

GONGCHENG JIXIE YEYA YU YELI CHUANDONG XITONG

# 工程机械

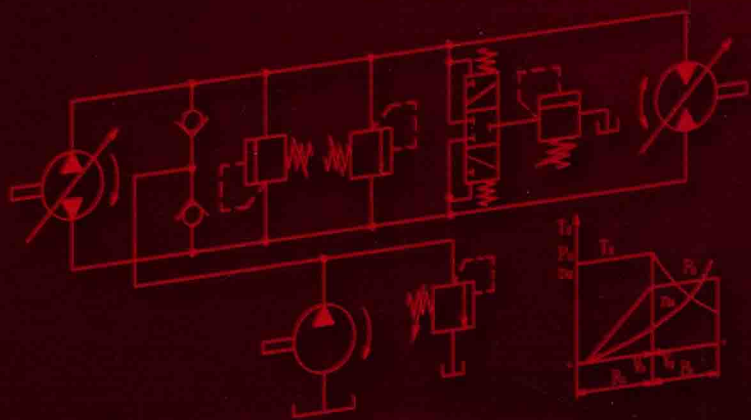
# 液压与液力传动系统

---

## 液力卷

---

初长祥 马文星 编著



化学工业出版社

GONGCHENG JIXIE YEYA YU YELI CHUANDONG XITONG

# 工程机械 液压与液力传动系统 液力卷

初长祥 马文星 编著



化学工业出版社

北京

《工程机械液压与液力传动系统》分为液压卷与液力卷。本书内容以工程机械为载体，密切关注液压与液力传动的典型系统组成与最新技术动向，在充分说明经典理论与应用的基础上，增加了很多最新的技术应用，如液压传动的负荷传感技术、液力传动的流动数值模拟与可视化等。液压卷包括基础知识、液压控制阀、液压回路、液压泵与执行元件、负荷传感液压系统及控制，以及典型工程机械液压系统与控制实例等。液力卷包括液力传动基础、液力变矩器、液力耦合器、液力传动元件设计、液力机械分流传动、液力传动装置、液力传动试验等。作者根据多年教学、科研与工程实践的经验，使本书形成了严密完整的理论体系，对基本概念、典型元件、系统组成与应用都进行了深入阐述，思路清晰，言简意赅，易于读者理解。

本书可供液压、液力传动技术的科研人员、设计人员以及相关工程技术人员学习和参考。

### 图书在版编目 (CIP) 数据

工程机械液压与液力传动系统. 液力卷/初长祥, 马文星编著. —北京: 化学工业出版社, 2015. 4  
ISBN 978-7-122-23293-9

I. ①工… II. ①初…②马… III. ①工程机械-液  
压传动系统 IV. ①TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2015) 第 049707 号

责任编辑: 张兴辉  
责任校对: 宋 玮

文字编辑: 陈 喆  
装帧设计: 王晓宇

出版发行: 化学工业出版社 (北京市东城区青年湖南街 13 号 邮政编码 100011)  
印 装: 大厂聚鑫印刷有限责任公司  
787mm×1092mm 1/16 印张 19 字数 505 千字 2015 年 9 月北京第 1 版第 1 次印刷

购书咨询: 010-64518888 (传真: 010-64519686) 售后服务: 010-64518899  
网 址: <http://www.cip.com.cn>  
凡购买本书, 如有缺损质量问题, 本社销售中心负责调换。

定 价: 89.00 元

版权所有 违者必究

# 序言

工程机械是国家基础建设的主要设备，广泛应用于矿山、公路、铁路、机场、水利、房地产以及其他公共设施的建设，特别是在重大工程施工中发挥着重要作用，如三峡工程、南水北调、高铁设施建设等。此外在核电、石油、化工、钢铁、风电、海洋工程等重大项目中心工程机械同样发挥着举足轻重的作用。工程机械行业是国民经济的支柱产业，是国家重大装备制造业，更是国家综合经济实力的象征。

改革开放以来，我国的工程机械行业得到了持续稳定的发展，产品品种不断增加，门类日渐齐全。我国研制的工程机械不但满足了国内绝大部分施工建设的要求，而且还大量出口到国外，特别是在欧美等发达国家也能看到中国制造的工程机械。

液压与液力传动是工程机械基础性技术，是各主机产业升级、技术进步的重要保障，是工程机械的核心技术之一。液压传动在工程机械中应用非常广泛，尤其是高性能液压元件以及为适应不同机型和工况所组成的高性能液压控制系统是工程机械稳定、高效运行必不可少的支撑。液力传动是工程机械行走系统最主要的传动形式之一，工程机械经常处于低速重载的工作状态，为了提高其对工作载荷的适应能力，大多采用液力传动。此外液力传动还在冶金、化工、石油、矿山、风电等领域有着非常广泛的应用，如液力偶合器在大型泵与风机中的调速节能，导叶可调液力变矩器与行星传动组成调速系统的风电变速恒频新技术等。

以欧美日为代表的工业发达国家和地区历来对液压传动技术非常重视，在工程机械液压与控制系统、高性能液压元件、新材料与新工艺等方面长期投入大量的研发资金，确保了其液压传动与控制技术领域处于世界领先地位。众所周知，液压技术是阻碍我国工程机械良性发展的主要瓶颈之一。我国液压零部件落后于欧美日等发达国家主要表现在液压原理和技术的深度研究、液压元件的试验技术、液压元件的制造工艺、液压元件和系统与整机的匹配技术以及电子控制技术等多个环节。目前我国国有、民营和外资企业都在中国加大投入，因此有望在不久的将来从根本上解决中国本土液压件依靠进口的局面。工程机械液力传动的主要部件为液力变矩器，多年来经过各高校、研究院、所和企业的合作研发，大部分已实现国产化，但在绿色设计和节能减排技术的深度研究方面还需进一步提高。

柳工首席科学家初长祥同志 30 多年来一直工作柳工研发一线，是伴随柳工发展壮大而成长起来的工程机械专家。吉林大学马文星教授是我国著名的液力传动专家、首批柳工特聘科学家。初长祥同志与马文星教授合著的这部《工程机械液压与液力传动系统》，系统地介绍了工程机械液压与液力传动技术，包括基础理论、典型元件、典型系统及应用等多个方面，也包括两位专家多年来的研究成果以及国外在液压和液力传动领域的新技术。这部著作较好地体现了两位专家深厚的技术底蕴和解决实际问题的能力，诚为工程机械行业液压和液力传动技术领域的一本好书。



# I 前言 I

液压传动与液力传动都为流体传动，一字之差，易让初学者或非专业人士混为一谈。两者从传动原理、理论到典型的元件，乃至系统的应用都大相径庭。液压传动依靠流动压力能进行能量传递，是根据17世纪帕斯卡提出的液体静压力传动原理而发展起来的，如今已在工程机械领域获得了广泛应用。液力传动依靠流动动能进行能量传递，迄今为止也有100多年的发展历史，是工程机械行走系统的重要传动元件。

有关液压与液力传动的教科书或专著众多，且不乏优秀的作品。但详尽阐述工程机械液压与液力传动的原理、元件、系统组成与最新技术的专业书籍尚不多见，本书即以此为目的而编著。本书可作为有关专业高校教师与企业技术人员的参考书。本书以工程机械为载体，密切关注液压与液力传动的典型系统组成与最新技术动向，在充分说明经典理论与应用的基础上，增加了很多最新的技术应用。如液压传动的负荷传感技术、液力传动的流动数值模拟与可视化等。编著者根据多年教学、科研与工程实践的经验，使本书形成了严密完整的理论体系，对基本概念、典型元件、系统组成与应用都进行了深入阐述，思路清晰，言简意赅，易于读者理解。

本书分为液压与液力两卷。液压卷共7章，第1章为基础知识，第2章介绍液压控制阀，第3章介绍液压回路，第4、第5章分别介绍液压泵与执行元件，第6章介绍负荷传感液压系统及控制，第7章则以典型工程机械为例介绍液压系统与控制。液力卷也为7章，第1章为液力传动基础，第2、第3章分别介绍液力变矩器与液力偶合器，第4章系统阐述液力传动元件的设计方法，第5章介绍液力机械分流传动，第6章介绍液力传动装置，第7章则为液力传动的试验。液压与液力传动技术通过众多专业人士的不懈努力，正在不断取得进步。希望本书能够展现液压与液力传动技术的魅力，使读者不仅能学到理论知识，又能掌握理论知识在工程实践中的应用，感受到从理论到实践的严谨科学态度。借用唐代诗人刘禹锡的名句“千淘万漉虽辛苦，吹尽狂沙始到金”与广大同仁共勉。

广西柳工集团有限公司总裁、广西柳工机械股份有限公司董事长曾光安先生对本书写作给予了热情的鼓励与帮助，并亲为作序，同时笔者还参考了诸多专业书籍以及国外公司的产品样本、使用和维修手册等资料，在此一并表示衷心感谢。

参与校对、整理、图表制作的还有刘春宝、吕景忠、张雁、才委、卢秀泉、柴博森、袁哲、谭越、王松林、许文、吴岳诗等。

本书成书过程中虽数易其稿，但因液压与液力传动知识博大精深，而笔者水平有限，难免有不足之处，恳请广大读者批评指正。

初长祥  
马文星

# 目 录

## 第1章 液力传动基础

001

- 1.1 液力传动定义、基本概念 ..... 001
  - 1.1.1 液力传动定义 ..... 001
  - 1.1.2 叶轮 ..... 001
  - 1.1.3 工作腔及其参数 ..... 002
- 1.2 液力传动的分类、特点及应用 ..... 002
  - 1.2.1 液力传动的分类 ..... 002
  - 1.2.2 液力传动的特点 ..... 003
  - 1.2.3 液力传动的应用 ..... 004
- 1.3 液体在叶轮中的运动 ..... 004
  - 1.3.1 液体流动的基本控制方程 ..... 004
  - 1.3.2 液体在叶轮中的运动分析 ..... 005
  - 1.3.3 一元束流理论的假设 ..... 006
  - 1.3.4 速度的计算及速度三角形 ..... 007
- 1.4 叶片式机械的基本方程 ..... 009
  - 1.4.1 动量矩方程 ..... 009
  - 1.4.2 速度环量 ..... 009
  - 1.4.3 理论能头 ..... 012
- 1.5 叶片数目有限对液流的影响 ..... 013
- 1.6 液力传动的功率损失 ..... 017
  - 1.6.1 液力损失 ..... 017
  - 1.6.2 机械损失 ..... 020
  - 1.6.3 容积损失 ..... 022
- 1.7 液力传动油 ..... 024
  - 1.7.1 液力传动油的基本要求 ..... 024
  - 1.7.2 常用液力传动油 ..... 024
  - 1.7.3 水基难燃液的种类 ..... 025

## 第2章 液力变矩器

027

- 2.1 液力变矩器的结构和工作原理 ..... 027
- 2.2 液力变矩器的特性 ..... 029
  - 2.2.1 液力变矩器的外特性 ..... 029
  - 2.2.2 液力变矩器的原始特性 ..... 030
  - 2.2.3 液力变矩器的全特性 ..... 032
  - 2.2.4 液力变矩器的输入特性 ..... 034
  - 2.2.5 液力变矩器的动态特性 ..... 034
- 2.3 液力变矩器的分类和结构特点 ..... 038
  - 2.3.1 液力变矩器的分类 ..... 038
  - 2.3.2 液力变矩器的结构特点 ..... 039
- 2.4 液力变矩器泵轮、涡轮、导轮的工作特性 ..... 056
  - 2.4.1 液力变矩器泵轮的工作特性 ..... 056
  - 2.4.2 液力变矩器涡轮的工作特性 ..... 058
  - 2.4.3 液力变矩器导轮的工作特性 ..... 060
- 2.5 液力变矩器的转矩、功率及特性计算 ..... 061
  - 2.5.1 液力变矩器的转矩和功率计算 ..... 061
  - 2.5.2 基于一维束流理论的液力变矩器特性计算 ..... 064
  - 2.5.3 基于三维流动理论的液力变矩器特性 CFD 计算 ..... 065
- 2.6 液力变矩器与动力机的共同工作 ..... 067
  - 2.6.1 输入功率 ..... 067
  - 2.6.2 泵轮特性曲线族和涡轮特性曲线族 ..... 067
  - 2.6.3 液力变矩器和动力机共同工作特性曲线 ..... 069
  - 2.6.4 液力变矩器与动力机的匹配 ..... 069
  - 2.6.5 液力变矩器尺寸的选择 ..... 073
- 2.7 液力变矩器性能及其评价标准 ..... 076
  - 2.7.1 变矩性能 ..... 076
  - 2.7.2 自动适应性能 ..... 076
  - 2.7.3 经济性能 ..... 076
  - 2.7.4 负荷特性 ..... 077
  - 2.7.5 透穿性能 ..... 077



2.7.6 相容性能 .....	079
2.8 液力变矩器补偿压力的选择及冷却系的计算 .....	080

2.8.1 液力变矩器补偿压力的选择 .....	080
2.8.2 冷却循环流量和散热面积 .....	082

### 第3章 液力耦合器

084

3.1 液力耦合器的工作原理及特点 .....	84	3.4.2 耦合器与异步电机的共同工作 .....	97
3.1.1 耦合器的基本工作过程 .....	84	3.5 液力耦合器的分类及结构 .....	98
3.1.2 耦合器的特点 .....	85	3.5.1 液力耦合器分类 .....	98
3.2 液力耦合器的转矩和流量 .....	86	3.5.2 普通型液力耦合器 .....	101
3.2.1 耦合器的转矩 .....	86	3.5.3 限矩型液力耦合器 .....	102
3.2.2 耦合器的流量 .....	88	3.5.4 普通型、限矩型液力耦合器的安全保护装置 .....	116
3.3 耦合器的特性 .....	89	3.5.5 调速型液力耦合器 .....	120
3.3.1 耦合器的特性参数 .....	89	3.6 液力减速器 .....	138
3.3.2 耦合器的外特性 .....	90	3.6.1 液力减速器概述及其特点 .....	138
3.3.3 耦合器全特性曲线 .....	91	3.6.2 液力减速器工作原理和类型 .....	140
3.3.4 耦合器的原始特性 .....	92	3.6.3 液力减速器典型结构 .....	141
3.3.5 耦合器的通用特性 .....	93	3.6.4 液力减速器的控制系统 .....	143
3.3.6 耦合器部分充液时的工作特性 .....	93	3.7 液力变矩耦合器 .....	145
3.4 耦合器和原动机的共同工作 .....	95		
3.4.1 耦合器和内燃机的共同工作 .....	95		

### 第4章 液力传动元件设计

147

4.1 液力元件的相似设计法 .....	147	4.3 液力耦合器设计 .....	181
4.2 液力变矩器设计方法 .....	148	4.3.1 液力耦合器设计计算 .....	181
4.2.1 统计经验设计方法 .....	148	4.3.2 限矩型液力耦合器设计 .....	196
4.2.2 理论设计法 .....	151	4.3.3 调速型液力耦合器设计 .....	204
4.2.3 逆向设计法 .....	176		

### 第5章 液力机械分流传动

214

5.1 分类及原理概述 .....	214	5.3 功率外分流液力机械变矩器 .....	217
5.2 功率内分流液力机械变矩器 .....	215	5.3.1 外分流传动方案 .....	217
5.2.1 导轮反转内分流液力机械变矩器 .....	215	5.3.2 基本方程 .....	218
5.2.2 多涡轮内分流液力机械变矩器 .....	216	5.3.3 用于特定变矩器的方程 .....	222
		5.3.4 分流传动特性的计算方法及实例 .....	226

### 第6章 液力传动装置

230

6.1 液力传动装置概述 .....	230	6.2.1 动力换挡定轴变速器 .....	230
6.2 动力换挡变速器 .....	230	6.2.2 动力换挡行星变速器 .....	235

6.3 液力变矩器传动装置 .....	242	变速器 .....	251
6.3.1 三元件液力变矩器传动装置 .....	242	6.5 液力偶合器传动装置 .....	254
6.3.2 双涡轮液力变矩器传动装置 .....	242	6.5.1 前置齿轮式增速型液力偶合器传动装置 .....	254
6.3.3 导轮反转型液力变矩器传动装置 .....	242	6.5.2 后置齿轮式液力偶合器传动装置 .....	255
6.3.4 功率外分流液力变矩器传动装置 .....	246	6.5.3 复合齿轮式液力偶合器传动装置 .....	256
6.4 液力自动变速传动装置 .....	248	6.5.4 组合成套型液力偶合器传动装置 .....	258
6.4.1 电子控制自动变速系统的组成及原理 .....	248	6.5.5 后置齿轮式减速正车型液力偶合器传动装置 .....	258
6.4.2 ZF 5HP500 型液力机械自动变速器 .....	249	6.5.6 多元组合型液力偶合器传动装置 .....	259
6.4.3 装载机液力机械自动			

## 第7章 液力传动试验

262

7.1 试验目的和试验项目 .....	262	7.3 液力元件基本性能试验方法 .....	271
7.1.1 试验目的 .....	262	7.3.1 外特性试验 .....	271
7.1.2 试验项目 .....	262	7.3.2 内特性试验 .....	277
7.2 试验台架与仪器设备 .....	263	7.4 实用性能试验和生产检验性试验 .....	285
7.2.1 试验台架 .....	263	7.4.1 实用性能试验 .....	285
7.2.2 试验设备 .....	263	7.4.2 生产检验性试验 .....	285
7.2.3 测试仪器 .....	268		

## 参考文献

294

### 1.1.2 叶轮

叶轮是液力变矩器与液力偶合器的核心部件，由壳体机壳和叶片组成。液力变矩器叶轮由壳体机壳和叶片组成，壳体机壳由壳体机壳和叶片组成。

液力变矩器叶轮与壳体机壳直接相连，壳体机壳由壳体机壳和叶片组成。液力变矩器叶轮与壳体机壳直接相连，壳体机壳由壳体机壳和叶片组成。

液力变矩器叶轮与壳体机壳直接相连，壳体机壳由壳体机壳和叶片组成。液力变矩器叶轮与壳体机壳直接相连，壳体机壳由壳体机壳和叶片组成。

从液力变矩器叶轮与壳体机壳直接相连，壳体机壳由壳体机壳和叶片组成。

液力变矩器叶轮与壳体机壳直接相连，壳体机壳由壳体机壳和叶片组成。



# 第1章 液力传动基础

## 1.1 液力传动定义、基本概念

### 1.1.1 液力传动定义

以液体为工作介质，在两个或两个以上叶轮组成的工作腔内，主要依靠工作液体动能的变化传递或实现能量变换的液体元件称为液力传动元件。在传动系统中，若有一个或一个以上的环节采用液力传动元件传递动力时则称为液力传动。液力传动元件的基本形式为液力变矩器和液力偶合器，其简图如图 1-1 和图 1-2 所示。

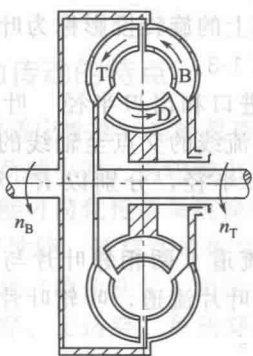


图1-1 液力变矩器

B—泵轮；T—涡轮；D—导轮

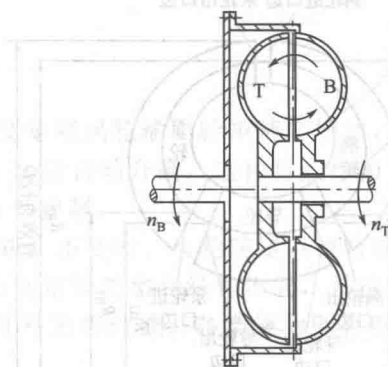


图1-2 液力偶合器

B—泵轮；T—涡轮

基本的液力变矩器由泵轮、涡轮和导轮三个叶轮组成，形成一个封闭的工作液体循环流动空间，各叶轮上分布若干空间弯曲叶片。液力偶合器为仅由泵轮和涡轮两个叶轮组成的元件，且一般为径向排列的平面直叶片。

### 1.1.2 叶轮

① 泵轮 泵轮与输入轴刚性连接，由动力机带动其旋转。泵轮从动力机吸收机械能，并使之转化为液流动能。泵轮以字母 B 表示。

② 涡轮 涡轮与输出轴直接相连，使液体动能转化为机械能并向工作机输出。涡轮以字母 T 表示。

③ 导轮 导轮直接或间接（如通过单向离合器）固定在不动的壳体上。导轮一般不旋转，既不吸收也不输出能量，只是通过叶片对液流的作用来改变液流流动方向，进而改变液流的动量矩，以改变涡轮转矩，达到“变矩”的目的。根据需要导轮可在一定工况区内自由空转。导轮以字母 D 表示。液力偶合器则无导轮，只有泵轮和涡轮。

从液流的流动方向来分类，叶轮有向心式、离心式和轴流式三种。

工作液体由周边向中心流动的叶轮称为向心叶轮，工作液体由中心向周边流动的叶轮称

为离心叶轮，沿着轴向流动的称为轴流叶轮。在液力元件中，泵轮均为离心式，导轮多为向心式或轴流式，涡轮则三种形式均有。

### 1.1.3 工作腔及其参数

① 工作腔 由叶轮叶片间通道和引导液流运动的内、外环表面所限制的空间构成工作腔。当液力元件工作时，液流在工作腔内循环流动，不断进行机械能和液体动能的转换。工作腔不包括液力耦合器的辅助腔。

② 辅助腔 在液力耦合器中，用来调节工作腔液体充满度的不传递能量的腔室称为辅助腔。

③ 有效直径 工作腔的最大直径，以字母  $D$  表示，如图 1-3 所示。

④ 轴线和轴面 液力元件各叶轮共同的旋转轴线称为轴线，见图 1-3 中  $o'-o'$ 。通过轴线的平面称为轴面。轴面有无穷多个，图 1-3 即为一个轴面。

⑤ 循环圆 工作腔的轴面投影图称为液力元件的循环圆。其上部 and 下部相对于轴线  $o'-o'$  对称，所以，习惯上只用轴线上半图形表示。循环圆表示液力元件的形式、各叶轮的排列顺序、相互位置和相关的几何尺寸，它概括了一个液力元件的几何特性。

⑥ 内环和外环 叶轮流道的外壁面称为外环，内壁面称为内环，如图 1-3 所示。

⑦ 叶片进口边和出口边 叶轮进口处和出口处在轴面上的旋转投影称为叶片进口边和出口边，见图 1-3。

⑧ 叶片进口和出口半径 叶片进口边和出口边与平均流线的交点至轴线的距离称为叶片进口和出口半径，分别以  $R_1$  和  $R_2$  表示，见图 1-3。

⑨ 叶轮流道 两相邻叶片与内外环所组成的空间称为叶片流道，叶轮叶片流道的总和称为叶轮流道。

⑩ 叶片骨线 叶片沿流线方向截面形状的几何中线称为叶片骨线。

⑪ 叶片角 在平均流线处叶片断面的骨线的切线方向与圆周速度正向间的夹角称为叶片角，以  $\beta$  表示。

⑫ 液流角 相对速度与圆周速度正向间的夹角称为液流角，以  $\beta_y$  表示。若假定叶片无穷多，无限薄，则  $\beta = \beta_y$ 。

⑬ 流面 液力元件中液流的运动非常复杂。通常假定液体质点是沿着无穷多同轴线的旋转曲面而运动，各个旋转曲面上液体质点不能彼此逾越，亦即各液体质点运动的迹线都位于各自的旋转曲面上，这些旋转曲面称为流面。

⑭ 平均流面 位于叶轮内环和外环流面之间的一个流面。它把叶轮流道分成两部分，使这两部分的流量相等，均等于循环流量的一半，这个特定的流面称为叶轮流道的平均流面。

⑮ 平均流线 平均流面与轴面的交线称为在轴面上的平均流线，如图 1-3 所示。

## 12 液力传动的分类、特点及应用

### 1.2.1 液力传动的分类

液力传动元件分为液力变矩器、液力耦合器和液力机械变矩器。

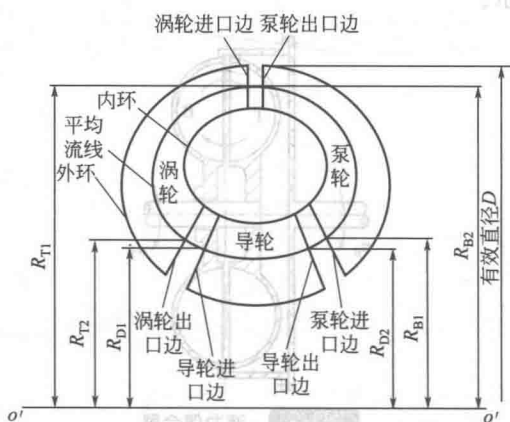


图 1-3 循环圆

液力变矩器的基本结构形式由泵轮、涡轮和导轮三个叶轮组成。泵轮的输入端和涡轮输出端不存在刚性连接。由于导轮的作用使得在输出轴转速较低时, 涡轮输出转矩大于泵轮输入转矩。实际上它是以液体为工作介质的转矩变换器, 故称液力变矩器。

液力偶合器只有泵轮和涡轮两个叶轮, 若忽略轴承、密封等机械损失, 理论上其涡轮输出转矩等于泵轮输入转矩。泵轮和涡轮不存在刚性连接, 涡轮输出转速小于泵轮输入转速, 存在转差。随着负载的变化, 转差也变化。若将液力偶合器的涡轮固定, 充入工作液体后固定的涡轮对旋转的泵轮起到制动减速作用, 即为液力减速器。实际上液力减速器是工作在涡轮输出转速为零速工况的液力偶合器, 其作用不是传动而是耗能制动减速。

液力机械变矩器一般由液力变矩器与齿轮机构组合而成, 同样具有无级变矩和变速能力, 其性能相当于一个新的液力变矩器。其特点是存在功率分流。按功率分流方式分为功率内分流液力机械变矩器和功率外分流液力机械变矩器。功率内分流液力机械变矩器的功率分流产生在液力变矩器内部, 如双涡轮液力变矩器、导轮可反转液力机械变矩器等; 而液力变矩器与行星机构的各种组合传动属于功率外分流液力机械变矩器, 动力机的功率被液力变矩器和行星排的构件分流, 部分功率经由液力变矩器传动, 其他功率则经由机械元件传递。

通常, 液力变矩器、液力偶合器和液力机械变矩器与机械变速器组合在一起称为液力传动装置。

## 1.2.2 液力传动的特点

① 自动适应性能 当外载荷增大时, 液力变矩器涡轮输出转矩随之增加, 转速自动降低; 而外载荷减小时, 涡轮输出转矩随之减小, 转速自动升高, 这种特点称为自动适应性。利用这一性能可简化传动系统操纵, 易于实现自动控制。

② 透穿性能 透穿性是指泵轮转速(或转矩)不变时, 泵轮转矩(或转速)随涡轮转矩和转速变化(载荷变化)而变化的性能。液力变矩器类型和结构不同, 其透穿性也不同。分为不可透穿、正透穿、负透穿、混合透穿等几种透穿性能。各类液力偶合器均具有可透穿性。

③ 防振隔振性能 液力传动为柔性传动, 输入端和输出端无刚性连接, 可以减弱动力机的扭振和来自负载的振动, 减缓冲击, 提高动力机和传动装置的寿命, 并提高车辆乘坐舒适性。

④ 无级调速性能 在动力机外特性和载荷特性不变的情况下, 可调式液力变矩器和调速型液力偶合器都可无级地调节工作机的转速, 因而可节能。

⑤ 反转制动性能 轴流式或者离心涡轮式液力变矩器具有良好的反转制动性能。

⑥ 带载启动性能 装有液力传动的设备可以带载启动, 实现动力机空载起步、软启动, 使动力机的稳定工况区扩大。如果动力机是内燃机则不易熄火。

⑦ 多机并车性能 当工作机采用多台动力机驱动时, 液力传动易于并车, 并能自动协调载荷分配。

⑧ 过载保护性能 在一定的泵轮转速下, 泵轮、涡轮和导轮的转矩只能在一定范围内随工况变化。如果载荷转矩达到涡轮的最大转矩, 则涡轮转速减小直至为零。在此过程中, 各叶轮的转矩不会超出其固有的变化范围, 因而对动力机和工作机均可起到过载保护作用。

⑨ 效率 液力传动的效率随工况变化, 液力变矩器的最高效率约为 85%~90%, 液力偶合器的最高效率约为 96%~98%。

⑩ 辅助系统 除普通型和限矩型液力偶合器外, 通常液力元件需要外加补偿、润滑和冷却等辅助系统。

## 1.2.3 液力传动的应用

① 作为车辆的传动系统 内燃机车、重型卡车、装载机、推土机、平地机、叉车等工程车辆、军用车辆和汽车应用液力变矩器，均可获得优良性能。

② 用于工作机的调速 电厂的锅炉给水泵、锅炉送风机与引风机、钢厂转炉除尘风机、石油管道输油泵等设备采用调速型液力偶合器，可按工艺流程需要调节工作机转速，因而具有明显的节能效果；挖泥船及钻机的起重设备应用可调式液力变矩器，可满足提升和下放作业频繁交替、变速和操作简单的要求。

③ 用于大惯量设备的启动 带式输送机、刮板输送机、球磨机、破碎机、塔式起重机等大惯量设备启动困难，需要选用较大容量电机，且对电网有冲击。应用限矩型液力偶合器可使电机空载起步，实现软启动，即缓慢启动负载，从而降低电机容量，提高运行效率和电机功率因数，使设备顺利启动与运行，并具有节能效果。

④ 对设备的过载保护 刮板输送机、带式输送机等设备应用限矩型液力偶合器，在过载时可保护设备不受损坏。工程机械的载荷变化很大，常常过载，液力传动可防止过载，传动系统零部件寿命大大提高。

⑤ 多动力的并车传动 在船舶、钻机及其他机械中采用几个动力机驱动同一工作装置，应用液力传动使多机并车，实现动力机工作协调和功率平衡，并可顺序延时启动，降低启动冲击载荷和电流。

⑥ 用于反转方向 要使工作机正、反转换向，可用液力传动来实现，如采用液力自动换挡变速器。

⑦ 用于车辆和设备的减速制动 液力减速器是一种特殊的液力偶合器，在重型载重车、内燃机车、下运带式运输机有广泛的应用。液力变矩器的涡轮反制动性可控制重物下放的速度，在特种起重设备上有应用。

## 1.3 液体在叶轮中的运动

### 1.3.1 液体流动的基本控制方程

#### (1) 流量方程

由于液力传动元件的内部流动极其复杂，为掌握其基本规律，先讨论一维流动基础。当液体沿着某一几何形状的管路流动时，如图 1-4 所示，只要对管路的两个过流断面作为控制面进行计算，就可以得出流量方程。在稳定流动时有

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 \quad (1-1)$$

式中  $A_1$ ——过流断面 1 的面积， $\text{m}^2$ ；

$A_2$ ——过流断面 2 的面积， $\text{m}^2$ ；

$v_1$ ——过流断面 1 的液体平均流速， $\text{m/s}$ ；

$v_2$ ——过流断面 2 的液体平均流速， $\text{m/s}$ 。

过流断面是指流束的一个横断面。若组成流束的流线互相平行，过流断面为一平面；若组成流束的流线不平行，则过流断面为一曲面。

对不可压缩的均质液体，密度  $\rho$  为一常数，即

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho \quad (1-2)$$

式(1-1)就可写成

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = v_i A_i = \text{常数} \quad (1-3)$$

式(1-3)即为流量方程。

定义速度与过流断面的乘积为流量,并记为 $Q$ 。式(1-3)也就能写成

$$Q_1 = Q_2 = \dots = Q_i = Q = \text{常数} \quad (1-4)$$

式(1-4)是流量方程的又一表达式。式中的流量一般是指体积流量。在已知流量 $Q$ 和过流断面面积 $A_i$ 的情况下,根据流量方程可以求得液体流过该过流断面的平均流速 $v_i$

$$v_i = \frac{Q}{A_i} \quad (1-5)$$

液体在液力元件叶轮流道中流动时,若忽略液体在各叶轮之间的漏损,可以认为液体在各叶轮流道中的流动遵循流量方程。

## (2) 伯努利方程

液力传动是利用液体的流动来传递能量的。液体在流动过程中能量守恒定律的数学表达式称为伯努利方程或能量方程。

当连续的、不可压缩的液体沿任何形状的静止流道(图1-4)做稳定流动时,例如,液体在固定不动的导轮叶片流道中的流动,只要在液体的流动过程中没有能量的输入和输出,如在液体的流动过程中不对流道进行加热或冷却;或者在液体流动过程中没有流量的输入和输出,那么,在流道任意两个缓变流的过流断面上,都将遵循下面的等式关系

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \sum h_s \quad (1-6)$$

式中  $Z_1, Z_2$ ——断面1和2处单位重量液体位能的平均值, m;

$\rho$ ——工作液体的密度, kg/m<sup>3</sup>;

$\frac{p_1}{\rho g}, \frac{p_2}{\rho g}$ ——断面1和2处单位重量液体压力能的平均值, m;

$\frac{v_1^2}{2g}, \frac{v_2^2}{2g}$ ——断面1和2处单位重量液体动能的平均值, m;

$\sum h_s$ ——单位重量液体由断面1流至断面2时的能量损失总和, m。

式(1-6)即为实际液体在静止流道中流动时能量守恒定律的数学表达式,也称为液体做绝对运动时的伯努利方程。

在式(1-6)中,如果不考虑液体在流动过程中的能量损失,可以看出,在任意一个缓变流动的过流断面上,单位重量液体都具有三种形式的能量,即位能、压力能和动能。这三种能量随流道中过流断面面积的大小而变化,但能量之和却是不变的,守恒的。这就是液体做绝对运动时伯努利方程的物理意义。

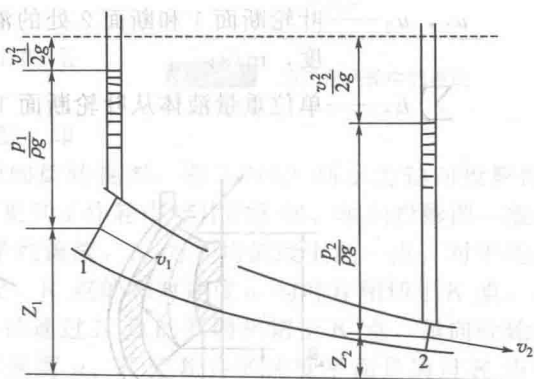


图1-4 液体在管路中的流动

## 1.3.2 液体在叶轮中的运动分析

液体在旋转的叶轮(如泵轮、涡轮)中流动时(图1-5),液体一方面相对叶轮流道做相对运动,同时又随着叶轮一起做圆周运动(牵连运动)。在这种情况下,就必须把绝对运动的伯努利方程转化为相对运动的伯努利方程。取叶轮的进口断面为断面1,叶轮的出口断



面为断面 2, 则其表达式为

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + \sum h_s \quad (1-7)$$

或为

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} + \sum h_s \quad (1-8)$$

式中  $Z_1, Z_2$ ——叶轮断面 1 和断面 2 处单位重量液体位能平均值, m;

$w_1, w_2$ ——叶轮断面 1 和断面 2 处液体质点相对叶片的平均速度, m/s;

$u_1, u_2$ ——叶轮断面 1 和断面 2 处的液体质点随叶轮旋转的牵连速度, 亦即圆周速度, m/s;

$\sum h_s$ ——单位重量液体从叶轮断面 1 流至断面 2 的能量损失总和, m。

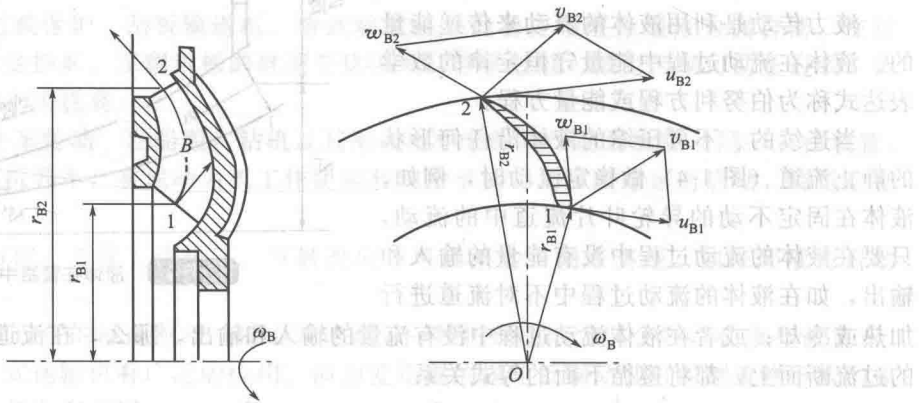


图1-5 液体在旋转叶轮中的流动

1—入口; 2—出口

在液力传动旋转的叶轮中, 由于有能量的输入和输出, 因此, 进口处的总能量和出口处的总能量不再保持恒等。对图 1-5 中所示的泵轮, 由于出口处半径  $r_{B2}$  大于入口处半径  $r_{B1}$ , 出口处的圆周速度  $u_{B2}$  就大于入口处的圆周速度  $u_{B1}$ , 所以出口处总能量比入口处的总能量大, 这是因为液体在旋转的泵轮中流动时, 由于圆周运动使液体产生离心力, 在离心力的作用下液体从泵轮入口流至出口处时获得了能量, 其大小为

$$E_B = \frac{u_{B2}^2 - u_{B1}^2}{2g} \quad (1-9)$$

液体在旋转的泵轮中获得的能量, 正是发动机所消耗的能量。

液体在涡轮中的流动情况 (图 1-6) 与在泵轮中的流动情况相反。因为涡轮的出口处半径  $r_{T2}$  小于入口处半径  $r_{T1}$ , 出口处圆周速度  $u_{T2}$  就小于入口处的圆周速度  $u_{T1}$ , 所以, 涡轮出口处的总能量比入口处总能量小, 其值为

$$E_T = -\frac{u_{T2}^2 - u_{T1}^2}{2g} \quad (1-10)$$

这说明液流在涡轮中流动时, 能量是减小的, 这部分减小的能量  $E_T$  就转换成机械能而输出。

### 1.3.3 一元束流理论的假设

液体在叶轮中的运动是一种复杂的空间三维流动, 直接进行分析很困难, 通常采用一元



束流理论假设，进行原理性的流动分析。所谓一元束流理论，是指流动参数只与沿流线的曲线坐标系中的一个坐标参数有关。按一元束流理论，对工作轮中的流动作以下假设。

- ① 叶轮叶片无穷多，无限薄。叶轮中的总液流由许多流束组成，流动轴对称。
- ② 出口液流方向决定于叶片出口角，与进口流动无关。
- ③ 同一过流断面上各点轴面速度相等。
- ④ 叶轮流道中的流动情况可用平均流线上的流体的运动参数来描述。

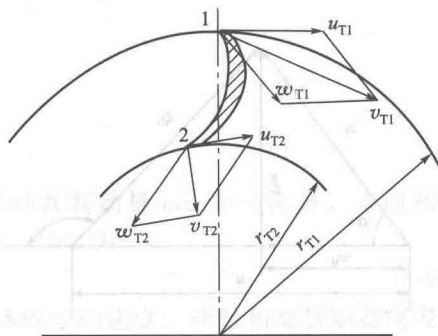


图1-6 液体在涡轮中的流动

1—入口；2—出口

图 1-7 中 (a) 所示为工作轮的轴面投影图，即我们用过轴心线的平面与工作轮相剖切所得到的旋转视图；图 1-7(b) 所示为轴向投影图，即我们沿轴的方向所见到的工作轮的视图。为见到工作轮中叶片的形状，轴向投影图一般是将工作轮的内环去掉后的视图。图中  $c-c$  为平均流线， $K$  为平均流线上的一点。对平均流线上的任意一点  $K$  的速度加以分析。根据假设， $K$  点的相对速度  $w$  与叶片相切于  $K$  点，指向液流运动方向。圆周速度  $u$  与以轴心为中心的通过  $K$  点的圆周相切于  $K$  点，指向叶轮旋转方向。相对速度与圆周速度的向量和为绝对速度  $v$ 。 $K$  点所在的速度平面是通过  $K$  点与平均流线相切的平面  $N$ 。从图 1-7 中可见，绝对速度在轴面投影图中的投影称为轴面速度  $v_m$ ，同一过流断面上轴面速度相等的假设使轴面速度与同一过流断面上点的位置无关，而只与轴面流线上的位置有关。这就是一元束流理论的含义。

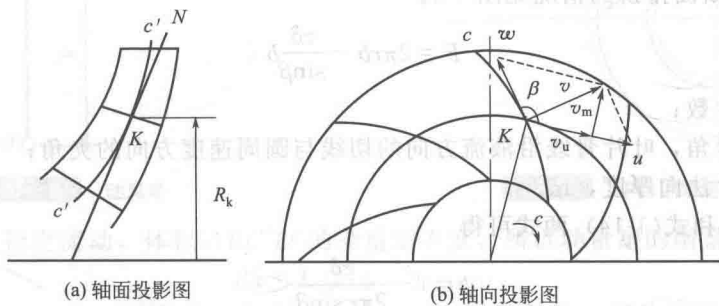


图1-7 液体质点在叶轮内的流动

依据以上假设，液体在流道内的三维空间流动被简化为一维束流流动。所以在研究液体在叶轮中的运动时，只要对一个轴面进行讨论即可，不必对流动空间每一个流体质点的运动情况进行分析。

### 1.3.4 速度的计算及速度三角形

为便于研究和计算，绝对速度  $v$  分解为两个相互垂直的分速度  $v_m$  和  $v_u$ ，速度三角形如图 1-8 所示，其中  $\beta$  为叶片角。

$$v = u + w = v_u + v_m \tag{1-11}$$

式中  $v_u$ ——绝对速度  $v$  在圆周方向的投影，m/s；

$v_m$ ——绝对速度  $v$  的轴面速度分量，m/s。

通常情况下，圆周速度、轴面速度和叶片角均为已知，用几何作图法即可作出速度三角形。

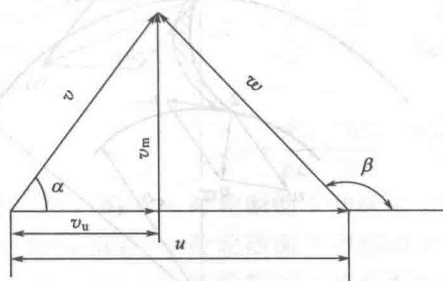


图1-8 速度三角形

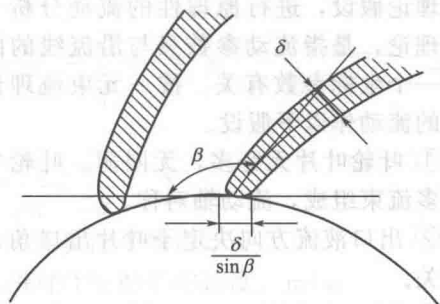


图1-9 叶片厚度对流道的排挤

根据假设,同一轴面液流过流断面上各点轴面速度相等。因此,轴面速度  $v_m$  为

$$v_m = \frac{Q}{F} \quad (1-12)$$

式中  $Q$ ——通过叶轮的流量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$F$ ——轴面液流的有效过流断面面积,  $\text{m}^2$ 。

不计叶片厚度,设其过流断面面积  $F' = 2\pi r b$ , 式中,  $b$  为过流断面在轴面投影中的宽度,  $r$  为过流断面轴面上宽度  $b$  的中心点距转轴的半径。而实际叶片有一定的厚度,会占去一部分过流断面面积,故实际上有效过流断面的面积  $F < F'$ 。

$$F = \psi F' \quad (1-13)$$

式中  $\psi$ ——排挤系数,考虑叶片排挤过流断面的影响。

叶片对过流断面排挤的情况见图 1-9。

$$F = 2\pi r b - \frac{z\delta}{\sin\beta} b \quad (1-14)$$

式中  $z$ ——叶片数;

$\beta$ ——叶片角,叶片骨线沿液流方向的切线与圆周速度方向的夹角;

$\delta$ ——叶片法向厚度,  $\text{m}$ 。

由式(1-13)和式(1-14)两式可得

$$\psi = 1 - \frac{z\delta}{2\pi r \sin\beta} < 1 \quad (1-15)$$

圆周速度  $u$  为

$$u = R\omega = \frac{n\pi R}{30} \quad (1-16)$$

式中  $R$ ——流体质点所在位置半径,  $\text{m}$ ;

$\omega$ ——叶轮角速度,  $\text{rad/s}$ ;

$n$ ——叶轮转速,  $\text{r/min}$ 。

依据速度三角形,按下列各式可求出相对速度  $w$ 、圆周分速度  $v_u$  及绝对速度  $v$ 。

$$w = \frac{v_m}{\sin\beta} \quad (1-17)$$

$$v_u = u + v_m \cot\beta = R\omega + \frac{Q}{A_m \psi} \cot\beta \quad (1-18)$$

$$v = \sqrt{v_u^2 + v_m^2} \quad (1-19)$$

在分析液力元件特性时,用得比较多的是工作液体的轴面分速度和圆周分速度。

## 14 叶片式机械的基本方程

### 1.4.1 动量矩方程

由理论力学得知, 质量为  $m$  的物体, 以速度  $v$  运动, 其动量  $mv$  为一向量, 方向和速度方向相同。该物体对距离为  $R$  的点  $O$  之动量矩 (图 1-10) 为

$$L = mvR \cos \alpha \quad (1-20)$$

若在物体的运动方向上施加一作用力, 那么该物体的运动速度、动量和动量矩都将发生变化。单位时间内动量矩的增量就等于作用在该物体上的外力矩。

$$T = \frac{dL}{dt} \quad (1-21)$$

液体在叶轮叶片流道中流动时, 由于液体对叶轮叶片的作用, 在叶轮上就产生了具有一定大小和方向的转矩。

设叶轮控制面  $AB$  和  $CD$  ( $AB$  和  $CD$  也为旋转面) 之间的一段液流  $ABCD$ , 经过  $dt$  的时间后, 流到新的位置  $A'B'C'D'$ , 如图 1-11 所示。在  $dt$  时间内动量矩的增量为

$$dL = L_{A'B'C'D'} - L_{ABCD} \quad (1-22)$$

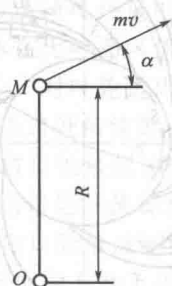


图1-10 动量矩

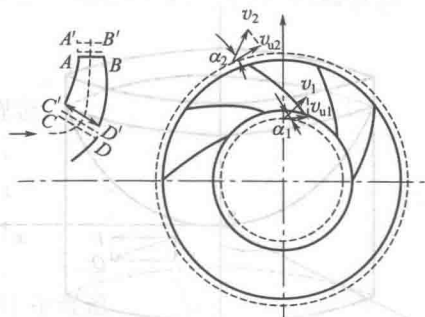


图1-11 求作用转矩的辅助图

由于液体做稳定流动, 体积  $ABC'D'$  的动量矩不变, 所以动量矩的增量可以改写为

$$dL = L_{ABA'B'} - L_{CDC'D'} \quad (1-23)$$

体积  $A'B'AB$  是在  $dt$  时间内从控制面  $AB$  流出的液体体积。而体积  $C'D'CD$  则是在  $dt$  时间内流入控制面  $CD$  的液体体积。根据流量方程, 流出控制面  $AB$  的液体体积应等于流入控制面  $CD$  的体积。若叶轮中流量为  $Q$ , 则流入与流出的液体体积就等于  $Qdt$ 。因此, 式 (1-23) 就可以写成

$$dL = \rho Q (v_2 r_2 \cos \alpha_2) dt - \rho Q (v_1 r_1 \cos \alpha_1) dt \quad (1-24)$$

$$\text{或为} \quad dL = \rho Q dt (v_2 r_2 \cos \alpha_2 - v_1 r_1 \cos \alpha_1) \quad (1-25)$$

$$\text{因为} \quad v \cos \alpha = v_u \quad (1-26)$$

由式(1-21) 可得

$$T = \rho Q (v_{u2} r_2 - v_{u1} r_1) \quad (1-27)$$

式(1-27) 即为液体在旋转叶轮的叶片流道中流动时的动量矩方程, 是欧拉方程的一种表达形式。它表示外力矩和液流流量、速度之间的关系。

### 1.4.2 速度环量

在液力传动中常常用到速度环量的概念, 由流体力学可知, 速度环量是指在流场中有任