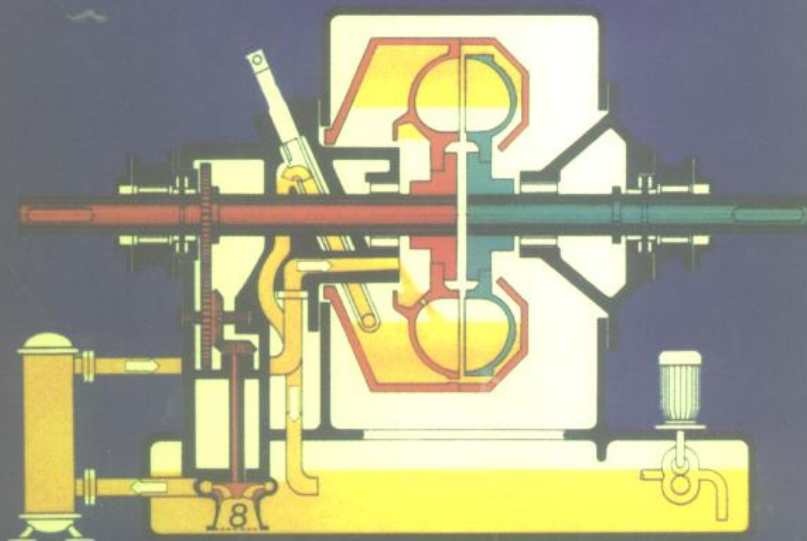


液力传动

李有义 编著



哈尔滨工业大学出版社

37.33

3

液力传动

李有义 编著

哈尔滨工业大学出版社 41
哈 尔 滨

内 容 提 要

本书是根据原机械工业部“八五”教材规划会议所确定的教学大纲及当前教学改革的要求,并结合作者多年液力传动方面的教学和科研经验撰写而成的。

全书共分七章,其内容包括:绪论;液力传动基础知识;液力耦合器;液力变矩器;液力变矩器与动力机共同工作的传动特性;液力变矩器的水力设计;液力机械传动。

本书可作为高等院校机械类各专业学生的教材,也可供从事液力传动设计、制造的工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

液力传动/李有义编著. —哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2000.6

ISBN 7-5063-1520-8

I. 液... II. 李... III. 液力传动-基本知识 IV. TH137.33

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2000)第 25806 号

出版者:哈尔滨工业大学出版社出版发行

印刷者:地矿部黑龙江测绘印制中心印刷厂

开 本:787×1092 1/16 印张 9.875 字数 250 千字

版 次:2000 年 6 月第 1 版 2000 年 6 月第 1 次印刷

书 号:ISBN 7-5603-1520-8/TH·80

印 数:1~3 000

定 价:12.80 元

前言

本书是根据原机械工业部“八五”教材规划会议所确定的教学大纲及当前教学改革的要求,并结合作者多年液力传动方面的教学和科研经验撰写而成。

本书主要作为高等院校机械类专业学生“液力传动”课程的教材,亦可供相关领域科技人员参考。

全书共分七章,第一、二章主要介绍了流力传动和所涉及的流体力学、叶片式流体机械的基础知识,第三、四、五章介绍了主要的液力元件——液力偶合器和液力变矩器,并对液力元件与动力机及负载共同工作的传动特性进行了详细分析,第六章为液力变矩器的水力设计,第七章为液力机械传动。

本书由李有义编著,董泳及阎国军参加了第二、三、七章的撰写工作。全书由吉林工业大学王焕德教授主审。

本书内容由浅入深,力求概念清晰准确。为便于学生和其他读者掌握液力传动的理论,作者结合实例对各种类型的液力元件及液力机械元件进行了分析,对采用调速型液力偶合器的系统节能运行给出了数值分析方法,对液力偶合器及液力变矩器系统的冷却系统确定了合理的计算公式。但由于篇幅所限,对有些问题未能深入讨论。

哈尔滨工业大学陆肇达教授对本书初稿进行了审阅,并提出了许多宝贵的意见;哈尔滨工业大学匡襄教授等同仁对本书的撰写也给予了大力的支持和热情的帮助。在此一并表示感谢。

需要指出的是,虽然作者多年从事液力传动方面的教学和科研工作,但由于水平有限,书中疏漏和不足之处在所难免,欢迎广大读者予以批评指正。

作者
1999年12月

目 录

第一章 绪论

- 1.1 液力传动概述 (1)
- 1.2 液力传动的特点 (2)
- 1.3 液力传动发展概况及其应用 (3)
- 1.4 液力传动采用的工作液及密封 (4)

第二章 液力传动基础知识

- 2.1 有压管路中流体流动的基本方程 (6)
- 2.2 流体在工作轮中的运动及速度三角形 (7)
- 2.3 叶片式流体机械的基本方程 (10)
- 2.4 液体与工作轮的相互作用扭矩 (11)
- 2.5 有限叶片数及叶片厚度对性能的影响 (12)
- 2.6 相似理论在液力传动中的应用 (13)
- 2.7 液力传动元件中的损失 (16)

第三章 液力耦合器

- 3.1 液力耦合器的典型结构及工作原理 (20)
- 3.2 液力耦合器中速度三角形及循环流量 (23)
- 3.3 液力耦合器的特性 (25)
- 3.4 液力耦合器与动力机的共同工作——传动特性 (28)
- 3.5 液力耦合器中速度分布及部分充液时的特性 (32)
- 3.6 液力耦合器的分类及定充液量耦合器的结构特点 (34)
- 3.7 调速型液力耦合器 (38)
- 3.8 调速型耦合器运行的经济性分析 (42)
- 3.9 调速型耦合器在有背压管路系统中的调速运行分析方法 (44)
- 3.10 耦合器的设计及选型 (50)
- 3.11 耦合器的冷却及轴向力 (51)

第四章 液力变矩器

- 4.1 液力变矩器的结构及性能参数 (55)
- 4.2 液力变矩器的工作原理及其特性 (60)
- 4.3 液力变矩器工作轮的速度三角形及作用转矩 (63)
- 4.4 液力变矩器中的能量平衡 (66)
- 4.5 液力变矩器循环圆中的流量 (70)
- 4.6 综合式液力变矩器 (70)
- 4.7 双涡轮液力变矩器 (71)
- 4.8 涡轮限速型液力变矩器 (73)

4.6 综合式液力变矩器	(70)
4.7 双涡轮液力变矩器	(71)
4.8 涡轮限速型液力变矩器	(73)
4.9 闭锁式液力变矩器	(74)
4.10 液力变矩器涡轮的正反转运行	(75)
4.11 液力变矩器的补偿冷却系统	(76)
4.12 液力变矩器的系列化	(77)
第五章 液力变矩器与动力机共同工作的传动特性	
5.1 柴油机的动力特性	(79)
5.2 动力机与变矩器共同工作的输入特性	(80)
5.3 动力机与变矩器共同工作的输出特性	(83)
第六章 液力变矩器的水力设计	
6.1 液力变矩器设计概述	(86)
6.2 液力变矩器有效直径及循环圆的确定	(88)
6.3 变矩器工作轮参数的无因次表达式	(91)
6.4 变矩器工作轮几何参数的计算	(94)
6.5 变矩器中排挤系数及过流断面面积的计算	(95)
6.6 变矩器液流角的确定	(96)
6.7 变矩器工作轮排挤系数和摩擦阻力系数的确定	(98)
6.8 变矩器工作轮叶片角的确定	(100)
6.9 变矩器叶轮设计及叶片绘形	(101)
第七章 液力机械传动	
7.1 液力机械传动的特点和类型	(108)
7.2 行星齿轮机构及其运动学关系	(109)
7.3 液力机械元件的性能参数	(119)
7.4 转速比图和相对功率图	(122)
7.5 输入轴分路液力机械传动	(125)
7.6 输出轴分路液力机械传动及其与输入轴分路液力机械传动的比较	(137)
7.7 功率内分流式液力机械传动	(146)
参考文献	(151)

第一章 绪 论

1.1 液力传动概述

一、传动机构及液力传动

所有机械,一般都由原动机、传动机构和工作机三部分组成。原动机一般为电动机、内燃机(汽油机、柴油机)、蒸汽机等,它们的功能是将电能、热能等转变为机械能。当原动机的动力特性不能满足工作机的要求时,就需要用传动机构来实现原动机与工作机之间的合理匹配。传动机构有电气传动、机械传动及流体传动,而流体传动又可分为气压传动、液压传动及液力传动三种。气压传动及液压传动主要靠工作流体(空气或油液)的压力能来传递能量,而液力传动则主要靠液体的速度对转轴的动量矩来传递能量,所以液力传动必然有带叶片的工作轮——泵轮及涡轮等。泵轮与原动机相连,其功能是把原动机的机械能传给工作液体,其作用类似于水泵的叶轮。流体流经泵轮以后能量增加,而涡轮则与工作机相连,它使工作液体的能量转变为机械能输出,经过涡轮以后工作液体的能量减少,涡轮类似于水轮机的工作轮。如果工作机的转矩变化较大,为增加涡轮的转矩,往往采用液力变矩器,有的在涡轮轴之后增加变速机构。而在液力变矩器中,除有泵轮、涡轮外还有与机座固定的导轮。导轮的作用是改变泵轮进口处流体的动量矩,起着水轮机导向轮的作用,故称之为导轮。

二、液力传动的基本原理

液力传动是将叶片泵与水轮机组合起来实现能量传递的。对液力变矩器来说,它是由流体在泵轮、涡轮和导轮所组成的工作腔流道中流动,如图 1.1 所示。原动机带动泵轮使流体流经泵轮后能量增加,因此泵轮是原动机的直接负载。从泵轮流出的高速流体又推动类似水轮机的涡轮转动,从而带动与涡轮轴相连的工作机,这就实现了能量的传递。流体流经泵轮后,其机械能(流体的动能和压力能)是增加的,而流经涡轮后,其能量减少。流体在工作腔中的循环流动实现了能量从原动机到工作机的传送。如图 1.1 所示,水轮机有导流器,它是一个固定在机座上的叶片部件,因此流过它的流体对导流器叶片有作用力。如果液力元件中有导轮,其作用与水轮机的导流器作用相同,具有变矩作用。如果没有导轮,则称之为液力耦合器。

三、液力传动的分类

液力传动包括液力耦合器、液力变矩器和液力机械传动。液力耦合器只有泵轮和涡轮而没有导轮。在不考虑各种损失的情况下,泵轮的转矩与涡轮的转矩相等,故称之为液力“耦合器”,亦称之为“液力联轴节”。液力耦合器又根据其结构和功能的不同而分为牵引型耦合器、限矩型耦合器和调速型耦合器等不同类别。

如果加上固定在支座上又不转动的导轮,则泵轮与涡轮上的转矩就不相等,这种液力元件称之为液力变矩器。液力变矩器的泵轮一般是原动机的直接负载,这一点与耦合器相同。但

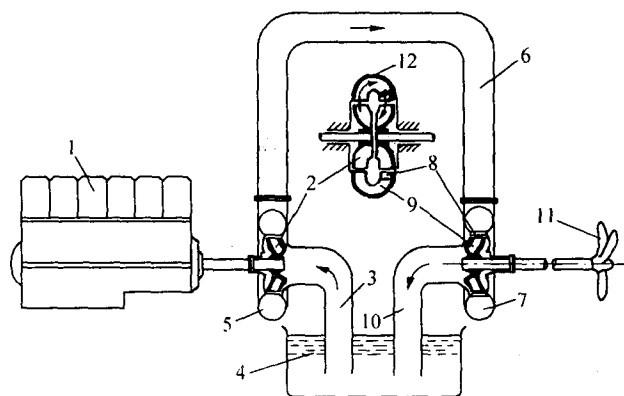


图 1.1 液力传动原理图

1—柴油机;2—离心泵叶轮;3—离心泵吸水管;4—水槽;5—泵的蜗壳;6—连接管路;7—水轮机蜗壳;8—水轮机导轮;9—水轮机叶轮;10—水轮机尾水管;11—轴旋桨;12—液力变矩器模型

液力变矩器中由泵轮、涡轮和导轮组成的流道为封闭流道,流体在流道中的流动为有压流动,而在耦合器中,由于流体一般不能完全充满由泵轮和涡轮组成的工作腔,即工作腔中含有一定的充气空间,因此在耦合器中流动的流体有自由表面,属于无压流动。液力变矩器中由于有固定在支座上的导轮,所以涡轮的输出转矩与泵轮轴上的转矩不相等,具体有三种情况:大于、等于和小于泵轮转矩。这说明液力变矩器具有变矩的功能。

液力机械传动不是液力元件(变矩器、耦合器)与机械传动元件的简单组合,而是指液力元件与行星齿轮的适当组合。可以使原动机的功率进行分流,一部分功率经由液力元件,另一部分功率则由行星齿轮传递。它们也具有类似于所采用液力元件(变矩器或耦合器)的传动特性,因此同样属于液力传动研究的范畴。

1.2 液力传动的特点

所有的传动机构只是起到能量传递的作用,它本身不能给动力系统提供任何形式的能量,也不能存贮能量。液力传动也与所有的传动机构一样,其基本特点就是输入能量应等于输出能量与液力元件或液力机械中损失的能量之和,即

$$E_R + E_C + E_S = 0 \quad (1.1)$$

式中 E_R ——输入的机械能;

E_C ——输出的机械能;

E_S ——传动机构在工作中损失的机械能。

所损失的机械能一般转变为热能、声能等而散失掉。

一般定义向传动机构输入的能量为正,由传动机构输出的能量为负。据此则有 $E_R > 0$ 、 $E_C < 0$ 、 $E_S < 0$,式(1.1)是能量守恒定律在传动机构中的具体表现形式,也是任何传动机构所必须遵循的基本原则。

液力传动与其它形式的传动机构相比,有以下独特之处:

(1) 能容大、功率质量比小。由于液力传动元件属叶片式流体机械,其传输的功率是与叶

轮直径的五次方、转速的三次方成正比,因此在大功率、高转速的传动中要优于其它传动方式。

(2) 寿命高。这是因为液力传动元件中各个工作轮之间没有刚性摩擦副,轮与轮或工作轮与壳体之间一般间隙较大,且充满了润滑性能良好的工作油液,从而提高了液力元件的使用寿命和可靠性。一般液力元件的寿命取决于轴承和油封的寿命。

(3) 由于泵轮和涡轮之间没有刚性连接,二者的转差率可随外负载的变化而随时变化,因此可以实现无级变速。对液力变矩器来说,具有很强的自适应性,即当外负载转矩突然变化时,它能自动地改变涡轮的转速,从而使涡轮转矩随外负载而变化。

(4) 由于没有刚性连接,它可以起到隔离和降低扭振的作用。这对车辆传动来说,可以增加其舒适性。

(5) 由于在制动工况下,动力机正常运转而负载不转动,这时涡轮轴的输出转矩是一定值,输入功率全部转变成工作液的热量。如果冷却系统设计得当,就可以使液力元件具有很好的过载保护功能。这对以内燃机作为动力机的各种机械更具其优越性,它可以防止在负载突然增大时因内燃机的转速过低而熄火。

(6) 液力传动中液力元件的泵轮一般是原动机的负载,而叶片式流体机械属于抛物线型负载,即转矩与转速的平方成正比。该负载抛物线与动力机特性的交点为工况点,而这些工况点都是稳定的工况点。如果动力机是交流异步电动机,则可以充分利用电动机的最大转矩来启动大惯性负载。这样就避免了电动机直接带动负载时因启动扭矩低于其最大扭矩,往往要提高电动机的功率等级,以启动静摩擦力较大的大惯性负载,形成“大马拉小车”现象。特别是采用液力传动后,由于液力元件的泵轮是动力机的直接负载,可以大大缩小电动机的启动时间,防止大功率电动机由于启动时间过长、电流过大造成对电网的冲击或烧毁电机事故的发生。

(7) 对工况经常需要改变的风机、水泵等抛物线型负载,采用调速型偶合器进行调速运行,具有十分显著的节能效果。

液力传动的主要缺点是采用偶合器启动大惯性负载时,虽然可以大大地改善启动性能,但在正常运行以后,总是存在 3% 左右的功率损失,这一损失恰好等于涡轮产生的滑差。即采用偶合器传动后,工作机的转速要比动力机转速低 3% 左右。从结构布置上看,液力元件只能在动力机及工作机之间轴向连接。传递大功率的液力元件需要一些辅助装置,如油液的循环冷却装置、润滑装置等。这些装置的增加不利于系统可靠性的提高,而且功率越大,转速越高,其制造精度要求越高,还要考虑动平衡等问题。对液力变矩器,在偏离设计工况点时其传动效率偏低。

1.3 液力传动发展概况及其应用

液力传动与其它形式的传动相比,是问世较晚的一种传动方式。由于 19 世纪航海事业的发展,船舶吨位不断增加,随之出现大功率高转速的柴油机,德国的费丁格尔(Föttinger)教授研究出第一台液力传动装置——液力变矩器,并于 1908 年首次应用到船舶的驱动系统中,其功率为 73.5 kW。1902 年包易尔(Bauer)将导轮去掉,便出现了世界上第一台液力偶合器。它较第一台液力变矩器的效率($\eta = 0.83$)提高许多,后来成功地应用到汽车的传动中。

目前世界上最大的液力元件生产厂家是德国的伏依特(VOITH)公司。该公司生产功率为 0.5 ~ 26 000 kW 的各种液力偶合器及其它各种功率等级的液力变矩器,年产量约 3 万台,转速

最高可达 12 000 r/min。目前国外正在研制功率为 50 000 kW 大功率的液力偶合器传动装置。

我国的液力元件生产起步较晚,解放前根本没有生产液力元件的厂家。50 年代末我国在红旗牌轿车、东方红 I 号内燃机车上首次采用液力传动,60 年代才有专业厂生产各种液力元件。目前各种液力元件的产量已达数万台。现在国内生产的调速型偶合器功率已达 5 500 kW,转速为 6 300 r/min。虽然我国液力传动行业起步很晚,但发展是十分迅速的,并且已形成一支生产、科研及教学相互关联的行业技术队伍。同时也必须看到我国的液力元件无论规格品种还是功率等级及生产规模都与国外存在较大的差距。尤其是在大功率、高转速方面与世界先进水平差距更大。在改革开放的大好形势下,随着我国经济的飞速发展,我们将会更多地了解国外先进的生产技术,改变我国的落后状况,推动我国液力传动事业的快速发展。

液力传动元件——液力变矩器及液力偶合器的应用范围十分广泛。在各种工程机械中应用最多,如挖掘机、推土机、装载机、军用坦克、装甲运兵车、自行火炮、内燃机车和各种汽车。起重运输机械的皮带机、刮板输送机、塔式起重机、门式起重机、挖泥船等也大多采用液力传动。大惯性负载(如球磨机、磨煤机、破碎机等)采用液力传动可大大改善动力机的启动性能。工况需要调节的水泵、风机(如电站锅炉给水泵、锅炉引风机、高炉除尘风机)大多采用液力调速型偶合器。大功率船舶的多机并车也采用液力偶合器。轻纺机械、石化工业中的输油泵、石油钻机等都广泛采用液力传动。尤其是在近代汽车对舒适性要求提高的情况下,采用液力传动将是最经济的选择。总之,随着液力传动的特点被人们所认识,其应用范围也将更加广泛。

1.4 液力传动采用的工作液及密封

液力传动所用的工作液一般以石油提炼的轻质油为基液。由于工作液是传递动力的介质,其工作温度较高,如调速型偶合器允许工作温度为 50 ~ 80℃,液力变矩器工作油液温度为 80 ~ 110℃,特殊情况允许油温更高一些(有的可达 130℃)。因此对液力传动用的工作油液有些特殊的要求。最常用的为 22# 汽机油、6# 液力传动油。这些油都是在轻质油中再加一些添加剂,如抗氧化剂、消泡剂、增粘剂、抗磨剂等。其性能如表 1.1 所示。

表 1.1 液力传动用油的性能参数指标

性 能	22# 汽机油	6# 液力传动油	20# 液力传动油
相对密度(20℃)	0.901	0.82	0.875
粘度/ $10^{-6}\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$	20 ~ 23(50℃)	7.5 ~ 9(100℃)	—
运动粘度比 ν_{50}/ν_{100}	—	< 3.6	< 4
闪点/℃(开口)	> 180℃	> 150℃	> 190℃
凝点/℃(不高于)	- 15℃	- 60℃ - 25℃	- 23℃
氧化后酸值/mgKOH/g	0.02	0.01	—
临界载荷/N(不小于)		824	785
颜 色	无色透明	淡黄色透明	浅黄色透明

在车辆、工程机械、起重运输机械中,大都用表 1.1 中的各种工作油液。而对矿山、化工等要求防爆的场所,为安全生产起见,液力元件用的工作液要求具有阻燃性,这种工作液一般为

水介质或高水基液。这种含水介质的工作液虽然具有不燃的特性,但其工作液的温度必须小于 80°C ,以防汽化。另外,液力元件中的轴承也需要单独润滑。

需要指出的是,由于液力传动中工作液温度较高,采用的密封件必须能在高温下长期工作。尤其是橡胶密封件,一般的丁腈橡胶密封件在高温下会很快老化,所以液力元件的密封要用丙烯酸酯橡胶材料(丙烯酸酯密封件的工作温度可达 140°C),也可采用聚四氟乙烯添加铜粉及碳素纤维制成的密封件,这样可以提高液力元件的使用寿命和可靠性。

第二章 液力传动基础知识

2.1 有压管路中流体流动的基本方程

流体在完全充满的有压管路中流动,应满足连续性方程

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 \quad (2.1)$$

式中 v ——1、2 断面处的平均流速, m/s;

ρ ——1、2 断面处流体的密度, kg/m³;

A ——1、2 断面的面积, m²。

式(2.1)是物质守恒定律在流体中的具体表达形式。当流体不可压缩时,有 $\rho_1 = \rho_2 = \rho = \text{const}$,则连续性方程可变形为

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = q_V = \text{const} \quad (2.2)$$

式中 q_V ——单位时间流过某过流断面流体的体积流量, m³/s。

所谓过流断面,是指与通过该断面所有流线都垂直的面。当流线为平行直线时,过流断面为一平面。

如图 2.1 所示的流动情况,从能量守恒的观点,可以得到从断面 1 流到断面 2 的能量平衡

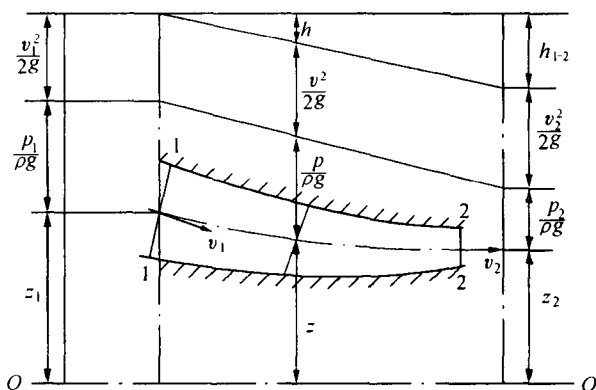


图 2.1 有压流动时的能头变化关系

方程——伯努里方程

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2} \quad (2.3)$$

式中 z ——过流断面上测压点相对于某一基准水平面的几何高度, 又称位置水头, m;

p ——过流断面上的压强, N/m² 或 Pa;

v ——过流断面上的平均流速, m/s;

g ——重力加速度, m/s²;

h_{1-2} ——从断面 1 到断面 2 流体流动时, 单位重流体所损失掉的能量, m。

$$h_{1-2} = h_\lambda + h_\zeta \quad (2.4)$$

h_λ ——沿程损失,即

$$h_\lambda = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

λ ——沿程阻力系数;

l ——两断面间的管道长度, m;

d ——管道直径, m;

h_ζ ——局部损失;

$$h_\zeta = \zeta \frac{v^2}{2g}$$

ζ ——局部阻力系数。

式(2.3)中 z 、 $\frac{p}{\rho g}$ 、 $\frac{v^2}{2g}$ 又分别称为位置能头、压力能头和速度能头,单位为 m(所谓能头是指单位重流体所具有的机械能, h_{1-2} 又称损失能头)。

有压流体流经某一管段的动量方程和动量矩方程为

$$F = \sum F_i = \frac{dK_{1-2}}{dt} \quad (2.5)$$

式中 F ——作用在这一管段中流体上所有外力之和,包括管壁对流体的作用力、两端面处过流断面上的压力及该管段流体的重力;

K_{1-2} ——1、2 断面间流体的动量,它们都是向量。若以标量形式表示,应将这些向量向各坐标平面投影,有

$$\left. \begin{aligned} \sum (F_i)_x &= \rho q (v_{2x} - v_{1x}) \\ \sum (F_i)_y &= \rho q (v_{2y} - v_{1y}) \\ \sum (F_i)_z &= \rho q (v_{2z} - v_{1z}) \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

式(2.5)、(2.6)为动量定理的表达形式。

若将 F 对某一轴取矩,动量定理就变为动量矩定理。如图 2.2 所示,若对 y 轴取矩

$$M_y = \rho q (v_2 R_2 - v_1 R_1) \quad (2.7)$$

式中 R_1 、 R_2 —— v_1 、 v_2 到 y 轴的垂直距离;

$v_1 R_1$ 、 $v_2 R_2$ —— v_1 和 v_2 对 y 轴的速度矩。

显然,对不同的轴,其速度矩的值也不相同。

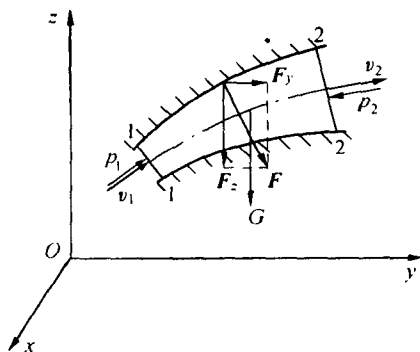


图 2.2 作用于流体上的力及流体的动量变化

2.2 流体在工作轮中的运动及速度三角形

因液力传动元件的流道主要由各种工作轮组成,因此与其它叶片式流体机械一样,它们都有着相同的流动形式和特点。

一、流体在旋转工作轮中的运动

流体在以角速度为 ω 的工作轮中的运动,是一种复合运动,它符合速度的平行四边形法则

$$\boldsymbol{v} = \boldsymbol{u} + \boldsymbol{w} \quad (2.8)$$

式中 $\boldsymbol{v}$ ——以地球为参照系所观察到的流体运动速度,称之为绝对速度, m/s ;

$\boldsymbol{u}$ ——以泵轴中心线为坐标轴线,随泵轴一起转动坐标系中各点的速度,称之为牵连速度, m/s ;

$\boldsymbol{w}$ ——从旋转坐标中观察到的流体运动速度,称之为相对速度, m/s 。

对离心泵叶轮来说,液体从中心部位连续地通过叶轮而流出。每两个相邻叶片及叶轮的前后盖板组成了流道,从相对坐标系中观察到的液体流动,其能量平衡方程(又称其相对运动伯努里方程)形式为

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + h_{1-2} \quad (2.9)$$

其角标 1、2 为进入工作轮前断面 1 上的点和流出工作轮后断面 2 上的点,而且流体是从 1 点流到 2 点。

对于旋转流体,从相对静止的角度看(即假设把叶轮的进出口封闭起来),当旋转角速度较大时,可以忽略掉重力的影响,其出口处的压强则为

$$p_2 = \frac{\rho}{2} \omega^2 (R_2^2 - R_1^2) + p_1 \quad (2.10)$$

对相对运动的伯努里方程,忽略掉重力的影响,方程变为

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + h_{1-2}$$

即

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + h_{1-2} \quad (2.11)$$

由上式可见,牵连速度 u 及相对速度 w 的变化引起工作轮中流体压力能的变化,故该两项速度能头又称为势扬程。

我们从地面上观察到的是流体流经工作轮时的绝对速度,由于工作轮中有能量传递,对泵轮来说,原动机的能量通过泵轮叶片,传给了流体,故其能量平衡方程形式为

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + H_L = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2} \quad (2.12)$$

式中 H_L ——泵轮使流经泵轮后单位重流体所增加的能头值, m 。

二、一元束流理论及工作轮中的速度三角形

在叶片式流体机械设计中,普遍采用一元束流理论。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) 工作轮叶片无限多、无限薄。由此流体在工作轮中的流动呈轴对称,而且叶轮中流体的相对速度 w 的方向与叶片曲线的切线方向相同。

(2) 同一过流断面上的轴面速度 v_m 相等。

(3) 叶轮出口处的流动情况与进口处的流动情况无关。

(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。所谓平均流线是指工作轮中一条假想的流线在该流线上流体流动的动力学效果与整个叶轮中流动的所有流体产生的动力学效果相同。一般认为这一流线所在的流面将工作轮各处的过流断面均分。

在工作轮中平均流线上任意一点 K 上流体的运动速度可用速度三角形表示,如图 2.3 所示。

$$v_K = u_K + w_K = v_{uK} + v_{mK} \quad (2.13)$$

式中 v_{uK} ——绝对速度 u_K 在圆周方向的投影;

v_{mK} ——绝对速度 v_K 的轴面速度分量, $v_{mK} = \frac{q}{A_K}$, 即轴面速度 v_m 与过流断面面积 A 的乘积为流经工作轮流体的流量。

图 2.3 中(a)为工作轮的轴面图,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;(b)为轴向图,即我们在工作输入口一边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,轴向图一般是将工作轮的盖板去掉后的视图。图中 $c-c$ 为平均流线, K 为平均流线上的一点。必须说明的是,速度三角形所在的平面是过 K 点与平均流线相切的平面 N 上。 N 平面与轴线的交角为 γ , 轴向视图(b)中的速度三角形按投影关系并不反映实际情况。但为简单起见,我们一般将 N 平面上的速度三角形画在轴向图中。从图中可见,绝对速度在轴面图中 N 平面上的投影称之为轴面速度 v_m , 因 N 平面是与流线相切的平面,它必须垂直过 K 点的过流断面,因此轴面速度才有 $v_m = \frac{q}{A}$ 的表达形式。

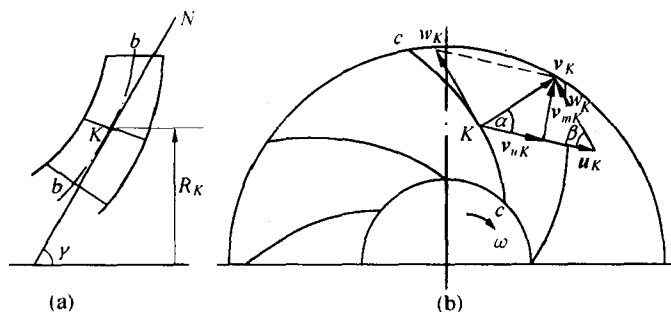


图 2.3 叶轮中流体运动的速度三角形

在本书中用角标 0、1、2、3 表示流体流经工作轮进出口的位置。在叶片进口处,以“0”表示流体质点刚要进入叶轮叶片尚未进入;“1”表示流体质点刚刚流入叶片区。在工作轮出口处:“2”表示流体质点刚要流出叶片区但尚未流出时的位置;“3”则表示刚刚流出叶片区。根据这一角标的定义,则有 $R_0 = R_1$ 、 $R_2 = R_3$ 。但 0、3 为无叶片区,而 1、2 则为叶片区,所以有 $u_0 = u_1$ 、 $u_2 = u_3$,但 0 处流体的绝对速度 v_0 则取决于来流前的速度,而一进入叶片区即到达 1 点以后,由于受到叶片的作用,就拥有相对速度 w_1 ,而 w_1 则取决于叶片形状即叶片安放角。在叶轮出口处,其速度为 v_2 ,流出叶片后的速度为 v_3 ,由于流入无叶片区,其速度的方向并不改变,即 v_2 与 v_3 的方向相同。其数值大小则因实际叶片具有一定的厚度,过流断面面积要有些变化。因此从叶轮流后,其轴面速度就要有些变化,即 $v_{m2} > v_{m3}$ 。若按一元束流理论的假设,忽略叶片厚度即叶片无限薄,则有 $v_{m2} = v_{m3}$ 、 $v_2 = v_3$ 。

有关叶片安放角,按国际 GB/T 3858—93 规定是指叶片骨线沿液流方向切线与圆周速度反方向的夹角,以“ β ”表示。而液流角 β_y 也同样以反向角来定义,在一元束流理论的假设下,

叶片角等于液流角, 即 $\beta = \beta_y$ 。

2.3 叶片式流体机械的基本方程

以泵轮为例, 分析流体流经泵轮时其能量平衡方程在叶片式流体机械中的表现形式。沿工作轮平均流线从泵轮进口到出口

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} + H_L = z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g} + h_{0-3} \quad (2.14)$$

由相对运动伯努里方程, 可得

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{w_0^2}{2g} - \frac{u_0^2}{2g} = z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{w_3^2}{2g} - \frac{u_3^2}{2g} + h_{0-3} \quad (2.15)$$

由式(2.14)减去式(2.15), 可得

$$H_L = \frac{1}{2g} (v_3^2 + u_3^2 - w_3^2) - \frac{1}{2g} (v_0^2 + u_0^2 - w_0^2)$$

由图 2.3 所示的速度三角形

$$w^2 = v^2 + u^2 - 2vu \cos \alpha = v^2 + u^2 - 2uw_u$$

即

$$v^2 + u^2 - w^2 = 2uw_u$$

代入上式, 可得

$$H_L = \frac{1}{g} (u_3 v_{u3} - u_0 v_{u0}) \quad (2.16)$$

因为我们按一元束流理论假设, 平均流线上表现了流经叶轮的流体的动力学参数, 故当从断面 0 到断面 3 沿平均流线到能量平衡方程所得到的式(2.16), 即为叶片式流体机械的基本方程式, 又称之为欧拉方程。

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一封闭围线 L , 则围线 L 上所有流体质点的速度与围线微元长度 dl 点积沿围线 L 的积分, 即为该围线的速度环量 Γ , 即

$$\Gamma = \oint_L \mathbf{v} d\mathbf{l} = \oint_L v_l dl = \oint_L v \cos(\mathbf{v}, \mathbf{dl}) dl \quad (2.17)$$

因两矢量的点积为一标量, 所以速度环量又可以笛卡尔直角坐标形式表示为

$$\Gamma = \oint_L (v_x dx + v_y dy + v_z dz) \quad (2.18)$$

式中 v_x, v_y, v_z ——速度 $\mathbf{v}$ 在 x, y, z 坐标方向的速度分量;

dx, dy, dz —— $d\mathbf{l}$ 在 x, y, z 坐标上的投影。

对水泵或液力元件的工作轮, 如果我们在平均流线所在流面上且在叶轮进口前和出口后各画一个圆, 则有

$$\begin{aligned} \Gamma_0 &= \oint_{L_0} v_{u0} dl = 2\pi R_0 v_{u0} = 2\pi R_1 v_{u0} \\ \Gamma_3 &= \oint_{L_3} v_{u3} dl = 2\pi R_3 v_{u3} = 2\pi R_2 v_{u2} \end{aligned}$$

由此可得叶片式流体机械基本方程的速度环量表达形式

$$H_L = \frac{\omega}{2\pi g} (\Gamma_2 - \Gamma_0) = \frac{\omega}{2\pi g} \Delta\Gamma \quad (2.19)$$

在基本方程的推导过程中应用了一元束流理论的假设,即假设叶片无限多、无限薄,这与实际叶片数是有限的而且具有一定厚度是不同的,因此我们以角标“ ∞ ”来标注它,即

$$H_{L\infty} = \frac{1}{g}(u_3 v_{u3} - u_0 v_{u0}) = \frac{1}{g}(u_2 v_{u2} - u_0 v_{u0}) \quad (2.20)$$

另外,对液力传动元件中的泵轮、涡轮、导轮也应加上不同的角标“B、T、D”以示区别。我们也定义若工作轮叶片把能量传给流体,则能头为正,而流体把能量传给工作轮时,能头为负。由此可见,一般情况下泵轮有 $H_B > 0$; 而涡轮则 $H_T < 0$; 当导轮不动时,因 $\omega_D = 0$, 故有 $H_D = 0$ 。

2.4 液体与工作轮的相互作用转矩

在液力传动中常常要计算各工作轮的输入或输出转矩,而求流体与工作轮的作用转矩则必须应用动量矩定理。

如图 2.4 所示,若将工作轮进口前及出口后用两个封闭曲面将工作轮中流体围成一个控

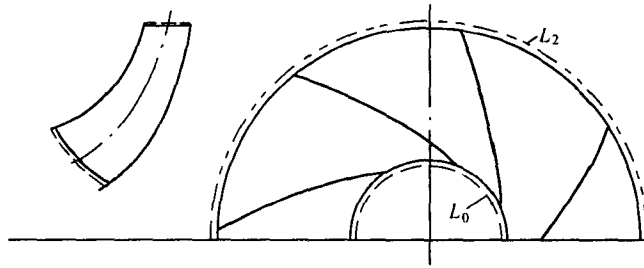


图 2.4 工作轮中的速度环量

制体,其进出口处在平均流线上流体的速度分别为 v_0 及 v_3 ,则由动量矩定理有

$$M_L = \rho q (v_{u3} R_3 - v_{u0} R_0) \quad (2.21)$$

速度环量形式则为

$$M_L = \frac{\rho q}{2\pi} (\Gamma_3 - \Gamma_0) = \frac{\rho q}{2\pi} \Delta \Gamma \quad (2.22)$$

当流体流经两个工作轮之间的空间流道时,如在泵轮和涡轮之间或涡轮与导轮之间、导轮与泵轮之间,由于流体不受叶片作用,若忽略流体与壁面的摩擦力,则其速度环量也不会有任何变化。这就是说,在无叶片区,有 $\Gamma = \text{const}$ 。

由作用与反作用原理可知,流体对叶片的作用转矩 M_{Y-L} 及叶片对流体的作用转矩 M_{L-Y} ,对于同一个工作轮来说是作用与反作用转矩,其数值相等、方向相反,即 $M_{Y-L} = -M_{L-Y}$ 。

由上面的讨论可知

$$M_{BL-Y} = \rho q \Delta \Gamma_B > 0$$

$$M_{TL-Y} = \rho q \Delta \Gamma_T < 0$$

而液体对泵轮的作用转矩 $M_{BY-L} < 0$,它是动力机的负载转矩。液体对涡轮的作用转矩 $M_{TL-Y} > 0$,它使涡轮带动外负载——工作机转动,从而对工作机做功,因此它是外负载的动力转矩。