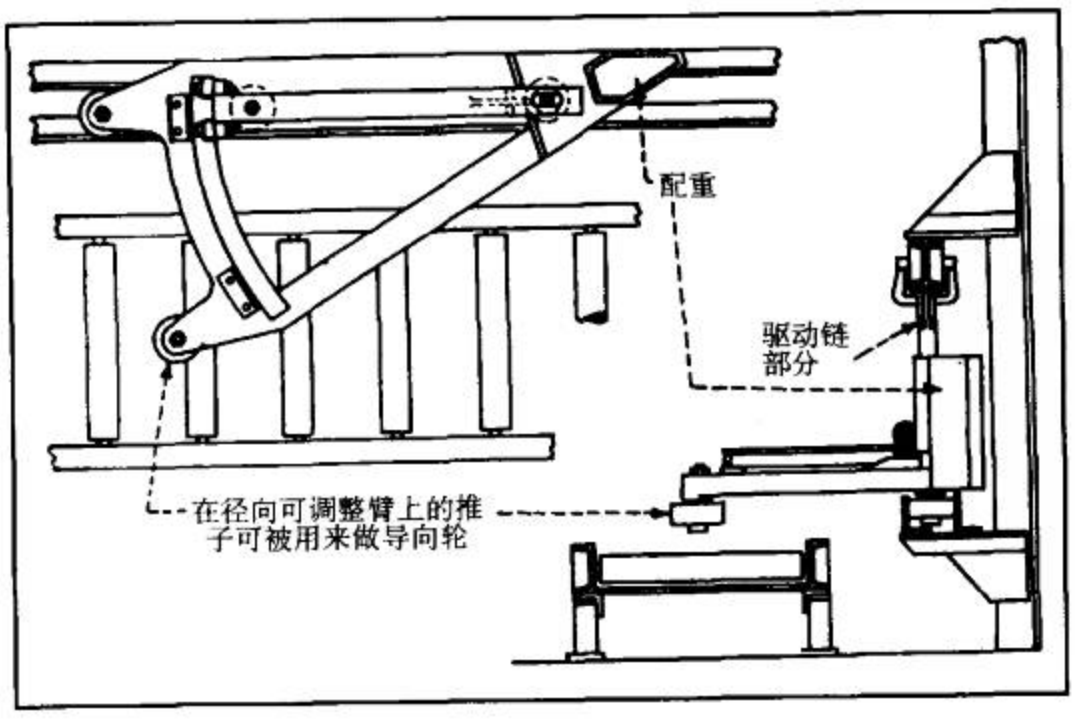


图 1.9-13 一个推式传送机构在两个面上都可以进行驱动。

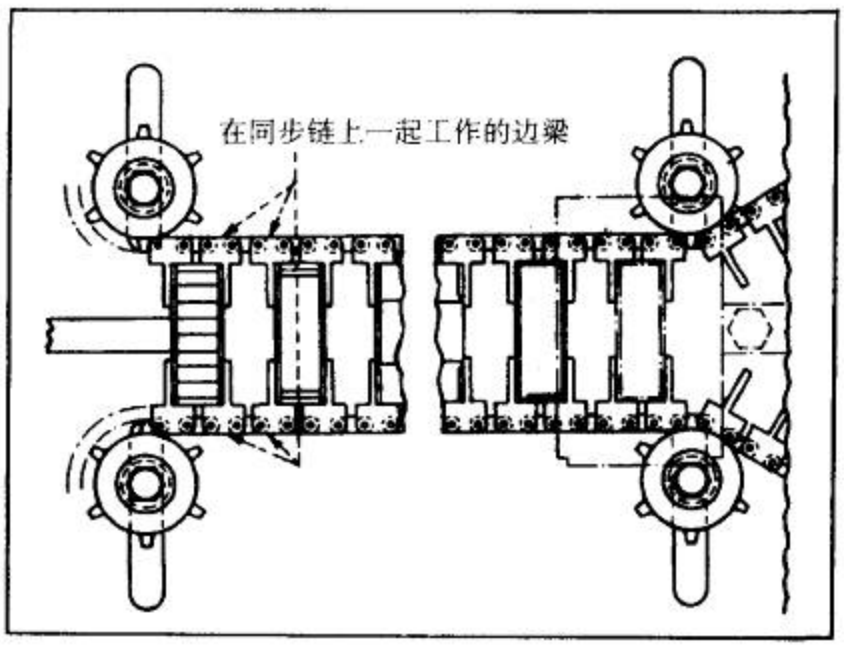


图 1.9-14 边上有梁的同步链抓持和移动包裹。

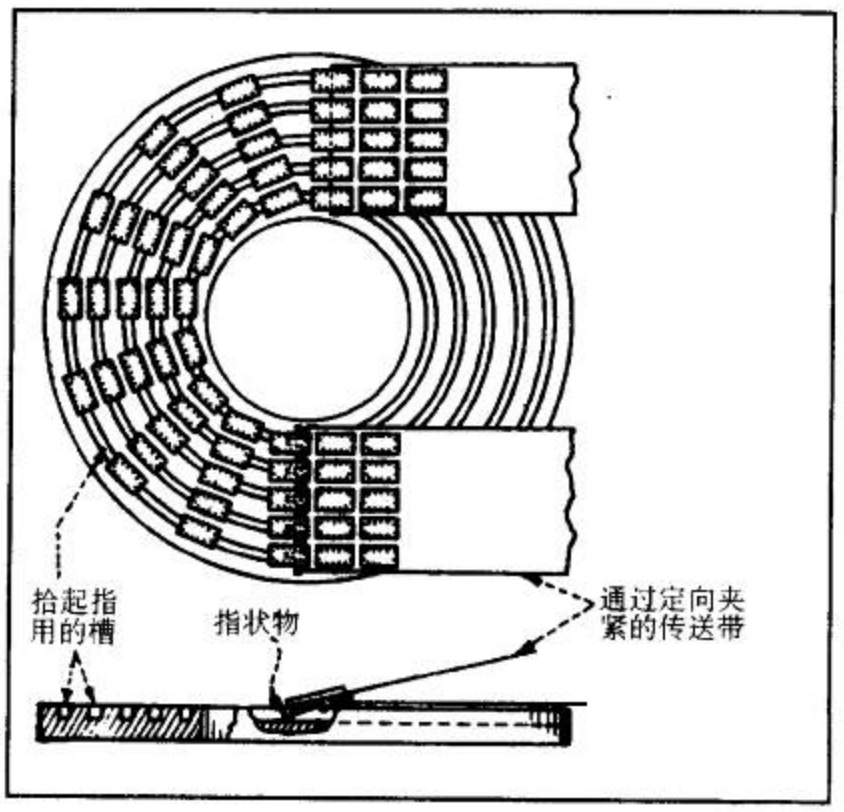


图 1.9-15 一个旋转传送机构不需要改变物件的相对位置就能够把它们从一个传送带传送到另一个传送带上。

1.10 卷绕机的横向移动机构

这里所示的7种机构是各种卷纱机和绕线机的组成部分。它们的基本机构可应用到其它需要类似运动变化的机床上。这7种机构描述了大家所熟悉的除车床上的丝杠外的所有机械传动装置的操作原理。

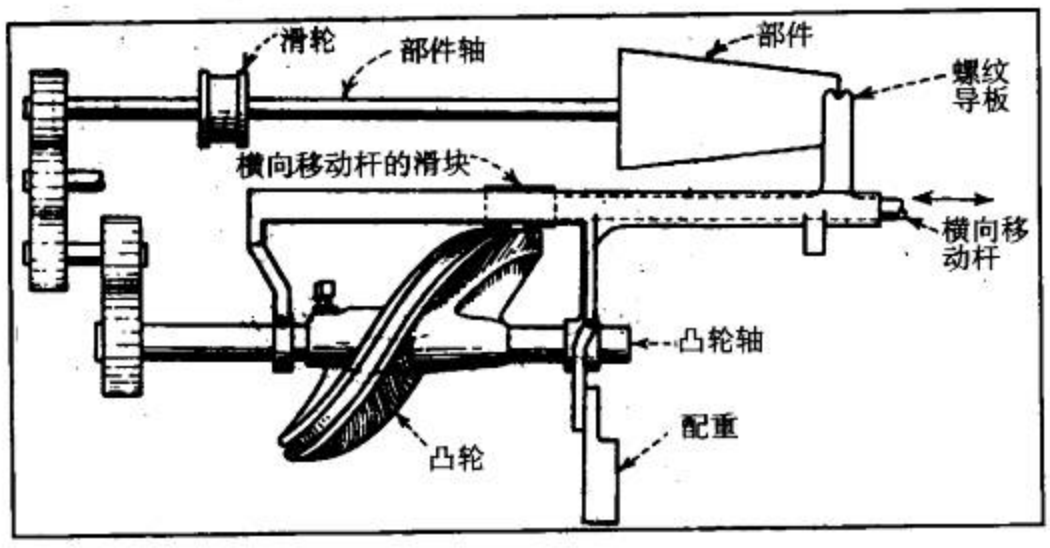


图1.10-1 在这个精密卷绕机构中，一个部件安装在带驱动的轴上。凸轮轴通过一个在凸轮槽上运动的凸轮滚子而使横向移动杆做往复运动。齿轮传动决定凸轮和部件之间的速度比。螺纹导板与横向移动杆相连接，配重则用来保证螺纹导板与部件相接触。

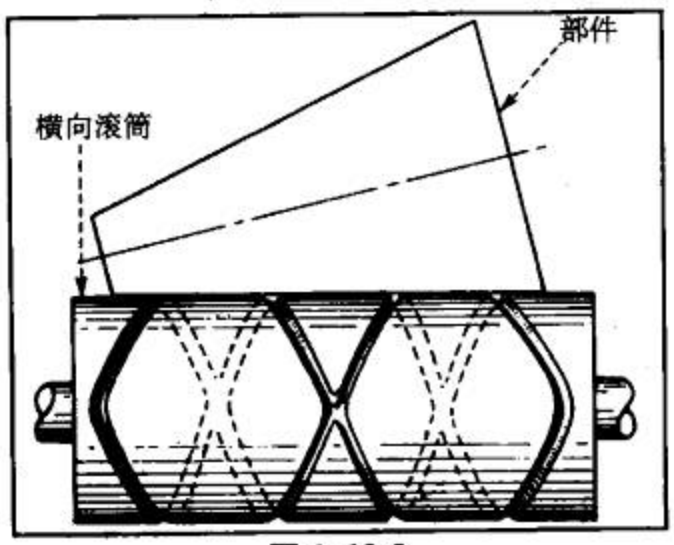


图1.10-2 部件靠横向滚筒的摩擦驱动。纱线由横向滚筒从供料处抽取，然后从横向滚筒上连续的沟槽里被牵引到部件上。通过改变槽的轨道可以获得不同的缠绕方式。

图1.10-3 被一个普通锥齿轮驱动的换向锥齿轮驱动带有横向旋转螺纹的轴转动。与螺纹相配合的横向移动螺母与纱线导板相连。导板在换向杆上滑动。当螺母达到它的行程端点时，螺纹导板压缩弹簧从而使棘爪及离合器杆运动。这一运动使让横向旋转螺纹旋转的离合器变换方向。由于螺距较大，所以这个机构只适用于低速运动。但是它比其它几个机构具有更大的运动行程。

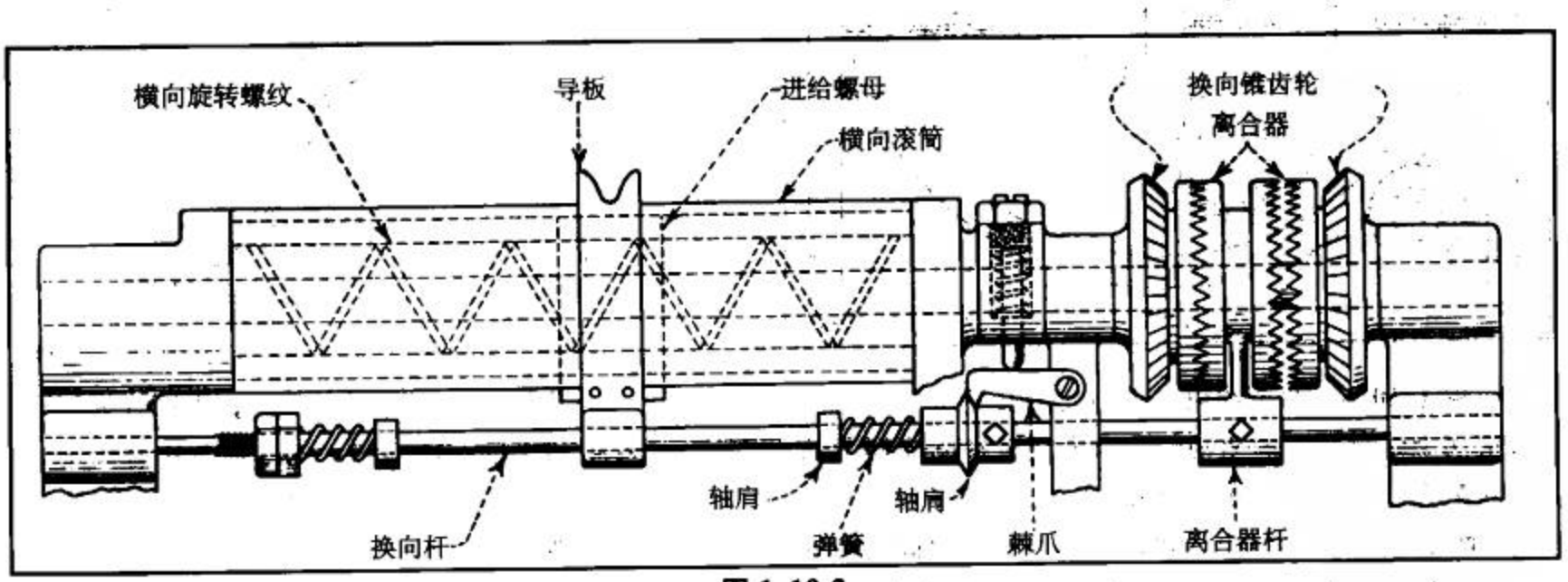


图1.10-3

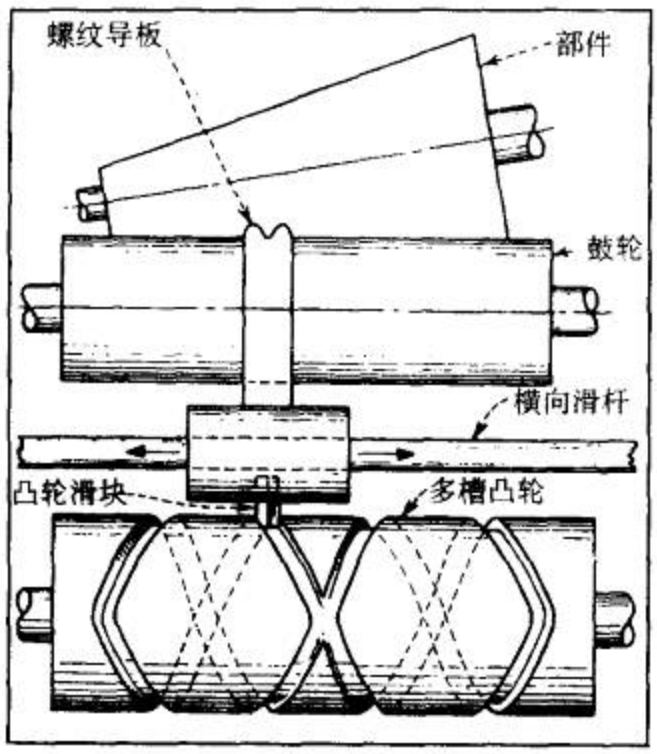


图 1.10-4 鼓轮通过摩擦来驱动部件，一个带尖顶的凸轮滑块安装在螺纹导板的底部，与凸轮槽相配合并且使与横向滑杆相配合的螺纹导板进行往复运动。即使具有较快的滑行速度，使用塑料凸轮也已经被证明可以令人满意。采用不同的凸轮可以获得多种缠绕方法。

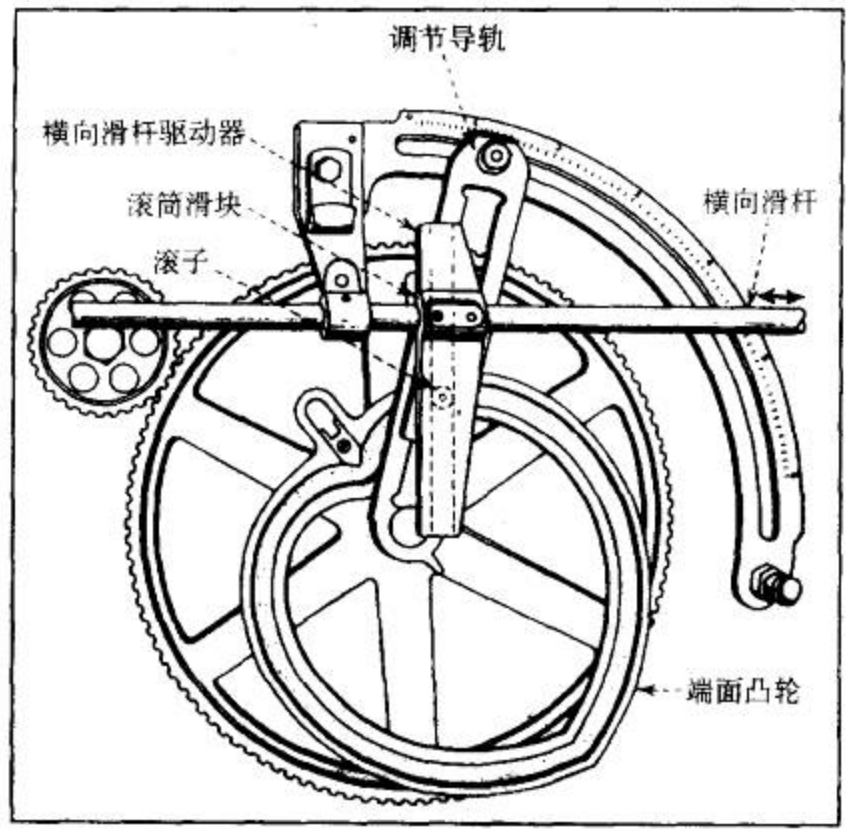


图 1.10-5 安装在心形凸轮槽上的滚子与安装在横向滑杆上的滑杆驱动器上的一个槽相配合。当调节导轨与驱动器垂直时，获得最大滑动行程，当导轨与驱动器之间的角减小时，滑动行程按比例减小。惯性的影响限制这个机构用于低速运动。

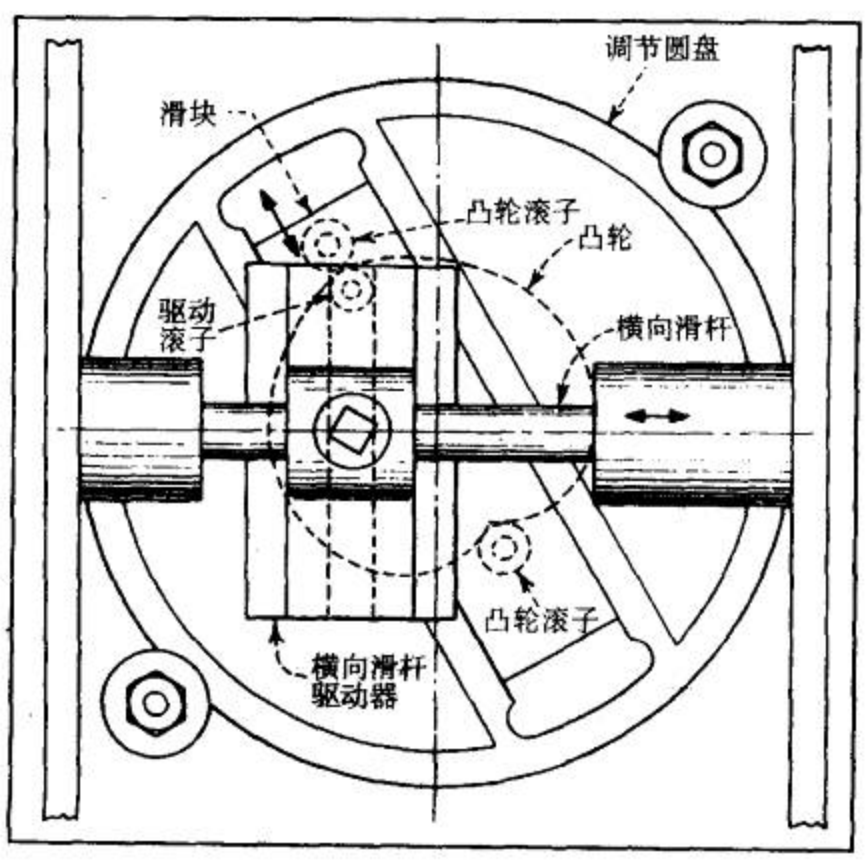


图 1.10-6 两个约束心形凸轮的凸轮滚子被安装在滑块上。滑块上的驱动滚子与横向滑杆驱动器上的槽相配合。当滑块与横向滑杆平行时获得最大滑动行程(取决于凸轮的大小)，横向滑杆与滑块之间的角增加时，滑动行程减小，当成 90°角时滑动行程为零。

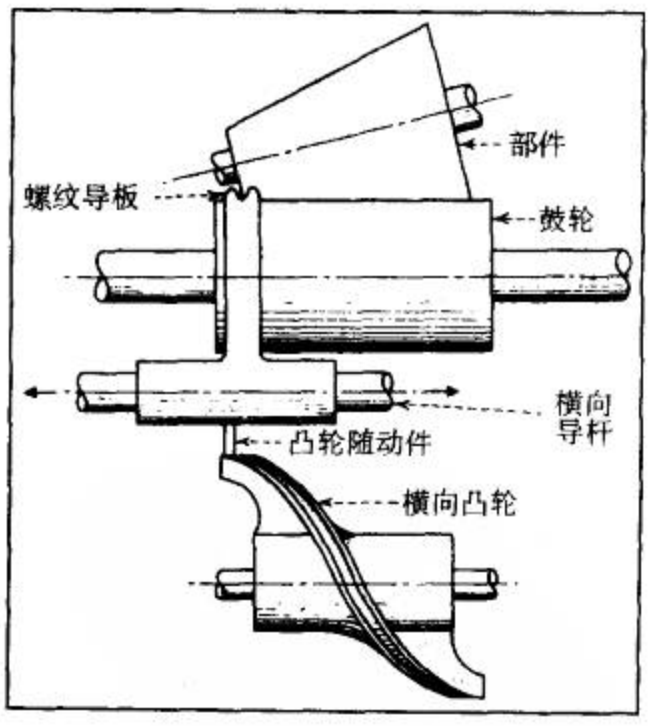


图 1.10-7 横向凸轮使凸轮随动件获得往复运动，这个随动件驱动横向导轨上的螺纹导板。部件靠鼓轮的摩擦来驱动。纱线通过螺纹导板被牵引到鼓轮驱动的部件上。这个机构的速度是由它的往复运动部件的重量所决定的。

1.11 真空拾取定位小球机构

这个真空拾取机构携带板状型芯到移动的模子中，把它们放到准确的位置上，以便在其表面进行粉末涂层，并且防止形成没有型芯的板状体。

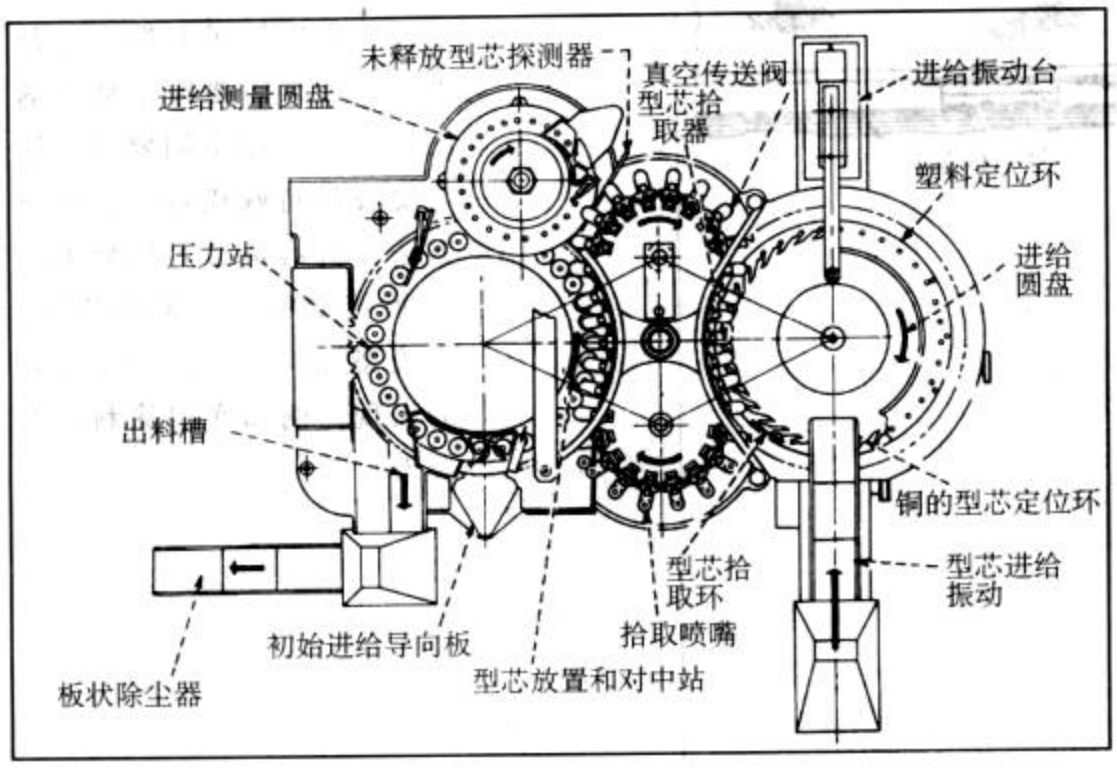


图 1.11-1 型芯通过板状除尘器后被传送到旋转进料圆盘。这个圆盘在一个逆时针旋转的有槽的拾取环下面顺时针振动。拾取环中的每一个槽保留两个型芯并且使坏掉的板状物落到进料圆盘的下方。型芯从环形槽中拾取，运送到板状压力模型中，通过安装在链上的真空喷嘴使其被放置到模子中，这个链由压模工作台驱动。这个链还驱动拾取环来协调环槽和拾取喷嘴的运动。粉末状涂层被运到模子的前端和真空拾取机构在每个模子放置型芯的站的后端。压力滚筒在机器的左边。这个设计的主要目标是研制一种能够进行快速干燥涂镀的机器，该机器的价格应该低于采用液体涂层技术的机器。

1.12 粘贴来自料盒或滚筒的标签的标签机

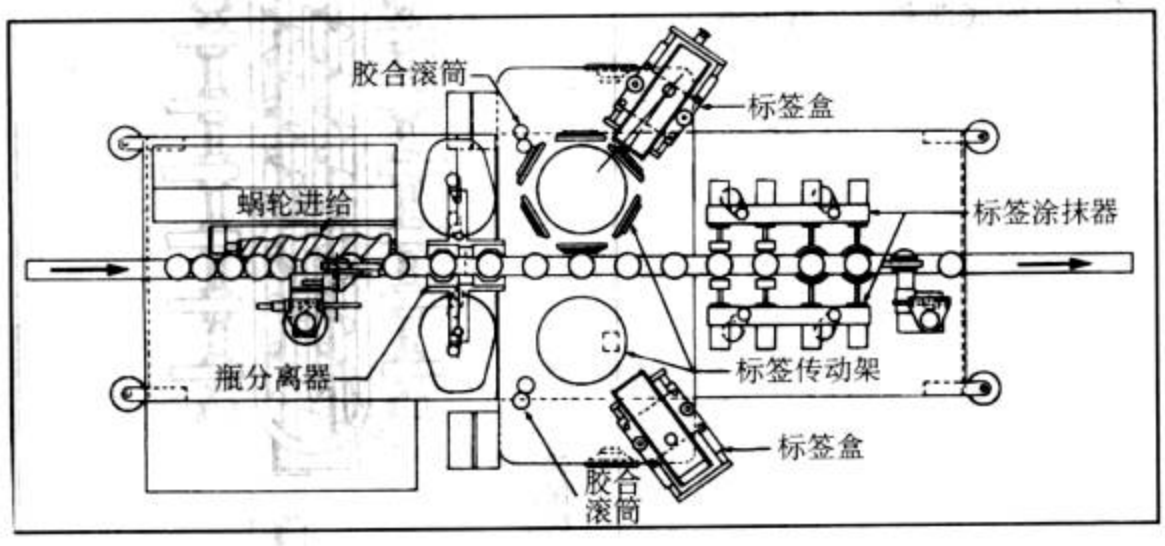


图 1.12-1 容器在标签机中的移动由机器的上视图所示。瓶分离器使这些容器在传送带上保持 19.05mm 的间距。两个标签传动架可以实现前后标签的同时粘贴。

这个标签机既可以粘贴传统的胶粘标签，也可以用切割或滚动的形式热封标签。这台机器以每分钟 60 到 160 个容器的速度为圆形或不规则形状容器的前面和后面粘贴标签。容器的尺寸范围从直径或厚度 25.4mm 到直径 107.95mm（宽 139.7mm），容器的高度范围为 50.8mm 到 355.614mm。标签机处理标签的尺寸范围，宽可以从 22.225mm 到 139.7mm，高可以从 22.225mm 到 165.1mm。存放标签的料盒通常是为规则形状的标签设计的，但可以改变为不规则形状的标签盒。根据制造商的要求，在设计标签机时已经进行了相应的调整，以便标签可以被粘贴在不同高度的容器上。标签机的切割和粘贴标签的能力是 4500 张。借助于电子眼采用斜辊来切割标签。

1.13 高速粘合机

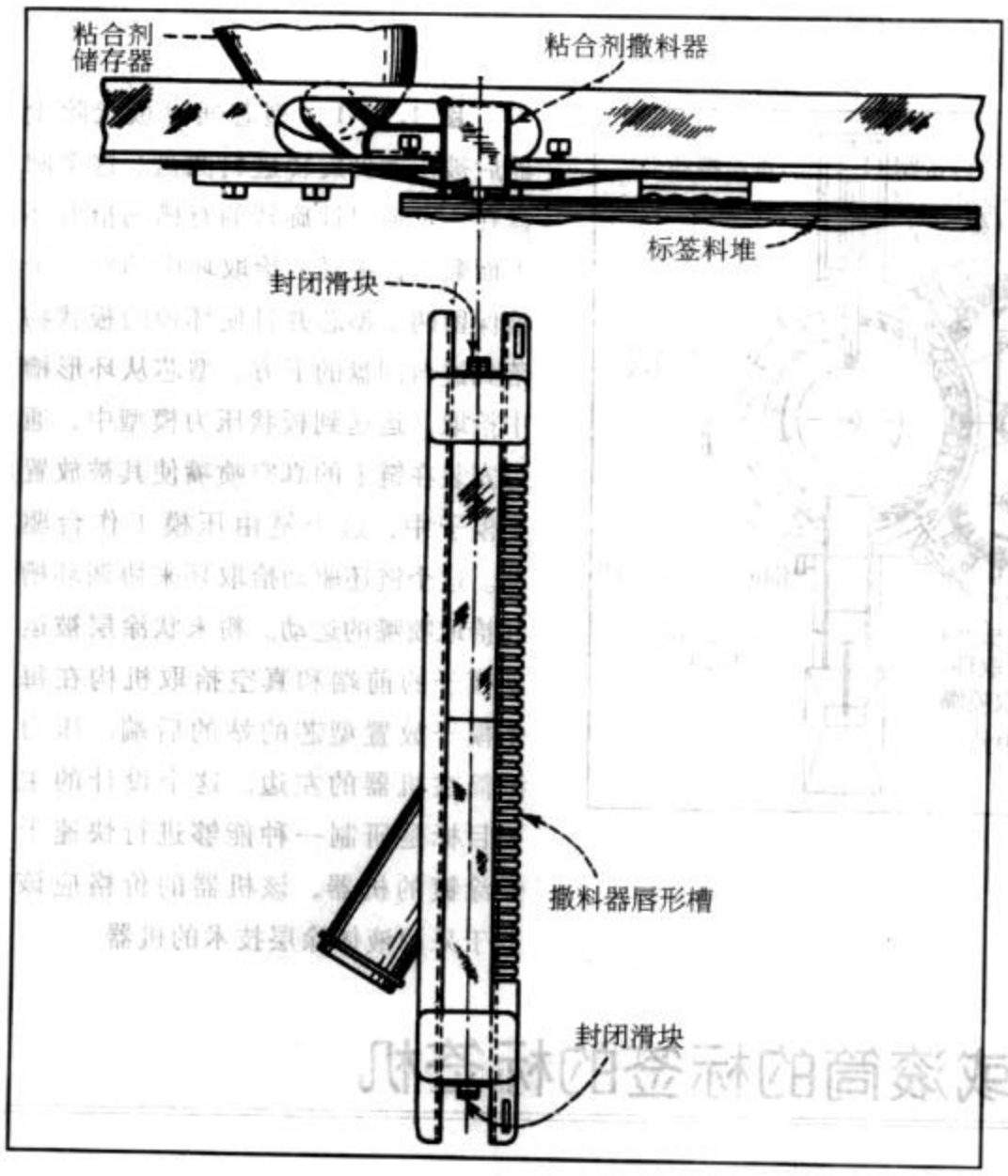


图 1.13-1 一个重力撒料器有一个开放的底部和一个唇形槽。

粘性液体粘合剂通常被用于粘织物和纸张，粘贴标签纸，生产卡纸板、木质箱子和鞋，以及装订书本。如果需要控制粘合剂不同的特性去满足不同要求，那么就需要设计特殊机器。这里介绍的方法和机器是在大批量生产中已经被接受的粘合剂的应用。在使用液态涂料时，它们也会有很好的表现，例如底层涂料、油漆以及天然漆。

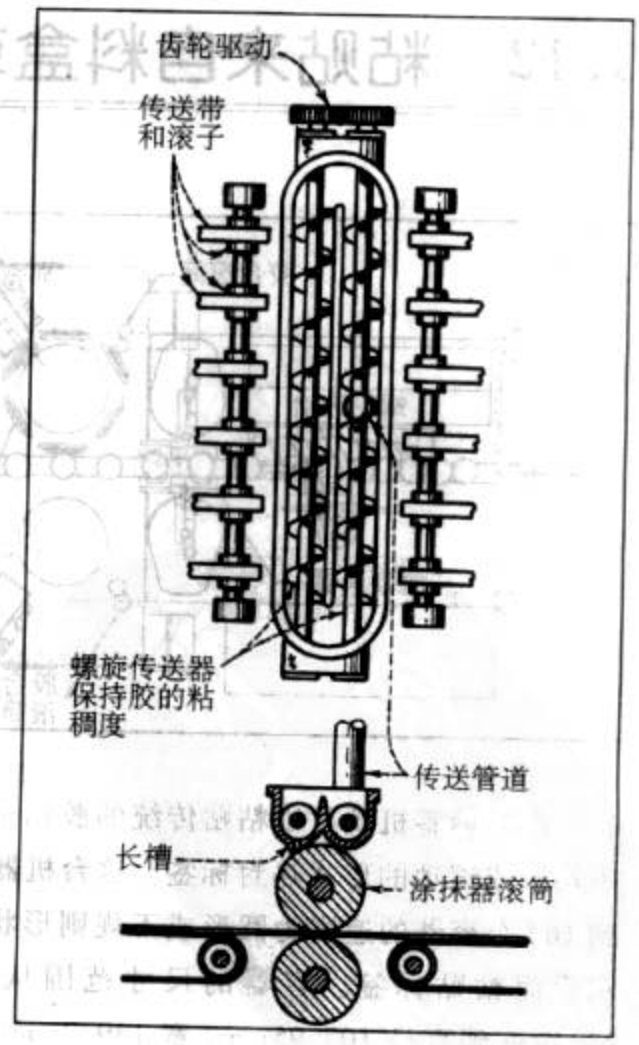


图 1.13-2 螺旋传送器通过力或重力推动涂抹滚筒。

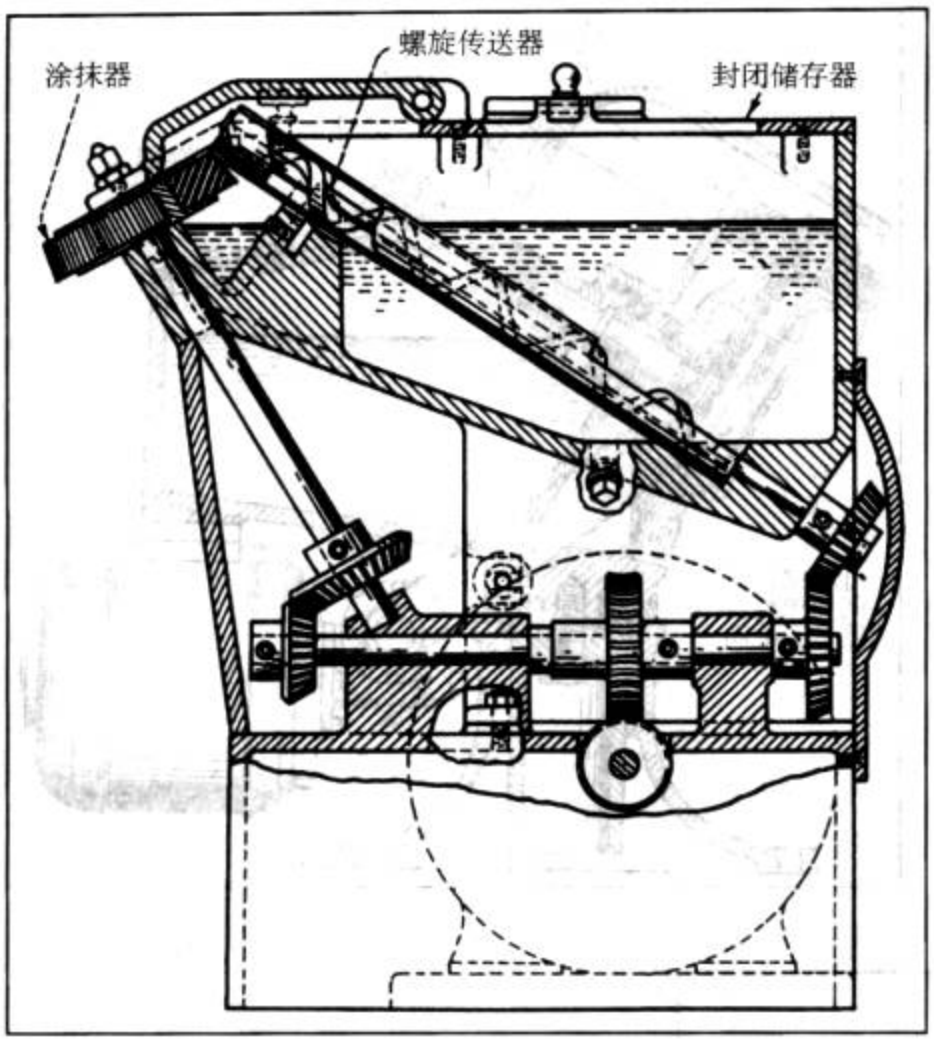


图 1.13-3　螺旋传送器驱动涂抹轮。

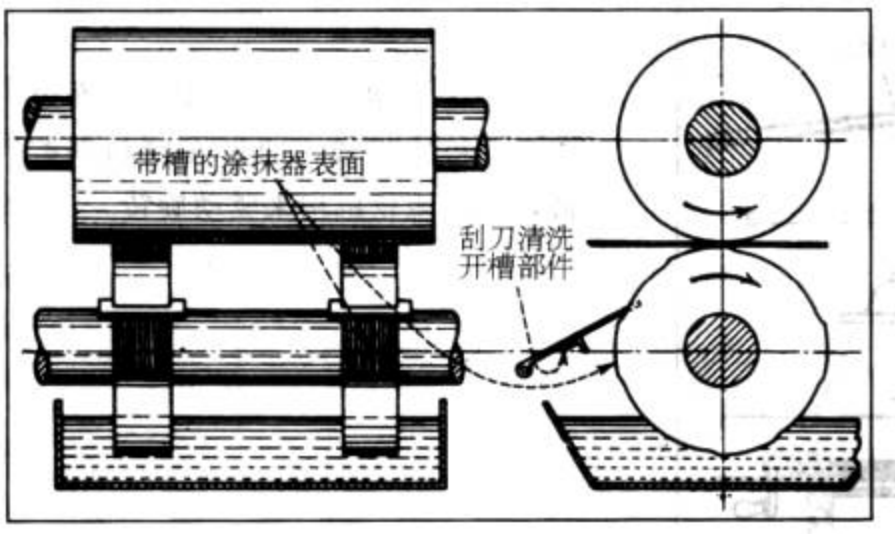


图 1.13-4　涂抹滚筒上的凸起表面决定粘合的型式。

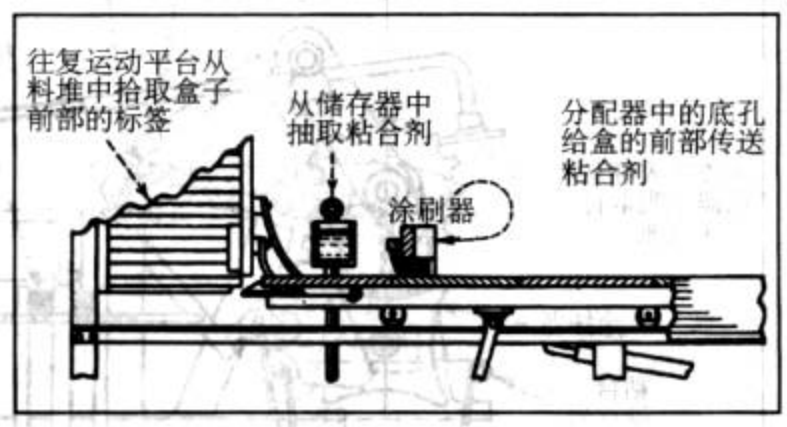


图 1.13-5　从底部孔撒料的重力撒料器。

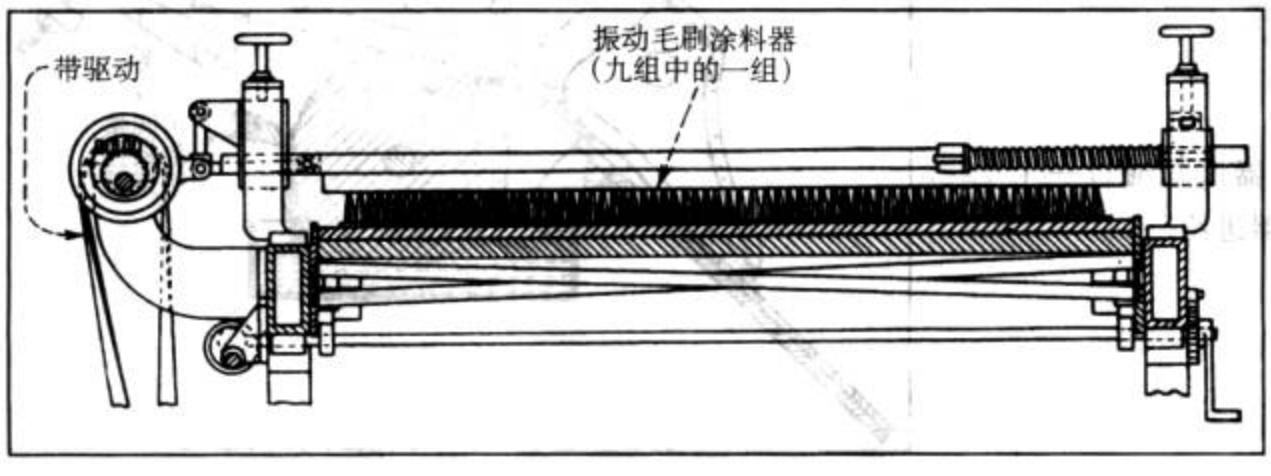


图 1.13-6　在圆柱形毛刷涂抹后用振动毛刷进行扩展涂抹。

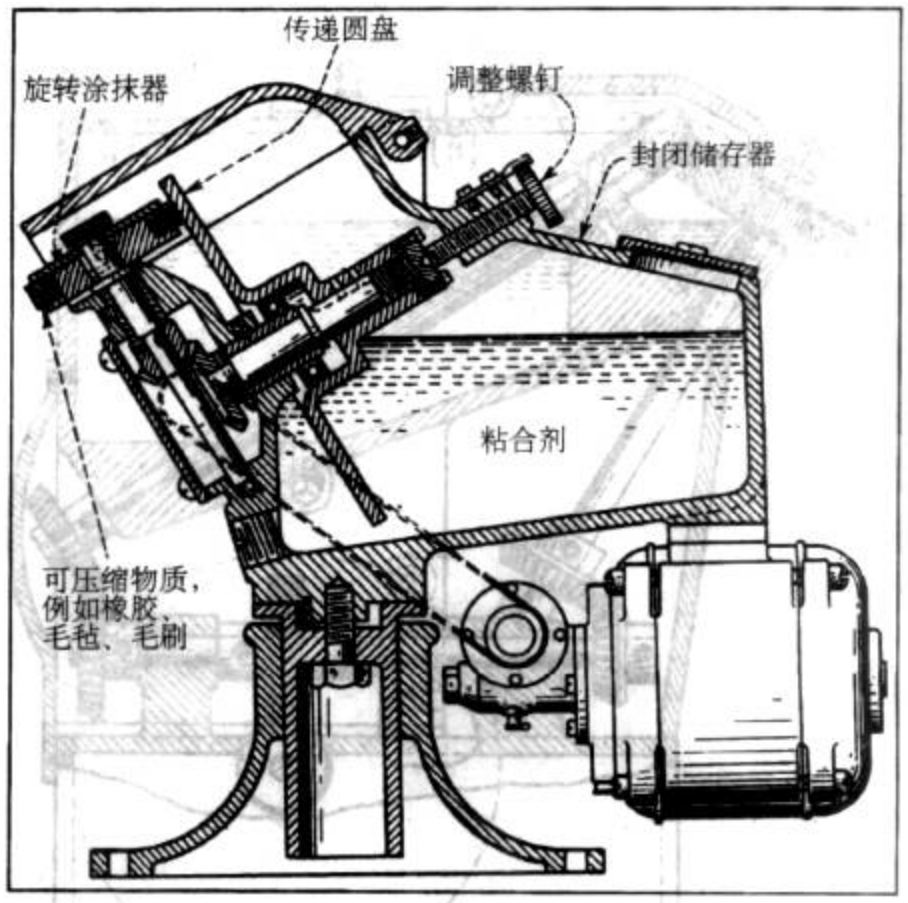


图 1.13-7 涂抹器机轮是由一个传输盘驱动的。

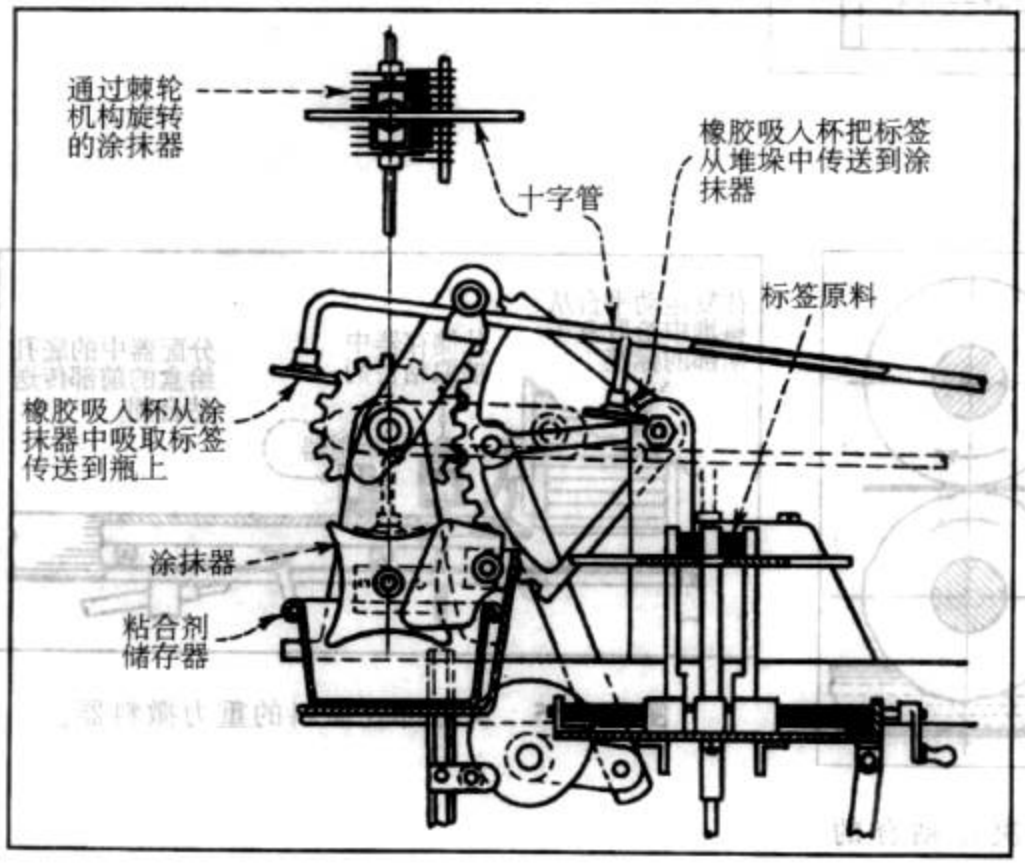


图 1.13-8 这个涂抹器表面由一系列板边组成，通过在胶粘剂贮液器里的棘轮机构来驱动旋转。

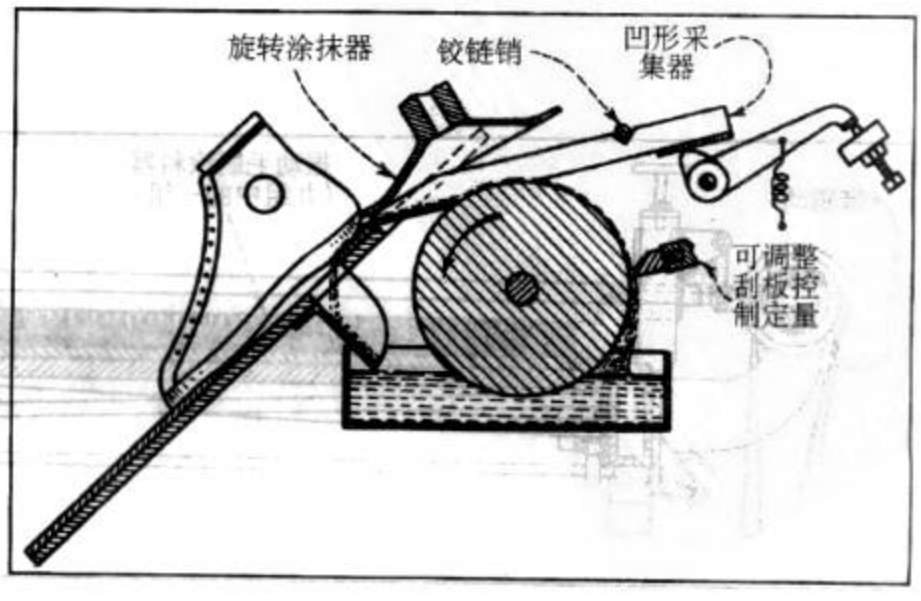


图 1.13-9 旋转涂抹器圆盘通过一个在传递鼓轮上的凹形采集器进给。

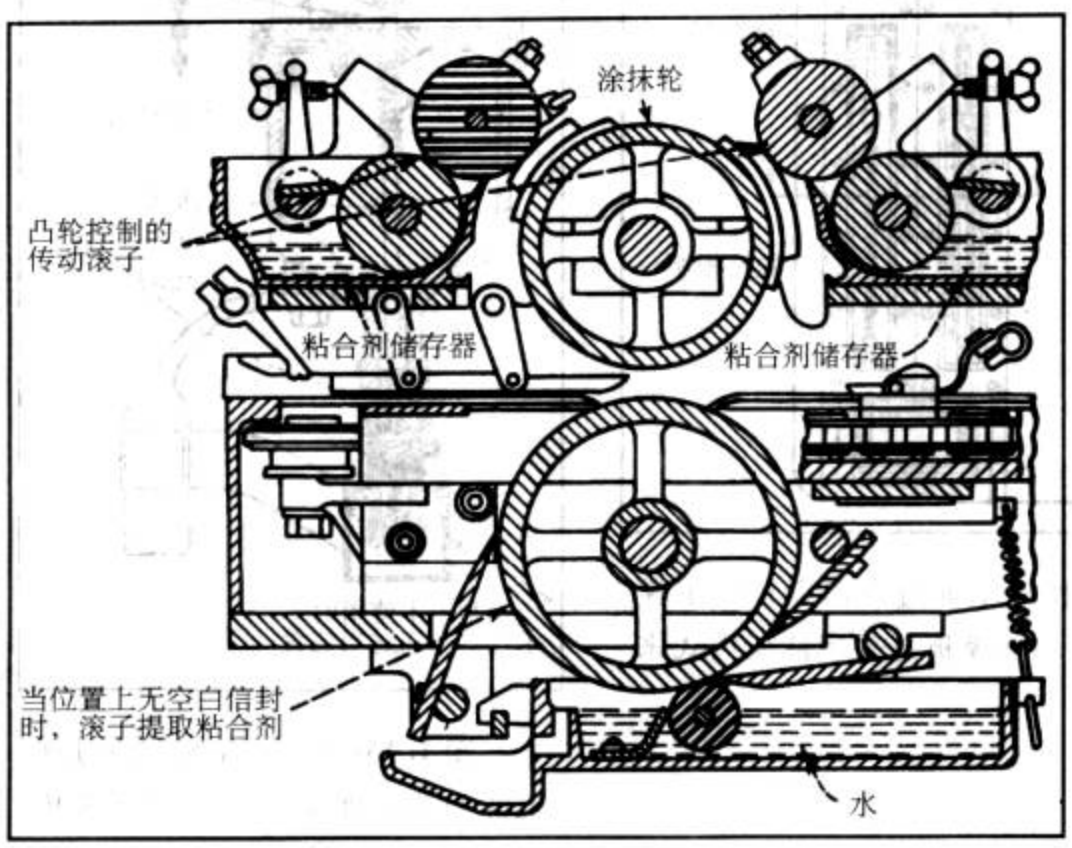


图 1.13-10 凸轮控制的传递滚子提供带有两种粘合剂的涂抹轮垫。

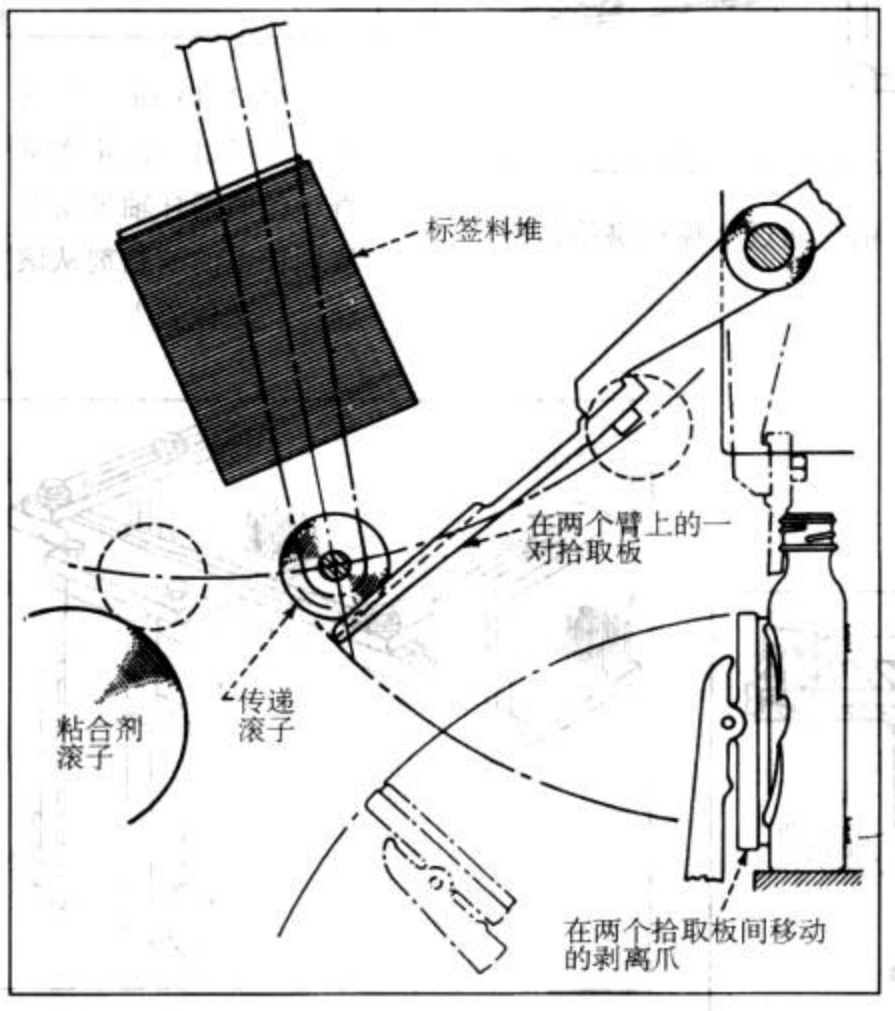


图 1.13-11 底部的标签由两个相邻的、表面涂胶的拾取板涂抹。在接触标签料堆期间两个拾取板分离，然后携带标签到放瓶处。

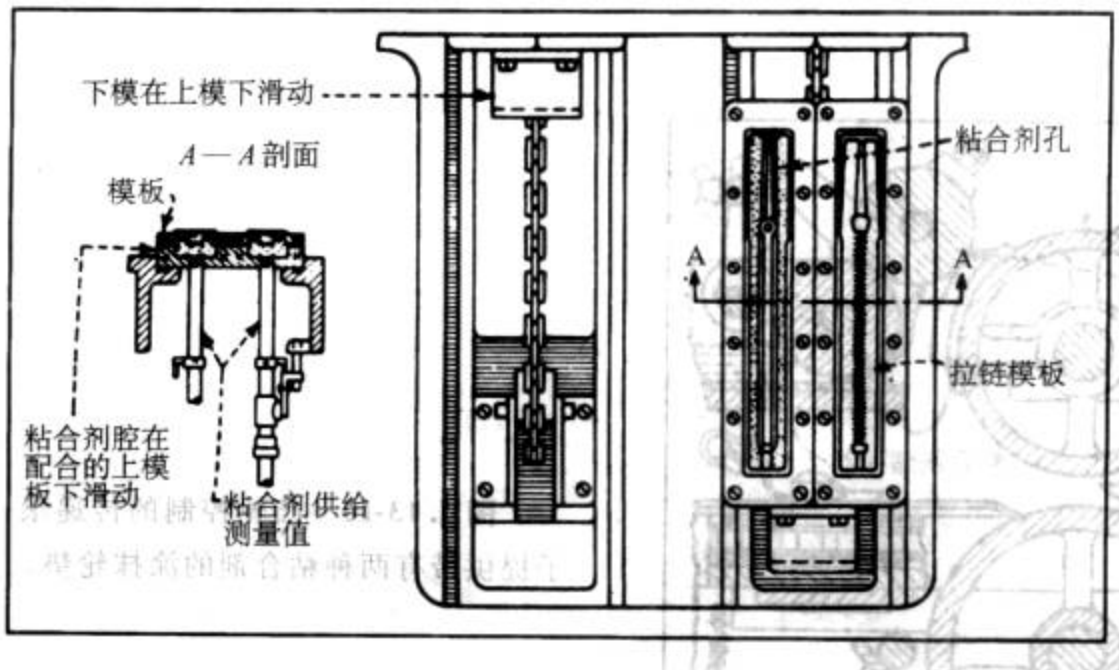


图 1.13-12 测定量的粘合剂在压力作用下通过专门设计的上模板和下模板上的孔。在拉链上方的上模板和下模板是采用液压方式来封闭的。图中只展示了下模板。

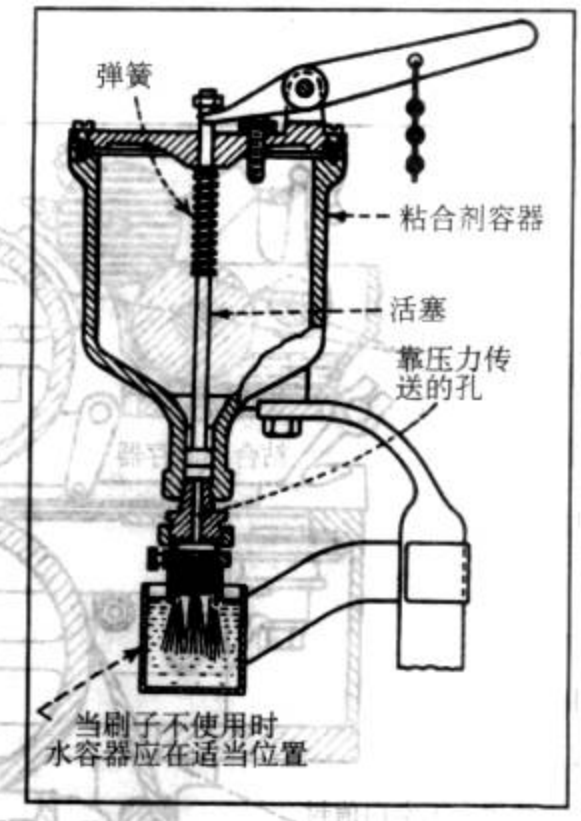


图 1.13-13 粘合剂是通过硬毛间的孔由弹簧驱动的活塞来传送到毛刷涂抹器上的。

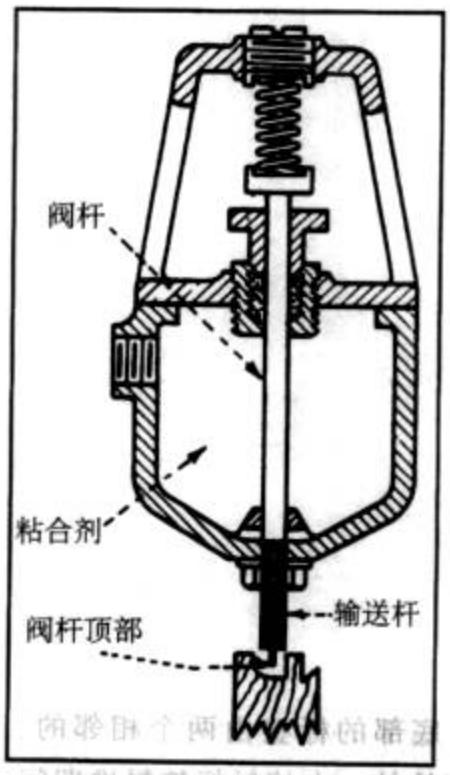


图 1.13-14 胶粘剂腔内阀杆上的轴肩使胶粘剂静止直到顶部的压力打开底部的阀。

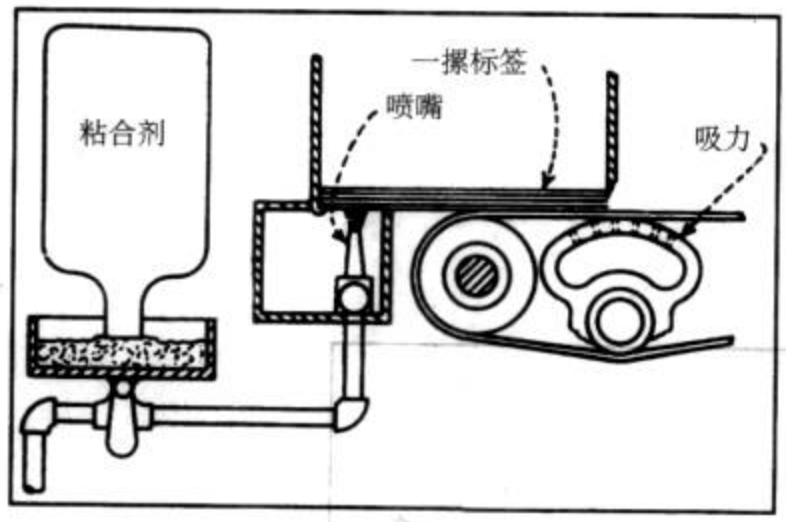


图 1.13-15 胶粘剂通过喷嘴提供给信封。

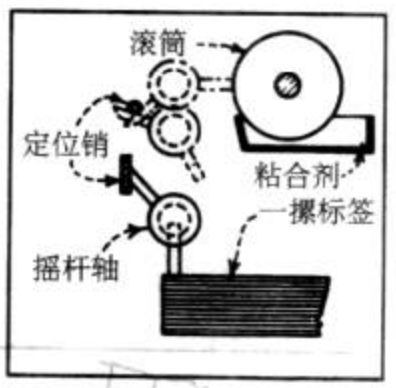


图 1.13-16 在支架上通过扇形齿轮作垂直运动的摇杆轴带动在接触杆上的胶粘剂从滚筒运动到标签上。

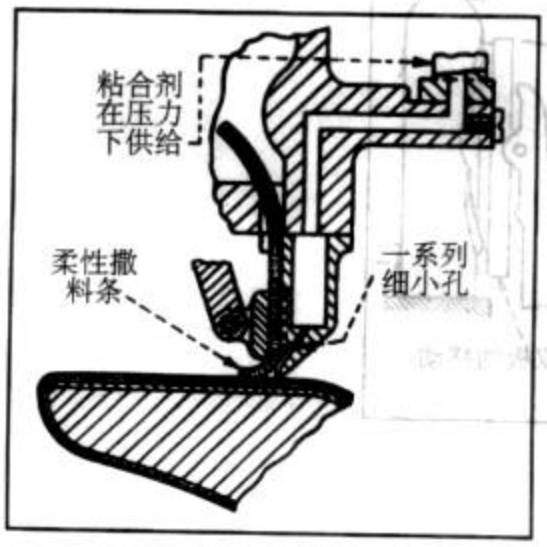


图 1.13-17 胶粘剂通过喷嘴被喷到工件上。

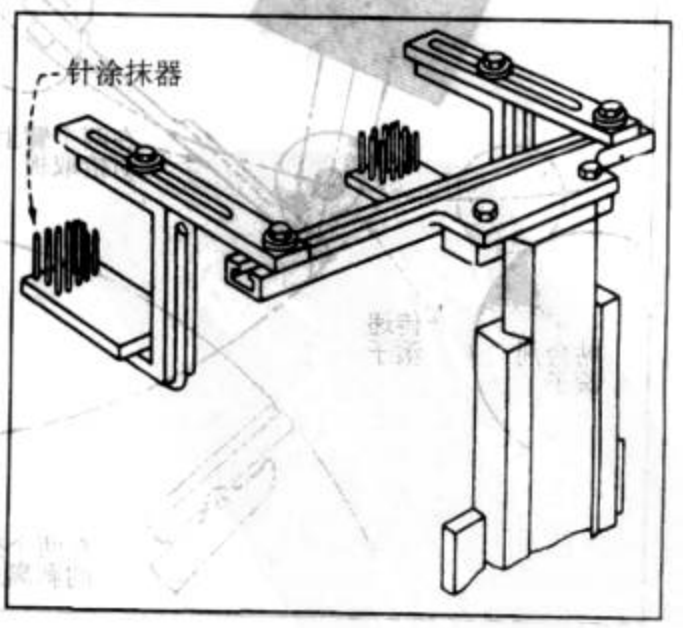


图 1.13-18 针涂抹器垂直往复运动，首先使针沉浸在胶粘剂中，然后以所需形式涂抹纸板的下面。

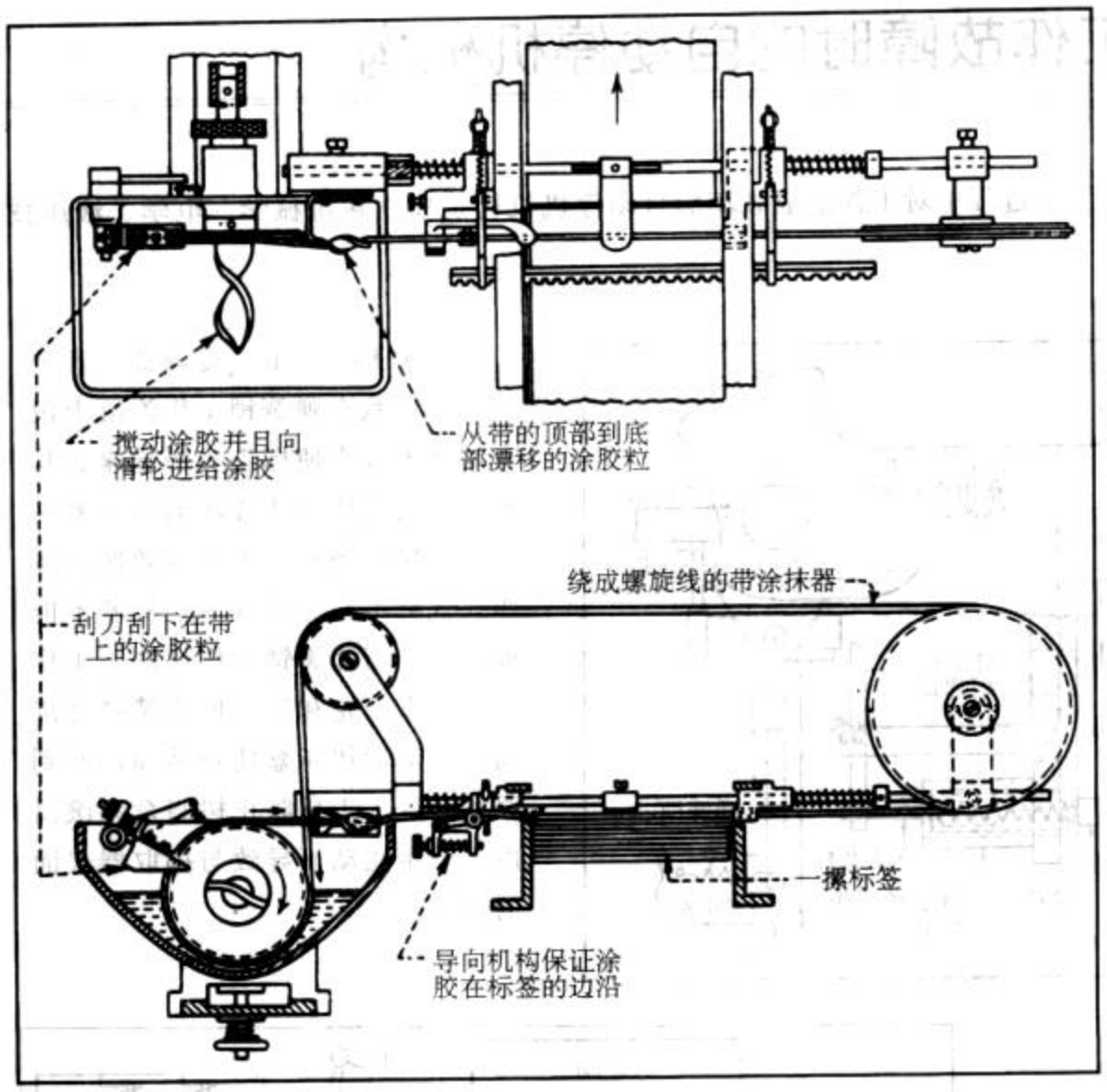


图 1.13-19 胶带涂抹器环绕通过涂胶储液器里的滑轮并且滑过标签堆垛。

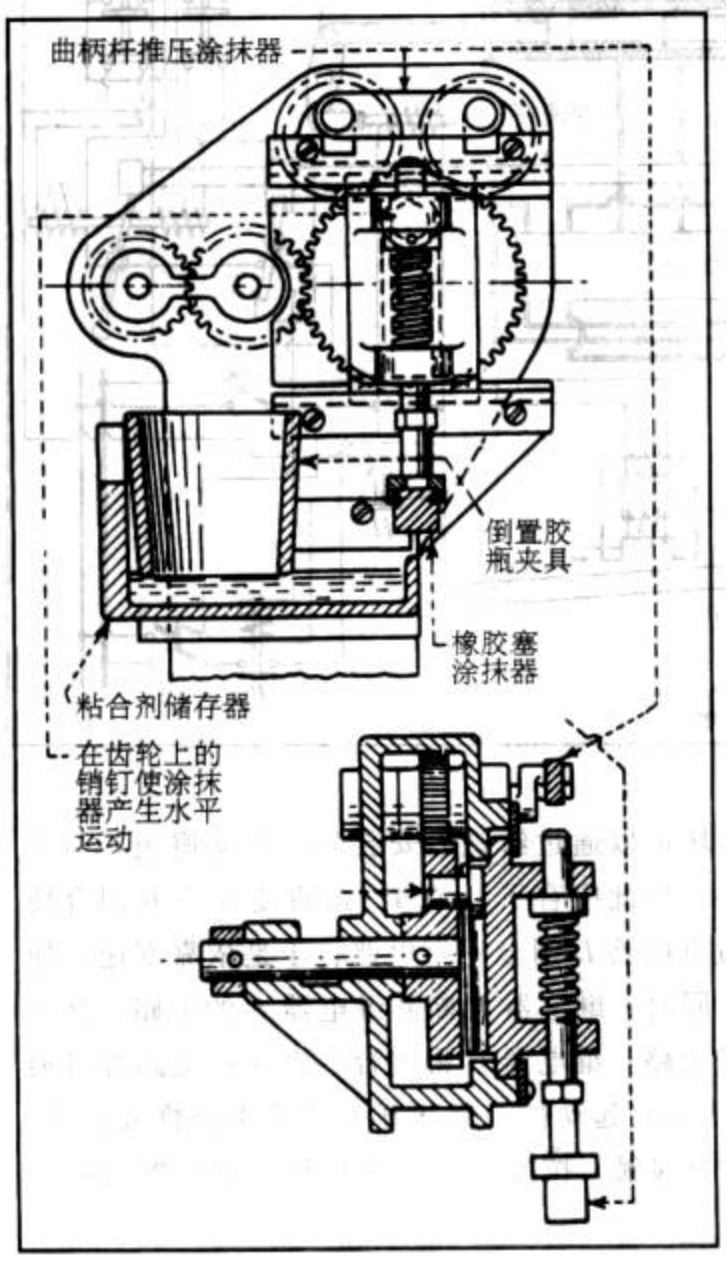


图 1.13-20 涂抹器在胶粘剂储存器和工作位置之间靠齿轮上的偏心销作水平运动。垂直运动是通过涂抹器轴上的曲柄杆推压来完成的。

1.14 机器产生工作故障时的自动停机机构

防止机器对自身造成损坏或在工作过程中对工件造成破坏的自动停机机构是建立在机械学、电学、液压技术和气动力学基础之上的。

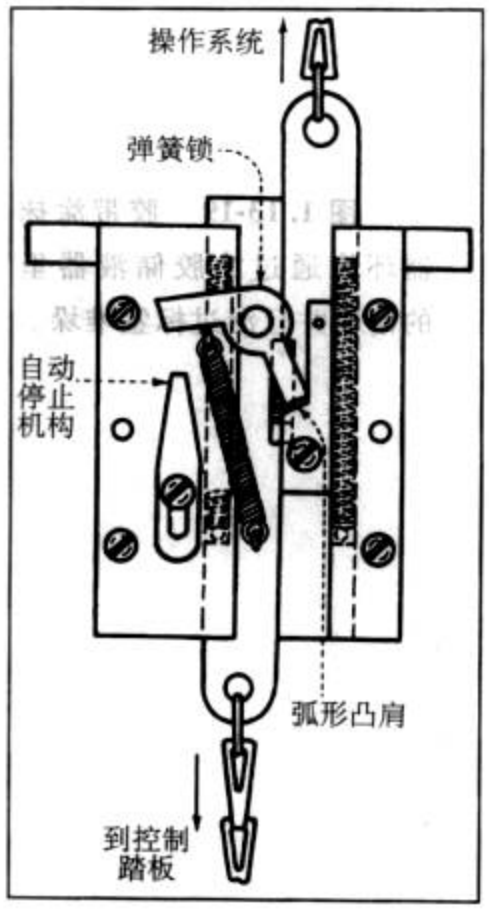


图 1.14-1 如果踏板一直受压，那么重复循环运动将被阻止。左边滑板上的弹簧锁用弧形凸肩推动右边的滑板向下运动，直到弹簧锁被自动停止机构断开。

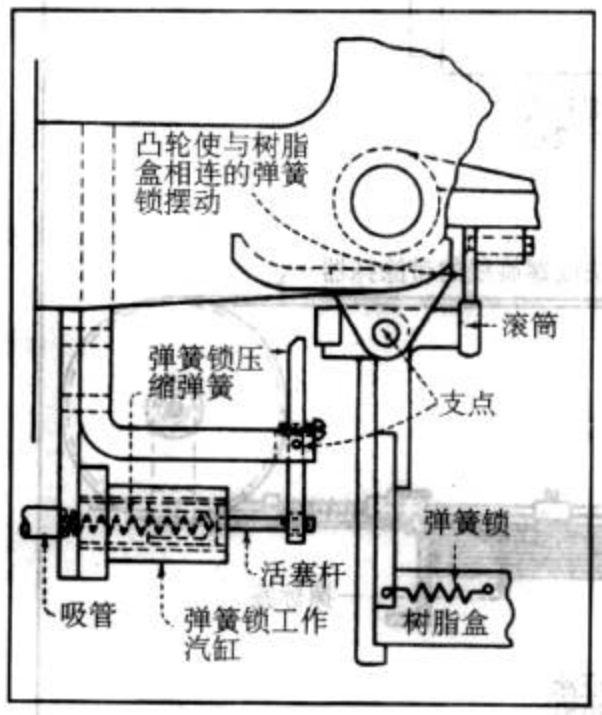


图 1.14-2 由于提取器上开放的吸孔导致在弹簧锁工作汽缸上没有足够的吸力使标签被吸起来，从而不能完成吸力式提取器与标签携带器胶接。当孔的大小导致闸门操作式气缸不充分吸气时，标签不能被提取。当弹簧锁工作汽缸不工作时，在靠凸轮和滚筒使弹簧锁完成周转运动后树脂盒使弹簧锁返回到原始位置，于是防止树脂盒和滚筒由于产生摆动而导致与提取器表面的接触。

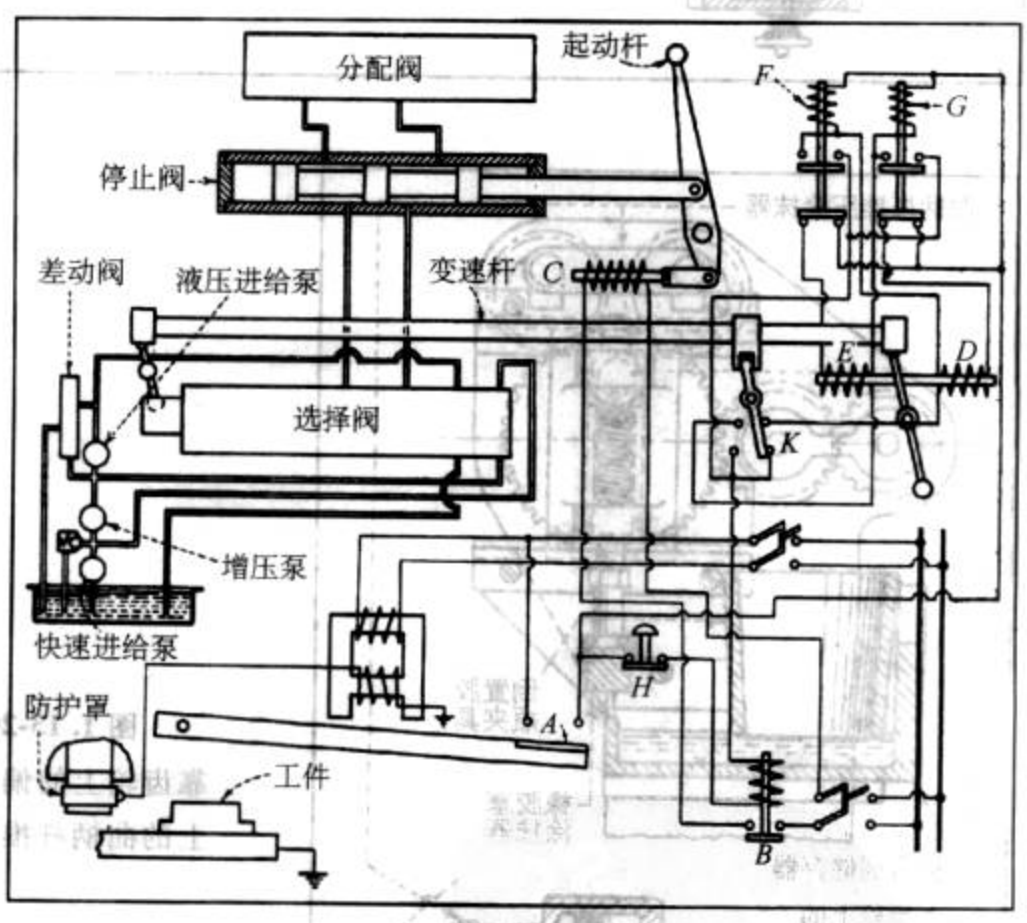


图 1.14-3 铣刀、工件或夹具的损坏可以通过给铣刀安装防护罩来避免。与工件接触时，防护罩过继电器来闭合电路，因此闭合了开关 *A*，这将使开关 *B* 闭合使继电器 *C* 通电来操作停止阀。它也通过继电器 *D* 闭合一个电路，于是依靠变速杆使选择阀换向以便床身返回到初始位置。同时，继电器 *F* 断开继电器 *E* 的电路，并且闭合一个已被 *K* 处的起动杆破坏的保护电路。继电器 *G* 将闭合一个保护电路并且通过继电器 *D* 断开一个电路。通过电钮 *H* 释放起动杆，断开开关 *A* 使电路恢复正常。在机床的床身回转时，如果工件与防护罩接触，按操作顺序将 *D* 和 *E* 的位置与 *F* 和 *G* 的位置进行交换。

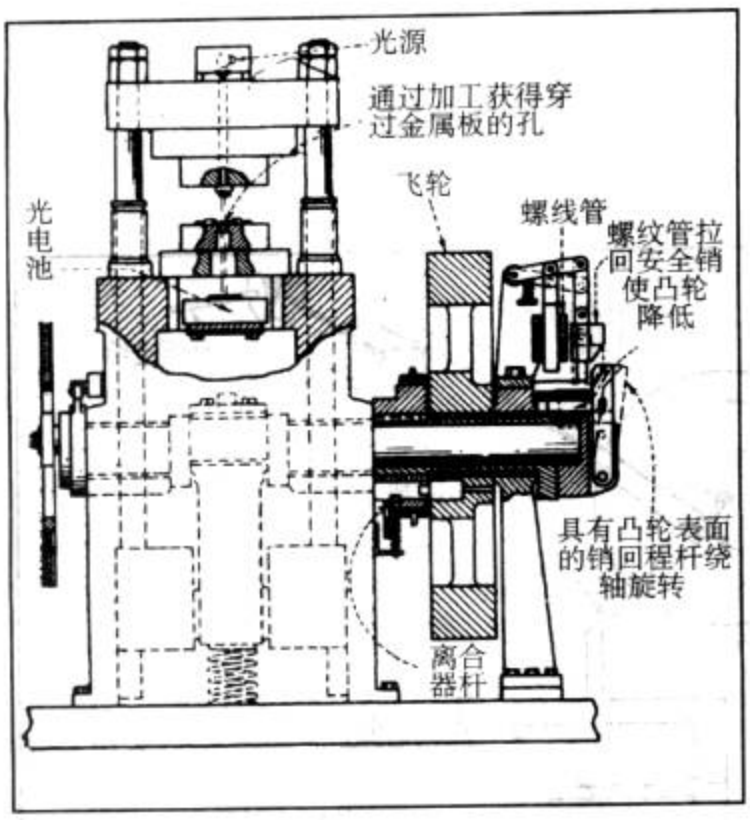


图 1.14-4 如果金属板条没有按适当方式进给，高速冲压机将会停机。如果模块上的孔有光线通过，那么就不能在板条上的适当位置进行冲孔。当通向光电池的光束被阻止时，拉动离合器销的螺纹管将被激活。

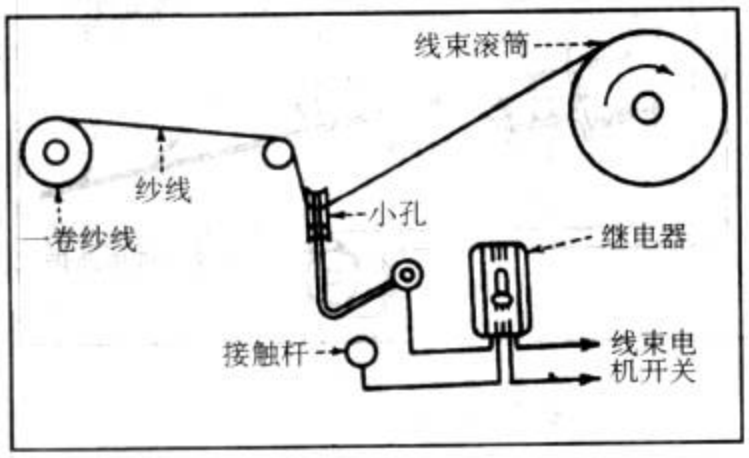


图 1.14-5 纱线断线后接触杆将下落从而闭合继电器的电路，结果将使线束滚筒设备停止。

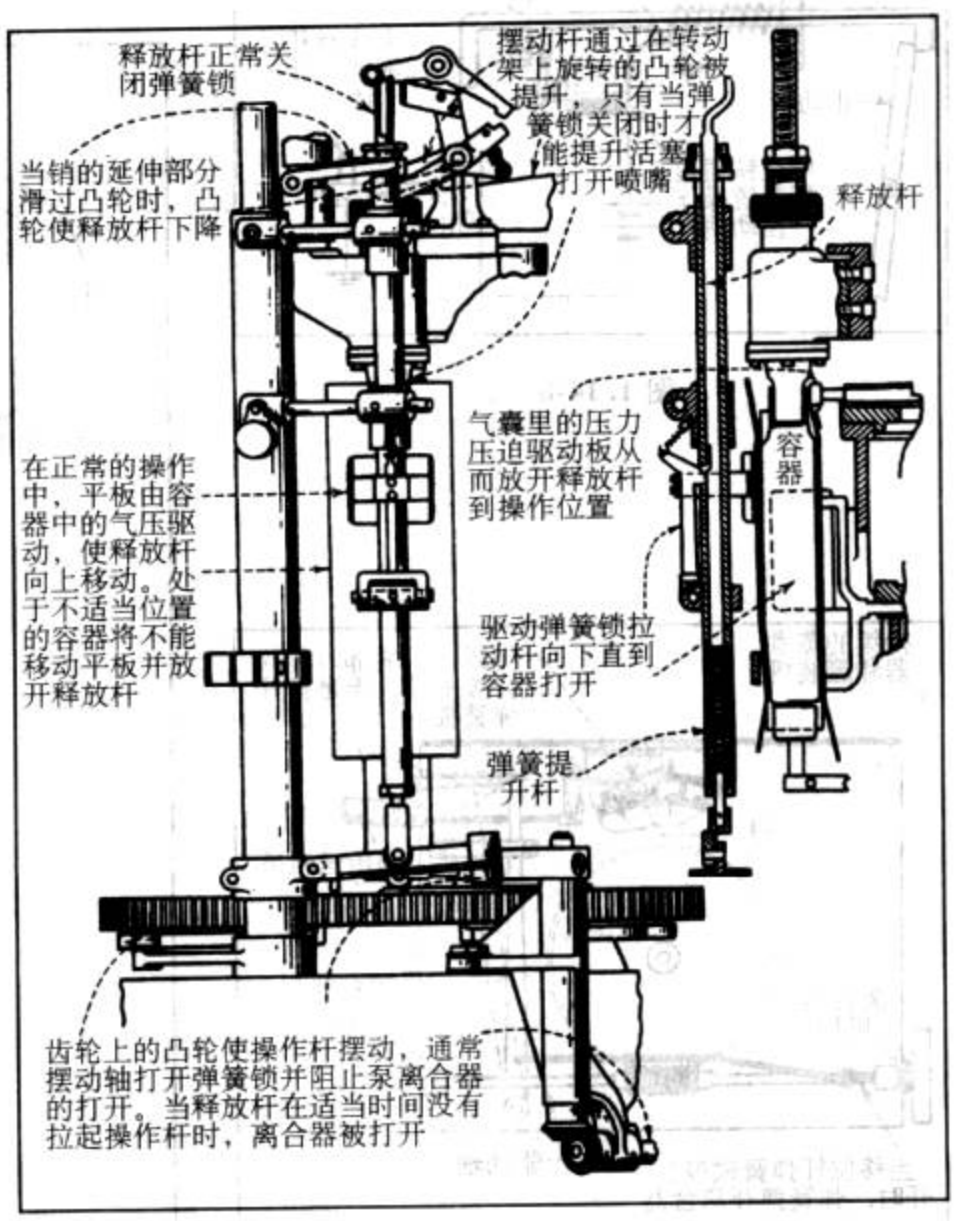


图 1.14-6 当容器被放在不恰当的位置时，包装机上的喷嘴不会打开。

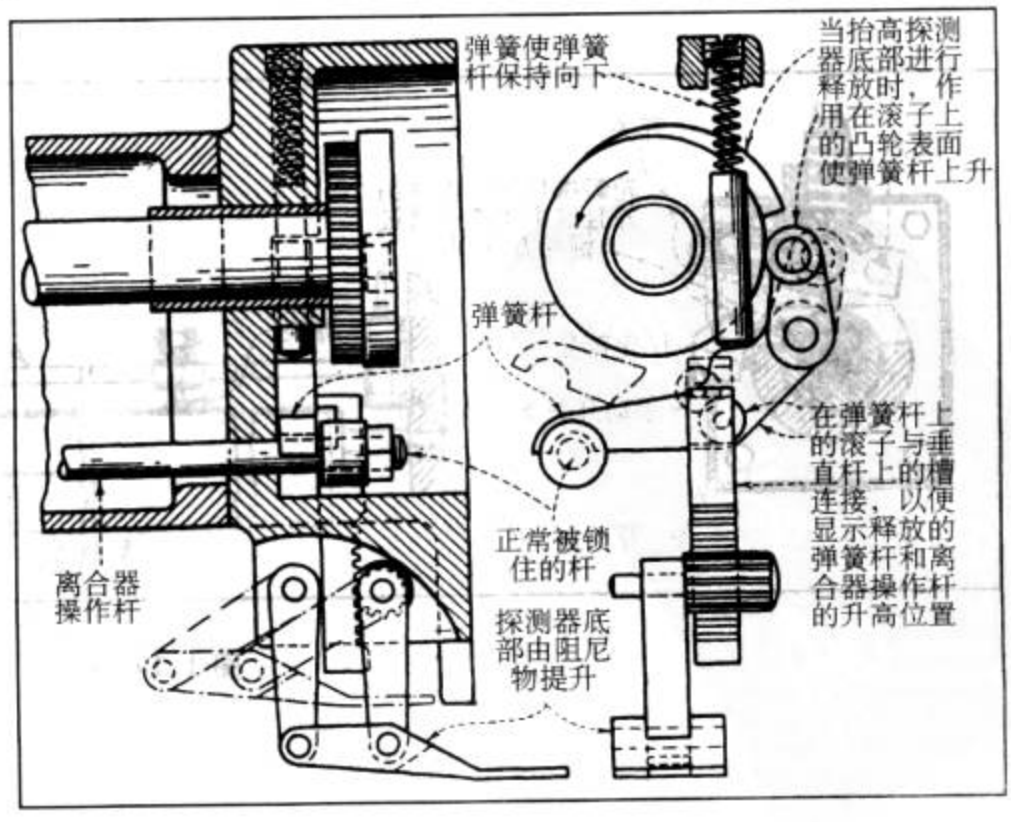


图 1.14-7 在线缝纫机探测器底座下的阻尼物使能够释放弹簧杠杆的垂直杆抬高，旋转凸轮使一个夹持离合器操作的杆上升。

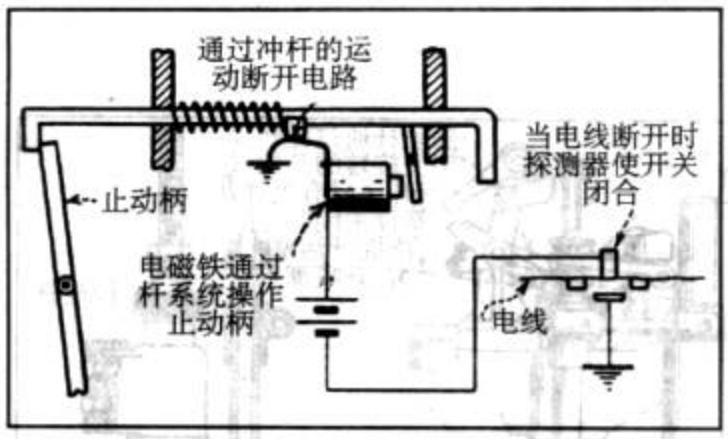


图 1.14-8

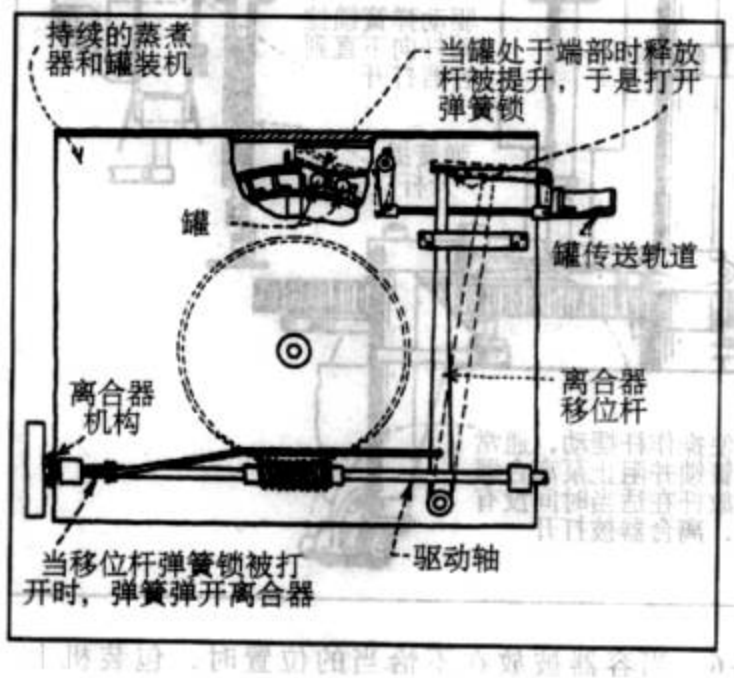


图 1.14-9

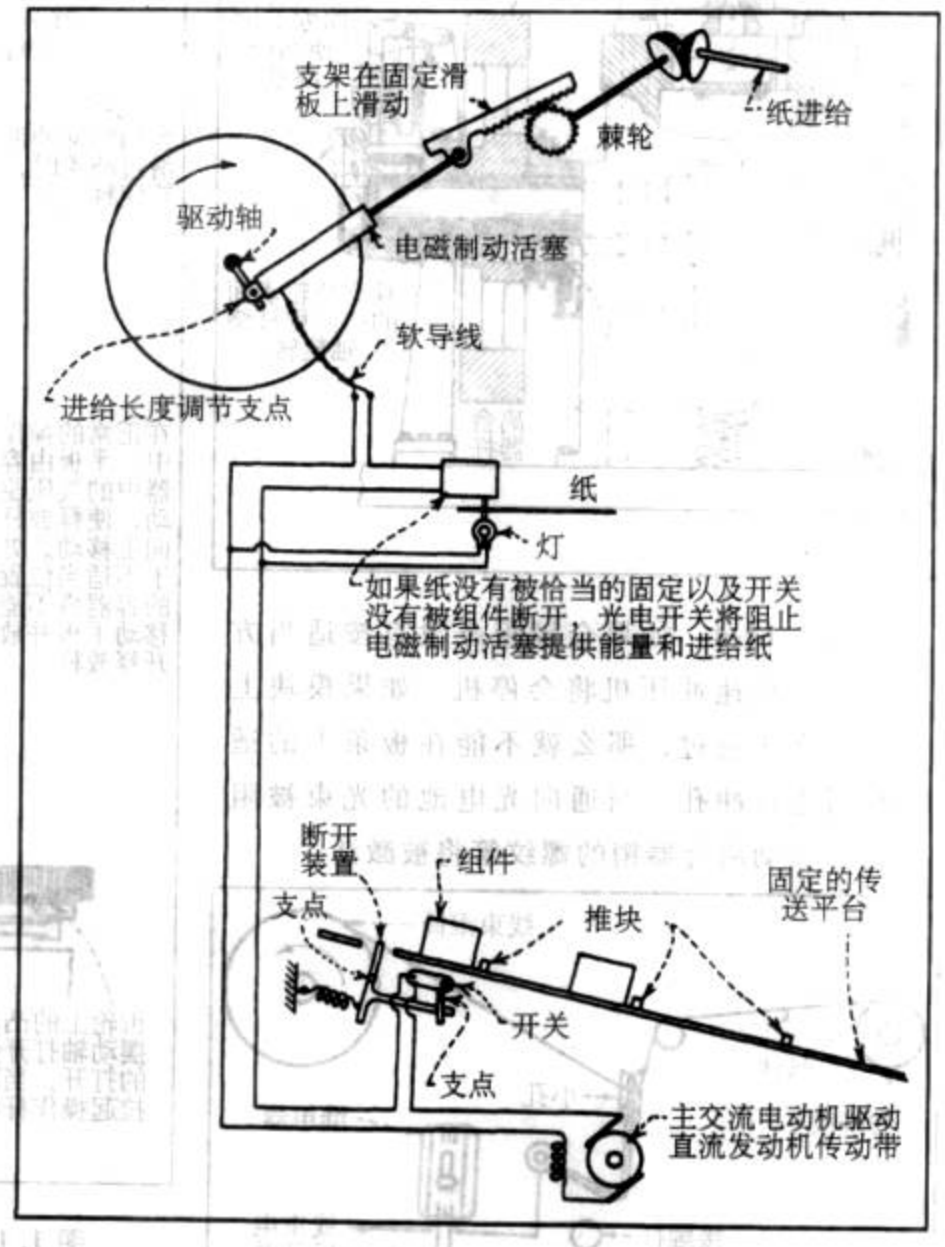


图 1.14-10

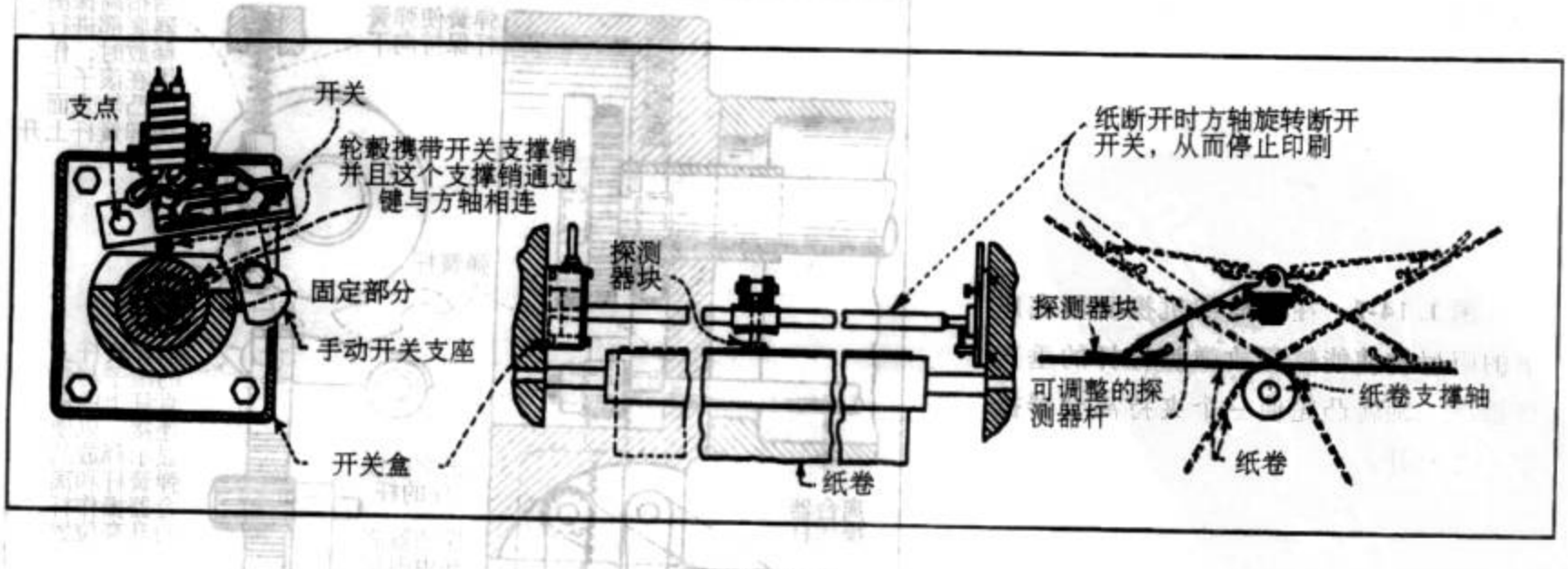


图 1.14-11

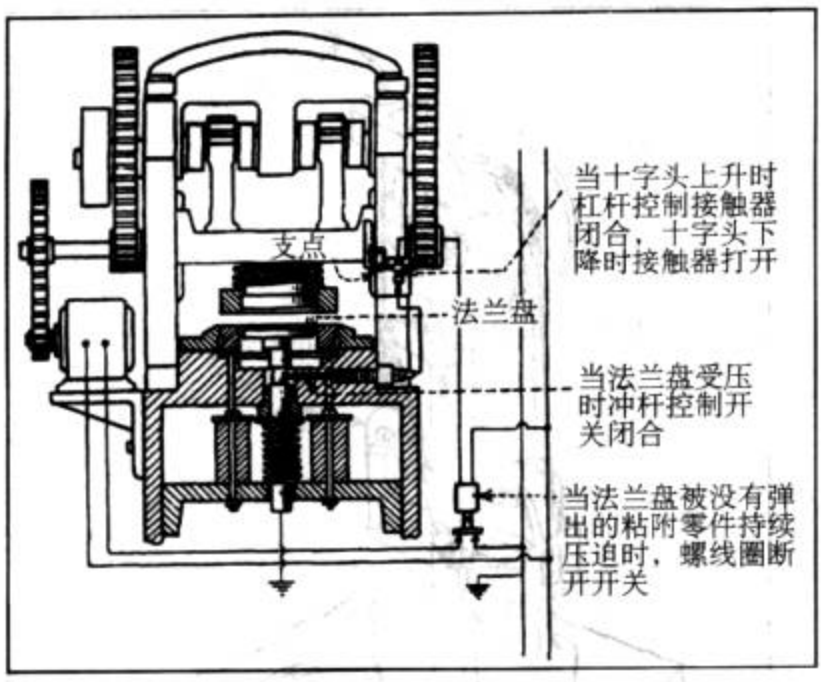


图 1.14-12

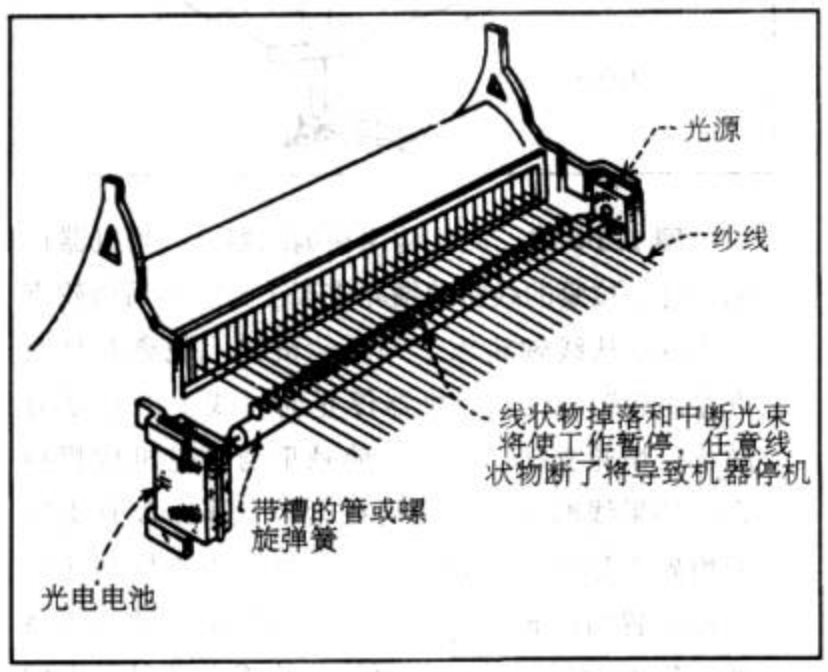


图 1.14-13

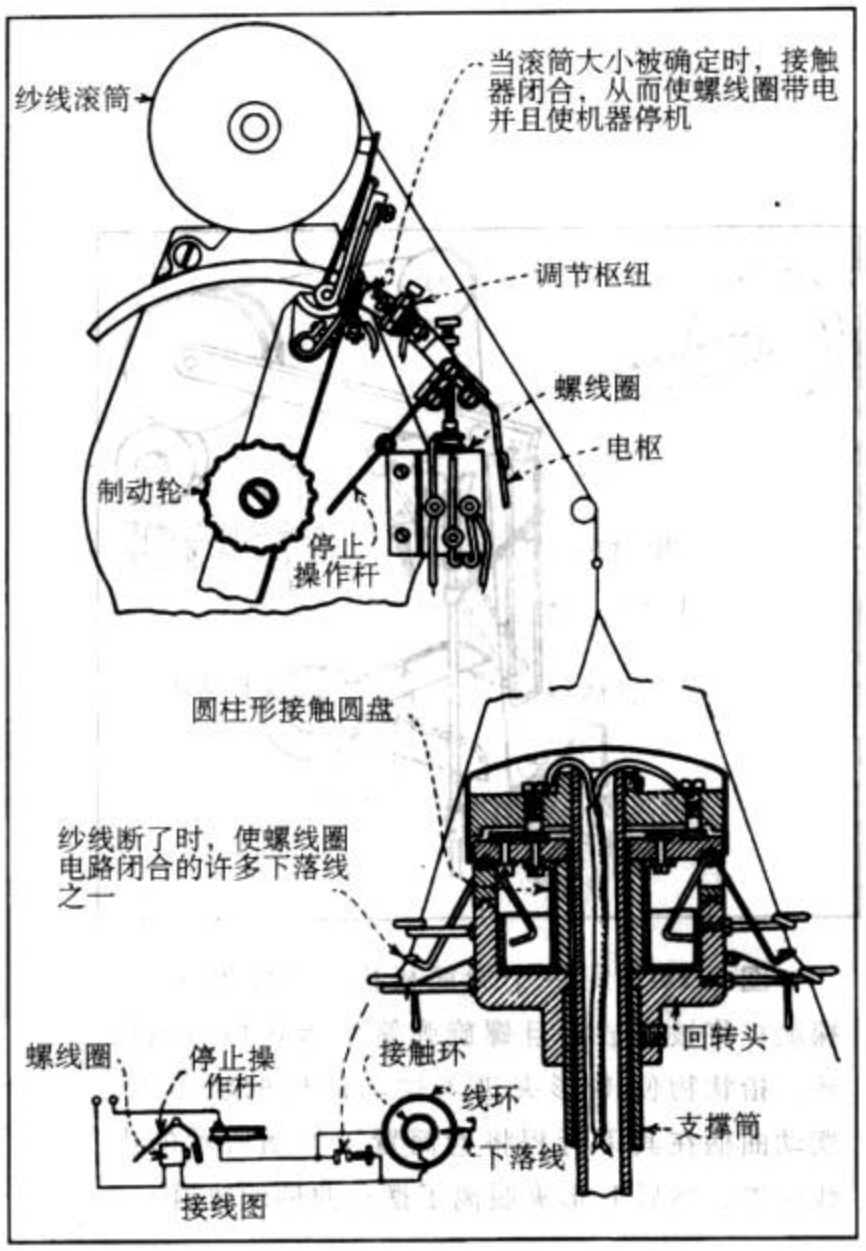


图 1.14-14

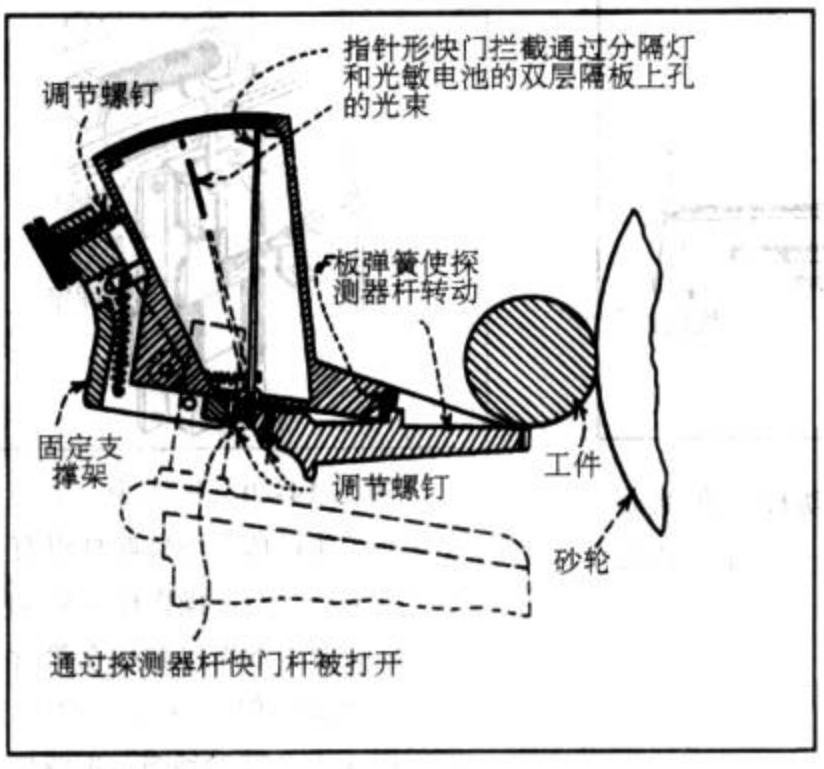


图 1.14-15

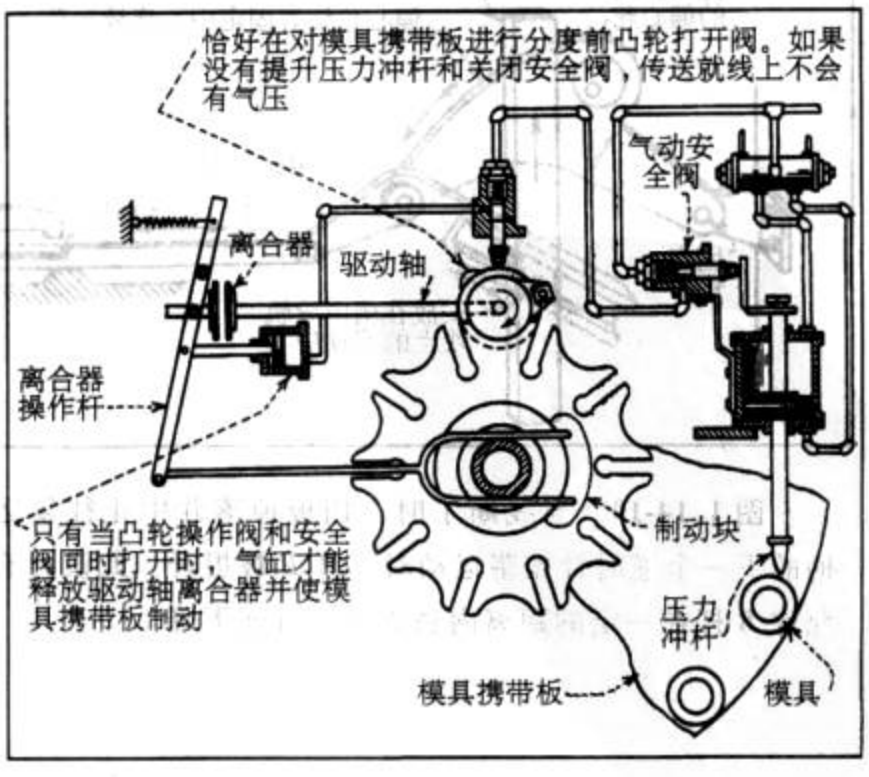


图 1.14-16

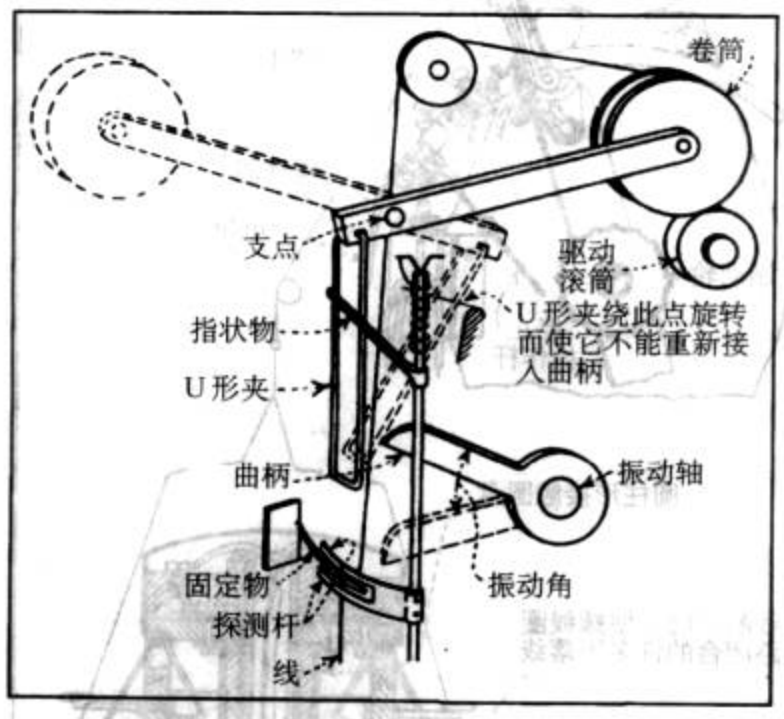


图 1.14-17 一个卷筒机构。当线断了时，探测杆将被释放并且螺旋弹簧使指状物的轴旋转，指状物使 U 形夹进入摆动曲柄的轨道上。摆动曲柄在其下行程将卷筒置于如图所示的虚线位置，然后 U 形夹脱离了摆动曲柄的轨道。

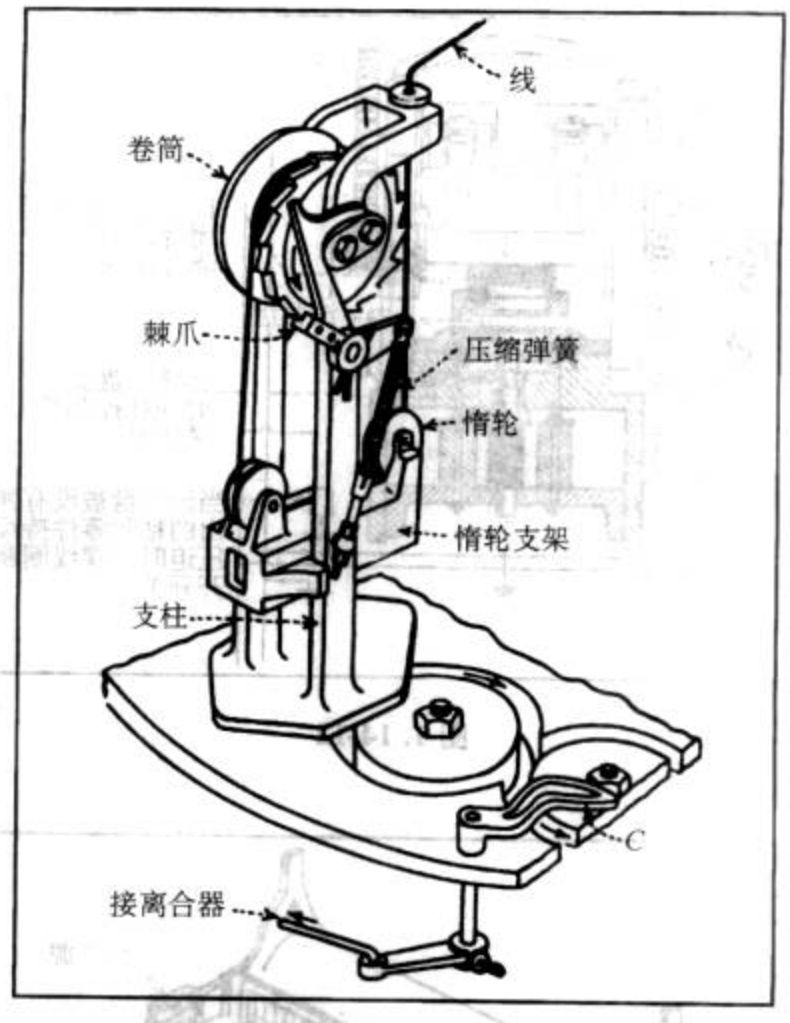


图 1.14-18 此机构用在编织器上，当机器在编织时，拉紧的线将使惰轮支架上升，然后惰轮支架使棘爪从线轴轮缘上的棘轮机构上脱离并且允许卷筒旋转放线。当机器停止时，线上的拉紧力减小，惰轮支架下降从而使棘爪与棘轮机构相啮合。如果线断了而机器仍在运转，那么没有支撑的惰轮支架将下降到支柱的底端，当支柱到达导向槽位置与凸轮 *C* 邻近时，惰轮支架上的凸缘将使凸轮 *C* 旋转足够远从而使凸轮 *C* 与驱动轴上的离合器断开，这样就使机器停止运动。

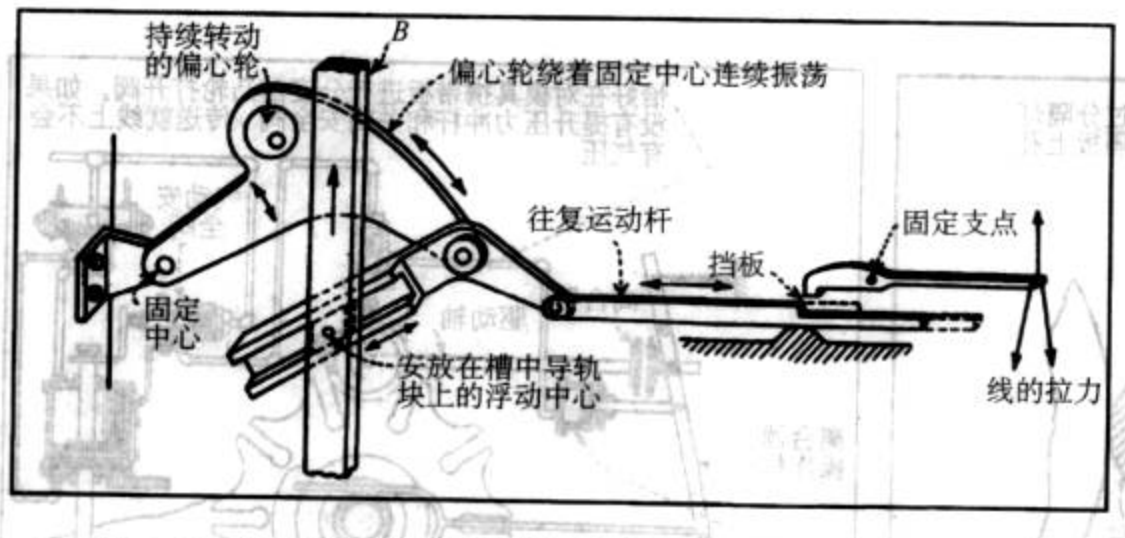


图 1.14-19 当线断了时，挡板掉落并中止往复运动杆，在偏心柄的下一个逆时针振荡运动时，杆 *B* 被提升。此设计有一个特征就是允许 *B* 杆在一定的距离内独立的上升或下降。

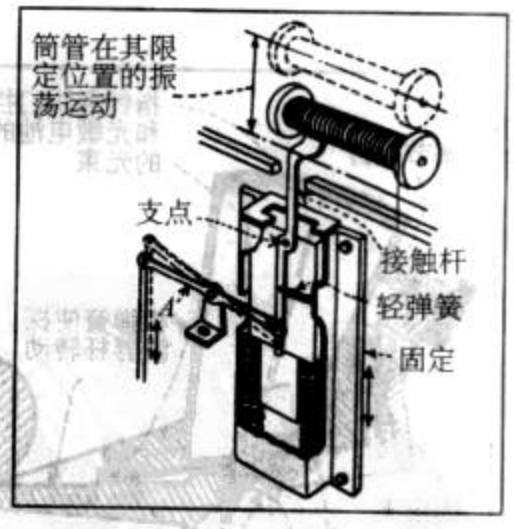


图 1.14-20 图示为一个筒管交换工作机构。当接触杆没有在筒管上滑动时，操作杆 *A* 转动到图示位置。如果接触杆在筒管中心上滑动，但筒管是空的时，操作杆 *A* 不会转动到图示虚线位置。这将使筒管交换工作。

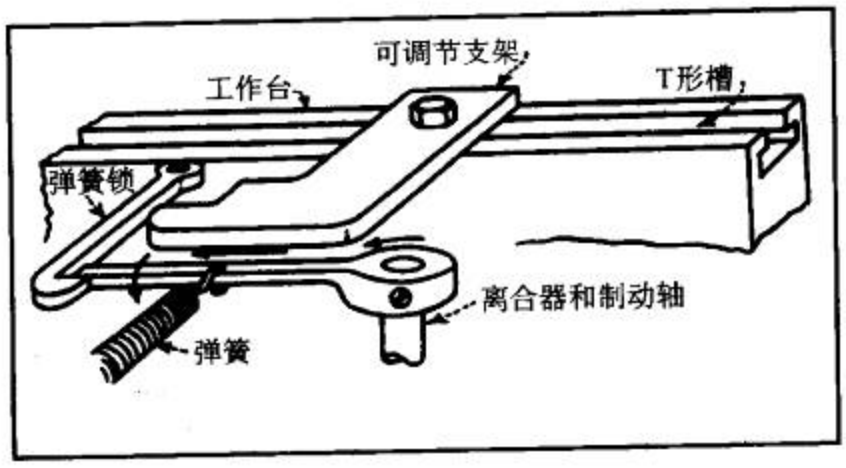


图 1.14-21 限制往复运动构件行程的一个简单制动机构。箭头指向运动方向。

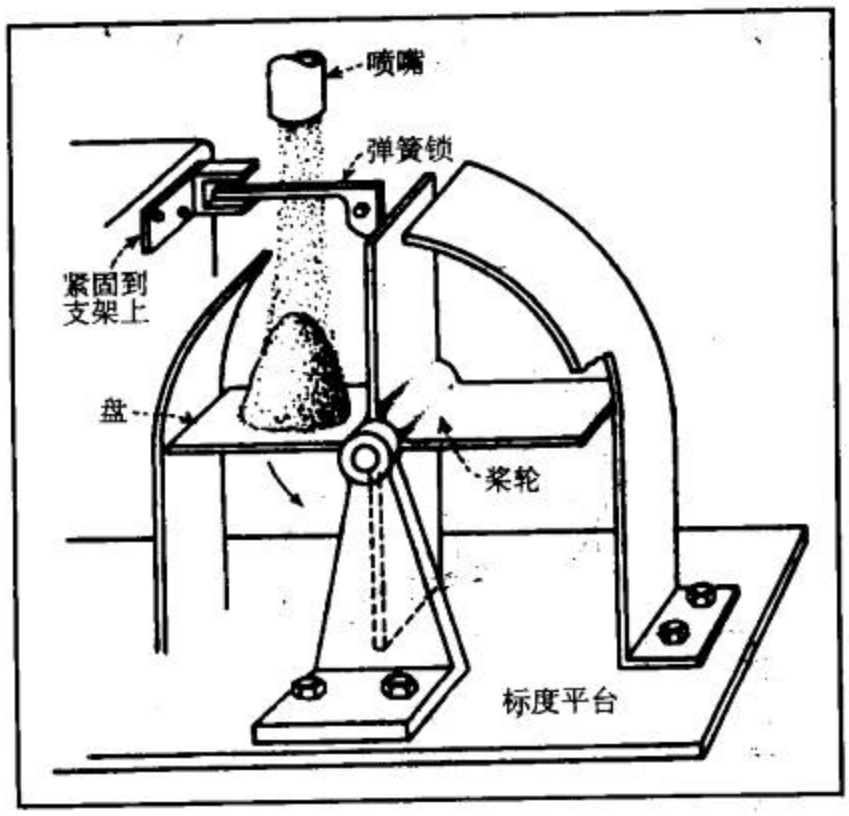


图 1.14-22 当把预先称重的物质喷洒到盘上时，标度横梁推动弹簧锁使其脱离啮合。这使桨轮旋转并卸载。标度横梁倾斜，因此弹簧锁返回原来位置，下一个桨轮碰到弹簧锁时停止运动。

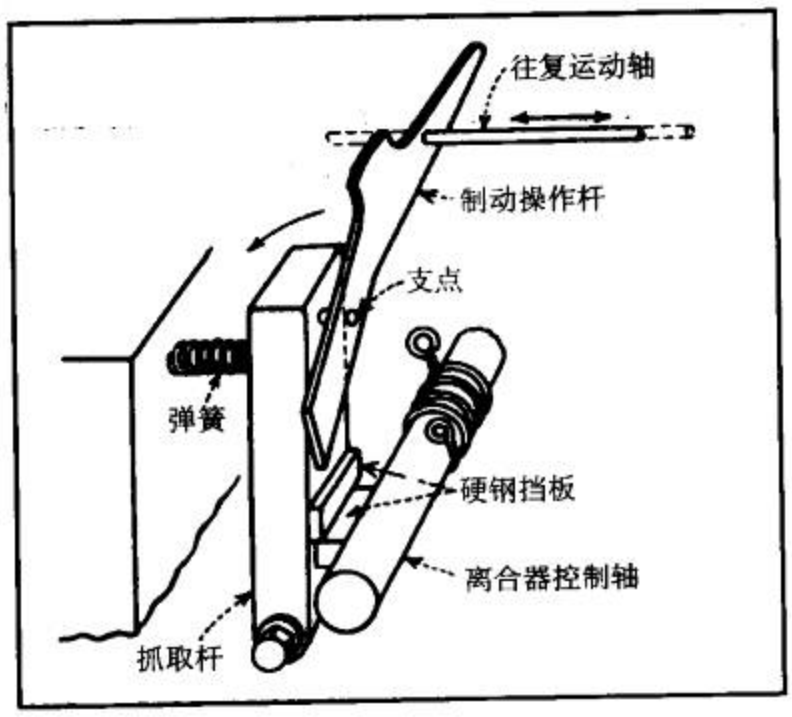


图 1.14-23 在这个针织机上，使制动操作杆逆时针旋转运动时会将其移到往复运动轴的轨道上，这将使抓取杆沿逆时针方向被推动，使其与在离合器控制轴上的硬钢板相脱离，此时螺旋弹簧将推动离合器控制轴顺时针旋转脱离离合器并提供制动。断了的线或运动的支架将使制动操作杆进行初始运动。

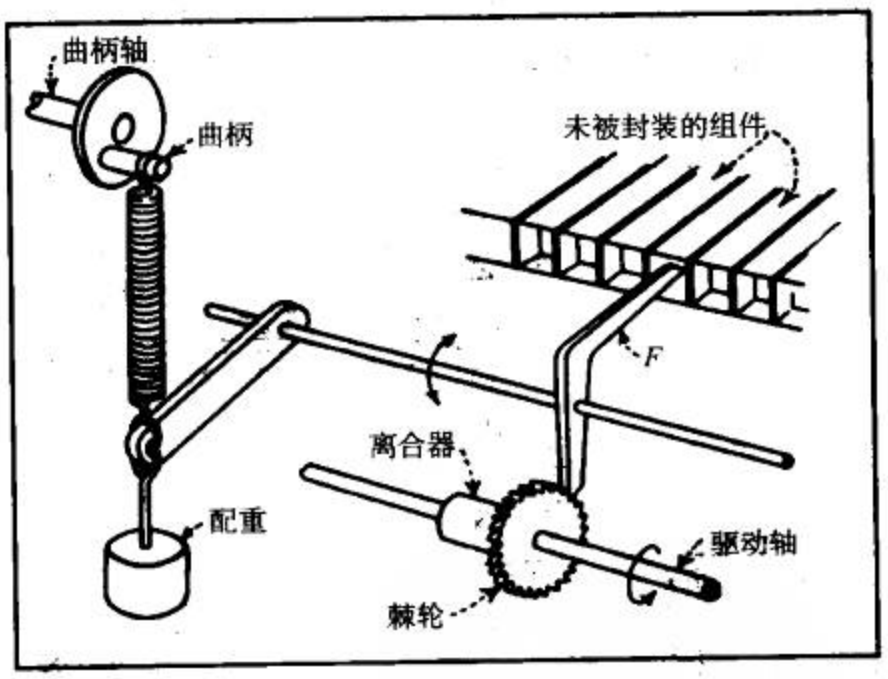


图 1.14-24 当一个组件没有接受填料就通过填料站时，大多数填料机都会有准备的停止运动。卡爪 *F* 通过曲柄轴有一个振荡运动使它进入没密封的组件并且直到填满才停止。如果盒子没有被填满，卡爪将伸得更远。卡爪底部末端与脱离驱动轮的驱动离合器上的棘轮相啮合。

1.15 电子自动停止机构

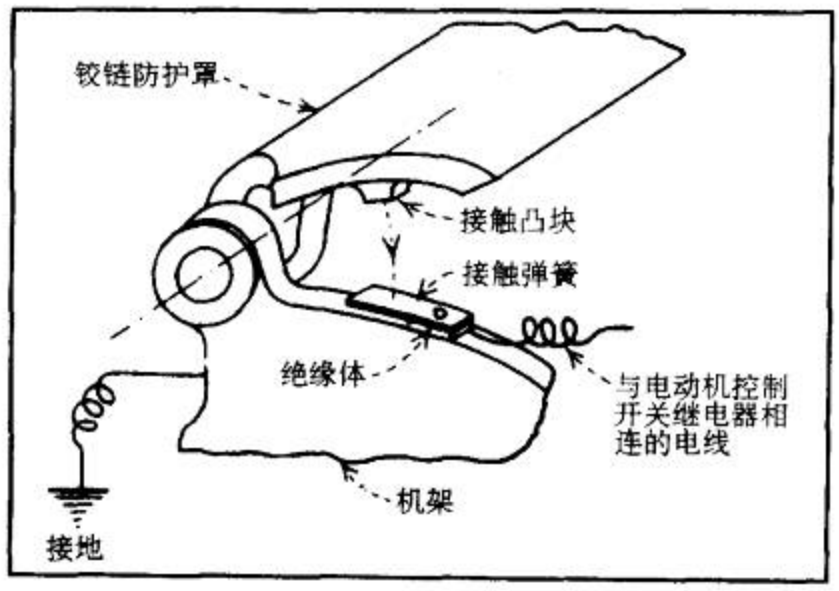


图 1.15-1 当防护罩被提升时，一些机器上的安全机构使电动机停止运转。只有当防护罩放下时电路才再次接通。在接触凸块与接触弹簧之间设计有一个金属对金属的接触从而来构成继电器电路。

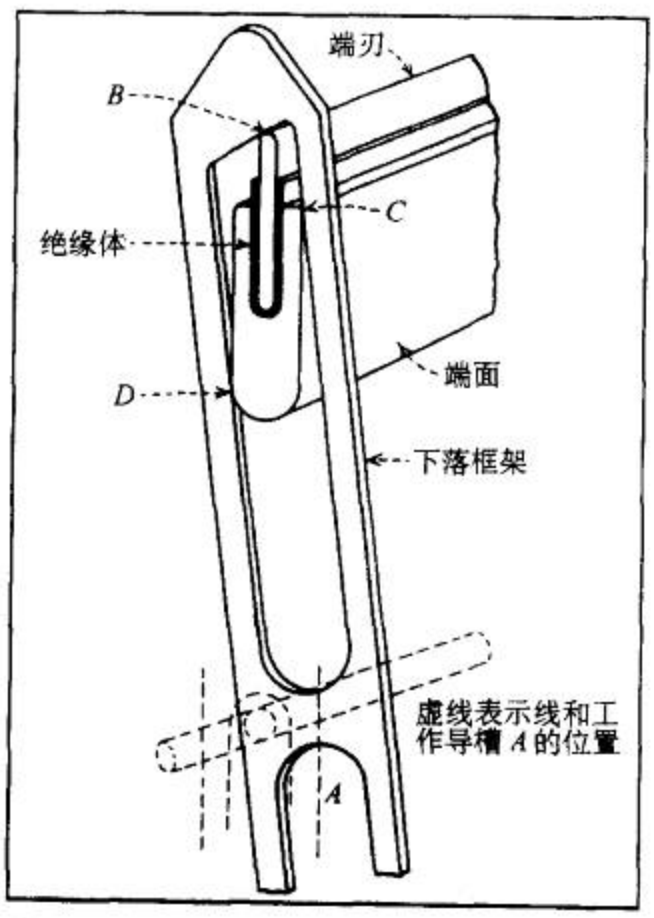


图 1.15-2 线断后下落框架落下并倾斜来闭合电路形成电三点式楔形“扭曲制动”如图所示。虚线表示下落框架安放在线上时的正常位置。当线断了时，下落框架落下并且冲撞端刃 *B* 的顶部，使槽的顶端倾斜。这产生一个楔行动作使下落框架相对 *C* 和 *D* 点的端面倾斜，从而加强了电路的闭合运动。

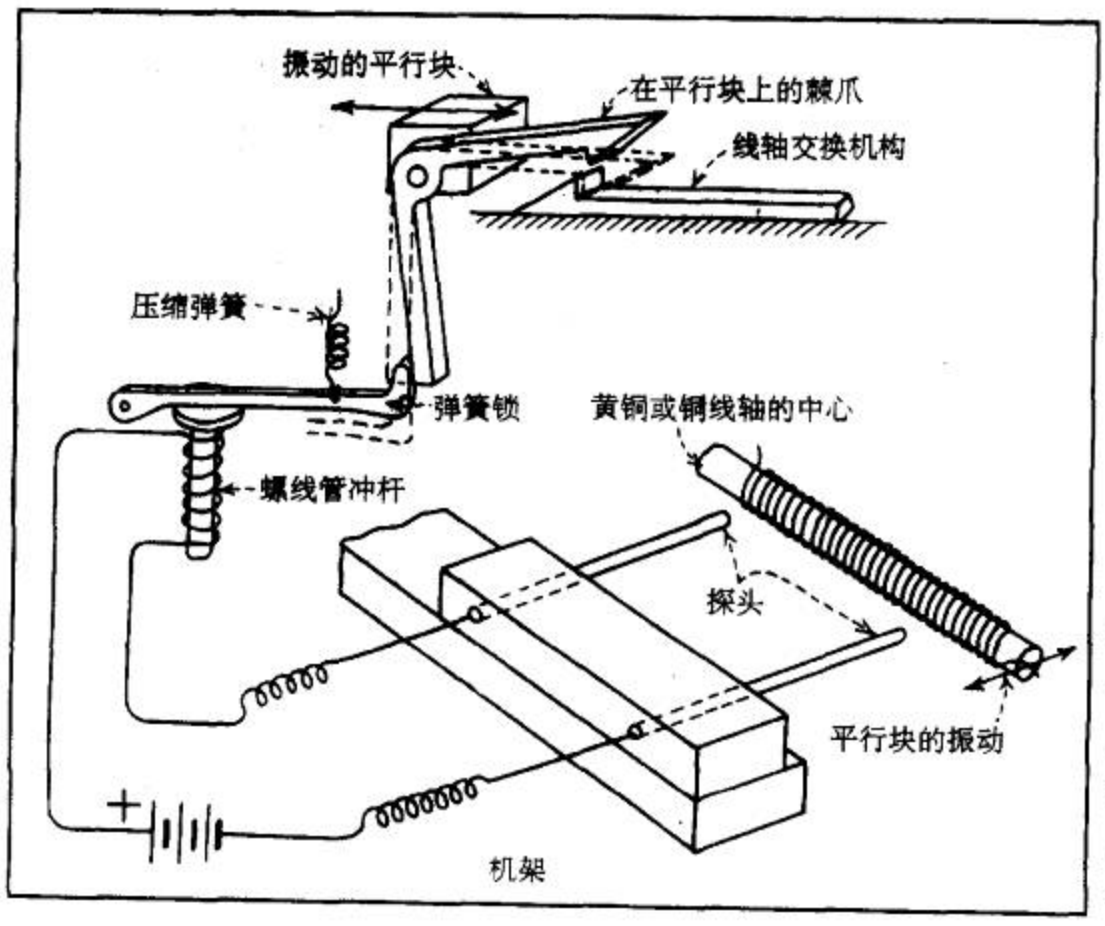


图 1.15-3 交换线轴机构。当线轴空时，探头接触金属线轴的中心，通过拉动弹簧锁的螺线管来形成电路，那将会使线轴交换机构工作，并且将在梭子上安装一个新的线轴。只要螺线管保持通电，在平行块上的棘爪将完全地抬升线轴交换机构上的钩子。

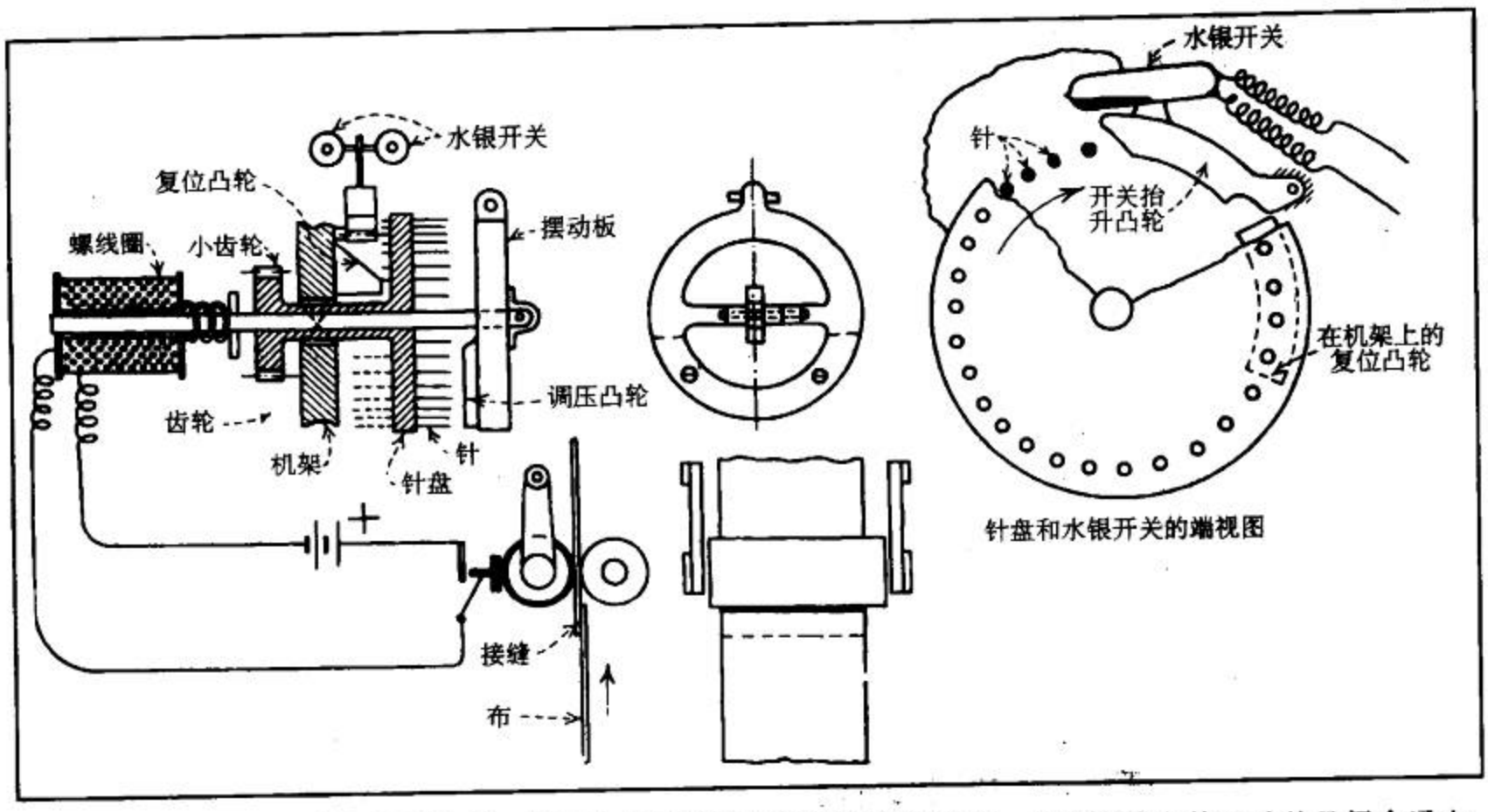


图 1.15-4 自动剪切机的控制。当两块布的接缝在两滚筒间通过时，摆动滚筒向外运动并且闭合通电螺线圈的灵敏开关，螺线圈牵引衔铁，衔铁的外部末端被安装到铰链环上，凸轮圆盘也一起被紧固到铰链环上。凸轮圆盘挤压在旋转圆盘上的针，当旋转圆盘旋转时，受挤压的针抬高上面安装两个水银开关的凸轮杆。当圆盘倾斜时，开关在两个控制电动机中产生电路。一个为了使被压的针回到原来位置的凸轮安装在机架上。两个电动机将保持停止转动或反转直到接缝已经通过了滚子(下一次接缝通过时重复以上动作)。

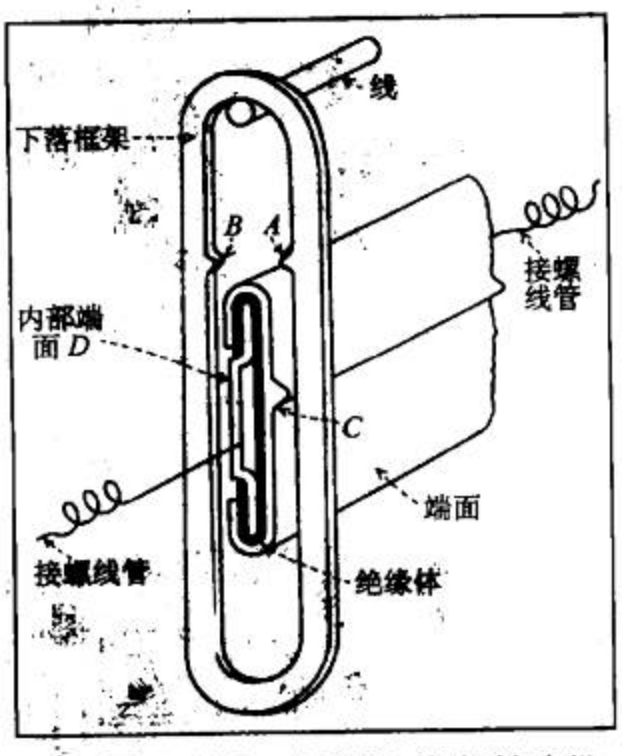


图 1.15-5 织布机的电制动机构。当线断了或松弛时，下落框架落下并且接触点 *A* 放在接触点 *C* 上，下落框架偏心摆动从而使接触点 *B* 与内部端面 *D* 相接触完成螺线圈电路。

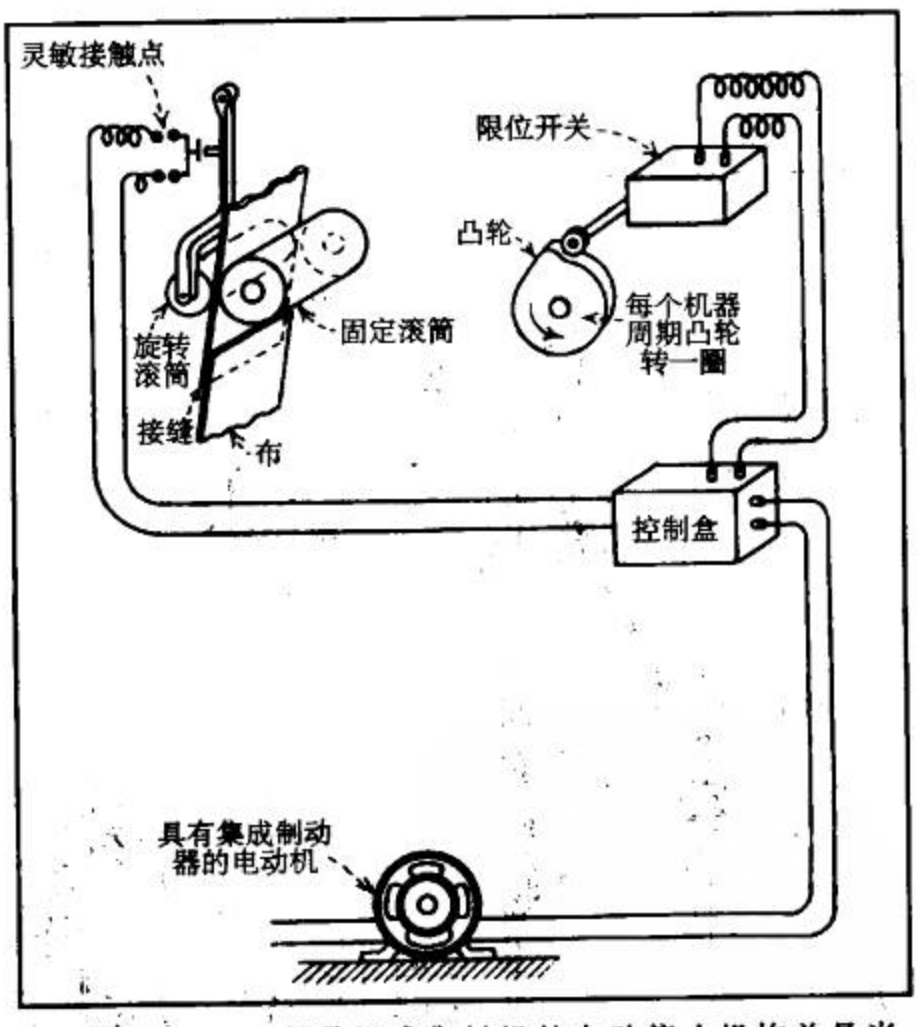


图 1.15-6 折叠机或集材机的自动停止机构总是当两块布的接缝在两滚筒间通过时在同一位置停止。机器运动，接缝在两滚筒间通过时将使旋转安装的滚筒有轻微的上升，这一运动将闭合在控制箱里的能够打开继电器的灵敏开关的接触点，然后凸轮使限位开关闭合，具有完全制动装置的电动机的动力将被关闭。制动装置总是在同一位置使机械停止运动。

1.16 机器操作的自动安全机构

最好的自动安全机构是专门为某些机器设计的并将被直接安装在这些机器上。设计恰当的自动安全装置应该(1)不遮挡操作者的视野；(2)不影响操作者的动作；(3)与操作者不发生接触以防操作者受伤(例如不用将操作者的手撞开的方法)；(4)故障自动保险；(5)持续操作能保证灵敏度；(6)有人试图拨弄或移动它们时，给出机器无效操作提示。

安全机构的范围很广，从使操作者的手保持离开工件表面状态的装置，到完全封闭工件的防护罩，以及阻止机器操作除非防护罩在恰当的位置的装置。如果人或物在光电发射器和光电接受器之间中断光束，那么许多现代化安全系统将会起动。

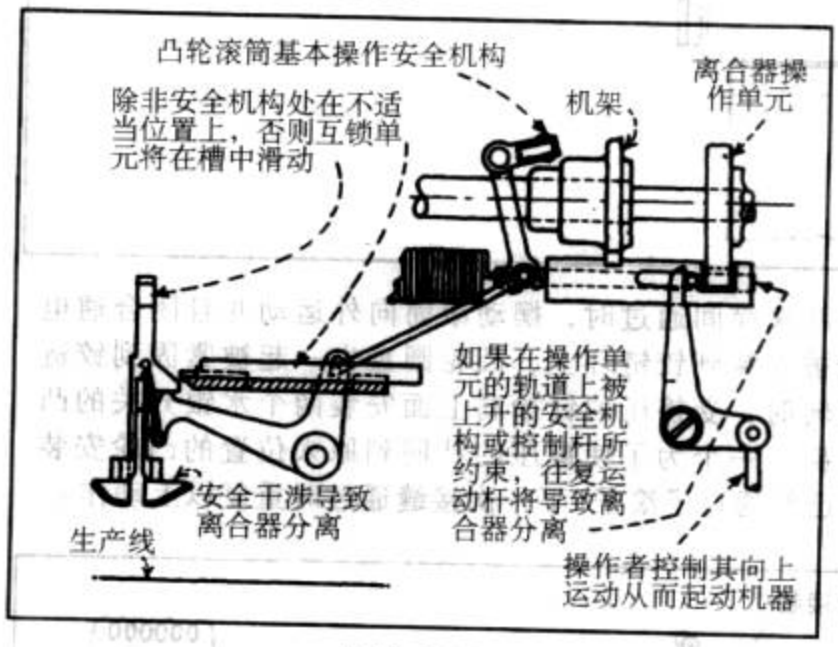


图 1.16-1

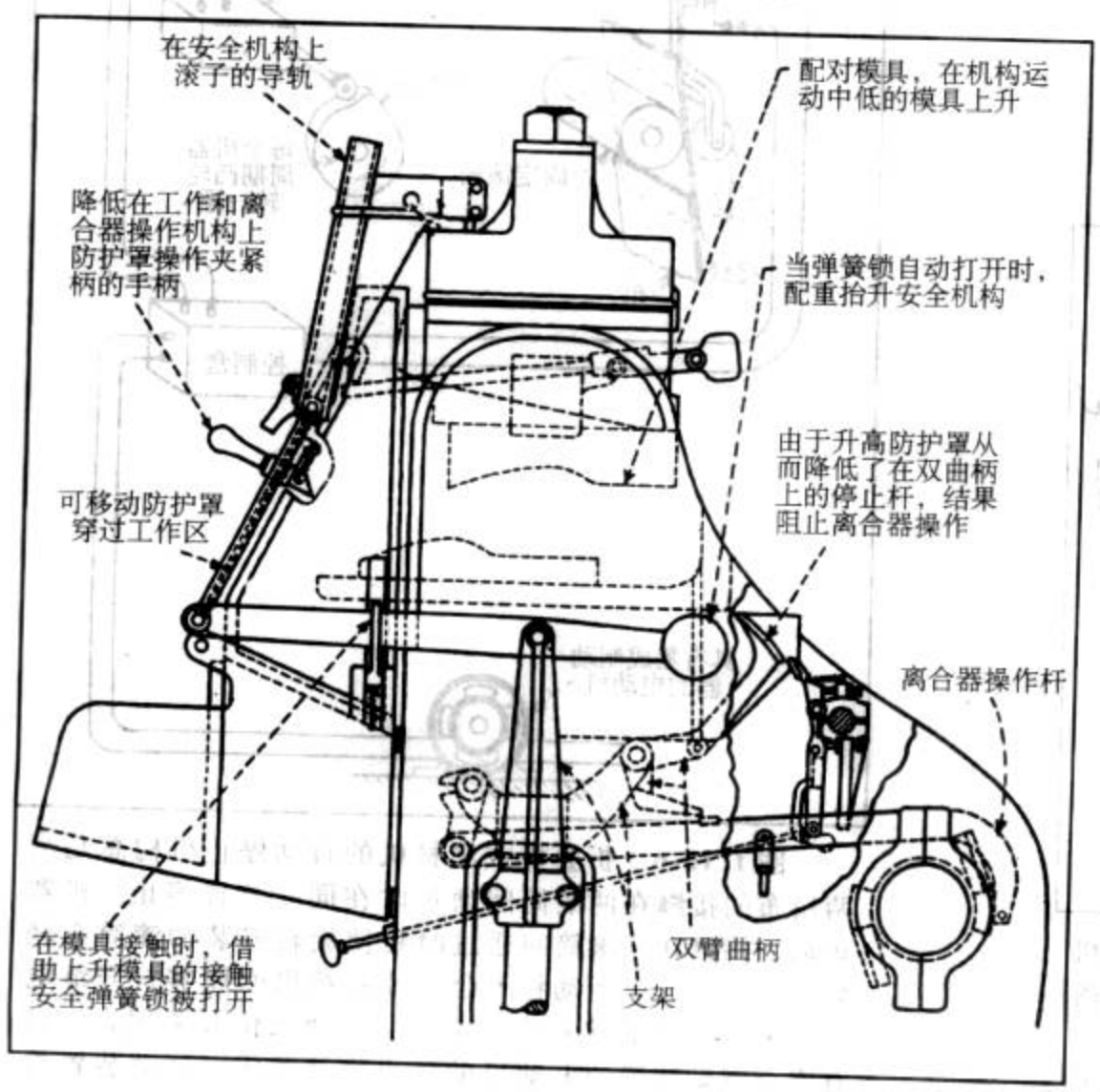


图 1.16-2

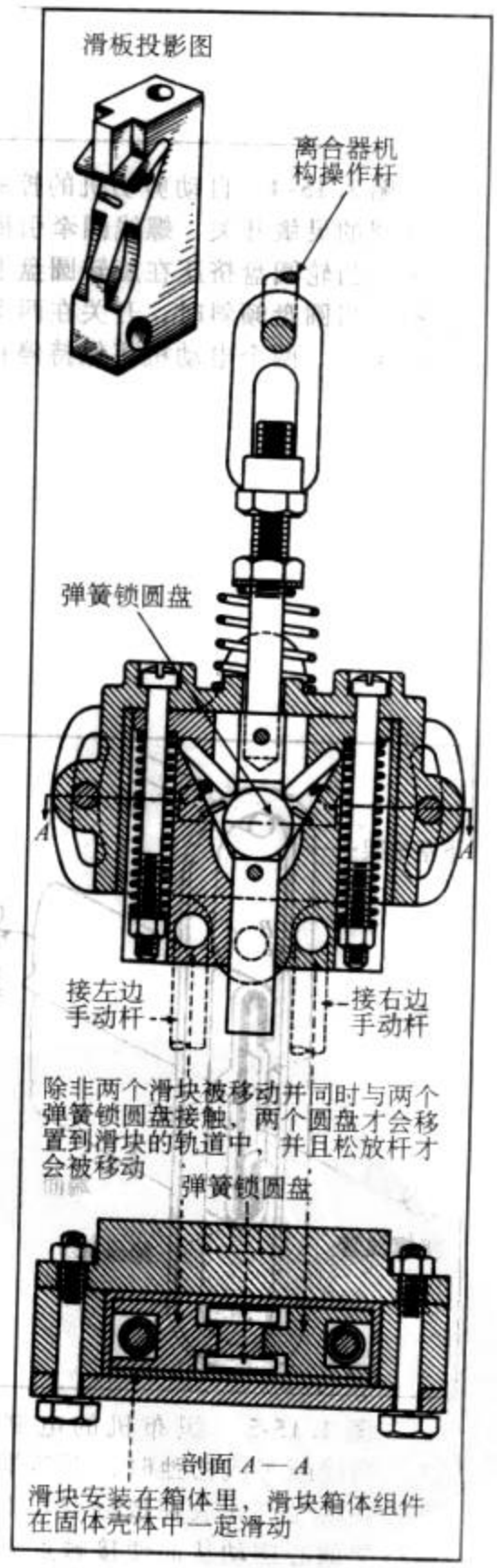


图 1.16-3

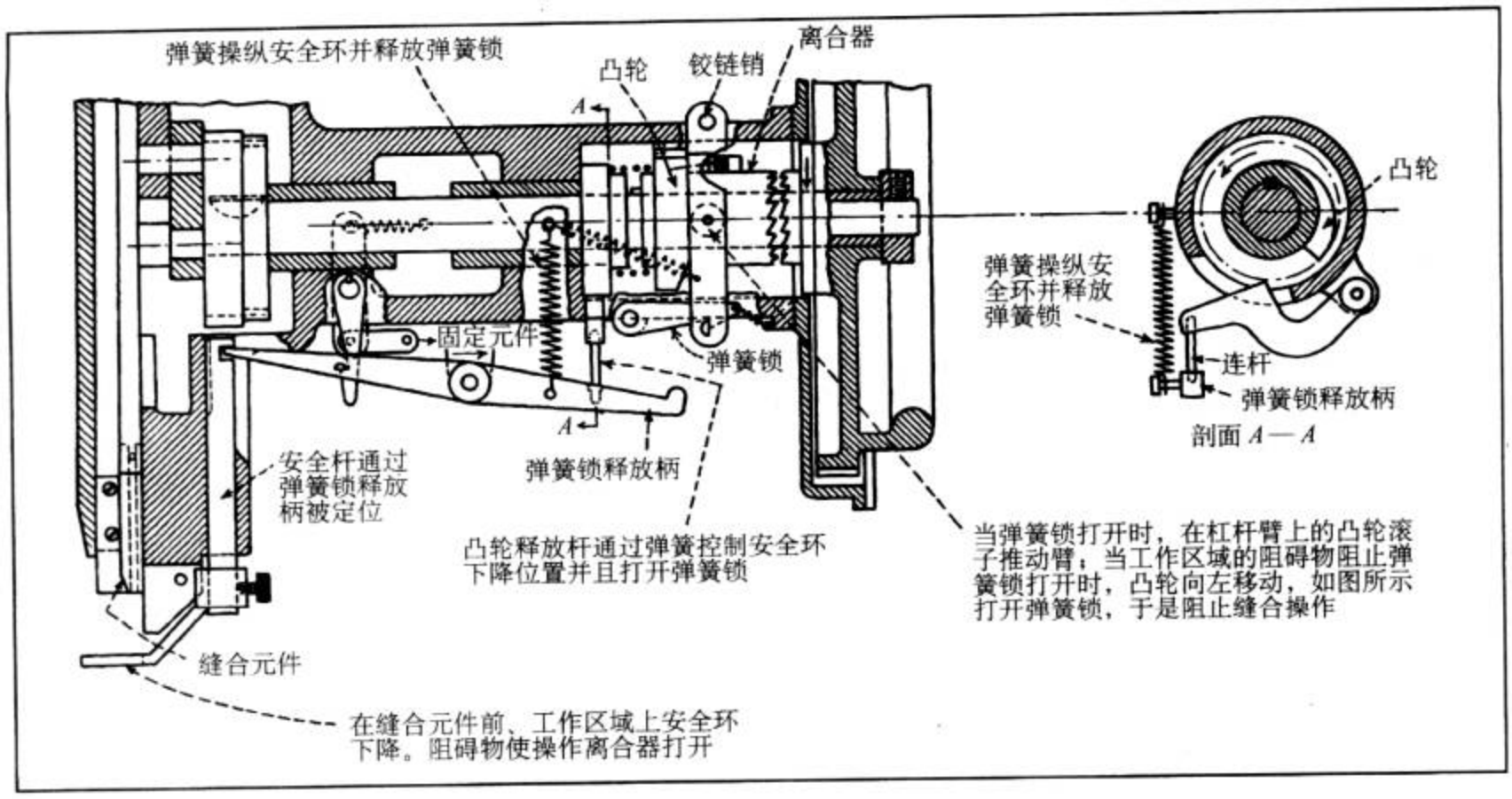


图 1.16-4

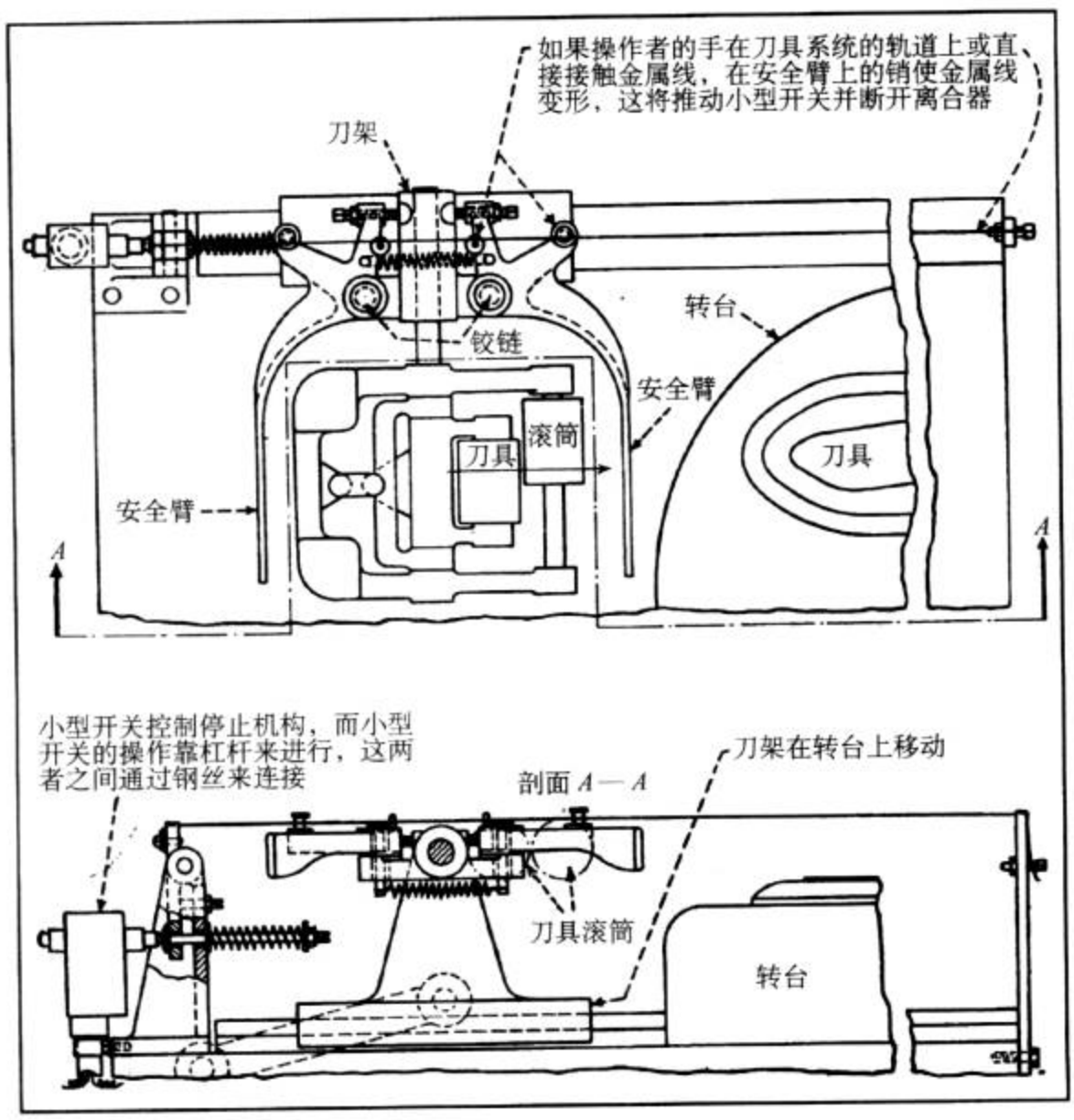


图 1.16-5

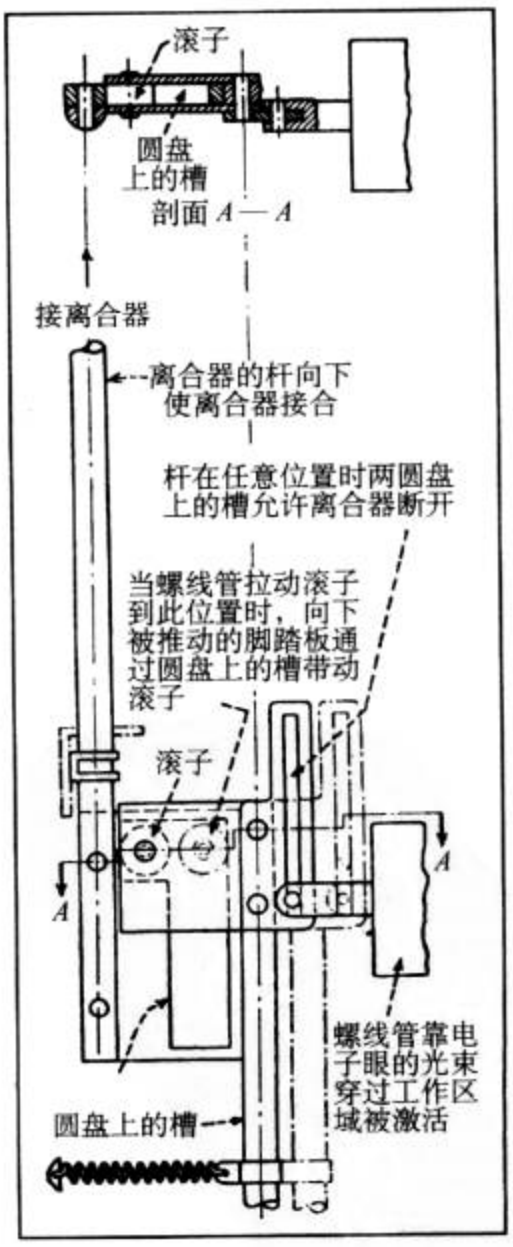


图 1.16-6

第 2 章

往复运动机构和通用机构

2.1 齿轮和偏心圆盘在快速转位机构中的联合应用

图 2.1-1 所示的通用的转位机构能够提供多种图 2.1-2 所示的转位样式。

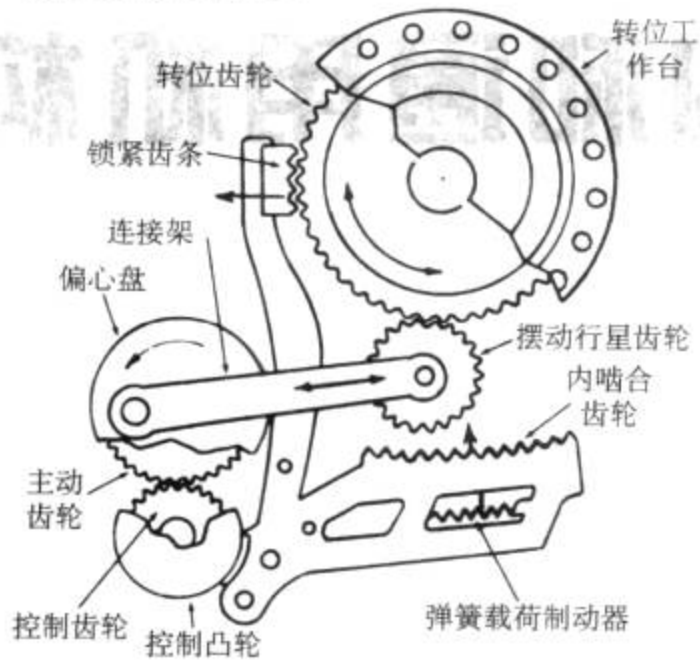


图 2.1-1

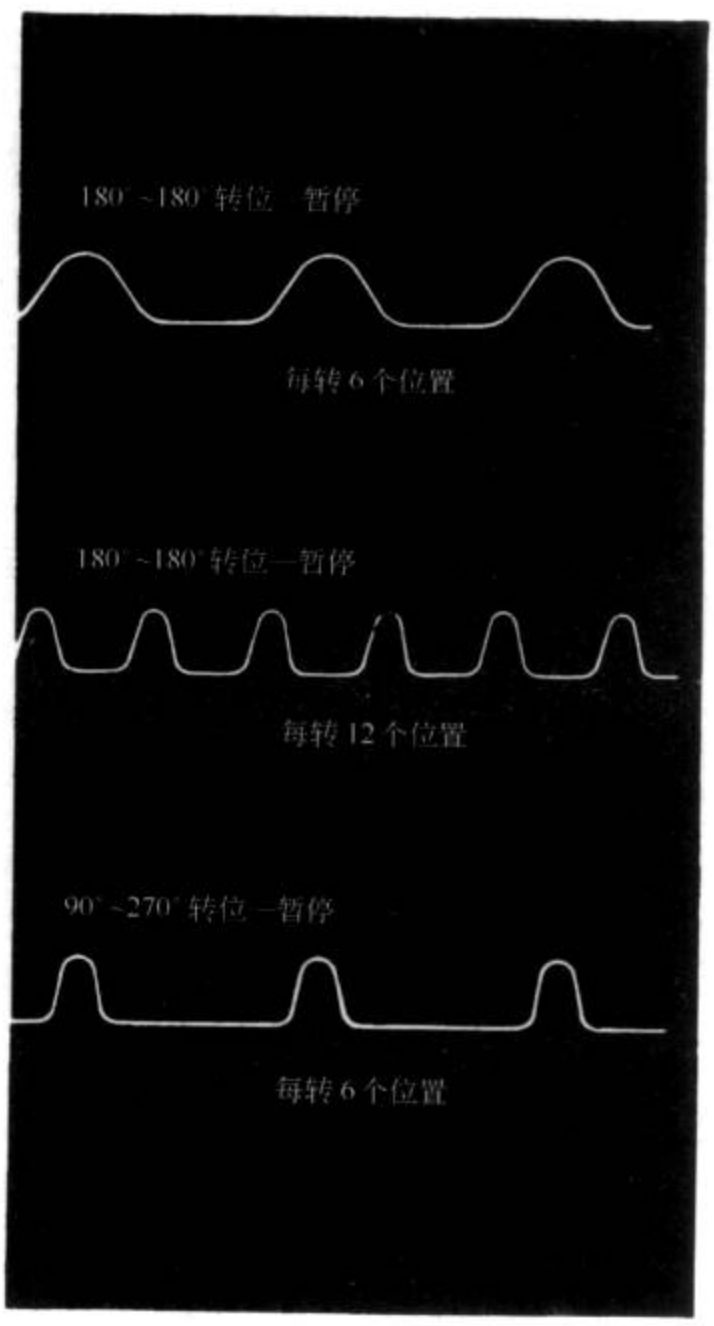


图 2.1-2 转位和暂停均可调。

一种由多个齿轮、齿条和杠杆组成的灵敏的间歇机械结构能平滑、灵活地将连续转动转换为起—停的转位运动。

它在高速工作时同样有很好的表现，可达到 2 秒/转(s/r)，包括转位、停顿动作，也可应用于低速装配作业。

与转位凸轮和常用于将转动转换成起—停转位运动的棘轮机构相比，这种机械结构减少了冲击载荷，提供了更强的通用性。使用这种机构能轻松改变工作台每转一圈停顿的站数(停顿数)，以及每次停顿的停顿时间长短。

1. 优点

它的高柔性拓宽了进给、分类、封装和称量等自动机械操作的使用范围，这些操作通过旋转的工作台就可以实现。此外，这种设计也有其它优点。

- 齿轮代替凸轮使得该机构制造起来更经济，因为对于机械加工来说，齿轮更简单些。
- 全部的机械连锁系统在动作中实现了完全的定时关系。
- 安装了齿轮传动以便当机器超载时能暂停，防止在锁紧时机器受损。
- 其内部固有的防止倒转的齿轮系统，避免了在暂停时反跳运动和丢失运动。

2. 工作原理

单个电动机输入，驱动一个偏心盘和连杆。如图 2.1-1 所示的位置，转位齿轮和工作台被齿条锁住，行星齿轮与转位齿轮啮合不传递任何运动。当控制凸轮同时让锁紧齿条脱离转位齿轮、使弹簧控制的内啮合齿轮转动且与行星轮啮合时，工作台到下一个位置的转位开始。

这是一个行星齿轮系统，包括一个静止的内啮合齿轮，一个驱动行星轮和一个“太阳”转位齿轮。当曲柄一直向右移动，这将开始以谐波运动加速转位齿轮——一种理想的运动类型，缘于其低加速、减速特性——同时将高速传动传给工作台。

在曲柄旋转 180°末，控制凸轮使内啮合齿轮转动并脱离啮合，与此同时使锁紧齿条与转位齿轮啮合。当连杆向后被拉动时，行星齿轮可以在固定不动的转位齿轮上自由地旋转。

凸轮同步控制，以至于当曲柄在转位的开始和末尾完全处于拉紧状态时所有带齿零件完全暂时地啮合。该装置在别的方向也很容易被操作。

3. 过载保护

内啮合齿轮部分包括一个弹簧载荷制动机构(图中已简化)，它能使齿轮在正常转位力的作用下保持完全啮合。如果在转位时工作台转位受阻，制动弹簧力被克服，内啮合齿轮会随着行星轮一起突然脱离啮合。一个制动滚筒(图中未画出)，这时马上进入第二个制动位置，这会保持内啮合齿轮在一圈中剩下的转位部分自由转动。之后，制动器会自动复位。没完成的转位会被一个电子系统探测出，它会使机器在一圈转位末尾停止。

4. 设置易改动

要为一个新工作改变转位，偏心盘能很简单地用一个具有不同曲柄半径的偏心盘改变，该盘在工作台转一圈中能提供 6、8、12、16、24、32 或 96 个适当的行程位置。

因为转位发生在偏心盘转到半圈时，所以驱动齿轮要完成转位一整圈时间的 1/2、1/4 或 1/16(相当于 180°/180°，90°/270° 或 60°/300° 转位—暂停周期)，必须每圈转动二或三次。为改变转动周期，只需要在驱动齿轮和控制凸轮齿轮之间安装一个变换齿轮的差动装置。

2.2 同步带、四连杆组成的平滑转位机构

这是一种基于同步带、带轮和连杆(见图 2.2-1)而不是常用的棘轮机构或凸轮的间歇机构，能够平滑地加速和减速完成周期的起—停运动。

这个机构是斯考特纸业公司(美国费城)工程研究部的 Eric S. Buhayar 和 Eugene E. Brown 研制的，应用于自动装配生产线上。

而且，这些机构具有状态调整器的作用，其驱动轴相对于输出轴的旋转位置可以根据需要调整。这种状态调整器已经用于纺织和印刷工业以改变当两滚筒被同一输入驱动时，交换两滚筒的计数器。

1. 从链结构转变而来

间歇运动机构具有典型的精密外形和结构。它们已经在钟表和生产机床上应用多年。对链型间歇机构(如图 2.2-1 所示)的研究得到了关注，该机构精确地使一条链绕着四个链轮完成停顿—转位输出。

该装置的驱动轴上装有一个偏心链轮。输入轴通过传动比为 1 的齿轮传动也驱动了另一轴。这第二个轴安装了一个类似的偏心链轮，但是该链轮能自由转动。链条先通过第一个惰滑轮，然后再通过第二个输出滑轮。

当驱动齿轮转动时，它也拖着绕着它的链条产生特定的转动输出。但是，须用两弹簧制动块，因为滑轮的周长不是一个常数，所以传动中有变间隙设置。

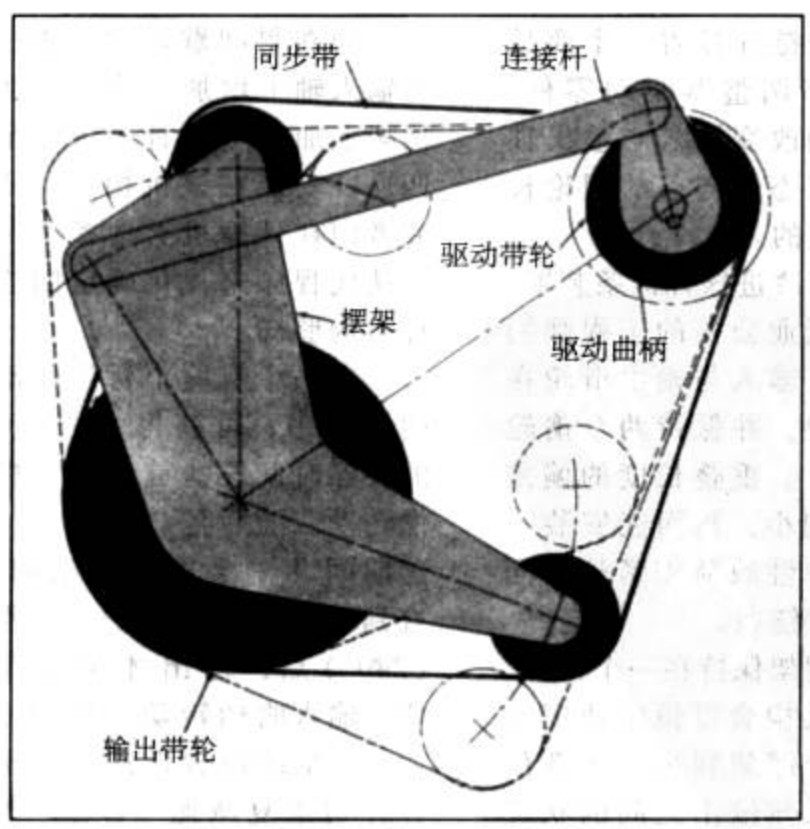


图 2.2-1

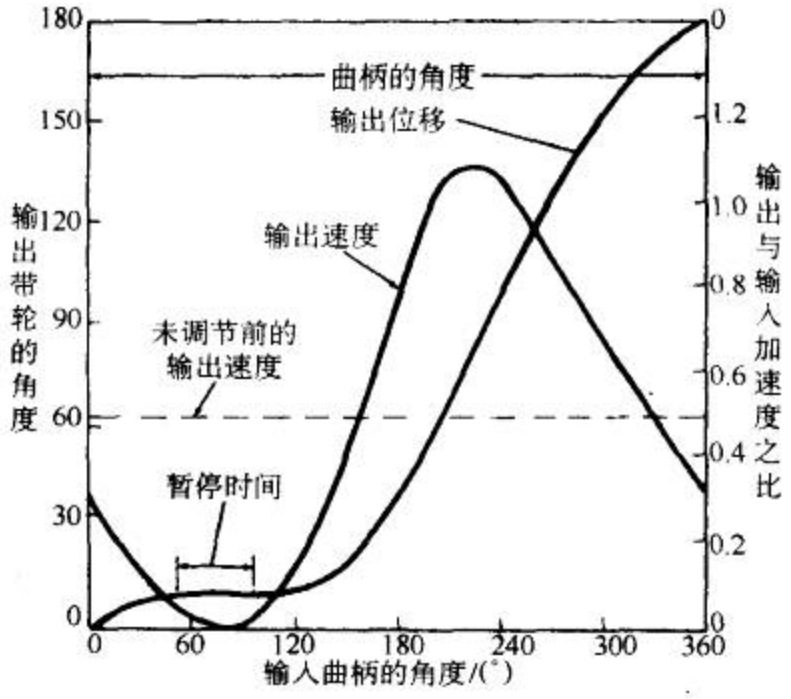


图 2.2-2

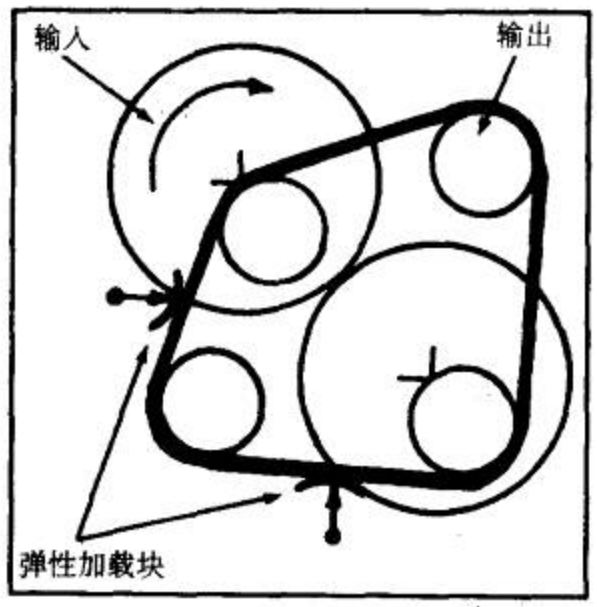


图 2.2-3

2. 商品型

一条链连接着一个商品化的状态调整器驱动零件。移动手柄改变输入与输出轴之间的状态。链条的理论长度是不变的。

为了改进这种链条装置，斯考特纸业公司的工程师们决定保持输入与输出滑轮在固定位置，并保持两个惰轮在摆架上。重叠长度的偏差变得特别小，从而能安装一个没有弹性载荷张紧轮的同步带代替链条。

若摆架保持在一个位置，该间歇机构会以恒定速度输出。改变摆架到另一个新位置，输入与输出之间的状态关系就会自动地改变。

3. 应用计算机技术

为获得间歇运动，通过在输入轴上增加一曲柄和在摆架上加一个连杆，将一个四连杆安装在该机构上。研究者们在计算机上选择了一个迭代程序来优化确定四连杆机构形式。

在一个有两个暂停驱动的设计中，可获得大约 50° 的暂停时间段。首先输出慢慢转动，随后是“伪暂停”，这期间几乎是固定不动的。直到输入轴转了几乎 2/3 圈（240°）后，输出才渐渐变快。输入曲柄转动一整圈之后，它继续以较低速度运动并开始重复减速—暂停—加速循环。

2.3 改进的棘轮机构

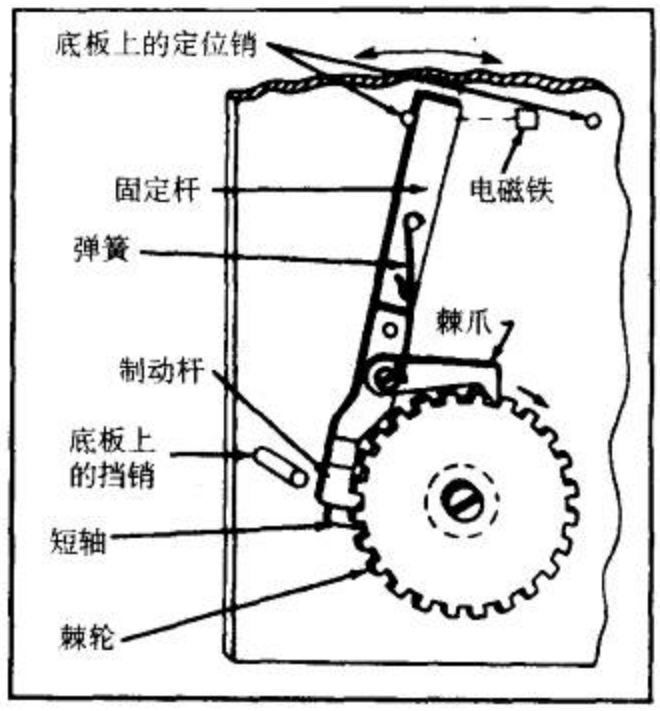


图 2.3-1

这种棘轮传动设计具有确定的运动，只沿同一方向，一次转一齿而不转过。关键零件是一个小短轴，当棘爪保持在一个齿槽的底部时，它能很好地从另一个齿槽的底部移过齿的顶部，恰好到达下一个相邻的齿。

制动杆上装有短轴和弹簧，组成一个系统。该系统能保持连杆和棘爪与棘轮外周相接触，并使短轴和棘爪互相支撑移动到齿间的不同空间槽。再用一个偏移零件，可以是另一连杆或电磁线圈，将固定杆在定位销之间从一边移动到另一边，如图上双箭头线所示。只有当短轴在一齿槽的底部不动以防止反转时，棘爪才会从一个齿槽移动到另一个齿槽。

2.4 能实现平滑地停止和运转、形状特殊的行星轮

这种间歇运动机构应用在自动加工机床上，采用了叶片齿轮；有些节线是圆的，有些则不是。

这个间歇运动机构将圆形齿轮和非圆形齿轮组合成行星排列，如图 2.4-1 所示。

该间歇机构是哥伦比亚大学机械工程教授 Ferdinand Freudenstein 研制的。即使是高速转动，输入轴的连续旋转也能使输出轴沿任意方向实现平滑地停止—转动。

这种随意转换间歇运动已在包装、生产、自动传输和加工类机床上应用。

1. 变差动

Ferdinand Freudenstein 发明的理论基础是通过两组齿轮获得的差动运动。一组齿轮的节线一部分是圆形的，一部分是非圆形的。

节线是圆形的部分与机构的其它部分相协调，为输出部分提供了一个暂停时间或静止阶段。节线是非圆形部分与机构的其它部分相作用，为输出部分提供了一个运动阶段。

2. 与槽轮机构相比较

Freudenstein 的“脉动行星”机构的主要竞争对手是外部的槽轮机构和行星轮。这些装置有一些局限性，包括：

- 在运动的暂停阶段为了锁住输出单元，需要某种方式使其与驱动销分离。而且，需要精密制造和认真设计以达到从静止到转动的平滑过渡，反之亦然。
- 槽轮机构对高速操作从运动学上的特点来讲是不好的，当然除了运动状态数(例如输出部分槽沟的数目)大时。例如在每次转位的开始和末尾输出部分的加速度都会有一个突然变化。
- 槽轮机构在设计上灵活性很差。输出部分的沟槽数这单一因素决定了其运动特性。这样使运动时间与间歇时间之比不能超过 1/2，对转位周期的任一限定部分输出运动不能一样，它的方向总是与输出旋转方向相反。而且，输出轴必须总是与输入轴偏置。

标准外部槽轮机构的许多改进建议已被提出，包括复合的、不等间隙的传动销、双滚筒和分开的出入槽。但是，这些提议只有部分成功地克服了其局限性。

3. 差动运动

在推导这个机构的工作原理过程中，Freudenstein 首先想到了一个传统的周转轮(行星轮)驱动，其对机架或支架的输入使一个包括齿轮 2 和 3 的行星装置能够带动输出“太阳轮”(齿轮 4)转动，同时另一“太阳轮”(齿轮 1)保持固定(见图 2.4-1)。

r_1、r_2、r_3、r_4 分别表示齿轮 1、2、3、4 的节圆半径，则输出效率为：

$$R = \frac{\text{输出轮的角速度}}{\text{支架的角速度}}$$

即：$R = 1 - r_1 r_3 / r_2 r_4$

若 $r_1 = r_4$、$r_2 = r_3$，就没有“差动”，输出也保持不变。于是，当齿轮相互啮合时，拿齿轮 3 和 4 来说，它们的节线都是部分是圆形，部分是非圆形的，则当两轮转到 $r_1 = r_4$、$r_2 = r_3$ 时，齿轮 4 就

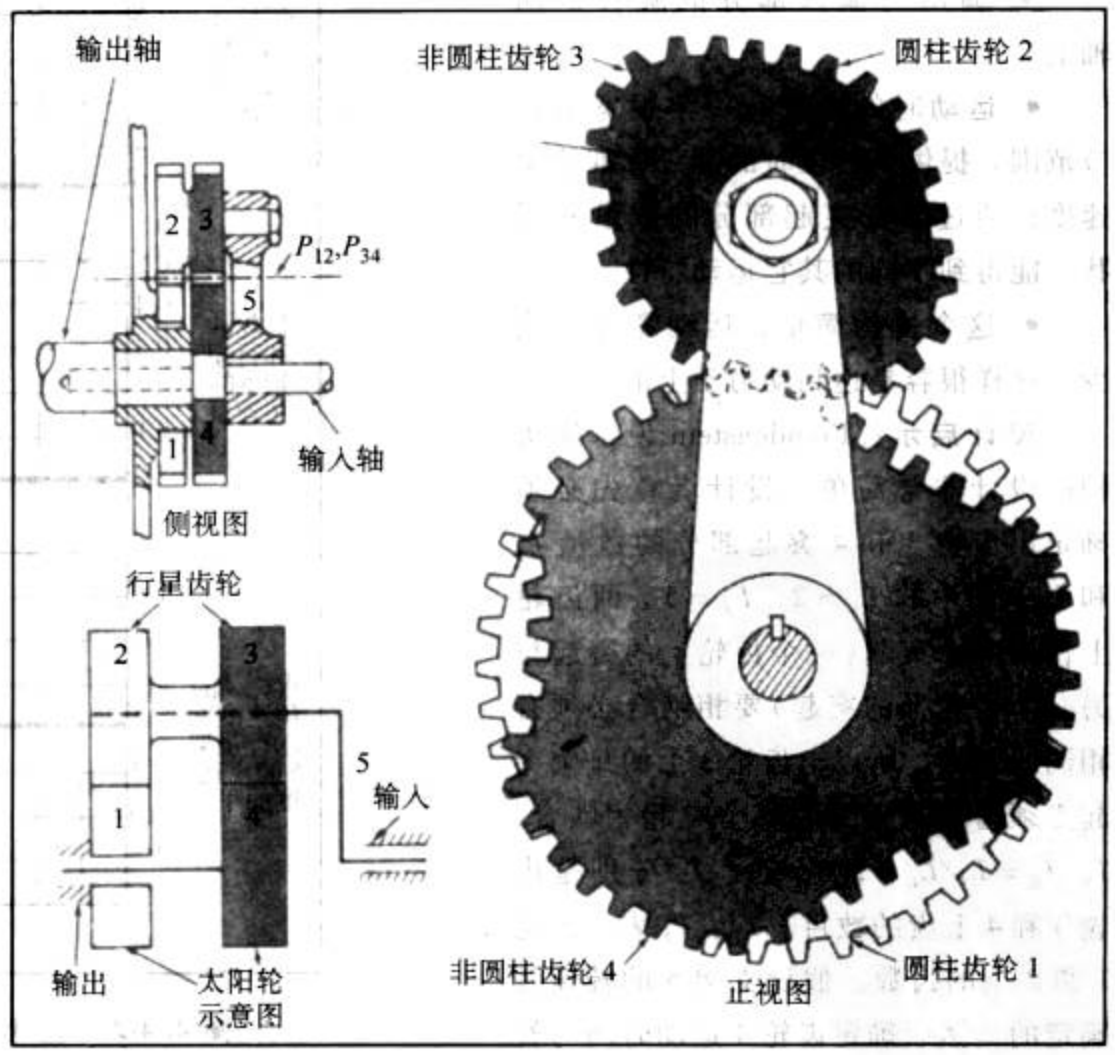


图 2.4-1 在新的行星机构的核心位置(在正视图中，圆齿轮在非圆齿轮的后面)，两齿轮的装配(侧视图)类似普通齿轮装配(见示意图)。

会处于暂停状态。当两轮转到 $r_1 \neq r_4$、$r_2 \neq r_3$ 处时，齿轮 4 就会转动。

根据上面的方程，差动的大小取决于半径的相差程度。齿轮 4 就是这样进行间歇运动的(见图 2.4-1)。

优点：脉动行星轮法表明间歇运动机构具有很强的应用性能。

- 轮齿能在暂停时锁住输出部分使其不动，也能在运动时起驱动作用。
- 能获得超高速性能。齿轮非圆部分的节线轮廓能根据运动学和动力学上的需要设计成很多种。从动部分不需要有定期的突然加速，所以从暂停到运动或从运动到暂停的传动都很平滑，没有机床或有效载荷的振动变化。
- 运动时间和暂停时间的比例有一个很宽的调节范围。若是需要的话，它甚至能超出整数。输入轮每转一圈转位的数目也可不是整数。
- 输出部分的旋转方向与输入部分的旋转方向可以相同，也可以相反，这取决于齿轮 3、4 的非圆部分是完全在太阳轮 1 的齿节面的内部还是外部。
- 输出与输入部分的旋转是同轴的。
- 运动时的速度有一个很宽的调节范围。提供了转位时的部分标准输出速度；通过改变突起部分的数量和形状，能得到不同的其它运动特性。
- 这个机构简单，运动零件相当少，这样很容易达到动力学上的平衡。

设计启示：Freudenstein 说，该机构的设计非常简单。设计者首先必须确定出齿轮 3 和 4 突起部分的数量 L_3 和 L_4。图中的 $L_3 = 2$，$L_4 = 3$。两齿轮上任何两个突起(一个齿轮上的突起与另一个齿轮上的突起)要相啮合必须有相同的弧长。所以，齿轮 3 上的每个突起必须与齿轮 4 上的每个突起相啮合，$T_3/T_4 = L_3/L_4 = 2/3$，T_3、T_4 分别是齿轮 3 和 4 上齿的数目。T_1、T_2 表示齿轮 1 和 2 上的齿数。假设支架 5 的转速是确定的，然后确定齿轮 4 运动时间与暂停时间的比例 S。图所示齿轮 $S = 1$。从几何关系来看 $(\theta_{30} + \Delta\theta_{30})L_3 = 360°$，$S = \Delta\theta_3/\theta_{30}$。

所以 $\theta_{30}(1 + S)L_3 = 360°$，

由 $S = 1$ 和 $L_3 = 2$，

知 $\theta_{30} = 90°$ 和 $\Delta\theta_3 = 90°$

现在选择齿轮 3 非圆部分的合适轮廓。Freudenstein 找到了适合起动—停止机构的高速运动特性的轮廓(见轮廓图 2.4-2)，$r_3 = R_3$

$$\left[1 + \frac{\lambda}{2}\left(1 - \cos\frac{2\pi(\theta_3 - \theta_{30})}{\Delta\theta_3}\right)\right]$$

在其它的性能中，该方程式所确定的轮廓具有这样的特点：从暂停到运动或从运动到暂停，由于支架 5 的恒速旋转，齿轮 4 的加速度为零。

在上述方程中，当 λ 与 R_3 相乘时，是 $r_3 - R_3$ 的最大值或峰值，用 h' 表示以与齿轮圆形部分的半径相区别。而且，每个齿轮突起部分关于它们的中点是对称的，中点用 m 表示。

为估计 λ 的值，Freudenstein 推出以下方程：

$$\lambda = \frac{1 - \mu}{\mu} \times \frac{[S + \alpha - (1 + \alpha)\mu][\alpha - S - (1 + \alpha)\mu]}{[\alpha - (1 + \alpha)\mu]^2}$$

其中，$R_3\lambda$ = 突起的高度；

$\mu = R_3/A = R_3/(R_3 + R_4)$

$\alpha = S + (1 + S)L_3/L_4$

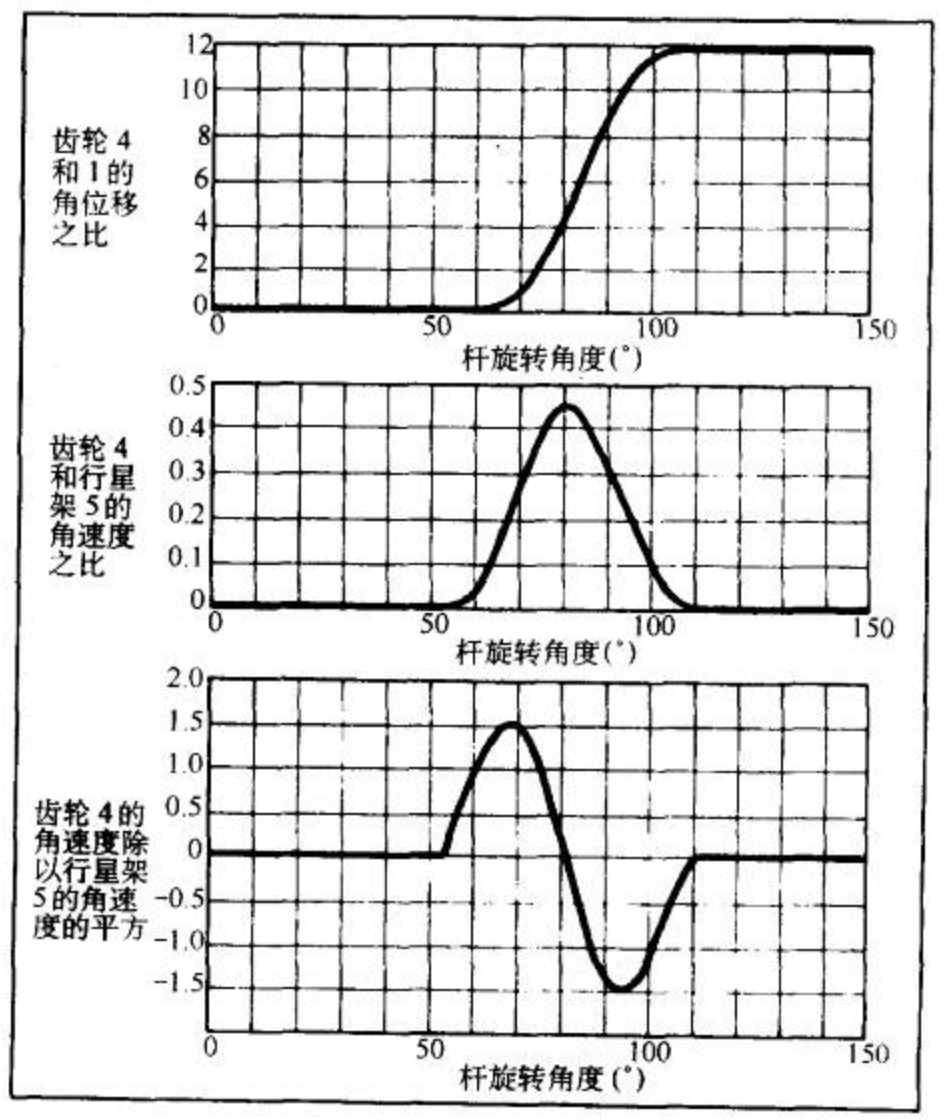


图 2.4-2 输出运动(上面的曲线)有较长的暂停时间；速率曲线(中间的)从零值平滑地变化到极值；过渡时的加速度为零(下面的)。

为求解该方程，选取一个合适的 μ 值，使 μ 为简分数，例如分数 3/8，其分子分母均为合理的小整数。

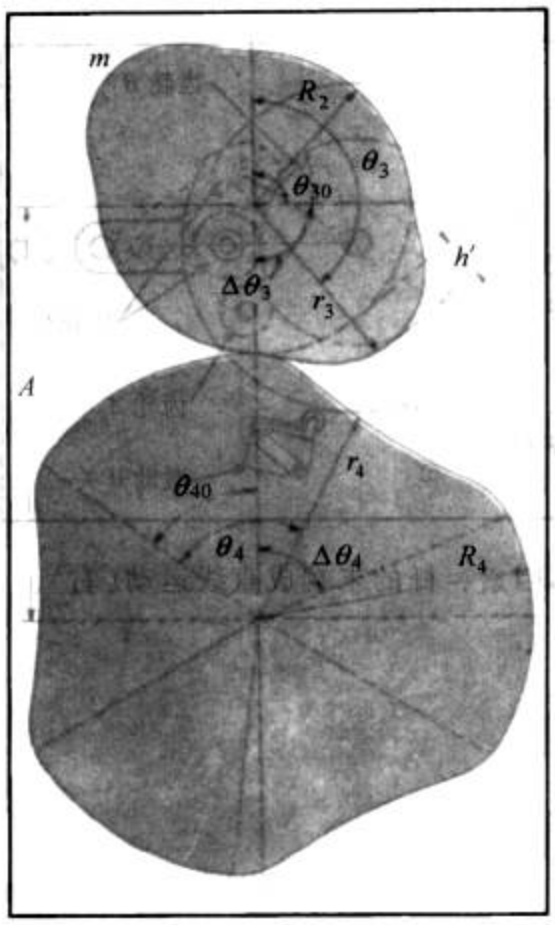


图 2.4-3 非圆柱齿轮轮廓是由圆弧与特殊凸轮曲线共同组成的。

因此，不需用电脑或一个较长的尝试—失败的过程，设计者就能得到这样的轮廓外形，它能使间歇运动很平滑。

2.5 控制泵行程的摆线齿轮机构

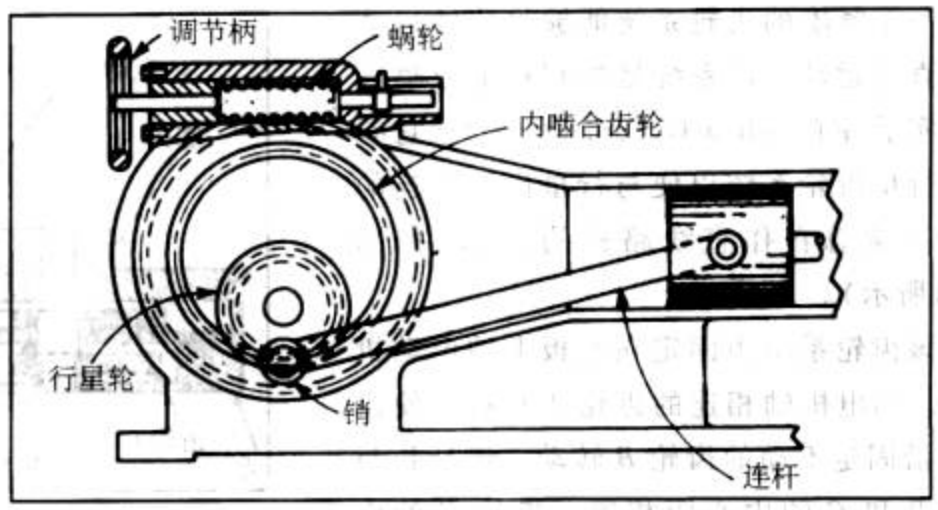


图 2.5-1 一个可调的内啮合齿轮与一个直径是其一半的行星齿轮相啮合，能使泵的行程做无限的变化。内啮合齿轮可通过与其相啮合的齿轮进行调节。在下面的设计中用拨叉代替了连杆。

气体或液体计量泵有一个与一个特殊尺寸大小的行星轮相啮合的可调的内啮合齿轮，该内啮合齿轮能够使泵的行程做无限的变化。当用一个伺服电机驱动时，行程能手工或自动地设置。当泵处于停止或运动状态时，流量能控制在 180 ~ 1200l/h(48 ~ 317gal/h)。

直线运动是关键。该机构使用了一个行星齿轮，其直径是内啮合齿轮的一半。当行星齿轮在内啮合齿轮内部转动时行星轮上处于节圆上的一点的运动轨迹将是一直线(而不是内摆线)，此直线的长度等于行星轮直径。连杆的左端就用一个销连接在行星轮该点上。

如果用机械控制内啮合齿轮的外齿，则内啮合齿轮就可以进行调节了。为了使内啮合齿轮能够调节，可用一蜗轮与其外齿进行啮合。通过调节内啮合齿轮能够调节直线的倾斜程度。直线的两个端点在图中已经表示出来。在如图所示的位置，带动销将做垂直的循环运动，使泵的行程最小。旋转内啮合齿轮 90°，此时带动销将做水平循环运动，使泵的行程最大。

图 2.5-2 展示了另一种特殊样式，它用一个拨叉代替了连杆。这样可以使行程变为零。泵的长度也能极大地减小。

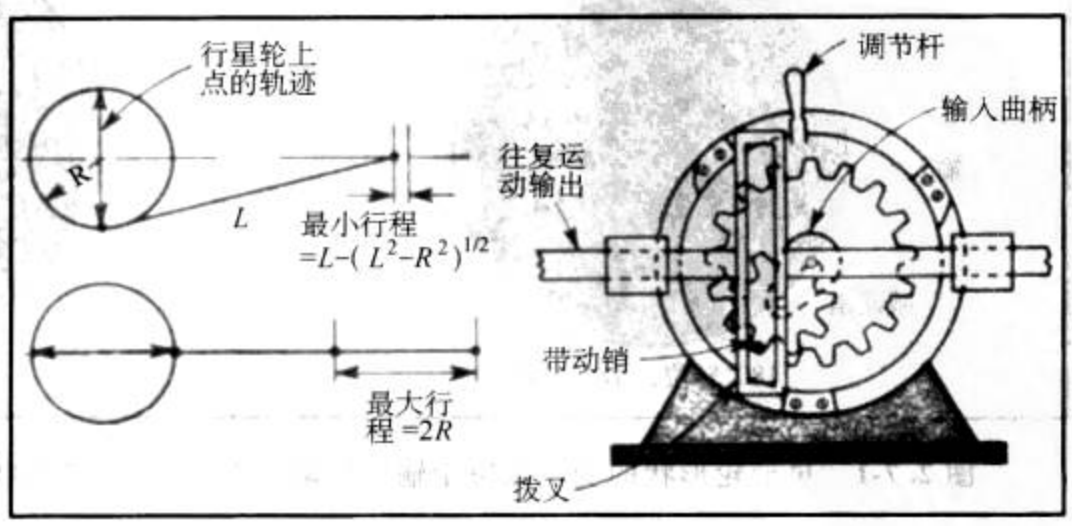


图 2.5-2

2.6 将旋转转换为直线运动的机构

一个紧凑的齿轮系统能够将旋转运动变为直线运动，该系统是加利福尼亚喷气动力实验室的 Allen G. Ford 设计的。它有一个行星齿轮系统以便与行星齿轮相连的杆的一端总在作直线路径的运动（如图 2.6-1所示）。

该齿轮系统由固定在底板上的电动机驱动。与电机轴相连的齿轮 *A* 和机壳使齿轮 *C* 沿固定不动的齿轮 *B* 转动。连杆长与齿轮 *B* 和 *C* 的中心距相等。齿轮 *C* 的中点、机壳的中心和杆的端点之间的连线形成一个等腰三角形，且三角形的底边始终在通过旋转中心的平面上。所以，与轮 *C* 相连的杆所输出的运动是直线运动。

当到达运动的终点时，有一个开关会使电动机反转，使杆复位。

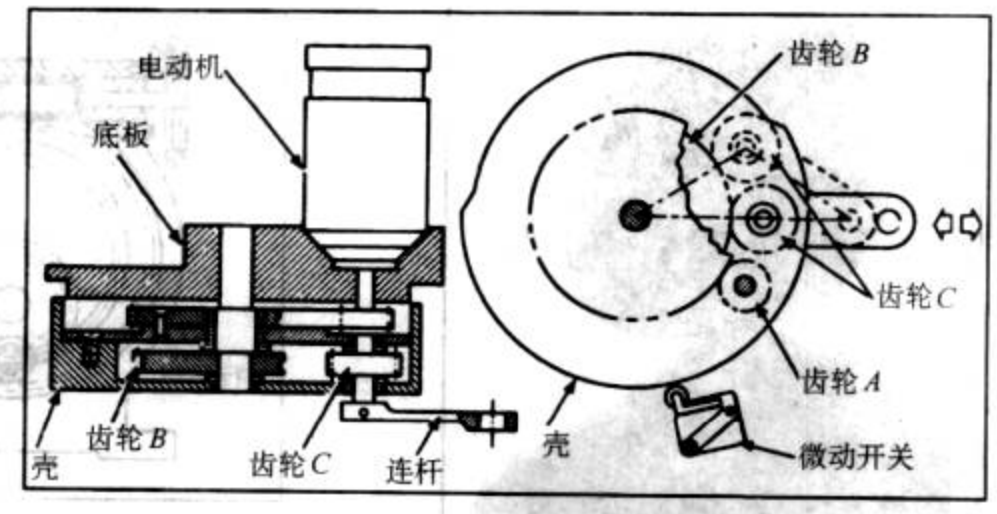


图 2.6-1 由于三角形因素，杆的末端成直线运动（右）。

2.7 新型转位星形轮机构挑战槽轮传动

对带圆弧沟槽的星形轮能够很容易地进行数学分析和加工制造。

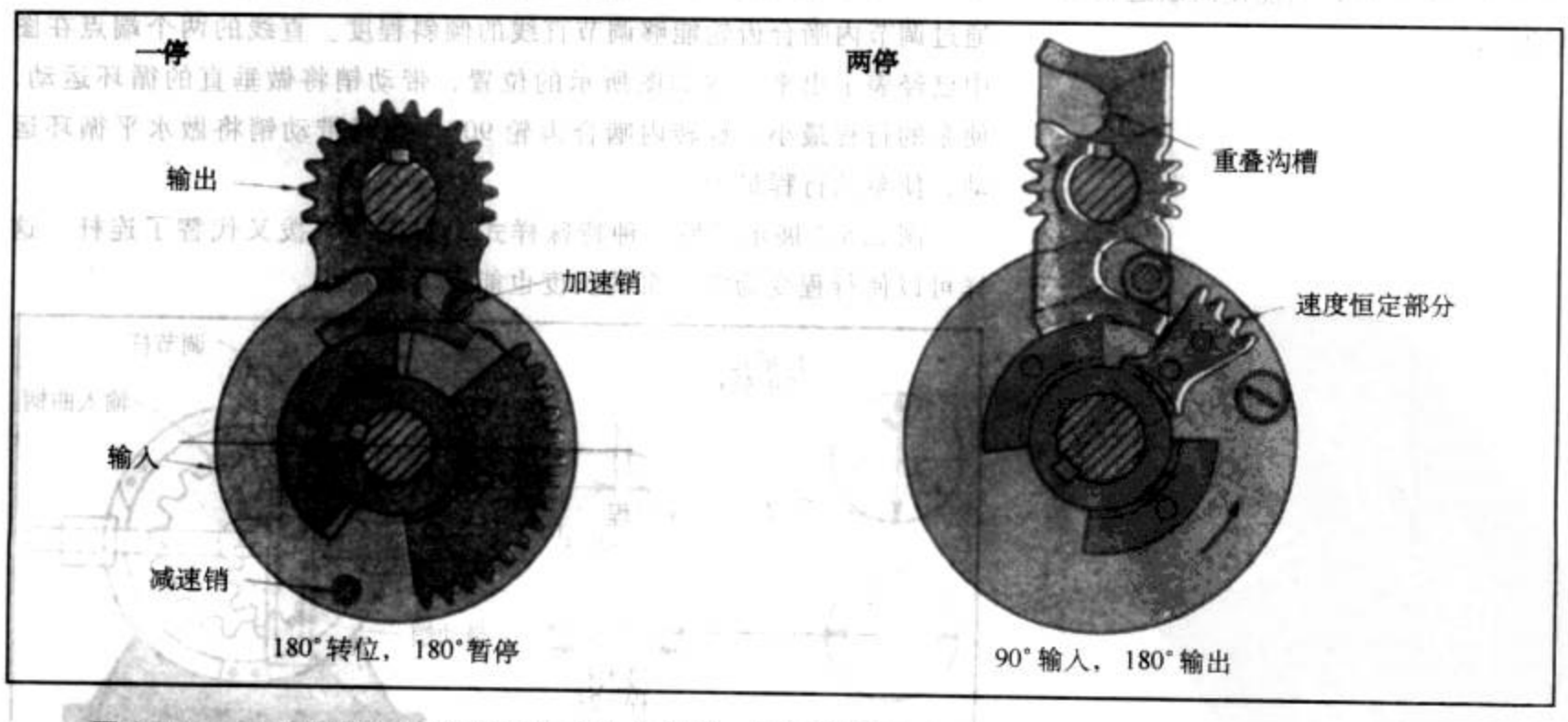


图 2.7-1 星形轮形状的变化取决于输入转动一圈时转位所应该转过的角度。

带圆弧槽而不是行星槽(如图2.7-2所示)的星形轮系列能够产生快速的起停转位运动，且加速力小。

这种快速的、自由振动循环对各类生产机床和自动装配线是很重要的，在自动装配线上可将零件从一个工位移到另一个工位进行钻削、切削、铣削和其它加工。

环槽星轮是由美国俄亥俄州克利夫兰市的 Martin Zugel 发明的。

带有周转槽的老式星形轮的运动很难分析描述，而且也很难制造，因为其沟槽是圆弧。在整个的销槽啮合过程中可把它作为一个四连杆机构来进行数学分析。

特点：利用这种方法，能够分析槽轮的半径变化，对于任何实际设计要求，加速曲线提供的静载荷低于槽轮提供的。

星形轮的另一优点是它们能在一个短周期内(180°)转位 360°。这种只需要一次暂停的操作，槽轮机构是无法实现的。实际上，槽轮都不能作两次暂停操作，并且每次转位它们很难产生三次暂停。大部分的两停转位装置都是由凸轮驱动的，这就意味着转位时需要较大的输入角。

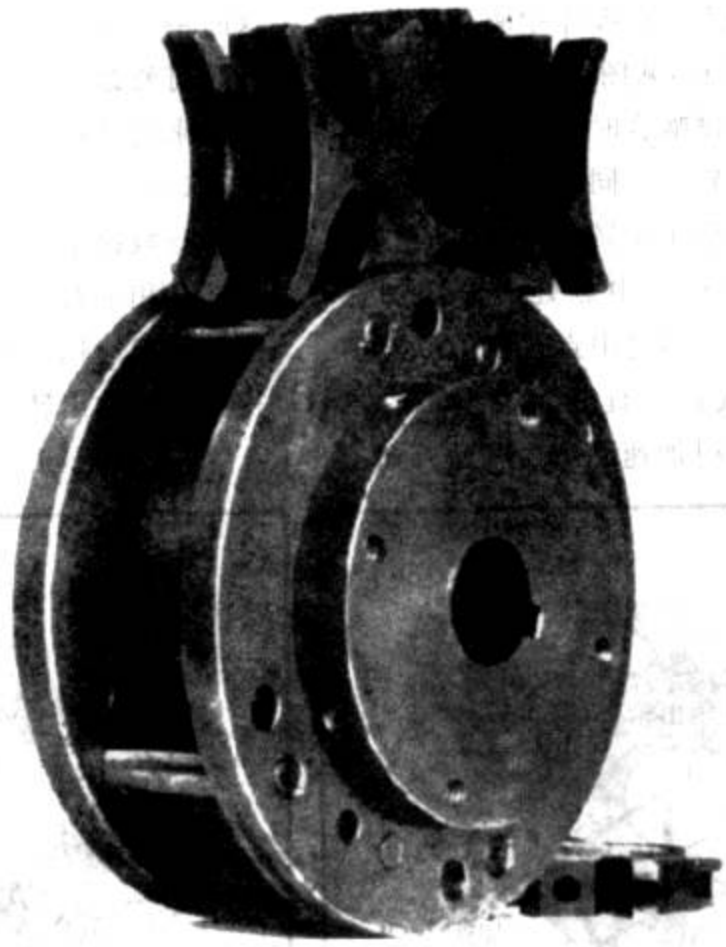


图 2.7-2 当轮转动 180°时，星形轮平滑地转过 360°，在另一个 180°中星形轮暂停，等待轮跟上来。

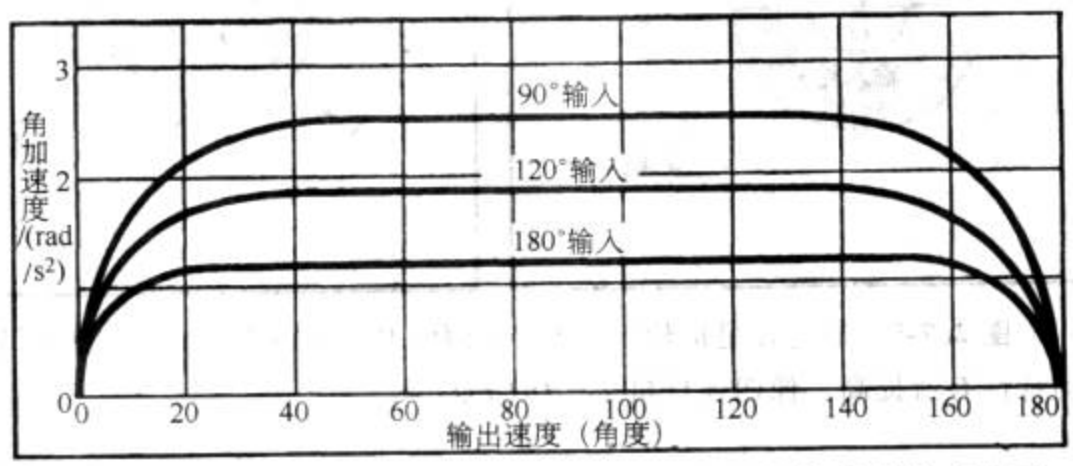


图 2.7-3 只有一个暂停的转位运动设计能够使其转位时间更长，以降低转位速度。

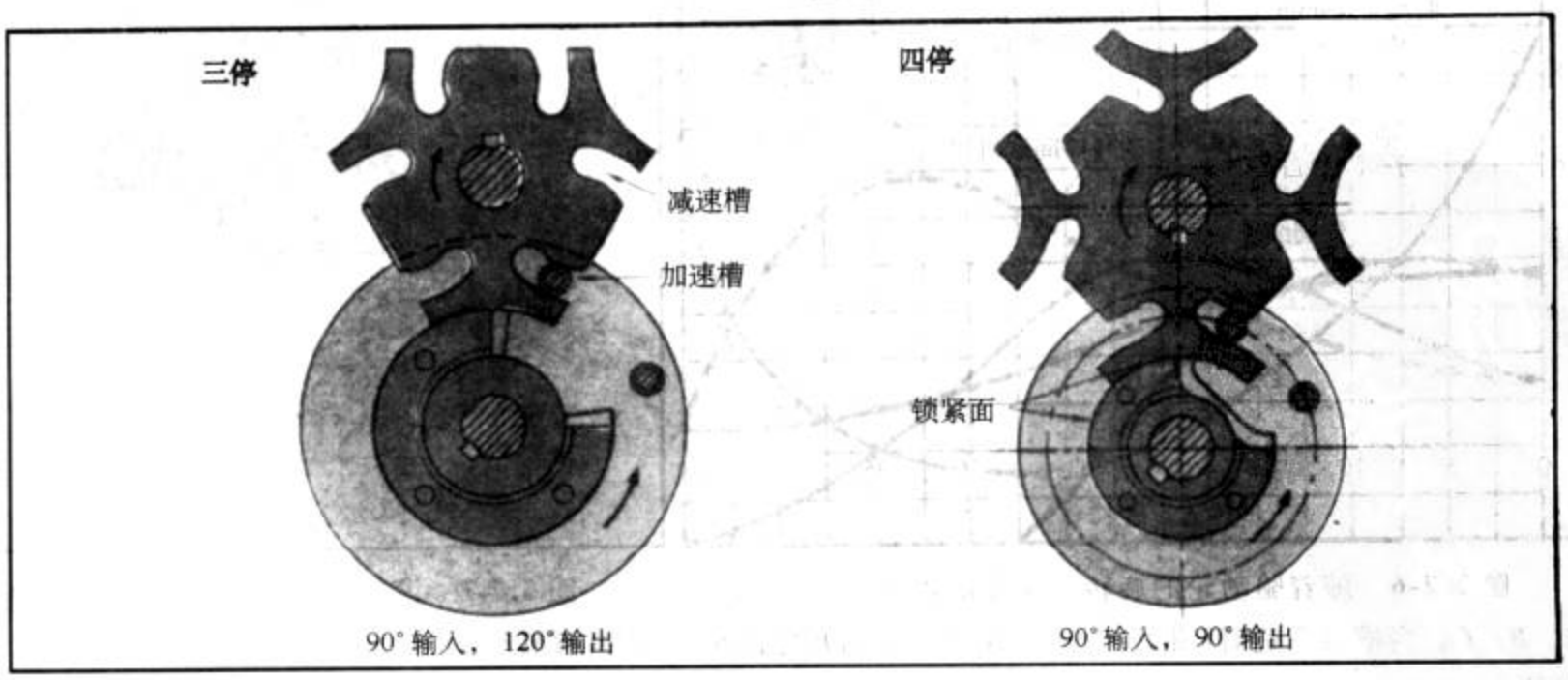


图 2.7-4 加速销使输出轮达到一定的速度。齿轮部分啮合以保持输出转动超过 180°。

操作顺序：在操作中驱动轮作连续旋转。顺序(见图 2.7-5)是：当加速销与弧形槽啮合时，开始驱动输出轮按顺时针旋转。同时，锁紧面越过输出轮的右面实现转位。

图中销 C 在中点处能连续加速输出轮，使其通过中点，在中点处槽轮才开始减速。直到销对称(如图 2.7-5 所示)时加速结束，减速开始。这时销 D 承担减速冲击力。

可修改设计：在加速滚子从槽 1 中出来的阶段，输出轮的角速度可以变化以满足设计要求。例如，在这时，与减速销相啮合或开始与圆的恒速部分相啮合也是可能的。通过在加速销和减速销之间插入轮齿，可以获得更多的输出转位角度。

左边的星形轮在转一周时，将起停四次，在此期间驱动轮转四圈。在刚开始转位的位置，输出角速度是零，这是任何一个工作速度接近于零的星轮工作的必要条件。

在非啮合时，输入与输出轴之间的角速度之比(传动比)完全依靠设计角 α 和 β，而且与槽的半径 r 无关。

设计对比：然而，槽的半径大小对加速力的方式影响很大。可将四停槽轮与四阶段圆周转位系统相比较，四停槽轮机构是一个好的对照物。

假设 $\alpha=\beta=22.5°$，由三角学知识知：

$$R=A[\sin\beta/\sin(\alpha+\beta)]$$

结果 $R=0.541A$。应该满足的唯一条件是 r 充分大，以使轮转过中心位置。即满足 $r>\dfrac{RA(1-\cos\alpha)}{A-2R-A\cos\alpha}\approx 0.1A$，$r$ 没有上界，所以槽可以是直的。

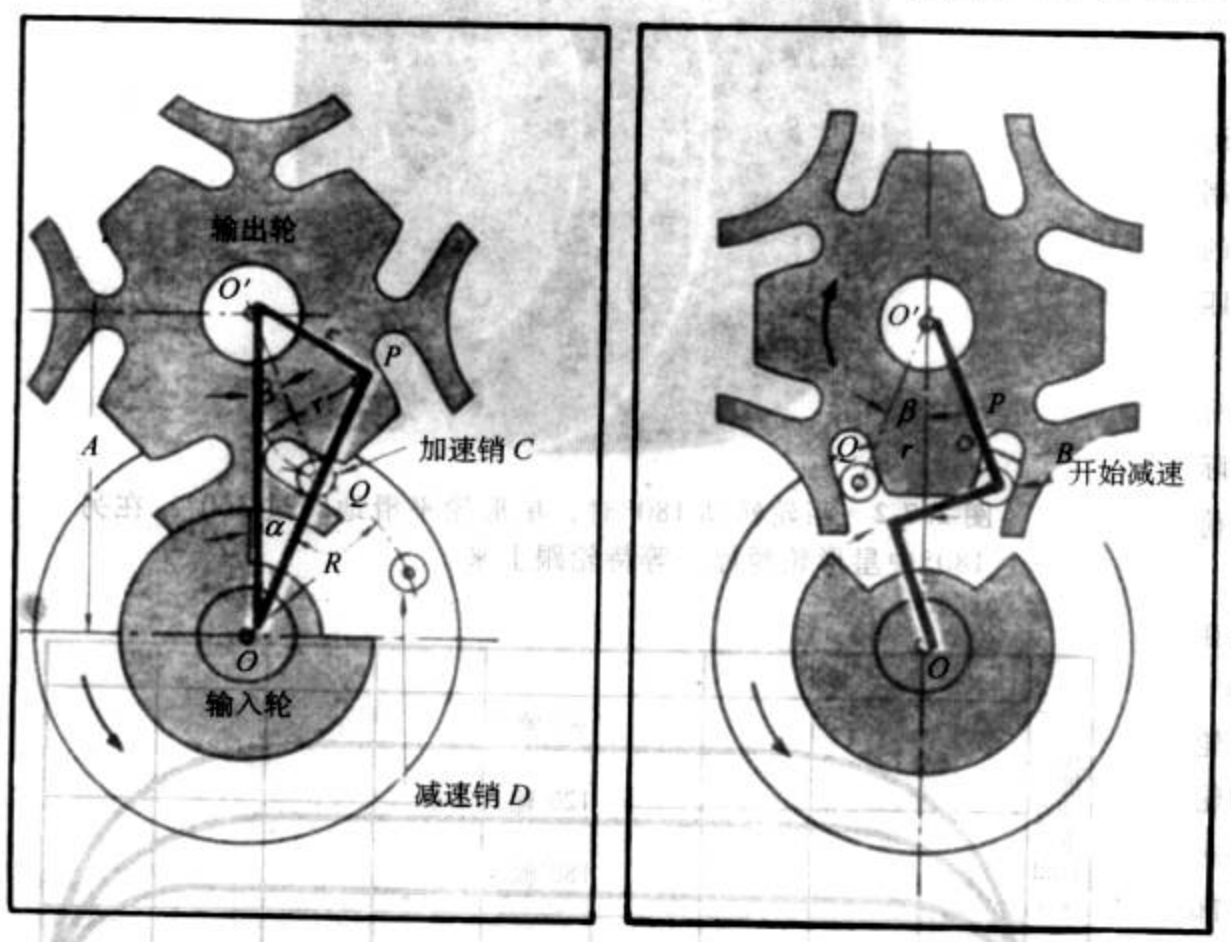


图 2.7-5 通过在星形轮上开有半径为 r 中心在 OP 上的槽，星形轮的运动特性有所提高。像四连杆机构，$OO'PQ$。

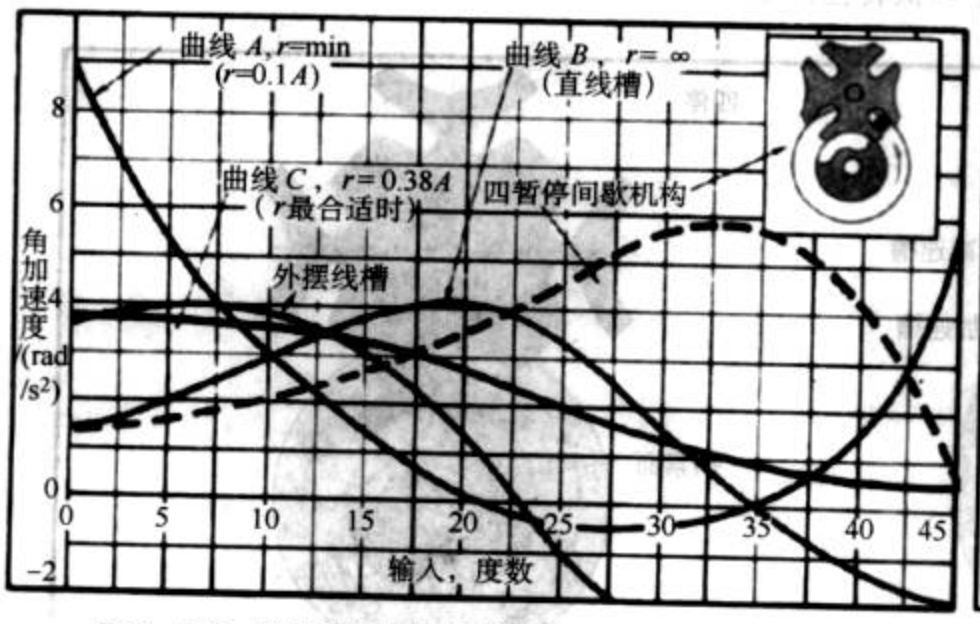


图 2.7-6 随着驱动轮的旋转，星轮的加速力变化曲线 A、B、C。当槽最合适时(曲线 C)，加速力小于四暂停间歇机构。

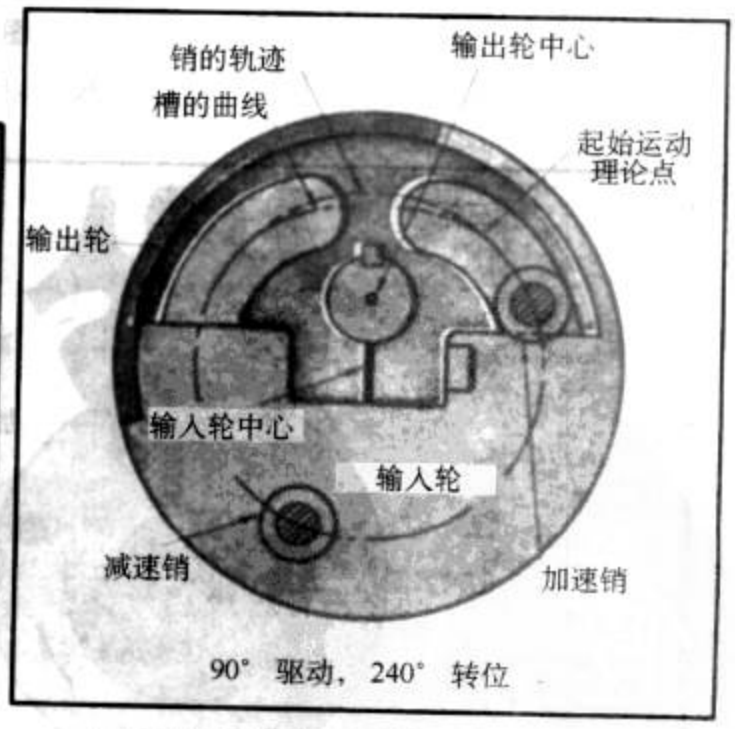


图 2.7-7 该内星形轮的半径是不同的，以减缓转位冲击。

2.8 槽轮机构

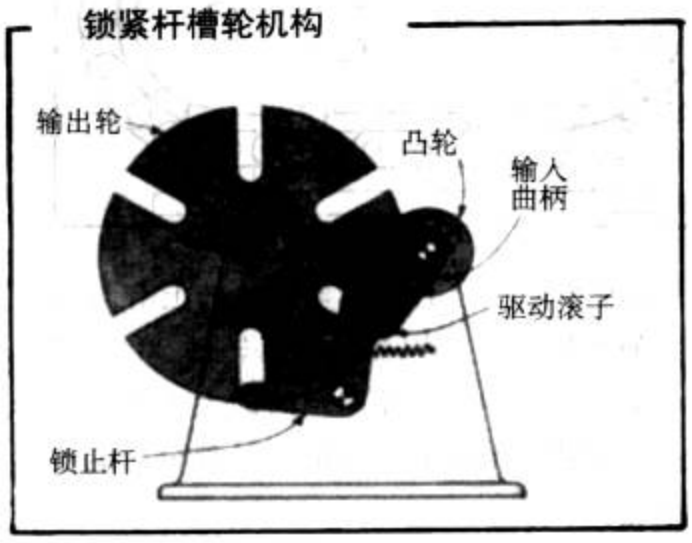


图 2.8-1 槽轮机构的旋转曲柄上有一驱动滚子，当它进入一个槽时，输出轮就会迅速地转位。在图 2.8-1 上，锁止杆上的圆滚（图上将要滚出槽的圆滚）与槽相啮合以防止槽轮不转位时的移动。

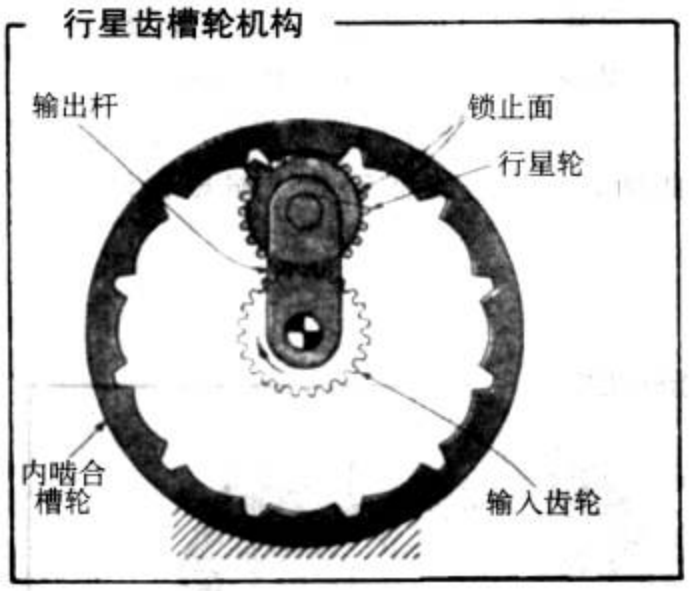


图 2.8-3 当驱动齿轮用在锁止盘上的一个单齿驱动行星齿轮时，输出杆保持静止。锁止盘是行星齿轮的一部分，它与环形齿槽轮相啮合，使输出杆转动一个位置。

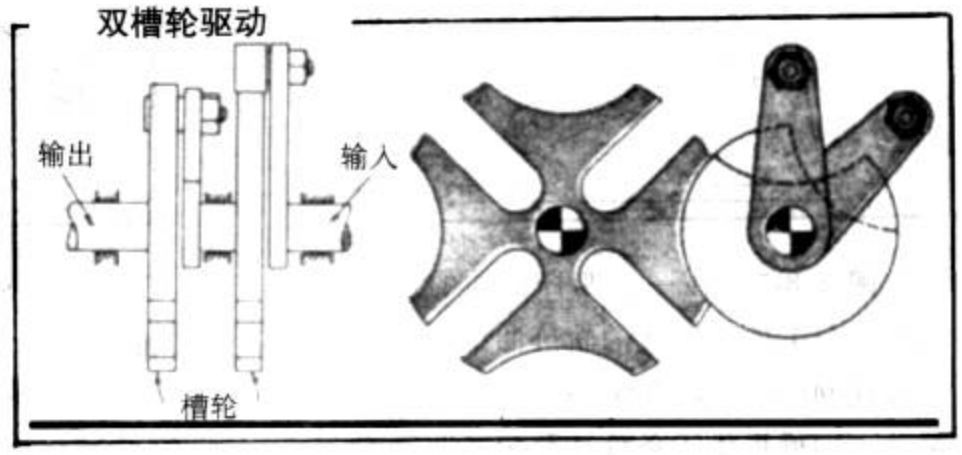


图 2.8-2 第一个槽轮的从动部分是第二个槽轮的驱动部分。这样产生一个较宽输出转动变化范围，这个输出转动包括两个快速转位之间长时间的暂停。

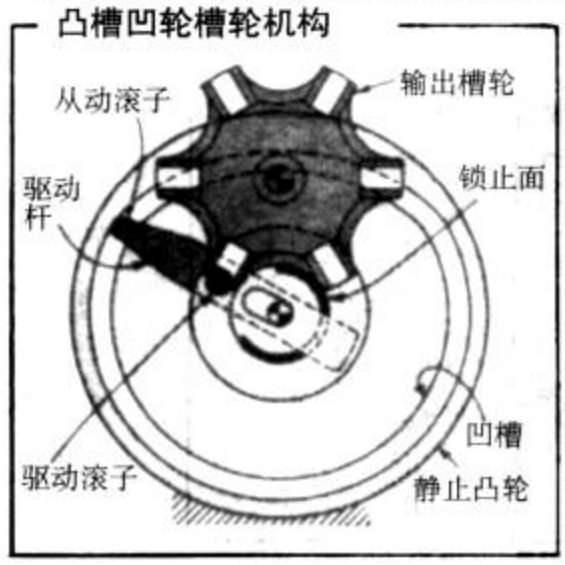


图 2.8-4 当槽轮被均速转动的圆滚驱动时，它常常有很高的加速和减速特性。在这里的改进中，当被槽凸轮转动驱动时，包括驱动滚在内的输出杆可以沿径向移动。于是，当驱动滚与槽轮相啮合时，连杆将沿径向向内移动。这个动作降低了槽轮的加速力。

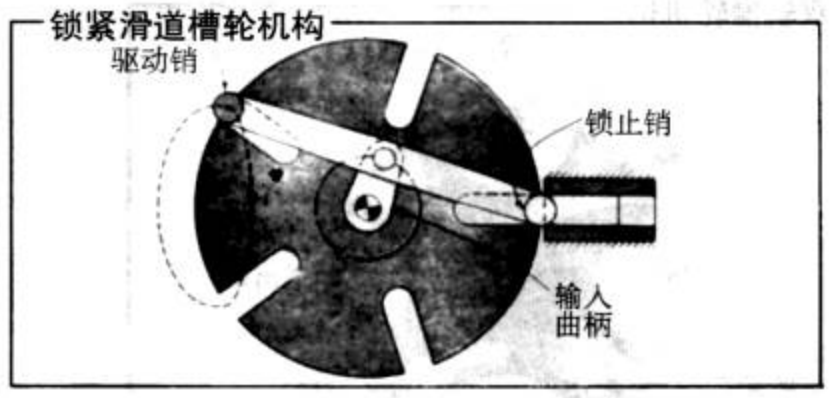


图 2.8-5 一个销锁紧或松开槽轮，另一个销在槽轮未被锁紧时驱动槽轮。在图所示的位置，驱动销将与沟槽相啮合，使槽轮进行转位。与此同时，锁止销恰好刚离开沟槽。

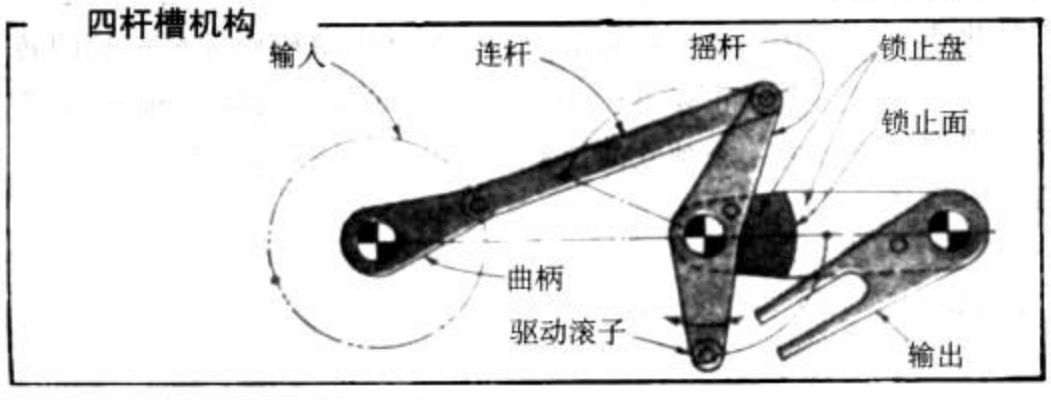


图 2.8-6 一个四连杆槽机构能够产生一个很长的暂停时间，输出一个摆动运动。驱动轮的转动能够使得驱动滚在输出杆上往复地进出。在暂停期间，两盘的表面能够使输出保持在图示的位置上。

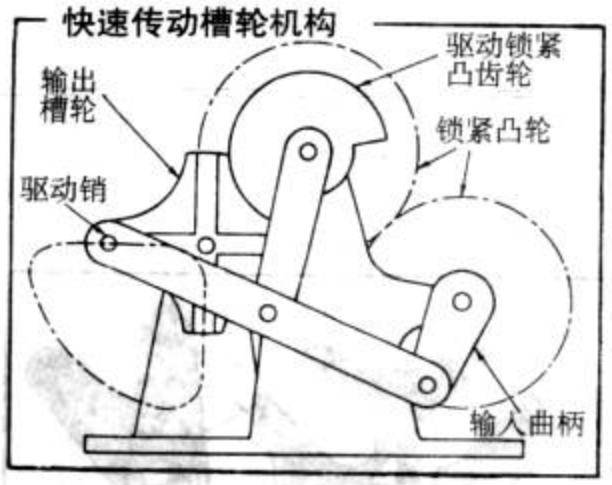


图 2.8-7 在一个四杆机构的连杆伸出部分上的点连接的轨迹曲线中，有大致成 90°的两条直线。这为驱动销直接进入沟槽提供了条件，因为当驱动销进入沟槽很深时槽轮都不会运动。然后，槽轮将产生一快速转位。一个锁紧凸轮通过齿轮与输入轴相连接，它能防止槽轮在不转位时移动。

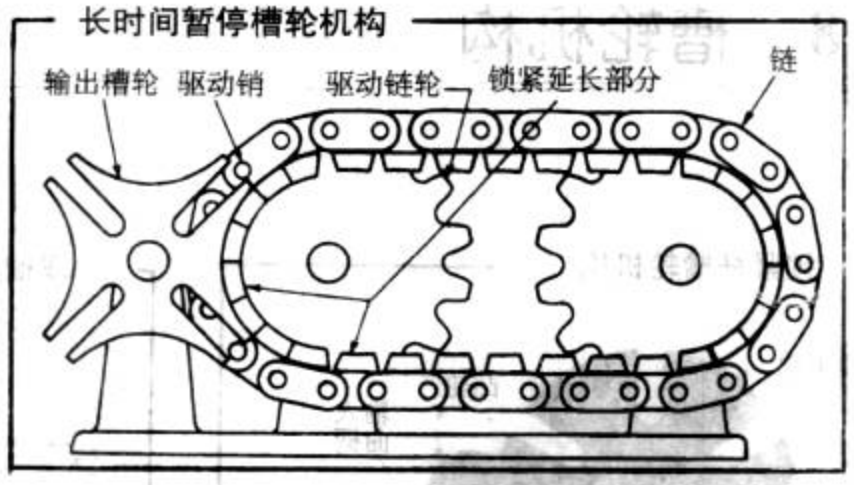


图 2.8-8 这种槽轮机构上有一条链，链上有与标准槽轮相结合的伸出销。该机构在槽轮每转动 90°时都可以有一个较长的暂停时间。链轮间空间的大小决定了暂停时间的长短。有些链节具有特殊的延长部分，能够在暂停时锁住槽轮。

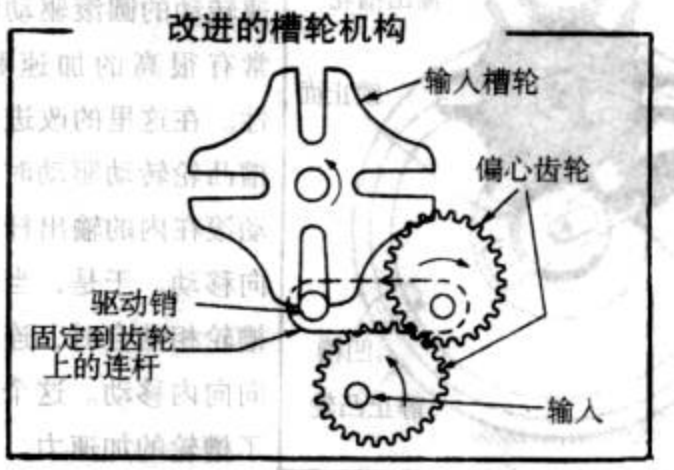


图 2.8-9 普通槽轮机构的输入连杆以均速转动，这样就限制了设计的灵活性。也就是说，当尺寸和状态数确定后，输入轴的转速决定了暂停时间的长度。图 2.8-9 中椭圆形齿轮产生一个变化的曲柄转动，它能够延长或缩短暂停时间。



图 2.8-10 这种槽轮设计的关键是必须使输出滚子沿切线方向进入和脱离槽轮(因为曲柄快速的转位输出)。如图 2.8-10 所示，一种新的具有双轨道的转位机构已经成功地研制出来了。圆滚进入一个轨道槽轮就转位 90°(在四阶段槽轮中)，然后自动地沿滑出轨道脱离槽轮。

当非转位时，相联的连杆机构就会锁住槽轮。在图示的位置上，锁紧滚恰好将要脱离槽轮。

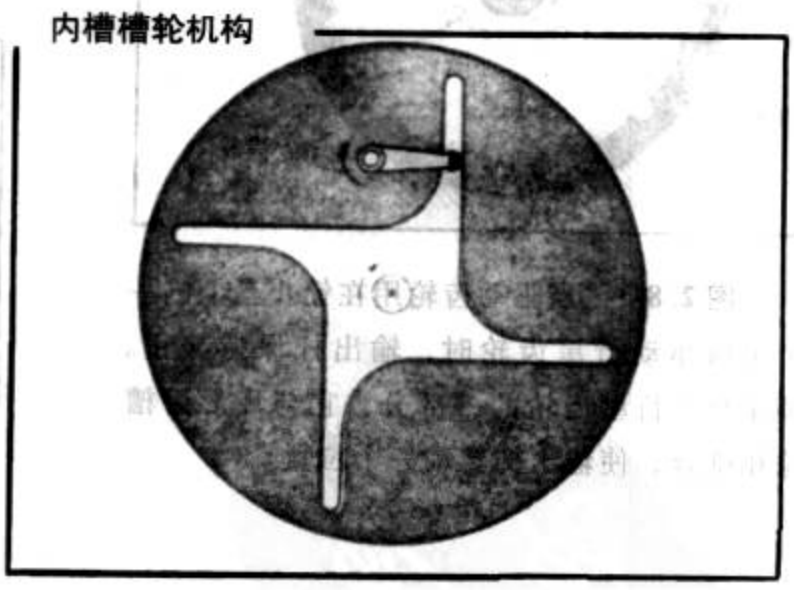
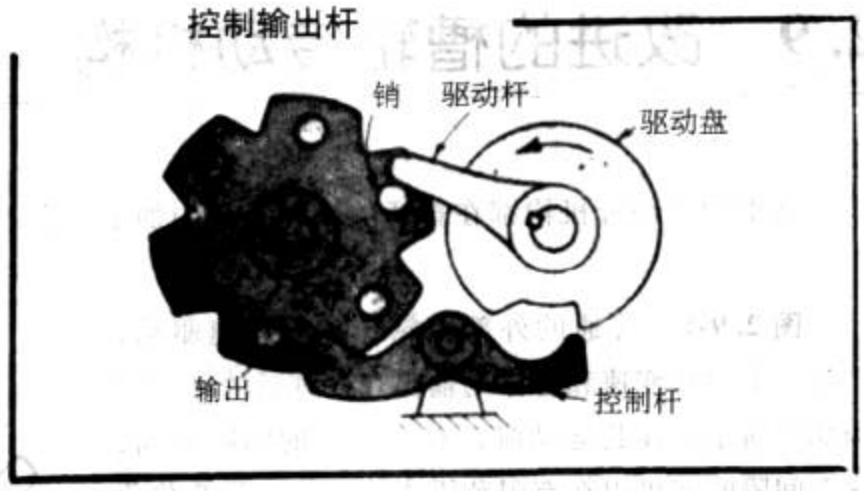


图 2.8-11 这种装置允许滚筒沿切线方向进出传动槽。在图示位置，驱动圆滚刚刚完成槽轮的转位，正要沿切线方向转过 90°(在这段时间中，需要有一个独立的锁紧装置以防止外力使槽轮反转)。

图 2.8-12 在该简单机构中的输出部分不会向任何方向转动，直到输入部分开始驱动它。在工作过程中，驱动杆靠销上的轴承使输出盘转位。转位时因为输入盘上的槽处于允许控制杆尖进入的位置，控制杆在凸轮的作用下离开输出轮。但是，当杆离开销子时，输入盘使迫使控制杆尖离开盘上的槽，而另一端进入输出盘上凹槽。这样能够锁紧输出部分，使其在暂停时不向任何方向转动。



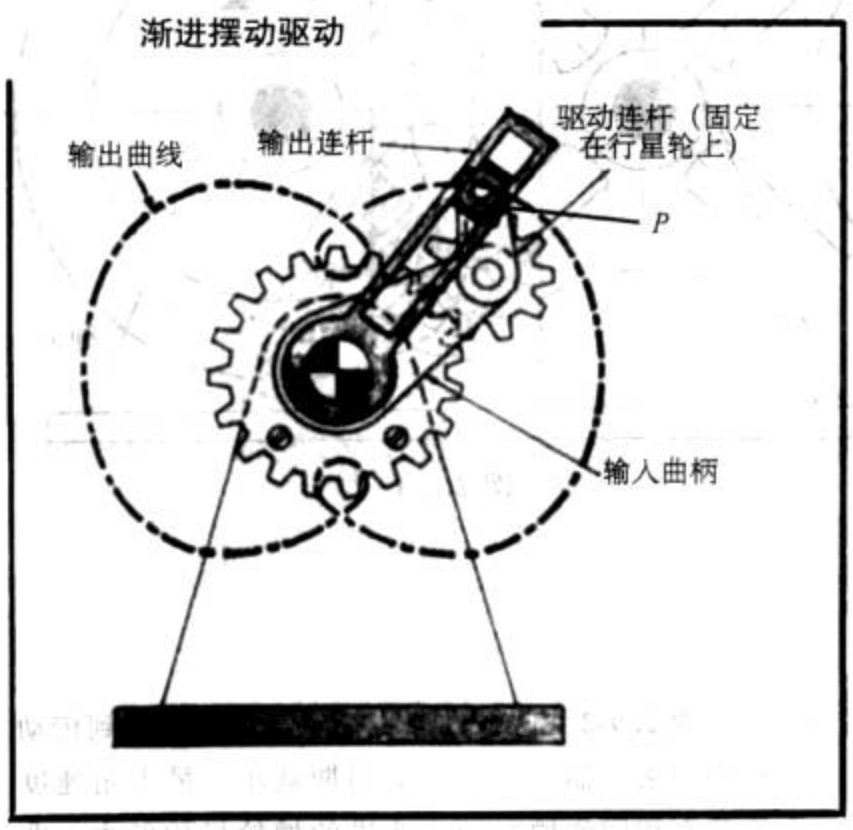


图 2.8-13 一个与行星轮相连的曲柄使点 P 的运动轨迹为两个环形曲线，如图所示。开有滑槽的输出曲柄在竖直方向有暂短地摆动。

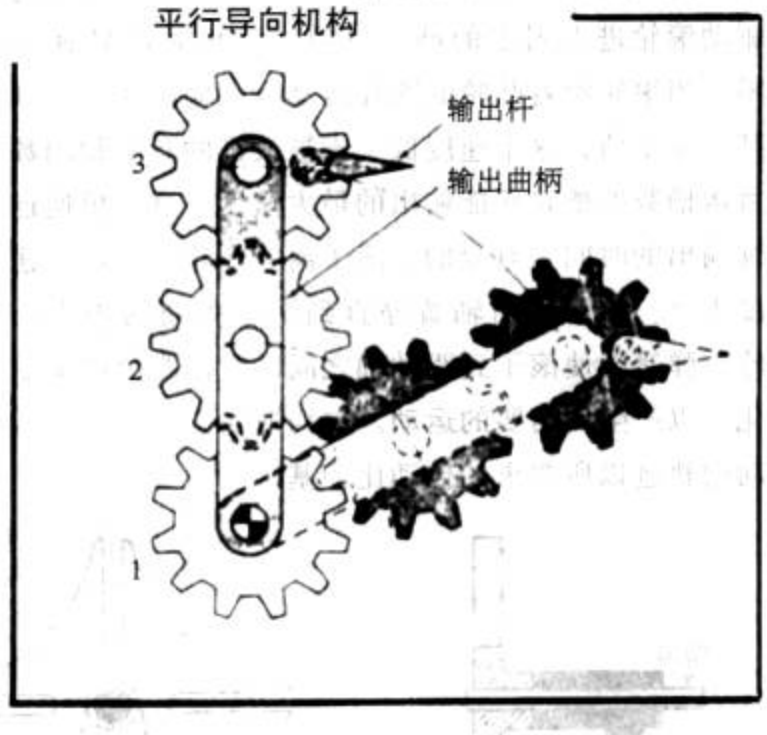


图 2.8-14 输入曲柄与两个行星轮相连接。太阳轮的中心是固定的。使三个齿轮半径相同，轮 2 为惰轮，在驱动曲柄的转动过程中，固定在齿轮 3 上的任何部分都将与它原来的位置平行。

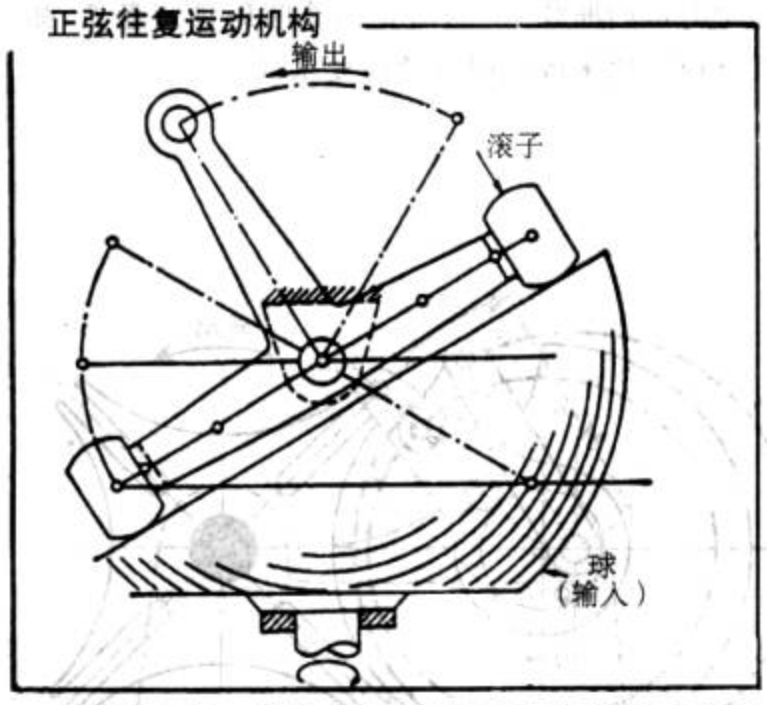


图 2.8-15 该往复运动机构将旋转运动转化为往复移动，在往复运动中摆动部分与输入轴处于同一个平面上。输出部分包括两个带着滚子的臂杆，且滚子与切去顶端的球面相接触。球的转动产生了摆动输出。

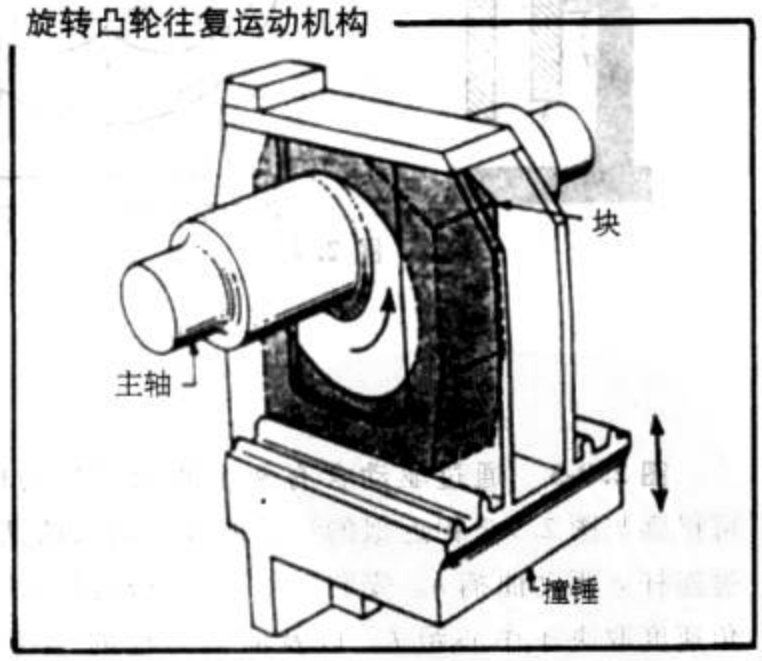


图 2.8-16 高达 2500t 的压力机被设计进行如下零件的成形加工：连杆、拖拉机履带连杆和轮毂。图 2.8-16 中的这个简单自动喂料机构使压力机每小时加工 2400 个锻件成为可能。

2.9 改进的槽轮传动机构

这里的大部分机构都在普通的槽轮运动中加了一个改变速度的部件。

图 2.9-1 普通的外部槽轮传动以均速驱动，产生一个包括变速和暂停的输出。改进后的槽轮机构如图所示，在其运动时，有一均速的间隔时间，这个间隔时间可以在有限范围内改变。当弹簧载荷驱动滚轮进入固定的凸轮 b 时，输出轴的转速为零。当滚轮沿着凸轮的路径运动时，输出速度达到某一个定值，这个速度低于未被改进的具有相同数目沟槽数的槽轮所能输出的最大速度。这一恒速连续输出的时间是有限的。滚子离开凸轮时，输出速度为零。然后输出轴暂停直到滚子重新的进入凸轮。弹簧能使滚子到驱动轴之间的径向距离产生变化，以产生所需要的运动。在均速输出时，滚子运动的轨迹以所要求的传动比为基础。

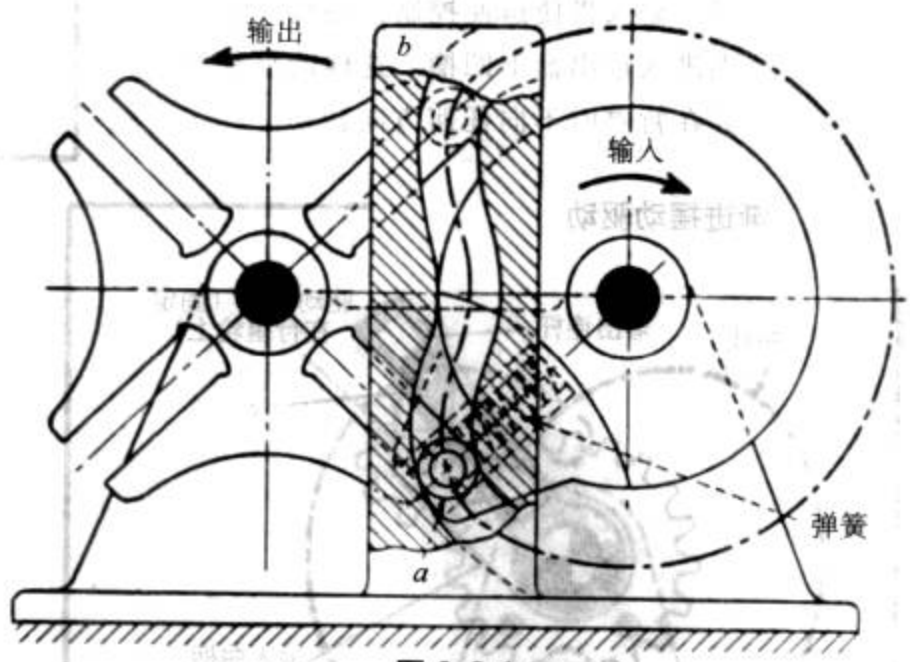


图 2.9-1

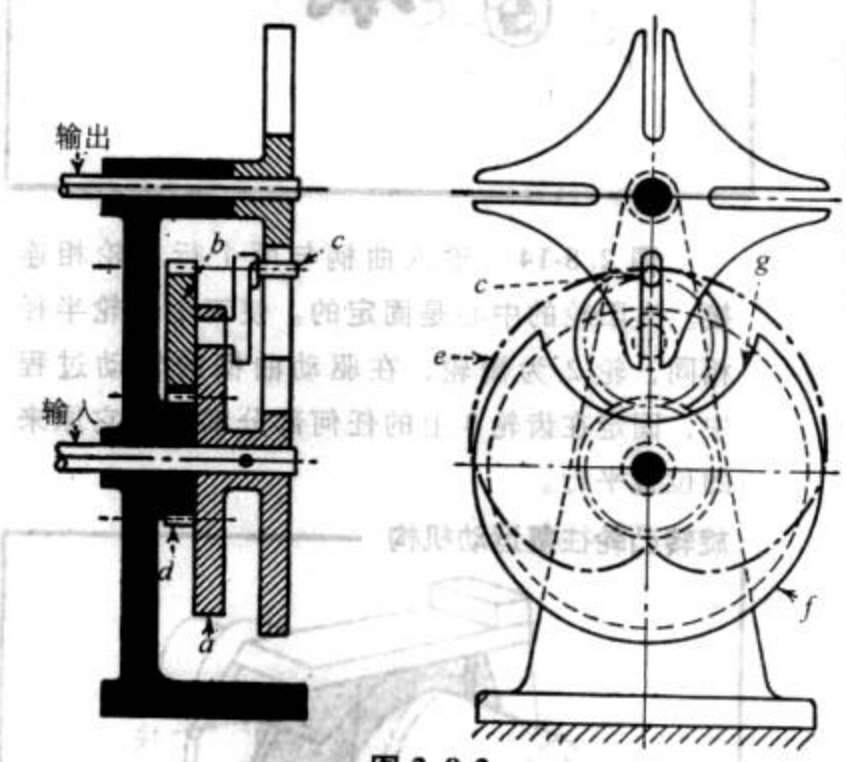


图 2.9-2

图 2.9-2 这个设计将一个行星轮并入到传动机构中来。输出轴的运动周期减小，最大角速度比具有相同沟槽数的未改进的槽轮机构的大。曲柄轮的一个驱动单元由行星轮 b 和传动滚 c 组成。传动滚轴与行星轮节圆上的一点同线。因为行星轮沿固定的太阳轮 d 转动，传动滚 c 轴的轨迹是一个心形的曲线 e。为防止圆滚防碍锁紧盘 f，弧度 g 应该比未改进时槽轮所要求的大。

图 2.9-3 通过驱动含有两个曲柄连杆的槽轮，可得到与图 2.9-2 相近似的运动曲线。输入曲柄 a 通过连杆 c 驱动曲柄 b。安装在 b 上的驱动滚子的可变角速度取决于中心距 L，以及曲柄力杆的半径 M 和 N。这个速度等效于靠椭圆形齿轮驱动输入轴所产生的速度。

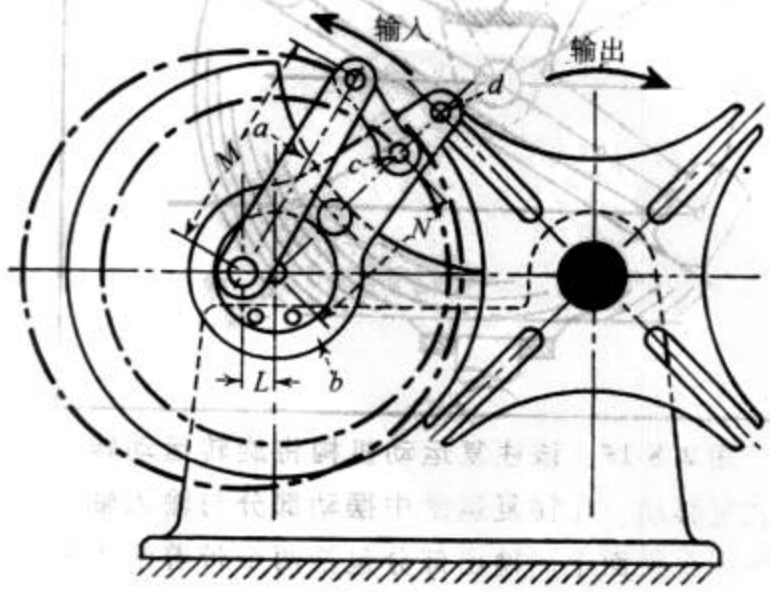


图 2.9-3

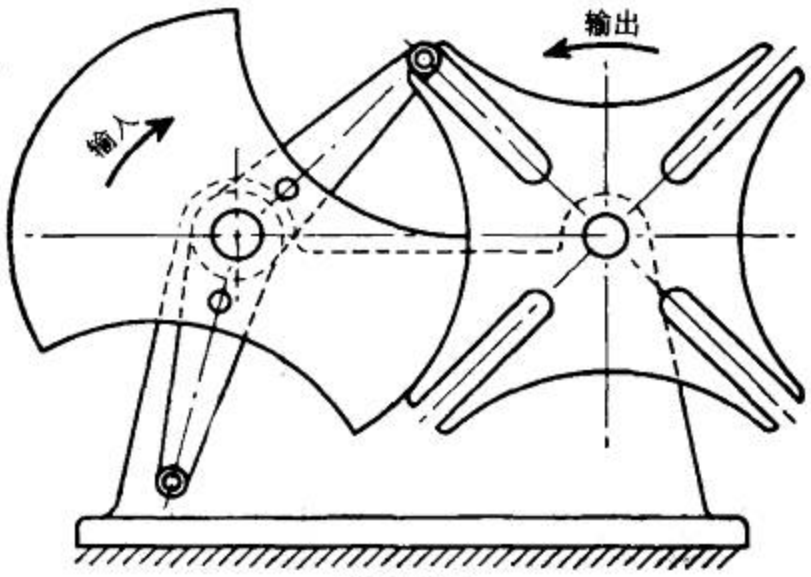


图 2.9-4

图 2.9-4 通过设置驱动滚，使其相对输入轴不对称，暂停时间是可改变的。这样不会影响运动期间的持续时间。如果想要不均匀的运动时间和暂停时间，圆滚的曲柄长应该不相等，星形轮应该作合适的改进。该机构称为不规则的槽轮驱动机构。

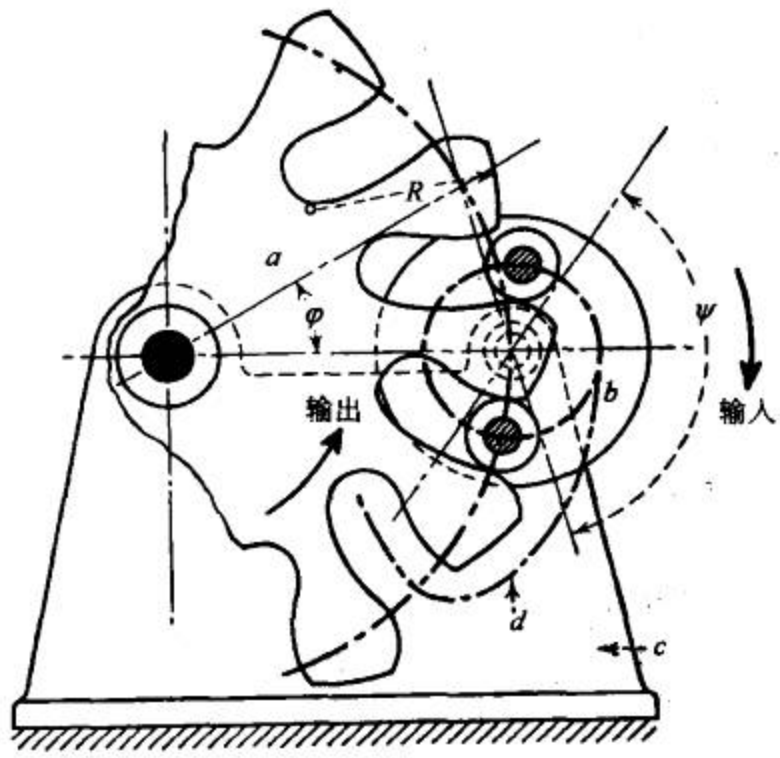


图 2.9-5

图 2.9-5 在这个间歇运动机构中，两个圆滚驱动输出轴，并在暂停时能够锁紧输出轴。对于输入轴的每一转，输出轴都会有两个运动阶段。输出角 φ 由轮齿的数目决定。传动角 ψ 在有限的范围内可以选择。齿轮 a 被装在驱动轮 b 上的两个驱动滚间歇地驱动，轮 b 装在机架 c 上。在暂停时间内，圆滚沿齿顶转动。在运动的时间内，一个圆滚的路径 d 是一条倾向输出轴的直线，且与从动轮有关。凸轮的轮廓和路径 d 平行。齿顶是半径为 R 的圆弧，该弧与圆滚的路径相似。

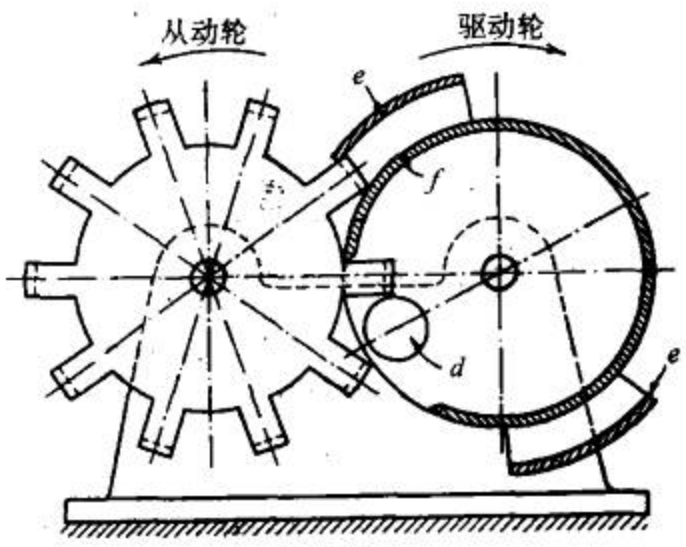


图 2.9-6

图 2.9-6 是带有一个圆筒锁装置的间歇传动机构。在暂停的末尾，带动销 d 和两齿啮合前后的短时间内，内部的圆筒 f 不能使从动轮锁紧，因此添加了与筒 f 同轴的辅助筒 e。只有具备两者才能获得很好的锁紧性能。它们的长度是由从动轮的节圆决定的。

2.10 转位和间歇机构

2.10.1 一些基本机构

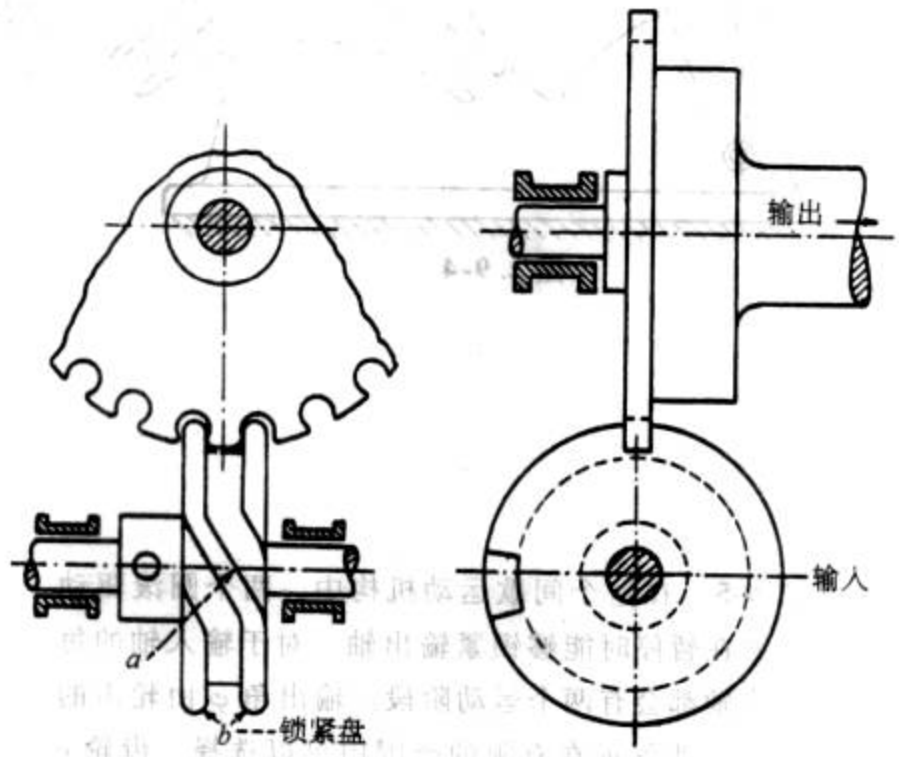


图 2.10-1 **这个机构**在两个交错轴之间传动间歇运动。两个轴之间的角度不需要特别精确。输入轴每转一周，输出轴转过的角度等于输出齿轮转过的圆周齿距除以节圆半径。运动持续的时间长短由锁紧盘 b 上的有一定角度的连接件 a 的长度决定。

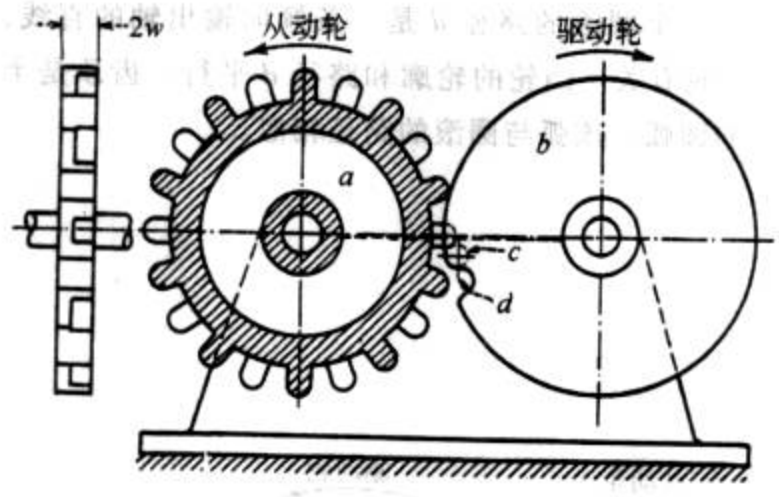


图 2.10-2 “半齿”间歇传动。驱动轮 b 是一个宽度为 w 的圆盘，在其圆周上有挖去部分 d。紧挨着挖去部分有一个销 c。宽度为 $2w$ 的从动轮 a 上有偶数个正齿。其上的全宽齿和半宽齿相间。在暂停时，两个全宽齿与驱动轮的圆周相接触，起到锁紧的作用。它们之间的半齿在驱动轮的后面。在暂停的末尾，销 c 与半齿相啮合，使从动齿轮转过一个圆周节距。于是，全宽齿与挖除部分 d 相啮合，使从动齿轮再转一个齿距。然后，又开始暂停，重复循环。

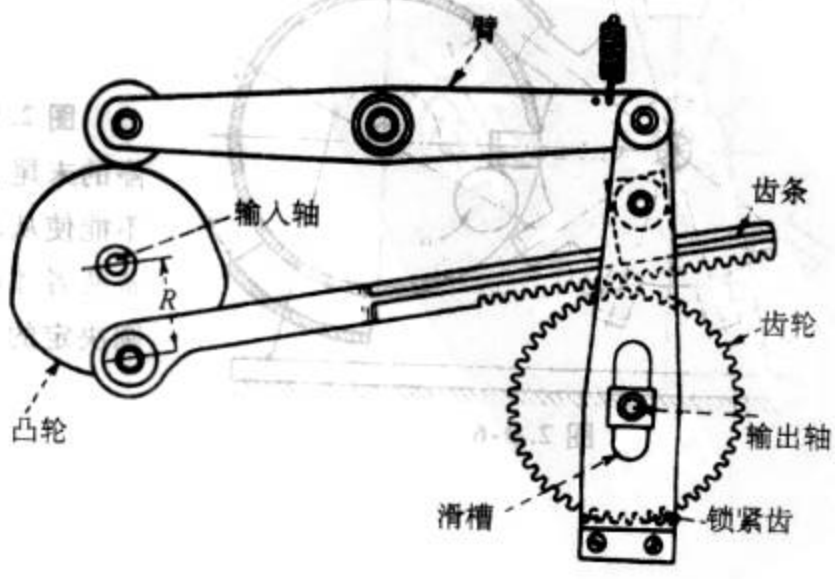


图 2.10-3 该机构能够产生 180°转动和 180°暂停。输入轴驱动齿条，齿条在半圈内与输出轴齿轮相啮合。当齿条与输出轴齿轮相啮合时，在滑槽底部的锁紧齿脱离啮合，相反，若齿条脱离开输出轴齿轮时，滑槽底部的锁紧齿进行啮合。这样能够沿正向锁住输出轴。换向点发生在死点中心位置，以便齿轮的运动是连续的、正向的转动。通过改变半径 R 和齿轮的直径，在转动的那半圈中，能够改变输出轴的转动圈数，以适应不同的需要。

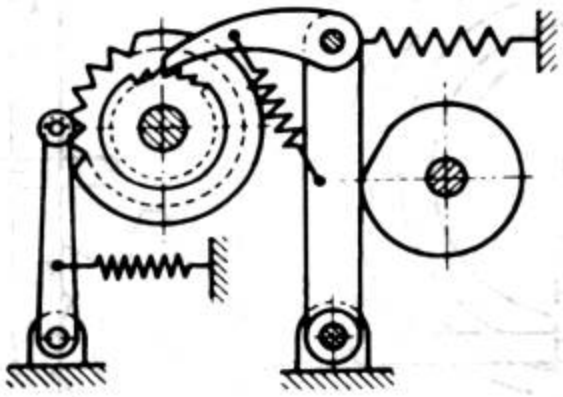


图 2.10-4 凸轮驱动的棘轮机构。

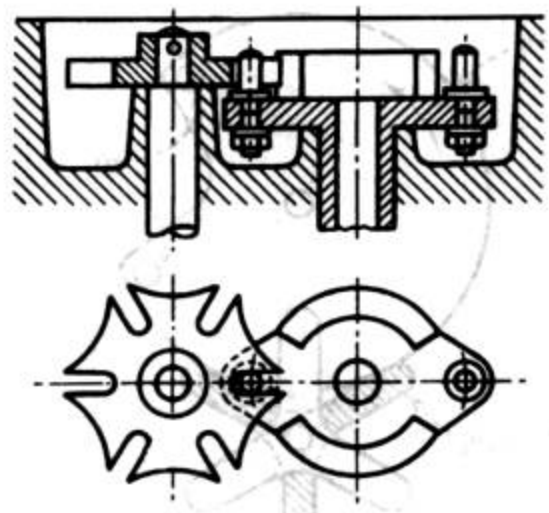


图 2.10-5 传动比是 3 的双驱动 Maltese 十字槽间歇机构。

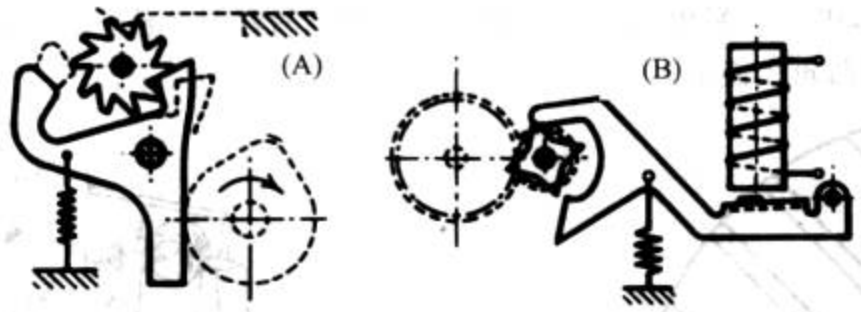


图 2.10-6 (A)出租车费指示器上的凸轮驱动棘轮机构；(B)螺旋线圈控制的棘轮机构。

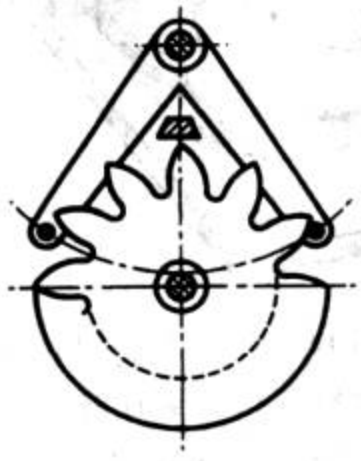


图 2.10-7 电子米尺上的棘轮机构。

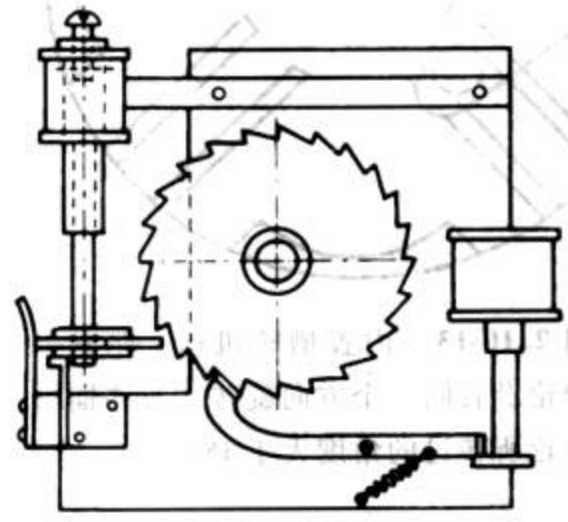


图 2.10-8 一个电磁线圈控制的棘轮机构，其上有电磁线圈复位装置。一个滑动垫圈与轮齿啮合。

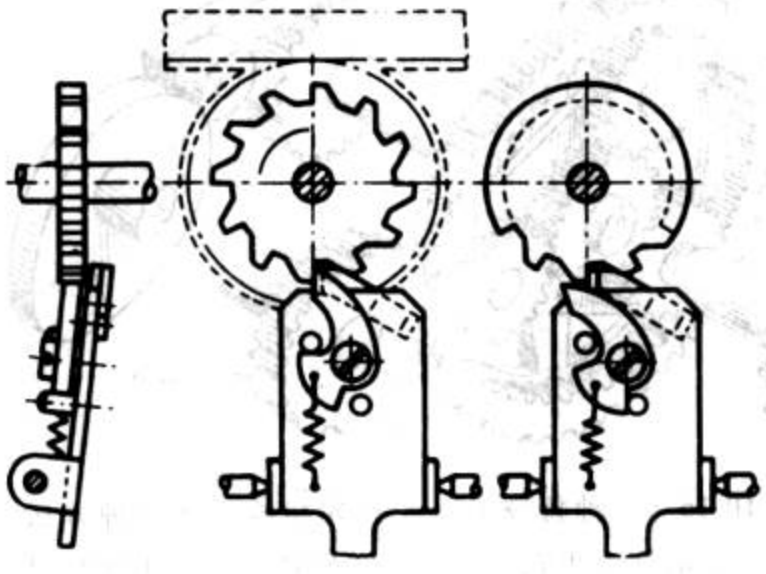


图 2.10-9 有一个摆动平板通过棘轮齿轮机构平面，平板上固定了与弹簧相连的棘爪。

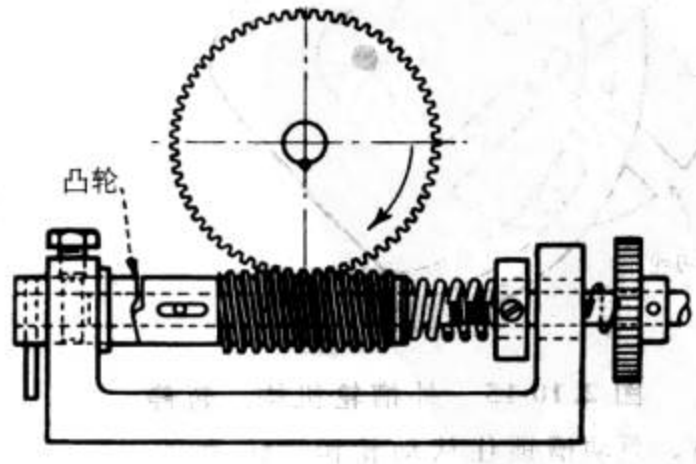


图 2.10-10 靠工作轴上的凸轮进行补偿的蜗杆驱动机构产生了齿轮的间歇运动。

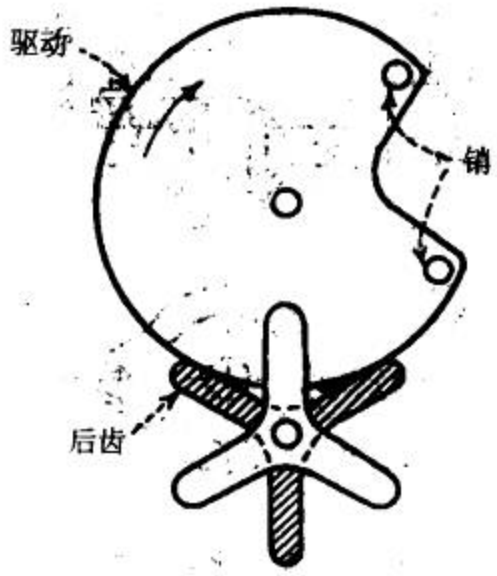


图 2.10-11 一个间歇计数机构。驱动轮转动一圈，从动轮转动 120°。在暂停期间，从动轮上的后齿被锁在凸轮表面上。

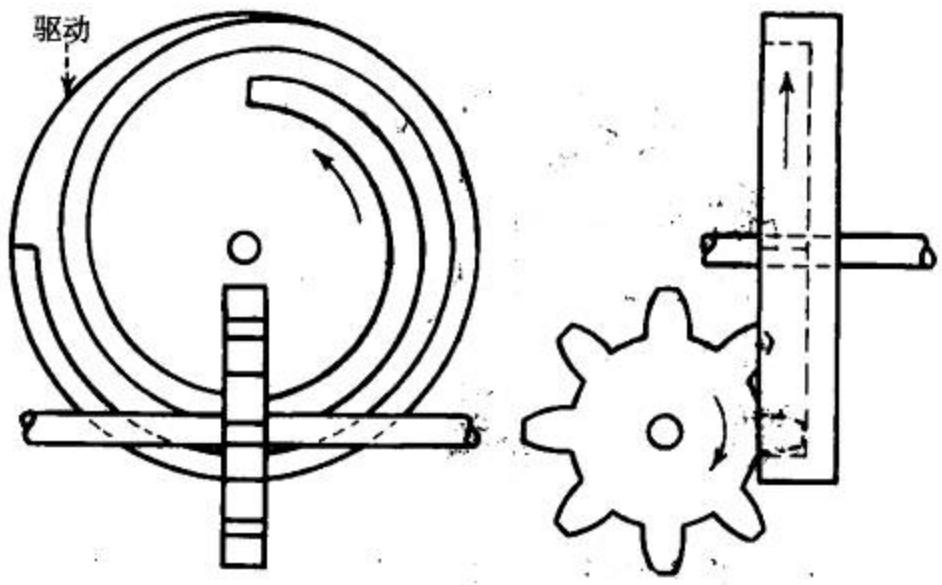


图 2.10-12 螺旋线和轮机构。螺线转动一圈从动轮转动一个齿宽。暂停时，从动轮的齿被锁在驱动轮的凹槽中。

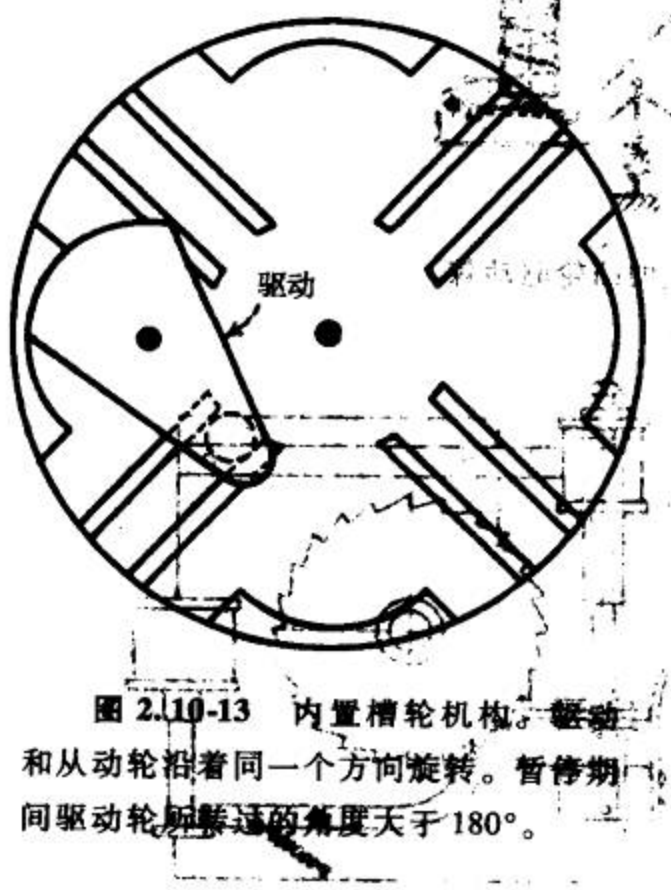


图 2.10-13 内置槽轮机构。驱动和从动轮沿着同一个方向旋转。暂停期间驱动轮旋转的角度大于 180°。

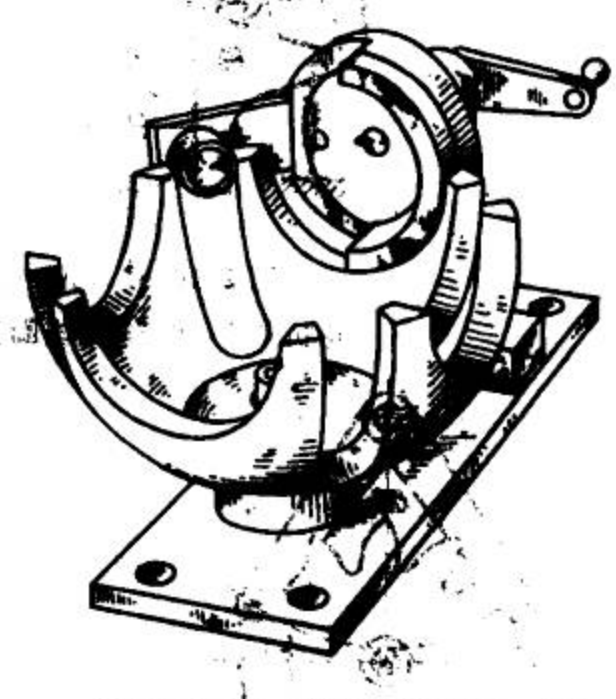


图 2.10-14 球面槽轮机构。驱动轮和从动轮在相互垂直的轴上。暂停时，驱动轮恰恰旋转 180°。

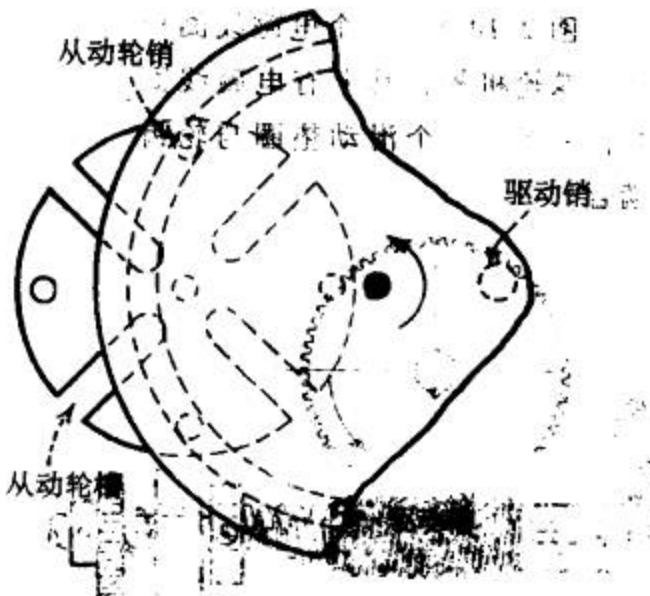


图 2.10-15 外槽轮机构。暂停时，驱动槽锁住从动轮销。转动时，驱动销与从动轮槽紧密配合。

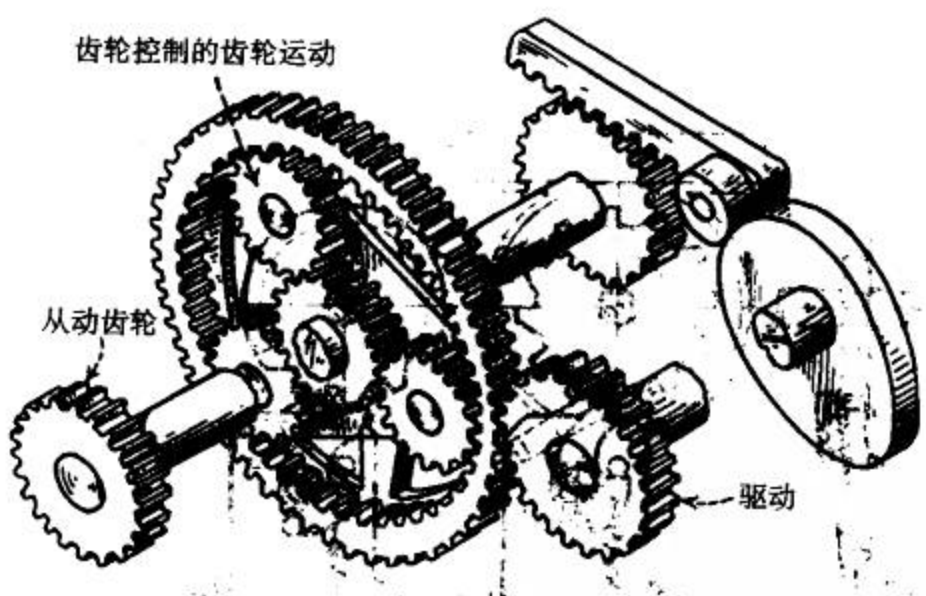


图 2.10-16 一种特殊的行星齿轮机构。在这种方法中，如图所示的配对齿轮的相对运动原理可以应用到行星轮系统的直齿圆柱齿轮上。中心行星齿轮的运动使所有齿轮运动。

2.10.2 内摆线机构

内摆线机构使人感兴趣之处是能够提供下列常见运动的一种：

- 间歇运动——能有或长或短的歇停时间。
- 向前摆动的旋转——输出内摆线运动，在此期间，前进运动，大于返回运动。
- 具有一个歇停时间的从旋转到直线的运动。

下面是比较常见的内摆线机构。机构紧凑、能高速工作且反作用力小。这些机构能够分成三类：

内摆线——沿着内啮合环形齿轮滚动的外啮合齿轮上的一点的运动轨迹为摆线。这个环形齿轮通常是静止的且被固定在机架上。

外摆线——沿着固定的外啮合齿轮转动的另一个外啮合齿轮上的点的轨迹。

周摆线——沿着静止的外啮合齿轮转动的内啮合齿轮上的点的轨迹。

内摆线机构

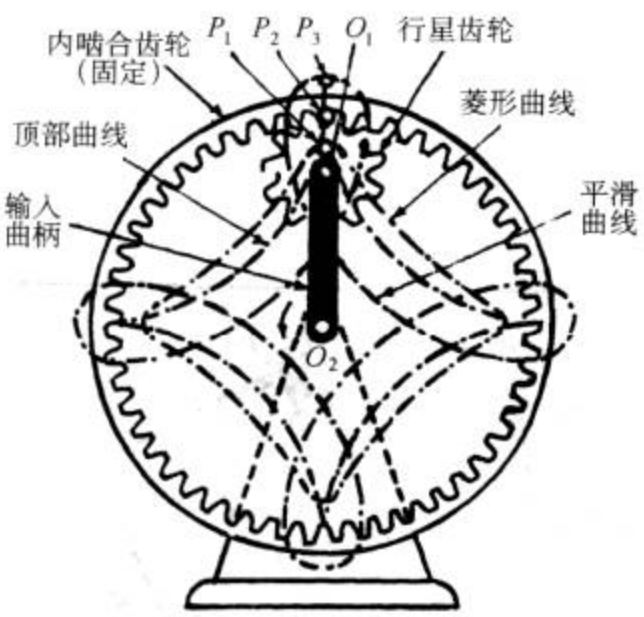


图 2.10-17

双歇停机构

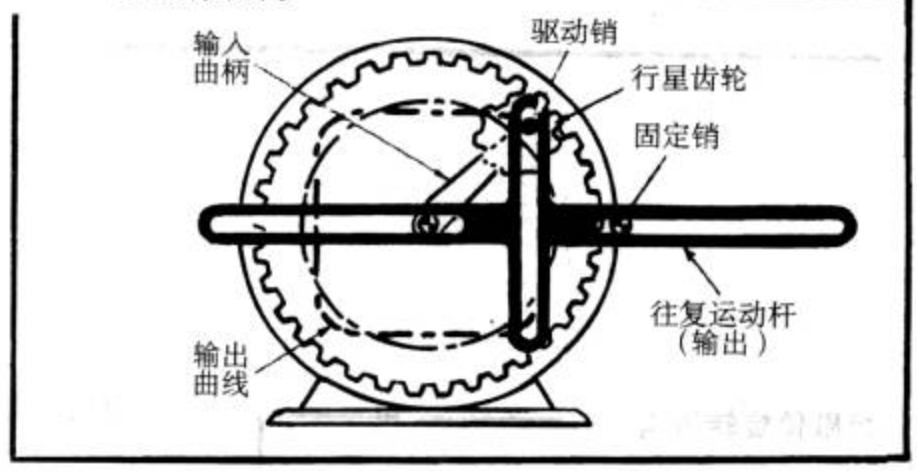


图 2.10-18 输出销与带有槽的部件连接在每个极端位置都会产生一个延长的歇停。这是菱形内摆线的另一个应用。

图 2.10-17 由输入驱动与一个固定的内啮合齿轮相啮合的行星轮。行星轮上的点 P_1 的轨迹是一个菱形曲线，行星轮节线上的点 P_2 的轨迹是常见的尖角曲线，P_3 是固定到行星轮上的延伸杆上的一点，其运动轨迹是一环形曲线。在一个应用中，把端铣刀安装在 P_1 点加工出菱形轮廓。

长歇停槽轮传动机构

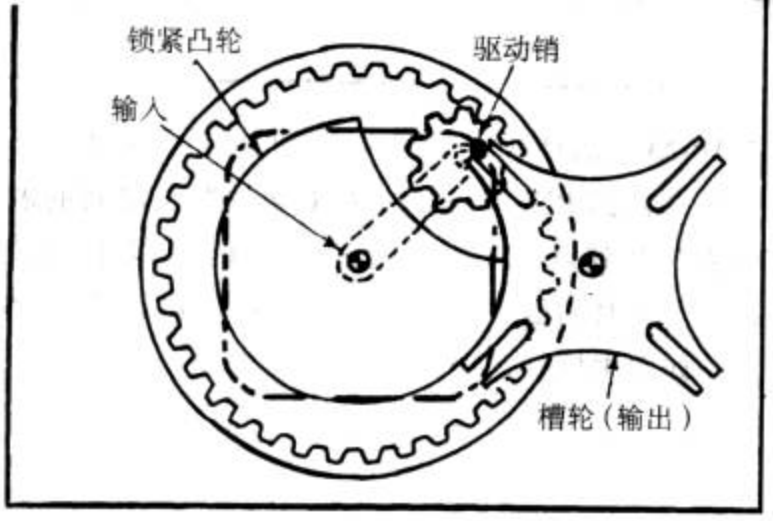


图 2.10-19 一般标准情况下，四槽槽轮机构的输入每转动一圈，开有沟槽的槽轮转动 90°。固定在行星轮上的销使驱动运动形成一矩形摆线轨迹。因为驱动销以非圆路径运动，这能产生更平滑的转位运动。

内槽轮传动机构

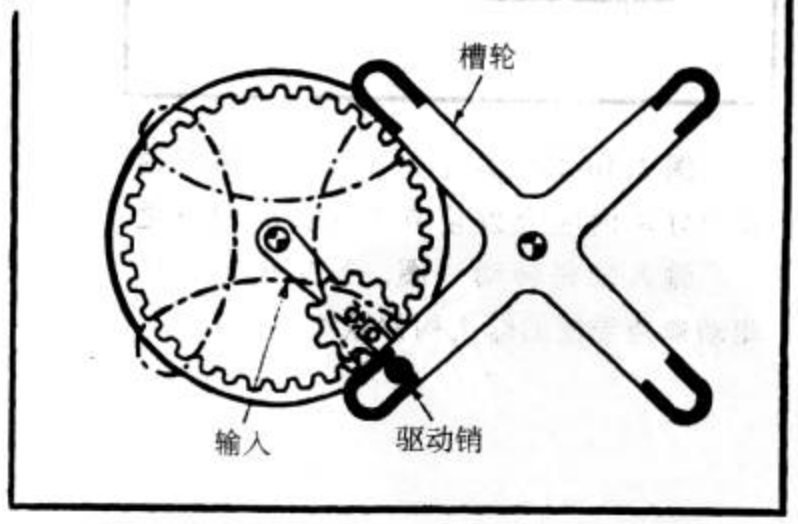


图 2.10-20 一环形曲线允许驱动销沿中心向外径向进入槽中。然后驱动销按照环形曲线运动使十字形构件迅速转位。像其它槽轮机构一样，在输入元件每次转过 270° 的长时间歇停期前，输出转过 90°。

在进料和自动化机床中一些机构常常采用摆线运动。

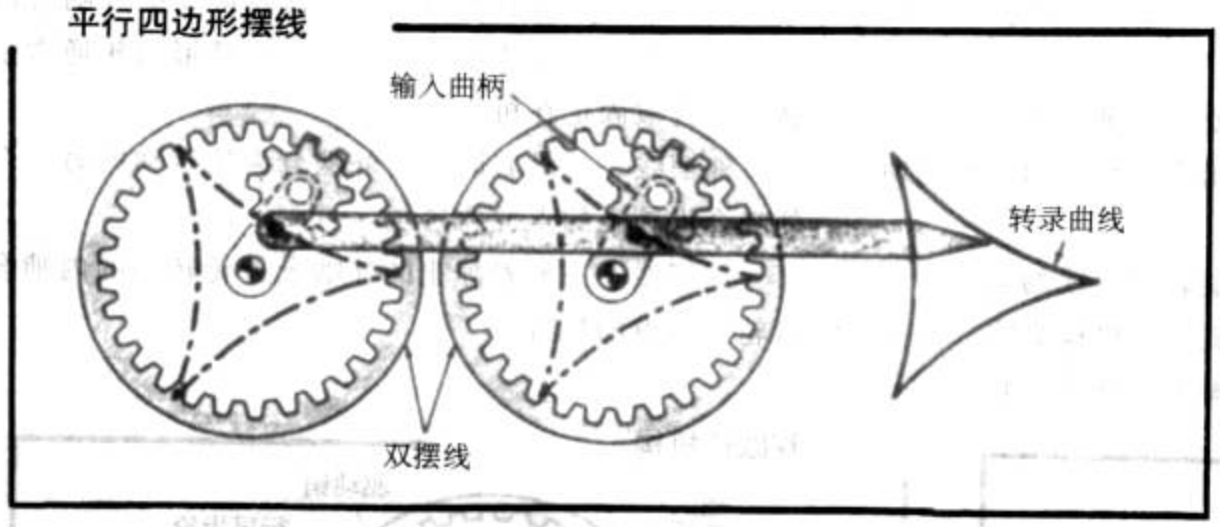


图 2.10-21 两个一样的内摆线机构使杆上的一点沿三角形轨迹运动。该机构在空间有限而又必须按照特定曲线轨迹运动的地方很有用。这些双摆线机构能被设计产生其它曲线形状。

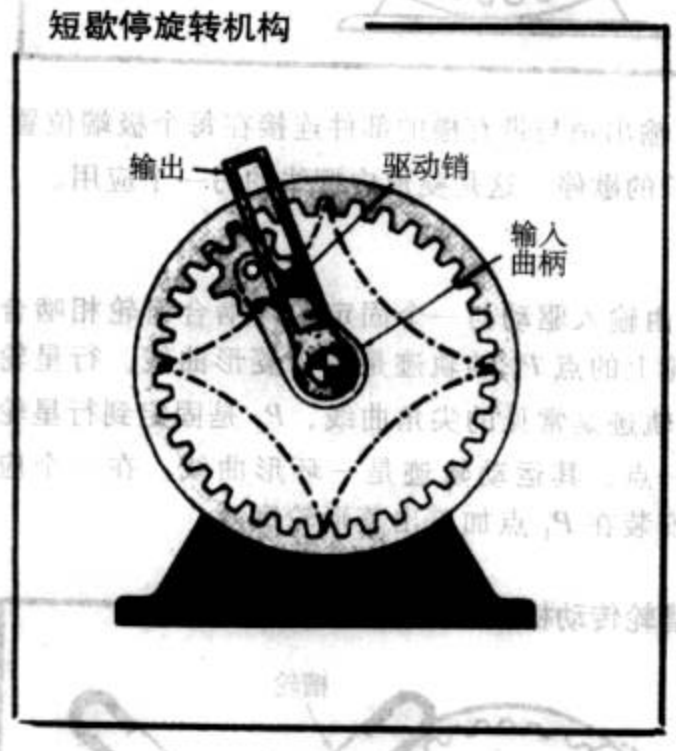


图 2.10-22 这个行星齿轮的节圆周长恰好是内啮合齿轮节圆周长的四分之一。输入轴每转动一圈，行星齿轮上的驱动销使带槽的输出构件歇停四次。

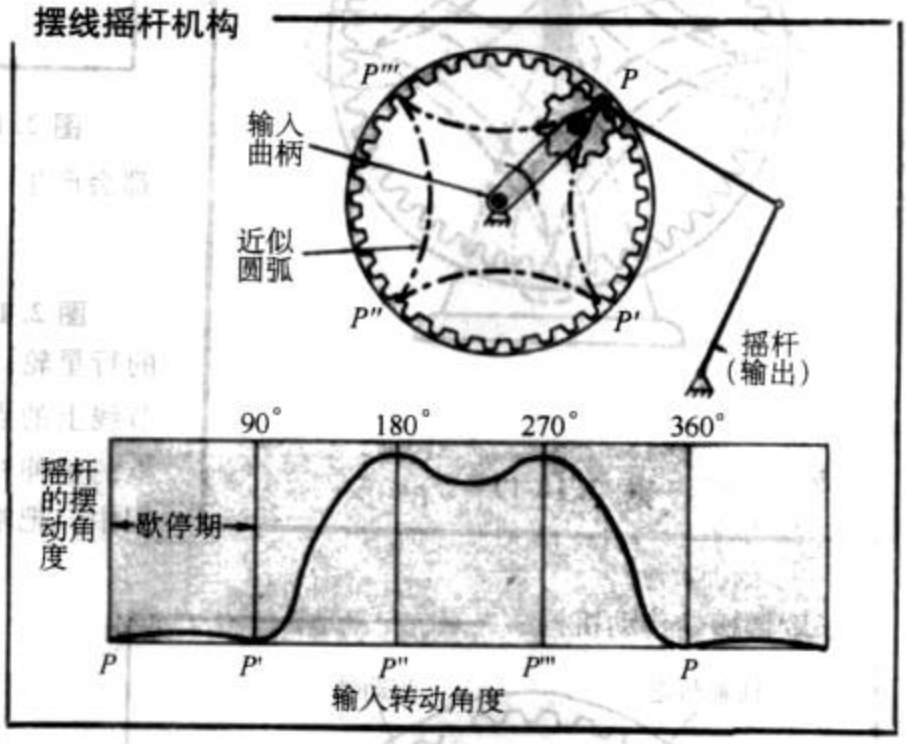


图 2.10-23 曲柄尖端的曲率近似地为一圆弧。因此，当从点 P 移到 P' 点时摇杆在右末端位置长时间的歇停。然后从点 P' 到点 P'' 有一快速返回，在这个阶段的最后摇杆有一个短暂的歇停。然后，摇杆从 P'' 到 P''' 有一轻微的摆动，如图中摇杆运动曲线图所示。

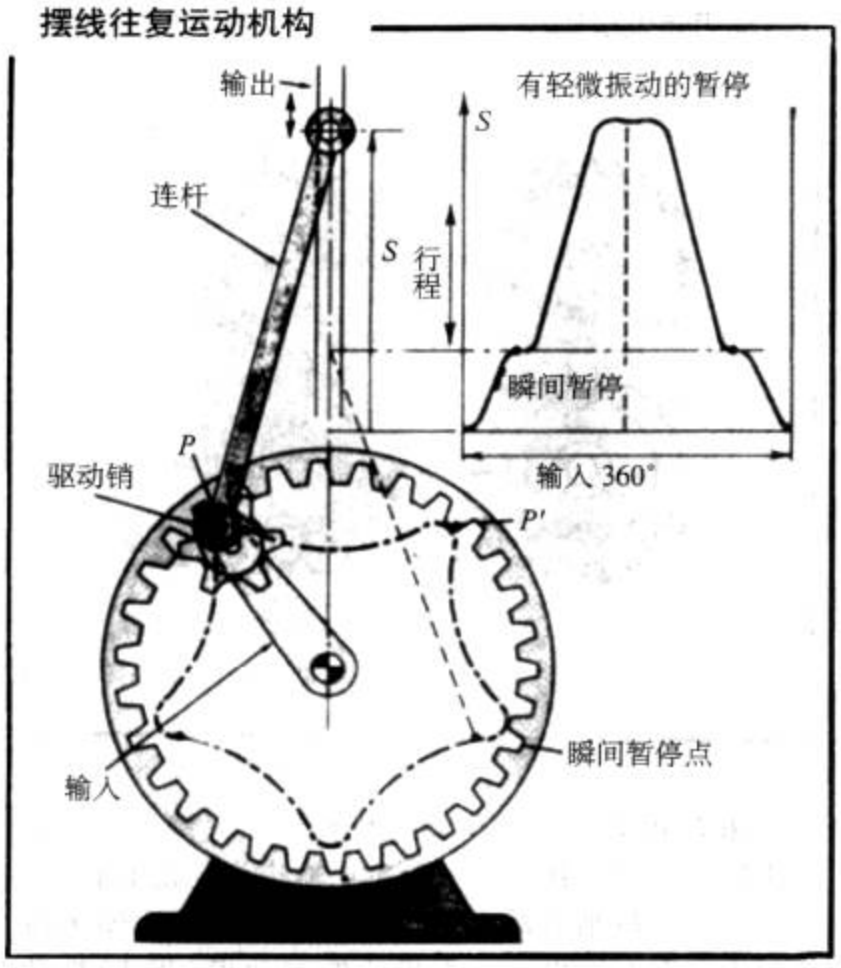


图 2.10-24 曲线的 P-P' 部分能够使得机构产生一个较长的歇停，而且五个凸起的摆线能够避免在行程的末尾产生一个明显的振动。当曲线与连杆垂直时存在瞬间歇停的两点。

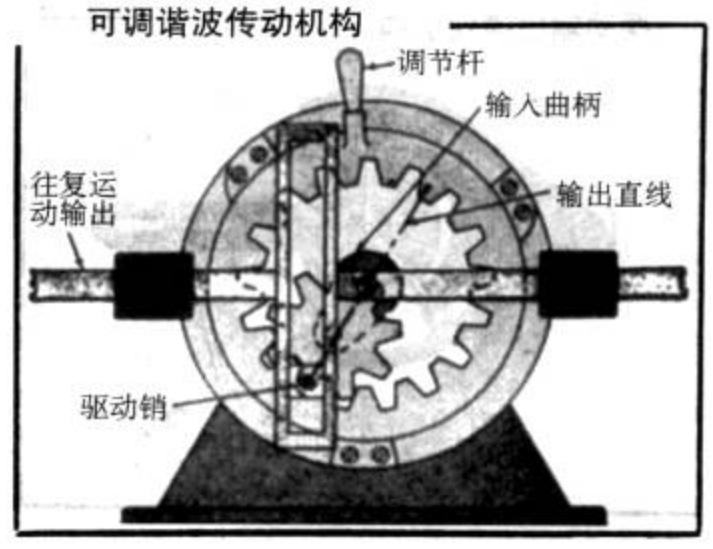


图 2.10-25 通过使行星轮的直径等于内啮合齿轮的一半，位于行星轮上的驱动销可以使输出的轨迹为一条直线。销与带槽的构件相啮合，使输出前后往复地进行谐波（正弦曲线）运动。固定的内啮合齿轮的位置能通过调节杆进行调整，然后开始输出的直线轨迹运动。当这个直线轨迹水平时，行程最大；当直线轨迹垂直时，行程为零。

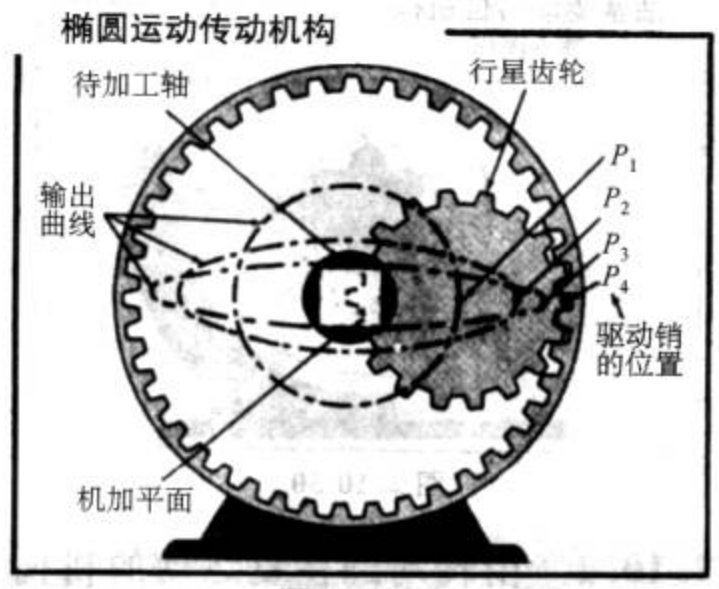


图 2.10-26 通过使行星轮的直径等于内啮合齿轮的半径，行星轮上的每一个点（如 P_2、P_3 点）将产生一个椭圆形的曲线，所选择的点越靠近节圆这个曲线越平坦。行星轮的中点 P_1 轨迹是一个圆；在节圆上的点 P_4 的轨迹是一条直线。当切削刀具安装在 P_3 处时，它在圆形坯料上几乎能切削出两个平的截面，例如在螺栓上铣两个平面。螺栓上的另两个平面可以靠转动螺栓或使刀具转 90°来切削。

2.10.3 外摆线机构

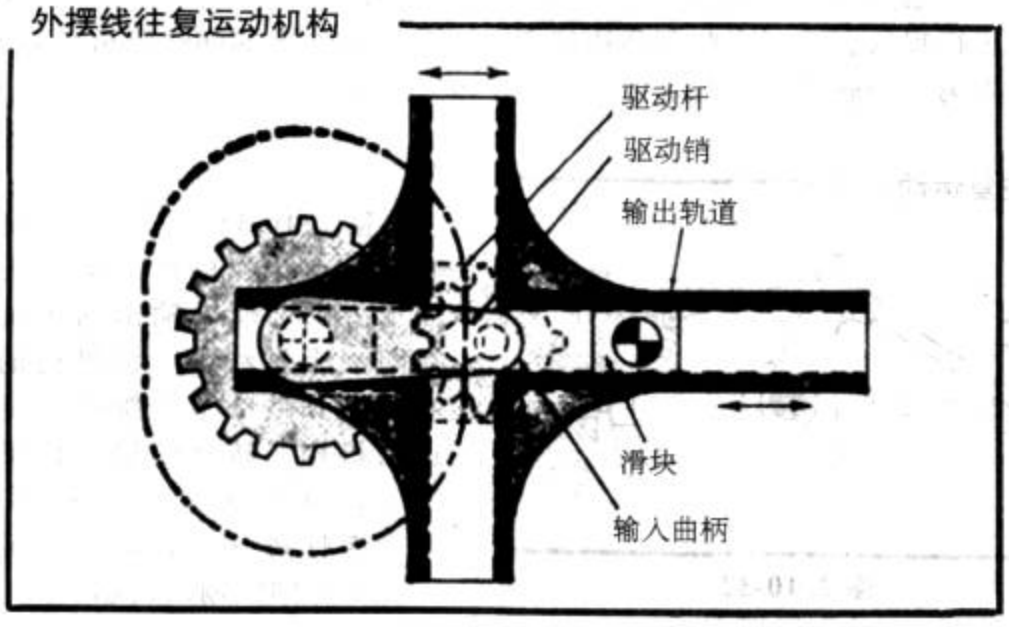


图 2.10-27 太阳齿轮是固定不动的，行星轮被输入曲柄驱动围绕着太阳轮转动。这个机构没有内摆线机构的内啮合齿轮。行星轮上的驱动销 P 的运动轨迹如图所示，该曲线包括两个接近平滑的部分。若销在槽内滑动，当输出构件在两个极端位置时能得到一个较短的歇停。如图所示，滑块被安放在水平槽中。

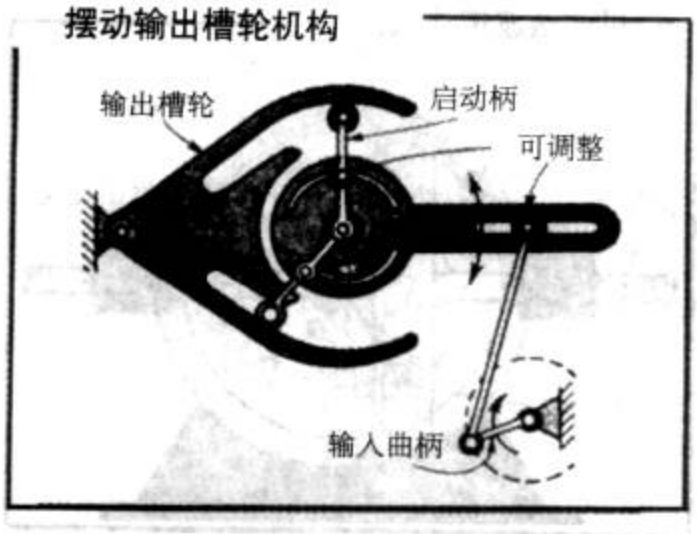


图 2.10-28 三个可调节的输出杆提供了可大幅度变化的摆动运动。输入曲柄使中心构件摆动，该构件有一个可调节的槽来改变行程。摆动运动被传给两驱动滚，这两个滚子交替进入槽轮的槽中并使其转位，开始沿一个方向转位，然后沿另一个方向转位。通过调节输出柄的角度可以获得更多的输出运动。

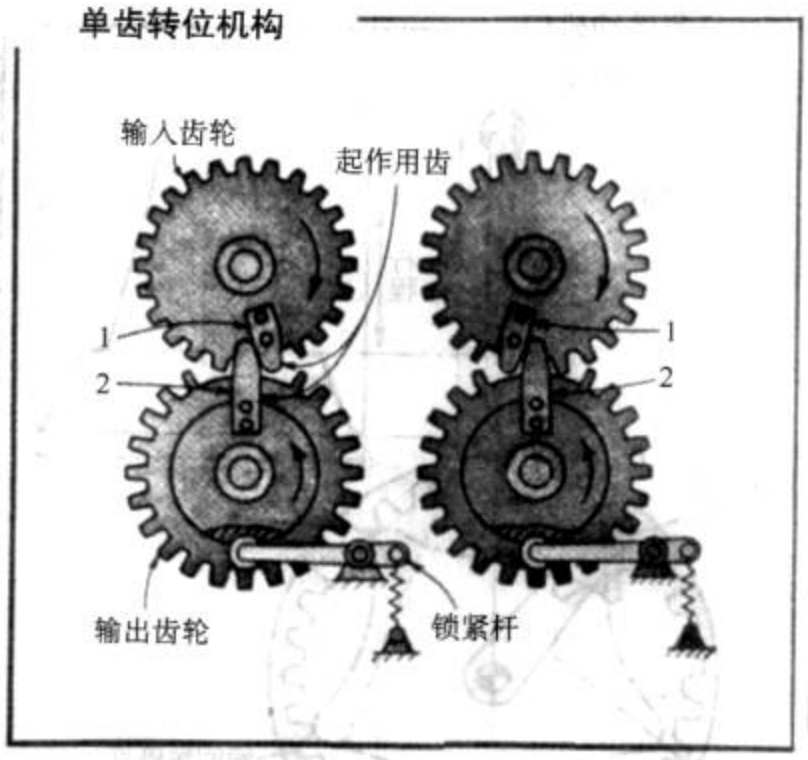


图 2.10-29 在这个转位机构中，关键是它的输入齿轮的应用，并且输入齿轮比输出齿轮的直径小。于是当两齿轮啮合时，输入齿轮的转速要比输出齿轮的大。在左图中，输入齿轮的推动齿(齿 1)推动输出齿轮(齿 2)，使两齿轮进入啮合。当输入轮转动一圈以后如右图，齿 1 在齿 2 的前面，两齿脱离啮合，输出齿轮暂停(输出齿轮被其底部的制动装置保持在此位置上不动)，大约输入齿轮转动 360°。

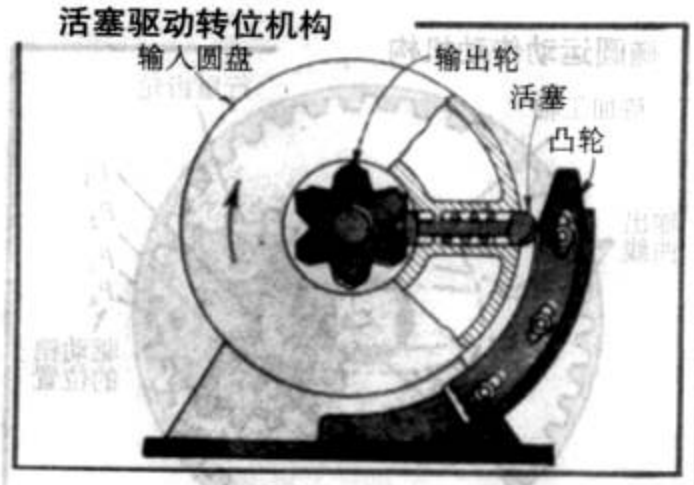


图 2.10-30

图 2.10-30 在该机构中，只有当活塞被凸轮顶到固定在输出轮上的齿轮时，输出轮才会转动，其中，通常情况下弹簧驱动的活塞处于齿轮之外。于是，输入盘每转一圈输出盘就会转动大概 60°，然后在余下的 300°中停止。

2.10.4 由转动到往复运动的机构

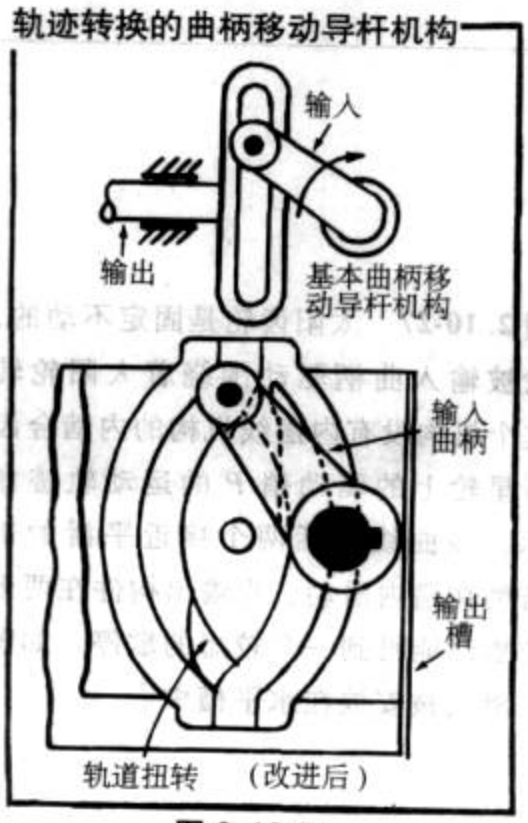


图 2.10-31

图 2.10-31 在一个典型的曲柄移动导杆机构中，驱动曲柄的转动被转变成输出导杆的往复运动。但是，这只能在每个末端得到瞬时的歇停。要得到较长的歇停，左边的槽(在改进的型式中)必须改为弧形，并且弧的半径等于输入曲柄的旋转半径。这样将在行程左端产生一个 90°的歇停。对于行程的右端，当曲柄到达转弯处时，挤压边上的弹性轨道扭转，然后转入第二个轨道，在右端也产生一个 90°的歇停。

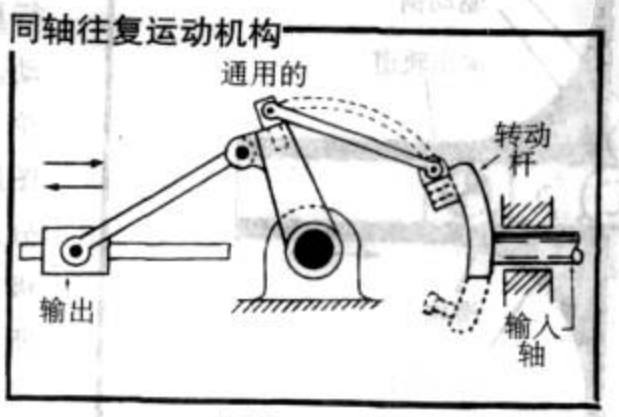


图 2.10-32

图 2.10-32 这是一个将旋转运动转换成往复运动的简单方法。输入输出两个轴在同一个轴线上。该机构的右半部分是一个三维的往复运动机构。转动的输入曲柄使它的连杆摆动。然后，第二个连杆将这个摆动转变成所需要的同轴输出运动。

2.10.5 变速机构

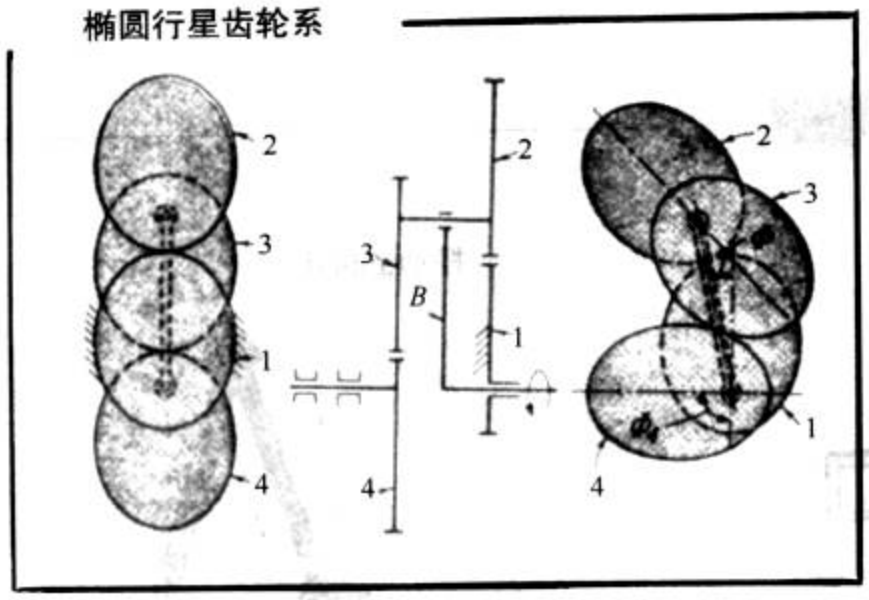


图 2.10-33 用椭圆齿轮代替普通的圆形齿轮，形成行星齿轮驱动。它能够提供较大的变角速度输出。

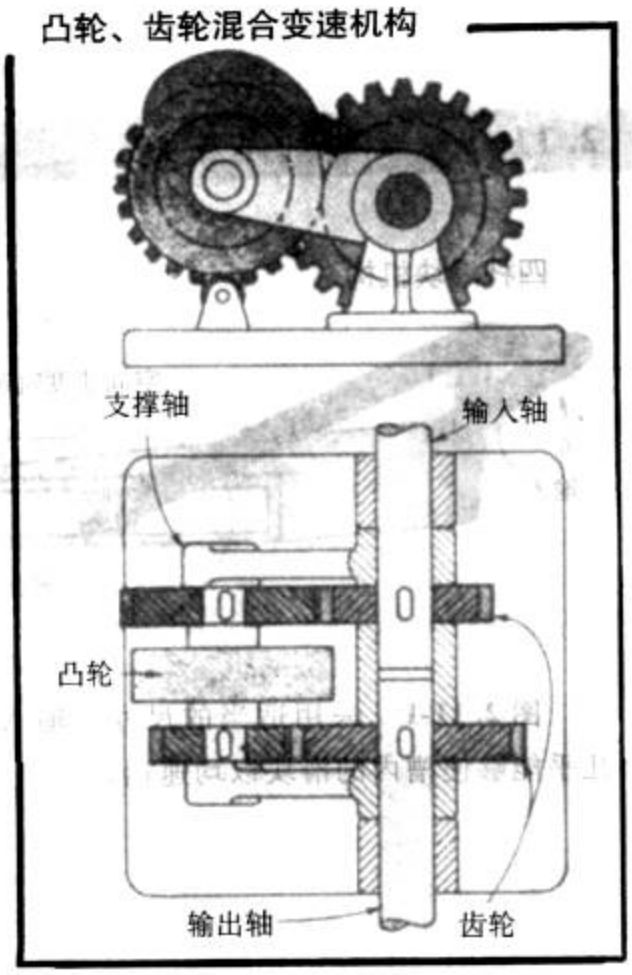


图 2.10-34

图 2.10-34 这是一个普通的平行齿轮减速器，但是它利用凸轮来改变所需要的输出速度。如果机构的支撑轴的中心是固定的，则输出运动是不变的。但是当在支撑轴上安装凸轮时，支撑轴会有一个振动，这个振动将改变最后的输出运动。

2.10.6 速度调节机构

图 2.10-35 通过改变球和主轴之间的距离，这个新式驱动机构的输出可以无限变化。这个驱动机构有多个圆盘，它们可以在共有的轴上随意转动，只有最左和最右两个圆盘靠键分别被安装在输入和输出轴上。其它圆盘携带三个距离排列一致的球，通过移动调节杆可以改变这三个球靠近轴心的距离。当圆盘 1 使第一组球转动时，由于半径 r_{x1} 和 r_{x2} 的不同，圆盘 3 的转速将慢于使圆盘 1 的转速。然后，圆盘 3 将驱动圆盘 5，圆盘 5 将驱动圆盘 7，它们之间有相同的速比，于是，计算总的速比可获得最后的减速比。

有效的半径可以通过下面来计算：$r_{x1} = R_x - 1/2D\cos\Psi$

$r_{x2} = R_x + 1/2D\cos\Psi$

式中，R_x 是轴心到球心的距离；D 是球的直径；Ψ 是圆锥角的一半。

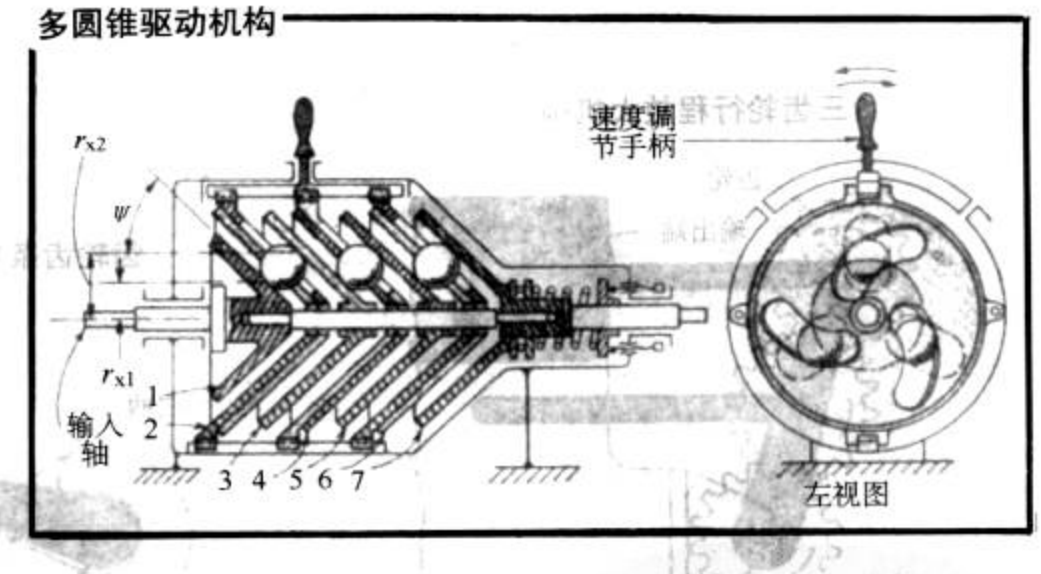
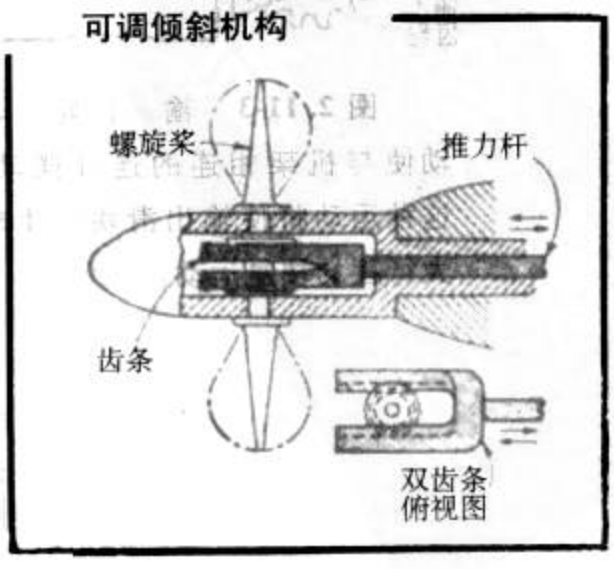


图 2.10-36 借助于齿轮齿条的移动，可以推拉这个可调倾斜螺旋桨的轴向控制杆，从而使螺旋桨叶片绕公共轴扭转。两个齿条，一个在上面，另一个在下面，提供螺旋桨叶片所需要的两个反向的扭转运动。



2.11 旋转运动转化为往复运动和歇停运动的机构

2.11.1 一些基本机构

四杆滑块机构

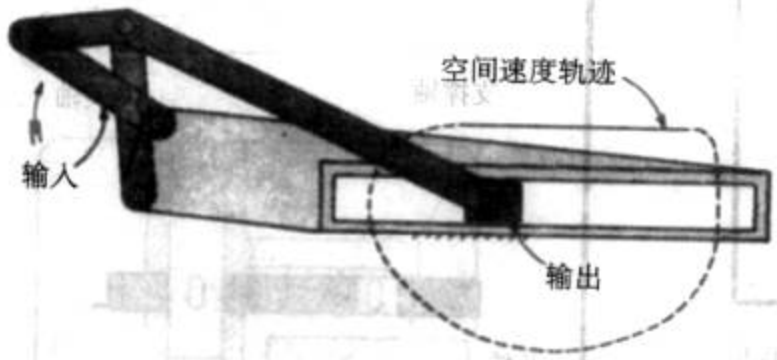


图 2.11-1 采用适当的尺寸，输入杆的转动几乎能够使槽内的滑块以均速运动。

摆动链机构



图 2.11-2 输入杆的旋转运动能被转化为连杆机构末端的直线运动。连杆安装在较小的链齿轮上，而较大的链齿轮安装在机架上。

三齿轮行程放大机构

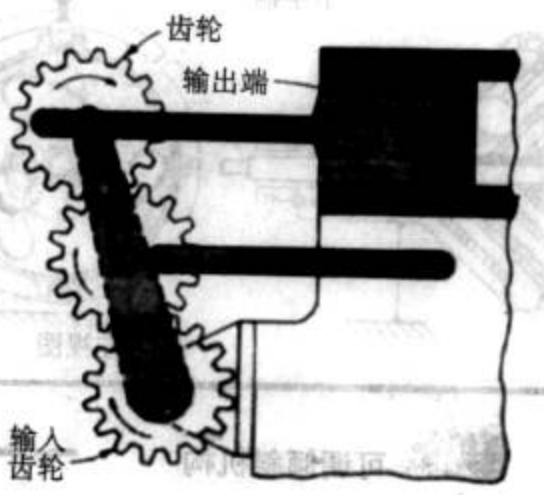


图 2.11-3 输入齿轮的转动使与机架相连的连杆摆动。这种运动将使输出滑块产生较大行程的往复运动。

齿轮齿条机构

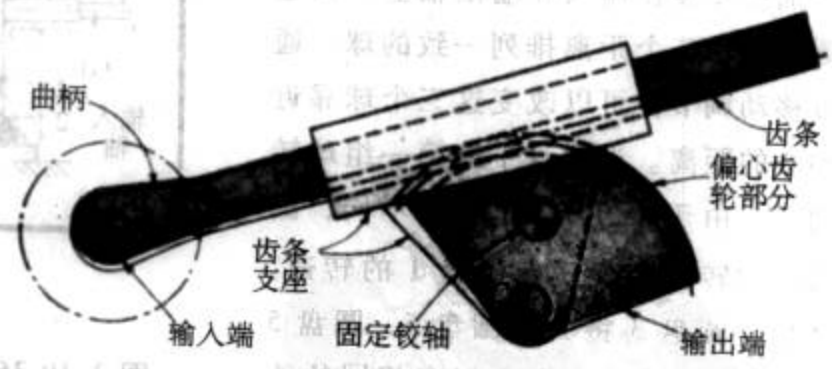


图 2.11-4 输入轴的旋转运动转化为输出齿轮的摆动。齿条支座和扇形齿轮在 C 点用销固定，但是扇形齿轮本身却绕 B 点摆动。

线性往复运动机构

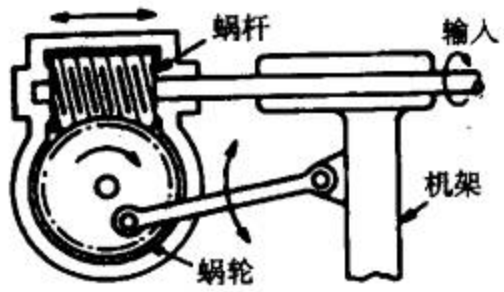


图 2.11-5 这个线性往复运动机构将旋转运动转化为与输入轴同轴线的往复运动。轴的旋转运动驱动了用连杆安装在机架上的蜗轮。于是，输入端的旋转运动使蜗轮驱动自己向右运动，从而产生往返运动。

盘—滚子驱动机构

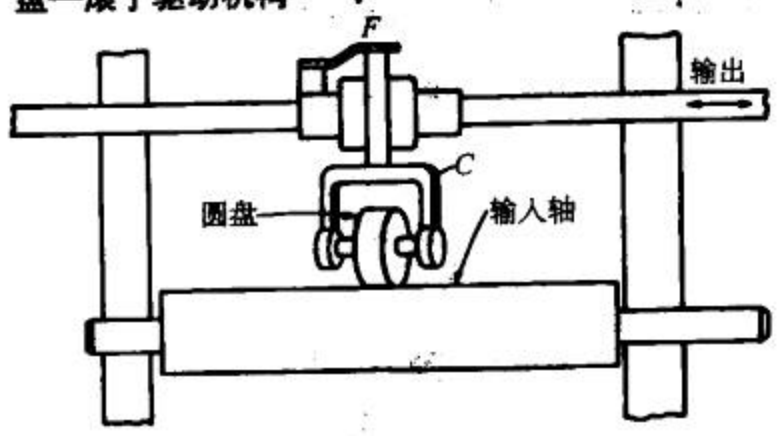


图 2.11-6 在这个驱动机构中，一个被硬化的圆盘与输入滚子的轴呈一定角度安装，并且将旋转运动转换为与输入轴平行的线性运动。滚子通过片弹簧 *F* 压在输入轴上。通过改变圆盘的角度很容易改变进给率。如果内置一个安全装置以防卡住，这个机构能够产生一种相当缓慢的进给。

轴承、滚子驱动机构

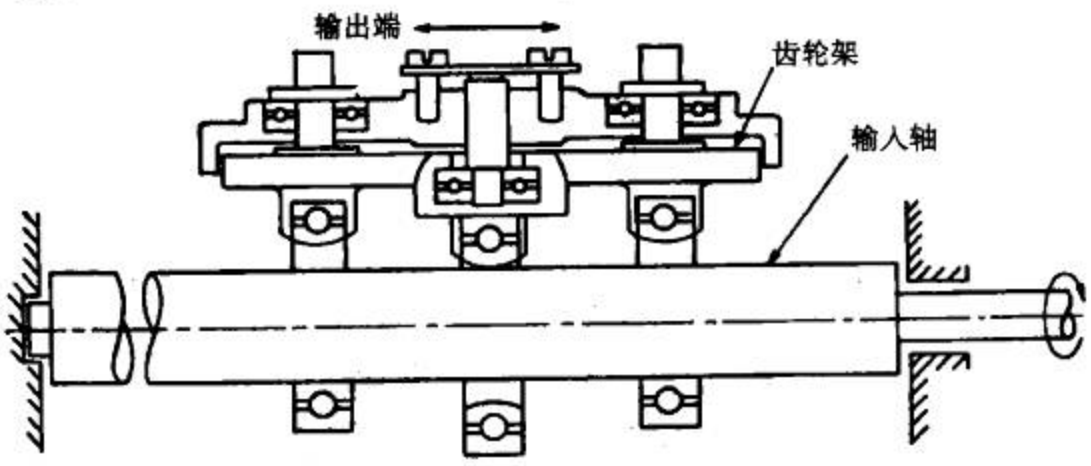


图 2.11-7 用三个球轴承代替单个的圆盘，可以避免在圆盘和滚子之间产生较大的赫兹应力。轴承的内圈在其中一侧接触。因此，需要一个传动装置来改变轴承的角度。这个机构也可以降低在轴上的弯曲力矩。

往复空间曲柄机构

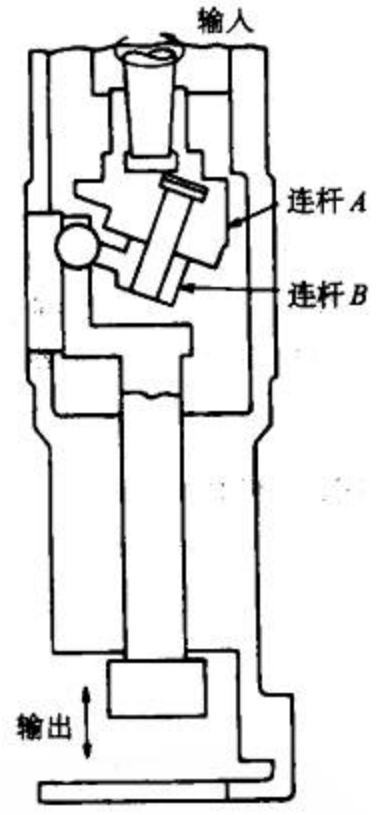


图 2.11-8 这个曲柄的转动输入使连杆 *A* 的底部表面相对于中心杆摇摆。连杆 *B* 与连杆 *A* 是脱离的，但是槽限制了它的转动，这导致输出部件线性往复运动。

2.11.2 长时间歇停机构

摆动曲柄、行星轮驱动机构

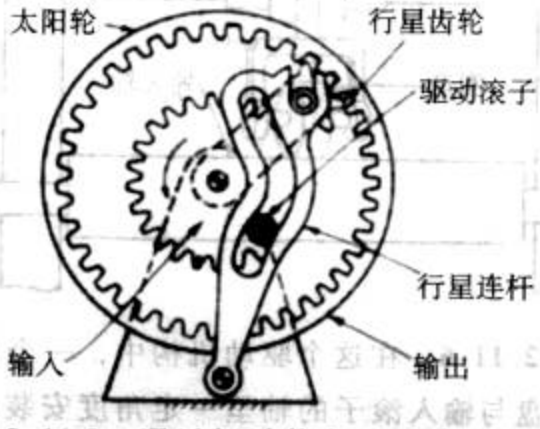


图 2.11-9 通过间歇停留运动来驱动行星齿轮。如图所示，驱动滚子与在行星连杆上的圆弧槽相配合。当滚子沿槽图示的截面移动时，连杆和行星齿轮保持不动。结果，输出太阳轮进行带有渐进摆动的旋转输出运动。

链条、摆动驱动机构

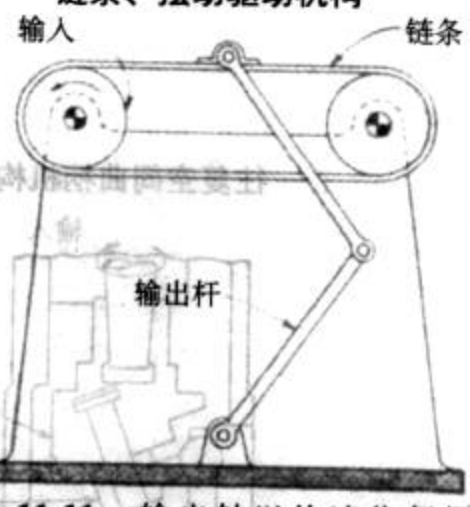


图 2.11-11 输出轴以均速往复摆动，但它在两端产生长时间的歇停，同时长度等于链轮的半径的链杆绕着两个链轮运动。

摆线歇停机构

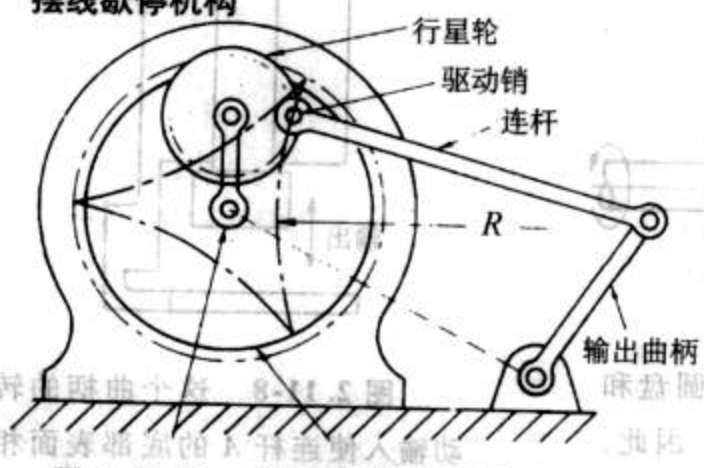


图 2.11-13 输出曲柄前后脉动，并在其右边的极限位置产生长时间的歇停。输入轴靠一个曲柄使行星齿轮旋转。行星齿轮上的驱动销沿图示的三角形摆线移动。摆线的右侧是半径接近为 R 的圆弧。如果连杆长度等于 R 时，在输入曲柄旋转完三分之一圈时，输出曲柄达到一个暂停。然后，输出曲柄反转，在左边极限位置歇停，反转，然后重复它的歇停。

链条、滑块驱动机构

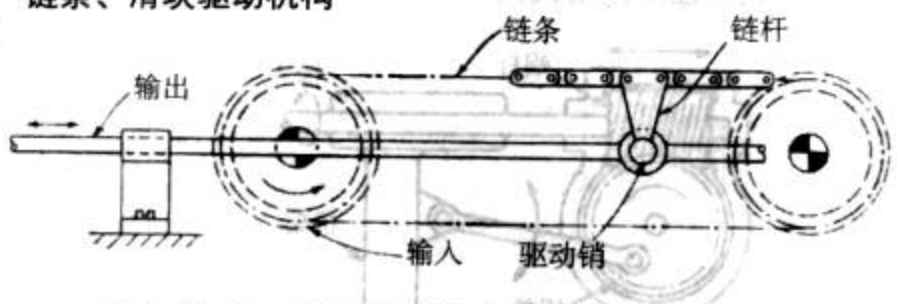


图 2.11-10 链杆驱动输出杆作摆动运动。当链销通过左端链轮时，会产生一个逐渐放慢的歇停。

链条、滑块驱动机构

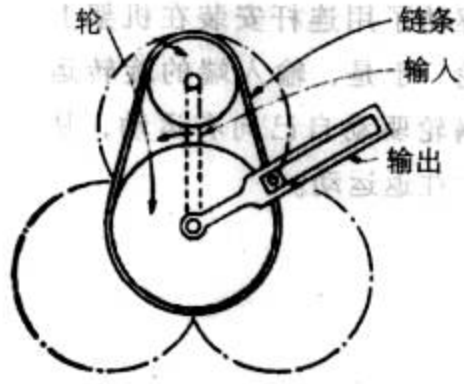


图 2.11-12 输入曲柄使小链轮绕着固定的大链轮的轨道转动。安装在链条上的一个连接块在输出杆的槽内滑动。在图示的位置，输出将开始一个大约 120°的长时间的歇停期。

凸轮、蜗轮歇停机构

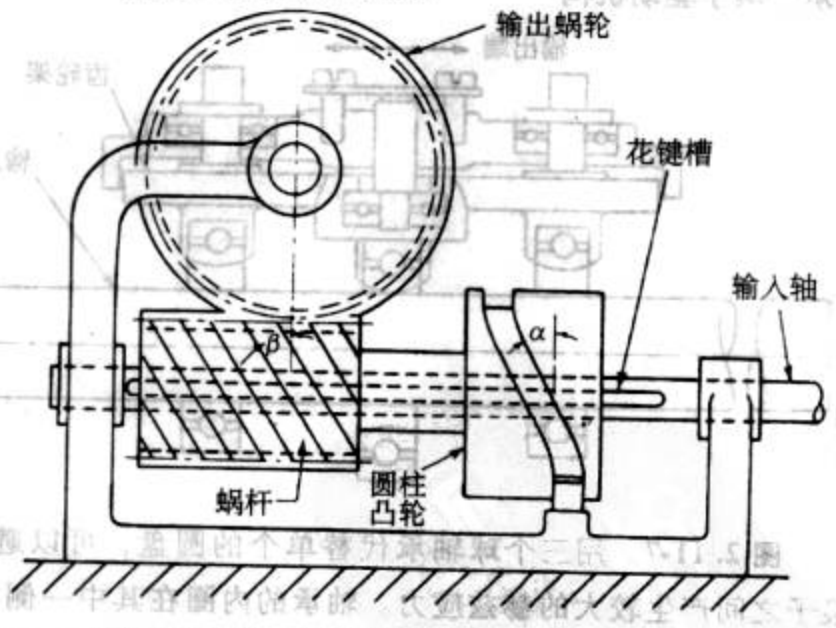


图 2.11-14 如果没有圆柱凸轮，图 2.11-14 中的输入轴将靠蜗杆以均速驱动输出蜗轮。然而，蜗杆和圆柱凸轮可以在输入轴上作线性滑动。由输入轴的旋转带动与圆柱凸轮相连的蜗杆作往复运动，于是，添加或减少了对输出的运动。如果圆柱凸轮的角 α 等于蜗杆的角 β，则输出在图示的转动的极限位置产生歇停。然后它加速旋转来弥补这个歇停时间。

凸轮、螺旋齿轮歇停机构

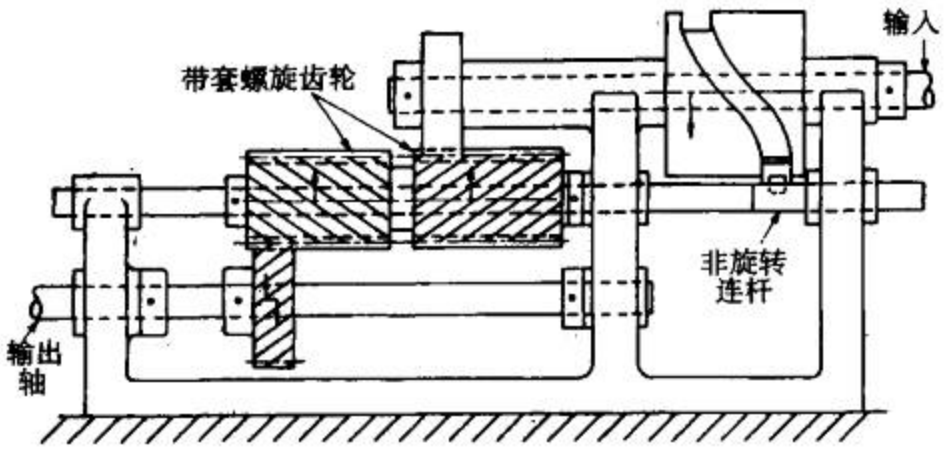


图 2.11-15 当一个螺旋齿轮沿轴线移动(转动被限制)时，由于螺旋角的作用它将向配对的齿轮传递旋转运动。这个原理被应用在图示的机构中。输入轴的旋转使中间轴向左移动，这将能使输出轴的转动加快或减慢。

凸轮、滚子歇停机构

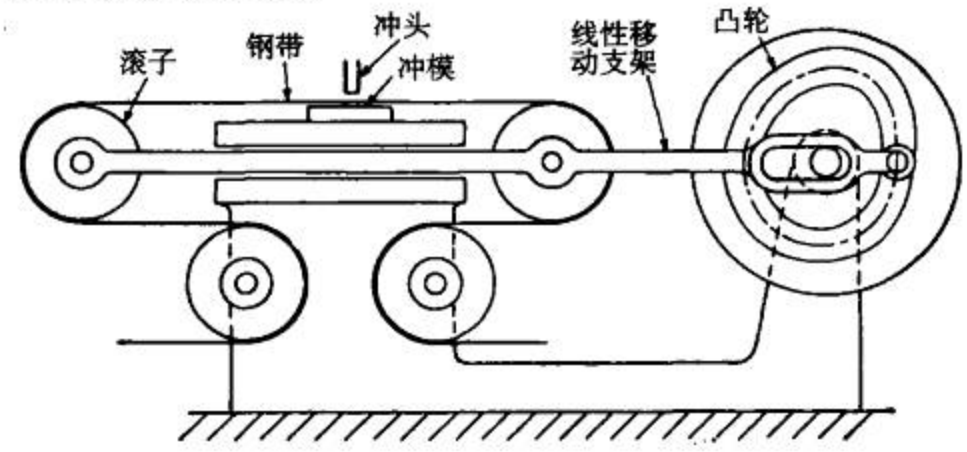


图 2.11-17 在这个机构中钢带均速进给，但是在冲模工位(如图中所示)，钢带应该停止以便执行冲压操作。当被向右移动时，钢带绕可移动的滚子运动。当滚子变成向右移时将带动钢带向右移动。因为钢带是向左正常进给的，所以如果采用适当设计的凸轮就能够消除线性进给率以便使钢带停止运动，冲压后再加速赶上正常的速率。

双曲柄歇停机构

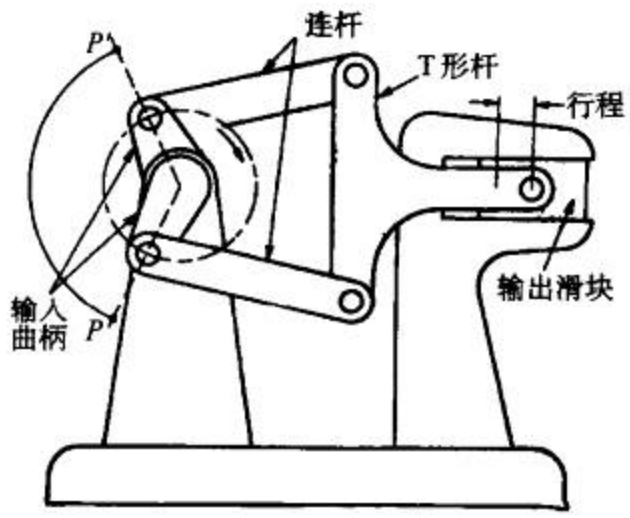


图 2.11-19 两个曲柄被连接到一个共同的轴上，这个轴也被作为输入轴。于是，两个曲柄之间的距离总是保持恒定不变的。机构中仅有两个机架点——输入轴中心和输出滑块导轨的中心。当输出滑块到达它行程的末端(向右)、一个曲柄转动 PP' 角时，输出滑块保持歇停。

六杆歇停机构

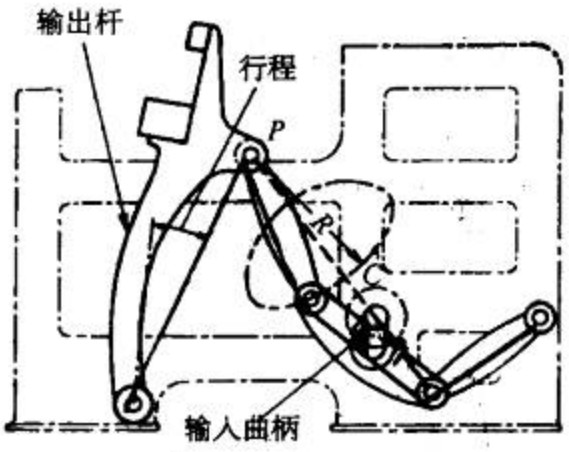


图 2.11-16 输入曲柄的旋转运动能使输出杆摆动，且在其右端极限位置有个长时间的歇停。产生这种情况的原因是 C 点的运动轨迹是一条接近于圆弧的曲线(从 C 到 C' 点，中心是 P 点)。当运动到曲线该段时，输出几乎是静止的。

三齿轮驱动机构

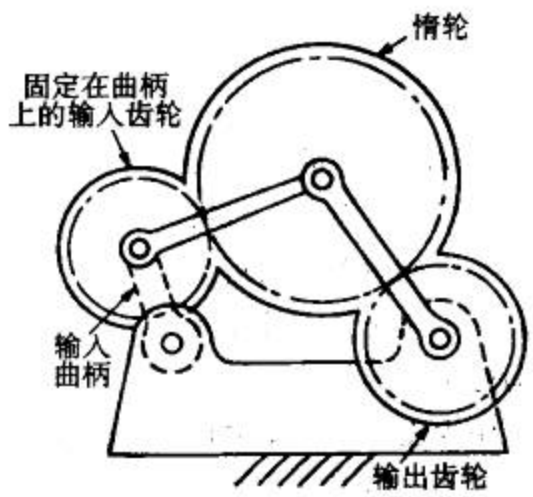


图 2.11-18 这个机构实际上是四连杆与三个齿轮的组合。当输入曲柄旋转时，它带动驱动齿轮转动，而驱动齿轮通过惰轮驱动输出齿轮。该机构可以获得多种输出运动。当齿轮间的相关直径改变时，输出齿轮可以摆动，达到一个短时间的歇停或短暂的反转运动。

快速凸轮、从动轮运动机构

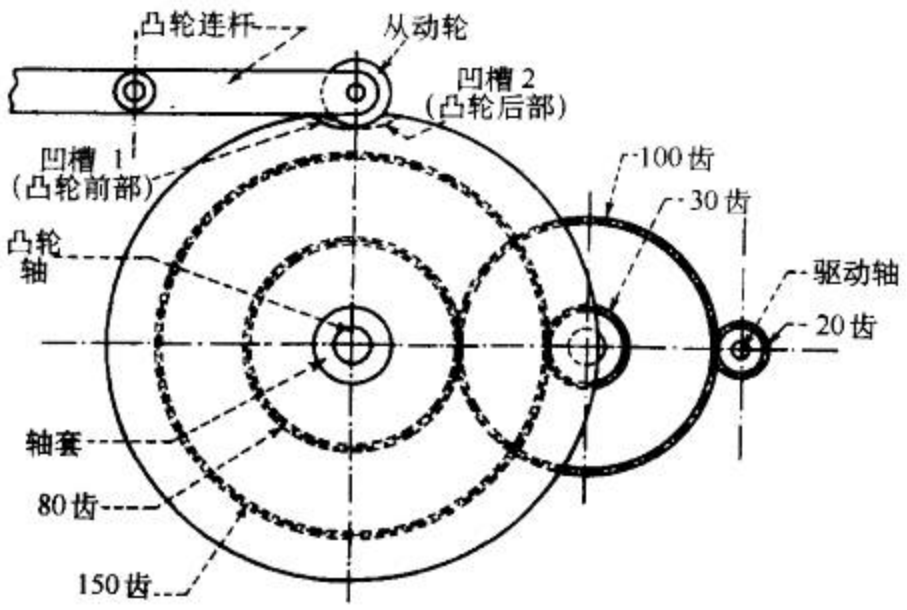


图 2.11-20

使用图 2.11-20 中的由多种凸轮、齿轮组成的机构，在驱动轴每旋转 n（这里 n 是一相当大的数）圈时，可以获得快速凸轮运动。单凹槽凸轮转动 $1/n$，对应凸轮轴在驱动轴每转一圈中转动一次，且凸轮在从动轮下相当慢的转动。图示的双凹槽凸轮机构循环 100 次使凸轮连杆工作一次，并对其传递快速运动。两个相同的凸轮之一和 150 个齿的齿轮通过键被连接到轴套上，轴套可以绕凸轮轴随意转动。凸轮轴带动第二个凸轮和 80 个齿的齿轮。30 个齿的齿轮和 100 个齿的齿轮是一体的，同时 20 个齿的齿轮被装配到一个旋转驱动的轴上。一个凸轮以传动比 1/4 进行转动；另一个凸轮以传动比 20/100 乘 30/150（1/25）进行转动。所以，这凹槽正好与驱动轴每转 100 圈重合一次（4 × 25）。凸轮连杆的运动等同于凸轮相对驱动轴以 1/4 的传动比进行转动。为了获得快速凸轮运动，n 必须分解为质因数。例如，如果 100 分解为 5 和 20 两个质因数，凹槽正好与驱动轴每转 20 圈重合一次。

间歇运动机构

图 2.11-21 中的机构经过改进可以产生停顿、没有停顿的变速或短暂反向运动的变速。一匀速转动的输入轴驱动链条绕链轮和惰轮转动。臂作为连接链条和输出曲柄末端之间的连杆。在机构的工作周期内链轮的传动比必须是 N/n，其中 n 为链轮的齿数，而 N 为链条的链节数。当 P 点绕着链齿轮从 A 点运动到 B 点时，曲柄匀速转动。在 B 点和 C 点之间，P 点减速运动；在 C 点和 A 点之间，P 点加速运动；而在 C 点，有个短暂的歇停。靠改变惰轮的尺寸和位置或臂和曲柄的长度，可以获得各种运动。如果缩短曲柄的长度，在 C 点附近会产生一短暂的反向运动；如果曲柄被加长，输出速度将在最大和最小速度之间变化，但所有速度都大于零。

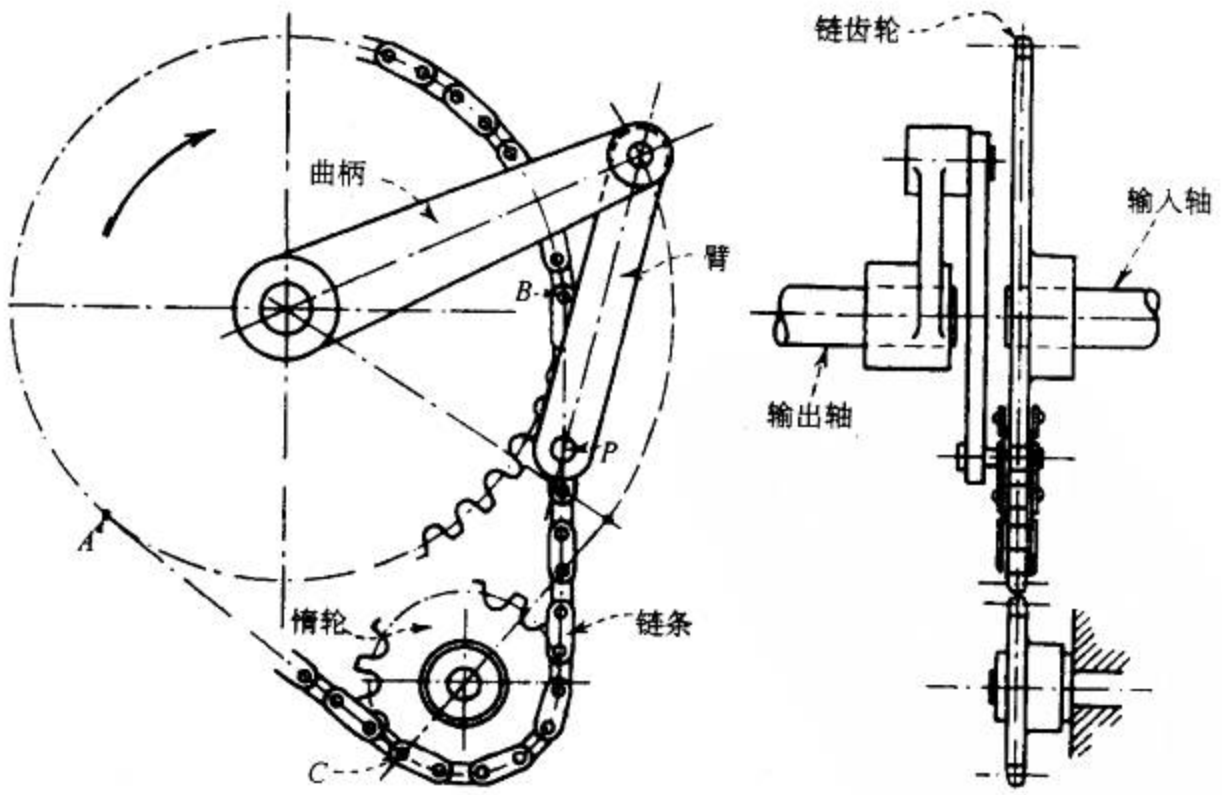


图 2.11-21

齿轮、滑块和曲柄机构

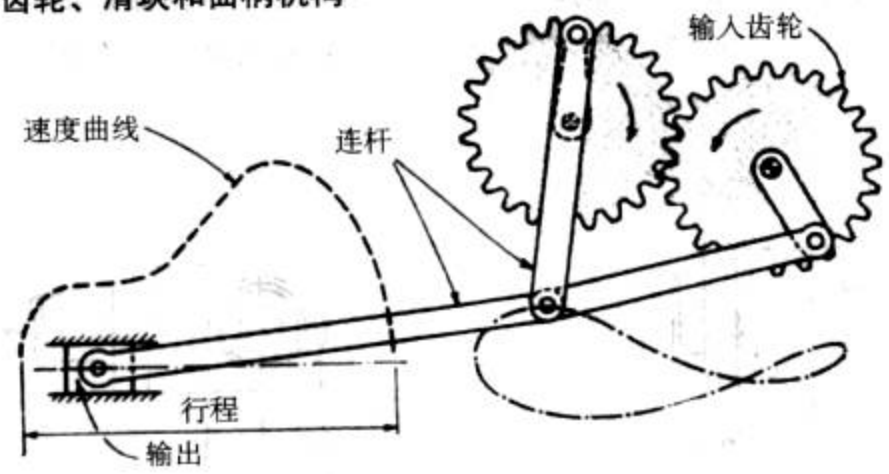


图 2.11-22 输入轴驱动两个齿轮，这两个齿轮依次驱动这些连杆产生如图所示的速度曲线。滑块缓慢地以恒速移动。

齿轮摆动曲柄机构

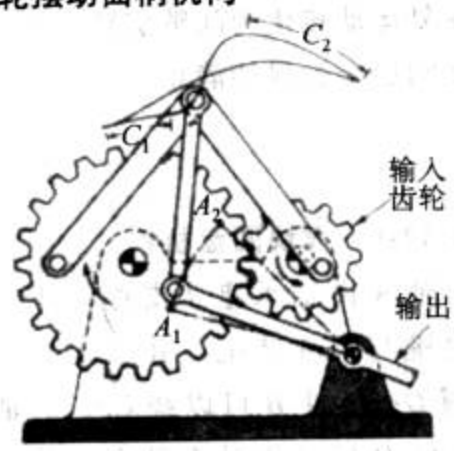


图 2.11-23 在这个机构中，连接销所形成的轨迹曲线有两部分，C_1 和 C_2，它们很接近于中点在 A_1 和 A_2 的两个圆弧。因此，被驱动杆在两个极限位置将有歇停。

曲线滑块驱动机构

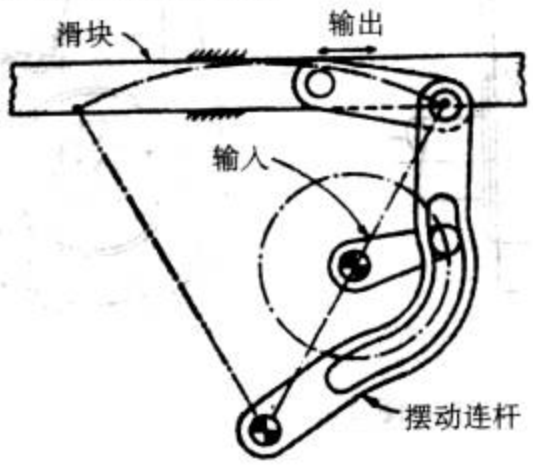


图 2.11-24 在摆动连杆上的圆弧槽允许连杆在输出滑块到达的右边位置时产生歇停。

三谐波驱动机构

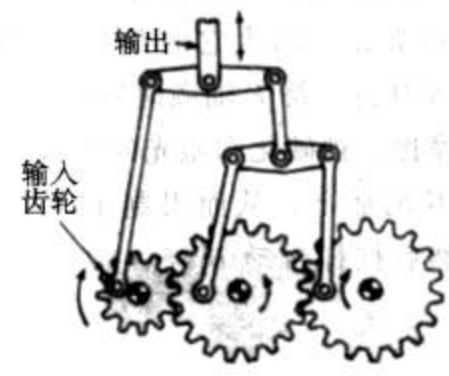


图 2.11-25 输入轴驱动与连杆相连的三个齿轮。连杆选择不同的长度可以获得变化范围较大的往复输出运动。另外，每个转动周期至少能够获得一个歇停。

惠氏急回驱动机构

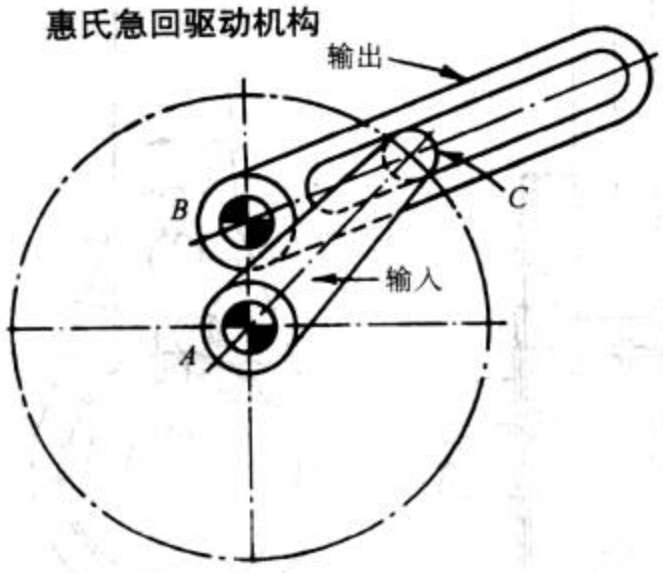


图 2.11-26 变化的运动能简单地被传给输出轴 B，但请注意 A 轴和 B 轴不共线。

轮和滑块驱动机构

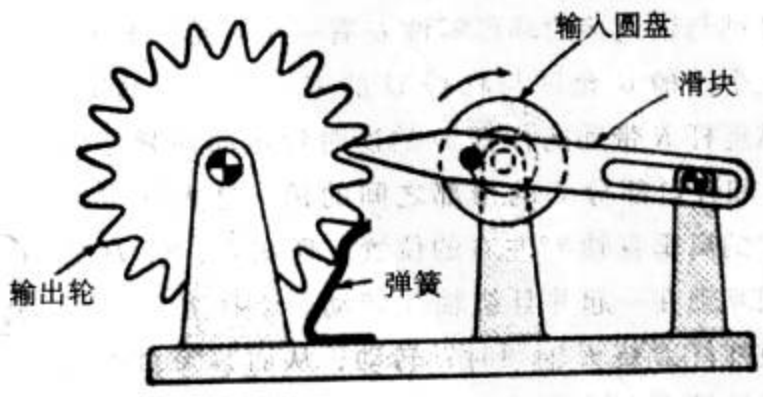


图 2.11-27 输入圆盘每转一圈，滑块向前与输出轮啮合并使其转过一个齿。当输出轮静止时，一个片弹簧将其锁住。

2.12 实现间歇旋转运动的摩擦装置

摩擦装置可以避免普通棘爪和棘轮传动中所常见的不利因素的影响。如：(1) 有噪声的运转；(2) 棘爪啮合需要间隙；(3) 载荷集中在棘轮的一个齿上；(4) 棘爪啮合依靠外部弹簧。这里介绍的五个机构都是将一个连杆的往复运动转化为间歇旋转运动。连杆向左的行程驱动轴逆时针转动，此时这个轴是自由轴。在连杆向右的回程期间这个轴保持静止。

图 2.12-1 楔块圆盘机构。

其中轴 *A* 由轴承座 *J* 支撑；环形零件 *C* 通过键与轴 *A* 装配，并且它有一个环形凹槽 *G*；零件 *B* 可以绕着 *C* 的轴肩转动；杠杆 *D* 可以相对 *E* 转动，并且与连杆 *R* 相连，连杆 *R* 由一个偏心轮(图中未表示)驱动。连杆 *R* 向左边移动时，连杆 *D* 绕 *E* 轴作逆时针旋转直到 *F* 表面楔入凹槽 *G*。*D* 的持续转动使得 *A*、*B* 和 *D* 像一个整体一样绕着 *A* 逆时针转动。输入运动的反向运动立即使 *F* 表面脱离凹槽 *G*，于是解除轴 *A* 的锁紧，在它回程期间轴 *A* 保持静止，因为它的载荷使摩擦力减少。当 *D* 持续绕 *E* 轴顺时针转动时，为了减小摩擦，被硬化和抛光的拐角点 *H* 支撑凹槽 *G* 的底部，从而限制了进一步的转动。然后杠杆带动 *B* 绕 *A* 转动直到行程结束。

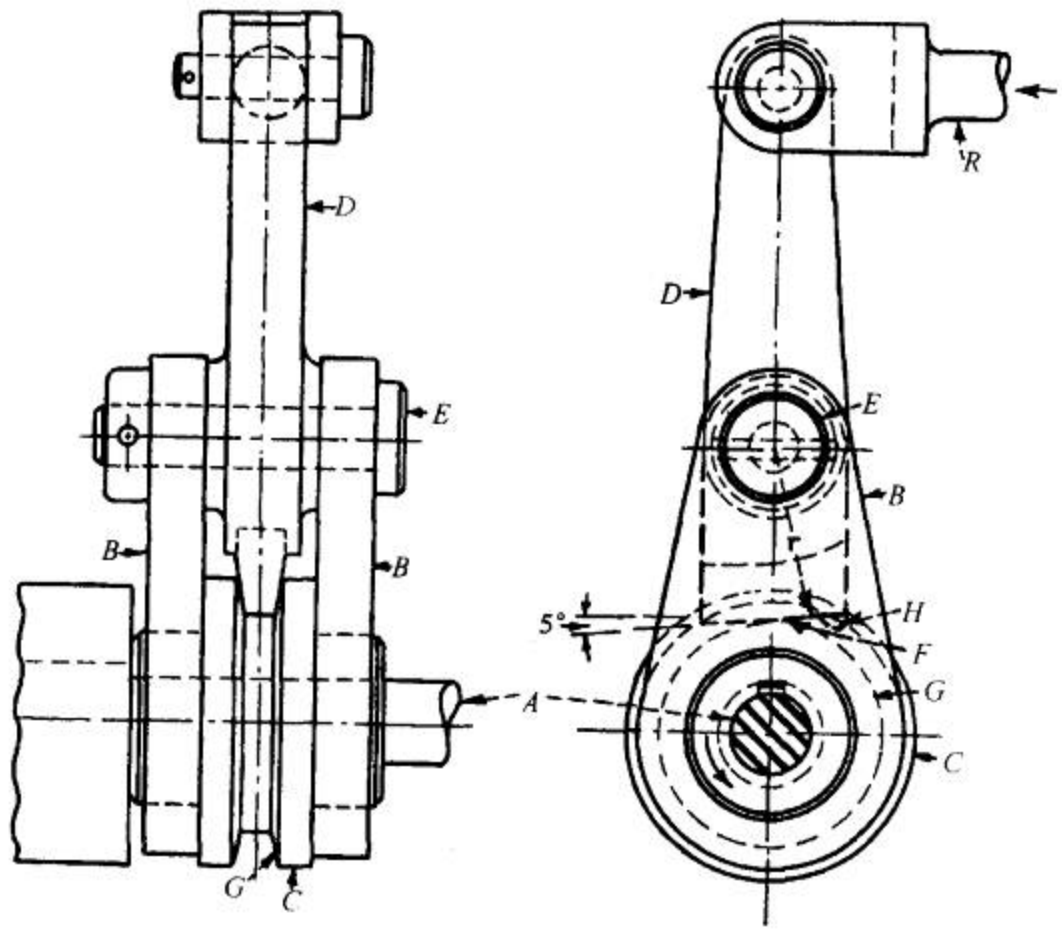


图 2.12-1

图 2.12-2 销和圆盘机构。

绕着 *E* 转动的杠杆 *D* 上的小长孔 *K* 中有一个销 *F*。孔 *K* 允许销作少许的垂直运动，但用螺钉 *J* 限制其在水平方向上的运动。零件 *B* 可以绕轴 *A* 随意转动。在零件 *B* 上的开口部分 *L* 和 *H* 分别允许与销 *F* 和杠杆 *D* 有一个间隙。通过键与轴连接的环形零件 *C* 有一个环形凹槽 *G*，这个凹槽 *G* 允许与杠杆 *D* 的末端有一个间隙，靠连杆 *R* 带动的杠杆 *D* 的逆时针运动锁紧零件 *C* 和开口部分 *L* 的顶部之间的销。这大约发生在偏离垂直轴 7°左右的位置。现在 *A*、*B*、*D* 被相互锁在一起并且绕轴 *A* 转动。连杆 *R* 的回程使杠杆 *D* 绕 *E* 轴顺时针转动，从而解除斜楔锁紧的销直到销碰到 *L* 的侧壁。由于载荷的作用，当解除锁紧的轴 *A* 保持静止时，连杆 *R* 向右的连续运动使 *B* 和 *D* 绕轴 *A* 顺时针转动。

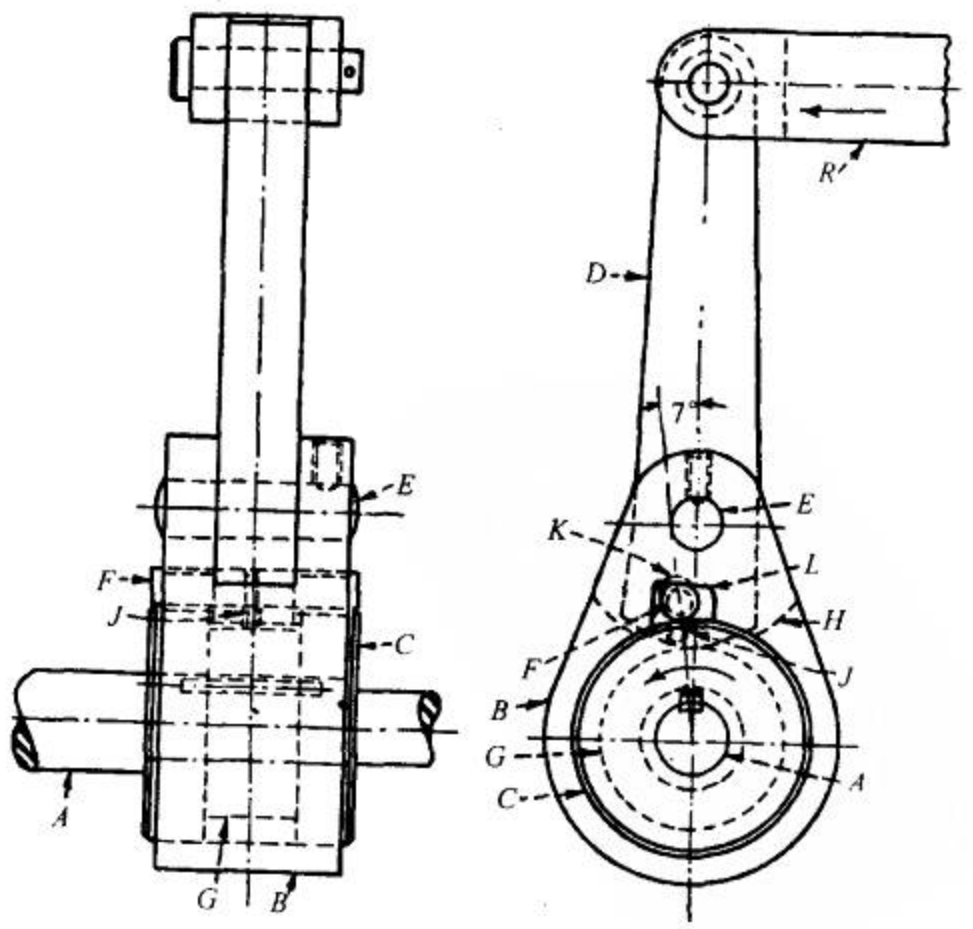
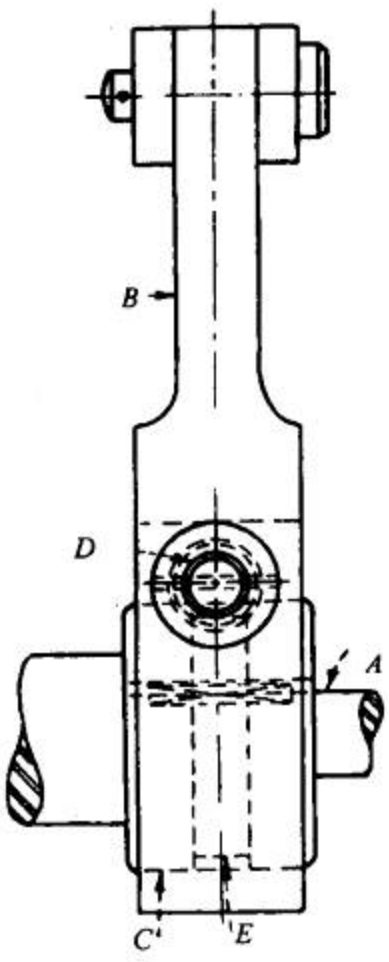


图 2.12-2



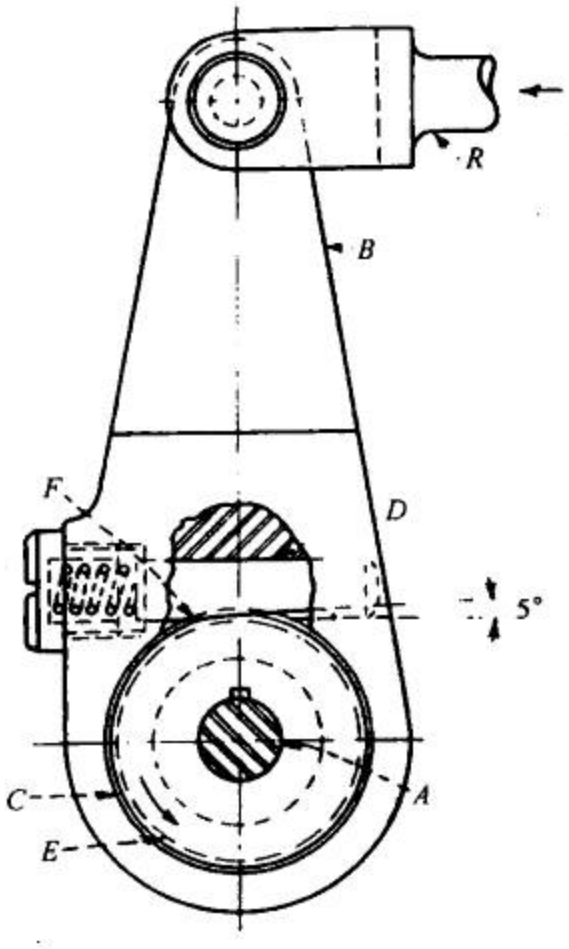


图 2.12-3

图 2.12-3　滑动销、圆盘机构。

借助于弹簧压力，零件 *B* 绕轴 *A* 作逆时针转动使销 *D* 相对零件 *B* 向右运动直到销的底部平面 *F* 与环形零件 *C* 的环形凹槽 *E* 相互楔紧。为产生最有效的楔紧作用，销的底部的倾斜角大约是 5°。环形零件 *C* 通过键与轴 *A* 进行连接。现在 *A*、*C*、*D* 和 *B* 作为一个整体逆时针转动直到连杆 *R* 的行程结束。*B* 的反向运动使销 *D* 解除楔紧，以便在零件 *B* 进行顺时针转动时轴 *A* 保持静止。

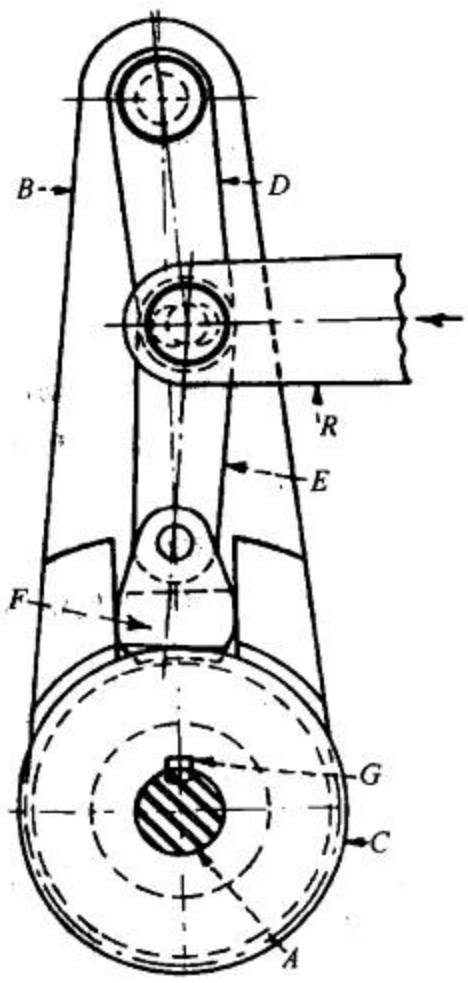


图 2.12-4

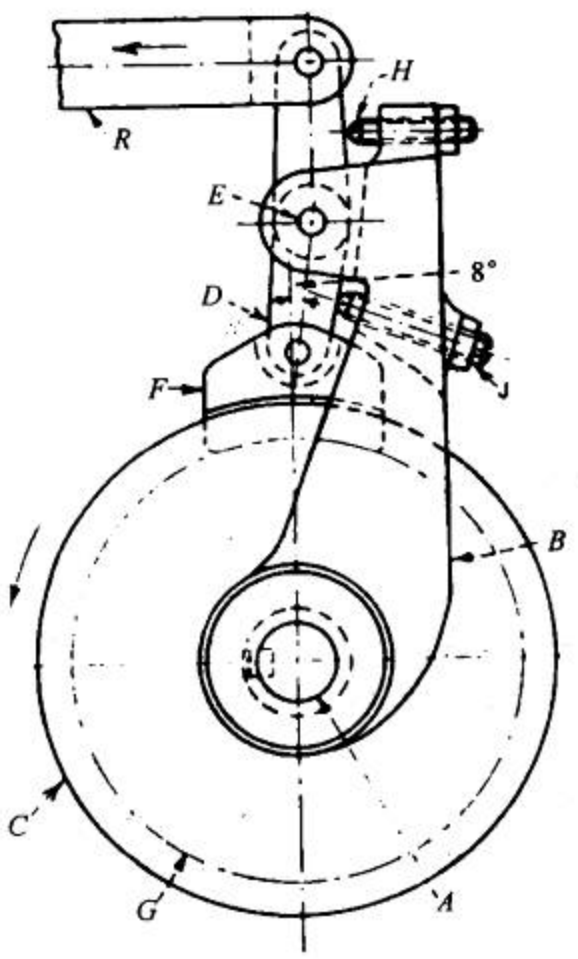


图 2.12-5

图 2.12-4　肘杆、圆盘机构。

依靠拉直肘杆 *D* 和 *E*，连杆 *R* 开始输入行程（向左运动）楔紧在凹槽 *G* 中的楔块 *F*。零件 *B*、两个肘杆和环形零件 *C* 通过键与轴 *A* 进行连接，它们绕着 *A* 一起逆时针转动直到连杆 *R* 的行程结束。连接杆 *R* 的反向运动提起楔块 *F*，于是轴 *A* 被释放，这时零件 *B* 持续顺时针转动直到行程结束。

图 2.12-5　摇杆、圆盘机构。

依靠作往复运动的杆 *R* 向左运动的拉动，杠杆 *D* 绕支点 *E* 逆时针转动，于是，楔块 *F* 进入圆盘 *C* 的凹槽 *G* 中。轴 *A* 通过键与 *C* 进行连接，并且和零件 *B*、杠杆 *D* 作为一个整体逆时针旋转。连杆 *R* 的向右的回程使杠杆 *D* 绕支点 *E* 作顺时针转动，从而从凹槽 *G* 中拉出楔块 *F*，于是轴 *A* 被解决约束，这时 *D* 和接触调节螺钉 *H* 带动 *B* 绕 *A* 运转直到行程结束。调节螺钉 *J* 防止楔块 *F* 在凹槽中锁死。

2.13 无齿棘轮机构

带有弹簧、滚子和其它装置的棘轮机构保持一个方向的运动。

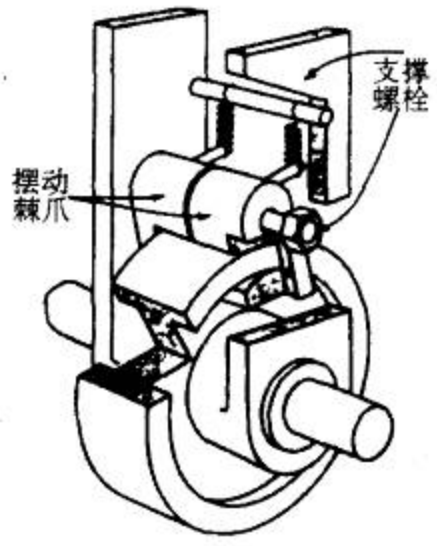


图 2.13-1

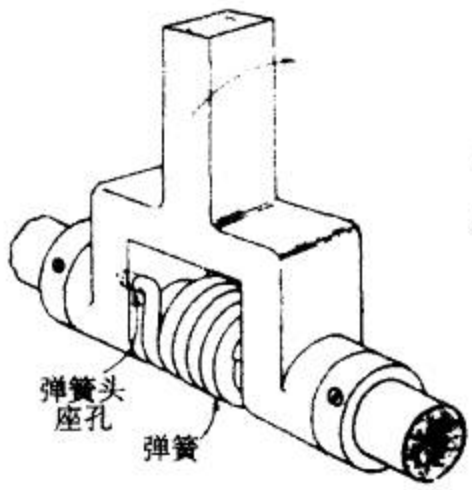


图 2.13-2

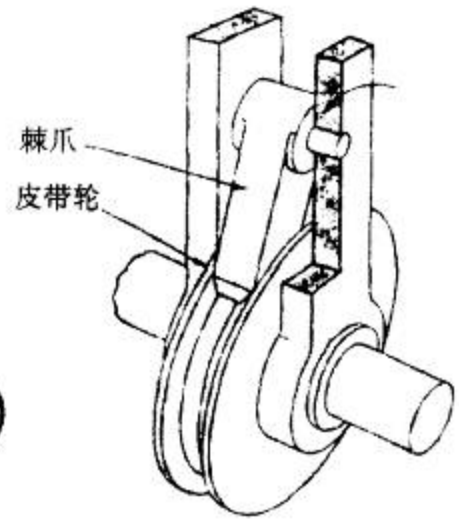


图 2.13-3

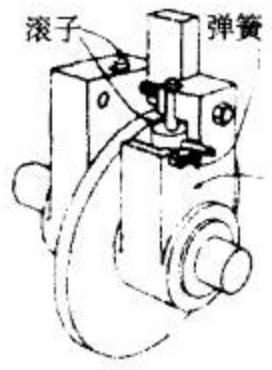


图 2.13-4



图 2.13-5

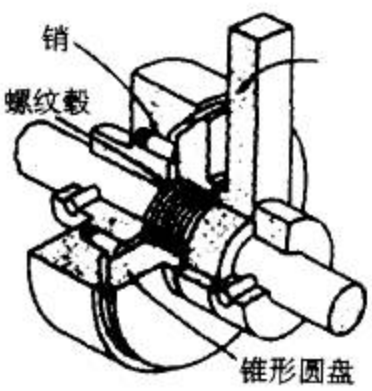


图 2.13-6



图 2.13-7

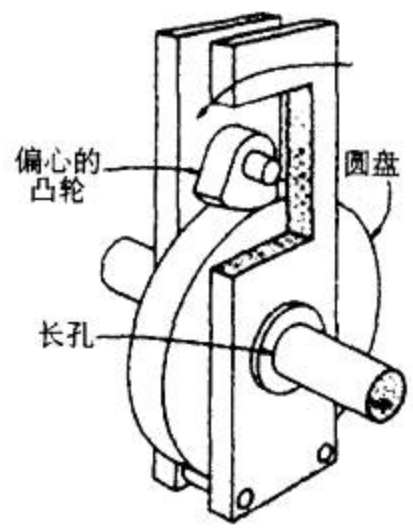


图 2.13-8

图 2.13-1 当杠杆向前摆动时，**摆动棘爪**卡在轮缘处，而在回程时松开。与支撑螺栓间隙配合的孔将确保相邻两个摆动棘爪的表面保持接触。

图 2.13-2 因为**弹簧**的内圈直径比轴的外圈直径小，所以弹簧把轴挤压的很紧。在向前的行程中，弹簧缠绕更紧，在反向行程中，弹簧松开。

图 2.13-3 当棘爪楔入凹槽中时，**V 形带轮**被推转。为了紧密配合，棘爪的底部被加工成类似 V 带的锥形。

图 2.13-4 **偏心滚子**在向前行程中挤紧圆盘。在回程中，滚轮向后旋转而解除锁紧。弹簧可保持偏心滚子和圆盘接触。

图 2.13-5 **齿条**被加工成楔形以便轴正向转动时齿条可以在滚齿轮和圆盘之间被楔紧。当驱动杠杆作回程时，它通过挡板带动齿条脱离楔紧。

图 2.13-6 **锥形圆盘**像螺母一样沿着杠杆的螺纹毂中心前后移动。带弹簧的销的少许摩擦可以使锥形圆盘不能随螺纹毂转动。

图 2.13-7 当杠杆沿一个方向转动时，**平板弹簧**在圆筒内伸展，当杠杆沿相反方向转动圆筒时，很容易拉动平板弹簧。

图 2.13-8 在工作周期的一半时，**偏心凸轮**楔紧圆盘。在连杆上的长孔使凸轮在其位置上楔得更紧。

2.14 凸轮控制的行星轮系

在新型机构中设计一个带凹槽的凸轮，可以产生变化范围较大的输出运动。

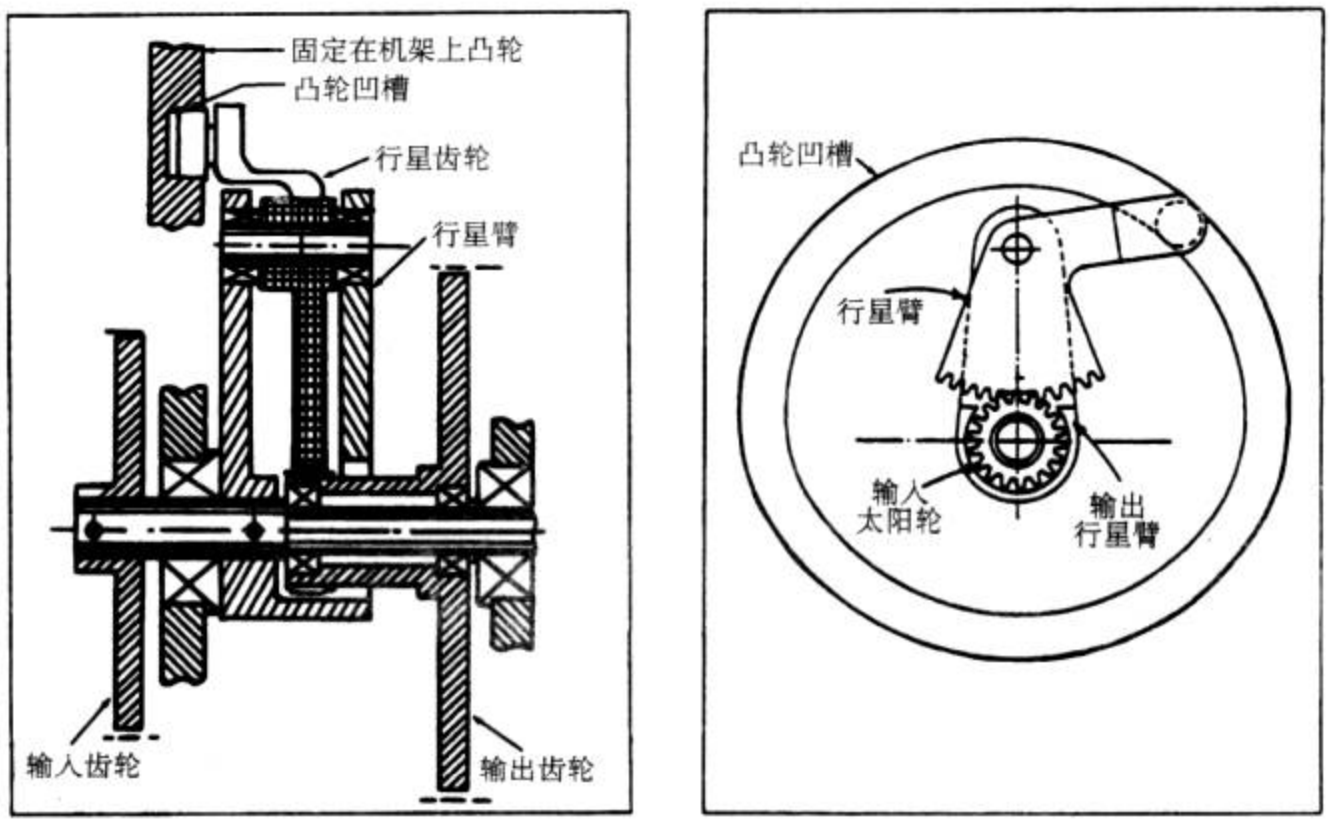


图 2.14-1 用于胶片传送的一个凸轮行星机构的**详细结构**。

你想要行星轮系的各种输出运动中有更多的变化吗？用一个带凹槽的凸轮控制行星轮你就能够实现。这种方法给行星轮系带来如下附加特性：

- 实现长时间歇停、最小加速和减速的间歇运动；
- 速度周期变化；
- 在每个输入周期中有二级以上的恒速。

由于要求行星轮系的输出与凸轮的轮廓保持同步工作，这种行星轮系的设计比较复杂。然而，这种机构现在已用于胶片的传送并且应该在自动化机器中有广泛的应用。这里给出方程、表格和步骤，它们将使设计过程更容易。

1. 机构怎样工作？

因为行星齿轮不允许作整圈的旋转，所以行星齿轮不必整圈加工出齿，一个扇形齿轮即可。太阳轮和输出齿轮是一体的。行星臂被固定到输入轴上，输入轴与输出轴是同轴的。安装在行星轮上的是随动滚子，这个随动滚子被安放于凸轮的凹槽内。凸轮被固定在机架上。

行星臂(输入)以匀速转动，并且每个周期转一圈。太阳轮(输出)在每个周期也一圈。然而，靠行星齿轮相对行星臂的摆动，机构的运动被改变。这种运动是靠凸轮的控制来完成的(一个半径固定的凸轮将不影响输出，而且驱动仅能产生 1:1 的固定传动比)。

2. 与其它装置的比较

这种凸轮、行星轮机构的主要特点是它具有产生广泛变化的非均匀运行的能力。这种功能可用不少于两个的数学表达式来定义，每个表达式在各自的区间范围内有效。被广泛了解的间歇机构不包括这些特征：内外棘轮、三齿轮驱动和心形曲线驱动。

三齿轮和心形曲线驱动可以提供一个歇停，但仅仅是一个中很短的时间。当采用凸轮、行星轮时，靠在行星轮和太阳轮之间实现 4:1 的传动比，一个机构在 360°的周期内可以获得超过 180°的歇停。

此外，如果只靠凸轮本身会有产生往复运动的缺点。换句话说，在工作周期内输出总要出现回程，在许多应用中这是不允许的。

3. 设计步骤

一个行星齿轮系的基本方程如下：

$$d\theta_S = d\theta_A - n d\theta_{P-A}$$

式中，$d\theta_S$ = 太阳轮(输出)的转动(°)；

$d\theta_A$ = 行星臂(输入)的转动(°)；

$d\theta_{P-A}$ = 行星齿轮相对行星臂的转动(°)；

n = 行星轮对太阳轮的传动比。

这个系统所需的输出运动通常由运动曲线的形式来决定。于是，设计步骤如下：

- 选择适当的行星齿轮与太阳轮的传动比；
- 列出行星轮的运动(如同凸轮随动件的运动)方程；
- 计算适当的凸轮轮廓。

第3章

特定用途机构

3.1 9种不同的球型直线导轨

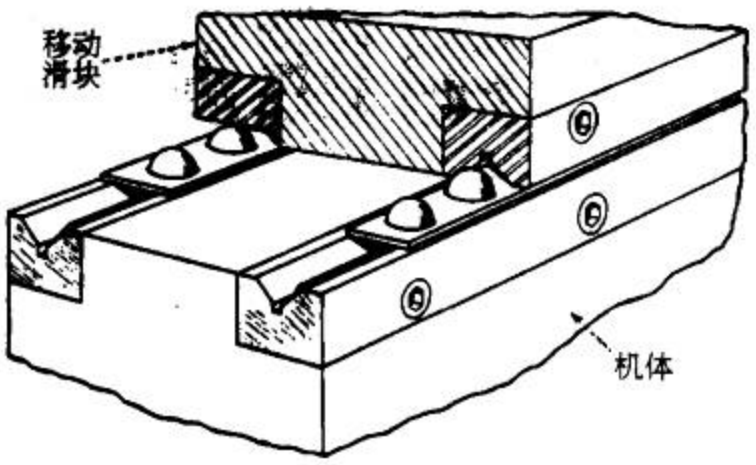


图 3.1-1 由V形槽和平面组成的一个简单的水平球型导轨适合用在无侧向力的往复运动中，它要求有一个重型的滑轨来保证球的连续接触。球保持架确保了球的运动空间，其接触表面经过硬化和研磨处理。

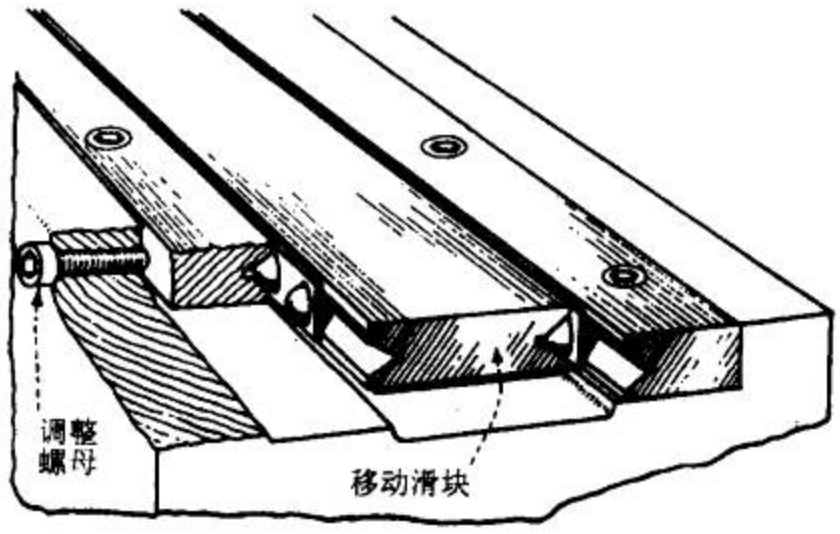


图 3.1-2 当滑块处于垂直位置或者受到横向载荷时，双V形槽是必要的。在滑道中通过调整螺母或者弹簧力来防止松动。球和V形槽之间的金属与金属的接触确保了运动的精确性。

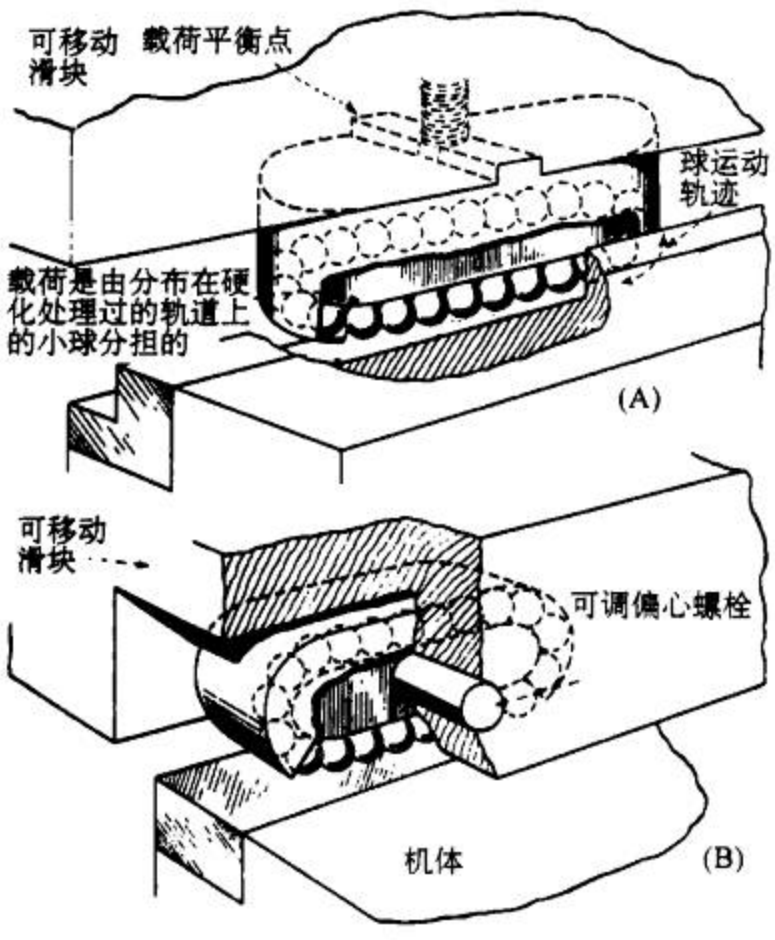


图 3.1-3 球支架的优点是不限制运动，因为球都能够自由地作圆周运动。球支架最适合用于承受垂直方向的载荷。(A)图中类型具有侧向预紧力，所以也要有侧向约束。(B)在平面上球支架很容易调整。

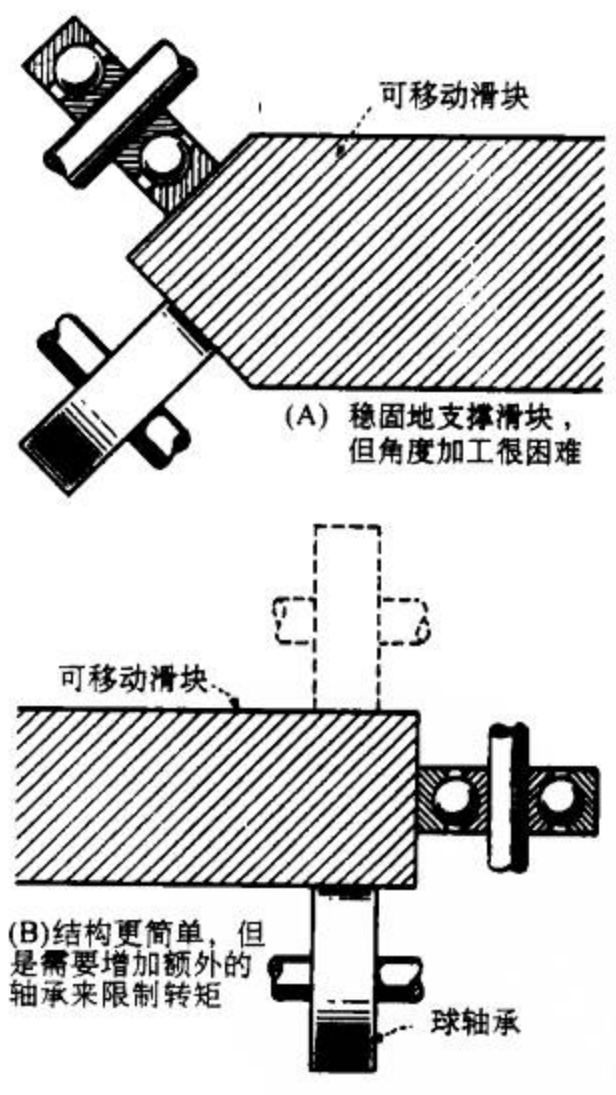


图 3.1-4 工业用球轴承可以被用来生产作往复运动的滑块。为了防止滑块的松动调节是必要的。(A)带斜面的滑块。(B)矩形滑块。

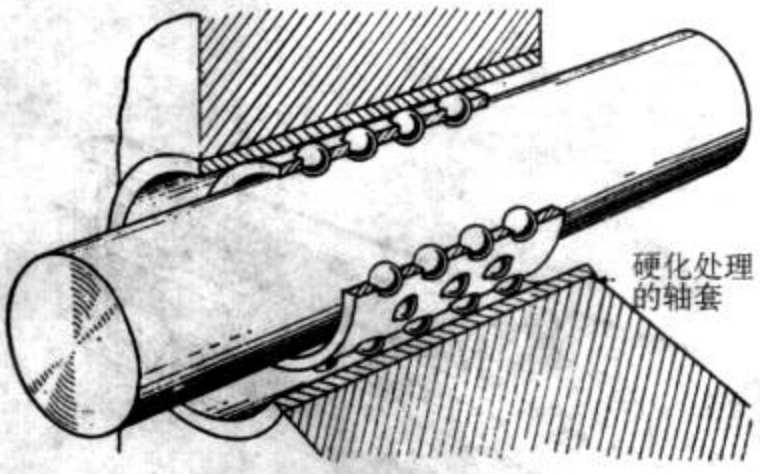


图 3.1-5 这种由硬化处理的轴套、球和保持架组成的套筒轴承可用于往复和摆动运动中。与本图中的轴承相似，该轴承在运转中受到限制。这种轴承在任何方向上都能承受横向载荷。

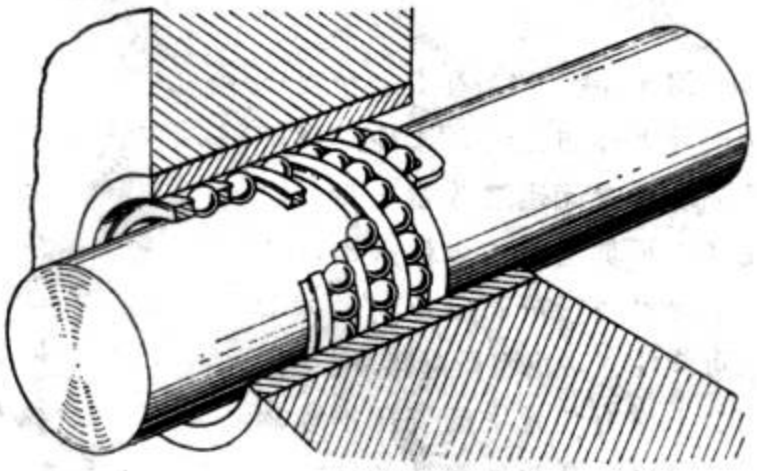


图 3.1-6 这种往复运动球轴承的设计是为了实现旋转运动、往复运动和摆动。一个线型保持架在其螺旋轨道上固定球。行程大约是外部轴套和保持架长度之差的两倍。

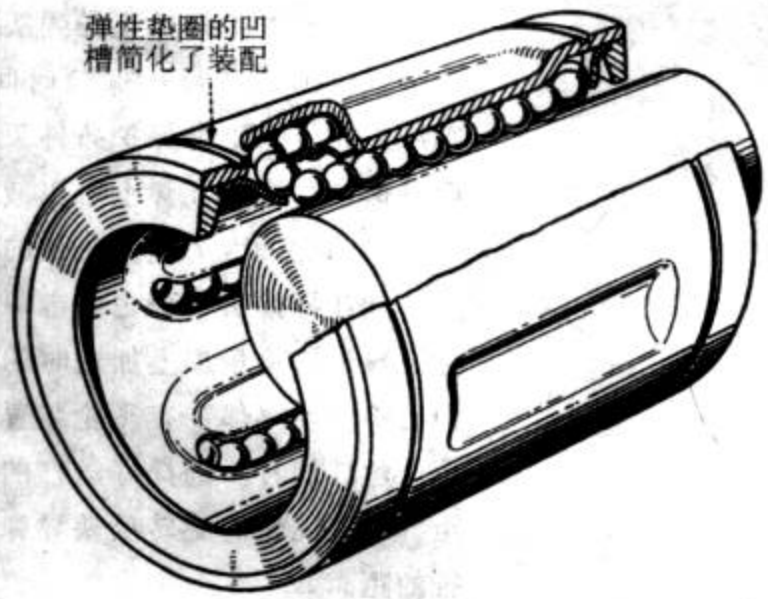


图 3.1-7 球衬套上有几个球的循环装置，这种装置允许球进行不受限制的直线运动。这个衬套很紧凑，只需要一个钻孔即可安装。为了提高承载能力，使用的轴应该进行硬化处理。

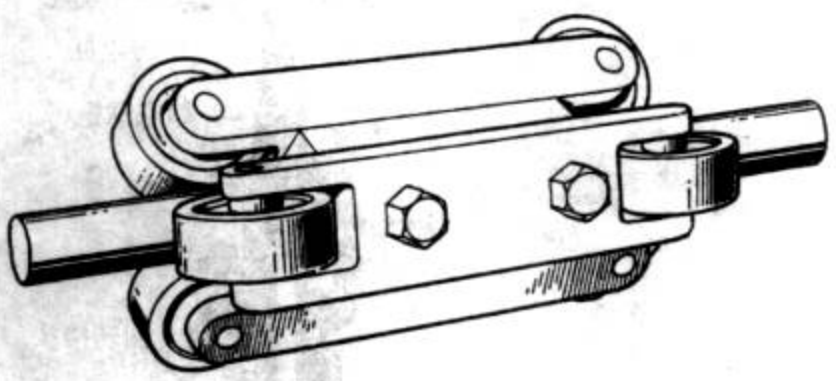


图 3.1-8 圆柱轴可以靠工业用的球轴承来支撑，这些轴承被装配成一个导轨。这些轴承必须紧紧地与轴接触，以防止松动。

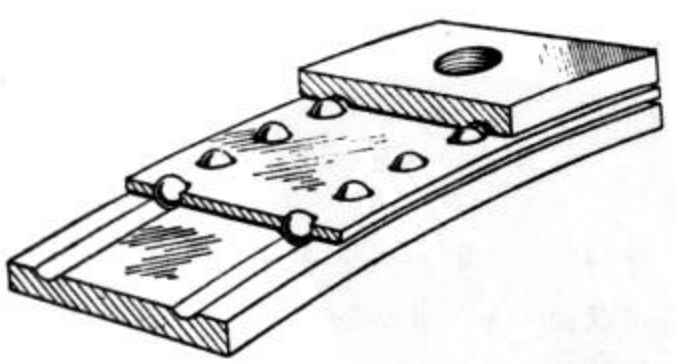


图 3.1-9 当曲率半径很大时，用这个装置在平面上实现曲线运动是可能的。但是，保持两凹槽之间等距是很重要的。凹槽的圆弧部分减小了接触应力。

3.2 滚珠丝杠将旋转运动转化成直线运动

图 3.2-1 当发生紧急情况座位向外被弹射出时，这种筒形旋转驱动装置能迅速收紧皮带，以便使飞行员与座位强制分离。这样消除了飞行员和座位同时掉下的可能性，防止阻碍降落伞打开。来自于弹射装置中的气压推动驱动装置里的圆筒使滚珠丝杠沿轴向移动。丝杠的直线运动转化为球螺母的旋转运动。这一运动迅速卷起皮带(如图所示)，以便将飞行员从其座位上弹出。

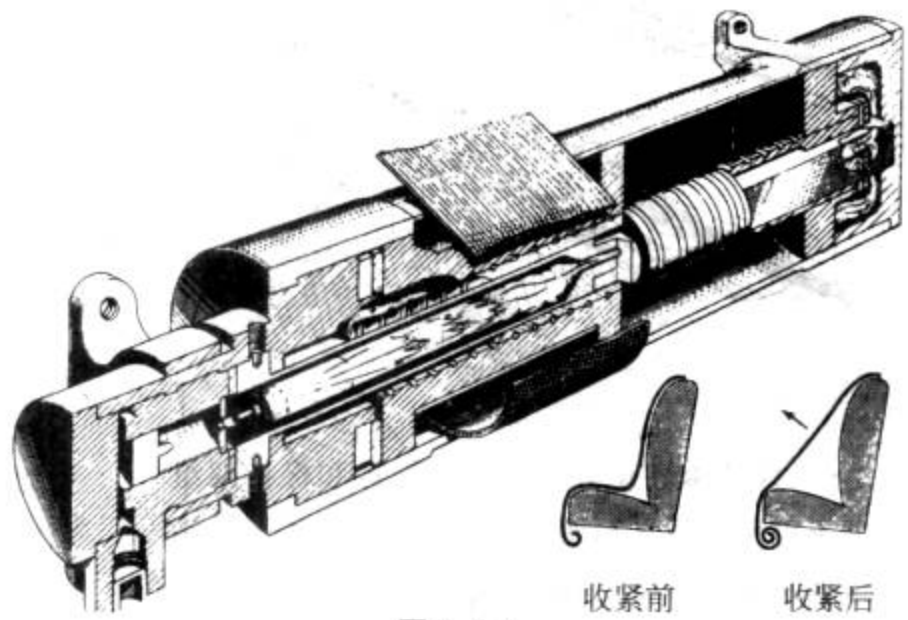


图 3.2-1

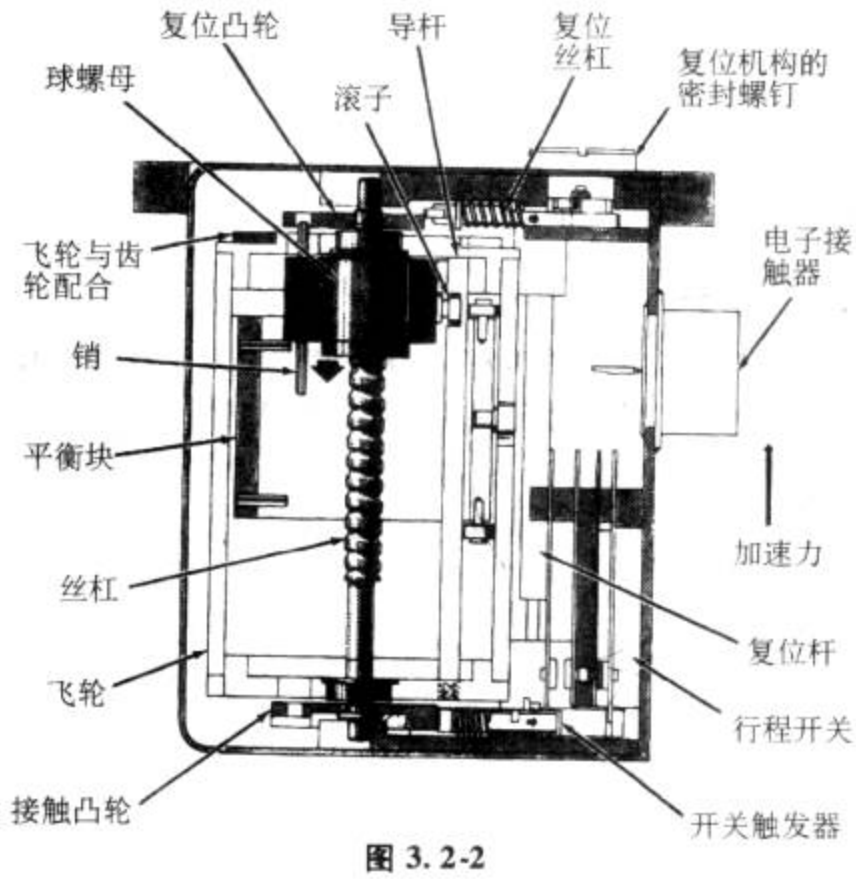


图 3.2-2

图 3.2-2 这种延时开关装置在导弹的直线运动中具有定时功能。它的作用是保证导弹头的安全。精确的“最小保险时间”系统在充分的受力保护条件下装配到速度过快的导弹上可以减缓导弹的速度，因为速度过快的导弹可能在导弹头引爆之前击中目标。螺母的重量加上加速时的惯性力将会使尾部带有飞轮装置的滚珠丝杠旋转。选择好丝杠的螺距，以使飞轮的旋转反映导弹运行的距离。

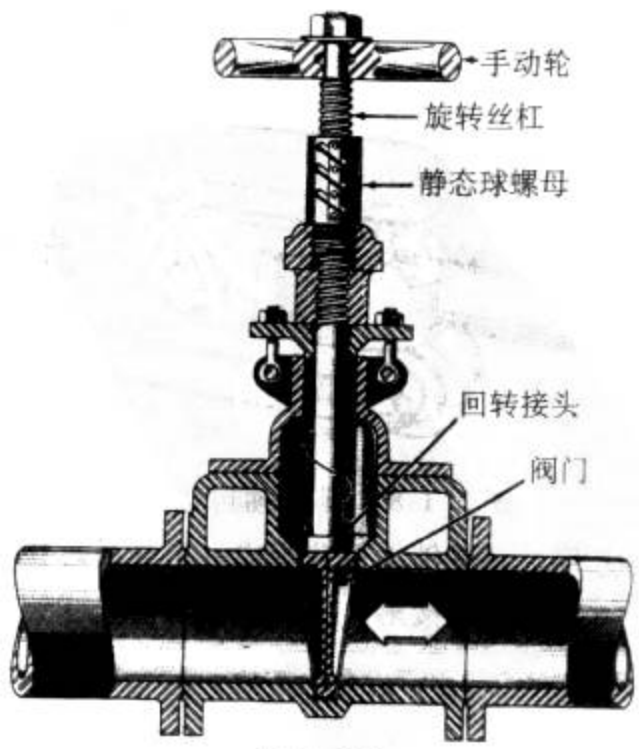


图 3.2-3

图 3.2-3 依靠固定在球螺母中的丝杠转动，可以快、易、准地控制流经阀的液体。丝杠可以使阀门直线运动。回转接头可以消除丝杠和阀门之间产生的相互转动。

3.3 三点齿轮/丝杠定位

这种机构可使从动圆盘与固定圆盘保持平行，由美国俄亥俄州克利夫兰刘易斯研究中心开发设计。

三联动丝杠定位机构驱动可动圆盘相对固定圆盘前后移动，并保持两圆盘相互平行。设计这种机构用于调整微波谐振腔。两个平行圆盘紧靠腔壁，并且它们之间的距离就是需要精确调整的几何尺寸。这种机构及其类似的机构的可能应用有机床上可调节的工作台和尾座、光学设备中的可调工作台和升降台。

在最初可调微波谐振腔应用中，这种新机构代替了各种先前的机构。那些机构中包括一些容易产生间隙的单点驱动机构，这种驱动必然会带来轻微的倾斜，并且导致了两圆盘之间距离的不确定。

另外一些先前机构依靠弹簧加载、差分多点驱动和其它装置来减小后冲力。新机构能提供沿着移动和固定圆盘之间轨道运行的三点驱动，从而能确保两圆盘之间的距离和平行。它是基于最基本的三点决定一个平面的几何原理。

机构的移动零件被安装到一个固定的控制架上，控制架被固定在刚性机架上，而机架用来保持固定圆盘和移动圆盘在其上移动的轨道(如图 3.3-1)。

一个大的中心齿轮在精密的球轴承上转动，并且驱动在等边三角形三个顶角位置上的三个相同的小齿轮。中心大齿轮是用手柄驱动的或者类似小齿轮一样用电动机驱动的主动齿轮。

每个小齿轮都固定在空心轴上，这些空心轴又在精密球轴承中转动，这些空心轴中有精密的内螺纹与丝杠相配合。每个丝杠的一端都与可动圆盘相连。小齿轮和中心大齿轮装配起来能使三个丝杠相互平行，并且，可动圆盘和固定盘也是平行的。

这项设计是由刘易斯研究中心的 Frank S. Calco 完成的。

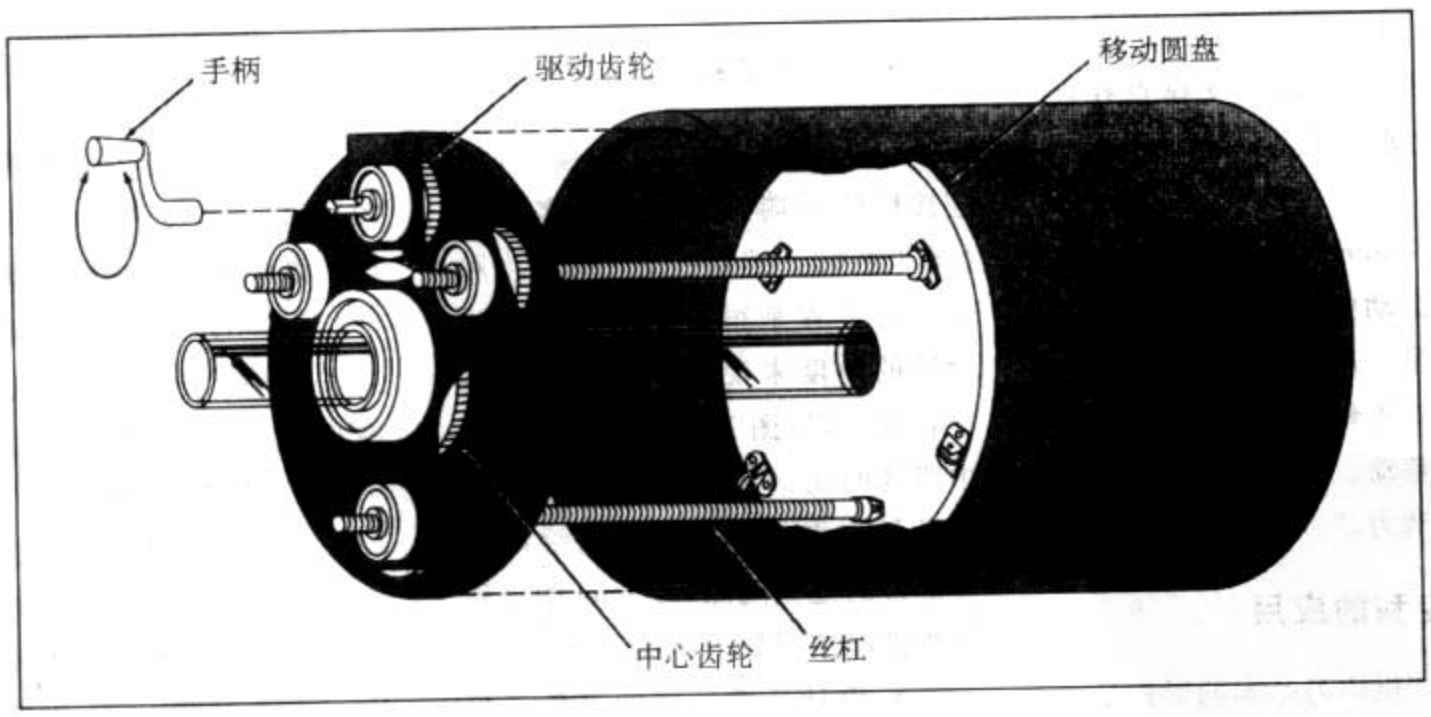


图 3.3-1 图示是三联动丝杠定位机构的简图，在保证移动圆盘与固定圆盘平行的同时，还可以在运动轨道上对移动圆盘进行定位。

3.4 独特的连杆机构产生精确的直线运动

已获得专利的一系列直线运动机构够满足许多无轨道、摩擦小的运动要求。

James A Daniel 和 N. J. Newton 已经发明了一种无导轨的产生非常近似直线运动的机构。该连杆机构已获专利，并且已被应用到照相机上来代替滑道和伸缩装置。

由于铰链的摩擦很小，连杆机构可大量应用在机械中，替代需要导轨的滑动或滚动零件。

据说在 1784 年发明第一个这样的机构时，James wattg 感到比他发明蒸汽机还骄傲。其它一些著名的连杆机构发明者是：Evans、Tchebicheff、Roberts 和 Scott Russell。

1. 四杆机构

像其它主要作直线运动的机构一样，Daniel 的设计是基于普通的四连杆机构。通常是在中间连杆上选择某一点，加入连接杆，连接杆通过支撑点还可以延长。对于直线装置来说，支撑点在连接杆中所处的比例位置是很重要的。

根据 Daniel 所述，他所设计机构的直线运动偏差是如此的小，以致无法测量。这种连杆机构也有能力支撑具有重量的点在保持平衡条件下向前移动。“这提供了机构随机平衡的动力。”Daniel 说。

2. 专利的应用

Daniel 机构最基本的形式是由 *A*、*B*、*C*、*D* 四个杆组成的（图 3.4-1）。连接杆 *BC* 延伸到 *P* 点（连杆的比例必须根据规定选择）。连杆 *CD* 绕 *D* 旋转（图 3.4-2），导致 *BA* 绕 *A* 点旋转，并且 *P* 点以接近直线的方式移动到 *P'* 点。另一点 *Q* 点将沿直线轨迹移动到 *Q'* 点，且不需要导轨。在 *P* 点承受的载荷应该是平衡的。

“一开始看上去，”Daniel 说，“Evans 连杆机构（图 3.4-4）看起来类似我设计的机构，但是连杆 *CD* 与通过 *A* 点的垂线有个偏置距离，从而使 *P* 点不能产生直线移动的轨迹。”

Watt 机构 *EFGD*（图 3.4-5）是另一个四杆机构。当 *EF* 或者 *GD* 旋转时，此机构将使 *C* 点产生一接近直线的轨迹。Tchebicheff 结合 Watt 和 Evans 机构创建了一个连杆机构，在这个连杆机构中，*C* 点将沿几乎垂直于 *P* 的轨迹移动。

3. 设计步骤

当仅需要一个直线移动时，连接杆的两端将有一端是多余的（图 3.4-6）。连接杆的相关长度和支点的位置是很重要的，尽管从设计的角度来说，不同的比例都很容易实现（图 3.4-7）。例如，图中所选的比例将使 *P* 点的轨迹通过最低支点的下面，并且给出运动部件的完整间隙。Daniel 的每种机构都能按照如下步骤设计：

- 设计任意所需的直角三角形 *PQF*（图 3.4-3）。最好是 *A* 的角度能接近 75°~80°。
- 在 *PQ* 上选择 *B* 点。为了获得最大的直线运动，*B* 应该处于 *PQ* 的中点附近。
- 在 *FQ* 上从 *F* 点找到 *E* 点，从而获得长度 *PB*。
- 画 *BE* 和它的垂直平分线去找 *A* 点。
- 选任意一 *C* 点。在 *FQ* 上从 *F* 找到 *G* 点，从而获得长度 *PC*。
- 画 *CG* 和它的垂直平分线去找 *D* 点。基本机构是 *ABCD*，*PQ* 是 *BC* 的延伸。

4. 多连杆形式

图 3.4-8 的一组机构非常有利于同时挤压和冲压五个大小一样的孔。两个基本连杆机构连接在一起，而且 *Q* 点将提供短的、有力的行程。

一种延伸的双连杆机构（图 3.4-9）能支撑在两个末端的运动点，而且能实现没有干涉的长行程。

一种双平行连杆机构（图 3.4-10）提供刚性支撑，并且两个铰接点获得水平杆的直线运动。

当运动点被允许经过铰接点支撑时（图 3.4-11），最终轨迹将形成向上的曲线，产生简单的“跳跃”动作。（图 3.4-12）当长连杆继续它的行程时，增加机架连杆在反方向的一个停顿，可以获得短的跳跃。Daniel 建议说，这个曲线轨迹在使物体进入或离开直线轨迹时是很有用的。

丹尼尔基本直线连杆机构

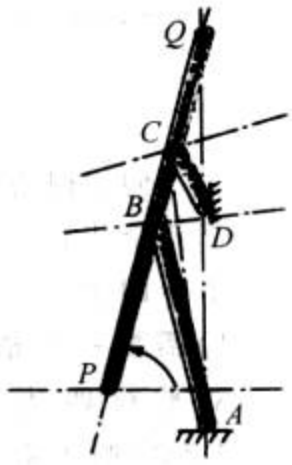


图 3.4-1 三连杆和四个支点。

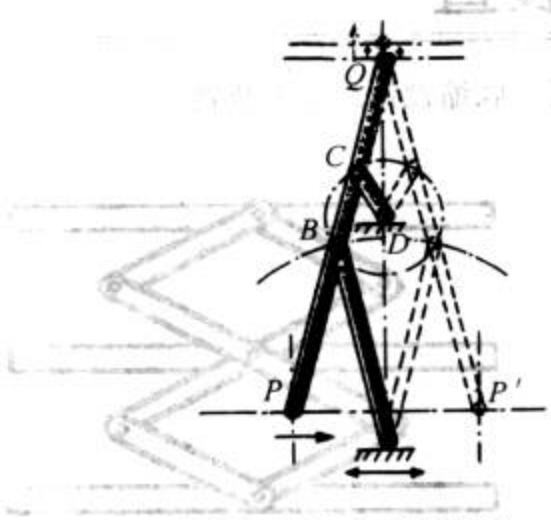


图 3.4-2 *P* 点的运动。

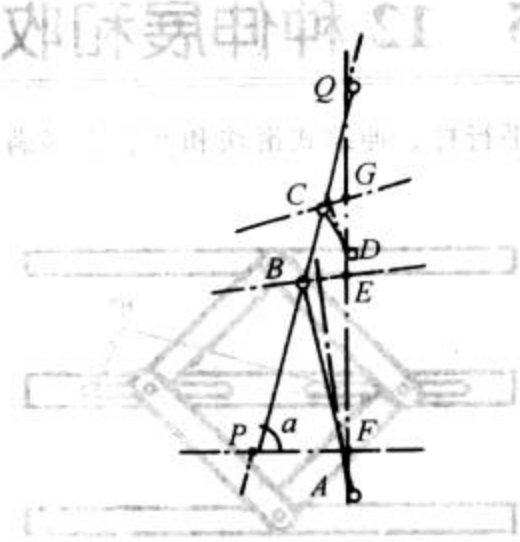


图 3.4-3 设计步骤。

……与上述类型不同，衍变出的许多变形机构

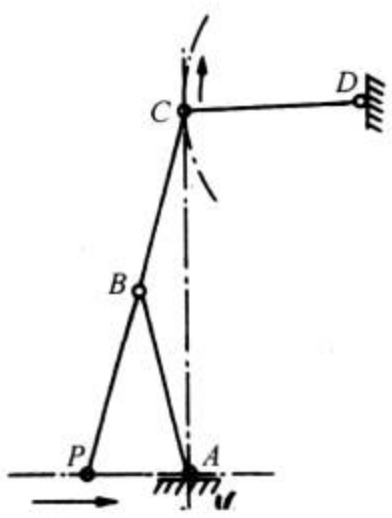


图 3.4-4 Evan 连杆机构。

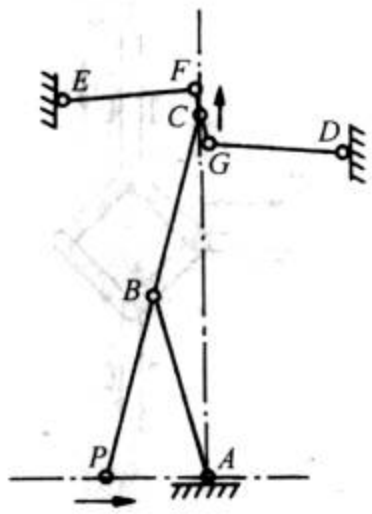


图 3.4-5 Watt-Evan 连杆机构。

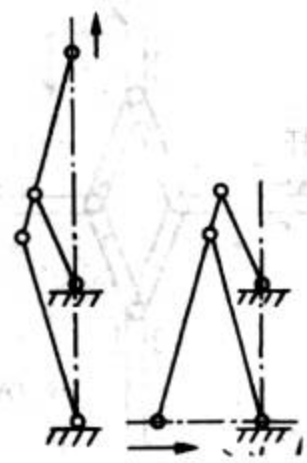


图 3.4-6 单扩展型机构。

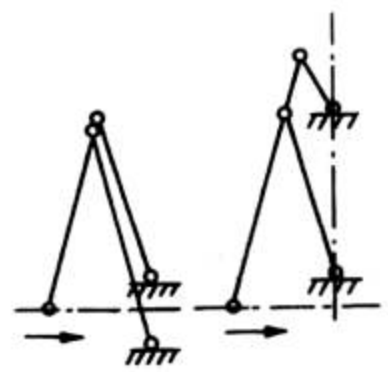


图 3.4-7 其它工作的比例。

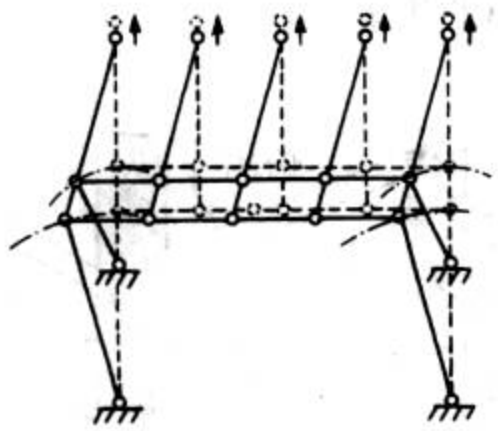


图 3.4-8 一组连杆机构。

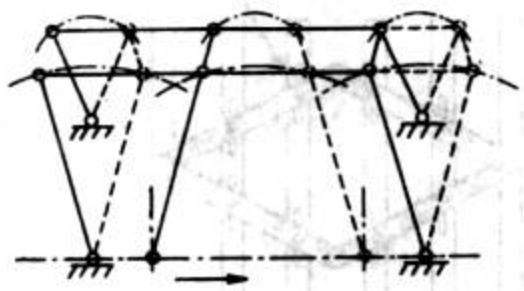


图 3.4-9 扩展的双连杆机构。

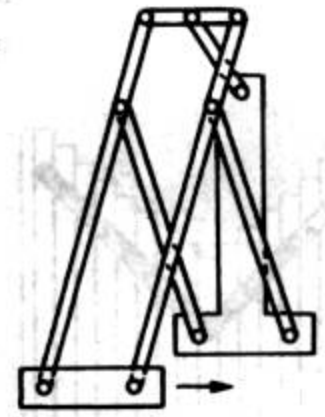


图 3.4-10 平行机构。

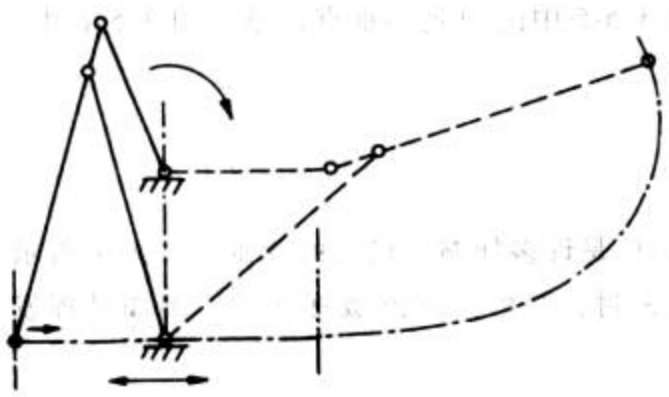


图 3.4-11 长跳跃机构。

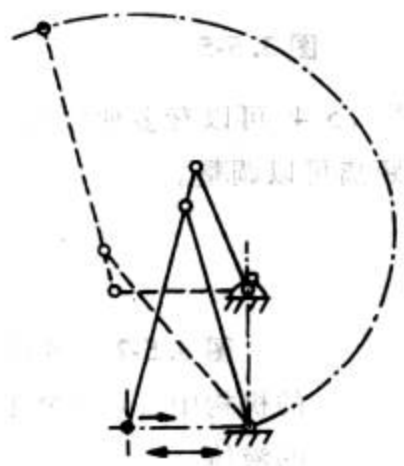


图 3.4-12 短跳跃机构。

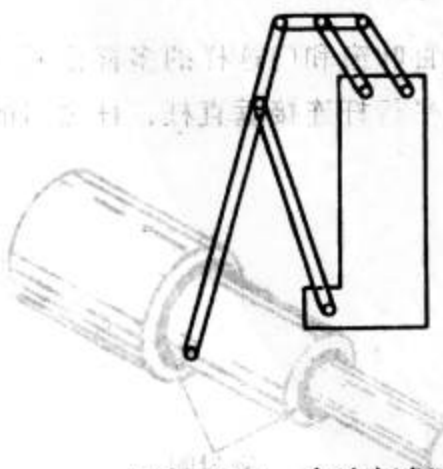


图 3.4-13 多连杆衍变机构。

3.5 12 种伸展和收缩装置

平行杆、伸缩式滑块和其它许多满足伸展、收缩设计问题的装置。

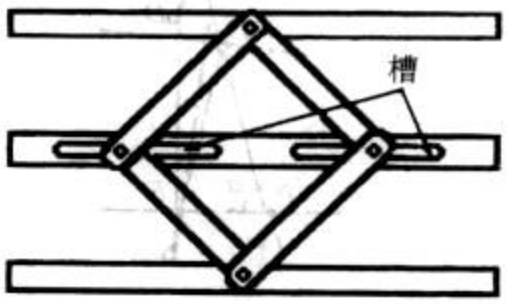


图 3.5-1

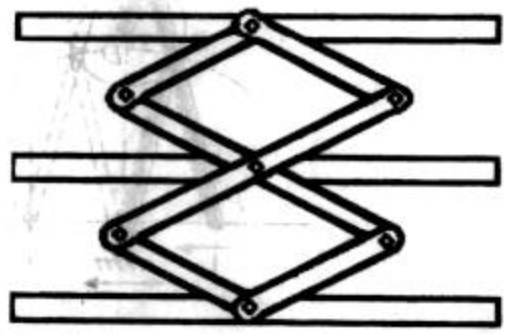


图 3.5-2

伸缩栅格常常用于安全装置中。单个平行四边形(图 3.5-1)需要一个槽形杆;双平行四边形(图 3.5-2)则不需要,但中间栅格杆必须用其它方法保持平行。

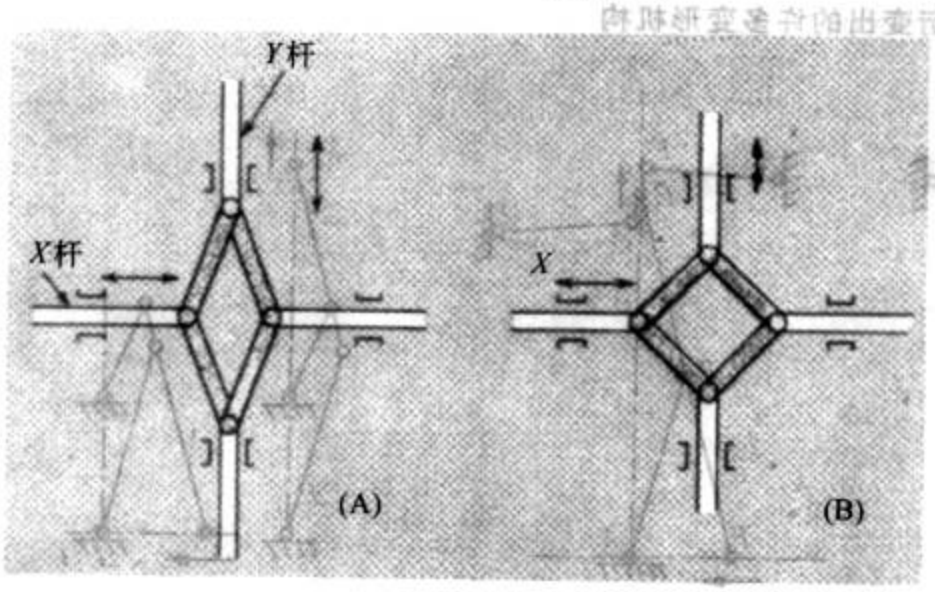


图 3.5-3 这种机构能产生可变运动。在图(A)位置,*Y* 构件比 *X* 构件运动的快。在(B)位置中,两个构件的运动速度瞬时相同。如果持续沿着这个方向运动,*X* 构件的速度将变得比 *Y* 构件快。

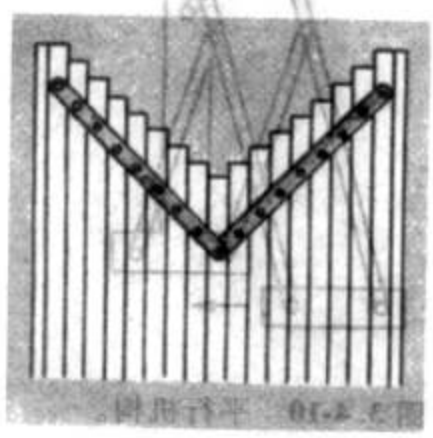


图 3.5-4

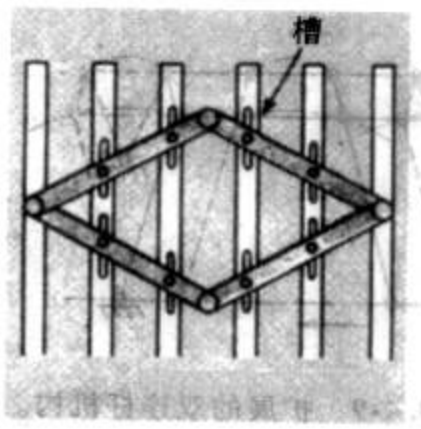


图 3.5-5

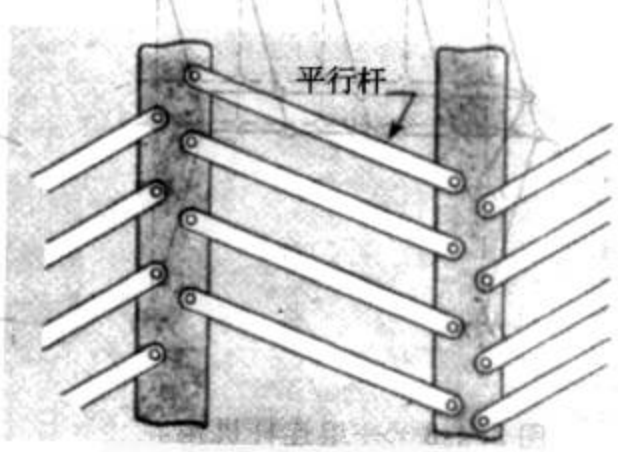


图 3.5-6

像百叶窗和门这样的多杆栅栏(图 3.5-4)可以有多种形式。图 3.5-5 中的槽允许垂直调整。图 3.5-6 中,通过用平行杆连接垂直杆,杆之间的距离可以调整。

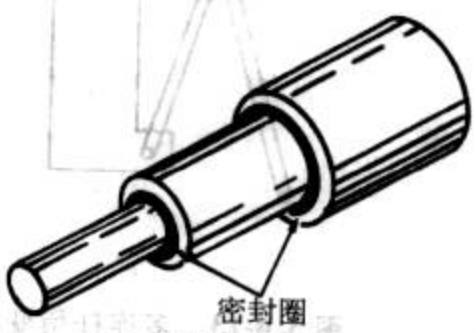


图 3.5-7

图 3.5-7 伸缩式圆柱是许多伸缩式机构的基础。在图中所示的机构中,可以将套管密封,并填满高温敏感介质,例如易挥发的液体。

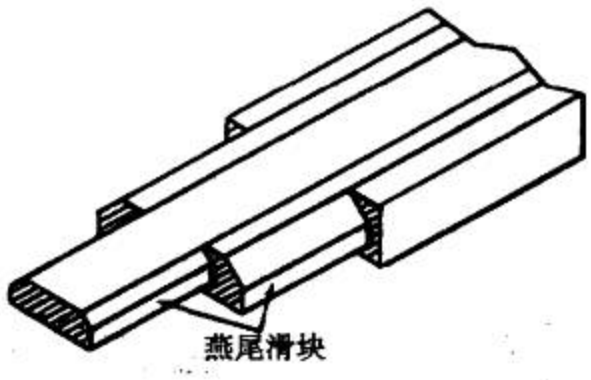


图 3.5-8 在有精确要求的机床工作台或者其它机构中，燕尾滑块能使结构伸长。在这个设计中，在工作台表面调水平之前，必须首先进行调节，以便获得平稳的滑动。

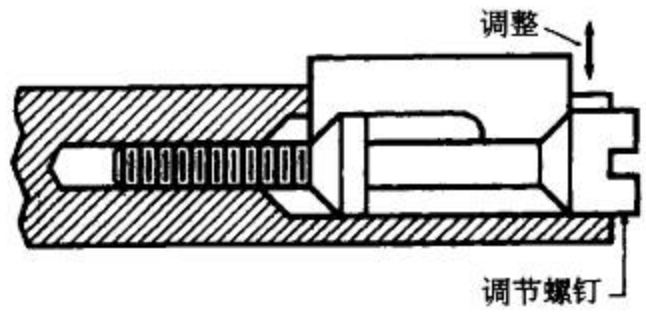


图 3.5-9 圆形伸长心轴是众所周知的。这里所示的例子是一种不常见的心轴调节装置。如果锥度很小，通过螺钉上的两个锥形面调节的平行构件就能够产生一个强大的力。

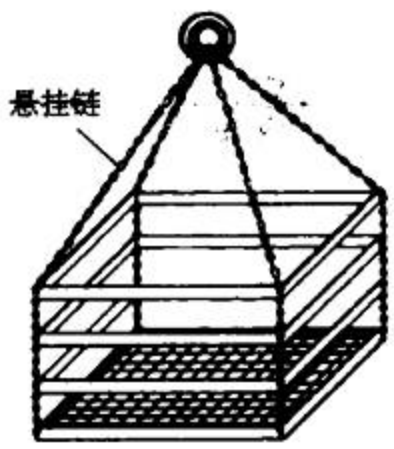


图 3.5-10 当悬挂链条提升时，伸缩筐是张开的。当不用的时候，伸缩筐占用很小的空间。这种筐的一种典型用途是用于输送系统。作为运输筐，它们可以通过折叠清理货物，所以货物很容易装卸。



图 3.5-11 除了作为滑轮或其它普通的轮子外，伸缩轮还有多方面的应用。例如在轮表面上包括了电子接触器，当轮转动时，可以完成许多重复的电子功能。当一个伸缩轮被安装到非伸缩主轮上时，动态和静态平衡被简化。作为滑轮，伸缩轮可以用一个钢带被固定到滑轮上，然后，允许滑轮在筒长上实现两倍的调整。

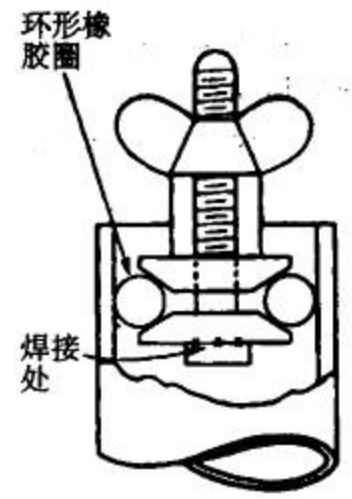


图 3.5-12 一个管子活塞依靠一个 O 形橡胶圈完成它的动作——柔软的橡胶比硬的橡胶有更好的适应性，更适应粗糙表面的管子。硬橡胶能承受更高压力。在泄漏接头中，螺钉头被焊到一个垫圈上。

3.6 5种直线运动的连杆机构

这些连杆机构可以不通过导轨就将旋转运动转化为直线运动。

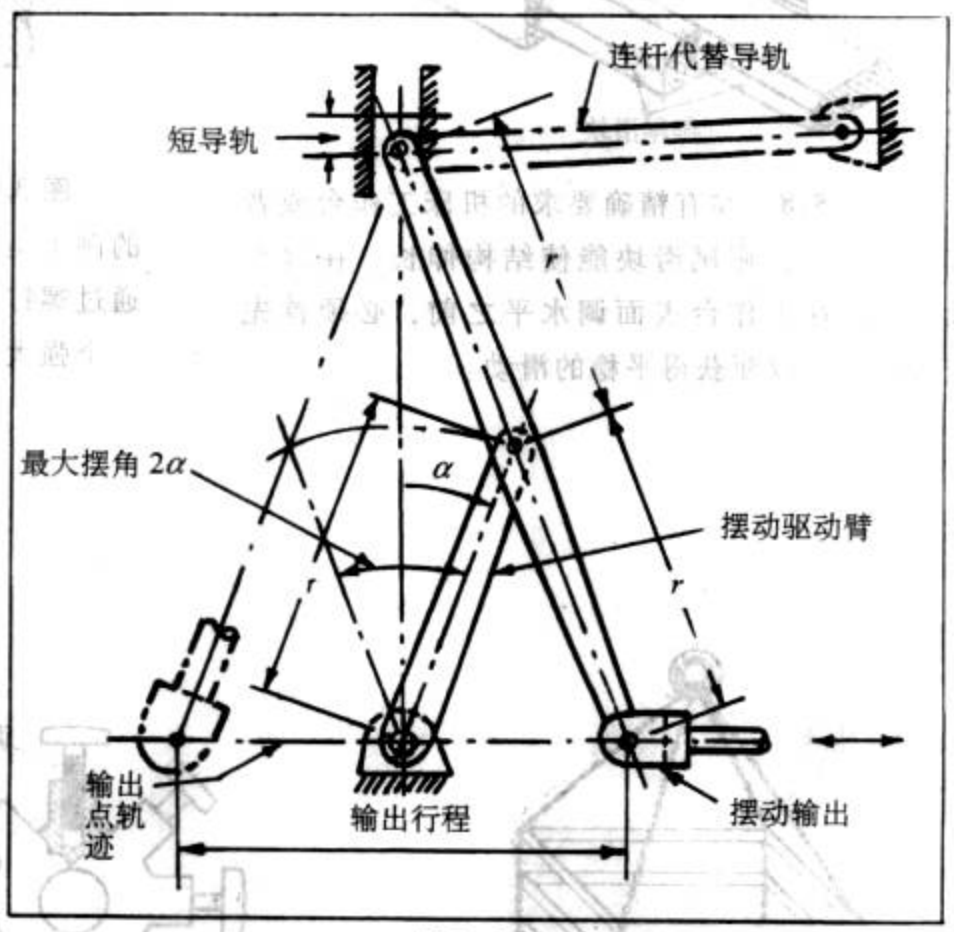


图 3.6-1

图 3.6-1 埃文斯连杆机构有一个大约最大40°摆动角的驱动臂。对于相对短的导轨，该机构的往复输出行程是很大的。在谐振运动中，输出运动是真正的直线运动。如果不需要精确的直线运动，连杆可以代替导轨。连杆越长，输出运动就越接近直线运动。如果连杆长度与输出运动行程相等，则来自直线运动的偏差仅仅只有输出运动行程的0.03%。

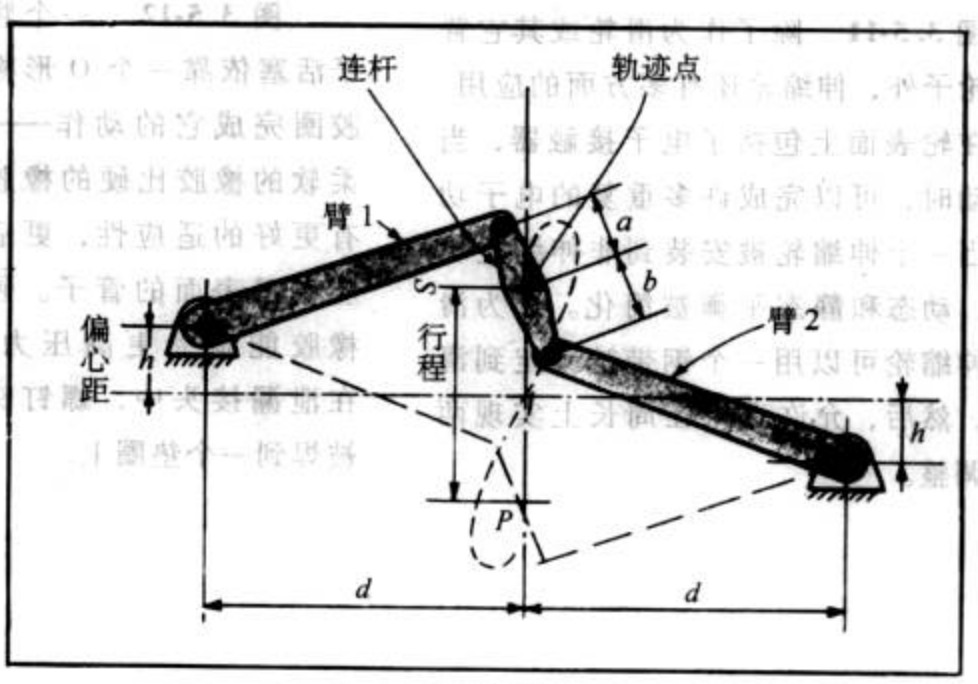


图 3.6-2

图 3.6-2 简化的瓦特连杆机构也可产生近乎直线运动。如果两个臂的长度相等，这轨迹点在整个行程中用近似的直线画了一个对称的8字形。当连杆长度是行程的2/3时，行程最长、最直，而且臂长是行程的1.5倍。偏心距应该等于连杆长度的一半。如果两个臂长不相等，8字形曲线的一部分比另一部分要直。当 a/b 等于(臂2)/(臂1)时，8字的这部分曲线是最直的。

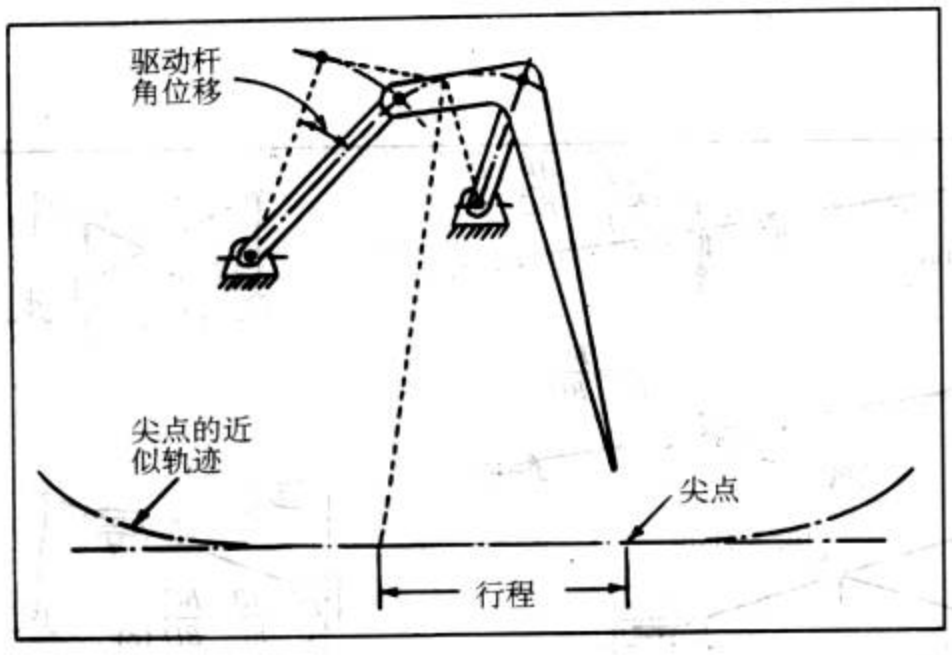


图 3.6-3 四连杆机构产生一接近直线的运动。这种机构可驱动自对准测量仪器上的指针。相对较短的驱动位移就能导致一个长的、几乎直线的运动。

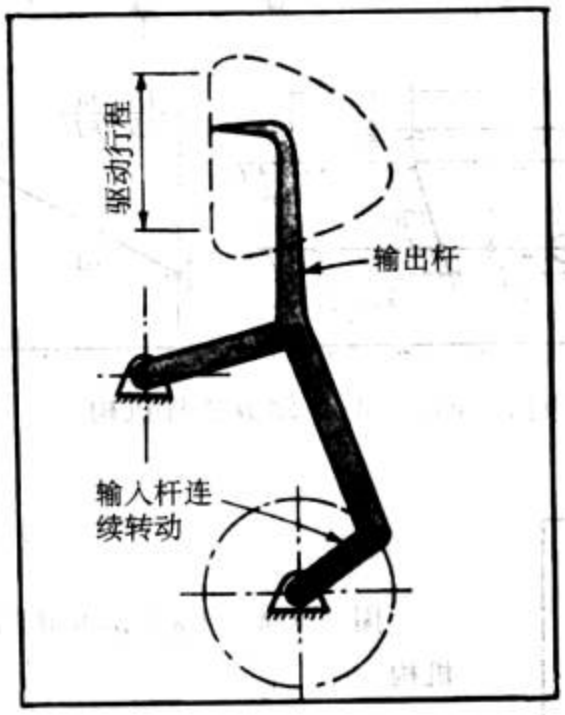


图 3.6-4 当连杆臂如图所示进行安装时可产生一个 D 驱动，即输出杆的尖点形成一个近似字母 D 的轨迹，因此在这个轨迹上有一个直线部分。这种运动可在直线驱动行程的前后，实现快速接触和脱离的动作。

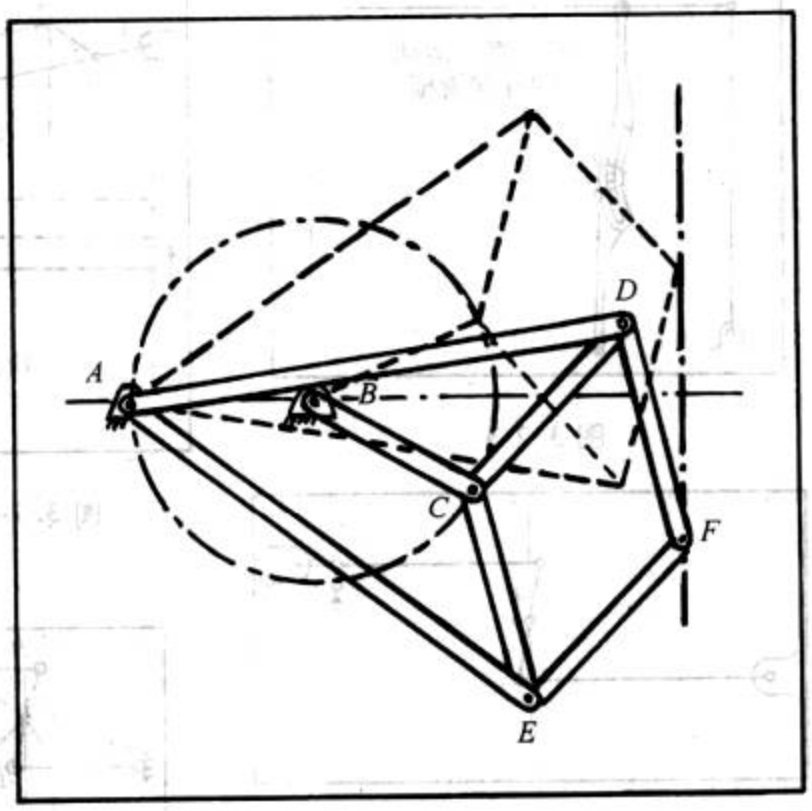


图 3.6-5 “纺织单元”是用连杆机构来解决传统的产生直线运动问题的首选。在自身运动的范围内，$AC \times AF$ 保持不变。因此，C 和 F 所形成的曲线是相反的；如果 C 点形成一个通过 A 点的圆的话，F 将形成半径无穷大的圆弧——垂直于 AB 的直线。必要条件是 $AB = BC$、$AD = AE$，并且 CD、DF、FE 和 EC 相等。通过在 C 的圆形轨迹的外侧选择 A 的位置，这个连杆机构常常可用于产生大半径圆弧。

3.7 直线运动机构的连杆的比例设计

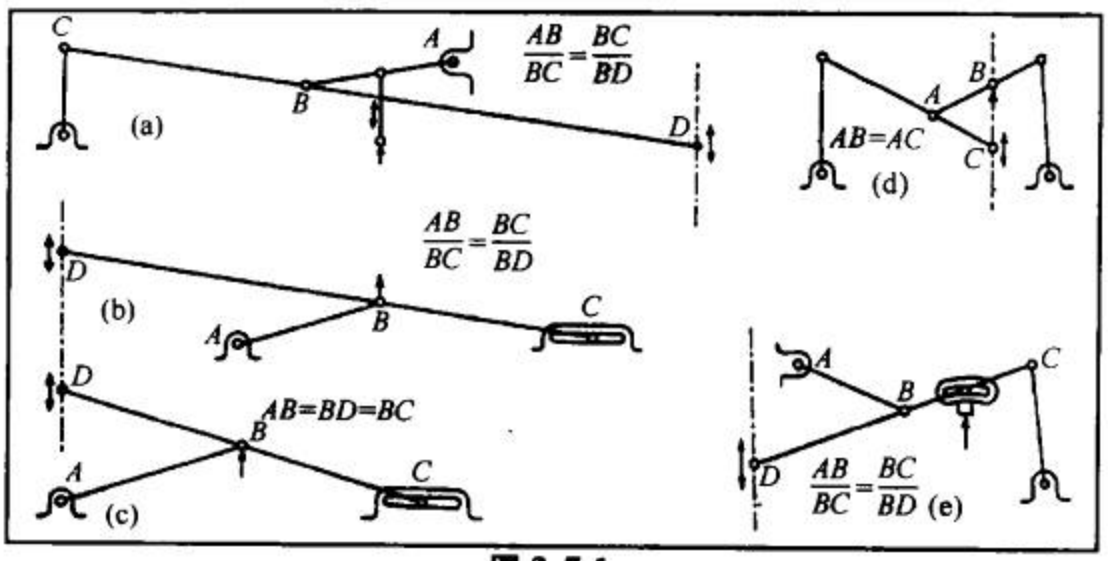


图 3.7-1 (a)(b)(c)(d)(e)：等腰三角连杆机构。

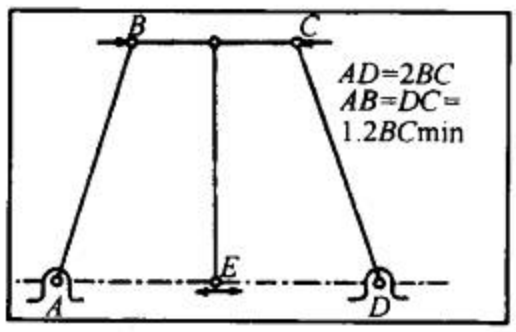


图 3.7-2 Robert 连杆机构。

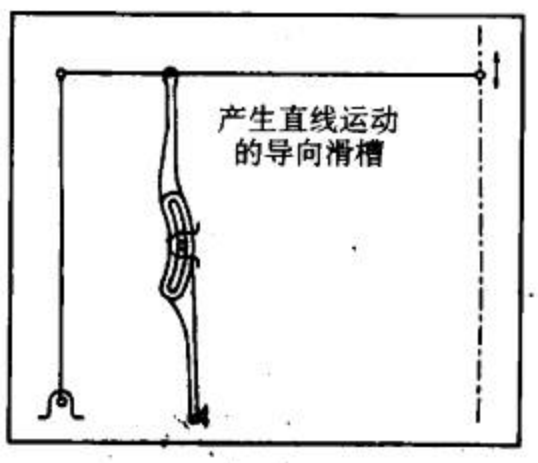


图 3.7-3

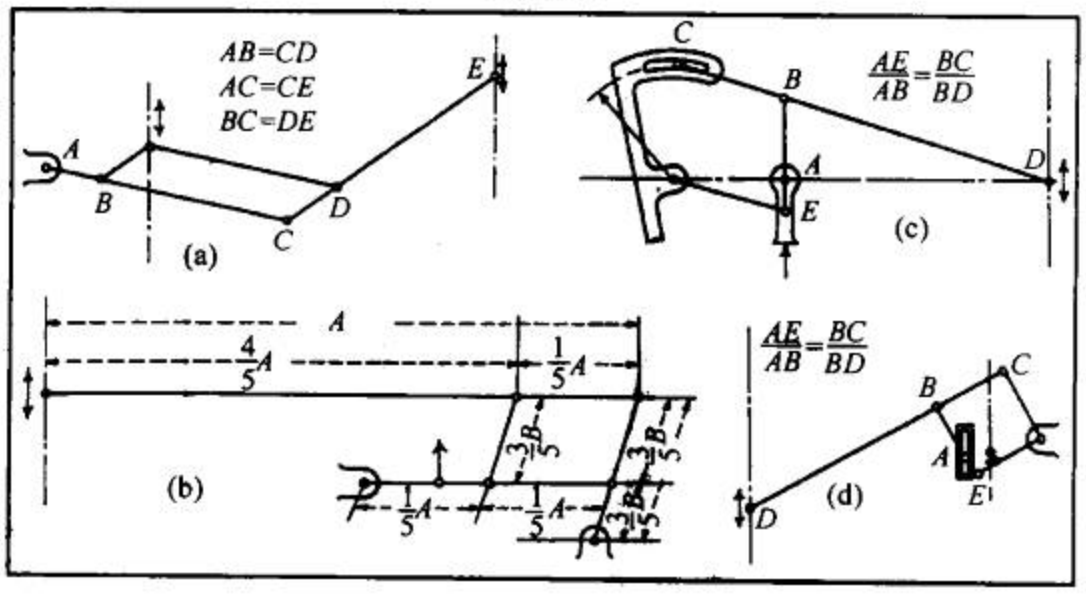


图 3.7-4 (a)，(b)，(c)，(d)：缩放连杆机构。

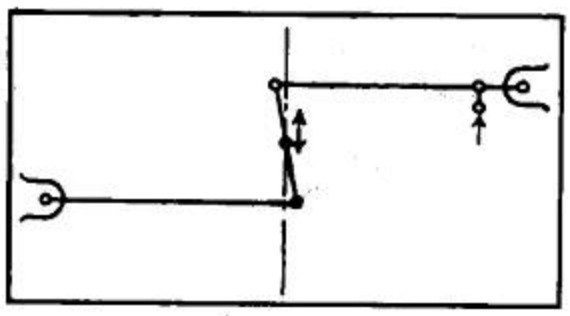


图 3.7-5 Watt 连杆机构。

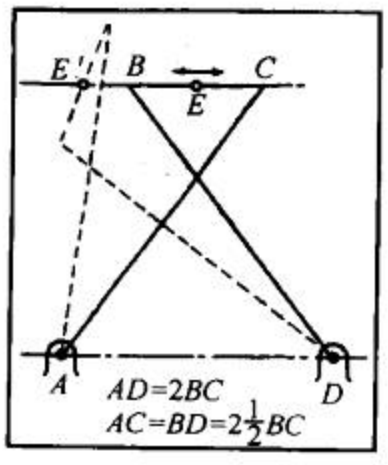


图 3.7-7 Tochebicheff 组合连杆机构。

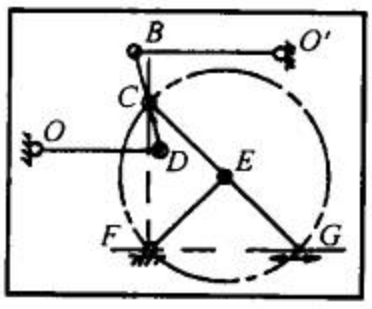


图 3.7-6 Tochebicheff 组合连杆机构。

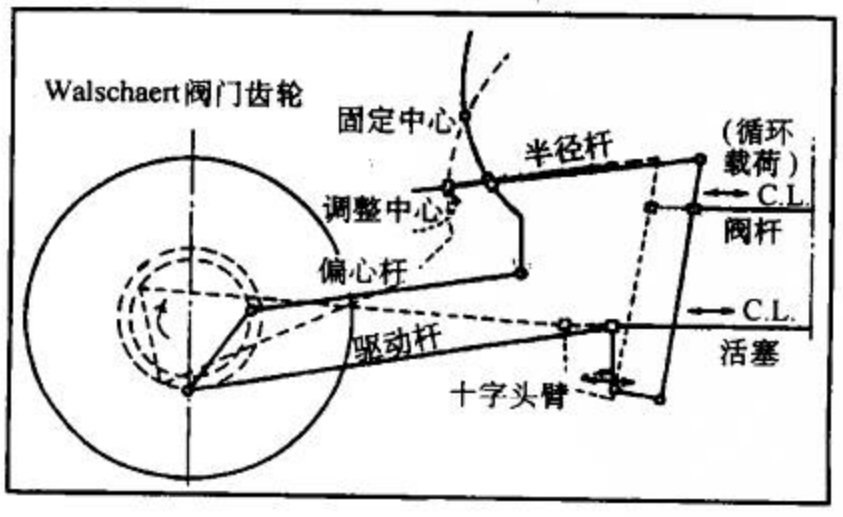


图 3.7-8

3.8 其它运动的连杆机构

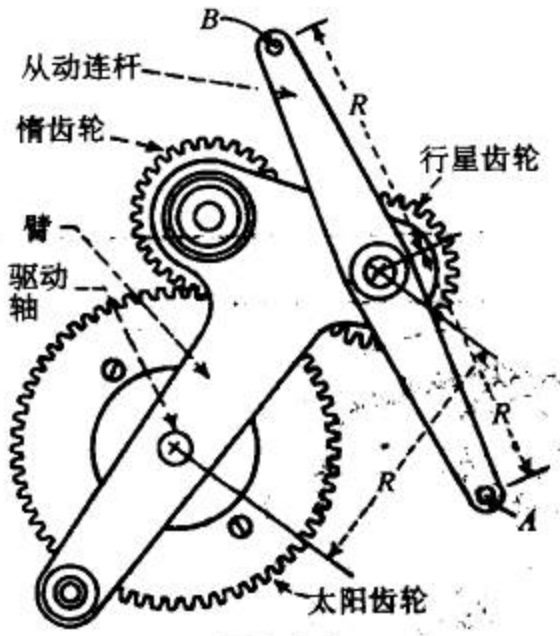


图 3.8-1

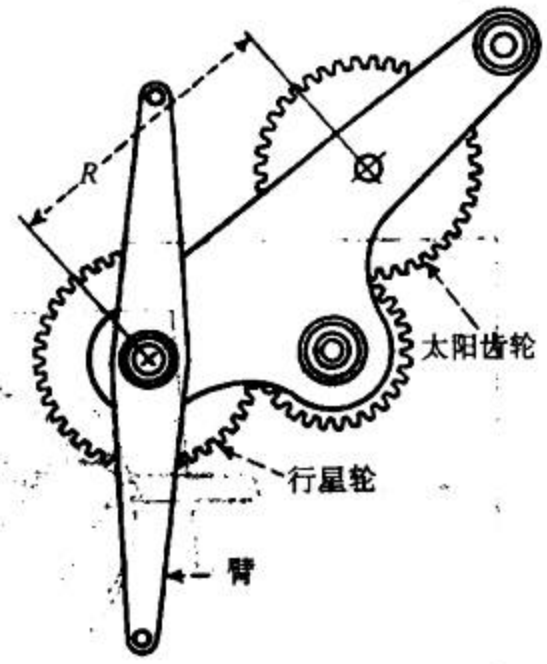


图 3.8-1 在这些改进的内摆线传动机构中不包括连杆机构和导轨，相对于行程长度来说，它的尺寸很小。分度圆直径为 D 的太阳齿轮是固定的。转动 T 形臂的驱动轴与这个太阳齿轮是同心的。分度圆直径为 $D/2$ 的行星轮和惰轮可以绕 T 形延伸臂上的支点自由转动。虽然惰轮确实有重要的机械作用，但它的分度圆直径没有几何意义。它使行星轮反向转动，这样仅仅通过普通的齿轮驱动，就产生了真正的内摆线运动。这样一个机构与作用等同、包含内齿轮的机构相比，仅仅占用了一半的空间。中心距 R 是 $D/2$ 和 $D/4$ 之和，随机的距离 d 由特定的应用所决定。从动连杆上的 A 点和 B 点在 $4R$ 的行程中产生直线运动轨迹，而从动连杆被固定在行星轮上。当 AB 之间的连线包络一个星形线时，点 A 和点 B 之间的所有点形成椭圆轨迹。

图 3.8-2 图 3.8-1 中机构的微小改进将产生另一种有用的运动，见图 3.8-2。如果行星轮和太阳轮有相同的直径，在整周的循环中，臂将相对于自身保持平行。手臂上的点将因此形成半径为 R 的轨迹圆。同样的，惰轮的位置和直径将无重要的几何意义。例如，这种机构可以被用来对均匀移动的纸板交叉打孔。R 值通过计算获得，以便 $2\pi R$ 或针尖所形成轨迹的周长等于相邻两孔间的距离。如果调整中心距 R，相邻两孔间的距离将根据需要进行改变。

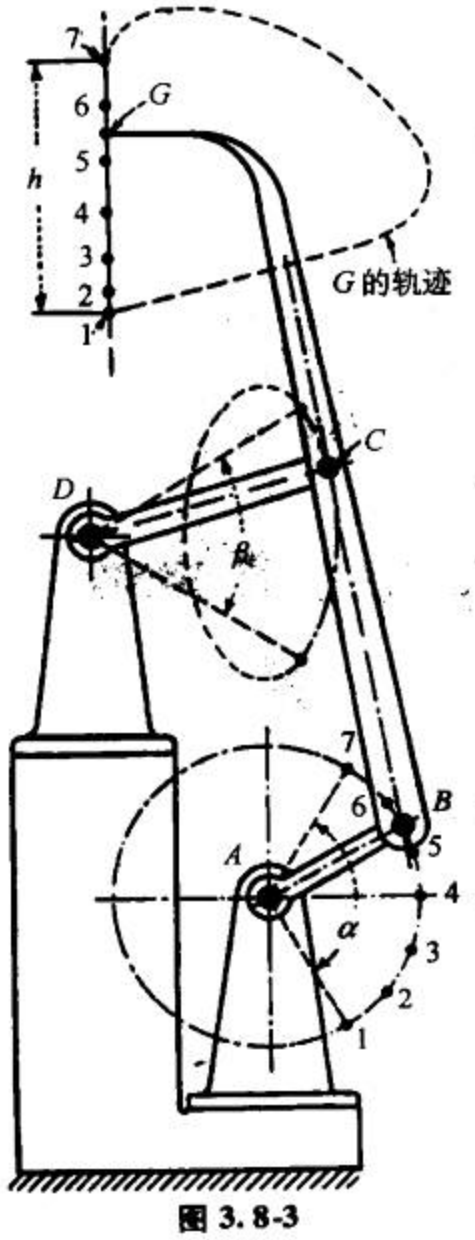


图 3.8-3 为了获得“D”形曲线轨迹，从 G 的轨迹的直线部分开始，用通过设置连杆 DC 的长度而获得的圆弧 C 来替换椭圆弧 C_0。

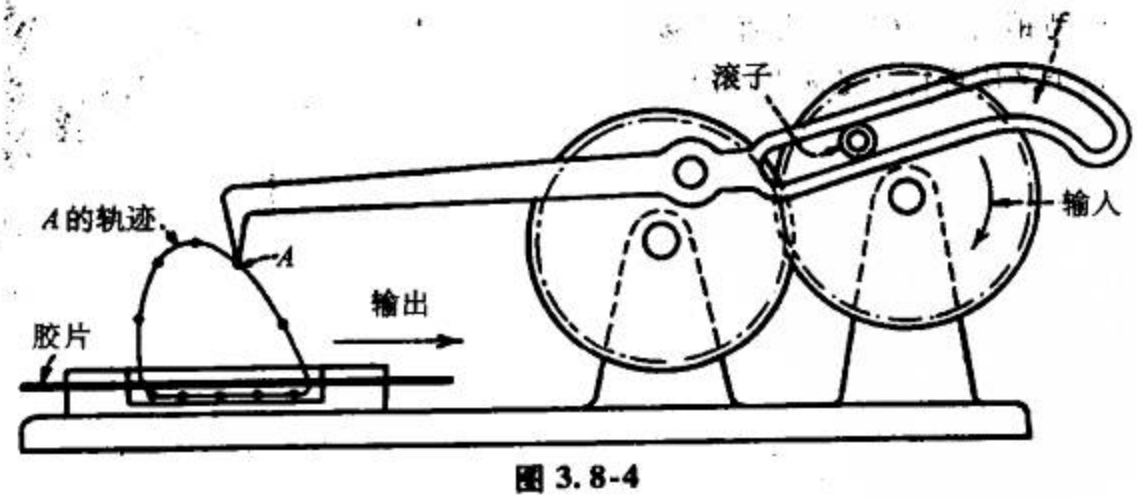


图 3.8-4 这个机构可以作为电影胶片的抓勾来进行工作。这个抓勾将形成近似直线的轨迹，并且在相对胶片的近似法线方向上插入和脱离胶片孔。异向槽 f 形状的微小改变将会引起输出轨迹曲线和速度的变化。

3.9 5种万向齿轮机构

这些齿轮传动机构不需要导轨即可将旋转运动转变为直线运动。

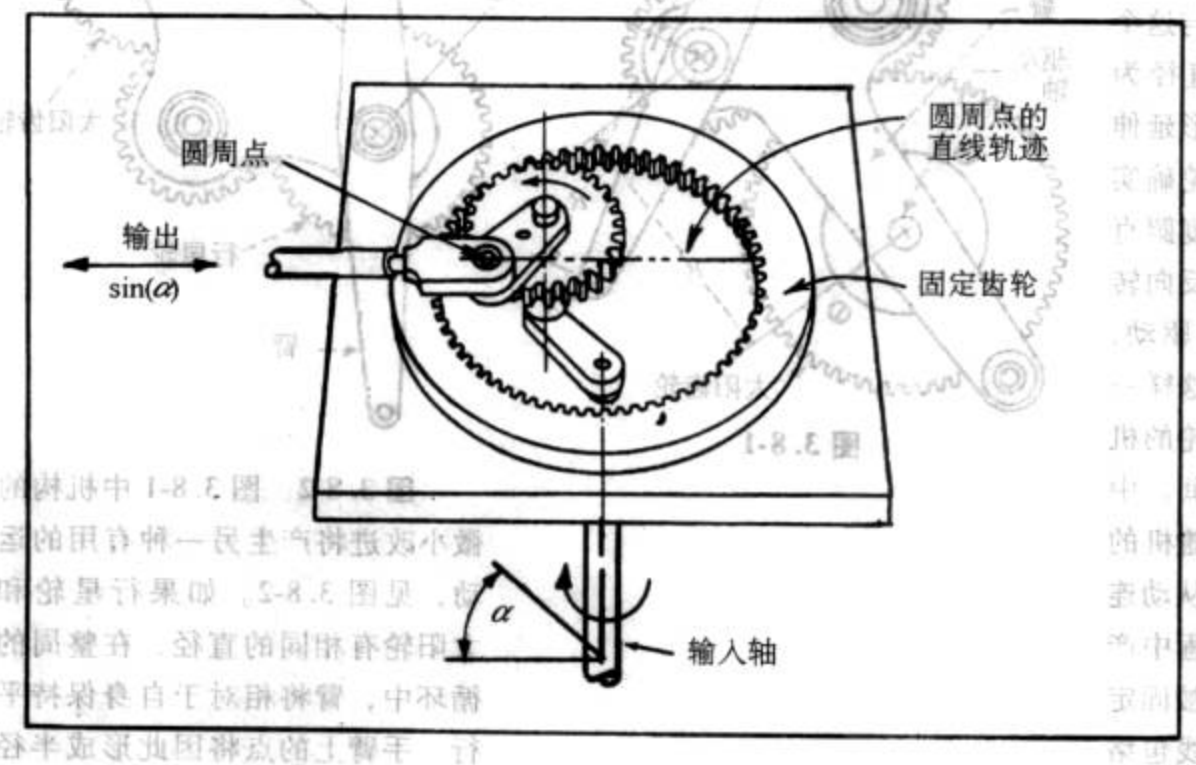


图3.9-1 万向齿轮传动机构是基于如下原理工作的：通常来说一个圆在另一个圆内进行滚动，其圆周上的任意一点将形成一个内摆线轨迹。当这两个圆的直径比率为1:2时，这个轨迹退化为直线（沿大圆的直径）。输入轴转动驱动小齿轮沿固定的大齿轮内齿转动。安装在小齿轮节圆上的销钉形成一直线轨迹。它的线位移在理论上与输入轴转动角的正弦或余弦成比例。

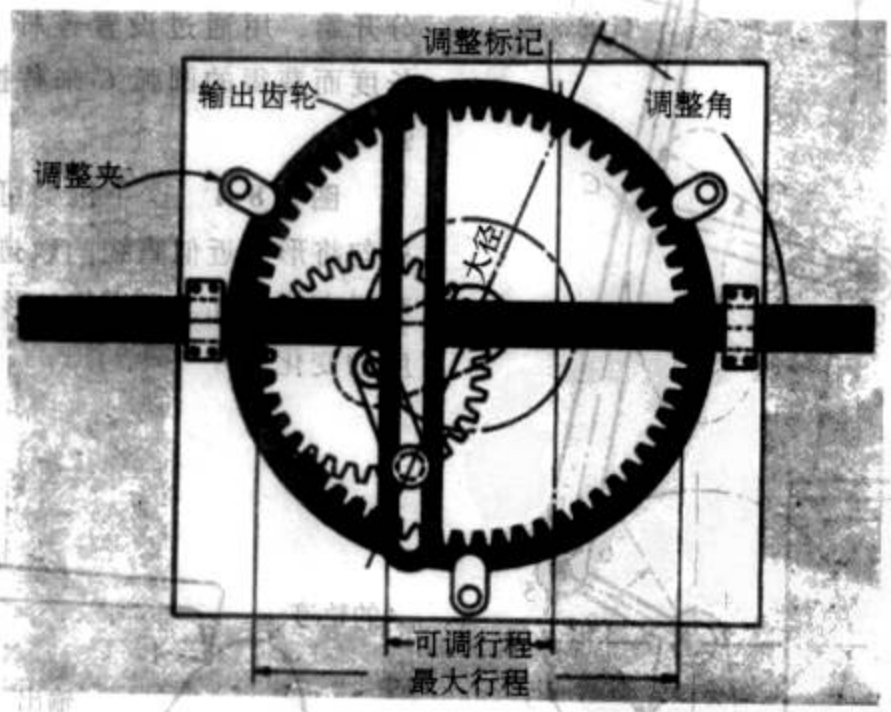


图3.9-2 万向齿轮传动与苏格兰叉的组合机构提供了一个可调整行程。外部齿轮的角坐标是可调整的。调整的行程等于大直径在苏格兰叉中心线上的投影，驱动销钉沿着这个大直径移动。这个叉所进行的是简谐运动。

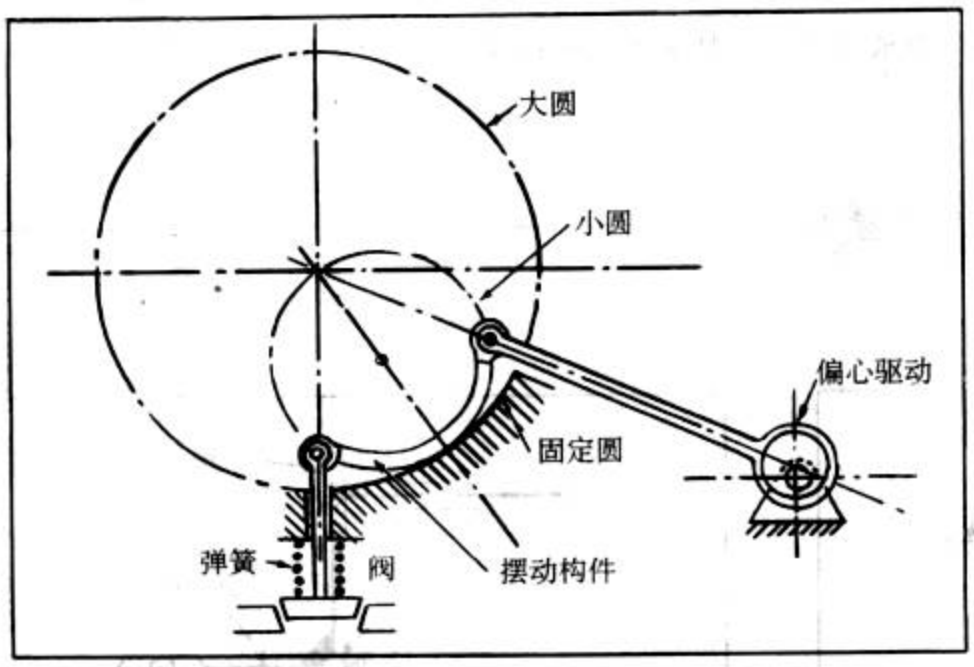


图 3.9-3　阀门驱动机构表明了如何应用万向法则。一段小圆弧构件在半径为其二倍的大圆弧上来回摇摆。输入输出杆均安装于小圆弧的点上。有这两点均形成直线轨迹。阀杆的导轨防止摆动构件滑移。

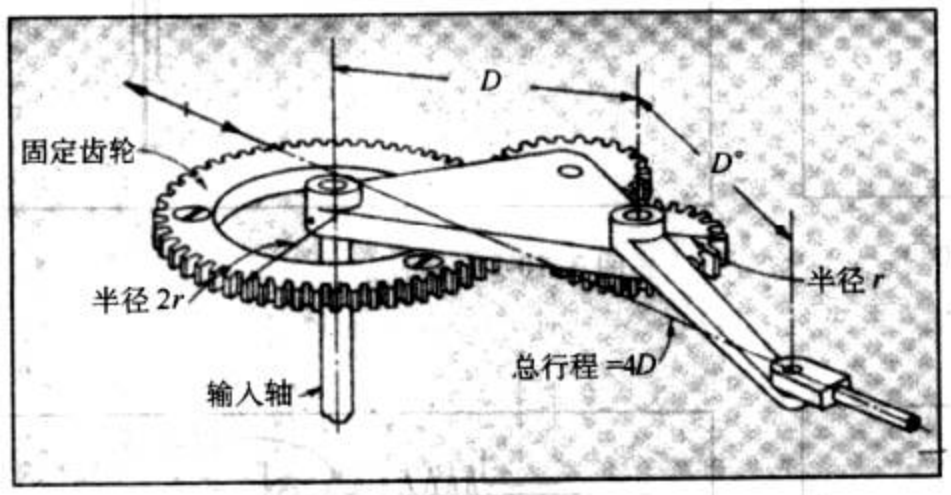


图 3.9-4　所示的简化的万向机构中不需要使用价格相对较贵的内齿轮。在这里只用了直齿圆柱齿轮。当然这些齿轮必须满足一些基本要求，即 1:2 的传动比和适当的旋转方向，适当的旋转方向通过引入一个适当尺寸的惰轮来完成。这种机构为与之相匹配的齿轮传递一个大的行程。

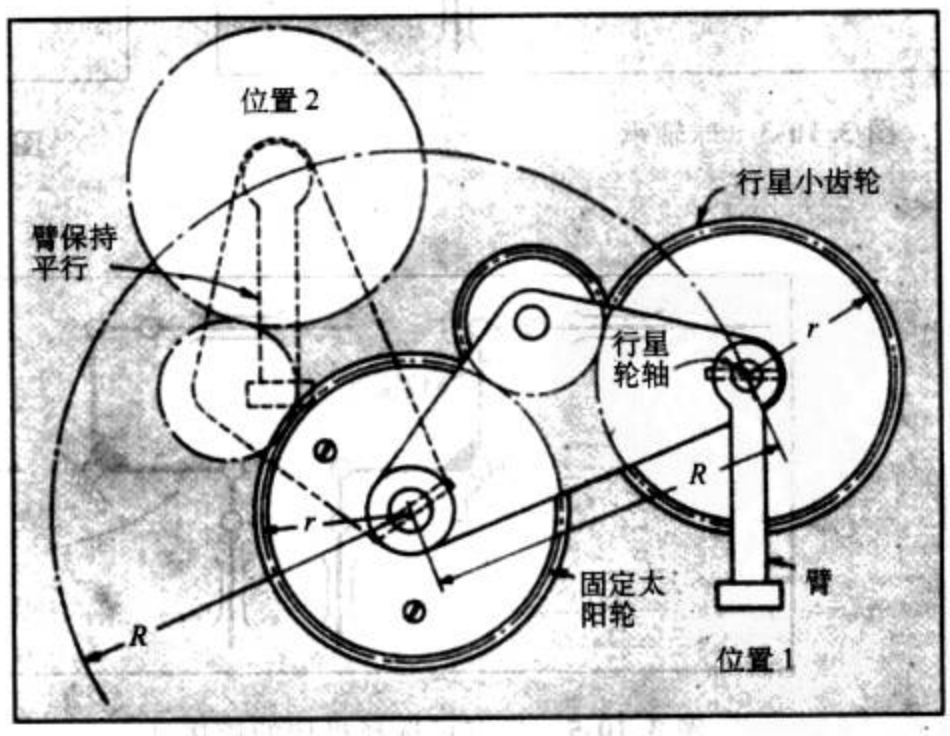


**图 3.9-5　**在简化的万向机构中对齿轮进行重新啮合设计可完成另一种有用的运动。如果固定的太阳齿轮与行星小齿轮的比率为 1:1，固定在行星轮上的轴臂会在旋转中相对于自身保持平行，同时臂上任意一点将会形成一个半径为 R 的轨迹圆。当成对安装时，这种机构可以在移动的纸带上冲孔。

3.10 改变直线运动方向的 10 种方法

这些连杆、导轨、摩擦驱动和齿轮机构可以成为很多独特装置的基础构件。

3.10.1 连杆机构

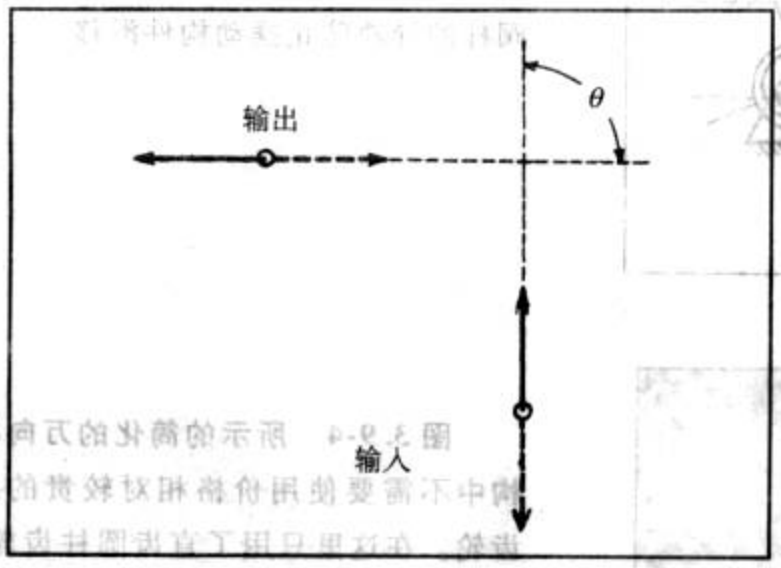


图 3.10-1 基本问题(θ一般接近 90°)。

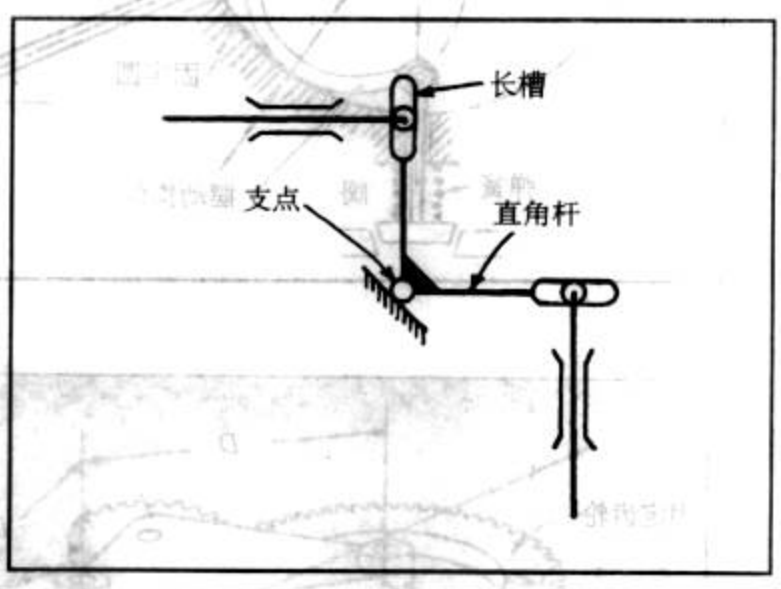


图 3.10-2 槽杆。

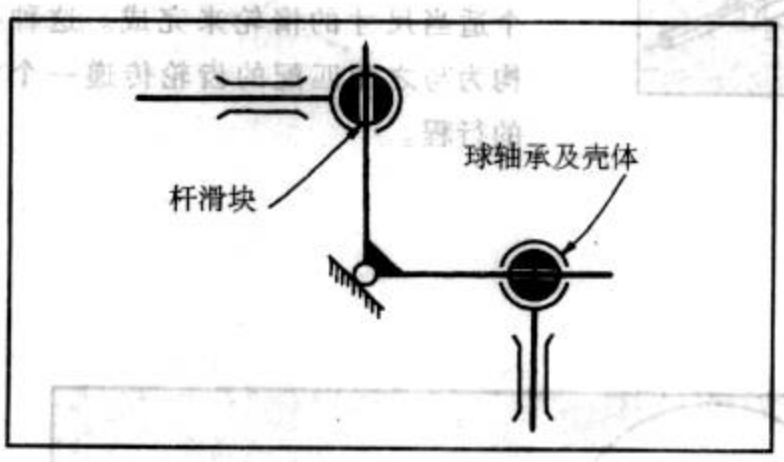


图 3.10-3 球轴承。

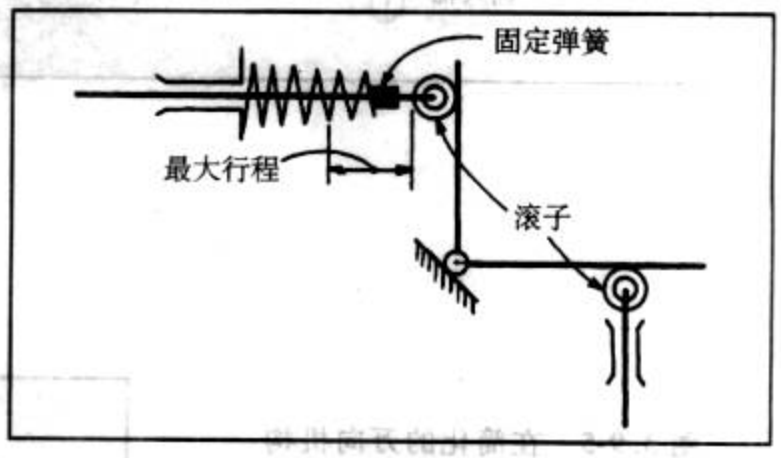


图 3.10-4 弹簧驱动杆。

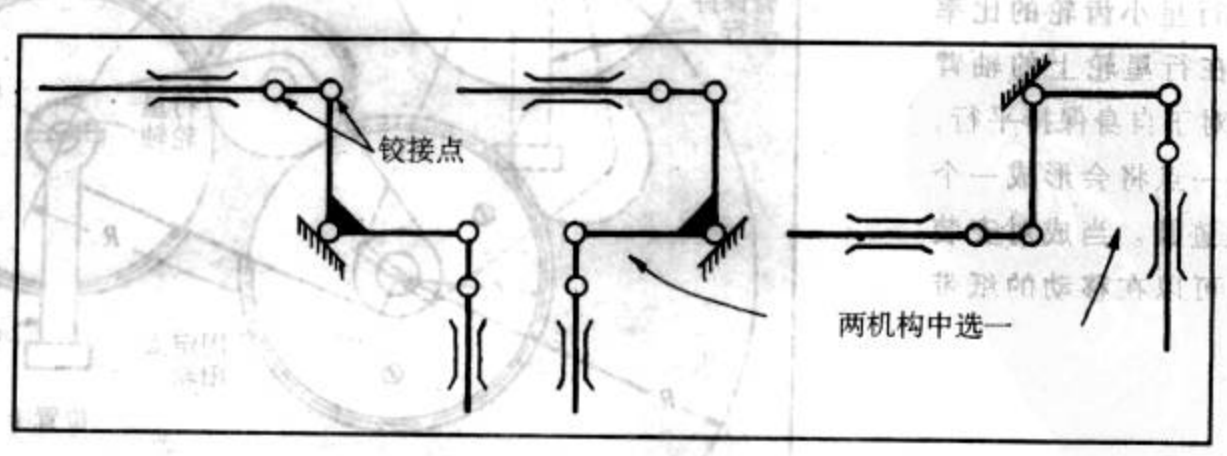


图 3.10-5 带有可选择机构的铰接杆。

3.10.2 导轨

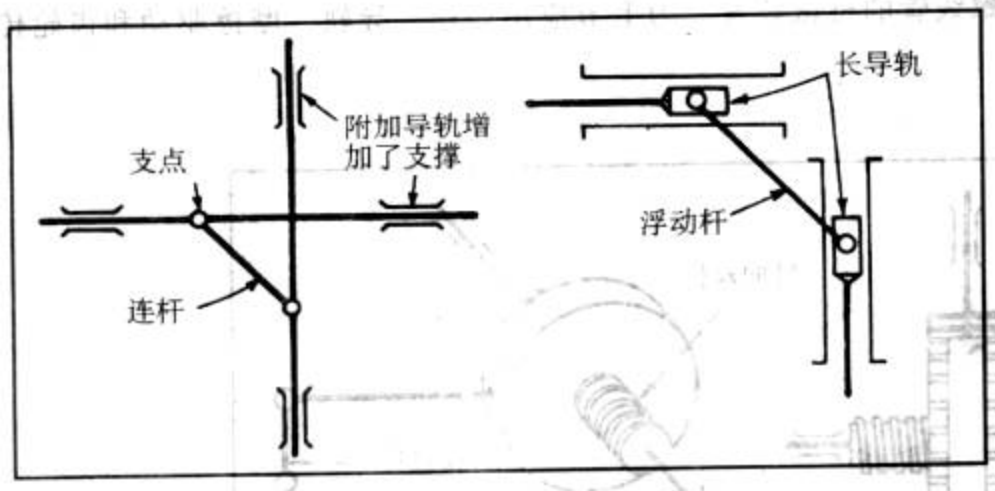


图 3.10-6 单连杆(左图)经过重新设置(右图)，省去了额外的导轨。

3.10.3 摩擦驱动

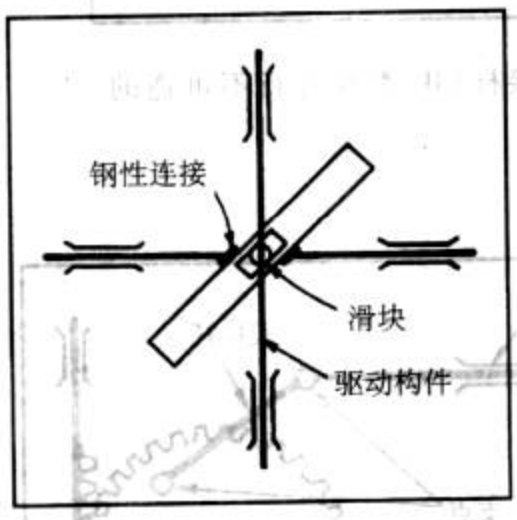


图 3.10-7 倾斜支撑导轨。

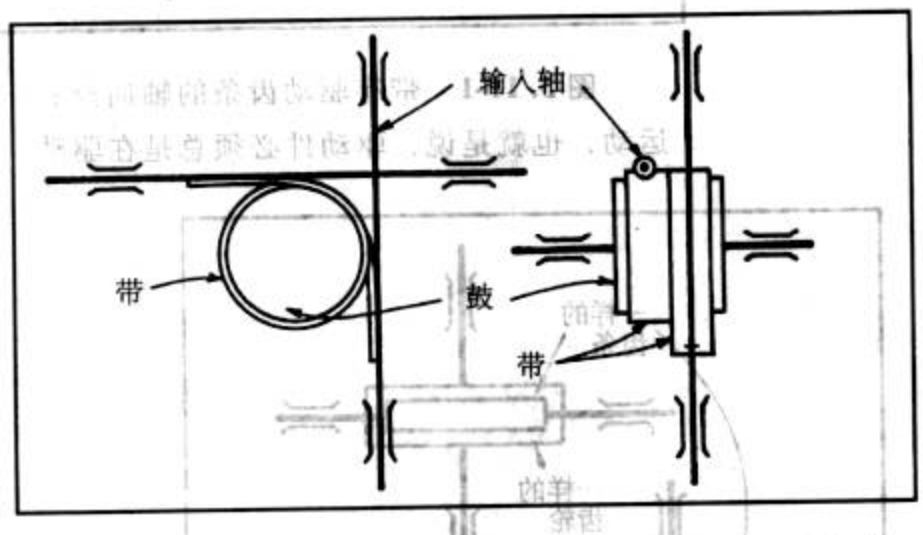


图 3.10-8 带、钢条或者绳索绕过鼓系于驱动和被驱动构件上，链轮和链条可以取代鼓和带。

3.10.4 齿轮

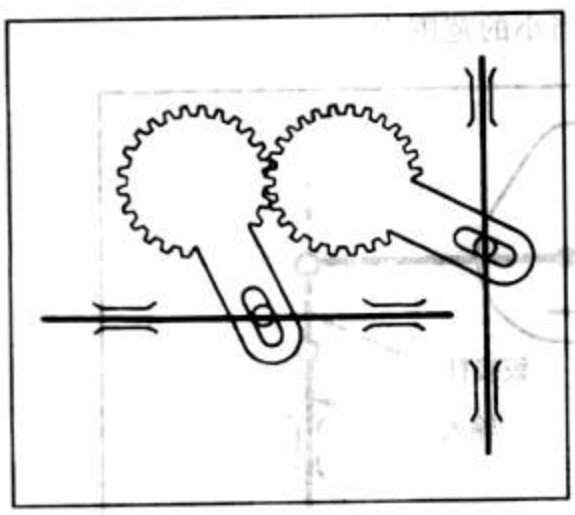


图 3.10-9 匹配的扇形齿轮。

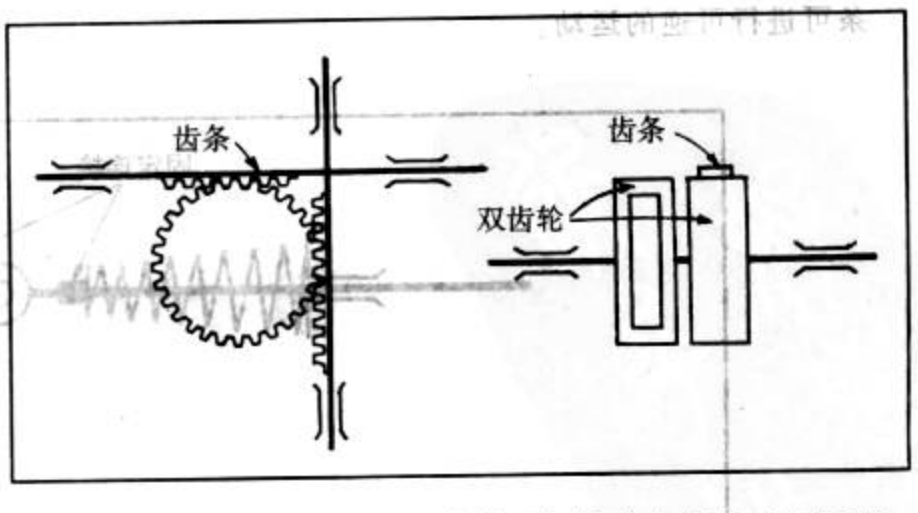


图 3.10-10 齿条—双齿轮(在低成本机构中可用摩擦表面代替)。

3.11 另外9种改变直线运动方向的方法

下面图示了一些基于齿轮、凸轮、活塞和螺线管的机械装置，为上节应用连杆、导轨、摩擦驱动和齿轮传动机构补充了10种类似机构。

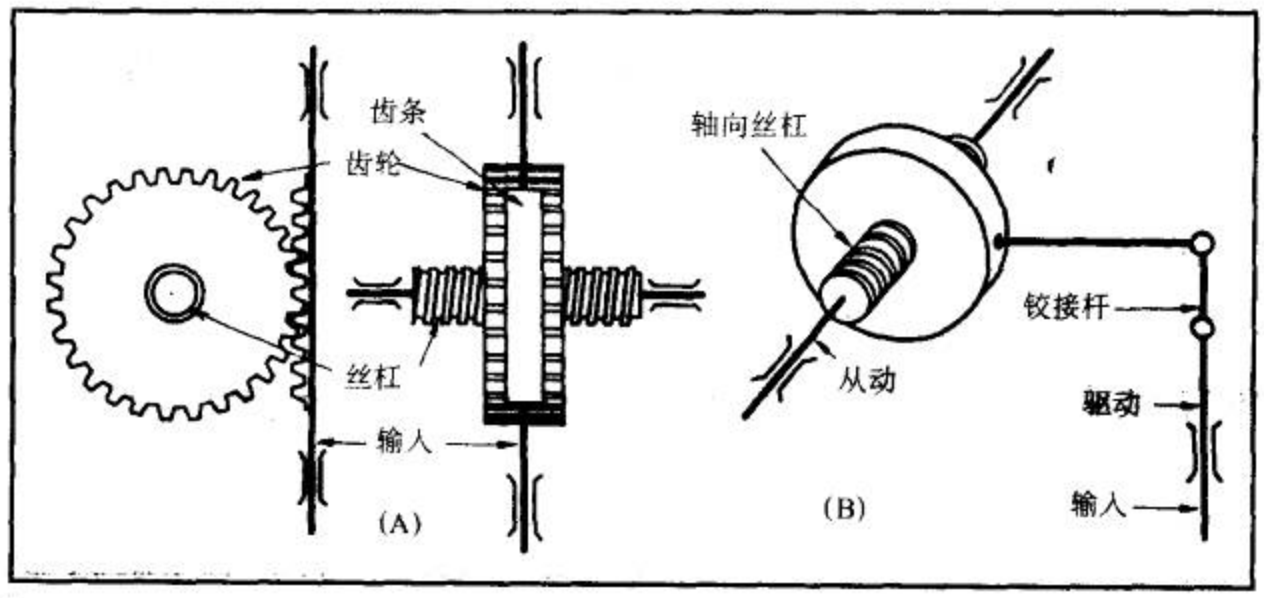


图3.11-1 带有驱动齿条的轴向丝杠(A)和铰接杆(B)都在进行不可逆的运动，也就是说，驱动件必须总是在驱动。

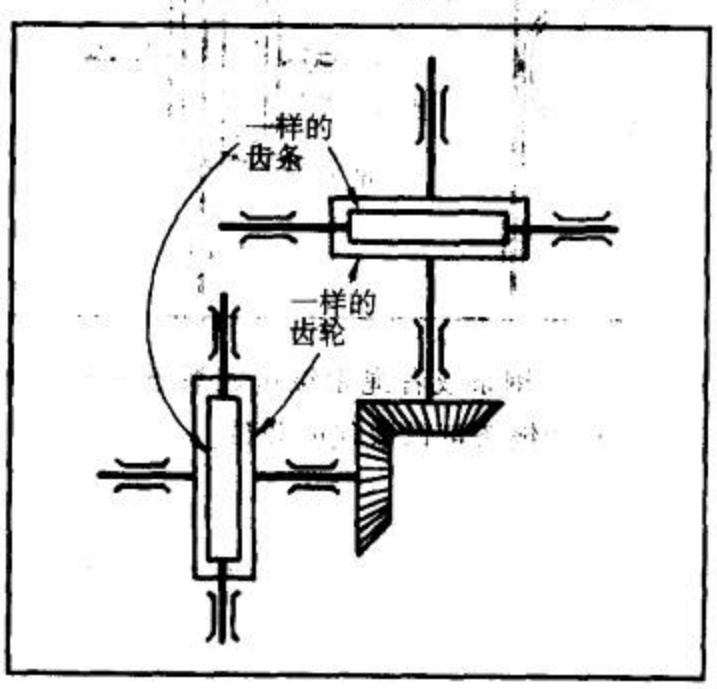


图3.11-2 带有相应斜齿轮的驱动齿条可进行可逆的运动。

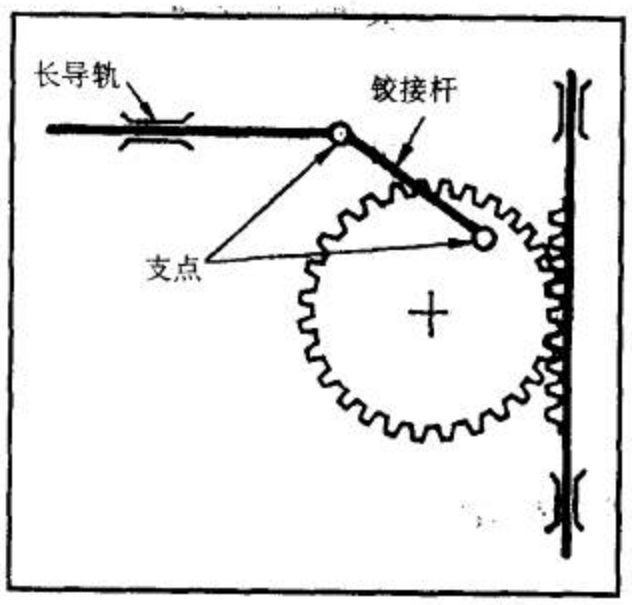


图3.11-3 用齿条驱动的曲柄机构，包括一个铰接杆。其运动被限制在相当小的范围内。

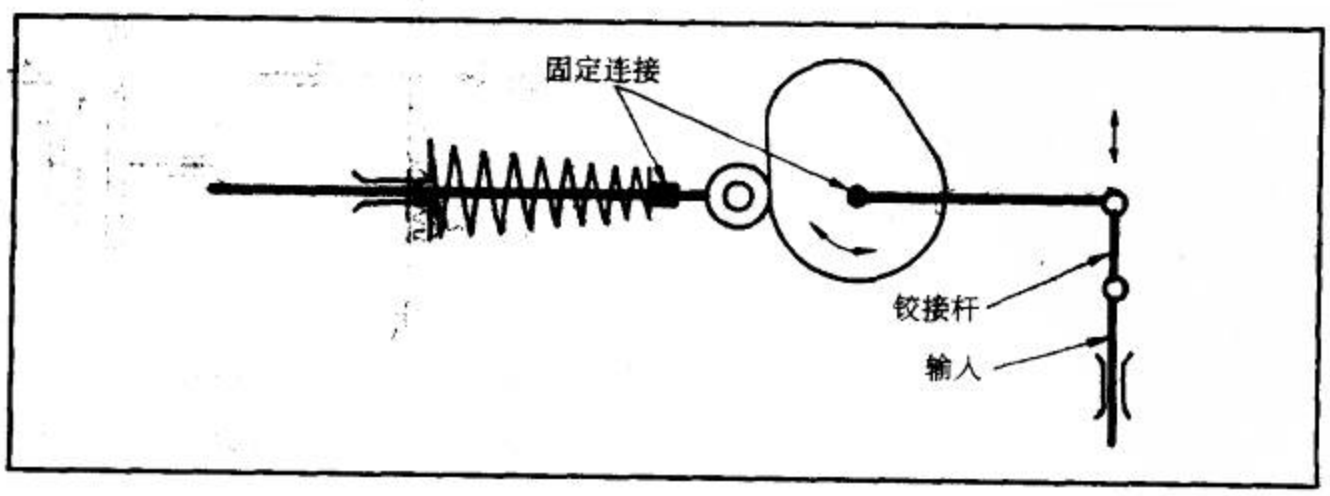


图3.11-4 凸轮和一个弹簧加载的从动件机构，凸轮旋转时可改变输入/输出的传动比。这个运动通常是不可逆的。

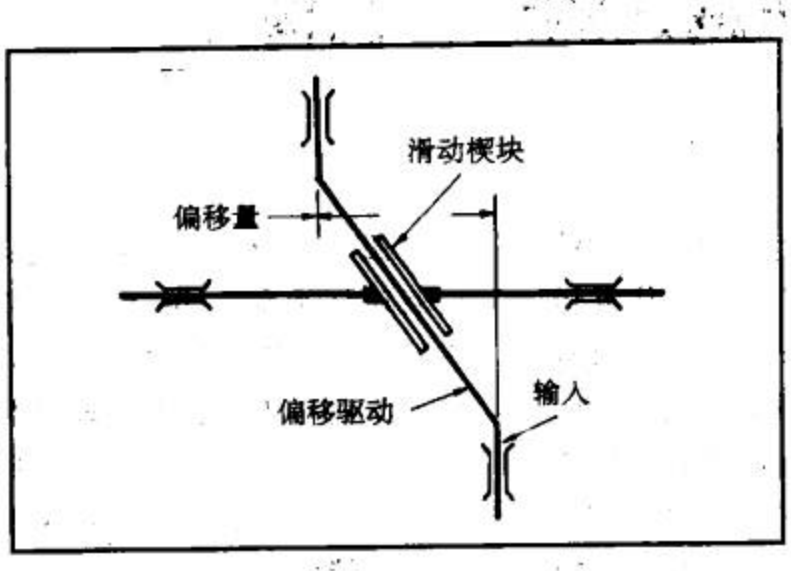


图 3.11-5 偏移驱动装置通过楔块的运动驱动从部件。进行润滑和使用具有低摩擦系数的材料可以使偏移量最大化。

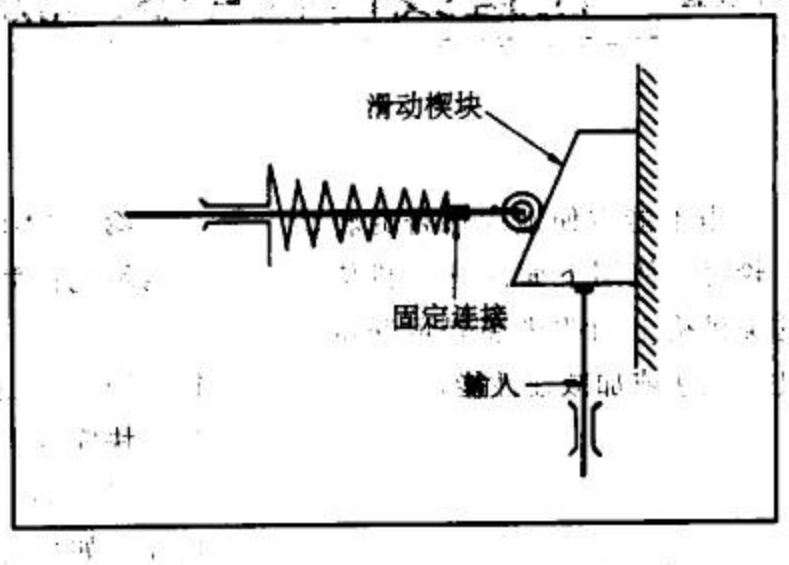


图 3.11-6 滑动楔块与偏移驱动相似，只是需要弹簧加载的从动件；由于采用了滚子从动件，故对摩擦的要求不那么苛刻。

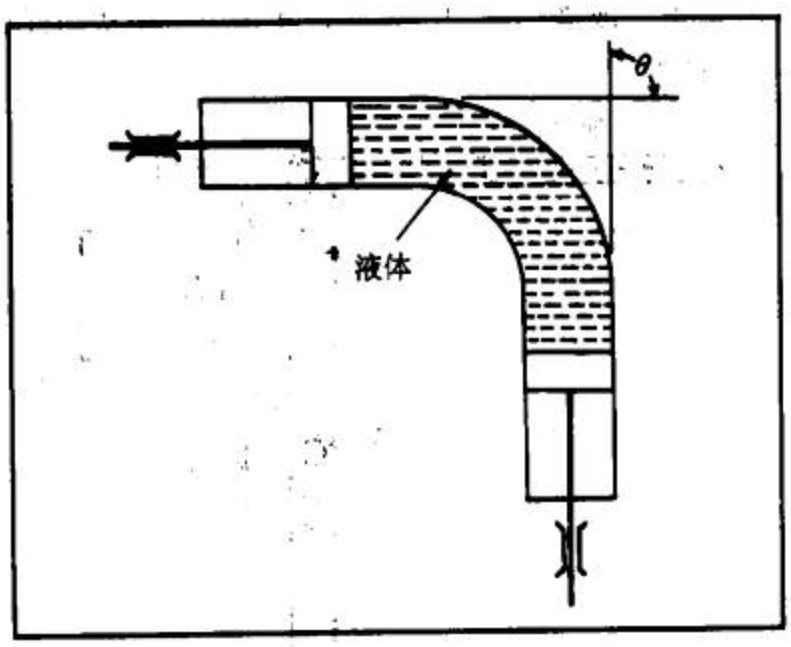


图 3.11-7 液体连接允许通过任何角度传递运动。泄漏问题和活塞的精确装配要求使这种方法比想象的要贵得多。而且，虽然运动可逆，但必须总有压力才能达到最好的效果。

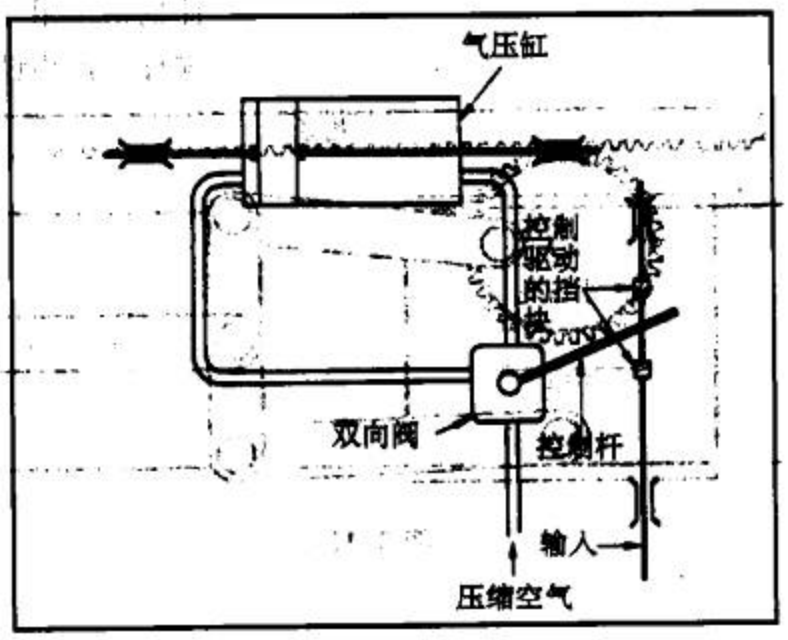


图 3.11-8 只有需要两个极端位置时，选用带有双向阀的气压系统才是理想的。这种运动是不可逆的。驱动件的速度可以通过调节输入气缸的气体来完成。

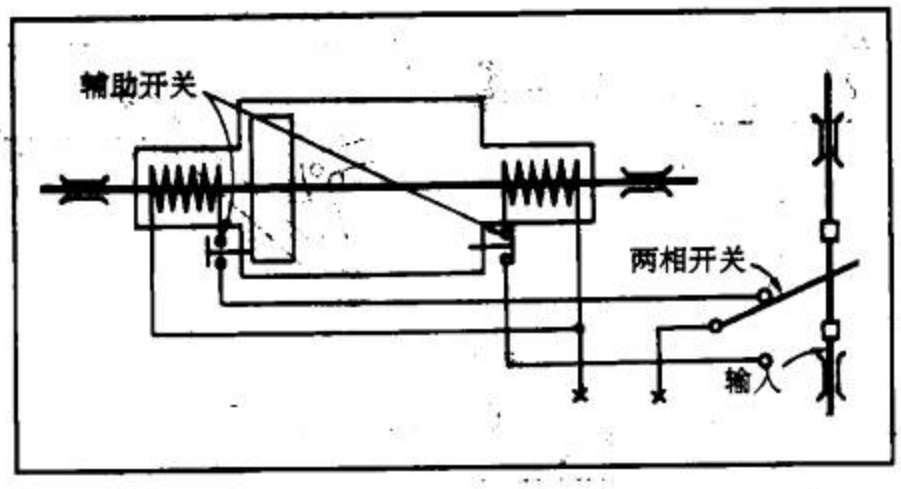


图 3.11-9 线圈和两相开关组成一个模拟气压系统。在行程的最后中断与励磁线圈的接触。这个过程是不可逆的。

3.12 在直线行程中实现加速减速的连杆机构

当不能方便地应用普通转动凸轮时，使用下面的这些机构或这类机构上的改进装置可获得加速、减速或加减速性能。

图 3.12-1 有齿轮、轴和销的**滑块**能使联杆 *B* 以恒速往复运动。齿轮上有用来联结 *D* 的曲柄销，同时它还与固定齿条啮合。当滑块完成向前行程并返回原地时，齿轮可以完成一圈的旋转。然而，如果滑块不在它的正常的行程范围内运动，齿轮只是完成一部分转动。本机构可以通过调整与连杆 *F* 相联的杆 *B* 和 *D* 的长度而产生改变。此外，连杆 *D* 的曲柄销可沿半径方向调整，或者连杆和销均设计成可调整的。

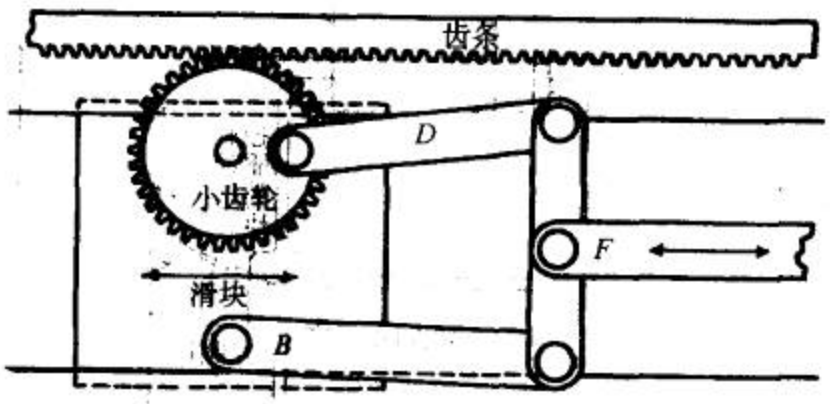


图 3.12-1

图 3.12-2 以恒速往复运动的**驱动杆**带动杆 *BC* 绕着固定块上的支点摇摆。杆 *B* 和固定块之间的曲柄与支座接触。驱动杆的运动通过曲柄使从动杆 *B* 减速。当驱动杆向右运动时，曲柄通过与支座接触而被驱动。当转动时**带槽**的连杆 *BC* 围绕支点滑动。这样对杆 *BC* 来说可以延长臂 *B* 缩短臂 *C*。其结果就是使从动杆减速。回程时曲柄通过弹簧(未画出)返回，其作用是使从动杆返程加速。

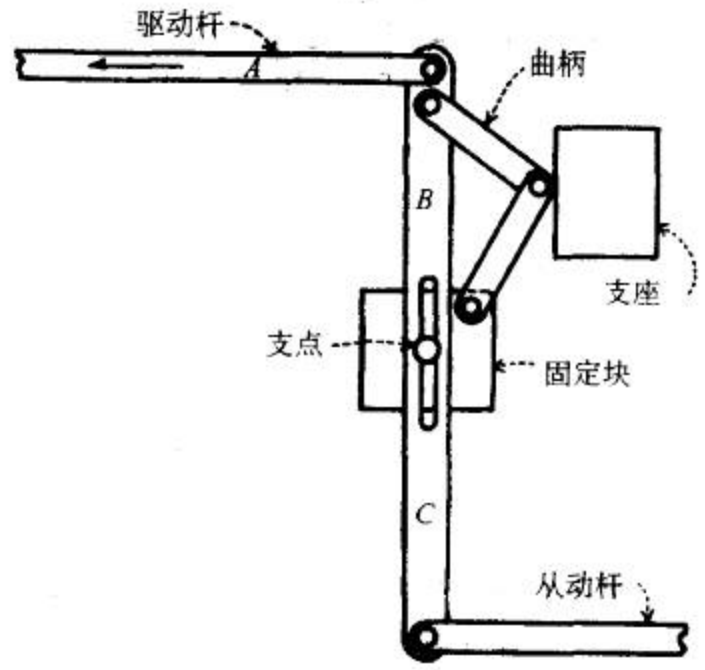


图 3.12-2

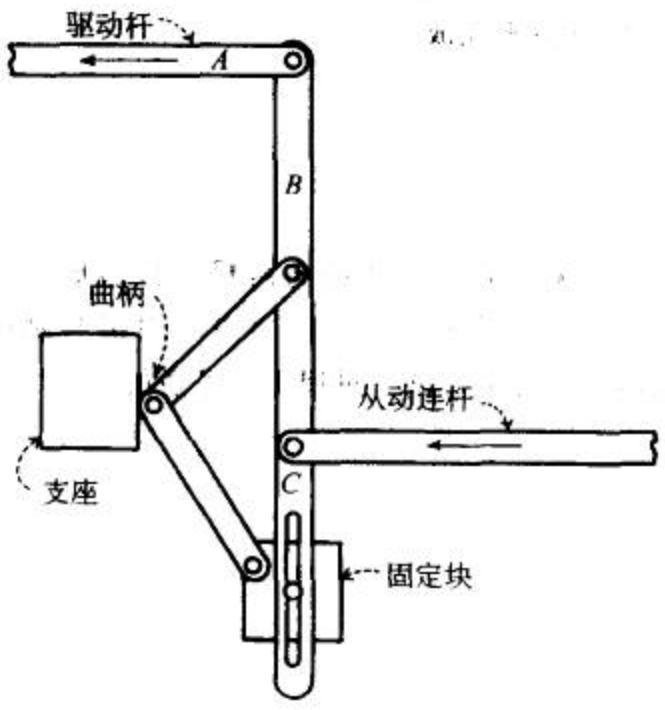


图 3.12-3

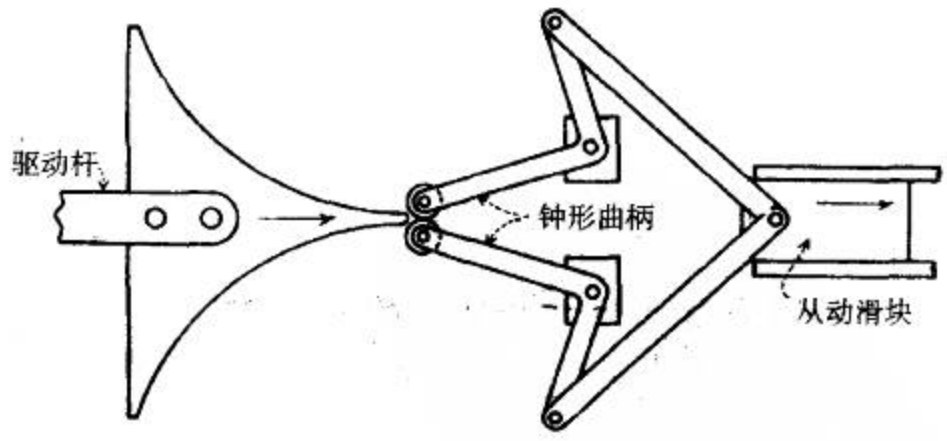


图 3.12-4

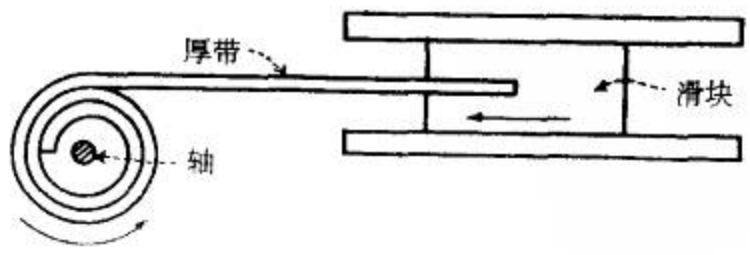


图 3.12-5

图 3.12-3 图 2 中的机构经过修改可以使驱动杆和从动杆产生同方向运动。这里加速方向是箭头方向，减速发生在返回行程。当曲柄运动变平时，加速影响减少。

图 3.12-4 当驱动杆端部的曲面构件使两个滚子产生分离时，钟形曲柄产生加速运动，同时也使滑块产生加速运动。必须用弹簧使从动构件返回以便构成完整系统。

图 3.12-5 **恒速轴** 卷起厚带或类似的柔韧的部件，增加半径将使滑块加速。这个轴必须靠弹簧或在反方向加上重物使其返回。

图 3.12-6 辅助块安装在两个同步偏心轮上，带动滑轮使缆绳在驱动和被驱动块间运动。被驱动块的运动行程等同于绳索伸出滑轮的长度，是驱动件和辅助块的附加运动。

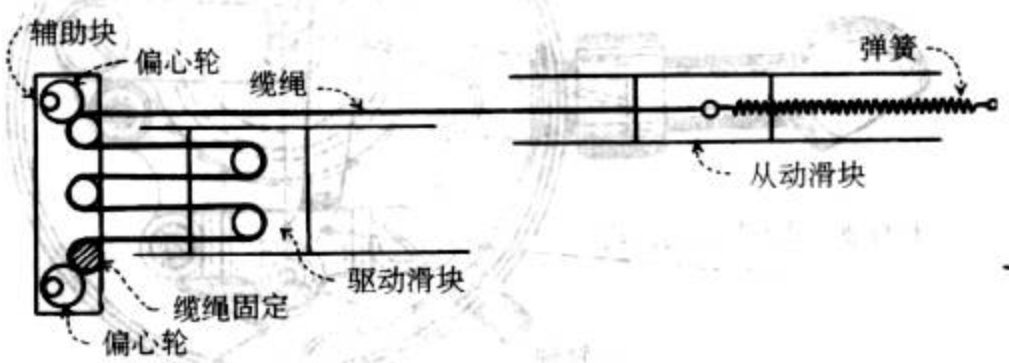


图 3.12-6

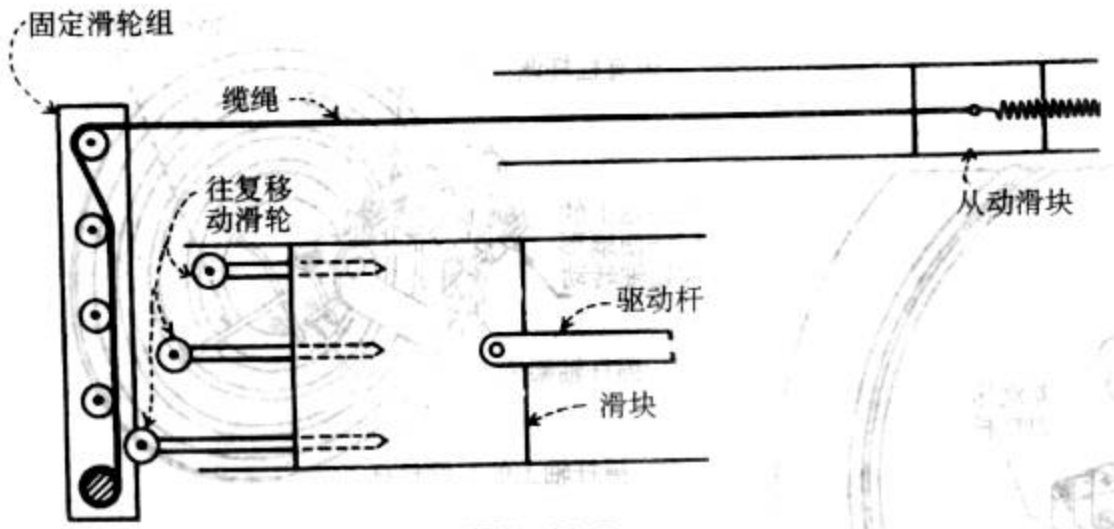


图 3.12-8

图 3.12-7 在驱动滑块上的曲面凸缘被夹持在两个滚子之间，这两个滚子通过支架被固定到从动滑块上。根据加速或减速的需要来设计凸缘的曲线。此机构可自己完成回程。

图 3.12-8 从动块的递增加速通过三个往复运动的滑轮与缆绳的逐渐啮合来完成。当第三个滑轮完成加速后，从动滑块的移动速度是驱动杆的 6 倍。

图 3.12-9 开了一个槽在标尺上移动的仿形螺母通过丝杠的反向转动来驱动，推动凹形滚子上、下运动，使滑块加速或减速。

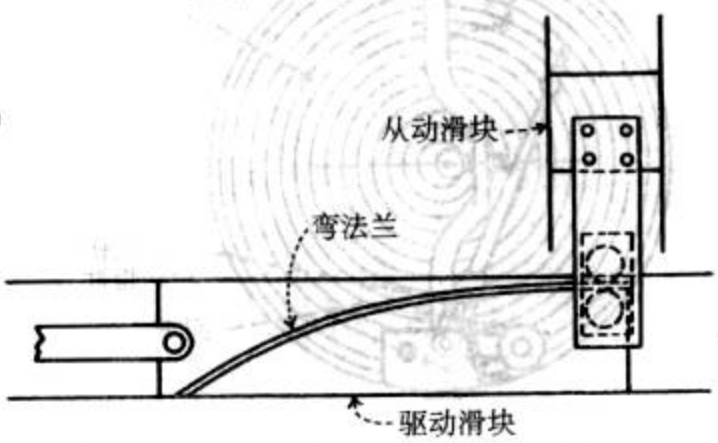


图 3.12-7

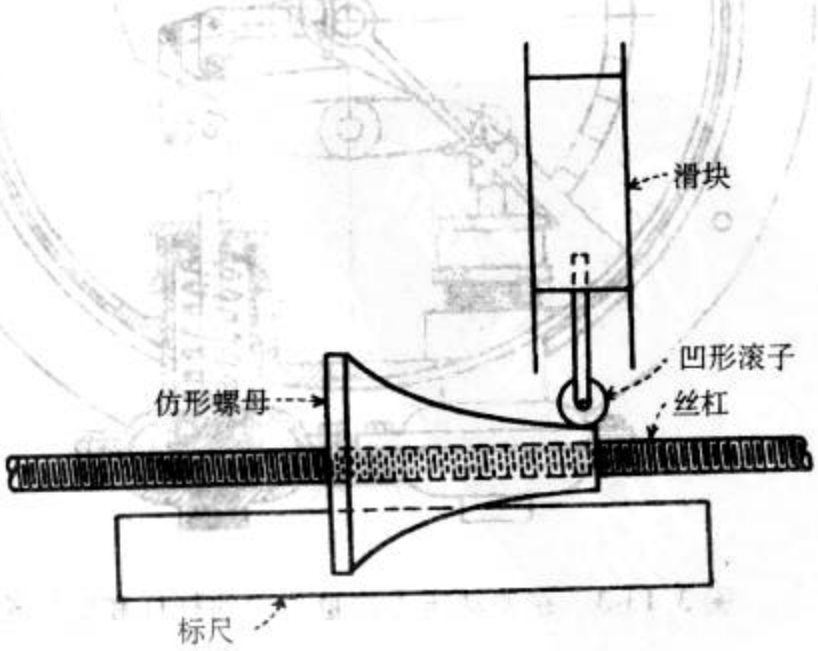


图 3.12-9

3.13 放大短程运动的连杆机构

下列图中所示的是典型的放大短的线性运动的连杆机构。它们通常把线性运动转化为旋转运动。虽然这些特殊机构是用来实现隔膜或者波纹管运动的，但是这些相同或相似的机构也可以应用于其它需要获放大运动的机构中。这些机构的传动主要是依靠凸轮、扇形齿轮和小齿轮、杠杆和曲柄、绳索或链条、螺线或螺旋进给、磁力等构件或这些构件的组合来完成的。

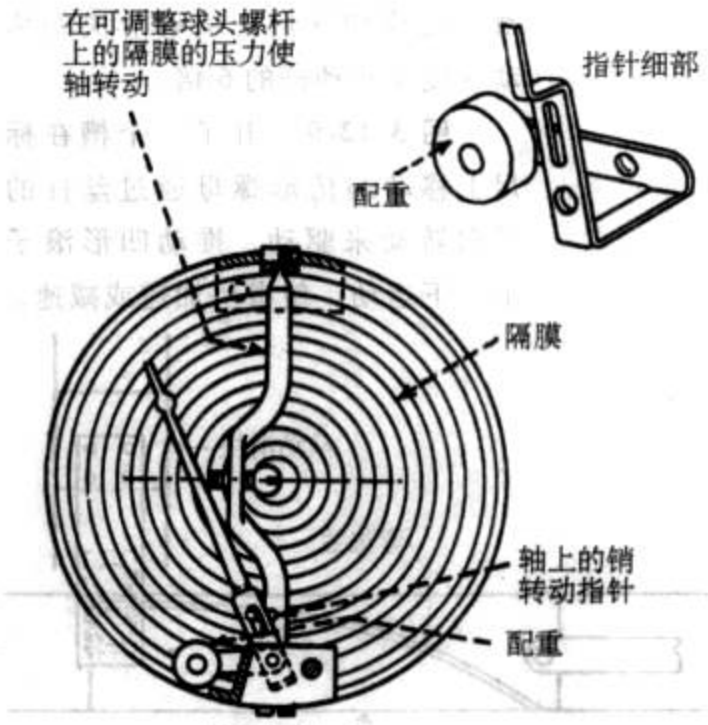


图 3.13-1 压力测量计中的杠杆传动。

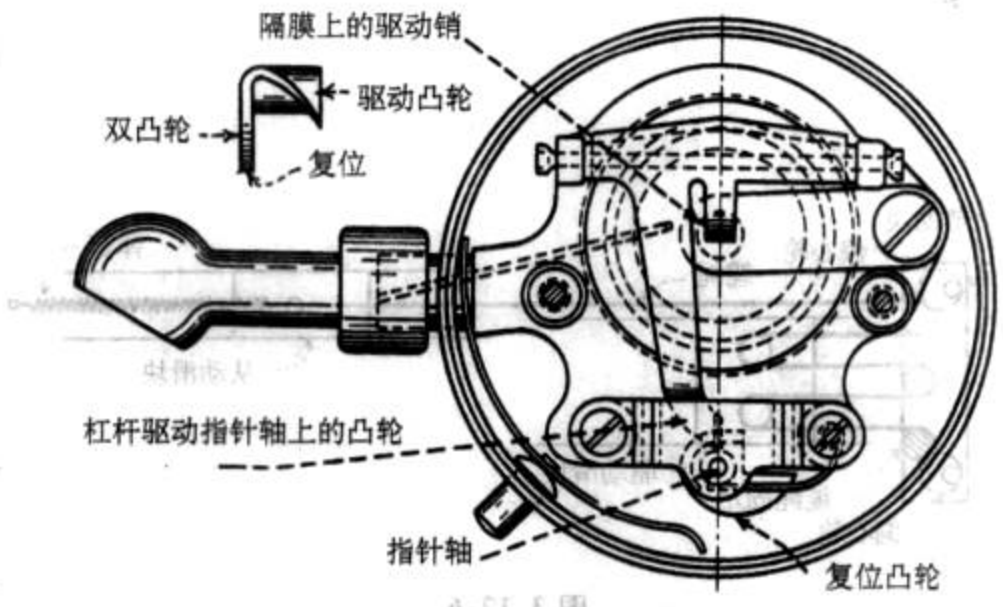


图 3.13-2 轮胎气压表中的杠杆和凸轮驱动。

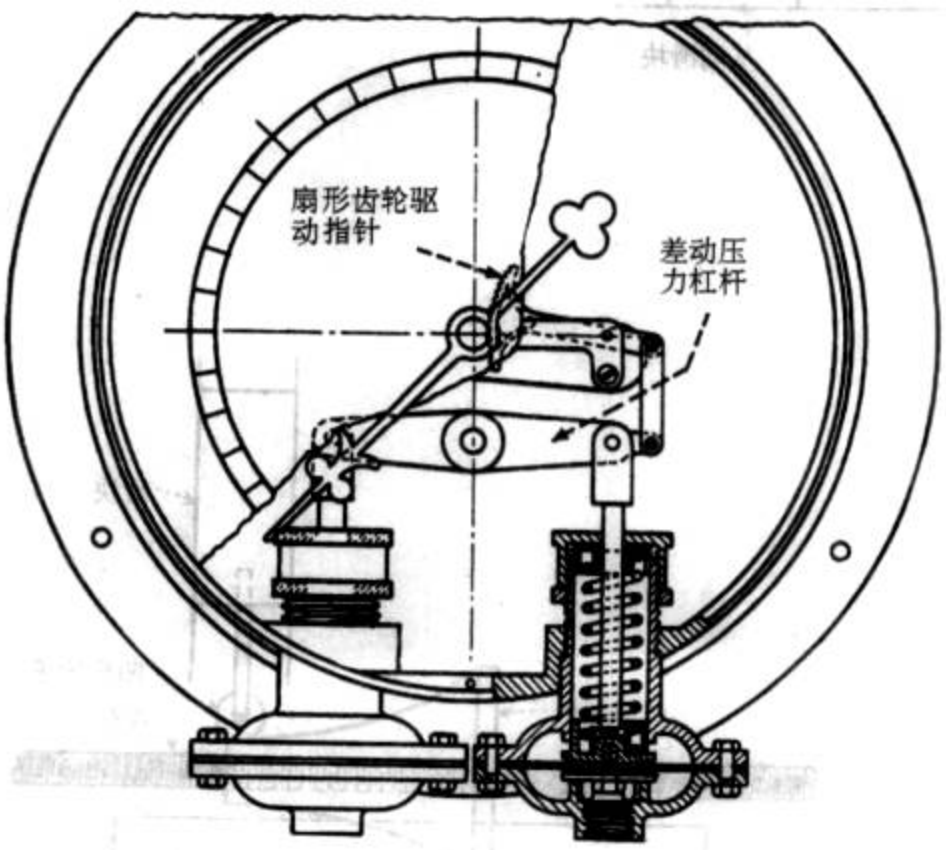


图 3.13-3 在差动压力测量仪中的杠杆和扇齿轮。

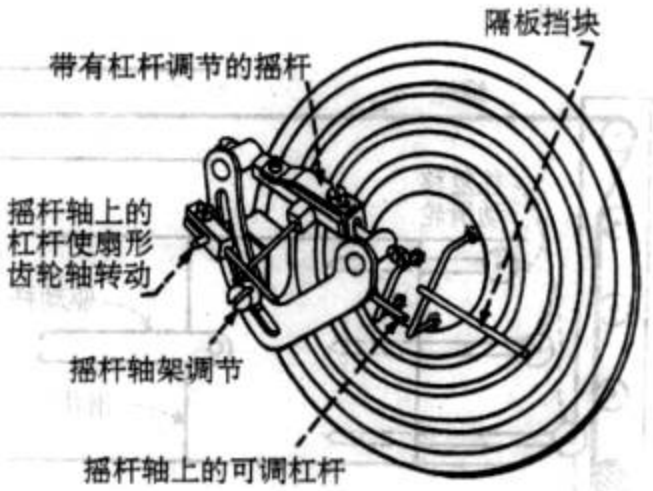


图 3.13-4 用于飞机速度指示器上的扇形齿轮驱动。

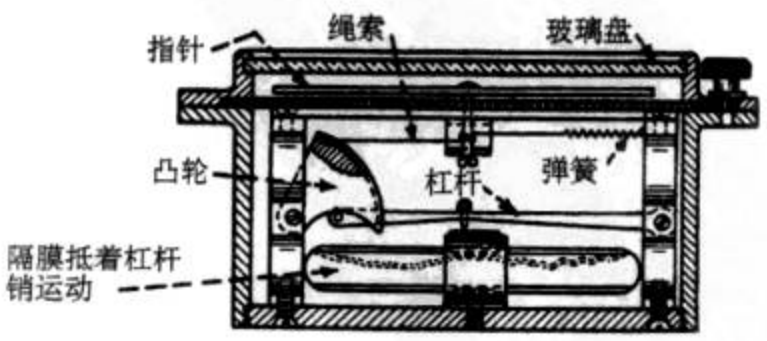


图 3.13-5 在气压计中的杠杆、凸轮和绳索传动。

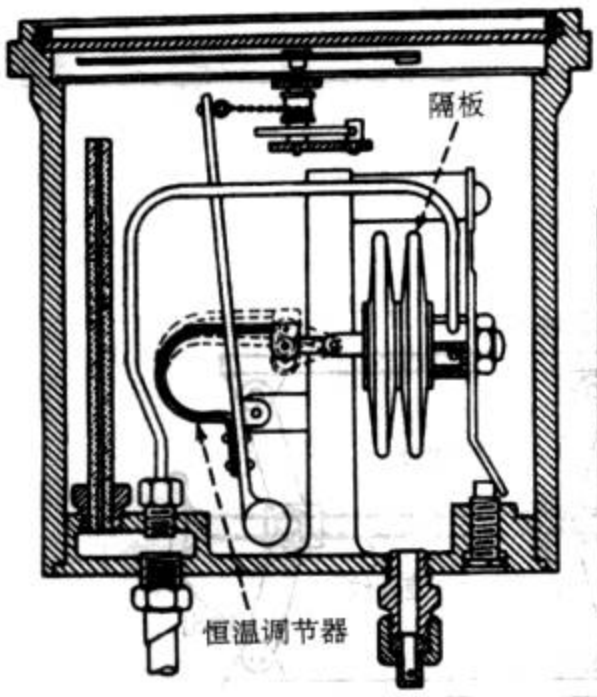


图 3.13-6 飞机爬升速度指示器的连杆和链传动。

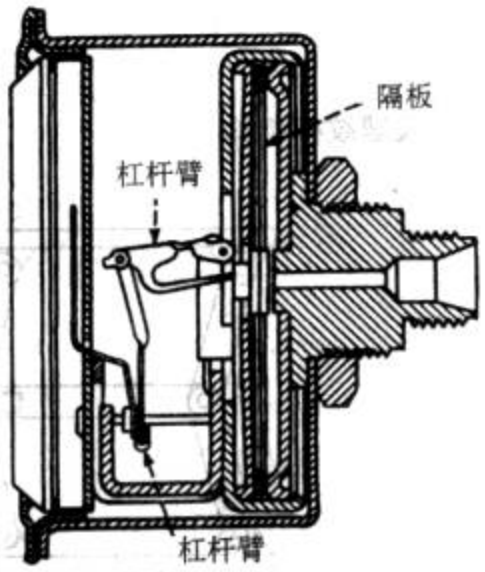


图 3.13-7 汽车油箱中的杠杆系统。

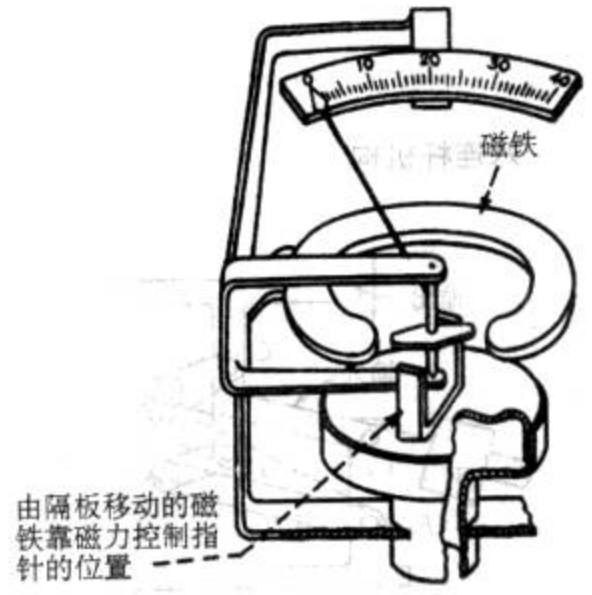


图 3.13-8 用于流体压力测量的干涉磁力场。

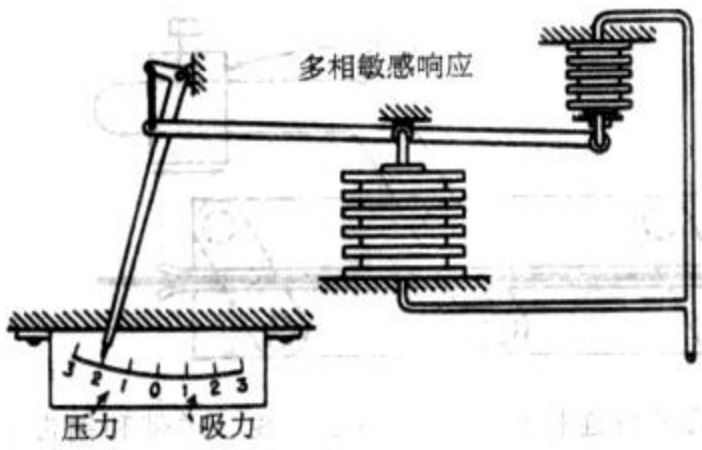


图 3.13-9 用于测量气压变化的杠杆系统。

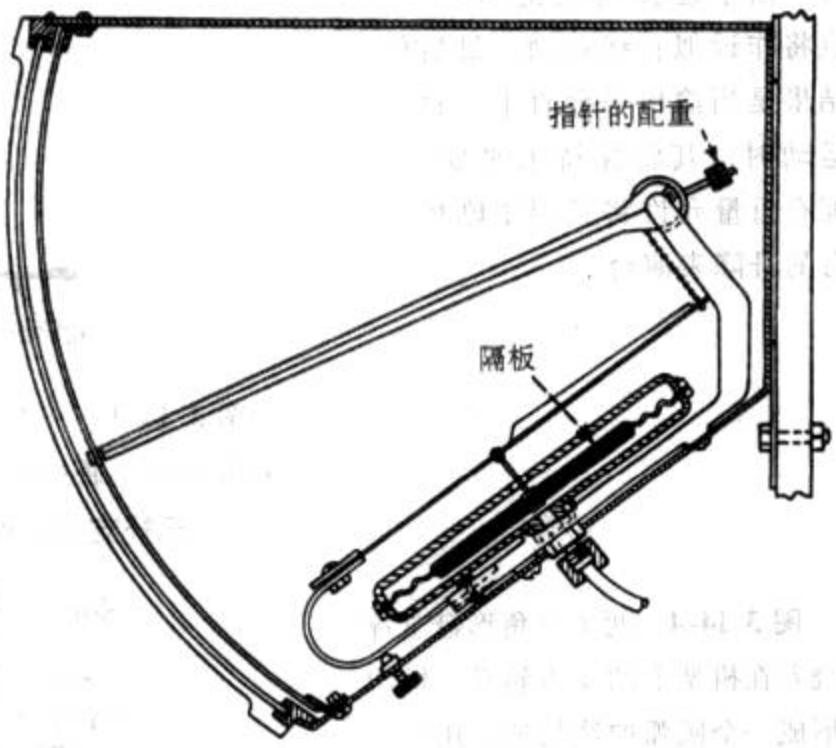


图 3.13-10 风压表中的杆件系统。

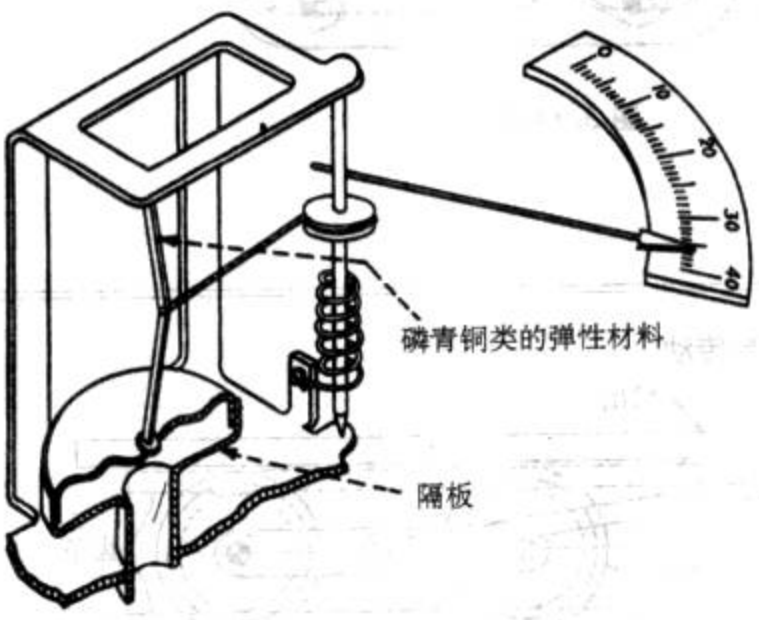


图 3.13-11 用于液压测量装置的曲柄、缆绳驱动。

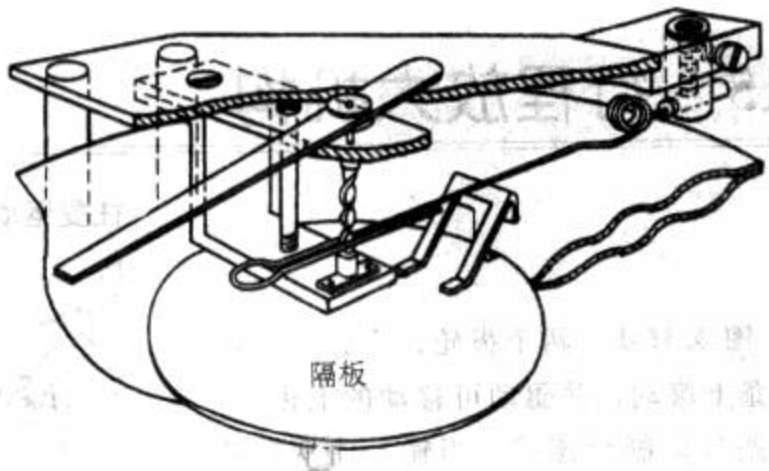


图 3.13-12 万能模拟装置中的螺旋进给传动。

3.14 平行连杆机构

八连杆机构

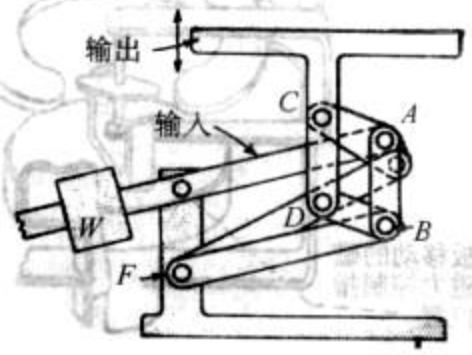


图 3.14-1 在这个机构中，连杆 *AB* 总是平行于 *EF*，连杆 *CD* 总是平行于 *AB*。因此，*CD* 将总是平行于 *EF*。而且，由于连接是成比例的，*C* 点将作近似直线运动。最后的结果是当输出平台直上、直下运动时，其将保持水平状态。配有重量允许将其用于剧场舞台的升降表演台。

双螺纹杆机构

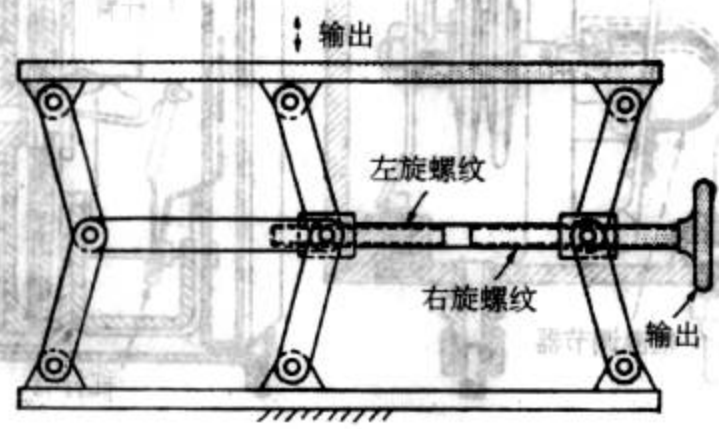


图 3.14-2 转动调节螺纹杆延长和伸缩连杆铰接点，从而使平台升高和降低。图示为平行六连杆机构，本机构也可设计成四杆、八杆或更多的连杆。

张力调整机构

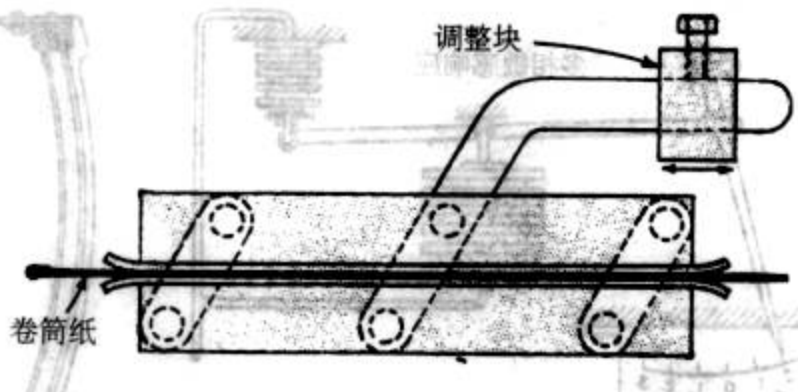


图 3.14-3 一个简单的平行连杆机构在卷筒纸、线、磁带和钢带上产生张紧力。通过调整调整块改变在材料上的拉力。

三杆支撑机构

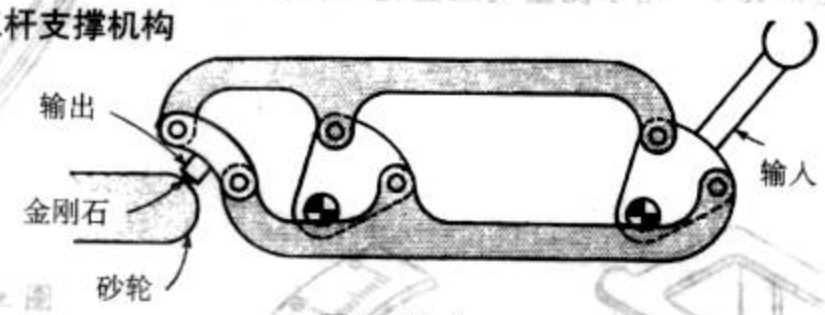


图 3.14-4 两个三角形盘支撑架绕着在机架上的支点转动。输出点形成一个圆弧曲线轨迹。用它可以形成类似磨削砂轮的表面。

图 3.14-4

3.15 行程放大机构

往复运动工作台传动

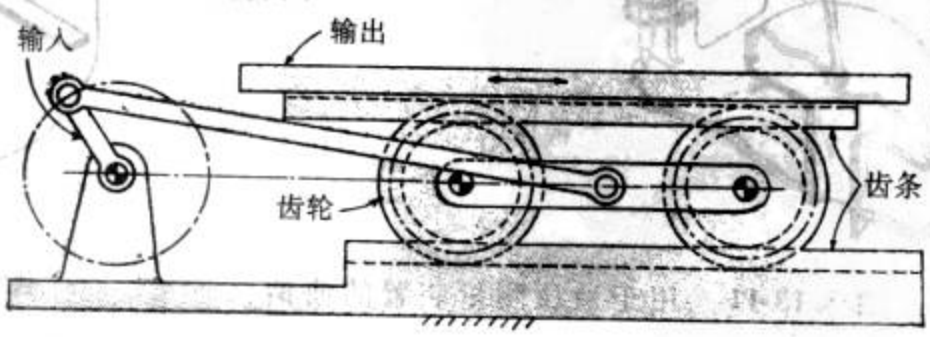


图 3.15-1 两个齿轮，在底部固定的齿条上滚动，并驱动可移动的上齿条，上齿条与印刷台连接。当输入曲柄旋转时，工作台将移动 4 倍于曲柄长度的距离。

平行连杆进给机构

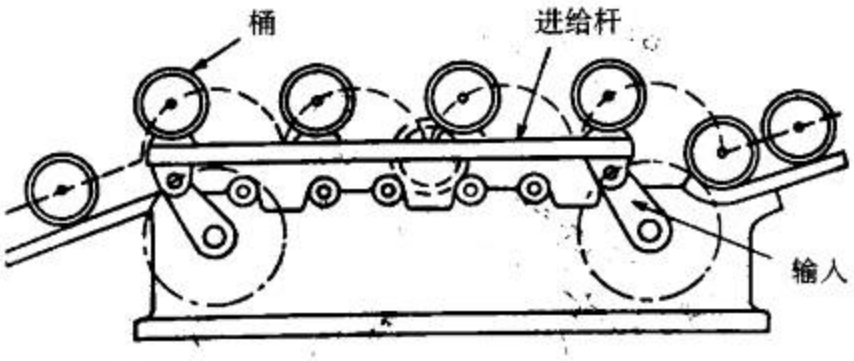


图 3.15-2 一个曲柄是输入，另一个从动曲柄保持进给杆水平。进给机构可以使桶从一个位置移动到另一个位置。

平行四边形连杆机构

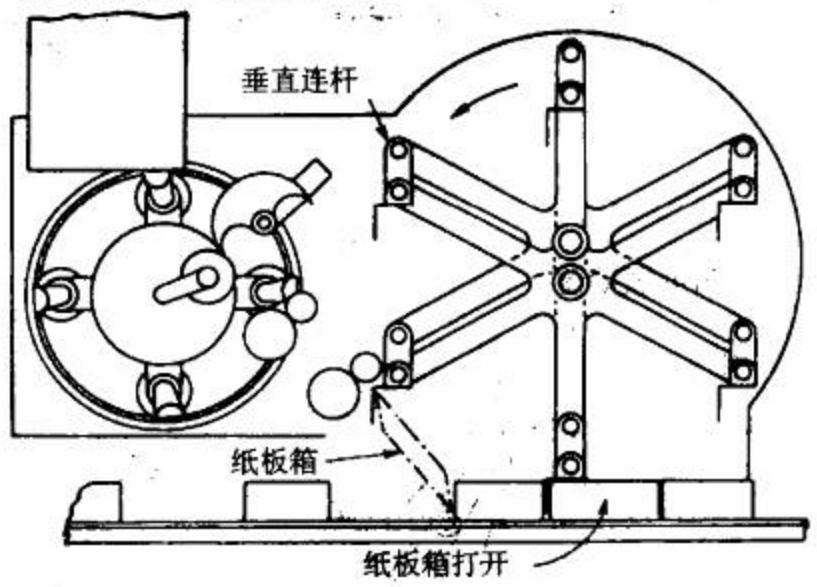


图 3.15-3 所有七个短杆在旋转时保持垂直。中心杆是驱动杆。这种独特的机构可以传递和打开纸板箱，不过此机构也可在其它许多方面应用。

平行连杆钻孔机

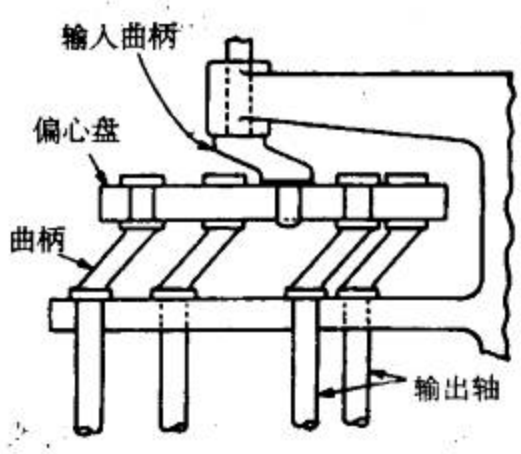


图 3.15-4 这种钻孔机带动数个钻轴，输入曲柄驱动偏心盘。从而依次旋转有相同长度和速度的输出曲柄。如果采用齿轮驱动的话，轴间的齿轮将占据很大空间。

平行板驱动器

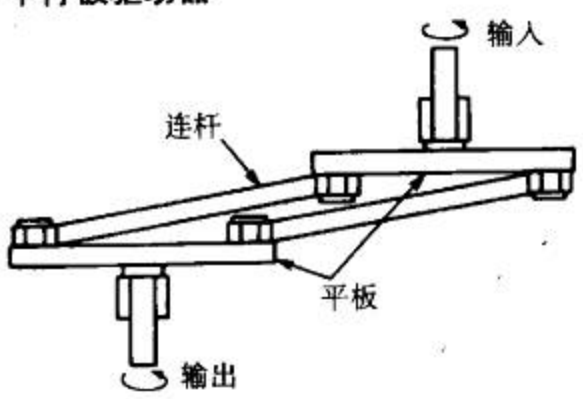


图 3.15-5 这个平行板驱动器的输入和输出轴以相同的角度关系转动。然而，可以改变轴的位置去适应不同的需要而不影响轴之间的输入输出关系。

形成曲线轨迹的机构

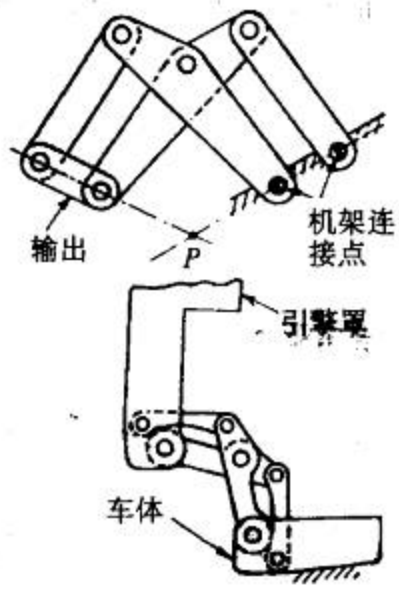


图 3.15-6 输出杆旋转时看起来像是围绕空间一点 *P* 旋转。这样可以避免对远距离或不及点处铰接的需要。这种机构适合铰接汽车的引擎罩。

平行杆耦合

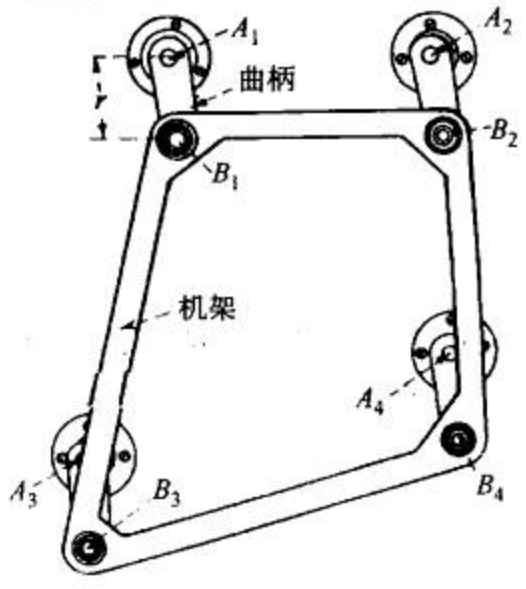


图 3.15-7 消除间隙的设计使这种平行杆耦合机构是一个精确的、低成本的取代齿轮或者链条驱动的机构，尽管链条驱动也能使平行轴旋转。任意多于两个的轴都可以靠其中任意一个轴来驱动，但需要完全满足下面两个条件：(1) 所有曲柄必须有相同的长度 *r*；(2) 轴 *A* 和机架支点中心 *B* 形成的两个多边形框必须一致。这个机构的主要不足是它的动力不平衡，这样就限制了它旋转的速度。为了削弱振动对机构产生的影响，机架应该以实际要求的强度为准，尽量减轻它的重量。

3.16 力和行程的放大机构

大角度振动器

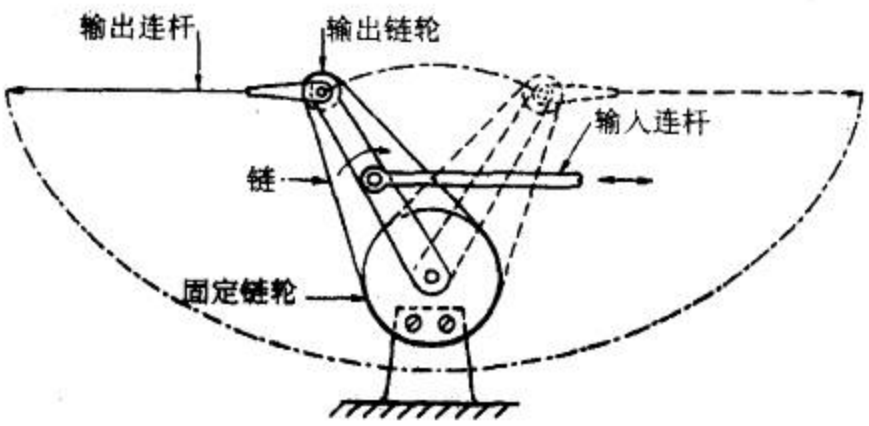


图 3.16-1 图中所示输入连杆机构的运动通过两个链轮和链条被转化为大角度的摆动。60°的摆动被转换为 180°的摆动。

扇形齿轮驱动

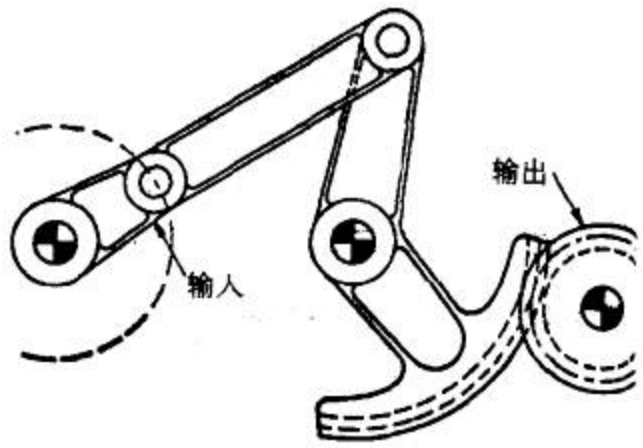


图 3.16-2 此机构实际上是由一组齿轮组合而成的四连杆机构。四连杆通常获得大约 120°的最大摆动范围。扇形齿轮将与齿轮的半径成反比地放大摆动范围。对于图示的比例，摆动范围将增加 2.5 倍。

倍角驱动

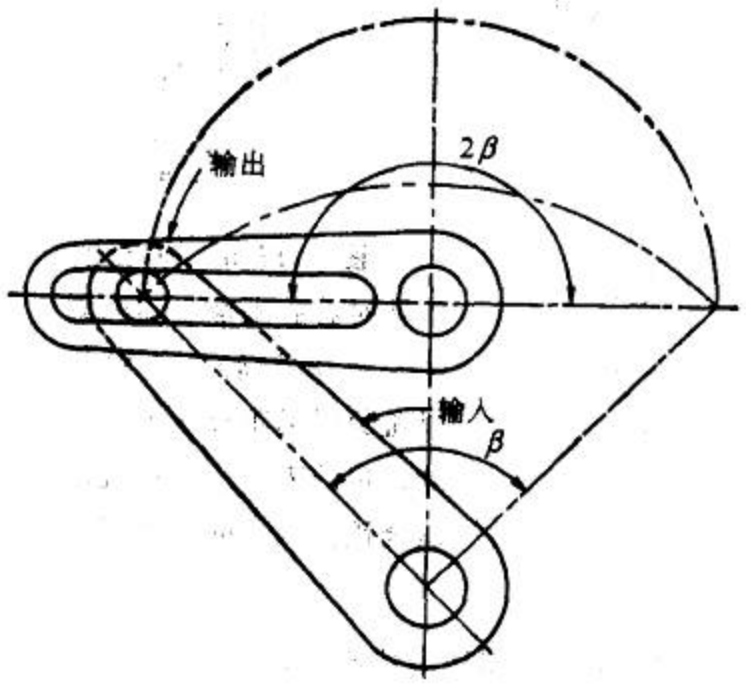


图 3.16-3 这个倍角驱动将把一个构件的 β 角摆动扩大为输出摆动的 2β。如果采用齿轮，除非安装惰轮，否则，旋转方向不可能相同。在本例中，输入和输出轴的中心不能离得太近。顺时针旋转输入杆会使输出杆沿同样的方向运动。对任意比例杆系来说，轴间距决定了所获得的角度放大量。

滑轮驱动

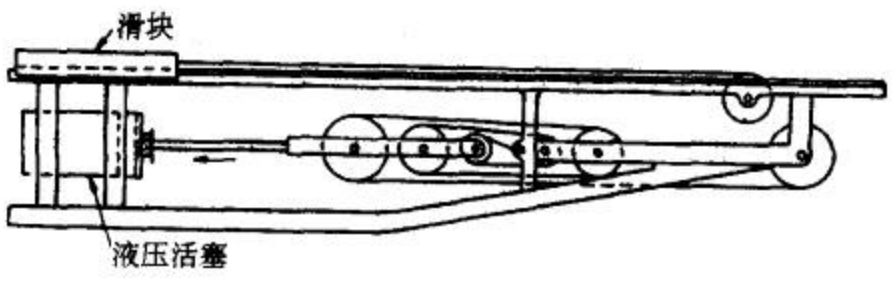


图 3.16-4 这个滑轮驱动扩大了液压活塞的行程，使得滑块迅速向右移动而弹射物体。

打字机驱动机构

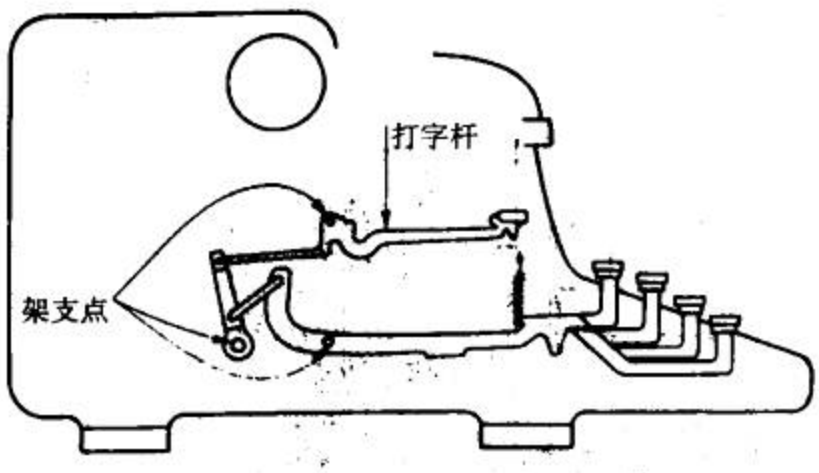


图 3.16-5 这个驱动机构增大了打字员的手指力量，在圆滚处把轻击转变成有力的打击。与机架相连的有三个支点。这样安排是为了使按键在敲击时可以自由移动。图示机构实际上是一系列连杆机构中的两个四连杆机构。许多打字机有这样一系列的四连杆机构。

双肘杆穿孔器

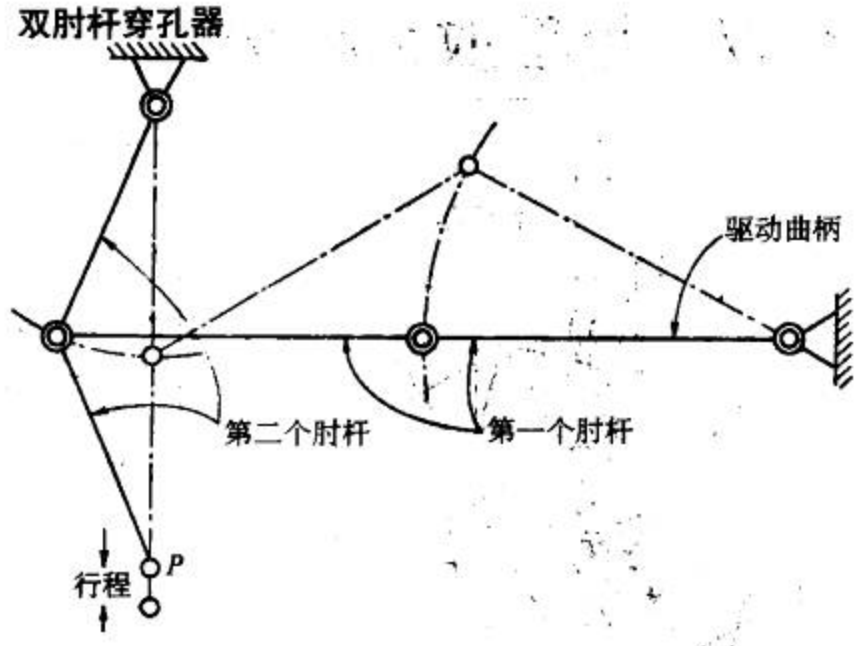


图 3.16-6 这个穿孔器的第一个肘杆保持点 *P* 在一个升高的位置。虽然它的重量使其产生向下运动的趋势(由于穿孔器的重量)。当驱动曲柄顺时针旋转(由一个往复摆动机构驱动)，第二个肘杆开始被拉直，从而产生强烈的穿孔力。

齿轮齿条驱动机构

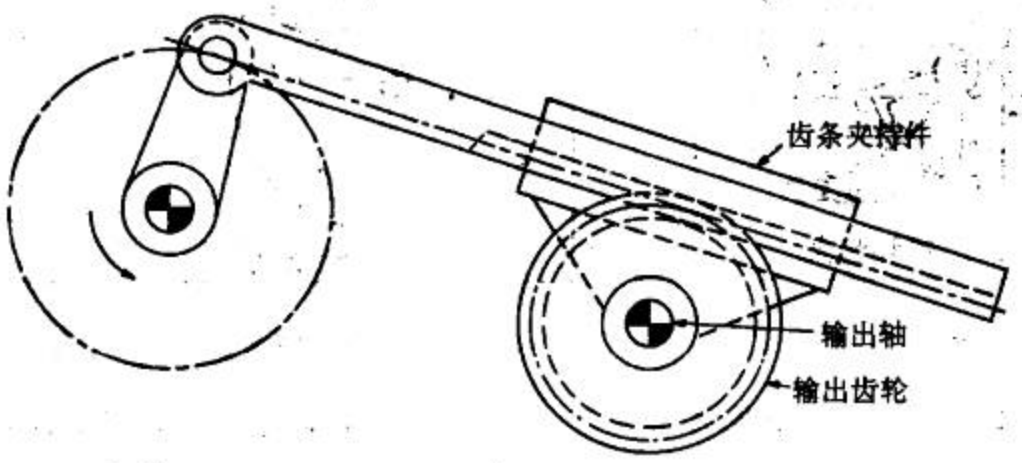


图 3.16-7 这个驱动机构可以使输入曲柄的旋转运动转换成更大的输出旋转运动(从 30°到 360°)。曲柄驱动滑块和齿条，齿条推动输出齿轮转动。

链条驱动机构

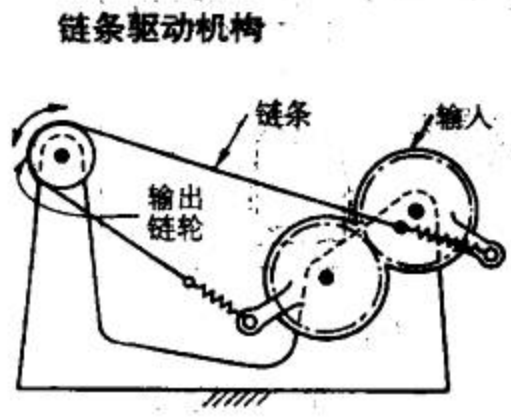


图 3.16-8 弹簧和链条安装到这个机构的齿轮曲柄上来驱动链轮输出。依靠齿轮的传动比，输出将产生期望的摆动，例如，输入轮每转一圈，在每个方向上输出将各转两圈。

杆系驱动机构

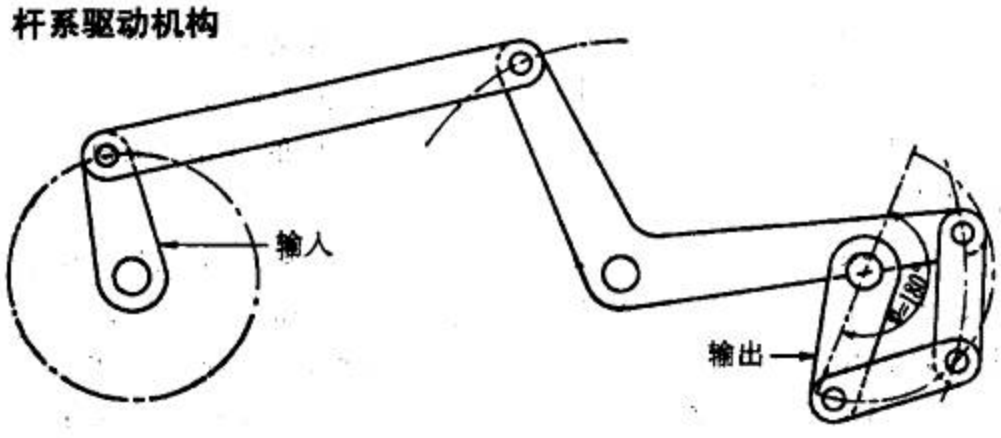


图 3.16-9 在这个驱动机构中一系列连杆机构可以增加它的摆动角度。如图所示的机构中，L 形摇杆是第二个连杆机构的输入。最后的摆角是 180°。

3.17 行程放大机构

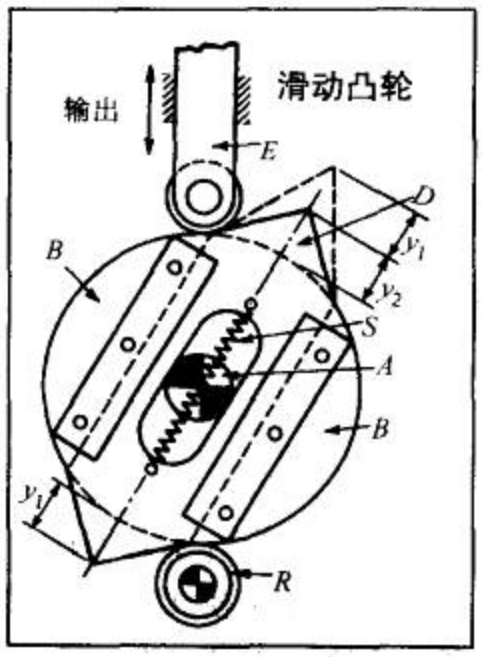


图 3.17-1

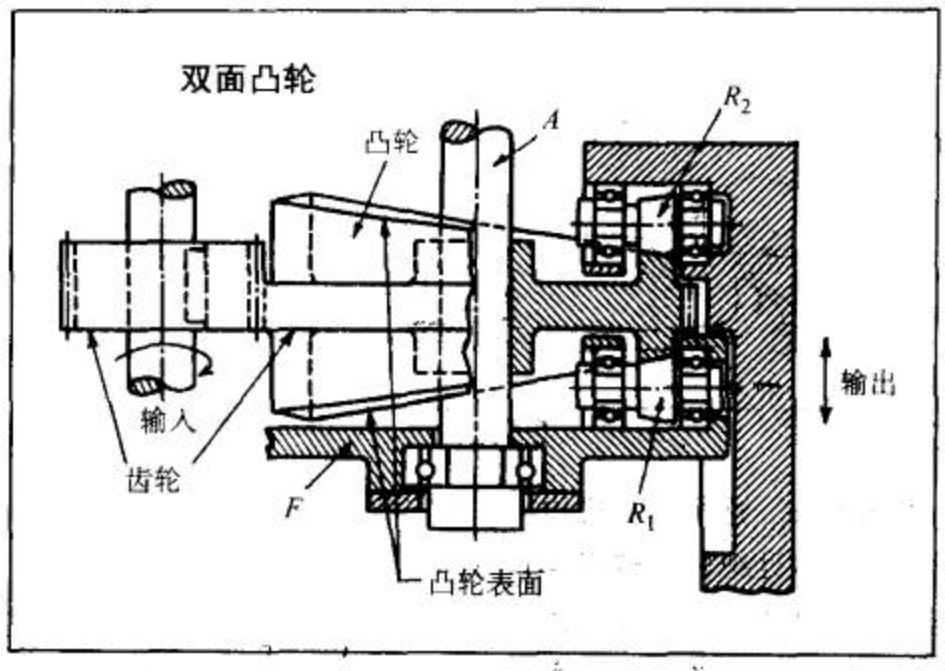


图 3.17-3

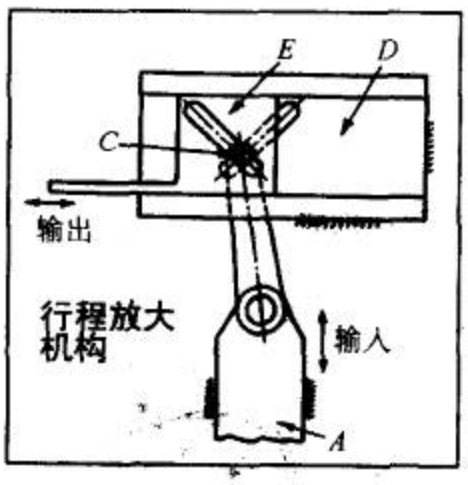


图 3.17-2

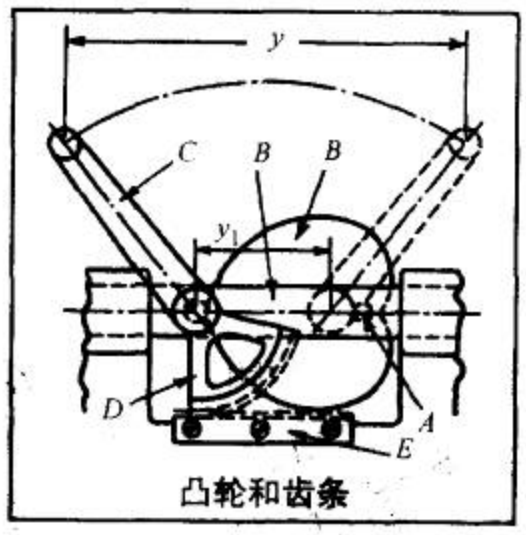


图 3.17-4

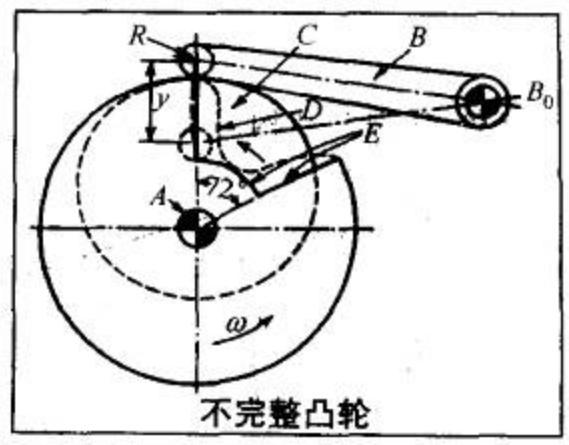


图 3.17-5

当行程放大机构的压力角太大而不能满足设计要求，并且不希望扩大凸轮的尺寸时，可以用一些装置来减小压力角。

图 3.17-1 滑动凸轮机构。这种机构用在线材成形机上。凸轮 D 有个带尖的形状是因为有特殊的卷线运动要求。机器在低速下运转，但这个原理同样可以应用于高速凸轮。

原先所希望的行程是（$y_1 + y_2$），但是这样将会产生一个大的压力角。所以在凸轮的一侧行程减小到 y_2，另一侧增加到 y_1。圆盘 B 被安装到凸轮轴 A 上。凸轮 D 的两个终点连成一个矩形，从动轮 E 的上升运动由于凸轮滚过固定轮 R 完成。

图 3.17-2 行程放大机构。本机构被用在压力机上。两个对称的槽，第一个在固定构件 D 上，第二个在滑块 E 上。放大被凸轮驱动的输入滑块 A 的运动。A 向上运动时，E 快速的向右运动。

图 3.17-3 双面凸轮。这种机构使行程加倍，从而使压力角减小到原来大小的一半。滚子 R_1 固定，当凸轮旋转时依靠与 R_1 接触的下表面使自身被托起，同时其上表面使可移动的滚子 R_2 产生向上的运动。滚子 R_2 线性驱动输出运动，于是输出行程近似等于凸轮上下表面升高之和。

图 3.17-4 凸轮与齿条。这个机构增加了杆的摆动。凸轮 B 围绕 A 旋转。从动滚子运动了 y_1 的距离；在此期间内，扇形齿轮 D 在齿条 E 上滚动。因此杆 C 的输出行程是两种运动的合成，使行程扩大到 y。

图 3.17-5 不完整凸轮。可在 72° 内实现快速升降。对凸轮轮廓的初始要求是 D，但是 D 会产生严重的压力角。可通过增加凸轮 C 来解决这种情况。这个凸轮也绕凸轮中心 A 旋转，但是速度是凸轮 D 的五倍（未画出的齿轮比 5:1）。然后，在 72° 范围内初始的凸轮被完全去除（见 E 表面）。超过 360°（因为 72° × 5 = 360°）的所需运动通过对凸轮 C 的设计来完成。这样可以使相同的压力角在上升 360° 而不是 72° 时发生。

3.18 可调节行程机构

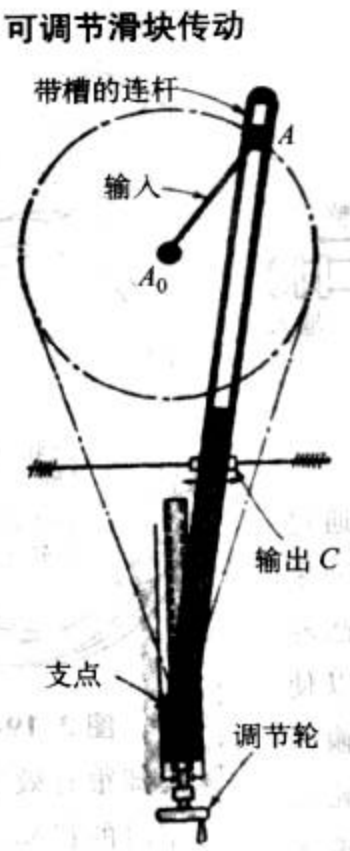


图 3.18-1 用调节螺钉移动这个驱动机构的支点位置，可以改变输出杆的行程。

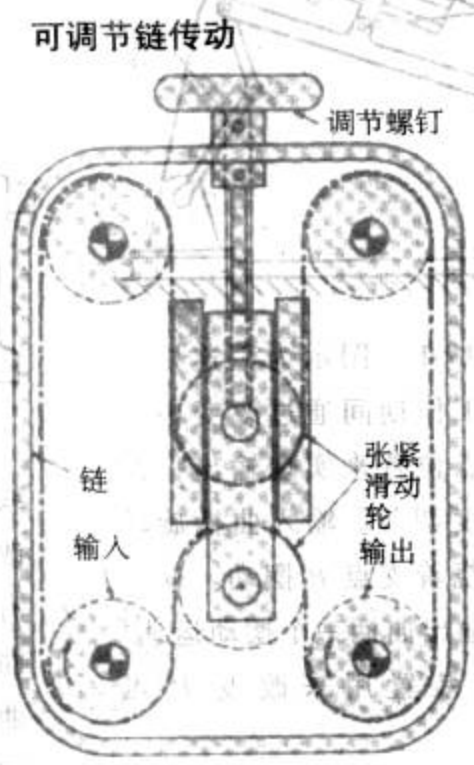


图 3.18-2 这个驱动机构的输入与输出轴之间的同步是通过调节螺钉移动两个张紧滑动轮来改变的。

图 3.18-3 当这个驱动机构的输入曲柄转动一周时，单向离合器外壳的摆动产生由一系列单方向的脉动组成的输出转动。移动调节块向右或左可以改变行程长度。

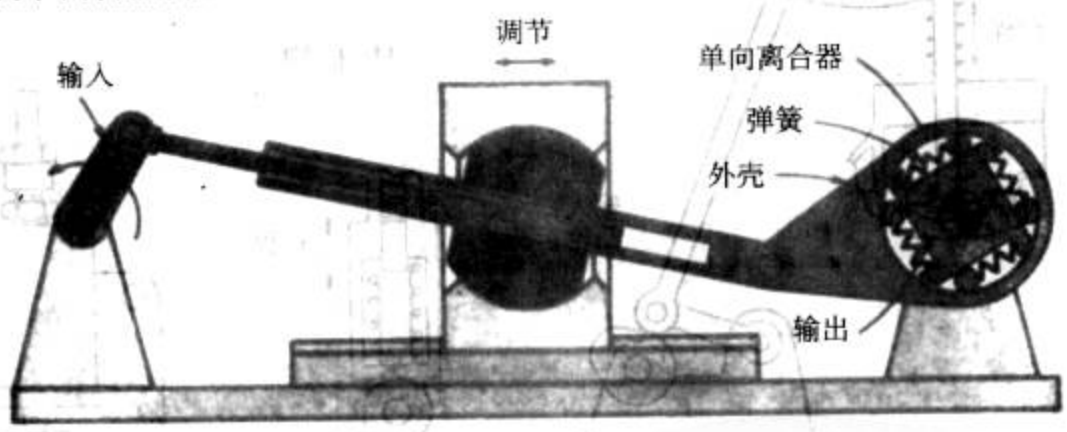
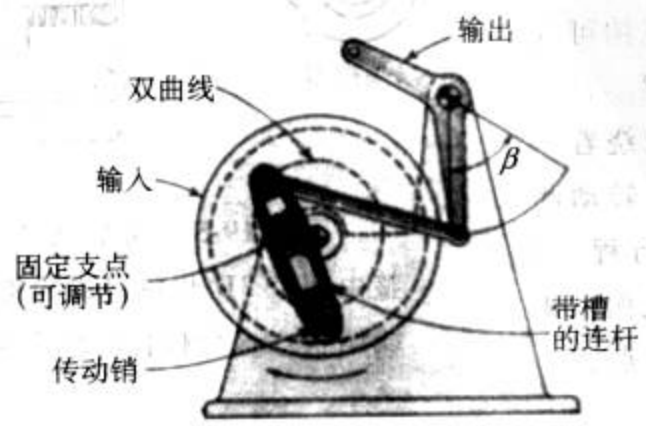


图 3.18-4 这个驱动机构的驱动销绕输入中心旋转，由于支点相对机架是固定的，槽杆的一端产生了非圆的双曲线，并且使输出杆产生快进慢回的运动。通过转动支点到其它位置可以使行程改变。



3.19 可调节输出机构

连杆运动调节器

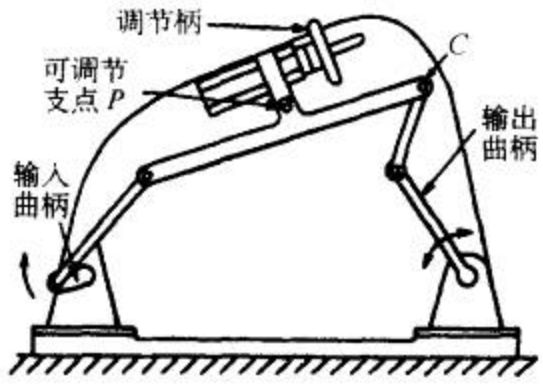


图 3.19-1 图示为六连杆机构，在其工作期间通过改变中间连杆的支点位置来实现输出杆的运动和速度调节。输入曲柄旋转引起点 *C* 绕着支点 *P* 摆动。这样依次给予输出曲柄一个摆动运动。一个螺钉装置用来改变 *P* 点位置。

凸轮运动调节器

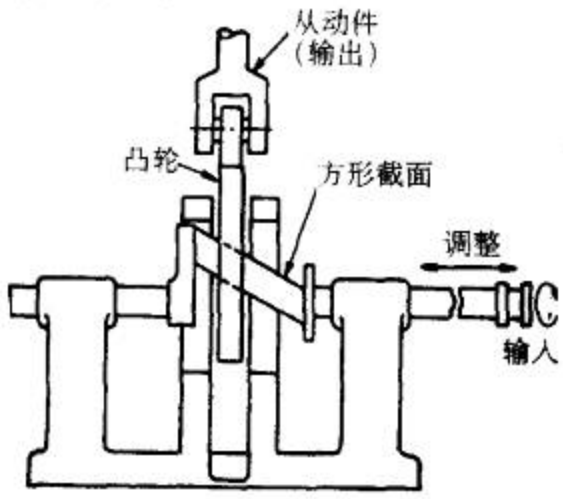


图 3.19-2 工作中可以通过线性地向左或向右移动输入轴来改变从动凸轮的输出运动。凸轮有一个方形的孔，它正好可以使曲柄轴的方形横截面穿过。输入曲柄的旋转运动可以引起凸轮的偏心运动。例如，向右调节输入轴使得凸轮由径向向外移动，这样可以增加从动件的行程。

双凸轮机构

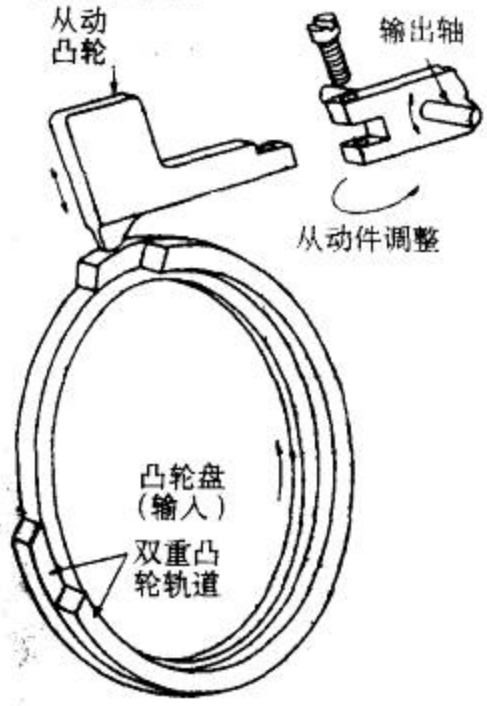


图 3.19-3 这是一个简单却很有效的用来改变凸轮定时的机构，从动件可以在水平面上进行调节，而在垂直面上是受约束的。这种板状凸轮可以包括两个或多个凸轮轨道。

阀门行程调节器

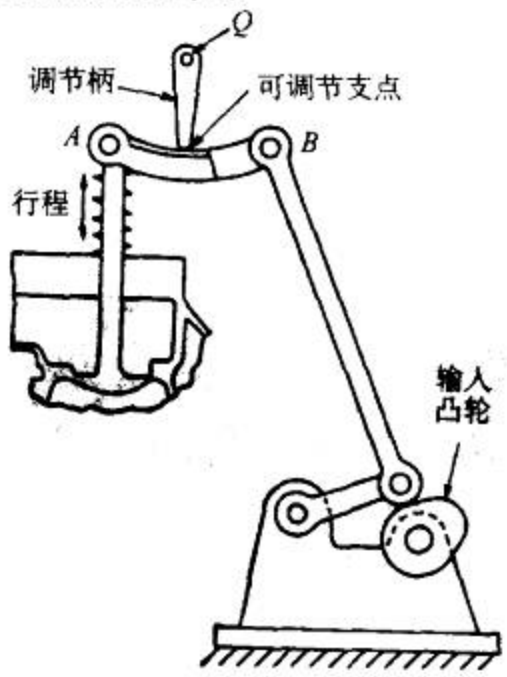


图 3.19-4 这个机构可以调节内燃机阀门的行程。有一个弧形表面的连杆可以绕着一个可调节的支点转动。转动调节柄可以改变阀门的行程、*A* 点和 *B* 点位置所占的比例。弧形连杆的曲率中心在 *Q* 点。

3D 机构

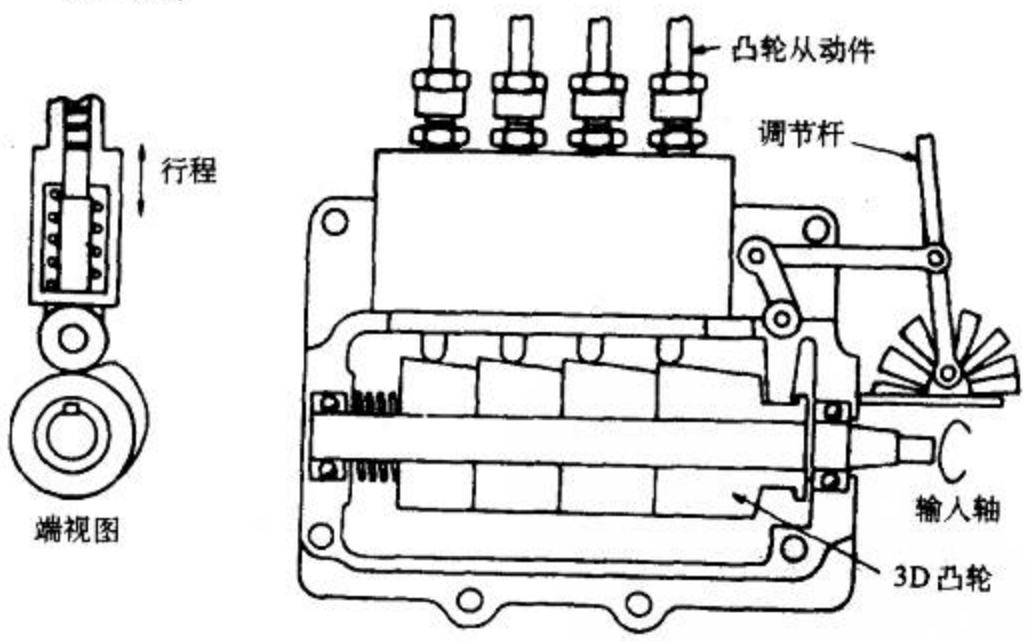


图 3.19-5 四个从动件的输出运动可以通过向左或向右调整由四个 3D 凸轮组成的构件来改变。可以用调整杠杆来实现直线调整。这个杠杆有六个调整位置。

活塞行程调节器

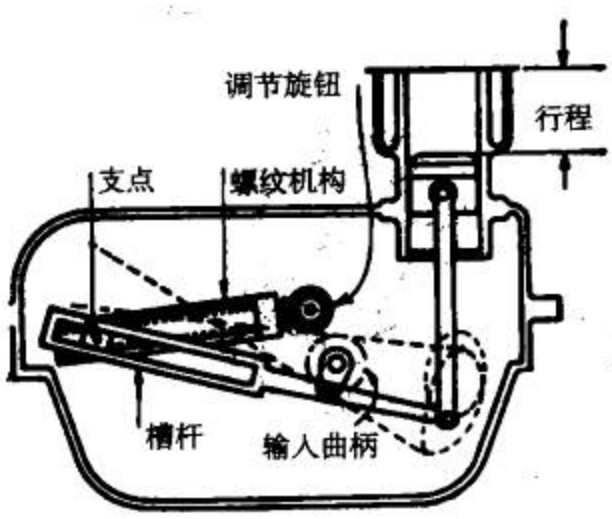


图 3.19-6 输入连杆通过使槽杆摆动来驱动活塞上下运动。支点的位置可以通过螺纹机构来调整，即使活塞在满载的情况下也可以调整。

同步轴机构

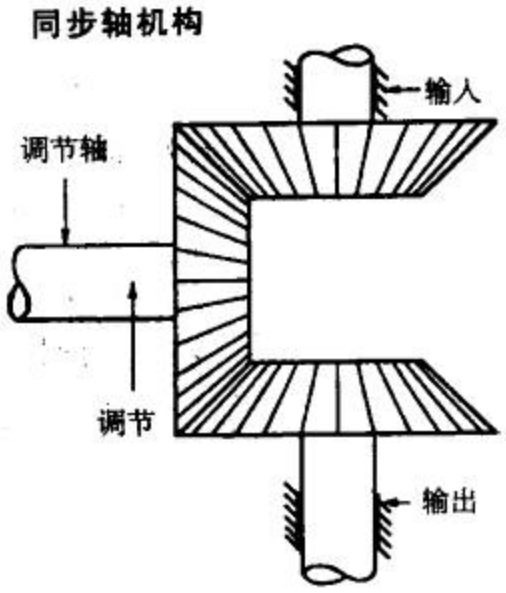


图 3.19-7 调节轴的实际位置通常都是保持固定的。输入轴利用锥齿轮来驱动输出轴。通过转动调节轴来改变输入轴和输出轴半径的相对位置。当输入轴和输出轴同步转动或者改变输出轴上凸轮的转速时，它们对系统产生一个转矩。

偏心支点机构

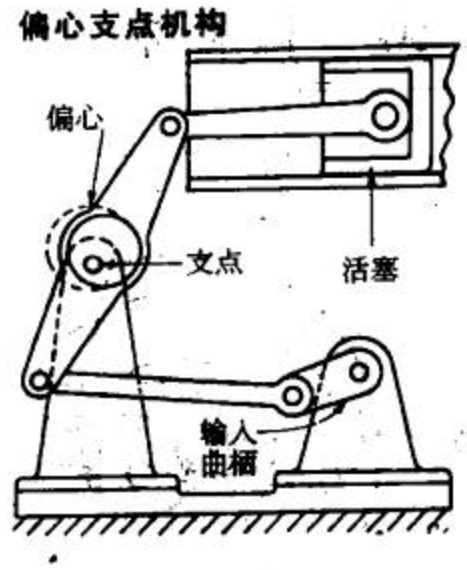


图 3.19-8 旋转输入柄可以使活塞作往复运动。行程的长度取决于支点的位置，即使旋转时这个位置也很容易被调整，通过转动偏心轴即可。

3.20 换向机构

双连杆换向器

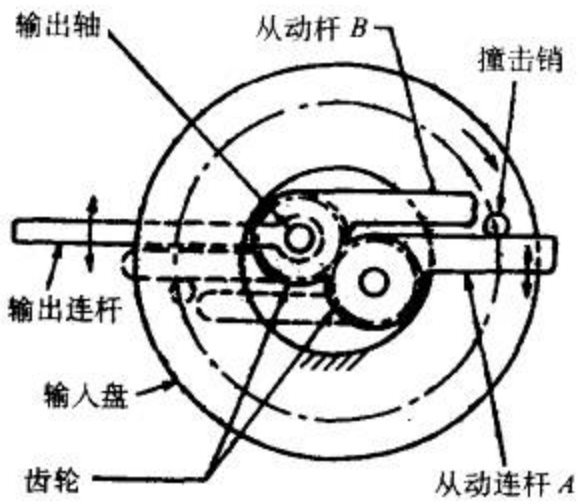


图 3.20-1

这个装置可使输出运动在输入转 180°后自动换向。输入圆盘上有一个过盈配合的销。它撞击连杆 A 使它顺时针旋转。连杆 A 依次用它的齿轮部分(或者齿轮通过销钉与连杆 A 相连)驱动连杆 B 做逆时针转动。输出轴和输出连杆(可以是工作构件)与连杆 B 相连。

在接近 180°的旋转后，销滑过连杆 A 撞击与其相遇的连杆 B，于是使连杆 B(输出)换向。然后再经过另一个 180°的旋转后，销滑过连杆 B 撞击连杆 A，再次开始这个循环。

肘杆换向器

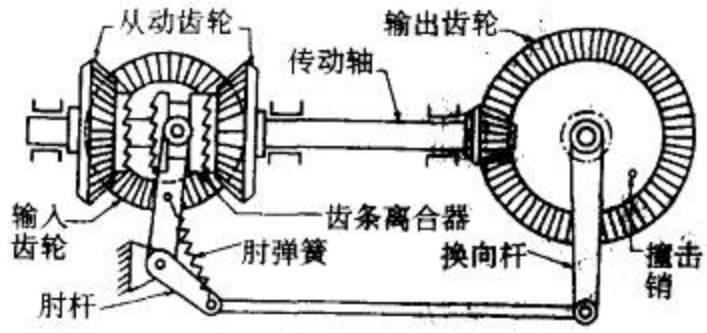


图 3.20-2

这个装置也有一个撞击销，但是这个销是在输出构件上。输入伞齿轮驱动两个从动伞齿轮，这两个从动伞齿轮绕着共同的轴随意旋转。然而，棘爪离合器是通过花键与轴连接的，故可以沿轴向随意滑动。如图所示，右边的从动齿轮被锁到驱动轴上。因此输出齿轮顺时针旋转，直到销撞击到换向杆使肘杆向左移动。一旦通过其中心，肘弹簧就会将棘爪拉向左边，与左边的从动齿轮啮合。这就会立即使输出换向，输出将逆时针旋转直到销再次撞击换向杆。因此，这个机构在输出每转 360°后就自动换向。

改进的瓦特换向器

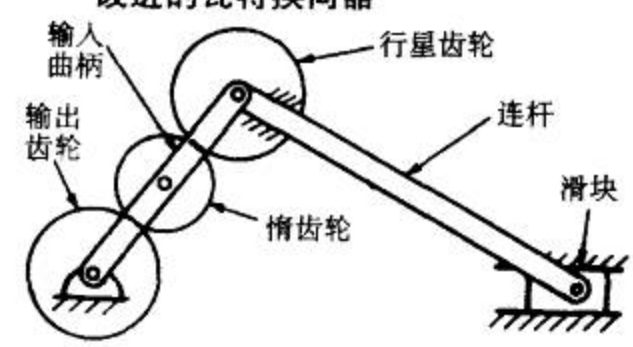


图 3.20-3

这是著名的瓦特曲柄机构的改进形式。输入曲柄使得行星齿轮沿着输出齿轮转动。但由于行星齿轮是固定在连杆上的，使得输出齿轮持续地自我换向。如果两个齿轮的半径相等，每当输入曲柄旋转 360°都会使输出齿轮按照连杆所摆动的相同的角度摆动。

下面的机构在行程中自动地从一个支点换到另一个支点。

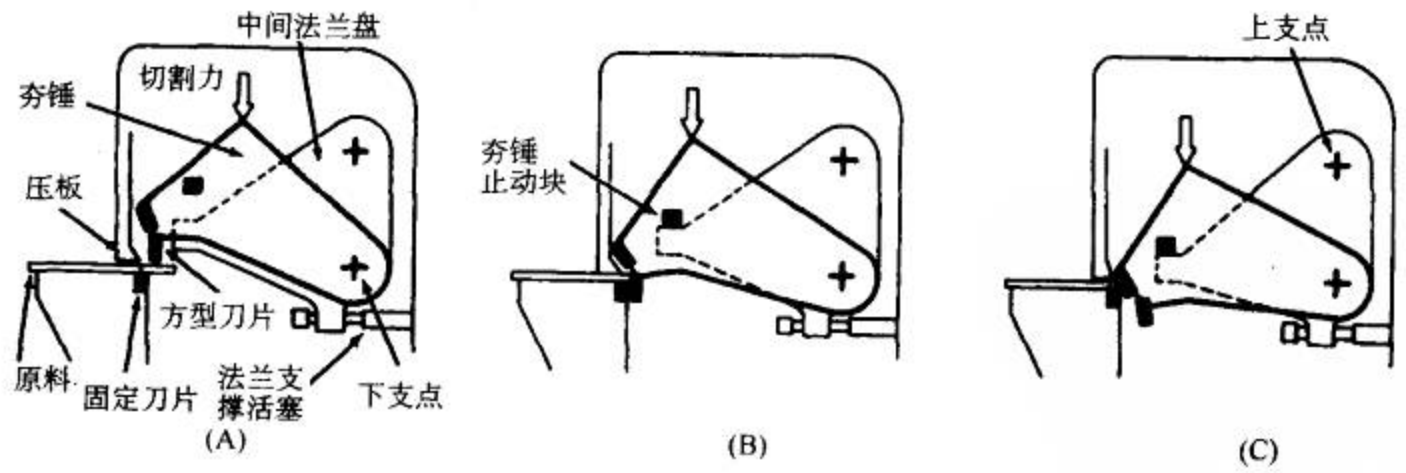
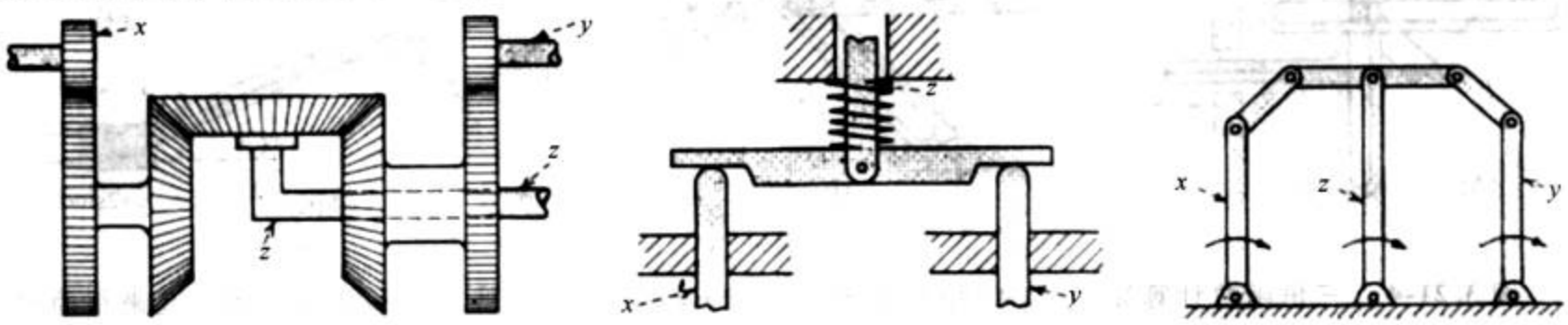


图 3.20-4

两个支点和中间法兰盘控制着切割次序。法兰盘被安装在切割机机架的上支点上，而切割夯锤在下支点与法兰盘相连。在循环工作的开始，夯锤绕着下支点旋转并用方型刀片切割平板；中间法兰盘的运动受到法兰支撑活塞的限制。在切割后，夯锤停在法兰盘的底部。这克服了法兰支撑活塞的约束力，并且夯锤绕着上支点转动。这使得斜向刀刃对平板做斜向切割。

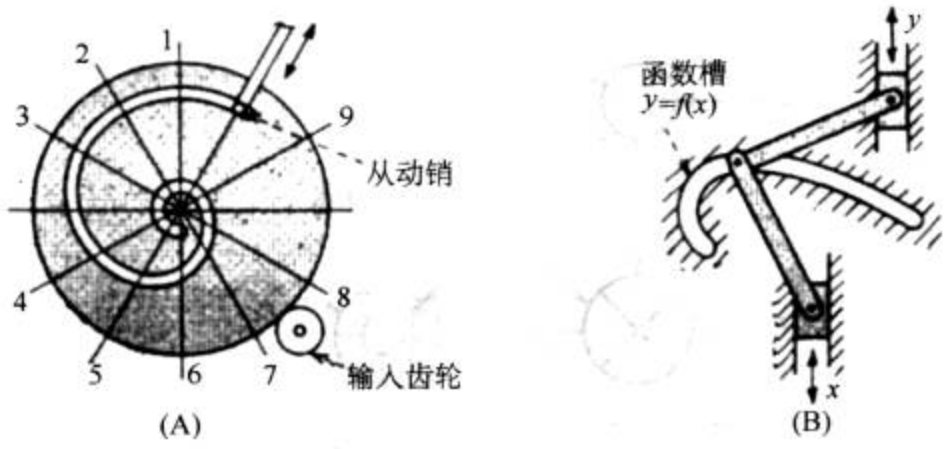
3.21 计算装置

模拟计算装置几乎能够对输入的每分钟变化作出及时的反应。类似于图示的例子，一些基本单元被组合形成最终的装置。这些装置可以进行加、减、分解矢量、解特殊函数或三角函数。



(A) 斜齿轮微分装置　　(B) 杆滑动微分装置　　(C) 杆旋转微分装置

图 3.21-1　加法和减法通常是基于微分原理。变量取决于是否输入：(A)旋转轴，(B)杆的移动，或者(C)杆的角位移。该装置可以解方程：$z=c(x\pm y)$，在这里 c 是比例系数，x、y 是输入，z 是输出。x、y 在同方向的运动执行加法运算，在反方向的运动执行减法运算。



(A)　　(B)　　(C)

图 3.21-2　函数发生器将特殊方程机械化。(A)一个倒数凸轮将一个数转换为它的倒数。这是通过将分子和分母进行简单的乘法来简化除法。凸轮旋转到一个相当于分母的位置。凸轮中心与从动销之间的距离相当于一个倒数。(B)一个带槽的函数凸轮用来运算包含一个变量的复杂函数是理想的。(C)一个函数被绘制到安放在台面上的一张大纸上。一个分析器以恒速转动 x 方向的导向丝杠。一个操作器或者光电跟踪器转动 y 方向的输出以保持调整器与曲线重合。

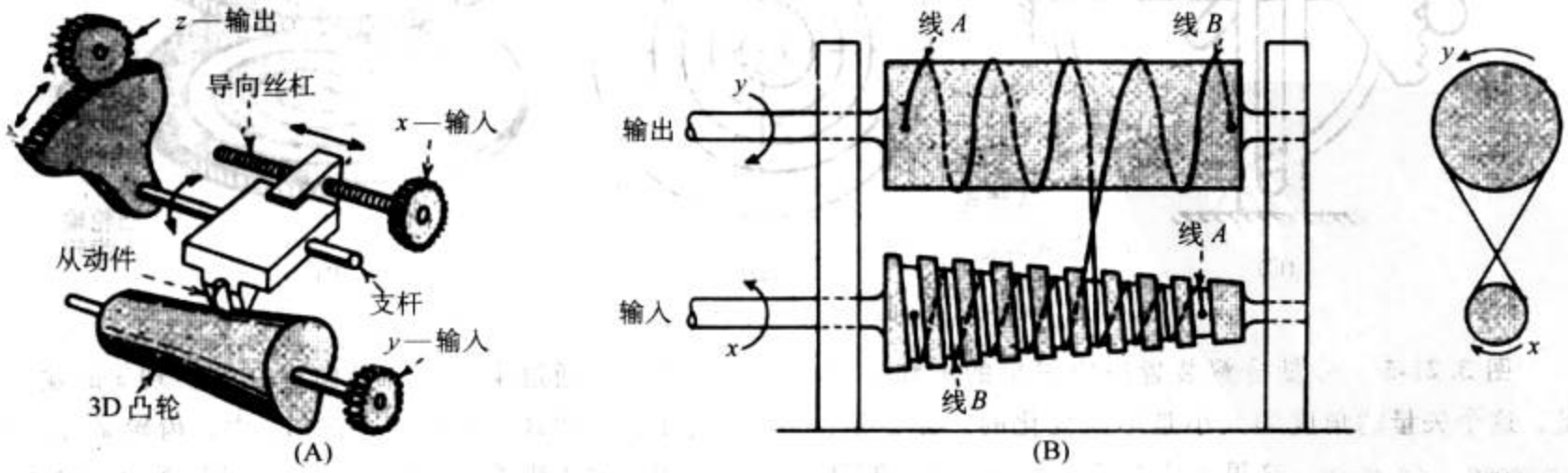


图 3.21-3　(A)一个三维凸轮装置用两个变量产生函数 $z=f(x,y)$。凸轮靠 y 输入旋转；x 输入沿着一个支杆移动从动件。凸轮的轮廓使从动件旋转，并且传递给 z 输出齿轮一个角位移。(B)这是一个产生正负输入平方 $y=c(\pm x)^2$ 的圆锥凸轮装置。圆锥上任意点的半径与线到点的右侧的长度是成比例的；因

此，圆柱的转动与圆锥的转动平方也是成比例的。输出通过一个齿轮微分器被转化为正数来完成进给。

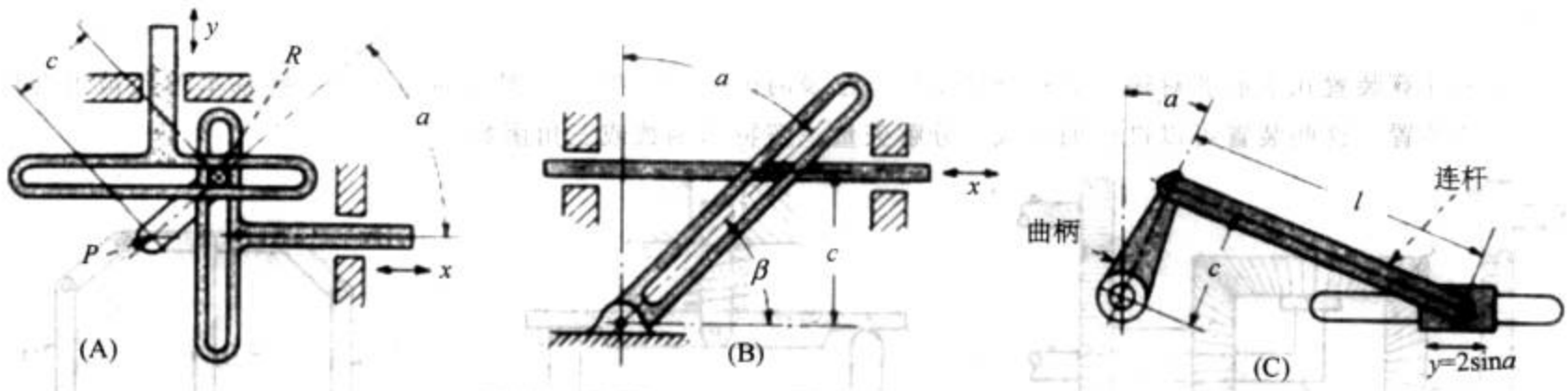
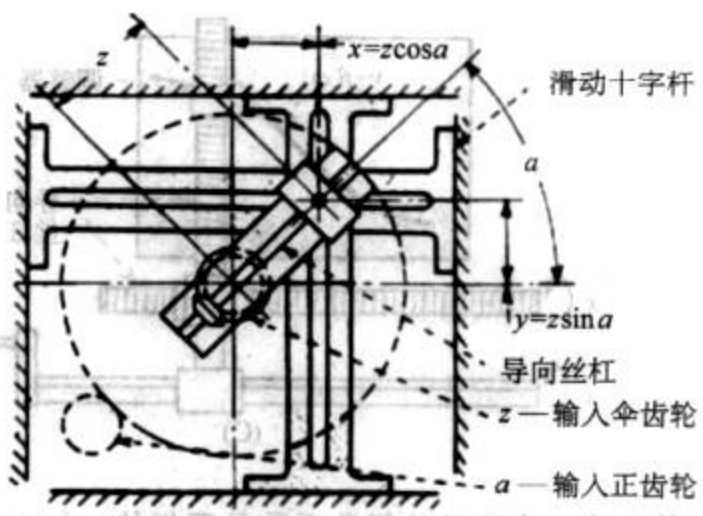
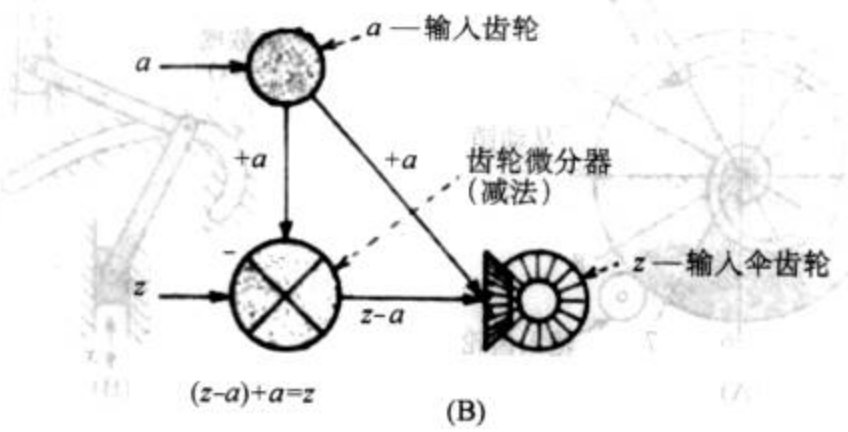
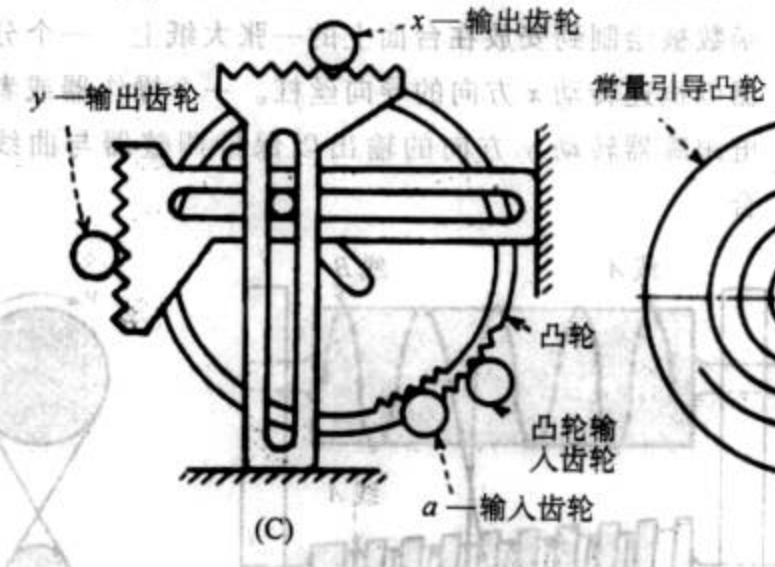


图 3.21-4 三角函数计算装置。(A)用来计算正、余弦的曲柄移动导杆机构。曲柄绕着固定点 P 旋转，获得角度 a，并且使两个导杆产生运动：$y = c\sin a$，$x = c\cos a$。(B)正切、余切装置产生 $x = c\tan a$ 或 $x = c\cot\beta$。(C)偏心轮和从动件制造起来很简单，但是正、余弦函数值是很接近的。在 90°和 270°时最大的误差是 0；1 是连杆的长度，c 是曲柄的长度。









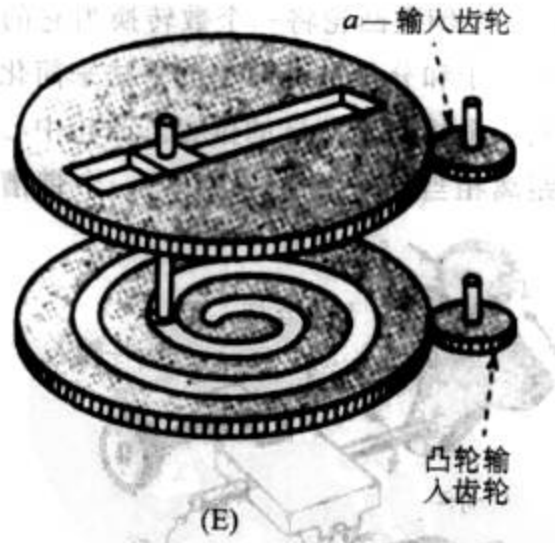
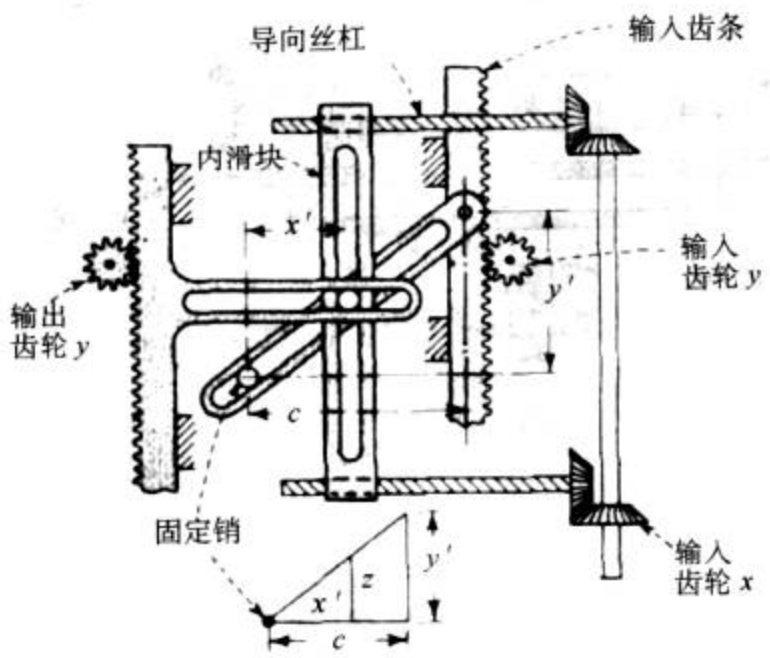
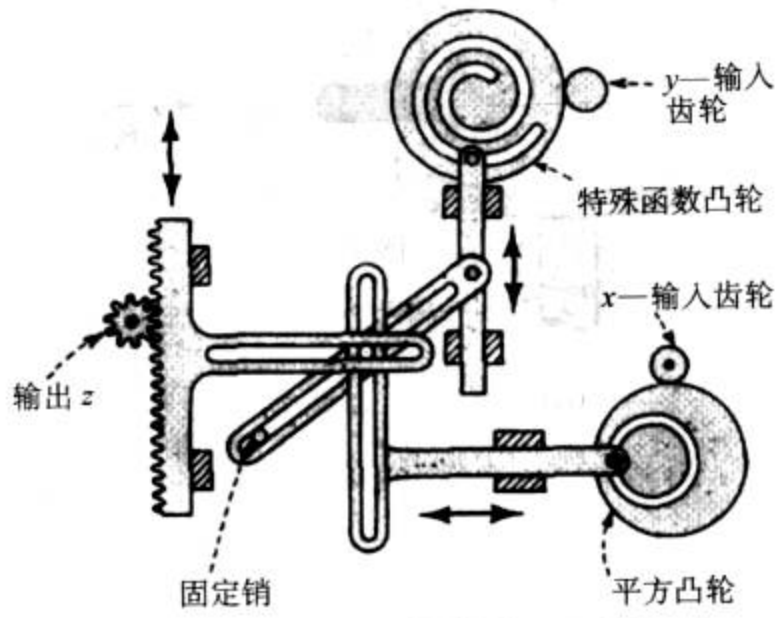


图 3.21-5 分量分解装置决定矢量的 x 和 y 分量，这个矢量的角度和大小是不断变化的。方程是：$x = z\cos a$，$y = z\sin a$，这里 z 是矢量的大小，a 是矢量角。装置也可以合成矢量分量以获得一个解。在(A)中，输入是通过伞齿轮和导向丝杠来实现 z 的输入，通过正齿轮实现 a 的输入。在(B)中，齿轮微分器可以避免 a 输入影响 z 输入。这样的问题在(C)中通过用常量引导凸轮(D)和(E)来解决。

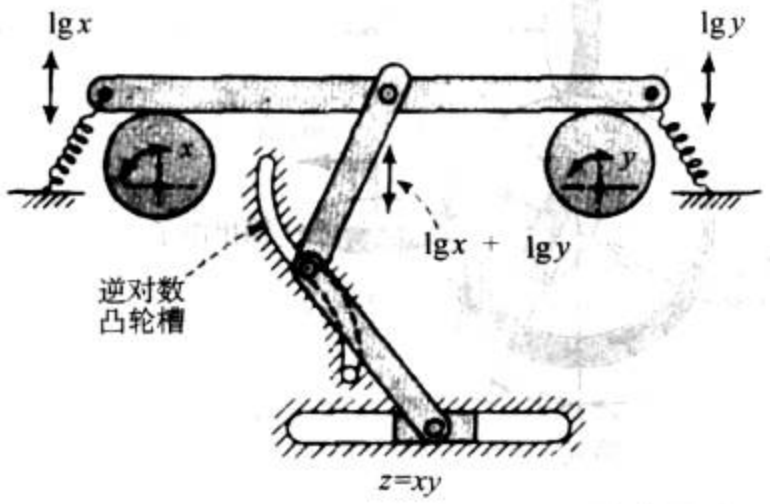
下面呈现的是进行**可变函数的乘法、除法、微分和积分运算的典型的计算装置。**



(A)

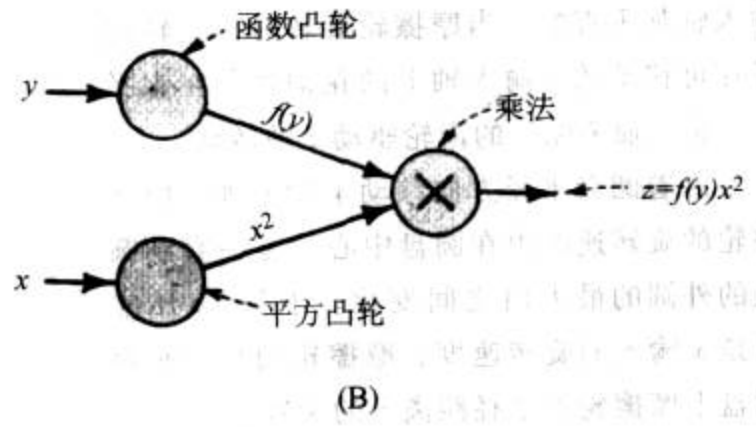


(A)

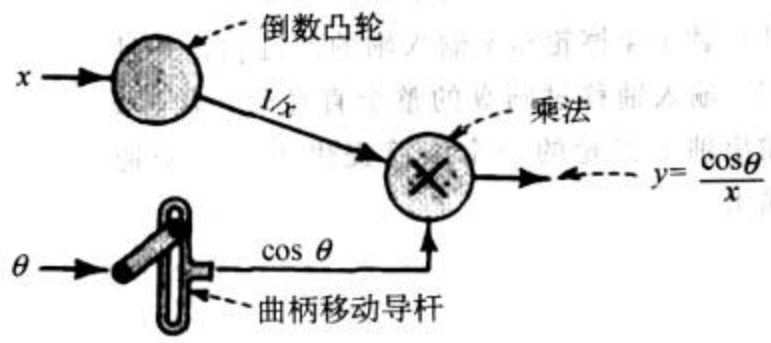


(B)

图 3.21-6 二维平面的乘法，x 和 y 通常能用两种方法来解决：(A)相似三角形法，或者(B)对数方法。在方法(A)中，长度 x' 和 y' 与输入齿轮 x 和 y 的旋转角度是成比例的。距离 c 是常数。根据相似三角形原理：$z/x = y/c$ 或 $z = xy/c$，这里 z 是输出齿条的垂直位移。这个装置修改后可以适用于负变量。在方法(B)中，输入变量通过对数凸轮产生 $\lg x$、$\lg y$ 的直线位移来完成进给。这个函数然后可以加上一个微分杆，这个微分杆 $z = \lg x + \lg xy$(负的比例系数)。结果通过反对数凸轮完成进给，以便从动件的运动符合 $z = xy$。

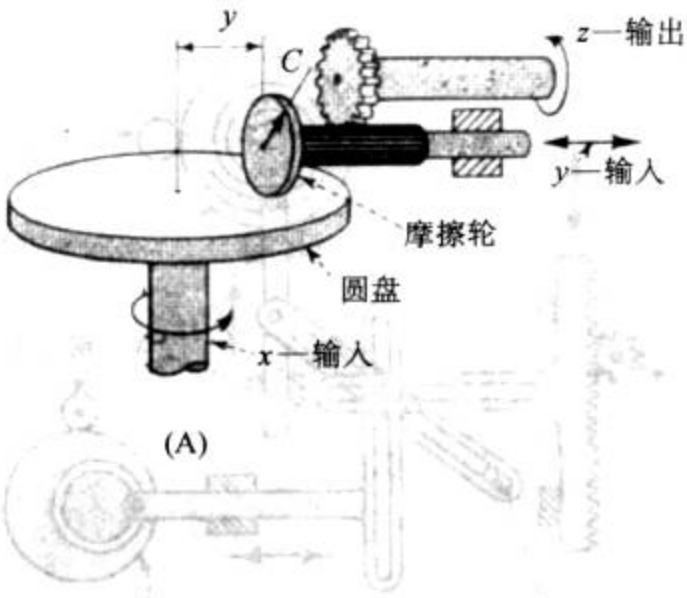


(B)



(C)

图 3.21-7 复杂函数的乘法运算可以将图 3.21-6 装置中的输入滑块和齿条用凸轮代替来实现。同样采用相似三角形原理。在(A)中的装置解得方程：$z = f(y)x^2$。原理图如(B)所示。两个变量的除法可以通过一个倒数凸轮产生的一个变量的进给再乘以另一个变量来完成。图(C)所示的是 $y = \cos\theta/x$ 的解。



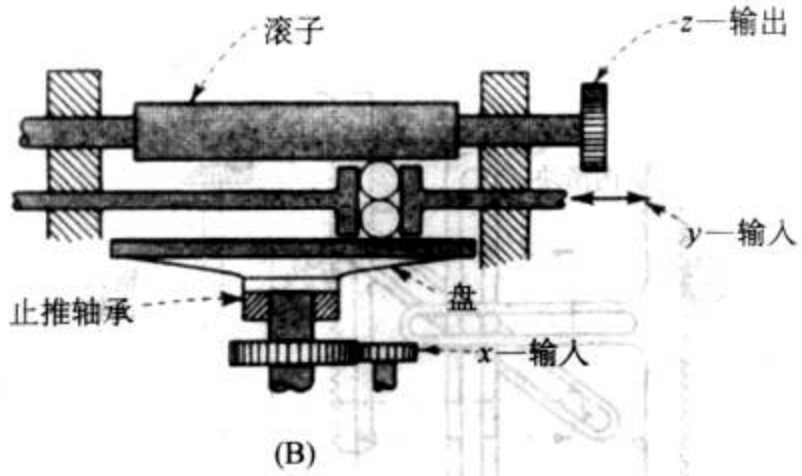


图 3.21-8 积分器主要是变速驱动。在图 3.21-8(A)中，x 输入轴转动圆盘，然后转动在 y 输入轴上的摩擦轮，y 输入轴与 x 输入轴是垂直的。当摩擦轮旋转时，它转动了在可移动的 y 输入轴上的花键轴。在水平的 z 输入轴末端上的齿轮驱动 z 轴转动。

沿着圆盘半径方向移动 y 输入轴，使摩擦轮的旋转速度由在圆盘中心的零一直到圆盘的外圆的最大值之间变化。于是，z 轴输出是 x 输入的旋转速度、摩擦轮的直径和在圆盘上摩擦轮的半径距离 y 的函数。

在图 3.21-8(B)所示的积分器中，两个球代替了摩擦轮和 y 输入轴的花键轴，并且当 y 输入轴移过圆盘的整个直径时，代替 z 输出轴上齿轮的一个滚筒提供了一个变速输出。



图 3.21-9 一个分量积分器有 3 个圆盘来获得一个微分方程的 x、y 分量。在 x 输入轴上的输入滚子使球体旋转，而 y 输入杠杆臂调整滚子相对球体的角度。正弦和余弦输出滚子提供平行于 x、y 轴的分量的积分。

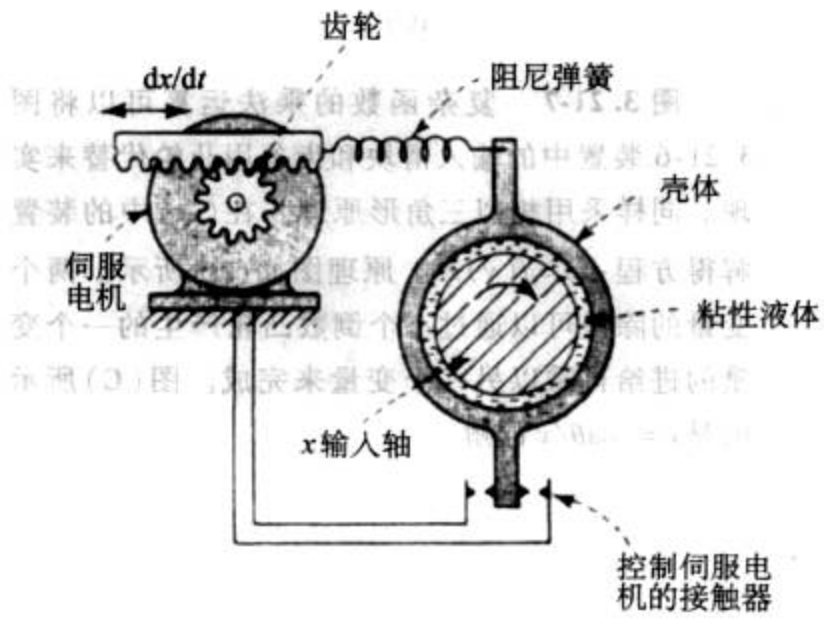


图 3.21-10 这个微分器是基于一个液体薄层中的粘性阻尼力与 x 输入轴的转速成比例的原理。阻尼力与处于拉紧状态的阻尼弹簧达到平衡状态。弹簧的长度由在壳体底部的被电接触器控制的伺服电机来调整。轴速度的改变可以导致粘性转矩的变化。在壳体中的轴关闭一组电接触器，使电机轴转动。这将使调整弹簧松紧的齿条重新定位并平衡系统。伺服电机齿轮的所有转动是与 dx/dt 成比例的。

3.22 微分连杆机构的18种结构形式

图 3.22-1 所示的是图 3.22-2(A)中的微分连杆机构的变形机构。这些机构都是基于具有三个关节的中间连杆 6 的变化而获得的。连杆的设计如下：机架杆是连杆 2、3 和 4；具有两个关节的中间连杆是连杆 5 和 7；具有三个关节的中间连杆是连杆 6。

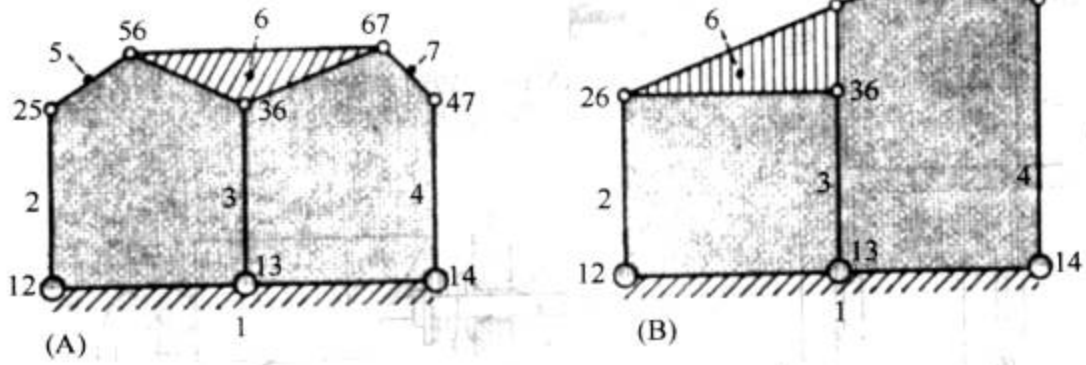
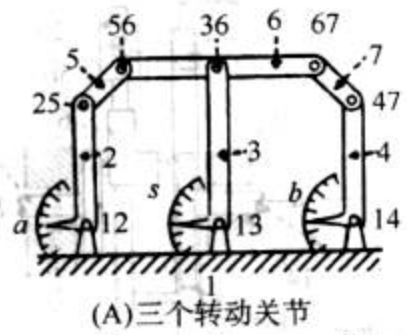
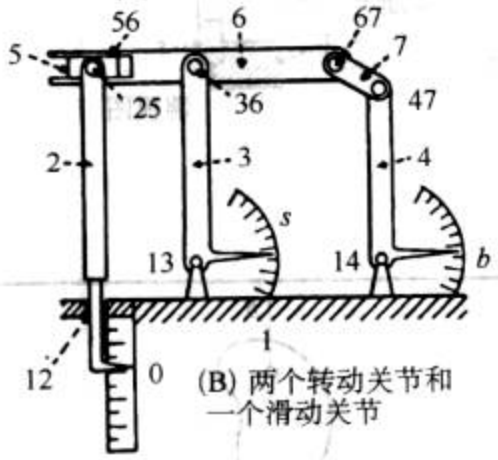


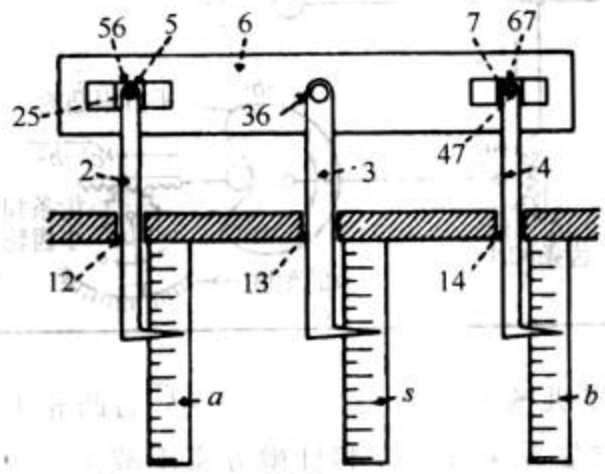
图 3.22-2 将要被加的输入运动是 a 和 b；它们的和 s 等于 $c_1a + c_2b$，其中 c_1 和 c_2 是比例系数。图 3.22-2(B)中的连杆与图 3.22-2(A)中连杆的编号方式一样被编号。



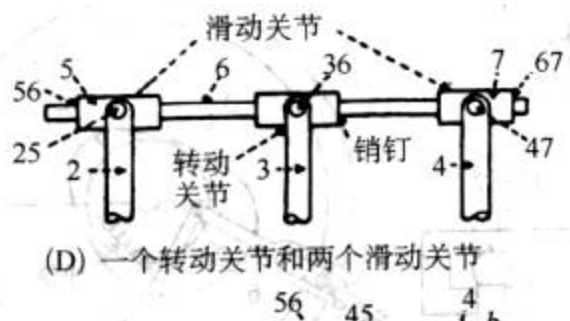
(A)三个转动关节



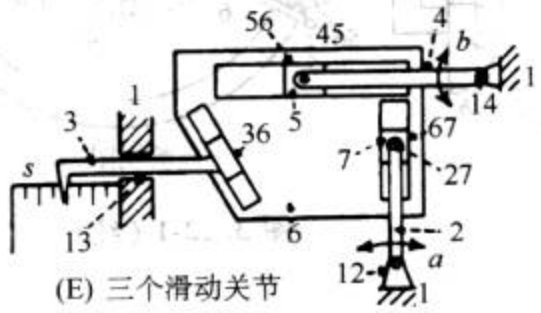
(B) 两个转动关节和一个滑动关节



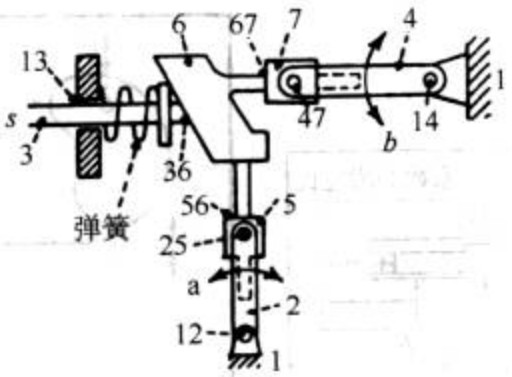
(C)一个转动关节和两个滑动关节



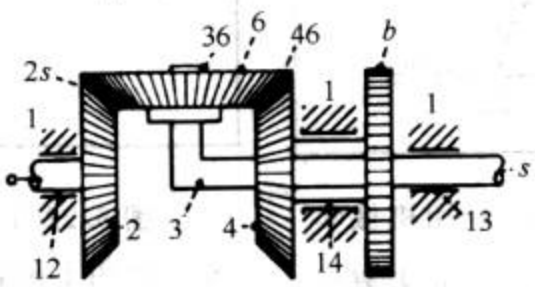
(D) 一个转动关节和两个滑动关节



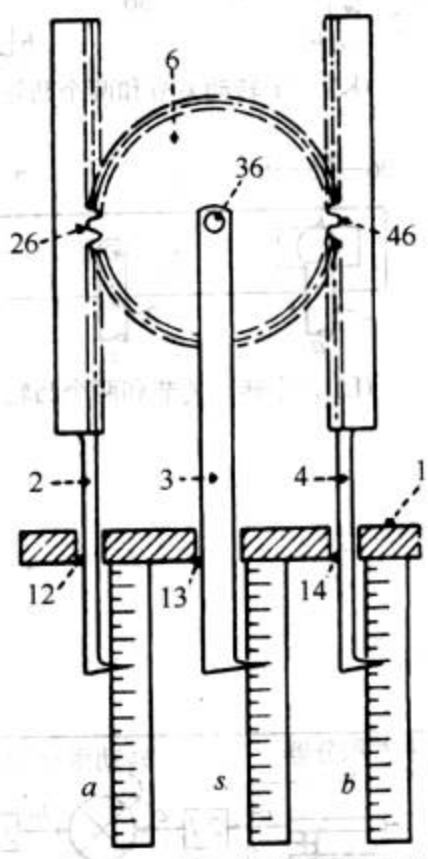
(E) 三个滑动关节



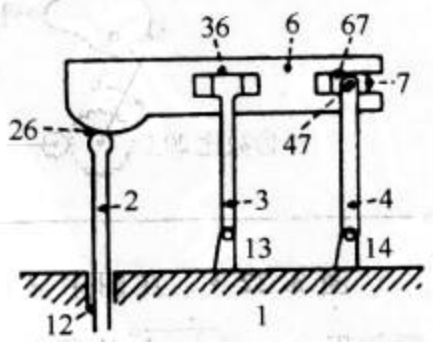
(F)三个滑动关节



(G) 一个转动关节和两个凸轮关节(行星齿轮微分)

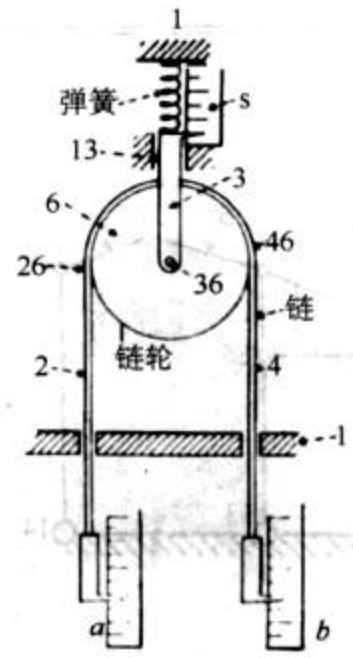


(H) 一个转动关节和两个凸轮关节(齿条和齿轮)

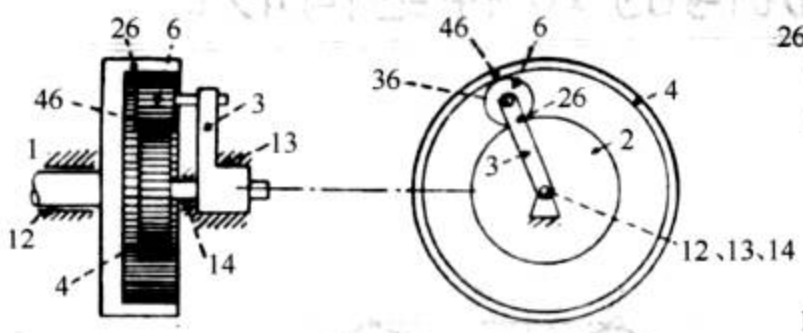


(I) 两个滑动关节和一个凸轮关节

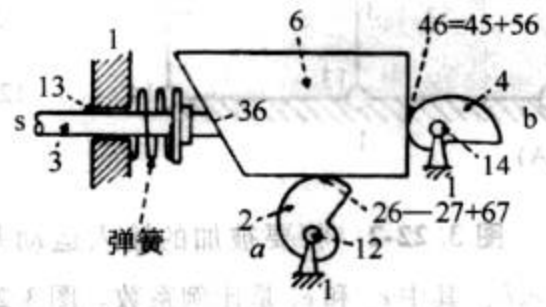
图 3.22-1



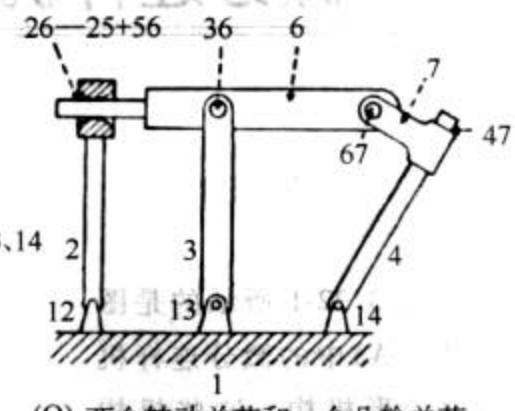
(J)一个转动关节和两个凸轮关节(链和链轮)



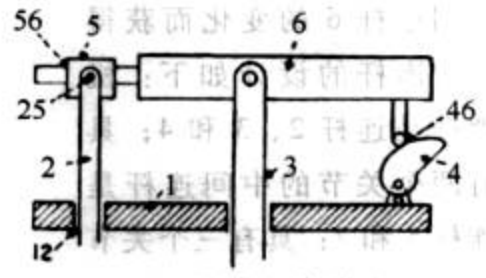
(M)一个转动关节和两个凸轮关节（行星齿轮差动）



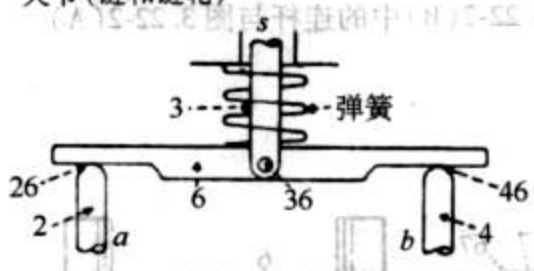
(N)一个滑动关节和两个凸轮关节



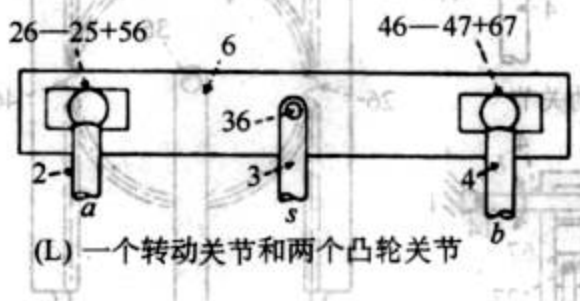
(O) 两个转动关节和一个凸轮关节



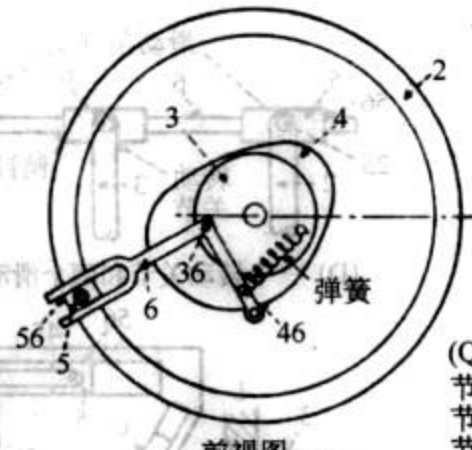
(P) 一个转动关节、一个滑动关节和一个凸轮关节



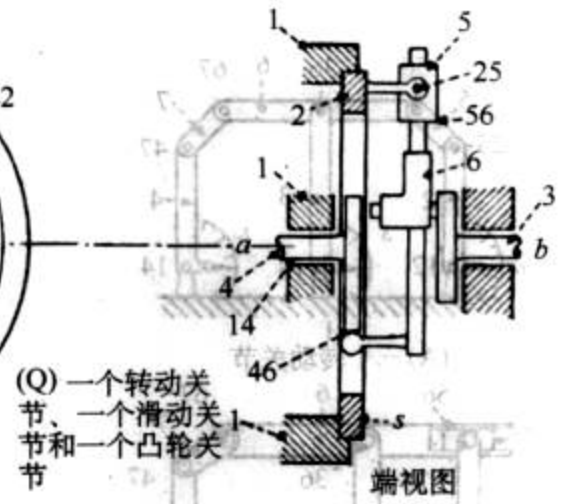
(K) 一个转动关节和两个凸轮关节



(L) 一个转动关节和两个凸轮关节



前视图



(Q) 一个转动关节、一个滑动关节和一个凸轮关节

端视图

图 3.22-1（续）

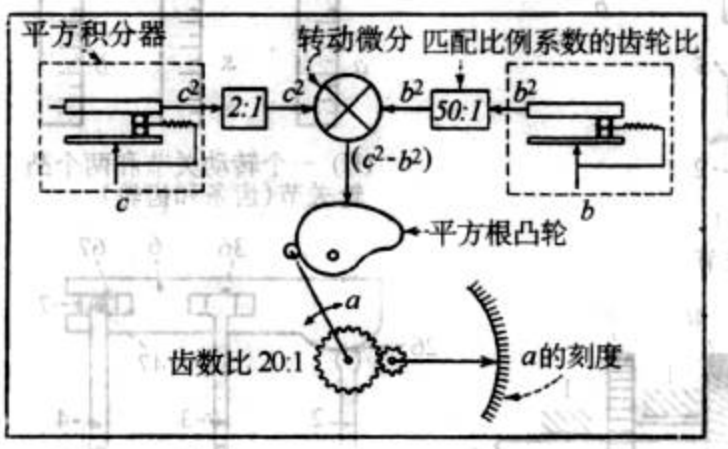


图 3.22-3 在图中显示的是用机械实现方程 $a=\sqrt{c^2-b^2}$ 的积分方法。它需要另外一些的零件。

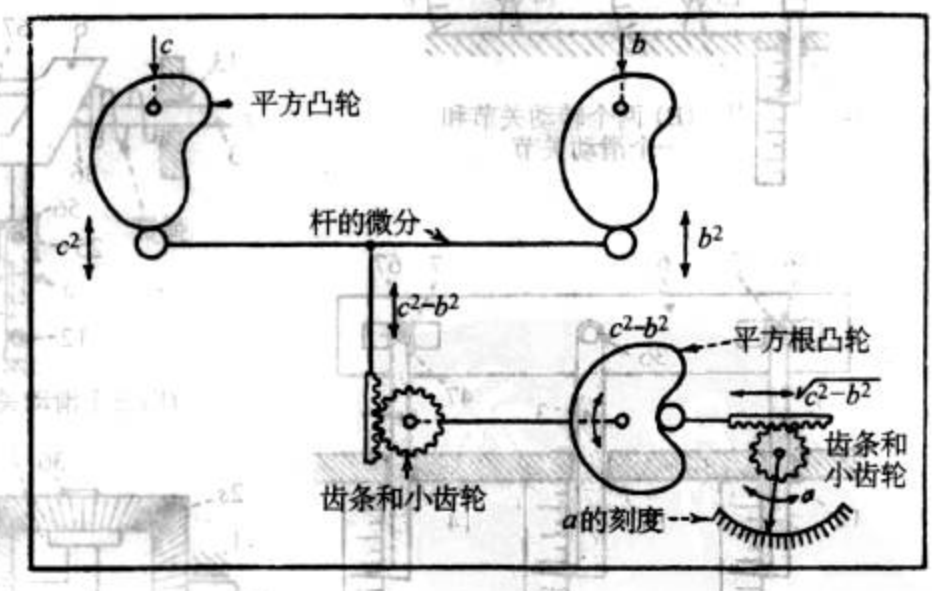


图 3.22-4 靠机械实现方程 $a=\sqrt{c^2-b^2}$ 的凸轮方法，使用了函数发生器实现平方和杆微分实现减法。注意与积分方法相比要减少零件。

3.23 空间机构

此类潜在的机构应有数百种，但迄今为止，只发明了很少一部分。这里呈现的是最好的一组——四杆空间机构。

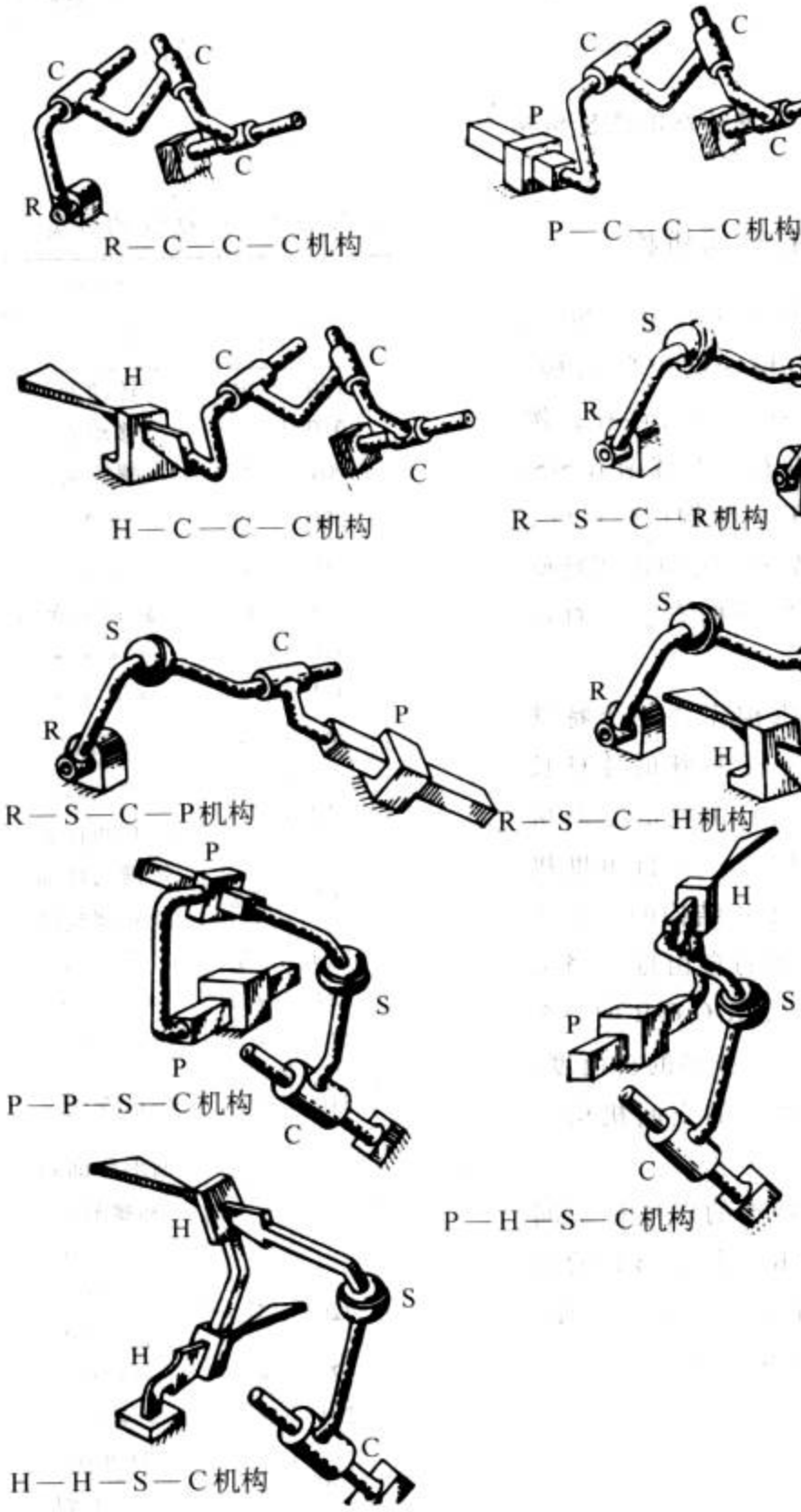


图 3.23-1 9 种被挑选的机构。

事实上一个未被探索的机构研究领域是数量巨大的三维连杆机构领域，这些三维连杆机构通常被称作空间机构。只有相当少的几种空间机构被研究和描述，并且几乎没有对所知的空间机构进行分类。结果，许多工程师都对它们了解不多，使空间机构没有被尽其所能地广泛应用。

因为空间机构是靠各种连接关节或运动副的组合而存在的，所以可以根据关节的类型和排序来对它进行分类。根据一个关节的自由度数，建立了一个客观世界所知的所有运动副的列表(见表 3.23-1)。这些运动副都是以所知的方式来相互连接两个刚体，以便实现彼此间每种可能的相对运动自由度。

1. 实用的 9 个机构

下一步将是寻找运动副和连杆的结合，它们将形成实用的机构。根据 Kutzbach 准则(唯一闻名的移动准则——由于运动副的限制，它决定了一个机构的自由度)，417 种不同的空间机构已经被确定。仔细探究发现其中的许多空间机构都是具有复杂的机械结构，故适用性受到限制。但是由于四连杆机构简单的机械结构，所以对其有许多特殊的需求。总共 138 种不同的四杆机构现在已经被发现。当然，其中的 9 种四杆机构具有特殊实用价值(如图 3.23-1 所示)。

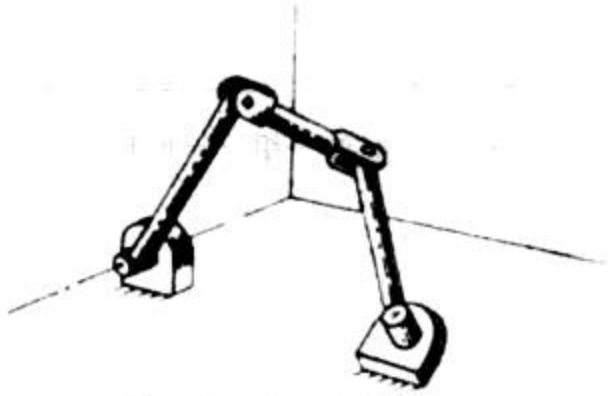


图 3.23-2　三种特殊的四杆机构。

这 9 种四杆机构非常容易获得，因为它们只包含那些面接触和自身连接的关节。在表中，这些关节是最多限制五个自由度的低副类型：

R——转动副，只允许转动；

P——移动副，只允许滑动；

H——螺旋副；

C——圆柱副，转动也可以滑动（因此有两个自由度）；

S——球面副，允许向任何方向转动的普通球关节（有三个自由度）。

所有这些机构可以从一个旋转输入产生旋转或滑动输出运动——所设计的连杆机构的最普通的机械运动要求。

根据绕着封闭运动链连续排列的字母符号，对照表 3.23-1 中的相应字母符号来对机构进行区分。第一个字母可以对连接输入连杆和固定杆的副进行区分，同样可以对最后一个杆与固定杆进行区分。于是，一个标号为 R-S-C-R 的机构是一个双曲柄机构，在输入曲柄和其连接件之间有一球面副，而在连接件和输出曲柄之有一圆柱副。

2. 特殊的空间机构

只有 Kutzbach 准则是不够的，因为对一些不特殊的空间机构，它无法预测这些机构的存在，例如，R-R-R-R 机构、双球副 R-S-S-R 机构和 R-C-C-R 机构（图 3.23-2 所示）。这些特殊的机构需要特殊的几何条件，以便拥有一个自由度。

R-R-R-R 机构需要一个特殊的转轴方向和一个特殊的连杆长度比来实现一个自由度的空间机构的功能。当作为一个自由度机构工作时，R-S-S-R 结构的一个连杆将有一个被动的自由度。当采用适当的结构时，R-C-C-R 的一个连杆将也会有一个被动的自由度，且将按一个自由度的空间机构来工作。

在这三个特殊的四连杆空间机构中，R-S-S-R 机构是最好的选择。在满足双曲柄运动要求方面，它是最适合和实用的结构。

表 3.23-1　运动副的分类

自由度数	型号	关节类型	
		符号	名　称
1	100	R	转动副
	010	P	移动副
	001	H	螺旋副
2	200	T	环副
	110	C	圆柱副
	101	T_H	环副和螺旋副
	020	* *	* * * *
	011	* *	* * * *
3	300	S	球面副
	210	S_S	带槽的球面副和圆柱副
	201	S_{SH}	带槽的球面副和螺旋副
	120	P_L	平面副
	021	* *	* * * *
	111	* *	* * * *
	310	S_G	槽形球面副
	301	S_{GH}	槽形球面副和螺旋副
4	220	C_p	* * * * 圆柱副和平面副
	121	* *	* * * *
	211	* *	* * * *
5	320	S_p	球面副和平面副
	221	* *	* * * *
	311		* * * *

* 自由度编号，以 N_R、N_T、N_H 的顺序给出

3.24 7 种典型的三维空间驱动机构

三维驱动机构的主要优点是能在不平行的轴之间传递运动。它们也可以产生其它有用的运动种类。这里描述了这种驱动机构的七个工业应用。

1. 特殊曲柄驱动机构

这种类型的驱动机构是大多数三维连杆机构的基础，正如常见的四连杆机构是二维连杆机构的基础一样。两种类型机构的原理是类似的。右侧的示意图中，α 是输入角，而 β 是输出角。在本节中将都采用这种符号定义。

在图 3.24-1 中的四连杆机构中，驱动曲柄 1 的旋转运动被转换为输出连杆 3 的摆动。如果固定连杆是最短的，那么它是双曲柄机构；主动件和从动件都做整圈旋转。

在图 3.24-2 中的球形曲柄驱动机构中，连杆 1 是输入，连杆 3 是输出。转动轴相交于 O 点；连线 AB、BC、CD 和 DA 可以被认为是球体中环上的一部分。连杆的长度可以由角度 a、b、c 和 d 来表示。

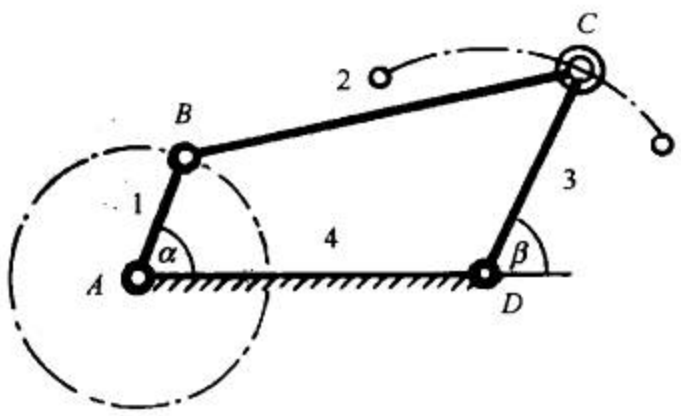


图 3.24-1　四连杆机构。

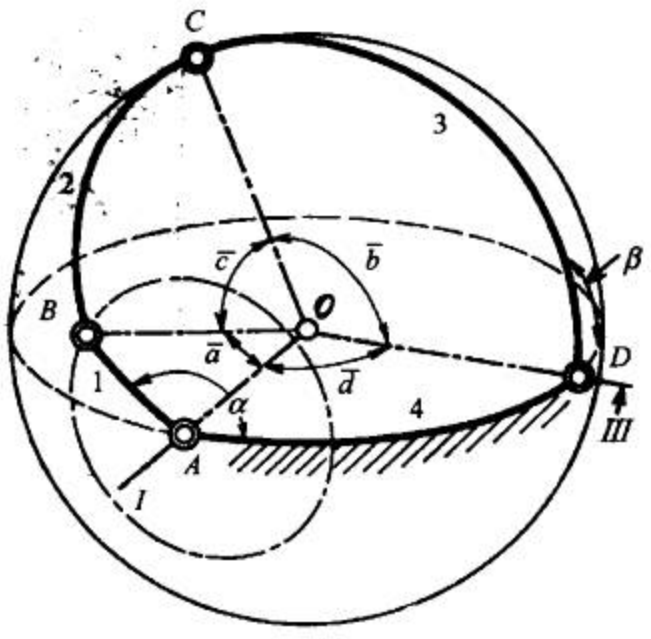


图 3.24-2　球形曲柄机构。

2. 球形滑动、摆块驱动机构

通过使一个摆动杆足够长，可从一个四连杆机构中获得二维滑动滑块曲柄，如图 3.24-3 所示。通过对球形曲柄机构进行类似的改变，也可以获得球形滑块曲柄。

输入轴 *I* 的旋转被转换为输出轴Ⅲ的左右摆动或转动。这些轴相对球形曲柄的机架 4 以 δ 角相交。γ 角与连杆 *I* 和轴Ⅱ的长度相关，轴Ⅱ与轴Ⅲ成直角。

当 γ 小于 δ 时，输出摆动，当 γ 大于 δ 时输出旋转。

输入角 α 与输出角 β 之间的联系在斜虎克铰中显示为：

$$\tan\beta = \frac{(\tan\gamma)(\sin\alpha)}{\sin\delta + (\tan\gamma)(\cos\delta)(\cos\alpha)}$$

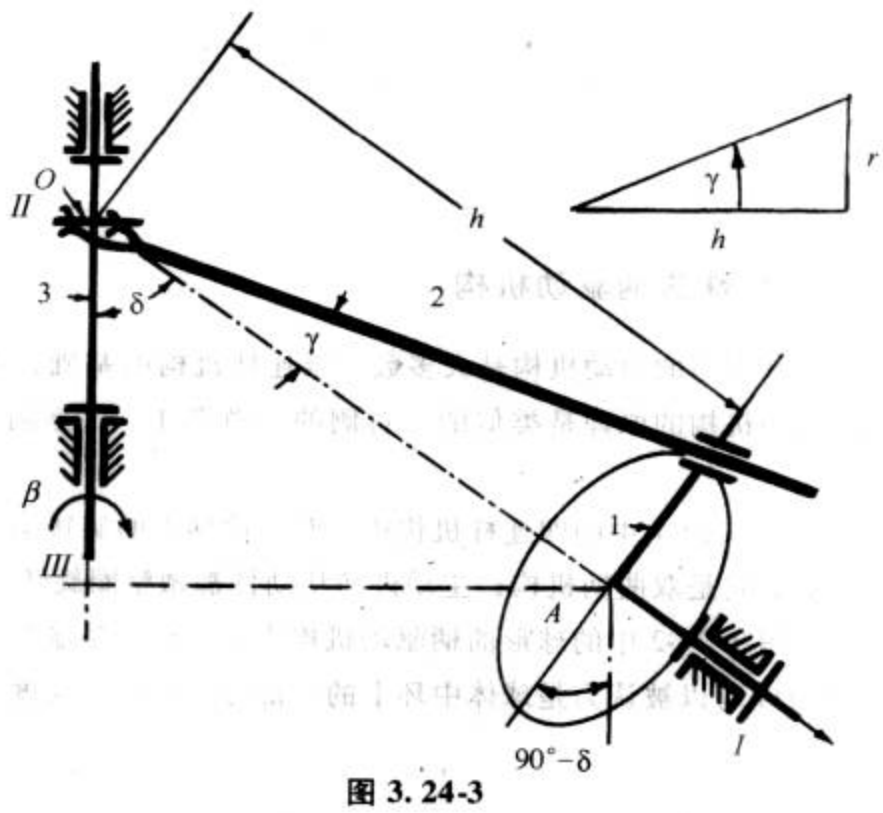


图 3.24-3

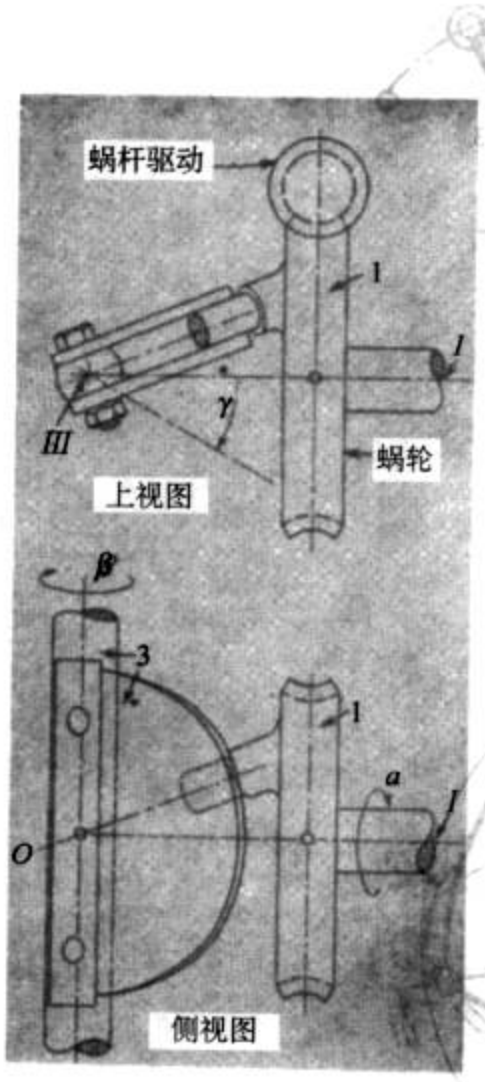


图 3.24-5 洗衣机机构。

3. 斜虎克铰驱动机构

图 3.24-4 机构中球形曲柄的转动可以产生特殊的效果，即在大部分转动过程中输入和输出角之间呈线性关系。

令 $\delta = 90°$，则从斜虎克铰方程可以获得用输入表达输出的方程。于是，$\sin\delta = 1$，$\cos\delta = 0$，以及 $\tan\beta = \tan\gamma\sin\alpha$。

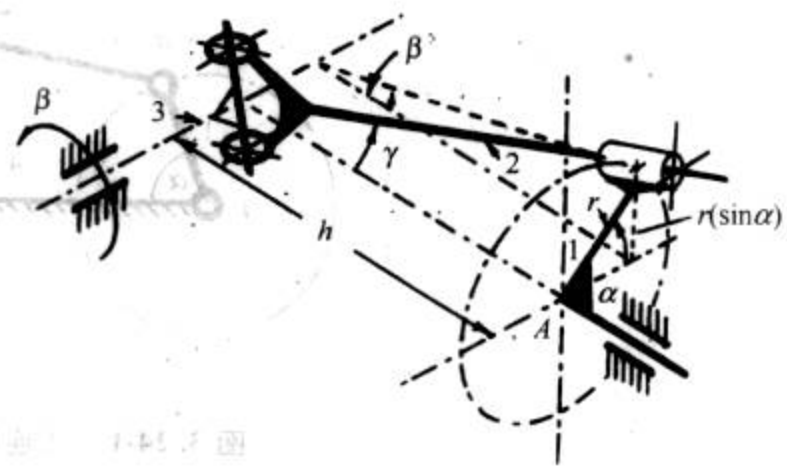


图 3.24-4 斜虎克铰。

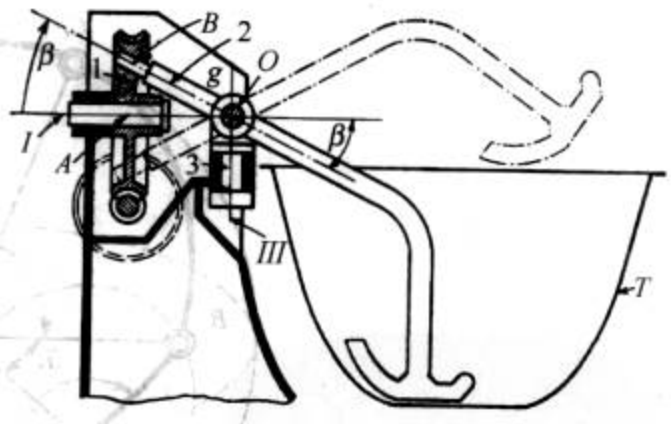


图 3.24-6 和面机构。

斜虎克铰的原理已经被利用到洗衣机的驱动中（见图 3.24-5）。

这里，蜗杆驱动蜗轮 1，蜗轮上的曲柄与蜗轮轴呈 γ 角，曲柄处于两个平板之间，并使得输出轴Ⅲ按照方程的原理摆动。

和面驱动机构（图 3.24-6）也是以虎克铰为基础的，但是它跟随杆 2 的轨迹产生在容器中和面的摆动运动。

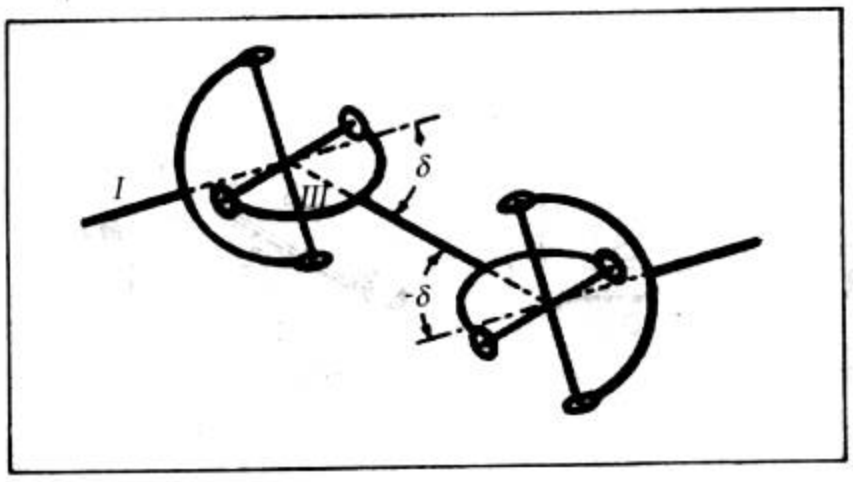


图 3.24-7

4. 万向节传动机构

万向节是一种球形滑块摆动的变形结构，但是 $\gamma = 90°$。这种驱动可以提供一个完全旋转的输出，并且可以成对工作，如图 3.24-7 所示。

对于一个万向节，联系输入与输出关系的方程是：$\tan\beta = \tan\alpha\cos\delta$，这里 γ 是连杆与轴 I 之间的角度。

输出运动是变速运动(见图 3.24-8 中的曲线)，除非万向节成对工作来提供匀速运动。

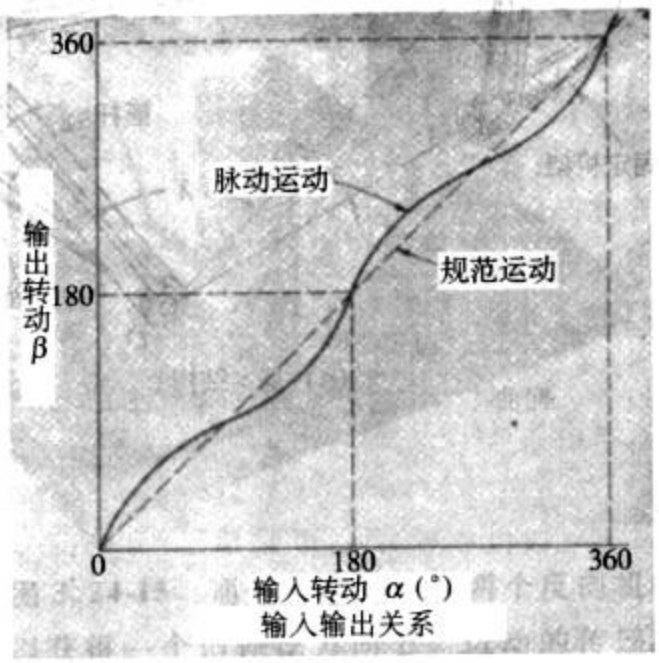


图 3.24-8

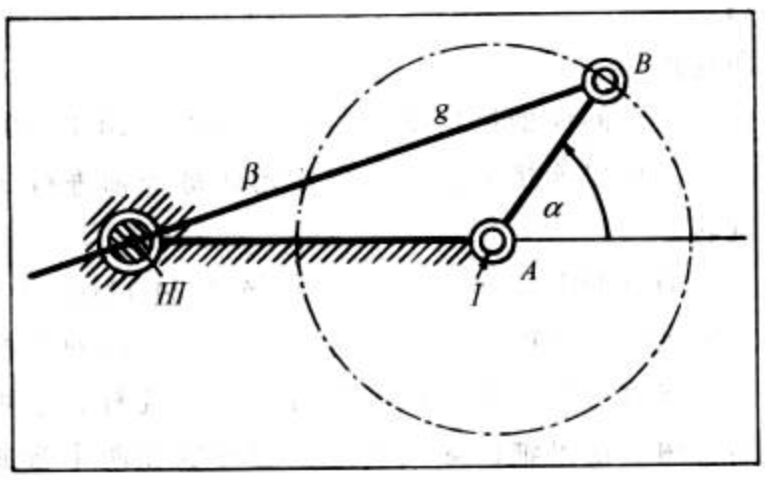


图 3.24-9

5. 三维曲柄滑块传动机构

三维曲柄滑块机构见图 3.24-9，它是平面曲柄滑块机构的变形。当在连杆 g 上的 B 点走了一个圆形轨迹时，连杆 g 总是通过一个球点滑动。在这个机构中，改变输出轴Ⅲ的位置，使其避免与圆的平面垂直，从而获得一个三维曲柄；另一种获得三维曲柄方法是使轴 I 和轴Ⅲ不平行。

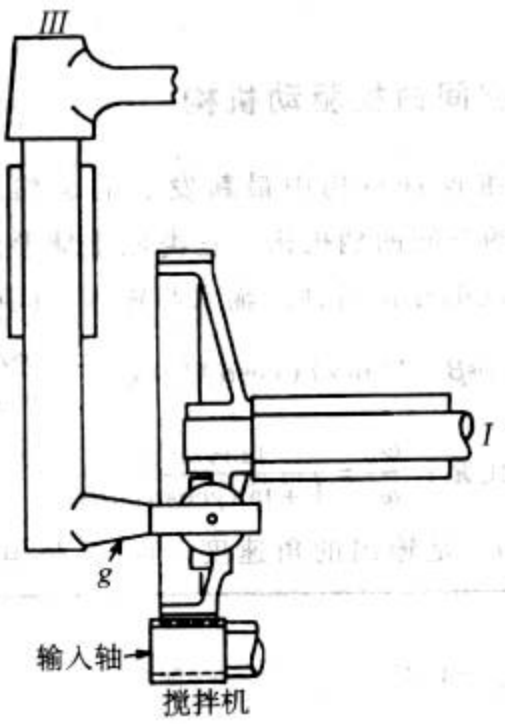


图 3.24-10

对于三维曲柄滑块机构的一种实用的变形结构是搅拌机(见图 3.24-10)。当输入齿轮 I 旋转时，连杆 g 绕着轴Ⅲ旋转。因此，垂直连杆既有摆动旋转，又在其旋转轴方向上有一个正弦谐波运动。连杆在每个周期循环中进行最关键的扭曲运动。

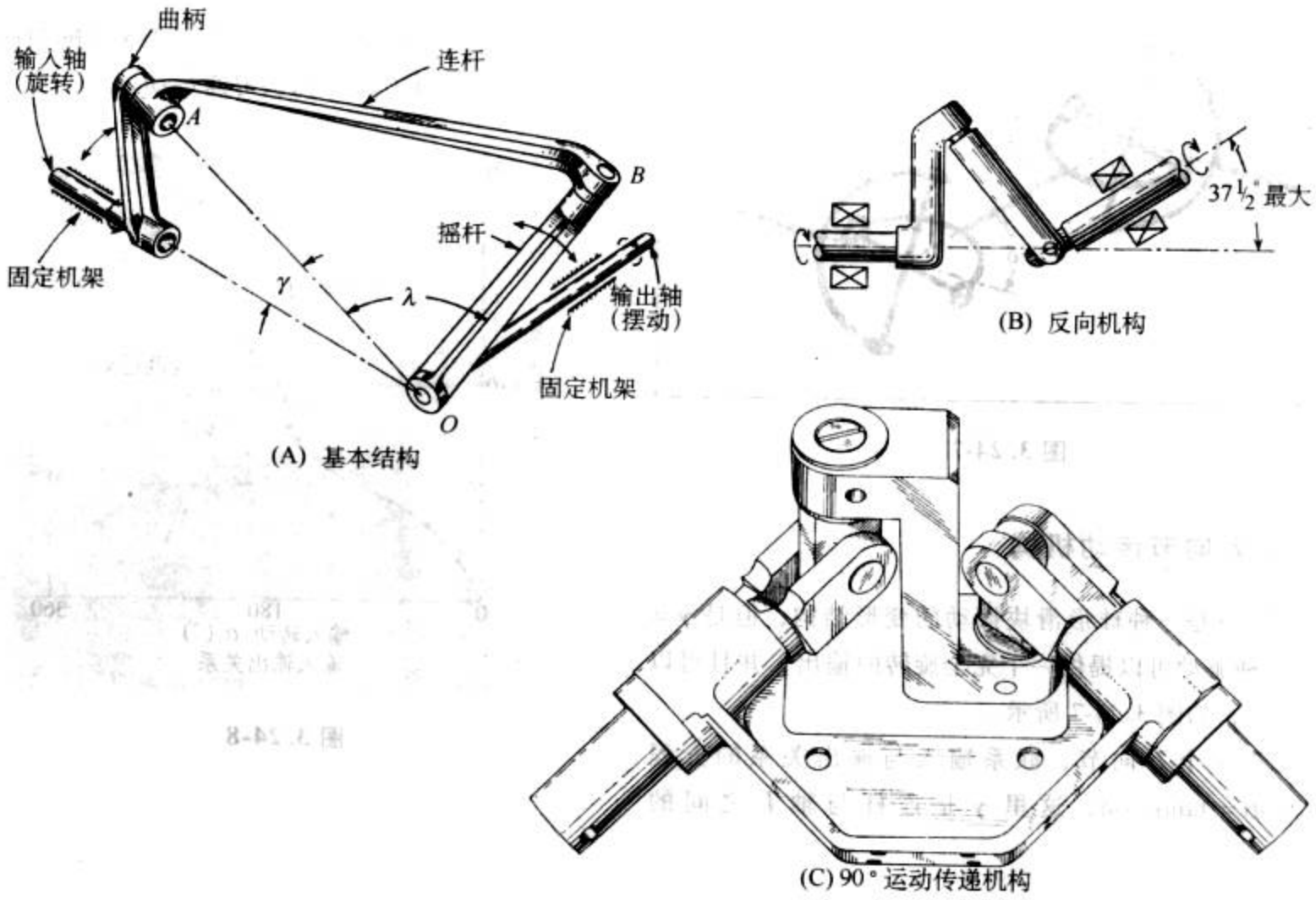


图 3.24-11

6. 空间曲柄驱动机构

在三维连杆机构中最新发展的是如图 3.24-11(A)所示的空间曲柄机构。它类似于球形曲柄机构，但是有不同的输出特性。输入与输出之间的关系为：

$$\cos\beta = (\tan\gamma)(\cos\alpha)(\sin\beta) - \frac{\cos\lambda}{\cos\gamma}$$

速度比是：$\dfrac{\omega_o}{\omega_i} = \dfrac{\tan\gamma\sin\alpha}{1 + \tan\gamma\cos\alpha\cos\beta}$

这里 ω_o 是输出的角速度，而 ω_i 是恒定的输入角速度。

与空间曲柄机构反向的机构如图 3.24-11(B)所示。它可以连接交叉轴，并且允许每个轴进行 360° 旋转。

通过两个反向机构的组合(图 3.24-11(C))，可以得到传递 90°精确运动的一种方法。这种机构也可以成对工作。如果用齿轮替换中心连杆，它可以驱动两个输出轴；除此之外，它可以在两个弯曲处传递一样的运动。

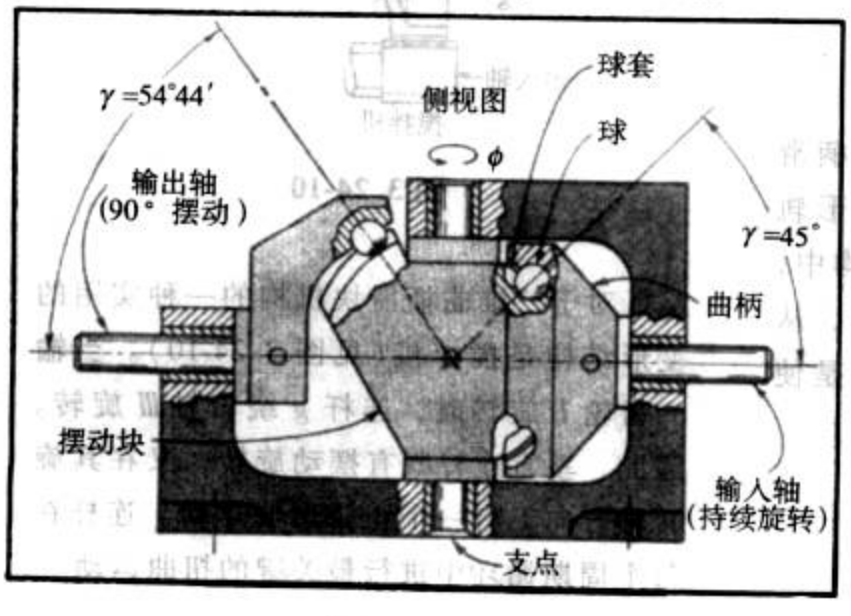


图 3.24-12

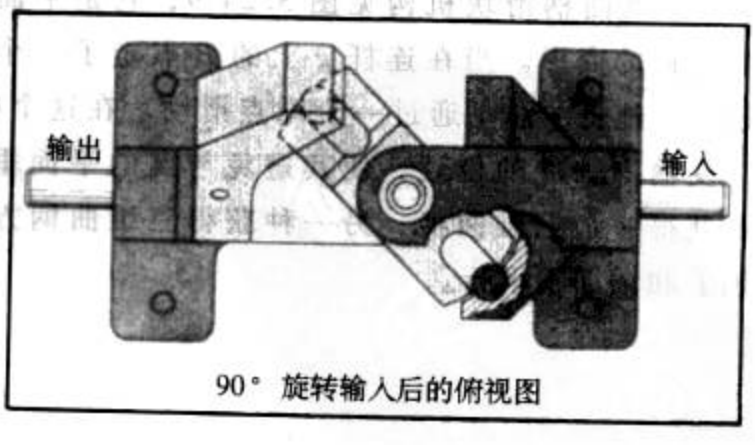


图 3.24-13 在球套中的钢球将持续的旋转输入运动转换为输出运动，这个输出运动使轴前后摆动。

7. 空间曲柄机构的变形结构

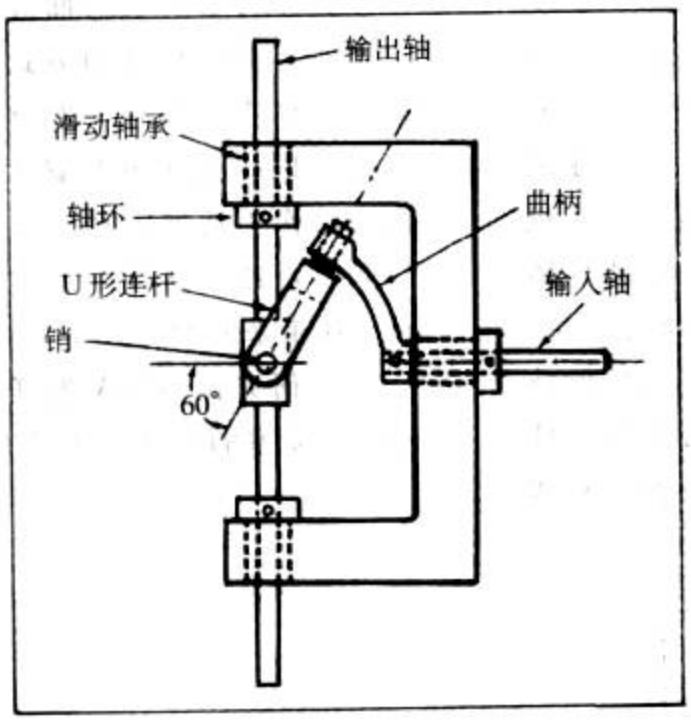


图 3.24-14 在直角状态下摆动获得动力。作圆周运动的输入轴使得输出轴在 120°内摆动。

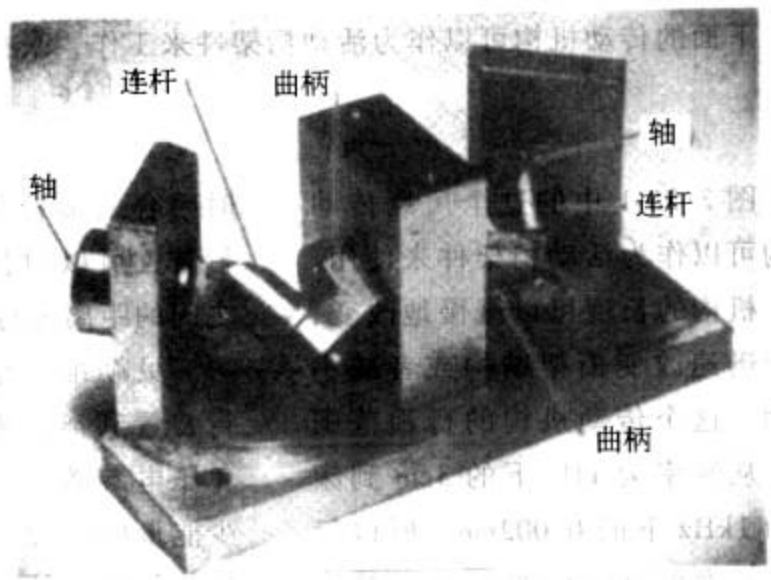


图 3.24-15 通过背靠背放置两个反向机构可以获得一个恒速比万向节。运动的传递角可以达到 75°。

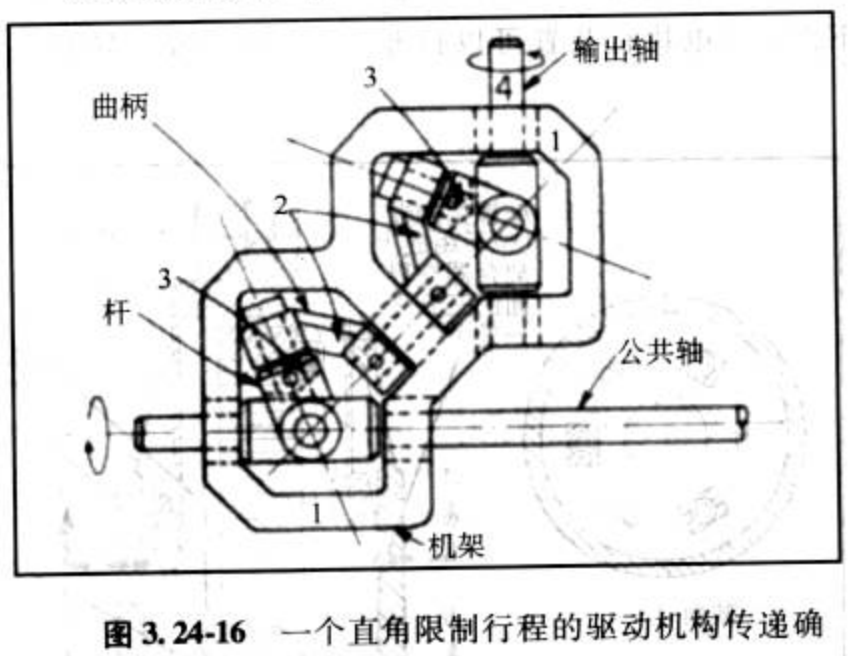


图 3.24-16 一个直角限制行程的驱动机构传递确切的运动形式。通过一个公共轴可以操作许多部件。

8. 椭圆滑块驱动机构

在图 3.24-17 中，一个球形摆块机构的输出运动 β 角可以借用二维“椭圆滑块机构”。这个机构有一个沿着支点 D 滑动的连杆 g，并且这个连杆 g 被固定到沿着椭圆形轨迹移动的 P 点上。这个椭圆运动可以通过万向节传动装置来产生，这个装置是一个行星齿轮系统，它的行星齿轮的直径等于内齿轮直径的一半。行星齿轮的中心点 M 的轨迹是一个圆；在其圆周上任何点的轨迹都是直线，而在 M 点和其圆周之间的任何点的轨迹是椭圆，例如 P 点。

在三维球形滑块与二维椭圆滑块的尺寸之间有特殊的联系：$\tan\gamma/\sin\delta = a/d$，$\tan\gamma/\cot\delta = b/d$，这里 a 是椭圆的主半轴，b 是短半轴，d 是固定连杆 DN 的长度。短半轴就处于固定连杆 DN 的水平位置上。

如果点 D 在椭圆内移动，相对于旋转的球形曲柄滑块，可以获得一个完整的旋转输出。

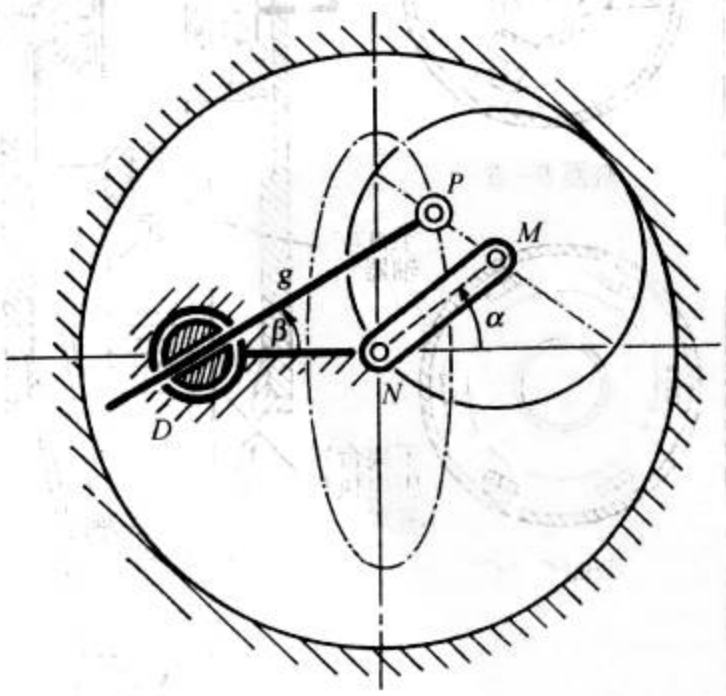


图 3.24-17

3.25 尺蠖传动机构

下面的传动机构可以作为活动桁架件来工作，来自于美国加州巴莎迪那市的NASA喷气飞机发动机实验室。

图3.25-1中的这个尺蠖传动机构可以作为活动桁架件来使用。这个机构的长度可以缓慢地改变，从而迅速改变桁架结构或者减小振动。这个传动机构的行程范围可以从频率为1Hz下的3cm到频率为1kHz下的0.002cm。所以行程的长度可以以0.0001cm的精度进行控制。

这个传动机构包含了3个压电执行装置(如图所示)。上面和下面的压电执行装置可以打开平时闭合的离合器。中间的压电执行装置可以对执行装置的离合器之间的距离进行微调。

贝勒维尔垫圈可以在压电执行装置和离合器上预载压力，避免压电装置受到拉力，所以在缺少能量的情况下可以维持执行机构的长度。轴承则可以在圆柱体上使执行装置的活塞径向定位。通常，至少有1个离合器是保持闭合的。这可以避免活塞在圆柱体内发生转动。弹性联轴器和离合器中的三活塞支撑物可以在离合器闭合时容许制造误差和不重合误差。任何轴上的弯曲载荷可以首先通过直接加载的方式加载在圆柱体体上，只有一部分的弯曲载荷可以传到压电装置上。利用离合器作为活塞的径向支撑可以降低离合器在连接处产生的装配误差所带来的冲击。

这项研究由NASA喷气飞机发动机实验室的M. Robert完成。

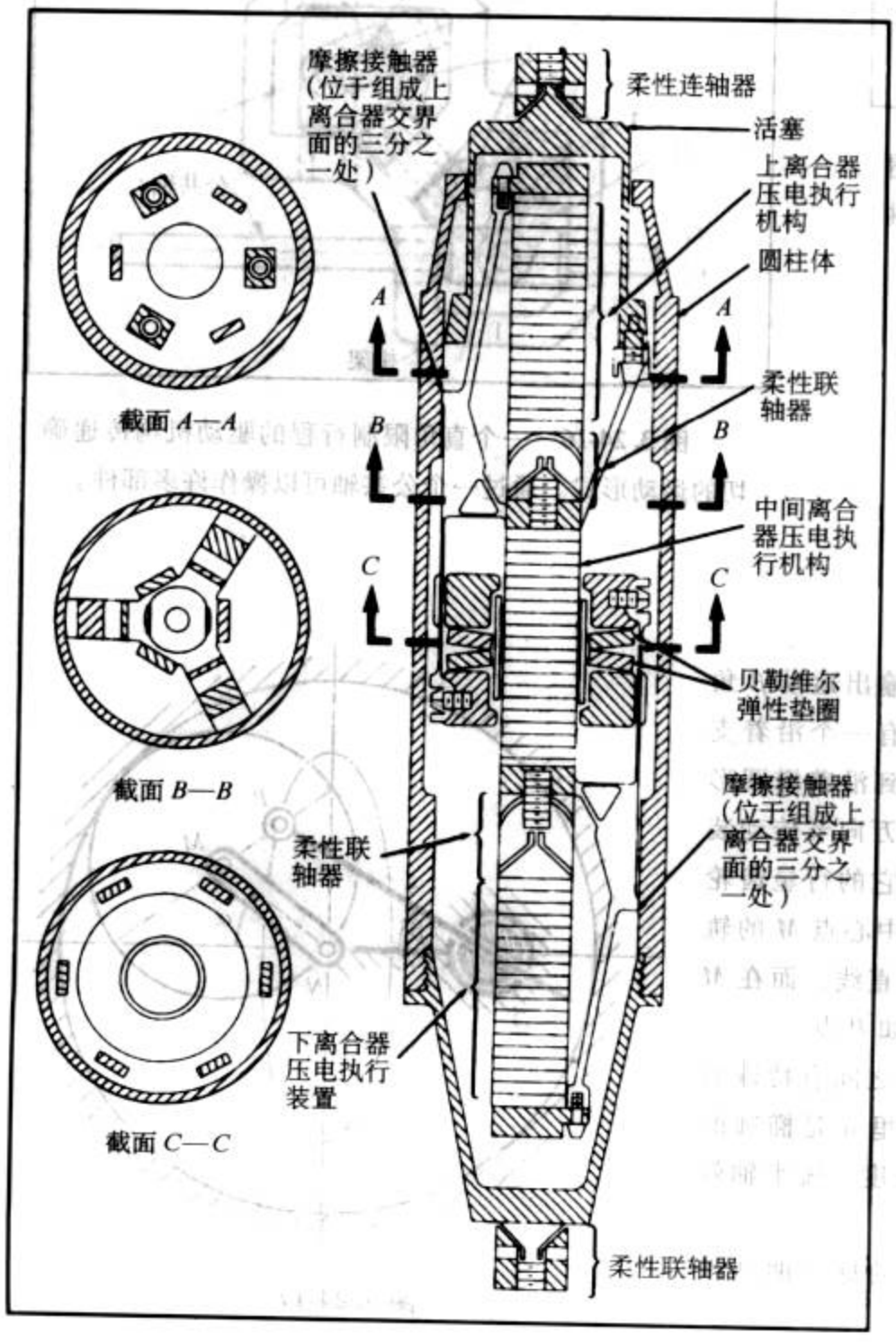


图3.25-1 当电能停止供应时，尺蠖执行机构可以保持其当时的状态，(也就是说它既不伸长也不缩短)。最大的终端对终端行程将达到3cm(活塞相对于圆柱体伸出或收缩)。

第4章

弹簧、气囊、挠性件、螺纹和球装置

4.1 平弹簧在机构中的应用

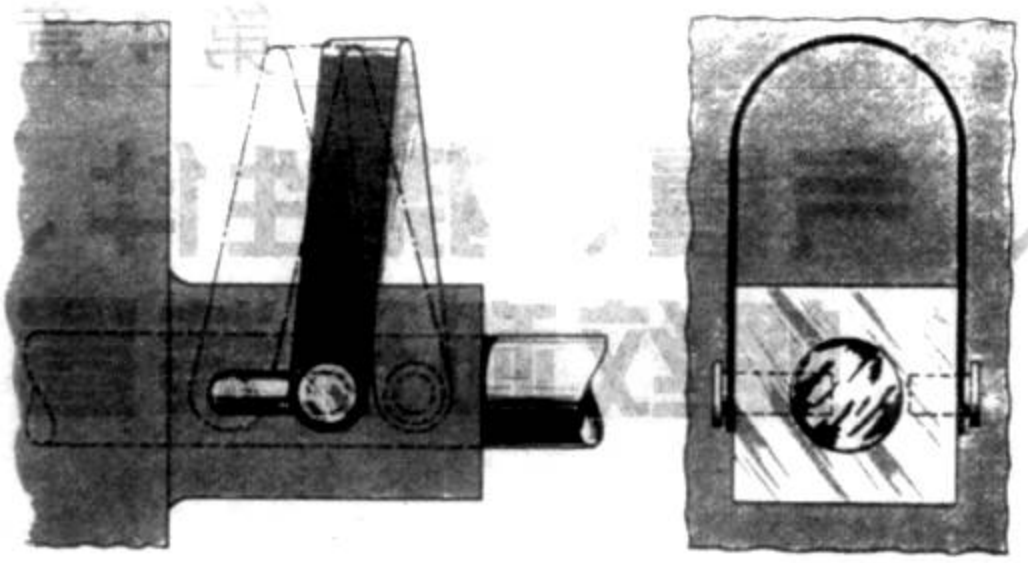


图 4.1-1 合适长度的 U 形弹簧可使这个装置获得近似的恒力。两个销钉不能在同一直线上，否则弹簧将脱落。

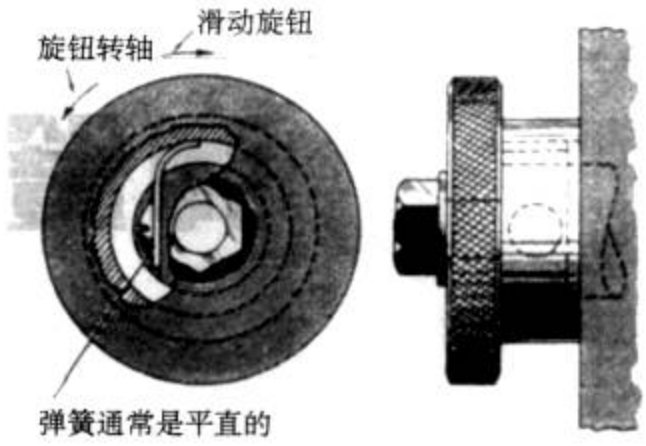


图 4.1-2 **平的线形挡圈**在装配旋钮前是平直的，装配旋钮后，张紧力将有助于挡圈单向的锁紧。

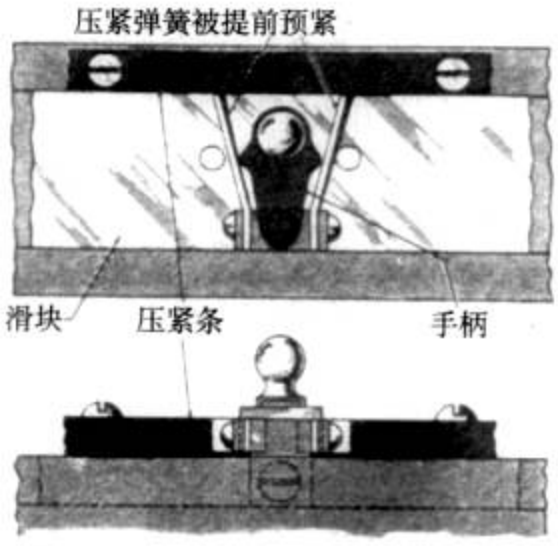


图 4.1-3 当手柄销推动压紧弹簧与压紧条脱离接触时，可以使滑块定位很容易。

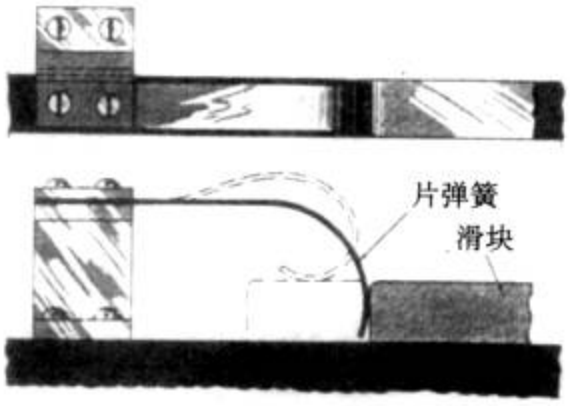


图 4.1-4 **靠弹簧加载的滑块**在弹簧伸展时总是要返回它的初始位置，除非它一直被压着。

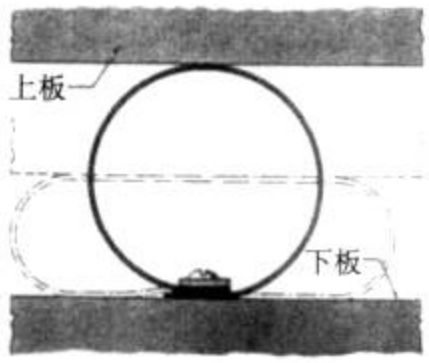


图 4.1-5 当增加上、下板上的载荷时，板间**增加的支撑区域**靠一个环形弹簧来提供。

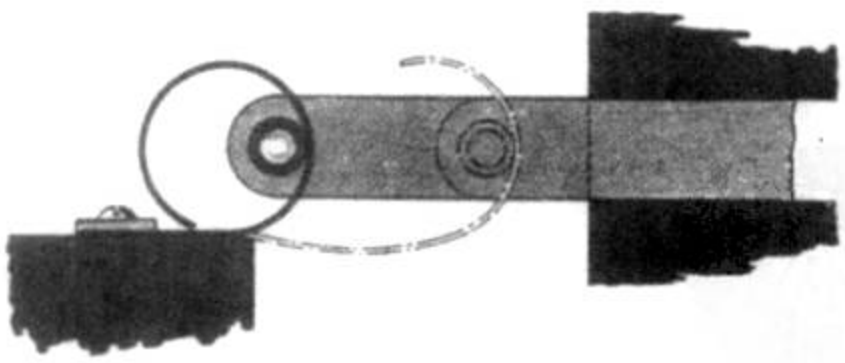


图 4.1-6 **弹簧中近似恒定的张紧力**和作用在滑块上的力都是靠一个单线圈弹簧来提供的。

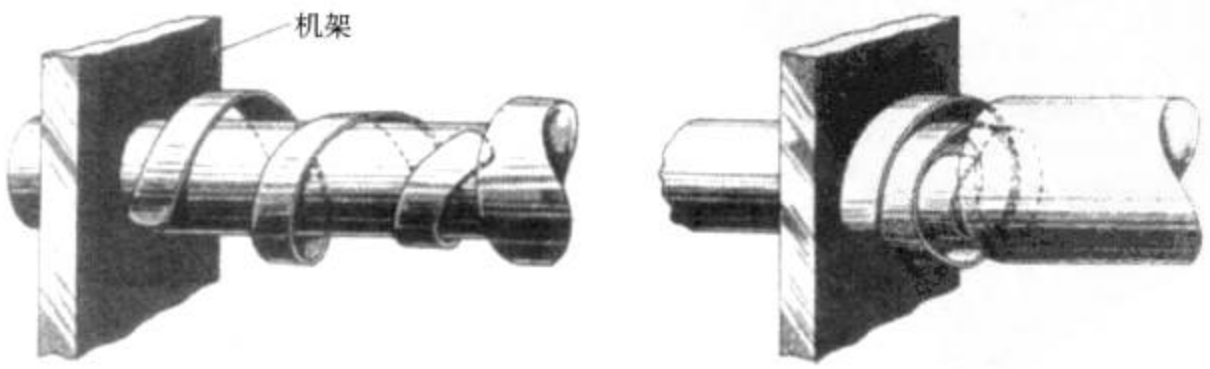


图 4.1-7 **这个螺旋形弹簧**使轴向机架方向移动，从而得到最大的轴向位移。

以下这些机构依靠平弹簧来实现有效的工作。

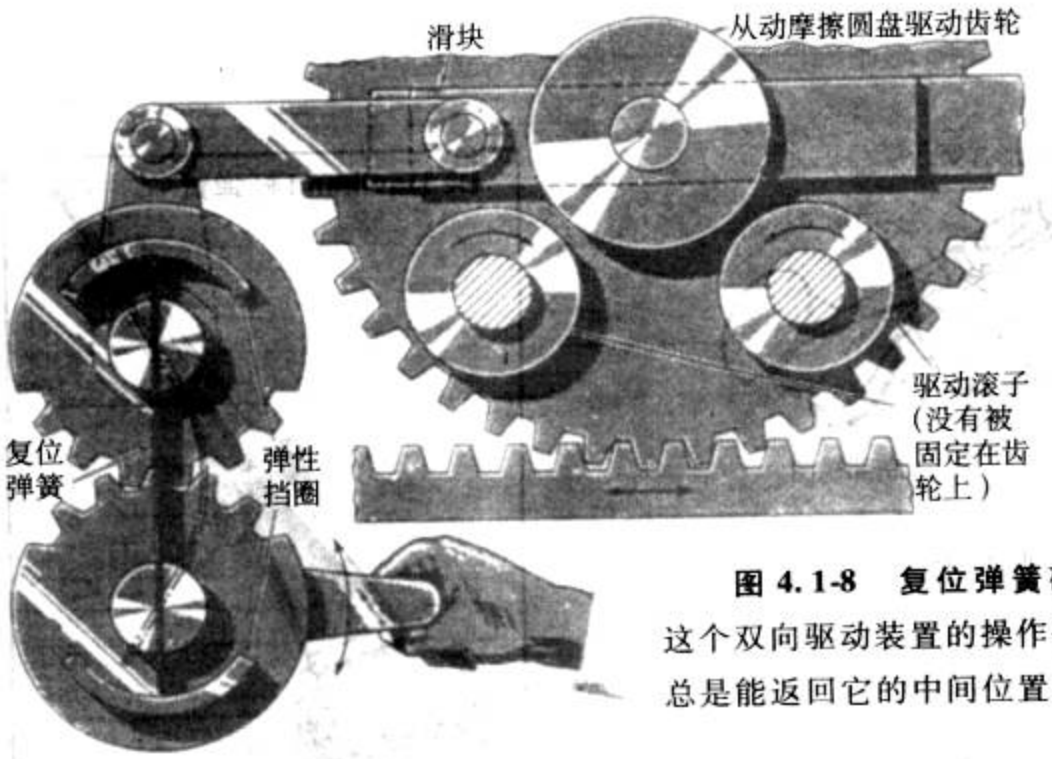


图 4.1-8 复位弹簧确保这个双向驱动装置的操作手柄总是能返回它的中间位置。

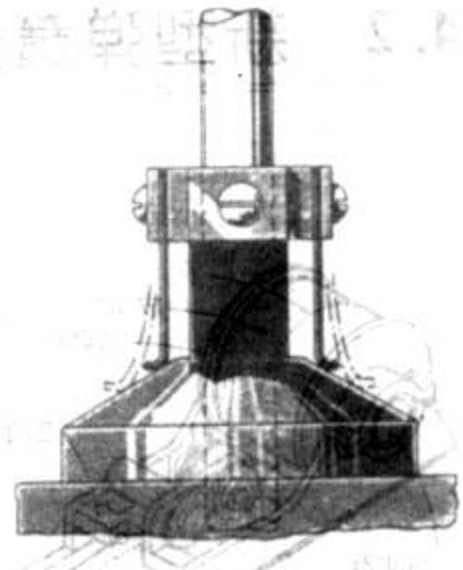
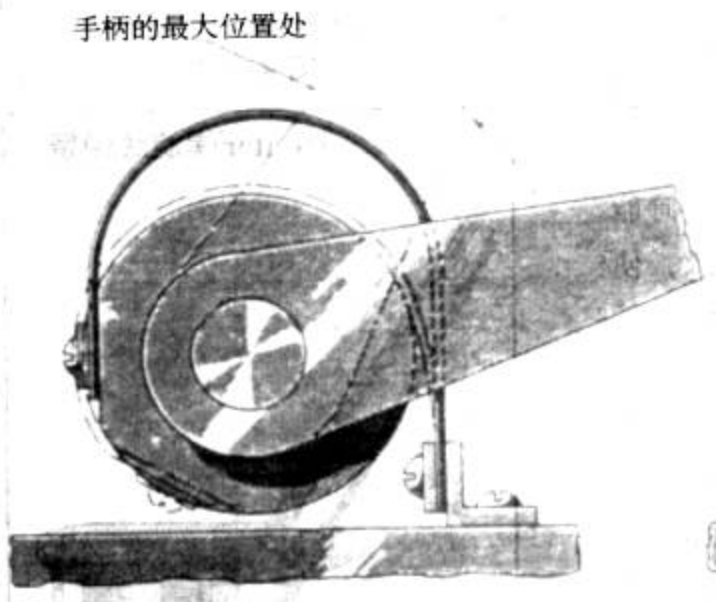


图 4.1-9 因为锥角很小，所以这个缓冲器装置能迅速增加弹簧张紧力。这个装置的反弹也是最小的。



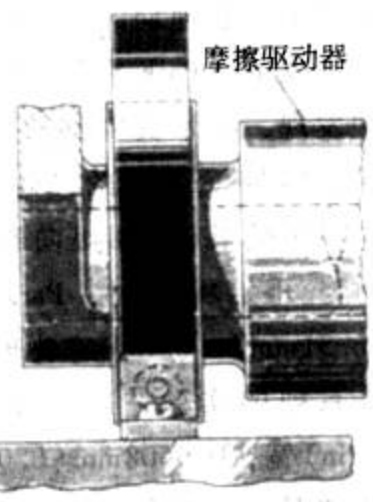


图 4.1-10 当旋转手柄推动摩擦驱动器时，这个靠弹簧固定的圆盘将改变其中心位置。这个圆盘也可以充当内置的挡块。

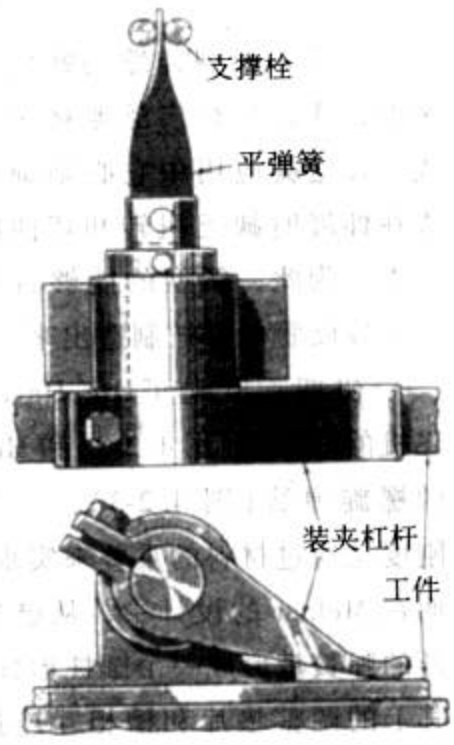


图 4.1-11 这个压力装夹装置中的平弹簧在装配时有个预先扭曲，以便可以对薄零件提供夹紧力。

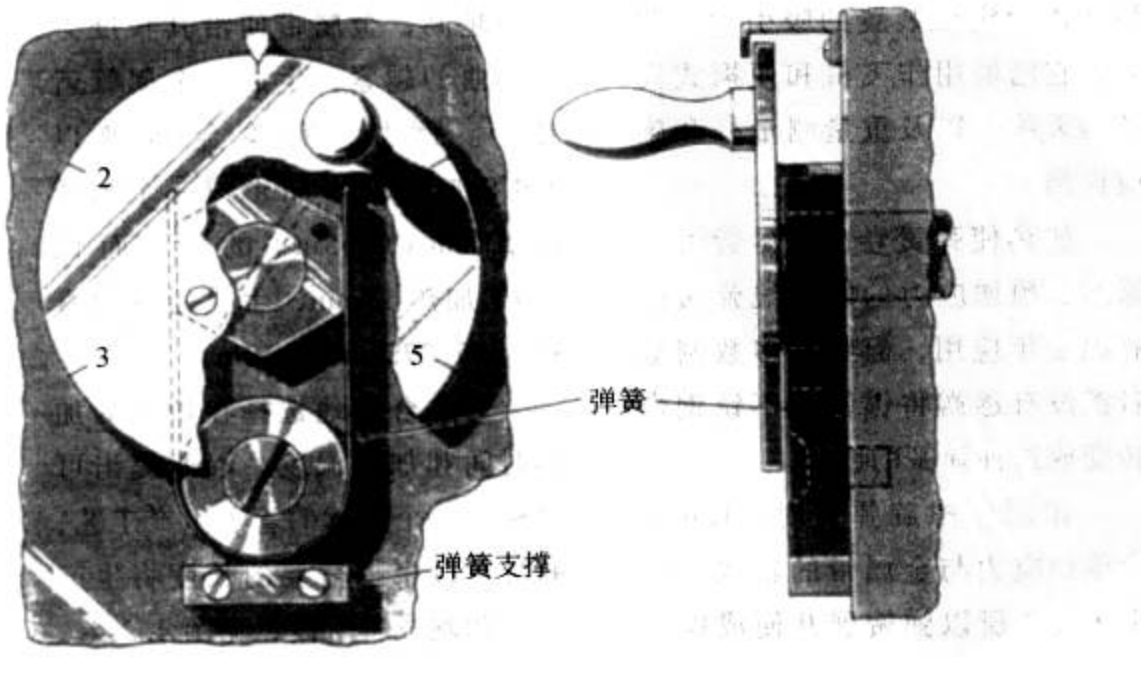


图 4.1-12 借助于图中平弹簧的安装，分度可以在简单、有效和价格便宜的情况下实现。

4.2 新型弹簧获得了新的应用

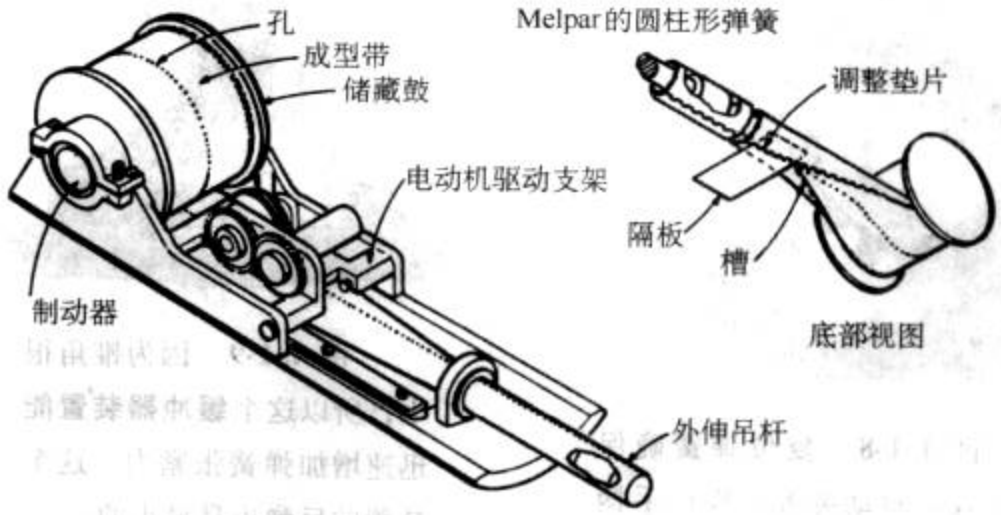


图 4.2-1

除了一系列伸缩的螺旋形弹簧外，弹簧最初广泛地被用做天线。在这类应用中它必须确保解决在伸展时缺乏扭转和弯曲刚度的人。为此，新型的能够自锁成一个较硬管的臂被制造出来了。

初期，出现了 De Havilland 飞机的杆弹簧(图 4.2-2)和 Hunter 的螺旋弹簧(图 4.2-3)，它们的刚度是通过材料的重叠来实现的。而在 Melpar 的设计中，从鼓轮展开的弹簧带形成一个圆柱形弹簧，其上的调整垫片和槽相互连接进而产生一个高强度的圆管，见图 4.2-1。

Melpar 还在带中间增加了一排孔用以增加弹簧在伸长或收缩时长度控制的精确性。这增加了弹簧作为定位装置的吸引力，此外，它已被用作飞机和便携式设备的天线，以及重量测量杆和感应探测。

加热使弹簧卷曲。尽管可收缩的、预加应力的螺旋线弹簧已有很多年应用，但绝大多数制造者都没有透露将铍铜或不锈钢带转变成这种弹簧的细节。

在制作螺旋弹簧时，Hunter 使预加应力与金属带的轴线成一个角度，所以弹簧展开便成螺旋形状，而 De Havilland 和 Melpar 弹簧是沿着带的轴线方向预加应力的。

预加应力技术是由美国国家航空航天管理局的 John J. Park 设计开发的。Park 在他早期的设计中发现，技术资料都缺少如何能给金属带一个新的“记忆”，使它在不受限制时沿纵向卷曲。

开始构思时，Park 用内径 16.51mm(0.65in)的玻璃管做了一系列的实验，来卷曲 50.8mm(2in)宽，0.0508mm(0.002in)厚的铍铜带。他发现把合金带沿长度方向卷入玻璃管中然后再在炉中加热很有效。然后，实验的金属带可以被冷却到室温。

实验中发现，加热时间越长，炉温越高，金属带便沿其长度方向卷曲的越紧，生成的金属管就越小。例如，实验金属带以 920℉加热 5min 将形成一个内径 16.51mm(0.65in)的管；而以 770℉加热 15min，生成的管的直径为 17.272mm(0.68in)。

通过合理地选择在炉中的加热时间和加热温度，Park 提出可以建立一个连续的管子生产工艺，并且可以根据需要的长度将生产的管切割成若干段，见图 4.2-4。

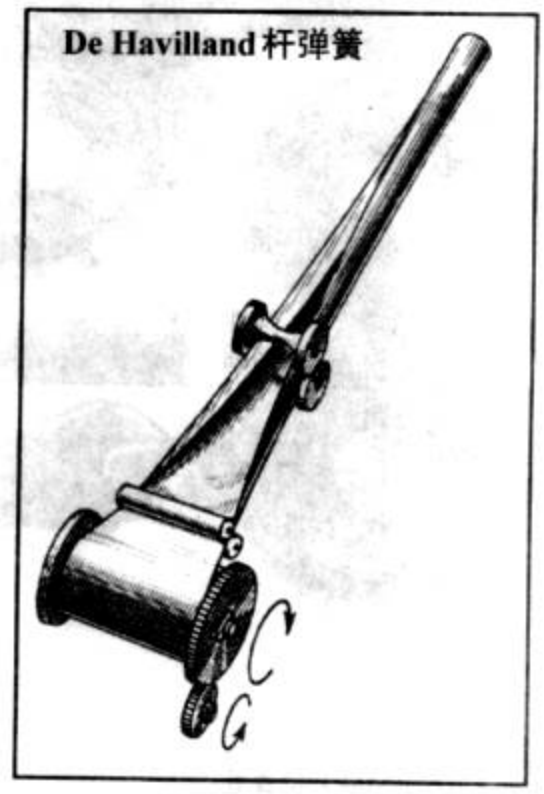


图 4.2-2

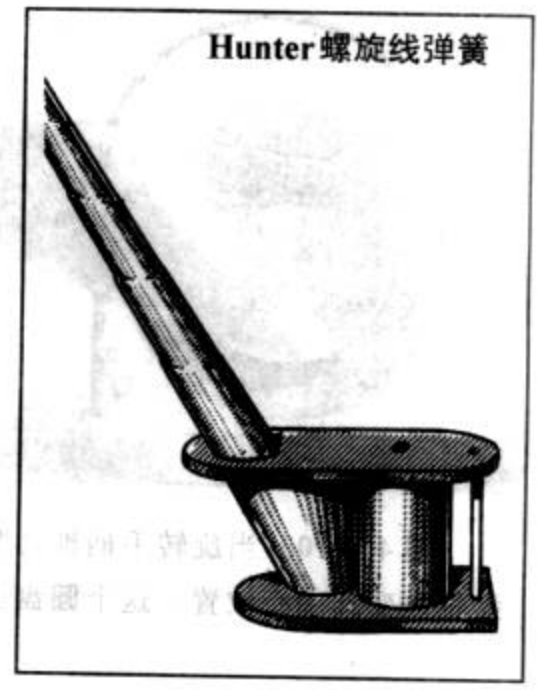


图 4.2-3



图 4.2-4

4.3 弹簧的 12 种应用方式

变速比装置、滚子定位、节省空间和其它一些灵巧装置均需要通过弹簧来实现。

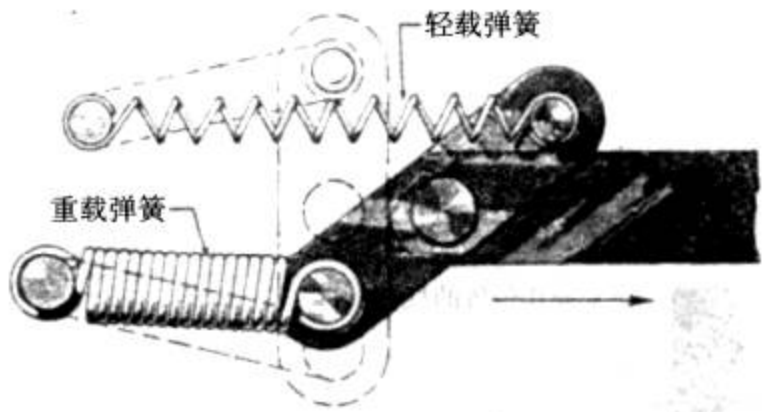


图 4.3-1 这个装置用弹簧来限制低速伸展，靠从轻载突变成重载来改变速率。



图 4.3-2 这个机构能够在预定位置提供三个阶段的速率变化。不管位置如何，较轻的弹簧总是首先受压。

图 4.3-3 这是一个分速器的连杆机构，在驱动器行程的开始阶段保持低张紧力，然后逐渐提高张紧力。



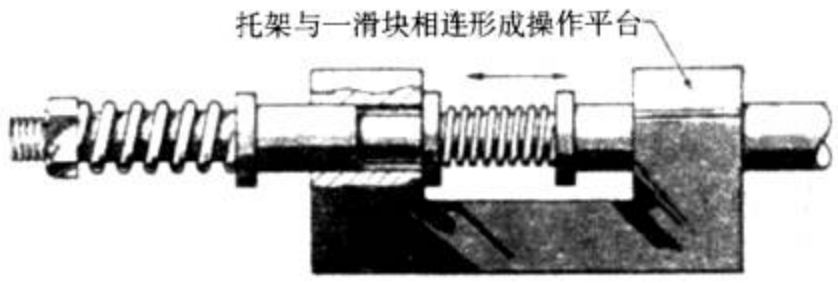


图 4.3-4 这种压缩机构在双向压缩时提供两种速率。在一个方向的压力大，而在反方向的压力则较小。

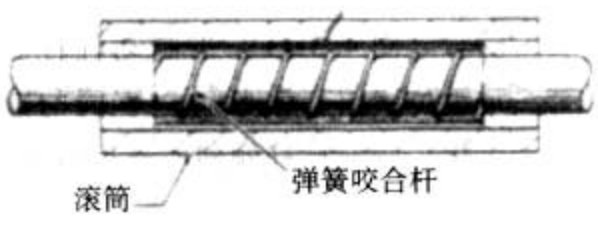


图 4.3-5 在这个装置中，靠在轴上缠紧的弹簧实现滚筒的定位。滚筒将在轴向推力作用下滑动。

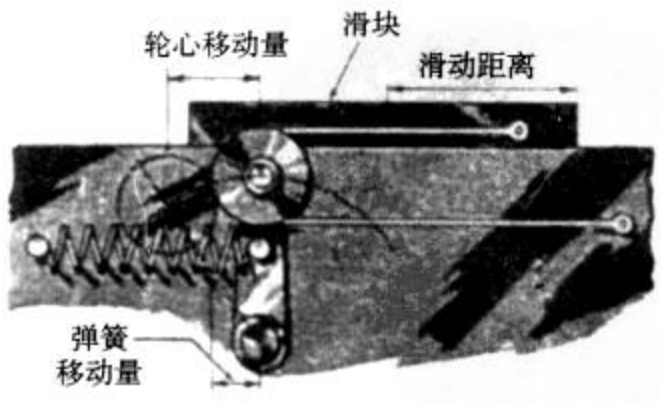


图 4.3-6 滑块长距离的移动引起弹簧短距离的伸展，从而维持弹簧张紧力在最大值、最小值之间变动。

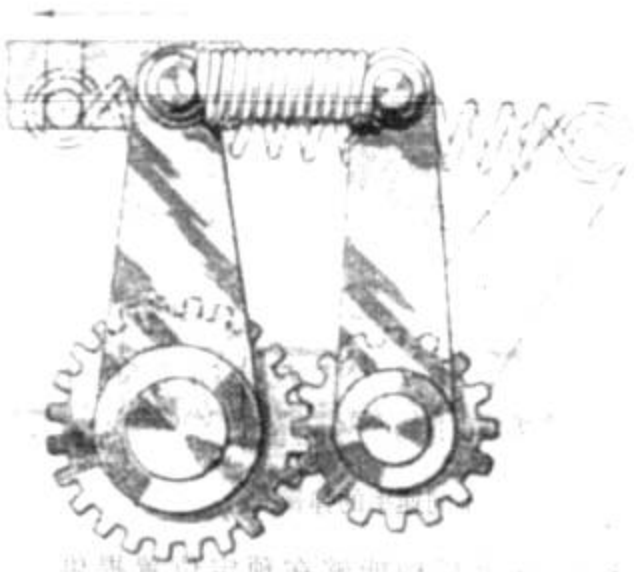


图 4.3-7 这是为同时运动增大张紧力的机构，是由一个可移动的弹簧支架与另一个可移动杠杆相啮合来组成的。

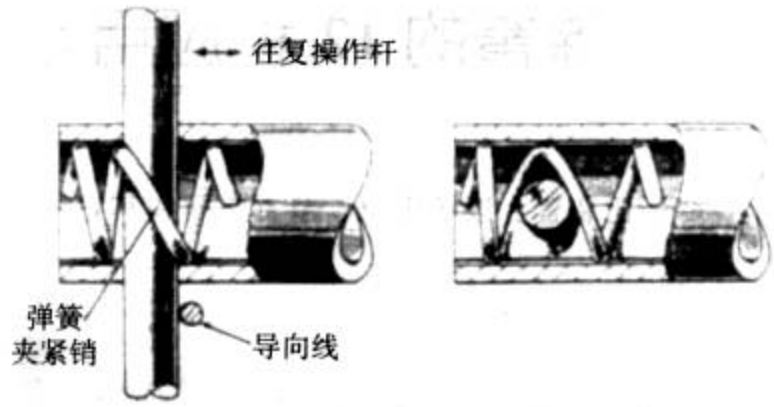


图 4.3-8 这个销夹紧机构是带夹紧销的一个弹簧靠摩擦力来限制移动和转动，而且不需要工具销就能重新定位。

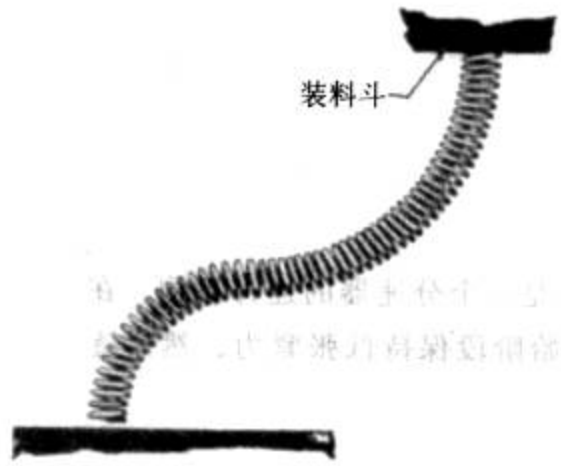


图 4.3-9 封闭的绕制弹簧与料斗相连，在用做非颗粒材料的可移动输送管道时它不会发生扭曲。

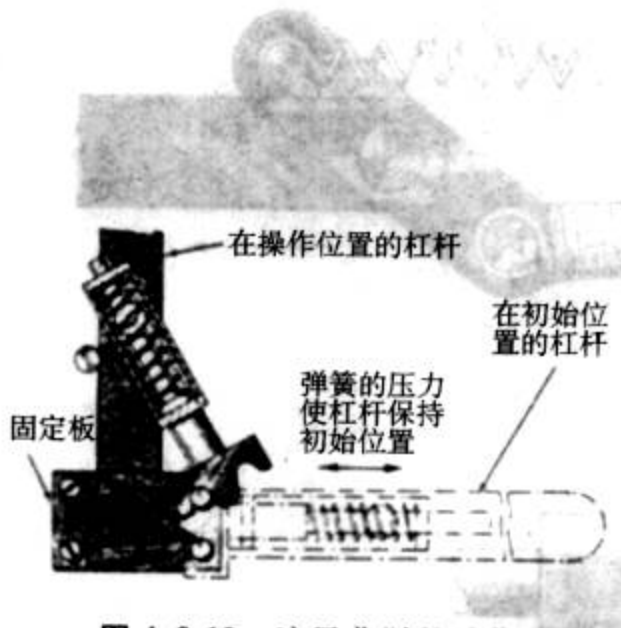


图 4.3-10 这里曲肘的动作确保齿轮轴杠杆被拉过初始位置时不发生偏移。

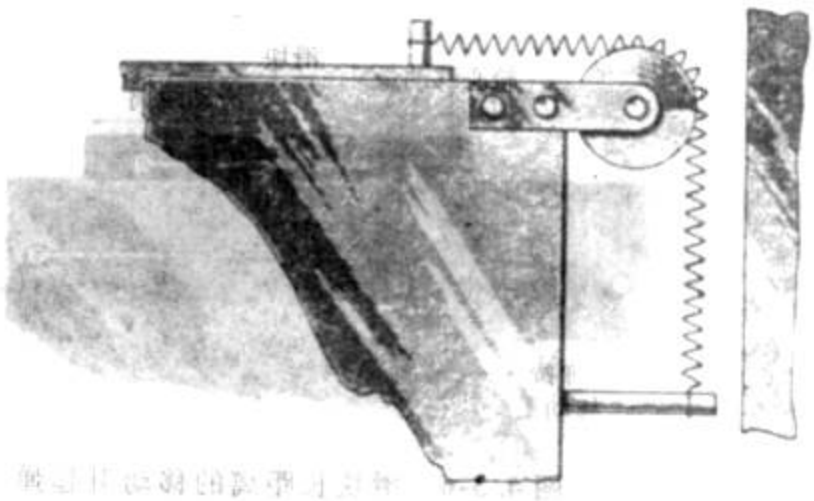


图 4.3-12 弹簧轮使弹簧在拐角处偏转时得到支撑，提高了弹簧的疲劳强度和使用寿命。

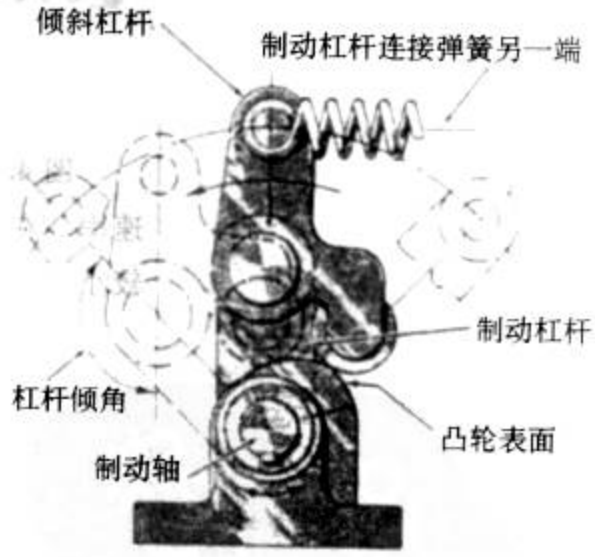


图 4.3-11 当制动杠杆到达图示位置时，张紧力以不同的速度变化，倾斜杠杆倾斜时速度减小。

4.4 低转矩传动中的弹簧限位机构

在仪器和控制设计中限位弹簧机构应用广泛。所有下面图示的装置都在输出运动达到极限位置时进行限位。例如，在一个装置中可以把弹簧机构放置在传感元件和标识元件之间，起到过载保护作用。当输入轴处于自由运动状态时，调节控制器的指针在停止前沿正向被拨到其极限位置。这里所述的前六种机构具有各种形式的旋转运动，最后一种机构具有很短的线性运动。

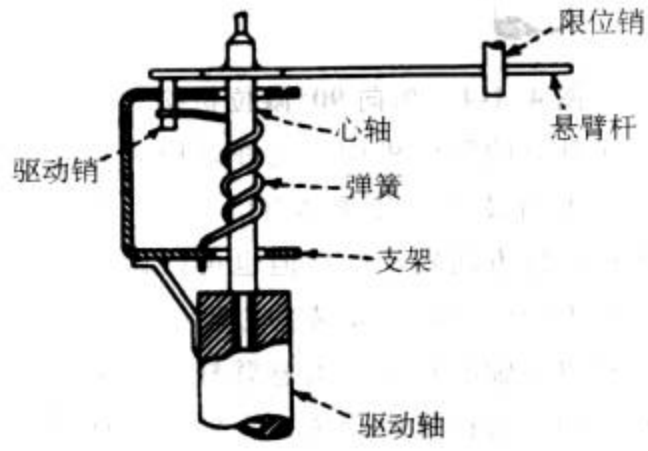


图 4.4-1　单向限位机构。这个机构中的悬臂杆几乎能旋转360°。它的移动仅仅受限位销的限制。在一个方向上，驱动轴的运动也受限位销的限制。但在反方向上传动轴能旋转越过限位销将近270°。操作过程中，当驱动轴沿顺时针方向旋转时运动能通过支架传递给悬臂杆。弹簧依靠驱动销支撑支架。当悬臂杆转到设定位置时，它撞上可调整的限位销。然而，通过将支架移离驱动销并卷紧弹簧，驱动销能继续旋转。在设备中使用动力驱动元件(如双金属元件)时，采用限位机构是很重要的，以防止在过载区域造成破坏。

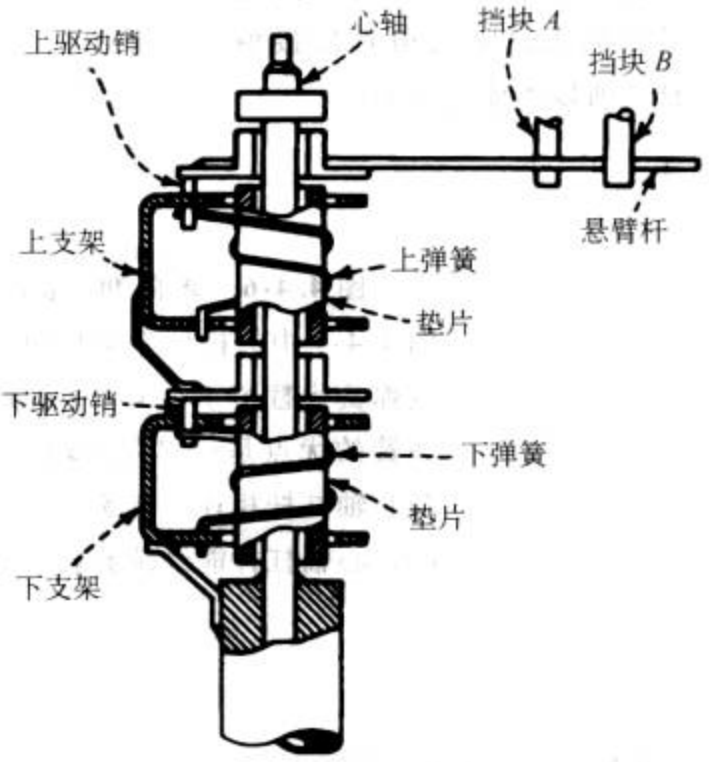


图 4.4-2　双向限位机构。这个机构与图 4.4-1 的机构类似，只是它有两个限位销来限制悬臂杆的运动。并且输入运动能在任何一个方向上控制输出运动。采用这个装置，只需将驱动轴总转动中的一小部分传递给悬臂杆，这一小部分可以发生在驱动轴转动范围的任何地方。驱动轴的运动通过下支架传递到下驱动销上，这个驱动销被在下支架上的弹簧拉紧。依次，下驱动销通过上支架向上驱动销传递运动。另一个在上支架上的弹簧拉紧上驱动销。当悬臂杆没有到达挡块 *A* 或 *B* 的位置时，由于上驱动销和悬臂杆相连，所以驱动轴上的如何转动都能传递到这个杠杆上。驱动轴按逆时针方向旋转时，悬臂杆最终将撞上可调整的挡块 *A*。然后，上支架远离上驱动销，并且上弹簧开始卷紧。驱动轴按顺时针方向旋转时，悬臂杆将撞上可调整的挡块 *B*，并且下支架远离下驱动销，另一个弹簧卷紧。限位弹簧机构的主要应用在仪器仪表中，但重载机械也可以通过增加弹簧和其它承载元件的强度来应用这些机构。

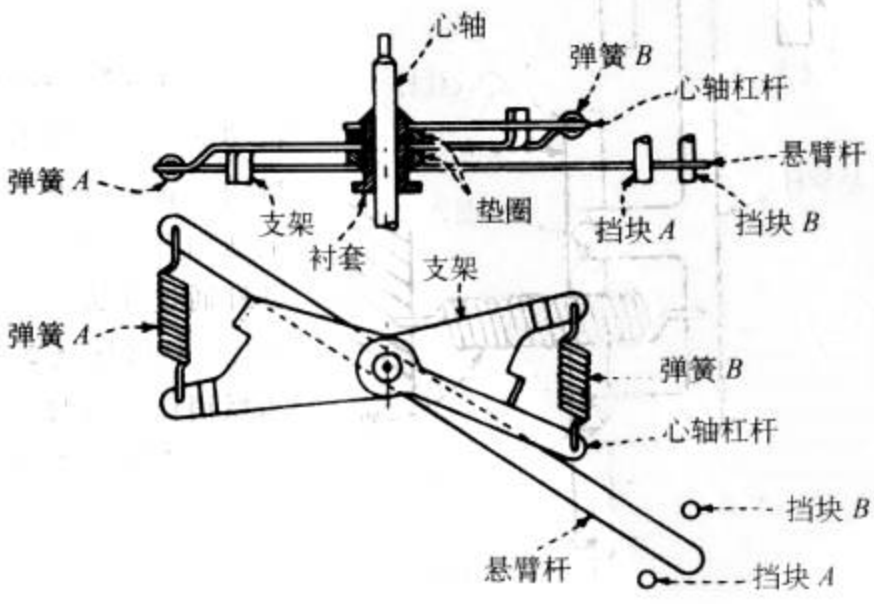


图 4.4-3　双向、限行程限位机构。这个机构除了在每个方向上的最大控制角度限制到40°外，其功能与图 4.4-2 的机构完全相同。相比之下，图 4.4-2 中的机构能转动270°。这个机构适用于需要最大部分的输入运动以及很小的在两个方向上远离挡块的运动。当心轴旋转时，运动由心轴杠杆传递到支架。心轴杠杆通过弹簧 *B* 与支架发生联系。然后，通过弹簧 *A* 拉动悬臂杆，支架的运动以相似的方式传递给悬臂杆，直到杠杆到达挡块 *A* 或 *B* 的位置。当心轴逆时针旋转时，悬臂杆最终停留在挡块 *B* 的位置。如果心轴杠杆继续推动支架，弹簧 *A* 将被压紧。

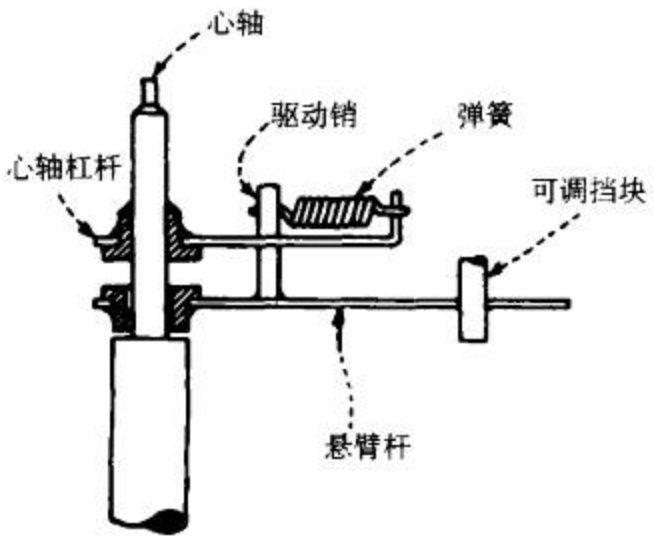


图 4.4-4　单向 90°限位机构。这是一个独立的限位机构，允许以挡块为起始位置的最大旋转角达 90°。图示机构为顺时针方向转动的，但也可以做成逆时针方向转动的。安装到心轴上的心轴杠杆将心轴的转动传给悬臂杆。心轴杠杆上的弹簧拉紧驱动销，直到悬臂杆到达可调挡块的位置。此后，如果心轴继续转动，弹簧将处于拉紧状态。在逆时针方向上，驱动销直接接触到心轴杠杆，所以不能进行限位。

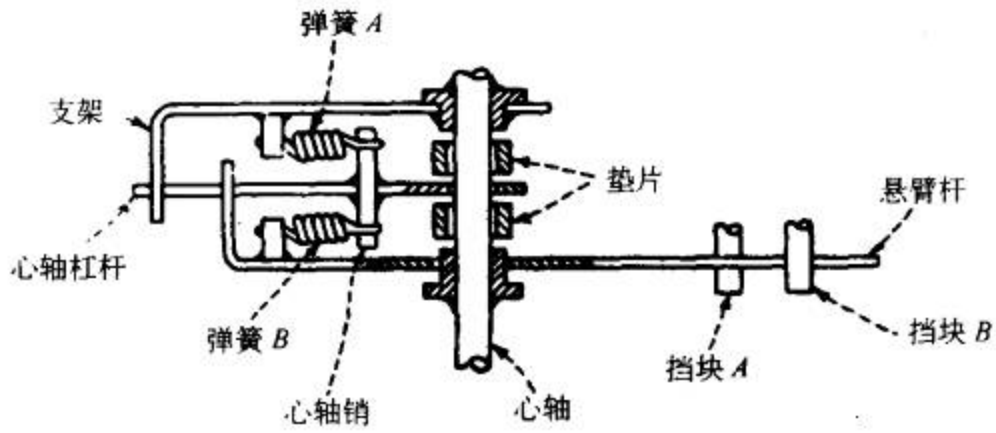


图 4.4-5　双向 90°限位机构。这个双向限位机构允许每个方向的最大转角达到 90°。当心轴转动时，运动由支架传递到心轴杠杆，然后再到悬臂杆。支架和悬臂杆被在心轴杠杆上的弹簧 *A* 和 *B* 拉紧。当心轴逆时针旋转时，悬臂杆碰上挡块 *A*。由于心轴杠杆与悬臂杆固连，所以安装在心轴上的支架继续旋转并与心轴杠杆脱离，使弹簧 *A* 张紧。当心轴顺时针旋转时，悬臂杆碰到挡块 *B*，并且支架推动心轴杠杆，使弹簧 *B* 张紧。

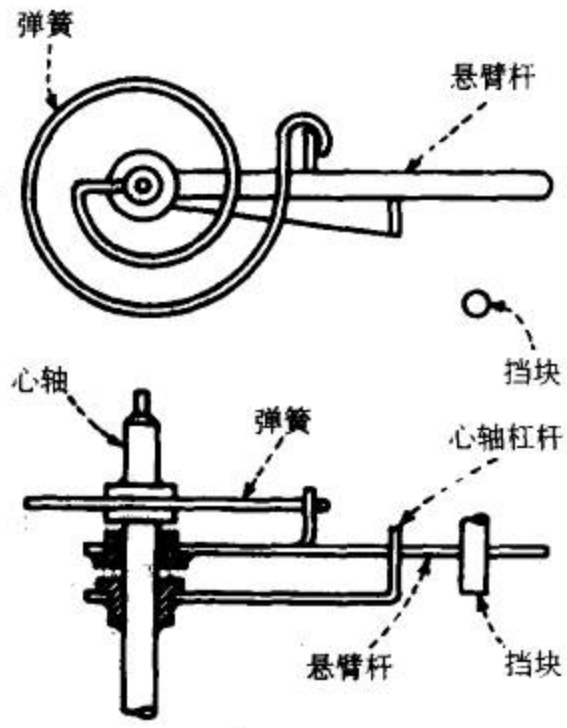


图 4.4-6　单向 90°限位机构。这个机构的工作与图 4.4-4 中的机构完全相同。只是这个机构中用平螺旋线弹簧代替了 4.4-4 图中的螺旋形线圈弹簧。平螺旋线弹簧的优点是可以获得较大的限制范围并能节省空间。与心轴杠杆相连的弹簧拉紧悬臂杆。当悬臂杆碰上挡块时，心轴杠杆能继续旋转，并且心轴卷紧弹簧。

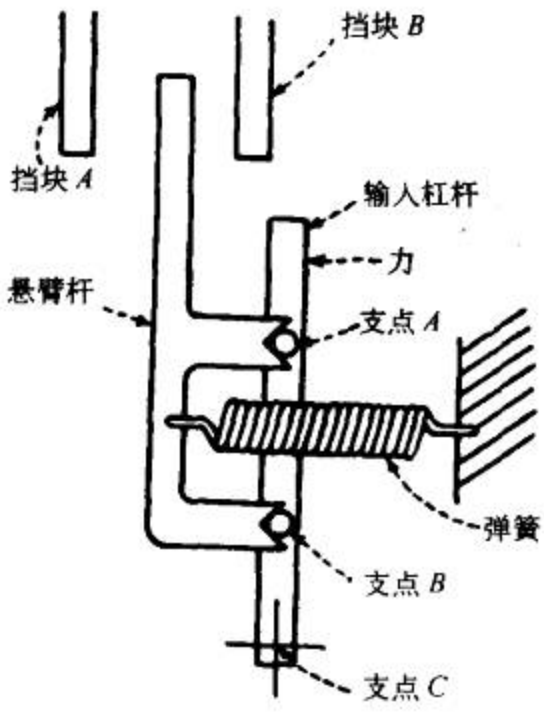


图 4.4-7　双向限位的线性位移机构。上述的机构均是对转动的限位。图 4.4-7 所示的是针对小的线性运动的双向限位机构，它也可被用在旋转运动中。当在绕 *C* 点转动的输入杠杆上施加一个力时，运动直接通过支点 *A*、*B* 传到悬臂杆上，悬臂杆通过弹簧与这两个支点紧密接触。当悬臂杆碰到可调挡块 *A* 时，悬臂杆绕支点 *A* 旋转，并且脱离支点 *B*，从而压紧弹簧。当撤消作用力时，输入杠杆沿相反方向运动直到悬臂杆碰到挡块 *B*，这使悬臂杆绕支点 *B* 旋转，而支点 *A* 脱离悬臂杆。

4.5 弹簧马达及典型相关的机构

弹簧马达广泛应用在钟表、照相机、玩具及其它机构上，所以设计在明确的时间范围内工作的机构时，应用弹簧马达的思路看起来是现实的。弹簧马达通常应用在小功率、其它动力源不可用或不实用的情况下，但通过采用低功率电动机或其它方法增加能量，弹簧马达还可以用在需要大转矩或高速的间歇运动中。

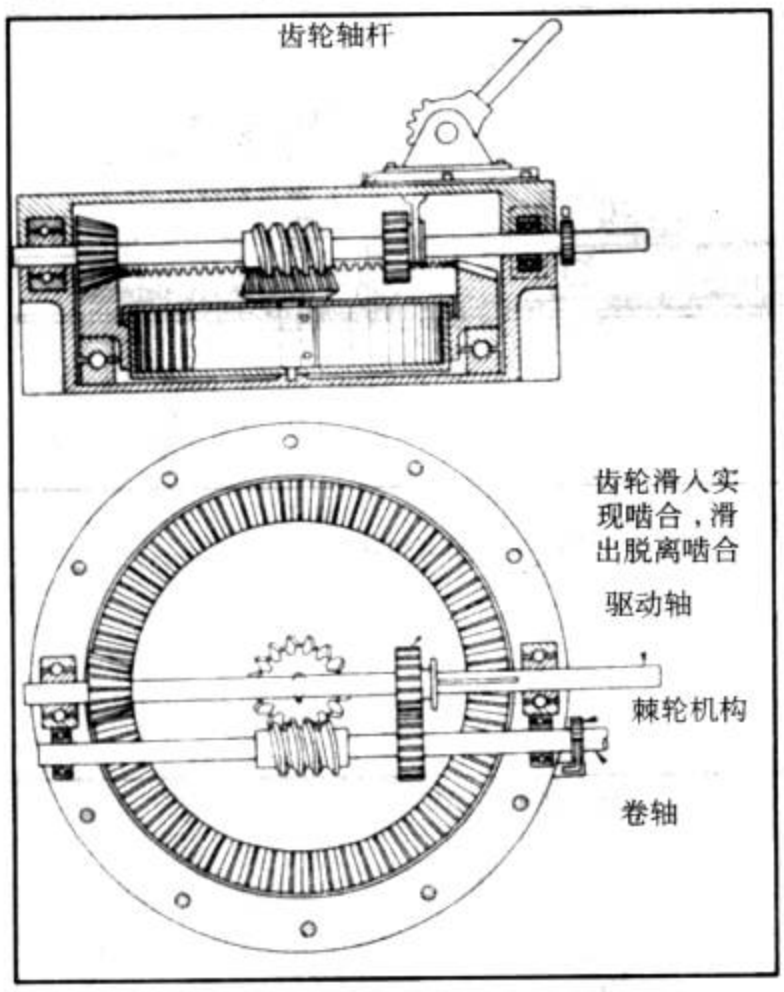


图 4.5-1

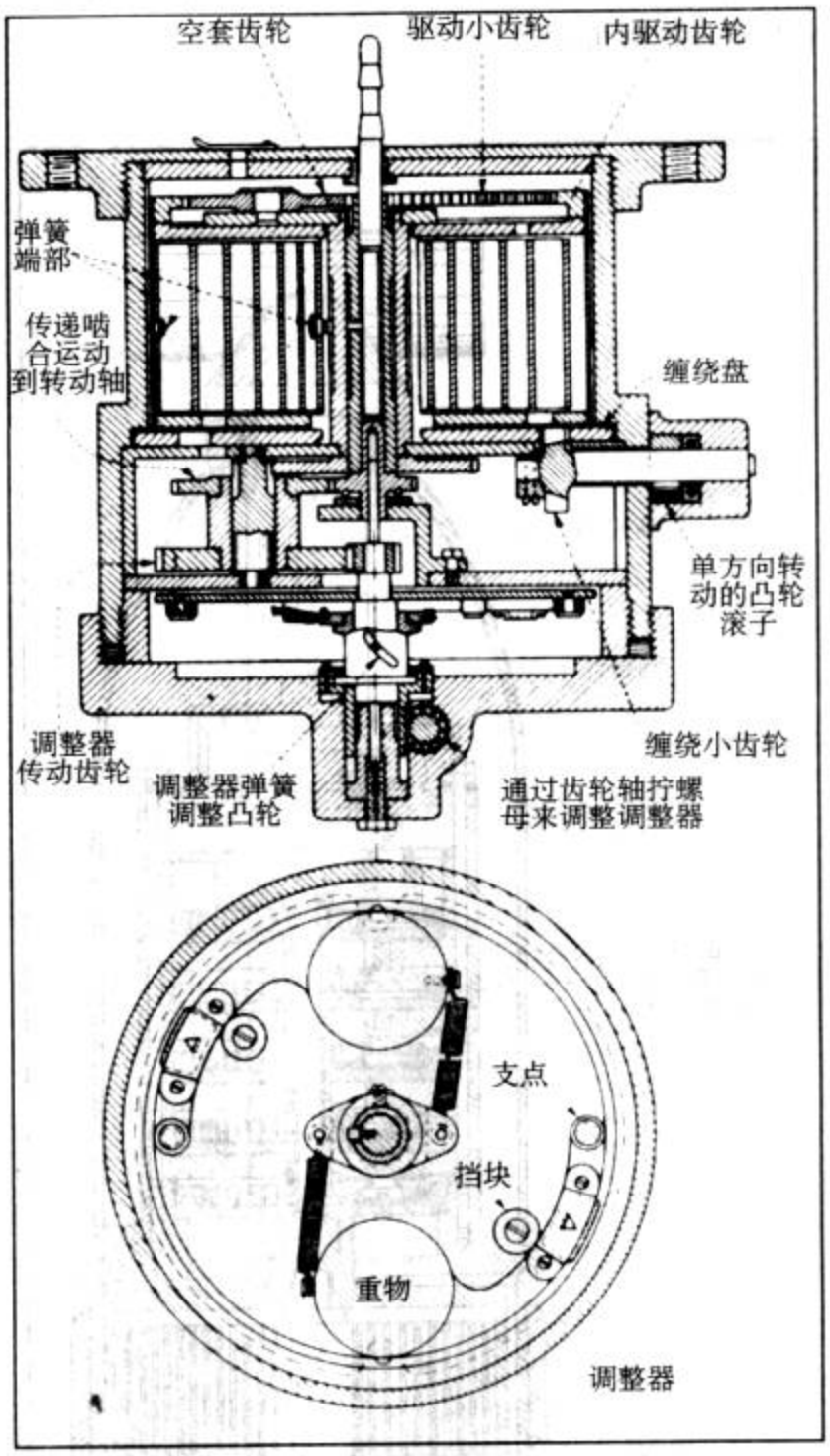


图 4.5-2

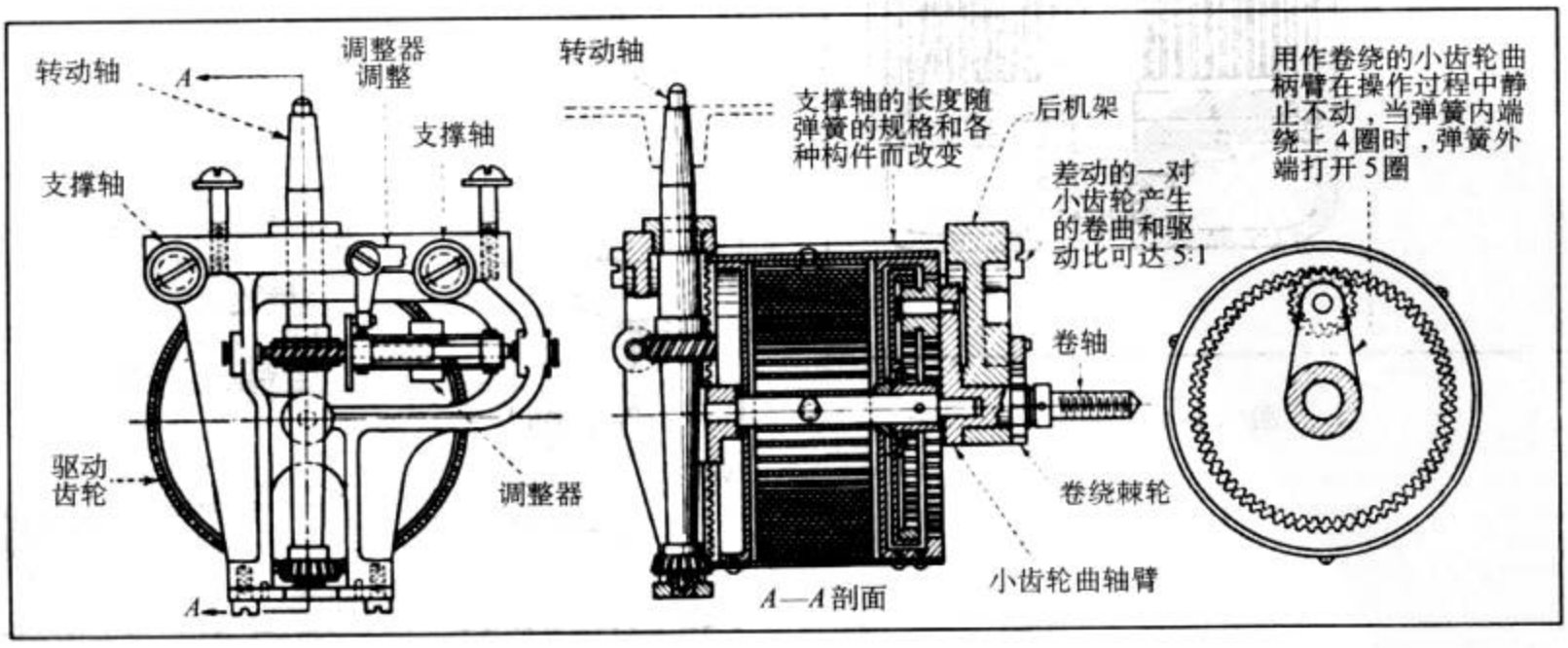


图 4.5-3

下面几个弹簧马达的专利设计展示了传递和控制弹簧马达动力的各种方法。安装在卷筒内的平螺旋形弹簧得到了广泛的应用，因为它结构紧凑，直接生成转矩，允许大的角位移。齿轮传动链和反馈机构能减少动力的额外消耗，所以动力持续时间很长。调节器通常用来控制角速度。

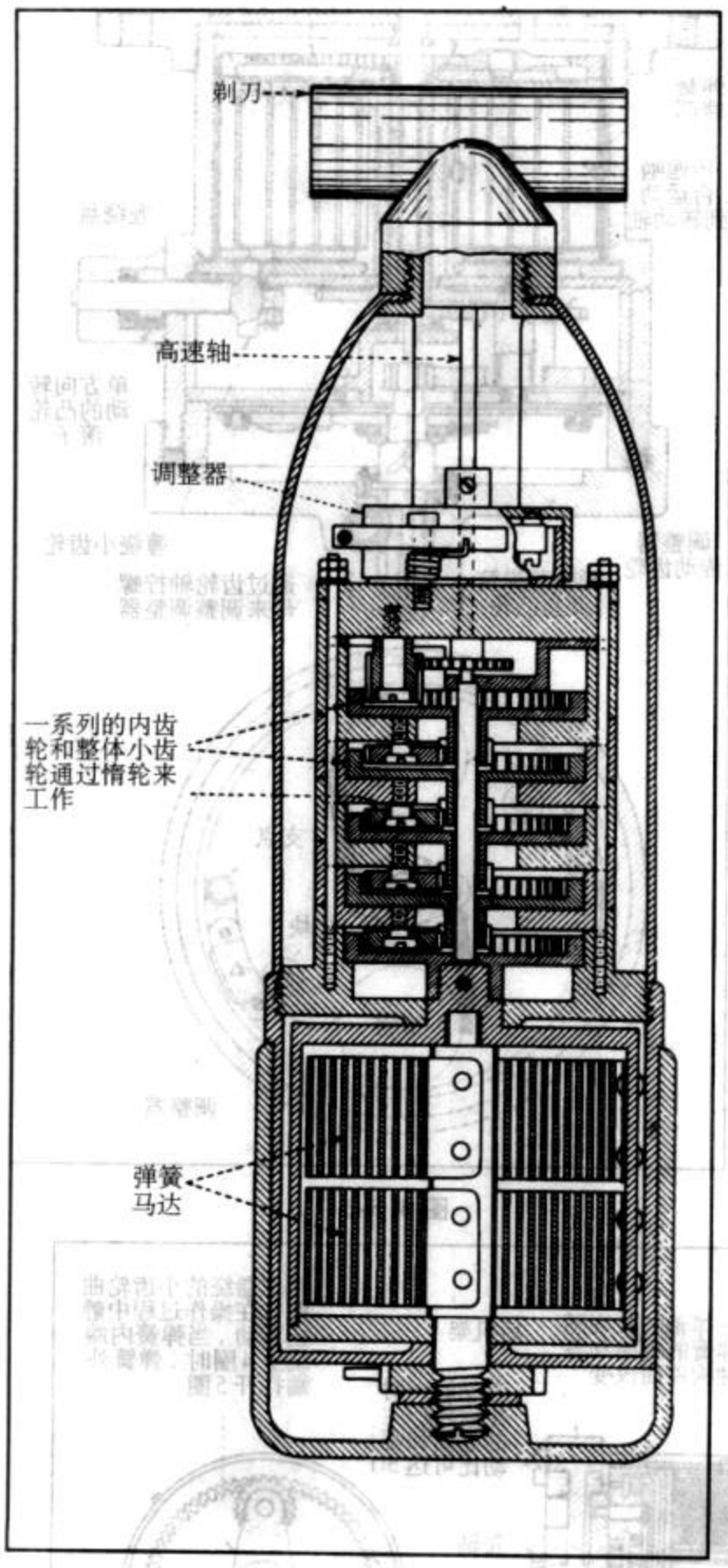


图 4.5-4

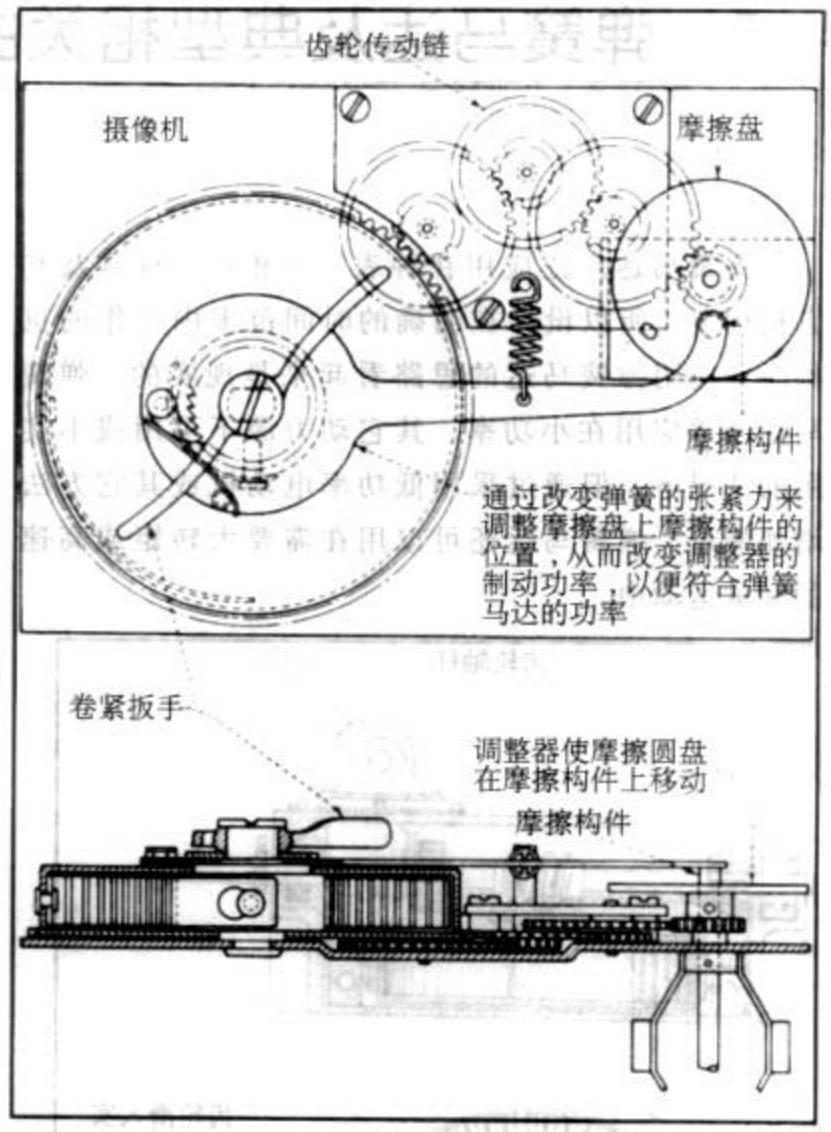


图 4.5-5

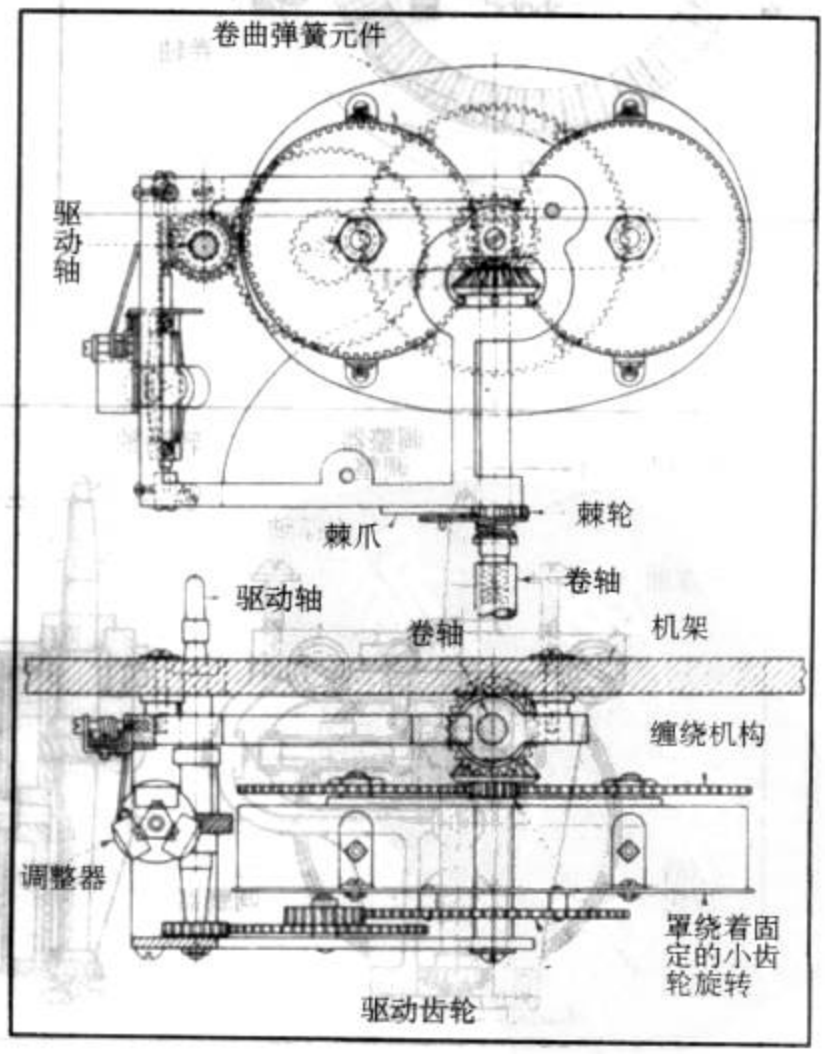


图 4.5-6

4.6 挠性件精确地支承转动机构和仪器

通常使用各种滚动轴承来避免使用的挠性件，但挠性件已经取得了进步——在航空和工业中经常需要获得上下摆动，挠曲件在这方面的应用优势，有时使人们忽略了它们不能像轴承那样提供完全转动的事实。

挠性件通常被也称为挠性支承，介于滚动轴承（例如，球轴承或滚柱轴承）和滑动轴承（包括衬套和静压轴承）之间。与滚动轴承和滑动轴承不同，挠性件简单地横向支撑零件，并且可以扭曲以允许必要的移动。

因为许多机构都必须有往复运动或摆动的零部件，所以挠性件作为现有的、较精密的零件正越来越多地被采用。

航天挠性件。挠性件在航天中的应用已超过了普通轴承，因为它们不磨损，润滑简单，维修方便，间隙小。

一个不高于 50.8mm(2in)的航天挠性件在阿波罗实施计划(AAP)中担任了关键的任务，在这个计划中阿波罗航天飞机及硬件被用于科学研究。挠性件的任务是使一个 2270kg 的天文望远镜以从来没有过的精度指向太阳，以便观测太阳的活动现象。

挠性件的支点选择在可产生弯曲现象的薄连杆上，所以它们相当于同时在执行弹簧和轴承的工作。

然而，与传统的轴承不同，它没有摩擦表面，不负载或承受小负载时挠曲支承相当于伸展或寻中的弹簧；加上一定负载时便成为一个压缩弹簧。

它的两重性的优势在航天中获得发挥。阿波罗天文望远镜在太空中总是保持在它的中心位置，虽然在地面测试中它偏离它的中心位置。Lockhead 利用了挠性件这种现象的特色进行了设计：在地面实验中给望远镜加一配重，由此，Lockheed 近似地模拟出太空中的动力状态。

挠性件的潜在应用。Lockheed 还使挠性件应用于其它一些环境，例如挠性件被用做潜水艇的万向架。还有，操纵一个安全快门来保护卫星中灵敏的传感器。

意识到挠性件的潜力，本迪克斯公司（美国纽约）研制了一种改进的轴承支承，即众所周知的“扭曲轴承”。它被设计成绕一个轴向可以弯曲，而沿横轴方向却是刚性的。挠性件同样有平弹簧和类似矩形的交叉弹簧，但是它们被设计成容易被安装和组装到一个设计（见图 4.6-1）中的一个简单组件。挠性件的结构紧凑使它适合代替普通轴承在许多摆动机构中的应用（见图 4.6-2 ~ 图 4.6-8）。

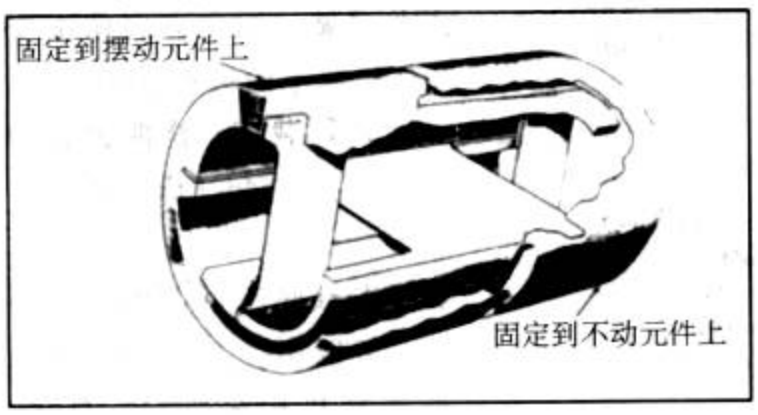


图 4.6-1　摩擦较小的挠性件，它类似一个轴承，由平的、空间交叉的弹簧组成。这些弹簧在设计的结构中支承旋转的套筒。

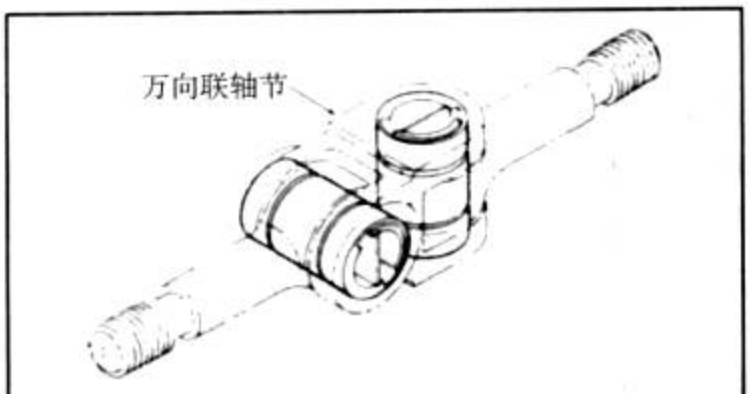


图 4.6-2　万向联轴节有挠性件，所以不需要润滑。借助集成腔体它还可在两个方向进行转动。

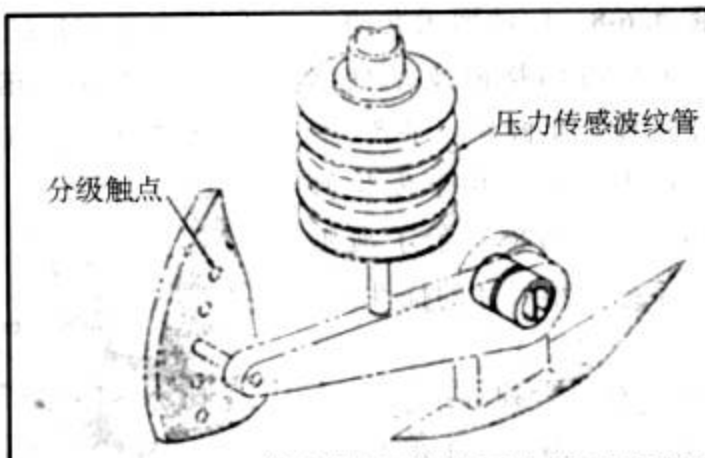


图 4.6-3　带有挠性件的压力传感器能摆动 30°，将波纹管的膨胀和收缩运动转换成电信号。

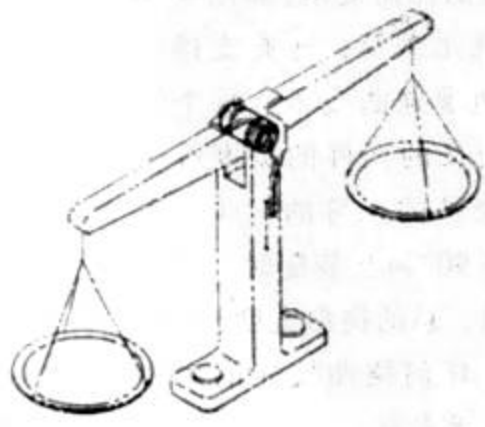


图 4.6-4　天平用挠性件代替天平中的锋刃，因锋刃易受污垢、灰尘、甚至自身润滑影响。

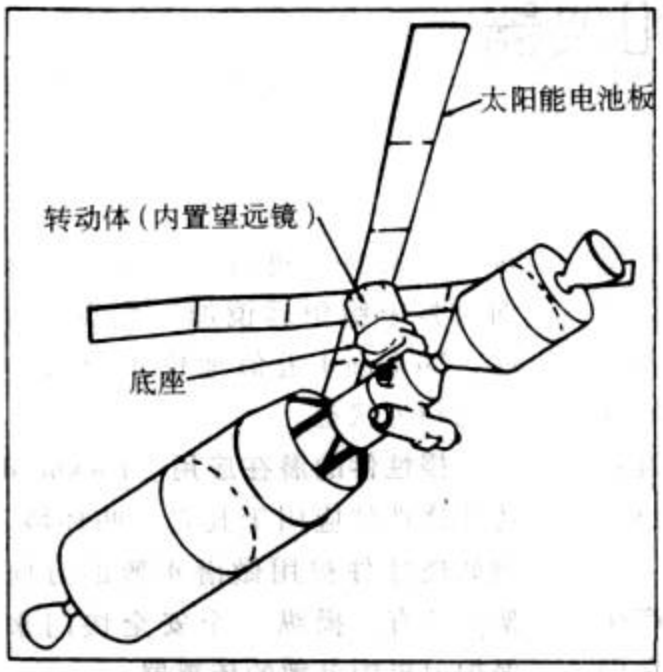


图 4.6-5

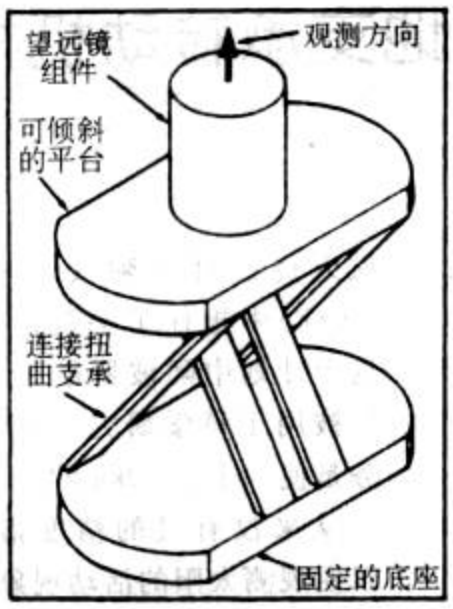


图 4.6-6

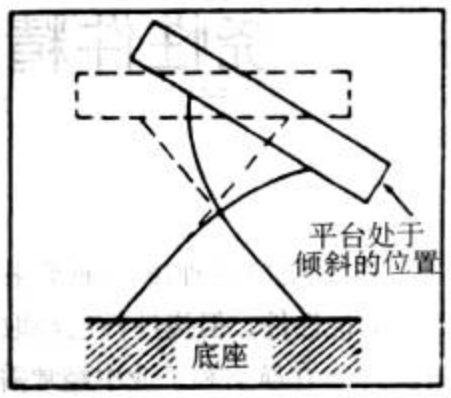


图 4.6-7

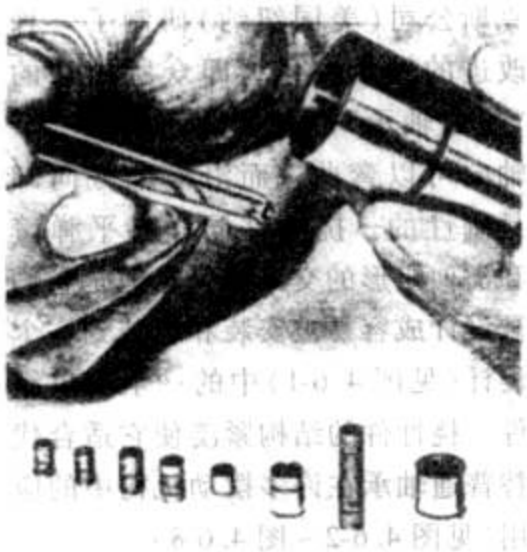


图 4.6-8 阿波罗天文望远镜（图 4.6-5）用挠曲支承使 X 射线望远镜产生倾斜。平台（图 4.6-7）在力矩的作用下发生倾斜。照片图 4.6-8 展示了典型的、一系列大小尺寸的挠性件。

挠性组件由三部分组成：挠曲支承、中心套或内套、外套或底座。允许的挠度为7½°、15°或30°。

悬臂式的挠曲支承（如图 4.6-6）能承受悬吊载荷，还有支撑中心载荷的两端挠曲支承。每个外挠曲轴相交叉的元件的宽度等于内挠曲相交叉的元件的一半，以便当二者呈 90°相互装配时，每一个平面上的、总的挠曲宽度相同。

要点：任何挠曲旋转的中心都是挠曲支承本身。

应用挠曲支承的一个关键因素就是扭曲弹簧的装配系数。换句话说，就是抵抗每个挠曲角度、恢复变形的转矩，这个系数可用下式计算：

$$K = C \cdot \frac{NEbt^3}{12L}$$

其中，K 为弹性系数（m · kg/(°)）；N 为宽度为 b 的挠曲支承个数；E 为弹性模量（kg/m²）；b 为挠曲支承的宽度（m）；t 为挠曲支承的厚度（m）；L 为挠曲支承的长度（m）；C 为由公差和挠曲支承的形状获得的修正系数。

下面介绍的机构将平弹簧用做无摩擦支点。

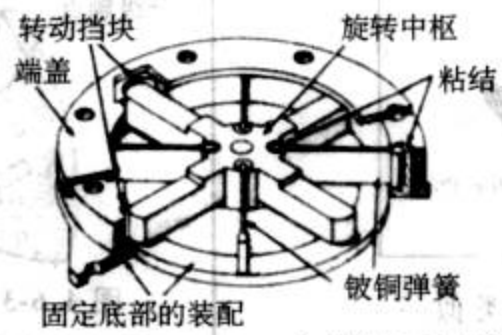


图 4.6-9 安装的平弹簧

可以提供无起动摩擦的准确、平滑的旋转运动。

一个柔性底座由一系列呈辐射状聚集在轮毂周围的垂直平弹簧支撑。它可以在没有任何摩擦的情况下小角度转动。这个由 Ball Bros. 研究公司的 C. O. Highmany 研制的装置在转动时也是无平衡阻碍的（在转动前它将准确地返回原位）。另外，它的转动是平稳的并且与转矩成线性比。

做为真正意义上的无需润滑的支点轴承，支点底座被研制的目的是为了提高天文望远镜、雷达天线和激光扫描系统的定点精度。此外，它还有另外一些令人感兴趣的潜在应用。例如，当支点底座用不同热膨胀系数的弹簧支承时，对弹簧的一段进行加热，将产生一个独立的外部驱动的角转动。

挠曲弹簧。钢支点底座由安装在外部机架上的铍铜弹簧支承。**挡块限制转矩载荷。**挠曲弹簧的弹性系数约为 0.554m · kg/rad（4ft · lb/rad）。

柔性支点底座可以做成很小的尺寸，可以用一个直流电动机或机械连杆机构来驱动。总之，它应用于任何无振动、需要很小转动运动的应用场合。

4.7 张紧带和丝杠提供精确的旋转运动

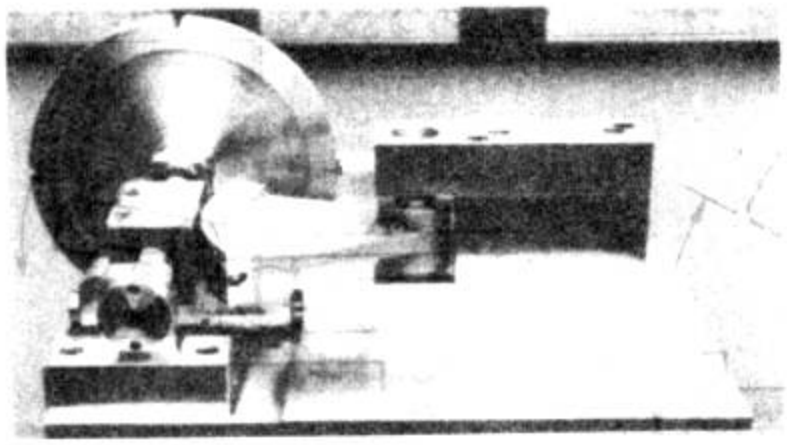


图 4.7-1 柔性带代替一对蜗轮蜗杆，用在精确、重复旋转的星型追踪机构中。安装在平台上的追踪装置通过传到丝杠的输入运动来驱动。

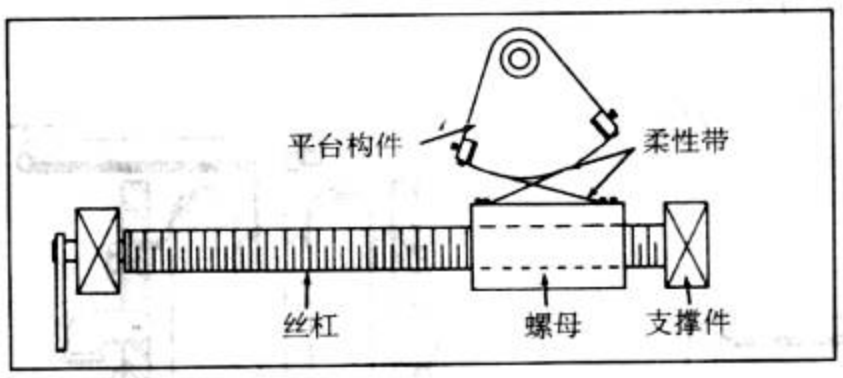


图 4.7-2

一对反向、张紧的柔性带与丝杠配合能为一个平台的旋转运动转变为另一个平台的旋转运动提供相当精确的技术保证。通常情况下，这种运动应该由蜗轮蜗杆机构来完成。然而，美国加利福尼亚州喷气发动机实验室的 Kenneth G. Johnson 为美国航空航天局(NASA)研制的这项技术为行星追踪装置(如图 4.7-1、图 4.7-2)提供每弧度两秒钟的可重复准确定位。

交叉带机构。在这个机构中，一个精密抛光的丝杠和相配合的螺母产生线性平移运动。然后，这个运动被转化为中枢平台的转动。这个转换运动是通过一对交叉的柔性磷铜金属带使连接螺母和平台构件配合来实现的。

精密的丝杠在两端由支撑件支承。

通过张紧带使丝杠旋转来移动螺母，平台构件将不丢步或无间隙地绕其支点被拖动。由于螺母与丝杠精密配合，并且被精密磨削的丝杠只有很小的引导误差，所以由丝杠的旋转产生的一定的线性转换将导致平台构件产生相对应的角度转动。

在扇形部分径向圆周上的点由下列关系式决定：$S = R\Theta$，这表明转动直接与所测量的圆周的距离成比例。因为丝杠已被精确的磨削和研磨，所以在丝杠上移动的螺母直接与输入运动有关联。同时，丝杠旋转 360°将使螺母移动一个导程的距离。这个转换将使扇形平台的转角等于 S/R。

假设 R 固定不变，则机构操作范围内的任何一点上上述关系都成立。维持上述关系的另外两个条件是：(1)活动螺母被限制转动；(2)扇形平台和螺母间无间隙。

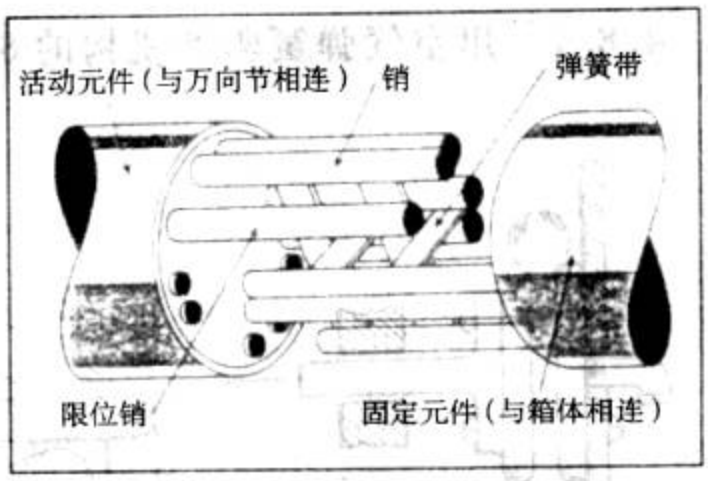


图 4.7-3 挠曲支承用在精密仪器中，具有很高的机械稳定性。

下面介绍扭曲的支撑机构。

英国 Smiths 工业公司研制了一种多销扭曲支撑机构。该机构在本身所固有的交叉弹簧支撑的优点基础上又获得很高的径向和轴向刚度。

这种支撑机构无须润滑即可提供既没有滑动也没有滚动的径向和轴向支承。这个设计既具有高的径向和轴向刚度又具有小的且可控制的角刚度。需要考虑的是如何解决以精确和可控制的方式安装这种支撑机构时所面对的实际问题。

这个高精度的支撑机构助你实现稳定的工作而不受残余机械应力的影响。整个组件都应采用马氏体钢以防止由于材料的不匹配而带来不同的伸长。扭曲支撑板也不受焊接的影响，以防止支撑温度发生变化时不同金属间产生相对运动。

支撑机构相对开放的结构使它不易受脱落的颗粒堵塞的影响。再有，支撑销的简单几何结构和扭曲板能够保证板的固定点有极高的精度。精密磨削的组合底座法兰简化了装配。

据它的设计者说，这个装置的优点有：摩擦小，静摩擦力小，可忽略不计的平衡阻力特性。这个支承是耐辐射的，并且可用在高真空状态或是在灰尘和污染物较多的环境。

4.8 空气弹簧机构

4.8.1 用空气弹簧驱动机构的8种方式

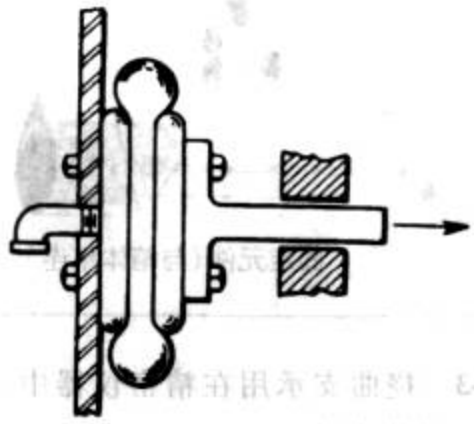


图 4.8-1 线性动力连杆机构：用一个或两个褶合的空气弹簧来驱动导杆。这个导杆通过重力、反向力、金属弹簧或者有时靠空气弹簧的内部刚性返回到初始位置。

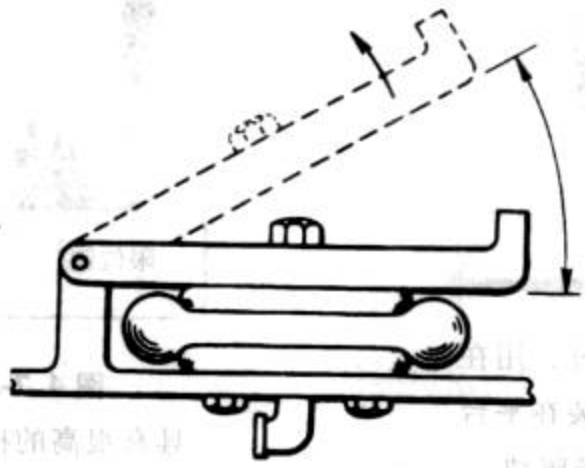


图 4.8-2 旋转动力连杆机构：旋转圆盘可由一个或两个褶合的空气弹簧驱动，实现30°角的旋转。角度大小的限制取决于弹簧可实现多大的偏转。

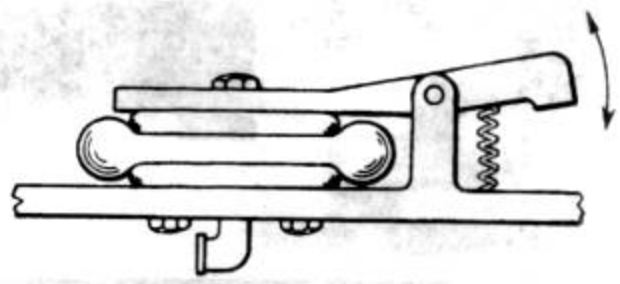


图 4.8-3 夹钳：夹头通常由金属弹簧撑开。开动空气弹簧使夹钳合紧。夹钳的夹头张开的角度可以达到30°。

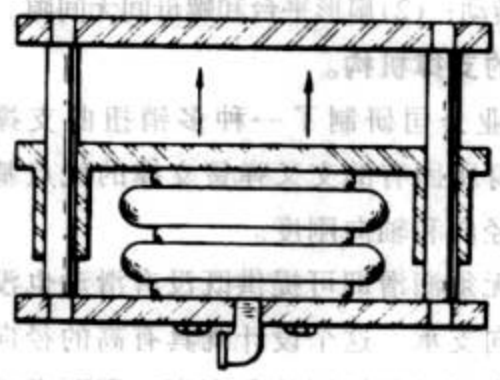


图 4.8-4 直接作用的压力机：将一个，两个或三个褶合的空气弹簧单独安装或装成一组。它们成组使用时会自动稳定。重力使平台返回它的初始位置。

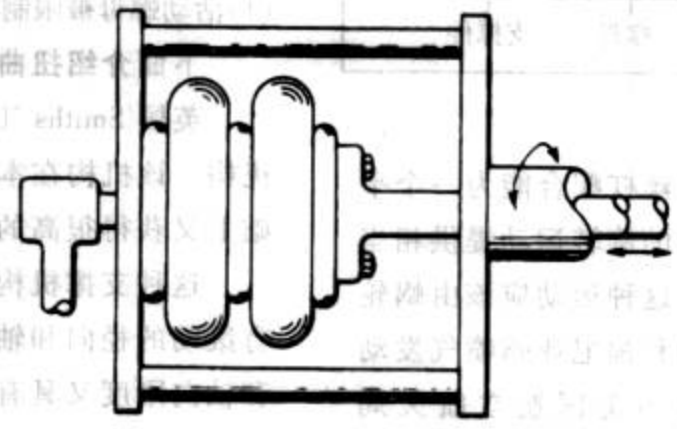


图 4.8-5 旋转轴驱动器：当轴旋转时，驱动器使轴沿纵向移动。可以采用一个、两个或三个褶合的空气弹簧。在旋转轴与空气弹簧间需要一个标准的接头。

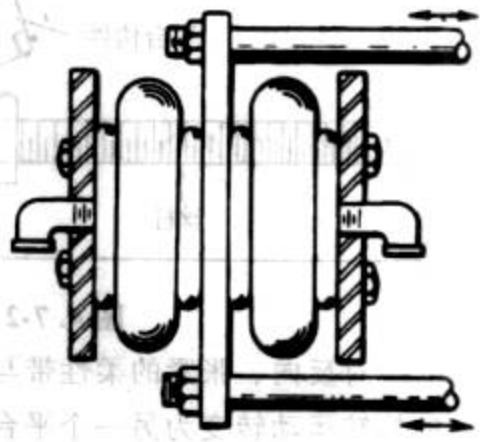


图 4.8-6 往复线性动力的连杆机构：它与一个、两个或三个背靠背安装的褶合的空气弹簧一起作往复运动。采用两个或三个褶合的空气弹簧时，他们的动力杆需要导向。

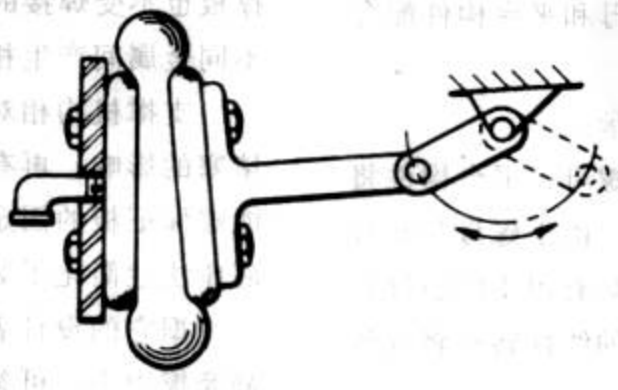


图 4.8-7 摆动机构：它通过曲轴145°的摆动使从动杆转动。由于连杆销的圆弧轨迹，它允许有一个小于30°的倾角。用金属弹簧或反向力使连杆回位。

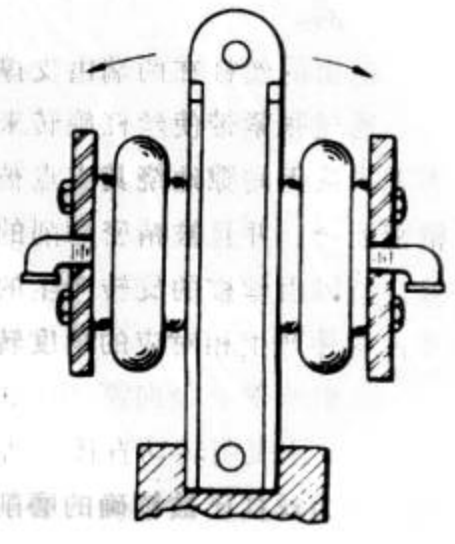


图 4.8-8 往复转动机构由两个褶合的空气弹簧组成。能摆动达30度。可以将一个大的空气弹簧与一个小弹簧或一个加长的杠杆配对使用。

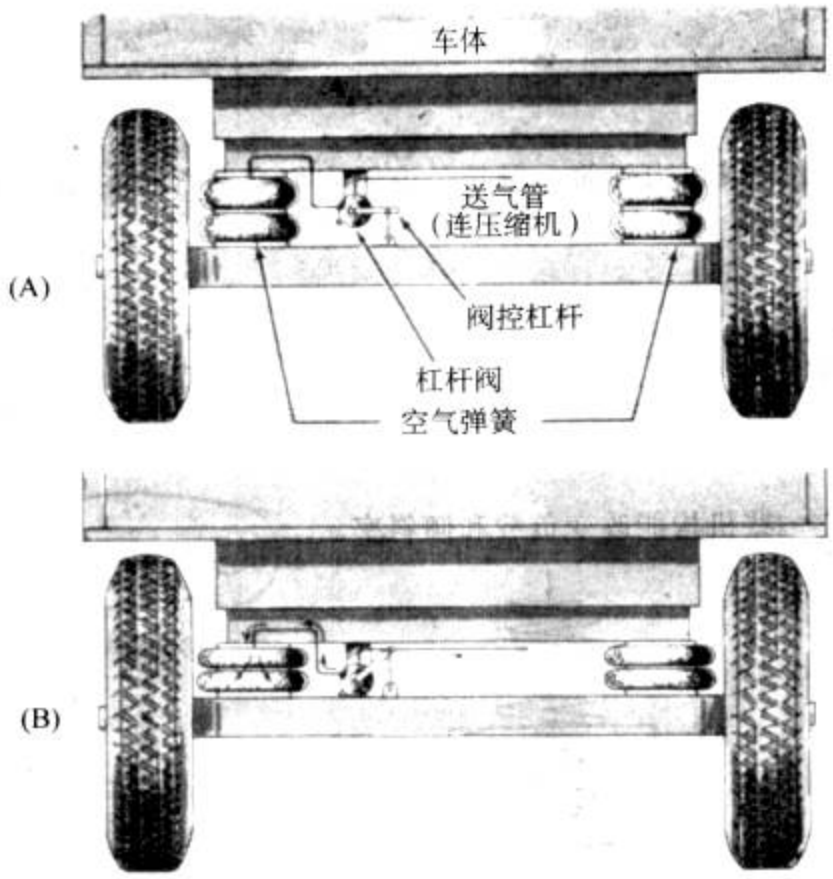


图 4.8-9　车辆上的空气减震机构：正常静态条件下，空气弹簧处于需要的高度时，高度控制阀被关闭(A)。当车辆加上负载后，阀门打开使空气进入弹簧，使空气弹簧恢复到原有高度，但压力较大(B)。当去除车上的负载时，阀门排放空气降低气压，空气弹簧恢复到设计高度(C)。

4.8.2 空气弹簧的常见类型

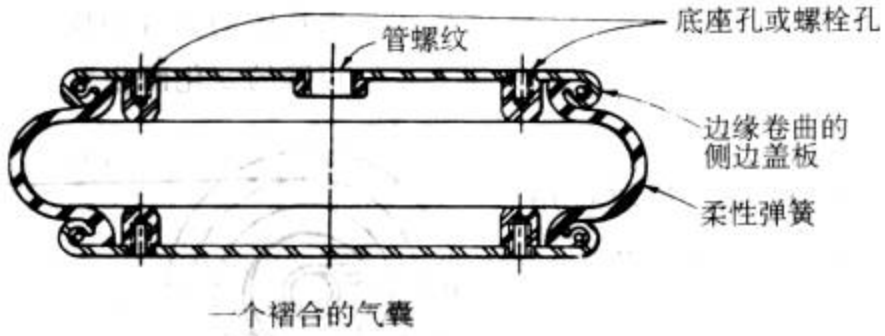


图 4.8-10

空气是一种理想的负载介质。它弹性大，并容易改变弹簧的弹性系数，不产生永久变形。

空气弹簧是利用压缩空气作为弹簧元件的弹性装置。在变载荷下，空气弹簧也能保持柔软的乘坐和固定的车辆高度。在工业应用中，它们可以用来控制振动(隔离或放大振动)和驱动连杆机构以便提供转动或直线运动。下面将根据图来阐述三种类型的空气弹簧(气囊、滚动套筒和滚动隔板)。

1. 气囊型

一个单独的褶合空气弹簧从侧面看像一个轮胎。它虽然行程有限，但是弹性系数比较高。对于大多数尺寸的弹簧，不需附加装置，它的自然频率就可以达到 2.5Hz(150 周/min)，对于尺寸最小的来说，频率高达 4Hz(240 周/min)。其横向刚性很高(大约是垂直方向的一半)。因此，弹簧在用于工业振动的隔离时，其横向十分稳定。它可以通过手动操作充满或通过连接压力调节器填充空气，使其膨胀到固定的高度。当需要短的轴向长度时，这类弹簧还可以驱动连杆机构，但它很少被用在机动车辆的悬架系统中。

2. 滚动套筒式弹簧

这个弹簧有时被称做可逆套筒或滚动凸起型弹簧。它的运动类似望远镜——在空气弹簧底部的凸起部分沿活塞向上卷起，向下释放。这类弹簧

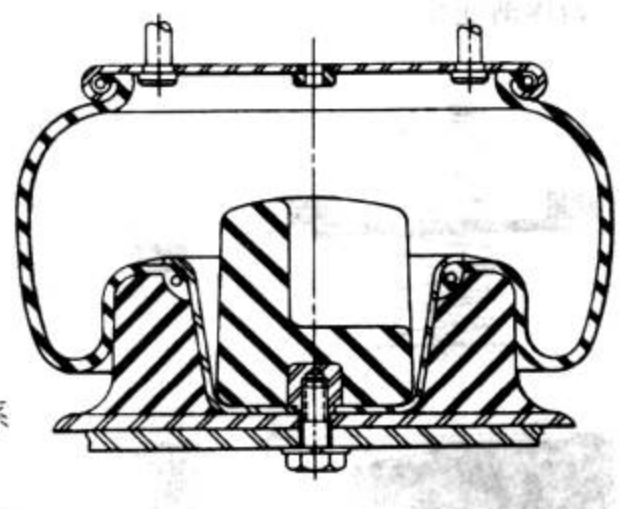


图 4.8-11　滚动套筒式弹簧。

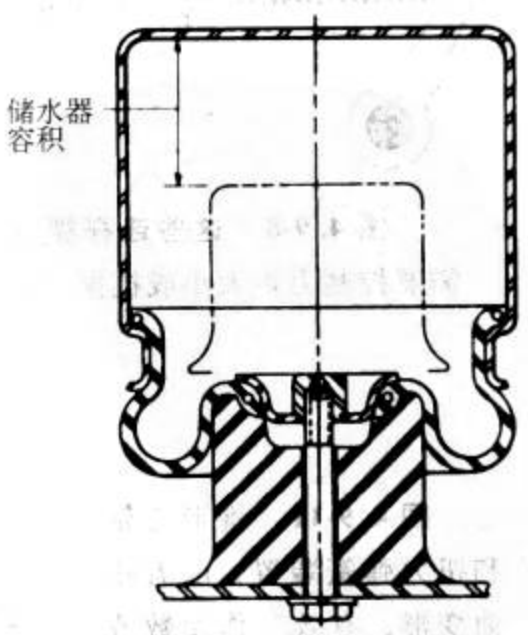


图 4.8-12　滚动膜板式弹簧。

最初被用在车辆的减震机构中，因为它们的横向刚度几乎为零。

3. 滚动隔板式弹簧

这些弹簧横向稳定性高，可以用做振动隔离器，驱动器或恒力弹簧。但是，由于它们弯曲部分的消极作用，压力调节器通常不能维持其压力的稳定。

4.9 靠弹簧获得变化率的机构

在弹簧伸展或收缩时，挡块、凸轮、连杆机构和其它一些机构能改变负载和倾斜率。

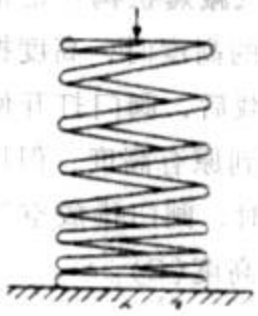


图 4.9-1 变螺距弹簧，有效的线圈数随偏转而变化——从线圈底部开始逐渐变化。

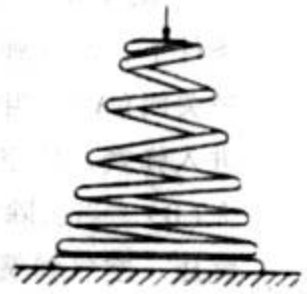


图 4.9-2 弹簧外径和螺距渐变，二者结合产生相似的效果，只是这种渐变外径弹簧有较小的实心高度。

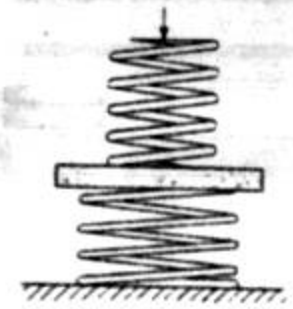


图 4.9-3 双体弹簧，一个弹簧在另一个弹簧之前已完全收缩。



图 4.9-4 凸轮弹簧机构，使力矩关系在转动过程中随力矩臂的变化而改变。

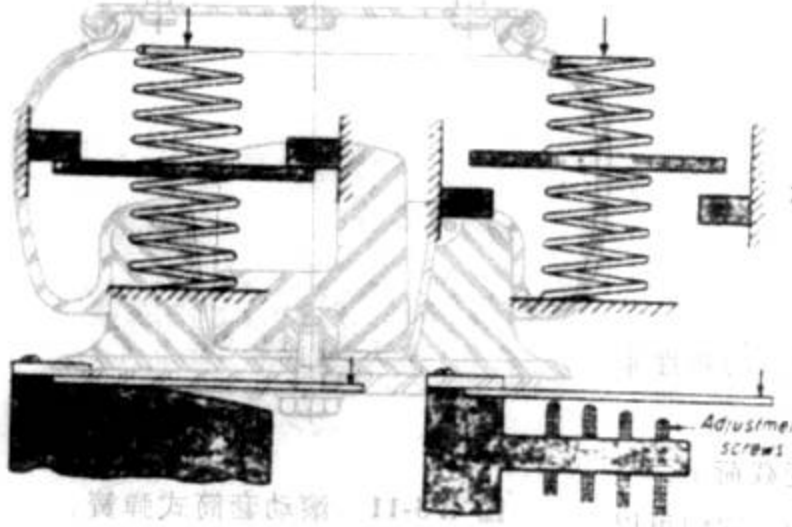


图 4.9-5 挡块可用在压缩或伸展弹簧中。

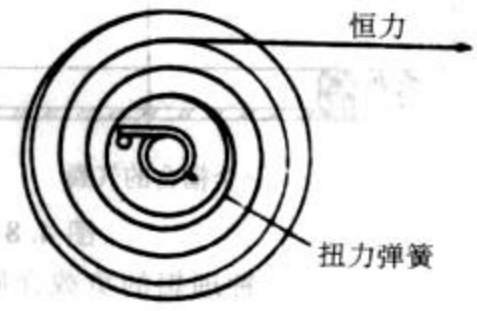


图 4.9-6 扭力弹簧与变半径滑轮结合产生一个恒力。

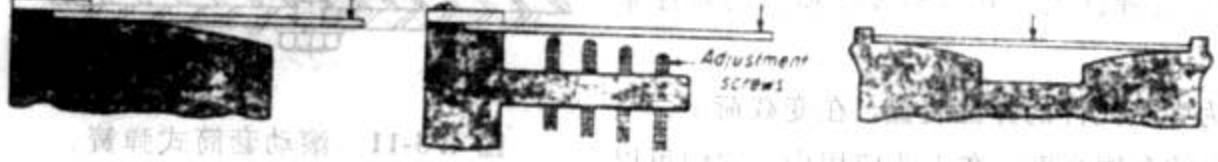


图 4.9-7 片弹簧的合理安装可以使它们的有效长度随挠度而变化。

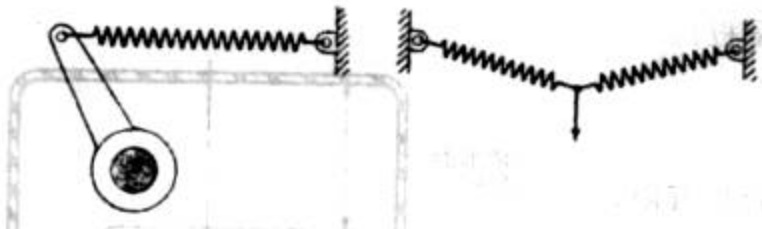


图 4.9-8 这些连杆类型装置被应用在需要控制力矩大小或抗振动的减振机构中。

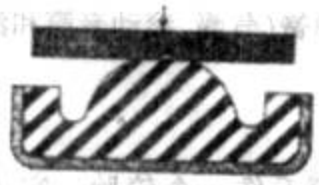


图 4.9-9 成形橡胶弹簧的特性随它形状的变化而变化。

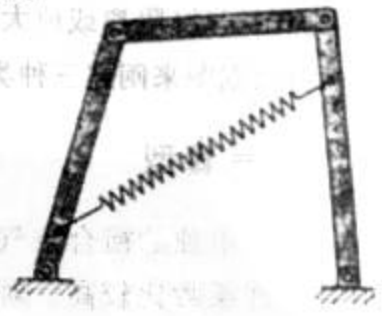


图 4.9-10 用弹簧连接的四杆机构具有负载和偏角范围大的特性。

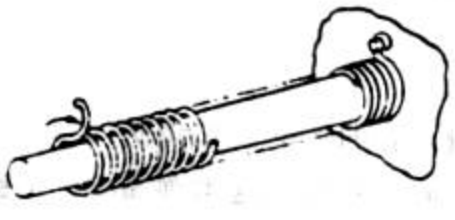


图 4.9-11 锥形心轴和扭力弹簧装置，随着扭曲变形，有效工作圈数或弹簧圈数将减少。

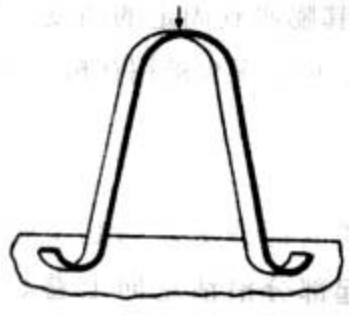


图 4.9-12 拱形簧片弹簧作成图示形状能近似提供恒力。

4.10 碟形弹簧

碟形弹簧是一种具有不同高度(h)和厚度(t)比的低矮轮廓的锥度环，如图 4.10-1 所示。图 4.10-2 所示为它们的四种组合方法。

碟形弹簧具有各种广泛的应用：

弹簧的高度、厚度比(h/t)约为 0.4 时——具有近似线性弹性系数和小变形的高抗载荷能力。

弹簧的高度、厚度比在 0.8 和 1.0 之间时——作为紧固件和支承件及在成组使用时，几乎能达到线性弹性系数。

弹簧的高度、厚度比在 1.6 左右时——从 60% 的变形开始达到一个固定弹性系数(与完全压缩平面的位置有关)，并逐步达到平面位置，如果需要，可反向变形达 140%。在多数应用中，水平位置是运动的极限位置，如果变形超过水平位置，那么接触件必须允许做自由运动。

具有固定弹性系数的碟形弹簧可以应用在车床尾部部件的活动心轴上。由于尾部部件受热膨胀，碟形弹簧能吸收部件长度的变化而不增加任何负载，所以车床能正常工作。

对于弹簧的高度、厚度比超过 2.5 的——弹簧是刚性的，如果稳态点(曲线的最高点)被超过，弹性系数为负使抵抗力迅速下降。如果允许，碟形弹簧将迅速通过它的平面位置。换句话说，它将使自己内外颠倒。

成组工作。并行排列安装的成组碟形垫圈已经成功应用在各种情况下。

图 4.10-3 是手枪或步枪的减振器机构，用来吸收反复高能的冲击载荷。预加载荷螺母使碟形垫圈变形到它们所要抵抗的硬度。成组的碟形垫圈由中心轴导向，外部导向靠圆柱、导向环或是这些部件的组合来完成。

柴油发动机的绕紧起动器(图 4.10-4 所示)代替了大功率的电动机或辅助气体发动机。为了使发动机起动，能量通过手动方式被储存在一组依靠手柄压缩的碟形弹簧里。能量释放时，伸展的碟形弹簧组使一个与飞轮齿轮相啮合的小齿轮旋转，起动发动机。

图 4.10-5 所示的是应用在离合器中的碟形载荷弹簧。

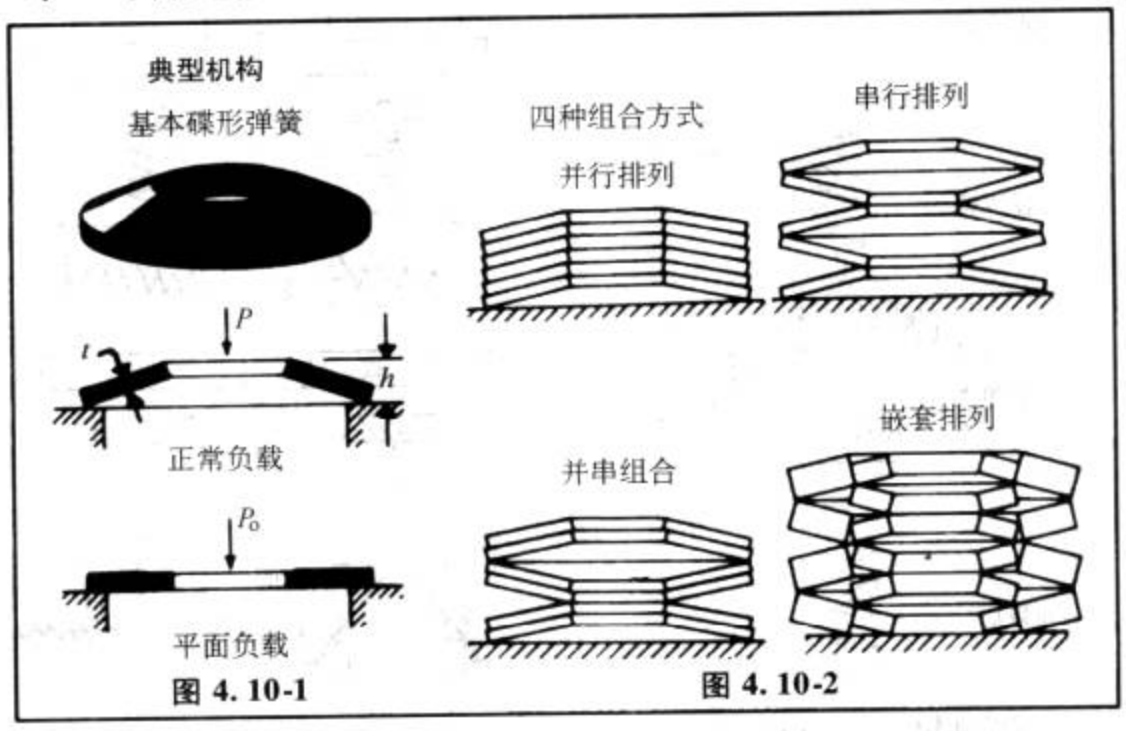


图 4.10-1　　图 4.10-2

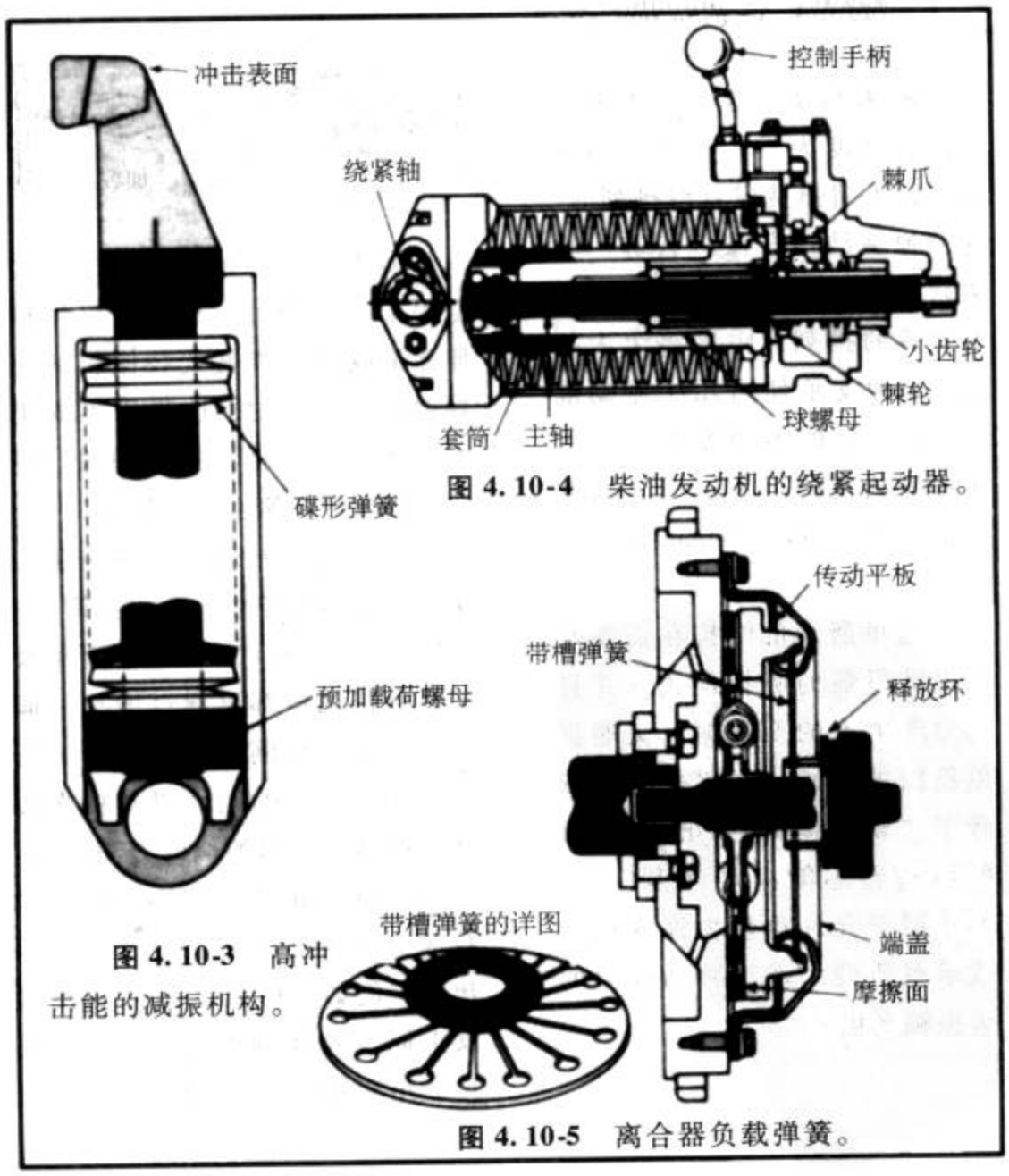


图 4.10-3　高冲击能的减振机构。

图 4.10-4　柴油发动机的绕紧起动器。

图 4.10-5　离合器负载弹簧。

4.11 振动控制中的弹簧连杆机构

振动机械与其周边的结构之间需要减振器么？这些隔离振动的装置就像一个强悍的斗士，吸收轻微冲击并在强烈冲击力的作用下保持稳固。

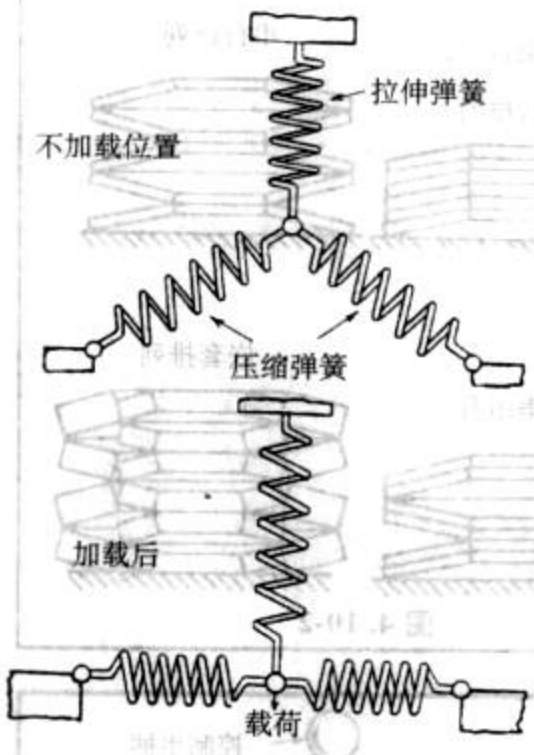
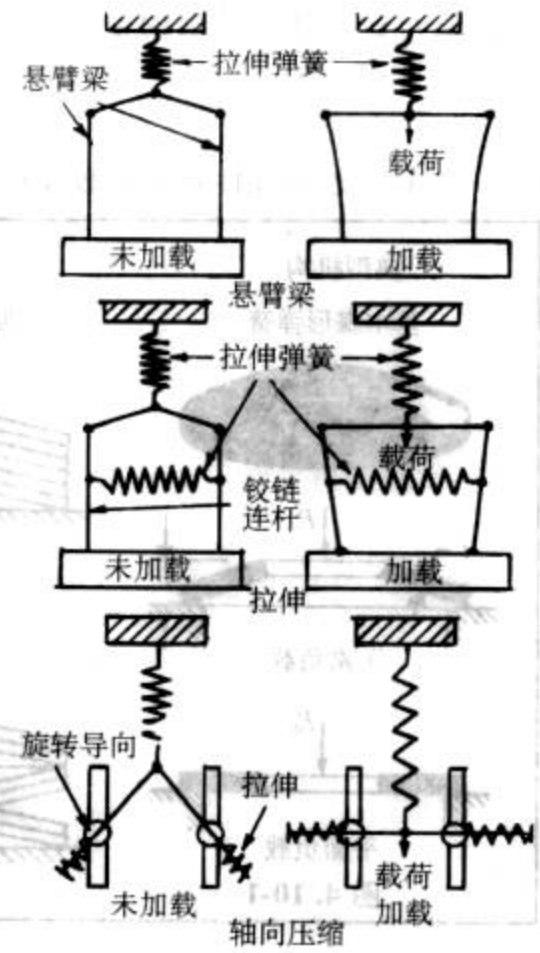


图 4.11-1 这个基本弹簧结构的刚度为零。在图示的载荷位置压缩弹簧成直线排列时，这个弹簧结构会像“云雾一样柔软”。但是如果改变重量或压缩弹簧的排列，刚度将大大提高。这种支承使适用于振动隔离，因为它的零刚度提供了大于振幅的范围或移动量，通常振幅范围为 1in(2.54cm)的百分之一。

这里所示的结构在需要时能提供很强的吸振能力，并且当力产生大的变化时，又能提供稳固的支承。与之相反，依赖于“软”弹簧(如正弦弹簧)的隔离器不能满足许多应用，而适用于允许重量少许变化的支承载荷的大范围移动或力的大振幅变化。



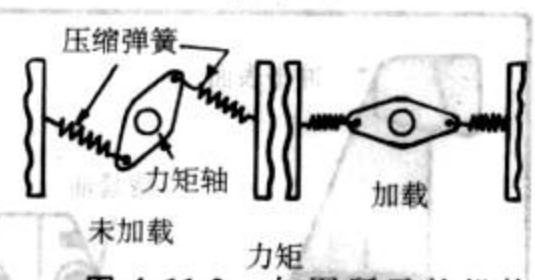


图 4.11-2 如图所示的机构适用于基本设计。这里也可用拉伸弹簧或悬伸弹簧代替倾斜的螺旋弹簧。类似的，也可用不同类型的弹簧代替轴向拉伸弹簧。零扭转刚度的弹簧也可以使用。

振动隔离原理的几种应用表明了设计的多样性。卷曲弹簧(图 4.11-4 所示)和汽车上的悬臂梁及扭杆悬挂机构都可通过增加一倾斜弹簧来减小刚性。图 4.11-5 所示拖拉机座位的刚性以及依次传递的振动也可用类似的方法减小。机械拉伸测量仪(见图 4.11-6)对拉伸的微小变化都能敏感的表示出来。例如，称重天平能测出名义上同一物体的微小变化。非线性力矩测量仪(如图 4.11-7 所示)能精确显示预定精度的力矩变化。

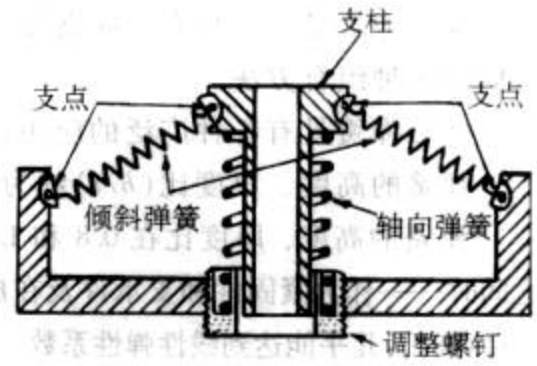


图 4.11-3 普通支承是以基本弹簧的结构为基础的，只是用一根轴向压缩弹簧代替了拉伸弹簧。绕着中心支柱布置的倾斜压缩弹簧与将要被隔离的元件相连。当加上载荷后，有必要调整使倾斜弹簧的倾斜角达到零度。特定的零刚度支撑可提供的载荷的范围由轴向弹簧的调整范围和物理限制来决定。

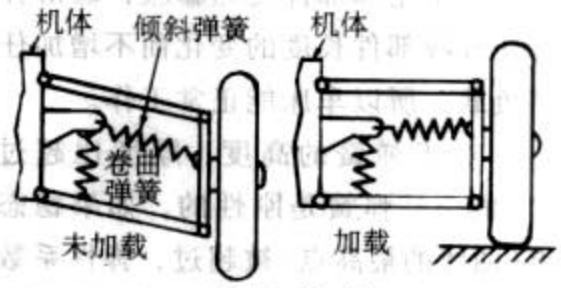


图 4.11-4



图 4.11-5

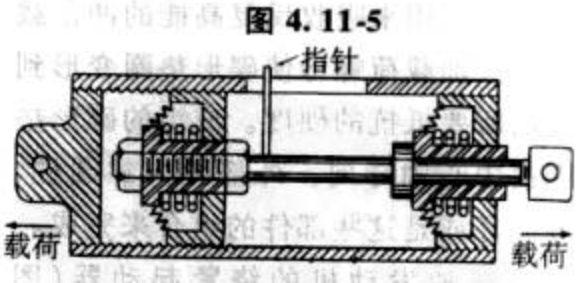


图 4.11-6

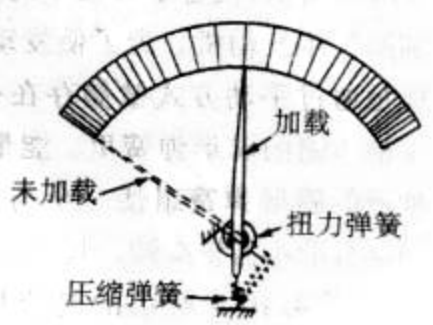


图 4.11-7

4.12 20 种螺纹装置

在机械设计工作中，需要调整、安装或锁紧时，有时只需要一个螺栓和一个螺母，加上使二者之一只转动而不作直线移动和另一个零件只作直线移动而不转动的方法来完成。

大部分的这些装置应用精密度要求较低，所以螺纹可以是螺旋线或螺纹条，螺母可以是在轴上的开口环或者有孔的圆盘。也可以从五金商店购买低价的标准螺钉和螺母。

4.12.1 一些基本螺纹装置

这里是一些使用螺纹可能产生的基本运动转换形式(图 4.12-1)：

- 把旋转运动转换成直线运动或者相反(A)。
- 把螺旋运动转换成直线运动或者相反(B)。
- 把旋转运动转换成螺旋运动或者相反(C)。

当然，这种螺纹可以与其它零件结合使用；例如，在图 4.12-2 中的四连杆机构，或者采用多头螺纹实现力或运动的放大。

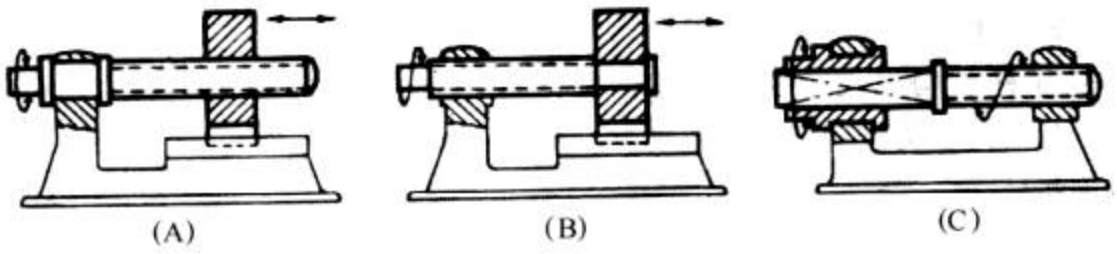


图 4.12-1 螺纹运动转换包括：从旋转运动转换为直线运动(A)，从螺旋运动转换为直线运动(B)，从旋转运动转换为螺旋运动(C)。如果螺纹没有自锁的话，这些转换都是可逆的(当螺纹的效率超过 50% 的时候，它是可逆的)。

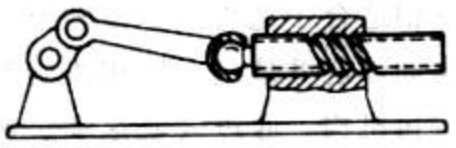


图 4.12-2 标准的四连杆机构用螺纹代替滑块。这样输出的是螺旋运动而不是直线运动。

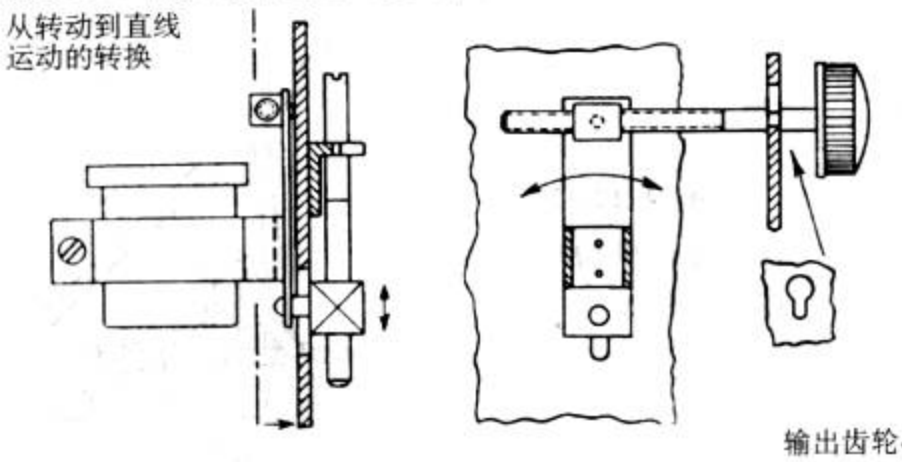


图 4.12-3 靠螺纹驱动的灯泡双向调整的机构可以使灯泡上下移动。旋钮(右图)调整灯泡作绕一支点的转动。

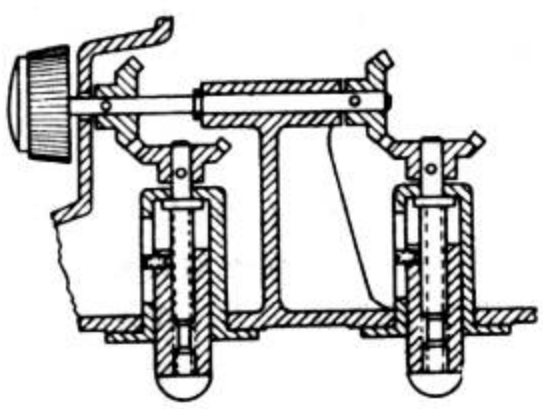


图 4.12-5 双螺纹的平行安装结构可以均匀地升高投影仪。

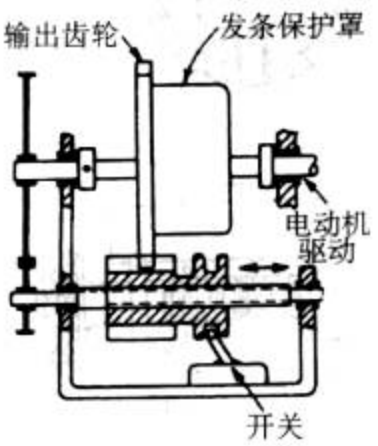


图 4.12-6 通过用螺栓和螺母来控制电动机的开关可以使自动发条一直处于拉紧状态。电动机驱动必须是自锁的，否则只要开关关闭，发条就会松开。

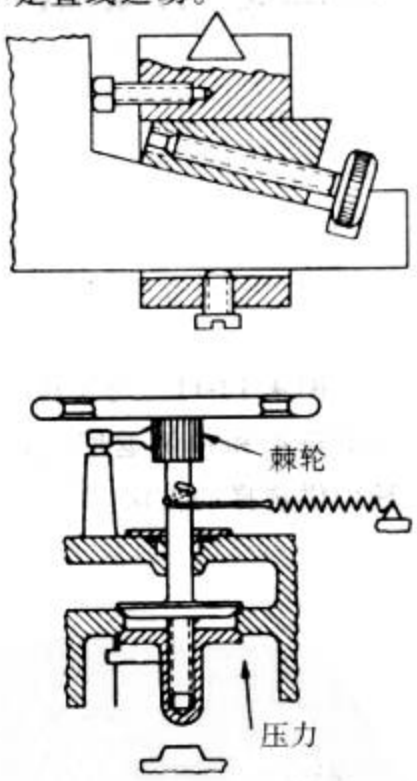


图 4.12-7 阀杆有两个反向移动的阀锥。当打开后，上阀锥首先向上移动，直到它接触挡块。阀轮的进一步旋转迫使下阀锥离开它的位置。与此同时弹簧被卷紧。当棘轮松开时，这个弹簧拉着两个阀锥返回到它们原来的位置上。

4.12.2 从直线运动转换为旋转运动

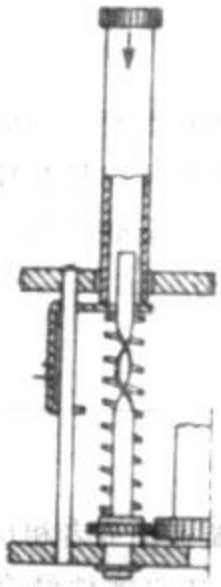


图 4.12-8 金属条或方形杆能够被缠绕做成一个长的导向螺纹。它很适合于把直线运动转换为旋转运动。这里是一个照相机卷胶片的按钮机构。通过改变这个金属条的缠绕可以很容易地改变转的圈数或者输出齿轮的停顿次数。

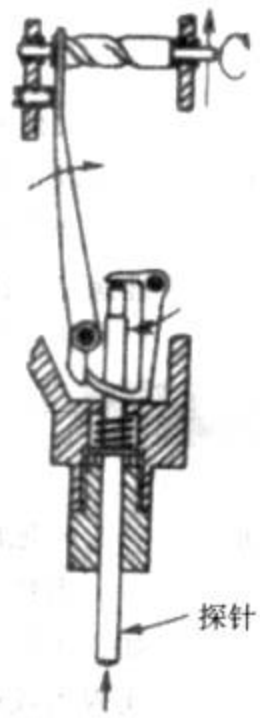


图 4.12-9 探针量规通过一个双连杆机构放大了探针的运动，然后转换为旋转运动来移动刻度指针。

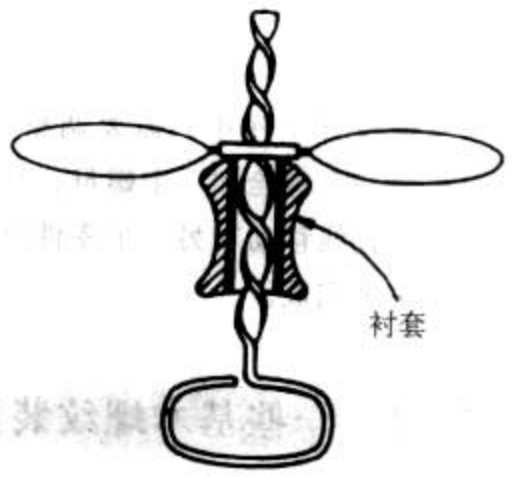


图 4.12-10 通过推动带螺纹的衬套向上并脱离螺纹，这是我们所熟悉的飞行螺旋桨玩具的工作原理。

4.12.3 自锁机构





图 4.12-11 对于望远镜瞄准器的驱动和弹簧返回的调整有两种可供选择的方法。

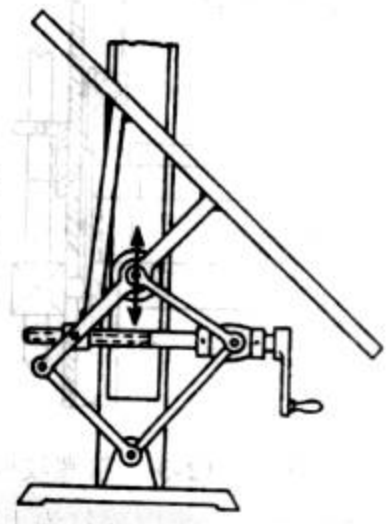
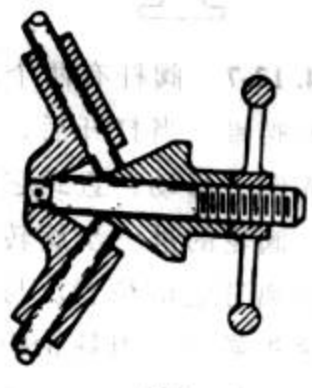
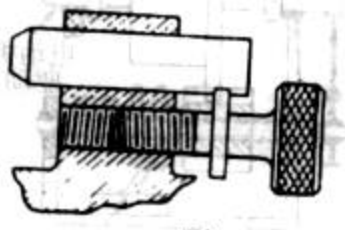


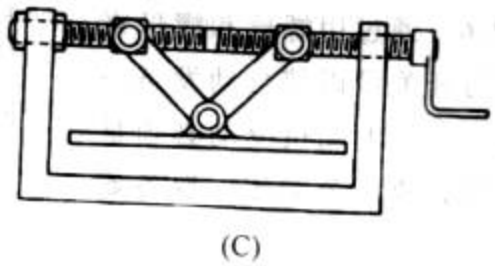
图 4.12-12 对于复杂的连杆机构这种螺钉和螺母能形成自锁驱动。



(A)



(B)



(C)

图 4.12-13 力的转换。在图(A)中螺纹手柄推动锥形衬套，从而推动其外表面上的两个杆形成平衡压力。在图(B)中螺栓是为了保持和驱动定位销以便进行锁紧。图(C)中左右两个轴提供压力。

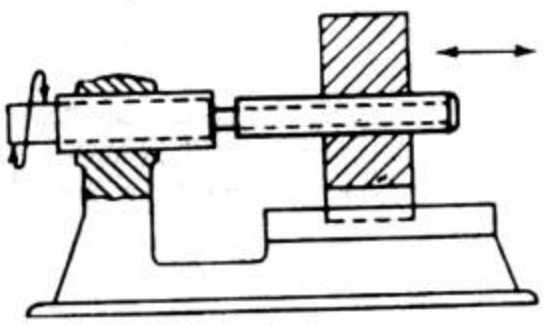


图 4.12-14 当作为差动器使用时，双螺纹螺栓可以用相对低的价格对精密设备进行很好的调整。

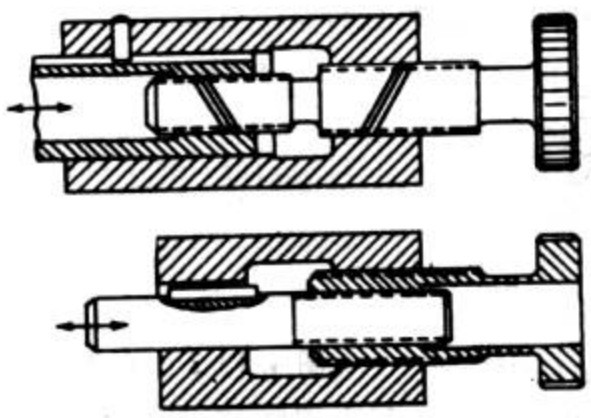


图 4.12-15 差动螺纹机构可以有多种形式。图示两种结构形式：在上面的图中，两个反向螺纹在一个轴上，而在下面的图中，同向螺纹在两个不同的轴上。

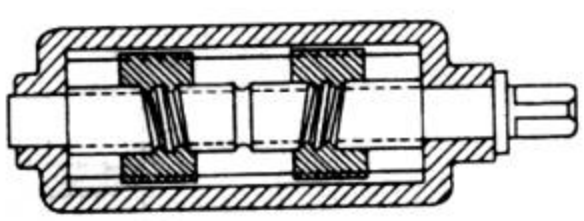


图 4.12-16 两个反向螺纹螺栓可以使两个移动的螺母产生高速的对中夹紧。

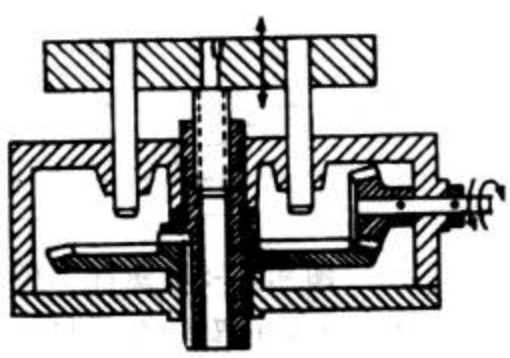


图 4.12-17 输入斜齿轮的转动可以使测量工作台缓慢地上升。在精密螺纹系列中，如果两个螺纹分别是 $1\frac{1}{2}$ 到 12 和从 $\frac{3}{4}$ 到 16，那么输入齿轮每旋转一圈，这个测量工作台将上升大约 0.004in(0.01016cm)。

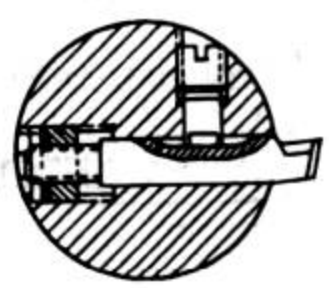


图 4.12-18 通过调整差动螺纹可以调整钻杆里的车刀。一对特制的销钉扭转中间的螺母，从而在使螺母向前的同时拉紧带螺纹的车刀。然后车刀靠固定螺钉夹紧。

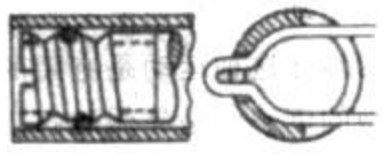


图 4.12-20 在这种简单的管螺纹装置中，金属线叉子就是螺母。

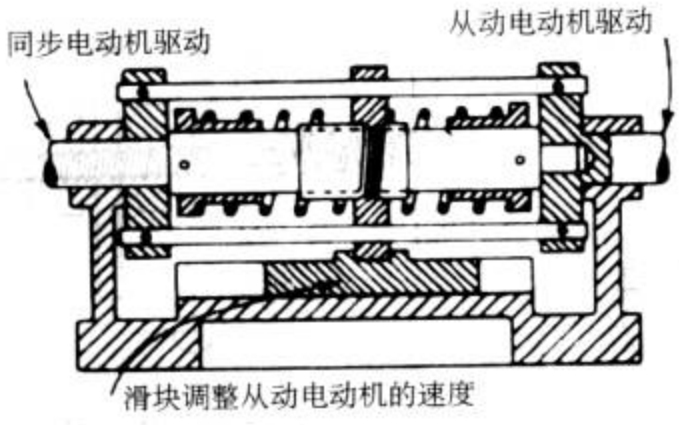


图 4.12-19 两个电动机与两个差动螺纹轴连接，一个是小型同步电动机，另一个将变为变速电动机。当可移动螺母和滑块运动时，两个电动机回转圈数的不同将出现，从而提供电调速补偿。

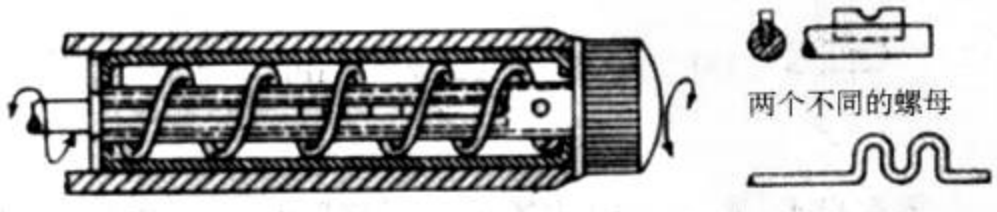


图 4.12-21 机械光锥包括一个作为螺钉的弹簧和一个作为螺母的开口环或者金属弯线。

4.13 应用螺纹机构的10种方式

螺纹机构的三种基本组成部分是：驱动零件(按钮,轮盘,手柄)，螺纹装置(配套的螺栓和螺母)和滑动装置(配套的导杆和导轨)。

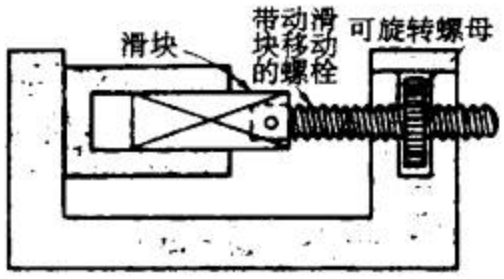


图 4.13-1 螺母能够旋转但不能纵向移动。典型的应用有：螺旋千斤顶，沉重的垂直升降门，泄洪闸门，歌剧院灯光调焦器，游标卡尺和活动扳手。

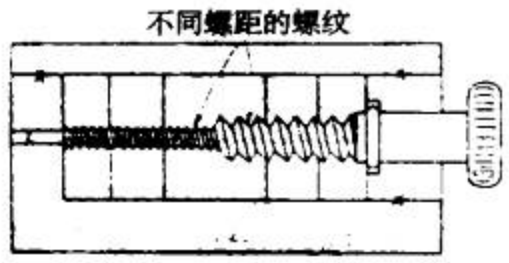


图 4.13-2 通过使用不同螺距的螺纹可以得到差分运动。当螺栓旋转时，这些螺母沿相同的方向以不同的速度移动。

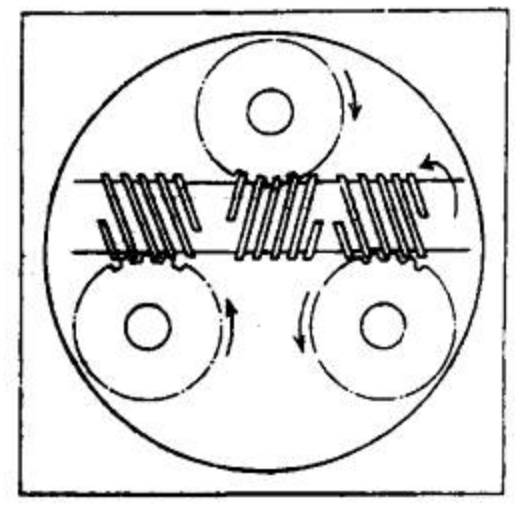


图 4.13-3 一个螺栓可以同时驱动三个齿轮，齿轮的轴和螺栓的轴是垂直的。这种机构能够代替更昂贵的齿轮装置，特别是在需要减速和从单个输入获得多个输出的场合。

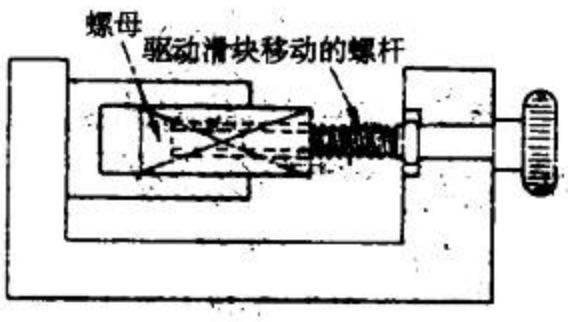


图 4.13-4 螺杆只能旋转，而螺母只能沿纵向移动。典型的应用：车床尾座进给装置，虎钳，车床溜板箱。

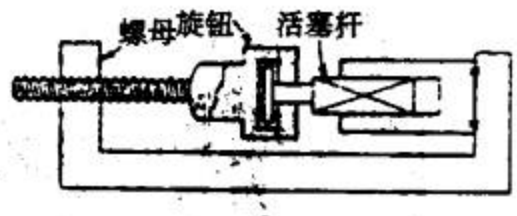


图 4.13-5 螺杆、活塞杆和调节旋钮安装在一起。螺母和导向器是固定的。它常常应用场合：螺旋压力机，调整用的车床的固定支架钳和牛头刨床的滑块调整。

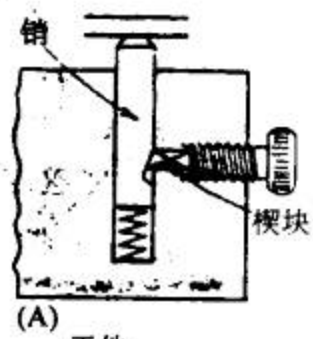


图 4.13-8 螺纹驱动楔块锁紧定位销(A)和在夹具中夹紧工件(B)。这只是螺纹在多种工具和制模应用中的两个。

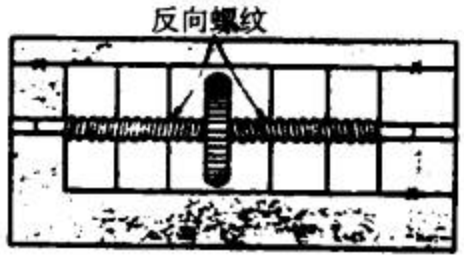


图 4.13-6 横向滑块的反向运动：用反向螺纹装置可以完成调节元件或者其它螺纹驱动的零件。

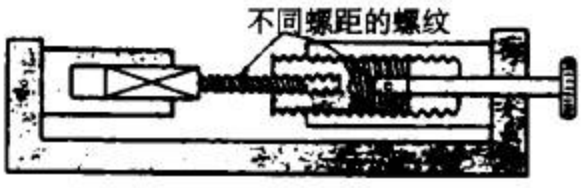


图 4.13-7 同心螺纹也能得到差分运动。在任何需要旋转机械运动的地方这种运动是有用的。一个典型的例子就是气体瓶阀门，它需要缓慢打开同时又容易控制。

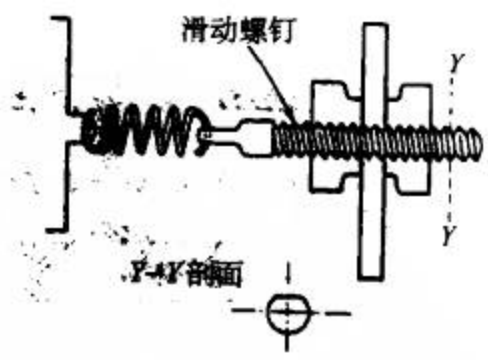


图 4.13-10 固定螺母可以被放在操纵盘的两侧以阻止轴向螺钉的移动，同时减小振动。比如像用于剪切和切削的机床上的长度挡块和可调节挡块。

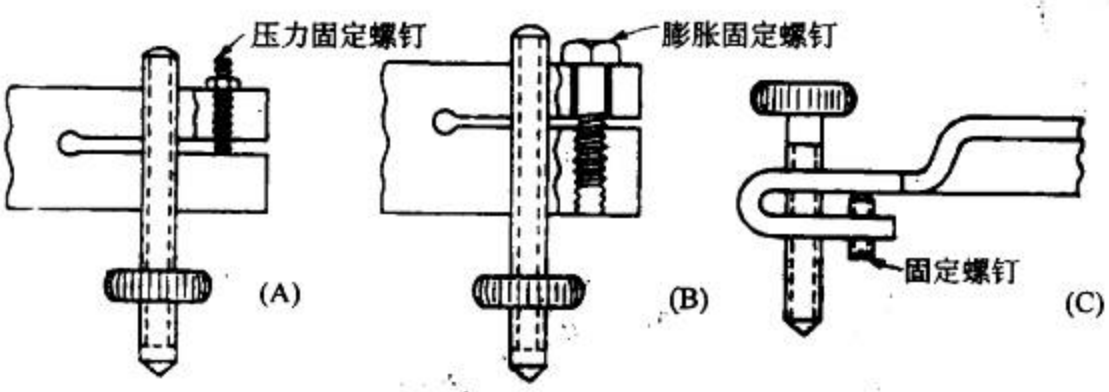


图 4.13-9 通过使用压力螺钉(A)或膨胀螺钉(B)能有效地调节螺钉锁紧。如果调节螺钉被拧进到成型金属零件里(C)，使用一个固定螺钉能使这个调节被锁定。

4.14 7 种特殊的螺纹装置

差分、双向和其它类型的螺纹能提供快慢进给、时间调整和很强的夹紧作用。

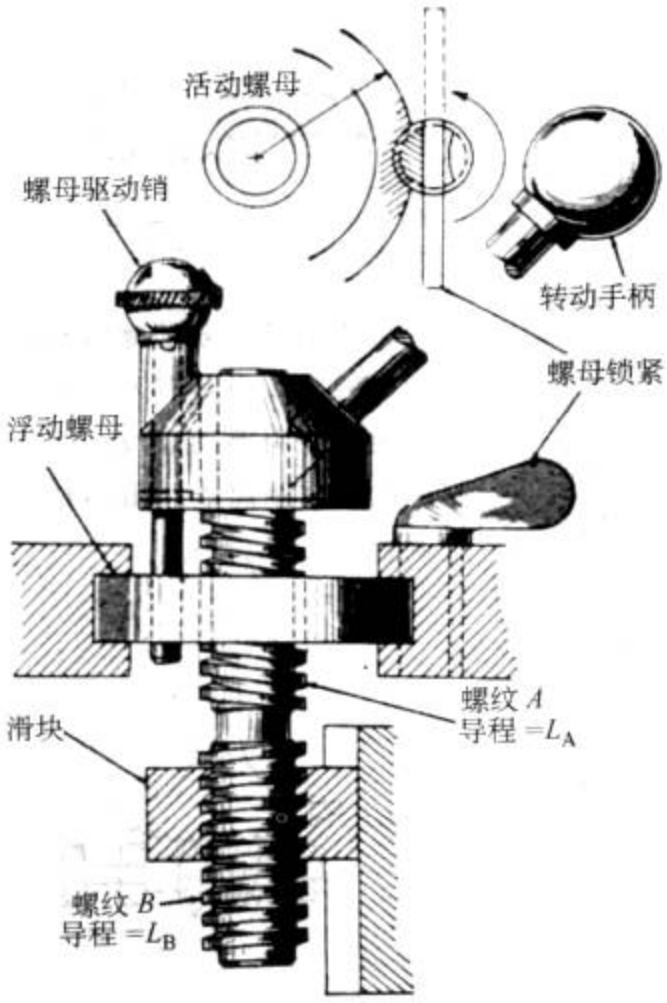


图 4.14-1 快慢进给机构。螺母固定时，采用左右旋螺纹每转一圈的滑动运动等于 L_A 加 L_B；当螺母不固定时，每转一转的滑动运动等于 L_B。当螺纹是差动的时，可以获得带快速回程的精确进给运动。

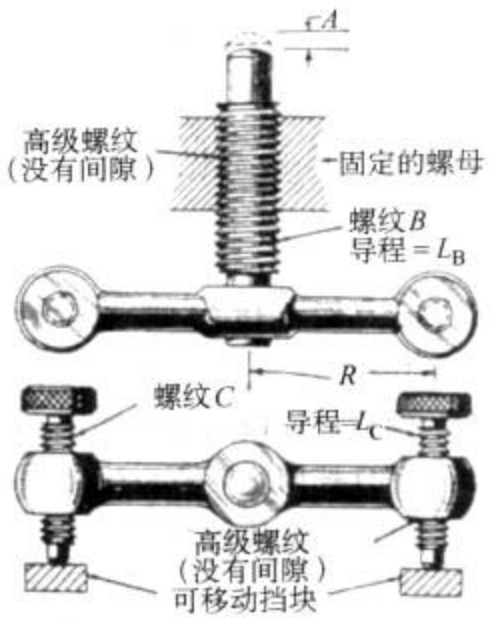


图 4.14-2 移动量很小的运动机构。例如显微镜测量设备就是具有这种特性的一个装置。当 N 等于螺纹 C 的圈数时，A 的移动量等于 $N(L_B \times L_C)12\pi R$。

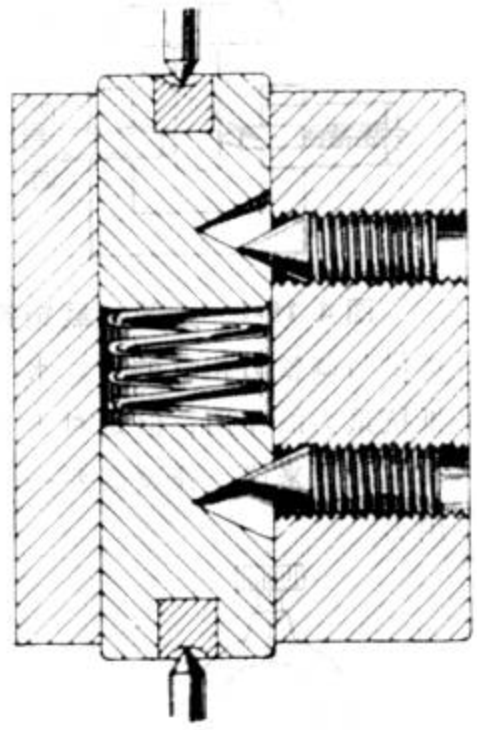


图 4.14-3 支撑调整机构。这种螺纹机构是进行支撑调整和过载保护的一种简便方法。

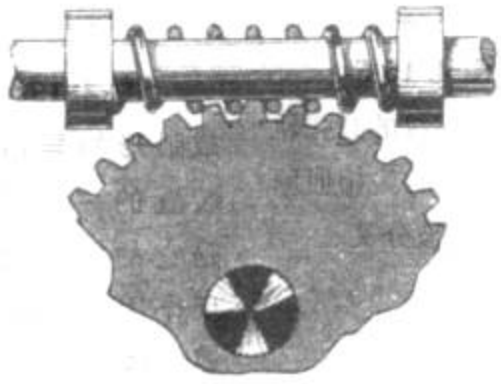


图 4.14-4 减振螺纹机构。当把图示的缠绕弹簧用于轻载的蜗轮驱动时，它们的优点是可以吸收较大的冲击振荡。

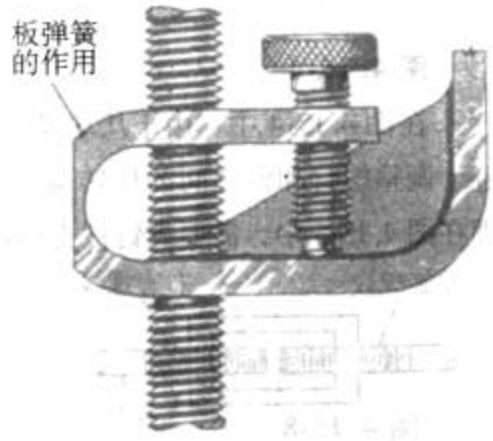


图 4.14-5 消除间隙。大的螺杆被锁紧后，当小的螺钉被拧紧时所有间隙被消除，手指即可产生足够的转矩。

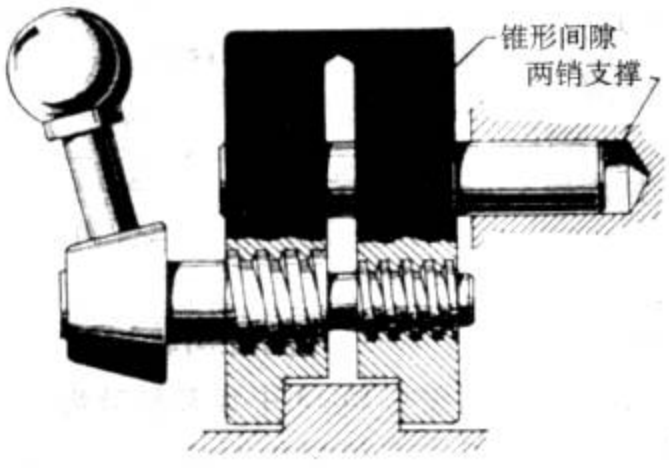


图 4.14-6 差动夹头。使用差动螺纹使夹头夹紧的方法是使用大小不一的螺纹与高夹紧力相结合。夹紧力 $P = Te[R(\tan\phi + \tan\alpha)]$。其中，$T$ 为手动转矩，R 为螺纹的平均半径，ϕ 为摩擦角(大约为 0.1)，α 为平均螺距或螺旋角，e 为螺钉的效率(一般为 0.8)。

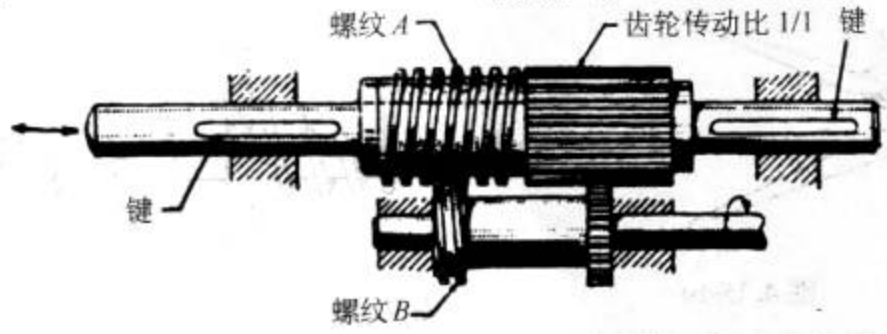


图 4.14-7 在这里旋转运动快速转换为精确的直线运动是可能的，这种装置适合于轻载。螺纹是左旋和右旋。L_A 等于 L_B 加上或减去一个小的增量。当 $L_B = 1/10$ 和 $L_A = 1/10.5$ 时，螺纹 A 每转产生的线性运动将是 0.05in(0.127cm)。当螺纹具有相同旋向时，线性运动等于 $L_A + L_B$。

4.15 14 种调整装置

这里收集的是能够提供和具有机械调整功能的一些基本装置。

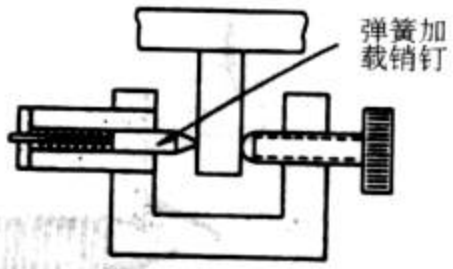


图 4.15-1 弹簧加载销钉总是提供与调整力相反的力。水平座起抵抗重力的作用，但是对于大部分其它装置来说，弹簧需要一个反作用力。

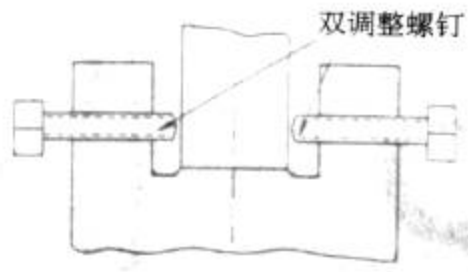


图 4.15-2 双螺钉提供非弹性反作用力。一个螺钉后退，拧紧另一个螺钉，可以获得相当小的调整。而且一旦被调整后，位位置就能保持固定并可以防止其它力使装置的调整失败。

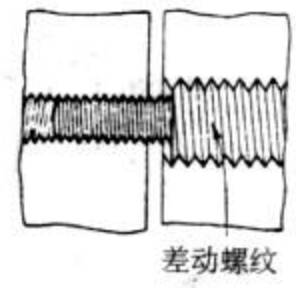


图 4.15-3 差动螺钉有相同旋向的螺纹但是有不同的螺距。通过使用差动螺纹，两个零件的相对距离能获得高精度地调整。

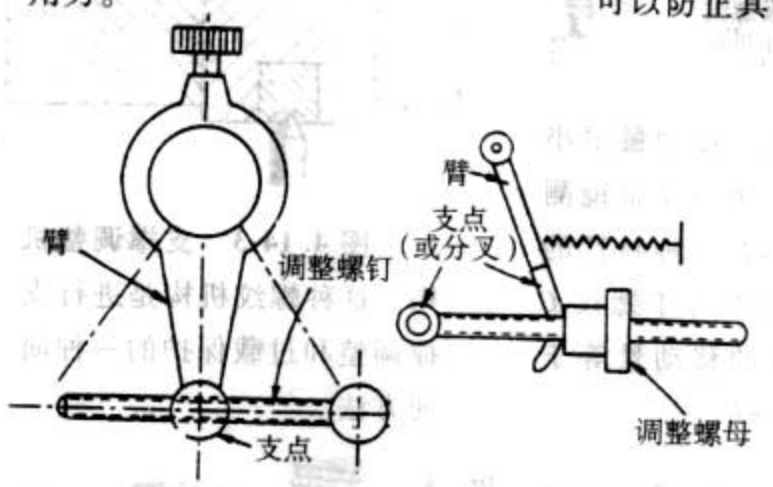


图 4.15-4 **图 4.15-5**

在图 4.15-4 中，由于从动零件上内螺纹的圆弧轨迹，调整螺钉和臂之间的旋转运动是必要的。相似原理在图 4.15-5 中，需要螺钉被支撑或者臂被分叉。

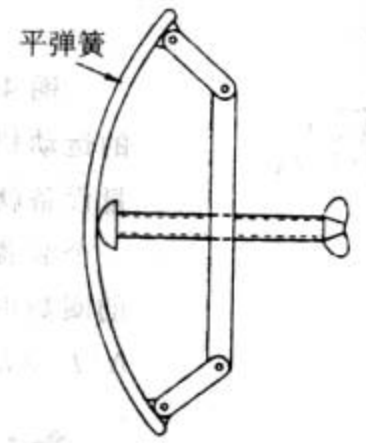


图 4.15-6 这个设计**成弧形的导向机构**是调整装置的一个例子。平弹簧是它的零件之一，既提供反作用力又执行机构的主要功能——为记录销导向。

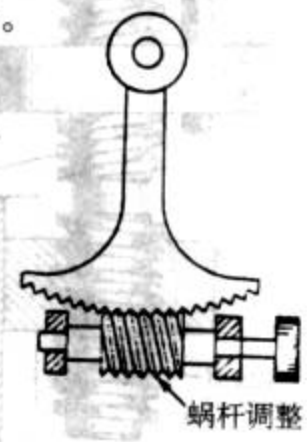


图 4.15-7 这里所示的一个装置里的**蜗轮调整机构**可以改变臂的位置。测量仪器和其它需要精密调整的工具都包括这个调整机构。

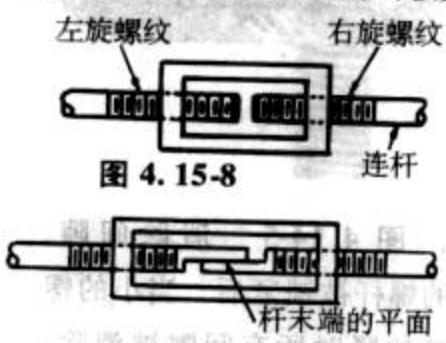


图 4.15-8

图 4.15-9

图 4.15-8 中在末端带反向螺纹的**连杆**仅仅需要一个简单的螺母来提供简单的轴向调整。

图 4.15-9 中，当调整螺钉转动时，因为杆末端的平面，没有必要同时阻止两个杆旋转，阻止一个连杆即足够。

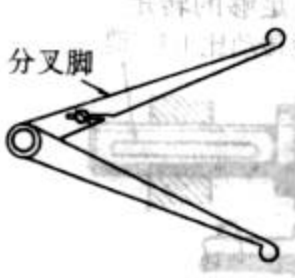


图 4.15-10

图 4.15-10 分叉脚的卡规是一个简单但是高效调整装置的例子。锥形螺钉使分叉脚受力，于是，使两个脚之间的距离开得更大。

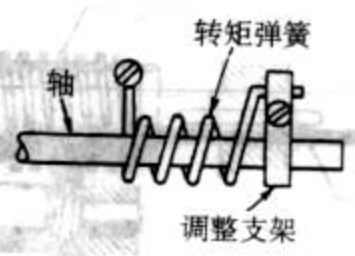


图 4.15-11

图 4.15-11 中，通过转动与轴配合的弹簧圈和在所需的转矩位置处锁紧弹簧圈就可以调整**轴的转矩**。在图 4.15-12 中，在弹簧被扭转达到所需的转矩后，把扭转弹簧臂放入调整槽内。



图 4.15-12

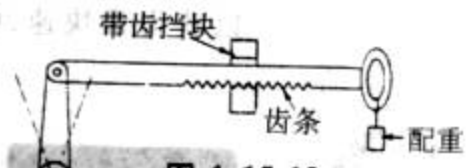


图 4.15-13

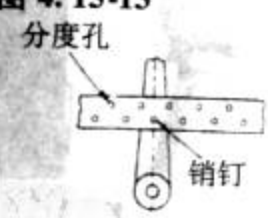


图 4.15-14

图 4.15-13 中**齿条和带齿的挡块**常常被用于调整重的百叶窗、锅炉门和类似的设备。这些调整都是不连续的，它取决于齿条的齿距。当有大的反向调整力时，需要给齿条加个配置以使齿保持啮合。图 4.15-13 中的分度孔对齿条提供了调整。销钉使零件相互锁紧。

4.16 线性滚子轴承适合于重载和工作量大的场合

环形线性滚子轴承是来自于纽约华盛顿港的汤姆逊工业公司的专利产品，能在平行的支撑圆柱导轨上运载重负荷。导轨必须有足够的刚度和硬度，见图4.16-1。环形线性滚子轴承由带有圆头的圆柱内轴承圈组成，圆头通过偏心销被固定到固定块上。组成环形轨道的凹形滚子的连接链形成封闭环。滚子和内圈是由硬化处理过的、磨削的高碳轴承钢制造，固定块是由可锻铁铸造的。靠偏心销、内圈和支撑导轨的滚子链组件来传递作用在固定块上的载荷，导轨起外滚道的作用。

通过偏心销补偿固定表面的变化量来调整轴承的高度。通过消除轴承的内部间隙，销也可以被用来预加载荷。在偏心销调整后，拧紧固定螺钉可以使偏心销保持固定位置。

因为单一的环形线性滚子轴承并不能抵抗来自侧面的载荷，所以通常都是使用一对这样的轴承来抵抗那些载荷的作用。它有两个固定的轴承座圈和滚子组件装配到一个宽的铁块上以便接触滚道支撑与中心线呈45°角。在典型的运动控制安装中，两个单一轴承单元以串联的形式被固定在一个平行导轨上，并且两个双轴承单元被串联地固定在另一个平行的导轨上以承受任何侧面载荷。

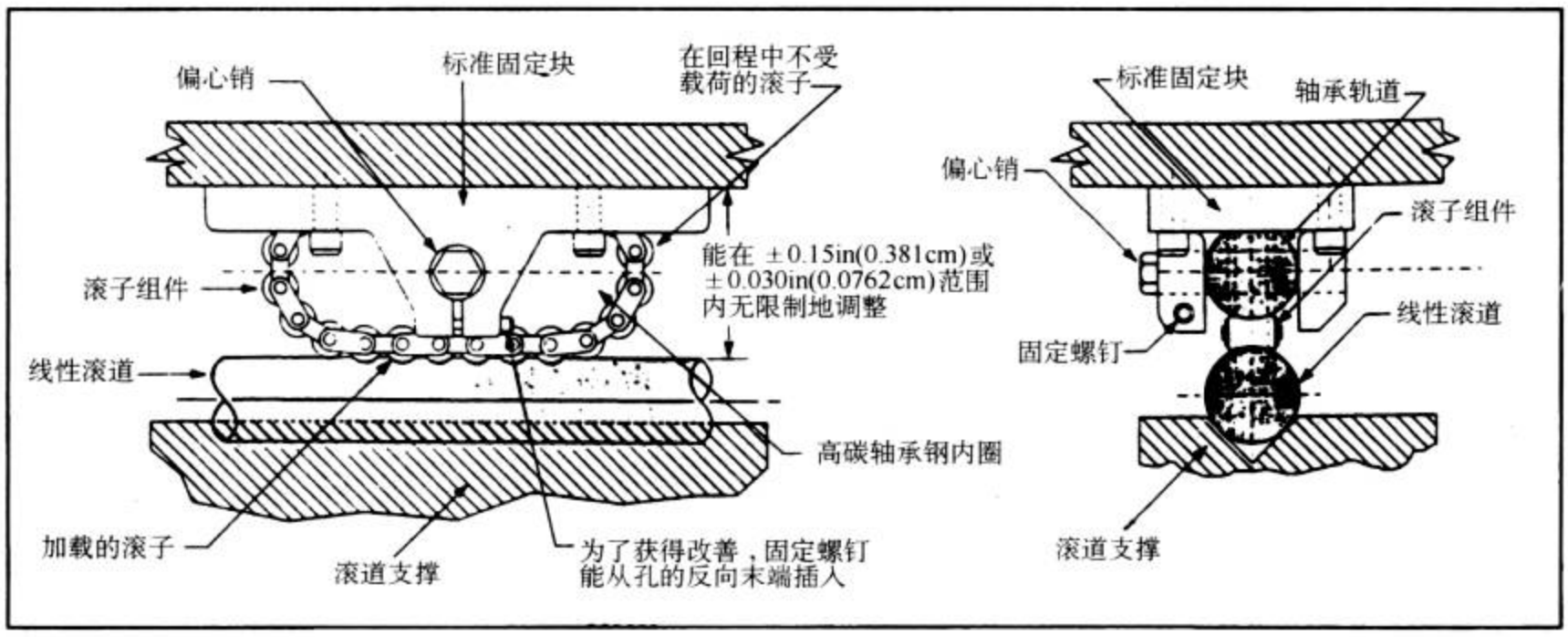


图 4.16-1 当这个线性轴承里的凹形钢制滚子绕着内圈滚动时，它们连接成一个链结构。

第5章

凸轮、曲柄、链条和带传动机构

5.1 凸轮曲线生成机构

在不容易加工时，常常不设计复杂的凸轮曲线。所以开始设计凸轮机构前要先核实这些机构。

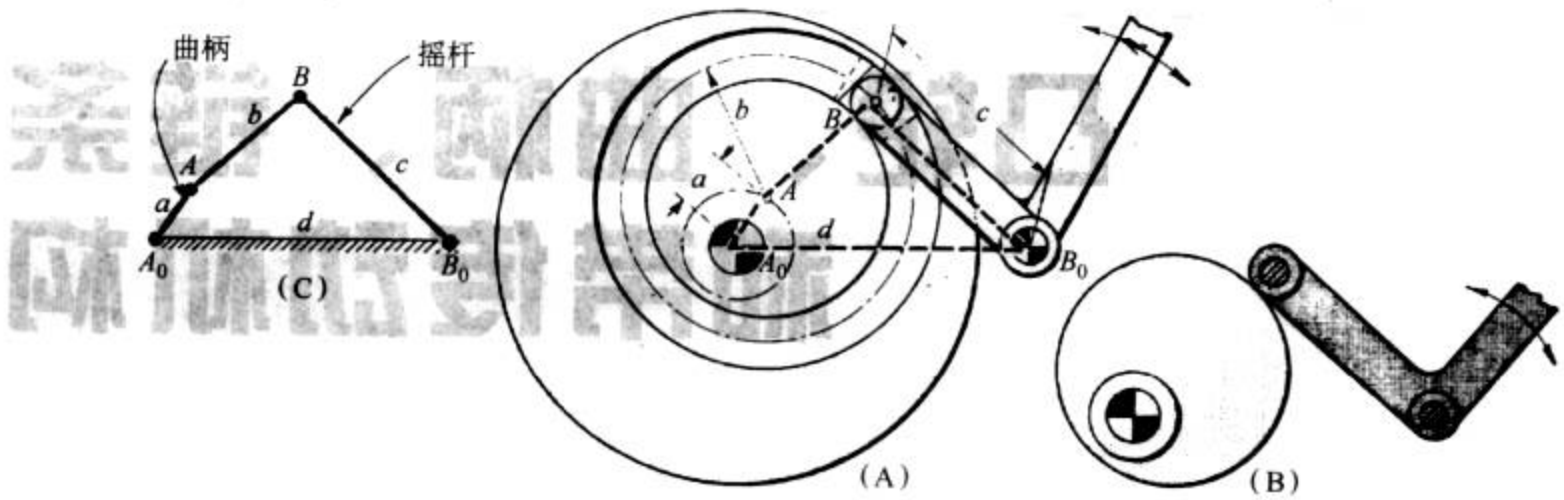
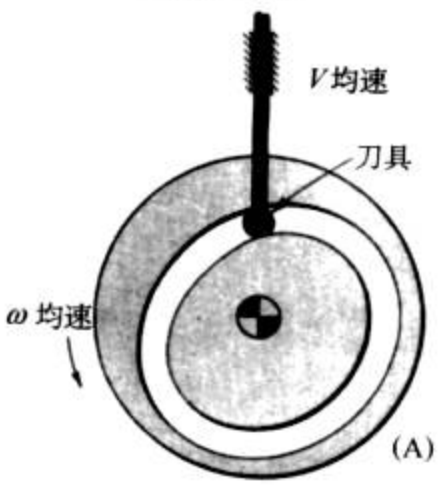


图 5.1-1 通过在转向架上偏心地安装平板，在转塔车床上很容易加工出圆形凸轮槽。在图(B)中，带加载弹簧的从动件的平板凸轮能够产生相同的输出运动。许多的设计者没有意识到这种类型的凸轮和图(C)所示的具有等效杆长的四连杆机构有相同的输出运动。因此，当用凸轮来代替连杆机构时，曲线最容易获得。

如果你不用母凸轮而又想在金属板上加工一个凸轮曲线，那么你希望它应该能达到一个怎样的精度呢？那主要取决于你所使用的那个机构采用怎样的精度来完成刀具对凸轮板的加工。这里所介绍的机构是根据它们的实用性而仔细挑选出来的。他们能够被直接用来加工凸轮或者制造母凸轮以便加工其它凸轮。

在自动进给机构和螺纹加工中，凸轮曲线常常被使用。这些凸轮曲线按照下列顺序依次来介绍：圆形的、恒速的、简单正弦曲线的、摆线的、修正摆线的和圆弧凸轮曲线。

1. 圆形凸轮

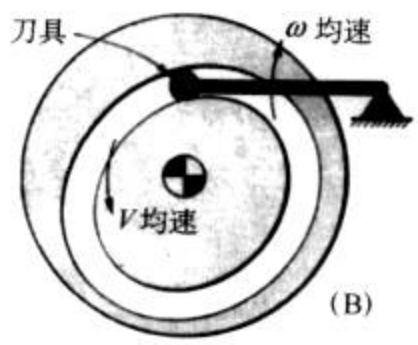


由于加工凹槽比较容易，这种凸轮在机械加工中很普遍。凸轮(图 5.1-1(A))有一个圆形凹槽，凹槽的中心 A 到平板凸轮中心 A_0 的距离为 a。这种凸轮可以简单地用带有弹簧加载随动件的平板凸轮来代替(图 5.1-1(B))。

让人感兴趣的是使用这种凸轮你能够很容易地复制四连杆机构的运动(图 5.1-1(C))。所以，在图 5.1-1(C)中的摇杆 BB_0 等效于图 5.1-1(A)中摆动随动件的运动。

可以通过在车床上偏心地安装平板来加工凸轮，可以加工出表面粗糙度很小、公差接近为零的圆形凹槽。

如果凸轮以低速运转时，你可以用圆弧形滑块代替滚子。这样就可以传递高载荷。这种“动力凸轮”的优化设计通常需要计算时间消耗。



这种圆弧凸轮的缺点(有时是优点)就是：当从给定点移动时，它的随动件与采用其它等效的凸轮曲线相比可以产生更高的加速度。

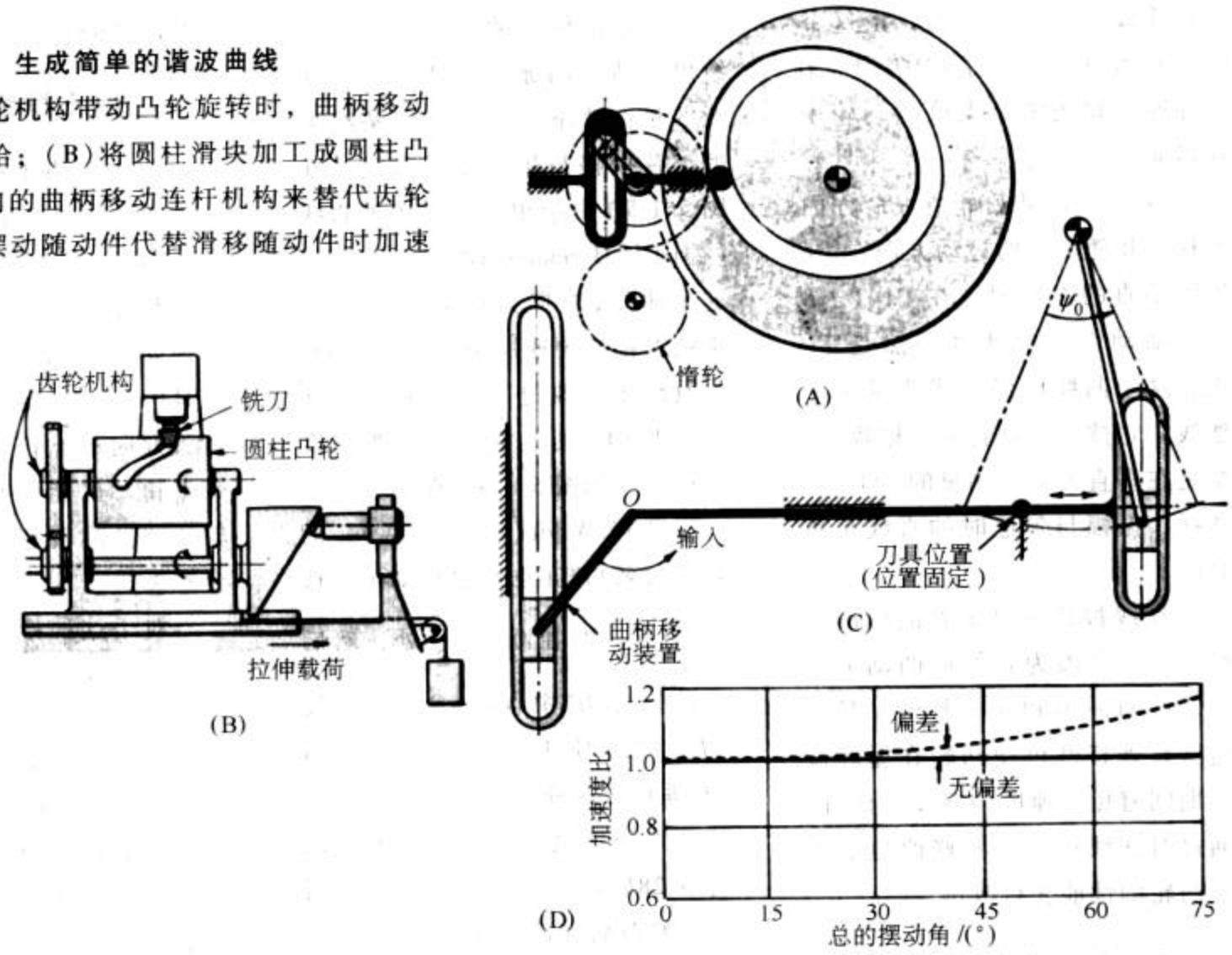
2. 均速凸轮

通过旋转凸轮盘和线性进给刀具能够产生一个均速凸轮轮廓，凸轮盘和刀具具有恒定的速度，沿着轨道转化为滚子的随动件将随后移动(图 5.1-2(A))。在随动件为摆动的例子中，仿形点(刀具)放在一个杆上，这个杆的长度等于摆动滚子随动件的长度，并且这个杆以均速旋转(图 5.1-2(B))。

图 5.1-2 靠均速进给刀具和旋转凸轮，可以加工一均速凸轮。刀具以线性进给(A)或者以圆弧进给(B)，这取决于随动件的类型。

图 5.1-3　生成简单的谐波曲线

(A)当齿轮机构带动凸轮旋转时，曲柄移动装置使刀具进给；(B)将圆柱滑块加工成圆柱凸轮；(C)用反向的曲柄移动连杆机构来替代齿轮装置；(D)用摆动随动件代替滑移随动件时加速度的增加。



3. 简单的谐波曲线凸轮

凸轮靠自身的均速旋转和曲柄移动装置上刀具的移动而生产出来，其中曲柄移动装置通过配合的齿轮带动凸轮旋转。图5.1-3A所示是沿径向驱动随动件的原理图；同样的原理可用于偏置驱动和随动滚子摆动。齿轮的传递比和曲柄移动装置上曲柄的长度控制压力角(进给和回程的角度)。

对于谐波运动的圆柱凸轮，图 5.1-3B 中的夹具能很容易地被安装用于加工。这里，圆柱凸轮旋转时能沿轴向移动，同时靠重力载荷(或加载弹簧)加工圆柱。

在图 5.1-3C 中，反向的曲柄移动连杆机构来替代图 5.1-3A 中对齿轮啮合的需要。当凸轮有一个摆动随动滚子时，它将加工出近似简单的谐波运动曲线；而当凸轮有径向或者偏置的随动滚子时，它将加工出精确的曲线。带槽的零件安装在机架上，曲柄绕着 O 点旋转。这样将使连杆以简单的谐波运动形式作前后摆动。滑动件带动将要被加工的凸轮，而凸轮以恒速绕着的中心旋转。臂的长度和实际的机构和调节装置的摆动随动滚子的长度做成一样长，以便 5 的中心点的极限位置位于连杆的中心线上。

刀具固定安装在构件 4 的中心线沿长线上的某处。如果使用径向或者偏置的随动滚子，滑块 5 将被固定在构件 4 上。

当凸轮有一个摆动随动件时，来自于简单谐波运动的偏差使加速度的增加范围为 0 到 18%(图 5.1-3D)，增加的多少取决于随动件的整个摆角。注意当总的摆动角达到 45°时，加速度将增加大约 5%。

4. 摆线运动凸轮

由于摆线运动凸轮具有良好的加速性能，所以从设计者角度看，它的曲线可能是设计者的最希望获得的。幸运的是这种曲线能很容易获得。在选择机构之前深入了解摆线理论是很值得的，因为它不只产生摆线运动，而是产生所有类似的曲线。

这种摆线运动是基于补偿的正弦曲线(图 5.1-4)。因为在 C、V 和 D 点的曲率半径是无限长的(曲线在这些点是平的)，如果这个曲线是凸轮的凹槽曲线并在

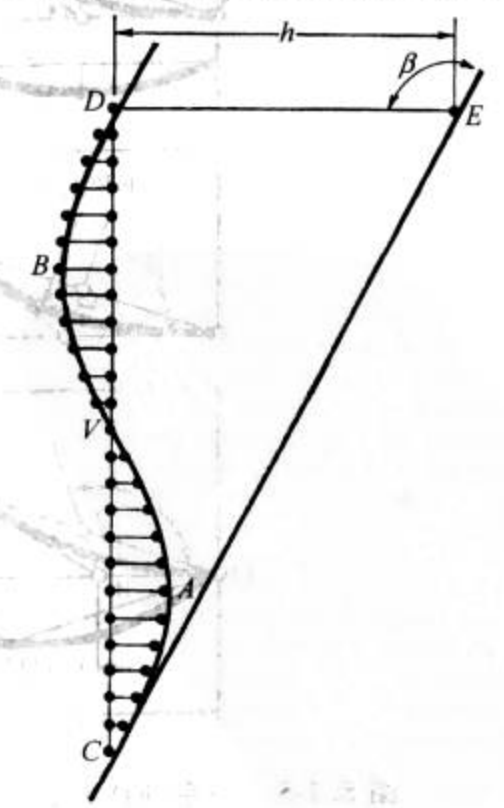


图 5.1-4　摆线的设计图

CVD 连线方向上移动时，由这个凸轮驱动的随动滚子在 *C*、*V*、*D* 的加速度将为零，无论随动轮子在指向什么方向。

现在，如果凸轮在 *CE* 方向上移动和随动件的运动方向在 *CE* 连线垂直的方向时，在 *C*、*V*、*D* 三点随动件的加速度仍然是零。现在这个曲线已经变成为基本的摆线，它被当作具有确定振幅(振幅是在垂直方向上测量的)的正弦曲线，振幅与匀速时的直线是重叠的。

摆线被认为是最好的标准凸轮轮廓，是因为它有低的动力载荷、低的冲击和振动特性。具有这些显著特性可使凸轮在循环旋转期间避免加速度的突变。此外，通过对摆线进行某些修改也能够使凸轮的性能获得改进。

5. 修正摆线

当在 *C*、*V*、*D* 三点的曲线的半径保持无限长时，为了修正摆线只需改变方向和振幅幅值即可。

在图 5.1-5 中比较了一些工业上常用的修正曲线。图 5.1-5A 给出了凸轮的原始摆线。需要注意的是：被添加到匀速那条线上的正弦振幅与机体是垂直的。在图 5.1-5B 中给出了 Alt 修正曲线(德国人 Hermann Alt 首先分析了这个曲线，根据其研究而命名)，正弦振幅与匀速那条线是垂直的。修改结果是改进了低速特性，如图 5.1-5D 所示，但提高了加速度的幅值，如图 5.1-5E 所示。

获得 Wildt(以 Paul Wildt 的名字命名)修正摆线过程如下：选择 *W* 点，*W* 在 $0.57\frac{T}{2}$ 处，然后通过穿过 *OP* 中点的 *yP* 来画直线 *WP*，则可使正弦曲线的基线与 *yW* 垂直。这种修正得到 $5.88h/T^2$ 的最大加速度。相反，标准摆线有 $6.28h/T^2$ 的最大加速度。所以，修改后加速度减小 6.8%。

通过特殊点 *P* 构造一个的摆线曲线是个很复杂的课题，这里 *P* 点可以是图 5.1-5C 中方框限定范围内的任意点，即 *P* 点有一特定的范围。对这种摆线修正的需要有增长的趋势

6. 修正摆线的产生

能产生修正摆线族的方法之一是设计一对支架和齿条机构(图 5.1-6A)。

凸轮体能够绕着轴转动，这个轴安装在可移动的支架 1 上。刀具中心是固定的。如果支架沿箭头方向被丝杠以匀速驱动，钢带 1 和 2 也能使凸轮体旋转。凸轮的这种旋转和位移将加工出一个螺旋槽。

对于这种修正的摆线，必须对凸轮施加第二个运动，以便补偿原始摆线的偏差。这可以通过安装第二钢带来完成。当支架 *I* 移动时，带 3 和 4 使偏心轮旋转。由于机架是固定的，绕偏心轮的滑块水平运动。这个滑块是支架 *II* 的一部分，因此，凸轮获得了正弦曲线运动。

以变化的角度 β 安装支架 *I* 来和图 5.1-5B 和 C 中的 β 相对应，这种机构也可以改装后来加工带有摆动随动件的凸轮。

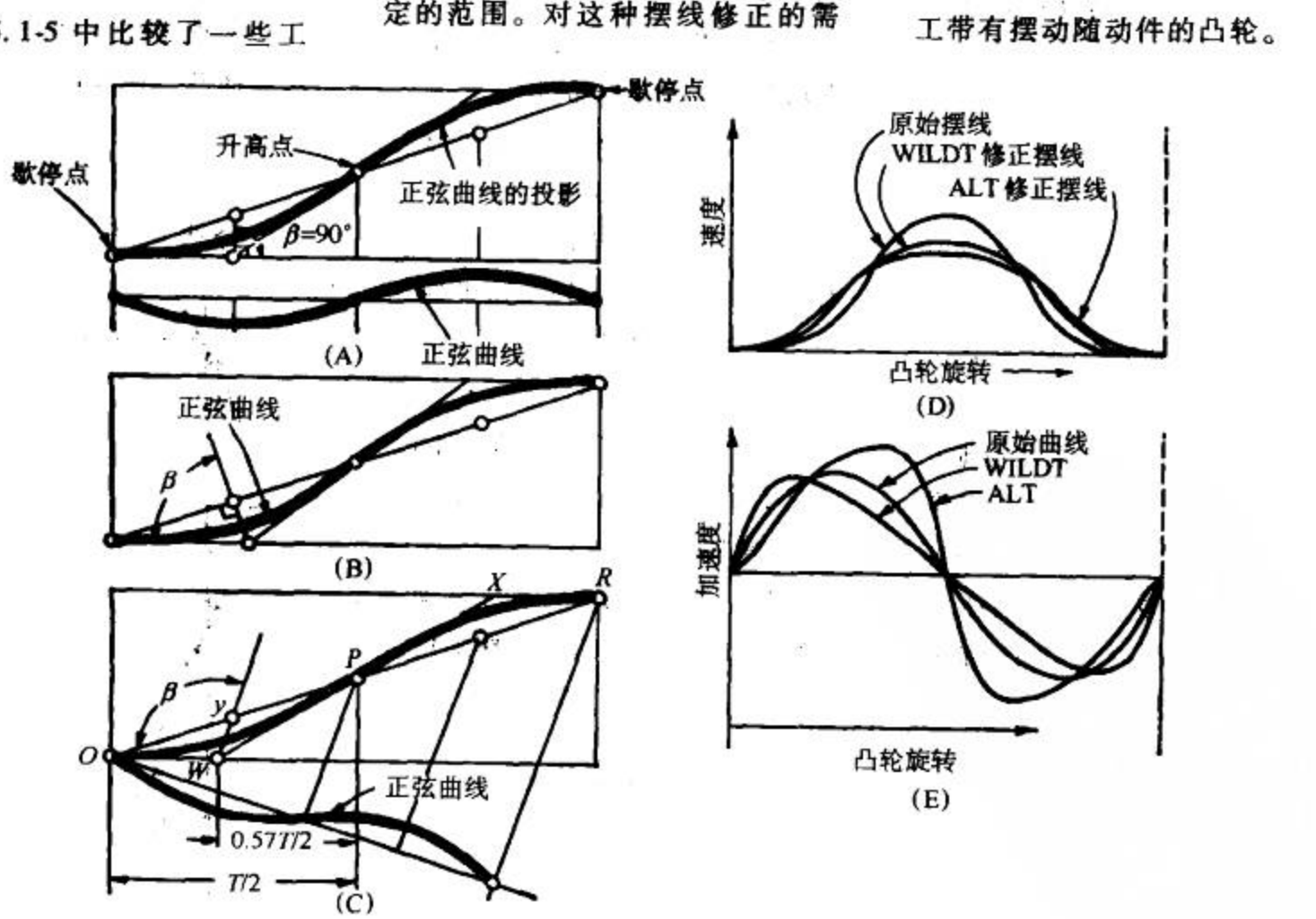


图 5.1-5 一系列摆线：

(A)标准摆线运动；(B)Halt 修正摆线；(C)P. Wildt 修正摆线；(D)速度特性比较；(E)加速度曲线比较。

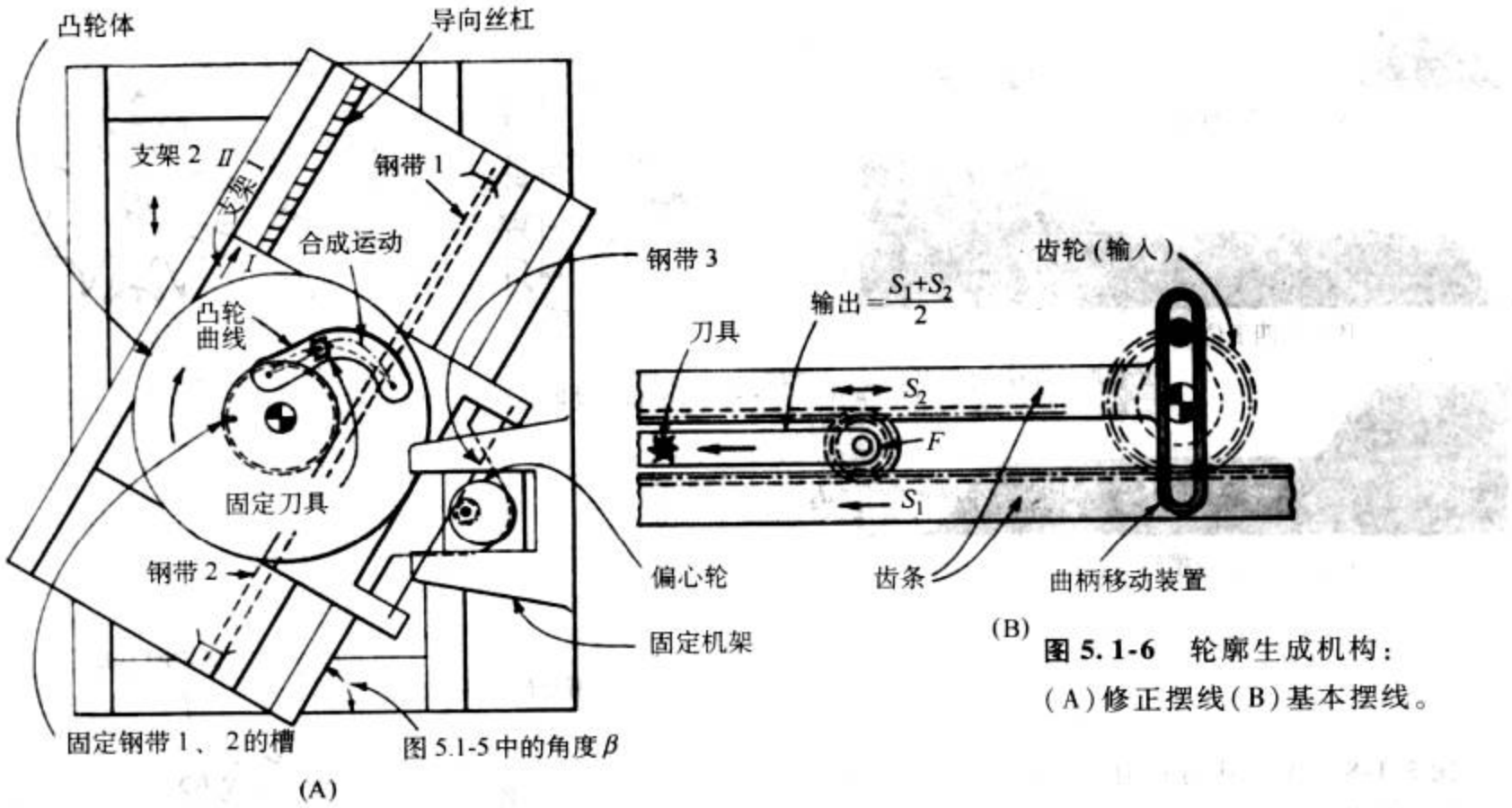


图 5.1-6 轮廓生成机构：
(A)修正摆线(B)基本摆线。

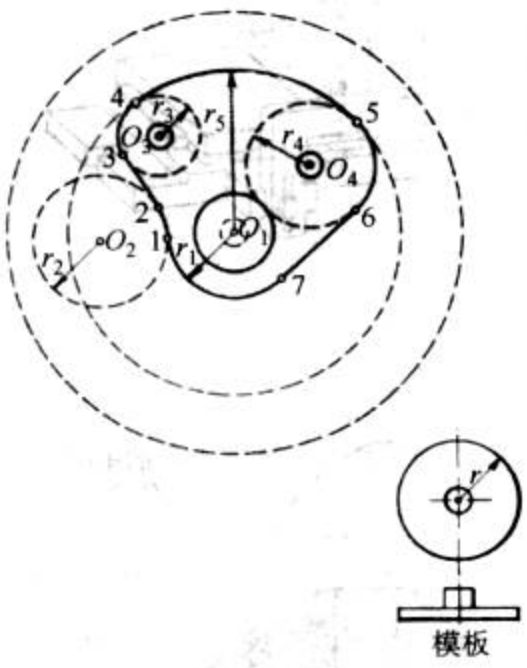


图 5.1-7 加工圆弧凸轮的技术。半径 r_2 和 r_5 是在机床上加工的，硬化模板将配合 r_1、r_3 和 r_4 的手锉加工。

7. 圆弧凸轮

近年来，当速度要求很低的时候，摆线和其它相似的曲线廓形的凸轮经常被使用。尽管如此，圆弧曲线的凸轮仍然被经常使用，这些凸轮由一些圆弧或者一些圆弧和直线组成。对于比较小的凸轮，用图5.1-7中的加工技术可以获得精确的加工。

假设轮廓是由下列部分构成：以 O_2 为圆心的圆弧$\overset{\frown}{12}$，以 O_3 为圆心的圆弧$\overset{\frown}{34}$，以 O_4 为圆心的圆弧$\overset{\frown}{45}$，以 O_4 为圆心的圆弧$\overset{\frown}{56}$，以 O_1 为圆心的圆弧$\overset{\frown}{71}$以及直线段$\overline{23}$和$\overline{67}$。这种方法要求钻削、车削和模板锉削组合加工。

首先，在 O_1、O_3 和 O_4 点钻削直径尺寸 0.1in(0.254cm)的孔。然后钻以 O_2 为中心、r_2 为半径的孔。接着把凸轮以 O_1 为旋转中心安装在车床上，钢板被加工成一个直径尺寸 $2r_5$ 的圆。这个工作完成了较大的曲线半径。然后直线$\overline{67}$和$\overline{23}$是通过铣床铣削来完成的。

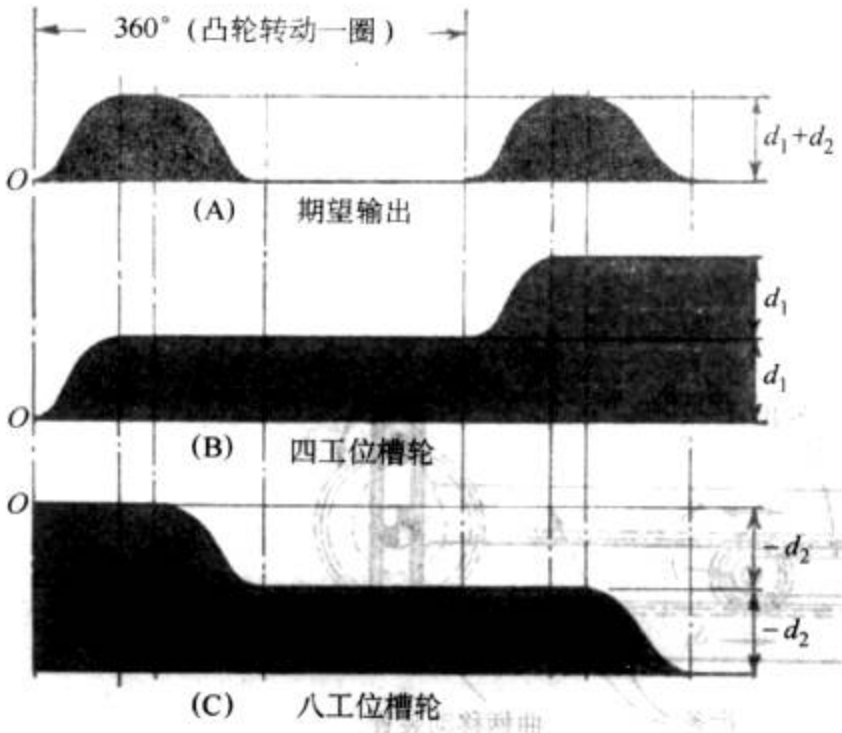
最后，对于比较小的凸状的圆弧通过车削使其半径分别为 r_1、r_3 和 r_4。在图 5.1-7 中给出了一个这样的例子。模板有几个中心适合于在 O_1、O_3 和 O_4 点钻孔。接着以硬化模板作为导向锉削圆弧$\overset{\frown}{71}$、$\overset{\frown}{34}$和$\overset{\frown}{56}$。最后扩孔 O_1 使它的尺寸能够使轮毂与凸轮相配合。

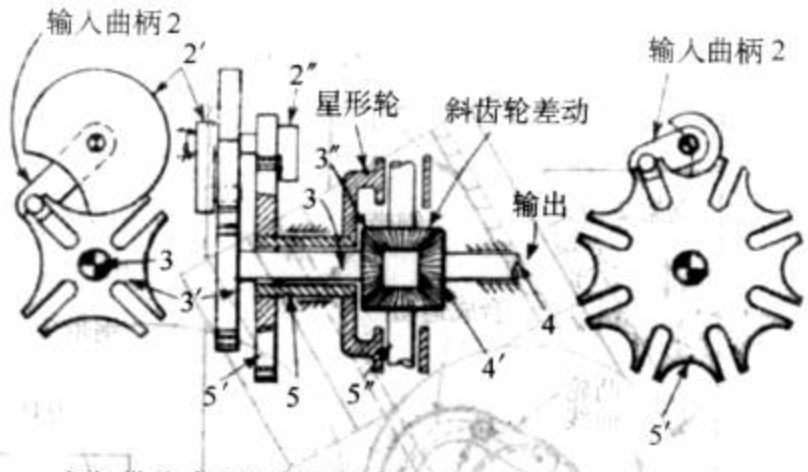
这种方式常常比从图样中复制的或者从凸轮中锉削出扇形要好，这个凸轮轮廓上的许多点是通过计算得到的。

8. 歇停补偿

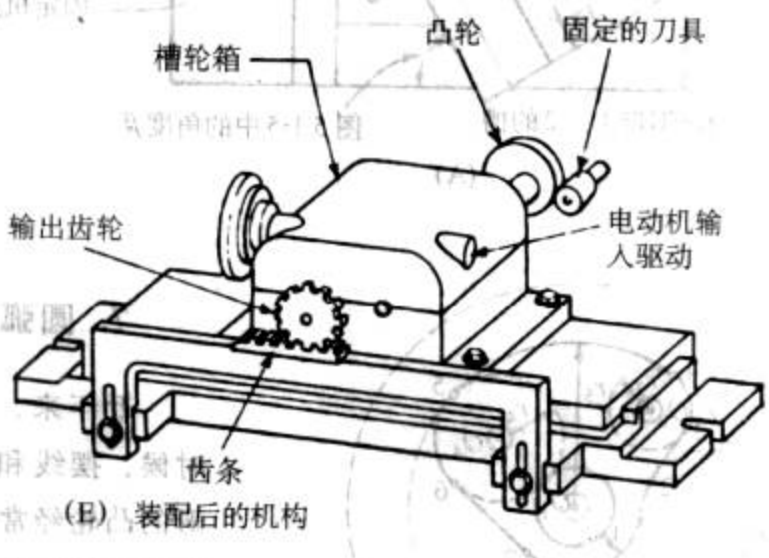
除了圆弧凸轮之外，对于上述介绍的轮廓生成机构的缺点就是：在凸轮的升降周期内，它们不包括歇停期。而这种机械在上升的末尾必须是非接触的，而且在下降周期开始点凸轮必须以精确的角度旋转。这增加了误差的可能性和降低了生产率。

尽管如此，这里有两种机构能通过一个特殊的歇停时间进行凸轮的自动化加工。他们是双槽轮驱动和双偏心轮机构。





(D) 带差动器的双槽轮机构



(E) 装配后的机构

图 5.1-8 为了获得长时间歇停，使用了带差动的双槽轮机构，理想的凸轮输出特性(A)通过添加四工位槽轮的运动(B)到八工位槽轮的运动(C)而获得。图(D)所示的是带差动的槽轮的机械机构；实际使用的装置如图(E)所示。在图(F)中通过改变在槽轮驱动曲柄间的角度可以获得较大变化范围的歇停输出。

9. 带差动的双槽轮机构

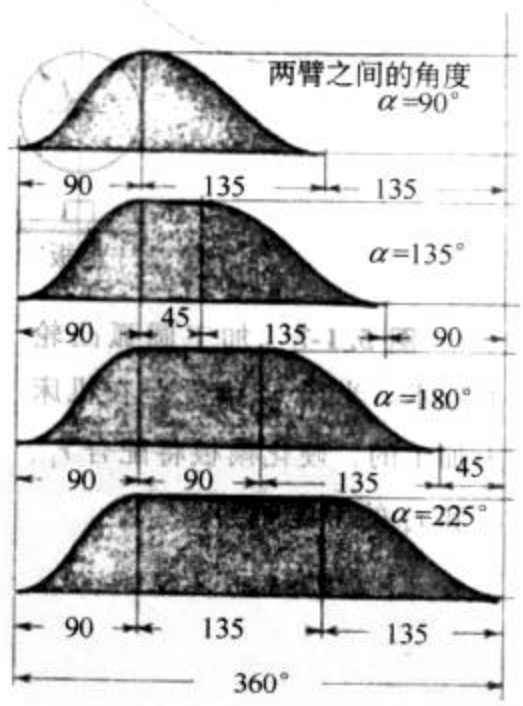
如图 5.1-8(A)所示，设想理想的输出在上升和下降部分包括歇停(特殊的延迟)。顺时针旋转的一个槽轮输出将产生一个和图 5.1-8(B)中上升—歇停—再上升—再歇停运动相似的间歇运动。这些上升部分已经被变形为简单的谐波曲线，而且它们已经很接近纯谐波曲线，从而保证了它们的许多实际应用价值。

如果像在图 5.1-8(C)中所示的逆时针旋转的另一个槽轮运动通过图 5.1-8(D)中的差动装置被添加到顺时针槽轮的运动上，那么，合成运动将是理想的输出运动，如图 5.1-8(A)所示。

改变槽轮的两个输入曲柄之间的相对位置，这个机构的歇停时间就可以改变。

在图 5.1-8(D)中给出了这个机构的机械结构图。通过齿轮(图中没标出)驱动两个驱动轴。来自于四个工位槽轮的输入通过轴 3 传到差动装置；来自于八个工位槽轮的输入通过星形轮传递。来自差动装置的两个输入合成通过轴 4 输出。

图 5.1-8(E)所示的是装配后的机构。刀具在空间位置上是固定的。输出来自于与固定齿条啮合的齿轮部分。通过电动机驱动凸轮，电动机也驱动封闭的槽轮。于是，整个装置使滑块前后往复运动，从而使凸轮正确地向刀具方向进给。



(F) 变化的歇停合成

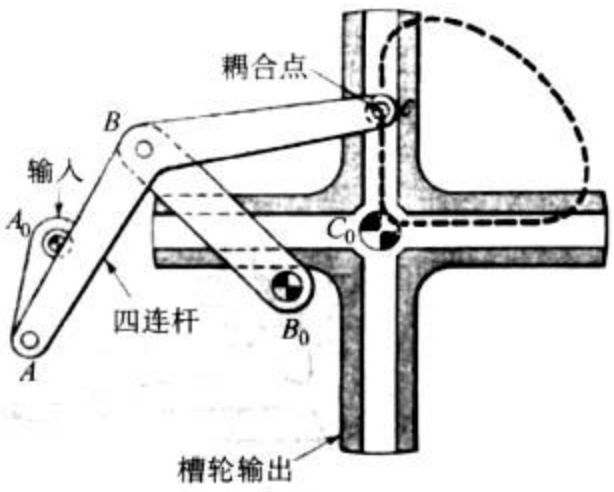


图 5.1-9 四连杆耦合机构被用来代替槽轮机构中的曲柄，以便获得比较平滑的加速度特性。

10. 通过耦合驱动槽轮

如图 5.1-8(D)所示，当通过匀速曲柄驱动槽轮时，在分度循环的起点和终点加速度有一个突然的改变(当曲柄进入或离开槽的时候)。通过使用带有耦合元件的四连杆代替曲柄可以避免这种突然的变化。在图 5.1-9 中，耦合点 C 的运动使其能够平滑地进入到槽轮的槽内。

11. 双偏心轮驱动机构

这是另一种带歇停的自动化加工凸轮的机构。在图 5.1-10 中的曲柄 A 的旋转能使摇杆 C 产生一个摆动，并且在两个极限位置有延长的歇停。固定在摇杆上的凸轮通过链传动而旋转，然后以适当的运动向刀具进给，例如，在摇杆的歇停期间加工凸轮。

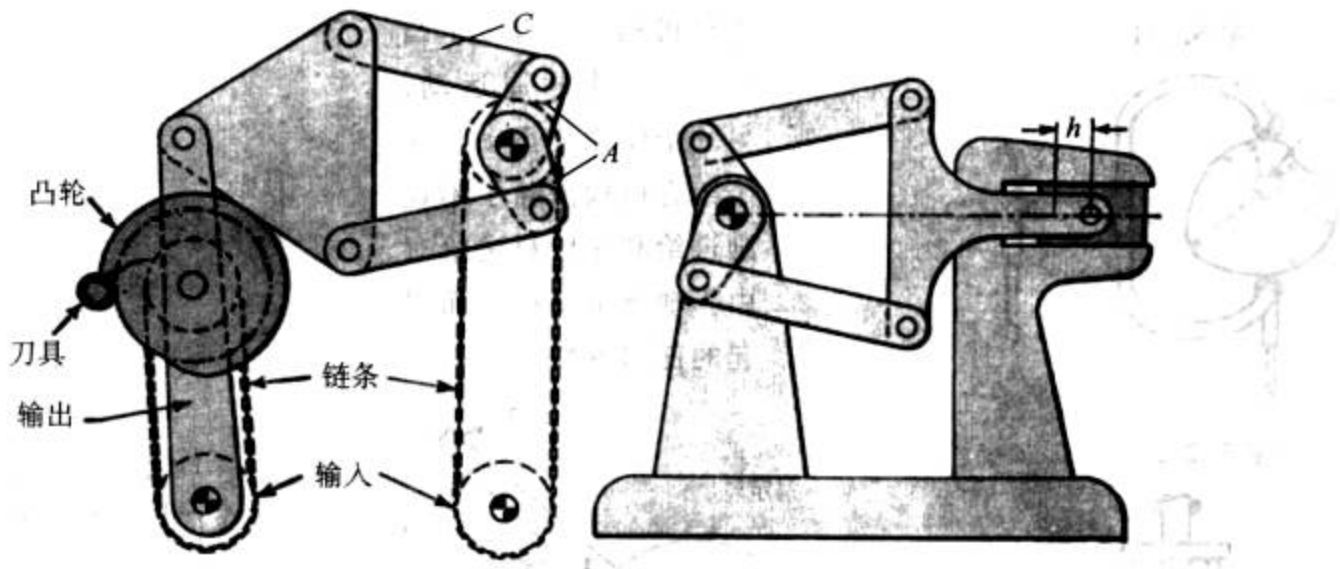


图 5.1-10 带歇停的双偏心轮驱动机构被用来自动加工凸轮。凸轮具有旋转和摆动运动，相对于凸轮理想的歇停时间，在摆动的两个极限位置有歇停时间。

5.2 凸轮机构的 15 个应用

此处的各类机构反映了凸轮能参与工作的各种方式。



图 5.2-1

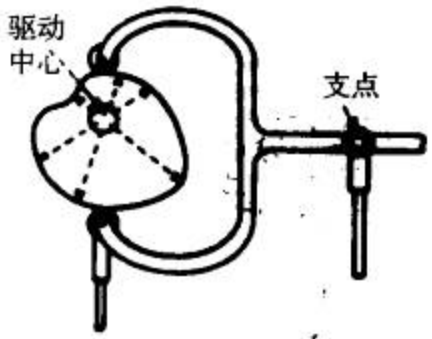


图 5.2-2

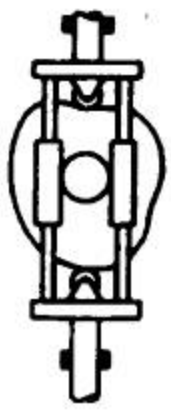


图 5.2-3 匀速转动被转变为可变的往复运动(见图 5.2-1)；一个简单叉形从动件的摆动或振动(图 5.2-2)；或者刚性更好的从动件(图 5.2-3)，它能为蒸汽机提供阀门移动机构。振动性运动凸轮必须被设计成当通过它们的驱动轴中心测量时，任何一处对边的距离都是相等的。

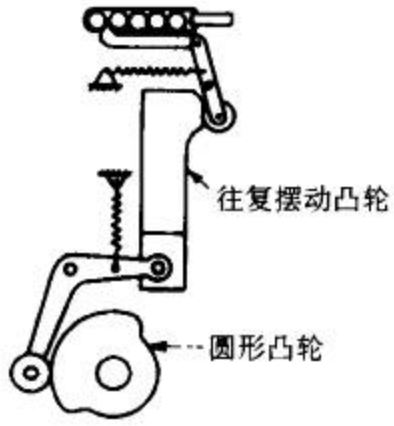


图 5.2-4 应用于自动化机器的一个自动进给机构。它有 2 个凸轮，1 个作圆周运动，另一个作往复运动。这个组合机构消除了不规则进给和在棒料进给时由于缺乏主动控制而引起的任何麻烦。

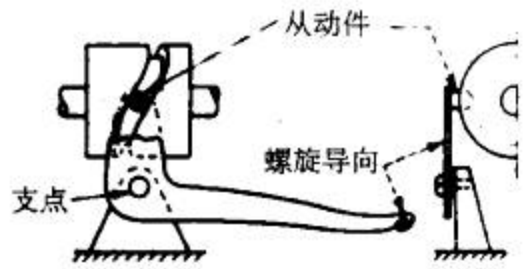


图 5.2-5 带有铣削槽的一个圆柱凸轮被用在缝纫机器上引导螺纹运动。这种凸轮也广泛地应用于纺织品制造机器中，例如织布机和其它复杂的纺织品机器。

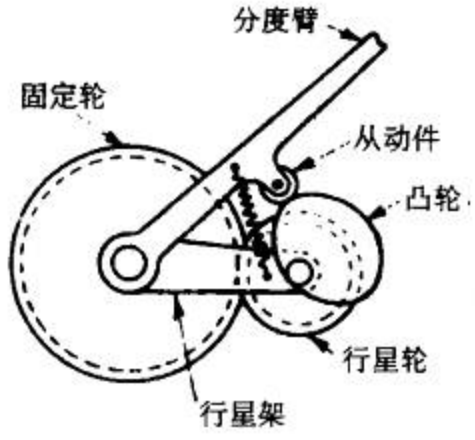


图 5.2-6 这种分度机构由一个行星齿轮和凸轮组合而成。一个行星轮和凸轮相互被固定；行星架以匀速绕着固定轮旋转。分度臂在歇停期间有一个不均匀运动。

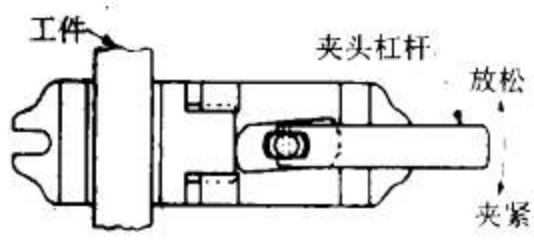


图 5.2-7 靠手柄驱动的一个双偏心机构可以为机床夹具提供强有力的夹紧作用。

图 5.2-8 应用于涂料、糖果或者食品的混合滚筒机构。混合鼓在旋转时有一个小的摆动运动。

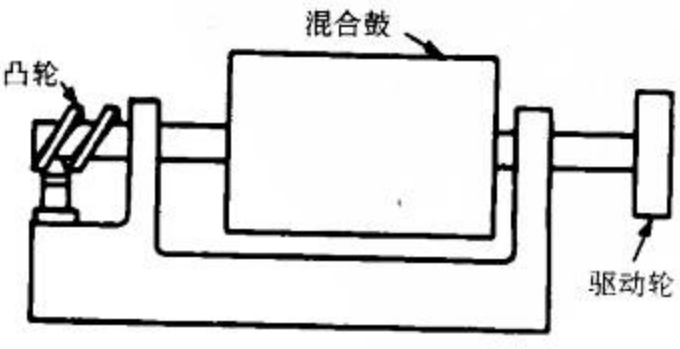




图 5.2-9 一个槽凸轮将一个凸轮轴的摆动转变为一根杆的可变直线运动。改变槽的形状，从而改变杆运动以满足具体的设计要求，例如直线和对数运动。

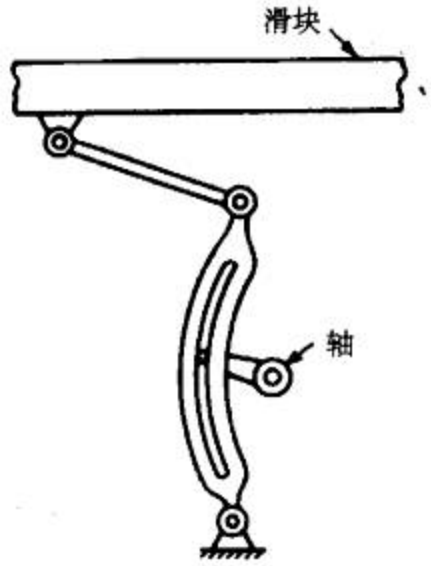


图 5.2-10 将一根轴的连续的旋转运动转变为一个滑块的往复运动。该设备被应用在缝纫机和印刷机上。

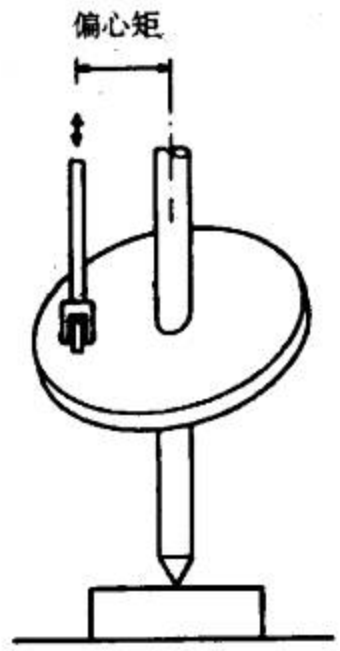


图 5.2-11 旋转斜盘凸轮只可应用于轻负荷装置中，例如在一台泵里。凸轮的偏心产生了引起过度负荷的力。多个从动件可以安在一个圆盘上，因此为多活塞泵提供了平稳的抽吸作用。

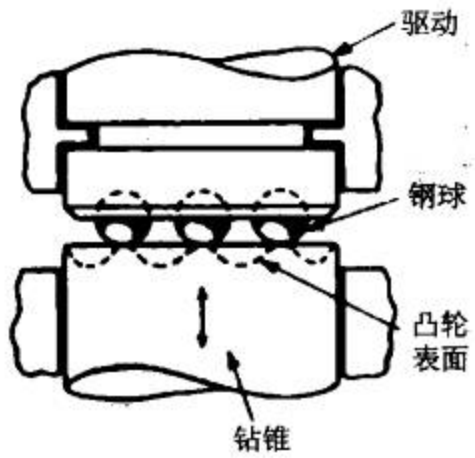


图 5.2-12 这个钢球凸轮能把一台电钻的高速旋转运动转变为高频率的振动，这种振动在钻锥当作旋转锤来切割石料和混凝土时可以提供动力。这个附件也能被设计成适合于手钻的。

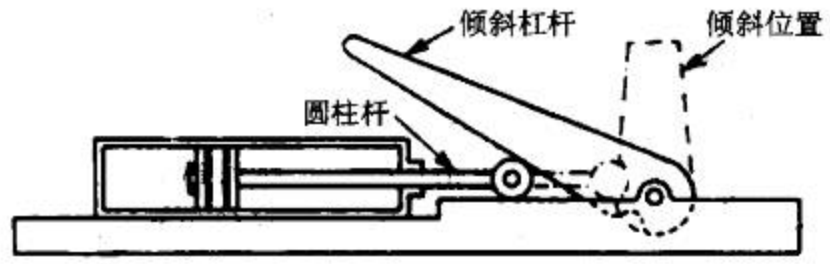


图 5.2-13 这个倾斜装置被设计成当圆柱杆被拉回时杠杆保持在倾斜位置，或者采用负载弹簧使圆柱杆返回。

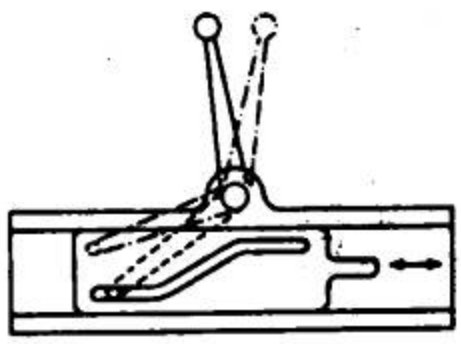


图 5.2-14 被遥控的这个滑动凸轮能在大多数机器上不易接近的一个位置上变速。

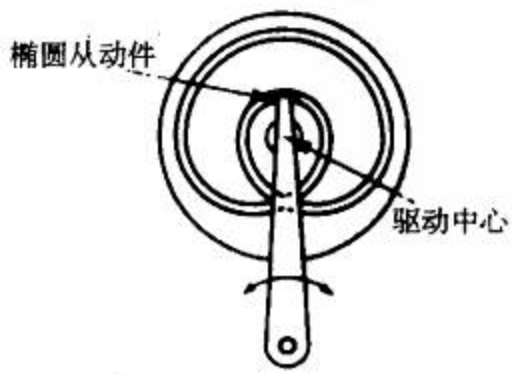


图 5.2-15 一个带槽沟的椭圆形从动件形成的机构要求从动件转一圈时凸轮转两圈。

5.3 特殊功能的凸轮

5.3.1 一些实例

图 5.3-1 当从动件到达凸轮的边缘时，如果从动件可以继续推动凸轮，它就可以实现快速下落。凸耳 C 和 C' 被固定到凸轮轴上。可在凸轮轴上随意转动的凸轮被凸耳 C 和调整的螺母限制。当凸轮顺时针旋转时，凸耳 C 通过凸耳 B 来驱动凸轮。在图示位置滚子将从凸轮的边缘下落，然后凸轮加速顺时针运动，直到凸耳 B 碰到凸耳 C' 的调节螺母。

图 5.3-2 当使用两个整体的凸轮和从动件时，从动件可以获得瞬间的下降。从动滚子与凸轮 1 接触。继续的旋转将使接触转移到平面的从动件，这个从动件将脱离凸轮 2 的边缘突然下降。在歇停后，从动件通过凸轮 1 被恢复到它的初始位置。

图 5.3-3 改变槽内的两个滚子之间的距离，凸轮的歇停时间将随之变化。

图 5.3-4 一个往复运动销(图中没显示)使圆柱凸轮间歇旋转。当一个销从槽沟 1 移动到 2 时，凸轮是静止的。槽沟 2-3 在比槽沟 1-2 低的位置上；因此，当销回撤时，它使圆柱凸轮转动；然后它从 2 爬升到 1 的新位置。

图 5.3-5 一个双槽沟凸轮旋转两圈可以使从动件正好一次行程。这个凸轮有可移动开关 A 和 B，它们在两个槽沟内交替引导从动件。图中位置显示，B 准备引导滚子从动件从槽 1 到槽 2。

图 5.3-6 和图 5.3-7 通过让凸轮在输入轴上移动可以增加行程。所以，从动件的总位移就是在固定滚子上凸轮的位移与从动件相对于凸轮的位移之和。



图 5.3-5 双转动凸轮。

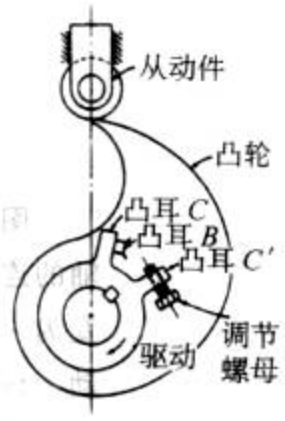


图 5.3-1 快速作用的浮动凸轮。

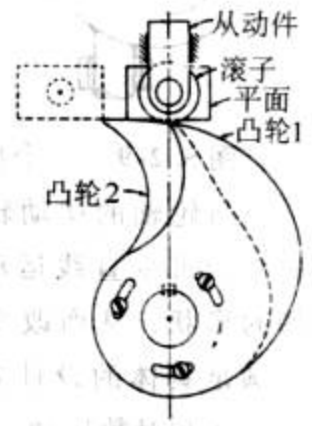


图 5.3-2 快速作用的歇停凸轮。

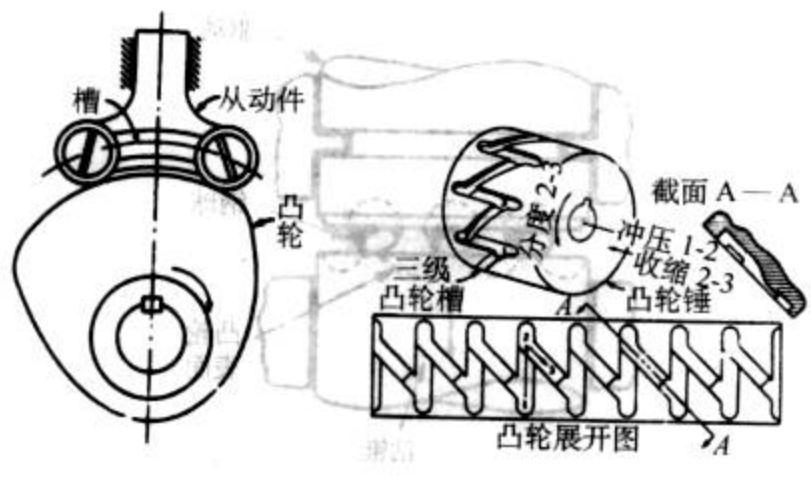


图 5.3-3 可调的歇停凸轮。

图 5.3-4 分度凸轮。

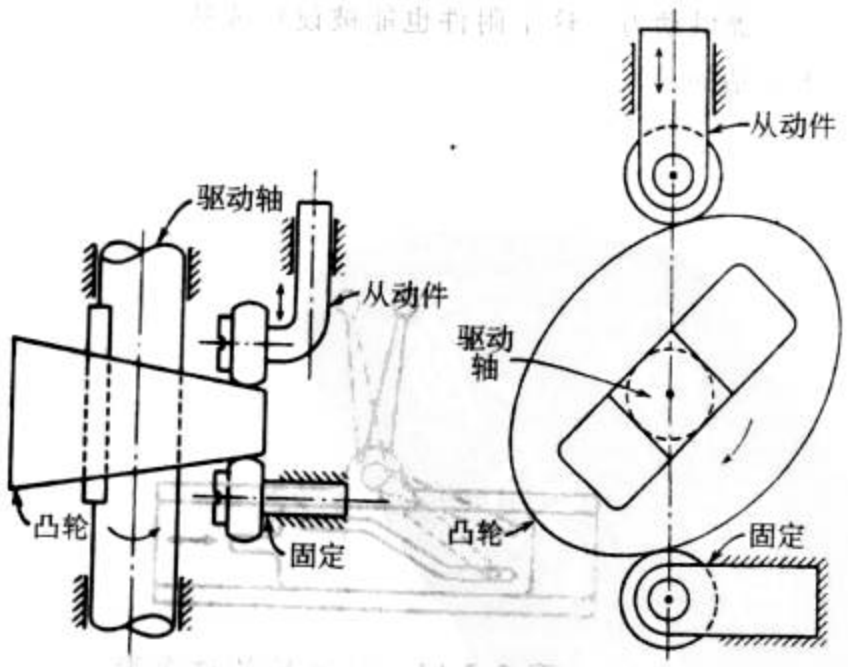


图 5.3-6 增加行程的锥凸轮。

图 5.3-7 增加行程的圆盘凸轮。

5.3.2 可调歇停的凸轮

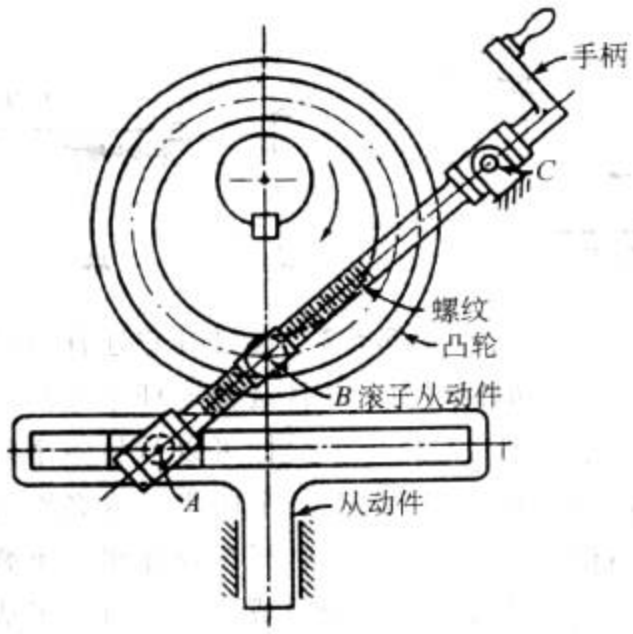


图 5.3-8 可调滚子位置凸轮。

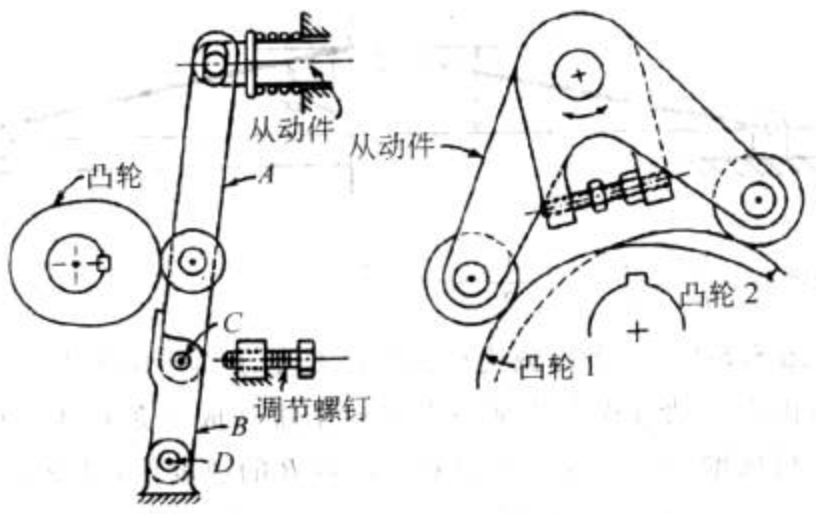


图 5.3-9 可调支点的凸轮。

图 5.3-8 从动件的调整是通过旋转手柄改变 A、B 间的距离来完成的。

图 5.3-9 通过调整螺钉，连杆到从动件的支点可以从 D 点调整到 C 点。

图 5.3-10 带有凸耳 A 的主凸轮通过销钉与旋转轴相联，从而获得歇停的调整。凸耳 A 推动柱塞向上到达图示的位置，并且使锁紧销钩住固定的挡块，于是，柱塞保持这个向上的位置上不动。靠凸耳 B 柱塞可以被放开。凸轮盘上的圆形槽允许凸耳 B 移动，因此，柱塞保持在锁紧位置的时间可以改变。

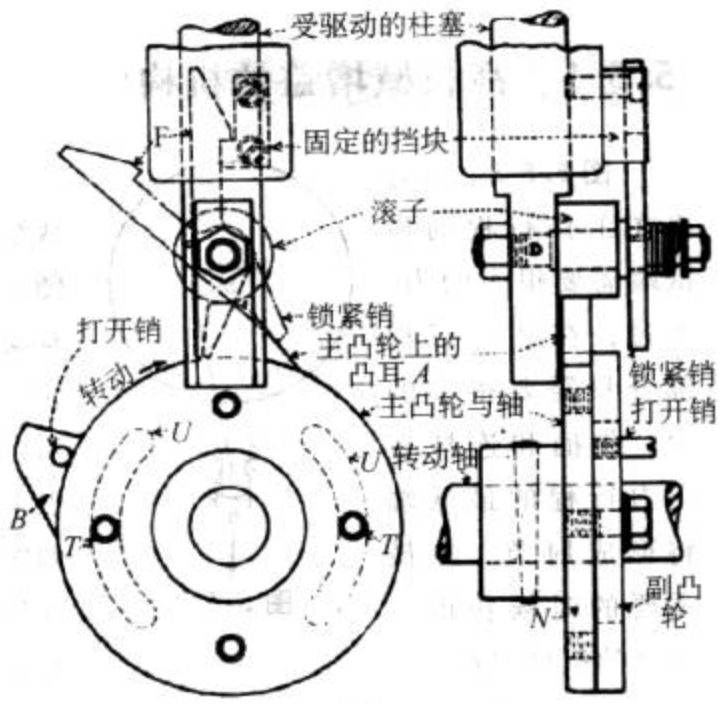


图 5.3-10 可调整带凸耳凸轮。

5.4 机床的凸轮驱动

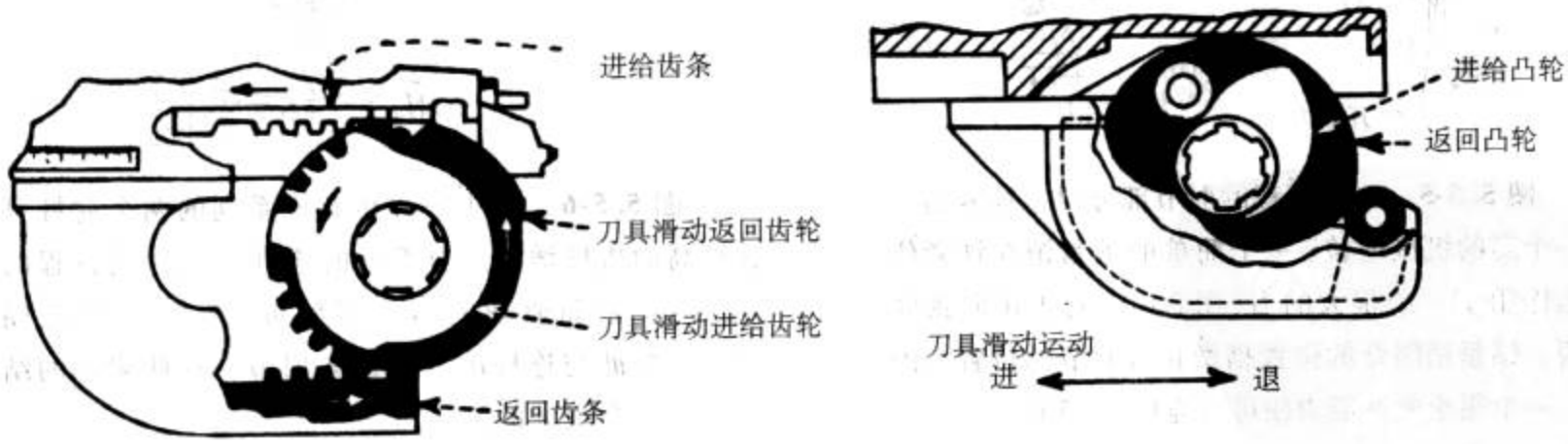
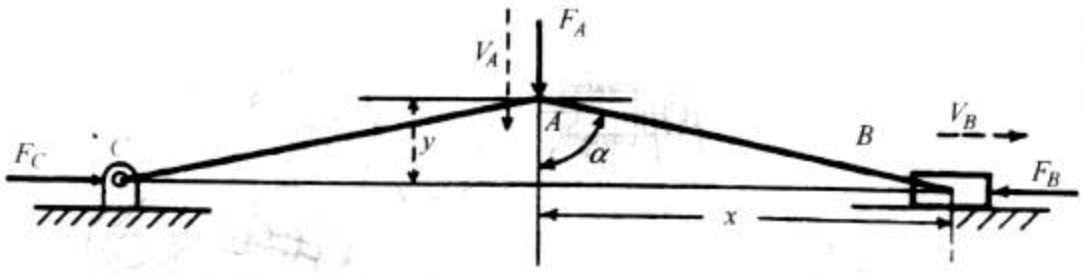


图 5.4-1

应用于主刀具滑动的这个双向齿轮齿条驱动机构具有好的精度、一致的运动和最少的空载时间。这个机构在每个循环周期可以完成两个行程。它移动迅速，进给平稳，并能快速返回。在校准齿轮上的一个可调整器控制它的移动点。用制动器来保证从趋近到进给的平稳过渡。

当在自动机床上为了加快生产周期而缩短行程时，用于刀具滑动机构的凸轮驱动可以取代齿条进给。滑动到缩回位置的凸轮和滚子如图所示。

5.5 不同机构中肘节连杆的应用



$$\text{机械增益} = \frac{F_B}{F_A} = \frac{1}{2}\frac{x}{y} = \frac{1}{2}\text{Tan}\,\alpha = \frac{V_A}{V_B}$$

图 5.5-1 很多机械连杆机构都是基于简单的肘节设计的，这个肘节由在运动过程中的某一点趋向于排列成一条直线的两个连杆组成。机械增益是输入点 A 相对输出点 B 的速度比：V_A/V_B。当 α 角接近 90°时，连杆形成肘节，并且机械增益和速度比都接近无穷大。当然，摩擦力影响会使力降低，但仍然接近于无穷大。

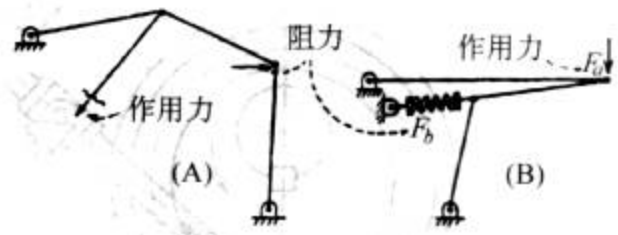


图 5.5-2 通过其它连杆可以施加作用力，并且这些连杆不必相互垂直。(A)一个肘杆可以与另一个杆连接，而不是与一个固定点或者滑块连接。(B)两个肘杆在顶部相互重叠而不是彼此延伸地成一条线时将形成肘节。阻力可以是弹簧形成的力。

5.5.1 高机械增益的机构

图 5.5-3 压力机在工作行程的最低端需要很大的力。不过，在其它行程部分只需要很小的力。曲柄和连杆在压力行程的最低端将形成肘节，在最需要的时候获得一个高的机械增益。

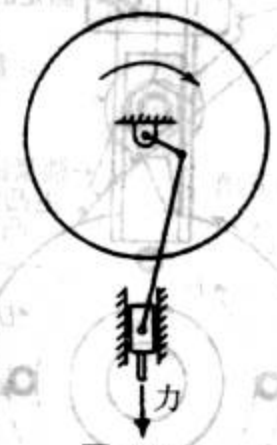


图 5.5-3

图 5.5-4 铆钉机器被设计成给每颗铆钉两连续的击打。跟随第一次击打(点 2)，铁锤向上移动一段短的距离(相对点 3 来说)。继第二次击打(在点 4)之后，铁锤向上移动较长的距离(在点 1)以便为移动工件提供时间。两次打击靠曲柄旋转一周来完成，并且在每次行程的最低点(点 2 和 4)时连杆都形成肘节。

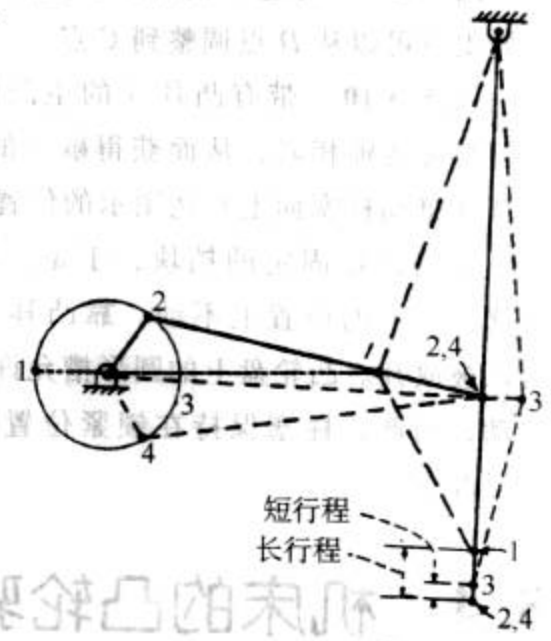


图 5.5-4

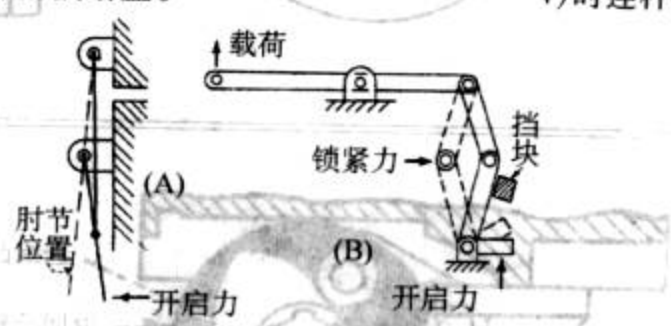


图 5.5-5 当在行程的肘节部分时，锁紧销产生一个高的机械增益。一个简单的锁紧销在锁紧位置上作用了一个很大的力(图 5A)。对于正向锁紧来说，锁紧销闭合的位置稍微超过肘节的位置。因此，一个很小的开启力便可打连杆(图 5B)。

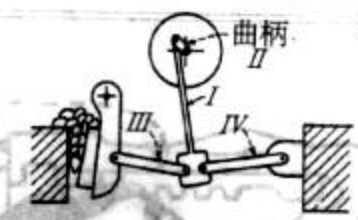


图 5.5-6 石头破碎机有成系列的两个肘杆可获得高的机械增益。当垂直的连杆 I 到达它行程的顶点时，它和驱动曲柄 II 开始进入肘节；与此同时，连杆 III 与连杆 IV 开始进入肘节。这些累加的结果产生一个很大的挤压力。

图 5.5-7 一个摩擦棘轮被安装在一个轮上；一个轻弹簧使摩擦瓦与凸缘保持接触。这个设备允许臂 I 顺时针旋转。不过，反面旋转引起的摩擦力迫使连杆 II 和摩擦瓦进入肘节。这个动作大大地增加了锁紧的压力。

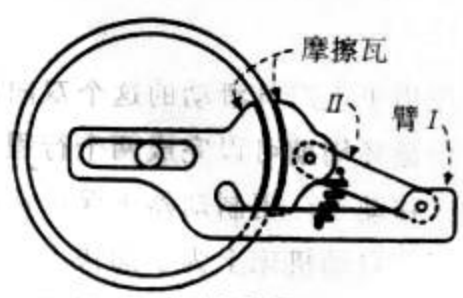


图 5.5-7

5.5.2 高速比机构

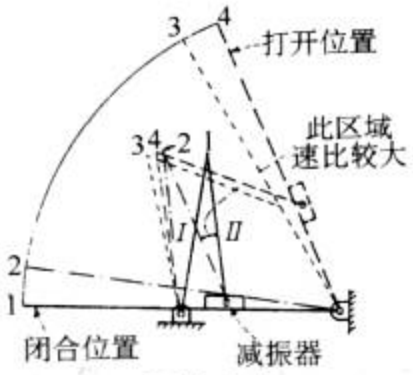


图 5.5-8

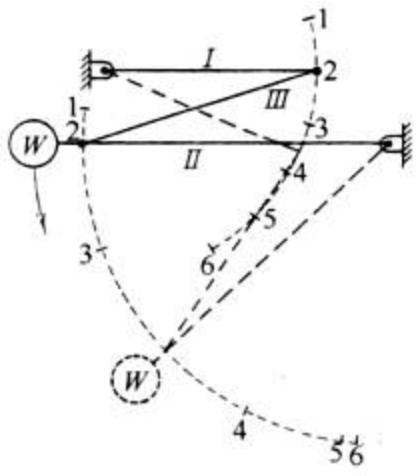


图 5.5-9

图 5.5-8　自动关门连杆机构在工作行程期间可实现高旋转速比。当门摆动关闭时，连杆 *I* 与减振器臂 *II* 开始形成肘节，并且使减振器臂 *II* 产生大的角速度。减振器在闭合位置附近的减速运动更有效。

图 5.5-9　冲击减速器常出现在一些大的断路器上。当低位曲柄在行程的开始和结束缓慢旋转时，曲柄 *I* 以匀速旋转，当杆 *II* 和杆 *III* 形成肘节时，曲柄 *I* 在行程的中期迅速移动。获得加速的重力吸收能量并且在减振器减慢时使其返回到系统。

5.5.3 可变机构的优点

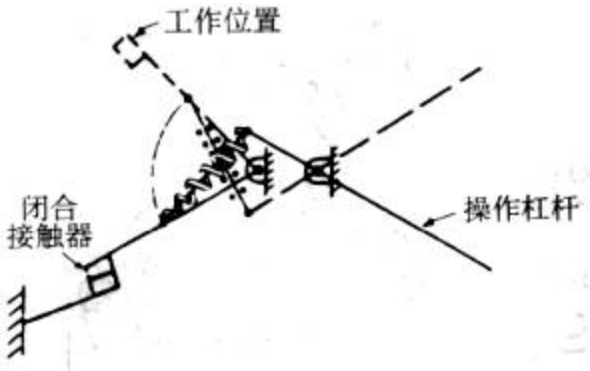
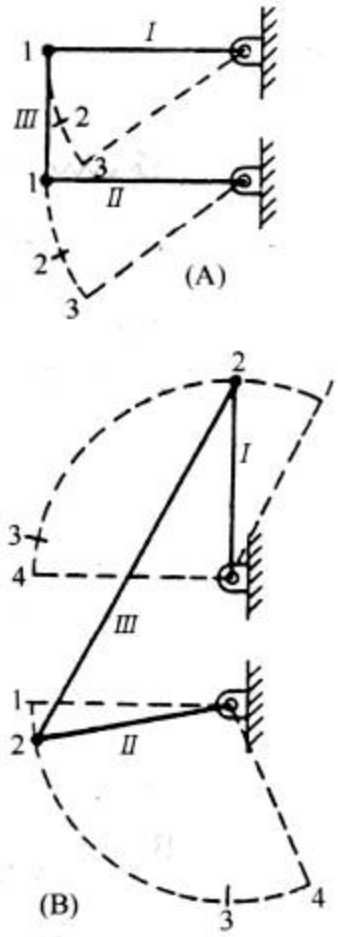
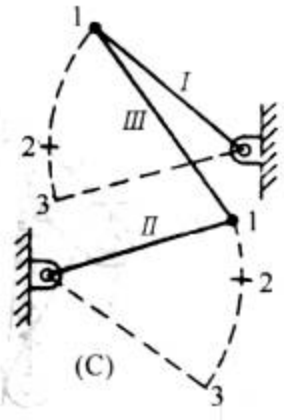


**图 5.5-10　**烤面包炉开关有一个渐增的机械增益机构以帮助压缩弹簧。在闭合位置内弹簧使接触器保持闭合并在低位控制杠杆。当杠杆向上移动时，弹簧被压缩并且与接触器臂和杠杆形成肘节。移动通过肘节的这些杆只需要很小的一个力；超过这点，弹簧打开接触器。相似的动作将发生在闭合阶段。





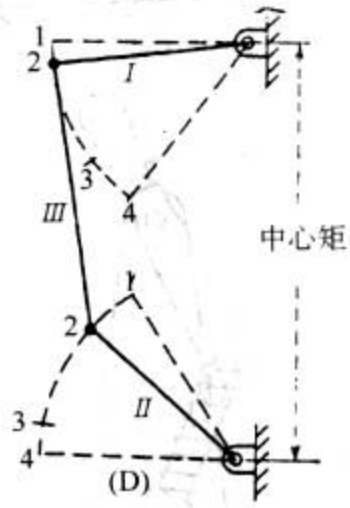


**图 5.5-12　**四连杆机构可以产生可变的速比(或者机械增益)。在图 12(A)中，因为曲柄杆 *I* 和 *II* 与连杆 *III* 同时形成肘节，在机械增益方面没有变化。在图 12(B)中，增加连杆 *III* 的长度就会增加在位置 1 和 2 之间的机械增益，因为曲柄 *I* 和连杆 *III* 接近于肘节。在图 12(C)中，在左侧放一个支点将产生类似在图 12(B)里的效果。在图 12(D)中，增加中心距使曲柄 *II* 和连杆 *III* 在 1 的位置接近肘节；曲柄 *I* 和连杆 *III* 在 4 点接近肘节位置。

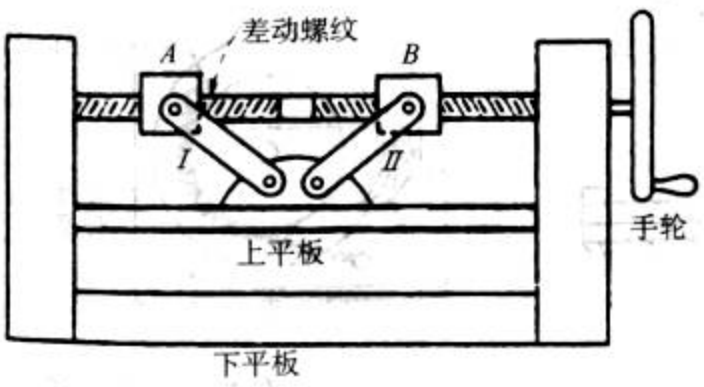


**图 5.5-11　**肘杆式压力机有个渐增的机械增益以抵消材料被压缩时的抵抗力。带差动螺纹的手轮同时移动螺母 *A* 和 *B*，使连杆 *I* 和连杆 *II* 形成肘节。

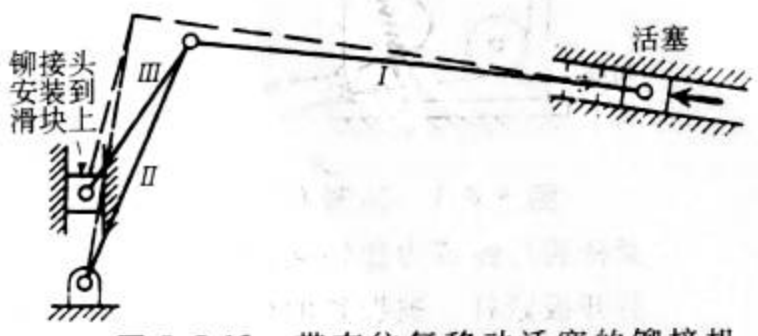


**图 5.5-13　**带有往复移动活塞的铆接机用图示的连杆机构产生一个高的机械增益。采用恒力驱动活塞，当连杆 *I* 和连杆 *II* 形成肘节时，铆接头上的力达到最大值。

5.6 16 种弹簧锁、肘节和触发机构

下面是基本锁紧和快速打开机构的示意图。

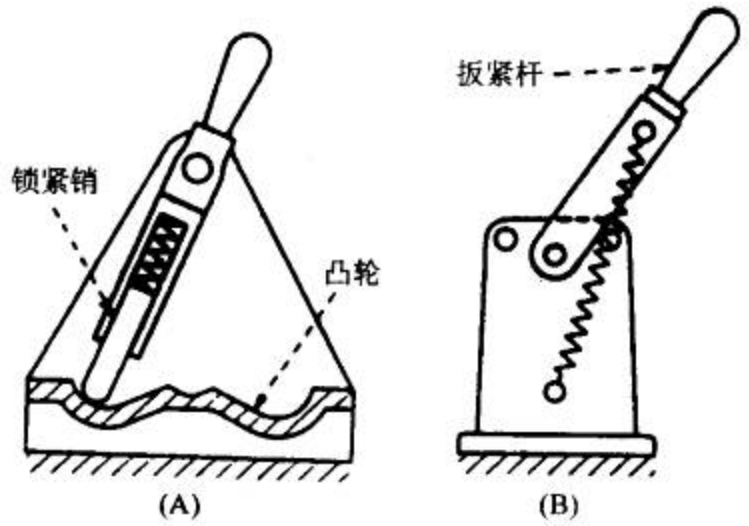


图 5.6-1

图 5.6-1 凸轮形导轨的弹簧锁(A)有一个扳紧和两个打开的位置；(B)简单越过中心肘节的动作；(C)采用槽形杆越过中心肘节；(D)双肘节经常用于电子开关。

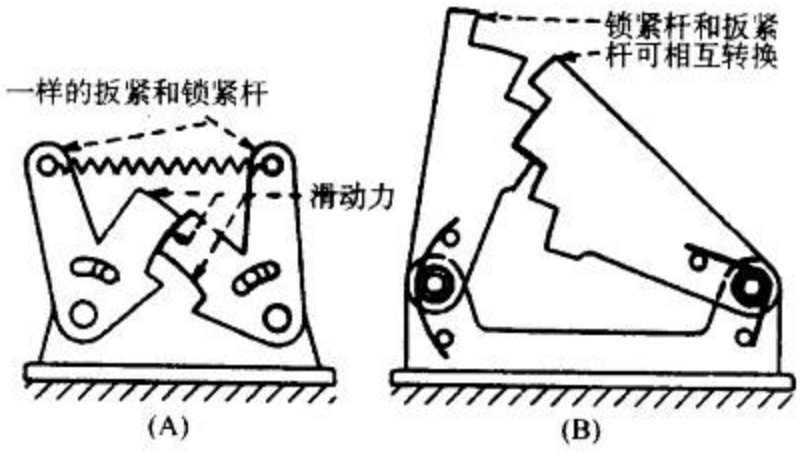


图 5.6-2 形状相同的扳紧和锁紧杆(A)允许它们的功能相互转换。滑动表面的半径必须有适于配合的尺寸。阶梯弹簧锁(B)提供几个锁紧位置可供选择。

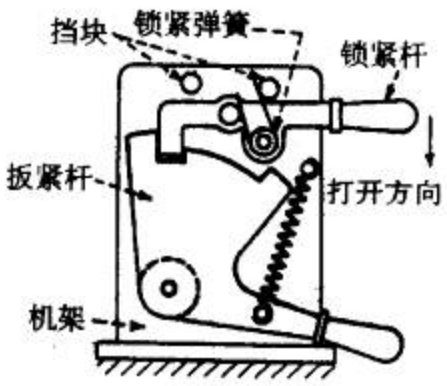


图 5.6-3 锁紧和扳紧杆通过弹簧力使锁起动打开扳紧杆。被扳紧的位置可以是不固定的。机架内的一些销钉可用作挡块、支点，或者用于弹簧的固定。

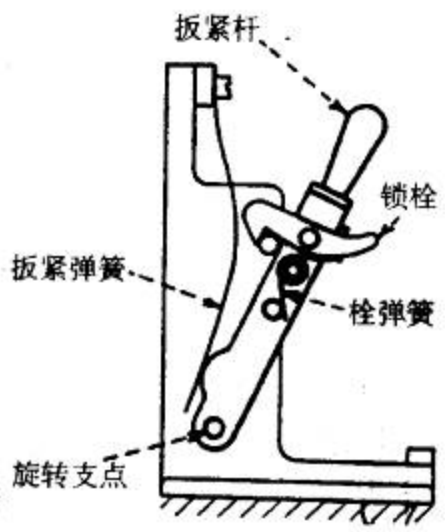


图 5.6-4 安装在一个扳紧杆上的锁栓允许两个杆同时达到工作点。在打开锁后，扳紧弹簧使杠杆顺时针旋转，然后靠自重来工作。

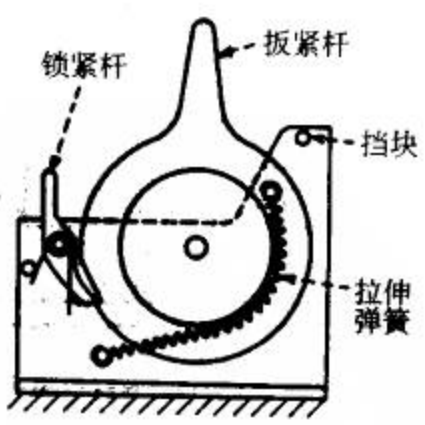


图 5.6-5 一盘形锁紧机构在圆柱体的中心上有一个拉伸弹簧。弹簧力总是作用在以杠杆支点为圆心的固定半径上。

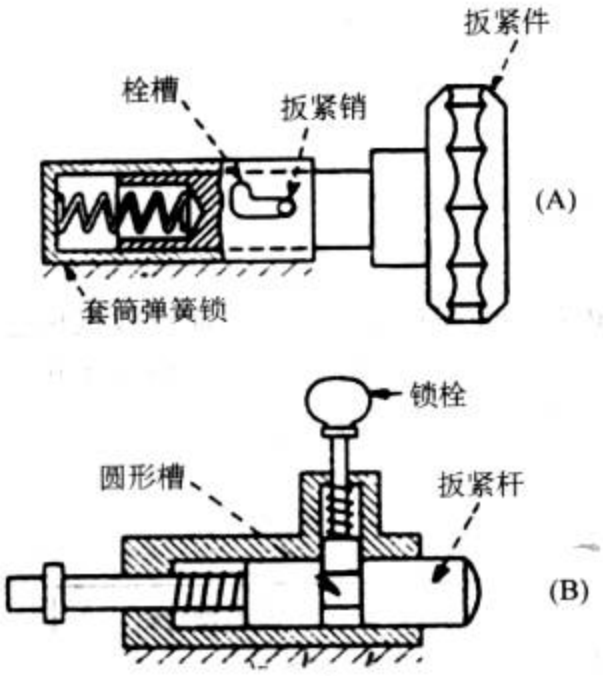


图 5.6-6 套筒弹簧锁(A)有一个L形的栓槽。轴上的销与这个栓槽配合。扳紧需要一个简单的推和拧动作。(B)锁栓和扳紧杆靠轴向运动来锁紧和开启弹簧锁。

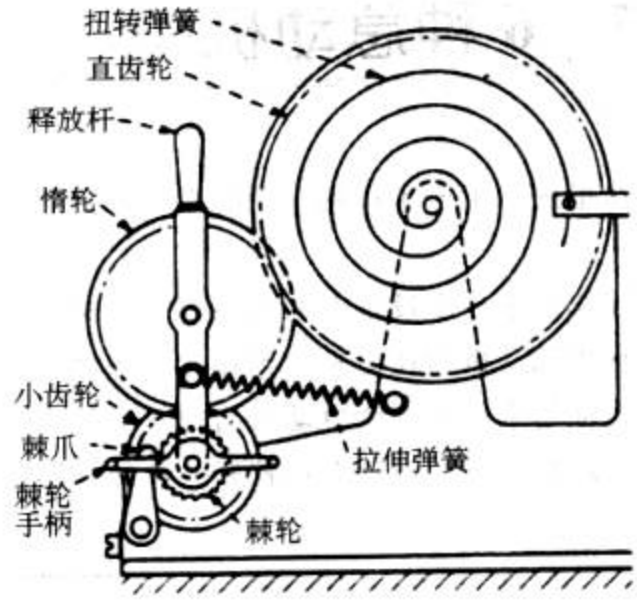
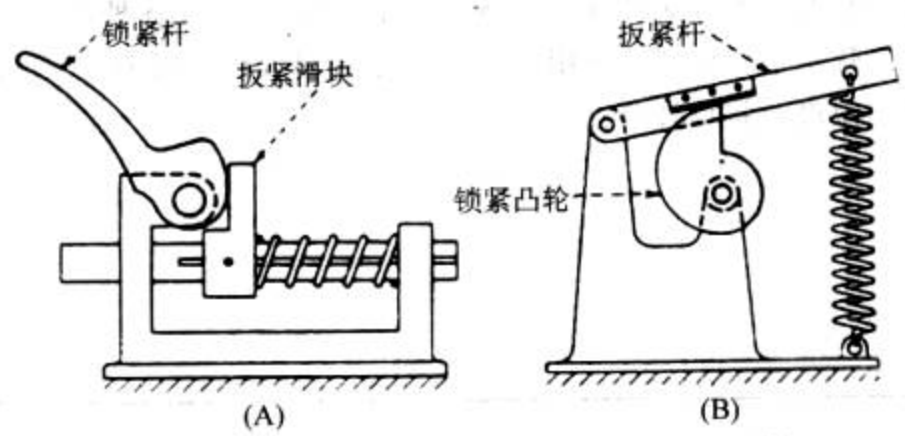


图 5.6-7 这个齿轮扳紧装置有一个固定在小齿轮上的棘轮。扭曲弹簧对直齿轮施加一个顺时针方向的力，而拉伸弹簧使齿轮保持互相啮合。逆时针方向转动棘轮手柄使设备卷紧，同时也使扭转弹簧卷紧。移动释放杆允许直齿轮返回到卷紧前的位置，而棘轮手柄不动。

图 5.6-8 这个偏心锁紧机构中(A)锁紧杆的顺时运动扳紧并锁住滑块。释放滑块时需要锁紧杆作逆时针方向运动。(B)采用与(A)中一样的逆时针方向运动，锁紧凸轮扳紧和释放扳紧杆。



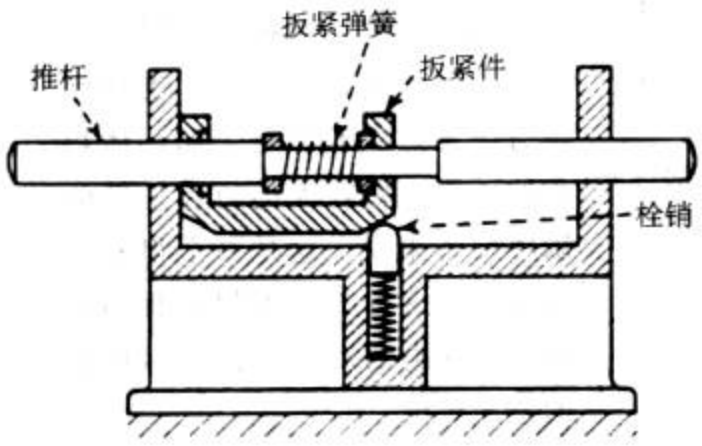


图 5.6-9 弹簧加载的扳紧件在角部有斜面。这根推杆的轴向运动迫使扳紧件与机架上受弹簧力的球或销接触。当这种扳紧积累足够的力来克服栓销弹簧时，扳紧件快速右移。这个动作可以在两个方向上重复进行。

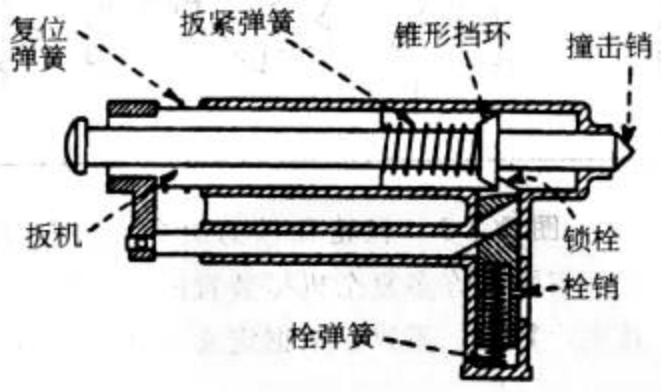


图 5.6-10 这个撞击机构在销上有一个锥形挡环。扳机上的压力迫使锁栓向下，直到在扳紧弹簧力的作用下挡环被松开，销冲出来。复位弹簧使扳机和销回到原位置。锁栓在销上锥形挡的作用下被迫向下，直到栓的弹簧力被克服后，锁栓弹回。如果除去扳机和撞击销，栓销将保留锁栓。

5.7 6种急动机构

这里图示了产生机械急动的六种方式。

当作用于一个设备上的力超过一段时间后，这个力积累到一个临界状态引起突然的运动，从而导致机械急动。理想急动机构在力量达到临界状态之前不会产生运动。然而，这是不可能的，只是接近这种理想工作状态的方式被用来衡量一个急动机构的效率。这里所示的一些设计很接近理想状态，另一些不太接近，但是这些不太接近理想状态的设计有比较好的额外补偿特性。

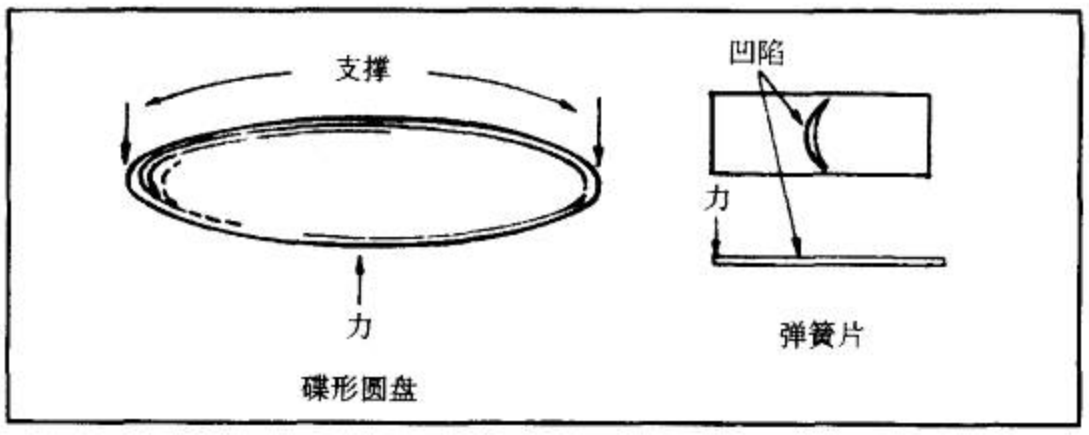


图 5.7-1 碟形圆盘是一种简单、常用的产生急动方法。由弹簧材料制成的弹簧片在受到偏心力作用时能形成各种形状。“蛙鸣器”就是一个典型的应用。以这种方法制成的一种双金属元件将在预定温度时将反转自己。

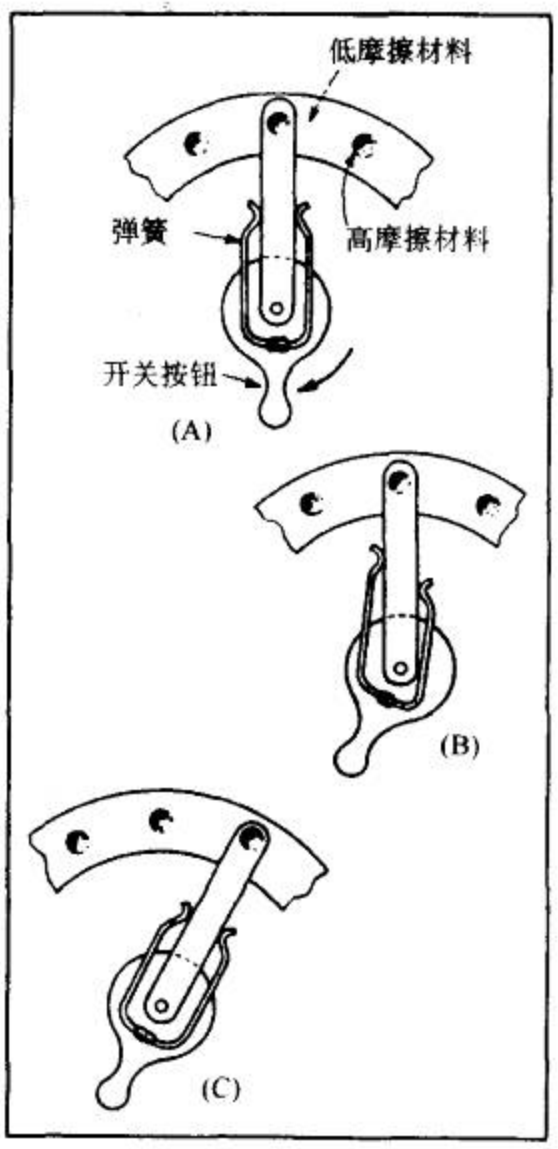


图 5.7-2 摩擦力可以被用来抵抗逐渐增加的载荷，直到摩擦力被突然克服。对于那些体积小的、不需要较大的力和运动的敏感设备来说，这是一个很有用的原理。这种方式类似于我们打响指。这类的动作或许是最原始的急动机构。

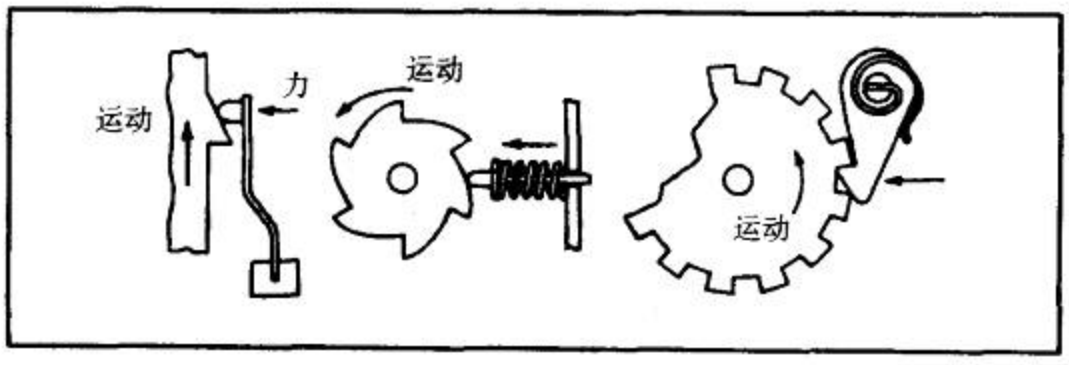


图 5.7-3 棘轮和爪的组合或许是使用最广泛的急动机构形式。实际在许多复杂机械装置的应用中，棘轮和爪的变形结构都是其主要特征。不过，根据定义这种运动不是真正的急动。

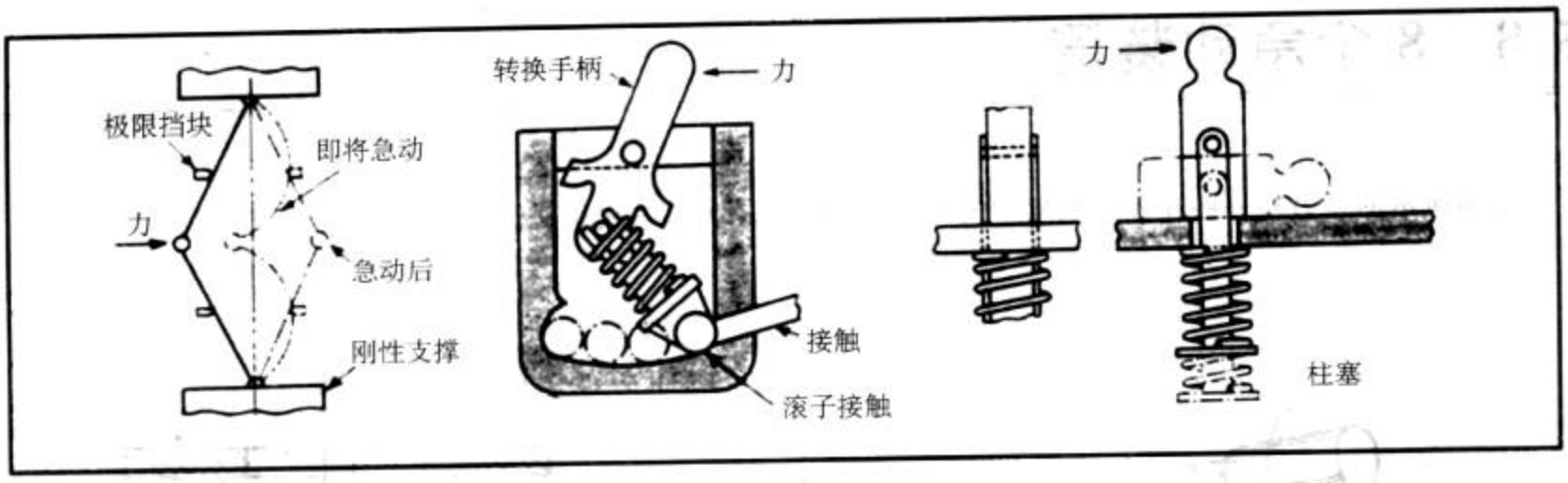


图 5.7-4 偏心机构被应用于电子开关中。与此原理相关的大量精巧设计已被应用到许多不同的机构中。它是大多数急动机构的基础。

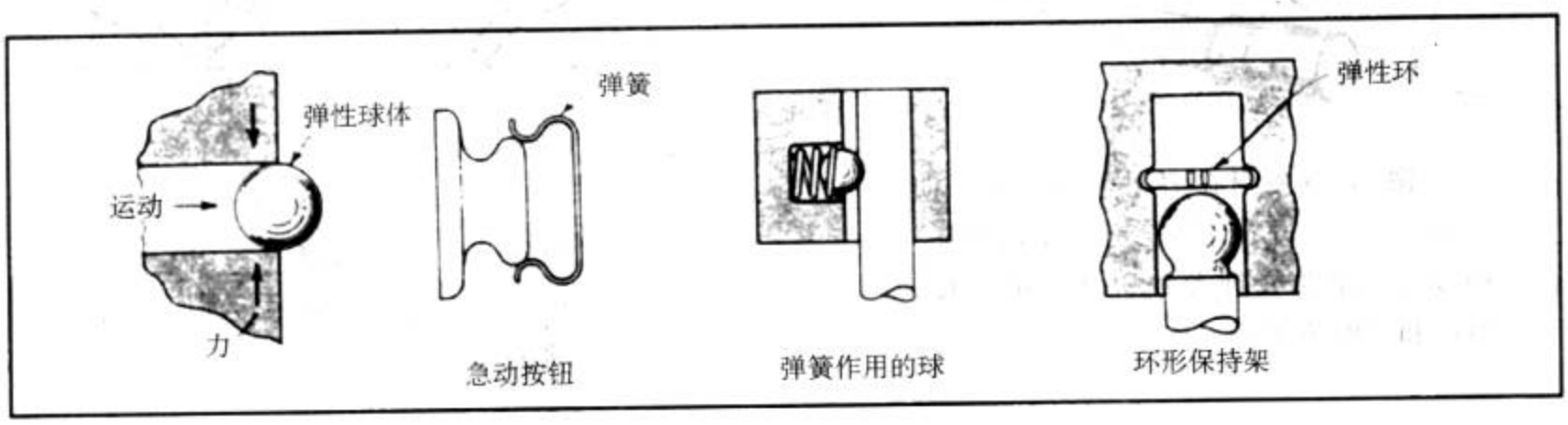
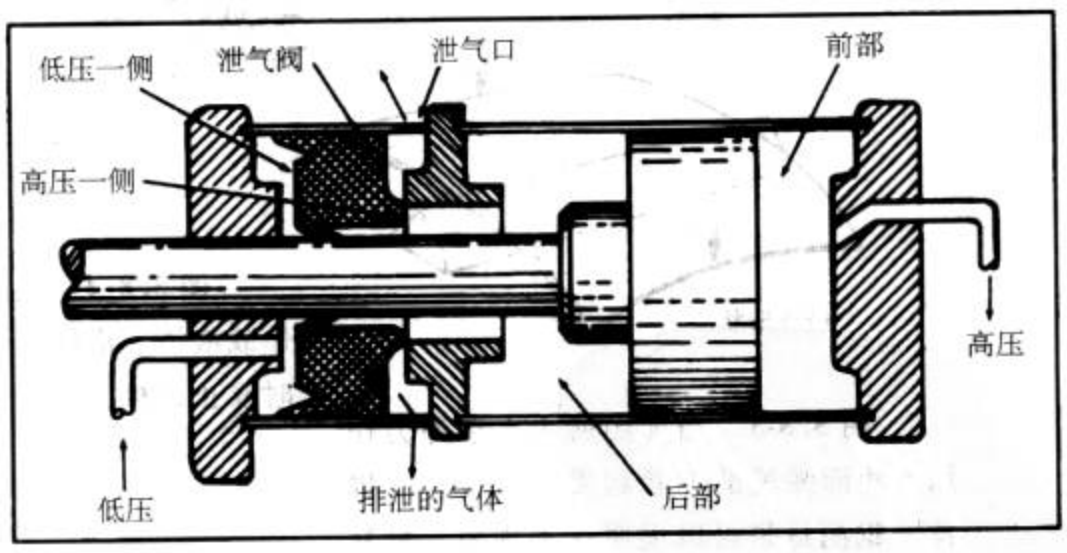


图 5.7-5 喷丸原理是以急动按钮为基础的，用于固定的弹簧作用的球和保持环圈等必须经得住重复使用。它们的作用可以提供容易或者困难的移动。磨损会改变所需要的力。

图 5.7-6 一个装满空气的泄气阀阻挡活塞的移动，直到汽缸前部的气压已经增加到一个相当高的压力时，产生急动。低压一侧的泄气阀区比高压一侧的大六倍。因此，施加在高压一侧使泄气阀移动的压力是为了使阀门保持在适当的位置而施加在低压一侧压力的六倍。



5.8 8个急动装置

下面所示的是另外一些在逐渐积累一定的力后产生急动的基本机构形式。

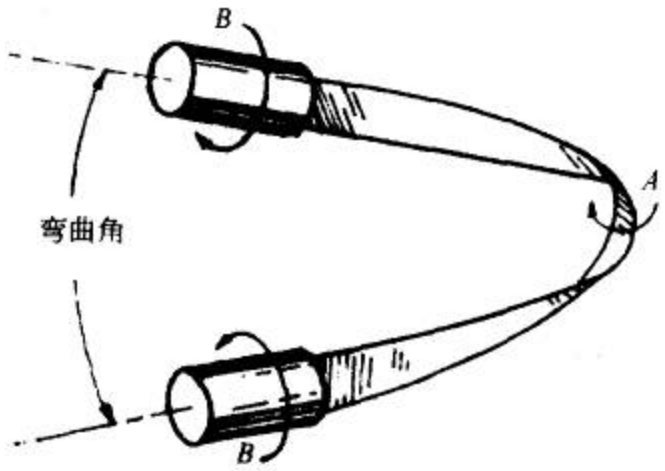


图 5.8-1 当在 *B* 处转动时，扭曲带将产生急动并在 *A* 处会有“里面外翻”的动作。扭曲设计参数包括带的宽度、厚度和弯曲角度。

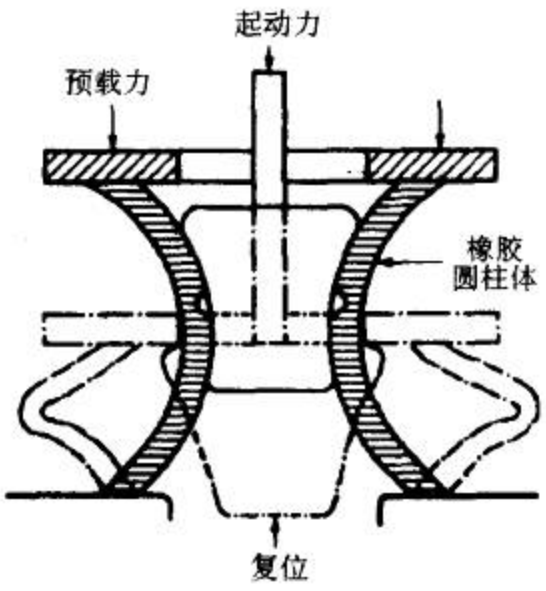


图 5.8-2 被挤压的圆筒有可以逐渐变形的弹性壁，当它所受的压应力变为弯曲应力时，圆筒将突然塌陷。

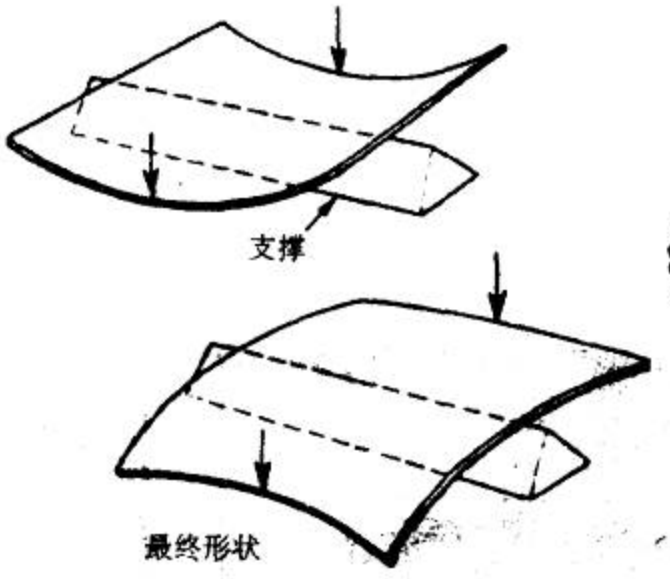


图 5.8-3 当如图所示，在外力作用下曲面弹簧的形状将发生改变。“推拉”钢测量带可以说明这种现象。材料弯曲会使带硬化，从而在悬臂状态时它可以支撑一定的力，除非负载过重引起突然断裂。

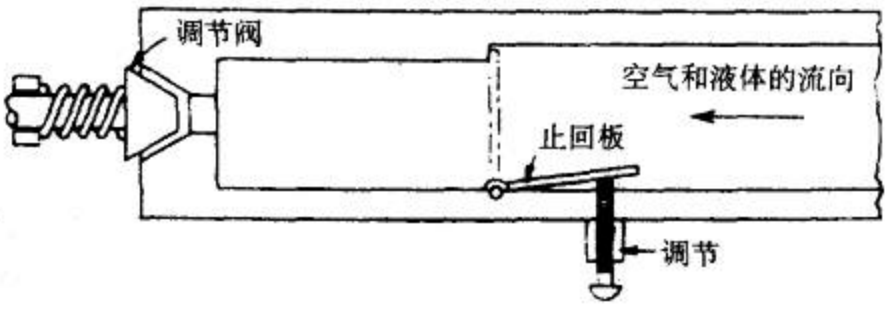


图 5.8-4 止回板可以阻止以有限的速度流动的气体或液体。借助一个调节阀，当压力降到设计值之下的时候止回板会突然关上(因为增加了速度)。

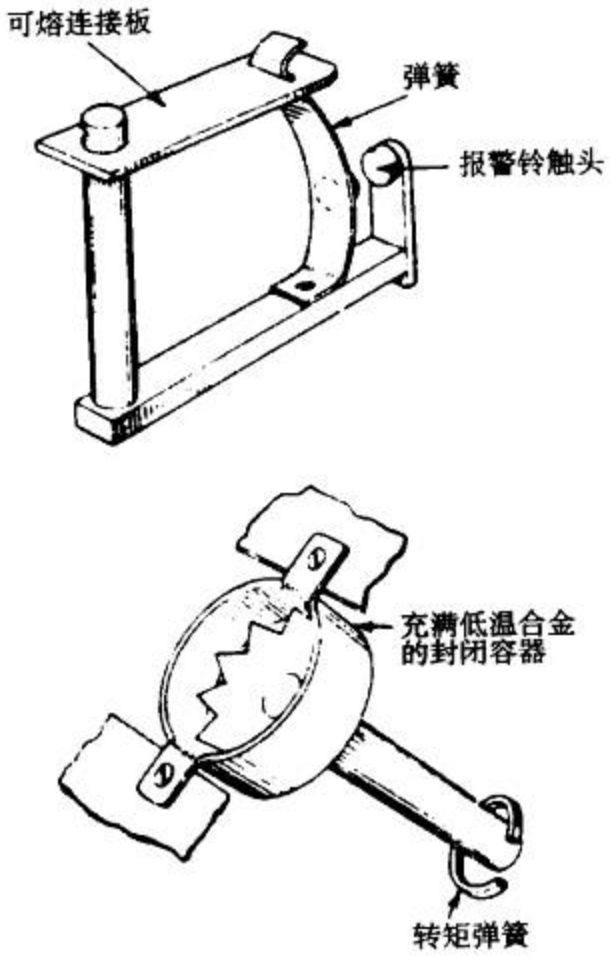


图 5.8-5 在高温或者腐蚀性的化学制品可以造成损害的地方，受损害的连接件可以被利用。如果温度变得太高或者气体中有太多的腐蚀性，连接件将在设计条件下产生变化。设备通常只被要求工作一次，尽管该图中下面的设备可以被快速复位。本装置局限于应用于对于温度控制。

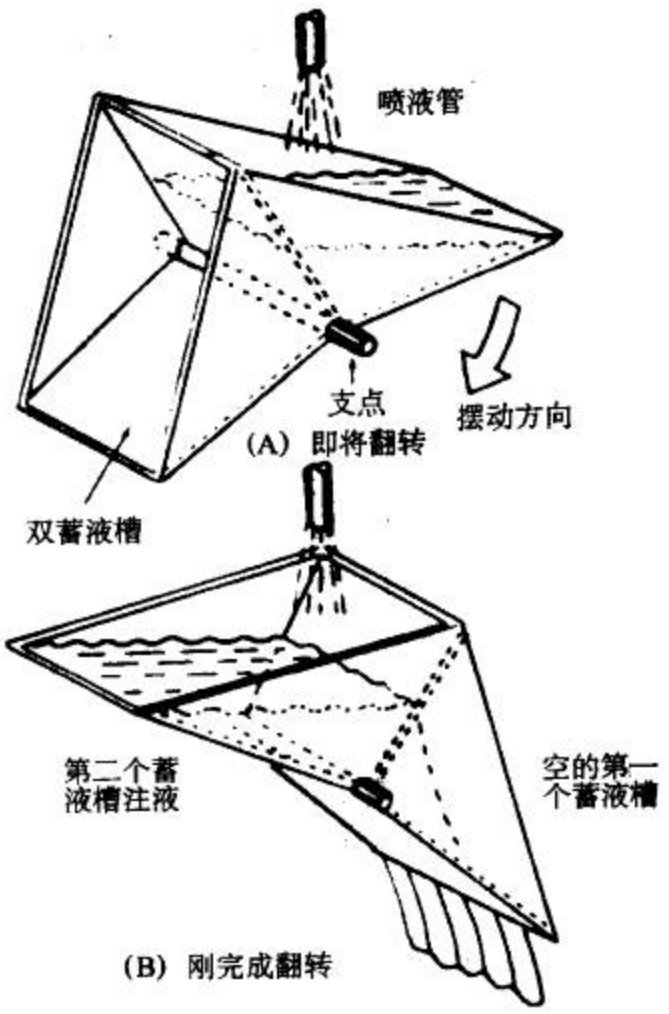


图 5.8-6 虽然与大多数急动机构相比动作较慢，重力翻转机构可以被叫急动机构是因为它们有个能量积累并引发自动释放的过程。排污用的翻转蓄液槽即是一个例子。图 A 中所示，它准备翻转。当失去平衡时，它将迅速翻转，如图 B 中所示。

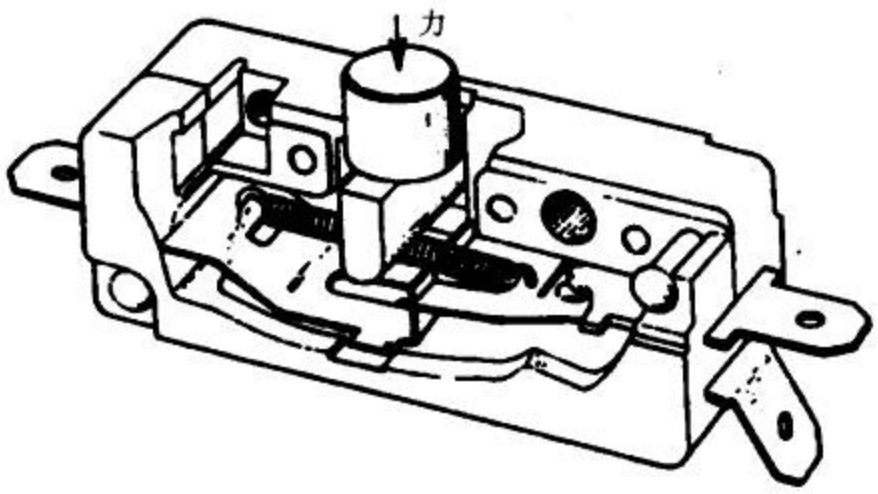


图 5.8-7 偏心拉伸弹簧与旋转接触片一起作为一个构件被用在开关中。这里所示的例子非常特殊，因为只有弹簧承受驱动力。

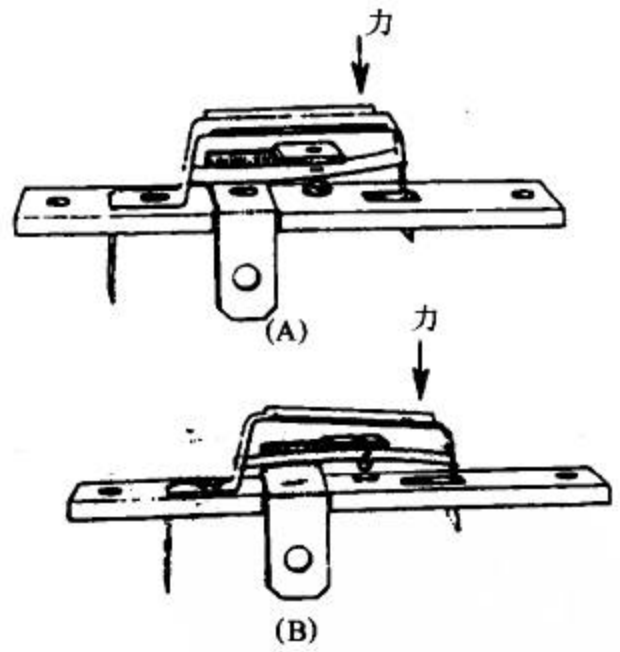


图 5.8-8 这个偏心片弹簧的动作是电子控制中很多灵敏急动开关的基础，适合作电控制开关。有时，弹簧的动作与双金属片的温度调节动作相结合使开关对热或者冷作出反应，既可以用于控制的目的，又可以用于满足安全的需要。

5.9 控制系统中差速卷筒的应用

差速卷筒的机械特性众所周知，它作为一种控制机构，可以协助齿轮、齿条和四连杆机构把旋转的运动转化为直线运动。它能放大位移以满足精密仪器的需要，或者几乎可以任意改变来满足特殊的运动方程。

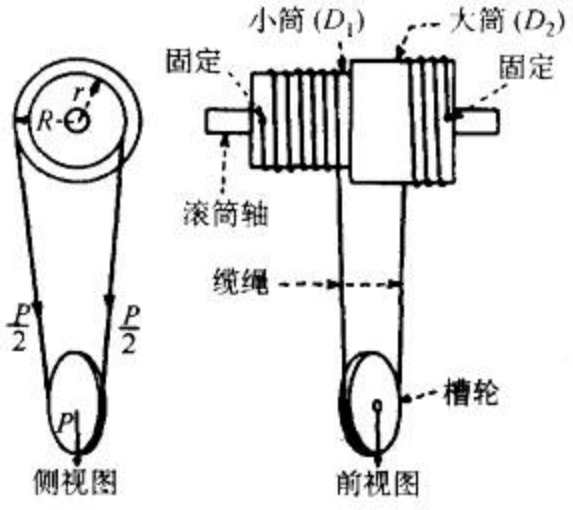
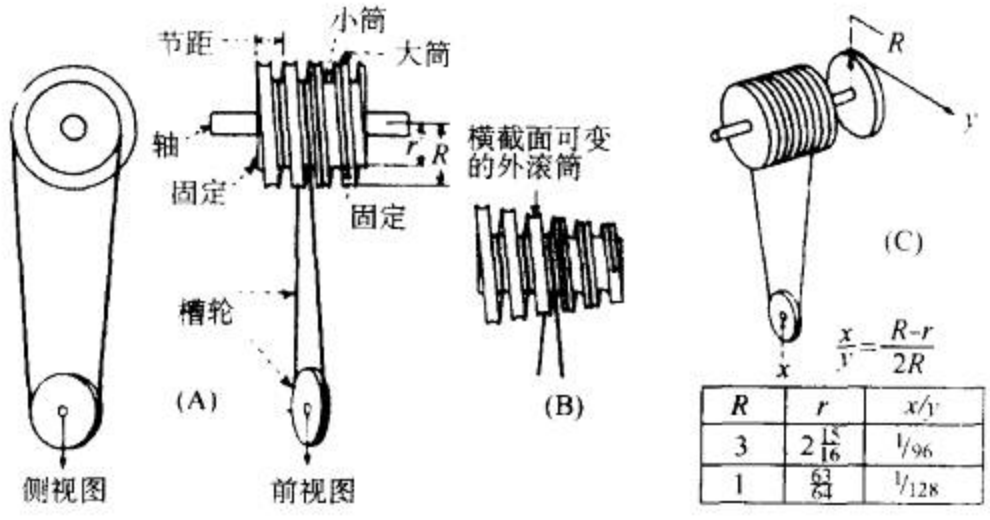


图 5.9-1 一个标准的差速卷筒机构由两个滚筒（D_1 和 D_2）、一条缆绳或者一条链组成。这条缆绳或者链两头被固定，并且绕着一个滚筒顺时针缠绕，同时绕着另一个滚筒逆时针缠绕。缆绳承载一个负重的槽轮，并且当滚筒轴顺时针旋转时从 D_1 上放松的缆绳将缠到 D_2 上，这将使槽轮升高一段距离：

$$\text{槽轮升高/转} = \frac{2\pi R - 2\pi r}{2} = \pi(R - r)$$

滚筒在逆时针方向上受到一个不平衡转矩。

$$\text{不平衡转矩} = \frac{P}{2}(R - r)$$



R	r	x/y
3	$2\frac{15}{16}$	1/96
1	$\frac{63}{64}$	1/128

图 5.9-2 Hulse 差速卷筒机构（美国专利号：2,590,623）。作成蜗杆螺纹的轮廓形式、引导缆绳的两个鼓轮同心地占据相同的长度空间。这使缆绳与轴大约保持成直角，并且消除了缆绳的移动和摩擦，特别是在与图 5.9-2(B) 中横截面可变的滚筒一块使用时。通过选择卷筒的适当横截面，任何运动方程都可以被满足。在一些装配中，消除或者支撑轴向推力的方法应该被考虑。图 5.9-2(C) 中是一个典型的减少位移的例子。

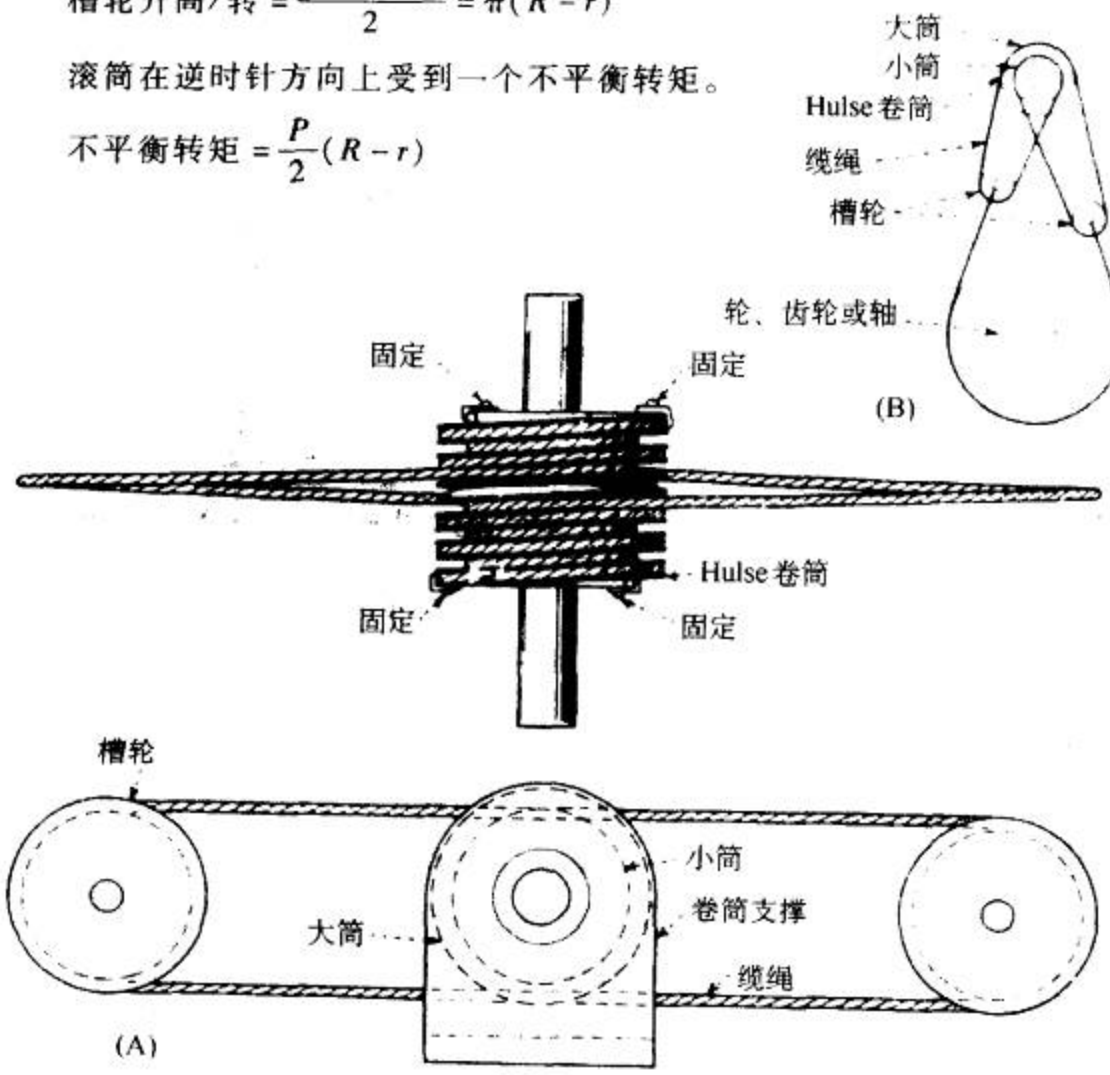
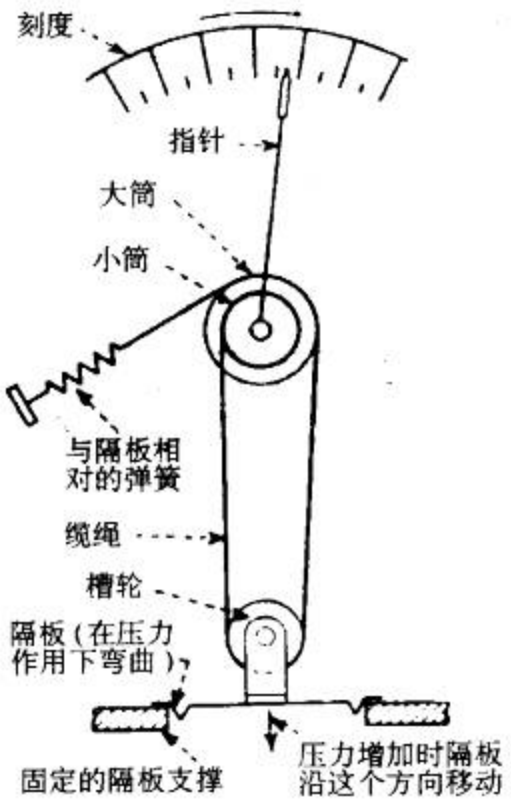
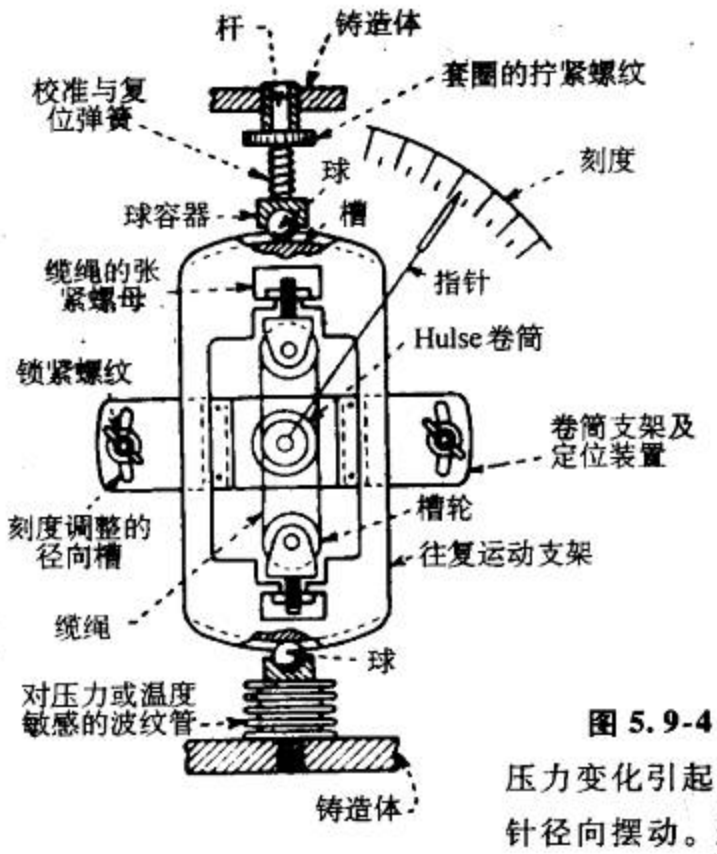


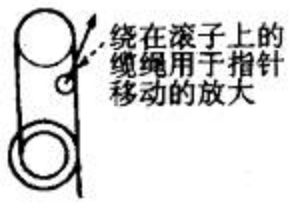
图 5.9-3 带有反向槽轮的 Hulse 卷筒机构。这个使用两个单独的缆绳和四个固定点的机构可以被认为公用一套滚筒的两台背对背的卷筒机构。为了获得变化的运动需采取下列措施：(1)固定两个槽轮，以便系统旋转时滚筒将向两个槽轮之一移动；(2)固定滚筒并且允许槽轮运动，两个槽轮之间的距离保持不变并且通常被一个杆连结起来；(3)在限制滚筒横向移动的同时允许它们沿轴向移动，当系统被旋转时，滚筒每旋转一圈将沿轴向移动一个节距，并且在同一平面内槽轮与滚筒的轴保持垂直。如果允许槽轮轴向移动，这个变化将是可逆的；此外，(4)槽轮不必相对安放，而是可以如图 3(B) 中所示的那样安装来转动一个轮。



(A)



(B)



(C)

图 5.9-4

图 5.9-4 (A)压力和温度指示器。压力变化引起隔板和槽轮垂直移动、指针径向摆动。当弹簧力等于驱动转矩时到达平衡。用热敏元件代替隔板，这个仪器就变为一个温度指示器。图 5.9-4(B)中的两个槽轮和一个往复移动支架是基于图 5.9-3(A)中所示的原理而设计的。支架靠压力或者温度来驱动，并且与对面的弹簧力达到平衡。通过在装有指针的滚子上卷绕缆绳可以获得进一步的放大，如图 5.9-4(C)所示。

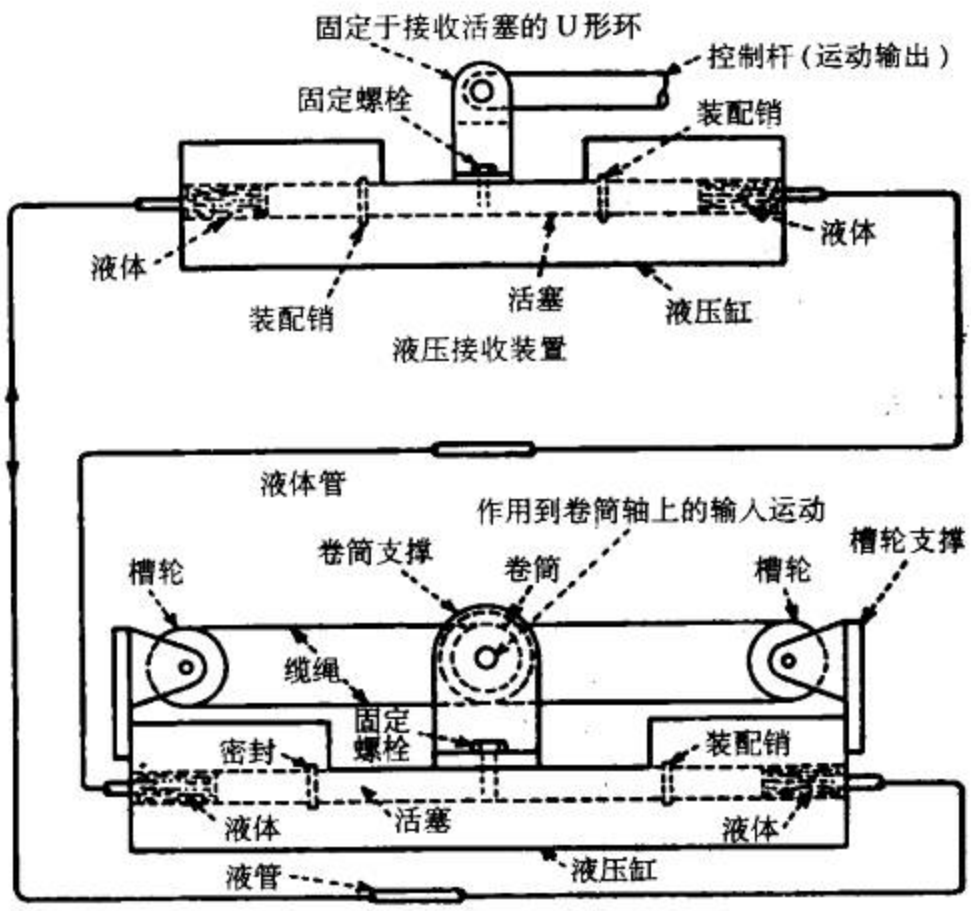


图 5.9-5

图 5.9-5 通过一个差速卷筒驱动的液压控制系统采用最小的力矩来实现对一个控制杆的远程精确定位。圆柱体内的活塞由于施加到卷筒轴上转矩的作用而前后往复移动。液体从液压缸的一头通过管线被挤出来，移动接收装置的活塞，然后该活塞起动控制杆。接收装置同时从相反的一端传输相同量的液体返回到传送装置。借助于适当的阀门控制，传送装置可以成为一台双功能的泵。

5.10 机械动力放大器的6个应用

准确定位和重载下的运动是这类纯机械式增扭器能执行的两项基本工作。

这种机械动力放大器响应速度快。来自滚筒的持续旋转的动力可以被瞬间利用。当用于位置控制时，气动、液压和电子系统，甚至那些具有连续运转动力的系统，都要求有转换器将信号从一个能量形式转换到另一种形式，而机械功力放大器可以直接进行控制运动的传感。

这个通用机械设备的四个主要的优点是：

1. 动力源的动能可持续地应用于快速反应。
2. 可以复制运动和放大动力而无需转变动力形式。
3. 位置和速度反馈是固有的设计特性。
4. 输入与输出之间的零漂移消除了累积误差。

另一个重要的优势是：这个设备改装后可以执行特殊的功能，而能执行这个功能的其它类型的系统将更昂贵并且工作起来不一定比这个设备可靠。下面的六个应用通过六个应用的图解说明这些优点怎样被用于工作中，来解决各种各样的问题。

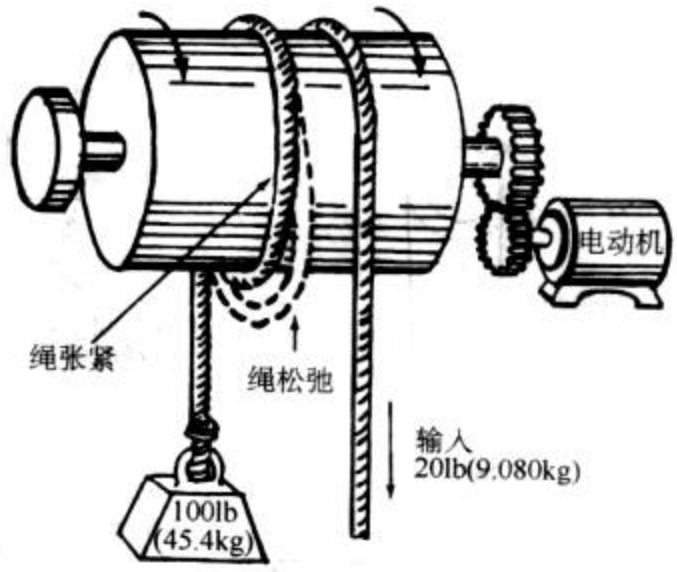


图 5.10-1

索式卷筒机原理是这里所介绍的机械动力放大器的基础，它组合了两个反向转动的滚筒。当输入轴旋转拉紧滚筒 *A* 上的带时，滚筒连续旋转，但只传送力矩。当过分拉紧滚筒上的带时，滚筒 *B* 将阻止输出。

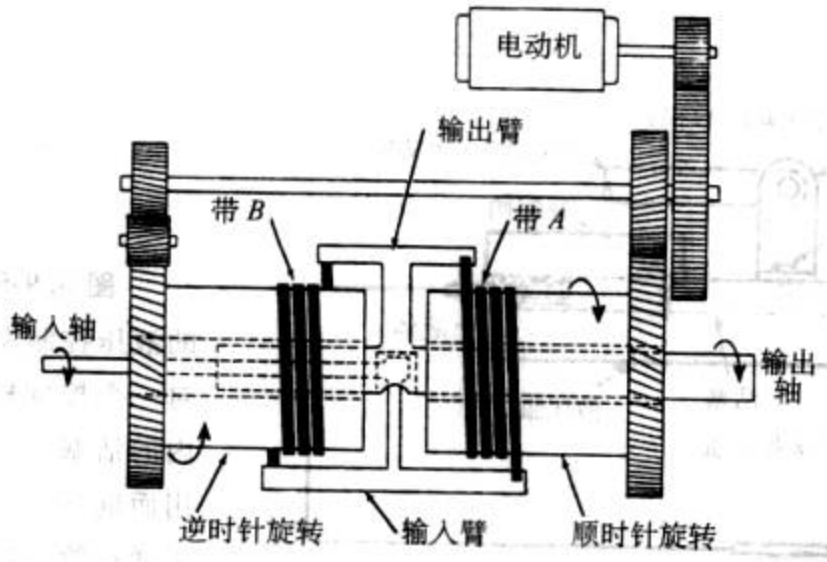


图 5.10-2

一个索式卷筒机是一个简单机械放大器。缠绕在一个电动机驱动的滚筒上的绳将滑移，除非绳的另一头被放松。所需要的拉紧力取决于摩擦系数和绳的缠绕数。通过将带 *A* 和 *B* 与输入轴和臂连接，这个动力放大器提供两个方向的输出，以及准确角度定位。当输入轴顺时针转动时，输入轴使固定在滚筒上的带 *A* 松弛。因为固定带 *A* 的受力端与输出轴连接，所以它传递从动滚筒的顺时针转动，通过这个从动滚筒带 *A* 被缠到输出轴上。因此，带 *B* 放松并在自己的鼓轮上滑动。当输入轴的顺时针转动停止时，张紧的 *A* 带放松并在自己的鼓轮上滑动。如果输出轴过载，输出臂将使带 *B* 张紧，拉紧带 *B* 引起滚筒逆时针旋转，然后输出轴停止。

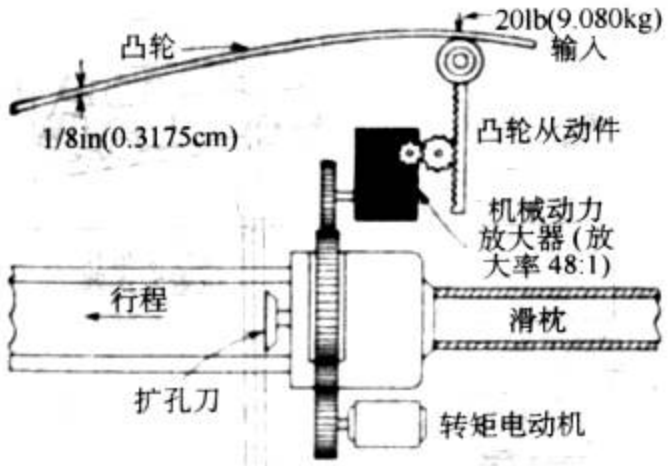


图 5.10-3

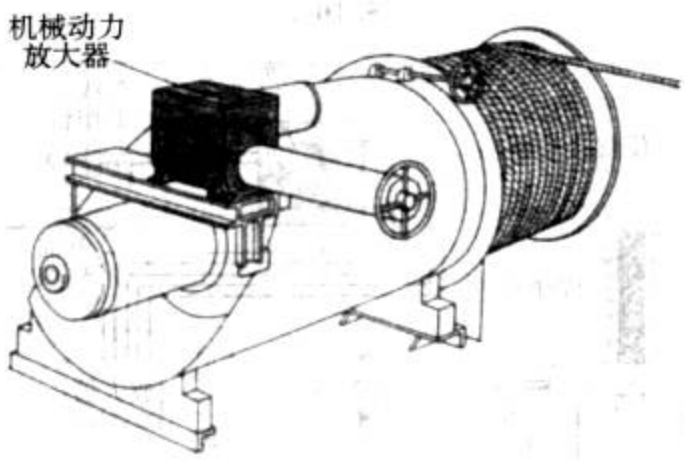


图 5.10-4

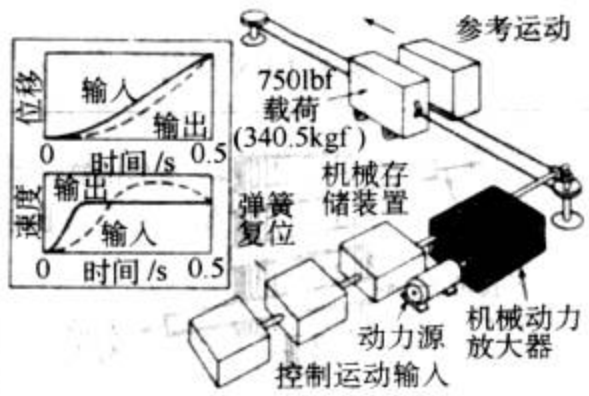


图 5.10-5

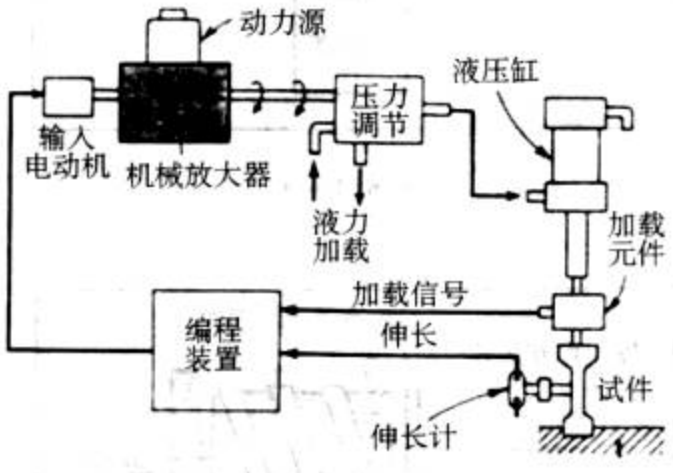


图 5.10-6

1. 非线性扩孔装置

问题：在扩孔过程中，螺纹间隙和槽处产生的扭曲在滚筒的长度上呈非线性作用。改进这种扩孔机通常要求作一些相关扭曲作用的实验。目前，扩孔刀的旋转完全靠由又长又重的楔形凸轮和相关的齿轮机构组成的纯机械机构来执行。不过，对于陡的螺旋角来说，作用在这个机构上的力变得极其高。

解决办法：将一个带有固有位置反馈的机械功率放大器加到这个机械机构上，如图 5.10-3 所示。凸轮和从动件无需驱动扩孔刀，只需要提供足够的转矩来确定放大器输入轴的位置。

2. 液压卷筒机控制

问题：大功率的液压泵电动机系统对于控制位置和运动具有良好的表现。例如，在 10 ~ 150hp (7.46 ~ 111.9kW)范围内，通常方法是在一个封闭的液压环路内改变正排量泵的输出。然而，在许多能控制这个排量的系统中，一个与系统压力成正比的力反馈能导致严重错误甚至摆动。

解决办法：图 5.10-4 所示是系统完整的外部视图。功率放大器的输出轴控制泵的排量，而它的输入靠手工控制。随着近些年遥控装置的发展，伺服电动机取代了这个手轮。大约 10lbf · in(1.1125N · m)的转矩驱动 600lbf · in(66.75N · m)的载荷。如果这系统必须传送 600lbf · in(66.75N · m)的载荷，设备将会更昂贵并且操作更危险。

3. 载荷定位装置

问题：在 0.5s 的时间内必须将 750lbf(340.5kgf)的载荷从静止开始加速，并且按照参考的线速度使加度和定位同步进行。这也要求控制运动源要比载荷获得更快的加速。载荷力矩不应受限于任何滑动装置。

解决办法：带有一个单功率放大器的系统提供了解决方案(图 5.10-5 所示)。对两个方向进行了预载的一个机械存储装置驱动放大器的输入轴。这使得输入源随意进行加速。总的控制输入运动与放大器轴的输入运动之差被临时储存。在 0.5s 之后，载荷达到适当的速度，存储设备传送与输入精确同步的位置信息。

4. 拉伸试验机

问题：在一台液压拉伸试验机上，动力缸的行程必须被控制为试件两个变量(张紧和拉伸)的函数。一个被设计用来使控制信号与那些可变信号成比例的编程装置有一个大约 0.001hp(0.746W)的输出功率，这个功率太低了，以至于不能驱动压力调节器来控制到液压缸的流量。

解决办法：这个问题的分析显示了三个要求：程序的输出必须被放大大约 60 倍，位置精度必须在 2° 内，并且加速度必须保持在很小的数值。机械动力放大器满足全部三个要求。图 5.10-6 所示的是完整的系统。它的设计主要基于稳态特性的原理。

5. 遥测和计算

问题：为了进行一个远程、靠液压测量的工作，同步系统已经用来传送远程测量读数到中心站，并且在本地指示计数器上重复这个信息。这个工作过程需要大量的测量和指示仪表。当增加新设备(例如票据打印机)时，力矩也需要增大。

解决办法：在中心站指示器里的机械动力放大器不仅提供额外的输出转矩，而且可以实现特定的同步，甚至比单独驱动指示仪表时同步性差异还要小(图5.10-7所示)。

选择的同步发送器以最高600r/min的转速工作时，只能产生大约3ozf·in(0.0211N·m)的力矩。机械功率放大器可以提供高到100lbf·in(11.125N·m)的转矩，并被设计放在寄存器的底部，如图5.10-6所示。总的精度是在0.25VKgal(1.1365L)内，并且误差是非累积误差。

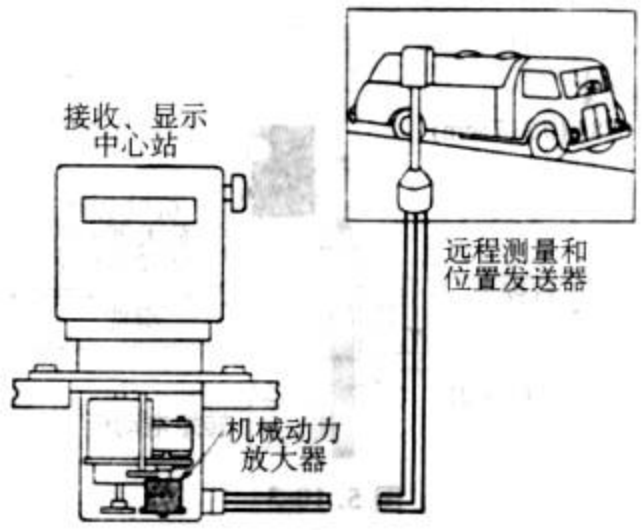


图 5.10-7

6. 不规则的布线

问题：远程控制一台布线机工作台的位置信息储存在胶片上。执行这个信息的伺服循环系统只产生大约1ozf·in(0.007N·m)的转矩。而工作台的丝杠大约需要20lbf·ft(27.145N·m)的转矩。

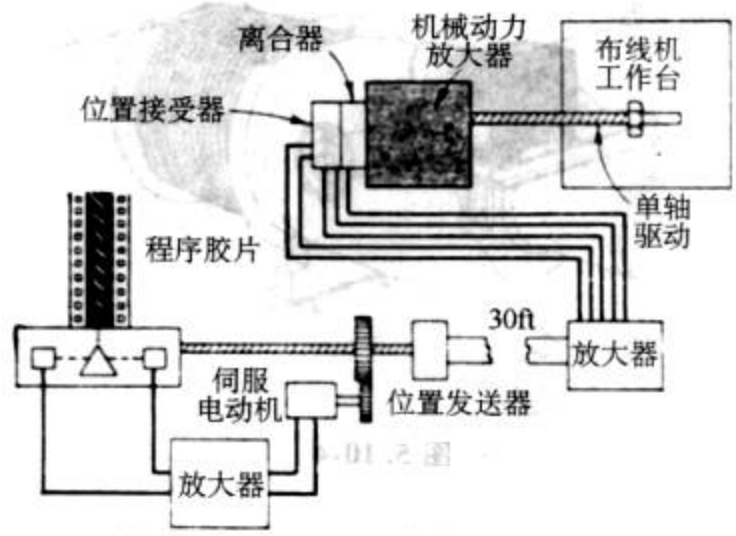


图 5.10-8

解决办法：图5.10-8所示的是一个机械动力放大器如何为远程的工作台提供必要转矩。一台位置发送器把一个旋转运动的输出量转变一个成比例的电信号，把它送到一个机器定位的微分放大器。与输出轴啮合连接的位置接收器提供与工作台位置成正比的信号。通过差分放大器比较，放大差值，并且把一个信号传给反向旋转的电磁离合器，这个电磁离合器被用来驱动动力放大器的输入轴。

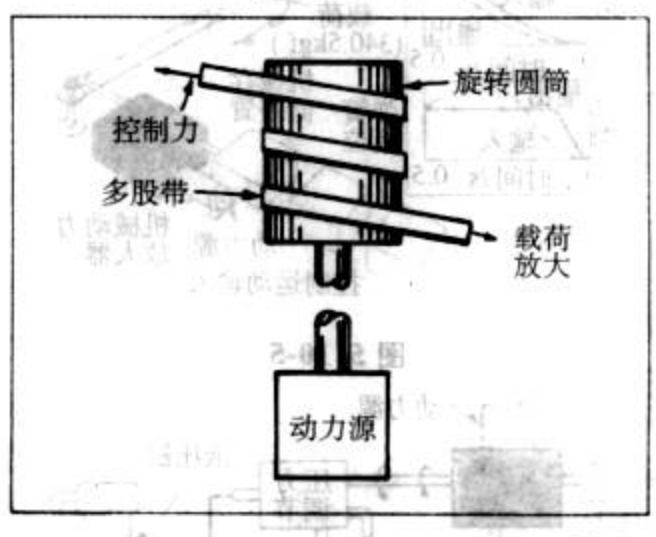


图 5.10-9

图5.10-9 一个驱动横向进给滑块的机械动力放大器是以卷筒机的原理为基础的。通过改变控制力，作用到滚筒上的全部或者部分动力可以被利用。

图5.10-10 两个背靠背安装的滚筒提供在伺服系统里需要的双向动力。用二相异步电动机替换原驱动可以使电子或者磁性信号被放大。旋转的输入可以代替简易卷筒机的线性输入和输出。控制和多股带的输出头和控制端都与齿轮相连接，而这些齿轮与滚筒的轴是同心装配的。

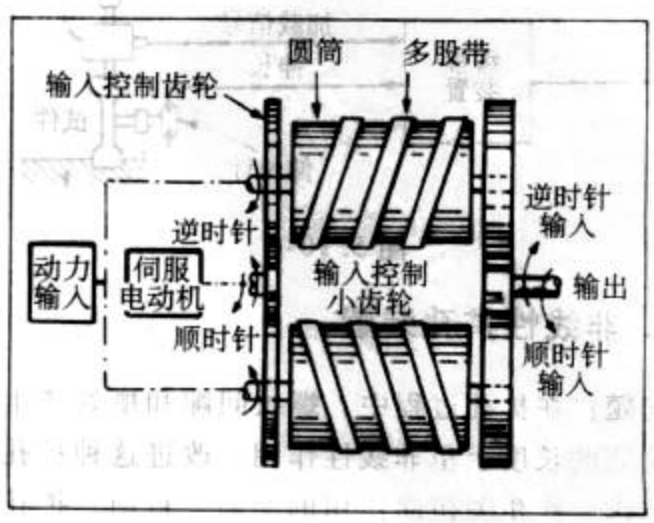


图 5.10-10

当伺服电动机旋转控制齿轮时，它使带和滚筒一块锁紧，强迫输出齿轮和它一块旋转。当第二个滚筒空转时，伺服电动机的顺时针方向旋转产生顺时针方向的动力输出。通过改变伺服电动机的电压来改变伺服电动机的转速，从而改变输出的转速。

5.11 变速带和链传动

变速传动能在规定的范围内提供无数个速度传动比。它们不同于级轮传动，在级轮传动中只能提供一些不连续的速度传动比。

机械“全金属”传动利用的是摩擦力或者受到预紧力作用的圆锥、圆盘、环和球体，它们都会有一定的滑动。带传动具有滑动或摩擦损失小的特点，而链传动则既不滑动，也没有摩擦损失——它使输入和输出轴之间保持固定的状态关系。

1. 带传动

带传动的传动效率高，而价格却相对较低，大部分使用 V 带，并用钢丝加固到三英寸宽。

带传动的速度调节可通过以下四种基本装置中的任一个来实现。

可变间距系统（图 5.11-1）。输入轴上的一个可变节圆槽轮带动输出轴上的一个实心（固定节圆）槽轮。为了改变速度，中心距可以变动，通常是用可调节底座使电动机倾斜或者滑动来进行调节（图 5.11-6）。

4∶1 的速比很容易实现，转矩和马力的大小则取决于可变直径槽轮的位置。

固定间距系统（图 5.11-2）。安装在输入和输出轴上的两个可变节圆槽轮保持两轴中心距不变。两槽轮由连杆控制。一个槽轮节圆直径受到直接控制，另一槽轮的圆盘受弹簧力作用能够自动调节；或者两槽轮的节圆直径都能通过连杆系统（图 5.11-5）进行直接控制。Pratt 和 Whittney 已经将图 5.11-5 所示的系统应用到了数控机床的主轴传动上。

可以获得 11∶1 的速比，这就意味着用一个 1200r/min 的电动机可以得到的最大输出转速为 $1200\sqrt{11}=3984$r/min，最小输出转速 $=3984/11=362$r/min。

双减速系统（图 5.11-3）在输入和输出轮上都是固定节圆槽轮，但是在中间轴上的两个槽轮都是可变节圆类型的。输入输出轴之间的距离是固定的。

同轴系统（图 5.11-4）在该装置中，中间轴允许输出轴和输入轴共轴。为了使中心距固定，四个槽轮都必须是可变节圆类型的，并用连杆控制，这与图 5.11-6 中的系统相似。这个系统可以获得 16∶1 的速比。

装配后的传送带装置（图 5.11-7）。这是将电动机和可变节圆的变速器组装成一个整体的装置。通常它的传送带是加筋的，速比可通过一个手柄进行调节。



图 5.11-1

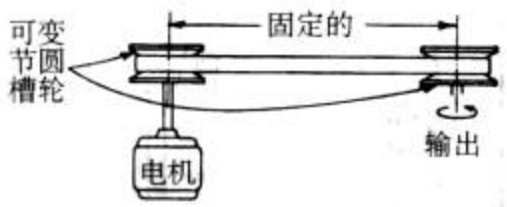


图 5.11-2

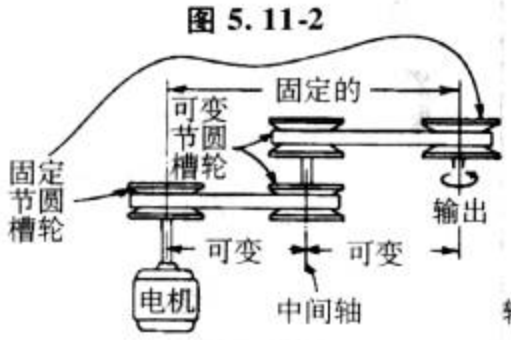


图 5.11-3



图 5.11-5 连杆控制带轮。

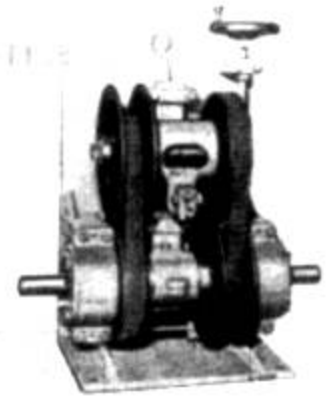


图 5.11-6 串联结构使双带系统产生高的减速比。

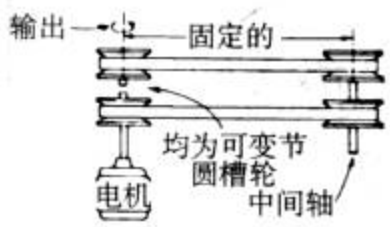


图 5.11-4

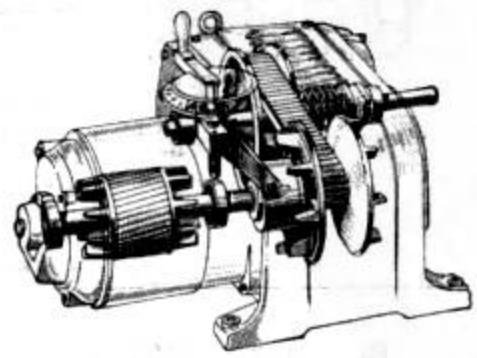


图 5.11-7 装配后的传送带装置。

图 5.11-1 ~ 图 5.11-4 为可变速输出的四种基本的带传动装置。

2. 槽轮传动机构

可变节圆槽轮的轴向移动用以下四种方法的一种控制。

连杆驱动机构。装配在图 5.11-5 中的槽轮直接由一些连杆控制，这些连杆依次靠手工来调节。

弹簧压力机构。在图 5.11-2 和 5.11-4 中槽轮的锥面受到轴向弹簧压力。这种类型的典型带轮在图 5.11-8 中有图解。这些带轮被用于与直接控制的槽轮连接，或者与可变中心距的装置连接。

凸轮控制的槽轮机构。这个槽轮(图 5.11-9)的锥体部分被固定在一个浮动的槽轮上，在一个带轮的轴上自由转动。带的张力转动锥体，锥体的表面由于弹簧的倾斜面而形成凸轮面。凸轮的作用使锥体楔入传动带，这样能够提供足够的表面压力来避免在高速时的滑动，如曲线所示。

离心力驱动机构。在这个独特的槽轮装置(图 5.11-10)中，驱动槽轮的节圆直径由钢球的离心力控制。安装在从动轴上的另一个可变节圆槽轮由转矩控制。当传动速度增加时，这些钢球的离心力使驱动槽轮的边同时受力。随着载荷的变化，从动槽轮上的可移动法兰相对于固定法兰转动。槽轮法兰的差速转动使它们向一起运动，并且促使 V 带向具有较低传动比的从动槽轮外边缘运动。当载荷随速度减小而增加时，驱动槽轮也会移动。采用极限载荷时，它将被移动到空转位置。当对转矩敏感的槽轮是驱动轮时，任何增加的驱动速度都会关闭它的法兰，并且打开离心部件的法兰，于是保持了常速输出。该装置在额定功率为 2 ~ 12hp(1.492 ~ 8.952kW) 的范围内能很好地变速。

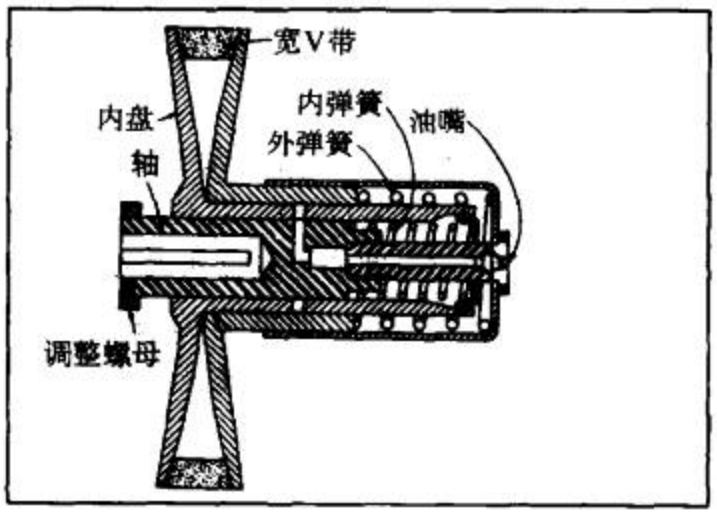


图 5.11-8 受弹力作用的可变节圆带轮。

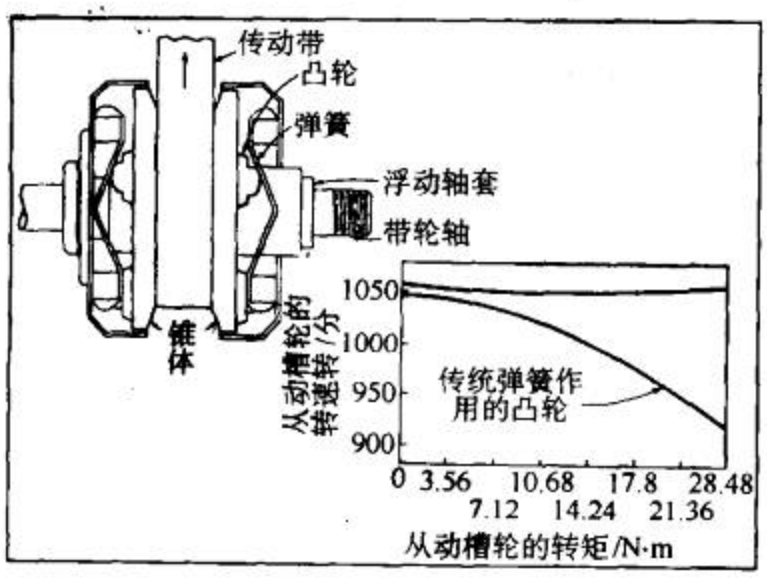


图 5.11-9 凸轮控制的带轮可避免在高速时打滑。

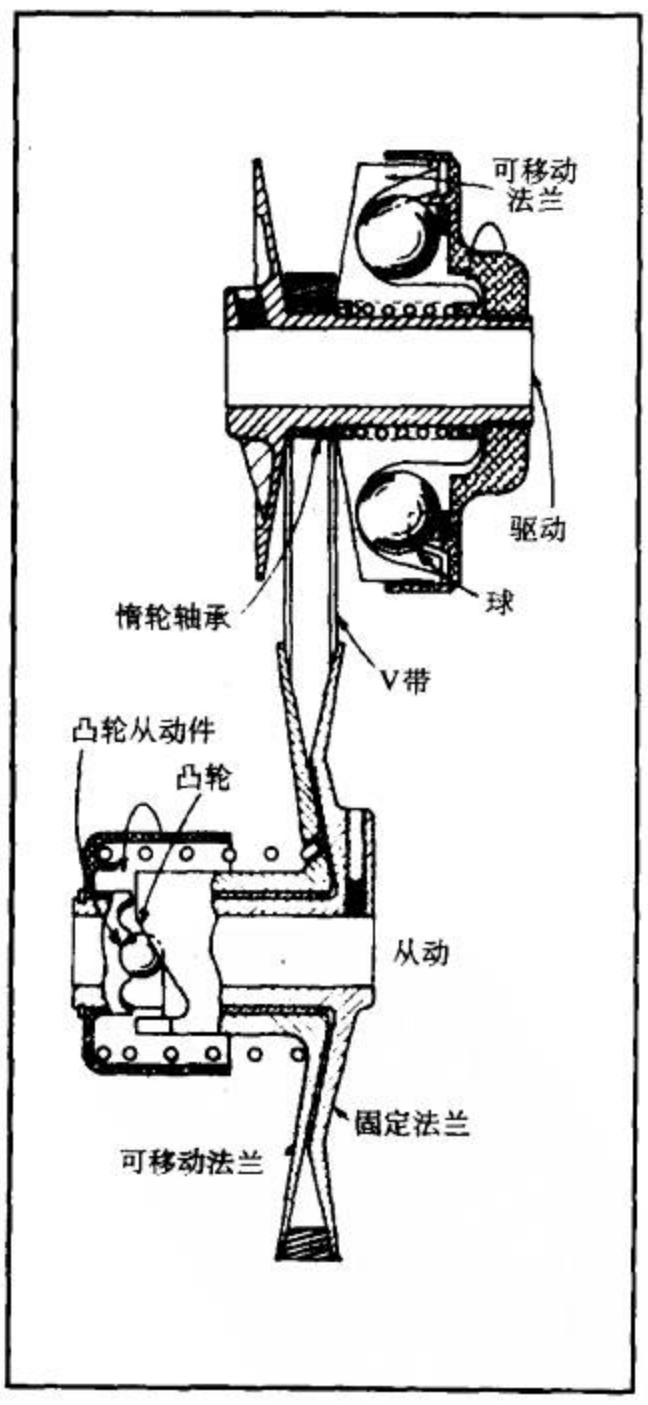


图 5.11-10 钢球控制的带轮的两边受到离心力的压力。

3. 链传动

图 5.11-11 所示为**PIV**（positive infinitely variable）**传动**。这种直接、无限可变的链传动避免了成形叠片链齿和链轮之间的任何滑动。每个单独的叠片都可以在链轮整个宽度上自由地横向滑动。链条与锥形面链轮的放射状径向沟槽的表面配合，链轮被安装在输入和输出轴上。这些表面都不是直圆锥形，而是有些凸形曲线以使链条在所有位置都保持恰当的张紧。两个滑轮的节圆直径都靠连杆来直接控制。在整个操作范围内，齿直接参与工作。速比为 6:1 时，功率可达 25hp（18.65kW）。

双滚子链传动（图 5.11-12）。这种特殊研制的链能承受 22hp（16.412kW）的功率。硬化处理过的滚子楔入到可变节圆链轮的硬化处理过的两个圆锥形滑块之间。径向滚动摩擦导致链条平滑啮合。

单滚子链传动（图 5.11-13）。如采用这种链的双股形式可以提高承载能力到 50hp（37.3kW）。剪刀形杠杆控制系统保持每对链轮表面在整个工作中承受适当比例的力。

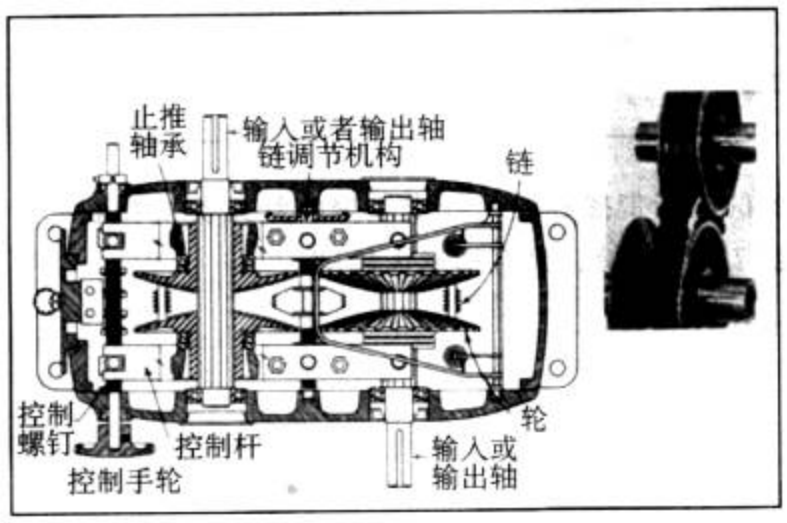


图 5.11-11 PIV 传动链与可变节圆槽轮的径向槽面紧密啮合以防止滑动。

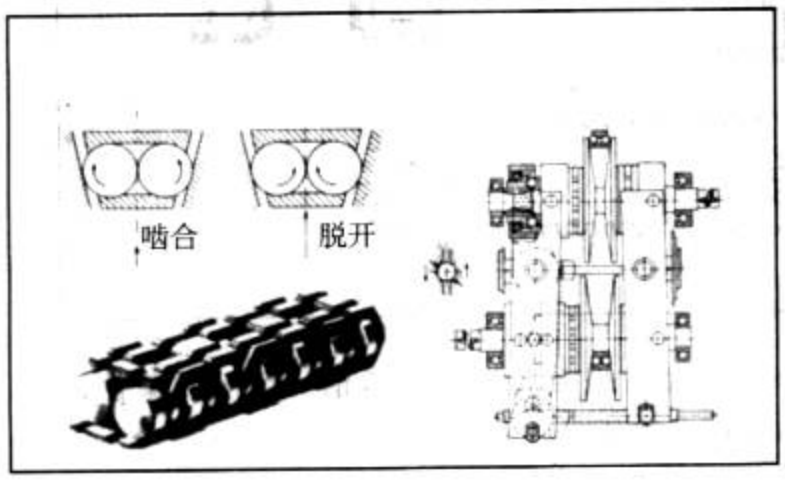


图 5.11-12

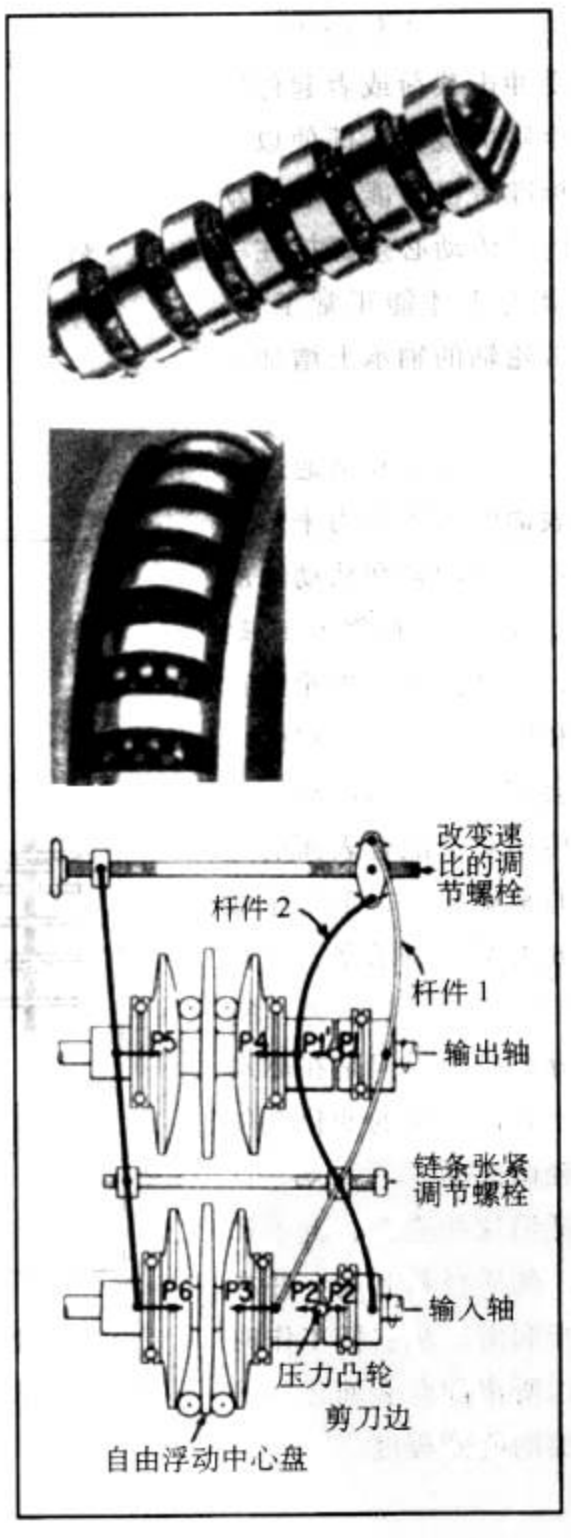


图 5.11-13 应用于大功率场合的单滚子链传动。

5.12 与混合带保持协调的配合

将带、缆绳、齿轮和链条富于想像力地融合到一块使用，可以拓展轻载同步传动的应用范围。

传送带用于机械的传动已经很久了。现在常用的平带和V型带都相当轻、噪音小、经济、允许有安装误差。传送带只通过摩擦来传递动力，在静载荷作用下以适当速度(20.33m/s和30.5m/s)工作时效果最好，在低速下工作效率有轻微下降，在高速下离心力作用将影响其工作能力，而且，在承受冲击载荷或者起停时可能会产生啜的现象。即使以均速转动，标准带也可能会有蠕动现象。因此带传动必须保持在一定的张紧状态下才能正常工作，这样就在带轮轴的轴承上增加了载荷。

另一方面，齿轮和链通过直接啮合的表面间的支承力来传动动力。相对于驱动轴和从动轴的运动来说，它们没有滑动或蠕动。但是，当链滚子和齿轮齿在进入啮合和脱离啮合时，它们之间的接触会产生很大的滑动。

直接传动对于配合表面的几何特性也非常敏感。一个齿轮载荷由一个或者两个齿承受，于是放大了齿与齿间较小的误差。链子的载荷分布较宽，但是在驱动轮的有效半径内节距的变化会使链速产生轻微波动。

为了抵消这些应力，链子和齿轮必须用硬质材料制造，并在工作中进行润滑。从它们工作时的噪音可以听出配合表面之间的冲击和摩擦的剧烈程度。

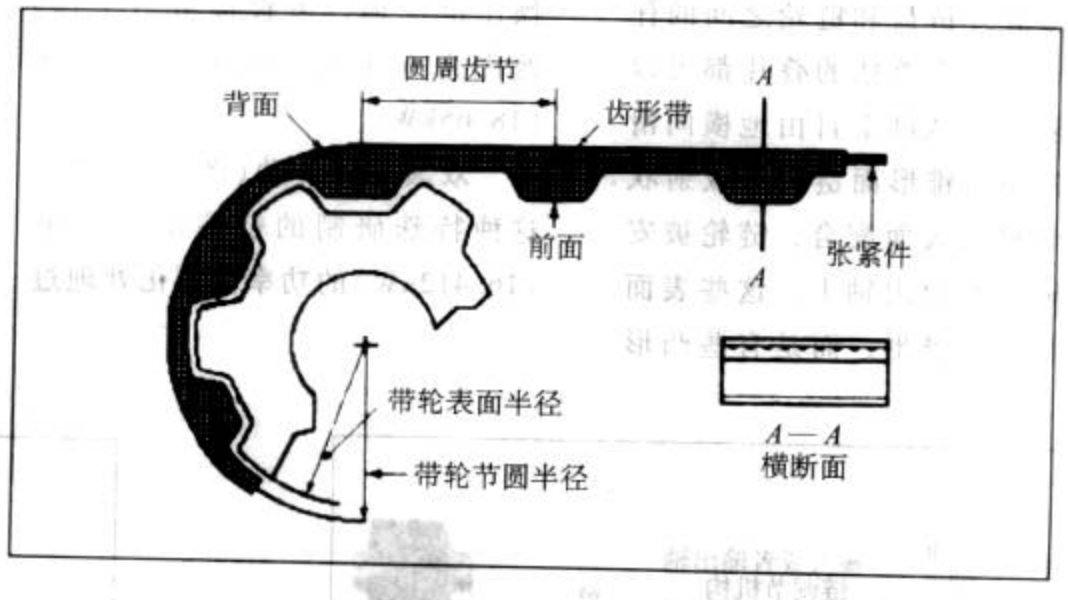


图 5.12-1 传统的同步带掺有玻璃纤维或聚酯纤维类抗拉材料，以及橡胶或聚氨脂基体成份，具有梯形齿轮廓。

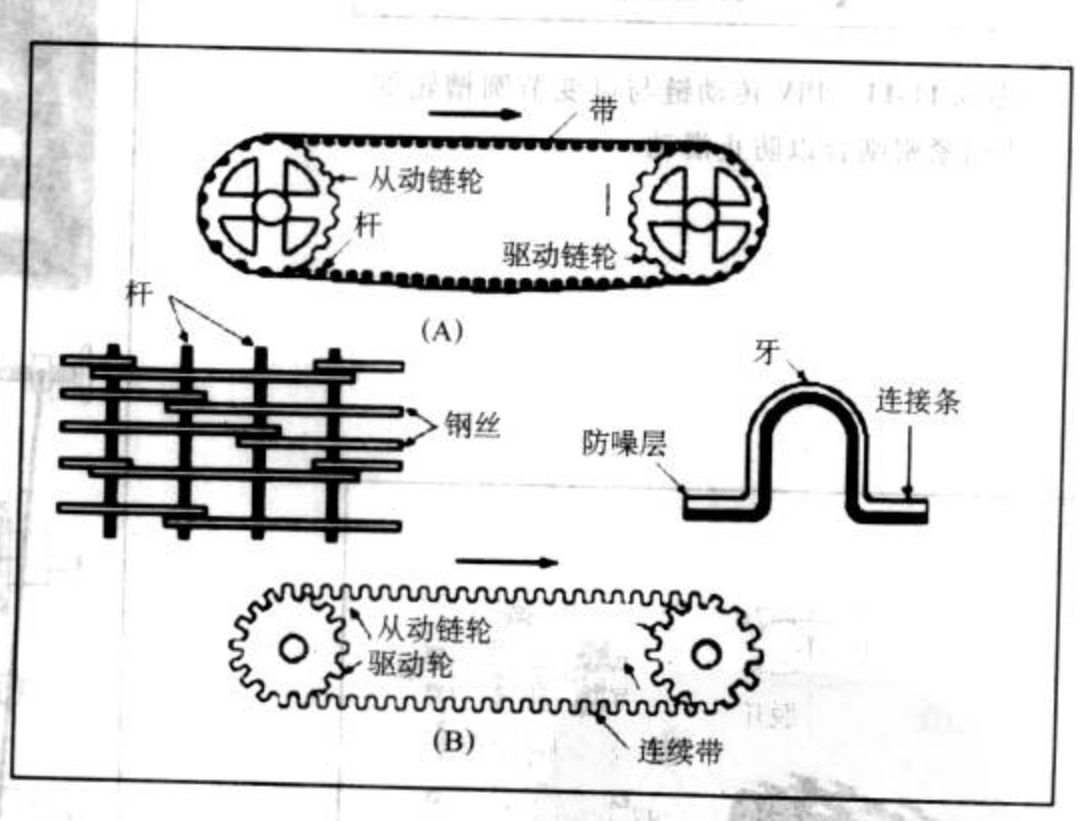


图 5.12-2 NASA金属同步带利用了不锈钢的强度和柔性，并且表面镀有防噪声和抗摩擦的塑料。

含有梯形齿的同步带(图 5.12-1)是由带、齿轮和链组合而成的。这些质量上佳的同步带可以传递大功率(高达 800hp(596.8kW))。许多新的同步带设计思想已经用于仪表和商业机器的低速、小功率传动中。

1. 钢带的可靠性

美国国家航空与航天局(NASA)戈达德空间飞行中心(Greenbelt, MD)的研究人员在制造用于飞行器仪器传动中的长寿命齿形传送带时采用了钢制结构。

国家航空与航天局的工程师们试图设计一种带传动，这种带应该能在恶劣的环境(如最热或者最冷)下的连续或断续的长期工作中保持自身强度和同步。

于是采用了两种钢传送带设计。其中一个是更像一个链的传送带设计，如图 5.12-2(A)所示，钢丝在传送带长度方向上布置并间隔地缠绕在与传送带垂直交叉的杆上。这个杆具有双重作用，一个起杆销的作用，另一个起与链轮上的圆柱形凹槽啮合的齿的作用。装配好的传送带表面镀一层塑料以便降低噪声和磨损。

在第二种设计(图 5.12-2(B))中，一钢条弯成一系列的 U 形齿。这种钢条足够柔软，所以在环绕链轮运动时能够弯曲，但材料抗拉伸。这种传送带表面也有镀层塑料以便降低噪音和磨损。

最好的 V 形带是用一整条不锈钢带做成的，根据经销商介绍该钢带“和刀片一样薄”，但是，可通过把几段焊接到一块而获得的 V 带，从而可以获得不同的性能。

NASA 已经将这两种传送带申请了专利，并且已获得了商业应用的许可。研究人员预测这两种传送带将在那些必须拆卸后才能看到皮带轮的机械、永久被封装的机械和安装在很偏远地方的机械中特别有用。另外，不锈钢带也可以用在高精密仪器设备中，因为它既不会伸展也不会滑动。

虽然塑料和缆绳传送带不具有 NASA 钢带的强度和耐用性，但是却具有很强的通用性并使生产线更经济。其中最经济和实用性最广的是新式的球链，现在它们只是普遍用于关键链条和灯的开关拉绳。

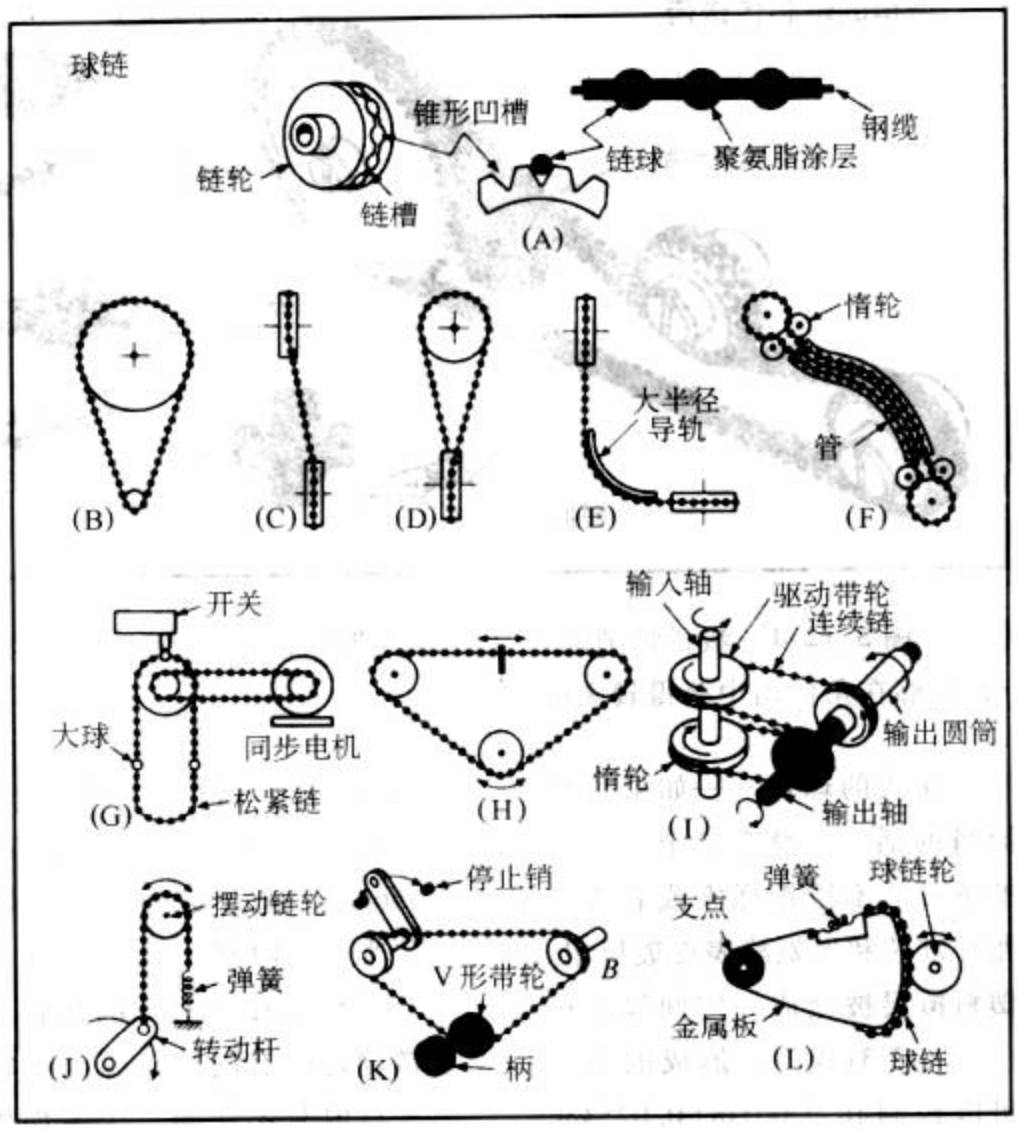


图 5.12-3 带有球和 4 个销的聚脂氨涂层钢缆“链”可以在普通带和链不适用的工况工作。

表 5.12-1 普通同步带

型　号	节圆 /in(25.4mm)	张力/宽 /(lb/in) (175.2N/m)	中心丢失常数 Kc
标准(图 5.12-1)			
MXL	0.080	32	10×10^{-9}
XL	0.200	41	27×10^{-9}
L	0.375	55	38×10^{-9}
H	0.500	140	53×10^{-9}
40DP	0.0816	13	—
大转矩(图 5.12-2)			
3mm	0.1181	60	15×10^{-9}
5mm	0.1968	100	21×10^{-9}
8mm	0.3150	138	34×10^{-9}

驱动产品性能指标

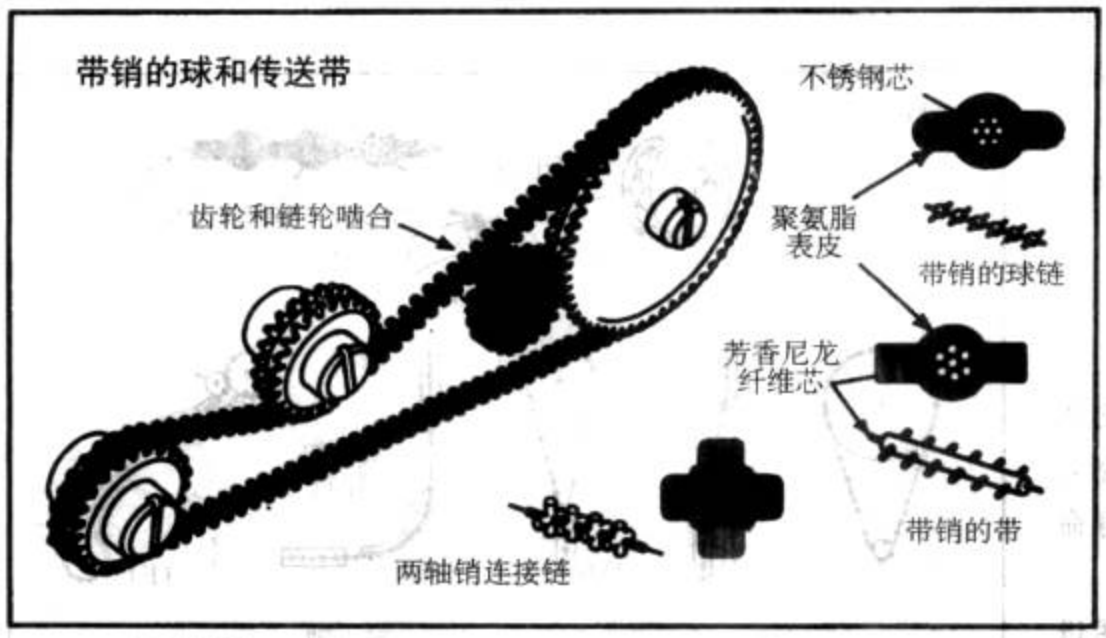


图 5.12-4 塑料销消除了球链从皮带轮凹槽中滑出的倾向，并且能够在角传动中获得较大的精度。

新式的球链——如果称作链恰当的话——没有链节。它由一整条长的不锈钢绳索或者芳香尼龙纤维芯和聚氨酯表皮镀层组成。塑料覆层被做成一定间隔的球形(图 5.12-3(A))。形成的节长度可以控制在 0.001in(0.0254mm)范围内。

绳索在有沟槽的带轮中运行，球正好与带轮表面的圆锥凹槽相啮合。球链的柔性、轴向对称性和可靠传动特性适用于很多普通和特殊的情况。

- 经济的、防滑和不需润滑的高速比传动(图 5.12-3(B))。与其它链和带相比，球链的承载能力受到它本身抗拉强度(对于单股的钢链来说是 40 ~ 80lb，即 178 ~ 356N)、速度变化比和链轮或带轮半径的限制。
- 连接未对齐的链轮。如果链轮之间有间隙，或者链轮相互平行但是不在同一个平面内，球链最大能补偿 20°的这种不对齐(图 5.12-3(C))。
- 交叉轴的角度最大可达 90°(图 5.12-3(D))。
- 用导轨或者导管实现直角和远程传动(图 5.12-3(E)和 5.12-3(F))。这些方法只适合低速和低转矩的场合，否则导架和链子之间的摩擦损失将难以接受。
- 在机械计时时，间隔使用大球来控制微型开关(图 5.12-3(G))。链子可以被改变或者更换以提供不同的计时规律。
- 精确的从旋转到直线运动的转换(图 5.12-3(H))。
- 只用一个单股带即可实现单个输入驱动、两个转向相反的输出(图 5.12-3(I))。
- 从旋转到摆动运动的转换(图 5.12-3(J))。
- 离合调节(图 5.12-3(K))。利用一个没有凹槽的 V 型带轮，当它到达预设的限位处时允许链滑动。同时，球的带轮保持输出轴同步。类似地，一个具有浅凹槽的带轮或者链轮允许链子在过载时滑动一个球的位置。
- 廉价的“齿轮”或者扇形齿轮是通过球链绕着一个圆盘的圆周或者金属板的实心弧制成的(图 5.12-3(L))。于是，链轮的作用就像是一个小齿轮。对于齿轮加工来说采用其它设计效果会更好。

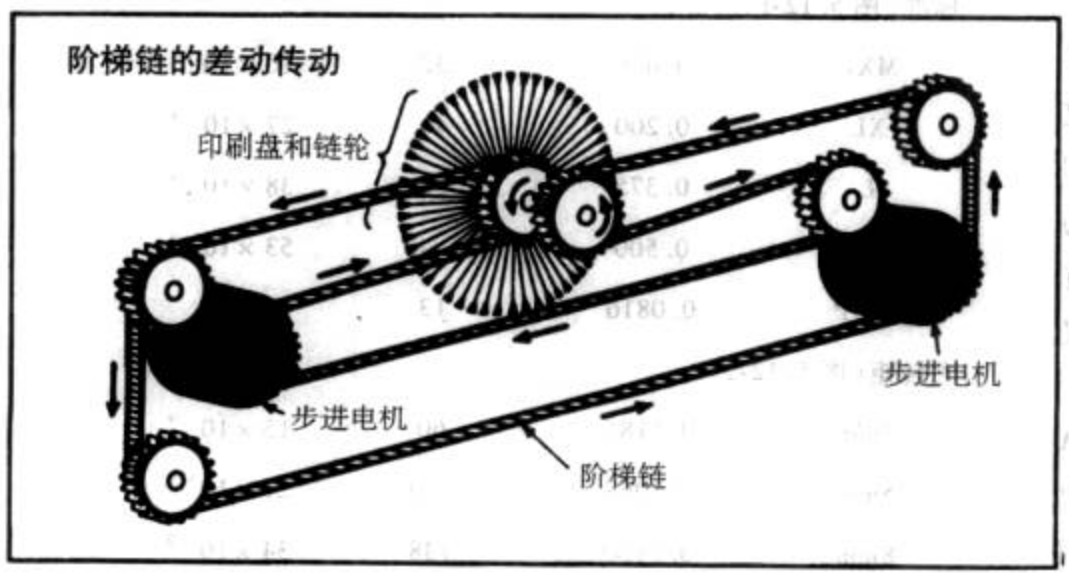


图 5.12-5 在印刷传动中的塑料和绳索阶梯链。在极端条件下，这组合种链的寿命是钢链的很多倍。

2. 一种更稳定的方法

不幸的是，在重载下倾向于形成凸轮状的球链容易从深的链轮凹槽中出来。在它最初的改进阶段，球长出“肢”来——两个销的投影与绳索轴是相互垂直的(图 5.12-4)。带轮或者链轮看起来像是容纳传送带的带有沟槽的直齿轮。实际上，带轮能和具有恰当节圆的普通直齿轮相啮合。

不同形式的带也可以和两列销一块来使用。一列销的投影是垂直的，另一列销的投影是水平的。这种结构允许装置在一系列垂直的轴之间传动，而不会扭曲绳索，就像球链一样，但没有球链载荷的限制。减小扭曲可以增加传动寿命和可靠性。

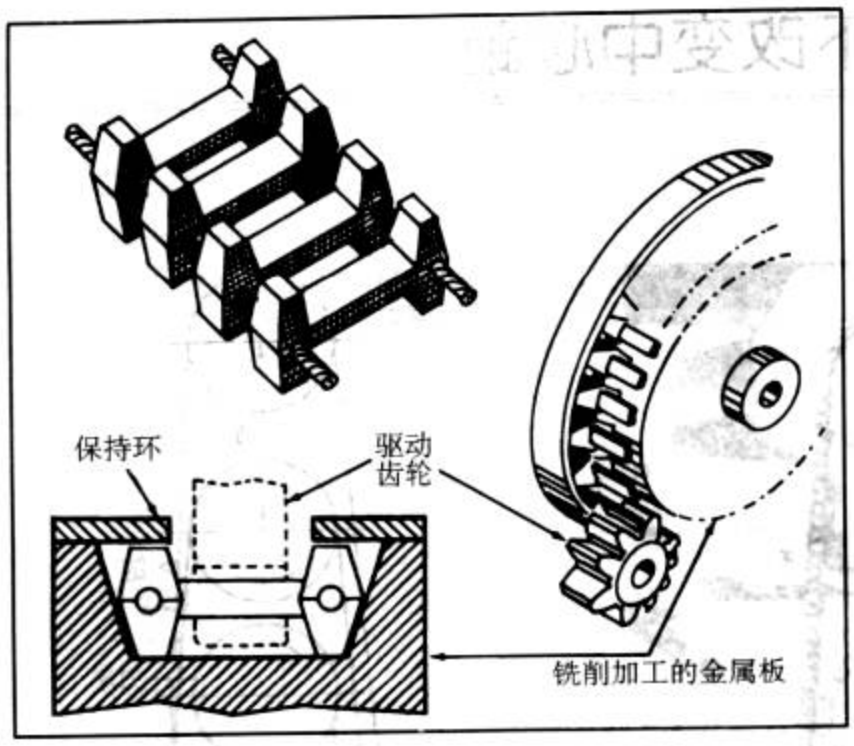


图 5.12-6 齿轮链能代替阶梯链、宽 V 型带，或者如图示代替一个齿轮与标准小齿轮啮合。

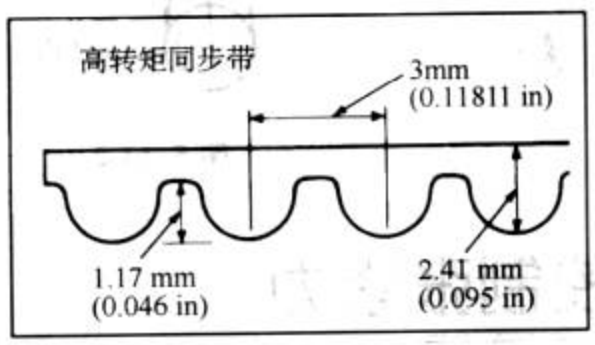


图 5.12-7 高转矩齿(节距为 3mm 和 5mm)提高了橡胶带的承载能力。

利用卷边金属轴环，这些带、缆和链的混合体可以在应用领域按照需要的尺寸进行连接。并且，所有厂家的拼接体的抗拉强度均不会低于缆绳的一半。

3. 并行缆绳传动

并行缆绳传动是另外一种空间直接传动，为了提高稳定性和强度而降低了柔性。这里缆绳穿过阶梯，阶梯的表面涂覆塑料涂层，图 5.12-6 中是阶梯的外观图。这样的“阶梯链”也可以和带齿的皮带轮啮合，并且皮带轮无须开槽。

一个缆绳、塑料阶梯链是图 5.12-5 中惠普紧凑打印机差分传动的基础。当电机沿同一转向以同一转度转动时，支架就会向左或向右移动。当电机沿相反方向但相同转速转动时，支架就保持静止，而打印盘则转动。这个电机的差分传动可以产生打印盘移动和转动的综合运动。

混合式阶梯链也可以和金属盘或皮带轮上大的直齿啮合(图 5.12-6)。这样的“齿轮”可以和皮带轮或标准齿距合适的小齿轮进行安静地啮合工作。

另外一种模仿了标准链条的并行缆绳“链”在长度上的质量是 1.2oz/ft(0.111g/mm)，无须润滑，并且几乎可以无声地工作。

4. 一个常规注解

一个新的高性能齿廓已经在传统的齿轮带上测试过了。它具有标准的芯和弹性体结构，有圆弧形齿而不是通常的梯形齿(图 5.12-7)。齿距为 3mm 和 5mm 的产品都曾有过介绍。

5.13 在不影响速比的情况下改变中心距

增加转轴和刀具的间隙可以改变链条的长度，如图 5.13-2 所示，由 F 变成 E。如果让惰轮随着链条轮转动，长度由 G 变为 H。这两种情况下，链条长度的变化相似，只是方向相反。链长度 E 减去 F 接近等于链长度 G 减去 H。因为链条不是平行传动的，所以链条的长度在需要变化时就可以改变。链轮需要有偏心距，以避免干涉。由于产生的松弛与小角度(2° ~ 5°)的余弦变化成正比，所以不会影响传动。对于长度为 72in(1828.8mm)的链条来说变化是 0.020in(0.508mm)。



图 5.13-1

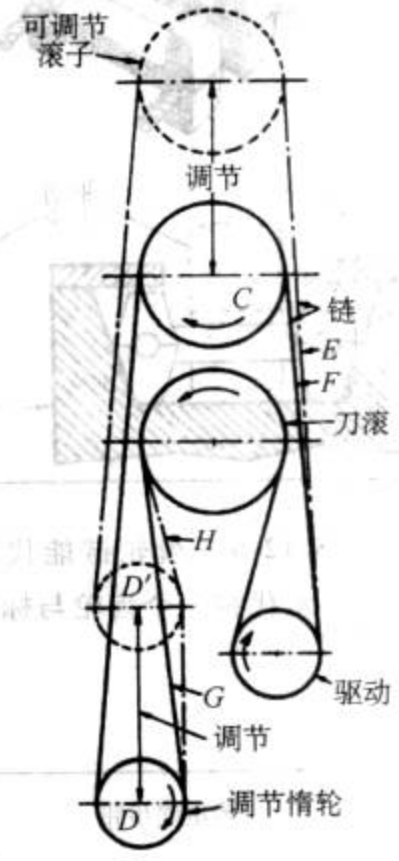


图 5.13-2

5.14 通过电动机的安装支点来控制张紧力

带的张紧力与载荷成正比。

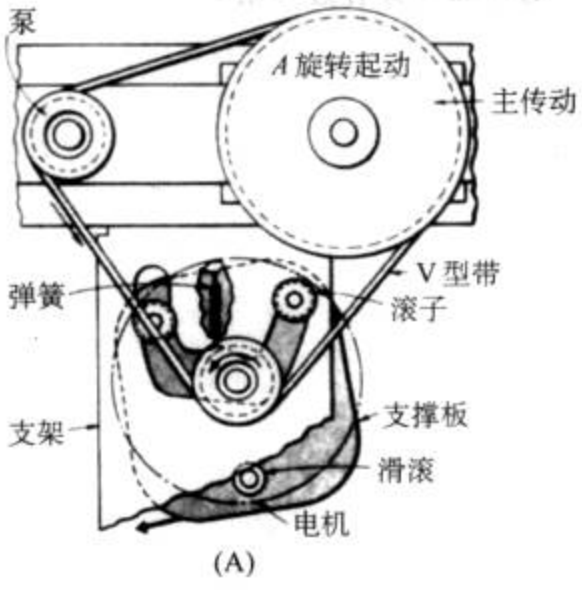


图 5.14-1

当搅动周期完成后，电动机就会和处于右边槽里底部的右边滚子保持暂时的停顿。当甩干开始的时候，图 5.14-1(A)中启动转矩在定子上就会产生反作用，并通过底部滚子来支撑电动机扭转。直到左边的滚子碰到左边槽底部时电动机的扭转才停止。此时电动机将摇摆，只有靠驱动泵和洗衣桶的 V 型带才能限制其摇摆。

在零转速的瞬间，电动机产生了最大的转矩并且开始增加对洗衣桶、水和洗涤的动力。电动机绕着左边的滚子扭转(如图(B))所增加的张紧力与输出转矩成正比。当洗衣桶达到最大转速时，动力降低，带的张紧力也减小了。在反向搅动周期时将是同样的反向作用。

5.15 带有衬套的滚子链及其改进

用于动力传递、输送和起重的各种滚子、侧板和销结构。

5.15.1 标准滚子链——用于动力的传递和输送

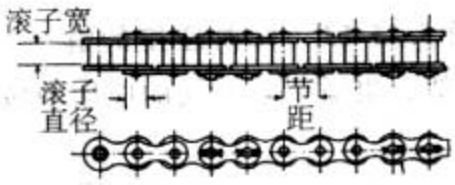


图 5.15-1 单个链的链宽——尺寸为 5/8in(15.875mm)或更小的有一个弹簧夹连接链的各节；而 3/4in(19.05mm)或者更大的有一个开口销来连接链的各节。



图 5.15-2 复合链的链宽——类似于单个链的链宽。它的宽度最大可达到 12 个单个链的宽度。

5.15.2 增大了节距的链子——用于输送

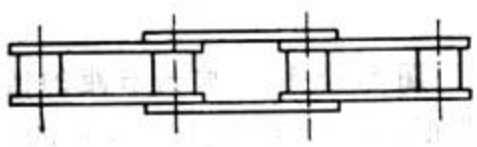


图 5.15-3 标准滚子直径的链——常做成节距 1 到 4 英寸(25.4mm 到 101.6mm)的，并且用开口销连接链的各节。

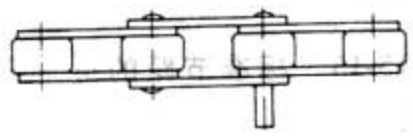


图 5.15-4 大滚子直径的链——有与标准滚子链相同的基本链型，但是不做成复合宽度的。

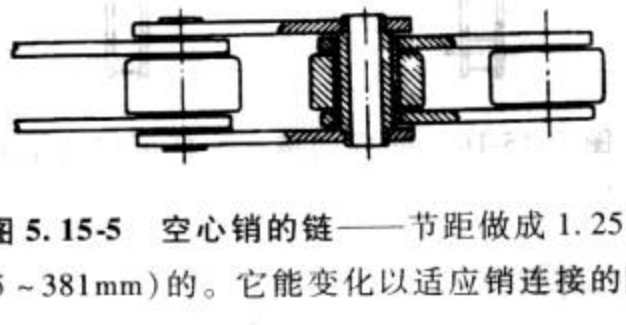


图 5.15-5 空心销的链——节距做成 1.25～15in(31.75～381mm)的。它能变化以适应销连接的附件。

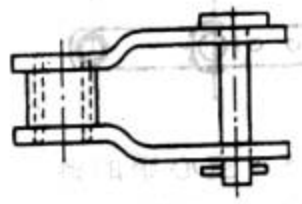


图 5.15-6 偏置链节的链——用于当长度要求是奇数节，以及缩短或延长一个链节时。

5.15.3 标准节距的改进

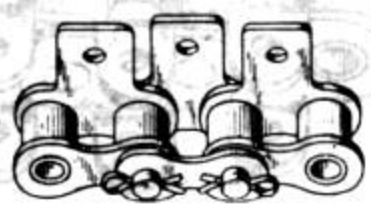


图 5.15-7 直接连接的链——当需要时链的连接可以在单侧或双侧间隔进行。图示为一个标准滚子。

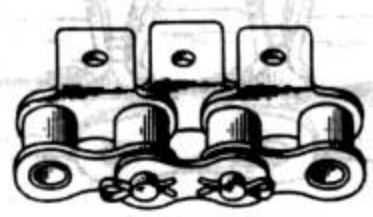


图 5.15-8 弯曲连接的链——与直接连接的链相似，图示为一个标准滚子。

5.15.4 节距加长的改进



图 5.15-9 直接连接的链——图示为一个大直径滚子。

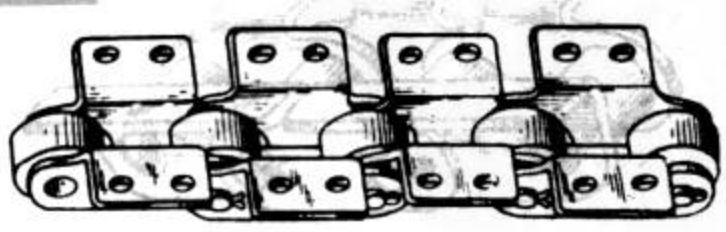


图 5.15-10 弯曲连接的链——图示为一个大直径滚子。

5.15.5 空 心 销

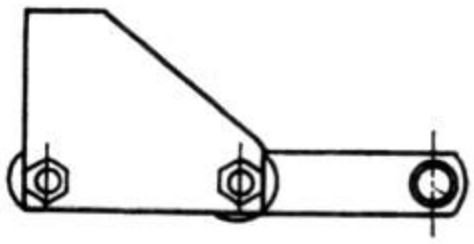


图 5.15-11 直接连接的链——这些连接是可换的，以适用于不同的应用领域。

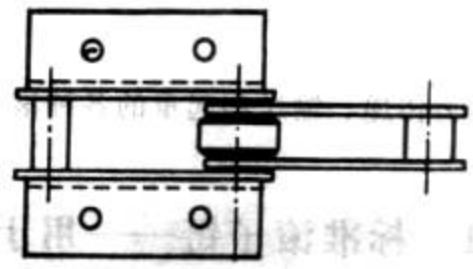


图 5.15-12 弯曲连接的链——与直接连接的链相似，也适用于不同的应用领域。

5.15.6 加长的销链

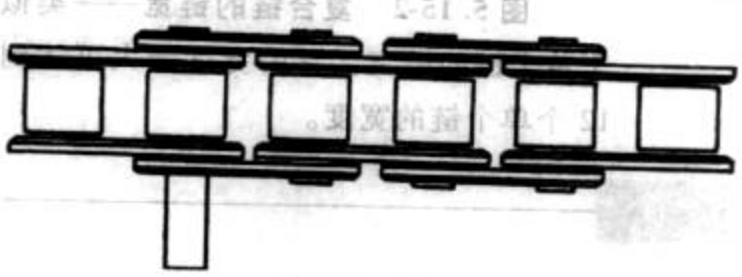


图 5.15-13 标准节距的链——销可以在任意一边加长。

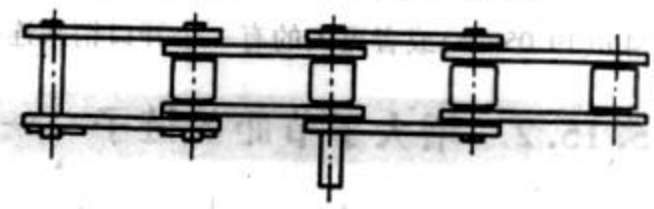


图 5.15-14 加长节距的链——与标准节距的链相似，适用于不同的应用领域。

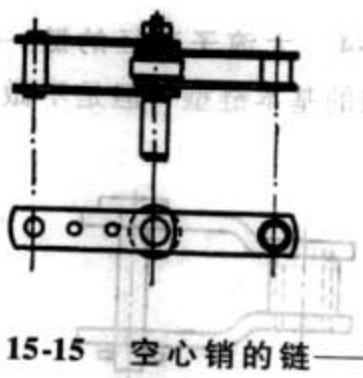


图 5.15-15 空心销的链——销的设计适用于不同的应用领域。

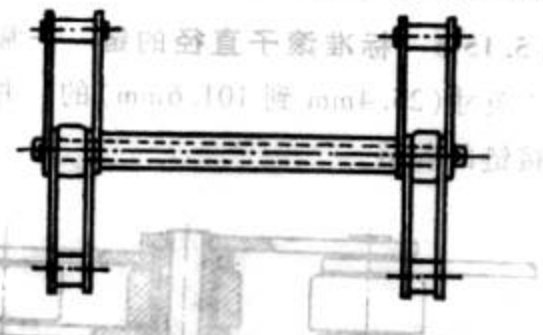


图 5.15-16 横杆的链——杆可以从空心销中被移动。

5.15.7 特 殊 改 进

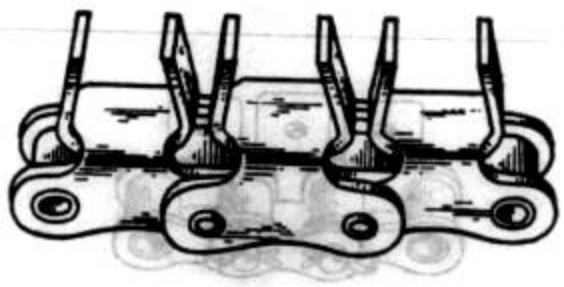


图 5.15-17 用于保持输送的物体。

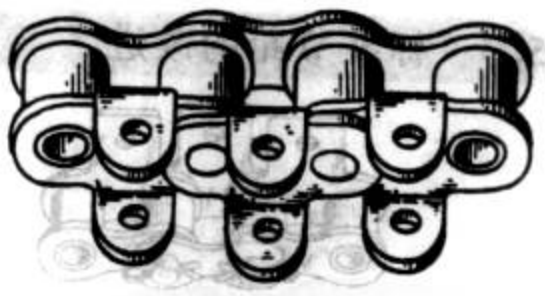


图 5.15-18 用于保持输送的物体在链子的中心线上。

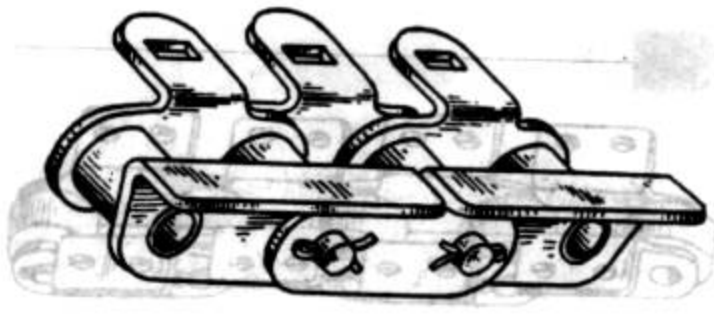


图 5.15-19 用于只需要在一个方向上弯曲时。

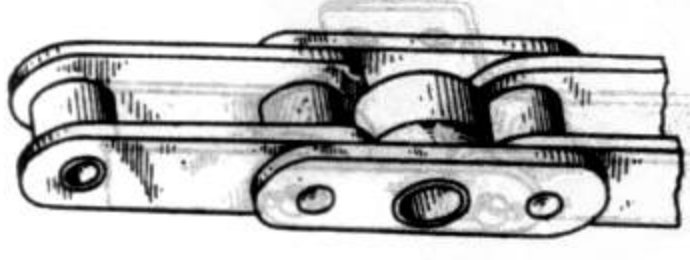


图 5.15-20 用于支撑集中载荷。

5.16 滚子链的6种创新性应用

这种低成本的工业链能够以多种方式执行任务，而不只是单纯的传递动力。

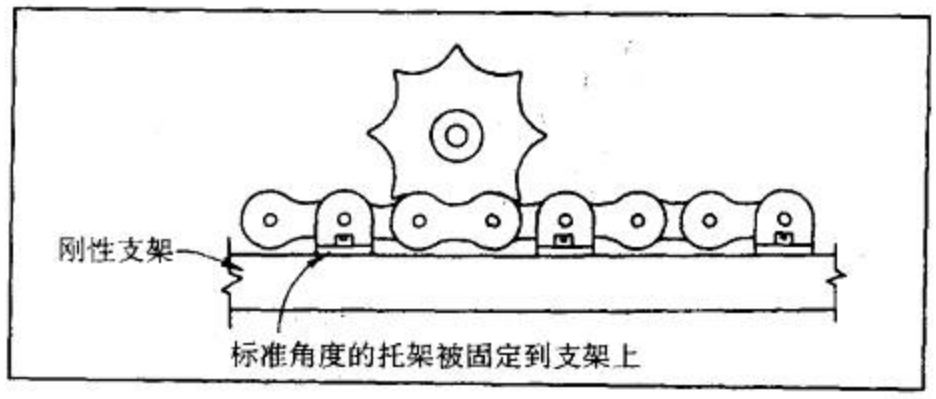


图 5.16-1 这种低成本的齿条和小齿轮装置很容易用标准零件来装配。

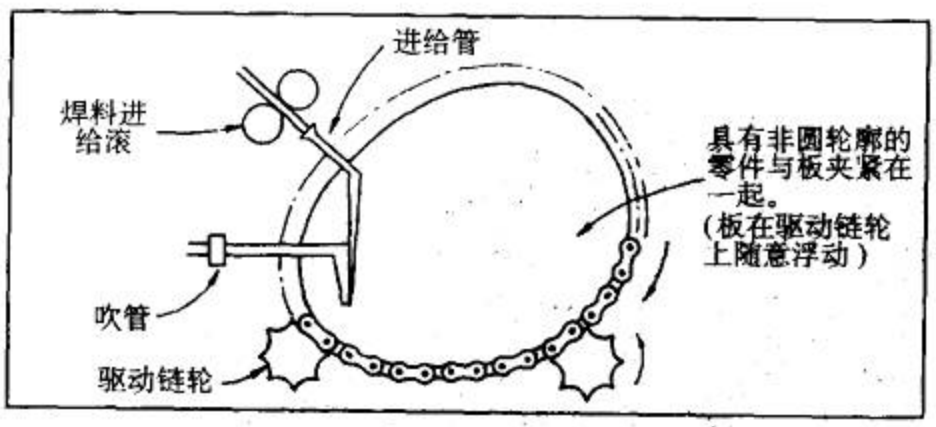


图 5.16-2 齿条和小齿轮原理的灵活应用——这是一个用于非圆外壳的焊料夹具。也可以类似地设计出主动工作的凸轮。标准角度托架使链子与凸轮(或者夹紧板)相连接。

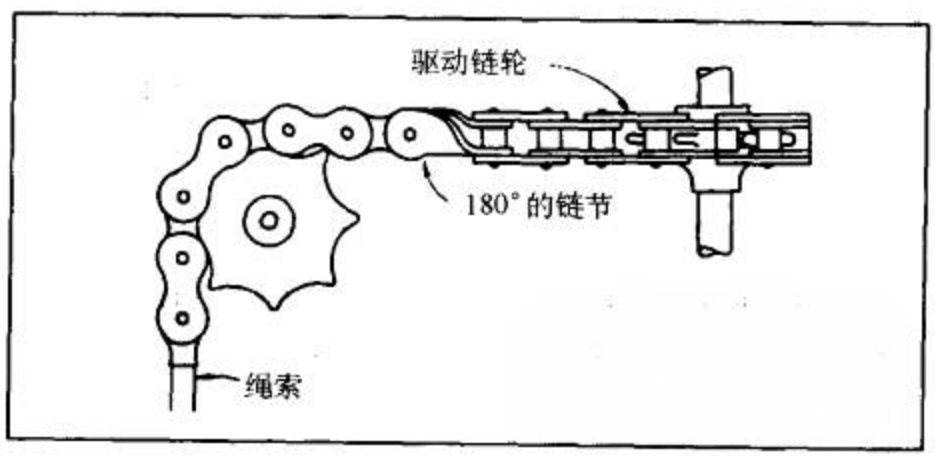


图 5.16-3 这种可控制绳索方向的转换器被广泛地应用在飞行器上。

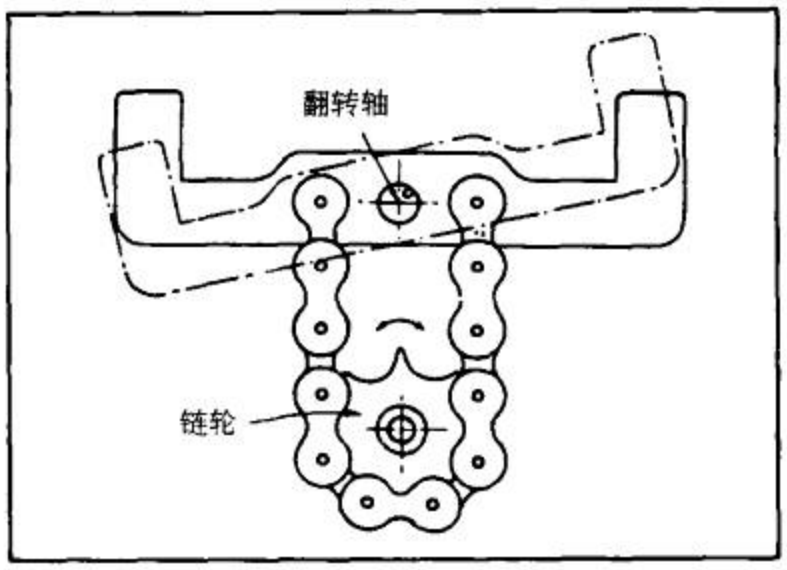


图 5.16-4 机构与图 5.16-3 中机构一起可用于翻转或摆动的传递，可以实现远距离传输并且能绕过障碍物。翻转角度不能超过 40°。

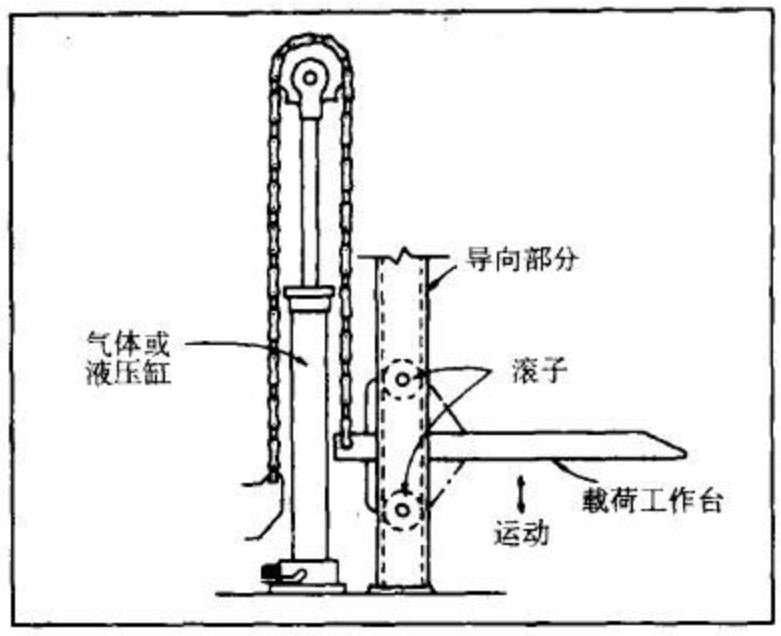


图 5.16-5 这种起动装置可通过使用滚子链来简化。

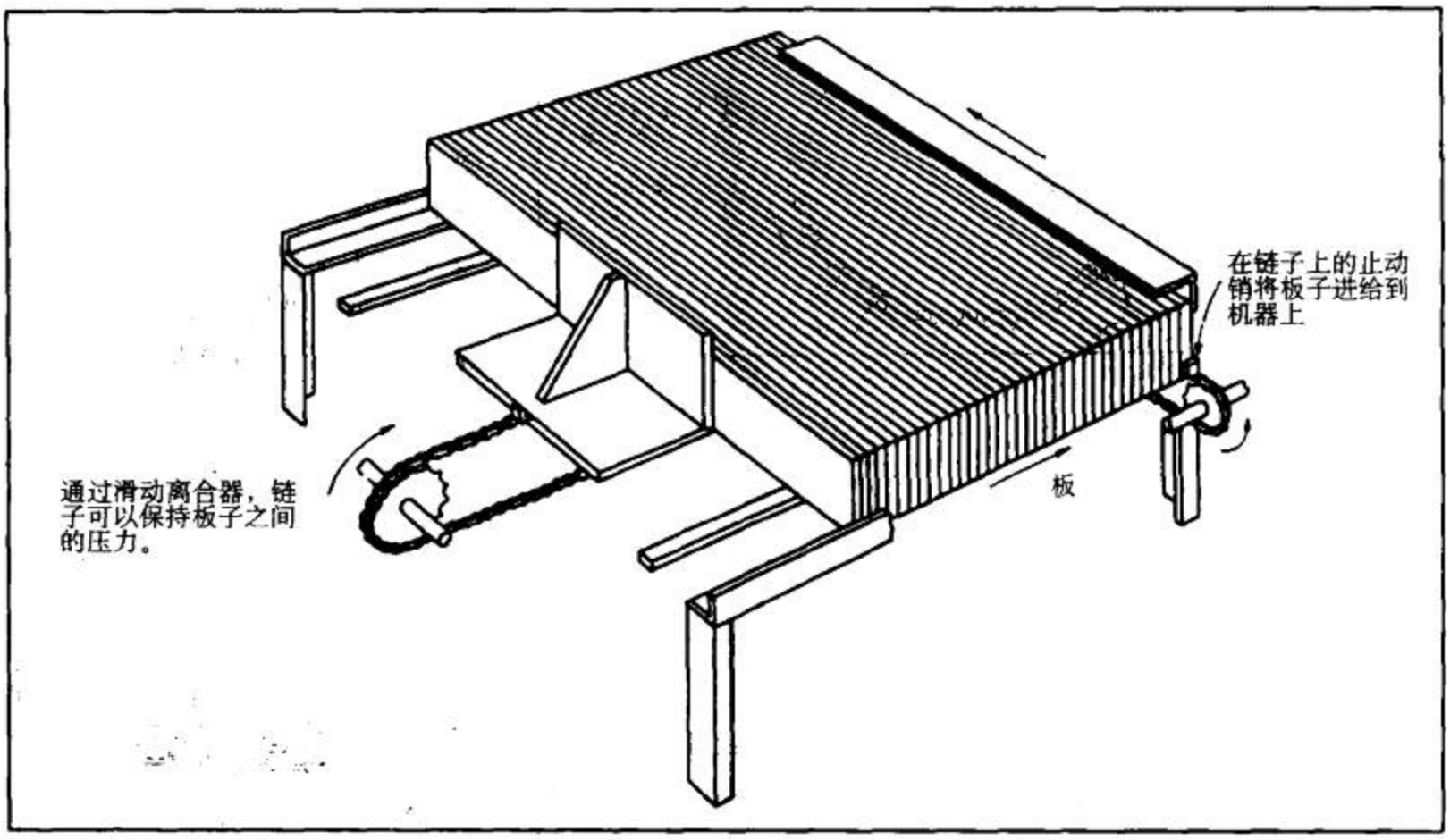


图 5.16-6 这里是转子链的转位和进给应用的两个例子。这种装置将胶合板进给到机器中。这里应用滚子链的优点是它的柔性和进给较长。

5.17 滚子链的另外6种应用

这里是另外一些关于这种低成本但制造精确的滚子链如何执行任务，而不是简单传递动力的例子。

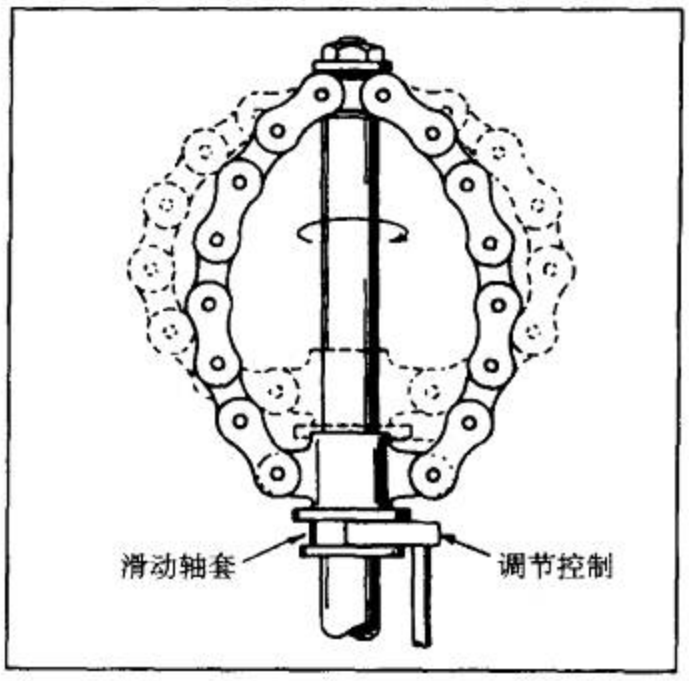


图 5.17-1 当旋转速度慢下来时，用标准托架可简单地附加上控制重量，从而增加反作用力。

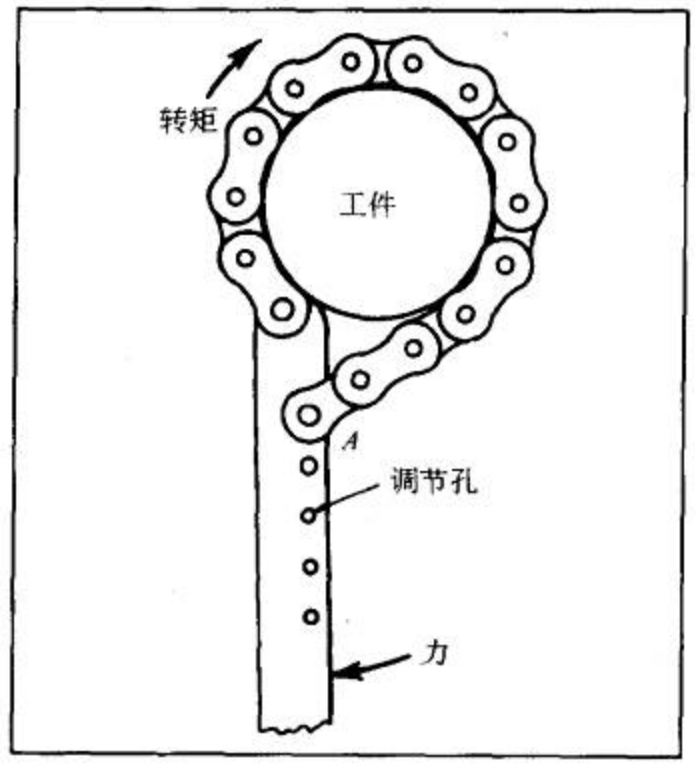


图 5.17-2 可以调节扳手支点 *A*，以便能夹住各种规则或不规则形状的物体。

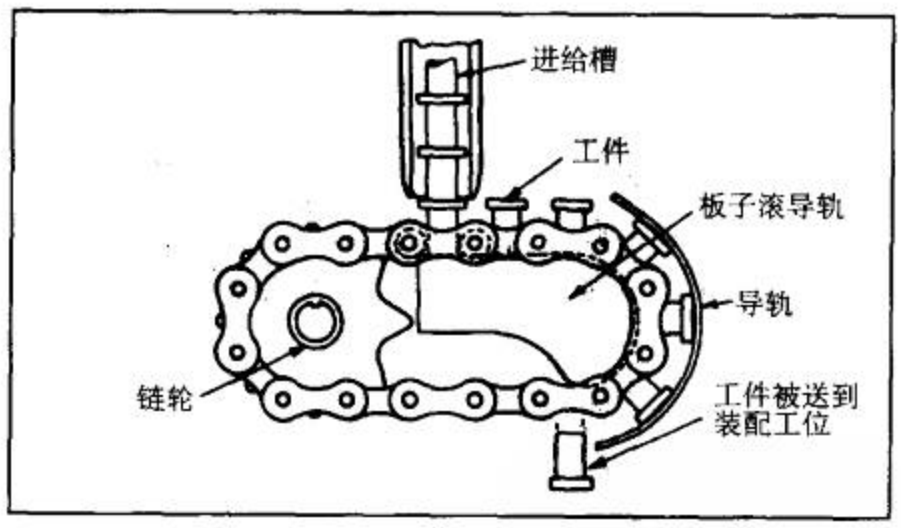


图 5.17-3 在滚子链的空位之间，较小的零件可以被输送、进给，或者被导向。

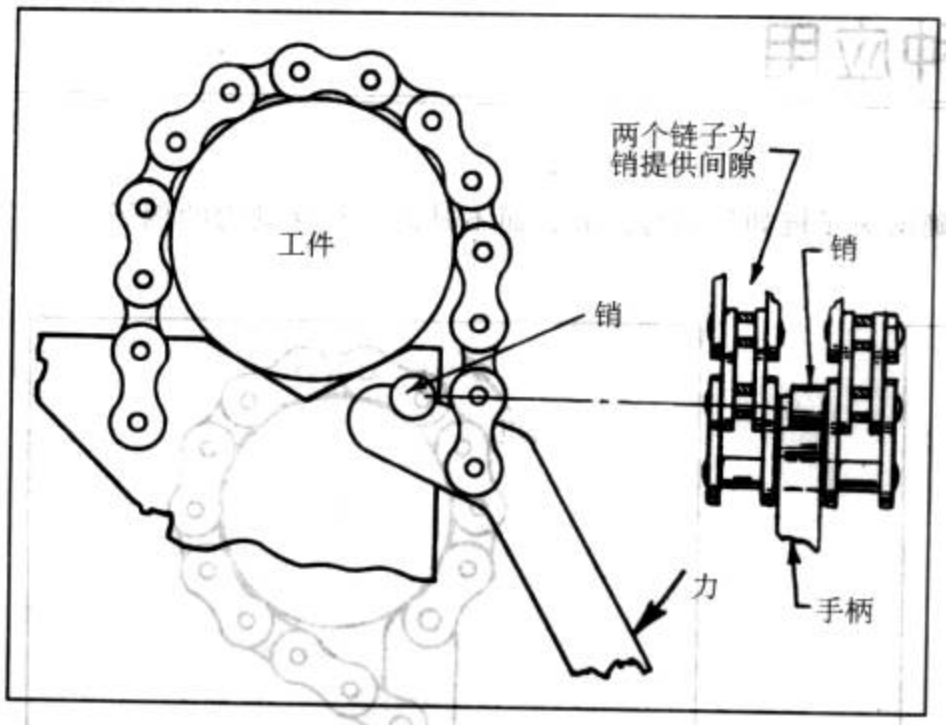


图 5.17-4 用两个链子来完成夹紧肘杆的动作，此时销在支点位置上。

图 5.17-5 通过将标准滚子链零件和标准窗帘轨道零件组合可以获得轻载触轮输送装置。小齿轮电机通常用来驱动输送装置。

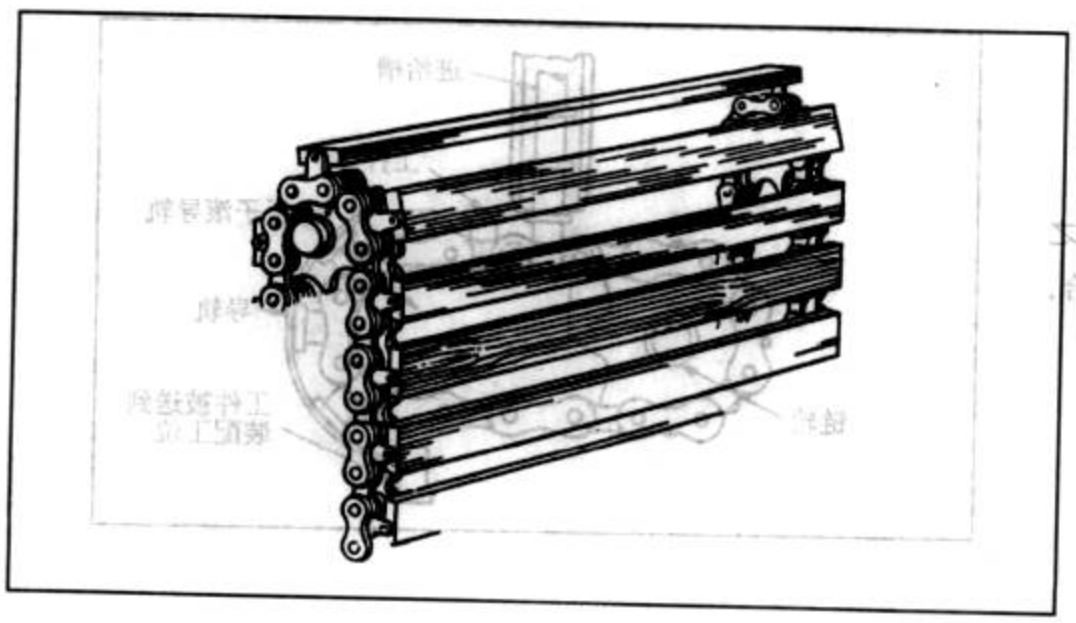


图 5.17-6 装有由木头、塑料或者金属板制造的板条的链条带，可以用作可调整的保险装置、传送带和快速动作安全门窗。

5.18 在链传动中减少跳动的机构

在链运动中所出现的由链和链轮的弦运动造成的跳动，可以通过在驱动链轮中加入一个补偿循环运动来减小或者避免。为了减小在链传动中链条上下摆动和由动态载荷造成的振动，所设计的机构包括非圆齿轮、偏心齿轮和凸轮驱动的中间轴。

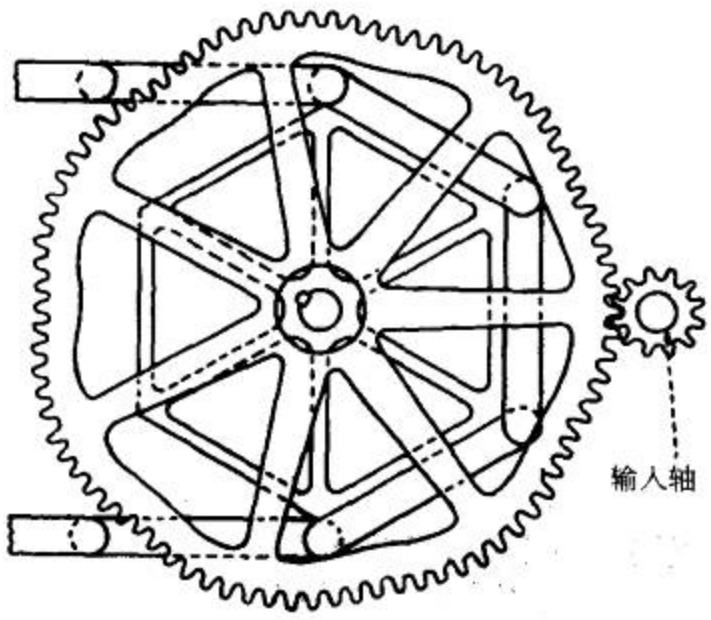


图 5.18-1

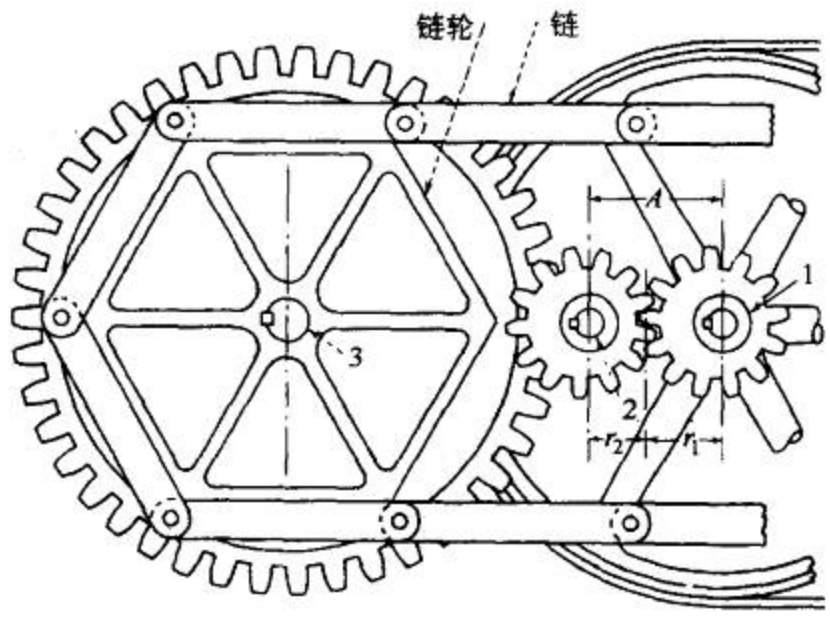


图 5.18-2

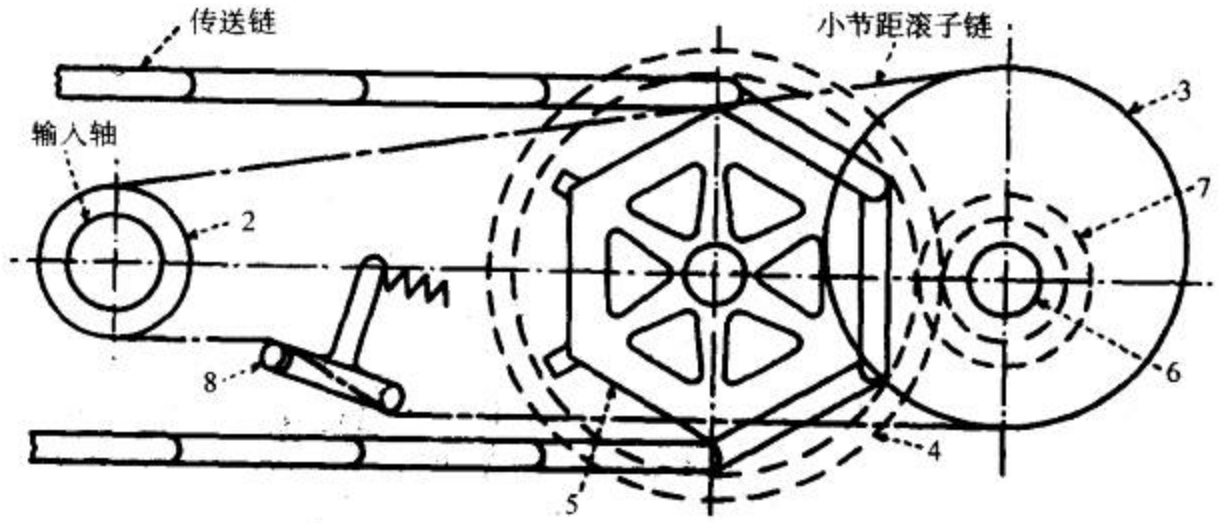


图 5.18-3

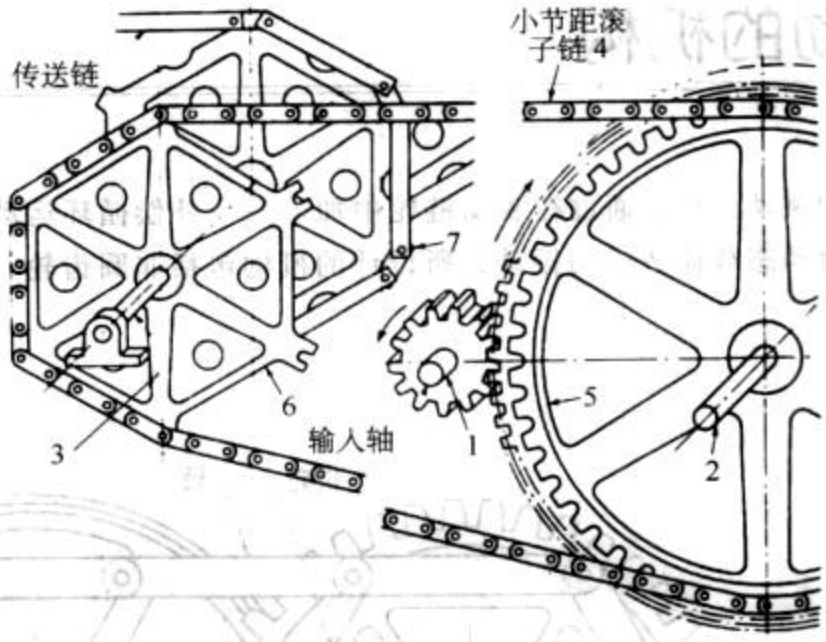


图 5.18-4

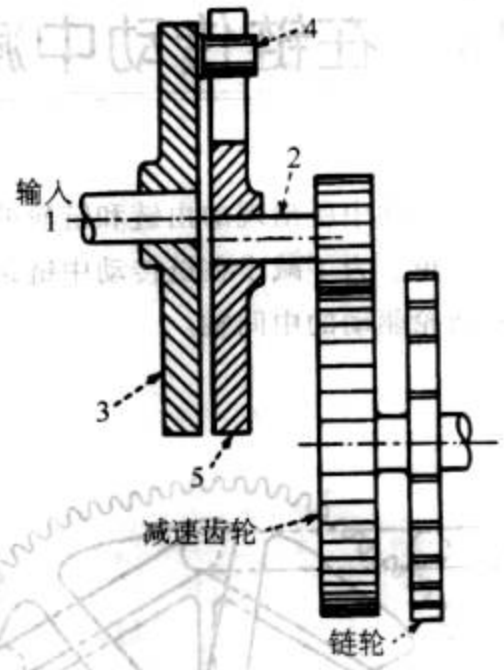


图 5.18-5

图 5.18-1 安装在链轮轴上的大型铸齿、非圆齿轮有波形轮廓，这些波形轮廓的数量等于链轮的齿数。小齿轮也有一个相应的非圆外形。虽然采用了特殊外形的齿轮，但是传动完全等同于链的波动。

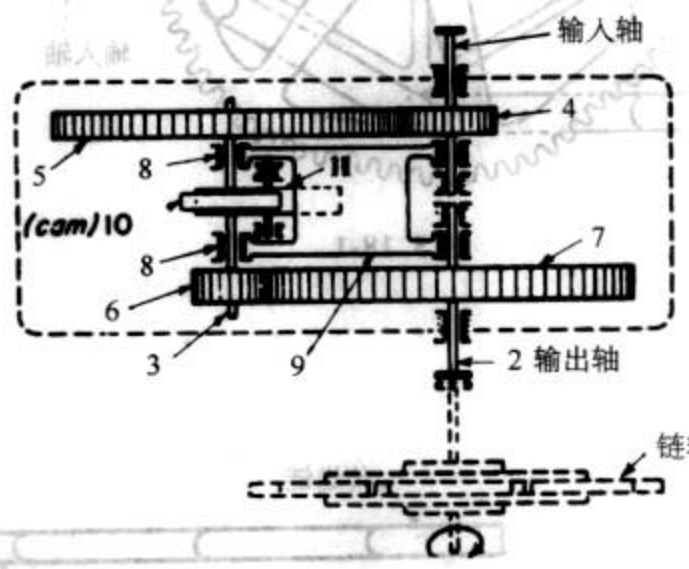
图 5.18-2 这种传动有两个偏心安装的直齿小齿轮(1 和 2)。动力是通过带轮传递的，带轮靠键连接到与小齿轮 1 相同的轴上。通过键与小齿轮 2 的轴相连接的小齿轮 3(未画出)驱动大齿轮和链轮。然而，只有当小齿轮 1 和 2 的节线是非圆的而不是偏心的时，该机构才完全等于传送链的速度。

图 5.18-3 附加的链轮 2 通过一个小节距链 1 驱动非圆链轮 3。这将使速度波动通过小齿轮 7 和齿轮 4 传向轴 6 和长节距输送链轮 5。这对齿轮的齿数比和链轮 5 的齿数相等。受弹簧作用的杠杆和滚子 8 起拉紧的作用。输送带的运动是匀衡的，但是因为链 1 的节距必须保持很小，所以该机构限制了承载能力。通过使用多股小节距链可以提高承载能力。

图 5.18-4 动力是通过链 4 从轴 2 传到链轮 6 的，于是将波动的速度传向轴 3，并通过它传到链轮 7。因为链 4 节距小，链轮 5 相应地较大，所以链 4 的速度接近匀速。这就得到了几乎恒定的传送速度。该机构需要滚子拉紧链松弛的边，否则将限制承载能力。

图 5.18-5 圆盘 3 使链轮产生可变的运动。它支撑销、滚子和圆盘 5。盘 5 上有径向槽并偏心地安装在轴 2 上。轴 2 与链轮的转速比值等于链轮上的齿数。链速并不完全等速。

图 5.18-6 “行星齿轮”系统(齿轮 4、5、6 和 7)由凸轮 10 驱动，并且将波动速度传给链轮，而链轮通过轴 2 与链的波动保持同步，于是系统完全等于链速。凸轮 10 处于一个圆形惰轮滚子 11 之上。由于力的平衡，凸轮保持与滚子直接接触。该装置具有标准的齿轮，可以同时起到减速器的作用，并且能传递很大的动力。



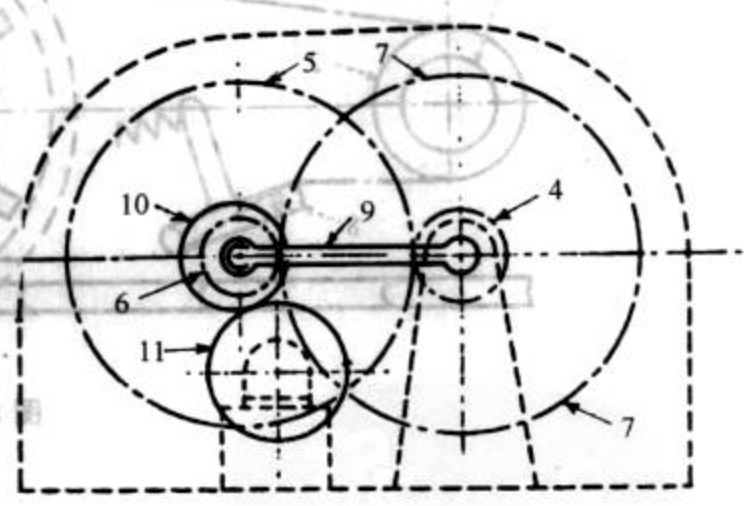


图 5.18-6

5.19 无齿轮的更加平稳的传动

5.19.1 摩托车中的平稳传动

在这种摩托车中的传动对转矩特别敏感(见图5.19-1)。发动机的速度控制着传动比持续变化。操作者只需操作油门和刹车。

直径可变化的V型带轮与发动机和传动链驱动链轮连接，使之具有一个较宽的减速范围。前面的带轮连接一个三球离心式离合器，该离合器当发动机速度提高时，会促使两个法兰盘合在一起。以惰轮的速度，传送带会在带轮的两个法兰之间的球轴承上滑过。在启动和预热期间，外部锁紧会阻止前面的离合器工作。

加上初始的啮合，总的传动比大约是18:1。当发动机的速度升高的时候，在前面的带轮法兰盘上的传送带会向上移动，直到总的传动比为6:1。传送带张力的变化被后面的带轮上受弹簧力作用的法兰盘所吸收。当离合器在空转位置的时候，由于弹簧力的作用，V带被迫运动到后面带轮的外边缘上。当离合器啮合时，前面带轮浮动的那半部分向里面移动，增加了它的有效半径，并将后面带轮的两个法兰盘之间的带推低。

该传递是通过转矩来实现的。发动机的瞬间加速增加了后面皮带轮的有效半径，降低了传动比。它以这种方式来工作：带张力的增大使得浮动法兰盘相对于驱动法兰盘向前转动，则带会轻轻地在带轮上滑动，这个时候在浮动法兰盘上的尼龙滚子与在驱动法兰盘上的凸轮相啮合，将使得两个法兰盘相互靠近，并且增大带轮的有效半径。

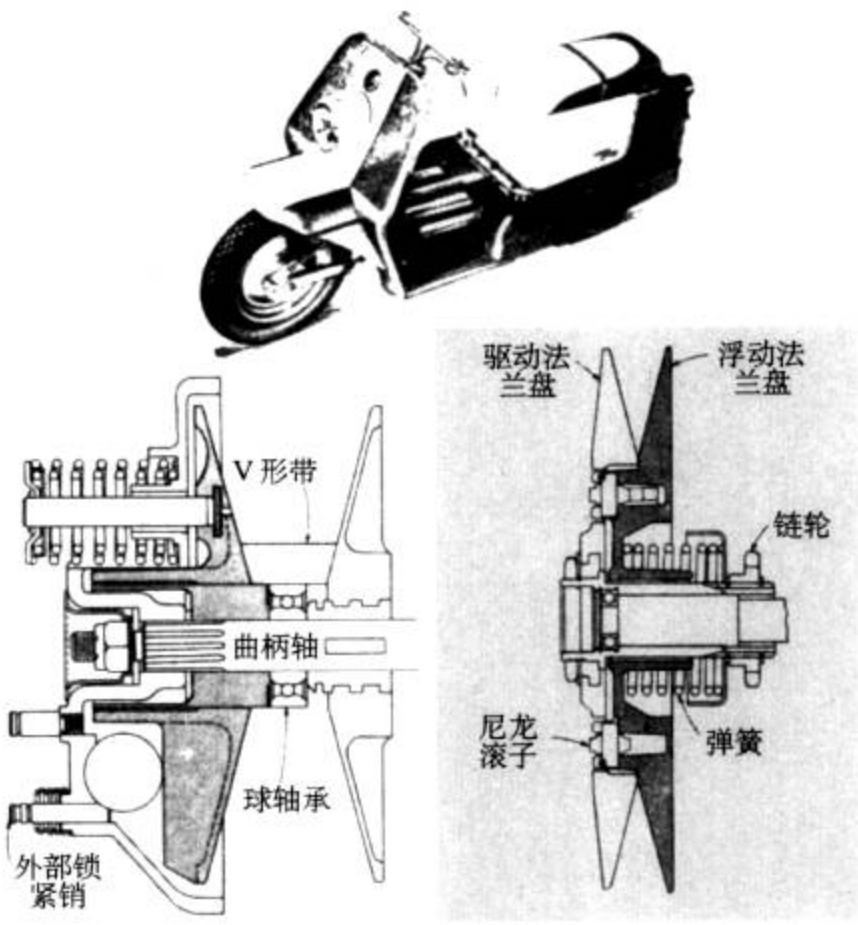


图 5.19-1

5.19.2 波动前进的柔性输送装置

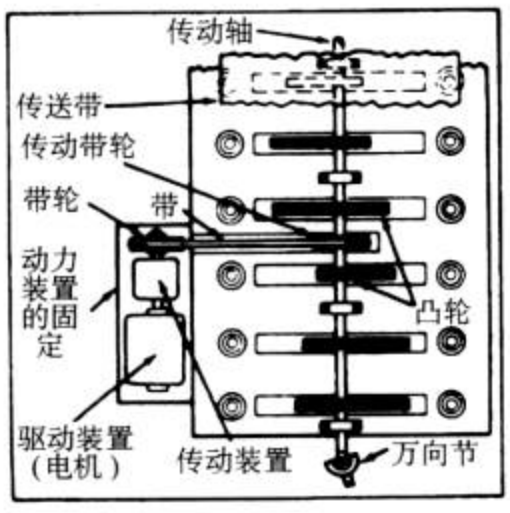


图 5.19-2

大多数用在隧道和采矿中的普通输送装置既不能曲线输送也不能在不同点驱动。由于少许不在一条直线上的误差，它们可能会出现故障，并且加长或者缩短它们时会耗费很多调整的时间。

美国采矿局的Thomas E. Howard发明了一个不会向前移动的输送带装置，可以解决所有这些问题。

设计用来传送破碎的矿石、岩石和矿里的煤的输送装置时，用一个柔性的带输送物料，在带的下方支持带的托架通过上下运动使带产生波形运动。

原理：输送装置由弧形和Y型组件组成，以这种方法，它能轻松与标准组件相结合通过拐弯处，同时也可以合并或者分离移动的物料流。它能在任何一点或在几个点驱动，它结合自动控制，只驱动带承受载荷的零件，因此降低了动力消耗。

在匹兹堡采矿研究中心的试验中，一个简化的输送装置的机械模型已经能以传统传送带的速率移动矿石。

第6章

齿轮装置和变速机构

6.1 章动盘传动

章动传动(美国专利号:3094880,3139771,3139772 和 3590659,专利权人:A. M. Maroth)是纯机械的、无齿轮的动力传动，这个传动可以提供高效率的、较高的单级速比。一个章动部件的外围装有凸轮滚子，并且在三个主要传动件(定子、转子和章动器)之间产生不同的转动。在定子和转子上精确设计的凸轮确保在凸轮滚子和凸轮之间产生低噪声啮合和数学上的纯滚动接触。

传动特性包括紧凑性、高速比和有效性。它独特的设计保证传动部件之间的滚动接触，甚至可以在这些部件中分配负载。这是使传动装置具有低噪声和长的、免维护的寿命特性的两个主要因素。此传动装置有少量的可动零件，在许多应用场合，工业油脂和固体润滑就可以提供充足的润滑。

下面介绍**章动传动的动力学**。

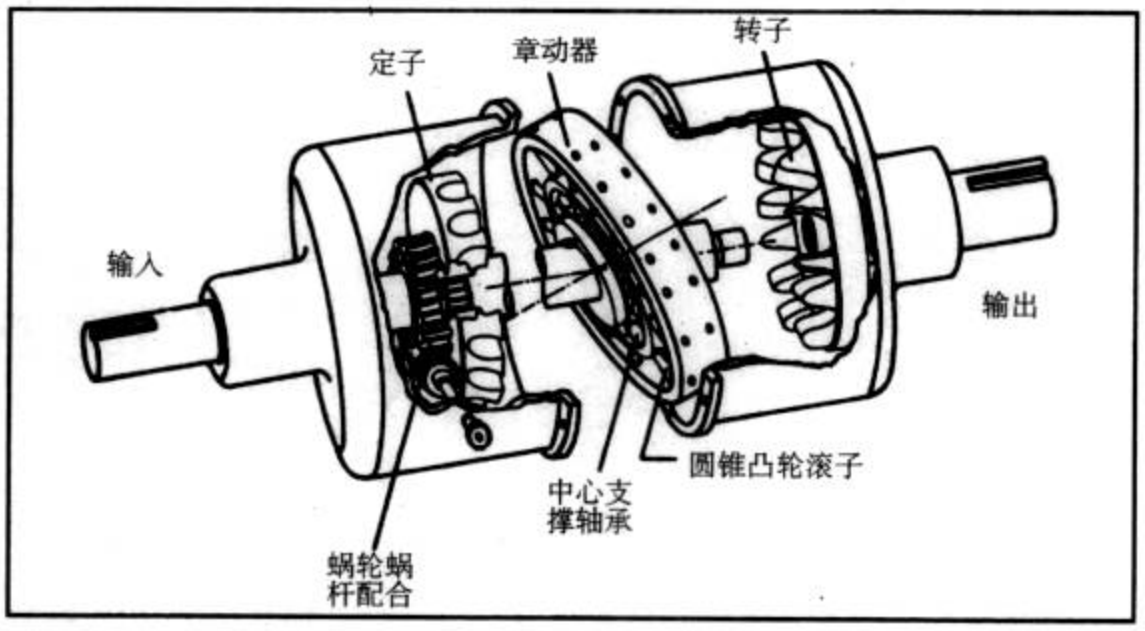


图 6.1-1 章动传动的爆炸图。

基本部件。章动传动装置的三个基本部件是定子、章动器和转子，如图 6.1-1 所示。章动器携带径向固定的锥形凸轮滚子，这些凸轮滚子分别与在定子和转子上的凸轮相啮合。凸轮面和凸轮有相同的聚合点——章动器中心。因此，凸轮和转子之间保证是线接触滚动。

通过将中心支承轴承以固定的角度安装在输入轴上来使章动器章动。输入轴旋转一圈将使章动器产生一个完整的章动。每个章动周期中通过等值于转子凸轮空间角的角度来向前推动转子。在章动期间，章动器被定子所夹持而免于旋转，定子将作用力传递给壳体。

6.2 不需齿轮或滑轮的圆锥传动

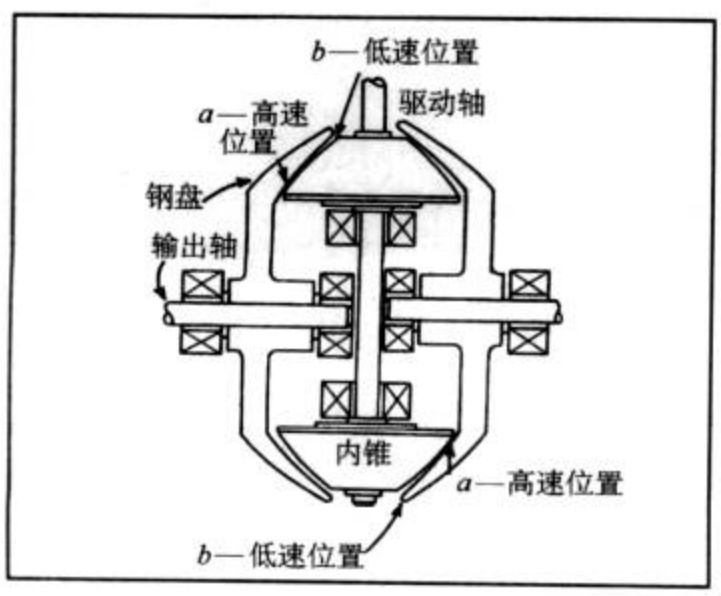


图 6.2-1 不需要润滑的圆锥传动装置。

可变速传动的圆锥传动装置工作时不需要齿轮或滑轮。这个驱动装置有有限的滑差和离合器。

如图 6.2-1 所示，由制动衬材料制成的两个锥形体安装在与发动机直接相连的轴上。这两个锥形体驱动两个被安装在输出轴上的较大的钢制锥形轮盘。外部盘安装在回转机架上，这个机架可以由一个简单的操纵杆移动。

当外部盘移动时，为了使机架定心和提供一定的反作用力，两个安装在主机架上的转矩杆连接并支撑盘的支架。通过改变机架相对于驱动圆锥的位置，可以改变旋转方向和速度。

此装置是由美国印地安纳州的 Marion H. Davis 发明的。

6.3 变速机械传动

6.3.1 圆锥传动

在图 6.3-1 所示的这组简单圆锥传动装置中均有一个与轮或传送带相结合的圆锥(或锥形)滚子。它们是由阶梯形滑轮系统发展而来的。即使更复杂的设计也只能把速度限定在一定范围内，并且一般必须是弹簧负载以减少滑动。

可调圆锥传动(图 6.3-1A)。这可能是最古老的变速摩擦系统，并且通常是专用的。来自于发动机驱动的锥体的动力通过摩擦轮被传送到输出轴，摩擦轮沿着锥面调整以改变输出速度。速度取决于接触点的直径比。

双圆锥传动(图 6.3-1B)。调整轮是动力传送元件，但是此装置很难预载，因为输出轴和输入轴都必须靠弹簧加载。第二个圆锥可以使减速范围增加一倍。

圆锥带传动(图 6.3-1C 和图 6.3-1D)。在图 6.3-1C中，传送带包络了两个圆锥。在图 6.3-1D 中，一个长的环状带在两个锥体之间运转。靠顺着锥体改变带的位置来获得无级速度调整。带的横截面必须足够大以便传送额定力，但是带的宽度必须维持在一个最小值以避免在带宽上产生大的速度差动。

电动耦合圆锥(图 6.3-2)。这个驱动装置由顺磁材料的薄叠片组成。这些叠片用可以限制感应场影响的半导体材料分隔开。在驱动圆锥中有一个感应场发生装置。与圆锥相邻的是用于场发生装置的定位电动机。由驱动圆锥的一个特殊部分产生的场降低了叠片周围磁感应的影响。这就使成对的叠片产生耦合并随着驱动轴旋转。在场发生元件的选择定位点的圆锥直径比决定了速度比。

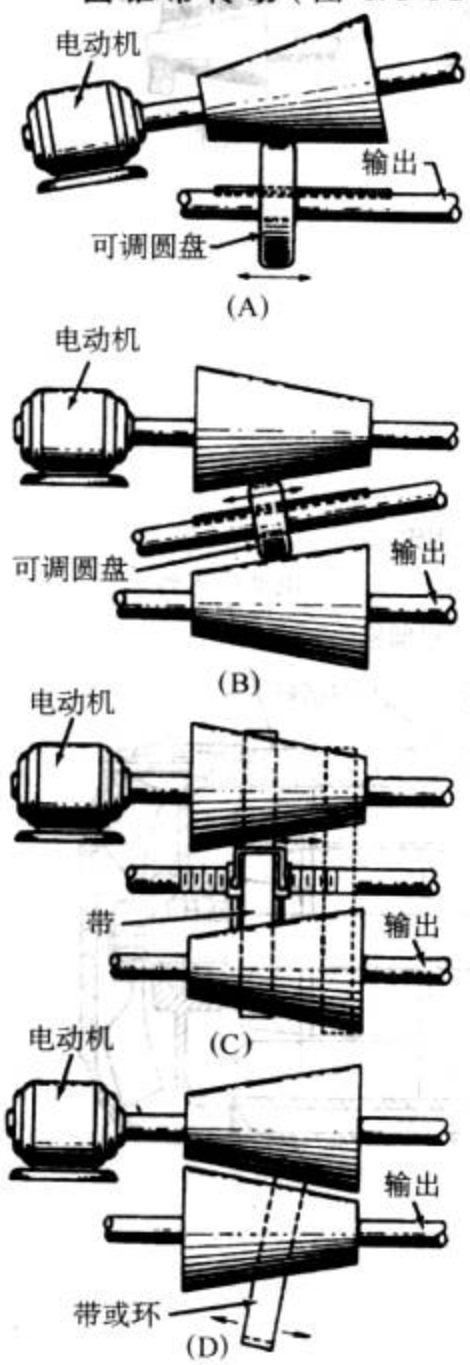


图 6.3-1

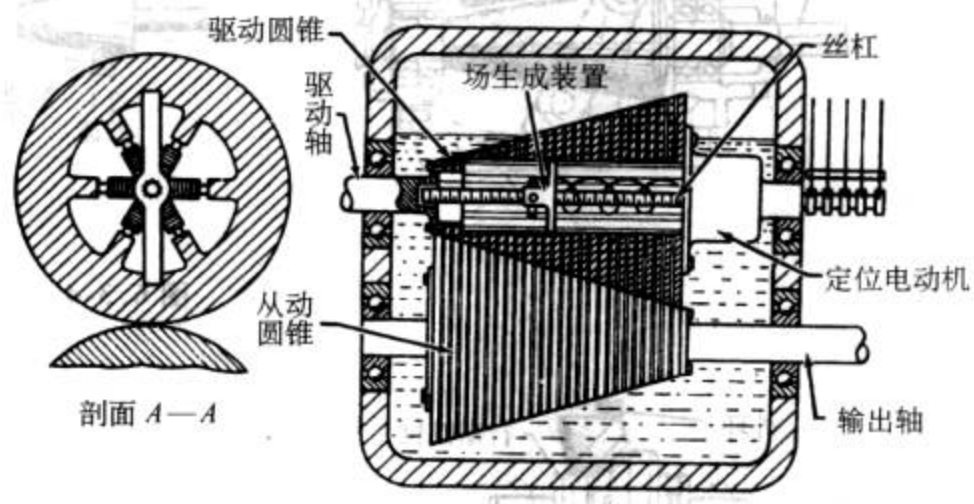


图 6.3-2

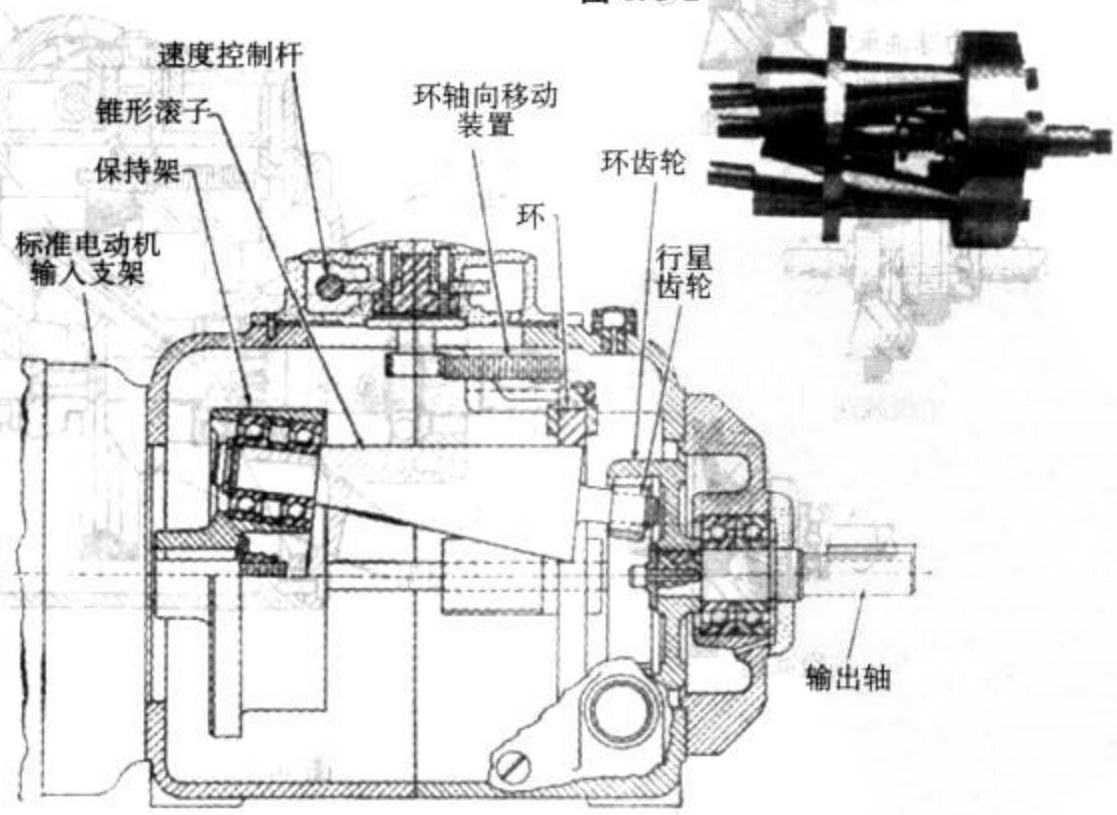


图 6.3-3

Graham 传动(图 6.3-3)。这个工业装置由行星齿轮和三个锥形滚子(图中只显示了一个)组成。环由一个凸轮和齿轮装置轴向定位。驱动轴使带有锥形滚子的支架旋转。锥形滚子以与其锥角相等的角度倾斜,以便它们的外轮廓与装置的中心线是平行的。滚子和环之间的牵引力由离心力或者滚子的弹簧力提供。在每个滚子的端部一个小齿轮和环齿轮啮合。环齿轮是行星齿轮系统的一部分,并且与输出轴相耦合。

速度比取决于固定环的直径与接触点的滚子的有效直径之比,并且由环的轴向位置确定。由于差动特性,即使是最大的输出速度值也总会只是输入速度的三分之一。当驱动电动机的角速度与锥形滚子的中心绕它们共同的中心线的角速度相等时,输出速度为零(此中心是由不旋转的摩擦环的轴向位置确定的)。此驱动装置的制造额定功率可达 3hp(2.238kW),效率可达 85%。

圆锥和环传动(图 6.3-4)。这里两个圆锥体被一个预加载荷的环环绕。环轴向移动可以改变输出速度。这一原理类似于图 6.3-1C 中的圆锥和带传动。然而,在图示传动中,环和圆锥体之间的接触压力将随着限制滑动的载荷的增大而增加。

行星圆锥传动(图 6.3-5)。这一系统基本上是一个行星齿轮系统,不同的是用圆锥代替了齿轮。行星圆锥靠由发动机驱动的太阳圆锥来旋转。行星圆锥在外部的一个不旋转外壳和行星支架之间受压。环的轴向调整改变圆锥绕其共轴的旋转速度。这样就改变了行星支架和输出轴的速度。因此,此机构类似于 Graham 传动机构(图 6.3-3)。

如图所示的机构的速度调整范围从 4:1 到 24:1。在日本制造的这个机构的额定功率可达 2hp(1.492kW)。

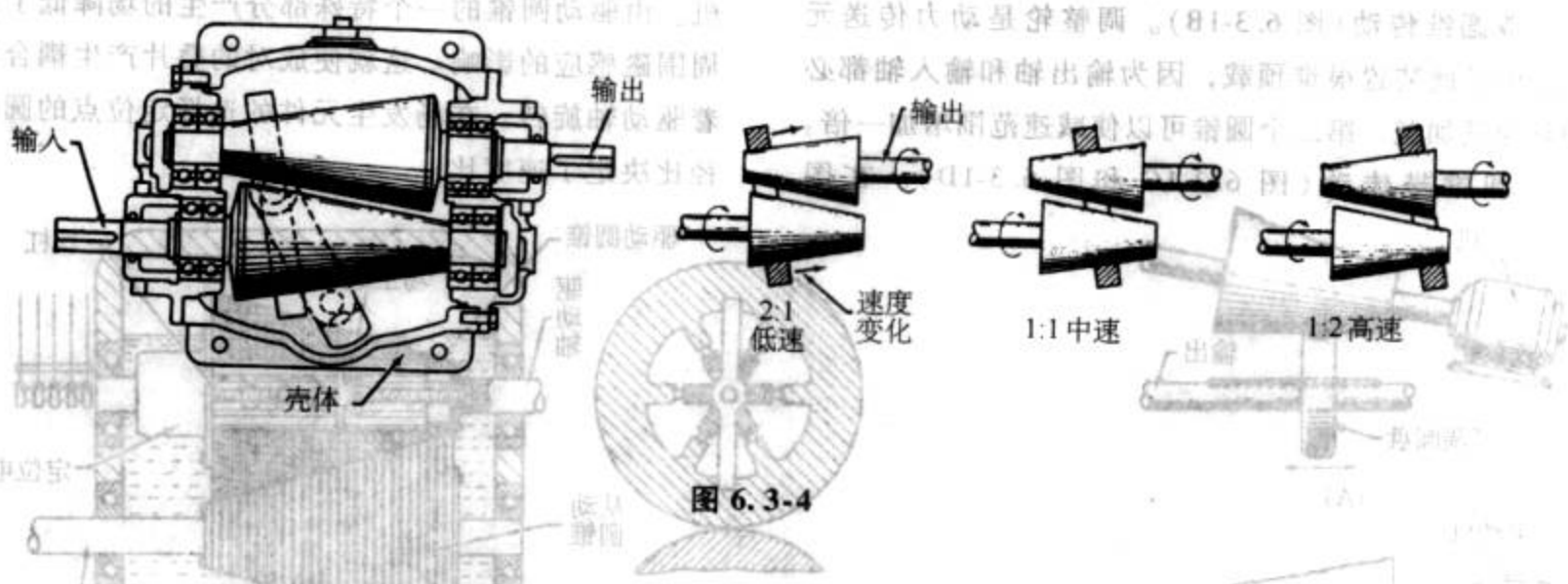


图 6.3-4

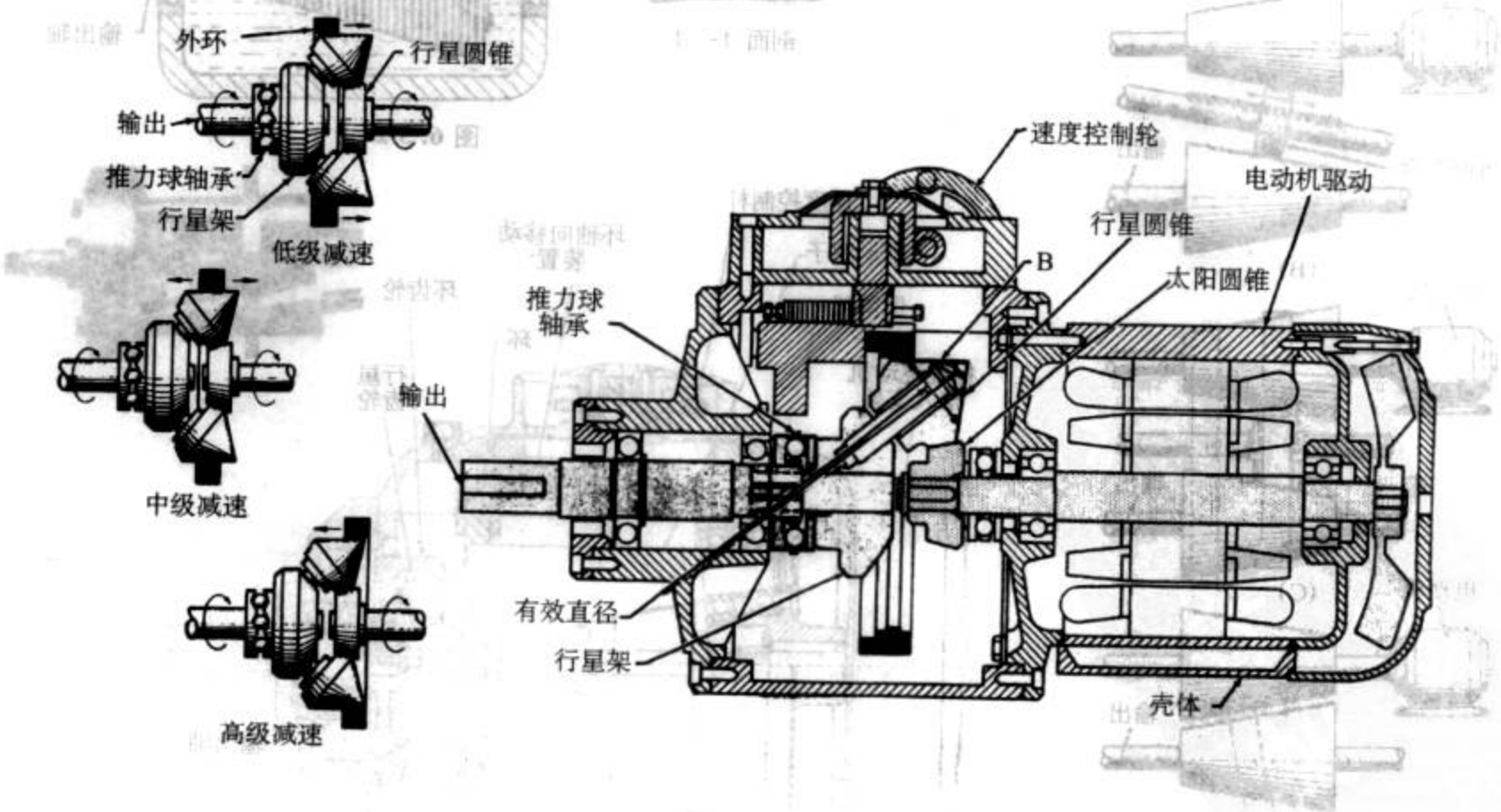


图 6.3-5

6.3.2 圆盘传动

可调圆盘传动(图 6.3-6(A)、图 6.3-6(B))。图 6.3-6 (A) 中，输出轴与输入轴垂直。如果驱动力、摩擦力、效率保持不变，输出转矩随输出速度的增大成比例地减小。轮子由高摩擦系数的材料制成，圆盘是钢制造的。由于滑移量比较大，所以只能传递小转矩。由于这个系统的速度调整范围很大，轮子可以越过圆盘的中心移动。

为了增加速度，可以增加第二个圆盘，如图 6.3-6(B)所示。这个机构也使输出轴和输入轴平行。

弹簧加载的圆盘传动(图 6.3-7)。在这个工业传动装置中为了减少滑移量，增大滚子和圆盘之间的接触力，在输出轴上安装有弹簧装置。速度通过旋转丝杠在垂直方向上移动锥形滚子来调节。图中的驱动装置的功率可达 4hp(2.984kW)。使用额定功率达 20hp(9.2kW)的驱动器时可装配两组滚子。效率可以高达 92%。标准的速度范围是 6:1，但是已经制造出了范围为 10:1 的装置。由硬化处理过的钢制成的动力传送零件在油雾的环境中工作，于是使磨损最小化。

行星圆盘传动(图 6.3-8)。在此摩擦传动装置中，四个行星圆盘代替了行星齿轮。行星圆盘安装在杠杆上，这个杠杆控制径向位置，并因此控制了运动轨道。环和太阳圆盘都由弹簧加载。

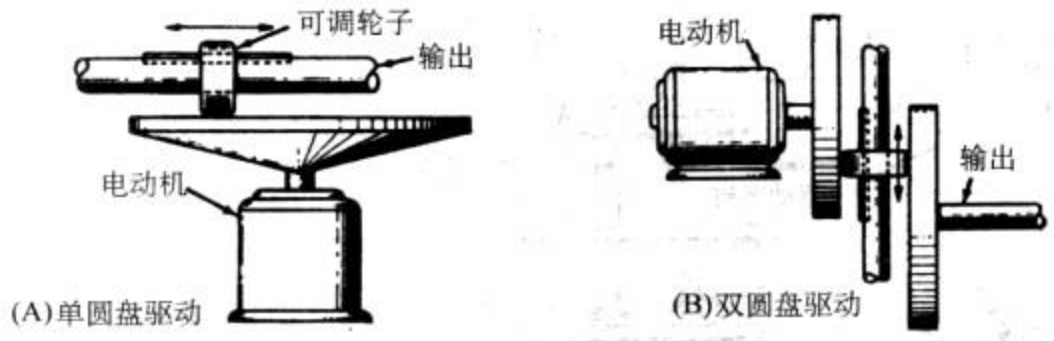


图 6.3-6

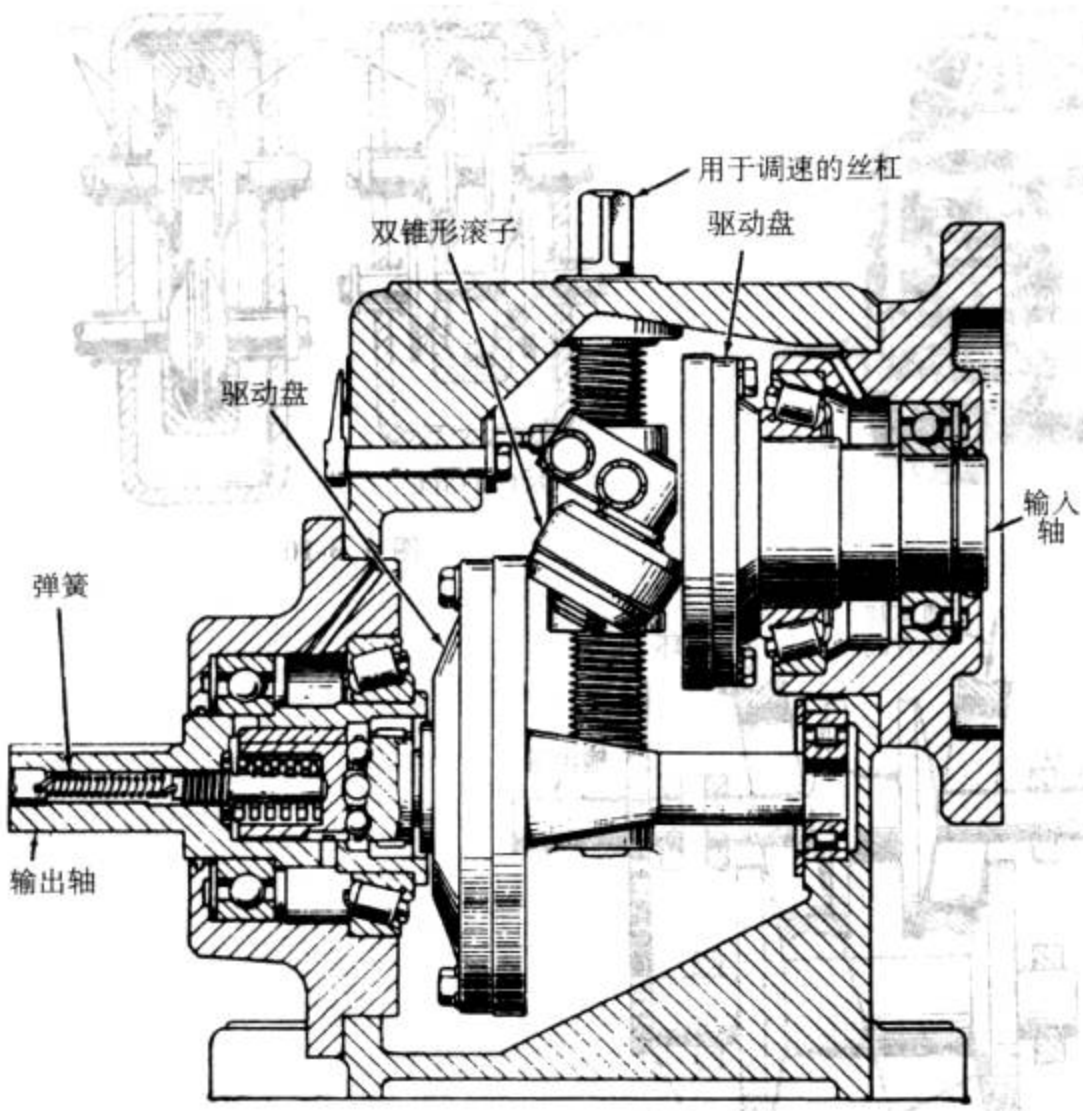
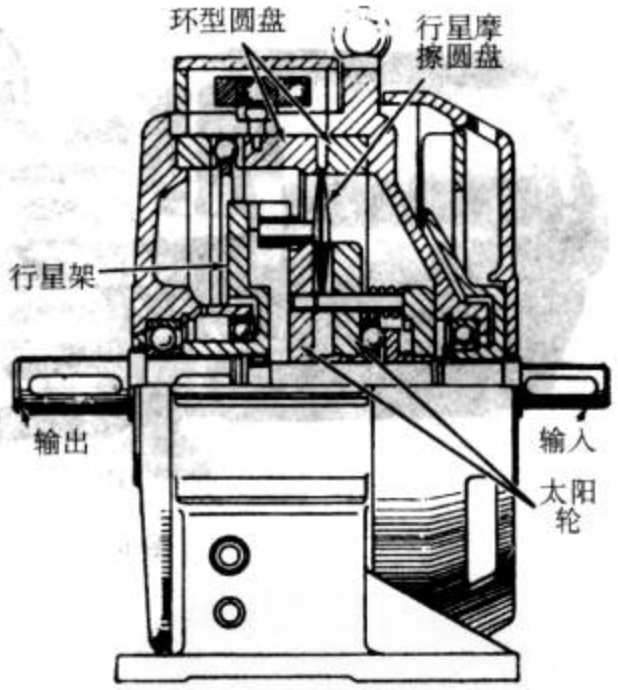


图 6.3-7



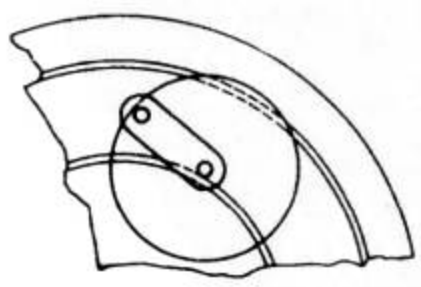


图 6.3-8

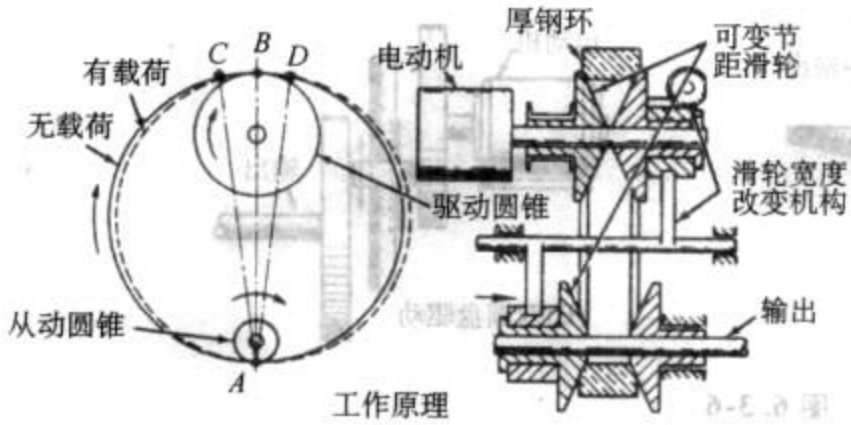
6.3.3 圆环传动

圆环和滑轮传动(图 6.3-9)。在这个传动装置中，一个厚的钢制圈环绕两个可变齿距(实际上是可变厚度)的滑轮。一个新型的齿轮连杆机构同时改变了两个滑轮的厚度(见图 6.3-9(B))。例如，当上面的滑轮打开时，底部的滑轮的侧面关闭。这样就减小了上滑轮的有效节圆直径，增加了下滑轮的有效节圆直径，因此就改变了输出速度。

通常，圆环和滑轮在 *A* 点和 *B* 点啮合。然而在负载状态下，从动滑轮阻碍旋转，并且由于圆环的微小弹性变形，接触点将从 *B* 点向 *D* 点移动。圆环的形状由最初的圆形变为微椭圆形，并且接触点之间的距离减小。这样将在锥形滑轮之间楔入圆环，使圆环和滑轮之间的接触压力与施加的载荷成比例地增大，这样在任何速度之下的输出功率都是常数。这个传动装置的功率可达 3hp(2.238kW)，速度调节范围可达 16:1，实际范围大约是 8:1。

有些制造商通过使这些滑轮的一组反向，用不常见的交叉截面形式(图 6.3-10)来安装圆环。

双圆环传动(图 6.3-11)。动力通过两个钢制牵引圆环来传送，这两个牵引圆环与安装在两个独立轴上的两个轮盘相啮合。这个传动装置要求由弹簧系统(图中未画出)使外圆盘受到一个压力载荷。圆环经过硬化和倒圆以减小磨损。倾斜圆环的支架可以改变速度，从而迫使圆环移到所需的位置。



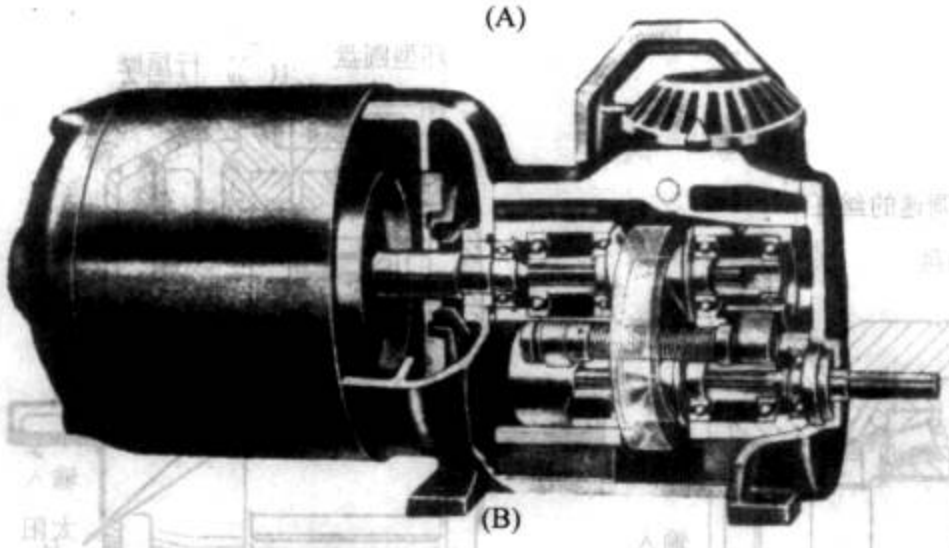


图 6.3-9

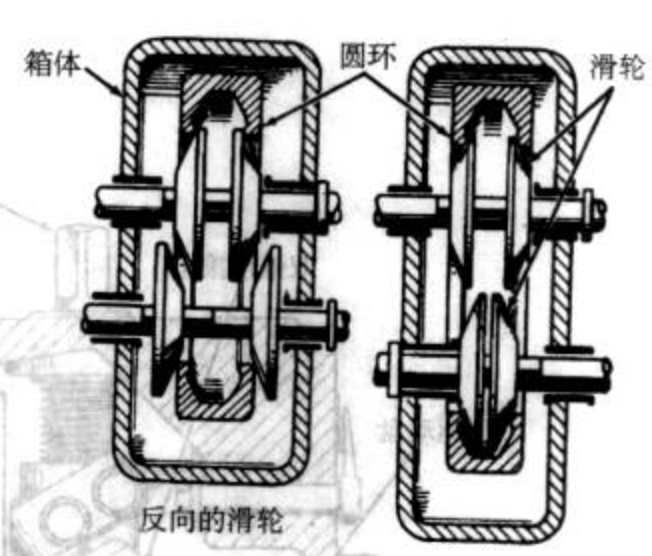


图 6.3-10

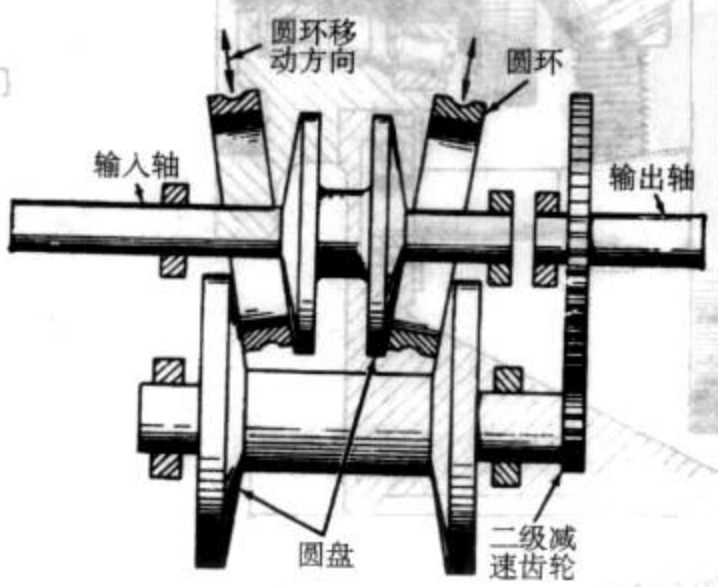


图 6.3-11

6.3.4 球面传动

球面圆盘传动(图 6.3-12 和图 6.3-13)。在图 6.3-12 中，通过改变滚子和球面圆盘的接触角可以改变传动装置的速度。如图所示，左球面圆盘通过键与驱动轴相连，右球面圆盘包含输出齿轮。圆盘之间靠螺旋弹簧施加载荷。

图 6.3-13 所示的一个工业装置是图 6.3-12 中装置的输入轴和输出轴共轴的形式。滚子可以在轴承上自由旋转，并且速度可以在两个极限值 6:1 到 10:1 之间任意调整。一个自动装置调整滚子之间的接触压力，并保证该压力与外加扭转载荷精确成比例。

双球面传动(图 6.3-14)。由两套球面圆盘和滚子组成的机构可以获得较高的减速。这样也减少了工作压力和磨损。输入轴带动两个反向的球面圆盘在装置中工作。圆盘通过两套三个滚子组驱动双面的输出圆盘。改变滚子的角度可以改变传动比。圆盘靠液压装置轴向加载。

倾斜球传动(图 6.3-15)。动力靠钢球在圆盘之间传递，钢球的旋转轴线可以倾斜来改变球周围两条接触轨迹的相对长度，并因此改变输出速度。球的轴线可以均匀地向每个方向倾斜；球和圆盘的有效滚动半径可以使速度最大增加比为 3:1，或最大减小比为 1:3，总的输出速度变化可达 9:1。

靠一个通过所有球轴线投影的凸轮盘来控制倾斜。为了防止在起动或冲击载荷下的滑移，转矩响应机构安装在传动装置的输入和输出两侧。产生的轴向压力与作用转矩成比例。靠蜗杆传动来定位凸轮盘。已制造出功率为 15hp(1.12kW)的传动装置。传动效率已在曲线图中绘出。

球面和滚子传动(图6.3-16)。端面是球形的滚子偏心地被安装在共轴的输入、输出球形圆盘之间。改变滚子的角坐标可以改变速比。

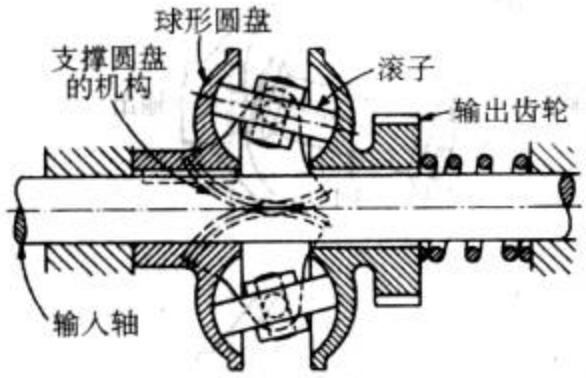


图 6.3-12

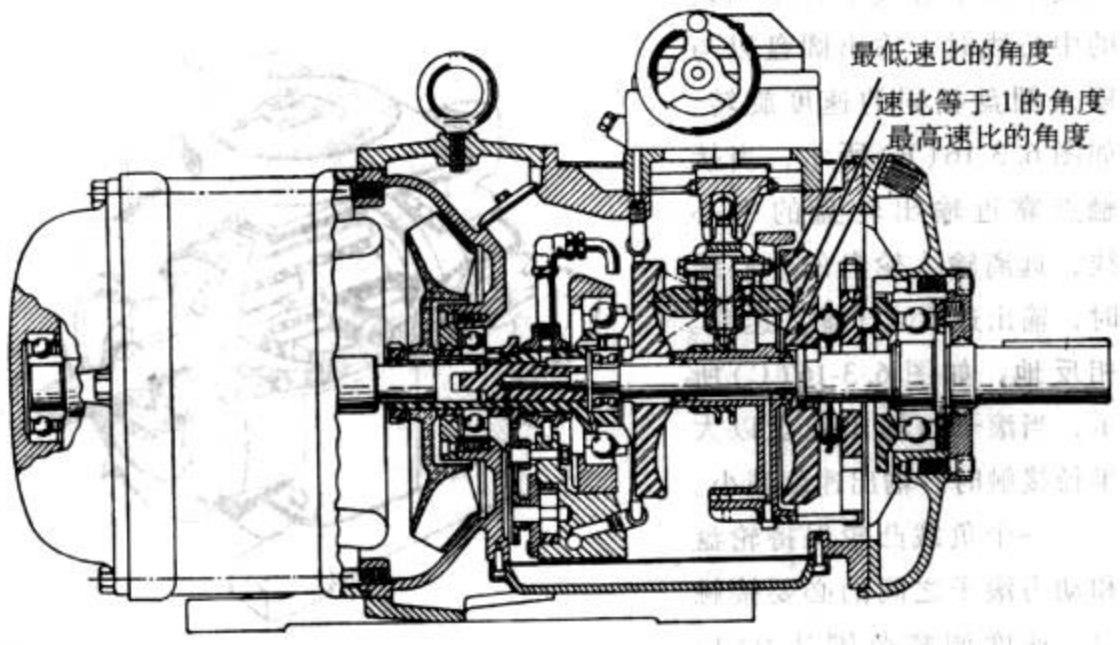


图 6.3-13

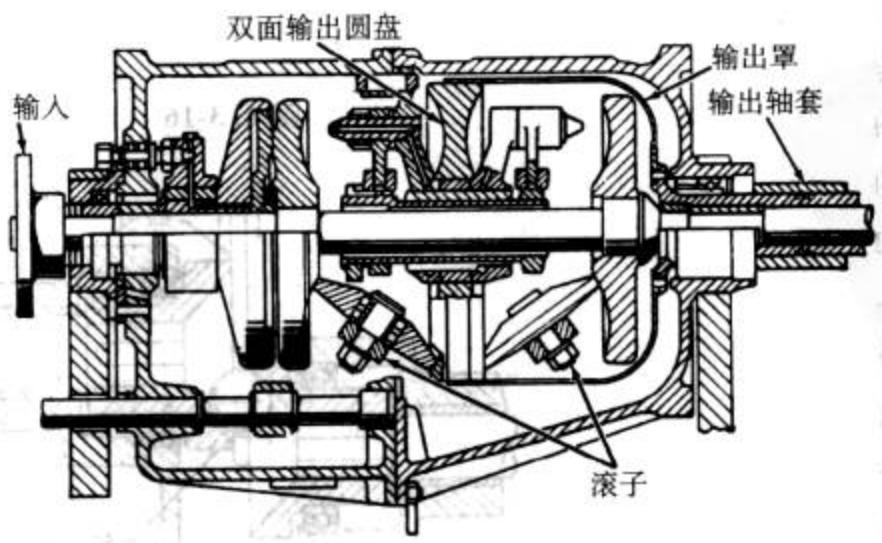
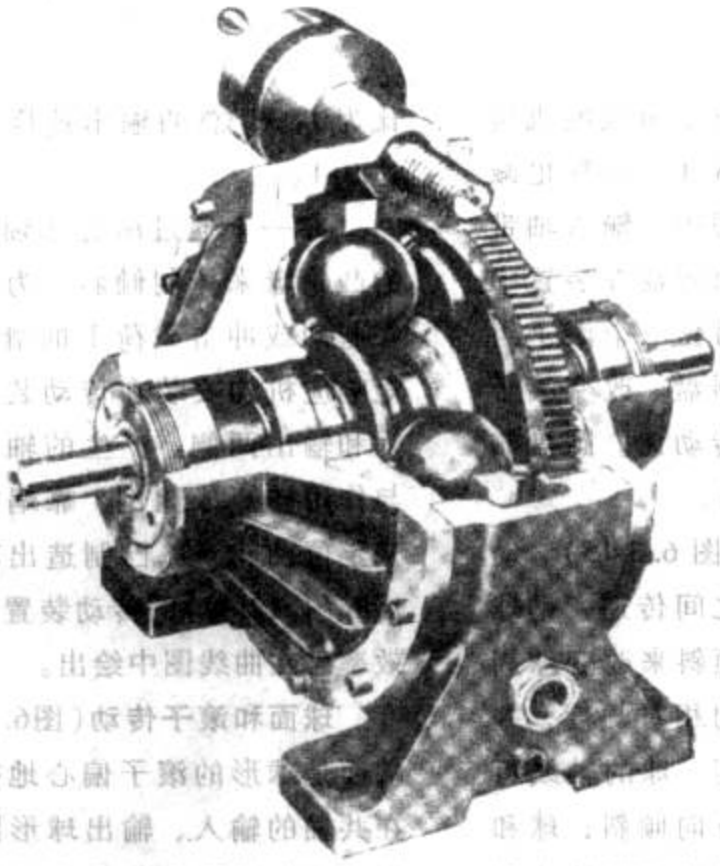
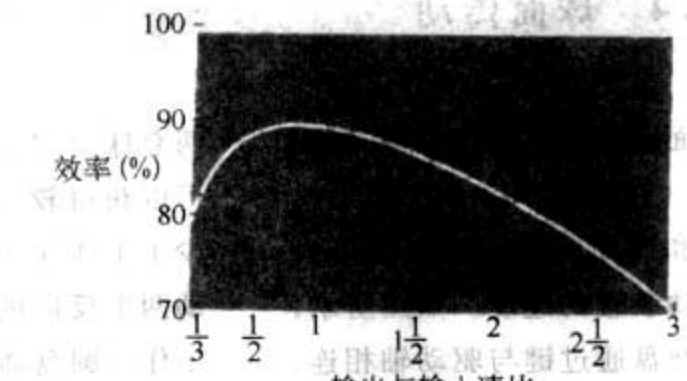


图 6.3-14





倾斜球传动效率

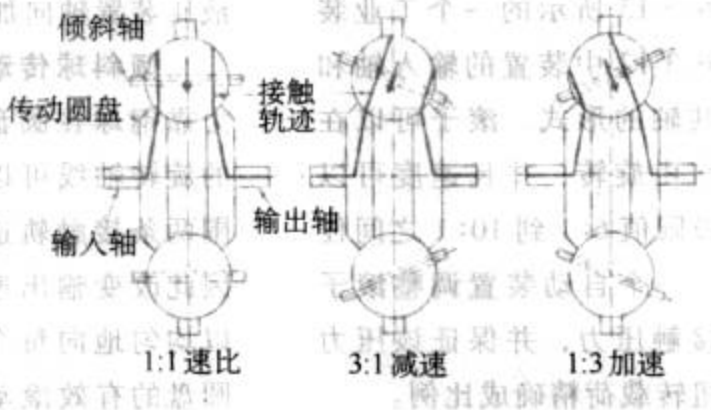
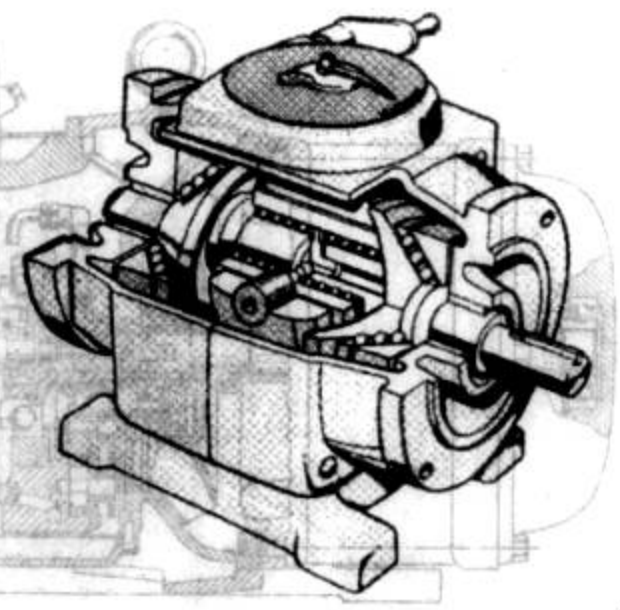


图 6.3-15

如图 6.3-16(A)所示，当滚子的中心线平行于圆盘的中心线时，输出圆盘以与输入圆盘相同的速度旋转。如图 6.3-16(B)所示，当接触点靠近输出轮盘的中心线，远离输入轮盘的中心线时，输出速度大于输入速度。相反地，如图 6.3-16(C)所示，当滚子与输出轮盘以大半径接触时，输出速度减小。

一个负载凸轮保持轮盘和动力滚子之间的必要接触力。速度调整范围达 9∶1；效率接近 90%。



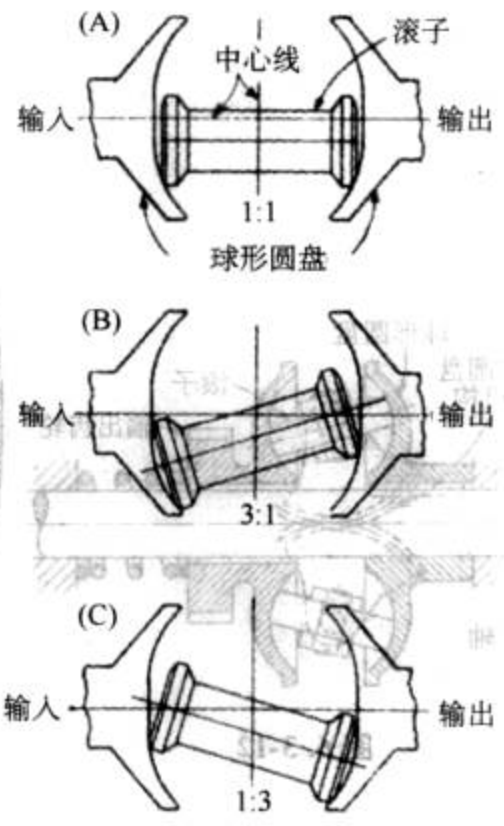


图 6.3-16

球和圆锥传动（图 6.3-17）。在这个简单的传动装置中，输出轴与输入轴是偏置的。内顶角为 90°的两个相对圆锥装配在各自的轴上。两个轴相互被预载。与圆锥接触的球的不同定位可以改变速度。球可以相对球板横向移动。圆锥形的空腔和球的表面经过硬化处理，此传动装置在油槽里工作。

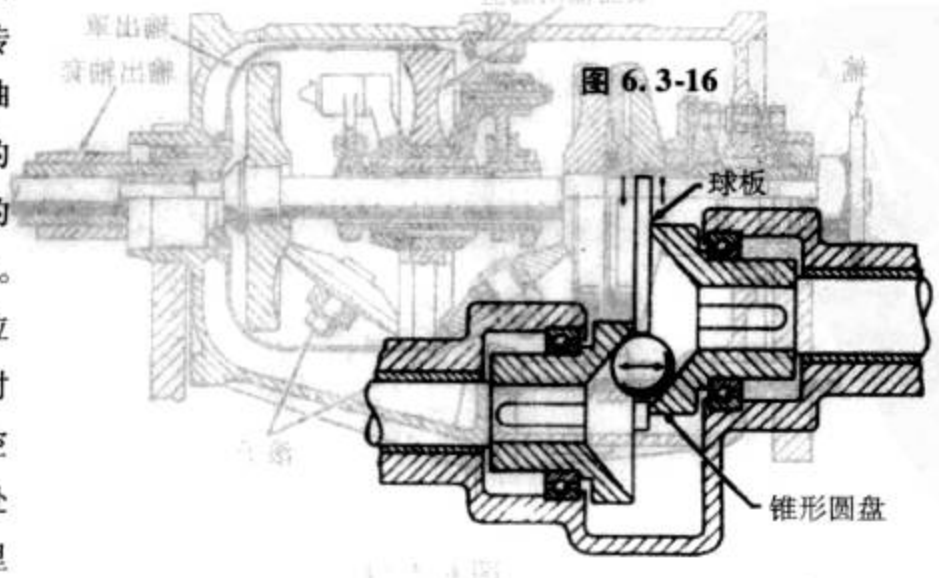


图 6.3-17

6.3.5 多圆盘传动

球和圆盘传动(图 6.3-18)。摩擦圆盘安装在花键轴上，可以轴向移动。由摆臂带动的钢球在导辊上旋转，并且与主动圆盘和从动圆盘相接触。盘形弹簧在球和圆盘之间施加外力。球的位置控制了接触半径的比率，并因此调整了速度。

只需要一对轮盘来提供速比，多轮盘增加了最大转矩。如果负载改变，一个离心装载装置将与速度成比例地增加或减小轴向压力。斜齿轮允许输出轴与输入轴在同一轴线上。输出与输入的速比从 1:1 到 1:5，并且驱动效率可达 92%。小球和圆盘传动的额定功率可达 9hp(6.714kW)，大球和圆盘传动的额定功率可达 38hp(28.348kW)。

表面涂油层圆盘的传动(图 6.3-19)。无金属接触，其动力以 85% 的效率传送。工作时，交错的圆盘组用油涂层。在它们的接触点，边缘圆盘施加轴向力挤压油膜以增加粘性。锥形圆盘靠高粘度油膜的分子切应力来向带边圆盘传递运动。

三组锥形圆盘(只显示出一组)围绕着正中的带边圆盘组。使圆锥径向向带边圆盘移动(输出速度增大)，或远离带边圆盘(输出速度减小)，从而来改变速度。输出轴上的弹簧和凸轮将一直保持这些圆盘上的压力。

已制造出额定值超过 60hp(44.76kW)的这类传动装置。小的传动装置自然冷却即可，而大的传动装置则需要水冷。

在通常条件下，这个传动装置以高速度传送额定动力时，有 1% 的滑移量，以低速度传送时有 3% 的滑移量。

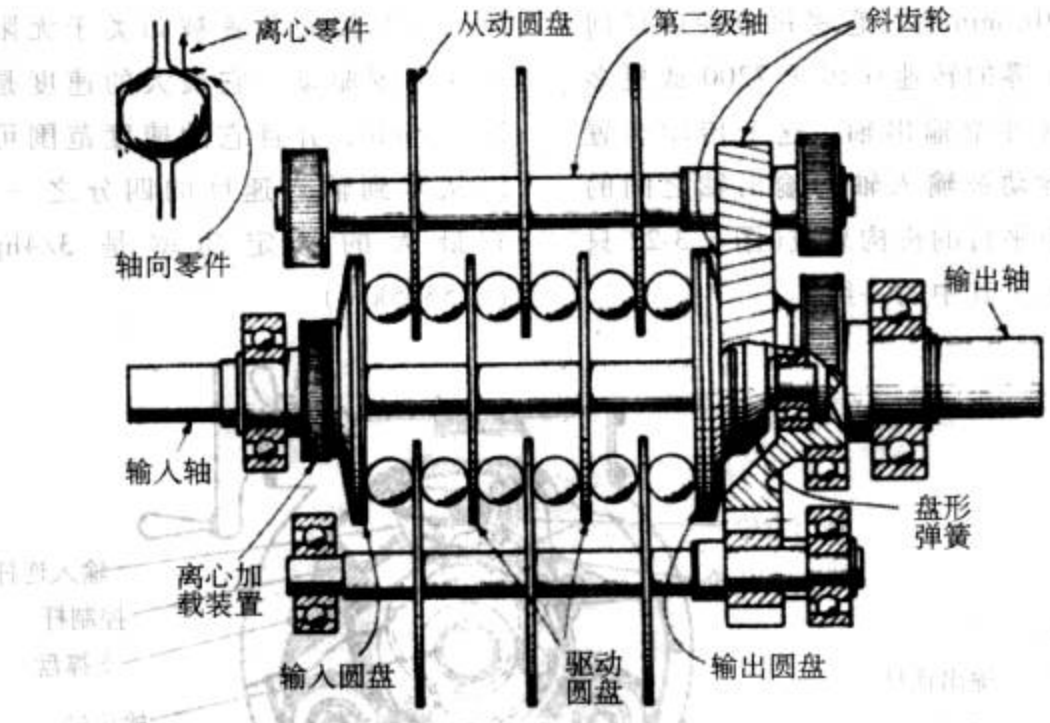
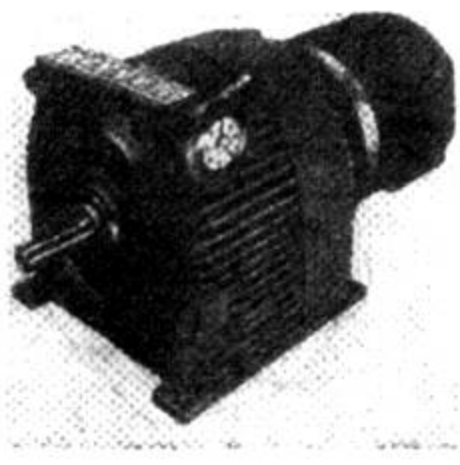


图 6.3-18



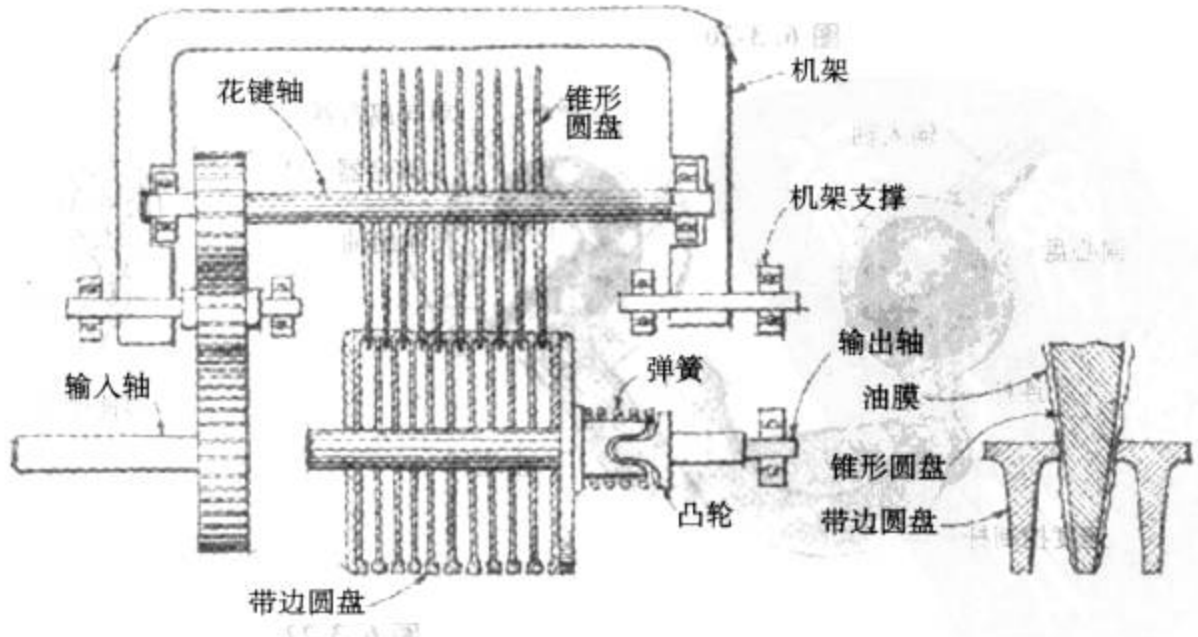


图 6.3-19

6.3.6 脉冲传动

可变行程传动(图 6.3-20)。这个传动装置由一个四杆连接机构与单向离合器(或棘爪)组合而成。驱动元件通过连杆机构使偏心轮旋转，从而使输出杆转过一个固定的角度。在回程中，输出杆超过输出轴。这样，脉动运动就传送给输出轴。这一独特优点使该装置应用于许多场合，例如送料器和混合器。改变可调支点就可以改变速比。在此系统中增加偏心轮、曲柄和离合器，可以增大每转的脉动频率，以使传动更平稳。

Morse 传动(图 6.3-21)。输出轴上偏心轮的摆动运动被传送给输入连杆，然后，输入连杆带动输出齿轮旋转。输入连杆的运动是由控制杆调整的，这个控制杆带动滚子围绕自身的支点摆动，而滚子处于偏心凸轮的轨道上。通常，三连杆机构和齿轮被装配在一起进行重叠运动：当第三个连杆进行驱动时，另两个连杆在进行回程。通过旋转手柄重新定位控制杆，将改变输入杆、中间齿轮和输入齿轮的摆角。这是一个有固定工作范围的恒转矩传送装置。当最大输入速度达到180r/min时，最大输出转矩是175ft·lbf(11.994N·m)。速度可以在4.5:1和120:1之间变化。

零到最大速度的传动(图 6.3-22)。这个传动装置也是基于可变行程原理的。当输入转速为1800r/min时，它将每分钟以任何高于零的转速比传送7200或更多的脉冲给输出轴。这个传动装置的脉动被输入轴和输出轴之间的几组平行的机构衰减(图6.3-22只显示了其中的一组)。

当输入速度为零时，输入轴上的偏心轮通过一个弧形零件使连杆上下运动。主连杆没有往复运动。为了设定输出速度，可移动支点(图中是向上移动)，从而改变了连杆的运动方向并且向主连杆传送摆动运动。安装在输出轴上的单向离合器提供了棘轮运动。输入轴的反向运动并不会使输出轴的运动反向。然而，传动装置可以用两种方式反向：①用一个特殊的可反转的离合器；②采用由齿轮组成的曲拐机构。

因为输出轴的速度包括零，所以这个传动装置被归类于无限速度范围驱动。它最大的速度是2000r/min，并且它的速度范围可以从零到输入速度的四分之一。它最大的额定功率是3/4hp(0.5595kW)。

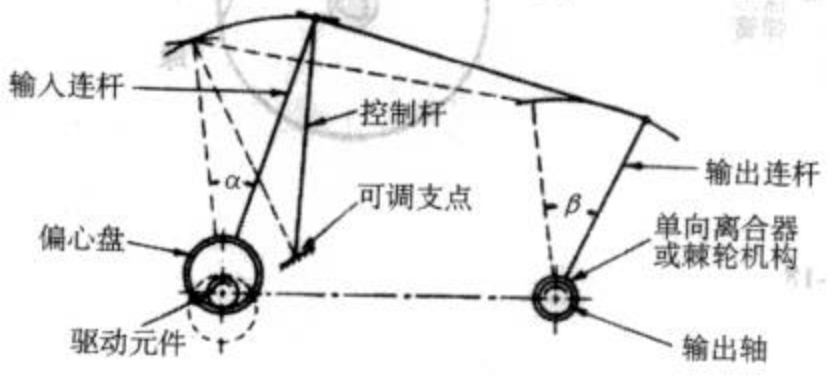


图 6.3-20

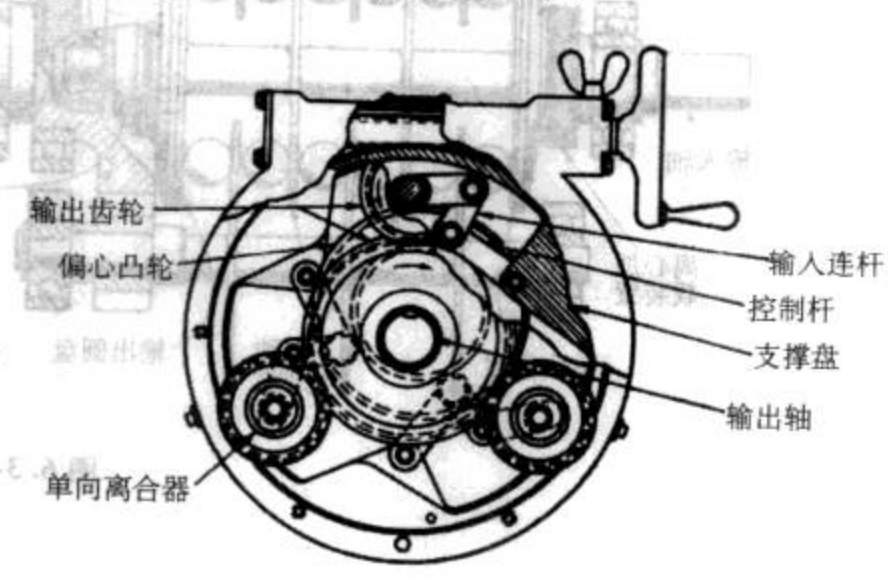
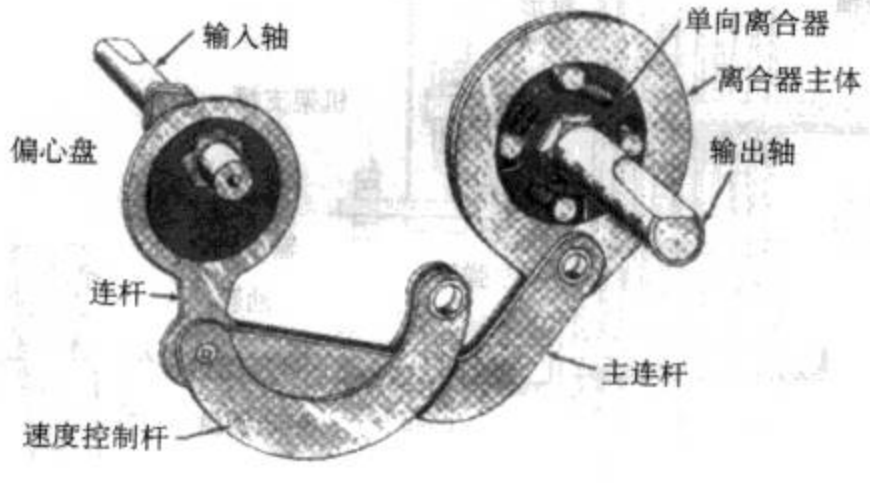


图 6.3-21



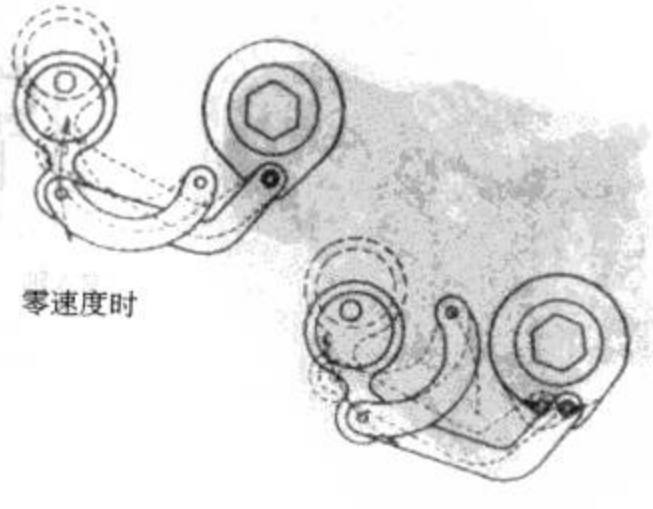


图 6.3-22

6.4 单向传动

无论输入轴的旋转方向如何，图 6.4-1 中的单向传动装置的输出轴时刻朝相同的方向旋转。输出轴的角速度与输入轴的角速度成正比。输入轴 a 带动直齿轮 c，直齿轮 c 的表面宽度大约是安装在输出轴 b 上的直齿轮 f 和 d 的两倍。直齿轮 c 与惰轮 e 和直齿轮 d 相啮合。惰轮 e 与直齿轮 c 和 f 相啮合。输出轴 b 带动两个单向的、独立的圆盘 g 和 h。

当输入轴沿黑体箭头所示的顺时针方向旋转时，直齿轮 d 沿逆时针方向旋转，并且环绕独立圆盘 h 空转。同时，沿逆时针方向旋转的惰轮 e 带动直齿轮 f 顺时针方向旋转，并且与在独立圆盘 g 上的滚子啮合。因此，轴 b 沿顺时针方向旋转。如果输入轴沿虚箭头所示的逆时针方向旋转，那么，当直齿轮 d 与独立圆盘 h 相啮合时直齿轮 f 将会空转，再次带动轴 b 顺时针旋转。

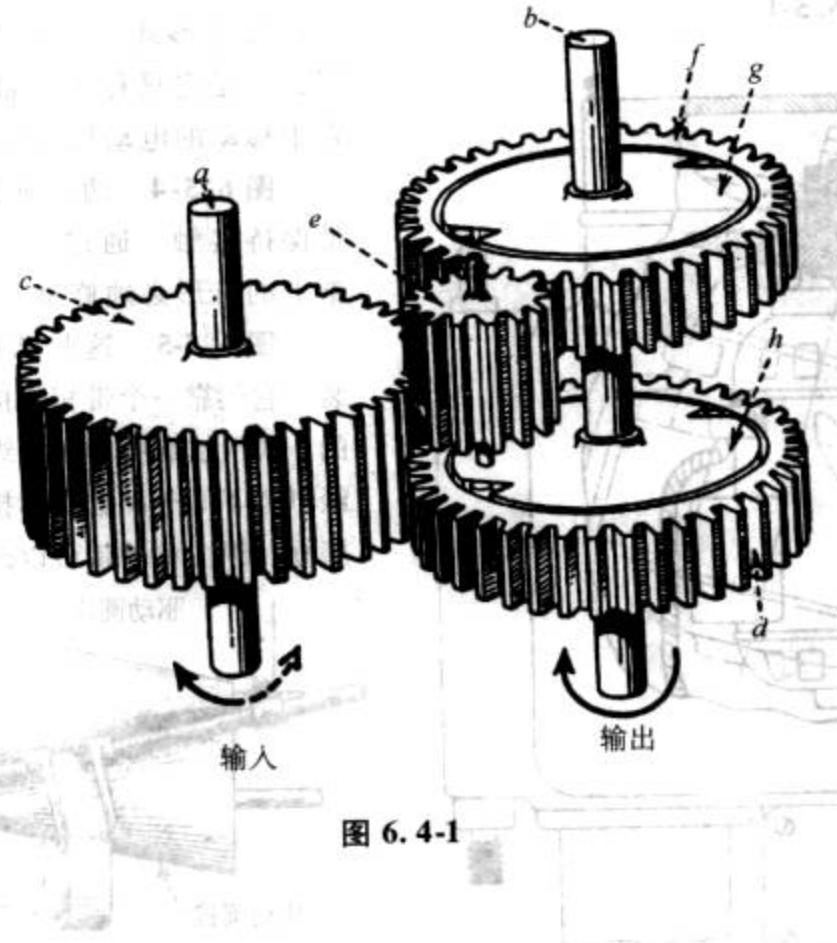


图 6.4-1

6.5 其它变速传动机构——辅助变速

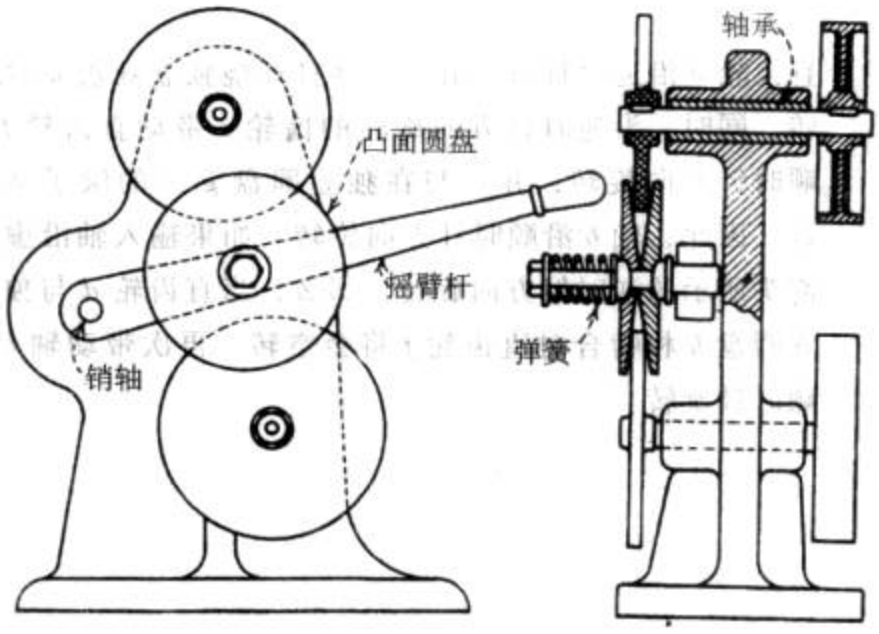


图 6.5-1

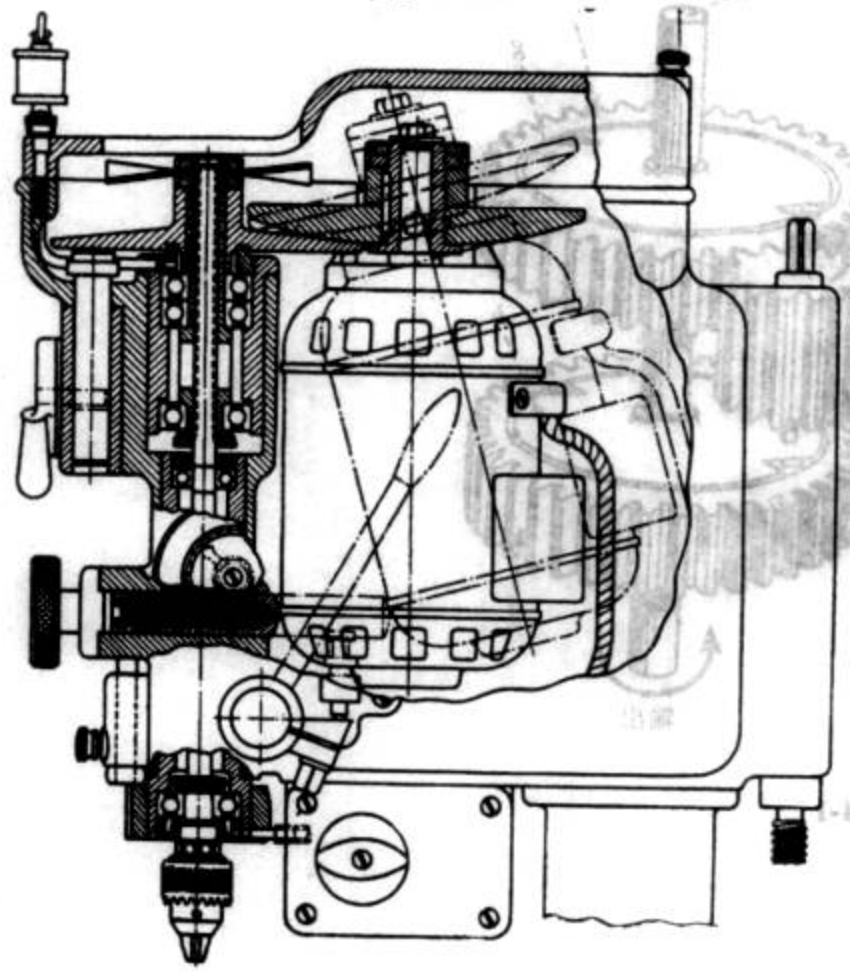


图 6.5-2

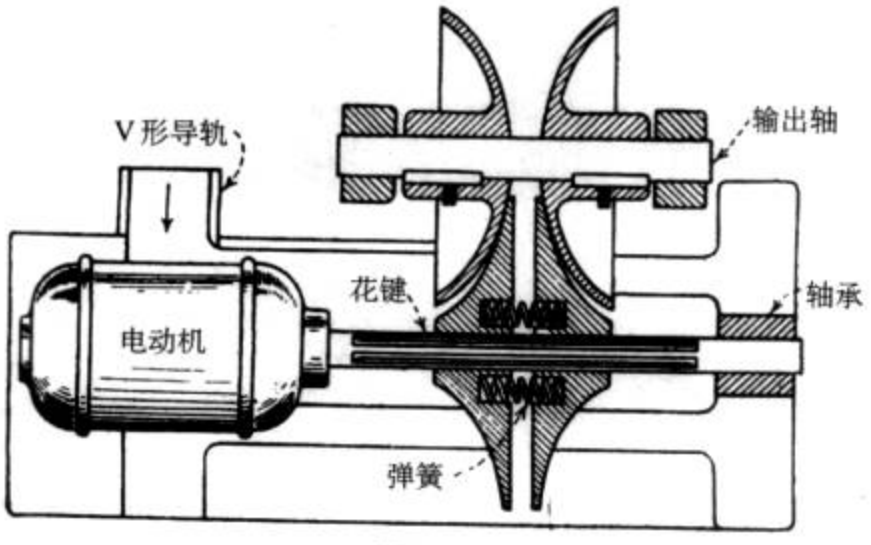


图 6.5-3

图 6.5-1 Sellers 轮盘包含一个在固定的平行轴之间传送动力的机构。凸面圆盘独立地安装在摇臂上，并且它们被一个卷曲弹簧紧紧地压在轴轮的凸缘上，成为一个中间滑轮。速比靠移动摇杆来改变。不可以反转，但是从动轴可以以高于或低于驱动速度的速度旋转。凸面圆盘必须安装在自定心轴承上，以确保每个位置上的良好接触。

图 6.5-2 弧形圆盘装置上安装了一个电动机，这个电动机在其支点上摆动，以便改变接触圆的有效直径。这样就可以为一个小型钻床提供一个紧凑的传动装置。

图 6.5-3 这是图 6.5-2 中所示较旧机构的另一种改进形式。它的工作原理与图 6.5-2 机构类似，只是它只有两个轴。它的速比是靠在 V 形导轨中移动的电动机来改变的。

图 6.5-4 两个圆锥安装在一起，并且靠挤压带保持接触，通过带的纵向移动来改变速比。圆锥上的锥形必须修整，以防止带两边的过度磨损。

图 6.5-5 这些圆锥可以以任何需要的距离安装。它们靠一个带相连接。这个带的外侧边缘由耐磨的、柔性抗磨损的橡胶织物组成。它可以抵抗由带边缘以稍不同于圆锥实际接触处的角速度滑行时引起的磨损。纵向移动带可以改变这个机构的速比。

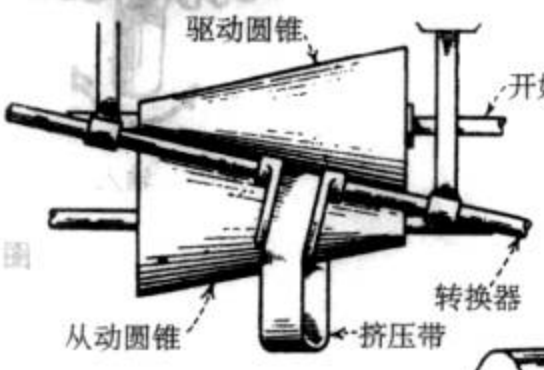


图 6.5-4

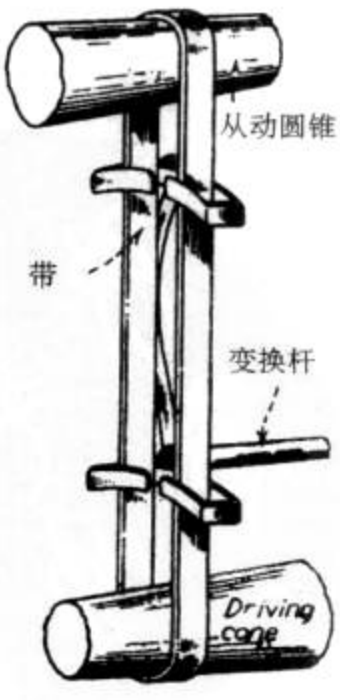


图 6.5-5

图 6.5-6 这个传动装置可防止带的“蠕变”和变速锥传动时的磨损。里层的内带是锥形的，并且无论传动带在什么位置上它们都呈现为平的或凸的接触面。速比是靠移动内带而不是主传送带来改变。

图 6.5-7 当这个传动装置有变速锥时，可以防止带磨损。然而这并没有消除带的蠕变作用，并且万向节也带来了它固有的维修问题。

图 6.5-8 这个传动装置是图 6.5-7 所示传动装置的一个改进。一个滚子代替了带，这样可以减小传动装置的总尺寸。

图 6.5-9 这个传动装置的主要部件是一个由电动机轴上的锥形滑轮驱动的中空内圆锥。在 V 形导轨里上下移动电动机和锥形滑轮可以调整速比。当电动机轴上的锥形滑轮被移到主动锥轮的中心时，电动机和主动锥轮的运动速度是相同的。这一特性使这个装置多应用于与电动机额定转速一致的大转矩场合，并且适用于轻载初步工作场合，能获得较低的转速。

图 6.5-10 在这个传动机构中，驱动圆锥和从动圆锥以小直径相对的方式被安装在相同的轴上。右方的驱动圆锥靠键与公共轴相连，左方的从动圆锥安装在套筒上。动力由一系列端部安装了滚子的摇臂轴传递。当这些轴在一个圆盘内的套筒里回转时可以随意滑动，这个圆盘垂直于从动圆锥被安装的套筒。速比靠旋转摇臂轴并且允许它们在驱动圆锥和从动圆锥的圆锥面之间滑动来改变。

图 6.5-11 这个传动机构的行星滚子和轨道都是曲面的。圆锥形的内轨道绕着传动轴旋转，并且可以在滑键上任意纵向滑动。强力压缩弹簧使轨道和三个行星滚子紧密接触。

图 6.5-12 Graham 传动装置只由五个主要零件组成。固定在驱动轴上的星形轴带动三个圆锥滚子。每个滚子都有一个与环形齿轮啮合的小齿轮，环形齿轮与输出轴相连。纵向移动接触圈可以改变滚子和输出轴的速度。这个运动改变了接触直径的比率。

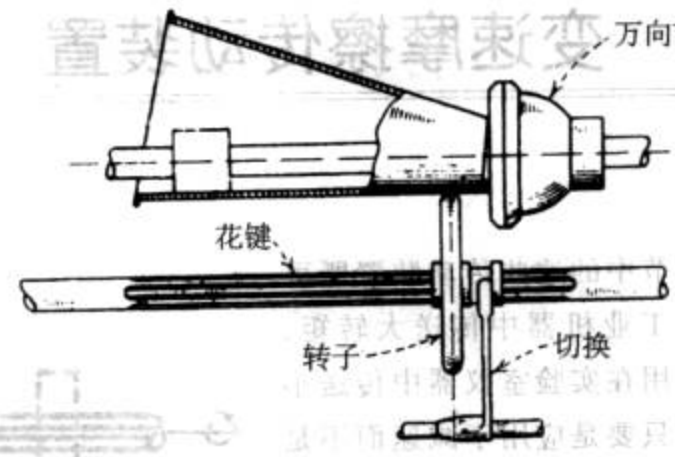


图 6.5-8

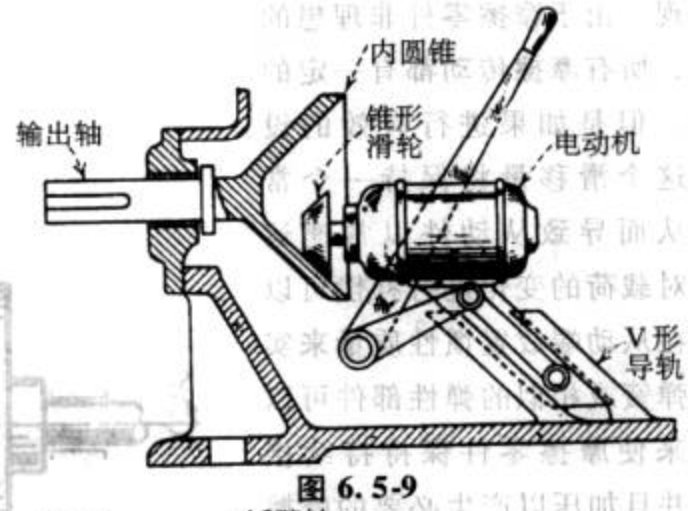


图 6.5-9

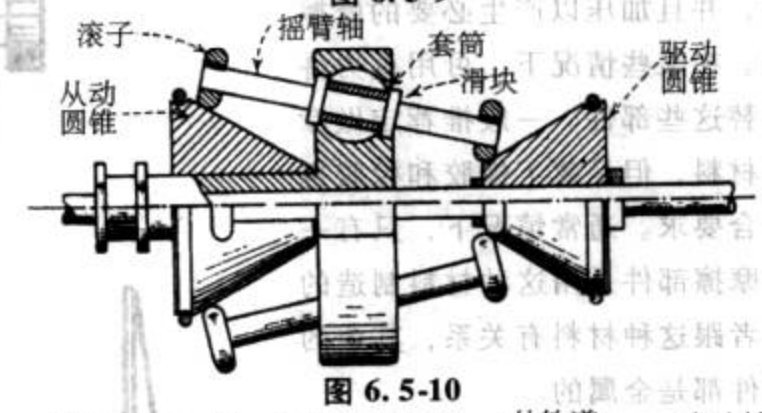


图 6.5-10

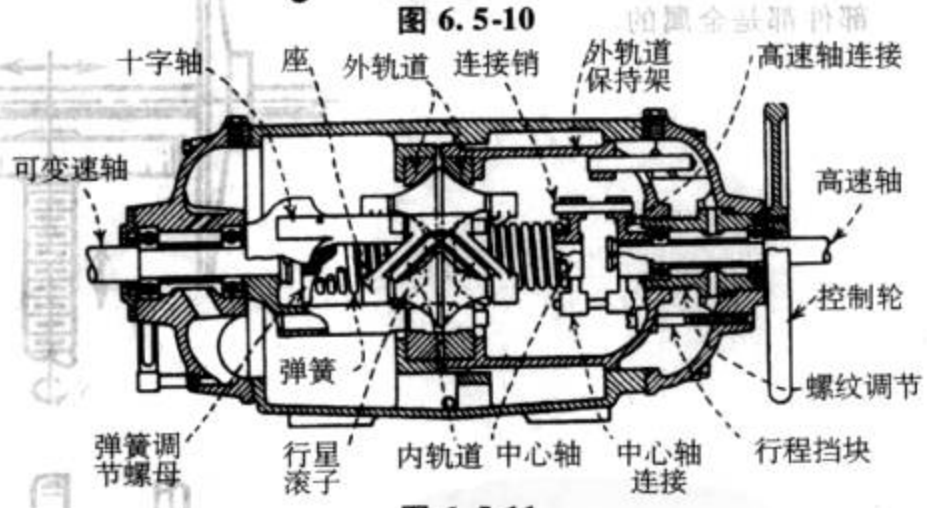


图 6.5-11

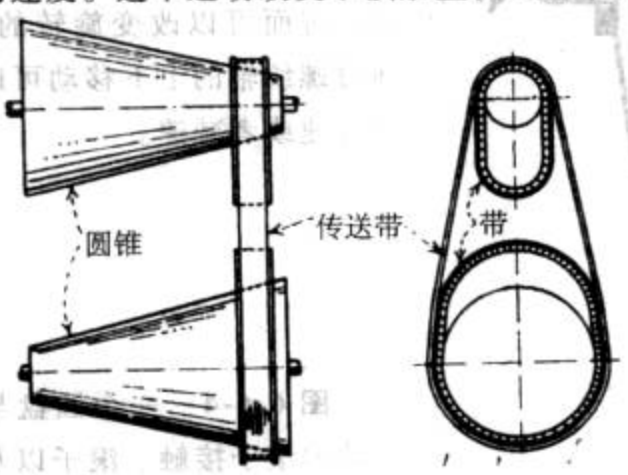


图 6.5-6

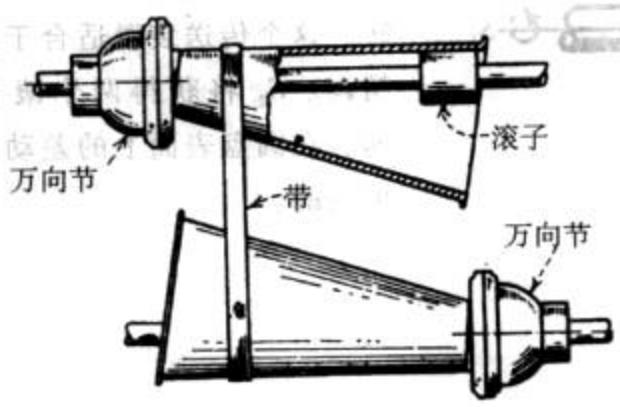


图 6.5-7

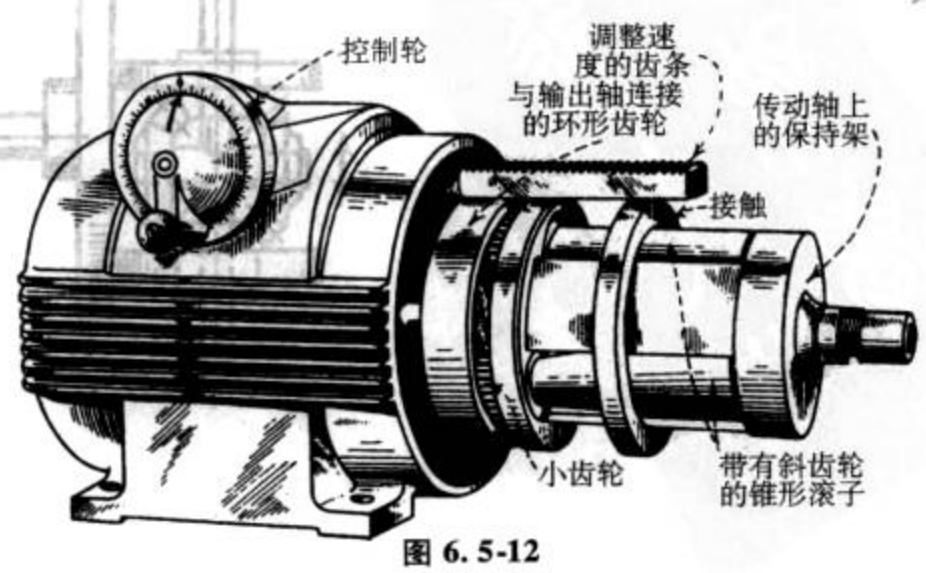


图 6.5-12

6.6 变速摩擦传动装置

本节中的这些传动装置既可以用在工业机器中传送大转矩，也可以用在实验室仪器中传送小转矩。只要是应用于减速而不是增速运动中，它们就都会有最好的表现。由于摩擦零件非理想的滚动，所有摩擦传动都有一定的滑移。但是如果进行有效的设计，这个滑移量将保持一个常数，从而导致从动件以常速运行。对载荷的变化进行补偿可以通过在从动端放置惯性质量来实现。弹簧或相似的弹性部件可以被用来使摩擦零件保持持续接触，并且加压以产生必要的摩擦力。在某些情况下，可用重力件代替这些部件。一般推荐定做摩擦材料，但是氯丁橡胶和橡胶也符合要求。通常情况下，只有一个摩擦部件是用这种材料制造的或者跟这种材料有关系，其余的部件都是金属的。

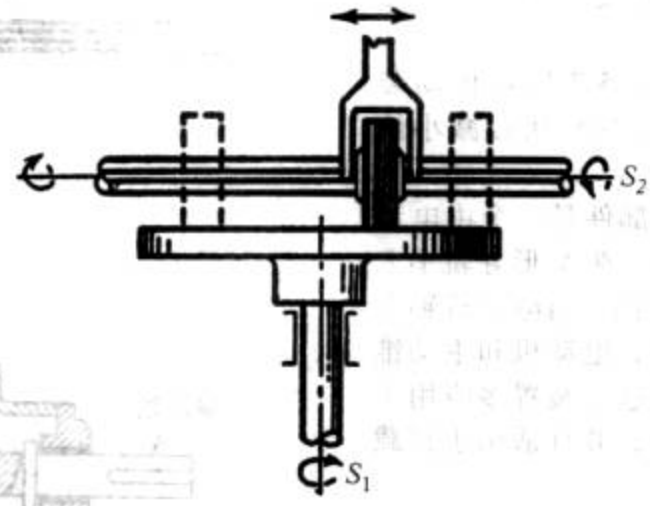


图 6.6-1 一个圆盘和滚子传动装置。滚子在圆盘上径向移动。它的速比取决于圆盘的有效工作直径。如虚线所示，当滚子移过圆盘的中心时，这些轴的相对旋转方向是反向的。

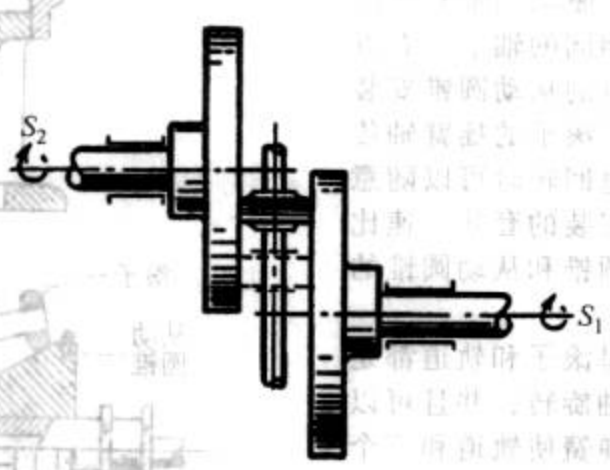


图 6.6-2 在两个圆盘之间有一个自转的、可以移动的滚子。因为两个圆盘的有效直径成反比地改变，所以这个传送装置可以快速改变速度。

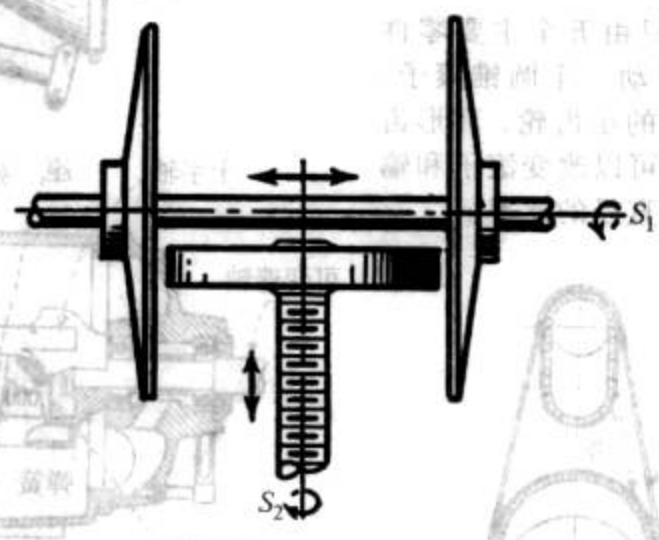


图 6.6-3 两个圆盘安装在同一个轴上，滚子固定在一个螺纹轴上。滚子与一个圆盘接触，然后可以变为与另一个圆盘接触，进而可以改变旋转的方向。通过螺纹轴的上下移动可以使旋转加速或者减速。

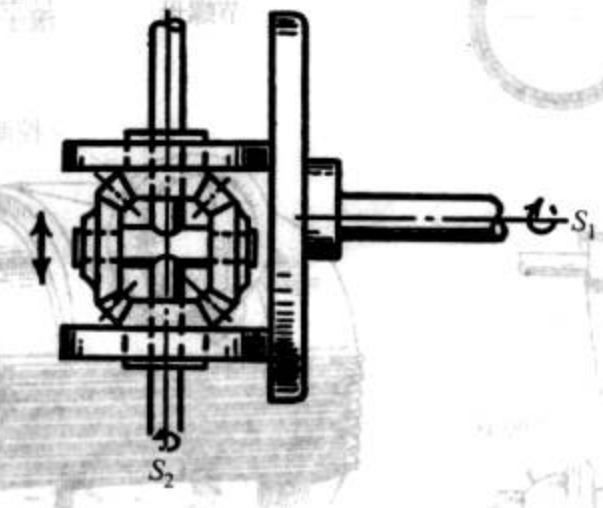


图 6.6-4 一个圆盘与两个差动的滚子接触。滚子以及它们的锥齿轮可以在轴 S_2 上自由旋转。这个传送装置适合于速度的精调。S_2 将获得两个滚子的差速。在圆盘表面上的差动装配是可变的。

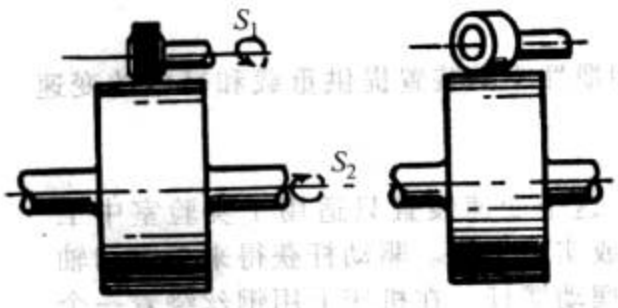


图 6.6-5 这个传送装置由一个圆筒和滚子组成。相对于圆筒使滚子倾斜可以改变速度。

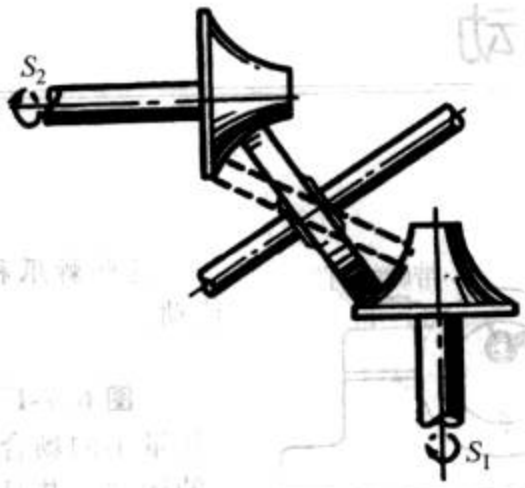


图 6.6-6 两个在相交轴上的球形锥和一个独立的滚子组成了这个传送装置。

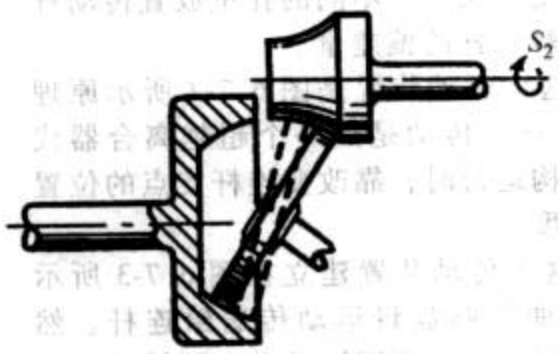


图 6.6-7 这个传送装置由一个球面锥体和一个带滚子的槽组成。它可用于速度的微调。

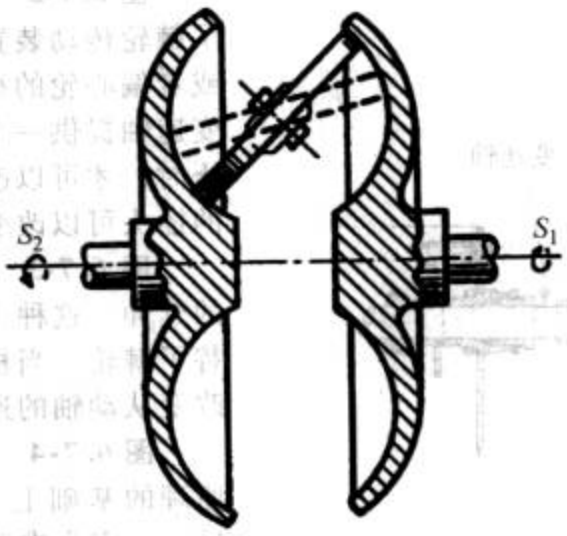


图 6.6-8 两个环形轮廓的圆盘和一个自由的滚子组成了这个传送装置。

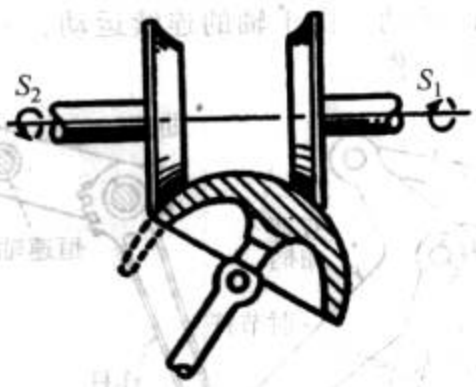


图 6.6-9 这个传送装置由两个圆盘和一个自由旋转的球面滚子组成

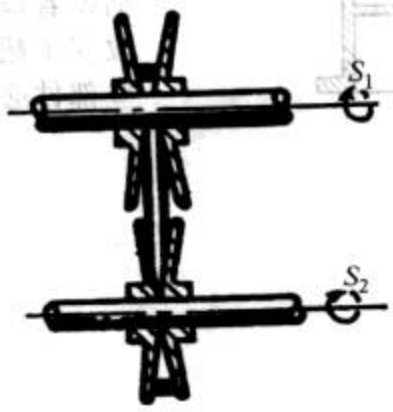


图 6.6-10 这个传送装置有用于 V 带的槽滑轮。调节两个滑轮之间的距离可以改变 V 带的有效工作直径。

6.7 变速驱动和传动

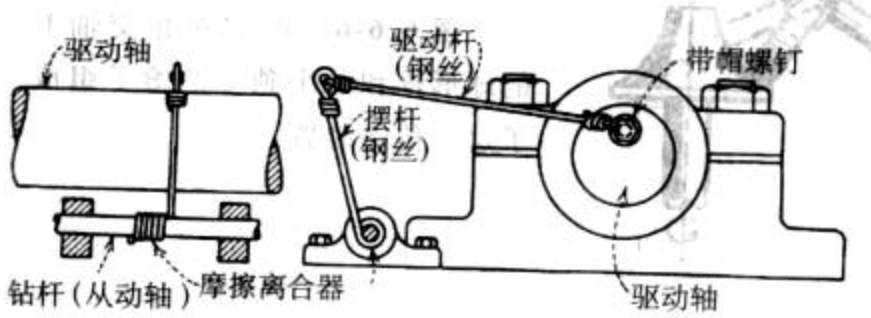


图 6.7-1

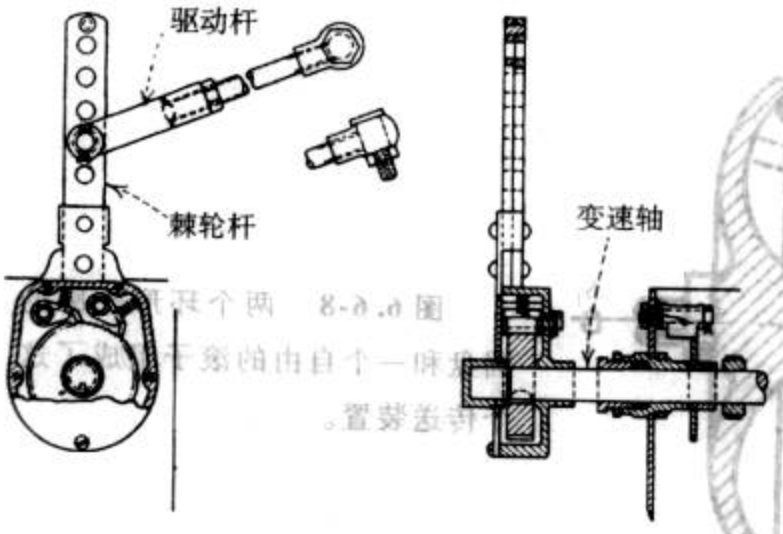


图 6.7-2

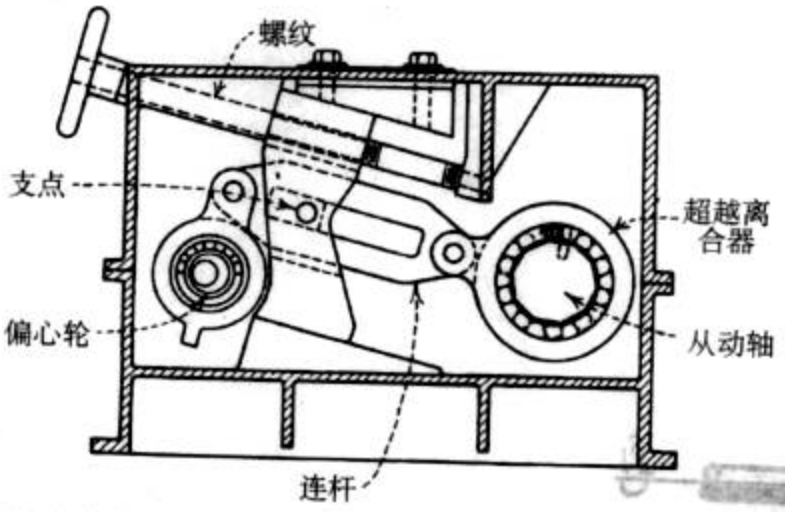


图 6.7-3

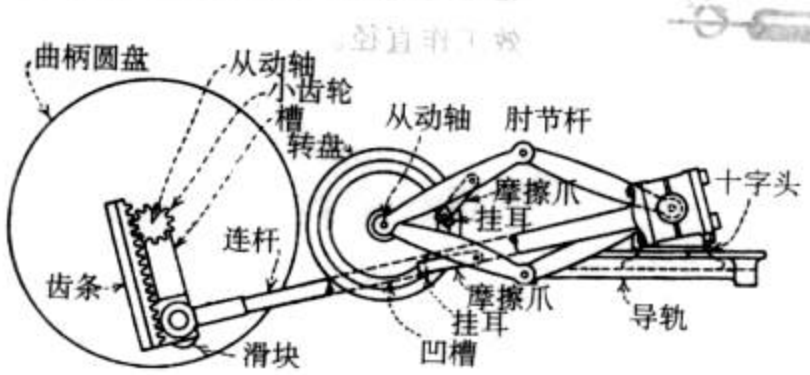


图 6.7-4

这些棘爪和惯性驱动装置提供重载和轻载的变速传动。

图 6.7-1 这个变速装置只适用于实验室中工作量小的场合或实验工作。驱动杆获得来自主动轴的运动，并且摆动摆杆。在机床上用钢丝绕着一个钻杆缠绕形成摩擦离合器，离合器的直径稍大于从动轴的直径。当驱动装置静止时，可改变杆的长度或偏心轮的偏移量来改变速比。

图 6.7-2 图例中的冲压润滑器驱动装置运用了棘轮传动装置的普遍原理。一个便利的滑动元件或者偏心轮的往复运动使棘轮杆摆动。往复运动给变速轴提供一个间歇的单向运动。只有当机构是静止时，才可以改变速比。在不同的孔里放置传动杆的插头可以改变棘轮杆的偏差量。

图 6.7-3 这个驱动装置是图 6.7-2 所示原理的延伸。这种 Lenney 传动是用一个超越离合器代替了棘轮。当机构运行时，靠改变连杆支点的位置改变从动轴的速度。

图 6.7-4 这个传动装置建立在图 6.7-3 所示原理的基础上。曲柄圆盘将运动传送给连杆。然后，十字头推动肘节杆，当摩擦爪进入凹槽后，肘节杆向离合器传递单向运动。借助于齿条和小齿轮改变曲柄的偏心距可以改变速比。

图 6.7-5 这是应用于以汽油为动力的有轨汽车上的变速传动装置。与安装在恒速轴上的曲柄相连的连杆摇动摆杆，并驱动超越离合器。这样就会传递间歇、单向的运动给变速轴。肘节杆使摆杆保持在设定的轨迹内。绕着在机架上的支点，双臂曲柄朝着虚线所示的位置摆动可以改变速比。这样就改变了超越离合器的运动。由于轴的连续运动，一些部件必定不能同步工作。

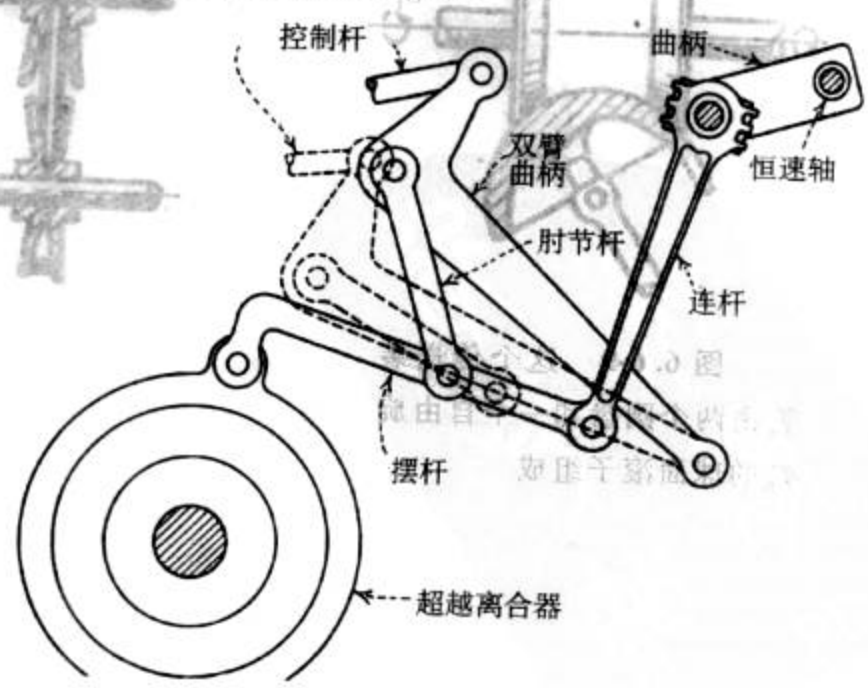


图 6.7-5

图 6.7-6 这个 Thomas 驱动装置是汽车发动机中完整的一部分，这个发动机的活塞运动由一个普通的连杆传递给双曲柄杆的长臂，而这个双曲柄杆绕着固定的支点摆动。使曲柄轴旋转的一个水平连杆与双曲柄的短臂连接。依靠一个飞轮使曲柄轴保持稳定、连续的运动。然而，这根轴只起到了驱动辅助设备的作用，并没有提供其它动力。主要输出动力由第三个连杆从双曲柄杆传递到超越离合器。在双曲柄杆上用一个十字头和导向机构调整第三个连杆的顶端来改变速比。当十字头离支点最远时速比最大，另外，十字头向着支点运动时速比会减小，直至到达一个“中立”位置，这种情况发生在连杆的中心线与支点重合时。

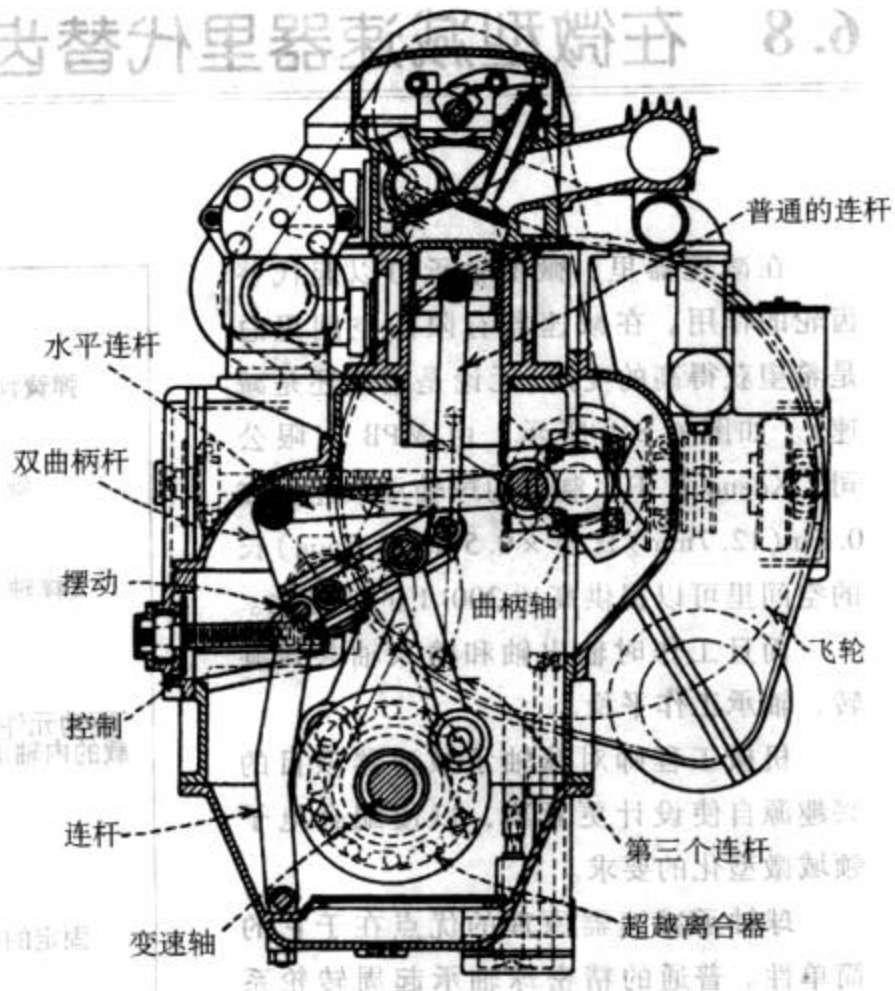


图 6.7-6

图 6.7-7 这个 Constantino 转矩转换装置是另一个作为发动机的一部分设计制造的汽车传动系统。速比会根据发动机的速度及负载自动改变，这是这个装置的特征。恒速轴使曲柄旋转，然后，曲柄驱动两个端部有惯性质量的摆杆。摆杆的另一端通过杆被安装到摇杆上。这些摇杆包含超越离合器。发动机低速运转时，惯性质量宽幅摆动。结果，摆杆的另一端惯性力的反作用力很小，所以摆杆没传递运动给摇杆。发动机速度的增大使惯性质量的反作用力增大。这样当曲柄旋转时就带动摆杆的小端摆动，然后通过连杆摇动摇杆，变速轴被单向驱动。

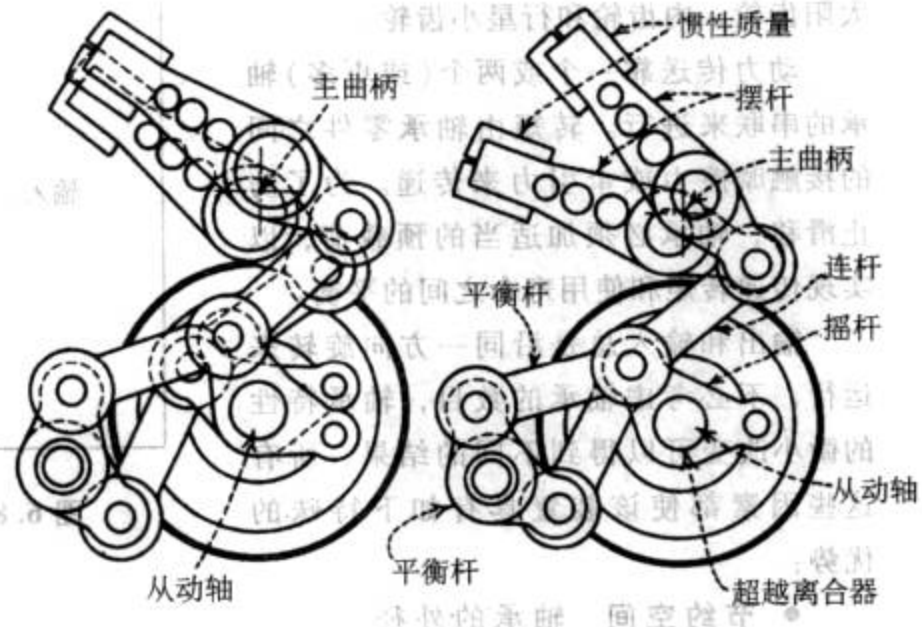


图 6.7-7

图 6.7-8 这个驱动装置有一个可调的差动齿轮机构。这个配件绕过主动轴回转的某部分，恒速轴使自由安装的蜗轮旋转，蜗轮带动两个小齿轮轴。然后，固定安装在这些轴上的小齿轮带动与其它行星齿轮啮合的太阳齿轮旋转。这个机构使安装在变速输出轴上的小蜗轮旋转。

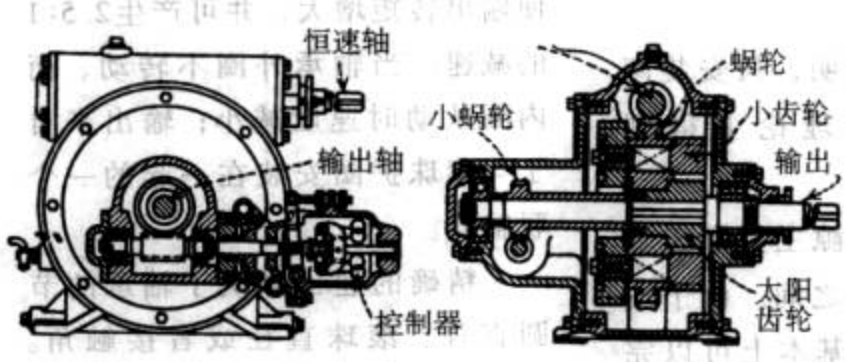


图 6.7-8

图 6.7-9 这个 Morse 驱动装置有一个与恒速输入轴成一体的偏心凸轮。它通过一系列连杆机构带动三个棘爪离合器摆动，这些连杆机构包括运行在凸轮表面的圆形凹槽内的三个滚子。离合器靠行星齿轮传动将单向运动传递给输出轴。使包括一个连杆支点的锚环旋转可以改变速比，进而改变了操纵杆的行程。

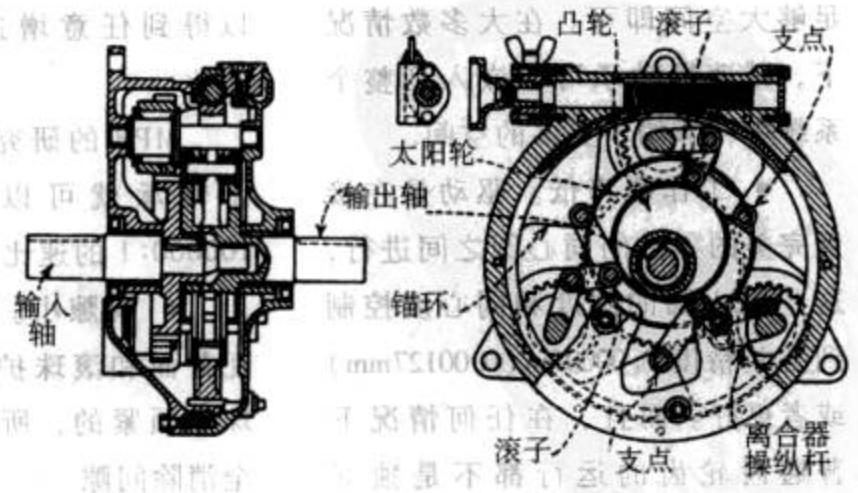


图 6.7-9

6.8 在微型减速器里代替齿轮的精密球轴承

在减速器里，微型轴承可以起代替齿轮的作用。在减速器有限的空间里总是希望获得高的变速(无论是增速还是减速)。如图 6.8-1 所示，由 MPB 有限公司、Keene. N. H. 制造的球轴承减速器在 0.5in(12.7mm)直径 ×0.5in(12.7mm)长的空间里可以提供高达 300:1 的变速比。

而且工作时输出轴和输入轴共线旋转，轴承工作平稳。

机械工程师对球轴承减速器项目的兴趣源自使设计更紧凑，以便配合电子领域微型化的要求。

球轴承减速器原理的优点在于它的简单性。普通的精密球轴承起周转轮系或行星齿轮传动装置的作用。轴承的内环、外环和球元件，在某种意义上成为太阳齿轮、内齿轮和行星小齿轮。

动力传送靠一个或两个(或更多)轴承的串联来进行。转矩由轴承零件之间的接触摩擦力或牵引力来传递。为了防止滑移，轴承必须加适当的预载荷，以实现传递转矩和使用寿命之间的平衡。

输出和输入总是沿同一方向旋转来运行，不必考虑轴承的数目，轴承特性的微小改变可以得到不同的结果，所有这些因素都使该装置具有如下特殊的优势：

- **节约空间**。轴承的外径、孔和宽度确定了装置的外壳尺寸。装置的壳体内只需有放置轴承的足够大空间即可。在大多数情况下，减速器轴承可以嵌入到整个系统中，节约了更多的空间。
- **工作噪声低**。驱动是在接近完美的零件的同心圆之间进行，这些同心圆的圆度和同心度控制到公差精度 0.00005in(0.00127mm)或者更好。而且，在任何情况下普通齿轮齿的运行都不是独立的。因此，工作噪声低是其固有的特性。

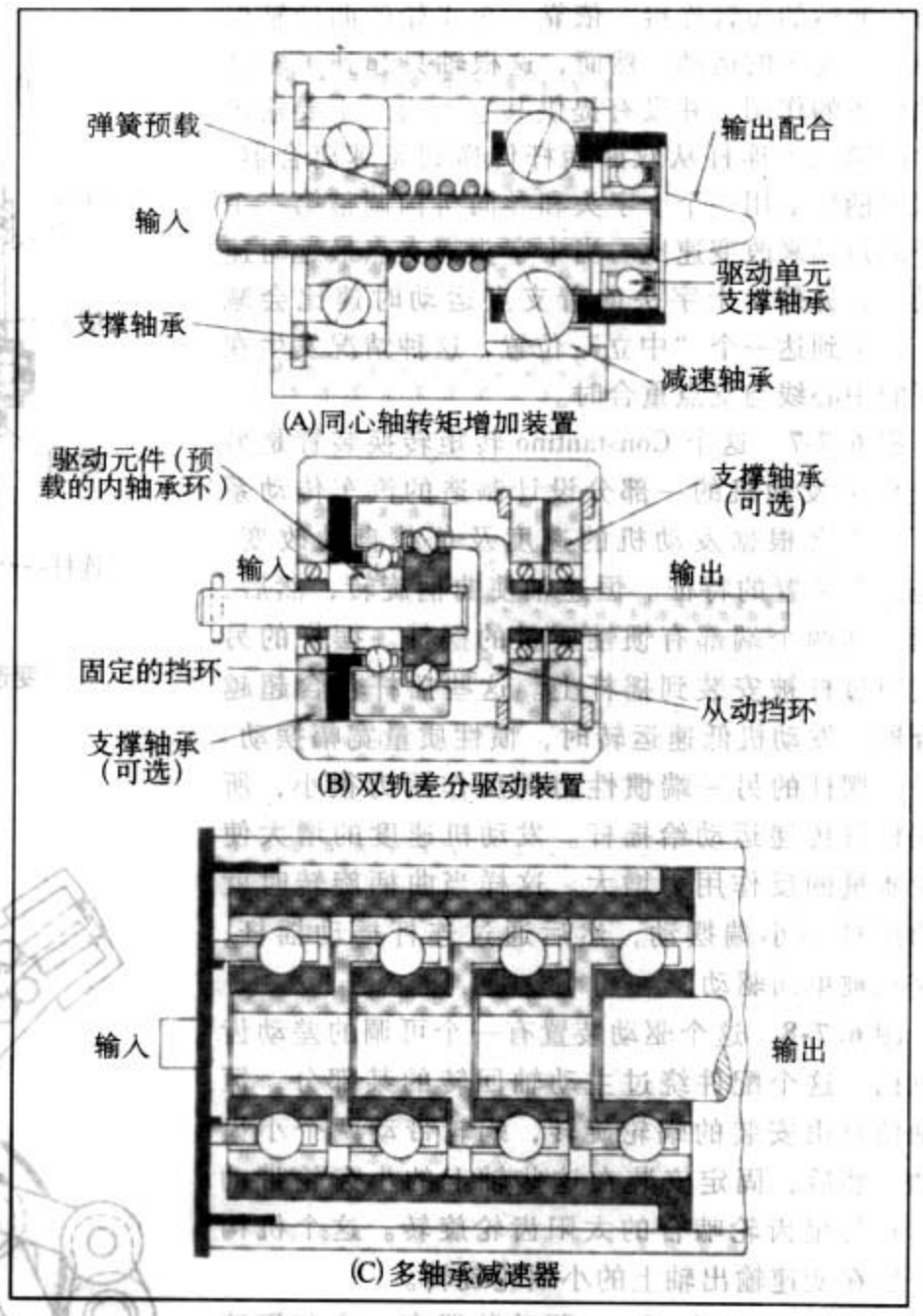


图 6.8-1 巧妙的轴承配置提供高的变速。

- **高的速比**。由于设计灵巧，使用特殊的轴承座圈，实际上可以得到任意增速速比或者减速速比。

MPB 的研究表明，只安装两个轴承就可以在理论上得到 100000:1 的速比。

- **间隙小**。间隙主要限于轴瓦背面和滚珠护圈之间。由于滚珠是预紧的，所以基本上可以完全消除间隙。

球轴承减速器局限性在于其可传递的转矩大小受限。

图 6.8-1 中的三个 MPB 装置展示了不同的设计：

- **转矩增大器**(图 6.8-1A)。这个简单的转矩增大器通过气动使输出转矩增大，并可产生2.5:1 的减速。当轴承外圈不转动、而内圈从动时速度减小；输出来自于与滚珠护圈安装在一起的一个联轴器。

精确的速比取决于轴承的节圆直径、滚珠直径或者接触角。通过硬化弹簧可使传递的转矩增大，因此增大了滚珠的接触法向力。

● **差动传动**(图 6.8-1B)。此种实验用的减速驱动装置使用一对预加载的轴承的内圈作为驱动元件。一个轴承的滚珠护圈是固定件，相对的滚珠护圈作为从动件。公用的外环可以自由旋转。保持两个轴承之间的微小差动可得到很高的减速。一个典型的实验模型可达到 200∶1 的减速比，传送 1oz·in(0.007N·m)的转矩。

● **多轴承减速器**(图6.8-1C)。四个精密轴承的组合得到26∶1 的减速以驱动录音机的录音带。驱动发动机和减速装置完全封装在传动盘内。用控制干涉或者负径向游隙来装配每个轴承的方式对滚珠预紧。

6.9 在磁带传送中用多功能飞轮使摩擦力平稳工作

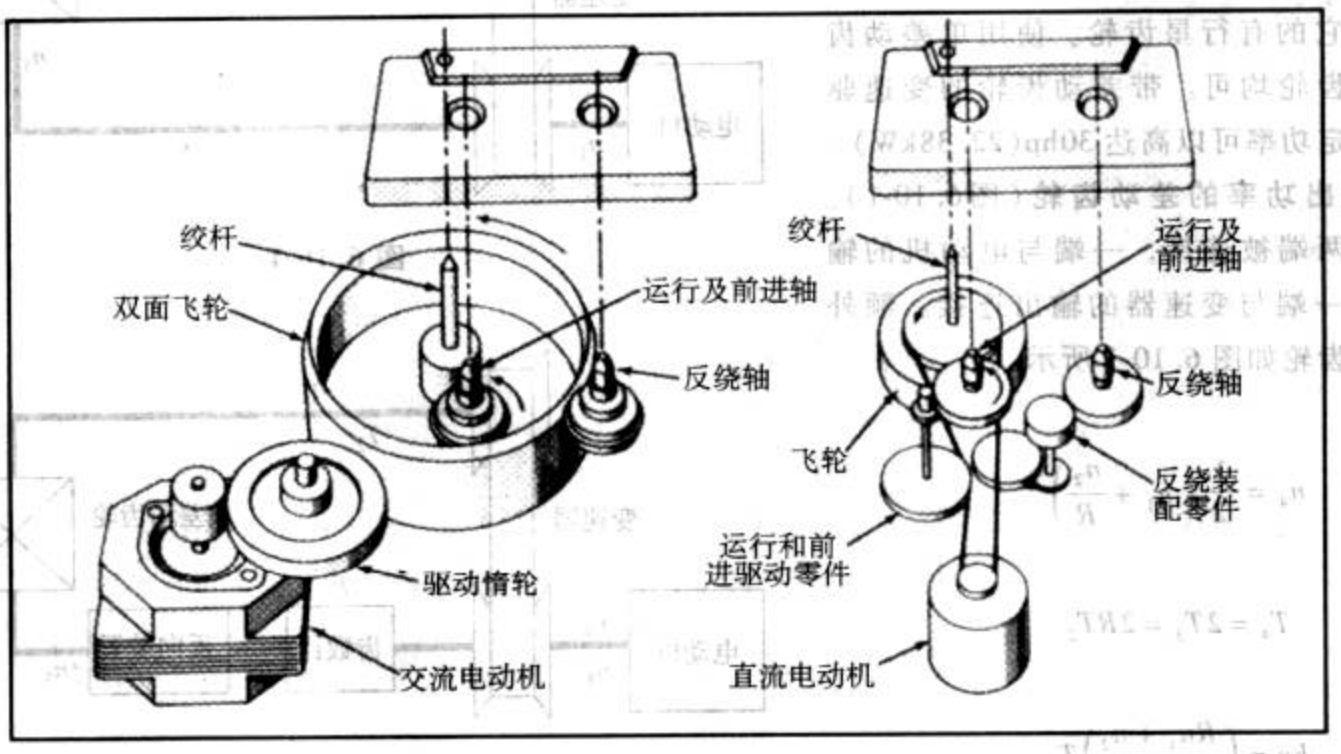


图 6.9-1

图 6.9-1 中左边的磁带录音机里的轻便飞轮的惯性比右边传统机型里的飞轮的大。它的两个表面为摩擦转子提供驱动。

在磁带录音机里的杯状飞轮有双重功能：为摩擦滚子提供中心驱动；起高惯性轮的作用。飞轮是 Wollensak 盒式视听磁带录音机里驱动链的核心。

它们的类型包括录放机、只放音的便携式机和走带机。

固定的参数。Philips 盒式磁带原理中有几个固定的参数：盒式磁带的尺寸(4in × 2.5in(101.6mm × 63.5mm))，缠绕的两个轮毂的距离，以及运转速度。以 1.875in/s(47.625mm/s)为标准速度，即可以在盒子里装进足够长的带子进行长时间记录。商业用的盒式磁带一面可存放 30min、35min 或者 60min 的记录。

这些录音机里包含一个在尺寸和动力上可与用在标准的可转录录音机里的电动机相似的一个电动机，一个大的、双表面飞轮和减少晃动、颤抖以及驱动磁带的坚硬绞杆。这个飞轮的设计已经申请了专利。

电动机驱动飞轮和绞杆组件。飞轮缓和或消除引起晃动、颤动的速度偏差。磁带传送的精度与飞轮的惯性和飞轮、绞杆的精度有直接联系。惯性越大，磁带驱动器越均匀，晃动、颤抖就越小。

这个飞轮是直径平均小于 2in(50.8mm)的便携式盒式磁带录音机的飞轮的两倍。在沃伦斯克型号的录音机中使用一个驱动惰轮，常见的轻便录音机里使用薄橡胶带和滑轮。

卷绕和倒卷。在新型的磁带驱动系统中，飞轮驱动卷绕和倒卷轴。在放音和快进模式，卷绕轴与逆时针旋转飞轮的内表面相接触，使轴逆时针旋转并且将磁带绕在轮毂上。在倒卷模式下，倒卷轴被带动与飞轮的外表面相接触，驱动其顺时针旋转，并且将磁带绕在轮毂上。

按照沃伦斯克的工程师所说，大些的交流电动机的使用寿命是直流电动机使用寿命的五倍。

所有类型录音机的基本性能都是相同的：幅频响应是 50 ~ 8000Hz；晃动和颤抖小于 0.25%；信噪比大于 46dB；每个都有一个 10W 的放大器。

所有类型的录音机都有相同的操作控制。一个简单的杠杆控制磁带的快进或倒带。三数字按钮、复位计数器允许使用者快速地将所录音的内容进行特殊定位。

6.10 受控的差动驱动

将一差动齿轮装置连接到变速传动装置中，将以减小速度范围为代价，增大驱动能力。反之，在减小驱动能力的情况下，可以增大速度范围。这些变量的许多组合都是可行的。差动性能依赖于制造商。一些系统有锥齿轮，其它的有行星齿轮。使用单差动齿轮或双差动齿轮均可。带差动齿轮的变速驱动装置的额定功率可以高达 30hp(22.38kW)。

增大输出功率的差动齿轮(图6.10-1)。差动齿轮的两端被连接，一端与电动机的输出连接，另一端与变速器的输出连接。额外使用的一对齿轮如图 6.10-1 所示。

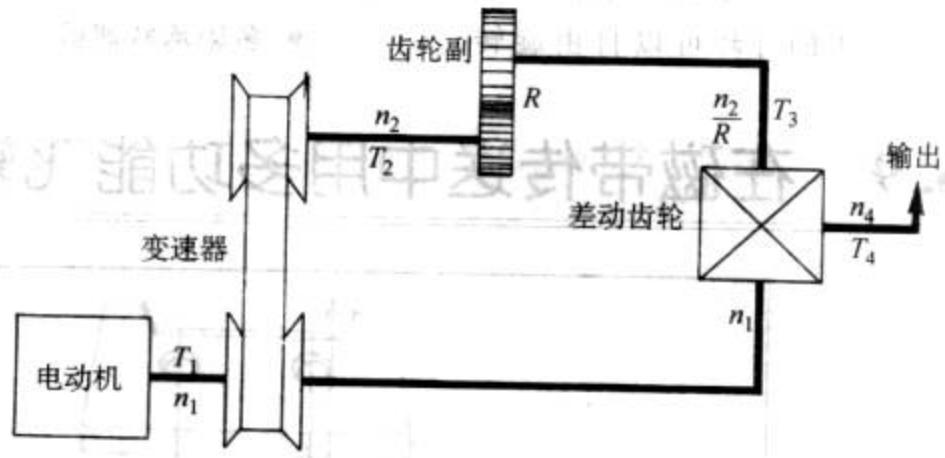


图 6.10-1

输出速度：

$$n_4 = \frac{1}{2}\left(n_1 + \frac{n_2}{R}\right)$$

输出转矩：

$$T_4 = 2T_3 = 2RT_2$$

输出功率：

$$hp = \left(\frac{Rn_1 + n_2}{63025}\right)T_2$$

功率增量：

$$\Delta hp = \left(\frac{Rn_1}{63025}\right)T_2$$

速度变量：

$$n_{4max} - n_{4min} = \frac{1}{2R}(n_{2max} - n_{2min})$$

增大转速范围的差动齿轮(图6.10-2)。这个布置方式实现了最小速度为零的大调速范围，反向亦如此。

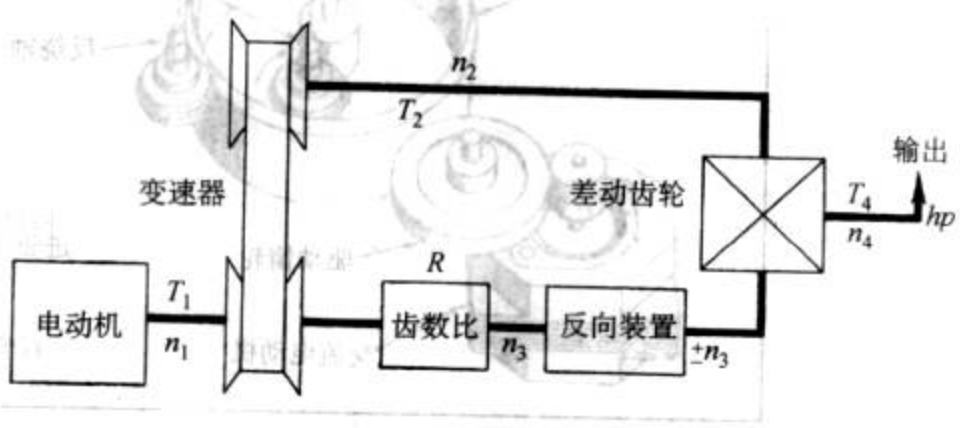


图 6.10-2

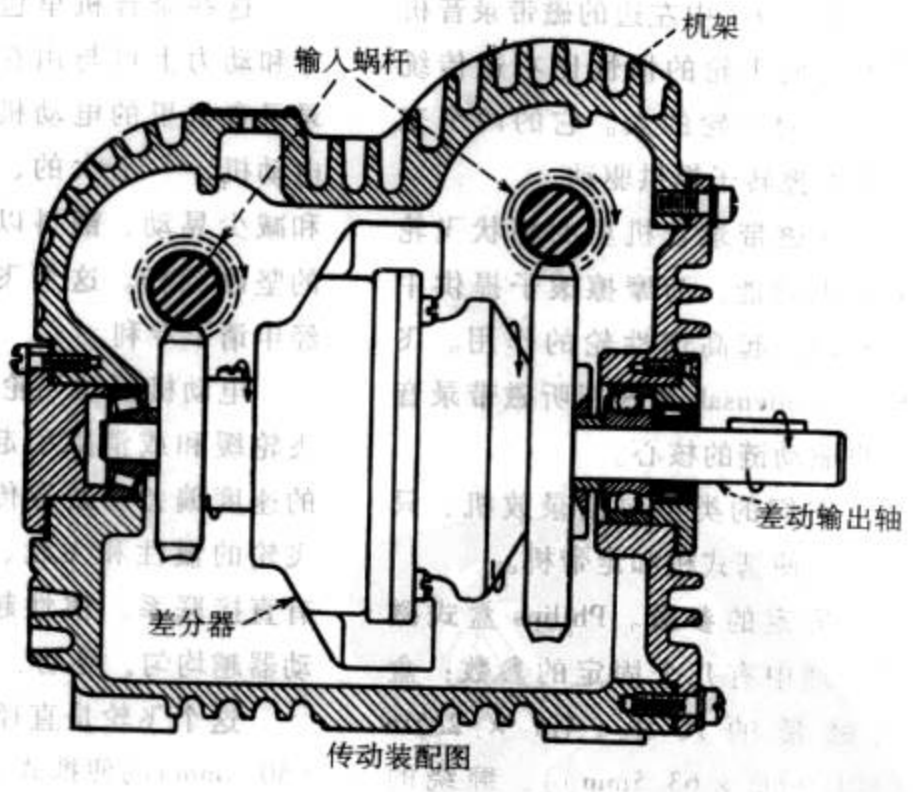


图 6.10-3 一个变速传动装置由进给一个差动机构的两组蜗轮蜗杆组成。输出轴的速度取决于两个输出蜗杆之间的转速的不同。当两个蜗杆的速度相等时，输出为零。每个蜗轮轴带动一个锥形滑轮。这两个滑轮被固定安装，它们的锥形是相对的。调整滑轮上传动带的位置，对它们的输出速度有一种复合影响。

6.11 双电动机行星齿轮机构提供两种速度并具有良好的安全性

许多升降机和起重机的拥有者和操作人员都非常恐惧由于任何原因导致电动机失效而产生的灾难性事故。解决此问题的一个办法就是利用两台额定功率一样的电动机作为行星齿轮机构的动力输入。

动力提供。每台电动机提供给升降齿轮所需的 1/2 输出动力(见图 6.11-1)。一台电动机驱动既有内齿又有外齿的环形齿轮。另外一台电动机则直接驱动太阳齿轮。

环形齿轮和太阳齿轮同向旋转。如果它们以相同的转速旋转,则与输出相连的行星保持架也将以同样的转速同向旋转。看起来好像行星齿轮的整个内部工作融合在一起。它们之间好像也没有相对运动。那么,如果一个电动机不能正常工作,保持架就以$\frac{1}{2}$原转速的速度旋转,另一个电动机仍以其固有的功率进行工作。当环形齿轮比太阳齿轮转得慢时亦是如此。

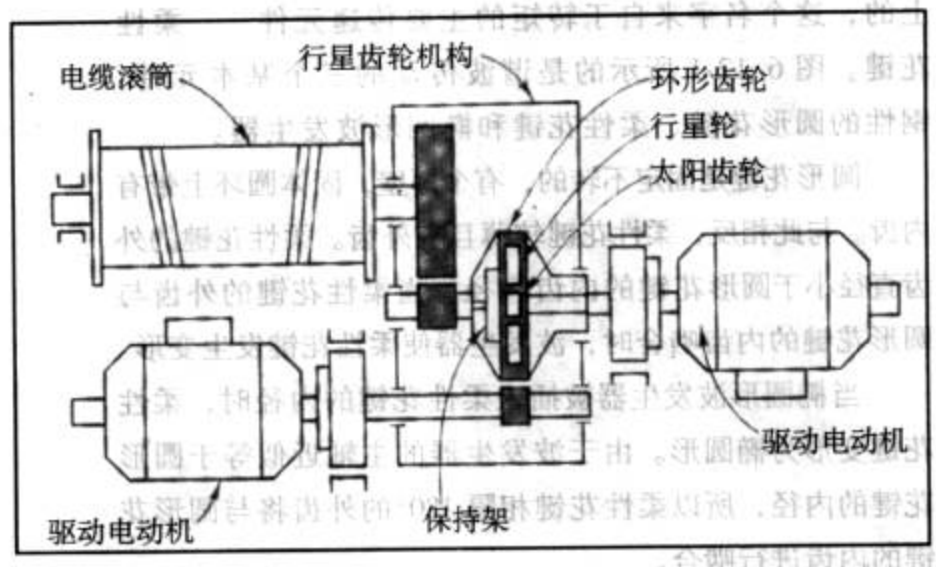


图 6.11-1 来自两台电动机的动力会合于驱动电缆滚筒的行星齿轮机构中。

无需变换齿轮。只需改变一下装配结构就可以双速工作,这是此机构的另一优点。这样不用变换齿轮就可以获得不同的速度。

图中所示的是轧钢起重机的装配图。

6.12 谐波传动减速器

20 世纪 50 年代,美国马萨诸塞州的联合制鞋机械有限公司的谐波传动部发明了谐波传动减速器。这些谐波传动减速器已被指定用在许多高性能的运动控制中。虽然联合制鞋机械有限公司的谐波传动部已经不存在了,但这种传动装置的制造权卖给了一些日本设备制造商,所以它们仍然被制造和销售。最近,它们已经被用于工业机器人、半导体制造设备和军事、航空设备中的运动控制。

这种减速装置可以追溯到 2000 多年以前。有关此装置的记录首次出现在公元前一世纪的罗马工程师 Vitruvius 的著作中。他描述了借用木齿齿轮将水轮的动力与磨石相连用来磨玉米。那些齿轮提供了大约5:1 的减速比。在公元前 300 年,希腊哲学家、数学家亚里士多德描述了由青铜制造的有齿齿轮。

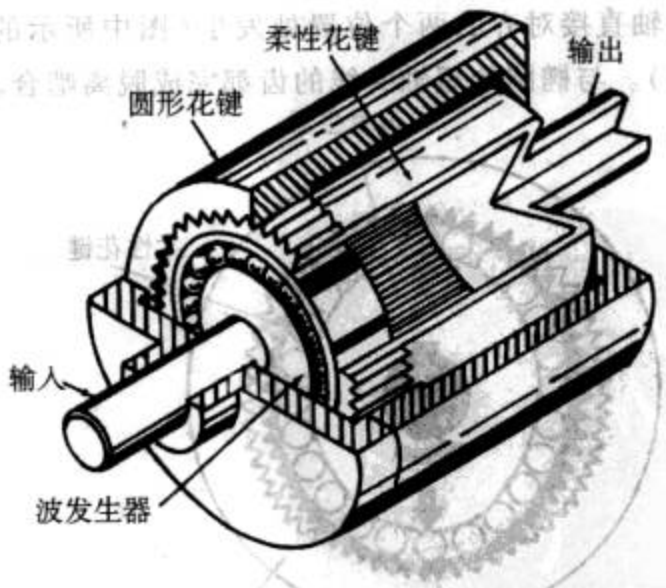


图 6.12-1 一个典型的谐波传动减速器的爆炸图展示了它的主要零件。柔性花键有一个比圆形花键的内直径更小的外直径,所以椭圆的波发生器使柔性花键发生变形,以便其间隔 180°的齿实现啮合。

在 1556 年撒克逊物理学家 Agricola 记载了将齿轮用于马拉的卷扬机上在波希米亚矿井中拉升重物。在十八世纪中叶首次介绍了重载铸铁齿轮。但是之前以黄铜和其它金属材料制造的齿轮已经用在小型机械、钟表和军事装备中。

谐波传动是建立在所谓的应变波传送原理基础之上的，这个名字来自于转矩的主要传递元件——柔性花键。图 6.12-1 所示的是谐波传动的三个基本元件：钢性的圆形花键、柔性花键和椭圆形波发生器。

圆形花键是固定不转的，有个厚壁，固体圆环上带有内齿。与此相反，柔性花键较薄且有外齿。柔性花键的外齿直径小于圆形花键的内齿直径。当柔性花键的外齿与圆形花键的内齿啮合时，波发生器使柔性花键发生变形。

当椭圆形波发生器被插入柔性花键的内径时，柔性花键变形为椭圆形。由于波发生器的主轴近似等于圆形花键的内径，所以柔性花键相隔 180°的外齿将与圆形花键的内齿进行啮合。

现在的波发生器被封装在球轴承内，作为转动输入元件使用。当椭圆波发生器将椭圆形传递给柔性花键并且花键的齿顶与齿根在两个相对的位置上啮合时，在那些啮合点就产生了直齿轮啮合。此时和柔性花键连接的轴就是旋转输出元件。

图 6.12-2 是谐波传动的截面示意图。柔性花键的外齿数常常比圆形花键的内齿数要少 2 个。输入轴的键槽在 0°或零点的位置处。轴周围的小圆是波发生器的球轴承。

图 6.12-3 是谐波齿轮在三个工作位置的示意图。在图 6.12-3(A)所示的位置，内外箭头对齐。这个内箭头表示波发生器在顺时针转动之前相对于圆形花键所在的零点位置。

由于波发生器的椭圆形状，全齿啮合只有在与椭圆的主轴直接对齐的两个位置处发生(图中所示的是垂直轴)。与椭圆的短轴共线的齿都完成脱离啮合。

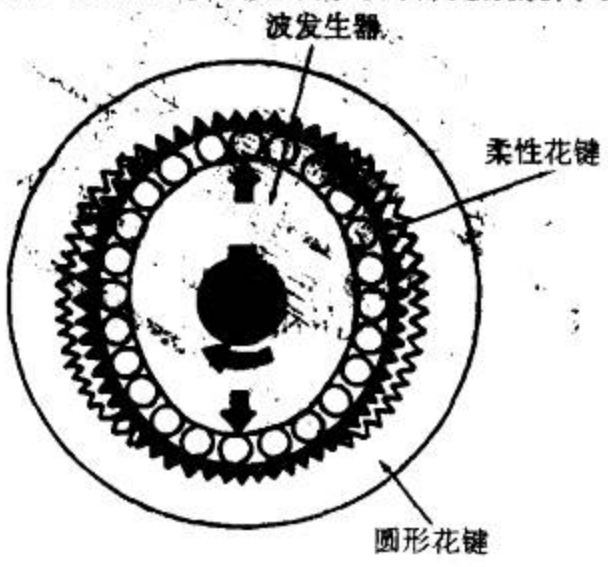


图 6.12-2 一个典型的谐波传动示意图展示了花键与波发生器之间的机械关系。

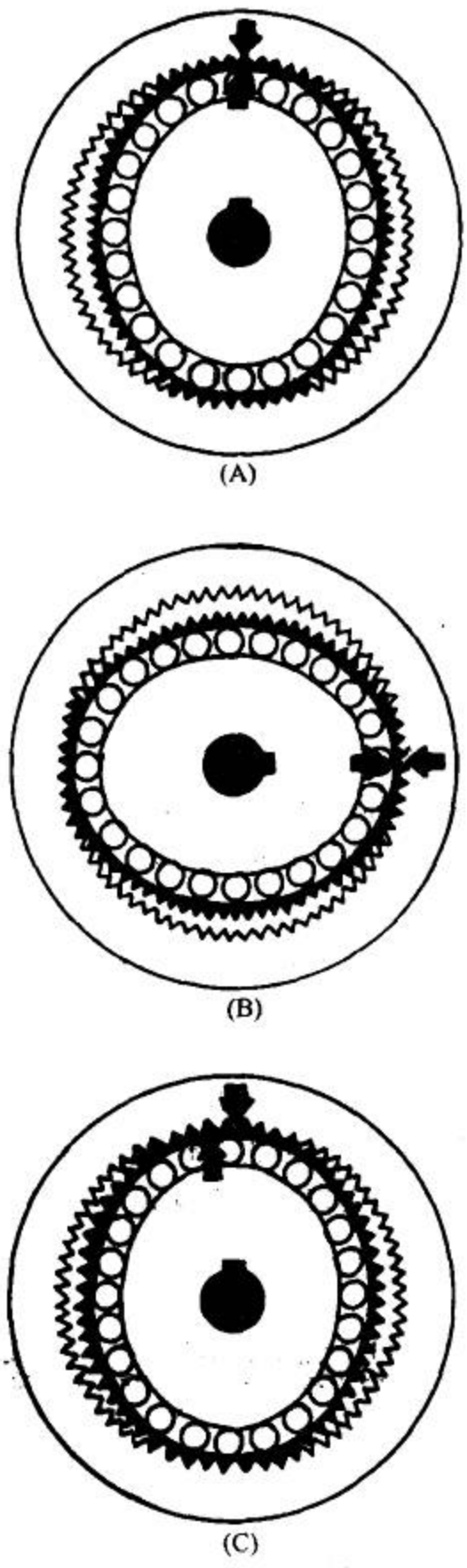


图 6.12-3 波发生器的 3 个位置：(A)零点或 0°位置。(B)3 点或 90°位置。(C)360°位置显示移动了两个齿。

如图 6.12-3(B)所示，当波发生器顺时针转动 90°时，内箭头仍然指向同一个柔性花键齿，这个齿已经进行了顺时针转动。如果在短轴附近在没有全齿脱离的情况下，这个转动将不可能发生。

在图 6.12-3(C)所示的位置，波发生器已经完成了一周的转动，最后回到它的零点位置。柔性花键的内箭头表明每转动一圈逆时针方向移动了两个齿。从这一圈的运动中可以获得减速比方程：

$$GR = \frac{FS}{CS - FS}$$

式中，GR 是减速比；FS 是柔性花键的齿数；CS 是圆

形花键的齿数。

例如，设 $FS=200$；$CS=202$；则：

$$GR=\frac{200}{202-200}=100:1$$

当波发生器旋转并使薄壁的柔性花键变形时，齿在旋转波动中不断地进入啮合和脱离啮合。正如我们所希望的那样，任何类似柔性花键易于变形的零件都容易产生应力和应变。

下面介绍其**优点和缺点**。

由于谐波减速器可以精确地定位运动着的零部件，所以一直被认为是高性能的减速器。此外，在谐波传动中没有间隙。因此在定位惯性力时，具有很好的重复性和分辨率(少于 1rad/min)。

由于谐波传动是同心布置传动轴的，输出和输入轴在同一中心线上。这是它结构紧凑的原因之一。伴随着高转矩传递的同时还能提供高减速比的传动能力，使得它被广泛运用在许多机械设计中。高机械效率的表现是每牛顿力和单位体积能获得高转矩的能力。这两者均是极具吸引力的性能特征。

谐波传动减速器的缺点是它的卷紧或扭转弹簧的应变率。为了使柔性花键和圆形花键恰当的啮合，驱动齿形必须设计成在波发生器的主椭圆轴的每端只有一个齿完全产生了啮合。这样的设计条件只在没有转矩的时候是符合要求的。然而，随着转矩的增加，齿就会发生少许的弯曲，柔性花键也会逐渐变形，从而使邻近的齿发生啮合。

矛盾可以相互转化，由于齿越多可以承受的载荷也越大，这就使得它的这一缺点可以转变为优点。因此随着更多的齿发生啮合，转矩的承载能力就增大了，而且仍然不会有间隙。但是弯曲和变形会产生扭转的卷紧现象，这是谐波传动减速器的主要误差源。

至少有一家制造商声称重新设计的齿轮齿已经克服了这个缺陷。在新的设计中，柔性花键和圆形花键原先的渐开线齿廓被非渐开线齿廓代替了。据说新的设计可以减少应力集中，疲劳极限也可以提高两倍，额定转矩也可以提高。

新设计的齿型是由与啮合点位置相匹配的凸凹弧组成的，其齿宽比齿槽宽要小。由于这样的尺寸和比例关系，齿根圆半径也就增大了。

6.13 产生高效、高减速比传动的柔性面齿轮

一个柔性面齿轮传动系统(见图 6.13-1)可以在同轴输入输出的紧凑传动中提供高的减速比。

用这种传动方案在单级减速器中可以获得 10:1 ~ 200:1 的减速比，因此，对于多级减速器来说，百万比一的减速比是可以达到的。这个柔性面齿轮减速器专利的拥有者是美国密歇根州的 Clarence Slaughter。

组成。单级齿轮减速器由三个基本零件组成：一个由塑料或薄金属制成的柔性面齿轮；一个整体的、刚性面齿轮；带有一个或多个滑块和滚子的波形成器，这个波形成器迫使柔性面齿轮和刚性面齿轮在同相点处啮合。

减速器的高速输入通常驱动波形成器。低速输出既可以从刚性面齿轮获得，也可以从柔性面齿轮处获得，不和输出轴相连的面齿轮被固定到外壳上。

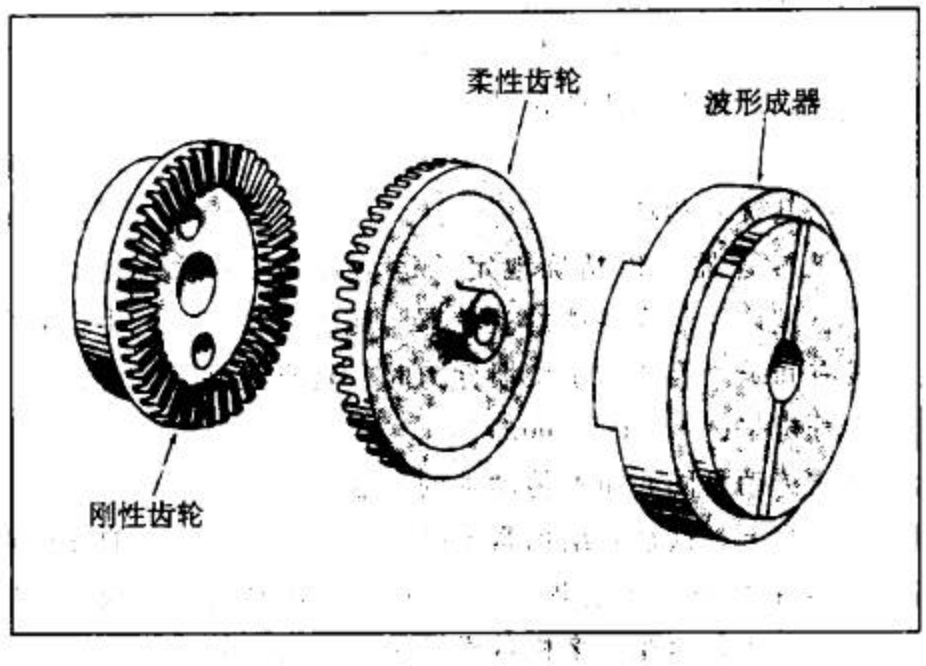


图 6.13-1 旋转的波形成器使柔性面齿轮发生变形，并在啮合点使其与刚性面齿轮钢轮进入接触。两个齿轮的齿数略有不同。

齿数的影响(图 6.13-2、图 6.13-3)。两个面齿轮之间的运动取决于它们齿数的微小不同，通常 1 个或 2 个齿，但是齿轮齿数相差 10 个的传动装置已经被设计出来了。

在波形成器旋转的每圈中，两个面齿轮之间由于齿数的不同会有相对运动产生。减速比等于输出齿轮的齿数与两个面齿轮齿数差之比。

两级和四级齿轮减速器是通过组合带有多列齿的柔性面齿轮和刚性面齿轮，并用一个公共的波形成器来驱动柔性面齿轮而组成。

通过使柔性面齿轮起密封作用，并从刚性面齿轮得到转动输出，来完成减速器的密封。

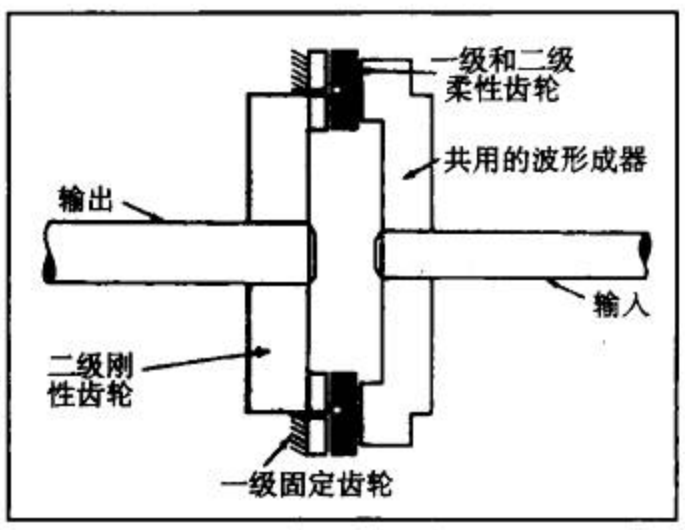


图 6.13-2 靠共用的波形成器驱动一级、二级集成的柔性齿轮来实现二级减速器的驱动。

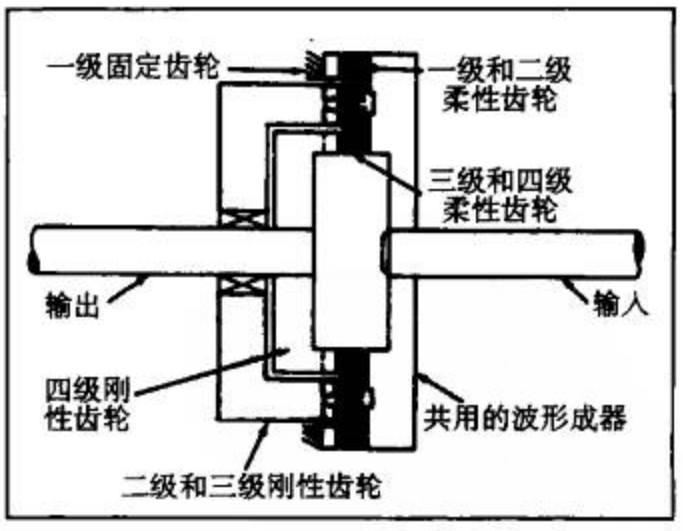


图 6.13-3 理论上来说，四级减速器可以实现百万比一的减速比。传动链既简单又紧凑。

6.14 紧凑的转动时序发生器

从一个顺时针转动中，可以获得顺时针和逆时针两个同轴转动。

这个转动时序发生器是由普通的行星差动齿轮机构和棘爪机构装配而成的。它的单输出和双转动输出(一个是顺时针,另一个是逆时针)都是同轴的，并且在整个转动周期中输出转矩都是恒定的。装在轻而紧凑的圆柱形壳体中，这个时序发生器不需要笨重的棘齿、摩擦离合器或凸轮轨道从动件。时序发生器可以应用在自动生产线设备、家用电器及汽车上。

图 6.14-1 是时序发生器的示意图。太阳齿轮的顺时针旋转使得四个行星齿轮的保持架也顺时针旋转。如果行星齿轮的保持架被固定，那么，当太阳齿轮顺时针旋转时，环形齿轮将逆时针旋转。

图 6.14-2 是棘爪机构的示意图。它由下列零件组成：一个被安装在行星齿轮保持架上的棘爪，一个安装到环形齿轮上的圆环，并且带有一对棘滚的一个棘爪支撑臂的一端被固定。棘爪支撑臂的另一端绕一个短轴旋转，这个短轴安装在固定的壳体壁上。

时序发生器循环开始时，环形棘爪滚子处于圆环的槽中。此时圆环被锁住，并且使与输入轴相连的行星齿轮保持架顺时针旋转(图 6.14-2a)。当棘爪转动接近四分之三圈的时候，它开始与行星齿轮保持架棘轮啮合(图 6.14-2b)，这使得棘爪支撑臂旋转，从而导致环形棘轮从槽中滑出(图 6.14-2c)。此时，如果锁紧保持架，圆环和圆环齿轮就可以逆时针旋转。在共同旋转一短暂时间后，行星齿轮输出轴停止它的顺时针转动，而圆环齿轮输出轴则继续顺时针转动。

当圆环到达图 6.14-2d 所示的位置时，就完成了一个循环周期，输入轴停止。如果需要的话，输入也可以逆时针旋转，那么时序将是反向的直至再次回到初始位置。

在一个改进的时序发生器中，棘爪支撑臂被缩短到等于棘轮半径的长度。当棘爪支撑臂和棘轮旋转时，避免了输出旋转的短暂重叠。在这个设计中，圆环开始旋转前保持架停止转动。

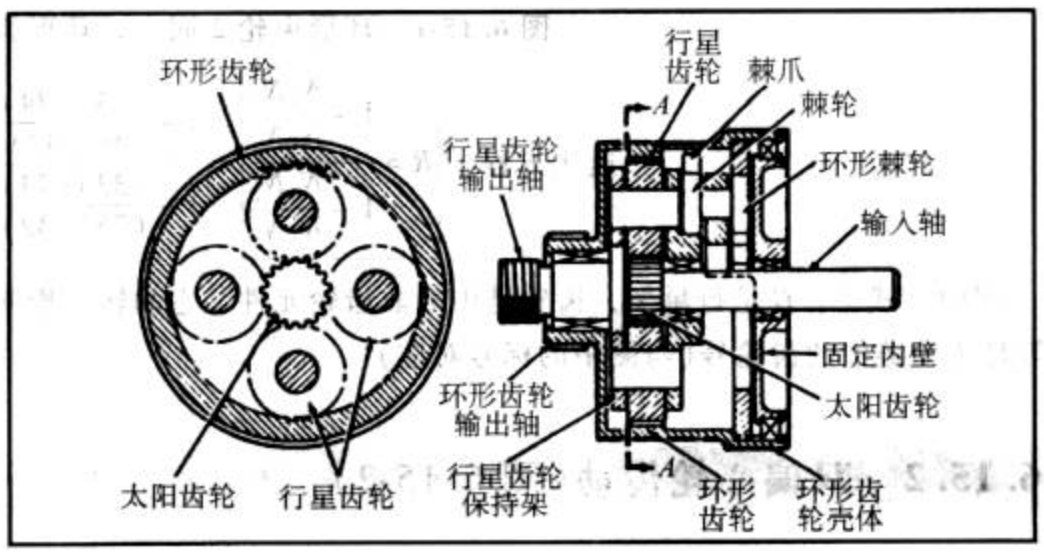


图 6.14-1 转动式时序发生器有一个与行星齿轮输出同轴的环形齿轮输出。顺时针的输入旋转被转化为行星齿轮的顺时针输出，随后是环形齿轮的逆时针输出。时序靠图 6.14-2 所示的棘爪来进行控制。

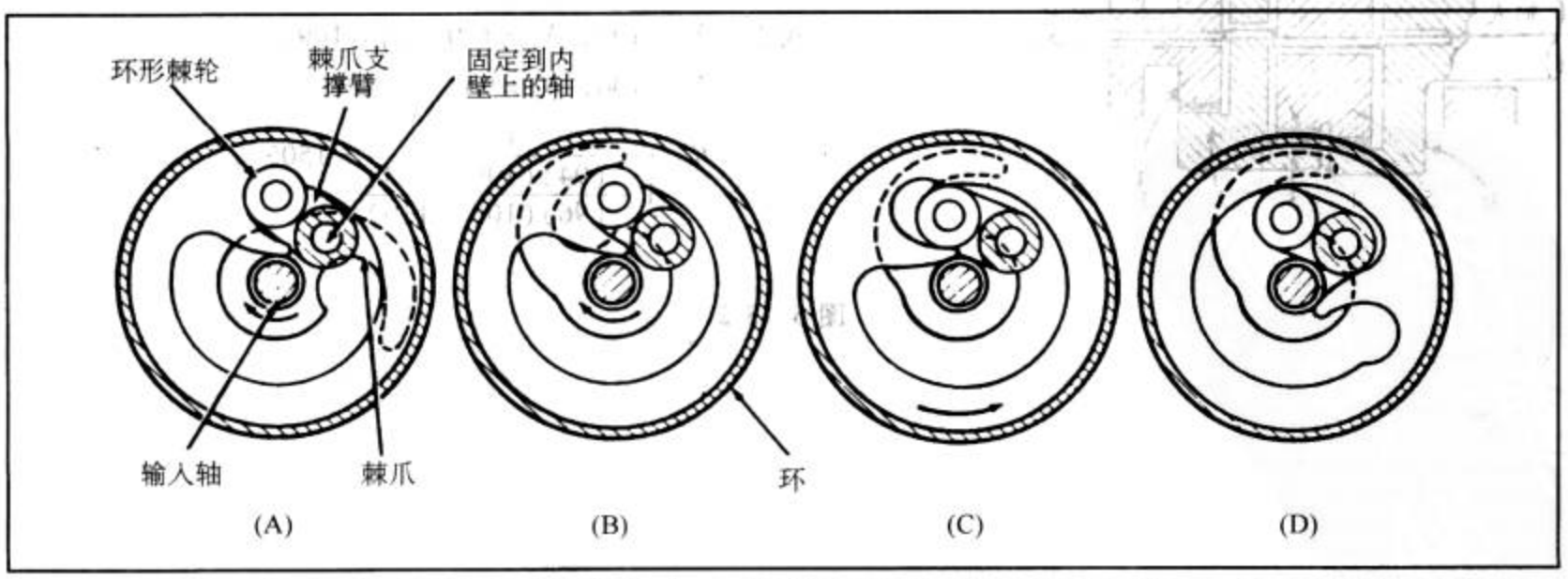


图 6.14-2 棘爪工作时序由四个阶段组成：(A)当环形棘轮使环形齿轮固定时，输出轴使保持架顺时针旋转；(B)棘爪开始与棘轮啮合；(C)环形棘轮开始从槽中移出，并且当环开始转动时保持架停止旋转；(D)当环回到终点位置时，时序结束。

6.15 行星齿轮系

设计者在不断努力开发结构新颖且实用的行星齿轮系。下面介绍48种常见的行星齿轮系以及它们的速比方程。

6.15.1 导弹舱盖的传动(图6.15-1)

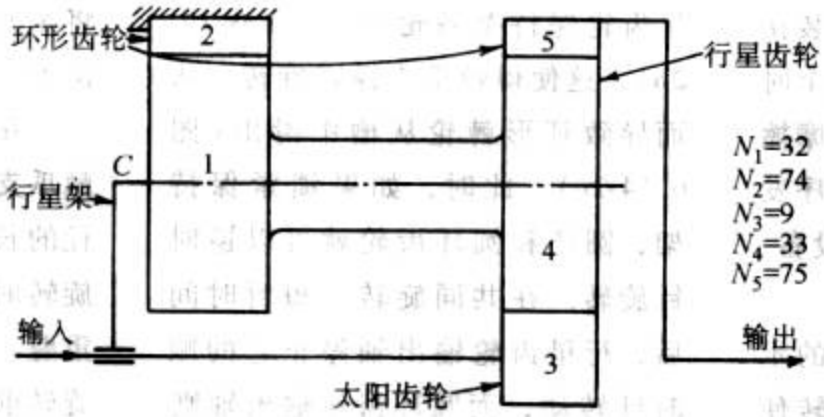


图6.15-1 环形齿轮2固定；环形齿轮5输出。

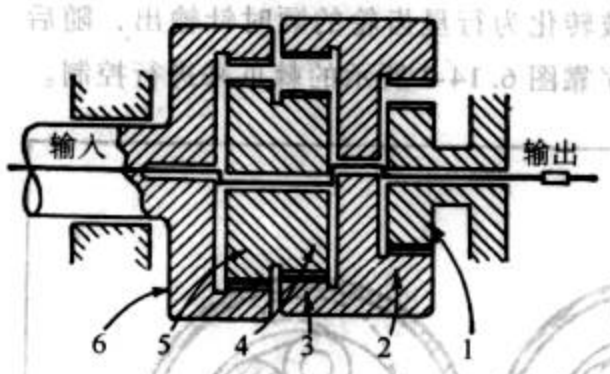
速比方程

$$R=\frac{1+\dfrac{N_4N_2}{N_3N_1}}{1-\dfrac{N_4N_2}{N_5N_1}}=\frac{1+\dfrac{(33)(74)}{(9)(32)}}{1-\dfrac{(33)(74)}{(75)(32)}}=-541\frac{2}{3}$$

图中、式中，C是行星架，齿轮链中的非齿轮元件，它的转动影响速比；N是齿数；R是总减速比；1、2、3等是传动链中的齿轮号(与图中的标号对应)。

6.15.2 双偏心轮传动(图6.15-2)

输入传送给双偏心曲柄(行星架)。



$$R=\frac{1}{1-\dfrac{N_5N_3N_1}{N_6N_4N_2}}$$

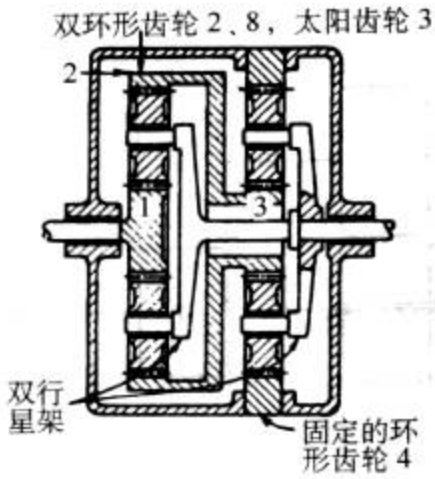
式中，$N_1=103$，$N_2=110$，$N_3=109$，

$N_4=100$，$N_5=94$，$N_6=96$

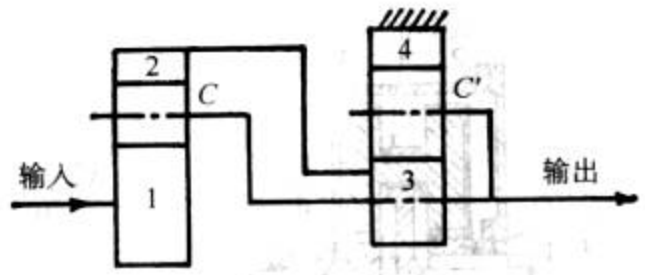
$$R=\frac{1}{1-\dfrac{(94)(109)(103)}{(96)(100)(110)}}=1505$$

图6.15-2

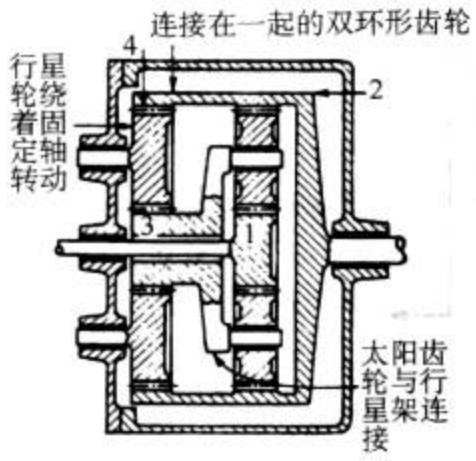
6.15.3 双行星轮传动



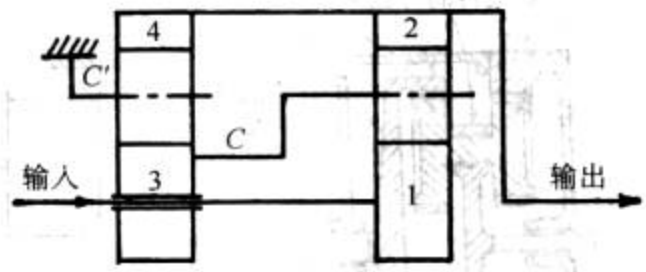
(A)



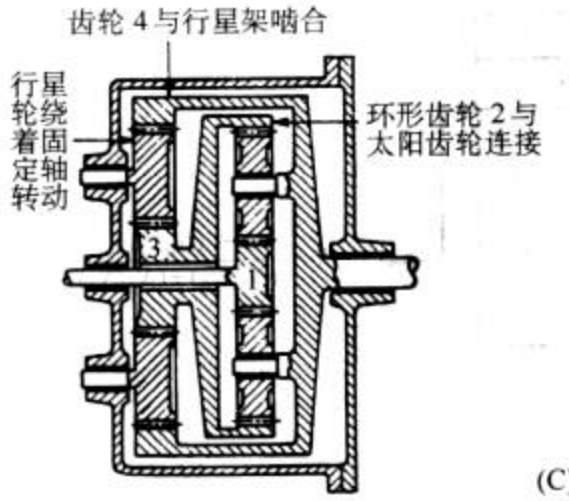
$$R=1-\frac{N_2N_4}{N_1N_3}$$



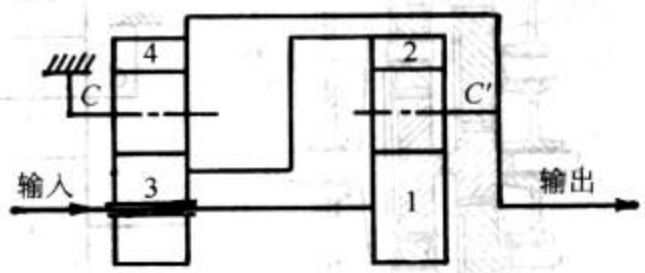
(B)



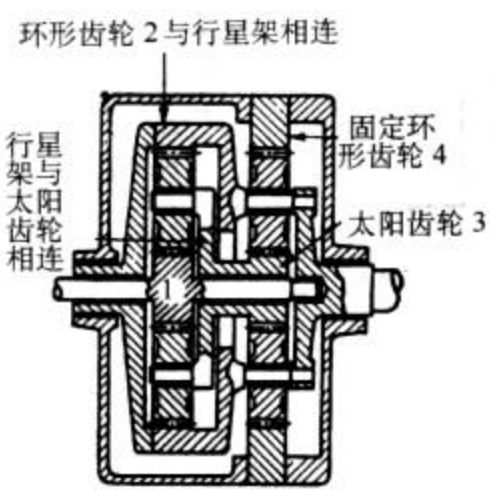
$$R=\left(1+\frac{N_2}{N_1}\right)\left(-\frac{N_4}{N_3}\right)-\frac{N_2}{N_1}$$



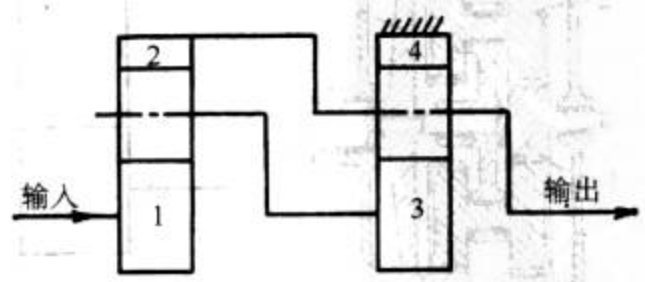
(C)



$$R=1+\frac{N_2}{N_1}\left(1+\frac{N_4}{N_3}\right)$$



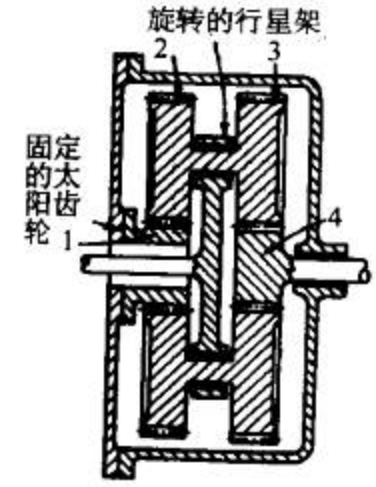
(D)



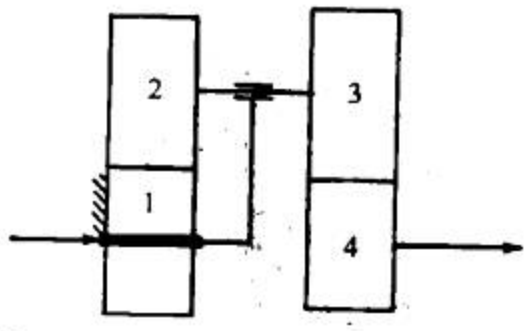
$$R=1+\frac{N_4}{N_3}\left(1+\frac{N_2}{N_1}\right)$$

图 6.15-3

两个零件的输出速度不同导致高减速比。

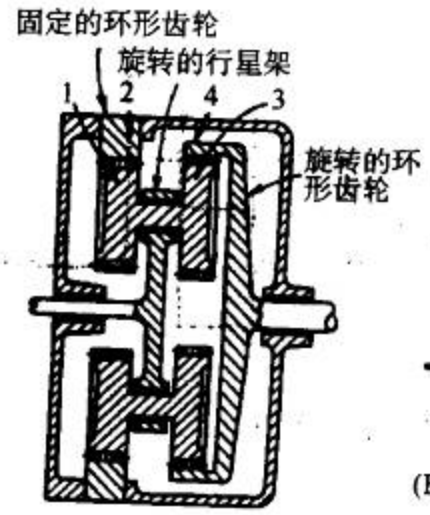


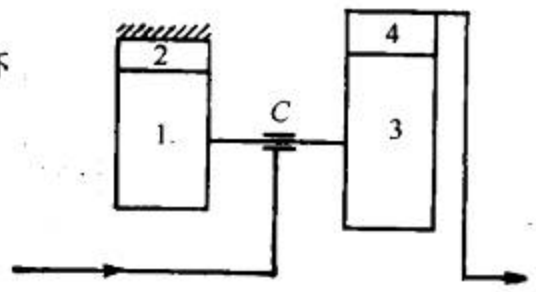
$N_1=20$
$N_2=31$
$N_3=32$
$N_4=19$



$$R=\frac{1}{1-\frac{N_3N_1}{N_4N_2}}=\frac{1}{1-\frac{(32)(20)}{(19)(31)}}=-11.549$$

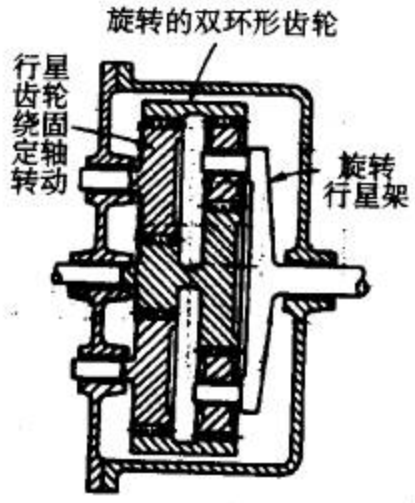
(A)

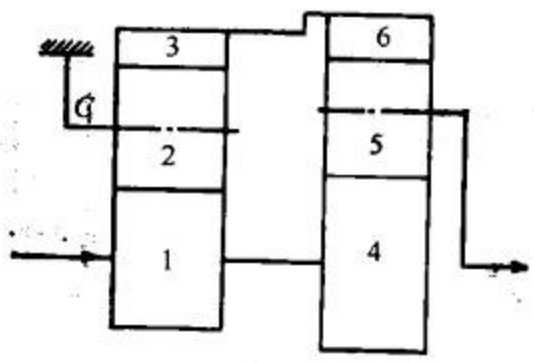




$$R=\frac{1}{1-\frac{N_3N_2}{N_4N_1}}$$

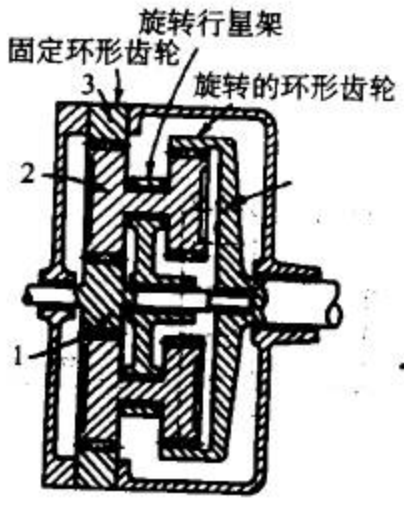
(B)

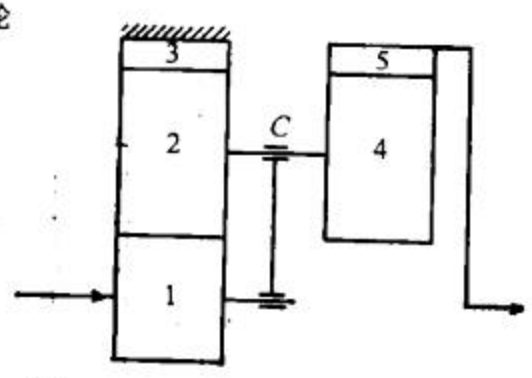




$$R=\frac{1+(N_4/N_6)}{(N_4/N_6)-(N_1/N_3)}$$

(C)



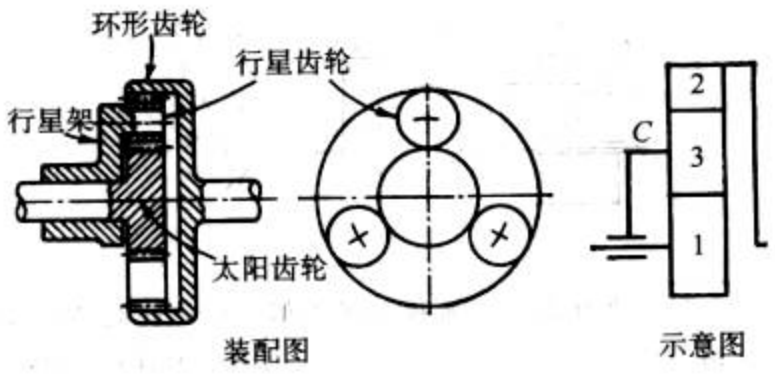


$$R=\frac{1+(N_3/N_1)}{1-\frac{N_4N_3}{N_5N_2}}$$

(D)

图 6.15-4

6.15.5 简单的行星齿轮机构及其转换机构



装配图　　示意图

图 6.15-5

输入零件	固定零件	输出零件	减速比方程
1	C	2	$R=-N_2/N_1$
2	C	1	$R=-N_1/N_2$
1	2	C	$R=1+(N_2/N_1)$
2	1	C	$R=1+(N_1/N_2)$
C	2	1	$R=\dfrac{1}{1+(N_2/N_1)}$
C	1	2	$R=\dfrac{1}{1+(N_1/N_2)}$

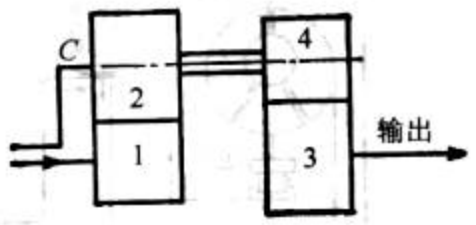


图 6.15-6

输入零件	固定零件	输出零件	减速比方程
1	C	3	$R=\dfrac{N_2N_3}{N_1N_4}$
1	3	C	$R=1-\dfrac{N_2N_3}{N_1N_4}$
3	1	C	$R=1-\dfrac{N_1N_4}{N_2N_3}$
3	C	1	$R=\dfrac{N_4N_1}{N_3N_2}$
C	1	3	$R=1\Big/\left(1-\dfrac{N_1N_4}{N_2N_3}\right)$
C	3	1	$R=1\Big/\left(1-\dfrac{N_2N_3}{N_1N_4}\right)$

6.15.6 锥齿的锥齿轮

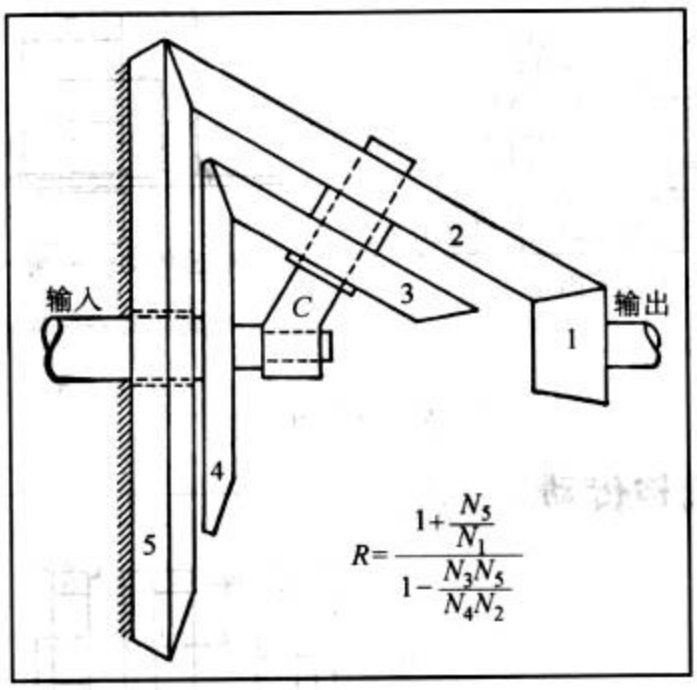
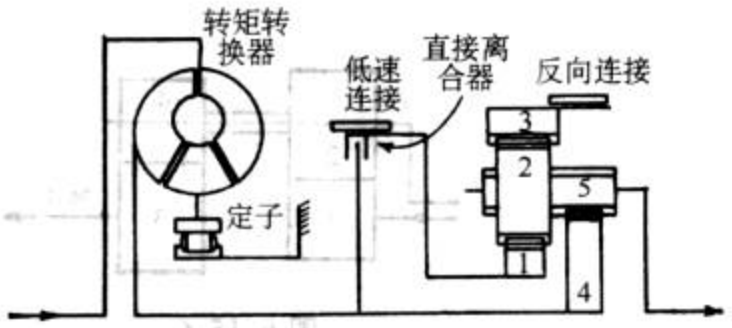


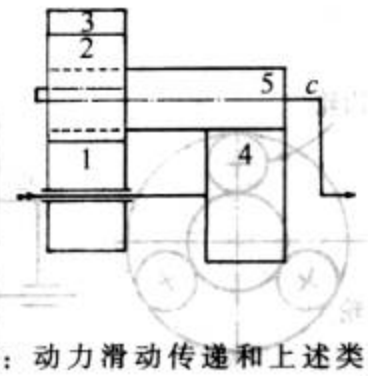
图 6.15-7

6.15.7 FORDOMATIC 双速传动(福特电机公司)



低速传动——齿轮 1 固定 $R = 1 + \dfrac{N_1}{N_4} = 1.75$

反向传动——齿轮 3 固定 $R = 1 - \dfrac{N_3}{N_4} = -1.50$



N_1=27
N_2=31
N_3=90
N_4=36
N_5=19

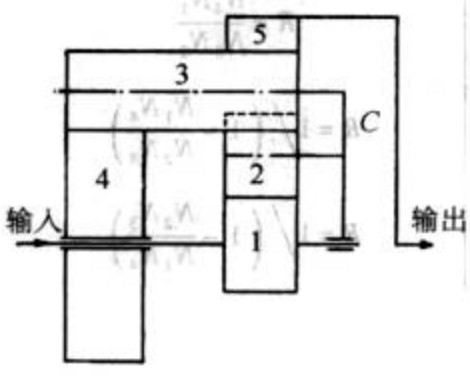
注意：动力滑动传递和上述类似，但是此时 $N_1 = 23$，$N_2 = 28$，$N_3 = 39$，$N_4 = 28$，$N_5 = 18$。这样在减速传送和反向传送时将获得相同的速比。

$$R = 1 + \frac{23}{28} = 1.82$$

$$R = 1 - \frac{79}{28} = -1.82$$

图 6.15-8

6.15.8 CRUISE-O-MATIC 三速传动(福特电机公司)



长行星齿轮 $N_3 = 18$

短行星齿轮 $N_2 = 18$

太阳齿轮 $N_4 = 36$，$N_1 = 30$

环形齿轮 $N_5 = 72$

低速传动——输入到 1，C 固定

$$R = \frac{N_5}{N_1} = 2.4$$

中速传动——输入到 1，齿轮 4 固定

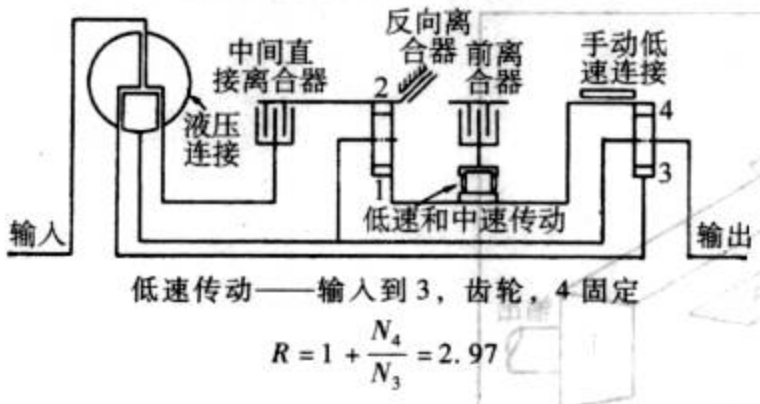
$$R = \frac{1 + \dfrac{N_4}{N_1}}{1 + \dfrac{N_4}{N_5}} = 1.467$$

反向传动——输入到 4，C 固定

$$R = \frac{N_5}{N_4} = -2.0$$

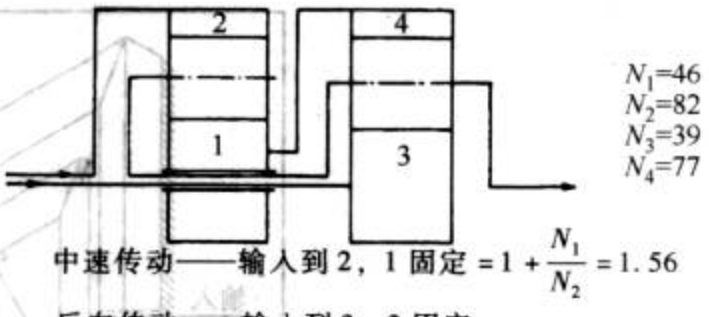
图 6.15-9

6.15.9 液压自动三速传动(通用电机公司)



低速传动——输入到 3，齿轮，4 固定

$$R = 1 + \frac{N_4}{N_3} = 2.97$$



N_1=46
N_2=82
N_3=39
N_4=77

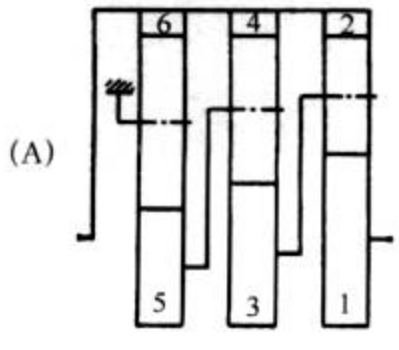
中速传动——输入到 2，1 固定 $= 1 + \dfrac{N_1}{N_2} = 1.56$

反向传动——输入到 3，2 固定

$$R = 1 - \frac{N_4 N_2}{N_3 N_1} = -2.52$$

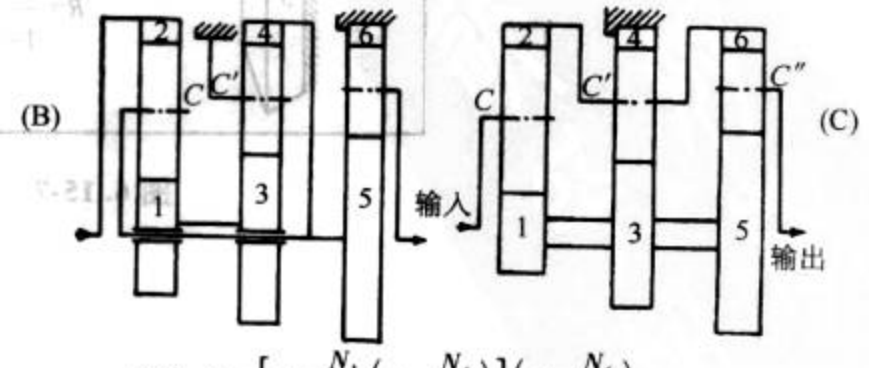
图 6.15-10

6.15.10 三行星齿轮机构传动



输入到齿轮 1　齿轮 6 输出

(A) $R = \left(1 + \dfrac{N_2}{N_1}\right)\left[\left(1 + \dfrac{N_4}{N_3}\right)\left(-\dfrac{N_6}{N_5}\right) - \dfrac{N_4}{N_3}\right] - \dfrac{N_2}{N_1}$



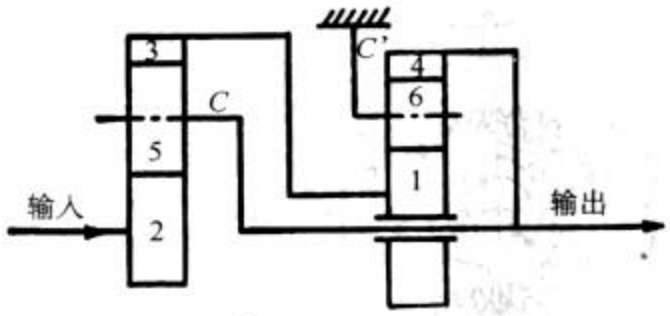
(B) $R = \left[1 + \dfrac{N_1}{N_2}\left(1 + \dfrac{N_4}{N_3}\right)\right]\left(1 + \dfrac{N_6}{N_5}\right)$

(C) $R = \left[1 + \dfrac{N_4/N_3}{1 + (N_2/N_1)}\right] \Big/ \left[1 + \dfrac{N_4/N_3}{1 + (N_6/N_5)}\right]$

图 6.15-11

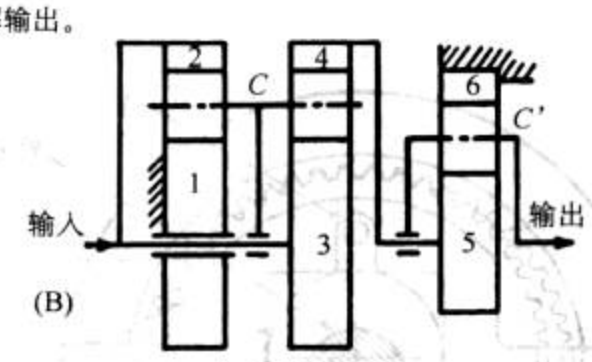
6.15.11 福特拖拉机传动

环形齿轮 3 与太阳齿轮 1 连接，分解输出。

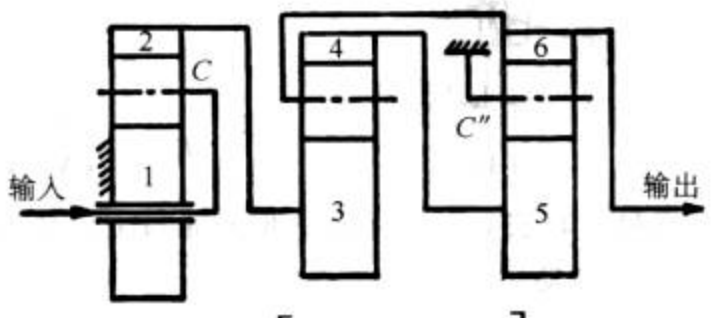


(A) $R=1+\frac{N_3}{N_2}\left(1+\frac{N_4}{N_1}\right)$

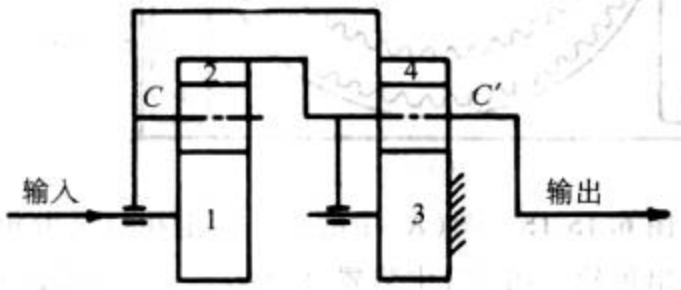
$N_1=46$
$N_2=77$
$N_3=29$
$N_4=85$



(B) $R=\left(\frac{1+(N_1/N_2)}{1-\frac{N_1N_3}{N_2N_4}}\right)\left(1+\frac{N_6}{N_5}\right)$



(C) $R=\frac{1}{1+\frac{N_1}{N_2}}\left[1+\frac{N_4}{N_3}\left(1+\frac{N_6}{N_5}\right)\right]$



(D) $R=\frac{N_3}{N_4}\left(1-\frac{N_4}{N_3}+\frac{N_2}{N_1}\right)$

图 6.15-12

6.15.12 LYCOMING 蜗轮机传动

$R=\left(1+\frac{N_3}{N_2}\right)\times\left(1+\frac{N_4}{N_1}\right)$

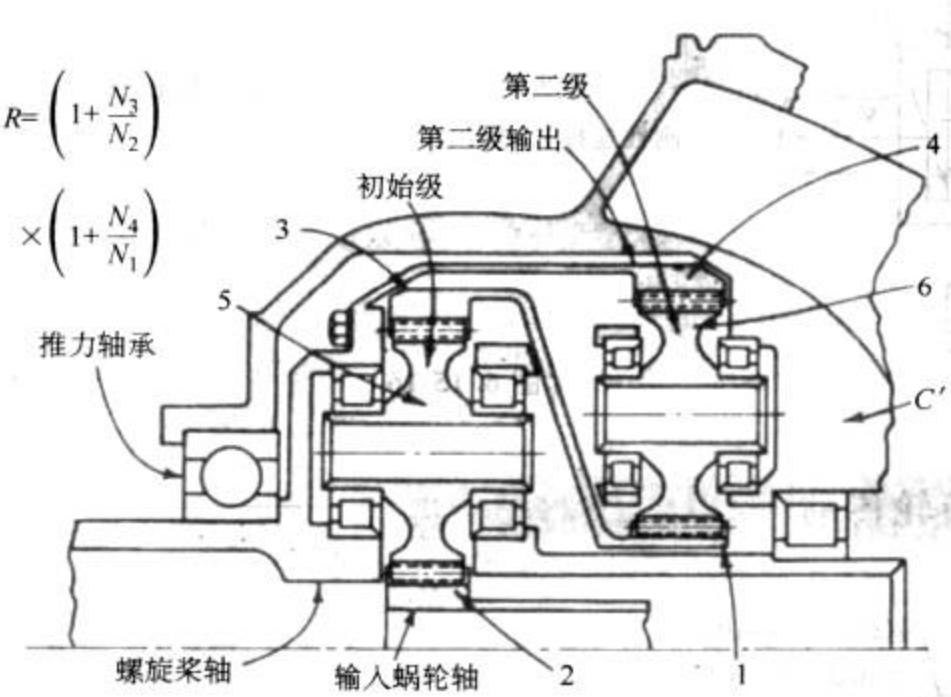
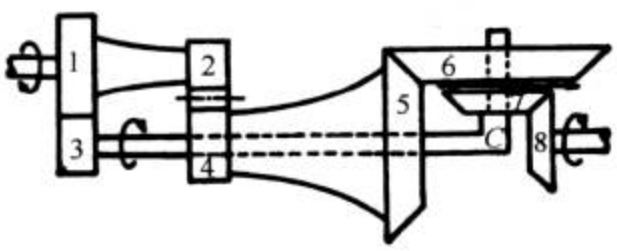


图 6.15-13 输入至太阳轮齿 2，螺旋桨轴输出。与福特拖拉机传动基本上采用了一样的传动系统(齿数相等)，所以具有相同的减速比。

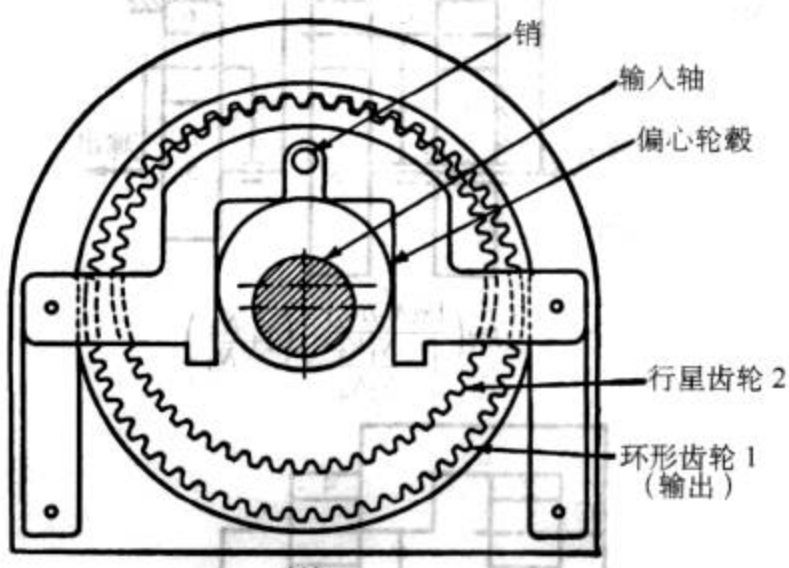
6.15.13 直齿轮和斜齿轮的复合传动



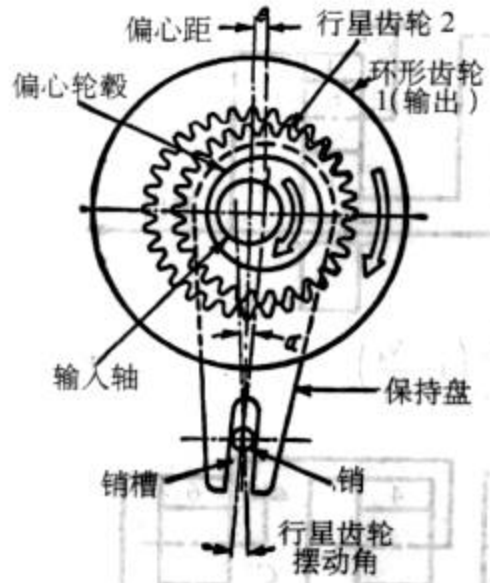
$$R=\frac{1}{-\frac{N_1}{N_3}\left(1+\frac{N_7N_5}{N_8N_6}\right)-\frac{N_7N_5N_2}{N_8N_6N_4}}$$

图 6.15-14

6.15.14 两齿轮行星机构传动



(A)



(B)

$$R = \frac{1}{1 - (N_1/N_2)}$$

图 6.15-15 图(A)中的销被固定在行星齿轮上，而行星齿轮安装在输入轴的偏心轮毂上。环形齿轮是输出齿轮。图(B)中装置被简化了，它的输出会产生轻微的波动。

6.15.15 平面中心传动

$N_2 = 65$

$N_1 = 64$

行星齿轮 1 偏心地安装在输入齿轮上(行星齿轮 1 与偏心轮毂的连接不是刚性连接)。输出由孔驱动。

$$R = \frac{N_1}{N_1 - N_2} = \frac{64}{64 - 65} = -64$$

图 6.15-16

6.15.16 摆动齿轮传动

这个传动装置与谐波传动非常类似。斜摆动齿轮只在圆周上的一个点处啮合，因为驱动齿轮有一个小倾斜角度。驱动齿轮齿数 N_1 比输出齿轮齿数 N_2 多一个齿数，驱动齿轮不转动，只偏转和倾斜。

$$R = R_i = \frac{1}{1 - m_{or}}$$

$$R = \frac{1}{1 - \frac{N_1}{N_2}} = \frac{1}{1 - \frac{101}{100}} = -100$$

图 6.15-17

6.16 非圆齿轮

非圆齿轮的成本通常比功能相同零件的成本高，如连杆机构和凸轮。但是随着现在生产技术的发展，比如计算机控制齿轮成型，制造成本已经相应降低了。而且与连杆机构相比，非圆齿轮更加紧凑并且运动更加平稳，因为可以更容易地使它们平衡。在高速机械设备中平衡是需要重点考虑的问题。除此之外，与凸轮相比，非圆齿轮有一个优点是可以产生连续单向的圆周运动。凸轮的缺点就是只可以提供往复运动。

1. 非圆齿轮的两种应用

- 只用在从动元件的角速度需要很大变化的地方，例如快速回程机构、间歇机构，具体有印刷机、刨床、剪床和自动进料机构等。
- 用在需要生成精确的、非线性函数的地方。例如用于机械式计算机中的平方求根、平方相乘或生成三角函数和对数函数。

设计一个形状独特的齿轮与其它任何形状的齿轮进行适当的转动啮合是完全可能的。唯一需要满足的条件是两轴之间的距离必须保持恒定。然而，这个啮合齿轮的节线可能是一个开放的曲线，而且当采用两个对数螺线齿轮时(如图 6.16-1 所示)，齿轮圆周的一部分啮合时齿轮旋转。椭圆齿轮只有在成对使用并且绕着各自的焦点转动的时候才能正确啮合。然而，类似椭圆的齿轮可以靠基本的椭圆来得到。这些高阶的椭圆齿轮(见图 6.16-2)可以绕着中心 A、B、C 或 D 形成各种令人感兴趣的啮合。例如，两个二阶的椭圆齿轮可以绕着它们的几何中心旋转；但是在每次周转运动中将产生两个完整的速度周期。基本椭圆齿轮和 2 阶椭圆齿轮的轮廓差别是非常小的。请注意四阶椭圆齿轮类似于正方形齿轮(这就解释了为什么图 6.16-3 所示的方形齿轮确实可以工作，有时还成为领带夹上的装饰)。

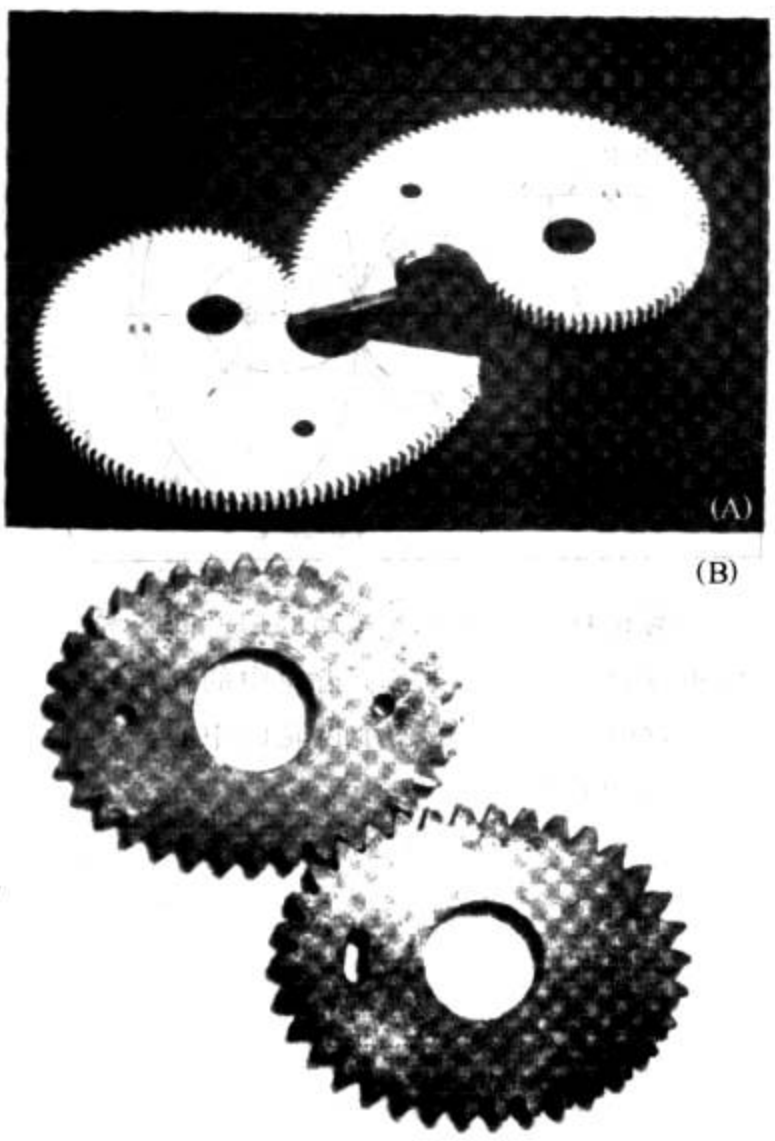


图 6.16-1 图(A)所示的对数螺线齿轮的曲线是开放的。它们往往是计算装置中的零部件。图(B)所示的椭圆形齿轮的曲线是封闭的。它们一般应用在自动机械中。图(C)所示的特殊形状的齿轮可以提供范围较宽的速度、加速度特性。

一个偏心安装的圆形齿轮只有采用特殊推导的曲线才可以恰当地滚动(如图 6.16-4 所示)。例如可以采用类似于椭圆的曲线。为了正确地啮合，椭圆齿轮必须要有比偏心齿轮多 1 倍的齿。当半径 r 和偏心矩 e 已知时，椭圆齿轮的主半轴则为 $2r+e$，小半轴为 $2r-e$。注意齿轮组中的一个齿轮必须要有与偏心齿轮一起转动的内齿。事实上，可以生成与任何形状的非圆齿轮啮合的内齿(但是曲线可能是开放型的)。

也可以设计非圆齿轮与特殊形状的齿条啮合，如图 6.16-5 所示的啮合包括一个椭圆齿轮和正弦曲线齿条。图中展示的是一个三阶椭圆，但实际上可以应用任意椭圆滚动曲线。这些曲线的主要优点是：当椭圆齿轮转动时，它们的转动轴是沿着直线移动的。还有一个是对数螺线齿轮与直齿条的啮合机构，齿条必须根据螺旋角来倾斜其运动方向。

2. 设计方程

这里以函数形式给出三个用于常见设计的非圆齿轮方程。它们适用于任何非圆齿轮副的设计。符号的定义见图 6.16-7。

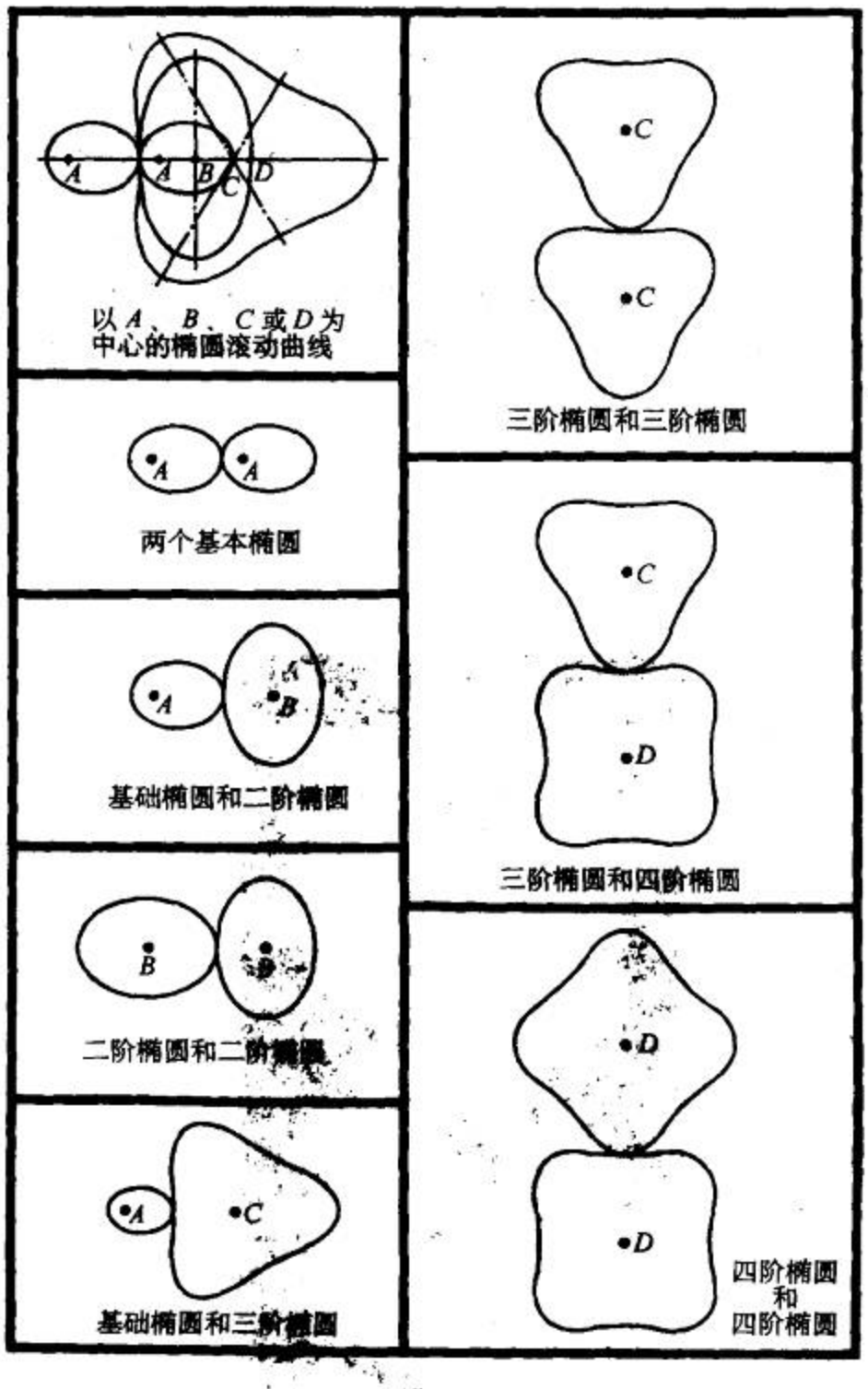


图 6.16-2　基本和高阶椭圆齿轮的啮合。

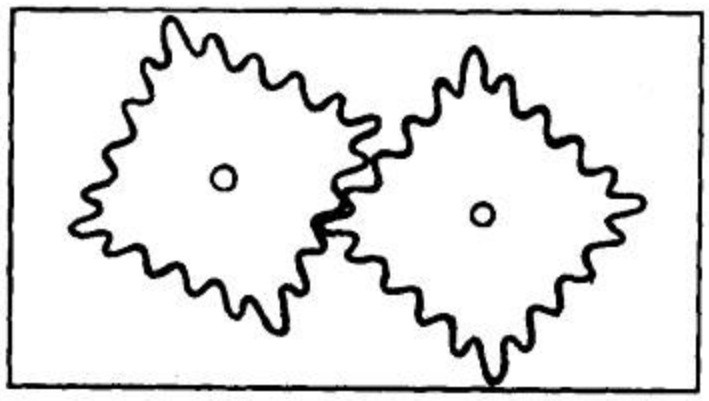


图 6.16-3　方形齿轮似乎违反了基本运动学规律，但是它们模拟替代了四阶椭圆齿轮。

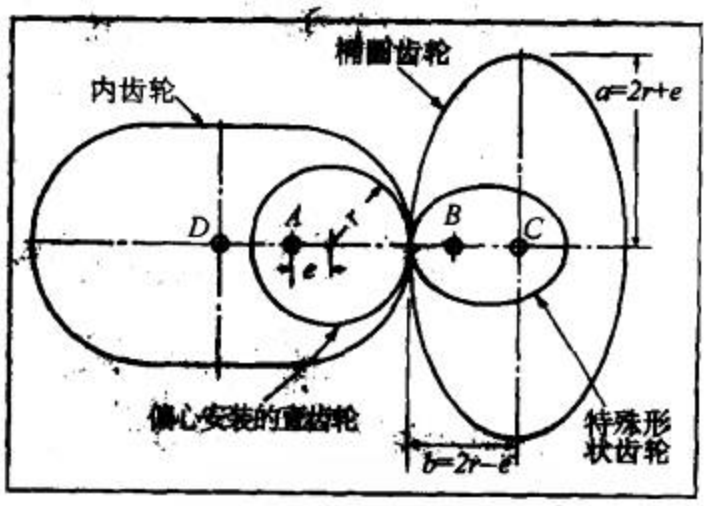
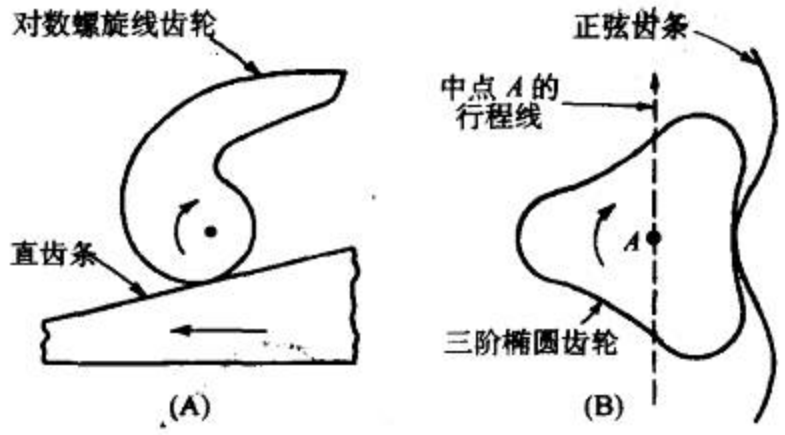


图 6.16-4　绕 A 点转动的偏心直齿轮将可以和图中所示的三个齿轮中的任何一个齿轮恰当啮合，这三个齿轮的中心分别在 B、C 和 D 点。



正弦齿条方程

$$X = C - \frac{b^2/a}{1+\epsilon\cos\theta}$$

$$Y = \frac{2P_n}{\sqrt{1-\epsilon_n^2}}\tan^{-1}\left(\sqrt{\frac{1-\epsilon_n}{1+\epsilon_n}}\tan\frac{n\theta}{2}\right)$$

基础椭圆

$$P_n = b^2/a \quad \epsilon_n = \epsilon \quad n = 1$$

三阶椭圆

$$P_n = \frac{9b^2/a}{\sqrt{9-8\epsilon^2}} \quad \epsilon_n = \frac{\epsilon}{\sqrt{9-8\epsilon^2}} \quad n = 3$$

图 6.16-5 齿条与非圆齿轮啮合是可行的。与对数螺旋线齿轮(A)啮合的直齿条必须斜向移动；三阶椭圆齿轮(B)的中心点沿着一条直线移动。

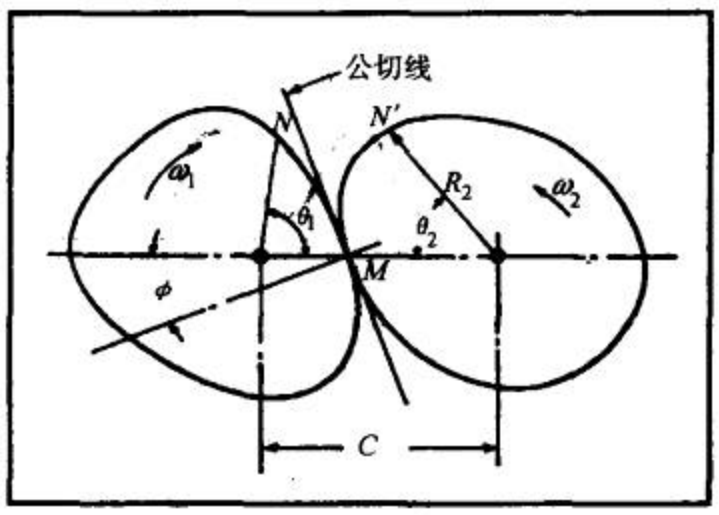


图 6.16-6

符号

a——椭圆的半长轴
b——椭圆的半短轴
C——椭圆的中心距(见图 6.16-6)
ϵ——椭圆的偏心距 $= \sqrt{1-(b/a)^2}$
e——偏心安装的直齿轮的偏心距
N——齿数
P——径节
r_a——曲率半径
R——有效的节圆半径
S——节圆的周长
X，Y——直角坐标
θ——相对于 R 的极角
ϕ——倾角
ω——角速度
$f(\theta)$，$F(\theta)$，$G(\theta)$——θ 的各种函数
$f'(\theta)$，$F'(\theta)$，$G'(\theta)$——θ 函数的一阶导数

图 6.16-7

例 1 一个齿轮曲线的极坐标方程和中心矩已知，求与其啮合齿轮的极坐标方程：

$$R_1 = f(\theta_1) \quad R_2 = C - f(\theta_1)$$

$$\theta_2 = -\theta_1 + C\int\frac{d\theta_1}{C-f(\theta_1)}$$

例 2 两个齿轮转动角之间的关系和中心距离已知，求两个齿轮的极坐标方程：

$$\theta_2 = F(\theta_1) \quad R_1 = \frac{CF'(\theta_1)}{1+F'(\theta_1)}$$

$$R_2 = C - R_1 = \frac{C}{1+F'(\theta_1)}$$

例 3 两个齿轮的角速度之间的关系和中心距已知，求两个齿轮的极坐标方程：

$$\omega_2 = \omega_1 G(\theta_1) \qquad R_1 = \frac{CG(\theta_1)}{1+G(\theta_1)}$$

$$R_2 = C - R_1 \qquad \theta_1 = \int G(\theta_1)\,d\theta_1$$

五种类型的非圆齿轮的速度方程和特性列在表 6.16-1 中。

3. 封闭曲线的校核

用以下公式可以快速地分析、判断齿轮的齿轮节线是封闭的还是开放的。

例 1，如果 $R = f(\theta) = f(\theta + 2N_\pi)$，则齿轮节线是封闭的。

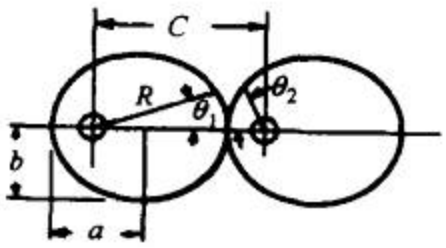
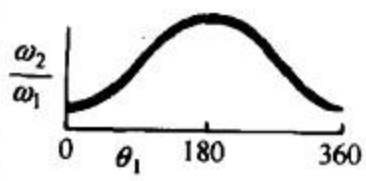
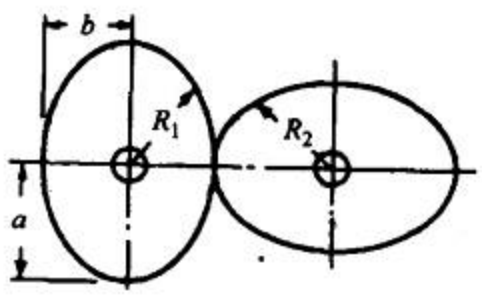
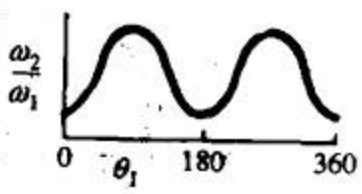
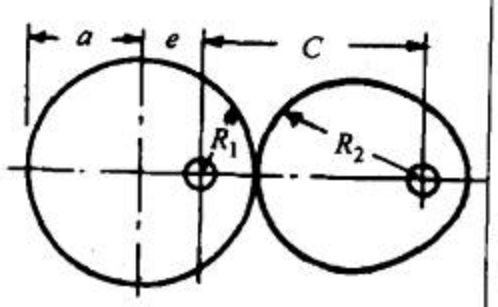
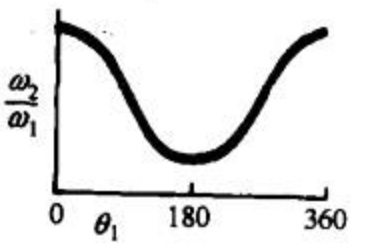
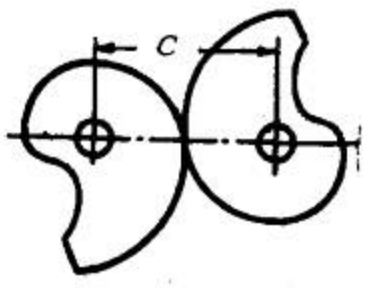
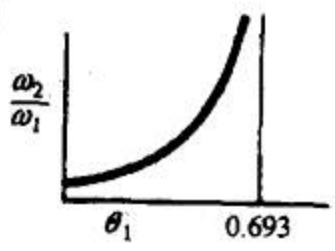
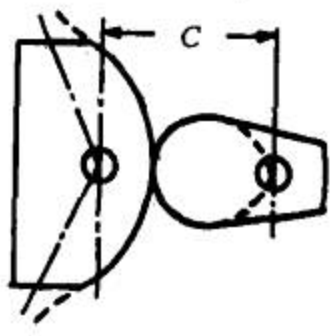
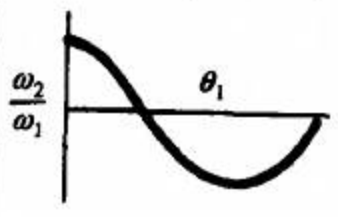
例 2，如果 $\theta_1 = F(\theta_2)$ 且 $F(\theta_0) = 0$，则由方程 $F(\theta_0 + 2\pi/N_1) = 2_\pi/N_2$ 组成的曲线是封闭的，而且 N_1 和 N_2 可以用整数或有理小数来替换。如果必须用小数来解这个方程，那么这条曲线会有两个相交点，这当然不是理想的条件。

例 3，如果 $\theta_2 = \int G(\theta_1)\,d\theta$，假设 $G(\theta)\,d\theta = F(\theta_1)$，采用与例 2 中同样的方法，只是下标被颠倒了。

采用一些齿轮装置时，只有采用正确的中心距时配合齿轮的节线才是封闭曲线。中心距可以用这个公式计算

$$4\pi = \int_0^{2\pi}\frac{d\theta_1}{C-f(\theta_1)}$$

表 6.16-1 五种非圆齿轮系的特性

类型	评价	基本方程	速度方程，ω_1 = 常数
 两椭圆齿轮绕焦点旋转	两个齿轮相同。比较容易制造。用于快速回程机构，如印刷机、自动化机械	$R=\dfrac{b^2}{a[1+\epsilon\cos\theta]}$ ϵ 为偏心距 $=\sqrt{1-\left(\dfrac{b}{a}\right)^2}$ a 为$\dfrac{1}{2}$长轴 b 为$\dfrac{1}{2}$短轴	$\omega_2=\omega_1\left[\dfrac{r^2+1+(r^2-1)\cos\theta_2}{2r}\right]$ 当 $r=\dfrac{R_{max}}{R_{min}}$ 
 两个二阶椭圆齿轮绕其几何中心旋转	两个齿轮相同。几何特性众所周知。比真正的椭圆齿轮更容易平衡。用在一个循环周期需要完成两个速度循环的地方	$R=\dfrac{2ab}{(a+b)-(a-b)\cos 2\theta}$ $C=a+b$ a 为最大半径 b 为最小半径	$\omega_2=\omega_1\left[\dfrac{r^2+1-(r^2-1)\cos 2\theta_2}{2r}\right]$ 式中 $r=\dfrac{a}{b}$ 
 偏心齿轮和与它配对的齿轮转动	标准直齿轮可以作为偏心轮来使用。与其啮合的齿轮有特殊的形状	$R_1=\sqrt{a^2+e^2+2ae\cos\theta_1}$ $\theta_2=\theta_1+C\int\dfrac{d\theta_1}{C-R_1}$ $C=R_1+R_2$	$\dfrac{\omega_2}{\omega_1}=\dfrac{\sqrt{a^2+e^2+2ae\cos\theta_1}}{C-\sqrt{a^2+e^2+2ae\cos\theta_1}}$ 
 两个对数螺旋线齿轮	两个齿轮可以是相同的，并且一起使用可以获得各种函数。但是它们必须是开放齿轮	$R_1=Ae^{k\theta_1}$ $R_2=C-R_1$ $=Ae^{k\theta_2}$ $\theta_2=\dfrac{1}{k}\lg(C-Ae)^{k\theta_1}$ e 为自然对数底	$\dfrac{\omega_2}{\omega_1}=\dfrac{Ae^{k\theta_1}}{C-Ae^{k\theta_1}}$ 
 正弦函数齿轮	产生的角位移与输入角的正弦成比例。它们必须是开放齿轮	$\theta_2=\sin^{-1}(k\theta_1)$ $R_2=\dfrac{C}{1+k\cos\theta_1}$ $R_1=C-R_2$ $=\dfrac{Ck\cos\theta_1}{1+k\cos\theta_1}$	$\dfrac{\omega_2}{\omega_1}=k\cos\theta_1$ 

6.17 薄金属板齿轮、链轮、蜗杆和棘轮机构

当一个特殊的运动必须以间歇的形式而不是连续的形式传送，并且载荷较轻时，使用本节中的这些机构是最理想的，因为它们成本较低并适合于大批量生产。尽管它们通常不被认为是精密零件，但棘轮和齿轮的误差可以控制在 ±0.007in(0.1778mm)的范围内，如果必要的话，可以靠剃齿来提高它们的精度。

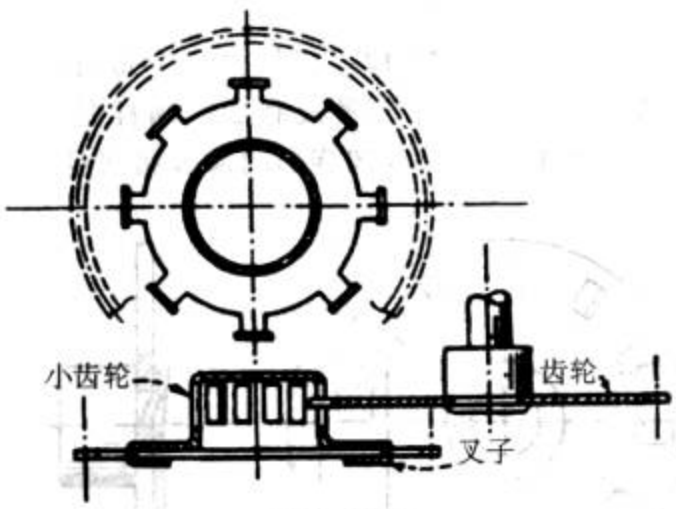


图 6.17-1

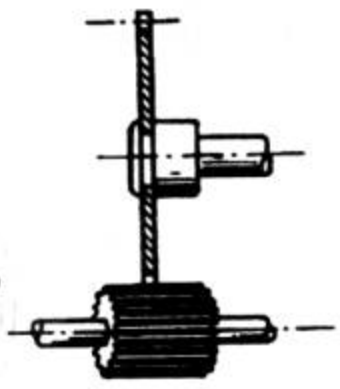


图 6.17-2

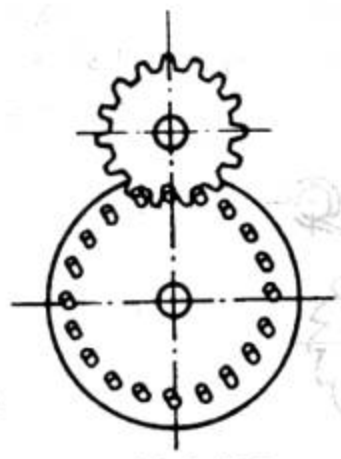


图 6.17-3

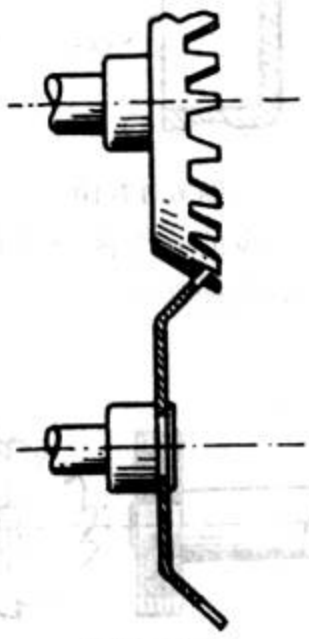


图 6.17-4

图 6.17-1 小齿轮是一个以矩形孔作为齿的薄金属筒。与其啮合的齿轮由薄金属制成并带有特殊形状的齿。小齿轮靠支架被安装到另一个薄金属轮上，形成一个齿轮传动链。

图 6.17-2 薄金属齿轮与一个宽齿小齿轮啮合。这个小齿轮可采用挤压成型或机械加工的方法获得。薄金属齿轮的齿是标准的齿型。

图 6.17-3 小齿轮与圆盘上的圆销配合。这个圆盘由金属、塑料或木头制成。圆销可以铆接或靠螺纹来固定。

图 6.17-4 两个齿型为圆锥形的齿轮在平行轴上形成斜齿轮啮合。它们都有特殊的齿型。

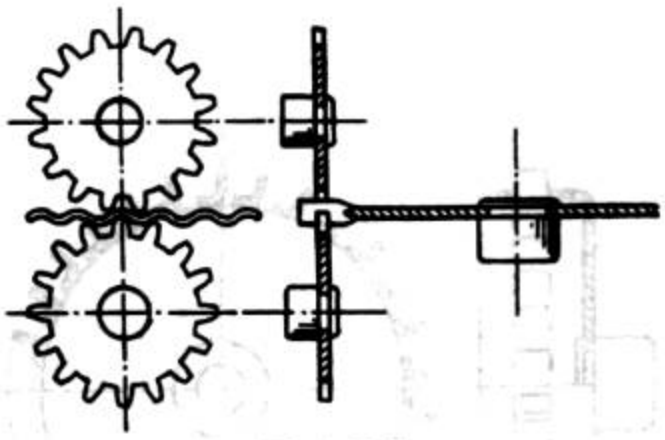


图 6.17-5

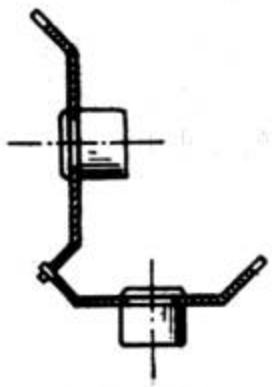


图 6.17-6

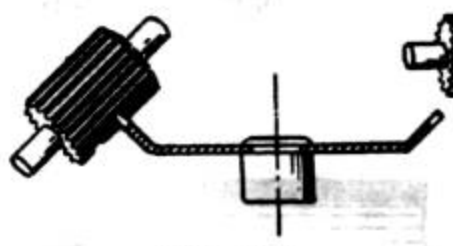


图 6.17-7

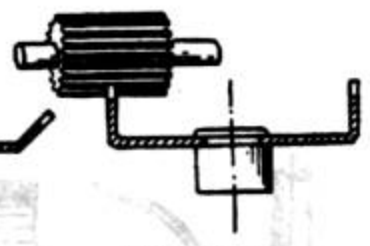


图 6.17-8

图 6.17-5 一个用边缘上的波形代替齿的水平圆盘与一个或两个薄金属小齿轮啮合。它们都有特殊的齿型并被安装在相交轴上。

图 6.17-6 两个带有特殊齿型的斜形齿轮被安装在垂直相交的轴上。可以通过铆接将它们安装在轮毂上。

图 6.17-7 成型的斜形齿轮与一个机加的或挤压成型的小齿轮啮合。这两个齿轮都可以采用标准齿型。

图 6.17-8 一个筒形齿轮与在垂直相交轴上的一个整体小齿轮啮合。

图 6.17-9 将两个一样的模锻齿轮错开一个齿距进行叠加可以消除间隙。在每个齿轮上的弹簧承担的任务是吸收无效运动。

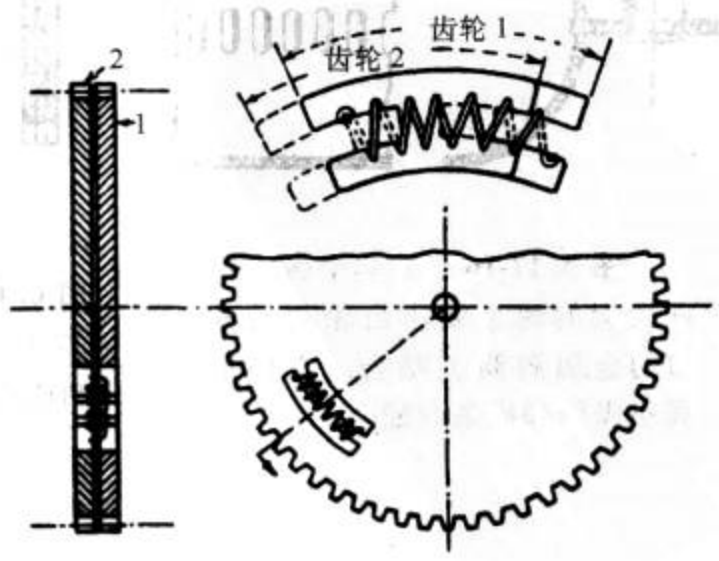


图 6.17-9

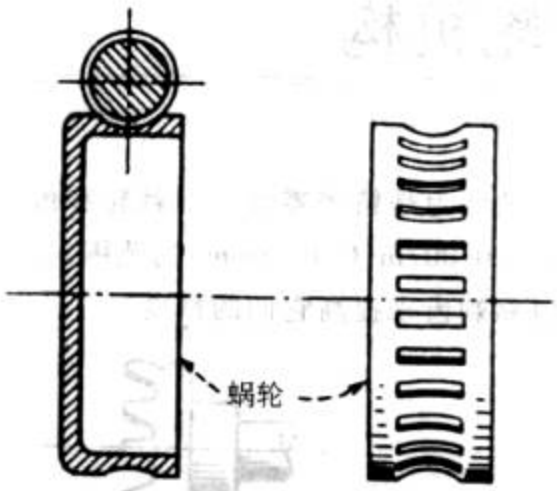


图 6.17-10 用凹口代替蜗轮的齿的一个薄金属筒与一个标准的蜗杆啮合。

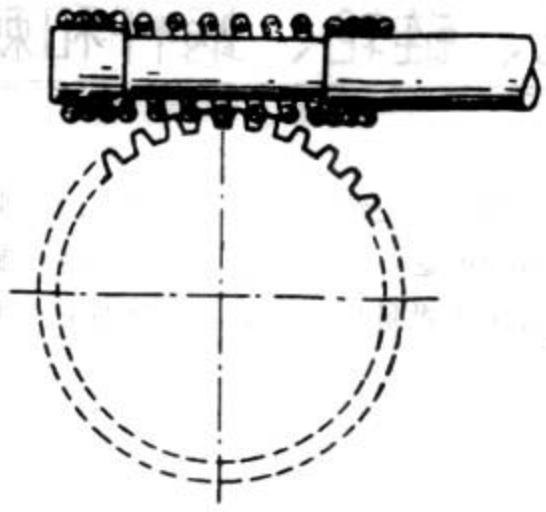


图 6.17-11 带有特殊齿型的齿轮与一个安装在轴上的弹簧啮合，弹簧起蜗杆的作用。

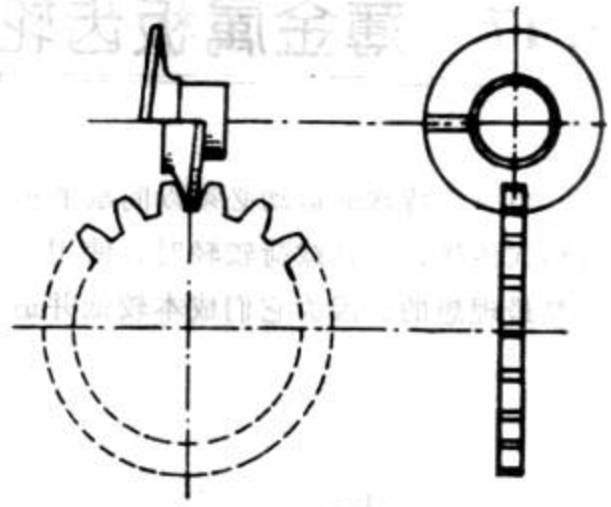


图 6.17-12 蜗轮由一个带有特殊齿型的薄金属板制成。蜗杆是一个断开并形成螺旋形的薄金属圆盘。

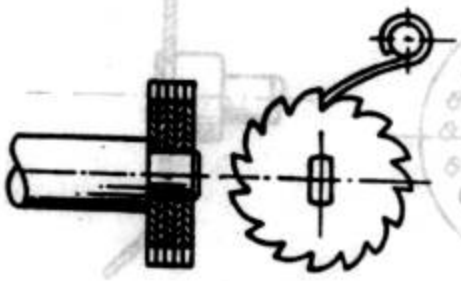


图 6.17-13 当带有单侧齿的单个棘轮的厚度不够时，可以将这些单个棘轮叠加到一起以适应一个宽的薄金属棘爪。

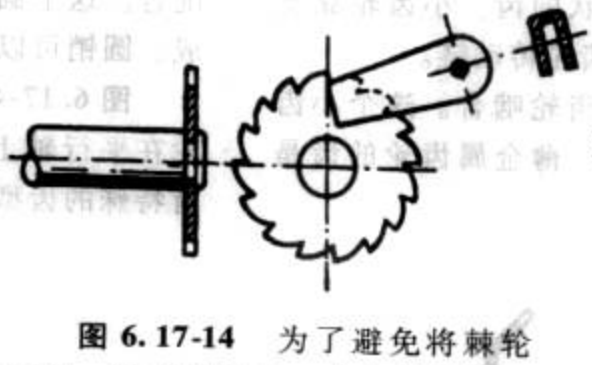


图 6.17-14 为了避免将棘轮叠加，单个棘轮与一个也是由薄金属制成的 U 形棘爪配合使用。

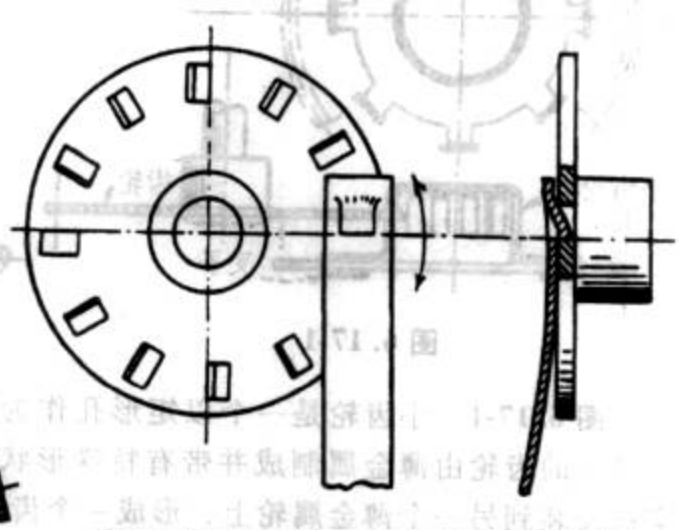


图 6.17-15 这是一个用方形冲孔作为齿的冲孔圆盘。棘爪是一片弹簧钢。

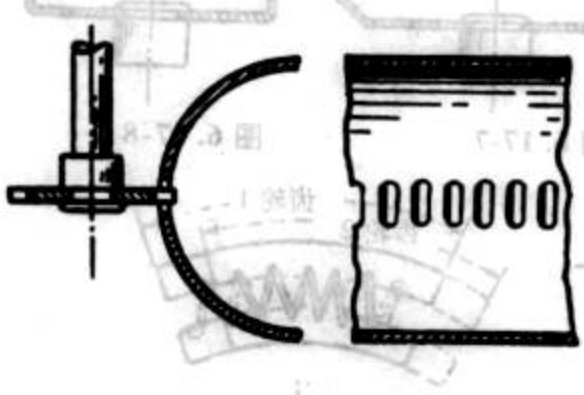


图 6.17-16 是一个带有特殊齿型的薄金属小齿轮与带开口的金属圆筒上啮合。它们形成小齿轮和齿条的配合。

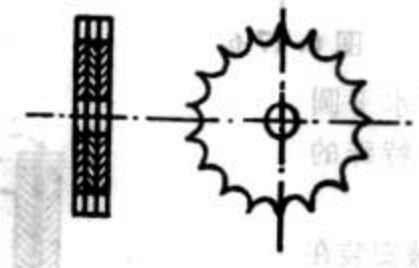


图 6.17-17 这个链轮和图 6.17-13 相似，可以将单独冲压制成链轮组装在一起。

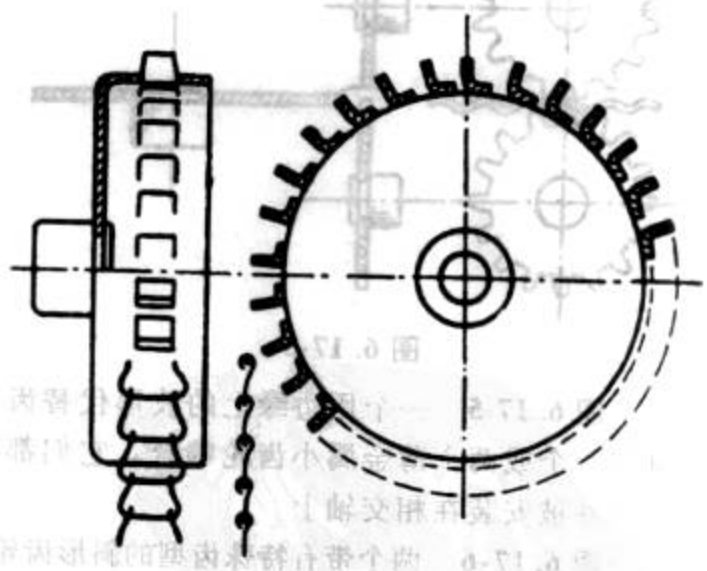


图 6.17-18 为了配合图示的钢丝链，在一个金属圆筒上将冲口部分弯起制成链轮。

6.18 如何防止反转

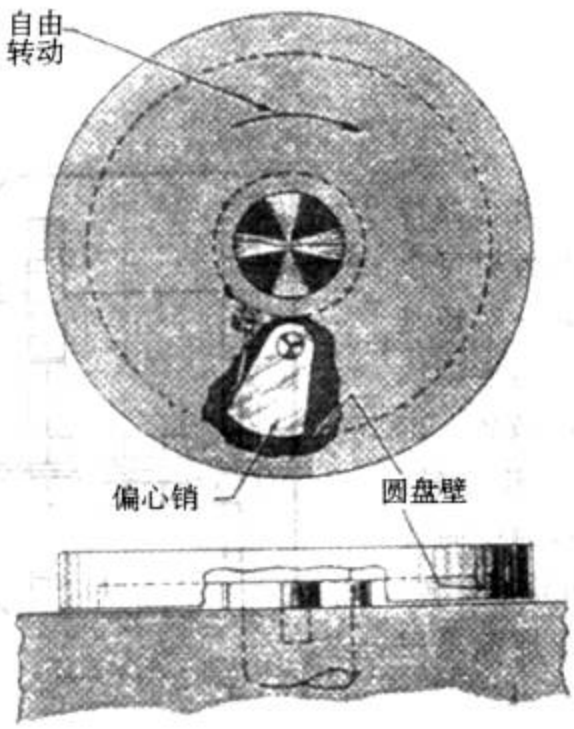


图 6.18-1 一个偏心销允许轴单方向旋转。任何反转都会使偏心销迅速楔住圆盘壁。

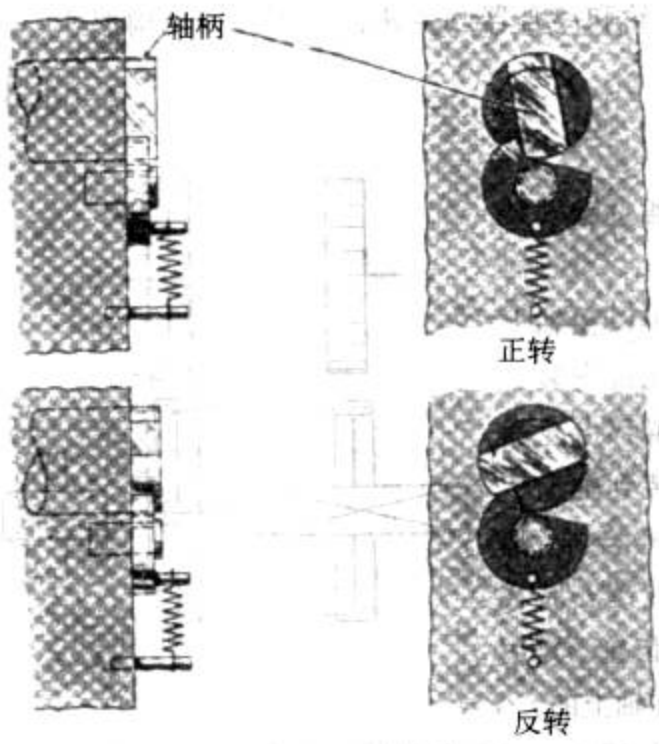


图 6.18-2 在正常转动期间，一个轴上的柄自由地压在开口的圆盘上。圆盘的轮廓阻止柄反向旋转。

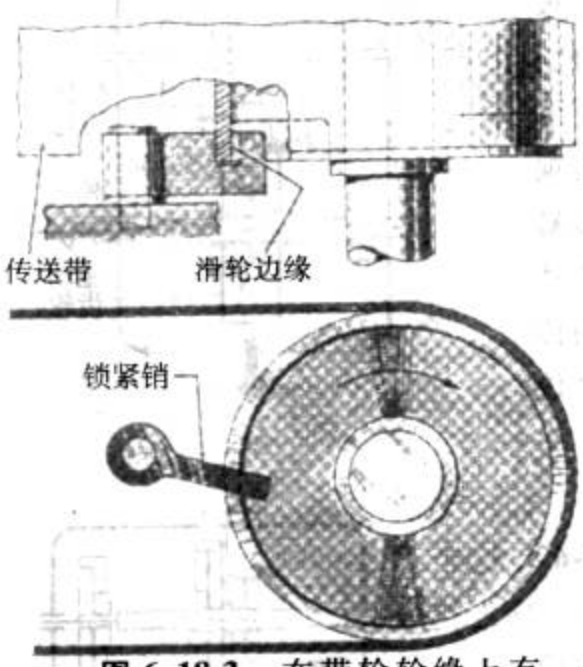


图 6.18-3 在带轮轮缘上有锁紧销，只有当带轮按照图示的方向旋转时锁紧销才是松开的。这个结构对传送带轮是最理想的。

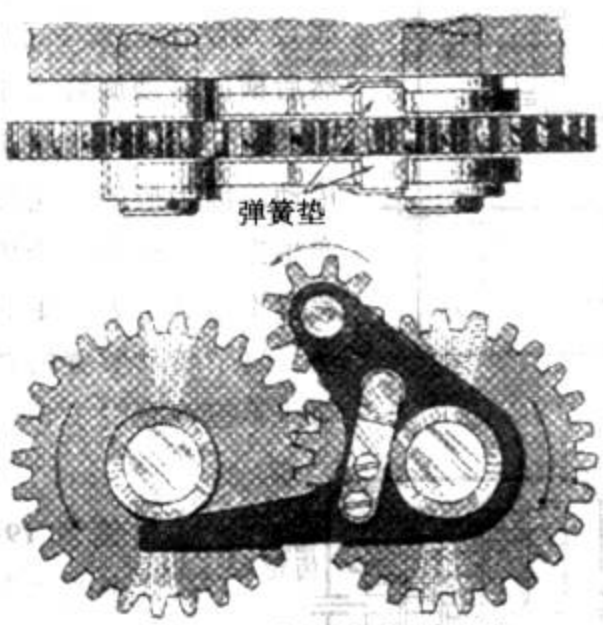


图 6.18-4 受弹簧力的摩擦板与直齿轮接触。当齿轮机构逆转时，惰轮与齿轮啮合并锁紧齿轮。

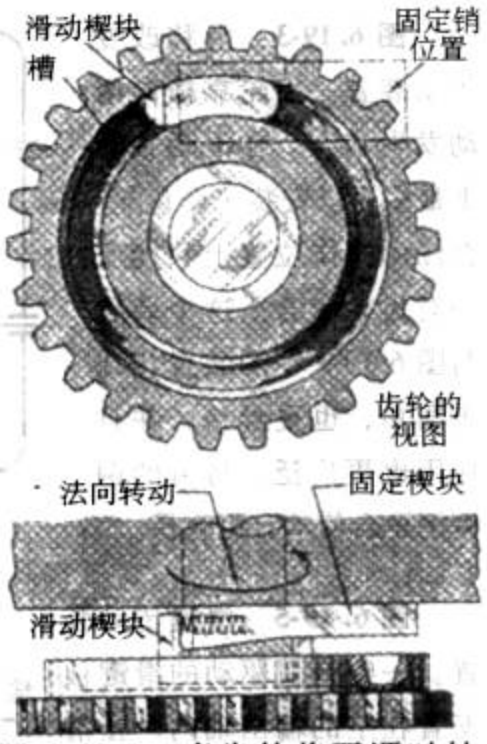


图 6.18-5 当齿轮将要顺时针旋转时，固定楔块和滑动楔块将趋于分离。逆时针旋转时，两个楔块楔紧。

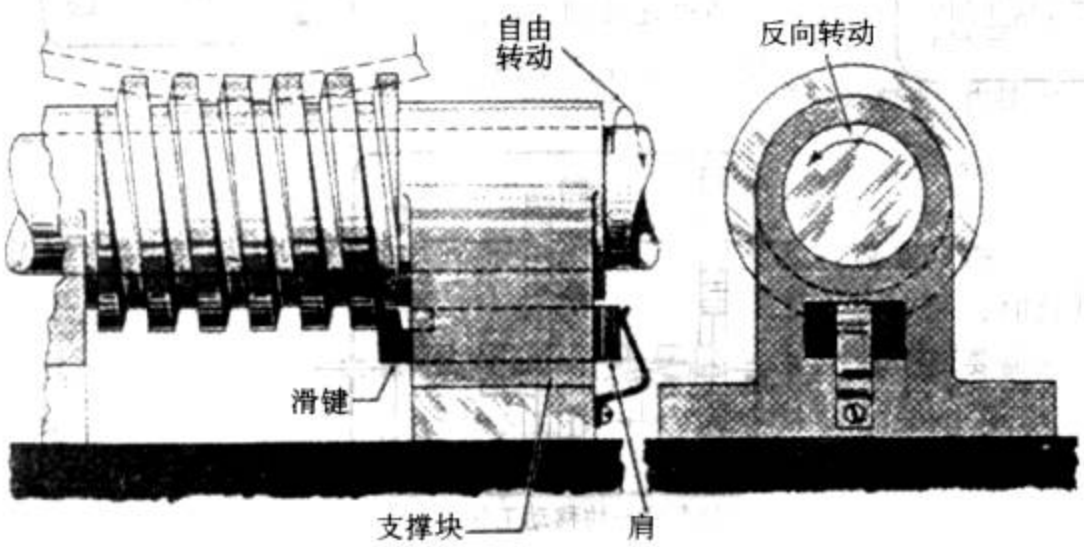
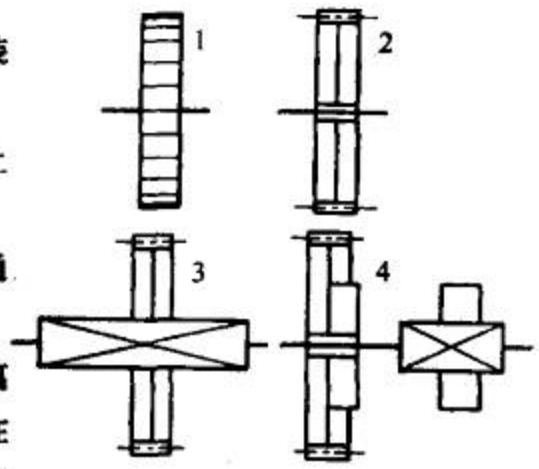


图 6.18-6 滑键有一个与蜗杆啮合的齿。在反向旋转时，这个键被拉入键槽，直到键上的肩被支撑块挡住。

6.19 齿轮变速装置

用齿轮和离合器改变速比的十三种结构形式。



1 通过键安装到轴上

2 可以在轴上转动的无键安装

3 滑移齿轮通过键安装到轴上

4 离合器(离合器通过键安装在轴上,而齿轮不是用键安装在轴上的)

图 6.19-1 用在下列图中的表示齿轮和离合器的示意图

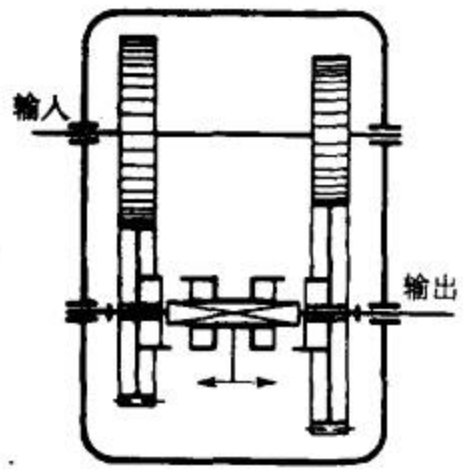


图 6.19-2 双离合器传动装置。两对齿轮可以发生啮合。第一对还是第二对齿轮传递运动取决于离合器的位置，不传动的那对齿轮空转。离合器在图示的中间位置时，两对齿轮都空转。为了降低噪音推荐采用人字齿齿轮。

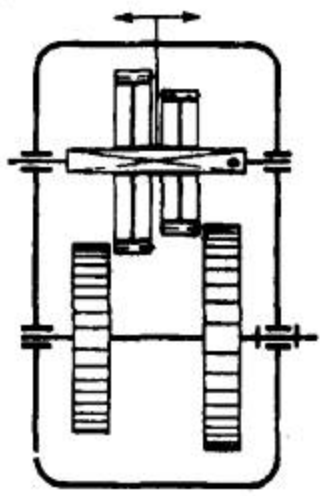


图 6.19-3 滑移改变传动装置。齿轮靠横向滑动发生啮合。在滑动轴套上最多可以安装三个齿轮。在任何操作位置上只能有一对齿轮啮合。这个装置与图 6.19-2 中的装置相比更简单，也更经济，并且应用也更广泛。将齿的两侧倒角会使啮合更容易。

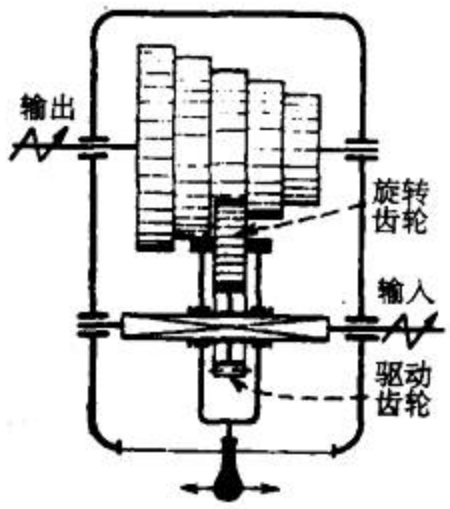


图 6.19-4 双离合器传动装置。输出齿轮被固定到轴上。按下手柄，然后横向移动旋转齿轮可以通过任何输出齿轮实现传动。因为旋转齿轮容易产生振动，所以这个传动装置不适合于大转矩的传动。这个传动装置的总传动比不应该超过 1:3。

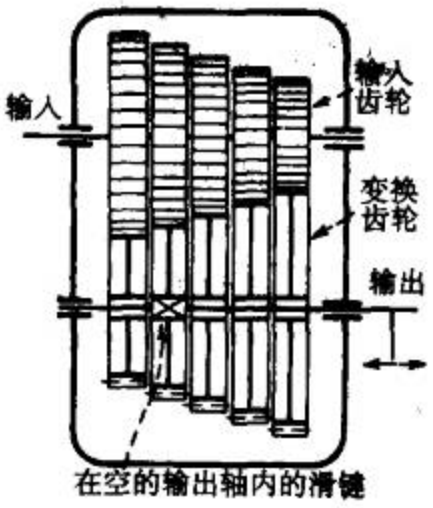


图 6.19-5 滑键传动装置。一个弹簧驱动的滑键被安置在空的输出轴内。在滑动轴套上最多可以安装三个齿轮。当滑键到达特定的位置时将从输出轴内弹出，以便将选定的齿轮锁紧到输出轴上。图中没有显示中心位置。

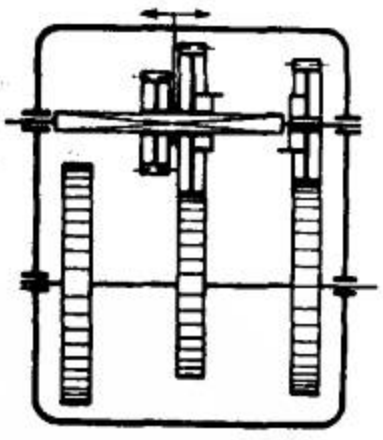


图 6.19-6 这个装置中的两个齿轮连接在一起并可滑动。这个装置可以产生三个速比：直接啮合获得速比 1 和速比 2；第 3 个速比通过连接到一起的齿轮 2 和齿轮 3 来传递。

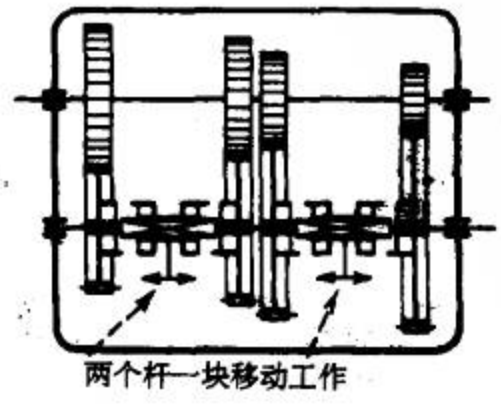


图 6.19-7 双离合器传动装置。一个离合器必须总是在中间位置上。当传动发生变化时，两个离合器可以需要同时移动。这个装置仅仅需要两个轴即可获得四种传动比。

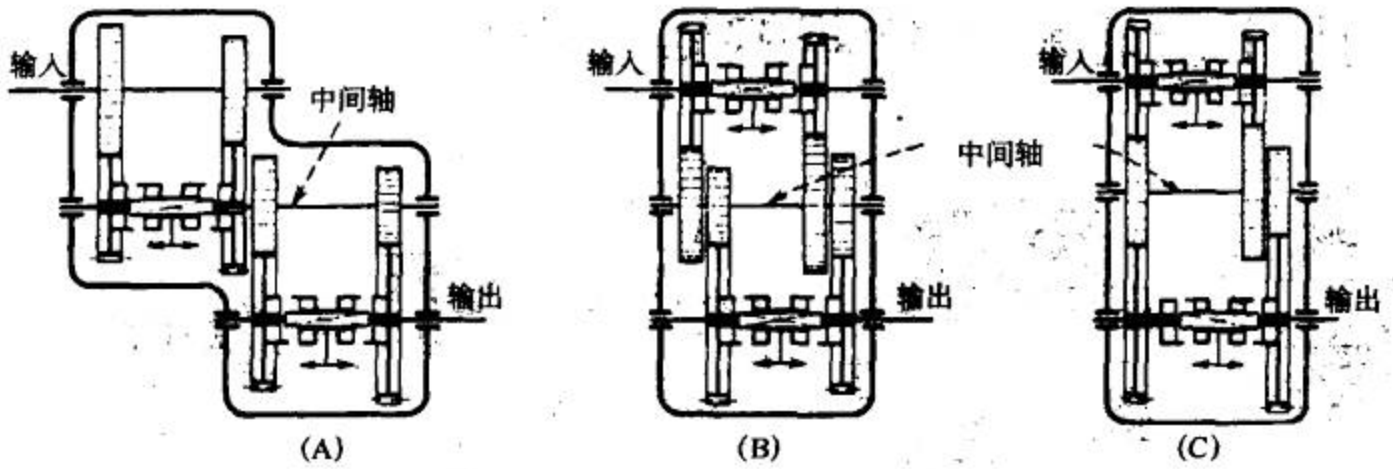


图 6.19-8 一个可以提供四种传动比的三轴传动装置。(A)第一个轴的输出是第二个轴的输入。采用中间轴消除了一个离合器总是保持在中间位置上的需要。一个杆位置的误动也不会影响传动。(B)为了节省空间，将中间轴上的离合器移到第一个轴上。(C)如果用中间轴上一个齿轮代替一对齿轮可以进一步节省空间。修改后的传动比可以通过计算获得。

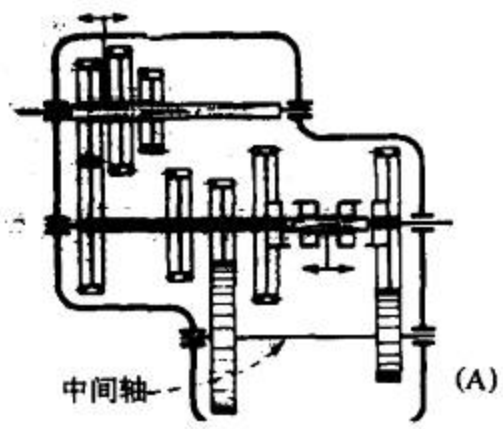
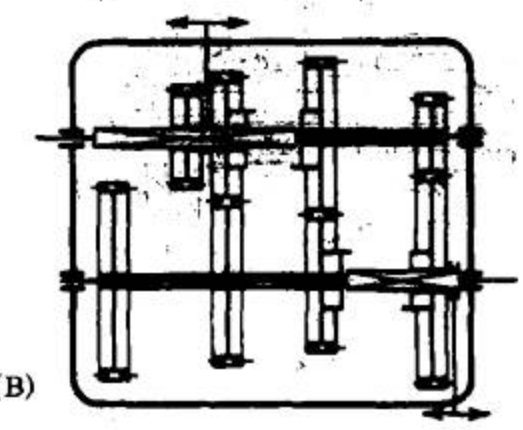
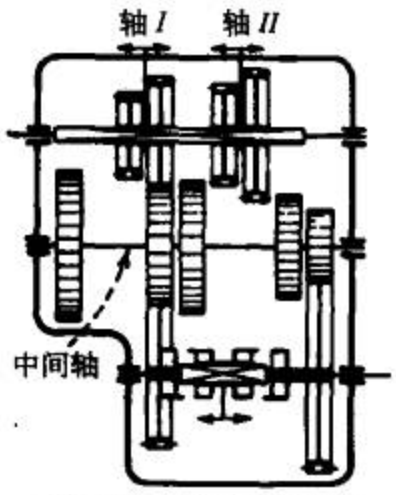


图 6.19-9 用两个离合器和图(A)中的十个齿轮或图(B)中的八个齿轮配合可以获得六个传动比。最多可以有六个齿轮参与啮合。这两个装置都不需要有一个离合器必须保持在中间位置上。





轴 *I* 和轴 *II* 必须同时工作

图 6.19-10 这个可产生八种传动比的装置有两个滑移齿轮和一个离合器。这个结构减少了零件数和需要啮合的齿轮数。轴 *I* 和轴 *II* 的位置是互相依赖的。如果一个离合器正在啮合，另一个离合器必须处于中间位置。

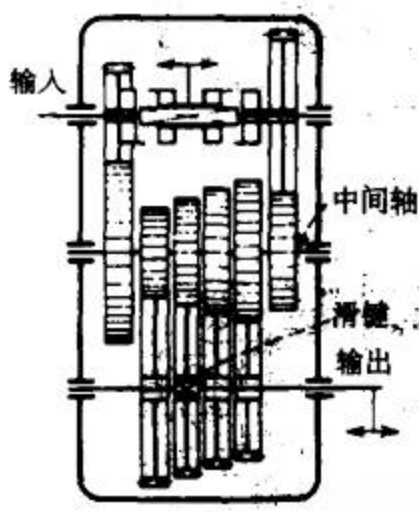


图 6.19-11 这个装置可以产生八种传动比。一个离合齿轮传动和滑键传动串联。滑键相对较低的强度限制了其传递大的转矩。

6.20 用于齿轮和离合器的转换机构

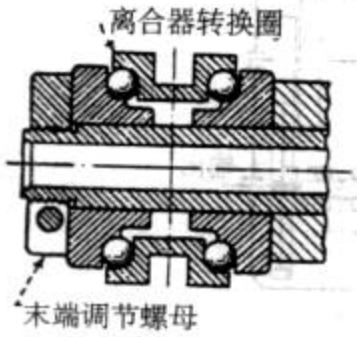


图 6.20-1

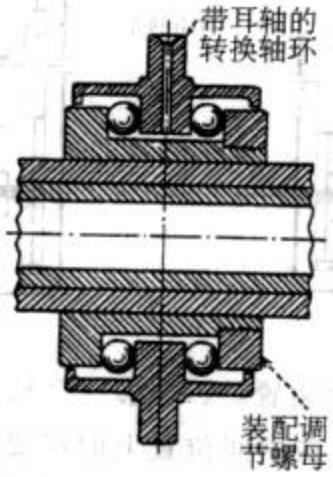


图 6.20-2

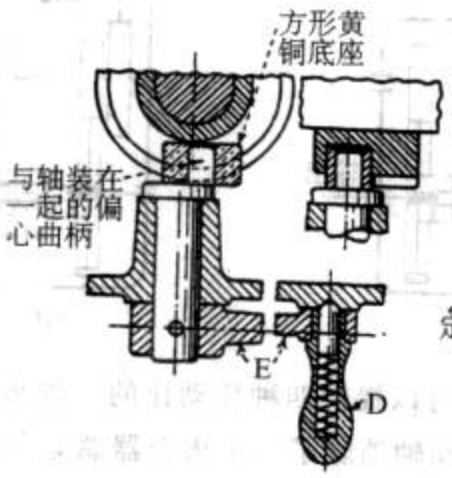


图 6.20-3



图 6.20-4

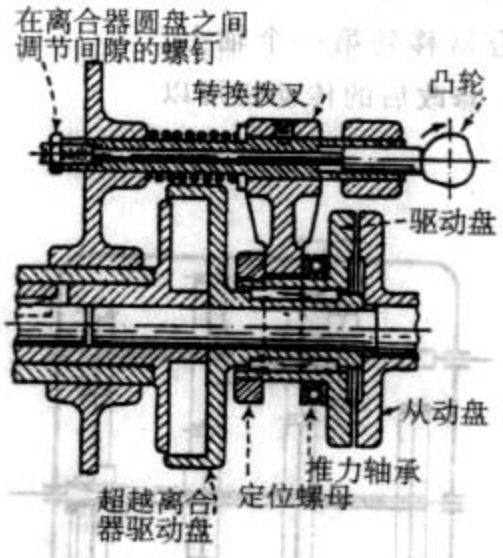


图 6.20-5

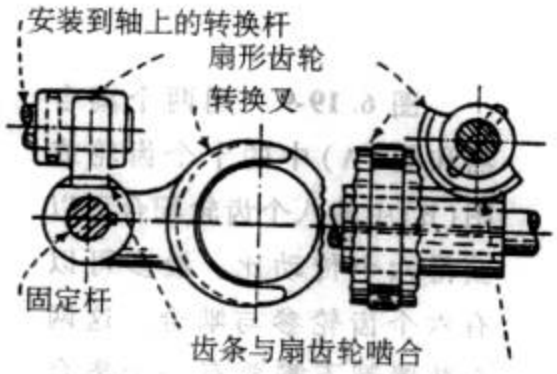


图 6.20-6

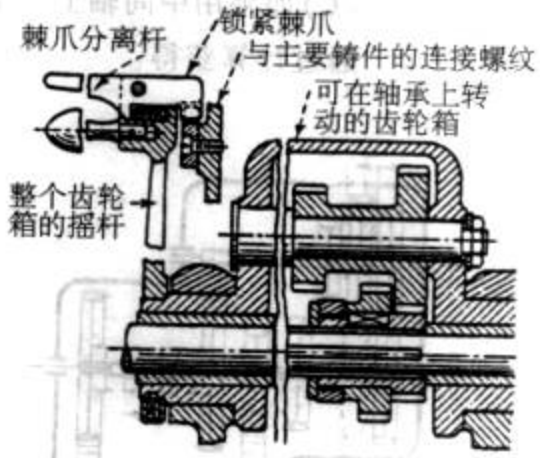


图 6.20-7

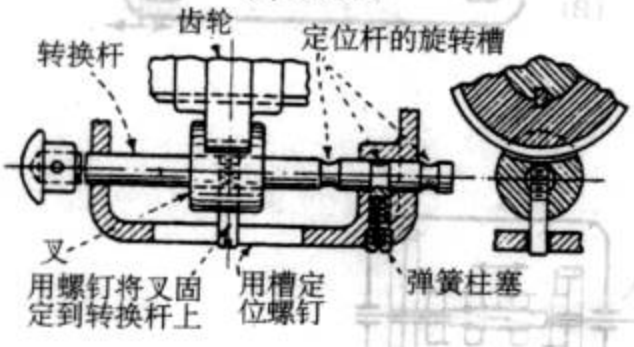


图 6.20-8

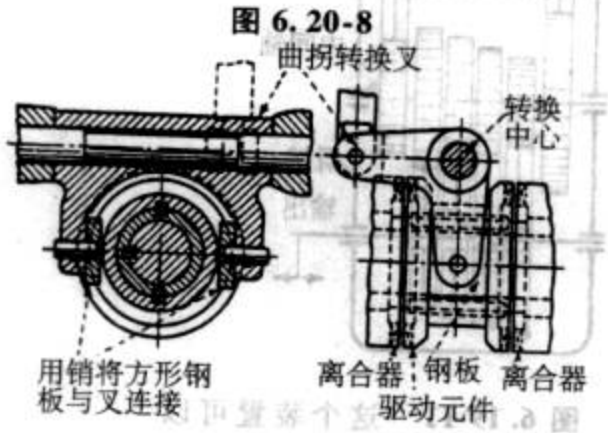


图 6.20-9

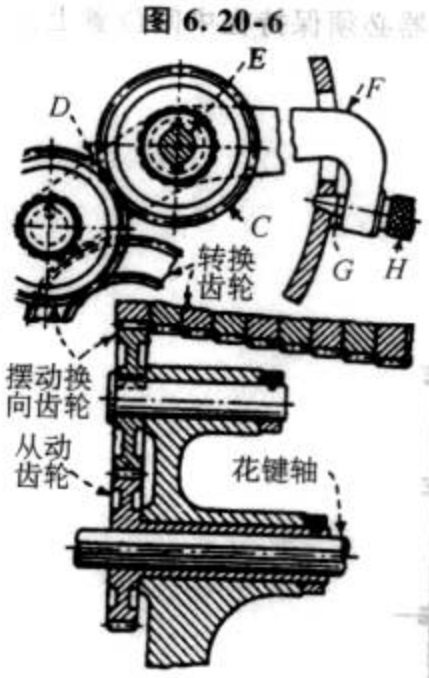


图 6.20-10

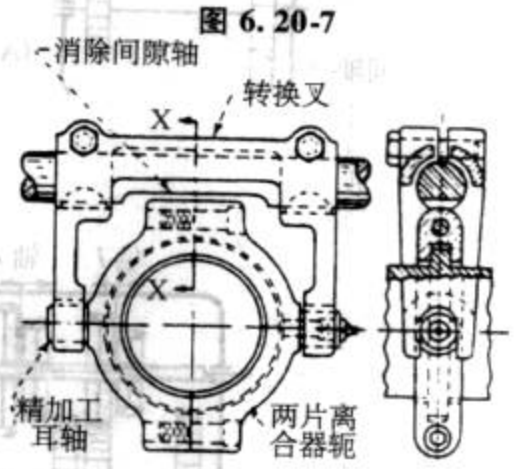


图 6.20-11

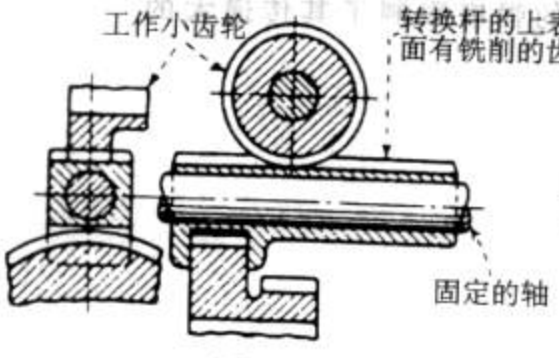


图 6.20-12

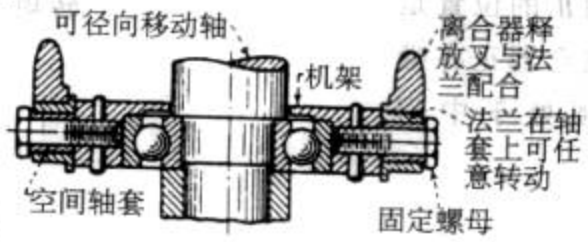


图 6.20-13

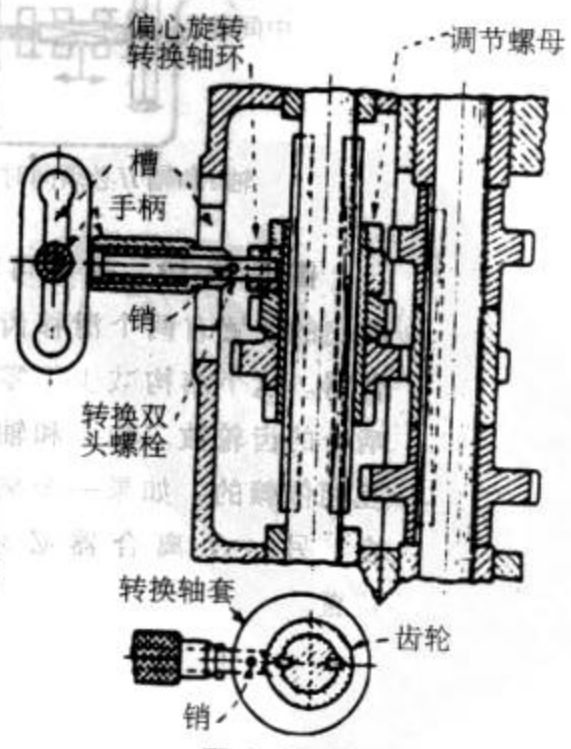


图 6.20-14

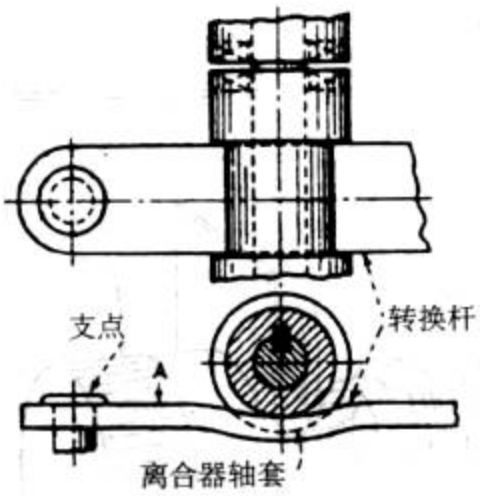


图 6.20-15

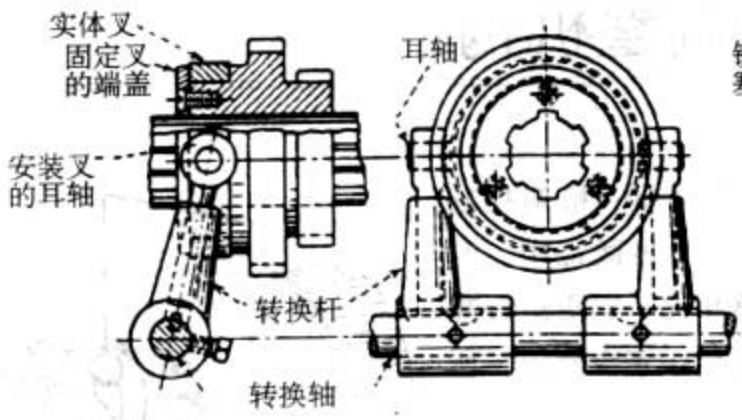


图 6.20-16

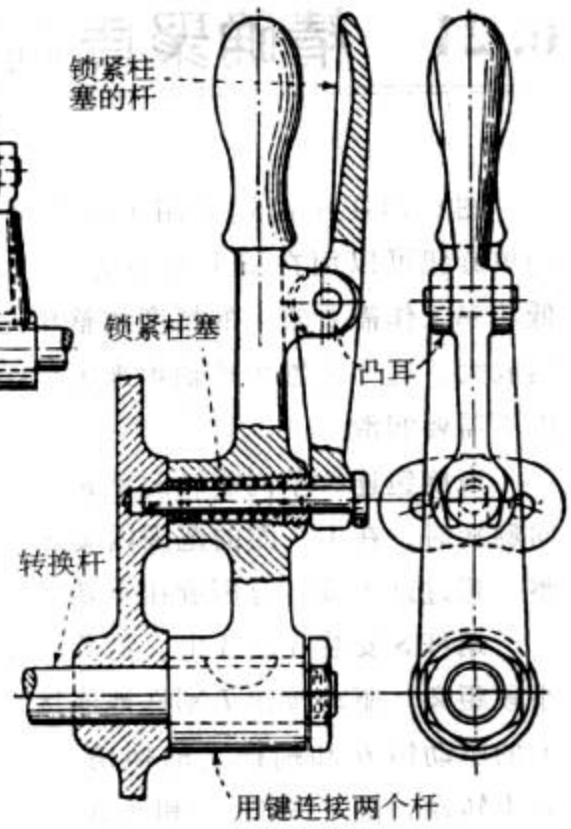


图 6.20-17

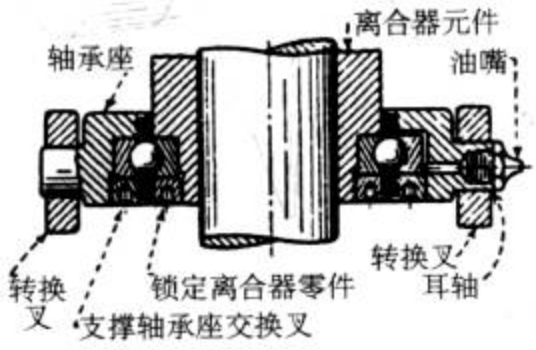


图 6.20-18

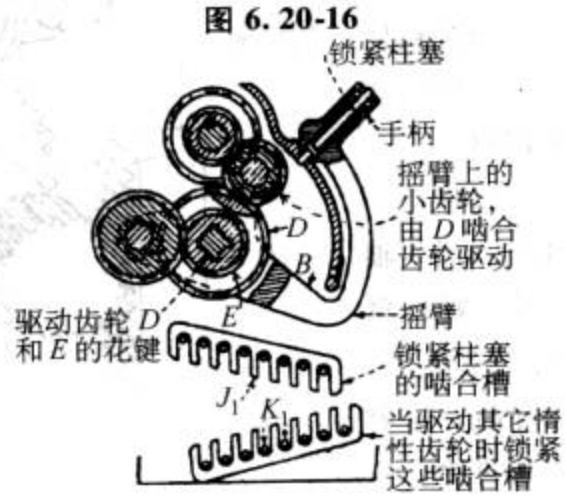


图 6.20-19

下面介绍无星形轮的差速器。

如果你经历过车的一个车轮因产生不了力矩没法移动，而另一个车轮进行无用的旋转使得车子不能开出一个沟，你就得感谢这里所介绍的有限滑动差速器的发明人(Seliger 和 Hegar)。

在平直行驶的时候它作为驱动轴，通过环形齿轮由驱动轴的小齿轮所驱动。只有在一个车轮失去牵引，沿着不同弧度行驶，或者试图以不同于其它车轮的速度旋转时，差速器才开始工作。然后，楔形、双向的超越离合器(如图 6.20-20 所示)脱离啮合，使这个车轮脱离牵引而旋转。

变形机构。每个离合器有三个工作位置：正转，空转和反转。因此按照道路的状况和转向可以有多种驱动和空转的组合。美国专利 3124927 描述了有关的几种组合：

- 在左转的时候，左轮被驱动，而右轮被迫以比左轮更快的转速转动，于是超越运行使离合器分离。装配在每个离合器内的摩擦环起转换作用。磨损可以忽略不计。

- 在左转弯时，来自传动轴的动力应该被转换，摩擦环将移动每个离合器，使得左轮自由转动，而右轮与汽车的传动轴实现完全连接。

- 如果你的汽车在笔直的道路上行驶，在动力驱动下如果有一个车轮与路面脱离接触，其它车轮将迅速传动所有的转矩(普通的星形轮的差速器正好以相反的方式工作)。

差速器的开启和关闭。需要注意一个限定：动力没有进行分级划分。车轮既可以被控制进行正转又可以以相同的速度反转，或者脱离控制。这个差速器是与普通的星形轮差速器不同的机构，普通的星形轮差速器可以以任何速比来划分驱动的可变载荷。

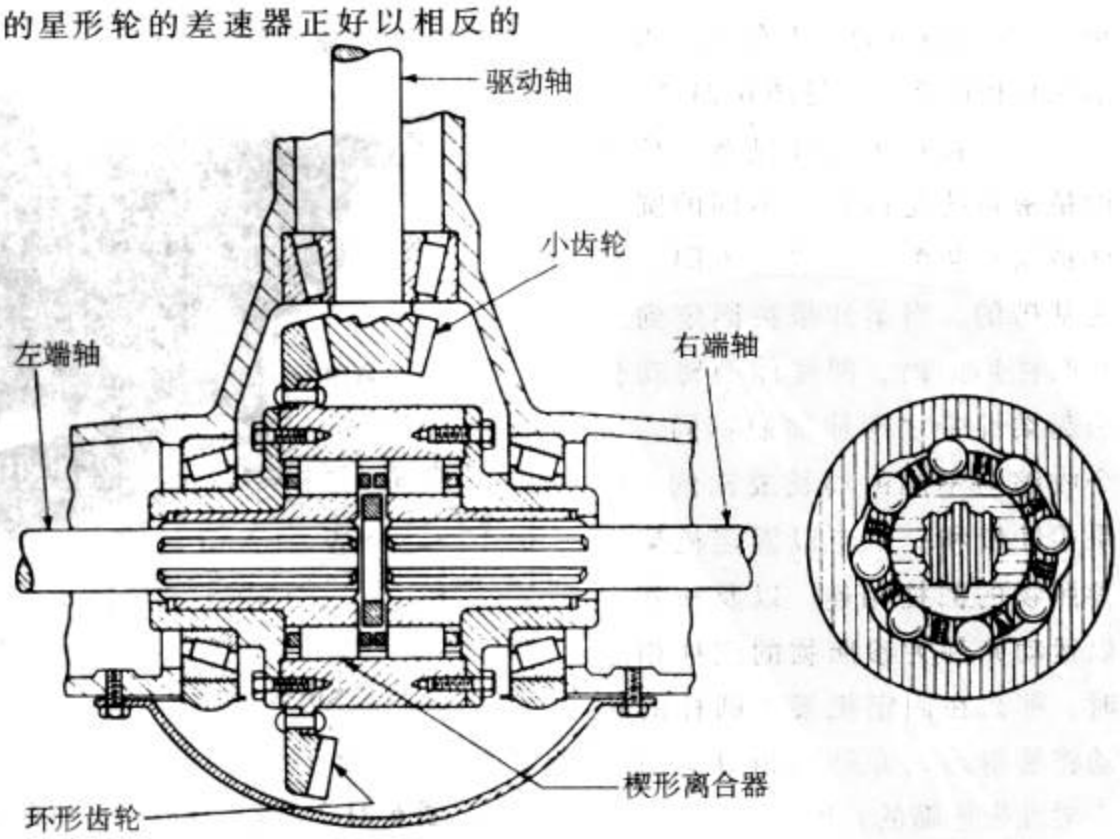


图 6.20-20 双向超越离合器分离了非驱动车轮。

6.21 精确聚焦调整机构

图 6.21-1 中的这个用于显微镜粗—精调控制的单旋钮可以用在三个系列的 Leitz 显微镜中。与低功率工作需要较大的精度调整相比，它更适合高倍放大。这个装置用球轴承来工作，完全封闭，所以不需要润滑。

当旋钮连续单向旋转时就是粗调整。当旋钮反向旋转时，在 1/3 圈的范围内旋钮自动进行精确调整。超过这个旋转范围旋钮重新开始粗调整。

蜗杆 *S* 安装在轴 *A* 上，沿着轴 *A* 它可以移动一小段距离。驱动按钮 *T* 刚性地连接到轴上。当 *A* 轴上的驱动销 *H* 和蜗杆上的档销 *K* 接触时，蜗杆就发生转动，随后蜗轮 *B* 和小齿轮 *C* 也发生转动，然后小齿轮 *C* 驱动工作台上的齿条 *D* 升高。这就是粗调整。但是，旋钮反向转动将停止粗进给，并且通过由斜平面和球组成的机构使蜗杆 *S* 沿轴向有个很小的移动。这就使得蜗轮 *B* 和小齿轮 *C* 产生微小的转动，齿条 *D* 也只有有限的移动。在档销 *K* 的限定范围内，这样的精密进给可以是连续的或是反向的。

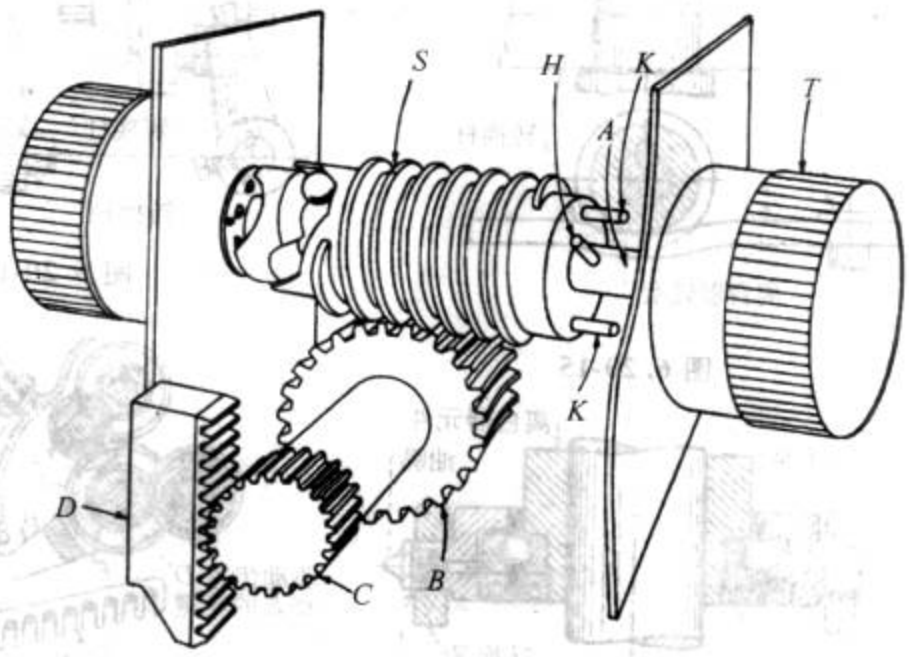


图 6.21-1

通常在高分辨率的照相机上实现精密调焦控制意味着必须设计制造出一个昂贵和复杂的齿轮系统。但是，美国纽约 IBM 研究实验室设计了一种简单、低成本的机械机构，这个机构可以在一英寸(25.4mm)的千万分之一内调节照相机的镜头，见图 6.21-2。

这个被称为线性显微定位器的精密系统是以直径不同的圆柱体被同心装配所形成的不同周长为基础的。当柔性带被固定到这些圆柱体上时，圆柱体的转动会引起柔性带之间伸缩的不同。这个收缩与不同的周长成比例。如果柔性带和一个与以固定机架为参照物的圆柱相连，以及和其它以运动元件为参照物的圆柱相连时，那么在固定机架上圆柱的转动将使得运动元件的相对运动等于柔性带伸缩的长度。

三个圆柱体机构。 IBM 研制的机构由三个提供递减转动的相互连接、尺寸不同的圆柱体组成。一个小的输入圆柱体和调焦旋钮安装在丝杠上。

当丝杠旋转时，滑块和固定机架之间的相对运动是非常小的。如要展示说明这个机构的工作原理，有必要使用直径差大一些的圆柱体，才能看出相对正向运动。

由于除了丝杠外其它基本元件都有反作用力，所以温度的影响可以忽略。唯一产生摩擦并在装置中易于磨损的元件就是丝杠，摩擦提供保持力。

在理论上应用不同尺寸圆柱体的原理获得缩小比率是没有限制的。

IBM 在开发一个比率为 10000:1 的线性定位器的可能性方面进行了探索。

应用。 除了将其应用在光学系统中，同样的机械原理可以用来对 *X*—*Y* 坐标测量工作台的轴进行精密调节，或者在制造过程中进行电子元件的 定位。

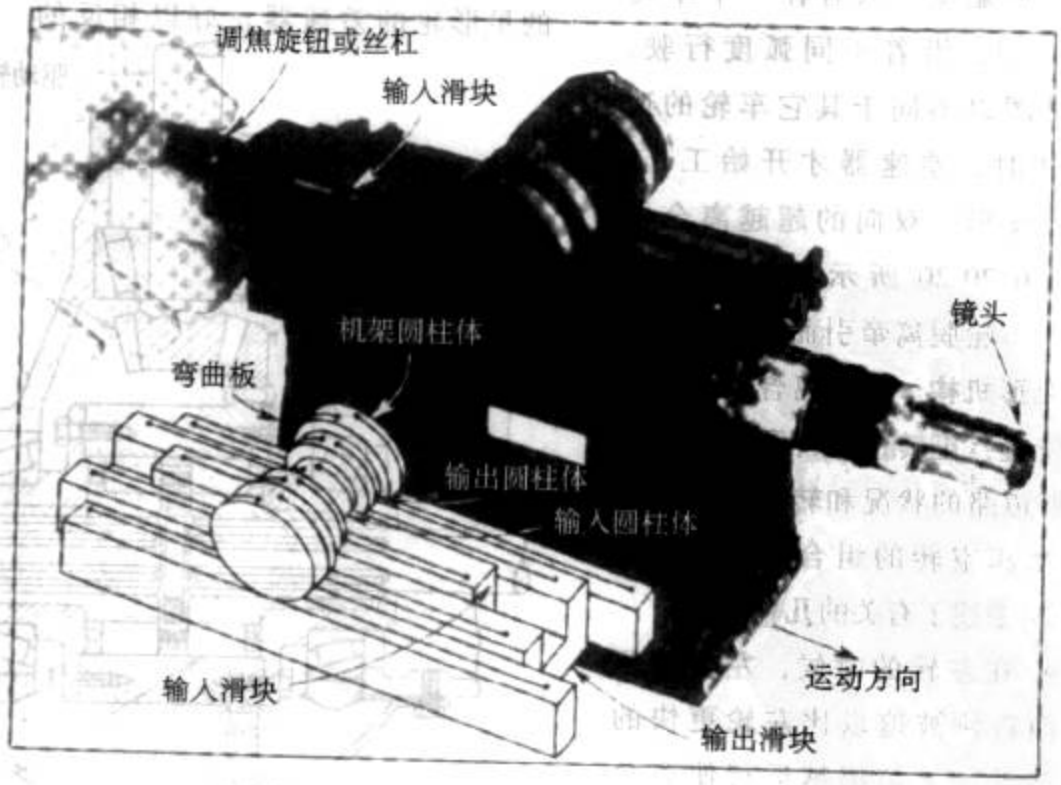


图 6.21-2 建立在以一系列直径不相等的圆柱体连接在一起为基础的**线性显微定位器**可以在 1in(25.4mm)的千万分之一内调节照相机镜头。

6.22 棘齿变速传动机构

图 6.22-1 中由单个元件组成的、减速比为1:1和 1:16(或 1:28)的一个在线轴传动机构是由德国的 Telefunken 设计出来的。它基本上由相互弹性接触的一些摩擦轮组成。

齿数比为 1:1 的伞齿轮可以提供粗调节和摩擦传动，而齿数比为 1:16 或 1:28 的伞齿轮可以提供精密或微调节。

如图所示，一个弹簧对精调小齿轮施加压力，目的是为了防止在粗调过程中产生间隙。当前轴正向运动从而开始微调时，粗调停止工作。弹簧也保证前轴总是在配合接触中。

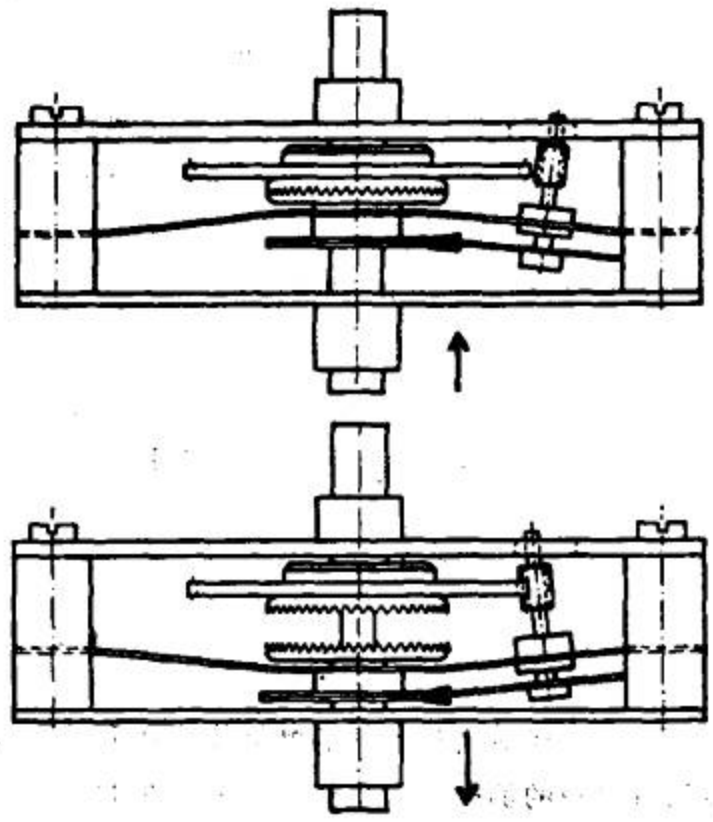


图 6.22-1

6.23 双蜗轮传动机构

“自锁”这个词应用在齿轮传动中意味着一种输入传动可以随机地使输出齿轮沿正向或反向转动。但是当外部转矩试图使输出沿正向或反向发生转动时，输入就会锁住输出齿轮。对于想保证输出端的载荷不影响齿轮位置的设计者来说，常常需要这种特性。蜗杆是少数可以产生自锁的齿轮传动中的一种，然而，却是以牺牲效率为代价的。当齿轮自锁时，效率很少超过 40%。

以色列工程师 B. Popper 发明了一种效率超过 90% 的自锁双蜗轮传动机构，而且发明者说这机构还有减速自锁的特征，见图 6.23-1。

这种“双蜗轮”传动已经成功地应用于以色列设计的计数器和计算机中许多年了。其元件参见图 6.23-2。

双蜗轮传动结构很简单。两根螺杆或两个蜗轮的螺旋互相啮合。每个蜗轮的旋向不同且都有不同的螺旋角。为了恰当地啮合，蜗轮的轴线不是平行的，稍微有点倾斜。如果两个蜗轮有相同的螺旋角，将是通常的双向传动，类

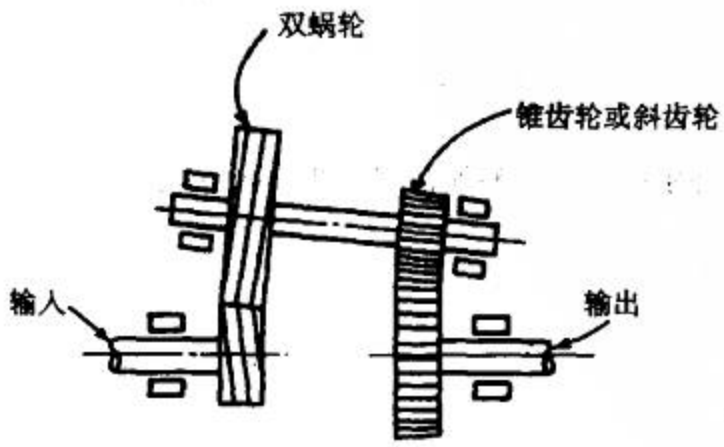


图 6.23-1

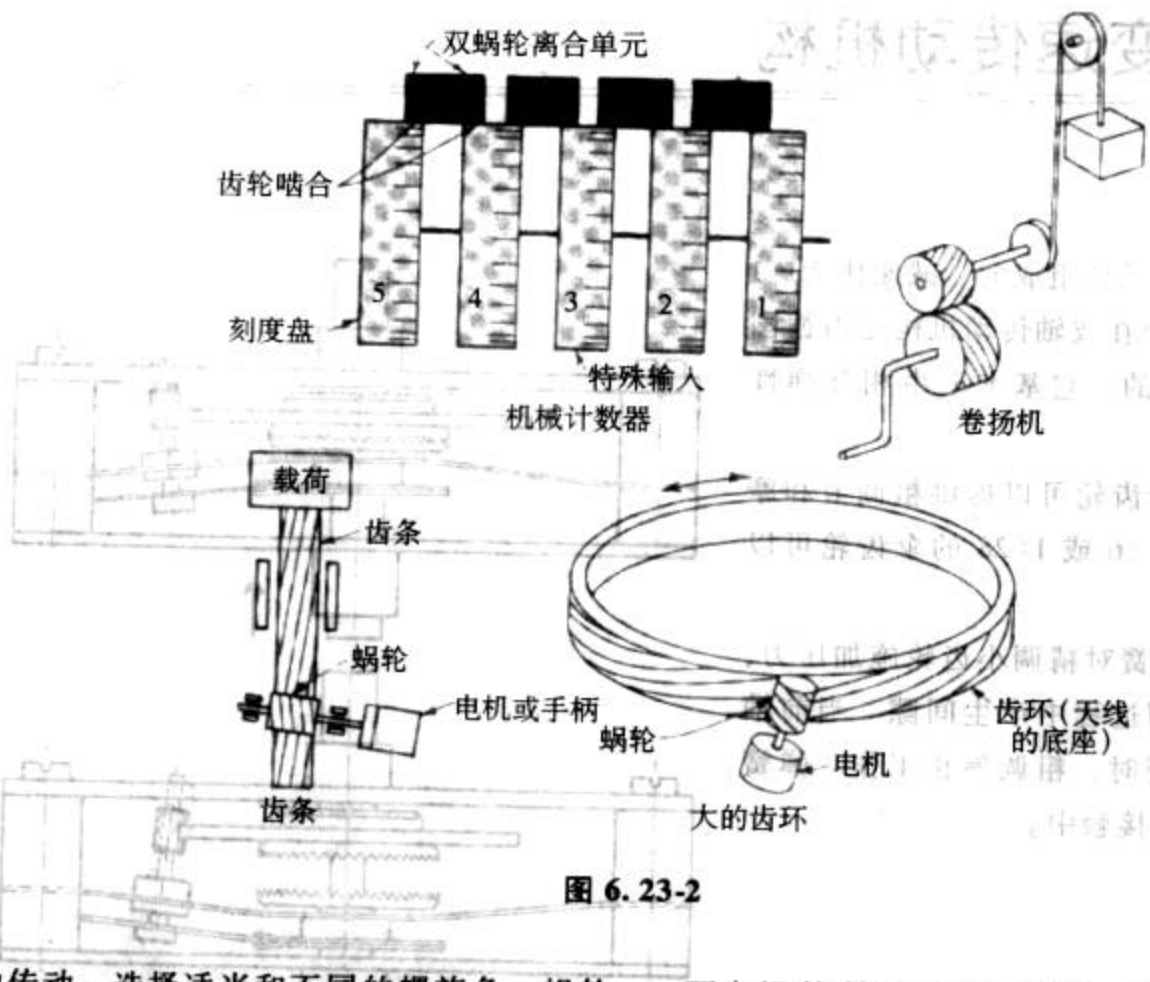


图 6.23-2

似于斜齿轮的传动。选择适当和不同的螺旋角，蜗轮传动就会象我们所希望的那样产生自锁或者既产生自锁又具有减速锁紧的特性。减速锁紧这个全新的特性以这种方式进行描述将是最恰当的。

当输入齿轮减速时(例如,当电源切断时,或当外部载荷在某个方向上作用到输出齿轮上试图制动输出齿轮时)，整个传动系统立即锁紧直到停止，只有利用系统中的弹性元件才可使其得到缓冲。

几乎任何类型的螺纹都可以用在这个新的传动机构上，例如标准螺纹、60°螺旋角螺纹、梯形螺纹，或任意浅轮廓的螺纹。因此，蜗杆可以由标准的机械设备制造商制造。

下面介绍**新传动机构的应用**。

双蜗轮传动的应用可以分为两类：

(1) 利用自锁特性防止外部载荷影响传动系统。

(2) 利用减速锁紧特性当输入减速时使系统制动直至最后停止。

当 $\tan\phi_1$ 等于或小于 μ 或满足下列公式时，发生自锁。

$$\tan\phi_1 = \frac{\mu}{s_1}。$$

角 ϕ_1 和 ϕ_2 分别代表两个蜗轮的螺旋角，$\phi_1 = \phi_2$ 是两个蜗轮轴之间的夹角。角 ϕ_1 非常小(通常是 2°~5°)。

这里，s_1 代表安全系数(由设计者选择)。即便 μ 小于假设的值，安全系数也必须稍大于 1，以确保自锁。角度 ϕ_2 和 $\phi_1 - \phi_2$ 都不影响自锁特性。

减速锁紧将在下面的条件下发生，当 $\tan\phi_2$ 也等于或小于 μ 时；或假设使用第二安全系数 s_2 ($s_2 > 1$) 时，满足公式：

$$\tan\phi_2 = \frac{\mu}{s_2}$$

为了让上述方程成立，ϕ_2 必须总是大于 ϕ_1。而且，μ 是参照蜗轮的螺纹都是方形螺纹得来的。如果螺纹是倾斜的(阶梯螺纹或 V 形螺纹)则 μ 值必须修正，此时，

$$\mu_{修正} = \frac{\mu_{方程成立值}}{\cos\theta}$$

在转动过程中输入力与输出力之间的关系是：

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\sin\phi_1 + \mu\cos\phi_1}{\sin\phi_2 + \mu\cos\phi_2}$$

效率由下式决定：

$$\eta = \frac{1 + \mu/\tan\phi_2}{1 + \mu/\tan\phi_1}$$

6.24 用于冗余转矩传动的柔性齿轮传动装置

弹性轴承使得转矩载荷分布更均匀(美国俄亥俄州刘易斯研究中心)。

一套弹性轴承在直齿轮和传动轴之间组成了弹性连接。齿轮、轴承和轴是功率分流式机械传动中的零件，并且柔性连接有助于沿功率分流的载荷路径平均分配转矩。柔性是有必要的，否则即便是齿轮微小的尺寸偏差都会使得转矩分布不均匀。事实上，如果没有柔性连接，当沿一个载荷路径的齿轮不承担载荷成为自由转动的齿轮时，沿另一个载荷路径的齿轮将承担全部载荷。于是，在齿轮的齿上减少载荷这一优点就丧失了。

图 6.24-1 描述了将轴、轴承和齿轮装配组成的一个产品。一个同心的内弹性轴承位于中心传动轴和环形直齿轮的延伸部分之间。一套轴瓦形的外弹性轴承与在传动轴延伸部分上的外凸出部分连接，传动轴向内的凸出部分是在环形直齿轮上。

内弹性轴承有较高的径向刚度，但周向刚度较低。这个轴承与在传动轴上的环形直齿轮同心，在周向产生弹性。在典型的功率分流式直升飞机传动系统中，轴承的厚度至少要大于 0.5in (1.27cm)，以便于传递转矩。

与内弹性轴承相反，外弹性轴承有较低的径向刚度，但周向刚度较高。于是，在两个凸出部分的表面之间可以有效地传递转矩。而且，它们在周向有足够的弹性来容纳所需的周向位移，在直升飞机传动系统中这个位移最大可达 1.6mm。

弹性齿轮传动的装配过程是先把内弹性轴承压入传动轴。然后，借助于校准工具将环形直齿轮装入内弹性轴承。外弹性轴承被磨到正好可以放入两个凸出部分之间起连接作用。作为另外一种连接方法，整个装配可以在夹持外弹性轴承的软基体上进行，外弹性轴承可以以较小的约束转动。

刘易斯研究中心的 C. Isabelle 和 J. Kish 完成了上述的工作。

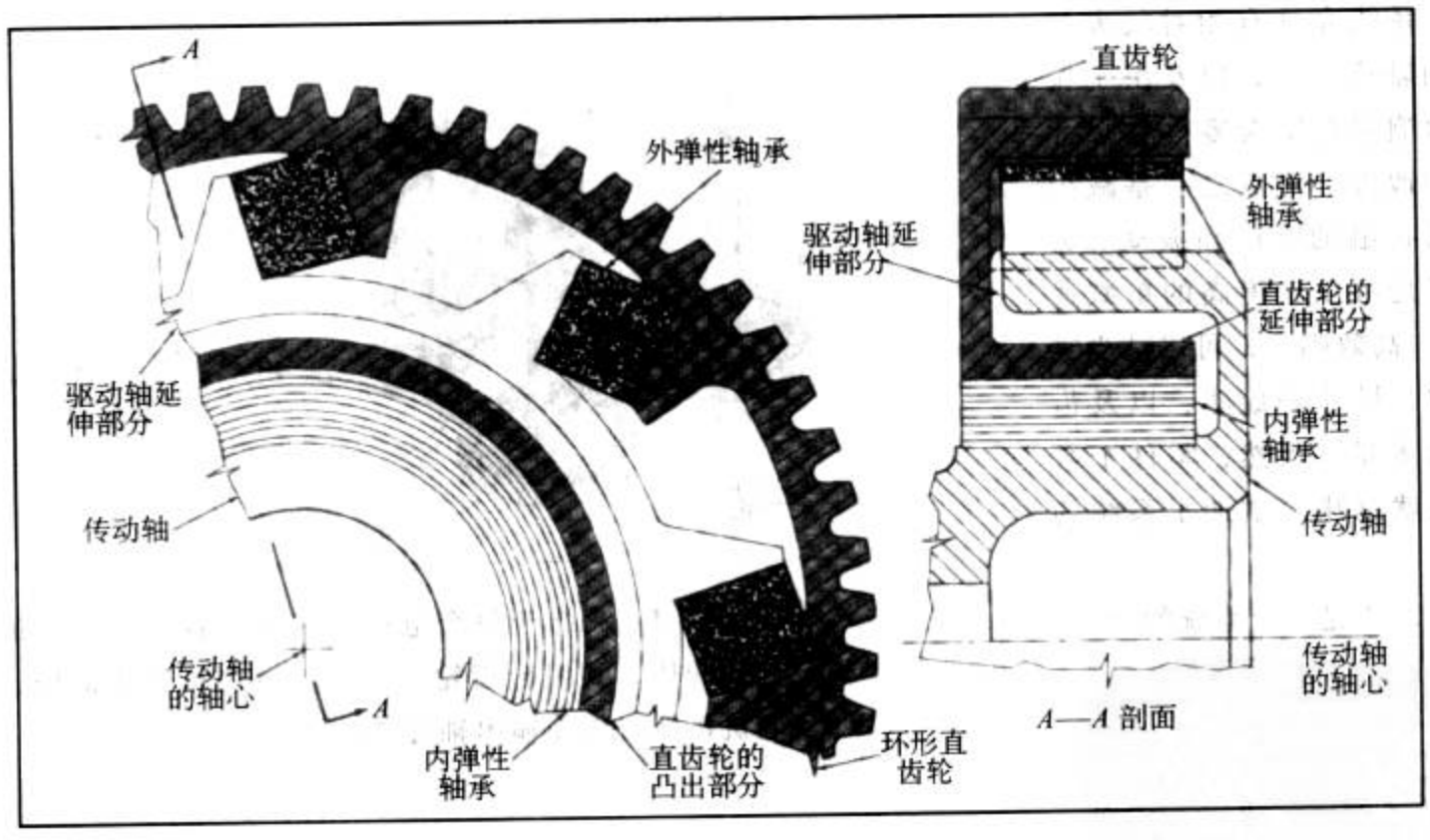


图 6.24-1 弹性轴承与带有环形直齿轮的传动轴连接。内弹性轴承径向是刚性的，但周向是弹性的，而外弹性轴承径向是弹性的，但周向是刚性的。这个组件可以允许齿轮、轴和其它零件在尺寸和位移方面有较小的变化。

6.25 重量更轻、更有效的直升飞机传动系统

功率分流式齿轮传动机构通过一个或多个转角传递转矩(美国俄亥俄州刘易斯研究中心)。

一个改进的齿轮系统最初打算应用于直升飞机上，从两个发动机的水平或近似水平的轴传送转矩到支撑螺旋桨的垂直输出轴上。这个系统可以沿着多个、冗余的传动路径平均分配转矩，因此可以减少每个齿轮齿的应力，并且在一台发动机发生故障时，另一台发动机可以使螺旋桨继续转动。未来的设计思想依然是以同样的方式将两台飞机发动机与一组螺旋桨相连接，只要有一台发动机工作就可以使两个螺旋桨持续旋转。

这个系统利用了直齿小齿轮和平面齿轮啮合的几何特征的特殊优点。与其它已经应用于直升机传动系统中的齿轮几何特征相比，这个系统允许有相对较大的制造和同轴度误差，以及由于振动和热影响引起啮合零件在尺寸和位置的改变。优点之一是减少了齿轮齿接触的噪声和振动。另一个优点是可以获得高的单减速比(>4)，高效啮合，可以减少零件的个数、尺寸和成本，以及齿轮系统的重量。当然，零件个数的减少也就意味着增加了系统的可靠性。

图 6.25-1 是这个系统的示意图。每个发动机的输出轴通过小齿轮轴和直齿小齿轮连接。每个小齿轮又同时与上下平面齿轮啮合，每个平面齿轮通过平面齿轮轴与上直齿轮连接。上直齿轮将转矩传给一个大的组合齿轮。每个小齿轮轴的小齿轮末端在名义水平位置上加载有弹簧力，可以自由地沿水平方向移动一点距离以便减少间隙、补偿同轴误差并可以在相互啮合的两个平面齿轮上平均分配转矩。

组合齿轮通过花键与一个外表呈喇叭形且与太阳轮配合的轴连接。太阳轮和行星轮以及静止的外环形齿轮配合工作。太阳轮通过行星轮将转矩传递到安装在输出轴上的行星架。

该传动系统由刘易斯研究中心的 Robert B. Bossler 完成。

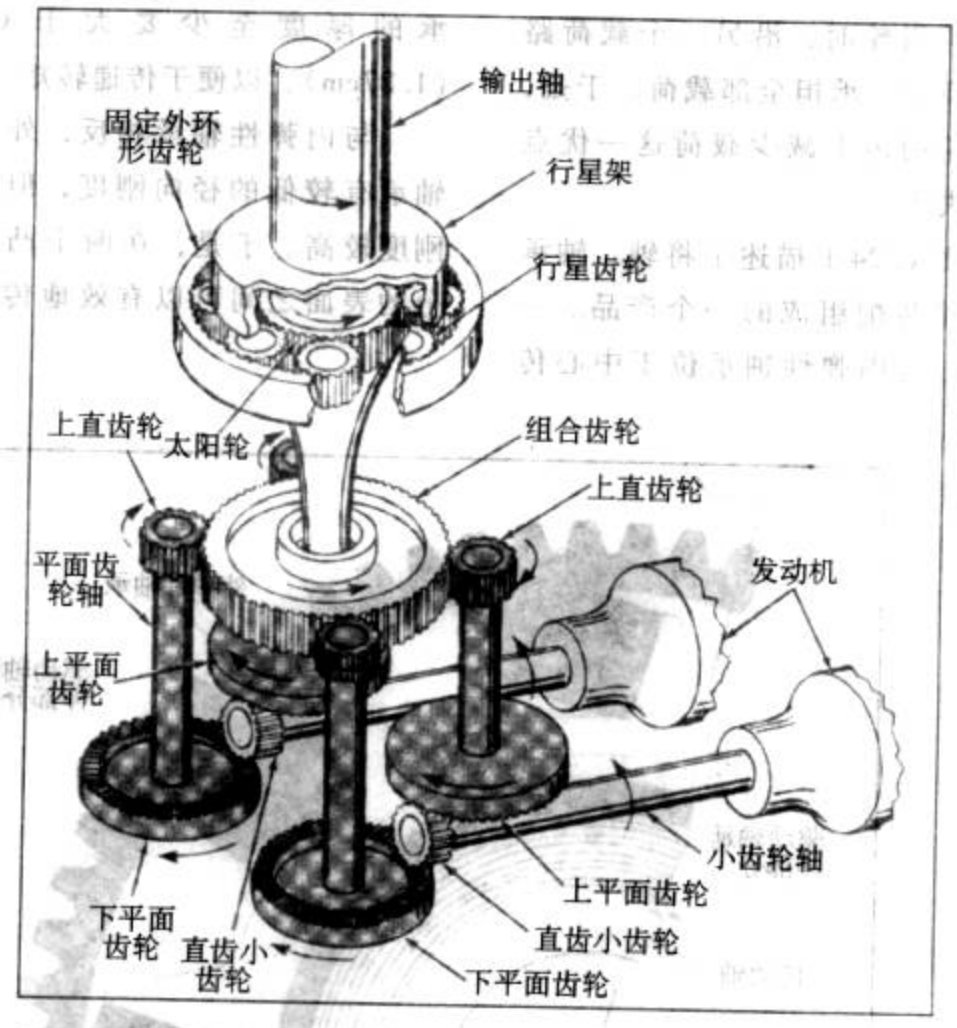


图 6.25-1 来自于每个电机的转矩沿着两个分流的路径被分离和传送到组合齿轮。如果一台电机发生故障，另一台电机仍然可以使输出轴旋转。

6.26 带有流体静压啮合的蜗轮蜗杆

摩擦力可以大幅度地降低(美国俄亥俄州刘易斯研究中心)。

在下面的蜗轮蜗杆传动系统中，润滑油将通过蜗轮的齿和蜗杆螺旋槽间的啮合区被高压抽吸(如图 6.26-1 所示)。油压会将使啮合表面产生轻微的分离，而且油可以降低这些表面的摩擦力。在几个啮合处产生的分离力将形成作用于蜗轮的转矩和作用于蜗杆的轴向力。为了平衡这个轴向

力和降低摩擦力，油也在压力的作用下被抽入到在蜗杆末端的流体静压轴承中产生反作用力。

这种蜗轮蜗杆传动是设想用于汽轮机和直升飞机螺旋桨之间的传动链，或者用在对重量有严格限制的场合。蜗轮非常适合于对重量有严格限制的应用场合，因为它可以从一个水平的发动机轴到垂直的螺旋桨轴传递转矩，并且按照需要的速比进行单级降速。此外，从原理上来说实现单级减速设计的齿轮箱的重量要小于普通直升飞机齿轮箱的重量。

迄今，由于在蜗杆的螺旋槽和蜗轮齿之间传动产生的高滑动摩擦力降低了传动效率，导致了不能将其应用于直升飞机。本文所介绍的蜗轮流体静压啮合传动的效率部分取决于在流体静压条件下的摩擦力和抽吸油的能量。初步计算显示这里所介绍的传动系统的效率和传统的直升飞机齿轮链的效率相等。

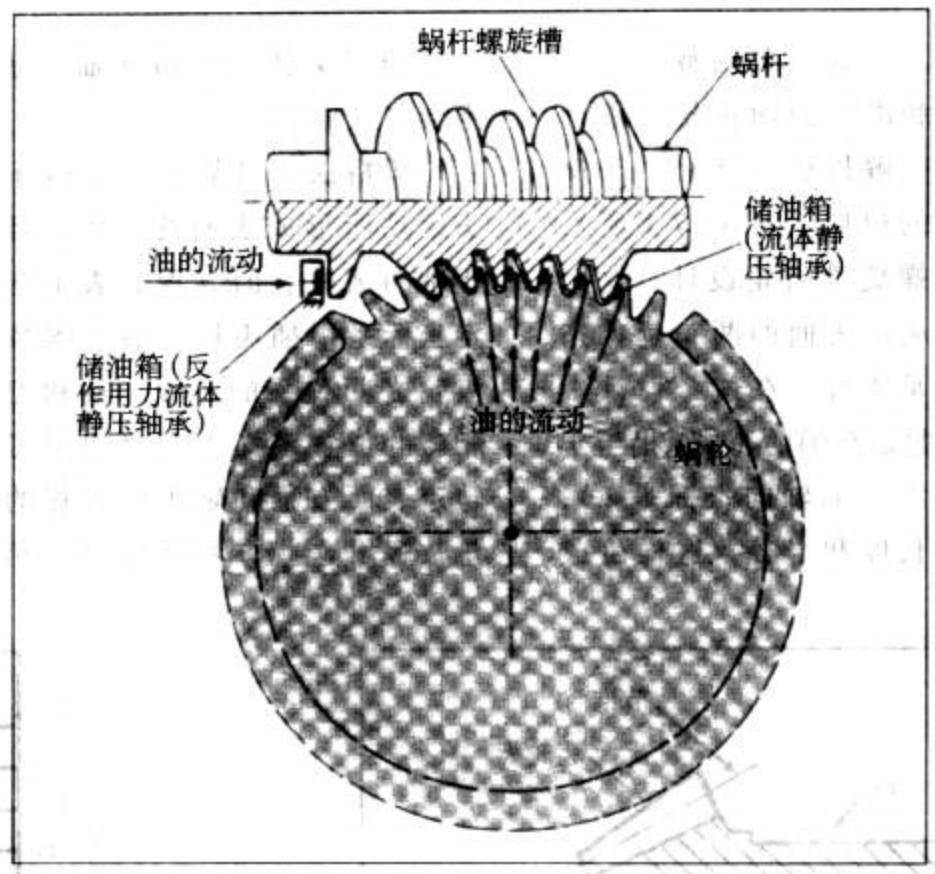


图 6.26-1 油将在高压下被注入以便在接触区减少摩擦力。

图 6.26-2 所示的是习惯于用来收集关于蜗轮流体静压啮合效率的实验数据的装置。两个带储油箱的固定扇形圆盘代替齿轮齿并被安装在测径器架内。一个代表蜗杆螺旋槽的圆盘被置于放在测径器内的两个扇形圆盘之间，并借助于电机和齿轮箱迅速旋转。油通过旋转圆盘和固定扇形圆盘之间的间隙在高压的作用下被抽吸。这个装置可以用来测量啮合摩擦力和载荷的大小。

固定的扇形圆盘相对旋转圆盘可以以各种间隙和各种角度来安装。固定的扇形圆盘可以做成各种形状，可在各种位置上安装储油箱。流量计和压力计可以用来测量泵的功率。各种粘度的油都可以使用。实验的结果有望显示传动效率对这些因素的依赖性。

据估计将来的研究和发展将有可能使蜗轮蜗杆直升飞机的传动系统的重量只有普通直升飞机传动系统重量的一半。此外，新的流体静压啮合可以延长工作寿命并降低噪音。甚至有可能使啮合的蜗轮蜗杆或至少它们的零件采用重量轻的材料，如钛、铝和复合材料来制造。

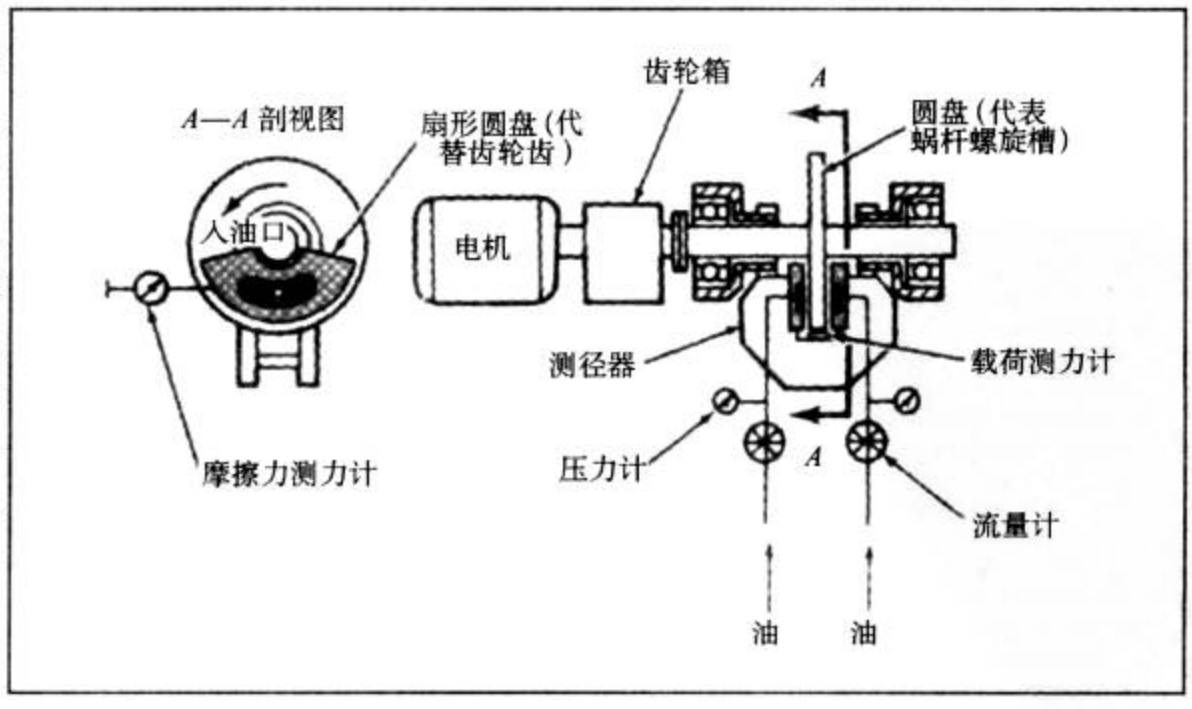


图 6.26-2 这个实验装置仿真和测量了带有流体静压啮合的蜗轮蜗杆的一些载荷条件。实验数据将被用来设计有效的蜗轮蜗杆传动。

6.27 螺旋锥齿轮和准双曲面齿轮的设计

可以合理选择轴的长度和半径来避免根切(美国俄亥俄州刘易斯研究中心)。

在加工齿轮齿的时候，对螺旋锥齿轮和准双曲面齿轮采用计算机辅助的解析法设计有助于避免齿轮轴的根切。图 6.27-1 所示的是一个螺旋锥齿轮设计，这个设计中轴从齿表面的两头延伸来提供双轴承支撑。在这个设计中主要的问题是在轴的小端(相当于径向坐标为 r，而轴向坐标是 u)，选择轴的长度和半径，这样生成齿形的刀头就不会切到轴，也就不会产生根切。

解析法和计算机程序基于刀头运动所形成表面的方程，且基于轴的圆柱表面方程和表示在固定坐标系中插齿机的各种参数与齿轮之间关系的方程。轴和刀具相碰的位置定义为同时满足刀头轨迹表面方程和轴表面方程的矢量。解出这些方程可以得出相碰点的坐标 u 和 r。

已知插齿机加工齿轮的基本参数，计算机程序就会沿着刀具的轨迹找到大量点所表示的 u 和 r 的数值。这些计算生成一个封闭曲线族(如图 6.27-2 所示)，它们是相碰点的轨迹。低于曲线的区域不会发生碰撞，于是，曲线包涵了供设计者选择的、可以避免轴和刀头相碰的 u 和 r 值。

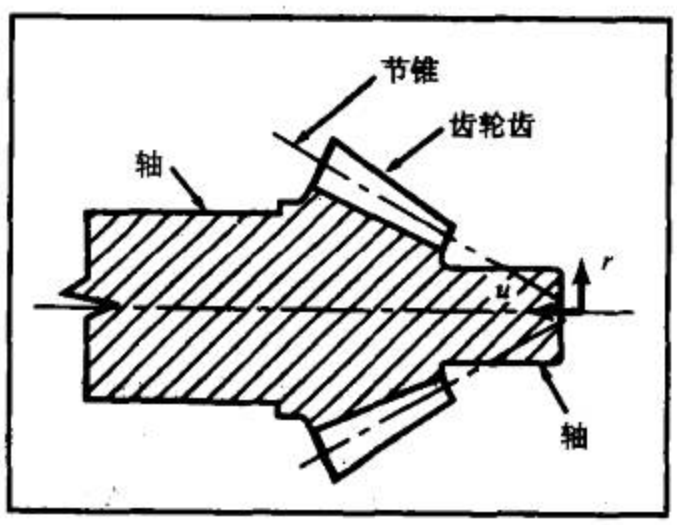


图 6.27-1 设计的螺旋锥齿轮包括两个连成一体的延伸轴。其中一个轴的长度可以接近甚至超过节锥的顶点。

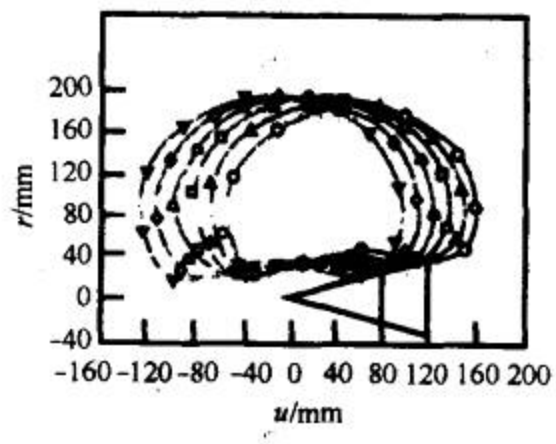


图 6.27-2 应用于准双曲面齿轮的封闭曲线族。它有助于在细轴的一端选择轴的长度和半径。曲线下的区域里刀头和轴不会发生碰撞。

第7章

联轴器、离合器和制动装置

7.1 平行轴的连接

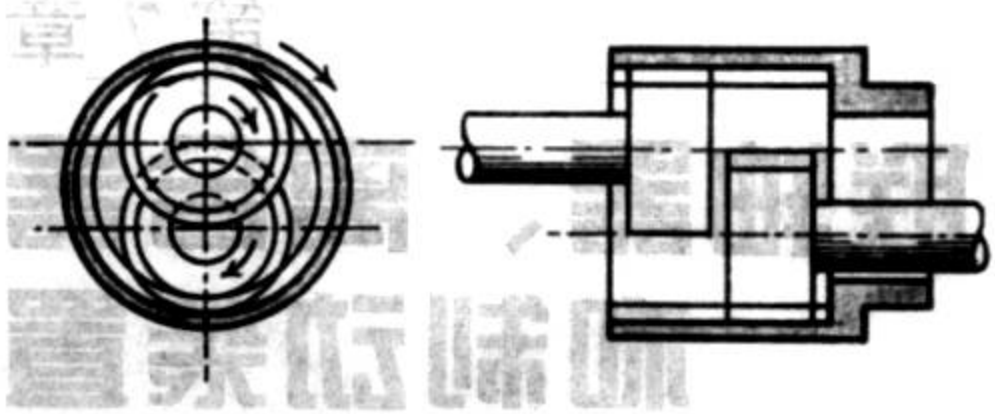


图 7.1-1 一种连接轴的方法，它用齿轮代替了链条、带轮摩擦驱动。它的主要限制是要求有足够的中心距。尽管如此，可用一惰轮来缩短中心距，如图所示。这可以是一个普通小齿轮或是一个内啮合齿轮。传递是恒速的并且有一个轴向自由度。

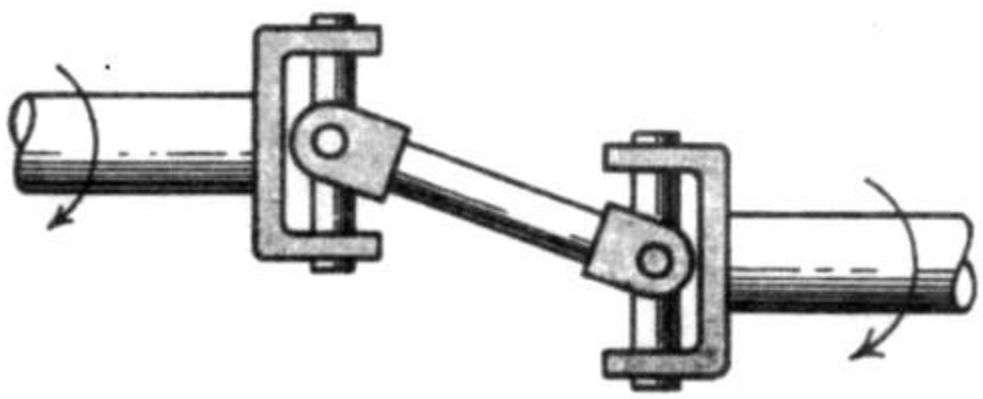


图 7.1-2 这种连接包括两个万向节和一个短轴。如果输入和输出两个轴始终保持平行，并且两端的连接对称地设置，那么在输入和输出轴之间速度的传递是恒定的。在转动期间，中间轴的转速是变化的，在高速或夹角较大时会产生振动。轴的偏心可以改变，但是轴向位移要求其中一个轴是花键连接。

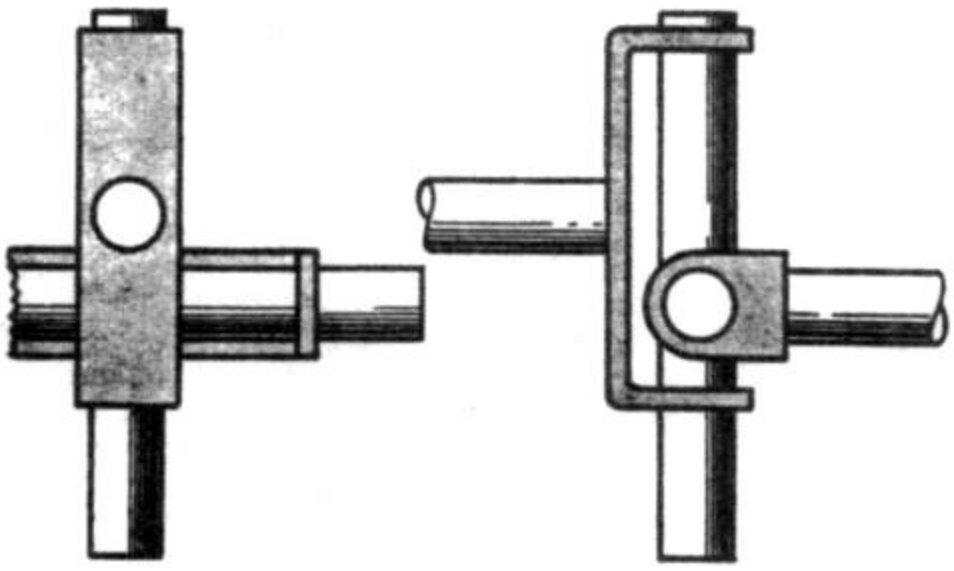


图 7.1-3 这种交叉轴连接是图 7.1-2 所示机构的一个变形。每个轴都有一个连接套，以便它能沿着一个刚性交叉构件的杆滑动。传动是恒速的，尽管两轴的偏心大小可变，但两轴仍必须保持平行。没有轴向自由度。中间的交叉构件形成一个圆形的运动，于是易于受到离心力的作用。

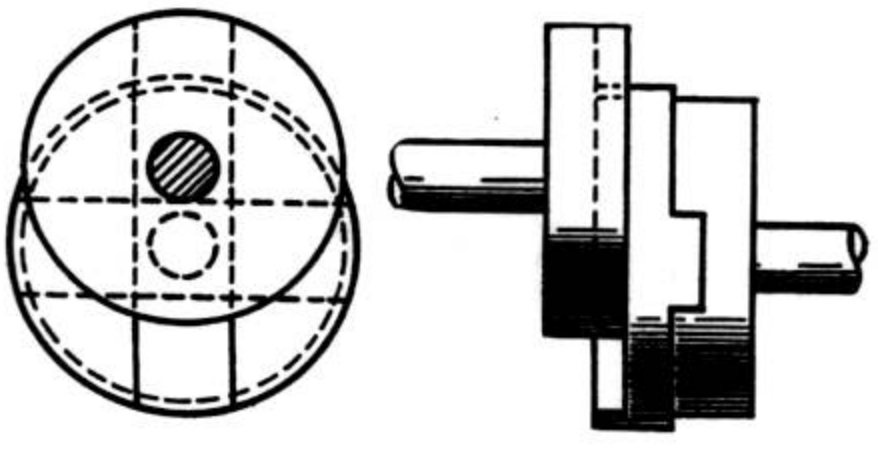


图 7.1-4 当它的中心构件形成一个圆形的运动时，这个 Oldham 联轴器提供恒速的运动。轴的偏心可变，但是两轴必须保持平行。轴向可以有较小的位移。由于两槽的偏心，中间构件可能发生倾斜。通过扩大其直径和在同一个横平面对槽进行铣削可以消除这种现象。

7.2 用于偏心轴连接的新型连杆联轴器

一个非正统的、非常简单的连杆和圆盘装置是一个具有广泛用途的平行轴连接机构的基础。当它受力旋转时，这种连接——实质上是三个圆盘的统一旋转和由六个连杆的一系列的内部连接(见图 7.2-1)——能够适应较大的轴向位移变化。

径向位移的变化不影响输入输出轴间的恒速关系，也不会影响可能导致系统不平衡的初始径向力。这些特征展现了它在汽车、轮船、机床和滚磨机(见图)上不寻常的应用。

它的工作原理。该联轴器的发明者，阿拉巴马州麦迪森市的 Richard Schmidt 说：一些德国的工程师在好几年前就已经知道一个类似的连杆机构。但是那些工程师们却没有勇气应用这理论，因为他们错误地假设了中间圆盘必须用一个轴承来支撑。实际上，Schmidt 发现中心圆盘可以自由地选择它的旋转中心。在实际工作中，三个圆盘都以等速旋转。

连杆与圆盘是用轴承连接的，这些轴承在等直径的节圆上以 120°相等的间隔均匀地分布。轴间距能够连续地从零(两轴在同一个直线上时)到最大值间变化，最大值是连杆的两倍长(见图7.2-2)。当连接波动时，轴间没有状态变化。

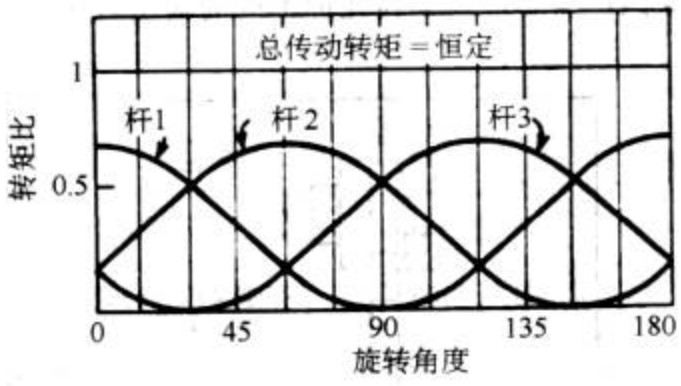


图 7.2-2 一组中的三个连杆传递的转矩在不考虑转角的情况下加在一起是一个定值。

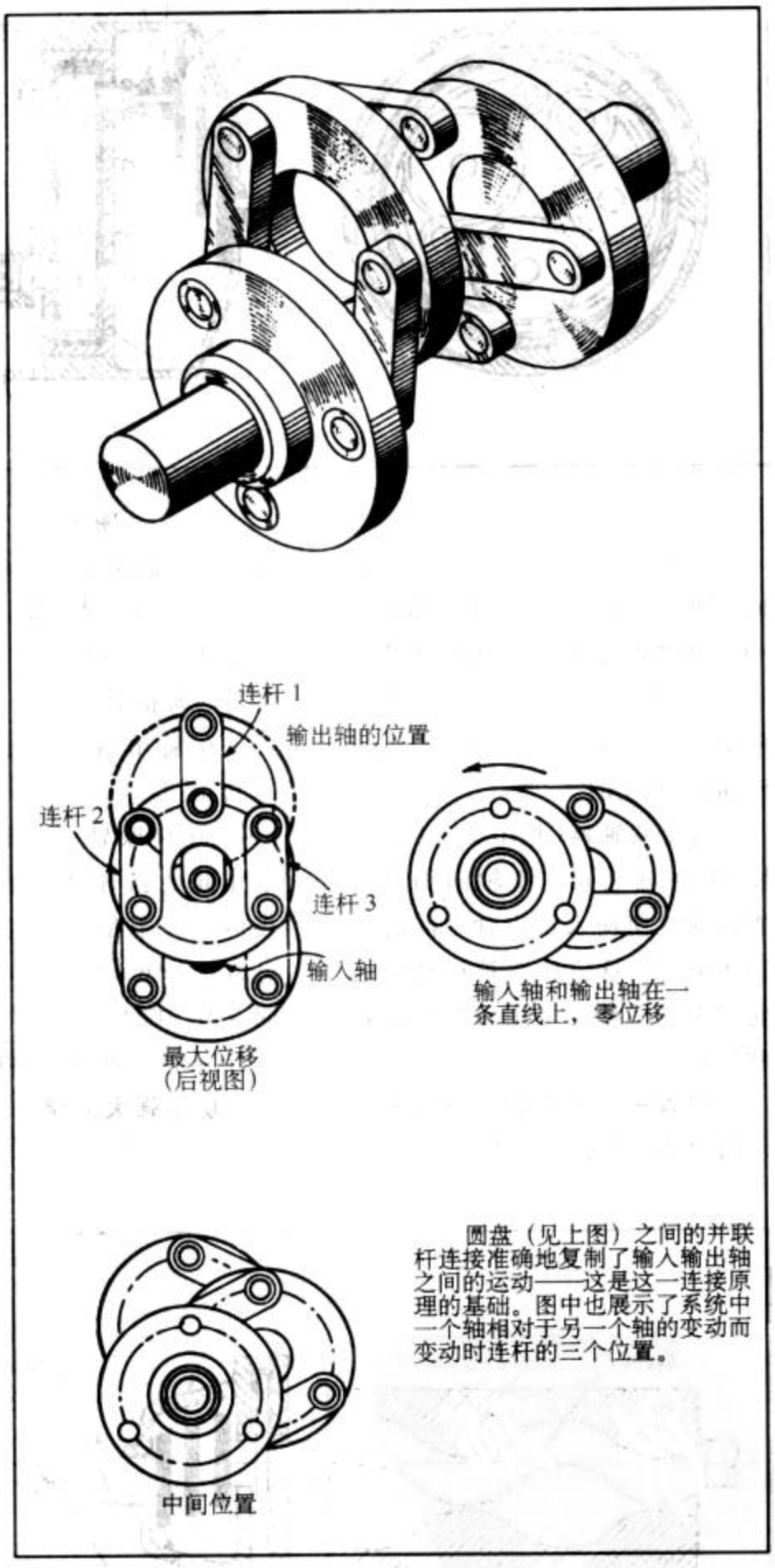


图 7.2-1

7.3 圆盘和连杆联轴器简化了传动

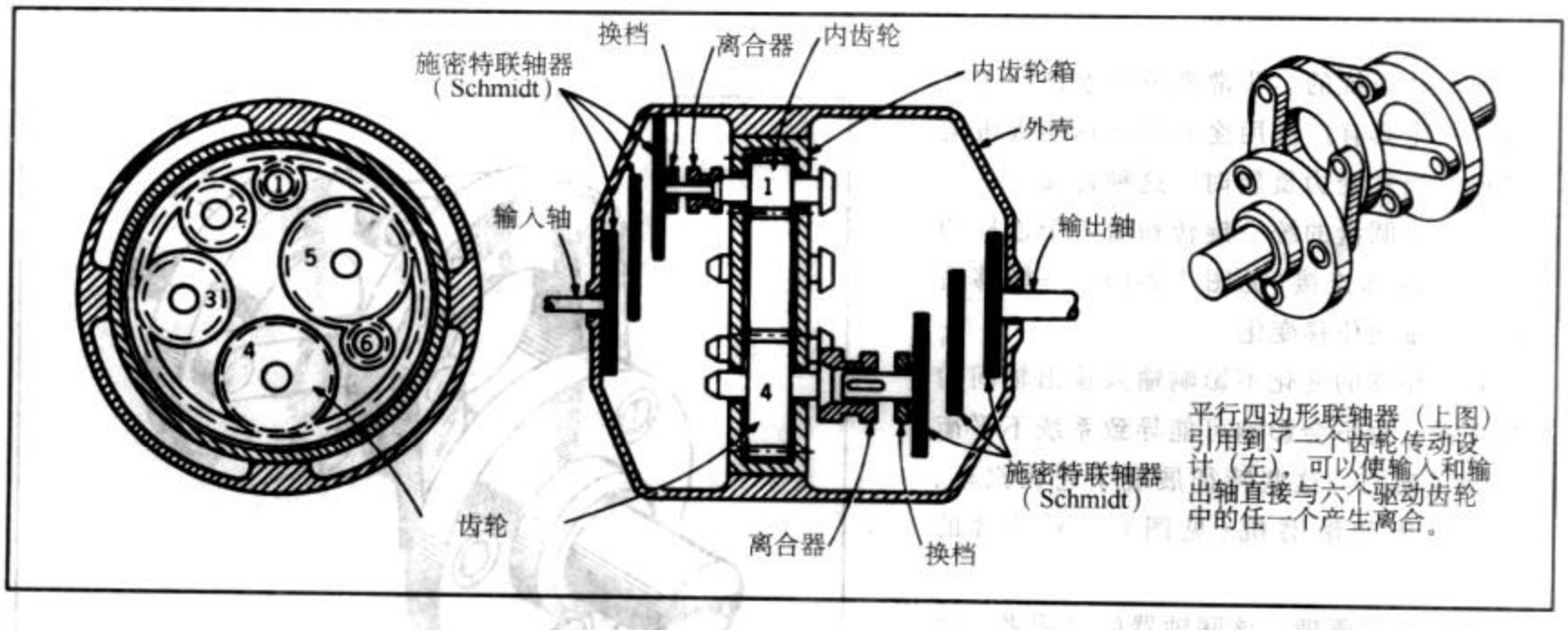


图 7.3-1

当轴受力旋转时，可以在轴间实现大的轴向位移的一种独特的圆盘和连杆联轴器已经开辟了一种新的传动设计方法。它是由阿拉巴马州麦迪逊的 Richard Schmidt 开发的。

这个联轴器(见图 7.3-1 右侧图)能在轴之间产生轴向相对位置移动时使输入输出轴之间的转速比恒定。这将使要被设计的齿轮和带传动机构采用较少的齿轮和带轮。

节省一半的齿轮：在如图所示的内啮合齿轮传动中，在输入端的一个施密特(Schmidt)联轴器能够允许输入直接地与六个齿轮中的任何一个相连，这六个齿轮都与内齿轮啮合。

在输出端，当动力通过齿轮传出以后，另一个施密特(Schmidt)联轴器允许动力从六个相同的齿轮中的任何一个直接传出。于是，在机构运转时，可以选择 6×6 减去 5(31)个不同速比中的任何一个。传统的设计可能需要两倍多的齿轮。

功率强大的泵：在蜗杆型泵中(图 7.3-2)，当输入轴顺时针旋转时，蜗杆转子被迫在齿轮箱内转动，齿轮箱内有一个从一端到另一端的螺旋槽。于是，转子的中心线将沿着反时针方向旋转产生一个强大的抽吸力以传输大量的液体。

在带传动中(图 7.3-3)，施密特(Schmidt)联轴器允许传送带移到下面的不同带轮上，而传送带在上面带轮上的位置不变。通常，由于传送带长度不变，上面的带轮也应该移动并提供三种输出速度的选择。使用这个装置，可以得到九种不同的输出转速。

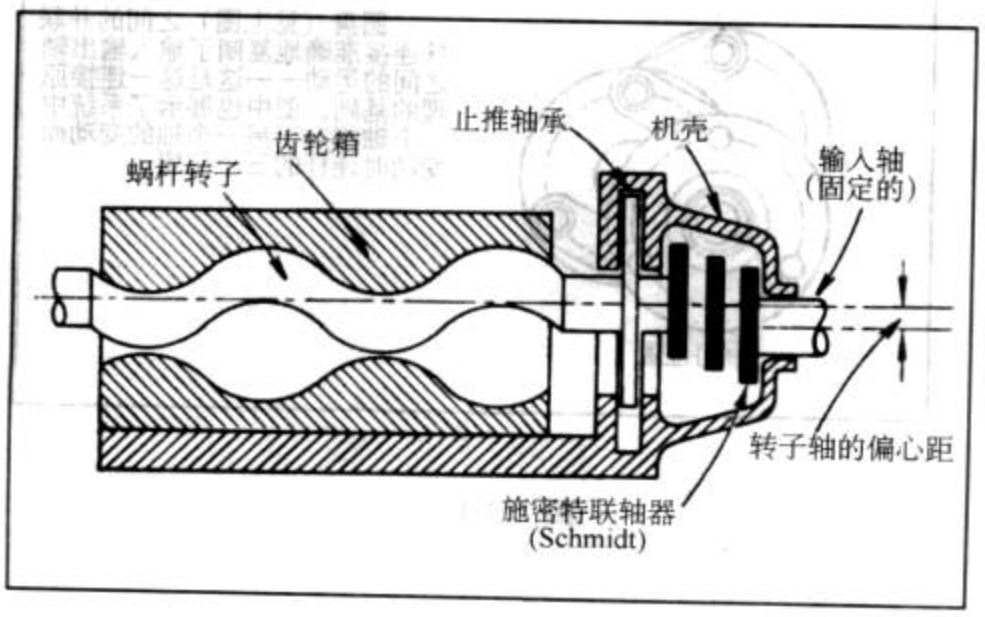


图 7.3-2 为了满足抽吸的需要这个联轴器允许一个螺旋形的转子进行摆动。

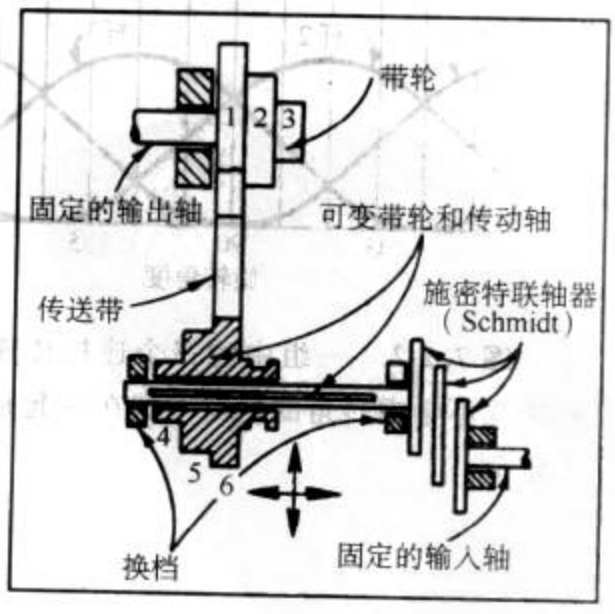


图 7.3-3 当底部带轮移动时这个联轴器开始减速。

7.4 当传递转矩时，内部锁紧空间框开始弯曲

在保持轴上的大转矩不变的同时，这个联轴器允许产生非同寻常的轴向不重合误差。

在大转矩传递中，柔性传动轴联轴器能够允许产生不寻常的大角度误差和轴向运动。并且，在有角度误差的传动中，从动构件的旋转速度保持恒速。换句话说，就像使用一个万向联轴器或一个 Hooke 铰一样，他们不会产生周期性跳动。

图 7.4-1 中的联轴器基本上是由一系列的正方形空间框构成，每个框的弯曲都会在对角上产生偏转，并且每个框都与邻近的框用螺栓以交替对角的方式连接。这个装置是 Robert B. Bossler. 发明的并获得了美国专利，专利号是 3177684。

在一个传动链中，联轴器允许转轴间产生不可避免的不重合误差。这些不重合度误差是由加工质量差的零件、尺寸变动、温度变化和支撑构件的变形造成的。联轴器通过运动接触或者弯曲来容纳轴间的不重合度误差。

然而，大多数联轴器有运动接触零件，这就要求有润滑和维护。摩擦零件也消耗动能。而且，润滑剂和密封限制了联轴器的使用环境和联轴器的寿命。在使用过程中零件会磨损，当零件磨损加剧时，联轴器会对运动产生一个大的阻力。另外，在许多设计中联轴器也不能提供一个真正的恒速。

提高柔性：Bossler 研究了市场上的各种联轴器，并首先发明了一个有运动接触的新型联轴器。疲劳实验之后，他意识到如果想获得他所想要的改善，他不得不设计一个能够弯曲但无滑动和摩擦的联轴器。

然而，柔性联轴器的性能不是没有设计问题。任何一个柔性联轴器应该能与强的、厚的刚性构件配合使用，这些刚性构件能轻松地传递设计转矩和提供以设计速度操作的刚度。

然而，轴线不重合要求这些构件有弯曲。弯曲产生交变应力能减少联轴器的使用寿命。一个构件的强度和刚度越大，由轴线不重合产生的交变应力越大。所以，高速传递转矩时，所能提供强度和刚度的大小将取决于轴线不重合所允许的范围。

设计中的问题是以最小的成本使柔性联轴器在完成转矩的传输和克服轴线不重合度间达到均衡。Bossler 把注意力放到了驱动轴上，想象他如何能将它变成一个柔性的。

他开始用下面的基本原理去发展它。驱动轴如何传递转矩？通过拉伸和压缩。他开始关注能够传递转矩的主要支撑，并且发现它们是弯曲的梁。但是，一个弯曲的横梁在拉伸和压缩时不如直梁强度大。他放弃了弯曲的梁，取而代之的是由直梁组成的方形空间框，他称之为双螺旋结构。一个螺旋结构包含压缩因素；另一个螺旋结构包含拉伸因素。

使螺旋结构变平：在有轴线不重合度时，为了获得恒速的特性，平板的总数应该是一个偶数。但是，即使是一奇数，周期速度的变化也非常的小，远小于使用 Hooke 铰时的变化量。

尽管 Hooke 所分析和获得的方程都是以方形构件为基础的，但是，Bossler 认为由于安装孔的位置，正方形对联轴器来说是不理想的。螺旋线越平滑——换句话说距离 S 越小——联轴器所能承受的轴线不重合度就越大。

因此，Bossler 开始用矩形的空间框代替方型的空间框。在这一设计中，用于把邻近的一对平板偏置固定在一起的螺钉头为“较平滑”螺旋线的设计提供了足够的间隔。方型平板联轴器和矩形平板联轴器在应力上的不同是不重要的；所以，方形方程可以被大胆地应用。

设计方程：通过提出一些关键的假设和近似值，Bossler 将复杂的解析关系转化为直接的设计方程和图表。推导的方程和实验的验证结果可见于 NASA 报告《Bossler 联轴器》，CR1241。

承受转矩的能力：当由方程(1)给定压力后，联轴器弯曲前的最大传递转矩能力可能发生在其中的一个空间框构成杆上。设计者通常知道或者设定了联轴器应能传递的最大的连续转矩。而且，还必须允许可能的冲击载荷或过载。于是，应该设计一个具有最大转矩能力的离合器，根据 Bossler 的估算，这个最大转矩能力至少是最大连续转矩的两倍，也可能是三倍。

引入应力：初始看来，好像方程(1)在选择离合器大小时供选择的余地很大。例如，通过选用使离合器小一些的比较小的螺栓直径 d 或使平板变厚。传递转矩能力很容易被提高。

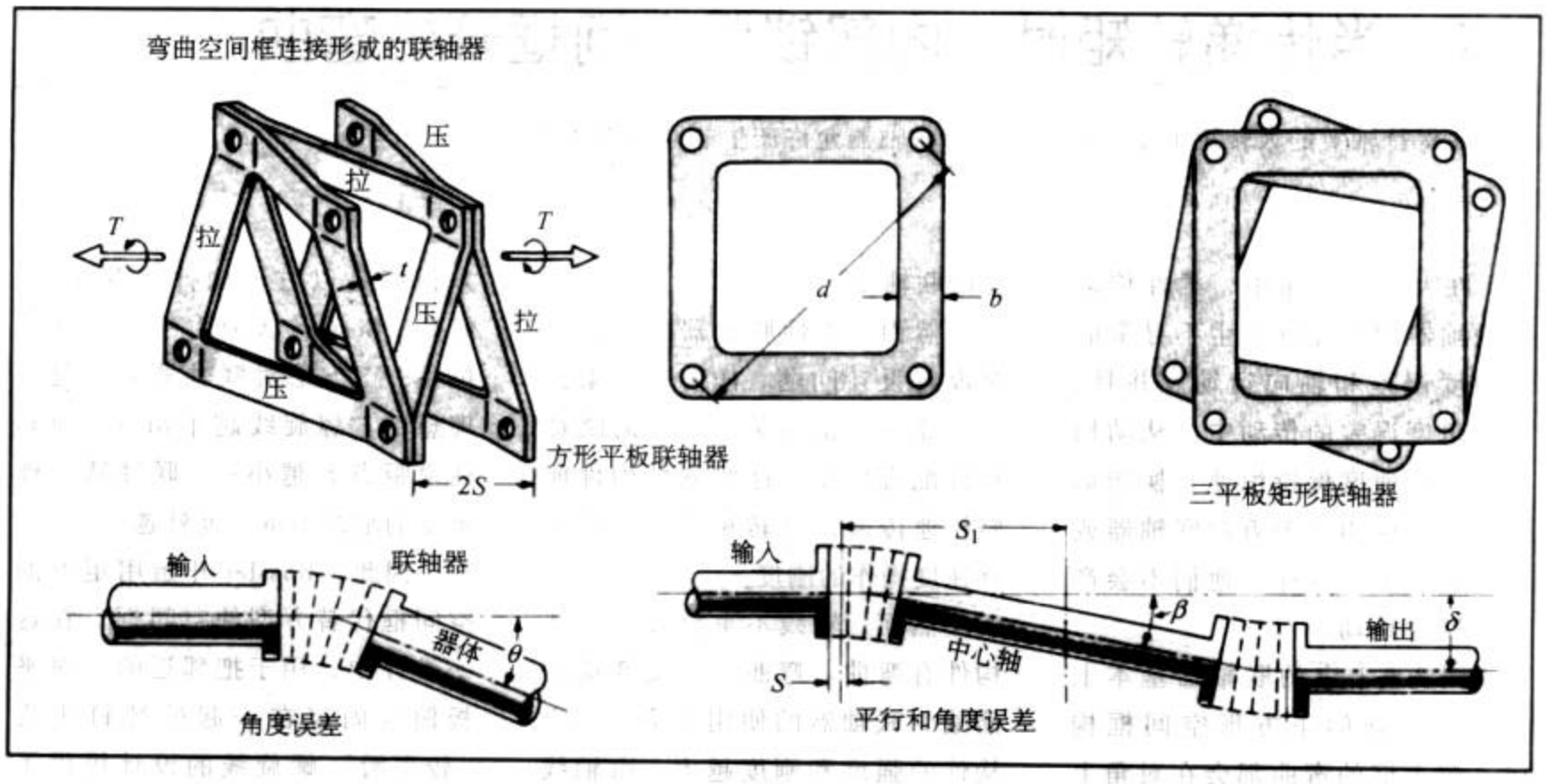


图 7.4-1

下面介绍 Bossler 联轴器的设计方程。

最大传递转矩的能力：

(1) $T = 11.62\dfrac{Ebt^3}{dn^{0.9}}$

每个不重合度每度承受的最大应力：

(2) $\sigma_{max} = 0.0276Et/L$

满足转矩要求的最小厚度：

(3) $t = 0.4415\left(\dfrac{dT}{bE}\right)^{1/3} n^{0.3}$

平板最薄时联轴器的重量：

(4) $W = 1.249w\left(\dfrac{T}{E}\right)^{1/3} d^{4/3} b^{2/3} n^{1.3}$

能允许的最大轴向不重合度：

(5) $\theta_{max} = 54.7\left[\dfrac{bd^2}{TE^2}\right]^{1/3} \sigma_e n^{0.7}$

能允许的最大轴向不重合度(简化)：

(6) $\theta/d = 10.9\dfrac{n^{0.7}}{T^{1/3}}$

能允许的最大偏差角：

(7) $\beta = 54.7\left[\dfrac{bd^2}{TE^2}\right]^{1/3} \sigma_e c/n^{0.3}$

其中：$\sum_{x=1}^{x=n}\left[1-(x-1)\dfrac{S}{S_1}\right]^2$

能允许的最大偏差角(简化)：

(8) $\beta/d = \dfrac{10.9c}{T^{1/3}n^{0.3}}$

临界速度频率：

(9) $f = \dfrac{60}{2\pi}\left(\dfrac{K}{M}\right)^{1/2}$

其中，$k = \dfrac{24(EI)_e}{(nS)^3}$；$(EI)_e = 0.886Ebt^3S/L$。

符号列表：

B——构件的宽度；

d——两个对角圆间的中心距；

E——弹性模量；

f——第一临界速度，转/分；

I——构件的平动转动惯量 $= bt^3/12$；

k——单自由度的弹簧刚度系数；

L——构件的有效长度。这个参数是必须的，因为关节使构件端部变硬，推荐值是 $L = 0.667d$；

M——中心轴和联轴器的质量；

n——每个联轴器中平板的数量；

S——平板偏离平面的偏差大小；

t——构件的厚度；

T——施加到联轴器上的转矩，通常作为最低的弯曲转矩极限；

w——单位体积的重量；

W——平板在一个联轴器中的总重量；

$(EI)_e$——弯曲刚度，使联轴器每单位长度弯曲一弧度时的转矩；

β——在存在平行误差时，每个联轴器变化的等效角，度；

θ——总的角度误差，度；

σ_e——屈服应力。

但是，任何一种方法都将使离合器变硬，因此，在离合器过载之前，将使允许轴线不重合度误差的范围减小。应力和轴线不重合度的关系包括在方程(2)中，方程(2)所表示的是当一个平板的不重合度误差是1°且转动传递转矩时产生的最大平面弯曲应力。

平板厚度：为了优化承受轴线不重合度误差的能力，应该在能够满足所需转矩强度的前提下选择最小厚度的平板。为了确定这个最小厚度，Bossler发现将方程(1)整理成方程(3)所示的形式是可行的。任何符合最小厚度方程的联轴器的重量都可以靠方程(4)来确定。

最大误差：当输入输出轴的中心线以一定的角度(误差角)相交时，将产生角度误差。当所选材料的极限应力和联轴器的尺寸已知时，最大许用角度误差可以从方程(5)中计算得出。

如果这个许用值不能满足要求，设计者应该通过增加更多的平板来改变尺寸因素。为了简化方程(5)，Bossler在疲劳极限与模数比和 d/b 的比方面做了一些假设，从而获得方程(6)。

平行偏差：这种情况发生在当输入输出轴保持平行但是有横向位移时。当使用方程(6)时，方程(7)是一个特性方程，可以被用来设计曲线。像前面的例子一样，Bossler通过作同样的假设获得了方程(8)。

极限速度：由于联轴器的非外圆结构，所以装置的操作速度要高于其临界速度是重要的。不仅应该比较高，而且还要避免整体关系。

Bossler算出了一个对计算临界速度(公式(9))很方便的关系，他使用了一个近于理想化的弹簧刚度系数。

Bossler也针对减轻重量提出了许多建议，比如：

平板的尺寸：在外形尺寸和离心载荷允许的前提下，选用最大的 d 值。通常，在低于300ft/s(91.44m/s)的极速下，离心载荷不是问题。

平板的数量：在满足所需性能的前提下，选用最少的数 n。

平板的厚度：在满足所需极限转矩的前提下，选用最小的厚度值 t。

关节：应该保守一些，采用高强度的连接件。要有磨损保护。使构件中心线和螺栓中心线交于一点。

偏差大小：在满足间隙要求的前提下，使 S 值最小。

7.5 偏心销消除了轴线不重合误差

两个匈牙利工程师发明了一个全金属联轴器(如图7.5-1所示)，用以连接具有轴线不重合误差的两轴，即这种轴线不重合度未超出轴半径的大小。

这种联轴器应用在这样的轴上，它们之间要么传递大转矩，要么操作速度很高而且以最高效率操作。万向节价格太贵，而且有太多的间隙，弹性联轴器在高载荷或者震动时太容易受损。

制造原理。事实上，这个联轴器由两个圆盘组成，每个都通过键与一个花键轴连接。一个圆盘均匀地分布着四个固定的柱螺栓，另一个圆盘上钻有与柱螺栓相对应的四个大直径孔。每个孔里安装一个可以在里面自由旋转的轴承。然而，这些轴承的孔是偏心的。轴承孔偏心距的大小等于两个轴中心线的偏差。

工作中，输入输出轴允许有轴线不重合误差，而且它们仍按照不存在轴线不重合误差时的角度关系旋转。

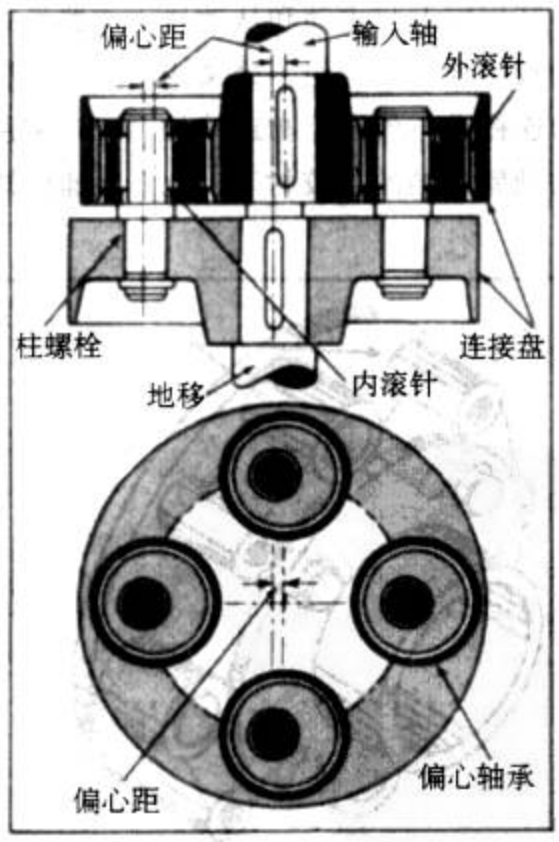


图7.5-1 偏心轴承旋转以弥补轴间的偏差。

7.6 铰接的连杆和扭转衬套使传动平稳起动

当衬套的扭转阻力抵抗偏转力的时候，离心力自动地拉动连杆。

一个蜘蛛形的连杆系统与一个橡胶衬套扭转系统组合形成了一个动力传递联轴器。由英国的 Twiflen 联轴器有限公司发明的这个装置(图 7.6-1、图 7.6-2)具有极高平稳起动的特点。除了扭转系统外，它也依靠离心力自动地拉动连杆，于是，在高速转动时，提供了一个附加的平稳连接，以便吸收和隔离由驱动电动机所引起的任何扭转振动。

这种联轴器已经被用在连接船的主发动机到推进器的齿轮箱系统上。现在即使以很高的瞬时临界速度运转，该联轴器也能将推进器的振动降到可以忽略的程度。它在其它领域中的应用也是可以预见的，如用在内燃机驱动、机床和偏轨机构装置中，联轴器的工作范围是从 100hp（74.6kW）的 4000r/min 到 20000hp(1492kW)时的 400r/min。

关节连杆。这个联轴器比早期 Twiflex 设计的联轴器更先进的一个关键点是其周围上与主动和从动法兰连接的铰接连杆机构组，分叉或者相切的连杆在与外法兰相连接处有弹性的预紧联结的橡胶衬套，此时其它支点处于轴承上。

当有转矩作用在这个联轴器上时，连杆机构从中间位置沿正或者反方向偏转(如下图)。这个偏转将受到外圆柱销上橡胶衬套转矩阻力的抵抗。当联轴器旋转的时候，连杆机构的质量使离心力增大，这增大的离心力能抵抗联轴器的偏转。因此，连杆机构的工作位置既取决于施加的转矩又取决于联轴器的旋转速度。

载荷条件下通过这个联轴器的转矩/偏转特性实验可以知道，当沿着正向偏转时联轴器的扭转刚度随着速度和转矩逐渐增加。尽管联轴器的几何形状是不对称的，但是转矩特性在正常工作范围内对于两个驱动方向都是相似的。联轴器的任何一半都可以作为驱动器实现任意一个方向的旋转。

这个连杆的结构可以使联轴器经过改进以满足个别系统精确的刚度要求或者提供相当低的转矩刚度，联轴器以这个刚度值传递转矩将比其它正向转动的联轴器更加平稳。这些特点使得 Twiflex 联轴器能做下列几项工作：

- 它使动力传输系统的扭转振动基本模型失调。这个联轴器在低速工作时非常平稳，而这个低速能使系统完全失调。
- 它能将发动机的扭转振动与从动机构隔开。在一个典型的齿轮传动系统中，如果联轴器刚度与传递转矩的比例小于 7:1，通过齿轮箱驱动的主要机械传动方式就无法工作。然而，Twiflex 联轴器很容易达到这一比例。
- 它能保护发动机免受从动机构冲击转矩的损坏。发动机的短路和其它冲击转矩的原因常常具有足够的时间在主轴上引起高的响应转矩。

使用适合于 10000hp(7460kW)以 525r/min 转速旋转的 TL2307G 联轴器的设计样机时，工作点处的转矩刚度很大程度上是由联轴器几何形状决定的，而受橡胶衬套特性变化的影响却很小。并且，联轴器可以产生精度在 5.0% 范围内的转矩刚度值。

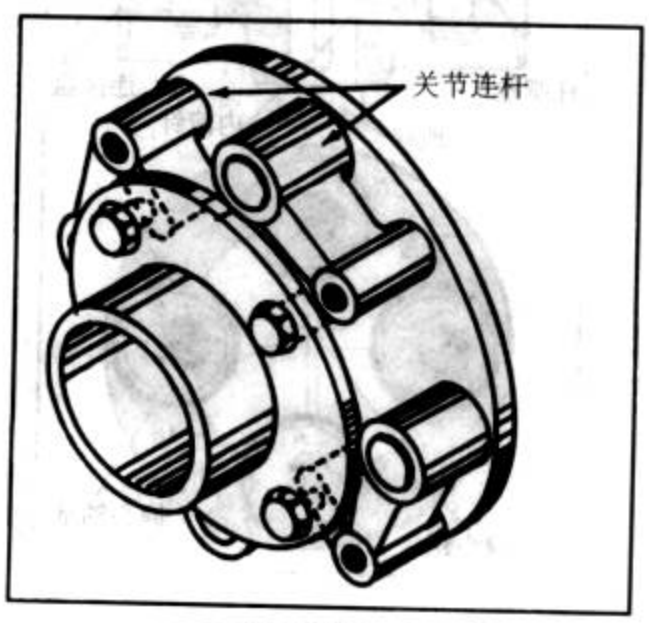


图 7.6-1

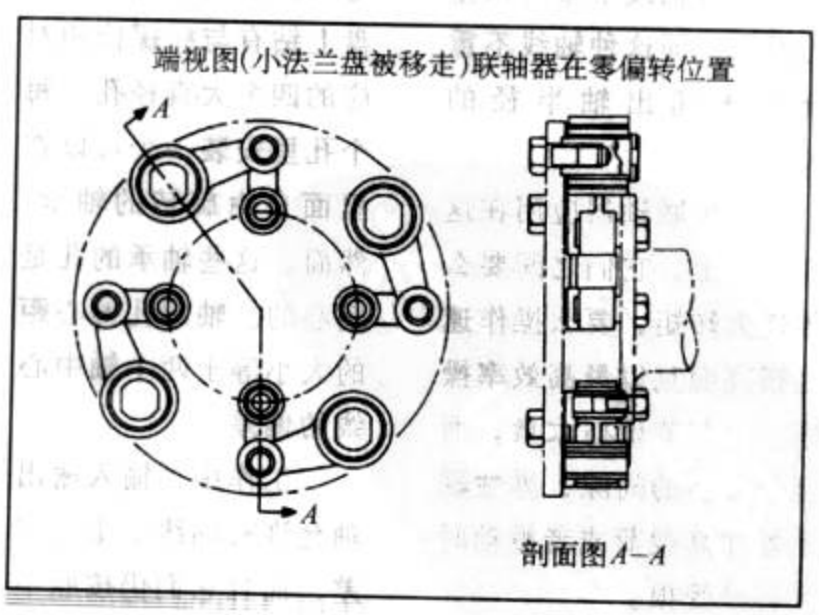


图 7.6-2

这种新联轴器上的关节连杆(图 7.6-1)被装在驱动法兰的周围。一个四连杆设计(图 7.6-2)能传送来自于 100hp 的驱动电动机、转速为 4000r/min 的驱动转矩。

7.7 万向联轴器以恒速沿45°角传递动力

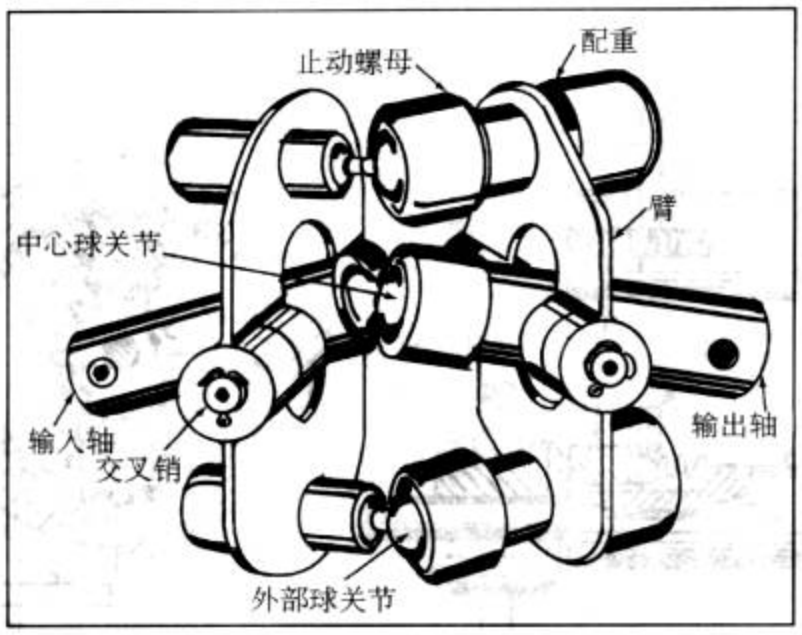


图 7.7-1 一个由支架和球关节组成的新设置传递等速运动。

由美国明尼苏达州的 Malton Miller 设计的图 7.7-1 所示的万向节能恒速以45°角传递动力。

已研制出了能够传递 20hp (14.92kW)的实速传动样机。

现在只用一个万向节还不能实现恒速传动。工程师们不得不在两个虎克铰之间放置一个中间轴或使用一个分杆式万向节来获得所需要的结果。

球关节。基本上来说，实速关节是一个带有大接触面积的球关节系统，它能通过关节传递转矩。这种装置可以减少轴承的高压力对相应工作表面带来的一些问题。低摩擦轴承也增加了工作效率。这种关节可以在高速保持振动最小的条件下达到平衡。

这种关节是由驱动和从动两个部分组成的。每一部分都在传动轴的端部有一个连接套筒，一对驱动臂相对并在穿过连接套的交叉销上转动，另外，在每个驱动臂的端部都有一个球关节连接。

当关节旋转时，在一个关节平面上的角度弯曲是由球关节的旋转造成的，而在90°平面上是由驱动臂绕着横向的销摆动产生的。当转动时，通过球关节的转动和驱动臂的摆动，扭转从关节的这一半传到另一半上。

平衡：实际上，关节的每一半绕自身的中心轴转动，所以每一半关节可单独考虑平衡。中间的球套连接只是固定两轴的交点。对整个传动装置中，它不传递任何的动力。

通过使关节每一半上的两个驱动臂的重量相等来实现旋转平衡。由于球关节的偏心摆动，加速力的平衡靠配重来实现。配重处于每个驱动臂的对面位置上。

外部球关节在两个运动平面上工作，在垂直于主轴的平面上它快速地旋转，而在平行于主轴的平面上它沿着横向销稍微地旋转。在这个连接机构中，驱动轴的转角被准确地传递给从动轴，并且在所有轴相交处提供了恒转速和恒转矩。

轴承：唯一使用轴承的地方是球关节和在横向销上的驱动臂。滚针轴承支撑在横向销上的驱动臂，横向销经过硬化处理和磨削。球关节的轴承表面上涂抹了高压润滑脂。作用于球关节表面上的最大额定载荷低于 600lb/in^2 (4134kPa)时，没有明显的摩擦所引起的热和动力损失。

功率：在与测力计相连的载荷作用下，对这个装置以所有额定传动角度的传动进行了实验。但是，第一个功率比较小的可用装置已完成了实验，它是针对驱动功率为 20hp (14.92kW) 转速 550r/min 而设计的，适合于拖拉机发动机动力传送。

相似的联轴器已经被设计作为泵联轴器。但是实速传动在速度和传动构件方面的不同是合理的。另一个方面，采用泵联轴器时，由于弹簧的弹性速度可能会产生波动。

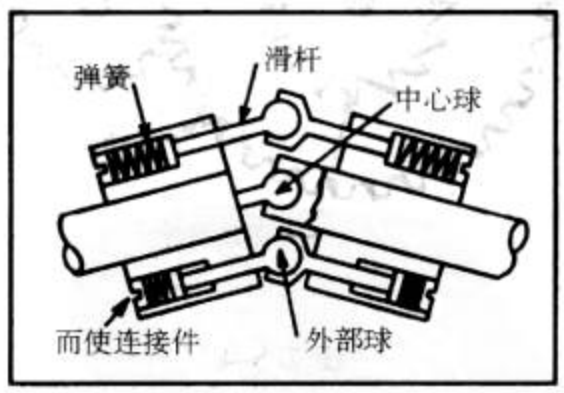


图 7.7-2 成一定角度的轴连接的一种早先的结构。它要求有一个受弹簧力作用的滑杆。

7.8 基本的机械离合器

摩擦离合器和刚性离合器在这里都进行了图解。图 7.8-1 到图 7.8-7 介绍了外部控制离合器，图 7.8-8 到图 7.8-12 介绍了内部控制离合器，其中内部控制离合器又被进一步划分为过载安全式、超越式和离心式离合器。

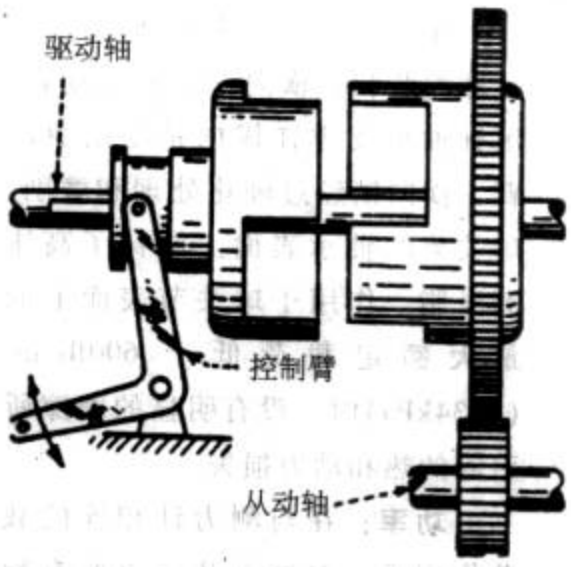


图 7.8-1

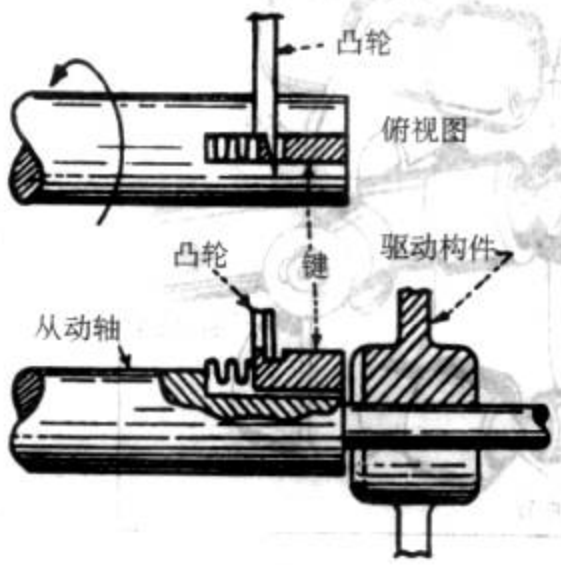


图 7.8-2

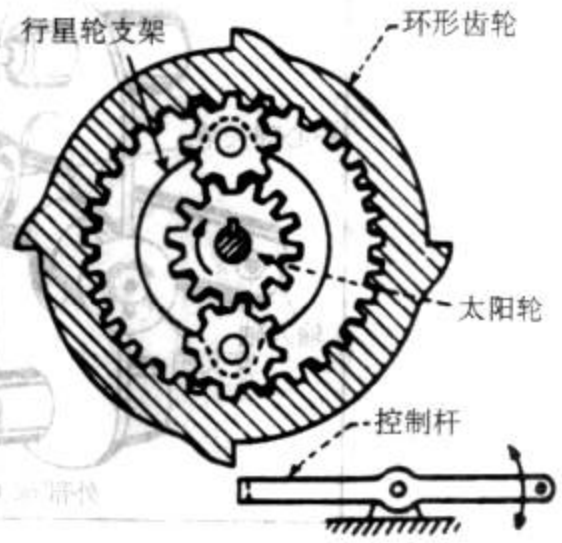


图 7.8-3

图 7.8-1　爪式离合器。当离合器右半部分能自由地转动时，左边可滑动的部分被安装到驱动轴上。控制臂控制滑动部分与传动接合或分离。然而，这个简单、坚固的离合器在接合和滑动部分表现出较高的惯量时易于受到较高冲击的影响。并且，接合需要长的轴向运动。

图 7.8-2　滑键离合器。带有键槽的从动轴上带有自由旋转构件。这个构件沿其中心开有径向槽。滑键上加有弹簧力，但是在啮合槽中受到控制凸轮的控制。为使离合器啮合，需要把控制凸轮抬高使滑键进入其中的一个槽。为了分离，凸轮降低进入键的路径，并且从动轴的旋转迫使键从驱动构件上的槽滑出。

图 7.8-3　行星传动离合器。在图中所示的分离位置，当从动行星轮支架保持不动时，驱动太阳轮使自由转动的环形齿轮逆时针空转。若控制杆锁住环形齿轮，从动行星轮支架将沿顺时针方向转动。

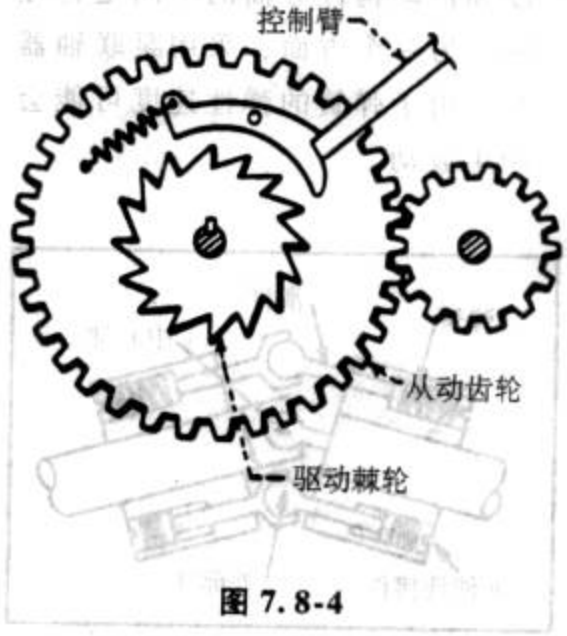


图 7.8-4

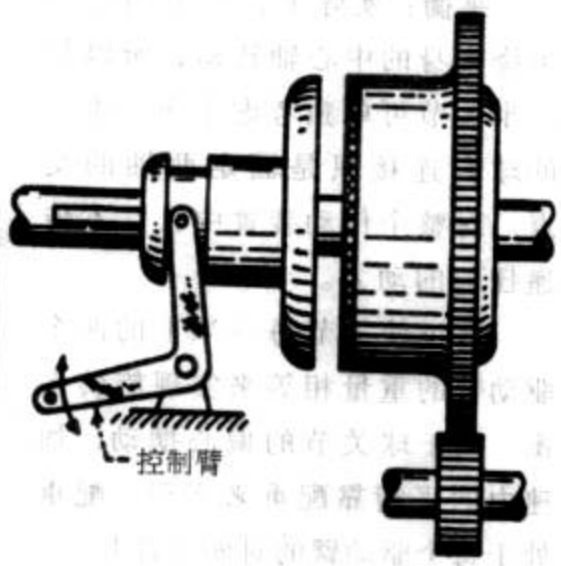


图 7.8-5

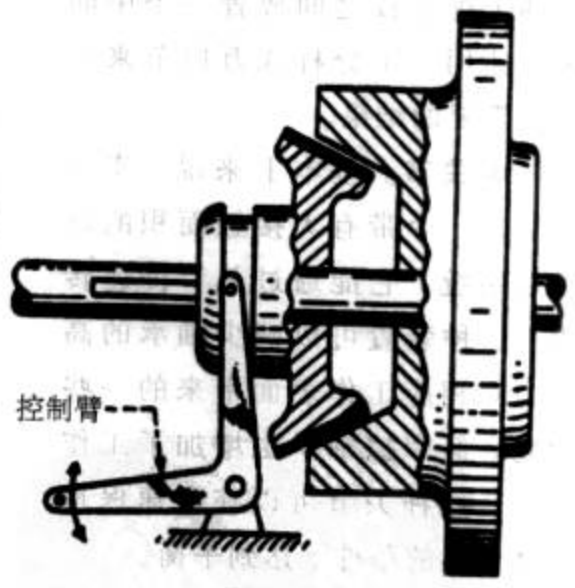


图 7.8-6

图 7.8-4　棘爪棘轮离合器。（外部控制）这种离合器的驱动棘轮与驱动轴之间用键连接，棘爪与从动齿轮之间用销连接，从动齿轮能在驱动轴上自由地旋转。当控制臂抬起时，棘爪上的弹簧拉伸，棘爪与棘轮相啮合驱动齿轮传动。为分离离合器，将控制臂放下，这样从动齿轮就会与棘轮相脱离，从动部分停止转动。

图 7.8-5　盘式离合器。盘式离合器通过相配的两盘面产生的摩擦来传递动力。左边的滑动盘用滑键固定，右边的盘能自由地在轴上转动。离合器传递转矩的能力取决于当离合器啮合时，控制部分引起的轴向力。

图 7.8-6　锥面离合器。锥面离合器就像圆盘离合器一样，需要轴向运动来进行啮合。但是却需要较小的轴向力，因为两个相配的锥面间的摩擦增大了。摩擦材料通常只在其中一个锥面上使用。被安装的自由旋转构件抵消轴向推力。

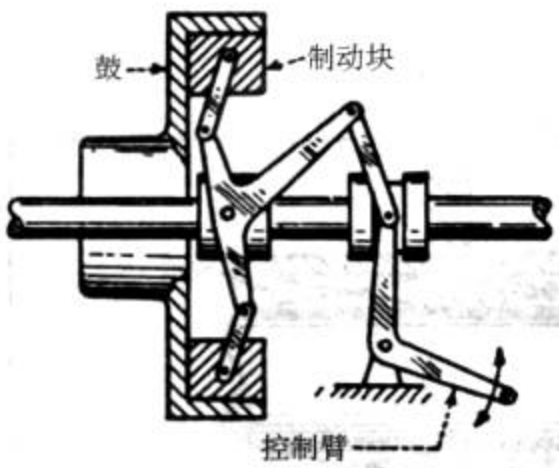


图 7.8-7

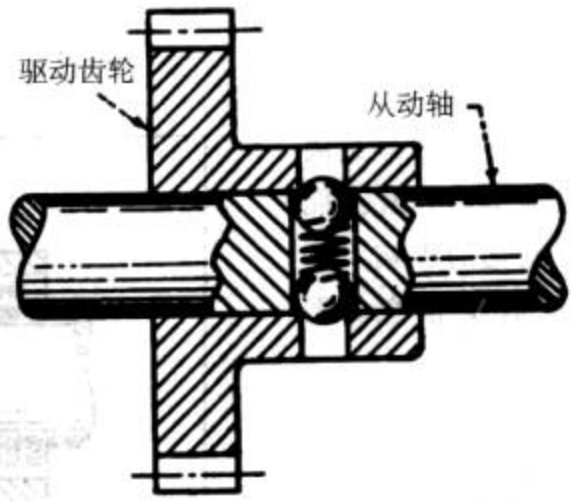


图 7.8-8



图 7.8-9

图 7.8-7　伸缩制动块离合器。这个离合器啮合靠控制臂的运动来完成。它控制连杆机构来迫使摩擦制动块沿径向伸展，以便使它们与毂的内表面相接触。

图 7.8-8　弹簧和球径向制动离合器。这个离合器能够保持驱动和从动部分同步运转，直到转矩过大时为止。这时球将被迫向内运动压缩弹簧，球与毂上的孔脱离啮合。结果驱动齿轮将继续旋转，而从动轴将保持不动。

图 7.8-9　凸轮和滚子离合器。这种超速离合器比棘轮棘爪离合器更适合于高速自由转动。内部的驱动构件在其外轮缘上有凸轮表面，在外轮缘上的轻弹簧迫使滚子楔入到凸轮表面和从动构件的内圆柱表面之间。在传动时，是摩擦力而不是弹簧力使滚子紧紧楔入两表面之间，提供直接的顺时针方向的驱动。弹簧能够保证迅速的离合动作。如果从动构件转速开始超过驱动构件，摩擦力将迫使滚子离开楔紧的位置，此时，离合器将滑动。

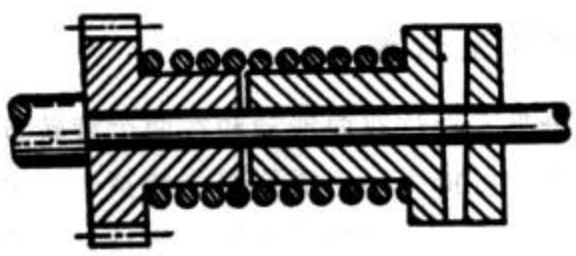


图 7.8-10

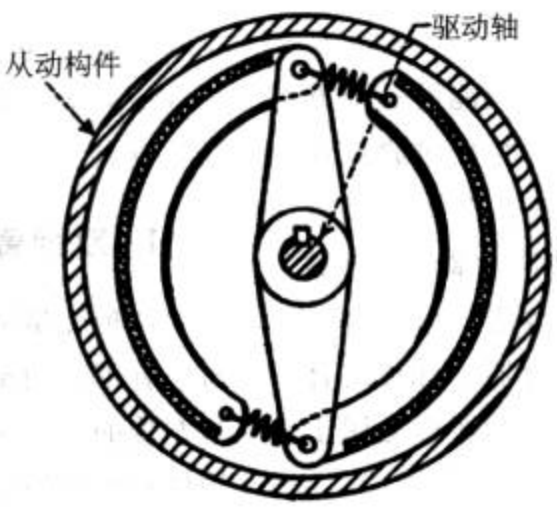


图 7.8-11

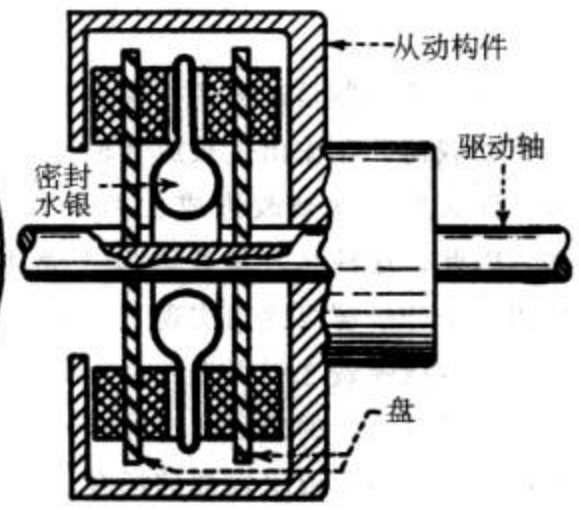


图 7.8-12

图 7.8-10　缠绕弹簧离合器。这种简单的单向离合器由两个转动的轮毂组成。两个轮毂被恰好能缠绕在它们上的螺旋形弹簧连接。在驱动方向上，弹簧紧紧地裹住轮毂增加了摩擦夹紧力。但是，如果驱动反向旋转，弹簧将松开，使得离合器滑动。

图 7.8-11　伸缩块离心离合器。这种离合器的工作方式与图 7 所示的类似，只不过该离合器没有外部控制。与驱动构件相连的两个摩擦块被弹簧向里拉，直到它们到达“分离”速度。在那个速度下，离心力将使摩擦块向外运动与鼓轮接触。传动轴转动得越快，摩擦块与轮鼓间的压力越大，于是增大了离合器的转矩。

图 7.8-12　水银密封离合器。这种离合器包括两个摩擦盘和一个充有水银的橡胶囊。停止时，水银充满在一个绕轴的环行腔中，但是，当以足够高的速度旋转时，水银在离心力的作用下向外运动。此时，水银使橡胶囊轴向扩张，迫使摩擦盘与相对的壳体表面接触，并使其运动。

7.9 弹簧缠绕的滑动离合器

当设计成在预定转矩滑动时，这种简单的弹簧离合器变得十分有用。这种离合器制造简单——甚至能在家制造，它不受外部温度和摩擦力变化的影响。这里提供了两个双弹簧滑动离合器的有关信息。图7.9-1为带传动的两个双弹簧离合器。



图 7.9-1 两个双弹簧离合器用在这种磁带传动中。

弹簧离合器是这样的一种装置，它只能沿一个方向驱动载荷，在输出过载或者输入转向相反时脱离连接。弹簧离合器被改进成在两个方向上均能预定滑动，因此，这种离合器被称为“滑动离合器”。通过使用一个分级螺线弹簧实现了上面的改进。后来靠在两个螺旋线弹簧之间引入一个中间离合器，这种离合器得到了进一步的发展。这种双弹簧的创新更适用于对输出转矩精度要求较高的场合。

大部分的设计使用了一个摩擦盘离合器或者一个摩擦块离合器以获得预定的滑动(在达到预定的转矩值之前,输入输出轴之间不会打滑)。但是，摩擦盘离合器在两个方向转动的转矩能力(或者是滑动转矩)是相同的。

通过比较，分级弹簧滑动离合器(如图7.9-2所示)可以被设计成在每一个旋转方向上具有相同或者不同的传递转矩的能力。发生滑动时，转矩的大小各不相同，这就提供了较宽的设计范围。

产生滑动的零件是分级弹簧。最大级弹簧的外径与输出齿轮孔紧密配合。较小级弹簧的内径紧紧地缠绕在轴上。轴沿一个方向的旋转使弹簧圈与轴紧紧地接触，孔内的弹簧圈产生滑动。沿相反方向的旋转使弹簧受到反向作用，在轴上产生滑动。

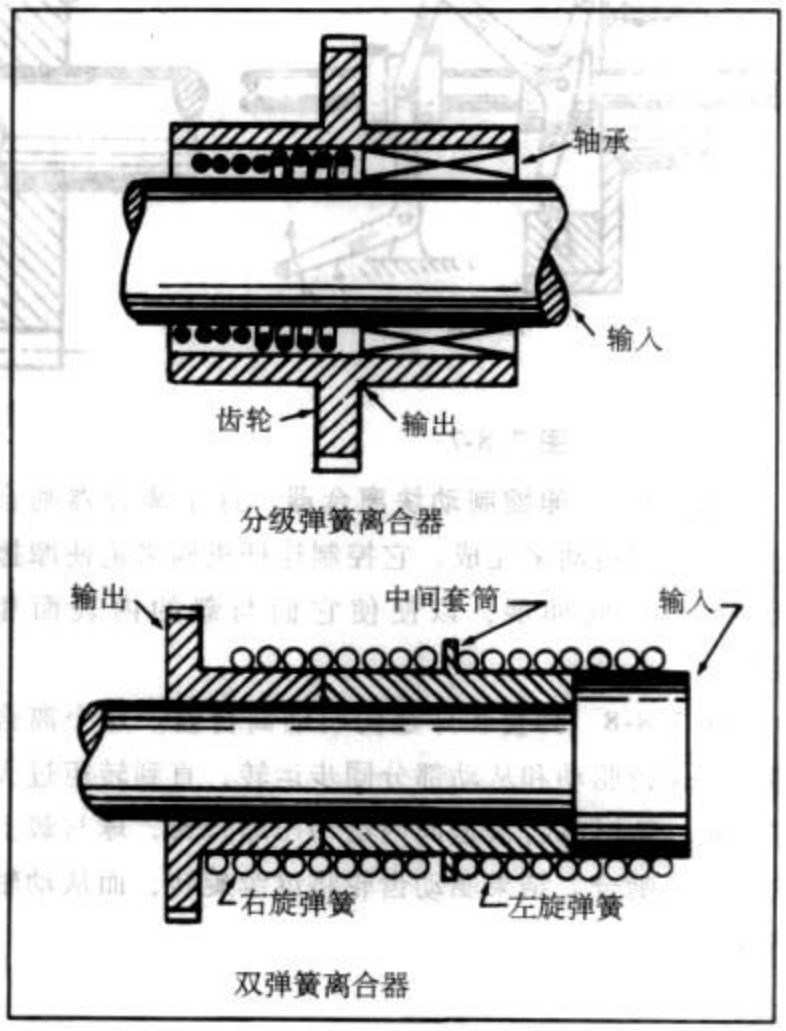


图 7.9-2 这两种是弹簧离合器的改进形式，它们具有在任一旋转方向上都能独立滑动的特性。

1. 双弹簧滑动离合器

这种弹簧离合器也允许双向滑动和在两个旋转方向上有不同的承载转矩能力。它需要两个弹簧，一个是左旋的，一个是右旋的，以便连接输入构件、中间构件和输出构件。这几个构件是同轴的，中间构件和输入构件可以在输出轴上自由地旋转。输入构件沿一个方向的旋转使连接输入和中间构件的弹簧夹紧。第二个连接中间构件和输出构件的弹簧被反向缠绕并倾向于释放和滑动。输入构件沿相反方向旋转使两个弹簧的运动相反。这样输出构件和中间构件之间的弹簧产生滑动。因为这种设计在尺寸窜动上允许较大的独立性，所以，它很适用于对滑动转矩的有很高精确要求的场合。

2. 可重复的性能

弹簧缠绕的滑动离合器和制动器有明显的可重复的滑动扭转特性，这种特性不受工作温度的影响。有没有润滑，承载转矩的能力都保持不变，而且也不受

摩擦系数变化的影响。因此，使离合器产生分离的转矩大小等于使离合器产生滑动的转矩大小。这一稳定性使多设计一个滑动构件以获得可靠的操作显得没有必要。这些优点在大部分的滑动离合器上都没有。

3. 制动器和离合器的结合

滑动制动器和离合器在带传动中如何相互工作来保持恰当的张力，可参见图 7.9-3 中的一个令人感兴趣的、在其中一个方向上工作的例子。这里的制动器是一个简单的滑动离合器，它的一面被固定到机壳上。尽管所展示的分级弹簧离合器和制动器是简单的，但是，在实际传动中安装的是双弹簧装置。

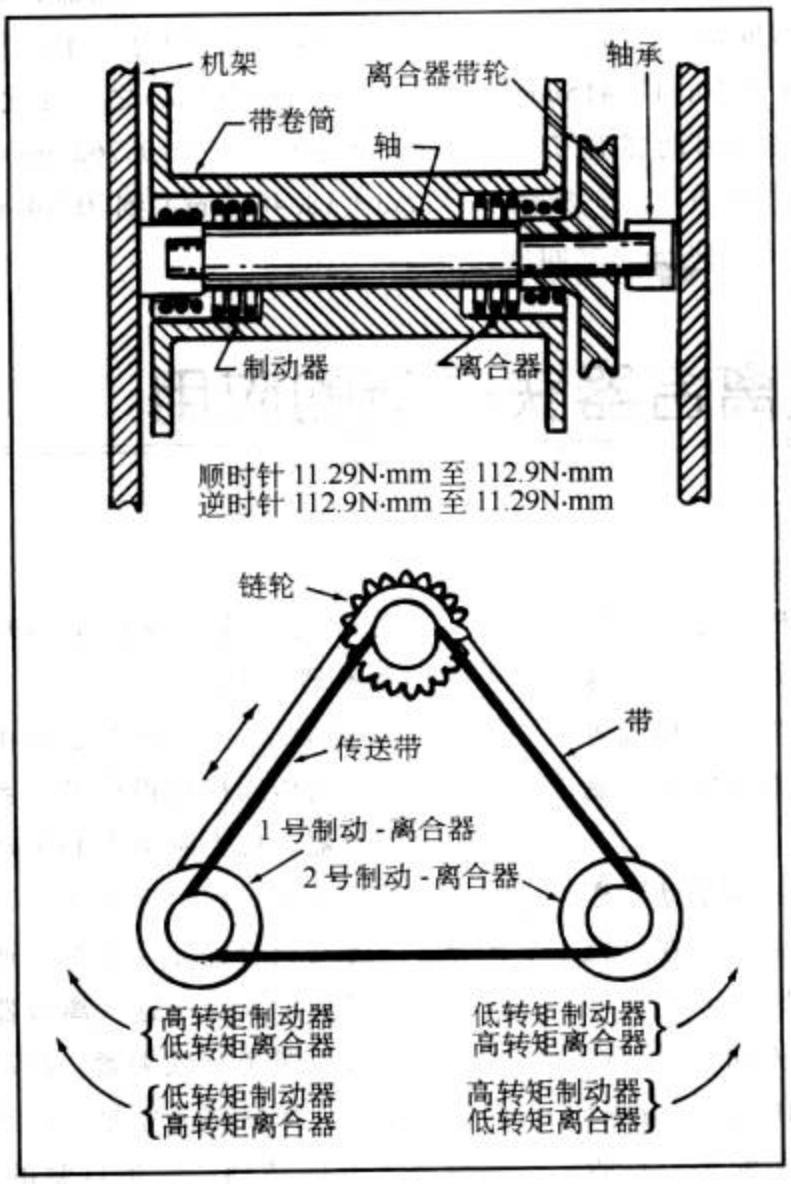


图 7.9-3 这种带传动要求两个离合器和两个制动器来确保在两个方向上都有恰当的张紧力。在此卷筒剖视图中显示了一组离合器和制动器。

链轮驱动带和传动带。这要求带的线速度不变(要求之一)。但是滚筒的角速度在卷上或展开时将发生改变。这里所要做的工作是在任何时候和每个方向上都在带上保持适当的张力。制动器和离合器的组合做到了这一点。例如，在逆时针方向，制动器可能变成“低转矩制动器”，它能抵抗 0.1lbf · in(11.29N · mm)的转矩；在这个方向上，离合器是一个“高转矩离合器”，它将提供一个 1lbf · in(112.9N · mm)转矩。于是，离合器比制动器多承受 0.9lbf · in(101.62N · mm)的转矩。

当反向转动时，同样的制动器现在变成高转矩制动器，可阻止 1lbf · in(112.9N · mm)转矩，此时，离合器变成一个低转矩离合器，可传递 0.1lbf · in(11.29N · mm)的转矩。于是，在逆时针方向，离合器驱动滚筒，在另一个方向，制动器克服离合器并提供一个稳定的阻力，以产生带的张力。当然，离合器也允许带传动的带轮超速传动。

需要两组制动器和离合器。第二组将提供一个反向的转矩值，如图中所示。组 2 的滑动离合器和组 1 中的制动器促使带沿顺时针方向转动。使用组 1 中的离合器和组 2 中的制动器促使带沿另一个方向转动。

在实际中，通过保证弹簧与孔或弹簧与轴之间的最小干涉，在制动器和离合器上的低转矩可以忽略。在弹簧离合器中，低转矩被放大到必要的大小，以便驱动制动器和滑动离合器的张力转矩。

这个由方向滑动离合器和制动器组成的简单装置产生的运动，如果不依靠较复杂的设计是不能被复制的。

由圆形、矩形和方形的弹簧缠绕的滑动离合器和制动器传递转矩的能力分别为：

$$T=\frac{\pi E d^4 \delta}{32D^2},\quad T=\frac{Ebt^3\delta}{6D^2},\quad T=\frac{Et^4\delta}{6D^2}$$

其中，E 是弹性模量(N/m²)；d 是弹簧圈直径(m)；D 是轴或孔的直径(m)；δ 是弹簧和轴或弹簧和孔之间的直径干涉(m)；t 是弹簧圈厚度(m)；b 是矩形线弹簧圈的宽(m)；T 是传递的滑动转矩(N · m)。

驱动滑动弹簧所需要的最小力矩(在弹簧上轻微地夹紧)是：

$$M=\frac{T}{e^{\mu\theta}-1}$$

其中，e 是自然对数的底数(e = 2.716)；θ 是每个轴上弹簧包角(rad)；μ 是摩擦系数，M 是弹簧和轴之间的干涉力矩(N · m)。

4. 设计实例子

要求：设计一个类似上图所示的那种带传动机构。对两个方向上的滑动离合器和制动器转矩的要求是：

(1) 滑动离合器的正常收紧能力(主动功能)是 0.5lbf · in(56.515N · mm)到 0.8lbf · in(90.424N · mm)。

(2) 滑动离合器在超越方向上(被动功能)是 0.1lbf · in(11.29N · mm)。

(3) 制动器的正常供给能力(主动功能)是 0.7lbf · in(79.03N · mm)到 1.0lbf · in(112.9N · mm)。

(4) 制动器在超越方向上(被动功能)是 0.1lbf · in(11.29N · mm)(最大)。

假设先前图示的双弹簧设计包括 0.75in(19.05mm)的圆筒直径。弹簧的轴向长度也可知，其相当于在连接轴间被等分 12 圈。假设为圆形线圈弹簧，如果 0.025in(0.635mm)是主动功能中是所需要的最大直径干涉，计算这个弹簧线圈的直径。在被动功能中用圆形线圈弹簧，它产生一个不超过 25 的弹簧指数。

滑动离合器，主动弹簧：

$$d=\sqrt[4]{\frac{32D^2T}{\pi E\delta}}=\sqrt[4]{\frac{32\times0.75^2\times0.8}{\pi(30\times10^6)(0.025)}}=0.050\text{in}(1.27\text{mm})$$

最小的直径干涉是$\frac{0.025\times0.5}{0.8}=0.016\text{in}(0.41\text{mm})$。

因此，弹簧的直径干涉将从 0.725in(18.415mm)到 0.734in(18.644mm)之间变化。

滑动离合器，被动弹簧：

$$\text{线圈直径}=\frac{\text{滚筒直径}}{\text{弹簧指数}}=\frac{0.750}{25}=0.030\text{in}(0.762\text{mm})$$

直径干涉：

$$\delta=\frac{32D^2T}{\pi Ed^4}=\frac{32\times0.750^2\times0.1}{\pi(30\times10^6)(0.030)^4}=0.023\text{in}(0.584\text{mm})$$

采用一个最小的摩擦系数 0.1，来决定弹簧离合器最小的直径干涉，这个弹簧离合器将传动 0.8lbf·in(90.32N·mm)的最大滑动离合器转矩。

最小直径干涉：

$$M=\frac{T}{e^{\mu\theta}-1}=\frac{0.8}{e^{(0.1\pi)(6)}}$$

所以弹簧的直径干涉是 0.727in(18.466mm)到 0.745in(18.923mm)

$$\text{最小}=0.023\times\frac{0.019}{0.1}=0.0044\text{in}(0.1016\text{mm})$$

制动器弹簧。通过类似的计算，主动制动器弹簧线圈的直径是 0.053in(1.3462mm)，它的直径干涉从 0.725in(18.415mm)到 0.733in(18.618mm)之间变化；被动制动器弹簧的线圈直径是 0.030in(0.762mm)，它的直径干涉从 0.727in(18.466mm)到 0.744in(18.898mm)之间变化。

7.10 控制滑动的概念使弹簧离合器获得新的应用

弹簧离合器上一个非常简单的变化解决了磁带和胶片传动上的一个持久的问题——当卷筒卷上或展开时，如何保持带的张紧力恒定。轴的转矩必须直接随着带的直径变化而变化，所以许多设计者依靠增加电器控制系统来解决这个问题，但那将要增加额外的构件，一个额外的电动机将使该解决方案成本较高。美国纽约的 Joseph Kaplan 设计的自适应弹簧制动器(图 7.10-1)能够产生一个恒定的拉伸转矩(滑动转矩)，这个转矩能通过由带滚筒的直径控制的一个杠杆装置(图 7.10-2)轻松自动地实现变化。这种新的制动器通过产生不同精确等级的滑动转矩来测试电动机或电磁线圈的输出。

Kaplan 将他的“控制滑动”概念应用到其它两个产品中。在可控转矩螺旋驱动器中(图 7.10-3)，一个分级弹簧当沿任一方向转动时产生一个 1.25lbf·in(141.125N·mm)的滑动。在精密仪器装配中，它能避免将螺钉拧得过紧。分级弹簧也是通过与不通过转矩测量仪的基础，转矩测量仪允许输出转矩检测产品不超过 1%。

干涉弹簧。这三种产品是由 Kaplan 为制动传动机械设计的一系列滑动离合器、拉力制动器和滑动联轴器中最新的产品。实际上，这些都是由弹簧离合器派生来的。通过一个制动器的响应，这一离合器中的弹簧可以避免与轴夹紧。制动器停止制动，弹簧将夹紧轴。如果轴沿适当方向转动，它是自激的。在另一方向上，弹簧超限。因此，弹簧离合器是一个单向离合器。

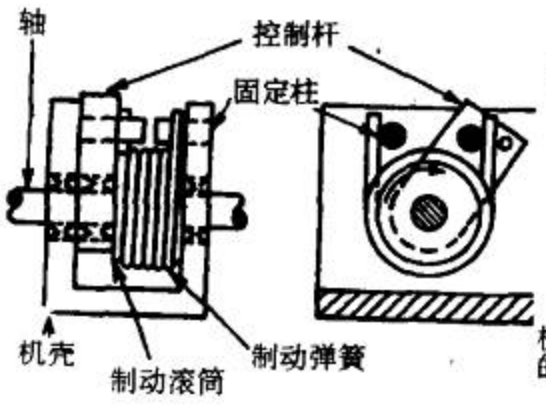


图 7.10-1 可变转矩拉力制动器。

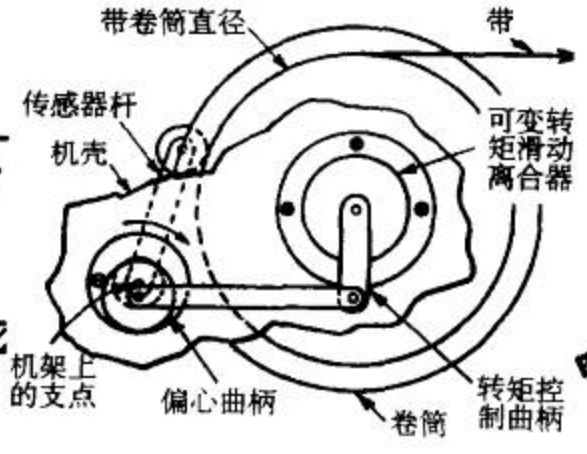


图 7.10-2 保持带的张紧力恒定。

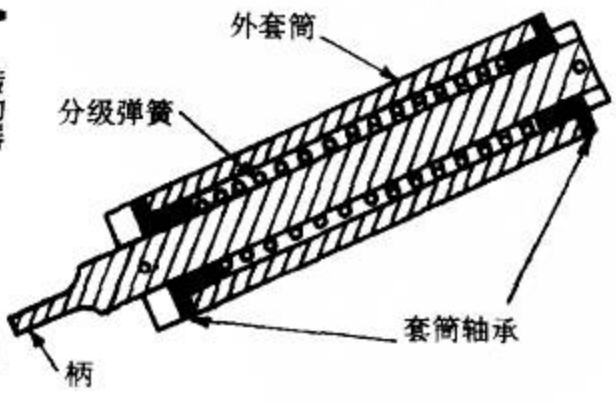


图 7.10-3 恒转矩螺旋驱动器。

7.11 弹簧带夹紧来驱动超速离合器

超速离合器使用一系列的螺旋带而不是常用的滚子或斜柱来传递转矩，这种离合器只占用普通离合器占用空间的一半。设计(见图 7.11-1)也简化了装配，并通过去掉传统离合器一半多的零件，降低了 40% 的成本。

节省成本和空间的关键是离合器免除了对硬化处理过的外滚道的需要。滚子和斜柱要求必须具有经过硬化处理过的滚道，因为它们通过内外滚道间的斜楔作用来传递动力。

弹簧带的作用：当倒转时，超速离合器(包括螺旋带型的在内)会滑动或超限运动(见图 7.11-1)。当外部构件沿顺时针方向转动，内环作为从动构件时，发生滑动或超限运动。

这种离合器是由美国密歇根州国家标准公司发明的，它包括一套高碳弹簧钢带(设计图中有六个)，当离合器驱动时，弹簧钢带夹紧里面的构件。外面的构件只是保持弹簧拉紧和在起动离合器时起作用。因为没有楔紧运动，所以它几乎可以用任何材料制造，这就节省了许多成本。例如，在如图 7.11-2 所示的自动转矩变换器中，弹簧带安装在铸铝的反应器中。

降低磨损。弹簧带在离合器里面的构件上受到弹簧力作用，但是，它们靠外面的构件来拉紧和转动。然后，带的离心力会减小作用在里面构件上的力，这就相当于降低了超速转矩。

带的内部固定到里面构件的一个 V 形槽内。当外部构件倒转时带会卷起，在 V 形槽中产生一个楔紧作用。这个作用与带有螺旋弹簧的弹簧离合器的作用相似，但是与缠绕型的离合器相比，弹簧带型离合器在超速之前稍微有些展开。所以，它响应地较快。

离合器的边缘承受整个载荷，且一个带在另一个带上也有个复合作用。当转矩逐渐变大时，每个带都对它下面的带有推动作用，这样每个顶部受到比较稳定的力，进入到 V 形槽中。带承载转矩的能力从 85lbf · ft(9.597N · m)到 400lbf · ft(45.160N · m)。它们的应用场合主要在自动传输、起动器和工业机械中。

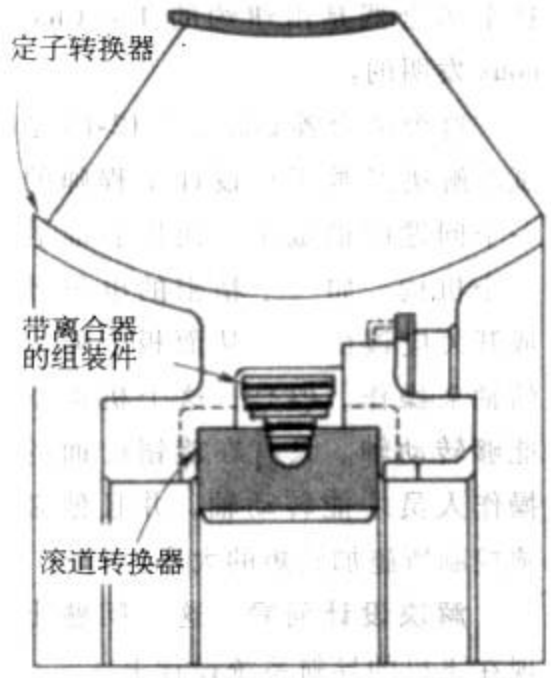


图 7.11-2 螺旋离合器带可以单独购买以满足用户的装配要求。

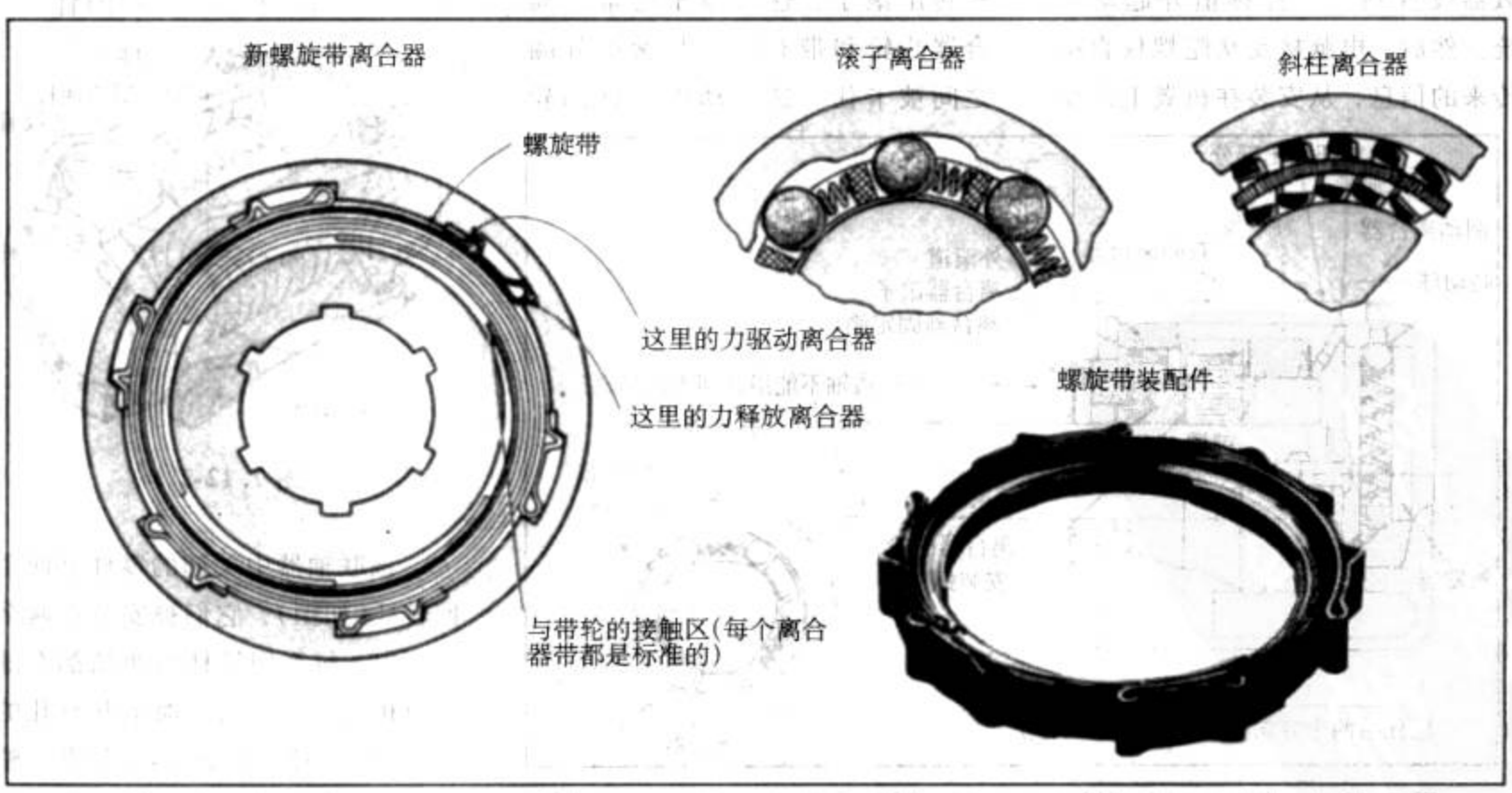


图 7.11-1 当外圈逆时针转动时，螺旋带向内施加力，滚子和斜柱向外施加力。

7.12 滑动和双向离合器的组合来控制转矩

转矩限制旋钮包括一个双重微型离合器——一个制动滑动离合器与一个新的双向锁紧离合器相串连，以防止从动构件使旋钮倒转。旋钮中的双向离合器锁住轴，防止面板上的后冲转矩，滑动离合器从面板外限制转矩传送。这个离合器是由纽约的 Ted Chanoux 发明的。

这个离合器(如图 7.12-1)是试图解决经常困扰设计工程师的一个问题时的成果。面板后面的一个机构，如一个精密的电位计或开关应该由一个从面板上伸出的轴来操作。但是，这个机构不能够转动轴。只有在旋钮前面的操作人员才能转动轴，并且他必须控制所施加转矩的大小。

解决设计问题。这个问题出现在飞机的导航系统设计上。

计数器提供一个经度或纬度的读数。当飞机准备起飞时，根据起动时的位置，导航员或飞行员将计数器设置到一个标称值并起动系统。然后，电脑接受从陀螺仪直接传来的信息，从安装在机翼上的仪器中得知速度，加上其它数据，然后在计数器提供一个读数。

整个机构容易受到振动、加速、减速、冲击和其它高转矩载荷的影响，所有这些可以通过系统得到反馈，并且可以传给计数器。这种新的旋钮装置直接锁住机构轴以抵抗振动、冲击载荷和偶然的翻转。此外，它也减小了系统预设的输入转矩。

操作：为了使轴旋转，操作者压下旋钮 1/16in(1.588mm)，并且把它拧到所希望的方向。当松开时，旋钮会返回，轴会立刻自动地以零间隙锁到面板或机架上。如果由于几圈后偶然碰上机械停止，轴上转矩超过预设值时，或者旋钮要转到回位位置时，旋钮将会滑动以保护这个机构。

实质上，通过键槽推动旋扭转动制动离合器和双向离合器释放笼，释放笼的指状物延伸到离合器的滚子之间，以便离合器凸轮转出滚子，这个滚子通常在离合器凸轮和带有滚子弹簧的外圈之间被卡住。这一动作允许凸轮和轴沿着顺时针和逆时针方向转动，但是它能可靠地锁紧轴，最高可以禁得住 30ozf · in(0.1408N · m)的内部转矩。

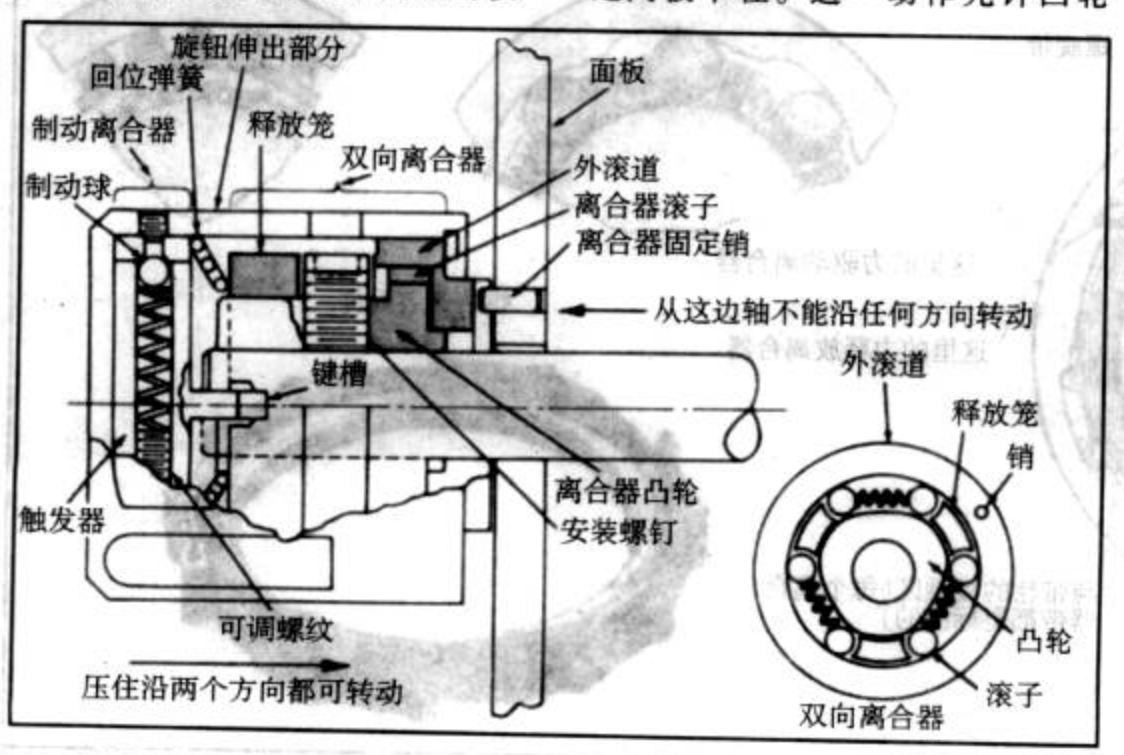


图 7.12-1 微型旋钮在面板外面很容易操作，只要将它按下并拧到所需要的方向上即可。当释放时，双向离合器自动锁住轴以防止各种冲击和振动。

应用：制动离合器不用移动轴上的旋钮也能被调节，以便限制输入转矩到需要的值，轴的外径只有 0.900in(22.86mm)，总长是 0.940in(23.876mm)。旋钮的外部材料是镀铝的(黑色或者是灰色的)，其它所有零件都是不锈钢的。该装置被设计用来满足军队 MIL-E-5400 3 级和 MILK-3926 规格的要求。

它们主要应用于机器、机床、雷达系统和精密电位计上的计数器、复位开关和控制装置。

八关节联轴器。一种新型的联轴器由在三维装置中的两平行连杆机构组成，见图 7.12-2。它能在管联轴节中进行宽角度和侧向偏置运动。通过在两连接管间放置一个波纹管，该联轴器能连接高压力和高温管，如用于精炼设备、蒸汽厂和动力厂中的管。



图 7.12-2

该联轴器中关键的零件是四个回转杆(如图)，它们被安装在两个平面内。每个回转杆的两端都有球关节相连。在不同平面上开有孔的“扭曲”连杆连接回转杆形成完整的系统。该装置允许每个管面扭曲成明显的圆弧形，以及相对其它管

作垂直方向的改变。

通过将几个带有中心管的螺纹管连接在一起，可以形成更长的连杆。

这个联轴器是由美国加利福尼亚 Ralph Kuhm 设计的。

7.13 传递恒定转矩的行走压力盘

这种自动离合器使得驱动盘沿着从动盘的表面移动，以防止负载过高时离合器盘过热。“行走”作用使得离合器能数个小时传递发动机的满载转矩，而离合器盘和发动机没有严重损坏。

由加利福尼亚 K-M 离合器公司制造的自动离心离合器结合了调速机和楔块的原理来传递发动机转矩到传动轴（如图 7.13-1 ~ 图 7.13-3 所示）。

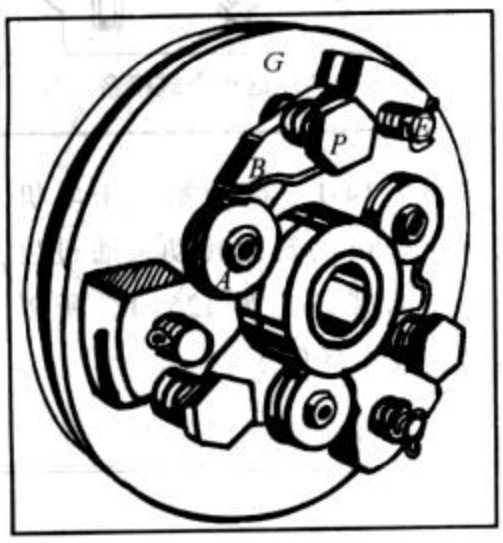


图 7.13-1

工作原理。随着发动机转速的不断提高，与飞轮杠杆相连的飞轮配重有一个向离合器盘边缘移动的趋势，但这被保持弹簧止住。然而，当轴的速度达到 1600r/min 时，离心力克服弹簧的阻力，配重向外移动。同时，杠杆的锥形一端楔入到销 E 上的一个槽中，销 E 与驱动离合器盘相连。楔入作用促使销和离合器盘移动并与从动盘相接触。

气缸每次点燃，能量脉冲都会传向离合器。随着每次脉冲，杠杆向外移动，且离合器表面之间的压力也在增加。在汽缸下一次点燃之前，杠杆和驱动盘返回原位。两个表面间的压力波动在发动机点燃过程中不断重复。

盘的行走。如果负载转矩大于发动机转矩，离合器将立刻产生滑动，但是，满转矩传动仍旧持续着，而且，不会严重过热。然后，压力盘暂时从从动盘上离开。但是，当盘转动而且转矩不断增大时，压力盘再次与从动盘相接触。实际上，压力盘沿从动盘的接触面的“行走”使得离合器连续传递发动机的满转矩。

应用。这个离合器已经在功率为 5hp 到 9hp 的 4 冲程发动机上测试了几百个小时。根据 K-M 离合器公司的介绍，由于其无负载起动的特点，这个离合器使设计者可以应用比以前使用的发动机更小的发动机。

这个离合器也以做为制动器来使用，以便保持发动机的转速在安全范围内。例如，如果驱动轮或从动机构被锁紧时阀门偶然打开，离合器将停止。

这个离合器可以与链轮、滑轮或短轴安装在一起。它能在任一位置工作，而且，能够沿任一个方向被驱动。这个离合器能装在船上，以使从动盘能传送所使用的转矩。

压力盘用铸铁制造，从动盘是用镁制造的。为了防止太多的磨损，钢飞轮配重和钢飞轮杆都经过硬化处理。

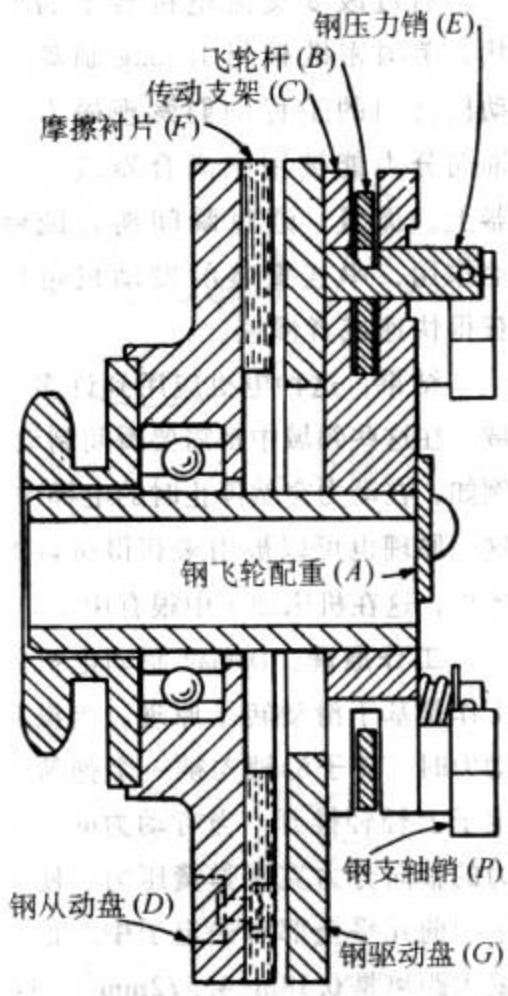


图 7.13-2 当速度达到 1600r/min 时，驱动盘移向盘 D，间隙闭合。

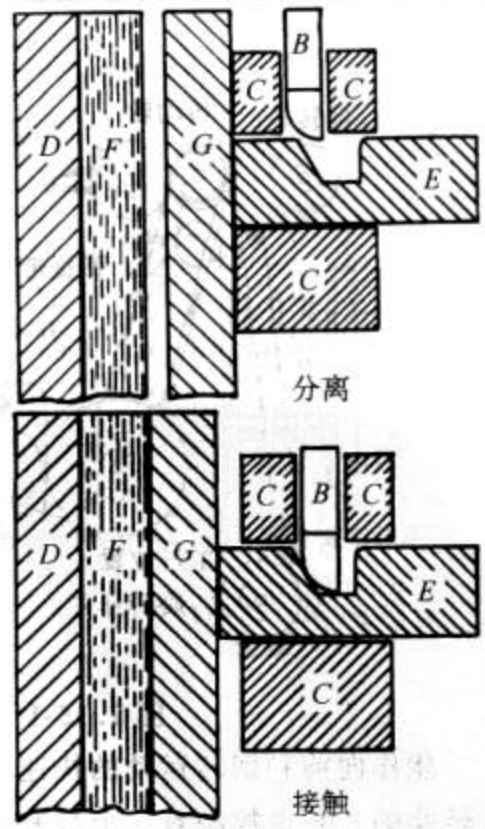


图 7.13-3 当离心力克服了弹簧阻力时，杠杆的作用力使两盘贴在一起。

7.14 圆锥转子电机产生瞬间的离合或制动

通过改变交流电机转子的形状，美国密歇根州 Demag 制动发动机公司的工程师们发现磁力的轴向分力能被用到离合器或制动器上。而且，通过瞬间离合或制动作用，串连安装的发动机可以获得快速或者慢速。

结果，这种电机应用到许多领域，在这些领域中都需要瞬间制动。例如，在动力突然停止时的电梯中。这一原理也可以被用来获得微调的效果，这在机床加工中很有用。

工作原理：Demag 制动电机的工作是基于滑动转子原理。当没有动力时，转子沿轴向被一个弹簧从定子上轻轻推开。当有动力时，磁力的轴向分力克服弹簧压力，使转子向前几乎全部滑进定子中。轴向最大距离是 0.18in(4.572mm)。这一效果在当动力停止时，允许安装在转子轴上的风扇和离合器与制动器鼓相接触，在有动力时脱离接触。

在欧洲，圆锥转子电机被应用到需要快速制动的地方，用以克服无用时间消耗或者用在精确制动和精确的角度定位中，例如，在包装机械中。

新的布置：例如，如果安装两个电机，一个转速为 900r/min，另一个为 3600r/min，这个装置能以一个精确的转矩从快速到慢速进行减速，见图 7.14-1。这可以按照下面的方法来实现：当主电机(以 3600r/min 转动，以高速驱动一个运输带)停止时，转子滑回，离合器盘与另一个离合器盘接触，后一个离合器盘正在被一个低速运行的电动机通过一个减速齿轮系统进行驱动。

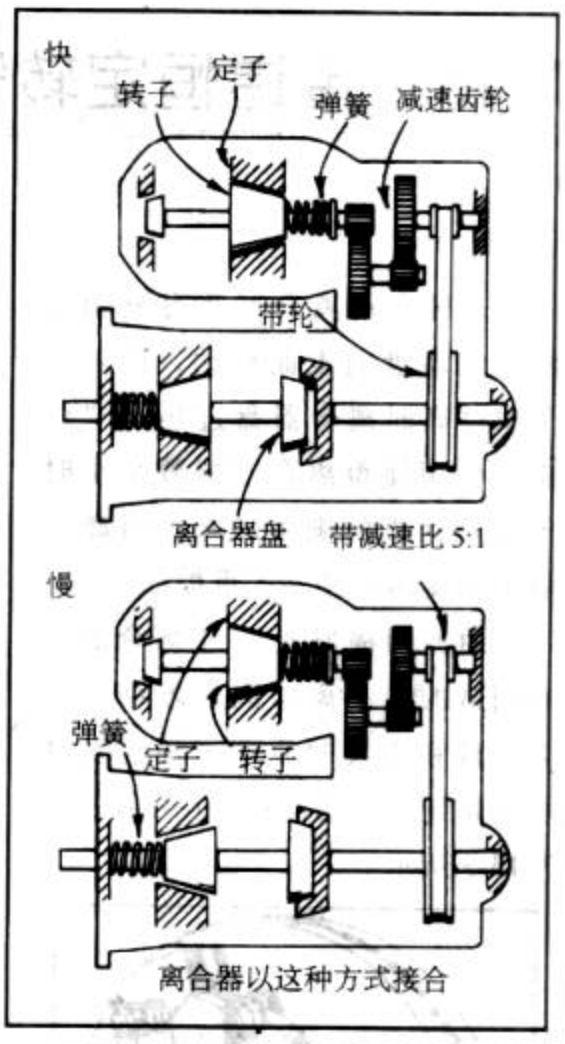


图 7.14-1 因为第二个电机以 900r/min 的转速转动，通过齿轮和带的减速比为 125:1，所以速度被大大降低了。

7.15 快速反转缠绕传动

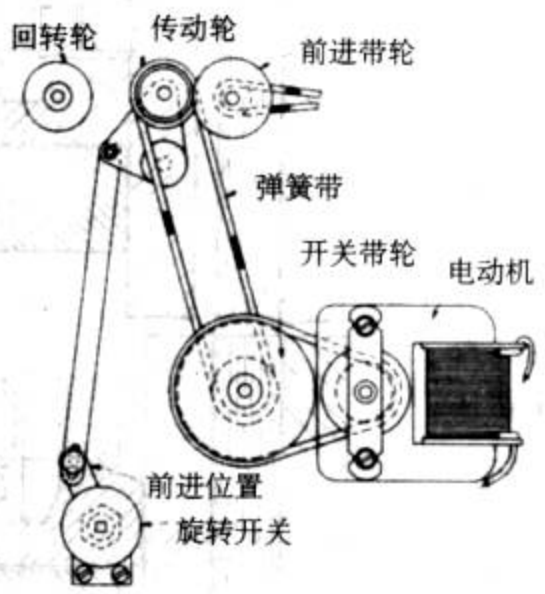


图 7.15-1

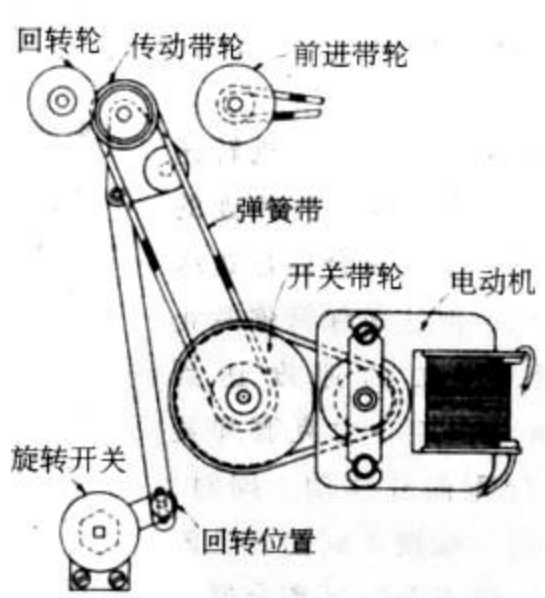


图 7.15-2

能作向前和回转运动的快速反转传动是由旋转开关转换的，它也控制着一个灯和驱动电动机。开关轴上的一个短杆连接到一个集成的机构上，在该机构上装有传动轮。在轴从向前运动到回转运动的变化过程中，传动带轮交叉变换它的支点，以便传动带的弹性张力能够在从动轮上保持压力。开关带轮到传动带轮之间的传动比是 1:1，两个轮靠弹簧带配合，当与前进带轮配合时，有一个减速传动。当与回转轮相配合时，没有了减速并且带的回转速度是前进速度的好几倍。

7.16 7 种超越离合器

这些简单的装置都可以在车间中以很低的成本制造出来。

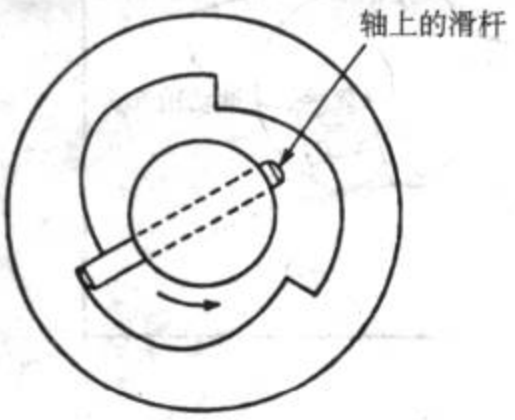


图 7.16-1 螺旋式离合器。

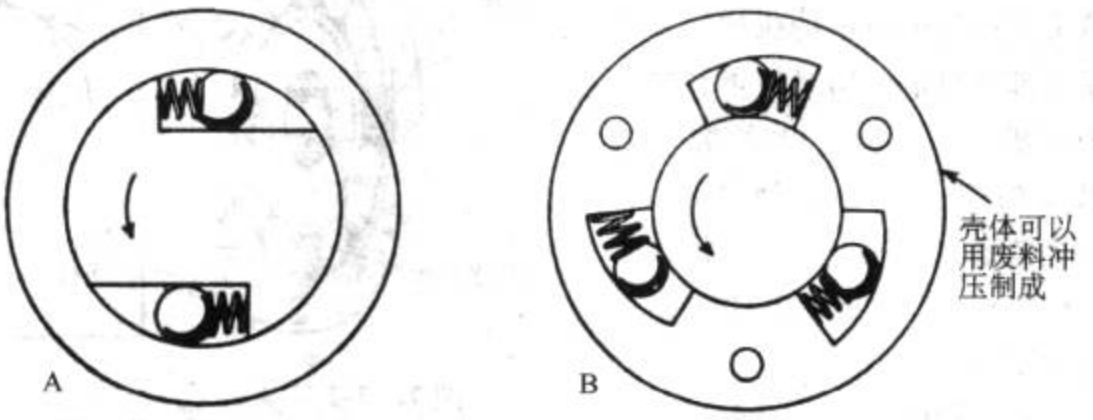


图 7.16-2 球楔或者滚子楔：内部离合器(A)；外部离合器(B)。

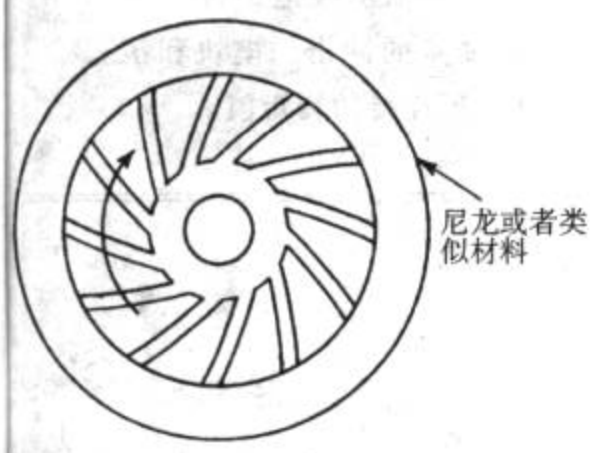


图 7.16-3 浇铸楔块(轻载)。

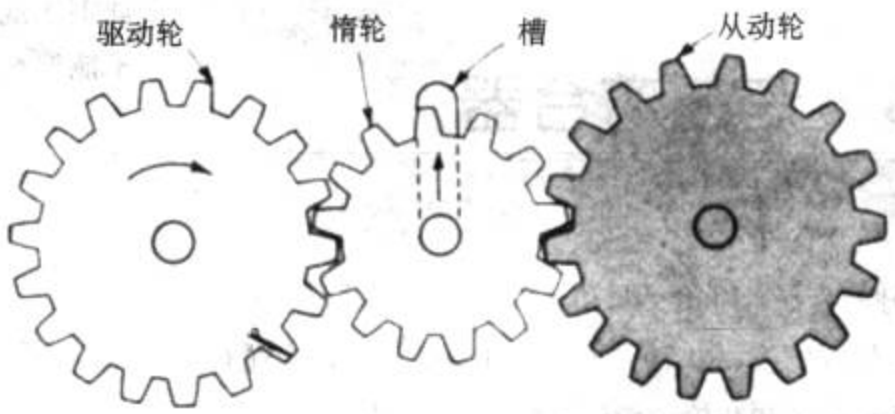


图 7.16-4 当驱动方向改变时，脱离啮合的惰轮在槽内上升。

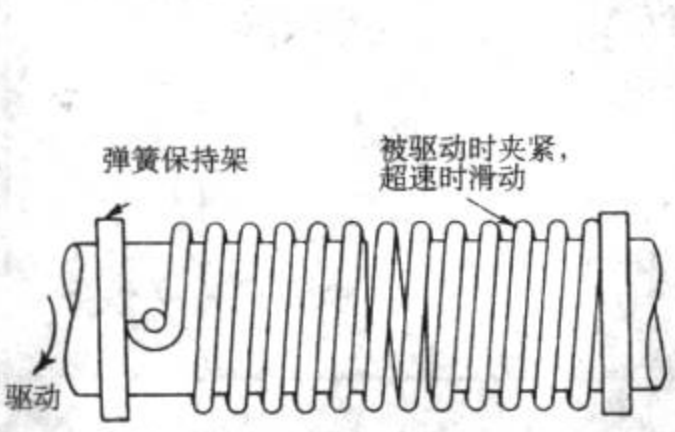


图 7.16-5 滑动弹簧离合器。



图 7.16-6 内棘轮和受弹簧作用的棘爪。

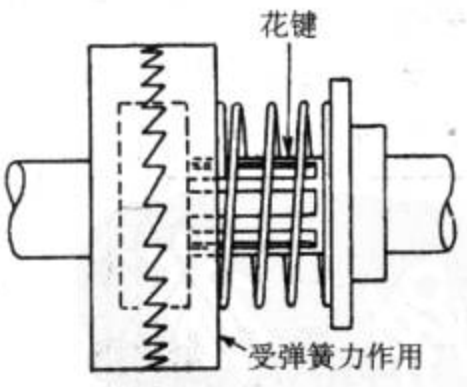


图 7.16-7 单向爪形离合器。

7.17 在单向离合器中受弹簧力作用的销辅助楔块机构

楔块与滚柱联合使用能够构成简单的降低成本的机构，来满足大部分机械应用对转矩和支承的要求。图 7.17-1 中的装置由巴黎的 Est. Nicot 设计并制造，这个装置在超速离合器中提供单向转矩传输。另外，它也可以做为滚子轴承来使用。

离合器的额定转矩取决于楔块的数量。至少三个楔块均匀分布在滚道的圆周上，以便在滚道上获得合理分布的切向力。

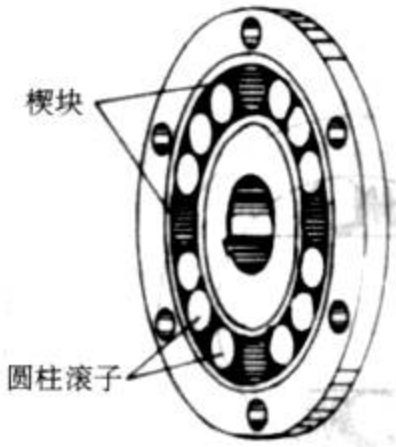


图 7.17-1

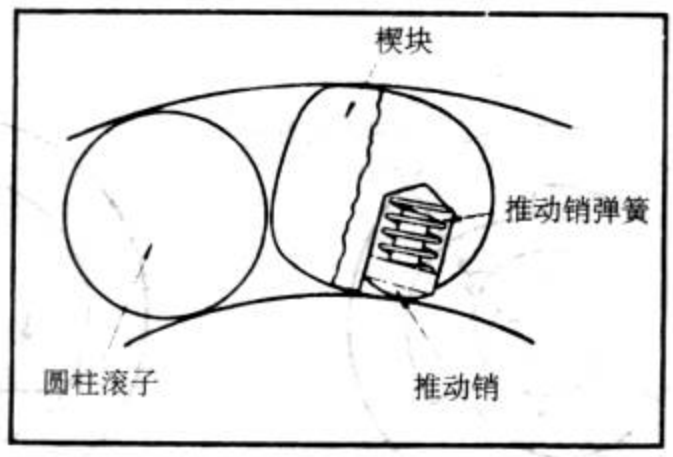


图 7.17-2 滚道是同心的；楔块的轮廓能够锁紧弯道，它的轮廓由两个半径不同的且不同心的曲线组成。一个受弹簧力作用的销保持楔块在锁紧位置，直到旋转方向上作用了转矩。滚子轴承不能倒转，是因为轴承滚道的硬化处理钢太脆不能承受楔块锁紧的冲击。楔块和滚子能混合在一块提供任何所需要的转矩值。

7.18 滚子离合器

这种离合器既可由电驱动又可由机械驱动，只需要采用功率 7W 的电磁线圈就可在转速为 1500r/min 时传递 0.5hp。滚子靠驱动机壳和凸轮轮毂(与输出齿轮连在一起)间的支架(与带有齿的控制轮连在一起,见图 7.18-1)来定位。

当棘爪脱离啮合时，机壳在摩擦弹簧上的拉力转动滚子支架，并且使滚子楔入啮合。这使得机壳通过凸轮驱动齿轮。

当机壳旋转而棘爪与控制轮啮合时，摩擦弹簧在机壳内滑动，滚子被推回，脱离啮合，动力于是被中断。

根据制造者英国的 Tiltman Langley 有限公司介绍，该装置能在 -40℉(-40℃)到 200℉(93.3℃)范围内工作。

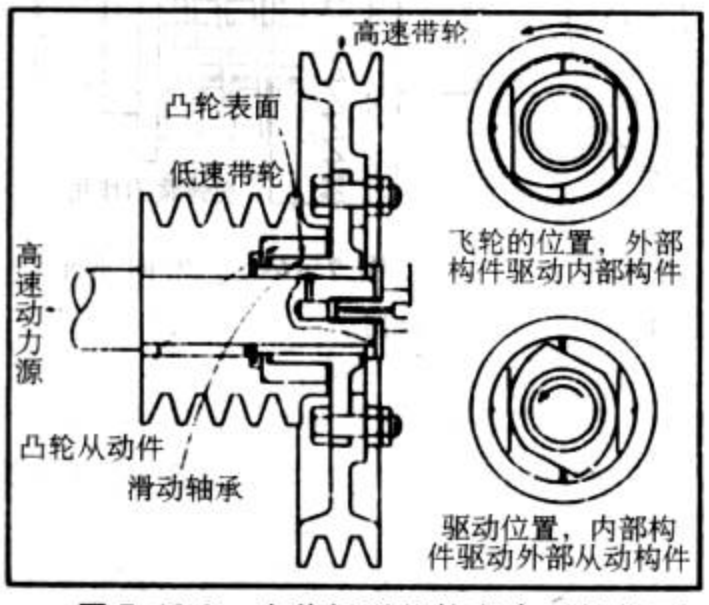


图 7.18-2 这种新型凸轮离合器提供了两种速度操作。

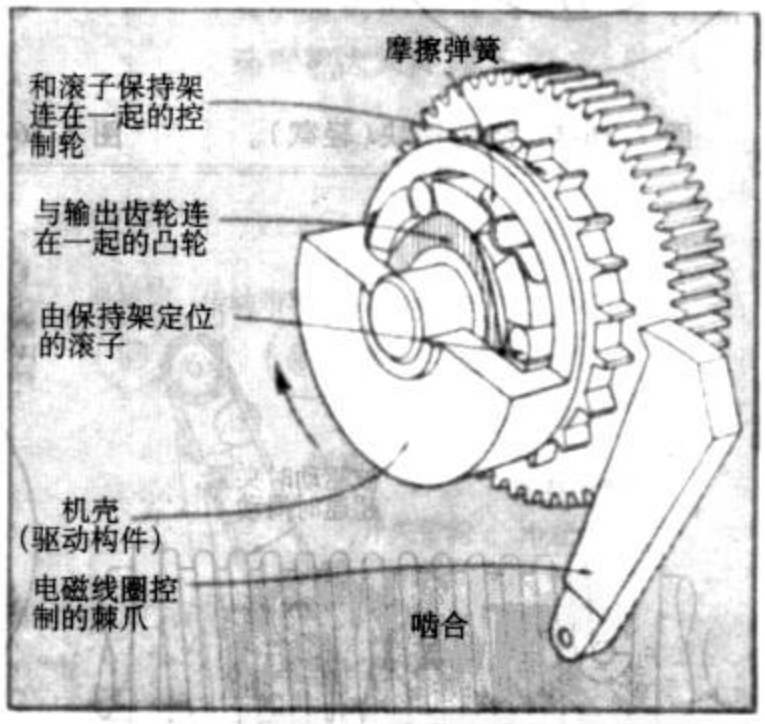


图 7.18-1 这种滚子离合器提供了一个正传动。

这个离合器由两个旋转构件(见图 7.18-2)组成，只有当内部构件驱动时，它被使用以便于外部(从动)构件作用于它的带轮。当外部构件驱动时，内部构件将空转。它的一个应用是在甩干机中。离合器在普通电机和高速电机之间起到调解作用，以提供两种可供选择的输出速度。

7.19 来自于减速器的单向输出

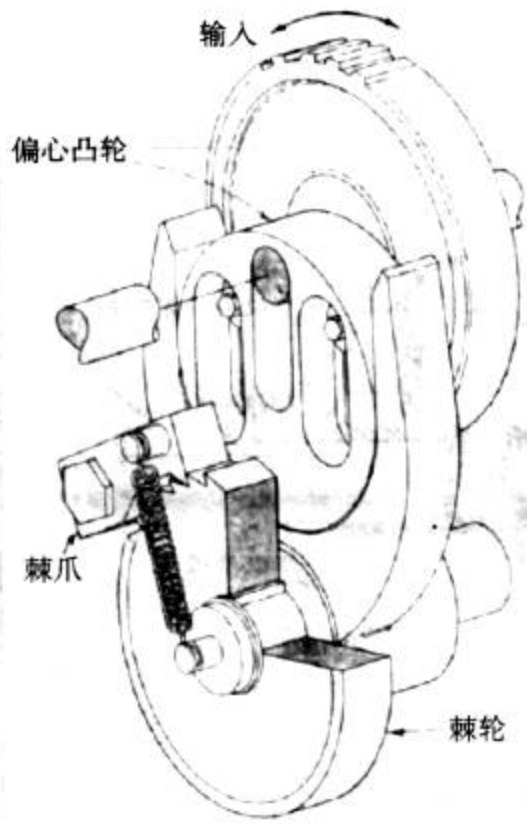


图 7.19-1 这种偏心凸轮适用于高减速比，但是其不平衡性限制它必须以低速转动。当它的输入转向改变时，输出不会滞后。输出轴是断续地转动，这是因为它是通过一个棘轮机构中的棘爪驱动的，这个棘爪被安装到一个 U 形从动件上。

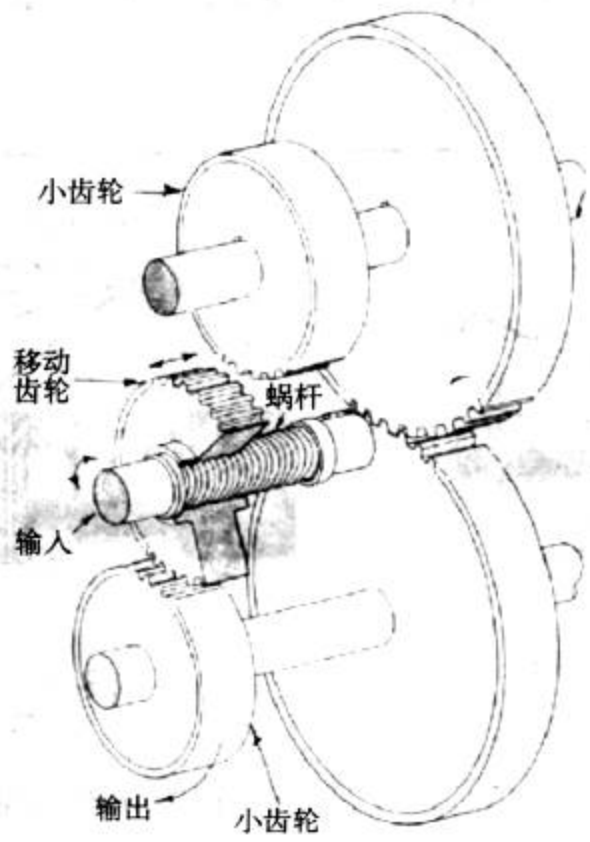


图 7.19-2 当输入转动改变方向时，移动齿轮沿一蜗杆移动并向另一个小齿轮传递驱动转矩。为了使齿轮顺利啮合，齿轮末端都被加工成锥形。输出转动平滑，但是，当齿轮轴移动而转动方向变化后会有滞后。齿轮不能比小齿轮间的轴向偏差宽，否则，将会有破坏性的干涉。

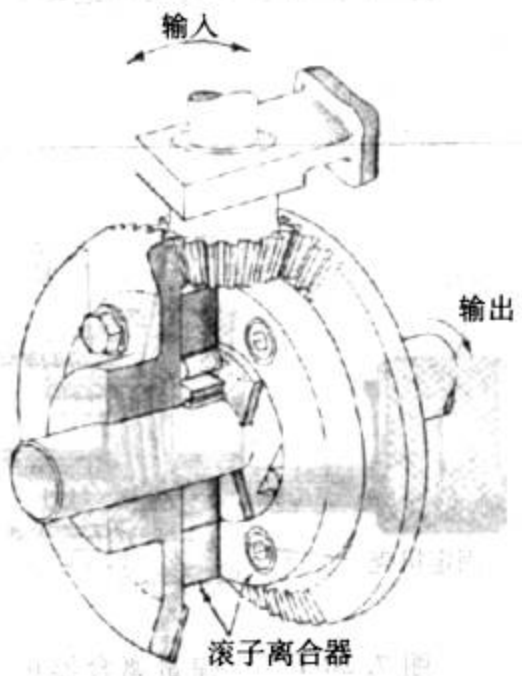


图 7.19-3 两伞形齿轮通过滚子离合器传动。一个离合器沿一个方向安装，另一个离合器则反向安装。当输入转向改变时，平稳的转动输出有一点变化，也可能没有任何中断。

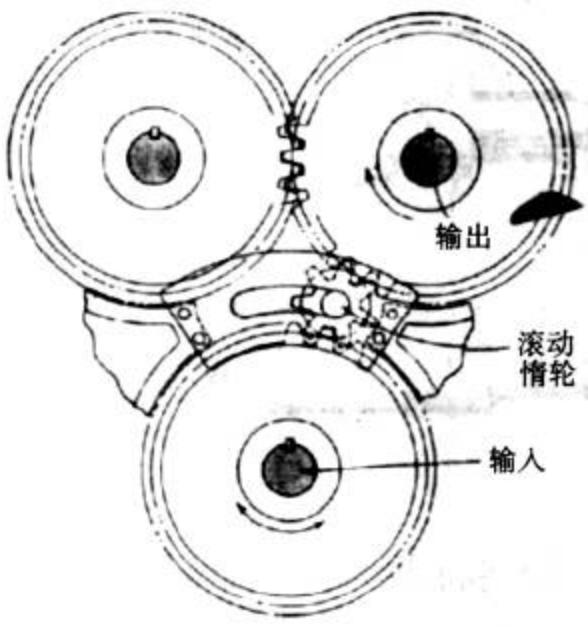


图 7.19-4 在输入方向改变后，这个滚动惰轮也能产生一个平稳输出。惰轮必须受到小的拉力，这样它将平稳传输并与其它齿轮相啮合，而且不会在齿轮间保持回转。

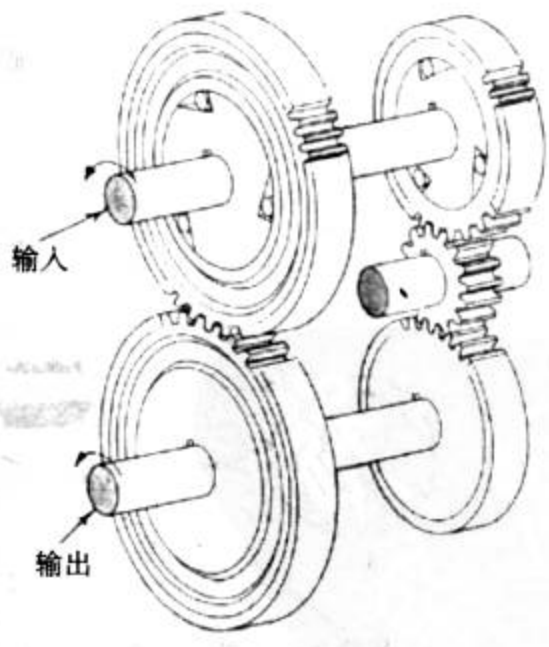


图 7.19-5 在这种传动中，滚子离合器在输入齿轮上。这些离合器也将提供平稳的输出速度，当转向改变时，输出有些滞后。

7.20 应用在单向传动装置中的弹簧、往复运动小齿轮和滑动球

这四种传动装置将摆动运动转换成单向转动，以完成输送工作或计数。

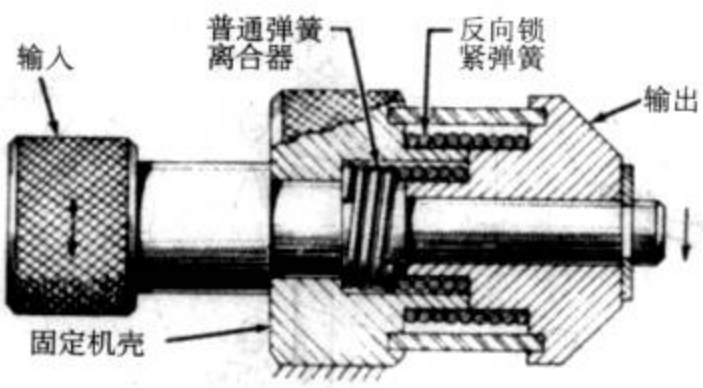


图 7.20-1 双弹簧离合器传动装置。

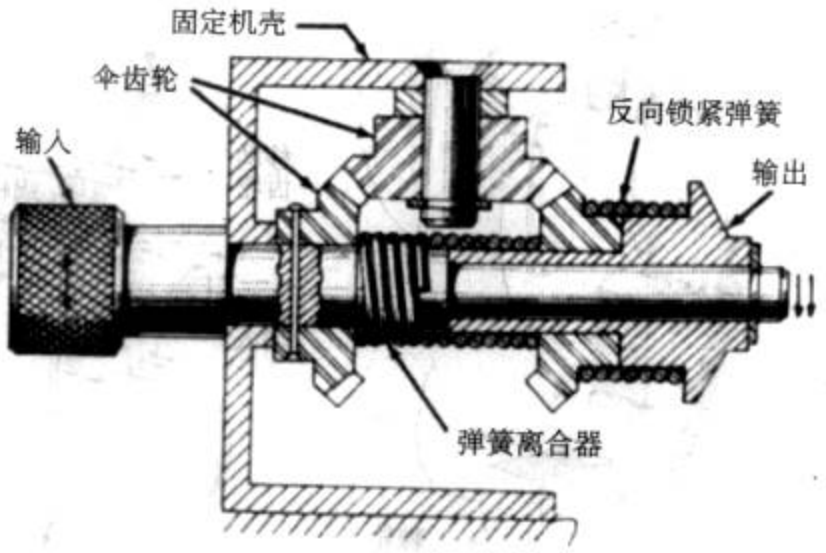


图 7.20-3 全波矫正传动装置。



图 7.20-2 基本的弹簧离合器。

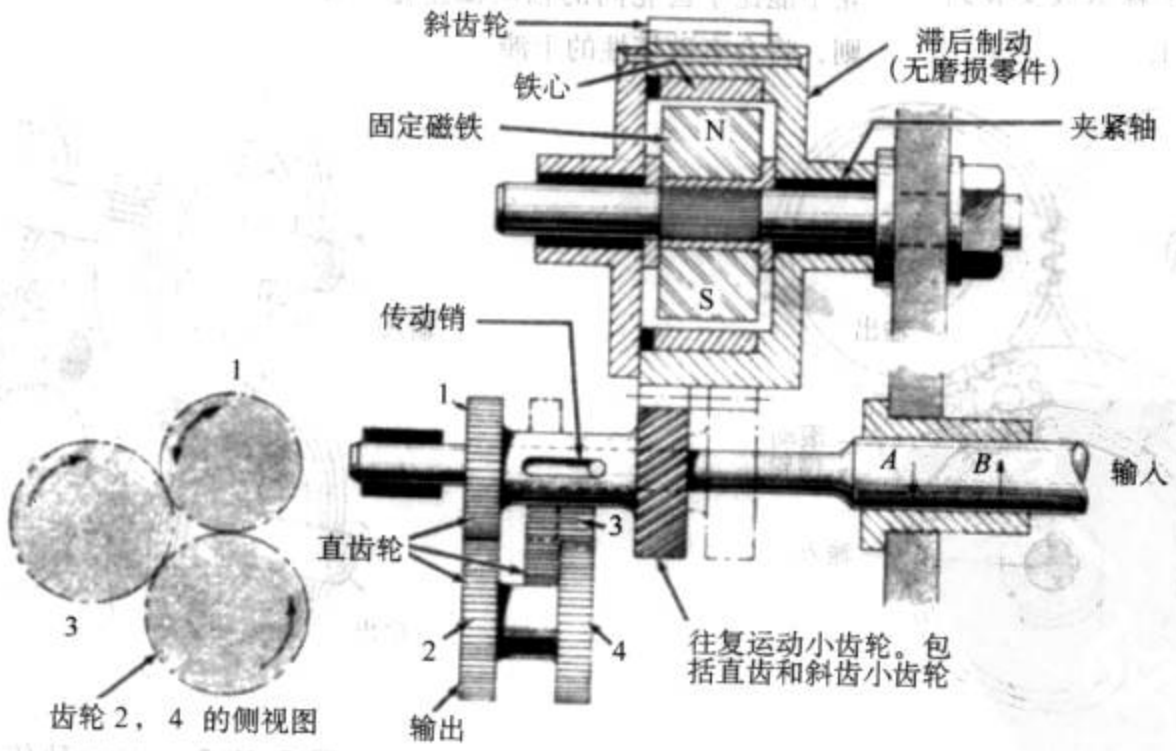


图 7.20-4 往复运动小齿轮传动装置。

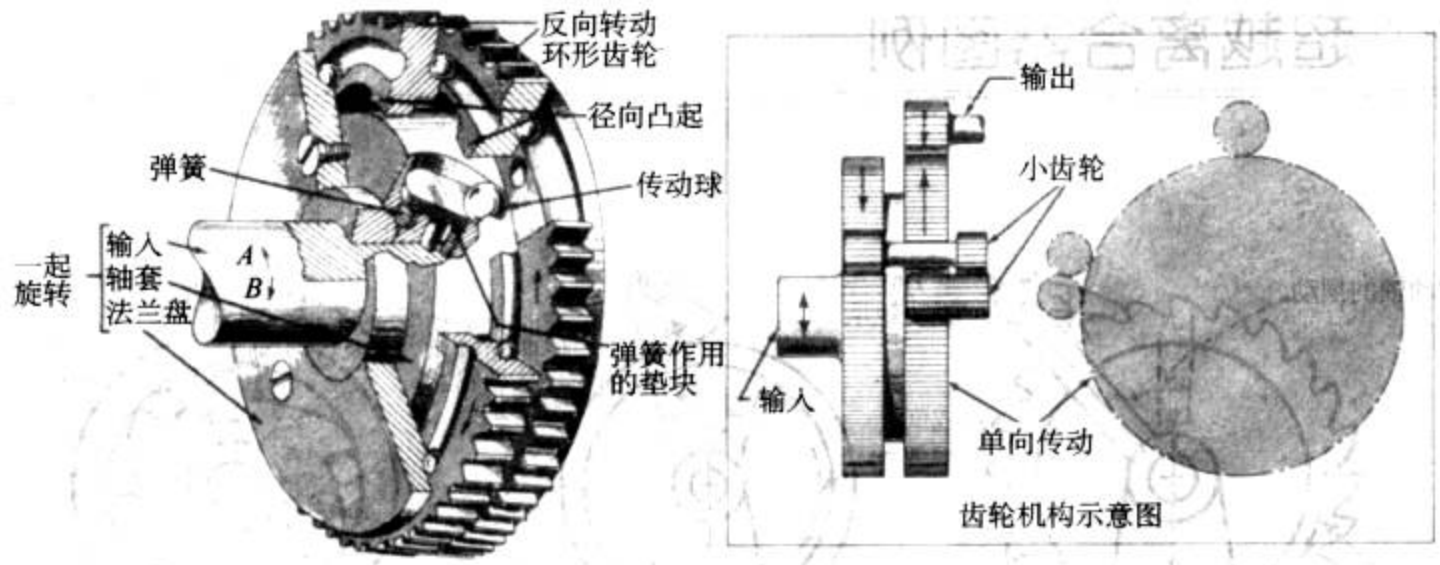


图 7.20-5 往复运动球传动装置。

图 7.20-1 中所示的单向传动装置是设计硬币序号盖印机时的副产品。

它的任务就是将输入曲柄的摆动(此例中是 20°)转换成单向运动，以便使色带前进。众所周知的用以获得单向传动的一个最简单的装置是一个弹簧离合器，它由一个螺旋弹簧连着两个共线轴(图 7.20-2)。弹簧通常是由横截面为方形或矩形的钢丝制成。

这种离合器沿着一个方向传递转矩只是因为当它倒转时空转。连接两轴的螺旋弹簧不需要两端都固定，可以接受轻微的安装干涉。输入轴沿使弹簧卷紧的方向转动(图 7.20-2 中的方向 *A*)会导致弹簧将两个轴卷紧，然后，将运动从输入轴传到输出轴。输入轴沿使弹簧松开的方向倒转时，输出轴空转并承受微小拉力，这一微小拉力虽然很小，但在操作中会产生问题。

1. 双离合器转动装置

在回程中，弹簧离合器(图 7.20-2)在带传动中不能提供足够的摩擦力使弹簧离合器在轴上滑动。于是输入输出一起转动，这就得不到所需要的单向传动。

首先，尝试着用人工的方法增加输出摩擦，但是，这导致设计很笨拙。最后，通过安装第二个螺旋弹簧，问题得到了圆满解决(图 7.20-1)，只是第二个弹簧比第一个稍大些，但目的也是只沿着一个方向传递运动。

这个大弹簧安装到输出轴和固定圆柱上。在这种方法中，两个弹簧的旋向相同，不希望出现的色带反向运动被立即阻止，并且，很容易就获得了正向单向传动。

这种紧凑的传动装置被认为是一种机械半波校正器，在这种校正器中，它只传递一个方向的运动，阻止反方向运动的传递。

2. 全波校正器

通过引入一些反转齿轮，上面描述的原理也将提供一个机械的全波校正器，如图 7.20-3 所示。在这一应用中，像以前一样，沿一个方向的输入被直接传送给输出，但是，在反向行程上输入通过反向齿轮被传出，这样输出与输入的转向相反。换句话说，输出的原来的转向保持不变。于是，对于输入的每次后退前进运动，输出向前运动两次。

3. 往复运动齿轮传动装置

早期，研制了一种单向传动装置，它是利用一对斜齿轮的轴向推力来移动小齿轮，如图 7.20-4 所示。虽然，乍看上去它很复杂，但是，该传动制造低廉，一直在顺利地使用，且磨损小。

当输入沿 *A* 方向转动时，它通过直齿轮 1 和 2 驱动输出。往复运动小齿轮也驱动斜齿轮，斜齿轮的传动受到固定的永磁体和磁心间的逐渐变大的磁通量的阻碍。这种磁心装置实际上是滞后制动，且它的恒定的阻力矩在与其相互啮合的斜小齿轮上产生一个向左的轴向推力。输入反向转动推力也反向，向右的推力使得移动小齿轮向右边移动。然后，通过齿轮 1、3、4 传动，这就避免了反转输入时产生反转的输出。

4. 往复运动球传动装置

当输入沿方向 A 转动时，如图 7.20-5 所示，传动球被拖向右侧，它的上半部分与在右环形齿轮中的一个径向凸起啮合，并且沿与输入相同的方向驱动这个凸起。球槽以沿轴心线 45°的方向被铣削，延伸到每侧的法兰处。

当反向输入时，球运行到每边的法兰，被拖向左侧并偏转以允许球转到左边环形齿轮上，并与它径向突起相啮合，从而以输入方向驱动齿轮。

然而，每个齿轮固定地与一个小齿轮持续啮合，然后小齿轮与其它齿轮啮合。于是，不管输入方向怎么变化，球将其自己定位到一个或另一个环形齿轮的下面，齿轮将保持它们各自的转向(图 7.20-5 中所示的转动)。因此，与其中一个环形齿轮相啮合的输出齿轮将只沿一个方向转动。

7.21 超越离合器图例

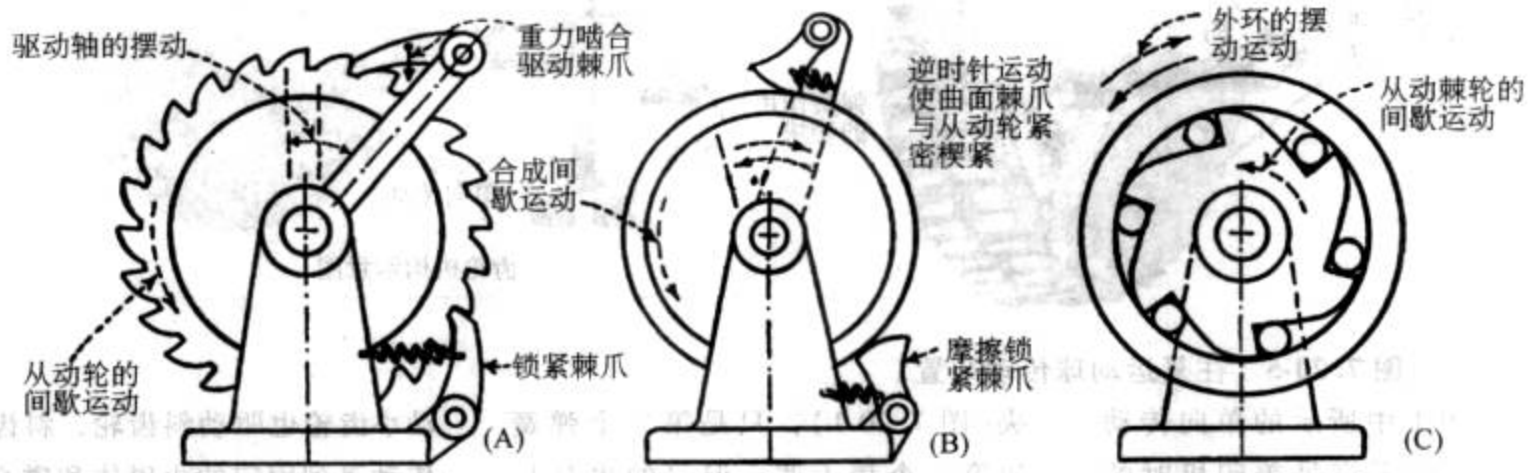


图 7.21-1 基本的超越离合器：(A)一个棘轮棘爪机构将往复运动或摆动转换成间歇转动。这种运动是直接的，但是受到齿节倍数的限制。(B)摩擦型离合器噪音小，但是它要求用弹簧装置来保持偏心棘爪处于啮合状态。(C)在这个装置中，球或滚子代替了棘爪。外滚道的运动将滚子楔入棘轮的倾斜表面。

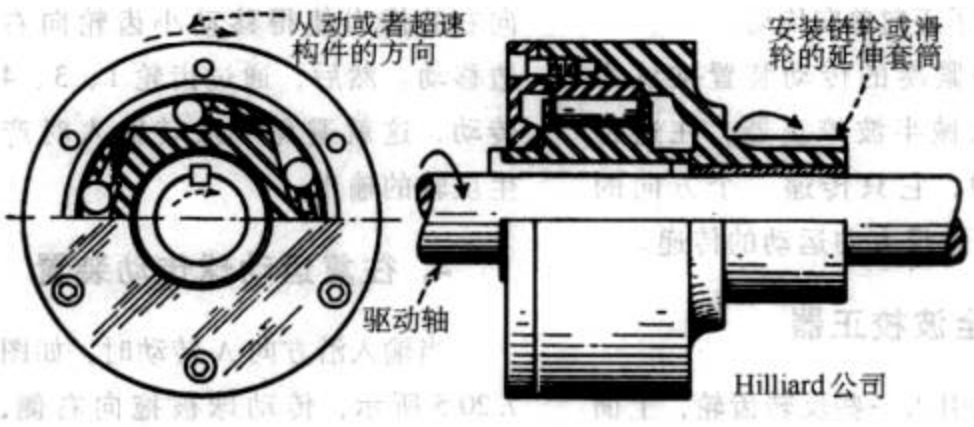


图 7.21-2 一种商业化的超越离合器带有保持滚子始终在凸轮表面和外滚道之间相接触的弹簧，于是，没有间隙或运动损失。这种简单的设计可靠且工作平稳。对于反转操作，滚子机构能轻松地在机壳内反转。

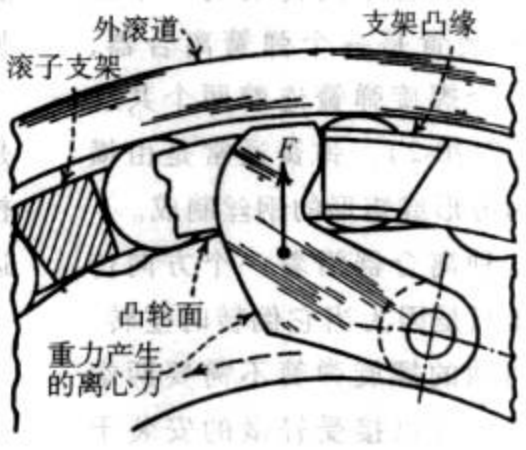


图 7.21-3 离心力能使滚子与凸轮和外滚道保持相接触。有一力加在支架凸缘上，支架用来控制滚子的位置。

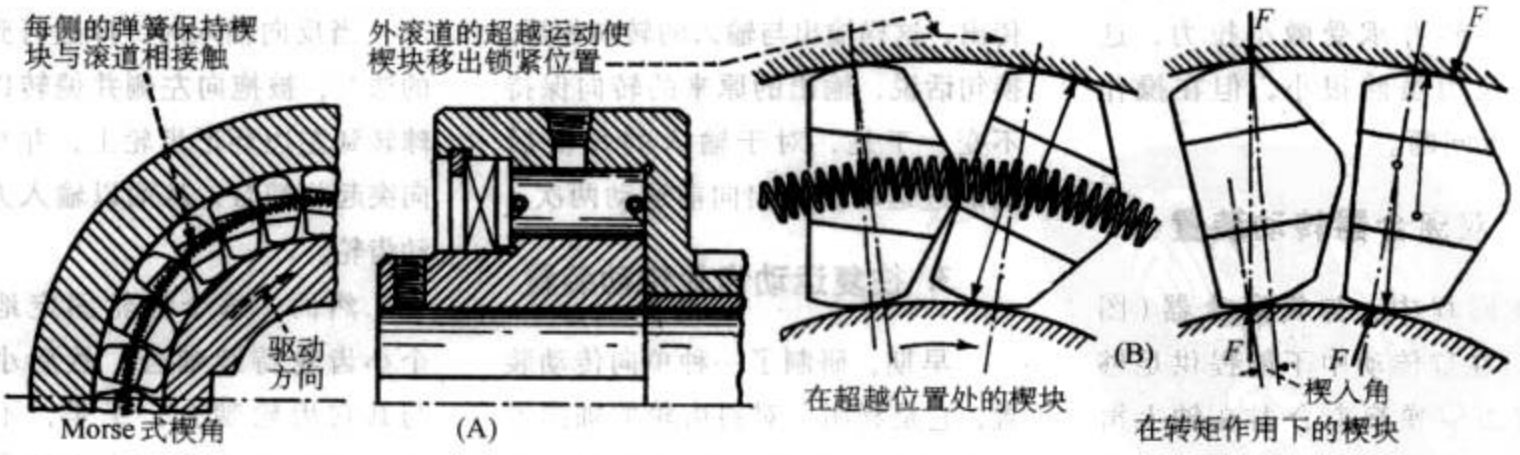


图 7.21-4 楔块能够在圆柱形的内外滚道间传递转矩。弹簧能够起到楔块支架的作用。(A)与滚子相比，由于楔块的形状能允许在有限的空间内有更多数量的楔块，于是能承载更大的转矩。不需要特殊的凸轮表面，所以这种结构可以被安装在齿轮或轮毂里。(B)滚动作用使楔块在驱动和从动构件之间楔紧。应有一个相应的大楔角来确保直接接触。

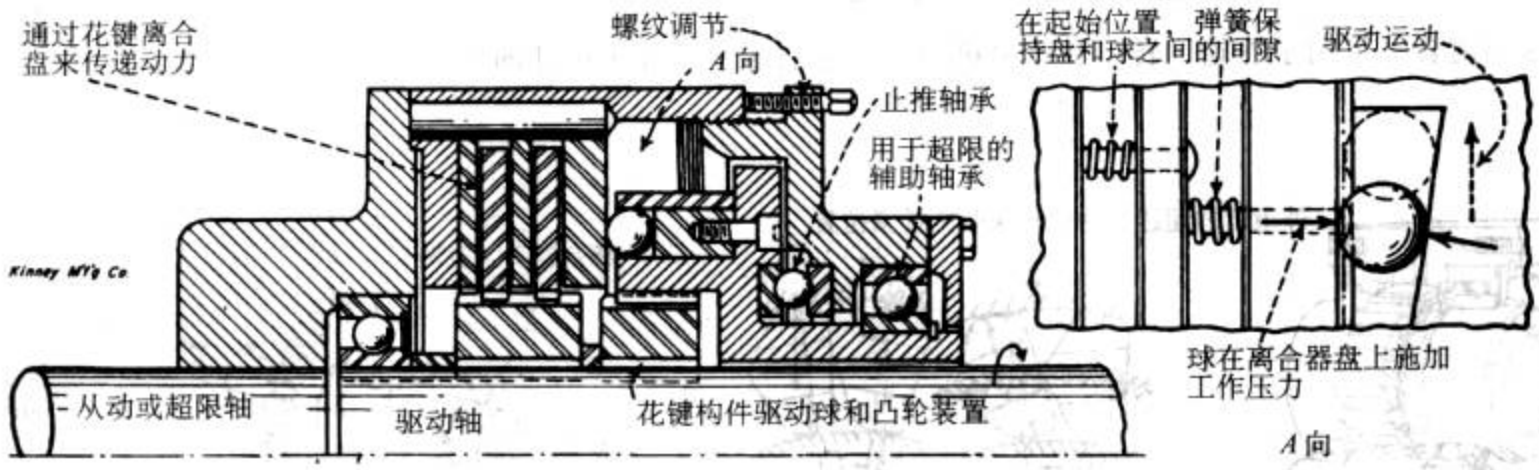


图 7.21-5 多盘离合器由几个烧结青铜盘表面摩擦驱动。压力由凸轮装置施加，它迫使一系列球与圆盘相接触。传递转矩的一小部分是由驱动构件带来的，所以传递转矩的能力不会受到接触球局部变形的限制。摩擦表面的滑动决定了承载能力，并且防止冲击载荷。圆盘弹簧轻微的压力确保了平稳的接触。

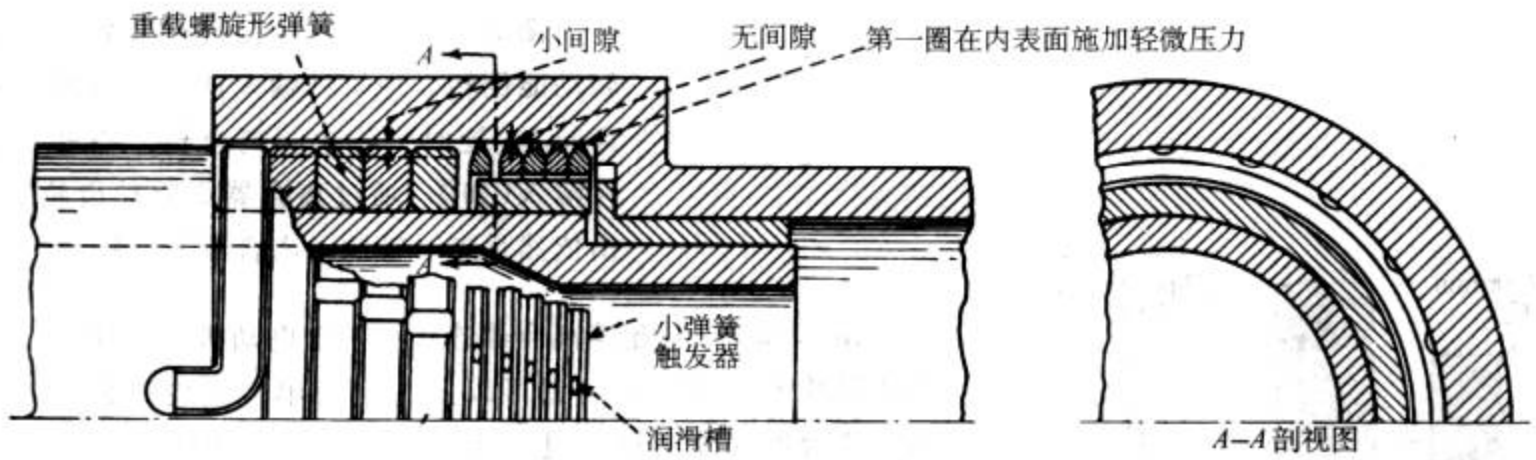


图 7.21-6 该啮合装置是由一个螺旋弹簧组成的，该螺旋弹簧由两部分组成：一个轻载触发弹簧和一个重载螺旋形弹簧。它与内轴相连并受其驱动。外部构件在触发器上摩擦的相对运动使弹簧卷起。这将使弹簧直径变小，这将占用小的间隙并将对内表面施加压力，直到整个弹簧紧紧地接触到一起。弹簧的螺旋角能够被改变成与超越方向相反的方向。

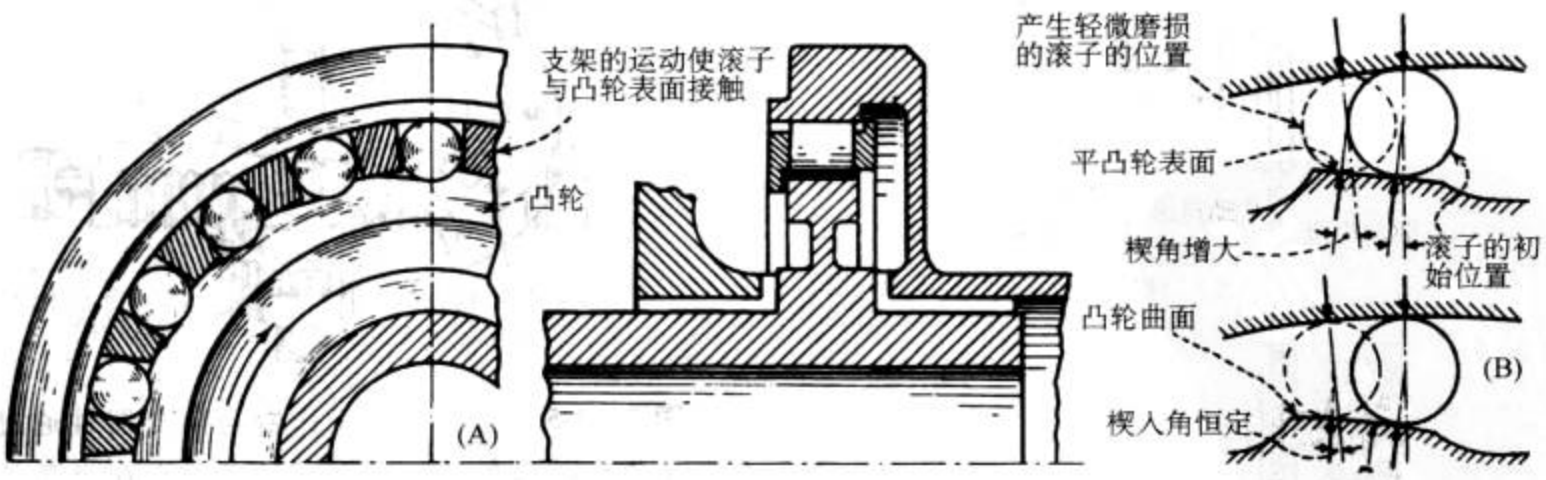


图 7.21-7 自由轮离合器被广泛应用到动力传动中，它具有一系列的直边凸轮表面。采用的啮合角为 3°。当大啮合角不起作用时，应用更小的啮合角来锁紧，并且不易脱离。(A)浮动支架的惯性使滚子在凸轮和外滚道之间楔紧。(B)连续的工作导致表面的磨损；0.001in(0.0254mm)磨损改变直边凸轮上的啮合角为 8.5°。曲线凸轮表面保持恒定的啮合角。

7.22 超越离合器的 10 种应用

这些离合器可用于飞轮、转位和止退机构上，它们能解决许多设计问题，下面介绍一些例子。

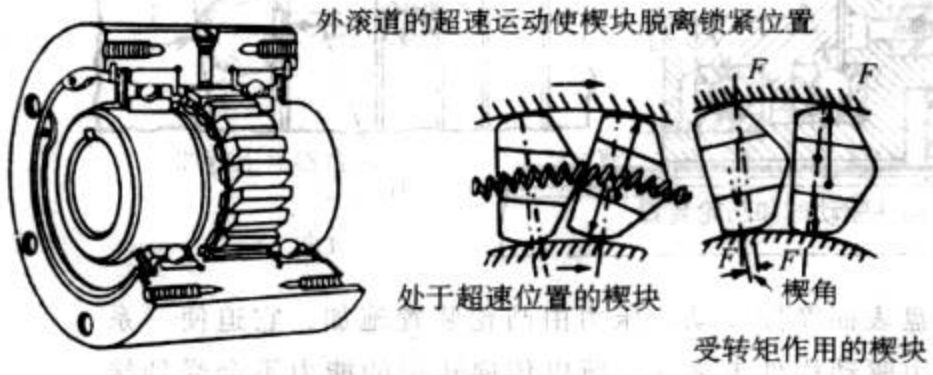


图 7.22-1 精密楔块起楔紧作用并由经过硬化处理过的合金钢制造而成。在楔块离合器中，转矩通过楔块在滚道间沿一个方向的楔入运动被从一滚道传到另一滚道；在另一个方向上，离合器空转。

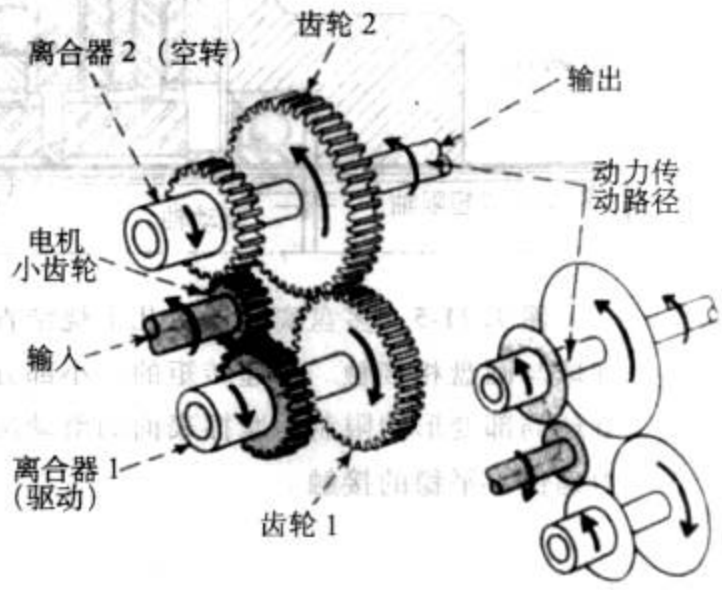


图 7.22-2 这种速度转动装置要求输入转动能倒转。逆时针输入通过离合器 1 驱动齿轮 1，逆时针输出，离合器 2 空转。顺时针输入(如图)通过离合器 2 驱动齿轮 2，输出依然是逆时针的，离合器 1 空转。

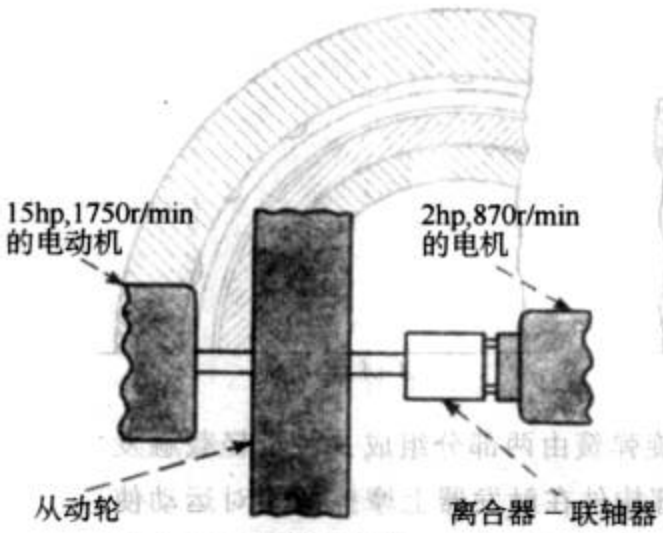


图 7.22-3

图 7.22-3 若超速离合器连接了两个电动机，这种用于砂轮的速度传动装置可以是一个简单，共线的装置。离合器的外滚道通过一个电动机驱动；内滚道与砂轮轴通过键连接。当电机驱动时，离合器啮合；当用较大电动机驱动时，内滚道空转。

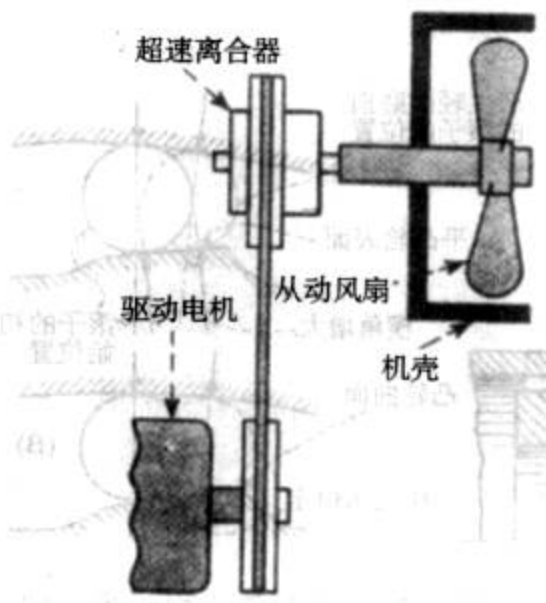


图 7.22-4 当驱动动力停止时，这个风扇自由转动。若没有超速离合器，风扇的动量能将带崩断。若驱动能源是一个通过齿轮传动的电机，风扇动能的反馈也能使齿轮产生过大的应力。

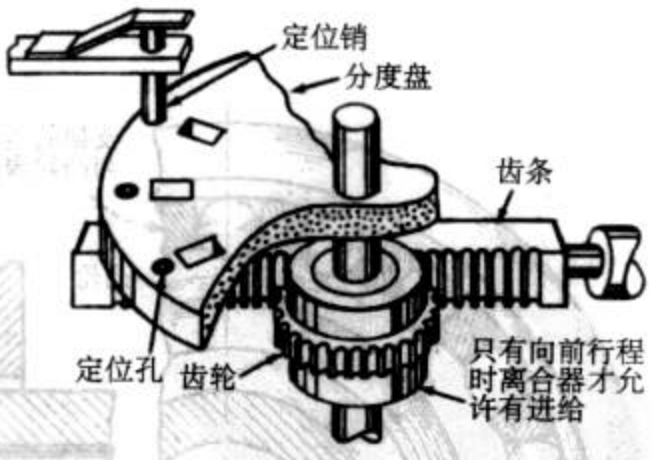


图 7.22-5 这个变位工作台与离合器轴通过键连接。工作台随齿条的行程而转动；只有在齿条的行程运动时，动力才会通过外环形齿轮传过离合器。分度有只有很短的位置要求。工作台确切的位置是由受弹簧力作用的销确定的，该销拉着工作台向前到达最终的位置。然后销将保持工作台的位置不变，直到液压缸的下次工作行程。

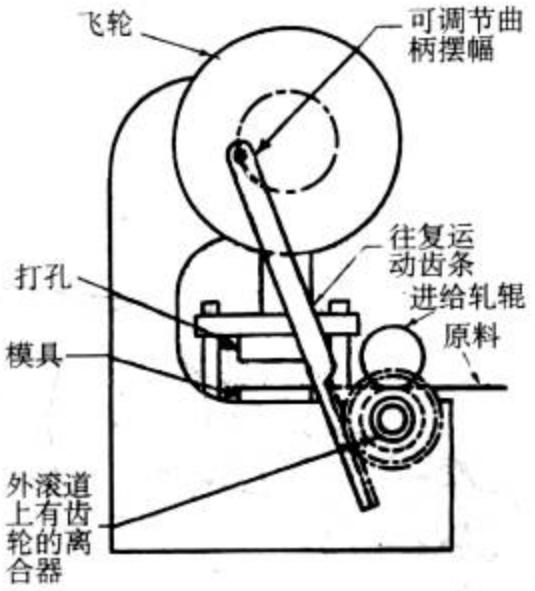


图 7.22-6 这种冲床的进给被设计成在打孔时的下行程阶段(离合器空转)原料板保持不动;在上行程离合器传递转矩时产生进给。进给机构能够很容易地调节来改变进给量。

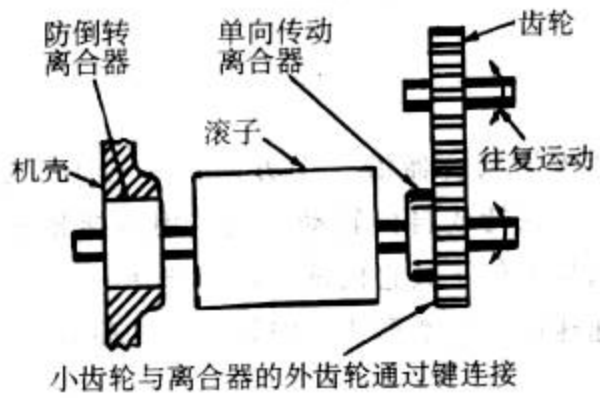


图 7.22-7 通过设置两个离合器实现转位和止退,这样当一个离合器传动时,另一个空转。图示的这种应用是在胶囊制造机械上,通过滚子涂胶并间歇地停止,这样刀片能够准确地剪切材料,以形成胶囊盒。

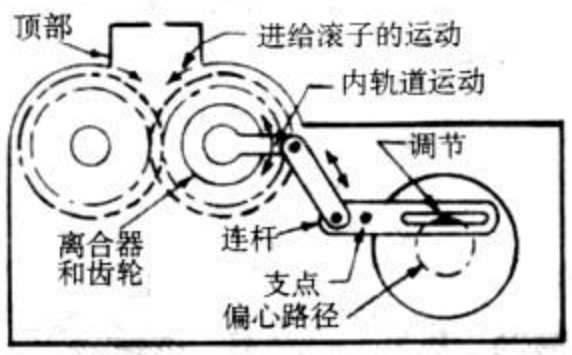


图 7.22-8 这种糖果制造机械的间歇运动是可调的。离合器通过棘轮使进给滚子转动,使原料在加料斗中摇动。

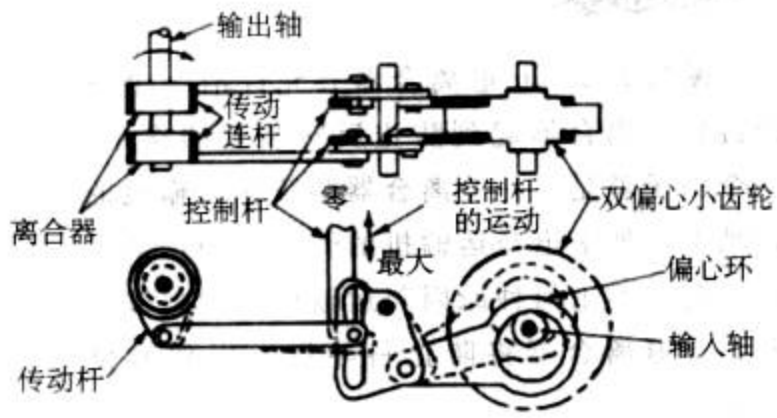


图 7.22-9 这种双推动传动装置具有两个偏心机构和传动离合器。两个离合器的输出呈180°相位状态。每个偏心机构的转动将产生两个驱动行程。于是,行程长度,即输出转动能够通过控制杆在 0 到最大值之间调节。

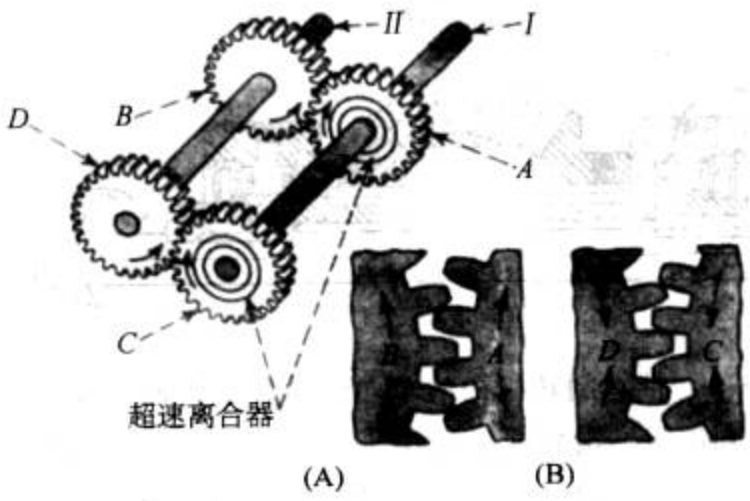


图 7.22-10 这种防止回转装置依靠超速离合器来保证在装置中不产生回转。齿轮 *A* 靠齿轮啮合和回转驱动 *B* 和轴Ⅱ,如图(A)所示。在齿轮 *C* 中的超速离合器允许齿轮 *D*(由轴Ⅱ驱动)驱动齿轮 *C*,导致如图(B)所示的啮合和回转。超速离合器实际上从未空转。它们通过在轴 *I* 和齿轮 *A*、*C* 之间的柔性连接来吸收所有的回转。

7.23 楔块型离合器的应用

超速楔块离合器沿一个方向传递转矩，沿相反方向则减速、停止、保持或自由转动。其应用包括超速、止退和转位。它们的选择类似于其它机械装置的选择——要求检查传递的转矩、超速速度、润滑形式、安装特性、环境条件和可能遇到的冲击。

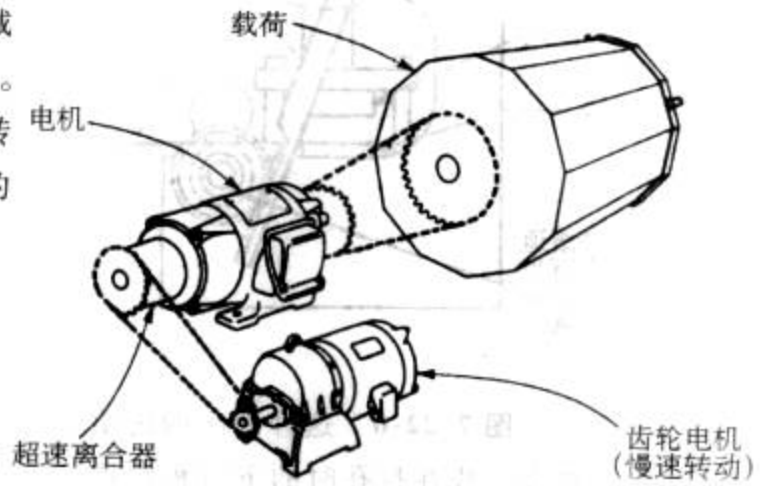


图 7.23-1 超速允许沿着一个方向传递转矩，在另一个方向上自由转动或者空转。例如，通过超速离合器和高速轴，齿轮发动机驱动外载。获得能量的高速电机使内部构件以高速电机的转速旋转。齿轮电机继续驱动内部构件，但是离合器空转。

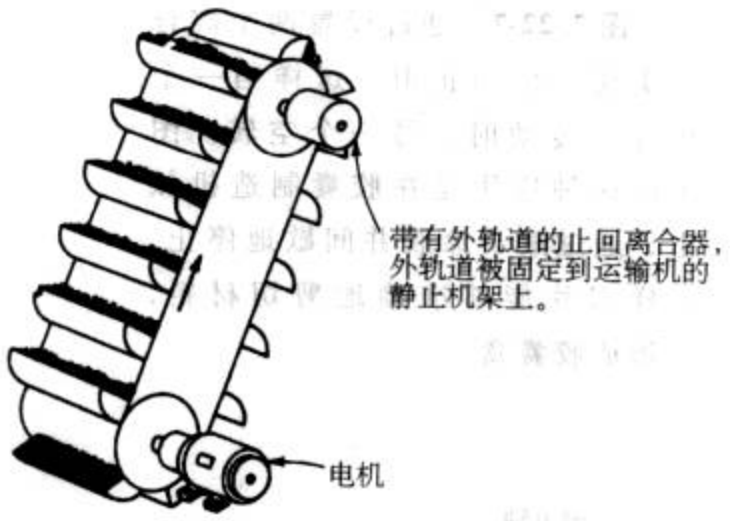


图 7.23-2 止退离合器只允许沿一个方向旋转。离合器起到防止反转装置的作用。一个例子就是，一个离合器装载在运输机的顶轴上。外滚道与运输机的转矩杆固定架连在一起。不论何种原因若运输机的动力被中断，止退离合器将防止料斗滑下以致倾倒货物。

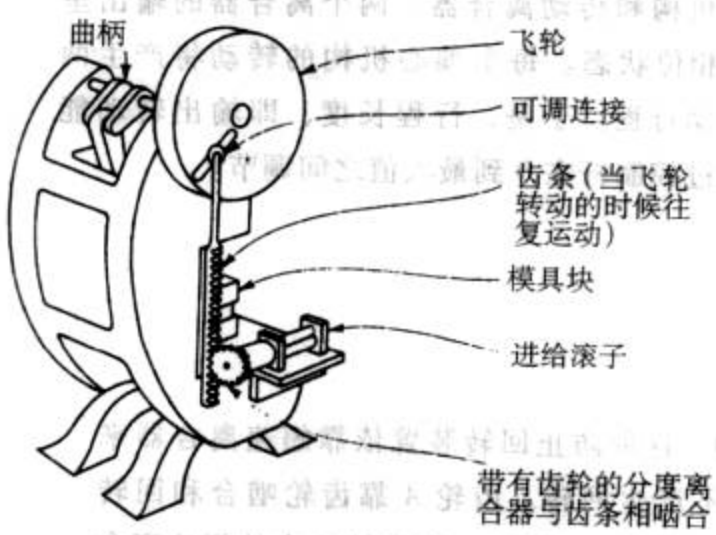


图 7.23-3 转位离合器传递沿一个方向的间歇转动；一个例子就是冲床的进给滚子。在冲床曲轴的每一个行程，由齿条和小齿轮系统完成进给滚子的一次进给行程。系统将原料输送到冲床的模具上。

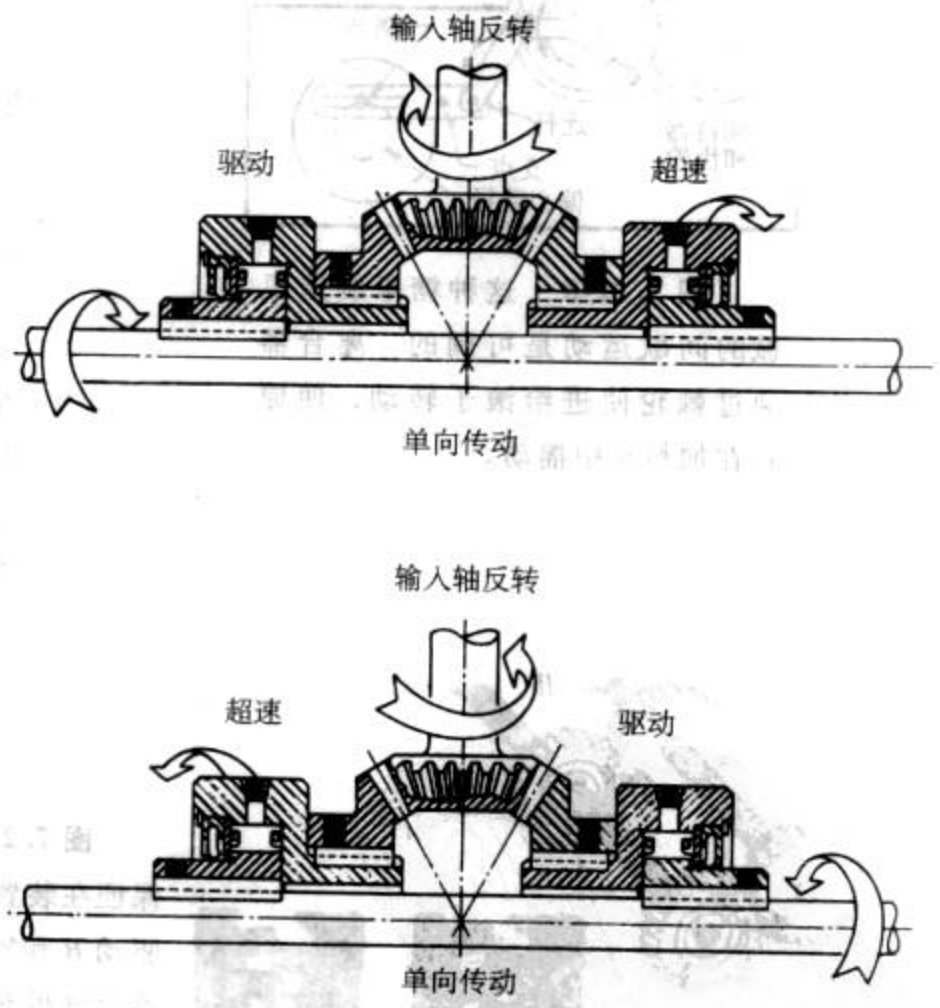


图 7.23-4 带有倒转机构的单向传动装置将两个超速离合器合并到齿轮、滑轮或链轮中。这里展示了一个带有倒转输入轴的 1:1 传动比的直角传动装置。不论输入轴方向如何，输出轴都沿顺时针转动。通过改变齿轮的大小，可以得到相对于输入的持续或间歇的单向输出。

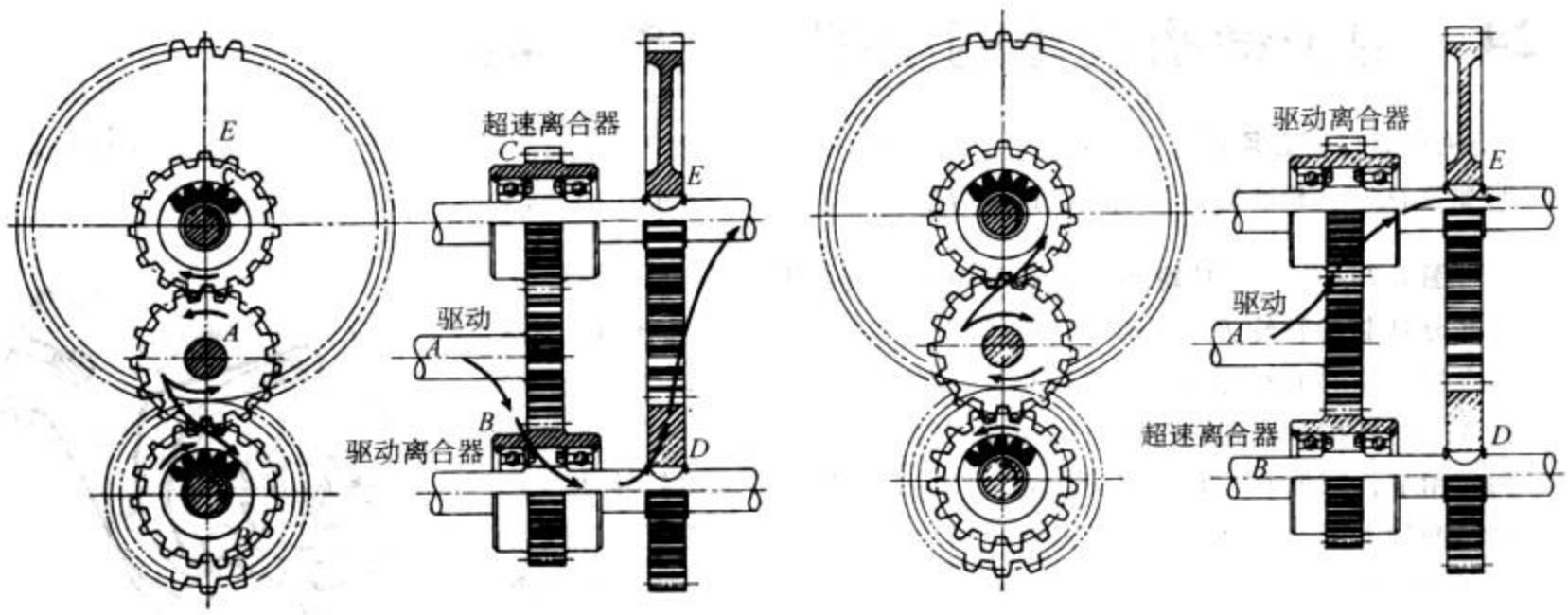


图 7.23-5 通过使用直齿轮和改变输入轴的转动方向，双速单向输出是可以实现的。轴 *A* 的旋转将齿轮 *B*、*D* 和 *E* 的动力传到输出轴。逆时针旋转，使下面的离合器啮合，上面的离合器空转，因为齿轮 *C* 比轴转动的快。这是由齿轮 *B* 和 *E* 之间的减速造成的。齿轮 *A* 的顺时针旋转使上面的离合器啮合，下面的离合器空转，因为齿轮 *D* 和 *E* 之间的速度提高了。

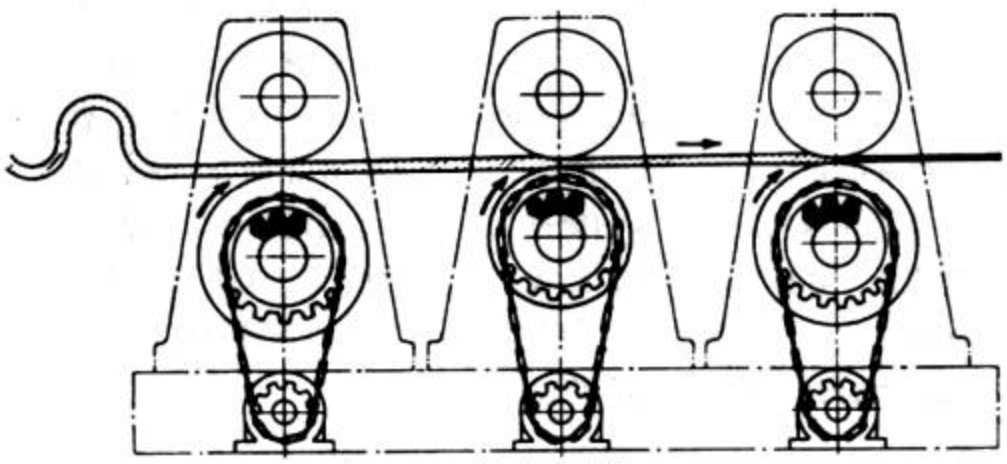
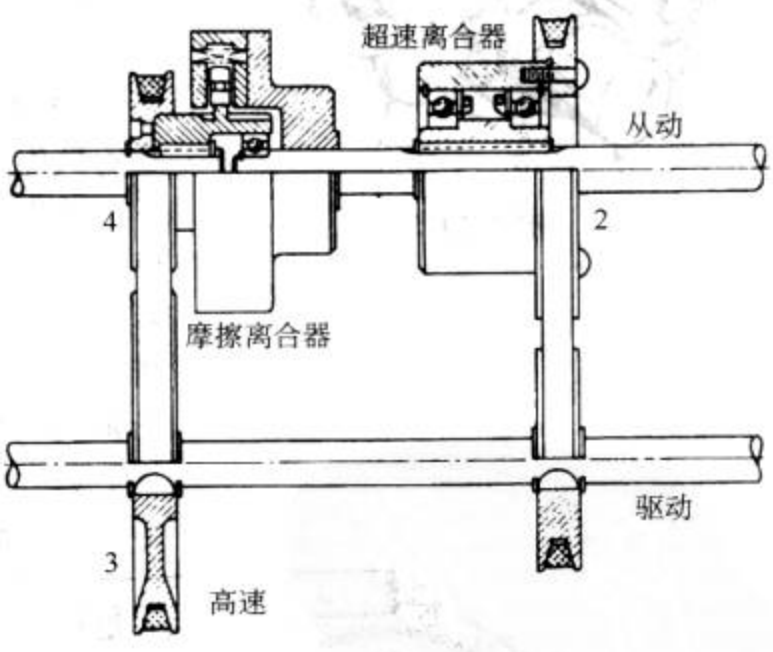


图 7.23-6 在保持其它所有功能具有相同的基本速度，只是针对某一特定功能实现一个不同的速度范围时，需要一个差速或补偿机构。由于驱动或滚子直径的变化，一系列的独立从动滚子可以有不同的表面速度。超速离合器允许具有较低圆周速度的滚子超速或者适应加工材料的速度。

图 7.23-7 当电机可在一个较宽的速度范围内旋转时，差速装置的应用允许电机附件在一个较狭窄的速度范围内运转。2 号带轮含有超速离合器。当摩擦离合器或者电子离合器脱离啮合时，驱动带轮通过超速离合器驱动 2 号带轮，使从动轴转动。摩擦或者电子离合器的接合使高速从动轴转动。这导致带轮 2 中的离合器处于超速状态。



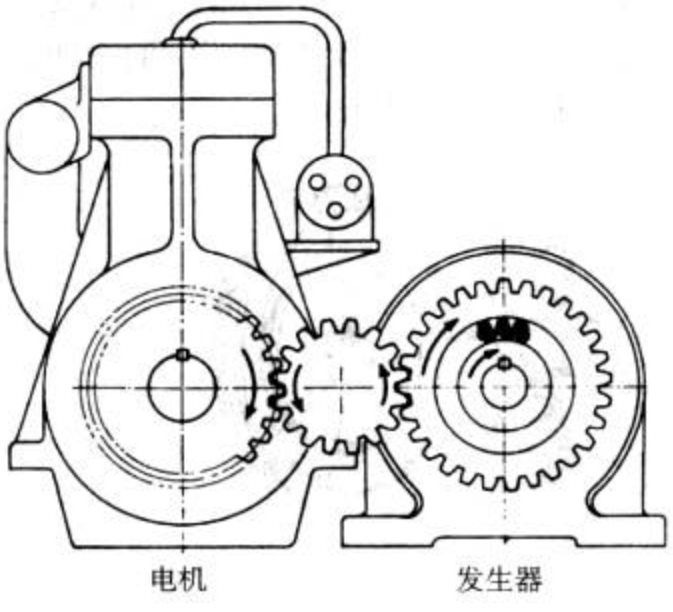


图 7.23-8 通过一个动力系统产生高惯性消耗可以避免倒转。在具有高阻力的机器中，它防止动力传动链损坏。当发生器在空载条件下突然关闭电机，它将有一个拧断发生器轴的趋势。超速离合器使发生器减速比比电机的减速比小。

7.24 用于精密设备的小型机械离合器

小型机械离合器必须具有以下特性：(1)快速响应——可动零件要轻；(2)柔性——允许多个构件控制操作；(3)紧凑性——相同的功效下，直接离合器比摩擦离合器更小；(4)可靠性；(5)耐用性。

图 7.24-1　一个棘轮棘爪单循环 Dennis 离合器。这种离合器的主要部分是驱动棘轮 *B*、从动凸轮盘 *C* 和由凸轮盘带动的连接棘爪 *D*。离合器臂 *A* 的下面的齿一般使棘爪保持脱离啮合状态。当被驱动时，臂 *A* 逆时针摆动直到它脱离凸轮盘 *C* 的边缘 *F* 的轨迹为止。在弹簧 *E* 的作用下，棘爪 *D* 与棘轮 *B* 相啮合。然后，凸轮盘 *C* 顺时针转动，直到一圈的末尾，盘上的销 *G* 撞击臂 *A* 的上部，凸轮带动它顺时针返回到正常位置。然后 *A* 的下半部分执行两个功能：(1)它使棘爪 *D* 脱离与驱动棘轮 *B* 的啮合；(2)它阻止边缘 *F* 和凸轮盘的更进一步运动。

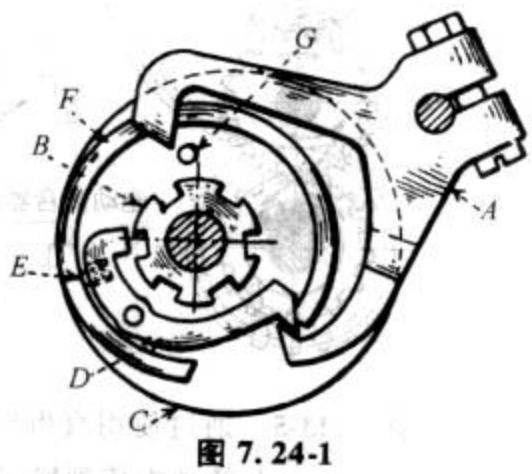


图 7.24-1

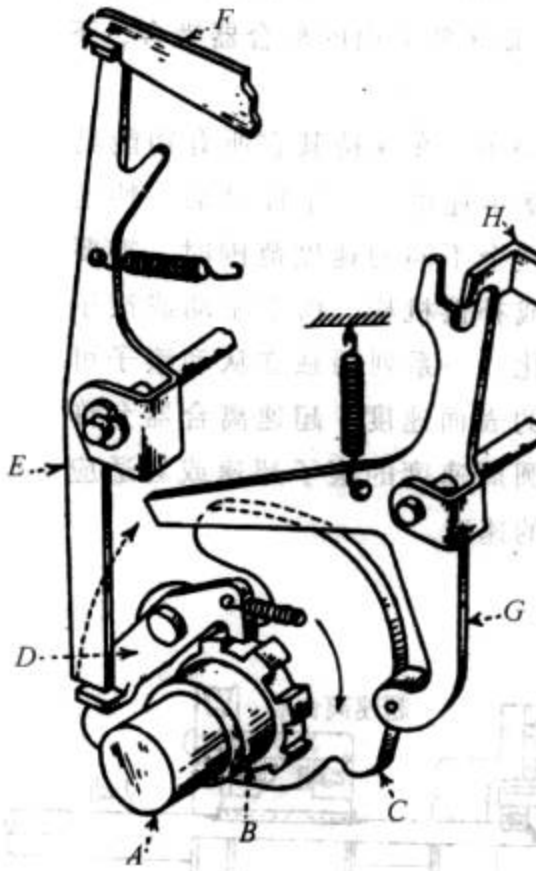


图 7.24-2

图 7.24-2　棘轮棘爪、单循环的、双重控制的离合器。这个离合器的主要零件是驱动棘轮 *B*、从动曲柄 *C* 和受弹簧力作用的棘爪 *D*。驱动棘轮 *B* 被直接与电动机相连并能绕杆 *A* 自由旋转。从动曲柄 *C* 被直接地连接到机床的主轴上并也能在杆 *A* 上自由地旋转。受弹簧力作用的棘爪 *D* 由曲柄 *C* 带动，它一般与弹簧销 *E* 保持脱离状态。为启动离合器，臂 *F* 被抬高，使弹簧销 *E* 移动，并且，使棘爪 *D* 与棘轮 *B* 相啮合。离合器弹簧锁 *G* 的左臂处在棘爪 *D* 的突缘的轨迹上，它通常通过曲柄 *C* 的凸轮边缘的转动被移开。对特定的操作，挡板 *H* 被暂时放下。这防止弹簧销 *G* 的运动，导致在循环的后部分离合器脱离啮合。它一直保持脱离，直到挡板 *H* 被抬起，允许弹簧销 *G* 运动和恢复循环。

图 7.24-3　行星传动离合器。这是一种外部控制的刚性离合器。两个齿轮传动链给计数器提供一个双向传动以使机器循环和移动支架。齿轮 *A* 是驱动件；从动齿轮 *L* 与行星齿轮支架 *F* 直接相连。行星轮是由一体的齿轮 *B* 和 *C* 组成的。齿轮 *B* 与惰轮 *D* 啮合。齿轮 *D* 和 *G* 分别带动凸耳 *E* 和 *H*。那些凸耳可以与控制叉的臂 *J* 和 *K* 上的端面相接触。

当机械停止时，控制叉被定位在中央，这样臂 *J* 和 *K* 脱离凸耳的轨迹，允许 *D* 和 *G* 空转。为了实现啮合传动，控制叉顺时针摆动，如图所示，直到在臂 *K* 上的端面与凸耳 *H* 啮合，阻止环形齿轮 *G* 的进一步运动。所以，可以建立一个纯齿轮传动链，沿着同一个方向驱动 *F* 和 *L*，就像驱动 *A* 一样。同时，当齿轮链持续逆时针转动时，它使 *D* 的速度发生改变。一个反转的发生器使控制叉逆时针旋转，直到臂 *J* 遇到凸耳 *E*，阻止 *D* 的进一步运动。这将驱动另一个具有相同传动比的齿轮链。

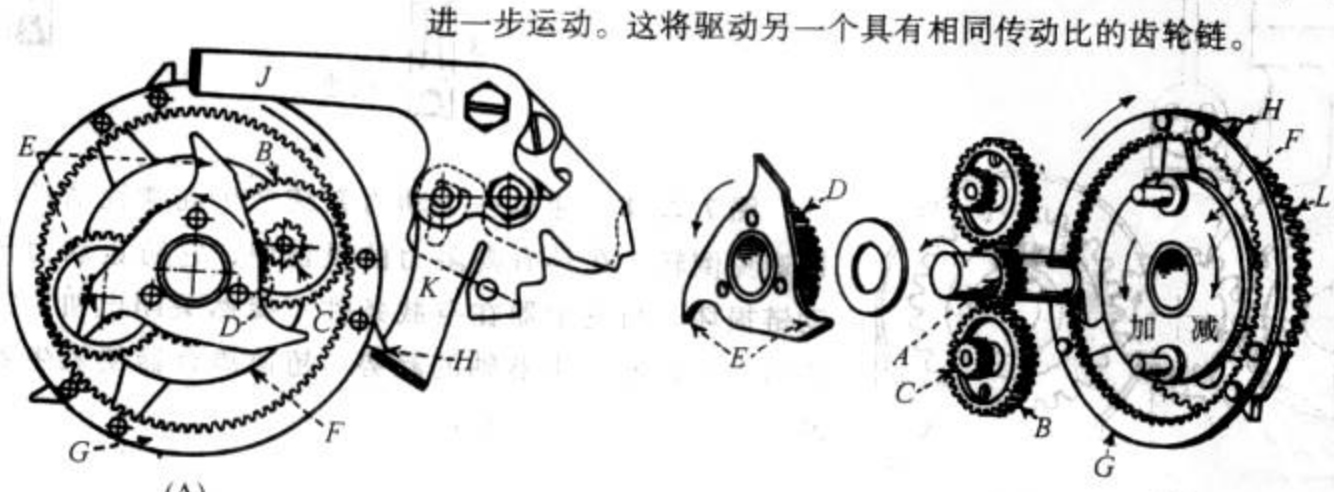


图 7.24-3

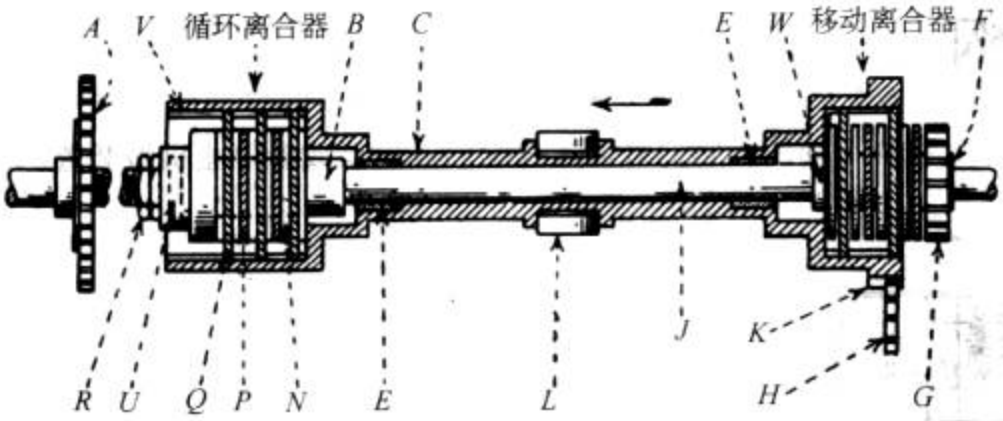


图 7.24-4

图 7.24-4　多盘摩擦离合器。两个多盘摩擦离合器组合到一起形成具有两个位置的一个装置，图中所示的是装置在左侧位置时的情况。一个梯形圆柱机壳 *C* 中装进了这两个离合器。内部自润滑轴承支撑在同轴的轴 *J* 上的机壳，轴 *J* 靠与机壳齿轮齿 *K* 啮合的传动齿轮 *H* 驱动。在另一端，机壳装有多金属盘 *Q*，这些金属盘与键槽 *V* 啮合，并且与树脂片状盘 *N* 产生摩擦接触。然后，它们将与一组金属盘 *P* 接触。这些金属板上开有槽用来与套 *B* 和 *W* 上的平面相连。

在图示位置上，滚子 *L* 施加压力，迫使机壳移向左边，使左边的离合器压到调节螺母 *R* 上。这些螺母通过套 *B* 驱动齿轮 *A*，套 *B* 与塞孔轴 *J* 通过销 *U* 相连。当支架移动后，滚子 *L* 迫使机壳向右，当然，它们首先减小左边离合器中盘间的压力。然后，滚子 *L* 通过两个离合器分离的之间位置，它们最后压迫右面离合器与轴承 *F* 接触。这个动作通过套筒 *W* 驱动齿轮 *G*，套筒 *W* 能在塞孔轴上自由转动。

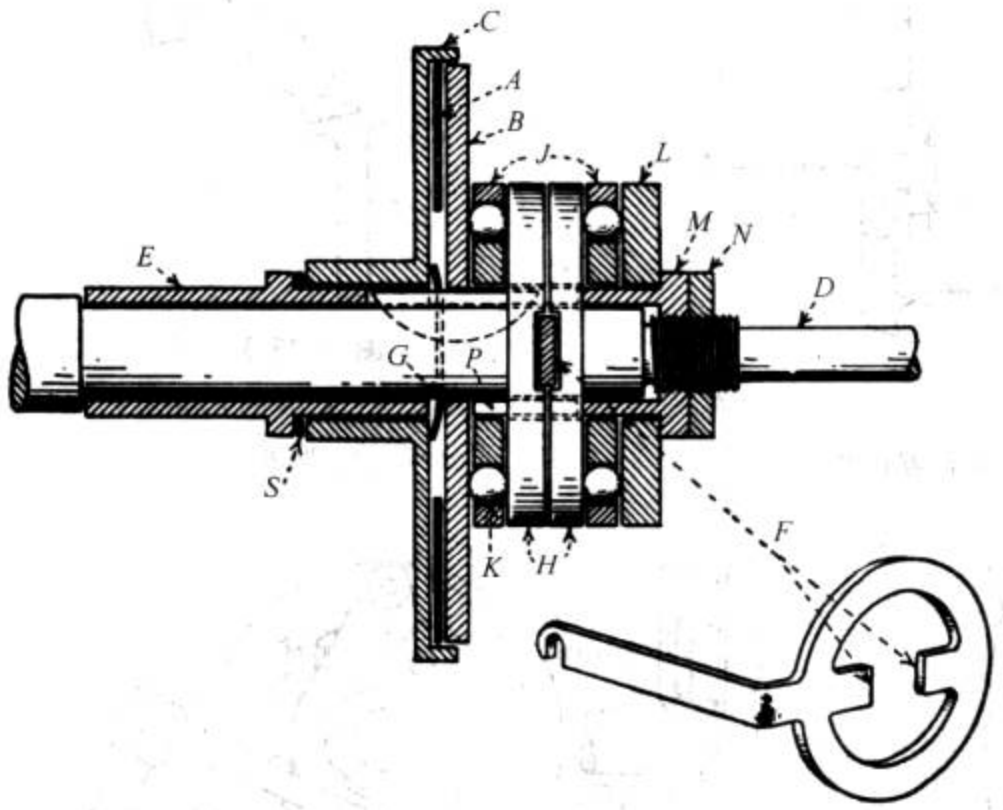


图 7.24-5

图 7.24-5　单盘摩擦离合器。这个离合器的基本零件是树脂片状离合器盘 *A*、钢盘 *B* 和圆筒 *C*。通常它们被弹簧垫圈 *G* 分离。为了进行啮合传动，抬高控制杆的左端，使处于盘 *H* 的槽中的突耳 *F* 顺时针摆动。这个运动使盘沿着轴套 *P* 轴向移动。轴套 *E* 和 *P* 及盘 *B* 通过键与驱动轴相连；所有其它的零件能自由旋转。通过与板 *L* 相对的推力球轴承 *K* 和调节螺母 *M* 使装配件产生右移的轴向运动。通过 *A*、*B*、*C* 上的摩擦面相对 *D* 轴上的轴肩推动垫圈 *S*、轴套 *E* 也可以使装配件向左移动。然后，就会使树脂片状盘 *A* 来驱动圆筒 *C*。

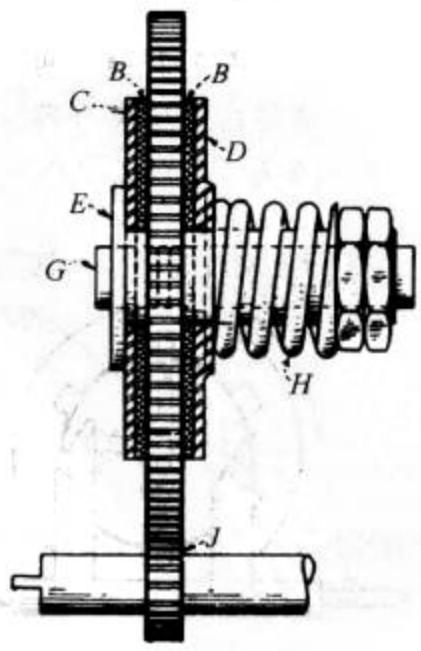


图 7.24-6

图 7.24-6　过载释放离合器。这是一个简单的、受弹簧力的作用的双盘摩擦联轴器。轴 *G* 驱动螺栓 *E*，*E* 驱动开有沟槽的盘 *C* 和 *D*，盘 *C* 和 *D* 均与树脂片状盘 *B* 相对。通过调节在螺栓 *E* 带螺纹的端部上的两个螺母，弹簧 *H* 保持压缩状态。这使得装置在轴向压力的作用下与 *E* 左端的轴肩相接触。

这样使树脂片状盘 *B* 通过与齿轮两面的摩擦来传递动力，该齿轮能自由地在螺栓 *E* 上旋转。齿轮的这一运动导致输出小齿轮 *J* 旋转。如果使用该离合器的机械装置发生故障，并且齿轮 *J* 不能转动，电动机在无过载的情况下能继续转动。然而，树脂片状离合器盘 *B* 和大齿轮间可能会有滑动。

7.25 工位离合器的机构

这些工位离合器可以设计成各种各样的形式，在加工期间，它们可以在选定的点启动或者停止机械装置。

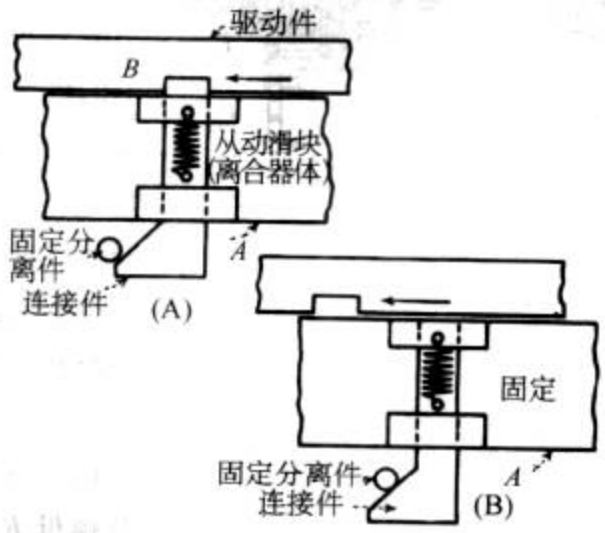


图 7.25-1 图(A)中驱动件和离合器体协调地移动，从而使连接件与分离件接触。在图(B)中，持续的移动使连接件回撤。

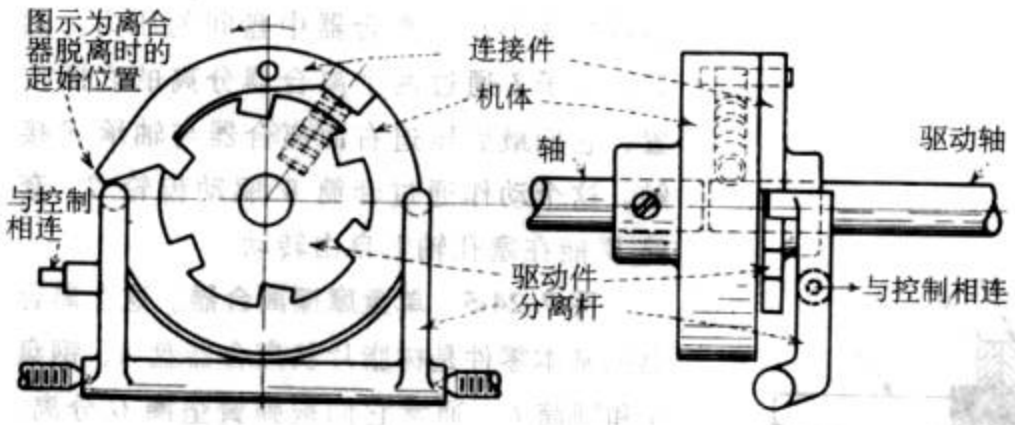


图 7.25-2 两工位离合器的两个位置成 180°。因为它只有一个分离杆，所以这个离合器也能起单工位离合器的作用。

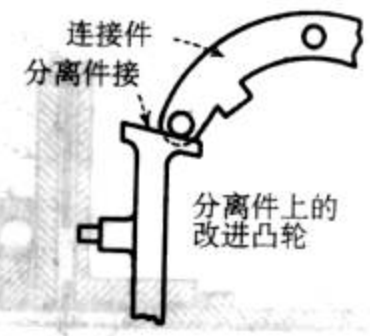


图 7.25-3 在图 2 中所示的凸轮分离件的改进。

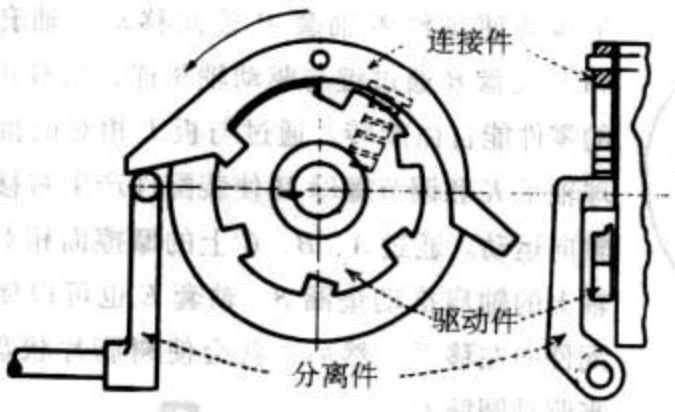


图 7.25-4 两个位置成 180°的单分离件两工位离合器。因为连接器有两个凸轮，所以只需要一个分离件。

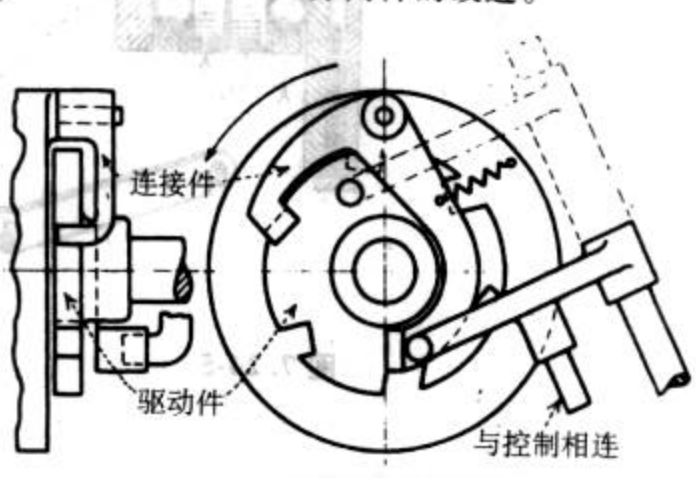


图 7.25-5 这种带有一个双分离件的单工位或两工位离合器比较紧凑，因为机体外没有突出零件。

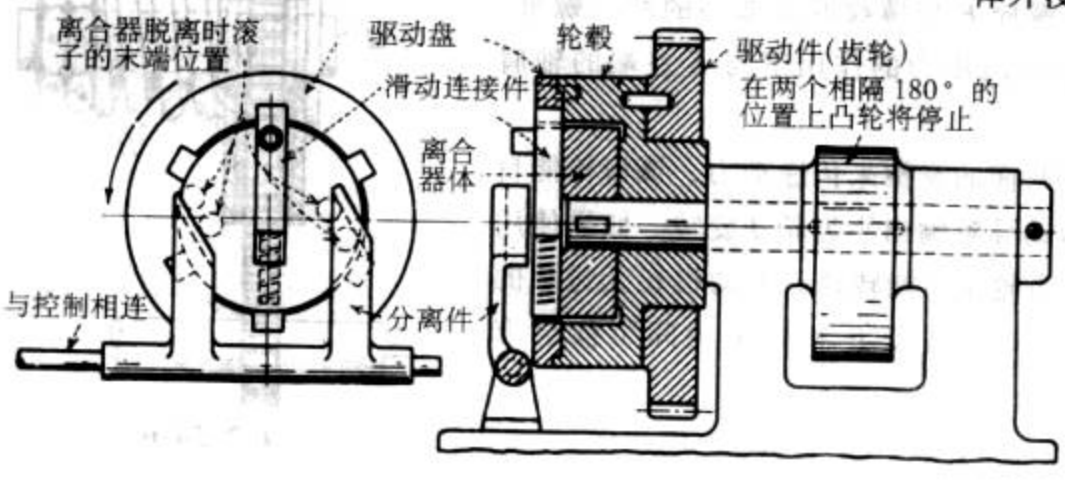


图 7.25-6 带有内置驱动凹槽的工位离合器的端面和剖面图。

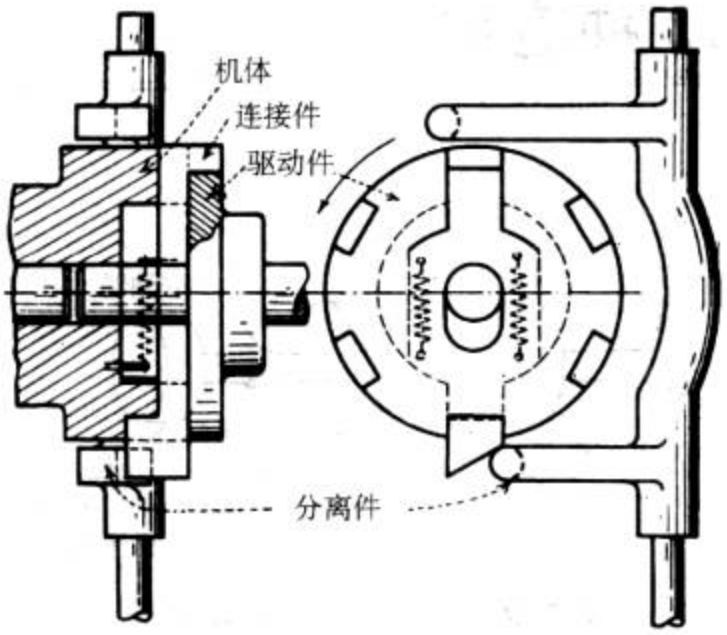


图 7.25-7 这种单工位或双工位离合器依靠一个或两个分离件。它的两个工位间隔 180°。

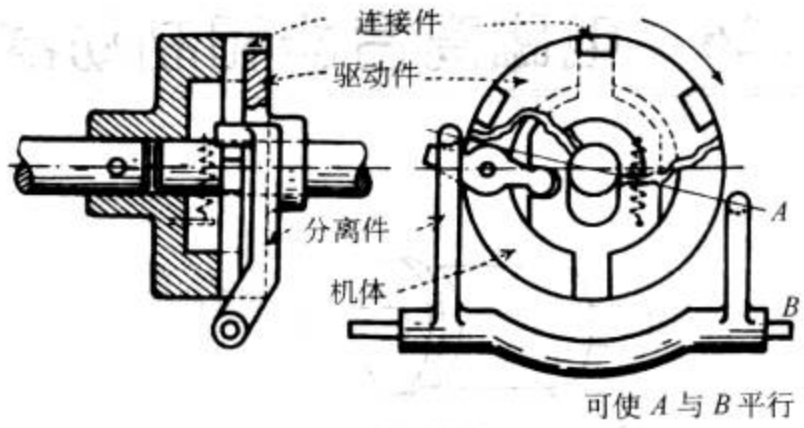


图 7.25-8 这是另一种单工位或双工位离合器。它有一个或两个分离件，两个工位间隔 180°。

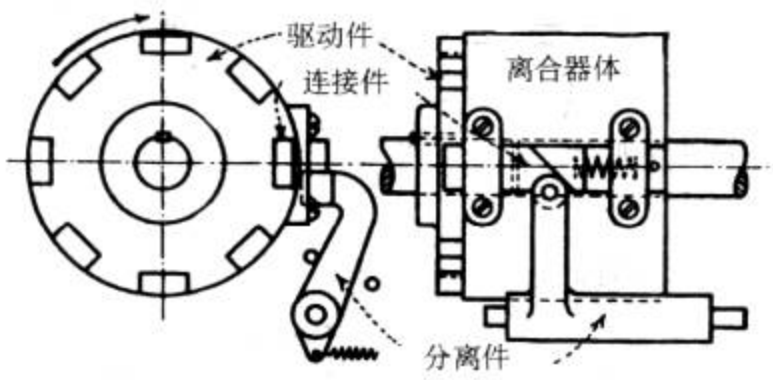
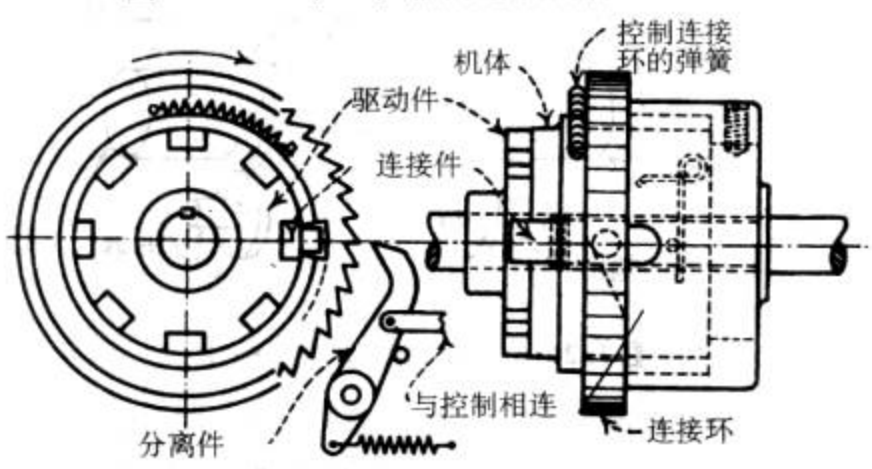


图 7.25-9 单工位轴向连接离合器。



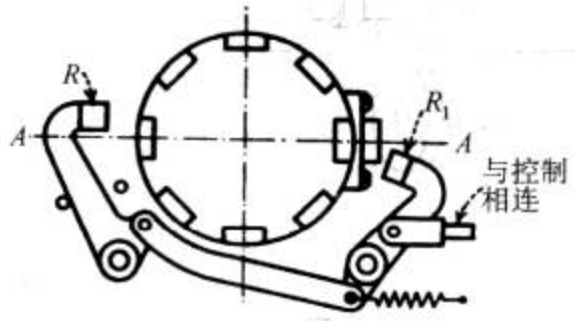


图 7.25-10 两工位离合器。分离件的滚子 R 和 R_1 也可以被设置在中心线 A—A 上。

图 7.25-11 用于在任何位置上瞬间停止的、无需选择的多工位离合器。

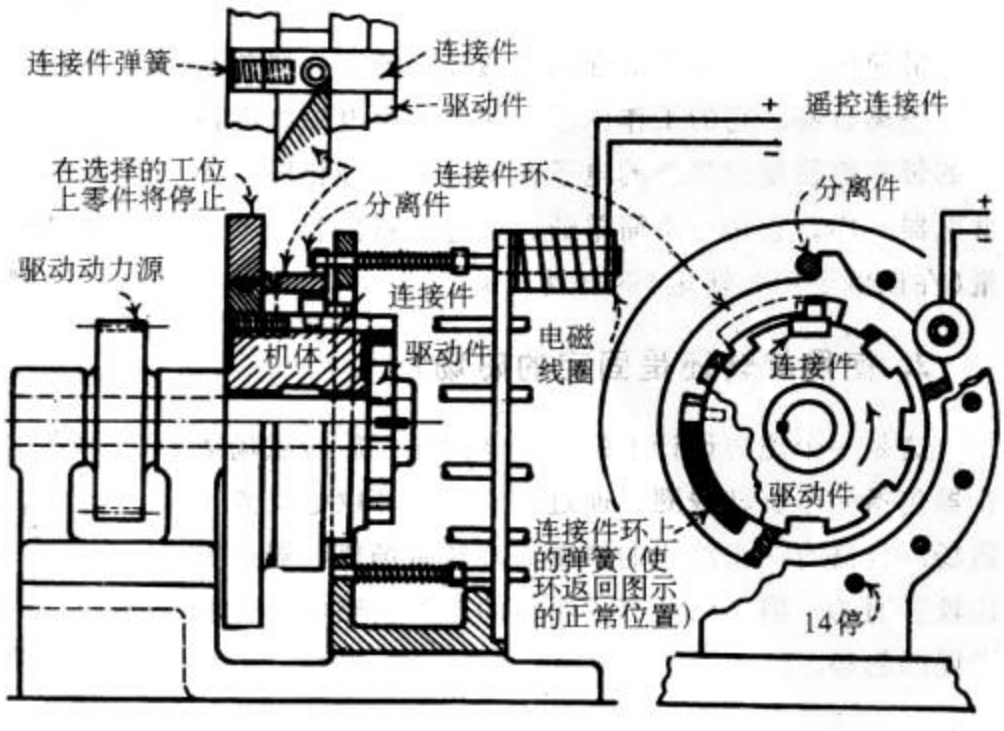


图 7.25-12 可遥控的多工位离合器。分离销由电磁线圈控制，螺线管可以使分离销保持在抵抗弹簧压力的位置上或者释放分离销。

7.26 电磁离合器和制动器的12种应用

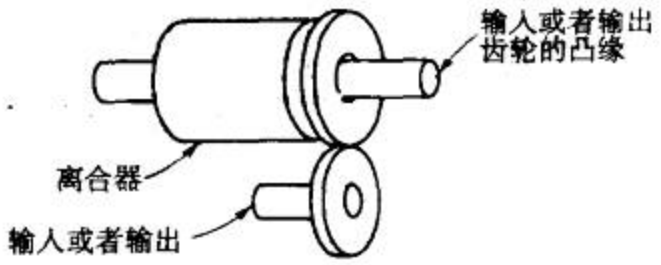


图 7.26-1 实现与动力或者传感器装置的连接或断开。

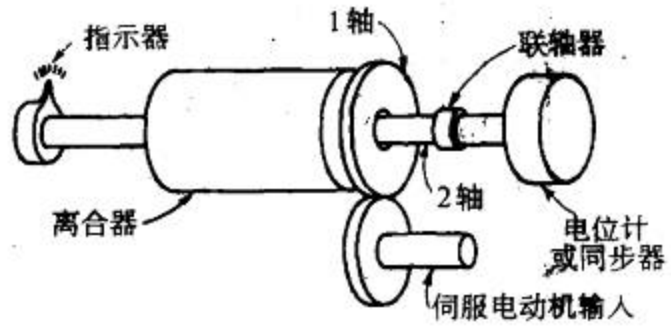
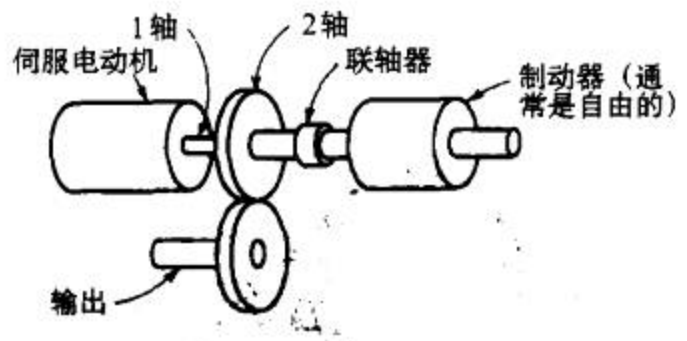


图 7.26-2 校准保护(供电调节)。



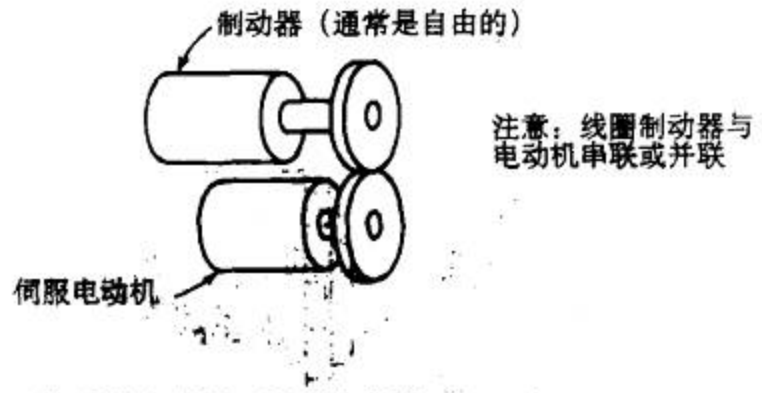


图 7.26-3、图 7.26-4 简单的伺服电动机制动器。

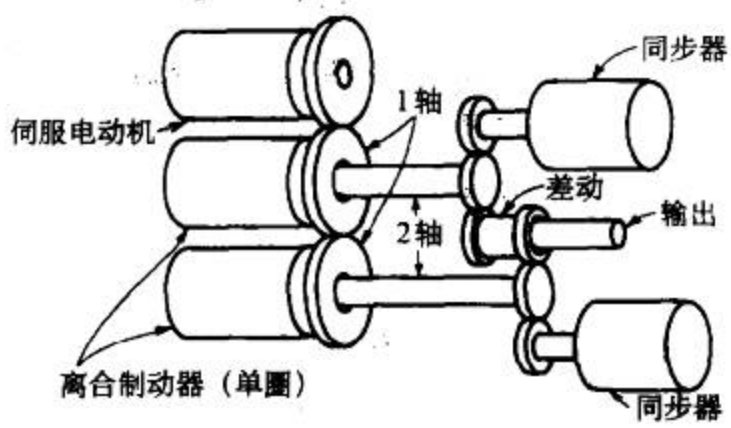


图 7.26-5 增加或者减少两个输入。

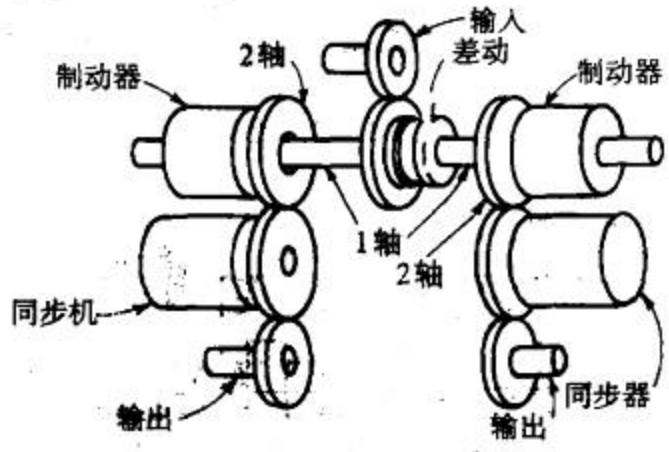


图 7.26-6 通过差动控制输出。

1. 磁性摩擦离合器

最简单、适应能力最强的电磁控制的离合器就是磁摩擦离合器。它的工作原理与简单的由电磁线圈控制的带有弹簧复位功能的电子继电器的原理相同。和继电器一样，它是一个简单的、通过电路控制功率通量(在该例子中是转矩)的自动开关。

2. 使用旋转还是固定的磁场?

这是一个磁力设计上的一个老问题。旋转磁场离合器包括一个旋转线圈，通过电刷和滑环供电。静止磁场离合器有一个静止的线圈。旋转磁场离合器还是比较普通的，但是已经有了明显的向静止磁场离合器发展的趋势。

通常来说，旋转场离合器是一个在驱动(输入)构件上带有一个螺旋管的两构件装置。它能直接与电机或者减速器轴相连接，而不用卸下驱动电机。在大型号旋转离合器中旋转螺线管增加了惯性，而在尺寸比较小的旋转离合器中，它能提供比静止磁场离合器更好的尺寸与额定输出比。

静止磁场离合器是一个含有旋转输入、输出构件和一个固定的螺线圈机壳三个构件的装置。它避免了使用电刷和滑环，但是，它要求增加轴承支撑和减小装置公差。

3. 完全磁性离合器

磁滞离合器和涡流感应离合器对我们来说可能要比摩擦离合器陌生得多。它们依靠磁力原理操作，而

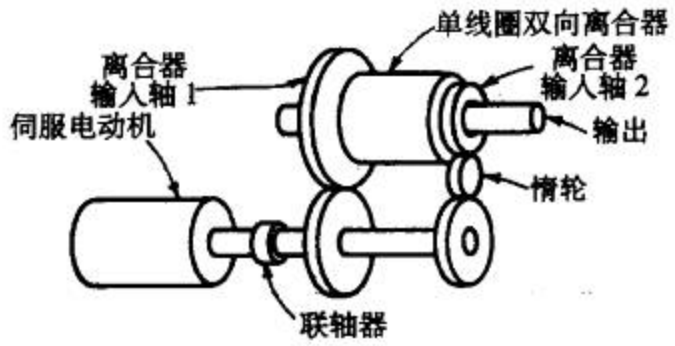


图 7.26-7　简单的速度变化。

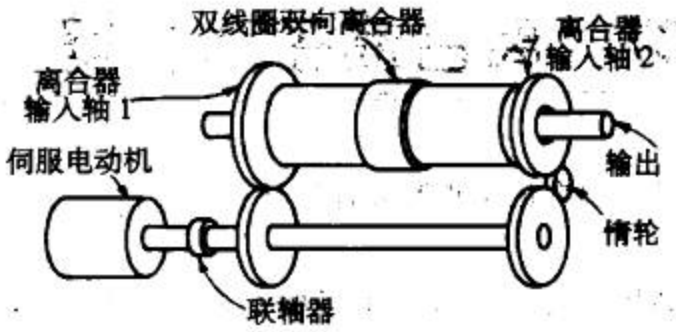


图 7.26-8　速度的变化和分离。

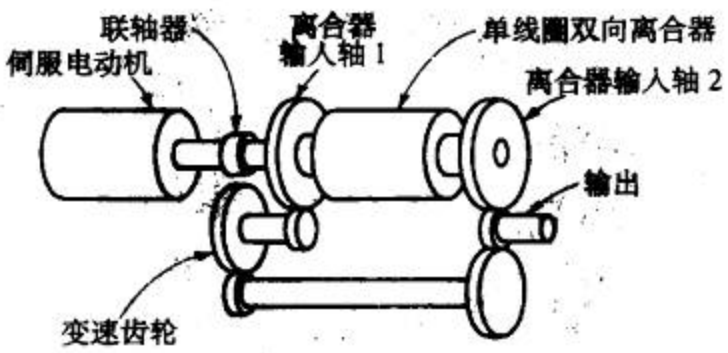


图 7.26-9　简单的方向变化。

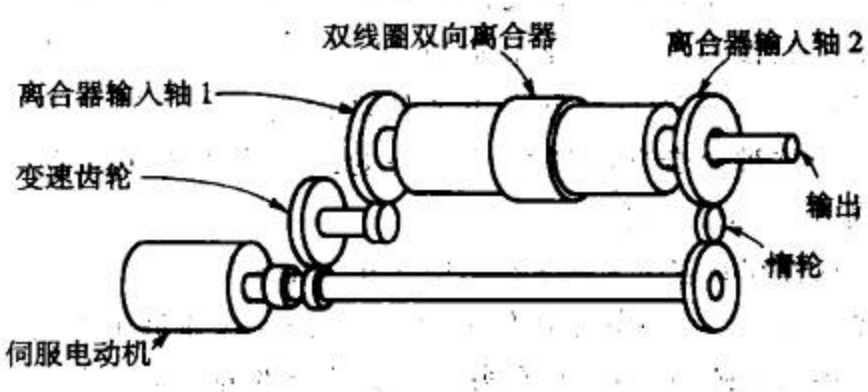


图 7.26-10　方向变化和分离。

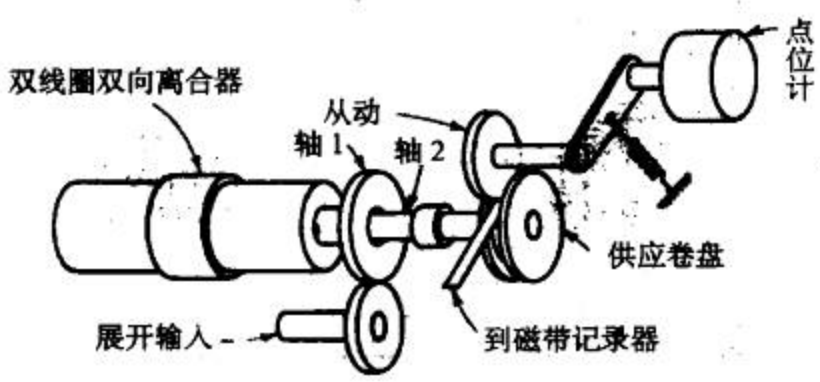
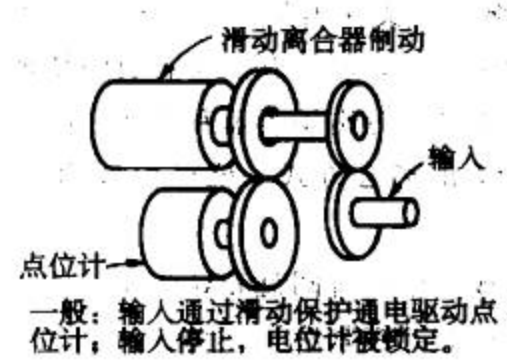


图 7.26-11　恒张紧力。



一般：输入通过滑动保护通电驱动点位计；输入停止，电位计被锁定。

图 7.26-12　电位计的控制。

不需要构件之间的机械接触。这两种类型在结构上几乎一样，但是磁滞离合器的磁力部分是电绝缘的，涡流感应离合器的磁力部分却是通电的。在磁通量从两个离合器构件之间穿过方面，这两种类型的磁性模拟是相似的。

4. 磁滞离合器

磁滞离合器是一个成比例转矩控制离合器。就像它的名字一样，它在永磁转子环上使用磁滞作用以产生一个充分恒定的转矩。该转矩几乎完全与速度无关(除了轻的,不可避免的副涡流转矩,它不会严重地降低性能)。对于给定的控制电流它能够同时驱动或者连续滑动，且在任何滑差下无转矩变化。通过一个晶体管驱动可以满足它的动力控制的要求。典型的应用包括线圈或者带的张紧，伺服控制驱动和测力计中的转矩控制。

5. 涡流感应离合器

涡流离合器是固有的速度敏感装置。它们实际上没有磁滞，而是通过消耗经过转子线圈中的涡流来产生转矩。该转矩几乎是滑动速度的一个线性函数。这些离合器在速度控制的应用中表现得最好，例如摆动阻尼器。

6. 粒子和流体磁性离合器

磁粒子和磁力场离合器之间没有真正的区别。只是粒子离合器中的磁介质是一种干粉；在流体离合器中，它是一种漂浮在油中的粉。在两种离合器中，磁性介质都是被引入到输入和输出表面的空隙之间，这两个表面相互不直接接触。当离合器线圈通电以后，表面间磁场中的粒子被激活；当它们相互剪切时，就在离合器构件之间产生一个转矩。

理论上，与同样小重量和有限尺寸的微型摩擦离合器相比，这些离合器能具有接近磁滞离合器的比例控制特性。但是实际上，微型磁粒子离合器的使用寿命到目前为止还不能满足工业的需要。

7. 其它磁性离合器

以下为两个精密复杂的概念——哪个都没发展到能实际应用——只是本研究领域的人员可能对此感兴趣。

静电离合器依靠高压而非磁场来产生力。

磁致伸缩离合器依靠磁力来改变在两个非常精密的物体之间平衡的晶体或者金属棒的尺寸。

7.27 离合滚子离合器

这种双向滚子锁紧离合器具有高效和可控性的优点。

该图是电磁可释放滚子锁紧机构的剖面图，该机构在顺时针或者逆时针旋转方向上起到制动器或者离合器的作用。实质上，该机构包括两个背对背的超速离合器，就像那些在工业上常用的，沿着一个方向能自由转动，沿着另一个方向不能转动的离合器。除了双向性，这种离合器的新颖设计比老式离合器和制动器更高效和可控性更强。

就像在其它滚子锁紧机构中那样，在该机构中是通过压紧一个旋转或者静止构件上的精确表面(在该例子中是机壳中的内圆环表面)与在另一个旋转或者静止构件上的一个精确表面(在该例子中是与驱动轴一体的盘的外表面)之间的滚子来实现锁紧的。具有两种滚子：顺时针和逆时针锁紧滚子。它们具有凸轮表面的特征，使其在顺时针和逆时针方向上分别锁紧盘和圆环。由于滚子可被松开或者允许转动的离合方式，该机构被称做“离合滚子离合器”。

滚子被成对地绕着圆盘和导向环放置。每对中都有一个顺时针和逆时针锁紧滚子。固定到导向环上的离合座被放在每对滚子之间。每个滚子受弹簧力的作用从离合座滚动一个规定的距离，到初始压紧位置。没有锁紧或者释放运动时，离合器保持锁紧状态；也就是，驱动轴试图沿着顺时针和逆时针方向的旋转都将分别使顺时针和逆时针滚子锁紧。

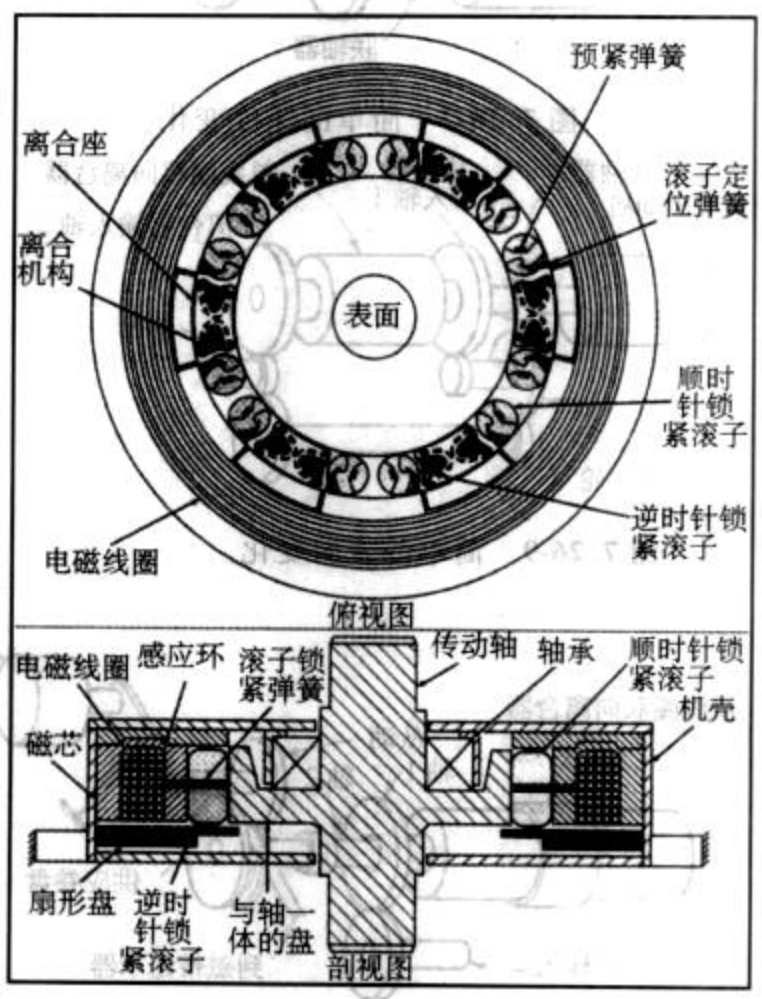


图 7.27-1 离合滚子离合器包括背对背的滚子锁紧和超速离合器。这些带有很小磁力的超速离合器可以被释放。

通过给机壳内的电磁线圈通电，释放产生影响。产生的磁力推动扇形盘向上压紧弹簧。安装在盘的每个扇形上的是分离机构，它沿着离合座上精密的带角度的表面滑向顺时针或者逆时针滚子。然后，每个分离机构在较小的阻力下推动与其相连的顺时针或者逆时针锁紧滚子。但是，卡住锁紧滚子时，锁紧凸轮角度得到有效地增加且产生滑动(释放后)。因此，离合器从锁紧状态中被“离合”，产生释放。

这种释放的动作只需要非常小的力，即使锁紧时力非常的大。因为在释放时，推动盘和磁心间的间隙是零或者非常的小，只要非常小的磁力来保持分离状态。因此，电磁线圈和功率的消耗能变得比先前类似的机械结构要小、相应地增加了功率效率并减小了体积与重量。为了锁紧离合器，只是简单地关掉电磁铁，允许弹簧拉回分离机构和恢复滚子到初始的压紧位置。

在灵敏的交互式计算机控制下，因为滚子锁紧所固有的优异的频率响应和高的机械效率，使离合滚子离合器能以所需要的转矩进行精确地锁紧和释放。同样的原因，离合滚子离合器可以以脉动的方式被重复地打开和关闭，以保持精确的转矩或者在即将发生滑动时释放，比如在自动防抱死制动系统中。因为当润滑剂滴到它上面时它的性能不会受到影响，所以它操作起来比其它的摩擦型离合器更好。当然，它的设计是在有润滑剂的情况下工作的。另外，也不同于其它的摩擦型装置，离合滚子离合器在操作期间需保持冷却。

这项工作由哥达德航天中心的 John M. Vranish 完成。

7.28 齿轮传动的机电回转节

有弹性的行星齿轮提供低噪声的电接触。

图中所示的齿轮传动的回转节在彼此相对转动的电的子系统之间提供低噪声的交流或者直流电接触。这种连接的设计是为了克服比较老的机电接口的缺点，特别是克服滑动接触和滚动接触的机电关节的间歇现象(由此导致电噪声)。

第一个电的子系统固定在轴上，或者至少和轴一块旋转，两个内齿轮也安装到轴上。两个内齿轮被电绝缘盘轴向隔开。每个内部齿轮组成一个电的子终端，通过它电力供给第一个电的子系统或者从第一个电的子系统输出。

第二个电的子系统固定在外(环形)齿轮上，或者至少和外齿轮一块旋转。就像内部齿轮一样，外(环形)齿轮被一电绝缘环形盘轴向隔开。外(环形)齿轮起到电子终端的作用，通过它电力由第二个电的子系统输出或者供给第二个电的子系统。

内外齿轮的电接头靠多个空间间隔相等的柔性行星轮来提供，行星轮的形状像圆筒，带有薄凹槽壁。这些齿轮与内齿轮和外(环形)齿轮相啮合。那些齿轮的尺寸大小稍比内外齿轮间的间隙大，但是它们的柔性可以使它们能装入该间隙中。装配完之后，齿轮间的啮合保持了在所有旋转速度下的行星齿轮间的角度间隙。

行星齿轮是用铂铜制造的，该材料很适合于电接头，因为它具有自洁功能，具有极好的导电特性。一个典型的柔性行星轮具有 13 个齿。这两者都有 0.25ft(6.35mm)的轴向长度和平均直径，以及 0.004ft(0.10mm)的壁厚。因为每个行星齿轮被独立地装入到一个与内外齿轮有关的圆柱插孔中，它在内外齿轮之间保持了持续的电接触。电接头的可靠性和持续性进一步由多个冗余的行星轮来保证。接头的重复也保证了低电阻和强导电能力。

行星齿轮的弹性自动补偿了热膨胀、热缩小和磨损的影响；并且，磨损可望到达最小。最后，行星轮的弹性在齿轮传动系统中提供了一个抗后冲能力，这要比传统的反冲击齿轮传动系统简单紧凑。

这项工作是由哥达德航天中心的 John M. Vranish 来完成的。

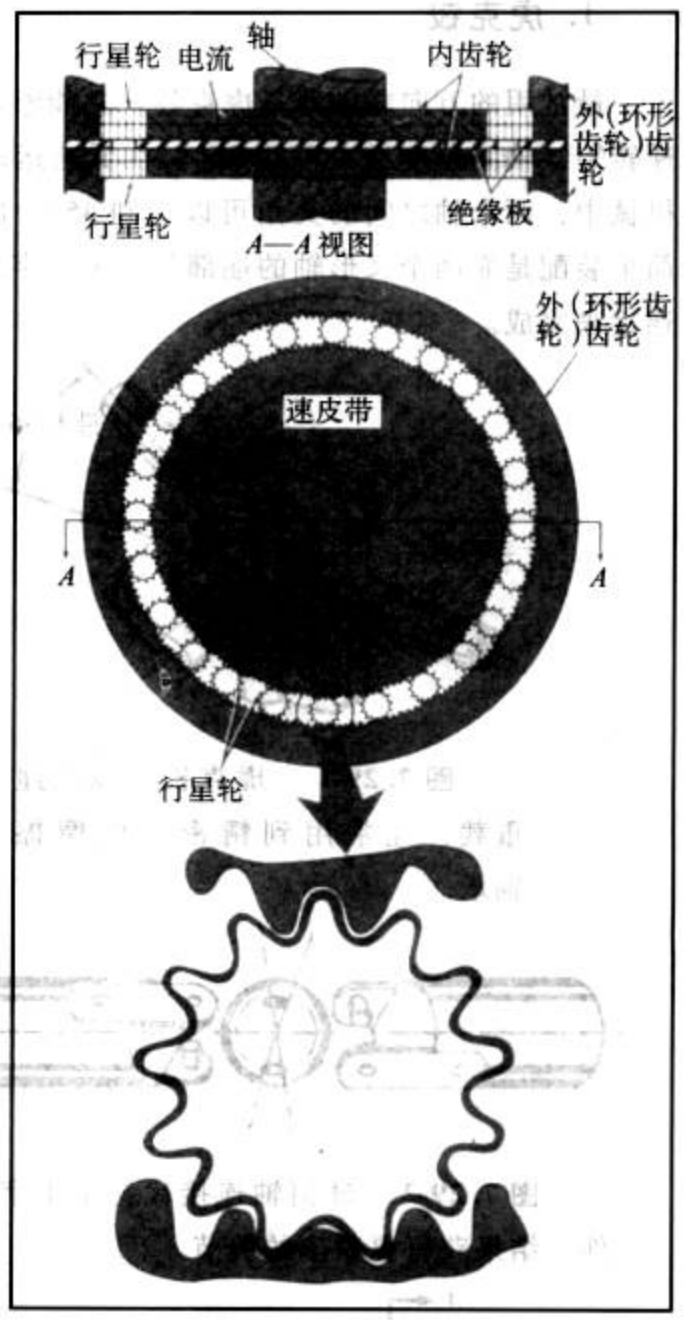


图 7.28-1 凹槽的、有弹性的行星轮在内外齿轮之间提供持续的、冗余的和低噪音的电接触。

7.29 10种万向联轴器

1. 虎克铰

最常用的万向联轴器是虎克铰。它能够有效地传递转矩，轴间角度最大可达36°。在低速运动的手工机械中，两个轴之间的夹角可以达到45°。虎克铰的简单装配是靠两个叉形轴的端部与一个十字型零件的连接来完成。

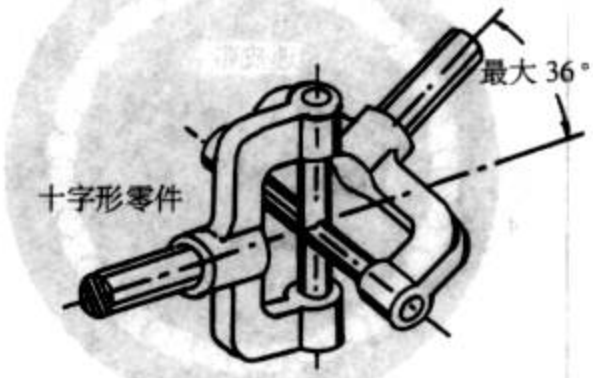


图7.29-1 虎克铰可以传递重载，经常用到精密的防摩擦轴承。



图7.29-2 球销轴连接代替了十字形零件，结果获得更紧凑的关节。

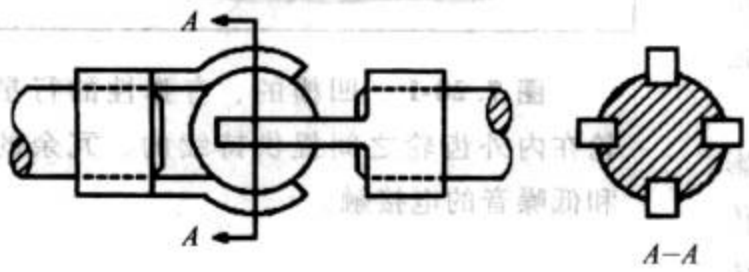


图7.29-3 球槽关节是球销关节的改进。套筒上的转矩传到球上。槽中转矩的滑动接触越大，使得在传递高转矩和大的轴间角时关键零件的润滑更容易。

2. 恒速联轴器

单虎克铰的缺点是从动轴的转动速度是变化的。利用驱动轴的转速乘以轴间夹角的余弦的倒数可以得出最大转速，而乘以夹角的余弦就可得出最小转速。一个速度变化的例子：驱动轴转速是100r/min，轴间夹角是20°。最小输出速度是100×0.9397=93.9r/min，最大输出速度是100×1.0642=106.4r/min。因此，之差为12.43r/min。当输出速度很高的时候，输出转矩就会降低，反之亦然。在一些机构中，这是一个需要克服的特性。尽管如此，图7.29-5中两个万向节用一个中间轴连接就解决了这个速度和转矩的问题。



图7.29-4 销筒联轴器固定到一个轴上，并且与另一个轴上开有槽的球形端部相连接，形成一个关节，它也允许有轴向运动。然而，在该例子中，轴间夹角应该小。并且，这个关节也只适合于低转矩传动。

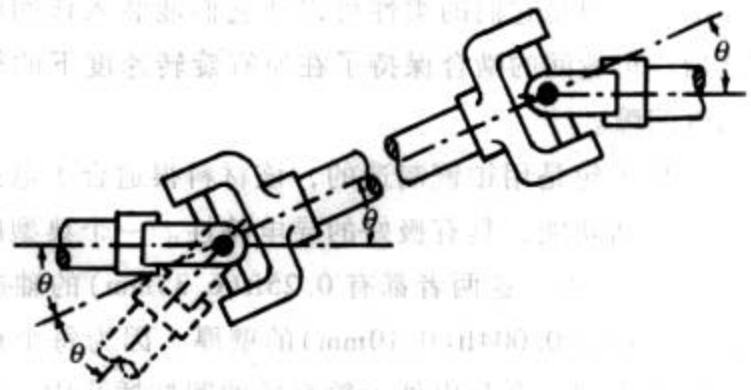


图7.29-5 通过连接两个虎克铰得到的一个恒速关节。它们应该具有相等的输入和输出角度才能正常工作。必须装配叉架，以便它们总是在同一个平面内。这样，它的轴夹角是单关节夹角的两倍。

这个单恒速联轴器基于两个构件的连接点必须总是处于共同的运动平面上的原理(图7.29-6所示)。因为每一个构件到连接点的半径总是相等的，所以它们的旋转速度就会相等。这个简单的联轴器对玩具、仪表和其它轻载机构来说是比较理想的。对于重载情况，像军用车的前轮驱动，可以用图7.29-7中的这个更加复杂的联轴器。它用一个滑动构件将两个关节紧密连接。分解图(图7.29-7B)展示了这些构件。对于重载万向节连轴器还有其它设计形式。一种是大家所知道的球笼式万向节，它由一个保持六个圆球始终在公共运动平面上的支架组成。另一种恒速联轴器，邦迪克斯球式恒速万向节中也含有圆球。

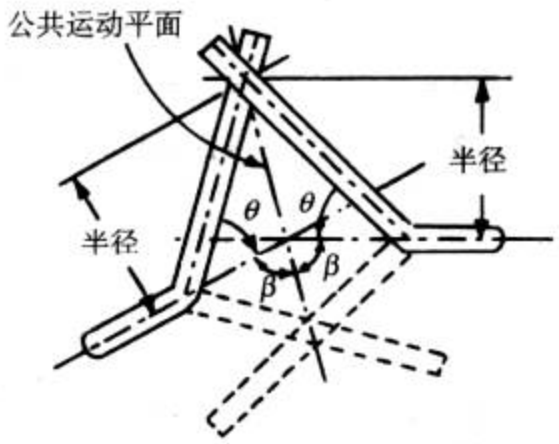


图 7.29-6

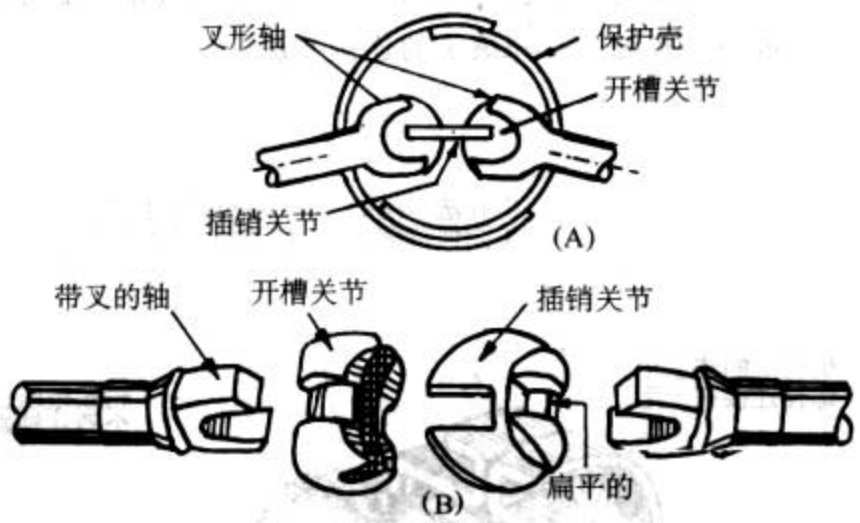


图 7.29-7



图 7.29-8 这个柔性轴可实现任意轴角。这些轴，如果很长的话应该避免反冲和打卷。

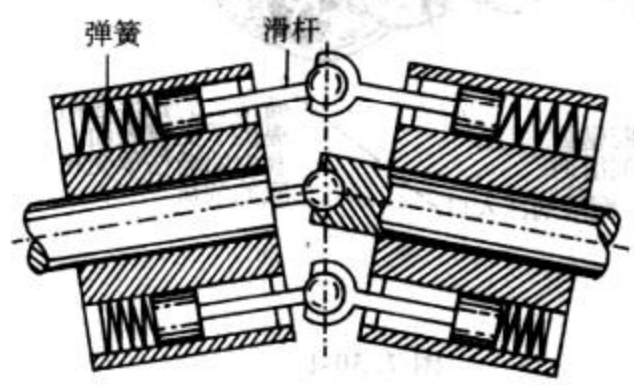


图 7.29-9 这种泵型联轴器的滑杆能够往复运动，滑杆可以使活塞在缸中运动。

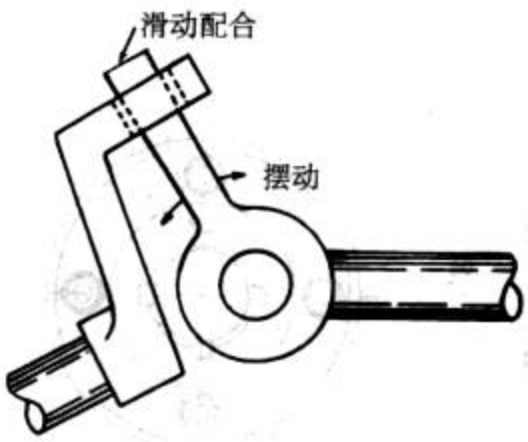


图 7.29-10 这种轻载联轴器对许多简单、低成本机构来说是比较理想的。滑动摆杆必须随时保持良好的润滑。

7.30 连接转轴的方法

连接转轴的方法包括从简单的螺栓法兰装配，到复杂的弹簧和合成橡胶装配组件等各种形式。在下面介绍一些链条，花键、带和滚子的连接方法。

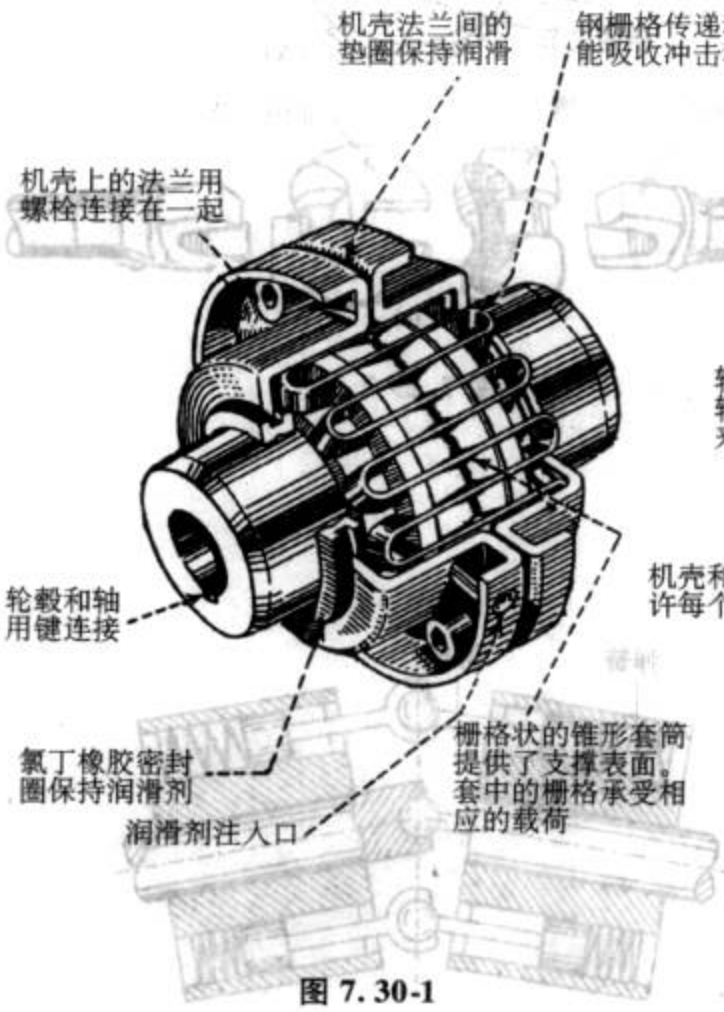


图 7.30-1

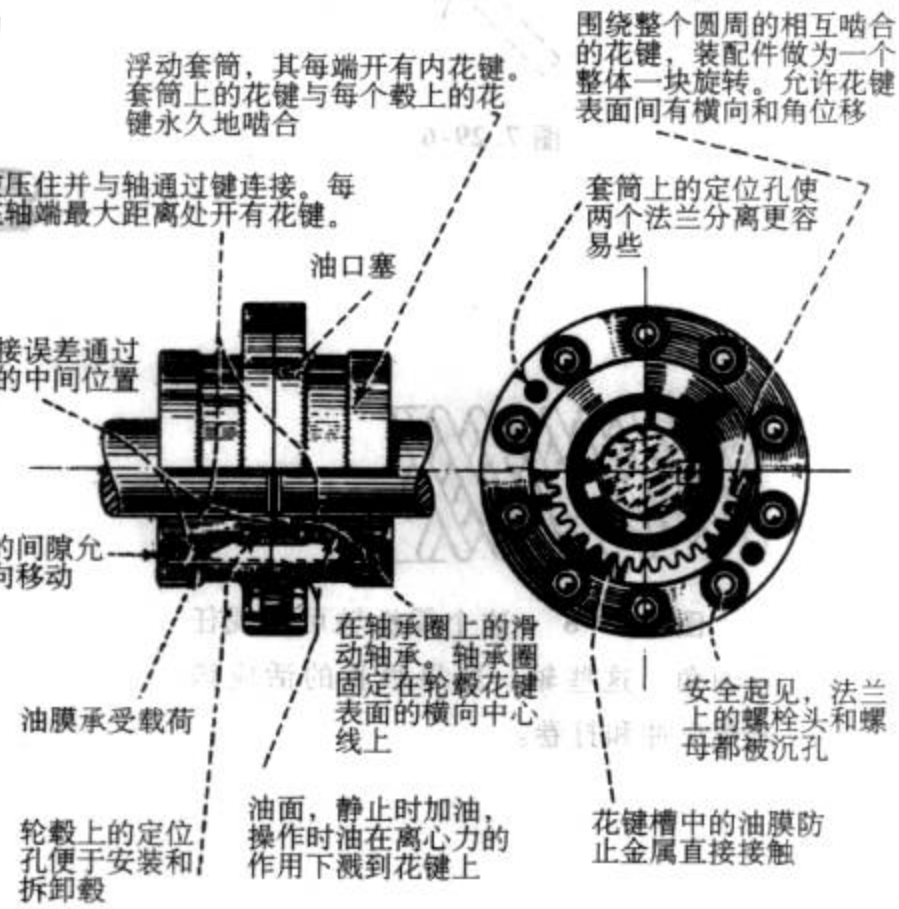


图 7.30-2

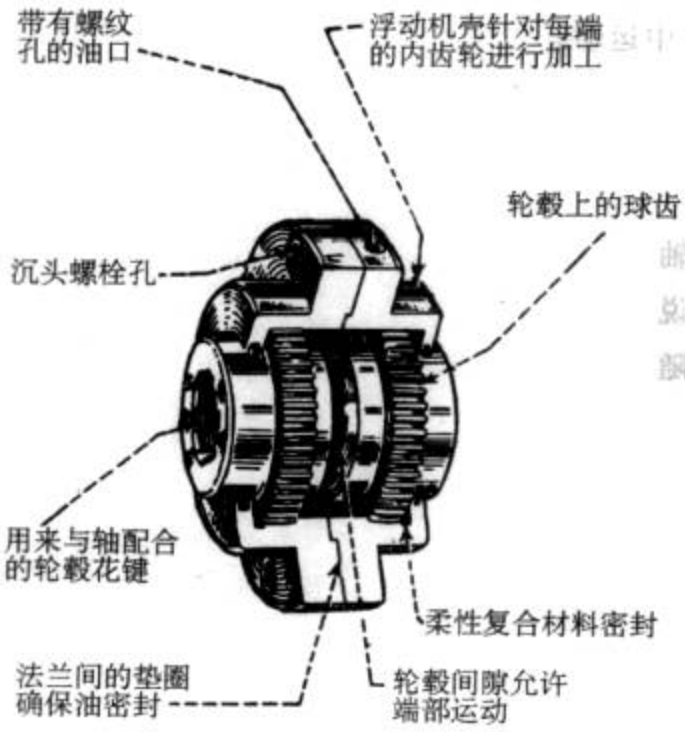


图 7.30-3

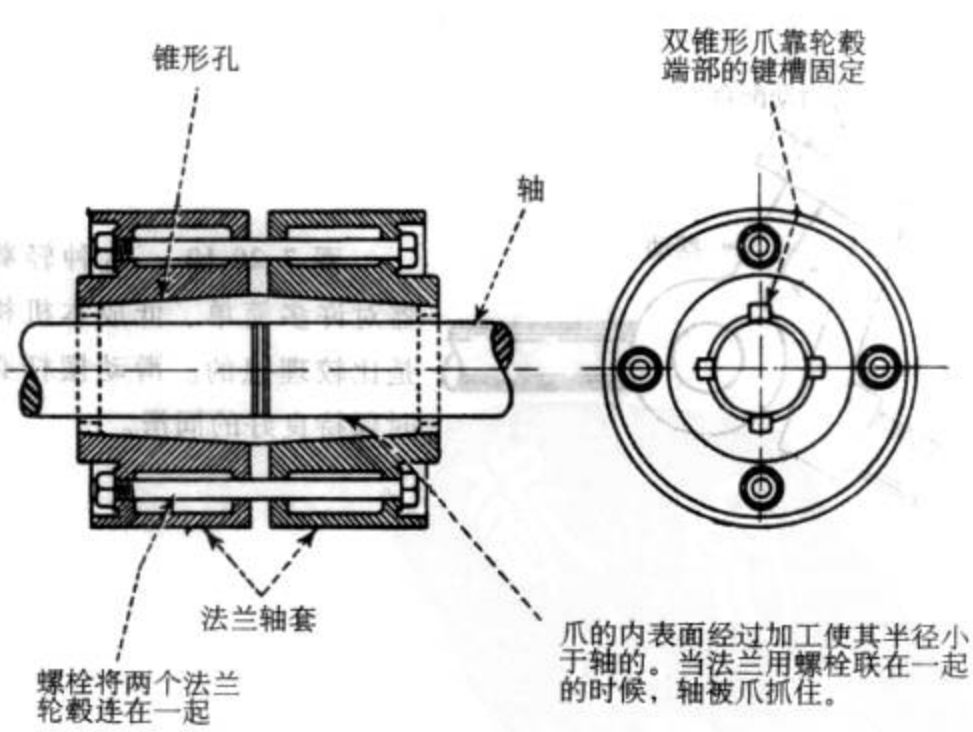


图 7.30-4

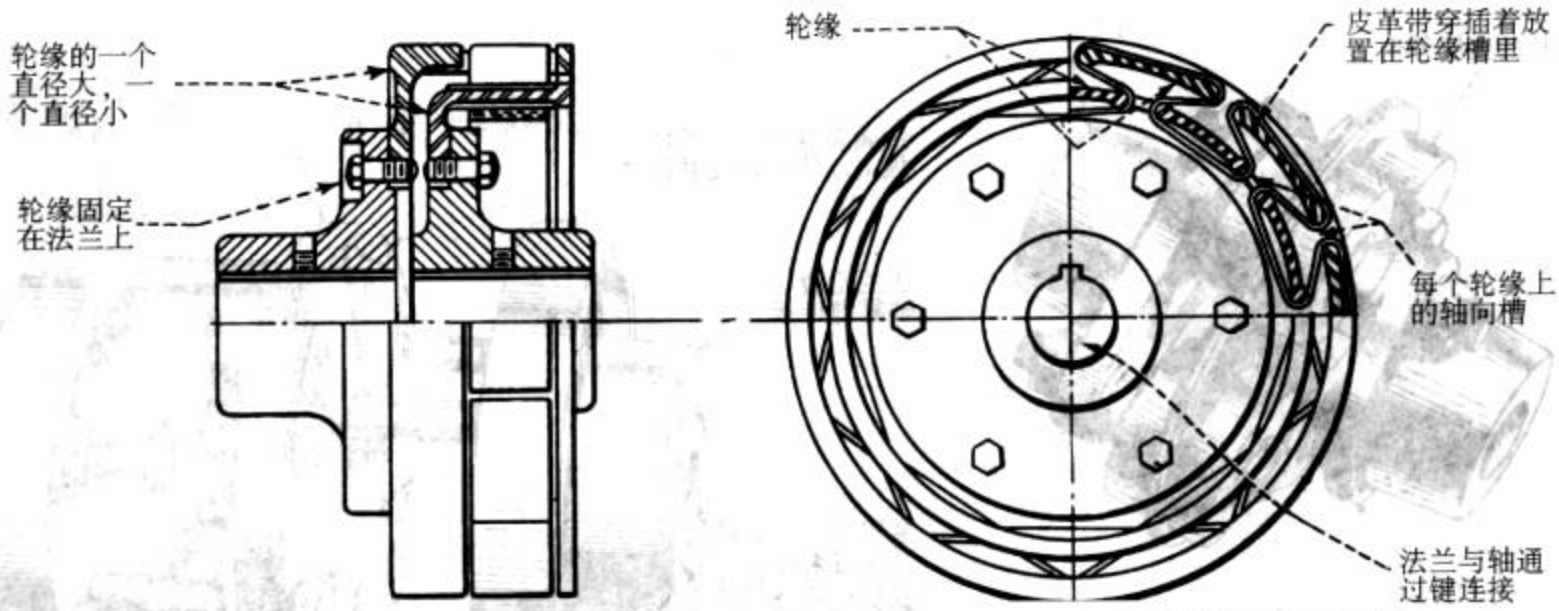


图 7.30-5

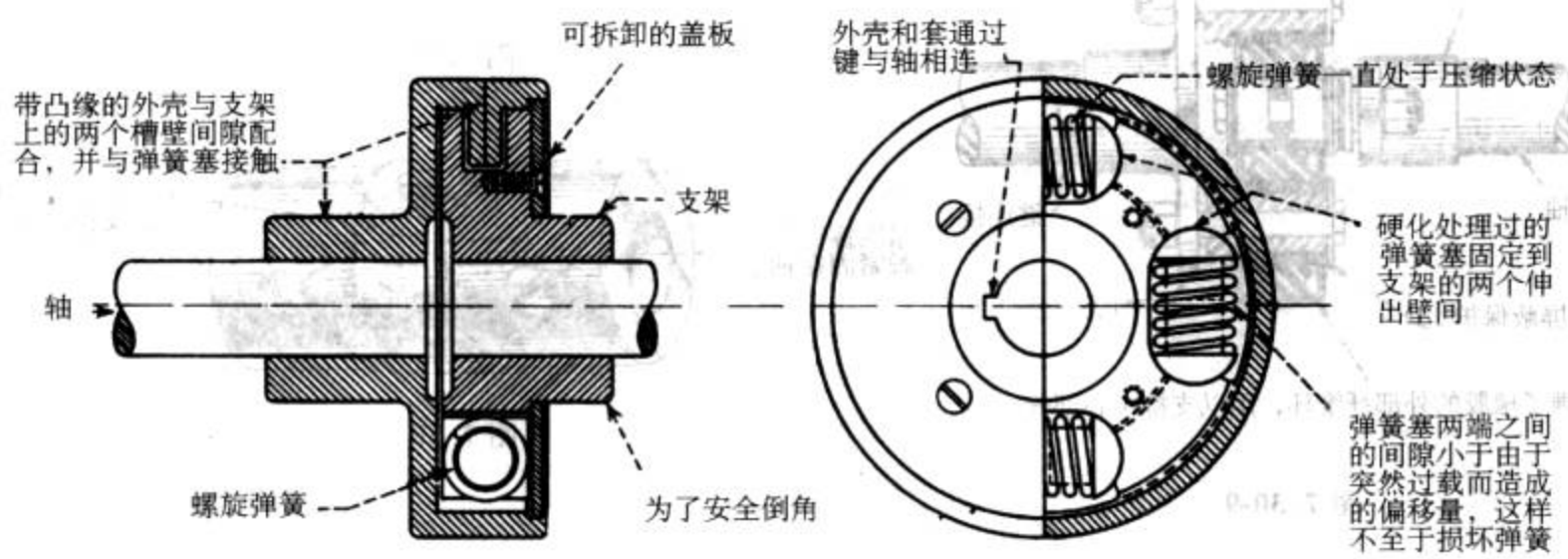


图 7.30-6

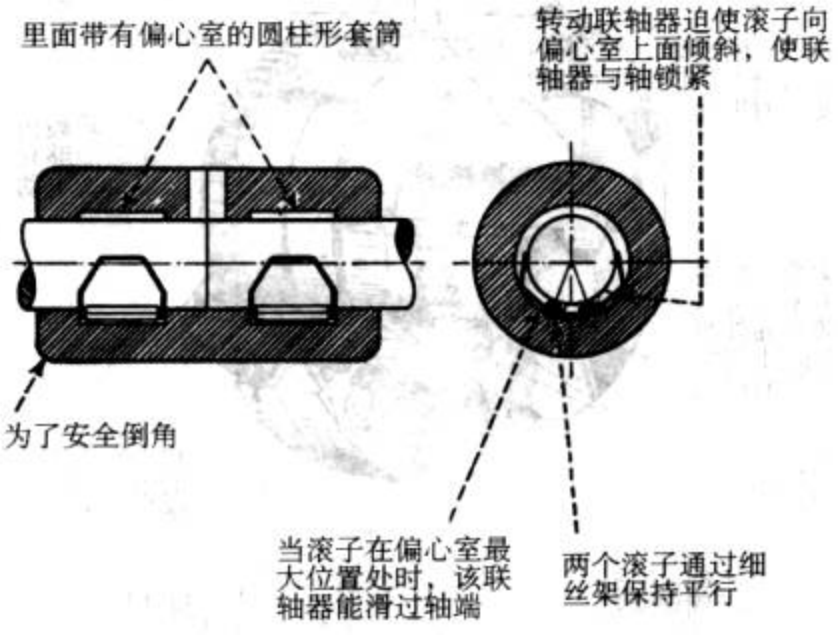


图 7.30-7

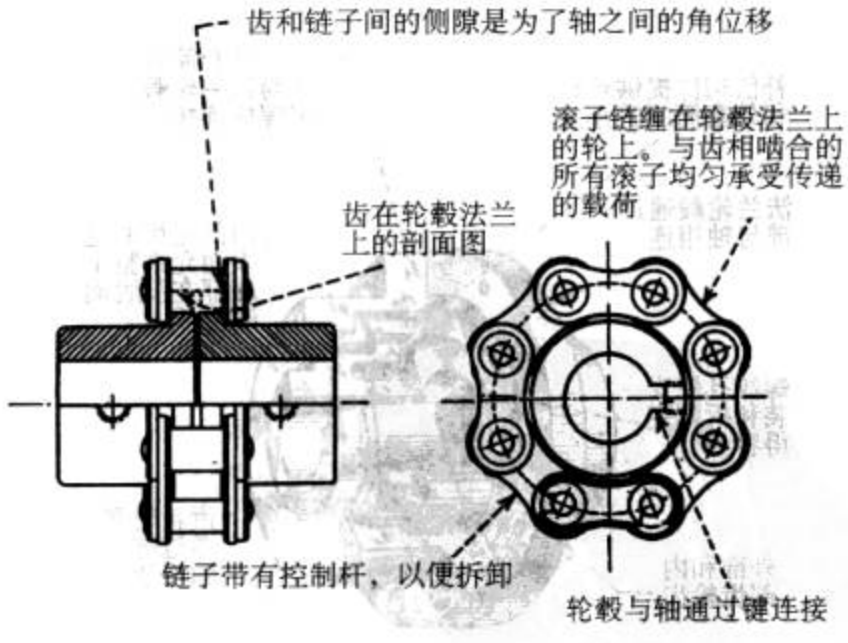


图 7.30-8

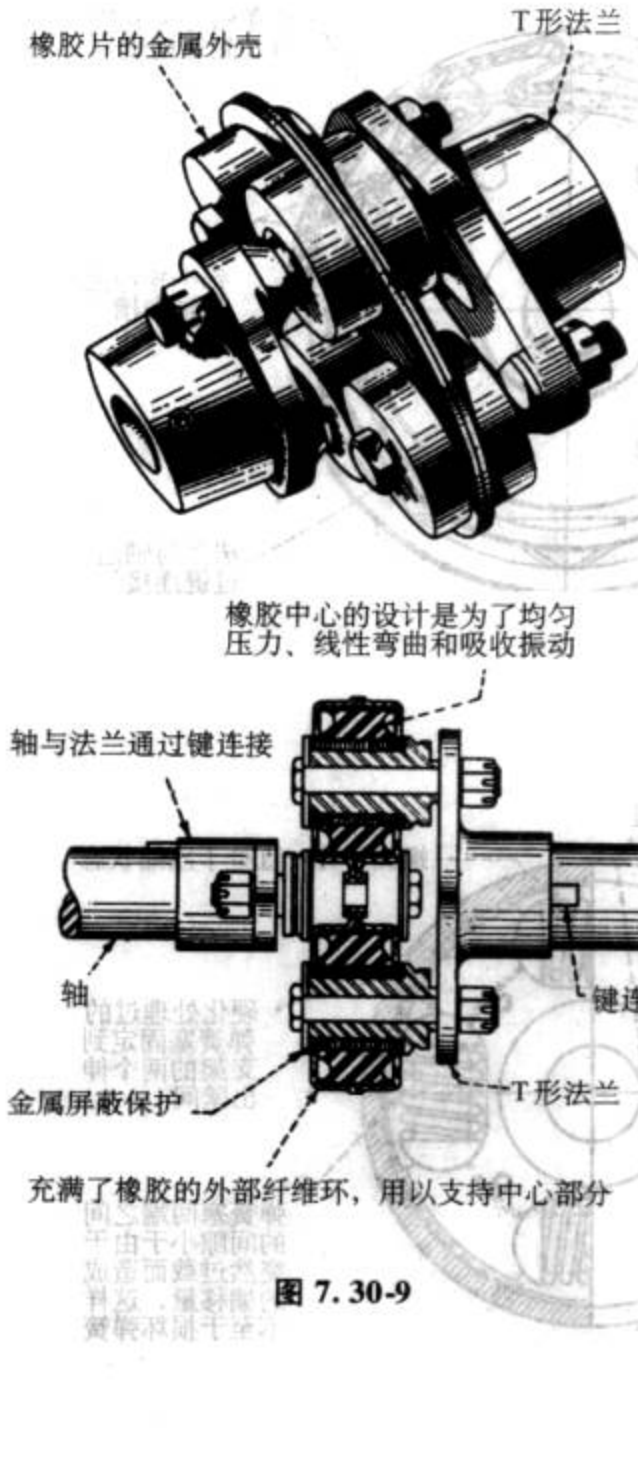


图 7.30-9

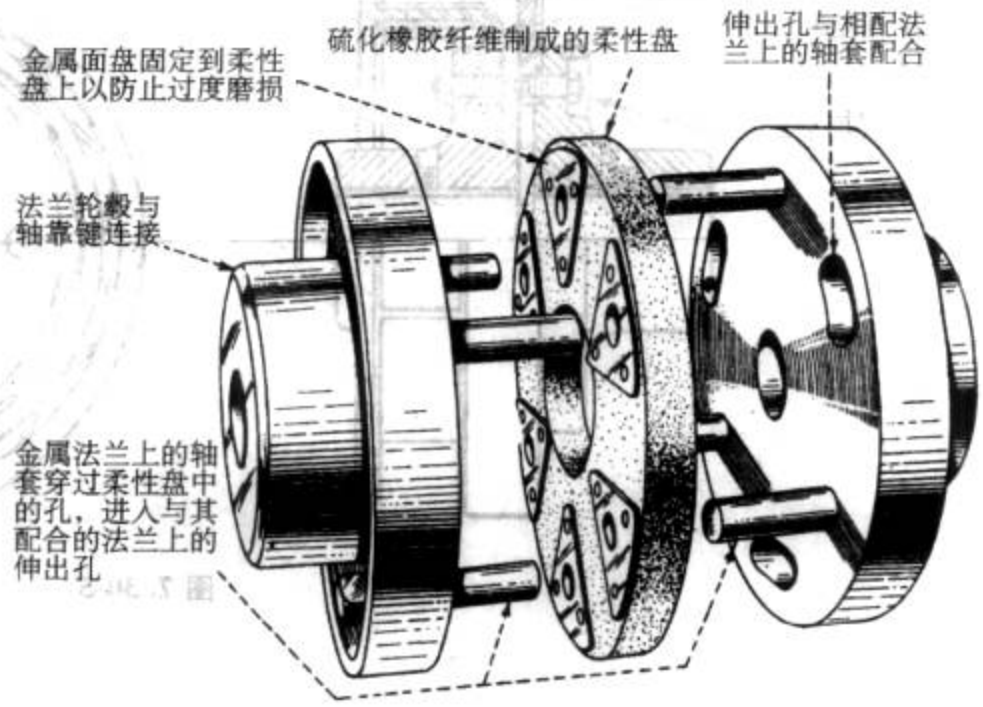


图 7.30-10

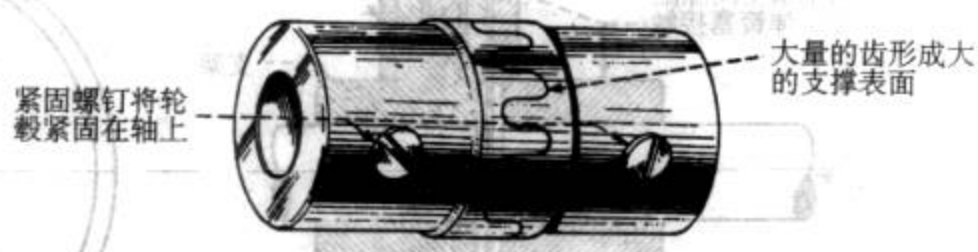


图 7.30-11

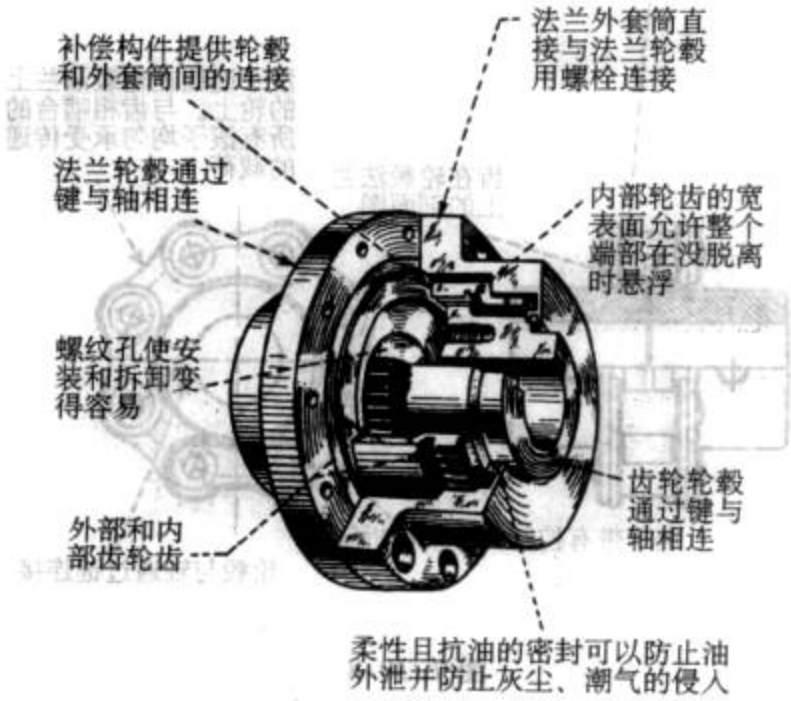


图 7.30-12

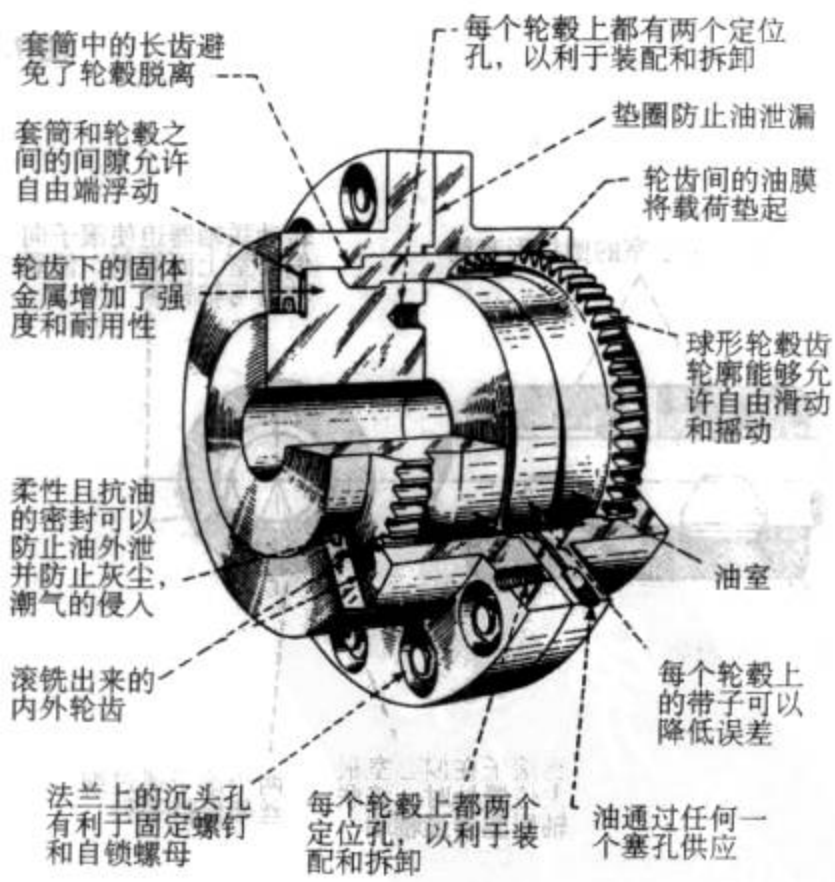


图 7.30-13

下面介绍几种含有内外齿轮、球、销和非金属零件的用来传递转矩的联轴器。

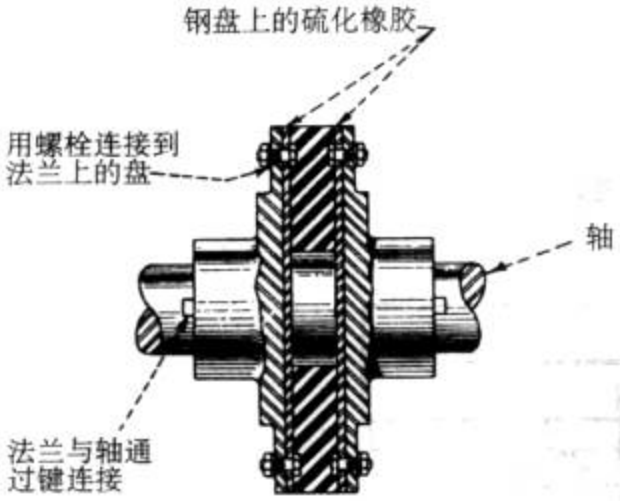


图 7.30-14

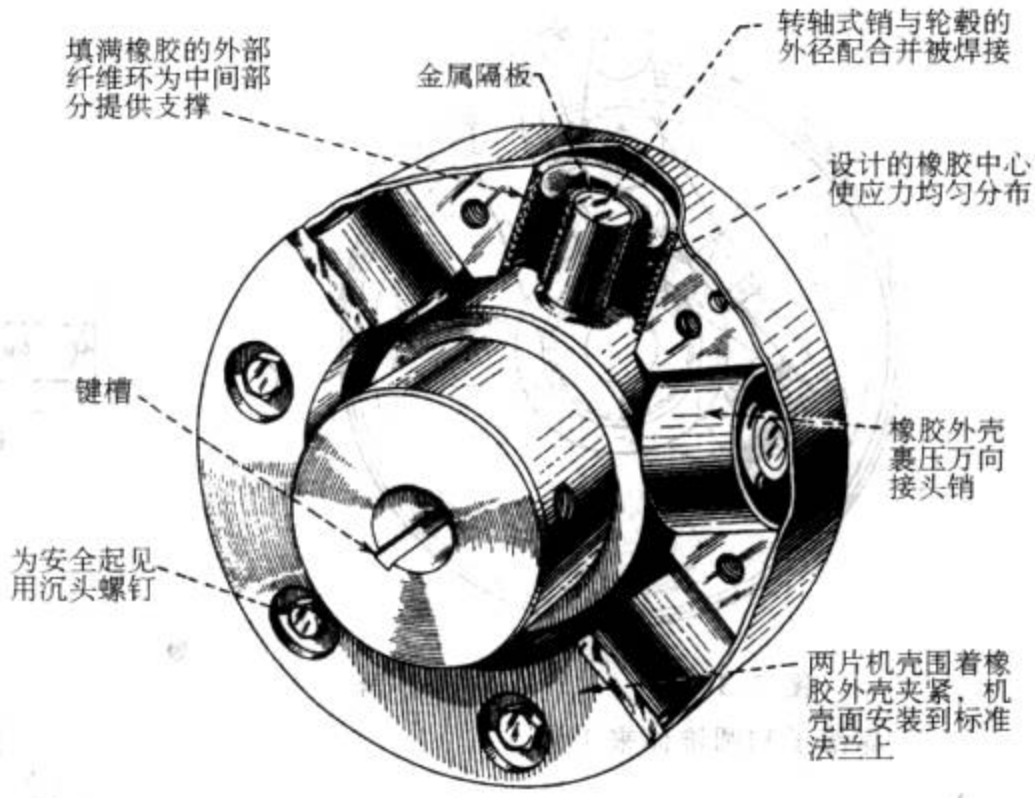


图 7.30-15

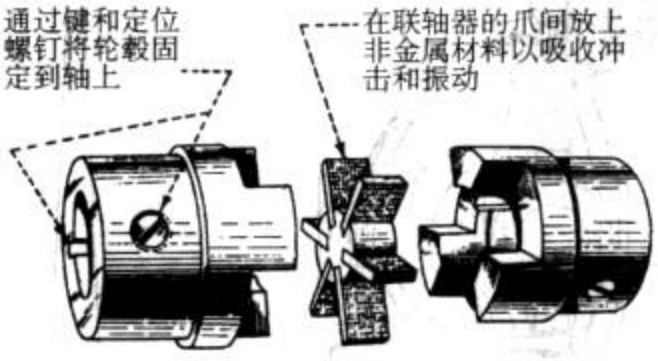


图 7.30-16

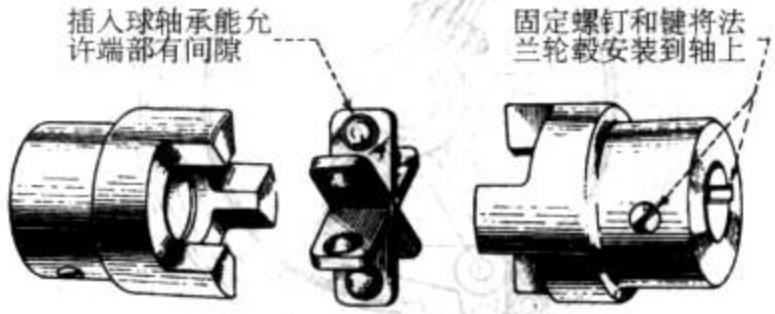


图 7.30-17

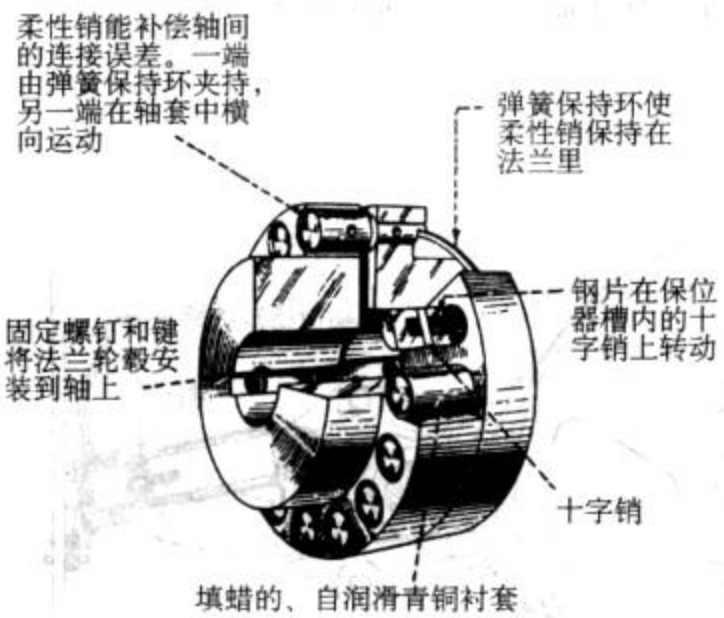


图 7.30-18

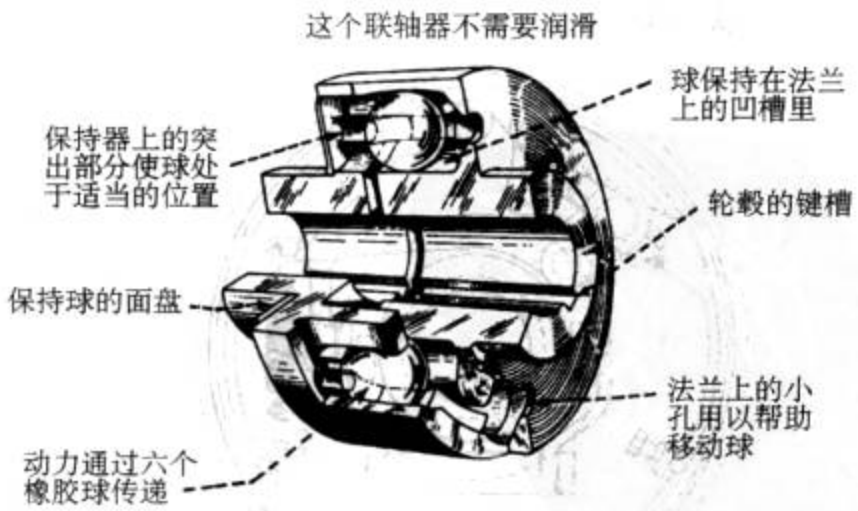


图 7.30-19

7.31 用于带离合器和制动器的连杆机构

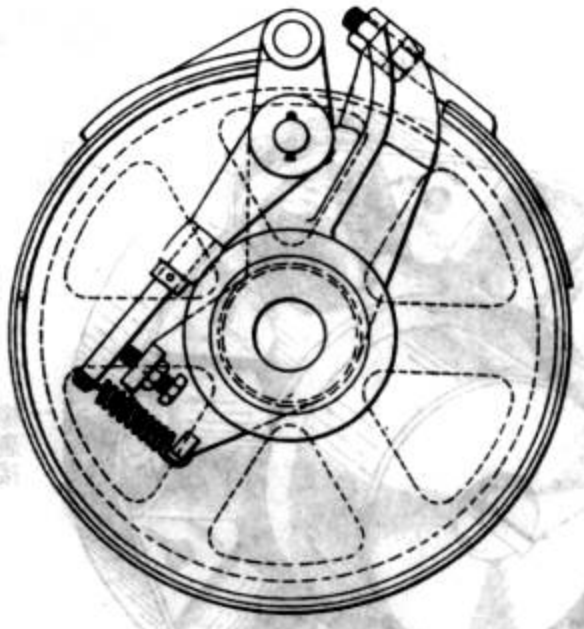
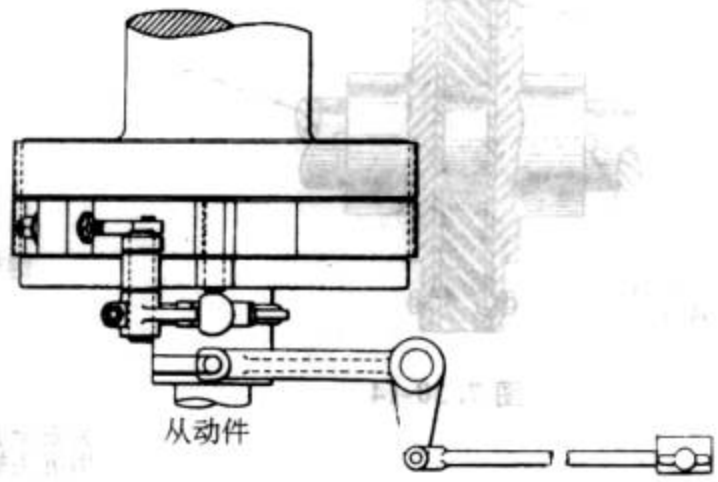


图 7.31-1 一个外带离合器靠滚子和圆锥体来工作。



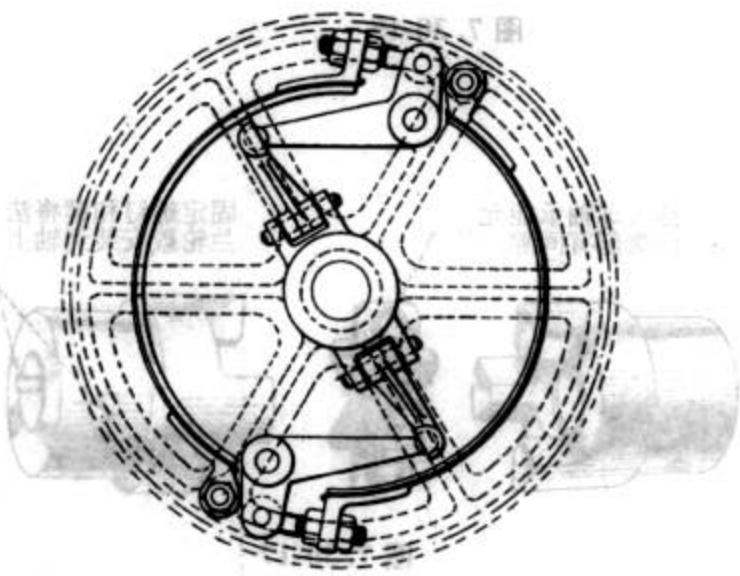


图 7.31-2 用带有一个中间平衡器的两个半缠绕带制造的外带离合器。

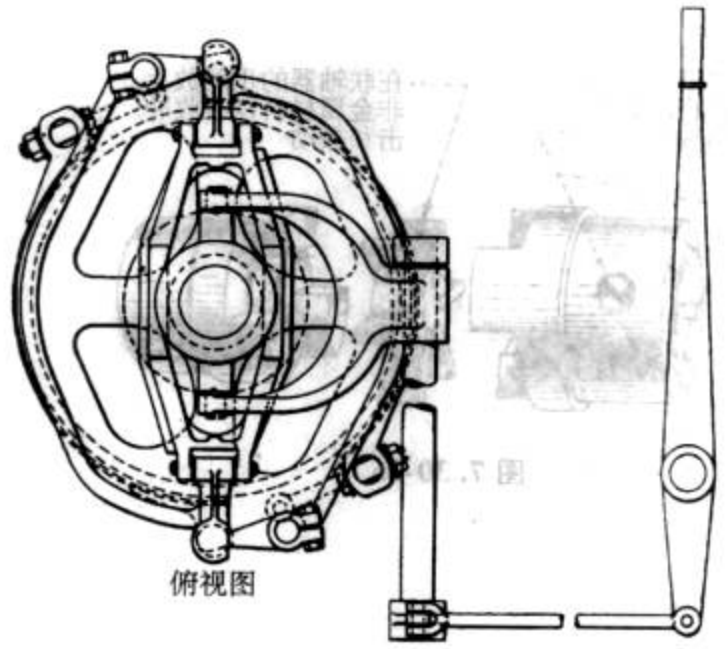


图 7.31-3 用带有一个中间平衡器的两个全缠绕带制造的外带离合器。

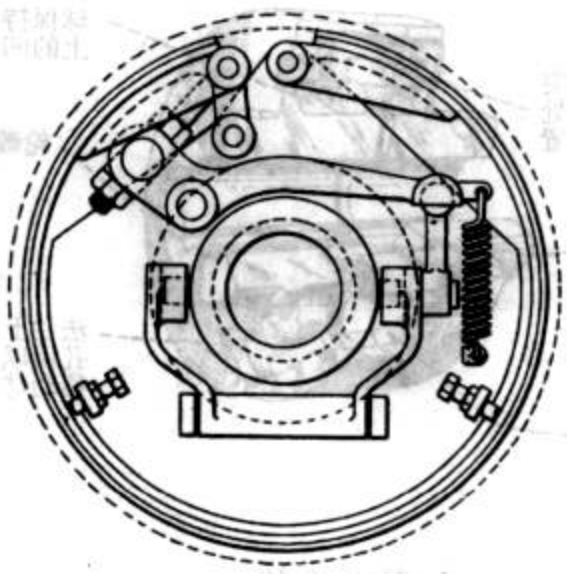


图 7.31-4 内带离合器靠一个可沿轴向运动的叉来控制。

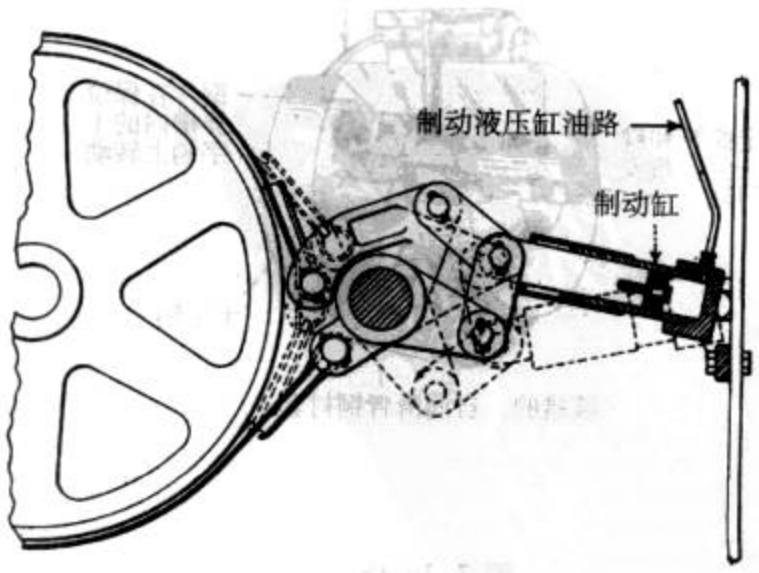


图 7.31-5 用液压控制的一个双向作用的带制动器。

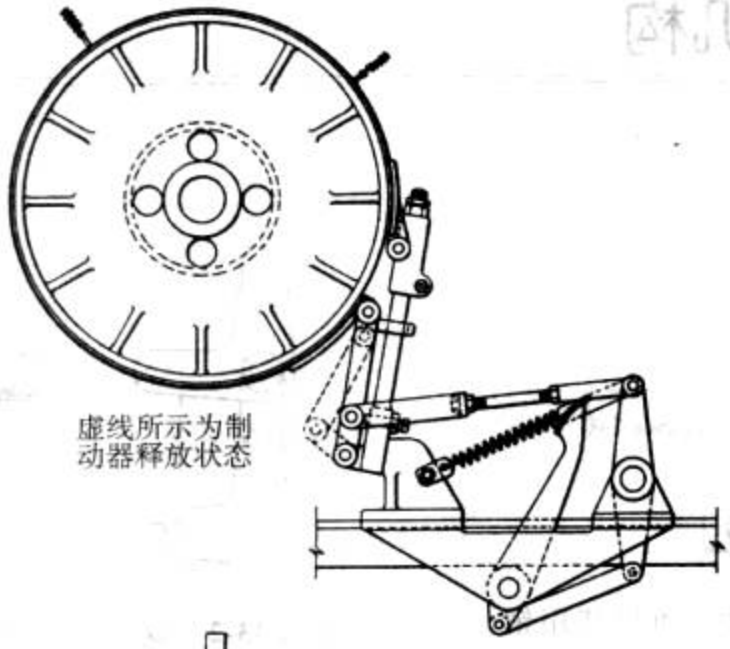


图 7.31-6 用脚踏板控制的起重机圆筒带制动器。

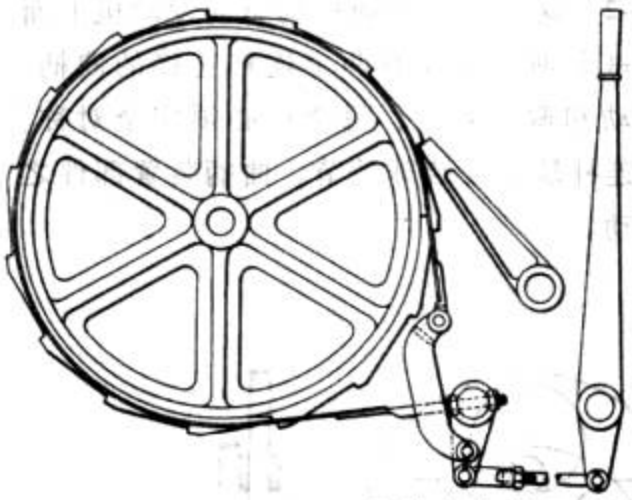


图 7.31-7 用一个单曲柄作用的带制动器。

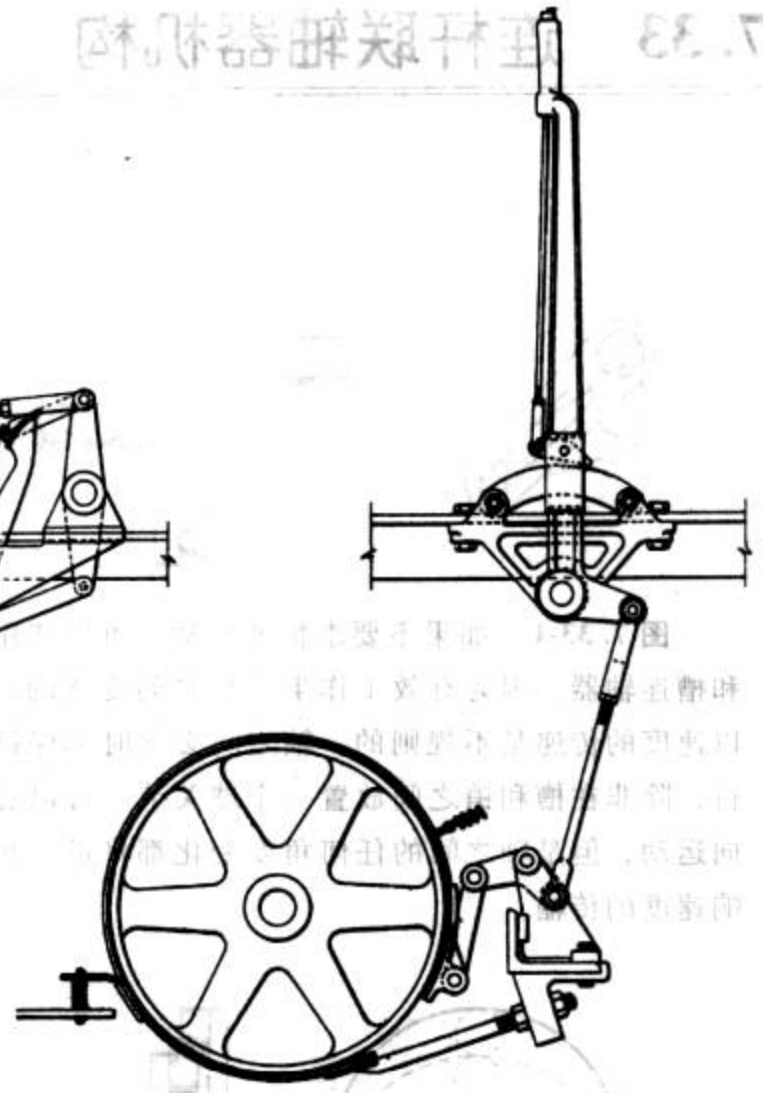


图 7.31-8 用一个棘轮杆控制的履带传动的带制动器。

7.32 特种联轴器机构

平行杆联轴器



图 7.32-1 六个连杆和三个圆盘能使相邻的两个平行轴的运动同步。

六盘联轴器

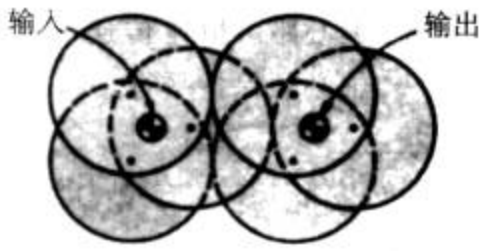


图 7.32-2 不需要连杆而使两轴同步运动的装置。

弯销联轴器

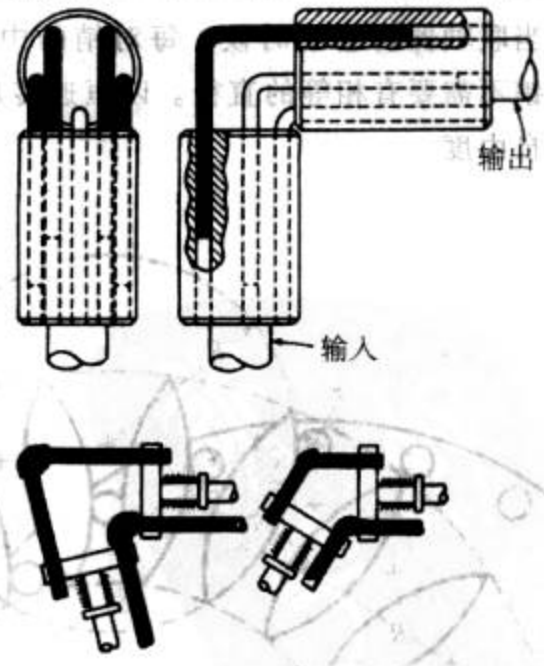


图 7.32-3 当输入轴转动时，5 个弯曲销将在钻孔中进进出出，以使直角输出轴恒速转动。该装置也能以大于或小于 90°的角度进行恒速传动，如图所示。

7.33 连杆联轴器机构

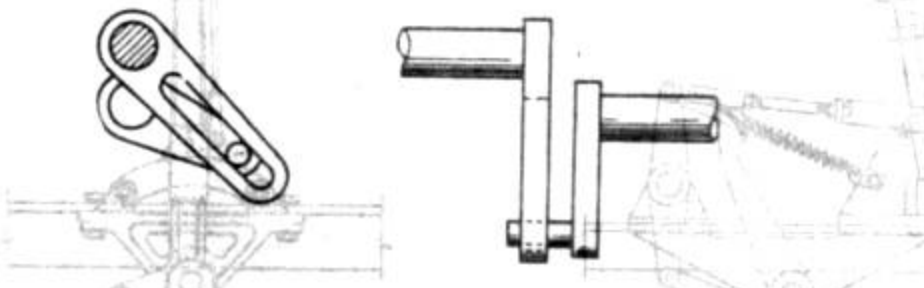


图 7.33-1 如果不要求恒速传动，可以使用销和槽连轴器。因为有效工作半径是时刻变化的，所以速度的传递是不规则的。轴之间必须时刻保持平行，除非在槽和销之间放置一个球关节。可以有轴向运动，但是轴之间的任何角度变化都将进一步影响速度的传输。

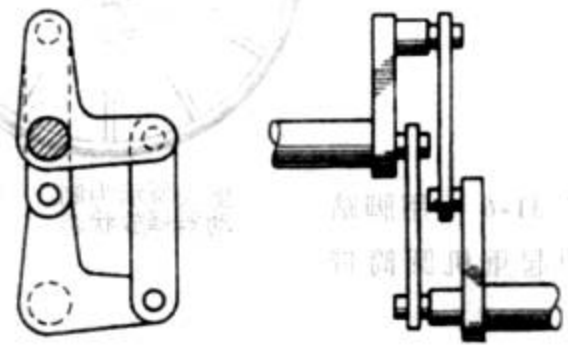


图 7.33-2 这个平行曲柄机构驱动发动机上面的凸轮轴。每个轴上至少有两个连杆连接的曲柄。为了恒速运动和避免死点，每个杆必须完全对称。通过在每个连杆端部安装球关节，曲柄装置部件之间可以有移动。

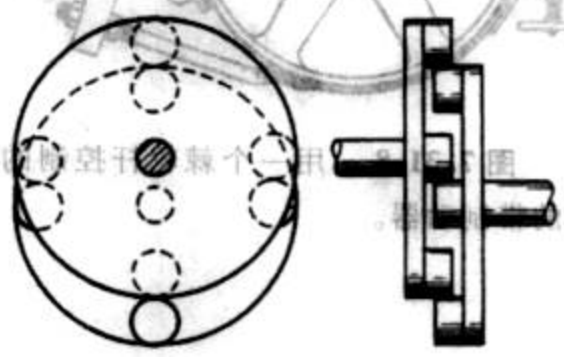


图 7.33-3 这个机构与图 7.33-2 中的机构在运动学上是等效的。它通过用两个圆盘和接触销代替连杆而设计得到。每个轴带有一个含有三个或更多突出销的圆盘。销的半径之和与轴的偏心距相等。当联轴器转动的时候，每对销的中心线保持平行。销不需要有相等的直径。以恒速传递，可以有轴向自由度。

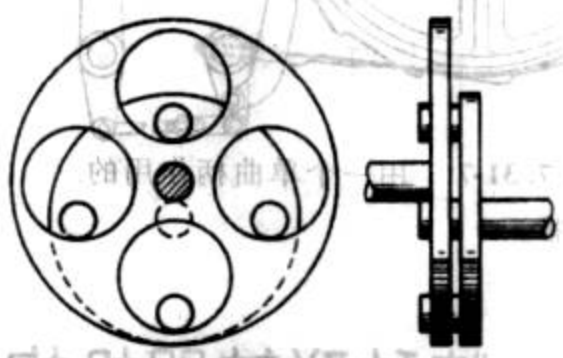


图 7.33-4 这个机构与图 7.33-3 中的机构相似。但是，孔代替了一些销。半径之差等于偏心距。恒速传递，可以有轴向自由度，但是就像图 7.33-3 所示的，轴的轴线必须保持固定。这种类型的机构可以安装在行星齿轮减速箱中。

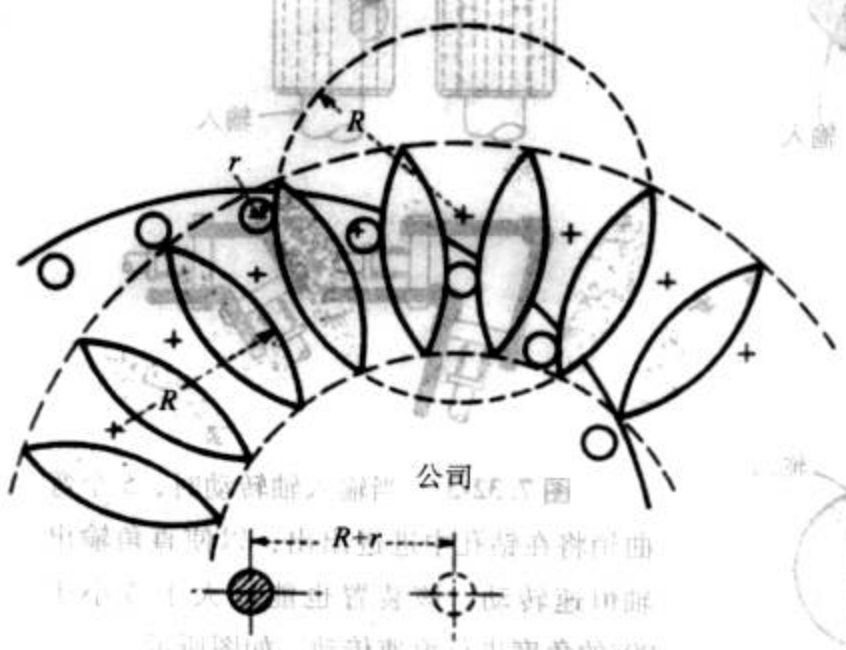


图 7.33-5 所示的是销连轴器中的一种特殊的变化形式。大部分销与凸透镜形状的(或盾牌形状的)部分相啮合，这些部分是理论上大销的扇形部分。形成凸透镜状部分的轴受到联轴器核心点的撞击，距离 $R+r$ 等于轴中心之间的偏心距。恒速传递，可以有轴向自由度，但是轴必须保持平行。

第8章

转矩限制、张紧和控制装置

8.1 在印刷机进给中，卡钳制动器可以保持适当的张紧力

章8第

一个简单的凸轮连杆装置(如图 8.1-1 所示)和两个卡钳盘制动器一起工作，来提供印刷中纸张进给的自动张紧力控制。

在进给系统中，纸上必须要保持张紧力的控制，纸张必须以 1200ft/min(366m/min)的速度从一个宽 42 英寸(1066.8mm)直径为 36in(914.4mm)的滚子上抽出。当满载时这个滚子质量达 2000lb(908kg)。这个印刷机必须能几乎瞬时停止。

虽然摩擦圆盘制动器的衬套易磨损，但是在换衬套之前，它能实现百万次的制动。

在这个系统中，由 Tol-O-Matic 公司制造的两个气动圆盘制动器安装在每个滚子上，它们分别夹紧两个产生最大热量消耗的 12in(304.8mm)圆盘。为了能在滚子上提供需要的恒定张紧力，制动器总是受到气压的作用。然而，处在纸上的摆动滚子能在任何时候超过制动器。它驱动一个凸轮，这个凸轮用于调节压力调节器来控制制动效果。

如果卷筒纸应该切断或者在滚子上用光了，这个摆动滚子将允许实现最大的制动。这个印刷机能够在不到一圈之内被停止。

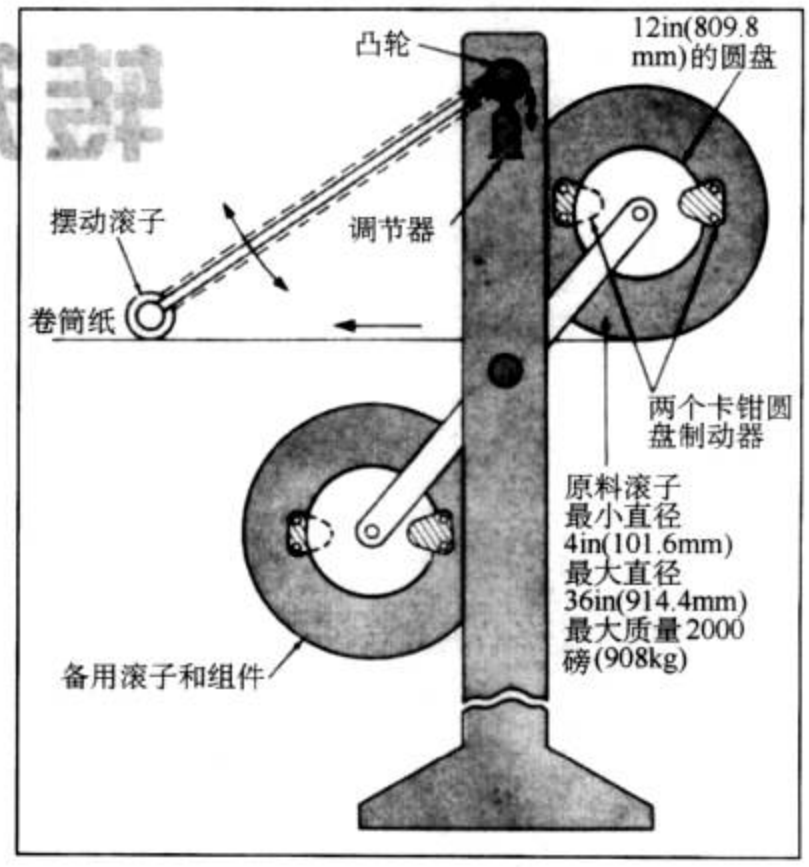


图 8.1-1 这个连杆系统和一个调整器及卡钳圆盘一起工作，在卷筒纸应该切断时迅速地使正在高速运转的印刷机停下来。

8.2 辅助离合器、制动器的传感器

与磁性传感器组合在一起的两个离合器、制动器系统把纸板切割成精确的长度。磁性传感器检测旋转链轮的齿。跟纸的长度相关的脉冲被计数，通过第二个离合器、制动器系统来驱动切割刀具。在第二个系统上的飞轮增强了切削力。

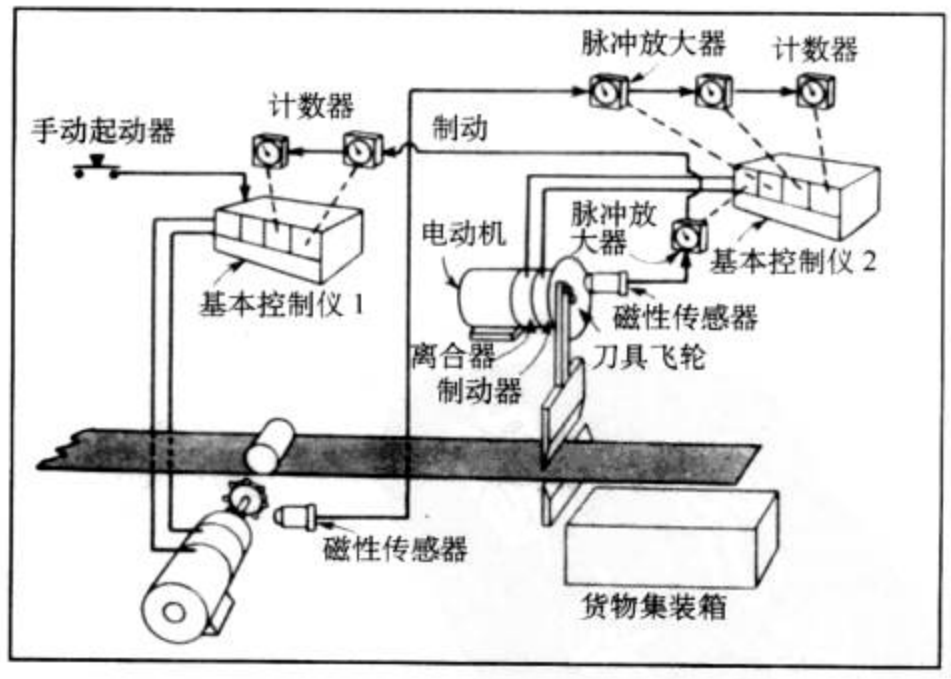


图 8.2-1 这个控制系统将纸板按所需的长度进行切割，并且计算一下切割多少次能使切割简单些。

8.3 防止构架超载的警报装置

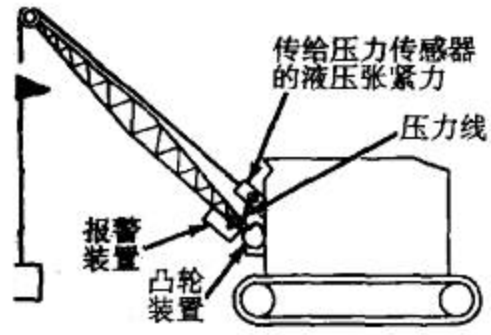


图 8.3-1

目前，起重机能够通过一个安全装置来避免不安全载荷的损害，这个装置的可动电接触器通过液压系统、凸轮和齿轮装置来改变(如图 8.3-1 所示)。

这个装置在起重机构架的安全载荷方面考虑了两个关键因素：构架的角度(小角度产生的转矩使其比大角度更容易翻倒)和构架上的压应力，当构架角度大时该应力最大。这两个因素传入警报系统的输入端，并且这两个因素要结合在一起才能开启警报系统，从而警告操作者这时的起吊载荷已经超载。

工作原理。在美国宾夕法尼亚州计量器公司为 Thew-Lorain 公司制造的样机中，一个张力、压力传感器(如图 8.3-2 所示)检测钢缆的载荷，并把它转化为与张力成比例的液体压力。压力作用到一个带旋转指针的弹性金属曲管式压力计上，指针上带有一小块永久磁铁。两个微型磁力簧片开关装在另一个臂上，该臂和指针在同一个中心上转动。

这个臂靠由凸轮控制的一对齿轮齿条来定位，带有正弦轮廓的这个凸轮被安装到托架上。当构架提升或者降低时，凸轮改变簧片开关的位置，这样它们将与指针上的磁铁靠近，并且迟早会接触到一起。接触的时间部分地取决于带有磁铁指针的运动。在独立的轨迹上，体现钢缆张力的液压使刻度盘上的指针向右或者向左。

当磁铁接触到簧片开关时，警报电路闭合，而且在压力持续增加且没有阻止指针运动的期间，它仍然处于闭合状态。在为 Thew-Lorain 研制的装置中，开关装置设置成两个阶段：首先是触发黄色警报灯光，其次是红灯亮并发出警报铃声。

针对两侧和后面过载与前面过载的不同需要对弹性金属曲管式压力计进行不同的设置。凸轮和托架的支柱安装在一起，用来驱动选择开关。

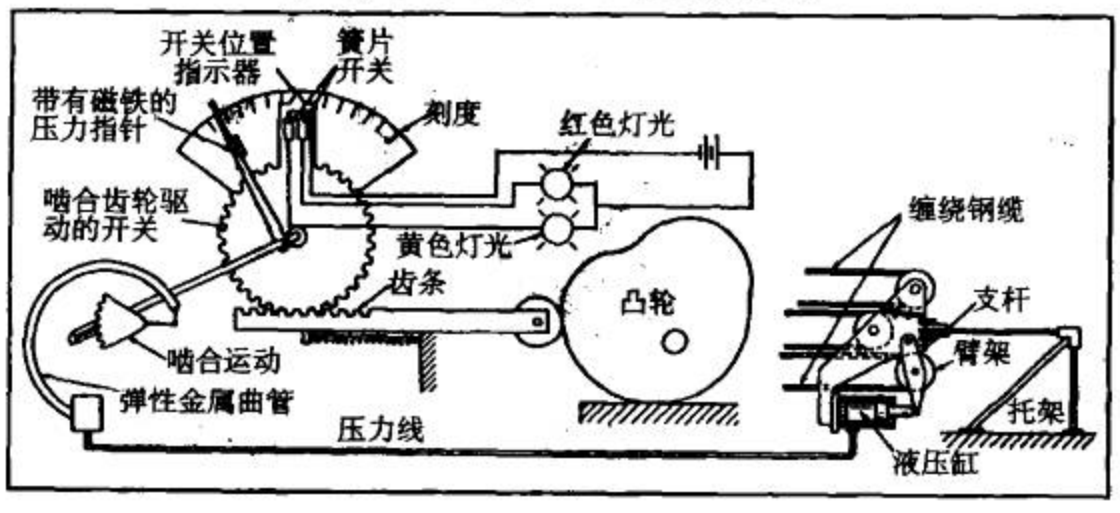


图 8.3-2 托架上的凸轮根据构架的角度对一个带有簧片开关的臂进行定位，该臂与构架的角度一致；压力指针反映了钢缆的张力。

8.4 钢缆张力的持续观察

一个简单的杠杆系统解决了当钢缆在滚筒上被缠绕时，如何持续追踪钢缆上张力变化的问题。

位于休斯顿的美国国家航空和宇航局载人太空船中心的 Thomas Grubbs 设计了这个系统。它由安装在旋转杠杆上的两个滑轮组成。钢缆在两个带轮之间穿过，因此钢缆张力的增加引起杠杆旋转。于是，在平板的金属舌簧上产生线性的拉力，而一个应变仪固接在舌簧上。下面滑轮上的载荷与钢缆上的张力成正比。通过应变仪的变化和电流能连续直接地读出钢缆的张力。

在旋转杠杆上的这两个滑轮能在旋转轴上自由转动，因此，它们在钢缆缠绕绕线滚筒时可以对钢缆进行适当的定位。

可以在两滑轮装置中再增加第三个滑轮，以便对应变仪的灵敏度提供一定程度的调整。如果这个滑轮处于另两个滑轮的平面上，它将被用来减小舌簧上的应变(用于重载)或者增加(用于轻载)应变。

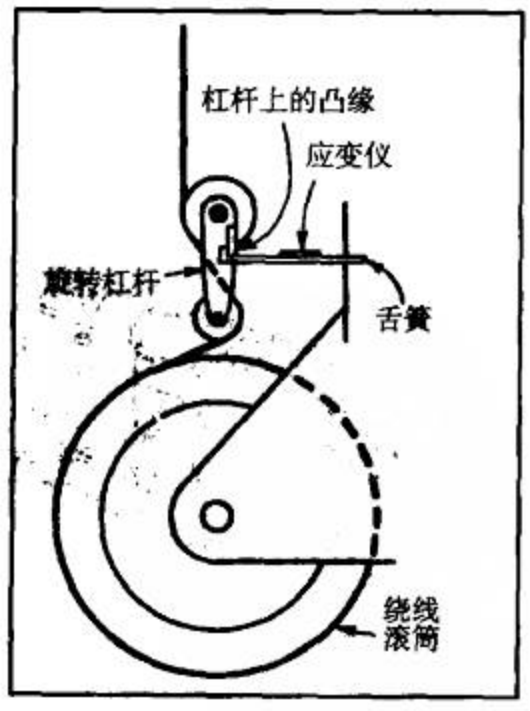


图 8.4-1 下面滑轮上的载荷与钢缆上的张力一起变化，并且杠杆旋转并借助应变仪可以直接给出读数。

8.5 转矩限制器用来保护轻载传动

当过载时轻载传动将失败。下面的八种装置能使轻载传动远离危险的转矩载荷。

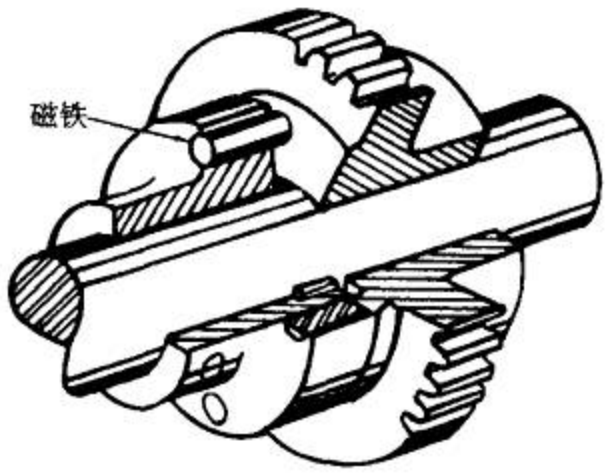


图 8.5-1 永久磁铁传递的转矩与它们在离合器盘四周分布的数量和尺寸大小有关。适当的传动控制靠滑动磁铁来完成，以此来减小传递转矩的能力。

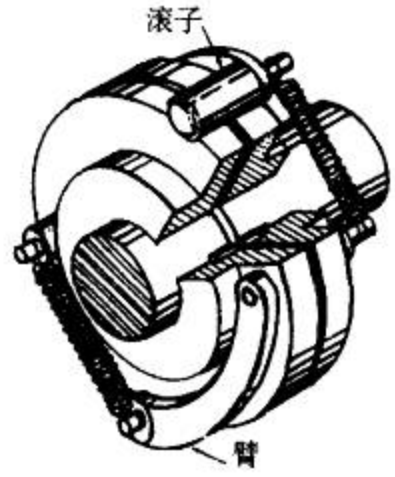


图 8.5-2 臂支撑槽内的滚子，该槽横跨安装在对接轴两端的两个圆盘。弹簧使滚子保持在槽内，但是过大的转矩将迫使它们出来。

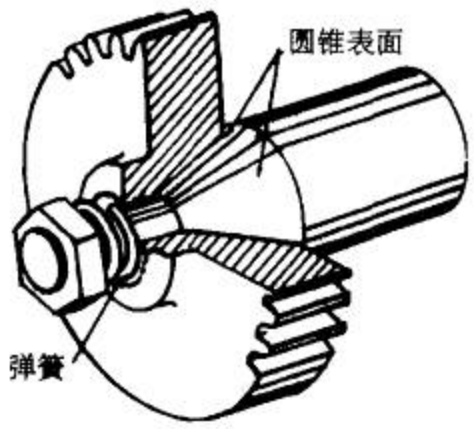


图 8.5-3 锥形离合器是通过锥形轴和齿轮上的锥形中心孔相配合形成的。通过拧紧螺母压缩弹簧来增加传动转矩的能力。

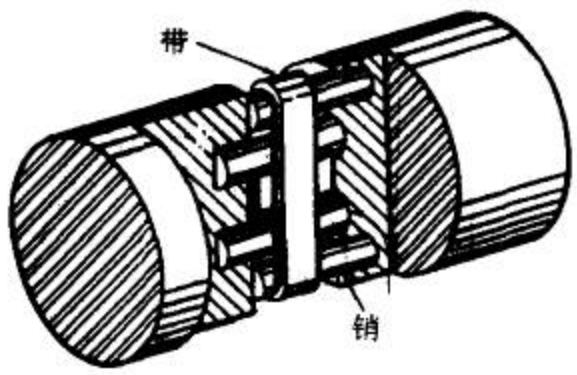


图 8.5-4 缠绕在四个销轴上的柔性带只传递最轻的载荷。为了确保带和销轴的接触，外面的销轴比里面的销轴要小一些。

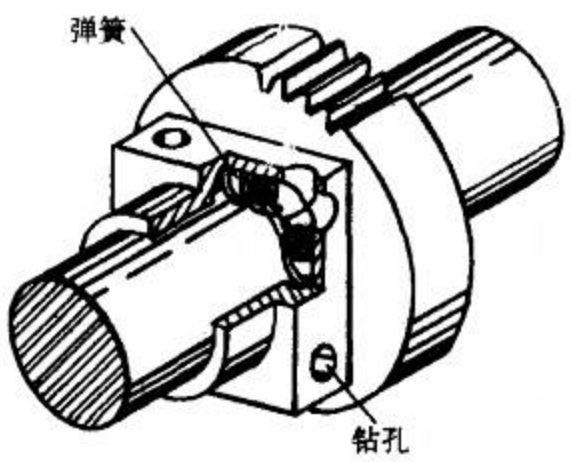


图 8.5-5 箱体中的弹簧夹紧轴。因为当齿轮被固定到轴上的箱体时，弹簧被拉伸，从而夹紧轴。

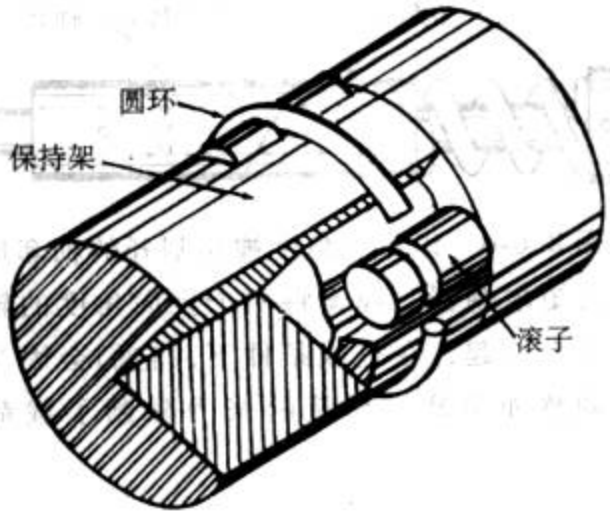


图 8.5-6 圆环防止滚子从轴小端的槽内蹦出。空心轴开槽的末端起到保持架的作用。

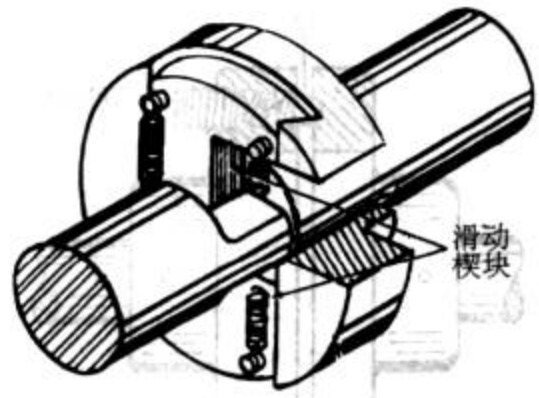


图 8.5-7 滑动楔块在轴的平面端夹紧。当转矩过载时，它们向外展开。使楔块保持在一起的弹簧拉伸强度等于所传递转矩的极限。

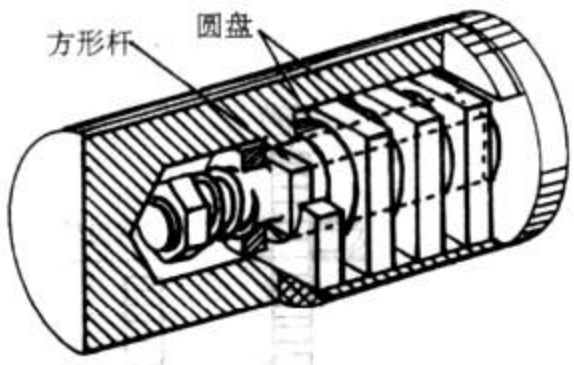


图 8.5-8 摩擦盘通过可调弹簧压紧。方形盘锁紧在左边轴内的方形孔里，而圆盘锁紧在右边轴上的方形杆上。

8.6 防止过载的限制器

如果机器塞住转不动，这里的 13 个“安全阀门”能帮助解决，以防止严重的损坏。



图 8.6-1 剪切销是一个简单、可靠的转矩限制器。然而，过载后，去除损坏的剪切销并换上一个新的需要耗费时间。应该确保在方便的位置有备用的剪切销。

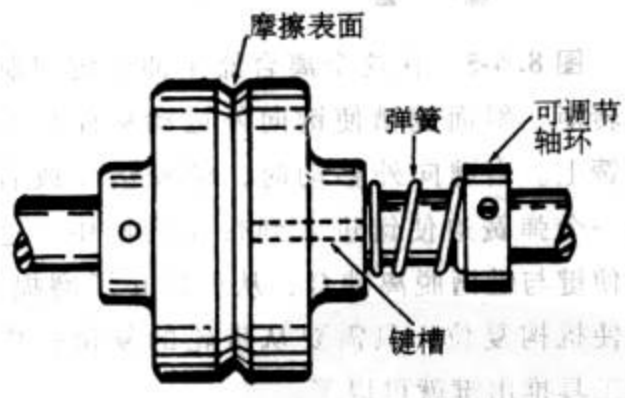


图 8.6-2 摩擦离合转矩限制器。调整弹簧张力可以使两个摩擦片的表面结合在一起从而设定过载极限。一旦去除过载，离合器就重新啮合。这个设计的一个缺点是如果限制器已启动而未被发现，它能够自损。

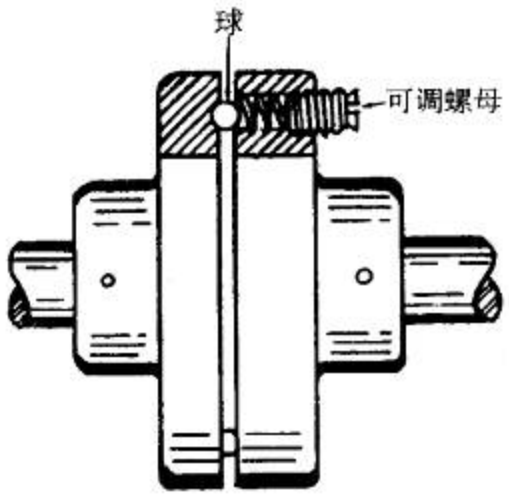


图 8.6-3 机械键。一个弹簧在这个转矩限制器对面的一个孔内顶着一个球，直到过载迫使它出来。一旦开始滑动，离合器表面磨损很快。因此，在经常产生过载的场合不推荐使用这种限制器。

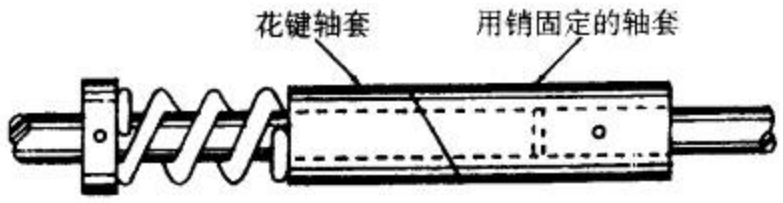


图 8.6-4 以一定角度被切割开的轴套形成一个转矩限制器。弹簧将两个反向角度的轴套表面夹在一起，在过载条件下，它们会因为角度的调整而分离。弹簧的张力限制了载荷的极限。

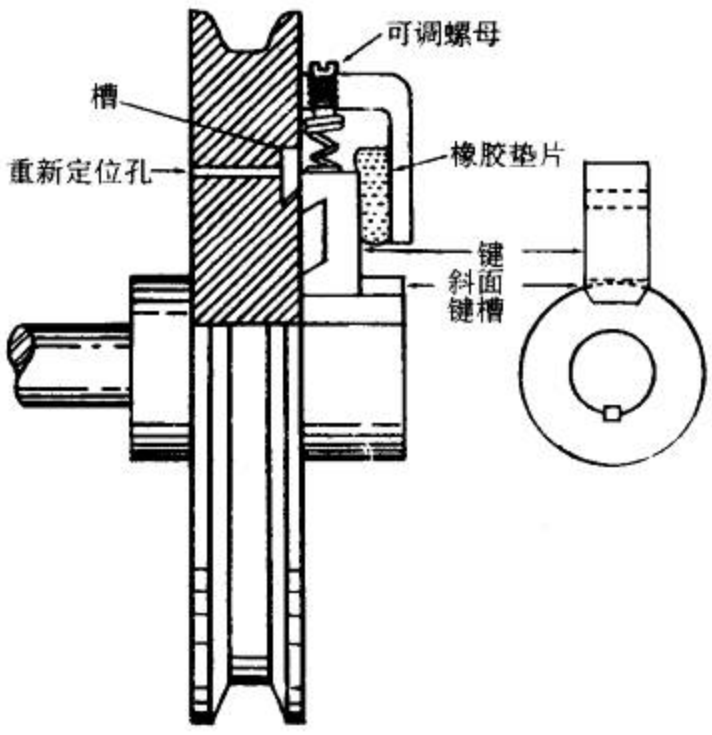


图 8.6-5 在这个离合器中伸缩键限制了转矩。斜面键槽使键向外运动从而顶在弹簧上。当键向外移动时，橡胶垫片或者另一个弹簧迫使键进入到带轮的槽中。这样使键与键槽脱离啮合，从而防止了磨损。要使机构复位，只需要从带轮的复位孔中用工具推出键就可以了。

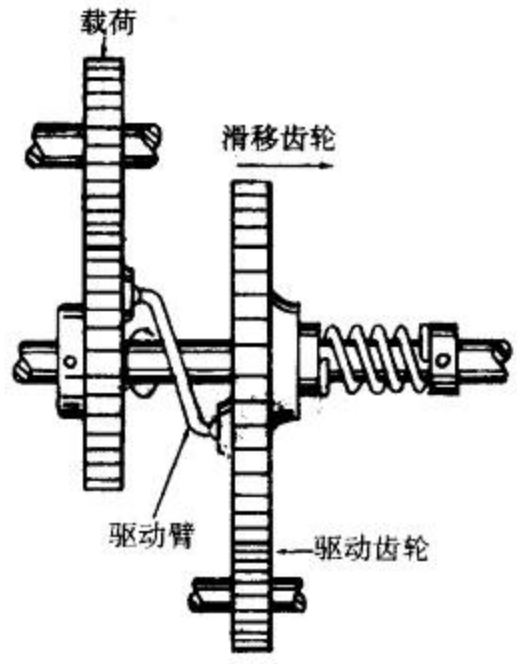


图 8.6-6 脱离啮合齿轮。在转矩限制器中弹簧和驱动臂上的轴向力是平衡的。过载时力的平衡被打破，驱动臂产生的力使弹簧压缩，从而使齿轮滑动脱离啮合。当过载之后，齿轮必须保持分离状态，以防止它们损坏。当驱动停止后，齿轮才能安全地复位。

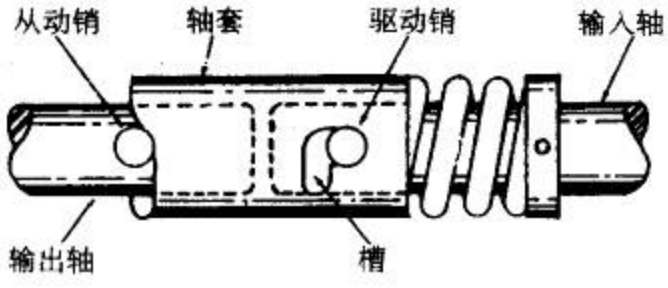


图 8.6-7 在该构中，凸轮形轴套将这个转矩限制器的输入轴和输出轴连接起来。从动销向右推动轴套顶住弹簧。当过载发生时，驱动销会掉到槽里，使两个轴分离。通过向后转动输出轴来复位限制器。

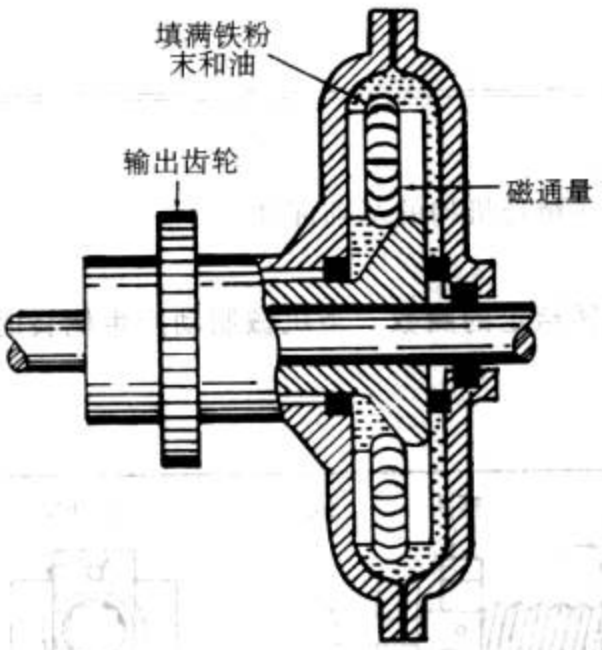


图 8.6-8 在这个转矩限制器中磁性流体是联轴器。这个腔内充满了铁粉末和油(或镍粉末和油)的混合体。控制穿过混合物的磁通量可以改变混合体的粘度。通过改变粘度使载荷极限有一个较宽的变化范围。滑动环将电流传给分配器从而产生磁力场。

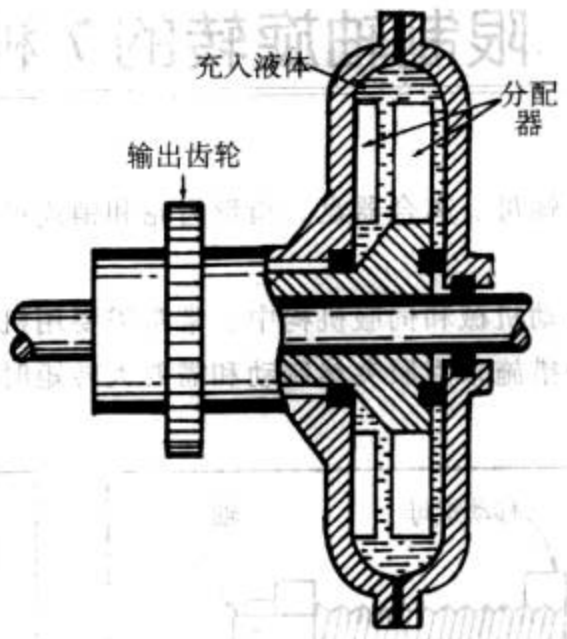


图 8.6-9 在这个转矩限制器中流体是一个联轴器。内部分配器使流体在腔中循环流动。对于最大载荷的闭环控制流体的粘度和高度是可改变的。这种联轴器的优点是平稳的转矩传递和滑动时的产生的热量少。

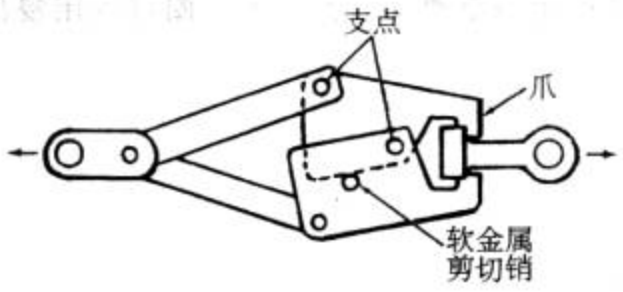


图 8.6-10 在这个联轴器中销的剪断可以释放张力。一个肘节控制的刀片剪切软销，以便爪打开并释放过载的载荷。在另一种设计方案中，使爪保持闭合的弹簧将取代剪切销。



图 8.6-11 在这种联轴器中一个弹簧柱塞提供往复运动。只有当杆向左移动时，才能发生过载。在过载条件下弹簧被压紧。

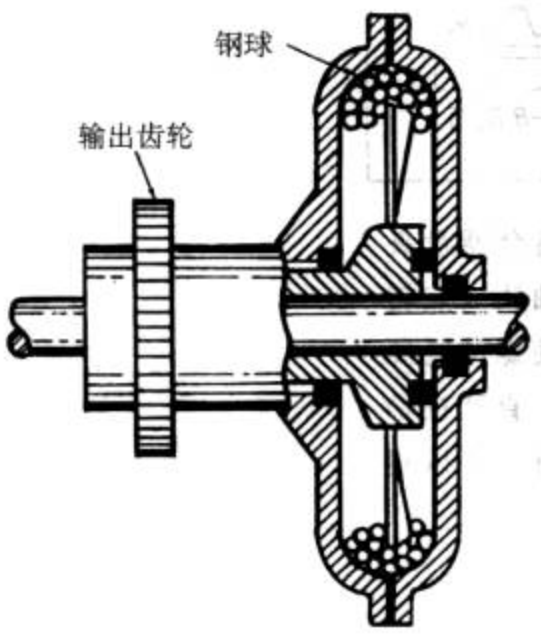


图 8.6-12 当输入轴的速度增大时，这个联轴器中钢球传递更大的转矩。离心力使钢球顶在腔的外表面上，增加了联轴器的滑动阻力。增加更多钢球也可以增加联轴器的滑动阻力。

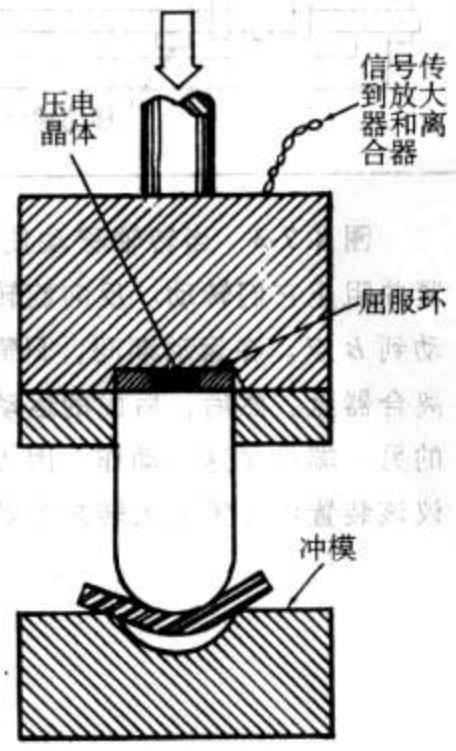


图 8.6-13 压电晶体在这个金属成型压力机内产生一个随着压力变化而变化的电信号。当压电晶体产生的输出电信号放大后达到与压力限制相对应的值时，电子离合器分离。一个应变环控制着压电晶体的压缩。

8.7 限制轴旋转的7种方法

移动螺母、离合器盘、指形齿轮和销连接零件构成了下面这些精巧机构的基础部件。

在自动机械和伺服机构中，常常需要用机械制动来限制轴旋转给定的圈数。当机械制动产生倒转时，必须采取保护措施来克服突然制动和需要大转矩时产生的过大的力。

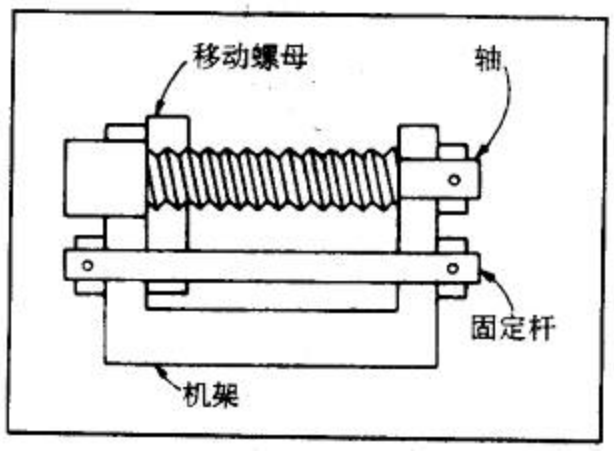


图 8.7-1 移动螺母沿着螺纹轴移动，直到机架阻止其进一步旋转。这是一个简单的装置，但是移动螺母可能锁紧，必须在螺母停止的位置上加一个很大的转矩才能使轴转动。通过在移动螺母上增加一个限位销来增加装置的长度，可以克服这一缺点。

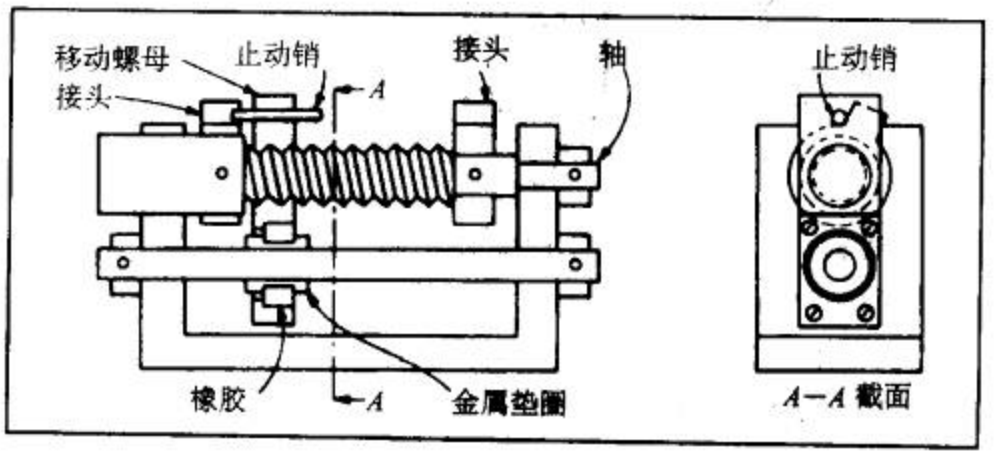


图 8.7-2 销和旋转接头之间的接合距离必须比螺距更短，这样销才能够在第一圈倒转时与接头脱离接触。橡胶圈和密封圈减少碰撞并产生一个滑动表面。密封圈可以用浸油的金属制成。

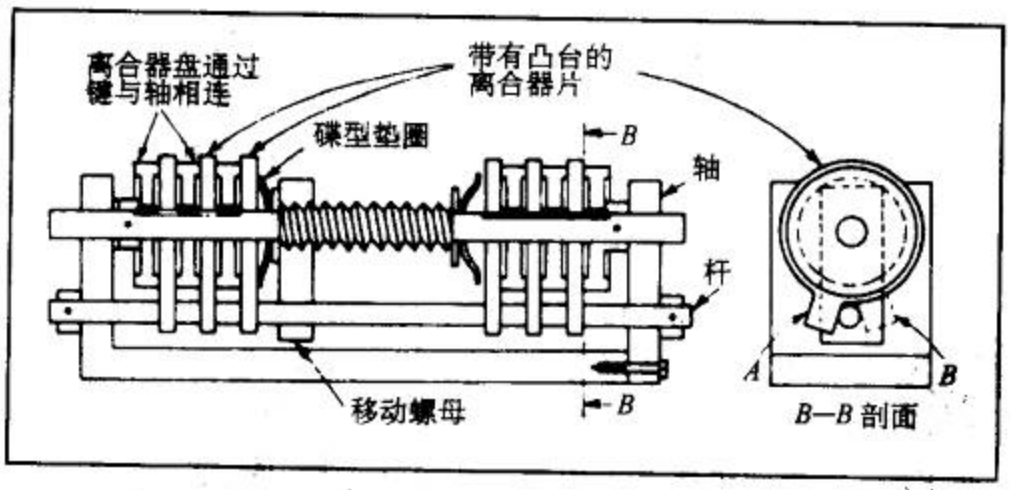


图 8.7-3 当转轴移动使螺母顶在垫圈上时，离合器盘夹紧并阻止它们转动。反向旋转时，离合器盘可以随轴从 *A* 点转动到 *B* 点。在运动期间，只需要相当小的转矩就能使螺母脱离离合器盘。然后，后面的运动使离合器摆脱了摩擦，直到在轴的另一端重复这一动作。因为离合器盘吸收能量较好，所以建议该装置用在需要大转矩的场合。

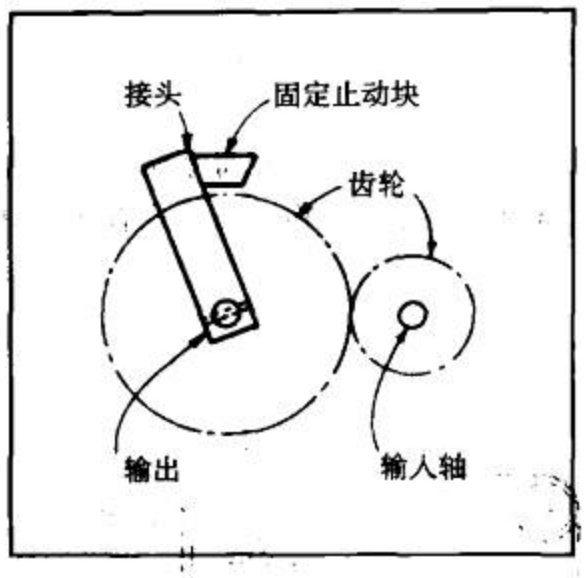


图 8.7-4　旋转不到一周时输出轴上的接头撞击弹性档块。档块所受力的大小取决于齿轮的传动比。因此，除非采用蜗轮蜗杆，否则这种机械装置仅限低传动比和转动圈数较少时使用。

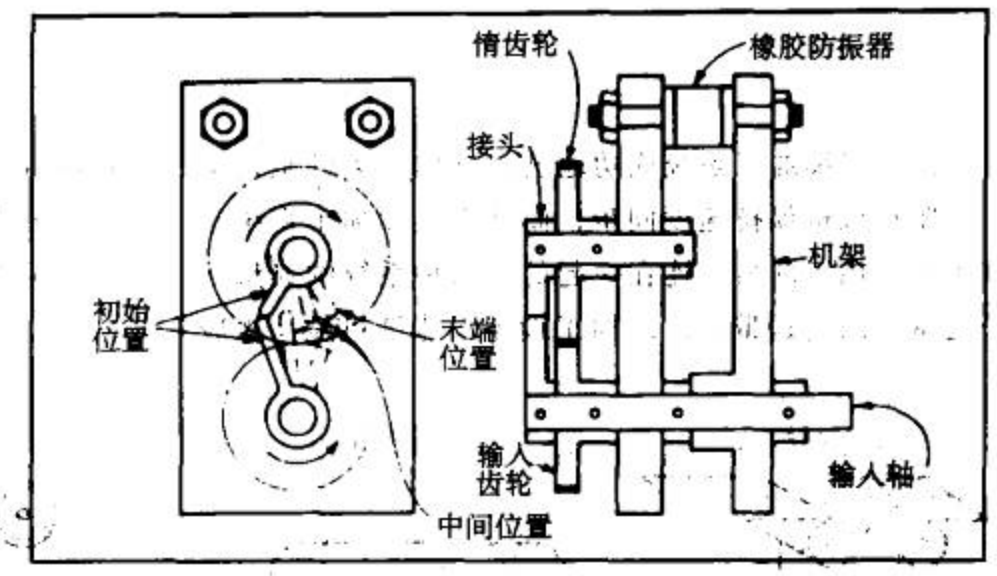


图 8.7-5　在始端和末端位置，两个接头撞在一起防止继续旋转。橡胶防振器吸收冲击载荷。齿轮传动比大约为 1:1，能确保两个接头不接触，直到在最后一圈它们才相遇。例如齿数为 30 的齿轮和齿数为 32 的齿轮能限制轴旋转 25 圈。这种装置节约空间，但是这些齿轮价格昂贵。

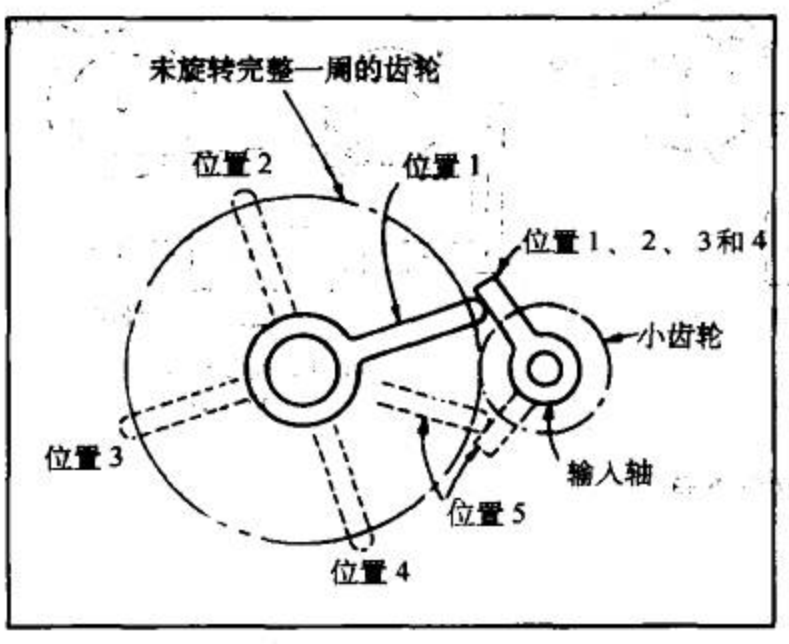


图 8.7-6　大的齿数比限定惰齿轮的转动少于一圈。止动接头可以被加到现有的齿轮传动中，使设计达到最简化。输入齿轮的最大转动圈数限制在 5 圈以内。

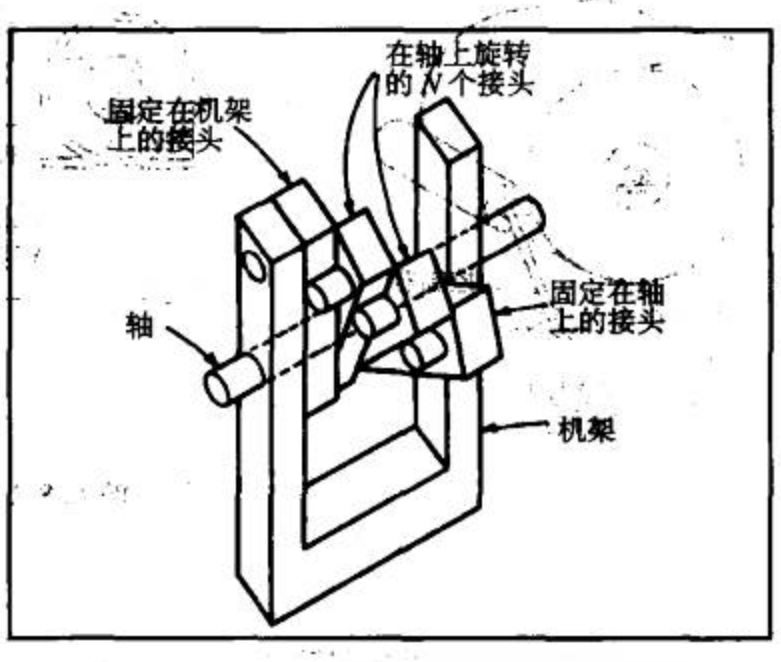


图 8.7-7　装有销的接头限制轴在任何方向上大约旋转 $N+1$ 圈。弹性轴衬套用于帮助减小冲击力。

8.8 控制拉力和速度的机械系统

任何连续加工系统成功地进行操作的关键是每个独立驱动机构保持速度同步，而这个连续加工系统是靠正在被加工的材料连在一起的。这种系统的典型例子是钢厂的传送带、纺织加工设备、造纸机械、橡胶和塑料加工机械，以及印刷机。在每个例子中，如果控制不精确，材料将起皱、擦伤、拉长或者产生其它形式的损坏。

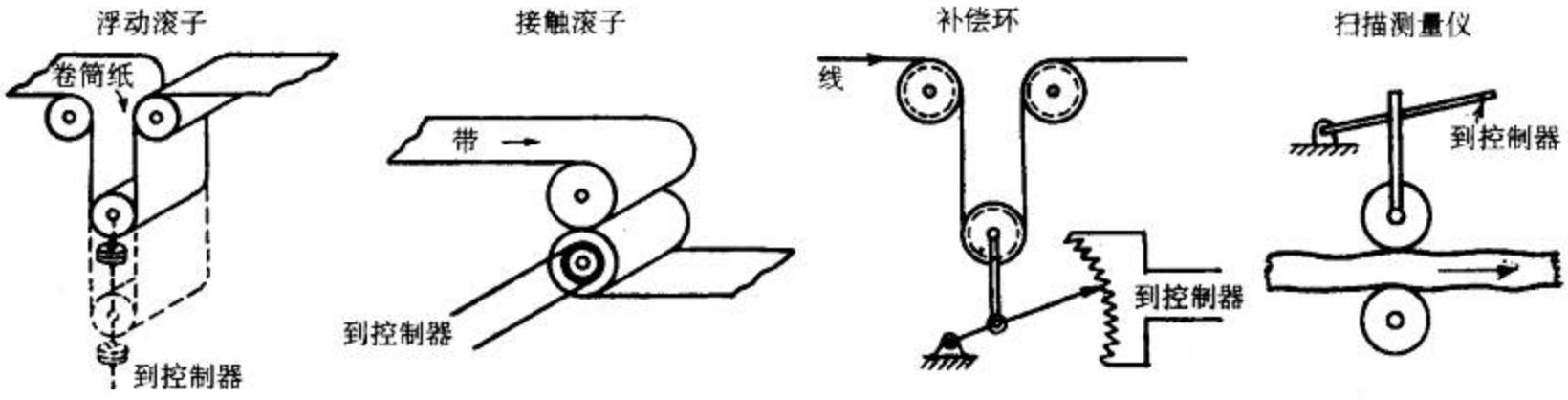


图 8.8-1 初级指示器。

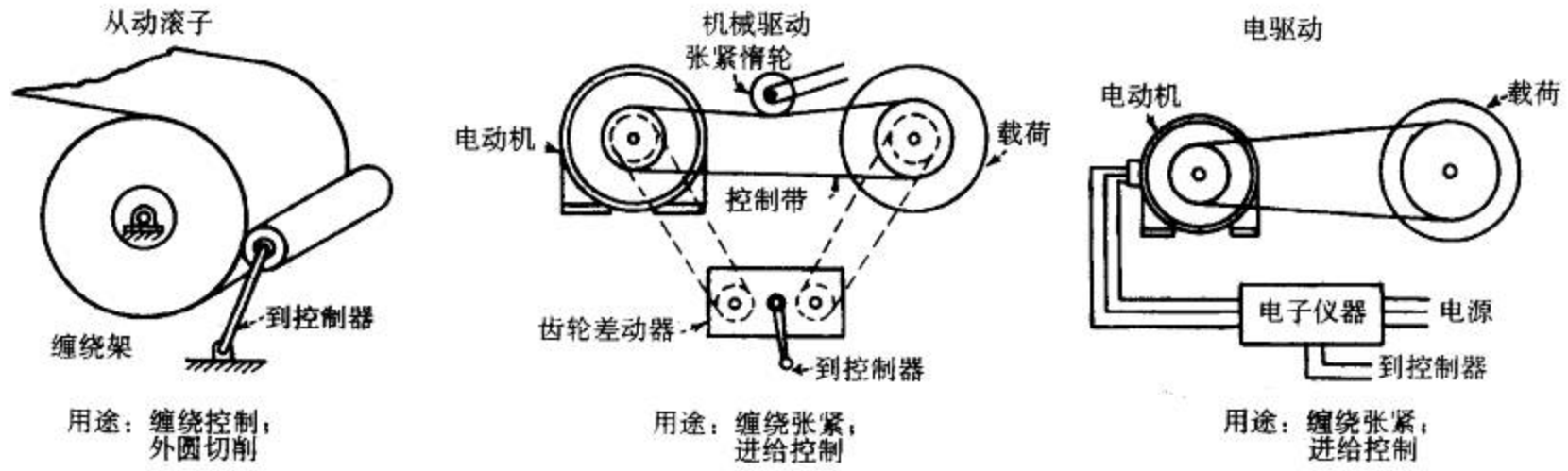


图 8.8-2 二级指示器。

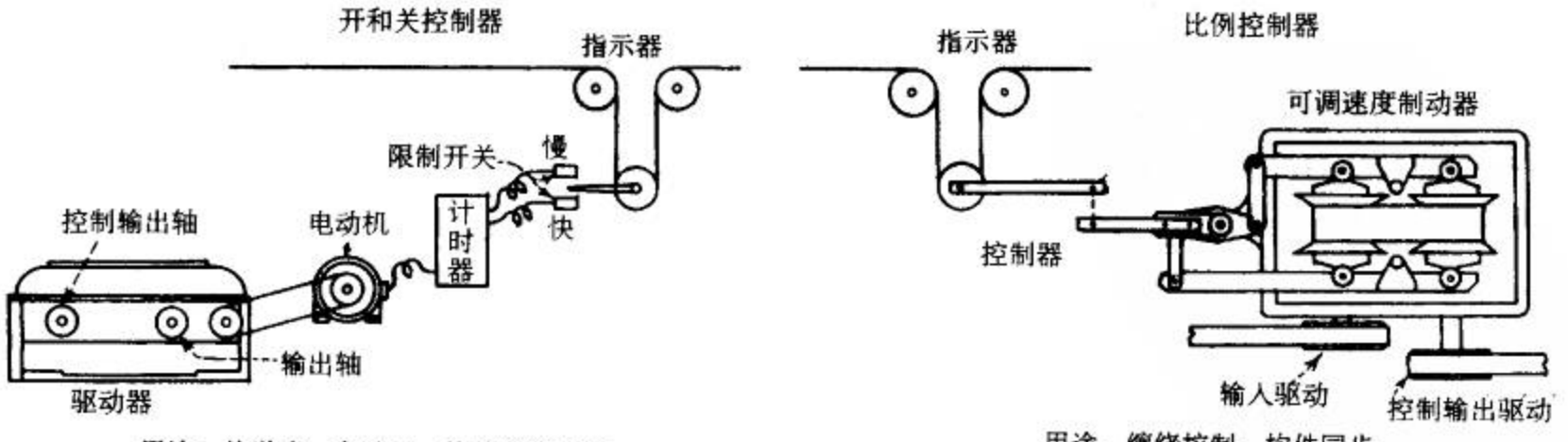


图 8.8-3 控制器和驱动器。

这种系统的自动控制包括三个基本要素：信号设备(或指示器)，它能检测将要被修正的错误；控制器，用于传输指示信号，并在必要时放大信号用以启动控制作用；来源于控制器的输送，它改变驱动机构的速度来纠正错误。

对于连续系统的信号指示器一般分为两类：一级指示器，通过与材料的直接接触来测量材料速度或者张力的变化；二级指示器，从系统的一些与材料变化成正比的反应来测量材料中的变化。

因为第一种类型的指示器直接跟材料相接触，所以它本身更精确。这些指示器采用的是接触滚子、浮动或者补偿滚子、抗桥和浮动测量仪，如图 8.8-4 所示。在每种情况中，材料的张力、速度或者压力的任何变化都会马上直接地通过指示器位移或者位置的变化来显示出来。因此，因为没有考虑已经引起变化的因素，第一种类型指示器有些偏离既定标准。

如图 8.8-5 所示，二级指示器被用于材料不能够直接与指示器相接触的系统或者特殊情况下受到安装空间限制的时候。这种类型的指示器把基本不确定度引入到了控制系统中，这个不确定度用于表示测量材料所反应的误差的结果，但与误差不是精确地成比例的。控制系统综合材料的误差和指示器本身的误差来进行控制。

由指示器操作的控制装置决定了对误差反应的速度变化程度、必须达到的正确率和错误校正之后控制作用的停止点。控制器的校正方式取决于控制系统的精度和所需控制设备的类型。

图 8.8-6 所示的是三种普通的控制类型。对于它们的应用选择基于所需要的控制程度，启动控制时可提供功率的大小(也就是所需转矩的大小)，以及设备空间的限制。

带有定时功能的开关控制器是这三种类型中最简单的。它的工作方式如下：当指示器移位时，定时器触发在正确方向上进行误差校正的控制。控制将持续，直到定时器停止。在一个短间隔之后，定时器重新触发控制系统，如果错误仍然存在，控制将在相同的方向上继续。因此，控制过程是逐步校正误差，直到消除误差后停止控制操作。

在系统中，通过不断地调整驱动器，使与指示器的位移成精确比例的速度获得调整，从而使比例控制器校正指示器所示误差。图 8.8-6 所示的是这个比例控制器的最简单形式，它被直接连接在指示器和驱动器之间。然而，在指示器和驱动器之间力的放大是相当低的，因此，在指示器有足够的操作力来直接调整变速传输的地方，限制这个控制器的应用。

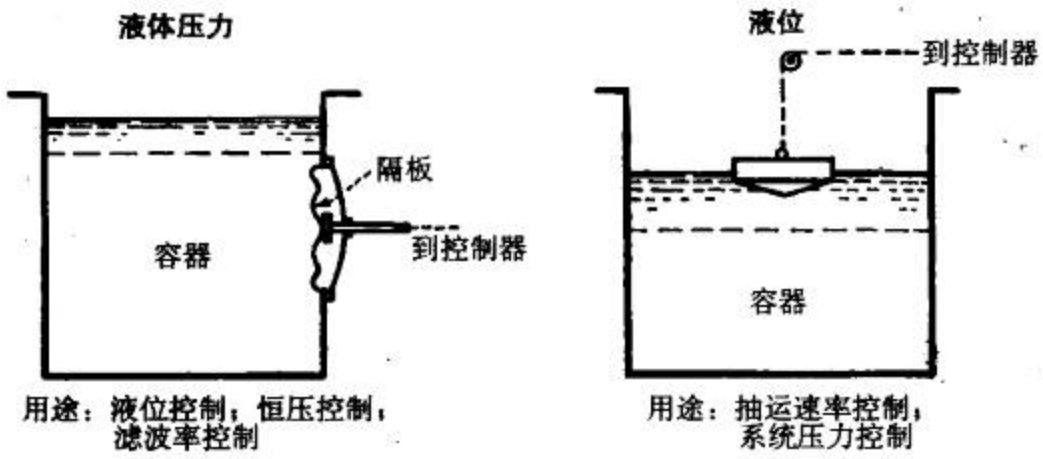


图 8.8-4

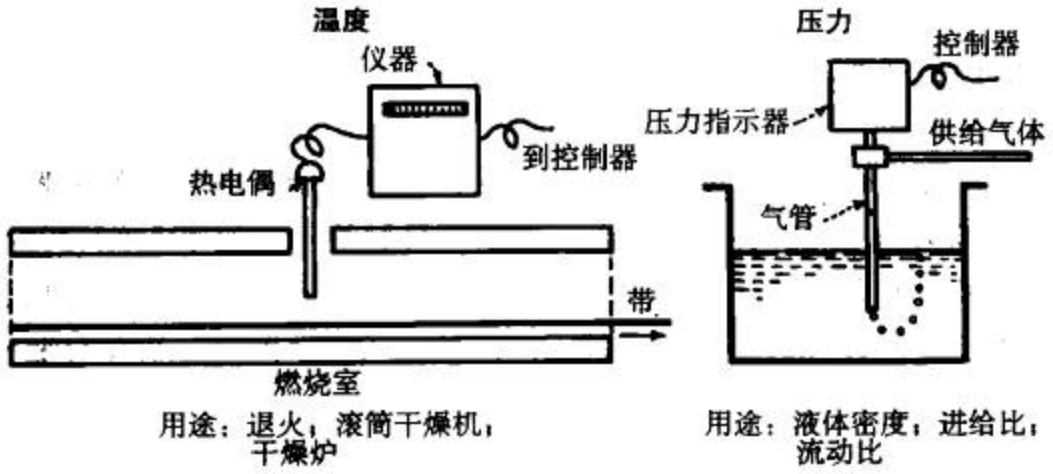


图 8.8-5

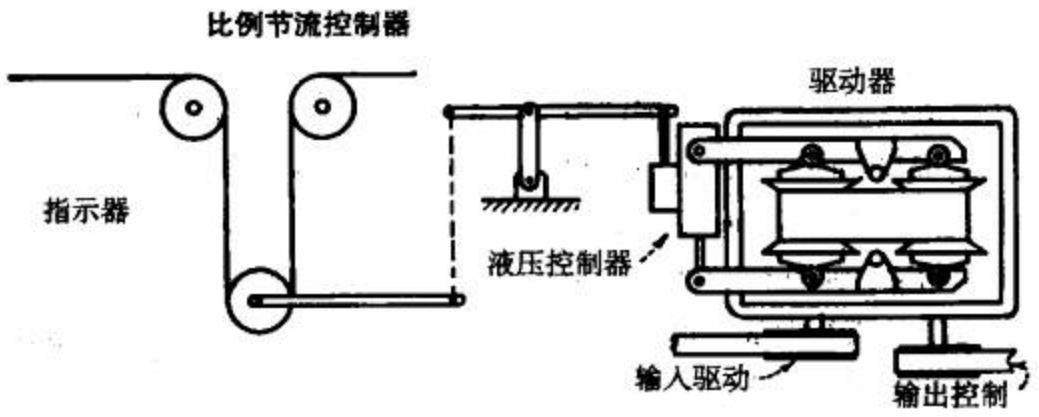


图 8.8-6

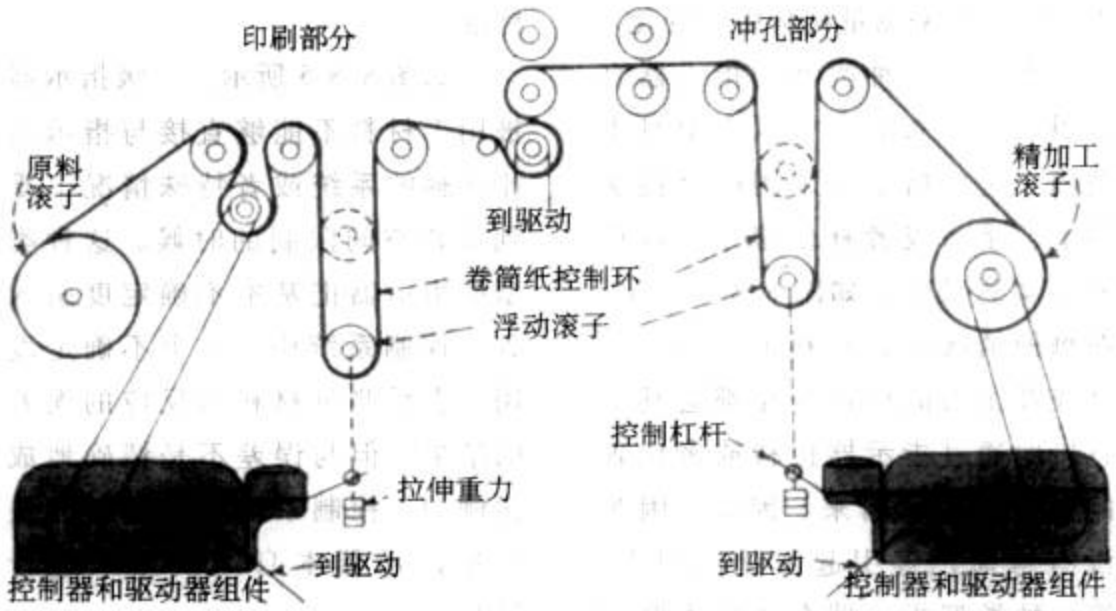


图 8.8-7 浮动滚子是纸卷上的速度和张力的直接指示器，控制器和制动器组件调节进给和缠绕滚子来保持印刷期间的记录。

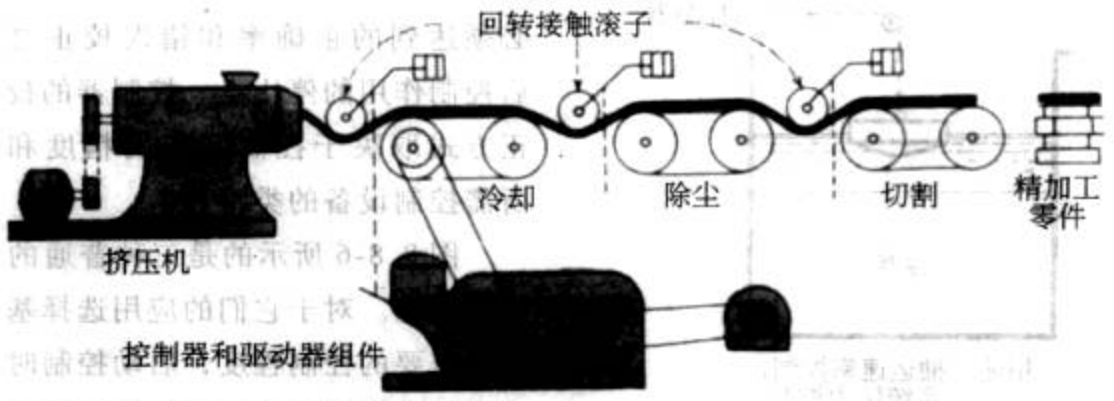


图 8.8-8 挤压材料的尺寸控制像图中所示的接触滚子一样需要基本的指示器。它们的运动驱动传动带控制机构。

最精确的控制器是带有节流作用的比例型控制器。在这里，操作是对比率或误差显示的相应操作。如图 8.8-6 所示，这个控制器被连接到一个节流阀上，该节流阀操纵液压伺服机构来调整变速传输。

阀的节流作用对于校正小的误差或者对于低速度的连续校正提供很慢的控制作用。对于随后的大误差，如指示器所示，阀打开到最大的位置，使校正速度与可变速度传输器所允许的速度一样迅速。

许多连续的处理系统用一个小型装置能实现自动控制。这个小型装置由一个简单的、可变速传输器和一个精确的液压控制器组成。

在连续系统中，这个控制器和传输器组件可以在来自任何指示器的驱动点改变速度关系，指示器通过移位来表示校正信号。由于控制阀上的节流的作用，组件有防振特征，并且由于控制阀是传输调整系统的一部分，所以它能自我平衡。

旋转的印刷机是需要自动控制的连续处理系统的一个例子。当在纸上印刷账单表格时，印刷板是橡胶的，表格被打印在连续的卷筒纸或者纸上。纸张在质地、湿度、平整度、弹性和光洁度方面是可变的。除此之外，当印上油墨时，纸张的长度发生改变。

在这种装置的典型应用中，对于印刷的适当记录和冲孔所需的精度在 15ft(4572mm)的卷筒纸中必须保持在 1/32in(0.79375mm)内，为了达到这个精度，如图 8.8-7 所示的图中，一个浮动或补偿滚子被当作指示器来使用，因为通过位移来显示卷纸长度的变化是最精确的方式。在这种情况下，两个浮动滚子和两个分开的控制器和制动器组合在一起。首先控制原料卷纸的进给速度和拉力，其次控制卷纸的缠绕。

通过保持一组进给滚子的转速来控制进给，这些滚子将纸从原料滚子上拉出来。第二个滚子控制卷轴的速度。在进给滚子和印刷机的冲压滚筒之间通过控制使纸卷保持精确的拉力值。在冲压滚筒和缠绕之间也是如此。因此，在不同等级的纸卷中控制拉力、调整两个点的相对长度并保持正确的记录是可能的。

当印刷完的纸张被重缠时，保持纸的拉力的精确控制的第二个功能是调整纸张并获得一个均匀的缠绕滚子。这可以使纸卷为后面的操作做准备。

通过调节张力或速度来控制尺寸和重量，能通过将相同类型的控制器和触发器的组合用于诸如橡胶和塑料挤压机生产线上的运输机来说明。这里有两个问题需要解决：第一，在挤压机上设定运输机的搬运速度来匹配挤压率的变化。其次，当原料冷却而尺寸改变时，设置后续运输机部分的速度来匹配原料的运动。

解决这些问题的方式之一是使用转动的惰轮或者当指示器使用的接触滚子，如图 8.8-8 所示。滚子在每个运输机部分之间接触挤压材料，并控制后续部分驱动机械的速度。材料在每个位置之间形成轻微的悬垂，并且悬垂长度的变化显示了驱动速度的误差。

材料的塑性使得不能使用全闭环控制。因此，接触滚子必须在阻力或力很小的情况下通过小的工作角度来工作。

使已经电镀或在连续的机体上预先喷漆的薄钢带缠绕或卷曲是处理系统的典型难点，这个处理系统的初始指示器不能使用。虽然与钢带的表面不发生接触很重要，但在准备好可自由滑动的合适钢带卷芯后，可以实现重缠钢带。一个自动、拉力恒定的缠绕控制和次级指示器起到了控制作用。

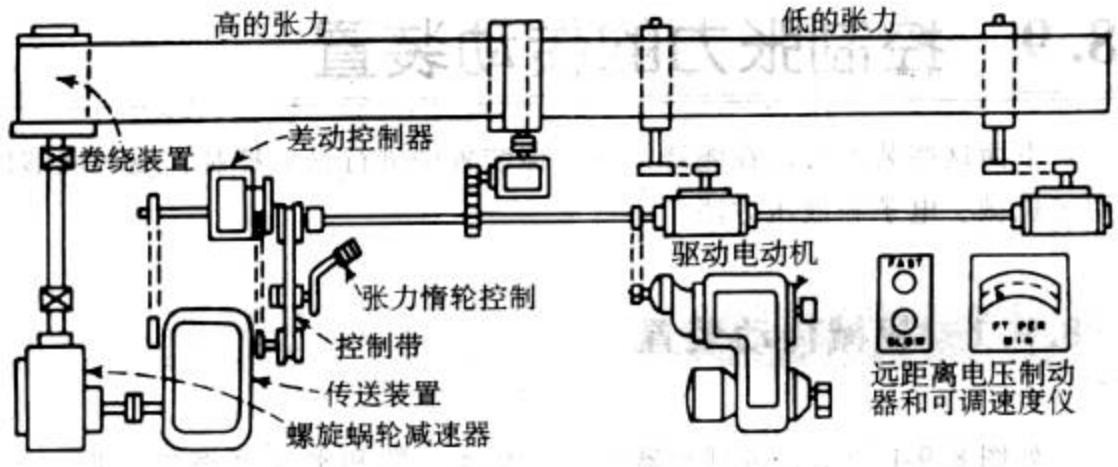


图 8.8-9 差动控制器有三个轴，当片状材料的张力改变时它们给远程驱动器传递信号。缠卷功率是二级控制指标。

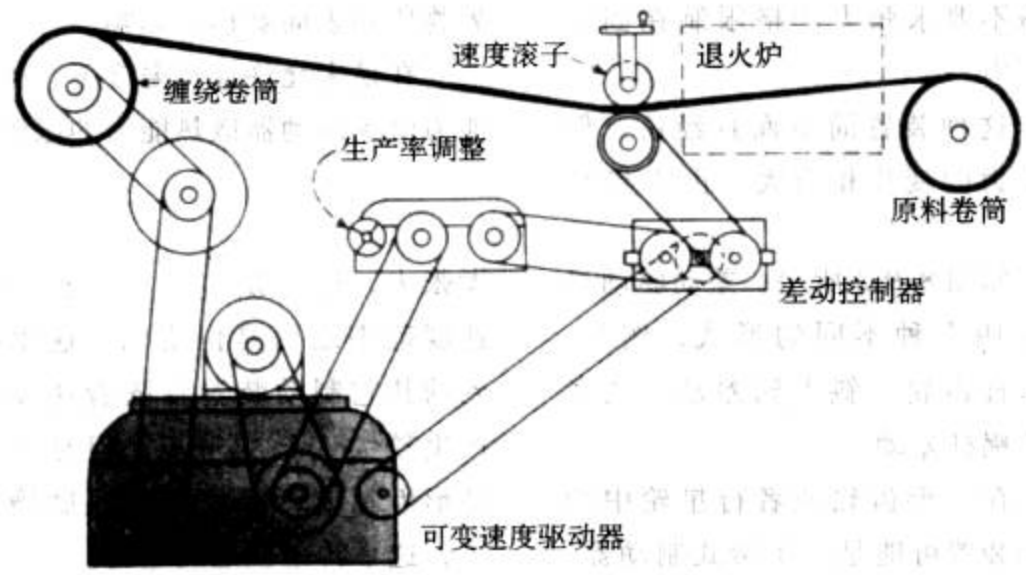


图 8.8-10 通过持续减缓缠绕卷筒的速度，把通过退火炉的钢丝的运动调整为恒速，以便于钢丝的缠绕。

图 8.8-9 所示的控制系统被用于缠绕芯子直径尺寸从 16ft(406.4mm)到 48ft(1219.2mm)的线圈。缠绕的功率是控制的对象，因为当进行缠绕时，通过保持缠绕功率的恒定，钢带张力值可以保持在所需的限制范围内。事实上，这种方式并不精确，以至于驱动设备(是功率被测量时的一个因素)中的功率的损失不是固定的，因此，钢带的张力有轻微的改变。相同的情况会出现在任何使用缠绕功率作为控制指标的控制系统中。

用于操纵差动控制器的转矩测量带测定绕线机的功率。然后，控制器依次调整可变速传输装置。动力源和传输装置之间的速度改变通过三个轴齿轮的差动来测量，这三个轴齿轮被控制带同步驱动。控制带上的任何载荷变化都会在控制带两头的输入和输出端之间产生速度变化。因为在两个外部差动轴之间的任何速度变化都会引起中心或中间轴的转动或移动，所以差动起到控制器的作用。通过将差动轴直接连接到丝杠控制的可变速传输装置上，能够调整传输装置去校正由带引起的在速度和功率上的变化。

通过在两个差动的(在带的蠕动值范围内)输入轴之间获得速度平衡，这个系统实现了完全自动化。当在带中没有张力的时候(比如被切断)，到差动驱动器的输入速度在从动一侧高于驱动一侧。这种速度的不平衡使得差动控制轴反转，这个控制轴随后将传输装置复位到所需要的高速，以便使倒带轴开始下一轮的缠绕。

在运转中，系统中任何能改变带张力的构件都将导致缠绕功率的改变。这种改变随后通过差动器中的控制轴的旋转(或者旋转趋势)迅速被补偿。因此，缠绕轴的速度被连续自动地校正，以确保带上具有恒定的张力。

当在控制器中建立了正确的速度关系时，系统针对所有的操作条件自动运行。另外，通过移动控制带上的张紧惰轮来增加或者降低带的载荷能力来满足所要求的带的张力，带上的张力能够调整到任何值。

有许多在加工期间需要材料恒速运动的连续加工系统，而且对材料中的张力并不需要精确控制。这种加工的一个例子是钢丝的退火，钢丝被从原料卷筒上拉出，在通过退火炉后被重新缠绕在缠绕卷筒上。

钢丝必须以恒定的速度通过退火炉，以便保持固定的退火时间。因为钢丝是被缠绕卷筒拉过退火炉的，如图 8.8-10 所示，当钢丝在缠绕卷筒上越缠越多使直径变大时，除非通过控制使卷筒转速降低，否则，钢丝通过退火炉的运动速度将增加。

对钢丝直接进行恒速控制，用指示器直接测量钢丝的速度，以便启动调整缠绕卷筒速度的控制运动。在这种情况下，钢丝可以被直接接触，而且以接触滚子形式出现的初级显示器能记录速度的任何改变。接触滚子驱动差动控制器的输入轴。第二个输入轴与可变速度传输装置的驱动轴相连，以提供参考速度。当在两个输入轴上的速度有任何的不同时，第三根轴或是控制轴将会旋转。因此，如果控制轴与丝杠调整的驱动器连接，当线圈越缠越大，可以通过调整降低缠绕卷筒的转速，使钢丝以恒速通过退火炉，见图 8.8-10。

8.9 控制张力的传动装置

下面这些装置可以在缠绕筒或类似装置中进行张力控制，或者能够以同步方式驱动机械中的独立零件，采用了机械、电子和液压方法。

8.9.1 机械传动装置

如图 8.9-1 所示，带制动器常常被应用在线圈缠绕机、绝缘材料缠绕机或者类似机械上，这些机械不要求张力严格限制在固定范围内。

这种装置简单而且经济，但是张力的变化相当大。由于起始摩擦系数和滑动摩擦的不同，在启动时摩擦力可能是滑动时的几倍。滑动摩擦力将受到湿度、外界物质和表面磨损的影响。

在最大允许运转温度下，制动能力受到制动器散热能力的限制。

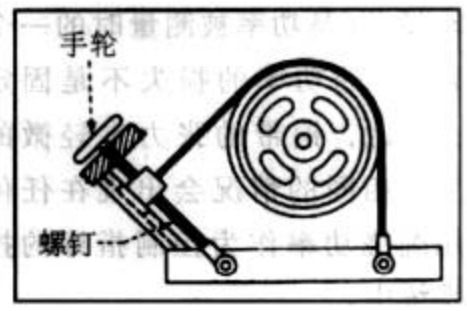


图 8.9-1

如图 8.9-2 所示，差动驱动可以采用多种不同的形式，例如，行星直齿轮、斜齿轮差动、或者蜗轮蜗杆差动。

在环形齿轮或者行星轮中的制动装置可能是一个带式制动器、风扇、叶轮、发电机或者是一个电子驱动元件，比如在强磁场中旋转的铜盘。制动将产生拉力或者张力，这个张力在一个较大的速度范围之内是恒定的。这里提到的其它制动装置将随着速度而产生较大变化的转矩，但是只要环形齿轮或者行星轮的速度确定了，这个转矩就是确定的。

所有差动驱动的一个确定的优点是最大驱动转矩不能超过制动装置产生的转矩。

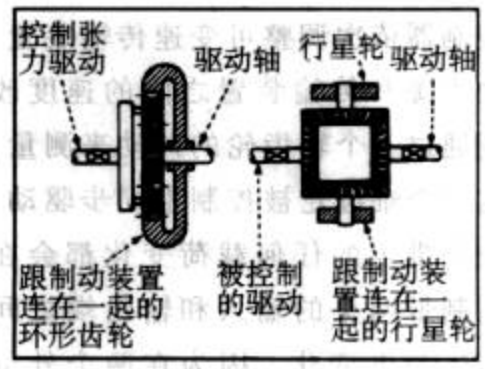


图 8.9-2

如图 8.9-3 所示差动齿轮能用于控制可变速的传动装置。如果这个环形齿轮和太阳轮将要从它们各自保持同步的轴上被反方向驱动时，可以设计这种齿轮传动，以便当这些轴以所需要的相对速度运转时安装有行星轮的星轮支架将不旋转。如果一个轴或者其它轴的速度改变，星轮支架将发生旋转。星轮支架的旋转会改变可变速传动装置的传动比。

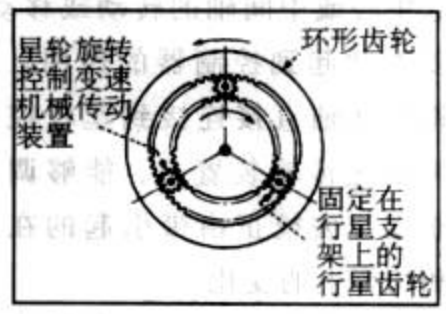


图 8.9-3

8.9.2 电子传动装置

在直流发电机驱动中的并联磁场电阻常常用于同步驱动，如图 8.9-4 所示。当这个电阻被用在机器上加工正在绕着启动滚子通过的纸张、衣服和其它片状材料时，启动滚子的运动将推动与电阻相连的控制臂。这种类型的驱动不适合于速比超过 2.5:1 的较大速度改变。

对于大范围的速度改变，这个电阻被放入一个直流发电机的并联磁场，这个直流发电机被另一个电动机驱动。发电机产生的电压被从零到满伏电压的范围之内控制。发电机给驱动电动机的转子提供电流，驱动电动机的磁场被分别激励。因此，电动机的速度在从零到最大范围之内被控制。

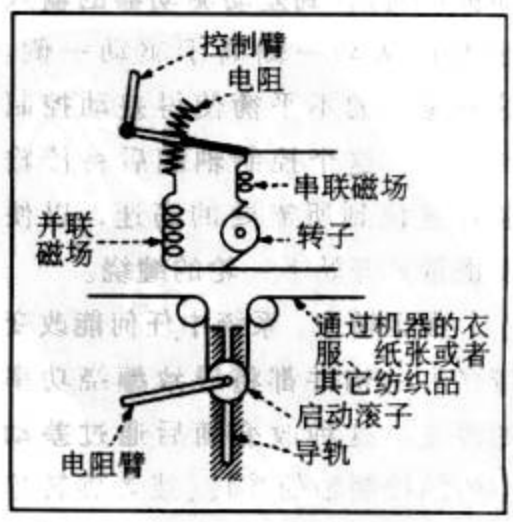


图 8.9-4

在精确的同步装置中，自动同步电动机能直接驱动其中的独立部件，使它们产生不是很大的惯性。不考虑载荷和速度，自动同步电动机可以成为控制部件。例如，装有自动同步电动机的可变速机械传送装置可以为恒定的张力驱动提供动力，或者提供独立部件的同步驱动，见图 8.9-5。

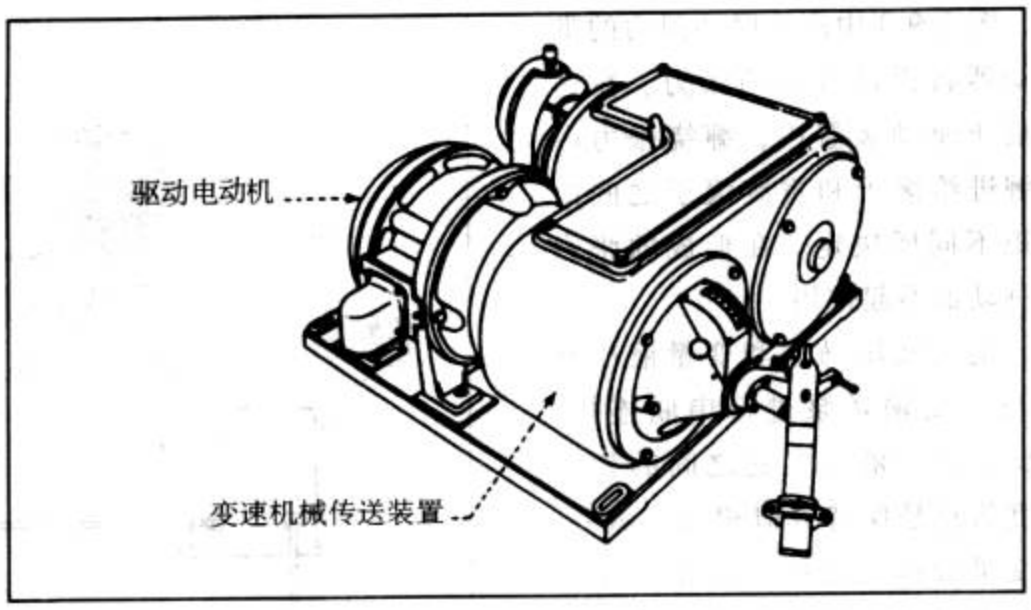


图 8.9-5

8.9.3 液压传动装置

如图 8.9-6 所示，在一对连续滚子之间的张力，或者机器连续构件之间的同步，可以被液压传动装置自动控制。其中的一对滚子自动驱动可变输送泵，从而确保两个构件在各种速度和载荷下有接近恒定的相对速度。由于漏油或者类似的原因导致的变化能被惰轮和连杆机构自动地补偿。它们调整控制可变输送泵的导向阀门。

在惰轮上的配重被用来调整毡、纸张或者其它材料中所需要的张力。由于第二对滚子的高速度导致的张力增加将压迫惰轮。然后控制连杆机构移动导向阀来减小泵的流量，这将降低第二对滚子的速度。当纸张中的张力减少时，发生反向运转，这将使惰轮向上移动。

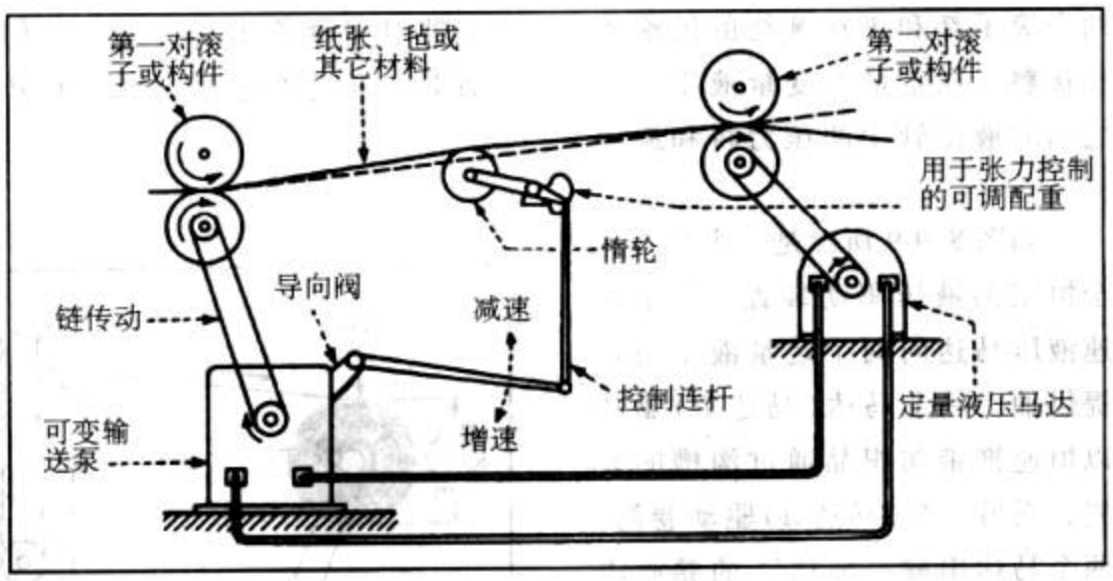


图 8.9-6

当通过机器的材料太软不能带动机械连杆机构时，可以通过光电装置获得所需要的控制。液压工作完全和上面所描述的液压传动装置一样，见图 8.9-7。

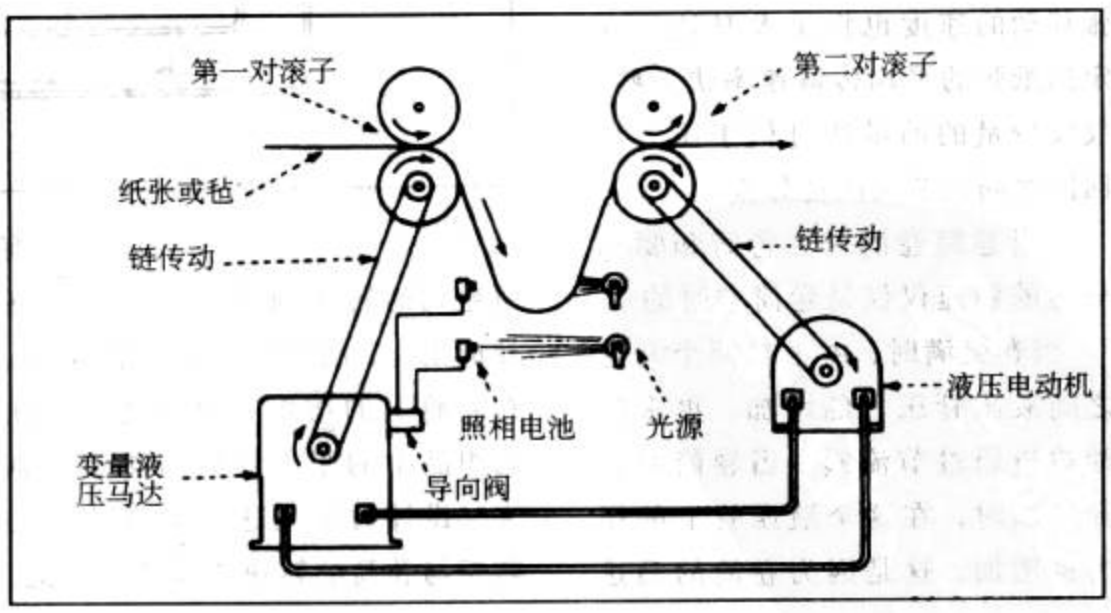


图 8.9-7

图 8.9-8 中产生摩擦阻力的带制动器将提供可变的张力。在这个液压驱动装置中，缠绕张力由重缠进给滚子和重缠滚子之间的转矩不同所决定。在形成的张力中制动器不起作用。

定量液压马达和变量液压马达与可变输送泵进行串联连接。因此，两个液压马达之间的相对速度将总是保持近似相同。然后，将变量液压马达的量调整得比定量液压马达的量稍微大一些。这往往使缠绕滚子的速度比缠绕进给滚子的速度稍大一些。这决定了张力的大小，因为缠绕滚子不能比缠绕进给滚子旋转得快。这两个滚子都和正在缠绕的纸滚子相接触。在定量和变量液压马达之间的液压管中的压力将和缠绕的张力成比例地增加。缠绕速度控制器对变量液压马达进行任何设置时，马达的速度一般是恒定的。因此，卷筒的表面速度将保持恒定，不管正在缠绕的滚子直径是多少。

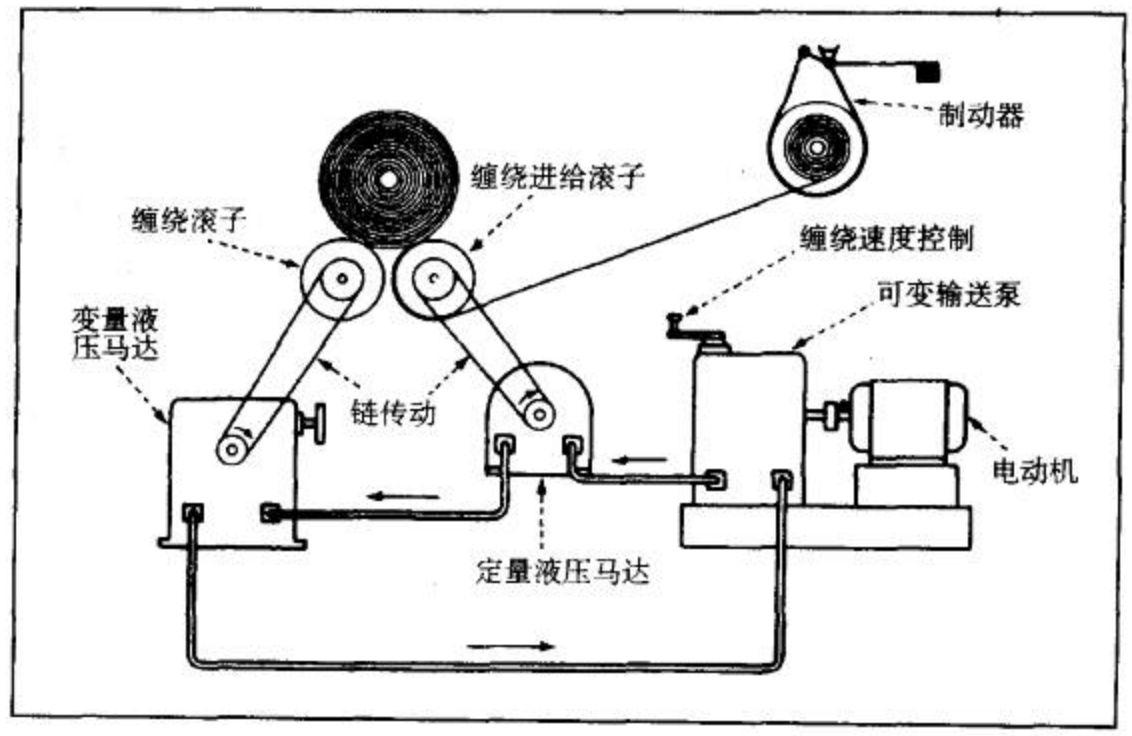


图 8.9-8

如图 8.9-9 所示是一个张力完全恒定的液压驱动装置。变量恒速液压马达向两个定量液压马达提供油。一个马达(马达 *B*)驱动以恒速携带纺织品通过沟槽的装置，而另一个(马达 *A*)驱动卷筒。两个马达串联。马达 *A* 的卷筒内径是从空时的 5in(127mm)开始增加到卷筒卷满时的直径 33in(838.2mm)。马达 *A* 和卷筒啮合，这样即使当卷筒是空的时候，纸张移动的速度也将比 *B* 马达所确定的纸张的平均传输速率快一些。仅仅少量的油量通过位于压力和回路之间的节流阀被分流。

当卷筒卷满时，卷筒和驱动马达的转速仅仅是卷筒空时的 1/7。当卷筒满时，由于在两个马达之间液压管压力的增加，更多的油被迫通过节流阀。当卷筒的直径增加时，在这个液压管上的压力也增加，这是因为卷筒的马达所遇到的转矩的阻力和卷筒的直径成正比，同时转矩又是恒定的。在卷筒上的纺织品直径越大，在纺织品中的张力导致的转矩也越大。设计时使马达驱动卷筒时的转矩与卷筒的转速成反比。因此，在纺织品中的张力将保持完全的恒定，不管卷筒的直径尺寸是多大。这个驱动装置被限制在 3hp(2237.1W)内，并且它的效率相对较低。

图 8.9-9

8.10 防止升降机过载的开关装置

当载荷超过预定值时，一个安全开关装置使起重电路无效。对开联轴器可以使钢缆迅速地停住。

加载柱塞被嵌入到碟形(贝氏)弹簧中，这个碟形弹簧在旋转的横梁上获得支撑。横梁被固定在升降机架上并由两个S形钩和螺栓固定，见图8.10-1。在负载的情况下，碟形弹簧被压缩，从而导致加载柱塞沿轴向移动。加载柱塞的末端通常与闭合的开关相连。当碟形弹簧的压缩超过预定值时，这个加载柱塞触发开关，同时打开磁力升降机控制器的上升线圈电路。上升电路开始失去作用，但是下降电路不受影响。开关装置内的第二次接触，通常是打开，将引发视觉或者听觉过载信号装置的提醒。



图 8.10-1

加载柱塞和在钢缆上型铁的末端有球型插座部位，允许钢缆最大限度的自由移动，降低了钢缆疲劳断裂的可能性。对开联轴器和套管可以使钢缆球的末端快速安装到加载柱塞上，见图8.10-2。

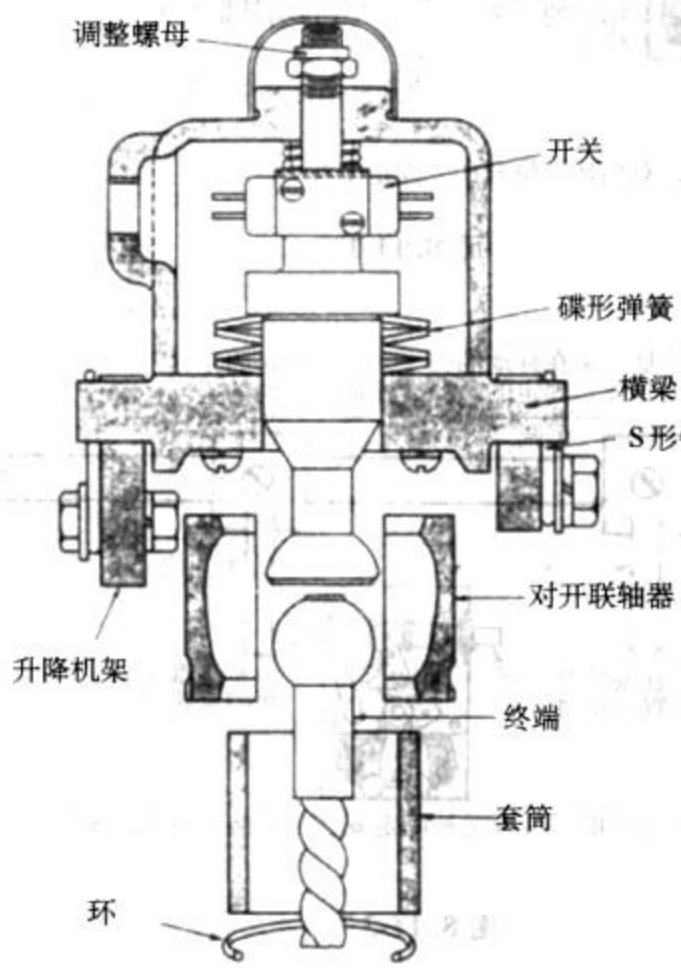


图 8.10-2

下面介绍可自我调整的球型传送装置。

由英国蒂尔特曼兰利实验室有限公司研制的Gerritsen传送装置可以在正负1%的范围内调整它自己的输出速度，见图8.10-3。速度控制的难点是灵敏度低、滞后和振荡。这些与独立调整单元相关的不利因素完全可以被消除，因为调整直接受到驱动构件自身离心力的影响。驱动构件是精密的轴承钢球，它们在由四块淬火钢组成的锥形环上滚动。这些构件可以被装配成具有不同传动比的装置。

这个传送装置可以以三种不同方式被应用：作为固定的“齿轮”，作为外部控制的可变速装置，或者作为自我调整传动装置，它将变速输入转化为恒速输出。

传送装置的自我调整作用来自于旋转球的离心力。当球沿径向向外移时，输入输出比发生改变。通过适当安装环和弹簧，可以靠球的运动来控齿轮传动比，从而使输出速度保持恒定。

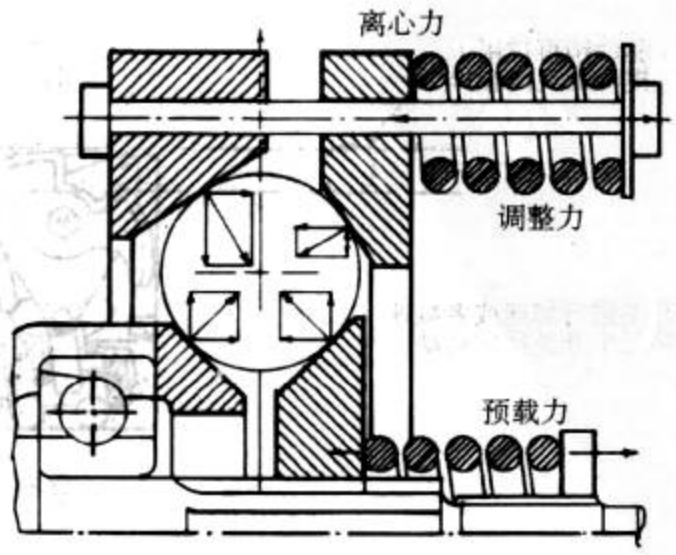


图 8.10-3

8.11 机器中的限位开关

限位开关在一个预定的范围内限制或阻止运动零件的移动或旋转。它有多种触动方法。其中的一些，例如凸轮、滚子、推杆和移动螺母，将在下面的图中进行介绍。

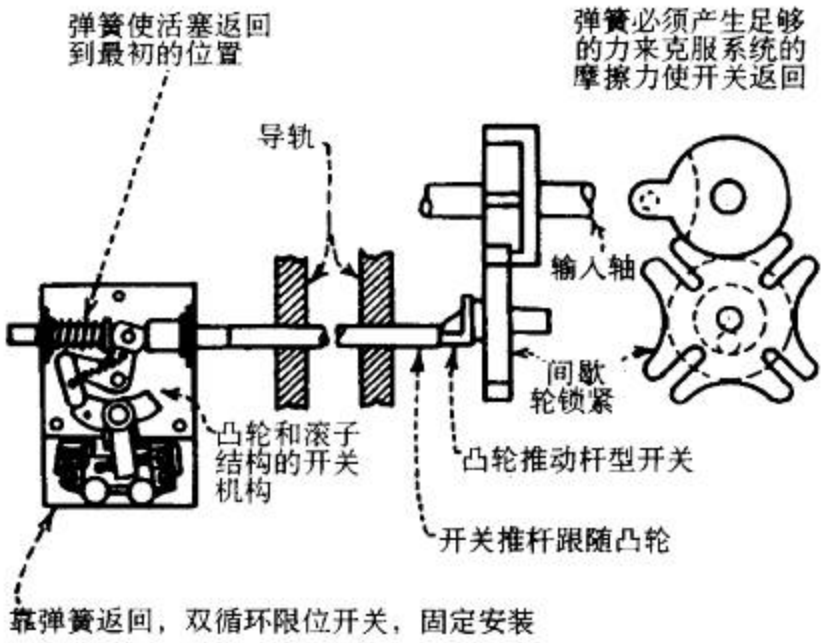


图 8.11-1

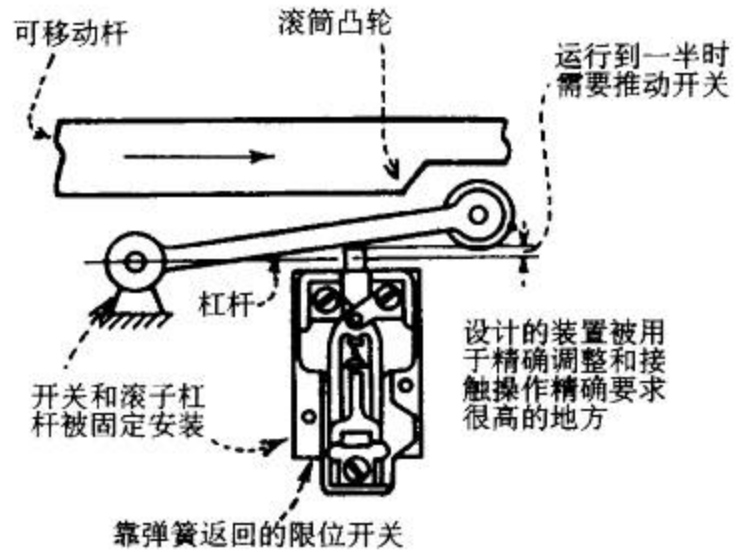


图 8.11-2

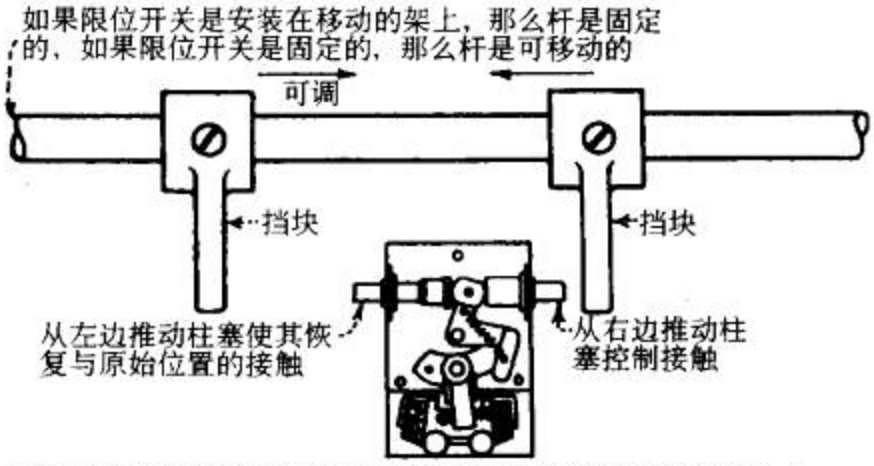


图 8.11-3

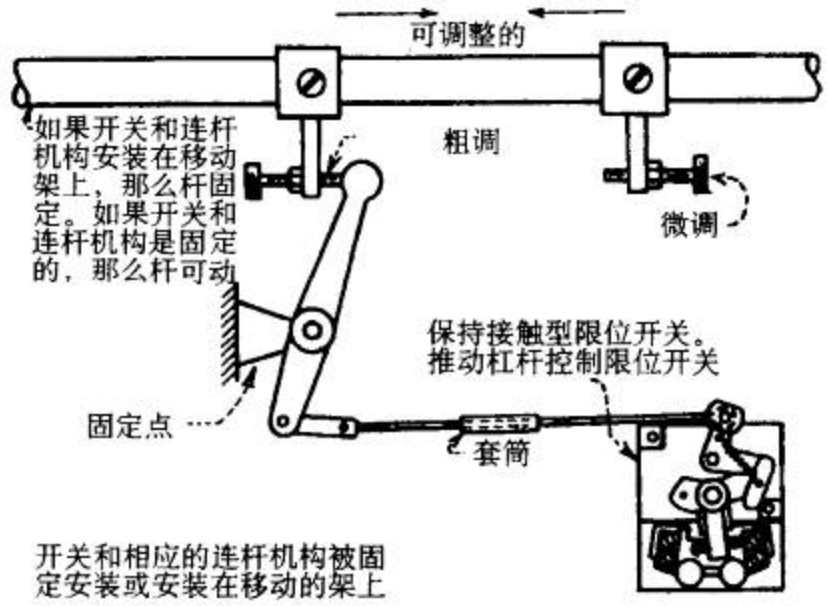


图 8.11-4

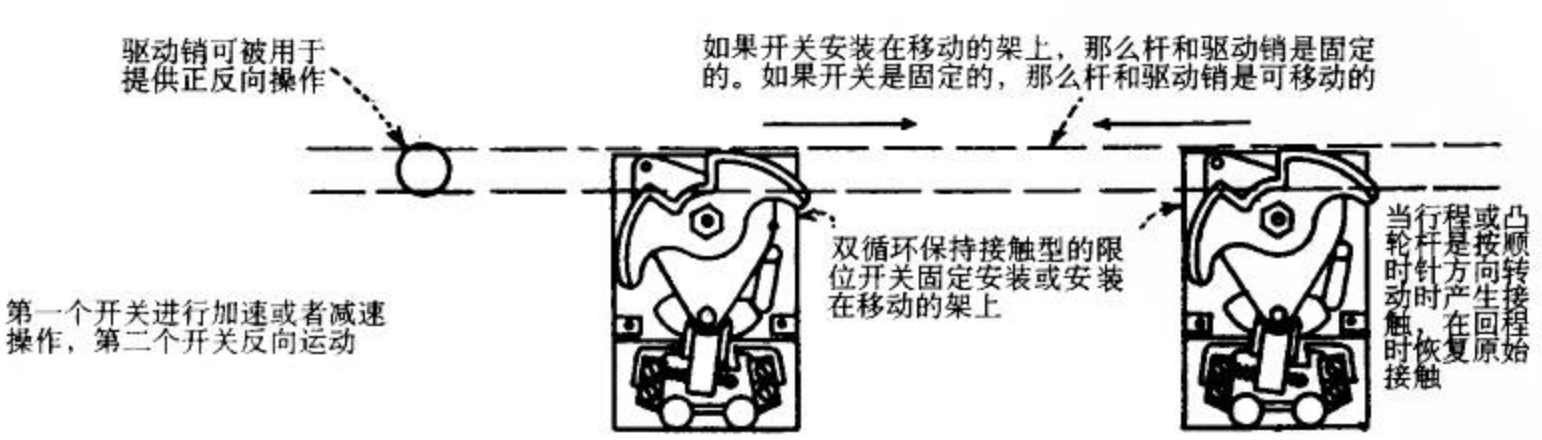


图 8.11-5

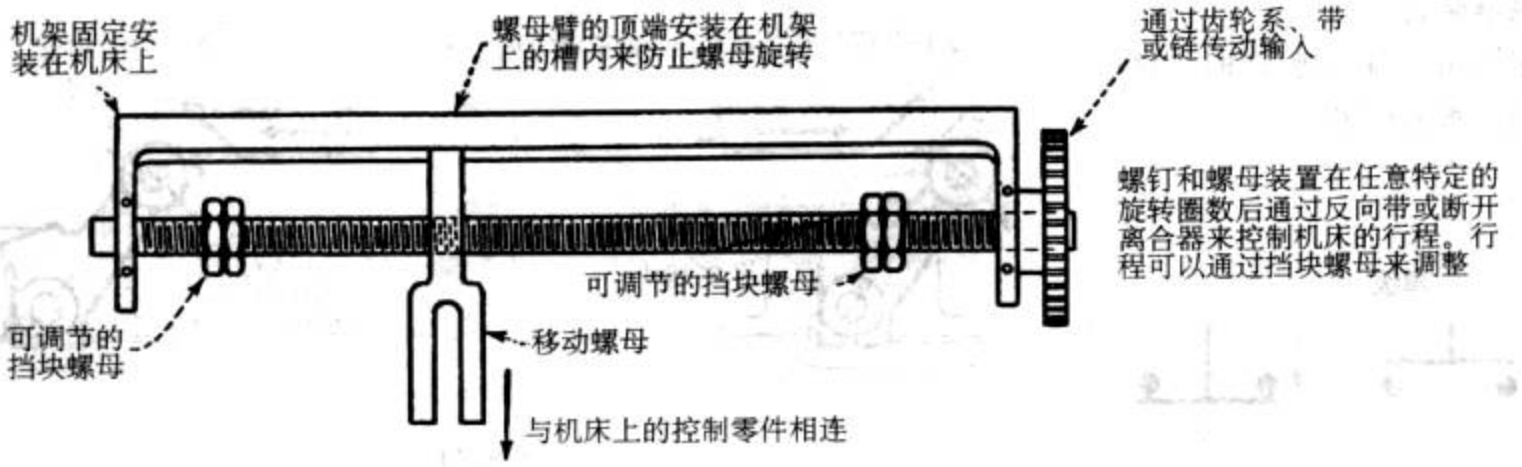


图 8.11-6

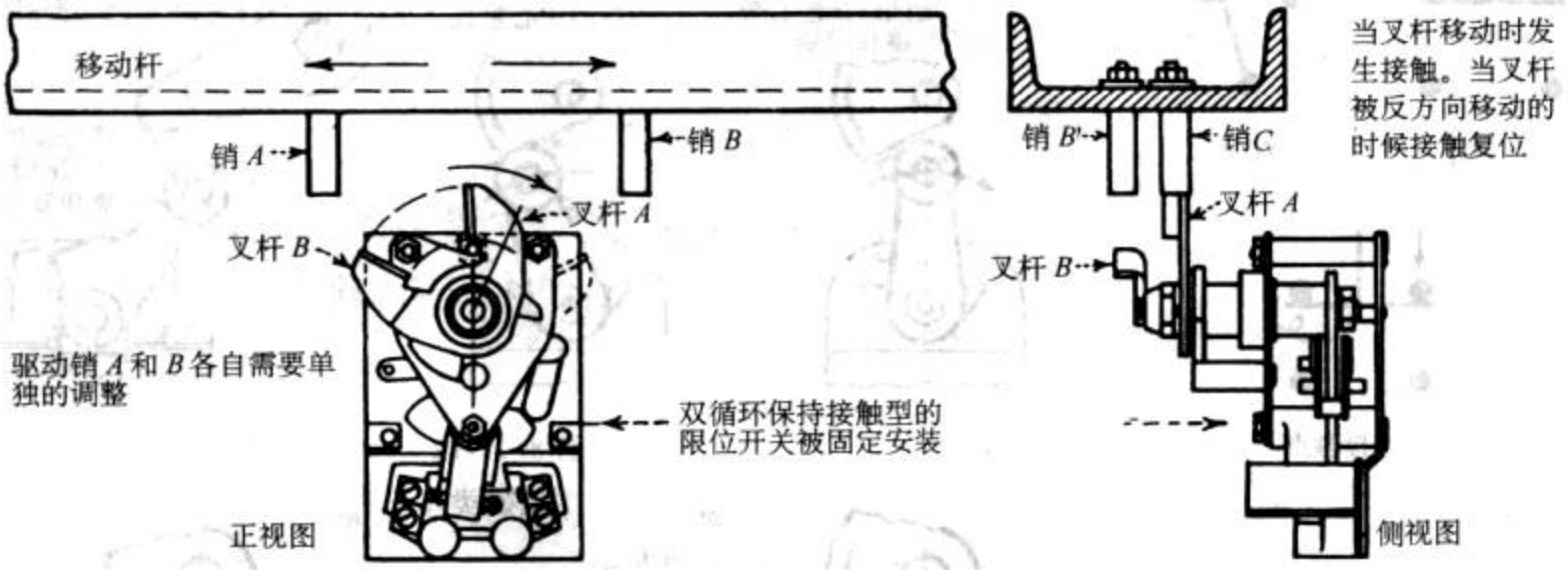
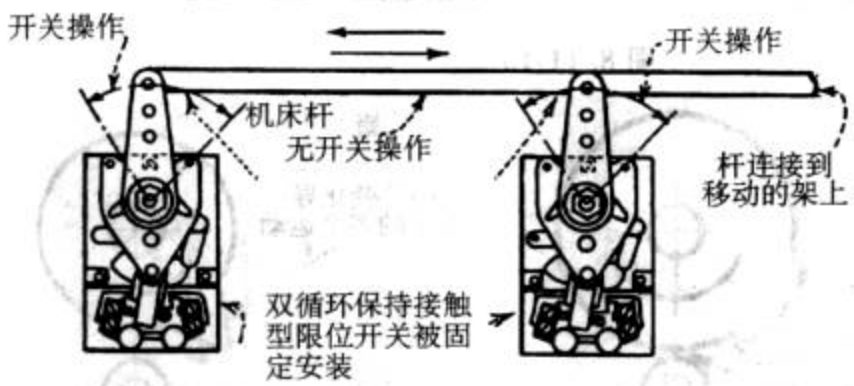


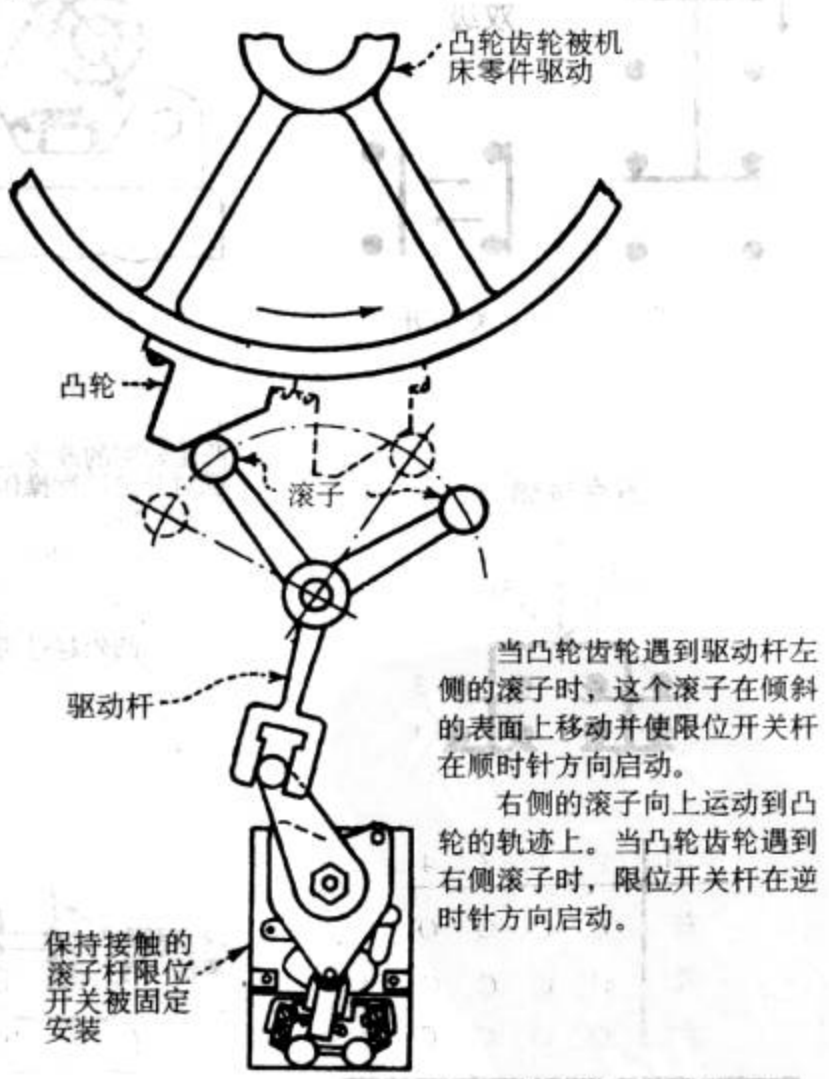
图 8.11-7

机床杆向右运动控制右侧开关的接触，而左侧开关不发生接触。
机床杆向左运动控制左侧开关的接触，而右侧开关不发生接触。



如果接触连杆机构的重量和摩擦力不能抵消返回弹簧的力，那么可以使用一个弹簧返回机构。

图 8.11-8



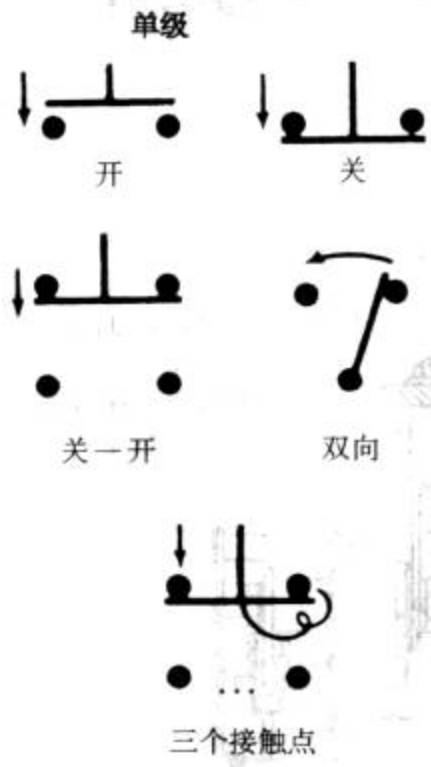
当凸轮齿轮遇到驱动杆左侧的滚子时，这个滚子在倾斜的表面上移动并使限位开关杆在顺时针方向启动。

右侧的滚子向上运动到凸轮的轨迹上。当凸轮齿轮遇到右侧滚子时，限位开关杆在逆时针方向启动。

图 8.11-9

电接触器装置

限位开关未被驱动时，接触器均在正常的位置上。



位置	1	2	3	4
右	C	C	O	O
关	C	C	C	C
左	O	O	C	C

图 8.11-10

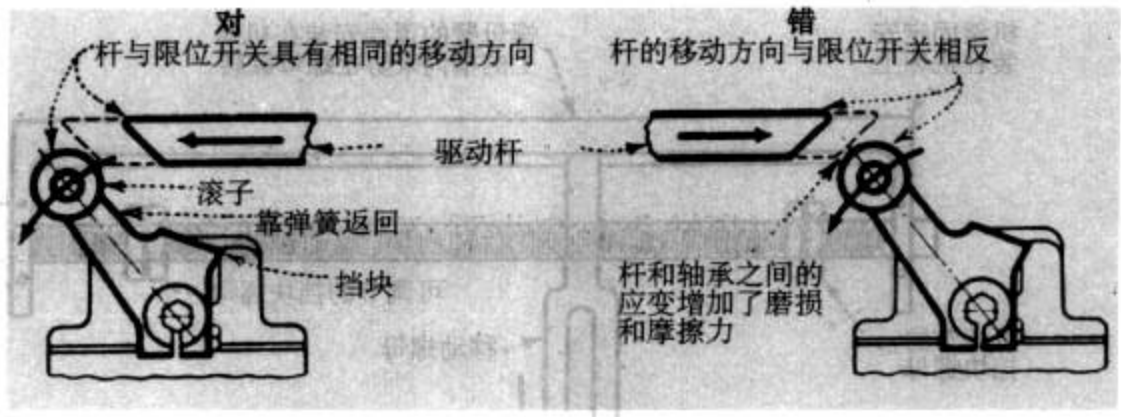


图 8.11-11

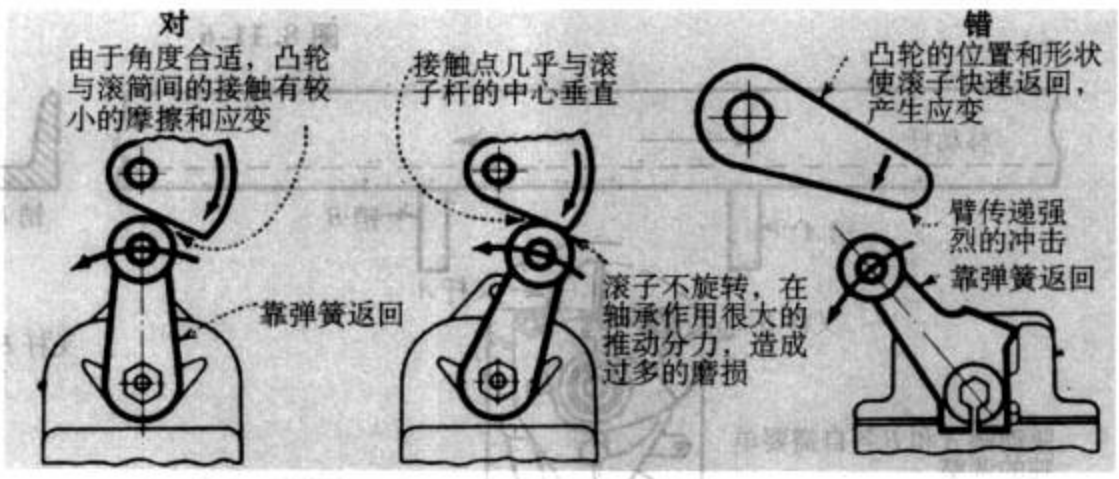


图 8.11-12

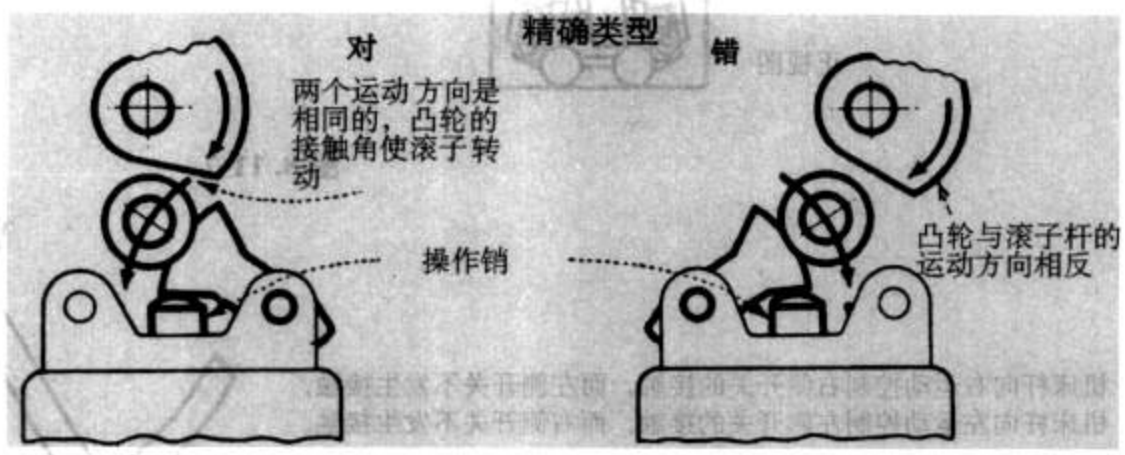


图 8.11-13

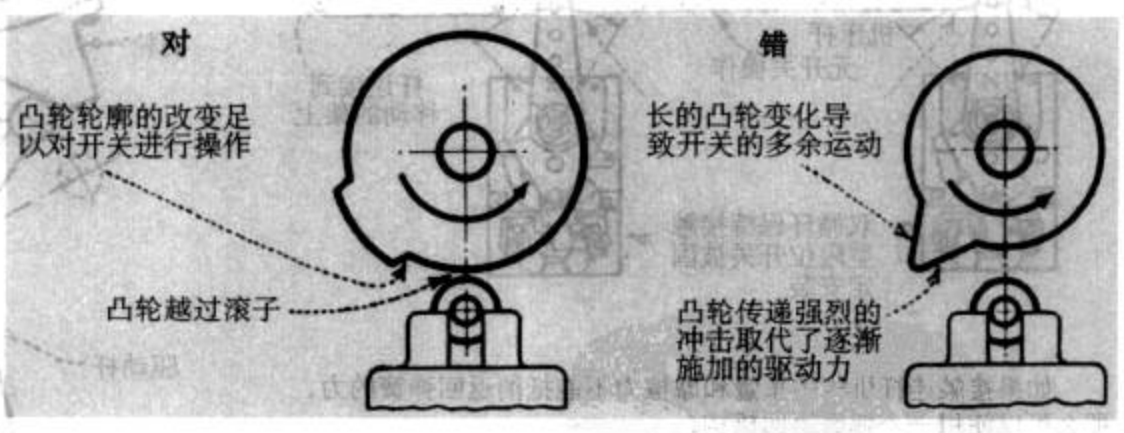


图 8.11-14



图 8.11-15

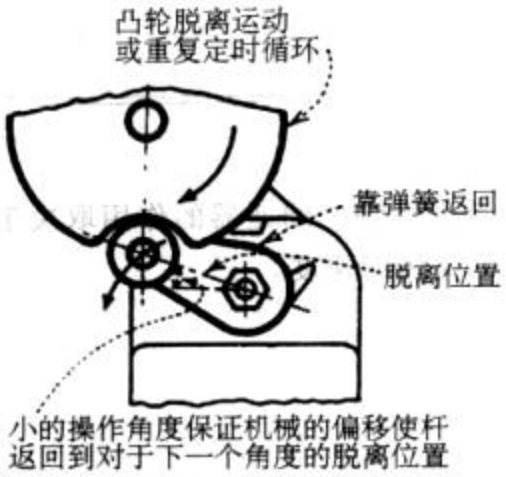


图 8.11-16

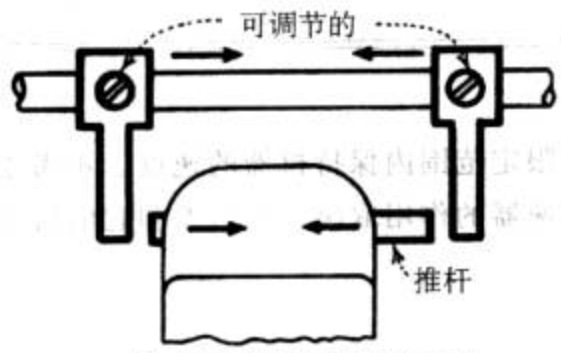


图 8.11-17



图 8.11-18

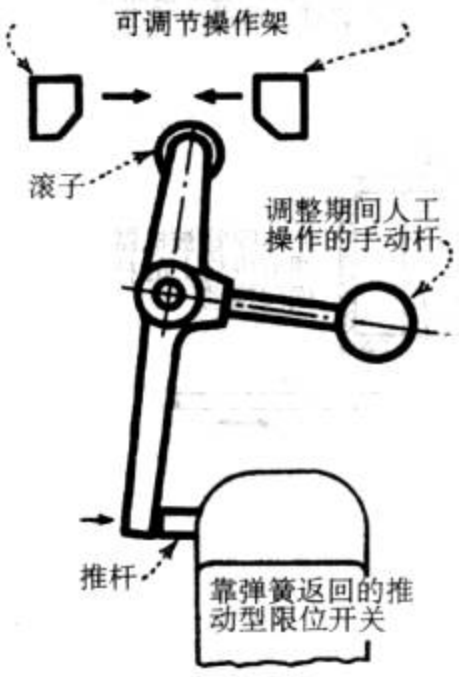


图 8.11-19

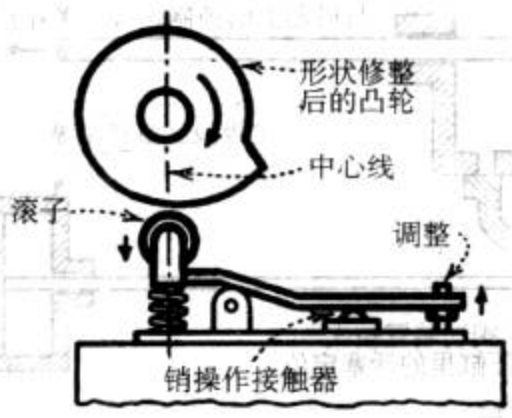


图 8.11-20



图 8.11-21

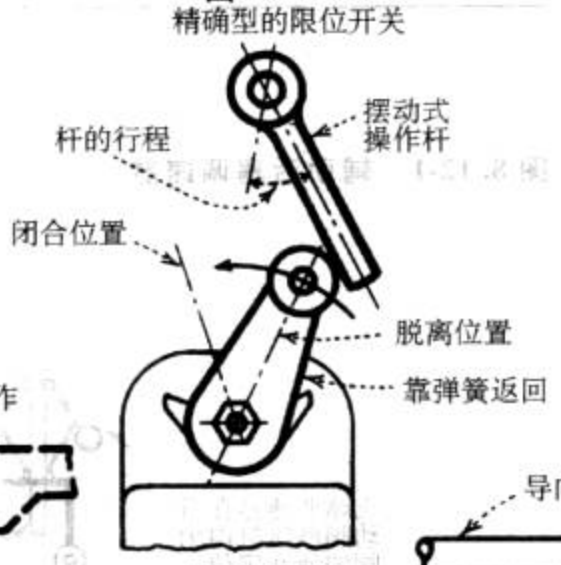


图 8.11-22



图 8.11-23

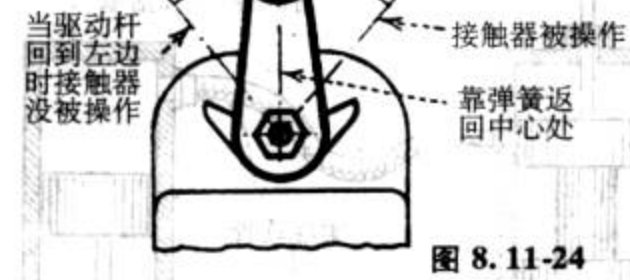


图 8.11-24

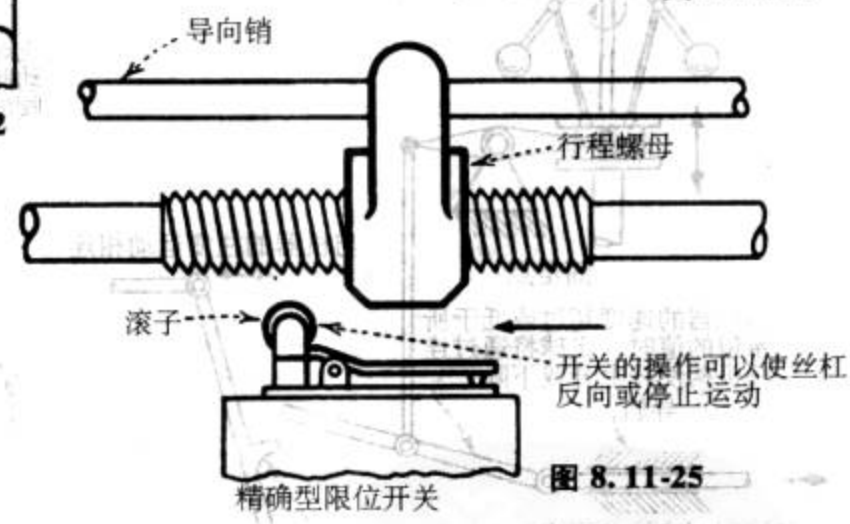


图 8.11-25

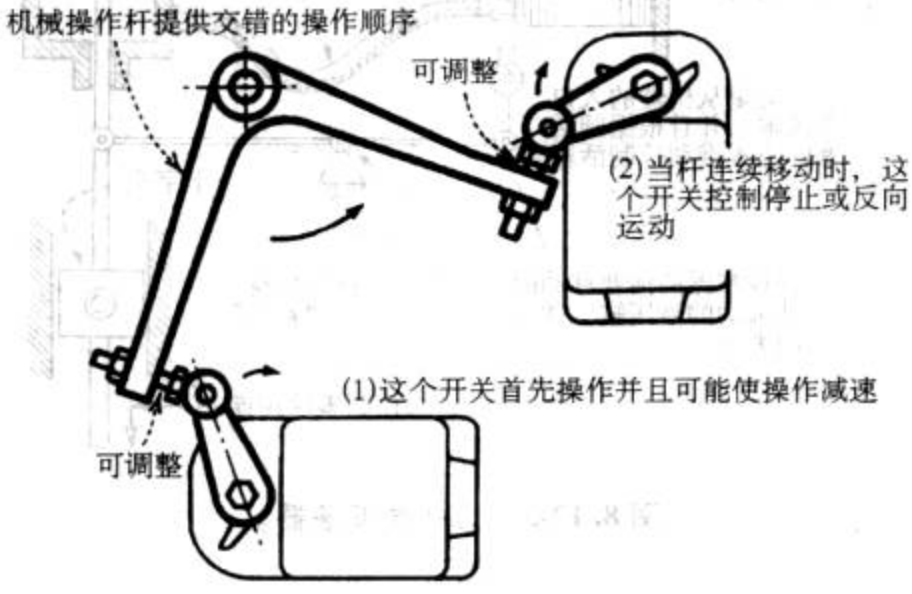


图 8.11-26

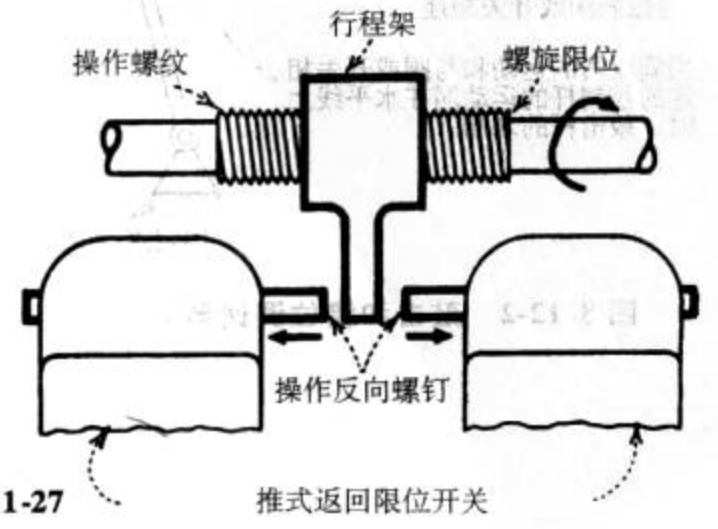


图 8.11-27

8.12 自动调速器

速度型调速器被设计用来在合理的限定范围内保持机器的速度。不考虑载荷的影响，调速器的作用取决于离心力或凸轮连杆机构。其它类型的调速器的作用取决于压力差和它们所驱动的流体的速度。

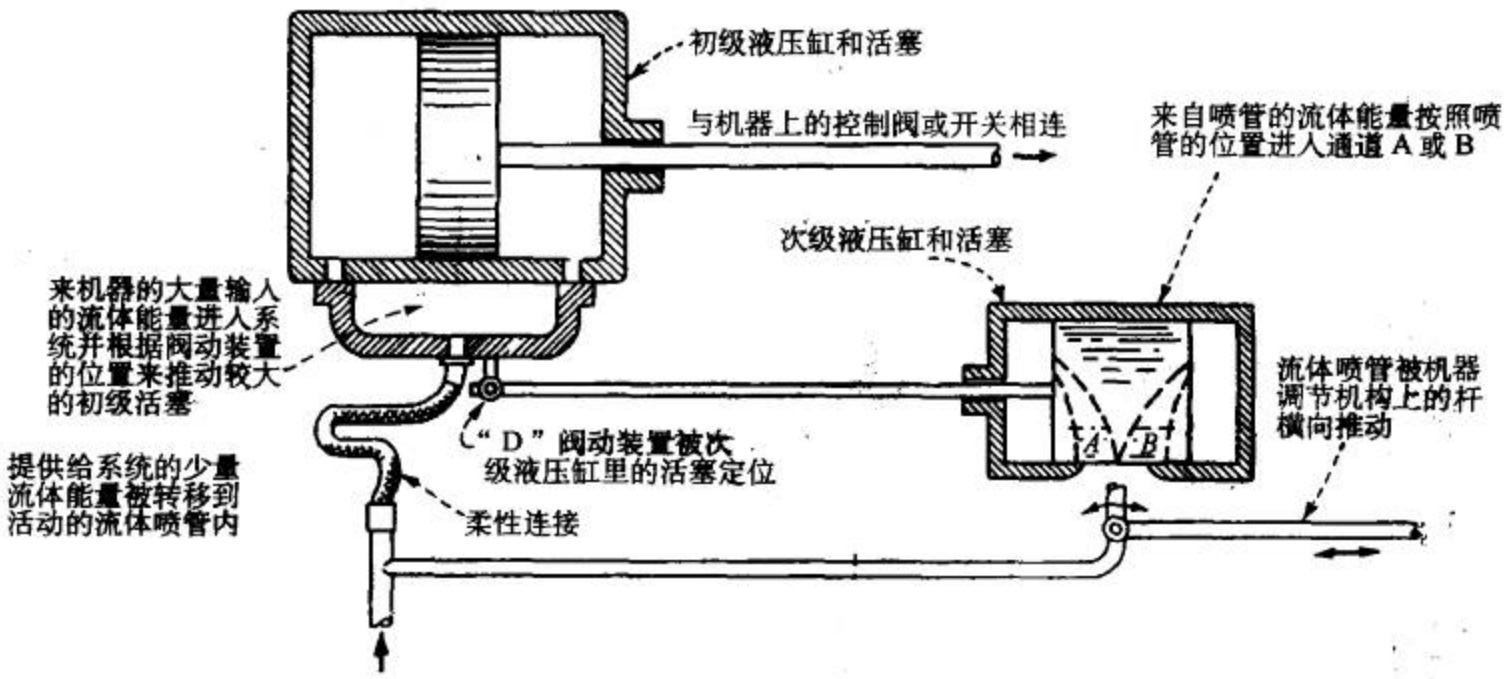


图 8.12-1 辅助活塞调速器。

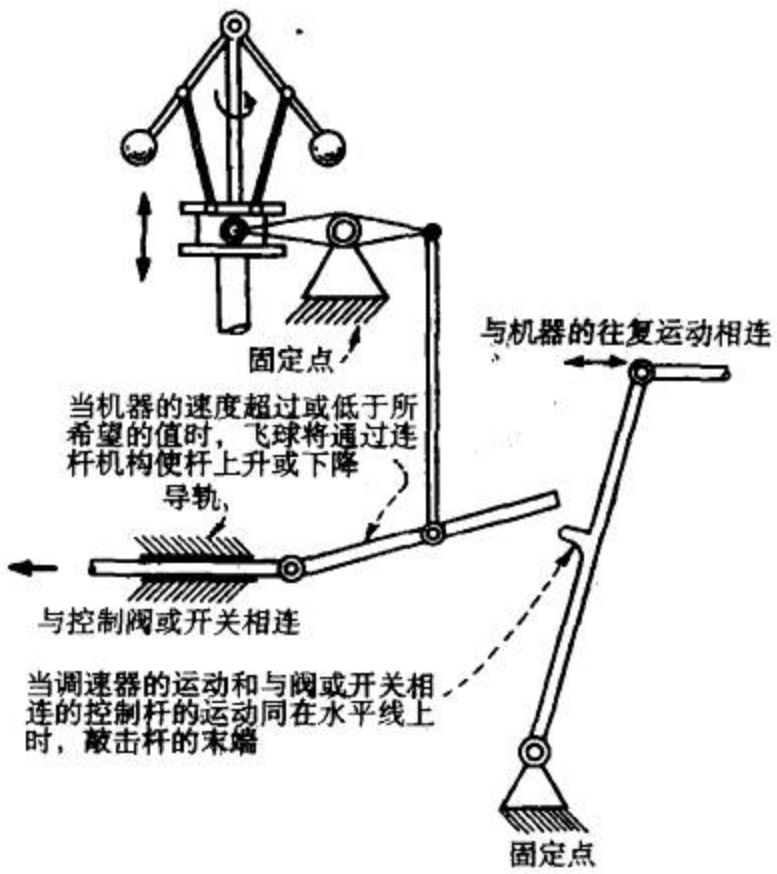


图 8.12-2 敲击和错位调速器。

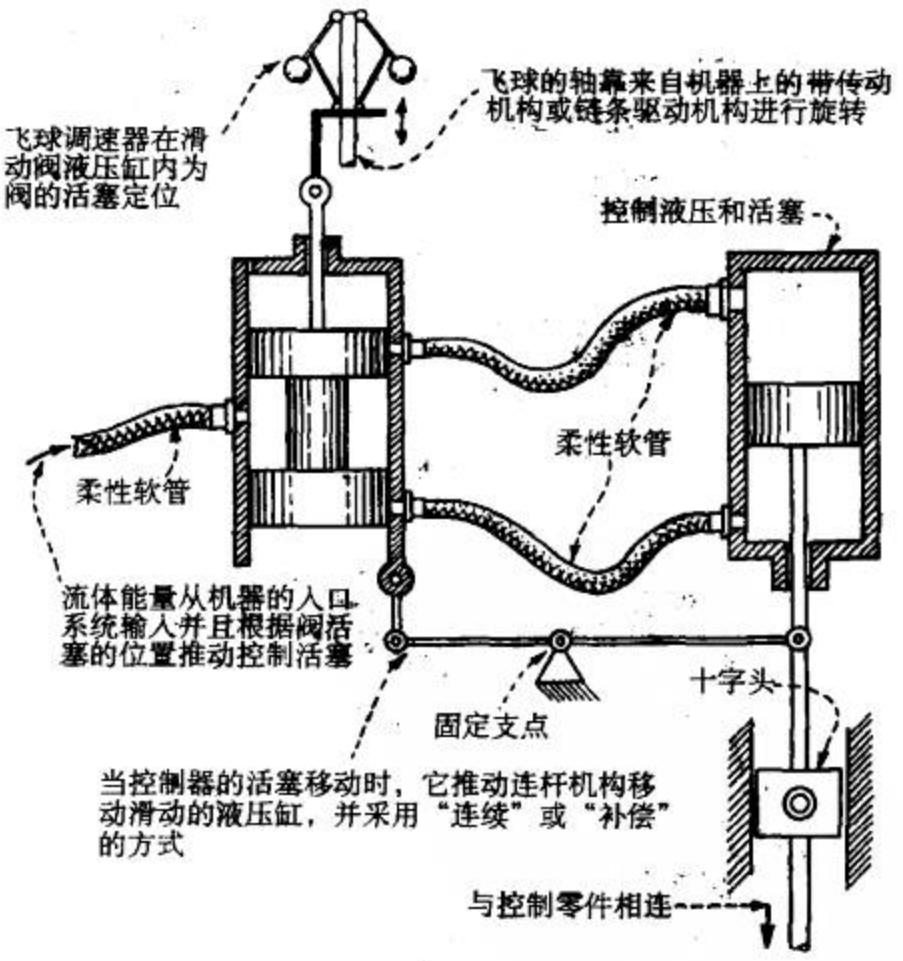


图 8.12-3 力补偿调速器。

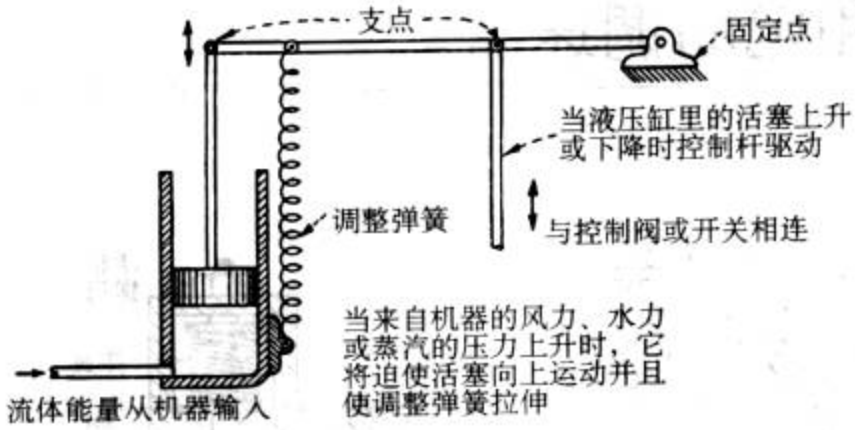


图 8.12-4　压力控制调速器。

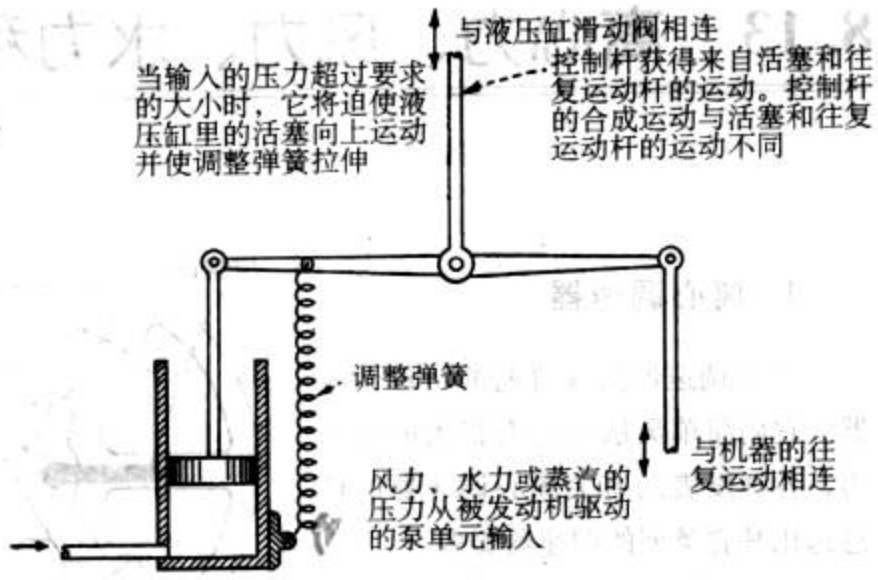


图 8.12-5　变差动调速器。

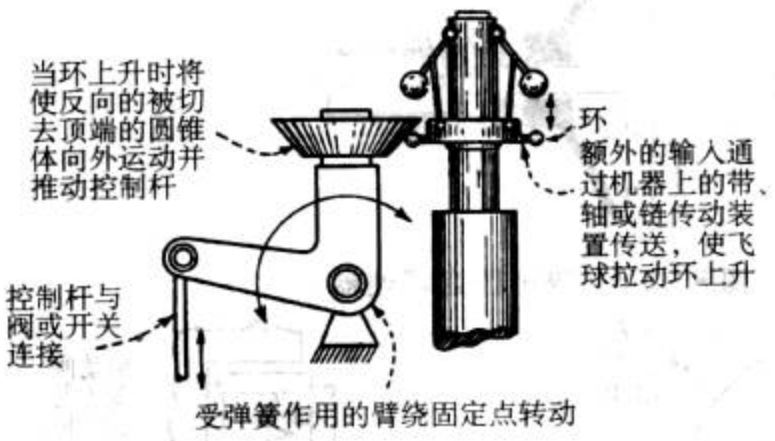


图 8.12-6　离心调速器。

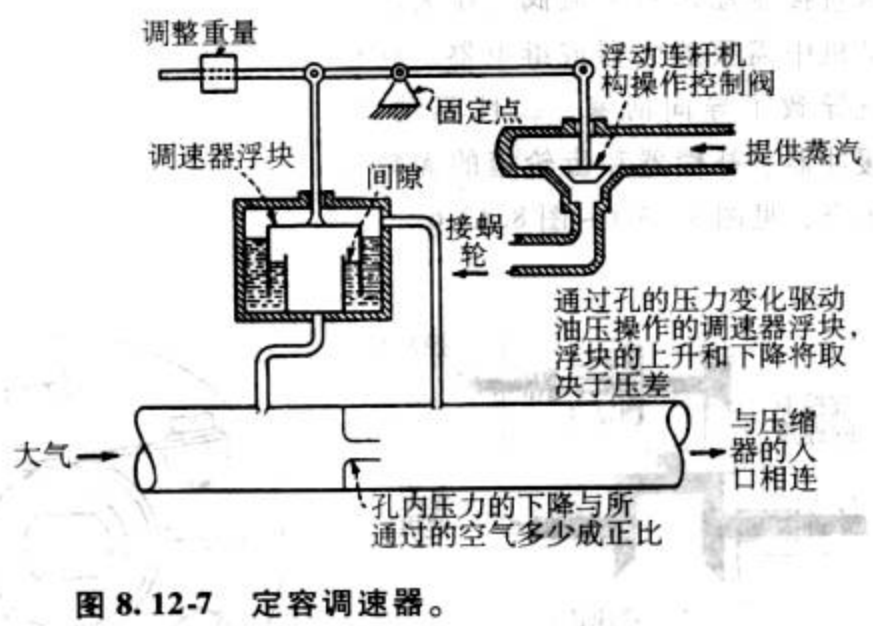


图 8.12-7　定容调速器。

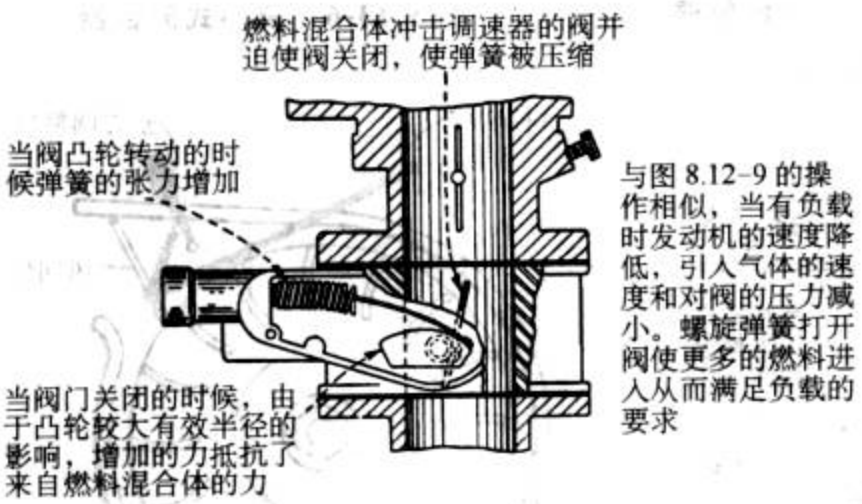


图 8.12-8　速度型调速器(螺旋弹簧)。

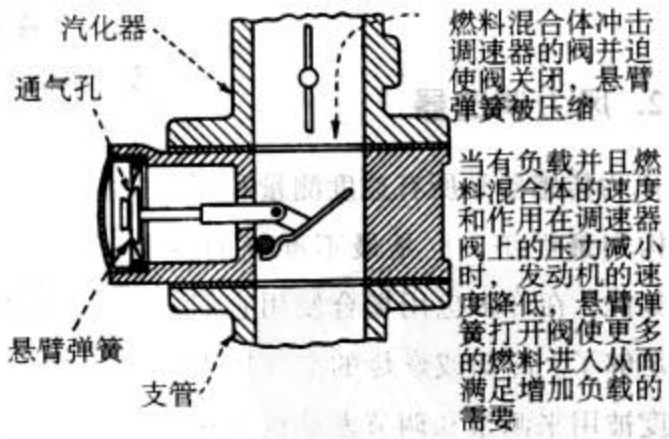


图 8.12-9　速度型调速器(悬臂弹簧)。

8.13 离心力、风力、水力和电动调速器

1. 离心调速器

离心调速器是最普遍的一种调速器。它们简单灵敏并且有很大的输出力，各种发表的有关离心调速器的信息远比其它类型的调速器要多。

工作时，离心飞轮的配重产生与速度平方成正比的力，如果需要的话，可以通过连杆机构进行调整。在小的发动机中飞轮配重的运动可以直接驱动燃料节流阀。在大的发动机中需要放大器或继电器。这样就导致了导向活塞、线性驱动器、缓冲器、补偿器和齿轮箱的无数种组合，见图 8.13-1～图 8.13-6。

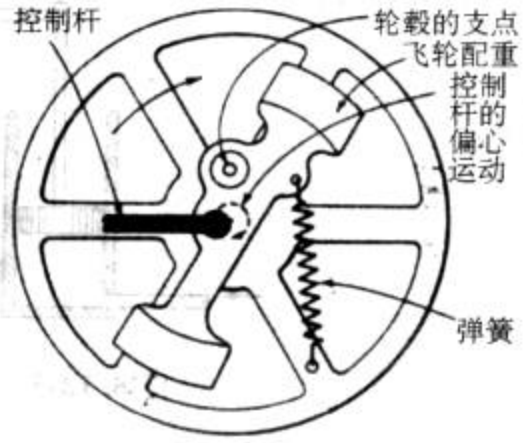


图 8.13-1 加速调速器(蒸汽机)。

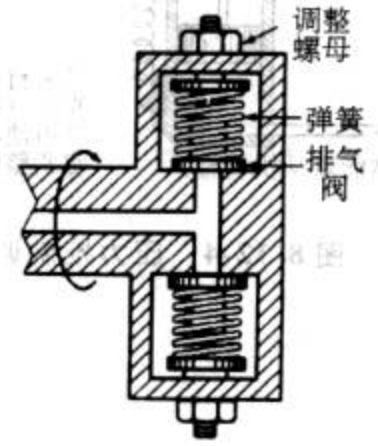


图 8.13-2 离心阀调速器。

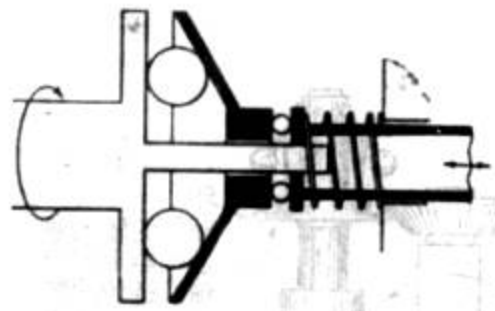


图 8.13-3 锥形圆盘调速器。

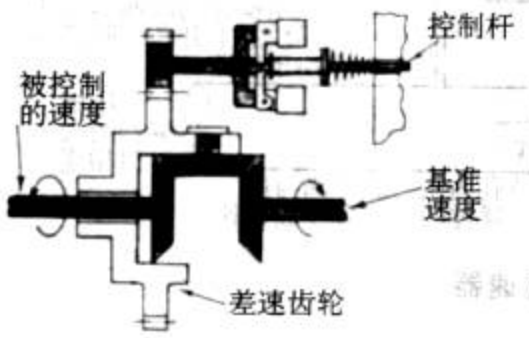


图 8.13-4 差速离心调速器。

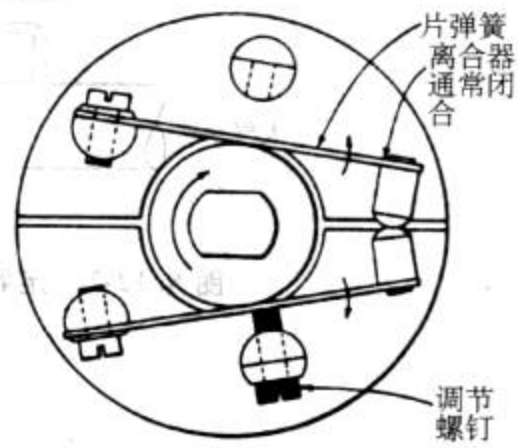


图 8.13-5 离心接触器。

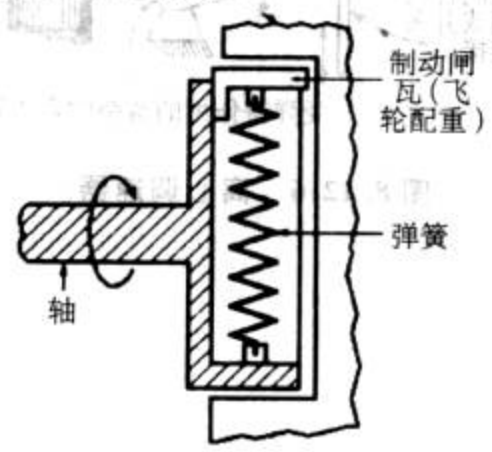


图 8.13-6 离心式离合器。

2. 风力调速器

风力传感器是所有速度测量和调速机构中最经济，也是最不准确的。虽然如此，在许多应用场合使用它们完全足够了。冷却或燃烧的空气压力或速度被用来测量和调节发动机的速度，见图 8.13-7～图 8.13-12。

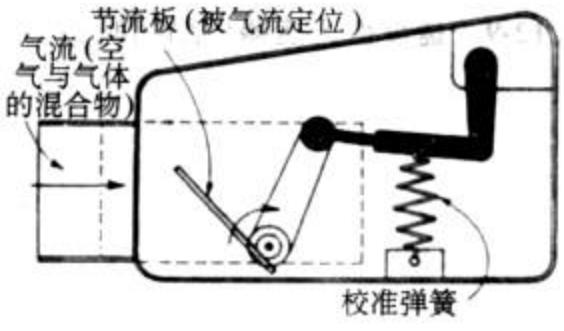


图 8.13-7 汽化器流动速度调速器(连杆机构)。

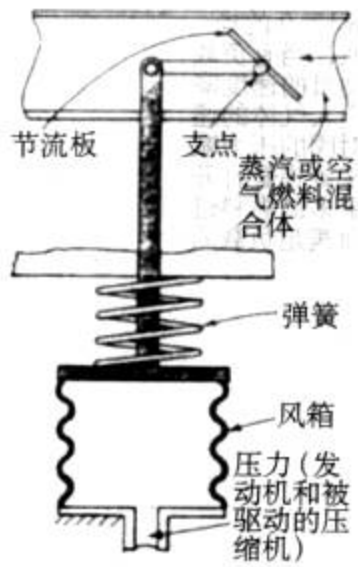


图 8.13-8 压缩机压力(直接)。

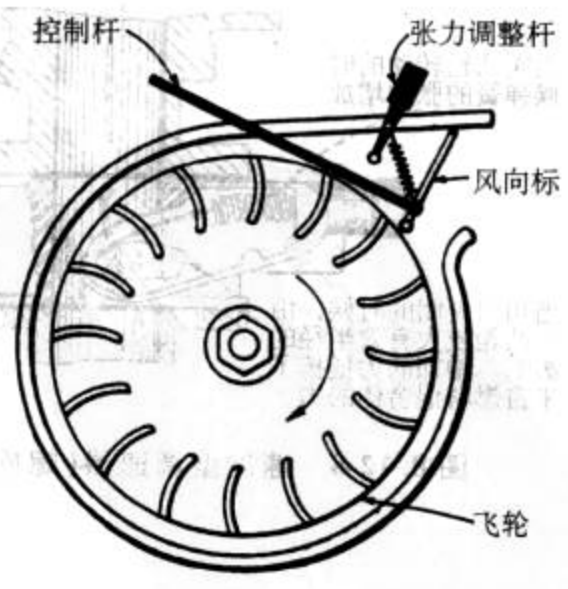


图 8.13-9 风扇流动速度调速器。

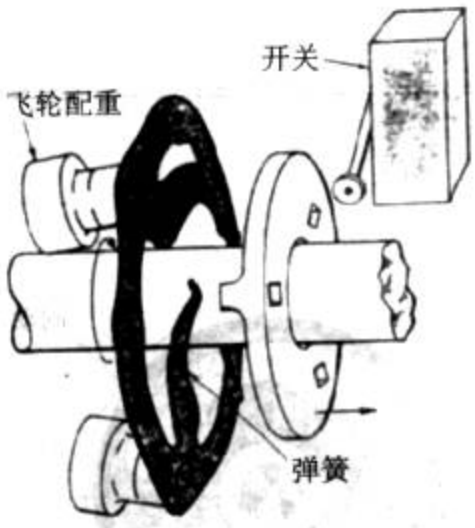


图 8.13-10 离心快速弹簧调速器。

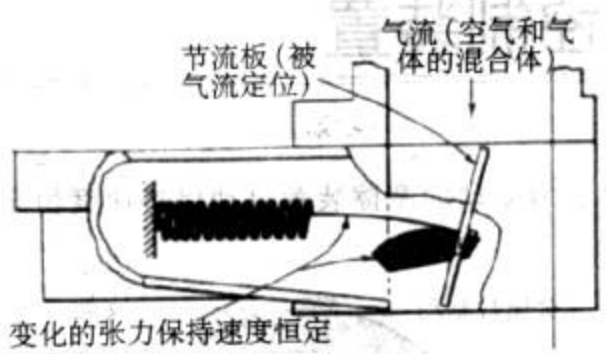


图 8.13-11 汽化器流动速度调速器(凸轮)。

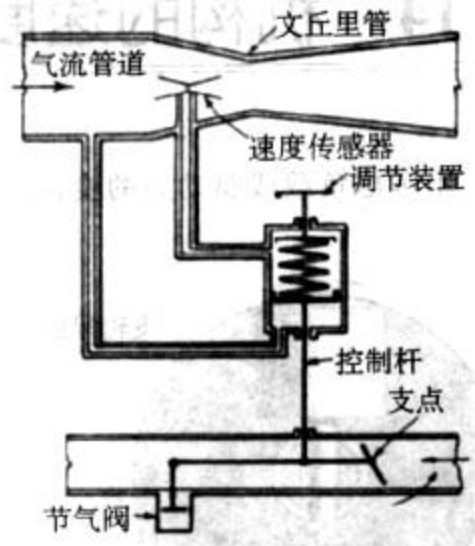


图 8.13-12 压缩机压力调速器(差动)。

3. 水力调速器

水力调速器见图 8.13-13 ~ 图 8.13 ~15。水力传感器测量由发动机驱动的泵的供给压力。尽管一些带有特殊叶轮的泵具有线性压力速度比的特性，但大部分泵的压力与速度平方成正比。

直的叶片比弯的好，因为压力受大量流体的影响少。低压力比高压力更适合我们的需要，因为流动摩擦力较小。

这类调速器的典型应用包括带有柴油或汽油发动机的农业拖拉机，较大的柴油发动机和较小的蒸汽蜗轮机。

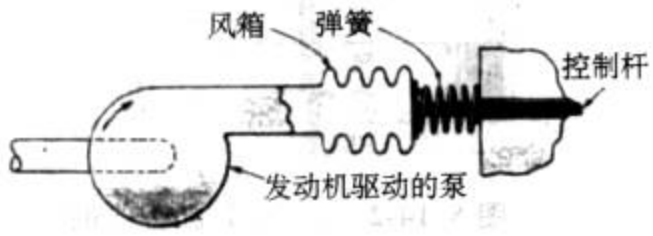


图 8.13-13 泵压力调速器(离心)。

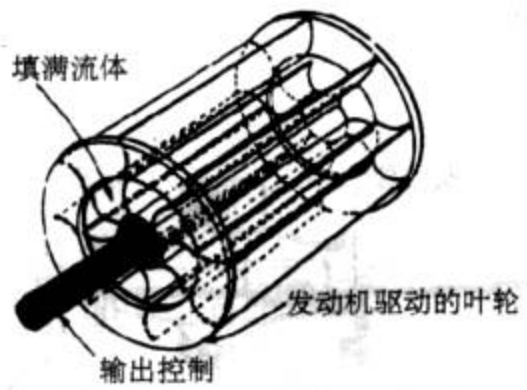


图 8.13-14 粘性阻力调速器。

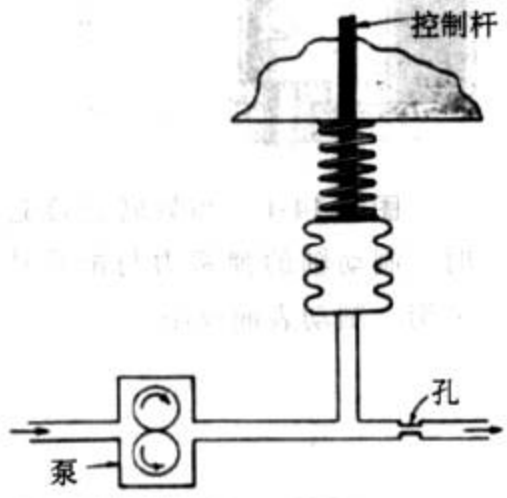


图 8.13-15 泵压力调速器(正排量泵)。

4. 电动调速器

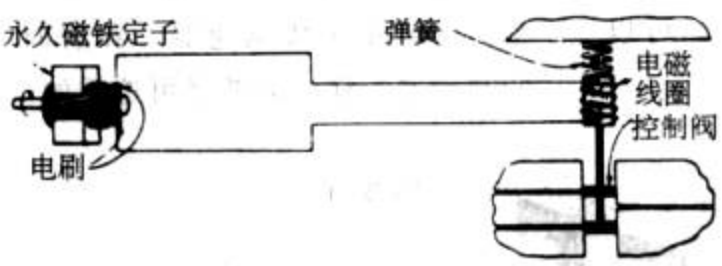


图 8.13-16 直流转速计。

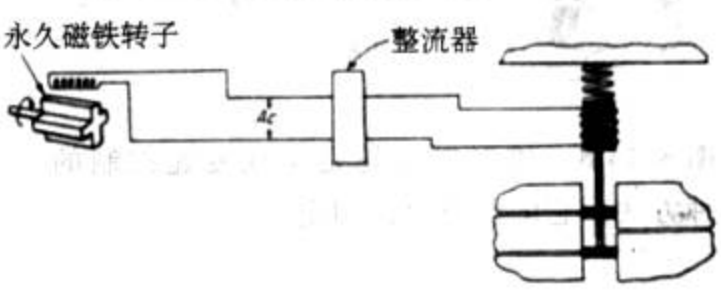


图 8.13-17 交流转速计。

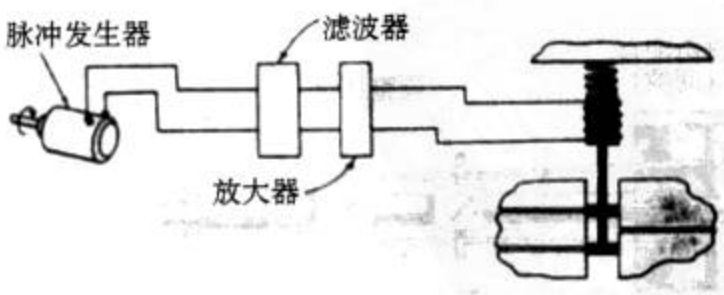


图 8.13-18 脉冲计数器。

8.14 机构的速度控制装置

不考虑负载或驱动力的变化，离心力驱动的摩擦装置自动保持速度恒定。

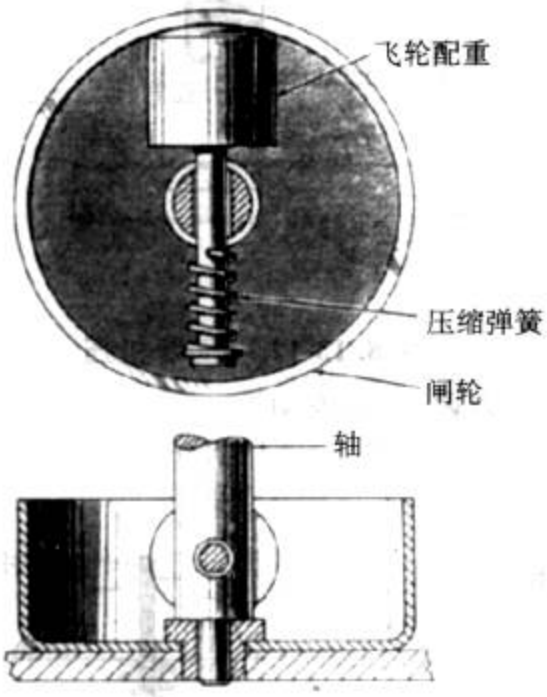


图 8.14-1 当旋转速度过快时，制动轴的弹簧力与配重达到平衡。制动表面较小。

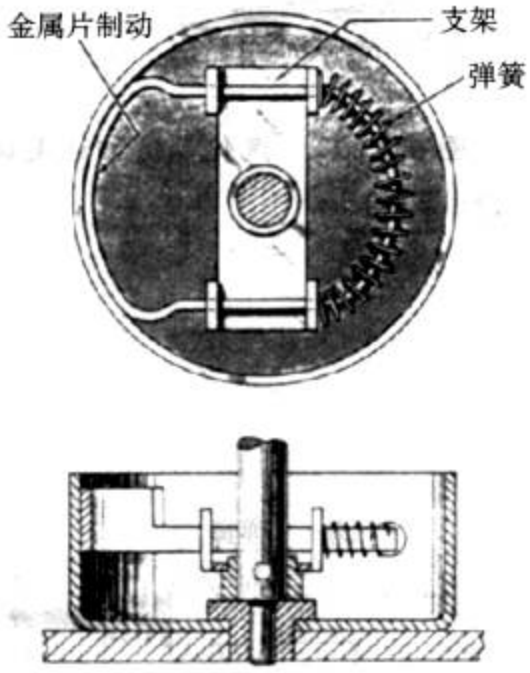


图 8.14-2 金属片制动器的接触表面比前面的制动器的大。制动更加均衡，而且产生的热量更少。

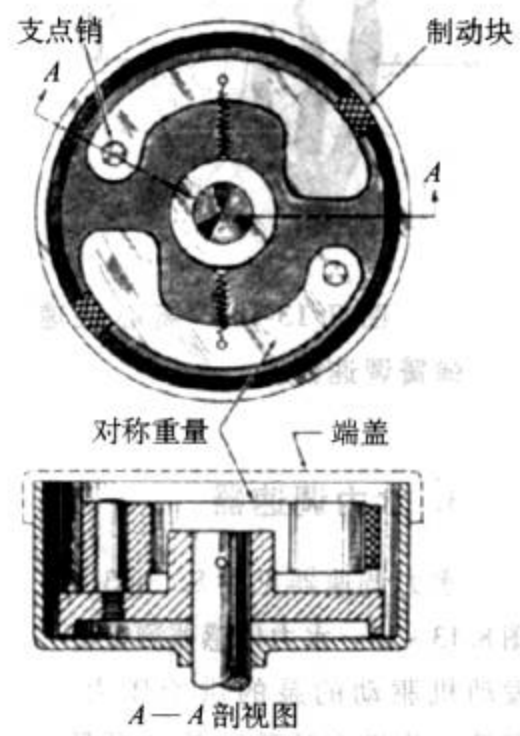


图 8.14-3 当它们向外旋转时，对称的重量产生一个均匀的制动作用。整个运动可以被封闭在一个壳体内。

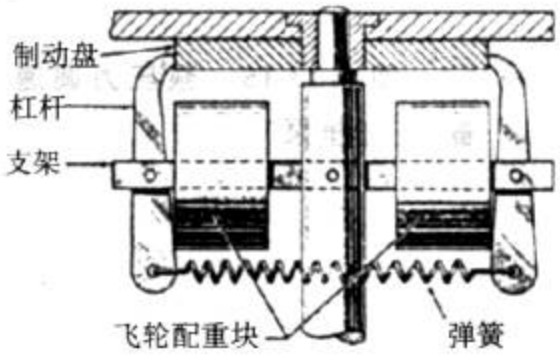


图 8.14-4 重量块驱动杠杆使这个装置适合于需要高制动转矩的场合。

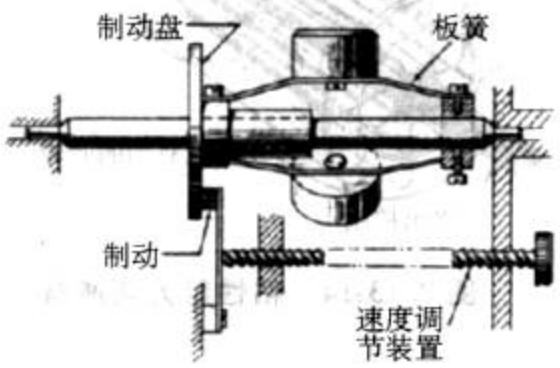


图 8.14-5 三个板簧带动对旋转产生制动力的重量块。可以加上一个速度调节装置。

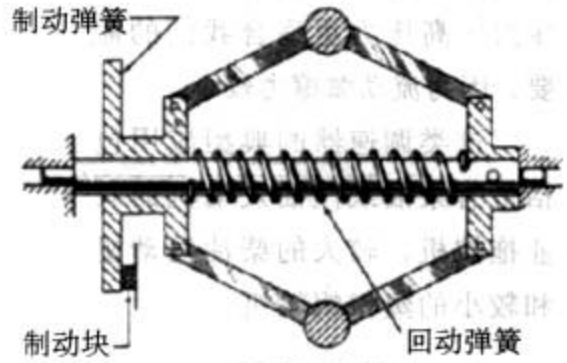


图 8.14-6 这里用了一个典型的旋转重量块调速器。和前面的制动器一样，调整是可选择的。

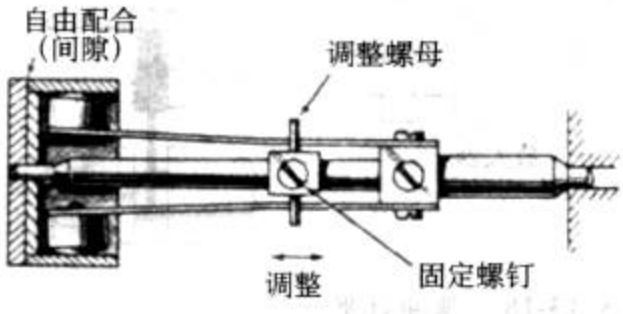


图 8.14-7 这个装置开始制动时的速度调整迅速、容易。调整螺母在适当的位置上被固定螺钉固定。

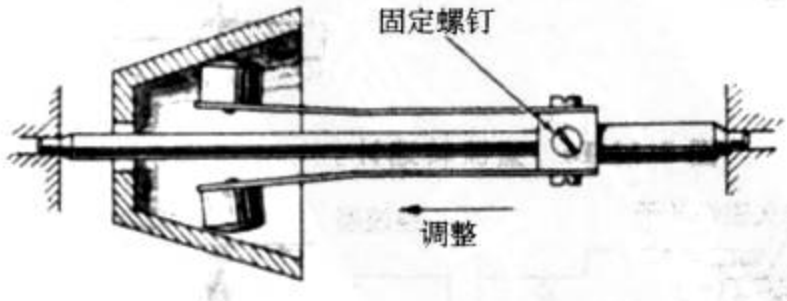


图 8.14-8 锥形制动轮是实现变速控制的另一种方法。它的调整也被固定。

8.15 移动小齿轮转矩分配器

在恰当的位置设计有间隙将有助于转矩更均匀地分配(美国俄亥俄州刘易斯研究中心)

齿轮驱动机构被用来沿着两个平行传动的路径从输入锥齿轮到输出从动齿轮平均分配转矩。例如，这种机构可以作为在直升飞机的发动机和转子之间的冗余驱动链的一部分。这种转矩分配器的主要优点是它的重量比现有的具有同等额定转矩的分配器要轻。

与发动机或动力源连接的小锥齿轮(图 8.15-1 中没有显示)将输入转矩传递到锥齿轮(如图 8.15-1 所示)。这个锥齿轮经过一个转矩分配小齿轮将这个转矩传递到两个转矩分配齿轮，然后再通过与两个从动小齿轮联系的两个转矩分配齿轮到从动齿轮，再到输出轴。转矩分配的目的是尽可能均匀地将负载分配到两个平行负载路径上的每个齿轮的齿上，从而保持负载在每个齿上均匀分配，因此延长了齿轮传动链的寿命。

在一个具有相同的基础结构但没有直接提供转矩分配的冗余驱动机构中，当齿轮和小齿轮在两个路径之中的一个路径中自由旋转的时候，最小的加工误差也会使整个负载沿着另一个路径被传递。为了对制造误差、弹性变形和其它来自于齿轮传动几何形状的偏差能提供准确的转矩分配分量，在机构的关键位置使用低弹性应变率的零件是必要的。

在图 8.15-1 所示的机构中，当左面构件和右面构件的转矩相等时，在转矩分配小齿轮上的合成转矩为零。如果转矩不相等，合成载荷将取代转矩分配小齿轮直到转矩再一次平衡，从而确保每个路径上的载荷均匀分布。

这项工作是由联合技术公司的 Harold W. Melles 为刘易斯研究中心而完成的。

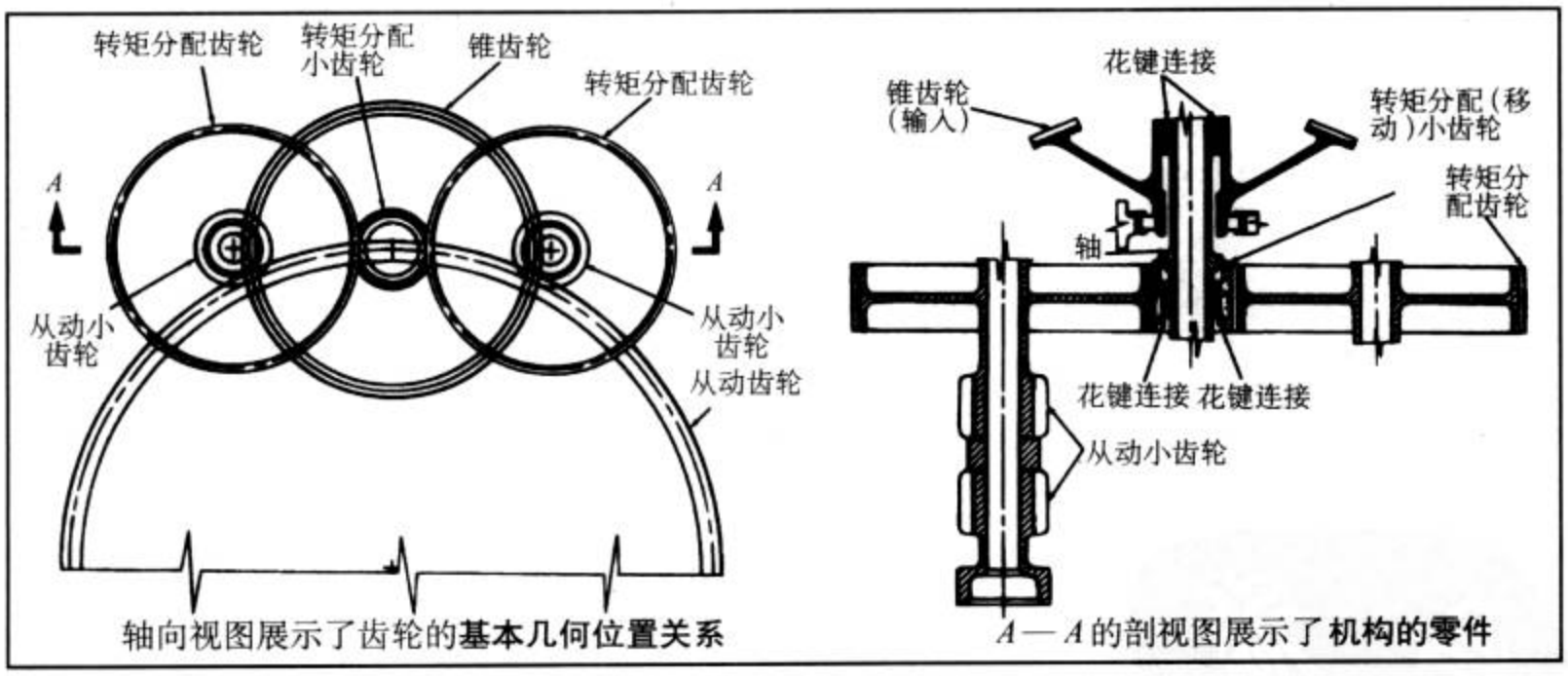


图 8.15-1 花键连接允许轴有较小的角度偏差，在其上端有个斜齿轮，下端有个转矩分配小齿轮。这些小的偏差对于补偿由加工误差和传动链中的其它几何误差所引起的转矩是很重要的。

第9章

风力和液力机械以及机构的控制





9.1 回转泵机构

9.1.1 一些基本机构

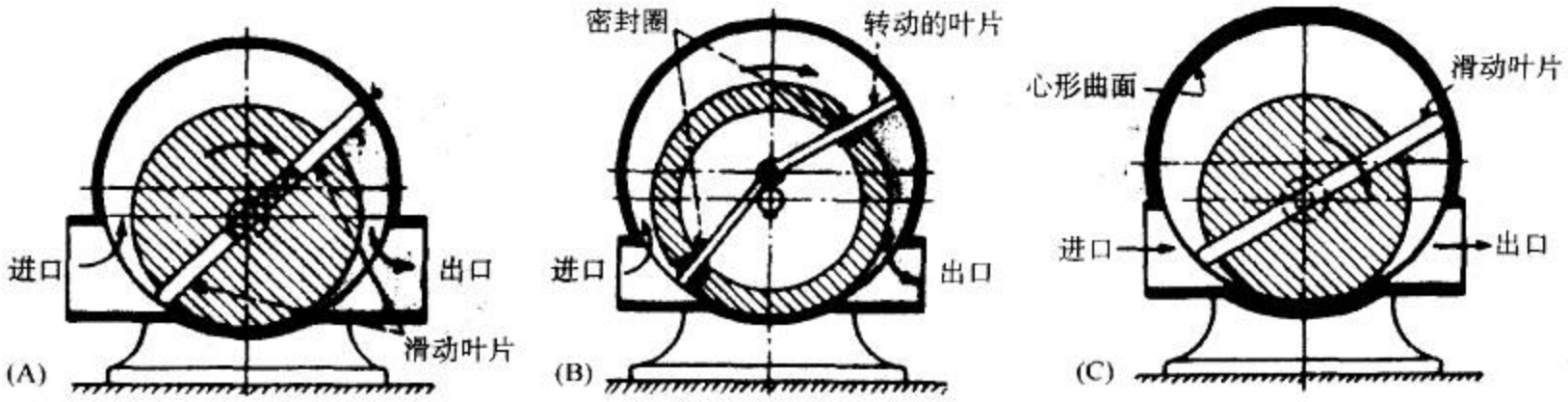


图 9.1-1 (A)Ramelli 泵的叶片靠弹簧力的作用与壁保持接触，叶片的两端为了实现线接触而旋转。(B)两个叶片在泵体内转动并被一个偏心安装的圆盘驱动。叶片在密封圈里滑动并且总是径向对着泵体，因此产生表面接触。(C)一个心形曲面泵体允许使用一个叶片，因为通过圆盘中心的直线的泵体上的两个点的距离总是相等的。

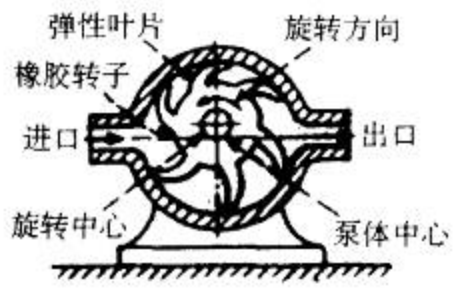


图 9.1-2 在偏心橡胶转子上的弹性叶片代替了滑动叶片泵里的液体。它们通过与泵体接触产生弯曲代替叶片的进出滑动来进行抽吸。

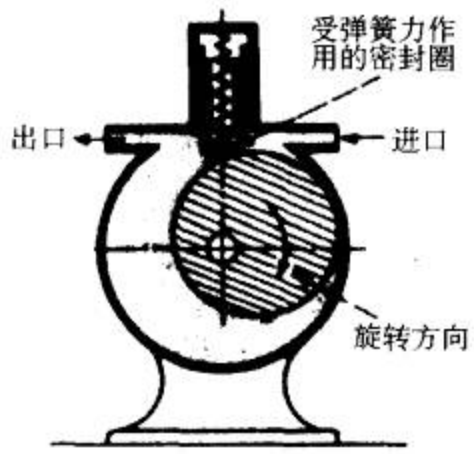


图 9.1-3 一个偏心安装在驱动轴上的圆盘代替了连续流动的液体。除圆盘在行程的顶部时外，受弹簧力作用的一个密封圈将进口和出口隔开。

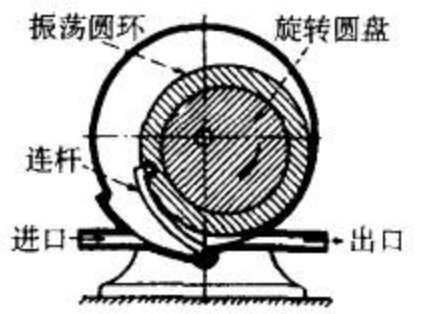


图 9.1-4 一个旋转压缩泵有一个分隔吸收边与压缩边的连杆。这个连杆与一个被圆盘驱动而振荡的圆环以铰链连接。振荡运动抽吸连续流动的液体。

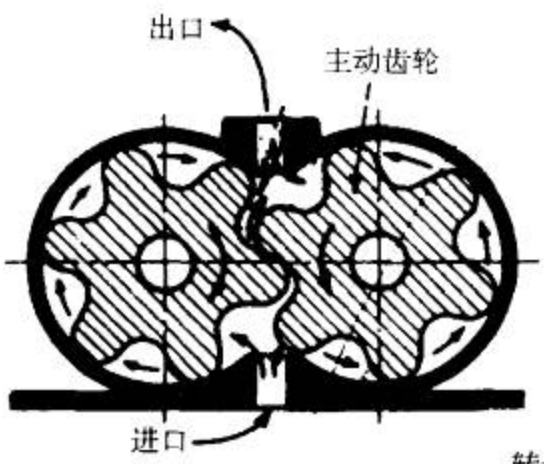


图 9.1-5 齿轮泵可以在齿间隙与泵体壁之间传递液体。圆形的齿形只有一个齿相啮合，它比渐开线齿轮有效率，因为渐开线齿轮可能在两个邻近的齿之间产生裂缝并使部分液体再循环。这个泵有螺旋齿。

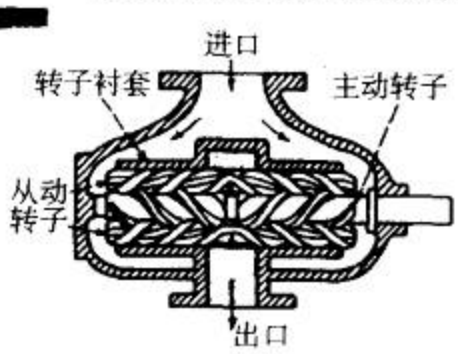


图 9.1-7 三螺旋泵在螺旋轴的螺纹间运输液体。从动转子通过液压来驱动，而不是通过与主动转子的直接接触来驱动。

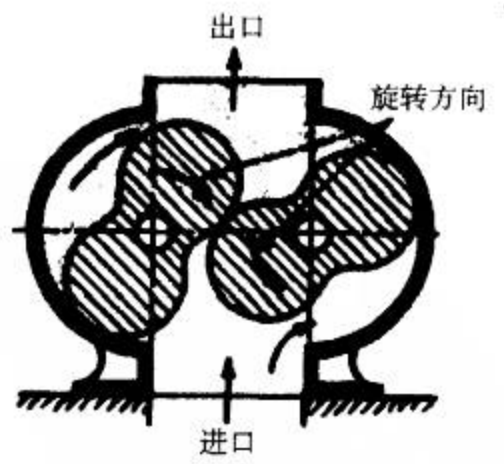


图 9.1-6 一个齿根压缩机有两个同样的具有特别齿形的叶轮。两个轴通过外齿的啮合而连接，从而保证两叶轮之间的持续接触。

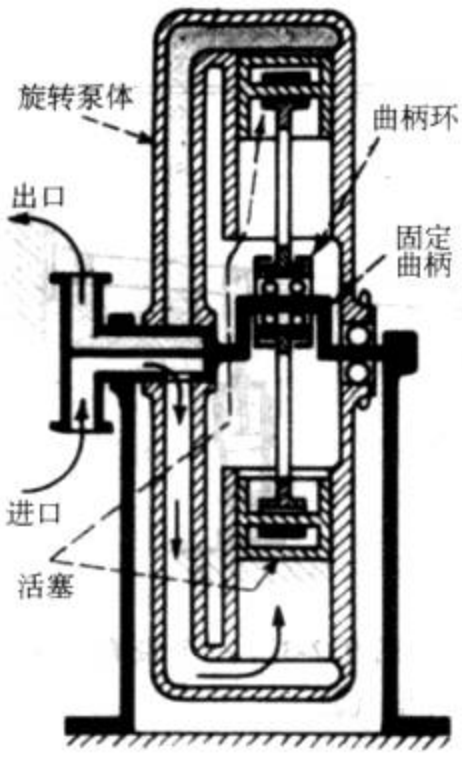


图 9.1-8 Hele Shaw 型径向柱塞泵的泵体使圆形曲柄轴旋转。当机架旋转时，安装在曲柄环上的连杆使活塞振荡。因为固定的空心轴被内壁分开，并且它的吸收一侧和压缩一侧总是与进口和出口准确对齐，所以不需要阀。

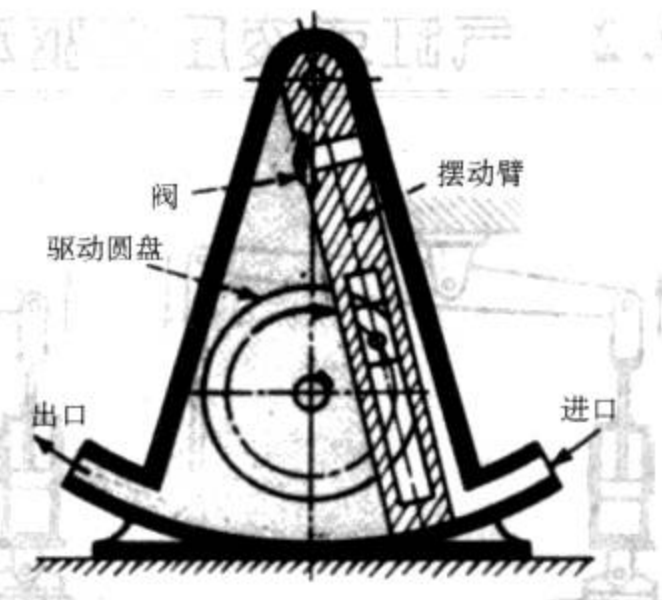


图 9.1-9 圆盘驱动起活塞作用的摆动臂。因为臂的急回机构，摆动臂的速度发生变化。在摆动臂顺时针旋转期间，液体被缓慢地吸入和排出。逆时针回程时快速地传输液体。

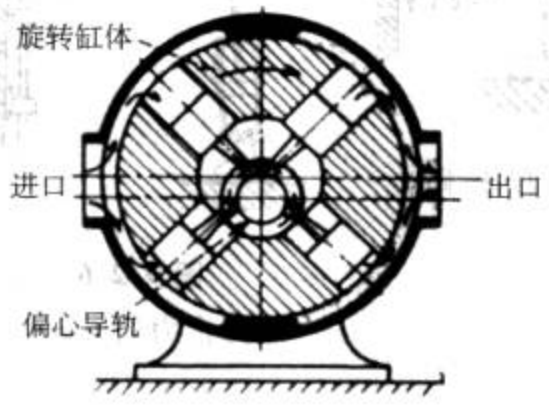


图 9.1-10 旋转的缸体被同心安装在泵体上。当缸体旋转并使活塞往复运动时，连杆的端部绕着偏心导轨滑动。泵体被分为吸收和压缩两部分。



图 9.1-11 旋转往复运动泵通常通过手动来抽取类似油一样的高粘度液体。

9.1.2 偏心的行星齿轮起旋转泵的作用

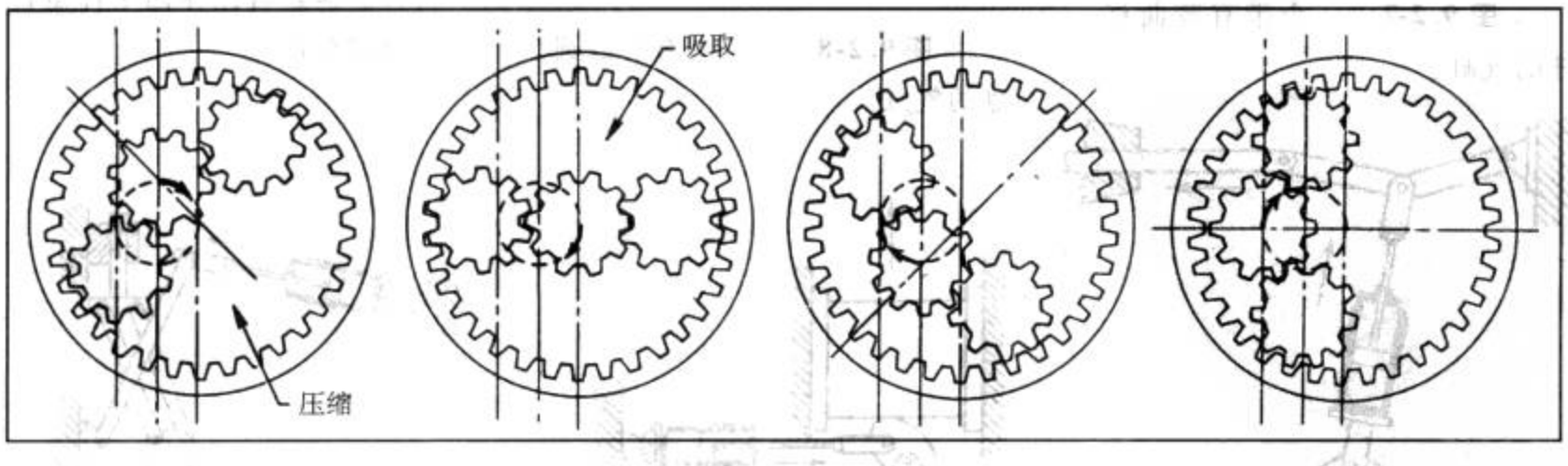


图 9.1-12 在这个容积式泵里两个行星轮被一个太阳轮驱动来完成泵的功能。在太阳轮和行星轮的每一边会形成连续的增加或减少(吸收或压缩)。

9.2 气缸或液压缸驱动的机构

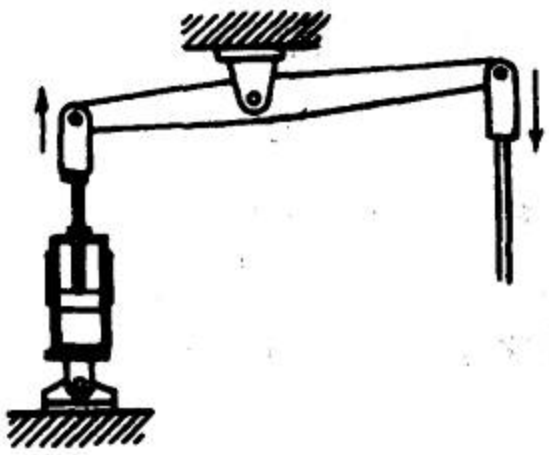


图 9.2-1 一个带有一级杠杆的气缸。

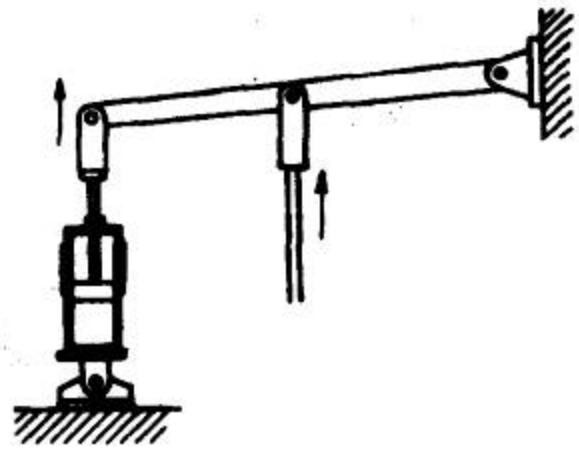


图 9.2-2 一个带有二级杠杆的气缸。

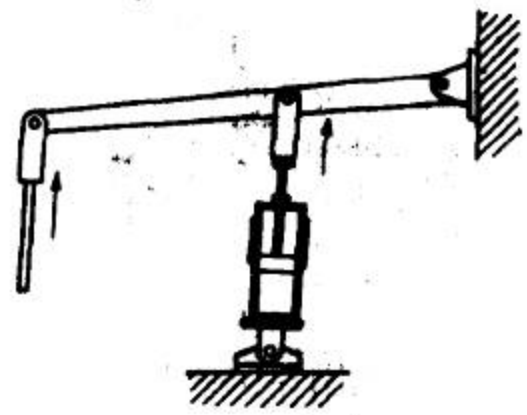


图 9.2-3 一个带有三级杠杆的气缸。

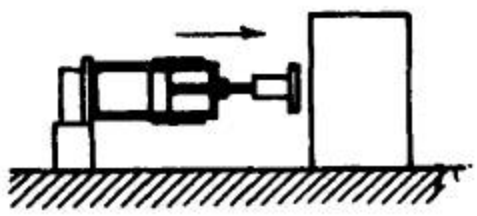


图 9.2-4 一个能直接连接在负载上的气缸。

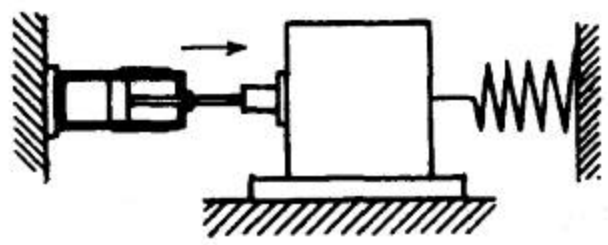


图 9.2-5 一个在行程末端减少推力的弹簧。

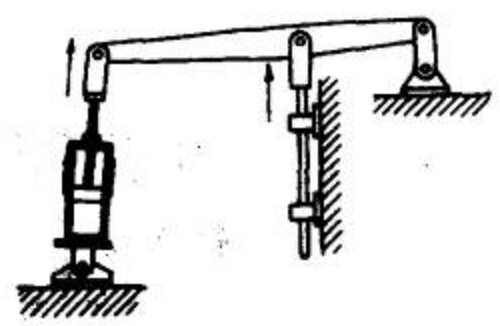


图 9.2-6 力的作用点跟随推力的方向。

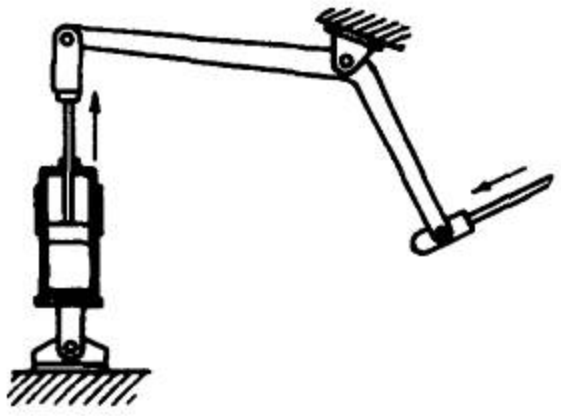


图 9.2-7 一个带有弯曲杠杆的气缸。

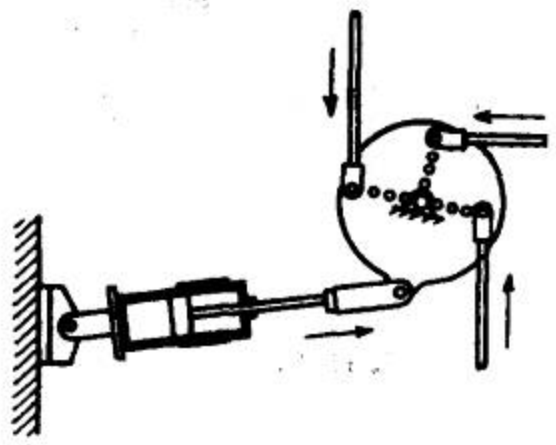


图 9.2-8 一个带有约束圆盘的气缸。

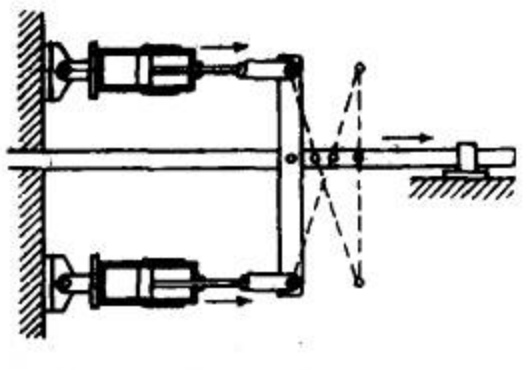


图 9.2-9 两个具有固定行程的活塞可以在四个任意位置放置载荷。

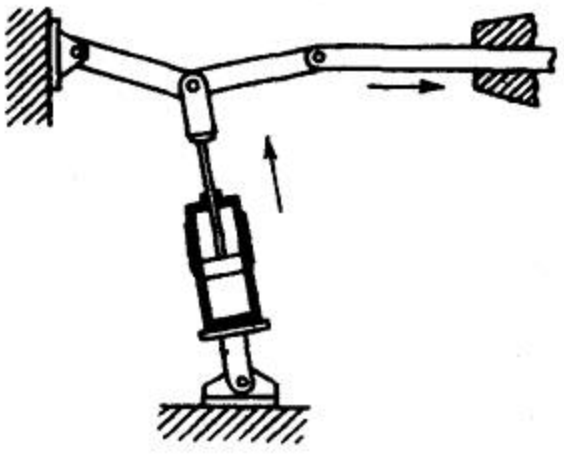


图 9.2-10 一个能被气缸驱动的肘杆机构。

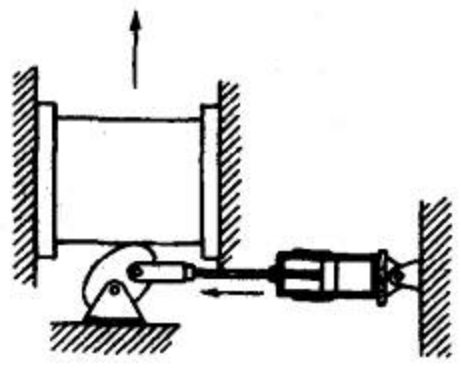


图 9.2-11 在完成行程后凸轮支撑负载。

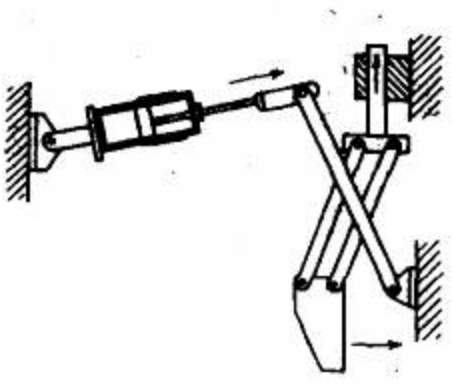


图 9.2-12 两个不同方向的推力被同时获得。

注意：可以用电力推动单元或螺线管代替气缸。

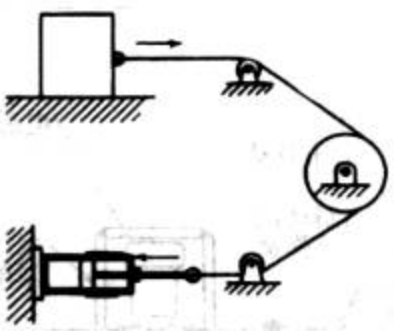


图 9.2-13　通过缆绳传递力。

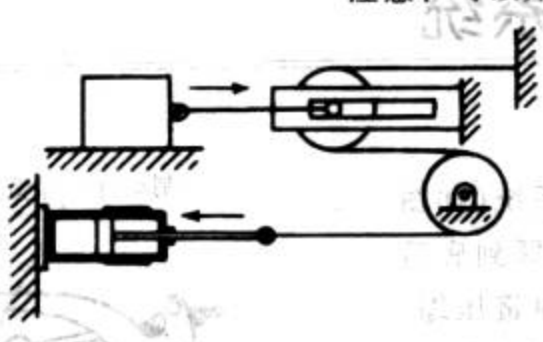


图 9.2-14　通过滑轮系统可以改变力。

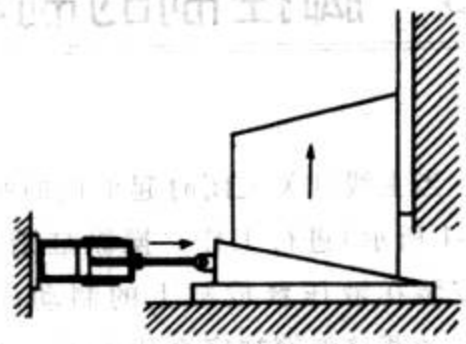


图 9.2-15　通过楔形块可以改变力。

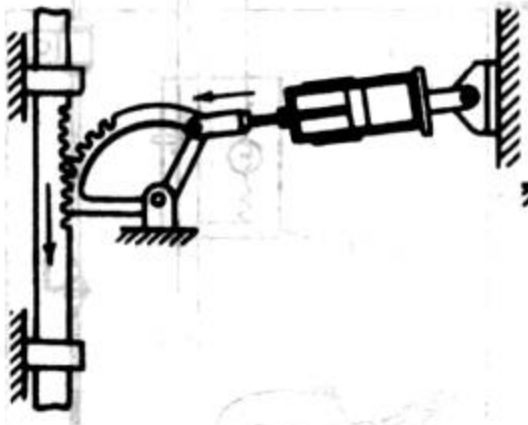


图 9.2-16　一个扇形齿轮移动与活塞行程垂直的齿条。

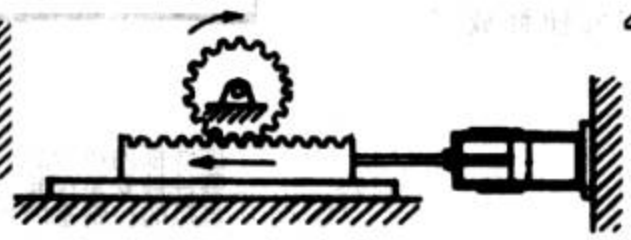


图 9.2-17　一个齿条使扇形齿轮转动。

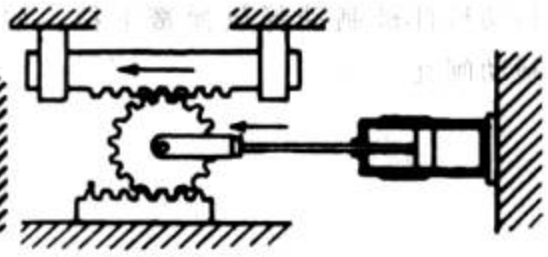


图 9.2-18　移动齿条的运动是活塞运动的两倍。

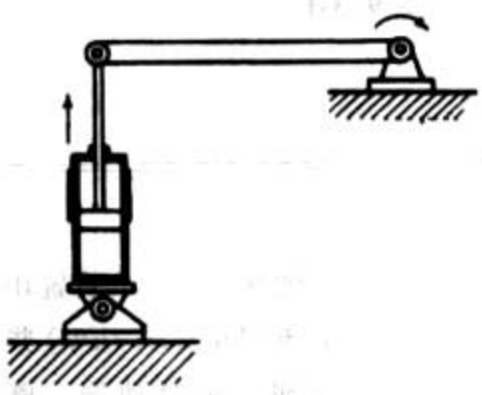


图 9.2-19　一个作用到轴上的转矩能被传送到较远的点。

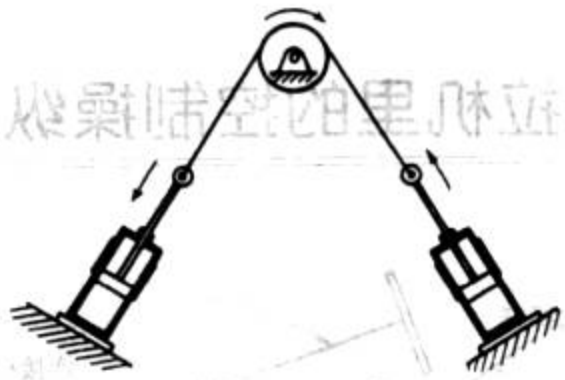


图 9.2-20　转矩可以通过带和滑轮作用到轴上。

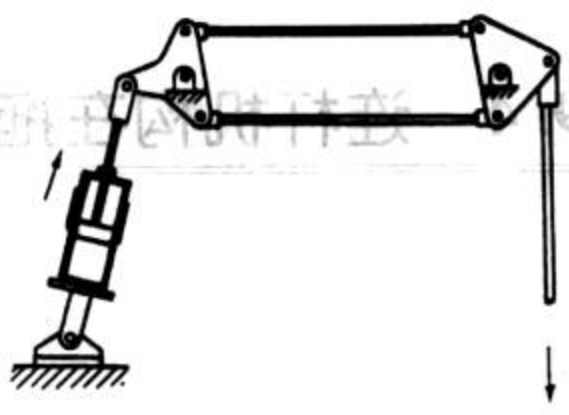


图 9.2-21　一个运动可以被传递到运动平面的远点。

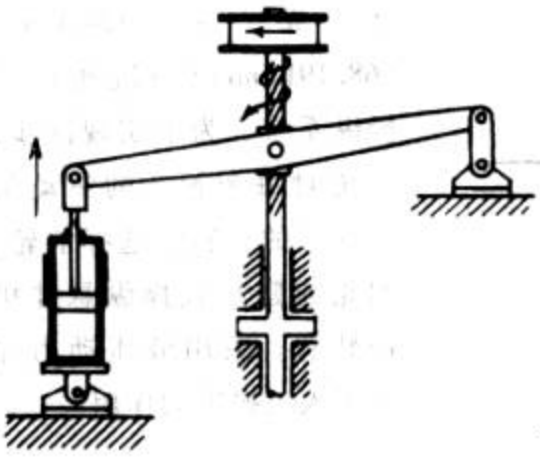


图 9.2-22　一个螺母使轴产生一个旋转运动。

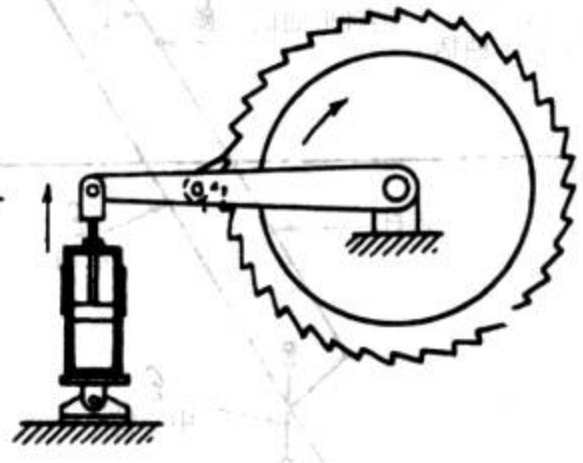


图 9.2-23　一个带齿盘在运动平面内产生旋转运动。

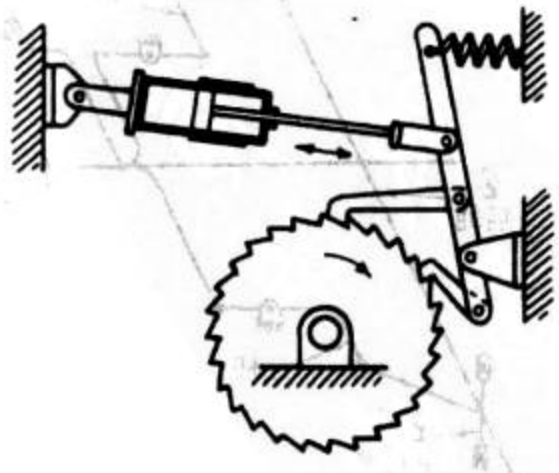


图 9.2-24　一个双齿盘可以使旋转更接近连续。

9.3 脚控制的制动系统

当主线开关关闭时起重机的制动系统(如图9.3-1所示)进行工作。操纵缸踏板被踩到底后使安装在液压释放缸上的制动调整弹簧压缩。当制动调整弹簧被完全压缩后，液压开关关闭，接通电路并且激活电磁单向阀。只要电磁单向阀被激活，弹簧就能够保持压缩，因为单向阀限制了液压释放气缸里的液体。放开脚踏板，制动杠杆被制动释放弹簧下拉，如此便释放了制动闸瓦。

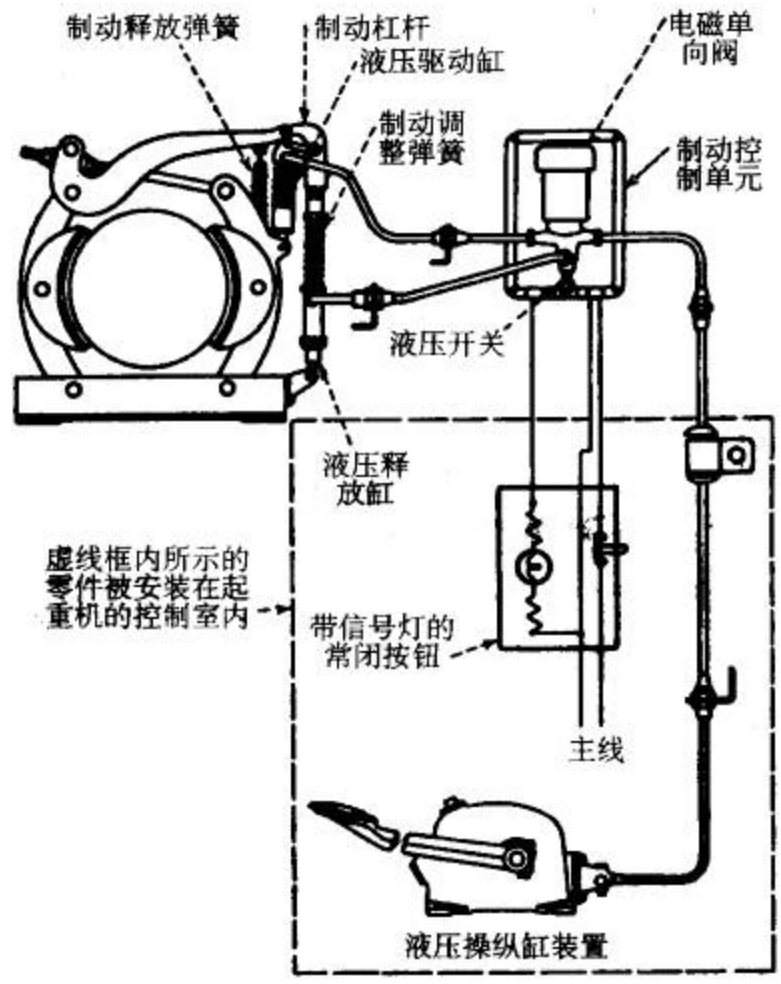


图 9.3-1

9.4 连杆机构在拖拉机里的控制操纵

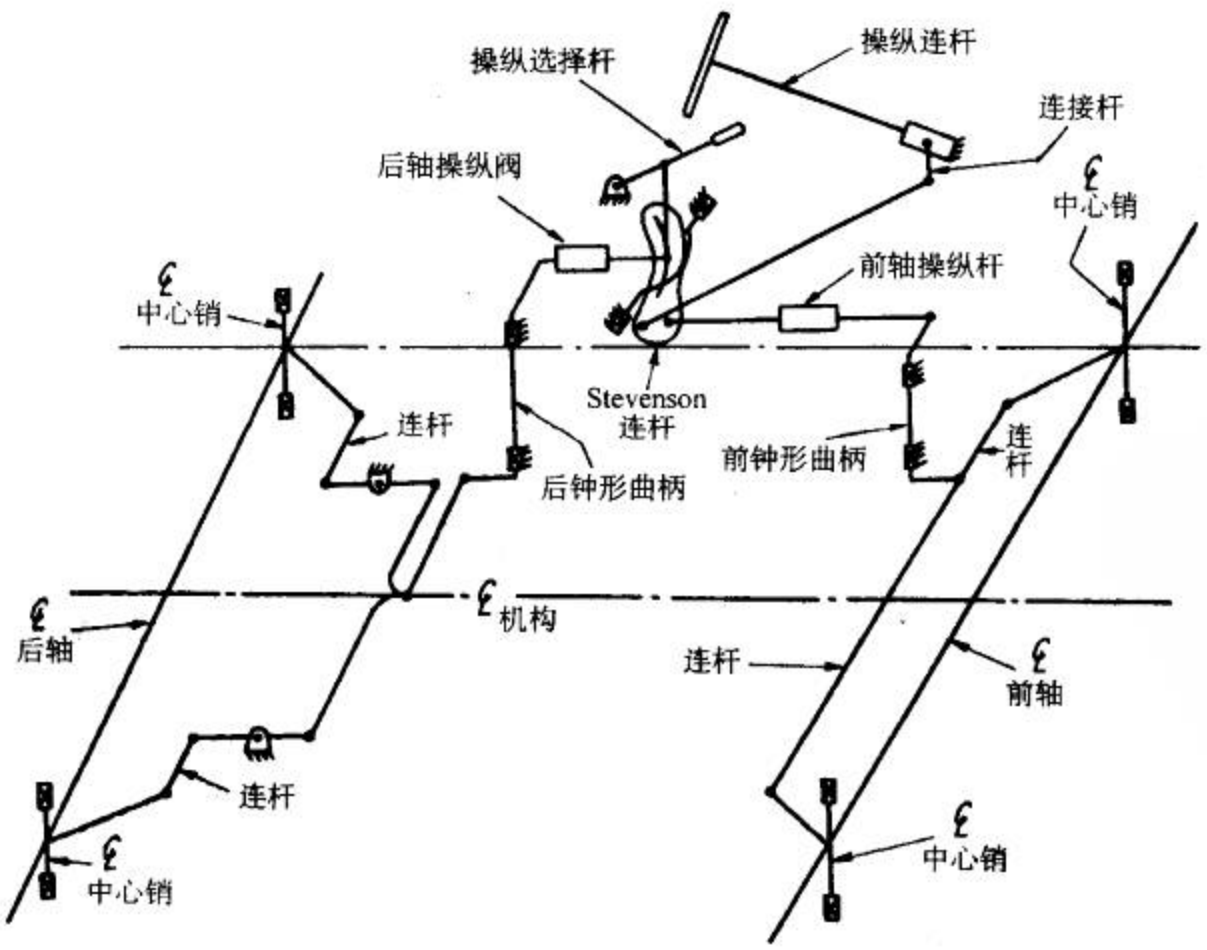


图 9.4-1 操纵示意图。

图 9.4-1 所示装置用于一个 300hp(223.7kW)柴油拖拉机，对制动器、离合器进行控制和操作的液压动力是通过一个驱动泵在 1200lb/in^2(8268kPa)下以 55gal/min(250.03L/min)进行传送的。这个系统被设计成以 15gal/min(68.19L/min)的流速供给操纵系统。为了实现同步，系统对每个轮子的驱动是机械式的，通常选择前轮、四轮或蟹爪式操纵悬挂机械装置。采用液压动力加强了人工操纵的作用。

9.5 气动的 15 个应用

吸力能进给、支撑、定位和提升零件，并且能使塑胶板成形，对气体取样，检验泄漏，搬运固体，并且分离气体和液体。压缩的空气能够搬运材料，能够喷雾并且搅动液体，加速热传递，支持燃烧，以及保护电缆。

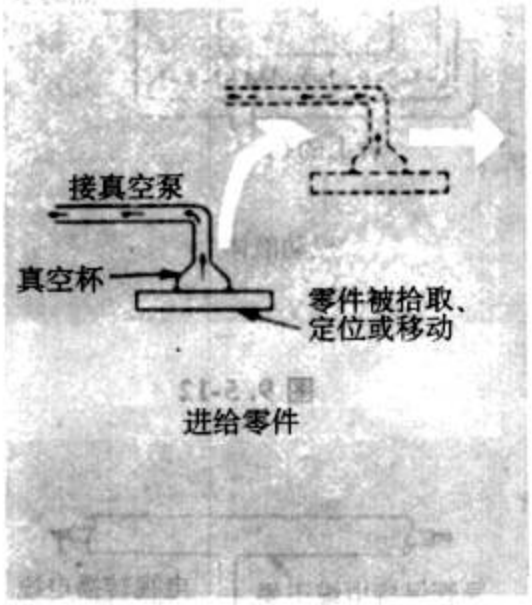


图 9.5-1



图 9.5-2

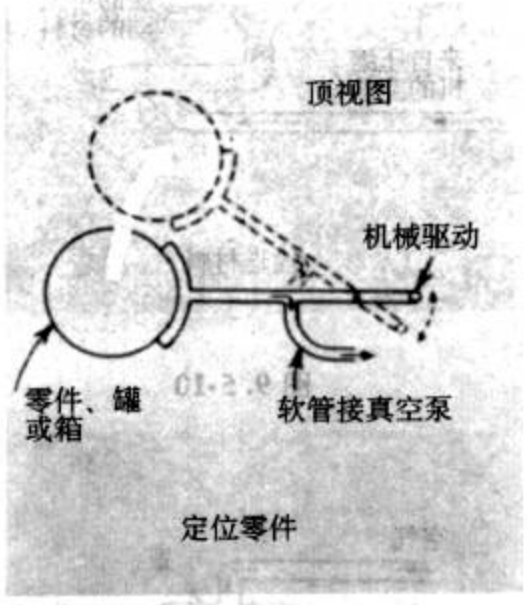


图 9.5-3

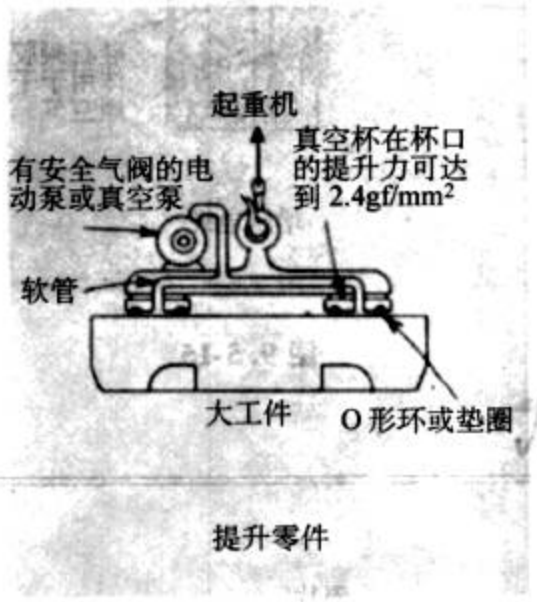


图 9.5-4

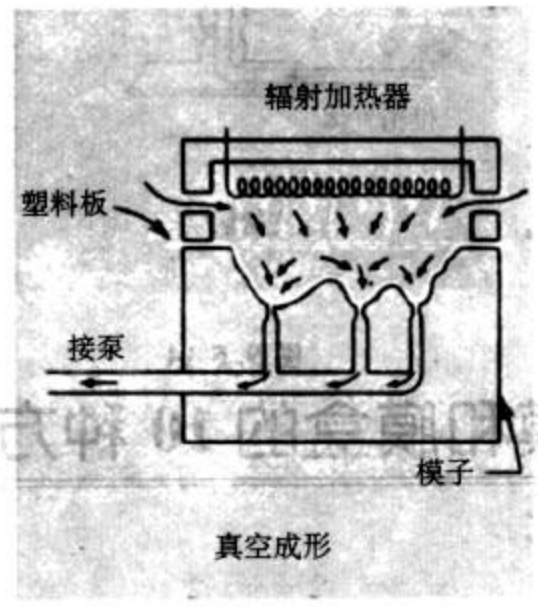


图 9.5-5

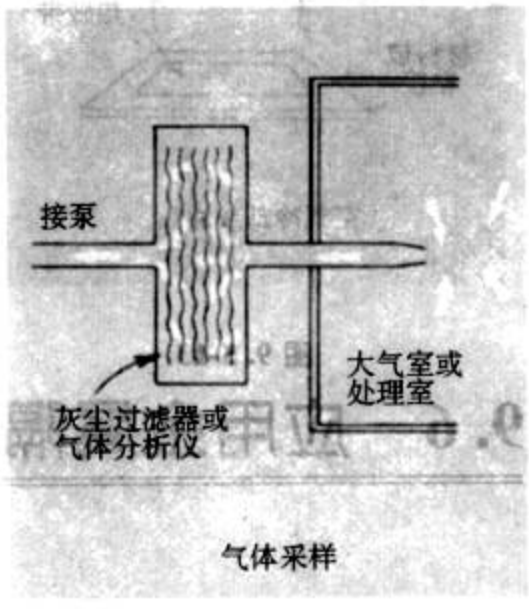


图 9.5-6

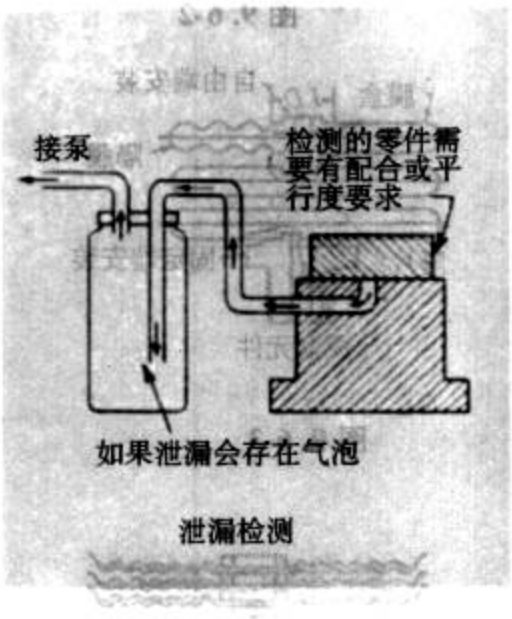


图 9.5-7

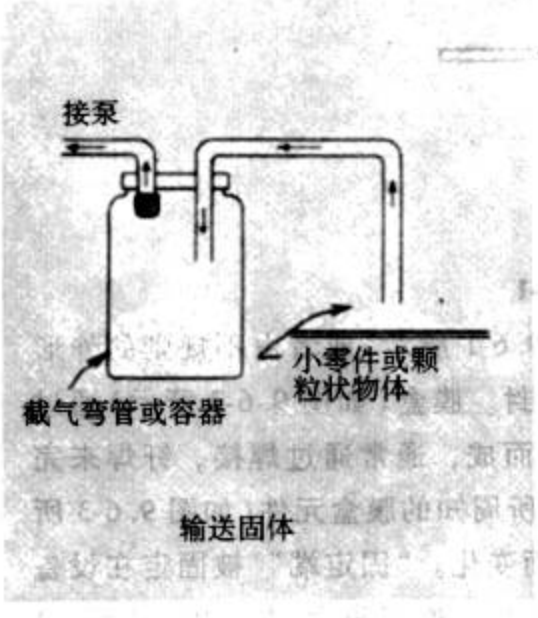


图 9.5-8



图 9.5-9

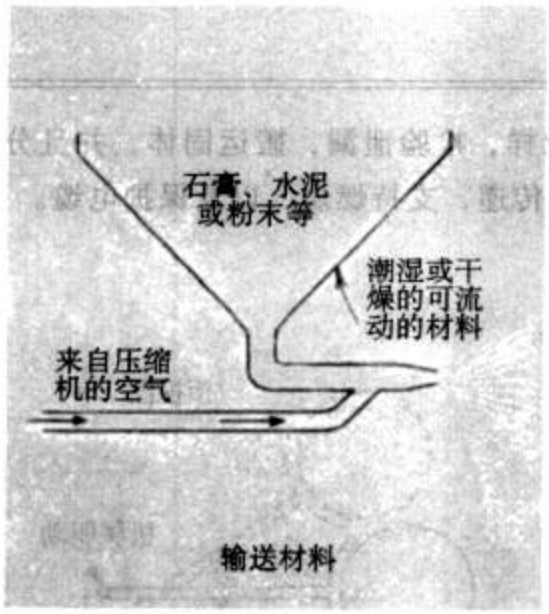


图 9.5-10

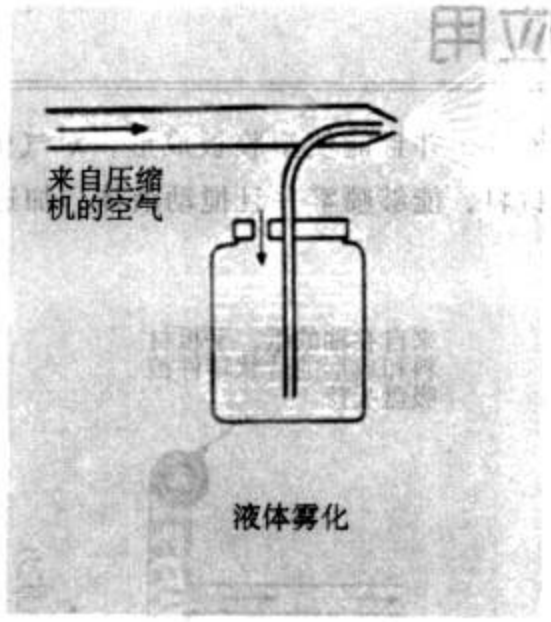


图 9.5-11

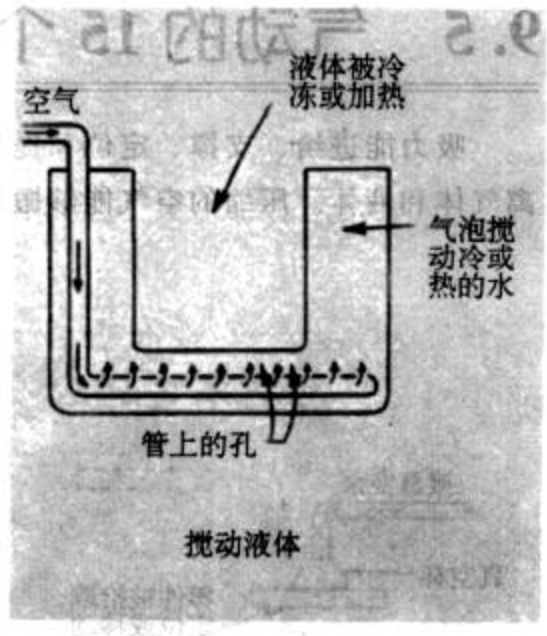


图 9.5-12

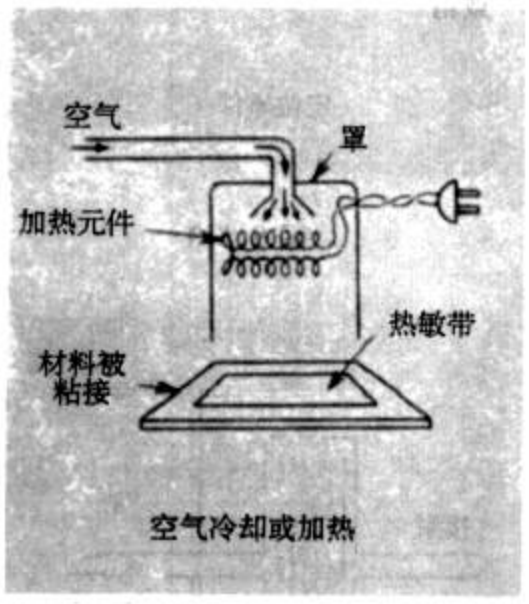


图 9.5-13

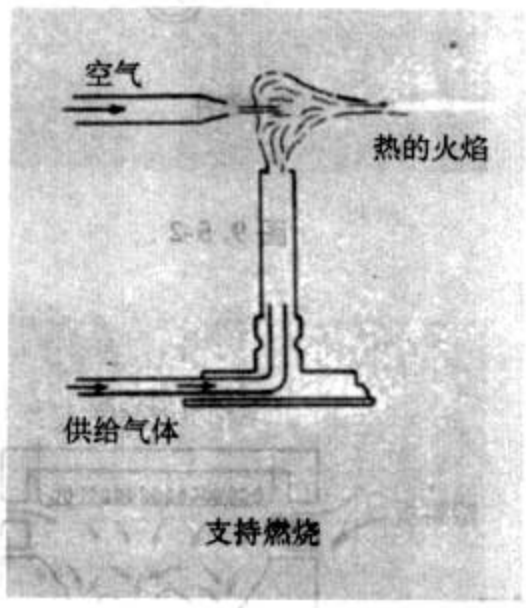


图 9.5-14

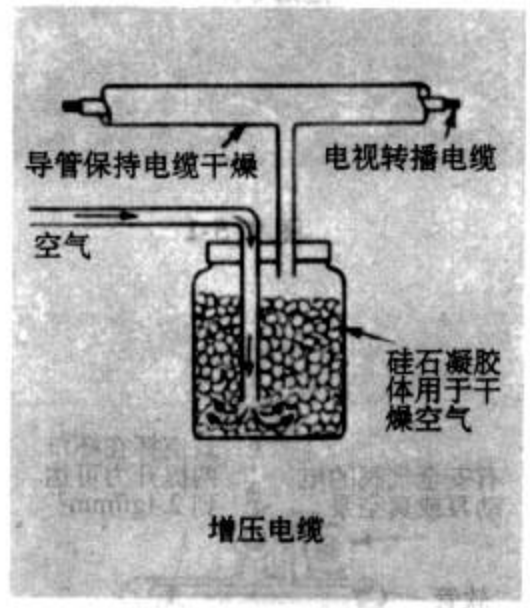


图 9.5-15

9.6 应用金属隔膜和膜盒的 10 种方式

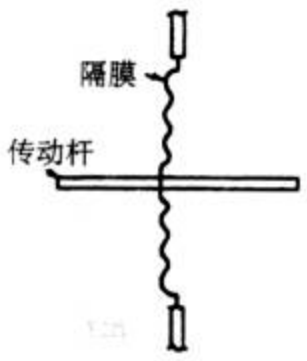


图 9.6-1

一个金属隔膜通常是波状的(如图 9.6-1 所示)或者由不规则的外形形成。它可以被用来为驱动杆作弹性密封。膜盒(如图 9.6-2 所示)通过把两个隔膜的外部边缘封闭在一起组合而成，通常通过焊接、钎焊来完成。两个或多个膜盒组合在一起即是众所周知的膜盒元件(如图 9.6-3 所示)。膜盒端部的装配将根据它的功能而变化。“固定端”被固定在设备上，“自由端”移动相关的零件和连杆机构。嵌套膜盒(如图9.6-4所示)需要比较少的空间，并且能够经受很大的外部压力而不会受到损坏。



图 9.6-2

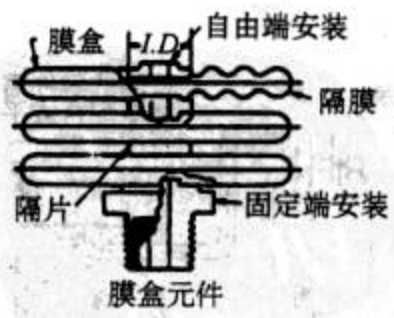


图 9.6-3



图 9.6-4

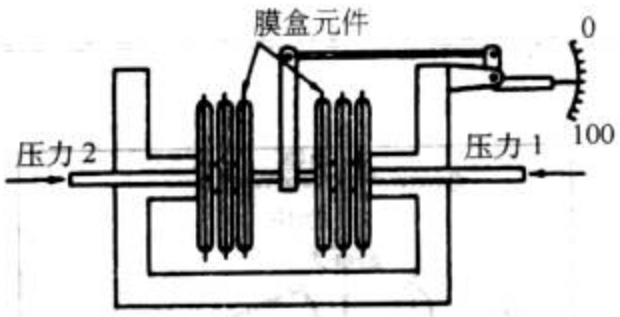


图 9.6-5　差动压力器(图 9.6-5)　有一对膜盒，也可以有一个或多个膜盒。多个膜盒类型的差动压力器可以在指示盘上显示更大的运动。在被作为压力测量装置来使用时，膜盒上的压力可以线性地增加，而波纹管则不行。任意膜盒施加的力等于隔膜的整个有效面积(大约是实际面积的 40%)乘上该面积上所受的压力。在出现迟滞现象或装置受阻之前，安全压力是可以作用在隔膜上的最大压力。

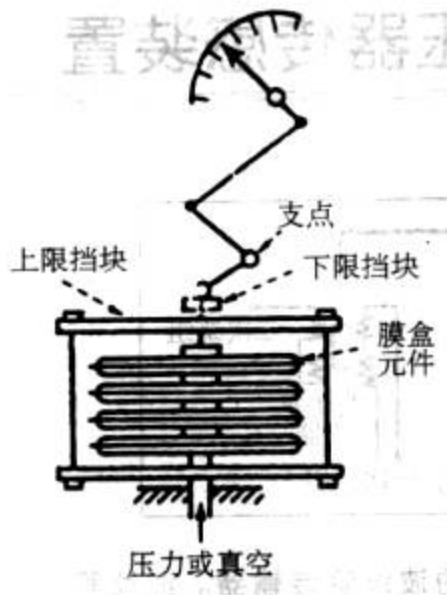


图 9.6-6　压力测量器(图 9.6-6)　有一个通过三连杆机构与刻度盘指示器相连的膜盒元件。这个测量器测量与大气压力相关的压力或真空。如果要求指示器的转角比三连杆机构所能提供的还要大，可以用扇形齿轮和齿轮装置来替换。

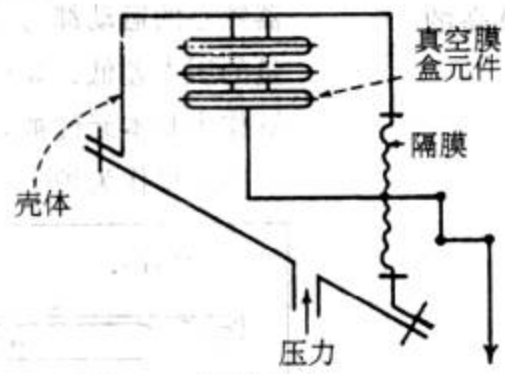


图 9.6-7

图 9.6-7　绝对压力测量器。有一个真空膜盒元件安装在一个只连接压力源的壳体里。隔膜允许来自膜盒的连杆运动通过一个封闭室传出。这个装置也可以通过与膜盒元件内部建立第二个压力连接而作为差动压力器使用。

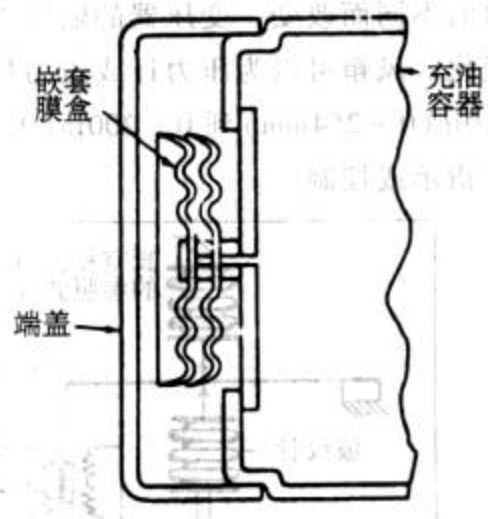


图 9.6-8　当膜盒嵌套时，用于充油系统的胀缩补偿器(图9.6-8)会占据很少的空间。在这一应用中，膜盒的一端打开并且与系统中的油相连接，而另一端是封闭的。膜盒的膨胀会防止由于热膨胀而使内部油压增加的危险。膜盒用端盖来保护。

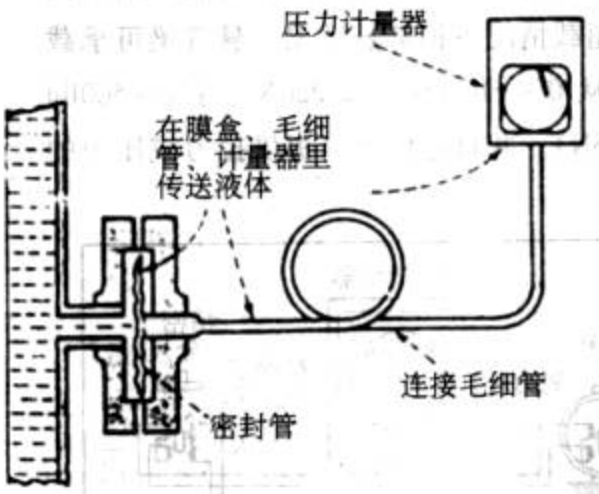


图 9.6-9　膜盒压力密封装置。像温度计系统一样工作，只是用压敏膜盒代替了温度计里的球状物。这个膜盒系统充满了硅油之类的液体，并且可以对周围环境和操作温度进行自动补偿。当受到的外部压力改变时，膜盒膨胀或收缩，直到内部的系统压力与膜盒周围的外部压力恰好达到平衡。

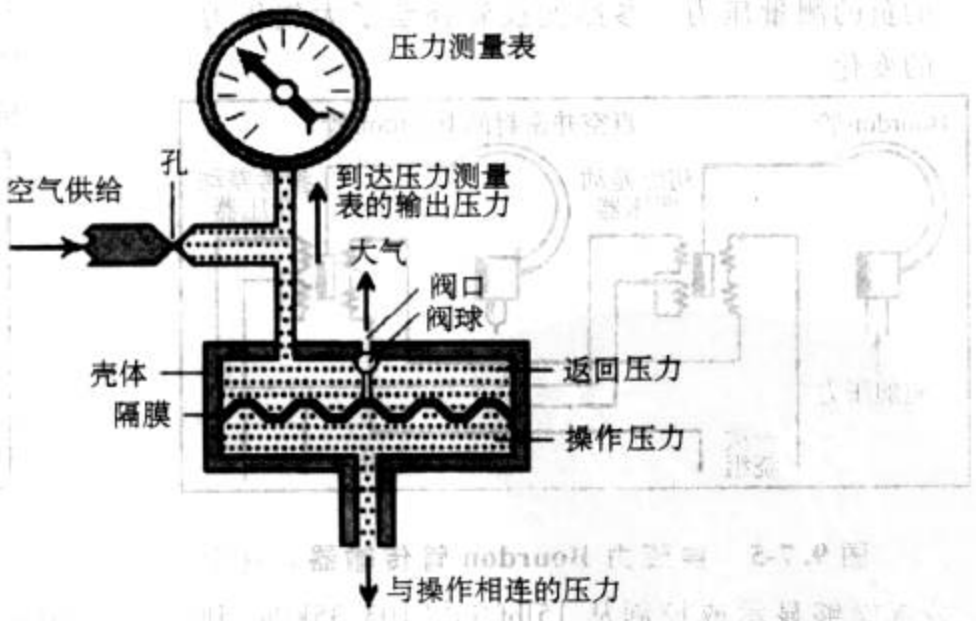


图 9.6-10　为了避免腐蚀物、胶粘物或整体轴承的固定轴承流体进入压力器，**力平衡密封装置**(图 9.6-10)像在图 9.6-9 中所示的装置一样解决了这个问题。控制隔膜一侧上的气压以便与隔膜另一侧上的压力到达完全的平衡。连接有压力器用来测量这个平衡压力。这个压力器上读出的压力总是与操作压力完全相等。

9.7 差动变压器传感装置

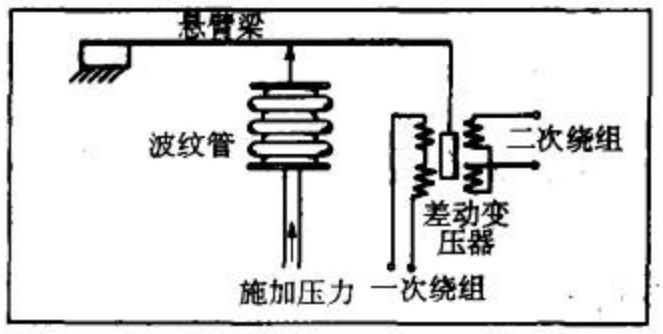


图 9.7-1 测量压力的波纹管传输器。波纹管与装有滚针轴承的悬臂梁相连接。悬臂梁的位置随压力的不同而改变，变压器的输出随悬臂梁的位置而变化。风箱可以为压力计或压力控制提供范围为 0 ~ 10in(0 ~ 254mm) 到 0 ~ 200in(0 ~ 5080mm) 高的水压指示或控制。

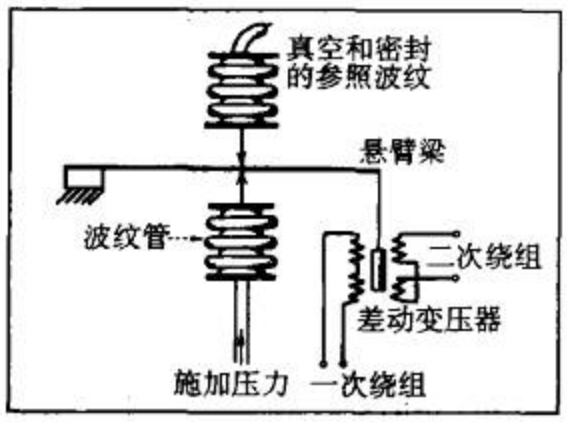


图 9.7-3 纯压力波纹管传输器。这个传输器除了增加了一个参照波纹管外，与差动隔膜传输器相似，这个波纹管被抽成真空并密封。它可以测量从 0 ~ 50mm 到 0 ~ 30in(762mm) 汞柱的负的测量压力。参照波纹管补偿了大气压力的变化。

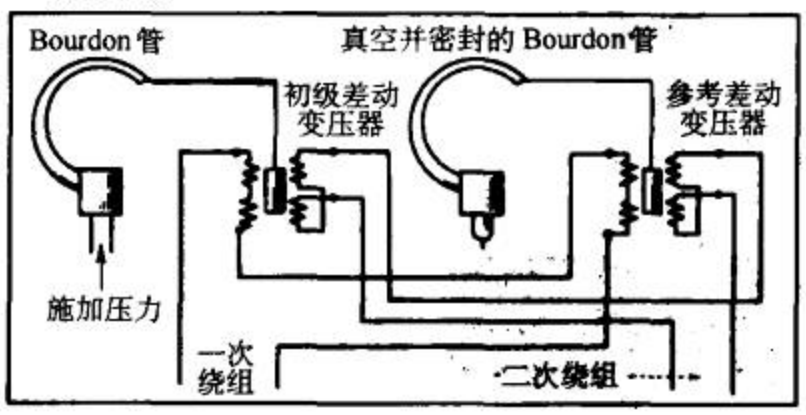


图 9.7-5 纯压力 Bourdon 管传输器。这个装置能够显示或控制从 15lbf/in² (103.35kPa) 到 10000lbf/in² (68900kPa) 的绝对压力，具体压力大小取决于管的额定值。参照管被抽成真空并且密封，而且通过改变参考差动变压器的输出来补偿大气压力的变化。输出信号由初级输出和参考差动变压器输出的代数和组成。

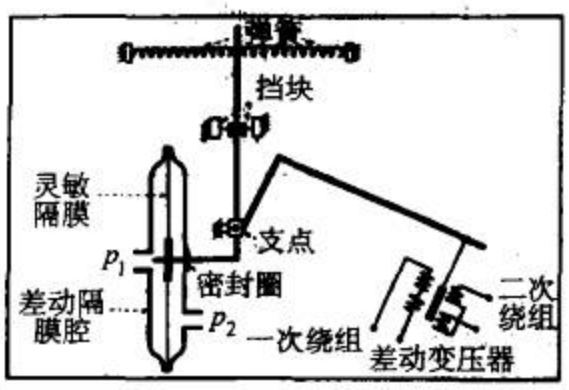


图 9.7-2 差动隔膜压力传输器。差动压力 p_1 和 p_2 作用在灵敏隔膜的相对的两边，并且使隔膜克服弹簧力移动。隔膜的移动、弹簧拉伸和变压器铁心的运动都与压力差成正比。这个装置可以测量的压力差低，如 0.005in(0.127mm) 的水压。它能够作为基本元件被安装在差动压力流量计上或在锅炉风箱里作为炉子的抽力调节器。

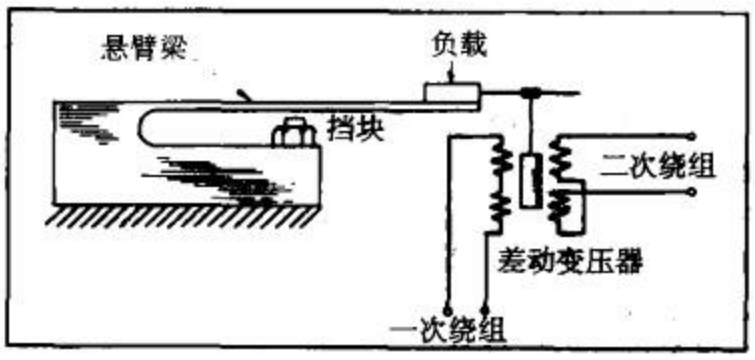


图 9.7-4 悬臂载荷元件。悬臂梁的弯曲和差动变压器铁心的移动与施加的负荷成正比。挡块避免在超载情况下损坏悬臂梁。悬臂梁可承载的范围是从 0 ~ 5lbf (0 ~ 22.226N) 到 0 ~ 500lbf (0 ~ 2222.6N)。并且它们可以提供拉力或压力的精确测量。

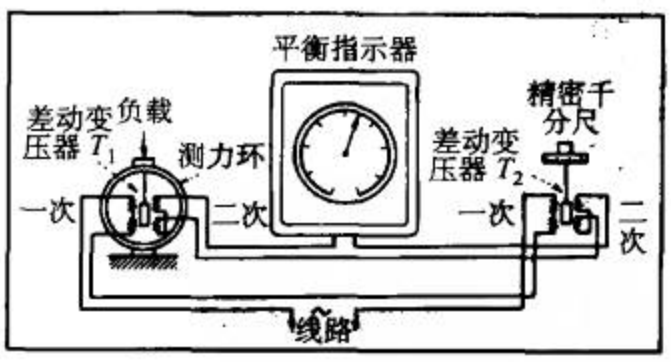


图 9.7-6 测力环。传输变压器的铁心 T_1 在线圈静止的时候被固定在测力环的顶端。测力环和变压器铁心的偏转与施加的负荷成正比。平衡变压器的信号 T_2 的输出与 T_1 的输出反向，因此在平衡点(即零点)，指示器的读数为零。当差动变压器的输出值是相等的并平衡的时候，平衡变压器的铁心被一个显示测力环偏转的校准千分尺驱动。

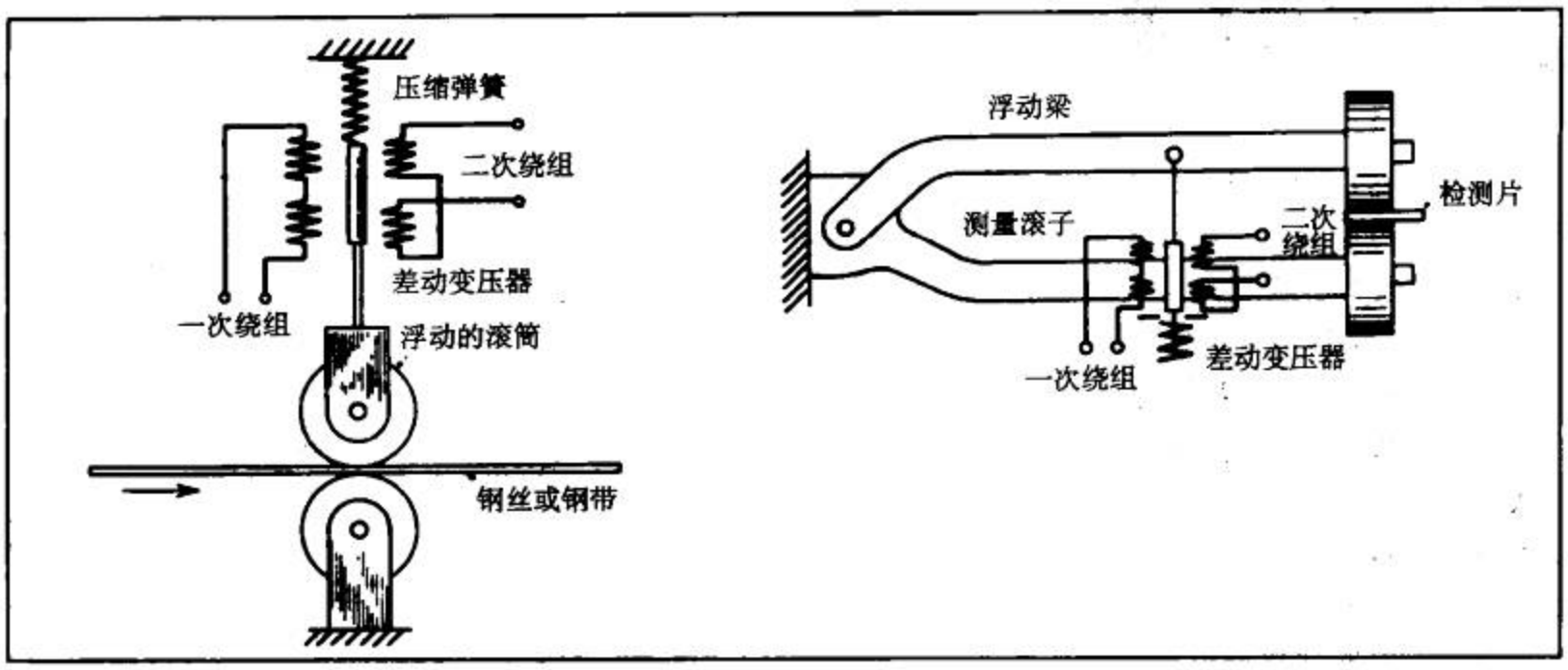


图 9.7-7　测量器和卡规装置。移动中的钢丝或钢带的厚度能够靠浮动的滚筒和变压器的铁心来测量。对于具有一定厚度的材料，将铁心设定在零点上，则变压器输出状态和大小将显示材料是否太厚或太薄以及错误的数量。信号可以被扩大用来操作控制器、记录器或指示器。图中右侧的装置在功能上可被当作一个生产用的卡规或精密的千分尺。如果将变压器的输入输出线圈接入测量指示器，它将成为一个方便的测量装置。

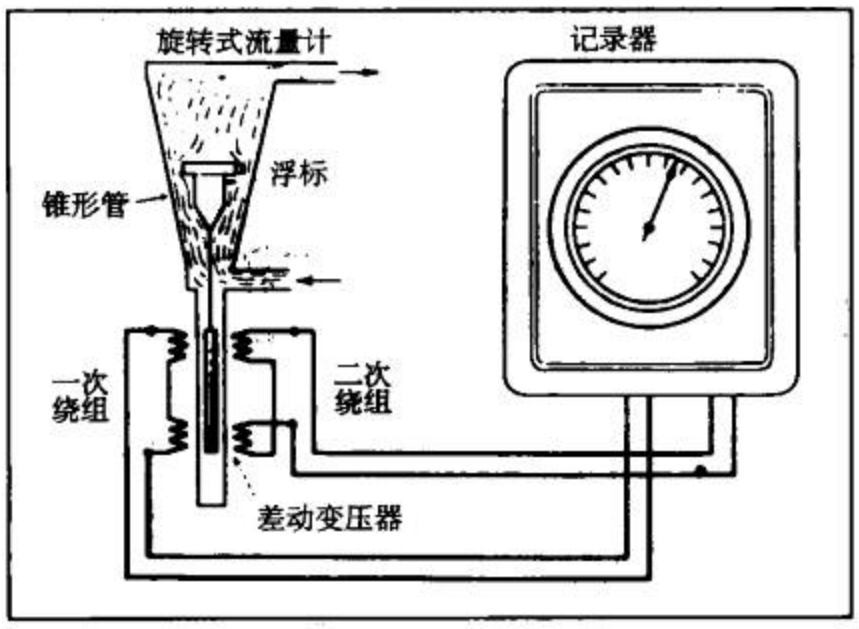


图 9.7-8　流量计。当在锥形管里的浮标上升或下降时，流动区域发生改变。高速流动导致浮标上升，而低速流动导致它下降。差动变压器铁心跟随浮标移动，并且产生一个进入平方根记录器的交流信号。安装有一个平方根记录仪的伺服机构可以用来读取直线图。变压器输出也能被放大，并被用来驱动一个流动调节阀，因此，流量计是流动控制器中的基本元件。通常，计量器的精度被控制在 2% 的范围内，但是它的流动范围受到限制。

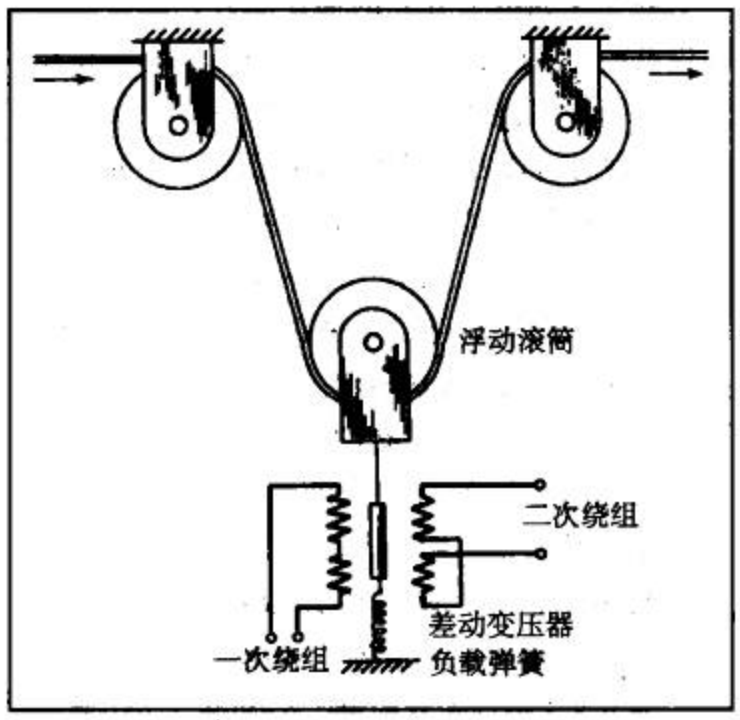


图 9.7-9　张力控制。弹簧力可以调整，所以当变压器铁心在它的零点时，可以在钢丝上保持适当的张力。变压器上被放大的输出值被传送到某种在钢丝上增加或减少张力的张力控制装置，这个输出值依赖于所采用的差动变压器信号的相位和大小。

9.8 高速计数器

电子计数器即时地计算电脉冲，并且给出累积脉冲的连续显示。因为输入的是电信号，所以通常都需要一个转换器把非电信号转换成计数器可用的输入信号。

使用图 9.8-1 中的计数器的预设功能，可在装置的计数范围内选择任何数字。一但计数器达到预先设定的数字，它可以打开或关闭继电器来控制一些操作。计数器可以自动地重置或停止。一个双计数器可以针对两个不同的计数进行顺序操作和连续控制。两组预定开关通常被安装在计数器前面的面板上，也可以被安装在一个远距离的位置。如果两个不同的数字被输入计数器，它将会交替地计算两个被检测到的数。也可以实现多个预先设定，但是费用比较高。

除了完成两个分开的操作之外，双重的预先设定能够控制速度，如图 9.8-1 所示。在高速金属剪切操作中，在第二个被预先设定的开关执行剪切之前，第一个被预先设定的开关可以按照给定的距离使材料减慢。然后两个开关都自动地重置并且再一次开始测量。相同的预先设定也可以用来交替地剪切材料并获得两个不同长度的材料。

适用于高速计数器的一种较好的测量形式是测量连续的材料，比如钢丝、绳子、纸、纺织品或钢。图 9.8-2 显示了一个绕线机的操作，在这个操作中计数器在达到预先设定的钢丝缠绕数后停止卷线机。

图 9.8-3 是计数器的第二个应用。当印刷完的杂志离开印刷机时，它们被计数。一个光电传感器感应杂志折叠边缘的阴影所形成的光和暗线的变化。达到预先设定的数值时，被计数器控制的刀具等量地分开杂志。

第三个应用是在机床控制中。一个被预先设定的计数器与传感器或脉冲发生器配对安装在进给机构中。例如，它可以将旋转丝杠的进给转换成位移，然后以脉冲形式进入计数器。0.129in(3.277mm)的进给在计数器里显示为 129。

当达到预先设定的数字时，计数器将停止，进给机构前进或后退。

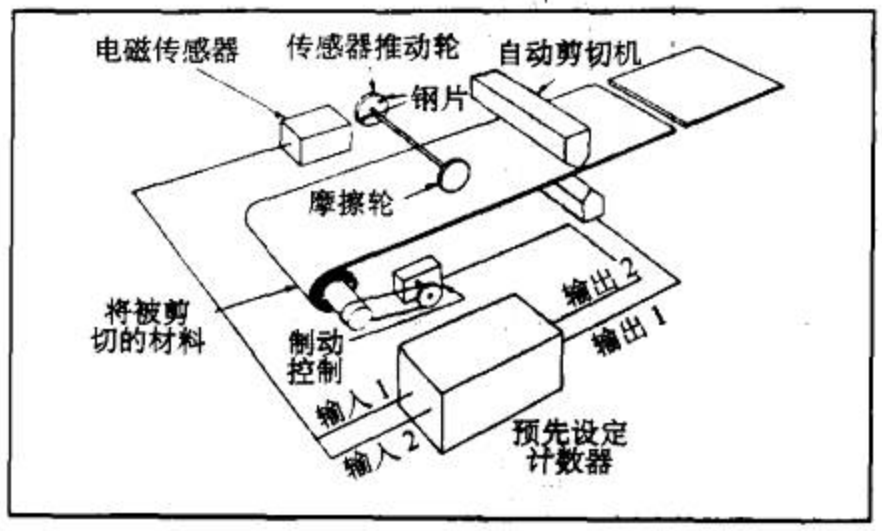


图 9.8-1 高速计数器上的**双重设定功能**可以控制高速的剪切操作。如果材料被切成 10ft(3048mm)的长度，并且电磁传感器的每一个脉冲代表 0.1ft(30.48mm)，操作者在第一个输入通道里预先输 100。第二个输入通道输入 90。当数到 90 个脉冲时，第二个通道使材料减慢。然后，当计数器的数值达到 100 时，第一个通道将驱动剪切的进行。两个通道瞬间进行重置并开始下一个循环。

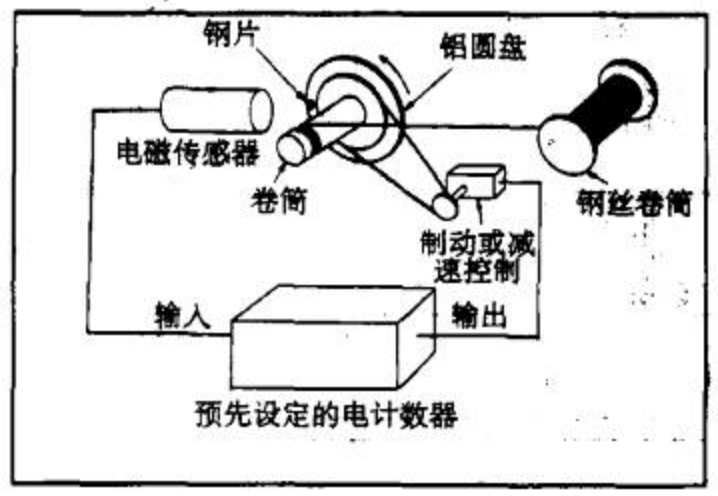


图 9.8-2 用来测量长度并具有电子计数功能的绕线机。

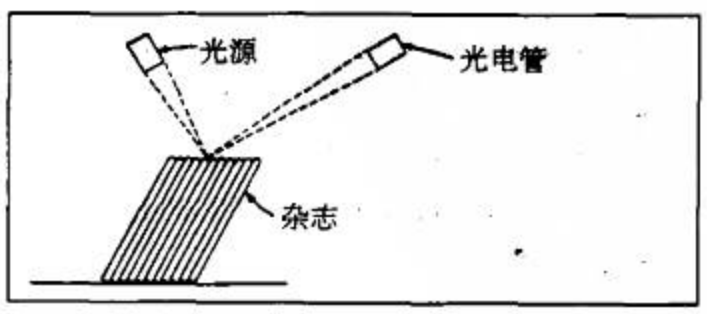


图 9.8-3 杂志计数器拥有一个可以记录杂志数的强烈聚焦的光电传感器。当杂志折叠边缘产生阴影时光电管可以感应变化的光和暗线。当达到预先设定的数值时，计数器控制刀具等量地分开杂志。

9.9 电动锤机构

和下面图中所显示的便携式电动锤一样，控制冲击力功能可应用在特殊的固定机械中。这类机构已经在振动机械、制钉机及其它特殊的机器中应用。在便携式电动锤中，它们能有效地进行钻、凿、挖、切削、夯实、铆接，以及需要既快速又集中打击的相似操作。示例中的击锤机构是通过弹簧、凸轮、磁力、空气和真空室，以及离心力来工作的。图中只显示了击锤机构。

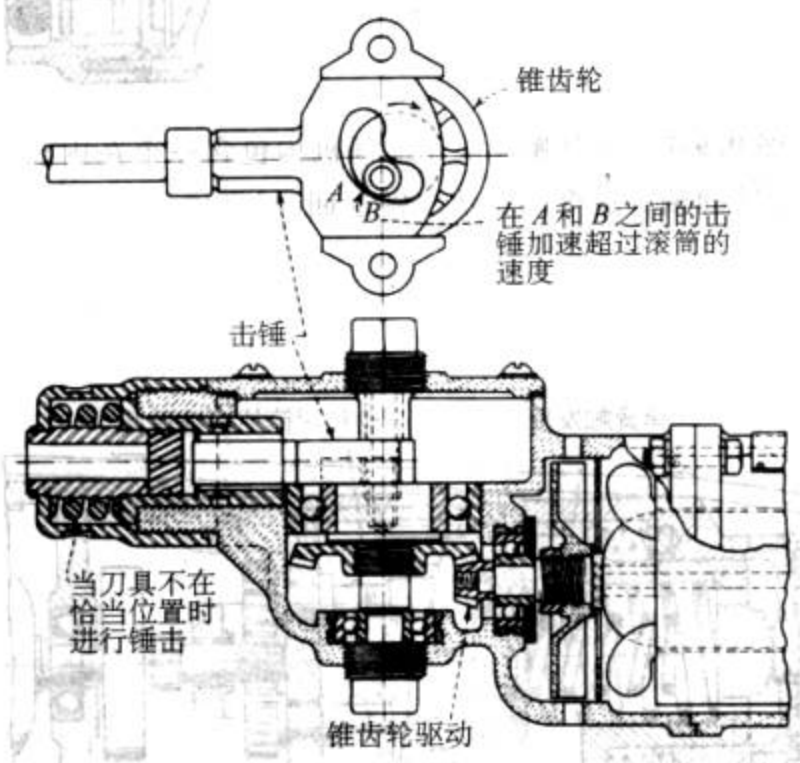


图 9.9-1 凸轮槽击锤的自由驱动是通过偏心螺栓滚筒与槽的 *A* 和 *B* 两点之间接触而产生的。这将促使击锤在回程之前立即加速超过滚筒的切向速度。

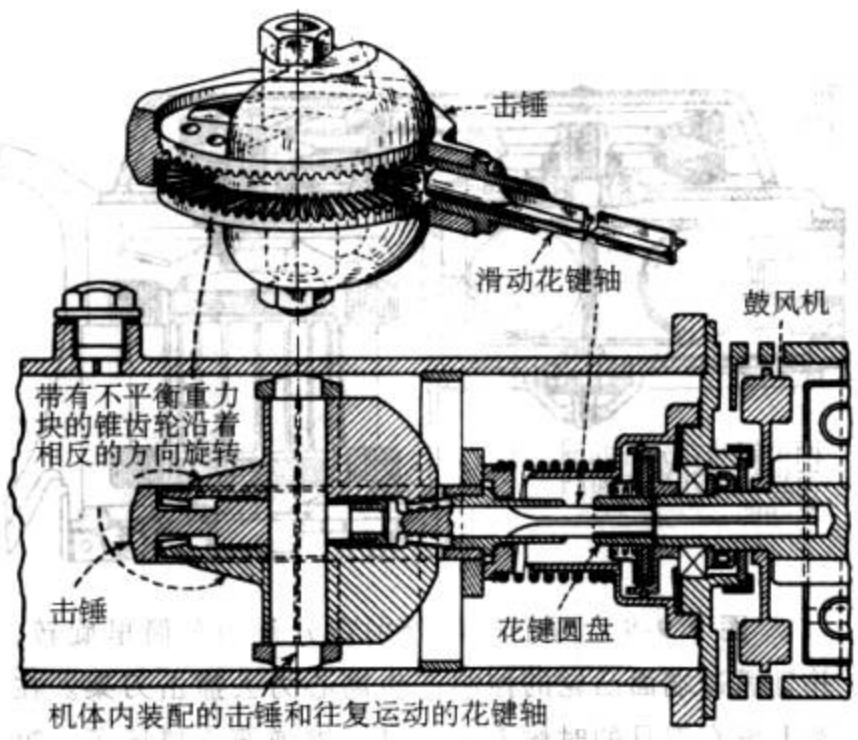


图 9.9-2 相反方向旋转的重力块的离心力使这个锤机构的击锤运动。通过一个滑动花键轴与动力保持连接。图中没有显示的导轨阻止了击锤的旋转。

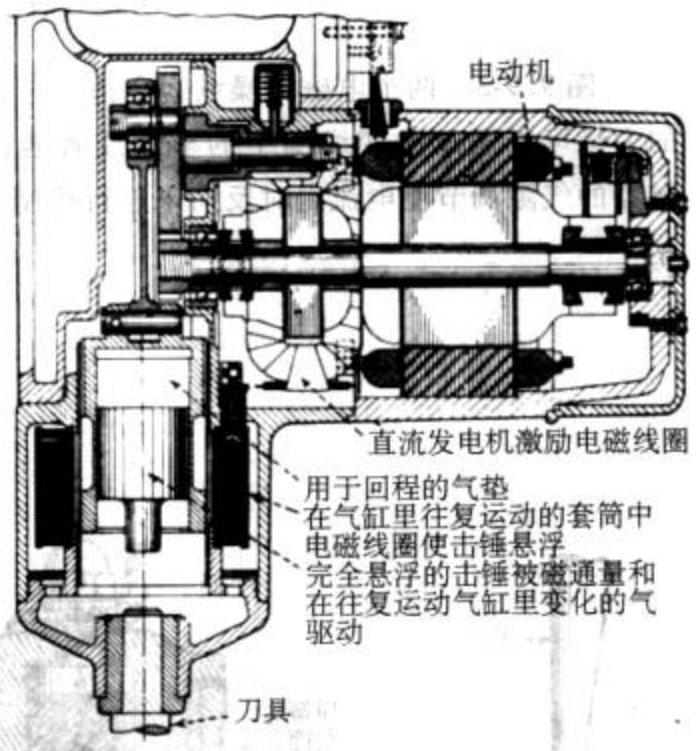


图 9.9-3 在这个锤机构中击锤与往复驱动机构没有机械的连接。

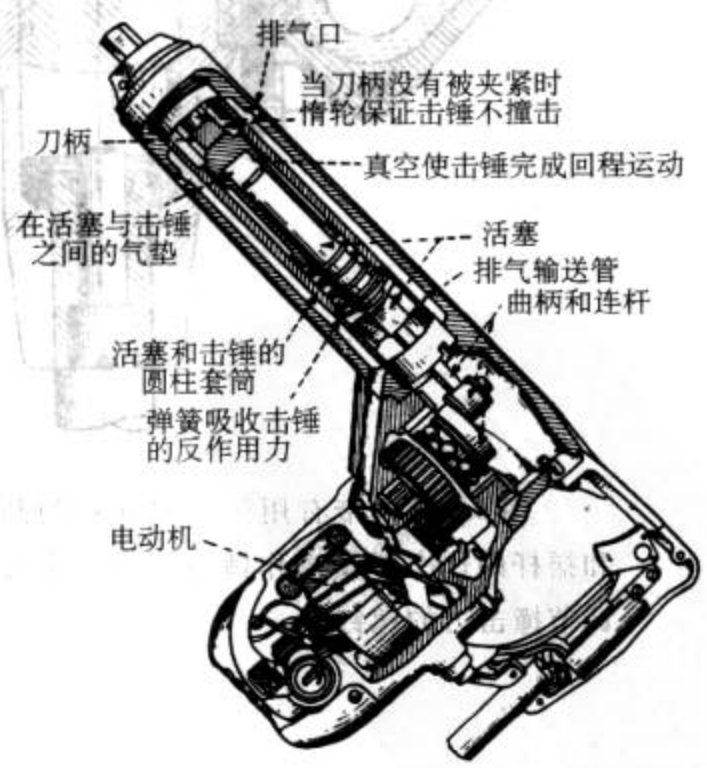


图 9.9-4 这个锤机构中包含一个由机械、气动和弹簧作用组成的组合体。

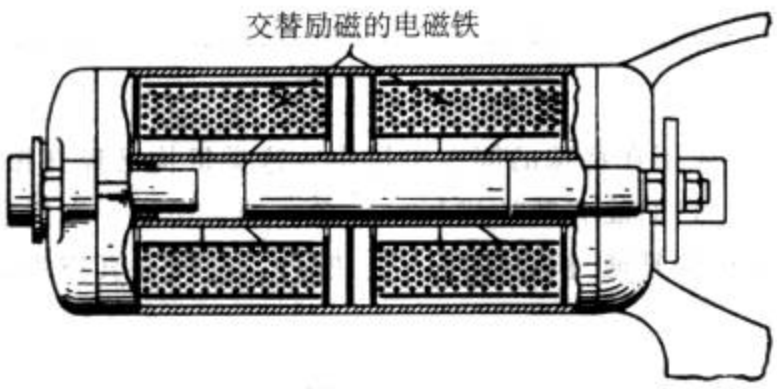


图 9.9-5 两个电磁石操纵这个锤子。打击的力量可以通过改变线圈中的电流或者通过接触器的气隙调节使电流定时反向来进行控制。

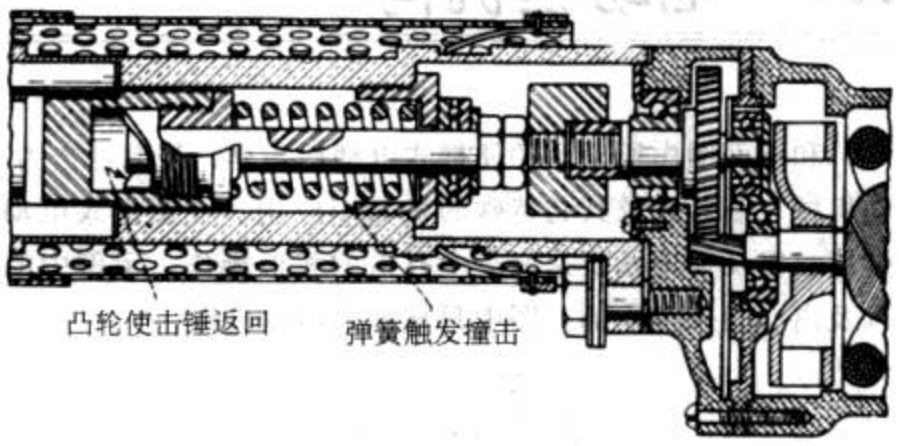


图 9.9-7 这个弹簧操作的锤机构包含一个在内凸轮上旋转的轴，这个凸轮使击锤返回。

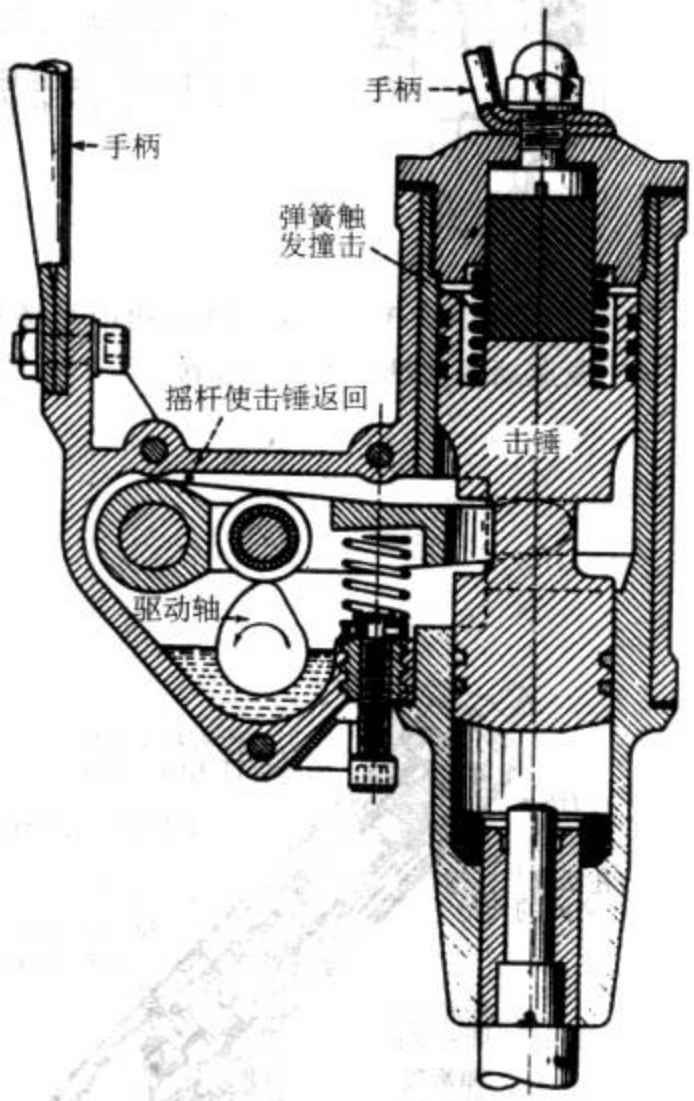


图 9.9-6 带有用于实现回程的凸轮和摇杆的这个弹簧操作锤机构有一个可以调节撞击力的螺钉。

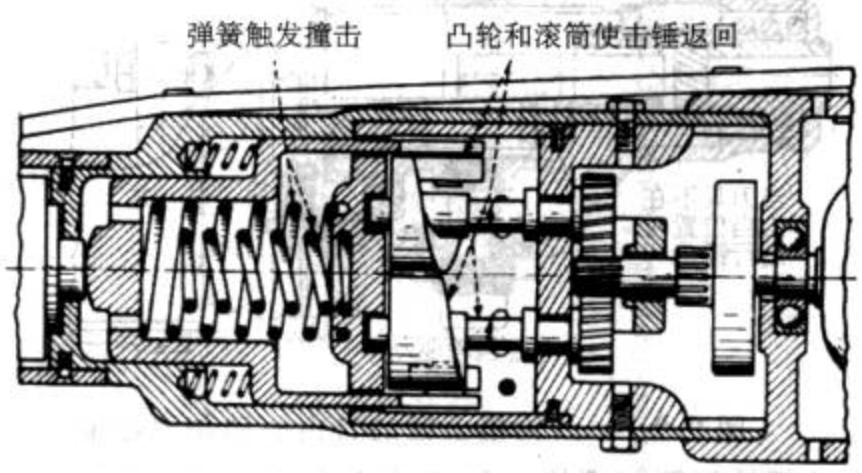


图 9.9-8 这个弹簧操作的锤机构有两个固定的旋转圆柱凸轮。它们借助于击锤套筒两侧的两个滚筒使击锤返回。辅助弹簧防止击锤撞击固定的圆柱体。这一机构中还包含有图中没有显示的旋转刀具。

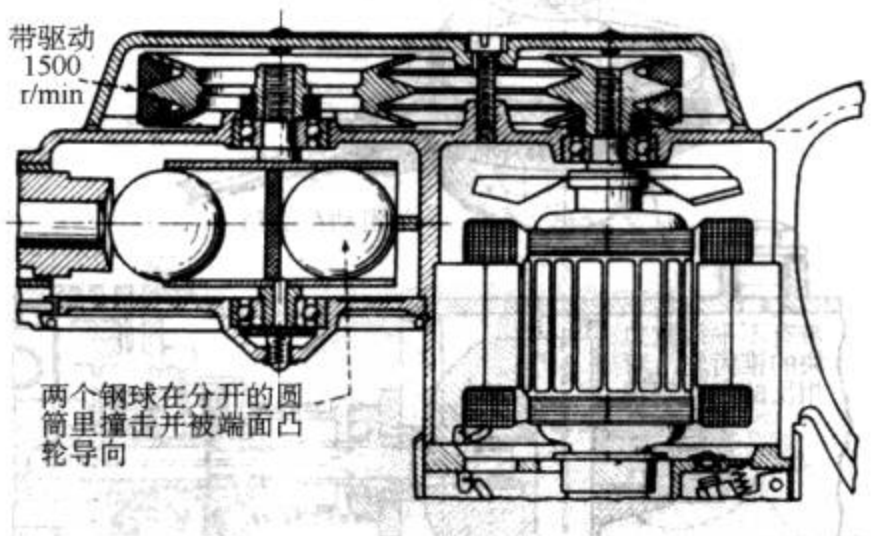


图 9.9-9 两个钢球分别在分开的圆筒里旋转，并且通过端面凸轮的控制产生离心力去撞击刀架。在架上没有刀具的时候卡圈通过压缩弹簧支撑锤子。第二个弹簧在电动机运转的时候使缓冲撞击，但是刀具没有被对准工件固定。

9.10 恒温机构

对于给定的温度，下列装置的灵敏度或偏差取决于所选择的粉状化合物和双金属零件的尺寸。灵敏度与长度平方值成正比，而与厚度成反比。对于给定温度发生变化时力的改变也取决于双金属的类型。然而，恒温片的许用工作载荷与宽度和厚度的平方成正比。因此，双金属零件的设计与灵敏度和工作载荷密切相关。

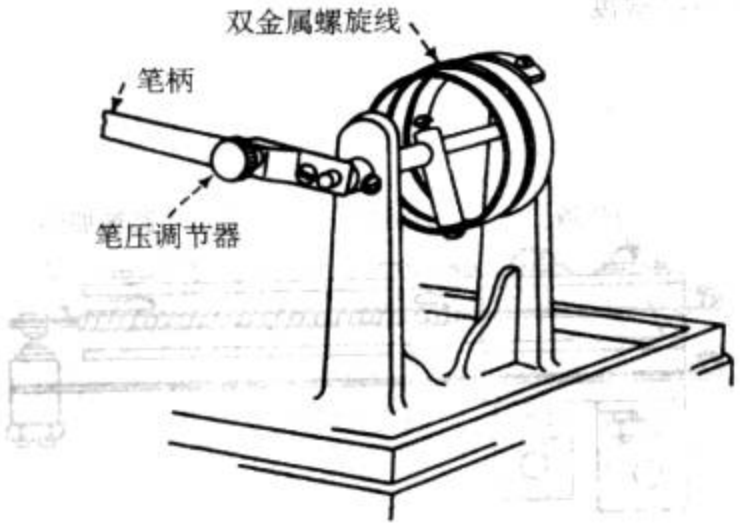


图 9.10-1 这个温度记录仪有一支被黄铜和不胀钢的双金属零件垂直移动通过回转图表的笔。为了获得灵敏度，钢笔的长距离的移动需要一个为了节省空间而被盘绕成螺旋线的双金属长条。虽然厚度大时需要增加长度来获得要求的灵敏度，但对于精度来说，应采用具有较大横截面的材料来保证刚度。

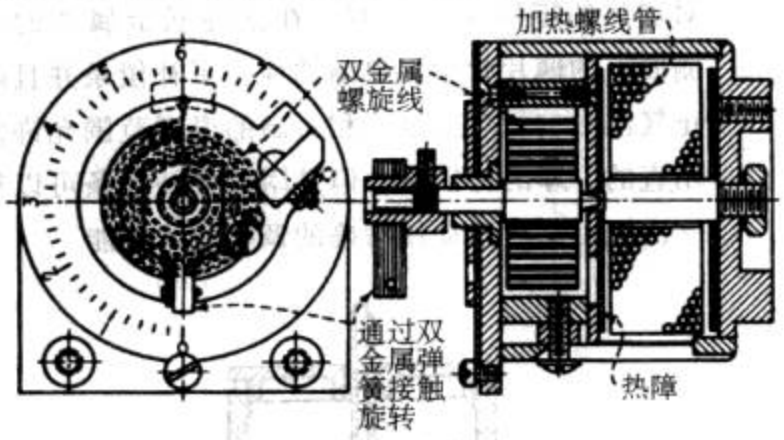


图 9.10-3 这个大型电动机的超载继电器，由在继电器里的加热螺线管传递电动机的电流。来自加热螺线管的热量提高了双金属螺旋线的温度，这个双金属螺旋线可以使带有电接触器的轴旋转。为了保持操作温度，它包含一个抗热的双金属螺旋线。为了使结构紧凑，它被卷成螺旋状。为了满足大偏差的需要，螺旋线是长而薄的，同时很大的宽度是为了提供所需要的接触压力。

在双金属螺旋线和加热螺线管之间的隔热垫使双金属螺旋线的温度上升，并且接近电动机不断增加的温度。因此，短暂的超载不会产生足够的热来闭合接触器。然而，持续的超载将及时使双金属螺旋线推动接触臂绕着可调节的固定接触器旋转，这将导致继电器关闭电动机。

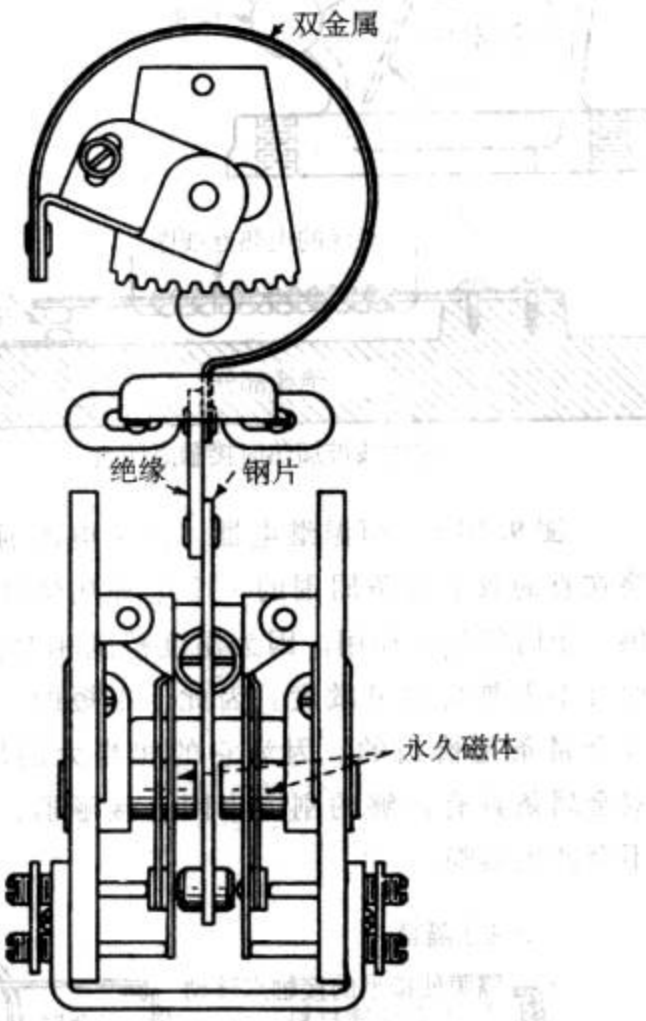


图 9.10-2 夏天和冬天的室温均可在很大的范围内被这个温度计里的一个单独的、黄铜和不胀钢制成的大直径线圈所控制。为了避免震颤，一个小的永久磁体被安装在钢接触片的两侧上。磁力吸引钢片产生一个快速接触，而且吸引力与它们之间距离的平方成反比。

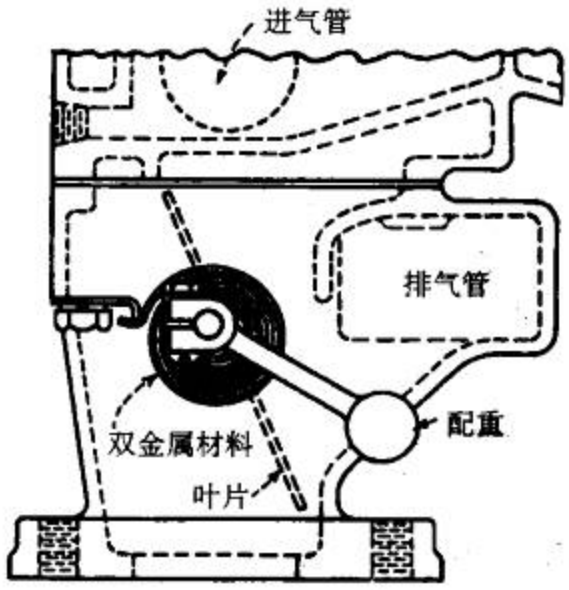


图 9.10-4 汽化器控制。当发动机冷却的时候，在“热点”排气管中的一个叶片靠一个克服配重重力的双金属弹簧来保持打开状态。当恒温螺旋线被外面的空气或来自散热器的暖气流加热时，弹簧向上盘绕并且靠配重关闭叶片。因为不需很高的精度，因此可用薄的、较长长度的并且有弹性的横截面材料来提供所需要的灵敏度。

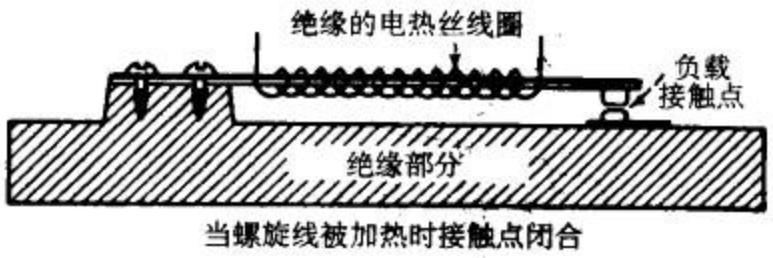


图 9.10-5 恒温继电器。恒定电流通过环绕在直的双金属条周围的一个电加热螺线管提供一个时间延迟作用。因为温度范围相对很大，而且不需要高的灵敏度。因此，用短的、直的双金属条是恰当的。因为它的相当大的厚度，双金属条具有足够的刚度来闭合接触器，而且不会产生震颤。

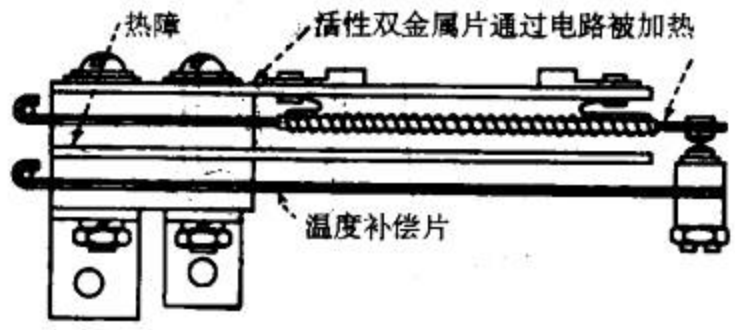


图 9.10-6 这个在时间延迟继电器里的双金属零件保护了水银整流器。只有当灯丝有时间达到它的正常操作温度之后，这个继电器闭合水银管的电压电路。为了消除由于室温改变而对接触缝隙(因此导致时间间隔)在长度上的影响，静止的接触器由第二个双金属片来带动，对加热的零件同样类似。在活性双金属片的两侧面上的薄片状塑料热障的保护了补偿条并且阻止气流影响加热速度。相对高的温度范围允许使用直的、厚的补偿条，但是附加的补偿条可以靠一次短距离的移动使精确的调整成为可能。

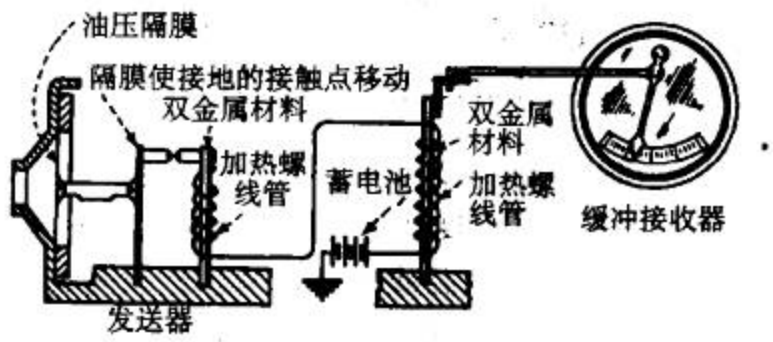


图 9.10-7 油压、发动机温度和汽油油位都被电子显示在汽车带有仪表板的仪器上，这个仪器的双金属零件既是发送器又是接收器。在发送器上的接地接触器通过加热器周围的两个相似的双金属条来接通一个电路。因为相同的电流流过两个双金属零件的周围，所以它们的偏转是相同的。但是加热的时候，发送器零件将会弯曲远离接地接触器，直到电路在冷却时被中断，双金属元件再一次产生接触，使循环继续。这使得双金属零件跟随接地接触器运动。对于油压计量器，接地接触器被安装到一个隔膜上；对于温度指示器，接触器由另一个恒温双金属条携带；在汽油油位装置中，接触器被一个在旋转轴上的凸轮改变，这个轴浮动旋转。在接收双金属零件上的偏转通过一个连杆机构被放大，这个连杆机构操纵接收装置刻度上的指针。因为只需要小的偏转，所以双金属零件可以是短的、硬的条。

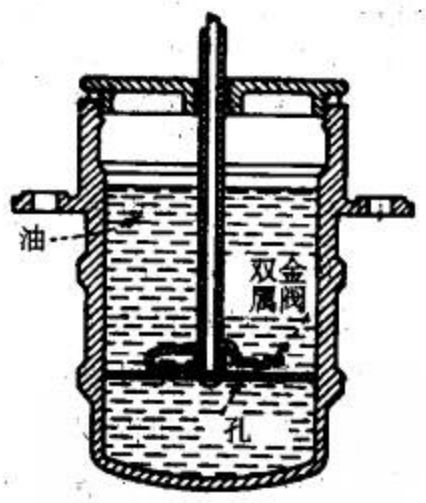


图 9.10-8 大容量的油阻尼器里有一个恒温控制来补偿由温度引起的油粘度改变。柱塞里的一个矩形孔被在双金属零件上的一个凸形钢盖覆盖。随着油温度的减少，油的粘度增加，易增加阻尼效应。但是双金属零件向上偏斜，扩大的孔足以保持阻尼力恒定。宽的双金属条提供足够的刚度，以使孔不会被流动油的力所改变。

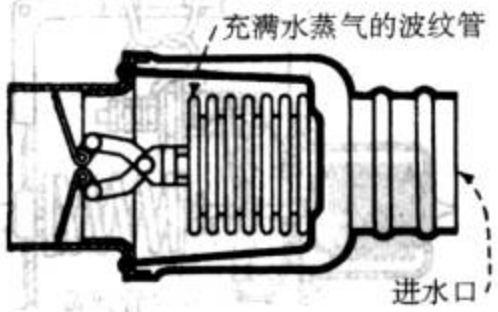


图 9.10-9 汽车冷却水的温度是通过温度调节装置里的独立波纹管控制的。像散热器里的空气阀一样，波纹管自身的温度也应该被控制。当水温增加到大约 140℉(60℃)时，阀开始打开。在大约 180℉(82.2℃)时，允许自由流动。在两温度中间时，阀的打开程度与温度成正比。

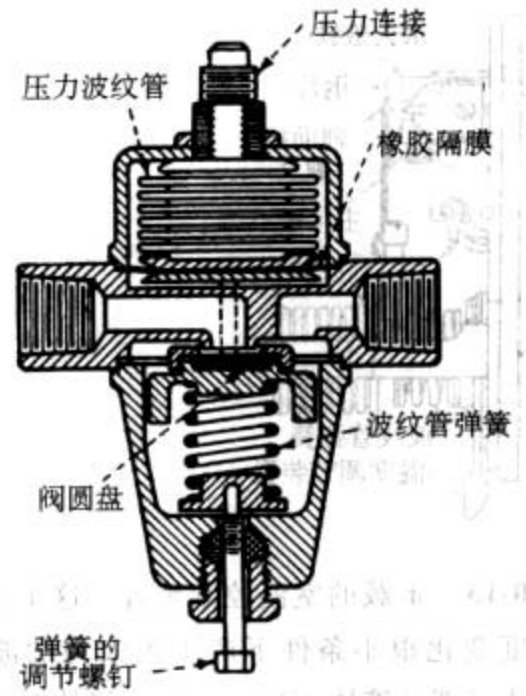


图 9.10-10 用于制冷设备的一个节流循环水控制阀的打开程度会随着波纹管上压力的变化而改变。这个阀控制冷却水流过凝结器的流动速度。当温度和压力增加时需要大量的水。凝结器的压力通过一个管被传送到阀的波纹管，借此调节冷却水的流动。青铜波纹管靠橡皮隔膜保护起来，以避免和水发生接触。

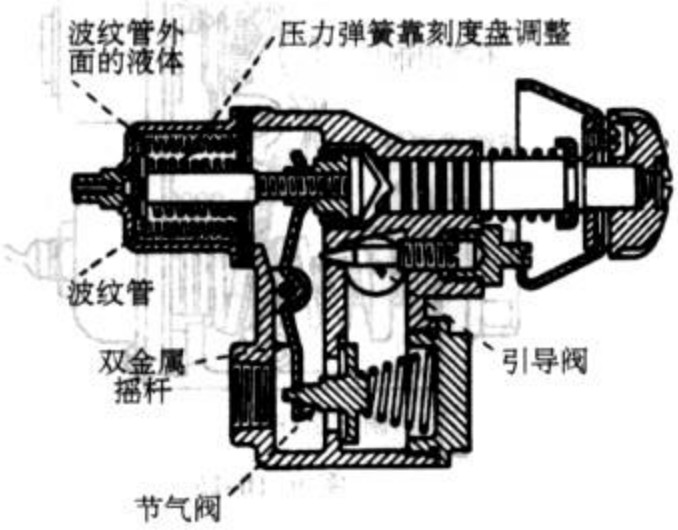


图 9.10-11 自动气控有一个密封的恒温装置，这个恒温装置由球管、毛细管和波纹管组成。因为食物通常被放置在球管附近，一种无毒的液体，氯化联苯被放在液体膨胀系统中。液体也是非可燃的并且对磷青铜波纹管没有腐蚀作用。将液体放到波纹管的外面而不是放在波纹管的内部，这时在正常温度下，当波纹管在杯子底部时工作压力是最大的。在提高的工作温度下，液体的膨胀压缩波纹管来克服拉伸弹簧的作用。这些将依次由旋钮来调整。由周围温度变化所引起的刻度的改变由适合于高温的双金属摇杆进行适当的补偿。

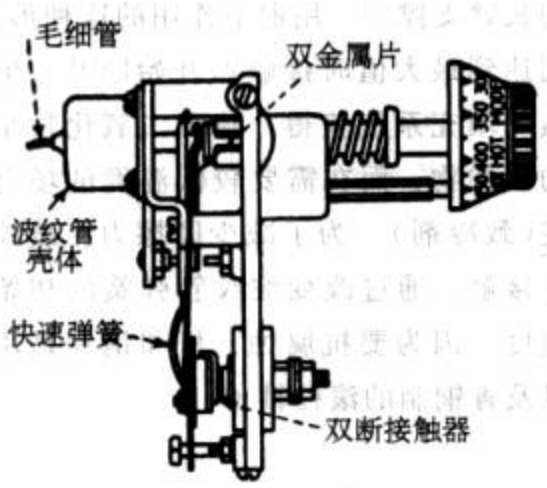


图 9.10-12 对于电灶，这个恒温装置有和气控一样的波纹管元件。但是，恒温装置通过快速弹簧的作用打开和闭合接触器，从而代替了节流作用。为了使快速弹簧的作用获得充足的力，控制在开和闭位置之间需要有不同的温度。对于从室温到 550℉(287.8℃)的控制范围，这个装置的偏差是 ±10℉(±12.2℃)，控制范围较小时，偏差按比例减小。快速作用弹簧开关是用铍铜制成的，使它具有高的强度，它比磷青铜制弹簧控制开关能获得更好的快速作用并且具有更长的寿命。由于它的抗腐蚀性，铍铜片不要求保护措施。

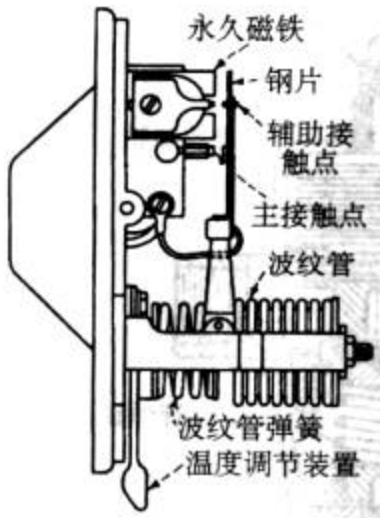


图 9.10-13 重载的室温控制装置。这个恒温装置有一个在温度变化很小条件下产生很大力的波纹管机构。波纹管装了部分液体丁烷。室温下气体对于很小的温度偏差表现出很大的蒸气压力变化。当波纹管冷却的时候，靠小的永久磁铁获得电接触弹簧的快速作用，这个磁铁拖动钢片进入固定接触点。因为固定接触，装置在无电感装载时的限定值是20A。为了避免震颤或者是在迅速的磁铁的闭合作用下的冲击产生的反弹，在轻的弹簧片上有个小的辅助接触点。通过波纹管产生较大的力，只有2℉(-16.67℃)的温度偏差。

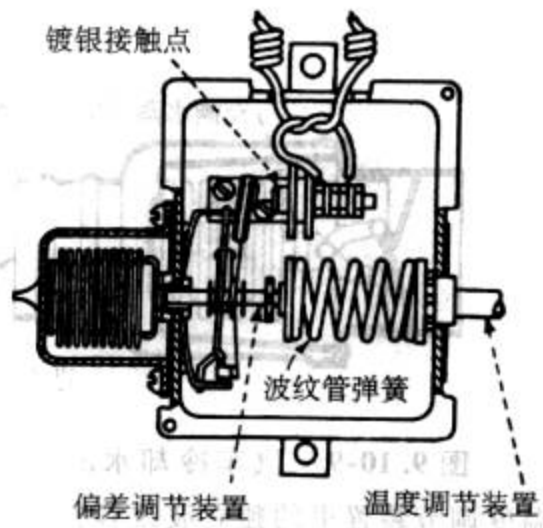
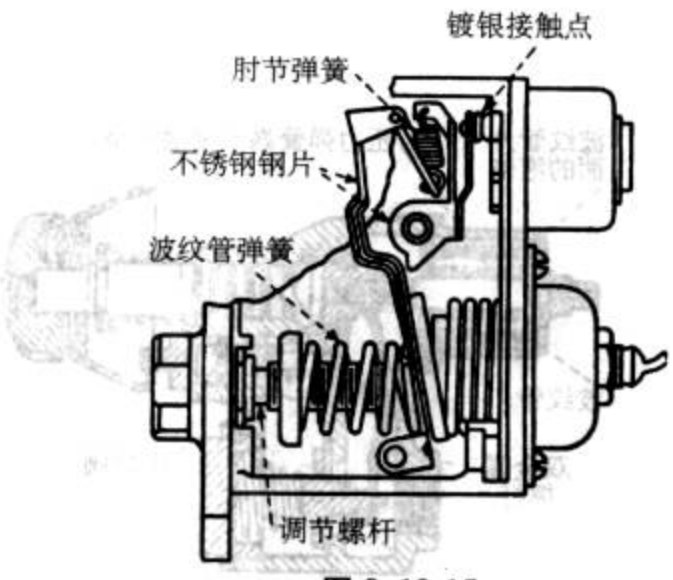


图 9.10-14 这个冰箱控制装置中的快速作用是从一个弯如弓形的片弹簧获得的。当波纹管推动弹簧运动的时候，拉伸弹簧末端的镀银接触点快速的打开或闭合。借助于这个弹簧的快速作用，接触点能够控制一个不需要辅助继电器的、1.5hp(1118.55W)大的交流电动机。温度偏差藉由经过接触弹簧的波纹管轴上的两个卡圈之间间隔的改变被调整。因为需要结冰的温度，波纹管系统加入了部分丁烷。

图 9.10-15 在这个冰箱控制装置中，必要的快速弹簧作用是通过肘节弹簧获得的，这个肘节弹簧是由波纹管推动的长臂支撑的。用肘节作用的这种形式，接触点压力瞬间达到最大值时接触点开始断开。恒温作用通过一个蒸气填充系统获得。硫磺二氧化物是一般的冷却应用的填加物，而在需要较低温度的场合则需要填加氯甲烷(致冷剂)。为了减少摩擦力，波纹管与波纹管杯是点接触。通过改变波纹管弹簧的初始压缩来调整操作温度。因为要抗腐蚀，杆和钢片是用不锈钢制成的，以及青铜制的滚柱轴承。



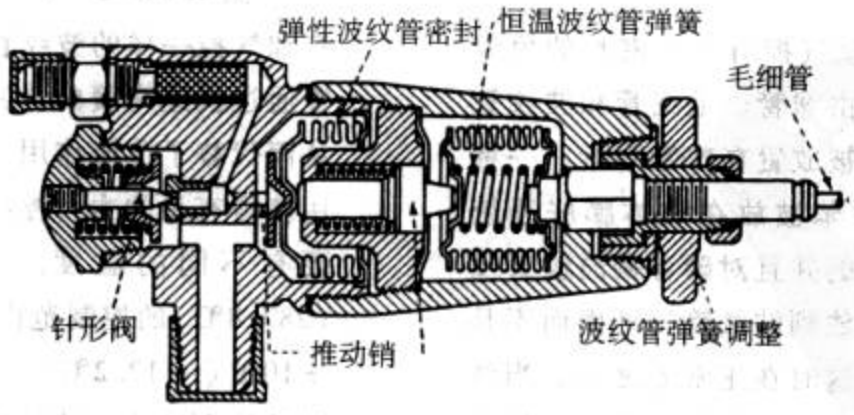


图 9.10-16 恒温膨胀阀里的两个波纹管元件控制一个大的冷却系统。一个活动的动力波纹管元件由一个安装到蒸发器输出线上的球状物内的蒸气压力来控制。第二个波纹管用在气阀里作为弹性的不漏气密封圈来使用。不锈钢弹簧使阀关闭直到来自恒温波纹管的压力通过一个推动销被传送，阀才打开。

9.11 温度调节机构

温度调节器的作用是开、关作用或者是节流。过程的特性将决定应该使用哪一种。在每种应用中，调节器的选择受到精度要求、空间限制、简易性以及费用的影响。

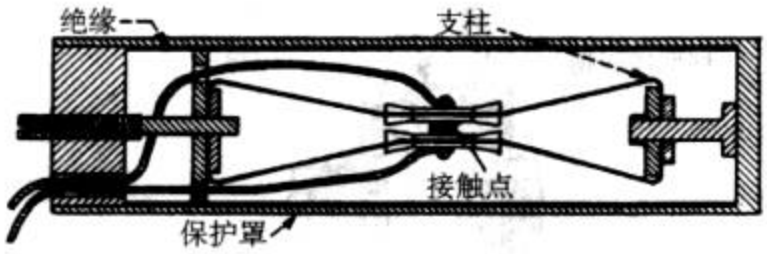


图 9.11-1 双金属传感器是简单、紧凑和精密的。安装在低膨胀支柱上的接触点实现了缓慢的闭开作用。保护罩随着温度变化缩小或膨胀，从而打开或关闭控制一个加热或冷却单元的电路。它是可调的并且抗冲击和振动。它的温度范围是从 100℉（37.78℃）到 1500℉（815.56℃），并且它的温度响应变化少于 0.5℉（-17.5℃）。

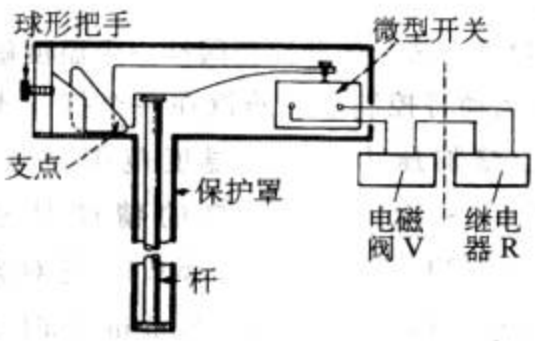


图 9.11-3 这个双金属单元有一个低膨胀系数的杆和一个高膨胀系数的保护罩。微型开关给电子控制电路一个快速作用。这个电流足以来直接操作一个电磁阀或继电器。设置点通过一个移动杆支点的球形把手来调节。它的范围从 -20℉（-28.9℃）到 175℉（79.4℃），并且它的精度是从 0.25℉（-17.6℃）到 0.50℉（-17.5℃）。

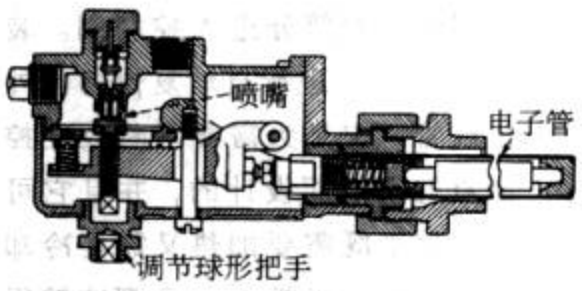


图 9.11-4 这是一个双金属驱动、气体辅助控制的装置。杆的膨胀把气体信号（20.67 ~ 103.35kPa）传输到一个热的或冷的气阀。气阀的位置取决于经过控制阀排放的气体量。这需要一个节流类型的温度控制，与前面所描述的三个开或关特性的类型形成对比。它的范围是从 32℉（0℃）到 600℉（315.6℃），它的准确性是从 ±1℉（-18.3 ~ -17.2℃）到 ±3℉（-19.4 ~ -16.1℃），这将由它的温度范围所决定。

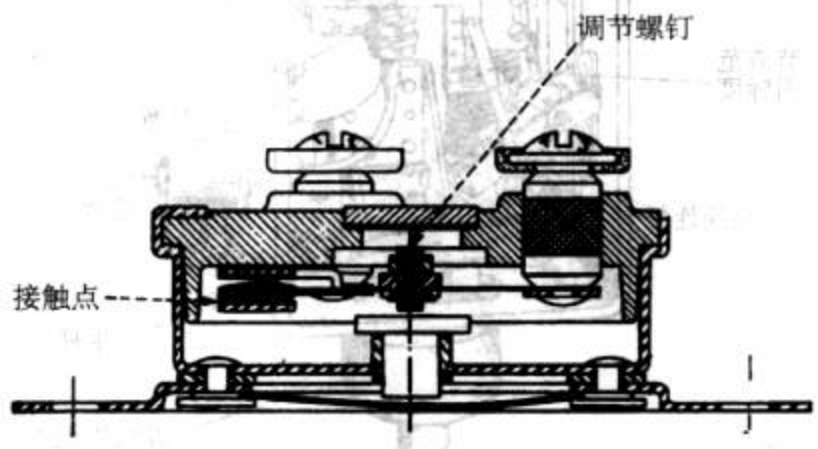


图 9.11-2 这个封闭的、圆盘型的快速作用控制装置有一个固定的操作温度。它适用于部件和空间加热器、小的热水加热器、干衣机和其它要求不可调温度控制的应用。它在有污垢、灰尘、油或大气污染的地方也很有用。它可用于各种不同的温度范围并且可以人工来重新设定。取决于使用的类型，它的温度设定范围从 -10℉（-23.3℃）到 550℉（287.8℃）并且它的最小偏差可以是 10℉、20℉、30℉、40℉或 50℉（-12.2℃、-6.7℃、-1.1℃、4.4℃或 10℃）。

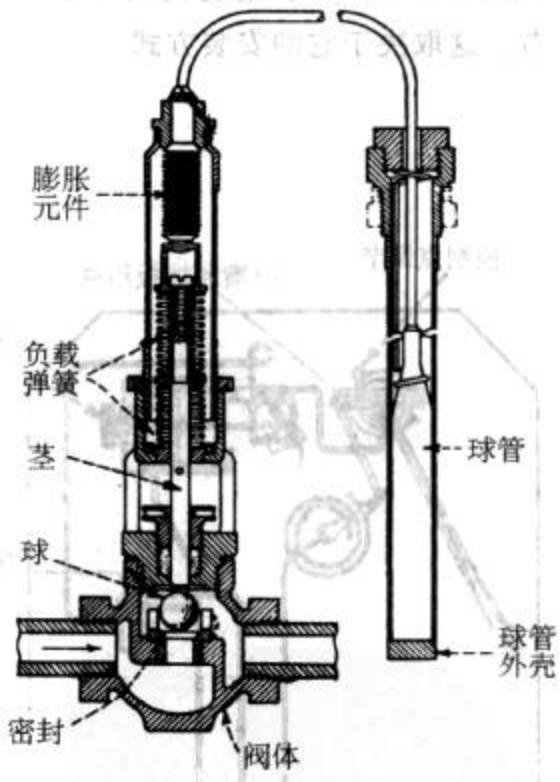


图 9.11-5 这个独立的调节器靠一个温度敏感球管里的液体或气体的膨胀或压缩来驱动，球管被浸在所控制的媒介中。信号从球管传输到一个可以打开或关闭球阀的密封膨胀元件。它的范围是 20 ~ 270℉（-6.7 ~ 132.2℃），它的准确度是 ±1℉（-18.3 ~ -17.2℃）。最大的额定压力对于封闭端是 100lb/in²（689kPa），对于连续的流动是 200lb/in²（1378kPa）。

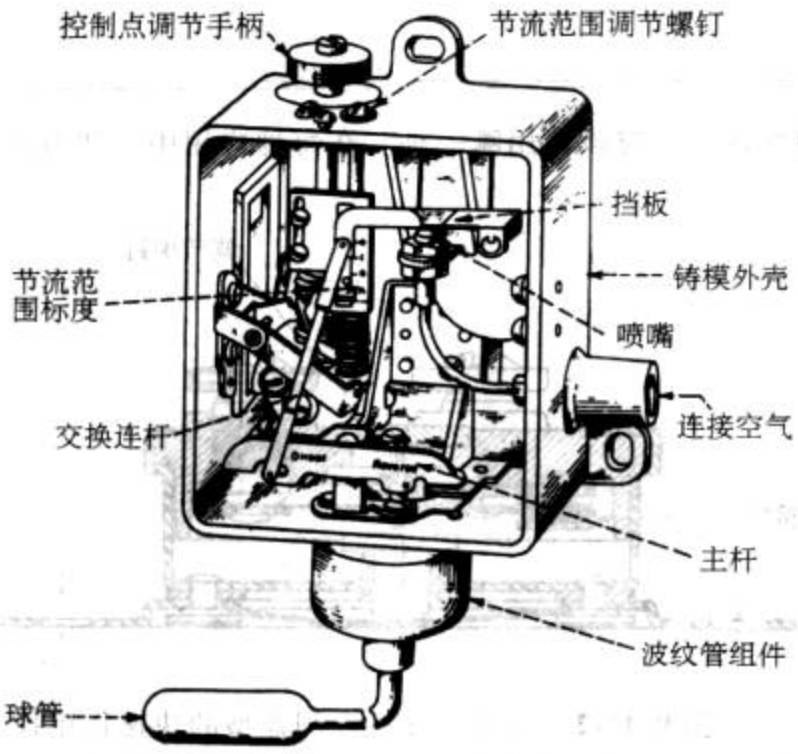


图 9.11-6 这个具有遥控球管的无级调节器有一个波纹管组件来操作挡板的。这将建立控制系统的气压或泄压，取决于交换杆的位置。这个装置可以直接或反向工作。一个控制调节手柄调节设置，节流范围调节确定控制范围的百分比，在控制范围中可以获得全输出压力 3 ~ 15lbf/in^2 (20.67 ~ 103.35kPa)。温度范围是从 0℉ (- 17.7℃) 到 700℉(371.1℃)，精度大约在总标度的 ±0.5% 左右，这取决于它的安装方式。

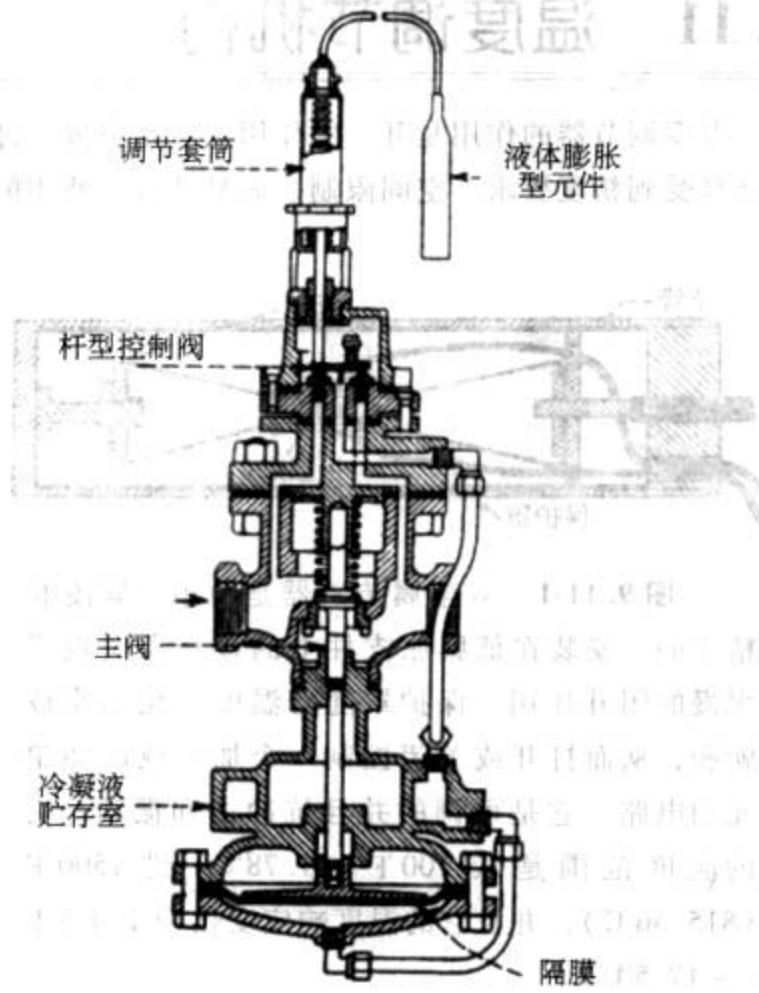


图 9.11-7 这个杆型控制阀被一个温度敏感球管驱动。杆的运动将控制水或蒸汽在一个打开或关闭主阀的隔膜上施加压力。它的温度范围是从 20℉ 到 270℉ (- 6.67 ~ 132.22℃)，它的精度是从 ± 1℉ (- 18.3 ~ - 17.2℃) 到 4℉ (- 15.6℃)。它对蒸汽的额定值为 5lbf/in^2 (34.45kPa) 到 125lbf/in^2 (861.25kPa)，对水的额定值为 5lbf/in^2 (34.45kPa) 到 175lbf/in^2 (1205.75kPa)。

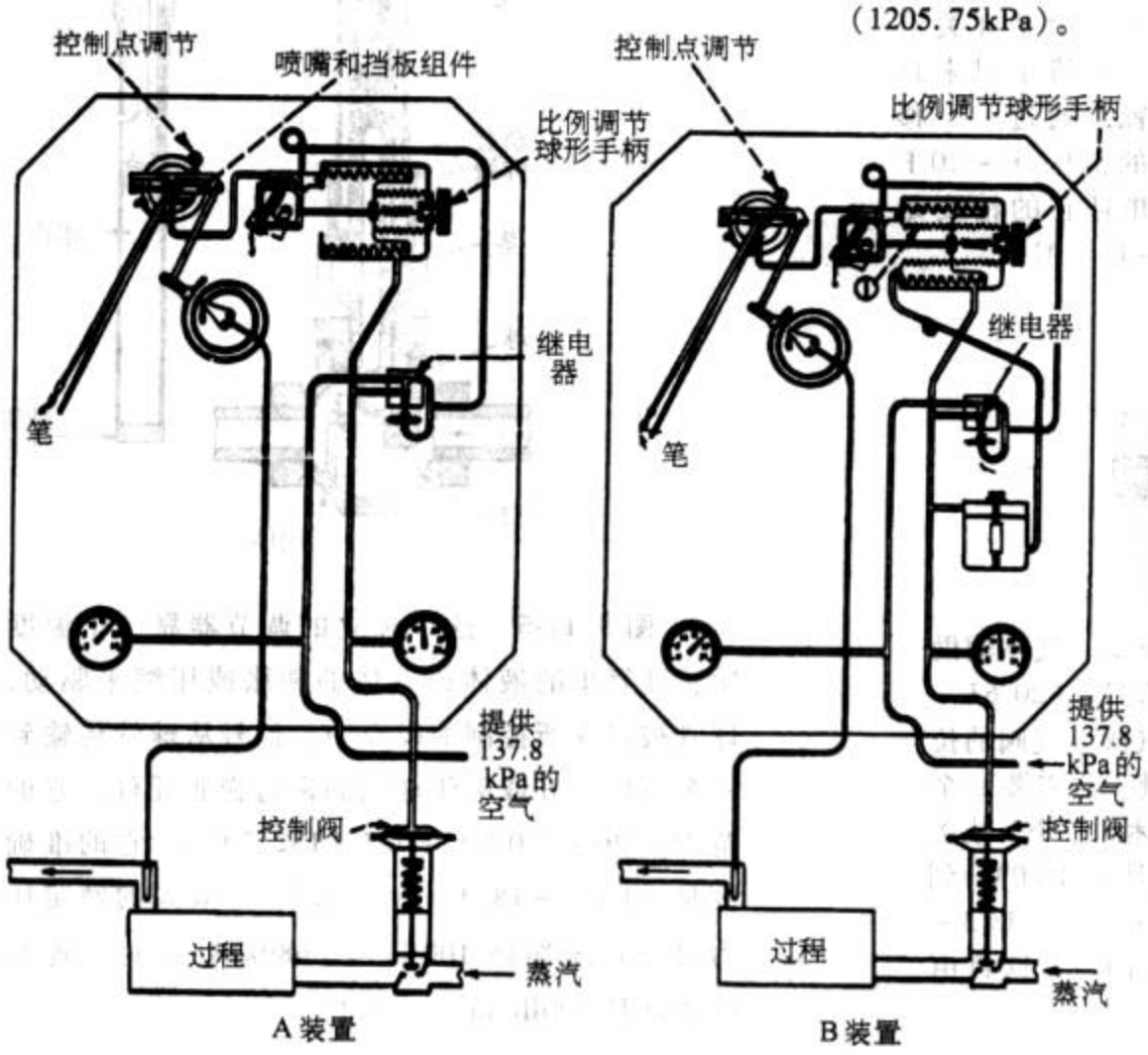


图 9.11-8 这两个记录和控制装置都有可调的比例范围。两者的空气供给都被一个溢流阀分开。一小部分空气流过喷嘴和挡板组件，大部分进入控制阀。装置 B 有一个进行自动复位的额外波纹管。它是为需要不断改变控制点的系统而设计的，并且它可以被用于既需要加热又需要冷却的过程中。装置 A 和 B 都能够很容易地从直接作用变为反向作用。它的精度是它的温度范围从 - 40℉ (- 40℃) 到 800℉ (426.7℃) 的 1%。

9.12 光电控制

光电控制的典型应用是为了降低生产成本和增加操作时的安全性，它通过精确和自动地控制工件从一个工序到另一个工序的进给、传输或者检测来实现其功能。

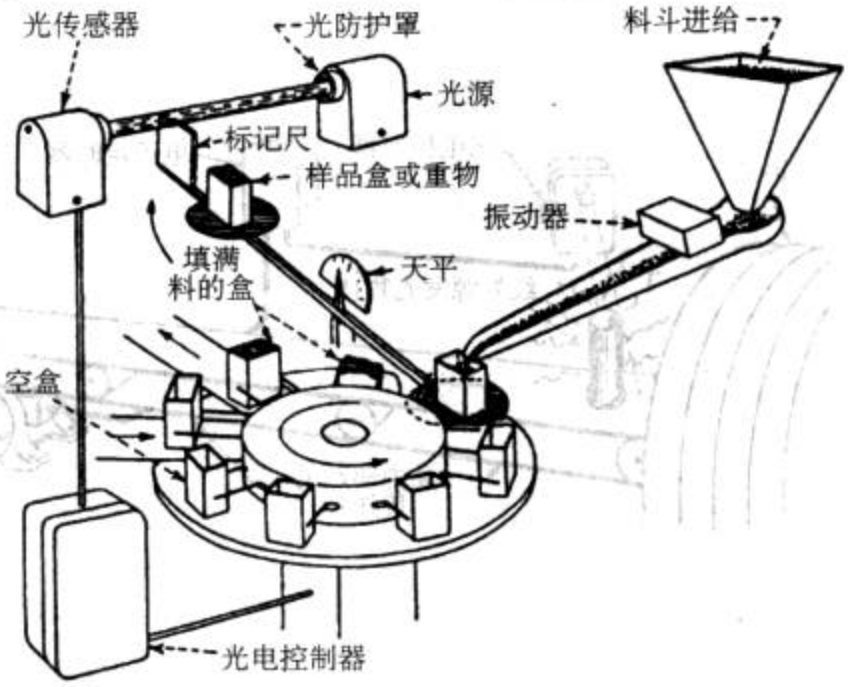


图 9.12-1 自动称重和填料装置。工作的任务是用准确数量的产品来填满每个盒子，例如螺钉。一个电动的进给装置通过一个斜道来振动零件并注入到一个小天平一端的盒子里。这个光电控制器被安放在天平的后面。一个很小的光学缝隙使光线限制在一个很小的尺寸范围内。定位这个控制器，以便当盒子达到适当的重量时，固定在天平一端的平衡悬臂就把光线截断。随后光电控制器通过减弱进给装置的能量来使零件的流动停止。同时，一个分度机构被启动来移走装满的盒子，并用一个空盒子来代替。分度完成后会自动接通进给装置的电流，这个进给装置继续开始螺钉的流动进给。

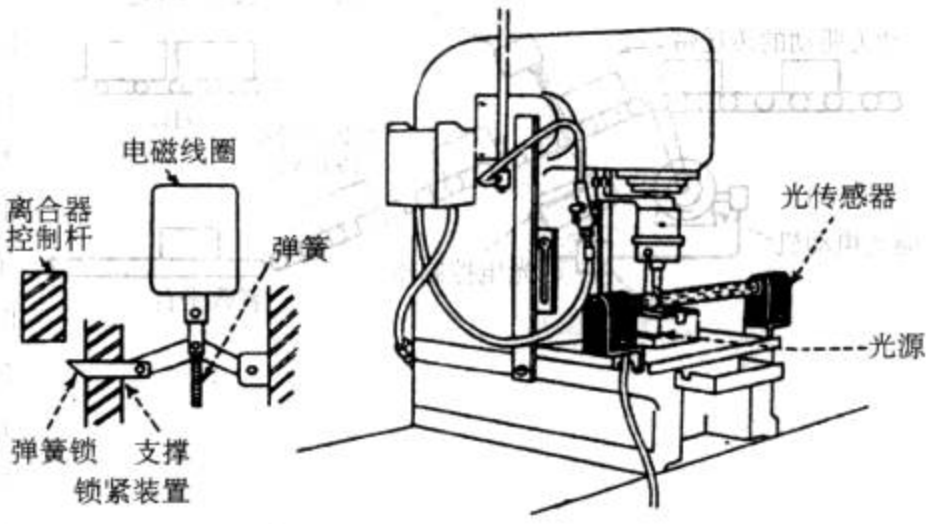


图 9.12-2 操作者的安全保障装置。大多数压力都是靠脚踏板来施加的，这个脚踏板使操作者的双手解放出来用于加载和卸载工件。但同时它也增加了安全隐患。机械阀门系统的采用降低了生产的效率。采用光电控制系统，多重光源和光扫描仪可以建立一束光，当光线在任意一点被操作者的手阻断的时候，控制器激活一个机械锁定装置来阻止冲压机工作。当光线被阻断同时，电路和能量的断开使控制发生作用。此外，光线通常被当作激活控制装置来使用。因为只要操作者的手离开压力机工作台上的模具时，离合器就被释放。

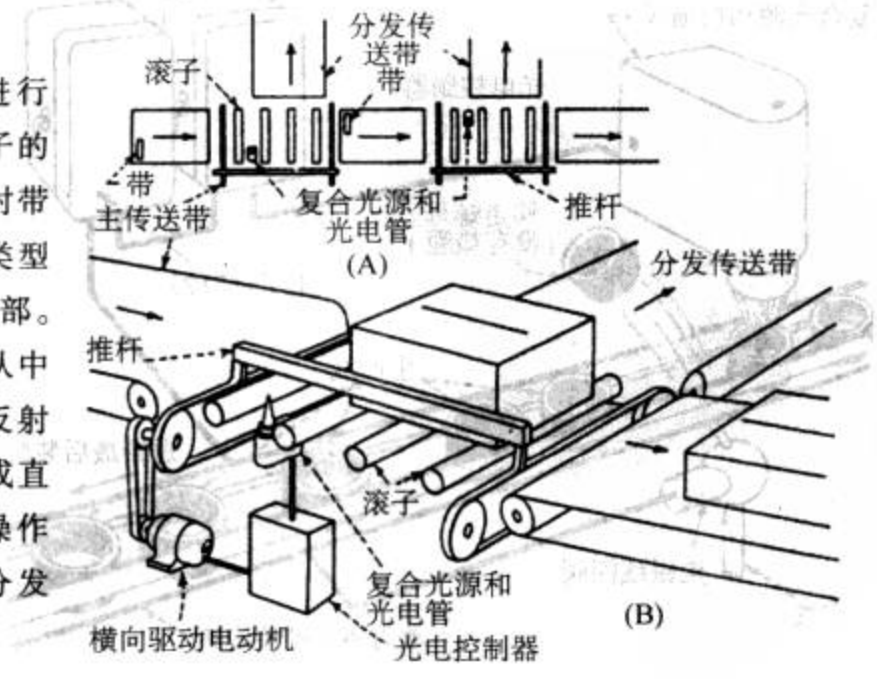


图 9.12-3 装置对三种装有不同对象的盒子进行归类。为盒子里的物体在尺寸上差别很大，根据盒子的大小和形状来分类是不可行的。可以将一个小的反射带通过生产线上的打包机固定在盒子上。对于第一种类型的物体，反射带被固定在底部的边缘，且延伸到中部。对于第二种类型，反射带被放在同样的边缘，但是从中间开始贴到相反的一边。第三种类型中，没有任何反射带。盒子被放到传送带上，以使反射带与传送方向成直角。图 A 中光电控制器“看见”了这个反射带并操作图 B 中所示的推杆机构，这将推动盒子到适当的分发传送带上。没有反射带的盒子直接通过。

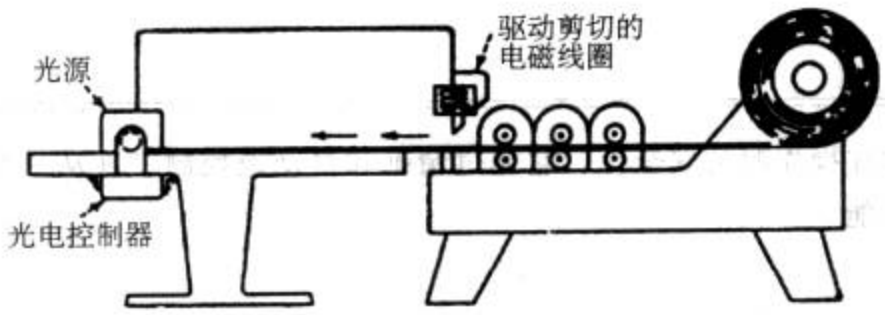


图 9.12-4 这个切割机配置了一个光电控制器，它可以帮助因为质量太轻而不足以操作机械限位开关的条形材料。条形材料的前端阻断光线，于是激活了切割操作。光源和控制器装在机床端部的可调工作台上，以便随被加工毛坯材料的长度而改变位置。

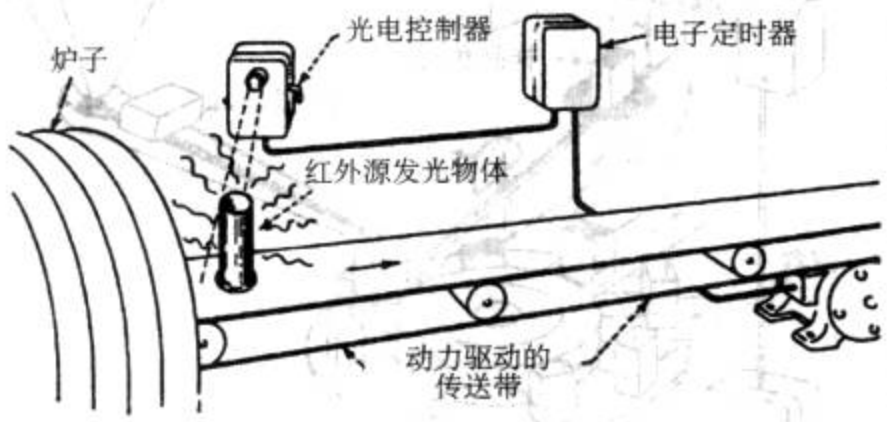


图 9.12-5 热处理传送带装置有一个和光电控制器配套的电子定时器。它被用来从2300℉(1260℃)的炉子里运出零件。传送装置只有在工件处于传送带上边时才工作，并只运动到达下一个工序所需要的距离。工件以不同的速度被放到传送带上。当使用机械开关时，会因高温问题使传送失败。当高温工件一进入视野，它的红外线就激活光电控制器。控制器操作传送带把工件带出炉子同时起动定时器。按照预先设定的时间长度，定时器控制传送带的运行，使其把工件传到下一个操作位置。

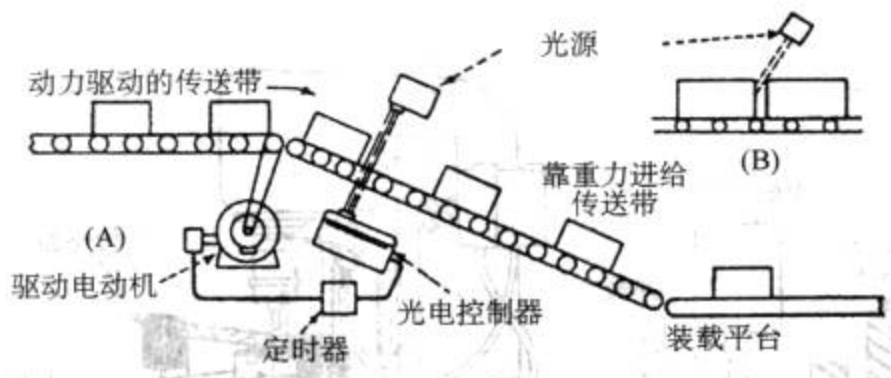


图 9.12-6 阻塞检测器。传送带上的盒子阻塞造成生产上的损失，并会对盒子、产品和传送带造成损害。检测靠带有定时器的光电控制器来完成，如图中的(A)所示。每次一个盒子通过光源时，控制光线就会被切断。这就起动了定时器的时间间隔。每次光线在预先设定的时间到达之前，定时电路会重新计时并且没有延时作用。如果阻塞发生，盒子会相互碰撞，光线不能到达控制器。然后定时电路将超时，打开装载电路。这就使传送电动机停止。通过把光源和传送器按一定角度放置，如图(B)所示，当盒子太接近时动力驱动的传送带可以延时，但是盒子并不会相互碰撞。

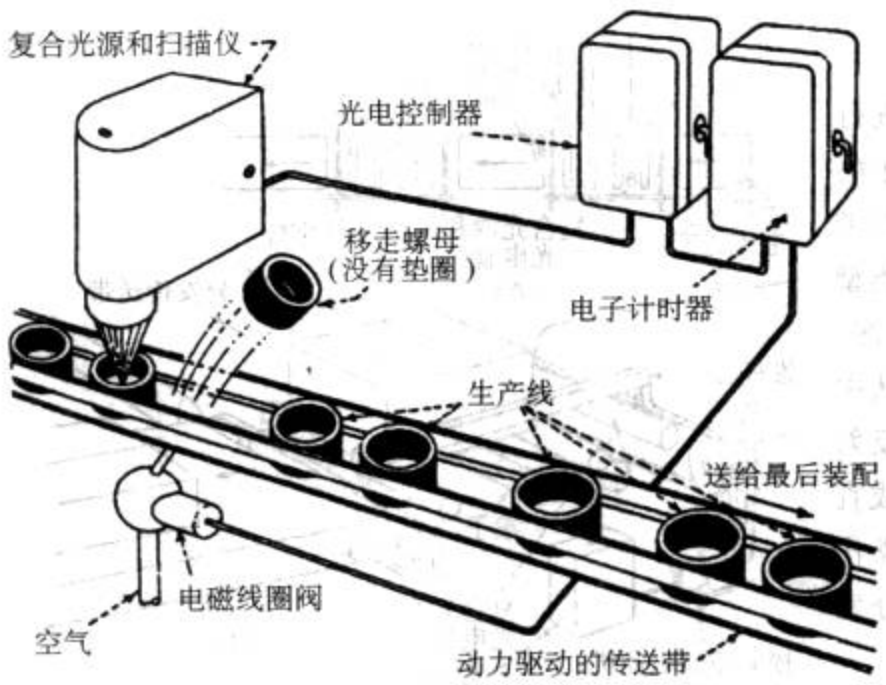


图 9.12-7 自动检测装置。当螺母被传送到最后装配阶段时，它们经历一个中间阶段，这个阶段中装配机器插入一个绝缘垫圈在螺母里。缺失垫圈的检查点有一个反应型光电扫描仪。这种光电扫描仪与一个光源和配备了普通透镜的光敏元件一同使用。这种装置可以立刻分辨出黑色的绝缘垫圈和发亮的螺母之间的差别。当它监视到没有垫圈的螺母时，一个继电器起动一台通过电磁线圈阀控制的空气喷射机。空气喷射的开始和持续时间通过定时器精确控制，因此不会有其它螺母被移走。

9.13 液面指示器和控制器

以下显示的是 13 种不同的工作系统，每一种都至少代表了一种商业仪器。其中一些还可以使用其改进形式。

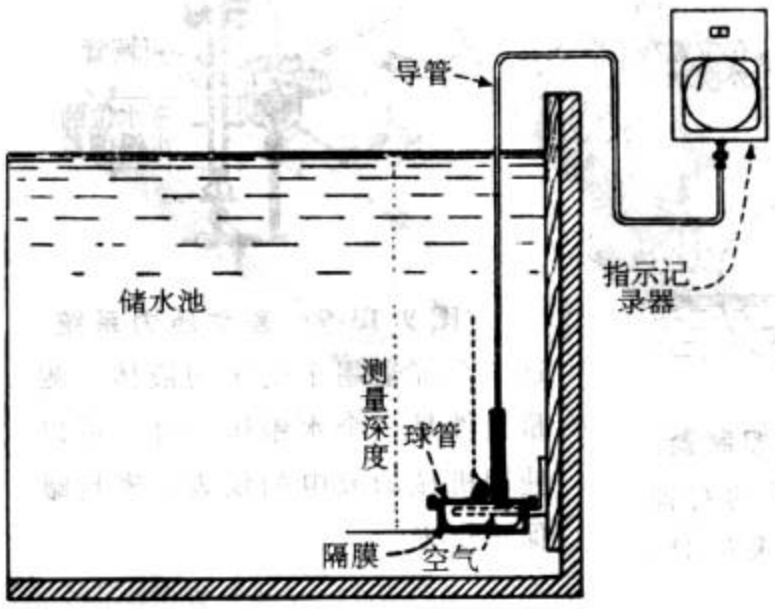


图 9.13-1　驱动指示器的一个隔膜可在任何液体中工作，无论液体是流动、湍流或是携带有固体物质。一个记录器可以安装在水箱或储水池水平面的上面或下面。

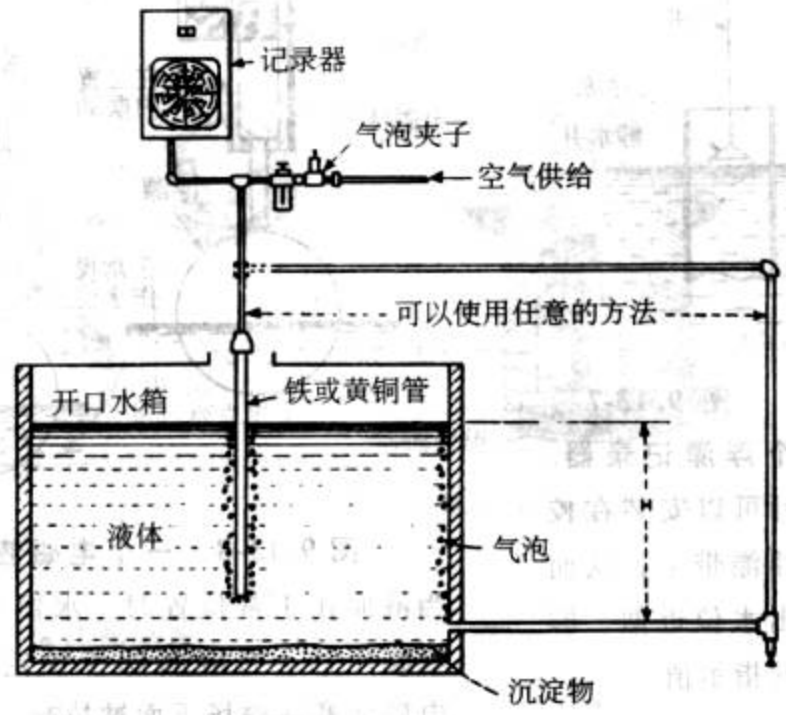


图 9.13-2　一个气泡型记录器测量高度 H。它能够用于各种液体，包括那些携带固体物质的液体。少量的空气流入浸入水中的管。计量器测量的气压能移动液体。

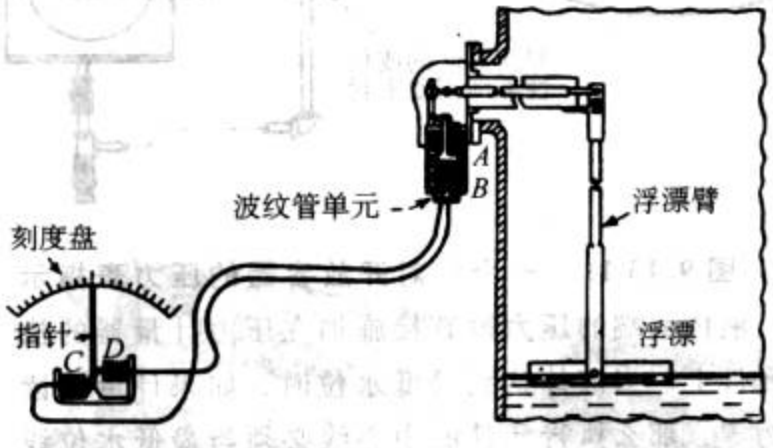


图 9.13-3　一个波纹管驱动的指示器。两个波纹管和一个连接管都充满了不能压缩的液体。液面的改变推动传输波纹管和指示器。

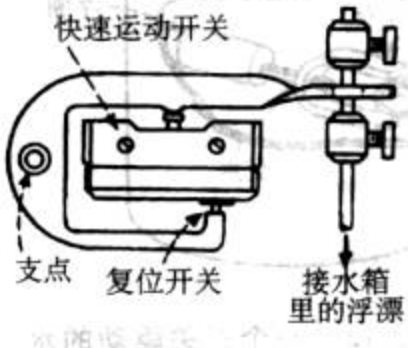


图 9.13-5　一个浮漂开关控制器。当液体到达预定的水位时，浮漂靠一个马蹄形的臂来驱动一个开关。一个开关可以控制阀或泵。

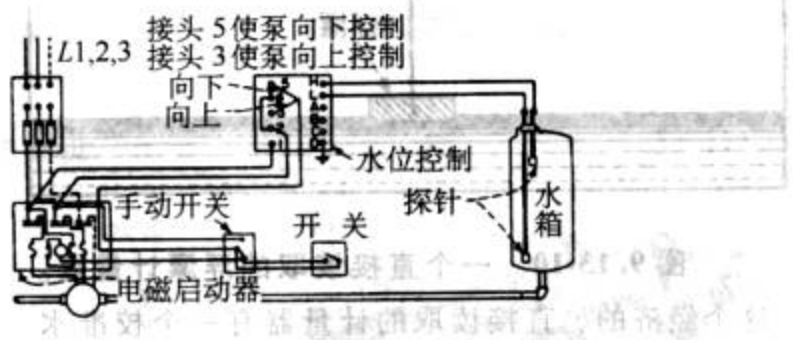


图 9.13-4　一个电子水位控制器。探针的位置确定了泵操作的持续时间。当液体接触上面的探针时，一个继电器操作而泵停止。在下面的探针上的辅助接触器提供继电器的工作电流直到液体的水位下降到辅助接触器的下面为止。

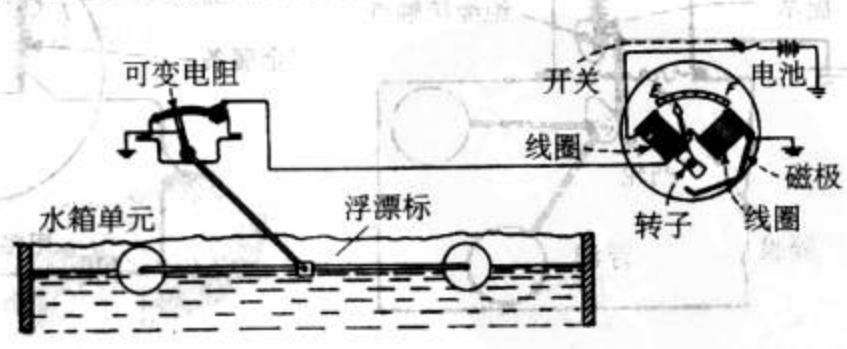


图 9.13-6　一个自动水位指示器。指示器和水箱单元被一个单独电线连接。当水箱的水位增加时，在水箱可变电阻器上的电刷触点向右移动，这将使接地线圈电路的电阻增加。指针从空标志位置开始的移动量与电路中的电阻大小成正比。

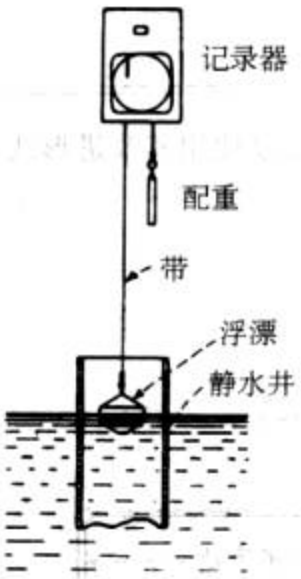


图 9.13-7
一个浮漂记录器。指针可以安装在校准浮漂带上，从而给出水位近似、即时的指示值。

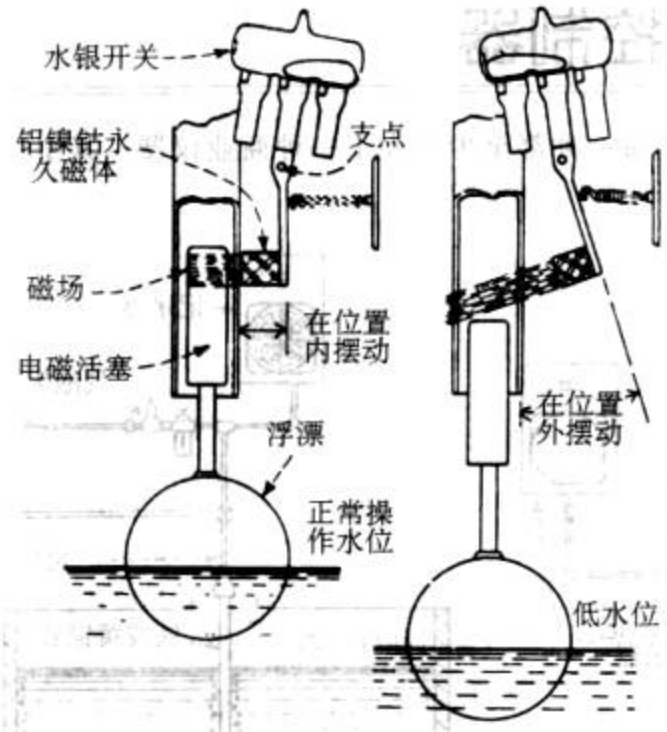


图 9.13-8　一个电磁液面控制器。当液面在正常位置时，水银开关的右脚电路闭合。当液面低于预定的水位时，电磁活塞在磁场下面被拉起。

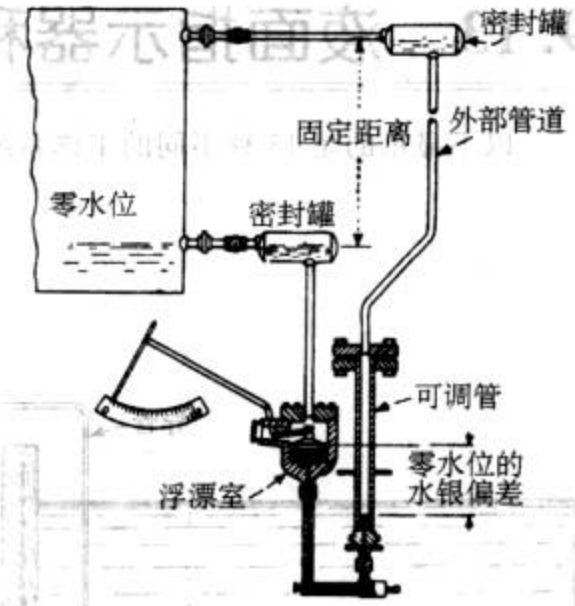


图 9.13-9　差动压力系统。这个系统适用于受压的液体。测量元件是一个水银压力计。可以使用机械的或电的仪表。密封罐保护仪表。

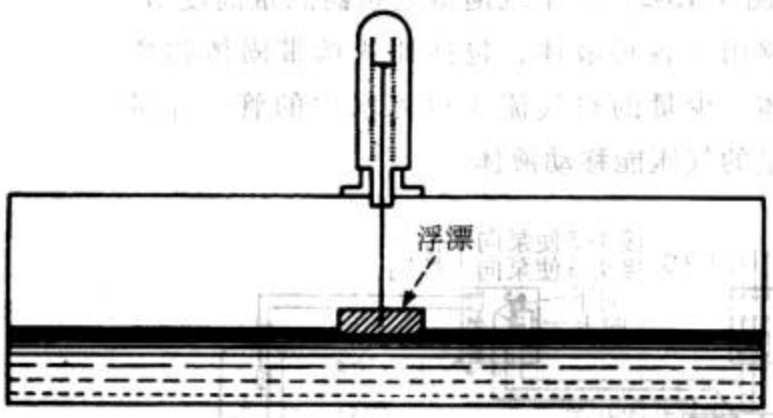


图 9.13-10　一个直接读取的浮漂计量器。这个经济的、直接读取的计量器有一个校准水箱容积的刻度盘。这类计量器应用了简单的通过一个直角臂与浮漂连接的针。当液面下降时，浮漂使这个臂和针旋转。

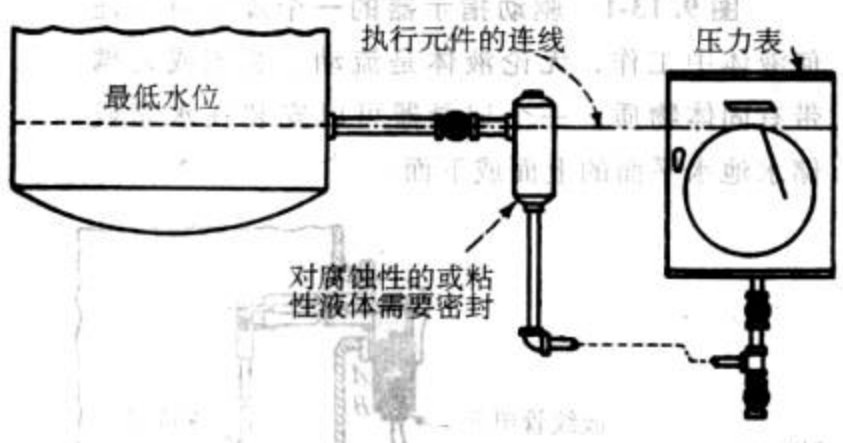


图 9.13-11　一个针对开放容器的压力表指示器。液体前端的压力被直接施加在压力计量器的执行元件上。当液体达到最低水位时，如果计量器读数为零，那么执行元件的中心线必须与最低水位线一致。

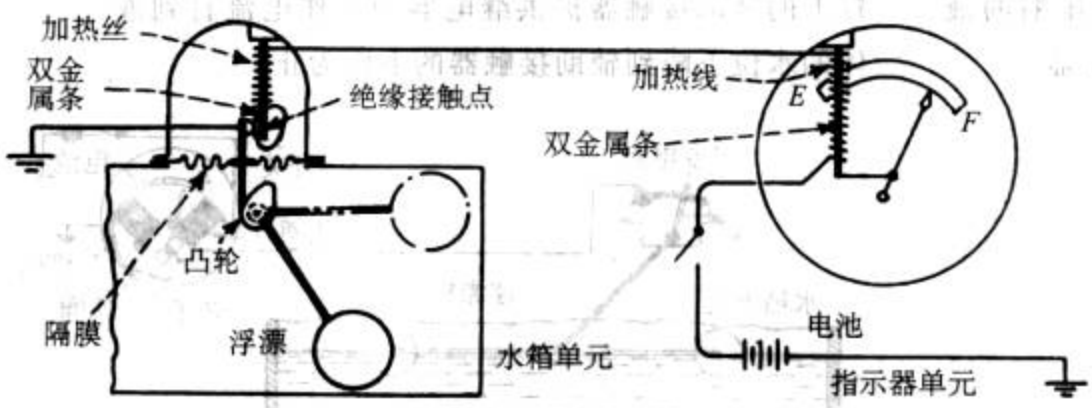


图 9.13-12　一个双金属指示器。当水箱空着的时候，在水箱单元里接触点恰好接触。由于开关的闭合，加热器将导致两个双金属条弯曲。这将断开水箱里的接触点，并且双金属条冷却，再一次闭合电路。这个循环大约每秒重复一次。当液面上升时，浮漂迫使凸轮使双金属条弯曲。这一动作与浮漂计量器相似，但是增加了电流和针的位移。

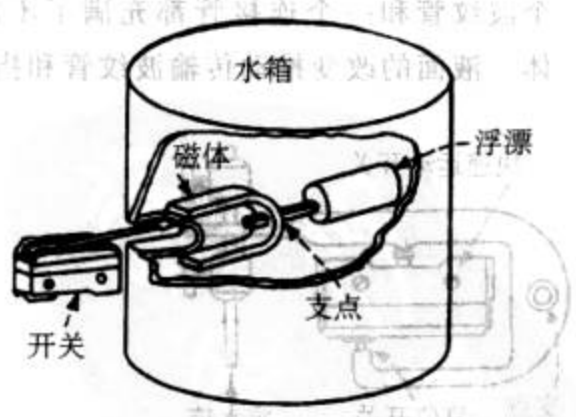


图 9.13-13　一个开关驱动的水位控制器。这个泵是靠开关驱动的。浮漂使磁体转动，从而使上面的电极吸引开关接触。水箱的内壁被视为另一个接触点。

9.14 利用火药的动力产生即时的冲力

火药驱动装置产生一个冲力。这个冲力可以切削电缆和管，剪切螺栓，提供应急推力。

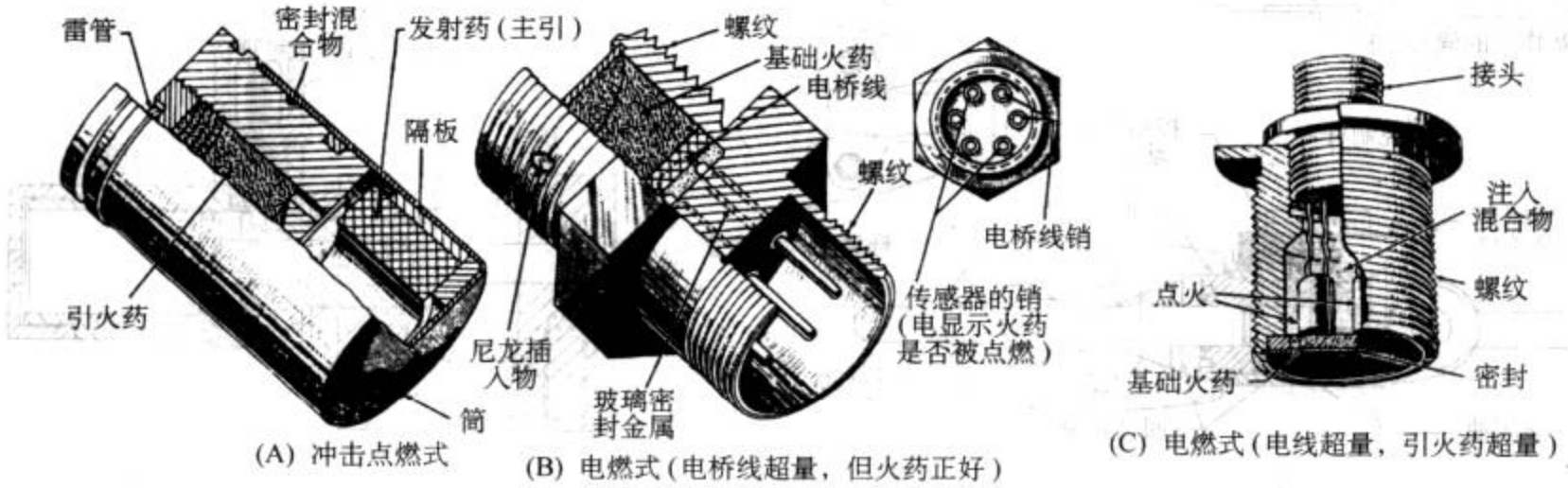


图 9.14-1 弹药筒装配。

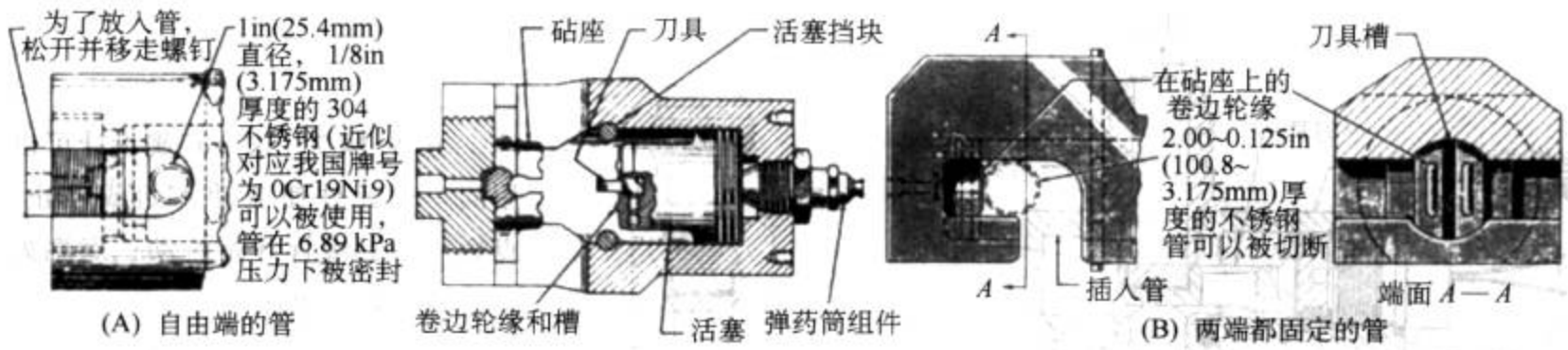


图 9.14-2 管切割机。

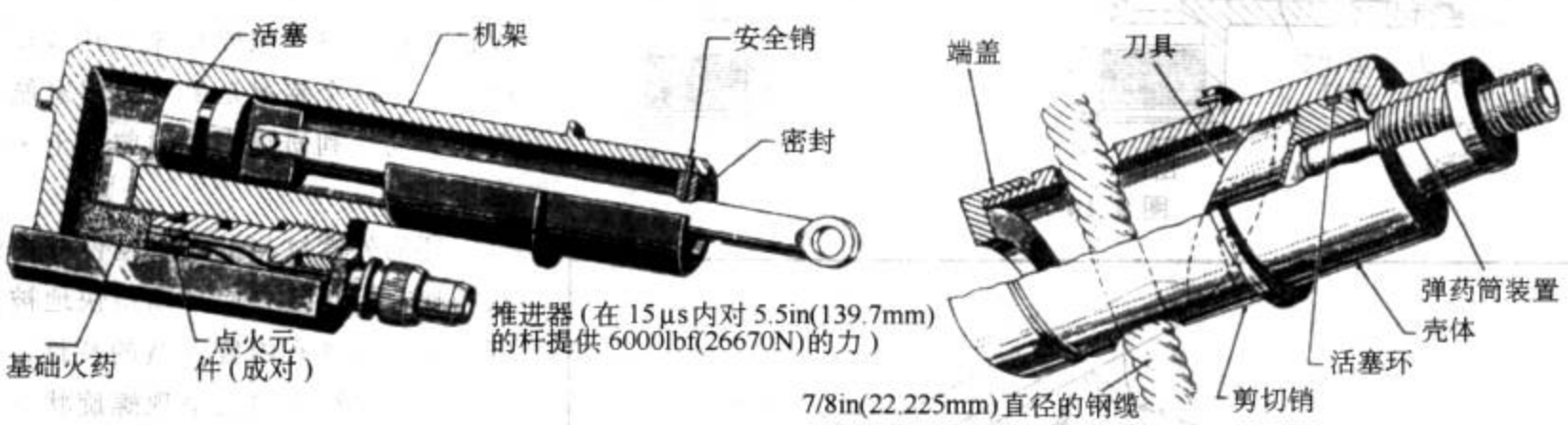


图 9.14-3 电缆切割机。

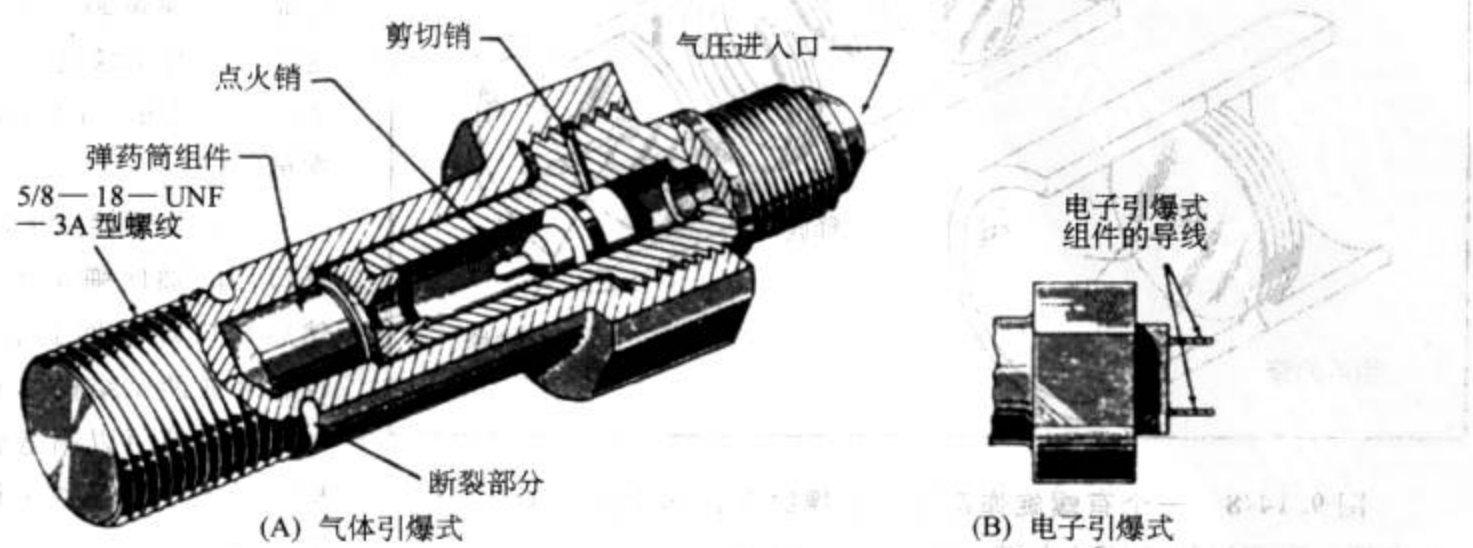


图 9.14-4 爆炸螺栓。

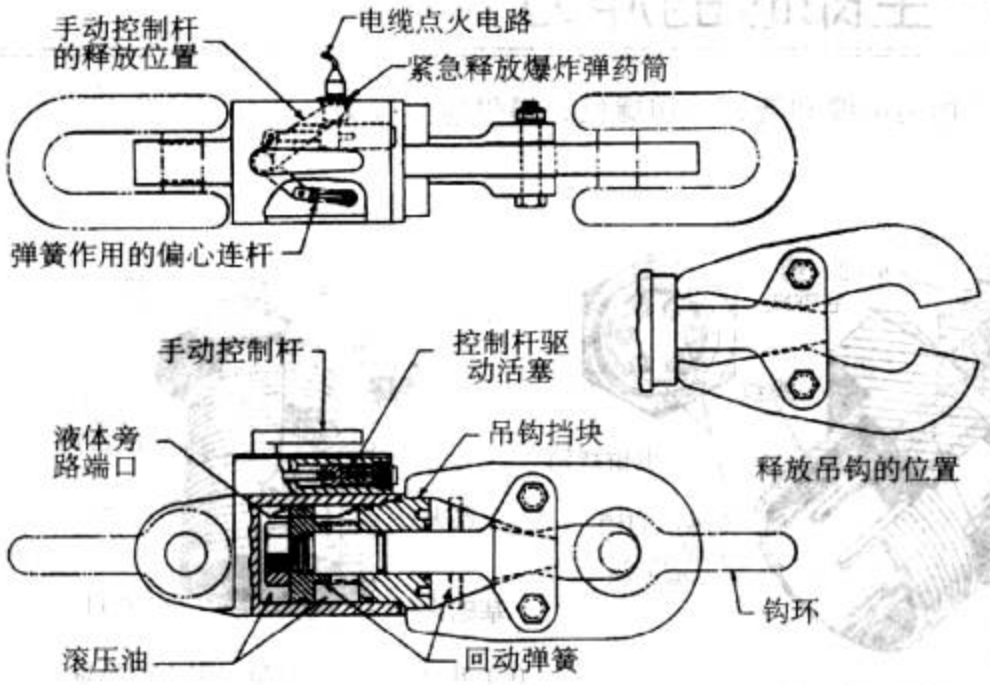


图 9.14-5　一个紧急吊钩释放装置可以在任何时候去除负荷。超载时，吊钩被设计成自动释放。

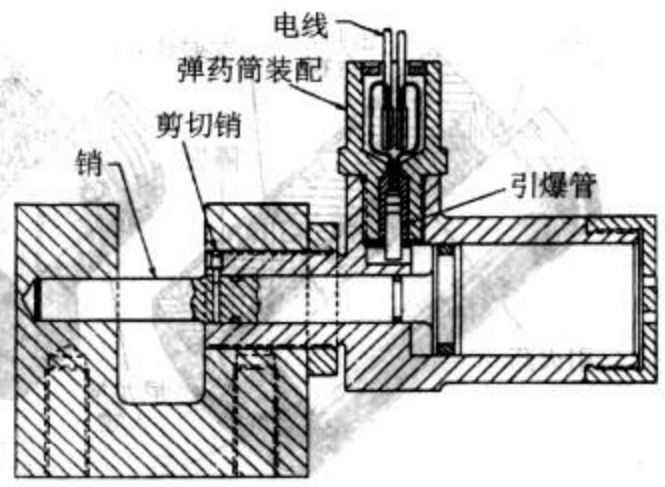


图 9.14-6　销的回撤释放负载，或为自由运动清除出一条通道。

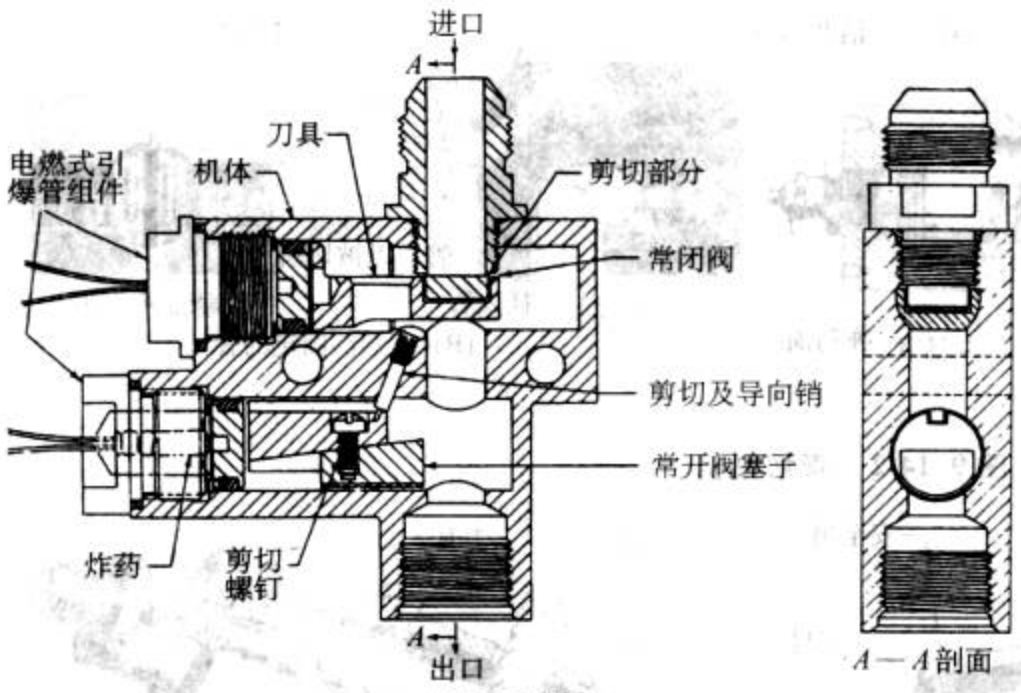


图 9.14-7

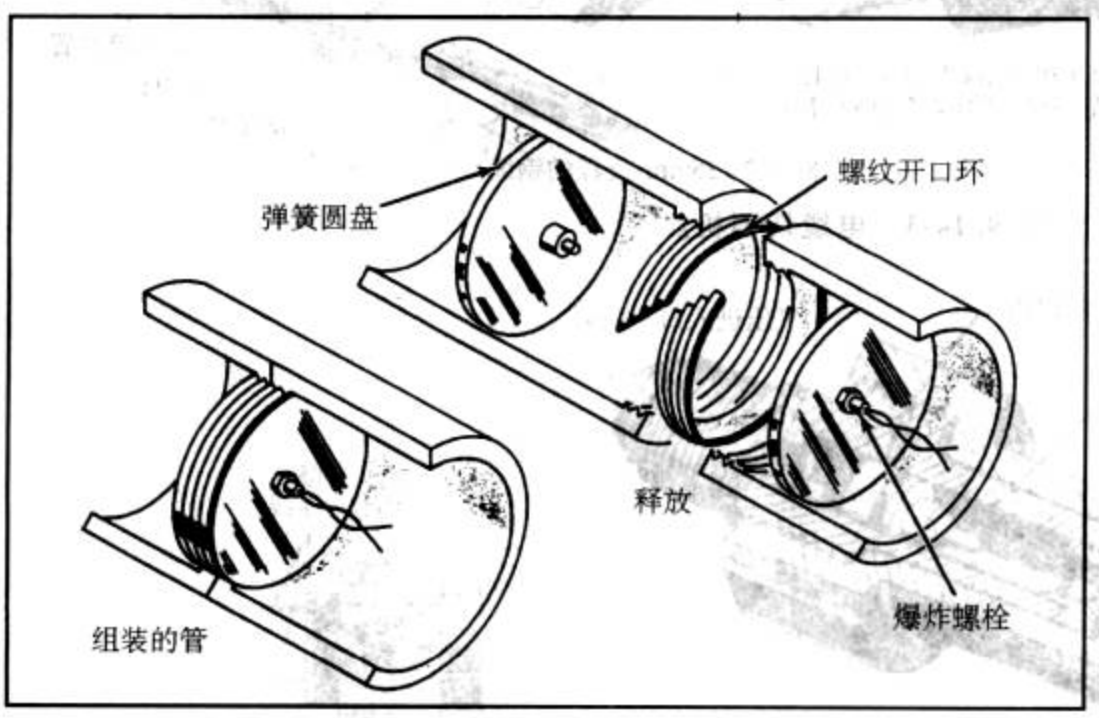


图 9.14-8　一个有螺旋弹簧响应的螺纹开口环支撑在关节上管的末端，直到爆炸螺栓被点燃，然后它立即释放。

图 9.14-7　这个**双阀**设计可以用同一个元件使流动开始或停止。点燃一个引爆管开始流动；点燃另一个引爆管停止流动。

快速分离器。一个管关节几乎可以被遥控的爆炸螺栓和螺纹开口环瞬时分开。这个装置是由美国国家航空与航天局兰利研究中心的詹姆士·梅奥设计的。

环的外螺纹与被连接构件的内螺纹相啮合，并且它们必须很快地被分开。这个环具有内置弹簧的特性，即当没有横向约束时会呈现螺旋状并且减小到比较小的直径。在装配期间，它靠两个弹簧圆盘支撑到扩张尺寸，这些圆盘的轮缘进入开口环上被机械加工过的内槽。圆盘通过爆炸螺栓和螺母固定。

在爆炸螺栓点火时，这些圆盘向开口环的轴向弹簧张力的反向飞离。然后开口环缩回到它通常的较小直径，释放两个结构单元。

管关节可以制造成任何大小和结构。对于V形螺纹来说，固定介质不受限制。

第 10 章

紧固、锁紧、夹紧和夹具装置

10.1 远程控制锁紧机构

这种简单的机构使携带离合器和连接器的平行板接合或脱离。

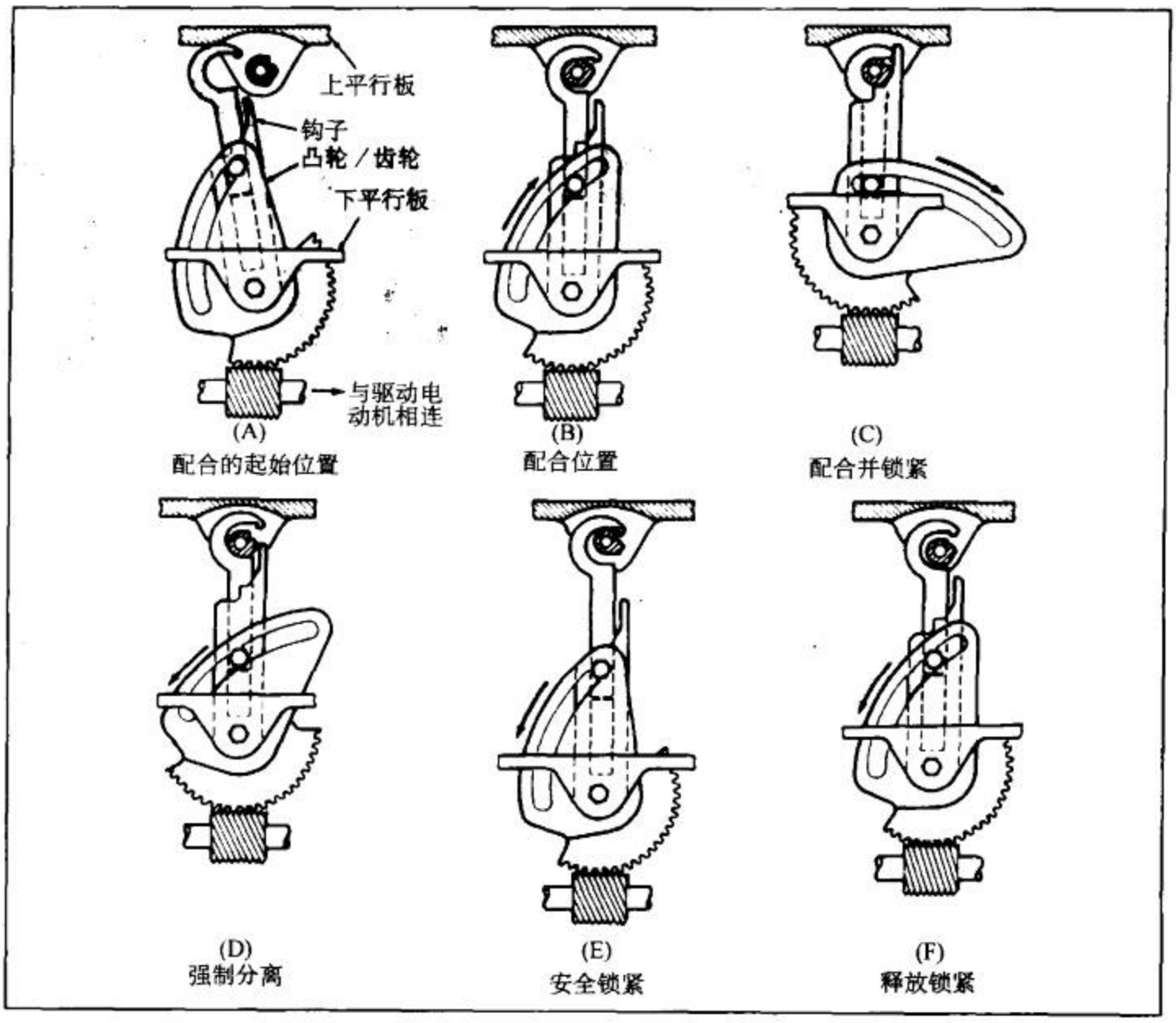


图 10.1-1 锁紧机构的操作顺序：从(A)到(C)是逐步锁紧，而从(D)到(F)是逐步释放锁紧。

在一个连续的运动过程中，一个锁紧使两个平板产生接合(如图 10.1-1 所示)。在宇宙飞船上，锁紧机构使携带 20 个液体离合器和电子连接器的平板连接(和断开)。离合器/连接器的连接座在一个平板上，相配合的连接销在另一个平板上。为了在远程控制下进行搬运、储存或加工，设计了适当的锁紧机构，这个机构同样有一个故障防止功能：除非两个平板都获得支撑，否则不允许它们完全分离。这样，两个平板就不能散开，也不能使人受伤或毁坏设备。

机构使用 4 个凸轮/齿轮装配件，下平板的每个角都有一个装配件。在平板侧面上的齿轮均朝向里侧，被用来平衡载荷并使两个平板保持对齐。在凸轮轴齿轮装置上的蜗杆与驱动电动机相连。

图 10.1-1 表示了一对平板锁紧和释放锁紧的运动顺序。最初，钩子倾斜地伸出。两个平板被带到一起，当它们相距是 4.7ft (119mm)的时候，驱动电机启动(A)。蜗杆使钩子旋转，直到钩子接近对面平板上的销(B)。蜗杆的进一步转动使钩子回缩并使下平板上升(C)。两个平板上的离合器和连接器完全接合和锁紧。

蜗杆反向旋转使平板分离，并且使下平板降低，使离合器分离(D)。然而，如果下平板没有支撑，锁紧安全功能启动。如果下平板自由地悬挂着，钩子就不能脱离销(E)。如果下平板有支撑，钩子伸出并升起以脱离销(F)，这样两个平板就完全分离。

这个工作是由罗克韦尔国际公司的 Clifford J. Barnett、Paul Castiglione 和 Leo R. Coda 为约翰逊航空中心所作的。

10.2 可伸缩固定器的插入、锁紧和轻松释放

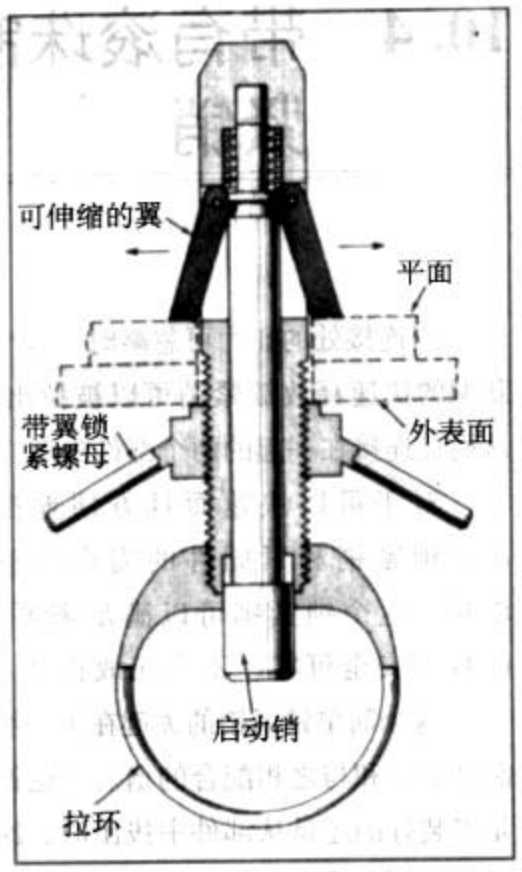


图 10.2-1 一个带有可控制伸缩部件的固定器从一侧就能插入和锁紧。

由美国国家航空与航天局(NASA)的 Ames 研究中心的 C. C. Kubokawa 发明的销型可伸缩固定器能够把板材固定到一起，在墙上或甲板上固定东西，或者是固定表面曲率不同的元件，例如从一个凹形到一个凸形表面。

带有启动销的固定器。固定器的圆柱体上有个便于插入孔中的锥形头；另一端有螺纹，外面套有带翼锁紧螺母，此外，如果需要的话，可以再安装一个拉环，这样在固定器释放后可方便地被拉出来。圆柱体上的凹槽内嵌有两个或更多个由启动销控制的可伸缩翼。这些翼在弹簧力作用的销未被压下时是展开的。

安装此固定器时，先压下启动销，使可伸缩翼收拢。当固定器放置好后，松开启动销，部件通过下面的锁紧螺母被紧密地连接在一起。这一过程将在伸展的翼上施加压力。当松开固定器时，拧松锁紧螺母，再次按下启动销使翼收拢。与此同时，拉环可以拧在带有螺纹的圆柱体一端，以便更容易将固定器从部件中拉出。

这个发明由 NASA 申请专利(美国专利号为 No. 3,534,650)。

10.3 自动释放载荷的抓钩

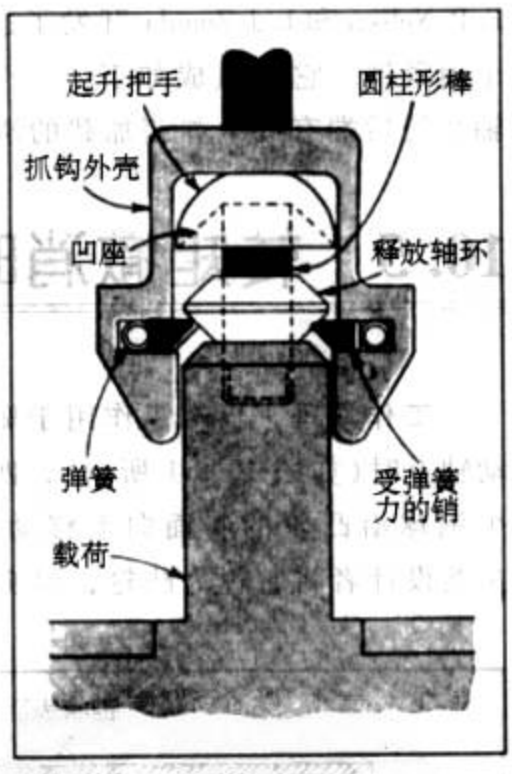


图 10.3-1 这个自动抓钩机构的关键部分是一个滑动释放轴环。

由位于伊利诺斯州的 Argonne 国家实验室设计的这个简单的抓钩机构，用来自动卡紧和释放来自于上方起重机的载荷。开发这个自释放机构的目的是用来从核反应堆中移出燃料棒。它可以在人类工作有危险或不能胜任的地方进行工作，例如从直升机上放下并释放载荷。

机构(如图 10.3-1 所示)由两部分组成：一个扣紧载荷的起升把手和一个连在起重机上的抓紧部件。在起升把手下的滑动锁紧—释放轴环是这个机构设计的关键。

弹簧的妙用。设计一个圆柱形内表面的抓钩外壳，在内表面上开有一条环形槽，槽里面有夹紧弹簧和 3 个金属销。当爪位于起升把手下边时，三个金属销的边缘与把手接触，并退回槽内。通过起升把手以后，它们又被弹出来，把抓钩锁紧在起升把手上。此时，载荷可以被提起。

当载荷被再次放到地面上时，在重力和来自于上方压力的作用下迫使外壳下降，直到三个金属销与一个双圆锥释放轴环相接触。当这三个金属销滑过上圆锥面时，它们退回槽内，而当滑过下圆锥面时，它们又被弹出来。

然后抓钩被拉起，以便释放轴环抬起圆柱形棒直到它被装入升降把手的凹座内。因为轴环的移动距离有限，三个销在上方拉力的作用下退回槽内。从而使抓钩能很容易地被拉起来。

10.4 带有滚珠制动的快速释放锁紧销

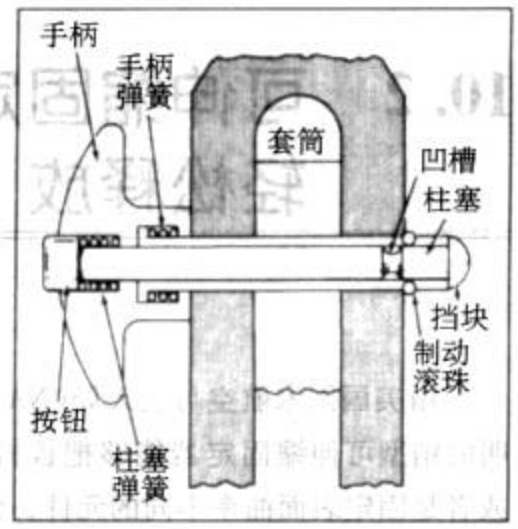


图 10.4-1 当连接处的压力可忽略时，锁紧销迅速打开。

当连接处的压力可忽略时，这个新型的快速释放锁紧销可以被拉出，从而让连接在一起的两个部件分离。

对于可以快速而且方便地拉出的锁紧销和紧固件的需求日益增长，这个锁紧销可以满足需要，而且它安全可靠，不会无故松开。

这个简单锁紧销的关键在于一组制动滚珠和与之相配合的槽。无论销是安装好的还是从部件中拔出时，滚珠都必须在槽内。这在装配中很容易实现，但是在拆除时必须去除锁紧销上的载荷，使滚珠落入槽内。

工作原理。根据与美国国家航空与航天局(NASA)马歇尔太空飞行中心签订的合同，T. E. Othman、E. P. Nelson 和 L. J. Zmuda 开发了这个锁紧销。它的组成如下：一个轴套的后端有一个弹簧加载的滑动手柄，在手柄内装有一个被弹簧向后推的滑动柱塞(到它的锁定位置)。

在某种范围内柱塞可以压缩柱塞弹簧向前移动，手柄可以压缩手柄弹簧向后滑动。当柱塞被压缩的弹簧推向前的时候，制动滚珠进入到柱塞前端附近的槽中。当柱塞被打开向后移动时，滚珠被挤入套筒上的孔内，防止锁紧销缩回。

为了安装锁紧销，将柱塞向前按压，以便使滚珠掉入槽内并将锁紧销推入孔中。当柱塞被释放时，滚珠锁住套筒，防止其意外缩回。

为了拔出锁紧销，将柱塞向前按压，使得滚珠掉入槽内，与此同时向后拉动手柄。如果锁紧销上的载荷可以忽略的话，锁紧销就从连接处退回；否则，手柄弹簧将被压缩，手柄将迫使柱塞向后，所以滚珠将回到它们的锁紧位置。

关节连接处容许锁紧销分离的压力可以通过调节手柄弹簧的压缩程度来改变。如果连接处的压力过大或者是紧固销以通常的方式退回，在柱塞的前端敲击，来保证柱塞停留在其后端的位置，由制动滚珠防止锁紧销退回。在柱塞前端的挡块防止柱塞被向后推动。

10.5 转矩撤消时自动闸锁住起重机

工作原理。当转矩作用于驱动轴上时(如图 10.5-1 所示)，四个钢球沿凸轮的斜面向上移动。虽然设计者将它称为凸轮，但实际上它是一个端面上具有部分类似凸轮表面的同心环。由于滚珠被约束在中心的四个杯形凹坑中，凸轮被迫沿轴向向左移动。由于凸轮从锥面上移开，凸轮和通过键与凸轮相连的驱动轴便能自由旋转。

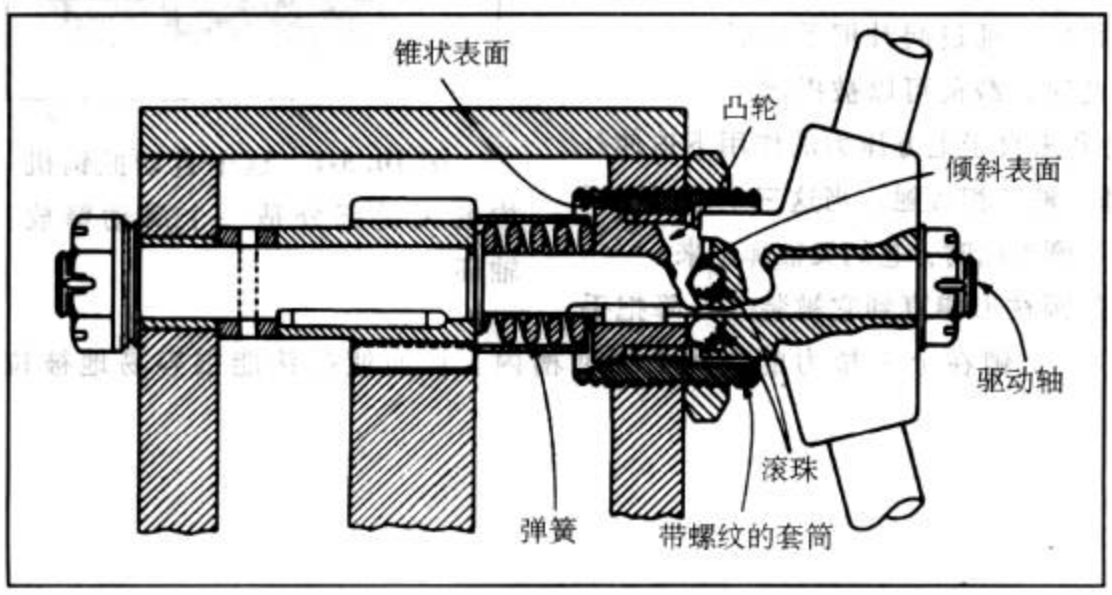


图 10.5-1 撤销转矩，凸轮被迫进入锥形表面进行制动。

如果转矩被撤消，弹簧将推动凸轮，而驱动轴齿轮将迫使凸轮返回到螺纹套筒的锥面内，以实现快速制动。

虽然这套制动机构(既能正转又能反转)被设计用于手动操作，但其原理可以应用于有动力的系统。

当起重机上的驱动转矩消失时，安装在链式起重机上的这个闸机构能自动将其锁紧，从而帮助工程师将设备升起并精确地调整。

设计者 Joseph Pizzo 指出，这个闸机构同样能作为一套辅助制动系统用于斜面上的滚轮传送带设备。

10.6 牢固夹持物体的提升钳机构

两个四杆连接机构是这个长机构的关键组成部分，这个具有恒定重量/夹持力比的长机构能够在其夹持范围内夹持任何物体。这个长机构依靠两个连杆机构之间的横向拉杆来产生大小相等并反向的连杆运动。当水平连杆之间的比例可以使其沿倾斜的直线轨迹运动时，端部安装有夹板的垂直连杆产生移动。所以，装载重量被吊起，形成楔形的两个夹板用一个与物体的重量而不是尺寸成比例的力夹持重物。

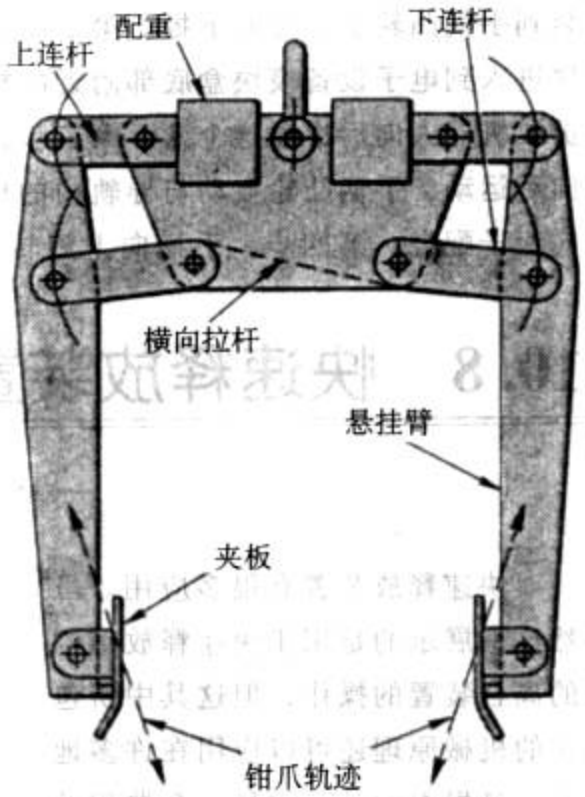


图 10.6-1

10.7 垂直受力锁紧机构

这类机构简化了设备模块的安装和拆卸。

这个锁紧装置在两个垂直的方向上同时作用来安装或拆卸电子设备模块盒。这个机构（见图 10.7-1）只需要手柄的一个简单的运动来推拉航空电子模块盒，便可在它后部面板上或从在面板上受弹簧力的连接器座上插入或拔出连接器，从而将电子模块盒下压装到散热板上或者使电子模块盒从散热板座上分离，这块散热板是面板组装件的一个组成部分。这种思路同样适用于液动、气动和机械系统。在技术人员的活动受到防护服限制的地方，例如在危险的环境中，或者在要由机器人或远程控制机械手来完成的安装和拆卸的地方，这种类型的机构能简化模块化设备的手工安装和拆卸的过程。

图 10.7-2 说明了安装的顺序。第一步，手柄被安

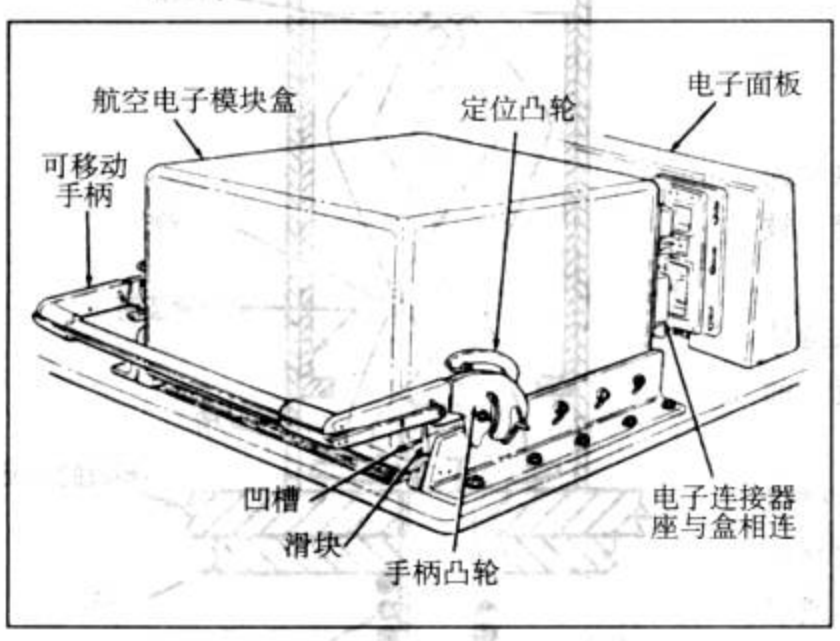


图 10.7-1 当航空电子盒被安装在这个套锁紧机构上时，它与后面的电子连接器配合并被锁紧在散热板的特定位置上。

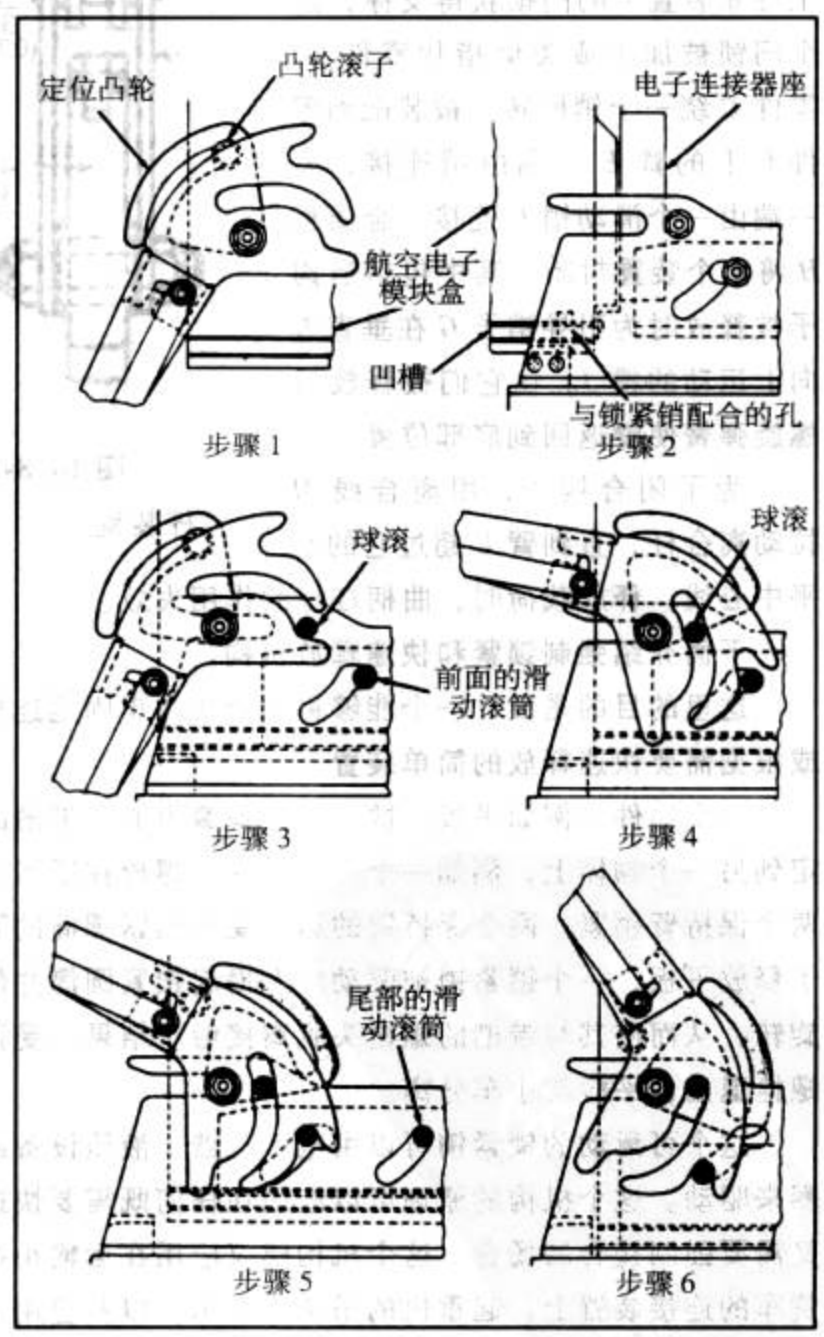


图 10.7-2 此安装顺序图说明了在航空电子盒向后和向下运动时，手柄和定位凸轮的位置。

装到手柄凸轮上，并向下扳。第二步，当导轨上的滑块进入到电子设备模块盒底部附近的槽中时，技术人员或机器人向后推动这个盒。第三步，随着铁盒继续向后运动，手柄凸轮自动与导轨内的槽对齐，并与导向滚子配合。第四步，手柄向上旋转 75°，迫使这个盒向后运动并与电子连接器配合。第五步，手柄继续向上旋转 15°，将手柄凸轮和滑块锁紧。第六步，手柄继续旋转 30°，迫使这个盒和受弹簧力的连接器座向下，以便这个盒和锁紧销配合后被锁在散热板上。拆卸的顺序与之相同，只是运动过程相反。

10.8 快速释放装置

快速释放装置有很多应用。虽然这里展示的是用于快速释放吊钩的离合装置的操作，但这其中所包含的机械原理还可以应用在许多地方。最根本的是，它是一个典型的曲柄杠杆机构，具有载荷越大这个曲柄杠杆越有效的特性。

钩子被悬挂在吊环上，载荷或工件靠装置上的闩锁获得支撑，这个闩锁被加工成类似指状零件 C。零件 C 绕一个销回转。被装配到零件 C 上的臂 E 一端由销连接，另一端由一个滑动销 G 连接。金属板 H 将整个装置封闭，其中包括当钩子被释放时为引导销子 G 在垂直方向上运动的槽 J。在它们被释放后螺旋弹簧使臂返回到底部位置。

为了闭合钩子，用离合线 M 拉动离合杆，直到臂 E 超过它的水平中心线。释放载荷时，曲柄杠杆的作用失效。

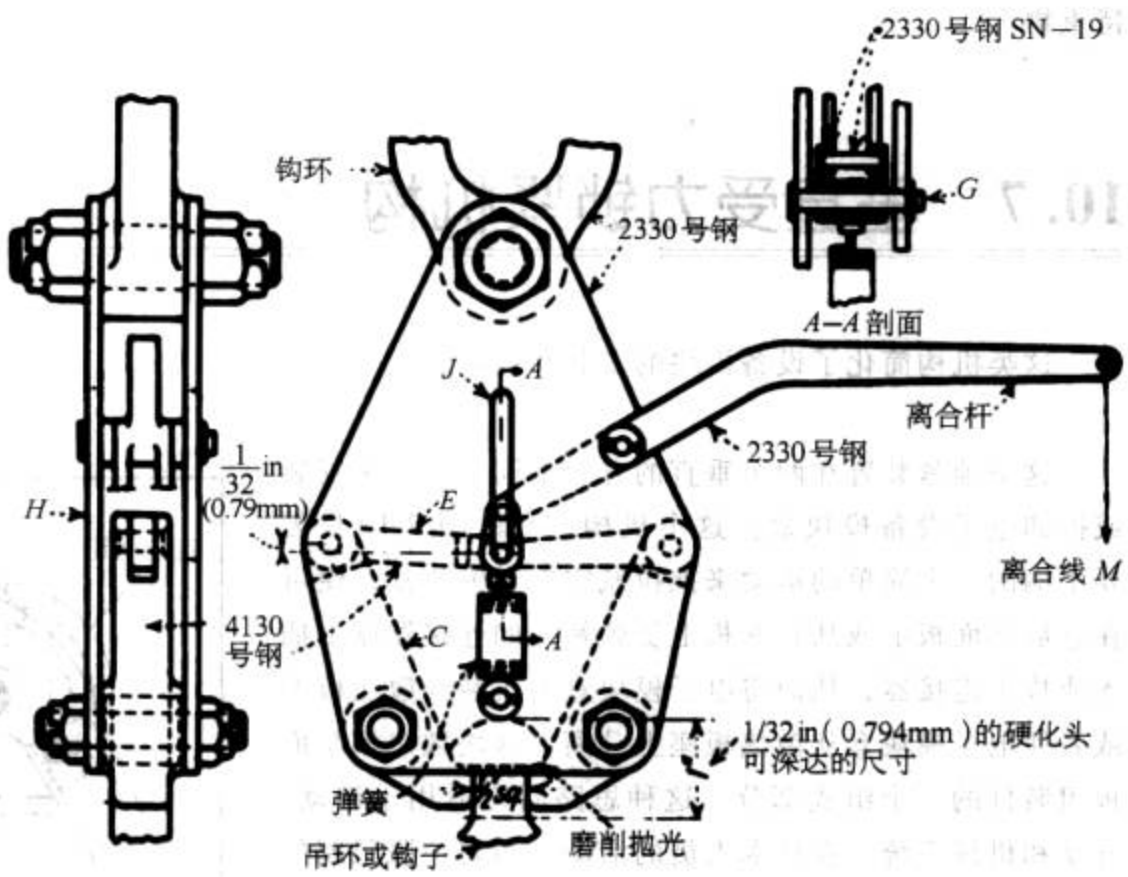


图 10.8-1 为闭合提升钩子而设计的一个简单的快速释放曲柄杠杆装置。

下面介绍**强制锁紧和快速释放机构**。

这里的目的是设计一个能够将两个物体牢固地连接在一起或根据需要快速释放的简单装置。

一个物件，例如平板，被一个受弹簧力的、带槽的螺栓固定到另一个物体上，例如一个小车，这个螺栓在适当位置上被两个保持臂锁紧。两个保持臂的运动受到锁紧圆筒的限制。为了释放平板，一个锁紧销被驱动向上提起锁紧圆筒并使保持臂旋转，从而使其与带槽的螺栓头脱离接触。结果，受弹簧力的螺栓退出，平板与小车分离。

这个可滑动的锁紧销可以由电引火器、液压设备或电磁线圈来驱动。这个机构的原理可以应用在任何既需要快速被释放又需要强制接合的场合。这个机构建议应用在运输小推车或者货车的连接装置上，起重机的吊钩或吊爪，以及应用于远程控制机器手的快速释放机构。

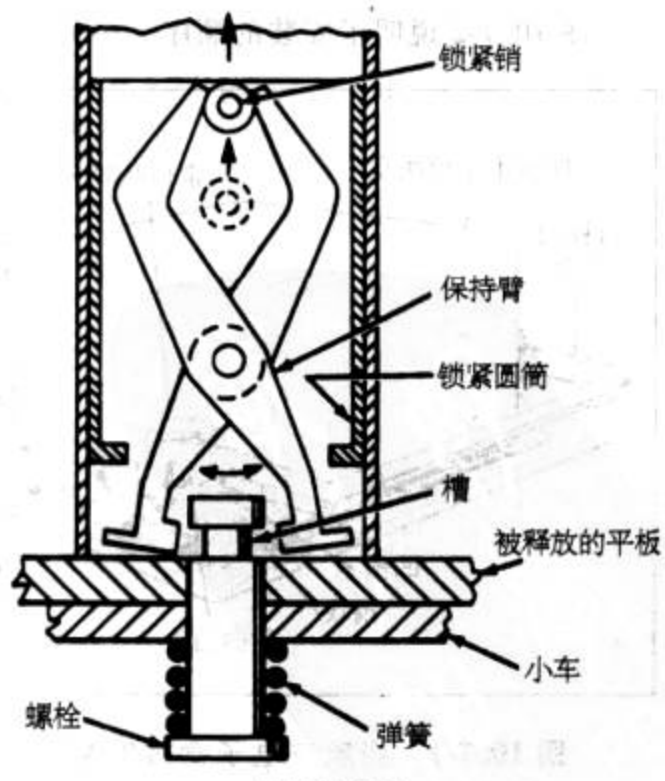


图 10.8-2

10.9 圆环使进入适当位置的台式升降机夹紧

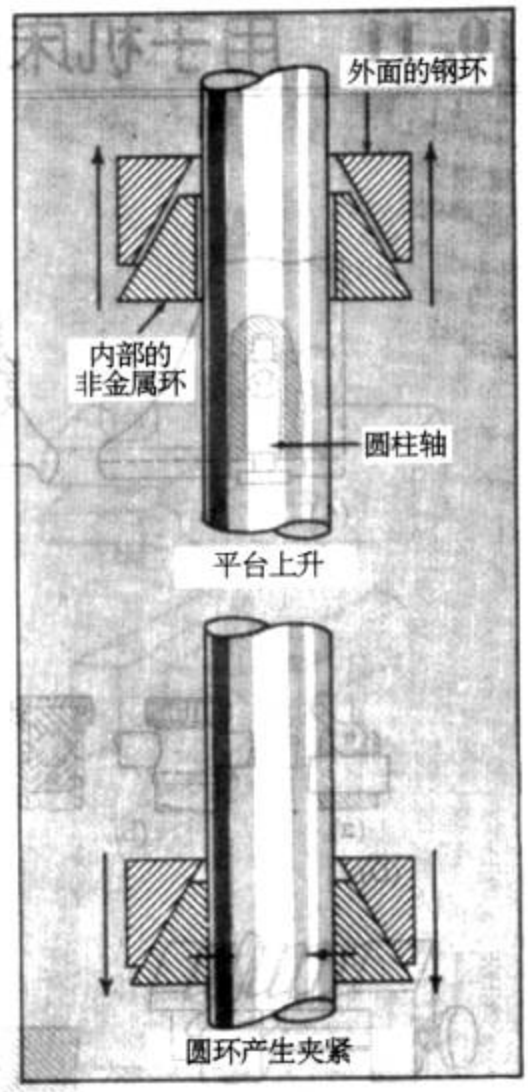


图 10.9-1 环形弹簧随着平台的上升(上图)释放圆柱。当撤除夹紧力(下图)时，圆柱被里面的环夹紧。

图 10.9-1 所示是一种不需要额外夹紧力就能使台式升降机被安全地锁紧在适当位置的简单却有效的技术。这个平台(如图所示)包括两个特殊的圆环装配件，它们通过两个锥形环的简单物理接触产生的力来卡紧四根圆柱轴。

于是，不同于传统的台式升降机，它不需要外力来将平台夹紧在适当的位置。然而，当平台从一个位置升至另外一个位置时仍然需要传统的传动力。

圆环的工作原理。圆环装配件的尺寸比通常用在减振装置上的环形弹簧尺寸要大一些。这套装配件由一个圆锥向上的非金属内圆环和一个圆锥向下的钢制外圆环组成。

外圆环与平台相连，内圆环被定位在圆柱轴的圆周上。当平台被升至设计高度时，停止传动力，整个平台的所有重量都施加在外圆环上，使其一个向下的力，这个力通过斜楔的作用传递给内圆环一个水平方向的力。

于是，圆柱轴被内圆环牢固地夹紧。平台越重，产生的夹紧力也就越大。

这个技术的优点是轴不需要开槽或螺纹，并且成本也得到降低。此外，圆柱轴还可由增强的混凝土制成。

10.10 液压缸内的凸轮爪将板件夹紧

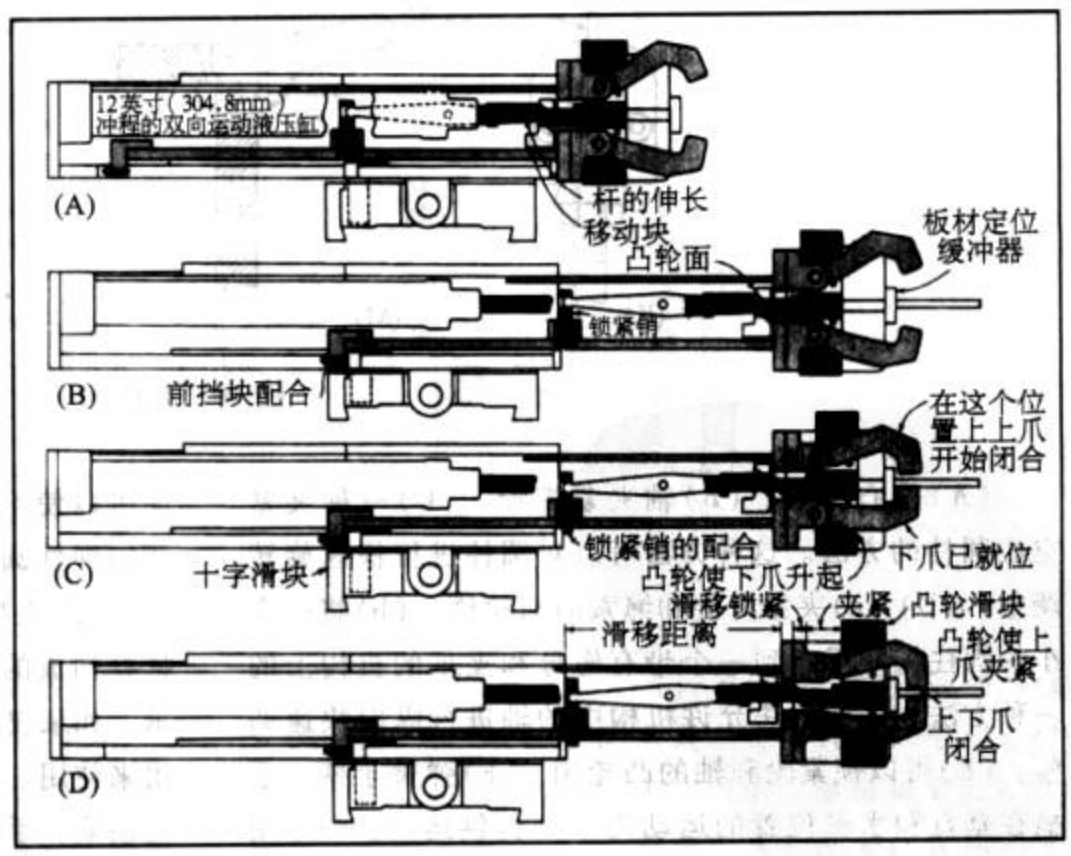


图 10.10-1

位于每个工件夹具内的单个双向运动的液压缸将工件夹紧或松开，以及在需要时将爪缩回或伸出。随着活塞杆完全退回液压缸内(A)，夹具的爪缩回并张开。当停止工件夹具的控制阀被打开时，活塞杆向前移动 12in(304.8mm)。运动(B)的前 10in(254mm)使板材定位缓冲器与工件接触。杆的伸长部分上的凸轮面将移动块向上移，同时锁紧销开始落入工作位置。活塞杆移动的下一个 3/4in(254mm)(C)，使工件夹具的锁紧销完全配合并使下面的爪向上抬起直至接触工件底部。于是，工件夹具的滑块被锁紧在前挡块和锁紧销之间。活塞移动的最后 1/4in(6.35mm)(D)，两爪用 2500lbf(1.1×10^4N)的压力将工件夹紧。不需要对工件的厚度进行调整。一个开爪限制开关将工件夹具锁定在适当的位置(C)上，以便进行装卸操作。

10.11 用于机床和固定设备上的快速作用夹具

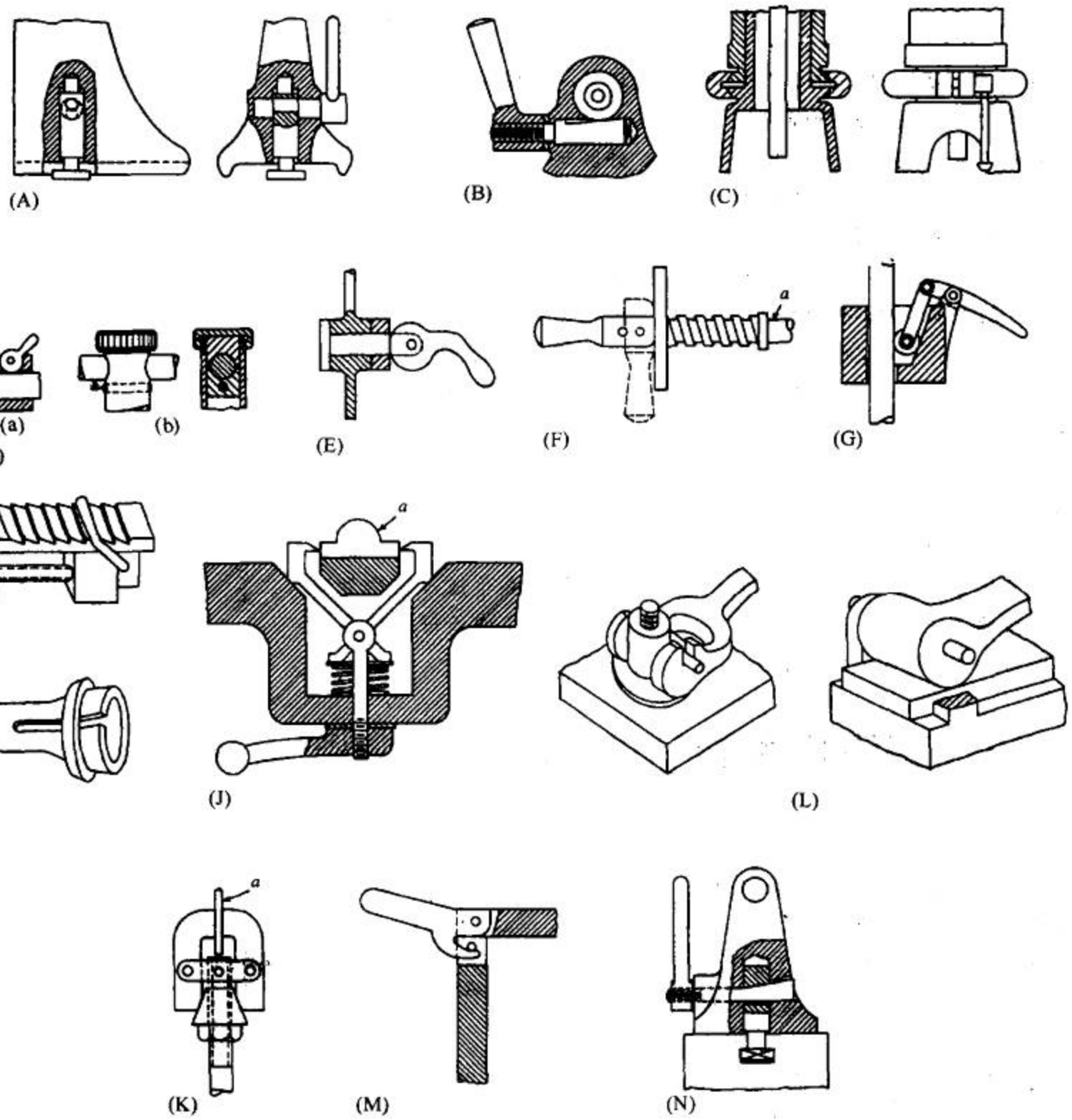


图 10.11-1

(A)偏心锁紧。(B)轴夹紧螺栓。(C)一种夹紧空心圆柱的方法。这种方法可以对圆柱进行快速旋转调整。(D)(a)夹紧杆件和绳索的凸轮销。(b)将一个小的圆柱工件固定到一个带有螺母和夹爪的机构上的一种方法。这种方法允许机构中的轴进行纵向快速调整。(E)可以锁紧轮和轴的凸轮销。(F)弹簧手柄。手柄在垂直和水平位置的运动为 a 处提供运动。(G)用于锁紧杆件和绳索的一个滚子和斜槽组成的机构。(H)将轻构件锁紧在机构上的方法。机构上的锯齿表面可以使不同厚度的构件被快速安置。(I)带有滑动环的弹性圆锥夹具。

(J)夹紧构件 a 的特殊夹具。(K)圆锥、螺母和杠杆构成的夹具将构件 a 夹紧。夹具能有两个或多个爪。如果仅有两个爪的话，这套夹具可以做为小老虎钳来使用。(L)两种不同类型的凸轮夹具。(M)凸轮板的锁紧。手柄向下的运动将凸轮板牢牢锁紧。(N)滑动构件通过一个楔形螺栓被锁紧到开槽的构件上。这套夹具允许机构中的构件进行快速调整。

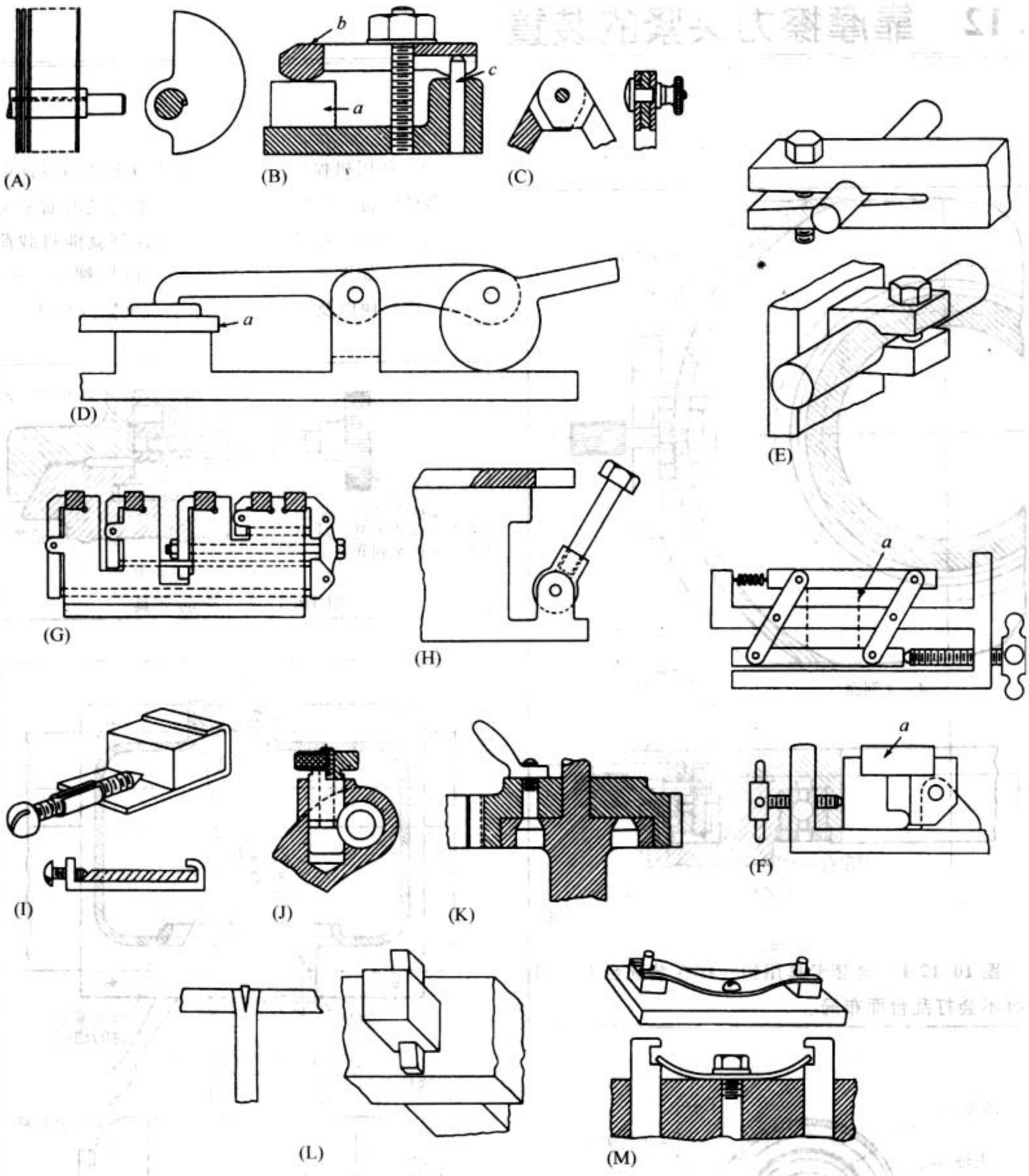


图 10.11-2

(A)一种用圆形楔将电容极板固定到机构上的办法。电容极板的顺时针转动，使其被锁紧在机构上。(B)一种用特殊卡具卡紧构件 *a* 的方法。零件 *b* 绕销 *c* 旋转。(C)一种用夹紧螺钉将两个可移动部件夹紧的方法，以便两个部件可以在任何角度位置上被固定。(D)卡紧零件 *a* 的凸轮压板。(E)卡紧圆柱形零件的两种方法。(F)用特殊卡具卡紧零件 *a* 的两种方法。(G)一套特殊的卡具，只需要拧紧一个螺栓就能将五个零件平行的夹紧。(H)一种用螺栓和可移动零件定位构件的方法，这个零件提供了一种快速锁紧板件的方法。(I)一种快速锁紧、调整或松开中心构件的方法。(J)一种用卡紧螺钉和指旋螺母锁紧在机构中的轴套的方法。(K)一种用螺栓和起螺母作用的手柄将附件固定到机构上的方法。(L)一种用斜楔将构件紧固到机构上的方法。(M)用一根弹簧片和一个螺钉将两个零件固定到机构上的两种方法。不需要松开螺钉就可以将零件卸下。

10.12 靠摩擦力夹紧的装置

为了利用机械的优势，在摩擦力夹具的设计中用到了多种设备。这些夹具能用相当小的光滑面来夹紧比较大的载荷，并且只需要简单的控制就能将载荷夹紧或松开。如图所示，这些夹具可以用螺钉、杠杆、曲轴、楔形块以及它们的组合来实现夹紧或松开。

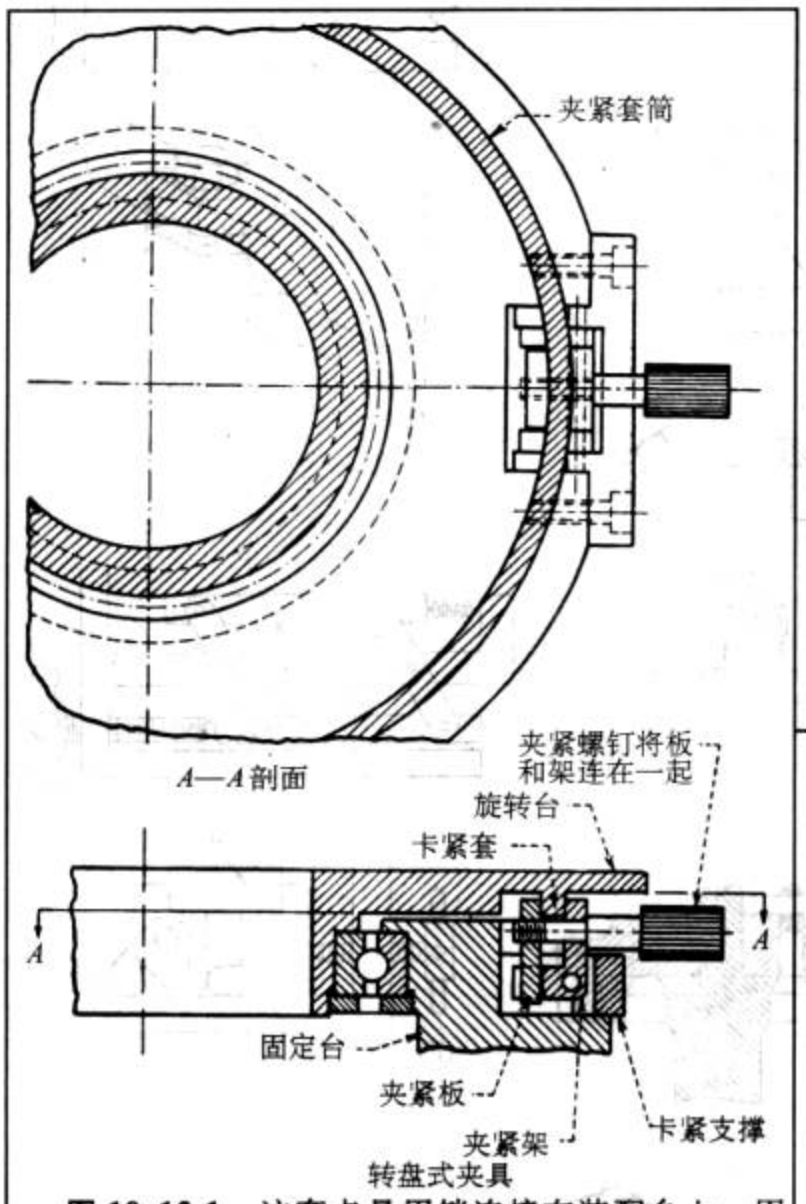


图 10.12-1 这套卡具用销连接在装配台上，因而不会打乱台面布局。

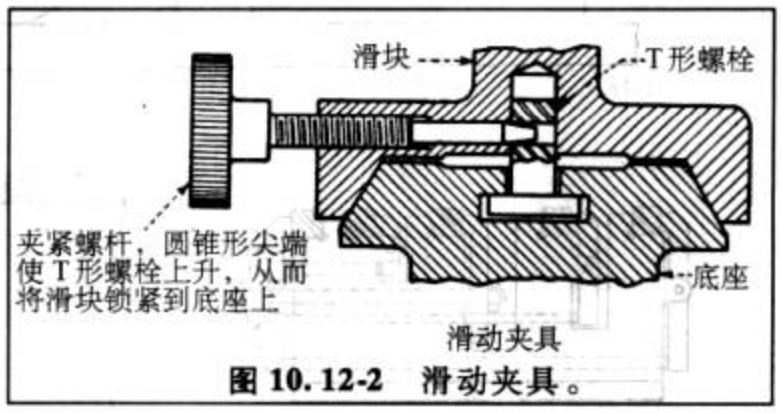


图 10.12-2 滑动夹具。

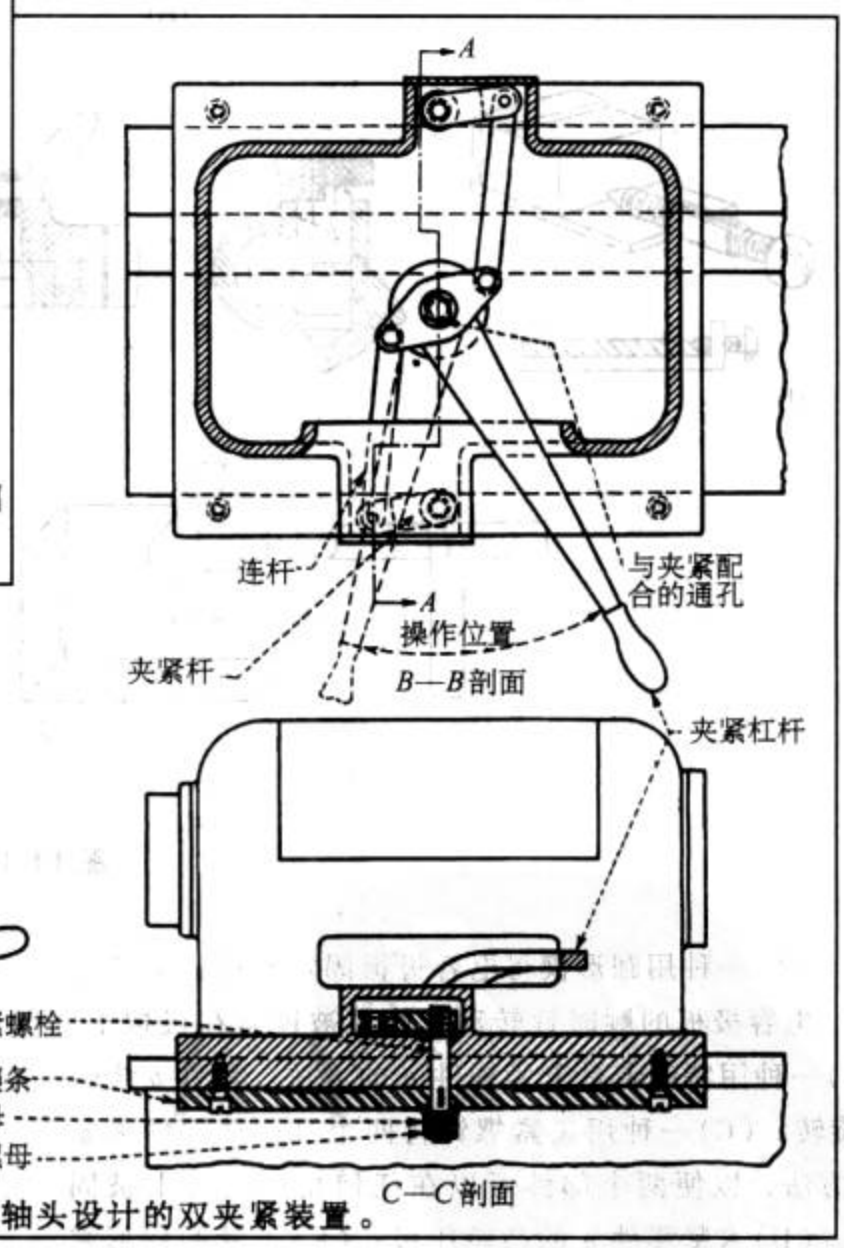


图 10.12-3 为轴头设计的双夹紧装置。

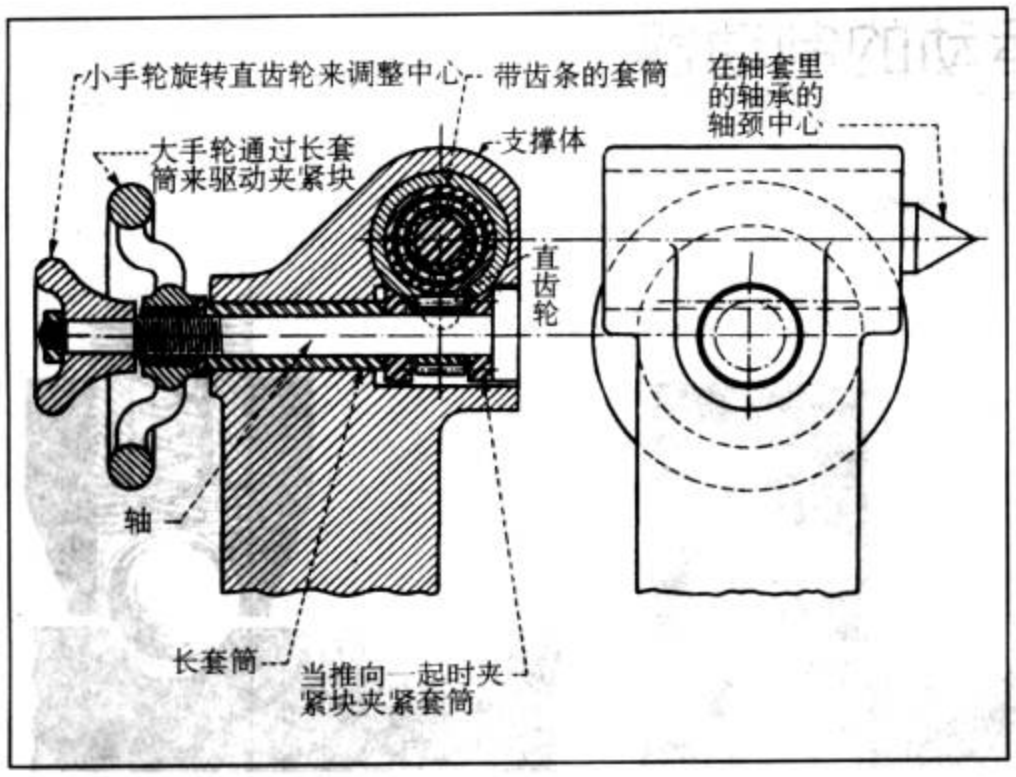


图 10.12-4　中心支撑夹紧。

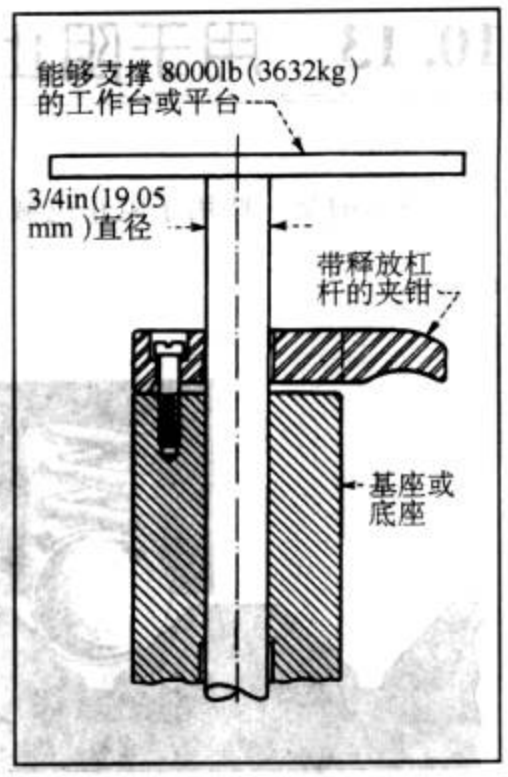


图 10.12-5　底座夹紧。

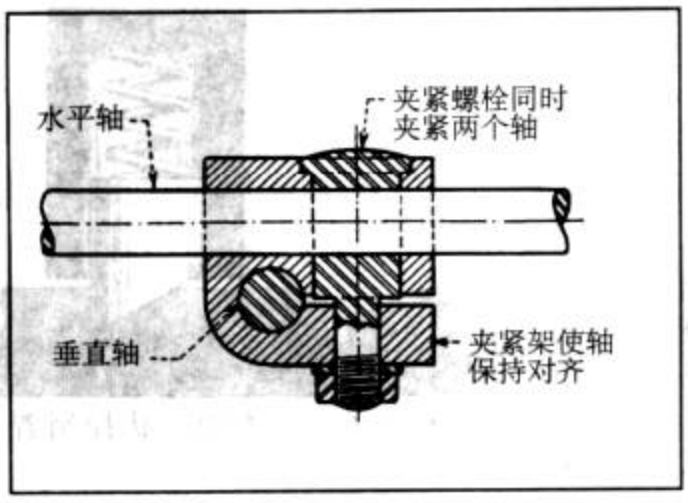


图 10.12-6　直角夹紧。

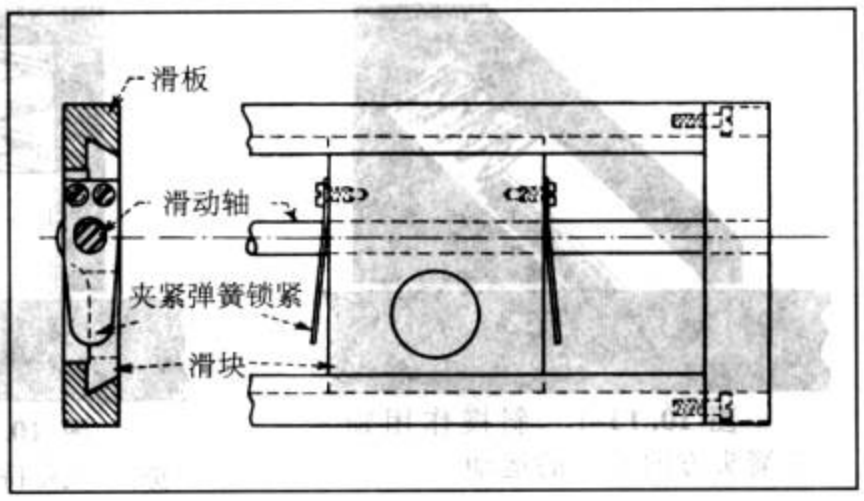


图 10.12-7　滑动夹紧。

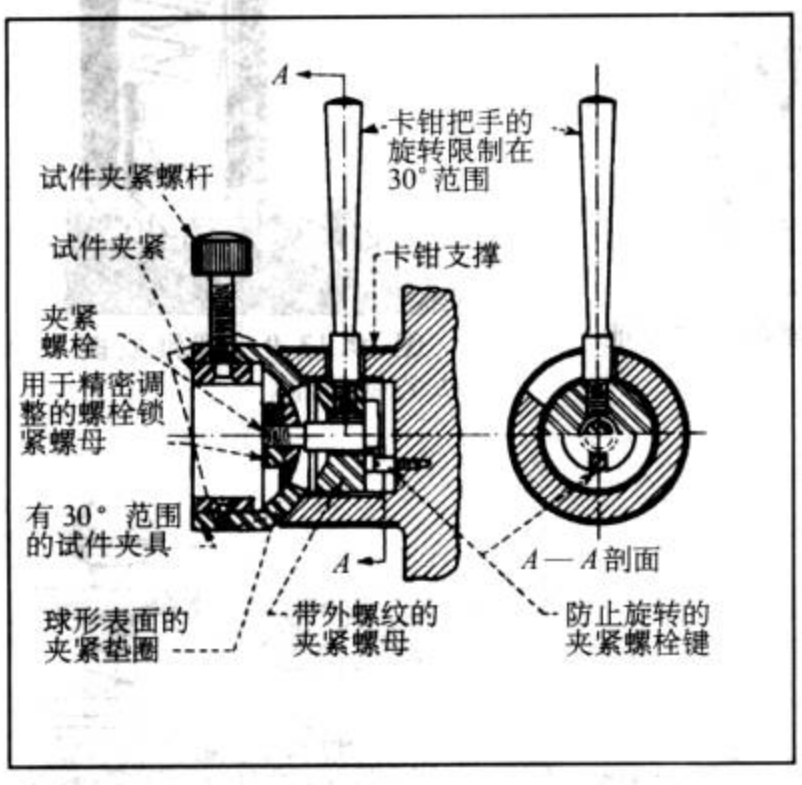


图 10.12-8　试件夹具夹紧。

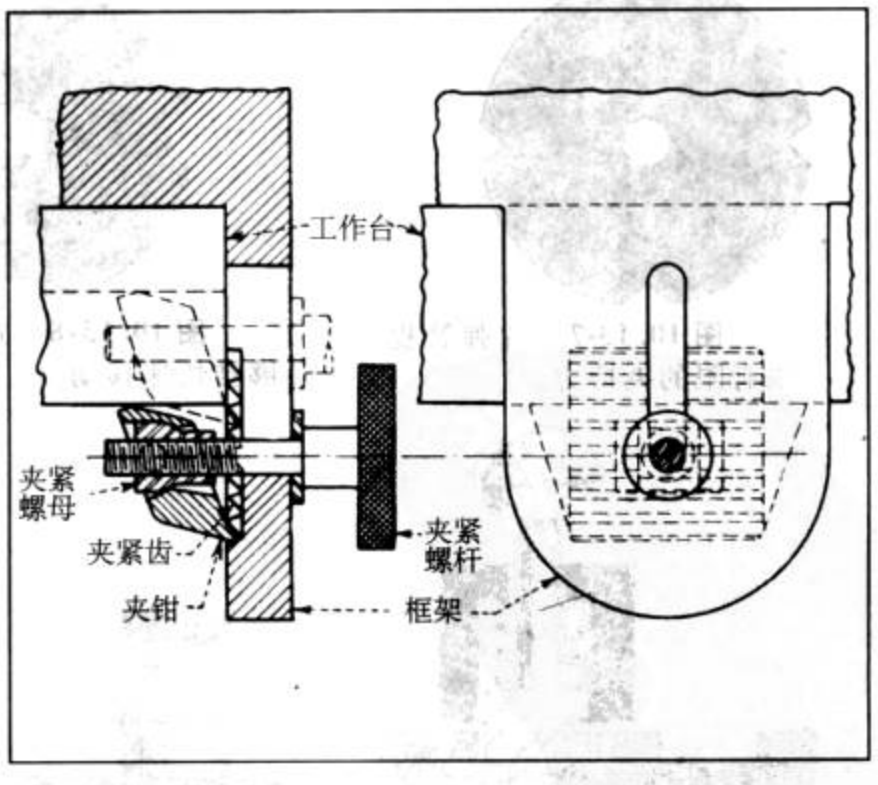


图 10.12-9　工作台夹紧。

10.13 用于阻止机械运动的制动器

图示的是一些用于阻止机械运动的坚固和实用的装置。

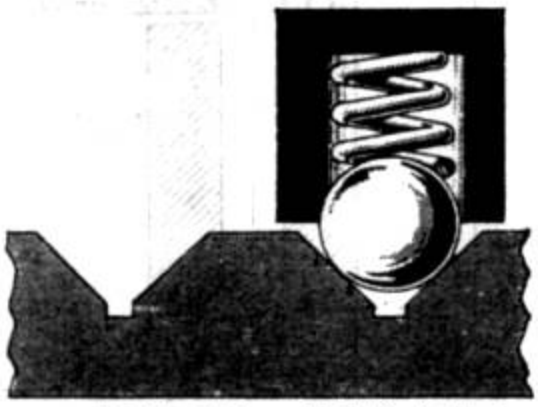


图 10.13-1 固定的夹持力在两个方向上都是不变的。

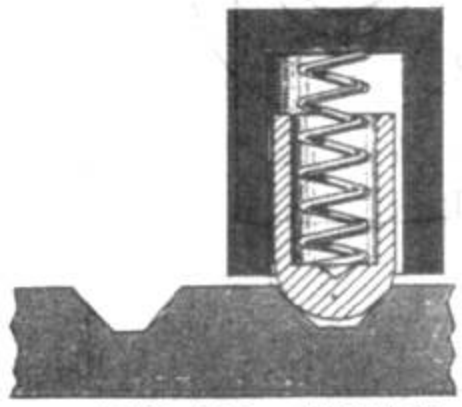


图 10.13-2 球形柱塞有较长的使用寿命。



图 10.13-3 螺钉可对夹持进行调整。



图 10.13-4 斜楔作用锁定箭头方向所示的运动。

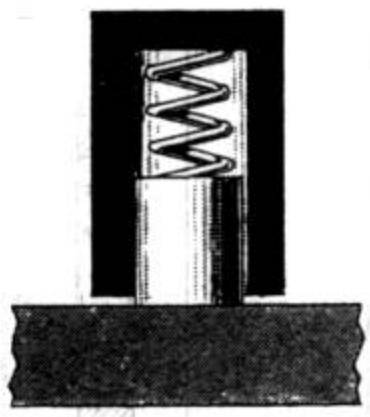


图 10.13-5 摩擦产生夹持力。

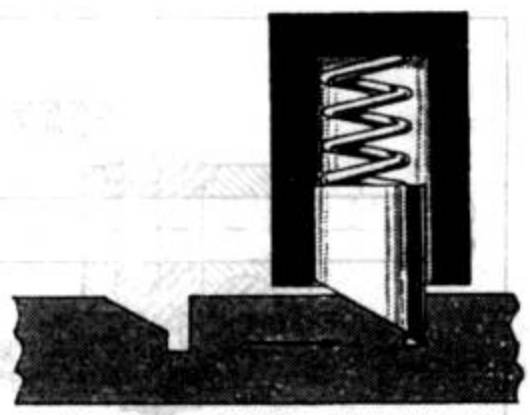


图 10.13-6 凹槽的形状控制着杆的运动方向。

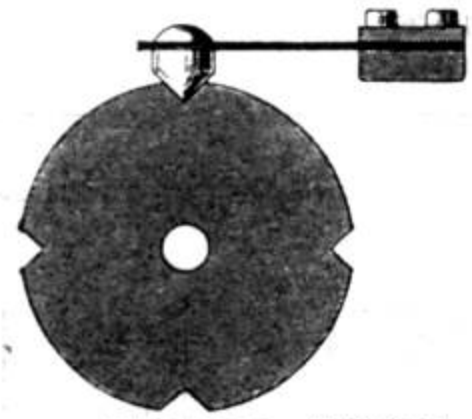


图 10.13-7 片弹簧提供有限的夹持力。

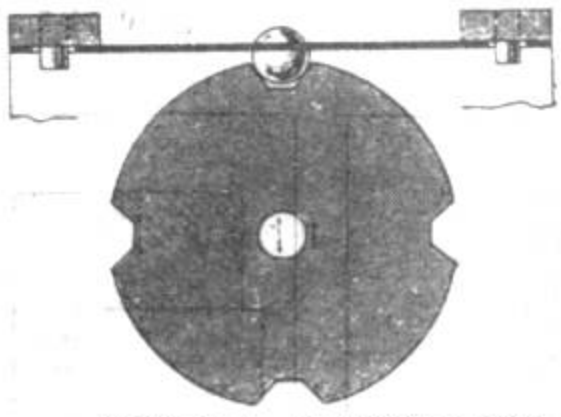


图 10.13-8 片弹簧制动器能够被快速移动。

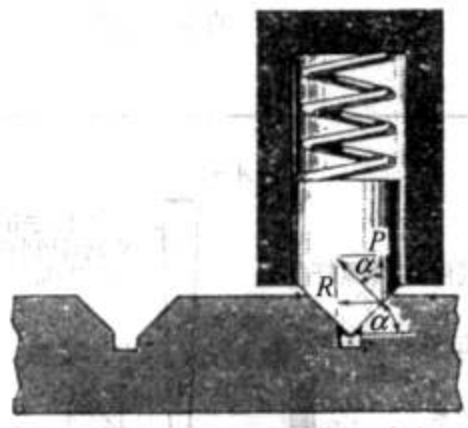


图 10.13-9 圆锥或楔形头的制动器。

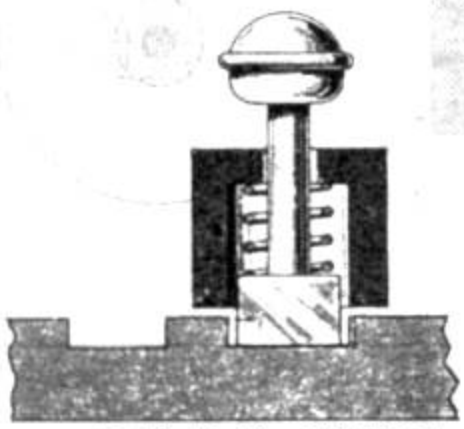


图 10.13-10 可以手工释放的直接制动器。

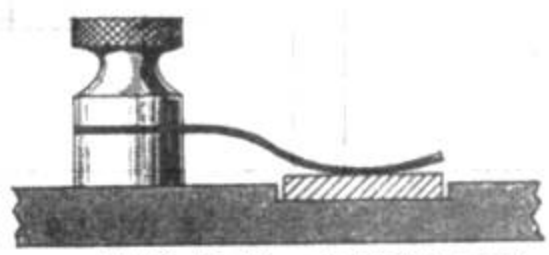


图 10.13-11 夹持平片零件的片弹簧。

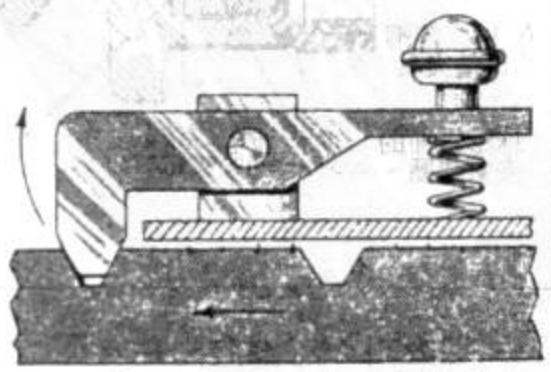


图 10.13-12 在一个方向上发生自动释放，而在另一个方向上必须手工释放。

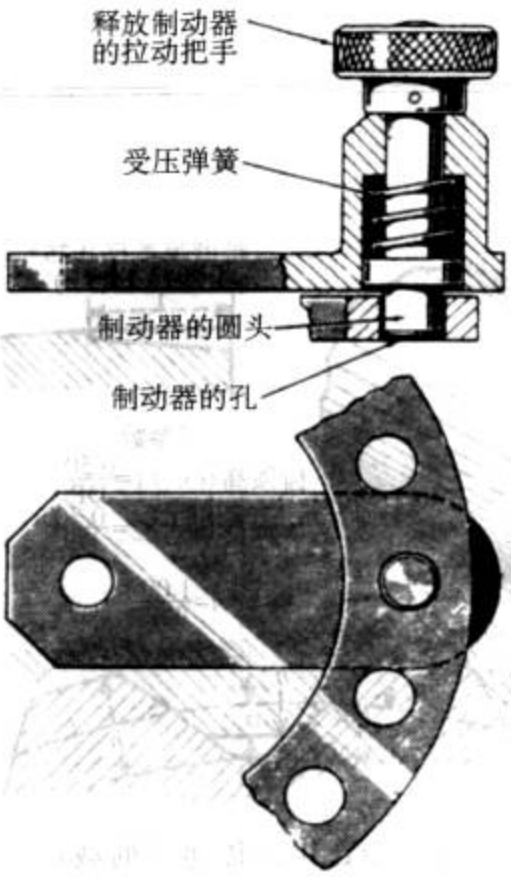


图 10.13-13 通过分度盘上间隔的孔进行轴向定位(分度)。

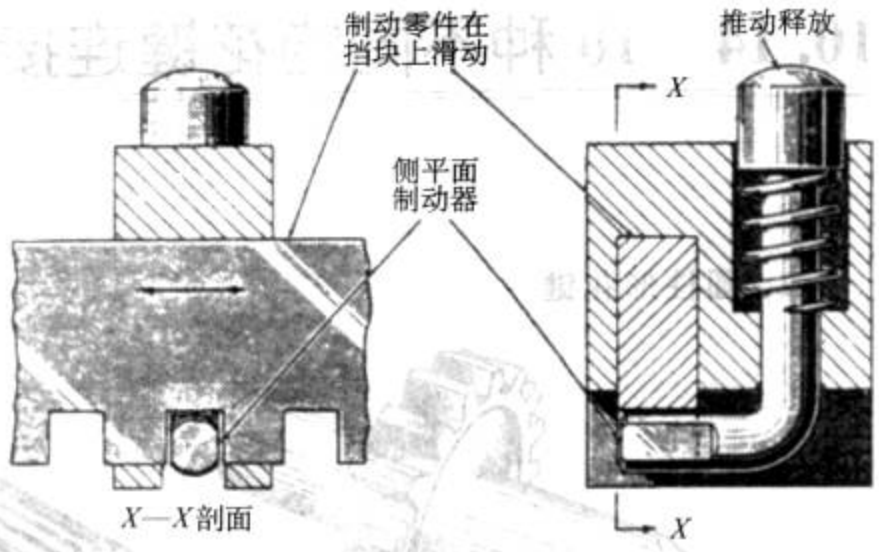


图 10.13-14 直接制动器有一个用于释放直杆的按钮。

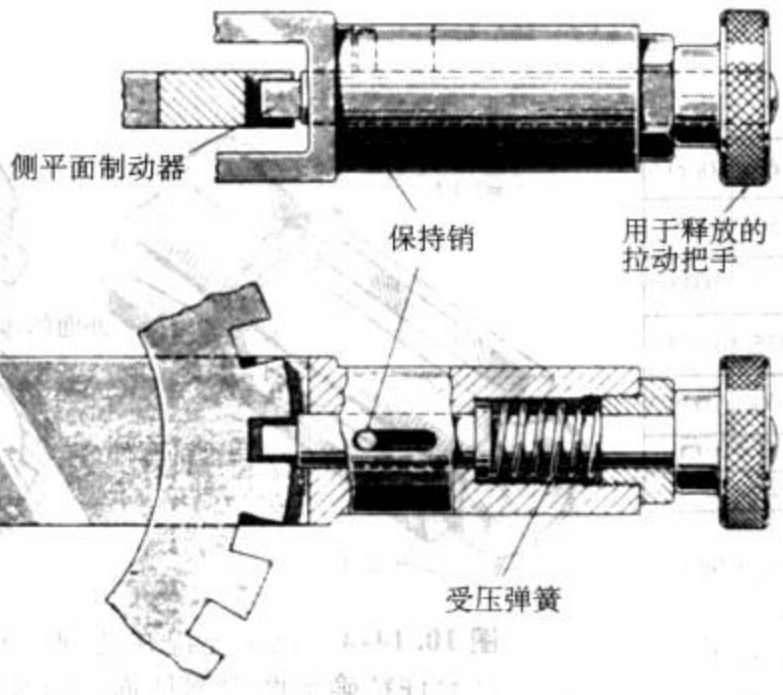


图 10.13-15 一个径向安置的制动器夹持一个带槽的分度盘。

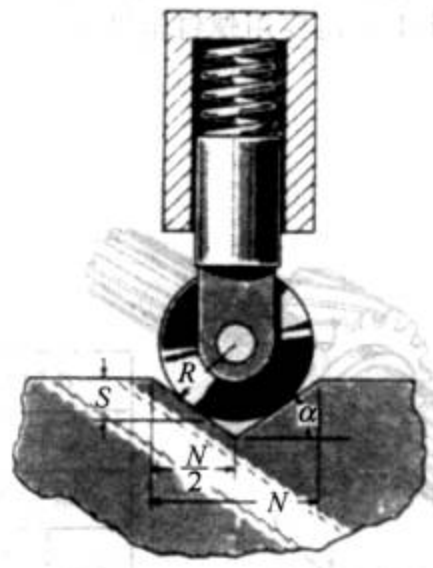


图 10.13-16 一个旋子制动器被放置在一个槽里。

升度，$S=\frac{N\tan\alpha}{2}-R\times\frac{1-\cos\alpha}{\cos\alpha}$

滚子半径，$R=\left(\frac{N\tan\alpha}{2}-S\right)\left(\frac{\cos\alpha}{1-\cos\alpha}\right)$

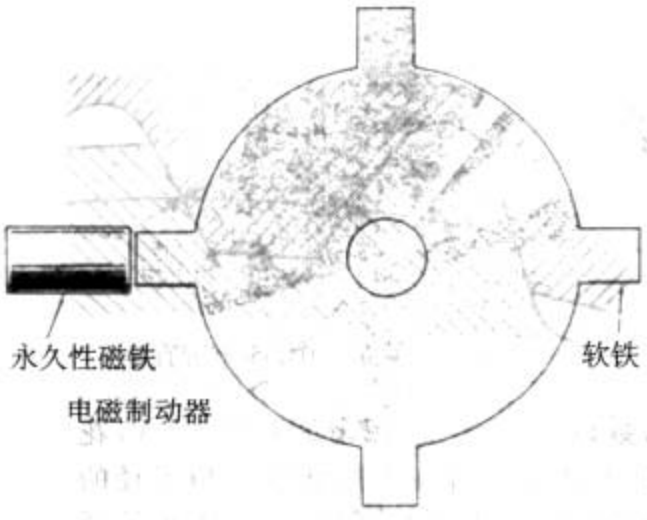


图 10.13-17

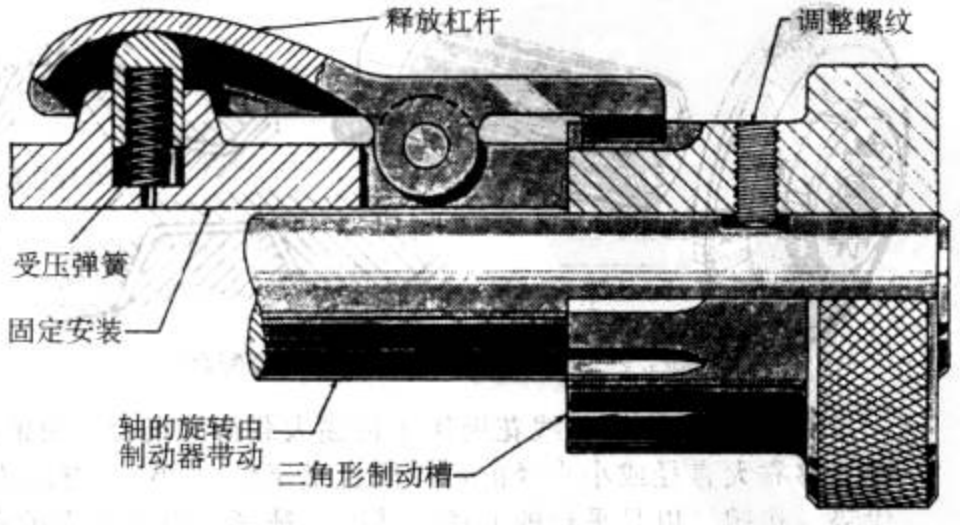


图 10.13-18 轴向制动器定位带手动释放装置的调整把手。

10.14 10 种不同的花键连接

1. 圆柱形花键

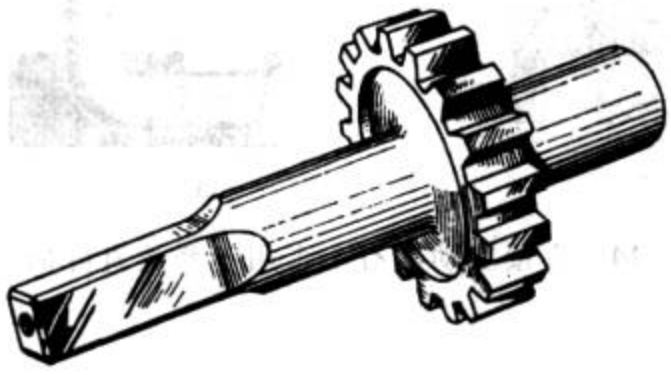


图 10.14-1 正方形花键可以简单连接。它们主要用在精确定位要求不高的场合来传递小的载荷，这种花键一般用在机床上，需要用螺钉辅助来固定元件。

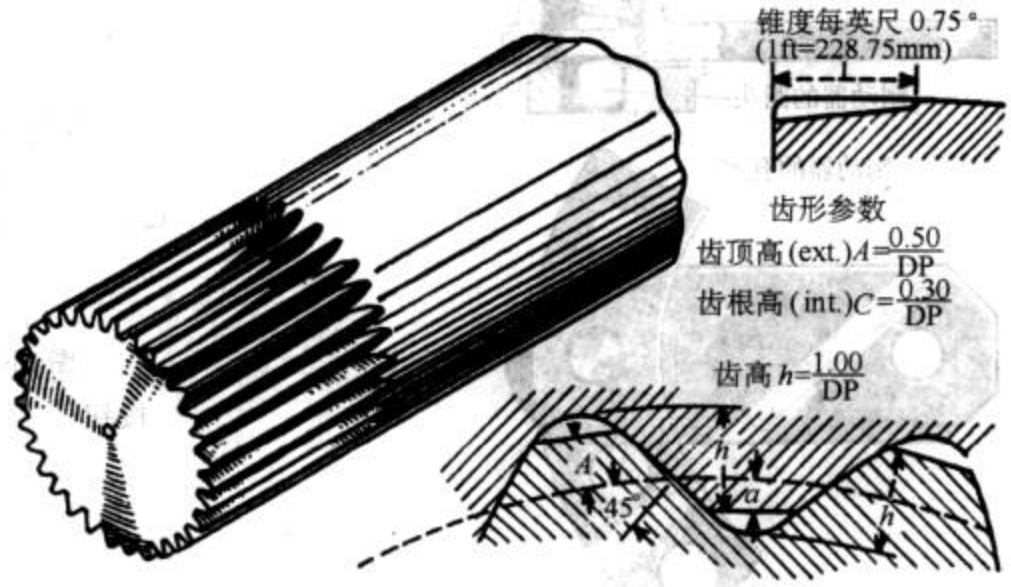
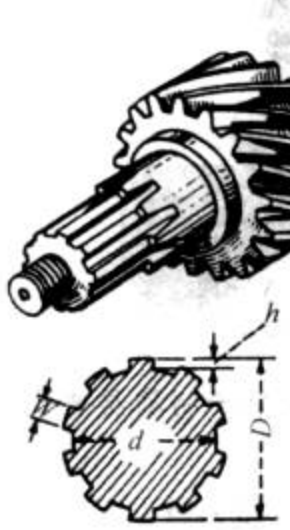


图 10.14-2 小尺寸的细齿花键大多数用来传递小的载荷。这个花键轴被压入较软材料的孔中实现较经济的连接。最初花键被做成直齿的而且仅限于小节距，45°细齿花键已经被标准化，且具有大的节距，直径最大可以达到 10in(254mm)，为实现过盈配合，细齿被做成锥形的。



标准花键参数

花键数			4	6	10or16
花键宽		W	0.241D	0.250D	0.156D
紧配合		h	0.075D	0.050D	0.045D
滑动配合	非加载	h	0.125D	0.075D	0.070D
	加载	h	——	0.100D	0.095D
16齿花键的宽度是 0.0980					
齿根直径 $d = D-2h$					

图 10.14-3 直齿的花键在自动化领域有广泛地应用。这样的花键经常用于滑动件。根部的尖角限制了转矩承受能力，在花键的投影面积上能承受能力大约 1000Pa 的压力。根据不同的应用，齿的高度可以改变，如图中的表所示。

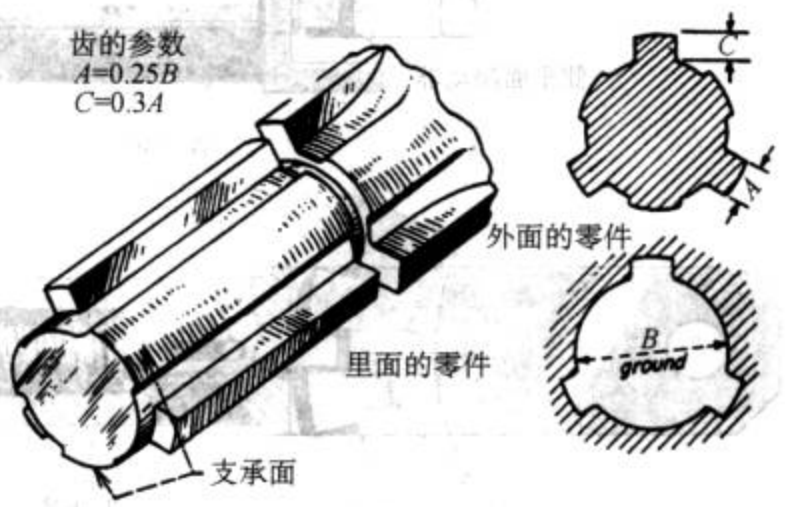


图 10.14-4 机床花键在花键间有很宽的缺口，这允许精确地磨削圆柱面，以便精确定位。里面的零件能够很容易地进行磨削，这样它们就可以与外面的零件表面紧密配合。

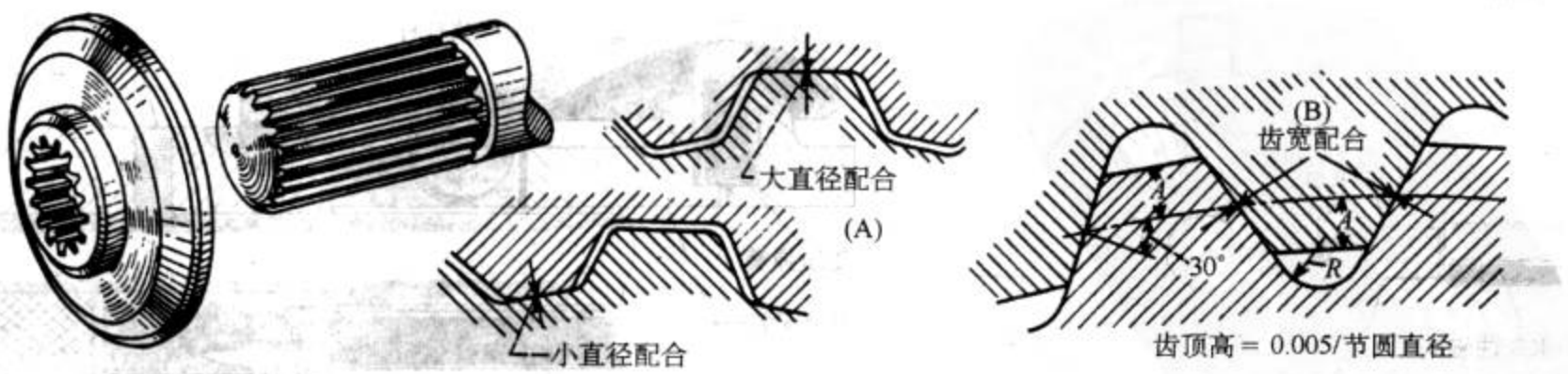


图 10.14-5 渐开线花键用于传递大载荷的场合。齿的设计参数以一个 30°的短齿为基础。(A)花键能够靠大直径或小直径的过盈配合来定位。(B)齿宽或齿侧定位的使用具有在齿根获得全角半径的优势。花键可以是平行的或螺旋状的。精密、硬化处理的花键可以承受 400Pa 的接触压力。图示的径节等于齿与节圆直径的比。

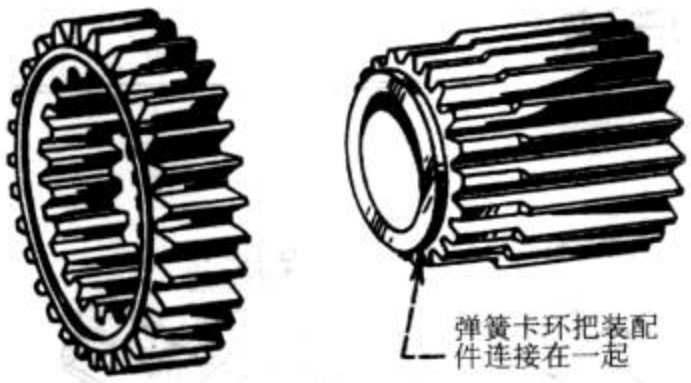


图 10.14-6 特殊的渐开线花键根据齿轮齿的比例加工。使用大切深的齿轮，接触面积就可能越大。图示的复合齿轮是由修整过的较小的齿轮齿和里面做成花键的大一点的齿轮齿组成。

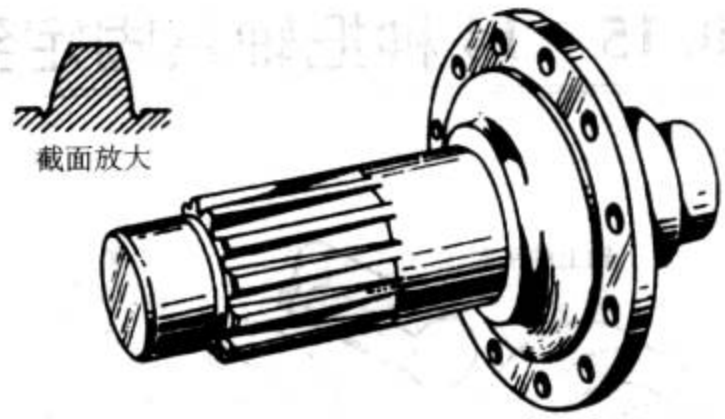


图 10.14-7 根部是锥状的花键用在需要准确定位的驱动器上，这种方法能够使零件牢固地配合。这种带有 30°渐开线短齿的花键比根部平行的花键具有更高的强度，并且在一定锥度范围内能够用滚刀滚齿。

2. 面花键

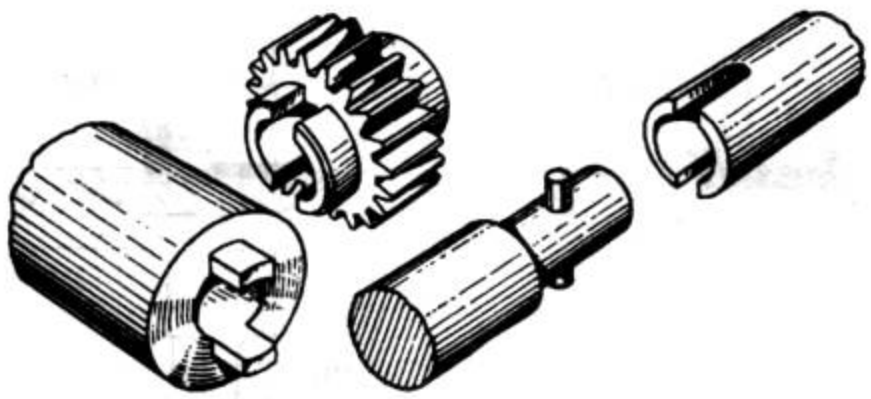


图 10.14-8 在轴心或轴上机加工出来的槽可以用于成本较低的连接。这种花键仅限于较轻的载荷，并且需要一套锁紧装置来保持正确的啮合。对于较小的转矩和定位精度要求不高的场合，可以采用销钉和套筒的方法。

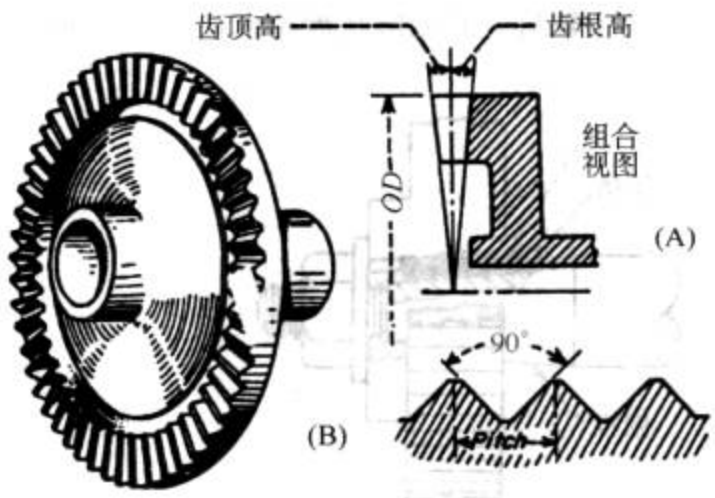


图 10.14-9 通过铣削或成型加工出来的径向花键形成简单的连接。(A)齿宽比沿径向缩小。(B)齿可以是直边的(类似城堡形有许多缺口的)或是倾斜的；常见的为 90°角。

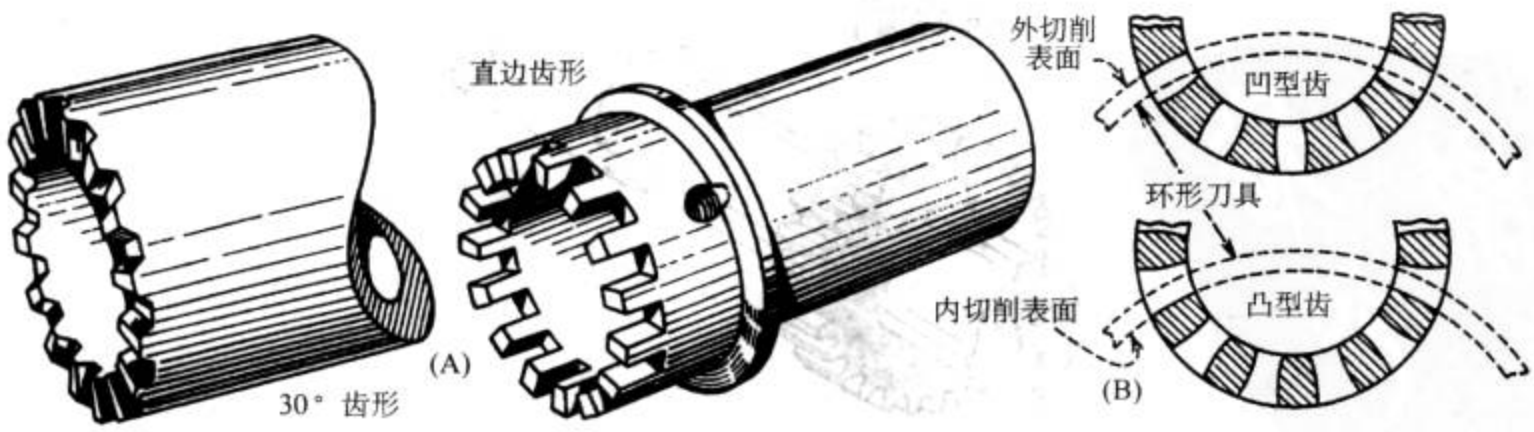


图 10.14-10 弯曲联轴节的齿由面铣刀加工。当使用硬度大的零件时需要精确定位，齿可以磨削加工。(A)这个过程加工出来的齿有同样的深度。它们能够在任意的压力角下加工，但是常用的是 30°角。(B)由于切削的作用，在一个零件上齿的形状是凹形的，而在另外一个需要与其装配在一起的零件上的齿是凸形的。

10.15 14 种把轴套固定到轴上的方法

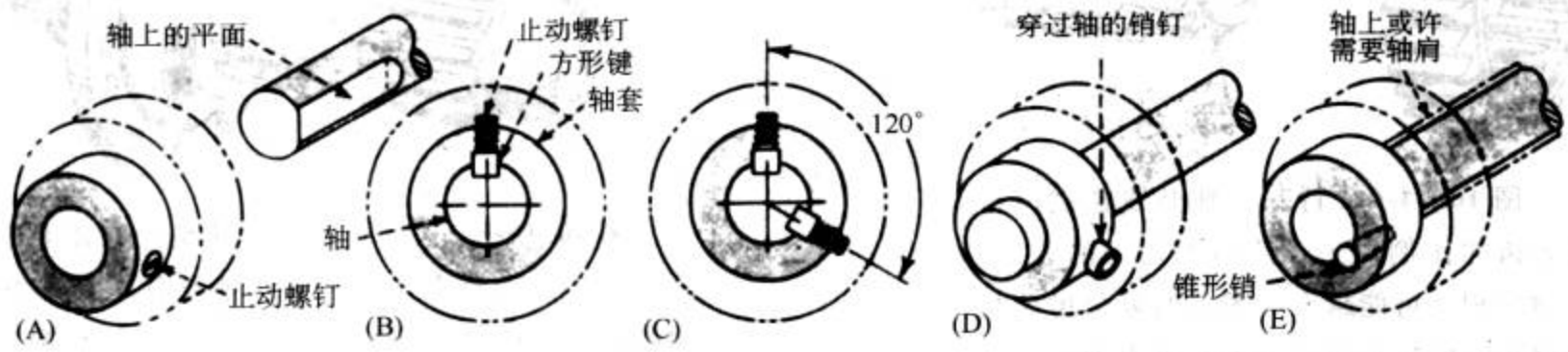


图 10.15-1 一个在轴套上的圆端止动螺钉(A)施压在轴的一个平面上。这种固定方法适合于低冲击力的小马力驱动，但不适合于需要频繁拆卸和安装的场合。带有止动螺钉的键(B)防止频繁的拆卸和安装造成轴损伤。它能够承受高冲击载荷。两个呈 120°角的键(C)传递超重的载荷。直的或有锥度的销(D)防止尾部摇动。试验装置中可采用容易拆卸的膨胀销。锥形销(E)与轴平行，可能在轴上需要一个轴肩，它能够在齿轮或带轮没有轴套时起作用。

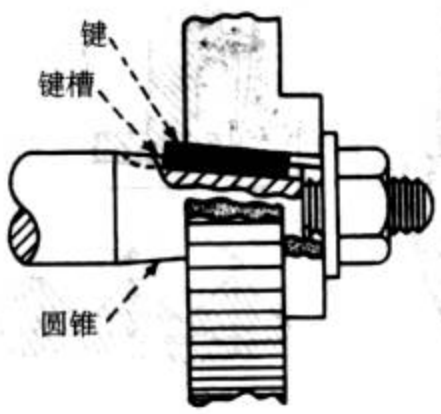


图 10.15-2 一个有键和螺纹头的锥形轴是一个刚度集中的装配件。它适合于工作量大的应用场合，但它不容易拆卸。

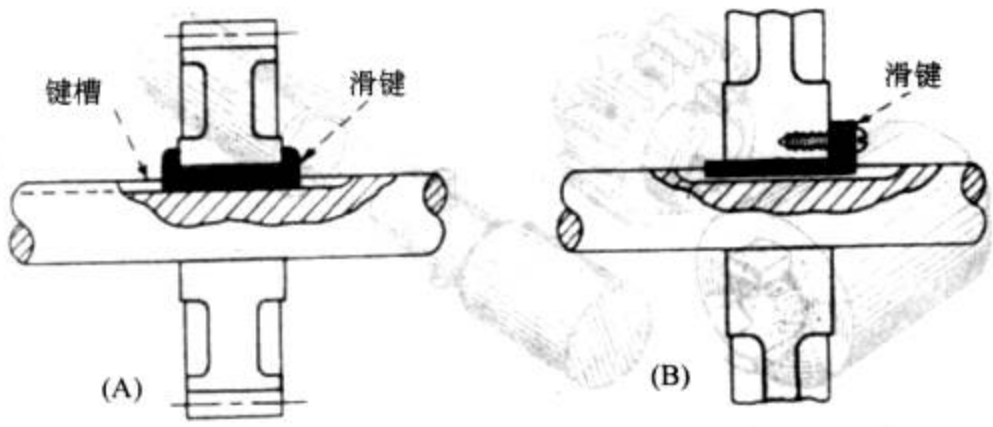


图 10.15-3 滑键(A)允许轴向齿轮移动。键槽必须加工到轴端部。对于盲孔键槽(B)，轴套和键必须钻或攻丝，但是当只有一个短键槽时，设计允许齿轮被安装在轴上的任何位置。

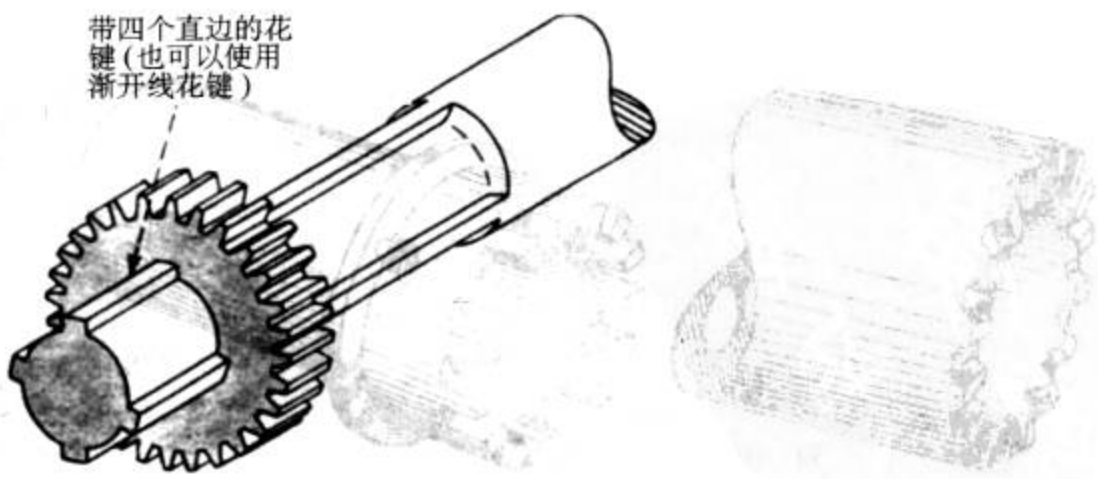


图 10.15-4 花键轴经常使用于齿轮必须移动的场合。方形花键可以被磨削到能够安装在较小直径的缺口上，但是渐开线花键能够自定心且强度好。如果有轴套的话，非滑动齿轮可以用销安装在轴上。

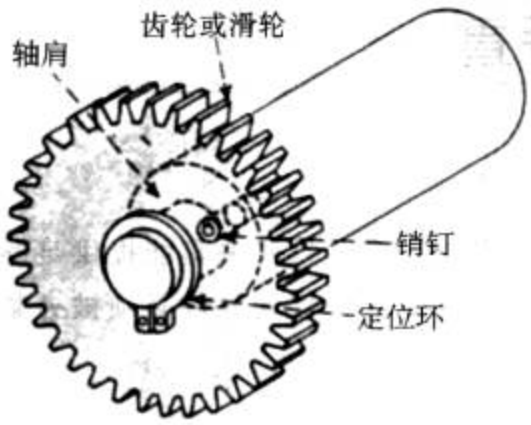


图 10.15-5 当载荷很小时，定位环允许齿轮快速移动。轴上的轴肩是必要的。如果要保护过载，需要剪切销来确保齿轮不从轴上脱离。

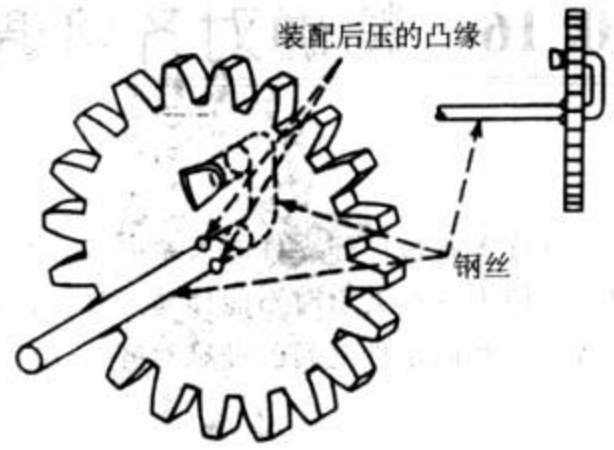


图 10.15-6 扁平齿轮和成形的钢丝轴可以应用于工作量较小的场合。在钢丝的两条腿上的凸缘能够阻止其分离，钢丝轴的弯曲半径应该足够小，使得齿轮能够就位。

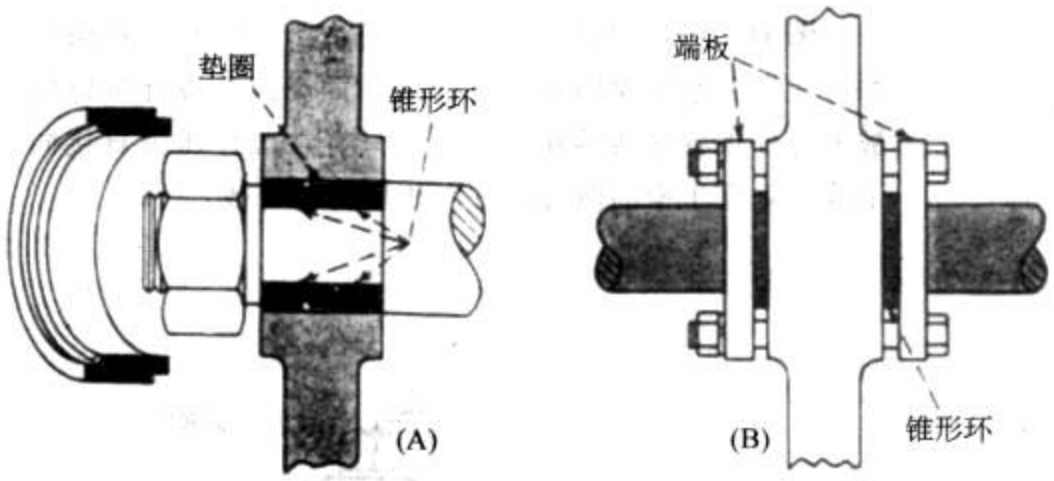


图 10.15-7 当螺母被拧紧时，互锁锥形环紧紧地把轴套固定在轴上。当采用销钉和键装配时，轴套和轴的粗加工不影响其同心。轴端的安装需要一个轴肩(A)。端板和四个螺栓(B)可以使轴套被安转在轴的任意位置上。

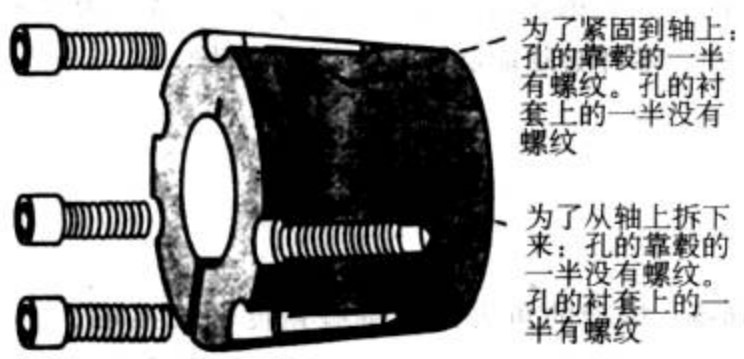


图 10.15-8 这种裂口衬套外直径是锥形的。在轴套上的裂口孔与毂上的裂口孔对齐。为使其变紧，孔的靠毂的一半有螺纹。孔的衬套上的一半没有螺纹。当紧固时，一个螺丝将轴套推入毂中，反向过程实现拆卸。

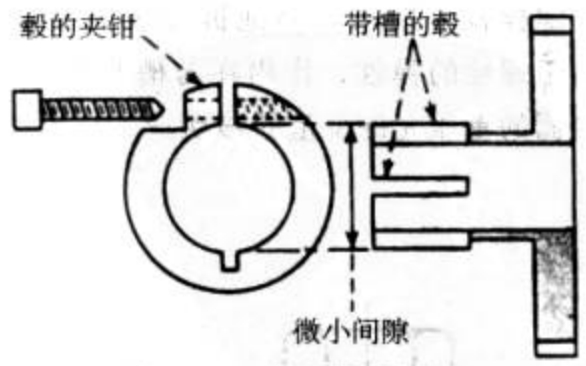


图 10.15-9 一个精密齿轮的轮毂通过一个独立的毂夹钳被夹紧到轴上。制造商列出了轮毂和夹钳的标准尺寸，以便他们就能够把它们有效地固定到一根精磨的轴上。

10.16 精确对齐可调整零件的夹紧装置

有许多容易拆卸零件的夹紧方法，在数量和种类上都能满足需要。在很多情况中，只要夹具能提供足够大的力，使零件被夹紧时不能移动，任何设计形式都是令人满意的。然而，有时还要求可移动零件必须被夹紧并保持与一些固定件之间的准确对齐。这些夹具的例子如图所示。

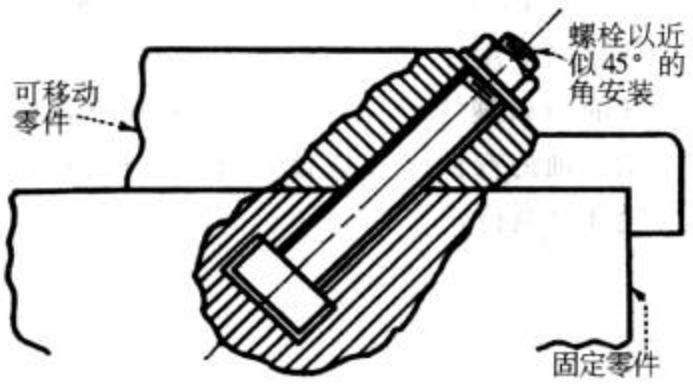


图 10.16-1 当螺母被拧紧时，可移动零件的边上的凸缘被拉动并与固定零件的加工边缘接触。这种方法是有效的，但是如果被夹紧的零件太重或不平衡的话，它的拆卸就很困难。

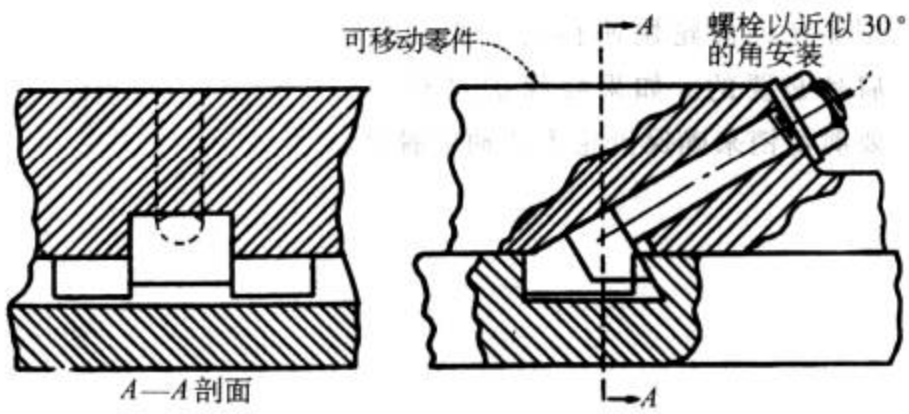


图 10.16-2 螺栓头的下边缘与定位槽的角侧面接触，使得键紧紧地固定在槽的另一面。这种设计可以使被夹持件很容易地拆卸，但是它只有在工作压力直接向下或与垂直于槽的侧边的方向相反时才有效。

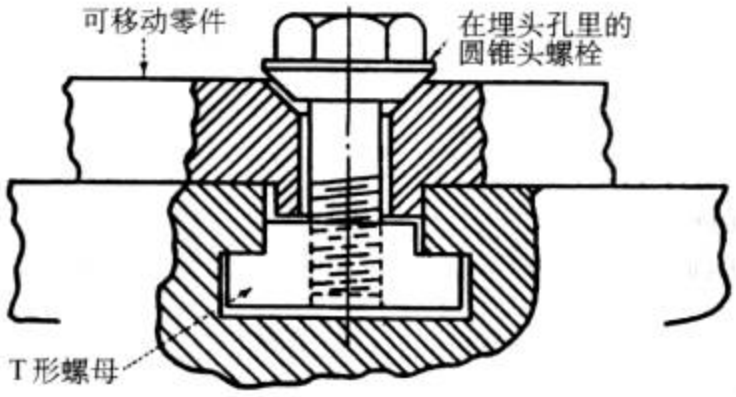


图 10.16-3 当T形螺母被压在槽的一侧时，可移动零件被固定在槽的另一侧上。拧下螺栓就可以很容易地拆卸被夹紧的零件。由于螺栓的弹性，作用在与槽非接触的键的侧面的重压允许少量的移动。

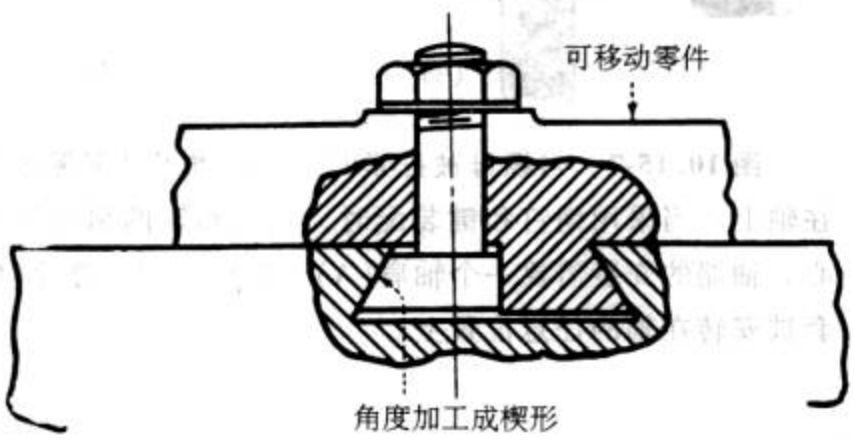


图 10.16-4 螺栓的一侧按照一个角度被加工成楔形的，它在槽里随着螺母的拧紧而夹紧，为了方便拆卸，零件必须能够在整个槽上滑动。

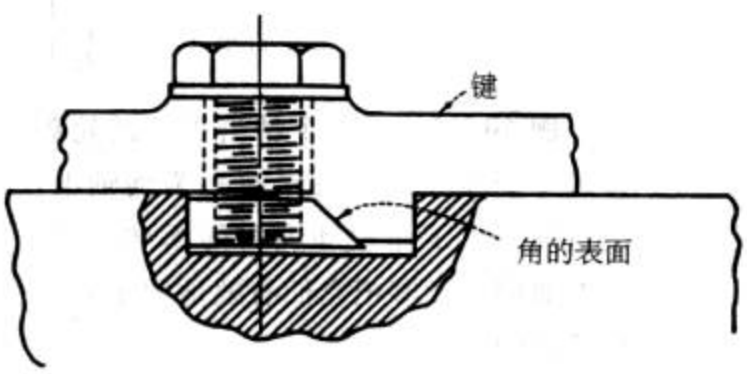


图 10.16-5 螺母的角表面与键有角度的面接触，并使键向槽的侧面反方向向外移动。当螺钉把螺母向上拉时，由于螺母与槽面的摩擦，对被夹紧的零件产生向下的拉力。

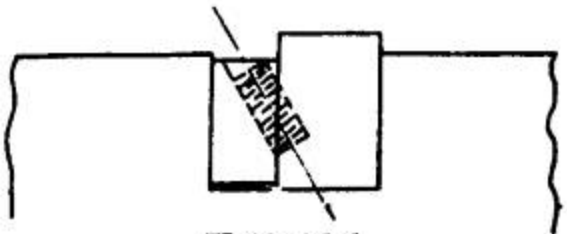


图 10.16-6

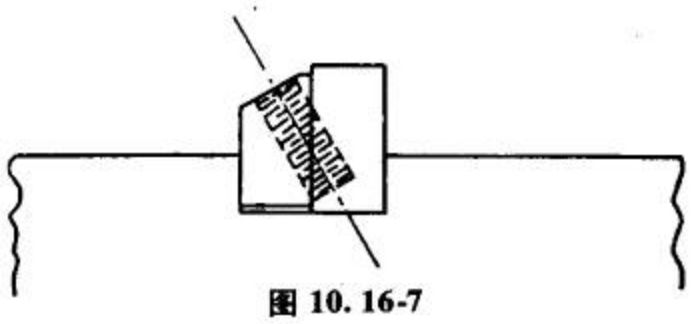


图 10.16-7

图 10.16-6 和图 10.16-7 这些设计只是在槽的深度上不同。它们在向上的方向上不能承受大的压力，但优点是能够应用在狭窄的槽上。

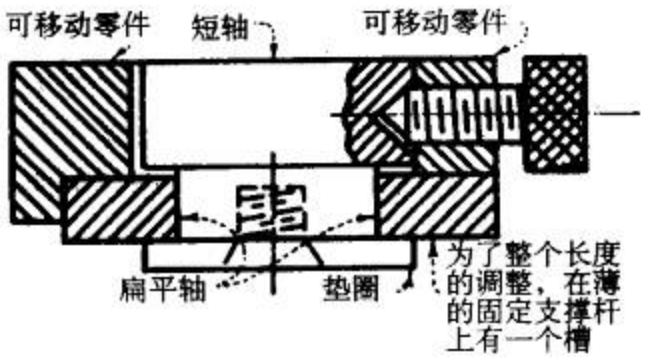


图 10.16-9 在可移动零件的一边安装凸缘并在另一边安装一个圆锥形尖头螺钉。一个短轴穿过两个可移动零件，并带动定位圆锥慢慢移出螺钉校准的位置。这个轴的与固定零件相对的两侧将做成平的，以便防止当可移动件被移开时轴发生转动。一个大垫圈被螺钉固定在轴的下表面上。当带有滚花的螺钉向里拧时，可移动零件被向下拉和对着凸缘向后推，轴被向上带动。在力的作用下，轴面对槽的边缘向上。这样上面的零件就能够在任意位置上移动或锁定。从轴的定位圆锥中撤出螺钉后，可以拆卸上面的零件。

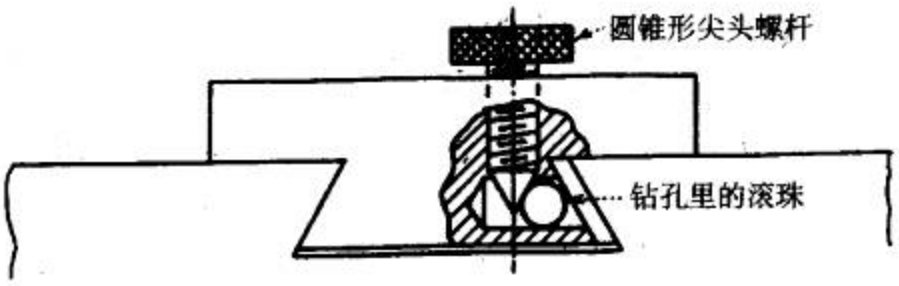


图 10.16-8 螺纹的接触使滚珠对楔边产生向外的压力，楔块通过销与可移动零件松散地连接。在调整螺钉不可能穿过固定零件时，可以将这种滑动应用在大平面上。

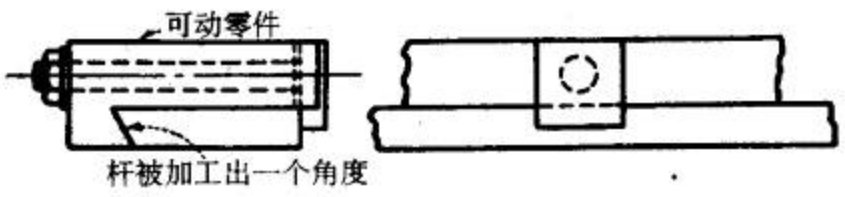


图 10.16-10 为了与可移动的表面配合，把杆的一边加工出一个角度。当穿过移动件的螺栓拧紧时，两个零件被相互牢牢地夹紧。

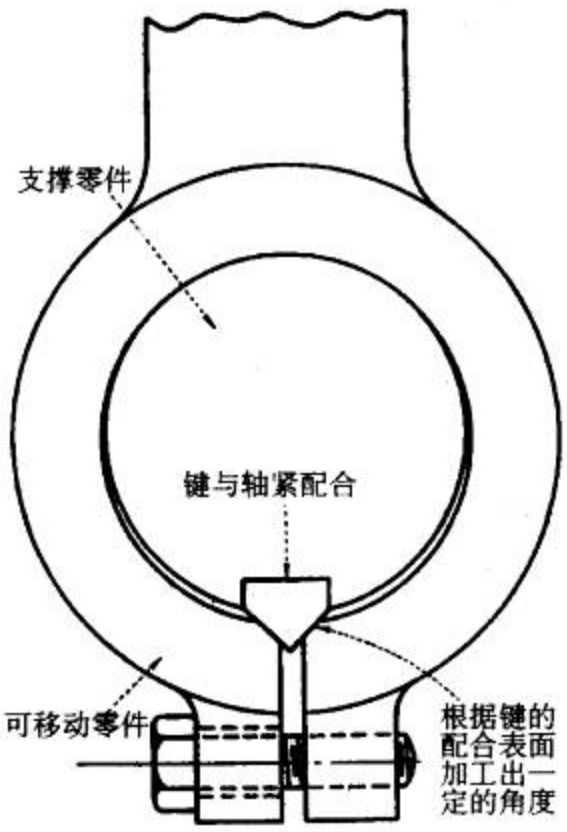


图 10.16-11 当螺钉被拧紧时，在键的有角度的面上，斜面有向外移动的趋势，这使得可移动件被拉动紧紧地贴在相对的轴面上。

图 10.16-12 当螺钉被旋转时，它引起形成燕尾槽的、可移动的一侧移动，直到它在可移动零件上夹紧。可移动的一侧应该尽可能窄，因为这个零件在夹紧零件的角表面上有一个向上移动的趋势。

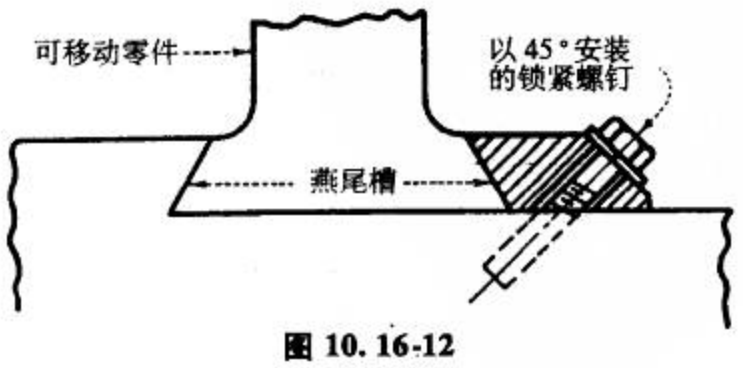


图 10.16-12

10.17 受弹簧力的卡盘和夹具

用于夹持工件的受弹簧力的夹具比其它夹具更实用，它们的优点是安装时间更短，工件更换得更快。因为弹簧力能够很容易且准确地调整，所以能够降低工件的扭曲程度。

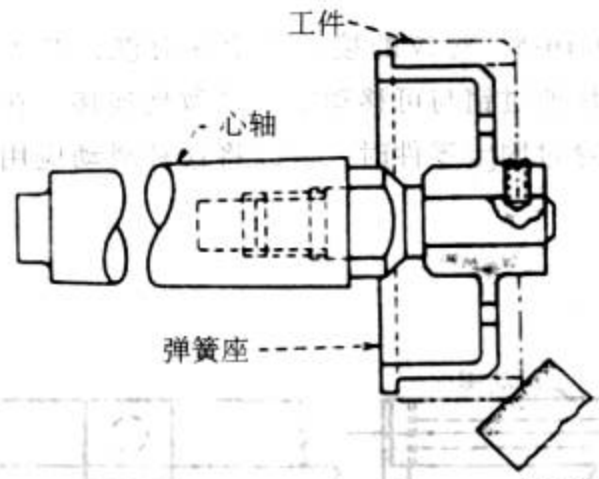
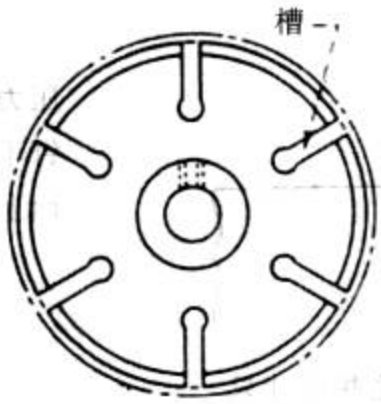


图 10.17-1



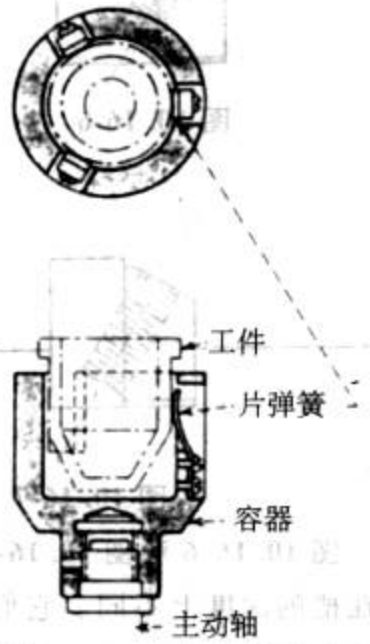


图 10.17-2 一个杯状夹具具有三个在壁上等分安装的片弹簧。这种通常表面涂漆的工件在杯子旋转时被插到杯子里，由于工件是手工放置在夹具上的，为了保证安全，主轴由摩擦力驱动。

图 10.17-1 受弹簧力的座有一直延伸到它的表面的径向槽。这些可以保证作用在工件上的夹紧力是均匀的。在轮缘上施加一个轻微的载荷就可以很容易地固定工件。这个夹具的主要用途是球轴承座圈的磨削，因为那里切削力很小。

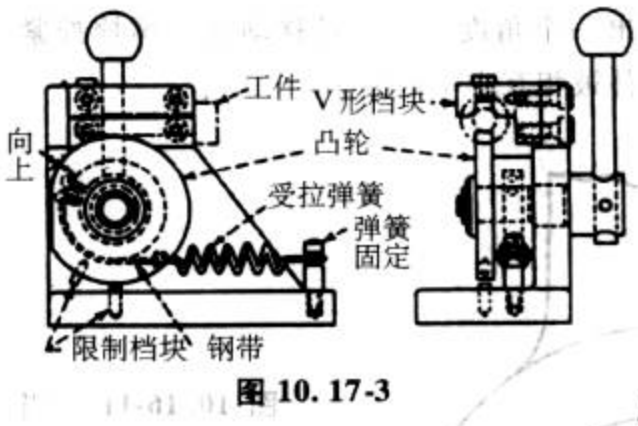


图 10.17-3

图 10.17-3 这个弹簧夹钳有个凸轮拉伸弹簧来施加夹紧力。拉紧弹簧通过钢带驱动凸轮。释放手柄时，凸轮相对 V 形杆夹紧工件。当装置上没有工件时，两个止动销限制移动。

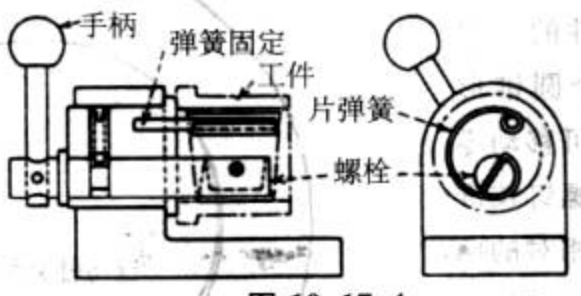


图 10.17-4

图 10.17-4 片弹簧夹具主要用于装配时夹持工件。弹簧卷曲的一头被固定在机座上，另一头用螺栓固定。当螺栓旋转时，弹簧绷紧，并且外直径减小。当工件滑过弹簧之后，释放螺栓手柄，然后弹簧压住工件，使其被夹紧。

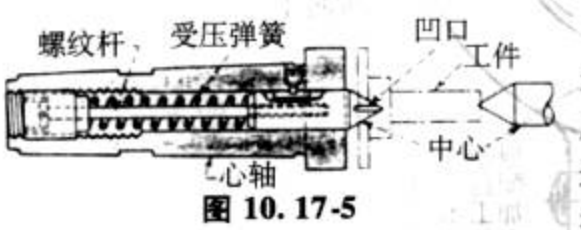


图 10.17-5

图 10.17-5 这个机床的中心承受弹簧力，并且夹持只受弹簧压力的工件。驱动中心的八个尖边凹口或圆锥表面咬住工件并驱动它。它的弹簧力可以调整。

10.18 同心的短夹紧螺母

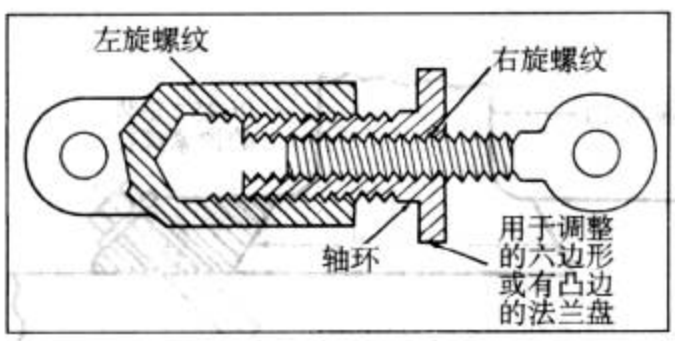


图 10.18-1 夹紧螺母的三个零件以螺纹和伸缩的方式相互配合。

使用短构件可实现无偏差夹紧。

美国加利福尼亚 NASA 喷射推进器实验室。

图中的夹紧螺母比常见的夹紧螺母要短，因此适用于短小的空间。它的两端是同轴的，这个设计不同于其它短的夹紧螺母的设计，那些夹紧螺母的两端与穿过它们的轴在侧面产生偏移。

这个夹紧螺母由下列零件组成(如图所示)：

- 在柄上带有内左旋螺纹孔的零件。
- 在柄上带有外右旋螺纹孔的零件。
- 一个带凸台的轴上的左旋外螺纹与第一个柄上

的内孔相配合，而其上的右旋内螺纹与第二个柄上的外螺纹相配合。这个凸台应该有凸边或是六边形边，这样能够用手旋转或扭转来调节夹紧螺母的整个长度。

为了精确地调整长度，可将这个带凸台的轴做成只有右旋螺纹，但是里面和外面螺纹的螺距不同(当然，相应柄上孔的螺纹应该与这个轴上的螺纹相配合)。例如，具有右旋 28 每英寸(1in = 25.4mm)(螺距 =0.91mm)的外螺纹和右旋 32 每英寸(螺距 = 0.79mm)的内螺纹，轴旋转一周长度大约改变 0.0045 英寸(大约 0.11mm)。

这个工作由加州理工学院的 Earl Collins 和 Malcolm MacMartin 为 NASA 喷射推进器实验室完成的。

10.19 施加轴向张力或压力的驱动器

下面图中的剪切销限制了载荷。来自于美国阿拉巴马州马歇尔太空飞行中心。

一个紧凑的、手工操作的机械驱动器应用于轴向拉力和压力的控制上。这个驱动器被设计用来在干净的环境里进行疲劳试验时对支撑体施加载荷。它具有取代液压调节器的趋势，因为液压驱动器笨重，不易使用，并且需要阶段性维护，还需要防止液体泄漏，而液体会污染环境。

驱动器安装在支架上，并向安装在 U 型钩里面的或支架下面的零件(如图)传递轴向力。工人在杠杆的一端旋转控制螺钉，根据控制螺钉旋转的方向，杠杆的一端被带动向下(压缩)或向上(拉紧)。杠杆绕着与控制螺钉对面的 U 型销旋转，这个运动驱动通过剪切销安装在杠杆中间的连杆向上或向下运动。连杆驱动联轴器，并且通过它，U 型夹被装到将要受力的零件上。

控制螺钉的螺纹精度较高，这样就使得调节螺钉的幅度很大时作用力的变化也很小。借助于测量作用载荷的测力传感器，技术人员能将作用载荷控制在 ±10lbf(45N)之内。输入转矩大概只需要 40 ~ 50lbf/in^2 (4.5 ~ 5.6N · m)，就能实现最大 2550lbf(11.34kN)的载荷。

在拉紧或压缩时，如果力超过 2800 ± 200lbf (12.45 ± 0.89kN)，杠杆中间的剪切销就会损坏，这样在过载时可以保护受压零件。剪切销由高镍合金钢制成，选择这种材料是因为它在剪断时比其它合金更有确定的失效值，而且在销钉的直径被加工到很小时仍具有很高的强度。一批销钉都是用同样的原材料制成的，以保证在同样的载荷附近失效。

这个装置是由罗克韦尔国际公司的 John Nozzi 和 Cuyler H. Ricards 为马歇尔国际飞行中心而作的。

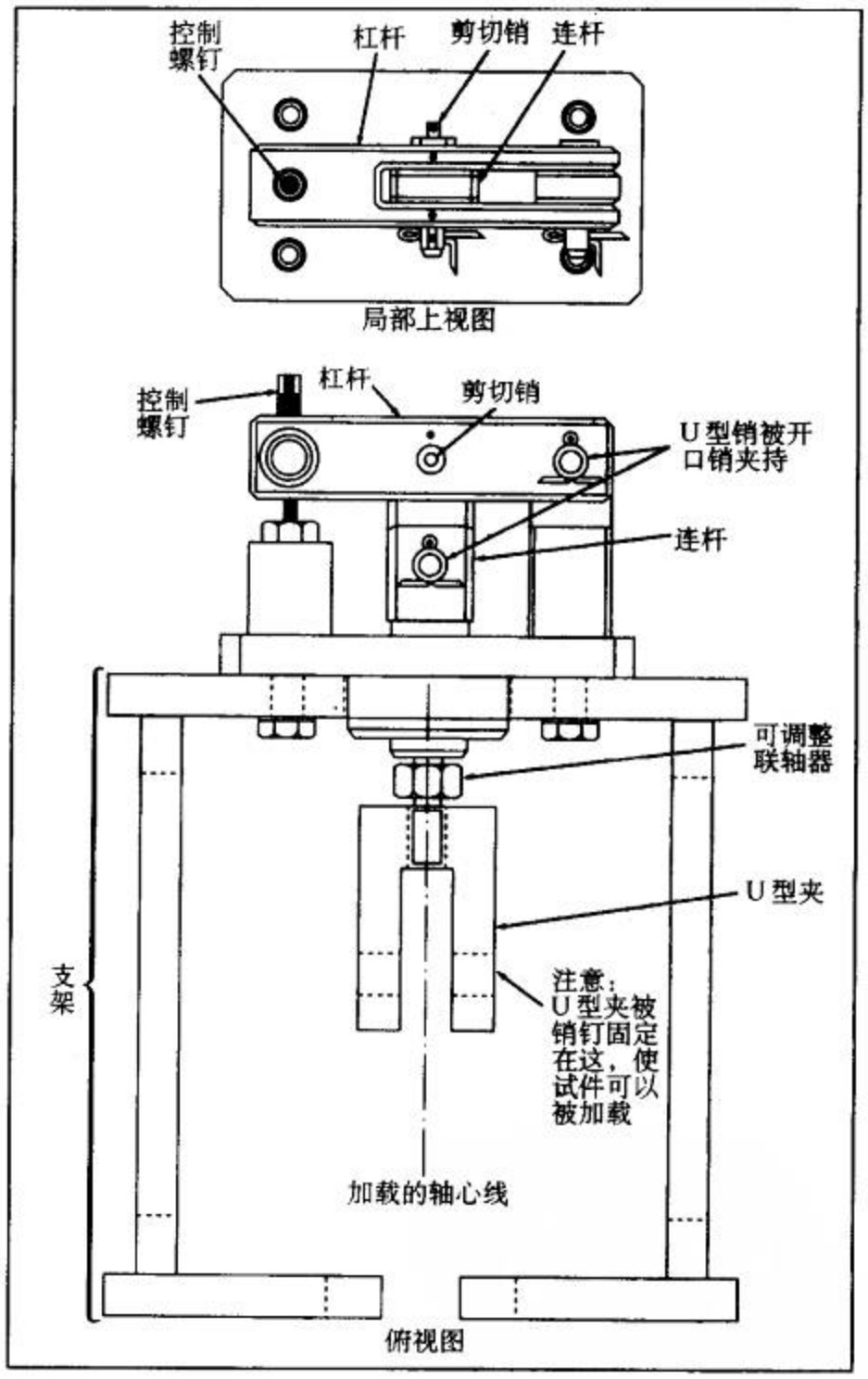


图 10.19-1 这个机械驱动器应用在支架里面或下面的被测试件的轴向载荷上。

10.20 用于复合材料机械性能测试的夹紧装置

下面的装置即使在高温下，试件也会被夹紧而不会产生滑移，来自于美国俄亥俄州，刘易斯研究中心。

在进行蠕变或拉伸试验时，一个改进的夹紧装置已经被设计用来可靠地夹紧复合材料试件的一端。这个夹具可以在大的作用力(大约 21 ~ 690MPa)和温度(高达 980℃)范围内使用。

每个夹钳包括一对楔块，上面有锋利的波纹(锯齿轮廓)夹紧表面。楔块夹在两个夹板之间，板子上有空腔以便放置楔块(见图)。两个这样的夹钳——每个夹住试件的一端——在炉子中夹持试件，这个炉子与拉伸试验机相连以便进行蠕变测量。

在试验的准备中，试件在夹具中与夹钳一起装配，夹具可以保持所有的零件精确的定位，为了保证试验期间施加的载荷作用在试件的轴线上，这一步是非常必要的。与一些老式的楔块夹钳不同，试件在装配和定位时都可以被精确地夹紧。当装配的零件仍然在定位夹具中时，在夹钳上的六角螺母和螺栓可以用最高转矩达 120lbf/in(13.6N · m)的转矩扳手均匀地拧紧。

试验期间，在高温下夹钳对试件施加所需要、不会引起滑移的拉伸力，所以没有误差产生。相比之下，在高温且施加的拉伸力大于 140MPa 时一些老的平板夹钳会出现吸的现象，老式的液压驱动的夹钳也不允许放在炉子里，炉子向试件逐渐传递温度。

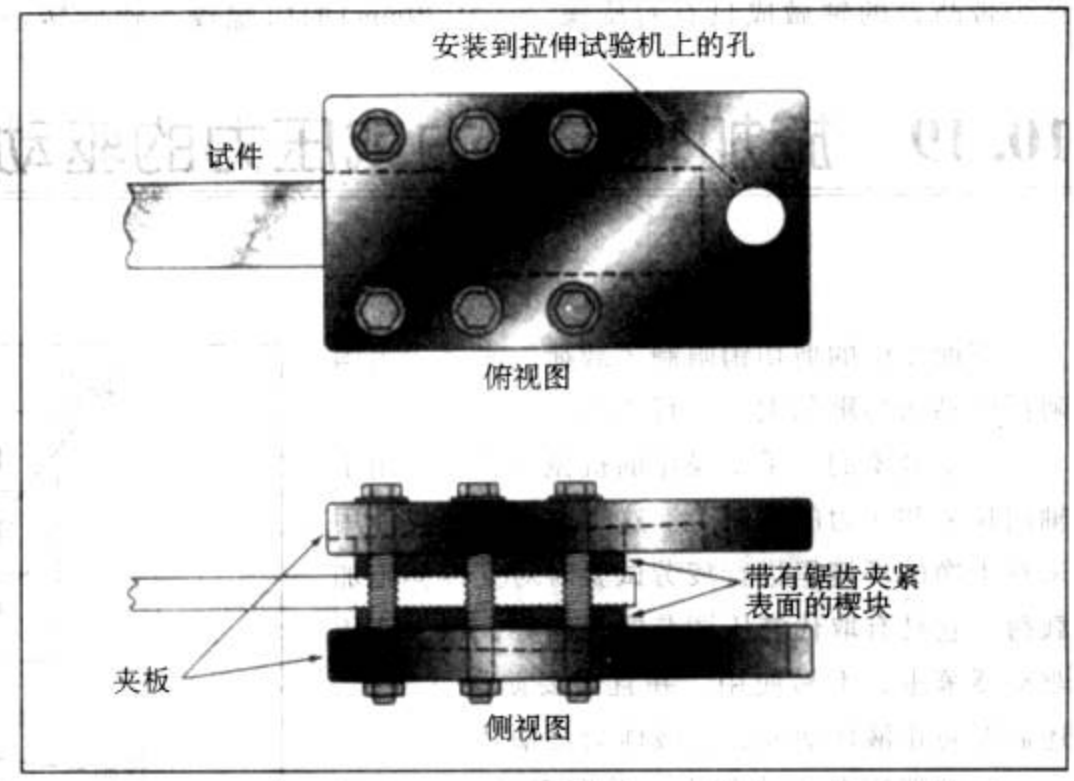


图 10.20-1 夹紧在一对夹板中间的一对锯齿楔块夹持试件的一端。另一个同样的夹钳对称地夹持试件的另一端。在装配时一个调整夹具(未画出)夹住夹钳和试件。

这项工作由刘易斯研究中心的 Rebecca A. MacKay 和 Michael V. Nathal 完成。

10.21 三个自由度的被动式抓卡接头

图 10.21-1 中的新型接头可用在所有三个轴都需要旋转的场合，可以在任何两个结构件间实现快速连接，来自于阿拉巴马州马歇尔太空飞行中心。

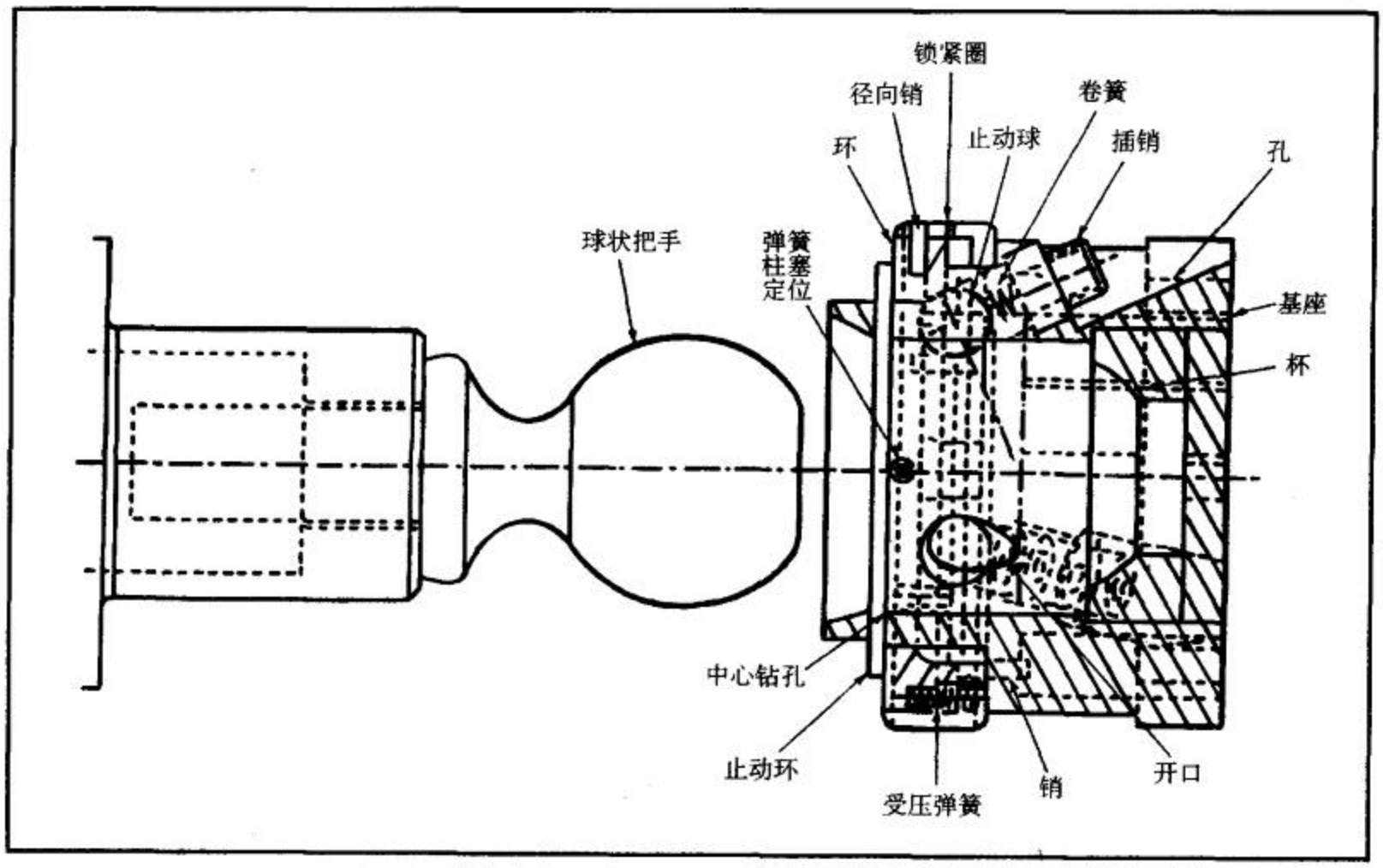


图 10.21-1 三个自由度的被动式抓卡接头能够提供快速连接和拆卸操作。

当构件必须在标准的底座上装配和拆卸时，一个新的、被推荐用于国际太空站服务舱中在可连接的碎片防护罩上使用的接头，在这方面有着潜在的商业用途。

这种接头可以在很多应用中使用，包括取代拖车挂钩和临时结构上常用的接头，例如吊车的吊臂和吊索。这种接头的其它使用包括在必须实现简单快速调整的结构装配，例如在太空、海底和军事设备中。

在所有三个轴都需要旋转的场合，新型的接头可以在任何两个结构件间实现快速连接。通过移动两部分到适当位置，然后靠插入到机座孔里的滚珠实现接头的连接。当接头滚珠全部被插入时，接头就会全力锁紧。释放这个连接只需要一个零件的简单运动和旋转，接头就很容易地被分离。

多数被动式抓卡装置在被固定时只允许轴向旋转。手动或动力驱动的接头需要额外动作，或者是动力和控制信号的作用，类似于更复杂的机构。

这种新接头的设计相当简单。它包括两部分，一个安装在杆上的球(例如在一个普通拖车上的连接球)和一个管座。这个管座包括所有的运动零件，是这个发明的重要零件。管座还有一个基座，它包括一个尾端在球面杯里的大的中央圆柱孔。

这个装置由马歇尔太空飞行中心的 Bruce Weddendorf 和 Richard A. Coloyd 完成。

10.22 用于机器人装配的探针和插座夹具

自校准和简单的驱动使得图 10.22-1 中的夹具适用于机器人装配，来自于美国得克萨斯州休斯敦约翰逊太空中心。

这里设计的探针和插座夹紧机构是靠机器人来操作的。设计这套机构的目的是靠机器人在恶劣的环境下建立工作站。例如，这个工作站可以用于宇航员、潜水员或其它在那种环境里只能呆很短时间的那些人。那样工作人员就可以专心地完成高质量的工作而不是把时间花费在组装设备上，从而降低了风险。

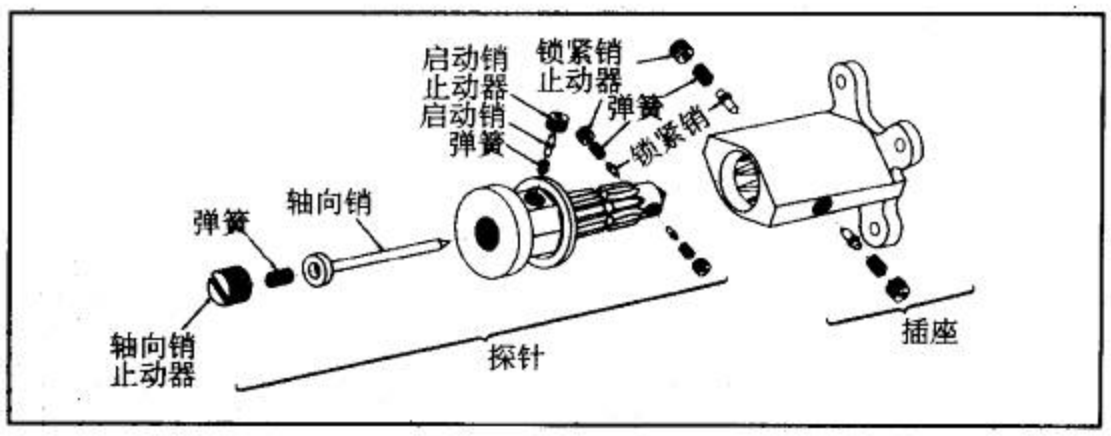


图 10.22-1 探针上的锁紧销与插座上的径向孔(图中未画出)配合。下压的启动销使锁紧销暂时缩进探针里面，以便探针能插入到插座内。

这个机构(如图所示)包括：(1)一个插座，它应该被安装在工作场所里的建筑物上；(2)一个探针，它应该被安装在一个机构上，而这个机构将被安装到在插座上。这个探针和插座夹具可以与一个固定目标连接一起使用，这个目标将在抓取过程中对机器人末端操纵装置定位起到帮助作用。在机构上也应该有一个或几个手柄。机器人会把探针移到插座附近并压下探针上的启动销。启动销里面的运动会将使轴向销向后移动，因此允许两个受弹簧力的锁紧销缩进探针里。然后机器人将开始把探针插入到插座里。

在插座上的锥形槽与探针上的锥形凸缘配合，因此可以校正夹紧零件并防止它们连在一起。当探针的底部在插座外时，机器人释放在启动销上的夹紧。结果是轴向销向前的运动推动探针上的锁紧销向外运动进入插座上与之配合的孔(图中未画出)里。同样，当探针的底部在插座里时，在插座里的另外的锁紧销由弹簧驱动进入位于探针锥形凸缘中间位置的定位孔内。

这个装置由约翰逊太空中心的 Karen Nyberg 完成。

第 11 章

机构设计的关键方程式和图表

11.1 四连杆机构及其典型的工业应用

所有的机构都可以被分解成等效的四连杆机构。四连杆机构被看作是基本的机构并且应用于许多机械操作中。

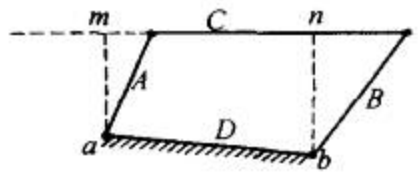


图 11.1-1 四连杆机构——两个曲柄、一个连杆和两曲柄固定中心的连线组成了基本的四连杆机构。如果 A 的尺寸小于 B、C 或 D 的话，那么曲柄可以旋转。可以预测该机构中杆的运动。

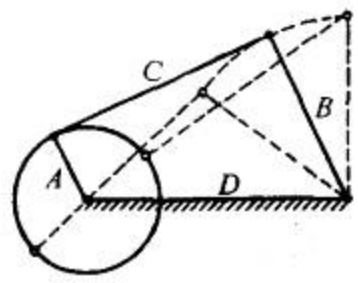


图 11.1-2 曲柄摇杆机构——正常工作时，必须保持下面的关系：
$A+B+C>D$；$A+D+B>C$；
$A+C-B<D$；$C-A+B>D$。

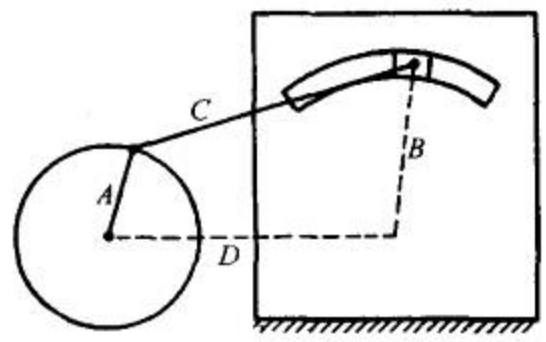


图 11.1-3 带滑块的四连杆机构——一个曲柄被一个有效曲柄长度为 B 的弧形槽所代替。

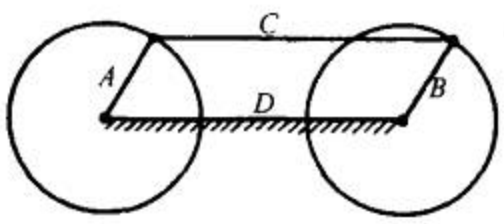


图 11.1-4 平行曲柄四连杆机构——四连杆机构的两个平行曲柄总是以相同角速度转动，但是它们有两个曲柄无效的位置。

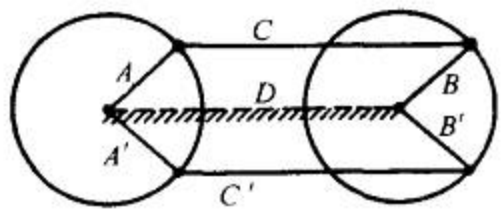


图 11.1-5 双平行曲柄机构——这个机构有两组成90°夹角的曲柄机构，从而避免了在中心出现死点位置。连杆始终是水平的。

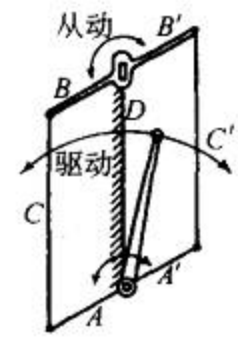


图 11.1-6 平行曲柄机构——蒸汽控制的连杆机构确保阀同时打开。

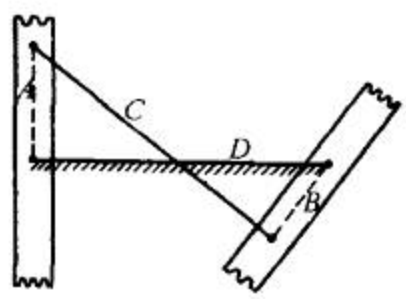


图 11.1-7 不平行曲柄机构——当齿轮通过死点时形成瞬心轨迹，从而可以代替椭圆传动机构。

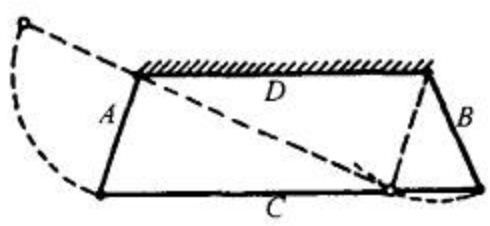


图 11.1-8 减速运动连杆机构——当曲柄 A 向上转动时传递运动给曲柄 B。当曲柄 A 到达它的死点位置时，曲柄 B 的角速度减小到零。

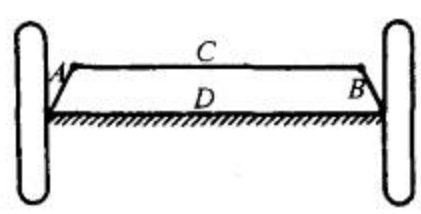


图 11.1-9 不规则连杆机构——这个连杆机构不能用于完全的旋转，但是可以用于特殊控制。用于车辆时，在后轴所形成的法向截面上，内侧比外侧移动的角度要大。

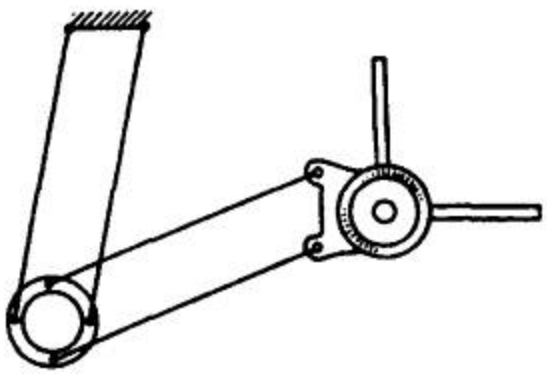


图 11.1-10 双平行曲柄机构——它是通用绘图机的基础机构。

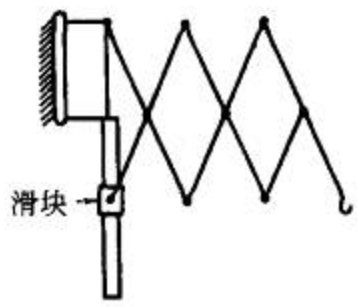


图 11.1-11 等边牵引连杆机构——这个“同步机构”由几个等边的连杆组成；它通常被用作可移动的灯支架。

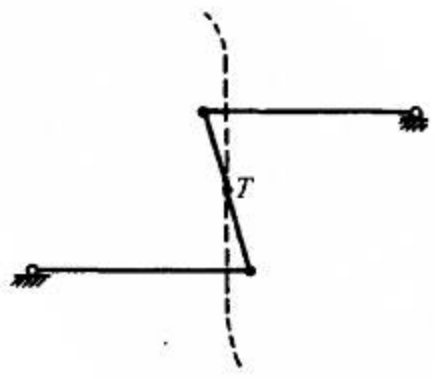


图 11.1-12 瓦特直线机构——点 T 形成一条垂直于曲柄平行位置的直线。

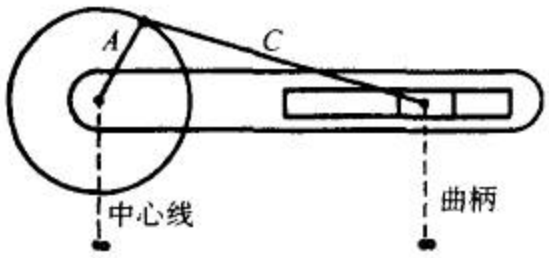


图 11.1-13 直线滑动连杆机构——这种机构形式中常用一个滑块来代替一个连杆。中心线和曲柄 B 都可以是无穷长。

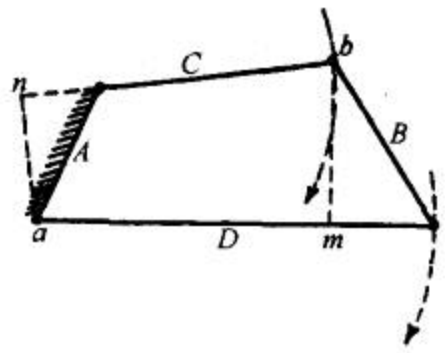


图 11.1-14 牵引连杆机构——这个连杆机构被用于插床的驱动。为实现完全的旋转运动，要求满足：$B > A + D - C$ 和 $B < D + C - A$。

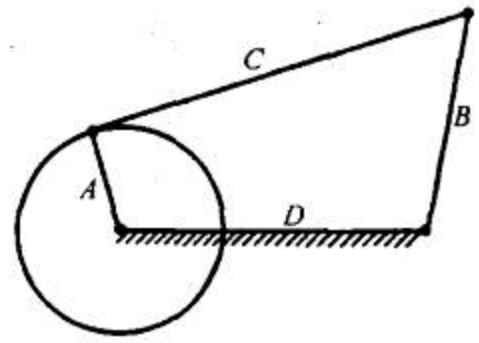


图 11.1-15 旋转曲柄机构——这个连杆机构经常用于把旋转运动变成摆动。

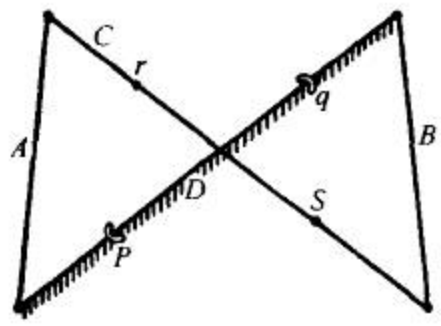


图 11.1-16 不平行曲柄机构——如果曲柄 A 有不变的角速度，那么曲柄 B 的角速度将会变化。

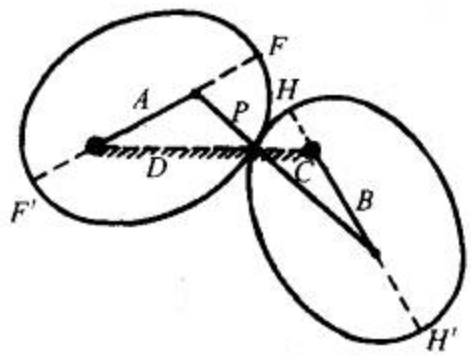


图 11.1-17 椭圆齿轮机构——它们可以产生像不平行曲柄机构一样的运动。

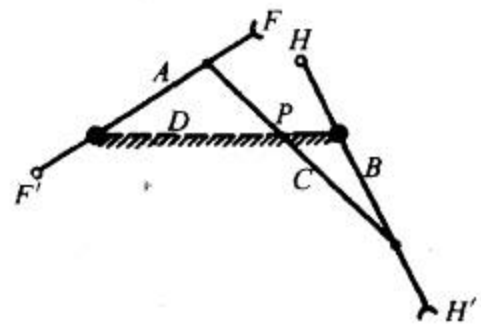


图 11.1-18 不平行曲柄机构——它与图 11.1-1 的例子相同，但是在连杆的末端有交叉点。

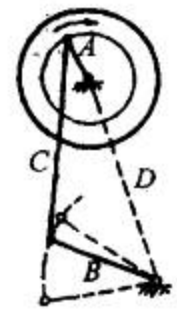


图 11.1-19 踏板驱动机构——这个四连杆机构用于驱动砂轮和缝纫机。

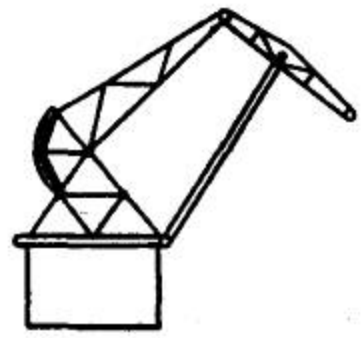


图 11.1-20 双杠杆机构——这个旋臂起重机通过利用顶部弯曲的 D 形部分可以在水平方向移动载荷。

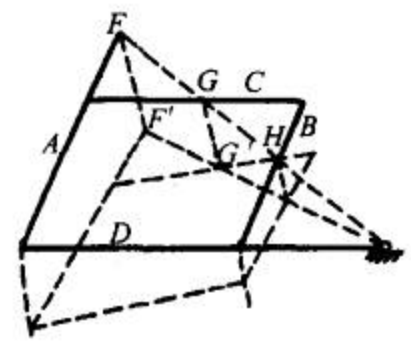


图 11.1-21 缩放仪——缩放仪是一个平行四边形机构。在这个机构中通过点 F、C 和 H 的线必须总是相交于一个公共点。

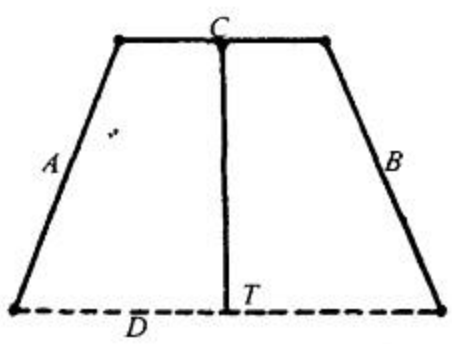


图 11.1-22 罗伯茨直线机构——曲柄 A 和 B 的长度应该超过 $0.6D$，而 C 的长度是 D 长度的一半。

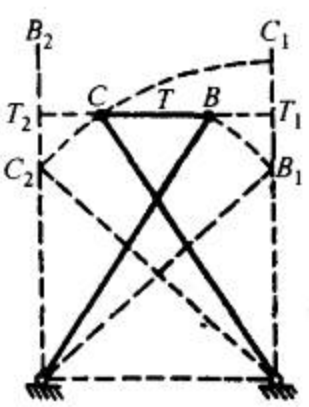


图 11.1-23 双摇杆机构——连杆是成比例制造的：$AB = CD = 20$，$AD = 16$，$BC = 8$。

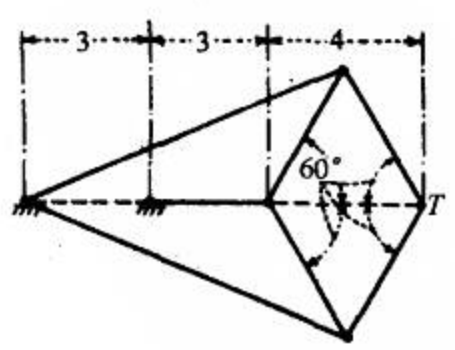


图 11.1-24 Peaucellier 连杆机构——当尺寸成如图上所示的比例时，点 T 的轨迹是一条与轴垂直的直线。

11.2 齿轮传动五连杆机构的设计

齿轮传动五杆机构可以提供极好的力传递性能，并且可以产生比传统的四连杆机构更加复杂的输出运动，包括歇停运动。

设计一个可以将匀速旋转的输入运动转化为非匀速旋转的输出运动或往复运动的机构是很有必要的。为了实现这样的目的，机构的设计通常都是以四连杆机构为基础的。这些连杆机构能产生正弦曲线输出，这个输出可以被修改成各种运动。

然而，四连杆机构具有局限性，因为它们不能提供有效持续的歇停运动。当需要歇停运动时，设计者不得不使用凸轮，并且不得不接受凸轮固有的速度限制和其所引起的振动。四连杆机构较大的局限性是它们之中只有几种机构具有传递足够力的能力。

增加四连杆机构输出运动的多样性，并且使它获得更长时间歇停运动和更好的力传递能力的一个方法就是增加一个连杆。然而，五杆机构是不切合实际的，因为它只有两个自由度，因此需要两个输入来控制输出。

简单的约束两个相邻的连杆是不能解决问题的。五杆机构将只会具有和四杆机构一样的功能。当然，如果约束任意两个不相邻的连杆，从而消除一个自由度，五杆机构将成为一个有使用功能的机构。

齿轮传动提供了解决方案。这里有几种在五连杆机构中约束两个不相邻连杆的方法。一些可行的方法包括齿轮的应用、使用槽和销钉连接或非线性带机构。在这三种可行性的方法中，齿轮传动是最吸引人的。一些应用的齿轮传动系统(如图 11.2-1 所示)包括成对的外啮合齿轮传动、行星轮在外环形齿轮内旋转和行星齿轮驱动带槽的曲柄。

在一个成功的系统(如图 11.2-1(A)所示)中，每一个外啮合齿轮中都有一个通过杆被连接到横木上的固定曲柄。这个系统已经成功的应用在将旋转运动变为高冲击性直线运动的高速机床中。斯特灵发动机中有一个相似的系统(如图 11.2-1(B)所示)。

在另一个不同的系统(如图 11.2-1(C)所示)中，行星轮上的销钉形成了外摆线运动轨迹，三瓣形曲线推动输出曲柄前后运动，并且在右手端的极限位置有个长时间的歇停。一个带槽的输出曲柄(如图 11.2-1(D)所示)可以提供相似的输出运动。

两位机械工程的教授，俄亥俄州杨斯敦州立大学的 Daniel H. Suchora 和阿克伦大学的 Michael Savage，已经对这个机构的演化进行了详细的研究。

两位研究者已经建立了这种机构的五种运动演化型式(图 11.2-2 所示)。为了有助于区别这五种型式，以每种型式中的固定连杆

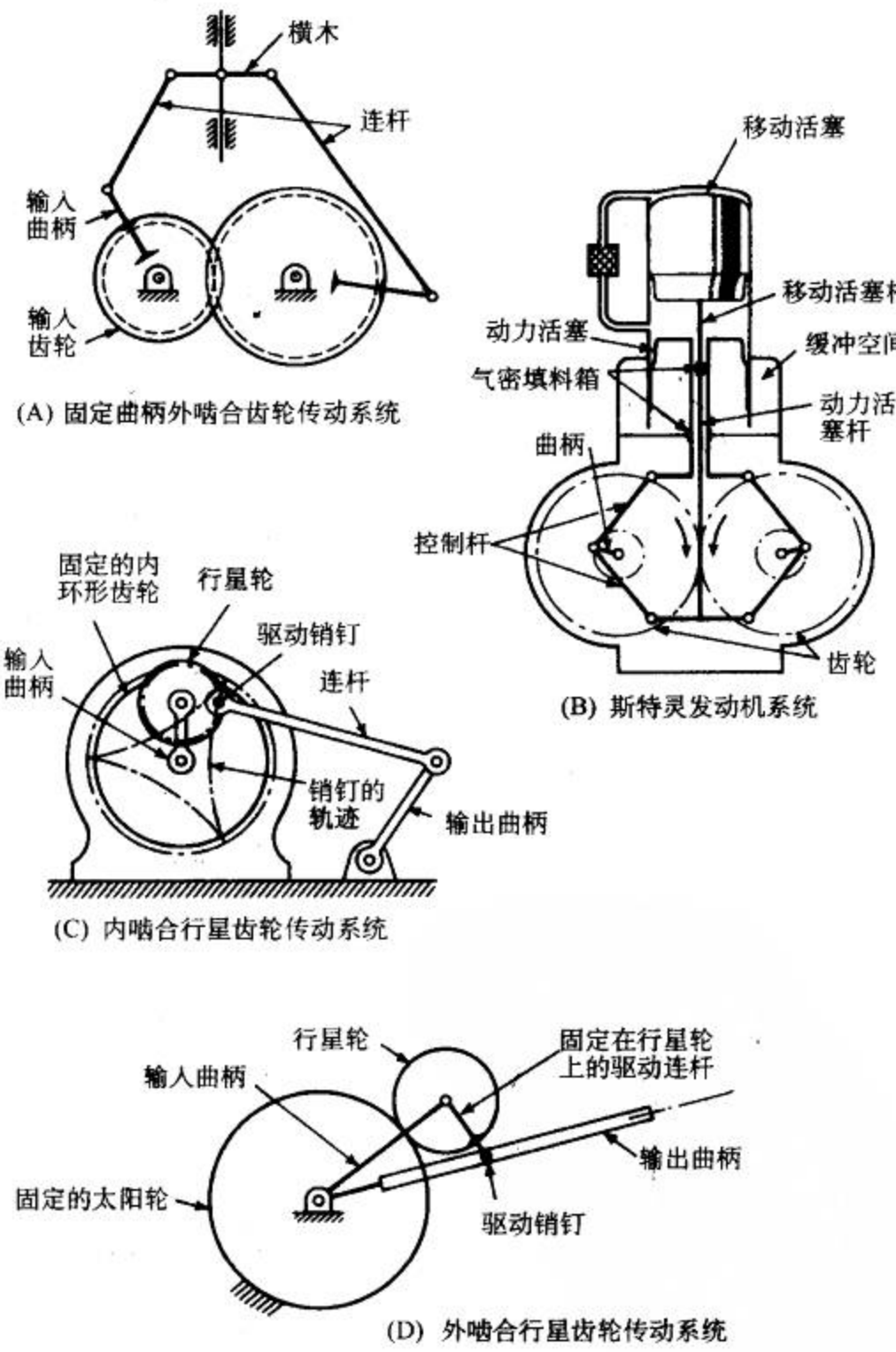


图 11.2-1 五连杆机构设计可以以成对的外啮合齿轮或行星轮为基础。它们可以使简单的输入运动变为复杂的输出运动。

来进行命名。研究表明这五种机构将会有很大的实用价值。

在第 5 种型式的机构中(图 11.2-3(A)所示)，固定的齿轮作为太阳轮使用。在点 E 的输入轴驱动输入曲柄转动，从而使行星轮绕着太阳轮转动。然后，固定在行星轮上的连杆 a_2，通过连杆 a_3 驱动输出曲柄(连杆 a_4)。在任何输入位置处，第三和第四个杆可以被装配在两个不同的位置或者“相位”(图 11.2-3(B)所示)。

输出变化的机构。在型式 5 的机构中，在杆关节 B 有不同的行星轮曲线轨迹的基础上可以获得不同的输出运动。控制“B 曲线”形状的变量是齿数比 GR($GR = N_2/N_5$)、杆长比 a_2/a_1 和齿轮装置的初始位置。这个初始位置靠 θ_1 和 θ_2 的初始位置来定义，分别用 θ_{10} 和 θ_{20} 来表示。

典型的 B 曲线形状(图 11.2-4 所示)包括椭圆形、尖形和环形。当 B 曲线是椭圆形(图 11.2-4(B)所示)或者半椭圆形(图 11.2-4(C)所示)时，生成的 B 曲线与四连杆机构生成的真正圆的 B 曲线相类似。导致连杆 a_4 的输出运动是正弦振动曲线，与四连杆机构产生的相似。

当 B 曲线是尖形(图 11.2-4(A)所示)时，产生歇停。当 B 曲线是环形(图 11.2-4(D)和图 11.2-4(E))时，可获得双振动。

在 B 曲线是尖形(图 11.2-4(A))的情况下，通过使 a_2 的值与行星轮节圆半径 r_2 的值相同，使杆关节 B 落在行星轮的节距圆上。齿数比在图示的所有情形中都是一致的($GR = 1$)。

对于图 11.2-5 所示的各种机械结构，Suchora 和 Savage 教授通过在与输入杆角度 θ_1 相反的方向绘制输出连杆 a_4 的角度 θ_4 来研究齿轮传动五杆机构产生的不同输出运动。

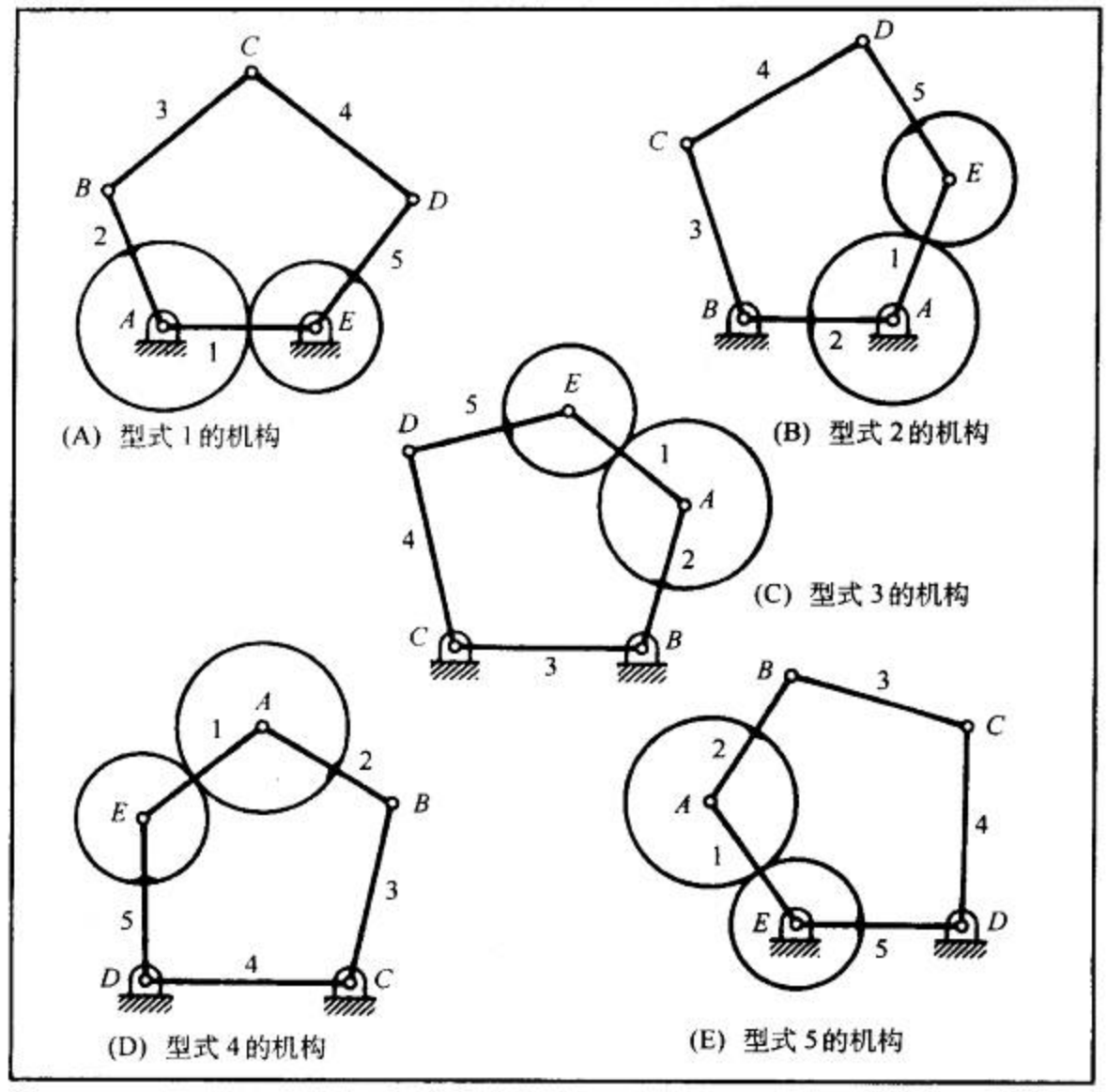


图 11.2-2 五种型式的齿轮传动五杆机构。每种型式中采用了不同的连杆做为固定的杆。第 5 种型式可能是最有助于机械设计。

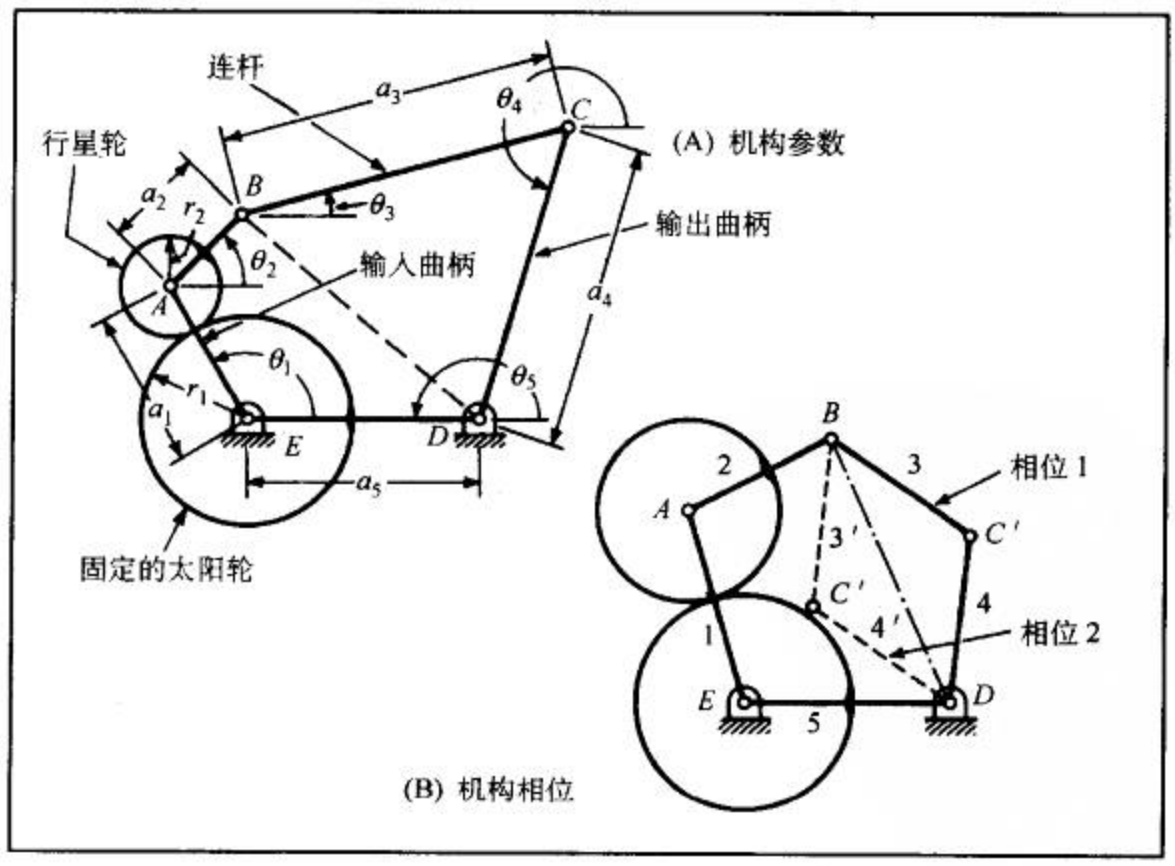


图 11.2-3 采用第 5 种型式的机构详细设计。输入曲柄使行星轮绕太阳论旋转，这个太阳论通常都是固定的。

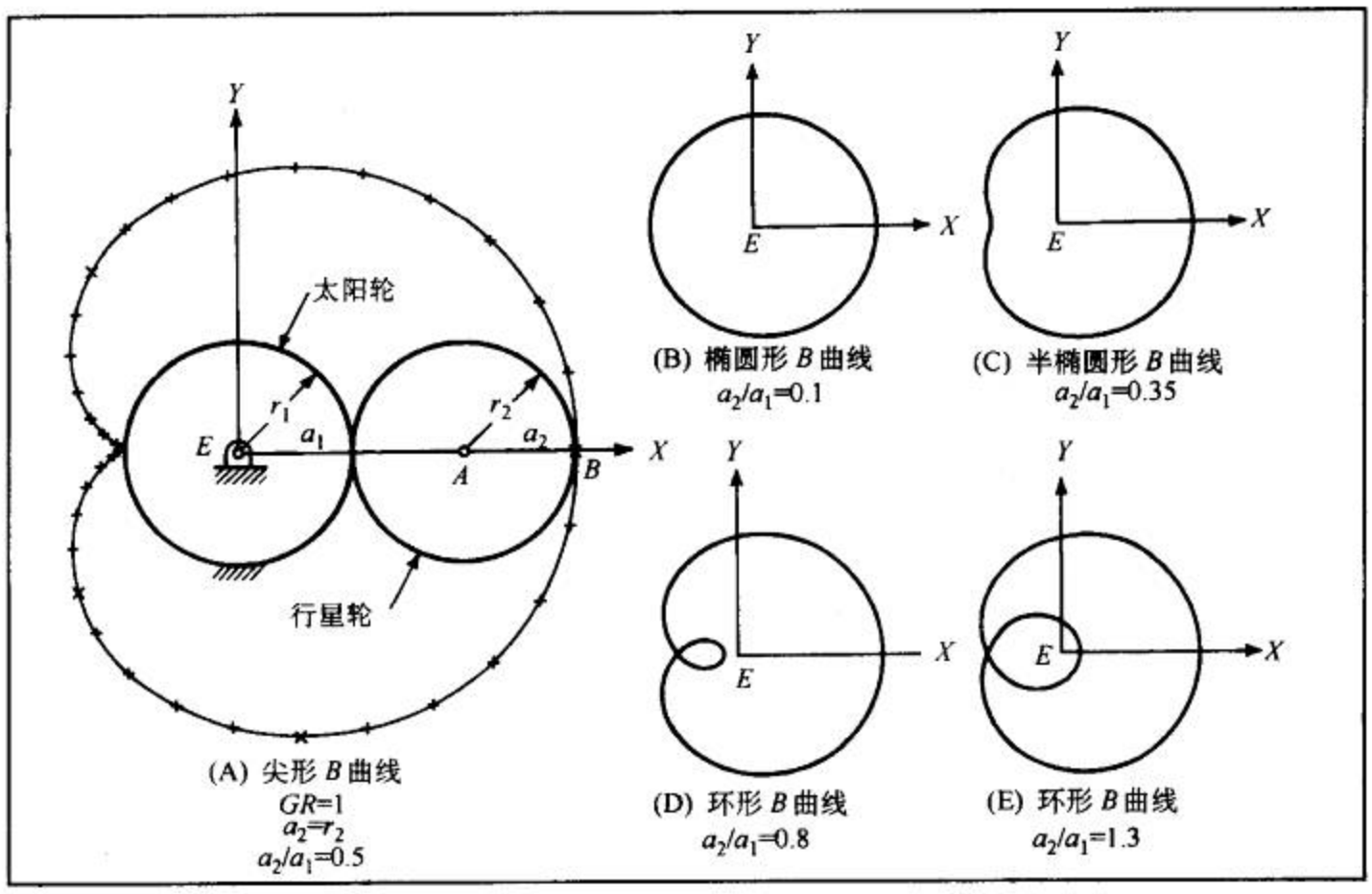


图 11.2-4 典型的 B 曲线形状可以从各种型式 5 的齿轮传动五连杆机构中获得。行星曲线的形状通过杆长比 a_2/a_1 和其它参数来改变。具体的描述看正文。

位移、速度和加速度的计算

位移 θ_4 的值可以从下面的方程中获得：

$$\theta_4 = 2\tan^{-1}\left(\frac{I \pm \sqrt{I^2 + H^2 - J^2}}{H + J}\right)$$

其中 $H = a_1\cos\theta_1 + a_2\cos\theta_2 - a_5$；$I = a_1\sin\theta_1 + a_2\sin\theta_2$；并且 $J = 1/2a_4(a_3^2 - a_4^2 - H^2 - I^2)$；其中 $\theta_2 = \theta_{20} + (1 + 1/GR)(\theta_1 - \theta_{10})$，其中 θ_{10}和 θ_{20}分别是 θ_1 和 θ_2 的初值。

根据设计的目的，一旦 θ_4 被确定了，那么 θ_3 将由下式得到：

$$\theta_3 = \tan^{-1}\left(\frac{a_4\sin\theta_4 + I}{a_4\cos\theta_4 + H}\right)$$

为了得到速度 θ_4' 和 θ_3'用下列等式：

$$\theta_4' = \frac{a_1\sin(\theta_3 - \theta_1) + a_2\sin(\theta_3 - \theta_2)\theta_2'}{a_4\sin(\theta_4 - \theta_3)}$$

$$\theta_3' = \frac{a_1\sin(\theta_1 - \theta_4) + a_2\sin(\theta_2 - \theta_4)\theta_2'}{a_4\sin(\theta_4 - \theta_3)}$$

其中 $\theta_2' = (1 + 1/GR)$。

用下列等式得到加速度 θ_4'' 和 θ_3''

$$\theta_4'' = \frac{L}{a_3a_4\sin(\theta_4 - \theta_3)}$$

$$\theta_3'' = \frac{K}{a_3a_4\sin(\theta_4 - \theta_3)}$$

其中，$K = a_3a_4\cos(\theta_3 - \theta_4)\theta_3'^2 + a_4^2\theta_4'^2 + a_1a_2\cos(\theta_1 - \theta_4) + a_2a_4\cos(\theta_2 - \theta_4)\theta_2'^2$ 并且 $L = a_3^2\theta_3'^2 - a_3a_1\cos(\theta_3 - \theta_4)\theta_4'^2 - a_1a_3\cos(\theta_3 - \theta_1) + a_2a_3\cos(\theta_3 - \theta_2)\theta_2'^2$。

在图中所示的四个例子中有三个例子的 $GR=1$(尽管齿轮副没有显示)。因此，一个旋转输入将产生一个完整的 B 曲线。每个机构将产生不同的输出。

一个机构(图 11.2-5(A)所示)产生一个近似正弦曲线的往复输出运动，这个输出运动可以比等效的四连杆机构的输出有更好的力传递能力。在整个旋转运动过程中要获得最好的效果，传输角 μ 应该在 45° 到 135°之间。

另一个机构(图 11.2-5(B)所示)产生的输出曲线上，有一段水平或者近似水平的部分。事实上在旋转输入这段期间，连杆 a_4 是固定的，在图中所示的输入转角 θ_1 大约为 150°到 200°。还可以设计持续时间较长的歇停。

通过改变齿轮的齿数比到 0.5(图 11.2-5(C)所示)，可以获得一个复杂的运动；在 B 轨迹曲线的尖点 1 和尖点 2 处产生两个歇停。一个从 $\theta_1=80°$ 到 110° 的歇停保持得较好。从 240°到 330°的歇停实际上产生了小的摆动。

歇停的效果受到点 D 相对尖点的位置、连杆 a_3 和连杆 a_4 长度的影响。设计这个机构是可行的，并且每个旋转输入周期都可以产生两个有用的歇停。

在齿轮传动五连杆机构的双曲柄机构中(图 11.2-5(D)所示)，输出连杆可以产生整圈旋转。输出运动接近线性，在 B 轨迹曲线的尖点产生有用的中间歇停。

通过这个讨论，很显然型式 5 且 $GR=1$ 的齿轮传动机构为机械设计者提供了很多有用的运动。Suchora 和 Savage 教授已经推导出必要的位移、速度和加速度方程见表 11.3-1。

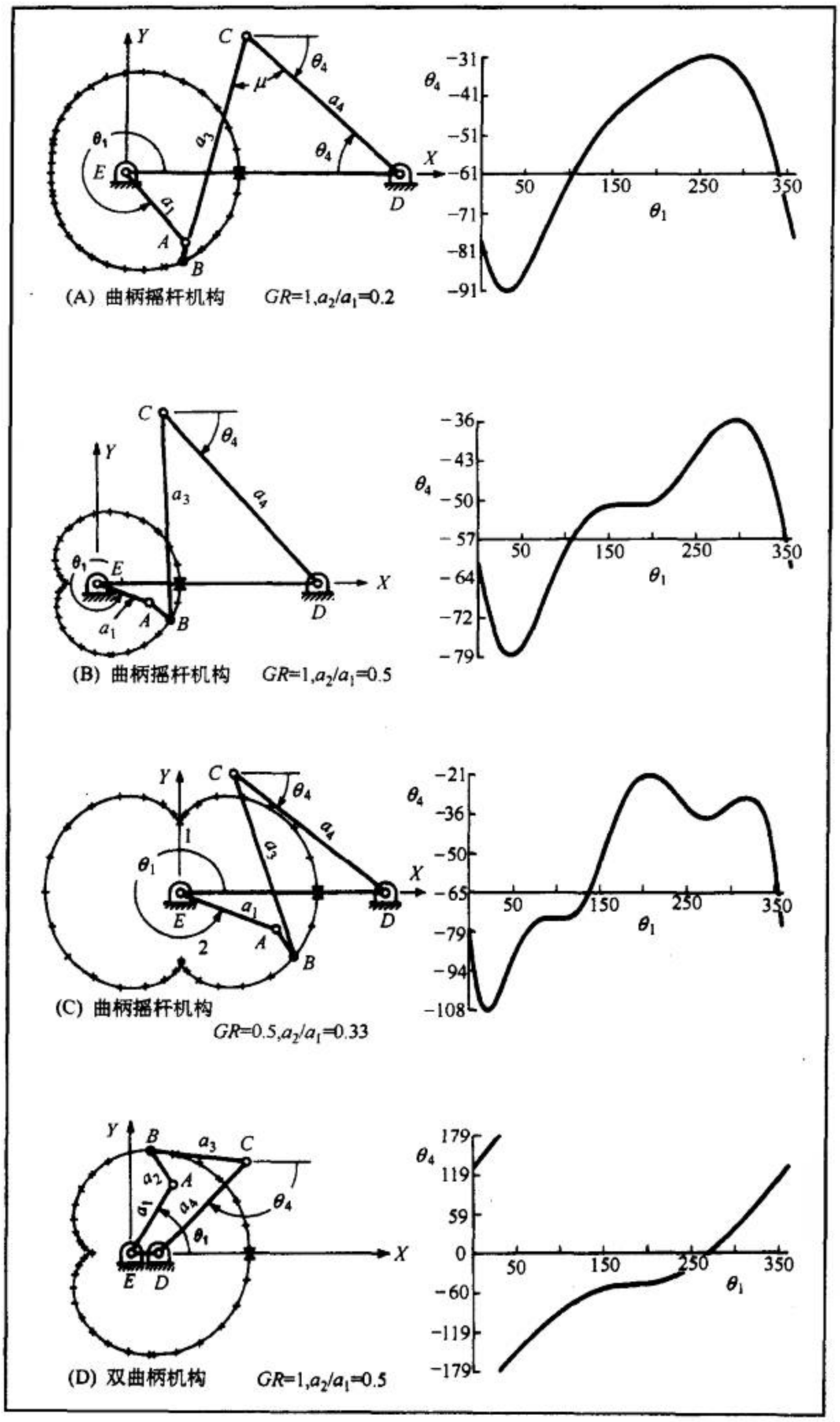


图 11.2-5 不同的输出运动可以通过不同的齿轮传动五连杆机构来获得。适当的设计可以获得歇停。传递力的能力是优良的。本图中，绘出了一些对应于五连杆机构的输入连杆的角度对应的输出连杆的角度。

11.3 间歇机构——外槽轮机构的运动学

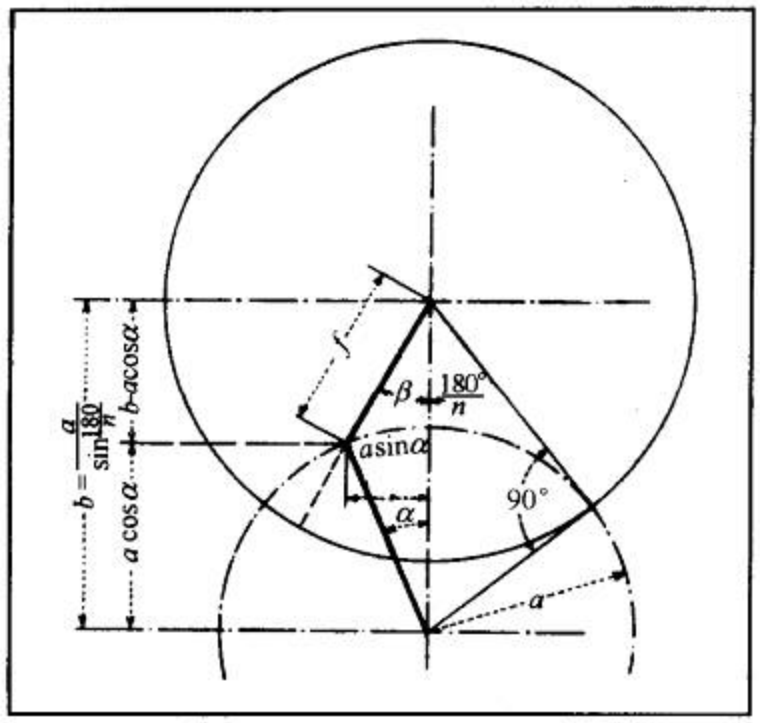


图 11.3-1 外槽轮机构的基本轮廓图。图中的符号与基础方程中所用的符号是一致的。

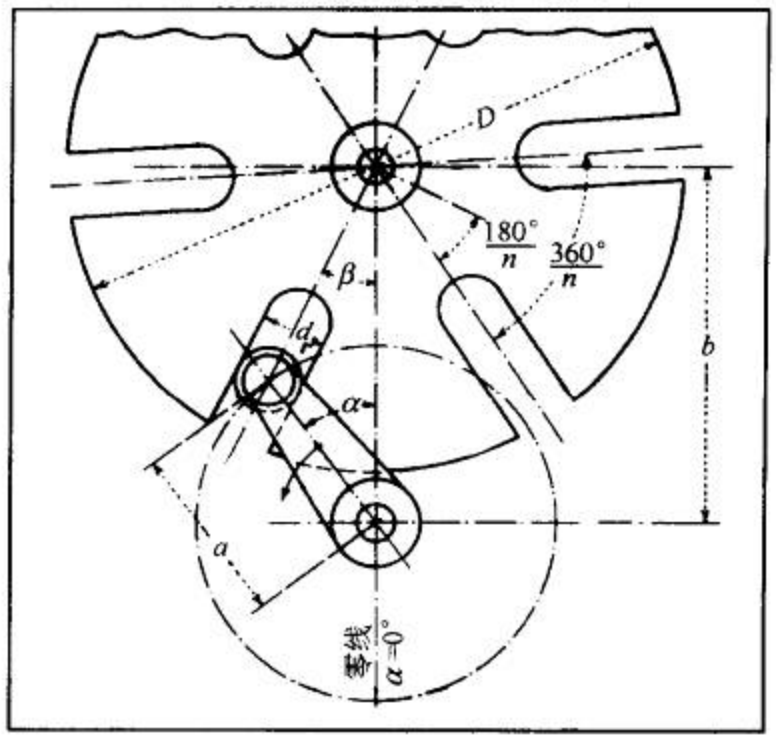


图 11.3-2 一个六槽轮机构的示意图。当确定 D 时必须考虑滚筒的直径 d_r。

表 11.3-1 一个外槽轮机构的符号和公式

假定或给出：a，n，d 和 p

a——驱动单元的曲柄半径；

n——槽的数量；

d_r——滚筒的直径；

$$m=\frac{1}{\sin\frac{180}{n}};$$

p——驱动曲柄的恒定速度，r/min；b 为中心距，$=am$；

D——从动单元的直径，$=2\sqrt{\frac{d_r^2}{4}+a^2\cot^2\frac{180}{n}}$；

ω——驱动曲柄的恒定角速度，$=\frac{p\pi}{30}$rad/s；

α——驱动曲柄在任意时刻的角度值；

β——从动单元的角位移对应曲柄角度值 α；

$$\cos\beta=\frac{m-\cos\alpha}{\sqrt{1+m^2-2m\cos\alpha}};$$

$$\text{从动单元的角速度}=\frac{d\beta}{dt}=\omega\left(\frac{m\cos\alpha-1}{1+m^2-2m\cos\alpha}\right)$$

$$\text{从动单元的角加速度}=\frac{d^2\beta}{dt^2}=\omega^2\left(\frac{m\sin\alpha(1-m^2)}{(1+m^2-2m\cos\alpha)^2}\right)$$

最大角加速度发生当

$$\cos\alpha=\sqrt{\left(\frac{1+m^2}{4m}\right)^2+2}-\left(\frac{1+m^2}{4m}\right)$$

最大角速度发生在 $\alpha=0°$，等于

$$\frac{\omega}{m-1}\text{rad/s}$$

将匀速运动转换为间歇运动的最常见的一个应用机构就是外槽轮机构。

从动单元或槽轮包括很多与驱动曲柄中的滚子相配合的槽。槽的数量决定了驱动轴歇停和运动之间的比率。槽的最低数是三，最高数在理论上是无限的。实际应用中，三个槽槽轮很少被使用，因为它具有很大的加速度值。超过 18 个槽的槽轮也是很少见的，因为它们需要直径相当大的轮子。

在具有任何槽数的外槽轮中，歇停时间总是超过运动的时间，而内槽轮正好相反。然而，对于球形槽轮来说歇停和运动都是 180°。

为了使外槽轮正常的工作，滚子必须切向进入槽。换句话说，当滚子进入或者离开槽时，槽的中心线与滚子中心和曲柄旋转中心的连线必须形成直角。

这里给出的计算是以这里所述的条件为基础的。

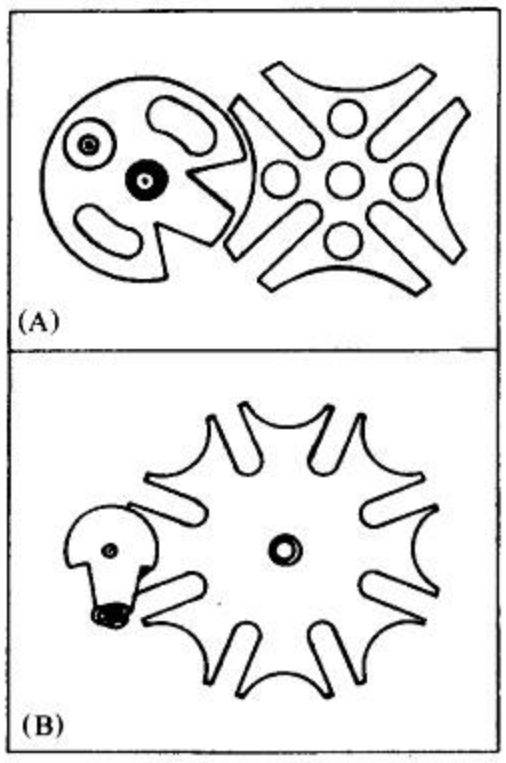


图 11.3-3 一个四槽的槽轮(A)和一个八个槽的槽轮(B)。它们都有制动装置。

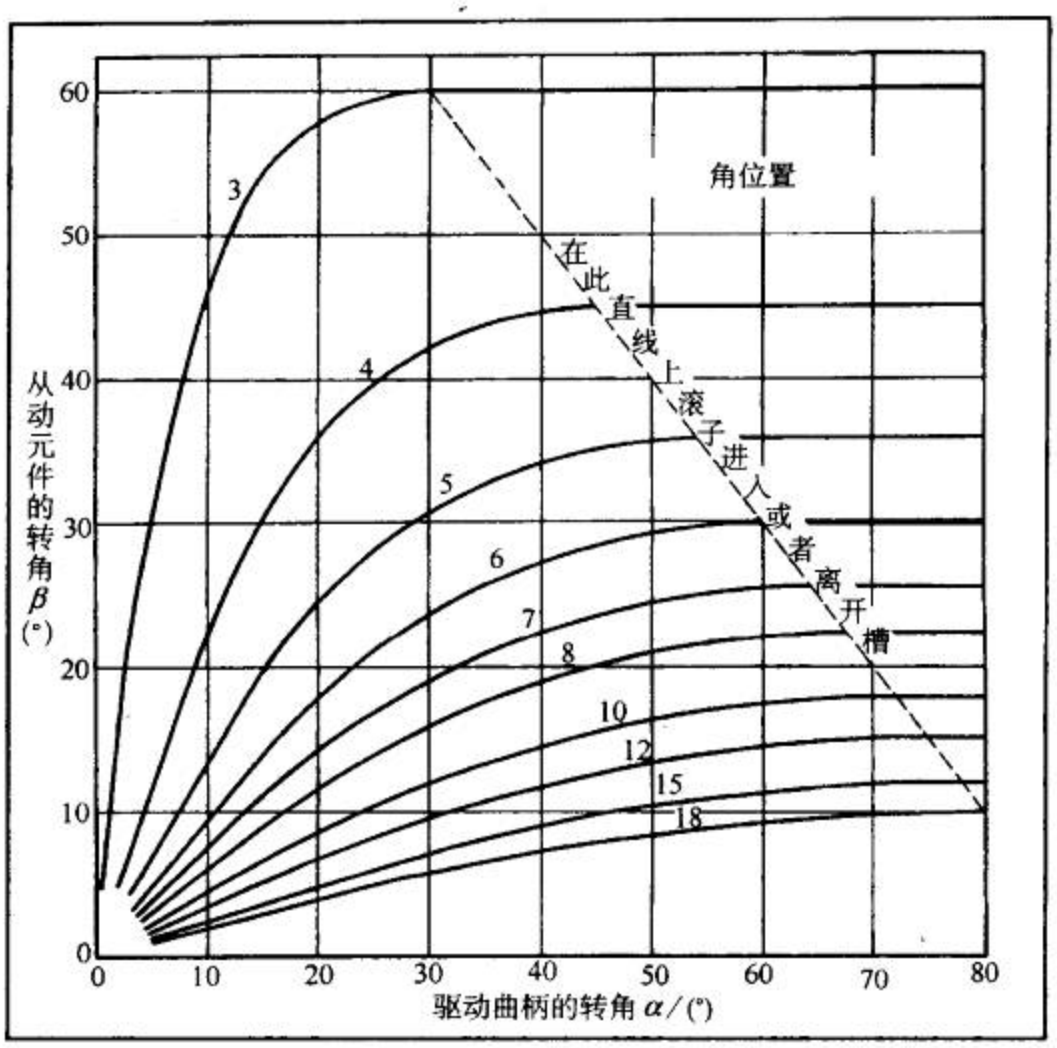


图 11.3-4 确定从动元件的转角。

考虑图 11.3-1 所示的外槽轮，其中

n——槽的数量

a——曲柄半径

从图 1

$$b\text{——中心距，} = \frac{a}{\sin\frac{180}{n}}$$

让

$$\frac{1}{\sin\frac{180}{n}} = m$$

即

$$b = am$$

它将简化运动方程的推导，在这个运动指定轮子和曲柄中心的连接线为零线。与其相反的应用是指定 α 的零值，描述驱动曲柄的角度，在曲柄的那个角度上滚子进入槽。

于是，从图 11.3-1 中从动曲柄在任意角度的半径值 f 为：

$$f = \sqrt{(am - a\cos\alpha)^2 + \alpha^2\sin^2\alpha}$$

$$= \alpha\sqrt{1 + m^2 - 2m\cos\alpha} \qquad (1)$$

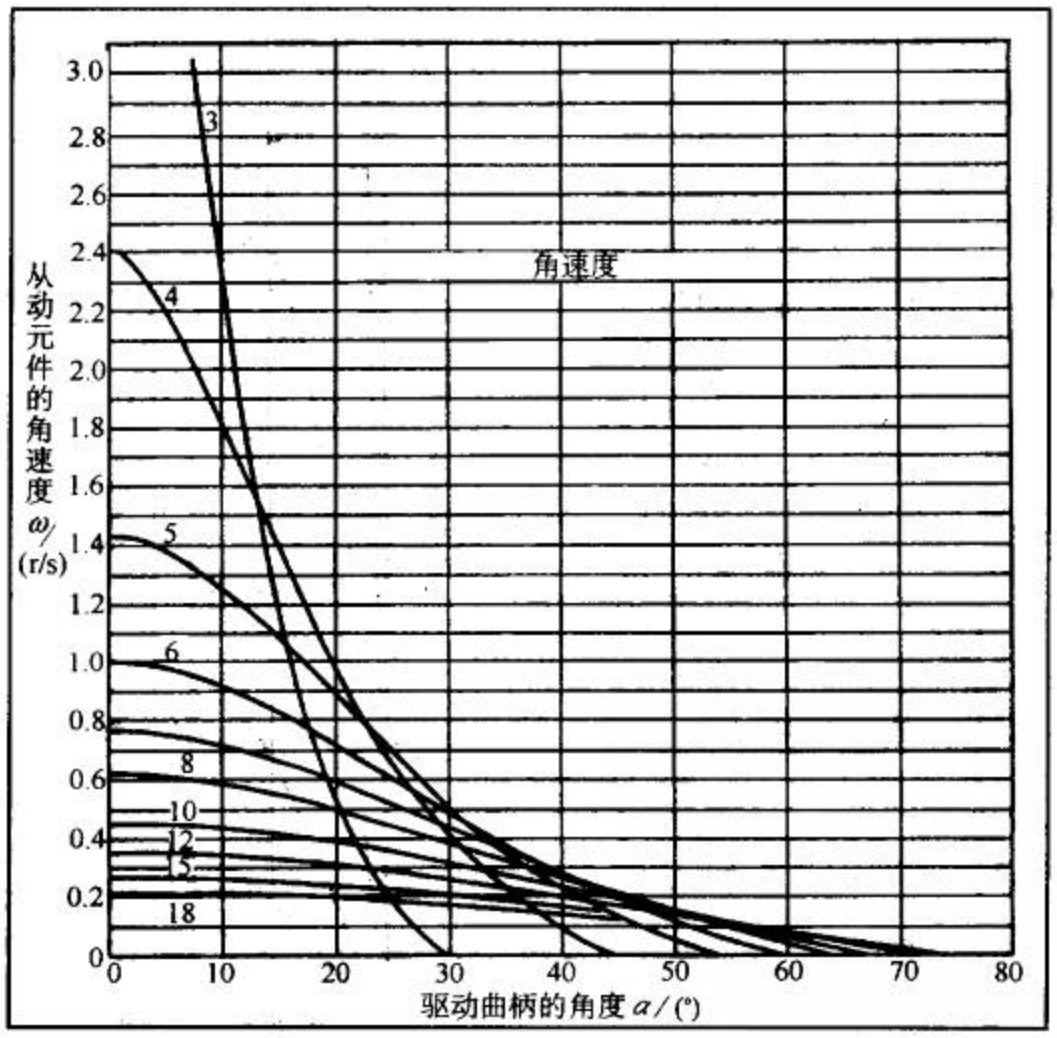


图 11.3-5 用来确定从动元件角速度的图。

表 11.3-2　外槽轮的主要运动数据

槽数 n	$\frac{360°}{n}$	歇停范围	运动范围	m 和中心距($a=1$)	从动元件的最大角速度(rad/s)等于 ω 乘以下面表内的值，曲柄在0°位置	当滚子进入槽时，从动元件的角加速度(r^2/s^2)，等于 ω^2 乘以表格内的值			从动部分的最大角速度(r^2/s^2)。等于 ω^2 乘以表格内的值		
						α	β	系数	α	β	系数
3	120°	300°	60°	1.155	6.458	30°	60°	1.729	4°	27°58′	29.10
4	90°	270°	90°	1.414	2.407	45°	45°	1.000	11°28′	25°11′	5.314
5	72°	252°	108°	1.701	1.425	54°	36°	0.727	17°31′	21°53′	2.310
6	60°	240°	120°	2.000	1.000	60°	30°	0.577	22°55′	19°51′	1.349
7	51°25′43″	231°30′	128°30′	2.305	0.766	64°17′8″	25°42′52″	0.481	27°41′	18°11′	0.928
8	45°	225°	135°	2.613	0.620	67°30′	22°30′	0.414	31°38′	16°32′	0.700
9	40°	220°	140°	2.924	0.520	70°	20°	0.364	35°16′	15°15′	0.559
10	36°	216°	144°	3.236	0.447	72°	18°	0.325	38°30′	14°16′	0.465
11	32°43′38″	212°45′	147°15′	3.549	0.392	73°38′11″	16°21′49″	0.294	41°22′	13°16′	0.398
12	30°	210°	150°	3.864	0.349	75°	15°	0.268	44°	12°26′	0.348
13	27°41′32″	207°45′	152°15′	4.179	0.315	76°9′14″	13°50′46″	0.246	46°23′	11°44′	0.309
14	25°42′52″	205°45′	154°15′	4.494	0.286	77°8′34″	21°51′26″	0.228	48°32′	11°3′	0.278
15	24°	204°	156°	4.810	0.263	78°	12°	0.213	50°30′	10°27′	0.253
16	22°30′	202°30′	157°30′	5.126	0.242	78°45′	11°15′	0.199	52°24′	9°57′	0.232
17	21°10′35″	201°	159°	5.442	0.225	79°24′43″	10°35′17″	0.187	53°58′	9°26′	0.215
18	20°	200°	160°	5.759	0.210	80°	10°	0.176	55°30′	8°59′	0.200

角位移 β 可以从下式获得：

$$\cos\beta = \frac{m - \cos\alpha}{\sqrt{1 + m^2 - 2m\cos\alpha}} \qquad (2)$$

图 11.3-2 是一个六槽槽轮机构的示意图。槽轮的外径 D(当考虑滚子的直径 d 的影响时)可以从下式获得：

$$D = 2\sqrt{\frac{d_r^2}{4} + a^2\cot^2\frac{180}{n}} \qquad (3)$$

对公式(2)和时间进行微分，可以得到从动元件的角速度：

$$\frac{d\beta}{dt} = \omega\left(\frac{m\cos\alpha - 1}{1 + m^2 - 2m\cos\alpha}\right) \qquad (4)$$

此处 ω 是曲柄的恒定角速度对 β 进行二次微分，可得到从动单元的角加速度：

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = \omega^2\left(\frac{m\sin\alpha(1 - m^2)}{(1 + m^2 - 2m\cos\alpha)^2}\right) \qquad (5)$$

为便于参考，所有的符号和公式都在表 1 中给出。表 11.3-2 包含了拥有 3 到 18 个槽的外槽轮的所有主要数据。其它数据可以从图中获得：图 11.3-4 为角度；图 11.3-5 为角速度；图 11.3-6 为角加速度。

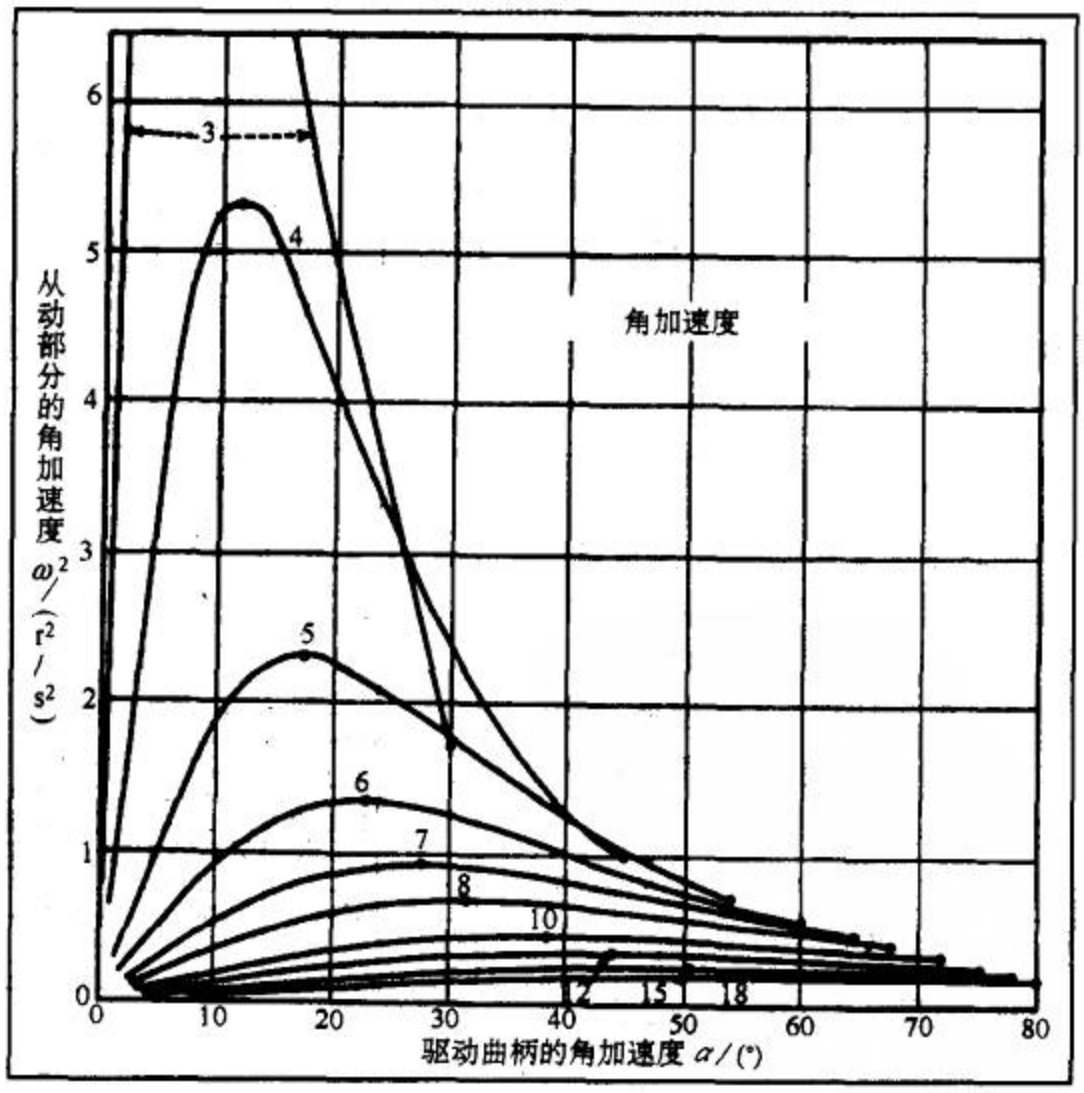


图 11.3-6　用来确定从动部分的角加速度的图。

11.4 间歇机构——内槽轮机构的运动学

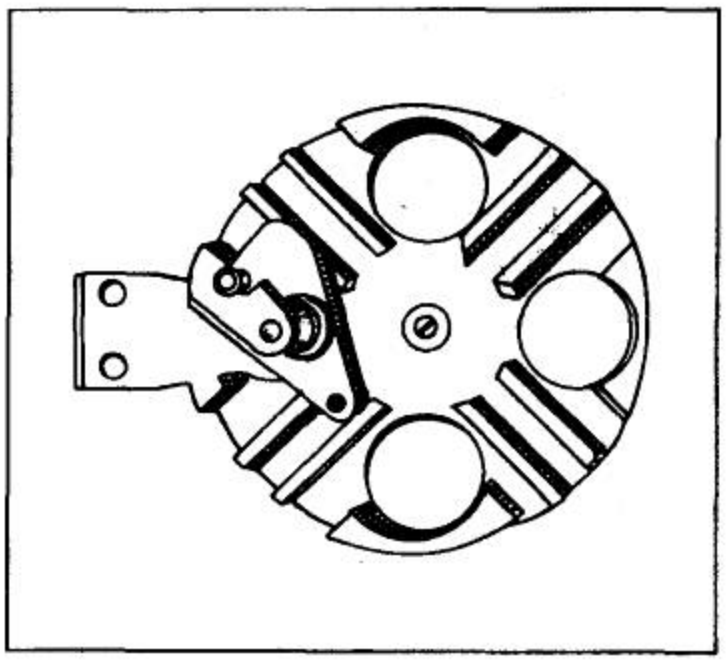


图 11.4-1 一个四槽的内槽轮与一个制动机构装配在一起。

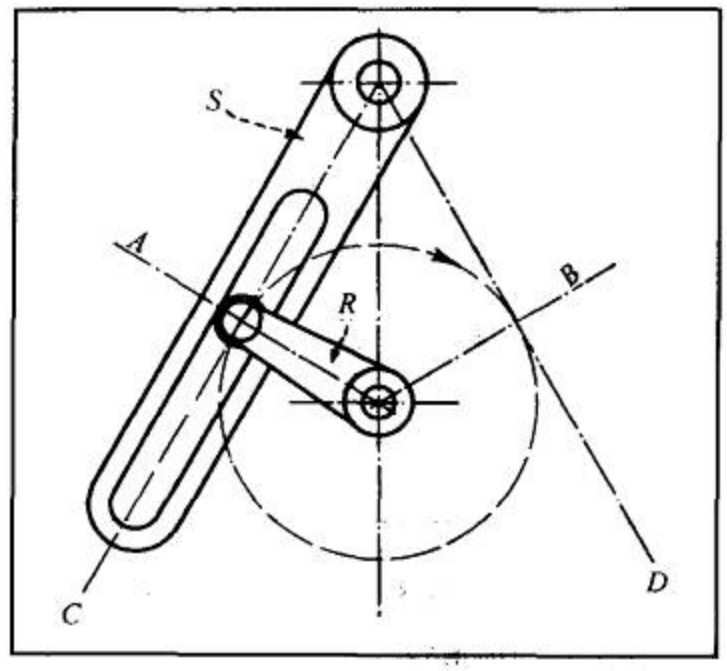


图 11.4-2 带槽曲柄的运动从 *A* 到 *B* 表现为外槽轮的运动，从 *B* 到 *A* 表现为内槽轮的运动。

在间歇传动的歇停范围必须超过180°的场合，外槽轮的设计可以满足这个条件并可作为标准装置来使用。但是在歇停的范围必须小于180°时，必须使用其它的间歇机构，内槽轮机构是获得这种运动的一种方式。

所有内槽轮机构的歇停范围总是小于180°。因此，留给槽轮更多的时间去达到最大速度，所以加速度比较低。当滚子进入或者离开槽的时候，角加速度达到最大值。然而，在从动轮的运动范围内加速度的值没有到达峰值。几何最大值将会发生在曲线的延长部分。但是这个延长部分没有意义，因为从动元件将会进入与驱动元件的大转角相关的歇停阶段。

几何最大值处于曲线的延长部分上，并且落入外槽轮运动的范围内。通过下面提到的曲柄和槽的驱动机构可以了解这一点，如图 11.4-2 所示。

当滚子曲柄 *R* 旋转时，带槽的连杆 *S* 将进行摆动，这个摆动的位移、加速度和角加速度可以以连续曲线的形式给出。

表 11.4-1 内槽轮机构的符号和公式

假定已知或给出：a，n，d 和 p

a——驱动元件的曲柄半径；

n——槽的数量；

$m = \dfrac{1}{\sin\dfrac{180°}{n}}$；

d——滚子的直径；

p——驱动曲柄的恒定速度(r/min)；B = 中心距 $= am$；

D——从动元件的内径，$= 2\sqrt{\dfrac{d^2}{4} + a^2\cot^2\dfrac{180°}{n}}$

ω——驱动曲柄的恒定角速度(rad/s)，$= \dfrac{p\pi}{30}$；

α——驱动曲柄在任意时刻的角度值；

β——从动元件相对曲柄角度 α 的转角；

$$\cos\beta = \frac{m + \cos\alpha}{\sqrt{1 + m^2 + 2m\cos\alpha}};$$

从动元件的角速度 $= \dfrac{d\beta}{dt} = \omega\left(\dfrac{1 + m\cos\alpha}{1 + m^2 + 2m\cos\alpha}\right)$

从动元件的角加速度 $= \dfrac{d^2\beta}{dt^2} = \omega^2\left[\dfrac{m\sin\alpha(1 - m^2)}{(1 + m^2 + 2m\cos\alpha)^2}\right]$；

最大角速度发生在 $\alpha = 0°$ 时，$= \dfrac{\omega}{1 + m}$ 弧度/秒；

当滚子入槽时产生最大的角加速度，$= \dfrac{\omega^2}{\sqrt{m^2 - 1}}$ r/s²

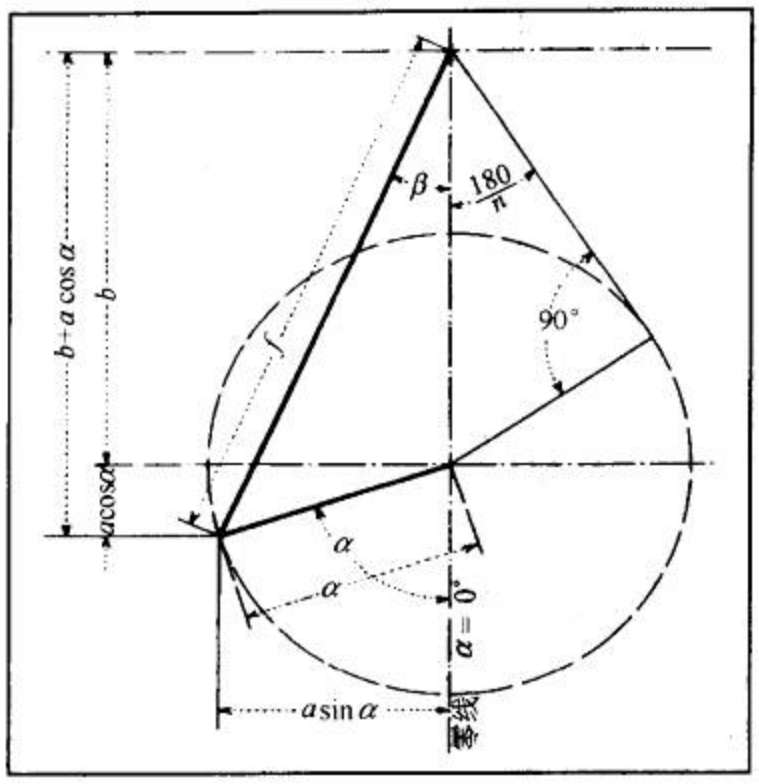


图 11.4-3 建立在图中符号基础之上的基本轮廓被用来推导内槽轮方程。

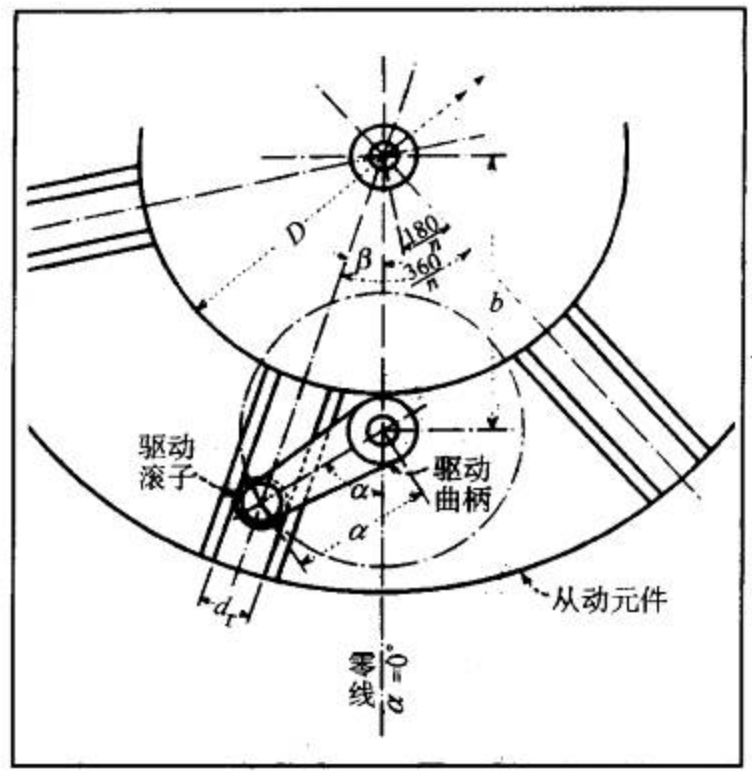


图 11.4-4 一个六槽内槽轮机构的示意图。符号是通用的，运动方程在表 11.4-1 中已经给出。

当曲柄 R 从 A 到 B 旋转时，带槽连杆 S 将会从 C 到 D 运动，精确地再现具有相等槽角的外槽轮所产生的所有运动。当曲柄 R 继续运动，从 B 回到 A 时，那么带槽连杆 S 将从 D 返回到 C，这次是精确地再现（尽管带有运动方向的镜平面是相反的）内槽轮的运动。

因此这个运动的曲线特性既包括外槽轮的情况又包含内槽轮的情况；外槽轮的工作区域在 A 和 B 之间，内槽轮的工作区域在 B 和 A 之间。

加速度曲线几何上的最大值只处于 A 和 B 区域之间，图示的曲线部分属于外槽轮。

除了工作平稳外，内槽轮的主要优点是它清晰的歇停范围。它的一个缺点是从动元件相当大的尺寸将增加抵抗加速度的力。另一个特征，有时也是一个缺点，就是滚子曲柄轴的悬臂式结构。这个轴不是一个完全的轴，因为曲柄必须被

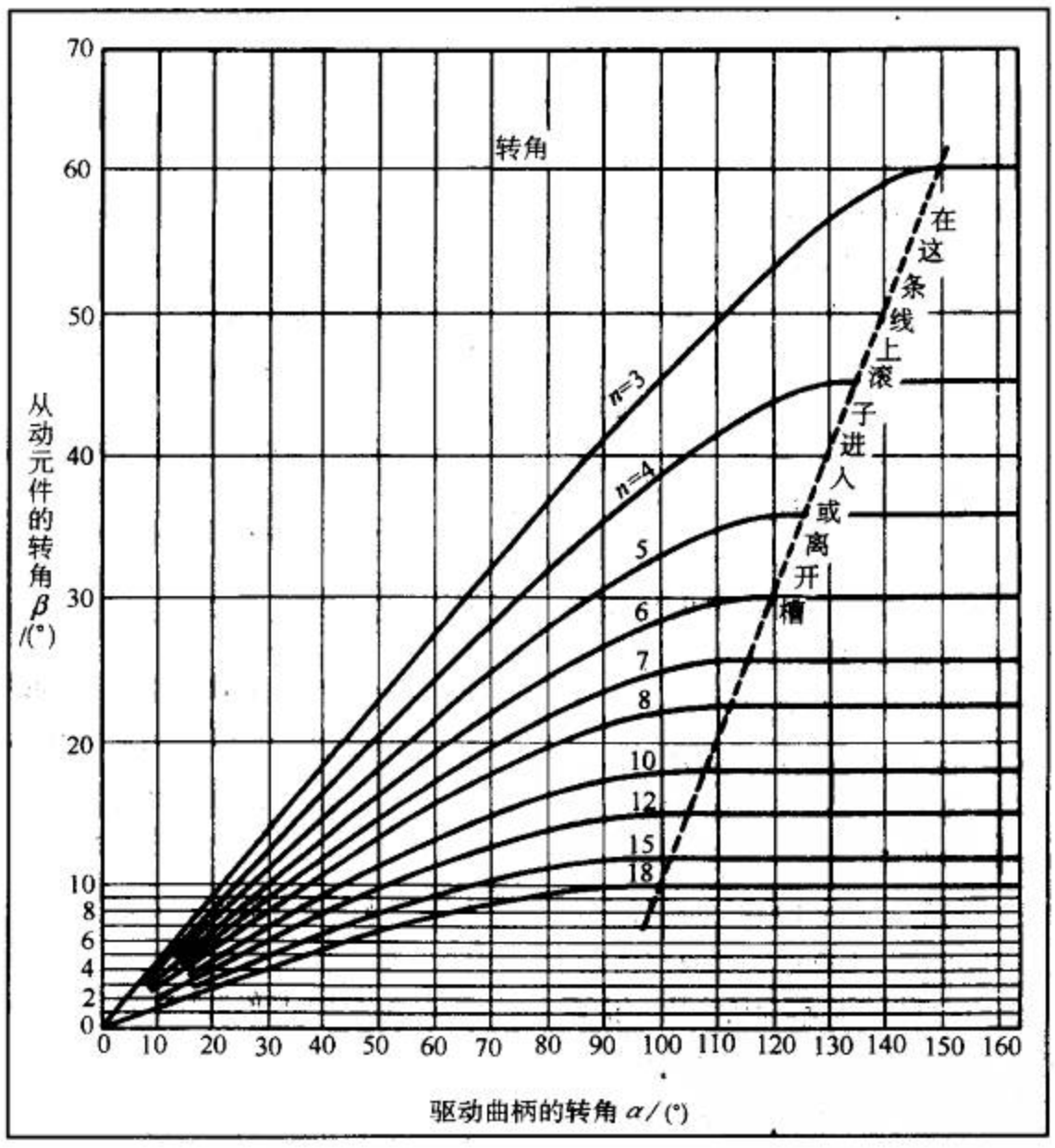


图 11.4-5 此图表可以用来确定从动元件的转角。

固定到输出轴悬臂的一头。

为了简化方程，指定轮子和曲柄中心的连接线为零线。当驱动曲柄在这条线上时它的角度 α 为零。下面的关系是在图 11.4-3 的基础上推导而来的。

n——槽的数量；

a——曲柄半径；

b——中心距 $= \dfrac{a}{\sin\dfrac{180°}{n}}$；

令
$$\frac{1}{\sin\dfrac{180°}{n}} = m$$

此时
$$b = am$$

为了获得从动元件的角度 β，需要首先计算从动曲柄半径 f：

$$f = \sqrt{a^2\sin^2\alpha + (am + a\cos\alpha)^2}$$

$$= \alpha\sqrt{1 + m^2 + 2m\cos\alpha} \qquad (1)$$

并且因为

$$\cos\beta = \frac{m + \cos\alpha}{f}$$

所以：

$$\cos\beta = \frac{m + \cos\alpha}{\sqrt{1 + m^2 + 2m\cos\alpha}} \qquad (2)$$

根据这个公式，角度 β 可以根据机构驱动元件的角度 α 来计算。

对方程(2)求一阶导数获得角速度：

$$\frac{d\beta}{dt} = \omega\left(\frac{1 + m\cos\alpha}{1 + m^2 + 2m\cos\alpha}\right) \qquad (3)$$

此处 ω 描述的是驱动曲柄轴的恒定速度：

$$\omega = \frac{p\pi}{30}$$

p 为它的每分钟旋转数。

由公式(3)再进行微分可以得到角加速度：

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = \omega^2\left[\frac{m\sin\alpha(1 - m^2)}{(1 + m^2 + 2m\cos\alpha)^2}\right] \qquad (4)$$

最大角速度显然发生在 $\alpha = 0°$ 处。它的值可由公式(3)在把 $\alpha = 0°$ 代入后得到的式子中求得：

$$\frac{d\beta}{dt_{max}} = \frac{\omega}{1 + m} \qquad (5)$$

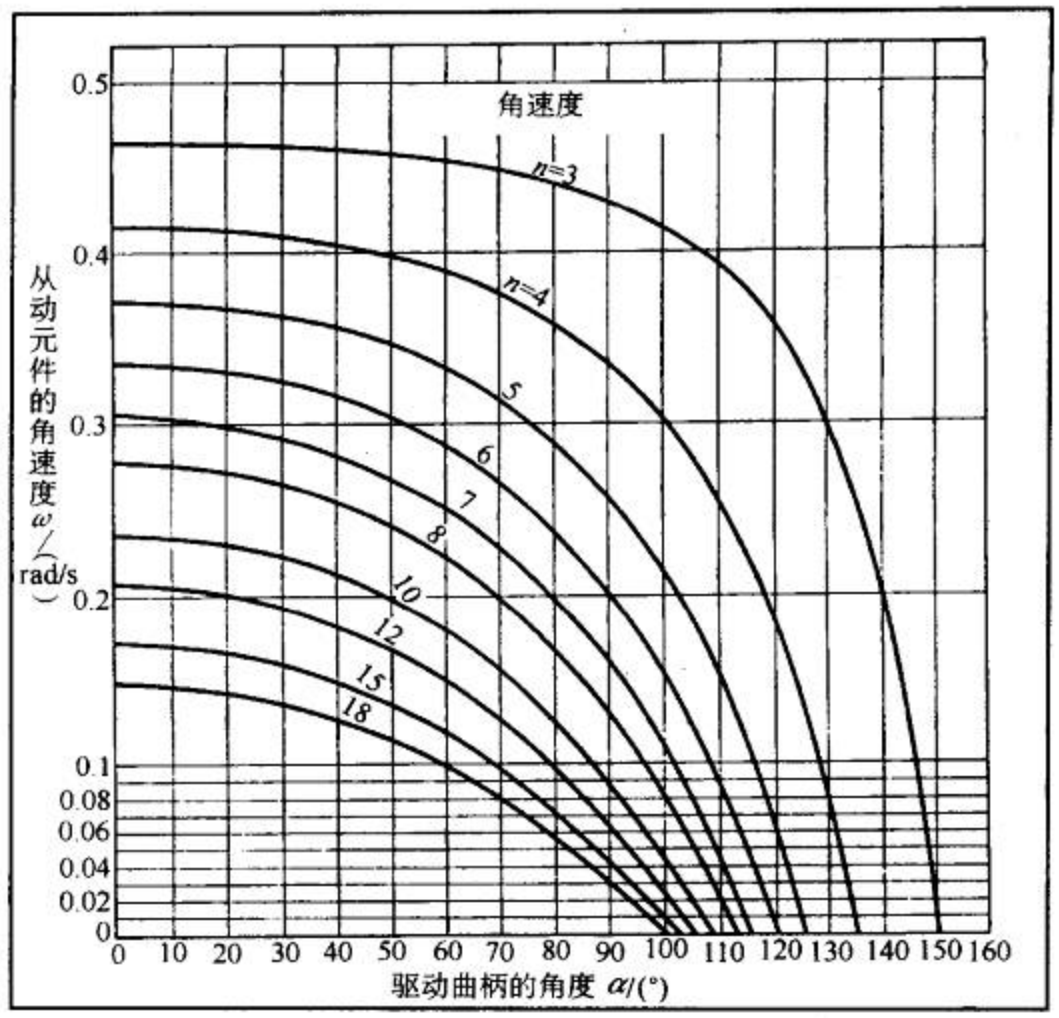


图 11.4-6 此表可以用来确定从动元件的角速度。

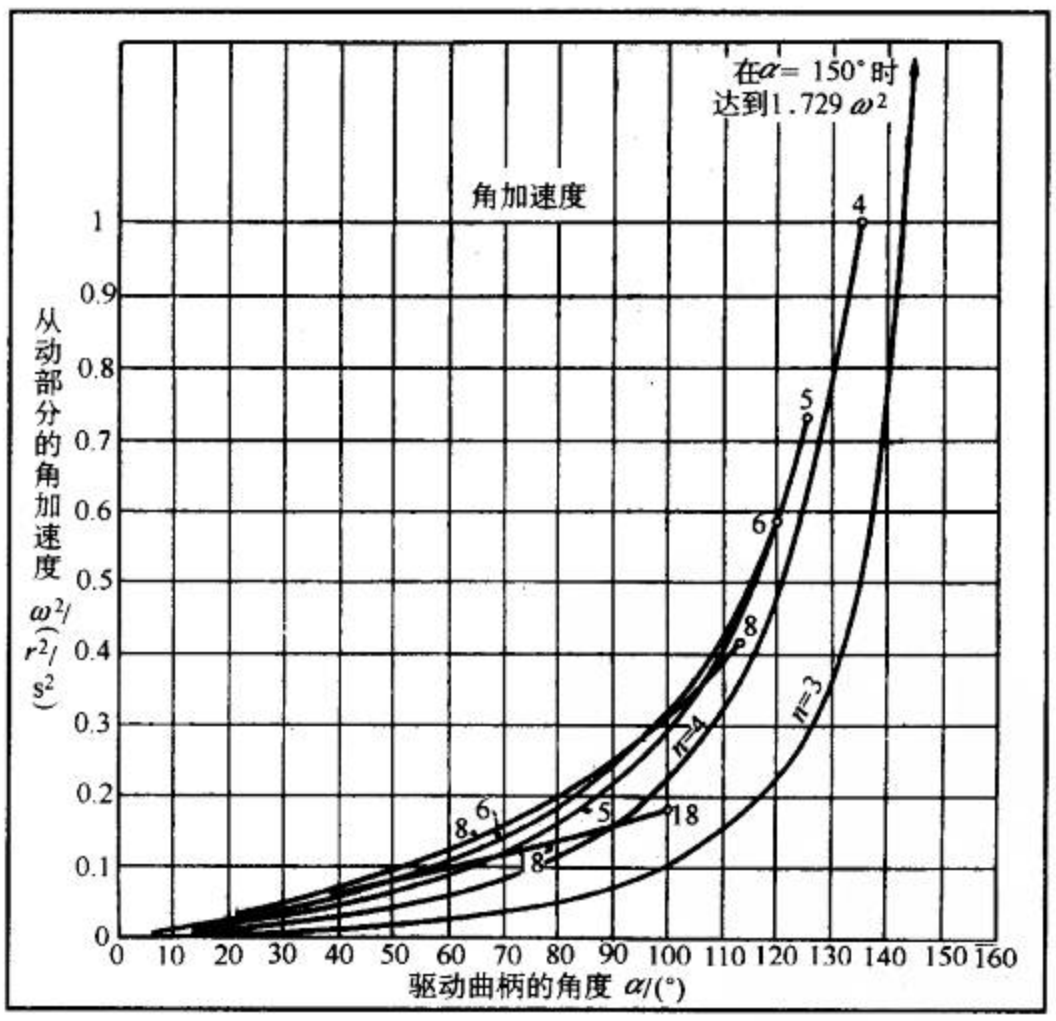


图 11.4-7 此表可以用来确定从动元件的角加速度。

表 11.4-2　内槽轮的主要运动数据

槽的数量 n	$\frac{360°}{n}$	歇停范围	运动范围	m，中心距 $a=1$	从动元件的最大角速度等于 ω（弧度/秒）乘以表格中的值，此时 α 和 β 都是 0°	当滚子进入槽时，从动元件的角加速度等于 ω^2（单位：弧度^2/秒^2）乘以表格中的值		
						α	β	系数
3	120°	60°	300°	1.155	0.464	150°	60°	1.729
4	90°	90°	270°	1.414	0.414	135°	45°	1.000
5	72°	108°	252°	1.701	0.370	126°	36°	0.727
6	60°	120°	240°	2.000	0.333	120°	30°	0.577
7	51°25′43″	128°30′	231°30′	2.305	0.303	115°42′52″	25°42′52″	0.481
8	45°	135°	225°	2.613	0.277	112°30′	22°30′	0.414
9	40°	140°	220°	2.924	0.255	110°	20°	0.364
10	36°	144°	216°	3.236	0.236	108°	18°	0.325
11	32°43′38″	147°15′	212°45′	3.549	0.220	106°21′49″	16°21′49″	0.294
12	30°	150°	210°	3.864	0.206	105°	15°	0.268

最大加速度通过用 $180/n+980$ 来代替公式（4）中的 α 来获得：

$$\frac{d^2\beta}{dt^2_{max}}=\frac{\omega^2}{\sqrt{m^2-1}} \qquad (6)$$

图 11.4-4 所示的是一个六槽内槽轮的设计图。这个图和全文所有的符号都列在表格 1 中，以便于参考。

表 2 包含了拥有 3 到 18 个槽的内槽轮的所有的主要数据。

其它数据可以从图表中获得；图 11.4-5 为角度，图 11.4-6 为角速度，图 7 为角加速度。

11.5　设计摆线机构的方程

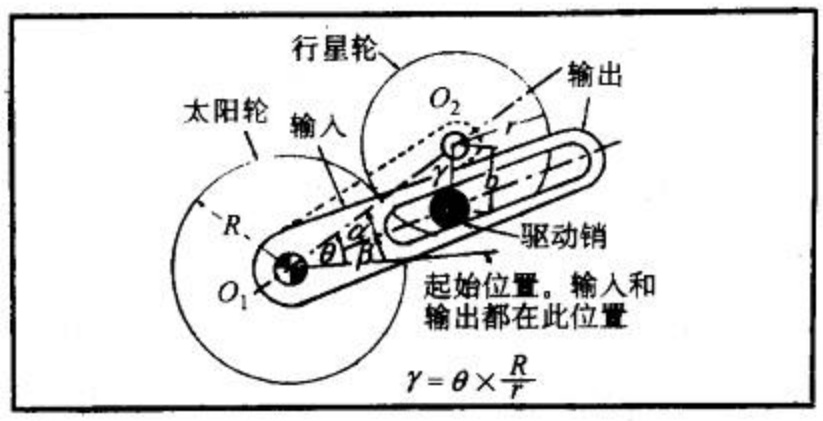


图 11.5-1　外摆线传动的方程。

针对基本的行星轮传动的角位移、角速度和角加速度的方程式如下：

角度

$$\tan\beta=\frac{(R+r)\sin\theta-b\sin(\theta+\gamma)}{(R+r)\cos\theta-b\cos(\theta+\gamma)} \qquad (1)$$

角速度

$$V=\omega\frac{1+\frac{b^2}{r(R+r)}-\left(\frac{2r+R}{r}\right)\left(\frac{b}{R+r}\right)\left(\cos\frac{R}{r}\theta\right)}{1+\left(\frac{b}{R+r}\right)^2-\left(\frac{2b}{R+r}\right)\left(\cos\frac{R}{r}\theta\right)} \qquad (2)$$

角加速度

$$A=\omega^2\frac{\left(1-\frac{b^2}{(R+r)^2}\right)\left(\frac{R^2}{r^2}\right)\left(\frac{b}{R+r}\right)\left(\sin\frac{R}{r}\theta\right)}{\left[1+\frac{b^2}{(R+r)^2}-\left(\frac{2b}{R+r}\right)\left(\cos\frac{R}{r}\theta\right)\right]^2} \qquad (3)$$

符号

A——输出角加速度（r^2/s^2）；
b——行星轮中心到驱动销中心的距离；
r——行星轮节圆的半径；
R——固定太阳轮节圆的半径；
V——输出角速度（°/s）；
β——输出角度（°）；
$\gamma=\theta R/r$；
θ——输入角度，（°）；
ω——输入角速度，（°/s）

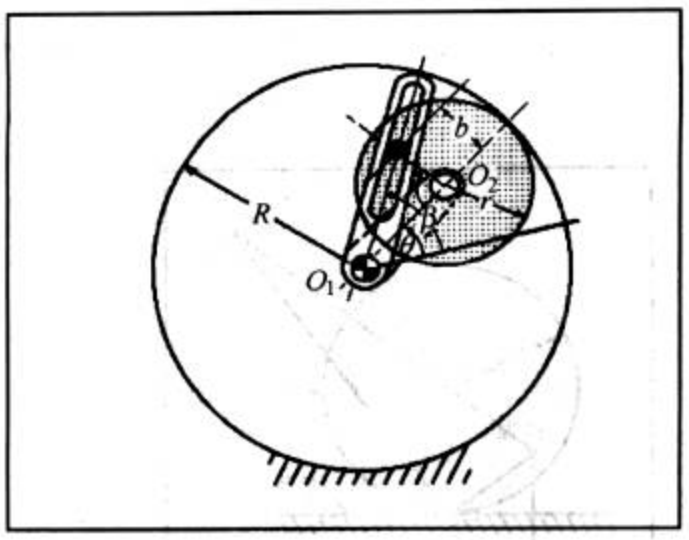


图 11.5-2　内摆线传送方程。

$$\tan\beta = \frac{\sin\theta - \left(\frac{b}{R-r}\right)\left(\sin\frac{R-r}{r}\theta\right)}{\cos\theta + \left(\frac{b}{R-r}\right)\left(\cos\frac{R-r}{r}\theta\right)} \tag{4}$$

$$V = \omega \frac{1 - \left(\frac{R-r}{r}\right)\left(\frac{b^2}{(R-r)^2}\right) + \left(\frac{2r-R}{r}\right)\left(\frac{b}{R-r}\right)\left(\cos\frac{R}{r}\theta\right)}{1 + \frac{b^2}{(R-r)^2} + \left(\frac{2b}{R-r}\right)\left(\cos\frac{R}{r}\theta\right)} \tag{5}$$

$$A = \omega^2 \frac{\left(1 - \frac{b^2}{(R-r)^2}\right)\left(\frac{b}{R-r}\right)\left(\frac{R^2}{r^2}\right)\left(\sin\frac{R}{r}\theta\right)}{\left[1 + \frac{b^2}{(R-r)^2} + \left(\frac{2b}{R-r}\right)\left(\cos\frac{R}{r}\theta\right)\right]^2} \tag{6}$$

11.5.1　近似直线的形成

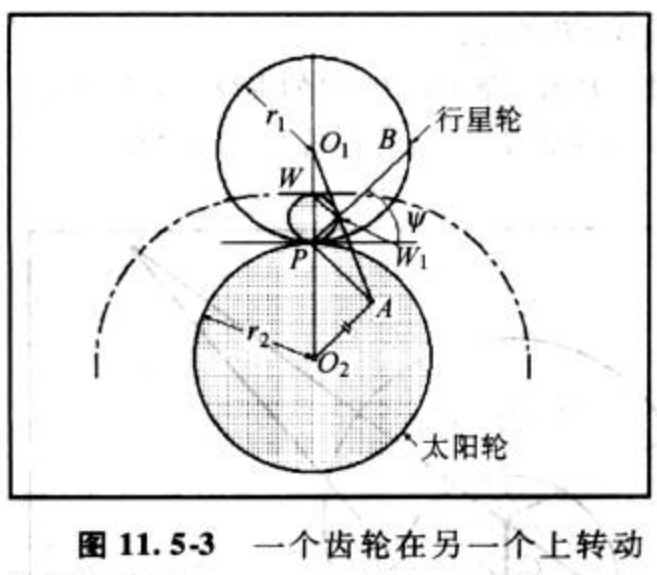


图 11.5-3　一个齿轮在另一个上转动（曲线经过点 W）使曲线变平。

经常希望在行星轮上找到的一些可以近似成直线的一些点来做为输出曲线的一部分。这些点将产生歇停机构。步骤如下(如图所示)：

1. 画任意一直线 PB；2. 画它的平行线 O_2A；3. 从点 P 做垂直于 PA 的直线，交点为 A；4. 连接点 O_1 和点 A 成直线 O_1A，交 PB 于 W_1 点。5. 画 PW_1 的垂线与直线 O_1O_2 相交于点 W。6. 画以 PW 为直径的圆。

在这个圆上的所有点形成带有近似直线部分的曲线。这一周也叫做拐点圆，因为在图示位置上所有点形成的曲线有一个拐点

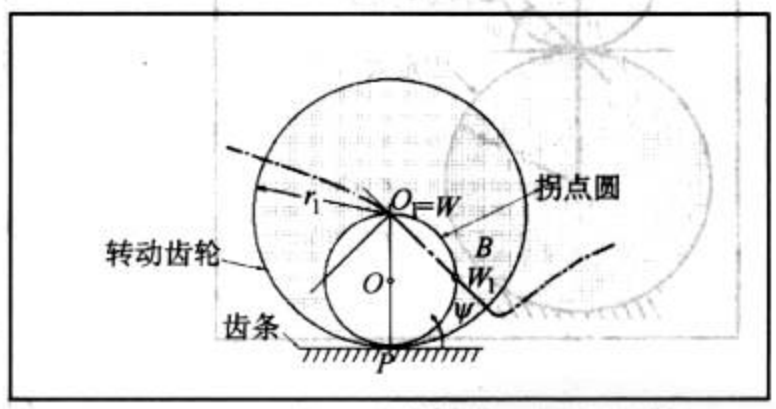


图 11.5-4　在齿条上滚动的齿轮形成 V 形曲线。

这是个特殊例子。以齿轮半径为直径画一个圆(直径 O_1P)。这是个拐点圆。任意一点。例如在点 W_1，将在所选的附近区域形成一个几乎直线的曲线。曲线的切线总是会穿过齿轮的中心 O_1(如图所示)：

当一个齿轮在另一个齿轮内转动时，为了找到拐点圆：

1. 从接触点 P 画任意的一条直线 PB。

2. 画 PB 的平行线 O_2A，并且使 PA 垂直于 O_2A。交点为 A。

3. 过滚动齿轮的中点画直线 AO_1，并与 PB 相交于点 W_1。

4. 通过点 W_1 画 PW_1 的垂线与直线 O_1O_2 相交于点 W。直线 PW 为拐点圆的直径。圆上的任意点 W_1 将重复地形成近似的直线，如图所示。

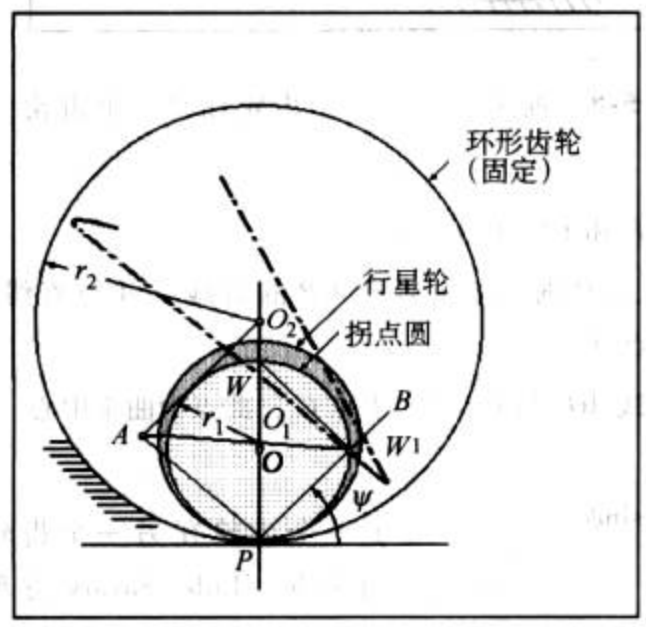


图 11.5-5　在一个齿轮内滚动的齿轮形成锯齿形曲线。

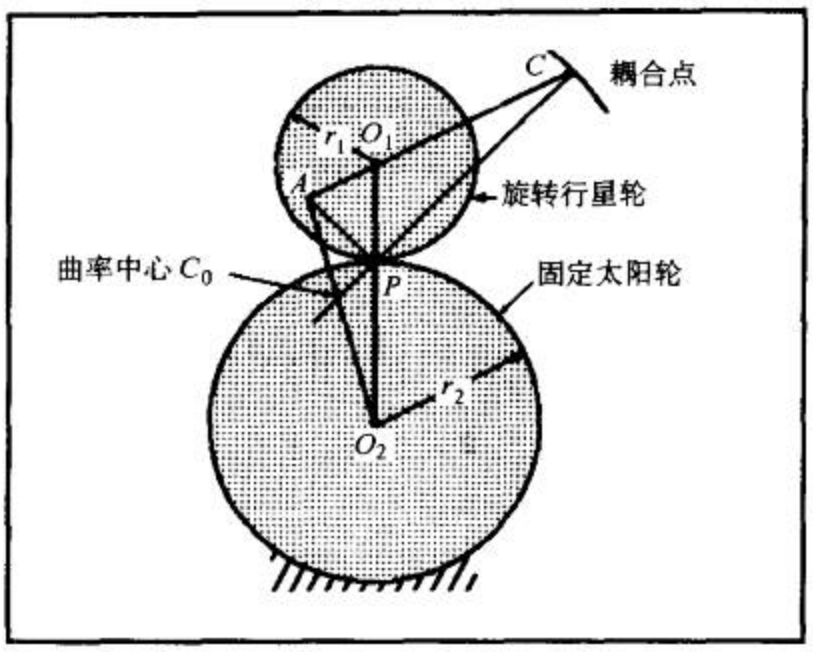


图 11.5-6 曲率中心：一个齿轮在另一个上转动。通过确定不同点的曲率中心，可以决定摆动或者往复运动臂的长度来提供较长的歇停时间。

1. 画一条通过点 C 和 P 的直线 CP。
2. 画一条通过 C 和 O_1 的直线 CO_1。
3. 在 P 点画一条垂直 CP 的直线。交点为 A。
4. 画一条直线 AO_2，得到的交点 C_0 即为曲率中心。

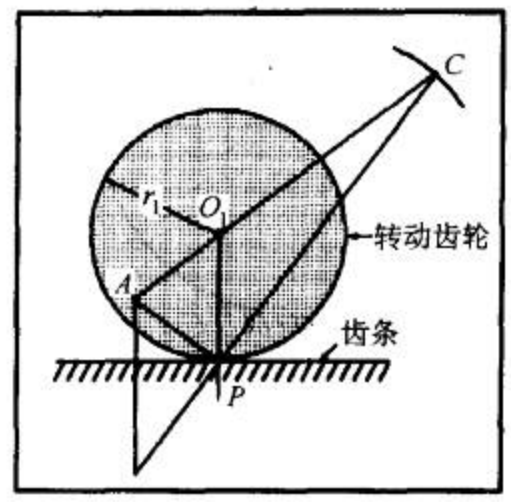


图 11.5-7 曲率中心：一个齿轮在齿条上滚动。这个结构与前面介绍的例子类似。

1. 画直线 CP 的延长线。
2. 通过点 P 画一条垂直于 CP 的直线。交点为 A。
3. 从 A 点画通过 O_1 点的直线。交点为 C。

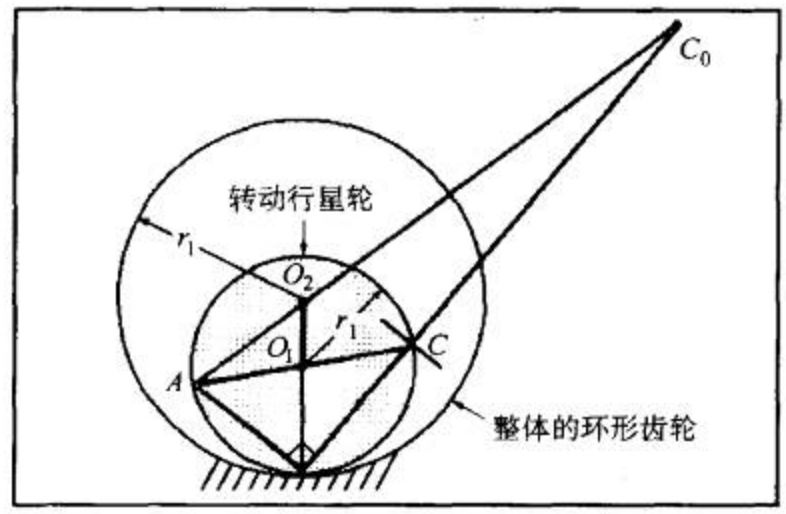


图 11.5-8 曲率中心：一个齿轮在另一个齿轮内滚动。

1. 画 CP 和 CO_1 的延长线。
2. 通过点 P 画一条垂直于 CP 的直线，并与直线 CO_1 相交于点 A。
3. 画直线 AO_2 与 CP 相交于点 C_0，此点为曲率中心。

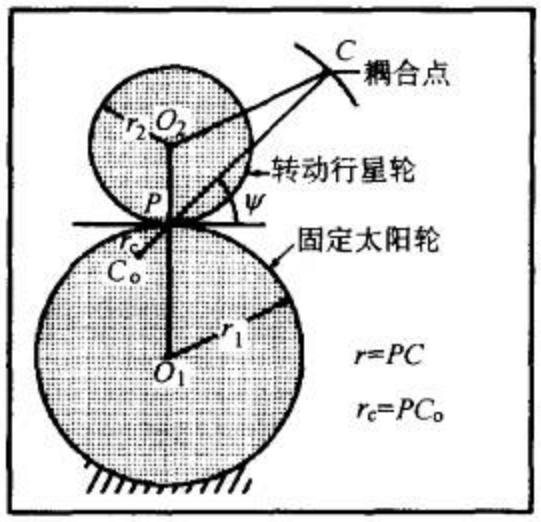


图 11.5-9 分析解决方案。

一个齿轮在另一个齿轮的外部转动的曲率中心可以直接用 Euler-Savary 方程计算得到：

$$\left(\frac{1}{r}-\frac{1}{r_c}\right)\sin\psi = 常数 \qquad (7)$$

式中角度 ψ 和 r 决定了 C 的位置。

专门对 O_1 点和 O_2 点连续两次应用这个方程式，而 O_1 点和 O_2 点都有自己的旋转中心，可以得到下面的方程式：

$$\left(\frac{1}{r_2}-\frac{1}{r_1}\right)\sin 90° = \left(\frac{1}{r}+\frac{1}{r_c}\right)\sin\psi$$

或者

$$\frac{1}{r_2}+\frac{1}{r_1} = \left(\frac{1}{r}+\frac{1}{r_c}\right)\sin\psi$$

这是最后设计方程式，所有的元素除了 r_c 外，都是已知的；因此解决 r_c 就确定了 C_0。

对于一个齿轮在另一个齿轮内滚动的情况，Euler-Savary 方程式为：

$$\left(\frac{1}{r}+\frac{1}{r_c}\right)\sin\psi = 常数$$

可以推导出：

$$\frac{1}{r_2}-\frac{1}{r_1} = \left(\frac{1}{r}-\frac{1}{r_c}\right)\sin\psi$$

11.6 具有最优力传递性能的曲柄摇杆机构的设计

结合列表和迭代方法能尽量减少四连杆机构设计中的试验次数和误差。

由于涉及复杂的方程和计算，曲柄摇杆机构的优化已经最有效地由计算机来完成。感谢哥伦比亚大学的机械和核工程系所做的工作，您现在所需要的只是一个计算器以及这里提供的计算机生成的表格。计算已经由这所大学的 Meng-Sang Chew 先生完成。

曲柄摇杆机构 $ABCD$，如图 11.6-1(A)所示。图(B)示意图表示摇杆的两个极限位置。这里 ψ 表示摇杆的摆角，f 表示相对应的曲柄的旋转角度，它们都是通过延长线上的死点位置 AB_1C_1D 开始逆时针测得。

问题是给定摇杆旋转角度 ψ，相对的曲柄的旋转角度 f 和最佳的力传递性能，求曲柄摇杆机构的各杆的比例。这个最佳的力传递性能通常由连杆 BC 的延长线和摇杆 CD 之间的传动角 μ 决定。

只考虑静态力的话，传动角越接近 90°，驱动部分施加在摇杆上与施加在摇杆轴承上的力的比率就会越大。在高速和重载应用时，传动角的控制就变得特别重要。

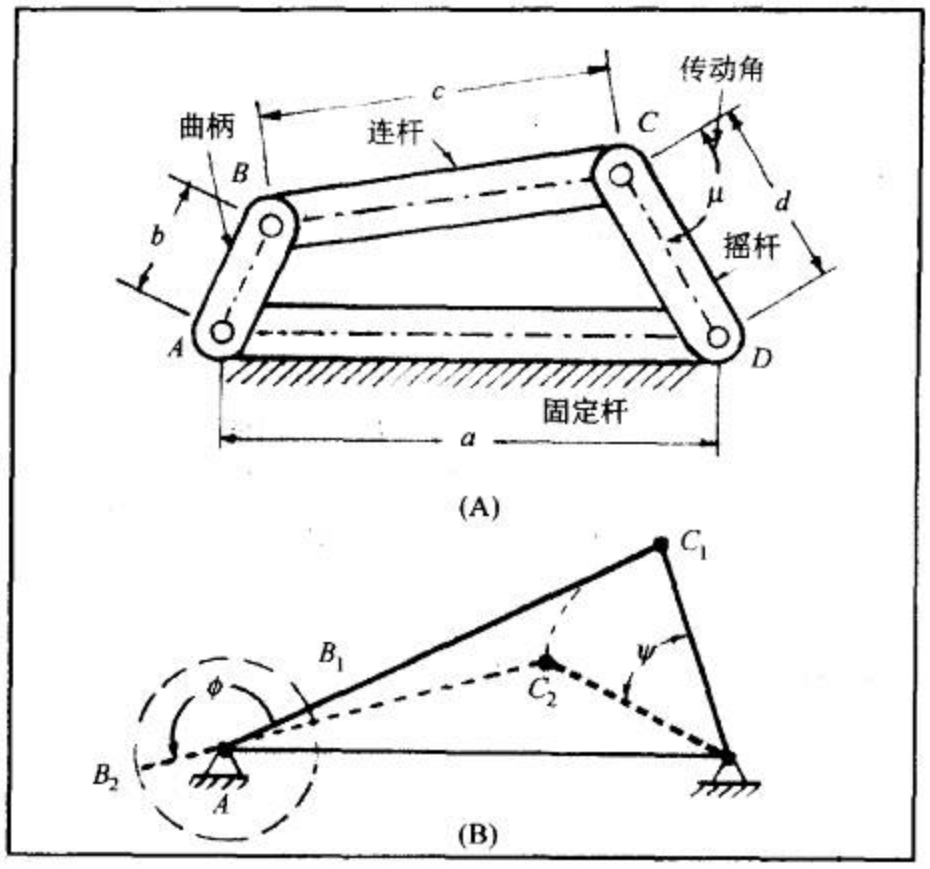


图 11.6-1 典型四杆曲柄摇杆机构问题的优化现在只需通过附表和计算即可完成。

如何实现优化：对于已给定的摇杆摆动角，相应的曲柄旋转和最佳的传动，确定曲柄摇杆机构比例的步骤是：

- 在下面的范围内选择(ψ,f)：

  $0° < \psi < 180°$

  $(90° + 1/2\psi) < f < (270° + 1/2\psi)$

- 计算：$t = \tan 1/2f$

  $u = \tan 1/2(f - \psi)$

  $v = \tan 1/2\psi$

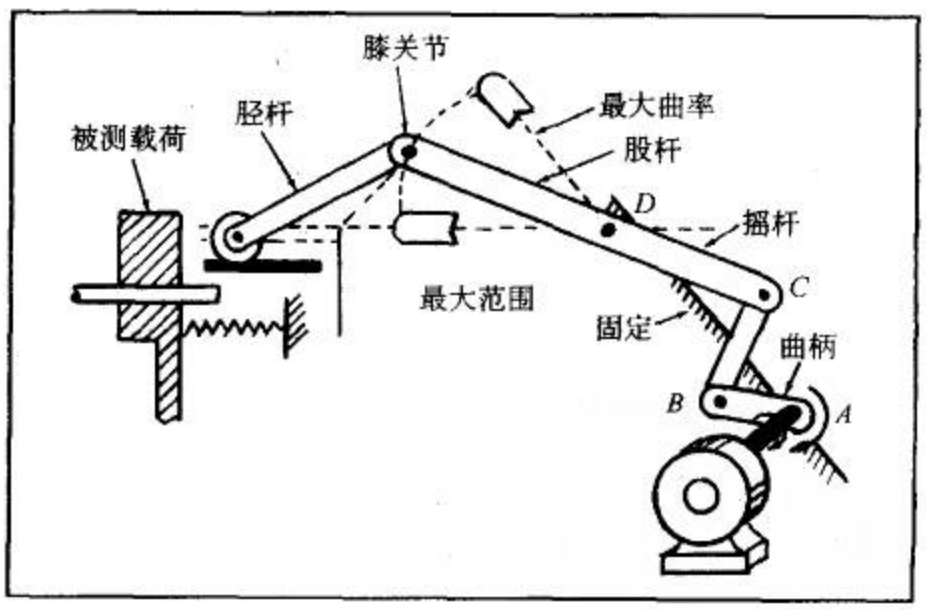


图 11.6-2 通过这里所叙述的下列的设计和计算过程，这个膝关节检测器的一个样机被设计和制造出来。

• 使用下表，找出连杆与曲柄长度的 λ_{opt} 比值，它能够使从90°开始的传动角的偏差最小。在表里包括(ψ,ϕ)的最实用的组合。如果(ψ,ϕ)的组合在表里没有，或者是 $\phi=180°$，转到下一步(a,b,c)；

• (a)如果 $\phi\neq180°$ 并且(ψ,ϕ)不在表给定的范围之内，任意中间值 Q 可以从下面的方程得出：

$$Q^3+2Q^2-t^2Q-(t^2/u^2)(1+t^2)=0$$

这里($1/u^2<Q<t^2$)。

采用数字迭代的方法可以很方便地获得解：

设 $Q_1=\frac{1}{2}\left(t^2+\frac{1}{u^2}\right)$

从下面的递推公式中计算 Q_2，Q_3 等：

$$Q_{i+1}=\frac{2Q_i^2(Q_i+1)+(t^2/u^2)(1+t^2)}{Q_i(3Q_i+4)-t^2}$$

重复计算直到比值[$(Q_{i+1}-Q_i)/Q_i$]足够小，这样你就能够获得所需要的有效数值。

然后：$\lambda_{opt}=t^2/Q$

(b) 如果 $\phi\neq180°$ 并且 λ_{opt} 需要表中两个输入值之间的插补来确定，令 $Q_1=t^2\lambda^2$，此处 λ 与表内最相近的输入值相对应，并且同上面的(a)中一样确定 Q 和 λ_{opt}。通常一次或两次的迭代就足够了。

(c) $\phi=180°$。此时，$a^2+b^2=c^2+d^2$；$\psi=2\sin^{-1}(b/d)$；并且从90°开始的传动角的最大偏差 Δ 等于 $\sin^{-1}(ab/cd)$。

• 确定连杆的比例如下：

$$(a')^2=\frac{u^2+\lambda_{opt}^2}{1+u^2}$$

$$(b')^2=\frac{v^2}{1+v^2}$$

$$(c')^2=\frac{\lambda_{opt}^2v^2}{1+v^2}$$

$$(d')^2=\frac{t^2+\lambda_{opt}^2}{1+t^2}$$

然后：$a=ka'$；$b=kb'$；$c=kc'$；$d=kd'$，这里 k 是一个比例系数，这样任一个连杆的长度，通常是曲柄，都与设计值相等。从90°开始的传动角的最大偏差 Δ 是：

对于给定的 ϕ 和 ψ 的 λ 比值的优化值

ϕ/(°)	ψ/(°)									
	160	162	164	166	168	170	172	174	176	178
10	2.3532	2.4743	2.6166	2.7873	2.9978	3.2669	3.6284	4.1517	5.0119	6.8642
12	2.3298	2.4491	2.5891	2.7570	2.9636	3.2272	3.5804	4.0899	4.9224	6.6967
14	2.3064	2.4239	2.5617	2.7266	2.9293	3.1874	3.5324	4.0283	4.8342	6.5367
16	2.2831	2.3988	2.5344	2.6964	2.8953	3.1479	3.4848	3.9675	4.7482	6.3853
18	2.2600	2.3740	2.5073	2.6664	2.8615	3.1089	3.4380	3.9080	4.6650	6.2427
20	2.2372	2.3494	2.4805	2.6368	2.8282	3.0704	3.3920	3.8499	4.5848	6.1087
22	2.2145	2.3250	2.4540	2.6076	2.7954	3.0327	3.3470	3.7935	4.5077	5.9826
24	2.1922	2.3010	2.4279	2.5789	2.7631	2.9956	3.3030	3.7388	4.4338	5.8641
26	2.1701	2.2773	2.4022	2.5505	2.7314	2.9594	3.2602	3.6857	4.3628	5.7524
28	2.1483	2.2539	2.3768	2.5227	2.7004	2.9239	3.2185	3.6344	4.2948	5.6469
30	2.1268	2.2309	2.3519	2.4954	2.6699	2.8893	3.1779	3.5847	4.2295	5.5472
32	2.1056	2.2082	2.3273	2.4685	2.6401	2.8554	3.1384	3.5367	4.1668	5.4526
34	2.0846	2.1858	2.3032	2.4421	2.6108	2.8223	3.0999	3.4901	4.1066	5.3628
36	2.0640	2.1637	2.2794	2.4162	2.5821	2.7899	3.0624	3.4449	4.0486	5.2773
38	2.0436	2.1420	2.2560	2.3908	2.5540	2.7583	3.0259	3.4012	3.9927	5.1957
40	2.0234	2.1205	2.2330	2.3657	2.5264	2.7274	2.9903	3.3587	3.9388	5.1177
42	2.0035	2.0994	2.2103	2.3411	2.4994	2.6971	2.9556	3.3175	3.8868	5.0430
44	1.9839	2.0785	2.1879	2.3169	2.4728	2.6675	2.9217	3.2773	3.8364	4.9712
46	1.9644	2.0579	2.1659	2.2931	2.4468	2.6384	2.8886	3.2383	3.7877	4.9023
48	1.9452	2.0375	2.1441	2.2696	2.4211	2.6100	2.8563	3.2003	3.7404	4.8358
50	1.9262	2.0174	2.1227	2.2465	2.3959	2.5820	2.8246	3.1632	3.6945	4.7717

$$\sin\Delta = \frac{|(a \pm b)^2 - c^2 - d^2|}{2cd}$$

$$0° \leqslant \Delta \leqslant 90°$$

如 $\phi < 180°$，是 + 号。

如 $\phi > 180°$，是 - 号。

一个实例。一个测试人造膝关节的模拟器是在 N. Eftekha 博士的指导下，由哥伦比亚大学的整形外科诊疗室建造，如示意图所示。驱动装置包括一个可调整的曲柄摇杆机构 *ABCD*。摇杆的摆角范围大约是从 48°到 16°。曲柄长 4 英寸(101.6mm)并以 150r/min 的转速旋转。通过改变曲柄的长度可以调整摆角的大小。

要得到连杆的比例，假设在摇杆的旋转角度最大时的最佳传动比例，就是将这代表最极端的情况。对于小摆角，偏离 90°的最大传动角将减少。

曲柄旋转 48°，对应的摇杆摆动大约 170°。通过查表可得 λ_{opt} = 2.6100 这使得 a' = 1.5382，b' = 0.40674，c' = 1.0616 和 d' = 1.0218。

对于一个 4in(101.6mm)的曲柄，k = 4/0.40674 = 9.8343，a = 15.127in(384.226mm)，b = 4in(101.6mm)，c = 10.440in(265.176mm)，d = 10.049in(255.245mm)，这与所使用的比例非常接近。传动角偏离 90°的最大偏差为 47.98°。

这个过程不仅应用在曲柄摇杆连杆机构的优化上，而且也可以应用在其它曲柄摇杆机构的设计上。例如，如果摇杆的摆角和对应的曲柄的旋转已经确定，连杆对曲柄长度的比是任意的，方程里的 λ_2 就可以使用$(1, u^2t^2)$里的任意值。然后，比例 λ 就可以被修改来满足各种设计的需要，例如尺寸、轴承反力、传动角控制和这些需要的组合。

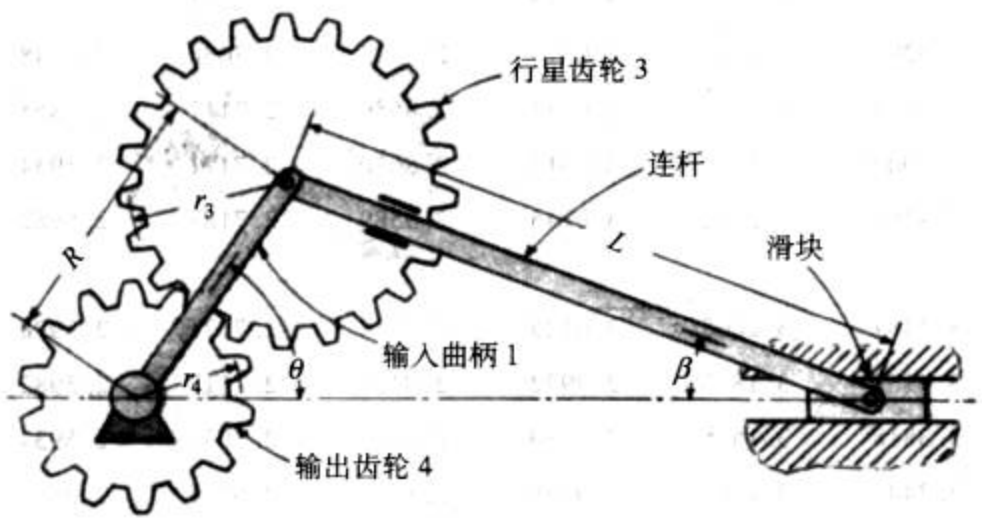
这种方法同样可以应用于飞机着陆轮收起系统的中心连杆机构设计，同样它也可以应用于在任意一个满足这里所讨论的需要的四连杆机构设计。

ψ/(°)									
182	184	186	188	190	192	194	196	198	200
7.2086	5.3403	4.4560	3.9112	3.5318	3.2478	3.0245	2.8428	2.6911	2.5616
7.0369	5.2692	4.4227	3.8969	3.5282	3.2507	3.0317	2.8528	2.7030	2.5748
6.8646	5.1881	4.3795	3.8739	3.5174	3.2478	3.0341	2.8589	2.7117	2.5855
6.6971	5.1013	4.3287	3.8435	3.5000	3.2392	3.0317	2.8610	2.7171	2.5934
6.5371	5.0121	4.2726	3.8071	3.4768	3.2252	3.0245	2.8589	2.7189	2.5982
6.3857	4.9226	4.2131	3.7663	3.4487	3.2065	3.0129	2.8528	2.7171	2.5998
6.2431	4.8344	4.1518	3.7221	3.4167	3.1837	2.9972	2.8428	2.7117	2.5982
6.1090	4.7484	4.0900	3.6759	3.3818	3.1575	2.9780	2.8293	2.7030	2.5934
5.9830	4.6652	4.0284	3.6284	3.3447	3.1286	2.9558	2.8127	2.6911	2.5855
5.8644	4.5849	3.9676	3.5804	3.3062	3.0976	2.9311	2.7833	2.6763	2.5748
5.7527	4.5079	3.9080	3.5324	3.2669	3.0652	2.9045	2.7718	2.6592	2.5616
5.6472	4.4339	3.8500	3.4849	3.2272	3.0318	2.8764	2.7484	2.6399	2.5461
5.5475	4.3630	3.7936	3.4380	3.1875	2.9979	2.8473	2.7236	2.6190	2.5287
5.4529	4.2949	3.7388	3.3920	3.1480	2.9636	2.8175	2.6977	2.5967	2.5097
5.3631	4.2296	3.6858	3.3470	3.1089	2.9294	2.7873	2.6711	2.5734	2.4894
5.2776	4.1669	3.6345	3.3031	3.0705	2.8953	2.7570	2.6440	2.5492	2.4680
5.1960	4.1067	3.5848	3.2602	3.0327	2.8615	2.7266	2.6166	2.5246	2.4459
5.1180	4.0487	3.5367	3.2185	2.9956	2.8282	2.6964	2.5891	2.4996	2.4232
5.0432	3.9928	3.4901	3.1779	2.9594	2.7954	2.6665	2.5617	2.4744	2.4001
4.9715	3.9389	3.4450	3.1384	2.9239	2.7631	2.6369	2.5344	2.4491	2.3767
4.9025	3.8869	3.4012	3.0999	2.8893	2.7314	2.6076	2.5073	2.4239	2.3533

11.7 设计齿轮滑块机构的曲线和方程

什么是齿轮滑块机构？它不过是一个带有两个齿轮并且与曲柄在同一条直线上啮合的曲柄滑块机构(图 11.7-1)。但是，其中的一个齿轮(行星齿轮 3)由于被固定到连杆上是不能旋转的，所以输出是从行星齿轮得到的，而不是滑块。根据构件之间比例的不同，就产生了多种循环输出运动。

在对这种机构性能的研究中，美国康涅狄格州布里奇波特的 Preben Jensen 教授推导出了定义它的运动和加速度特性的方程。然后，他对自己所设计的机构进行了一些改进(图 11.7-5 ~ 图 11.7-8 所示)。他相信这些改进的机构会优于它的原始机构。Jensen 用示意图(图 11.7-8)展示了其中一个机构的输出怎样能在每个循环里都完全停顿，或者是为了到达新位置不停地进行越来越大的摆动。机器的设计者可以通过不同的设计安排和把这些装置的两个进行组合获得多种间歇运动，还能够通过改变机构的歇停时间来适应机器自动进给的需要。



符号

L —— 连杆的长度， mm
r_3 —— 与连杆固定在一起的齿轮半径， mm
r_4 —— 输出齿轮的半径， mm
R —— 曲柄的长度， mm
α —— 输入曲柄的角加速度， rad/s^2
β —— 连杆位移，(°)
γ —— 旋转输出，(°)
θ —— 旋转输入，(°)
θ_0 —— 输出齿轮反向运动时曲柄的旋转角度，(°)
ϕ —— 输出齿轮反向旋转的角度，(°)
ω —— 输入曲柄的角速度， rad/s
符号右上角的一个单撇表示角速度，rad/s；双撇表示角加速度， rad/s^2。

图 11.7-1 一种基本的齿轮滑块机构。它与大家熟悉的三齿轮驱动不同，因为滑块限制行星齿轮运动。通过和输入轴同心的齿轮输出，而不是通过滑块。

1. 基本形式

曲柄 1 输入，齿轮 4 输出。当曲柄逆时针旋转时，它使行星齿轮 3 沿着行星轮的路径在齿轮 4 附近来回摆动。这使齿轮 4 的输出运动发生变化，输入每转一圈，齿轮 4 会沿逆时针方向旋转两圈(这时 $r_3 = r_4$)。

当曲柄 1 以速度 ω 驱动齿轮 4 时，Jensen 得到的对于齿轮 4 的角位移、速度、加速度的方程如下：

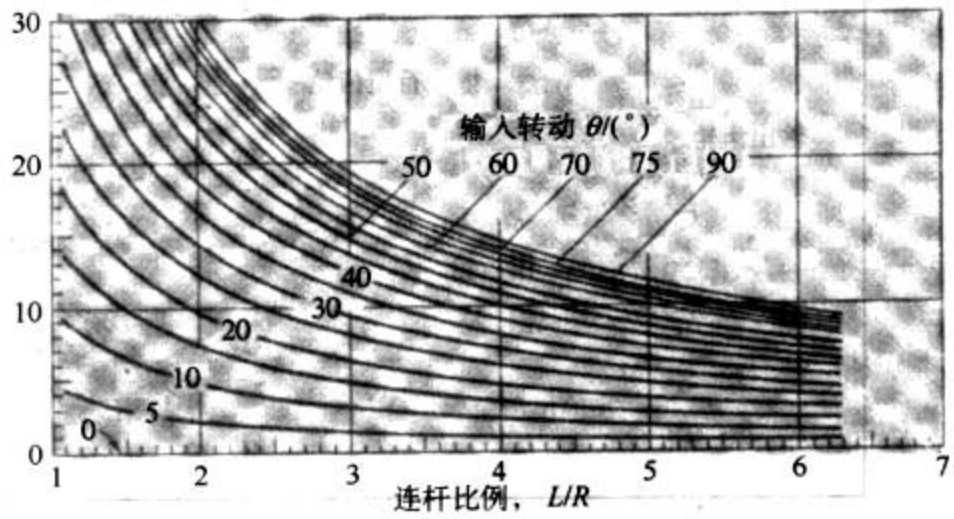


图 11.7-2　连杆的角位移曲线图。

2. 角位移

$$\gamma = \theta + \frac{r_3}{r_4}(\theta + \beta) \tag{1}$$

这里，β 根据下面的关系计算(见这篇文章中的符号列表)：

$$\sin\beta = \frac{R}{L}\sin\theta \tag{2}$$

3. 角速度

$$\gamma' = \omega + \frac{r_3}{r_4}(\omega + \beta') \tag{3}$$

这里

$$\frac{\beta'}{\omega} = \frac{R}{L}\frac{\cos\theta}{\left[1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2\theta\right]^{1/2}} \tag{4}$$

4. 角加速度

$$r'' = \alpha + \frac{r_3}{r_4}(\alpha + \beta'') \tag{5}$$

这里

$$\frac{\beta''}{\omega^2} = \frac{R}{L}\frac{\sin\theta\left[\left(\frac{R}{L}\right)^2 - 1\right]}{\left[1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2\theta\right]^{3/2}} \tag{6}$$

对于固定的角速度，方程 5 变为

$$r'' = \frac{r_3}{r_4}\beta'' \tag{7}$$

5. 设计曲线图

根据不同的 L/R 比例和曲柄角度 θ 的位置，Jensen 教授对方程进行了 1 求解并获得了图 2、3 和 4 所示的设计曲线图。于是，如果一个机构具有如下参数：

L = 12in (304.8mm)，r_3 = 2.5in (63.5mm)，R = 4in (101.6mm)，r_4 = 1.5in (38.1mm)，ω = 1000rad/s

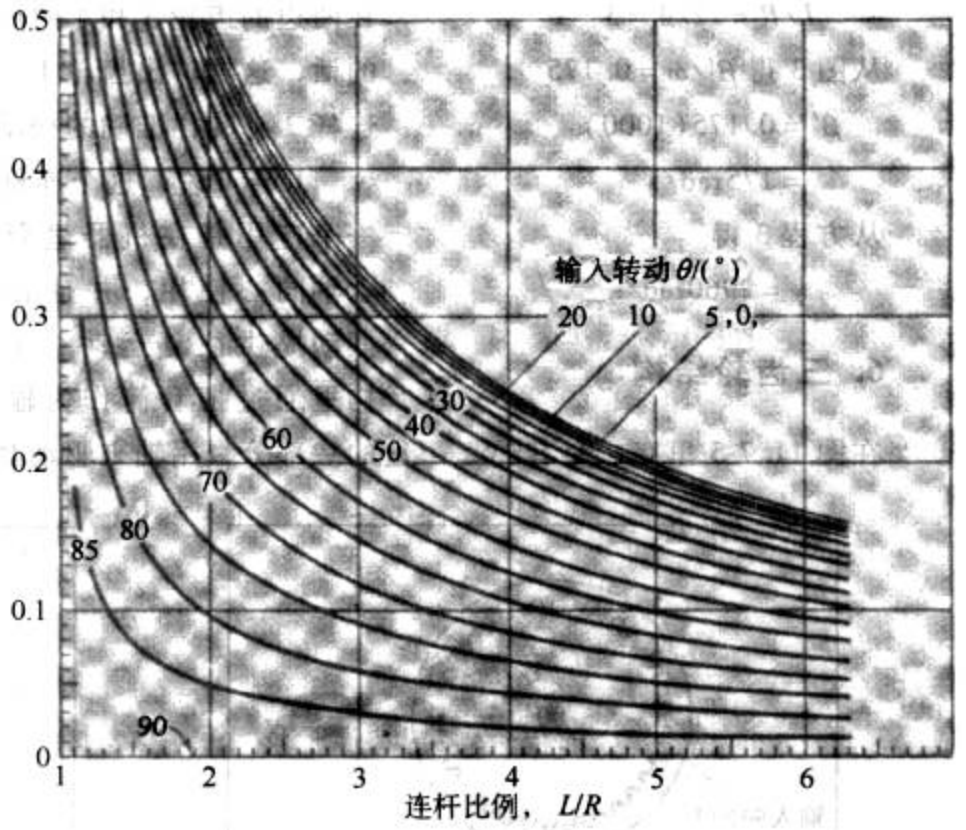


图 11.7-3　各种角度的曲柄的角速度曲线。

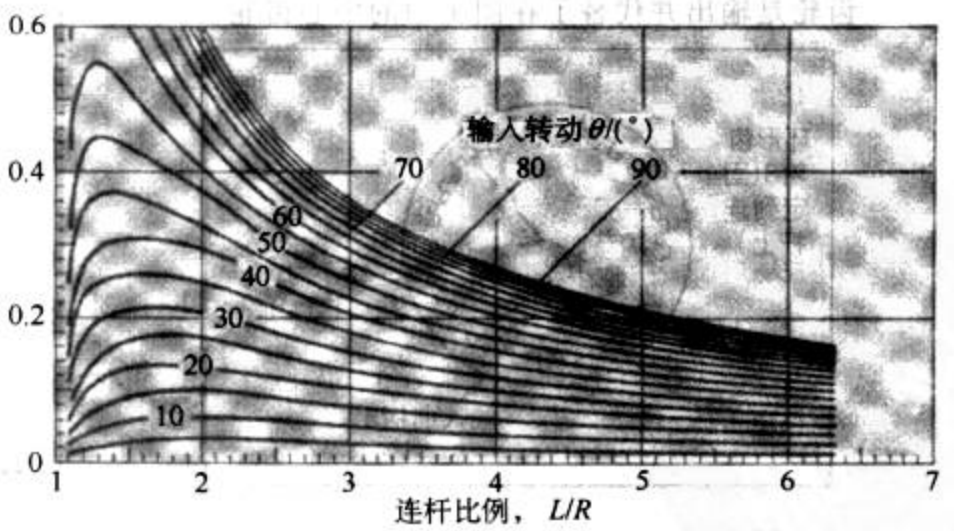


图 11.7-4　各种角度的曲柄的角加速度曲线。

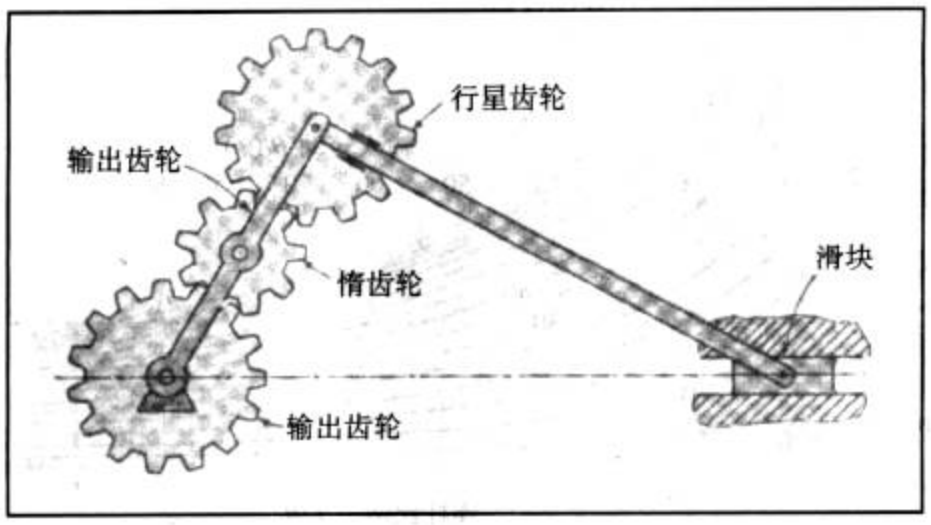


图 11.7-5 改进的齿轮滑块机构。

在曲柄角度 $\theta = 60°$ 时，输出速度可以由下式计算如下：

$$L/R = 12/4 = 3$$

从图 3 得 $\beta'/\omega = 0.175$

$$\beta' = 0.175(1000)$$

$$= 175\text{rad/s}$$

从方程 3 得

$$\gamma = 2960\text{rad/s}$$

6. 三齿轮结构

在图 11.7-5 里有一个有趣的结构，它通过在传动机构中增加惰齿轮 5 而获得。如果此时在两边的齿轮 3 和 4 的尺寸相等的话，这样输出齿轮 4 也就会与连杆 2 有同样准确的摆动。

Jensen 说，这个连杆机构的一个应用是在机器里套筒与输入轴同心使用，并且必须来回摆动提供往复运动。在这个机构里通过把套筒作为输出齿轮的一部分，用轴来驱动套筒。

7. 内齿轮结构

通过用一个内齿轮来替换图 11.7-1 中的一个外齿轮，能够得到两个具有较大可变输出能力的机构(图 11.7-6 和图 11.7-7)。其中，图 11.7-7 中的机构吸引了 Jensen。它能够按照比例产生一个歇停或向前的摆动，也就是说，它们之一向前旋转输出，比方说 360°，然后向后旋转 30°，向前转动 30°，然后通过再向前转动 360°进行周期循环。

在这个机构中，曲柄驱动固定在连杆 2 上的大的环形齿轮 3。齿轮 4 输出。Jensen 推导出下面的方程：

8. 输出运动

$$\omega_4 = -\left(\frac{L - R - r_4}{Lr_4}\right)R\omega_1 \quad (8)$$

当 $r_4 = L - R$ 时，从方程 8 得 $\omega_4 = 0$，并且机构的比例可以产生一个瞬时歇停。为了获得向前的摆动，r_4 必须比 $L - R$ 大，就像 Jensen

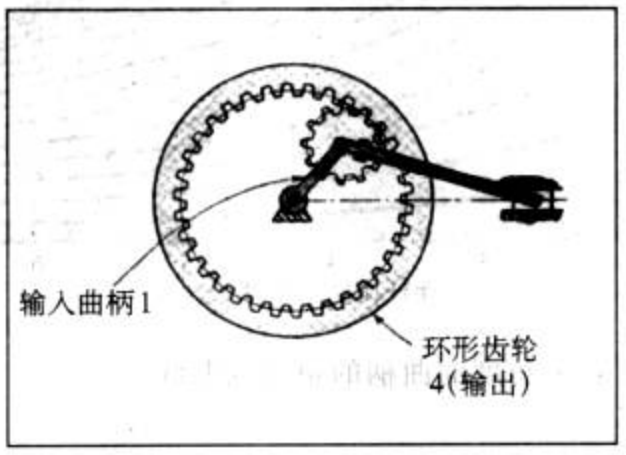


图 11.7-6 环形齿轮和滑块机构。环形齿轮是输出并代替了在图 1 中的中心齿轮。

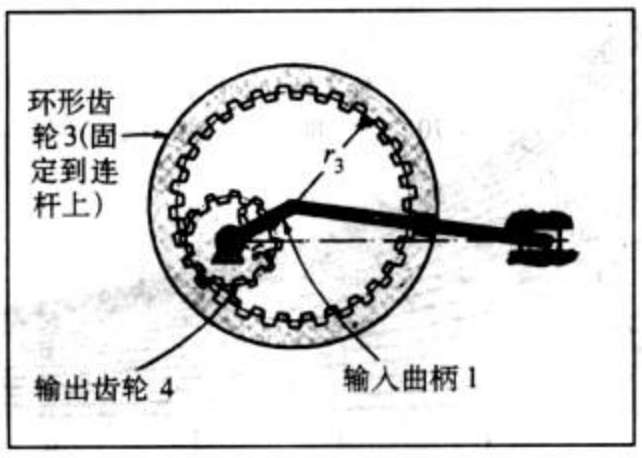


图 11.7-7 一个更实用的环形齿轮和滑块的机构。现在是从小齿轮输出。

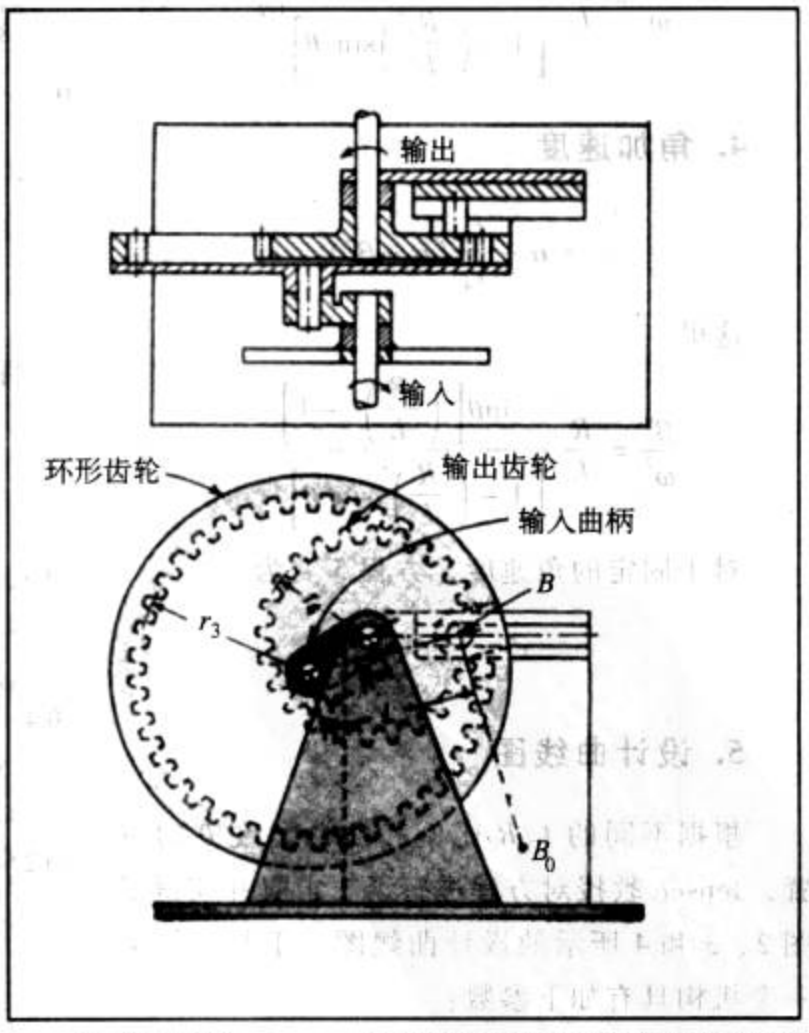


图 11.7-8 Jensen 的环形齿轮和滑块机构的模型如图所示。通过让 r_4 大于 $L - R$ 可以获得一个向前的摆动运动。

的模型(图 8)所示那样。

如果齿轮 4 回转，然后再次开始向前转动，这就必须有两个齿轮的运动速度为零的位置。这两个机构是关于 A_0B 对称的。在输出齿轮反向转动时，如果 θ_0 等于曲柄旋转(输入)的角度，而 ϕ 也等于齿轮 4 向后旋转的角度，于是

$$\cos\frac{\theta_0}{2}=\left[\frac{L^2-R^2}{r_4(2R+r_4)}\right]^{1/2} \quad (9)$$

并且

$$r=\theta_0-\frac{r_3}{r_4}(\theta_0-\beta_0) \quad (10)$$

这里

$$\sin\beta_0=\frac{R}{L}\sin\frac{\theta_0}{2} \quad (11)$$

9. 比例图表

图 11.7-9 中的曲线图有助于给图 11.7-8 中的机构构件提供一个能实现特殊向前摆动的比例。该表适用于 R 等于 1in(25.4mm)的情况。对于 R 的其它值的情况，按比例转换表中 r_4 的值，如下所示。

例如，假设在每个循环中，输出齿轮回转 9.2°，这样 ϕ = 9.2°。同样给定的还有 R = 0.75in (19.05mm)，L = 1.5in(38.1mm)，这样 L/R = 2。

从图表的右侧找到 L = 2in (50.8mm)时的 ϕ 曲线，然后向上找到 L = 2in(50.8mm)的 θ_0 曲线，在左边的纵坐标上读得 θ_0 = 82°。

现在返回到第二个交叉点并向上在 L = 2 时从横坐标的刻度上读得 r_4 = 1.5。因为 R = 0.75in (19.05mm)，而图表是针对 R = 1 的，按照下面的方法转换 r_4：r_4 = 0.75(1.5) = 1.13in(28.702mm)。

于是，如果把机构输出齿轮的半径设计为 r_4 = 1.13 英寸(28.702mm)，那么在曲柄旋转 83°的时候，输出齿轮会向后转动 9.2°。当然，在当曲柄再旋转 83°的时候，齿轮 4 将返回到它的初始位置，然后在曲柄继续旋转最后的 194°时，齿轮 4 将保持向前转动。

10. 将来的改进

图 11.7-8 中所设计的机构是为了使输出运动能很容易地从正向摆动转换为瞬时的歇停，或者不规则的顺时针或逆时针旋转。这通过变换作为中心滑块曲柄滑动件的销钉的位置来实现。同样可以用一个偏心滑块曲柄机构、一个四连杆机构或一个滑块连杆机构做为基本机构。

串连的两个机构能够使输出产生一个延长的歇停或两个独立的歇停。工作期间两个独立歇停之间的角度靠插入一个差动齿轮来进行调整，差动齿轮的作用是使第一个机构输出轴的位置相对于第二个机构输入轴的位置可以被改变。

机构同样能通过引进一个附加杆 BB_0 来改进，附加杆引导销钉 B 沿着圆弧运动来代替线性轨迹。这使得机构性能有一个微小的提高。

输出齿轮的半径 r_4/in(当 R =1in，即 R=25.4mm 时，括号内数值单位是 mm)

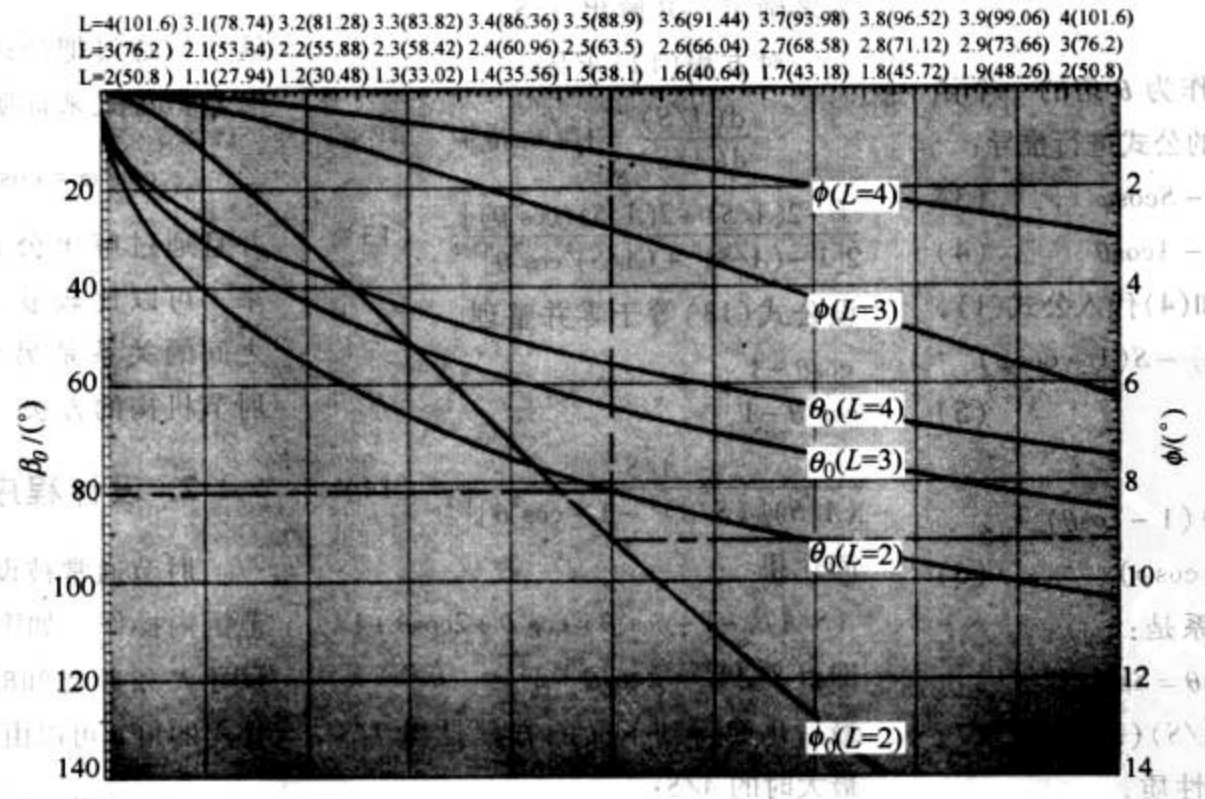


图 11.7-9　选择环形齿轮和滑块机构比例的表格。

11.8 设计瞬时作用的肘节

下面介绍确定肘杆尺寸的理论、公式和设计曲线图，以便获得最大的瞬时作用。

如图 11.8-1 所示，经过中心的肘节机构被广泛地用于机械、电器开关、止动销和机构的过载控制。这些肘节同时也可作为：(1)制动器(在被选位置夹持其它零件)；(2)在机械连杆机构中的过载装置(当完全满载时它们向相反的位置移动)；(3)能量储存装置。

如图 11.8-2 所示的两个应用，举例说明了肘节的瞬时作用。在肘节通过正中心时，它突然被肘节弹簧的作用力推向前。在大多数应用中，目的都是为了获得最大限度的瞬时作用。

瞬时作用是一种在肘节通过正中心的时候使它的弹簧长度伸长的功能。在正中心的伸长等于：

$$J = K - H \qquad (1)$$

长度伸长的百分比 e 等于：

$$e = (100)J/S \qquad (2)$$

因为弹簧的阻力随着伸长量而增加，但是随着长度的增加而减少，为了最好的实现瞬时作用，J/S 的比例在弹簧的工作范围之内应该尽可能大。

J/S 的比例作为 θ 角的一个函数能够通过如下的公式进行推导：

$$H = S - S\cos\varphi \qquad (3)$$

并且 $K = A - A\cos\theta \qquad (4)$

把公式(3)和(4)代入公式(1)，

$$J = A(1 - \cos\theta) - S(1 - \cos\varphi) \qquad (5)$$

或

$$J/S = (A/S)(1 - \cos\theta) - (1 - \cos\varphi) \qquad (6)$$

θ 和 φ 之间的关系是：

$$L = A\sin\theta = S\sin\varphi$$

或 $$\sin\varphi = (A/S)(\sin\theta) \qquad (7)$$

根据三角函数的性质，

$$\sin\theta = (1 - \cos^2\theta)^{1/2} \qquad (8)$$

把公式(8)代入公式(7)，并两面平方得，

$$\sin\varphi = (A/S)^2(1 - \cos^2\theta) \qquad (9)$$

根据三角函数的性质，

$$\cos\varphi = (1 - \sin^2\varphi)^{1/2} \qquad (10)$$

把公式(9)代入(10)，

$$\cos\varphi = [1 - (A/S)^2 + (A/S)^2\cos^2\theta]^{1/2} \qquad (11)$$

并把公式(11)代入(6)，

$$J/S = (A/S)(1 - \cos\theta) - 1 + [1 - (A/S)^2 + (A/S)^2\cos^2\theta]^{1/2} \qquad (12)$$

公式(12)可以被看作只有 3 个变量：(1)弹簧的伸长率 J/S；(2)肘节臂与弹簧长度的比 A/S；(3)肘节臂的角度 θ。

根据公式(12)，针对各种 θ 角表明 J/S 和 A/S 之间关系的一系列曲线被绘制。这些曲线如图 11.8-3 所示；每个图表的不同的垂直坐标是为了使图表更精确。

1. 最大的瞬时作用

对特殊角度的最大的瞬时作用出现在 J/S 最大时。这可以通过设定公式(12)的一阶导数等于零来确定，并解出 A/S。

对方程(12)求导，

$$\frac{d(J/S)}{d(A/S)} = 1 - \cos\theta + \frac{[-2(A/S) + 2(A/S)(\cos^2\theta)]}{2[1 - (A/S)^2 + (A/S)^2\cos^2\theta]^{1/2}} \qquad (13)$$

设公式(13)等于零并整理，

$$\frac{\cos\theta - 1}{\cos^2\theta - 1} = \frac{A/S}{(A/S)[(S/A)^2 - 1 + \cos^2\theta]^{1/2}} \qquad (14)$$

简化得，

$$(S/A)^2 - 1 + \cos^2\theta = \cos^2\theta + 2\cos\theta + 1$$

即，$(S/A)^2 = 2\cos\theta + 2$

最后化简得到下面的方程是当 J/S 最大时的 A/S：

$$A/S = [2(\cos\theta + 1)]^{-1/2} \qquad (15)$$

J/S 的最大值可以通过把公式(15)代入公式(12)得到：

$$J/S_{max} = \frac{1 - \cos\theta}{[2(\cos\theta + 1)]^{1/2}} - 1 + \left[1 - \frac{1}{2(\cos\theta + 1)} + \frac{\cos^2\theta}{2(\cos\theta + 1)}\right]^{1/2} \qquad (16)$$

可以化简成下面的形式：

$$J/S_{max} = \frac{2 - [2(\cos\theta + 1)]^{1/2}}{[2(\cos\theta + 1)]^{1/2}} \qquad (17)$$

J/S_{max} 点的轨迹是一条直线，如图 3 所示。从公式(15)中可以看出，A/S 在 J/S_{max} 处的值从 0.500 变化到 0.707，此时对应的 θ 值分别是 0°到 90°。这个相当小的区间提供了一个经验法则来快速检查是否一个机构已经被设计成接近最大瞬时作用点。

公式(2)中弹簧的延长，是在假设弹簧在其自由长度 S 的基础上安装，而没有延长。对于一个自由长度 E 比 S 小的弹簧来说，当延长到正中心位置时总的延长的百分比是：

$$e = 100[(S/E)(1 + J/S) - 1] \qquad (18)$$

对任意的 θ 值，在最大瞬时作用点处 ϕ 和 θ 之间的关系：

$$\theta = 2\varphi \qquad (19)$$

这可以通过把公式(9)和(11)代入三角恒等式来证明：

$$\cos^2\varphi = \cos^2\varphi - \sin^2\varphi \qquad (20)$$

并且通过解出公式(15)中的 $\cos\theta$ 来，可以比较获得的结果。角度之间的关系是另外一种快速评价肘节机构的方法。

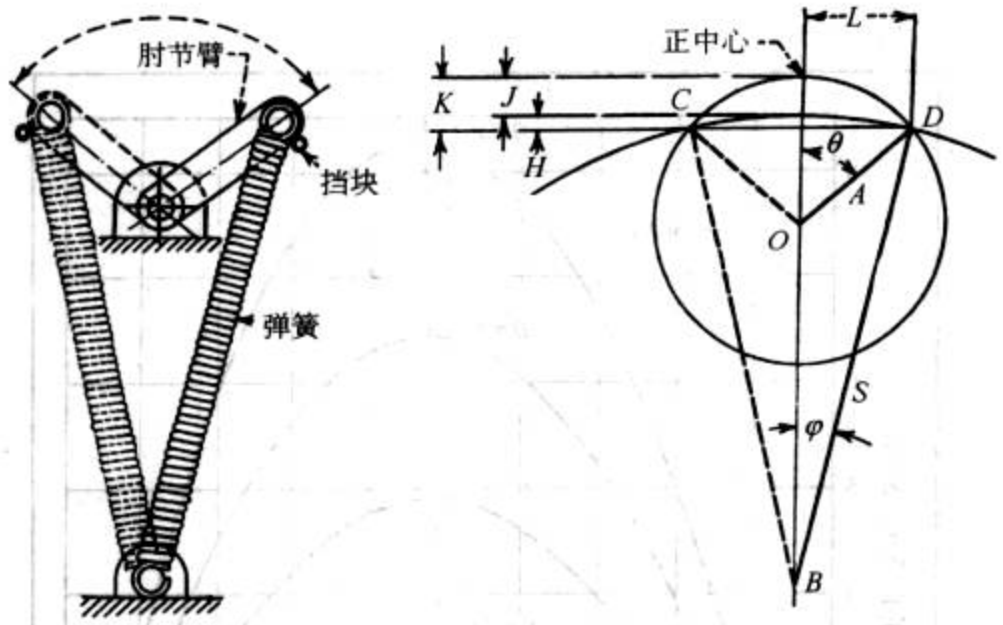
2. 设计程序

肘节通常被设计在一定的空间范围内操作。如图 11.8-4 所示，当尺寸 X 和 W 已知时，导致最大瞬时作用的角 θ 可以由如下公式决定：

$$A\sin\theta = S\sin\varphi = W/2 \qquad (21)$$

把公式(19)代入(21)，

$$A\sin\theta = S\sin(\theta/2) = W/2 \qquad (22)$$



符　　号

A——肘节臂的长度；

S——在止动位置时肘节弹簧的自由长度；

θ——肘节臂从止动位置到正中心位置摆过的角度；

φ——夹持弹簧从止动位置到正中心位置摆过的角度；

CD——两个止动点之间的弦距；

L——止动点和中心点之间的弦距；

K——肘节臂扫过的弧的高度；

O——肘节臂的支点；

B——肘节弹簧的支点。

图 11.8-1　瞬时作用或者过中心肘节使用连杆和弹簧的设计分析。左边所示的是机械结构，右边所示的是运动学的描述。

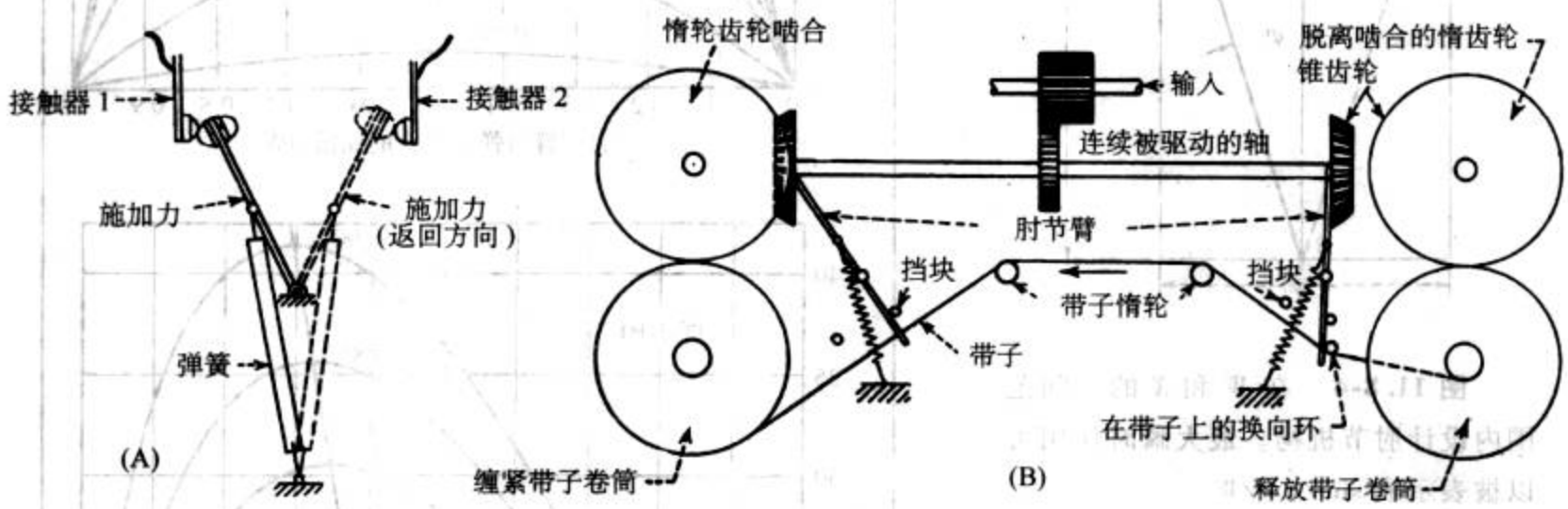


图 11.8-2　肘节的典型应用：(A)瞬时作用开关；(B)打字机或者计算机的带子换向机构；在(B)中的肘节通过带子上的环来启动。当它通过正中心时，它通过肘节弹簧的作用瞬时超过换向环，于是在下一个键碰撞之前轴移动并改变带子的方向。

在图 11.8-4 中：

$$X = S\cos(\theta/2) + A - A\cos\theta \tag{23}$$

把公式(22)代入(23)，

$$X = \frac{W\cos(\theta/2)}{2\sin(\theta/2)} + \frac{W}{2\sin\theta} - \frac{W\cos\theta}{2\sin\theta} \tag{24}$$

转换成半角函数并化简，

$$X = W/[2\sin(\theta/2)\cos(\theta/2)]\cdots\cdots \tag{25}$$

运用三角函数特性，

$$\sin\theta = 2\sin(\theta/2)\cos(\theta/2)\cdots \tag{26}$$

公式(25)变成，

$$X = W/\sin\theta$$

$$\sin\theta = W/X\cdots \tag{27}$$

当使用 *J/S* 最大这条线时，通过 *θ* 的解可以从图 11.8-3 的曲线上得出 *A/S* 和 *J/S* 的比。于是 *S* 和 *A* 的值可以从公式(22)中得到。

可以从图 11.8-3 中看出，*θ* = 90°将产生最大瞬时作用。在公式(27)中将 sin90° 带入，会得到 *W* = *X*；换句话说，肘节的最有效的空间结构是正方形。

编者注：除了这里讨论的肘节外，“肘节”这个术语还可以应用在一个包括两个连杆的机构上，这两个连杆在它们运动的一个点上形成一条排列的直线，从而提供了较高的机械效益。

这种肘节提供：(1)高度的机械效益；(2)大的速度比；(3)可变的机械效益。

图 11.8-3 用于弹簧最大伸长时估算肘节臂和弹簧长度的设计图表。图表(B)是图表(A)的补充。

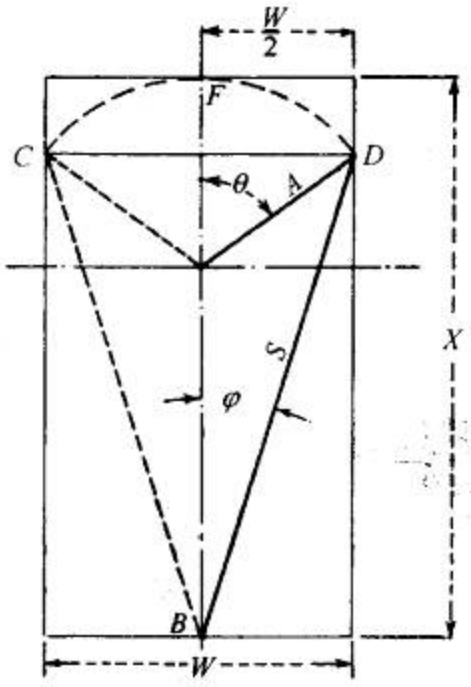
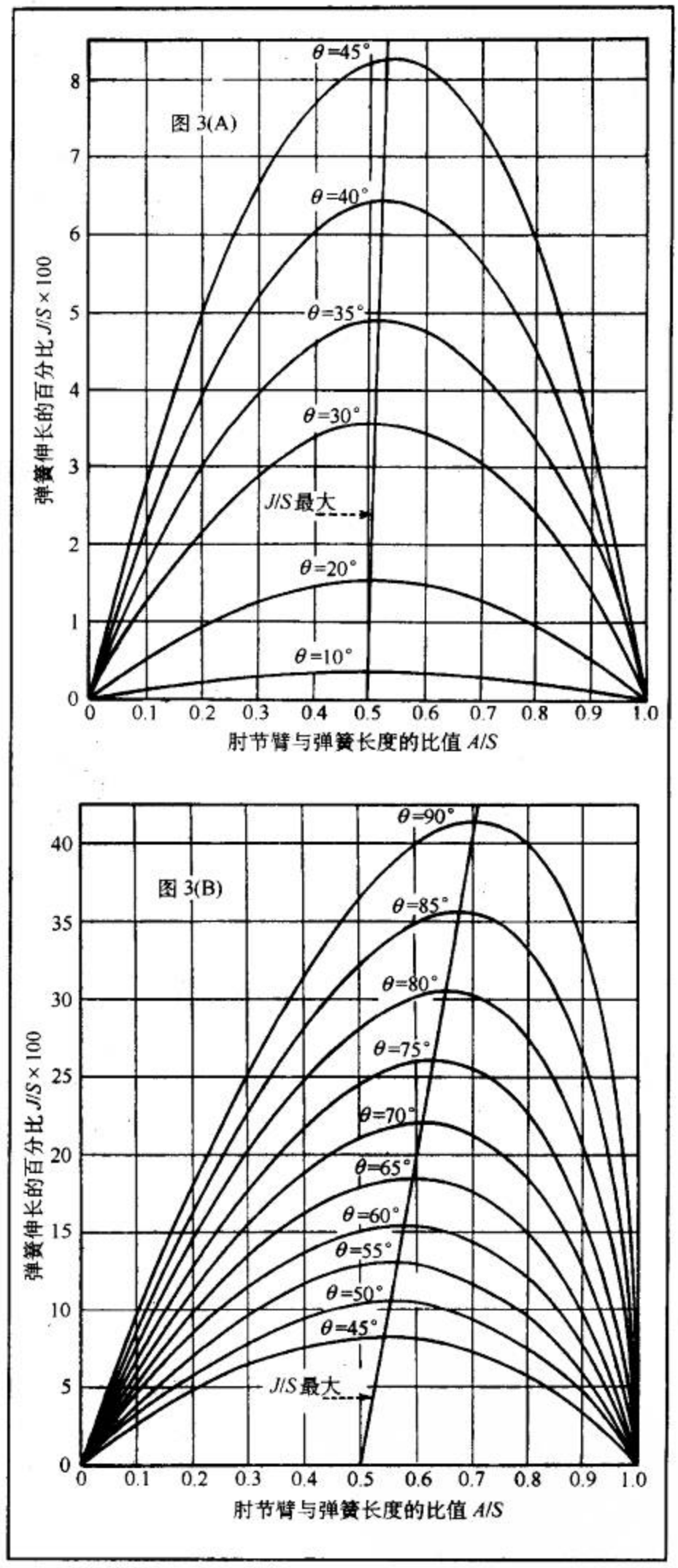


图 11.8-4 在 W 和 X 的空间范围内设计肘节机构。最大瞬时作用可以被表示成 $\sin\theta = X/W$。



11.9 转角进给机构

下面介绍怎样运用四连杆机构来产生连续或间歇的、进给机构所需的转角。

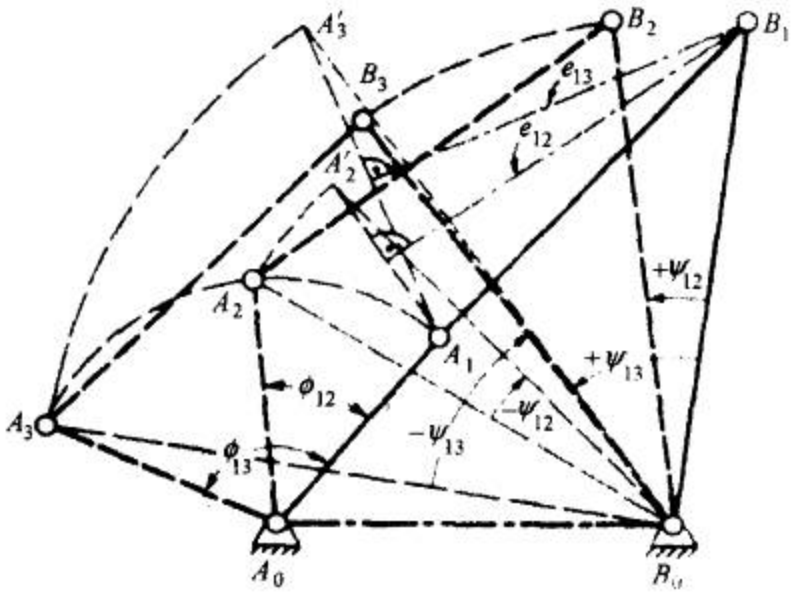


图 11.9-1 四连杆机构有两个同步的转角，ϕ_{12}和ϕ_{13}分别对应ψ_{12}和ψ_{13}。

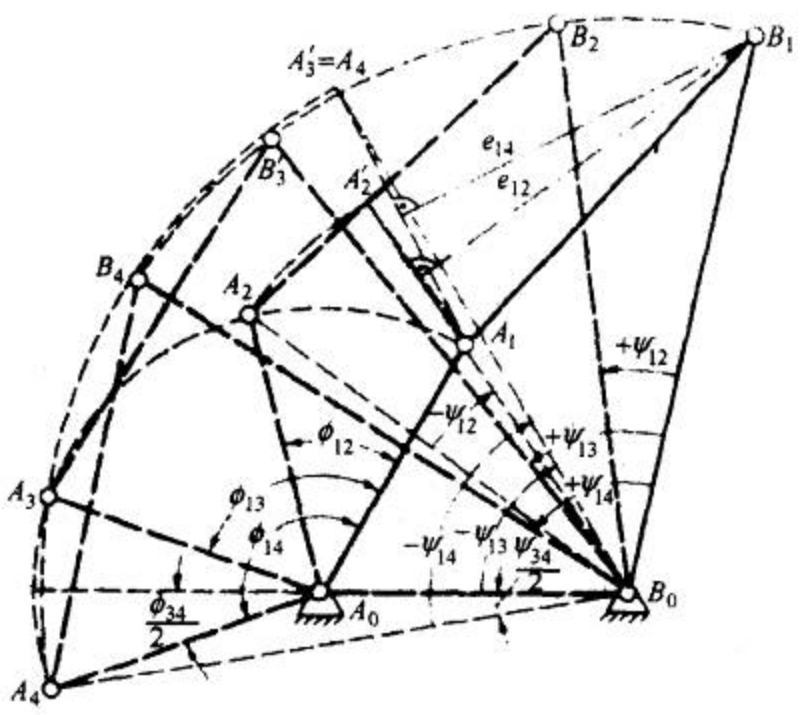


图 11.9-2 这里三个角位置ϕ_{12}、ϕ_{13}和ϕ_{14}，通过四连杆机构与ψ_{12}、ψ_{13}和ψ_{14}实现同步。

在进给机构工作时，常常需要两组同步的转角。四连杆机构提供了一种方法。例如，在图 11.9-1 中对于给定的支点A_0、B_0和给定的曲柄长度A_0A，两个转角ϕ_{12}和ϕ_{13}必须与其它两个转角ψ_{12}和ψ_{13}同步。这意味着曲柄的长度B_0B必须足够长，以便四连杆机构可以对转角ϕ_{12}和ϕ_{13}分别对应的转角ψ_{12}和ψ_{13}进行协调。步骤是：

1. 通过绕点B_0使A_2转过$-\psi_{12}$角获得点A_2'。

2. 同样通过绕点B_0使A_3转过$-\psi_{13}$角获得点A_3'。

3. 画线A_1A_2'，A_1A_3'和它们的垂直平分线并相交在需要的点B_1上。

4. 四边形$A_0A_1B_1B_0$代表了一个四连杆机构，它能够在转角ϕ_{12}，ϕ_{13}和ψ_{12}，ψ_{13}之间产生所需要的关系。

具有四个相对位置的三个角能够以类似的方式实现同步。图 11.9-2 展示了使用随意选择的支点A_0和B_0，怎样使角ϕ_{12}，ϕ_{13}，ϕ_{14}和对应的角ψ_{12}，ψ_{13}，ψ_{14}实现同步。在这种情况下，曲柄的长度A_0A和B_0B就可以被确定，步骤是：

1. 在角$A_3A_0A_4$的对角线上选择支点A_0和B_0。A_0B_0的长度是随意的。

2. 测量角$B_3B_0B_4$的一半大小，用这个角画B_0A_4，使其与A_0A_4相交，从而确定了曲柄的长度A_0A。这同样也可以确定点A_3，A_2和A_1。

3. 把B_0作为中心，B_0B_4作为半径标记角度$-\psi_{14}$，$-\psi_{13}$，$-\psi_{12}$，负号表示它们与ψ_{14}，ψ_{13}，ψ_{12}反向。这样就确定了点A_2'，A_3'和A_4'，但是因为A_3和A_4是关于A_0B_0对称的使得点A_3'和A_4'重合。

4. 画线A_1A_2'和A_1A_4'，以及这两条线的垂直平分线，它们相交于所需点B_1。

5. 四边形$A_0A_1B_0B_1$表示四连杆机构，它会产生ϕ_{12}，ϕ_{13}，ϕ_{14}和ψ_{12}，ψ_{13}，ψ_{14}之间所需要的关系。

这些示意图表示怎样使这些角度在给定的空间内必须协调一致。在图 11.9-3A 中，曲柄的输入角度必须与叉形搅纵杆的输出角度一致。在图 11.9-3B 中，曲柄的输入角必须与倾斜漏斗的输出角一致。在图 11.9-3C 中，曲柄的输入角必须与扇形构件的输出角一致。在图 11.9-3D 中，在传送装置上的盒子通过输出曲柄倾斜 90°，输入曲柄通过一个联轴器驱动输出曲柄。图示所示其它机构同样能够使输入角与输出角协调一致；一些机构在循环中有暂停，其它的机构在暂停期间有一个线性输出。

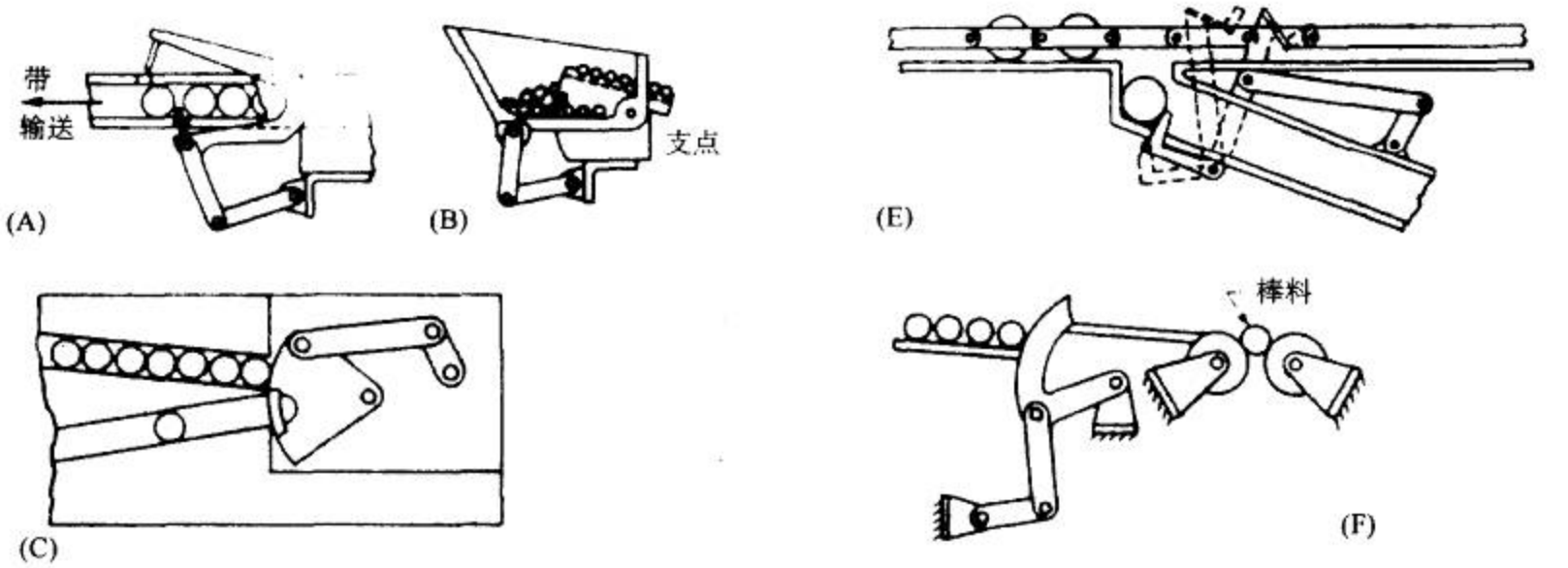


图 11.9-3 进给机构的输入、输出转角通过四连杆机构实现同步。(A)在传送带上对球形或者圆柱形零件进行分离进给。(B)通过倾斜料斗实现球形零件的成组分类。(C)通过重力实现的球形或者圆柱形零件分离进给。(D)矩形零件在传送带上被翻转。(E)通过杠杆分离零件，并通过右面的扳机控制输送带运动。(F)在输入曲柄起动时，通过输出杠杆的角摆动实现棒料的定位。

11.10 曲线运动的进给机构

四连杆机构能够组合成在相机、自动车床、农用机械和气割机械中使用的六连杆、八连杆或更多连杆的进给机构。

当进给机构需要复杂的曲线运动时，使用混合的连杆机构比使用四连杆机构更有必要。然而，四连杆机构可以被组合产生不同复杂程度的曲线运动，并且在选择更复杂的连杆机构之前四连杆机构的所有可行性都应该首先被考虑。

例如，图 11.10-1 中的一个照相机的胶片传输机构有一个连杆上带点 d 的简单的四连杆机构，这个点 d 能够产生类似于大写字母 D 的曲线和直线运动 a。图 11.10-2 中的一个更复杂的曲线运动也可以由四连杆机构的连杆点 E 产生，这个四连杆机构能控制一个自动轮廓车床。四连杆机构能够产生许多不同的曲线运动，如图 11.10-3 所示。这里连杆叉上的一些点，比如在连杆 b 上的 g_1、g_2 和 g_3 点和在连杆 e 上的 g_4 和 g_5 点，可被选择来产生需要的把稻草传送入碾轧机中的运动。

图 11.10-4 所示的是一个相似的进给和提升装置。旋转装置的曲柄 a 带动连杆 b 的移动和杆 c 的摆动，而杆 c 通过连杆 e 驱动导向臂 f。杆 h 带动从 g_1 到 g_7 的指状构件。它们产生从 a_1 到 a_7 的耦合运动曲线。

另外一个实用的例子，考虑到要把图 11.10-5A 中的气割机设计成用来沿着曲线轨迹 a 切割薄金属板。这里的点 A_0 和 B_0 在机器上是固定的，连杆 A_0A_1 的长度为了适应不同的曲线轨迹 a 是可以调整的。

B_1B_1 的长度也是固定的。问题是要在四连杆机构中对于给定的轨迹 a 找出连杆 A_1B_1 和 E_1B_1 的长度，这个轨迹 a 是连杆上的点 E 所形成的，切割吹管被安装在点 E 上。

图 11.10-5B 所示的是这个问题的图解法，需要选择点 A_1 和 E_4，以便 A_1E_1 到 A_8E_8 的距离相等，并且点 E_1 到 E_8 在所求的连杆曲线 a 上。这种情况下，只有点 E_4 到 E_8 表示了需要切割的轮廓。点 A_1 和 E_1 的正确的选择需要使下面的三角形相等：

$$\Delta E_2A_2B_{01} = \Delta E_1A_1B_{02}$$

$$\Delta E_3A_3B_{01} = \Delta E_1A_1B_{03}$$

$$\Delta E_8A_8B_{01} = \Delta E_1A_1B_{08}\cdots\cdots$$

并直到 $E_8A_8B_{01} = E_1A_1B_{08}$ 为止。与此同时，所有从 A_1 到 A_8 的点必须在以 B_1 为圆心的圆弧上。

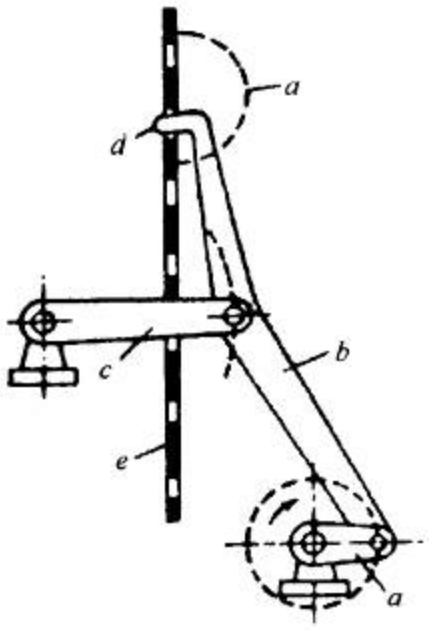


图 11.10-1

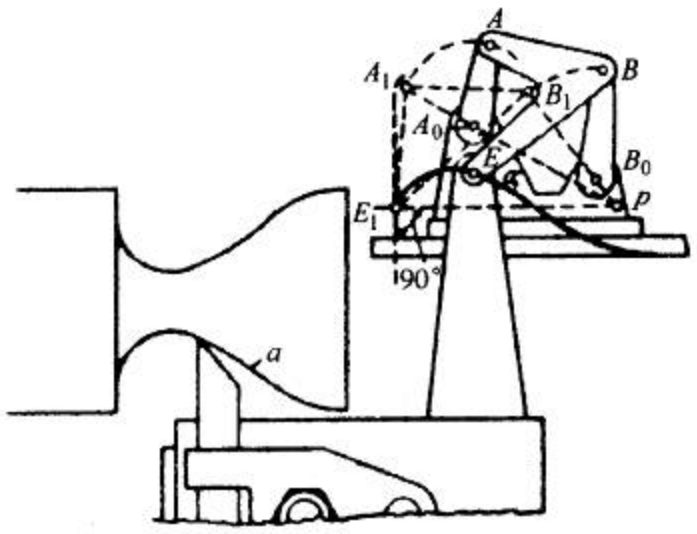


图 11.10-2

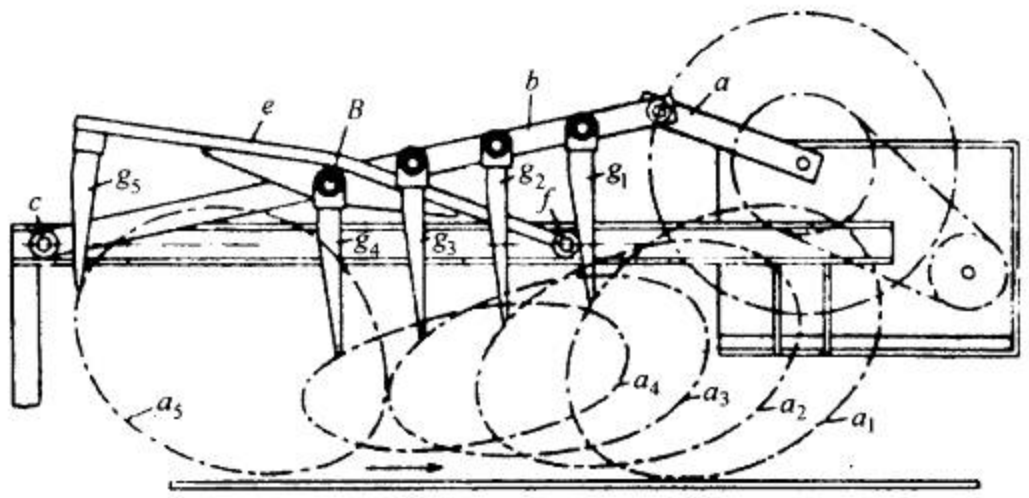


图 11.10-3

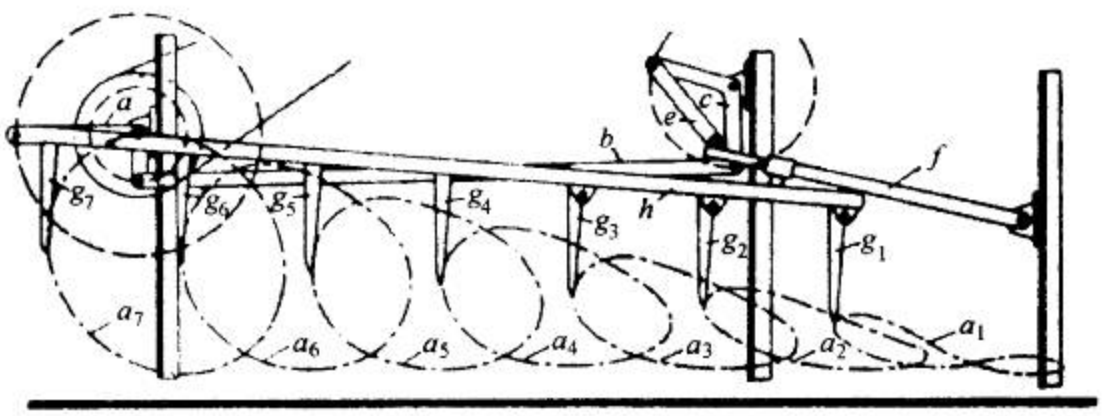


图 11.10-4

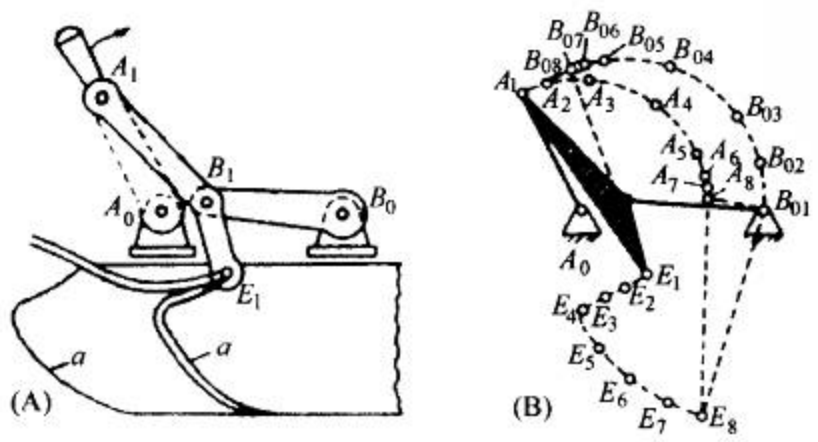


图 11.10-5

下面介绍合成的八连杆机构。

如图 11.10-6 所示，设计一个有八个精确点的连杆机构。在这个机构中一个四连杆机构的曲线运动与第二个四连杆机构角的摆动是协调对应的。第一个四连杆机构由连杆上带连接点 E 的 AA_0BB_0 组成，这个点 E 产生带有八个从精确点 E_1 到 E_8 的 γ 曲线并驱动第二个四连杆机构 HH_0GG_0。连杆上的点 F 产生从精确点 F_1 到 F_8 的曲线 δ。连接点 F_2、F_4、F_6、F_8 是重合的，因为在这些连杆的位置上直线连杆 GG_0 和 GH 相互在一条直线上。这就是尽管连杆上的点 F 连续运动，而 HH_0 可以摆动的原因。连杆上的点 F_1 与 F_5 是重合的，F_3 与 F_7 重合，这样选择 F_1 作为圆弧 k_1 的中心，F_3 作为圆弧 k_3 的中心。这些圆与连杆的曲线 γ 在 E_1、E_5、E_3、E_7 是相切的，并且它们也表明了第二个四连杆机构 HH_0GG_0 的极限位置。

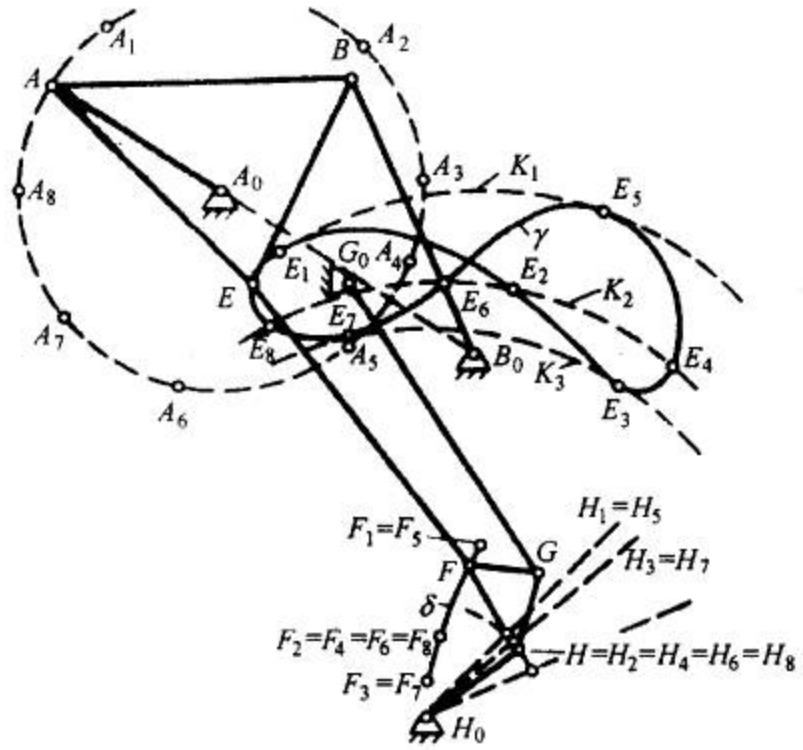


图 11.10-6

这个机构所需要的一个 HH_0 的极限摆角通过位置 H_0H_1 和 H_0H_3 来表示。输入曲柄 AA_0 每旋转一圈，它摆动四次，并且从 H_1 到 H_8 的位置与输入曲柄从 A_1 到 A_8 的位置相对应。

图 11.10-7 所示的是带有歇停和和谐间歇运动的复合连杆机构的合成。四连杆机构 AA_0BB_0 连杆上的点 E 通过从 E_1 到 E_6 点产生接近三角形的曲线。一个连杆机构可以很容易地做到这一点，并能方便地通过已知的四杆机构合成的方法获得各杆的组成比例。然而，这个连杆机构包括与第二个四连杆机构 FF_0HB_0 产生协调间歇运动的暂停阶段。这里以 EF 为半径，以 F_{12}、F_{34}和 F_{56}作圆心画相切的圆弧 k_{12}、k_{34}和 k_{56}。

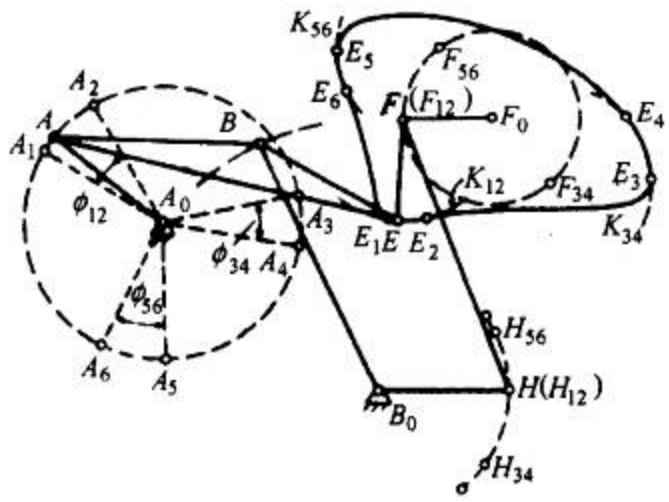


图 11.10-7

这些圆心建立了以 F_0 作的中心的圆并为第二个四连杆机构建立了支点。当 AA_0 连续旋转时，每个相切的圆弧都能使连杆 FF_0 产生歇停。于是，在一个循环周期中有三个歇停阶段的连杆 FF_0 能使第二个连杆 FF_0HB_0 产生间歇的曲线运动。在设计中心时，必须选择 F_0，以便减少角 EFF_0 与 90°的偏离。因为它会使施加在 E 点的所需转矩最小。B_0H 的长度可以定制，而在 H_{34}，H_{12}和 H_{56}的歇停时间与曲柄的角度 ϕ_{34}，ϕ_{12}和 ϕ_{56}有关。

一个复合的连杆机构同样能够产生带有一个歇停阶段的 360°的摆动，如图 11.10-8 所示。两个四连杆机构是 AA_0BB_0 和 BB_0FF_0，并且输出连杆的曲线 γ 只穿过 E_1，E_2。杆 HH_0 产生摆动运动，它到输出连杆上点 E 的距离是 EH。固定点 H_0 位于输出连杆环形曲线 γ 之内。在点 H_3 产生歇停，在歇停期间，点 H_3 是与连杆曲线 γ 相切的圆弧 k 的中心。在这个例子中，设计在摆动 360°的一半时产生暂停。H_1 与 H_2 位置重合，表示了连杆的极限位置 HH_0，并且它们与连杆上的点 E_1 和 E_2 的位置相对应。

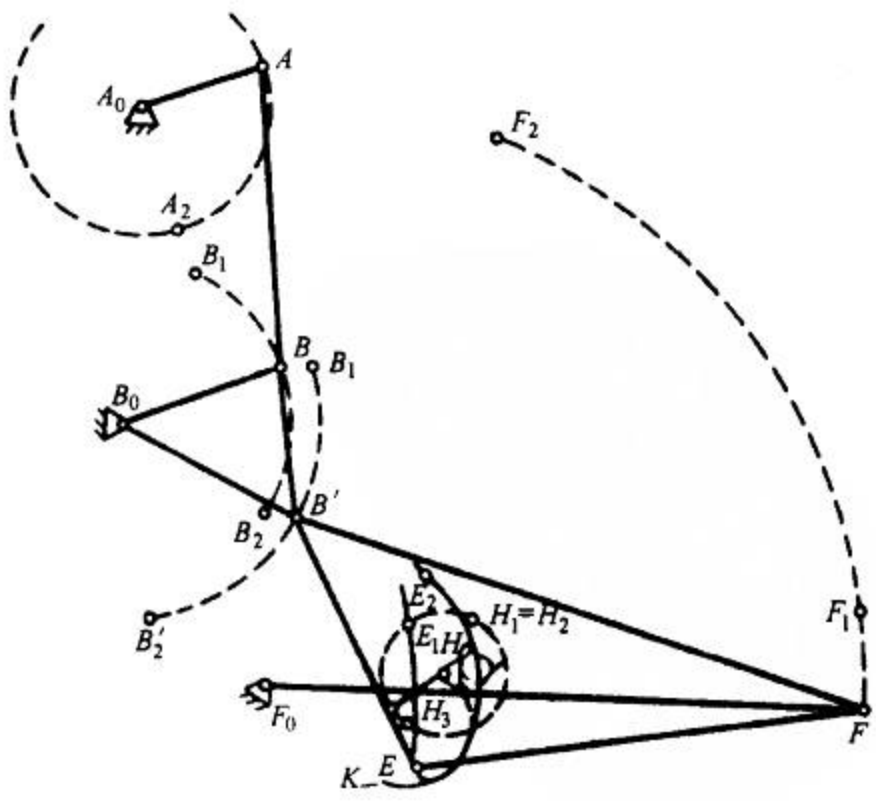


图 11.10-8

11.11 罗伯特法则能够帮助寻找其它的四连杆机构

下面是三个连杆机构的例子。

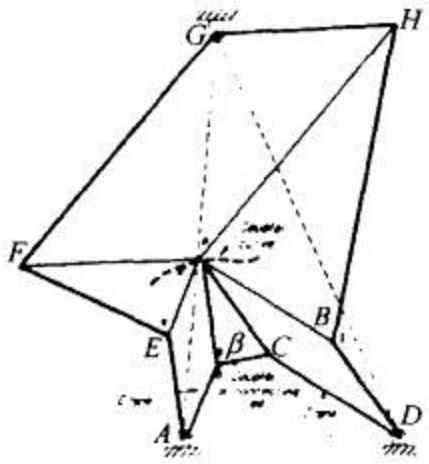


图 11.11-1

当设计或从样本中选择一个四连杆机构来产生需要的连杆曲线运动时，经常发现其中的一个支点被放在不方便的位置或传动角不合适。连杆曲线由将四杆机构上的两个曲柄连接的连杆上的点产生。根据罗伯特法则，至少会有其它两个四连杆机构产生同样的连杆曲线，而其中的一个连杆机构或许更合适于应用。

罗伯特法则规定两个可供选择的连杆机构被一系列相似的三角形联系到第一个连杆机构上。这导致了图解法的用，这里展示了三个例子。第一个包括相似三角形，第二个是更方便的渐进法，第三个展示了一个特殊情况的解法，即连杆上的点处于连杆的延长线上。

1. 相似三角形法

图 11.11-1 中的四杆机构 *ABCD* 用点 *P* 来形成所需要的曲线，点 *P* 实际上是在连杆 *BC* 的延长线上。点 *E* 是通过画 *AB* 的平行线 *EP* 和 *PB* 的平行线 *EA* 而获得。这样就获得了与三角形 *BPC* 相似的三角形 *EFP*。这里需要设定的角 α 和 β。

点 *H* 以同样的方法获得，并且点 *G* 通过画 *GH* 平行 *FP* 和 *GF* 平行于 *HP* 来获得。

对于 *ABCD* 来说可供选择的连杆机构是 *GFEA* 和 *GHID*。所有这些连杆机构都是用点 *P* 来产生所需的曲线，并给定三个连杆机构中的之一，其它两个连杆机构就能确定。

2. 渐进法

用上面所介绍的相似三角形法，在设计适当的角时产生轻微的误差就会在连杆的尺寸上导致大的误差。在一条线上划分连杆的长度就可以避免角结构的设计。

这样，图 11.11-2 中的连杆机构 *ABCD* 可以看作从 *A* 到 *D* 的直线被划分，如图 11.11-3 所示。点 *P* 被包括在转换中。通过原始直线的延长线或画平行线，可以很快地找到 *EFGHI* 这些点。现在图 11.11-3 中包括了所有连杆的正确尺寸，将它放在一张扫描纸下，借助于圆规使连杆 *AB* 和 *CD* 旋转(见图 11.11-4)，以便连杆机构 *ABCD* 与图 11.11-2 中的机构是一样的。连杆 *PEF* 和 *PHI* 分别平行于 *AB* 和 *CD* 旋转。完成的平行四边形给出了两种可供选择的连杆机构，*AEFG* 和 *GHID*。

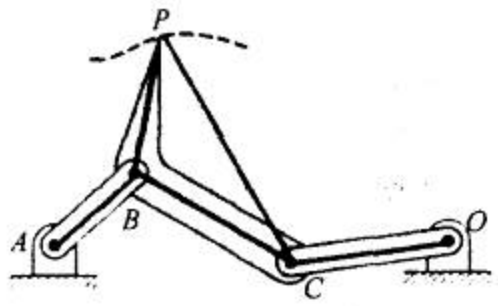


图 11.11-2

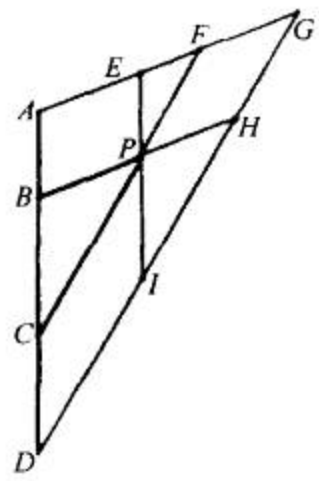


图 11.11-3

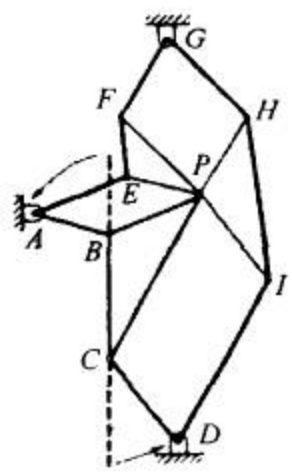


图 11.11-4

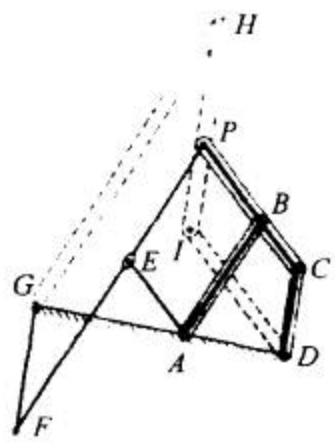


图 11.11-5

图 11.11-1　相似三角形法。

图 11.11-2，3，4　渐进法。

图 11.11-5　罗伯特法则在这个特殊例子中的简单应用。

3. 特殊例子

如图 11.11-5 所示，连杆上的点 *P* 处于通过 *BC* 的一条直线上是很特殊的。通过画适当的平行线，可以快速找到连杆 *EA*、*EP* 和 *ID*。点 *G* 通过使用下面的比例来确定：*CB*: *BP* = *DA*: *AG*。然后，点 *H* 和 *F* 通过画 *AB* 和 *CD* 的平行线来确定。

11.12 棘轮结构的分析

棘轮被广泛地应用于机械中，主要用来传递间歇运动或使轴只能在一个方向上旋转。棘轮轮齿既可以在圆盘的圆周上也可以在环的内侧边缘上。

与棘轮齿啮合的棘爪是一根一头可转动的杆；另一头被制成与棘轮齿的齿根面相配的形状。通常，采用弹簧或配重来使棘轮和棘爪保持持续的接触。

在大多数设计中，常常希望弹簧力尽可能的小。它只要足够克服分离力即可，分离力包括惯性力、重量和支点上的摩擦力。考虑到啮合的棘爪和使其承担载荷时，弹簧力不应过大。

为了保证棘爪自动进入棘轮并且不需要弹簧即可保持啮合，有必要设计一个正确的齿根面。

自啮合的必要条件是：

$$Pc + M > \mu Pb + P\sqrt{(1+\mu^2)}\mu_1 r_1$$

忽略重力和支点的摩擦力：

$$Pc > \mu Pb$$

但是 $c/b = r/a = \tan\phi$，并且因为 $\tan\phi$ 近似等于 $\sin\phi$：

$$c/b = r/R$$

代入条件(1)

$$rR > \mu$$

对于钢与钢之间，干摩擦，取 $\mu = 0.15$，因此，用

$$r/R = 0.20 \text{ 到 } 0.25$$

安全系数大，棘爪就会更容易地啮合。对于 ϕ 等于30°的内齿，c/b 是 tan30°或0.577，这个值大于 μ，所以这个齿可以自啮合。

在设计棘轮和棘爪时，使点 O、A 和 O_1 在同一个圆上。那么，AO 和 AO_1 将会相互垂直，这将保证作用在系统上的力最小。

棘轮和轮齿的大小由设计的尺寸和压力决定。如果轮齿，即节距比所需要的强度还要大，应该使用多棘爪结构。合理安装棘爪，以便它们的其中之一在棘轮旋转少于一个节距时能与棘轮啮合。

通过并排安置多个棘爪可以获得一个好的进给，而相对应的棘轮具有标准的转动和相互连接。

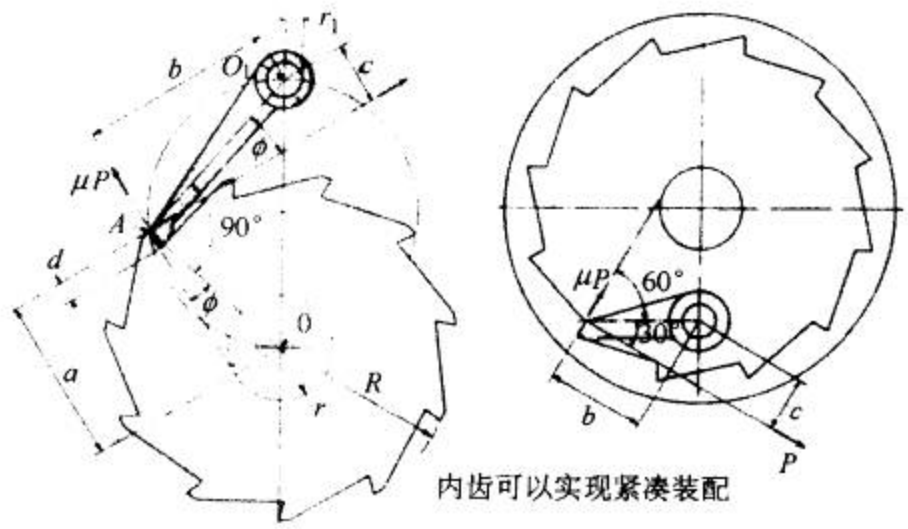


图 11.12-1

受压的棘爪靠齿压力 P 和棘爪的重量产生一个趋于使棘爪啮合的转矩。摩擦力 μP 和支点摩擦力趋向于使棘爪脱离啮合。

a——棘轮转矩的力矩臂；
M——棘爪的重力引起的关于 O_1 的力矩；
O_1，O_2——棘轮和棘爪各自的支点中心；
P——齿压，=轮的转矩/a；
$P\sqrt{(1+\mu^2)}$——支点销上的载荷；
μ，μ_1——摩擦系数；
其它符号含义请参见图。

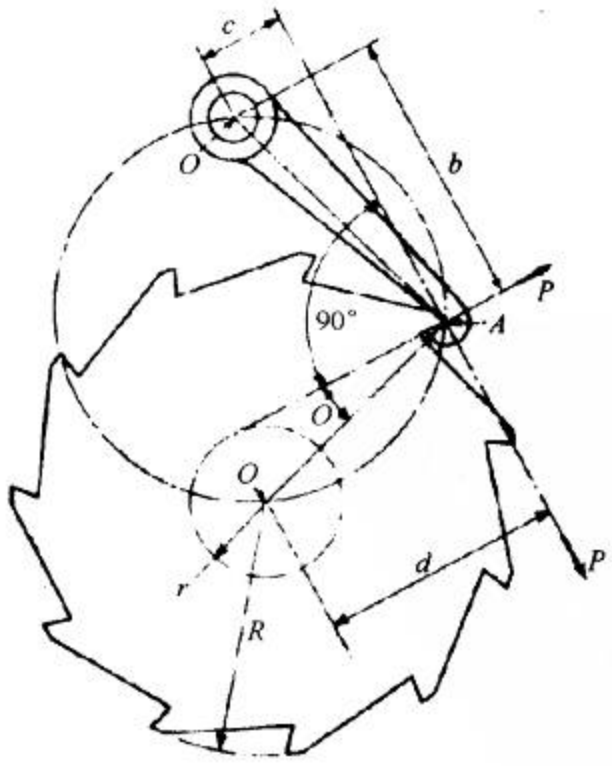


图 11.12-2 绷紧的棘爪像其它结构一样，在部件上作用有同样的力。可以应用同样的设计原理。

11.13 曲柄滑块机构

曲柄滑块机构(图 11.13-1)是一种把往复运动转化为转动的高效机构，这种机构被广泛地应用于发动机、泵、自动机械以及机床中。下面列出的这些所推导的公式是比在教科书中所提到的更简单的形式。

符号含义：

L——连接杆的长度；

R——曲柄长度，即曲柄圆的半径；

X——曲柄轴的中心 A 到轴销 C 之间的距离；

X'——滑块的速度(C 点的线速度)；

X''——滑块的加速度；

θ——从死点(当滑块运动到最远端时)测量的曲柄角；

ϕ——连杆的角度，当 $\theta=0$ 时，$\phi=0$；

ϕ'——连杆的角速度，$=\mathrm{d}\phi/\mathrm{d}t$

ϕ''——连杆的角加速度 $=\mathrm{d}^2\phi/\mathrm{d}t^2$；

ω——曲柄恒定的角速度。

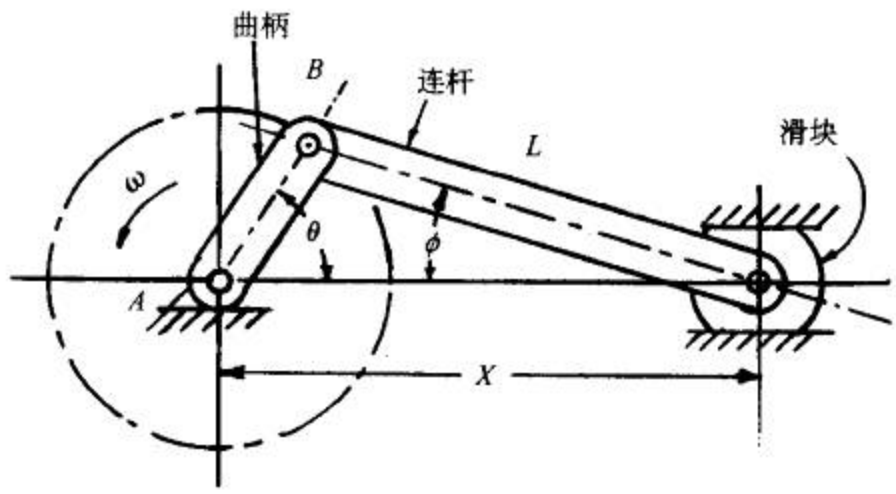


图 11.13-1

滑块的位移：

$$x = L\cos\phi + R\cos\phi$$

即：

$$\cos\phi = \left[1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2\theta\right]^{1/2}$$

连杆的角速度：

$$\phi' = \omega\left[\frac{(R/L)\cos\theta}{[1-(R/L)^2\sin^2\theta]^{1/2}}\right]$$

活塞的线速度：

$$\frac{x'}{L} = -\omega\left[1 + \frac{\phi'}{\omega}\right]\left(\frac{R}{L}\right)\sin\theta$$

连杆的角加速度：

$$\phi'' = \frac{\omega^2(R/L)\sin\theta[(R/L)^2 - 1]}{[1-(R/L)^2\sin^2\theta]^{3/2}}$$

滑块的加速度：

$$\frac{x''}{L} = -\omega^2\left(\frac{R}{L}\right)\left[\cos\theta + \frac{\phi''}{\omega^2}\sin\theta + \frac{\phi'}{\omega}\cos\theta\right]$$

Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook

这本独一无二的图册包括1400多张不同的机构和机械装置图，这些机构和机械装置已经成功地应用在现代产品、机械设备和系统中了。这本百科全书式的指南提供：

- 包括取材广泛的经过时间检验的零件、机构和机械装置系列图，它们均在新的和改进的机械设计中应用过。
- 带有插图的各技术章节总结了机械、电子机械和机电一体化设计和工程的主要和延伸领域。
- 本书提供了曾被以前的机械设计使用过和能重复用于新设计的机械零件和装置的最初来源，或许这有助于激发新的设计灵感。

无论您正在设计任何机械、电子机械或机电一体化装置、产品和系统，还是在改进运动控制零件、设备、机床和宇宙飞船，您都可以在本书中找到相关的插图和介绍。本《机械设计实用机构与装置图册》是您个人技术“图书馆”的必备藏品。

- 提供了典型机械零件的设计和功能的简介或描述，包括轴承、带、制动器、离合器、泵、螺纹、弹簧和开关。
- 机械设计的关键公式和表格。

展望机械设计的新方向

Actuators · 传动器	Couplings · 联轴器	Lingkages · 连杆
Bearings · 轴承	Cranks · 曲柄	Magnets · 磁铁
Belts · 传送带	Drivers · 驱动器	Motors · 电动机
Brakes · 制动器	Encoders · 编码器	Pumps · 泵
Cams · 凸轮	Feeders · 喂料装置	Scews · 螺钉
Chains · 链条	Gears · 齿轮	Sensors · 传感器
Clamps · 夹持器	Genevas · 槽轮	Solenoids · 电磁铁
Clutches · 离合器	Joints · 关节	Switches · 开关
Controllers · 控制器	Latches · 制动销	Transmissions · 传动装置

所涵盖的百科全书式的内容是大部分其它参考资料不可比拟的

上架指导：机械工程／机械设计

ISBN 978-7-111-20737-5

9 787111 207375 >

编辑热线：(010)88379732

地址：北京市百万庄大街22号　邮政编码：100037
联系电话：(010) 68326294　网址：http://www.cmpbook.com
(010) 68993821　E-mail:online@cmpbook.com

ISBN 978-7-111-20737-5
封面设计：鞠杨
定价：58.00 元