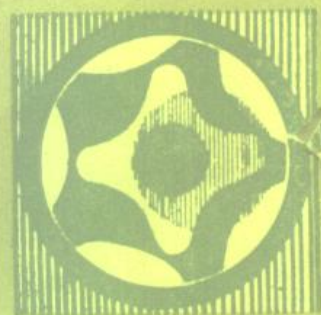
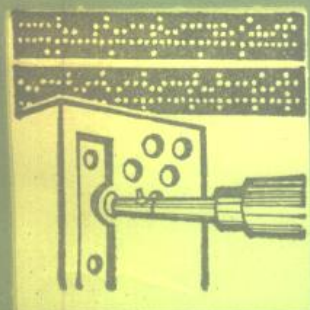


高等学校试用教材



液力传动

哈尔滨工业大学 匡 襄 编



37-33
2

机械工业出版社

高等学校试用教材

液 力 传 动

哈尔滨工业大学匡 襄 编

机械工业出版社

液力传动

哈尔滨工业大学匡 襄 编

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

重庆印制一厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092 1/16·印张 15¹/₄·字数 371 千字

1982年6月重庆第一版·1987年6月重庆第四次印刷

印数16,201-17,350·定价2.60元

*

统一书号: 15033·5136

前 言

本书根据1978年4月在天津召开的高等学校一机部对口专业座谈会的精神和1979年7月在兰州召开的水力机械专业会议确定的教材计划和教学大纲编写的。

本书共分七章，编者综合了国内外一些有关的教材及科学实验资料而写成。主要讲述了液力偶合器、液力变矩器和液力机械传动的工作原理。液力传动与动力机的共同工作，液力传动的设计计算及有关特性的分析。

本书可作为水力机械专业、液压专业的液力传动教材，也可供工厂科研机关的工程技术人员学习参考。

本书由哈尔滨工业大学匡襄同志编，浙江大学林建亚同志审校。一机部教编室责任编辑孙祥根同志在本书的编写审定过程提出了许多宝贵意见和建议。哈尔滨工业大学陆肇达、孙逢华、李有义、谢文兰，从庄远等同志给了热情支持和帮助。以上同志对本书的编写起了很大的推动作用，在此表示衷心感谢。

编写过程上海煤炭机械研究所、原北京第三通用机械厂、大连液力机械厂、天津工程机械研究所提供了资料及帮助，特此致谢。

编者水平有限、教学科研经验不足，书中难免有许多错误和缺点，恳请读者批评指正。

常用符号表

<p>b——叶轮过流断面宽度</p> <p>\bar{b}_{ni}——叶轮过流断面相对宽度 $\bar{b}_{ni} = \frac{b_{ni}}{b_{B2}}$</p> <p>$\bar{B}_{B2}$——泵轮出口过流断面相对宽度 $\bar{B}_{B2} = \frac{b_{B2}}{D}$</p> <p>$D$——循环圆有效直径</p> <p>$D_0$——循环圆最小直径</p> <p>$F, F'$——分别为叶轮的有效过流断面, 过流断面</p> <p>g——重力加速度</p> <p>$G\eta$——高效范围</p> <p>H——能头</p> <p>\bar{H}——相对能头, $\bar{H} = \frac{H \cdot 2g}{u_{B2}^2}$</p> <p>$h$——液力损失</p> <p>$h_m, h_c$——分别为摩擦阻力损失, 冲击损失</p> <p>i——转速比 $i = \frac{n_T}{n_B}$</p> <p>i_{yj}——液力机械传动转速比 $i_{yj} = \frac{n_2}{n_1}$</p> <p>K——变矩系数</p> <p>K_y——液力变矩系数</p> <p>K_0——零速变矩系数</p> <p>K_{y0}——零速液力变矩系数</p> <p>K_{yj}——液力机械传动变矩系数</p> <p>L——叶轮流道长度</p> <p>M——扭矩、力矩、转矩 Nm</p> <p>N——功率 kW</p> <p>n——转速 r/min</p> <p>p——压力 N/m²</p> <p>p——总压力 N</p> <p>Q——流量 m³/s, 热量 kcal/h</p> <p>\bar{Q}——相对流, $\bar{Q} = \frac{Q}{Q^*}$</p> <p>q——泄漏</p> <p>r——半径</p> <p>\bar{r}_{ni}——相对半径, $\bar{r}_{ni} = \frac{r_{ni}}{r_{B2}}$</p> <p>$R$——半径</p> <p>$Re$——雷诺数</p> <p>$R_y$——液力半径</p>	<p>\bar{R}_{B2}——泵轮出口相对半径 $\bar{R}_{B2} = \frac{r_{B2}}{D}$</p> <p>$T$——透穿数, $T = \frac{\lambda_{MBO}}{\lambda_M^*}$</p> <p>$T_0$——过载系数 $T_0 = \frac{\lambda_{MO}}{\lambda_M^*}$</p> <p>$T_{max}$——瞬时过载系数 $T_{max} = \frac{\lambda_{Mmax}}{\lambda_M^*}$</p> <p>$t$——时间 s</p> <p>$u$——圆周速度</p> <p>$v$——绝对速度</p> <p>$v_m$——轴面分速度</p> <p>$v_u$——圆周分速度</p> <p>$\bar{v}_m$——相对轴面速度 $\bar{v}_m = \frac{v_m}{u_{B2}}$</p> <p>$\bar{v}_u$——相对圆周分速度 $\bar{v}_u = \frac{v_u}{u_{B2}}$</p> <p>$V_0$——补偿冷却系统的流量</p> <p>$w$——相对速度</p> <p>$\bar{w}$——相对相对速度 $\bar{w} = \frac{w}{u_{B2}}$</p> <p>$z$——叶片数</p> <p>$\alpha$——绝对速度与圆周速度的夹角; 行星排的 参数</p> <p>β——叶片角度 (叶片骨线液流方向与圆周速 度反方向的夹角)</p> <p>Γ——速度环量</p> <p>$\Delta\Gamma$——速度环量的增量, $\Delta\Gamma = \Gamma_3 - \Gamma_0$</p> <p>$\Delta\bar{\Gamma}$——相对环量的增量 $\Delta\bar{\Gamma} = \frac{\Delta\Gamma}{2\pi r_{B2} u_{B2}}$</p> <p>$\delta$——叶片厚度</p> <p>$\zeta$——冲击损失系数</p> <p>$\lambda_M$——扭矩系数 min²/r²m</p> <p>$\lambda_m$——摩擦阻力系数</p> <p>$\lambda_N$——功率系数 min²/r²m</p> <p>$\lambda_z$——轴向力系数 min²/r²m</p> <p>$\eta$——效率</p> <p>$\eta_y$——液力效率</p> <p>$\eta_i$——机械效率</p>
--	--

Ⅷ

η_v ——容积效率

μ ——流量系数; 系数 $\mu = \frac{i^* 2 \pi^2 T_2}{\eta_v^*}$

μ_B ——泵轮有限叶片数影响系数

Ψ ——叶片排挤系数

$\bar{\psi}_{ni}$ ——相对排挤系数, $\bar{\psi}_{ni} = \frac{\Psi_{ni}}{\Psi_{B2}}$

σ_{ni} ——角度参数, $\sigma_{ni} = \frac{\text{ctg} \beta_{ni}}{b_{ni} \bar{\psi}_{ni}}$

脚标

B ——泵轮

D ——导轮

n ——某叶轮

i ——某处

0 ——零速工况; 叶轮刚要进口

1——叶轮进口; 液力机械传动输入轴

2——叶轮出口; 液力机械传动输出轴

3——叶轮刚出口

L——理论

M——模型

ou——偶合器

T——涡轮

S——实物

Y_j ——液力机械

Y——液力

z ——轴向; 工作机阻力矩

I, I——叶轮序号

上角标

*——计算工况; 最高效率工况

目 录

前 言

第一章 液力传动概述及其基本知识	1
§ 1-1 液力传动概述	1
§ 1-2 液力传动发展概况	5
§ 1-3 液体的相对静止平衡	7
§ 1-4 理想液体及实际液体运动微分方程	9
§ 1-5 伯努利方程	11
§ 1-6 液体在叶轮中的运动	12
§ 1-7 叶轮中的速度环量	14
§ 1-8 叶片式水力机械的基本方程式	16
§ 1-9 液体与叶轮的相互作用扭矩	17
§ 1-10 有限叶片对液流相对叶栅偏离的影响	19
§ 1-11 相似原理	23
§ 1-12 液力传动的各种损失	26
第二章 液力耦合器	34
§ 2-1 结构简图及工作原理	34
§ 2-2 能量平衡及循环流量与转速比的关系	39
§ 2-3 液体速度在叶轮流道中的分布	42
§ 2-4 液力耦合器的计算方程及特性	44
§ 2-5 特性换算	50
§ 2-6 液力耦合器与动力机的共同工作	52
§ 2-7 液力耦合器部分充满时的特性	57
§ 2-8 斜叶片液力耦合器	60
§ 2-9 牵引型液力耦合器	61
§ 2-10 限矩型液力耦合器	64
§ 2-11 调速型液力耦合器	69
§ 2-12 液力耦合器循环圆设计	77
§ 2-13 液力耦合器的冷却与轴向力	82
§ 2-14 液力耦合器的优缺点	86
第三章 液力变矩器	88
§ 3-1 变矩器的结构简图及参数	88
§ 3-2 变矩器的工作原理及特点	90
§ 3-3 变矩器叶轮进出口速度三角形及工作腔中能量的转换	95
§ 3-4 变矩器的计算方程式及特性曲线	97
§ 3-5 变矩器的内特性	106
§ 3-6 变矩器的循环流量特性	115
§ 3-7 变矩器透穿性能	119

§ 3-8 变矩器的变矩性能	124
§ 3-9 综合式液力变矩器	128
§ 3-10 闭锁型液力变矩器	130
§ 3-11 调速型液力变矩器	131
§ 3-12 反转液力变矩器	133
第四章 变矩器与动力机的共同工作	137
§ 4-1 变矩器与动力机的共同工作	137
§ 4-2 变矩器的尺寸选择	142
§ 4-3 变矩器与动力机共同工作的匹配	145
第五章 液力变矩器的水力计算	147
§ 5-1 水力计算的假设	147
§ 5-2 循环圆形状的选择	148
§ 5-3 设计工况泵轮扭矩系数 λ^*_{MB} 及泵轮相对环量的增量 $\Delta\tau_B^*$ 的决定	151
§ 5-4 变矩器各叶轮的叶片数及进出口排挤系数的决定	153
§ 5-5 泵轮叶片出口角和进口角的决定	155
§ 5-6 涡轮叶片出口角和进口角的决定	161
§ 5-7 导轮叶片出口角和进口角的决定	164
§ 5-8 设计修正	169
§ 5-9 叶轮的叶片绘形	172
第六章 液力机械传动	184
§ 6-1 液力机械传动的种类	184
§ 6-2 行星排的种类	184
§ 6-3 行星排的运动学	186
§ 6-4 转速比图及相对功率图	191
§ 6-5 液力机械传动机械元件的运动学	195
§ 6-6 液力机械传动的机械元件的负荷	201
§ 6-7 液力机械传动的特性方程	202
§ 6-8 输入轴分路的液力机械传动	204
§ 6-9 输出轴分路的液力机械传动	210
§ 6-10 输入轴分路与输出轴分路液力机械传动特性的比较	215
§ 6-11 内分流导轮反转的液力机械传动	216
§ 6-12 内分流的双涡轮液力机械传动	218
第七章 液力变矩器的其它问题	222
§ 7-1 轴向力	222
§ 7-2 补偿冷却系统	228
§ 7-3 液力变矩器的工作液	233
参考文献	238

第一章 液力传动概述及其基本知识

§ 1-1 液力传动概述

一、液力传动定义

液力传动是以液体为工作介质的叶片式传动机械。它有一个工作腔，其中有几个叶轮，扭矩的传递靠工作液体的动量矩变化来进行。叶轮是液力传动的核心，按其职能区分，叶轮有泵轮、涡轮和导轮三种。泵轮和输入轴相联接，把输入的机械能变为工作液体的能量，使工作液体的动量矩增加，其作用类似离心泵的叶轮，故叫泵轮。涡轮和输出轴相联接，把工作液能量转变为机械能输出，涡轮使工作液的动量矩减小，作用和水涡轮相同，故叫它涡轮。导轮不转动，壳体的反作用扭矩通过导轮作用于工作液，使动量矩改变，工作液按照一定的方向由导轮流出，它起导向作用，和水轮机的导水机构作用一样，故有导轮之称。

二、液力传动基本工作原理简介

图1-1 是液力传动的工作原理示意图

离心水泵把动力机的机械能变为液体的能量，而水轮机则使水的能量转变为机械能。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，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份——叶轮及水轮机的导轮，从而形成了液力传动的形式之一——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。

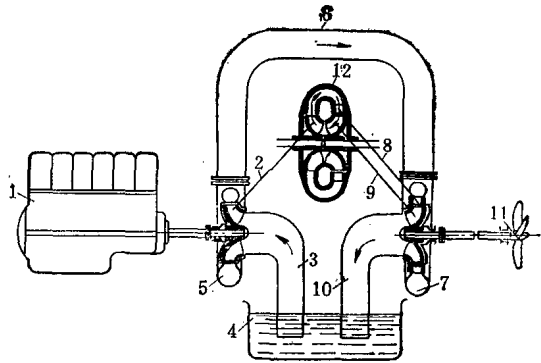


图 1-1 液力传动工作原理示意图

1—柴油机 2—离心泵叶轮 3—离心泵吸水水管
4—水槽 5—泵的涡壳 6—联接管路 7—水轮机的
涡壳 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

三、液力传动的类型

液力传动分为三大类型：

1. 液力变矩器；
2. 液力耦合器；
3. 液力机械传动。

（一）液力变矩器

液力变矩器的种类很多，现介绍一种最常见的型式，见图1-2。

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，然后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。液体流经泵轮获得能量后,接着就流进涡轮,在工作液对涡轮的作用扭矩推动下,克服输出轴 7 上的阻力矩而做功。工作液在涡轮中因为对涡轮做功,故其能量降低。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,此外,它又同时绕着叶轮的旋转轴心旋转。由图 1-2 可见,液力变矩器输入部份与输出部份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,是工作腔的组成部份。

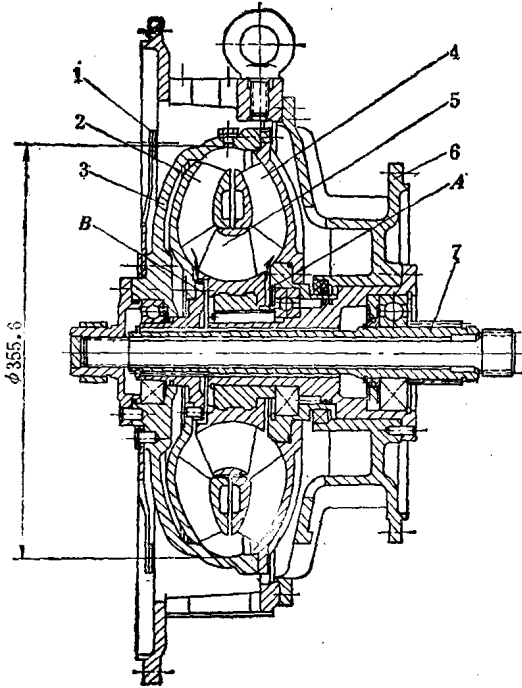


图 1-2 液力变矩器

- 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

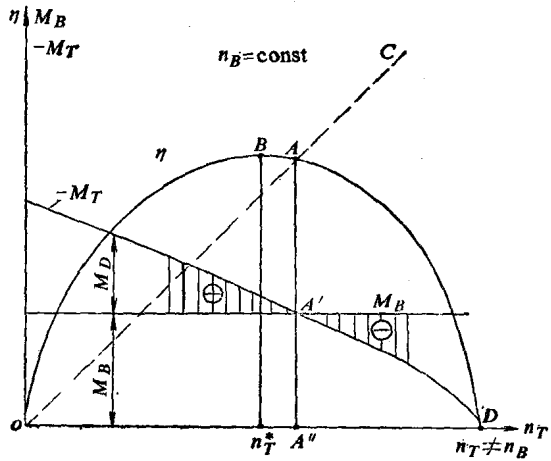


图 1-3 液力变矩器的特性

工作腔的轴面投影图相对轴心线是对称的。为了简化起见,用轴心线上面的一部份表示液力变矩器的结构就可以了。故工作腔的轴面投影通常只用这一半表示,大家常称它为循环圆。

通过循环圆的形状可以了解各个叶轮的相互位置(如图 1-2,沿轴面液流方向,叶轮的排列顺序是泵轮、涡轮、导轮),及各个叶轮的型式(如图 1-2 中的泵轮是离心式,涡轮是向心式、导轮是轴流式)。就可以知道液力变矩器的特性概貌。液力变矩器的性能和液力偶合器相比,其特点是可以变矩,输出扭矩可以自动地随着外界的阻力矩而改变,而输入扭矩可以基本保持不变。这一特点是由于液力变矩器有导轮而形成的。液力变矩器特性如图 1-3 所示。有三个外部的扭矩作用于液力变矩器:由动力机方向传给泵轮轴的扭矩 M_B 、由工作机方向传给涡轮轴的扭矩 M_T 以及由固定支架传给导轮的扭矩 M_D 。根据平衡的条件,由外部作用于液力变矩器的扭矩之和应该等于零,即

$$\Sigma M_i = M_B + M_T + M_D = 0 \quad (1-1)$$

象其它的传动装置一样,液力变矩器的输入功率为其主动轴的扭矩 M_B 与其转速 n_B 的乘积。本书规定,转速、扭矩凡是与动力机转速方向一致的为正。反之,为负。对泵轮轴而言

$$M_B n_B > 0$$

故为主动件。

对于正向转动的液力变矩器，工作机方向作用于涡轮轴的扭矩 M_T 与 n_B 的方向相反，而涡轮的转速 n_T 则与泵轮轴的旋转方向相同。故乘积

$$M_T n_T < 0$$

根据传动效率的定义，液力变矩器的效率

$$\eta = -\frac{M_T n_T}{M_B n_B} = K i \quad (1-2)$$

式中 η —— 变矩器效率；

K —— 变矩系数；

i —— 转速比。

$$K = -\frac{M_T}{M_B} \quad (1-3)$$

$$i = \frac{n_T}{n_B} \quad (1-4)$$

液力变矩器的效率为其输出功率 ($-M_T n_T$) 与输入功率 ($M_B n_B$) 之比，故 (1-2) 式中有“—”号。

由图 1-3 可见，当 $0 < n_T < 0.4$ 时， $|M_T| > M_B$ ， $M_D > 0$ ， $K > 1$ 。当 $0.4 < n_T < 0.8$ 时， $|M_T| < M_B$ ， $M_D < 0$ ， $K < 1$ 。 $n_T = 0.8$ 时， $|M_T| = M_B$ ， $M_D = 0$ ， $K = 1$ 。 $n_T = n_T^*$ 时，变矩器效率最高， $\eta = \eta^*$

(二) 液力耦合器

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耦合器。图 1-4 所表示的是一个液力耦合器。

当泵轮转速为 300r/min 时，可传递功率 28000kW。在此场合若采用摩擦离合器，则不能将动力机和工作机快速联接，因为大滑差时产生大量的热，会引起摩擦面的破坏。

在图 1-4 中泵轮装在输入轴上，涡轮与输出轴联接。如果要联接动力机与工作机，只要通过中心孔 3 向液力耦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，涡轮快速达到泵轮转速的 97~97.5%。由于两个叶轮扭矩相等，即 $-M_T \approx M_B$ 。因此，这一个传动装置的效率 $\eta \approx \frac{n_2}{n_1} = \frac{n_T}{n_B} = 97 \sim 97.5\%$ 。

当工作机的转速达到动力机转速的 97~97.5% 时，可以结合摩擦离合器消除液力耦合器的滑差。为了这个目的，只要通过孔 4，把压力油引到两个压盘 5 之间。两个锥形摩擦面用凸轮 7 互相联接，这两个摩擦锥面压在与泵轮相联接的旋转零件上，把动力机的扭矩通过弹

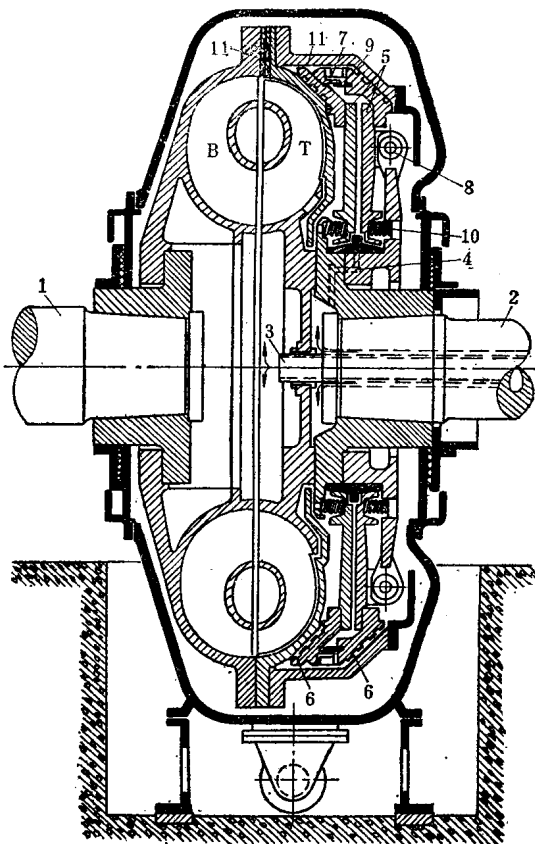


图 1-4 液力耦合器

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

性铰链 8 传到输出轴 2。

用密封 9 保持压盘之间的工作液的压力。图1-4的上半部表示压盘是接合状态。在图1-4的下半部表示同样的两个压盘在弹簧力的作用下处于分离状态。由于这样的摩擦离合器只承受被动轴相对主动轴的2.5~3%的滑差,故使摩擦离合器耐磨。

当摩擦离合器接合时,停止从中心孔3供油、工作腔中的所有工作液在很短的时间内由孔11溢出。

为了断开工作机与动力机的联接,需要完成相同的动作,但次序应该相反。

图1-4所表示的液力偶合器可以在2.5分钟内接合,并且可以在1分钟内脱开。

(三) 液力机械传动

液力机械传动由两个自由度的三轴或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。而液力传动叫液力机械传动的液力元件。液力机械传动的简图如图1-5。

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。从图1-5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。

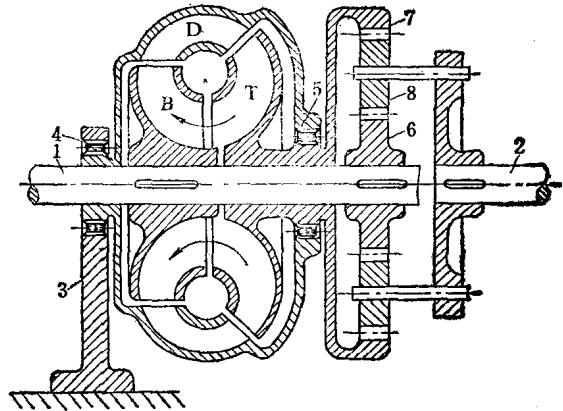


图 1-5 液力机械传动简图

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

四、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器、变速的特性:涡轮扭矩能随着外界的负载扭矩增加自动增加,同时其转速自动降低;负载扭矩减小时,涡轮扭矩随着自动地减小,同时其转速自动增加;趋近理想传动装置的特性 ($Mn = \text{常数}$)。液力偶合器有自动无级变速的特性(没有自动无级变矩的作用,不具备自动适应性)。

(二) 无级调速性能 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转速。

(三) 无磨损 因为液力传动是利用工作液体作为介质传递动力,泵轮与涡轮之间没有机械直接接触,故没有磨损。

(四) 防振隔振作用 能减弱动力机扭振和隔离载荷振动,故可提高动力机和传动装置的寿命。

(五) 透穿性能 泵轮扭矩随工作机载荷而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。液力偶合器具有可透性。

(六) 反转制动性能 一般离心涡轮式和轴流涡轮式液力变矩器,涡轮反转制动性能稳

定。

(七) 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。

(八) 有一定的转向 对普通常见的径向布置的直叶片的液力偶合器旋转方向没有要求。带杓管的调速型液力偶合器、斜叶片的液力偶合器及液力变矩器其旋转方向有一定要求。不像齿轮传动正反转向都可以。

(九) 反传性能 大部液力传动, 尤其是液力变矩器的反传性能很差, 不宜反向传递功率。不能把涡轮当作泵轮, 泵轮当作涡轮。

(十) 限矩保护性能 在一定的泵轮转速下, 泵轮、涡轮及导轮的扭矩只能在一定的范围内随着工况而改变, 如果外载荷扭矩超过涡轮扭矩, 各个叶轮的扭矩也不会超过其固有的变化范围。

(十一) 效率随工况变化 液力变矩器最高效率约85~92%。液力偶合器最高效率约96~98%。

五、液力传动的主要用途

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

(二) 调速用 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节的。

(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, 配备的电机容量也要增大。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, 常常出现过负荷, 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。也可以利用正转变矩器和反转变矩器进行换向。

(六) 并车 在船舶、钻机及其它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。这样动力机工作容易协调。

(七) 制动 液力制动器虽然与液力偶合器有不同之处, 但是它的工作原理和液力偶合器没有本质的不同。液力制动器已广泛地在重型汽车及内燃机车上应用。利用液力变矩器涡轮反转制动特性来控制重物下放的速度, 在起重机和工程船上应用得很成功。

§ 1-2 液力传动发展概况

1902年德国费丁格尔首先创造了液力变矩器。其简图如图1-6a所示, 第一批这样的液力传动于1907年用于海轮, 最高效率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。但在反转液力变矩器及正反转液力变矩器中仍旧需要这样的叶轮排列次序。

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偶合器, 见图1-6b, 最高效率达到97~98%。因为液力偶合器中没有导轮, 故不能像液力变矩器

那样改变扭矩。液力偶合器最初也是用在船舶上，防止内燃机的扭震引起齿轮和螺旋桨的破坏，以及用来多机驱动一个螺旋桨。

为了提高液力传动的性能，后来又研制综合式液力变矩器（复合式变矩器），它综合了液力变矩器与液力偶合器的共同优点。结构示意图如图 1-7。导轮通过单向离合器 4 与导轮轴 5 联接在一起。单向离合器只允许导轮向着泵轮旋转的方向旋转，这是它结构上的特点之一；另一特点是涡轮与泵轮对称布置。当涡轮转速 n_T 大于零小于 $0.4n$ 时（图 1-3）导轮固定在导轮轴上，这时液流作用于导轮上的扭矩方向与泵轮的旋转方向相

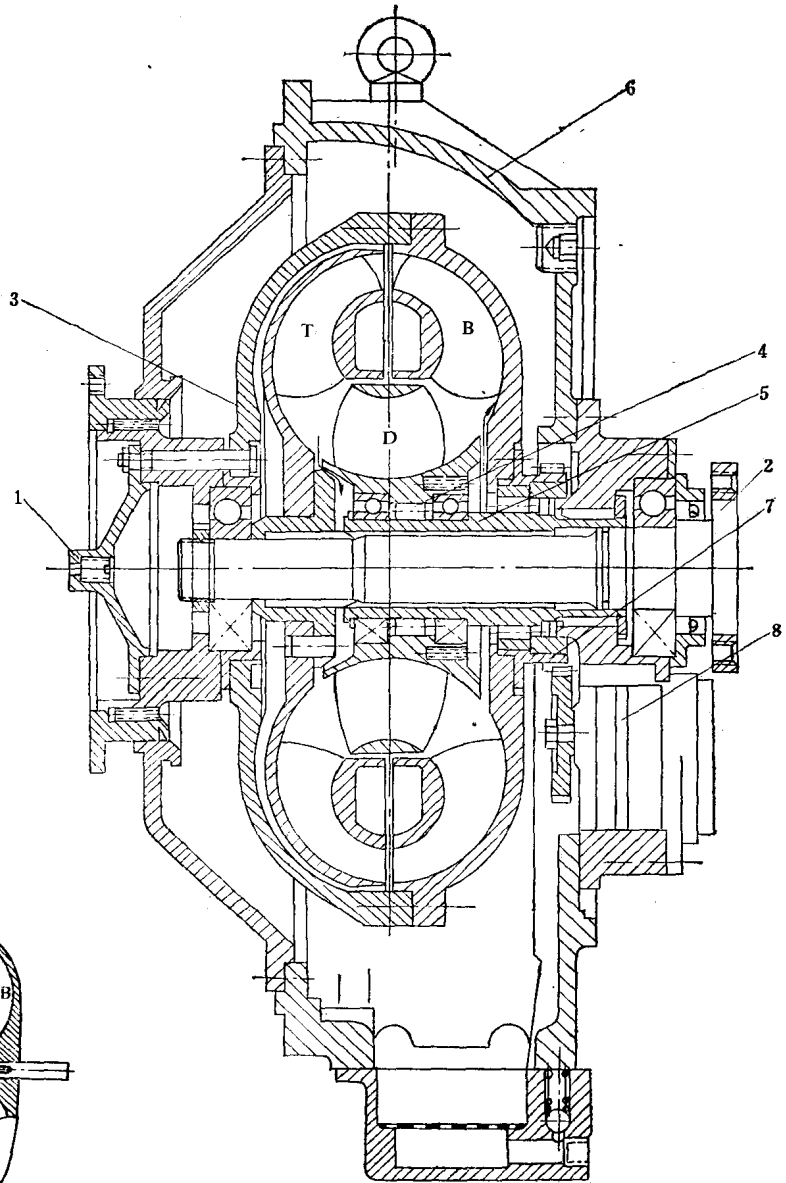


图 1-7 综合式液力变矩器

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

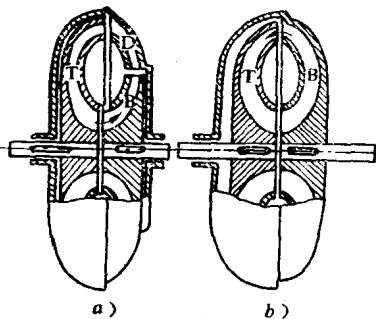


图 1-6 费丁格尔液力传动
a) 液力变矩器 b) 液力偶合器

反，单向离合器不允许导轮在与泵轮旋转方向相反的扭矩作用下作与泵轮反方向的旋转，故导轮被单向离合器卡住，固定在导轮轴上。在这一工况区，综合式液力变矩器按变矩器的方式工作，效率曲线以 oBA 表示。当涡轮转速 $n_T > 0.4n$ 时，导轮扭矩 M_D 为负，液流对导轮的作用扭矩为正，但单向离合器不能承受正向扭矩，导轮此时脱开，作与泵轮同方向的旋转。综合式液力变矩器此时以液力偶合器的方式工作，效率曲线以 AC 表示。图 1-3 上虚线

oAC 是液力耦合器的效率，实线 $oBAD$ 是液力变矩器的效率曲线， $oBAC$ 是综合式液力变矩器的效率曲线。可见，当 $n_T < oA''$ 时，综合式液力变矩器的效率高于液力耦合器，而在 $n_T > oA''$ 时，综合式液力变矩器的效率又高于液力变矩器的效率。综合式液力变矩器兼有液力变矩在低中速时能变矩效率高，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（单向离合器，闭锁离合器及奥米加离合器等来达到）。

在液力传动中增加辅助机械元件提高液力传动性能，如在液力变矩器中，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，用奥米加离合器来调液力变矩器泵轮的转速。扩大变矩器的调速范围，提高速度的稳定性。

在液力变矩器中改进液流进口条件。分析液力变矩器的工作后发现，除最高效率工况附近工况各叶轮进口液流与叶片方向大体一致外，其它工况在进口处液流与叶片方向很不一致，形成进口冲击损失，其中以导轮进口液流与叶片偏离最大。为了减少这种冲击损失，在泵轮、涡轮、导轮进口前做了辅助叶轮，用单向离合器与叶轮联接起来。除辅助导轮有效果应用较广外，辅助泵轮与辅助涡轮没有什么效果，反而使结构复杂化、基本上趋于淘汰，没有实用价值。

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。外分流的液力机械传动前面已经介绍了一点。内分流的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。如图6-38。泵轮B与输入轴1相连，涡轮 T_1 和 T_2 与输出轴2相联，导轮D通过行星齿轮传动与输出轴2相联。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。

目前有一种新型的综合式液力变矩器，它利用液力耦合器循环液流有大循环与小循环的特点，在液力耦合器中加一个导轮，如图1-8。在低转速比时，液流在液力耦合器中作大循环运动，此时液流经过导轮，导轮给液流一个作用扭矩，故此时和液力变矩器一样。当转速比升高时，液流就由大循环逐渐变为小循环，液流就不经过导轮，就以耦合器的状态工作了。这种变矩器的零速变矩系数虽然只有1.4左右，但由于结构简单，制造使用都较方便，是有前途的。

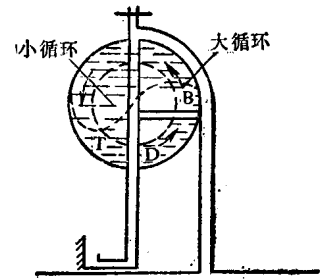


图 1-8 新型综合式液力变矩器

§ 1-3 液体的相对静止平衡

图1-9表示圆筒形容器绕自己轴心线 z 以等角速度 ω 旋转，容器内的液体随容流一道旋转。液体虽然在旋转，但它相对容器是静止的。容器中单位质量的液体受两种质量力作用，一是垂直向下的重力 g ，二是离心力 F 。质量力的合力 Q 为离心力和重力的几何和。平衡微分方程

$$dp = \rho (Xdx + Ydy + Zdz)$$

中的单位质量力在 x 、 y 、 z 座标方向的投影为

$$X = \omega^2 x; \quad Y = \omega^2 y; \quad Z = g$$

代入 dp 的表达式, 积分后, 化简得

$$p = \frac{\gamma \omega^2}{2g} r^2 + \gamma z + c \quad (1-5)$$

式中 p ——压力;
 γ ——液体重度;
 g ——重力加速度;
 r ——半径;
 ω ——角速度;
 z ——纵坐标;
 c ——积分常数。

积分常数 c 由边界条件定, 当 $x=y=z=0$ 时, $p=p_0$ 。代入 (1-4) 式, 得 $c=p_0$ 。因此

$$p = p_0 + \gamma z + \frac{\gamma \omega^2 r^2}{2g} \quad (1-6)$$

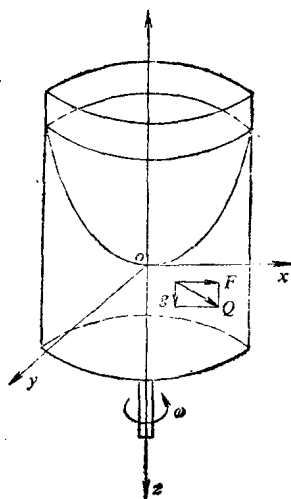


图 1-9 等速旋转容器中液体的相对平衡

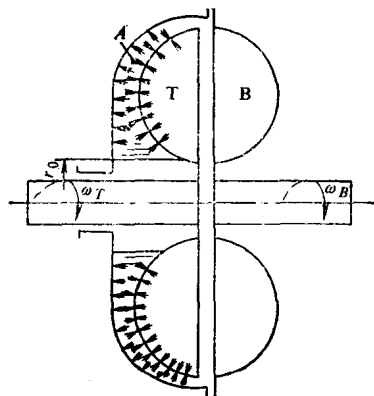


图 1-10 液力耦合器辅室中液体的相对静止平衡

式中 p_0 为液体表面的压力, (1-6) 式表达了容器内各点的压力。在液力传动中有类似上述的旋转容积, 容积中有工作液, 如图 1-10 所示, 工作液在泵轮的旋转外壳及涡轮的外环带动下也旋转。可近视认为容积 A 中的液体像一块刚体一样, 以泵轮和涡轮的平均角速度旋转。容积 A 并未全充满, 自由面的半径为 r_0 , 这里的压力为零 (以相对压力计)。若不计重力的影响, 取消 (1-5) 式中 γz 项, 令 $r=r_0$, $\omega = \frac{1}{2}(\omega_B + \omega_T)$, $p=0$ 代入 (1-5) 式中, 得积分常数

$$c = -\gamma \frac{(\omega_B + \omega_T)^2}{8g} r_0^2$$

代入 (1-5) 式后得

$$p = \frac{\gamma(\omega_B + \omega_T)^2}{8g} (r^2 - r_0^2) \quad (1-7)$$

式中 ω_B ——泵轮角速度;
 ω_T ——涡轮角速度。

利用 (1-7) 式可粗略地求出容积 A 中各点的压力, 也就可以求出与之有关的壁面上的轴向力。

§ 1-4 理想液体及实际液体运动微分方程

理想液体是实际液体的一种简化, 是一种假想的概念。认为, 液体的粘性很小, 可以忽略, 这种液体叫理想液体。由于在理想液体中忽略了粘性, 故在任何表面上就没有切向力, 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, 而且与作用的方向无关。

在运动的理想流体中取一个微小的平行六面体形状的流体质点(图 1-11), 每边长分别为: dx 、 dy 、 dz , 而且各边分别和相应的座标轴 x 、 y 、 z 平行。

作用于六面体上的外力有表面力压力、质量力和惯性力。 x 轴方向的合力为

1) 表面力 右面点 A 处的压力为 $p(x, y, z, t)$, 由它产生的合力等于 $-p dy dz$, 负号表示合力方向与 x 轴方向相反。左面点 B 处的压力为

$$p' = p - \frac{\partial p}{\partial x} dx$$

由它产生的合力为 $(p - \frac{\partial p}{\partial x} dx) dy dz$, 方向与 x 轴方向一致。前后两面的总压力不等, 其差值为

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

2) 质量力 以 X 、 Y 、 Z 分别表示流体单位质量力在三个座标方向的分力。故 x 轴方向的质量力的分力为

$$X \rho dx dy dz$$

其中 ρ 为流体的密度。

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

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

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

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

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

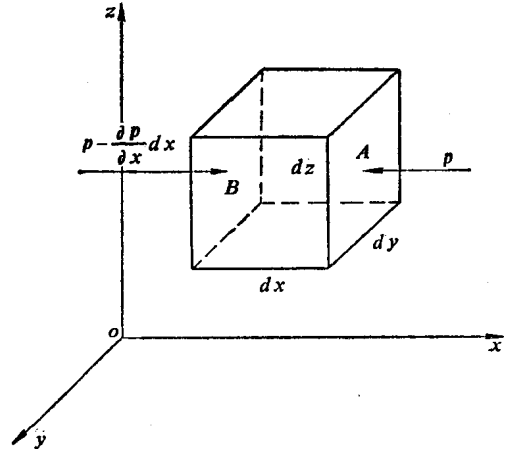


图 1-11 微元六面体的受力情况