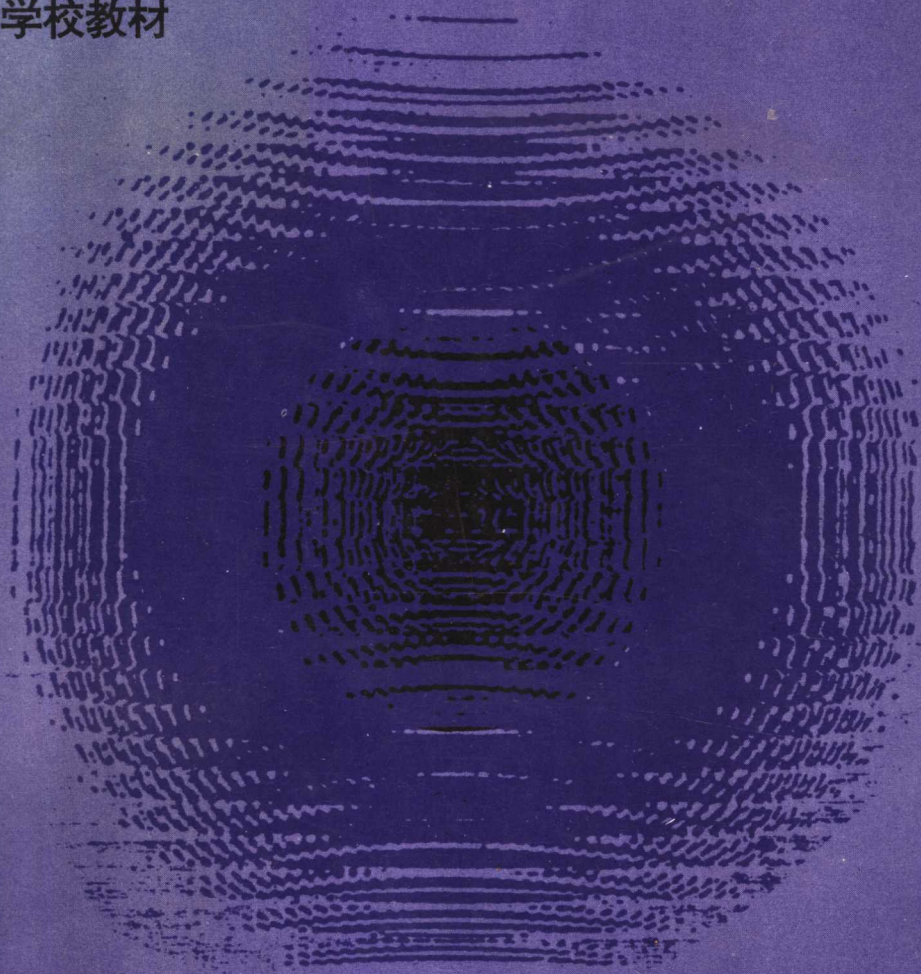


高等学校教材



YELICHUANDONG

液力传动

主编 陈代隆

辽宁大学出版社

(辽)新登字第9号

图书在版编目(CIP)数据

液力传动/陈代隆主编. —沈阳:辽宁大学出版社,1996.9

ISBN 7-5610-3282-X

I. 液… II. 陈… III. 液压传动 IV. TH137

中国版本图书馆CIP数据核字(96)第18893号

液力传动

陈代隆 主编

辽宁大学出版社出版发行(沈阳市崇山中路66号)
辽宁省新闻出版学校印刷厂印刷

开本:787×1092 1/16 印张:12.25 字数:200千
1996年7月第1版 1996年7月第1次印刷
印数:1-1000

责任编辑:郭阳

封面设计:邹本忠

责任校对:众 校

ISBN 7-5610-3282-X

T·23 定价:15.00元

编者的话

为适应教学改革深入发展的需要,编出不同特点符合教学要求的用书,根据国家教委流体传动及控制专业教学指导委员会制订的液力传动课程的基本要求,编写了《液力传动》教材。

本书共六章,着重讲述了液力偶合器、液力变矩器和液力机械传动的机理,液力传动与动力机的共同工作,液力传动的设计、试验及有关特性分析。

本书可作为水力机械专业、流体传动及控制专业教材,也可供工程技术人员学习参考。

本书由沈阳工业大学陈代隆主编,第一、三、四章由陈代隆编写;第二章由王军编写;第五章由李增华、王洁编写;第六章由王野牧、苏东海编写。全书由陈代隆统稿和审校。在编写过程中,参考了陈代隆编写的“液力传动”讲义,匡襄编写的“液力传动”教材,吉林工业大学等院校编写的“工程机械液压与液力传动”教材以及刘振声等编写的“液力传动装置结构与设计”。在此一并致谢。

由于编者水平所限,书中可能会有不足和错误之处,切望读者批评指正。

一九九六年三月

目 录

第一章 液力传动概述

- § 1—1 液力传动定义及工作原理..... 1
- § 1—2 液力传动的的基本类型..... 2
- § 1—3 液力传动的应用和特点..... 3
- § 1—4 液力传动的发展概况..... 5

第二章 液力传动基础知识

- § 2—1 液体的相对静止平衡..... 7
- § 2—2 理想液体及实际液体的运动微分方程式..... 8
- § 2—3 伯努利方程 10
- § 2—4 液体在工作轮中的运动 12
- § 2—5 叶轮中的速度环量 18
- § 2—6 叶片式机械的基本方程——欧拉方程 20
- § 2—7 液体与叶轮相互作用扭矩 21
- § 2—8 液力传动的各种损失 23
- § 2—9 相似原理 25

第三章 液力耦合器

- § 3—1 结构简图及工作原理 29
- § 3—2 液力耦合器的特性和效率方程 31
- § 3—3 液力耦合器的原始特性 36
- § 3—4 特性换算 38
- § 3—5 液力耦合器与动力机的共同工作 40
- § 3—6 液力耦合器部分充液时的特性 46
- § 3—7 牵引型液力耦合器 48
- § 3—8 限矩型液力耦合器 51
- § 3—9 调速型液力耦合器 57
- § 3—10 液力耦合器循环圆设计..... 63
- § 3—11 液力耦合器的冷却与轴向力..... 65
- § 3—12 液力耦合器的优缺点..... 69

第四章 液力变矩器

- § 4—1 变矩器的结构简图及参数 71
- § 4—2 变矩器的工作原理及特点 73
- § 4—3 变矩器叶轮进出口速度三角形及工作腔中能量的转换 79

§ 4—4	变矩器的计算方程式及特性曲线	81
§ 4—5	变矩器的原始特性和输入特性	88
§ 4—6	变矩器的透穿性	92
§ 4—7	变矩器的变矩性能	96
§ 4—8	变矩器的经济性	96
§ 4—9	YB—355—2 型液力变矩器的结构介绍	101
§ 4—10	变矩器与动力机的共同工作	107
§ 4—11	变矩器的尺寸选择	113
第五章 液力变矩器的其它问题		
§ 5—1	轴向力	117
§ 5—2	补偿冷却系统	124
§ 5—3	液力变矩器的工作液	130
§ 5—4	液力变矩器性能试验	136
第六章 液力机械传动		
§ 6—1	液力机械传动的种类	148
§ 6—2	行星排的种类	148
§ 6—3	行星排的运动学	150
§ 6—4	转速比图及相对功率图	155
§ 6—5	液力机械传动机械元件的运动学	159
§ 6—6	液力机械传动的机械元件的负荷	165
§ 6—7	液力机械传动的特性方程	167
§ 6—8	输入轴分路的液力机械传动	169
§ 6—9	输出轴分路的液力机械传动	176
§ 6—10	输入轴分路与输出轴分路液力机械传动特性的比较	182
§ 6—11	内分流导轮反转的液力机械传动	183
§ 6—12	内分流的双涡轮液力机械传动	186

第一章 液力传动概述

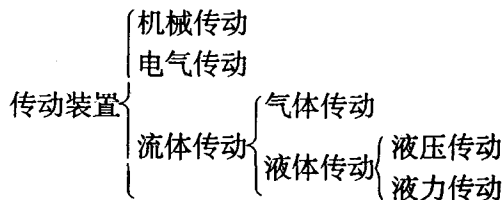
§ 1—1 液力传动定义及工作原理

一、液力传动定义

工程上，原动机（电动机、汽油机和柴油机）带动工作机械，由于系统功率及调速等特性要求，二者往往不能直接联接，而是通过某种“传动装置”将原动机与工作机械有机地联接起来，以进行功率传递和调节。

传动装置包括机械传动、电气传动和流体传动。流体传动包括气体传动和液体传动。液体传动中，根据工作机理不同，又分为液压传动和液力传动。

原动机——传动装置——工作机械



液压传动——以液体（油或水）为工作介质，基于流体力学的帕斯卡原理，主要以液体的静压力进行能量传递的装置。这种装置，传递压力高达几百 MPa；传递流体速度仅为每秒 10 多米。液压传动系统主要由液压泵、液压缸和液压阀组成。

液力传动——以液体（油或水）为工作介质，基于流体力学的欧拉方程，主要以液体的动能进行能量传递的装置。传递流体速度高达 100m/s 以上，传递压力仅为零点几 MPa。液力传动系统主要由液力变矩器或液力耦合器和控制阀组成。

二、液力传动工作原理简介

图 1—1 为液力传动的工作原理示意图。

离心水泵与柴油机联接，把动力机的机械能变为液体的能量，而水轮机则与工作机械联接，把液体的能量转变为机械能输出。把离心泵和水轮机用管 6 联接起来，像图 1—1 那样，就可以把动力机 1 的动力传给工作机 11。液力传动的工作原理可以看成是水泵和水轮机的结合，从

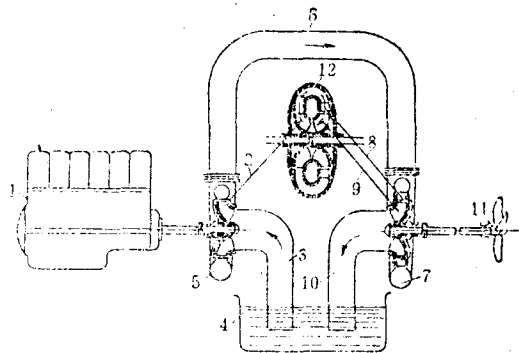


图 1—1 液力传动工作原理示意图

- 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—联接管路 7—水轮机的蜗壳 8—导轮
- 9—水轮机的叶轮 10—水轮机尾水管 11—工作机
- 12—液力传动示意图

而形成了液力传动的原始雏形。后来发觉水泵的吸水管和涡壳，水轮机的尾水管和涡壳对液力传动并不需要，并在其中的能量损失很大，因而就淘汰了这些机构，保留了水泵和水轮机的核心部分——叶轮和水轮机的导轮，从而形成了液力传动的的基本型式之一——液力变矩器（图 1—1 中的 12）。这样不但结构简化，而且效率有了很大提高。

§ 1—2 液力传动的基本类型

液力传动分为三大类型：液力变矩器、液力偶合器和液力机械传动。

一、液力变矩器

液力变矩器种类很多，现介绍一种最常见的型式，见图 1—2。

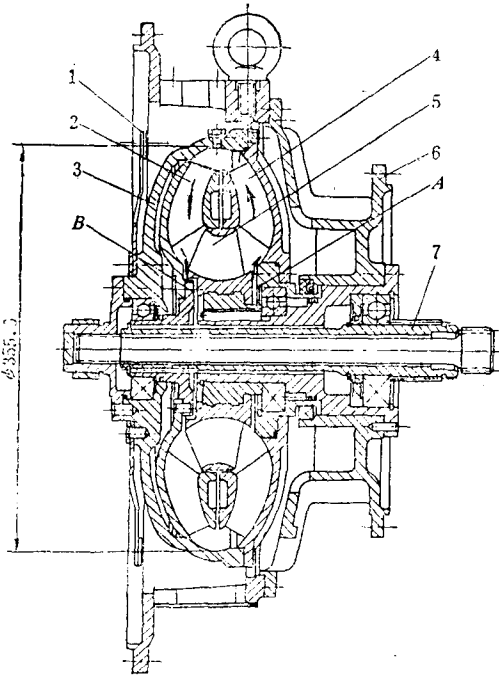


图 1—2 液力变矩器

- 1—弹性联接板 2—涡轮 3—旋转外罩 4—泵轮
5—导轮 6—外壳 7—输出轴（涡轮轴）

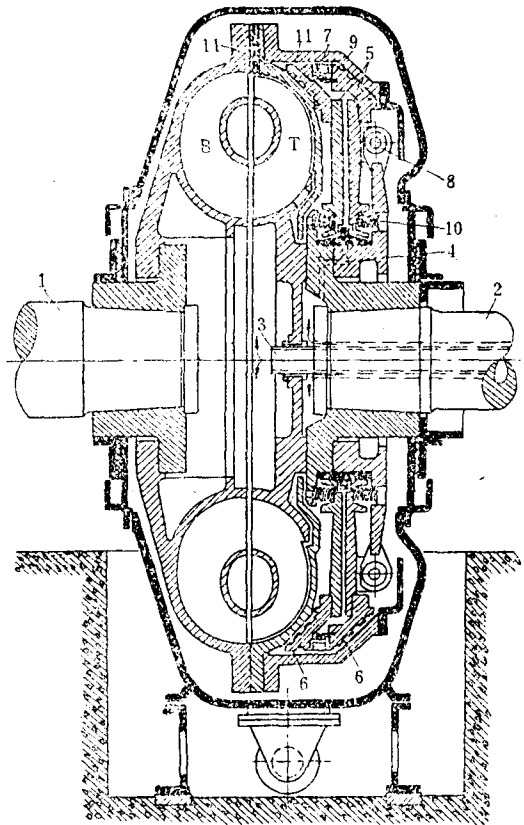


图 1—3 液力偶合器

- 1—输入轴 2—输出轴 3—中心孔 4—孔 5—压盘
6—锥形摩擦面 7—凸轮 8—弹性铰链 9—密封
10—弹簧 11—孔 B—泵轮 T—涡轮

液力变矩器的工作腔是由泵轮 4、涡轮 2、导轮 5 的流道和旋转外罩 3 的导流表面共同组成。动力从弹性联接板输入，经过旋转外罩传到泵轮。泵轮中的工作液在离心力的

作用下，由泵轮中心甩向泵轮外缘，同时液体获得能量并流进涡轮，在工作液对涡轮的作用扭矩推动下，克服输出轴 7 的阻力矩而做功。同时工作液能量降低。由涡轮流出来的工作液体进入导轮，沿着导轮叶片的方向流出，再进入泵轮。工作液这样连续不断地在工作腔中作上述循环运动，又同时绕着叶轮的旋转轴心旋转。由图 1—2 可见，液力变矩器输入部分与输出部分没有刚性的机械联接，而是通过工作液体这样的工作介质来传递动力。旋转外罩传递动力，同时也起封闭工作液和导向作用，是工作腔的组成部分。

二、液力偶合器

把液力变矩器工作腔中的导轮取消，即取消了外部支架对液力变矩器的反作用扭矩，这时液力变矩器就转变为液力偶合器。图 1—3 所表示的是一个液力偶合器。

在图 1—3 中泵轮装在输入轴 1 上，涡轮与输出轴 2 联接。如果要联接动力机与工作机，只要通过中心孔 3 向液力偶合器工作腔中供给工作液。泵轮使工作液旋转，把扭矩传给涡轮，涡轮快速地达到泵轮转速的 97~97.5%，同时把扭矩和转速传给工作机。

三、液力机械传动

液力机械传动由两个自由度的三轮式四轴齿轮式行星机构与两轴的液力传动联接起来组合而成。齿轮式行星机构叫做液力机械传动的机械元件，而液力传动叫做液力机械传动的液力元件。液力机械传动的简图如图 1—4。

在输入轴 1 上安装泵轮 B 及差速器的太阳轮 6。涡轮 T 和齿圈 7 相联。输出轴 2 与行星架相联。单向离合器 4 与 5 使导轮 D 与支架 3 或与涡轮 T 固定在一起。由图 1—4 可见，输入轴的功率传到输出轴有两条路线，一路是由输入轴经太阳轮、行星轮、行星架到输出轴；另一路是由输入轴经泵轮、涡轮、齿圈、行星轮、行星架到输出轴。在这种传动中，因为是在液力元件外部实行功率分流，故叫外分流液力机械传动。机械传动效率比液力传动高，故液力机械传动和液力传动相比有较高的效率。

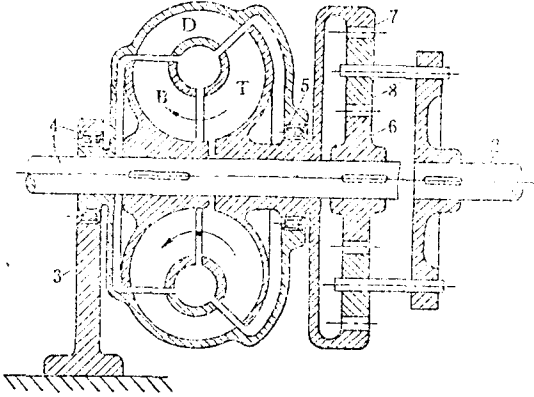


图 1—4 液力机械传动简图

- B—泵轮 T—涡轮 D—导轮 1—输入轴 2—输出轴
- 3—支架 4 和 5—单向离合器 6—太阳轮 7—齿圈
- 8—行星轮

§ 1—3 液力传动的应用和特点

一、液力传动的应用

19 世纪初，液力变矩器首先应用在轮船的传动系统中，之后在许多部门中获得了广

泛的应用。传递的功率可以从几十马力到几万马力。如军用车辆、内燃机车、高级小轿车、载重汽车、公共汽车及其他各种轮式和履带式车辆上。工程机械上应用液力传动比较晚，但发展很快。目前在装载机、铲运机、平地机等工程机械上都已广泛地应用了液力传动和液力机械传动。在这些装置上，液力传动的主要作用是：

(一) 作为交通运输车辆的主传动。重型卡车、军事车辆、建筑工程机械广泛应用液力变矩器。

(二) 调整用。电站锅炉给水泵、化工厂的化工泵、钢厂风机等，往往都是用液力偶合器或液力变矩器进行调整。

(三) 起动用。惯性大的设备，起动时困难，利用液力传动十分有利。如大型皮带输送机、破碎机等由于装满了东西，惯性很大。若直接用电机驱动，起动时间长，起动电流大，配备电机容量也要增大。遇到故障电机可能会烧坏。采用液力传动，起动性能大大改善。

(四) 过载保护。如工程机械的负荷变化幅度很大，常常出现超负荷，使用液力传动对传动装置能起保护作用。

(五) 反转换向。要工作机正反转可利用正反转液力变矩器，也可利用正转变矩器和反转变矩器进行换向。

(六) 并车。在船舶、钻机及其他机械中采用几个动力机驱动一个工作机时，常用液力传动并车，使动力机工作协调。

(七) 制动。液力制动器虽然与液力偶合器有所不同，但其工作原理和液力偶合器没有本质区别。液力制动器已广泛地应用于重型汽车及内燃机车上。利用液力变矩器涡轮反转制动特性来控制重物下放速度，在起重机和工程船上应用得很成功。

二、液力传动的主要特点

(一) 自动适应性。液力变矩器具有自动变矩、变速的特性。涡轮输出扭矩随着外界负载扭矩增加自动增加，同时其转速自动降低；负载扭矩减少时，涡轮输出扭矩自动减小，同时其转速自动增加。具有理想传动特性 ($Mn = \text{const}$)。

(二) 无级调速性。在动力机外特性和工作机负载特性不变的情况下，可以通过改变液力传动的特性来无级地调节工作机的特性。

(三) 透穿性能。泵轮扭矩随工作机载荷变化的性能叫透穿性能。液力变矩器类型不同，透穿性能不一样。有可透的，也有不可透的。

(四) 滤波性能。由于液力传动的工作是靠液体，非机械直接接触，故能吸收和减少介质外来自发动机和负载的振动与冲击，提高使用寿命。以重型载重汽车为例，使用液力传动，发动机寿命可增加 47%，变速箱寿命可增加 400%，后桥差速器寿命可增加 93%。

(五) 过载保护性能。在一定的泵轮转速下，泵轮、涡轮和导轮的扭矩在某一定的范围内随工况而变化，如果外负载扭矩超过涡轮扭矩，各叶轮的扭矩也不会超过其固有的变化范围。

(六) 良好的起动性能。由于泵轮扭矩与其转速的平方成正比，故动力机起动时，其

载荷甚微，起动时间短。

(七) 舒适性。车辆采用液力传动后，可以平稳起步，能在较大的速度范围内无级调速，可以吸收和减少振动及冲击，从而提高了车辆的舒适性。

§ 1—4 液力传动的发展概况

1902年，德国电气工程师盖尔曼—费丁格尔首先创造了液力变矩器，其简图如图1—5a所示。第一批这样的液力传动装置，于1907年用于海轮，最高效率为85%。这种液力变矩器按循环液流的方向，叶轮排列次序为泵轮、导轮、涡轮。这种排列次序的型式目前已少见，但在反转和正反转液力变矩器中，仍旧需要这样的叶轮排列次序。

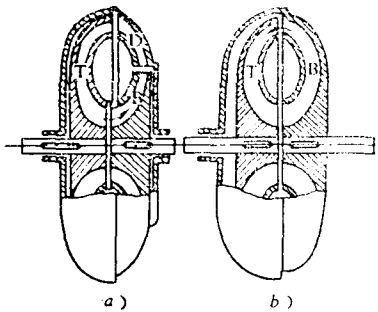


图1—5 费丁格尔液力传动
a) 液力变矩器 b) 液力耦合器

为了进一步提高效率，在液力变矩器中又取消了导轮。1905年由费丁格尔首创液力耦合器，见图1—5b。最高效率达到97~98%。因为液力耦合器中没有导轮，故不能像液力变矩器那样改变扭矩。液力耦合器最初也是用在船舶上，用来防止内燃机的扭震引起齿轮和螺旋桨的破坏，以及多机驱动一个螺旋桨。

为了提高液力传动的性能，后来又研制了综合式液力变矩器，结构示意图如图1—6。综合式液力变矩器兼有液力变矩器在低中速时变矩器效率高，高速时又有耦合器的高效率的优点。这种液力变矩器目前使用最广，原因也在于此。这种改善液力变矩器的性能方法主要是依靠在液力传动中增加辅助机械元件来实现。如用单向离合器联接导轮与壳体，形成综合式液力变矩器；在变矩器中加闭锁离合器，高速时把泵轮与涡轮锁住，动力不经过液力变矩器，形成带闭锁离合器的液力变矩器；液力变矩器输入轴联接奥米加离合器，以调节液力变矩器泵轮的转速。从而扩大变矩器的调速范围，提高速度的稳定性和提高传动效率。

液力变矩器加齿轮机构，形成外部分流的液力机械传动和内部分流的液力机械传动。外分流式液力机械传动前面已经介绍。内分流式液力机械传动是几个叶轮通过齿轮传动同时与输出轴联接。功率在变矩器内部由泵轮经过涡轮与导轮分两路传递，这种内分流液力机械传动，高效范围宽，起动变矩系数大。

由于液力传动具有很多优点，如对外载荷的自动适应性，能无级调速和变矩，能有效地控制工作机的过载，使机器起动、运转平稳、柔和，可延长机器寿命等。因此，液力传动越来越广泛地应用在工程建设、起重运输、公路铁路交通、矿山采煤、石油、电力、港口船舶、林业、农机、轻工设备以及军工等方面。

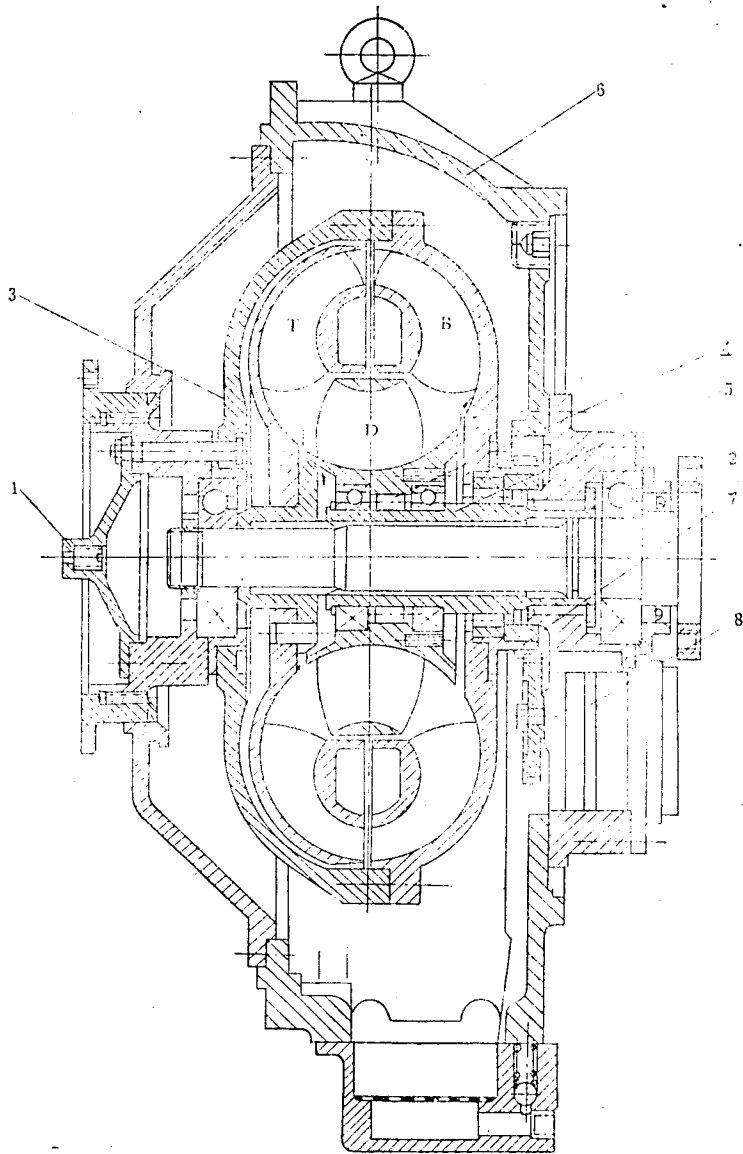


图1—6 综合式液力变矩器

B—泵轮 T—涡轮 D—导轮 1—输入轴 2—输出轴 3—泵轮旋转外罩 4—单向离合器
5—导轮轴 6—壳体 7—齿轮油泵驱动齿轮 8—齿轮油泵

第二章 液力传动基础知识

§ 2—1 液体的相对静止平衡

图 2—1 表示圆筒形容器绕自己轴心线 Z 以等角速度 ω 旋转。液体质点间和液体相对容器均无相对运动，但液体随容器一道转动。

由流体力学的欧拉平衡方程知，单位质量力在 x、y、z 坐标方向的投影为

$$\begin{cases} X = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \\ Y = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \\ Z = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \end{cases}$$

即

$$\begin{cases} \rho X = \frac{\partial p}{\partial x} \\ \rho Y = \frac{\partial p}{\partial y} \\ \rho Z = \frac{\partial p}{\partial z} \end{cases}$$

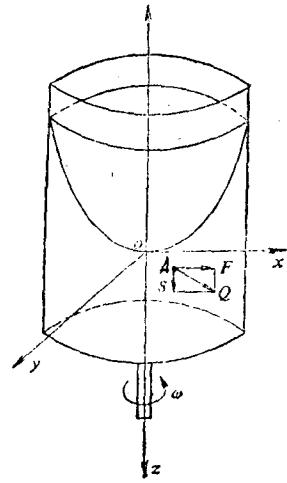


图 2—1 等速旋转容器中液体的相对平衡

上式两边分别乘以 dx、dy、dz，然后相加得：

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = \rho (Xdx + Ydy + Zdz)$$

即为平衡微分方程：

$$dp = \rho (Xdx + Ydy + Zdz) \quad (2-1)$$

下面分析任意点 A 处的压力分布规律。设 A 点离 Z 轴距离为 r，液体受重力和离心力作用。

单位质量的重力在各轴向的分力为：

$$\begin{cases} X_1 = 0 \\ Y_1 = 0 \\ Z_1 = -g \end{cases}$$

单位质量力的牵连离心惯性力在各轴向的分力为

$$\begin{cases} X_2 = x\omega^2 \\ Y_2 = y\omega^2 \\ Z_2 = 0 \end{cases}$$

所以单位质量力在各轴的合力为

$$\begin{cases} X = X_1 + X_2 = x\omega^2 \\ Y = Y_1 + Y_2 = y\omega^2 \\ Z = Z_1 + Z_2 = -g \end{cases}$$

代入式 (2-1), 得

$$dp = \rho (x\omega^2 dx + y\omega^2 dy - g dz)$$

积分后, 并化简得:

$$p = p_0 + \gamma \left(\frac{r^2 \omega^2}{2g} - Z \right) \quad (2-2)$$

式 (2-2) 即是液体的相对静止平衡方程式。

式中 p —压力;

γ —液体重度;

g —重力加速度;

p_0 —液体自由表面的压力。

§ 2-2 理想液体及实际液体的运动微分方程式

一、理想液体的运动微分方程

理想液体是一种假想的概念, 是实际液体的一种简化。认为, 液体的粘性很小, 可以忽略, 这种液体就叫理想液体。由于在理想液体中忽略了粘性, 故在任何表面上都不存在切向力, 只有法向力。从而使理想液体的流体动压力具有流体静压力的性质, 沿着内法线方向, 而且与作用方向无关。

在运动的理想液体中取一个微小的平行六面体形状的液体质点如图 2-2 所示。每边长分别为 dx 、 dy 、 dz , 而且各边分别和相应的坐标轴 x 、 y 、 z 平行。

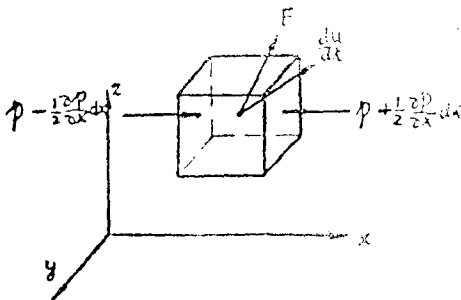


图 2-2 微元六面体受力情况

作用于六面体上的外力有表面压力、质量和惯性力。x 轴方向的合力为

(一) 表面力

作用在左平面上的表面力为,

$$\left(p - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz$$

作用在右平面上的表面力为,

$$\left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz$$

左右两端总压力不等, 其差值为:

$$\left(p - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz - \left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz$$

$$= -\frac{\partial p}{\partial x} dx dy dz$$

(二) 质量力

设单位质量力在 x 轴方向的分力为 X ，故 x 轴方向的质量力的分力为

$$X\rho dx dy dz$$

设六面体流体质点在 x 轴方向的加速度为 $\frac{dv_x}{dt}$ 。

根据牛顿第二定律，作用于六面体上诸力在任一轴投影的代数和应等于六面体的质量与该轴分加速度的乘积。对于 x 轴有

$$X\rho dx dy dz - \frac{\partial p}{\partial x} dx dy dz = \rho dx dy dz \frac{dv_x}{dt}$$

用 $\rho dx dy dz$ 除等式两边，得理想流体单位质量在 x 轴方向的运动微分方程

$$X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{dv_x}{dt}$$

类似地可得其他两个坐标方向的方程。联立起来为

$$\left. \begin{aligned} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{dv_x}{dt} \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} &= \frac{dv_y}{dt} \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} &= \frac{dv_z}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (2-3)$$

这就是理想流体运动微分方程（欧拉运动微分方程）。变换后可得

$$\left. \begin{aligned} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{v^2}{2} \right) - \frac{\partial v_x}{\partial t} &= 2 (v_z \omega_y - v_y \omega_z) \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{v^2}{2} \right) - \frac{\partial v_y}{\partial t} &= 2 (v_x \omega_z - v_z \omega_x) \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{v^2}{2} \right) - \frac{\partial v_z}{\partial t} &= 2 (v_y \omega_x - v_x \omega_y) \end{aligned} \right\} \quad (2-4)$$

式中 ω_x 、 ω_y 、 ω_z 分别为流体质点旋转角速度向量在三个坐标轴方向的分量。

$$\begin{aligned} \omega_x &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_z}{\partial y} - \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) \\ \omega_y &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial x} \right) \\ \omega_z &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_y}{\partial x} - \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) \end{aligned}$$

此方程称为兰伯—葛罗米柯运动微分方程。它和欧拉方程没有区别。因角速度比较明显，用起来非常方便。

二、实际液体的运动微分方程

实际流体都是有粘性的。当它运动时，由于有粘性的关系，使得表面出现切向应力。

使法向应力出现附加的法向应力，附加的法向应力可以是正也可以是负，使法向应力值随着作用点所在的面积在空间的方位不同而不一样。若把切向应力与附加法向应力都利用牛顿内摩擦定律以动力粘性系数 μ 与速度梯度的乘积表示。还是利用牛顿第二定律，经过化简，可得实际流体运动微分方程。

$$\left. \begin{aligned} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) &= \frac{dv_x}{dt} \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right) &= \frac{dv_y}{dt} \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) &= \frac{dv_z}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (2-5)$$

上式即纳维—斯托克斯方程。若把等号左边括号内的部分用拉普拉斯算子的形式表示，同时 μ/ρ 用运动粘性系数 ν 来代替，则 (2—5) 式变成

$$\left. \begin{aligned} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla^2 v_x &= \frac{dv_x}{dt} \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \nabla^2 v_y &= \frac{dv_y}{dt} \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \nabla^2 v_z &= \frac{dv_z}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (2-6)$$

纳维—斯托克斯方程只限于层流不可压缩流体。(2—6) 式包含四个未知数：流体动压力 p 和三个速度分量 v_x 、 v_y 、 v_z 。方程组 (2—6) 已有三个式子，外加连续方程，原则上可以求出四个未知函数。应用实际流体运动微分方程去解决具体问题时，要考虑起始条件与边界条件。对于实际流体运动的起始条件与边界条件同理想流体的基本上是一样的。但运动学边界条件有所不同。对于理想流体，沿限制壁面流体的运动速度方向与壁面相切；而对实际流体，由于分子力的作用，沿限制壁面流体质点与壁面之间没有相对运动速度存在。

§ 2—3 伯努利方程

伯努利方程是能量守恒定律在流体力学中的一种特殊形式。

一、绝对运动伯努利方程

实际的不可压缩的流动液体，在重力场的作用下，处于稳定流动状态，流量沿程不变，而且所选的过流断面附近又是缓变流动时，可以利用纳维—斯托克斯方程，并进行罗米柯变换，积分后得伯努利方程

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2} \quad (2-7)$$

式中 Z —所取断面任一点到基准面 $00'$ (图 2—3) 的距离;
 p —相对压力 N/m^2 ;
 v —该过流断面的平均速度 m/s ;
 h_{1-2} —单位重量液体由断面 1 流到断面 2 总的能量损失 m ;
 $1, 2$ —脚标, 分别表示断面 1 和断面 2;
 g —重力加速度 $9.8m/s^2$;
 γ —流体重度 N/m^3

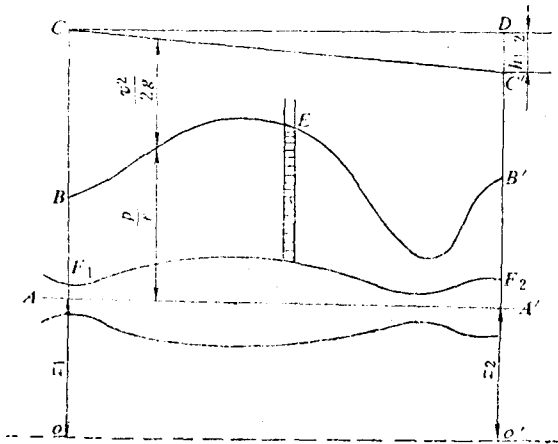


图 2—3 能头高度图

流动液体中任意一点, 单位重量液体的能量由三部分组成。即位能 Z , 压能 p/γ 及动能 $\frac{v^2}{2g}$ 。它们都可以用液柱高表示。 $(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g})$ 表示断面 1 上单位重量液体的总能量; $(Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g})$ 表示断面 2 上单位重量液体的总能量。伯努利方程各项几何意义用图 2—3 所示。 AA' 表示液流的中心线。 BEB' 为 p/γ 的终点连线, 叫相对压力

线。 CC' 线叫总能头线。 CD 水平线与 CC' 之间的高度表示损失的能头。可见, 流道中各处的 Z 、 $\frac{p}{\gamma}$ 、 $\frac{v^2}{2g}$ 是随着流道变化的。一种能量的变化, 引起其他能量改变, 但其总能量是不变的 (若不计损失)。

二、相对运动伯努利方程

在液力传动中, 液体在工作轮叶片流道内除作相对运动外, 还作随同工作轮一起旋转的牵连运动, 如图 2—4 所示。设液体相对于叶轮叶片的相对速度为 W , 牵连速度为 u , 由流体力学中的拉格朗日伯努利方程式有:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{W^2}{2} - U = C$$

式中 U 为势函数, 由势函数特性知

$$dU = Xdx + Ydy + Zdz$$

X 、 Y 、 Z 分别为单位质量力在 x 、 y 、 z 坐标方向的分力, 并有

$$\left. \begin{aligned} X &= x\omega^2 \\ Y &= y\omega^2 \\ Z &= -g \end{aligned} \right\}$$

代入上式得

$$dU = x\omega^2 dx + y\omega^2 dy - g dz$$

所以

$$U = \int du = \frac{r^2 \omega^2}{2} - gz + c$$

代入拉格朗日式得

$$\frac{p}{\rho} + \frac{W^2}{2} - \frac{u^2}{2} + gz = c$$

对于 1、2 断面有

$$\begin{aligned} & \left(Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{W_2^2}{2g} \right) - \left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{W_1^2}{2g} \right) \\ &= \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (2-8) \end{aligned}$$

在液力传动中，泵轮的出口半径 r_2 大于进口半径 r_1 ，故 $u_2 > u_1$ ，由式 (2-8) 知，泵轮出口处单位总液体能 $Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{W_2^2}{2g}$ 大于进口处单位总液体能 $Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{W_1^2}{2g}$ 。其差值为 $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$ 。也就是说，液体通过泵轮后，获得了能量，是由于牵连运动作用，离心惯性力作了功的结果。当 $r_2 < r_1$ 时，则情况相反。

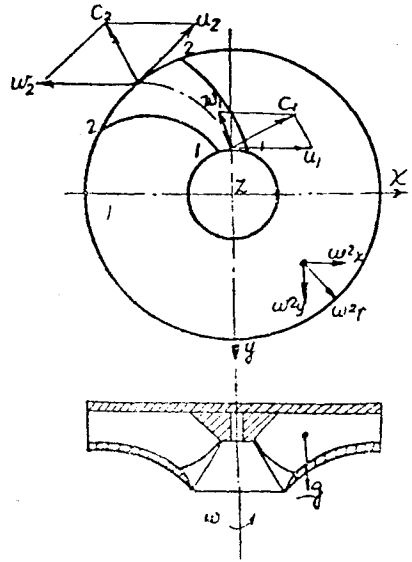


图 2-4 液体在工作轮中的流动

§ 2-4 液体在工作轮中的运动

一、几个名词术语

(一) 工作轮

泵轮、涡轮和导轮，统称工作轮。按叶片安装方式不同，可分为：

1. 径向工作轮：叶片只布置在工作轮流道的半径方向的叶轮。
2. 轴流工作轮：叶片只布置在工作轮流道的轴线方向的叶轮。
3. 混流工作轮：叶片同时布置在工作轮流道的半径方向和轴线方向的叶轮。

叶轮的叶片按其工作面形式不同，分为平面叶片、柱面叶片和空间叶片，如图 2-5 所示。

(二) 轴截面：通过工作轮旋转轴的截面，称轴截面（或轴面投影）如图 2-6a 所示。

(三) 旋转面：与工作轮旋转轴垂直的截面，称旋转面（或轴向投影）如图 2-6b 所示。

(四) 循环空间：液体在工作轮中进行循环流动的空间，称循环空间，亦称循环流道。