

动力机械及工程热物理



国防科工委  
十五  
规划  
教材

# 航空发动机控制

(上册)

● 樊思齐 主编



西北工业大学出版社

北京航空航天大学出版社

哈尔滨工业大学出版社

北京理工大学出版社

哈尔滨工程大学出版社



国防科工委“十五”规划教材·动力机械及工程热物理

# 航空发动机控制

(上册)  
(元件部分)

樊思齐 主编  
樊思齐 李华聪 樊 丁 等编著

西北工业大学出版社

北京航空航天大学出版社 北京理工大学出版社  
哈尔滨工业大学出版社 哈尔滨工程大学出版社

## 内容简介

本书全面系统地阐述了航空发动机控制系统的理论、分析与设计方法。

全书分上、下两册。上册介绍航空发动机控制元件。下册讲述航空发动机控制系统,其内容分为两部分。第一部分介绍作为被控对象的各种类型的航空发动机及超声速进气道等的基本问题和控制规律;第二部分介绍航空发动机控制系统的分析与设计,以及超燃冲压发动机与控制的基本知识。其中,汲取了国内外近年来新的资料及研究成果,并结合科研实践,编入了大量的计算实例,每章后均有习题。

本书可作为高等院校航空动力与控制工程专业本科生教材,也可供相关专业研究生及工程技术人员参考。

### 图书在版编目(CIP)数据

航空发动机控制/樊思齐主编. —西安:西北工业大学出版社,2008.6

国防科工委“十五”规划教材. 动力机械及工程热物理

ISBN 978-7-5612-2161-7

I. 航… II. 樊… III. 航空发动机—控制系统—高等学校—教材 IV. V233.7

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2006)第 131461 号

## 航空发动机控制(上册)

樊思齐 主编

责任编辑 王 璐

责任校对 杨丽云

西北工业大学出版社出版发行

西安市友谊西路 127 号(710072)

发行部电话:029-88493844

<http://www.nwpup.com>

陕西向阳印务有限公司印制 各地书店经销

开本:787 mm×960 mm 1/16

本册的印张:15.375 字数:328 千字

2008 年 6 月第 1 版 2008 年 6 月第 1 次印刷

印数:1~3 000 册

ISBN 978-7-5612-2161-7

定价:77.00 元(平装) 138.00 元(精装) (上册)25.00 元(平装) 50.00 元(精装)

# 国防科工委“十五”规划教材编委会

(按姓氏笔画排序)

主 任：张华祝

副主任：王泽山 陈懋章 屠森林

编 委：王 祁	王文生	王泽山	田 蔚	史仪凯
乔少杰	仲顺安	张华祝	张近乐	张耀春
杨志宏	肖锦清	苏秀华	辛玖林	陈光祚
陈国平	陈懋章	庞思勤	武博祯	金鸿章
贺安之	夏人伟	徐德民	聂 宏	贾宝山
郭黎利	屠森林	崔锐捷	黄文良	葛小春



# 总 序

国防科技工业是国家战略性产业,是国防现代化的重要工业和技术基础,也是国民经济发展和科学技术现代化的重要推动力量。半个多世纪以来,在党中央、国务院的正确领导和亲切关怀下,国防科技工业广大干部职工在知识的传承、科技的攀登与时代的洗礼中,取得了举世瞩目的辉煌成就;研制、生产了大量武器装备,满足了我军由单一陆军,发展成为包括空军、海军、第二炮兵和其他技术兵种在内的合成军队的需要,特别是在尖端技术方面,成功地掌握了原子弹、氢弹、洲际导弹、人造卫星和核潜艇技术,使我军拥有了一批克敌制胜的高技术武器装备,使我国成为世界上少数几个独立掌握核技术和外层空间技术的国家之一。国防科技工业沿着独立自主、自力更生的发展道路,建立了专业门类基本齐全,科研、试验、生产手段基本配套的国防科技工业体系,奠定了进行国防现代化建设最重要的物质基础;掌握了大量新技术、新工艺,研制了许多新设备、新材料,以“两弹一星”、“神舟”号载人航天为代表的国防尖端技术,大大提高了国家的科技水平和竞争力,使中国在世界高科技领域占有了一席之地。党的十一届三中全会以来,伴随着改革开放的伟大实践,国防科技工业适时地实行战略转移,大量军工技术转向民用,为发展国民经济做出了重要贡献。

国防科技工业是知识密集型产业,国防科技工业发展中的一切问题归根到底都是人才问题。50多年来,国防科技工业培养和造就了一支以“两弹一星”元勋为代表的优秀的科技人才队伍,他们具有强烈的爱国主义思想和艰苦奋斗、无私奉献的精神,勇挑重担,敢于攻关,为攀登国防科技高峰进行了创造性劳动,成为推动我国科技进步的重要力量。面向新世纪的机遇与挑战,高等院校在培养国防科技人才,产生和传播国防科技



新知识、新思想,攻克国防基础科研和高技术研究难题当中,具有不可替代的作用。国防科工委高度重视,积极探索,锐意改革,大力推进国防科技教育特别是高等教育事业的发展。

高等院校国防特色专业教材及专著是国防科技人才培养当中重要的知识载体和教学工具,但受种种客观因素的影响,现有的教材与专著整体上已落后于当今国防科技的发展水平,不适应国防现代化的形势要求,对国防科技高层次人才的培养造成了相当不利的影响。为尽快改变这种状况,建立起质量上乘、品种齐全、特点突出、适应当代国防科技发展的国防特色专业教材体系,国防科工委全额资助编写、出版 200 种国防特色专业重点教材和专著。为保证教材及专著的质量,在广泛动员全国相关专业领域的专家学者竞投编著工作的基础上,以陈懋章、王泽山、陈一坚院士为代表的 100 多位专家、学者,对经各单位精选的近 550 种教材和专著进行了严格的评审,评选出近 200 种教材和学术专著,覆盖航空宇航科学与技术、控制科学与工程、仪器科学与工程、信息与通信技术、电子科学与技术、力学、材料科学与工程、机械工程、电气工程、兵器科学与技术、船舶与海洋工程、动力机械及工程热物理、光学工程、化学工程与技术、核科学与技术等学科领域。一批长期从事国防特色学科教学和科研工作的两院院士、资深专家和一线教师成为编著者,他们分别来自清华大学、北京航空航天大学、北京理工大学、华北工学院、沈阳航空工业学院、哈尔滨工业大学、哈尔滨工程大学、上海交通大学、南京航空航天大学、南京理工大学、苏州大学、华东船舶工业学院、东华理工学院、电子科技大学、西南交通大学、西北工业大学、西安交通大学等,具有较为广泛的代表性。在全面振兴国防科技工业的伟大事业中,国防特色专业重点教材和专著的出版,将为国防科技创新人才的培养起到积极的促进作用。

党的十六大提出,进入 21 世纪,我国进入了全面建设小康社会、加快推进社会主义现代化的新的发展阶段。全面建设小康社会的宏伟目标,对国防科技工业发展提出了新的更高的要求。推动经济与社会发展,提升国防实力,需要造就宏大的人才队伍,而教育是奠基的柱石。全面振兴



国防科技工业必须始终把发展作为第一要务,落实科教兴国和人才强国战略,推动国防科技工业走新型工业化道路,加快国防科技工业科技创新步伐。国防科技工业为有志青年展示才华,实现志向,提供了缤纷的舞台,希望广大青年学子刻苦学习科学文化知识,树立正确的世界观、人生观、价值观,努力担当起振兴国防科技工业、振兴中华的历史重任,创造出无愧于祖国和人民的业绩。祖国的未来无限美好,国防科技工业的明天将再创辉煌。

张华祝



# 前言

在飞行包线内,航空发动机随着工作环境和工作状态的变化,其气动热力过程将发生很大的变化,航空发动机控制的目的是使其在任何变化的条件下都能稳定、可靠地工作,并充分发挥发动机的性能效益。由于航空发动机工作过程复杂多变,因此对发动机控制问题的研究比一般控制系统更为困难,尤其是随着飞机性能的日益提高,对航空发动机提出了更高的要求;而高性能的航空发动机,其控制系统则需要应用新的控制理论进行设计。《航空发动机控制》一书正是针对研究这些问题而编写的。学习本书将为从事航空发动机控制领域的研究工作打下一定的理论基础。

全书分为上、下两册。上册讲述航空发动机控制元件,共 5 章。主要介绍油泵、敏感元件、执行元件、放大元件。由于控制元件的特性直接影响控制系统的性能,掌握控制元件的基本知识对设计满意的控制系统至关重要,因此本书对航空发动机控制元件作了较详细的介绍。下册讲述航空发动机控制系统,共 10 章。其中,第 2~4 章介绍作为被控对象的各种类型的航空发动机及超声速进气道和矢量喷管使用性能方面的基本问题和控制规律,以及实时与非实时、线性与非线性数学模型的建模方法,这部分内容是航空发动机控制系统研究与设计的基础;第 5~10 章作为本书的重点,介绍航空发动机控制系统的分析与设计,包括基于经典控制理论的机械液压式控制系统和基于现代控制理论的多变量控制系统、线性变参数(LPV)控制系统、飞行/推进系统综合控制、航空发动机全权限数字式电子控制系统,以及超燃冲压发动机与控制的基本知识。两册的内容构成了航空发动机控制系统的理论、分析与设计的完整体系。

本书内容涉及控制理论、流体力学、计算机原理及航空发动机原理等方面的知识,是综合性比较强的教材。

在编写过程中,为保证内容的先进性,我们参阅了代表本学科最新发展动态的国内外著作和文献,总结并吸收了作者近年来的科研成果;结合





科研实践编入了大量计算实例,以便于读者理论联系实际,融会贯通,举一反三,保证教材的实用性。在撰写中力求做到由浅入深、循序渐进、论述严谨、语言流畅、便于自学。

本书可作为航空推进系统控制理论与工程专业本科生教材,也可供该专业或有关专业研究生及从事航空发动机控制研究与设计的工程技术人员参考。

本书由樊思齐主编。上册第1章、第5章5.1至5.5节由樊思齐编写,第2,4章及第5章5.6节由李华聪编写,第3章由樊丁编写。下册第1章至第8章,第9章9.6节及第10章由樊思齐编写,第9章9.1至9.5节由樊丁编写,徐芸华编写了第2,3,5章的部分内容,孙护国、时瑞军、朱玉斌、任新宇分别参与了下册6.5节,6.6节和8.4节的编写。全书由樊思齐统一修改、定稿。

孟庆明教授、谢寿生教授对全书进行了审阅,提出了许多宝贵意见;吴丹、戚学锋、李吉等为本书的编写做了大量辅助工作,在此一并表示诚挚的感谢。

由于编者水平有限,书中不妥之处在所难免,希望读者指正。

作 者

2008年1月

# 上册目录

第 1 章 绪 论 .....	1
1.1 航空发动机控制元件研究的意义 .....	1
1.2 航空发动机控制元件的发展 .....	3
习 题 .....	4
第 2 章 油 泵 .....	5
2.1 概述 .....	5
2.2 柱塞泵 .....	6
2.3 齿轮泵 .....	25
2.4 旋板泵 .....	40
2.5 容积式油泵的特性和调节 .....	58
2.6 离心泵 .....	66
2.7 汽心泵 .....	87
习 题 .....	95
第 3 章 敏感元件 .....	97
3.1 概述 .....	97
3.2 机械式敏感元件 .....	98
3.3 电阻式传感器 .....	115
3.4 电感式传感器 .....	123
3.5 磁电式传感器 .....	127
3.6 热电偶传感器 .....	130
3.7 光电传感器 .....	134
3.8 光纤传感器 .....	136
习 题 .....	139
第 4 章 执行元件.....	141
4.1 概述 .....	141
4.2 液压缸 .....	141
4.3 伺服电动机 .....	146



4.4 步进电动机 .....	154
习 题 .....	158
<b>第5章 放大元件</b> .....	<b>159</b>
5.1 概述 .....	159
5.2 滑 阀 .....	159
5.3 滑 阀式液压放大器 .....	182
5.4 喷嘴-挡板阀 .....	193
5.5 喷嘴-挡板式液压放大器 .....	205
5.6 电液伺服阀 .....	209
习 题 .....	229
<b>附录</b> .....	<b>231</b>
下册目录 .....	231
<b>参考文献</b> .....	<b>234</b>

# 第 1 章 绪 论

## 1.1 航空发动机控制元件研究的意义

航空发动机控制系统由控制器与被控对象——航空发动机——构成。航空发动机控制器由控制元件与计算装置(对机械液压式控制系统)或数控计算机(对数字式电子控制系统)组成。航空发动机控制元件包括油泵、敏感元件、放大元件及执行元件等。

控制器的作用是在保证发动机安全可靠工作的前提下充分发挥发动机的性能。控制元件是控制器的基本组成部分,控制器的控制作用在很大程度上取决于控制元件的性能。因此,研究控制元件对航空发动机控制系统设计有着十分重要的意义。

### 1.1.1 油泵

航空发动机所应用的油泵包括燃油泵、液压泵和滑油泵。航空发动机控制系统所应用的油泵是燃油泵和液压泵,滑油泵是发动机滑油系统的主要组成元件。

#### 1. 燃油泵

燃油泵是向发动机主燃烧室和加力燃烧室提供一定流量和一定压力燃油的油泵。燃油在燃烧室中通过燃烧将化学能转变为热能,并将一部分热能转变为推进功。因此,燃油泵是供给发动机能量使其产生推力的能源元件,发动机的性能与燃油泵的性能有密切关系。例如,发动机最大推力就与燃油泵能否以一定压力向燃烧室提供所需要的最大燃油量有关。高性能发动机需要流量大、压力高的高性能燃油泵。正因为如此,对燃油泵的研究,一直是航空发动机及其控制系统发展的关键技术之一。

#### 2. 液压泵

液压泵的作用是向发动机可调尾喷口面积执行机构、风扇及压气机可调叶片角度执行机构提供一定流量的高压液压油,以推动执行机构快速运动,使可变几何面积快速响应。液压泵提供的液压油在满足一定流量要求的条件下,压力越高,执行机构响应越快。由于可变几何面积为发动机控制量,因此液压泵的性能对发动机控制系统性能有直接影响。

#### 3. 滑油泵

滑油泵主要是向发动机轴承提供一定流量和一定压力的滑油,用于冷却并润滑轴承,将发动机高速旋转时在轴承处所产生的热量吸收,并通过滑油的流动而带走。滑油泵虽然不是发动机控制系统的组成部分,但它是保证发动机安全可靠工作的重要元件。



### 1.1.2 敏感元件

敏感元件也称测量元件或传感器。

航空发动机工作状态由发动机状态参数表征,例如发动机转速、有关截面压力或温度、压气机增压比、涡轮膨胀比或发动机压比等。确知发动机所处的状态必须感知有关的状态参数,这种感知状态参数的元件称为敏感元件。

为了实现对发动机控制,必须首先准确地测量到(即感知到)表征发动机状态的参数。无法准确地测量到发动机状态参数,就无从对发动机进行控制,因此敏感元件是确知发动机所处状态,并对发动机实施控制的重要环节。

为了保证控制系统的性能,敏感元件必须具有高的灵敏度、高的测量精度、高的可靠性和高的工作稳定性。由于对敏感元件要求如此之高,就使得敏感元件在发动机控制系统中成为最薄弱的环节,也即最容易产生故障的环节,对发动机数字式电子控制系统尤其如此。一旦敏感元件出现故障,控制器就无法获取信号,也就无法对发动机进行控制,而使发动机处于失控状态,这是非常危险的。为了避免这种情况的出现,在数字式电子控制系统中均采用余度技术来加以解决。余度技术包括硬件余度技术和解析余度技术。如果对同一被控参数采用2个以上传感器同时测量,则为传感器硬件余度技术;如果测量某一被控参数的传感器发生故障时,则可用测量其他有关参数的传感器测量的信号估计出这一参数值,并利用这一估计值对发动机进行控制,这种技术称为解析余度技术。

传感器在控制系统中占有非常重要的地位,传感器技术是控制系统的关键技术,先进的传感器技术往往是制约航空航天事业发展的瓶颈。

### 1.1.3 放大元件

将能量微弱的信号加以放大的元件称为放大元件。通常敏感元件输出的信号是微弱的力、位移或电流、电压信号,这些信号必须经过放大元件放大后,才能在控制系统中被利用。

在航空发动机机械液压式控制系统中,通常采用滑阀式液压放大器或喷嘴-挡板式液压放大器作为放大元件;在数字式电子控制系统中通常采用电液伺服阀、高速电磁阀、力矩马达以及各种类型的电子放大器作为放大元件。

放大元件必须对输入信号有足够的放大倍数,以使其输出有足够的能量或功率,必须具有对输入信号的快速响应能力,还应具有良好的稳定性、动态品质和稳态性能。放大元件是输入信号的放大环节,如果放大元件性能不好,将会对系统造成恶劣影响。放大元件的性能在很大程度上决定了控制系统性能。在控制系统设计时,对放大元件的设计是其中重要的一部分。

### 1.1.4 执行元件

执行元件是直接确定发动机尾喷口面积、风扇及压气机可调叶片角度、油门开关面积等控



制量大小的控制装置。

航空发动机控制系统常用的执行元件有液压缸、伺服电动机、步进电动机等。在进行控制系统的分析与设计时,执行元件常常作为放大元件的组成部分。

航空发动机控制系统执行元件必须满足工作稳定性要求,不受环境条件变化的影响,以保证高的控制精度;必须满足对输入信号的快速响应和无时间滞后要求;必须满足输出功率要求。

## 1.2 航空发动机控制元件的发展

为了提高发动机性能,必须应用先进的控制技术,而先进的控制技术是以先进的控制元件为基础的。因此,近十余年来许多国家为了在航空发动机上应用先进控制技术,首先对先进的控制元件进行大量的研究。

### 1.2.1 燃油泵

随着航空发动机推力的增加,要求燃油泵提供更大的燃油量,例如美国 F119 发动机,主燃油流量为 12 000 kg/h,加力燃油流量为 40 000 kg/h。随着燃油量的增加,油泵的体积与重量大大增加,这是高推重比发动机所不允许的。为此,采用轻质材料,提高油泵的转速,采用新的设计技术就成为燃油泵的发展方向。

用齿轮泵作为发动机主燃油泵的优点是流量大、体积小、可靠性高,齿轮泵出口压力可达到 10~12 MPa,最大流量为 10 000~15 000 kg/h。但齿轮泵是由发动机带动的定排量泵,油泵出口流量取决于发动机转速,而发动机所需要的燃油流量的调节是依靠调节回油量实现的。在高空低速飞行时,发动机仅需要很少的燃油流量,这就必须由回油阀将油泵出口的大量燃油再回流到油泵进口,这不仅是能量的耗损,而且大量回油使燃油温度迅速增加,降低了燃油冷却各部件的冷却效果。

变速变流量的齿轮泵是今后齿轮泵的发展方向,即齿轮泵不由发动机带动,而由大功率高速电动机带动,通过调节电动机转速来改变油泵转速,从而达到调节供油量的目的。由于油泵转速独立于发动机,更便于对供油量的控制,有利于控制性能的提高,此外大功率电动机还可作为发动机的起动动力,对发动机起动也是有利的。采用变速变流量的齿轮泵的困难在于大功率的电动机的体积与重量,它必须在可接受的范围。

采用离心泵作为主燃油泵和加力燃油泵的优点是结构简单、重量轻、油温温升小、可靠性高、流量大,其缺点是小流量时温升高、压力摆动大。新型离心泵采用整体式燃油泵和计量装置;各转动部件和静子采用耐高温复合材料;采用新型叶轮设计和封严技术;采用无刷直流马达作为驱动器。这些技术的应用,使离心泵能满足在全飞行包线范围内发动机从起动到最大状态的供油量和供油压力,最大燃油流量可以达到 30 000~40 000 kg/h,最大出口压力为



10 MPa, 泵的重量减少 50%。

### 1.2.2 传感器

随着发动机性能要求的提高, 控制系统越来越复杂, 需要测量的发动机参数也越来越多, 因此传感器数量大大增加。数字式电子控制系统需要采用传感器冗余技术, 这进一步使传感器数量成倍增加, 使测量系统不仅变得复杂, 而且重量也大为增加, 这将影响发动机推重比的提高。为此, 世界上许多国家将光纤传感器以及智能化传感器作为传感器的发展方向。光纤传感器重量轻、耐高温, 不受电磁干扰影响, 也有利于发展分布式控制。

### 1.2.3 执行元件

液压执行机构未来的发展方向是结构简单、采用耐高温的轻质材料, 以减小体积和重量, 能在 370℃ 以上的恶劣环境条件下可靠工作。当前液压电磁阀等执行机构还达不到这样的要求。

执行机构未来将采用电动执行机构。它是由电动机带动机械式滚珠丝杠或减速齿轮的旋转式执行机构, 或是由电动机带动液压泵, 再由液压泵提供动力。电动机采用开关式磁阻电动机, 采用复合材料壳体、复合陶瓷轴承。

智能化执行元件也是执行元件今后的发展方向。

### 1.2.4 数字式电子控制器元件

随着发动机性能要求的提高, 发动机被控参数越来越多, 使控制系统回路、控制模式及控制算法越来越复杂, 单一微处理器的计算能力已不能满足要求, 为此需要发展新的途径。一种发展途径是应用多处理器并行处理技术和适用于并行处理的计算机信号, 用并行处理方法完成复杂的计算。另一种发展途径是用砷化镓芯片代替常规硅芯片, 以砷化镓为基础的集成电路的计算速度是硅芯片集成电路的 5 倍以上, 并且它能有效地吸收光和反射光, 因而还可以与光学总线一起工作。

## 习 题

- 1.1 航空发动机控制器包括哪些控制元件? 它们在控制系统中各有什么作用?
- 1.2 在航空发动机控制系统中, 控制元件应满足什么要求?
- 1.3 随着航空发动机的发展, 对控制元件有什么新的要求? 应如何发展?

## 第2章 油 泵

### 2.1 概 述

油泵是一种能量转换装置,它将原动机的机械能转变为具有一定流量和一定压力的液体(工作介质)的能量。

航空发动机所应用的油泵有燃油泵、滑油泵和液压泵。燃油泵的工作介质为燃油,它是向发动机主燃烧室和加力燃烧室提供燃油的油泵;滑油泵的工作介质为滑油,它是向发动机轴承等转动部件提供润滑油的油泵;液压泵的工作介质为液压油,它是向发动机尾喷管执行机构和风扇及压气机导流叶片执行机构提供液压动力的油泵,某些发动机的液压泵也采用燃油或滑油为介质。

油泵按其工作原理可分为容积式油泵和非容积式油泵。容积式油泵包括柱塞泵、齿轮泵和旋板泵。它们的工作原理是通过改变其中运动元件的容腔的容积将工作介质从油泵进口输送到油泵出口。容积式油泵工作介质的压力是依靠油泵出口的管路中节流元件的节流作用而建立的,对于燃油泵,其节流元件主要是燃烧室的燃油喷嘴;对于滑油泵,其节流元件主要是轴承腔的滑油喷嘴。如果管路中没有节流元件,容积式油泵出口的工作介质就不能产生所需要的压力,这是容积式油泵的特点。非容积式油泵包括离心泵、汽心泵和轴流泵。它们是通过油泵的旋转部件将工作介质从油泵进口输送到油泵出口,并将旋转部件的机械能直接转变为工作介质的动能和压力能。

航空发动机用油泵根据其应用不同而采用不同类型的油泵。航空发动机主燃烧室和加力推力不大的加力燃烧室,采用大流量、高压力的柱塞泵或齿轮泵供油;对于加力推力大的发动机加力燃烧室需要的燃油流量很大,多采用离心泵或汽心泵供油。对于航空发动机滑油泵采用具有一定压力和一定流量的齿轮泵,而航空发动机液压泵多采用流量不大、但压力高的柱塞泵或齿轮泵。

航空发动机作为热机和推进器,将油泵所提供的燃油的热能转变为有效功,产生相应的推力,而发动机推力和耗油率取决于对油泵供油量的控制。因此,燃油泵是航空发动机控制系统的重要组成部分。

对航空发动机燃油泵的设计要求是:

(1)能够为发动机主燃烧室和加力燃烧室在全工况范围内提供满足流量和压力要求的燃油;





(2)油泵供油量和供油压力便于在大范围内调节,且油泵性能稳定;

(3)油泵比质量(油泵质量与流量之比)要小,即要求油泵体积小、重量轻、结构简单、供油量大;

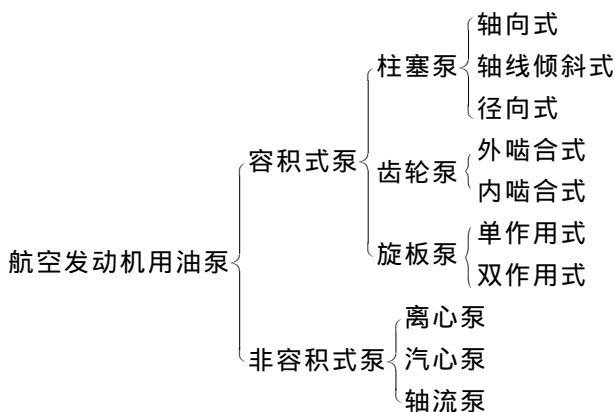
(4)油泵在燃油温度和环境温度大的变化范围内均能可靠地工作;

(5)油泵抗污染能力强;

(6)油泵便于加工与维修。

现代高推重比航空发动机要求大流量、高压燃油泵,因此油泵设计成为发动机控制系统设计的关键问题,解决这一问题的途径是采用轻质材料、提高油泵转速、采用新的结构和新的设计技术。

航空发动机中常用油泵按结构分类如下:



本章将介绍其中常用燃油泵的工作原理、特性和设计计算的有关问题。

## 2.2 柱塞泵

柱塞泵的优点是,容积效率高;供油量调节简单,通过改变油泵的可调结构参数即可调节供油量。因此作为航空发动机燃油泵,其燃油调节的经济性较好。但柱塞泵结构复杂,抗燃油污染的能力较差。

### 2.2.1 柱塞泵的工作原理与供油量计算

#### 1. 柱塞泵的工作原理

柱塞泵的基本组成元件有转子、柱塞、斜盘和分油盘等,如图 2.1 所示。在转子柱塞孔中的柱塞随转子旋转,在油压力和弹簧力等的作用下,柱塞头部顶靠在斜盘面上。斜盘面可以是球面,称为球面斜盘,也可以是圆锥面,称为锥面斜盘。当存在一定的斜盘角  $\varphi$  时,柱塞在柱塞腔中作往复运动,不断改变柱塞腔里的自由容积。转子端面与分油盘贴合。分油盘上有两



个月牙形窗孔：一个通低压进口腔，为进油窗；一个通高压出口腔，为出油窗。分油盘固定不动，转子旋转时，柱塞腔轮换与进、出油窗接通。当柱塞在吸油行程时（柱塞腔自由容积增大），柱塞腔通进油窗，吸进与增大的自由容积相应体积的低压液体；当柱塞在排油行程时，柱塞腔通出油窗，将液体排往出口。每个柱塞只有半个周期处于供油状态，但由于转子上有许多柱塞同时在工作，此起彼伏，出口处便得到连续的供油量。

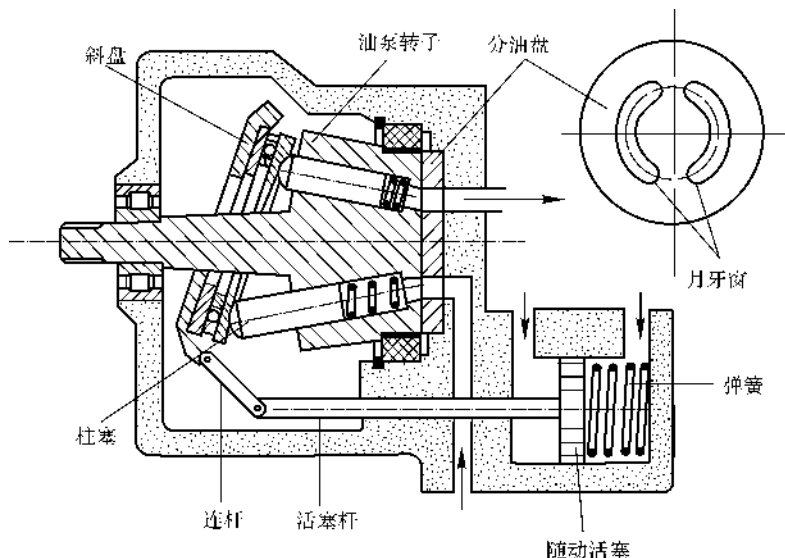


图 2.1 柱塞泵的工作原理图

柱塞腔里的液体受柱塞端面推动而向出口流动。如果出口处有流动阻力，则液体受到挤压，出口处呈现一定压力。流动阻力越大，液体越受挤压，出口压力越高。

## 2. 供油量的计算

柱塞泵的供油量(流量)是指单位时间内油泵出口流出的液体量(kg 或 L)。由工作原理可知，泵每一转每个柱塞的供油量  $q_{V,a}$  取决于柱塞一次往复运动所改变的柱塞腔自由容积的大小，即

$$q_{V,a} = \frac{\pi}{4} d_z^2 s_{\max}$$

式中  $d_z$  —— 柱塞直径；

$s_{\max}$  —— 柱塞往复运动的最大位移(行程)。

柱塞泵的理论供油量为

$$q_{V,i} = \frac{\pi}{4} d_z^2 s_{\max} z n \quad (2.1)$$

式中  $z$  —— 柱塞数；



$n$  —— 转子转速。

最大行程  $s_{\max}$  如图 2.2 所示。图中,  $ON, OM$  表示轴向倾斜式柱塞泵的柱塞中心线, 柱塞中心线与转子轴线  $OA$  的夹角为  $\theta$ ; 虚线表示当斜盘转角(简称斜盘角)  $\varphi = 0$  时(柱塞无往复运动)的锥面斜盘位置; 实线为斜盘绕斜盘转轴  $A$  转过  $\varphi$  角的斜盘面位置。当转子旋转半圈, 柱塞从  $OM$  转到  $ON$  位置时, 柱塞顶点从  $M$  移到  $N$ 。当  $\varphi = 0^\circ$  时, 锥面斜盘位置如虚线  $AN_0, AM_0$  所示(见图 2.2), 柱塞中心线垂直于锥面斜盘。当  $\varphi \neq 0$  时, 柱塞的最大行程

$$\begin{aligned} s_{\max} &= \overline{MM_0} + \overline{NN_0} = \\ &= 2 \overline{MM_0} = 2 \overline{M_0A} \tan \varphi = \\ &= 2l \sin \theta \tan \varphi \end{aligned} \quad (2.2)$$

代入式(2.1), 得

$$q_{v,i} = \frac{\pi}{2} d_z^2 z n l \sin \theta \tan \varphi \quad (2.3)$$

式中,  $l$  为柱塞中心线与转子轴线交点  $O$  到斜盘转轴  $A$  之间的距离。

由式(2.3)可知, 对结构参数一定的油泵, 通过改变转速  $n$  和斜盘转角  $\varphi$ , 即可调节供油量  $q_{v,i}$ 。这是柱塞泵调节性能方面的优点。

考虑到柱塞从进油腔吸进的低压油中的游离气体要占据部分有效容积, 以及泵在进、出口有压力差情况下要产生内部泄漏, 故实际供油量

$$q_v = q_{v,i} \eta_v$$

式中,  $\eta_v$  为容积效率, 一般柱塞泵在额定压力范围内,  $\eta_v = 0.92 \sim 0.98$ 。

### 3. 柱塞泵的工作参数分析

从式(2.3)可以看出, 影响柱塞泵供油能力的主要参数是  $d_z, z, \theta, \varphi$  和  $n$ 。设计油泵时, 在油泵体积一定的情况下, 为提高柱塞泵的供油量, 必须合理地选择上述各参数。

(1) 柱塞直径  $d_z$  和柱塞数  $z$  的选择。  $d_z$  和  $z$  直接影响柱塞腔总有效工作容积。增大  $d_z$  和  $z$  均可提高供油量, 但同时导致油泵体积、重量增加, 使零件的动力负荷增大, 所以  $d_z$  和  $z$  的取值受一定限制。分析表明,  $d_z$  和  $z$  分别增加 1 倍, 将导致油泵体积也增加 1 倍, 但  $d_z$  增加对供油量的影响比  $z$  大。因此为提高泵的供油能力, 增大  $d_z$  比增大  $z$  有利。目前使用中的航空柱塞式燃油泵  $d_z$  在  $14 \sim 18 \text{ mm}$  范围内,  $z$  为 7 个或 9 个。

(2) 柱塞锥顶角  $\theta$  的选择。柱塞轴线倾斜式柱塞泵, 柱塞轴线与转子中心线之间的夹角为  $\theta$ ,  $\theta$  角常称为柱塞锥顶角。由图 2.3 可看出, 在相同  $\varphi$  和  $R_{\min}$  下, 柱塞倾斜的结构比柱塞平行 ( $\theta = 0$ ) 的结构具有更大的柱塞运动行程, 更可增大泵的供油量。另外,  $\theta$  角的存在, 使柱塞旋

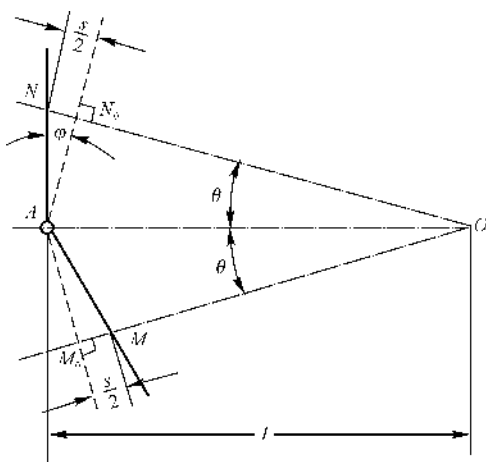


图 2.2 柱塞泵行程计算图



转运动所产生的离心力有一个沿柱塞轴线方向的分力,该分力帮助柱塞压紧在斜盘面上,从而可减轻柱塞弹簧的负荷。但是若  $\theta$  角过大,会使柱塞与斜盘的接触角  $\gamma$  ( $\gamma = 90^\circ - \varphi - \theta$ ) 过小,造成二者接触状况恶化,使接触应力增大,严重时可能使转子柱塞腔出口处材料被挤坏;同时,  $\theta$  角太大,转子径向尺寸增大,将使转子体积和质量增加。因此  $\theta$  角不能任意加大,航空柱塞式燃油泵常取  $\theta = 13^\circ \sim 15^\circ$ 。

(3) 斜盘转角  $\varphi$  的选择。适当增大  $\varphi$  角,可在尺寸、质量不变的情况下增大泵的供油量。对于  $\varphi$  角可变的变量泵来说,  $\varphi$  角的最大值受下列条件的限制:

1)  $\varphi$  角增大同样会使柱塞与斜盘的接触角  $\gamma$  减小,导致接触条件变差。

2)  $\varphi$  角增大会使柱塞外伸于转子的长度增加,柱塞留在柱塞腔内的长度缩短,这将使柱塞与柱塞腔之间的挤压应力增大。

3) 斜盘转轴与转子端面间的距离较小,若  $\varphi$  增大到一定程度将会使斜盘与转子接触,两者之间的摩擦力将使材料受到破坏,甚至转子不能转动,使转子轴断裂。

4) 柱塞位移  $s$  与斜盘角  $\varphi$  是正切函数关系。如图 2.4 所示,在  $\varphi$  角较小时,  $s$  与  $\varphi$  的关系可近似为线性关系,但随  $\varphi$  角的增大,  $s$  将按  $\varphi$  角的正切函数关系增大。这时  $\varphi$  角的微小变化,将导致  $s$  很大变化,因而使供油量产生很大的变化,这表明油泵供油量对斜盘角的增益太大。对于使用柱塞泵供油的发动机控制系统,其稳定性将受到很大影响,甚至可能导致系统不稳定。因此,柱塞泵的斜盘角不能选择太大。

目前,航空柱塞式燃油泵  $\varphi$  角的最大值一般不超过  $16^\circ$ 。

(4) 转速  $n$  的选择。在一定范围内增加泵的转速  $n$ ,可使供油量成正比地增加,且不影响泵的体积与质量。然而,  $n$  增加使转子轴承以及相对运动零件的摩擦、磨损和发热加剧,降低泵的使用寿命。如果  $n$  过分增加,则将导致油泵进口燃油充填不良,不仅造成油泵容积效率下降,而且严重时会发生气隙,使泵的供油量产生脉动。目前航空柱塞式燃油泵的转速一般都限制在  $3\,000 \sim 5\,000$  r/min 范围内。

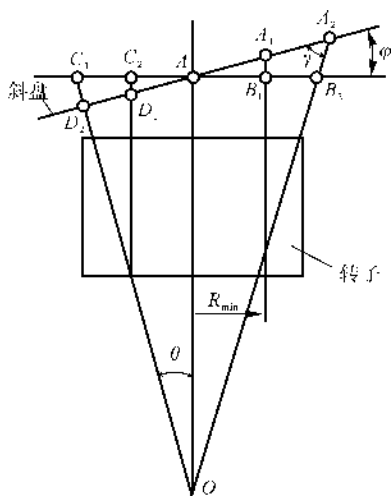


图 2.3 平行柱塞与斜柱塞行程比较

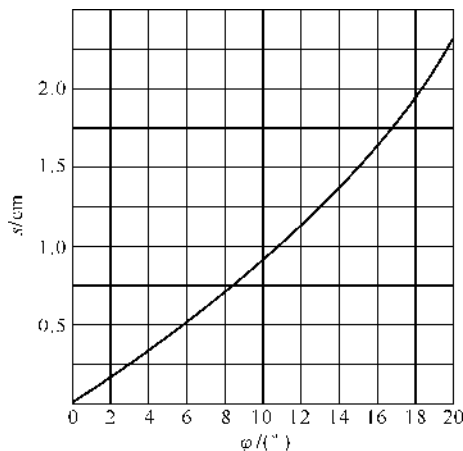


图 2.4 斜盘倾角与行程的关系曲线



## 2.2.2 柱塞泵的运动分析

### 1. 柱塞行程

具有锥形工作面的斜盘(见图 2.2),假定当转子转角  $\alpha = 0^\circ$  时柱塞处于吸油行程开始,当  $\alpha = 180^\circ$  时吸油行程结束,排油行程开始。转子转角  $\alpha$  表示了柱塞的周向位置,故  $\alpha$  也称为柱塞的位置角。

当柱塞的位置角  $\alpha$  在  $0^\circ \sim 180^\circ$  范围内的任意角度  $\alpha$  时,柱塞在柱塞腔内的位移(行程)

$$s = l(1 - \tan\theta \tan\varphi) \sin\theta \tan\varphi \frac{1 - \cos\alpha}{1 + \tan\theta \tan\varphi \cos\alpha} \quad (2.4)$$

式中,  $l$ ,  $\theta$ ,  $\varphi$  的定义同前。

由式(2.4)可见,当  $l$ ,  $\theta$ ,  $\varphi$  不变时,行程  $s$  随转子转角  $\alpha$  而变。当  $\alpha = 180^\circ$  时,柱塞最大位移

$$s_{\max} = l(1 - \tan\theta \tan\varphi) \sin\theta \tan\varphi \frac{2}{1 - \tan\theta \tan\varphi} \quad (2.5)$$

由于  $\tan\theta \tan\varphi \ll 1$ ,故式(2.5)可近似为

$$s_{\max} = 2l \sin\theta \tan\varphi$$

该式即为式(2.2),将该式代入式(2.1)即可计算柱塞的理论供油量。

### 2. 柱塞相对运动速度

在式(2.4)中,令

$$l(1 - \tan\theta \tan\varphi) \sin\theta \tan\varphi = K_1$$

$$\tan\theta \tan\varphi = K_2$$

则

$$s = K_1 \frac{1 - \cos\alpha}{1 + K_2 \cos\alpha} \quad (2.6)$$

柱塞的相对运动速度

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = K_1(1 + K_2) \frac{\sin\alpha}{(1 + K_2 \cos\alpha)^2} \omega \quad (2.7)$$

式中,  $\omega$  为转子角速度,  $\omega = d\alpha/dt$ 。

柱塞的相对运动加速度

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = K_1(1 + K_2) \frac{K_2(1 + \sin^2\alpha) + \cos\alpha}{(1 + K_2 \cos\alpha)^3} \omega \quad (2.8)$$

由式(2.7)、式(2.8)可见,柱塞的相对速度、相对加速度都是  $\alpha$  角的函数。函数关系曲线如图 2.5 所示。

### 3. 柱塞泵瞬时供油量的脉动

一个柱塞的瞬时供油量为柱塞的相对运动速度与柱塞排油面积  $A$  的乘积,即

$$q_{V,iz} = vA \quad (2.8a)$$

柱塞旋转一周,在  $\alpha = 0^\circ \sim 180^\circ$  吸油区,供油量为零;在  $\alpha = 180^\circ \sim 360^\circ$  排油区,柱塞才向出



口供油。从图 2.5 可见,排油区速度为负,表示柱塞的相对运动方向朝着柱塞腔内。瞬时供油量  $q_{V,iz}$  与位置角  $\alpha$  的关系如图 2.6 所示。

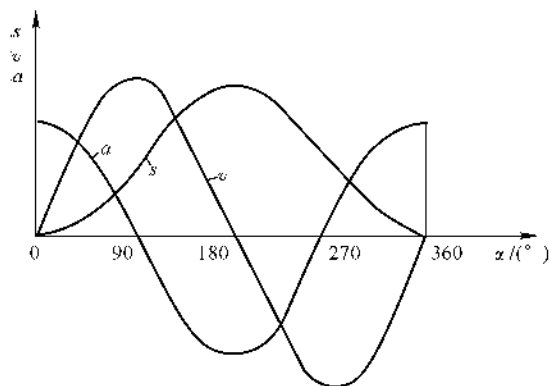


图 2.5 柱塞行程  $s$ 、相对速度  $v$ 、加速度  $a$  与位置角  $\alpha$  的关系

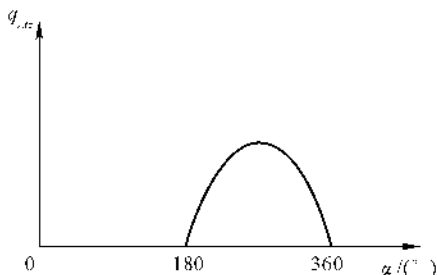


图 2.6 瞬时供油量  $q_{V,iz}$  与位置角  $\alpha$  的关系曲线

将式(2.7)代入式(2.8a),并将处于排油区的柱塞在同一瞬时的供油量叠加,得到整个柱塞泵的瞬时供油量

$$q_{V,t} = \sum_{i=1}^{z_0} v_i A = AK_1(1+K_2)\omega \sum_{i=1}^{z_0} \frac{\sin\left[\alpha_c + (i-1)\frac{2\pi}{z}\right]}{\left\{1 + K_2 \cos\left[\alpha_c + (i-1)\frac{2\pi}{z}\right]\right\}^2} \quad (2.9)$$

式中  $\alpha_c$  —— 柱塞在排油区中的位置角,  $\alpha_c = \alpha - \pi$ ;

$z_0$  —— 同时处于排油区的柱塞数。

当  $z$  为奇数时,以某一柱塞为基准,其位置角为  $\alpha_c$ ,则  $z_0$  与  $\alpha_c$  有如下关系:

$$\text{当 } \alpha_c = 0 \sim \frac{\pi}{z} \text{ 时, } z_0 = \frac{z+1}{2};$$

$$\text{当 } \alpha_c = \frac{\pi}{z} \sim \frac{2\pi}{z} \text{ 时, } z_0 = \frac{z-1}{2}。$$

按式(2.9)可计算出柱塞泵的瞬时供油量随  $\alpha$  的变化关系,如图 2.6 所示。图 2.7 的上部表示当  $z$  分别为 7 和 8 时,  $q_{V,t}$  与  $\alpha$  的关系曲线,图的下部表示一个柱塞的瞬时供油曲线。

由图 2.7 和式(2.9)可见,泵的瞬时供油量是脉动的。前面由式(2.3)计算的供油量是平均供油量,其值是均匀的。供油量的脉动程度用供油量不均匀系数  $\sigma_m$  表示,即

$$\sigma_m = \frac{q_{V,t \max} - q_{V,t \min}}{q_{V,i}}$$

式中  $q_{V,i}$  —— 供油量的平均值;

$q_{V,t \max}, q_{V,t \min}$  —— 供油量脉动幅度的最大值和最小值。

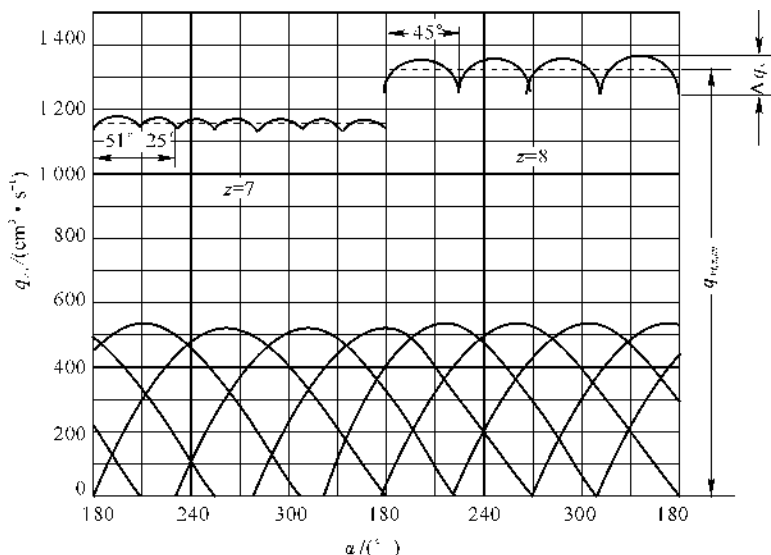


图 2.7 柱塞泵的瞬时供油量变化曲线

柱塞数量越多,不均匀系数越小。柱塞数为奇数时,供油量的脉动程度比偶数时要低(见表 2.1)。

表 2.1 柱塞泵的  $\sigma_m$  与  $z$  的关系

$z$	4	5	6	7	8	9	10
$\sigma_m / (\%)$	45	7	20	4	8	2	6

供油量脉动将引起供油压力的脉动。压力脉动对发动机工作有影响,也对液压装置的稳定工作不利。设计油泵时,应尽量减少压力脉动,将柱塞数取为奇数,双泵并联工作时,将其脉动峰值错开;增加泵出口装置的弹性等,都可改善供油压力的脉动。

#### 4. 液体对柱塞腔的充填速度

充填速度指液体进入柱塞腔的速度。充填速度过高会使液体损失增大,导致柱塞腔压力降低,容积效率下降。吸油行程中的液体充填速度取决于柱塞的相对运动速度  $v$ 。令转子端面上的通油孔直径为  $d_1$ ,相应面积为  $A_1$ ,则充填速度

$$v_{cd} = \frac{A_z}{A_1} v = \frac{d_z^2}{d_1^2} v$$

式中,  $A_z$  为柱塞端面积。

如图 2.8 所示,在柱塞孔刚接通进油窗和即将脱离进油窗时,油孔和进油窗的重叠面积极小,形成了一个节流喉部(见图 2.8 中的阴影面积)。此时,即使柱塞运动速度  $v$  很小,但液体经过节流喉部的充填速度可以很高。在节流喉部的液体速度



$$v_{cd} = \varphi_v \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_0 - p_{ch})} = \frac{A_z}{A} v \quad (2.10)$$

式中  $\varphi_v$  —— 速度系数,  $\varphi_v < 1$ ;  
 $p_0$  —— 进油窗液体压力;  
 $p_{ch}$  —— 柱塞腔液体压力;  
 $A$  —— 节流喉部面积。

由式(2.10)可知,当进口液体压力  $p_0$  一定时,由于节流喉部面积  $A$  很小,因此  $v_{cd}$  很大,必然造成  $p_{ch}$  很小。当  $p_{ch}$  低于液体汽化压力时,柱塞腔出现大量气泡,引起气隙。为保证一定的  $p_{ch}$ ,则必须有较高的进口压力  $p_0$ 。液体充填速度  $v_{cd}$  与柱塞在进油区内位置角  $\alpha$  的关系如图2.9所示。在  $\alpha$  稍大于  $0^\circ$  和稍小于  $180^\circ$  的区域,尽管柱塞速度很小,由于存在节流喉部,充填速度  $v_{cd}$  的值很高。在其他进口区域,进油面积为常数  $A_1$ ,充填速度则完全取决于柱塞运动速度。柱塞泵的这种充填特点,决定了它的抽吸性能差,因此进口液体必须保持一定的压力。

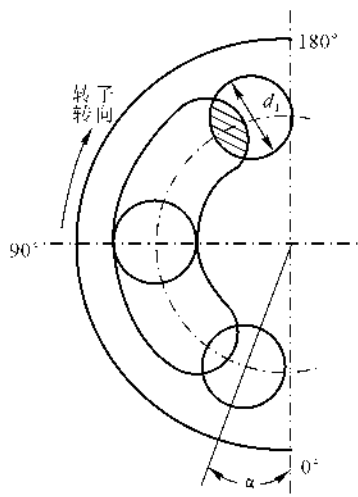


图 2.8 柱塞腔吸油时的  
节流情况

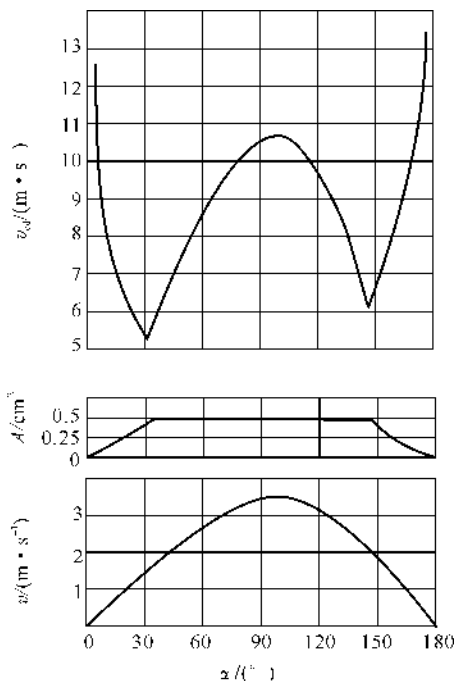


图 2.9 柱塞相对运动速度  $v$ 、充填速度  $v_{cd}$ 、进油  
面积  $A$  随位置角  $\alpha$  变化的关系曲线





### 2.2.3 柱塞泵的受力分析

#### 1. 柱塞受力

如图 2.10 所示,柱塞泵工作时,柱塞受下述各力的作用。

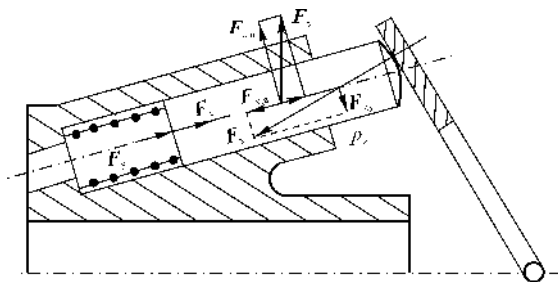


图 2.10 柱塞泵的受力图

##### (1) 弹簧力

$$F_s = F_{s0} - K_s s$$

式中  $F_{s0}$  —— 当  $\alpha = 0^\circ$  时柱塞所受的弹簧力;

$K_s$  —— 弹簧刚度;

$s$  —— 柱塞位移。

弹簧力随柱塞位置而变,当  $\alpha \rightarrow 180^\circ, s \rightarrow s_{\max}$  时,  $F_s$  为最小。在这个位置上,其他使柱塞与斜盘相接触的力都比较小,或为负接触力,所以要按照保证柱塞与斜盘不脱离的原则来设计弹簧的预紧力和弹簧刚度。

##### (2) 油压作用力

$$F_y = (p - p_z) \frac{\pi}{4} d_z^2$$

式中  $p$  —— 分油窗压力,当  $\alpha = 0^\circ \sim 180^\circ$  时,  $p = p_0$ , 当  $\alpha = 180^\circ \sim 360^\circ$  时,  $p = p_T$ ;

$p_z$  —— 转子腔油压力,对于转子体上有径向甩油孔的结构,

$$p_z = p_0 + \frac{\rho}{2} (r_2^2 - r_1^2) \omega^2 \quad (2.11)$$

其中  $r_2, r_1$  —— 甩油孔出口和进口位置距转子中心线的半径;

$\rho$  —— 液体密度;

$\omega$  —— 转子角速度。

##### (3) 离心惯性力

$$F_c = m_z (R_0 + s \sin \theta) \omega^2 \quad (2.12)$$

式中  $R_0$  —— 当  $\alpha = 0^\circ$  时柱塞的中心距转子中心线的半径;

$m_z$  —— 柱塞质量。



离心力沿柱塞中心线的分量  $F_{c,z}$  和垂直于柱塞中心线的分量  $F_{c,n}$  分别为

$$F_{c,z} = F_c \sin \theta$$

$$F_{c,n} = F_c \cos \theta$$

式中,  $\theta$  为柱塞中心线与转子中心线的夹角。

(4) 相对运动惯性力

$$F_g = -m_z a$$

(5) 哥氏惯性力

$$F_K = -m_z a_K$$

式中,  $a_K$  为哥氏加速度,  $a_K = 2\omega v \sin \theta$ 。

哥氏力垂直于柱塞中心线和转子轴所在平面, 引起柱塞往复运动时产生摩擦力, 但其值一般情况下可忽略不计。

(6) 摩擦力。摩擦力包括柱塞与斜盘面、柱塞与腔壁在相对运动时出现的液体摩擦力和干摩擦力, 但其数值相对其他力均比较小, 计算时可以忽略。

上述各力的作用方向如图 2.10 所示。各力沿柱塞中心线的合力  $F_{\Sigma,z}$  使柱塞与斜盘接触, 斜盘对一个柱塞的反作用力  $F_x$  垂直斜盘面。沿柱塞中心线可写出

$$F_s + F_y + F_{c,z} + F_g + F_{x,z} = 0 \quad (2.13)$$

或者

$$F_{\Sigma,z} + F_{x,z} = 0$$

式中,  $F_{x,z}$  为斜盘反作用力沿柱塞中心线的分力;

$$F_{\Sigma,z} = F_s + F_y + F_{c,z} + F_g$$

令斜盘反作用力与柱塞中心线的夹角为  $\psi$ , 则斜盘对一个柱塞的反作用力可表示为

$$F_x = \frac{F_{x,z}}{\cos \psi} = -\frac{F_{\Sigma,z}}{\cos \psi}$$

$$\cos \psi = \cos \varphi \cos \theta + \sin \varphi \sin \theta \cos \alpha \quad (2.14)$$

角  $\psi$  随  $\alpha$  而变: 当  $\alpha = 0^\circ$  时,  $\psi_{\min} = \varphi - \theta$ ; 当  $\alpha = 180^\circ$  时,  $\psi_{\max} = \varphi + \theta$ 。

柱塞腔壁面对柱塞有一个垂直柱塞中心线的支撑力, 同时还有一个支撑力矩。

## 2. 斜盘力矩

(1) 柱塞对斜盘的作用力矩。一个柱塞对斜盘面的垂直作用力

$$F_z = \frac{F_{\Sigma,z}}{\cos \psi} = -F_x$$

该力在斜盘面上的作用点到斜盘转轴的距离

$$l_x = A_1 s + B_2$$

式中,  $A_1$ ,  $B_2$  分别为油泵的结构常数, 且有

$$A_1 = \frac{1}{L} [(l + R_0 \sin \tau) \sin \theta \cos \theta - R_0 \cos \tau \sin \theta]$$

$$B_2 = A_1 \rho_0 + B_1$$



而

$$B_1 = l \frac{R_0}{L} \cos \tau$$

$$\tau = \arctan \left[ \frac{1}{\sin \varphi} \left( \cos \varphi - \frac{1}{l_c} \right) \right]$$

当  $l = l_c$  时,

$$\tau = -\frac{\varphi}{2}$$

$$R_0 = \sqrt{l^2 + l_c^2 - 2l l_c \cos \varphi}$$

式中  $\rho_0$  —— 当  $\alpha = 0^\circ$  时, 柱塞中心线与转子中心线的交点  $O$  到柱塞头部球心间的距离;

$l$  —— 图 2.2 中  $OA$  段长度;

$l_c$  —— 球面斜盘的球面中心到斜盘转轴的距离(锥面斜盘可用折合办法转成球面);

$L$  —— 球面斜盘的球面中心到柱塞头部球面中心的距离;

$\varphi$  —— 斜盘转角。

因此, 一个柱塞对斜盘转轴的作用力矩

$$M_z = F_z l_x = \frac{F_{s,z}}{\cos \psi} (A_1 s + B_2) \quad (2.15)$$

由于  $F_{s,z}$ ,  $\psi$ ,  $s$  均与  $\alpha$  有关, 故  $M_z$  亦是  $\alpha$  的函数。

若柱塞数为  $z$ , 则全部柱塞对斜盘作用的总力矩就是同一瞬时处在不同角度的  $z$  个柱塞力矩的代数和。当转子转角增加  $\Delta\alpha$  时, 各个柱塞都将取得新的力矩值。由于相邻柱塞间的夹角为  $2\pi/z$ , 转子转角增加  $2\pi/z$  后, 总力矩将重复上一个变化, 故总力矩将以  $2\pi/z$  为周期随  $\alpha$  而变化。

要保持稳定的斜盘角, 作用于斜盘的全部力矩必须平衡。与柱塞作用力矩相平衡的力矩是控制斜盘角度的随动活塞上的油压差力对斜盘转轴  $A$  的力矩(见图 2.11)。该力矩数值上应等于随  $\alpha$  而变的柱塞总力矩  $\sum M_z$  的平均值。由此可知, 斜盘机构的瞬时作用力矩并不平衡, 而是产生周期的小幅度摆动。这种摆动对供油量影响不大, 相反却可消除整个斜盘控制机构的静摩擦, 提高运动的灵敏度。

(2) 斜盘位置控制机构的力与力矩、位移与转角的关系。如图 2.11 所示, 斜盘通过连杆  $BC$  与随动活塞联系。活塞位置  $x_p$  与斜盘角  $\varphi$  的关系表示为

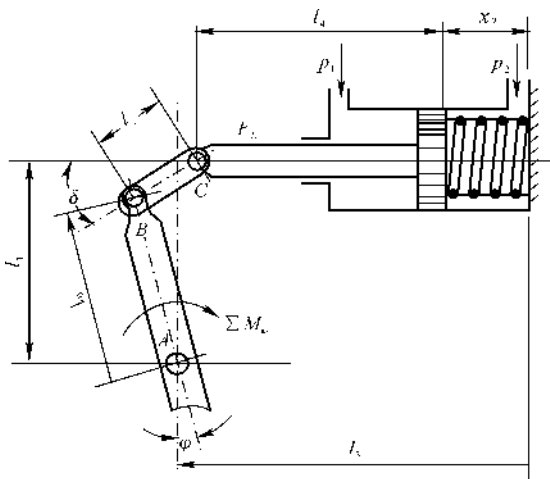


图 2.11 斜盘位置控制机构示意图



$$x_p = l_3 + l_0 \sin \varphi - l_4 - l_2 \cos \delta$$

式中  $l_0$  —— 斜盘转轴  $A$  到连杆的连接销  $B$  的距离；

$l_2$  —— 连杆的连接销  $B, C$  之间的距离；

$l_3$  —— 斜盘转轴到随动活塞腔底的距离；

$l_4$  —— 随动活塞右侧面到连接销  $C$  的距离；

$\delta$  —— 连杆与随动活塞杆中心线间的夹角，且有

$$\delta = \arcsin \frac{l_1 - l_0 \cos \varphi}{l_2}$$

其中， $l_1$  为斜盘转轴到随动活塞杆中心的距离。

因此

$$x_p = l_3 + l_0 \sin \varphi - l_4 - \sqrt{l_2^2 - (l_1 - l_0 \cos \varphi)^2} \quad (2.16)$$

式(2.3)可表示为  $q_{V,i} = f(n, \varphi)$ 。考虑到式(2.16)中  $x_p$  与  $\varphi$  的关系，柱塞泵理论供油量可表示为

$$q_{V,i} = f(n, x_p)$$

这一关系表示了柱塞泵供油量  $q_{V,i}$  取决于油泵转速  $n$  与随动活塞位置  $x_p$ ，当  $n$  一定时， $q_{V,i}$  完全由  $x_p$  确定。

根据图 2.11 所示尺寸关系，活塞杆上的力  $F_L$  与斜盘力矩的关系为

$$F_L = \frac{\sum M_{av}}{l_1} \frac{\cos \delta}{\cos(\delta - \varphi)}$$

式中， $\sum M_{av}$  为全部柱塞对斜盘的作用力矩的平均值。

根据作用于随动活塞上的力平衡关系及随动活塞两腔流体流量平衡关系，可确定斜盘角  $\varphi$  与相应的油压差力。

### 3. 柱塞头部与斜盘面的接触

柱塞头部为半径  $r$  的球面，斜盘工作面也常是半径为  $R$  的球面或者圆锥面。柱塞与斜盘间的最大接触挤压应力，对于球面斜盘为

$$\sigma_{\max} = 0.388 \sqrt[3]{\frac{F_{z \max} E^2}{r^2} \left(1 - \frac{r}{R}\right)^2} \quad (2.17)$$

对于锥面斜盘为

$$\sigma_{\max} = 0.388 \sqrt[3]{\frac{F_{z \max} E^2}{r^2}} \quad (2.18)$$

式中  $F_{z \max}$  —— 一个柱塞对斜盘的最大接触力；

$E$  —— 柱塞的材料弹性模量，柱塞与斜盘的  $E$  值相同，钢材  $E = 2 \times 10^7 \text{ N/cm}^2$ 。

最大挤压应力必须小于材料的许用挤压应力，即



$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]$$

对于钢材,许用挤压应力 $[\sigma] = 2 \times 10^5 \sim 2.5 \times 10^5 \text{ N/cm}^2$ 。

由式(2.17)和式(2.18)可见,要改善接触应力,应增大柱塞头部球面半径 $r$ 。

由于柱塞球面半径 $r$ 大于柱塞半径 $r_z$ ,在球面和圆柱面交接处出现锐边,如图2.12所示。油泵工作时不允许柱塞锐边与斜盘面接触,否则锐边将因应力集中而损坏。当油泵其他结构参数已经确定时,接触点在柱塞头部的位置将取决于柱塞的位置角 $\alpha$ ,而柱塞头部位置的极限值则由斜盘角 $\varphi$ 确定。在图2.12中,当斜盘角 $\varphi \neq 0$ 时,柱塞头部的接触点偏离球面中点,偏离量为 $\Delta$ ,如图2.12(a)所示。 $\varphi$ 角越大,接触点离中心越远,越接近锐边。对于锥面斜盘,可以证明头部接触点 $B$ 和球面中心 $C$ 的连线与柱塞中心线的夹角 $\gamma$ 等于斜盘角 $\varphi$ ,由图2.12(b)可知

$$\sin \gamma_{\max} = \frac{r_z}{r} \quad (2.19)$$

接触点不在锐边缘的条件为

$$\varphi_{\max} < \gamma_{\max}$$

所以,柱塞头部球面半径必须满足

$$r < \frac{r_z}{\sin \varphi_{\max}} \quad (2.20)$$

式(2.20)限制了柱塞头部球面半径 $r$ 不能太大。 $r$ 的范围为

$$0.242 \sqrt[3]{\frac{F_{z\max} E^2}{[\sigma]^3}} < r < \frac{r_z}{\sin \varphi_{\max}}$$

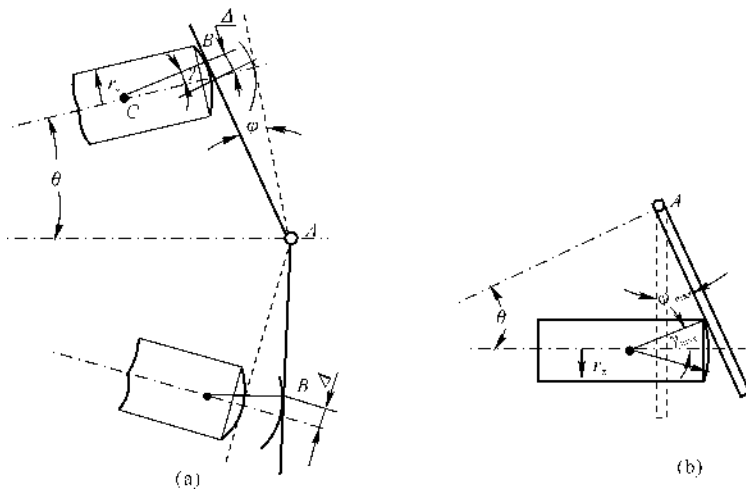


图 2.12 柱塞与斜盘的接触情况

(a) 一般斜盘角的接触情况; (b) 最大斜盘角的接触情况



## 2.2.4 柱塞泵主要元件的设计计算

### 1. 柱塞腔支撑面接触应力计算

柱塞所受的诸力中,垂直于柱塞轴线方向的有离心力的分力  $F_{c,n}$ 、侧向力  $F_{xy}$  和哥氏惯性力  $F_K$ 。其中,  $F_{xy} = F_x \sin\psi$  为斜盘反作用力在垂直于柱塞轴线方向的分力(见图 2.10)。这些力将在柱塞腔的支撑面上引起挤压应力。结构设计中,必须校验柱塞与柱塞腔之间的挤压应力。因  $F_K$  较小,计算中可略去不计。

$F_{c,n}$  和  $F_{xy}$  都随  $\varphi$  角和  $\alpha$  角而变化,强度校验应在受力最严重的条件下进行。当  $\varphi$  角最大而柱塞处于最上点( $\alpha = 180^\circ$ ) 时,  $F_{c,n}$  最大且与  $F_{xy}$  方向一致,而此时柱塞外伸最长,柱塞腔的支撑面积最小,柱塞与柱塞腔壁间的接触应力也最大。由此可见,应在  $\varphi$  角最大且柱塞处于最上点(偏于高压一侧) 的情况下进行强度校验。

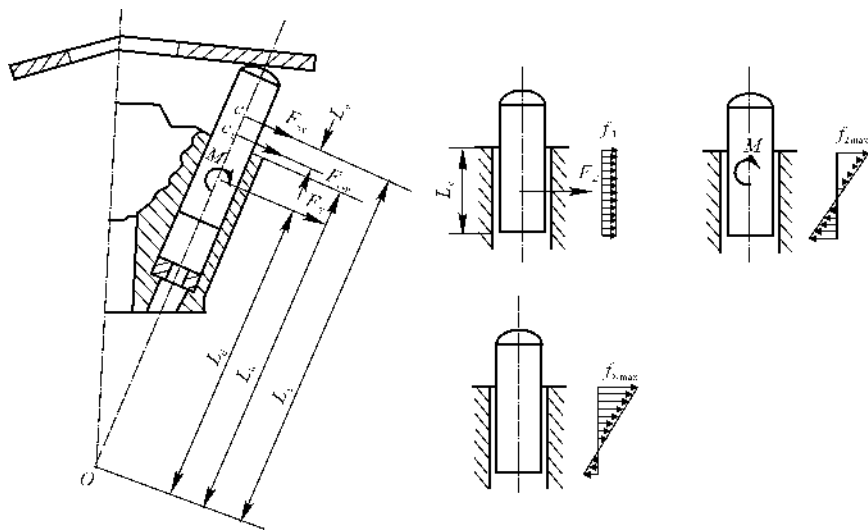


图 2.13 柱塞腔支撑面的应力分布

图 2.13 中,  $L_c$  为柱塞腔支撑面长度;  $L_b$  为柱塞腔出口处转子上表面到柱塞锥顶点  $O$  的距离;  $L_d$  为柱塞腔支撑面中点到  $O$  点的距离。  $F_{c,n}$  和  $F_{xy}$  分别作用于柱塞重心  $c_1$  和斜盘反作用力与柱塞轴线交点  $c$  上。将这两个力平移到柱塞支撑面中点上,得一合力  $F_\Sigma$  并附加一力矩  $M$ ,则

$$F_\Sigma = F_{xy} + F_{c,n}$$

$$M = F_{xy}(L_a - L_d) + F_{c,n}(L_a - L_e - L_d)$$

式中

$$L_d = L_b - \frac{L_c}{2}$$

因为柱塞与柱塞腔的配合间隙很小,并且通常柱塞为硬度较高的合金钢材,而柱塞腔为质



软的材料,所以可认为  $F_{\Sigma}$  在支撑面上引起一个连续均布载荷  $f_1$ ;  $M$  引起一个按线性规律变化的连续分布载荷  $f_2$  (见图 2.13)。 $f_1$  用下式计算:

$$f_1 = \frac{F_{\Sigma}}{L_c}$$

$f_2$  的最大值

$$f_{2\max} = \frac{6M}{L_c^2}$$

由图 2.13 可知,  $f_1$  和  $f_2$  叠加后,在柱塞腔的出口处载荷最大,即

$$f_{\Sigma\max} = f_1 + f_{2\max} = \frac{1}{L_c} \left( F_{\Sigma} + \frac{6M}{L_c} \right)$$

该处的接触应力

$$\sigma_{\max} = \frac{f_{\Sigma\max}}{d_z} = \frac{1}{d_z L_c} \left( F_{\Sigma} + \frac{6M}{L_c} \right)$$

对钢柱塞和青铜柱塞腔,其许用应力  $[\sigma] \leq 1\,800\text{ N/cm}^2$ 。若实际计算的  $\sigma_{\max}$  超过  $[\sigma]$ ,则应加大柱塞腔支撑面的长度  $L_c$ 。柱塞腔最小支撑面长度一般占柱塞全长的 50% ~ 60%。在满足应力条件下,最小支撑长度占柱塞总长的比例愈小,表示柱塞在柱塞腔内移动的距离长,供油量就会加大,油泵性能潜力发挥得愈好,结构愈紧凑。

## 2. 转子与分油盘之间的接触力计算

泵工作时,高压油窗与低压油窗及转子腔的密封,完全靠转子端面和分油盘工作面的贴紧来实现。而转子端面又相对分油盘工作面作高速旋转运动,两接触面之间存在摩擦、磨损等问题。因此,它们之间的接触情况对泵的性能和寿命有很大影响。从密封的角度说,贴紧力要大;从磨损的角度看,则贴紧力要小。为使两接触面既保证良好的密封,又保证磨损小,必须保持两接触面间有合适的贴紧力。

现有的柱塞泵结构,转子是可沿轴向浮动的。泵工作时,转子受有油压力、弹簧力及柱塞传给转子的力等。这些力可分解为沿转子的轴向力及径向力。分析径向力用以设计转子的轴承;分析轴向力用以保证转子与分油盘间有合适的贴紧力。在转子的轴向力中,既有使转子与分油盘压紧的力,又有使转子与分油盘分离的力。下面分别讨论这两种力。

(1) 转子与分油盘之间的压紧力(见图 2.14)。

1) 柱塞弹簧力  $F_{p,s}$ 。柱塞弹簧一端将柱塞压向斜盘,另一端将转子压向分油盘。单个柱塞弹簧力在转子轴向的分力为  $F_s \cos \theta$ ,全部柱塞弹簧产生的压紧力

$$F_{p,s} = \sum F_s \cos \theta$$

$F_{p,s}$  随  $\alpha$  角而变,计算时取平均值。

2) 柱塞腔油压力  $F_{p,L1}$ 。柱塞腔中的油压作用在柱塞腔底部的环形台阶面上,产生将转子压向分油盘的力。若忽略进口油压  $p_0$ ,则柱塞腔总的油压力



$$F_{p,L1} = \frac{\pi}{4}(d_z^2 - d_1^2)p_T Z_1 \cos\theta$$

式中  $d_1$  —— 转子端面上的柱塞腔通油孔直径；

$p_T$  —— 高压油窗的油压；

$Z_1$  —— 与高压油窗相通的柱塞数，计算中取

$$Z_1 = \frac{Z-1}{2} \quad \text{或} \quad Z_1 = \frac{Z}{2}$$

3) 转子腔油压力  $F_{p,L2}$ 。转子在转子腔油压  $p_r$  作用下亦产生压向分油盘的力  $F_{p,L2}$ ，其值

$$F_{p,L2} = p_r A_z$$

式中， $A_z$  是转子沿轴向的有效受压面积。若分油盘与转子贴合的外径为  $D_2$ ，转子尾轴直径为  $D_1$  (见图 2.14)，则

$$A_z = \frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2) - \frac{\pi}{4}d_z^2 z \cos\theta$$

忽略柱塞与柱塞腔的摩擦力等次要因素，总压紧力

$$F_p = F_{p,s} + F_{p,L1} + F_{p,L2}$$

(2) 转子与分油盘之间的分离力。

1) 分油盘油窗的油压力产生的分离力  $F_{s,1}$ 。分油盘油窗的油压，对处在油窗中的转子端面产生使转子离开分油盘的力。若油窗面积为  $A_1$ ，并忽略低压油窗压力  $p_0$ ，则高压油窗油压  $p_T$  产生的分离力

$$F_{s,1} = p_T \left( A_1 - \frac{\pi}{4}d_1^2 Z_1 \right)$$

2) 分油盘密封带的油压力产生的分离力  $F_{s,2}$ 。密封带是指分油盘与转子端面间的环形接触带 (见图 2.15)。由于高压油经密封带漏往低压腔，在密封带上形成一个压力场，力图把转子推离分油盘，即产生一个分离力。因密封带较窄，液体在环形间隙中的流动类似于平行板间的流动。如果忽略转速的影响，则可认为密封带上的油压力按线性规律分布，故其平均油压取为  $p_T$  的一半。密封带油压  $p_T$  产生的分离力

$$F_{s,2} = \frac{1}{2} p_T A_2$$

式中， $A_2$  为分油盘的半个端面，扣除分油盘进、出油窗面积和分油盘中心孔面积。

总分离力

$$F_s = F_{s,1} + F_{s,2}$$

上述压紧力和分离力对转子与分油盘的接触情况产生互为矛盾的效果。压紧力  $F_p$  与分离力  $F_s$  之差称之为贴紧力。为保证转子与分油盘可靠接触，即两者间有一定的贴紧力，必须保证

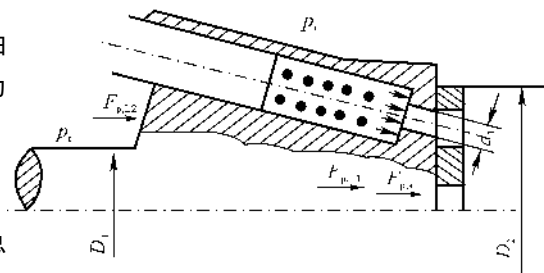


图 2.14 转子压紧力





$F_p > F_s$ , 同时为保证磨损小, 必须对贴紧力的大小加以限制。通常称贴紧力与压紧力之比为贴紧系数, 即

$$\Phi = \frac{F_p - F_s}{F_p} \times 100\%$$

一般取  $\Phi = 10\% \sim 20\%$ , 或保证转子与分油盘端面的单位面积接触力  $\sigma = \frac{F_p - F_s}{A_2} = (0.1 \sim 0.5) p_T$ 。设计过程中若不能满足上述贴紧要求, 则应调整有关参数。一般调整柱塞弹簧刚度、分油盘密封带面积或转子腔压力等。

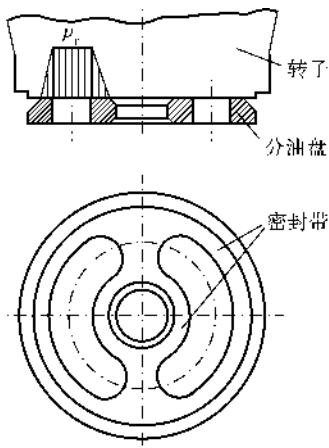


图 2.15 分油盘密封带及油压分布

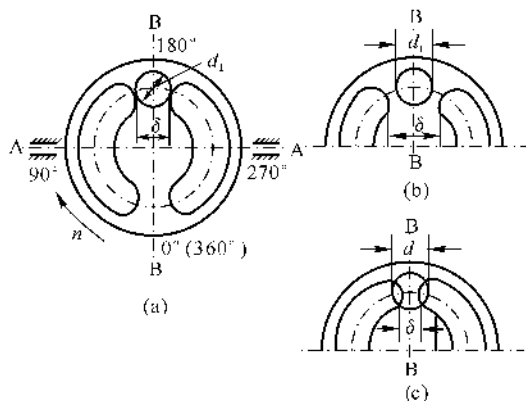


图 2.16 分油盘结构示意图

### 3. 分油盘油窗设计

分油盘是柱塞泵主要零件之一, 它的结构设计是否合理, 直接影响泵的效率 and 寿命。图 2.16(a) 表示分油盘吸、排油窗与斜盘转轴 A—A 在空间的相对位置。在一般情况下, A—A 平行于分油盘工作面, 并与分油盘中性线 B—B 垂直。图中,  $d_1$  表示转子端面上柱塞腔孔的直径。分油盘吸、排油窗之间有一个距离为  $\delta$  的过渡区, 它隔开了具有很高压差的两油窗。图 2.16 表示三种过渡区尺寸, 即  $\delta = d_1$ ,  $\delta > d_1$  和  $\delta < d_1$ 。 $\delta$  对油泵的性能有重大影响, 必须精心设计。

(1) 柱塞腔的液压关死问题。转子上的柱塞腔一端装有柱塞, 另一端交替与分油盘吸、排油窗相通。若过渡区尺寸  $\delta$  大于转子端面柱塞腔孔直径  $d_1$  (见图 2.16(b)), 则在转子端面柱塞腔孔刚脱离吸油窗时, 不能立即与排油窗相通, 柱塞腔将被封闭。此时柱塞腔的中心线尚未到达 B—B 线 (柱塞上死点), 柱塞还要继续做吸油运动, 致使已被封闭的柱塞腔容积被强行抽吸, 产生瞬时真空现象; 而柱塞到达上死点后, 开始排油运动, 此时柱塞尚未与排油窗接通, 又使封闭的柱塞腔容积被强行压缩, 从而产生压力回升现象。同样, 在下死点过渡区, 当柱塞腔刚脱离排油窗时, 柱塞腔也被封闭, 此时柱塞尚未到达下死点, 还要继续做排油运动, 使已封闭的柱塞



腔容积被强行压缩,产生不正常的高压,而柱塞到达下死点后,开始吸油运动,使封闭的柱塞腔被强行抽吸,产生压力回降现象。

综上所述,当 $\delta > d_1$ 时,柱塞腔在吸、排油窗转接的过渡区上形成短期的封闭,由于柱塞不断地运动,于是对被封闭的容积产生强行抽吸和压缩,从而使柱塞腔内交替产生真空和高压现象,这就是柱塞腔的液压关死现象。产生液压关死时柱塞腔中的油压随 $\alpha$ 角变化的理论曲线如图 2.17 所示。

液压关死现象对油泵的正常工作危害极大。在产生低压时,溶于油液中的气体可能析出或使液体气化,造成气隙;可能使柱塞短时与斜盘脱离,到再接通时就会产生撞击现象。在产生不正常高压时,将消耗泵的功率和增加承载零件的冲击负荷;高压产生在局部地方,可能使转子倾侧,发生端面偏磨;高压还将增大柱塞对斜盘的接触力,可能破坏柱塞头部和斜盘工作面材料的正常工作。高、低压的交替变化,使整个结构受到周期性脉冲负荷,产生振动,严重影响泵的寿命。

(2) 柱塞腔的液压冲击问题。若分油盘过渡区尺寸 $\delta$ 稍小于或等于转子端面的柱塞腔孔直径 $d_1$ (见图 2.16(a),(c)),则在上死点附近的油窗转接过程中,充满低压液体的柱塞腔会突然与高压排油窗接通,此时在柱塞腔中产生液压冲击现象,腔内油压瞬时升高,超过泵出口压力很多。同样,在下死点附近,充满高压液体的柱塞腔会突然与低压吸油窗接通,产生液压冲击,使腔内压力瞬时低于泵进口压力。上述液压冲击而造成的柱塞腔内压力变化如图 2.18 所示。液压冲击的危害和液压关死一样,它对油泵的正常工作、寿命和工作环境也极为不利。

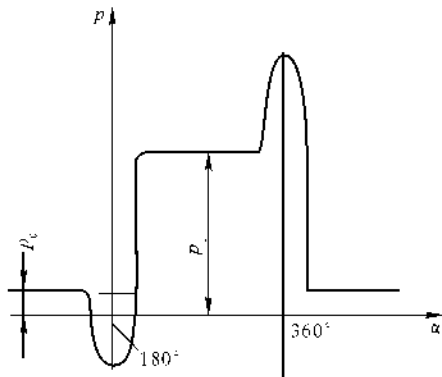


图 2.17 液压关死时柱塞腔的压力变化

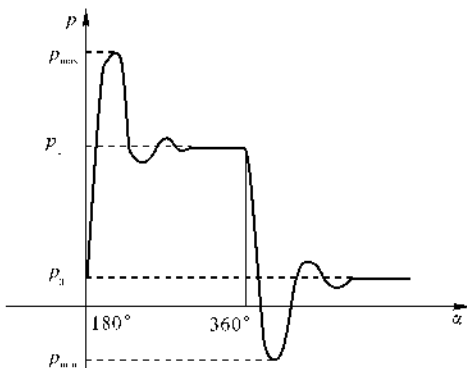


图 2.18 液压冲击时柱塞腔的压力变化

(3) 分油盘油窗的设计。综合分析可知:当分油盘过渡区尺寸 $\delta$ 小于 $d_1$ 较多时,柱塞腔孔会将吸、排油窗沟通,造成高、低压油窗串流;当 $\delta$ 稍小于或等于 $d_1$ 时,在油窗转接过程中,柱塞腔内会发生液压冲击;而当 $\delta > d_1$ 时,柱塞腔内又会发生液压关死。可见过渡区尺寸 $\delta$ 的设计对油泵的性能有重大影响。为了避免高、低压油窗串流,提高泵的容积效率,大部分柱塞泵分油盘过渡区都设计成 $\delta > d_1$ ,同时设法消除或减弱液压关死的危害。下面介绍几种 $\delta > d_1$ 的分油



盘结构设计形式。

1) 对称油窗偏转安装的分油盘。将具有对称油窗的分油盘中性线 B—B 沿转子旋转方向偏转一个微小角度  $\gamma$  (见图 2.19), 而后安装于泵壳体上。偏转后在垂直线 e—e 两侧  $\delta_2 > \delta_1$ , 从而使得在  $\alpha = 180^\circ$  前的  $\delta_1$  区域内和在  $\alpha = 360^\circ$  前的  $\delta_1$  区域内不产生液压关死, 不致产生不正常低压和高压。在  $\alpha = 180^\circ$  后的  $\delta_2$  区域内仍将产生液压关死, 压缩封闭的柱塞腔容积, 使腔内压力增高。为此应适当地控制偏转角  $\gamma$ , 以使在  $\delta_2$  区域内因柱塞腔液压关死而产生的高压接近排油窗的压力, 这样就可消除上死点处油窗转过程中的液压冲击。在  $\alpha = 360^\circ$  以后的  $\delta_2$  区域内也仍有液压关死, 引起柱塞腔内压力下降, 然而这可以使柱塞腔在与吸油窗接通之前得到卸荷, 从而可避免下死点处油窗转过程中的液压冲击。理想的分油盘偏转应是在上死点处, 柱塞腔刚好与吸油窗脱离并被封闭, 在  $\delta_2$  区域内, 柱塞压缩封闭的柱塞腔使之在与排油窗接通时正好达到泵出口压力; 而在下死点处, 柱塞刚好与排油窗脱离并被封闭, 在  $\delta_2$  区域内, 柱塞抽吸封闭的柱塞腔使之在与吸油窗接通时正好降到泵进口压力。

这种分油盘的结构是对称的, 只不过把分油盘沿周向偏转一个角度  $\gamma$  (通常  $0.5^\circ \sim 1^\circ$ ), 工艺上很简单, 而且能消除(或减弱)液压关死和液压冲击, 因而被广泛采用。

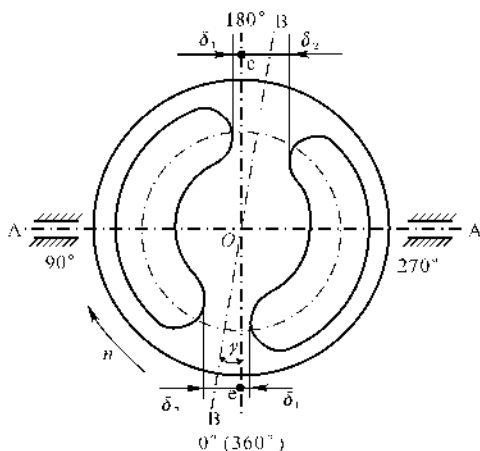


图 2.19 沿周向偏转安装的分油盘

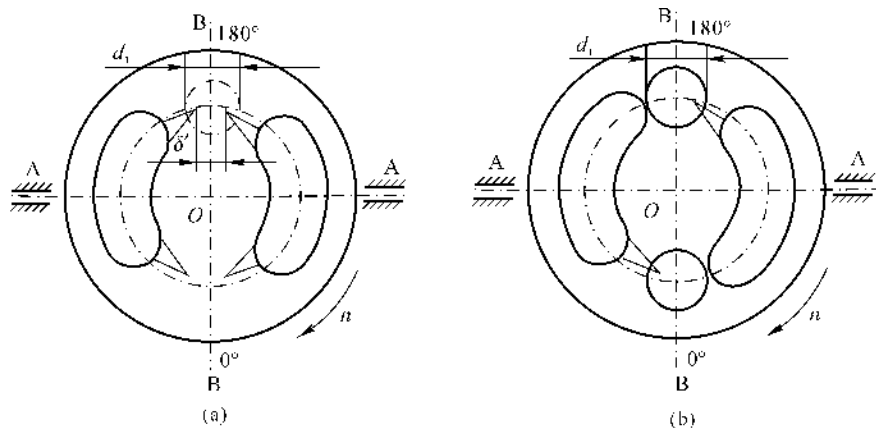


图 2.20 开有三角形尖槽的分油盘

2) 开有三角形尖槽的分油盘。开有三角形尖槽的分油盘有两种结构形式(见图 2.20)。其



一为对称三角形尖槽结构(见图 2.20(a))。它的特点是,分油盘结构对称;两槽尖间距  $\delta' \leq d_1$ , 可保证柱塞腔不发生关死;在油窗转接过程中,柱塞腔内的压力能平缓过渡,避免发生液压冲击,这种结构形式适用于油泵正、反转工作。另一种为非对称三角形尖槽结构(见图 2.20(b)),它是对称油窗偏转一个角度后,再在吸油窗下端和排油窗上端各开一个三角形尖槽。槽的尖角与处在上、下死点的柱塞腔孔相接。这种结构比上述仅偏转  $\gamma$  角安装的分油盘能更可靠地避免在油窗转接过程中柱塞腔内的液压冲击。开尖槽的分油盘可能会通过尖槽使吸、排油窗沟通,因此必须把尖槽截面控制得足够小,以减少漏损。

3) 开有小孔的分油盘。这种分油盘是在对称油窗的过渡区开一个通排油窗的小孔(见图 2.21)。当柱塞在过渡区中抽吸或压缩柱塞腔时,可通过小孔充油或排油,不致引起不正常的低压或高压。这种分油盘结构简单,但同样会引起吸、排油窗通过小孔沟通而漏油的问题,故小孔应足够小,使之既能防止液压关死,又不致漏油过多。

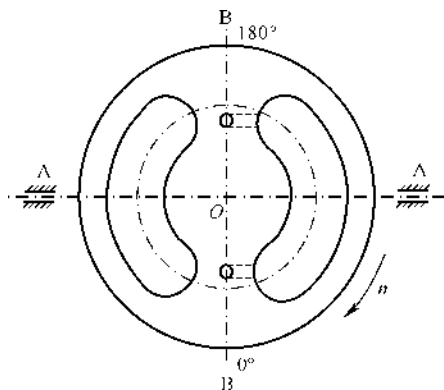


图 2.21 开有小孔的分油盘

## 2.3 齿轮泵

齿轮泵的结构比柱塞泵简单,其比质量也低于柱塞泵,抗燃油污染能力强。齿轮泵在航空发动机上用得很普遍,广泛作为发动机的主、加力燃油泵。但由于它的供油量调节需要通过外部调节机构调节回油量来实现,因而对于需要在较大范围内调节供油量的航空发动机来讲,与柱塞泵相比,齿轮泵的经济性较差。作为燃油泵的齿轮泵一般采用渐开线齿形、两齿轮轮齿外啮合的形式。

### 2.3.1 齿轮泵的原理

#### 1. 齿轮泵的工作原理

如图 2.22 所示,齿轮泵的一对外啮合齿轮装在壳体内,盖板和壳体组成密闭的齿轮腔室。齿轮啮合点两侧的壳体上开有进、出口。在进口区,低压油充满齿间的空间,随着齿轮的旋转,液体被带到出口区。由于轮齿相互进入另一齿轮的齿间,

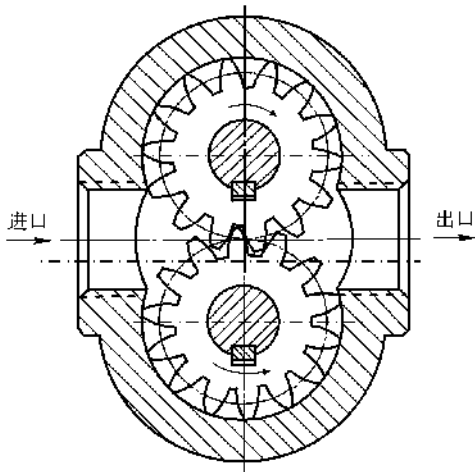


图 2.22 齿轮泵的工作原理图



因此齿间液体被挤出,流向出口。齿轮连续地旋转,出口处连续供油。出口压力的大小取决于出口后的管路对流体流动阻力的大小。

## 2. 供油量计算

根据工作原理,齿轮每转的供油量取决于齿轮齿间总容积  $V_c$ 。当齿宽为  $b$  时,则

$$V_c = bA_c$$

根据齿形曲线方程可精确算出齿间面积  $A_c$ ,但其计算过程比较复杂。工程上常用近似计算式,即引入齿间面积等于轮齿面积的假定,因而得

$$A_c = \frac{\pi}{2}d_j h = \pi d_j m$$

式中  $d_j$  —— 齿轮节圆直径;

$h$  —— 轮齿高;

$m$  —— 齿轮模数。

由一对相同齿轮构成的泵,当转速为  $n$  时,其理论供油量

$$q_{v,i} = 2\pi d_j m b n \quad (2.21)$$

实际齿间容积大于轮齿体积。齿数越少,式(2.21)的计算误差越大。对于齿数  $z < 12$  的泵,用下列修正式计算供油量:

$$q_{v,i} = 7d_j m b n$$

考虑到进口液体对齿间充填不良和压差引起的内部泄漏,实际供油量

$$q_v = q_{v,i} \eta_v \quad (2.22)$$

齿轮泵的容积效率  $\eta_v$  取决于转速、出口和进口压力、工质类型及结构情况,通常取  $\eta_v = 0.7 \sim 0.9$ 。

## 3. 齿轮泵的工作参数

(1) 转速  $n$ 。增加转速可提高泵的理论供油量(式(2.21))和容积效率,从而使泵的比质量下降。但转速过高会影响油泵进口液体充填。充填不良会造成齿间根部压力降低,形成气隙,反而导致容积效率下降。最大允许转速可根据齿根处液体压力不低于液体气化压力  $p_i$  的原则来限定。如图 2.23 所示,齿间沿径向的压力分布

$$p = p_g + \frac{\rho}{2}(r^2 - r_g^2)\omega^2$$

式中  $p_g$  —— 齿根处液体压力;

$r_g$  —— 齿根圆半径。

按照压力平衡,对于径向进油的结构,齿顶处液体离心力  $p_d$  必定等于泵进口压力  $p_0$ ,故

$$p_d = p_g + \frac{\rho}{2}(r_d^2 - r_g^2)\omega^2 = p_0$$

或

$$p_g = p_0 - \frac{\rho}{2}(r_d^2 - r_g^2)\omega^2 \quad (2.23)$$



由式(2.23)可见,当进口压力  $p_0$  和齿轮尺寸一定时,齿根压力  $p_g$  随着转速的增加而不断减小。当  $p_g \leq p_t$  时,齿根处出现大量气体,容积效率急剧降低,因此油泵最大转速必须满足:

$$n_{\max} = \frac{30}{\pi} \omega_{\max} \leq \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{p_0 - p_t}{r_d^2 - r_g^2}} \quad (2.24)$$

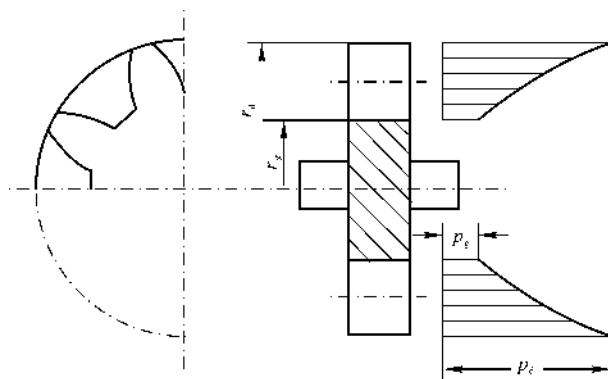


图 2.23 齿间压力分布

如果要进一步提高转速,又不致使容积效率降低,则必须提高进口压力  $p_0$ 。对于航空发动机用的大流量齿轮燃油泵,进口燃油一般都预压至  $20 \sim 40 \text{ N/cm}^2$ 。

齿轮齿顶处的液体离心力可由齿顶切向速度  $v_d$  表示,大流量燃油泵的  $v_d$  一般在  $10 \text{ m/s}$  以上,而高速齿轮泵的  $v_d$  可达  $40 \sim 50 \text{ m/s}$ 。

转速过高会加速齿轮和轴的磨损,影响泵的寿命。

(2) 齿数  $z$ 。由于渐开线齿轮的节圆直径  $d_j = mz$  ( $z$  为齿轮齿数),式(2.21)也可写成

$$q_{v,i} = 2\pi \frac{d_j^2}{z} bn$$

如果保持  $d_j$  不变(齿轮体积、重量近似不变),由上式可见,齿数越少,供油量越大。这是由于齿数减少,模数  $m$  势必相应增大,从而使齿间面积增大的缘故。按照式(2.22),齿数减少,容积效率提高,这亦有利于增加供油量。

齿轮模数与供油量密切相关。根据统计,航空发动机燃油泵的齿轮模数计算的经验公式可表示为

$$m = (0.4 \sim 0.6) \sqrt{q_{v,i}}$$

式中,  $q_{v,i}$  为理论供油量(L/min)。

减少齿数会使供油量脉动增加。若齿数低于对应压力角下的最小齿数,加工时将发生根切,影响强度。航空齿轮泵的压力角一般为  $20^\circ$ ,  $z_{\min} = 17$ 。当  $z < 14$  时,应采用正变位齿轮。航空齿轮燃油泵常用齿数  $z = 10 \sim 14$ 。

(3) 齿宽  $b$ 。由式(2.21)可知,增大齿宽可使齿间容积得到提高,并提高容积效率,有利于



增加供油量。但齿宽过大将使齿轮的液压作用面和轴承的液压负荷增大,使轮齿沿齿宽的接触精度要求提高。特别是高压齿轮泵,需要对齿宽进行限制。一般齿宽  $b < 12 m$ 。

### 2.3.2 齿轮泵瞬时供油量的脉动

#### 1. 瞬时供油量

图 2.24 表示一对齿轮的轮齿啮合时的排油的情况。当右齿轮转过微小角度  $d\alpha$  时,右齿轮的轮齿  $A$  向高压腔伸进了与阴影区相应的一块容积,同时轮齿  $C$  退出高压腔,使高压腔增大了与阴影区相应的一块容积(此容积的高度在轮齿面上从啮合点  $K$  到齿根),此时轮齿  $B$  对排油无影响。因此,齿轮转动  $d\alpha$  角后, $A, C$  两齿产生的相应排油量

$$dV_1 = b dA_1$$

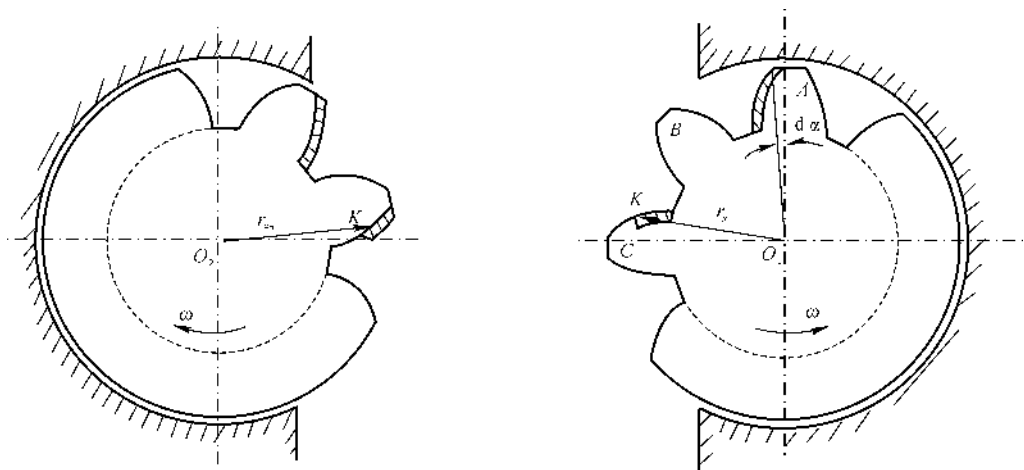


图 2.24 齿轮排油情况分析

轮齿曲线绕圆心转过  $d\alpha$  角所扫过的面积等于曲线两端点与中心的连线分别扫过的扇形面积之差,故

$$dA_1 = \frac{1}{2} r_d^2 d\alpha - \frac{1}{2} r_{x_1}^2 d\alpha$$

$$dV_1 = \frac{1}{2} b (r_d^2 - r_{x_1}^2) d\alpha$$

式中,  $r_{x_1}$  为右齿轮啮合点  $K$  的半径。

对于左齿轮,有

$$dV_2 = \frac{1}{2} b (r_d^2 - r_{x_2}^2) d\alpha$$

式中,  $r_{x_2}$  为左齿轮啮合点  $K$  的半径。



### 油泵的瞬时供油量

$$q_{V,t} = \frac{dV_1 + dV_2}{dt} = b \left[ r_d^2 - \frac{1}{2}(r_{x_1}^2 + r_{x_2}^2) \right] \omega \quad (2.25)$$

根据渐开线啮合原理(见图 2.25),  $O_1, O_2$  为齿轮中心,  $P$  为节点,  $KP$  为啮合点轨迹,  $KP$  值随啮合点而变。令  $KP = x$ , 则

$$r_{x_1}^2 = x^2 + 2r_j l_2 + r_j^2$$

$$r_{x_2}^2 = x^2 - 2r_j l_2 + r_j^2$$

于是泵的瞬时供油量

$$q_{V,t} = b \omega (r_d^2 - r_j^2 - x^2) \quad (2.26)$$

### 2. 理论供油量的精确计算式

啮合齿轮一般取重叠参数  $\epsilon_c = \frac{l}{t_0} > 1$ 。轮齿一进入啮合即开始排油, 直到下一轮齿开始啮合时, 该轮齿才停止向出口排油。每一对齿的排油量

$$q_{V1} = \frac{1}{t_0} \int_{x_1}^{x_2} q_{V,t} dt$$

积分限从一个轮齿的起始啮合点位置(离节点的长度为  $l/2$ , 规定取负值)到下一个轮齿开始啮合时, 该齿的啮合位置(离节点的长度为  $t_0 - l/2$ )。这里  $t_0$  为齿轮的基节,  $l$  为实际啮合线长度。因此

$$q_{V1} = \frac{1}{t_0} \int_{-\frac{l}{2}}^{t_0 - \frac{l}{2}} q_{V,t} dx = \frac{\omega b}{t_0} \int_{-\frac{l}{2}}^{t_0 - \frac{l}{2}} (r_d^2 - r_j^2 - x^2) dx = \omega b \left( r_d^2 - r_j^2 - K_\epsilon \frac{t_0^2}{12} \right)$$

式中

$$K_\epsilon = 4 - \frac{6l}{t_0} + 3 \left( \frac{l}{t_0} \right)^2 = 4 - 6\epsilon_c + 3\epsilon_c^2$$

因此, 理论供油量的精确计算式为

$$q_{V,i} = 2\pi b n \left( r_d^2 - r_j^2 - \frac{K_\epsilon t_0^2}{12} \right) \quad (2.27)$$

在  $\frac{K_\epsilon \pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \approx 1$  (式中  $\alpha$  为分圆压力角) 的条件下, 根据齿轮几何参数关系, 可由式(2.27)导出:

$$q_{V,i} = 2\pi b d_j m n$$

该式与前述近似计算式(2.21)一致, 但式(2.27)只是近似式, 它对理论供油量计算影响较大。

### 3. 齿轮泵瞬时供油量脉动

由式(2.25)可知, 当啮合点与节点重合, 即  $x = 0$  时, 瞬时供油量最大, 即

$$q_{V,t \max} = b \omega (r_d^2 - r_j^2)$$

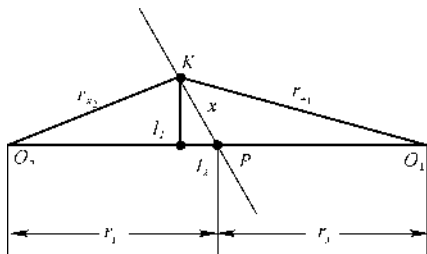


图 2.25 啮合点位置几何关系图





最小供油量对应于  $x_{\max} = \frac{1}{2}\epsilon_c t_0$ , 即

$$q_{V,t \min} = b\omega(r_d^2 - r_j^2 - \frac{1}{4}\epsilon_c^2 t_0^2)$$

而式(2.26)表示为供油量的平均值。因此,泵的供油量不均匀系数

$$\sigma = \frac{q_{V,t \max} - q_{V,t \min}}{q_{V,t,i}} = \frac{\Delta q_V}{q_{V,t,i}} = \frac{b\omega(r_d^2 - r_j^2) - b\omega(r_d^2 - r_j^2 - \frac{1}{4}\epsilon_c^2 t_0^2)}{b\omega(r_d^2 - r_j^2 - \frac{K_\epsilon t_0^2}{12})} \approx \frac{\epsilon_c^2 \pi^2 \cos^2 \alpha}{4(z+1)} \quad (2.28)$$

可见齿轮泵供油量脉动的频率和幅值取决于齿数。齿数越多,脉动频率越高,幅值越小(见图 2.26)。

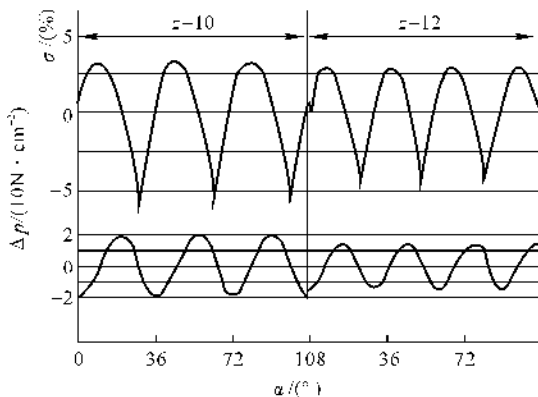


图 2.26 齿轮泵供油量与压力脉动

### 2.3.3 齿轮泵的困油和卸压

齿轮泵的重叠系数  $\epsilon_c > 1$ , 在某一转角范围内, 有两对轮齿同时啮合, 于是齿间出现了封闭的容积。图 2.27 表示了有侧隙啮合时齿间出现困油的情况。图 2.27(a) 表示齿间开始封闭的状态, 随着齿轮的旋转, 封闭容积逐渐减小。当两个啮合点位于节点对称的位置时, 封闭容积达最小, 如图 2.27(b) 所示。这一段困油受齿轮强行压缩, 压力急剧增高, 虽可通过间隙部分泄压, 但齿间仍产生很高的压力, 使轴承承受大的超额负荷。以后, 齿轮继续旋转, 封闭容积不断增大, 直到第一对轮齿退出啮合。此时, 如果液体补充不足, 困油容积中将形成一定真空度, 造成气隙, 降低容积效率。因此, 在一对轮齿啮合的全过程中, 困油区高压和真空交替出现, 使泵产生噪声、振动, 影响正常工作和寿命。

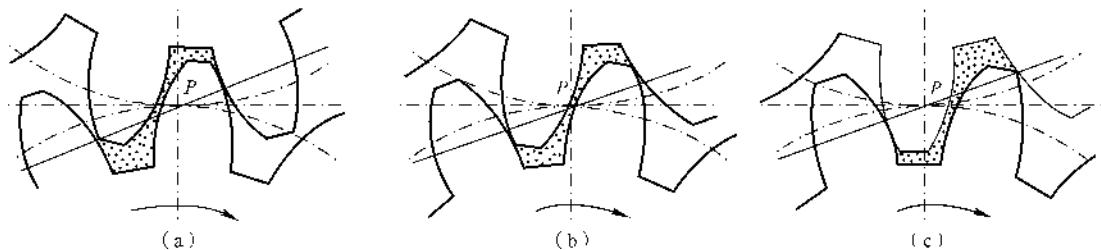


图 2.27 有侧隙时齿间封闭容积变化

(a) 开始进入啮合时的困油腔；(b) 中间位置困油腔；(c) 退出啮合时困油腔

在困油区开卸压槽,可防止上述困油现象。卸压槽一般开在壳体或衬套的端面上,使困油区与出口腔沟通。当困油受挤压时,通过卸压槽向出口排油、卸压。通常还开一个低压补油槽,在困油被抽真空时,通过补油槽引入进口液体补充。卸压槽的位置和大小要保证齿间容积不封闭,又不使进、出口腔通过齿间而沟通。为此,卸压槽应在封闭容积最小时,进行高、低压的转换(见图 2.28)。

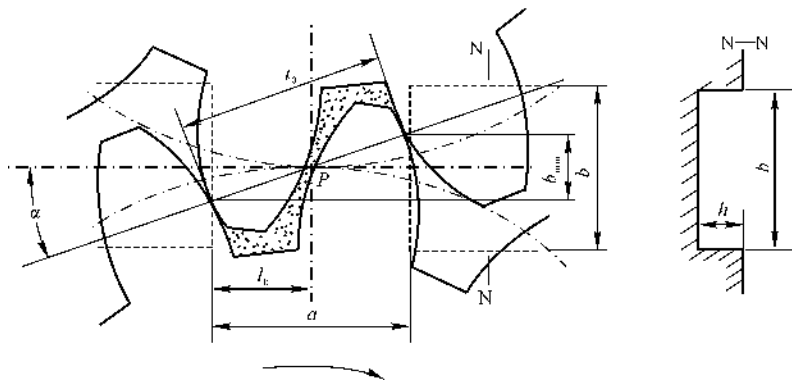


图 2.28 齿轮泵的卸压槽

对于渐开线齿轮,卸压槽与补油槽间的距离

$$a = t_0 \cos \alpha = \pi m \cos \alpha_0 \frac{m z}{l_0} \cos \alpha_0 = \frac{\pi z m^2 \cos^2 \alpha_0}{l_0} \quad (2.29)$$

式中  $\alpha$  —— 齿轮啮合角；

$\alpha_0$  —— 分度圆压力角；

$l_0$  —— 实际中心距。

高压卸压槽槽边离中心线的距离

$$l_b = \frac{a}{2} \quad (2.30)$$

如图 2.29(a) 所示,若齿侧无间隙,或由于加工误差等原因,齿侧间隙很小或为零,困油容



积  $V_1$  与  $V_2$  不通, 则轮齿啮合越过图示位置后, 容积  $V_1$  仍要继续减小, 但因已与卸压槽脱开, 困油受压问题仍不能解决; 如果有补油槽, 则齿牙的这部分排油量将排往进口腔, 排油量不能充分被利用, 故实际卸压槽应在图 2.28 所示位置的基础上向节点移近一段距离, 同时保持槽间距  $a$  的数值不变(见图 2.29(b))。这样可解决小侧隙下的困油受压问题, 还可以回收部分排油量, 提高泵的容积效率。推荐用  $l_b = 0.8m$ , 可降低泵的噪声。

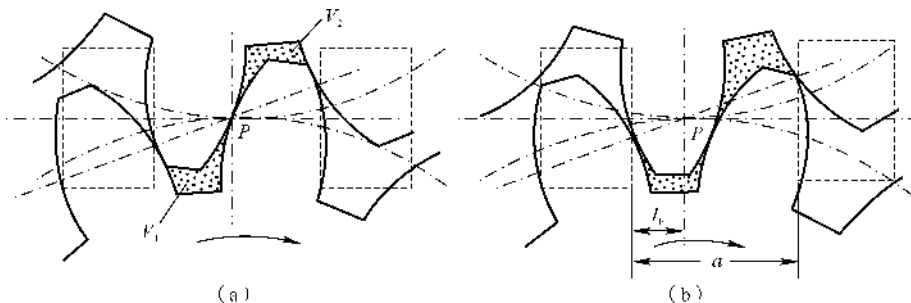


图 2.29 齿轮泵卸压槽位置

(a) 有侧隙时的卸压槽位置; (b) 无侧隙时的卸压槽位置

卸压槽宽度(见图 2.28)

$$b_{\min} = l \sin \alpha = \varepsilon_c \pi m \cos \alpha_0 \sqrt{1 - \cos^2 \alpha} = \varepsilon_c \pi m \cos \alpha_0 \sqrt{1 - \frac{m^2 z^2 \cos^2 \alpha_0}{l_0^2}} \quad (2.31)$$

式中,  $l$  为齿轮啮合线长度,  $l = \varepsilon_c l_0$ 。为保证卸压槽畅通, 实际取

$$b > 2.5m$$

卸压槽深度  $h$ (见图 2.28) 影响排油速度, 一般取  $h = (1 \sim 1.2)m$ 。若齿轮两侧端面均有卸压槽, 槽深可减半。

有时采用一种斜边卸压槽。过最小封闭容积时的啮合点  $B$ (见图 2.30), 作渐开线齿廓的切线, 以该切线做卸压槽槽边。这种卸压槽与图 2.28 所示的矩形槽相比, 通油面积大, 卸压效果好, 其尺寸为

$$l_b = \frac{\pi}{2z} l_0$$

$$l_c = 3m$$

$$b = 1.5m$$

### 2.3.4 齿轮的径向力

齿轮泵工作时, 主齿轮向从齿轮传递扭矩, 在齿轮上引起轴向力; 齿轮的轮齿面上由于油压力的作

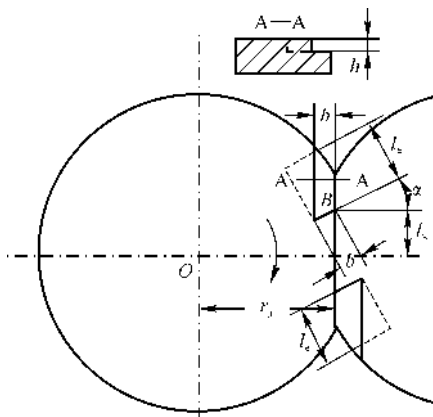


图 2.30 斜边卸压槽



用,也产生径向力。对于高压泵,这两部分力都很大。径向力由轴承承受,此力通常给轴承设计带来困难。

### 1. 与扭矩有关的径向力 $F_n$

主齿轮传给从齿轮的扭矩

$$M = \frac{30 P}{\pi n}$$

式中  $P$  —— 齿轮泵的输入功率;

$n$  —— 齿轮转速。

在啮合点上,主、从齿轮轮齿的接触力

$$F_n = \frac{M}{r_j}$$

式中,  $r_j$  为齿轮节圆半径。

$F_n$  的作用方向始终沿啮合线,该力在主、从齿轮中心引起方向相反、大小相等的力(见图 2.31)。

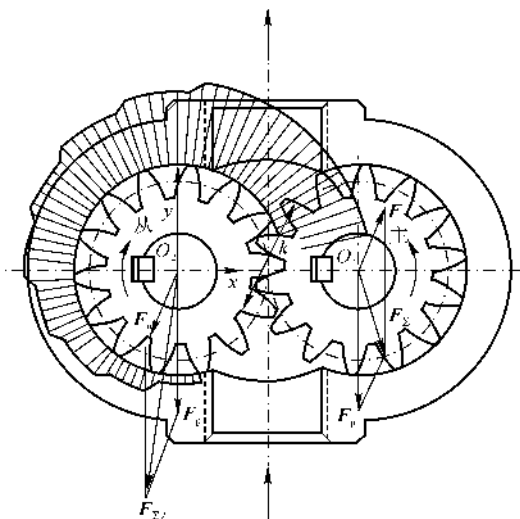


图 2.31 齿轮的受力情况

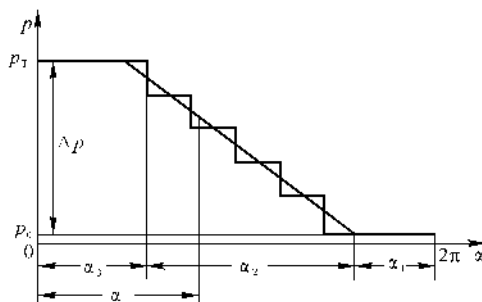


图 2.32 齿面压力沿圆周分布图

### 2. 径向液压作用力 $F_p$

齿轮轮齿面上沿圆周方向受不同的液压力作用。如果齿顶与壳体的径向间隙均匀,在过渡区,压力从高压到低压呈台阶形式分布(见图 2.32),为简化计算,可用直线代替台阶线,即假定压力按线性规律变化。轮齿面液压力合力的方向朝齿轮中心。计算时,沿整个圆周不考虑进口压力  $p_0$  (对合力无影响)。



在齿轮上取  $x, y$  坐标(见图 2.31)。轮齿的位置角为  $\alpha$ , 并令  $x$  轴上的位置角  $\alpha = 0^\circ$  及  $\alpha$  逆旋转方向为正。设任意位置角处的压力为  $p_a$ , 则有:

低压区(对应中心角  $\alpha_1$ )

$$p_a = 0$$

过渡区(对应中心角  $\alpha_2$ )

$$p_a = \Delta p - \frac{\alpha - \alpha_3}{\alpha_2} \Delta p = \left(1 + \frac{\alpha_3}{\alpha_2}\right) \Delta p - \frac{\Delta p}{\alpha_2} \alpha$$

高压区(对应中心角  $\alpha_3$ )

$$p_a = p_T - p_0 = \Delta p$$

在任意角  $\alpha$  处,  $d\alpha$  中心角对应的轮齿面上的液压作用力

$$dF_p = p_a b r_d d\alpha$$

则  $x$  坐标轴上的液压作用力合力

$$F_{p,x} = \int \cos \alpha dF_p$$

将  $dF_p$  代入上式, 并将  $p_a$  分别按不同区域的表示式计算, 于是

$$\begin{aligned} F_{p,x} = & - \int_0^{\alpha_3} \Delta p b r_d \cos \alpha d\alpha - \int_{\alpha_3}^{\alpha_2 + \alpha_3} \left[ \left(1 + \frac{\alpha_3}{\alpha_2}\right) \Delta p - \frac{\Delta p}{\alpha_2} \alpha \right] b r_d \cos \alpha d\alpha = \\ & \frac{\Delta p b r_d}{\alpha_2} [-\cos(\alpha_2 + \alpha_3) + \cos \alpha_3] \end{aligned} \quad (2.32)$$

同样,  $y$  坐标轴上液压作用力的合力为

$$\begin{aligned} F_{p,y} = & \int \sin \alpha dF_p = - \int_0^{\alpha_3} \Delta p b r_d \sin \alpha d\alpha - \int_{\alpha_3}^{\alpha_2 + \alpha_3} \left[ \left(1 + \frac{\alpha_3}{\alpha_2}\right) \Delta p - \frac{\Delta p}{\alpha_2} \alpha \right] b r_d \sin \alpha d\alpha = \\ & \frac{\Delta p b r_d}{\alpha_2} [\sin(\alpha_2 + \alpha_3) - \sin \alpha_3 - \alpha_2] \end{aligned} \quad (2.33)$$

总液压力

$$F_p = \sqrt{F_{p,y}^2 + F_{p,x}^2} \quad (2.34)$$

令该力方向与  $x$  轴的夹角为  $\beta$ , 则

$$\tan \beta = \frac{F_{p,y}}{F_{p,x}} \quad (2.35)$$

若泵的进、出口区对应的中心角相等( $\alpha_1 = \alpha_3$ ), 则由计算式(2.32)得  $F_{p,x} = 0, \beta = -\pi/2$ , 合力  $F_p$  垂直向下。此时取

$$F_p = -2k \Delta p r_d b \quad (2.36)$$

式中,  $k$  为与中心角有关的因数(见表 2.2)。

表 2.2 因数  $k$  与进(出)口区中心角  $\alpha_1 (\alpha_3)$  的关系

进(出)口对应中心角 $\alpha_1 (\alpha_3)$	$\pi/2$	$\pi/3$	$\pi/4$
因数 $k$	0.409	0.354	0.325

由液压作用力的计算式可见,  $F_p$  与出口压力  $p_T$ , 齿轮尺寸  $r_d, b$  等有关, 因此大功率油泵的液压负荷很大。若考虑困油压缩时不能完全卸压, 径向力将更大。对于中、高压齿轮泵的设计, 轴承受力是个关键问题。

分析  $r_d$  和  $b$  对径向液压力和供油量的影响可以发现, 合理取值能在保证供油量的前提下, 减小径向力  $F_p$ 。泵每转的供油量

$$q_{V,0} = 2\pi b m^2 z = K_a r_d^2 b$$

式中

$$K_a = \frac{8\pi z}{(z+2)^2}$$

从中解出  $r_d^2 = \frac{q_{V,0}}{K_a b}$ , 并代入式(2.36), 得

$$F_p = -2k\Delta p \sqrt{\frac{q_{V,0} b}{K_a}}$$

以上两个  $F_p$  的表示式说明, 当  $q_{V,0}$ ,  $p_T$  和齿数  $z$  一定时, 泵应尽可能用大直径、小宽度的结构方案, 以利于减小轴承负荷。航空用中压燃油泵的  $b/r_d$  值在 0.6 左右。

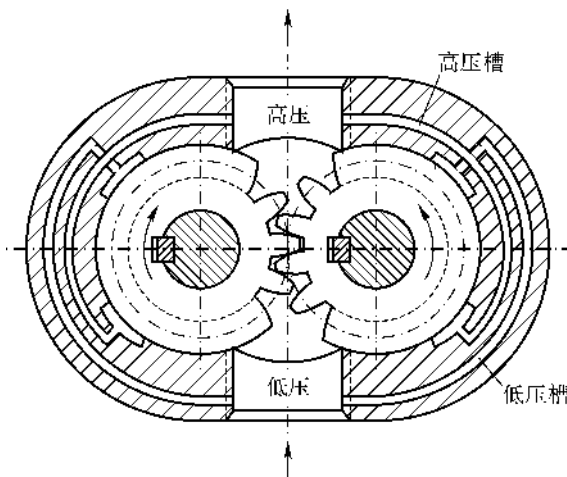


图 2.33 均压槽

为了减轻液压作用力, 结构上还可采用如图 2.33 所示的均压槽, 或扩大出口压力作用区 (有的  $\alpha_3$  达  $240^\circ$ )。但这会缩短过渡区, 降低密封段长度, 使容积效率降低。



作用于齿轮上的总径向力(见图 2.31)

$$F_{\Sigma} = F_n + F_p$$

从齿轮的  $F_n$  与  $F_p$  合成后的  $F_{\Sigma 2}$  大于主齿轮的  $F_{\Sigma 1}$ 。通常按经验取  $F_{\Sigma 2} = 1.1F_p$ ,  $F_{\Sigma 1} = 0.9F_p$ 。近似计算时也可将二力按代数求和,设计主、从齿轮的轴承。

### 2.3.5 齿轮泵的间隙泄漏和密封

#### 1. 间隙泄漏

泵通过内部间隙产生的泄漏,将使容积效率降低。图 2.34 表示泵的内部泄漏途径。通过端向间隙的泄漏,由于行程短、阻力小,并且相对运动方向与泄漏方向一致,导致泄漏量进一步增加,故端向泄漏为主要泄漏,而径向泄漏量则较小。

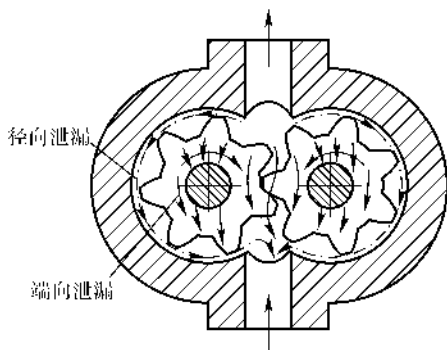


图 2.34 齿轮泵的内部泄漏

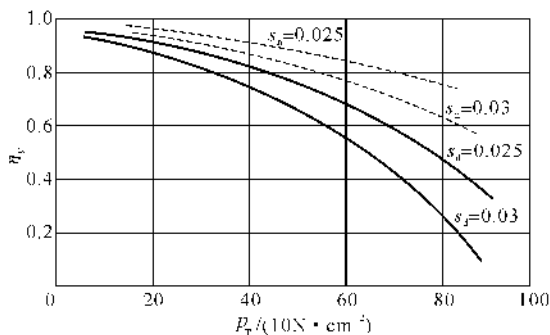


图 2.35 齿轮泵容积效率  $\eta_v$  与出口压力  $p_T$  的关系曲线

泄漏量取决于压差。当间隙一定时,在小压差下,泄漏量与压差成一次方关系;随压差增大,由于零件偏心,壳体变形,泄漏量随压差急剧增加,容积效率急剧降低(见图 2.35)。因此,齿轮泵的端向间隙十分重要,压差愈大,对端向间隙愈应予以重视。由图 2.35 所示的油泵试验曲线可见,当  $p_T < 20 \text{ N/cm}^2$  时,0.03 mm 的端向间隙  $s_d$  可使泵保持 0.9 左右的容积效率;当  $p_T = 800 \text{ N/cm}^2$  时,  $\eta_v < 0.3$ 。容积式泵在理论上出口压力无限制,而实际上却受容积效率限制。压力愈高,间隙愈小,壳体零件的强度、刚度愈好,容积效率愈高。航空用高压齿轮燃油泵的端向间隙一般为  $s_d = 0.0 \sim 0.05 \text{ mm}$ ,径向间隙  $s_n = 0.02 \sim 0.2 \text{ mm}$ 。

#### 2. 端面密封衬套

为保证高压下有较高的容积效率,齿轮泵常采用端面密封衬套,使端面间隙值保持为零。若压力更高( $2500 \text{ N/cm}^2$  以上),则还要采取齿尖密封装置,使径向间隙为零。

端面密封衬套靠出口油压力和弹簧力与齿轮端面贴紧,从而消除端面间隙。衬套是轴向浮动的,以不断补偿因磨损而增大的间隙(见图 2.36)。



衬套与齿轮接触的面称为工作面,受出口液压作用的面称为承压面。衬套设计时应合理确定工作上的单位接触力。

衬套承压面上作用的弹簧力,要求保证在起动时工作面上有  $10 \text{ N/cm}^2$  左右的接触力。

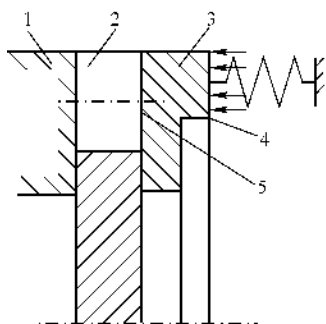


图 2.36 端面衬套密封原理图

1—壳体; 2—齿轮; 3—密封衬套;

4—承压面; 5—工作面

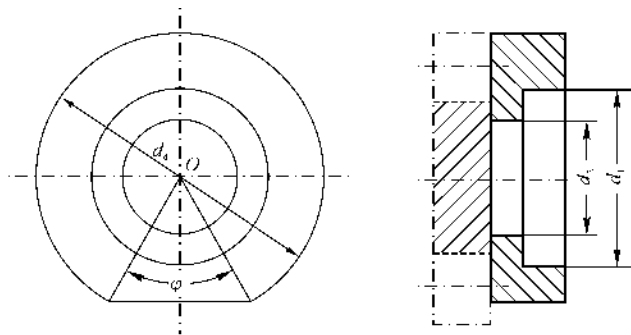


图 2.37 同心环形承压面衬套

(1) 同心环形承压面衬套(见图 2.37)。同心环形承压面衬套即衬套承压面为一有弓形缺块的同心的环形面,主、从齿轮端面均有同样的这种衬套。当承压面上作用的压力为均匀的出口压力时,使衬套与齿轮端面压紧的力

$$F_p = \Delta p \left[ \pi(r_d^2 - r_1^2) - \frac{r_d^2}{2} \left( \frac{\pi}{180^\circ} \varphi_1 - \sin \varphi_1 \right) \right] \quad (2.37)$$

式中  $r_d$  —— 齿顶圆半径;

$r_1$  —— 承压面内圆半径;

$\varphi_1$  —— 齿顶圆缺掉的弓形块对应的中心角,有

$$\varphi_1 = 2 \arccos \frac{r_j}{r_d}$$

其中,  $r_j$  为节圆半径。

与齿轮端面接触的衬套面上作用的液压力力图使衬套与齿轮分开。沿圆周方向的液压力分布规律如图 2.32 所示;而沿径向方向,由齿根到工作面内圆之间,压力从齿间压力到进口压力按直线分布。用积分法求出此分离力

$$F_s = \frac{\Delta p}{6} \left( \alpha_3 + \frac{\alpha_2}{2} \right) [3r_d^2 - (r_g^2 + r_g r_2 + r_2^2)] \quad (2.38)$$

式中  $r_g$  —— 齿根圆半径;

$r_2$  —— 工作面内圆半径;

$\Delta p$  —— 泵出口与进口的压力差;

$\alpha_2, \alpha_3$  —— 规定与图 2.32 所示一致。





为了保证密封,必须使  $F_p \geq F_s$ , 即

$$\Delta p \left[ \pi(r_d^2 - r_1^2) - \frac{r_d^2}{2} \left( \frac{\pi}{180^\circ} \varphi_1 - \sin \varphi_1 \right) \right] \geq \frac{\Delta p}{6} \left( \alpha_3 + \frac{\alpha_2}{2} \right) [3r_d^2 - (r_g^2 + r_g r_2 + r_2^2)] \quad (2.39)$$

当结构一定时,从式(2.39)可解出  $r_2 = f(r_1)$  的关系。根据多数齿轮泵的统计,有

$$\frac{r_d^2 - r_1^2}{r_d^2 - r_g^2} = 0.75 \sim 0.85 \quad (2.40)$$

若取平均值为 0.80, 则  $r_1 = \sqrt{0.2r_d^2 + 0.8r_g^2}$ , 代入式(2.39)即可求得满足接触力要求的衬套承压面内圆半径  $r_2$ , 衬套两面的尺寸即相应确定。

(2) 偏心环形承压面衬套。上述同心环形承压面有均匀的出口压力作用时,其工作面上的接触力是不均匀的。

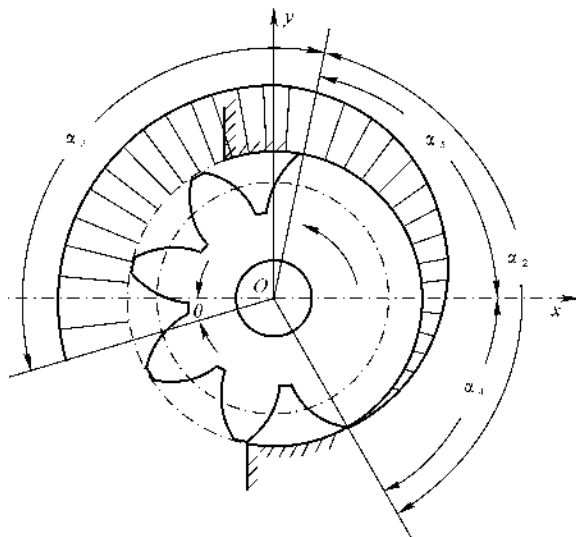


图 2.38 轮齿面上的压力分布

按图 2.38 所示的坐标系,作用在衬套工作上的分离力的合力作用点坐标为

$$x_1 = \frac{B}{A[3r_d^3 - (r_2^3 + r_2^2 r_g + r_2 r_g^2)]} + C \quad (2.41)$$

$$y_1 = \frac{-B'}{A[3r_d^3 - (r_2^3 + r_2^2 r_g + r_2 r_g^2)]} + C' \quad (2.42)$$

式中  $A = 2\alpha_2 \left( \alpha_3 + \frac{\alpha_2}{2} \right)$

$$B = 4(r_d^3 - r_g^3) \left[ 2\alpha_2 \sin \frac{\alpha_3}{2} \sin \left( \frac{\alpha_3}{2} - \theta \right) + (\sin \alpha_4 + \sin \alpha_5 - \alpha_2 \cos \alpha_5) \right]$$



$$C = \frac{1}{A} \left[ 2\alpha_2 \sin \frac{\alpha_3}{2} \sin \left( \frac{\alpha_3}{2} - \theta \right) + (\sin \alpha_4 + \sin \alpha_5 - \alpha_2 \cos \alpha_5) \right]$$

$$B' = 4(r_d^3 - r_g^3) \left[ 2\alpha_2 \sin \frac{\alpha_3}{2} \cos \left( \frac{\alpha_3}{2} - \theta \right) - (\alpha_2 \sin \alpha_5 + \cos \alpha_3 - \alpha_2 \cos \alpha_4) \right]$$

$$C' = \frac{1}{A} \left[ 2\alpha_2 \sin \frac{\alpha_3}{2} \cos \left( \frac{\alpha_3}{2} - \theta \right) - (\alpha_2 \sin \alpha_5 + \cos \alpha_5 - \alpha_2 \cos \alpha_4) \right]$$

其中  $\alpha_4$  —— 从  $x$  轴逆转动方向到进口区结束位置的角度;

$\alpha_5$  —— 从  $x$  轴顺转动方向到出口区开始位置的角度;

$\theta$  —— 出口区结束位置到  $-x$  轴的角度。

计算出的  $x_1, y_1$  总偏向高压区一边,如图 2.39 中所示的  $a$  点,而同心环形承压面上压紧力的作用点则在圆心附近的正  $x$  轴上。于是,作用于衬套两面、方向相对、大小接近的  $F_p$  和  $F_s$ ,不作用在同一点上,二者形成力偶,力图使衬套偏转,造成低压区的单位接触力过大,使该处发生偏磨,增大了不可补偿的端面间隙,导致容积效率下降。

航空发动机燃油泵常将衬套承压面做成偏心环面(见图 2.39 中有阴影的部分),即承压面内圆中心  $O_3$  偏离外圆中心  $O$ ,偏心程度保证使承压面上液体压紧力的合力作用点与工作面的合力作用点( $a$  点)一致。

偏心衬套的内圆半径  $r_1$  和利用式 (2.39) 与式 (2.40) 求  $r_2$  的方法相同。设计衬套主要是根据已知的  $x_1, y_1$  确定  $O_3$  的位置。由于作用在承压面上的是均匀的液压力,故可将偏心环面看做均质薄片。令其重心在  $a$  点,来寻找半径为  $r_1$  的内圆的重心坐标,因此可得

$$\left. \begin{aligned} A_3 x_3 + A_1 x_1 &= A_2 x_2 \\ A_3 y_3 &= A_1 y_1 \end{aligned} \right\} \quad (2.43)$$

式中  $A_1$  —— 偏心环形承压面面积,

$$A_1 = \pi(r_d^2 - r_1^2) - A_2;$$

$A_2$  —— 衬套弓形缺块的面积,

$$A_2 = \frac{r_d^2}{2} \left( \frac{\pi}{180^\circ} \varphi_1 - \sin \varphi_1 \right);$$

$A_3$  —— 承压面内圆面积;

$x_2$  —— 弓形缺块面积重心的坐标,

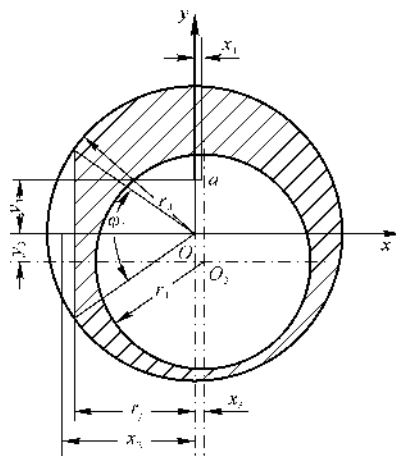


图 2.39 偏心衬套的偏心承压面

$$x_2 = \frac{4}{3} \frac{r_d \sin^3 \frac{\varphi_1}{2}}{\frac{\pi}{180^\circ} \varphi_1 - \sin \varphi_1}$$

由式 (2.43), 即可解出  $O_3$  的坐标位置为



$$\left. \begin{aligned} x_3 &= \frac{A_2 x_2 - A_1 x_1}{A_3} \\ y_3 &= \frac{A_1 y_1}{A_3} \end{aligned} \right\} \quad (2.44)$$

满足式(2.44)的偏心承压面,可以消除衬套上的力偶,从而解决了偏磨问题。

要使工作面和承压面的合力作用点一致,还可采用在同心环形承压面上,沿周向引进不同的压力液体的方法来实现。将同心环形承压面沿圆周分隔成若干区域,每区引入压力与工作面压力相对应的液体;或承压面沿周向设置若干小活塞,每个小活塞承受与工作面压力相对应的液体压力作用,将衬套压向齿轮端面,这样使衬套两面受力的大小、分布都趋于一致。不过这种方案的齿轮泵的结构将是很复杂的,故只有个别油泵使用。

采用端面密封衬套,可保证齿轮泵在高压下有较高的容积效率,但却增加了齿轮与衬套的摩擦,机械效率下降,发热量增加。端面衬套相当于端面轴承,对于钢和青铜的材料副,其许用摩擦功率 $[pv] = 3\,000 \text{ N} \cdot \text{m}/(\text{cm}^2 \cdot \text{s})$ 左右。由于齿顶切线速度 $v$ 较高(燃油泵在 $10 \text{ m/s}$ 以上),因此,合理选择衬套与齿轮之间的单位接触力很重要。

## 2.4 旋板泵

旋板泵又称叶片泵,在现有航空发动机燃油系统中,通常用做辅助增压泵。它的比质量优于柱塞泵和齿轮泵,抗燃油污染能力优于柱塞泵,而供油量的调节性能又比齿轮泵好,故近些年来受到普遍重视。目前,在先进的高性能发动机上,还有采用旋板泵作为主燃油泵的。

### 2.4.1 旋板泵的原理

#### 1. 旋板泵的工作原理

旋板泵根据转子每转一圈旋板往复运动一次或两次,分为单作用式和双作用式两种。

(1) 单作用式旋板泵(见图2.40)。此种旋板泵由旋板、转子、定子和分油盘(或壳体上的径向进、出油窗)组成。最简单的定子内表面为圆形。转子在定子内,与定子偏心安装。当转子旋转时,旋板在离心力等的作用下,一端始终顶靠在定子内表面上,受定子内表面约束,并相对转子做往复运动。相邻旋板外伸于转子体外的部分与定子、转子和端盖形成一容腔。当容腔与进油腔接通时,容积不断增大,旋

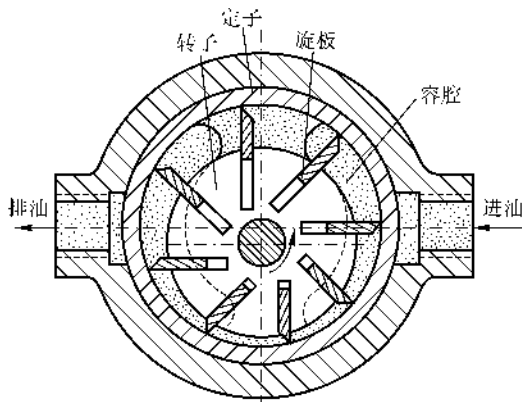


图 2.40 单作用式旋板泵的工作原理



板从进油腔吸油；当容腔与出口腔接通时，容积不断减小，旋板向出口腔排油。转子每旋转一圈，容腔体积交替变化一次。转子不停旋转，全部旋板完成连续地吸油、排油动作，出口处得到连续的供油量。

(2) 双作用式旋板泵(见图 2.41)。此种旋板泵有径向对应的两个进油窗和两个出油窗。它的定子内表面为特殊型面，可以保证当转子旋转一圈时旋板产生两次往复运动，完成两次吸油和两次排油动作。双作用泵比单作用泵结构紧凑，比质量小；转子径向力相互抵消，轴承受力很小。

(3) 定量旋板泵与变量旋板泵。转子与定子的偏心距决定了旋板由转子外伸的距离，也即决定了容腔的容积，因此可以通过改变偏心距来调节容积大小，即调节供油量大小。对于这种偏心距可调的旋板泵称为变量旋板泵，而偏心距固定不变的旋板泵称为定量旋板泵。

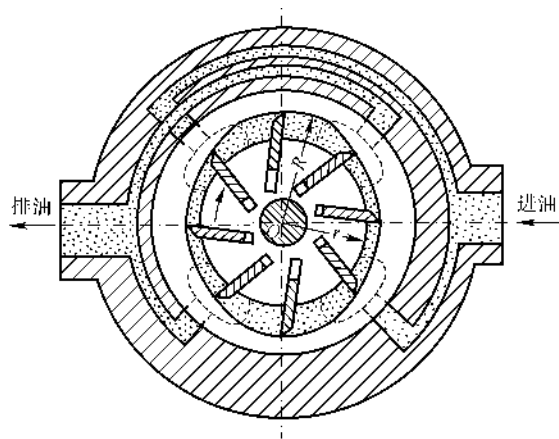


图 2.41 双作用式旋板泵的工作原理

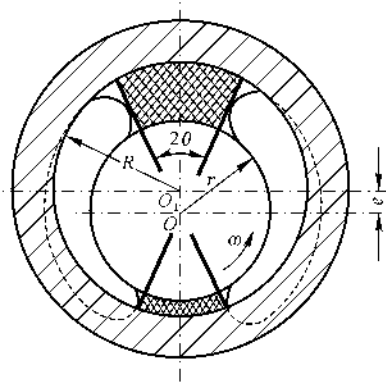


图 2.42 旋板泵供油量计算原理图

## 2. 供油量计算

(1) 单作用式旋板泵理论供油量。为保证旋板泵正常工作，在垂直中心线左右对称的上部和下部的两块相邻旋板，必须刚好与分油盘的月牙形进、出油窗的边缘相切(见图 2.42)。当转子和定子存在偏心距  $e$  时，上部旋板将上部阴影区中的液体从进口区带往出口区；当上部旋板转到下部位置时将下部阴影区中的液体从出口区带回进口区。上阴影区称为工作段，下阴影区称为密封段。旋板泵每一转、每一块旋板的供油量即为上、下阴影面积之差乘以旋板宽度  $b$ 。计算阴影面积时，可近似认为面积由两段同心圆弧和相邻旋板组成，即面积是以转子中心  $O$  为中心的等高扇形。令定子半径为  $R$ ，转子半径为  $r$ ，旋板数为  $z$ ，则

$$q_{V, \text{单}} = \frac{2\pi}{z} \frac{1}{2} (R+r)(R-r+e)b - \frac{2\pi}{z} \frac{1}{2} (R+r)(R-r-e)b =$$

$$\frac{2}{z} \pi (R+r) e b \approx \frac{4\pi}{z} R e b$$



考虑旋板厚度  $\delta$  将占据部分有效容积,则

$$q_{v,a} = \frac{1}{z} 4\pi R e b - 2\delta e b$$

旋板泵的理论供油量

$$q_{v,i} = q_{v,a} n z = 2 e b (2\pi R - \delta z) n \quad (2.45)$$

式(2.45)的精确度随旋板数的增加而提高(旋板数增加越多,阴影面越接近等高扇形)。

假若两旋板之间的夹角为  $2\theta$ ,则

$$q_{v,i} = 2 e b \left( 2\pi R - \frac{\delta z}{\cos\theta} \right) n \quad (2.46)$$

(2) 双作用式旋板泵理论供油量。双作用泵的工作段和密封段的定子内表面总是做成与转子外表面同心的圆弧,而且密封段的回油量很小,计算时可以忽略。其供油量

$$\begin{aligned} q_{v,i} = 2 q z n = 2 \left[ \frac{2\pi(R+r)b}{2z} (R-r) - (R-r) \frac{\delta b}{\cos\theta} \right] z n = \\ 2(R-r) \left[ \pi(R+r) - \frac{\delta z}{\cos\theta} \right] b n \end{aligned} \quad (2.47)$$

(3) 旋板泵的实际供油量。计算公式为

$$q_v = q_{v,i} \eta_v$$

容积效率  $\eta_v$  常取  $0.8 \sim 0.9$ 。

### 3. 旋板泵的工作参数分析

(1) 转速  $n$ 。转速与供油量成正比,增加转速可降低比质量。目前,高速旋板泵已引起人们的注意,其转速与发动机转速相同,泵的结构极其紧凑。但提高转速往往受到燃油充填的限制,因此须提高进口压力。一般旋板顶部的切线速度在  $8 \text{ m/s}$  以下,而高速旋板泵则可达  $60 \text{ m/s}$ 。增加转速还受旋板与旋板槽之间、旋板与定子之间、转子与轴承之间的摩擦、磨损、发热以及寿命的限制。

(2) 偏心距  $e$ 。偏心距类似柱塞泵的斜盘角。增加偏心距可以增加两旋板之间的容积,从而可以提高供油量。但  $e$  增加将会造成旋板外伸于转子体的高度增加,使旋板支撑长度减小,且旋板与旋板槽的磨损加剧,严重时甚至使旋板卡死。旋板的支撑长度一般占全长的  $50\%$  左右,最小不低于  $40\%$ 。

(3) 旋板数  $z$ 。旋板的数量多,占据转子腔的有效容积大,这样就会减少供油量,但供油量的脉动程度却得到减轻。旋板数通常为  $8 \sim 12$  片,最多可到  $15$  片,航空低压燃油泵一般为  $4$  片。

在强度、刚度允许的条件下,旋板愈薄,对供油量愈有利。板厚  $\delta$  一般为  $2 \sim 2.5 \text{ mm}$ ,航空低压燃油泵的旋板厚度  $\delta = 2.5 \sim 4 \text{ mm}$ 。

增加旋板的宽度  $b$  可增大理论供油量和容积效率。但转子的径向液压作用力与旋板宽度成正比,从而增加旋板与旋板槽之间的摩擦和磨损;增加  $b$  还有可能使比质量增加。



### 2.4.2 旋板泵瞬时供油量的脉动

图 2.43 为单作用式旋板泵的结构示意图。定子内表面曲线为圆弧线,转子有偏心距  $e$ ,旋板径向安装。令  $dt$  时间内旋板从  $OB$  转至  $OC$ ,令  $OB$  与上垂直中心线的夹角为  $\alpha$  (规定进口腔一侧的夹角为负),则旋板的相应供油量

$$q_{v,t} = \frac{dA}{dt}b = \frac{dA}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt}b = \frac{dA}{d\alpha}\omega b$$

式中,  $dA$  为旋板转过  $d\alpha$  角时在转子腔中所扫过的面积,且

$$dA = \frac{1}{2}(\rho d\alpha + r d\alpha)(\rho - r) = \frac{1}{2}(\rho^2 - r^2)d\alpha$$

其中,  $\rho$  为图 2.43 所示  $\overline{OC}$  线长度。

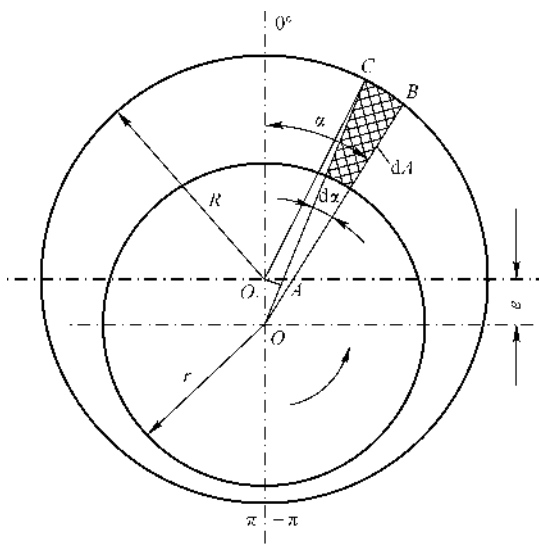


图 2.43 旋板泵供油量计算示意图

从定子中心  $O_1$  作  $O_1A$ ,使  $O_1A \perp OC$ ,则

$$\rho = \overline{OA} + \overline{AC} = e \cos \alpha + \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 \alpha}$$

于是

$$q_{v,t} = \frac{\omega b}{2} [(e \cos \alpha + \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 \alpha})^2 - r^2] = \frac{\omega b R^2}{2} \left[ \left( \frac{e}{R} \cos \alpha + \sqrt{1 - \left( \frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \alpha} \right)^2 - \frac{r^2}{R^2} \right]$$

令

$$\frac{e}{R} = \epsilon_p, \quad \frac{R-r}{R} = \frac{e_{\max}}{R} = \epsilon_{p \max}$$

将根号展开成泰勒级数,略去  $\epsilon_p$  的二次以上的项,得



$$q_{V,t} = \frac{\omega b R^2}{2} [(\epsilon_p \cos \alpha + 1)^2 - (1 - \epsilon_{p \max})^2] \approx \omega b R^2 (\epsilon_p \cos \alpha + \epsilon_{p \max}) \quad (2.48)$$

当  $\alpha = 0^\circ$  时, 旋板在最大偏心距  $e_{\max}$  位置, 相应的供油量

$$q_{V,t} = 2\omega b R e = 2 \times 2\pi n b R e = 4\pi R b e n$$

上式即为不计旋板厚度时的近似供油量计算式(2.45)。

式(2.48)表明, 不同位置的旋板每转过  $d\alpha$  角, 其排油容积是变化的, 故旋板泵的瞬时供油量是脉动的, 脉动情况与旋板数目相关。

(1) 偶数旋板。旋板数为偶数, 旋板必须相互分布在转子直径的两端(相隔  $180^\circ$ )。工作段旋板位置角若为  $\alpha$ , 密封段旋板位置则为  $180^\circ + \alpha$ 。令工作段旋板排油量为  $q_{V,t,g}$ , 密封段旋板回油量为  $q_{V,t,n}$ , 则瞬时供油量

$$q_{V,t} = q_{V,t,g} - q_{V,t,n} = b \omega R^2 \{(\epsilon_p \cos \alpha + \epsilon_{p \max}) - [\epsilon_p \cos(180^\circ + \alpha) + \epsilon_{p \max}]\} = 2b \omega R^2 \epsilon_p \cos \alpha \quad (2.49)$$

当  $\alpha = 0^\circ$  时,  $q_{V,t \max} = 2b \omega R^2 \epsilon_p$ ; 当  $\alpha = \alpha_{\max} = \pm \pi/z$  时(旋板刚与进、出油窗边缘相切的位置), 则得  $q_{V,t \min} = 2b \omega R^2 \epsilon_p \cos(\pi/z)$ 。因此供油量不均匀系数

$$\sigma_m = \frac{q_{V,t \max} - q_{V,t \min}}{q_{V,t \max}} = 1 - \cos \frac{\pi}{z} \quad (2.50)$$

(2) 奇数旋板。旋板的分布情况是, 当工作段旋板在  $\alpha = -(\pi/z) \sim 0^\circ$  之间时, 密封段旋板处在  $\alpha - \pi - (\pi/z)$ ; 当工作段旋板在  $\alpha = 0^\circ \sim (\pi/z)$  之间时, 密封段旋板位置角为  $\alpha + \pi - (\pi/z)$ 。代入式(2.49), 得

$$q_{V,t} = b \omega R^2 \left\{ (\epsilon_p \cos \alpha + \epsilon_{p \max}) - \left[ \epsilon_p \cos \left( \alpha - \frac{\pi}{z} \mp \pi \right) + \epsilon_{p \max} \right] \right\} = b \omega R^2 \epsilon_p \left[ \cos \alpha + \cos \left( \alpha - \frac{\pi}{z} \right) \right] \quad (2.51)$$

令  $dq_{V,t}/dt = 0$ , 得  $\sin \alpha - \sin(\pi/z - \alpha) = 0$ , 解得  $\alpha = \pm \pi/(2z)$ , 代入式(2.51), 得

$$q_{V,t \max} = 2b \omega R^2 \epsilon_p \cos \frac{\pi}{2z}$$

同样, 当  $\alpha_{\max} = \pi/z$  时, 得

$$q_{V,t \min} = b \omega R^2 \epsilon_p \left[ \cos \frac{\pi}{z} + \cos \left( \frac{\pi}{z} - \frac{\pi}{z} \right) \right] = 2b \omega R^2 \epsilon_p \cos^2 \frac{\pi}{2z}$$

供油量不均匀系数

$$\sigma_m = \frac{q_{V,t \max} - q_{V,t \min}}{q_{V,t \max}} = 1 - \cos \frac{\pi}{2z} \quad (2.52)$$

奇、偶数旋板泵的供油量脉动曲线如图 2.44 所示。供油量不均匀系数与旋板数的关系见表 2.3。

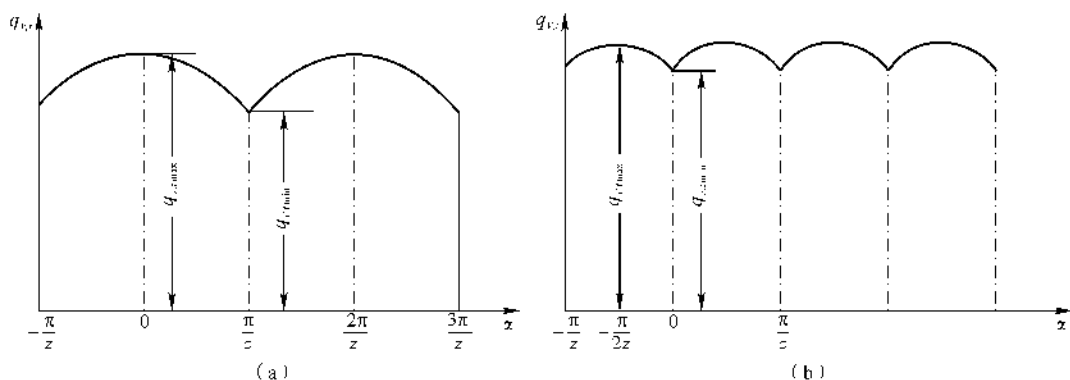


图 2.44 旋板泵的供油量脉动曲线

(a) 偶数旋板; (b) 奇数旋板

表 2.3 供油量不均匀系数  $\sigma_m$  与旋板数  $z$  的关系

$z$	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$\sigma_m / (\%)$	7.6	1.5	4.9	1.1	3.4	0.7	2.5	0.55	1.9

由图 2.44 和表 2.3 可见,旋板数越多供油量不均匀系数越小,奇数旋板的脉动频率比偶数的高 1 倍,脉冲幅值与板数相近的偶数旋板相比要小得多。单作用式旋板泵大都采用奇数旋板。双作用式旋板泵和一些单作用式定量泵,工作段和密封段的定子曲线做成与转子同心的圆弧,旋板在此区域转过时,不产生相对运动,即旋板每转过单位转角所扫过的空间相同,瞬时供油量为常数。这样,旋板泵理论上可能做到供油量无脉动,这是其他容积泵所不具有的特点。

### 2.4.3 旋板泵的运动和受力分析

#### 1. 旋板的运动

旋板随转子旋转,又沿转子上的旋板槽作往复运动。现以单作用式旋板泵为例分析其运动。单作用式旋板泵的定子内表面曲线为整圆形,旋板与转子半径有一安装倾角  $\theta$  (见图 2.45)。图 2.45 中,  $BD$  为旋板,  $OB$  为向径 (表示旋板与定子的接触点  $B$  到转子中心  $O$  的半径), 并以  $\rho$  表示, 即

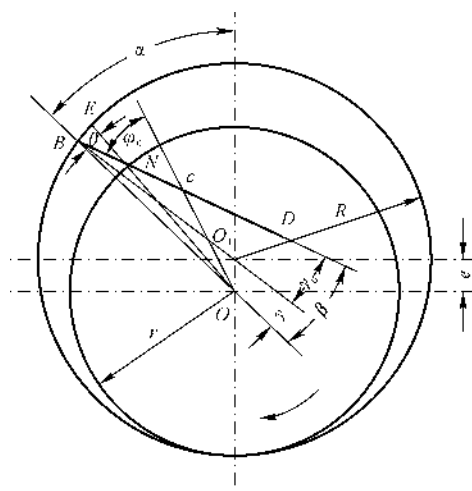


图 2.45 单作用泵旋板的运动分析





$$\rho = e \cos \alpha + \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 \alpha} = e \cos \alpha + R \sqrt{1 - \epsilon_p^2 \sin^2 \alpha}$$

将根号展开为泰勒级数,并略去  $\epsilon_p$  的二次以上的项,得

$$\rho = e \cos \alpha + R \left( 1 - \frac{1}{2} \epsilon_p^2 \sin^2 \alpha \right) \quad (2.53)$$

由于安装倾角  $\theta$  通常不大,  $e \ll R$ , 故  $\rho \approx OE$  ( $E$  为旋板与转子外圆周交点  $N$  和中心  $O$  的连线在定子表面上的交点)。于是, 旋板在转子体外的长度

$$s = NB \approx \frac{NE}{\cos \theta} = \frac{1}{\cos \theta} (\rho - r) \quad (2.54)$$

旋板相对旋板槽的速度和加速度

$$v_b = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \frac{ds}{d\alpha} \omega = -\frac{1}{\cos \theta} \left( \frac{1}{2} R \epsilon_p^2 \sin 2\alpha + e \sin \alpha \right) \omega \quad (2.55)$$

$$a_b = \frac{d^2 s}{dt^2} = \frac{d^2 s}{d\alpha^2} \frac{d\alpha^2}{dt^2} = \frac{d^2 s}{d\alpha^2} \omega^2 = -\frac{1}{\cos \theta} (R \epsilon_p^2 \cos 2\alpha + e \cos \alpha) \omega^2 \quad (2.56)$$

令接触点  $B$  与  $O_1$  和  $O$  的连线的夹角为  $\gamma$ , 在  $\triangle O O_1 B$  中,  $R \sin \gamma = e \sin \alpha$ , 因此

$$\gamma = \arcsin \left( \frac{e}{R} \sin \alpha \right) \quad (2.57)$$

令旋板  $BD$  与向径  $\rho$  的夹角为  $\beta$ , 在  $\triangle ONB$  中,  $\rho \sin \beta = r \sin \theta$ , 因此

$$\beta = \arcsin \left( \frac{r}{\rho} \sin \theta \right) \quad (2.58)$$

定子表面与旋板顶部的接触压力角

$$\gamma_0 = \beta - \gamma \quad (2.59)$$

由式(2.57)可知,  $\gamma$  随  $\alpha$  而变化, 其值有正、负号, 求  $\gamma_0$  时须注意。

旋板质心  $c$  和转子中心  $O$  的连线与旋板的夹角为  $\varphi_0$ , 在  $\triangle O c N$  中,  $r_c \sin \varphi_0 = r \sin \theta$ , 因此

$$\varphi_0 = \arcsin \left( \frac{r}{r_c} \sin \theta \right) \quad (2.60)$$

式中,  $r_c$  为旋板质心  $c$  到转子中心  $O$  的距离, 在  $\triangle OBc$  中,

$$r_c = Oc = \sqrt{\rho^2 + \left( \frac{h}{2} \right)^2 - \rho h \cos \beta}$$

其中,  $h$  为旋板的长度。

旋板各运动参数和角度随  $\alpha$  的变化曲线如图 2.46 和图 2.47 所示。

## 2. 旋板所受的作用力

(1) 油压作用力。油压对旋板的作用力与结构有关, 如果顶部和底部有均压槽沟通, 则旋板的油压作用力是平衡的。如果旋板两端无均压槽(见图 2.48), 而旋板底部保持出口压力  $p_T$ , 则

$$F_y = (p_T - p) b \delta$$



式中,  $p$  为旋板顶部压力, 视旋板所在位置而变。

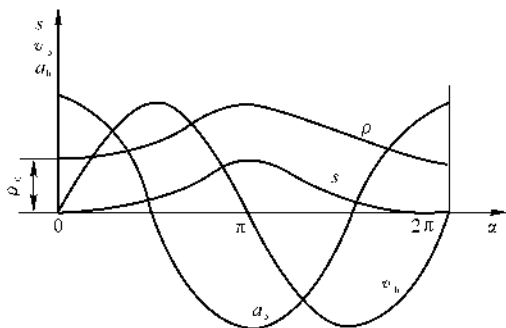


图 2.46 旋板位移  $s$ , 相对速度  $v_b$ , 加速度  $a_b$  与位置角  $\alpha$  的关系

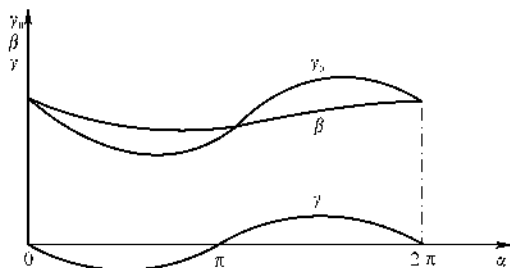


图 2.47  $\gamma, \beta, \gamma_0$  与  $\alpha$  关系

## (2) 离心惯性力

$$F_c = mr_c \omega^2$$

式中  $r_c$  —— 旋板质心  $c$  与转子中心  $O$  的距离;

$m$  —— 旋板质量。

## (3) 哥氏惯性力

$$F_K = 2mv_b \omega$$

其方向垂直于旋板槽的壁面, 由于  $v_b$  在旋板通过  $0^\circ$  和  $\pi$  位置时变向, 因此哥氏力相应变号。

## (4) 相对运动惯性力

$$F_{gu} = -ma_b$$

## (5) 摩擦力。旋板运动时的摩擦力包括:

### 1) 旋板端面与壳体或与分油盘之间的黏性摩

擦力

$$F_{m,n} = -2h\delta\mu \frac{v}{s_d}$$

式中  $h$  —— 旋板长度;

$\delta$  —— 旋板厚度;

$\mu$  —— 液体动力黏度;

$s_d$  —— 旋板与分油盘或与壳体端面之间的间隙;

$v$  —— 旋板相对分油盘或壳体端面的运动速度, 它是  $v_b$  和质心牵连速度的矢量和, 即

$$v = v_b + r_c \omega$$

### 2) 旋板与旋板槽侧面的干摩擦力和黏性摩擦力。考虑到旋板与槽壁接触不均匀, 故两面

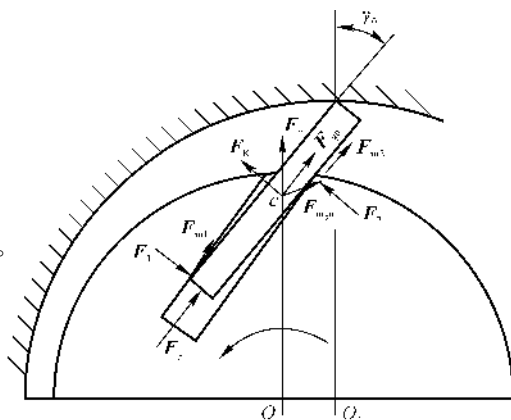


图 2.48 旋板受力图



分别为

$$F_{m1} = F_1 f + A_j \mu \frac{v_b}{s_{av}}$$

$$F_{m2} = F_2 f + A_j \mu \frac{v_b}{s_{av}}$$

式中  $F_1, F_2$  —— 旋板和槽壁两个接触点上的支反力;

$f$  —— 干摩擦系数;

$A_j$  —— 旋板与槽的一侧的接触面积;

$s_{av}$  —— 旋板与槽壁之间的平均间隙。

(6) 定子对旋板的支反力。定子的支反力  $F_d$  可通过列写旋板的力平衡方程式得到。若忽略摩擦力和哥氏惯性力, 则

$$\begin{aligned} F_d \cos \gamma_0 + F_{gu} + F_c \cos \varphi_0 + F_y &= 0 \\ F_d &= - \frac{F_{gu} + F_c \cos \varphi_0 + F_y}{\cos \gamma_0} \end{aligned} \quad (2.61)$$

定子支反力垂直旋板侧面的分力

$$F_{d,n} = F_d \sin \gamma_0 \quad (2.62)$$

式中,  $\gamma_0, \varphi_0$  见式(2.59)和式(2.60)。

### 3. 旋板的卸荷

旋板的卸荷是为了减小旋板与定子的接触力, 使旋板既能在任何位置依靠接触力与定子接触, 又不产生大的摩擦。在旋板与定子的接触力中(见式(2.61)), 油压作用力  $F_y$  远大于离心惯性力和相对运动惯性力, 特别是高压泵。旋板顶部油压力随旋板位置而变, 若旋板底部为恒定油压, 则在排油区可能产生旋板与定子表面脱离, 而在吸油区, 旋板与定子之间接触力可能过大, 将造成磨损和发热。旋板的卸荷即是采取措施使旋板两端油压平衡, 以减小或消除油压作用力对接触力的影响。这时主要靠旋板的离心力来保证旋板与定子接触。由于在通常转速下, 旋板的离心力不大, 因而可减小磨损与发热。

油压卸荷的方法是使旋板底部与顶部相沟通。图 2.49 所示是旋板底部设有分油槽的结构, 分油槽与对应位置的分油盘相沟通, 使旋板两端压力保持平衡。

图 2.50(a) 所示为分片式旋板, 组成旋板的分片间有槽沟通旋板两端, 使旋板两端压力平衡。

图 2.50(b) 所示为中心有孔(或槽)的整体旋板, 这种结构也可使旋板顶部与底部均压。但由于液体通常从顶部流到底部时, 孔(或槽)的流动阻力使底部压力低于顶部压力, 为保证接触力, 旋板底部常安装压力弹簧。

图 2.51(a) 所示为阶梯旋板, 其底部通过均压油道  $B$  与顶部沟通, 使旋板两端压力平衡。另外有出口压力油始终通入  $A$  腔, 作用在旋板局部底面积上, 产生不大的油压力, 该力使旋板



与定子接触。

图 2.51(b) 所示为子母旋板,其底部为内、外两片分开结构。出口压力油通到外旋板  $C$  内部,油压力只作用在外旋板较小的内部面积上,产生不大的力,使旋板与定子接触。

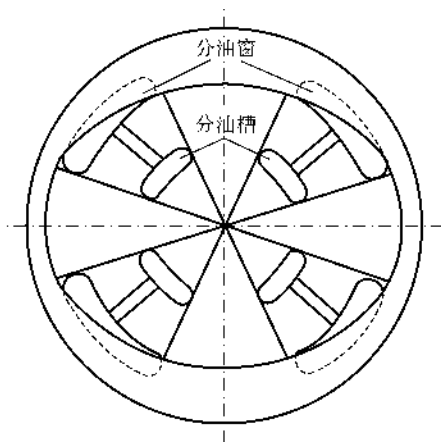


图 2.49 分油槽

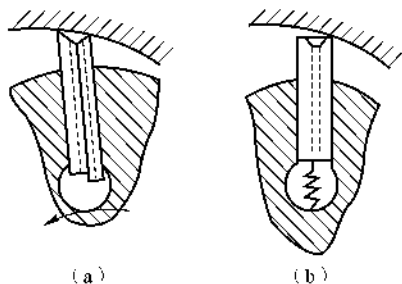


图 2.50 中心有孔(或槽)的旋板

(a) 分片结构; (b) 带中心孔(或槽)的整体式结构

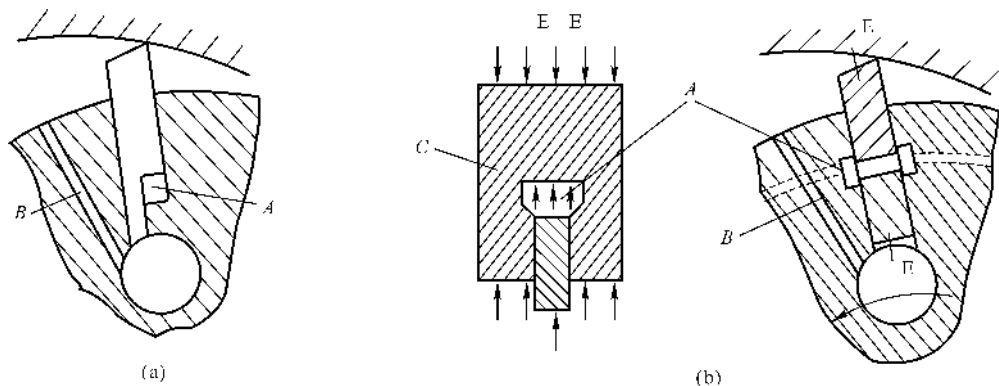


图 2.51 阶梯旋板和子母旋板

(a) 阶梯旋板; (b) 子母旋板

高速旋板泵的转速可达到  $40\,000 \sim 50\,000 \text{ r/min}$ 。由于离心力  $F_c$  正比于  $n^2$ , 此时由离心力产生的旋板与定子之间的接触力很大, 油压卸荷不能减小由离心力产生的接触力。为此可采用流体动压支撑原理的组合式旋板, 这种旋板可对离心力进行卸荷。图 2.52 为其结构原理图。定子表面为圆柱面, 旋板由台阶形本体和铰链式衬垫组成。衬垫的顶部也为圆柱面, 但其半径小于定子面。因此, 接触面间形成不均匀的楔形间隙。转子高速旋转时, 楔形间隙中形成以抛物



线规律分布的动力油膜,动力油膜对旋板顶部形成的作用力与转速成正比,用油膜作用力来平衡高速旋板时的旋板离心力,从而实现离心力的卸荷。动力油膜只有在高转速和存在朝旋板方向高度逐渐减小的楔形间隙时才能形成。采用活动衬垫后,衬垫可绕铰链中心相对旋板体转动,调整其与定子的相对位置。对油压力的卸荷,仍采用台阶形旋板,减小底部液压作用力(见图 2.53)。

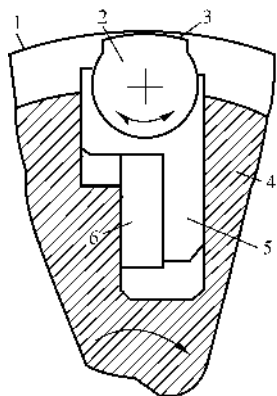


图 2.52 组合式旋板

1—定子; 2—衬垫; 3—楔隙;  
4—转子; 5—旋板; 6—浮板

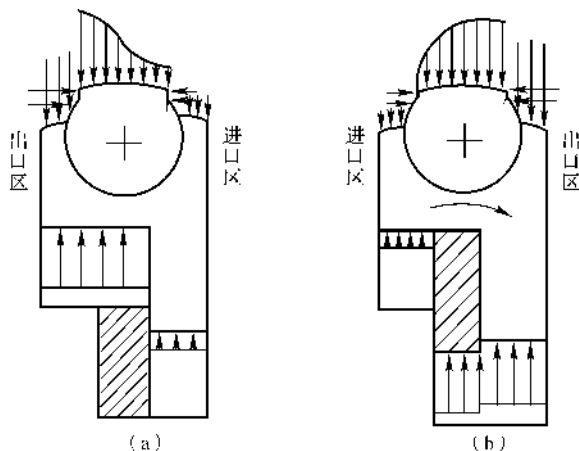


图 2.53 组合旋板结构

(a) 密封段位置的液压力; (b) 工作段位置的液压力

此外,旋板底部还装有一块浮板,浮板隔开的两个底腔分别与相邻的油区沟通。浮板在旋板槽中可以根据其两端压差情况,相对旋板上、下浮动,从而调整旋板底部的压力作用面积,并使旋板在各个位置上顶部和底部的液体压力分布情况接近一致,不对旋板产生力矩。旋板在工作段和密封段时,衬垫侧面压差对铰链中心产生一力矩,此力矩可平衡衬垫顶部由于液压力不均匀分布而产生的使衬垫偏转的力矩。

#### 4. 旋板的安装倾角

定子内表面为圆柱面的单作用泵,旋板在转子上的安装通常逆转动方向相对转子半径倾斜角  $\theta$  (见图 2.45),此安装倾角使得旋板在旋板槽中的支撑长度增大,特别在大偏心距时,可改善旋板与槽的接触情况。此外,当有油压卸荷时,旋板受离心力、相对运动惯性力和哥氏力的综合作用,旋板的倾斜可以使其相对运动方向与合力方向比较一致(见图 2.54),保证旋板和定子有必要的接触力。但是,当旋板处于高压区时,旋板与定子的接触压力角  $\gamma_0$  会变大。 $\gamma_0$  过大,定子对旋板的垂直于旋板壁方向的支反力分量增大,使旋板与旋板槽接触恶化,严重时甚至会使旋板卡死。但由于单作用变量泵一般偏心距不大,故逆转动方向的安装倾角  $\theta$  可达  $20^\circ \sim 30^\circ$ 。



双作用泵的旋板安装倾角与单作用泵的方向相反,朝转子旋转方向倾斜(见图 2.55)。这是因为双作用泵的过渡曲线斜率比较大,  $\gamma_{\max}$  值较大。而旋板在高压区内,靠定子表面将其压往旋板槽内,旋板顺转动方向倾斜,旋板的接触压力角  $\gamma_0$  ( $\gamma_0 = \gamma - \beta$ ) 减小,这对旋板的运动及与旋板槽的接触是有利的。

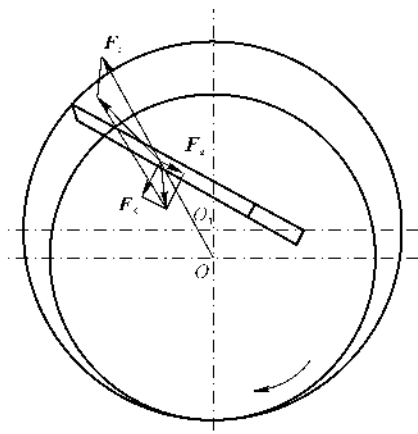


图 2.54 单作用泵旋板的倾角

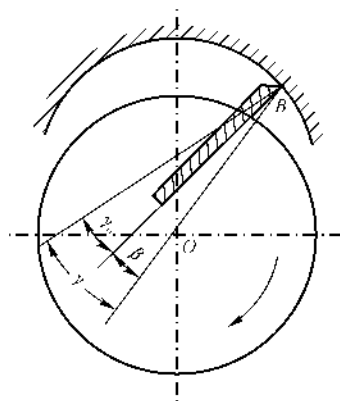


图 2.55 双作用泵旋板的倾角

双作用泵的顺转动方向的倾角  $\theta = 10^\circ \sim 14^\circ$ 。

航空用低压燃油泵,接触问题不突出,故采用径向旋板。高速旋板泵由于接触面间有动力油膜存在,旋板与定子内表面不直接接触,故亦可用径向旋板。

#### 2.4.4 作用于旋板泵的定子和转子上的液压力

旋板泵的内部液压力作用在转子和定子上。对于双作用泵,其高、低压腔对称布置,内部液压作用力相互平衡。以下分析单作用式旋板泵中作用于转子和定子上的液压力。为分析问题简单,假定旋板没有安装倾角。

具有奇数旋板的单作用式旋板泵,出口压力对转子的作用区域所对应的转子中心角(见图 2.56(a))

$$\Psi = \pi \mp \theta_0 = \pi \mp \frac{\pi}{z} = \pi \left(1 \mp \frac{1}{z}\right)$$

式中,  $\theta_0$  为相邻旋板夹角的一半。

出口压力对定子作用的区域所对应的定子中心角

$$\Psi_1 = \Psi + \gamma$$

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{e}{R} \sin\theta_0\right)$$



由于  $\frac{e}{R} \sin \theta_0 \ll 1$ , 故可认为  $\Psi_1 \approx \Psi$ 。

考虑进口压力对转子和定子的作用, 在计算作用力时, 用出口与进口压力差  $\Delta p$  代替出口压力  $p_T$ 。作用于定子上的液压力

$$F_{d,y} = \Delta p \times A_d$$

式中,  $A_d$  为定子承压曲面在水平面的最大投影面积,

$$A_d = 2bR \sin \frac{\Psi}{2} = 2bR \cos \frac{\theta_0}{2}$$

将  $A_d$  值代入  $F_{d,y}$  表达式, 得

$$F_{d,y} = 2\Delta p b R \cos \frac{\theta_0}{2} \quad (2.63)$$

式中  $b$  —— 旋板的宽度;

$R$  —— 定子半径。

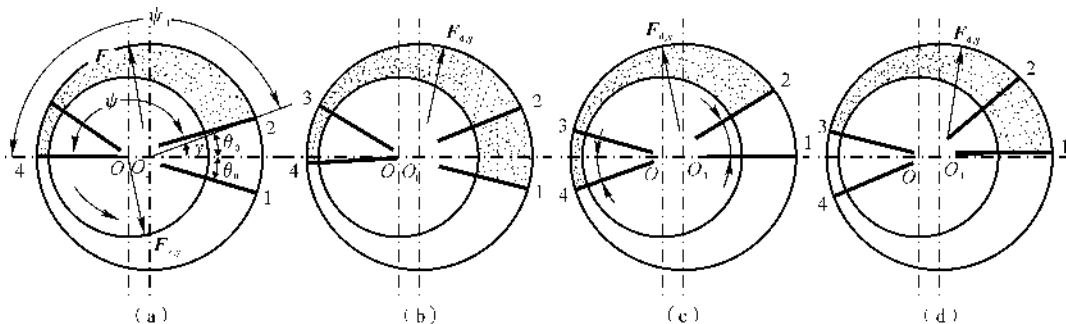


图 2.56 旋板泵内部液压力的作用情况

(a) 旋板 2 与出油窗边缘相切; (b) 旋板 2 进入高压区; (c) 旋板 4 与进油窗边缘相切; (d) 旋板 3 转出出油窗

液压力对转子作用面的最大投影面积考虑旋板后与定子的相同, 因此作用于转子的液压力

$$F_{z,y} = 2\Delta p b R \cos \frac{\theta_0}{2} \quad (2.64)$$

$$F_{z,y} = -F_{d,y}$$

当  $\Delta p$  一定时,  $F_{d,y}$  的数值为常数(见式(2.63)), 其方向自定子中心朝向高压区的定子表面, 随旋板位置的变化, 绕定子的垂直中心线左右摆动。图 2.56(a) 表示旋板 2 刚与出油窗边缘相切,  $F_{d,y}$  的方向在垂直中心线左方; 图 2.56(b) 为转子转过微小的  $\Delta\alpha$  角, 旋板 2 进入高压区, 定子的受压面增大,  $F_{d,y}$  的大小不变(因为投影面积未变), 但方向则顺时针转过  $\theta_0$  角。此后随着转子的转动,  $F_{d,y}$  又逐渐逆时针转动(见图 2.56(c))。转子转过  $\theta_0$  角以后, 旋板 3 转出出油窗, 定子受压力作用面减小(见图 2.56(d)),  $F_{d,y}$  又同时顺时针转过  $\theta_0$  到达垂直线右方。之后重



复上述过程。由此可知,作用于定子液压力的大小不随转子转角而变,但方向则绕垂直中心线左右摆动,摆动角为  $\pm \frac{\theta_0}{2}$ 。

转子所受的液压作用力  $F_{z,y}$  的作用规律与定子的相同,即大小不变,方向绕垂直中心线在下方摆动。

由式(2.64)可见,旋板泵的转子与齿轮泵的齿轮径向液压作用力性质类似。因此,对于高压、大流量的旋板泵,其转子轴承负荷也相当大,这是单作用式旋板泵的一个缺点。

作用于定子上的液压力通过定子中心,方向左右摆动,其平均值在中心连线上  $OO_1$  的投影为零,也即作用于定子的力  $F_{d,y}$  在  $OO_1$  线上没有分力。变量旋板泵通常是通过改变定子  $OO_1$  线上的位置,调整泵的偏心距,改变供油量。因此,调整偏心距时不需要克服液压作用力,从而无须附加的随动液压力,这有利于改善油泵调节特性。但是  $F_{d,y}$  将引起定子支撑机构的摩擦力。

#### 2.4.5 旋板泵的定子曲线

定子内表面与旋板的接触,决定旋板的运动规律和旋板的摩擦、磨损情况;决定泵的流量平稳程度以及泵是否出现困油情况;还决定泵的噪声、振动等。因此,合理选择定子内表面的曲线十分重要。

##### 1. 单作用式旋板泵的定子曲线

(1) 圆曲线。这是一种最简单的定子曲线,加工方便。由它决定的旋板的位移、速度、加速度情况,如图 2.46 所示。速度和加速度随转角的变化规律近似于简谐运动规律,它保证旋板的运动连续,而没有突跃(无冲击)。但旋板在工作段和密封段中有径向运动,瞬时供油量会发生脉动现象;如果工作段的弧长所对应的中心角大于相邻旋板之间的夹角(保证密封所必需的),则将产生困油容积的压缩和抽真空现象。这种曲线多用在单作用变量泵上。

(2) 组合圆曲线。为了克服整圆形表面所引起的供油脉动和困油容积变化的弊病,可采用组合圆曲线。即以上述定子表面的整圆为基础,将工作段和密封段的定子表面改成以转子中心为中心,半径分别为  $R$  和  $r$  的两段圆弧。为保证交接处旋板运动不产生冲击,圆弧之间用圆滑曲线过渡。一些航空发动机单作用式定量燃油泵采用了这种曲线。

(3) 圆巴线。单作用定量泵采用整体式旋板结构(即偶数旋板,分布于同一直径两边的两块旋板做成一个整体)。旋板绕转子中心  $O$  旋转,两端又必须同时与定子表面接触。与这样的旋板对应的定子曲线要保证通过转子中心  $O$  的所有弦长均等于整体旋板的高度。圆巴线可以满足这种要求。

以  $O$  为中心,巴斯噶曲线的极坐标方程为

$$\rho = OA = R + e \cos \alpha \quad (2.65)$$

式中  $R$  —— 旋板高度  $h$  的一半;



$\alpha$ ——旋板与图示垂直中心线上方的夹角。

当  $R > e$  时, 巴斯噶曲线为圆巴线(见图 2.57)。根据式(2.65), 在任意  $\alpha$  角上, 过  $O$  点的圆巴线弦长为

$$h = \rho_{\alpha} + \rho_{180^{\circ}+\alpha} = R + e \cos\alpha + R + e \cos(180^{\circ} + \alpha) = 2R$$

故满足整体旋板工作的要求。图 2.57 表明,圆巴线与圆曲线甚为接近,故旋板的相对速度、相对加速度与圆曲线定子表面的旋板类似,具有连续的运动规律。由于采用整体旋板,旋板在转子中的支撑长度增大,旋板与槽壁的接触情况得到改善,可以增大旋板外伸出转子体的长度,这有利于降低泵的比质量和提高出口压力。此外,旋板在任何情况下都与定子接触,不会发生脱离现象。但旋板的高度和定子表面的精度要求较高;且磨损后无法补偿,致使容积效率下降。由于出口压力的作用,使旋板与低压区的定子表面的接触力较大,故这类结构不适于出口压力要求高的情况。

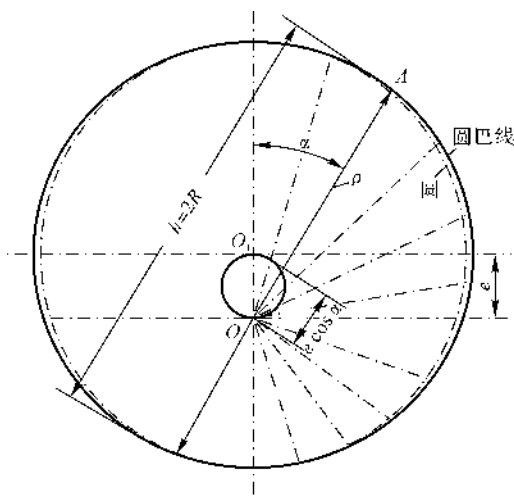


图 2.57 圆巴线形状

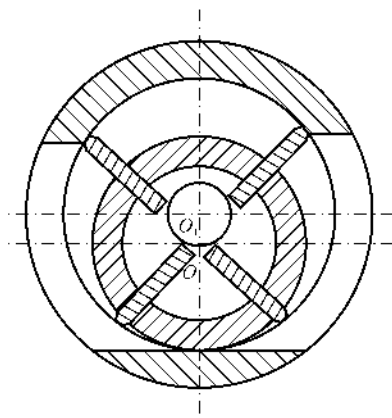


图 2.58 有心轴的旋板泵

(4) 具有心轴结构的旋板泵。航空发动机用的四旋板低压定量燃油泵,其定子表面为整圆形,但在空心转子内部,同心地安装了一个固定心轴。在任意位置上,旋板底部总与心轴接触,而顶部则与定子表面接触(见图 2.58)。这种结构的优点在于旋板与定子表面不会分离。但要求旋板 and 心轴的尺寸与定子、转子的半径之间必须满足严格的几何关系。

旋板的两端是以旋板高为直径的圆柱面(见图 2.59), 旋板高  $h = 2r_b$ ,  $h$  与心轴半径  $r_{xz}$  和定子半径  $R$  间的关系为

$$h + r_{\text{yz}} = R$$

旋板底部与心轴的接触点位于定子中心与旋板中心的连线  $O_1O_2$  上。令  $O_1O_2$  与转子和旋板的中心连线  $OO_2$  之间的夹角为  $\theta_1$ , 则



$$\theta_1 = \arcsin\left(\frac{e}{r_b} \sin\alpha\right)$$

由上式可知,  $\theta_1$  随  $\alpha$  而增大。随着  $\theta_1$  的增大, 使旋板底部的接触点逐渐向边缘移动, 当  $\alpha = \pm 90^\circ$  时,  $\theta_1$  角为最大, 这时旋板与心轴接触点离底部中点最远。为使旋板底部始终与心轴接触, 就必须保证一定的旋板厚度, 否则会使旋板与心轴脱离 (见图 2.59(a))。因此, 最小旋板厚度

$$\delta_{\min} \geq h \sin\theta_{1\max}$$

因为

$$\sin\theta_{1\max} = \frac{\overline{OO_1}}{O_1O_2} = \frac{e}{r_b + r_{xz}}$$

所以

$$\delta_{\min} \geq \frac{2eh}{h + 2r_{xz}} \quad (2.66)$$

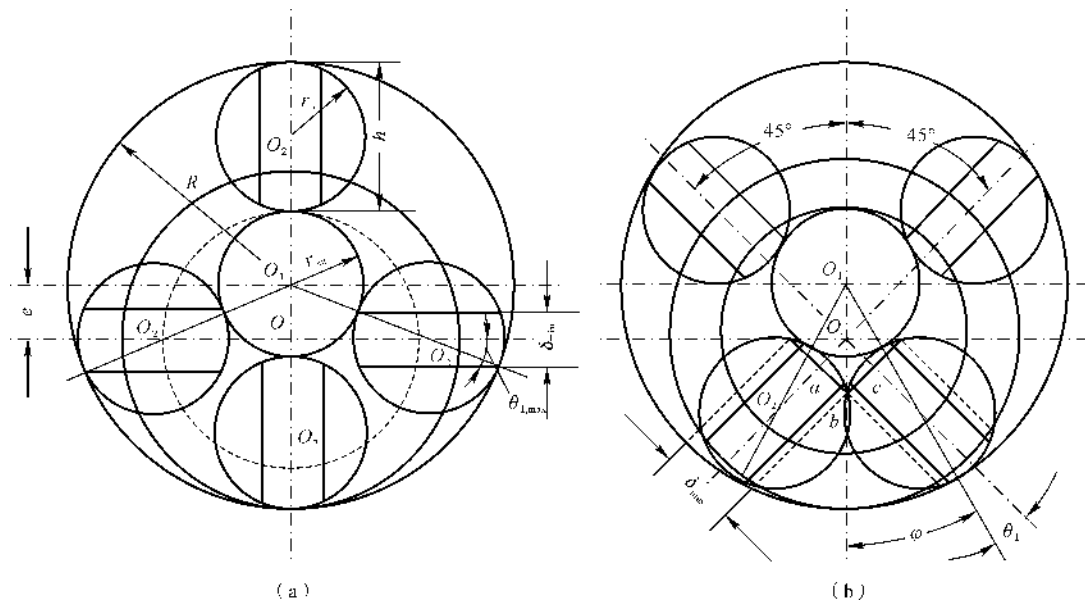


图 2.59 旋板与定子、中心轴之间的几何关系

(a) 旋板最小厚度位置; (b) 旋板最大厚度位置

当旋板处在  $\alpha = 135^\circ$  位置时, 相邻旋板中心之间的距离最近, 故旋板的最大厚度应保证在此位置上, 相邻旋板不发生相互干涉。由图 2.59(b) 所示的  $\triangle OO_1O_2$ , 可得

$$\frac{\overline{OO_2}}{\sin\varphi} = \frac{r_{xz} + r_b}{\sin 135^\circ} = \frac{r_{xz} + r_b}{0.707}$$

因为

$$\varphi = 45^\circ - \theta_1$$

所以

$$\overline{OO_2} = \frac{1}{0.707} (r_{xz} + r_b) \sin(45^\circ - \theta_1)$$



由于

$$\theta_1 = \arcsin\left(\frac{e}{O_1O_2}\sin\alpha\right) = \arcsin\left(0.707 \times \frac{e}{r_{xz} + r_b}\right)$$

同时,由于  $Oabc$  为矩形(见图 2.59(b)),故不发生旋板间相互干涉的条件应为

$$\delta_{\max} \leq 2\overline{bc} = 2\overline{Oc} = 2(\overline{OO_2} - \overline{O_2c}) \approx 2(\overline{OO_2} - r_b \cos\theta_1)$$

最后

$$\delta_{\max} \leq 2.82(r_{xz} + r_b) \sin\left[45^\circ - \arcsin\left(0.707 \times \frac{e}{r_{xz} + r_b}\right)\right] - h \cos\left[\arcsin\left(0.707 \times \frac{e}{r_{xz} + r_b}\right)\right] \quad (2.67)$$

心轴结构的零件加工精度要求高。高压区由于油压的作用,旋板与心轴的接触力很大,同样,磨损后无法补偿,会使效率降低。因此心轴结构也多用在压力较低的泵中。

## 2. 双作用式定量旋板泵的定子曲线

双作用式定量旋板泵的定子曲线,由四段与转子同心的圆弧和圆弧间的过渡曲线组成(见图 2.60)。各圆弧段的弧长与相邻旋板的夹角对应,圆弧段的半径决定供油量的大小。过渡段曲线的形状决定旋板的相对运动。常用的过渡段曲线有两种。

(1) 阿基米德螺线(见图 2.61)。以  $O$  为中心的阿基米德螺线的极坐标方程为

$$\rho = r + C\varphi$$

式中  $r$  —— 转子半径;

$\varphi$  —— 自  $OA$  位置开始的角度;

$C$  —— 常数,  $C = \frac{R-r}{\alpha_g}$ , 其中,  $R$  为定子半径,

$\alpha_g$  为过渡段弧长对应的中心角。

旋板在过渡段的相对速度

$$v_b = \frac{d\rho}{dt} = \frac{d\rho}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = C\omega \quad (2.68)$$

式(2.68)表明,若角速度  $\omega$  为常数,则旋板的相对速度  $v_b$  为常数,因而加速度为零。旋板过点  $A$ (见图 2.61(a))时,相对速度瞬间由 0 变为  $C\omega$ ,加速度接近无穷大,这将造成很大的冲击力和噪声。因此,曲线的交接点  $A, B$  处用一段正弦曲线圆滑转接,使速度不发生突变(图 2.61(c)中的曲线)。

(2) 等加速-等减速曲线。过渡曲线保证从旋板外伸运动始点  $A$  到过渡段中点使旋板以等加速度向外运动;从过渡段中点到外伸运动终点,旋板按等减速运动。运动参数的变化曲线如图 2.62 所示。

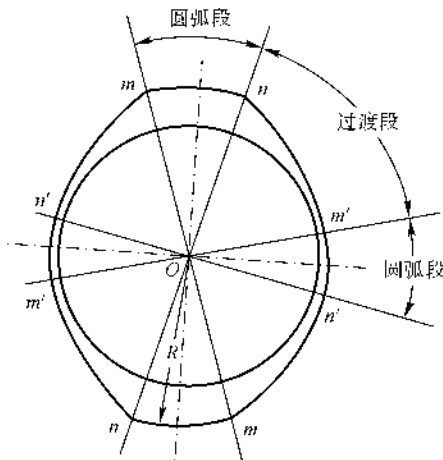


图 2.60 双作用泵的定子曲线

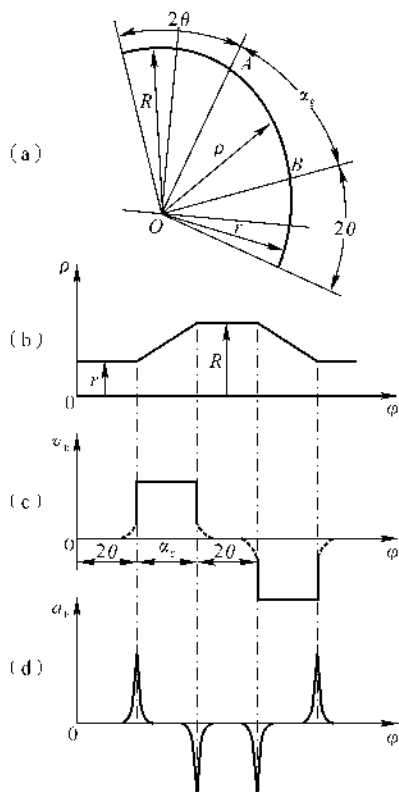


图 2.61 阿基米德螺线的过渡段与旋板运动的规律

(a) 定子曲线; (b) 位移变化曲线;  
(c) 速度变化曲线; (d) 加速度变化曲线

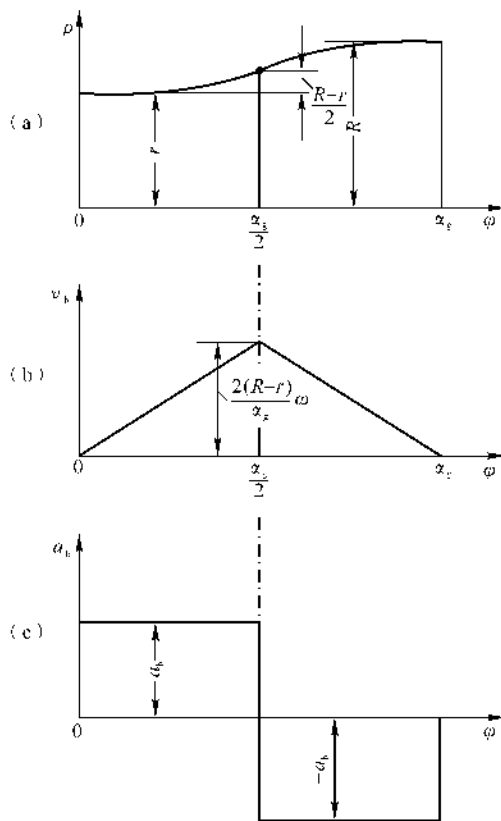


图 2.62 等加速-等减速运动曲线

(a) 位置变化曲线; (b) 速度变化曲线;  
(c) 加速度变化曲线

设旋板的加速度

$$a_b = C_a \omega^2 \quad (2.69)$$

式中,  $C_a$  为常数。

由于  $\omega dt = d\varphi$ , 则旋板的相对速度

$$v_b = \int a_b dt = \int C_a \omega^2 dt = \int C_a \omega d\varphi = C_a \omega \varphi + C_1$$

又因

$$v_b = \frac{d\rho}{dt} = \frac{d\rho}{d\varphi} \omega$$

故

$$\frac{d\rho}{d\varphi} = C_a \varphi + \frac{C_1}{\omega}$$

当  $\varphi = 0^\circ$  时,  $\frac{d\rho}{d\varphi} = 0$  (见图 2.62(c)), 得



$$C_1 = 0$$

因此

$$\frac{d\rho}{d\varphi} = C_a \varphi$$

$$\rho = \int C_a \varphi d\varphi = \frac{C_a \varphi^2}{2} + C_2$$

又当  $\varphi = 0^\circ$  时,  $\rho = r$ , 则  $C_2 = r$ 。

于是

$$\rho = \frac{C_a \varphi^2}{2} + r$$

当  $\varphi = \frac{\alpha_g}{2}$  时(见图 2.62(a)),

$$\rho = r + \frac{R-r}{2}$$

则

$$C_a = \frac{4(R-r)}{\alpha_g^2}$$

最后得

$$\rho = r + \frac{2(R-r)}{\alpha_g^2} \varphi^2 \quad (2.70)$$

$$v_b = \frac{d\rho}{d\varphi} \omega = \frac{4(R-r)}{\alpha_g^2} \omega \varphi \quad (2.71)$$

$$a_b = \frac{d^2 \rho}{d\varphi^2} \omega^2 = \frac{4(R-r)}{\alpha_g^2} \omega^2 \quad (2.72)$$

过渡曲线的后半段为等减速曲线,即

$$a_b = -\frac{4(R-r)}{\alpha_g^2} \omega^2 \quad (2.73)$$

$$v_b = \int a_b dt = \frac{4(R-r)}{\alpha_g} \omega - \frac{4(R-r)}{\alpha_g^2} \omega \varphi \quad (2.74)$$

$$\rho = 2r - R + \frac{4(R-r)}{\alpha_g} \left( \varphi - \frac{\varphi^2}{2\alpha_g} \right) \quad (2.75)$$

根据式(2.70)和式(2.75)即可绘出过渡段曲线。这种曲线表示引起旋板的加速度变化比阿基米德螺线小。采用等加速-等减速定子曲线的旋板泵,运动的平稳性较好,噪声比较低,做定子曲线比较合适。

## 2.5 容积式油泵的特性和调节

柱塞泵、齿轮泵、旋板泵均属容积式泵。它们的工作原理都是靠工作元件做周期运动,交替改变元件间的有效容积,从进口区吸油,向出口区排油。转子旋转一周,运动元件所改变的容积称为泵的工作容积。容积式泵的出口压力取决于出口流动阻力,因此,各种容积式泵都具有共



同的特性。

### 2.5.1 容积式油泵的特性

#### 1. 油泵的效率

油泵的效率包括容积效率和机械效率。

(1) 容积效率  $\eta_v$ 。容积效率  $\eta_v$  表示工作容积的有效利用程度。

$$\eta_v = \frac{q_{v,i} - \Delta q_v}{q_{v,i}} \quad (2.76)$$

式中  $q_{v,i}$  —— 油泵的理论供油量；

$\Delta q_v$  —— 油泵的容积损失。

$$q_{v,i} = q n \quad (2.77)$$

$$\Delta q_v = \Delta q_{v,y} + \Delta q_{v,c} \quad (2.78)$$

式中  $q$  —— 油泵每一转的理论供油量,即油泵的工作容积；

$\Delta q_{v,y}$  —— 油泵出口与进口压差引起的泵的内部通过间隙的泄漏量,称为泄漏损失；

$\Delta q_{v,c}$  —— 进口充填不良引起的液体体积减少量,称为充填损失。

当油泵结构一定时,

$$\Delta q_{v,y} = C_s \frac{q \Delta p}{\mu} \quad (2.79)$$

式中  $C_s$  —— 取决于油泵结构的常数；

$\mu$  —— 液体动力黏度 (Pa · s)；

$\Delta p$  —— 油泵出口与进口压力差。

因此

$$\eta_v = \frac{q n - C_s \frac{q \Delta p}{\mu} - \Delta q_{v,c}}{q n} = 1 - C_s \frac{\Delta p}{\mu n} - \frac{\Delta q_{v,c}}{q n} \quad (2.80)$$

由式(2.80)可见,  $\eta_v$  随转速增加而提高(见图 2.63)。在低转速范围,充填损失  $\Delta q_{v,c}$  和泄漏损失  $\Delta q_{v,y}$  均很小,  $\eta_v$  随转速直线上升。当转速继续增加时,由于  $\Delta p$  增加,使泄漏损失  $\Delta q_{v,y}$  增加,同时由于转速增加,充填性能降低,使充填损失  $\Delta q_{v,c}$  增加,因此  $\eta_v$  曲线斜率逐渐减小。转速增加到一定值后,  $\Delta q_{v,y}$  和  $\Delta q_{v,c}$  对  $\eta_v$  降低的影响已接近甚至超过转速  $n$  对  $\eta_v$  增加的影响,因而  $\eta_v$  曲线变平,然后  $\eta_v$  降低。

在转速小于  $n_1$  时,由于压差  $\Delta p$  的作用,使油泵出口的少量液体均通过间隙而泄漏回油泵进口,即  $q_{v,i} = \Delta q_v$ , 因

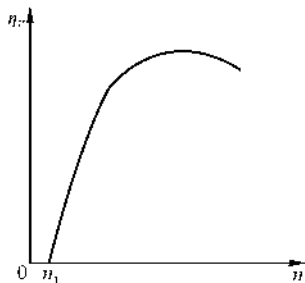


图 2.63  $\eta_v$  随转速的变化曲线



此  $\eta_v = 0$ 。

(2) 机械效率  $\eta_m$ 。机械效率  $\eta_m$  表示油泵的机械驱动功率的有效利用程度。

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_{bz}} = \frac{M_i}{M_i + \Delta M} = \frac{M_i}{M_{bz}} \quad (2.81)$$

式中  $P_i, M_i$ ——驱动油泵的理论功率和理论扭矩,

$$M_i = \frac{\Delta p q}{2\pi} \quad (2.82)$$

$$P_i = \frac{\pi n}{30} M_i \quad (2.83)$$

$P_{bz}, M_{bz}$ ——油泵轴上的功率和扭矩;

$\Delta M$ ——摩擦力矩。

摩擦力矩包括黏性摩擦力矩,与压差有关的机械摩擦力矩和空转摩擦力矩,即

$$\Delta M = \Delta M_n + \Delta M_y + \Delta M_k$$

$$\Delta M_n = C'_n q n \mu$$

$$\Delta M_y = C_g \frac{q \Delta p}{2\pi}$$

式中  $C'_n$ ——黏性摩擦力矩计算系数;

$C_g$ ——干摩擦力矩计算系数。

因此

$$\eta_m = \frac{\frac{\Delta p q}{2\pi}}{\frac{\Delta p q}{2\pi} + C'_n q n \mu + C_g \frac{\Delta p q}{2\pi} + \Delta M_k}$$

令  $\Delta M_k \approx 0, C_n = 2\pi C'_n$ , 则

$$\eta_m \approx \frac{1}{1 + \frac{2\pi C_n n \mu}{2\pi \Delta p} + C_g} = \frac{1}{1 + C_g + \frac{C_n n \mu}{\Delta p}} \quad (2.84)$$

由式(2.84)可见,  $\eta_m$  随转速增加而降低;但在一定范围内提高液体出口压力,  $\eta_m$  会有所提高,因为理论扭矩随  $\Delta p$  的增加而增加。

(3) 总效率

$$\eta = \eta_v \eta_m = \frac{1 - C_s \frac{\Delta p}{\mu n} - \frac{\Delta q_{v,c}}{q n}}{1 + C_g + \frac{C_n n \mu}{\Delta p}} \quad (2.85)$$

式(2.85)表明黏度、转速、压力等对总效率的综合影响,  $\eta$  是无量纲参数  $n\mu/\Delta p$  的函数。 $\eta$  随  $n\mu/\Delta p$  的变化存在最大值。当不计  $\Delta q_{v,c}$  时,令  $d\eta/d(n\mu/\Delta p) = 0$ , 得

$$\frac{n\mu}{\Delta p} = C_s \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{1 + C_g}{C_s C_n}} \right)$$



实际的  $C_s$  值很小,经简化后可近似用下式表示:

$$\frac{n\mu}{\Delta p} \approx \sqrt{\frac{C_s}{C_n}(1+C_g)} \quad (2.86)$$

代入总效率公式,得

$$\eta_{\max} = \frac{1}{1+C_g + \sqrt{C_s C_n}(1+C_g)} \quad (2.87)$$

## 2. 供油量-转速特性

由于  $q_{v,i} = qn$ , 则理论供油量与转速成直线关系。直线通过原点,斜率即为  $q$  (见图 2.64)。实际供油量

$$q_v = q_{v,i} - \Delta q_v = qn - C_s \frac{\Delta p q}{\mu} - \Delta q_{v,c}$$

若不记  $\Delta q_{v,c}$ , 并且当  $\Delta p = \text{常数}$ ,  $\mu = \text{常数}$  时,

$$\Delta q_v = C_s \frac{\Delta p q}{\mu} = \text{常数}$$

因此,实际供油量和理论供油量与转速有相同斜率的直线关系。实际供油量曲线与横坐标的交点  $n_1$  为泵的最小转速。

转速增加,容积式油泵的抽吸能力增加,因而实际供油量  $q_v$  增加。转速增加到一定值后,由于油泵进口液体来不及充填,使充填性能下降,充填损失  $\Delta q_{v,c}$  增加,因此  $q_v$  随  $n$  增加的速度降低,  $q_v$  与  $n$  的关系由直线变为曲线。一定转速所对应的直线与曲线的差值,即为该转速下的  $\Delta q_{v,c}$ , 转速越大,  $\Delta q_{v,c}$  越大。

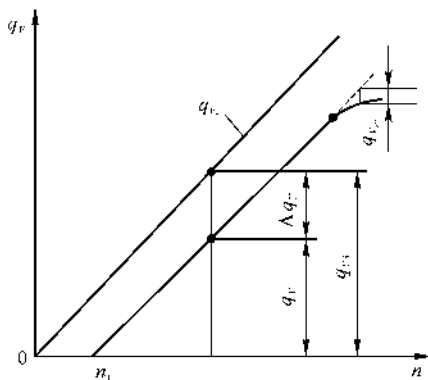


图 2.64 供油量  $q_v$  与转速  $n$  的关系曲线

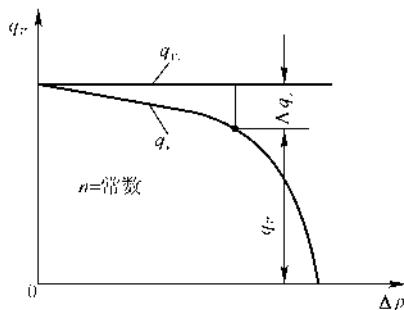


图 2.65 供油量  $q_v$  与出口压  $p_T$  的关系曲线

## 3. 供油量-出口压力特性

容积式油泵的理论供油量  $q_{v,i}$  与油泵出口压力  $p_T$  无关,即  $q_{v,i}$  不随  $p_T$  而变,如图 2.65 所示。





在油泵进口压力一定的情况下,随出口压力的增加,油泵出口与进口的压力差  $\Delta p$  增加。由式(2.79)可知,泄漏损失  $\Delta q_{V,y}$  增加,因而实际供油量  $q_V$  将减小。当进口压力保证油泵的充填性能时,充填损失  $\Delta q_{V,c} = 0$ ,因而油泵的容积损失  $\Delta q_V$  取决于由压力差  $\Delta p$  产生的泄漏损失  $\Delta q_{V,y} \propto p_T$  进一步增加,  $\Delta q_{V,y}$  急剧增加,因而  $q_V$  急剧减小。 $p_T$  增加到一定值后,  $q_V = 0$ ,这表明油泵的排油量均由油泵间隙泄漏。在发动机燃油控制系统中,必须保证  $\Delta q_V$  不致太大,即必须保证一定的容积效率。

### 2.5.2 容积式油泵的气隙问题

当油泵进口处出现局部压力低于液体汽化压力时,液体中出现大量气泡,破坏了液体的连续流动;气泡到达高压区后,由于受液体的挤压而被挤破,形成液压撞击,引起油泵振动,产生噪声;气泡的不断产生与不断被挤破,使供油量和出口压力产生脉动,从而导致油泵不能稳定工作,这种现象称为油泵的气隙。

在其他条件一定的情况下,容积式油泵气隙的产生取决于油泵进口压力  $p_0$ 。当油泵进口压力大于一定值  $p_s$  时,油泵的实际供油量  $q_V$  不随进口压力  $p_0$  而变,如图2.66所示。但是当  $p_0$  小于  $p_s$  时,由于油泵进口压力太低,而油泵抽吸元件的抽吸作用使进口处流体速度增加,压力将进一步降低。当压力降低到液体汽化压力时,即产生气泡,从而导致气隙,使油泵供油量急剧下降。

在航空发动机燃油控制系统中,在任何飞行条件下,都不允许油泵产生气隙,为此必须保证油泵进口一定的压力。为了达到这一要求,在燃油进入油泵进口前,利用增压泵将燃油预先增压到一定压力。

如果油泵进口压力为  $p_0$ ,进口液体速度为  $v_0$ ,则油泵进口单位质量液体所具有的能量

$$h_0 = \frac{p_0}{\rho} + \frac{v_0^2}{2}$$

若产生气隙时的压力为  $p_s$ ,相应于  $p_s$  的单位质量液体的能量为  $h_s = \frac{p_s}{\rho}$ 。为保证不产生气隙,则必须满足:

$$\Delta h = h_0 - h_s = \frac{p_0}{\rho} + \frac{v_0^2}{2} - \frac{p_s}{\rho} > 0 \quad (2.88)$$

$\Delta h$  为不产生气隙的液体能量裕量,称为气隙裕量。最小允许值用  $\Delta h_{\min}$  表示。 $\Delta h_{\min}$  愈小,油泵气隙性能愈好,表示油泵进口压力可以更低。

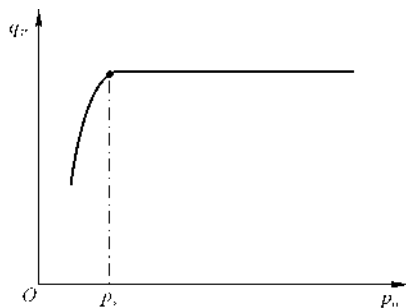


图 2.66 实际供油量  $q_V$  与油泵进口压力  $p_0$  的关系曲线



### 2.5.3 容积式油泵的供油量调节

航空发动机主燃油泵和加力燃油泵都要求在转速不变的情况下,不断调节油量,以适应发动机工作状态的需要。

容积式油泵的供油量

$$q_v = q n - \Delta q_v$$

航空发动机所应用的容积式油泵按供油量调节方式的不同,可以分为变量泵与定量泵。

所谓变量泵是油泵具有可调结构参数,通过调节其结构参数来改变油泵的工作容积  $q$ ,从而能够对供油量  $q_v$  进行调节的油泵,例如柱塞泵和偏心距可调的旋板泵。

所谓定量泵是油泵不具有可调结构参数,因而是工作容积  $q$  不可改变的油泵,例如齿轮泵和偏心距固定的旋板泵。

#### 1. 变量泵供油量的调节

对于柱塞泵和偏心距可调的旋板泵,在一定转速下,通过调节柱塞泵的斜盘角度  $\varphi$  或调节旋板泵的偏心距  $e$ ,均可改变相应油泵的工作容积  $q$ ,从而实现对油泵供油量的调节。

如图 2.67 所示,在油泵供油量  $q_v$  与转速  $n$  的特性线上,  $q$  表示特性线的斜率,不同的  $q$  对应于不同的斜率,因此变量泵的供油量-转速特性是一簇不同斜率的直线。对于同一转速  $n_c$ ,可以有不同的供油量与其对应,也即供油量可以无级调节。由于工作容积  $q$  是柱塞泵斜盘角度  $\varphi$  或旋板泵偏心距  $e$  的函数,因此通过调节机构来调节  $\varphi$  或  $e$ ,从而调节  $q$ ,也就调节了  $q_v$ 。

变量泵的这一优点,使其在航空发动机上获得广泛的应用。

#### 2. 定量泵供油量的调节

由于定量泵的工作容积  $q$  不可调,因此当油泵出口压力  $p_T$  不变时,一定的转速  $n$  即对应一定的供油量  $q_v$ 。因此对于定量泵,供油量的调节须采用与变量泵不同的方式。

(1) 改变转速调节供油量。由于供油量  $q_v$  取决于油泵工作容积  $q$  和油泵转速  $n$ ,因此对于  $q$  不可调的定量泵,可以通过改变转速的方法对供油量进行调节。但是对于航空发动机,当飞行条件变化时,希望发动机工作状态保持不变,也即希望反映其工作状态的发动机转速保持不变,为了保持发动机转速不变,就需要对供油量进行调节。如果油泵由发动机传动,发动机转速不变,则油泵转速就不变,供油量也就不可能改变,最终导致发动机不是在期望的状态工作。

在控制系统中,为了能够利用改变油泵转速实现对供油量的调节,则油泵转速必须独立于发动机转速,也即油泵不由发动机传动,而由独立的动力源传动,例如电机等。对于这种调节方式,其供油量与转速的关系如图 2.68 所示。由图可以看出,当油泵出口油压  $p_T$  一定时,改变电机转速,也即改变了油泵转速,从而相应地调节了油泵供油量。

(2) 旁路回油调节供油量。这种定量油泵的供油量调节方式如图 2.69(a) 所示。在油泵出口至发动机燃烧室燃油喷嘴的管道中,增加一旁路回油管道 2,在旁路回油管道中有一面积可调的回油节流阀 4。油泵出口管道为 1,至喷嘴的管路为 3,齿轮泵为 5,燃烧室燃油喷嘴为 6。

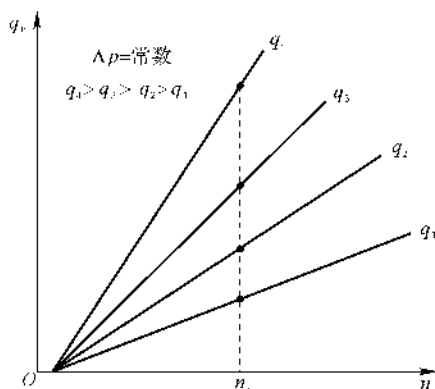


图 2.67 变量泵的供油量调节曲线

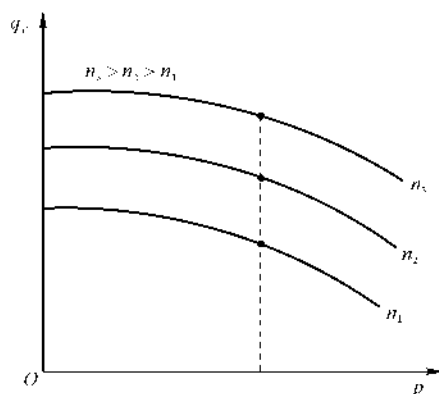


图 2.68 定量泵变转速调节供油量曲线

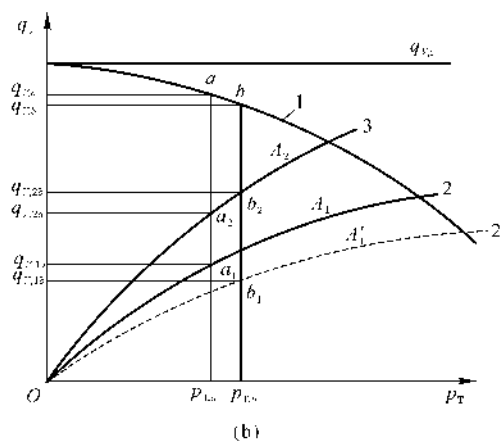
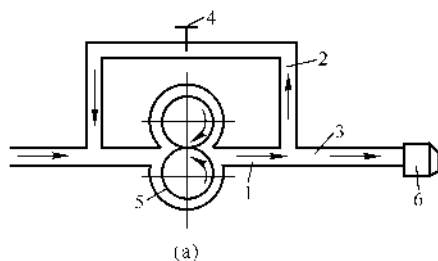


图 2.69 旁路回油节流调节供油量

油泵出口管路 1 的流量

$$q_v = q_{v,i} - \Delta q_v$$

式中  $q_{v,i}$  —— 齿轮泵的理论供油量；

$\Delta q_v$  —— 齿轮泵端面间隙和径向间隙引起的泄漏损失。

对于结构一定的齿轮泵， $\Delta q_v$  取决于油泵出口与进口的压力差  $\Delta p = p_T - p_0$ ， $\Delta q_v$  与  $\Delta p$  的关系已在齿轮泵一节中作了介绍。当进口压力  $p_0$  一定时， $\Delta q_v$  取决于出口压力  $p_T$ ，即  $\Delta q_v = \Delta q_v(p_T)$ 。因此上式可表示为

$$q_v = q_{v,i} - \Delta q_v(p_T) \quad (2.89)$$

$q_v$  与  $p_T$  的关系如图 2.69(b) 中的曲线 1 所示。



由旁路回油管路 2 经调节阀 4 的回油量

$$q_{V,1} = \mu_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_T - p_0)} \quad (2.90)$$

式中  $A_1$  —— 节流阀回油面积；

$\mu_1$  —— 节流阀流量系数。

对某一节流阀面积,  $q_{V,1}$  与  $p_T$  的关系如图 2.69(b) 中的曲线 2 所示。当  $A_1$  改变时,  $q_{V,1}$  与  $p_T$  的关系曲线也将改变。

假定管路 3 中的节流元件只有喷嘴时,则由管路 3 经喷嘴供入燃烧室的供油流量

$$q_{V,2} = \mu_2 A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_T - p_b)} \quad (2.91)$$

式中  $A_2$  —— 喷嘴节流面积；

$\mu_2$  —— 喷嘴流量系数；

$p_b$  —— 燃烧室压力。

$q_{V,2}$  与  $p_T$  的关系如图 2.69(b) 中的曲线 3 所示。由于喷嘴面积不变,因此表示  $q_{V,2}$  与  $p_T$  的关系曲线不变。

油泵出口流量  $q_V$  与经过节流阀的回油量  $q_{V,1}$  及供入燃烧室的燃油流量  $q_{V,2}$  的关系为

$$q_V = q_{V,1} + q_{V,2} \quad (2.92)$$

对于某一回油节流阀面积  $A_1$ ,联立求解式(2.89) ~ 式(2.92),可得相应于  $A_1$  的压力  $p_{T,a}$ 。将  $p_{T,a}$  再分别代入式(2.89) ~ 式(2.91),可得到相应的油泵出口流量  $q_{V,a}$ ,通过节流阀的回油量  $q_{V,1a}$  及通过喷嘴供入燃烧室的燃油流量  $q_{V,2a}$ 。在图 2.69(b) 中它们分别是  $p_{T,a}$  为常数的垂直线与曲线 1、曲线 2 和曲线 3 的交点  $a, a_1$  和  $a_2$  所对应的纵坐标的值。

当回油节流阀面积减小为  $A'_1$  时,由于节流阀面积变化,相应的  $q_{V,1} - p_T$  曲线变为  $2'$ 。用同样的方法可求得相应于  $A'_1$  的压力  $p_{T,b}$  及相应的  $q_{V,b}$ ,  $q_{V,1b}$  和  $q_{V,2b}$ 。在图 2.69(b) 中它们分别是  $p_{T,b}$  为常数的垂直线与曲线 1、曲线  $2'$  和曲线 3 的交点  $b, b_1$  和  $b_2$  所对应的纵坐标的值。

由以上分析可知,在同一油泵转速下,不同的回油节流阀面积,将对应不同的回油量和不同的对发动机的供油量。

这种供油量的调节方式是通过调节回油节流阀面积来调节旁路回油量的,从而实现对发动机供油量的调节。在实际控制系统中,回油节流阀面积是根据发动机工作状态所需要的燃油流量,由控制系统自动控制的。

在以上的讨论中,假定管路 3 只有喷嘴节流元件,但实际系统中还包括其他节流元件,在这种情况下,只须改变式(2.91)的形式,而供油量调节方式的原理和计算方法是相同的。

利用旁路回油调节供油量的缺点是由油泵排出的燃油中有相当大的一部分经过回油管路回到了油泵进口,这部分燃油量没有被利用,因而是一种能量损失,尤其是飞机在高空低速飞行时,发动机需要的燃油很少,这样油泵出口的燃油必须大部分经回油节流阀回油。同时,燃油



不断地大量回油,将使燃油温度很快升高,因而降低了利用燃油冷却滑油和发动机其他部件的冷却效果。

### 2.5.4 容积式油泵的功率计算

泵的元件吸收原动机的机械能,对液体做功,使液体增压,并形成一定的供油量。单位时间内对液体所做的功,等于泵的排油元件对液体的挤压力乘以元件的速度(见图 2.74),即

$$P = Fv$$

而

$$F = \Delta p A$$

式中,  $A$  为元件对液体的挤压面积。

因为

$$Av = q_{v,i}$$

所以

$$P = \Delta p q_{v,i} \quad (2.93)$$

油泵轴的输入功率为

$$P_{bz} = \frac{P}{\eta} \quad (2.94)$$

$$\eta = \eta_v \eta_m$$

柱塞泵  $\eta = 0.75 \sim 0.9$ ; 齿轮泵  $\eta = 0.6 \sim 0.8$ ; 旋板泵  $\eta = 0.75 \sim 0.85$ 。

## 2.6 离心泵

离心泵的优点是工作转速高,结构简单,比质量小;供油量可满足任何航空发动机的需要;供油量和压力平稳;抗燃油污染性好;零件受力简单,径向液压负载小;寿命高,工作可靠。目前,离心泵在航空发动机上通常用做增压泵和大流量加力泵,亦可用做主、加力共用泵。其流量范围为  $10\,000 \sim 60\,000$  L/h, 转速为  $8\,000 \sim 30\,000$  r/min, 单级增压能力达  $600 \sim 700$  N/cm<sup>2</sup>。

离心泵的缺点是低转速下不能为发动机供油装置提供所需要的压力,流量只能靠外部节流调节;大节流比时功耗和温升都大。这些缺点限制了它在发动机上的使用范围。

### 2.6.1 离心泵的工作原理

#### 1. 离心泵的工作原理

如图 2.70 所示,离心泵主要由进口装置、叶轮和出口装置组成。进口装置的作用是保证液体以最小的损失均匀地流入叶轮;出口装置的作用则是以最小的损失收集叶轮甩出的液体,并将经过叶轮后的液体的一部分动能转变为压力能。

叶轮的轮盘上装有若干径向叶片。起动时,叶轮和进口装置中充满液体。叶轮旋转时,叶片通道里的液体受离心力作用,径向向外甩出。叶轮中心部分形成低压区,从进口装置中吸入液



体补充。叶轮连续旋转、甩油,中心部分不断吸油,形成连续的供油。液体进入叶轮时,绝对速度较低,但在叶轮出口,由于受叶轮牵连速度的影响,液体的绝对速度很高。液体从叶轮获得的能量,一部分为动能,一部分为静压力能。出口装置通道的作用是使出口液体运动滞止,再把一部分动能转变为压力能,于是在泵出口液体具有一定的压力。由于叶轮给液体以动能,故离心泵又称为流体动力油泵。

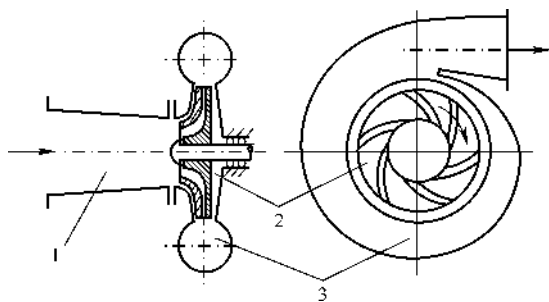


图 2.70 离心泵工作原理图

1—进口装置; 2—叶轮; 3—出口装置

## 2. 液体在叶轮中的流动

液体在叶片通道中随叶轮旋转,其牵连速度以  $u$  表示;液体沿通道相对于叶轮的、向外径方向的流动为相对运动,其速度以  $w$  表示。液体对泵壳体的绝对运动速度以  $v$  表示(见图 2.71)

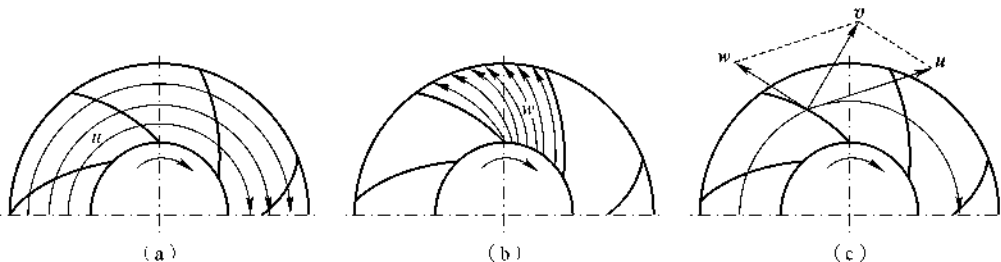


图 2.71 叶轮中液体的流动速度图

(a) 牵连速度; (b) 相对速度; (c) 绝对速度和速度合成

在叶轮通道里的任一点上,都存在由 3 个速度组成的速度三角形。叶轮进口和出口处的速度三角形,表示进、出口液体的流动情况,它关系着泵的流量和压头。

绝对速度可分成圆周切向分量  $v_t$  和径向分量  $v_n$ (见图 2.72)。令绝对速度与圆周切向的夹角为  $\alpha$ ,则

$$v_t = v \cos \alpha, \quad v_n = v \sin \alpha$$

相对速度与牵连速度的反方向的夹角为  $\beta$ ,它取决于叶片的出口安装角。

## 3. 压头和供油量

(1) 压头。单位质量流量的液体经过叶轮所获得的能量称为压头(或扬程)。根据动量矩定理,叶轮给单位质量流量的液体所施的力矩等于流体动量矩的增量,即

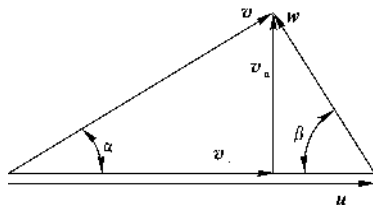


图 2.72 速度三角形



$$M = v_2 \cos \alpha_2 R_2 - v_1 \cos \alpha_1 R_1 = v_{2t} R_2 - v_{1t} R_1$$

式中  $R$  —— 半径;

下标 1, 2 —— 分别表示进、出口位置。

叶轮加给单位质量流量的液体的功率

$$P = M\omega = (v_{2t} R_2 - v_{1t} R_1) \omega \quad (2.95)$$

式中,  $\omega$  为叶轮角速度。

式(2.95)也可表示为

$$P = gH_i \quad (2.96)$$

式中,  $H_i$  为经过叶轮的液体所获得的理论压头(m)。

比较式(2.95)和式(2.96), 得

$$H_i = \frac{1}{g} (v_{2t} R_2 - v_{1t} R_1) \omega = \frac{1}{g} (v_{2t} u_2 - v_{1t} u_1) \quad (2.97)$$

式中,  $u_1 = R_1 \omega$ ,  $u_2 = R_2 \omega$ 。

由于  $v_{1t}$  值较小, 且一般是径向进入叶轮的, 故  $v_{1t} = 0$ , 即不计进口液体的能量。因此

$$H_i = \frac{1}{g} v_{2t} u_2 \quad (2.98)$$

对于压力较高的泵, 压头可用泵的进、出口压差近似地表示为

$$H_i = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$$

式中  $p_1, p_2$  —— 泵的进、出口压力;

$\gamma$  —— 液体重度。

由式(2.98)可见, 液体从叶轮获得的能量, 与叶轮的外径  $R_2$  和角速度  $\omega$  有关, 且与绝对速度  $v_2$  的大小和方向有关。

(2) 能量分配。由进、出口速度三角形, 可得

$$w_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2u_2 v_2 \cos \alpha_2$$

$$w_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2u_1 v_1 \cos \alpha_1$$

二式相减, 经整理后得

$$\frac{1}{g} (u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1) = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

即

$$H_i = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (2.99)$$

式(2.99)表明, 理论压头  $H_i$  由 3 部分组成:

$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$  —— 由于叶片通道流动截面扩张, 液体的动能转变为静压力能增量;

$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$  —— 由于液体离心力作用产生的静压力能增量;



$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$  —— 液体绝对速度增大的动能增量。

叶轮加给液体的能量  $H_i$  总的表现为压力能和动能两种形式。式(2.99) 等号右端第一、二项为静压力能,第三项则为动能。

(3) 供油量。供油量可由出口绝对速度的径向分量和叶轮外缘通道截面积确定,即

$$q_{V,i} = v_{2n} \frac{\pi D_2 b_2}{\Psi_2} = \frac{\pi D_2 b_2}{\Psi_2} v_2 \sin \alpha_2 \quad (2.100)$$

式中  $D_2$  —— 叶轮直径;

$b_2$  —— 叶轮出口处的叶片宽度;

$\Psi_2$  —— 考虑叶轮出口处叶片厚度所占据的有效出口面积的修正系数,又称排挤系数,计算式为

$$\Psi_2 = \frac{t_2}{t_2 - \frac{\delta}{\sin \beta_2}}$$

式中  $t_2$  —— 出口处相邻叶片的圆周距离;

$\delta$  —— 叶片厚度。

考虑到叶轮出口处的液体通过间隙向进口处泄漏,则实际供油量为

$$q_V = q_{V,i} \eta_V \quad (2.101)$$

对于半闭式叶轮,容积效率  $\eta_V = 0.75 \sim 0.9$ ;对于闭式叶轮,  $\eta_V = 0.85 \sim 0.95$ 。

## 2.6.2 离心泵的特性

### 1. 压头-流量基本方程

根据叶轮出口速度三角形,有

$$v_{2t} = u_2 - \frac{u_{2n}}{\tan \beta_2} = u_2 - \frac{q_{V,i} \Psi_2}{\pi D_2 b_2 \tan \beta_2} \quad (2.102)$$

将式(2.102)代入式(2.98),得

$$H_i = \frac{1}{g} v_{2t} u_2 = \frac{u_2^2}{g} - \frac{q_{V,i} \Psi_2 u_2}{g \pi D_2 b_2 \tan \beta_2} \quad (2.103)$$

式(2.103)为离心泵的基本方程。它表明转速和叶轮结构一定时,压头与理论流量之间的关系。

(1) 液压损失。液体在从叶轮进口到出口的流程中产生的黏性流动损失,称为液压损失(水力损失)。它包括叶片进口的液体冲击损失和分离损失,以及液体内部的摩擦损失。液体离开叶轮时的出口损失一般较小。冲击损失和分离损失的大小与工况点偏离设计工况点  $q_{V,d}$  的程度有关,离设计工况愈远,损失愈大。液体摩擦损失一般与速度成正比。各种损失随流量的变化情况如图 2.73 所示。图中,  $\Delta H_w$  表示液压损失。





用水力效率  $\eta_w$  表示叶轮液压损失的大小。损失使液体流出叶轮的压头降低, 计算式为

$$H_c = \left( \frac{u_2^2}{g} - \frac{q_{v,i} \Psi_2 u_2}{g \pi D_2 b_2 \tan \beta_2} \right) \eta_w \quad (2.104)$$

通常,  $\eta_w = 0.8 \sim 0.95$ 。

(2) 叶片数的影响。式(2.104)中的  $\beta_2$  角是叶片出口边的切线与轮缘切线在逆转方向上的夹角, 即出口相对速度的方向完全取决于叶片出口形状。实际上, 由于叶片数量有限, 它们不可能对通道内的液体质点均匀地做功, 而液体质点本身具有一定的惯性。于是在叶片通道内, 液体相对叶轮产生与转子转动方向相反的旋转运动(见图 2.74)。旋转运动与沿叶片的相对运动组合, 使实际的叶轮出口相对速度  $w_{2,r}$  比理想的(即相当于无限多叶片的)相对速度  $w_2$  逆转方向偏转了  $\Delta\beta$  角(见图 2.74(c))。此时, 出口速度三角形也发生了相应的变化, 使实际的(即有限叶片的)  $v_{2t,r}$  在转速不变的情况下减小了( $v_{2t,r} < v_{2t}$ )。因此, 基本方程修正为

$$H_r = \left( \frac{u_2^2}{g} - \frac{q_{v,i} \Psi_2 u_2}{g \pi D_2 b_2 \tan \beta_2} \right) \frac{\eta_w}{1 + K_l} \quad (2.105)$$

式中,  $K_l$  为有限叶片修正系数, 经验公式

$$K_l = \frac{1.2(1 + \sin \beta_2)}{z \left[ 1 - \left( \frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right]}$$

其中,  $z$  为叶片数。

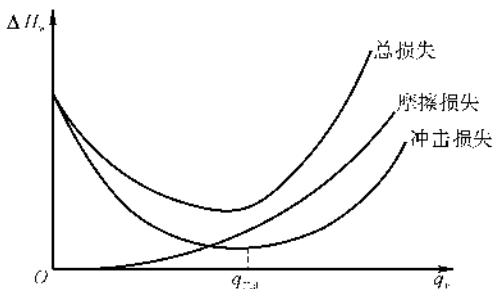


图 2.73 液压损失随流量的变化关系

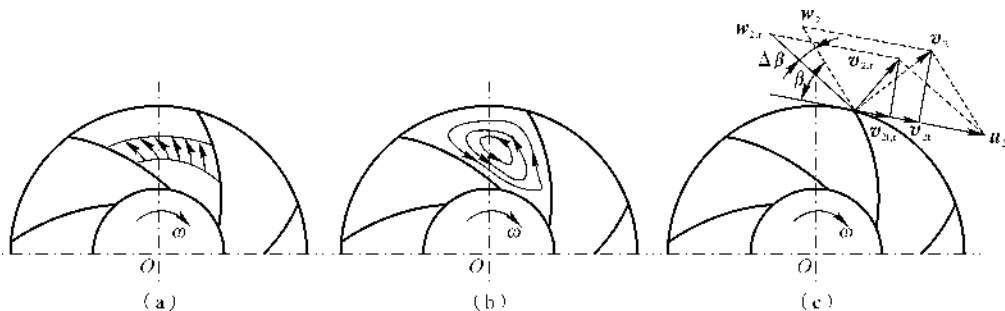


图 2.74 有限叶片通道内液体的流动

(a) 相对运动; (b) 惯性运动; (c) 相对速度偏转

若泵出口液体的动能绝大部分被滞止, 则出口压力

$$p_T = p_0 + \gamma \left( \frac{u_2^2}{g} - \frac{q_{v,i} \Psi_2 u_2}{g \pi D_2 b_2 \tan \beta_2} \right) \frac{\eta_y}{1 + K_l} \quad (2.106)$$



式中  $p_0$  —— 泵的进口压力；

$\eta_y$  —— 整个泵的液压效率，除上述叶轮的  $\eta_w$  外，还包括进、出口装置的液压损失。

## 2. 离心泵的压头-流量特性

式(2.103)、式(2.105)表示了压头  $H$  与流量  $q_v$  的关系，由式可见，叶片出口角  $\beta_2$ 、转速  $n$  以及叶轮的尺寸对其关系产生影响。

(1) 叶片出口角的影响。叶片出口角  $\beta_2$  对压头-流量关系的影响甚为显著。根据  $\beta_2$  角的大小，分为三种类型的叶片。

1) 后弯叶片。  $\beta_2 < 90^\circ$  (见图 2.75(a))， $\tan\beta_2 > 0$ 。由式(2.103) 可以看出， $H_i$  与  $q_v$  的关系是一条成反比的直线，考虑到有限叶片修正因数和各种液压损失后，就变为一条单调变化的曲线。

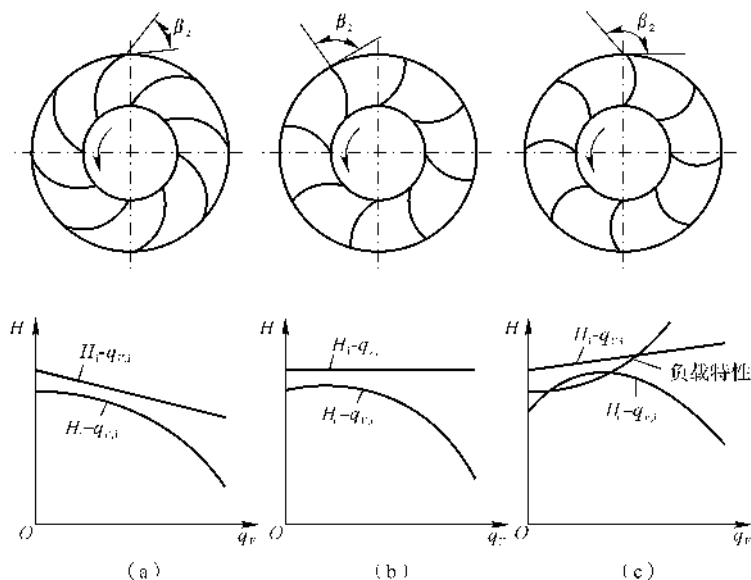


图 2.75 叶片弯曲情况

(a) 后弯叶片；(b) 径向叶片；(c) 前弯叶片

2) 径向叶片。  $\beta_2 = 90^\circ$  (见图 2.75(b))， $\tan\beta_2 \rightarrow \infty$ 。 $H_i$  与  $q_{v,i}$  无关， $H_i - q_{v,i}$  为一条与  $q_v$  坐标平行的直线，考虑叶片数和损失后，为一条曲线。

3) 前弯叶片。  $\beta_2 > 90^\circ$  (见图 2.75(c))， $\tan\beta_2 < 0$ 。 $H_i - q_{v,i}$  是一条成正比变化的直线，考虑到有限叶片和损失后，通常成为一条有极值(驼峰)的曲线。

当其他条件相同时，前弯叶片加给液体的能量多，但出口绝对速度  $v_2$  很高，在出口装置中会产生很大的损失； $H - q_{v,i}$  曲线有驼峰，同一负载特性线可能与曲线交于两点(见图 2.75(c))，出现两个压头和两个流量，而对应小流量的交点是不稳定点，参数稍有偏离，流量就



趋于零或趋于第二交点对应的流量值。

径向叶片加给液体的能量介于前弯和后弯式之间。其出口绝对速度较大,曲线易出现驼峰,并有不稳定区,叶片通道流程短,扩散损失较大。

后弯式叶片,加给液体的能量少,但没有不稳定区。其  $v_{2t}$  值较小,能量中静压能的部分大,出口装置扩压的任务轻,损失小,液压效率较高。在同样的许可  $v_2$  下,后弯叶片可以有更高的转速或较大的叶轮尺寸,能得到更大的静压力。此外,后弯叶片通道扩展平缓,叶片弯曲度小,通道长,亦有利于减少流动损失。因此,一般离心泵多采用后弯叶片。航空发动机用的离心泵,  $\beta_2 = 18^\circ \sim 40^\circ$ , 一般小于  $30^\circ$ 。对于大功率、高转速离心泵,从有利于叶片受力的角度考虑,采用径向叶片,但工作范围必须在稳定区内。

(2) 转速的影响。叶轮几何尺寸一定时,转速的影响也即  $u_2$  的影响。根据基本方程,当流量不变时,压头与转速近似成二次方关系(见图 2.76);如果压头不变,则流量随转速的增加而增加。

航空发动机用离心泵的转速一般较高,叶轮最大切线速度可达  $300 \text{ m/s}$  以上。随着允许的工作转速的提高,离心泵的比质量会大为降低。但是,在低转速时,离心泵的压头却很小,这对由发动机直接传动的泵来说是十分不利的。发动机起动和慢车状态的转速很低(通常起动转速约为额定转速的  $10\%$ ),泵甚至不能保证燃烧室喷嘴前必要的雾化压力和调节装置需要的随动压力。这是离心泵的一个很大的缺点。

(3) 叶轮结构尺寸的影响。叶轮外径与压头近似成二次方关系。叶片出口宽度  $b_2$  影响相对速度  $w_2$ ,对出口流量和能量分配也有影响。叶片厚度影响流通截面的堵塞程度。增加叶片数目可适当提高压头,但总厚度增加,又使堵塞程度增加,供油量降低。

### 3. 离心泵的功率和效率特性

(1) 流体功率  $P_f$ 。叶轮加给液体的功率表示为

$$P_f = \gamma H_i q_{V,i} \quad (2.107)$$

当  $H_i = 0$  或  $q_{V,i} = 0$  时,  $P_f = 0$ ,  $P_f - q_{V,i}$  的关系曲线与  $H_i - q_{V,i}$  曲线相对应(见图 2.77)。

(2) 轴功率  $P_s$ 。流体功率与机械摩擦功率、液体摩擦功率之和,表示为

$$P_s = P_f + \Delta P_{fr} \quad (2.108)$$

因此,  $P_s - q_{V,i}$  的关系,可在  $P_f - q_{V,i}$  曲线的基础之上,加上相应的摩擦功率。摩擦功率  $\Delta P_{fr}$  随流量增大而增加。消耗于摩擦的功率是一种功率损失,其大小可用机械效率  $\eta_m$  来表示。

$$P_f = P_s \eta_m$$

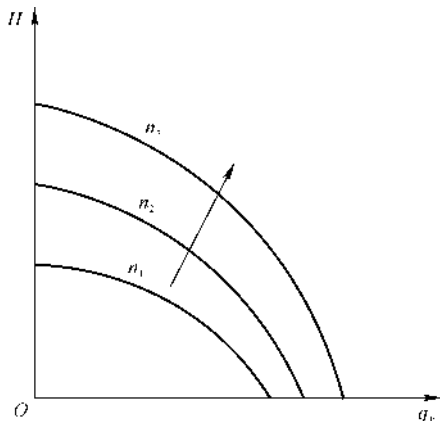


图 2.76 不同转速下的  $H - q_v$  关系曲线



(3) 有效功率  $P_e$ 。泵出口处液体实际上具有的功率

$$P_e = \gamma H_r q_{V,r} = \gamma H_i \eta_w q_{V,i} \eta_v = P_i \eta_w \eta_v \quad (2.109)$$

当  $H_r = 0$  或  $q_{V,r} = 0$  时,  $P_e = 0$ ,  $P_e - q_{V,r}$  关系与  $H_r - q_{V,r}$  曲线相对应。

(4) 泵的总效率  $\eta$ 。泵的总效率定义为

$$\eta = \frac{P_e}{P_s} = \eta_w \eta_m \eta_v \quad (2.110)$$

它与流量的关系是一条与  $P_e - q_{V,r}$  对应的曲线。

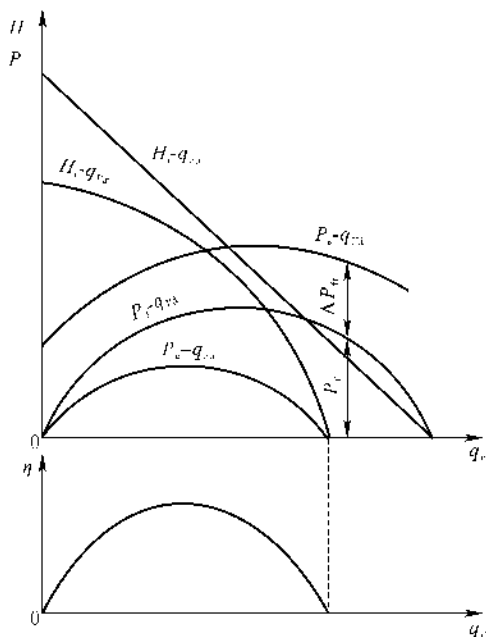


图 2.77 功率  $P$ 、压力头  $H$ 、效率  $\eta$  与流量  $q_v$  的关系曲线

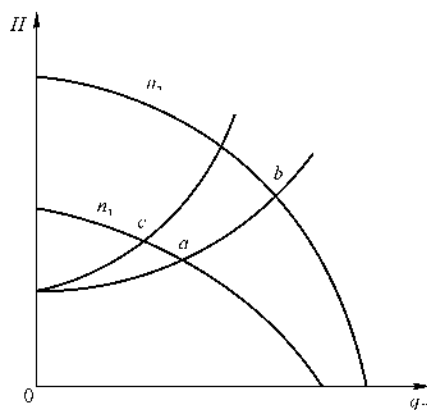


图 2.78 离心泵工况点的变化

#### 4. 离心泵供油量的调节

离心泵的压头-流量特性表示离心泵的工作能力,每一转速都对应有一条  $H - q_v$  线。如同容积泵一样,泵的具体工况点是由负载(阻力)特性来确定的。调节泵的参数就是改变泵的工况点。如图 2.78 所示,泵的原始工况点为  $a$ ,如果负载特性不变,改变转速(从  $n_1$  到  $n_2$ ),即改变了泵的特性线,工况点变到点  $b$ 。如果转速一定(仍为  $n_1$ ),减小泵出口阻力,则改变了负载特性线,工况点变为点  $c$ 。

航空发动机上的离心泵只能靠改变负载特性来改变其输出参数。通常采用旁路回油节流的方法调节供油量。因此大节流比时,离心泵的效率低,发热量大,这是离心泵的又一个缺点。



### 2.6.3 离心泵的相似与比转速

#### 1. 离心泵的设计问题

在离心泵的设计中,需要考虑泵在整个工作范围内的性能和特性,但是,在工作范围内,除设计工况外,其余工况的性能数据并不能确定,只能依靠试验来获取。为此,就提出了在离心泵设计时如何确定全部工况的性能和特性问题。

对于两台离心泵,如果满足一定的相似条件,则这两台泵是相似的,其性能是一致的。因此,在离心泵设计或研究时,通常根据相似原理,在已有的泵中选择某一满足相似条件的离心泵作为设计泵的参考进行离心泵的设计或研究。这个被选择作为设计参考的离心泵称为模型泵或标准泵。由于模型泵的性能和特性是已知的,因此这些性能和特性即可作为设计油泵的依据。

根据相似原理,选择某一泵作为参考是离心泵设计的一种方法。这种方法创建于 20 世纪初期,当时黏性流体力学的理论问题还未完全解决,因此利用相似原理设计离心泵就成为一种通用方法,在工程应用中比较有效。随着黏性流体力学的发展和逐渐成熟,尤其是 20 世纪后期计算流体力学的迅速发展,利用计算黏性流体力学理论与解决流体系统中的复杂问题成为重要途径。因此,在设计离心泵时,将这种理论与按相似原理选择模型泵作为参考的方法相结合,从而形成了新的离心泵设计方法。

离心泵的相似问题与由此导出的比转速是离心泵设计与研究中比较重要的概念,因而需要作一定的了解。

#### 2. 离心泵的相似原理

两台相似的离心泵(以下标“p”表示研究泵,“m”表示模型泵),其相似的条件为几何相似、运动相似和动力相似。

(1) 几何相似。两台相似泵的所有对应尺寸均成同一比例,同名角度均相等,即

$$\frac{D_{1p}}{D_{1m}} = \frac{b_{1p}}{b_{1m}} = \frac{b_{2p}}{b_{2m}} = \frac{D_{2p}}{D_{2m}} = \dots = \frac{L_p}{L_m} = \frac{\delta_p}{\delta_m} \quad (2.111)$$

式中  $L$  —— 任意位置处的线性尺寸;

$\delta$  —— 叶片厚度。

(2) 运动相似。两台相似泵对应点流体速度的方向相同,大小成同一比例,或对应点上的速度三角形相似,如图 2.79 所示,即

$$\frac{v_p}{v_m} = \frac{u_p}{u_m} = \frac{w_p}{w_m} \quad (2.112)$$

$$\alpha_p = \alpha_m, \quad \beta_p = \beta_m$$

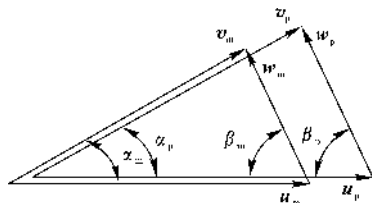


图 2.79 叶轮出口速度相似三角形

(3) 动力相似。在两台相似的泵上,对应点的同名力(惯性力,黏性力)的比值相等,通常



表示为雷诺数相等。

实际上达到完全相似是不容易的,相似只能是相对的,因此引用相似条件时,常常不考虑其动力相似的条件。

根据上述相似条件,相似泵的工作参数之间保持一定的关系。

(1) 流量。根据式(2.100)和式(2.101),得

$$\frac{q_{V_p}}{q_{V_m}} = \frac{\pi D_{2p} b_{2p} v_{2n} \eta_{V_p} \Psi_{2m}}{\pi D_{2m} b_{2m} v_{2nm} \eta_{V_m} \Psi_{2p}}$$

由于

$$\frac{b_{2p}}{b_{2m}} = \frac{D_{2p}}{D_{2m}}, \quad \frac{v_{2np}}{v_{2nm}} = \frac{u_{2p}}{u_{2m}} = \frac{D_{2p} n_p}{D_{2m} n_m}$$

及

$$\Psi_{2p} = \Psi_{2m}, \quad \eta_{V_p} \approx \eta_{V_m}$$

则

$$\frac{q_{V_p}}{q_{V_m}} = \left( \frac{D_{2p}}{D_{2m}} \right)^3 \frac{n_p}{n_m} \quad (2.113)$$

(2) 压头。根据式(2.98)和  $\eta_{wp} = \eta_{wm}$ , 得

$$\frac{H_p}{H_m} = \frac{u_{2p} v_{2tp}}{u_{2m} v_{2tm}} = \left( \frac{D_{2p}}{D_{2m}} \right)^2 \left( \frac{n_p}{n_m} \right)^2 \quad (2.114)$$

(3) 功率。根据式(2.109)和  $\eta_p \approx \eta_m$ , 得

$$\frac{P_{ep}}{P_{em}} = \frac{\gamma_p q_{V_p} H_p}{\gamma_m q_{V_m} H_m} = \left( \frac{D_{2p}}{D_{2m}} \right)^5 \left( \frac{n_p}{n_m} \right)^3 \left( \frac{\gamma_p}{\gamma_m} \right) \quad (2.115)$$

注意,当两泵尺寸过于悬殊时,则  $\eta_p = \eta_m$  将有较大的误差。

### 3. 离心泵的相似准则 —— 比转速

合并式(2.113)和式(2.114),消去参数  $D$ , 则得

$$\frac{n_p \sqrt{q_{V_p}}}{\sqrt[4]{H_p^3}} = \frac{n_m \sqrt{q_{V_m}}}{\sqrt[4]{H_m^3}} \quad (2.116)$$

对于有效功率  $P_{e,s} = 735.5 \text{ W} (= 1 \text{ hp})$ , 产生  $H_s = 1 \text{ m}$  压头的泵称为单位泵。对于单位泵,有

$$P_{e,s} = \gamma q_{V,s} H_s$$

$$q_{V,s} = \frac{P_{e,s}}{\gamma H_s} = \frac{735.5}{\gamma} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

式中,下标  $s$  表示单位泵。若取单位泵为模型泵,并将单位泵的数据代入式(2.116),得

$$\frac{n_p \sqrt{q_{V_p}}}{\sqrt[4]{H_p^3}} = \frac{n_s \sqrt{q_{V,s}}}{\sqrt[4]{H_s^3}} = n_s \sqrt{\frac{735.5}{\gamma}}$$

则

$$n_s = \sqrt{\frac{\gamma}{735.5}} \frac{n_p \sqrt{q_{V_p}}}{\sqrt[4]{H_p^3}}$$

去除下标  $p$  不失一般性,因此将上式写为



$$n_s = \sqrt{\frac{\gamma}{735.5}} \frac{n \sqrt{q_v}}{\sqrt[4]{H^3}} = \frac{3.65n \sqrt{q_v}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (2.117)$$

式中  $n$  —— 泵的设计转速 (r/min);

$q_v$  —— 泵的设计流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ );

$H$  —— 泵的设计压头 (m);

$\gamma$  —— 液体重度 ( $\text{N}/\text{m}^3$ ), 这里取水的重度计算。

$n_s$  称为比转速, 它是单位泵的转速。由于  $\frac{n \sqrt{q_v}}{\sqrt[4]{H^3}}$  是相似参数, 所以  $n_s$  也是相似参数。两台相似的泵, 比转速相等。

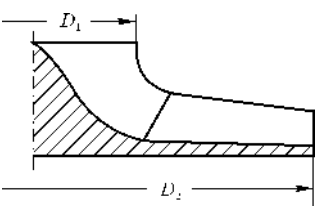
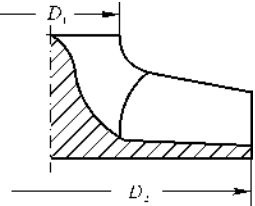
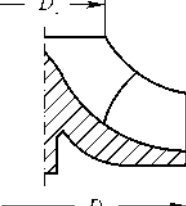
#### 4. 比转速的用途

(1) 对叶轮进行分类。叶轮形状及泵的性能曲线与比转速密切相关。

当  $q_v$  和  $H$  一定时,  $n_s$  随  $n$  而变, 随着  $n_s$  的增大, 叶轮外径  $D_2$  将减小, 以保持  $u_2$  不变, 而且叶轮进口直径不受影响。因此, 随着  $n_s$  的增大,  $D_2/D_1$  值减小。

同样, 当转速一定时,  $n_s$  愈小, 压头愈大, 流量愈小,  $D_2/b_2$  值愈大, 叶轮通道窄长。反之, 随着  $n_s$  的增大, 通道变得短而宽 (见表 2.4)。

表 2.4 不同比转速的叶轮形状

叶轮形状			
比转速类型	低比转速	中比转速	高比转速
$n_s$ 值	40 ~ 80	80 ~ 150	150 ~ 300
$D_2/D_1$	2.5	2.3	1.4 ~ 1.8
叶片形状	圆柱形叶片	叶片进口须扭曲	空间叶片

因此, 可按  $n_s$  对离心泵进行分类。

1) 低比转速类。这类离心泵的主要参数如下:  $40 < n_s < 89$ ,  $D_2/D_1 \approx 2.5$ ,  $b_2/D_2 \approx 0.03$ 。可见, 叶轮通道窄长, 液体摩擦损失大, 所以一般在高压力、低流量 ( $n_s$  很小) 情况下不希望采用离心泵。比转速低的泵的叶轮通道中, 各条流线的流动差别较小, 叶片型面比较简单。

2) 中比转速类。这类离心泵的比转速范围为  $80 < n_s < 150$ , 压头和流量较适中, 航空离



心泵的比转速都在此范围。

3) 高比转速类。这类离心泵的比转速范围为  $150 < n_s < 300$ , 叶轮通道短而宽, 对应大流量及低压头。由于叶片通道中流线之间的差别较大, 因此加能不均匀。为减小损失, 叶片要做成扭曲的空间叶片, 形状复杂。

若  $n_s$  更高,  $D_2/D_1$  将进一步减小。为使通道间流线差别减小, 叶轮出口边须向后倾斜, 成为混流泵。当  $D_2/D_1 \rightarrow 1$  时, 则为轴流泵。

(2) 作为设计离心泵的基础。新设计离心泵时, 首先应用设计参数 ( $n$ ,  $q_v$  和  $H$ ) 求出  $n_s$ , 根据  $n_s$  从现有泵中找出相似的参考泵, 分析参考泵的性能是否满足设计要求。然后在设计新泵的叶轮时, 即可参照参考泵的尺寸, 按比例放大或缩小。自然这将大大减少设计和试验的工作量。

## 2.6.4 离心泵的气隙

### 1. 气隙性能分析

由于离心泵的转速高、流量大, 以及由于液体流过弯曲的叶型, 运动情况复杂, 损失大, 因此气隙问题比容积式泵突出。

离心泵中的低压区, 一般存在于叶片的进口边缘。如果出口装置设计不当, 则也会产生气隙。气隙发生后, 泵的压头、功率、效率等都将脱离正常特性线, 发生陡降, 如图 2.80 虚线所示。

按照式(2.88), 对于单位质量液体, 离心泵的气隙裕量  $\Delta h$  定义为

$$\Delta h = \frac{p_0}{\rho} + \frac{v_0^2}{2} - \frac{p_s}{\rho} \quad (2.118)$$

式中  $p_0$  —— 离心泵进口压力;

$v_0$  —— 离心泵进口液流平均速度;

$p_s$  —— 离心泵产生气隙的压力。

当泵进口的气隙裕量等于最小气隙裕量, 即  $\Delta h = \Delta h_{\min}$  时, 泵内开始产生气隙。离心泵的  $\Delta h_{\min}$  值比容积式泵的高。

离心泵的最低压力通常发生在叶片通道进口处叶片边缘的叶背上。这是因为:

(1) 从泵进口(压力  $p_0$ ) 到叶片通道的进口, 流通截面收缩、液流方向改变引起损失, 导致了压力的降低。

(2) 液体进入叶片通道时, 相对叶片进口有一攻角, 攻角通常使叶片背面上的液流加速, 压力进一步降低。在流速最大的  $K$  点上, 压力降到  $p_K$ 。以后, 则由于叶轮开始加能, 压力不断增大(见图 2.81)。

因此, 由泵进口到  $K$  点单位质量液体的压力能损失为

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \lambda_1 \frac{v_0^2}{2} + \lambda_2 \frac{w_1^2}{2} \quad (2.119)$$





式中  $w_1$  —— 叶片进口处液流相对速度;

$\lambda_1$  —— 液体从泵进口到叶片进口, 因加速和变向引起的压降系数;

$\lambda_2$  —— 叶片边缘引起的液体压降系数, 当攻角不大时,  $\lambda_2 = 0.2 \sim 0.4$ 。

而

$$\frac{p_K}{\rho} = \frac{p_0}{\rho} - \frac{\Delta p}{\rho} \quad (2.120)$$

式中,  $p_0$  为泵进口处的压力。

从式(2.120) 解出  $p_0$ , 并代入  $\Delta h$  式中, 经整理得到

$$\frac{p_K}{\rho} = \Delta h - \frac{v_0^2}{2} + \frac{p_s}{\rho} - \frac{\Delta p}{\rho} \quad (2.121)$$

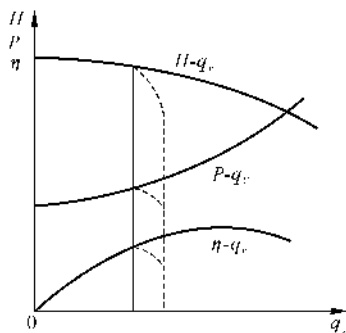


图 2.80 出现气隙时泵的特性变化

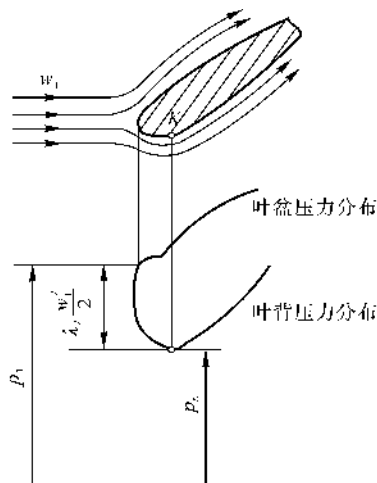


图 2.81 叶片头部的压力分布

当结构一定时,  $\Delta h$  和  $p_K$  均随  $p_0$  的降低而减小。当气隙裕量  $\Delta h = \Delta h_{\min}$  时,  $p_K = p_s$ , 即从 K 点处开始产生气隙, 式(2.121) 变为

$$\frac{p_K}{\rho} = \Delta h_{\min} - \frac{v_0^2}{2} + \frac{p_s}{\rho} - \frac{\Delta p}{\rho}$$

即

$$\Delta h_{\min} = \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{v_0^2}{2}$$

将式(2.119) 代入上式, 可得

$$\Delta h_{\min} = (\lambda_1 + 1) \frac{v_0^2}{2} + \lambda_2 \frac{w_1^2}{2} \quad (2.122)$$

$\Delta h_{\min}$  代表泵的气隙性能, 其值愈小, 气隙性能愈好。由式(2.122) 可见, 在离心泵中,  $\Delta h_{\min}$  取决于  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$ ,  $v_0$  和  $w_1$ 。

进口速度  $v_0$  由流量和进口面积决定。若  $v_0$  值过大, 则进口部分的损失也大, 压降严重, 从



而导致叶片进口压力降低。当  $v_0$  一定时, 相对速度  $w_1$  随转速升高而增大,  $w_1$  愈大, 叶片边缘  $K$  点的压力  $p_K$  愈低, 故离心泵的转速也受气隙条件的限制。

$\lambda_1$  的意义已由其定义说明。 $\lambda_2$  反映  $w_1$  和  $w_K$  ( $K$  点的相对速度) 的差别, 其值与叶片进口边缘形状、厚度和液流攻角有关。若叶型薄和攻角的绝对值小, 则  $\lambda_2$  小, 气隙性能好。

单面叶轮的离心泵的  $\Delta h_{\min}$  在 2.5 ~ 5.5 m 水柱之间。

## 2. 改善离心泵气隙性能的途径

航空用离心泵转速高、流量大, 设计或使用, 必须保证不产生气隙。改善气隙性能的途径在于提高  $\Delta h$  和减小  $\Delta h_{\min}$ 。常用的方法有:

- (1) 提高进口压力, 减小进口损失, 保证进口装置有足够的通道面积, 使进口速度  $v_0$  较小。
- (2) 改进叶轮进口部分几何形状。增大叶轮入口直径和宽度, 使  $w_1$  减小。减小叶片进口边缘圆角半径, 降低液流攻角 ( $3^\circ \sim 10^\circ$ ), 使  $w_K$  减小。
- (3) 限制转速不超过气隙临界转速。
- (4) 叶轮和壳体采用抗气蚀性好的材料, 这样在发生气隙时, 可减轻气蚀, 提高叶轮寿命。
- (5) 在叶轮前, 与叶轮同轴安装一螺旋叶轮, 称诱导轮。液体进入叶轮前, 经诱导轮预压。

## 2.6.5 离心泵的出口、进口装置

### 1. 出口装置

出口装置的作用是收集从叶轮出口的液体, 并将液体的大部分动能转变为压力能。在出口装置中, 由于液体流速高, 液压损失大, 因此必须合理地确定出口装置形状, 保证液压损失小, 尺寸小, 构造简单, 效率高。

(1) 叶轮后的液体流动。液体离开叶轮进入出口装置前的环形扩压器的速度为  $v_3$ , 径向分量为  $v_{3n}$ , 切向分量为  $v_{3t}$ , 由于  $v_{3t} \gg v_{3n}$ , 因此扩压器主要用于滞止  $v_{3t}$ 。在环形扩压器中, 除了侧壁以外, 没有其他零件约束液流, 因此液流为自由流。对于等宽侧壁, 按连续方程

$$2\pi R b v_n = 2\pi R_3 b v_{3n}$$

得

$$v_n R = v_{3n} R_3 = \text{常数} \quad (2.123)$$

式中,  $v_n$  为叶轮外任意  $R$  处的液体径向分速。

按照动量矩守恒(自由流体的外力矩为零), 有

$$dm(v_t R - v_{3t} R_3) = 0$$

得

$$v_t R = v_{3t} R_3 = \text{常数} \quad (2.124)$$

由以上两式可见, 叶轮后的液流速度与所在半径成反比。因此叶轮外围的环形空间(环形扩压器)可实现速度滞止。

在图 2.82 中, 叶轮外围的曲线  $AB$ , 即为自由流的质点轨迹。在迹线上, 过  $B$  点的迹线切线



与半径  $OB$  的圆周切线之间的夹角  $\alpha$  表示质点  $B$  的运动方向。取对应中心角  $\varphi$  的增量  $d\varphi$ , 相应迹线的径向增量为  $dr$ , 则

$$\tan \alpha = \frac{dr}{r d\varphi}$$

分离变量后积分

$$\int \tan \alpha d\varphi = \int \frac{dr}{r}$$

因为

$$\tan \alpha = \frac{v_n}{v_t} = \text{常数}$$

所以

$$\varphi \tan \alpha = \ln R - \ln R_3$$

$$R = R_3 e^{\varphi \tan \alpha} \quad (2.125)$$

式(2.125)即为质点自由流的迹线方程。它表明质点离中心  $O$  的距离  $R$  是  $\varphi$  角的函数(令  $R = R_3, \varphi = 0^\circ$ )。该迹线是一条对数螺旋线。

由于  $\alpha$  角比较小(一般不大于  $15^\circ \sim 20^\circ$ ), 在无叶片式扩压器内, 要使较多的动能转变为压力能, 必须增大扩压器的径向尺寸, 从而使扩散路程变长, 液体损失增大。

(2) 螺旋形扩压器。螺旋形扩压器(又称蜗壳)在离心泵上用得较普遍。它由蜗形管和直线扩压管组成, 如图 2.83 所示。蜗形管主要用来收集液体, 也能完成部分动能的转变, 但转变比例不超过动压头的 20%。叶轮出口液体动能的转变主要在直线扩压管内进行。

1) 蜗形管。图 2.83 所示蜗形管起点  $s$  所在的圆为基圆, 半径  $R_3 = (1.03 \sim 1.1)R_2$ 。蜗形管与直线管的分隔点  $b$  称为隔舌。 $s$  点的位置角  $\varphi = 0^\circ$ 。隔舌处的位置角  $\theta = 20^\circ \sim 45^\circ$ , 它决定隔舌与叶轮外径的间隙。间隙越小, 隔舌越薄, 越容易产生振动。蜗形管从  $\varphi = 0^\circ$  开始, 顺叶轮转动方向, 直至  $\varphi = 360^\circ$  处。设计蜗形通道时, 常将  $360^\circ$  等分为 8 段, 取 8 个截面, 最后一个截面称为 VIII 截面。

蜗形管的内壁形状, 应不妨碍液体自由流动。因此应按  $v_t R = \text{常数}$  的规律确定流通截面。蜗形管的扩压作用主要靠每个流通截面上, 速度由内向外沿半径方向的减小来实现。

$\varphi$  从  $0^\circ$  到  $360^\circ$ , 蜗形管收集叶轮出口的液体流量, 从 I 截面到 VIII 截面是逐渐增加的。任意流通截面上的流量为

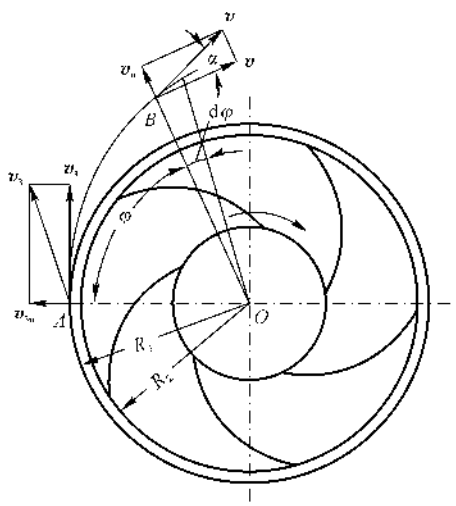


图 2.82 叶轮后自由流质点运动轨迹

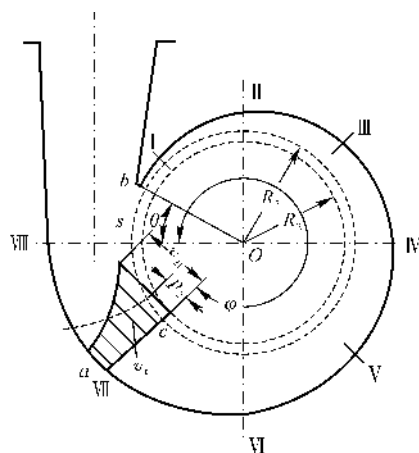


图 2.83 螺旋形扩压器



$$q_{V,\varphi} = \frac{\varphi}{2\pi} q_V \quad (2.126)$$

式中,  $q_V$  为叶轮的总出口流量。

在任意截面  $ac$  (见图 2.83) 上, 速度沿径向按双曲线规律分布。取微元面  $b dR$ , 则通过的流量为

$$q_{V,t} = v_t b dR$$

$$q_{V,\varphi} = \int_{R_3}^{R_c} dq_{V,t} = \int_{R_3}^{R_c} v_t b dR = v_t R \int_{R_3}^{R_c} \frac{b}{R} dR \quad (2.127)$$

式中,  $R_3$  为通道的外轮廓线半径;  $b$  为蜗形管宽度。

将  $q_{V,\varphi}$  代入式(2.126), 得

$$\frac{\varphi q_V}{2\pi v_t R} = \int_{R_3}^{R_c} \frac{b}{R} dR \quad (2.128)$$

则

$$\varphi = \frac{2\pi v_t R}{q_V} \int_{R_3}^{R_c} \frac{b}{R} dR \quad (2.129)$$

对于等宽侧壁,  $b = \text{常数}$ , 则

$$\varphi = \frac{2\pi v_t R b}{q_V} (\ln R_c - \ln R_3)$$

因为

$$q_V = 2\pi R v_n b, \quad \tan \alpha = \frac{v_n}{v_t}$$

所以

$$R_c = R_3 e^{\varphi \tan \alpha}$$

该式即为前面所述的对数螺线方程。按此方程可确定蜗形管的外廓。

除了侧壁平行的矩形蜗形管截面以外, 还可采用圆形、梯形等截面蜗形管。其中以带圆角的梯形截面效率最高, 应用最普遍。梯形截面的两侧宽度不等, 并随  $R$  而增大 (见图 2.84)。根据

$$\tan \alpha = \frac{v_n}{v_t} = \frac{q_V}{2\pi b R v_t}$$

当宽度  $b$  沿半径增加时,  $\alpha$  角将愈来愈小, 即液体自由流迹线比上述对数螺线的斜率小。因此在同样  $\varphi$  角上, 蜗形管外径小。令梯形截面的侧面夹角为  $2\gamma$ , 通常  $\gamma = 15^\circ \sim 25^\circ$ , 则由图 2.84 可知, 任意半径  $R$  处的宽度为

$$b = b_3 + 2(R - R_3) \tan \gamma$$

将  $b$  代入式(2.129), 得

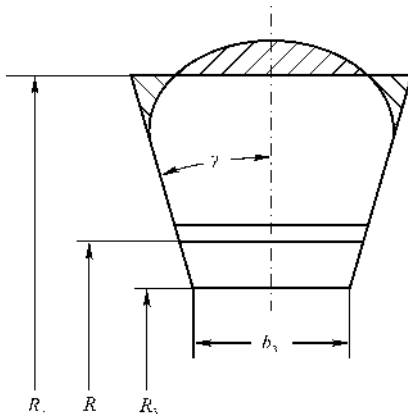


图 2.84 梯形截面



$$\varphi = \frac{2\pi R v_t}{q_v} \int_{R_3}^{R_c} \frac{b_3 + 2(R - R_3) \tan \gamma}{R} dR \quad (2.130)$$

式(2.130)表明  $\varphi$  与通道外廓半径  $R_c$  的关系,由此即可确定蜗形管外廓。由于梯形截面上部的尖角应力集中,液体在此处产生漩涡,引起液压损失,所以常将尖角修圆。修圆后,尖角的缺块由顶部的增块补偿,保证流通能力不变。

蜗形管中的流动一般为紊流,蜗室壁面有较大的速度梯度,产生较大的黏性阻力,破坏了  $v_t R = \text{常数}$  的规律,使速度分布比理论上的双曲线要平坦一些,即沿蜗形管长度的压力提高量低于理想值。因此,实际流通截面可按平均速度  $v_{av} = \text{常数}$  考虑。这样,蜗形管的设计变得简单了,而且与  $v_t R = \text{常数}$  的通道相比,差别也不太大。通常取

$$v_{av} = (0.65 \sim 0.75) v_{3t}$$

当  $n_s < 150$  时,取

$$v_{av} = 0.75 v_{3t}$$

根据  $v_{av}$  和每个截面的流量  $q_{v,\varphi}$  即可确定相应的流通截面积,即

$$A_\varphi = \frac{q_{v,\varphi}}{v_{av}} = \frac{\varphi}{2\pi} \frac{q_v}{v_{av}} = \frac{\varphi}{2\pi} A_{\text{Ⅲ}} \quad (2.131)$$

最后由截面积  $A_\varphi$  和截面形状来确定蜗形管的外廓尺寸。

2) 直线扩压管。动压头的  $80\% \sim 85\%$  在直线扩压管中转为静压头。直线扩压管靠沿流程截面积不断增大来实现减速。直线管进口速度  $v_4$  常达  $60 \sim 80 \text{ m/s}$ , 而出口速度  $v_5$  则低于  $10 \sim 15 \text{ m/s}$ 。在与蜗形管交接处,截面形状与蜗形管 Ⅲ 截面一致,然后逐步过渡到圆形的出口截面。由于扩压管的扩散角过大时,会造成液压损失过大,因此一般取扩散角为  $6^\circ \sim 10^\circ$ 。

3) 叶片式环形扩压器。在叶轮外围的环形空间内,安装  $4 \sim 7$  片导流叶片,相邻的叶片通道相当于一个蜗形管。导流叶片的形状应保证使液体切向分速  $v_t$  沿径向方向的减小比自由流的切向分速要快,这样才会使较多的动压头在导流叶片的通道内转为静压头。通常,叶片式扩压器使流进直线扩压管的动压头只剩下  $15\% \sim 30\%$ 。在图 2.85 所示的叶片式扩压器中,侧壁通常为等宽度,即  $b_3 = \text{常数}$ 。其进口部分( $ab$  线)按自由流规律设计,因此

$$\frac{q_v}{z} = v_{3t} R_3 b_3 \int_{R_3}^{R_3+d_4} \frac{dR}{R}$$

式中  $z$  —— 导流叶片数;

$d_4$  —— 叶片通道口内切圆直径,取

$$d_4 = R_3 \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{2C_{yk}}{b_3}} \right)$$

式中,  $C_{yk}$  为叶片扩压器系数,

$$C_{yk} = \frac{q_v}{z} \frac{\omega}{H_i g}$$



叶片通道的扩散部分( $ab$ 线以后)曲线,按 $6^\circ \sim 8^\circ$ 的扩张角设计。通道的形状应保证其中心线的切线与圆周切线的夹角 $\alpha$ 逐渐增大,但总增量不应超过 $20^\circ$ 。

4) 环形扩压器。环形扩压器的流通截面积沿圆周不变(见图 2.86),因此各流通截面的流速不等。在任何工况下,环形扩压器流道中总会产生液体的冲击损失,故其效率比蜗形管低。但环形扩压器可以缩小径向尺寸,适用于含机械杂质的液体。

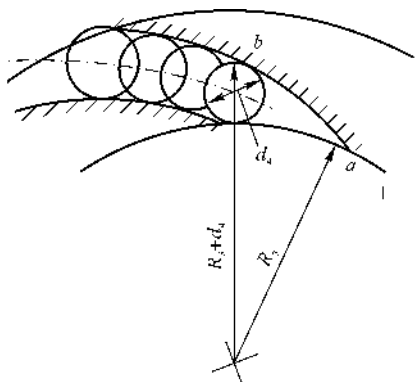


图 2.85 叶片式扩压器

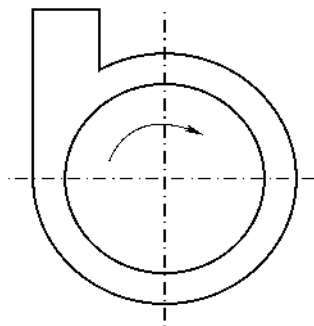


图 2.86 环形扩压器

## 2. 进口装置

进口装置的作用是将液体以一定的流速均匀地引向叶轮。为了防止气隙,进口装置中的损失必须很小。通常泵的进口速度为

$$v_0 = (0.06 \sim 0.08) \sqrt[3]{q_v n^2}$$

式中  $q_v$  —— 进口流量( $\text{m}^3/\text{s}$ );  
 $n$  —— 转速( $\text{r}/\text{min}$ )。

一般  $v_0$  不超过  $5 \sim 10 \text{ m/s}$ 。

进口装置的结构有下述类型:

(1) 直锥形。结构简单,流速均匀,损失小,但轴向尺寸大。

(2) 圆环形。液体从垂直叶轮轴方向进入,然后弯转 $90^\circ$ ,轴向进入叶轮。其结构简单,轴向尺寸小,但流动不均匀,损失大,常用于多级泵。

(3) 半螺旋形。液体沿圆周切向流进,半径从外到内逐渐减小。液流较均匀,但进入叶轮时有预旋,影响叶轮加能。这种结构常用于双面叶轮。

### 2.6.6 叶轮上的液压作用力

#### 1. 径向力

在设计工况下,叶轮周围的液压作用力是完全平衡的,轴承负荷很轻。但是,由于泵在非设



工况下,叶轮周围的液压力变得不均匀,在叶轮上受到径向力作用。同时,液压力不均匀还破坏了液流运动的轴向不对称性,产生周向液压反力不平衡,也使叶轮受到径向力的作用。

当流量低于设计值时,蜗形管中的流量减小,流速  $v_3$  也减小。根据后弯式叶轮出口速度三角形可知,  $w_2$  减小,  $u_2$  可能增大。如果  $v_2$  与  $v_3$  不协调,就会使液体进入蜗形管时,产生冲击,动能减小,速度变慢;而液体受撞击后,压力增加。从隔舌开始,液体沿流程不断受撞击,压力继续升高,到 VIII 截面处(见图 2.83),压力达到最大。因此,叶轮外围从隔舌到 VIII 截面的压力是逐渐升高的(见图 2.87),从而使叶轮受到一个径向不平衡的液压作用力  $F_{ry}$ ,此力沿半径朝向隔舌后  $90^\circ$  处。

动反力引起的径向力的分布恰与液体压力分布相反,压力大的地方,流速低,动反力小。动反力的方向与叶轮出口绝对速度的负方向一致。总的液压反力  $F_{rd}$  的方向约指向隔舌处。

如果流量超过设计值,则径向液压力与液压反力情况同上述相反。

对于中、低比转速的叶轮,总径向力  $F_r$  可利用如下经验公式计算:

$$F_r = 0.36 \left[ 1 - \left( \frac{q_v}{q_{v,d}} \right)^2 \right] HB_2 D_2 \gamma \quad (2.132)$$

式中  $q_v$  —— 实际流量( $\text{m}^3/\text{s}$ );

$q_{v,d}$  —— 设计流量( $\text{m}^3/\text{s}$ );

$B_2$  —— 包括前后盖板在内的叶轮出口宽度(m);

$D_2$  —— 叶轮外径(m);

$\gamma$  —— 液体重度( $\text{N}/\text{m}^3$ );

$H$  —— 泵的实际压头(m)。

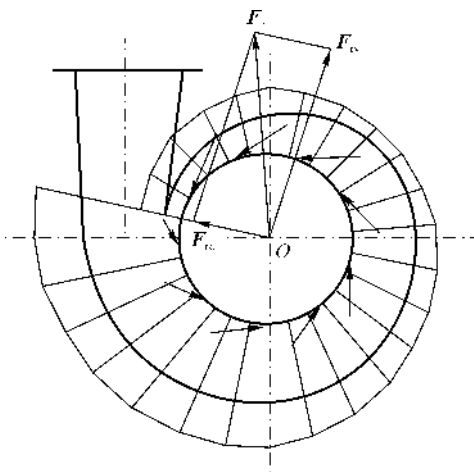


图 2.87 叶轮的径向不平衡力

径向力加重轴的负荷,使轴变形,并破坏密封。双对称蜗形管或双层蜗形管(见图 2.88)可有效地减小径向力。带导流叶片的环形扩压器,由于导流叶片沿圆周均匀分布,亦可实现径向力平衡。

## 2. 轴向力

(1) 轴向液压作用力。叶轮前、后壁面液压力分布不均匀,在叶轮上将引起轴向力。图 2.89 所示为闭式叶轮前、后面的压力分布情况。在叶轮前盖板和后壁与壳体形成的间隙中,黏性液体受叶轮板壁的影响,产生旋转运动,形成离心油压。压力沿半径按二次抛物线规律分布,叶轮外径处压力等于出口压力  $p_2$ 。前盖板从  $R_1$  以下为进口压力作用区;后壁从  $R_2$  以下为轴承腔低压区。前、后压力不一致,产生前向的轴向力。如果在前、后轴向间隙中,液体的角速度相同,则



前向轴向力

$$F_{sy} = \int_{R_z}^{R_1} p 2\pi R dR - p_0 \pi R_1^2$$

式中,  $p$  为间隙中任意半径  $R$  处的液体压力, 即

$$p = p_2 - \frac{\gamma \omega^2}{2g} (R_2^2 - R^2)$$

式中,  $\omega$  为间隙中的液体角速度。

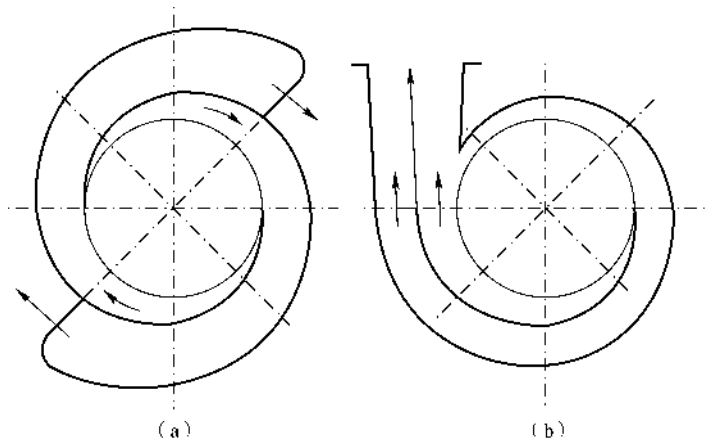


图 2.88 蜗形管

(a) 双对称蜗形管; (b) 双层蜗形管

由于间隙中的流动比较复杂, 只有靠近盖板和后壁面的液体受叶轮影响较强, 才产生离心运动; 而靠近壳体的液体, 受叶轮影响弱, 在压差作用下, 有可能产生向心运动。这给精确地确定轴向力带来了困难, 因此, 通常按经验公式计算。对于闭式叶轮, 则

$$F_{sy} = K_s H \gamma \pi (R_1^2 - R_z^2) \quad (2.133)$$

式中,  $K_s$  为轴向力计算系数, 它与  $n_s$  有关, 当  $n_s = 40 \sim 200$  时,  $K_s = 0.6 \sim 0.8$ 。

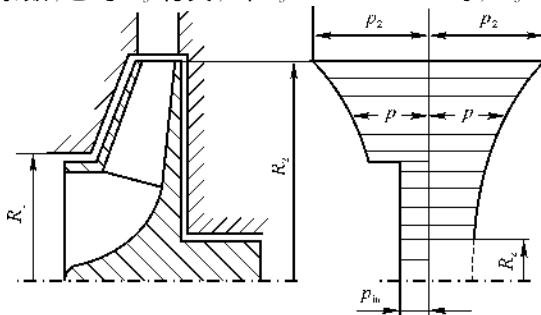


图 2.89 叶轮前、后面的压力分布





对于半闭式叶轮(无前盖板),则

$$F_{sy} = 2\pi R_1 d_1 K'_s H \gamma \quad (2.134)$$

式中  $K'_s$  —— 轴向力计算系数,当  $n_s = 50 \sim 200$  时,  $K'_s = 1.4 \sim 2.0$ ;

$d_1$  —— 叶轮进口处通道的内切圆直径(m);

$R_1$  —— 进口通道内切圆圆心所在的半径(m);

$H$  —— 叶轮实际压头(m)。

(2) 轴向液压反力  $F_{sd}$ 。液体以轴向速度  $v_1$  流进叶轮,以  $v_2$  流出叶轮(见图 2.90)。根据动量方程,液体在叶轮上产生的轴向液压反力

$$F_{sd} = \frac{\gamma q_v}{g} (v_1 - v_{2n} \cos \Psi_n) \quad (2.135)$$

式中  $v_{2n}$  —— 出口绝对速度  $v_2$  的径向分量;

$\Psi_n$  ——  $v_{2n}$  与叶轮轴的夹角,低、中比转速泵,  $\Psi_n = 90^\circ$ 。

叶轮总轴向力为  $F_{sy}$  与  $F_{sd}$  的代数和。

(3) 轴向力的平衡。为了减轻轴承的轴向负荷,须减小叶轮上的轴向力,通常采取的平衡叶轮轴向力的措施有下述几种:

1) 采用双面叶轮(见图 2.91(a))。

2) 后壁上加径向筋板(见图 2.91(b)),以增加间隙中液体的转速,降低间隙中的压力,减小前向的轴向力。

3) 采用前、后壁加密封环,中心部分叶轮开均压孔(见图 2.91(c)),使前后壁压力分布趋于一致。

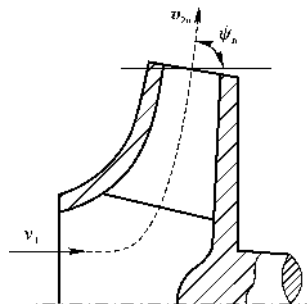


图 2.90 叶轮进、出口速度的变化

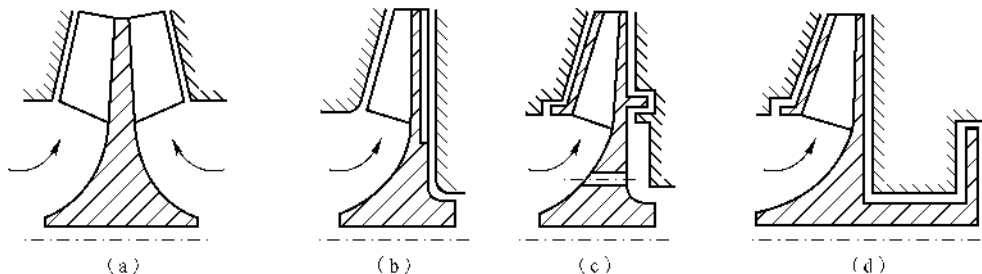


图 2.91 几种平衡轴向力的方法

(a) 双面叶轮; (b) 后壁筋板; (c) 中心均压孔; (d) 平衡盘

4) 加平衡鼓或盘(见图 2.91(d))。盘的两侧面承受进、出口压力,压差力方向与叶轮轴向力相反,以抵消轴向力。平衡盘亦可采用静力油膜支撑平衡叶轮轴向力。当叶轮轴向力变化时,平衡盘可自动调整油膜厚度来适应。



## 2.7 汽心泵

先进的涡轮喷气发动机上的主、加力燃油泵,在满足了供油量和压力要求以后,其重要的性能参数就是在大节流比时的效率。特别是对于工作范围广、节流比大、飞机长时间作超声速飞行的发动机来说,由于燃油吸收了冷却高温部件后的滑油的大量热量,到泵前油温已很高,不希望经过油泵再产生大的温升(可能使燃油温度超过热稳定极限),因此泵的效率很重要。

离心泵具有很多优点,但它只能靠旁路回油调节供油量,在小的供油量下,效率很低。因此,在离心泵的基础上发展了一种调节性能好、通过进口节流的离心泵,称为离心汽心泵(简称汽心泵)。这种泵在小流量时以汽心泵原理工作,在大流量时以离心泵原理工作,也即这种泵有汽心泵工作状态和离心泵工作状态。

由于汽心泵在流量、尺寸、比质量以及效率方面的综合优点,目前国内外许多高性能的发动机用它作加力泵。汽心泵的转速达到  $15\,000 \sim 30\,000 \text{ r/min}$ ,供油量为  $10\,000 \sim 40\,000 \text{ L/h}$ ,压力在  $6 \sim 12 \text{ MN/m}^2$ 。

### 2.7.1 汽心泵的原理

汽心泵除具备与离心泵一样的过流部件外,在进口装置中增设了一个可调节通道面积的节流装置,故汽心泵是一种进口面积可调的离心泵(见图 2.92)。进口节流装置通常是由随动活塞控制的节流滑阀,它可以根据发动机需油量自动调节滑阀开度,控制进入叶轮的油量。

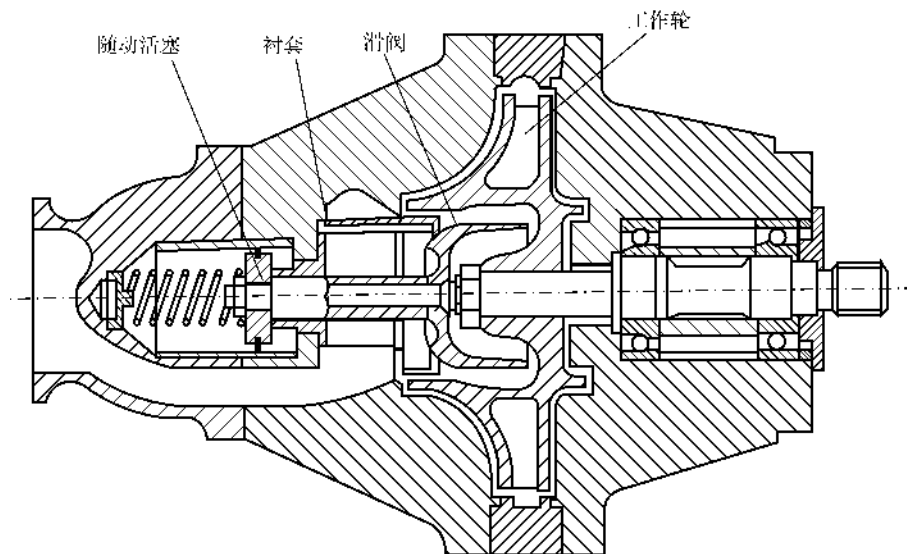


图 2.92 汽心泵结构图



叶轮旋转时,处于叶片通道中的液体,在离心力的作用下被甩出叶轮,由于进口节流滑阀对进入叶轮的液体产生阻力,液体不能顺利补充到叶轮中心,使中心区形成低压。叶轮的转速和外径愈大,并且进口阻力愈大,则叶轮中心压力愈低。当中心区压力低于饱和蒸气压时,形成了由气体和油蒸气组成的汽相区,称为汽心。由于叶轮给液体加能,随着半径的增加,压力不断增高而超过饱和蒸气压,因此汽心外围是连续的液相区。当汽心泵处于稳定的工作状态时,汽心区的直径一定。

进口液体经过节流孔时,面积收缩,静压力能转变为动能,以较高的速度进入汽心。由于节流孔后通道扩大,以及气体阻力与液体表面张力的作用,液体以不连续状态(液滴或雨状射流)穿过汽心。因为射流速度高,所以一部分液体可以不被汽化,直接进入汽心外围的连续液体中,然后被叶轮甩到出口装置中。一部分液体可能在汽心区获得较大的热量,发生汽化,变为气体加入汽心区,同时在汽心边缘又有部分气体,因叶轮做功,压力升高,而重新凝结,进入液相区。稳定工况时,汽心处于动平衡状态,保持固定的直径。

在汽心泵工况时,叶轮中有明显的气、液交界面,交界面上的压力是液体的饱和蒸气压。汽心占据叶轮中心部位后,叶轮加给液体的能量减小(相当于叶片变短)。参照式(2.99),加给液体的能量(动压头)

$$H = \frac{u_2^2 - u_q^2}{2g} + \frac{w_q^2 - w_2^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_q^2}{2g} \quad (2.136)$$

式中,带下标 $q$ 的速度为汽心边缘(半径为 $R_q$ )处液体的速度。由于汽心泵的转速高,汽心泵工况的流量较小,故 $w_2 \ll u_2$ ,即 $(w_q^2 - w_2^2)/(2g) \approx 0$ ;同时 $v_2 \approx u_2, v_q \approx 0$ ,因此可得

$$H \approx \frac{u_2^2 - u_q^2}{2g} + \frac{u_2^2}{2g}$$

上式表明,叶轮给液体的能量,可近似地看成液体的离心油压的压力能与出口液体的圆周切向速度的动能之和。沿叶轮通道半径的静压力的分布,服从离心油压的分布规律(见图2.93)。

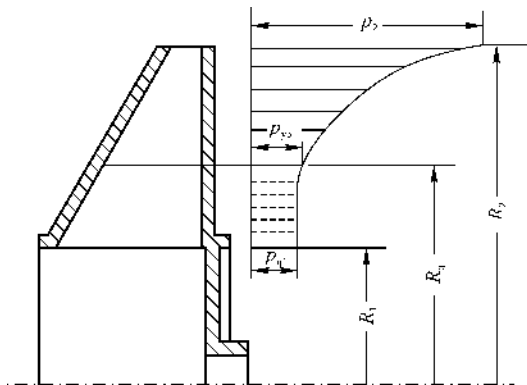


图 2.93 叶轮的径向压力分布



汽心区任意半径  $R$  处的气体压力为

$$p_q = p_{yb} - \frac{\gamma_q}{2g}(R_q^2 - R^2)\omega^2 \quad (2.137)$$

在叶片进口处,  $R = R_1$ , 压力

$$p_{q1} = p_{yb} - \frac{\gamma_q}{2g}(R_q^2 - R_1^2)\omega^2 \quad (2.138)$$

式中  $\gamma_q$  —— 液体蒸气的重度;

$p_{yb}$  —— 液体饱和蒸气压。

由于  $\gamma_q$  极小(约为水的  $1/1000$ ), 故  $p_{q1} \approx p_{yb}$ 。

液相区任意半径  $R$  处的压力为

$$p = p_2 - \frac{\gamma}{2g}(R_2^2 - R^2)\omega^2 \quad (2.139)$$

式中,  $p_2$  为叶轮出口处的液体静压力。

在汽心边界处,  $R = R_q$ ,  $p = p_{yb}$ , 则

$$p_{yb} = p_2 - \frac{\gamma}{2g}(R_2^2 - R_q^2)\omega^2 \quad (2.140)$$

$$R_q^2 = R_2^2 - \frac{2g}{\gamma\omega^2}(p_2 - p_{yb}) \quad (2.141)$$

若认为叶轮出口切向速度的动能  $u_2^2/(2g)$  在出口扩压器中全部转为压力能, 转变时的损失用扩压器液压效率  $\eta_k$  表示, 则泵的出口压力

$$p_T = p_2 + \frac{\gamma u_2^2}{2g}\eta_k \quad (2.142)$$

$$p_2 = p_T - \frac{\gamma u_2^2}{2g}\eta_k = p_T - \frac{\gamma R_2^2 \omega^2}{2g}\eta_k \quad (2.143)$$

代入式(2.141), 得

$$R_q^2 = R_2^2 - \frac{2g}{\gamma\omega^2}(p_T - p_{yb}) + R_2^2\eta_k = (1 + \eta_k)R_2^2 - \frac{2g}{\gamma\omega^2}(p_T - p_{yb})$$

故汽心半径

$$R_q = \sqrt{(1 + \eta_k)R_2^2 - \frac{2g}{\gamma\omega^2}(p_T - p_{yb})} \quad (2.144)$$

由式(2.144)可见, 汽心半径  $R_q$  是转速、出口压力(负载)、叶轮半径的函数。 $R_q$  随压力  $p_T$  的增大而减小, 随转速  $\omega$  和叶轮半径  $R_2$  的增加而增大。上述公式在形式上未反映进口节流滑阀对汽心半径的影响, 但实际上是隐含着的。若保持进口滑阀前的压力  $p_0$  不变, 转速恒定, 出口阻力不变, 则改变滑阀节流面积, 一方面改变了进入叶轮的流量, 另一方面改变了进口节流损失, 从而对  $p_T$  产生影响。随着节流滑阀的开大, 汽心半径不断减小。泵的出口压力  $p_T$  与出口节流(阻力)有关。因此, 当转速一定时, 汽心泵的工作状态就由进口节流和出口节流共同决



定。当进口节流滑阀全开或出口压力(阻力)最大时,汽心会消失,泵进入离心泵工况工作;反之,当进口高度节流,或出口压力很低时,叶轮可能全被蒸气所充满,泵进入离心式压气机工况。即使进口节流滑阀开度很小,但出口阻力很大,叶轮内仍可能形不成汽心。

如果泵已在汽心泵工况下工作,进口节流面积不变,则改变节流滑阀前的压力  $p_0$ ,对汽心影响很小。这是因为  $p_0$  增大时,  $p_{q1}$  变化很小,仅引起压力损失增加,抵消了  $p_0$  增大的影响。

## 2.7.2 汽心泵的性能和供油量调节

### 1. 汽心泵的压头和供油量特性

转速不变时,离心泵的实际压头  $H$  与实际供油量  $q_v$  的关系如图 2.94(b) 所示,随  $q_v$  的增加,  $H$  逐渐减小。当在离心泵工况工作时,如果出口节流程度不变而减小进口节流面积  $A_q$ ,则在一定范围内,对压头和供油量不产生影响。但在  $A_q$  减小到一定值之后,叶轮中心汽心形成,压头急剧下降(见图 2.94(a)),泵进入汽心泵工况工作。如果进口节流面积不变而减小出口阻力,即增加出口管路节流面积,则使泵的供油量增大,进口节流损失也增大。到某一程度后,叶轮中心也能形成汽心区,压力同样急剧下降。因此,在  $H-q_v$  图上,  $a$  点对应进口节流面积  $A_{q1}$  的汽心开始形成时的工况点。此后,流量增加,特性曲线偏离离心泵曲线 IV,压头以很大的斜率下降(见图 2.94(b) 的虚线)。当改变进口节流面积而其他条件不变,如从  $A_{q1}$  增为  $A_{q2}$  时,则汽心泵特性变为另一条陡峭曲线,与离心泵特性曲线的分离点变到点  $b$ 。因此,汽心泵的压头和供油量特性是随进口节流面积而变的一簇曲线。

当转速变化时,离心泵的  $H-q_v$  曲线改变,汽心泵特性也相应发生变化。随着转速的降低,离心泵压头以二次方关系而降低。因此在低转速下,汽心泵亦同样存在离心泵压头低的缺点。

汽心泵的工况由泵特性和负载特性共同决定。在  $H-q_v$  曲线图上,当进口节流面积为  $A_{q1}$ ,出口阻力特性为曲线 I 时,二者交点  $a_1$  即为稳定工况点,对应的压头为  $H_{a1}$ 、供油量为  $q_{v,a1}$ ;调节进口面积到  $A_{q2}$ ,则工况点变为  $b_1$ ,对应的压头为  $H_{b1}$ ,供油量为  $q_{v,b1}$ 。保持进口面积  $A_{q1}$  不变,改变负载特性(从曲线 I 到曲线 II),同样可改变泵的参数。在大范围内调节  $A_q$  或外阻力(负载),可使泵产生离心泵与汽心泵工况的相互转化,这从特性图上也可以作出解释。

汽心泵工况时的进口节流面积小,损失大,同时液体射流进入汽心,对叶轮和叶片有冲击损失,导致了泵的液压效率降低;由于供油量小,摩擦功率损失基本不变,故泵的机械效率也降

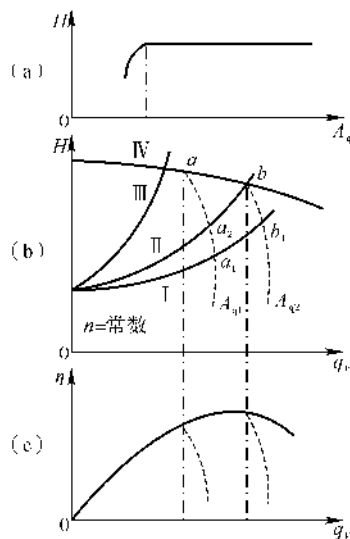


图 2.94 汽心泵特性曲线

(a)  $H-A_q$  曲线; (b)  $H-q_v$  曲线;

(c)  $\eta-q_v$  曲线



低;叶片变短,亦可能降低容积效率。因此,汽心泵的总效率曲线比离心泵的低。

## 2. 汽心泵的功率和温升特性

当转速不变时,在小供油量情况下,叶轮中出现汽心,在部分载荷下工作的汽心泵和始终以满负载工作的外节流离心泵相比,它的轴功率大大减小。当转速不变时,对于满负载运行的离心泵,随着供油量的变化,只有一条功率曲线;而汽心泵的轴功率和供油量的关系是一簇曲线,每一条曲线对应一个出口与进口的压力差。图 2.95 所示是以最大供油量与最大功率的百分数表示的汽心泵的功率特性线。当进口压力  $p_0$  不变,减小进口节流面积以减小供油量时,出口压力  $p_T$  减小,工作点向图的左下方移动。因此,在小供油量下,轴功率有较大幅度的减小。而离心泵在小供油量下压力高,仍消耗很大的功率。

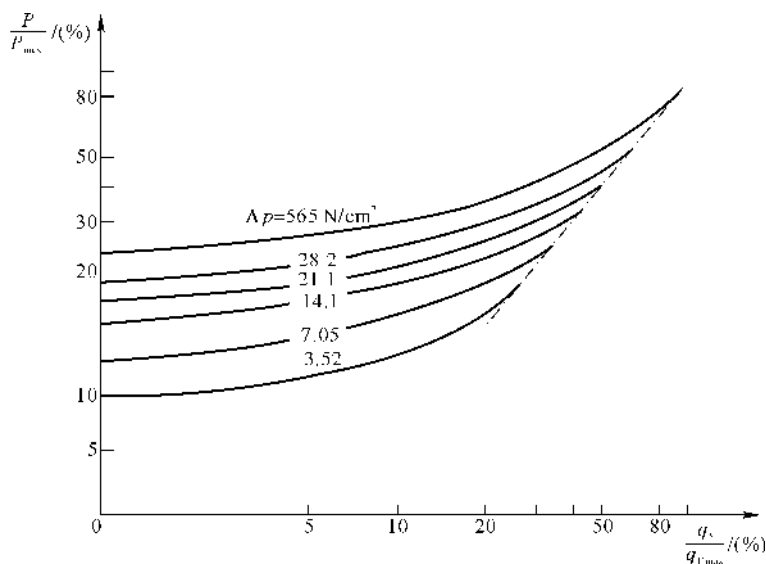


图 2.95 汽心泵的功率特性

## 3. 汽心泵的气隙

汽心泵也存在气隙现象,汽心便是一个大气隙。但是,由于汽心区与液体区有明显的界面,液体以不连续的射流状穿过汽心,而不存在像离心泵进口产生气隙时那样的液体包围气泡的情况,因此不存在气泡被压力液体挤破、液体高速撞击气泡中心或金属壁面的情况。汽心区有可能产生射流对叶轮的直接冲击,但射流速度远比液体挤破气泡时的撞击速度低,故对叶轮壁的危害较小。在气液界面上,可能有部分气体由于叶轮加压而凝结,但同时必有相应的射流转为气体,汽心处于动态平衡,体积不变,因此供油量与压力的脉动较小。但汽心泵在下述几种情况下仍有可能产生气蚀。

(1) 汽心区有少量气体被射流液体带到汽心外围液体区中,将会以气泡形式附在叶轮壁



上,当被液体挤破时,就会产生气蚀。

(2) 当汽心泵处在满负载运行(离心泵工况)时,由于进口压力不足,并且由于进口节流滑阀损失,有可能产生离心泵式的进口气蚀。

(3) 在小流量工况下,出口压力低,在出口扩压装置喉部,由于加速,出现低压,可能引起气蚀。

防止产生气蚀的方法主要是增大扩压器喉部面积,叶轮和扩压器均采用抗气蚀性好的材料。在大供油量时,泵进入离心泵工况,提高进口压力对防止泵产生气隙是有利的,故汽心泵也采用较高的进口压力。通常在进口前对液体预压。

#### 4. 汽心泵的供油量调节

汽心泵的压力-供油量特性曲线,是在离心泵特性曲线的基础上,由进口节流程度决定的一簇曲线(见图 2.96)。汽心泵的工况点由外部节流阻力特性(负载特性)限定。泵的外部阻力包括管路、固定节流器、滑阀和喷嘴等的阻力。阻力引起流体压力损失,损失与流量的关系是一条近似的二次抛物线。随着外节流滑阀的移动,负载特性也是一簇抛物线,如图中细实线所示。工况点即为泵特性曲线与外部节流特性曲线的交点。当转速不变时,改变进口或出口节流面积,可使汽心泵工况点在整个坐标平面上变化。图 2.96 中,外部节流特性曲线(细实线)与汽心泵特性曲线(虚线)的所有交点均为汽心泵的工况点。而离心泵只能改变外部节流,工况点只能沿泵的特性曲线变化,即图中离心泵特性曲线与外部节流特性曲线的交点。因此,汽心泵通过改变进口节流程度改变供油量,在小供油量时,可保证功率消耗低。

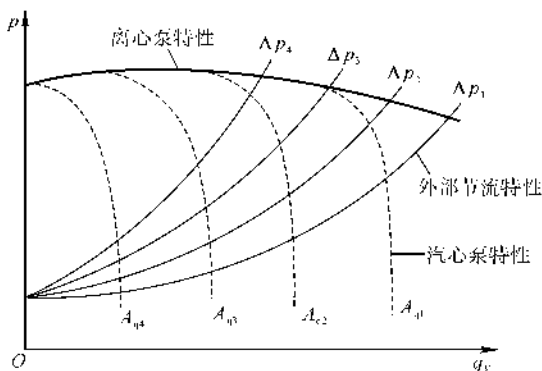


图 2.96 泵的调节特性

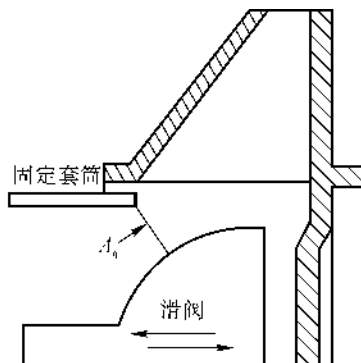


图 2.97 蘑菇型滑阀

### 2.7.3 汽心泵的过流部件

#### 1. 进口节流装置

进口节流装置是汽心泵的一个组成部分。节流滑阀由随动机构控制。有蘑菇型和套筒型两种结构形式。



(1) 蘑菇型滑阀。由滑阀的蘑菇状型面和固定套筒形成节流面积(见图 2.97),控制进油量。型面的形状要保证节流面积与滑阀的位移成指数关系,以满足控油装置的稳定性要求。滑阀的结构比较简单,但叶轮中心部位被滑阀占据,进口有效面积利用率差(40%左右)。液体流过滑阀时,其流动方向由沿轴线方向变为垂直于轴线方向,使滑阀受到流体动量力作用,该力为

$$F_d = \frac{\gamma q_v}{g} v_s$$

式中,  $v_s$  为滑阀前液体的轴向流速。

由上式可知,  $F_d$  随流量  $q_v$  而变化,为此必须由随动机构与  $F_d$  平衡,以保证当  $q_v$  变化时,将滑阀控制在需要的位置上。

滑阀节流面积与滑阀位移保持指数关系,可在小供油量下减小调节滑阀的增益系数,有利于控制系统的稳定性。滑阀节流面积与滑阀位移关系为

$$A = e^{ks} \quad (2.145)$$

式中  $A$  —— 滑阀节流面积;

$s$  —— 滑阀位移;

$k$  —— 常数。

$$dA = k e^{ks} ds$$

$$\Delta A = k e^{ks} \Delta s$$

增量形式

由于

$$\frac{\Delta q_v}{q_v} = \frac{\mu \Delta A \sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_0 - p_q)}}{\mu A \sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_0 - p_q)}} = \frac{\Delta A}{A} \quad (2.146)$$

因此

$$\frac{\Delta q_v}{q_v} = \frac{k e^{ks} \Delta s}{e^{ks}} = k \Delta s \quad (2.147)$$

$k$  可由边界条件得到,当  $s = s_{\max}$  时,  $A = A_{\max}$ , 则

$$k = \frac{\ln A_{\max}}{s_{\max}} = \text{常数}$$

可见,当滑阀每移动  $\Delta s$  时,流量的相对增量  $\Delta q_v / q_v$  总为常数。

(2) 套筒型滑阀。如图 2.98 所示,套筒型滑阀由内、外两层套筒组成,随动机构控制旋进外套筒相对固定套筒移动,或移动加转动(旋进运动),改变固定套筒上型孔遮闭面积的大小。未被遮闭的型孔部分面积即为节流孔面积。套筒型滑阀提高了叶轮中心的面积利用率;使叶轮进口的轴向宽度大大减小;液体径向进入叶轮,消除了滑阀活动套筒上受到的液体动量力的作用。选择合适的型孔面积,可准确地得到期望的面积与位移的关系。



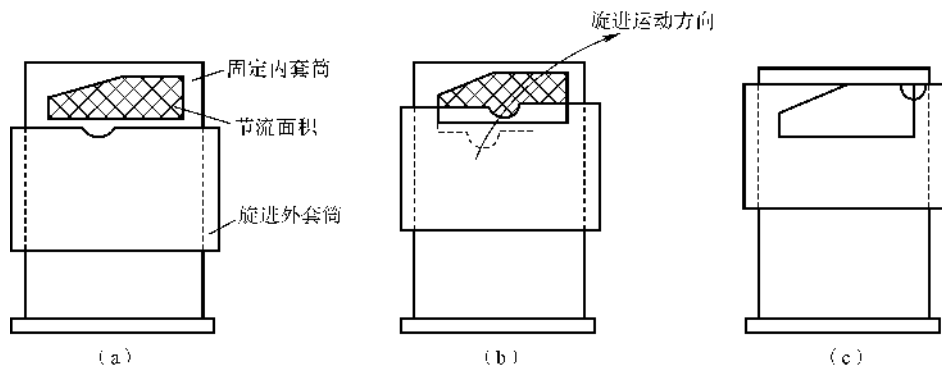


图 2.98 旋进式套筒原理图

(a) 节流孔全开; (b) 节流孔半开; (c) 节流孔接近全闭

移动式套筒的结构简单,但要保证面积与位移的指数关系,型孔的形状就比较复杂。而旋进式却可在最小流量情况下准确地控制面积变化率,型孔形状又比较简单。对于要求面积与位移保持线性关系的滑阀,套筒型孔则是最简单的。

## 2. 叶轮

汽心泵叶轮采用径向式叶片,如图 2.99 所示。在同样转速和叶轮尺寸下,它比后弯叶片可获得较高的压头。如果出口压头不变,则叶轮外径可以减小,叶轮盘的摩擦功率损失即减小。径向叶片加工方便,在相同转速下,叶片根部的离心应力小,出口截面的叶片排挤系数小,有利于增加叶片数,提高压头,或叶片数相同时,可增加供油量。

汽心发生后,给液体加能的叶片有效长度变短,有限叶片数对压头的影响增大,故须增加叶片数量予以补偿。汽心泵叶轮叶片通常 13 ~ 25 片,比离心泵叶轮多 1 倍左右。汽心泵叶轮进口部分的轴向宽度比离心泵大 50% 以上,叶片进口宽度则比离心泵的更大。

叶轮做成全闭式以提高容积效率,叶轮外径

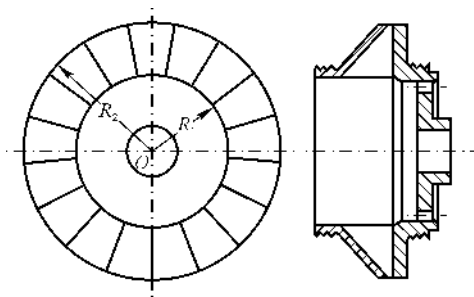


图 2.99 汽心泵叶轮结构

$$D_2 = \frac{60}{\pi n_d} \sqrt{\frac{g \Delta p_d}{\gamma \eta_{b,y}}}$$

式中  $\Delta p_d$  —— 汽心泵设计点的压力增量;

$n_d$  —— 汽心泵设计转速。

## 3. 出口扩压器

汽心泵的出口扩压器与离心泵相同,广泛采用蜗形管与直线扩压管组成的蜗室装置。叶轮



出口的液体速度接近  $u_2$ , 因此, 扩压器对汽心泵的效率、温升和寿命影响很大。汽心泵工作范围宽, 其蜗室偏离设计工况范围很大, 因此设计蜗室时, 须综合考虑上述 3 个因素。

蜗室喉部截面即图 2.83 中所示的 VIII 截面, 其大小影响蜗室的寿命。如果喉部面积选择靠近阻塞线(喉部面积过小, 大流量时喉部处达到液体汽化压力), 则将引起扩压器严重气蚀, 寿命降低。因此, 设计喉部面积所用的计算流量应比最大流量大, 通常

$$q_{v,c} = (1.05 \sim 1.50) q_{v,\max} \quad (2.148)$$

增大喉部尺寸还可提高设计点的液压效率。但喉部尺寸增大后, 蜗形管内速度降低, 与叶轮出口速度不匹配(流量愈小, 愈不匹配), 增加了液体的冲击损失, 使液体温升增加。

蜗形管的流通截面有梯形和矩形, 也可采用带导流叶片的环形扩压器, 但导流叶片对工况变化比较敏感, 易产生压力振荡。

为了缩小径向尺寸, 有的汽心泵采用等截面环形扩压器, 但其液压效率低。

汽心泵的直线扩压管部分通常比离心泵的长(50 ~ 100)%, 这样可以有更多的动能在直管中扩压, 使扩压效率较高。

## 习 题

2.1 计算柱塞泵的供油量(L/h)。泵的参数:  $l = 167 \text{ mm}$ ,  $d_z = 15 \text{ mm}$ ,  $z = 7$ ,  $\theta = 15^\circ$ ,  $\varphi_{\max} = 15^\circ$ ,  $n = 3\,565 \text{ r/min}$ , 取  $\eta_v = 0.96$ 。

2.2 用题 2.1 的数据计算  $\alpha = 100^\circ$  时的柱塞行程  $s$ 、相对速度  $v$  和相对加速度  $a$ 。

2.3 A、B 两泵并联供油, A 泵最小供油量  $q_v = 4\,000 \text{ L/h}$ 。当发动机只需  $1\,600 \text{ L/h}$  油量时, B 泵斜盘角  $\varphi$  应为多大? B 泵参数:  $b = 4\,465 \text{ r/min}$ ,  $\theta = 14^\circ$ ,  $z = 9$ ,  $d_z = 15 \text{ mm}$ ,  $l = 167 \text{ mm}$ ,  $\eta_v = 0.95$ 。

2.4 某齿轮泵,  $m = 5.5 \text{ mm}$ ,  $z = 10$ ,  $b = 26.7 \text{ mm}$ ,  $n = 3\,260 \text{ r/min}$ ,  $\eta_v = 0.85$ , 压力角  $\alpha_0 = 20^\circ$ 。试用近似公式计算泵的实际供油量(L/h)。若重叠因数  $\epsilon_c = 1.05$ , 试求其精确供油量, 并与近似值相比较。

2.5 齿轮泵的两个齿轮尺寸不同。大齿轮  $z_1 = 22$ ,  $n_1 = 3\,600 \text{ r/min}$ ; 小齿轮  $z_2 = 14$ 。模数与齿宽相同,  $m = 3 \text{ mm}$ ,  $b = 25 \text{ mm}$ 。求泵的理论供油量。

2.6 由 3 个齿轮组成的齿轮泵, 中间大齿轮  $z_1 = 20$ , 相同的两个小齿轮  $z_2 = 17$ 。  $m = 1 \text{ mm}$ ,  $b = 18 \text{ mm}$ 。大齿轮  $n_1 = 3\,200 \text{ r/min}$ 。求泵的理论供油量。

2.7 若理论供油量  $q_{v,i} = 3\,000 \text{ L/h}$ ,  $b = 20 \text{ mm}$ ,  $n = 3\,000 \text{ r/min}$ 。试比较  $z = 17$ ,  $z = 6$  的两个齿轮泵的径向尺寸。

2.8 计算与习题 2.4 相同的齿轮泵供油量不均匀系数  $\sigma_m$ 。若将该系数降低 20%, 则应如何改变齿轮参数?

2.9 齿轮泵输入功率  $P = 120 \text{ kW}$ 。采用标准齿轮  $m = 6 \text{ mm}$ ,  $z = 14$ ,  $b = 40 \text{ mm}$ ,  $n =$



4 000 r/min,  $\eta_m = 0.96$ 。出口与进口压力差  $\Delta p = 1\,000\text{ N/cm}^2$ , 出口区与进口区对应中心角均为  $\pi/2$ , 求主、从齿轮轴承上所受的径向力。若将从齿轮力减小 20%, 试讨论采取何种措施, 并作出计算结果。

**2.10** 泵进、出口区中心角同为  $100^\circ$ , 齿轮模数  $m = 5\text{ mm}$ ,  $z = 12$ ,  $p_T = 800\text{ N/cm}^2$ ,  $p_0 = 20\text{ N/cm}^2$ , 弹簧力为 80 N。欲保持整个接触面上有的 700 N 接触力, 试确定端面衬套的尺寸。

**2.11** 已计算出齿轮泵衬套工作面分离力合力作用点坐标  $x_1 = 2\text{ mm}$ ,  $y_1 = 12\text{ mm}$ 。齿轮  $r_j = 21\text{ mm}$ ,  $m = 3\text{ mm}$ 。衬套承压面内圆  $d_1 = 39\text{ mm}$ 。试确定衬套承压面内圆圆心的位置。

**2.12** 单作用定量旋板泵, 转子转速 2 000 r/min。径向旋板,  $z = 8$ ,  $b = 24\text{ mm}$ ,  $\delta = 2\text{ mm}$ 。转子半径  $r = 32\text{ mm}$ 。定子内表面为圆形, 偏心距  $e = 2\text{ mm}$ ,  $\eta_v = 0.9$ 。求供油量(L/min)。

**2.13** 定量旋板泵,  $n = 3\,260\text{ r/min}$ 。径向旋板,  $b = 26.7\text{ mm}$ ,  $r = 32\text{ mm}$ ,  $e = 5\text{ mm}$ ,  $\delta = 2\text{ mm}$ ,  $z = 9$ ,  $\eta_v = 0.85$ 。求供油量, 并画出其大致的径向外廓尺寸, 再与习题 2.4 的齿轮泵的供油量和径向尺寸作一比较。

**2.14** 定量旋板泵, 供油量 200 L/min,  $p_T = 630\text{ N/cm}^2$ , 单独供应一单作用式旋板马达, 定子内表面为圆,  $R = 30\text{ mm}$ ,  $b = 20\text{ mm}$ ,  $\eta_v = 0.86$ ,  $\eta_m = 0.85$ 。不计板厚影响, 当输出速度为 800 r/min 时(令马达出口压力为零), 马达转子的偏心距为多少? 输出扭矩为多大?

**2.15** 航空离心泵增压航空煤油, 供油量 9 500 L/h, 叶轮转速 900 r/min, 叶轮外径  $D_2 = 80\text{ mm}$ , 叶片进口直径  $D_1 = 42\text{ mm}$ 。后弯式叶片,  $\beta_2 = 24^\circ 30'$ ,  $\beta_1 = 40^\circ$ 。叶片出口宽度  $b_2 = 6.5\text{ mm}$ ,  $b_1 = 10\text{ mm}$ , 液体径向流进叶片通道。叶片厚度  $\delta = 1\text{ mm}$ , 叶片数  $z = 15$ 。试作出叶轮的进、出口速度三角形。

**2.16** 若液压效率  $\eta_y = 0.8$ , 进口压力为  $26\text{ N/cm}^2$ , 泵出口速度为 4 m/s。求上述泵的实际出口压力。

**2.17** 离心泵  $n = 10\,000\text{ r/min}$ ,  $q_{v,i} = 12\,000\text{ L/h}$ 。叶轮结构参数:  $D_1 = 40\text{ mm}$ ,  $D_2 = 72\text{ mm}$ ,  $b_2 = 6\text{ mm}$ ,  $z = 6$ ,  $\delta = 1.5\text{ mm}$ 。若  $\eta_y = 0.85$ , 求  $\beta_2 = 18^\circ, 90^\circ, 120^\circ$  时的实际压头。

**2.18** 一单级离心泵,  $q_{v,d} = 45\,000\text{ L/h}$ ,  $n = 9\,140\text{ r/min}$ ,  $p_T = 5.2\text{ N/cm}^2$ , 工质为航空煤油。求泵的比转速, 并分析叶轮的结构特点。

**2.19** 一离心泵,  $q_v = 18\,500\text{ L/h}$ ,  $n = 8\,900\text{ r/min}$ ,  $D_2 = 90\text{ mm}$ ,  $b_2 = 12.8\text{ mm}$ ,  $\beta_2 = 19^\circ$ 。等宽度蜗形管,  $b_3 = 1.08b_2$ ,  $D_3 = 1.05D_2$ 。求  $\pi = \varphi$  处的蜗室外廓半径(按等  $v_t R$  规律和等  $v_{av}$  规律分别计算)。

**2.20** 一汽心泵,  $n = 20\,000\text{ r/min}$ , 叶轮外径  $D_2 = 109.7\text{ mm}$ , 工质为  $90^\circ\text{C}$  的航空煤油。当叶轮后压力  $p_2 = 500\text{ N/cm}^2$  时, 试确定汽心直径。令  $\eta_{y_2} = 0.85$ 。

## 第 3 章 敏感元件

### 3.1 概 述

在控制系统中,感知被控对象(发动机)的状态是控制该对象的前提,被控对象的状态由反映被控对象状态的参数(例如发动机的转速、发动机各截面的压力和温度等)来表征,因此,在对被控对象进行控制时,首先需要测量这些参数。测量这些参数的元件(装置)称为敏感元件,或称为测量元件,或称为传感器。

由于敏感元件的工作原理、转换方式和被测参数的不同,敏感元件的分类方法亦有所不同。按照被测参数的性质不同,可以分为位移敏感元件、力敏感元件、转速敏感元件、电量敏感元件、温度敏感元件、流量敏感元件、压力敏感元件、质量敏感元件、时间敏感元件等。

按照敏感元件转换的信号类型不同,可以分为机械式敏感元件、机电式敏感元件、光电式敏感元件等。

按照敏感元件信号的变换特征不同,又可以分为物性型敏感元件和结构型敏感元件。物性型敏感元件依靠其材料本身物理性质的变化来实现信号的变换。例如,双金属片温度计是利用两种不同成分金属的热胀冷缩系数的不同,把被测量温度的变化转换为位移变化;又例如,磁电式转速传感器即属结构型敏感元件,它依靠磁极与音轮轮齿齿型之间距离的变化使磁通量发生变化,进而产生感应电势的变化来测量转速。

按照敏感元件的能量转换形式不同,还可以分为参量型敏感元件及能量型敏感元件。参量型敏感元件完成的是同类型物理参数量值的转换;能量型敏感元件则将一种能量形式转换为另一种能量形式,有换能作用。

按照敏感元件输出信号的形式不同,可以分为模拟式敏感元件和数字式敏感元件。模拟式敏感元件的输出信号在量值上是无级连续变化的;数字式敏感元件的输出信号在量值上是台阶状有级变化的。

按照敏感元件是否与被测对象或场接触,可以分为接触式及非接触式敏感元件。接触式敏感元件与被测对象或场相接触;而非接触式敏感元件则与被测对象或场不接触。

通常,某一被测参数可以用几种不同类型的敏感元件来测量,而同一种敏感元件也可以测量几种不同的被测参数。由于被测参数和相应的敏感元件都是多种多样的,所以本章仅就航空发动机控制所需测量的几种物理参数和常用的几种敏感元件的工作原理、结构、性能等进行介绍,以便于读者在进行航空发动机控制系统设计时加以选用。



在航空发动机控制系统中,常用的敏感元件有测量燃油、滑油、气体压力或压差或压力比的压力、压差、压比敏感元件;有测量燃油、滑油、气体温度的温度敏感元件;有测量压气机和动力涡轮转速的转速敏感元件;有测量机械装置转角或直线位移量的机械位移敏感元件;有测量燃油、滑油流量的流量敏感元件;有测量扭矩的扭矩敏感元件;有测量发动机振动的振动敏感元件等。

对敏感元件的一般要求是:

(1) 灵敏度高。当被感受、被测量的参数有微小变化时,敏感元件有确定性的输出变化,以反映参数的这一变化。

(2) 准确度高。敏感元件的静态测量误差要小。

(3) 工作范围符合要求。

(4) 符合工作环境要求。

(5) 动态特性好。

(6) 抗干扰能力强。

## 3.2 机械式敏感元件

本节将对在航空发动机控制系统中使用的机械式转速、压力、压差、压比、温度等敏感元件的工作原理、基本结构和工作特性进行介绍。

### 3.2.1 转速敏感元件

由于发动机、燃气轮机普遍选择发动机转速作为被控制量,因此,转速敏感元件是测量发动机工作状态的最常用而且最重要的敏感元件。航空发动机常用的机械式转速敏感元件有机械离心式和液压离心式两类,机械离心式转速敏感元件使用得更广。

#### 1. 机械离心式转速敏感元件

(1) 工作原理。如图 3.1(a) 所示,机械离心式转速敏感元件是一个组合件,由离心飞重块(简称离心块)3、支架 1、小轴 2、导杆 4、调准弹簧 5 和调准机构(转速给定)6 等组成。离心块一般有 2~6 块,通过支点  $O$  安装在支架上。发动机通过传动机构带动支架旋转,离心块在离心力作用下产生绕支点  $O$  向外的摆动,其另一臂(称为摆动臂)将向下摆动,因此将使小轴(摆动臂与小轴接触处称为尾足)产生向下的作用力(轴向换算力)。稳态时,离心块产生的轴向换算力与调准弹簧力相平衡,导杆处于平衡位置。当发动机转速发生变化或重新设定发动机转速( $n$  变化)而改变了调准弹簧力时,这一平衡被打破,使导杆产生向上或向下的移动( $y$  变化),从而使导杆控制的流道面积发生变化。这一变化将导致控制作用量(例如供油量)的变化,进而使发动机转速变化,以重新与调准弹簧力平衡,使导杆重新回到平衡位置。这就是机械离心式转速敏感元件的工作原理。

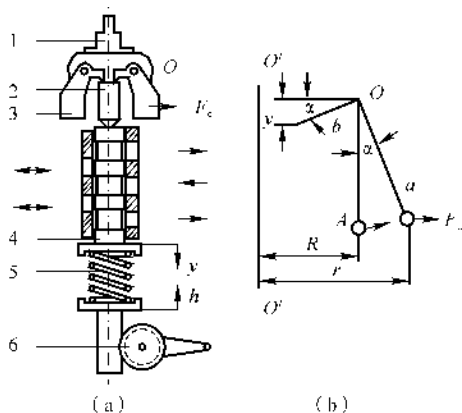


图 3.1 机械离心式转速敏感元件

(a) 转速测量元件组成; (b) 离心块受力简图

(2) 静态特性。机械离心式转速敏感元件的静态特性是指在平衡状态下,导杆的位移  $y$  与输入转速  $n$  之间的关系。

如图 3.1(b) 所示,忽略离心块重力和摩擦力,设离心力合力的作用点就是离心块的质心,离心块的力臂  $a$  和摆动臂  $b$  互相垂直,当离心块张角  $\alpha = 0$  时,  $\overline{OA}$  处于铅直位置,输出位移  $y = 0$ ,当  $\overline{OA}$  处于铅直位置时,离心块质心  $A$  到转轴的距离为  $R$ 。单个离心块旋转产生的离心力

$$F_c = m_1 r \omega^2 = m_1 \left( R + \frac{a}{b} y \right) \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2 \quad (3.1)$$

式中  $m_1$  —— 单个离心块的质量;

$r$  —— 离心块质心到转轴的距离,

$$r = R + a \sin \alpha = R + \frac{a}{b} y$$

$\omega$  —— 转轴的角速度,  $\omega = \pi n / 30$ 。

离心力的轴向换算力

$$F_a = Z \frac{a}{b} F_c \quad (3.2)$$

式中,  $Z$  为离心块的个数。

将式(3.1)代入式(3.2),离心力的轴向换算力

$$F_a = Z m_1 \frac{a}{b} \left( R + \frac{a}{b} y \right) \left( \frac{\pi}{30} \right)^2 n^2 \quad (3.3)$$

由式(3.3)可以看出,元件结构确定后,轴向换算力  $F_a$  是  $n$  和  $y$  的函数。当导杆位移  $y$  给定时,轴向换算力  $F_a$  与转速  $n$  的二次方成正比;而当转速  $n$  给定时,轴向换算力  $F_a$  则与  $y$  的变化



成正比。

作用在导杆上的调准弹簧力  $F_s$  与弹簧的刚度  $K_s$ 、初始预紧力及弹簧的压缩量有关。弹簧的压缩量是调准作用量  $h$  和导杆位移  $y$  之和。设弹簧在  $y = 0$  和  $h = 0$  时的初始预紧力为  $F_{s0}$ ，则弹簧力

$$F_s = F_{s0} + K_s(h + y) \quad (3.4)$$

当转速敏感元件处于稳态时，离心力的轴向换算力  $F_a$  与调准弹簧力  $F_s$  相等，则有

$$Zm_1 \frac{a}{b} \left( R + \frac{a}{b} y \right) \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2 = F_{s0} + K_s(h + y)$$

由此，得

$$y = \frac{Zm_1 \frac{a}{b} R \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2 - F_{s0} - K_s h}{K_s - Zm_1 \left( \frac{a}{b} \right)^2 \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2} \quad (3.5)$$

式(3.5)就是机械离心式转速敏感元件的静态特性方程。由该式可以看出，导杆位移  $y$  是转速的二次方即  $n^2$  的函数。当  $n$  较小时， $y$  对  $n$  的变化不敏感；但随着  $n$  的增加， $Zm_1 \left( \frac{a}{b} \right)^2 \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2$  趋近于  $K_s$ ，式(3.5)的分母趋向 0， $n$  较小的增加将导致  $y$  大幅度的增加。因此，机械离心式转速敏感元件的工作范围较小，如图 3.2 所示。该图给出了导杆位移  $y$  与离心块转速  $n$  的关系，图中还给出了这种敏感元件的工作范围。

工程中，常在离心块转轴上安装滚动轴承，并且使导杆与离心块一起旋转，将静摩擦转变为动摩擦，以减小摩擦力，增加机械离心式转速敏感元件的灵敏度。

(3) 动态特性。转速敏感元件的动态特性是指转速变化时，转速与导杆位移随时间的变化关系。

若选取导杆为分离体，在分析中忽略重力、干摩擦力以及离心块不对称性等因素，则有，当转速突然变化时，导杆的力平衡方程为

$$m_2 \frac{d^2 y}{dt^2} + B \frac{dy}{dt} + F_s = F_a$$

式中  $m_2$  —— 导杆质量和  $Z$  个离心块在导杆运动方向的折合质量之和；

$B$  —— 等效阻尼系数 ( $N \cdot s \cdot m^{-1}$ )。

考虑到  $y = y_0 + \Delta y$  (下标“0”表示稳态平衡点)，上式变为

$$m_2 \frac{d^2 \Delta y}{dt^2} + B \frac{d\Delta y}{dt} + F_s = F_a \quad (3.6)$$

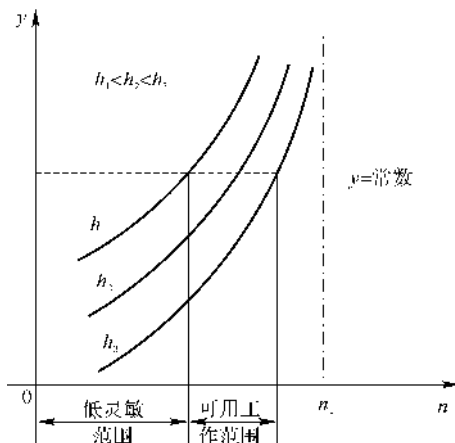


图 3.2 机械离心式转速敏感元件的静态特性



动态过程中,调准弹簧力可表示为

$$F_s = f_1(y, h) = F_{s0} + \left( \frac{\partial F_s}{\partial y} \right)_0 \Delta y + \left( \frac{\partial F_s}{\partial h} \right)_0 \Delta h$$

离心力的轴向换算力可表示为

$$F_a = f_2(y, h) = F_{a0} + \left( \frac{\partial F_a}{\partial y} \right)_0 \Delta y + \left( \frac{\partial F_a}{\partial h} \right)_0 \Delta h$$

将  $F_s$  和  $F_a$  代入式(3.6),并考虑到  $F_{s0} = F_{a0}$ ,可得

$$m_2 \frac{d^2 \Delta y}{dt^2} + B \frac{d \Delta y}{dt} + \left( \frac{\partial F_s}{\partial y} - \frac{\partial F_a}{\partial y} \right)_0 \Delta y = \left( \frac{\partial F_a}{\partial n} \right)_0 \Delta n - \left( \frac{\partial F_s}{\partial h} \right)_0 \Delta h \quad (3.7a)$$

为了以后研究方便,将绝对增量  $\Delta n$ ,  $\Delta h$ ,  $\Delta y$  变换为无量纲相对增量  $\bar{n}$ ,  $\bar{h}$ ,  $\bar{y}$ 。选定元件工作范围内的某一值为基准值(例如选择设计点的值)  $n_b$ ,  $h_b$ ,  $y_b$ , 将增量与基准值相比,即得无量纲相对增量分别为

$$\bar{y} = \frac{\Delta y}{y_b}, \quad \Delta y = \bar{y} y_b$$

$$\bar{h} = \frac{\Delta h}{h_b}, \quad \Delta h = \bar{h} h_b$$

$$\bar{n} = \frac{\Delta n}{n_b}, \quad \Delta n = \bar{n} n_b$$

写成微分形式,即

$$d\bar{y} = \frac{dy}{y_b}, \quad dy = y_b d\bar{y}$$

$$d^2 \bar{y} = \frac{d^2 y}{y_b}, \quad d^2 y = y_b d^2 \bar{y}$$

代入式(3.7a),经整理得

$$T_1^2 \frac{d^2 \bar{y}}{dt^2} + T_2 \frac{d\bar{y}}{dt} + \bar{y} = K_n \bar{n} + K_h \bar{h} \quad (3.7b)$$

式中

$$T_1^2 = \frac{m_2}{\left( \frac{\partial F_s}{\partial y} - \frac{\partial F_a}{\partial y} \right)_0}$$

$$T_2 = \frac{B}{\left( \frac{\partial F_s}{\partial y} - \frac{\partial F_a}{\partial y} \right)_0}$$

$$K_n = \frac{\left( \frac{\partial F_a}{\partial n} \right)_0}{\left( \frac{\partial F_s}{\partial y} - \frac{\partial F_a}{\partial y} \right)_0} \frac{n_b}{y_b}$$





$$K_h = \frac{-\left(\frac{\partial F_s}{\partial h}\right)_0}{\left(\frac{\partial F_s}{\partial y} - \frac{\partial F_a}{\partial y}\right)_0} \frac{h_b}{y_b}$$

$T_1, T_2$  为时间常数;  $K_n$  为  $y$  对  $n$  的增益系数;  $K_h$  为  $y$  对  $h$  的增益系数。

由于时间常数  $T_1$  和  $T_2$  都很小, 实际应用时可忽略, 此时式(3.7b)为

$$\bar{y} = K_n \bar{n} + K_h \bar{h}$$

式(3.7b)就是描述动态过程中, 导杆位移  $y$  与转速  $n$  和调准机构(转速给定)位移  $h$  间关系的二阶常系数微分方程。

## 2. 液压离心式转速敏感元件

液压离心式转速敏感元件是一个组合件, 由带有斜孔的油泵转子 1、敏感薄膜 2、薄膜拉簧 3 和控制杆 4 等组成, 结构如图 3.3 所示。

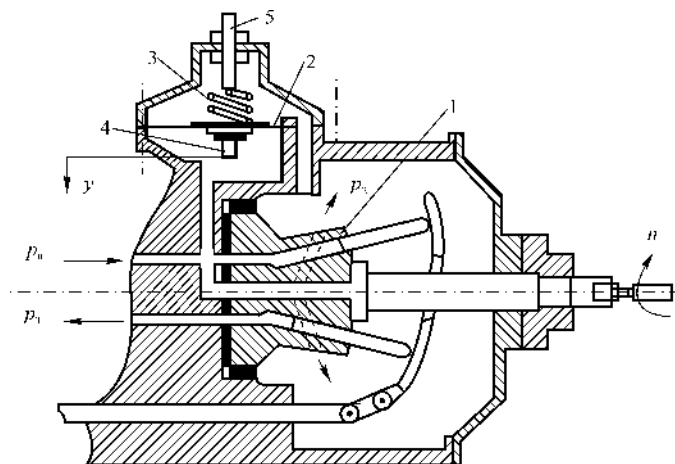


图 3.3 液压离心式转速敏感元件原理图

油泵转子中心进油通道、敏感薄膜下腔均与油泵进口油路相通, 敏感薄膜上腔与油泵转子外腔相通。工作时, 油泵转子由发动机带动旋转(转速为  $n$ ), 油泵转子中心腔孔内的燃油(压力为  $p_0$ ) 在离心力的作用下, 经径向斜孔甩入转子外腔, 使转子外腔中的油压, 也即敏感薄膜上腔的油压升高到  $p_2$ ,  $p_2$  与转速  $n$  的二次方成正比。系统处于稳态时, 薄膜上、下的压力差与薄膜上腔的拉簧力  $F_s$  平衡。当转速偏离平衡值时, 力的平衡被破坏, 使控制杆(也即薄膜)移动, 输出位移  $y$ 。由于这一组合件是利用油压变化反映转速的变化, 故称为液压式转速敏感元件。转速的调准量由调整螺钉 5 给定。

(1) 静态特性。液压离心式转速敏感元件的静态特性是指在平衡状态下, 元件的输出位移  $y$  与输入转速  $n$  之间的关系。



取敏感薄膜作为分离体,薄膜上腔的油压

$$p_2 = p_0 + \frac{\rho}{2} \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2 (R_2^2 - R_1^2) \quad (3.8)$$

式中  $\rho$  —— 燃油的密度;

$R_1$  —— 转子径向斜孔进口半径;

$R_2$  —— 转子径向斜孔出口半径。

薄膜上腔的弹簧力

$$F_s = F_{s0} + K_s(y + h) \quad (3.9)$$

式中  $K_s$  —— 拉力调准弹簧的刚度;

$F_{s0}$  —— 拉力调准弹簧的预调力;

$h$  —— 拉力调准弹簧的调准量。

稳态时,敏感薄膜的力平衡方程为

$$y = \left[ \frac{\rho}{2K_s} \left( \frac{\pi}{30} \right)^2 A_e (R_2^2 - R_1^2) \right] n^2 - \left( \frac{F_{s0}}{K_s} + h \right) \quad (3.10)$$

式中,  $A_e$  为敏感薄膜的有效工作面积。

式(3.10)即为液压离心式转速敏感元件的静态特性方程。与机械离心式转速敏感元件相比较,液压离心式转速敏感元件的工作转速范围比较宽。但其缺点是,输出位移将随工作介质油温度的变化(影响  $\rho$ ) 而变化,这将导致转速测量的静态误差。

(2) 动态特性。液压离心式转速敏感元件的动态特性是指转速变化时,转速与敏感元件的输出位移  $y$  随时间的变化关系。

假设调准弹簧的调准量  $h$  不变,以敏感薄膜为分离体,在动态条件下,力的平衡方程为

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + B \frac{dy}{dt} + F_s = F_c \quad (3.11)$$

式中  $m$  —— 薄膜、控制杆、拉簧的等效折合质量;

$B$  —— 等效阻尼系数。

由于

$$y = y_0 + \Delta y$$

$$F_s = F_{s0} + \left( \frac{\partial F_s}{\partial y} \right)_0 \Delta y = F_{s0} + K_s \Delta y$$

作用在薄膜上的液压力

$$F_c = \frac{\rho}{2} \left( \frac{\pi}{30} \right)^2 (R_2^2 - R_1^2) A_e n^2 = F_{c0} + \left( \frac{\partial F_c}{\partial n} \right)_0 \Delta n$$

由于  $F_{s0} = F_{c0}$ , 式(3.11)可以写为

$$m \frac{d^2 \Delta y}{dt^2} + B \frac{d\Delta y}{dt} + K_s \Delta y = \left( \frac{\partial F_c}{\partial n} \right)_0 \Delta n \quad (3.12a)$$

取  $n_b$  和  $y_b$  分别为  $n$  和  $y$  的基准值,将式(3.12a)用相对增量表示,即



$$T_1^2 \frac{d^2 \bar{y}}{dt^2} + T_2 \frac{d\bar{y}}{dt} + \bar{y} = K_n \bar{n} \quad (3.12b)$$

式中  $T_1, T_2$  —— 时间常数, 且

$$T_1^2 = \frac{m}{K_s}, \quad T_2 = \frac{B}{K_s}$$

$K_n$  —— 增益系数, 且

$$K_n = \frac{\left( \frac{\partial F_c}{\partial n} \right)_0}{K_s} \frac{n_b}{y_b}$$

式(3.12)表明, 液压离心式转速敏感元件的动态特性方程与机械离心式转速敏感元件的动态特性方程的类型相同, 只是液压离心式转速敏感元件动态方程的特性参数始终为正值, 即该元件没有动态不稳定问题。但是, 当油液中存在气泡时, 控制杆的移动可能出现振荡现象, 这也是液压离心式转速敏感元件的一个较大的缺点。

### 3.2.2 压力、压差敏感元件

#### 1. 薄膜

通常, 薄膜式敏感元件被用来感受力、液体或气体的压力或压力差。薄膜将输入的作用力或压力或压力差值换为与该量值对应的位移量输出。

最普通的薄膜是圆形的非金属弹性薄片。薄膜沿圆周边固定且置于一容腔内。考虑到薄膜承力点的强度, 以及为了改善薄膜位移特性的线性度和滞环特性, 工程中经常采用的结构是在膜片中心部分以金属圆板夹持非金属弹性膜片, 即构成了具有硬中心的薄膜。还有在薄膜周边紧固处多加一二层的纤维织物和合成橡胶以增加薄膜固定边强度的结构。非金属薄膜的材料和结构根据使用的环境温度、受力情况、介质的性质而定。其基本结构为在一定厚度的丝、棉或玻璃纤维织物的两面涂上合成橡胶而成。

薄膜的刚性小, 强度低, 因此适用于感受不太大的力或压力(差)。在发动机控制中一般多用在既感受压力(差)又起介质隔离、密封作用的地方。

(1) 薄膜的位移特性。薄膜的位移特性是指稳态时, 薄膜中心的位移  $y$  与被测的力  $F$  或压力(差)  $p$  之间的关系。如果这种特性是在没有其他外力作用下得到的, 则称为薄膜的自由位移特性。

薄膜的位移特性可以由实验得到, 其基本形态如图 3.4 所示, 它是一条迟滞回线。这是由于薄膜是一个弹性元件, 从压力  $p = 0$  开始增加至  $p_1$ , 外力均未能克服弹性材料内分子间的内摩擦力, 因此薄膜没有产生变形, 即没有位移输出。从  $p_1$  开始, 薄膜开始有位移输出。压力  $p$  继续增大, 位移  $y$  沿曲线  $c d b$  增大。同理, 当压力由  $p_{\max}$  逐渐减小时, 薄膜仍须克服分子间的内摩擦力后, 位移才会减小。所以, 压力减小时, 位移  $y$  将沿另一曲线  $b e f$  减小。当压力  $p$  减至 0 时, 薄膜位移  $y$  并不等于 0, 而是  $f$  点所对应的位移。由  $f$  点开始, 在薄膜的另一面加压, 薄膜位



移将沿  $fga$  变化。当由  $a$  点减少压力时,薄膜位移沿曲线  $ah$  变化。由图 3.4 可知,当压力增加时薄膜位移变化曲线与压力减小时的薄膜位移变化曲线并不重合,而是构成了一个完整的滞环曲线。薄膜位移  $y$  随压力  $p$  变化的这种特性称为滞环特性。

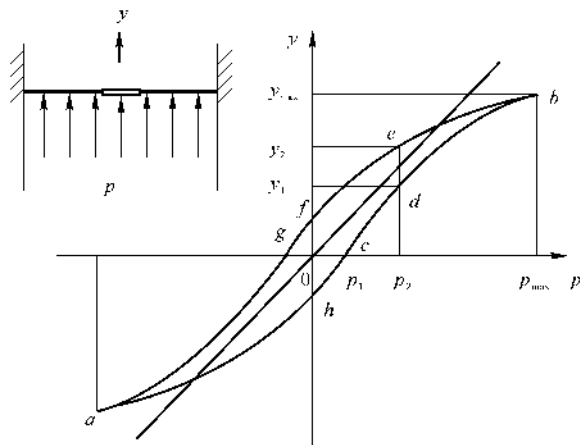


图 3.4 薄膜位移特性图

需要指出的是,所有的弹性元件,如膜盒、波纹管、双金属片、弹性梁等都有作用力-位移滞环特性,故也将此类特性称为弹性滞环特性。

薄膜敏感元件的滞环特性导致其位移  $y$  与作用力不呈单值对应关系,例如,对应于同一个压力  $p_2$ ,薄膜可能有  $y_1 \sim y_2$  无穷多个位移输出值。显然,敏感元件的准确性不高。薄膜的刚性越小,  $y_1$  与  $y_2$  的差值就越大。因此,采用硬芯薄膜以使刚性增大,可以改善滞环特性。薄膜输出位移的准确度可以用相对滞环误差  $\delta_y$  表示,即

$$\delta_y = \left| \frac{\Delta y_{\max}}{y_{\max}} \right| \times 100\% \quad (3.13)$$

式中  $\Delta y_{\max}$  —— 最大滞环位移量,  $\Delta y_{\max} = (y_2 - y_1)_{\max}$ ;

$y_{\max}$  —— 相对于最大压力的位移量。

对于给定的薄膜,使其工作在较小的位移范围内(例如  $1 \sim 2 \text{ mm}$ )是改善滞环特性的有效方法。

薄膜敏感元件的另一个重要性能指标是灵敏度  $S$ ,它可以表示为

$$S = \frac{dy}{dp} \quad (3.14)$$

式中  $dp$  —— 薄膜感受的压力的变化量;

$dy$  —— 由压力变化量导致的位移变化量。

从薄膜的位移特性可以看出,灵敏度  $S$  不是一个常数,将随输入压力的大小及压力的方向



而变化。

增大薄膜的工作面积或减小厚度,可以提高薄膜的灵敏度。但这些措施会增大滞环误差,故在薄膜元件设计时应综合考虑。

(2) 薄膜的输出力。当薄膜受力产生的变形受到限制时,薄膜就会对限制体产生作用力,这一作用力被称为薄膜的输出力。

因此,薄膜敏感元件的输出既可以是位移,也可以是作用力。在航空发动机控制系统中,薄膜元件常常既输出位移也输出力。

当薄膜位移  $y = 0$  时,其输出的作用力

$$F = A_e p = \frac{\pi}{4} D_e^2 p \quad (3.15)$$

式中  $A_e$  —— 薄膜的有效受压面积;

$D_e$  —— 薄膜的等效直径,且

$$D_e = \frac{D_1 + D_2}{2}$$

式中  $D_1$  —— 薄膜沿位移  $y$  方向受压力  $p$  作用的有效直径。薄膜无位移时,  $D_1$  取最大值,薄膜有位移时,  $D_1$  将变小;

$D_2$  —— 薄膜硬芯的直径。

由式(3.15)可见,薄膜输出位移将对输出力产生影响。但是,如果薄膜输出位移的范围很小,则对有效直径  $D_e$  的影响可以忽略不计。

当薄膜元件既输出位移又同时输出力时,输出力不再按式(3.15)计算,这一问题将在压力敏感元件中讨论。

## 2. 膜片

用弹性金属材料制成的薄膜被称为膜片。常见的膜片材料有青铜、锡青铜、磷青铜和不锈钢等,膜片的厚度在  $0.06 \sim 1.8 \text{ mm}$  之间。与橡胶薄膜相比,膜片的优点是,机械强度和疲劳极限高,刚性大,位移特性的线性度好、滞环小,无橡胶薄膜老化问题、测量压力的范围较大(可达  $30 \times 10^5 \text{ Pa}$ )。缺点是对工作环境温度比较敏感。

膜片可分为平面膜片和波纹膜片两种。波纹膜片是将平面膜片压制出带有一圈圈同心波浪的膜片。常见的波形有锯齿形、梯形、正弦形及圆弧形等(见图 3.5),有的波纹膜片还在靠近膜片的边缘处压制一圈边缘波纹。常见的边缘波纹有圆弧和筒形两种形状。膜片有时也采用加硬中心的结构。平面膜片的刚度较大,压力与输出位移大致呈抛物线关系;在平面膜片上压制波纹的目的是改善位移特性的线性度;压制边缘波纹可以增大膜片的输出位移量。

## 3. 膜盒及膜盒组

将两个结构参数相同的波纹膜片(大多数都有边缘波纹)沿圆周边焊接起来,即制成了膜盒。将几个膜盒叠加起来便是膜盒组。

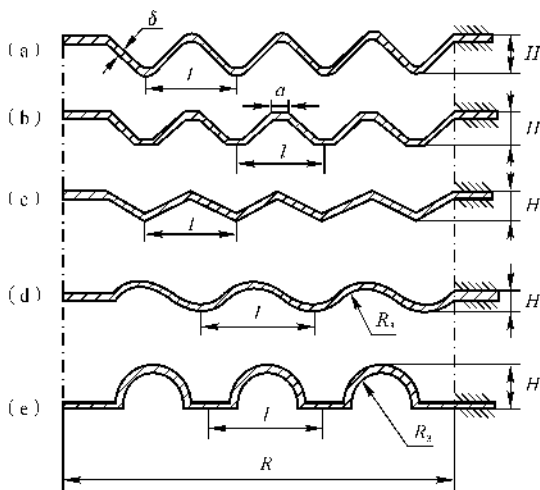


图 3.5 常见波纹膜片波形图

(a) 正弦形波纹；(b) 梯形波纹；(c) 锯齿形波纹；(d) 圆形波纹；(e) 弧形波纹

在相同的压力作用下,组成膜盒的两个膜片各自产生相应的位移,因此,一个膜盒的位移输出量  $y_c$  为单个膜片的两倍。同样条件下,由  $n$  个膜盒叠加制成的膜盒组的位移输出量  $y_{nc} = ny_c$ 。显然,在同样的位移情况下,构成膜盒或膜盒组的膜片的位移量会成倍数的降低,这一降低会使膜盒的线性度提高,也会使膜盒位移对输出力的影响降低。但膜盒或膜盒组的外形尺寸比膜片大得多。

根据膜盒是否密封,可分为开口膜盒和闭口膜盒两种。闭口膜盒又有真空膜盒和充填膜盒之分。利用开口膜盒可以测量膜盒内外的压力差。将密封膜盒内抽成真空,即是真空膜盒,可以用它测量绝对压力。在密封膜盒内充填气体(如氮或氢)、液体(如乙醚)或饱和蒸汽等,既可用它测量盒外压力的变化,也可用来测量环境温度的变化(转换为位移或力输出)。

#### 4. 波纹管

波纹管是一种管壁由横向环状波浪纹构成的弹性薄壁圆管,波纹管可以在沿轴线方向力的作用下伸长或缩短。波纹管的波形有 U 形、V 形、S 形和  $\Omega$  形等。波纹管的常见材料有黄铜、青铜、锡青铜、不锈钢及高弹性合金等。

若将波纹管的介质入口端固定,另一端密封并处于自由状态,则当引入管中的介质压力发生变化时,波纹管的自由端有相应的位移。波纹管输出位移的大小与波纹管本身的刚度有关,也与负载的大小有关。波纹管除了用做压力敏感元件外,亦可以用做温度敏感元件。

#### 3.2.3 压力比敏感元件

两个压力的比值称为压力比(简称压比)。对于航空发动机,压力比常常是表示发动机性能



或表示其工作状态的重要参数,例如,压气机的增压比,涡轮的膨胀比等。因此,在发动机控制系统中需要能够反应压力比的敏感元件。

### 1. 压力比敏感元件的工作原理

航空发动机使用的压力比敏感元件的输出是与压力比呈单值对应关系的位移量或作用力。

在 3.2.2 小节所介绍的压力敏感元件不能直接用来测量压力比。下面以图 3.6 所示的薄膜式压力敏感元件为例,说明这个问题。

假设薄膜式压力敏感元件的薄膜有效面积为  $A_e$ ,在薄膜的上腔通有气压  $p_1$ ,下腔通有气压  $p_3$ ,在薄膜没有位移时,其输出力

$$F_o = A_e(p_1 - p_3)$$

输出力  $F_o$  由弹簧力  $F_{s0}$  来平衡,即

$$F_o = F_{s0}$$

薄膜上、下腔压力的比值

$$\pi_0 = \frac{p_1}{p_3}$$

若上、下腔的压力有相同的增量  $\Delta p$  产生,则输出力

$$F = A_e[(p_1 + \Delta p) - (p_3 + \Delta p)] = A_e(p_1 - p_3) = F_o$$

显然,该压力敏感元件的输出力未变。而此时上、下腔的压力比值

$$\pi = \frac{p_1 + \Delta p}{p_3 + \Delta p}$$

即  $\pi \neq \pi_0$ ,这说明薄膜上、下腔气体的压力比发生了变化,而气体的压力差值却没有发生变化,输出力也没有变化,所以这种压力敏感元件不能用于测量气体压力比的变化。

典型压力比敏感元件的结构如图 3.7 所示。该压力比敏感元件由分压器和薄膜式压力(差)敏感元件组成,用来测量  $p_3$  与  $p_2$  的比值  $\varepsilon_3 = p_3/p_2$ 。其中,分压器由节流嘴 1,2 和一定容积的中腔(分压室)构成。分压器的中腔与薄膜式压力(差)敏感元件的上腔相通,压力(差)敏感元件的下腔通有压力为  $p_3$  的气体。设进入分压器的气体进气压力为  $p_2$ ,中腔压力为  $p_1$ ,出口压力为  $p_0$ (通常为环境压力),它们之间具有  $p_2 > p_1 > p_0$  的关系;设该压力(差)敏感元件的薄膜有效面积为  $A_e$ 。节流嘴 1 前、后的压力比值  $\varepsilon_1 = p_1/p_2$  称为分压器的分压比,压力比敏感元件感受的压力比为  $\pi = p_3/p_2$ ,节流嘴 2 前、后的压力比值  $\varepsilon_2 =$

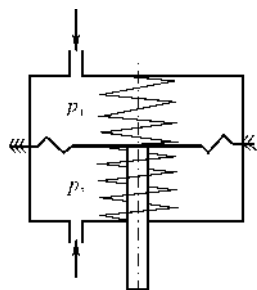


图 3.6 薄膜式压力敏感元件

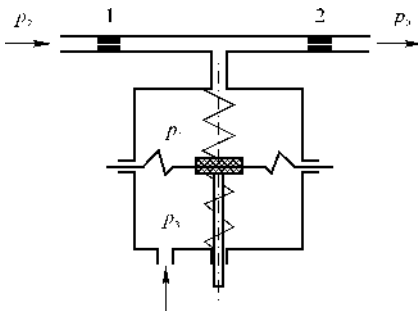


图 3.7 压力比测量元件原理图



$p_0/p_1$  称为反压比。

在  $p_2, p_0$  的变化范围内,若节流嘴 1 和 2 的节流嘴面积  $A_1$  和  $A_2$  能够使分压器的分压比  $p_1/p_2$  保持不变而不受环境压力  $p_0$  的影响,即

$$\epsilon_1 = p_1/p_2 = \text{常数}$$

此时,压力(差)敏感元件薄膜上腔作用的压力为  $p_1 = \epsilon_1 p_2$ ,下腔作用的压力为  $p_3$ 。

当待测压力比  $\pi = \epsilon_1$  时,  $p_3 = p_1$ ,薄膜上、下腔压力相同,薄膜没有力或位移的输出。

若由于  $p_2$  或  $p_3$  变化,使待测的压力比  $\pi$  发生了变化,但由于分压器分压比保持不变,则

$$\frac{p_1}{p_2} = \epsilon_1, \quad p_1 = \epsilon_1 p_2$$

$$\frac{p_3}{p_2} = \pi \neq \epsilon_1, \quad p_3 = \pi p_2$$

由于  $\pi \neq \epsilon_1$ ,故  $p_1 \neq p_3$ ,此时薄膜上、下腔压力不等,因此薄膜产生输出力或位移。

如果  $p_2$  和  $p_3$  同时变化,但不按  $\epsilon_1$  的比例变化,都将使  $p_1 \neq p_3$ ,使薄膜受力平衡破坏,而产生力或位移的输出。

由此可知,只要待测压力比  $\pi$  变化,不再等于分压比  $\epsilon_1$  时,压力比敏感元件即有输出。

## 2. 分压器的特性

由上文分析可知,分压器是压力比测量元件的主要组成部分,其基本设计目标是在指定的工作范围内保证分压比  $\epsilon_1 = p_1/p_2 = \text{常数}$ ,而不受环境压力  $p_0$  的影响,也即敏感元件的输出仅为待测压比的两个压力  $p_3$  与  $p_2$  的函数。本节即对分压器设计依据及特性进行分析。

(1) 分压器的静态特性。分压器的静态特性是指在两节流嘴有效面积比值  $\frac{\mu_1 A_1}{\mu_2 A_2}$  一定,且保持环境压力  $p_0$  不变,压力  $p_2$  变化时,  $p_1/p_2$  与  $p_0/p_2$  之间的关系。

分压器在稳态工作状态时,根据流量连续原理,气体通过分压器节流嘴 1,2 的流量相等,即

$$q_{m1} = q_{m2} \quad (3.16)$$

当气体通过节流嘴时,处于亚临界流动状态(节流嘴两端的压力比大于 0.528),其流量计算公式为

$$q_m = \mu A \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_2}{\nu_2} \left( \epsilon^{\frac{2}{k}} - \epsilon^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (3.17)$$

当处于临界或超临界流动状态时,其流量计算公式为

$$q_m = \mu A \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{p_2}{\nu_2} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}} \quad (3.18)$$

式中  $\mu$  —— 节流嘴的流量系数;

$A$  —— 节流嘴的流通截面积;





- $k$  —— 绝热指数；  
 $p_2$  —— 节流嘴前气体的绝对压力；  
 $\nu_2$  —— 节流嘴前的气体比容；  
 $\varepsilon$  —— 节流嘴两端的压比(节流嘴后压力 / 节流嘴前压力)。

根据分压器节流嘴 1,2 前、后的压力不同,气体经过相应节流嘴的流动状态可以是亚临界、临界或超临界的。因此,节流嘴 1,2 的流动组合情况可以有四种。

利用式(3.17)、式(3.18)建立两节流嘴的流量平衡公式,通过分析可知,只要分压器的节流嘴 2 处于临界或超临界流动状态,分压器的分压比  $\varepsilon_1$  仅取决于两节流嘴的有效面积比值

$\frac{\mu_1 A_1}{\mu_2 A_2}$ 。两节流嘴面积确定后,分压器的分压比  $\varepsilon_1$  即为常数,而与环境压力  $p_0$  无关。

用不同的节流嘴有效面积比  $\frac{\mu_1 A_1}{\mu_2 A_2}$  进行实验,保持环境压力  $p_0$  不变,改变进气压力  $p_2$ ,可测出  $\varepsilon_1 = p_1/p_2$  随  $\varepsilon_2 = p_0/p_2$  变化的关系曲线——分压器的静态特性。该特性如图 3.8 所示。

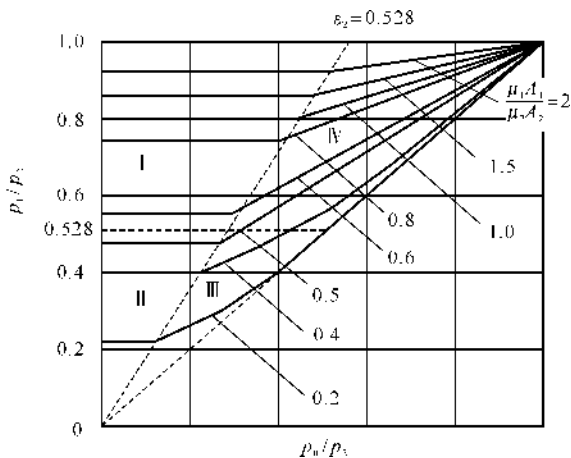


图 3.8 分压器静态特性曲线

图 3.8 中,用 3 条虚线表示的  $\varepsilon_1 = 0.528$  的水平线、 $\varepsilon_2 = 0.528$  的斜线及  $\varepsilon_2 = 1.0$  的 45° 斜线,将分压器的全部工作范围分成 4 个区域: I 区——1 节流嘴处于亚临界,2 节流嘴处于临界或超临界状态; II 区——1,2 两喷嘴均处于临界或超临界状态; III 区——1 节流嘴处于临界或超临界,2 节流嘴处于亚临界状态; IV 区——1,2 两节流嘴均处于亚临界状态。

从分压器静态特性曲线可见,随着环境压力  $p_0$  的变化,能保持分压比  $\varepsilon_1$  不变(图中的水平直线段)的范围是比较窄的,尤其在小的有效面积比的区域,范围更窄。一旦超出这个范围,分压器的分压比  $\varepsilon_1$  将随着环境压力  $p_0$  的变化而变化,使压力比敏感元件的静态特性发生较大偏差。



理论分析和实验表明,如果节流嘴2采用拉伐尔喷管的形式,就可以扩大分压器静态特性曲线的水平段范围,即可以使分压比  $\varepsilon_1$  保持不变的范围(Ⅰ,Ⅱ区)扩大。

(2) 分压器的动态特性。分压器的动态特性是指当输入压力  $p_2$  发生变化时,分压压力  $p_1$  随时间变化的特性。

分压器在动态过程中,通过两个节流嘴的流量不再相等,即流入分压室的空气量与流出分压室的空气量不再相等,即

$$\Delta q_m = q_{m1} - q_{m2} = \frac{d(\gamma_1 V)}{g dt} = \gamma_{10} \frac{dV}{g dt} + V_0 \frac{d\gamma_1}{g dt} \quad (3.19)$$

式中  $\gamma_1$  —— 分压室内气体的重度;

$V$  —— 分压室的体积;

下标“0” —— 静态值。

将气体状态方程  $p_1/\gamma_1 = RT_1$  以及  $\frac{d\gamma_1}{g dt} = \frac{1}{RT_1} \frac{dp_1}{dt}$  和  $\frac{dV}{dt} = A_e \frac{dy}{dt}$  代入式(3.19),可得

$$\Delta q_m = \frac{p_{10} A_e}{RT_1} \frac{dy}{dt} + \frac{V_0}{RT_1} \frac{dp_1}{dt} \quad (3.20)$$

式中  $A_e$  —— 薄膜的有效面积;

$R$  —— 气体常数;

$T$  —— 气体温度;

$y$  —— 薄膜的位移。

由于  $\Delta q_m$  是  $p_0$ ,  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $A_1$  及  $A_2$  的函数,则有

$$\begin{aligned} \Delta q_m = & (q_{m1} - q_{m2})_0 + \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial p_2} \right)_0 \Delta p_2 + \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial p_1} \right)_0 \Delta p_1 + \\ & \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial p_0} \right)_0 \Delta p_0 + \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial A_1} \right)_0 \Delta A_1 + \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial A_2} \right)_0 \Delta A_2 \end{aligned}$$

考虑到静态时,  $q_{m10} = q_{m20}$  以及  $p_1 = p_{10} + \Delta p_1$ ,  $y = y_0 + \Delta y$ , 将上式代入式(3.20),则有

$$\begin{aligned} \frac{p_{10} A_e}{RT_1} \frac{d(\Delta y)}{dt} + \frac{V_0}{RT_1} \frac{d(\Delta p_1)}{dt} = & \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial p_2} \right)_0 \Delta p_2 + \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial p_1} \right)_0 \Delta p_1 + \\ & \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial p_0} \right)_0 \Delta p_0 + \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial A_1} \right)_0 \Delta A_1 + \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial A_2} \right)_0 \Delta A_2 \end{aligned} \quad (3.21)$$

因为随  $p_1$  的增加,  $\Delta q_m$  将减小,因此在式(3.21)中  $\left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial p_1} \right)_0$  为负值。

将式(3.21)采用相对增量形式并整理后,得

$$T_V \frac{d\bar{p}_1}{dt} + \bar{p}_1 = T_y \frac{d\bar{y}}{dt} + K_2 \bar{p}_2 + K_0 \bar{p}_0 + K_{A_1} \bar{A}_1 + K_{A_2} \bar{A}_2 \quad (3.22)$$

式中  $T_V$  —— 分压器的时间常数,



$$T_V = - \frac{V_0}{RT_1 \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial p_1} \right)_0}$$

$T_y$  —— 对应于  $y$  的时间常数,

$$T_y = - \frac{p_{10} A_e}{RT_1 \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial p_1} \right)_0} \frac{y_b}{p_{1b}}$$

$K_2$  —— 对应于  $p_2$  的增益系数,

$$K_2 = - \left[ \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial p_2} \right)_0 / \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial p_1} \right)_0 \right] \frac{p_{2b}}{p_{1b}}$$

$K_0$  —— 对应于  $p_0$  的增益系数,

$$K_0 = - \left[ \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial p_0} \right)_0 / \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial p_1} \right)_0 \right] \frac{p_{0b}}{p_{1b}}$$

$K_{A_1}$  —— 对应于  $A_1$  的增益系数,

$$K_{A_1} = - \left[ \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial A_1} \right)_0 / \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial p_1} \right)_0 \right] \frac{A_{1b}}{p_{1b}}$$

$K_{A_2}$  —— 对应于  $A_2$  的增益系数,

$$K_{A_2} = - \left[ \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial A_2} \right)_0 / \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial p_1} \right)_0 \right] \frac{A_{2b}}{p_{1b}}$$

下标“b”表示基准值。

当节流嘴 2 处于临界和超临界流动时,式(3.22)中不包含  $K_0 \bar{p}_0$  项。

### 3. 压力比敏感元件的特性

(1) 压力比敏感元件的静态特性。压力比敏感元件的薄膜同时输出力和位移时,作用在薄膜上的力(假定薄膜向下弯曲)的平衡方程为

$$A_e p_1 - K_{s1} y = A_e p_3 + K_{s2} y + F_o$$

式中  $A_e$  —— 薄膜有效作用面积;

$K_{s1}$  —— 薄膜上腔弹簧刚度;

$K_{s2}$  —— 薄膜下腔弹簧刚度;

$F_o$  —— 薄膜输出力,也即是薄膜导杆所受的负载力。

整理上式,将得出  $(p_1 - p_3)$  或  $(\epsilon_1 p_2 - p_3)$  与输出  $F_o$  和  $y$  的关系,即

$$F_o = A_e(p_1 - p_3) - (K_{s1} + K_{s2})y = A_e(\epsilon_1 p_2 - p_3) - (K_{s1} + K_{s2})y \quad (3.23a)$$

$$y = \frac{1}{K_{s1} + K_{s2}} [A_e(p_1 - p_3) - F_o] = \frac{1}{K_{s1} + K_{s2}} [A_e(\epsilon_1 p_2 - p_3) - F_o] \quad (3.23b)$$

由式(3.23a)可知,当薄膜输出位移  $y = 0$  时,输出力

$$F_o = A_e(p_1 - p_3) = A_e(\epsilon_1 p_2 - p_3) \quad (3.23c)$$

当薄膜输出力  $F_o = 0$  时,输出位移



$$y = \frac{A_e}{K_{s1} + K_{s2}}(p_1 - p_3) = \frac{A_e}{K_{s1} + K_{s2}}(\epsilon_1 p_2 - p_3) \quad (3.23d)$$

当同时有两个输出量  $F_o$  和  $y$  时,为求解  $F_o$  和  $y$  与  $p_1 - p_3$  的关系,需要在控制系统设计计算时迭代进行。

(2) 压力比敏感元件的动态特性。在以下的讨论中均假设节流嘴面积  $A_1$  和  $A_2$  不变。

1) 当薄膜位移  $y = 0$  时,  $\bar{p}_2$  与  $\bar{p}_1$  的关系。由式(3.22)得

$$T_V \frac{d\bar{p}_1}{dt} + \bar{p}_1 = K_2 \bar{p}_2$$

该式表明,  $\bar{p}_2$  与  $\bar{p}_1$  的关系为一阶惯性环节。

2) 当不考虑  $p_3$  变化时,  $\bar{p}_1$  与  $\bar{y}$  的关系。由式(3.23d)可得

$$\Delta p_1 = \frac{K_{s1} + K_{s2}}{A_e} \Delta y$$

$$\frac{d(\Delta p_1)}{dt} = \frac{K_{s1} + K_{s2}}{A_e} \frac{d(\Delta y)}{dt}$$

将以上两式取相对量后代入式(3.22),整理后,得

$$T_{yb} \frac{d\bar{y}}{dt} + \bar{y} = K_3 \bar{p}_2$$

式中

$$T_{yb} = - \left[ \frac{V_0 (K_{s1} + K_{s2})}{RT_1 A_e} + \frac{p_{10} A_e}{RT_1} \right] / \left[ \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial p_1} \right)_0 \frac{K_{s1} + K_{s2}}{A_e} \right]$$

$$K_3 = - \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial p_2} \right)_0 p_{2b} / \left[ \left( \frac{\partial \Delta q_m}{\partial p_1} \right)_0 \frac{K_{s1} + K_{s2}}{A_e} y_b \right]$$

该式表明,  $\bar{p}_2$  与  $\bar{y}$  的关系为一阶惯性环节。

#### 4. 压力比敏感元件的特点及其应用

(1) 压力比敏感元件的特点。压力比敏感元件的优点是:结构简单,对污物的敏感性低;准确度高,精度可达0.3%;允许的工作温度和工作压力较高,工作压力可达  $2.0 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$ ,工作温度可达  $330^\circ\text{C}$  (特殊材料薄膜);耗气量较小,仅为  $0.02 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

压力比敏感元件的缺点是工作稳定性还不够理想。

(2) 应用。通常压力比敏感元件被用来为飞机的进气道控制器、发动机的尾喷管控制器、压气机和主加力燃烧室等控制器提供压力比信号。例如,当发动机工作状态变化时,需要保持涡轮膨胀比  $\pi_T$  不变,  $\pi_T$  就可利用压力比敏感元件来测量。实际上用导管将高压压气机出口气体引入节流嘴1,薄膜下腔通过导管连接到涡轮出口,分压器分压比调整到涡轮膨胀比设计值  $\pi_{Td}$  的倒数  $\frac{1}{\pi_{Td}}$ ,即  $\epsilon_1 = \frac{1}{\pi_{Td}}$ 。当涡轮进口气体(实际是燃烧室出口气体)压力或涡轮出口气体压力变化时,涡轮膨胀比  $\pi_T$  即变化,而不等于  $\pi_{Td} = \frac{1}{\epsilon_1}$ ,压力比敏感元件即有输出力和薄膜位移



信号,调节器即根据这一输出信号进行调节。

### 3.2.4 机械式温度敏感元件

#### 1. 双金属温度敏感元件

双金属片式温度敏感元件的核心部件是沿全长接触表面焊接在一起的两种热膨胀系数不同的金属片。热膨胀系数较大的金属片称为“主动层”,热膨胀系数小的金属片称为“被动层”。热敏双金属元件通常被做成平面片状、圆形碟状或盘绕成螺旋状等,如图 3.9 所示。

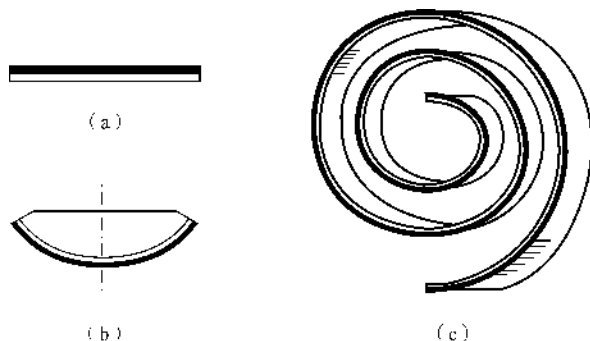


图 3.9 热敏双金属片形状

(a) 平面片状; (b) 圆形碟状; (c) 平面螺旋状

以平面片状双金属片为例说明其工作原理。将双金属片的一端固定,另一端可以自由移动。当环境温度升高时,由于主动层金属的线膨胀系数比被动层的线膨胀系数大,而它们又是被牢固焊接在一起的,因此两金属片会向被动层一侧弯曲而变形成圆弧状,也即其自由端产生了位移。

实际上,热敏双金属片受温度影响后,其形变将同时在其宽度和长度方向产生。因此,从微观角度来看,变形后的形状接近球面状。

#### 2. 填充式温度敏感元件

填充式温度敏感元件是利用某些物质受热后体积膨胀的原理工作的,通常这类敏感元件将介质体积的变化转换为压力或结构件位移量的变化。

本节前面所介绍的填充式膜盒即是常见的一种填充式温度敏感元件。但是填充式膜盒输出的位移变化量较小。可以产生较大位移量的一种填充式温度敏感元件如图 3.10 所示。其结构是在密封的刚度较大的金属外套 3 内安装波纹管 2,波纹管的一端与外套一起焊在安装座上,另一端为自由端并与顶杆 1 焊在一起。在波纹管与外套之间充填对温度敏感的介质。当被测环境温度变化时,充填介质的体积随之改变而使波纹管受到挤压或拉伸作用力,引起顶杆 1 向左或向右移动,输出位移  $y$ 。

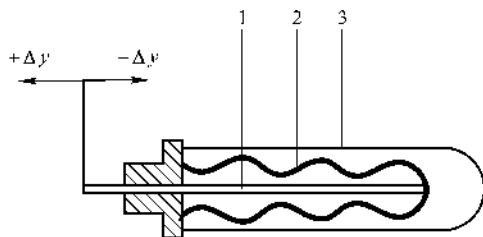


图 3.10 填充式温度敏感元件

填充式温度敏感元件可以充填液体(如水银、甲醇、煤油等)、气体(如氮气等)、蒸气(如氯甲烷、丙酮等)。

填充式温度敏感元件工作可靠,但能感受的温度范围较窄,故在发动机上主要用来测量压气机进口的空气总温、燃油和滑油温度等。其主要特点列于表 3.1 中。

表 3.1 填充式温度敏感元件主要特点

类 型	充 液 式	充蒸气式	充 气 式
能感受的下限温度 /K	220	220	70
能感受的上限温度 /K	520	570	820
时间常数 /s	2 ~ 9	1 ~ 7	0.5 ~ 4
输入温度与输出位移关系	线性	非线性	线性
充填介质	煤油、水银等	氯甲烷、丙酮等	氮气等

### 3.3 电阻式传感器

电阻式传感器是将被测量转换成电阻阻值的一类传感器,可用于位移、力、压力、扭矩、温度等量的测量。

#### 3.3.1 基本工作原理

导体材料的电阻  $R$  的一般描述公式为

$$R = \frac{\rho L}{A} \quad (3.24)$$

式中  $\rho$  —— 导体材料的电阻率;

$L$  —— 导体的长度;

$A$  —— 导体的截面积。



由上式可见,如果导体的  $\rho$ ,  $L$ ,  $A$  这 3 个参数中的一个或多个发生变化,则该导体的电阻值也随之变化。依据这一原理,可构成多种类型的传感器。

### 3.3.2 电位器式传感器

#### 1. 工作原理

电位器是通过移动滑动触点的位置来改变电阻丝长度,从而改变电阻阻值。如果触点的移动量是由被测量的变化引起的,则电位器的电阻值即可反映被测量的量值。

常见的电位器式传感器有直线位移和角位移两种类型。

#### 2. 电位器的负载效应

当电位器与测量电路相接时,其等效电路如图 3.11 所示。

由该图可知:

$$U_o = U_s \left( \frac{R_t}{R_L} + \frac{R_0}{R_0 - R_t} \right)^{-1} \quad (3.25)$$

式中  $U_o$  —— 带有测量电路的电位器敏感元件输出电压;

$U_s$  —— 电位器敏感元件工作电源电压;

$R_0$  —— 电位器总电阻值;

$R_t$  —— 电位器  $a$  点至滑动触点处的电阻值;

$R_L$  —— 测量电路等效负载电阻值。

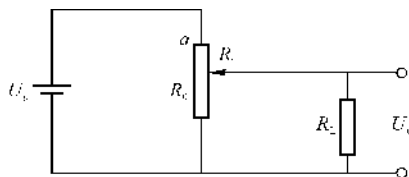


图 3.11 电位器负载效应分析图

由式(3.25)可见,当测量电路等效负载  $R_L$  为无穷大(开路)时,电位器传感器的输入( $R_t$  的变化)才与输出  $U_o$  呈线性关系。这一现象被称为电位器的负载效应。

为了对非线性关系进行补偿,可以采用滑动触点移动距离与电阻值( $R_t$ ) 为非线性比例关系的变阻器(函数式变阻器或电位器)来实现。

电位计的分辨率最小有效位移也是一个非常重要的技术指标,它取决于所采用的电阻元件的结构。常见的类型有线绕式和导电薄膜式。由于线绕式电位计受绕线直径的限制,单位长度内的绕线圈数有限,因此限制了此类电位计的分辨率。而导电薄膜式电位计的电阻是连续变化的,因此其分辨率较高,但这类电位计易受环境温度、湿度变化的影响。

#### 3. 应用

电位器式传感器的结构简单、性能稳定。所以常用来测量直线位移量和角位移量。显然,只要设计出适用的将被测参数的变化转变为位移量变化的结构,即可用电位器式传感器测量该被测参数。

### 3.3.3 应变式传感器

应变式传感器一般由电阻应变片、弹性元件和测量电路等部分组成。在结构上,应变片紧



紧地粘贴在弹性元件上而形成弹性组合体。在材料的弹性范围内,弹性组合体受到外力作用而产生的应变与外力作用量呈单值对应关系。应变与所引起的应变片的电阻变化量也呈单值对应关系。也即,外作用力与电阻变化量间形成了单值对应关系。测量电路则将电阻的变化转换为输出电压或电流的变化,从而电压或电流的量值即可反映外作用力的大小。从这一描述可知,只要被测参数能够形成与应变量的单值对应关系,应变式传感器即可用来测量该参数。因此,工程上应变式传感器被用来测量应力、压力、压差、位移、加速度、温度、力矩等多种物理量。

应变式传感器的核心器件是电阻应变片。电阻应变片又称电阻应变计,一般由敏感栅 4、基底 2、引线 3 和覆盖层 1 组成(见图 3.12)。敏感元件也叫敏感栅,根据其材料不同,应变片可分为金属电阻应变片和半导体电阻应变片两大类。

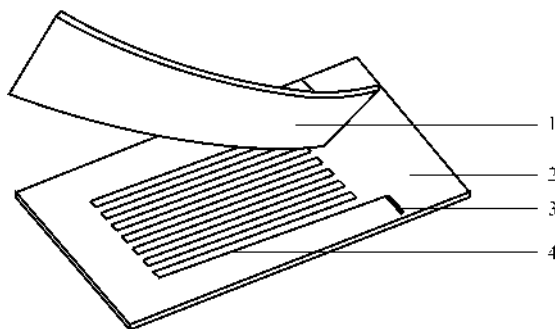


图 3.12 丝式电阻应变片结构示意图

1—覆盖层; 2—基底; 3—引线; 4—敏感栅

### 1. 工作原理

实验表明,当金属电阻丝由于受力而产生变形时,其电阻值也将随变形而改变。这一物理现象称为电阻应变效应。

以金属电阻丝为例,其电阻值可以用式(3.24)表示。当电阻丝受外力作用被拉伸或压缩时,其几何尺寸和电阻值将同时发生变化。电阻值的相对变化为

$$\frac{dR}{R} = \frac{dL}{L} - \frac{dA}{A} + \frac{d\rho}{\rho} \quad (3.26)$$

对半径为  $r$  的圆形截面的电阻丝,设  $\epsilon = \frac{dL}{L}$  为该电阻丝的纵向应变,  $\epsilon_1 = \frac{dr}{r}$  为该电阻丝的横向应变,则当该电阻丝在外力的作用下沿轴向伸长时,其将同时沿径向缩小。其轴向伸长和径向缩小的关系为

$$\epsilon_1 = -\mu \epsilon$$

式中,  $\mu$  为电阻丝材料的泊松比。





电阻率的相对变化量  $\frac{d\rho}{\rho}$ , 与电阻丝所受到的轴向应力的的大小有关, 即

$$\frac{d\rho}{\rho} = \pi_L \sigma = \pi_L E \epsilon$$

式中  $\pi_L$  —— 纵向压阻系数, 该系数与电阻丝的材料有关;

$E$  —— 电阻丝材料的弹性模量。

当电阻丝为半径  $r$  的圆形截面时, 将有关关系式代入式(3.26)中, 可得

$$\frac{dR}{R} = (1 + 2\mu)\epsilon + \pi_L E \epsilon \quad (3.27)$$

从式(3.27)可知, 圆形截面的金属电阻丝受应力作用而产生的电阻值的相对变化量, 取决于两个主要因素。一是电阻丝几何尺寸的变化  $(1 + 2\mu)\epsilon$ ; 另一个是电阻丝电阻率的变化  $\pi_L E \epsilon$ 。对金属电阻丝来讲,  $\pi_L E \epsilon$  的数值很小, 可以忽略不计, 则式(3.27)可以简化为

$$\frac{dR}{R} \approx (1 + 2\mu)\epsilon$$

金属材料在其弹性范围内, 泊松比  $\mu$  为常数。所以, 在正常使用范围内, 金属电阻丝的电阻相对变化量与纵向应变呈线性关系。通常情况下, 应变  $\epsilon$  很小, 因此, 为了得到较大的  $dR$  量值, 必须增大电阻的基值  $R$ 。据式(3.24)可知, 可以通过选择不同  $\rho$  的金属材料、增加金属丝的长度  $L$ 、减小金属丝的截面积  $A$  使得电阻的基值  $R$  增加。但是, 在金属材料确定后, 金属丝截面的最小面积受到加工工艺和丝体强度等多方面的约束。因此, 增加金属丝的长度就成了必然的选择。另一方面, 敏感栅的尺寸又不能太大。所以, 工程上采用的方案是将金属丝来回盘绕而做成了栅状。

半导体应变片的敏感元件是半导体材料, 它是利用压阻效应工作的。压阻效应就是当外力沿着某一方向作用于单晶半导体材料时, 由应力  $\sigma$  引起半导体材料的电阻率  $\rho$  变化的现象。由式(3.27)可知, 应力作用而产生的电阻值相对变化量取决于敏感元件几何尺寸的变化和电阻率的变化。对于半导体应变片, 电阻率变化导致的电阻变化 ( $\pi_L E \epsilon$ ) 远远大于几何尺寸变化导致的电阻值变化。因此, 半导体应变片的电阻相对变化公式可以简化为

$$\frac{dR}{R} \approx \pi E \epsilon$$

式中,  $\pi$  为半导体材料的压阻系数 ( $\text{m}^2 \cdot \text{N}^{-1}$ )。

半导体应变片比金属应变片的灵敏度大几十至上百倍, 体积更小, 耗电更少。但其更易受环境温度的影响, 且测量大应变时非线性较严重。

采用半导体应变片的传感器也被称为压阻式传感器。

## 2. 测量电路

应变片用来感受弹性元件的变形并转换为电阻的变化, 而电阻的变化可用电桥进行测量。当应变片作为 1 个、2 个、4 个桥臂电阻时, 相应的电桥被称为单臂桥、半桥与全桥。相应的测量



原理图如图 3.13 所示。通常,各桥臂电阻基值相等。

$$\text{单臂桥接法时,电桥输出} \quad U_o = \frac{U_e}{4} \frac{dR_1}{R_1} \quad (3.28)$$

$$\text{半桥接法时,电桥输出} \quad U_o = \frac{U_e}{4} \left( \frac{dR_1}{R_1} - \frac{dR_4}{R_4} \right) \quad (3.29)$$

$$\text{全桥接法时,电桥输出} \quad U_o = \frac{U_e}{4} \left( \frac{dR_1}{R_1} - \frac{dR_2}{R_2} + \frac{dR_3}{R_3} - \frac{dR_4}{R_4} \right) \quad (3.30)$$

从以上公式可以看出,若利用电桥的和差特性,采用半桥或全桥接法,使用 2 个或 4 个应变片,有选择地安排其在受拉区或受压区,可以增大电桥的输出电压,也可以增加测量系统的灵敏度。

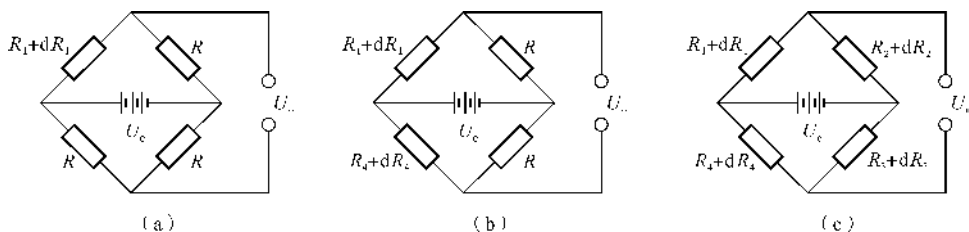


图 3.13 电桥原理图

(a) 单臂桥接法; (b) 半桥接法; (c) 全桥接法

### 3. 应变片的测量误差与补偿

环境温度的变化会引起应变片电阻阻值的变化从而引入误差。如果应变片与基底的材料不同,则环境温度的变化将使应变片与基底间产生附加应变而引入测量误差;如果将应变片与弹性体粘贴在一起的黏接剂受环境温度的影响而有所变化时,这一变化可能会导致应变片与弹性体的应变有所不同而引入误差。由于加工工艺的制约,应变片总有一定的面积,因此,应变片反映的是其所覆盖区域的平均应变情况,如果需要测量一个点的应变或者需要测量的应变梯度是非线性的或梯度很陡,则将导致测量误差较大。

显然,温度变化对应变片测量误差的影响较大。由式(3.29)可知,如果将两片相同的应变片置于同一温度场中,用相同的黏接剂和粘贴工艺粘贴在相同的弹性体材料上,再将这两片应变片连接在相邻的电桥桥臂上时,环境温度引起的阻值变化和附加应变误差将相互抵消。

### 4. 典型应用

(1) 应变片式力传感器。典型应变片式拉力传感器结构原理如图 3.14(a) 所示。典型应变片式压力传感器结构原理如图 3.14(b) 所示。图 3.14 中,  $F$  为测量的拉力或压力,  $R_1, R_2, R_3, R_4$  为 4 个应变片。

(2) 应变片式加速度传感器。典型应变片式加速度传感器结构原理如图 3.15 所示。在测



量中,质量块 1 的运动引起应变片 6 的电阻变化,这一电阻阻值即反映了被测的加速度。

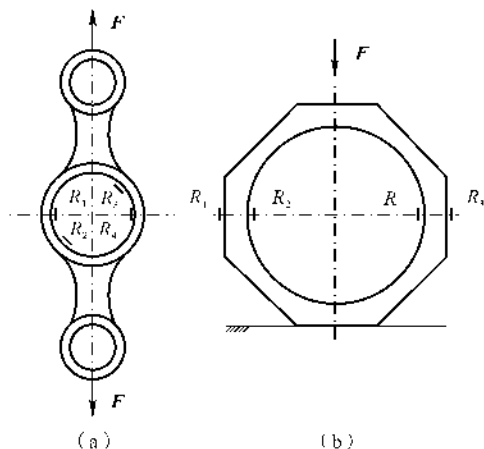


图 3.14 典型应变片式力传感器结构原理图

(a) 电阻应变片式拉力传感器; (b) 八角环应变片式压力传感器

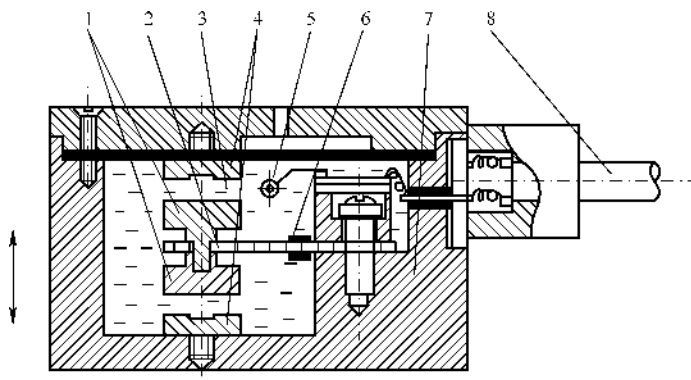


图 3.15 典型应变片式加速度传感器结构原理图

1—质量块; 2—弹性梁; 3—阻尼液; 4—限位保护块; 5—温度补偿电阻;

6—应变片; 7—壳体; 8—电缆

(3) 应变片式压力和压差传感器。在航空发动机中使用的压力、压差敏感元件,均是绝对型压力、压差敏感元件。因为,随着飞行高度的改变,发动机所处环境的大气温度和大气压力均是不断变化的,故采用测量相对压力的压力、压差敏感元件是不合适的。

典型应变片式压力传感器如图 3.16(a) 所示,典型应变片式压差传感器如图 3.16(b) 所示。弹性膜片 1、压阻元件 5(见图 3.16(a))、应变片 8(见图 3.16(b)) 等元件感受被测介质的压力,将压力信号转换成电阻信号,可实现对压力和压差信号的测量。

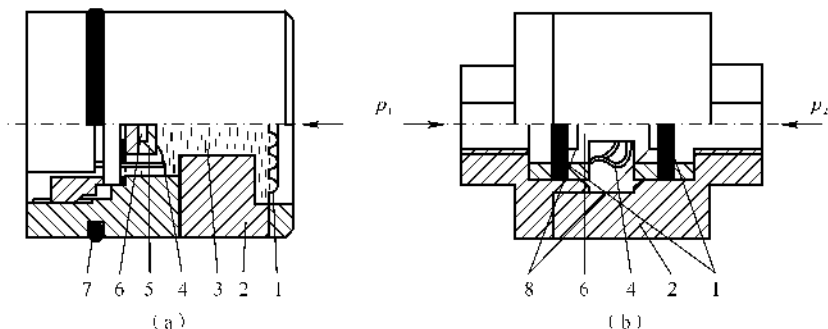


图 3.16 典型的应变片式压力、压差传感器结构原理图

(a) 应变片式压力传感器；(b) 应变片式压差传感器

1—弹性膜片；2—壳体；3—硅油；4—引线；5—压阻元件；6—真空腔；7—密封圈；8—应变片

### 3.3.4 电阻式温度传感器

纯金属及大多数合金的电阻会随着环境温度的增加而增加，而专用于温度敏感元件的半导体材料其电阻对环境温度的变化更为敏感，利用这一原理即可制成电阻式温度敏感元件。金属及合金制成的电阻式温度敏感元件称为热电阻，半导体材料制成的温度敏感元件称为热敏电阻。

#### 1. 工作原理

(1) 热电阻。在一定的温度范围内，金属及合金的电阻值与温度关系可近似表示为

$$R_2 = R_1[(1 + \alpha(T_2 - T_1))] = R_1(1 + \alpha\Delta T) \quad (3.31)$$

式中  $R_2$  —— 在温度  $T_2$  时的电阻值；

$R_1$  —— 在温度  $T_1$  时的电阻值；

$\alpha$  —— 温度在  $T_1 \sim T_2$  范围内时，该金属导体的电阻温度系数(1/K)。

从式(3.31)可知，在一定的温度范围内，电阻与温度呈线性关系。已知热电阻在温度  $t_1$  时的电阻值  $R_1$  及电阻温度系数  $\alpha$ ，即可通过测得电阻值  $R_2$  计算出该热电阻所处温度场的温度  $t_2$ 。但在更大的温度范围内，金属导体的电阻与温度关系是非线性的，温度为  $t_2$  时的金属导体电阻的一般表达式为

$$R_2 = R_0[1 + \alpha_1 T_2 + \alpha_2 T_2^2 + \cdots + \alpha_n T_2^n]$$

式中  $R_0$  —— 温度  $T_2 = 0$  K 时的电阻值；

$\alpha_i$  —— 不同的常数， $i = 1, 2, \cdots, n$ 。

(2) 热敏电阻。应用较为普遍的热敏电阻具有负的温度系数，且其温度-电阻特性是非线性的。热敏电阻的温度-电阻关系可近似用下式描述：



$$R_T = R_0 e^{B/T} \quad (3.32)$$

式中  $R_T$  —— 温度为  $T$  时的电阻值;  
 $R_0$  —— 温度  $T \rightarrow \infty$  时的电阻值;  
 $B$  —— 材料常数,其值为

$$B = \frac{\ln R_1 - \ln R_2}{\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}}$$

式中  $R_1$  —— 温度为  $T_1$  时的零功率电阻值;  
 $R_2$  —— 温度为  $T_2$  时的零功率电阻值。

## 2. 测量电路

由于电阻敏感元件输出的是电阻信号,因此,其测量电路与应变式传感器一节所介绍的测量电路类同。

## 3. 应用

应用最广的热电阻材料为铂和铜。热电阻敏感元件的一般结构,是用热电阻材料制成的细金属丝绕在带有螺旋沟槽的玻璃或云母板等绝缘骨架上,然后将缠绕好的电阻棒插入保护套内。热电阻丝的直径通常为  $0.035 \sim 0.05 \text{ mm}$ 。常见的保护管材料有不锈钢、玻璃、陶瓷等。玻璃管及陶瓷管封装的热电阻的密封性较好,但响应时间不如不锈钢管封装的热电阻的响应快。

热电阻敏感元件的缺点是感温部件体积大,热惯性大,只能测量一个区域的平均温度而不能测量某点的温度。

热敏电阻敏感元件的一般结构主要有珠状、圆片形、方片形、棒状及厚膜状等形式,以适用于不同的场合。

热敏电阻比热电阻的灵敏度要高得多,但线性度要差。由于热敏电阻的体积可以做得极小(例如,珠状结构的直径可以小于  $0.1 \text{ mm}$ ),因此可以用来测量微小区域的温度,且响应速度极快。

航空领域常用热电阻的一般技术指标及典型应用场合见表 3.2;热敏电阻的一般技术指标及典型应用场合见表 3.3。

表 3.2 航空领域常用热电阻传感器性能表

型号	敏感元件材料	测量温度范围 ℃	误差 ℃	尺寸 mm × mm	典型应用
GWR4	镍丝 $R_0 = 90.10 \Omega$	$-55 \sim +60$	常用 $\pm 1$ 其他 $\pm 2$	$68.5 \times \phi 51$	座 舱
M18A	铂丝 Pt100	$0 \sim 120$	$\pm 1$	双元件 $36 \times \phi 6.4$	轴 承
Y886	铂丝 Pt10	$(0 \sim 70) \sim +500$	$\pm (1 + 0.5 \times 10^{-3}  t )$	双元件 $89 \times M16 \times 1.5$	环控系统
Y891	铂丝 Pt10	$(0 \sim 70) \sim +300$	$\pm (0.3 + 0.6 \times 10^{-3}  t )$	$110 \times M16 \times 1.5$	燃油冷却系统



表 3.3 航空领域常用热敏电阻传感器性能表

型号	工作范围 ℃	误差 ℃	响应时间 s	尺寸 mm×mm	典型应用
GCW-2	-60 ~ 150	20 ~ 150, ±2 60 ~ 20, ±3	不流动空气 ≤ 3	32.5 × M16 × 1	航空器座舱
GYW-1	-60 ~ 150	20 ~ 150, ±2 60 ~ 20, ±3	不流动煤油 ≤ 1	32 × M16 × 1.5	燃油系统
XU-23	-55 ~ 100		≤ 4	90 × φ37	液压油油面报警系统

### 3.4 电感式传感器

电感式传感器是利用线圈自感或互感的变化,实现非电量测量的一种传感器,可以用来测量位移、力、压力、振动等参数。

根据转换原理,电感式传感器可分为自感式传感器和互感式传感器两类。

#### 3.4.1 自感式传感器

自感式传感器是依据自感系数变化的情况来反映被测物理量量值变化情况的传感器。实际工程中使用最多的自感式传感器是变磁阻式自感传感器。

变磁阻式自感传感器的典型工作原理示意图如图 3.17 所示。图中,1 为线圈,2 为铁芯,3 为衔铁, $U_e$  为传感器电源。铁芯与衔铁之间留有厚度为  $\delta$  的空气间隙(简称气隙)。传感器工作时,被测物理量的变化致使衔铁与铁芯发生相对移动,这一移动就会改变气隙的厚度或气隙的等效导磁面积,从而使磁路的磁阻发生变化,进而导致线圈电感系数的变化。因此,知道了电感的变化,就可以知道相对移位的大小,也即知道了被测物理量的变化,这就是自感式传感器的工作原理。当相对位移沿  $x$  方向变化时,即为变气隙面积式电感传感器;当相对位移沿  $y$  方向变化时,即为变气隙厚度式电感传感器。

如图 3.17(a) 所示,根据电磁感应原理,线圈的电感

$$L = \frac{W^2}{R_m}$$

式中  $W$  —— 线圈的匝数;

$R_m$  —— 磁路的总磁阻。

如果气隙  $\delta$  较小,忽略磁路铁损时,其总磁阻由铁芯、衔铁的磁阻和气隙的磁阻组成。由于铁芯和衔铁通常是用导磁性能很好的纯铁或硅铁合金制成的,一般均工作在非饱和状态下。此时,



$$L = \frac{W^2}{R_m} \approx \frac{W^2 \mu_0 A}{2\delta} \quad (3.33)$$

式中  $\mu_0$  —— 气隙的导磁率;  
 $A$  —— 气隙的等效导磁横截面积。

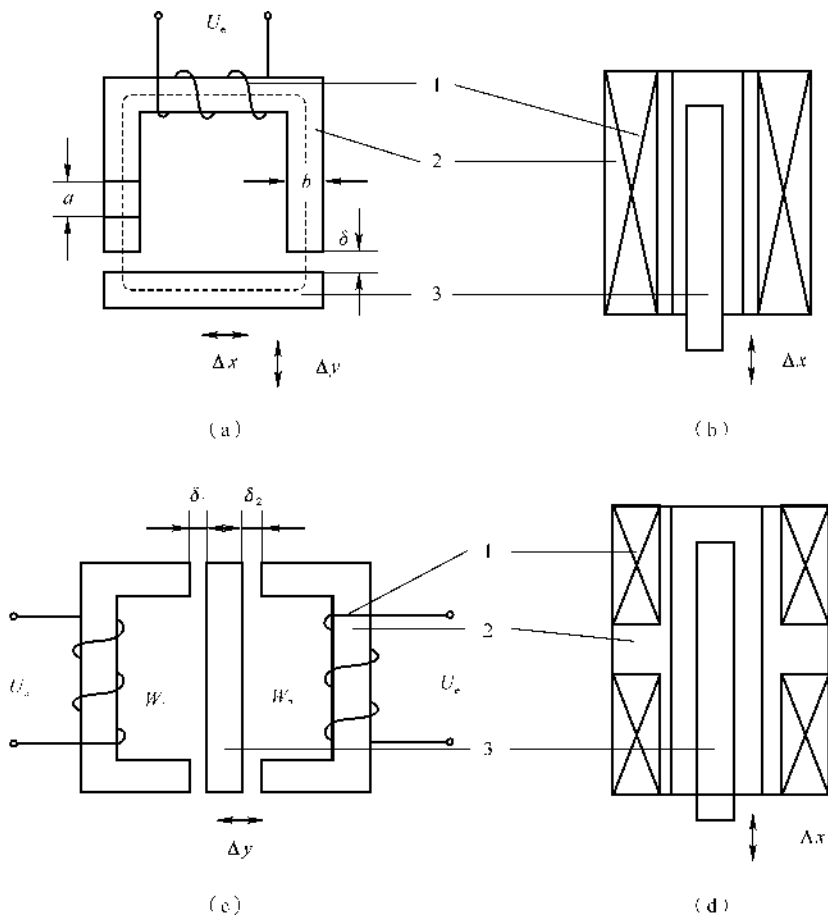


图 3.17 自感式电感传感器原理图

(a) 自感式传感器; (b) 螺线管自感式传感器;

(c) 差动自感式传感器; (d) 螺线管自感式差动变压器式传感器

1—线圈; 2—铁芯; 3—衔铁

由式(3.33)可知,电感仅与线圈和磁路的参数有关。线圈匝数  $W$  确定后,电感  $L$  与气隙等效导磁横截面积  $A$  成正比,与气隙厚度  $\delta$  成反比。如图 3.17(a) 所示,衔铁与铁芯相对  $y$  方向移动改变气隙厚度时,或衔铁与铁芯相对  $x$  方向移动改变气隙等效导磁横截面积时,都将使电感



发生变化。

变气隙式传感器的灵敏度为

$$S = \frac{dL}{d\delta} = -\frac{W^2 \mu_0 A}{2\delta^2}$$

由于  $S$  与  $\delta$  的二次方成反比,所以当间隙较小时灵敏度较高。又因为  $S \neq$  常数,所以该型传感器的输出与输入呈非线性关系。考虑到传感器灵敏度和线性度的需求,气隙的初始值不宜过大,气隙的变化范围也不宜过大。工程中,这类传感器测量的位移范围为  $0.001 \sim 1 \text{ mm}$ 。

变气隙厚度式自感传感器存在如下缺点:

(1) 当衔铁无位移时,测量电路中亦有电流流过。因此,衔铁上始终作用有电磁力,影响测量的准确度。

(2) 当间隙较大时灵敏度较低。

(3) 输出与输入呈非线性关系。

为了克服上述缺点,工程中通常采用的是差动式电感传感器。其结构原理如图 3.17(c) 所示,当衔铁位于两铁芯中间位置时,两线圈的自感系数相等。两线圈的电流  $i_1 = i_2$ ,通过负载阻抗  $Z$  的合成电流  $\Delta i \approx 0$ ,即  $U_o \approx 0$ 。当衔铁偏离初始位置时,一个线圈的自感增加,另一个线圈的自感减小,将分别产生电流变化量  $+\Delta i$  和  $-\Delta i$ ,使流过负载阻抗  $Z$  的合成电流产生  $2\Delta i$  的变化。因此,传感器的灵敏度增加了 1 倍。在两个线圈的共同作用下,衔铁所受到的线圈电磁作用力由于作用方向相反而有所抵消;输入与输出间的非线性有所改善;工作温度变化所带来的影响也相互抵消。

由式(3.33)可知,改变气隙等效导磁横截面积的传感器的灵敏度为常数。也即,这类传感器的输出与输入呈线性关系。

如图 3.17(b) 所示,如果在空心线圈中放置一个可以移动的磁芯,则磁芯位置的移动将使线圈的电感发生变化,这种传感器被称为螺管式电感传感器。螺管式电感传感器的灵敏度低,但测量范围大,结构简单,制造容易。同样,螺管式电感传感器也可以做成差动形式,其结构如图 3.17(d) 所示,从而获得更高的灵敏度、更好的线性度、更低的温度敏感度。

### 3.4.2 互感式传感器

互感式传感器绝大多数采用差动式变压器的结构,因此,也将互感式传感器称为差动变压器式传感器。

差动变压器式传感器将被测物体的位移变成线圈互感系数的变化。这种传感器如同一个变压器,初级线圈接入交流电源时,次级线圈因互感作用产生感应电势,当互感系数变化时,输出电势亦发生变化。根据差动变压器的结构可以分为变隙式和螺管式两种。由于变隙式量程较小,结构也较复杂,因此工程中大量使用的是螺管式差动变压器式传感器。

如图 3.18(a) 所示,螺管式差动变压器式传感器由线圈框架 A、绕在框架上的一组初级线





圈  $W$  和两个完全相同的次级线圈  $W_1$  和  $W_2$  及插入线圈中心的圆柱形铁芯  $B$  组成。当给初级线圈输入激励交流电压时,两个次级线圈由于电磁感应而分别产生感应电势  $U_{o1}$  和  $U_{o2}$ ,两感应电势的大小与铁芯相对线圈的位置有关。将两感应线圈反极性串联,如图 3.18(b) 所示,则输出电势

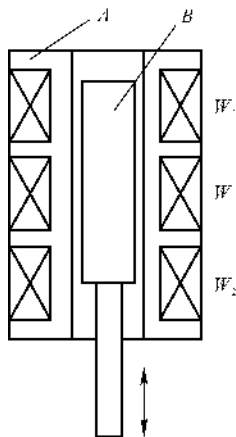
$$U_o = U_{o1} - U_{o2}$$

其中

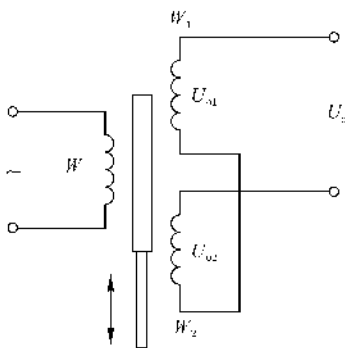
$$U_{oi} = -M_i \frac{dI}{dt}, \quad i = 1, 2$$

式中  $M_i$  —— 初级线圈与某次级线圈间的互感;

$I$  —— 流过初级线圈的激励电流。



(a)



(b)

图 3.18 螺管式差动变压器式传感器

(a) 螺管式差动变压器结构; (b) 信号等效电路图

当铁芯在中间位置时,由于两线圈互感系数相等,感应电势也相等,故输出电势  $U_o = 0$ ; 当铁芯向任一方向偏离中间位置时,次级线圈中的一个互感系数会增大,而另一个的互感系数会减小,从而使得输出  $U_o \neq 0$ 。随着铁芯偏离中间位置的逐渐增大,输出  $U_o$  也逐渐增大(或减小)。

### 3.4.3 电感式传感器的应用

#### 1. 位移测量

位移测量包括直线位移和角位移测量,相应的传感器称为直线位移传感器和角位移传感器。

#### 2. 力测量

将铁芯或衔铁固定在弹性变形体上,当被测力作用在弹性变形体上时,变形体的变形量与



被测力的量值呈单值对应关系,变形使铁芯或衔铁移动,电感式传感器输出发生变化,从而可以测出作用力的量值。某测力传感器结构示意图如图 3.19 所示,在轴向力  $F$  的作用下,筒状空心弹性元件 1 变形,使铁芯 2 相对于线圈 3 移动,从而产生输出电压,该电压的大小即反映了作用力  $F$  的大小。

### 3. 压力、压差测量

将传感器的活动铁芯或衔铁与膜盒、弹簧管、波纹管等弹性敏感元件相连,在压力作用下,通过弹性元件的变形带动铁芯或衔铁移动,使传感器的输出电压发生变化,可完成对压力、压差的测量。

图 3.20 给出了测量飞机飞行高度、速度和气体压力的振筒式压力传感器的结构图。介质压力的变化导致激励线圈激振的振动筒 2 的振动频率变化,拾振线圈 4 的感应频率也随之变化,由此感应电势的频率可知介质的压力。

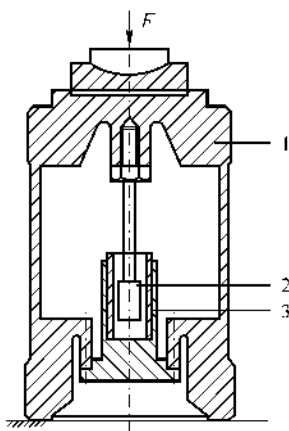


图 3.19 某测力传感器结构图

1—筒状空心弹性元件; 2—铁芯; 3—线圈

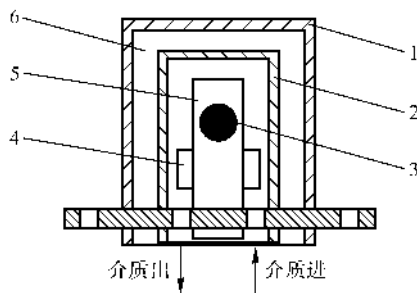


图 3.20 振筒式压力传感器结构图

1—保护筒; 2—振动筒; 3—激励线圈;  
4—拾振线圈; 5—线圈架; 6—真空腔

### 4. 振动量测量

以金属振动体(如果振动体为非磁性材料,则在其上固定一块磁性材料)作为电感式传感器的衔铁,可用于振动体的振动量的测量。

## 3.5 磁电式传感器

磁电式传感器是通过磁电作用将被测量转换为感应电动势的传感器。在发动机控制系统中,磁电式传感器有测速发电机、涡轮流量计等。



### 3.5.1 工作原理

由电磁感应定律可知,当穿过线圈的磁通  $\Phi$  发生变化时,线圈中产生的电动势  $U_e$  可用下式描述:

$$U_e = -N \frac{d\Phi}{dt} \quad (3.34)$$

式中,  $N$  为线圈的匝数。

式(3.34)表明,电动势  $U_e$  取决于线圈的匝数和穿过线圈磁通量的变化率。在磁电式传感器中,磁场强度的变化、磁路磁阻的变化、线圈切割磁力线情况的变化均能导致穿过线圈的磁通变化。据此可以构造出动(线)圈式、动(磁)铁式、变磁阻式等不同结构原理的磁电式传感器。

从上述工作原理可知,当传感器中的运动装置停止相对运动时,传感器产生的电动势为零。即磁电式传感器只能测量以较快速度变化(运动)的物理量。

### 3.5.2 测量电路

通常,磁电式传感器产生的电动势都比较弱,因此,需要测量电路对其输出信号进行处理。用电缆将传感器与测量电路相连接的等效电路如图 3.21 所示。

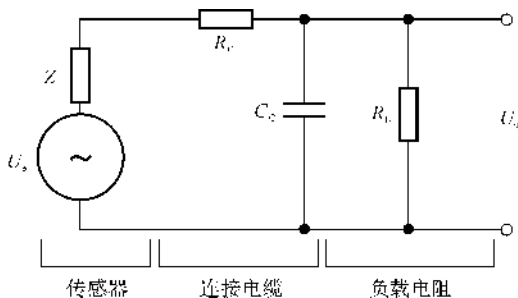


图 3.21 磁电式传感器输出信号等效电路图

此时,等效输出电压

$$U_o = \frac{U_e}{1 + \left( \frac{Z + R_c}{R_L} \right) (j\omega C_c R_L + 1)}$$

式中  $Z$  —— 敏感元件等效阻抗;

$R_L$  —— 负载电阻;

$C_c$  —— 连接电缆的分布电容;

$R_c$  —— 连接电缆的电阻。



因为连接电缆的电阻值非常小,将其忽略后,上式变为

$$U_o = \frac{U_e}{1 + \frac{Z}{R_L} + j\omega C_c Z}$$

如果被测量频率不高、连接电缆较短,则  $C_c$  也可以忽略;又若  $R_L \gg Z$  (通常很容易实现),则上式可以进一步简化为  $U_o \approx U_e$ 。

### 3.5.3 应用

#### 1. 转速测量

在航空发动机控制系统和试验设备中,常见的磁电式转速传感器有两种类型。一类是音轮和磁电感应头的结构;另一类是测速发电机。

(1) 音轮磁电式转速传感器。音轮与磁电感应转速传感器的结构如图 3.22 所示。当被测转轴带着音轮 1 旋转时,轮齿与齿槽交替掠过由永久磁铁 3 与感应线圈 2 构成的磁电感应头,从而使磁电感应头的磁阻发生变化,也即磁场强度发生变化,在感应线圈中产生了相应的交替变化的感应电动势。在一定的范围内,该电势的幅值及变化频率均与转速成正比。通常选择以频率来表征被测转速量值。

在实际应用中,也有使用具有独立的两个或三个感应线圈的磁电感应头。这样,可以输出两路或三路相互冗余的转速信号。

(2) 测速发电机式转速传感器。测速发电机式转速传感器的结构与普通发电机类同。当被测转轴带动其转子转动时,发电机将输出电压。因为这一发电机的用途是测量转速而非用来发电的,所以被称为测速发电机。在一定的转速范围内,测速发电机输出的电压幅值及频率均与转速成正比,因此可以以这两个量中的一个反映转速的量值。

在航空发动机转速测量中,当测速发电机输出电量的频率较低时,常以测速发电机整流后的输出电压的幅值表征被测转速的量值;当测速发电机输出电量的频率足够(满足测量精度的要求)高时,则以输出电量的频率表征待测转速量值;也有使用双独立线圈输出两路相互冗余转速信号的测速发电机。

#### 2. 流量测量

涡轮流量计常用来测量燃油或滑油流量,其结构如图 3.23 所示。工作时,被测介质推动涡轮 6 旋转,流量越大涡轮转速越高。与音轮磁电式转速传感器的工作原理相同,旋转的涡轮叶片交替掠过磁电感应头 1 时,改变了磁电装置的磁阻,产生幅值高、低变化的感应电动势。这一

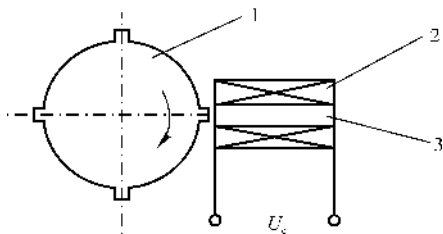


图 3.22 音轮磁电式转速传感器结构图

1—音轮; 2—感应线圈; 3—永久磁铁



感应电动势的频率即反映了涡轮的转速,也就反映了被测流量的量值。

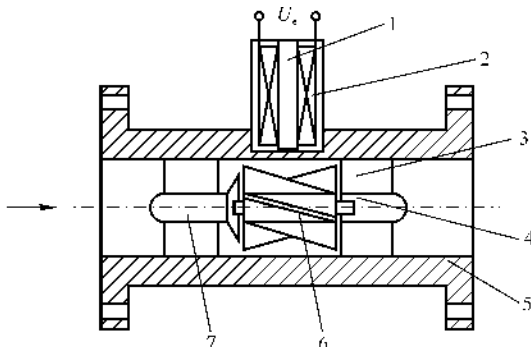


图 3.23 涡轮流量计结构图

1—磁电感应头；2—线圈；3—后导流器；4—轴承；5—壳体；6—涡轮；7—前导流器

### 3. 振动量测量

图 3.24 给出了动圈式振动传感器的结构图。其工作原理为,当传感器随振动体振动时,连杆 1、弹性膜片 2、线圈 3 及线圈支架 5 等将随之振动。由于弹性膜片 2 的作用,将导致线圈 3 产生相对于永久磁铁 4 的位移,即在线圈 3 中产生感应电动势。该感应电动势的量值即可反映振动的情况。

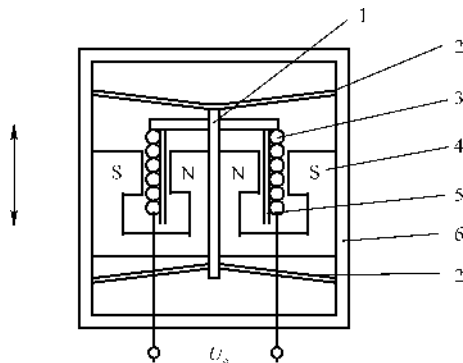


图 3.24 动圈式振动传感器结构图

1—连杆；2—弹性膜片；3—线圈；4—磁铁；5—线圈架；6—壳体

## 3.6 热电偶传感器

热电偶具有测温范围大、性能稳定、信号可远距离传输、结构简单、使用方便等特点。广泛地应用于发动机高温燃气的温度测量。



### 3.6.1 工作原理

实验发现,如果将两种不同材料的导体组成两个端点相连接的闭合回路,当两个相接点的温度不同时,则在回路中有电流产生。这一现象被称为热电效应,相应的电势(mV级)称为热电势。由两种导体组成的闭合回路称热电偶,导体被称为热电极,两电极的相接点称为结点。测量温度时,置于被测温度场内的结点称为热端,另一结点被称为冷端。

理论分析表明,热电势是由接触电势和温差电势组成的。当两种不同材料的导体相接触时,在接触面处会形成稳定的电位差——接触电势。这是由于导体中存在自由电子,不同材料的导体其自由电子的密度不同,当两种不同材料的导体相接触时,在接触面上会形成电子的扩散运动,于是在接触处便形成了阻碍电子继续扩散的电场。当扩散作用与电场的反作用相等时,就达到了动态平衡,即形成了接触电势。接触电势  $E_{AB}$  以下式表示:

$$E_{AB} = \frac{KT}{q} \ln \frac{e_A}{e_B}$$

式中  $K$  —— 玻耳兹曼常数;

$T$  —— 接触处的绝对温度;

$q$  —— 电子电荷量;

$e_A, e_B$  —— 导体  $A, B$  的自由电子密度。

导体中,自由电子的能量将随温度的增加而增大。如果导体的两端存在温度差,则热端自由电子的动能比冷端的要大,便会有更多的自由电子从热端扩散到冷端,从而使热端失去电子而带正电,冷端得到电子而带负电,即形成了温差电势。某导体  $A$  的温差电势  $E_A$  以下式表示:

$$E_A = \int_{T_0}^T \sigma_A dT$$

式中  $\sigma_A$  —— 与导体  $A$  的材料和温度有关的温差系数( $V \cdot K^{-1}$ );

$T_0$  —— 导体低温端温度;

$T$  —— 导体高温端温度。

### 3.6.2 热电偶的基本定律

#### 1. 中间导体定律

在热电偶回路中接入第三种导体  $C$ ,如图 3.25 所示,只要  $C$  导体的  $a, b$  两端点的温度相等,就不会改变回路总热电势的大小。

依据中间导体定律,可以在热电偶回路中接入仪表直接测量其热电势,也可以采用不同的方法来焊接热电偶,或将两热电极直接焊接在被测导体的表面。



## 2. 中间温度定律

热电偶热端温度为  $T$ 、冷端温度为  $T_0$  时的热电势,等于此热电偶热端温度为  $T$ 、冷端温度为  $T_x$  时的热电势与同一热电偶热端温度为  $T_x$ 、冷端温度为  $T_0$  时的热电势的代数和。

中间温度定律是制定热电偶温度与热电势的对应关系的分度表的理论依据。由于热电偶分度表都是以冷端温度为  $0^\circ\text{C}$  时作出的,但是,一般工程测量中冷端并不为  $0^\circ\text{C}$ ,利用中间温度定律,只要得到测量现场的热电偶的热电势及冷端的温度  $T_x$ ,便可利用分度表求出热端温度。

## 3. 标准电极定律

若两种导体  $A, B$  分别与第三种导体  $C$  组成的热电偶所产生的热电势为  $E_{AC}(T, T_0)$  和  $E_{BC}(T, T_0)$ ,则用导体  $A, B$  组成的热电偶的热电势为

$$E_{AB}(T, T_0) = E_{AC}(T, T_0) - E_{BC}(T, T_0) \quad (3.35)$$

依据标准电极定律,可以使热电偶两种材料的选配工作大大简化。因为,只要知道一些材料与标准电极(例如导体  $C$ ) 配对时的热电势,就可由式(3.35) 求出其中某两种材料配成热电偶的热电势。

因为铂容易提纯,熔点高,性能稳定。因此,多以纯铂作为标准热电极。

### 3.6.3 热电偶的冷端补偿问题

在 3.6.2 节中已经介绍了利用热电偶测温的方法,即 ① 测得热电偶的热电势的大小;② 知道冷端温度;③ 据热电偶分度表查出与冷端温度对应的热电势;④ 将测量热电势与冷端热电势相加得到相当于冷端为  $0^\circ\text{C}$  时的测量热电势;⑤ 再查分度表得到被测温度场的温度。显然,测温又转化为了要测量冷端温度的冷端补偿问题。

#### 1. 冷端恒温法

为了避免测量冷端温度,可以采用恒温器保持冷端温度恒定不变,在进行测量工作时,冷端热电势是一个可以事先算出的常数。但恒温法不便在工程中应用,有时在实验室采用此方法。

#### 2. 预拨仪表指针法

当采用热电偶直读式温度仪表时,由于仪表的指示值是以热电偶的冷端为  $0^\circ\text{C}$ ,并按照热电偶的热电势与温度的关系来刻度的,因此,当已知环境(冷端)温度为  $T_x$  时,只要将仪表指针(零点)先拨至  $T_x$ ,再利用该仪表进行测量即可。

#### 3. 电路补偿法

在热电偶测量回路中接入冷端补偿电路(器),该电路自动产生与环境(冷端)温度相对应的补偿热电势,并将此电势叠加到热电偶测量电势上而形成等效的冷端为  $0^\circ\text{C}$  的热电势。

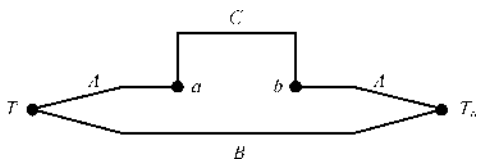


图 3.25 热电偶中间导体示意图



需要指出的是,有些热电偶在一定的温度(如  $50^{\circ}\text{C}$  甚至  $300^{\circ}\text{C}$  以下)时,其热电势非常小。因此,若这样的热电偶在工作过程中其冷端温度  $\leq 50^{\circ}\text{C}$  (或  $300^{\circ}\text{C}$ ) 时,只要测量精度允许,也可以不考虑冷端补偿问题。

### 3.6.4 补偿导线与测量电路

#### 1. 补偿导线

由于热电偶产生的热电势为毫伏(mV)级,因此须采用测量电路将信号放大后进行远距离传送。而测量电路通常与热电偶之间有一定的距离。从热电偶的冷端补偿问题也可看出,热电偶的冷端应该远离被测温度场,以减小该温度场对测量精度的影响。所有这些都希望热电偶的冷端距离热端有一定的距离。

在实际应用中,热电偶的电极长度是一定的。如果热电偶用贵金属制成,则加长热电偶的电极,费用太高。因此,专门生产了与相应热电偶材料匹配的热电偶延长线,用以将热电偶电极冷端延长。这类导线在规定的温度范围内,其热电性能和相配的热电偶的热电性能一致或相近。这类导线被称为热电偶补偿导线,简称补偿导线。

#### 2. 测量电路

考虑到热电偶带动负载的能力很弱,因此,测量电路应该具有较大的输入阻抗。又由于热电偶输出的热电势与被测温度之间的关系是非线性的,因此,测量电路还必须具有非线性计算能力才能将被测温度场的温度转化为等比例的输出电压或电流。

### 3.6.5 应用

热电偶的结构形式因用途不同而不同。但是,普通热电偶由于使用条件基本相似,所以已做成标准形式。热电偶主要由保护套、绝缘瓷管、热电极和接线盒等组成,还有被做成细长形的可以弯曲的铠装热电偶等形式。

热电偶补偿导线见表 3.4。

表 3.4 热电偶补偿导线

补偿导线型号	配用热电偶分度号	补 偿 导 线				热端为 100℃,冷端为 0℃ 时的 热 电 势 /mV
		正 极		负 极		
		材料	颜色	材料	颜色	
SC	S(铂铑 <sub>10</sub> —铂)	铜	红	铜镍	绿	0.64±0.03
KC	K(镍铬—镍硅)	铜	红	铜镍	蓝	4.10±0.11
KX	E(镍铬—铜镍)	镍铬	红	铜镍	棕	6.32±0.17
TX	T(铜—铜镍)	铜	红	铜镍	白	4.28±0.05





### 3.7 光电传感器

光电传感器是将光信号转换为电信号的一种传感器。光电传感器首先将被测量转换成光信号,再将光信号转变为电信号。

#### 3.7.1 工作原理

光电元件将光量转换为电量的现象称为光电效应。按照光电效应的作用机理,可以将光电效应分为外光电效应、内光电效应及光伏效应等 3 类。

##### 1. 外光电效应

在光的照射下,使物体内的电子从表面逸出的现象称为外光电效应,亦称光电子发射效应,如光电管、光电倍增管等。

##### 2. 内光电效应

在光的照射下,使物体的电阻率发生变化的现象称为内光电效应,也叫光电导效应,如光敏电阻、光敏晶体管等。

##### 3. 光伏效应

在光的照射下,使物体产生一定方向的电动势的现象称为光伏效应或光生伏特效应,如光电池、光敏晶体管等。

#### 3.7.2 光电敏感元件

##### 1. 光敏电阻

光敏电阻是基于内光电效应工作的。有些半导体材料在黑暗环境下电阻很大,但在受到一定波长的光线照射时,半导体中的部分电子吸收了光子的能量,从束缚状态变成了自由状态。因此,产生了自由电子和空穴,而使电阻值减小。在一定的范围内,照射光线愈强,电阻值就会下降的愈多;光照停止后,电阻值也恢复其原有值。根据这一原理制成的器件称为光敏电阻。

光敏电阻的灵敏度较高,适应的光谱范围较宽,体积小,性能稳定,故使用广泛。

##### 2. 光敏晶体管

光敏二极管在电路中一般处于反相工作状态,如图 3.26(a) 所示。当无光照射时,反向电阻很大,反向电流(即暗电流)很小,工作在截止状态。当光线照射时,激发出光电子空穴对,它们在外加反向偏压和内电场作用下作定向运动,形成光电流,处于导通状态。光的照度越大,光电流越大。

光敏三极管与普通的三极管类似,有电流增益作用,不过它是光敏导通的。由于其有电流放大作用,因此其灵敏度比一般的光敏二极管高。光敏三极管的基极一般没有外接引线。其基本应用线路图如图 3.26(b) 所示。

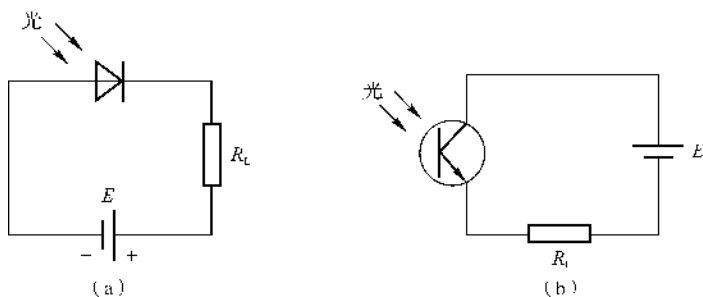


图 3.26 光敏晶体管的基本应用线路图

### 3.7.3 应用

光电传感器是非接触式传感器,体积小、重量轻,耐冲击、寿命长、灵敏度高、响应快,所以在自动检测和控制系统中得到了广泛的应用。

由于光敏电阻的灵敏度是非线性的,所以不适宜作量值测量元件使用。一般多作为开关式的光电转换器使用。环境温度的升高会使光敏电阻的灵敏度有所降低,且使灵敏度与照射光线波长间关系的光谱特性向短波方向移动。

光敏电阻受光照射和取消照射后电阻值由于有惯性不会立即变化,所以使用时应注意其通频带特性。一般情况下,光敏二极管的通频带比同类三极管宽许多,而硅管三极管又比锗管三极管宽一个数量级。

由于光敏元件的灵敏度与照射光线的波长有关,所以光敏元件还应与光源匹配。

#### 1. 光电式转速计

光电式转速计中的敏感元件是利用光电元件的“开”“关”特性工作的,按照光照的方式分为反射式和透射式两种。图 3.27 是反射式光电转速计结构图。在被测转轴上粘贴一个或等间隔的  $N$  个反光片或在转轴上涂上黑白相间的两种颜色。光源经光学系统聚光后照射在转轴反光片上,再反射到光电元件上。转轴每转一周,反射到光电元件上的光的强弱就发生一次或  $N$  次变化,光电元件产生的光电流的大小也变化一次或  $N$  次,该信号经放大整形后变成一串脉冲信号,送给频率计,则频率计显示的数值与转速成正比。

透射式光电转速计是在光源与光电敏感元件之间放置着由被测转轴带动在等直径圆周上开有等间隔孔洞或透槽的码盘,转轴的旋转使光敏元件间断性地被光源照射,从而产生频率信号,该信号的频率与转速成正比。

#### 2. 光电式火焰探测器

光电式火焰探测器的光源为火焰。选用对火焰光比较敏感的光电器件为光敏元件,光敏元件产生的光电流即可反映航空发动机燃烧室内燃油的燃烧情况。

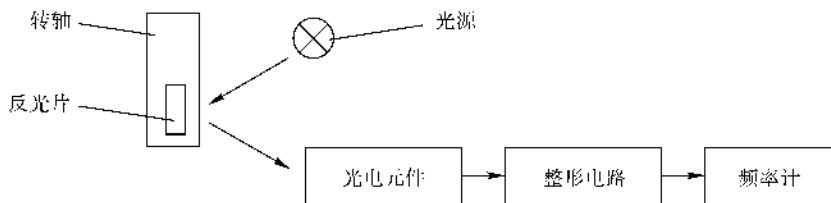


图 3.27 光电式转速计结构图

## 3.8 光纤传感器

### 3.8.1 光纤传感器的种类

光纤是一根纤细的实心玻璃丝,外表涂覆某种涂料以增加机械性能,并保持传输特性的稳定性,不仅能作为信息传输媒介,而且还可以作为敏感元件。根据光纤的使用方式,光纤传感器可分为传光型、拾光型和功能型三大类。

传光型就是传感器中的敏感功能由非光纤型敏感元件完成,光纤仅起导光作用。主要采用多模光纤,结构简单,可靠性高,目前实用化的光纤传感器大都属于这种类型。

拾光型中有辐射型光纤传感器,它采用光纤作探头,接收来自被测对象辐射、反射或散射的光构成的传感器。这种传感器采用单模、多模等各种光纤,具有非接触式、精度高等特征。

功能型光纤传感器中,光纤不仅作为导光物质,而且还是敏感元件,光在光纤内受被测量调制。这种传感器的特点是,光纤既作为敏感元件,又通过光纤自身将被测量以光信号的形式传输到光电转换器件,由其转换为电信号,从而实现各种物理量的测量。

### 3.8.2 光纤传感器的原理

以电为基础的传统传感器是一种把被测量转变为可测的电信号的装置,是由电源、敏感元件、信号接收和处理系统以及传输信息所用金属导线组成的。光纤传感器则是一种把被测量转变为可测的光信号的装置。由光源、敏感元件、光接收器、信号处理系统以及光纤构成。由光源发出的光经源光纤引导至敏感元件,在这里,光的某一性质(幅度、相位、色彩或偏振信息)受到被测量的调制,已调光经接收光纤耦合到光接收器,使光信号变为电信号,最后经信号处理系统处理得到所期待的被测量。光纤传感器与以电为基础的传统传感器相比较,在测量原理上有本质的差别。传统传感器以机电测量为基础,而光纤传感器则以光学测量为基础。

光纤传感器是用光在不同的物理状态下,在光纤中传播的光的干涉、衍射、偏振、反射等物理特征的变化,进行各种物理量的测量装置。

光纤传感器的原理是用被测量的变化调制传输光波的某一参数,使其随之变化,然后对已



调制的光信号进行检测,从而得到被测参数,即将被测参数转换为光信号参数的变化。

根据光受被测对象调制方式,可分为强度调制、偏振调制、频率调制和相位调制 4 种。

### 1. 光强度调制方式

(1) 微弯效应。由于压力或振动的作用,使光纤轴向上产生微小弯曲,利用这种特性可构成光纤压力或振动传感器。

(2) 光吸收特性。物质的光吸收特性随被测对象的物理量或化学量的种类与数量不同而变化,利用这种特性可以构成各种光纤传感器。

(3) 光反射特性。利用膜片或液晶对光反射强度的变化而构成压力或温度传感器。

(4) 致光特性。物质受到粒子射线与化学或机械的激励而发光,利用这种现象可构成各种传感器。

(5) 着色中心。光纤受到辐射线或紫外线照射时,玻璃中离子的原子价变高,这样离子所属的电子处变为空穴,于是着色玻璃的颜色发生变化,并且形成着色中心,光纤的传输损耗增加。

另外,还有其他各种光纤传感器中利用物质的荧光辐射或机械的光断路机构等。

### 2. 偏振调制方式

(1) 法拉第效应。直线偏振光在磁性体内传播时,若在与光传播的同一方向上存在有磁场  $H$ ,则光的偏振面就会发生旋转。这样由于磁场的作用对于左右旋转的圆偏振光的折射率产生各向异性,这称为光的法拉第效应。

这时,偏振面的旋转角  $\theta$  可表示为

$$\theta = K_r HL \quad (3.36)$$

式中  $K_r$  —— 材料的固有常数,表示法拉第效应的强弱( $T^{-1} \cdot m^{-1}$ );

$L$  —— 磁性体光路的长度。

(2) 波克尔斯效应。若在晶体上施加电场,则晶体对光的折射率发生变化,其变化大小与电场强度成比例,这种现象称为波克尔斯效应。具有波克尔斯效应的晶体折射率一般采用主折射率  $n_1, n_2, n_3$ ,可用折射率椭圆体表示,即

$$\frac{x_1^2}{n_1^2} + \frac{x_2^2}{n_2^2} + \frac{x_3^2}{n_3^2} = 1 \quad (3.37)$$

(3) 弹性效应。若弹性体内产生应变,则弹性体对光的折射率发生变化,呈现出双折射性,这种效应称为光的弹性效应。

(4) 光纤的双折射率。对于 2 模光纤,它是以互为正交的 2 模  $HE_{11}^{x1}$  和  $HE_{11}^{x2}$  进行传播的。2 模在互为正交的两个平面( $x_1Ox_3, x_2Ox_3$ ) 内振动,从而传播直线偏振光。

### 3. 频率调制方式

(1) 多普勒效应。若激光照射在移动物体上,由于多普勒效应,则其散射光的频率就会偏移入射光原来的频率,这种现象称为多普勒效应。利用多普勒效应可构成速度、振动、流量等光



纤传感器。

(2) 拉曼散射。若有强光照射到物质上,则得到高于或低于原频率的光,这种由于构成物质分子的振动产生的现象,即为拉曼散射。利用这种现象可测量气体浓度与大气被污染的情况。

(3) 光致发光效应。若比基础光吸收端波长短的光照射到半导体上,被半导体所吸收,则在导体中激励价电子带的电子。这种激励的电子与价电子带的空穴复合,辐射出与禁带宽度相对应波长的光,这种现象称为光致发光效应。

#### 4. 相位调制方式

(1) 相位变化的检测方法。若相关的两种光面重合,则可得到与每种光单独存在时的光强度之和不同的干涉条纹。这种干涉条纹与两种光的相位分布密切相关;相反,若根据观察的干涉条纹就能知道两种光相位的相对变化量,则可用干涉仪测量这种干涉条纹。

(2) 弹性效应。若对光纤施加压力信号,则光纤产生伸缩。当在长  $L$  的单模光纤上施加均匀压力  $p$  时,光的相对相位变化量可表示为

$$\frac{\Delta\varphi}{\varphi} = \frac{\Delta L}{L} + \frac{\Delta n}{n} = \frac{\Delta L}{L} + \frac{n^2}{2} \left[ (p_{11} + p_{12}) \frac{\Delta d}{d} + p_{12} \frac{\Delta L}{L} \right] + \frac{1}{n} \left( \frac{\delta n}{\delta p} \right) \Delta p \quad (3.38)$$

式中  $n$  —— 芯径(m);

$p_{ij}$  —— 弹性常数( $\text{m}^{-2}$ )。

(3) 磁致伸缩效应与电致伸缩效应。若对采用镍或钴等磁性膜包层的光纤施加磁场,由于存在磁致伸缩效应,则光纤产生伸缩,于是光纤内传输光的相位发生变化。因此,利用磁致伸缩效应或电致伸缩效应可构成电流、磁场传感器或电压、电场传感器等。

### 3.8.3 光纤传感器的特点与应用

光纤传感器突出的优点是光信号不仅能直接感受,而且还可以利用光电器件进行光电转换,相比于其他传感器,光纤传感器还具有灵敏度高、可靠性好、体积小、重量轻、原材料(硅)资源丰富、抗电磁干扰、抗腐蚀、耐高压、电绝缘性能好、可挠曲、防爆、频带宽、损耗低等特点。此外,波长移动与应变的比例因子是恒定的,没有零点漂移的问题,能进行长时期测量。同时,它还便于与计算机相连,实现智能化和远距离监控。

由于以上优点,这种集传感于一身,性能优越的传感系统也就更适应于航空发动机的测控系统,将使发动机测控系统更新换代。它可以保证测控的准确性。例如,普通的控制系统是靠热电偶来感受燃气流温度的,随着现代发动机循环温度的不断提高,涡轮进口温度已经达到了热电偶能够承受的最高温度,工程实践表明,温度高出  $100^\circ\text{C}$  左右时,热电偶寿命会迅速下降。因此当涡轮进口温度超出这一范围时,就只能测量涡轮进口下游处的温度,然后再根据经验关系式,建立所测温度和相应的进口温度之间的关系。由于要考虑每台发动机之间的差异和发动机性能随时间下降的问题,必须在关系式中设定一个安全系数,因此,采用测量涡轮进口



下游处的温度很难实现对发动机的准确控制,而且,建立下游测量的温度和进口温度之间的关系还需测量若干个发动机变量,因此,光纤温度传感器的测量系统将成为必需的测量手段。

对于目前正在研究的下一代发动机,其循环温度远远超过任何已知热电偶传感器的实际工作寿命。因此必须研制出能够在这类发动机的高温环境中长期使用的温度传感系统,无源光纤传感器系统能够在高达  $2\,000^{\circ}\text{C}$  的高温环境下工作。这表明它很有希望在现有的和未来的高温燃气涡轮发动机上使用。

新一代的航空发动机采用全权数字式电子控制系统,无论是作为发动机的传感器,还是作为传感器与控制器之间的信息传输媒质,都可以采用光导纤维,这是一种理想的选择。采用光纤技术后,可将数字式电子控制器装于远离发动机的位置,以改善它的工作环境,从而提高数字控制系统可靠的工作。

## 习 题

**3.1** 已知机械离心式转速敏感元件(见图 3.1)的基本参数: $a = 10\text{ mm}$ ,  $b = 15\text{ mm}$ ,  $R = 20\text{ mm}$ ,  $m_1 = 1.02 \times 10^{-2}\text{ kg}$ , 离心块个数 2 个, 转速  $n = 3\,100\text{ r/min}$ 。试分别计算  $y = -1.2\text{ mm}$ ,  $y = 0.0\text{ mm}$ ,  $y = +1.2\text{ mm}$  时离心力的轴向换算力。

**3.2** 已知机械离心式转速敏感元件(见图 3.1)的基本参数: $a = 10\text{ mm}$ ,  $b = 15\text{ mm}$ ,  $R = 20\text{ mm}$ ,  $m_1 = 1.02 \times 10^{-2}\text{ kg}$ , 离心块个数 2 个, 调准弹簧刚度  $K_s = 10\text{ N/mm}$ , 离心块和导杆等轴向折合质量  $m_2 = 4.22 \times 10^{-2}\text{ kg}$ , 油液黏性阻尼系数  $B = 1.02 \times 10^{-2}\text{ N} \cdot \text{s/mm}$ 。若初始平衡转速  $n_0 = 4\,100\text{ r/min}$ 。试求其动态特性方程。

**3.3** 试分析一台采用液压离心式转速敏感元件的航空发动机,由于温度变化,其燃油密度  $\rho$  从  $0.836\text{ kg/L}$  变为  $0.830\text{ kg/L}$ , 而真实转速  $n_0 = 14\,100\text{ r/min}$  时,由于  $\rho$  变化所产生的测速误差是多少。

**3.4** 已知敏感薄膜(见图 3.3)外径  $D = 45\text{ mm}$ , 硬中心直径  $d = 30\text{ mm}$ , 拉簧刚度  $K_s = 5.45\text{ N/mm}$ , 控制杆上始终受到  $F_L = 52\text{ N}$  的作用力。在薄膜两侧压力相等时,控制杆位移  $y = 0.0\text{ mm}$ , 即薄膜未变形。当薄膜两侧压差  $\Delta p = 0.09 \times 10^5\text{ Pa}$  时,薄膜稳态位移  $y = 2.1\text{ mm}$ 。试求此时薄膜的等效工作面积。

**3.5** 薄膜压力敏感元件的有效工作面积为什么小于几何受压面积?薄膜的输出位移对有效工作面积有何影响?

**3.6** 薄膜、膜片、膜盒、膜盒组、波纹管各有什么优缺点?

**3.7** 设分压器(见图 3.7)进、出口压力分别为  $p_2 = 10 \times 10^5\text{ Pa}$  和  $p_0 = (1 \sim 1.5) \times 10^5\text{ Pa}$ 。设两个节流嘴的流量系数相同,试据图 3.8 判断下列三组节流嘴能否保持分压器的压力  $p_1$  不受环境压力  $p_0$  的影响:

(1)  $d_1 = 3.5\text{ mm}$ ,  $d_2 = 4.5\text{ mm}$ ;



(2)  $d_1 = 3.0 \text{ mm}$ ,  $d_2 = 4.9 \text{ mm}$ ;

(3)  $d_1 = 2.5 \text{ mm}$ ,  $d_2 = 6.5 \text{ mm}$ 。

**3.8** 试导出以  $A, B$  两种材料构成的热电偶, 在热端温度为  $T$ 、冷端温度为  $T_0$  时的热电势描述公式。分析由该公式可以得出什么推论与结论。

**3.9** 试证明热电偶的中间导体定律。

**3.10**  $A, B$  两种材料构成热电偶如图 3.28(a) 所示, 如果第三种导体  $C$  接入热电偶回路的方式如图 3.28(b) 所示, 那么这两个回路的热电势是否相等, 试证明。

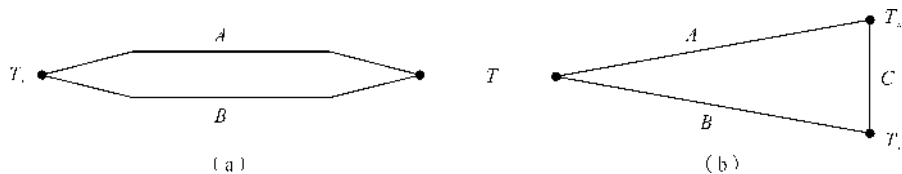


图 3.28 第三种导体接入方式证明图

**3.11** 试证明热电偶的中间温度定律。

**3.12** 采用什么方法产生热电偶冷端恒温环境最简单、便宜?

**3.13** 试设计一个热电偶冷端补偿的原理性电路。

## 第 4 章 执行元件

### 4.1 概 述

在航空动力装置控制系统中,执行元件可分为液压式、气动式和电动式三类,分别是将液压能、气压能、电能转换成机械能的装置。执行元件输出一定的位移和力,是用来实现对柱塞泵斜盘角度、进气道几何面积、喷口几何面积、风扇导游叶片角度、压气机静子叶片角度以及油门开关位置的控制。

液压执行元件主要有液压缸和液压马达两种形式。液压缸由于具有结构简单、工作可靠等优点,在发动机控制系统中应用较广泛。液压马达与容积式油泵的结构基本相同,但能量转换过程相反。随着发动机控制系统的发展,电动式执行元件如同服电动机、步进电动机在发动机控制系统中的应用越来越多。

本章将介绍在航空发动机控制系统中常用的液压缸、伺服电动机和步进电动机等几种常用执行元件的工作原理和基本特性。

### 4.2 液压缸

液压缸是将液压能转变为机械能的执行元件。它可分为活塞式、柱塞式和回转式三种形式,分别输出往复直线运动和摆动。在航空发动机控制中主要采用活塞式液压缸,常称之为随动活塞或控制活塞。

液压缸中的工作介质一般为燃油、滑油或液压油。

活塞式液压缸按作用方式可分为单作用液压缸、双作用液压缸和组合液压缸。单作用液压缸只往缸中活塞的一侧输入压力油,活塞通过活塞杆单向输出力和位移,靠外力使活塞返回;双作用液压缸则分别向缸中活塞的两侧输入压力油,活塞的正、反向运动由活塞两侧的液压作用力之差来确定。活塞式液压缸按活塞杆形式可分为单活塞杆液压缸和双活塞杆液压缸。

#### 4.2.1 液压缸的工作原理

液压缸一般由缸体、活塞、活塞杆、进出油路组成。图 4.1 是双作用单活塞杆液压缸的工作原理图。当缸体位置固定时,若将不同压力的油通到活塞两腔,活塞两面受不同压力的作用。在液压作用力之差(简称压力差)的作用下,活塞推动杆和负载做直线运动。活塞两面所受的油





压作用力分别为

$$F_1 = p_A \frac{\pi}{4} D^2 \quad (4.1)$$

$$F_2 = p_B \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (4.2)$$

式中  $D$  —— 活塞直径;

$d$  —— 活塞杆直径;

$p_A$  —— 活塞左腔中油压力;

$p_B$  —— 活塞右腔中油压力;

$F_1$  —— 活塞左面油压作用力;

$F_2$  —— 活塞右面油压作用力。

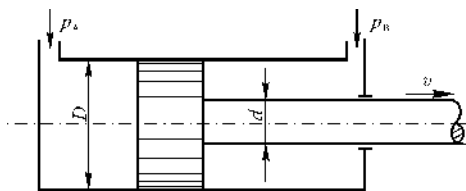


图 4.1 液压缸的工作原理图

活塞杆的输出力

$$F = (F_1 - F_2) \eta_m \quad (4.3)$$

式中,  $\eta_m$  为液压缸的机械效率。

当液压缸的左腔进油流量为  $q_V$  时, 活塞右移的速度为

$$v_1 = \frac{q_V}{\frac{\pi D^2}{4} \eta_v} \quad (4.4)$$

当液压缸的右腔进油流量为  $q_V$  时, 活塞左移的速度为

$$v_2 = \frac{q_V}{\frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} \eta_v} \quad (4.5)$$

式中,  $\eta_v$  为液压缸的容积效率。

式(4.1)至式(4.5)表明, 活塞输出力与供油压力及活塞有效作用面积成正比; 活塞运动速度与输入流量成正比, 与活塞有效作用面积成反比。

对于单活塞杆液压缸, 由于液压缸两腔活塞有效受力面积不相等, 在供油压力和流量不变的情况下, 活塞的往返运动速度不相等, 活塞向两个方向运动产生的输出力也不相等。由式(4.4)和式(4.5)可知, 活塞左侧的有效油压作用面积大, 同样的  $q_V$ , 也即同样的容积变化, 活塞位移小, 所以向右运动的速度慢, 但油压作用力大; 活塞右侧的有效油压作用面积小, 同样的  $q_V$ , 活塞位移大, 所以向左运动速度快, 但油压作用力小。

输入液压缸的工作介质流量  $q_V$  称为负载流量, 液压缸中活塞两面的工作介质压力差  $p_A - p_B$  或  $p_B - p_A$  称为负载压力  $p_L$ 。输入液压缸的负载流量和负载压力决定活塞的运动, 但负载流量和负载压力之间存在一定的函数关系。因此, 实际上活塞的运动由两者之一确定, 而液压缸的输入量可以由两者之一表示。

活塞的运动通过活塞杆推动负载运动, 推动负载运动的力称为负载力。由活塞所产生的推



动负载运动的力已经过活塞的位移或速度变为液压缸的输出量。但力、位移和速度之间有一定的函数关系,因此,实际上液压缸的输出量可以用三者之一表示。

### 4.2.2 不同结构形式液压缸的特性

不同结构形式的液压缸,用不同的物理量作为输入量和输出量时,其传递函数的形式不同,它们可以用不同的典型环节表示。

#### 1. 比例环节

对于图 4.2 所示双活塞杆液压缸,若忽略油液的泄漏和可压缩性,以活塞运动速度  $v$  为输出量,以  $q_v$  为输入量,则其关系为

$$v = \frac{q_v}{A}$$

式中,  $A$  为液压缸活塞的工作面积。

传递函数为

$$G(s) = \frac{X_v(s)}{X_{q_v}(s)} = \frac{1}{A} = K \quad (4.6)$$

此环节为比例环节。其中,  $K$  为该环节的增益系数。

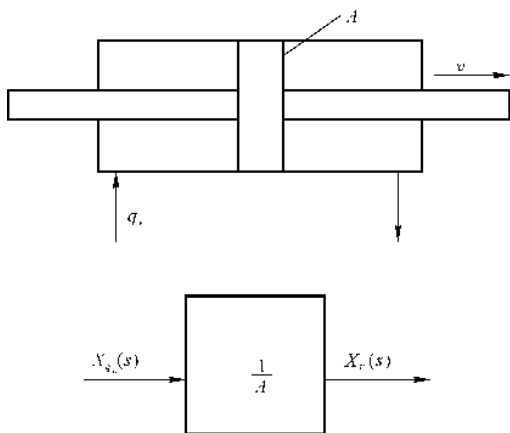


图 4.2 液压缸为比例环节

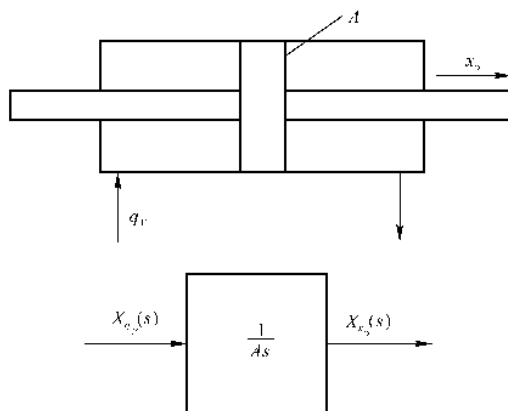


图 4.3 液压缸为积分环节

#### 2. 积分环节

对于如图 4.3 所示的液压缸,同样忽略油液的泄漏和可压缩性,以流量  $q_v$  为输入,活塞位移  $x_p$  为输出时,由于

$$v = \frac{dx_p}{dt} = \frac{q_v}{A}$$



所以

$$x_p(t) = \int \frac{q_v(s)}{A} dt$$

经拉氏变换得

$$X_{x_p}(s) = \frac{1}{A s} X_{q_v}(s) \quad (4.7)$$

其传递函数为

$$G(s) = \frac{X_{x_p}(s)}{X_{q_v}(s)} = \frac{1/A}{s} = \frac{K}{s} \quad (4.8)$$

式(4.8)表示传递函数  $G(s)$  为积分环节。

### 3. 一阶惯性环节

对于如图 4.4 所示的液压缸,若忽略负载的惯性力,仅考虑负载弹性力和阻尼力时,则活塞杆上力的平衡方程为

$$B \frac{dx_p}{dt} + K_s x_p = A p$$

式中  $p$  —— 进油压力;

$B$  —— 负载阻尼系数;

$K_s$  —— 负载弹簧刚度。

传递函数为

$$G(s) = \frac{X_{x_p}(s)}{X_p(s)} = \frac{A}{Bs + K_s} = \frac{K}{Ts + 1} \quad (4.9)$$

传递函数  $G(s)$  为惯性环节。其中,  $K = A/K_s$  为增益系数,  $T = B/K_s$  为时间常数。

### 4. 振荡环节

对于如图 4.5 所示液压缸,若考虑油液的可压缩性、负载质量、阻尼等因素,则液压缸的力平衡方程为

$$p_L A = m_\Sigma \frac{dv}{dt} + B v \quad (4.10)$$

液压缸的流量连续方程

$$q_v = Av + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} \quad (4.11)$$

式中  $m_\Sigma$  —— 活塞、活塞杆及负载折合的质量;

$p_L$  —— 液压缸两腔压力差;

$V_t$  —— 液压缸总容积;

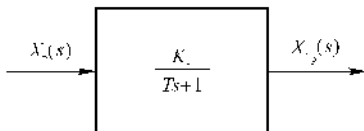
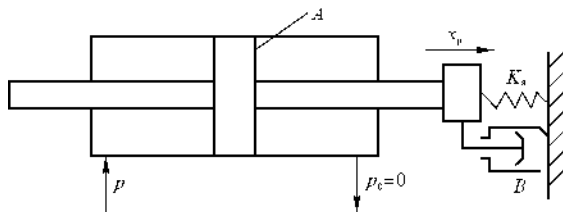


图 4.4 液压缸为惯性环节



$\beta_e$  —— 液压弹性模量。

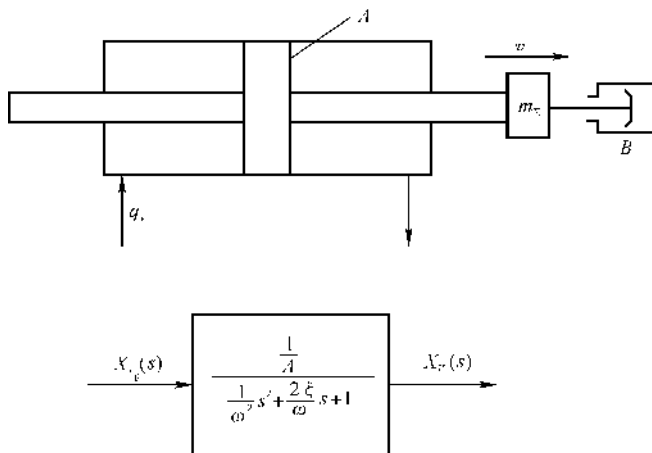


图 4.5 液压缸为振荡环节

式(4.11)中,  $\frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt}$  是考虑液压缸两腔液体的可压缩性对流量产生的影响。

合并式(4.10)与式(4.11),并消去  $p_L$ ,得

$$\frac{V_t m_\Sigma}{4\beta_e A^2} \frac{d^2 v}{dt^2} + \frac{V_t B}{4\beta_e A^2} \frac{dv}{dt} + v = \frac{1}{A} q_v \quad (4.12)$$

以  $q_v$  为输入量,以活塞活动速度为输出的传递函数

$$G(s) = \frac{X_v(s)}{X_{q_v}(s)} = \frac{1/A}{\frac{V_t m_\Sigma}{4\beta_e A^2} s^2 + \frac{V_t B}{4\beta_e A^2} s + 1} \quad (4.13)$$

或

$$G(s) = \frac{K}{\frac{1}{\omega^2} s^2 + \frac{2\xi}{\omega} s + 1} \quad (4.14)$$

式中  $K$  —— 增益系数,  $K = \frac{1}{A}$ ;

$\omega$  —— 无阻尼自然频率,  $\omega = \sqrt{\frac{4\beta_e A^2}{V_t m_\Sigma}}$ ;

$\xi$  —— 阻尼比,  $\xi = \frac{B}{4A} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e m_\Sigma}}$ 。

## 5. 微分环节

对于如图 4.6 所示液压阻尼器,若略去惯性力,仅考虑活塞的弹簧力和阻尼力,则在活塞上的力平衡方程为



$$K_s x_p = B \frac{d}{dt}(x - x_p)$$

即

$$\frac{B}{K_s} \frac{dx_p}{dt} + x_p = \frac{B}{K_s} \frac{dx}{dt} \quad (4.15)$$

式中  $x_p$  —— 活塞位移;  
 $s$  —— 液压缸位移;  
 $K_s$  —— 弹簧刚度;  
 $B$  —— 阻尼系数。

以液压缸位移  $x$  为输入量,以活塞位移  $x_p$  为输出量的传递函数

$$G(s) = \frac{X_{x_p}(s)}{X_x(s)} = \frac{\frac{B}{K_s}s}{\frac{B}{K_s}s + 1} = \frac{Ts}{Ts + 1} \quad (4.16)$$

式中,  $T$  为微分时间常数,  $T = \frac{B}{K_s}$ 。当  $T$  很小时,  $(Ts + 1)$  项可近似为 1, 则有

$$G(s) \approx Ts \quad (4.17)$$

故阻尼器在  $T$  很小时, 可视为理想微分环节。

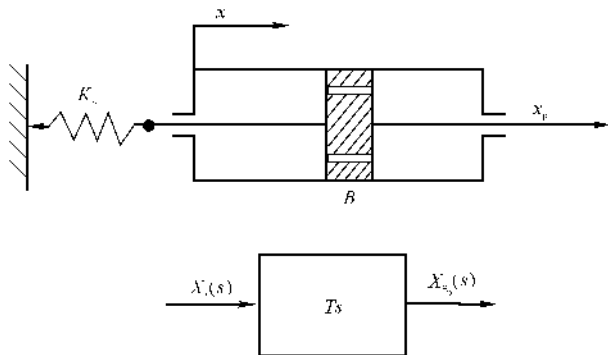


图 4.6 液压缸为微分环节

## 4.3 伺服电动机

伺服电动机是将电能转化成机械能的执行元件。伺服电动机分为直流伺服电动机和交流伺服电动机两类。其基本结构和工作原理与普通电动机相同。本节将介绍伺服电动机的特点, 以及电枢控制的直流伺服电动机的工作原理和基本特性。

### 4.3.1 伺服电动机的主要类型

#### 1. 直流伺服电动机

适用于较大功率的控制系统, 其输出功率一般为几瓦到几百瓦, 也可在更大功率(如数千瓦)的控制系统中使用。

(1) 他激直流伺服电动机。该类电动机可分为电磁式和永磁式两种激磁方式。电磁激磁可以进行电枢控制和磁场控制, 而永磁激磁只能进行电枢控制。这类伺服电动机的特性都较好, 适用于各种齿轮传动的直流伺服系统。

(2) 直流力矩电动机。它实际上是永磁式直流伺服电动机, 通常做成多极圆盘式结构, 其



长度与直径之比很小,适用于大转矩、低转速的直接传动(无齿轮)系统。

## 2. 交流伺服电动机

这种电动机适用于小功率的控制系统和仪表系统。一般输出功率为几瓦到几十瓦,最常用的是在 30 W 以下。

(1) 鼠笼转子两相伺服电动机。它与普通鼠笼转子异步电动机的结构相同,其特点是采用细长结构,同时转子的电阻较大。由于优点多,所以实际应用也最广泛,是交流伺服电动机的主要形式。

(2) 空心杯转子两相伺服电动机。该类电动机转子由非磁性导电材料做成杯形,空心杯转子置于内、外定子气隙之中。由于转子无铁磁材料且非常轻,故适用于要求运行平稳和惯量小的控制系统,例如积分电路及小功率仪表系统。

### 4.3.2 伺服电动机的特点及要求

(1) 动作快速。伺服电动机经常处于动态下工作。为了保证加速和减速的快速性,转子的结构一般做成细长形状,使转矩与转动惯量比值增大,以尽可能减小机械时间常数。同时绕组的设计也应尽可能减小电气时间常数。

(2) 特性为线性且稳定。伺服电动机的机械特性( $M_{em} = f(n)$ )应具有负斜率,以产生一定内部阻尼作用,这是伺服电动机稳定工作的必要条件。同时,为了保证系统的精度,其机械特性和调节特性都尽可能为线性关系,且正、反转时的特性要对称。

(3) 无自转。当控制信号变为零时,伺服电动机应能产生制动转矩使转子迅速停转,称为无自转。在控制系统中无控制信号而转子自转的现象是绝不允许的。

(4) 始动电压低。伺服电动机开始转动所需的最小控制电压称为始动电压。始动电压越高,造成电机的非灵敏区越大,因而要求伺服电动机的始动电压要低。由于始动电压与负载有关,实际中以空载的始动电压作为伺服电机的质量要求。

直流伺服电动机除上述特点外,与普通直流电动机相比,在相同功率条件下,直流伺服电动机比交流伺服电动机的体积、重量均小,启动转矩和最大转矩均大。直流伺服电动机控制系统可采用比较简单的稳定措施,其转速范围广,不受频率和极对数的限制,而且机械特性、调节特性的线性度好。永磁式直流伺服电动机在无信号输出时,电机不消耗功率,因而对长时间无信号的工作条件使用比较有利。所以,在直流控制系统中,采用直流伺服电动机显然是合理的。另外,直流伺服电动机还可用做直流测速发电机。

直流伺服电动机比普通直流电动机结构复杂,电刷和换向器要求维护和清理。由于存在电刷和换向器间的接触部分,使摩擦增大,可靠性降低,同时易产生火花,造成电磁干扰。由于磁滞线(常称磁滞回线)非线性的影响,使系统的性能变差。若系统采用的是交流误差检测元件(如自整角机、旋转变压器等)和交流放大器时,则要增加解调器和相敏整流器等设备,使系统复杂。



### 4.3.3 他激直流电动机

他激直流电动机具有转速稳定、启动转矩大、正反转控制简单等特点,因而适合用做伺服电动机。

他激直流电动机电枢电压平衡关系式:

$$U_a = E_a + I_a R_a \quad (4.18)$$

电枢反电动势:

$$E_a = \frac{pN}{60a} \Phi n = C_E \Phi n \quad (4.19)$$

式中  $U_a$  —— 电枢电压;

$E_a$  —— 电枢的反电动势;

$I_a$  —— 电枢电流;

$R_a$  —— 电枢回路电阻;

$\Phi$  —— 磁极磁通;

$C_E$  —— 电势常数,  $C_E = \frac{pN}{60a}$ ,  $p$  为电极对数,  $N$  为电枢绕组总导体数,  $a$  为电枢绕组并

联支路对数;

$n$  —— 电动机转速。

由式(4.18)和式(4.19),得电动机转速

$$n = \frac{E_a}{C_E \Phi} = \frac{U_a - I_a R_a}{C_E \Phi} \quad (4.20)$$

因此,他激直流电动机的转速有两种控制方法。

(1) 电枢控制。保持磁场不变,控制电枢端电压来调节转速,这种控制方法叫电枢控制。

电枢控制的调速范围广、调节平滑,经济、可靠、时间常数小且稳定。由于磁场保持不变,可获得最佳的整流和稳定的工作条件,因而在控制系统中应用得最广。

(2) 磁场控制。保持电枢电压不变,控制激磁电压和电流,使磁极的磁通相应变化,从而调节电动机的转速,这种控制方法叫磁场控制。

磁场控制的控制功率小,比较简单,但转速与激磁电流为非线性关系,调速范围不大,快速性较差,因而只是在要求控制功率小的情况下才能应用。

### 4.3.4 电枢控制的直流伺服电动机

#### 1. 静态特性

伺服电动机在稳定条件下工作的各种特性叫做静特性。各种静特性是在保持激磁电流  $I_f$  或磁通  $\Phi$  不变的情况下得到的。

(1) 机械特性。在不同电枢电压时,电动机的转矩与转速间关系(即  $M_{em} = f(n)$ ) 叫机械



特性,控制系统中也常将转速  $n$  用角速度  $\omega$  来表示。在图 4.7 中,电动机的电枢两端接控制电压  $U_a$ ,这时,由于电枢电流  $I_a$  与磁通  $\Phi$  相互作用产生电磁转矩  $M_{em}$ ,并使电动机转子以  $n$  的转速旋转,电压和转速有如下关系:

$$U_a = E_a + I_a R_a \quad (4.21)$$

$$E_a = K_E n \quad (4.22)$$

式中,  $K_E$  为磁通恒定时的电势系数,  $K_E = C_E \Phi$ 。

电动机产生的电磁转矩

$$M_{em} = \frac{pN}{2\pi a} \Phi I_a = C_M \Phi I_a \quad (4.23)$$

式中,  $C_M$  为转矩常数,  $C_M = \frac{pN}{2\pi a}$ 。所以

$$C_E = 0.105 C_M。$$

将式(4.21)中电流  $I_a$  代入式(4.23),

得

$$M_{em} = \frac{C_M \Phi}{R_a} U_a - \frac{C_M C_E \Phi^2}{R_a} n \quad (4.24)$$

若以角速度  $\omega$  来表示,因  $\omega = \frac{2\pi}{60} n = \frac{\pi}{30} n (\text{rad/s})$ ,则得

$$M_{em} = \frac{C_M \Phi}{R_a} U_a - \frac{C_M C_E \Phi^2}{R_a} \times \frac{30}{\pi} \omega \quad (4.25)$$

式(4.24)和式(4.25)是直流伺服电动机电磁转矩的一般表达式。在电枢控制时,磁通  $\Phi$  保持不变,因而式(4.25)可简化为

$$M_{em} = K_C U_a - f \omega \quad (4.26)$$

式中  $K_C$  —— 常数,  $K_C = \frac{C_M \Phi}{R_a} = \frac{K_M}{R_a}$ ;

$K_M$  —— 磁通恒定时的转矩系数,  $K_M = C_M \Phi$ ;

$f$  —— 电动机的内阻尼系数,且有

$$f = \frac{C_M \Phi C_E \Phi}{R_a} \times \frac{30}{\pi} = \frac{K_M K_E}{R_a} \times \frac{30}{\pi}$$

在电动机结构一定时,系数  $K_C$  和  $f$  均为常数。于是,当控制电压  $U_a$  不同时,机械特性  $M = f(\omega)$  是一组平行下降的直线,如图 4.8 所示,具有负斜率的机械特性使电动机工作稳定。

注意,这里机械特性的坐标与普通直流电动机的不同。由图 4.8 可得到电动机的内阻尼系数与斜率的关系:

$$|\tan \alpha| = \frac{M_d}{\omega_0} = \frac{K_C U_a}{K_C U_a / f} = f \quad (4.27)$$

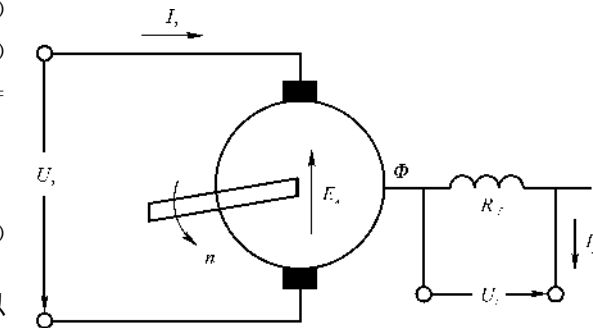


图 4.7 电枢控制伺服电动机





式中  $M_d$  —— 堵转转矩(即当  $\omega = 0$  时的转矩),  $M_d = K_C U_a$ ;

$\omega_0$  —— 为空载角速度(即当  $M_{em} = 0$  时的角速度),  $\omega_0 = K_C U_a / f$ 。

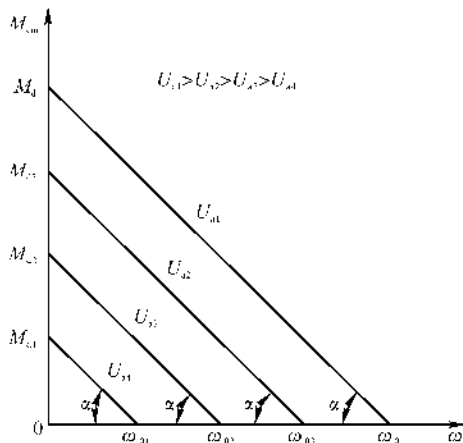


图 4.8 电枢控制的机械特性

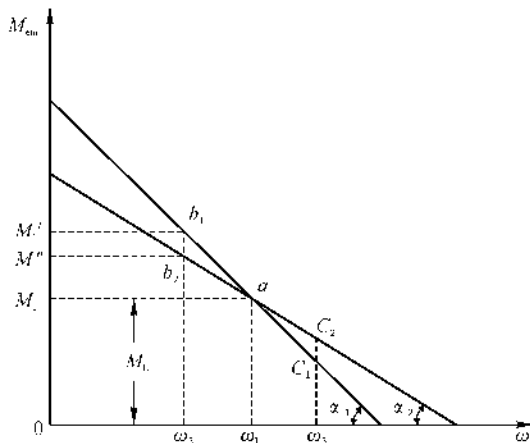


图 4.9 不同内阻系数的影响

可见,机械特性下降的快慢是由内阻尼系数  $f$  确定的,若  $\alpha$  角愈大(即  $f$  愈大),机械特性愈硬,则电动机的动作愈快速。后文将证明电动机的内阻尼系数  $f$  与机械时间常数  $T_m$  成反比。电枢控制的机械特性是一组平行的较为陡斜的直线,也就是说内阻尼系数  $f$  较大且为常数,这是非常重要的特点,也是其他任何交流伺服电动机所不具备的优点。

图 4.9 表明了不同斜率机械特性的阻尼作用。设负载转矩  $M_L$  为常值,当电动机的电磁转矩  $M_{em}$  与负载转矩  $M_L$  相等时,电动机以稳定的角速度  $\omega_1$  工作于机械特性的点  $a$ 。若电动机的转速突然发生变化,设下降到  $\omega_2$ ,此时电动机工作在特性曲线的点  $b_1$  或点  $b_2$ ,相对应的转矩分别为  $M_1'$  或  $M_1''$ 。显然  $M_1' > M_1''$ ,于是在点  $b_1$  有比点  $b_2$  大的电磁转矩,使电动机迅速加速回到点  $a$  工作。反之,当电动机角速度突然上升到  $\omega_3$  时, $\alpha$  角大的机械特性具有小的电磁转矩,使电动机更快地返回到点  $a$  稳定地工作。可见离开点  $a$  的角速度变化愈大,电磁转矩变化也愈大。因此机械特性的斜率或内阻尼系数  $f$  是影响动特性的的重要因素。

(2) 调节特性。在不同电磁转矩  $M_{em}$  时,电动机转速(或角速度)与控制电压的关系,即  $\omega = f(U_a)$ ,可直接由机械特性或由式(4.26)求得,即

$$\omega = \frac{K_C U_a}{f} - \frac{M_{em}}{f} \quad (4.28)$$

如图 4.10 所示,不同转矩时的调节特性是一组平行直线,直线的斜率为  $K_C/f$ 。当  $\omega = 0$  时,始动电压为

$$U_a = U_s = \frac{M_{em}}{K_C} \quad (4.29)$$



显然,负载转矩愈大,始动电压也愈大,如图中不同负载转矩时的始动电压为  $U_{s0}, U_{s1}, U_{s2}$  及  $U_{s3}$ 。当控制电压小于始动电压时,电动机不能转动,因而始动电压就是电动机开始转动时的控制电压。始动电压使电动机产生了非灵敏区(或称死区),使控制系统误差增大。

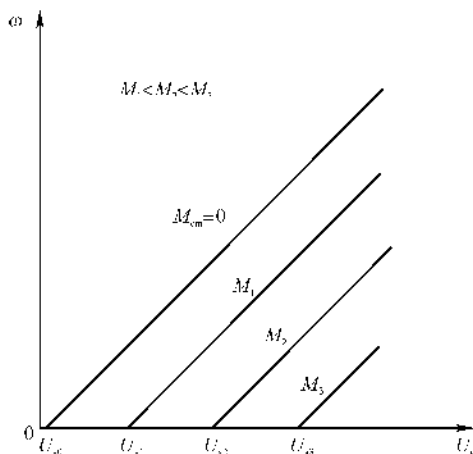


图 4.10 电枢控制的调节特性

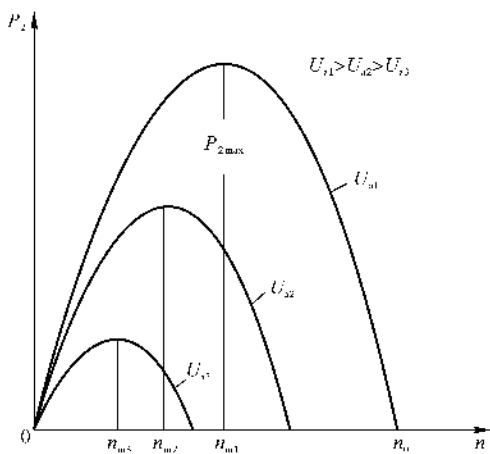


图 4.11 输出功率与转速的关系

(3) 输出功率特性。输出机械功率可由一般公式求得,即

$$P_2 = 0.105 M_{em} n \quad (\text{W}) \quad (4.30)$$

式中  $M_{em}$  —— 平衡机械转矩的电磁转矩;

$n$  —— 电动机轴上转速。

将式(4.26)代入式(4.30)后,得

$$P_2 = 0.105 (K_c U_a - f\omega) n = K_1 U_a n - K_2 n^2 \quad (4.31)$$

式中

$$K_1 = 0.105 K_c$$

$$K_2 = 0.105 f \frac{2\pi}{60}$$

输出功率  $P_2$ 、控制电压  $U_a$  及转速  $n$  之间的关系如图 4.11 所示。当启动( $n = 0$ )和空载( $M_{em} = 0$ )时,输出机械功率均为零。而当转速为  $n_m$  时,输出功率达到最大值  $P_{2max}$ ,有

$$\frac{dP_2}{dn} = K_1 U_a - 2K_2 n = 0 \quad (4.32)$$

求得

$$n_m = \frac{K_1 U_a}{2K_2} = \frac{n_0}{2} \quad (4.33)$$

式中,  $n_0$  为空载转速(由  $P_2 = 0$  求得),  $n_0 = \frac{K_1 U_a}{K_2}$ 。

当电动机转速为空载转速的一半时,电动机的输出功率达最大值  $P_{2max}$ ,显然,应使电动机



尽可能接近该转速工作。因为空载转速  $n_0$  与控制电压  $U_a$  成正比,所以减小控制电压  $U_a$ ,会使最大输出功率  $P_{2\max}$  和相应的转速  $n_m$  均减小。

电枢控制直流伺服电动机在较小功率时常采用永磁激磁,永磁式直流伺服电动机的特性与他激式直流伺服电动机基本相同。永磁式直流伺服电动机的优点是不需激磁绕组和激磁电源,其结构简单、效率高、特性稳定及温度影响较小。

## 2. 动态特性

伺服电动机的动态过程是指电动机由一个稳定状态过渡到另一个稳定状态所经历的过程。下面分析电动机速度的动态变化情况。

(1) 速度动态方程。当控制电压由一个稳定值变到另一个稳定值时,电动机的角速度变化主要取决于电枢回路的电感、转动部分的转动惯量、负载转矩和电磁转矩。

电枢回路的电压平衡方程式为

$$u_a = i_a R_a + K'_E \omega + L_a \frac{di_a}{dt} \quad (4.34)$$

式中  $L_a$  —— 电枢回路的电感;

$K'_E$  —— 常数,  $K'_E = C_E \Phi \frac{30}{\pi}$ 。

根据转矩平衡原理,电动机产生的电磁转矩  $M_{em}$  应该与惯性转矩  $J \frac{d\omega}{dt}$  和黏性阻尼转矩  $\rho\omega$  相平衡。为简化分析,设电动机的静负载转矩为零(即空载情况),于是可求得电动机的转矩平衡方程式为

$$M_{em} = C_M \Phi i_a = K_M i_a = J \frac{d\omega}{dt} + \rho\omega \quad (4.35)$$

式中  $J$  —— 电动机转动部分的转动惯量;

$\rho$  —— 黏性阻尼系数。

将式(4.35)中  $i_a = \frac{J}{K_M} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\rho}{K_M} \omega$  代入式(4.34),得

$$L_a J \frac{d^2 \omega}{dt^2} + (R_a J + L_a \rho) \frac{d\omega}{dt} + (R_a \rho + K_M K'_E) \omega = K_M u_a \quad (4.36)$$

可见,在动态过程时,直流伺服电动机控制电压  $u_a$  与输出角速度  $\omega_e$  之间的关系是二阶线性微分方程。一般电枢绕组电感  $L_a$  很小,可忽略,则式(4.36)可简化为

$$\frac{R_a J}{R_a \rho + K_M K'_E} \frac{d\omega}{dt} + \omega = \frac{K_M u_a}{R_a \rho + K_M K'_E}$$

或

$$T_m \frac{d\omega}{dt} + \omega = \frac{K_M u_a}{(\rho + f) R_a} \quad (4.37)$$

求解式(4.37),动态过程电动机角速度随时间变化规律为



$$\omega = \frac{K_M u_a}{(\rho + f)R_a} (1 - e^{-t/T_m}) = \omega_m (1 - e^{-t/T_m}) \quad (4.38)$$

式中  $T_m$  —— 电动机的机电时间常数,  $T_m = \frac{J}{\rho + \frac{K_M K'_E}{R_a}} = \frac{J}{\rho + f}$ ;

$\omega_m$  —— 角速度的稳态值,  $\omega_m = \frac{K_M u_a}{(\rho + f)R_a}$ 。

$\omega = f(t)$  的关系如图 4.12 所示, 角速度上升的快慢由时间常数  $T_m$  决定。因此减小电机转动部分的转动惯量  $J$  或增大电动机内阻尼系数  $f$ , 都能使  $T_m$  减小。由式(4.38)可知, 当  $t = T_m$  时,  $\omega = 0.632\omega_m$ 。由此又得出, 空载时电动机的角速度从零开始增速到稳态角速度(或转速)的 0.632 倍时经历的时间为机电时间常数。直流伺服电动机的机电时间常数一般不超过 0.03 s。

(2) 传递函数。电枢控制直流伺服电动机的传递函数是输出角速度与输出控制电压之间的动态关系, 并以零初始条件的拉氏变换式表示。

求式(4.36)的拉氏变换:

$$L_a J s^2 X_\omega(s) + (R_a J + L_a \rho) s X_\omega(s) + (R_a \rho + K_M K'_E) X_\omega(s) = K_M X_{U_a}(s) \quad (4.39)$$

传递函数

$$\frac{X_\omega(s)}{X_{U_a}(s)} = \frac{1}{\frac{L_a J}{K_M} s^2 + \left(\frac{R_a J}{K_M} + \frac{L_a \rho}{K_M}\right) s + \left(\frac{R_a \rho}{K_M} + K'_E\right)} \quad (4.40)$$

若忽略黏性阻尼系数(设  $\rho = 0$ ), 则式(4.40)可简化为

$$\frac{X_\omega(s)}{X_{U_a}(s)} = \frac{1}{K'_E \left( \frac{J L_a}{K_M K'_E} s^2 + \frac{J R_a}{K_M K'_E} s + 1 \right)} \quad (4.41)$$

式(4.41)也可用两个惯性环节串联表示如下:

$$\frac{X_\omega(s)}{X_{U_a}(s)} = \frac{1}{K'_E \left( \frac{J R_a}{K_M K'_E} s + 1 \right) \left( \frac{L_a}{R_a} s + 1 \right)} = \frac{1}{K'_E (T_m s + 1) (T_a s + 1)} \quad (4.42)$$

式中  $T_m$  —— 机电时间常数,  $T_m = \frac{J R_a}{K_M K'_E}$ ;

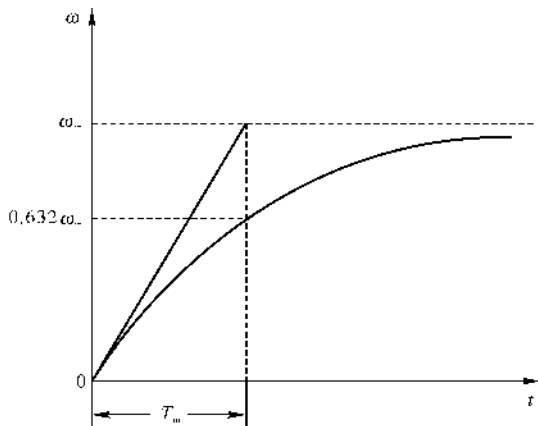


图 4.12 角速度随时间变化的关系



$T_a$  —— 电枢绕组的电磁时间常数,  $T_a = \frac{L_a}{R_a}$ 。

若将式(4.42)的分母重新展开,并与式(4.41)的分母相比较,则可发现只有当  $T_a \ll T_m$  时,上述两式才能相等。一般直流伺服电动机均能满足这一条件。

当忽略电磁时间常数(即  $T_a = 0$ )时,式(4.42)进一步简化为

$$\frac{X_\omega(s)}{X_{U_a}(s)} = \frac{1}{K'_E(T_m s + 1)} \quad (4.43)$$

若输出以转角  $\theta$  表示,则其传递函数为

$$\frac{X_\theta(s)}{X_{U_a}(s)} = \frac{1}{K'_E s(T_m s + 1)} \quad (4.44)$$

## 4.4 步进电动机

步进电动机又称脉冲电动机,它是由脉冲信号控制的一种特殊电动机。对应于每一个电脉冲,电动机将产生一个恒定量的步进运动,即产生一个恒定量的角位移。电动机运动的步数由脉冲数决定,运动方向由脉冲相序控制。而在一定时间内转过的角度  $\theta$  由脉冲频率决定。由于它具有结构简单、控制方便等优点,所以被广泛应用于开环和闭环的数字控制系统中。

步进电动机在应用时除步进电动机本体外,还包括脉冲信号发生器、脉冲信号分配器、放大器和负载。

步进电动机一般可分反应式步进电动机和永磁式步进电动机两类,二者基本原理相似。本节将介绍常用的反应式步进电动机。

### 4.4.1 步进电动机的结构和工作原理

#### 1. 大步距角步进电动机

图 4.13 所示是一台三相反应式步进电动机,定子有 6 个极,每两个相对极的绕组连接成一相控制绕组,转子只有两个齿而无绕组。定子、转子导磁体均采用硅钢片或其他导磁良好的软磁材料制成。根据控制脉冲输送到控制绕组顺序的不同,三相步进电动机有下述工作状态。

(1) 三相单三拍工作状态。定子绕组按 A—B—C—A 的顺序循环地接通脉冲电源。由于转子总是力图占据最小磁阻位置,因而转子受通电绕组电磁力的作用,沿图 4.13 所示顺时针方向一步一步转动,每步转动为  $60^\circ$ 。若改变定子绕组接通脉冲电源的顺序如按 A—C—B—A 的顺序,则转子将改变转向。因此,转子转动的步数与控制脉冲数相等。

这种定子绕组按 A—B—C—A… 方式运行时称为三相单三拍工作状态。所谓“三相”,是指电动机具有三相定子绕组;“单”是指每次只是一相绕组通电;“三拍”是指定子绕组换接三次为一通电循环。这时转子每步行程(为  $60^\circ$ )叫做步距角。

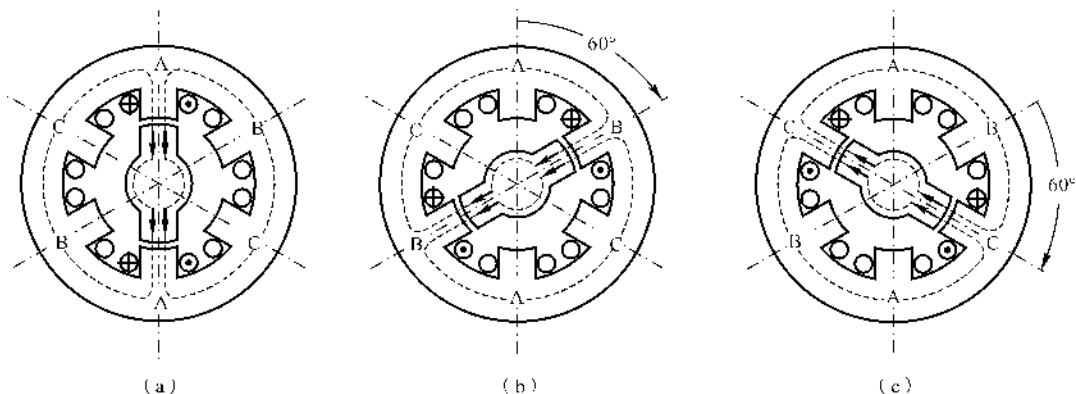


图 4.13 三相单三拍运行原理

(2) 三相双三拍工作状态。定子三相绕组按 AB—BC—CA—AB… 顺序同时有两相绕组接通脉冲电源工作。转子将同样以步距角为  $60^\circ$  一步步转动。这种状态工作的特点是每一拍总有一相持续通电,使转子步进时受到阻尼作用,工作比单拍制平稳,如图 4.14(b) 和 (d) 所示状态。

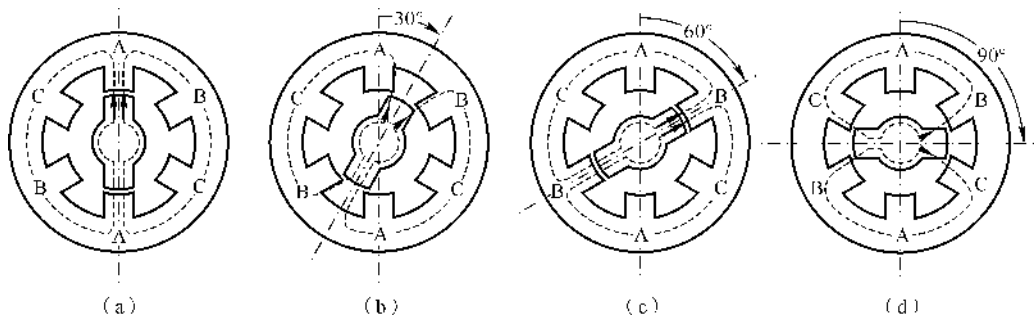


图 4.14 三相六拍运行原理

(a) A 向通电; (b) A,B 相通电; (c) B 相通电; (d) B,C 相通电

(3) 三相六拍工作状态。定子三相绕组,按 A—AB—B—BC—C—CA—A… 的顺序接通脉冲电源。这时转子将以步距角为  $30^\circ$  步进转动,如图 4.14 所示。这种工作状态的特点是步距角小,为前两种状态步距角的一半。同时运行平稳。由此可知,同一台步进电动机由于工作状态不同,可以有两种不同的步距角(如  $60^\circ$  和  $30^\circ$ )。

上述三相步进电动机的步距角太大,因而不能满足高精度控制系统的要求,实际应用中常采用小步距角的步进电动机。

## 2. 小步距角步进电动机

图 4.15 是小步距角的三相反应式步进电动机结构示意图。其特点是在定子磁极表面增加



了若干小齿,同时转子也做成多齿结构。定子、转子的齿距完全相同,每一齿距是一对极。定子、转子的齿数应正确配合。当一相(如 A 相)磁极下定子、转子齿的中心线一致时,下一相(如 B 相)磁极下定子、转子齿的中心线恰错开  $t/m$ ,其中,  $t$  为齿距,  $m$  为相数,再下一相(如 C 相)磁极下定子、转子齿的中心线恰错开  $2t/m$ ,并依此类推。

当定子某相绕组通电时,在该磁场作用下转子将力图占据具有最小磁阻的位置,即定子、转子齿中心线一致的位置。所以每一拍对应于转子所转过的角度(即步距角),以机械角度表示为

$$\theta_s = \frac{\theta_t}{N} = \frac{360^\circ}{NZ_R} \quad (4.45)$$

式中  $\theta_t$  —— 齿距角(机械角度),  $\theta_t = \frac{360^\circ}{Z_R}$ ;

$Z_R$  —— 转子的齿数;

$N$  —— 转子转过一个齿距的运行拍数。

由此可见,为了减小步距角,可以采用增加  $Z_R N$  的办法。增加定子的相数可使  $N$  增加,但相数过多,使电源及电机的结构都很复杂,一般反应式步进电动机可做到六相和八相。同一台步进电动机可工作于两种不同的拍数制,因而可获得两个不同大小的步距角。增加  $Z_R$  也可使  $\theta_s$  减小,实际上为了减小步距角,反应式步进电动机的转子齿数是足够多的,通常步距角可达零点几度到几度。如图 4.15 所示,步进电动机的转子齿数  $Z_R = 40$ 。在三相单三拍运行时,  $N = m = 3$ ,所以步距角  $\theta_s = 3^\circ$ 。而在三相六拍运行时,  $N = 2m = 6$ ,则  $\theta_s = 1.5^\circ$ 。

反应式步进电动机在连续脉冲频率  $f$  作用下,也可以连续转动。由于每输入一个脉冲,转子将转过  $\frac{1}{Z_R N}$  转,所以转子的转速

$$n = \frac{60f}{Z_R N} \quad (4.46)$$

式中,  $f$  为控制脉冲的频率。

当转子齿数和运行拍数一定时,转子的转速与输入脉冲频率成正比,因而改变脉冲频率  $f$  可对被控对象进行较大范围的无级调速。若改变控制绕组的通电顺序,则可控制步进电动机的正、反转向。

转子转速也可用步距角来表示,即

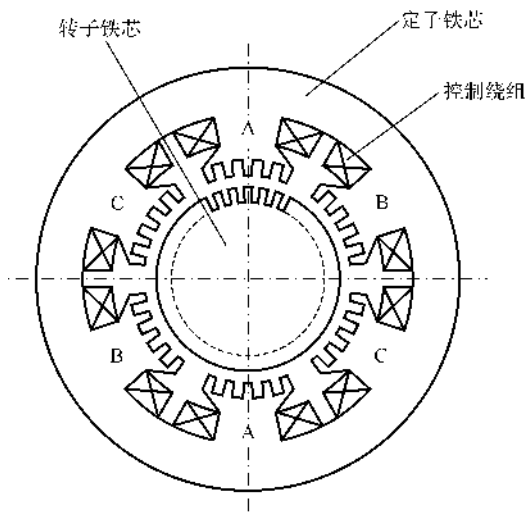


图 4.15 小步距角步进电动机



$$n = \frac{60f}{Z_R N} \times \frac{360^\circ}{360^\circ} = \frac{f}{6} \theta_s \quad (4.47)$$

由此可见,当脉冲频率  $f$  和转距  $M_{em}$  一定时,步距角  $\theta_s$  愈小,则转速  $n$  愈低,输出功率也会愈小。所以,从提高精度考虑应选用小的步距角,而从提高输出功率考虑则要求大的步距角,两者要求是互相矛盾的,一般应根据实际情况来选取。

当最后一个脉冲持续通电时,反应式步进电动机的转子可保持在固定的位置上,即具有自锁能力,这也是它的重要特点之一。

若将大步距角反应式步进电动机的转子采用永久磁铁做成,则构成了永磁式步进电动机。其主要特点是控制功率小,在控制脉冲消失后(即断电情况)仍有一定的定位转矩。但由于永磁转子增加极数有困难,所以步距角都比较大,启动和工作脉冲频率都比较低,同时要求电源供给正、负脉冲,使电源线路变得复杂。

综上所述,步进电动机工作时的步距角或转速不受电压波动和负载变化的影响(在允许范围内),也不受环境条件(如温度、压力、冲击、振动等)变化的影响,始终与控制脉冲同步。同时它又能按照控制系统的要求,快速启动、停止、反转和改变转速,因而在数字控制系统中得到极为广泛的应用。

#### 4.4.2 步进电动机的主要性能

##### 1. 最大静转矩 $M_{max}$

步进电动机的最大静转矩是矩角特性(步进电动机的电磁转矩与转子转角间的关系)中最大转矩。控制绕组中电流愈大,最大静转矩也愈大。通常技术数据中所规定的最大静转矩值是一组绕组加入额定电流时所得的值。由于负载转矩受启动转矩的限制,一般负载转矩  $M_L \approx (0.3 \sim 0.5)M_{max}$ ,所以在使用中要求大的最大静转矩,则电动机能带动的负载转矩也增大。

按最大静转矩大小的不同,步进电机可分为伺服步进电动机和功率步进电动机。前者输出转矩小,一般须经过放大装置才能带动负载;后者由于最大转矩大,可直接驱动负载运动。

##### 2. 步距角 $\theta_s$

每输入一个脉冲信号,转子转过的角度称为步距角。由于步进电动机可以工作在单拍制和双拍制两种情况,所以同一台步进电动机可有两个步距角,例如  $1.5^\circ/0.75^\circ$ ,  $1.2^\circ/0.6^\circ$ ,  $3^\circ/1.5^\circ$  等。相同大小的步进电动机,步距角愈小则起动频率和运行频率也愈高。实际应用时,可根据脉冲当量和传动比来选择步距角。

##### 3. 静态步距角误差 $\Delta\theta_s$

步进电动机在空载时,实际步距角与理论步距角之间的偏差叫静态步距角误差  $\Delta\theta_s$ ,通常用绝对值或与理论步距角的百分数来表示。静态步距角误差小,表示电动机精度高。

##### 4. 启动频率

步进电动机不丢步启动的最高脉冲频率叫做启动频率。一般给出空载时启动频率,随着转





动惯量和负载转矩的增加都将使启动频率降低。因此,为了使步进电动机能正常启动,实际启动时最高频率应小于规定的启动频率。

### 5. 运行频率

步进电动机正常运行而不丢步的最高脉冲频率叫运行频率,一般给出空载时的运行频率。由于运行频率比启动频率要高得多,所以实际使用时采用降频启动(不大于启动频率),然后逐步升高频率至运行频率。步进电动机工作时的脉冲频率应低于规定的运行频率。

### 6. 额定电流

步进电动机的额定电流是指电动机不动时,每相绕组允许通过的电流,这与一般电动机不同。当步进电动机运转时,每相绕组通过的是脉冲电流,电流表指示的读数为脉冲电流的平均值,并非额定电流(一般比额定电流低)。绕组电流太大,电动机温升会超过允许值,引起绝缘材料迅速老化。

### 7. 额定电压

步进电动机额定电压指的是驱动电源供给的电压,它一般不等于加在绕组两端的电压。

## 习 题

4.1 简述液压执行元件的基本类型、功能和特点。

4.2 液压缸的传递函数表示为不同典型环节的基本条件是什么?

4.3 图 4.1 所示液压缸,左腔进油  $q_v = 10 \text{ L/min}$ ,  $p_A = 6 \text{ MPa}$ ;右腔回油,  $p_B = 1 \text{ MPa}$ 。活塞直径  $D = 40 \text{ mm}$ ,活塞杆直径  $d = 16 \text{ mm}$ ,  $\eta_m = 0.95$ 。求输出速度和力。

4.4 简述伺服电动机的类型、特点和基本要求。

4.5 比较直流伺服电动机两种转速控制方法的特点。

4.6 某步进电动机的转子齿数为 120,定子相数为三相,求电动机在三相六拍运行时的步距角。为使转子转速达到  $100 \text{ r/min}$ ,求控制脉冲频率应为多少。

## 第 5 章 放大元件

### 5.1 概 述

放大元件是航空发动机控制系统的重要组成部分。在控制系统中,由于敏感元件输出信号能量微弱,不足以直接驱动负载(执行机构),例如柱塞泵的斜盘、燃油计量装置、汽心泵进口节流阀等,因此,需要一定的装置将敏感元件的信号转换为具有更大能量的信号,以驱动负载,这一装置称为放大元件。

放大元件可以分为机械式放大元件、液压式放大元件、气动式放大元件、电量放大元件、电液式放大元件等。

机械式放大元件是由机械零件构成的放大元件,例如杠杆。这类放大元件由于受控制器结构的限制,其放大作用有限,故不单独作为放大元件来应用。

液压式放大元件是以一定压力的液体为工质,将输入信号转换为液压力来驱动负载的放大元件。滑阀式液压放大元件和喷嘴-挡板式放大元件即为这种液压放大元件。它可以利用油泵输出的燃油为工质。这种放大元件的结构紧凑,时间常数小,广泛应用于航空发动机机械液压式控制系统中。

气动式放大元件是以一定压力的气体为工质,将输入信号加以放大的元件。这种放大元件可以利用压气机出口压力为工质,结构也比较简单,但灵敏性和工作稳定性较差。

电量放大元件是将电压或功率等电信号加以放大的元件,例如数字式电子放大器和模拟式电子放大器。

电液式放大元件是将输入的电信号放大并转换为液压力或功率的放大元件。例如,在发动机数字控制系统中广泛应用的电液伺服阀,它可以将微小的电信号转换为很大的输出功率。

本章将重点介绍滑阀式放大元件、喷嘴-挡板式放大元件和电液伺服阀。

### 5.2 滑 阀

在讨论滑阀的特性时,“滑阀”的含义包括滑阀、衬套和油路。滑阀可以在衬套中沿轴向移动,滑阀上凸台的作用是遮蔽或打开衬套上的窗口。当滑阀移动时,打开由凸台控制的衬套上的窗口,所打开的窗口轴向尺寸称为开度,打开的面积为液体的流通面积,也称为节流面积,节流面积的大小取决于滑阀的轴向位移、窗口的形状及尺寸和窗口数目。



滑阀是滑阀式液压放大器的组成部分。滑阀式液压放大器的特性与滑阀的结构及特性密切相关,因此,本节首先介绍滑阀的结构及特性。

### 5.2.1 滑阀的类型

目前常用的是凸台式滑阀(也称为分油活门),它有下列几种分类方法。

#### 1. 按油路数目分类

按工作油路数目,可分为二路、三路和四路三种,见表 5.1。由表中可以看出,工作油路愈多,则愈灵敏。但因凸台数目增多,工艺要求(同心度、椭圆度、与衬套的配合等)也愈高。目前,四路和三路滑阀用得最多,二路的工艺要求虽低,但灵敏度差,故不常用。

表 5.1 滑阀的形式

特 点 油 路	简 图	结构特点	应 用
二 路		$a$ 为工作凸边, $b$ 为封油用凸边, 工艺要求低,灵敏度低	转速调节器反馈滑阀, 最小压力滑阀
三 路		工作油路多,凸台多, 工艺要求稍高,灵敏度稍高	压差滑阀,加速滑阀
四 路		四个凸台,中间两个为工作凸 台,控制油路用,左右两端凸台 封油用 灵敏度高,工艺要求很高	发动机转速调节器滑阀



## 2. 按重叠量分类

滑阀凸台的宽度与衬套上的窗口沿轴向的宽度(或直径)之差的  $1/2$  称为滑阀的重叠量。滑阀按重叠量可分为三种形式。

(1) 零重叠量滑阀。滑阀凸台的宽度等于衬套窗口的轴向宽度(见图 5.1(a)) 的滑阀,称为零重叠量的滑阀。当滑阀在中立位置时,由于  $a = a'$ ,滑阀凸台与衬套窗口之间轴向重叠量为零,即窗口开度为零,所以零重叠量滑阀也称零开口滑阀。这种滑阀,若窗口为矩形,其流通面积  $A$  与滑阀位移  $y$  之间的关系是线性的(见图 5.2)。然而,要使滑阀凸台的宽度精确地等于衬套窗口的轴向宽度,这在工艺上是极为困难的。

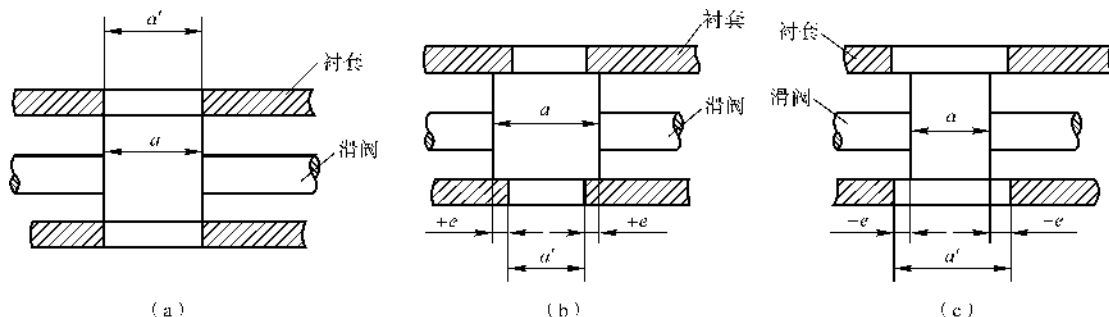


图 5.1 滑阀的重叠量

(a) 零重叠量; (b) 正重叠量; (c) 负重叠量

(2) 正重叠量滑阀。凸台宽度大于衬套窗口的轴向宽度(见图 5.1(b)) 的滑阀,称为带正重叠量(也称遮蔽式)的滑阀。当滑阀在中立位置时,其重叠量  $e = \frac{a-a'}{2} > 0$ ,窗口开度为负值,所以正重叠量滑阀也称为负开口滑阀。这种形式的滑阀,工作液的泄漏很少,稳定性好,但其流通面积与滑阀位移关系的特性线上存在一个不灵敏区,也即存在非线性关系,如图 5.2 中点划线所示。

(3) 负重叠量滑阀。凸台宽度小于衬套窗口的轴向宽度(见图 5.1(c)) 的滑阀,称为带有负重叠量(也称非遮蔽式)的滑阀,其重叠量  $e = \frac{a-a'}{2} < 0$ 。这种形式的滑阀在中立位置时,衬套窗口并没有被滑阀凸台完全遮蔽,使衬套窗口存在一定的正开度和相应的节流面积,工作介质仍然可

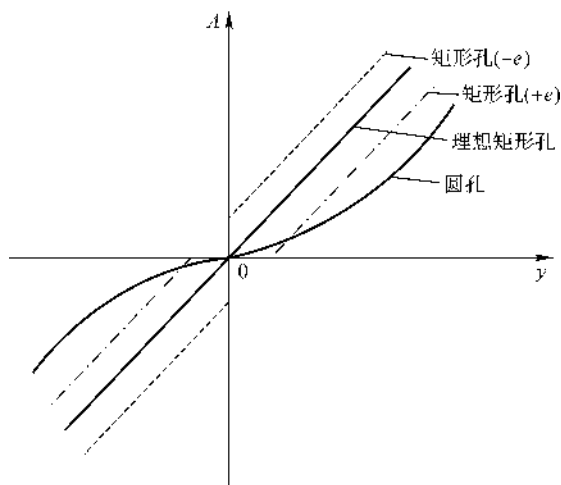


图 5.2 滑阀开度面积  $A$  与位移  $y$  的关系

以通过滑阀流通,因此这种滑阀也称正开口滑阀。正开口滑阀在一定程度上提高了放大元件运动的灵敏性,但却使流入放大元件的工作介质不做功而消耗掉。负重叠量的滑阀虽然在其特性线上也有非线性段,如图 5.2 中虚线所示,但因为滑阀内的重叠量比较小(一般不超过  $10 \sim 20 \mu\text{m}$ ),所以滑阀的流量特性线可以近似为线性(在供油压力为恒定值时)。发动机转速调节器中多采用这种类型的滑阀。

### 3. 按衬套上窗口的形状分类

衬套上窗口的形状有矩形、圆形及其他特殊形状(见图 5.3)。窗口的形状根据一定的流量-开度特性要求来选择,或根据流通面积-滑阀位移特性选择。

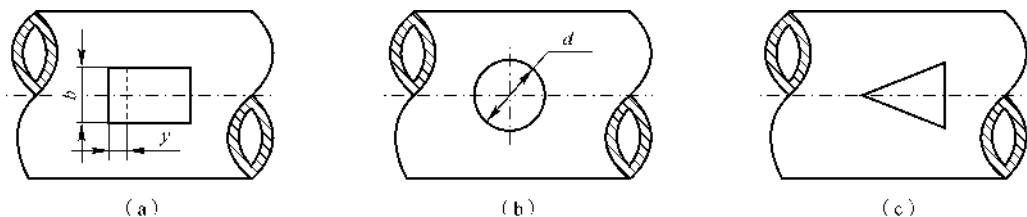


图 5.3 滑阀衬套窗口形状

(a) 矩形; (b) 圆形; (c) 特殊形

(1) 矩形窗口。矩形窗口的流通面积与滑阀的位移成线性关系(见图 5.2),即  $A = by$ ,  $b$  为窗口沿周向的宽度。此种窗口设计计算方便,但加工比较复杂,伺服阀中大多用矩形窗口。

(2) 圆形窗口。圆形窗口因加工方便,应用最广泛。但衬套窗口流通面积与滑阀位移的关系是非线性的,计算较复杂。如图 5.4 所示,当滑阀开度为  $y$  时,窗口的流通面积  $A$  为阴影部分。随着  $y$  的增加,此面积也不断增加。显然,滑阀每移动单位长度,阴影面积的增量不同,故这种形式的孔的流通面积与开度  $y$  呈非线性关系(见图 5.2)。其近似关系为

$$A = 1.885N\sqrt{r}y^{3/2} \quad (5.1)$$

式中  $N$  —— 滑阀每一凸台所控制的孔数;

$r$  —— 圆孔半径。

在相对开度  $y/r < 0.3$  的范围内,式(5.1)具有一定的准确性。在实际调节器上,滑阀位移  $y$  加上重叠量  $e$ ,一般不超过这个范围,故近似公式的应用是可靠的。

(3) 特殊形窗口。为满足特定的流量特性要求,对衬套窗口流通面积  $A$  随滑阀位移  $y$  而变化的特性也有一定的要求。这可通过窗口的型面设计来达到,例如三角形窗口(见图 5.3(c)),或几种形状组合的窗口。对于一般形状的窗口,其流通面积可表示为

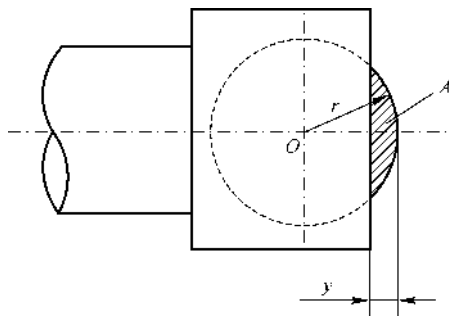


图 5.4 衬套窗口流通面积



$$A = k y \quad (5.2)$$

式中,  $y$  为面积变化梯度。

## 5.2.2 滑阀的流量方程与流量系数

### 1. 滑阀的流量方程

滑阀的流量方程表示通过窗口流通面积的液体实际流量与滑阀位移的关系。在对液压放大元件进行设计计算时,须根据滑阀的流量方程进行。

计算滑阀流量的基本方程为

$$q_v = \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p)} \quad (5.3)$$

式中  $q_v$  —— 通过流通面积的液体实际的体积流量;

$A$  —— 由滑阀开度决定的流通面积(即节流面积),它是滑阀位移  $y$  的函数;

$\rho$  —— 液体密度;

$p_n$  —— 定压油压力;

$p$  —— 经节流窗口后的油压力;

$\mu$  —— 液体通过节流窗口的流量系数。

根据式(5.3)计算  $q_v - y$  的关系,首先需要确定流量系数。如果已知流量系数,就可用理论方法计算出流量。

### 2. 流量系数与滑阀位移的关系

流量系数  $\mu$  与滑阀所控制的窗口形状、滑阀位移  $y$ 、滑阀前后压差  $\Delta p$ 、液体黏度等因素有关。设计液压放大元件时,必须有不同窗口形状、位移、压差、黏度下的一系列流量系数,这只能借助实验取得。但在液压放大元件未设计出以前,一般不可能对所设计的放大元件进行实验。因此,通常是将形状类似且已实际应用的滑阀流量系数的实验值,用于所要设计的滑阀的计算。

图 5.5 所示是某发动机转速调节器中滑阀的流量特性实验曲线。实验时利用煤油为工作介质,衬套窗口为圆形,并具有负重叠量(与定压油相通的一边为  $e_1 = -0.27$  mm,与低压油相通的一边为  $e_2 = -0.09$  mm),所以当滑阀处于中立位置( $y = 0$ )时仍有工作介质流通过,即  $q_v \neq 0$ 。图中每一条曲线对应不同的节流窗口前和节流窗口后的油压差  $\Delta p$ 。滑阀凸台所控制的衬套窗口节流面积为弓形,如图 5.4 所示。

图 5.6 所示是带正重叠量的滑阀流量特性实验曲线。实验是以红油为工作介质,衬套窗口为矩形。由曲线可以看出,滑阀开度超过 0.04 mm 以后,由于滑阀凸台所控制的衬套窗口节流面积为矩形,特性线近似为直线;当开度小于 0.04 mm 时,因为实际节流面积是由轴向开度和滑阀与衬套之间的径向间隙共同确定的,故特性线为曲线;开度在 0 以下,即在正重叠量区,滑阀虽然没有打开窗口,但由于滑阀与衬套之间存在径向间隙,因此存在漏油,流量不为零。

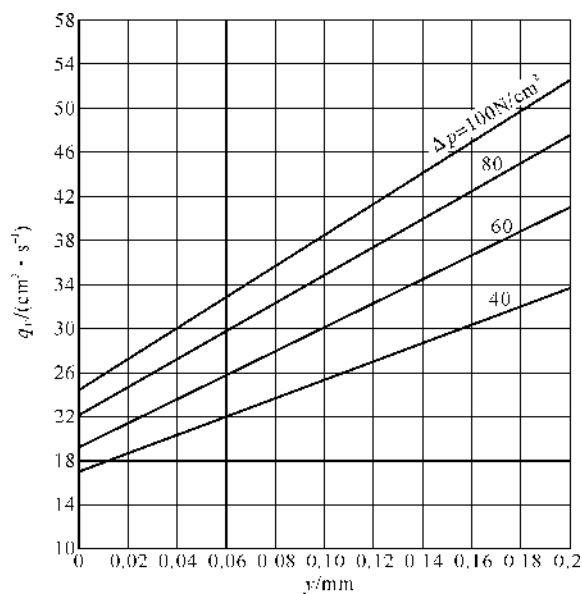


图 5.5 某滑阀的流量特性曲线

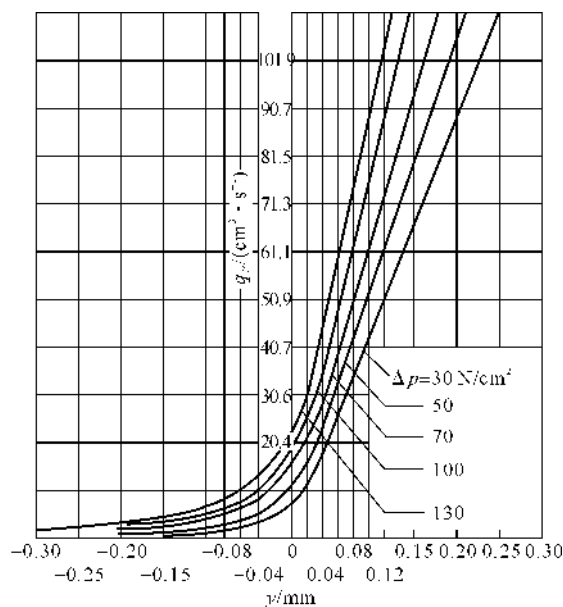


图 5.6 正重叠量滑阀的流量特性



根据图 5.5 和图 5.6 的实验曲线,可以计算在具体工作条件下的流量系数。由于压差在  $\Delta p > 500 \sim 700 \text{ N/cm}^2$  时,压差对流量系数的影响很小,而常用的定压油压力为  $1\,000 \sim 1\,500 \text{ N/cm}^2$ ,压差  $\Delta p$  一般大于  $500 \sim 700 \text{ N/cm}^2$ ,因此  $\mu$  与  $\Delta p$  无关,在这种情况下  $\mu - y$  曲线如图 5.7 和图 5.8 所示。

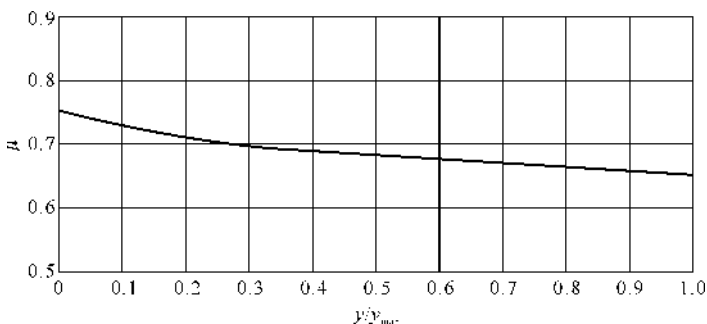


图 5.7 弓形节流面积流量系数与滑阀位移的关系

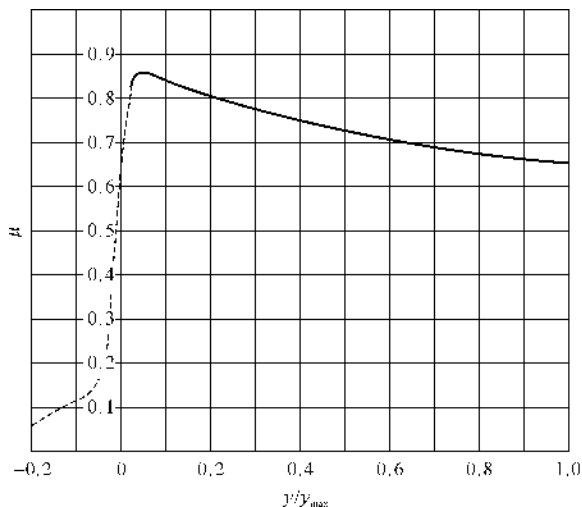


图 5.8 矩形节流面积流量系数与滑阀位移的关系

图 5.7 和图 5.8 中的曲线都可近似为直线,因此可以用直线方程式表示。对于图 5.7 的所示曲线,其近似方程为

$$\mu = 0.75 - \frac{y}{y_{\max}} \times 10^{-1} \quad (5.4)$$

对于图 5.8 所示的曲线,其近似方程为



$$\mu = 0.65 + 0.2 \left( 1 - \frac{y}{y_{\max}} \right) \quad (5.5)$$

式中,  $\frac{y}{y_{\max}}$  为位移的绝对值与位移的最大值之比。

利用已有的流量特性实验曲线,归纳出式(5.4)和式(5.5)两个近似公式后,在设计计算滑阀流量特性时,可利用上述数据或曲线,计算出同类型孔、同类工作介质的流量系数和流量特性。

### 3. 不同介质及其温度对流量系数的影响

不同的工作介质和不同的温度,其黏度不同,因而流量系数也就不同。

当工作介质通过滑阀节流孔时,如果是紊流状态,黏度对流量系数的影响很小,可不考虑黏度对流量系数的影响。

当工作介质在层流状态时,工作介质的黏度对流量系数的影响,可用以下近似公式计算:

$$\mu_1 = \frac{\mu_2}{\left( \frac{\nu_1}{\nu_{20}} \right)^{\sigma}} \quad (5.6)$$

式中  $\mu_1, \nu_1$  —— 任意温度时的流量系数和工作介质运动黏度;

$\mu_{20}, \nu_{20}$  ——  $20^{\circ}\text{C}$  时的流量系数实验值和工作介质运动黏度;

$\sigma$  —— 随滑阀位移  $y$  而变化的经验指数,且

$$\sigma = \frac{0.018 + 0.06y}{0.018 + y} \quad (5.7)$$

如果温度不变,改变工作介质,则流量系数可表示为

$$\mu_{x, 20} = \frac{\mu_{20}}{\left( \frac{\nu_{x, 20}}{\nu_{20}} \right)^{\sigma}} \quad (5.8)$$

式中,  $\mu_{x, 20}, \nu_{x, 20}$  分别为需要确定的介质在  $20^{\circ}\text{C}$  时的流量系数和运动黏度。

如果已知某一种工作介质在温度为  $20^{\circ}\text{C}$  时的流量系数,则根据式(5.6)至式(5.8)即可以计算任意工作介质在任意温度时的流量系数。由于式(5.6)是近似式,因此存在一定的计算误差。

### 5.2.3 零开口四路滑阀的特性及增益系数

图 5.9 所示为零开口四路滑阀,滑阀的三个凸台宽度相同,衬套上三个窗口的形状及尺寸也相同。由于是零重叠量,即滑阀凸台的宽度等于衬套窗口的轴向宽度,因此,当滑阀在中立位置(即中间位置)时,滑阀的三个凸台将衬套的三个窗口关闭。假定滑阀凸台与衬套之间的径向间隙为零,因此可不考虑工作介质从径向间隙的泄漏,这种滑阀称为理想滑阀。

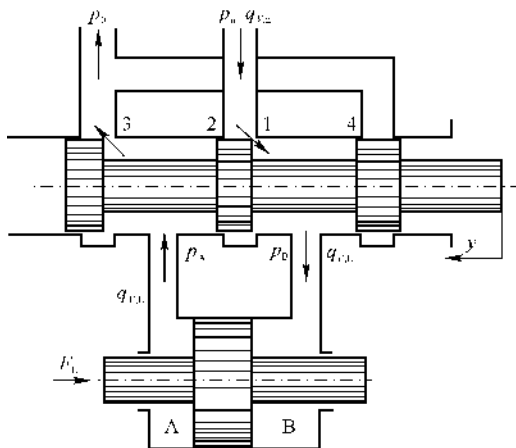


图 5.9 零开口四路滑阀

### 1. 理想的零开口四路滑阀的特性

当滑阀有一向左的位移  $y$  时,油路 1,3 打开,油路 2,4 关闭,压力为  $p_n$  的工作介质通过面积为  $A_1$  的节流口 1 流入随动活塞腔 B,活塞腔 A 中的工作介质通过面积为  $A_2$  的节流口 3 流到压力为  $p_0$  的低压腔。由于是三个凸台轴向宽度相同的零开口滑阀,因此  $A_1 = A_3 = A$ ,且工作介质通过  $A_1$  和  $A_3$  的流量系数也相同,即  $\mu_1 = \mu_3 = \mu$ 。

通过节流口 1 的工作介质流量

$$q_{v1} = \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_B)} = \mu by \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_B)} \quad (5.9)$$

式中  $p_B$  —— B 腔中的工作介质压力;

$b$  —— 矩形窗口沿周向的宽度。

通过节流口 3 的工作介质流量

$$q_{v3} = \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_A - p_0)} = \mu by \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_A - p_0)} \quad (5.10)$$

假定随动活塞左、右面积相同,则随动活塞移动时 A 腔与 B 腔的容积变化相同,因此,

$q_{v1} = q_{v3}$ , 即

$$\mu by \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_B)} = \mu by \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_A - p_0)}$$

由此得

$$p_A + p_B = p_n + p_0 \quad (5.11)$$

若活塞左、右两腔的工作介质压力差用  $p_L$  表示,则

$$p_L = p_B - p_A \quad (5.12)$$



由于  $p_L$  乘以活塞面积即为液压放大器输出力,这一力推动外负载运动,所以  $p_L$  称为负载压力。

为讨论问题方便,假定  $p_0 = 0$ 。由式(5.11)和式(5.12),可得

$$p_A = \frac{1}{2}(p_n - p_L) \quad (5.13)$$

$$p_B = \frac{1}{2}(p_n + p_L) \quad (5.14)$$

将以上两式分别代入式(5.9)或式(5.10),并用  $q_{V,L}$  表示,得

$$q_{V,L} = \mu b y \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_n - p_L)} \quad (5.15)$$

由于  $q_{V,L}$  表示活塞腔容积变化速度,即表示活塞运动速度,也即外负载运动速度,因此  $q_{V,L}$  称为负载流量。

式(5.15)即为理想零开口四路滑阀的特性方程。它以非线性形式表示了负载流量  $q_{V,L}$  与滑阀位移  $y$  及负载压力  $p_L$  之间的关系。由该式可以看出,由于  $p_n$  一定,因此  $q_{V,L}$  随  $y$  的增加而增加,随  $p_L$  的增加而减小;当  $q_{V,L}$  一定时,  $p_L$  随  $y$  的增加而增加。

当  $y = y_{\max}$ , 且  $p_L = 0$  时,  $q_{V,L}$  将达到最大值,即

$$q_{V,L \max} = \mu b y_{\max} \sqrt{\frac{1}{\rho} p_n} \quad (5.16)$$

将式(5.15)用相对量表示时,有

$$\frac{q_{V,L}}{q_{V,L \max}} = \frac{\mu b y \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_n - p_L)}}{\mu b y_{\max} \sqrt{\frac{1}{\rho} p_n}}$$

即

$$\bar{q}_{V,L} = \bar{y} \sqrt{1 - \bar{p}_L} \quad (5.17)$$

式中,  $\bar{q}_{V,L} = \frac{q_{V,L}}{q_{V,L \max}}$ ;  $\bar{y} = \frac{y}{y_{\max}}$ ;  $\bar{p}_L = \frac{p_L}{p_n}$ 。

根据式(5.17),通过计算可得到零开口四路滑阀的特性曲线族,如图 5.10 所示。

图 5.10 所示的特性曲线分别在 I, II, III, IV 四个区域。I, III 两区域为滑阀的正常工作区,在这两个区域中,由滑阀控制随动活塞,驱动负载  $F_L$ ,这时工作介质的能量转换为驱动负载的功;在 II, IV 两区域,负载  $F_L$  驱动随动活塞运动。在 II 区域,  $\bar{y} > 0$ ,  $\bar{p}_L < 0$ ,表示负载  $F_L$  带动随动活塞向左运动,A 腔的工作介质受活塞挤压而使压力升高,而 B 腔的工作介质由于受活塞左移的抽吸作用,使压力降低,即  $p_L = p_B - p_A < 0$ 。由于  $y > 0$ ,表示节流口 1,3 打开,节流口 2,4 关闭,工作介质经节流口 1 充填至 B 腔,A 腔的高压工作介质经节流口 3 流出。在 IV 区域,  $\bar{y} < 0$ ,  $\bar{p}_L > 0$ ,表示负载  $F_L$  驱动随动活塞向右运动,这时 B 腔工作介质受到活塞挤压而使压力升高,A 腔工作介质由于受活塞的抽吸作用,使压力降低,即  $p_L = p_B - p_A > 0$ 。由于  $y < 0$



表示节流口 2,4 打开,节流口 1,3 关闭,工作介质经节流口 2 充填至 A 腔,B 腔的高压工作介质经节流口 4 流出。在 II,IV 两区域,负载对工作介质做功,将负载的能量转换为工作介质的液压能。

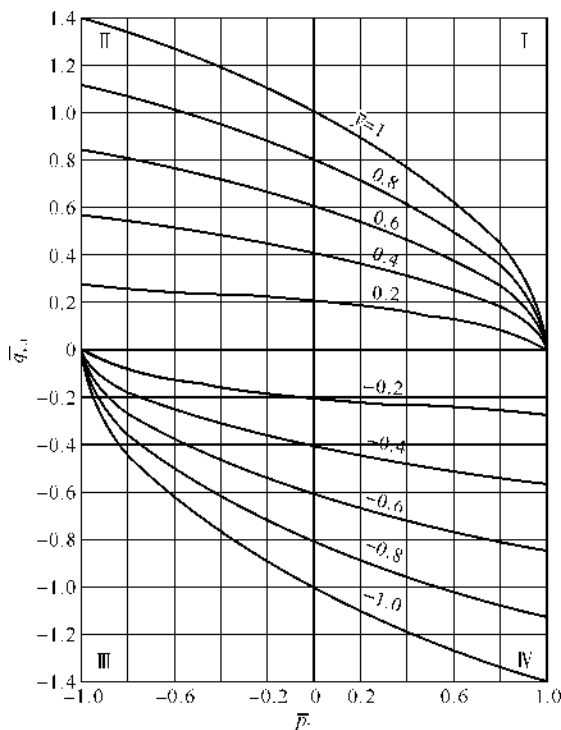


图 5.10 零开口四路滑阀特性曲线

## 2. 零开口四路滑阀的特性系数

将式(5.15)在工作点  $c$  展开为泰勒级数,并取一阶微量,得

$$q_{V,L} = q_{V,L,c} + \left( \frac{\partial q_{V,L}}{\partial y} \right)_c \Delta y + \left( \frac{\partial q_{V,L}}{\partial p_L} \right)_c \Delta p_L$$

即

$$\Delta q_{V,L} = \left( \frac{\partial q_{V,L}}{\partial y} \right)_c \Delta y + \left( \frac{\partial q_{V,L}}{\partial p_L} \right)_c \Delta p_L =$$

$$\mu b \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_n - p_{L,c})} \Delta y - \frac{\mu b y_c}{2} \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_n - p_{L,c})} \Delta p_L \quad (5.18)$$

$$\left( \frac{\partial q_{V,L}}{\partial y} \right)_c = \mu b \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_n - p_{L,c})} \quad (5.19)$$



$$\left(\frac{\partial q_{V,L}}{\partial p_L}\right)_c = -\frac{\mu b y_c}{2} \frac{\sqrt{\frac{1}{\rho}(p_n - p_{L,c})}}{p_n - p_{L,c}} \quad (5.20)$$

式(5.18)也可表示为

$$q_{V,L} = \frac{q_{V,L,c}}{y_c} \Delta y - \frac{q_{V,L,c}}{2(p_n - p_{L,c})} \Delta p_L \quad (5.21)$$

用相对增量表示为

$$\frac{\Delta q_{V,L}}{q_{V,L,\max}} q_{V,L,\max} = \left(\frac{\partial q_{V,L}}{\partial y}\right)_c \frac{\Delta y}{y_{\max}} y_{\max} + \left(\frac{\partial q_{V,L}}{\partial p_L}\right)_c \frac{\Delta p_L}{p_n} p_n$$

即

$$\bar{q}_{V,L} = \left(\frac{\partial q_{V,L}}{\partial y}\right)_c \frac{y_{\max}}{q_{V,L,\max}} \bar{y} + \left(\frac{\partial q_{V,L}}{\partial p_L}\right)_c \frac{p_n}{q_{V,L,\max}} \bar{p}_L = K_{qy} \bar{y} + K_{qp} \bar{p}_L \quad (5.22)$$

式中

$$K_{qy} = \left(\frac{\partial q_{V,L}}{\partial y}\right)_c \frac{y_{\max}}{q_{V,L,\max}} = \frac{\bar{q}_{V,L,c}}{y_c} = \sqrt{1 - \bar{p}_{L,c}} \quad (5.23)$$

$$K_{qp} = \left(\frac{\partial q_{V,L}}{\partial p_L}\right)_c \frac{p_n}{q_{V,L,\max}} = -\frac{\bar{q}_{V,L,c}}{2(1 - \bar{p}_{L,c})} = -\frac{\bar{y}_c}{2\sqrt{1 - \bar{p}_{L,c}}} \quad (5.24)$$

$$\bar{q}_{V,L} = \frac{\Delta q_{V,L}}{q_{V,L,\max}}, \bar{y} = \frac{\Delta y}{y_{\max}}, \bar{p}_L = \frac{\Delta p_L}{p_n}, \bar{q}_{V,L,c} = \frac{q_{V,L,c}}{q_{V,L,\max}}, \bar{y}_c = \frac{y_c}{y_{\max}}, \bar{p}_{L,c} = \frac{p_{L,c}}{p_n}$$

式(5.15)可表示为

$$p_L = p_n - \rho \left( \frac{q_{V,L}}{\mu b y} \right)^2$$

在工作点  $c$  取  $p_L$  对  $y$  的偏导数,并用相对量表示,得

$$K_{py} = \left(\frac{\partial p_L}{\partial y}\right)_c \frac{y_{\max}}{p_n} = 2\rho \left( \frac{q_{V,L,c}}{\mu b} \right)^2 \frac{1}{y_c^3} \frac{y_{\max}}{p_n} = \frac{2(1 - \bar{p}_{L,c})}{\bar{y}_c} \quad (5.25)$$

$K_{py}$  与  $K_{qp}$  和  $K_{qy}$  的关系为

$$K_{py} = -\frac{K_{qy}}{K_{qp}}$$

对于图 5.9 所示的零开口四路滑阀,  $K_{qy}$  为流量增益系数,  $K_{py}$  为压力增益系数。它们分别表示负载流量  $q_{V,L}$  和负载压力  $p_L$  对滑阀位移  $y$  的增益,  $K_{qy}$  和  $K_{py}$  愈大,表示滑阀的灵敏度愈高,也即  $y$  较小的变化,将使  $q_{V,L}$  和  $p_L$  产生很大的变化。

$K_{qp}$  为滑阀的流量-压力系数,它表示负载流量对负载压力的增益。由式(5.24)可知,  $K_{qp}$  为负值,表示随  $p_L$  的增加,  $q_{V,L}$  将减小。

$K_{py}$ ,  $K_{qp}$  和  $K_{qy}$  均随滑阀工作点的不同而变化,当滑阀在中立位置时,  $\bar{y}_0 = 0$ ,  $\bar{p}_{L,0} = 0$ ,  $\bar{q}_{V,L,0} = 0$ , 因此  $K_{qy} = 1$ ,  $K_{qp} = 0$ ,  $K_{py} \rightarrow \infty$ 。



图 5.11 表示零开口滑阀位移与负载压力的关系。由图可以看出,当  $y$  很小时,曲线斜率很大,也即  $K_{py}$  很大,表示滑阀很小的位移,将使负载压力产生很大的变化,说明滑阀的灵敏度很高。但当  $y$  较大时,曲线斜率逐渐减小,也即  $K_{py}$  变小,这时滑阀的灵敏度变低。在实际控制系统中,滑阀总是在较小开度范围内工作,以保证有较高的灵敏度。

### 3. 实际零开口滑阀的泄漏问题

对于理想的零开口滑阀,其滑阀凸台的直径与衬套直径完全相等,且凸台宽度与衬套窗口轴向宽度完全相等,因此滑阀在中间位置(即  $y = 0$ ) 时,工作介质通过滑阀的流量为零。但是要使滑阀能在衬套中移动,就必须在两者之间有一定的径向间隙,而且加工工艺也不能保证两者直径和宽度完全相等。由于径向间隙的存在,则滑阀在中间位置时,也会有一定流量的工作介质通过间隙流动,这一流量称为泄漏量。假设滑阀的每一凸台控制衬套上两个矩形孔,其周向宽度为  $b$ ,滑阀凸台与衬套径向间隙为  $\delta$ ,则通过径向间隙的泄漏量可用下式估算:

$$q_{v,c} = \frac{\pi b \delta^2}{32\mu_0} \Delta p = \frac{\pi b \delta^2}{32\mu_0} (p_n - p_c)$$

式中  $q_{v,c}$  —— 通过径向间隙的泄漏量;  
 $\Delta p$  —— 工作介质通过径向间隙前、后的压差;  
 $p_n$  —— 径向间隙前工作介质压力;  
 $p_c$  —— 工作介质通过径向间隙后的压力;  
 $\mu_0$  —— 工作介质动力黏度。

由上式可以看出,径向间隙  $\delta$  愈小,滑阀的泄漏量愈小,压差  $\Delta p$  愈大,泄漏量愈大。实际的零重叠量滑阀应保证滑阀在衬套中灵活移动的条件下,尽可能减小径向间隙,以使泄漏量减小。

### 5.2.4 正开口四路滑阀的特性及增益系数

#### 1. 正开口四路滑阀的特性

正开口四路滑阀如图 5.12(a) 所示。正开口滑阀是滑阀凸台的宽度小于衬套窗口的轴向宽度,因此当滑阀在衬套中间位置(即中立位置)时,窗口仍存在较小的开度。对于图 5.12(a) 所示的滑阀,凸台所控制的窗口为衬套上的矩形孔,中间的两个凸台左、右两边的开度均为  $e$ ,即四边窗口对称,相应的节流面积  $A_1 = A_2 = A_3 = A_4 = A$ ,且

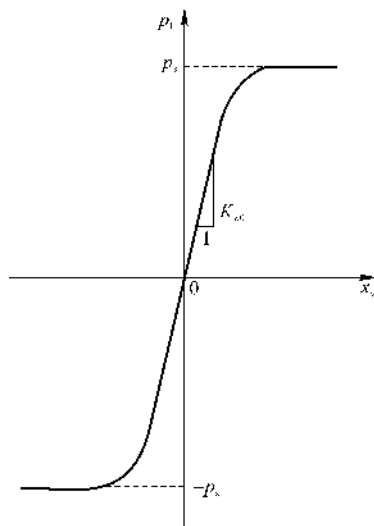
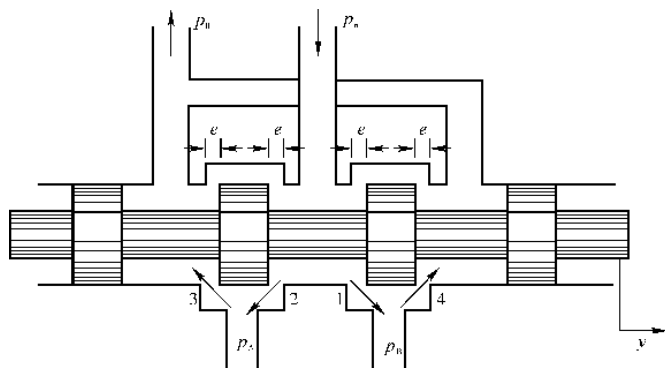


图 5.11 零开口滑阀  $p_L - y$  曲线

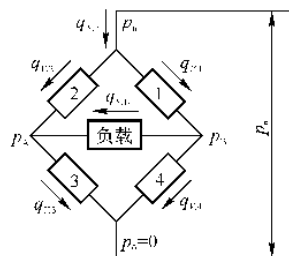


$$A = \frac{b(a_1 - a_2)}{2} = b e$$

式中  $a_1$  —— 衬套上矩形孔轴向宽度;  
 $a_2$  —— 滑阀凸台轴向宽度;  
 $b$  —— 衬套上矩形孔周向宽度。



(a)



(b)

图 5.12 正开口四路滑阀及其等效液压桥路

滑阀在中间位置时,由于存在开度  $e$ ,所以压力为  $p_n$  的工作介质仍然由节流口 1,2 流入,由节流口 3,4 流出。若流量系数均为  $\mu$ ,其流量分别为

$$q_{V,1} = \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_B)}$$

$$q_{V,2} = \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_A)}$$

$$q_{V,3} = \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_A - p_0)}$$

$$q_{V,4} = \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_B - p_0)}$$

滑阀在中立位置时,  $p_A = p_B$ ,负载压力  $p_L = p_B - p_A = 0$ ,由此可得

$$p_A = p_B = \frac{p_n + p_0}{2}$$

假定  $p_0 = 0$ ,则  $p_A = p_B = \frac{p_n}{2}$ 。

如果滑阀有一向右的位移  $y$ ,则节流口 1,3 开大,节流口 2,4 关小,并且  $A_1 = A_3 = b(e + y)$ ,  $A_2 = A_4 = b(e - y)$ 。这时工作介质通过四个节流口的流量分别为



$$q_{V,1} = \mu A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_B)} = \mu b(e+y) \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_B)} \quad (5.26)$$

$$q_{V,2} = \mu A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_A)} = \mu b(e-y) \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_A)} \quad (5.27)$$

$$q_{V,3} = \mu A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}p_A} = \mu b(e+y) \sqrt{\frac{2}{\rho}p_A} \quad (5.28)$$

$$q_{V,4} = \mu A_4 \sqrt{\frac{2}{\rho}p_B} = \mu b(e-y) \sqrt{\frac{2}{\rho}p_B} \quad (5.29)$$

并且

$$q_{V,n} = q_{V,1} + q_{V,2} = q_{V,3} + q_{V,4} \quad (5.30)$$

负载流量

$$q_{V,L} = q_{V,1} - q_{V,4} = q_{V,3} - q_{V,2} \quad (5.31)$$

负载压力

$$p_L = p_B - p_A \quad (5.32)$$

图 5.12(a) 所示的四路对称滑阀,其等效液压桥路如图 5.12(b) 所示。由等效液压桥路,可得

$$q_{V,1} = q_{V,3} \quad (5.33)$$

$$q_{V,2} = q_{V,4} \quad (5.34)$$

根据式(5.26)、式(5.28)和式(5.33),得

$$p_n = p_A + p_B \quad (5.35)$$

根据式(5.32)和式(5.35),得

$$p_A = \frac{1}{2}(p_n - p_L) \quad (5.36)$$

$$p_B = \frac{1}{2}(p_n + p_L) \quad (5.37)$$

根据式(5.27)、式(5.29)、式(5.30)、式(5.34)及式(5.37),得

$$\begin{aligned} q_{V,n} &= \mu A_1 \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_n - p_L)} + \mu A_2 \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_n + p_L)} = \\ &\mu b(e+y) \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_n - p_L)} + \mu b(e-y) \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_n + p_L)} \end{aligned} \quad (5.38)$$

根据式(5.31)及式(5.33),得

$$\begin{aligned} q_{V,L} &= \mu A_1 \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_n - p_L)} - \mu A_2 \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_n + p_L)} = \\ &\mu b(e+y) \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_n - p_L)} - \mu b(e-y) \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_n + p_L)} \end{aligned} \quad (5.39)$$



式(5.39)表示了负载流量  $q_{v,L}$  与滑阀位移  $y$  及负载压力  $p_L$  的关系,这一关系式即为图 5.12(a) 所示的正开口四路滑阀的特性。

$$\text{令} \quad \bar{y} = \frac{y}{e}, \quad \bar{p}_L = \frac{p_L}{p_n}, \quad \bar{q}_{v,L} = \frac{q_{v,L}}{\mu b e \sqrt{\frac{1}{\rho} p_n}}$$

将式(5.39)用相对量表示,有

$$\bar{q}_{v,L} = (1 + \bar{y}) \sqrt{1 - \bar{p}_L} - (1 - \bar{y}) \sqrt{1 + \bar{p}_L} \quad (5.40)$$

式(5.40)为用相对量表示的图 5.12(a) 所示的正开口四路滑阀的特性。这一特性如图 5.13 所示。

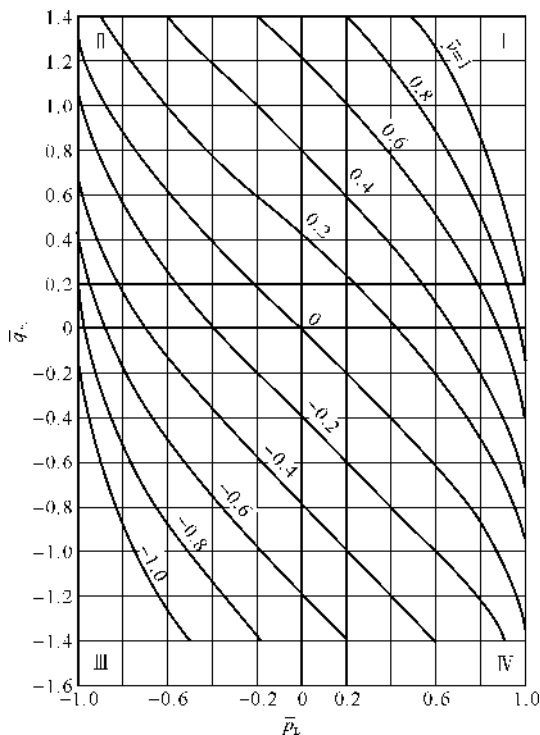


图 5.13 正开口四路滑阀流量-压力特性曲线

滑阀的正常工作范围是在 I, III 象限内,由图可知,在  $-0.6 < \bar{p}_L < 0.6$  的滑阀主要工作范围内,曲线接近于直线,这表示滑阀的负载流量与负载压力接近于线性关系,当负载压力变化时,负载流量成线性比例变化,这种线性特性对控制元件来讲是期望特性。但是,与图 5.10 所示的零开口四路滑阀比较,曲线的斜率增加,即负载压力对负载流量的增益降低,这表示同样的负载流量,正开口四路滑阀所产生的负载压力低,或者产生同样的负载压力需要更大的工



作介质流量,这将使随动活塞腔容积增大,对控制器结构是不利的。

## 2. 正开口四路滑阀的增益系数

将式(5.39)在工作点  $c$  按泰勒级数展开,略去二次项,得

$$\Delta q_{V,L} = \left( \frac{\partial q_{V,L}}{\partial y} \right)_c \Delta y + \left( \frac{\partial q_{V,L}}{\partial p_L} \right)_c \Delta p_L =$$

$$\left[ \mu b \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_n - p_{L,c})} + \mu b \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_n + p_{L,c})} \right] \Delta y - \left[ \frac{\mu b (e + y_c)}{2 \sqrt{\rho (p_n - p_{L,c})}} + \frac{\mu b (e - y_c)}{2 \sqrt{\rho (p_n + p_{L,c})}} \right] \Delta p_L$$

将上式取相对增量,经整理后得

$$\bar{q}_{V,L} = (\sqrt{1 - \bar{p}_{L,c}} + \sqrt{1 + \bar{p}_{L,c}}) \bar{y} - \frac{1}{2} \left( \frac{1 + \bar{y}_c}{\sqrt{1 - \bar{p}_{L,c}}} + \frac{1 - \bar{y}_c}{\sqrt{1 + \bar{p}_{L,c}}} \right) \bar{p}_L = K_{qy} \bar{y} + K_{qp} \bar{p}_L \quad (5.41)$$

式中  $\bar{q}_{V,L} = \frac{\Delta q_{V,L}}{\mu b e \sqrt{\frac{1}{\rho} p_n}}$ ,  $\bar{y} = \frac{\Delta y}{e}$ ,  $\bar{p}_L = \frac{\Delta p_L}{p_n}$ ,  $\bar{y}_c = \frac{y_c}{e}$ ,  $\bar{p}_{L,c} = \frac{p_{L,c}}{p_n}$

$$K_{qy} = \sqrt{1 - \bar{p}_{L,c}} + \sqrt{1 + \bar{p}_{L,c}} \quad (5.42)$$

$$K_{qp} = -\frac{1}{2} \left( \frac{1 + \bar{y}_c}{\sqrt{1 - \bar{p}_{L,c}}} + \frac{1 - \bar{y}_c}{\sqrt{1 + \bar{p}_{L,c}}} \right) \quad (5.43)$$

$K_{qy}$  为正开口四路滑阀的负载流量对滑阀位移的增益系数;  $K_{qp}$  为负载流量对负载压力的增益系数。负载压力对滑阀位移的增益系数  $K_{py}$  为

$$K_{py} = \left( \frac{\partial p_L}{\partial y} \right)_c \frac{e}{p_n} = \frac{\left( \frac{\partial q_{V,L}}{\partial y} \right)_c}{-\left( \frac{\partial q_{V,L}}{\partial p_L} \right)_c} \frac{e}{p_n} = \frac{\sqrt{1 - \bar{p}_{L,c}} + \sqrt{1 + \bar{p}_{L,c}}}{\frac{1}{2} \left( \frac{1 + \bar{y}_c}{\sqrt{1 - \bar{p}_{L,c}}} + \frac{1 - \bar{y}_c}{\sqrt{1 + \bar{p}_{L,c}}} \right)} \quad (5.44)$$

与零开口四路滑阀比较,正开口四路滑阀的  $K_{qy}$  和  $K_{qp}$  均增大,但  $K_{py}$  减小。

当滑阀在中立位置时,  $\bar{y}_0 = 0$ ,  $\bar{p}_{L,0} = 0$ , 则  $K_{qy} = 2$ ,  $K_{qp} = -1$ ,  $K_{py} = 2$ 。

## 5.2.5 带旁路节流的正开口四路滑阀

图 5.14 所示为一种实际应用的正开口四路滑阀。它的结构特点是衬套窗口为圆形;当滑阀在中立位置时,中间两个凸台的内侧与衬套窗口之间的开口量为  $e_1$ ,外侧的开口量为  $e_2$ ;在活塞两腔中分别有节流嘴 3 和 6,随动活塞腔中的工作介质可以通过节流嘴流出至低压腔。这种滑阀称为带旁路节流的正开口四路滑阀。节流嘴的作用是使工作介质一直处于流动状态,避免滑阀移动时工作介质由静止状态到流动状态的惯性作用而影响随动活塞的快速响应性能;选择不同直径的节流嘴,可以改变滑阀的压力特性,使其满足液压放大器的性能要求。

结构参数  $e_1$ ,  $e_2$  和节流嘴直径  $d$  决定滑阀的特性,为此首先分析结构参数的确定问题。

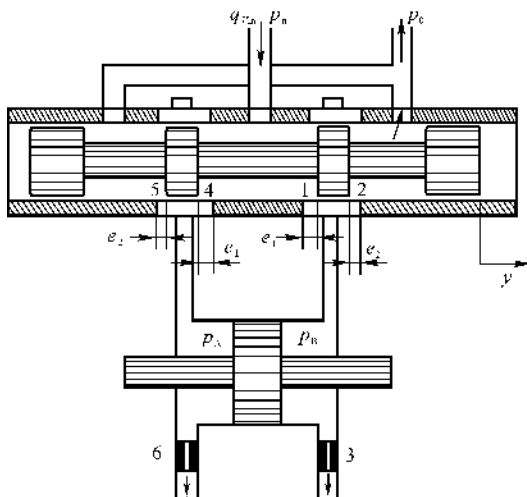


图 5.14 带旁路节流的正开口四路滑阀

### 1. 主要结构参数的关系

节流嘴的直径  $d$  与衬套上圆形窗孔的半径  $r_1$ 、窗孔的个数  $N$  及滑阀的预开口量  $e_1$  和  $e_2$  有密切关系。这种关系可通过滑阀处于中立位置时的流量平衡来求得。当滑阀在中立位置时， $y = p_L = q_{V,L} = 0$ ，并且滑阀设计时一般取  $p_{A0} = p_{B0} = \frac{1}{2} p_n$ 。此时各节流口的节流面积为

$$A_{10} = 1.885N \sqrt{r_1} e_1^{3/2}$$

$$A_{20} = 1.885N \sqrt{r_1} e_2^{3/2}$$

$$A_3 = \frac{\pi}{4} d^2$$

滑阀处于中立位置时负载流量为零，工作介质通过节流口 1 的流量  $q_{V,10}$  与通过节流口 2 的流量  $q_{V,20}$  及通过节流嘴 3 的流量  $q_{V,30}$  满足流量平衡关系

$$q_{V,10} = q_{V,20} + q_{V,30}$$

即

$$\mu_1 A_{10} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_{B0})} = \mu_2 A_{20} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{B0} - p_0)} + \mu_3 A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{B0} - p_0)} \quad (5.45)$$

设两节流口的流量系数相等，即  $\mu_1 = \mu_2 = \mu$ ，且回油压力  $p_0 = 0$ 。将  $\mu$ ， $p_{B0}$ ， $p_0$  及  $A_{10}$ ， $A_{20}$ ， $A_3$  代入式(5.45)，得

$$d = \sqrt{\frac{2.4\mu N r_1^{1/2} (e_1^{3/2} - e_2^{3/2})}{\mu_3}} \quad (5.46)$$

从式(5.46)可以看出：若  $e_1 = e_2$ ，则  $d = 0$ ，这就是前述的对称型正开口四路滑阀；只要有



旁路节流嘴,即  $d \neq 0$ ,则滑阀的预开口量  $e_1 > e_2$ 。

## 2. 压力特性的分析

滑阀的压力特性是在稳态情况下,即当  $q_{V,L} = 0$  时,负载压力  $p_L$  与滑阀位移  $y$  的关系  $p_L = p_L(y)$ 。

当滑阀按图 5.14 所示方向有位移  $y$  时,流量平衡方程为

$$q_{V,1} = q_{V,2} + q_{V,3} \quad (5.47)$$

式中

$$q_{V,1} = 1.885\mu N r_1^{1/2} (e_1 + y)^{3/2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_B)}$$

$$q_{V,2} = 1.885\mu N r_1^{1/2} (e_2 - y)^{3/2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_B - p_0)}$$

$$q_{V,3} = \mu_3 \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_B - p_0)}$$

令  $k_1 = 1.885\mu N r_1^{1/2}$ ;  $k_2 = \mu_3 \frac{\pi}{4} d^2$ 。把  $q_{V,1}$ ,  $q_{V,2}$  和  $q_{V,3}$  代入式(5.47),可求得

$$p_B = \frac{p_n}{1 + \left[ \frac{k_1(e_2 - y)^{3/2} + k_2}{k_1(e_1 + y)^{3/2}} \right]^2} + \frac{p_0}{1 + \left[ \frac{k_1(e_1 + y)^{3/2}}{k_1(e_2 - y)^{3/2} + k_2} \right]^2} \quad (5.48)$$

同理,由

$$q_{V,5} = q_{V,4} + q_{V,6}$$

可求得

$$p_A = \frac{p_n}{1 + \left[ \frac{k_1(e_2 + y)^{3/2} + k_2}{k_1(e_1 - y)^{3/2}} \right]^2} + \frac{p_0}{1 + \left[ \frac{k_1(e_1 - y)^{3/2}}{k_1(e_2 + y)^{3/2} + k_2} \right]^2} \quad (5.49)$$

负载压力为

$$p_L = p_B - p_A$$

根据式(5.48)和式(5.49)可计算滑阀的压力-位移特性。图 5.15 所示为某型发动机转速控制器中采用的正开口四路滑阀压力-位移特性计算曲线,滑阀的结构参数:  $e_1 = 0.27$  mm,  $e_2 = 0.09$  mm,  $d = 0.78$  mm。由图 5.15 可以看出:

(1) 压力  $p_B$  和  $p_A$  随滑阀位移的变化曲线对称于纵坐标轴,且为“x”形。

(2) 由于  $p_B = p_B(y)$  和  $p_A = p_A(y)$  都是非线性的,因此  $p_L = p_A - p_B = p_L(y)$  也是非线性的。在中立位置附近  $p_L = f(y)$  特性曲线的线性度最好,灵敏度最高。

(3) 滑阀位移在  $-e_2 < y < e_2$  的范围内,特性曲线的线性度较好,且斜率较大,即滑阀具有较高的灵敏度,因此滑阀的工作范围应限制在这一区域内。与图 5.15 相应的某型发动机转速控制系统,发动机最大状态时的转速为 11 156 r/min。在这一状态工作时,由于飞行条件的变化,发动机受到某种干扰,使发动机转速产生 5% 的较大偏离,即  $\Delta n = 558$  r/min,根据该型发

动机转速控制系统机械离心式转速敏感元件的计算,其滑阀位移  $y = 0.02 \text{ mm}$ ,在  $\pm e_2$  的范围内。

非遮蔽量  $e_1$  增加,或工作介质油压  $p_n$  提高,特性曲线的斜率将增加,滑阀的灵敏度将提高,但滑阀的线性工作范围将变窄。两个活塞腔的节流嘴直径  $d$  同时增加,特性曲线斜率将减小,滑阀的灵敏度降低。如果仅改变其中某一节流嘴直径,则特性曲线将不再对称,且两曲线交点将不在纵坐标轴上。

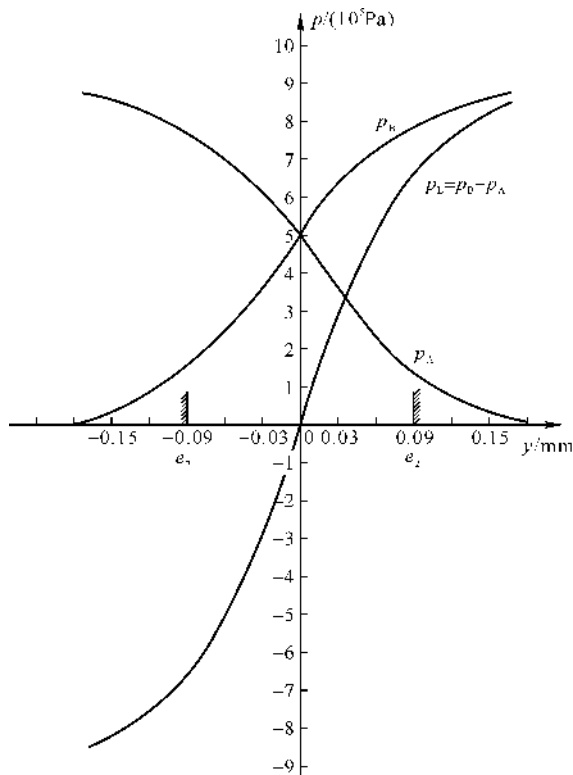


图 5.15 压力-位移特性曲线

### 5.2.6 工作介质对滑阀的作用力

滑阀工作时所受到的力包括外部作用力、滑阀运动的惯性力和阻尼力,以及工作介质对滑阀的作用力。外部作用力是驱使滑阀运动的力,如第 3 章介绍的机械离心式转速敏感元件离心块离心力的轴向换算力和调准弹簧力。惯性力和阻尼力是由于滑阀具有一定质量和运动时的阻尼作用而产生的力,对于航空发动机转速控制器,这两个力均很小,分析滑阀受力时可忽略不计。工作介质对滑阀的作用力是由于工作介质的流动而产生的作用于滑阀上的力。工作介质对滑阀的作用力包括液动力和侧向液压力,而液动力又分为稳态液动力和瞬态液动力。以下分



析这几个力的产生及对滑阀工作的影响。

### 1. 稳态液动力

稳态液动力是指工作介质通过节流窗口时流量不变,由于流速的大小及方向的变化而产生的对滑阀的作用力。如图 5.16 所示,滑阀在节流窗口前工作介质的流速为  $v_1$ ,其方向沿滑阀轴线;流经节流窗口时的速度为  $v_2$ , $v_2$  的方向与滑阀轴线的夹角为  $\theta$ , $\theta$  角最大为  $69^\circ$ 。由于工作介质流速的大小及方向的变化所产生的对滑阀的作用力可根据动量定理计算,即

$$F_{m,s} = \rho q_v (v_2 - v_1) \quad (5.50)$$

$F_{m,s}$  方向与  $v_2$  相反。由于滑阀腔的流通面积较节流口面积大很多,故可认为  $v_1 = 0$ ,因此

$$F_{m,s} = \rho q_v v_2 \quad (5.51)$$

将  $q_v = \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)} = \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p}$  及  $v_2 = c_v \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)} = c_v \sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p}$  代入式(5.50),得稳态液动力为

$$F_{m,s} = 2c_v \mu A \Delta p \quad (5.52)$$

式中  $c_v$  —— 工作介质流经节流窗口时的速度系数;

$\mu$  —— 流量系数;

$A$  —— 节流窗口的节流面积,其宽度为  $b$ ;

$\Delta p$  —— 节流窗口前、后压力差。

稳态液动力  $F_{m,s}$  与速度  $v_2$  的方向相反。将  $F_{m,s}$  分解为沿滑阀轴线方向的轴向液动力  $F_{m,sy}$  和垂直于滑阀轴线方向的侧向液动力  $F_{m,sz}$ ,则

$$F_{m,sy} = F_{m,s} \cos\theta = 2c_v \mu A \Delta p \cos\theta = 2c_v \mu b y \Delta p \cos\theta \quad (5.53)$$

$$F_{m,sz} = F_{m,s} \sin\theta = 2c_v \mu A \Delta p \sin\theta = 2c_v \mu b y \Delta p \sin\theta \quad (5.54)$$

当取  $\theta = 69^\circ$ ,  $c_v = 0.97$ ,  $\mu = 0.62$ ,  $\Delta p = p_n - p_L$  时,轴向液动力

$$F_{m,sy} = 0.43b(p_n - p_L)y \quad (5.55)$$

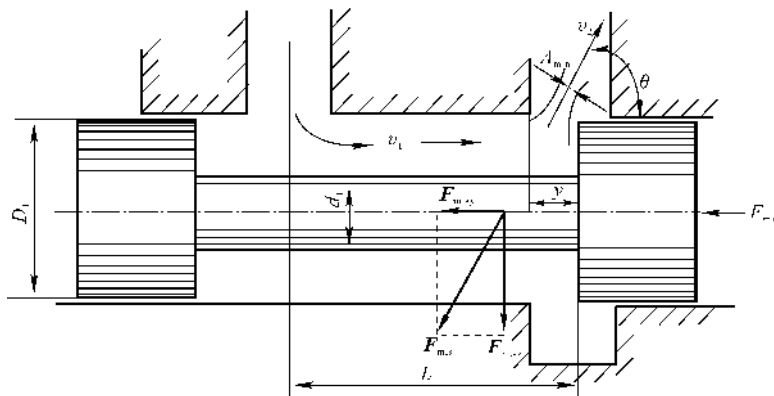


图 5.16 工作介质对滑阀的液动力



由图 5.16 可以看出,  $F_{m, sz}$  力图将滑阀紧压在衬套上, 而  $F_{m, sy}$  则力图使滑阀关闭节流窗口。如果工作介质按相反方向流动, 即工作介质由节流窗口流入滑阀腔, 则产生的轴向液动力  $F_{m, sy}$  将力图使滑阀打开节流窗口。

## 2. 瞬态液动力

当滑阀移动时, 通过节流窗口的流量将变化, 在这一变化过程中, 工作介质对滑阀产生的液动力为瞬态液动力。瞬态液动力可按牛顿第二定律分析(见图 5.16), 即

$$F_{m, r} = m \frac{dv_1}{dt} = \rho V_L \frac{dv_1}{dt} = \rho L A_r \frac{dv_1}{dt} \quad (5.56)$$

式中  $F_{m, r}$  —— 瞬态液动力;

$V_L$  —— 滑阀腔  $L$  段容积;

$m$  —— 滑阀腔  $L$  段工作介质质量;

$A_r$  —— 滑阀腔面积;

$\rho$  —— 工作介质密度;

$v_1$  —— 滑阀腔中工作介质流动速度。

工作介质在滑阀腔中的流量和通过宽度为  $b$  的矩形节流窗口的流量分别为

$$q_{v, 1} = A_r v_1 = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_1^2) v_1$$

$$q_{v, 2} = \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} = \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = \mu b y \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}$$

式中  $D_1$  —— 滑阀凸台直径;

$d_1$  —— 滑阀阀芯直径;

$A$  —— 一个节流窗口节流面积, 对于预开口为  $e$  的圆形节流窗口,

$$A = 1.885 N \sqrt{r} (e \pm y)^{3/2}$$

$\Delta p$  —— 节流窗口前、后压力差。

根据流量连续定理,  $q_{v, 1} = q_{v, 2}$ , 因此

$$v_1 = \frac{q_{v, 1}}{A_r} = \frac{q_{v, 2}}{A_r} = \frac{\mu b y}{A_r} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}$$

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{1}{A_r} \frac{\partial q_{v, 2}}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{1}{A_r} \frac{\partial q_{v, 2}}{\partial \Delta p} \frac{d\Delta p}{dt} = \frac{\mu b}{A_r} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \frac{dy}{dt} + \frac{\mu b y}{A_r} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{1}{\sqrt{\Delta p}} \frac{d\Delta p}{dt}$$

将上式代入式(5.56), 得

$$F_{m, r} = \mu b \rho L \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \frac{dy}{dt} + \mu b \rho L y \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{1}{\sqrt{\Delta p}} \frac{d\Delta p}{dt} \quad (5.57)$$

式(5.57)表明, 瞬态液动力  $F_{m, r}$  取决于滑阀移动速度  $\frac{dy}{dt}$  和节流窗口前、后压差的变化率。



### 3. 液动力的补偿

工作介质对滑阀产生的液动力将影响滑阀的工作。其中侧向液动力将使滑阀压紧在衬套上,从而增加滑阀与衬套之间的摩擦力。而轴向液动力将力图使滑阀打开或关闭节流窗口。对控制系统来讲,滑阀应完全在外作用力控制之下工作,例如航空发动机转速控制系统,分油滑阀的位移应由调准弹簧力或离心块离心力的轴向换算力控制。因此无论是力图使滑阀打开节流窗口还是关闭节流窗口的轴向液动力都不希望对滑阀的工作产生影响。由以上分析可知,工作介质作用在滑阀上的液动力需要进行补偿。

(1) 测向液动力的补偿。在衬套上可以采用沿圆周均匀分布的两个以上的节流窗口,这样可以使侧向液动力  $F_{m, sz}$  互相抵消。

(2) 一般滑阀轴向液动力的补偿。滑阀凸台与衬套窗口采用对称结构形式,如图 5.14 所示。工作介质通过窗口 1 和窗口 4 所产生的轴向液动力,以及通过窗口 2 和窗口 5 的轴向液动力可以起到相互抵消或部分抵消的作用。

对于航空发动机机械液压控制器,其中滑阀体积很小,工作介质流量不大,所产生的轴向液动力相对于外部作用力非常小。对于关键的转速控制器滑阀,无论是调准弹簧力还是离心块离心力的轴向换算力都不可能产生瞬时突变(在下册第 5 章将介绍),因此滑阀位移也就不可能产生瞬时突变,也就不可能产生大的瞬态液动力。所以,对于航空发动机机械液压式控制器,分析滑阀的工作及受力时,可不考虑轴向液动力的影响。但是对于电液伺服阀,轴向液动力的影响则是需要考虑的。

(3) 非对称结构形式的滑阀轴向液动力的补偿。当采用齿轮泵作为发动机燃油泵时,对发动机燃烧室供油量的调节是依靠回油滑阀对回油量的调节来实现的(参见第 2 章)。回油滑阀的结构形式是滑阀凸台的单边控制衬套窗口,由于回油量很大,因此作用在回油滑阀上的轴向液动力就很大,对于这种情况,就必须考虑液动力的补偿问题。采用图 5.17 所示的滑阀结构形式,即可实现对液动力的补偿。滑阀两凸台之间的阀颈部分为曲面形状,根据动量定理,作用于滑阀的轴向液动力为

$$F_{m, sy} = \rho q_v (v_2 \cos \theta_2 - v_1 \cos \theta_1) \quad (5.58)$$

如果曲面设计使  $v_2 \cos \theta_2 \approx v_1 \cos \theta_1$ , 则  $F_{m, sy} \approx 0$ 。

### 4. 侧向液压力

为了使滑阀在衬套中能灵活运动,滑阀工作面与衬套之间必须有一定间隙,工作介质将通过间隙而流动,因此,在间隙中将有液压力作用于滑阀。如果加工时使滑阀工作面存在不规则的形状,间隙中的压力沿滑阀表面将不是均匀分布,从而使滑阀受到某一方向的液压力作用,使滑阀紧靠在衬套上,这将使滑阀与衬套之间的摩擦力增加,不仅使滑阀运动不灵活,而且使磨损也增加。如果滑阀长时间不动,还会在滑阀紧靠衬套部分的油膜形成极化分子,极化分子相互吸引,并紧紧地黏附在衬套壁面上而形成固结层,固结层使滑阀再次运动非常困难。



通常在滑阀工作表面上沿圆周设有宽度较小均压槽,以使间隙中工作介质压力分布均匀,同时均压槽中的工作介质还起到润滑作用。

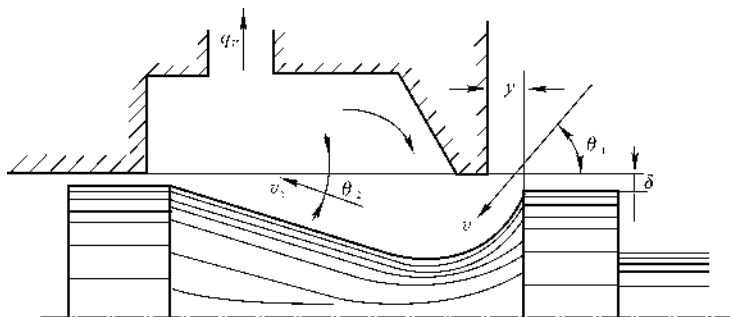


图 5.17 可补偿轴向液动力的滑阀结构形式

### 5.3 滑阀式液压放大器

滑阀式液压放大器是在航空发动机机械液压式控制器中,例如在发动机转速控制器、流量控制器、加速控制器中,广泛应用的一种液压放大器。它的作用是将滑阀的微小位移,通过工作介质的作用,转变为大的随动活塞位移和力,以推动负载。

滑阀式液压放大器按其结构与工作原理分为基本滑阀式液压放大器、比例反馈滑阀式液压放大器和速度反馈滑阀式液压放大器。以下分别予以介绍。

#### 5.3.1 基本滑阀式液压放大器

##### 1. 基本滑阀式液压放大器工作原理

图 5.18 表示了一种类型的基本滑阀式液压放大器。它由两凸台零开口三路滑阀、随动活塞、活塞杆及活塞缸构成。这种构成是实现液压放大器功能的最基本构成,因此称为基本滑阀式液压放大器(简称基本液压放大器)。

当滑阀从中立位置有一微小的位移  $y$  时,滑阀凸台将打开两个矩形节流窗口。如果滑阀向左移动(见图 5.18),则压力为  $p_a$  的工作介质通过节流窗口 1 流入随动活塞 B 腔, B 腔的工作介质压力  $p_B$  升高。节流窗口 2 使 A 腔与压力为  $p_0$  的低压腔接通, A 腔的工作介质压力  $p_A$  降低。在活塞左、右两腔压力差的作用下,随动活塞将向左移动。由于活塞在活塞缸中有较大的行程,因而将滑阀的微小位移转变成为随动活塞大的位移;由于随动活塞有较大的承压面积,因而能产生所需要的压力差。

由以上分析可知,滑阀式液压放大器的输入量为滑阀的位移,输出量为随动活塞位移和压力差,这一压力差即为推动外负载运动的力,称为输出力或负载力。在某些控制系统中,负载



力为不变化的力,例如发动机燃油控制系统中的燃油计量装置,其油门前、后的燃油压力差由压差控制器保持不变,因此,油门作为液压放大器的负载,其负载力不随油门位置而变化,所以液压放大器的随动活塞输出力也就不随活塞位置而变化。在某些控制系统中,负载力随负载的位置而变化,例如柱塞泵的斜盘作为负载,其负载力随斜盘转角而变化,因此推动斜盘转角变化的液压放大器,其随动活塞输出力也就随活塞位置而变化。对于输出力不变与输出力变化的两种液压放大器,输出力变化规律不同,反映随动活塞两腔油压变化规律不同,因而液压放大器的特性就不同,反映液压放大器特性的动态方程也就不同。

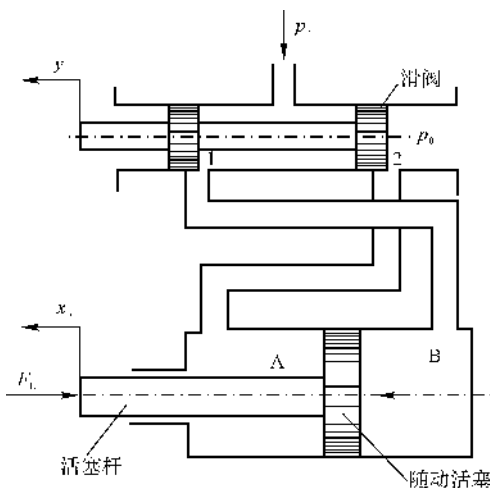


图 5.18 基本滑阀式液压放大器

## 2. 负载力不变的基本液压放大器的动态特性

当滑阀向左位移  $y$  时,压力为  $p_n$  的工作介质通过节流窗口 1 流入随动活塞 B 腔的流量

$$q_{V,1} = \mu b y \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_B)} \quad (5.59)$$

式中,  $b$  为矩形窗口周向宽度。

工作介质通过节流窗口 2 从 A 腔流入低压腔的流量

$$q_{V,2} = \mu b y \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_A - p_0)} \quad (5.60)$$

由于随动活塞运动, B 腔的容积变化量

$$q_{V,3} = A_{p2} \frac{dx_p}{dt} \quad (5.61)$$

式中,  $A_{p2}$  为 B 腔随动活塞承压面积,  $A_{p2} = \frac{\pi}{4} D^2$ ,  $D$  为随动活塞直径。

A 腔容积变化量

$$q_{V,4} = A_{p1} \frac{dx_p}{dt} \quad (5.62)$$

式中,  $A_{p1}$  为 A 腔随动活塞承压面积,  $A_{p1} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ ,  $d$  为随动活塞杆直径。

假定工作介质不可压缩,根据流量的连续性,有

$$\begin{aligned} q_{V,1} &= q_{V,3} \\ q_{V,2} &= q_{V,4} \end{aligned}$$



即

$$\mu b y \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_B)} = A_{p2} \frac{dx_p}{dt} \quad (5.63)$$

$$\mu b y \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_A - p_0)} = A_{p1} \frac{dx_p}{dt} \quad (5.64)$$

根据式(5.63)和式(5.64),得

$$\frac{p_n - p_B}{p_A - p_0} = \left(\frac{A_{p2}}{A_{p1}}\right)^2 \quad (5.65)$$

由此得

$$p_A = \left(\frac{A_{p1}}{A_{p2}}\right)^2 (p_n - p_B) + p_0 \quad (5.66)$$

$$p_B = p_n - \left(\frac{A_{p2}}{A_{p1}}\right)^2 (p_A - p_0) \quad (5.67)$$

当不考虑随动活塞的惯性力和阻尼力时,作用在随动活塞上的力平衡方程为

$$A_{p2} p_B = A_{p1} p_A + F_L \quad (5.68)$$

式中,  $F_L$  为负载力。

将式(5.66)代入式(5.68),整理后得

$$p_B = \frac{A_{p1}^3 p_n + A_{p1} A_{p2}^2 p_0 + A_{p2}^2 F_L}{A_{p1}^3 + A_{p2}^3} \quad (5.69)$$

将式(5.67)代入式(5.68),整理后得

$$p_A = \frac{A_{p1}^2 A_{p2} p_n + A_{p2}^3 p_0 - A_{p1}^2 F_L}{A_{p1}^3 + A_{p2}^3} \quad (5.70)$$

将式(5.63)改写为

$$\frac{A_{p2}}{\mu b \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_B)}} \frac{dx_p}{dt} = y$$

取  $y$  的基准值为  $y_b$ ,  $x_p$  的基准值为  $x_{p,b}$ , 用相对量表示  $\bar{y} = \frac{y}{y_b}$ ,  $\bar{x}_p = \frac{x_p}{x_{p,b}}$ , 并将式(5.69)

代入上式,得

$$T_{cl} \frac{d\bar{x}_p}{dt} = \bar{y} \quad (5.71)$$

式中

$$T_{cl} = \frac{1}{\mu b} \sqrt{\frac{\rho(A_{p1}^3 + A_{p2}^3)}{2(A_{p2} p_n - A_{p1} p_0 - F_L)}} \frac{x_{p,b}}{y_b} \quad (5.72)$$

由于负载力  $F_L$  为常值,所以  $T_{cl}$  为常数。因此,式(5.71)是  $F_L$  为常值的基本液压放大器的动态方程,它表示这种滑阀式液压放大器为一积分环节。其中,  $T_{cl}$  为积分环节时间常数。其



结构图如图 5.19 所示。

对于积分环节,不论输入  $\bar{y}$  为何值,输出  $\bar{x}_p$  将随时间而增大,直到极限为止。

将式(5.70)代入式(5.64)可以得到与式(5.71)和式(5.72)完全相同的结果。

当滑阀位移为  $-y$  时,压力为  $p_n$  的工作介质流入随动活塞 A 腔, B 腔的工作介质流入低压腔, A 腔压力将升高, B 腔压力将降低,在压力差的作用下,随动活塞将向右运动。按上述同样方法可以导出两腔的压力分别为

$$p_A = \frac{A_{p2}^3 p_n + A_{p1}^2 A_{p2} p_0 - A_{p1}^2 F_L}{A_{p1}^3 + A_{p2}^3}$$

$$p_B = \frac{A_{p1} A_{p2}^2 p_n + A_{p1}^3 p_0 + A_{p1}^2 F_L}{A_{p1}^3 + A_{p2}^3}$$

液压放大器动态方程为

$$T_{cl}' \frac{d\bar{x}_p}{dt} = \bar{y}$$

式中

$$T_{cl}' = \frac{1}{\mu b} \sqrt{\frac{\rho(A_{p1}^3 + A_{p2}^3)}{2(A_{p1} p_n - A_{p2} p_0 + F_L)}} \frac{x_{p, b}}{y_b}$$

上式说明液压放大器随动活塞向两个方向运动的时间常数不同。这是由于 A 腔的活塞承压面积  $A_{p1}$  与 B 腔的承压面积  $A_{p2}$  不同和由于负载力  $F_L$  的作用不同,使活塞向不同方向运动时,两腔压力变化规律不同,因而时间常数不同。

### 3. 负载力变化的基本液压放大器的动态特性

在某些控制系统中,液压放大器负载力  $F_L$  随活塞位移  $x_p$  而变化,即

$$F_L = F_L(x_p) \quad (5.73)$$

这将导致基本液压放大器具有不同的动态特性。

假定滑阀的位移为  $y_c$  时,将式(5.73)和式(5.63)在工作点  $c$  分别展开为泰勒级数,并取一阶微量,得

$$\Delta F_L = \left( \frac{\partial F_L}{\partial x_p} \right)_c \Delta x_p \quad (5.74)$$

$$A_{p2} \frac{d\Delta x_p}{dt} = \left( \frac{\partial q_{v,1}}{\partial y} \right)_c \Delta y + \left( \frac{\partial q_{v,1}}{\partial p_B} \right)_c \Delta p_B = \mu b \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_{Bc})} \Delta y - \frac{\mu b y_c}{\sqrt{2\rho(p_n - p_{Bc})}} \Delta p_B$$

因此得

$$\frac{d\Delta x_p}{dt} = \frac{\mu b}{A_{p2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_{Bc})} \Delta y - \frac{\mu b y_c}{A_{p2} \sqrt{2\rho(p_n - p_{Bc})}} \Delta p_B \quad (5.75)$$

式(5.68)的增量形式为

$$\Delta F_L + A_{p1} \Delta p_A = A_{p2} \Delta p_B \quad (5.76)$$

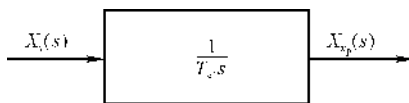


图 5.19 负载力不变的基本液压放大器结构图



式(5.69)的增量形式为

$$\Delta p_B = \frac{A_{p2}^2}{A_{p1}^3 + A_{p2}^3} \Delta F_L$$

将式(5.74)代入上式,得

$$\Delta p_B = \frac{A_{p2}^2}{A_{p1}^3 + A_{p2}^3} \left( \frac{\partial F_L}{\partial x_p} \right)_c \Delta x_p \quad (5.77)$$

将式(5.77)代入式(5.75),整理后得

$$\frac{d\Delta x_p}{dt} = \frac{A_{p2} \mu b y_c}{(A_{p1}^3 + A_{p2}^3) \sqrt{2\rho(p_n - p_{Bc})}} \left( \frac{\partial F_L}{\partial x_p} \right)_c \Delta x_p + \frac{\mu b}{A_{p2}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_n - p_{Bc}) \Delta y \quad (5.78)$$

取相对增量  $\bar{x}_p = \frac{\Delta x_p}{x_{p,b}}$ ,  $\bar{y} = \frac{\Delta y}{y_b}$ ,  $x_{p,b}$  和  $y_b$  分别为  $x_p$  和  $y$  的基准值。将式(5.78)用相对增量表示,经整理后得

$$\frac{(A_{p1}^3 + A_{p2}^3) \sqrt{2\rho(p_n - p_{Bc})}}{\mu b y_c A_{p2} \left( \frac{\partial F_L}{\partial x_p} \right)_c} \frac{d\bar{x}_p}{dt} + \bar{x}_p = \frac{2(A_{p1}^3 + A_{p2}^3)(p_n - p_{Bc})}{y_c A_{p2}^2 \left( \frac{\partial F_L}{\partial x_p} \right)_c} \frac{y_b}{x_{p,b}} \bar{y}$$

即

$$T_{c2} \frac{d\bar{x}_p}{dt} + \bar{x}_p = K_{c2} \bar{y} \quad (5.79)$$

式中

$$T_{c2} = \frac{(A_{p1}^3 + A_{p2}^3) \sqrt{2\rho(p_n - p_{Bc})}}{\mu b y_c A_{p2} \left( \frac{\partial F_L}{\partial x_p} \right)_c} \quad (5.80)$$

$$K_{c2} = \frac{2(A_{p1}^3 + A_{p2}^3)(p_n - p_{Bc})}{y_c A_{p2}^2 \left( \frac{\partial F_L}{\partial x_p} \right)_c} \frac{y_b}{x_{p,b}} \quad (5.81)$$

式(5.79)表示当负载力  $F_L = F_L(x_p)$  时,基本液压放大器为一惯性环节,  $T_{c2}$  为惯性环节时间常数,  $K_{c2}$  为其增益系数,其结构图如图 5.20 所示。

对于负载力变化的基本液压放大器,其滑阀位移  $y$  与随动活塞位移  $x_p$  有确定的关系。由式

(5.79) 可知,在稳定状态时,  $\frac{d\bar{x}_p}{dt} = 0$ , 因

此,  $\bar{x}_p = K_{c2} \bar{y}$ 。

按上述推导动态方程的方法,利用式(5.64)可以得到完全相同的结果。

假定滑阀位移为  $-y$  时,随动活塞将向右运动,其时间常数和增益系数与上述结果不同。

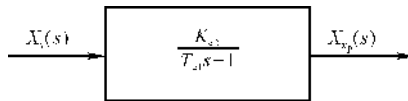


图 5.20 负载力变化的基本液压放大器结构图



### 5.3.2 比例反馈滑阀式液压放大器

#### 1. 工作原理

比例反馈滑阀式液压放大器由基本液压放大器与反馈装置构成,图 5.21 所示为其中的一种类型。这种类型的反馈装置由反馈杠杆和反馈套筒组成,反馈套筒通过反馈杠杆与随动活塞相连,滑阀凸台位移和反馈套筒位移共同控制反馈套筒上的节流窗口的开度。当随动活塞运动时,通过反馈杠杆带动反馈套筒运动,改变节流窗口的开度,起到反馈作用。反馈套筒的位移与随动活塞位移的关系是反馈杠杆的比例关系,故这种反馈称为比例反馈。

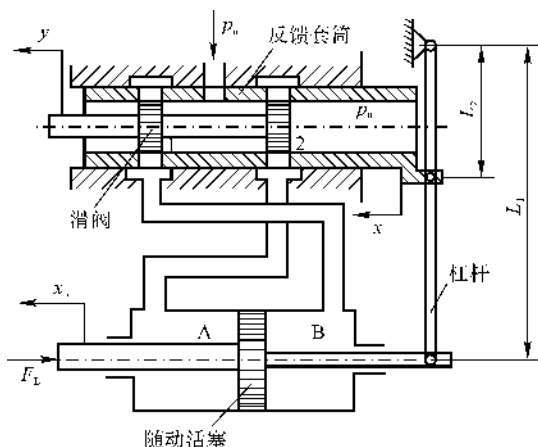


图 5.21 比例反馈滑阀式液压放大器

当滑阀向左移动  $y$  时,滑阀两个凸台分别打开窗口 1 和 2,压力为  $p_n$  的工作介质通过节流窗口 1 流入随动活塞的 B 腔,使 B 腔的压力  $p_B$  升高,随动活塞 A 腔的工作介质通过节流窗口 2 与压力为  $p_0$  的低压腔接通,A 腔的压力  $p_A$  降低,在两腔油压力差作用下,随动活塞向左移动  $x_p$ 。活塞向左移动的同时,通过反馈杠杆带动反馈套筒向左移动  $x$ 。根据杠杆比  $i = \frac{L_2}{L_1}$ ,反馈量

$$x = ix_p$$

反馈套筒的左移,使节流窗口的实际开度为  $y - x$ 。反馈套筒的移动逐渐减小了节流面积,也即减小了 B 腔压力升高的速度和 A 腔压力降低的速度,从而使随动活塞的运动速度降低。仅从比例反馈滑阀式液压放大器来讲,当反馈套筒移动到使  $y - x = 0$ ,即节流窗口关闭时,随动活塞即停止运动,这时随动活塞的位置为  $x_p = \frac{1}{i}x = \frac{1}{i}y$ 。但在实际控制系统中,直到整个系统稳定时活塞才能停止运动。当滑阀向右移动时的工作原理相同。

从上述工作原理分析可知这种滑阀式液压放大器的工作特点:

(1) 反馈套筒的作用是负反馈作用,这一作用使随动活塞运动速度逐渐减小。在控制系统中,这一负反馈可以提高系统的稳定性和动态品质。

(2) 带有比例反馈滑阀式液压放大器的控制系统,当系统在新的状态稳定时,随动活塞将稳定在新的位置,由于随动活塞与反馈套筒存在固定的机械联系,反馈套筒也稳定在新的位置,因而使节流窗口关闭的滑阀不可能回到初始位置,这将使控制系统产生较大的稳态误差。

## 2. 动态特性

基本液压放大器增加比例反馈环节即为比例反馈滑阀式液压放大器。以下以负载力不变的基本液压放大器为基础进行分析。其结构图如图 5.22 所示。

根据图 5.22,将式(5.71)改写为

$$T_{c1} \frac{d\bar{x}_p}{dt} = \bar{y} - \bar{x}$$

将  $\bar{x} = i\bar{x}_p$  代入上式,经整理后得

$$T_{c3} \frac{d\bar{x}_p}{dt} + \bar{x}_p = K_{c3} \bar{y} \quad (5.82)$$

式中

$$K_{c3} = \frac{1}{i} \quad (5.83)$$

$$T_{c3} = \frac{T_{c1}}{i} \quad (5.84)$$

式(5.82)即为比例反馈滑阀式液压放大器动态方程。 $T_{c3}$  为其时间常数; $K_{c3}$  为其增益系数。

## 3. 其他形式的比例反馈滑阀式液压放大器

(1) 杠杆弹簧反馈式。图 5.23 所示的放大器,其反馈装置由杠杆和弹簧组成。随动活塞的反馈作用是通过杠杆改变作用在滑阀上的弹簧力来实现的。与图 5.21 相比,此种结构省掉了一个反馈套筒。

(2) 液压内反馈式。图 5.24 为液压内反馈式液压放大器的结构原理图。滑阀装在随动活塞杆内,它的凸台控制着通往活塞左、右两腔的油路。滑阀通过中心孔与低压腔沟通。

当滑阀产生向左的位移  $y$  时,活塞左腔与低压回油路接通,而右腔与压力为  $p_n$  的供油路接通,活塞左移。在活塞左移的过程中,节流窗口又逐渐被活塞的位移而关小,使活塞运动速度减慢,也即活塞的位移产生负反馈作用。当活塞的位移  $x_p$  等于滑阀的位移  $y$  时,油窗完全关闭,活塞停止运动,放大器达到稳态。由此可见,当这种放大器达到稳态时  $x_p$  总是等于  $y$ 。由于滑阀装在随动活塞的内孔中,并且是通过液压实现反馈作用的,故称之为液压内反馈。这种液压放大器结构紧凑。由于活塞承压面积大,所以活塞两边的压力差就大,因此,液压放大器的出力增大。

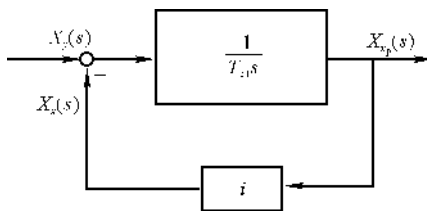


图 5.22 比例反馈液压放大器结构图

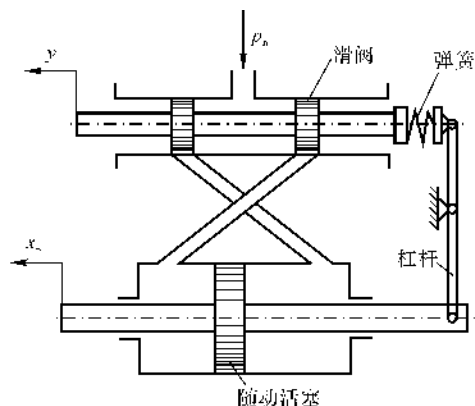


图 5.23 杠杆弹簧反馈液压放大器

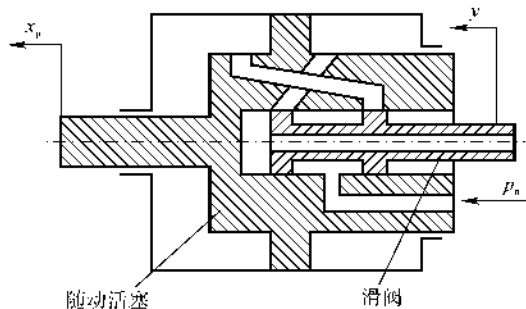


图 5.24 液压内反馈式液压放大器

### 5.3.3 速度反馈滑阀式液压放大器

比例反馈滑阀式液压放大器虽然可以提高控制系统的稳定性和动态品质,但同时也使系统产生较大的稳态误差。稳态误差产生的主要原因是反馈套筒位移与随动活塞位移有固定的比例关系。为此,必须消除这种比例关系,以提高控制系统的控制精度,速度反馈滑阀式液压放大器即具有这样的功能。

#### 1. 速度反馈滑阀式液压放大器的工作原理

图 5.25 所示为一种具有速度反馈特性的滑阀式液压放大器。其中反馈装置由反馈活塞、反馈滑阀、反馈杠杆、反馈套筒以及层板限流器等组成。层板限流器是由许多节流孔板叠加而成的节流器,这样的节流器的节流作用强。液压放大器的活塞腔中增加了反馈活塞,随动活塞与反馈活塞将活塞腔分为 A、B、C 三个工作腔。反馈活塞杆上带有反馈滑阀,反馈套筒由反馈活塞通过反馈杠杆带动,而不再是由随动活塞带动。工作腔 A 和 C 中工作介质的流入或流出及其腔中介质压力分别由滑阀凸台与反馈套筒共同确定的节流窗口控制,工作腔 B 中的压力和流量则由反馈滑阀和层板限流器控制。随动活塞与反馈活塞的位移、移动速度和移动方向取决于三个工作腔中介质的压力。随动活塞与反馈活塞可以同向运动,也可以反向运动。

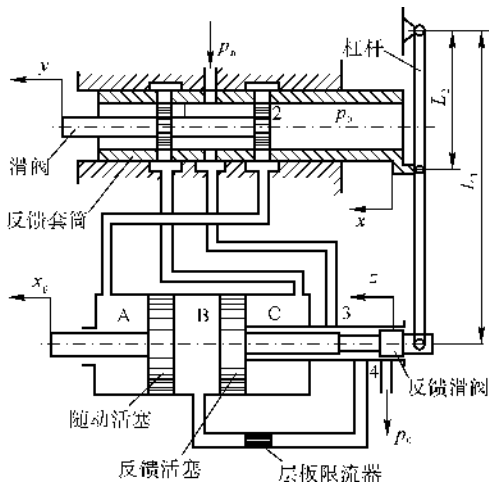


图 5.25 速度反馈滑阀式液压放大器

图 5.25 表示的是零开口(零重叠量)滑阀和





零开口反馈滑阀。当滑阀有如图所示的位移  $y$  时,滑阀凸台将节流窗口 1 和 2 打开。压力为  $p_n$  的工作介质从节流窗口 1 流入 C 腔,使 C 腔压力升高;A 腔的工作介质从节流窗口 2 流入低压腔,使 A 腔压力降低。在压力差作用下,随动活塞与反馈活塞同时向左运动,反馈活塞的运动使反馈滑阀节流窗口 3 打开,工作介质通过节流窗口 3 和层板限流器流入 B 腔,使 B 腔容积变化。B 腔容积的变化使随动活塞与反馈活塞具有不同的位移和运动速度,即两者之间有相对运动。相对运动速度取决于 B 腔容积的变化率,即流入 B 腔的流量,而流入 B 腔的流量取决于节流窗口 3 的开度,即反馈滑阀的位移。反馈滑阀的位移决定了反馈套筒的位移。因此反馈套筒的位移是由流入 B 腔的流量决定的,即由随动活塞与反馈活塞之间的相对运动速度决定。如果在整个控制系统调节过程结束时,反馈活塞可以回到初始位置,则反馈套筒也就回到了初始位置,不再与随动活塞位置有关。

## 2. 动态特性

流入或流出活塞 B 腔的流量  $q_{V, B}$  等于中腔容积的变化,即

$$q_{V, B} = A_{p2} \left( \frac{dx_p}{dt} - \frac{dz}{dt} \right) \quad (5.85)$$

式中  $A_{p2}$  —— 随动活塞或反馈活塞在中腔的面积;

$z$  —— 反馈活塞的位移,也即反馈滑阀的位移。

式(5.85)的增量形式为

$$\Delta q_{V, B} = A_{p2} \left( \frac{d\Delta x_p}{dt} - \frac{d\Delta z}{dt} \right) \quad (5.86)$$

假定  $\Delta q_{V, B}$  与反馈活塞的位移  $\Delta z$  成正比,即

$$\Delta q_{V, B} = K_B \Delta z \quad (5.87)$$

而

$$\Delta x = \frac{L_2}{L_1} \Delta z = i \Delta z \quad (5.88)$$

式中  $i$  —— 反馈杠杆的杠杆比,  $i = \frac{L_2}{L_1}$ ;

$\Delta x$  —— 反馈套筒位移增量。

由式(5.86)、式(5.87)和式(5.88),可得

$$A_{p2} \left( \frac{d\Delta x_p}{dt} - \frac{d\Delta z}{dt} \right) = \frac{K_B}{i} \Delta x \quad (5.89)$$

将  $\Delta z = \frac{\Delta x}{i}$  代入式(5.89),整理后得

$$\frac{A_{p2}}{K_B} \frac{d\Delta x}{dt} + \Delta x = i \frac{A_{p2}}{K_B} \frac{d\Delta x_p}{dt}$$

取  $x$  和  $x_p$  的基准值分别为  $x_b$  和  $x_{p, b}$ ,用相对增量  $\bar{x} = \frac{\Delta x}{x_b}$  和  $\bar{x}_p = \frac{\Delta x_p}{x_{p, b}}$  表示上式,即



$$\frac{A_{p2}}{K_B} \frac{d\bar{x}}{dt} + \bar{x} = i \frac{x_{p,b}}{x_b} \frac{A_{p2}}{K_B} \frac{d\bar{x}_p}{dt}$$

即

$$T_f \frac{d\bar{x}}{dt} + \bar{x} = \rho_f T_f \frac{d\bar{x}_p}{dt} \quad (5.90)$$

式中  $T_f$  —— 速度反馈装置时间常数,  $T_f = \frac{A_{p2}}{K_B}$ ;

$\rho_f$  —— 速度反馈系数,  $\rho_f = i \frac{x_{p,b}}{x_b}$ 。

式(5.90)为速度反馈装置的动态方程,对其拉氏变换后为

$$(T_f s + 1)X_x(s) = \rho_f T_f s X_{x_p}(s) \quad (5.91)$$

传递函数为

$$\frac{X_x(s)}{X_{x_p}(s)} = \frac{\rho_f T_f s}{T_f s + 1} \quad (5.92)$$

速度反馈滑阀式液压放大器的结构图如图 5.26 所示。根据结构图可求得放大器的传递函数为

$$\frac{X_{x_p}(s)}{X_y(s)} = \frac{T_f s + 1}{s(T_{cl} T_f s + T_{cl} + T_f \rho_f)} \quad (5.93)$$

相应的微分方程为

$$T_{cl} T_f \frac{d^2 \bar{x}_p}{dt^2} + (T_{cl} + T_f \rho_f) \frac{d\bar{x}_p}{dt} = T_f \frac{d\bar{y}}{dt} + \bar{y} \quad (5.94)$$

式(5.94)即为速度反馈滑阀式液压放大器的动态方程。

根据以上分析可以得到下述结论:

(1) 式(5.90)及式(5.91)表明,速度反馈装置的输出量,也即反馈套筒的位移  $\bar{x}$  取决于随动

活塞运动速度  $\frac{d\bar{x}_p}{dt}$ ,而与随动活塞位移  $\bar{x}_p$  无关,所以称这种反馈为速度反馈。这种速度反馈装置具有使反馈滑阀回到初始位置的作用。

(2) 式(5.93)表明,这种液压放大器的传递函数中包含一个积分环节,这一积分环节具有消除控制系统稳态误差的作用。但这取决于整个控制系统的结构和系统输入信号的类型。

(3) 式(5.93)表明,这种类型的速度反馈滑阀式液压放大器,当有输入量  $y$  作用时,输出  $x_p \rightarrow \infty$ ,因此,它是一个不稳定的环节。单独从这种液压放大器分析,不存在  $\frac{d\bar{x}_p}{dt} = \frac{d\bar{x}}{dt} = 0$  和  $\bar{x} = 0$  的情况,也不能根据式(5.94)得出  $\bar{y} = 0$  的结论,因为仅从液压放大器来讲,滑阀位移  $y$  是液压放大器的输入,液压放大器的运动过程无法改变  $y$  的作用。虽然这种速度反馈滑阀式液

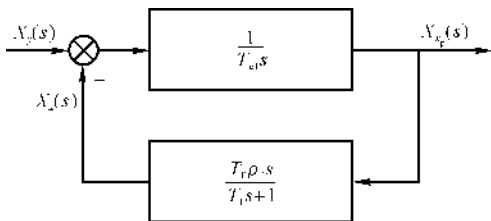


图 5.26 速度反馈液压放大器框图



压放大器是一个不稳定的环节,但不能认为整个控制系统也不稳定。速度反馈滑阀式液压放大器是控制系统的组成部分,液压放大器的运动规律只能从控制系统分析,滑阀能否回到初始位置和控制系统的稳定都取决于整个控制系统的结构。

#### 5.3.4 滑阀式液压放大器的分析

##### 1. 几个问题的讨论

(1) 关于活塞腔中的弹簧力作用及其影响。以上讨论中,为了突出介绍几种液压放大器的特点,均没有考虑活塞腔中的弹簧。但实际控制系统的液压放大器,在如图 5.18 所示的随动活塞右腔以及图 5.25 所示的活塞中腔和反馈活塞右腔均有刚度系数较大的弹簧,在控制系统不工作时,弹簧力的作用使活塞处于最大位置,使控制系统便于起动运行。

当活塞腔中安装有弹簧时,将影响到活塞的受力平衡,因此影响到液压放大器的动态特性,例如在推导输出力不变的基本滑阀式液压放大器动态方程时,如果考虑弹簧力的作用,这种液压放大器将不再是积分环节,而是惯性环节。

(2) 关于滑阀重叠量的影响。为了分析问题方便,在讨论滑阀式液压放大器动态特性时,均假定滑阀为零重叠量(即零开口)滑阀,但由于加工工艺很难做到滑阀凸台轴向宽度与衬套窗口轴向宽度或窗口直径完全相同,因此在实际控制系统中很少采用零重叠量滑阀,一般采用负重叠量(正开口)滑阀或正重叠量(负开口)滑阀。这两种滑阀所控制的节流窗口面积与零重叠量滑阀不同,因而工作介质的流量和活塞腔中压力不同,液压放大器的特性也就不同。如果采用正重叠量滑阀,则存在节流窗口未打开前的死区,使滑阀具有典型的死区非线性特性,在控制系统分析时,需要考虑死区非线性特性的影响。关于负重叠量滑阀的特性已在 5.2.3 节中作了介绍。

(3) 关于衬套窗口形状的影响。在以上介绍滑阀式液压放大器时,均假定衬套窗口为矩形,但由于圆孔加工容易,因此实际控制系统中,大多采用圆形窗口。当液压放大器的滑阀衬套采用圆形窗口时,其节流面积随滑阀位移不再按线性规律变化。节流面积变化规律的不同,将使活塞腔中的工作介质压力变化规律也不同,因而液压放大器及控制系统的动态特性也将不同。

(4) 关于层板限流器的影响。在讨论速度反馈滑阀式液压放大器中,流入活塞中腔的流量与反馈滑阀的位移简化为比例关系。但在实际控制系统中,如果采用层板限流器,由于层板限流器对工作介质的节流作用很强,当反馈滑阀移动到一定位置时,由层板限流器限制的流量即不再变化,因此层板限流器是一个典型的具有饱和特性的非线性环节。这一非线性环节也对液压放大器及控制系统的特性产生影响,分析系统动态特性时也必须加以考虑。

以上几个问题都将在下册第 5 章航空发动机转速控制系统一节作进一步介绍。

##### 2. 液压放大器的几个参数对特性的影响

与液压放大器特性有关的几个参数包括不可调参数和可调参数。不可调参数包括衬套圆



形节流窗口直径  $d$  或矩形窗口周向宽度  $b$ 、活塞面积  $A_p$ ；可调参数包括工作介质压力  $p_n$ 、节流嘴直径、反馈杠杆的杠杆比  $i$ 、层板限流器限流量等。所谓不可调参数是指液压放大器结构设计完成后不能调整的参数，可调参数是指液压放大器性能不符合要求时可以调整的参数。

(1) 圆形节流窗口直径  $d_1$  或矩形节流窗口周向宽度  $b$ 。增大  $d_1$  或  $b$  在同样滑阀位移时可使节流面积增大，因而流过的工作介质流量增大，使系统响应加快。但受衬套直径的限制， $d_1$  或  $b$  不能增加过大。

(2) 活塞面积  $A_p$ 。增大活塞面积  $A_p$  可增大活塞承压面积，使活塞输出力增大。但活塞面积的增大，将使活塞腔容积增大，工作介质需要充填的时间增加，液压放大器时间常数增大，系统响应变慢。过大的活塞面积是控制器结构所不允许的。

(3) 工作介质压力  $p_n$ 。 $p_n$  是工作介质进入液压放大器前的压力，在控制系统工作过程中它由其他元件保持不变。如果提高  $p_n$ ，一般会使液压放大器时间常数减小，增益系数增大，因而使液压放大器和控制系统的动态响应加快。

(4) 节流嘴直径  $d$  (见图 5.14)。同时减小两个节流嘴的直径，使活塞腔回油量减小，使活塞腔压力提高，系统响应变快；同时增大两个节流嘴的直径则影响相反。节流嘴直径的确定需从液压放大器特性和系统性能考虑。

(5) 反馈杠杆的杠杆比  $i$ 。增大  $i$ ，反馈作用强，系统的稳定性和动态品质提高。减小  $i$ ，反馈作用弱，对系统的影响相反。当  $i = 0$  时，即成为没有反馈的液压放大器。反馈杠杆比的大小需根据系统性能确定。

(6) 层板限流器限流量。增大层板限流器限流量，活塞中腔容积填充快，压力升高也快；随动活塞和反馈活塞运动加快，系统响应加快，但易出现系统不稳定。减小层板限流器限流量，结果则相反。

## 5.4 喷嘴-挡板阀

喷嘴-挡板阀是喷嘴-挡板式液压放大器的组成部分。与滑阀比较，喷嘴-挡板阀的优点是结构简单，制造技术要求低；灵敏度高，动态响应快；没有滑阀与衬套相对滑动的表面，对工作介质的污染不敏感，工作可靠。因此，喷嘴-挡板阀及其液压放大器在航空发动机控制系统中应用广泛。

喷嘴-挡板阀分为单喷嘴-挡板阀与双喷嘴-挡板阀两种类型，以下分别进行分析。

### 5.4.1 单喷嘴-挡板阀的工作原理与特性

#### 1. 单喷嘴-挡板阀的工作原理

单喷嘴-挡板阀由固定节流嘴 1、喷嘴 2 和挡板 3 组成，如图 5.27 虚线框部分所示。压力为  $p_n$  的工作介质经过固定节流嘴后，一部分经过喷嘴与挡板之间的环形面积流入压力为  $p_0$  的低

压腔,另一部分进入随动活塞工作腔。固定节流嘴后的压力为  $p_B$ 。喷嘴与挡板之间的环形面积为  $A_2 = \pi d_2(h_0 - y)$ , 其中,  $d_2$  为喷嘴直径,  $y$  为挡板位移,  $h_0$  为  $y$  的计算基准,  $(h_0 - y)$  为挡板与喷嘴之间的距离, 称为挡板开度。挡板开度变化时, 环形面积  $A_2$  变化, 通过环形面积的工作介质流量和喷嘴前压力  $p_B$  均变化, 所以环形面积为一可变的节流面积。它的作用与滑阀凸台控制的衬套窗口面积的作用相同, 通过改变挡板开度来改变环环节流面积, 以控制通往活塞腔的压力和流量。由于这一压力和流量决定了活塞输出的力和活塞的位移, 所以称为负载压力和负载流量。当挡板开度增大到使环形面积大于喷嘴节流孔面积时, 节流面积为喷嘴节流孔面积, 节流面积不再变化。

喷嘴-挡板阀的特性与液压放大器的特性密切相关, 因此, 在研究液压放大器之前, 首先分析喷嘴-挡板阀的特性, 包括压力-面积比特性和流量-压力特性。

## 2. 压力-面积比特性

单喷嘴-挡板阀的压力-面积比特性是假定活塞位置不变时, 固定节流嘴 1 之后(也即喷嘴 2 之前)压力  $p_B$  与喷嘴-挡板有效环环节流面积  $\mu_2 A_2$  和固定节流嘴有效节流面积  $\mu_1 A_1$  之比(简称面积比)的关系。若  $a$  表示面积比, 则  $p_B = p_B(a)$ , 其中

$$a = \frac{\mu_2 A_2}{\mu_1 A_1} = \frac{\mu_2 \pi d_2 (h_0 - y)}{\frac{1}{4} \mu_1 \pi d_1^2} = K(h_0 - y) = Kh \quad (5.95)$$

式中  $K = \frac{4\mu_2 d_2}{\mu_1 d_1^2}$ ;

$\mu_2$  —— 环环节流面积的流量系数;

$\mu_1$  —— 固定节流嘴节流面积流量系数;

$d_2$  —— 喷嘴 2 的直径;

$d_1$  —— 节流嘴 1 的直径;

$h$  —— 挡板开度,  $h = h_0 - y$ 。

由式(5.95)可知, 压力-面积比特性实际表示当活塞位置不变时, 压力  $p_B$  与挡板开度  $h$  的关系。以下分析这一关系。

通过节流嘴 1 的流量

$$q_{V,1} = \mu_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_B)} \quad (5.96)$$

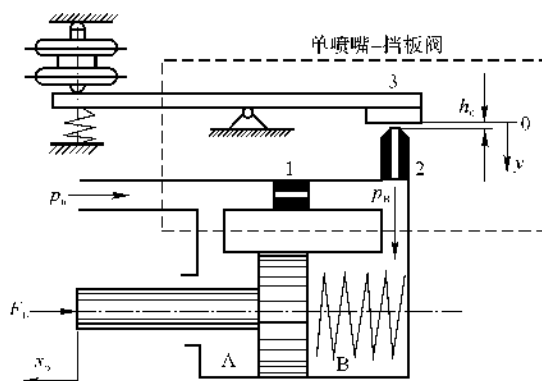


图 5.27 喷嘴-挡板式液压放大器



通过喷嘴-挡板环形面积  $A_2$  的流量

$$q_{V,2} = \mu_2 A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_B - p_0)} \quad (5.97)$$

由于  $q_{V,1} = q_{V,2}$ , 则

$$\mu_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_B)} = \mu_2 A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_B - p_0)}$$

即

$$\frac{\mu_1 \pi d_1^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_B)} = \mu_2 \pi d_2 h \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_B - p_0)}$$

由此得

$$\frac{p_n - p_B}{p_B - p_0} = \left( \frac{\mu_2 A_2}{\mu_1 A_1} \right)^2 = \left( \frac{4\mu_2 d_2 h}{\mu_1 d_1^2} \right)^2 = (Kh)^2 = a^2$$

令  $\bar{p}_B = \frac{p_B}{p_n}$ , 从上式可得

$$\bar{p}_B = \frac{1 + a^2 \frac{p_0}{p_n}}{1 + a^2} = \frac{1 + (Kh)^2 \frac{p_0}{p_n}}{1 + (Kh)^2} \quad (5.98)$$

当  $p_0 = 0$  时, 有

$$\bar{p}_B = \frac{1}{1 + a^2} = \frac{1}{1 + (Kh)^2} \quad (5.99)$$

由式(5.98)可知, 随  $a$  的增加,  $\bar{p}_B$  按非线性关系减小, 也即随挡板开度  $h$  的增加,  $\bar{p}_B$  按非线性关系减小, 图 5.28 表示了  $\bar{p}_B - a$  关系。其压力梯度(即灵敏度)为

$$\frac{d\bar{p}_B}{da} = \frac{2a}{(1 + a^2)^2} \left( 1 + \frac{p_0}{p_n} \right)$$

最大压力梯度所对应的  $a$  可根据  $\frac{d^2\bar{p}_B}{da^2} = 0$  求

得, 其值

$$a = 0.577$$

相应的挡板开度

$$h = \frac{0.577}{K} = 0.144 \left( \frac{\mu_1 d_1^2}{\mu_2 d_2} \right) \quad (5.100)$$

初步计算时, 如果取  $\mu_1 \approx \mu_2$ , 则

$$h = 0.144 \left( \frac{d_1^2}{d_2} \right) \quad (5.101)$$

式(5.100)和式(5.101)表示压力梯度为最大时, 即喷嘴-挡板阀灵敏度为最大时, 挡板开度  $h$

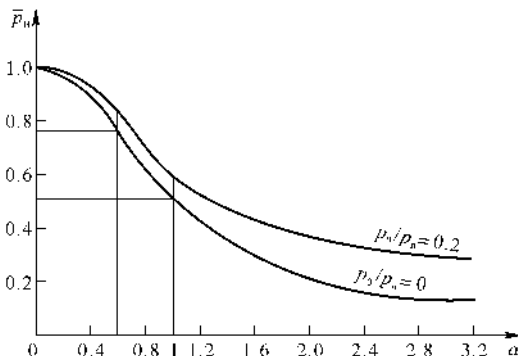


图 5.28 压力-面积比特性



与节流嘴直径  $d_1$  和喷嘴直径  $d_2$  的关系。如果取  $d_1 = d_2$ , 则挡板开度  $h = 0.144d_2$ , 这时喷嘴-挡板阀最灵敏。

将  $a = 0.577$  代入式(5.99), 得

$$p_B = 0.75p_n$$

上式表示喷嘴-挡板阀最灵敏时, 压力  $p_B$  与压力  $p_n$  之间的关系。

分析与计算喷嘴-挡板阀的特性时, 假定  $p_0 = 0$ , 并且取  $p_B = 0.5p_n$ ,  $y = 0$ ,  $h = h_0$  作为计算基准。将  $\frac{p_B}{p_n} = 0.5$  代入式(5.99) 得

$$a = a_0 = \frac{4\mu_2\pi d_2 h_0}{\mu_1\pi d_1^2} = 1 \quad (5.102)$$

由图 5.28 可以看出, 当  $a = 1$  时, 压力  $p_B$  变化梯度仍然较大, 即喷嘴-挡板阀仍然比较灵敏。由式(5.102), 可得

$$h_0 = \frac{\mu_1 d_1^2}{4\mu_2 d_2} \quad (5.103)$$

将  $p_B = 0.5p_n$  代入式(5.96), 得

$$q_{V, 10} = \mu_1 A_1 \sqrt{\frac{1}{\rho} p_n}$$

根据式(5.98), 当  $h = 0$  时,  $\bar{p}_B = 1$ , 即  $p_B = p_n$ 。当挡板开度增加时,  $\bar{p}_B$  减小, 当挡板开度增加到环形节流面积大于喷嘴节流孔面积, 即  $\mu_2\pi d_2 h \geq \mu_2 \frac{\pi d_2^2}{4}$  时, 喷嘴节流孔面积为节流面积。由于活塞不动, 工作介质通过喷嘴的流量不再变化, 这时  $\bar{p}_B$  也不再变化, 因此

$$\begin{aligned} p_{B, \max} &= p_n \\ p_{B, \min} &= \frac{p_n + \left(\frac{\mu_2 d_2^2}{\mu_1 d_1^2}\right)^2 p_0}{1 + \left(\frac{\mu_2 d_2^2}{\mu_1 d_1^2}\right)^2} \end{aligned}$$

### 3. 流量-压力特性

单喷嘴-挡板阀的流量-压力特性表示挡板在不同开度时, 负载流量  $q_{V, L}$  与负载压力  $p_B$  之间的关系。负载流量即活塞腔 B 的容积变化, 负载压力即 B 腔中工作介质压力  $p_B$ , 也即节流嘴 1 之后的压力。 $p_B$  和  $q_{V, L}$  决定了液压放大器输出的力或位移。

根据式(5.96) 和式(5.97), 可得负载流量

$$\begin{aligned} q_{V, L} &= q_{V, 1} - q_{V, 2} = \mu_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_B)} - \mu_2 A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_B - p_0)} = \\ &\mu_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_B)} - \mu_2 \pi d_2 h \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_B - p_0)} \end{aligned} \quad (5.104)$$

为讨论问题简单, 假定  $p_0 = 0$ 。取  $p_B = 0.5p_n$  为计算基准, 相应的  $q_{V, L}$  和  $h$  的计算基准分



别为  $q_{V, L, b} = q_{V, 10} = \mu_1 A_1 \sqrt{\frac{1}{\rho} p_n}$ ;  $h_b = h_0 = \frac{\mu_1 d_1^2}{4\mu_2 d_2}$ , 将式 (5.104) 用相对值表示, 则为

$$\bar{q}_{V, L} = \sqrt{2(1 - \bar{p}_B)} - \bar{h} \sqrt{2 \bar{p}_B} = \sqrt{2(1 - \bar{p}_B)} - (1 - \bar{y}) \sqrt{2 \bar{p}_B} \quad (5.105)$$

式中,  $\bar{q}_{V, L} = \frac{q_{V, L}}{q_{V, L, b}}$ ,  $\bar{p}_B = \frac{p_B}{p_n}$ ,  $\bar{h} = \frac{h}{h_0} = \frac{h_0 - y}{h_0} = 1 - \frac{y}{h_0} = 1 - \bar{y}$ 。式 (5.105) 即为单喷嘴-挡板阀以  $\bar{y}$  为参变量的流量-压力特性方程。计算得到的曲线如图 5.29 所示。

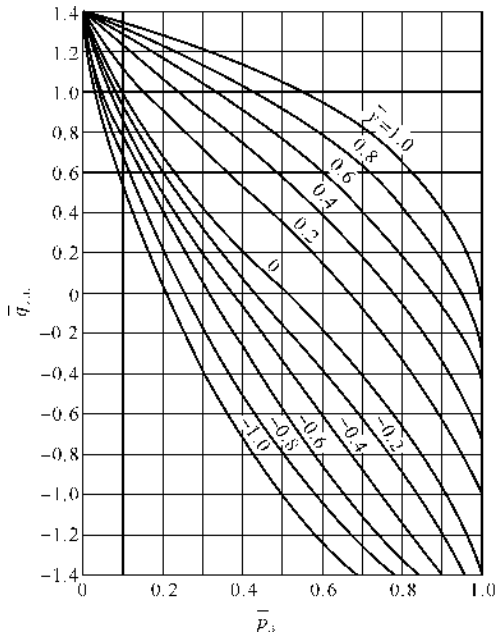


图 5.29 单喷嘴-挡板阀  $a = 1$  时的流量-压力特性

由图 5.29 可以看出, 单喷嘴-挡板阀的流量-压力特性曲线相对于坐标原点是不对称的。这是由于挡板从  $y = 0$  (即  $h = h_0$ ) 向上和向下偏移量相同时, 挡板开度分别为  $h = h_0 + y$  和  $h = h_0 - y$ 。挡板开度不同, 对负载流量和负载压力影响必然不同。

将式 (5.104) 在工作点  $c$  展开为泰勒级数, 取一阶微量, 得

$$\Delta q_{V, L} = \left( \frac{\partial q_{V, L}}{\partial y} \right)_c \Delta y + \left( \frac{\partial q_{V, L}}{\partial p_B} \right)_c \Delta p_B$$

用相对增量表示为

$$\begin{aligned} \bar{q}_{V, L} &= \left( \frac{\partial q_{V, L}}{\partial y} \right)_c \frac{h_0}{q_{V, L, b}} \bar{y} + \left( \frac{\partial q_{V, L}}{\partial p_B} \right)_c \frac{p_B}{q_{V, L, b}} \bar{p}_B = K_{qy} \bar{y} + K_{qp} \bar{p}_B \\ K_{qy} &= \left( \frac{\partial q_{V, L}}{\partial y} \right)_c \frac{h_0}{q_{V, L, b}} = \sqrt{2 \bar{p}_{B, c}} \end{aligned} \quad (5.106)$$



$$K_{qp} = \left( \frac{\partial q_{V, L}}{\partial p_B} \right)_c \frac{p_n}{q_{V, L, b}} = - \left[ \frac{1}{\sqrt{2(1 - \bar{p}_{B, c})}} + \frac{1 - \bar{y}_c}{\sqrt{2} \bar{p}_{B, c}} \right] \quad (5.107)$$

$$K_{py} = \left( \frac{\partial p_B}{\partial y} \right)_c \frac{h_0}{p_n} = - \frac{\left( \frac{\partial q_{V, L}}{\partial y} \right)_c \frac{h_0}{q_{V, L, b}}}{\left( \frac{\partial q_{V, L}}{\partial p_B} \right)_c \frac{p_n}{q_{V, L, b}}} = \frac{2 \bar{p}_{B, c} \sqrt{1 - \bar{p}_{B, c}}}{\sqrt{\bar{p}_{B, c}} + (1 - \bar{y}_c) \sqrt{1 - \bar{p}_{B, c}}} \quad (5.108)$$

式中  $K_{qy}$  —— 单喷嘴-挡板阀流量-位移增益系数;

$K_{qp}$  —— 单喷嘴-挡板阀流量-压力增益系数;

$K_{py}$  —— 单喷嘴-挡板阀压力-位移增益系数;

$$\bar{p}_{B, c} = \frac{p_{B, c}}{p_n}, \quad \bar{y}_c = \frac{y_c}{h_b} = \frac{y_c}{h_0}, \quad \bar{p}_B = \frac{\Delta p_B}{p_n}, \quad \bar{y} = \frac{\Delta y}{h_b} = \frac{\Delta y}{h_0}$$

对于基准点,  $h = h_0$ , 即  $\bar{y} = 0$ ,  $\bar{p}_B = -0.5$ , 三个增益系数分别为  $K_{qy} = 1$ ;  $K_{qp} = -2$ ;  $K_{py} = \frac{1}{2}$ 。

## 5.4.2 双喷嘴-挡板阀的工作原理与特性

### 1. 双喷嘴-挡板阀的工作原理

双喷嘴-挡板阀是由结构相同并且共用一个挡板的两个单喷嘴-挡板阀组成的, 如图 5.30 所示。

挡板在中心位置时, 挡板与喷嘴 3 和喷嘴 4 的距离均为  $h_0$ , 即两个挡板开度均为  $h_0$ , 两个喷嘴-挡板的环形节流面积相同。由于节流嘴 1 和节流嘴 2 完全相同, 因此压力  $p_A = p_B$ 。负载压力  $p_L = p_A - p_B = 0$ 。如果挡板偏离中心位置, 则挡板与喷嘴 3 和喷嘴 4 的距离变化, 即挡板的两个开度变化, 因而使两个喷嘴-挡板所控制的流量和压力变化, 使  $p_A \neq p_B$ , 产生所需要的负载压力  $p_L$  ( $p_L = p_A - p_B$  或  $p_L = p_B - p_A$ ) 和负载流量  $q_{V, L}$ 。

### 2. 双喷嘴-挡板阀的流量-压力特性

如果挡板偏离中心位置, 产生向左的位移  $y$ , 挡板的两个开度变化, 这时通过节流嘴 1 和节流嘴 2 及喷嘴-挡板 3 和喷嘴-挡板 4 的流量分别为

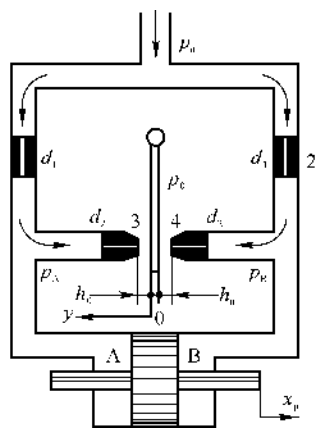


图 5.30 双喷嘴-挡板阀

$$q_{V, 1} = \mu_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_A)} = \mu_1 \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_A)}$$



$$q_{V,2} = \mu_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_B)} = \mu_1 \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_B)}$$

$$q_{V,3} = \mu_2 \pi d_2 h_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_A - p_0)} = \mu_2 \pi d_2 (h_0 - y) \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_A - p_0)}$$

$$q_{V,4} = \mu_2 \pi d_2 h_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_B - p_0)} = \mu_2 \pi d_2 (h_0 + y) \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_B - p_0)}$$

式中  $d_1$  —— 节流嘴 1 和节流嘴 2 的直径；

$d_2$  —— 喷嘴 3 和喷嘴 4 的直径；

$h_1$  —— 挡板与喷嘴 3 之间的开度；

$h_2$  —— 挡板与喷嘴 4 之间的开度。

假定  $p_0 = 0$  时, 负载流量

$$q_{V,L} = q_{V,1} - q_{V,3} = \mu_1 \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_A)} - \mu_2 \pi d_2 (h_0 - y) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_A} \quad (5.109)$$

或

$$q_{V,L} = q_{V,4} - q_{V,2} = \mu_2 \pi d_2 (h_0 + y) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_B} - \mu_1 \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_B)} \quad (5.110)$$

取  $a = 1$  作为计算基准(见式(5.102)), 用相对量表示式(5.109) 和式(5.110), 则为

$$\bar{q}_{V,L} = \sqrt{2(1 - \bar{p}_A)} - (1 - \bar{y}) \sqrt{2 \bar{p}_A} \quad (5.111)$$

$$\bar{q}_{V,L} = (1 + \bar{y}) \sqrt{2 \bar{p}_B} - \sqrt{2(1 - \bar{p}_B)} \quad (5.112)$$

式中

$$\bar{q}_{V,L} = \frac{q_{V,L}}{\mu_1 A_1 \sqrt{\frac{2 p_n}{\rho}}}, \quad \bar{y} = \frac{y}{h_0}, \quad \bar{p}_A = \frac{p_A}{p_n}, \quad \bar{p}_B = \frac{p_B}{p_n}$$

负载压力的相对增量可表示为

$$\bar{p}_L = \bar{p}_A - \bar{p}_B \quad (5.113)$$

式中

$$\bar{p}_L = \frac{p_L}{p_n}$$

以  $\bar{y}$  作为参变量时, 式(5.111) 至式(5.113) 为一组非线性代数方程, 用非线性方程求解方法, 通过计算机计算可得到  $\bar{q}_{V,L} - \bar{p}_L$  曲线, 如图 5.31 所示。

由图 5.31 可以看出, 双喷嘴-挡板阀的流量-压力特性曲线相对于坐标原点对称的, 也即挡板从中心位置向左偏移与向右偏移时, 特性变化规律相同, 这是由于双喷嘴-挡板阀结构的对称性, 决定了挡板左、右偏移对负载流量和负载压力有相同影响。

### 3. 双喷嘴-挡板阀压力-位移特性

喷嘴-挡板阀压力-位移特性表示挡板位移  $y$  对负载压力  $p_L$  的影响, 因此可设  $q_{V,L}$  不变(即活塞位置不变), 这里设  $q_{V,L} = 0$ 。根据式(5.111) 和式(5.112), 有

$$\sqrt{2(1-\bar{p}_A)} - (1-\bar{y}) \sqrt{2\bar{p}_A} = 0$$

$$(1+\bar{y}) \sqrt{2\bar{p}_B} - \sqrt{2(1-\bar{p}_B)} = 0$$

解得

$$\bar{p}_A = \frac{1}{1+(1-\bar{y})^2}$$

$$\bar{p}_B = \frac{1}{1+(1+\bar{y})^2}$$

将以上两式相减,得压力-位移特性

$$\bar{p}_L = \bar{p}_A - \bar{p}_B = \frac{4\bar{y}}{4+\bar{y}^4} \quad (5.114)$$

当  $\bar{q}_{v,L} = 0$  时,计算得到的双喷嘴-挡板阀的压力-位移特性曲线如图 5.32 所示。

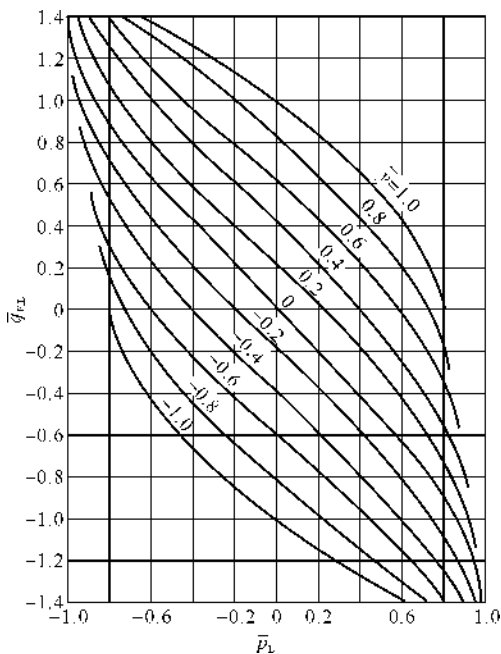


图 5.31 双喷嘴-挡板阀的流量-压力特性

由图 5.32 可以看出,双喷嘴-挡板阀的压力-位移特性曲线的线性度好,灵敏度较高;当  $\bar{y} = \pm 1$  时,负载压力绝对值达到最大值  $|\bar{p}_L| = 0.8$ ,这是由于  $\bar{y} = \pm 1$ ,表明挡板将一个喷嘴关死,开度  $h = 0$ ,另一个全开,开度  $h = h_0$ ,因此产生的压力差最大,即负载压力  $p_L$  最大。

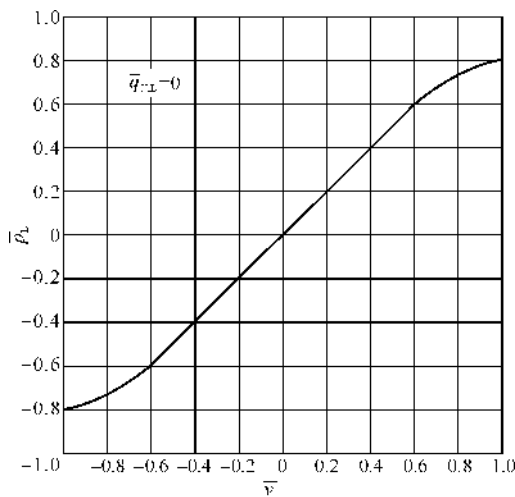


图 5.32 当  $q_{v,L} = 0$  时双喷嘴-挡板阀的压力-位移特性

#### 4. 双喷嘴-挡板阀的线性特性

将式(5.109)在工作点  $c$  展开为泰勒级数,并取一阶微量,得

$$\begin{aligned}\Delta q_{v,L} &= \left( \frac{\partial q_{v,L}}{\partial y} \right)_c \Delta y + \left( \frac{\partial q_{v,L}}{\partial p_A} \right)_c \Delta p_A = \\ &\mu_2 \pi d_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{A,c}} \Delta y - \left[ \frac{\mu_1 \pi d_1^2}{4 \sqrt{2\rho(p_n - p_{A,c})}} + \frac{\mu_2 \pi d_2 (h_0 - y_c)}{\sqrt{2\rho p_{A,c}}} \right] \Delta p_A = \\ &k_1 \Delta y - k_2 \Delta p_A\end{aligned}\quad (5.115)$$

式中

$$\begin{aligned}k_1 &= \mu_2 \pi d_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{A,c}} \\ k_2 &= \frac{\mu_1 \pi d_1^2}{4 \sqrt{2\rho(p_n - p_{A,c})}} + \frac{\mu_2 \pi d_2 (h_0 - y_c)}{\sqrt{2\rho p_{A,c}}}\end{aligned}$$

将式(5.110)在工作点  $c$  展开为泰勒级数,并取一阶微量,得

$$\begin{aligned}\Delta q_{v,L} &= \left( \frac{\partial q_{v,L}}{\partial y} \right)_c \Delta y + \left( \frac{\partial q_{v,L}}{\partial p_B} \right)_c \Delta p_B = \\ &\mu_2 \pi d_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{B,c}} \Delta y + \left[ \frac{\mu_1 \pi d_1^2}{4 \sqrt{2\rho(p_n - p_{B,c})}} + \frac{\mu_2 \pi d_2 (h_0 + y_c)}{\sqrt{2\rho p_{B,c}}} \right] \Delta p_B = \\ &k_3 \Delta y + k_4 \Delta p_B\end{aligned}\quad (5.116)$$

式中

$$\begin{aligned}k_3 &= \mu_2 \pi d_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{B,c}} \\ k_4 &= \frac{\mu_1 \pi d_1^2}{4 \sqrt{2\rho(p_n - p_{B,c})}} + \frac{\mu_2 \pi d_2 (h_0 + y_c)}{\sqrt{2\rho p_{B,c}}}\end{aligned}$$



由式(5.115)和式(5.116)分别得

$$\Delta p_A = -\frac{1}{k_2} \Delta q_{V, L} + \frac{k_1}{k_2} \Delta y$$

$$\Delta p_B = \frac{1}{k_4} \Delta q_{V, L} - \frac{k_3}{k_4} \Delta y$$

则

$$\Delta p_L = \Delta p_A - \Delta p_B = -\left(\frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_4}\right) \Delta q_{V, L} + \left(\frac{k_1}{k_2} + \frac{k_3}{k_4}\right) \Delta y$$

由此得

$$\Delta q_{V, L} = \frac{k_1 k_4 + k_2 k_3}{k_2 + k_4} \Delta y - \frac{k_2 k_4}{k_2 + k_4} \Delta p_L = K_{qy}' \Delta y + K_{qp}' \Delta p_L \quad (5.117)$$

式中

$$K_{qy}' = \frac{k_1 k_4 + k_2 k_3}{k_2 + k_4}, \quad K_{qp}' = -\frac{k_2 k_4}{k_2 + k_4}$$

式(5.117)是以增量方式表示的双喷嘴-挡板阀的线性特性方程。 $K_{qy}'$ 为相应的流量-位移增益系数; $K_{qp}'$ 为相应的流量-压力增益系数。相应的压力-位移增益系数

$$K_{py}' = -\frac{K_{qy}'}{K_{qp}'} = \frac{k_1 k_4 + k_2 k_3}{k_2 k_4}$$

若以相对增量表示双喷嘴-挡板的线性特性时,可直接从式(5.117)导出:

$$\bar{q}_{V, L} = K_{qy}' \frac{h_0}{q_{V, L, b}} \bar{y} + K_{qp}' \frac{p_n}{q_{V, L, b}} \bar{p}_L = K_{qy} \bar{y} + K_{qp} \bar{p}_L \quad (5.118)$$

式中

$$K_{qy} = K_{qy}' \frac{h_0}{q_{V, L, b}}, \quad K_{qp} = K_{qp}' \frac{p_n}{q_{V, L, b}}, \quad q_{V, L, b} = \mu_1 \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{\frac{p_n}{\rho}},$$

$$\bar{q}_{V, L} = \frac{\Delta q_{V, L}}{q_{V, L, b}}, \quad \bar{y} = \frac{\Delta y}{h_0}, \quad \bar{p}_L = \frac{\Delta p_L}{p_n}$$

式(5.118)即为用相对增量表示的双喷嘴-挡板阀的线性特性方程。 $K_{qy}$ 为相应的流量-位移增益系数; $K_{qp}$ 为相应的流量-压力增益系数。相应的压力-位移增益系数

$$K_{py} = -\frac{K_{qy}}{K_{qp}}$$

### 5.4.3 流体作用在挡板上的力及其补偿

#### 1. 流体作用在挡板上的力

流体从喷嘴流出时将产生流体作用力作用在挡板上。流体作用力主要包括静压力  $F_s$  和液动力  $F_{mo}$  作用在挡板上的静压力

$$F_s = \frac{\pi}{4} d_2^2 (p_A - p_0) \quad (5.119)$$

式中  $d_2$  —— 喷嘴直径;

$p_A$  —— 流体进入喷嘴前压力。



作用在挡板上的液动力是由于流体通过喷嘴时的流速大小及方向发生变化而产生的动量力,如图 5.33 所示。在近似分析时,流体通过喷嘴的速度为  $v_1$ ,其方向垂直于挡板,流体碰到挡板后,速度变为  $v_2$ ,其方向平行于挡板,并从喷嘴与挡板之间的环形间隙流出。

根据动量定理,垂直于挡板方向的液动力

$$F_m = \rho q_v v_1 \quad (5.120)$$

式中

$$q_v = \mu \pi d_2 h \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_A - p_0)} \quad (5.121)$$

$$v_1 = \frac{q_v}{A_2} = \frac{\mu \pi d_2 h \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_A - p_0)}}{\frac{\pi d_2^2}{4}} \quad (5.122)$$

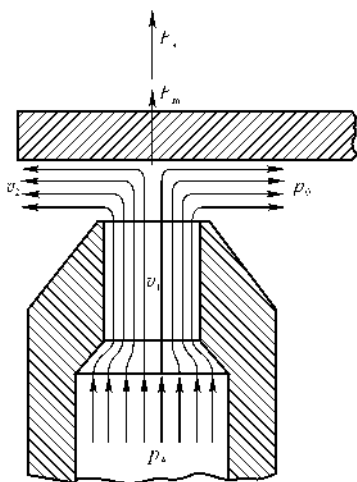


图 5.33 作用在挡板上的流体力

将式(5.121)及式(5.122)代入式(5.120),整理后得

$$F_m = 8\pi\mu^2 h^2 (p_A - p_0) \quad (5.123)$$

流体对挡板的总作用力

$$F_f = F_s + F_m = \left( \frac{\pi}{4} d_2^2 + 8\pi\mu^2 h^2 \right) (p_A - p_0) = \left[ \frac{\pi}{4} d_2^2 + 8\pi\mu^2 (h_0 - y)^2 \right] (p_A - p_0) \quad (5.124)$$

对于双喷嘴-挡板阀,由于其结构是对称的,挡板向左产生位移  $y$  时(见图 5.30),作用在挡板左、右两平面上的流体力分别为

$$F_{f1} = \left[ \frac{\pi}{4} d_2^2 + 8\pi\mu^2 (h_0 - y)^2 \right] (p_A - p_0)$$

$$F_{f2} = \left[ \frac{\pi}{4} d_2^2 + 8\pi\mu^2 (h_0 + y)^2 \right] (p_B - p_0)$$

挡板受到的流体作用力为两力之差,即

$$F_f = F_{f1} - F_{f2} = \left[ \frac{\pi}{4} d_2^2 + 8\pi\mu^2 (h_0 - y)^2 \right] (p_A - p_0) - \left[ \frac{\pi}{4} d_2^2 + 8\pi\mu^2 (h_0 + y)^2 \right] (p_B - p_0) \quad (5.125)$$

考虑到  $p_L = p_A - p_B$ ,  $p_n = p_A + p_B$ ,并假设  $p_0 = 0$  时,式(5.125)可表示为

$$F_f = \frac{\pi}{4} d_2^2 \left\{ 1 + 32\mu^2 \left[ \left( \frac{h_0}{d_2} \right)^2 + \left( \frac{y}{d_2} \right)^2 \right] \right\} (p_A - p_B) - 16\pi\mu^2 h_0 y (p_A + p_B) = \frac{\pi}{4} d_2^2 p_L \left\{ 1 + 32\mu^2 \left[ \left( \frac{h_0}{d_2} \right)^2 + \left( \frac{y}{d_2} \right)^2 \right] \right\} - 16\pi\mu^2 p_n h_0 y \quad (5.126)$$

由于  $h_0$  和  $y$  与  $d_2$  相比均很小,近似计算时可将  $\left( \frac{h_0}{d_2} \right)^2$  和  $\left( \frac{y}{d_2} \right)^2$  略去不计,因此式(5.126)

变为

$$F_f = \frac{\pi}{4} d_z^2 p_L - 16\pi\mu^2 p_a h_0 y \quad (5.127)$$

根据以上分析,可得到以下几点结论:

(1) 式(5.124)表明,单喷嘴-挡板阀的流体作用力  $F_f$  与挡板开度  $h = h_0 \pm y$  和压力差  $p_A - p_0$  有关。挡板开度减小时,压力  $p_A$  增加很大,因此  $F_f$  增大。

(2) 式(5.125)表明,双喷嘴-挡板阀的流体作用力  $F_f$  除与挡板开度  $h = h_0 \pm y$  及  $p_A - p_0$  有关外,还与  $p_B - p_0$  有关。挡板左移(见图 5.30)时,右侧的挡板开度增加为  $h = h_0 + y$ ,这使压力  $p_B$  下降很大,因此使  $F_{f2}$  减小,所以  $F_f = F_{f1} - F_{f2} > 0$ 。

(3) 无论是单喷嘴-挡板阀还是双喷嘴-挡板阀,流体作用力总是力图使挡板开度增大。

(4) 由式(5.124)和式(5.125)可知,双喷嘴-挡板阀的流体作用力小于单喷嘴-挡板阀。

以上对流体作用力的分析仅是近似的理论分析,对喷嘴-挡板阀的实验表明,实验测量结果与理论计算结果有较大差异。这是由于流体通过喷嘴-挡板时流动比较复杂,挡板开度变化对流体流速的大小及方向变化影响很大,而理论分析无法考虑这些复杂的变化。

## 2. 对流体作用力的补偿

在控制系统中,喷嘴-挡板阀所接受的输入信号通常为敏感元件输出信号,也就是喷嘴-挡板阀的挡板开度应完全由敏感元件输出信号进行控制,而力图使挡板开度增大的流体作用力,并不是对系统起控制作用的力,它的存在将影响敏感元件对喷嘴-挡板阀的控制作用和控制系统的控制精度。因此,需要对这一流体作用力进行补偿。

根据控制器的结构和系统控制精度要求,对流体作用力可以采用不同的补偿方法。

(1) 由式(5.125)可知,双喷嘴-挡板阀的流体作用力总是小于单喷嘴-挡板阀,因此可以在杠杆的两端分别安装一个挡板,每一个挡板控制一个喷嘴,这样就构成了由杠杆联系的两个单喷嘴-挡板阀,这两个阀所产生的流体作用力通过杠杆而互相抵消。其中一个阀接受敏感元件的输出信号,是对控制系统起控制作用的阀,称为工作阀,另一个阀对系统不产生控制作用,仅仅是为了产生流体作用力以补偿工作阀的流体作用力,这一阀称为补偿阀。工作阀的流体作用力被补偿后,其挡板开度即可完全由敏感元件的输出信号进行控制。这种补偿方法对流体作用力有很好的补偿效果,在控制精度要求高的控制系统中常采用这种方法。为了使控制器结构更为紧凑,杠杆通常为直角形杠杆。

(2) 在挡板的非工作面(即不控制喷嘴的一面)上安装压力弹簧,用弹簧力补偿流体作用力。这种方法虽然简单,但对流体作用力并不能产生期望的补偿效果。这是由于流体作用力随挡板开度和喷嘴前、后压差不同而变化,但弹簧力却因挡板位移很小而基本不变。弹簧的作用并不完全是为了补偿流体作用力,在控制系统性能调试时,通过调整螺钉来调整弹簧预紧力,以满足敏感元件输出力与弹簧力在设计点的平衡,使系统性能满足要求。这一弹簧力在系统不工作时,将喷嘴-挡板阀关死,以便于系统起动。



以上介绍的两种流体作用力补偿方法,在下册第5章中将作进一步讨论。

## 5.5 喷嘴-挡板式液压放大器

喷嘴-挡板式液压放大器是航空发动机控制系统中广泛应用的一种放大器。以下介绍其工作原理、动态特性及其分析。

### 5.5.1 喷嘴-挡板式液压放大器的工作原理

喷嘴-挡板式液压放大器如图5.27所示。它由喷嘴-挡板阀与随动机构组成。喷嘴-挡板阀结构及工作原理已在5.4.1节中作了介绍。随动机构由随动活塞、活塞杆、弹簧及活塞缸组成。活塞腔A通过油路与压力为 $p_n$ 的定压油源连通,活塞腔B通过油路连接到节流嘴1之后,流入或流出B腔的工作介质压力即为节流嘴1之后的压力 $p_B$ 。B腔中还装有弹簧。在平衡稳定状态时,活塞受力平衡,即

$$F_L + A_{p1} p_n = A_{p2} p_B + F_s \quad (5.128)$$

式中  $F_L$  —— 外负载作用力;

$A_{p1}$  —— A腔中活塞受压面积;

$A_{p2}$  —— B腔中活塞受压面积;

$F_s$  —— B腔中的弹簧力。

如果挡板开度变化,例如挡板开度减小,压力 $p_B$ 增大,即活塞腔B中的压力增大,而A腔为定值压力 $p_n$ ,并且由于 $A_{p2} > A_{p1}$ ,因此活塞受力不再平衡,活塞右面的力大于左面的力,使活塞向左运动,活塞位移 $x_p$ 增加,并推动外负载运动。

如果挡板开度增大,则活塞运动过程与上述相反。

由工作原理可知,喷嘴-挡板式液压放大器的输入量为挡板的位移 $y$ ,或挡板的开度 $h$ ,输出量为随动活塞在液压力作用下的位移 $x_p$ 。

### 5.5.2 喷嘴-挡板式液压放大器动态特性

喷嘴-挡板式液压放大器的动态特性描述挡板开度变化时,随动活塞位移随时间的变化规律。

#### 1. 动态过程中流量平衡关系

挡板开度 $h$ 变化时,根据工作原理分析,压力 $p_b$ 变化,使随动活塞运动,活塞腔容积变化,在这一过程中的流量平衡方程为

$$q_{v,1} = q_{v,2} + A_{p2} \frac{dx_p}{dt} \quad (5.129)$$

式中  $q_{v,1}$  —— 通过节流嘴1的流量;





$q_{V,2}$  —— 通过喷嘴-挡板的流量;

$\frac{dx_p}{dt}$  —— 活塞运动速度。

$q_{V,1}$  和  $q_{V,2}$  分别为

$$q_{V,1} = \mu_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_B)} = \mu_1 \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_B)} \quad (5.130)$$

$$q_{V,2} = \mu_2 \pi d_2 h \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_B - p_0)} = \mu_2 \pi d_2 (h_0 - y) \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_B - p_0)} \quad (5.131)$$

式(5.129)至式(5.131)表明活塞移动速度  $\frac{dx_p}{dt}$  与 B 腔压力  $p_B$  及挡板位移  $y$  之间为非线性关系。为便于问题研究,需要对各式进行线性化处理,将各变量变化限于小偏离范围。将式(5.129)在稳态工作点  $c$  展开为泰勒级数,并取一阶微量,其增量形式的流量平衡方程为

$$A_{p2} \frac{d\Delta x_p}{dt} = \Delta q_{V,1} - \Delta q_{V,2} \quad (5.132)$$

根据式(5.130)和式(5.131),得

$$\Delta q_{V,1} = \left( \frac{\partial q_{V,1}}{\partial p_B} \right)_c \Delta p_B = - \frac{\mu_1 A_1}{\sqrt{2\rho(p_n - p_{B,c})}} \Delta p_B \quad (5.133)$$

$$\Delta q_{V,2} = \left( \frac{\partial q_{V,2}}{\partial p_B} \right)_c \Delta p_B + \left( \frac{\partial q_{V,2}}{\partial y} \right)_c \Delta y = \frac{\mu_2 \pi d_2 (h_0 - y_c)}{\sqrt{2\rho(p_{B,c} - p_0)}} \Delta p_B - \mu_2 \pi d_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{B,c} - p_0)} \Delta y \quad (5.134)$$

将式(5.133)及式(5.134)代入式(5.132),得

$$\begin{aligned} A_{p2} \frac{d\Delta x_p}{dt} = & - \left[ \frac{\mu_1 A_1}{\sqrt{2\rho(p_n - p_{B,c})}} + \frac{\mu_2 \pi d_2 (h_0 - y_c)}{\sqrt{2\rho(p_{B,c} - p_0)}} \right] \Delta p_B + \mu_2 \pi d_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{B,c} - p_0)} \Delta y = \\ & - \left[ \frac{\mu_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_{B,c})}}{2(p_n - p_{B,c})} + \frac{\mu_2 \pi d_2 (h_0 - y_c) \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{B,c} - p_0)}}{2(p_{B,c} - p_0)} \right] \Delta p_B + \\ & \frac{\mu_2 \pi d_2 (h_0 - y_c) \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{B,c} - p_0)}}{h_0 - y_c} \Delta y \end{aligned}$$

即

$$A_{p2} \frac{d\Delta x_p}{dt} = - \left[ \frac{q_{V,c}}{2(p_n - p_{B,c})} + \frac{q_{V,c}}{2(p_{B,c} - p_0)} \right] \Delta p_B + \frac{q_{V,c}}{h_c} \Delta y \quad (5.135)$$

式中,  $h_c = h_0 - y_c$ ,  $q_{V,c} = q_{V,1c} = q_{V,2c}$ , 即在稳态工作点  $c$ , 通过节流嘴 1 的流量等于通过喷嘴-挡板 2 的流量。式(5.135)为线性微分方程, 表示各变量在小偏离范围内变化时的流量平衡关系。



## 2. 动态过程中力的平衡关系

动态过程中力的平衡关系为

$$\sum F - m_{\text{cor}} \frac{d^2 x_p}{dt^2} = 0 \quad (5.136)$$

式中  $\sum F$  —— 随动活塞运动过程中所受到的合力；

$m_{\text{cor}}$  —— 随动活塞、随动活塞杆及负载等换算到活塞上的质量；

$\frac{d^2 x_p}{dt^2}$  —— 活塞运动加速度。

$$\sum F = F_B + F_s - F_L - F_A - F_\Omega = A_{p2} p_B + F_s - F_L - A_{p1} p_n - F_\Omega \quad (5.137)$$

式中,  $F_\Omega$  为活塞运动时的阻尼力,

$$F_\Omega = \Omega \frac{dx_p}{dt} \quad (5.138)$$

式中,  $\Omega$  为阻尼系数。

负载力  $F_L$  随活塞位移变化, 可表示为如下非线性关系:

$$F_L = F_L(x_p) \quad (5.139)$$

弹簧力

$$F_s = F_{s0} - K_s x_p \quad (5.140)$$

式中  $F_{s0}$  —— 弹簧预紧力；

$K_s$  —— 弹簧刚度。

将式(5.138)至式(5.140)代入式(5.136), 得

$$m_{\text{cor}} \frac{d^2 x_p}{dt^2} + \Omega \frac{dx_p}{dt} + F_L(x_p) + A_{p1} p_A - A_{p2} p_B - (F_{s0} - K_s x_p) = 0 \quad (5.141)$$

将式(5.141)线性化处理, 并用增量形式表示, 即

$$m_{\text{cor}} \frac{d^2 \Delta x_p}{dt^2} + \Omega \frac{d\Delta x_p}{dt} + \left( \frac{\partial F_L}{\partial x_p} \right)_c \Delta x_p - A_{p2} \Delta p_B + K_s \Delta x_p = 0 \quad (5.142)$$

利用式(5.135)和式(5.142), 消去中间变量  $\Delta p_B$ , 并用相对增量表示, 整理后得

$$\frac{q_{V,c}(p_n - p_0)}{2(p_n - p_{B,c})(p_{B,c} - p_0)} \left\{ m_{\text{cor}} \frac{d^2 \bar{x}_p}{dt^2} + \Omega \frac{d\bar{x}_p}{dt} + \left[ \left( \frac{\partial F_L}{\partial x_p} \right)_c + K_s \right] \bar{x}_p \right\} + A_{p2}^2 \frac{d\bar{x}_p}{dt} = A_{p2} \frac{q_{V,c}}{h_c} \frac{h_0}{x_{p,b}} \bar{y} \quad (5.143)$$

式中,  $\bar{x}_p = \frac{\Delta x_p}{x_{p,b}}$ ,  $\bar{y} = \frac{y}{h_0}$ 。  $x_{p,b}$  和  $h_0$  分别为  $x_p$  和  $y$  的计算基准。

令

$$D = \frac{q_{V,c}(p_n - p_0)}{2(p_n - p_{B,c})(p_{B,c} - p_0)}$$



则式(5.143)为

$$D m_{\text{cor}} \frac{d^2 \bar{x}_p}{dt^2} + (D \Omega + A_{p2}^2) \frac{d\bar{x}_p}{dt} + D \left[ \left( \frac{\partial F_L}{\partial x_p} \right)_c + K_s \right] \bar{x}_p = \frac{A_{p2} q_{V,c}}{h_0 - y_c} \frac{h_0}{x_{p,b}} \bar{y} \quad (5.144)$$

式(5.144)可表示为

$$T_1^2 \frac{d^2 \bar{x}_p}{dt^2} + T_2 \frac{d\bar{x}_p}{dt} + \bar{x}_p = K_y \bar{y} \quad (5.145)$$

式中

$$T_1^2 = \frac{m_{\text{cor}}}{\left( \frac{\partial F_L}{\partial x_p} \right)_c + K_s} \quad (5.146)$$

$$T_2 = \frac{D \Omega + A_{p2}^2}{D \left[ \left( \frac{\partial F_L}{\partial x_p} \right)_c + K_s \right]} \quad (5.147)$$

$$K_y = \frac{A_{p2} q_{V,c}}{(h_0 - y_c) D \left[ \left( \frac{\partial F_L}{\partial x_p} \right)_c + K_s \right]} \frac{h_0}{x_{p,b}} \quad (5.148)$$

$T_1$  为与惯性力有关的时间常数;  $T_2$  为与阻尼力和活塞位移有关的时间常数;  $K_y$  为增益系数。

式(5.145)也可表示为

$$\frac{d^2 \bar{x}_p}{dt^2} + 2\xi \omega_n \frac{d\bar{x}_p}{dt} + \omega_n^2 \bar{x}_p = K_{y,c} \bar{y} \quad (5.149)$$

式中  $\omega_n$  —— 喷嘴-挡板式液压放大器自然频率,  $\omega_n = \frac{1}{T_1}$ ;

$\xi$  —— 喷嘴-挡板式液压放大器阻尼比,  $\xi = \frac{T_2}{2T_1}$ ;

$K_{y,c}$  —— 喷嘴-挡板式液压放大器增益系数,  $K_{y,c} = \frac{K_y}{T_1^2}$ 。

式(5.145)及式(5.149)表明考虑随动活塞换算质量及运动阻尼时喷嘴-挡板式液压放大器为二阶环节。

### 5.5.3 喷嘴-挡板式液压放大器特性分析

#### 1. 输出与输入关系

式(5.145)或式(5.149)表明,当挡板为正位移时,也即挡板开度减小时(见图5.27),随动活塞位移增大;当挡板为负位移时,即挡板开度增大时,随动活塞位移减小。这与工作原理分析是一致的。



## 2. 稳定性

由于  $\left(\frac{\partial F_L}{\partial x_p}\right)_c + K_s > 0$ , 因此式(5.146)至式(5.148)表示的各系数均为正, 也即喷嘴-挡板式液压放大器为一稳定的二阶环节。

## 3. 负载力的影响

航空发动机控制器中, 根据液压放大器所驱动负载不同, 负载力  $F_L$  或者随活塞位移而变化, 即  $F_L = F_L(x_p)$ , 或者  $F_L$  不变化。例如, 液压放大器驱动柱塞泵斜盘时, 随斜盘转角的变化, 负载力也随之变化, 式(5.144)表示的即这种液压放大器的动态方程。对航空发动机控制器中的油门开关, 如果油门开关前、后压差保持不变, 也即负载力不变, 则驱动油门开关的液压放大器在动态过程中不受负载力的影响, 也即  $\frac{\partial F_L}{\partial x_p} = 0$ , 因此, 在式(5.144)中可取掉该项, 这时液压放大器仍然是稳定的二阶环节, 液压放大器的增益系数增大, 但时间常数也增大。如果  $\frac{\partial F_L}{\partial x_p} = 0$ , 且去掉活塞腔中的弹簧, 则由式(5.144)可以看出, 液压放大器就成为不稳定的环节了。

## 4. 动态方程的简化

航空发动机机械液压式控制器, 其液压放大器中活塞的换算质量及相应的惯性力和活塞所受到的阻尼力相对于液压力很小, 可以忽略不计。这时液压放大器为一阶惯性环节, 动态方程简化为

$$T_c \frac{d\bar{x}_p}{dt} + \bar{x}_p = K_y \bar{y} \quad (5.150)$$

式中  $T_c$  —— 惯性环节时间常数,  $T_c = \frac{A_{p2}^2}{D \left[ \left(\frac{\partial F_L}{\partial x_p}\right)_c + K_s \right]}$ ;

$K_y$  —— 惯性环节增益系数。

# 5.6 电液伺服阀

电液伺服控制系统由电伺服放大器、电液伺服阀、液压执行元件及反馈装置等组成, 如图5.34所示。其中电液伺服阀是电液控制系统的核心和关键元件。它既是电液信号的转换元件, 又是功率放大元件, 它能将小功率的输入信号转换为大功率的液压能(压力和流量)输出, 从而实现对液压执行元件的位移、速度和力等物理量的控制。

电液伺服阀的结构形式很多, 但都是由电—机械转换元件和液压放大元件组成的。其中, 电—机械转换元件常用的是力矩马达, 而液压放大元件是前面介绍过的滑阀和喷嘴-挡板阀。

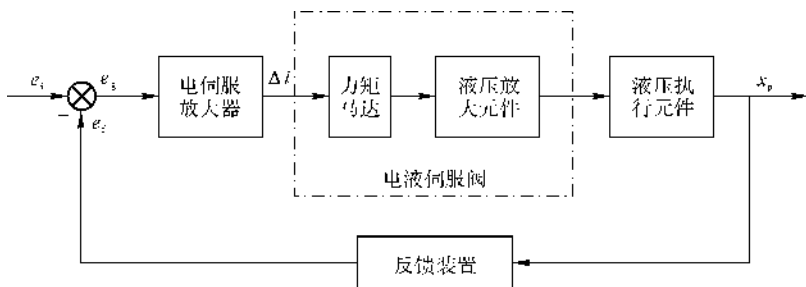


图 5.34 电液伺服控制系统的组成

电液伺服阀的主要优点是,可将微弱的输入信号(通常仅有几十毫瓦)放大,其功率放大系数高;能够对输出流量和压力进行连续双向控制;线性度好、死区小;灵敏度高,动态响应速度快;控制精度高;体积小、结构紧凑。正是由于这些优点,所以被广泛应用于各种快速高精度的电液控制系统中,在现代航空发动机控制系统中也被广泛应用。

本节主要介绍力矩马达的工作原理,单级电液伺服阀和力反馈两级电液伺服阀的基本特性及两级电液伺服阀的结构形式和特点。

### 5.6.1 力矩马达

力矩马达是一个电—机械转换元件,它输入电信号通常为直流电流,输出的物理量为力矩。而力矩可以通过一弹性元件(如扭轴或弹簧管)转换成角位移或直线位移。力矩马达有多种形式,现以常用的永磁式力矩马达为例,介绍力矩马达的工作原理和基本特性。

#### 1. 工作原理

图 5.35 所示为永磁式力矩马达的工作原理图。它主要由永久磁铁 4,衔铁 3,导磁体 2,控制线圈 5 及弹性扭轴 6 等组成。衔铁支撑在扭轴上,安装在两个对称导磁体之间。导磁体与衔铁之间的间隙为磁路的气隙,其长度  $l$  很小。图示结构有四个对称的气隙 ①、②、③、④,衔铁可在气隙长度范围内绕扭轴中心作微小转动。

永久磁铁产生固定磁动势将导磁体磁化,形成一个极化磁场(固定磁场),在永久磁铁、导磁体、气隙及衔铁所构成的磁路中产生固定磁通  $\Phi_g$ 。衔铁上绕有两个完全对称的控制线圈,线圈一般为差动连接。在线圈上分别通以控制电流  $i_1$  和  $i_2$  后,由于电磁感应产生一个控制磁场,其磁通为  $\Phi_c$ 。

当差动电流  $\Delta i = i_1 - i_2 = 0$  时,  $\Phi_c = 0$ ,通过四个气隙的磁通只有固定磁通  $\Phi_g$ 。因四个气隙中的磁通均相等,且四个气隙的结构也完全相同,所以在导磁体与衔铁间所形成的四个气隙的磁极面积上,电磁吸力也完全相等。这样,衔铁不受电磁力矩作用,其输出角位移  $\theta$  为零,即处于中位。





此力矩马达的输出实际上是垂直杆的角位移输出。

由于采用弹簧管作为弹性支撑,作为工作介质的液压油不能进入力矩马达中,故这种力矩马达称为干式力矩马达。若衔铁支撑为扭转,液压油能进入力矩马达,则称为湿力矩马达。

为力矩马达提供信号的电伺服放大器 1(见图 5.35),是一个单边直流推挽放大器。直流放大器的电源电压为  $E_b$ ,它在两个控制线圈中建立方向相反的空载电流  $I_0$ 。当直流放大器的输入端有信号电压  $e_g$  时,两个线圈的电流  $i_1$  及  $i_2$  分别为

$$i_1 = I_0 + i, \quad i_2 = I_0 - i$$

式中,  $i$  为每一个线圈中的信号电流。

两个控制线圈的差动电流

$$\Delta i = i_1 - i_2 = 2i \quad (5.151)$$

## 2. 电磁力矩方程

力矩马达的电磁力矩由四个气隙处的电磁吸力产生,而气隙处的电磁吸力又与通过该气隙的磁通有关。根据麦克斯韦公式,两平行导磁体之间如果有空气间隙,在此气隙处两导磁体所形成的磁极间的电磁吸力

$$F = \frac{\Phi^2}{2\mu_0 A} \quad (5.152)$$

式中  $\Phi$  —— 气隙处的磁通;

$A$  —— 气隙处的磁极面积,也称极掌面积;

$\mu_0$  —— 空气导磁率。

图 5.35 所示力矩马达的等效磁路如图 5.37 所示。这种力矩马达的磁极面积  $A$  为常数,因此  $F$  只是  $\Phi$  的函数。图 5.37 中,  $U_m$  为永磁铁的磁动势,  $N\Delta i$  是控制线圈的控制磁动势,其中  $N$  为一个控制线圈的匝数。 $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3$  和  $\Phi_4$  分别为四个气隙处的磁通;  $R_1, R_2, R_3$  和  $R_4$  分别为四个气隙的磁阻。为了简化分析,设所用导磁体的磁阻均可忽略不计,且非气隙处没有漏磁。

当衔铁处于中位时各气隙的磁阻均为

$$R_g = \frac{l}{\mu_0 A}$$

式中,  $l$  为零位气隙长度。

若衔铁偏离气隙中位移  $x$  距离(设衔铁顺时针方向偏转时  $x$  为正),由于磁路是对称的,所以

$$R_1 = R_3 = \frac{l-x}{\mu_0 A} = \frac{l}{\mu_0 A} \left(1 - \frac{x}{l}\right) = R_g \left(1 - \frac{x}{l}\right) \quad (5.153)$$

$$R_2 = R_4 = \frac{l+x}{\mu_0 A} = R_g \left(1 + \frac{x}{l}\right) \quad (5.154)$$

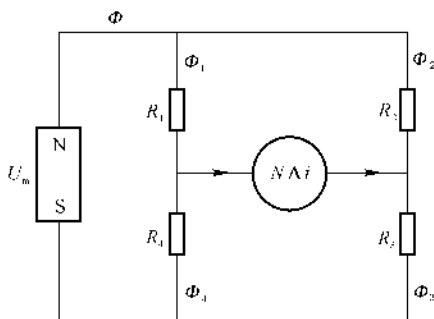


图 5.37 永磁式力矩马达的等效磁路



同时

$$\Phi_1 = \Phi_3, \quad \Phi_2 = \Phi_4$$

根据磁路欧姆定律,可得磁路方程

$$U_m + N\Delta i = \Phi_1 R_1 + \Phi_3 R_3 = 2\Phi_1 R_1 \quad (5.155)$$

$$U_m - N\Delta i = 2\Phi_2 R_2 \quad (5.156)$$

将式(5.153)和式(5.154)分别代入式(5.155)和式(5.156),可求得

$$\Phi_1 = \frac{U_m + N\Delta i}{2R_g \left(1 - \frac{x}{l}\right)} \quad (5.157)$$

$$\Phi_2 = \frac{U_m - N\Delta i}{2R_g \left(1 + \frac{x}{l}\right)} \quad (5.158)$$

因此,当衔铁处于中位时,气隙处固定磁通

$$\Phi_g = \frac{U_m}{2R_g} \quad (5.159)$$

当衔铁处于中位时,控制电流产生的控制磁通

$$\Phi_c = \frac{N\Delta i}{2R_g} \quad (5.160)$$

将式(5.159)和式(5.160)代入式(5.157)和式(5.158),可求得

$$\Phi_1 = \frac{\Phi_g + \Phi_c}{1 - \frac{x}{l}} \quad (5.161)$$

$$\Phi_2 = \frac{\Phi_g - \Phi_c}{1 + \frac{x}{l}} \quad (5.162)$$

令气隙①、③处的电磁吸力为 $F_1$ ;②、④处的电磁吸力为 $F_2$ ,根据式(5.152),可得

$$F_1 = \frac{\Phi_1^2}{2\mu_0 A}, \quad F_2 = \frac{\Phi_2^2}{2\mu_0 A}$$

衔铁所受的电磁力矩

$$M_d = 2a(F_1 - F_2) = \frac{a}{\mu_0 A}(\Phi_1^2 - \Phi_2^2) \quad (5.163)$$

式中, $a$ 为电磁力矩的力臂,即磁极中心至扭轴中心的距离(见图5.35)。由图5.35所示的结构,可得

$$x = a \tan \theta \approx a\theta \quad (5.164)$$

式中, $\theta$ 为衔铁绕扭轴偏转的角位移。

利用式(5.161)、式(5.162)和式(5.164),可解出



$$M_d = \frac{\left(1 + \frac{x^2}{l^2}\right) K_M \Delta i + \left(1 + \frac{\Phi_c^2}{\Phi_g^2}\right) K_m \theta}{\left(1 - \frac{x^2}{l^2}\right)^2} \quad (5.165)$$

式中  $K_M$  —— 力矩马达的电磁力矩系数,

$$K_M = 2N\Phi_g \frac{a}{l} \quad (5.166)$$

$K_m$  —— 力矩马达的电磁扭转弹簧刚度,

$$K_m = 4R_g\Phi_g^2 \left(\frac{a}{l}\right)^2 \quad (5.167)$$

由式(5.165)可见,力矩马达输入差动电流  $\Delta i$  后,在衔铁上所引起的电磁力矩  $M_d$  与  $\Delta i$ ,  $\theta$ ,  $\Phi_c$  有关,而  $\Phi_c$  是  $\Delta i$  的函数,  $x$  又是  $\theta$  角的函数,可见  $M_d$  与  $\Delta i$  和  $\theta$  的关系是非线性的。为了改善其线性度,设计力矩马达时应选定  $(x/l) \ll 1$  及  $(\Phi_c/\Phi_g) \ll 1$ 。这样,式(5.165)可写成线性化形式

$$M_d = K_M \Delta i + K_m \theta \quad (5.168)$$

式(5.168)即为力矩马达的电磁力矩方程式。式中,等号右端第一项是当衔铁在中位时,由输入的差动电流  $\Delta i$  产生的电磁力矩,称之为中位电磁力矩;第二项是随着衔铁偏转,使气隙长度变化而产生的附加电磁力矩,它与角位移  $\theta$  成正比,故称之为电磁扭转弹簧力矩。

### 3. 静态特性方程

稳态时,力矩马达的电磁力矩由机械弹簧(扭转弹簧或弹簧管)所产生的弹性力矩  $M_a$  和衔铁运动所拖动的负载力矩  $M_L$  来平衡,即

$$M_d = M_a + M_L$$

考虑式(5.168)后,上式为

$$K_M \Delta i + K_m \theta = K_a \theta + M_L \quad (5.169)$$

式中,  $K_a$  为机械弹簧的扭转刚度。

静态特性方程为

$$\theta = \frac{K_M}{K_a - K_m} \Delta i - \frac{M_L}{K_a - K_m} \quad (5.170)$$

### 4. 动态特性方程

力矩马达的动态特性由电磁力矩方程和衔铁的运动方程确定。衔铁的运动方程为

$$M_d = J_a \frac{d^2 \theta}{dt^2} + B_a \frac{d\theta}{dt} + K_a \theta + M_L \quad (5.171)$$

式中  $J_a$  —— 随衔铁一起运动的衔铁组件的总转动惯量;

$B_a$  —— 衔铁组件运动时的黏性阻尼系数。

考虑式(5.168)后,力矩马达的动态特性方程为



$$J_a \frac{d^2\theta}{dt^2} + B_a \frac{d\theta}{dt} + (K_a - K_m)\theta = K_M \Delta i - M_L \quad (5.172)$$

或者

$$J_a s^2 \theta + B_a s \theta + (K_a - K_m)\theta = K_M \Delta i - M_L$$

以  $\Delta i$  为输入量和  $\theta$  为输出量的传递函数为

$$\theta = \frac{K_M \Delta i - M_L}{J_a s^2 + B_a s + (K_a - K_m)}$$

### 5.6.2 单级滑阀式电液伺服阀

单级滑阀式电液伺服阀由力矩马达和滑阀组成,如图 5.38 所示。其中力矩马达由永久磁铁 1、衔铁 2、扭轴 3、导磁体 4 和控制线圈等组成。当输入差动电流  $\Delta i$  时,衔铁在电磁力矩  $M_d$  作用下偏转,弹性扭轴也随衔铁的偏转而扭转变形产生扭转弹簧力矩。当衔铁上的电磁力矩与扭轴的弹性力矩及衔铁的外负载力矩平衡时,衔铁在某一偏转角  $\theta$  下停止不动。衔铁通过输出端与滑阀连接,直接推动滑阀运动,并通过滑阀位移控制负载流量。

由于力矩马达输出功率小,为了减小滑阀轴向液动力的影响,滑阀的位移不能太大,因此单级伺服阀的输出流量受到限制;另外因力矩马达定位作用差,故单级伺服阀的稳定性在很大程度上取决于负载特性。所以单级伺服阀通常应用于小流量、低压和负载变化不大的系统中。

#### 1. 静态特性

力矩马达的输入量是差动电流  $\Delta i$ , 输出量是衔铁的转角  $\theta$ 。衔铁通过输出杆直接带动滑阀运动,滑阀的输入量是滑阀的位移  $y$ , 输出量是负载流量  $q_{V,L}$  和负载压力  $p_L$ 。电液伺服阀的静态特性表示稳态时负载流量  $q_{V,L}$  与输入差动电流  $\Delta i$  及负载压力  $p_L$  间的函数关系。单级滑阀式电液伺服阀的静态特性方程可根据力矩马达的电磁力矩方程、衔铁的力矩平衡方程及滑阀的流量方程来确定。

力矩马达的电磁力矩由式(5.168)确定,即

$$M_d = K_M \Delta i + K_m \theta$$

衔铁拖带滑阀芯运动的位移

$$y = r \theta \quad (5.173)$$

式中,  $r$  为衔铁回转中心至滑阀轴线距离。

稳态时只考虑滑阀的稳态轴向液动力  $F_{m, sy}$ , 并设滑阀为零开口四边阀。根据式(5.55), 轴向液动力

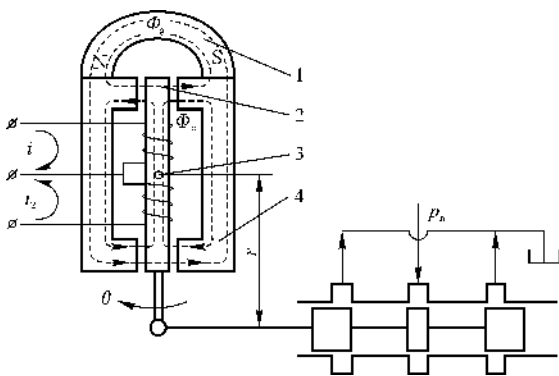


图 5.38 单级电液伺服阀原理图



$$F_{m, sy} = 0.43 b(p_n - p_L)y$$

则衔铁的负载力矩

$$M_L = F_{m, sy}r = 0.43b(p_n - p_L)ry$$

衔铁的力矩平衡方程为

$$M_d = K_a\theta - 0.43b(p_n - p_L)ry \quad (5.174)$$

滑阀的流量方程由式(5.15)确定,即

$$q_{v,L} = \mu by \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_n - p_L)}$$

合并式(5.168)、式(5.173)、式(5.174)和式(5.15),可得

$$q_{v,L} = \frac{\mu bK_M r \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_n - p_L)}}{(K_a - K_m) + 0.43br^2(p_n - p_L)} \Delta i \quad (5.175)$$

式(5.175)就是单级滑阀式电液伺服阀的静态特性方程。将式(5.175)与零开口四路滑阀的静态特性方程式(5.15)相比,变量由 $y$ 置换为 $\Delta i$ ,同时负载压力 $p_L$ 对负载流量的影响趋于平缓。这是因为 $p_L$ 减小时, $q_{v,L}$ 增大,与此同时稳态液动力 $F_{m, sy}$ 亦增大,使衔铁转角 $\theta$ 减小,即滑阀的位移减小,从而使 $q_{v,L}$ 减小。

## 2. 动态特性

对单级电液伺服阀,滑阀的驱动力就是力矩马达的负载力即是对滑阀的驱动力。因此,在力矩马达的基本方程中考虑滑阀的力矩平衡方程后,就可得到单级电液伺服阀的动态方程。力矩马达的电磁力矩由式(5.168)确定,即

$$M_d = K_M \Delta i + K_m \theta$$

衔铁在动态时的力矩平衡由式(5.171)确定,即

$$M_d = J_a \frac{d^2 \theta}{dt^2} + B_a \frac{d\theta}{dt} + K_a \theta + M_L$$

仍设滑阀为零开口四路阀。为简化分析,负载力矩 $M_L$ 仅考虑滑阀的惯性力矩,即

$$M_L = m_v \frac{d^2 y}{dt^2} r \quad (5.176)$$

式中, $m_v$ 为滑阀质量。

式(5.168)、式(5.171)和式(5.176)表示各变量之间为线性关系。将它们合并,消去中间变量 $\theta$ ,并进行拉氏变换,可得

$$\frac{X_y(s)}{X_i(s)} = \frac{K_M r / (K_a - K_m)}{\frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\xi_m}{\omega_m} s + 1} \quad (5.177)$$

式中  $\omega_m$  —— 单级电液伺服阀的固有频率,

$$\omega_m = \sqrt{\frac{K_a - K_m}{J_a + r^2 m_v}} \quad (5.178)$$



$\xi_m$  —— 单级电液伺服阀的阻尼比,

$$\xi_m = \frac{B_a}{2 \sqrt{(K_a - K_m)(J_a + r^2 m_v)}} \quad (5.179)$$

式(5.177)是以传递函数形式表示的力矩马达的动态方程。电液伺服阀的输出量,通常以电液伺服阀的空载流量即  $p_L = 0$  时的流量  $q_{v,L} = K_{qv} y$  作为它的输出量,故电液伺服阀的传递函数可表示为

$$\frac{X_{q_v}(s)}{X_i(s)} = \frac{K_M r K_{qv} / (K_a - K_m)}{\frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\xi_m}{\omega_m} s + 1} \quad (5.180)$$

式中

$$K_{qv} = \mu b \sqrt{\frac{1}{\rho} p_n}$$

### 5.6.3 对中弹簧式两级电液伺服阀

前面所述单级电液伺服阀只适用于小功率输出。若要求有较大的功率输出,则须另外设置一个较小功率的液压放大元件作为前置放大级。力矩马达直接控制前置级,再由前置级控制功率级,如图 5.39 所示。两级阀中最常见的是力反馈式两级电液伺服阀。目前两级电液伺服阀中的前置级大多采用双喷嘴-挡板阀,而功率级采用滑阀。

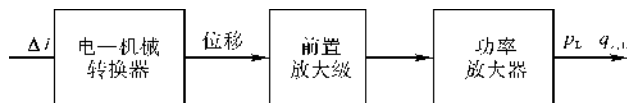


图 5.39 两级电液伺服阀

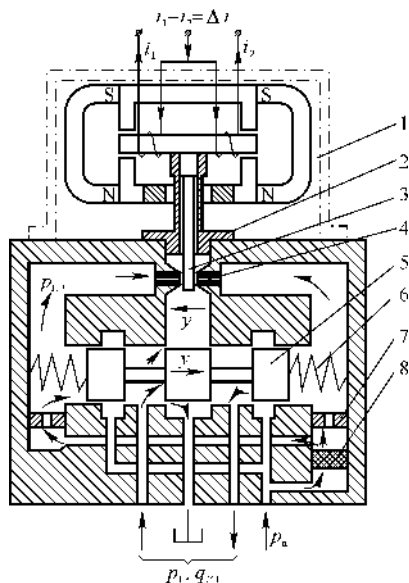
为便于理解力反馈式两级电液

伺服阀,先简单地分析对中弹簧式两级电液伺服阀。对中弹簧式两级电液伺服阀的结构原理如图 5.40 所示。它由力矩马达、双喷嘴-挡板阀(前置级)和滑阀(功率级)组成。力矩马达是干式的,它的衔铁支撑在弹簧管上。差动电流  $\Delta i$  输入控制线圈后,便产生电磁力矩使衔铁偏转,同时也使支撑衔铁的弹簧管弯曲变形,产生弹性力矩。弹性力矩及负载力矩与电磁力矩平衡时,衔铁将输出一定的角位移。

位于衔铁中间的输出杆就是前置级双喷嘴-挡板阀的挡板,衔铁偏转即控制挡板位移  $y_1$ ,  $y_1$  与衔铁偏转角  $\theta$  成正比,也即与差动电流  $\Delta i$  成正比。输入  $\Delta i$  使挡板产生位移  $y_1$  后,一个喷嘴控制腔的压力升高,而另一个喷嘴控制腔的压力下降,即产生负载压力  $p_{LP}$ 。由图 5.40 所示的结构可见,  $p_{LP}$  作用于滑阀两端面上的液压作用力使滑阀运动。滑阀两端各有一个相同的对中弹簧。当输入信号  $\Delta i = 0$  时,滑阀在两个对中弹簧作用下恰好停在零位,滑阀没有输出流量。当  $\Delta i \neq 0$  时,滑阀在  $p_{LP}$  作用下运动,压缩对中弹簧,在滑阀端面的液压力与弹簧力相平衡时,滑阀停止运动,这时滑阀有一定的位移量  $y_{o,y}$  与弹簧力的大小成正比,也就是与  $p_{LP}$  的大小成正比。可见  $y$  与  $y_1$  和  $\Delta i$  均成正比,而滑阀的输出流量  $q_{v,L}$  与  $y$  成正比,也就与  $\Delta i$  成正比。

根据工作原理可知,滑阀的位移改变了滑阀两端的弹簧力,弹簧力的合力力图减小滑阀的

位移,因此滑阀的位移通过弹簧起到位置负反馈作用。但由于弹簧尺寸及刚度受结构限制,而滑阀位移又很小,所以弹簧力变化不大,也即反馈作用很弱。重要的是这种反馈仅对滑阀位移有影响,而对衔铁的位置不起反馈作用,因此,从输入电流  $\Delta i$  到输出滑阀位移  $y$ ,不能构成闭环反馈回路,即这种电液伺服阀是开环控制。这就使得这种伺服阀性能差,目前很少使用。





衔铁回转中心的距离为  $r$ , 滑阀中心线至喷嘴中心线的距离为  $b$ , 则反馈弹簧杆端点的变形量为  $[(r+b)\theta + y]$ 。反馈弹簧杆弯曲变形反作用于滑阀上的弹簧力与滑阀端面上的液压作用力相平衡。衔铁上的电磁力矩与弹簧管变形时的弹簧力矩、挡板液流力的力矩及反馈弹簧杆弯曲变形产生的力矩相平衡。由于反馈弹簧杆起着功率放大级与前级放大级间的反馈作用, 挡板的位移  $y_1$  可很小, 而滑阀的位移  $y$  却可较大, 阀的输出流量  $q_{v.L}$  也较大。

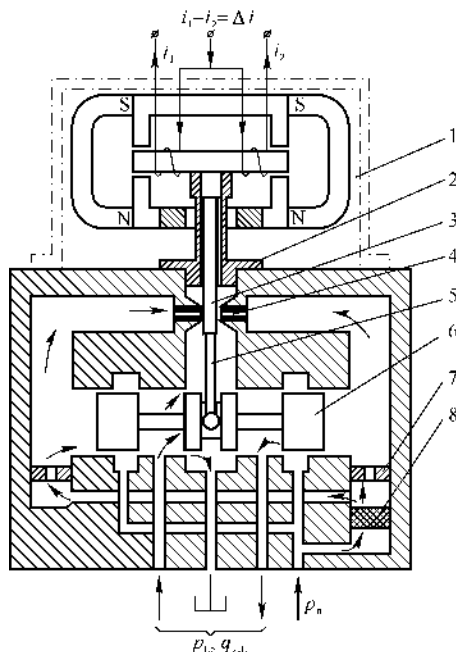


图 5.41 力反馈式电液伺服阀

1—力矩马达； 2—弹簧管； 3—挡板； 4—喷嘴； 5—反馈弹簧杆；

6—滑阀； 7—固定节流嘴； 8—精油滤

由图 5.42(b) 可以看出,  $\Delta i$  的作用使衔铁偏转, 而弹簧杆的变形所产生的弹簧力矩又力图使衔铁偏转角减小, 即弹簧杆的弹力所产生的力矩对衔铁位置起到负反馈作用, 因此称这种反馈为力反馈。但是这种反馈是由于滑阀位移引起弹簧杆变形而产生的反馈, 所以, 实际上这种反馈是滑阀的位置反馈。

由于滑阀位移  $y$  是电液伺服阀的输出, 它又反馈作用于衔铁偏转角  $\theta$ , 这就构成了伺服阀从输出到输入的反馈回路, 因此, 这种伺服阀为闭环控制。由于是闭环控制, 所以动态性能好, 控制精度高。

## 2. 基本方程

为了建立力反馈两级电液伺服阀的数学模型, 必须写出从输入量  $\Delta i$  至滑阀位移量  $y$  的基



本方程。为了简化分析,这里只给出工程上常用的简化数学模型。

(1) 力矩马达的基本方程。力矩马达的电磁力矩方程为式(5.168),即

$$M_d = K_M \Delta i + K_m \theta$$

衔铁和挡板在电磁力矩  $M_d$  作用下运动,动态过程中衔铁和挡板的力矩平衡方程为

$$M_d = K_a \theta + F_f r + M_f + J_a \frac{d^2 \theta}{dt^2} + B_a \frac{d\theta}{dt} \quad (5.181)$$

式中,  $F_f$  为喷嘴作用于挡板上的液流力,根据式(5.127),有

$$F_f = A_2 p_{LP} - 16\pi\mu_f^2 p_n h_0 y_1 \quad (5.182)$$

式中  $A_2$  —— 喷嘴孔面积;

$\mu_f$  —— 喷嘴流量系数。

而  $M_f$  为反馈弹簧杆的反馈力矩,由图 5.42 所示可写出反馈力矩为

$$M_f = K_f [(r+b)\theta + y](r+b) \quad (5.183)$$

式中,  $K_f$  为反馈弹簧杆的刚度。

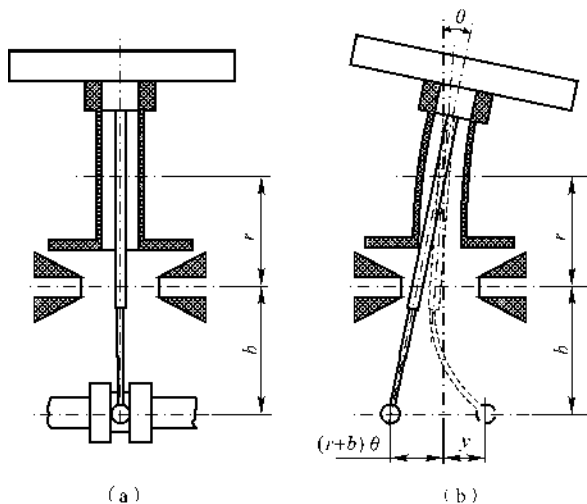


图 5.42 反馈弹簧杆动作示意图

(a) 当  $\Delta i = 0$  时; (b) 当  $\Delta i > 0$  时

根据图 5.42 所示的结构关系,有

$$y_1 = r\theta \quad (5.184)$$

式(5.168)、式(5.182)、式(5.183)、式(5.184)表示各变量之间的线性关系,对它们联立,消去中间变量后,进行拉氏变换,即得力矩马达的基本方程为



$$K_M X_i(s) = [K_{am} + K_f(r+b)^2] \left( \frac{s^2}{\omega_{mf}^2} + \frac{2\xi_{mf}}{\omega_{mf}} s + 1 \right) X_\theta(s) + r A_2 X_{pLP}(s) + K_f(r+b) X_y(s) \quad (5.185)$$

式中  $K_{am}$  —— 力矩马达的净扭转弹簧刚度,

$$K_{am} = K_a - K_m - 16\pi\mu_i^2 p_a h_0 r^2 \quad (5.186)$$

$\omega_{mf}$  —— 力矩马达的固有频率,

$$\omega_{mf} = \sqrt{\frac{K_{am} + K_f(r+b)^2}{J_a}} \quad (5.187)$$

$\xi_{mf}$  —— 力矩马达的阻尼比,

$$\xi_{mf} = \frac{B_a}{2} \frac{1}{\sqrt{J_a [K_{am} + K_f(r+b)^2]}} \quad (5.188)$$

(2) 前置放大级与功率放大级的方程。前置放大级双喷嘴-挡板阀控制功率放大级滑阀运动。略去滑阀的泄漏, 喷嘴-挡板阀的输出流量  $q_{V,LP}$  是推动滑阀运动所需的流量。参照式(5.117), 并考虑  $K_{qp}$  为负值时, 有

$$\Delta q_{V,LP} = K_{qv} \Delta y_1 - K_{qp} \Delta p_{LP}$$

考虑到滑阀两端容积和喷嘴腔容积的变化, 并考虑液体的可压缩性所产生的容积变化,  $q_{V,LP}$  的增量还可表示为

$$\Delta q_{V,LP} = A_v \frac{d\Delta y}{dt} + \frac{V_p}{4\beta_e} \frac{d\Delta p_{LP}}{dt}$$

式中  $K_{qv}$  —— 双喷嘴-挡板阀的流量-位移增益系数;

$K_{qp}$  —— 双喷嘴-挡板阀的流量-压力增益系数;

$A_v$  —— 滑阀端面积;

$V_p$  —— 滑阀两端及喷嘴腔的容积;

$\beta_e$  —— 油液的容积弹性模数。

由以上两式, 得

$$K_{qv} \Delta y_1 = A_v \frac{d\Delta y}{dt} + \frac{V_p}{4\beta_e} \frac{d\Delta p_{LP}}{dt} + K_{qp} \Delta p_{LP} \quad (5.189)$$

为简化分析, 略去滑阀运动的黏性阻尼力和瞬态液动力。滑阀运动所受到的力包括作用在滑阀端面的液压力  $A_v p_{LP}$ , 惯性力  $m_v \frac{d^2 y}{dt^2}$ , 稳态液动力  $0.43b(p_n - p_L)y$ , 反馈弹簧杆作用在滑阀上的弹性力  $K_f[(r+b)\theta + y]$ 。力的平衡方程为

$$A_v p_{LP} = m_v \frac{d^2 y}{dt^2} + 0.43b(p_n - p_L)y + K_f[(r+b)\theta + y]$$

由于式中  $p_L$  和  $y$  均为变量, 故上式为非线性微分方程, 不便于求解, 为此采用稳态工作点  $p_{LP0}$ ,  $y_0$ ,  $p_{L0}$  和  $\theta_0$  附近的线性化增量方程:



$$A_v \Delta p_{LP} = m_v \frac{d^2 \Delta y}{dt^2} + 0.43b[(p_n - p_{L0})\Delta y - y_0 \Delta p_L] + K_f[(r+b)\Delta\theta + \Delta y]$$

对于以惯性负载为主的液压系统  $p_n \gg p_{L0}$ , 即  $p_n - p_{L0} \approx p_n$ , 则上式可简化为

$$A_v \Delta p_{LP} = m_v \frac{d^2 \Delta y}{dt^2} + (0.43bp_n + K_f)\Delta y + K_f(r+b)\Delta\theta - 0.43by_0 \Delta p_L \quad (5.190)$$

将式(5.190)代入式(5.189), 并进行适当简化, 对其进行拉氏变换, 得

$$A_v s \left( \frac{1}{\omega_{hp}^2} s^2 + \frac{2\xi_{hp}}{\omega_{hp}} s + 1 \right) X_y(s) + \frac{K_f(r+b)}{A_v} \left( \frac{V_p}{4\beta_e} s + K_{qp} \right) X_\theta(s) + \frac{0.43by_0}{A_v} \left( \frac{V_p}{4\beta_e} s + K_{qp} \right) X_{pL}(s) = K_{qv} X_{y1}(s) \quad (5.191)$$

式中  $\omega_{hp}$  —— 滑阀固有振荡频率,

$$\omega_{hp} = \sqrt{\frac{4\beta_e A_v^2}{m_v V_p}} \quad (5.192)$$

$\xi_{hp}$  —— 滑阀阻尼比,

$$\xi_{hp} = \frac{K_{qp}}{A_v} \sqrt{\frac{\beta_e m_v}{V_p}} \quad (5.193)$$

式(5.191)即为喷嘴-挡板阀控制滑阀的运动方程。

根据以上所列基本方程, 可以画出力反馈式两级电液伺服阀的结构图, 如图 5.43 所示。

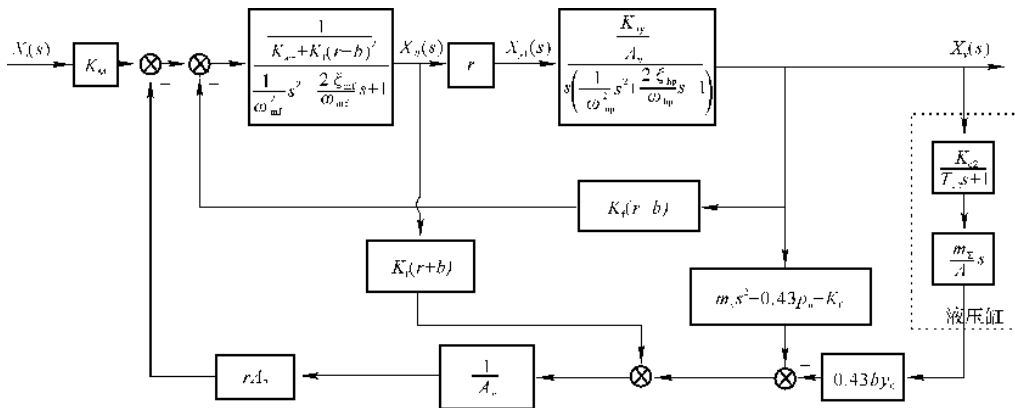


图 5.43 力反馈式两级电液伺服阀结构图

### 3. 动态方程

根据上述基本方程式(5.185)和式(5.191), 经过简化和近似, 可得力反馈式两级电液伺服阀的传递函数

$$\frac{X_y(s)}{X_i(s)} = \frac{K_{sv}}{\left( \frac{s}{K_{vf}} + 1 \right) \left( \frac{s^2}{\omega_{mf}^2} + \frac{2\xi_{mf}}{\omega_{mf}} s + 1 \right)} \quad (5.194)$$



式中  $K_{sv}$  —— 电液伺服阀的增益,

$$K_{sv} = \frac{K_M}{K_f(r+b)} \quad (5.195)$$

$K_{vf}$  —— 惯性环节的转折频率,

$$K_{vf} = \frac{rK_{qv}K_f(r+b)}{A_v[K_{am} + K_f(r+b)^2]} \quad (5.196)$$

由此可见,力反馈式两级电液伺服阀的传递函数由惯性环节和振荡环节组成。电液伺服阀的频率受力矩马达固有频率  $\omega_{mf}$  的限制。若要提高阀的工作频率,就必须减小力矩马达的结构尺寸以提高  $\omega_{mf}$ 。

若电液伺服系统总的频宽要求较低,例如频率低于 50 Hz,电液伺服阀的振荡环节可略去不计,则简化为一阶惯性环节,即

$$\frac{X_y(s)}{X_i(s)} = \frac{K_{sv}}{\frac{s}{K_{vf}} + 1} \quad (5.197)$$

如果电液伺服系统的频率要求低于  $K_{vf}$ ,那么惯性环节也可略去,式(5.194)就简化成比例环节,即

$$\frac{X_y(s)}{X_i(s)} = K_{sv}$$

若以空载流量为输出量,则

$$X_q(s) = K_q X_y(s)$$

所以有

$$\frac{X_q(s)}{X_i(s)} = K_{sv} K_q = K_{q,s} \quad (5.198)$$

式中,  $K_{q,s}$  为电液伺服阀的流量增益,表达式为  $K_{q,s} = K_{sv} K_q$ 。

### 5.6.5 几种常用的电液伺服阀的工作原理及特性

电液伺服阀的种类很多,根据它们的功能和结构有多种分类方法。例如,按液压放大元件的级数可分为单级阀、双级阀和三级阀;按力矩马达的结构可分为干式和湿式及动铁式和动圈式;按输出量可分为流量控制阀和压力控制阀;按输入信号形式可分为连续控制式和脉宽调制式;按反馈形式可分为滑阀位置反馈、负载压力反馈和负载流量反馈等。这里以常见的两级电液伺服阀为例,介绍不同反馈形式电液伺服阀的基本结构、反馈原理及性能特点。

#### 1. 滑阀位置反馈电液伺服阀

前面介绍的对中弹簧式和力反馈式电液伺服阀都是滑阀位置反馈电液伺服阀。此外,滑阀位置反馈电液伺服阀还有直接反馈和电反馈等多种形式,应用最多的是力反馈式两级电液伺服阀。这种阀的结构和工作原理前面已介绍,这里仅分析其性能和特点。



根据前述力反馈两级电液伺服阀的动态方程式(5.194),当动态过程结束时,

$$y = K_{sv} \Delta i \quad (5.199)$$

设功率放大级为零开口四路滑阀,其流量方程为

$$q_{v,L} = \mu b y \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_n - p_L)}$$

将式(5.199)代入上式,得位置反馈电液伺服阀的流量方程为

$$q_{v,L} = \mu b K_{sv} \Delta i \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_L)} \quad (5.200)$$

由式(5.199)可看出,电液伺服阀的输入量为 $\Delta i$ ,输出量为滑阀位移 $y$ ,所以是位置控制电液伺服阀。而对整个电液伺服阀,滑阀位移又控制负载流量,并且以负载流量作为输出,所以它又是一种流量控制电液伺服阀。这种电液伺服阀适用于位置和速度控制的电液伺服系统。

位置反馈电液伺服阀的压力-流量特性曲线如图5.44所示。从图中可以看出,此类阀的负载流量 $q_{v,L}$ 受负载压力 $p_L$ 变化的影响较大。

## 2. 负载压力反馈电液伺服阀

负载压力反馈电液伺服阀原理如图5.45

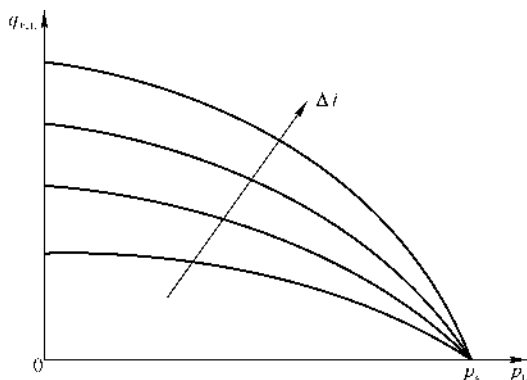


图 5.44 位置反馈电液伺服阀静态特性曲线

所示。两喷嘴前的压力油分别引至滑阀两端的圆环面积 $A_v$ 上,在压力差作用下,推动滑阀运动,使阀产生位移 $y$ 。这时滑阀有负载流量 $q_{v,L}$ 和负载压力 $p_L = p_A - p_B$ 输出。滑阀两负载腔的压力 $p_A$ 和 $p_B$ 引到滑阀两端面积为 $A_e$ 的油腔中,使滑阀产生与 $y$ 相反方向的位移,从而形成负反馈。

前置放大级喷嘴-挡板阀的流量方程为

$$q_{v,LP} = K_{qv} \Delta y_1 - K_{qp} \Delta p_{LP} \quad (5.201)$$

忽略液体泄漏和液体可压缩性,前置放大级与功率液压放大级的流量连续方程为

$$q_{v,LP} = A_v \frac{d\Delta y}{dt} \quad (5.202)$$

功率放大级滑阀力平衡方程可近似表示为

$$A_v \Delta p_{LP} = A_e \Delta p_L \quad (5.203)$$

由式(5.201)、式(5.202)、式(5.203),可得

$$A_v \frac{d\Delta y}{dt} = K_{qv} \Delta y_1 - K_{qp} \frac{A_e}{A_v} \Delta p_L$$



即

$$\frac{A_v}{K_{qv}} \frac{d\Delta y}{dt} = \Delta y_1 - \frac{K_{qp} A_e}{K_{qv} A_v} \Delta p_L$$

$$T \frac{d\Delta y}{dt} = \Delta y_1 - K_{pf} \Delta p_L \quad (5.204)$$

式中  $T$  —— 时间常数,  $T = \frac{A_v}{K_{qv}}$ ;

$K_{pf}$  —— 压力反馈系数,  $K_{pf} = \frac{K_{qp} A_e}{K_{qv} A_v}$ 。

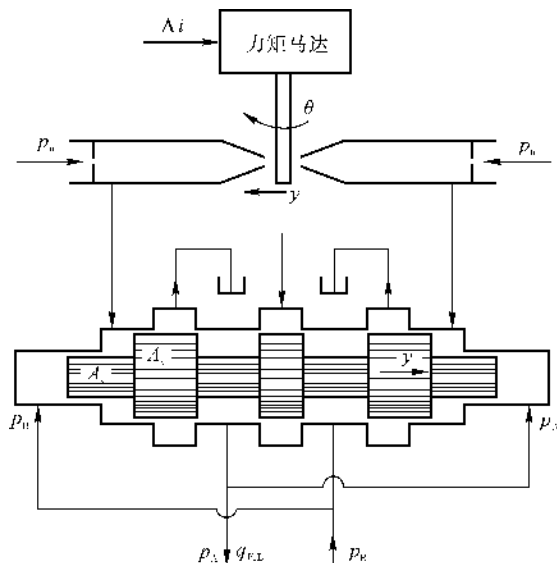


图 5.45 负载压力反馈电液伺服阀结构原理图

对式(5.204) 进行拉氏变换, 即

$$TsX_y(s) = X_{y1}(s) - K_{pf}X_{pL}(s)$$

在稳态情况下,  $\frac{dy}{dt} = 0$ , 因此

$$\Delta p_L = \frac{1}{K_{pf}} \Delta y_1 = \frac{K_{qv} A_v}{K_{qp} A_e} \Delta y_1 \quad (5.205)$$

忽略挡板液流时, 力矩马达的力矩平衡方程为

$$K_M \Delta i + K_m \Delta \theta = K_a \Delta \theta$$

所以

$$\Delta \theta = \frac{K_M}{K_a - K_m} \Delta i$$

而

$$\Delta y_1 = r \Delta \theta = \frac{r K_M}{K_a - K_m} \Delta i \quad (5.206)$$



将式(5.206)代入式(5.205),可得

$$\Delta p_L = \frac{1}{K_{pf}} \frac{rK_M}{K_a - K_m} \Delta i \quad (5.207)$$

式(5.207)表明,电液伺服阀的负载压力  $p_L$  与输入量  $\Delta i$  成正比,输入量所控制的是负载压力  $p_L$ 。所以这种电液伺服阀属于压力控制的电液伺服阀。它的静态特性曲线近似为一系列平行于  $q_{v,L}$  轴的直线族,如图 5.46 所示。由于滑阀总有液动力存在,且液动力与负载流量  $q_{v,L}$  有关,所以  $p_L$  将受  $q_{v,L}$  的影响,不可能绝对与  $\Delta i$  成正比,其特性曲线略有倾斜。

这种电液伺服阀适用于压力控制或力控制的电液伺服系统。

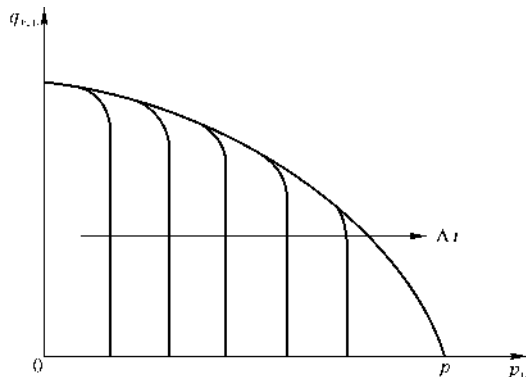


图 5.46 压力反馈电液伺服阀静态特性曲线

### 3. 压力流量控制电液伺服阀

在负载压力反馈电液伺服阀基础上,于滑阀两端再加上对中弹簧,就可构成压力流量控制电液伺服阀,如图 5.47 所示。设对中弹簧的刚度为  $K_s$ ,同前述略去液动力,滑阀力的平衡方程为

$$A_v p_{LP} = A_e p_L + 2K_s y \quad (5.208)$$

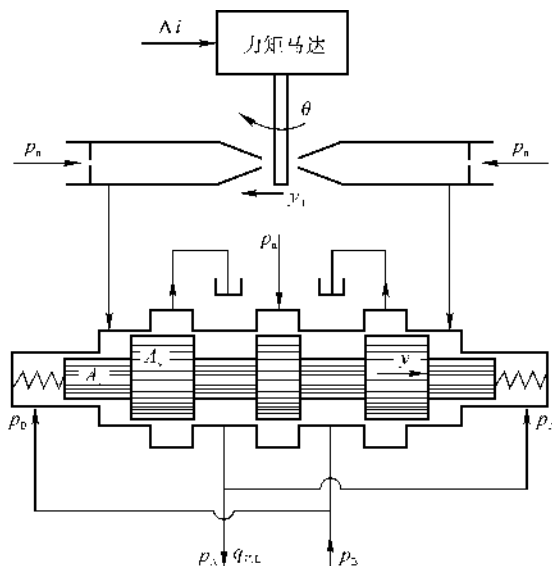


图 5.47 压力流量控制电液伺服阀结构原理图



前置液压放大级与功率液压放大级的流量连续方程仍为式(5.202)。将式(5.208)和式(5.202)合并,可得

$$(Ts + 1)X_y(s) = K_x X_{y_1}(s) - K_{pf} X_{p_L}(s) \quad (5.209)$$

式中  $T$  —— 时间常数,  $T = \frac{A_v^2}{2K_s K_{qp}}$ ;

$K_x$  —— 输入放大系数,  $K_x = \frac{A_v K_{qv}}{2K_s K_{qp}}$ ;

$K_{pf}$  —— 压力反馈系数,  $K_{pf} = \frac{A_c}{2K_s}$ 。

在稳态情况下,式(5.209)变为

$$y = K_x y_1 - K_{pf} p_L \quad (5.210)$$

将  $y_1$  用  $\Delta y_1$  表示,即把式(5.206)代入式(5.210),可得

$$y + K_{pf} p_L = \frac{rK_M K_x}{K_a - K_m} \Delta i \quad (5.211)$$

式(5.211)表明,输入信号  $\Delta i$  与负载压力  $p_L$ 、滑阀位移  $y$  是函数关系,而  $y$  与负载流量  $q_{V,L}$  成正比,故称此阀为压力流量控制电液伺服阀。

仍设功率放大级为零开口四路滑阀,其流量方程为

$$q_{V,L} = \mu b y \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_n - p_L)}$$

将式(5.211)代入上式,得这种阀的流量方程为

$$q_{V,L} = \mu b (K_x K_i \Delta i - K_{pf} p_L) \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_n - p_L)} \quad (5.212)$$

式中

$$K_i = \frac{rK_M}{K_a - K_m}$$

其静态特性曲线如图 5.48 所示。这种电液伺服阀特性曲线的线性很好,但  $q_{V,L}$  随  $p_L$  的变化大,即阀的流量-压力系数大。这是因为当  $p_L$  增加时,除阀口压降减小外,还由于  $p_L$  的反馈作用使滑阀的位移  $y$  减小,导致  $q_{V,L}$  的进一步减小。

这种电液伺服阀由于流量-压力系数大,具有较大的阻尼作用,通常应用于带谐振负载的电液伺服系统(例如振动台试验系统)。

由于稳态时仍有压力反馈作用,使这种电液伺服所控制的液压执行元件的静态刚度下降,因而产生较大的静态误差。

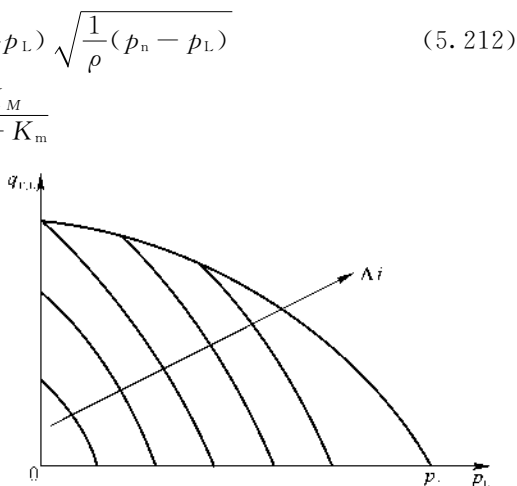


图 5.48 压力流量控制电液伺服阀静态特性曲线

#### 4. 动态压力反馈电液伺服阀

动态压力反馈电液伺服阀的结构原理如图 5.49 所示。它是在压力流量控制的电液伺服阀的负载压力反馈油路中,增加压力微分装置构成的。其中,压力微分装置是由桥式节流回路及两个压力微分液压缸组成的。

在稳态时,  $p_A$  和  $p_B$  不变化,两个压力微分液压缸小活塞的液压作用力与弹簧力平衡,活塞处于某一位置不动,同时阀芯也不移动,所以  $q_{V,1} = q_{V,2} = 0$ 。又因桥式节流回路中四个节流口结构相同,当  $q_{V,1} = 0$  时,  $q_{V,a} = q_{V,b}$ ; 当  $q_{V,2} = 0$  时,  $q_{V,c} = q_{V,d}$ 。所以  $p_{c1} = p_{c2} = p_n/2$ , 即作用在滑阀两端面积  $A_e$  上的压力相等,即不论  $p_A$  和  $p_B$  为何值,只要  $p_A$  和  $p_B$  稳定不变,负载压力  $p_L = p_A - p_B$  对滑阀就没有影响,即无反馈作用。

在动态过程中,  $p_A$  和  $p_B$  都随时间变化,例如,挡板按图示方向运动时,滑阀右移,  $p_A$  增大而  $p_B$  减小。两微分液压缸的小活塞按图示  $x_1$  和  $x_2$  方向运动,流量  $q_{V,1}$  和  $q_{V,2}$  不再为零,且  $q_{V,b} > q_{V,a}$ ,  $p_{c1} > p_n/2$ ;  $q_{V,d} < q_{V,c}$ ,  $p_{c2} < p_n/2$ 。这样,就形成负反馈压力  $p_c = p_{c1} - p_{c2}$ , 即动态过程中有负载压力反馈作用。 $p_{c1}$  和  $p_{c2}$  的变化是由  $q_{V,1}$  和  $q_{V,2}$  引起的,而  $q_{V,1}$  和  $q_{V,2}$  是由  $p_A$  和  $p_B$  的变化引起的。所以这个压力负反馈反映了负载压力  $p_L = p_A - p_B$  的变化率。

总之,这种电液伺服阀,动态过程中负载压力  $p_L$  对阀芯有反馈作用,具有压力流量控制电液伺服阀的特性,可使电液伺服系统的阻尼增大。而稳态时,负载压力无反馈作用,是一个位置反馈电液伺服阀,具有流量控制电液伺服阀的特性,静态刚度好。

动态压力反馈电液伺服阀主要应用于大惯性负载的电液伺服系统。这是因为大惯性负载系统在动态过程中  $p_L$  变化大,要求有较大的阻尼以提高系统的稳定性。

#### 5. 负载流量反馈电液伺服阀

负载流量反馈电液伺服阀的结构原理如图 5.50 所示。在电液伺服阀的负载油路上对称设置两个流量计 A 和 B,用以检测输出的负载流量  $q_{V,L}$ 。流量计由单向阀、锥形计量阀、阀弹簧和反馈弹簧组成。其中,锥形计量阀通过反馈弹簧与挡板连在一起。采用两个流量计是为了在两个方向都能检测滑阀的输出流量。

假若输入信号  $\Delta i = i_1 - i_2$  使挡板左移  $y_1$ ,则滑阀的阀芯将右移  $y$ 。这时,压力为  $p_n$  的油液

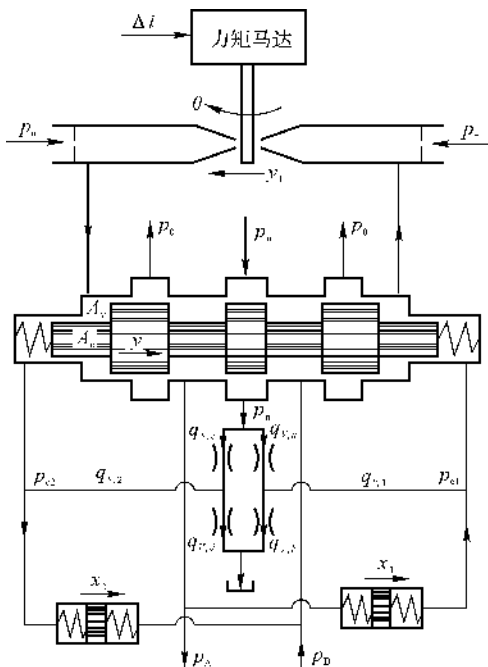


图 5.49 动态压力反馈电液伺服阀结构原理图



通过滑阀后再通过流量计 A 的单向阀流入负载活塞左腔,而锥形计量阀关闭;负载活塞右腔油液通过流量计 B 的锥形计量阀后再通过滑阀流入低压腔,而单向阀关闭。在计量阀弹簧较弱而开度又不大的情况下,计量阀前后的压差可视为常数,因此,通过计量阀的流量与开度成正比。计量阀的开度经反馈弹簧转换成反馈力作用于挡板上,与输入差动电流  $\Delta i$  产生的力矩相平衡。因此,电液伺服阀的输出流量  $q_{v,L}$  与输入差动电流  $\Delta i$  成比例而不受负载压力  $p_L$  变化的影响,其静态特性曲线如图 5.51 所示。

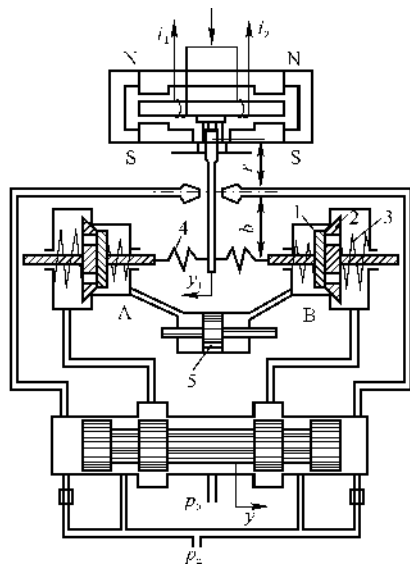


图 5.50 负载流量反馈电液伺服  
阀结构原理图

1—单向阀； 2—计量阀； 3—阀弹簧；  
4—反馈弹簧； 5—负载活塞

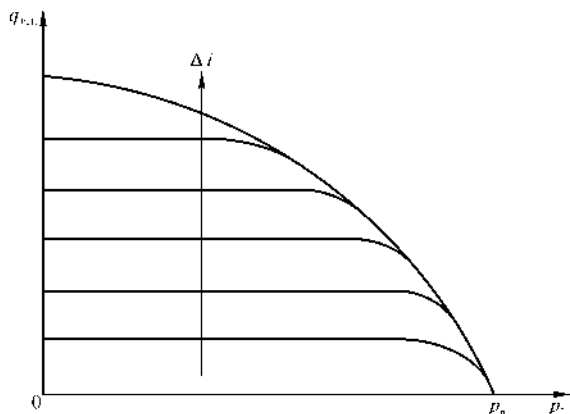


图 5.51 负载流量反馈电液伺服  
阀静态特性曲线

负载流量反馈电液伺服阀直接对负载流量  $q_{v,L}$  进行闭环控制,是一种流量控制电液伺服阀。由于功率放大级的滑阀在闭环之内,所以滑阀的制造精度要求可以降低,但对流量计的精度要求高。

## 习 题

5.1 试比较与分析零开口四路滑阀、正开口四路滑阀和带旁路节流的正开口四路滑阀的特性。

**5.2** 参照图 5.12 和图 5.14, 试推导当滑阀位移为  $-y$  时, 正开口四路滑阀的特性方程, 并导出三个增益系数  $K_{qy}$ 、 $K_{qb}$  和  $K_{py}$ 。





5.3 试分析工作介质对滑阀的作用力产生的原因,包括哪几种作用力,它们对控制系统工作有何影响,如何补偿作用力的影响。

5.4 试述基本滑阀式液压放大器的工作原理;负载力不变与变化时,液压放大器的特性有何不同。

5.5 参照图 5.18,试推导当滑阀位移为  $-y$  时,负载力变化的基本滑阀式液压放大器的动态方程,写出其时间常数和增益系数。

5.6 在图 5.18 中,如果活塞腔 B 有刚度系数为  $K_s$  的弹簧,试推导负载力  $F_L$  不变的滑阀式液压放大器的动态方程,分析弹簧力对动态特性的影响。

5.7 试述比例反馈滑阀式液压放大器的工作原理,调节反馈杠杆比对控制系统性能有何影响。

5.8 试述速度反馈滑阀式液压放大器的工作原理,速度反馈的意义是什么。改变随动活塞中腔层板限流器对液压放大器 and 控制系统性能有何影响。

5.9 在图 5.25 中,如果活塞腔 B 有刚度系数为  $K_{s1}$  的弹簧,在活塞腔 C 有刚度系数为  $K_{s2}$  的弹簧,且负载力  $F_L = F_L(x_p)$ ,试推导速度反馈滑阀式液压放大器动态方程,分析弹簧力对动态特性的影响。

5.10 试述单喷嘴-挡板阀与双喷嘴-挡板阀的工作原理,它们的结构及特性有何不同。

5.11 参照图 5.27,试推导当挡板位移为  $-y$  时的单喷嘴-挡板阀在  $a = 1$  时的流量-压力特性方程,并与式(5.105)比较和分析。

5.12 试述喷嘴-挡板式液压放大器的工作原理。如果特性不满足控制系统要求时,如何调节液压放大器的特性。

5.13 参照图 5.27,如果挡板位移为  $-y$  时,即挡板开度为  $(h_0 + y)$  时,试推导喷嘴-挡板式液压放大器的动态方程,并与式(5.137)进行比较和分析。

5.14 试述单级滑阀式电液伺服阀的组成、工作原理及其性能。

5.15 试述力反馈式电液伺服阀的组成、工作原理。

5.16 试根据力反馈式两级电液伺服阀的基本方程画出传递函数形式的结构图,并分析其动态性能和稳态性能。

5.17 试述不同反馈形式的两级电液伺服阀结构和工作原理特点,并分析其特性。

# 附 录

## 下册目录

第 1 章 绪 论 .....	1
1.1 航空发动机控制的目的和要求 .....	1
1.2 航空发动机控制的发展 .....	3
1.3 航空发动机控制系统的基本类型 .....	16
1.4 航空发动机控制规律、控制模式与控制算法 .....	20
1.5 航空发动机控制系统设计要求 .....	24
1.6 国内航空发动机控制发展概况 .....	26
习 题 .....	27
第 2 章 航空发动机基本使用性能 .....	28
2.1 涡轮喷气发动机的工作过程及性能参数 .....	28
2.2 涡轮风扇发动机的工作过程及特点 .....	33
2.3 单轴涡喷发动机部件的共同工作及控制规律 .....	38
2.4 双轴涡喷发动机部件的共同工作及控制规律 .....	44
2.5 涡扇发动机部件的共同工作及控制规律 .....	50
2.6 涡轮螺旋桨和涡轮轴发动机的工作特点 .....	61
2.7 变循环发动机工作原理及控制模式 .....	65
2.8 压气机控制 .....	69
2.9 发动机的过渡状态控制 .....	72
习 题 .....	79
第 3 章 航空发动机的动态数学模型 .....	81
3.1 航空发动机数学模型概述 .....	81
3.2 基本发动机的数学模型及动态特性 .....	82
3.3 根据发动机的基本方程建立线性模型 .....	96
3.4 根据发动机的非线性模型建立线性模型 .....	113
3.5 航空发动机非线性模型及数字仿真 .....	122



3.6	涡扇发动机部件级非线性实时数学模型 .....	141
3.7	多变量涡扇发动机的线性模型及系数矩阵的计算 .....	146
3.8	航空发动机数学模型辨识 .....	152
习 题	.....	157
第 4 章	超声速进气道与矢量喷管数学模型及控制 .....	159
4.1	超声速进气道的性能参数及特性 .....	159
4.2	超声速进气道数学模型 .....	162
4.3	利用超声速进气道数学模型分析与控制有关问题 .....	168
4.4	超声速进气道的控制方法 .....	172
4.5	轴对称矢量喷管数学模型 .....	175
4.6	利用轴对称矢量喷管数学模型分析与控制有关问题 .....	180
4.7	轴对称矢量喷管控制方法 .....	182
习 题	.....	184
第 5 章	航空发动机机械液压式控制系统 .....	186
5.1	航空发动机控制系统概述 .....	186
5.2	航空发动机开环控制系统 .....	191
5.3	航空发动机闭环转速控制系统 .....	203
5.4	单轴涡喷发动机转速控制系统设计 .....	210
5.5	双轴涡喷发动机转速控制系统设计 .....	220
5.6	航空发动机的加速控制及典型系统 .....	235
5.7	航空发动机的加力控制及典型系统 .....	271
习 题	.....	294
第 6 章	航空发动机多变量控制系统设计 .....	297
6.1	航空发动机线性二次型最优控制 .....	297
6.2	航空发动机最优伺服控制系统 .....	304
6.3	航空发动机模型参考自适应控制 .....	311
6.4	航空发动机多变量控制系统频域分析 .....	327
6.5	航空发动机 $H_{\infty}$ 鲁棒控制 .....	333
6.6	航空发动机神经网络辨识与控制 .....	360
习 题	.....	372
第 7 章	航空发动机 LPV 控制系统设计与智能控制 .....	374
7.1	概述 .....	374
7.2	航空发动机 LPV 模型 .....	375
7.3	基于 KQ 方法的增益调度控制系统设计 .....	379
7.4	基于 LMI 方法的 LPV 控制系统设计 .....	397
7.5	多变量控制系统控制参数的选择 .....	409
7.6	变循环发动机控制模式选择及融合 .....	418



习 题 .....	420
<b>第 8 章 飞行/推进系统综合控制 .....</b>	<b>422</b>
8.1 概述 .....	422
8.2 带矢量推力的飞行/推进系统最优控制 .....	423
8.3 飞行/推进系统 LQG/LTR 控制 .....	440
8.4 航空推进系统性能寻优控制 .....	459
习 题 .....	476
<b>第 9 章 航空发动机电子控制技术.....</b>	<b>477</b>
9.1 概述 .....	477
9.2 全权限数字式电子控制系统 .....	479
9.3 航空发动机数字式电子控制器硬件 .....	485
9.4 航空发动机数字式电子控制器软件 .....	491
9.5 故障检测与余度技术 .....	495
9.6 典型的涡喷发动机全权限数字式电子控制系统 .....	500
习 题 .....	509
<b>第 10 章 超燃冲压发动机与控制 .....</b>	<b>510</b>
10.1 概述 .....	510
10.2 超燃冲压发动机的基本工作原理与控制 .....	511
10.3 基于涡轮的组合循环推进系统与控制 .....	515
10.4 磁性气体动力学在超燃冲压发动机控制中的应用 .....	518
习 题 .....	519
<b>附录.....</b>	<b>520</b>
上册目录 .....	520
<b>参考文献.....</b>	<b>522</b>

## 参考文献

- [1] 吴琪华,等. 航空发动机调节[M]. 北京:国防工业出版社,1986.
- [2] 拉兹特林 M B,等. 喷气发动机附件[M]. 陈兴福,等,译. 北京:国防工业出版社,1978.
- [3] 梅里特 H E. 液压控制系统[M]. 陈燕庆,译. 顾瑞龙,校. 北京:科学出版社,1976.
- [4] 李培滋,王占林. 飞机液压传动与伺服控制(上、下册)[M]. 北京:国防工业出版社,1979.
- [5] 王春行. 液压伺服控制系统[M]. 北京:机械工业出版社,1981.
- [6] 李洪人. 液压控制系统[M]. 北京:国防工业出版社,1981.
- [7] 刘昌旭. 控制系统元件[M]. 西安:西北工业大学出版社,1983.
- [8] 王伯雄,等. 测试技术基础[M]. 北京:清华大学出版社,2003.
- [9] 尤丽华,等. 测试技术[M]. 北京:机械工业出版社,2002.
- [10] 林占江,等. 电子测量技术[M]. 北京:电子工业出版社,2003.
- [11] 冯凯昉,等. 工程测试技术[M]. 西安:西北工业大学出版社,2002.
- [12] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册:第 15 册 控制及燃油系统[M]. 北京:航空工业出版社,2002.
- [13] 刘经燕,等. 测试技术及应用[M]. 广州:华南理工大学出版社,2002.
- [14] 张迎新,等. 非电量测量技术基础[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2002.
- [15] 曾俊英,等. 航空动力装置控制:元件部分[M]. 北京:航空工业出版社,1995.