

车辆液压传动

上 册

CHELIANGYELICHUANDONG

朱经昌 魏宸官 郑慕侨 等编著

国防工业出版社 出版

车 辆 液 力 传 动

上 册

朱经昌 魏宸官 郑慕侨 等编著

國防工業出版社

内 容 简 介

本书主要介绍和研究车辆(包括装甲履带车辆、汽车、工程机械等)用的液力元件和液力传动系统。包括液力偶合器、液力变矩器和液力机械变矩器。而以液力变矩器为重点,系统地叙述其原理、性能、应用、设计、制造和试验等;包括液力传动系统的方案设计,机械变速箱、液压离合器和制动器以及换挡操纵系统的原理、结构和设计。并分别对汽车、工程机械和装甲履带车辆的液力传动系统的方案、结构作了介绍和分析比较。

本书力求理论联系实际,有助于科研、生产和教学,内容比较广泛、全面,取材较新,搜集反映了国外的最新发展情况和国内设计、制造的经验。叙述由浅入深,各章具有一定的独立完整性,可作为高等学校教学参考书,科研单位、工厂技术人员的设计参考书,也可供有关专业人员和工业院校学生自学和选读。

车辆液力传动

上册

朱经昌 魏宸官 郑慕侨 等编著

*

国防工业出版社 出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

*

787×1092 1/16 印张 26 1/8 606 千字

1982年11月第一版 1982年11月第一次印刷 印数: 0,001—4,500册

统一书号: 15034·2383 定价: 2.70元

前 言

随着我国社会主义建设的蓬勃发展,液力传动已在我国很多部门得到广泛应用。而且,很多单位在液力传动的教学、科研、设计、制造、试验和使用等方面做了很多工作,积累了很多经验。为了适应我国四个现代化的需要,我们在学习国外最近液力传动技术发展和国内经验的基础上,编写了这本《车辆液力传动》,希望对我国液力传动的教学、科研和生产能有所帮助。

液力传动已广泛应用于各种机械,由于使用要求的不同,在结构型式和性能特点上有所区别。本书主要介绍车辆,包括装甲履带车辆、汽车和工程机械等用的液力元件和液力传动系统。

本书内容可分为以下几个部分:

1. 液力元件的工作原理、结构和设计计算(第二章至第十一章)以车辆广泛应用的三轮单级液力变矩器为重点,对其工作原理、性能特点、应用、液力性能和参数的设计计算以及结构设计进行了广泛深入地叙述与分析。由于液力机械变矩器型式多样,目前研究讨论较多,则列为专章进行系统介绍和分析。而液力偶合器有时在车辆上用作辅助传动,如作为联轴器、液力减速器等,则对其工作原理和结构只作了简要介绍。

2. 液力元件的制造与试验(第十二章和第十三章)以总结我国一些工厂的生产经验和一些院校与科研单位的研究、试验的经验为主。

3. 液力传动系统方案,机械变速箱、液压离合器和换档操纵系统的理论与设计计算(第十四章至第十七章)根据车辆传动的共性和特点,对传动系统各个部分的理论、计算和结构进行分析介绍。

4. 典型的现代车辆液力传动系统(第十八章至第二十章)对国内外现代汽车、拖拉机、工程机械和军用履带车辆的液力传动系统的性能、特点、结构进行介绍和分析比较。

编写中注意了理论的系统性,尽可能地联系实际,内容编排上由浅入深,各部分具有相对的独立性和系统性,便于各方面人员参考、自学和选读。

本书内容面广,符号难以完全统一,但液力元件部分主要符号是统一的,阅读时注意说明。书中涉及力的单位,统一采用现与国际单位制并用的单位,如力的单位为公斤力(kgf);扭矩单位为公斤力·米(kgf·m);转速单位为转/分;功率单位为马力;压力单位为公斤力/厘米²(kgf/cm²);重度单位为公斤力/米³(kgf/m³);密度单位为公斤力·秒²/米⁴(kgf·s²/m⁴)等,阅读和计算时应注意与国际单位制的差别。

本书采用集体讨论,分工编写的方式进行编写的,其中

第一、八、九、十、二十章由朱经昌编写;

第三、四章由孙传文编写;

第二、五、六、七章由魏宸官编写;

第十一、十三章由冯永存编写;

第十二章由杨汉勋编写；

第十四章至第十九章由郑慕侨编写。

全书由朱经昌同志审校。

在编写过程中得到了很多研究所、工厂、学校的大力支持和协助。编印出初稿后，得到很多同志的认真审阅，提出了很多宝贵意见。对于有关单位和同志们的大力协助，我们表示衷心感谢。我们根据各方面的意见，对初稿进行了修改，但是由于我们水平所限，书中可能还存在许多缺点和错误，希望读者提出批评和指正。

编 者

1980年1月

目 录

第一章 绪论	1
§ 1-1 液力传动的定义	1
§ 1-2 液力传动的发展和应用	2
§ 1-3 液力传动的优缺点	3
§ 1-4 液力传动在我国的应用与发展	4
第二章 有关液力传动的水力学知识	6
§ 2-1 液体在封闭管路中流动的连续性	6
§ 2-2 液体在封闭管路中流动的能量守恒定律	7
§ 2-3 液体在旋转工作轮中流动时任意质点的速度三角形	8
§ 2-4 叶片式水力机械的基本方程式——欧拉方程式	9
§ 2-5 叶片数目有限时对工作轮出口处液流的影响	11
§ 2-6 相似原理及其在液力传动中的应用	15
§ 2-7 比转速 n_s	17
§ 2-8 液流的动量矩及液流与工作轮叶片的相互作用	19
§ 2-9 液力传动的工作液体	21
第三章 液力偶合器的工作原理与特性	26
§ 3-1 偶合器的工作原理	26
§ 3-2 偶合器的特性	35
§ 3-3 偶合器和原动机的共同工作	44
§ 3-4 偶合器的优缺点	50
第四章 液力偶合器的结构与设计计算	51
§ 4-1 偶合器的分类	51
§ 4-2 牵引型偶合器	54
§ 4-3 安全型偶合器	57
§ 4-4 调速型偶合器	66
§ 4-5 倾斜叶片偶合器	71
§ 4-6 偶合器的设计计算	73
§ 4-7 偶合器的系列化	84
§ 4-8 液力减速器	86
第五章 液力变矩器	91
§ 5-1 液力变矩器的结构	91
§ 5-2 液力变矩器的工作过程	94
§ 5-3 液力变矩器泵轮的工作特性	95

§ 5-4	液力变矩器涡轮的工作特性	100
§ 5-5	液力变矩器导轮的工作特性	104
§ 5-6	液流在工作轮无叶片区段的流动特性	105
§ 5-7	液力变矩器中的力矩平衡和变矩原理	106
§ 5-8	液力变矩器的自动适应性	108
§ 5-9	液力变矩器中的能量平衡	110
§ 5-10	液力变矩器中的损失	111
§ 5-11	泵轮和涡轮的共同工作特性及液力变矩器的能头特性	119
§ 5-12	液力变矩器中循环流量 Q 的确定	121
§ 5-13	液力变矩器的外特性及通用特性	124
§ 5-14	液力变矩器的原始特性	126
§ 5-15	液力变矩器的全外特性曲线	131
§ 5-16	液力变矩器的动态特性	135
§ 5-17	液力变矩器的各种性能及其评价指标	139
§ 5-18	液力变矩器的分类、性能和结构特点	144
第六章	液力机械变矩器	158
§ 6-1	外分流液力机械变矩器	159
一、	外分流液力机械变矩器的分类及性能特点	159
二、	外分流液力机械变矩器中应用的机械传动元件	160
三、	行星传动机构的转速比平面图及相对功率平面图	162
四、	外分流液力机械变矩器的基本关系式	165
五、	外分流液力机械变矩器的类型及方案	168
六、	正向传动外分流液力机械变矩器的方案及性能参数计算	169
七、	反向传动外分流液力机械变矩器的方案及性能参数计算	179
八、	采用双星和复行星星排的液力机械变矩器的方案及性能计算	180
九、	在液力机械变矩器中使液力变矩器反接和采用反转液力变矩器	181
十、	液力机械变矩器的机械传动和直接传动工况	182
十一、	外分流液力机械变矩器的性能	182
十二、	十二种正向传动液力机械变矩器的简要性能	185
十三、	十二种反向传动液力机械变矩器的简要性能	188
十四、	外分流液力机械变矩器的设计与计算	189
十五、	行星排结构参数 α 对液力机械变矩器性能参数的影响	192
十六、	外分流液力机械变矩器的结构	192
§ 6-2	内分流液力机械变矩器	203
一、	内分流液力机械变矩器的分类及性能特点	203
二、	强制导轮旋转的内分流液力机械变矩器	204
三、	多涡轮内分流液力机械变矩器	214
四、	复合分流的液力机械变矩器	225
第七章	发动机与液力变矩器的共同工作	229
§ 7-1	发动机的速度特性及净输出特性	229
§ 7-2	发动机与液力变矩器共同工作的输入特性	234

§ 7-3	发动机与液力变矩器共同工作的输出特性	238
§ 7-4	发动机与液力变矩器共同工作的匹配	242
§ 7-5	液力变矩器有效直径 D 的确定	244
§ 7-6	液力变矩器的系列化	246
第八章	液力变矩器计算的基本关系式及结构和计算参数对性能的影响	249
§ 8-1	工作轮的几何参数	249
§ 8-2	液力变矩器计算的基本关系式	251
§ 8-3	液力变矩器基本参数间的无因次关系	260
§ 8-4	单级液力变矩器工作轮最佳几何参数的确定	265
§ 8-5	液力变矩器的结构型式对性能的影响	276
§ 8-6	计算参数对液力变矩器性能的影响	283
§ 8-7	几何尺寸参数对液力变矩器性能的影响	289
§ 8-8	叶片角对液力变矩器性能的影响	296
§ 8-9	工作轮主要结构和计算参数对单级多相(综合式)液力变矩器特性的影响	300
§ 8-10	几何结构和计算参数对单级向心涡轮液力变矩器和 综合式液力变矩器特性影响的总结	311
第九章	单级液力变矩器的设计计算	313
§ 9-1	设计技术要求及设计计算参数的选择	313
§ 9-2	第一次近似计算	315
§ 9-3	第二次和第三次近似计算	320
§ 9-4	叶片设计	323
§ 9-5	液力变矩器设计特性计算	340
§ 9-6	单级综合式液力变矩器计算示例	343
§ 9-7	用电子计算机计算液力变矩器	356
§ 9-8	根据液力变矩器的试验外特性决定内特性和液力内部参数	362
第十章	液力变矩器的结构设计及计算	371
§ 10-1	液力变矩器内轴向力计算和降低轴向力的措施	371
§ 10-2	液力变矩器的结构布置	379
§ 10-3	单向联轴器的计算	383
§ 10-4	轴的计算	397
§ 10-5	密封结构	399
§ 10-6	工作轮设计	408

第一章 绪 论

§ 1-1 液力传动的定义

一切已经发展的机器，都由三个本质上不同的部分——发动机、传动机构和工具机械或工作机——构成。现代的各种车辆（汽车、拖拉机、机车、工程机械、军用车辆等），也都包含着这三个本质上不同的部分。

传动机构是现代机器的重要的、不可缺少的组成部分。例如汽车，它的行驶阻力矩变化范围达 6~7 倍以上，而汽车发动机在全油门外特性工作时发出的驱动扭矩变化范围仅为 1.06~1.25 倍；汽车速度从零到最大速度，范围宽广，而汽车发动机可能的速度范围不能超过 3~6 倍，在外特性工作时能够稳定工作的速度范围仅为 1.5~2.8 倍；另外，汽车要求能倒车、刹车和转向等，所有这些，靠汽车发动机本身是无法实现的。因此，必须采用传动机构，除用来传递发动机的动力外，同时调节或变换发动机的性能，以满足工作机的要求。

现有传动机构按其传递能量的方式可分为三种型式：

1. 机械传动；
2. 电力传动；
3. 液体传动。

在车辆的传动机构（或称传动系统）中，若有一个或一个以上的环节用液体为工质传递动力，则此传动系统定义为液体传动系统。此传动系统中，以液体传递动力的环节叫作液体传动元件或简称液体元件。

在液体元件传递能量时，存在着将机械能转变为液体能，再由液体能转变为机械能这样一个能量转变过程。由水力学的基本知识可知，液体在运动中所具有的液体能一般表现为三种形式，即

1. 动能，它等于 $v^2/2g$ ；
2. 压能，它等于 p/γ ；
3. 位能，它等于 z 。

在液体元件中液体相对高度位置没有变化或变化很小，因此位能变化可以忽略不计。液体元件中运动液体的能量变换主要表现为动能和压能两种形式。

凡是主要依靠工作液体的压能（ p/γ ）的变化来传递或变换能量的液体元件称液压元件，如各种型式（齿轮式、叶片式、柱塞式、钢球式）的液压泵和液压马达。传动系统中有一个以上环节是采用液压元件来传递动力时，叫做液压传动（有称静液传动或容积式传动的）。

凡是主要依靠工作液体的动能（ $v^2/2g$ ）的变化来传递或变换能量的液体元件称为液力元件，如各种型式的液力耦合器和液力变矩器。在传动系统中若有一个以上环节是采用

液力元件来传递动力，则这种传动就叫做液力传动（有称动液传动或动力式液力传动的）。

本书主要讲述液力传动系统，包括液力元件的结构、原理、性能、设计、制造与试验以及液力传动系统的结构与设计的各种问题。

§ 1-2 液力传动的发展和应用

液力传动用于现代化的机器始于本世纪初，最早用于船舶工业，作为船舶动力装置与螺旋桨之间的传动机构。当时船舶动力装置出现了大功率、高转速的汽轮机，而螺旋桨受“气蚀”的限制转速不能很高，因此在动力装置与螺旋桨之间需有大功率的减速装置。当时，齿轮技术还处于较低水平，不能制造出具有所需准确度和光洁度的大尺寸齿轮。德国人盖尔曼·弗丁格教授首先设想将离心式水泵和水轮机用较粗的管子连结起来（见图1-1），发动机带动离心式水泵2，将水从水槽4中抽上来，通过管道6进入水轮机，水冲击水轮9，使水轮旋转，水轮带动螺旋桨11旋转。有些专家对此方案进行了分析，认为效率不会高于70%。这样的效率太低了，不能应用。为了提高效率，设法将离心泵和水轮机的工作轮尽量靠近，取消了进、出水管和水槽等不必要的机构（见图1-1中之12），获得了成功，于是诞生了液力传动。液力传动首先在船舶工业中得到应用与发展。

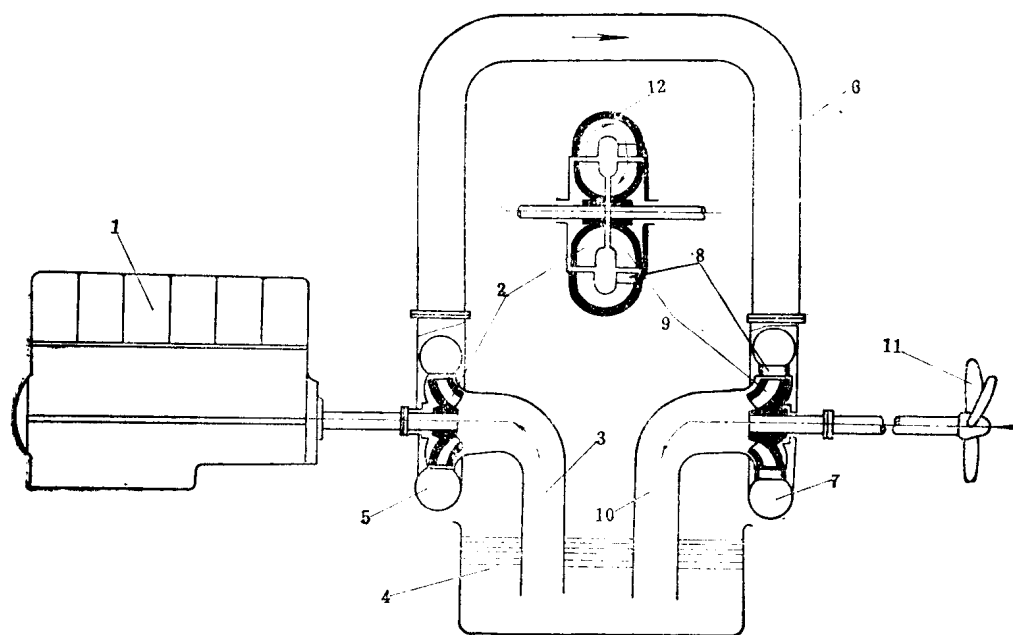


图1-1 液力传动的原理简图

1—发动机； 2—离心泵的工作轮； 3—离心泵的进水管； 4—集水槽； 5—泵的
 涡壳； 6—连接管路； 7—水轮机的涡壳； 8—导水机构； 9—水轮机的工作轮；
 10—水轮机的尾水管； 11—螺旋桨； 12—液力传动的原理简图。

但时隔不久，约在第一次世界大战时，齿轮制造工艺获得了很大进展，在船舶工业中液力传动被制造精密的齿轮传动所代替。

在船舶工业应用液力传动的过程中，人们对液力传动的性能特点有所了解与认识，如涡轮转速随负荷自动变化，缓冲与减振等，这些性能对船舶来说不一定那么必要，然而对

陆地行驶的车辆却是极为理想和重要的性能。于是在 30 年代, 瑞典的阿尔夫·里斯豪姆 (Alf Lysholm) 与英国里兰汽车公司的史密斯 (Smith) 工程师合作, 创立了里斯豪姆-史密斯型三级液力变矩器, 应用到公共汽车上, 以后又用到很多其它车辆上。自此, 液力传动重新获得发展。尤其是第二次世界大战以来, 随着军事工业的发展, 液力传动得到进一步发展。如二次大战时珍珠港用的打捞绞车、登陆艇的锚链绞车、美国制造的坦克、自行火炮都应用了液力传动。军事工业的应用, 引起了世界各国汽车、拖拉机、工程机械、建筑机械等各部门对液力传动的注意。现在, 液力传动已广泛应用于各种轮胎和履带式车辆以及内燃机车的传动系统中。例如汽车、拖拉机、坦克、自行火炮、装甲运输车、各种工程机械 (如装载机、铲运机、内燃叉车、平地机、推土机、挖掘机等), 以及内燃机车很多采用了液力传动。在某些专门用途的车辆, 如重型载重汽车、各种工程机械等的传动中, 液力传动已占压倒优势的地位。液力传动不仅广泛应用于各种车辆中, 而且几乎遍及各种工业部门的机械中, 例如石油钻探机械、起重运输机械、选矿破碎机械、制作电线机械、食品机械、风机、风泵、水泵等。甚至在美国最近研制的 B-1 型战略轰炸机上, 燃气轮机的起动也采用液力传动。现在每年世界各国生产的液力元件, 以液力变矩器而言, 已达千万台之多。以美国的阿里逊 (Allison) 工厂为例, 1970 年液力传动累计产量为 25 万台, 到 1975 年已增加到 55 万台, 现在每年产量约 10 万台, 品种近 1000 种。

§ 1-3 液力传动的优缺点

液力传动所以广泛地应用于车辆, 因为它使车辆具有一些新的性能。

1. 使传动系统获得自动地、无级地变速和变矩能力, 使车辆具有自动适应能力。
2. 在困难和复杂路面行驶时, 可以防止发动机过载或突然熄火。
3. 液力元件具有减振作用, 可以衰减发动机曲轴的扭转振动, 可以大大地降低行走部分传来的或传动系统中产生的动负荷。因此可提高发动机和传动部件的使用寿命。试验表明, 通过液力变矩器后, 扭转振动的振幅可降到 50% 以下。曾在重型载重汽车上做过应用液力传动和机械传动的对比试验, 前者比后者的最大负荷降低 18.5%, 发动机使用寿命延长 47%, 齿轮变速箱寿命延长 400%, 差速器寿命延长 93%。
4. 液力元件的主要构件——工作轮之间无机械联系, 没有机械磨损, 使用可靠, 寿命长, 保养简单。
5. 液力传动具有良好的稳定的低速性能, 可以提高车辆在软路面如泥泞地、沙地、雪地和其它非硬土壤路面的通过性。曾用汽车做过对比试验, 在软路面上起步和行驶时, 采用液力传动较用机械传动的车轮下陷量约小 25%, 滑转小, 附着储备大 2~3 倍, 提高了汽车的通过性。
6. 由于液力传动具有良好的自动适应性, 运输车辆应用液力传动后, 可使车辆起步平稳, 加速迅速、均匀, 乘员舒适。由于适应性较大, 可以少换挡或不换挡, 从而提高了车辆的平均行驶速度。
7. 车辆应用液力传动, 可以减少档数, 有效地减轻车辆的操纵。易于实现操纵的简化和自动, 减轻驾驶员的疲劳和提高安全行驶能力。

车辆采用液力传动, 与机械传动相比, 也存在一些缺点。

1. 液力传动系统的效率比机械传动系统要低些, 经济性要差些。
2. 需要增加一些为液力传动所必需的附加设备, 如供油冷却系统, 因而体积和重量要比机械传动略大, 结构也复杂, 造价要高。
3. 由于液力元件的输入和输出构件之间没有刚性联系, 因此不能利用发动机的惯性来制动, 也不能用牵引的办法来起动发动机。如要改善这方面的性能, 则需有附加装置。

液力传动的优点是突出的, 因此在很多工业部门得到广泛应用。缺点也是客观存在的, 有时影响与限制它更广泛地被应用。但是, 随着工业技术水平的发展, 研究工作的进展, 液力传动性能的提高, 缺点的改善, 使它将具有更加广泛应用的前景。

§ 1-4 液力传动在我国的应用与发展

我国自行设计制造液力传动是从五十年代末开始的。当时, 有关工厂、高等院校、科研单位共同协作, 为大功率的“卫星”型内燃机车和“红旗”牌轿车, 成功地设计和研制了液力传动系统, 开创了我国独立设计制造液力传动的历史。从此, 液力传动在我国获得了稳步地发展。

1958年, 我国机车工业自行设计制造了“东方红 I 型”液力传动内燃机车(当时称“卫星号”), 它采用两套 1000 马力柴油机和液力传动机组, 液力传动是由三个液力变矩器(一个起动变矩器, 二个相同的运转变矩器)组成的。以后又陆续设计, 并成批生产了“东方红(DFH)”型内燃机车。DFH 型机车分 DFH1 和 DFH2 两种类型, 前者装 1000 马力柴油机-液力传动机组, 称为调车机车; 后者装两套 1000 马力柴油机-液力传动机组, 称为客运机车。其液力传动为包含二个性能不同且互相配合较好的液力变矩器的 SF2010 型液力变速箱。同时, 设计制造了 600 马力的红旗型液力传动内燃机车和“东方红(4)”型 2001 号液力传动内燃机车等。1970 年又设计试制成功 6000 马力的北京号液力传动内燃机车(2×3000 马力), 从而使我国进入世界制造大功率液力传动内燃机车的行列。

此外, 还为森林用窄轨内燃机车设计和生产了带有液力变矩器的液力传动系统。

我国汽车工业自行设计并批量生产的“红旗”牌小轿车, 采用具有四轮综合式变矩器、行星变速箱、液压操纵的液力传动系统。近年来为其改进型“774”型小轿车研制了具有一个三轮综合式变矩器、四档行星变速箱的液力传动系统。

我国自行设计并批量生产的上海牌 32 吨自卸载重汽车 (SH380), 采用了包含四轮综合式变矩器、固定轴式变速箱、液压操纵的液力传动系统。正在研制过程中的 40 吨、60 吨矿用自卸载重汽车都采用了液力传动系统。

有一些单位正在准备为城市公共汽车研制液力传动系统。

在工程车辆方面所应用的液力传动品种多, 而且很多工程车辆都采用了液力传动。

在装载机方面已经成批生产的装载机型号有 ZL-20, ZL-25, ZL-35, ZL-50; 正在研制的型号有 ZL-30, ZL-40, ZL-60, ZL-70, ZL-80, ZL-90 (标号数字为斗载重量, 如 2 吨, 2.5 吨, …… , 9 吨) 均是采用液力传动。但传动的具体型式有所不同, 液力元件有用三轮变矩器、四轮综合式变矩器、双涡轮变矩器或四轮反转液力变矩器; 变速箱较多的用固定轴式, 也有用行星式的; 换档一般用液压操纵。除此以外, 一些专门用途的装载机, 如林业机械中的 ZM425 木材装载机也采用了液力传动系统。

我国生产的 5 米³，7~9 米³ 铲运机，P 21 平地机，3 米³ 短臂挖掘机均采用液力传动系统。

应用于港口码头、车站、仓库、车间装卸用的 3 吨、6 吨、10 吨内燃叉车也均采用具有不同型式液力变矩器、固定轴式变速箱的液力传动系统。

工程作业用的 160 马力的轮式推土机、240 马力的履带式推土机也设计制造了液力传动系统。C-65 推土铲运机也采用液力传动。

自五十年代开始，我国一些工厂、学校和科研单位，也成功地为一些履带式战斗车辆和火炮牵引车研制了一些液力传动系统。有些军用发动机采用了液力耦合器作为联轴器，带动发电机或风扇等装置。

除车辆以外，我国很多其它工业机械也应用了液力传动系统。例如：

我国自行设计制造的 ZL-75、ZL-130 和 ZL-150 型石油钻机，应用了具有液力变矩器的液力传动系统。压裂车采用了液力机械传动系统。并为钻机配套研制了 BSYB-660 液力变矩器。

我国自行设计制造的采煤用的 SGW-44A 型弯曲刮板输送机等采用了液力耦合器的液力传动，并进一步研制采用液力变矩器的液力传动系统。

在 10 吨龙门吊、大功率风机、高强度皮带输送机、反击式破碎机等机械上，也成功地应用了液力耦合器的液力传动。

有些船舶应用了以液力耦合器为元件的液力传动系统。一些炼钢厂转炉用大功率风机和热电厂锅炉给水泵等，应用了大功率调速式液力耦合器作为传动。

从上所述，可以看出，从五十年代末开始，经过短短的 20 年左右的时间，液力传动已在我国许多技术领域里得到迅速地推广和发展。随着我国四个现代化的逐步实现，社会主义建设的迅猛发展，液力传动将会得到更广泛地应用。

第二章 有关液力传动的水力学知识

本章介绍若干与液力传动有关的水力学知识，为读者学习和分析液力传动时奠定理论基础。

§ 2-1 液体在封闭管路中流动的连续性

在液力传动中，常应用各种石油产品（各种油料）作为它的工作介质。这类工作介质在压力不高的情况下，其体积的变化十分微小，可以忽略不计，也就是说这类工作介质，一般可以认为是不可压缩的。

当不可压缩的液体在任意形状的封闭管路或流道中流动时（见图 2-1），如果中途没有液体流失或者没有从外部加入液体，则由于液体流动的连续性，通过管路中任一有效断面 F_A 、 F_B 、 F_x 处的液体的体积，应该相同。也就是通过管路各断面处的流量 Q 不变。

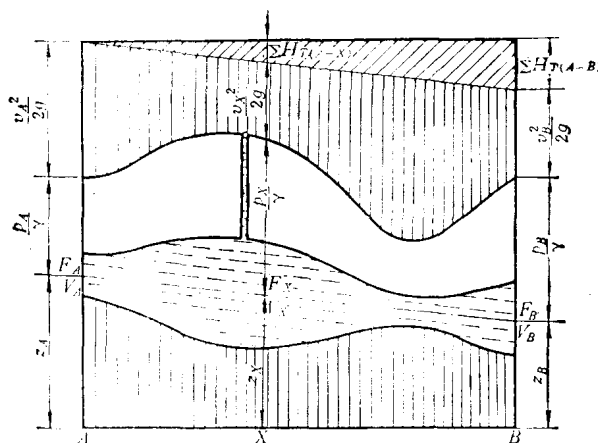


图2-1 液体在封闭管路或流道中的流动

液体在封闭管中流动的这—特性，叫做液体在管路中流动的连续性，以数学公式表示时，则有

$$v_A F_A = v_B F_B = v_X F_X = \dots = Q = \text{常数} \quad (2-1)$$

式中 v_A, v_B, v_X ——在相应断面 A, B, X 处液体的流速；

F_A, F_B, F_X ——在相应断面 A, B, X 处管路的有效断面，它与各断面处液体的速度方向相垂直；

Q ——流量，是单位时间流经某断面的液体体积。

上述方程式叫作流体在封闭管路中流动时的流量连续方程式。

在管路流动中，断面 F 小处，液体的流速 v 高；断面 F 大处，液体的流速 v 低。

液体在液力传动工作轮的流道中流动时，如果不考虑在各个工作轮之间的液体漏损，可以认为通过各工作轮流道的液体的流量是连续的或不变的。

§ 2-2 液体在封闭管路中流动的能量守恒定律

当不可压缩的实际液体沿任意形状的管路或流道（见图2-1）作稳定流动时，则对于任意两个缓变流动的断面，只要在这两个断面之间没有液体的流入和流出，则不管它们之间各个断面的形状如何，均遵守如下的等式关系

$$Z_A + \frac{p_A}{\gamma} + \frac{v_A^2}{2g} = Z_B + \frac{p_B}{\gamma} + \frac{v_B^2}{2g} + \Sigma H_{S(A-B)} = Z_X + \frac{p_X}{\gamma} + \frac{v_X^2}{2g} + \Sigma H_{S(A-X)} \quad (2-1)$$

这一方程式是液体在封闭管道中流动的能量守恒定律的表现形式，也叫作实际液体在管路流动中的柏努利方程式。

式中 Z_A , Z_B , Z_X 表示各断面处单位重量液体的位能； p_A/γ , p_B/γ , p_X/γ 表示各断面处的单位重量液体的压能； $v_A^2/2g$, $v_B^2/2g$, $v_X^2/2g$ 表示各断面处单位重量液体的动能； $\Sigma H_{S(A-B)}$, $\Sigma H_{S(A-X)}$ 则分别表示单位重量液体由 A 断面流至 B 或 X 断面时的总损失。它们均可用液体的水柱高度来表示（见图 2-1）。

如果不考虑损失，我们可以看到，当管路中的断面积变化时， Z , p/γ , $v^2/2g$ 等均发生变化；但三者的能量之和是不变的。

在液力传动中，由于液体在工作轮流道中的运动是复杂的相对运动，如果工作轮静止不动（如液力变矩器的导轮），则液体在工作轮流道中的任意两断面处的能量变化关系，可直接引用上述柏努利方程式；如果工作轮是旋转的（如液力变矩器的泵轮和涡轮），则液体在工作轮流道中的运动除了相对运动以外，还有与工作轮一起旋转的牵连运动，此时，必须对柏努利方程式加以补充，才能获得旋转工作轮中液体流动的柏努利方程式。

以液力传动的泵轮为例（见图 2-2），其入口和出口断面间的柏努利方程式，应在出口

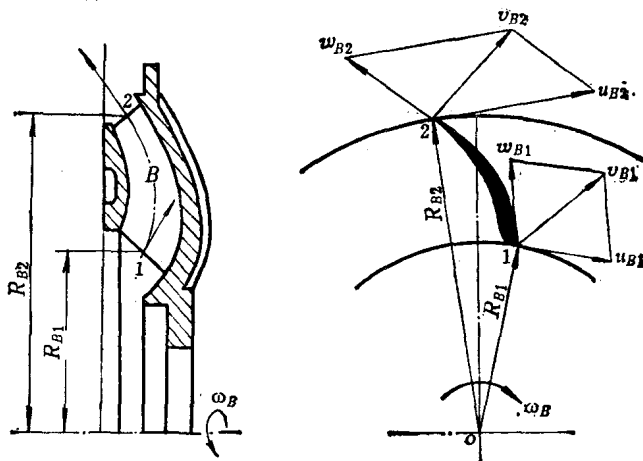


图2-2 液体在旋转工作轮中的流动

的总能量中减去由于旋转运动的离心力所作的功 $\left(\frac{u_{B2}^2 - u_{B1}^2}{2g}\right)$ ，此时的方程式应为

$$Z_{B1} + \frac{p_{B1}}{\gamma} + \frac{w_{B1}^2}{2g} = Z_{B2} + \frac{p_{B2}}{\gamma} + \frac{w_{B2}^2}{2g} + \Sigma H_{SB} - \frac{(u_{B2}^2 - u_{B1}^2)}{2g} \quad (2-2)$$

移项后改写，可得

$$Z_{B1} + \frac{p_{B1}}{\gamma} + \frac{w_{B1}^2}{2g} - \frac{u_{B1}^2}{2g} = Z_{B2} + \frac{p_{B2}}{\gamma} + \frac{w_{B2}^2}{2g} + \Sigma H_{sB} - \frac{u_{B2}^2}{2g} \quad (2-3)$$

由上述公式可以看出，它与静止时工作轮的柏努利方程是不同的。

式中 w 表示液体沿工作轮流道的相对运动； u 表示液体与工作轮一起的牵连运动； B 表示泵轮；1 表示工作轮入口处；2 表示工作轮出口处。 ΣH_{sB} 表示工作轮中的损失。

由上述公式也可以看出，在旋转的工作轮中，液流在入口和出口处的总能量是不等的，对于离心式的泵轮来说，出口处的总能量高于入口处的总能量。这是由于工作轮旋转时，旋转的牵连运动，使液体产生了离心力，在此力的作用下，液体由泵轮的入口至出口获得了能量，其值为 $\frac{u_{B2}^2 - u_{B1}^2}{2g}$ ，这部分能量的增加，可看作工作轮对液体所作的功。

§ 2-3 液体在旋转工作轮中流动时任意质点的速度三角形

在研究液体在旋转工作轮中的流动情况时，常常要应用速度三角形的概念。

任取一工作轮（见图 2-3），假定工作轮的流道充满着工作液体，当工作轮以角速度 ω

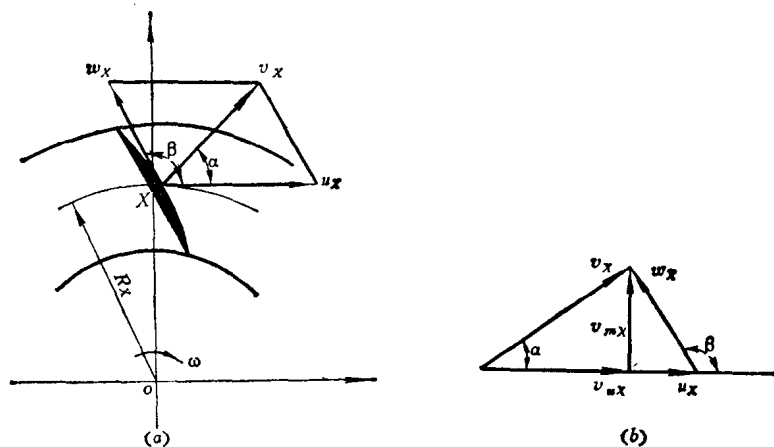


图2-3 液体质点在工作轮中运动的速度三角形

作顺时针方向旋转时，则工作轮流道内液体的任一质点 X 的运动将由两种运动组成：

一种是由工作轮带动液体质点一起旋转的旋转运动，也叫做牵连运动，其运动速度以 u_x 表示；另一种运动是液体质点沿工作轮中由叶片形成的流道流动时，相对于叶片的相对运动，其运动速度以 w_x 表示。将两种运动速度按向量合成的原则相加，即可得到液体质点 X 在工作轮中流动时的绝对运动速度 v_x 。

在速度合成过程中，由 u_x ， w_x ， v_x 三个速度所组成的三角形（见图 2-3 b），叫做液体质点在工作轮中运动情况的速度三角形。

在速度三角形中， α 角为绝对速度 v_x 与牵连速度 u_x 的正向间的夹角； β 角为相对速度 w_x 与牵连速度 u_x 的正向间的夹角。

在液力传动中，为了研究工作轮中液体流动的需要，常将液体质点 X 的绝对速度 v_x ，向轴面（过工作轮轴心线的剖面）和与轴面垂直的圆周运动方向分解成两个分速度 v_{mx} 和 v_{ux} ；其中 v_{mx} 叫做轴面分速度； v_{ux} 叫做圆周分速度。 v_{mx} 与 v_{ux} 是互相垂直的（见图 2-3）。

速度三角形中各个速度的大小，方向以及相互间的关系如下。

圆周速度 u_x 其方向为液体质点圆周切线方向, 其数值 u_x 等于

$$u_x = \omega R_x = \frac{2\pi n}{60} R_x \quad (2-4)$$

式中 ω ——工作轮的角速度;

n ——工作轮的转速 (转/分);

R_x ——自工作轮中心至任意液体质点的半径。

轴面分速度 v_{mx} 在工作轮轴面内, 假设液流是等速流, 则 v_{mx} 的数值等于

$$v_{mx} = \frac{Q}{F} \quad (2-5)$$

式中 Q ——通过工作轮流量;

F ——与轴面分速度相垂直的有效过流的断面面积。

相对速度 w_x 等于

$$w_x = \frac{v_{mx}}{\sin \beta} \quad (2-6)$$

式中 β ——叶片倾斜角。

圆周分速度 v_{ux} 等于

$$v_{ux} = u_x - v_{mx} \operatorname{ctg} (180^\circ - \beta) = u_x + v_{mx} \operatorname{ctg} \beta \quad (2-7)$$

绝对速度 v_x 是空间向量, 其数值等于

$$v_x = \sqrt{v_{mx}^2 + v_{ux}^2} = \sqrt{v_{mx}^2 + (u_x + v_{mx} \operatorname{ctg} \beta)^2} \quad (2-8)$$

§ 2-4 叶片式水力机械的基本方程式——欧拉方程式

欧拉方程式是能量守恒定律在叶片式水力机械上的应用。它是研究液力传动工作轮中能量交换的基本理论依据之一。

在推导欧拉方程式时, 认为液流通过工作轮流道中的流动是单元流动 (即束流理论), 其假设为:

1. 在工作轮中的液流是无限多单元液流 (束流) 组合而成的。而且这些单元液流对工作轮的旋转轴是对称的。因此, 在工作轮中液流相应的质点的运动轨迹相同, 而且假定同一过流断面上的各点的轴面速度 v_{mx} 均相同。

2. 工作轮内的叶片数目为无限多, 叶片的厚度为无限薄, 在这种情况下, 液体质点的运动轨迹与叶片的形状和方向一致。

3. 液体流过工作轮时, 液流与叶片间的相互作用, 可以用具有平均值的中间流线 (或称设计流线) 的流动状况来代表 (见图 2-4 中的点划线 1-2)。这样, 整个工作轮中液体的流动, 就可以用对中间流线的研究来代替。

4. 任一工作轮入口处的液体流动状况, 完全取决于前一工作轮出口的流动状况。

5. 工作轮入口处液体流动状况的变化, 不影响工作轮出口处液体的流动情况。

根据以上假定, 我们来研究液体通过如图 2-4 所示的工作轮时的能量变化与液体流速间的关系。

设单位重量的液体在进入工作轮入口前所具有的总能量为: