

第44篇 液力传动

主 编 宗 跃
副主编 姚琪翔 俞永绵
编写人 宗 跃 姚琪翔
俞永绵 秦骏业
周广岐 杨乃乔
王向楹 黄德彬
赵立华

第 1 章 概 述

液力传动和液压传动同属于液体传动。

液力传动是以液体为工作介质，在二个或二个以上叶轮组成的工作腔内，由液体动量矩的变化来传递力矩的传动。由于它具有其他传动所不具备的特点，因此越来越广泛地应用在工程机械、起重运输、铁路交通、冶金矿山、港口船舶、采煤、石油、电力、林业、农机、轻工和军工等机械设备中。

液力传动可以看成是一台离心式水泵和一台水轮机的组合体，但只采用了它们的核心，即泵轮、涡轮，有时还有导轮，并将它们尽量靠近，而组合成一个整体。工作液体在这些叶轮中循环流动，以达到传动的目的。

将泵轮、涡轮和导轮进行不同的组合，可获得不同性能的液力元件。其基本型式是液力变矩器（液力变扭器）和液力耦合器（液力联轴器）。图 44.1-1 为液力变矩器和液力耦合器的原理简图。

1 液力传动的分类

1.1 液力传动装置的分类

液力传动装置通常有三种型式：纯液力元件传动装置、单液力元件传动装置和多液力元件传动装置。

在动力机与工作机之间只有一个液力元件的称为纯液力元件传动装置，常用于风机和水泵的调速。在动力机与工作机之间除一个液力元件外，还辅以齿轮传动称为单液力元件传动装置，常用于运输车辆和工程机械，见图 44.1-2。在动力机与工作机之间采用二个以上液力元件交替工作，并辅以齿轮传动的称为多液力元件传动装置，常用于内燃机车，见图 44.1-3。由图可见，在起动和低速行驶时，运转液力变矩器工作腔内没有工作液体，只有起动液力变矩器工作腔内充满工作液体进行工作。当车速增高到某一值时，起动液力

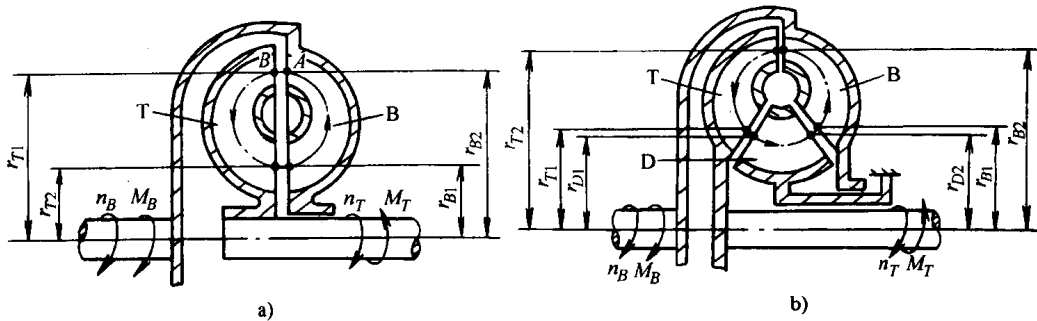


图 44.1-1 液力元件原理简图

a) 液力耦合器 b) 液力变矩器

B—泵轮 T—涡轮 D—导轮

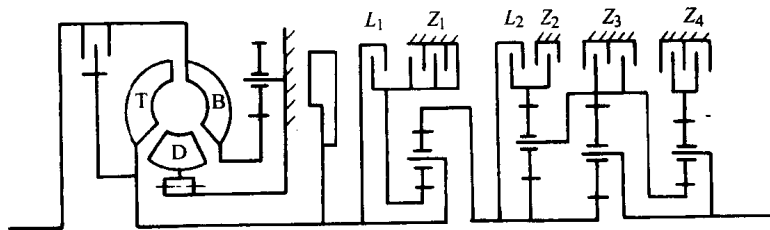


图 44.1-2 CLBT5861 液力传动装置传动简图

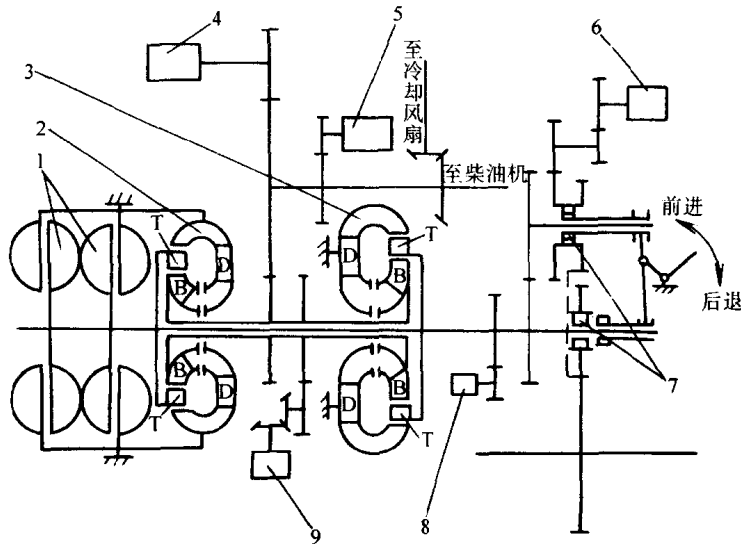


图 44.1-3 北京型 3000 马力内燃机车传动系统简图

1—液力制动器 2—运转液力变矩器 3 起动液力变矩器 4—发电机 5—控制与排空泵
6—惰性与排空泵 7—离合器 8—换档反应器 9—供油泵

变矩器将工作腔内的工作液体排空,并注入到运转液力变矩器内,此时只有运转液力变矩器进行工作。

作为一个完整的传动装置,除上述传动系统外,根据不同情况通常还要有相应的供油、滤清、润滑和冷却等辅助系统及控制操纵系统。

1.2 液力传动元件的分类

液力传动元件分类如下:

液力传动 元 件	液力元件	液力耦合器
		液力变矩器
元 件	液力机械 元 件	外分流液力机械元件
		内分流液力机械元件

液力耦合器只有泵轮和涡轮。在略而不计叶轮旋转时的风损及其他机械损失时,其输入(泵轮)力矩与输出(涡轮)力矩的大小始终相等。输入与输出轴之间不存在刚性联系,输入与输出转速不等,存在转差。

液力变矩器除泵轮与涡轮外还有导轮。由于导轮对液流的作用,使输入与输出力矩不相等。输出转速较低时,输出力矩大于输入力矩。当输出转速增高到某一值时,输出力矩又小于输入力矩。因此,液力变矩器是一种以液体为工作介质的力矩变换器。

液力机械元件通常由液力变矩器和行星齿轮机构组合而成。与液力变矩器一样,它也是具有无级自动变矩和变速性能,只是其特性与其中的液力变矩器有所不同。

液力机械元件的特点是存在着功率分流。功率分流产生在液力变矩器的外边,即在行星齿轮机构中进行分流或汇流的称为外分流液力机械元件。功率分流

产生在液力变矩器内部的称为内分流液力机械元件。

2 液力传动的特点

1) 自动适应性 当外载荷增大时,液力变矩器的涡轮力矩自动增加,转速自动降低;外载荷减小时,涡轮力矩自动减小,转速自动增高,这种性能称为自动适应性。液力耦合器只有自动变速性能而没有自动变矩性能,不具备自动适应性。使用液力传动可简化操纵,易于实现自动控制,改善车辆通过性能,增加舒适性。

2) 透穿性 泵轮转速(或力矩)不变时,泵轮力矩(或转速)随载荷改变而变化的性能称为透穿性。液力变矩器类型不同,透穿性能也不同,有可透的也有不透的。液力耦合器都具有可透性。

3) 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耦合器都可无级地调节工作机的转速。

4) 防振隔振性能 液力元件可以减弱动力机的扭振和隔离载荷的振动,提高动力机和传动装置的寿命。

5) 反转制动性能 轴流或离心涡轮式液力变矩器具有良好的反转制动性能。

6) 带载起动性能 装有液力传动的设备可以带载起动,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,易于并车并能自动协调载荷分配。

8) 限矩保护性能 在一定的泵轮转速下,泵轮、涡轮和导轮的力矩只能在一定的范围内随工况变化。

如果载荷力矩超过涡轮的最大力矩、涡轮转速减小直至为零,在这个过程中,各叶轮的力矩不会超出其固有的变化范围,起到限矩保护作用。

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

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

3 液力元件的工作原理

在液力偶合器中,液流由泵轮进入涡轮,然后又由涡轮流回泵轮,形成不停的循环流动,见图 44.1-1a。在液力变矩器中,液流由泵轮进入涡轮,由涡轮流出后进入导轮,在导轮内液流受导轮叶片的作用使液流方向改变,然后又流回泵轮,如此形成不停的循环流动,见图 44.1-1b。

3.1 液力元件的叶轮与几何参数

3.1.1 叶轮

液力元件有泵轮、涡轮和导轮三种叶轮。

1) 泵轮 泵轮与输入轴相联,由动力机带动旋转。它从动力机吸收机械能,并使之转化为液流在单位时间内动量矩的增量。泵轮以字母 B 表示。

2) 涡轮 涡轮与输出轴相联,将液流在单位时间内的动量矩减少,使液体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。它既不吸收也不输出机械能,只是通过叶片对液流的作用来改变液流的动量矩,以改变涡轮的力矩,达到“变矩”的目的。导轮以字母 D 来表示。在某些液力变矩器中,为了改善其特性,可在一定的工况区使导轮转动。

从液流的流动方向来区分,叶轮有向心式、离心式和轴流式三种。

液流由周边流向中心的称为向心叶轮,由中心流向周边的称为离心叶轮,沿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,涡轮则三种型式都有。以图 44.1-1 为例,泵轮为离心式,涡轮为向心式,导轮为轴流式。

3.1.2 工作腔及其结构参数

1) 工作腔 由叶轮流道和内外环所构成的空间称为工作腔。当液力元件工作时,液流在工作腔内循环流动,进行机械能和液体能的相互转换。工作腔不包含液力偶合器的辅助腔。

2) 辅助腔 在液力偶合器中,用来调节工作腔内充液量的空腔称为辅助腔。

3) 有效直径 工作腔的最大直径称为有效直径,以字母 D 表示,见图 44.1-4。

4) 轴线与轴面 液力元件各叶轮的共同的旋转轴线称为轴线,见图 44.1-4 中 $o-o'$ 。通过轴线的平面称为轴面。轴面有无穷多个,图 44.1-4 即为一个轴面。

5) 循环圆 工作腔的轴面图称为液力元件的循环圆(也称工作腔轴面图)。对于轴线,循环圆上部和下部完全对称,因此,习惯上只用轴线以上一半图形表示,见图 44.1-4。循环圆表示了液力元件的型式、各叶轮的排列顺序、相互位置和相关几何尺寸,它概括了一个液力元件的几何特性。

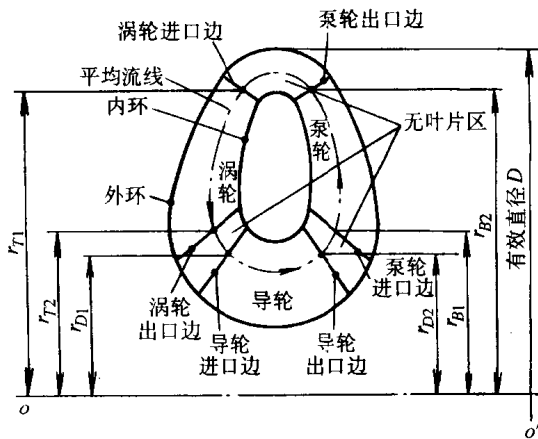


图 44.1-4 循环圆

6) 内环与外环 叶轮流道的外壁面称为外环,内壁面称为内环,见图 44.1-4。

7) 叶片进口边和出口边 叶轮叶片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 44.1-4。

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 44.1-4。

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 叶片骨线沿液流方向的切线与圆周速度反方向间的夹角称为叶片角,以 β_r 表示。

12) 液流角 相对速度与圆周速度的反方向间的夹角称为液流角,以 β 表示。

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,见图 44.1-4。

3.2 液体在叶轮中的运动

液体在叶轮中的运动是一种复杂的空间三元流动。为使问题简化,在分析液体在叶轮中的运动和液体与叶轮的相互作用时作如下假设:

1) 液体在叶轮流道内的运动,认为是在一系列流面上运动的总和,任何液体质点不能逾越本身所在的流面。

2) 用平均流面上的运动情况来代表整个流道内的液体运动的平均物理现象。

3) 假定叶轮中的叶片为无穷多、无限薄,亦即认为工作液体在各个流面上的运动是轴对称的,它们的相对运动轨迹与各个流面上的叶片骨线相一致。

4) 液流在叶轮进口的流动状况只取决于前一叶轮出口的流动状况。

5) 叶轮出口的流动状况不受进口流动状况的影响。

根据上述假设,液体在流道内的三元空间流动被简化为一元束流流动。因此,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液体质点的运动状况进行分析。

3.2.1 速度的分解及速度三角形

在叶轮中任一液体质点相对于固定坐标系的运动速度称为绝对速度,以 V 表示。

绝对速度可分解成圆周速度和相对速度。

圆周速度为液体质点在叶轮上某点的旋转速度,以 U 表示;相对速度为液体质点相对于叶轮的相对运动速度,以 W 表示。

圆周速度的方向与圆周相切;相对速度的方向与叶片骨线相切。

液体在叶轮中任一点的绝对速度 \vec{V} 的矢量等于圆周速度 \vec{U} 和相对速度 \vec{W} 的矢量和

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W} \quad (44.1-1)$$

图 44.1-5a 为叶轮轴面图,图中曲线 AB 为平均流线。图 44.1-5b 为平均流面的保角形象图。 A 、 B 两点的速度图在图 44.1-5a 中与平均流线 AB 相切,并位于该图垂直于纸面的平面内。

为简便起见,通常将表示速度的平行四边形简化

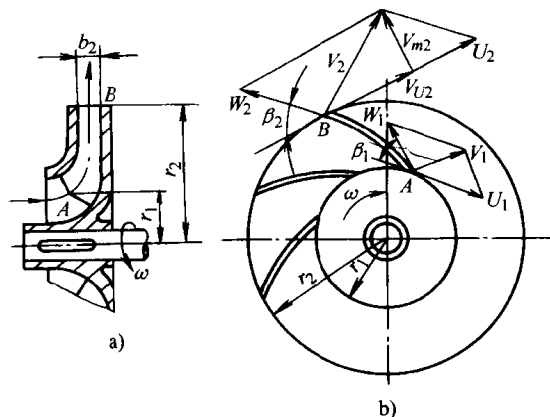


图 44.1-5 液体在叶轮中的流动

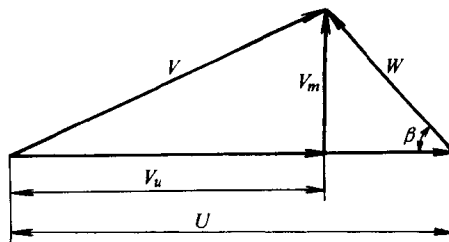


图 44.1-6 速度三角形

为速度三角形,如图 44.1-6。其中 β 为液流角。

无冲击工况时,叶轮进口的叶片角 β_{1v} 等于进口的液流角 β_1 。

在以后分析问题时,认为叶轮出口的叶片角等于出口的液流角,即 $\beta_{2v} = \beta_2$ 。实际上,因叶片数目是有限的,液流出口相对速度将受液体惯性和轴向旋涡的影响,与叶片骨线方向有所偏离,所以 $\beta_{2v} \neq \beta_2$ 。在实际计算时,引入有限叶片修正系数 μ 来对出口的液流偏离进行修正。

在实际应用中,常将绝对速度 \vec{V} 分解为二个相互垂直的分速度 \vec{V}_u 和 \vec{V}_m ,如图 44.1-6。

$$\vec{V} = \vec{V}_u + \vec{V}_m \quad (44.1-2)$$

式中 \vec{V}_u ——圆周分速度(绝对速度在圆周速度方向上的投影);

\vec{V}_m ——轴面分速度(绝对速度在轴面上的投影)。

通常,圆周速度、轴面分速度和叶片角均为已知,用几何作图的方法即可作出速度三角形。

圆周速度 U 为

$$U = r\omega$$

式中 r ——叶轮半径(m);

ω ——叶轮角速度(rad/s)。

轴面分速度 V_m 为

$$V_m = \frac{Q}{A_m \psi} \quad (44.1-3)$$

式中 Q ——循环流量(m^3/s)(工作液体在工作腔内

循环流动时,单位时间内流过叶轮流道任何过流断面的工作液体的容积称为循环流量);

A_m ——垂直于轴面分速度的过流断面的面积 (m^2);

ψ ——因叶片厚度使过流断面面积减小的排挤系数, $\psi < 1$ 。

根据速度三角形,按下列各式可求得相对速度 W 、圆周分速度 V_u 和绝对速度的值。

$$W = \frac{V_m}{\sin\beta}$$

$$V_u = U - V_m \cot\beta = r\omega - \frac{Q}{A_m\psi} \cot\beta \quad (44.1-4)$$

$$V = \sqrt{V_u^2 + V_m^2}$$

在分析液力元件特性时,用的较多的是工作液体的轴面分速度和圆周分速度。

3.2.2 速度环量

速度矢量在某一封闭周界切线上的投影沿着该周界的线积分,称为速度矢量沿着周界的速度环量,以 Γ 表示。

$$\Gamma = \oint \vec{V} \cos(\vec{V}, d\vec{s}) ds$$

由于液流在叶轮内的流动是轴对称的,所以对于叶轮,其平均流线上某一点的速度环量为该点的圆周分速度与其所在位置的圆周长度的乘积

$$\Gamma = 2\pi r V_u \quad (44.1-5)$$

式中 r ——平均流线上某点所在位置的圆周半径。

速度环量的大小,标志着该处液流旋转运动的强弱程度。

3.2.3 液体在无叶片区的流动

为讨论方便,对叶轮进出口位置的下角标作如下规定:

- 0——叶轮进口处液流尚未进入叶片流道的位置;
- 1——叶轮进口处液流刚刚进入叶片流道的位置;
- 2——叶轮出口处液流即将流出叶片流道的位置;
- 3——叶轮出口处液流刚刚流出叶片流道的位置;

显然,在下角标 1 和 2 的位置时,工作液体处于叶片流道内,受到叶片的约束。0 和 3 的位置,工作液体处于无叶片区,不受叶片的约束,如图 44.1-7。

液流在无叶片区,因不受外力矩的作用,如不考虑无叶片区的液流损失时,单位时间内液体流过任何断面的动量矩不发生变化,即

$$\rho Q r_2 V_{u2} = \rho Q r_3 V_{u3} = \rho Q r_0 V_{u0} = \text{常数}$$

$$\text{或} \quad \Gamma_2 = \Gamma_3 = \Gamma_0 = \text{常数}$$

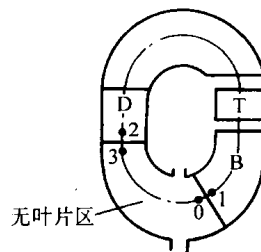


图 44.1-7 无叶片区示意图

在叶轮叶片进口前的 0 处到刚刚进入叶片流道的 1 处,这段距离虽然很短,但工作液体进入到 1 处后,由于受到叶片的约束作用,迫使工作液体沿着叶片的骨线方向流动,使圆周分速度 V_u 有很大的改变。一般情况下 $V_{u1} \neq V_{u0}$, 有时 $V_{u1} > V_{u0}$, 有时 $V_{u1} < V_{u0}$ 。圆周分速度的突变使液流在叶片进口处产生冲击。仅当 $V_{u1} = V_{u0}$ 时,叶片进口处才无冲击。此时,液流在叶片进口处的流动方向与叶片骨线相一致。

在设计液力元件时,常选无冲击工况为设计工况,并以上角标 * 表示这一工况。显然,在无冲击工况时

$$\Gamma_0 = \Gamma_1 = \Gamma_2 = \Gamma_3 = \text{常数}$$

对叶轮排列顺序为泵轮—涡轮—导轮的液力元件,各叶轮叶片进口的无冲击条件为

泵轮:

$$r_{B1} V_{uB1} = r_{D2} V_{uD2} \quad \text{或} \quad \Gamma_{B1} = \Gamma_{D2}$$

涡轮:

$$r_{T1} V_{uT1} = r_{B2} V_{uB2} \quad \text{或} \quad \Gamma_{T1} = \Gamma_{B2}$$

导轮:

$$r_{D1} V_{uD1} = r_{T2} V_{uT2} \quad \text{或} \quad \Gamma_{D1} = \Gamma_{T2}$$

3.3 液力元件的基本方程式

3.3.1 理论能头

如不计液流在叶轮中的液力损失,单位质量液体流过叶轮时获得的能量称为叶轮的理論能头,以 H_t 表示,它与流速有如下关系

$$H_t = \frac{1}{g} (U_2 V_{u2} - U_1 V_{u0}) \quad (44.1-6)$$

上式称为欧拉方程,对叶片式机械,它是一个最基本的方程式。如用环量来表示,上式也可写成

$$H_t = \frac{(\Gamma_2 - \Gamma_0)\omega}{2\pi g}$$

对于泵轮,如果输入的机械能无损失地全部转化为液体能,则其理论能头为

$$H_{tB} = \frac{1}{g} (U_{B2} V_{uB2} - U_{B1} V_{uB0})$$

对于涡轮,如果液体能转化为机械能的过程中没有损失,则其理论能头为

$$H_{IT} = \frac{1}{g}(U_{T2}V_{uT2} - U_{T1}V_{uT0})$$

$$M = \frac{\rho Q}{2\pi}(\Gamma_2 - \Gamma_0) \quad (44.1-8)$$

对于导轮,因其固定在壳体上不转动,即 $\omega = 0$,液体流经导轮时,不存在机械能和液体能之间的相互转换,故 $H_{ID} = 0$ 。

由上式可见,叶轮对液流的作用在于改变其动量矩或速度环量,即由 Γ_0 变至 Γ_2 。

实际上,液体流经叶轮时必然存在损失,故泵轮实际能头较 H_{IB} 为小,涡轮实际能头较 H_{IT} 为大。

对于泵轮,驱动力矩与轴的旋转方向相同, M_B 为正值。出口速度环量大于进口,即 $\Gamma_{B2} > \Gamma_{B0}$ 。

3.3.2 动量矩方程

对于涡轮,载荷力矩与涡轮轴的旋转方向相反, M_T 为负值。进口的速度环量大于出口,即 $\Gamma_{T2} < \Gamma_{T0}$ 。

叶轮作用在液体上的力矩与液体作用在叶轮上的力矩大小相等方向相反,它可以根据动量矩方程求得:

$$M = \rho Q(r_2V_{u2} - r_1V_{u0}) \quad (44.1-7)$$

对于导轮, M_D 有时为正值,有时为负值,视工况而定。

式中 ρ ——工作液体密度。

上式所表示的是叶轮对液流的作用力矩,也称液力力矩。实际使用时常采用轴力矩 M_e 。在不计圆盘摩擦损失和机械摩擦损失时,两者相等。以下除特殊说明外,均以 M 表示。

以速度环量表示时为

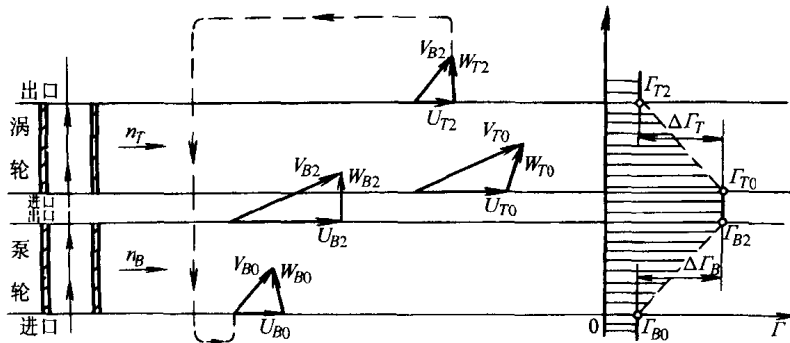


图 44.1-8 液力耦合器的速度三角形及速度环量

$$\Delta\Gamma_B + \Delta\Gamma_T = 0$$

3.4 液力耦合器的工作原理

所以

$$M_B = -M_T \quad (44.1-9)$$

3.4.1 基本工作原理

对于液力耦合器,不论在任何工况,泵轮和涡轮的液力力矩始终大小相等方向相反,液力效率 η , 始终等于转速比 i 。

图 44.1-8 为径向直叶片的液力耦合器在设计工况时泵轮和涡轮的叶片展开图和进出口速度三角形。

$$\eta_y = \frac{\omega_T}{\omega_B} = \frac{n_T}{n_B} = i \quad (44.1-10)$$

由于采用径向直叶片,叶轮出口相对速度 W_{B2} 和 W_{T2} 应垂直于圆周速度 U_{B2} 和 U_{T2} 。

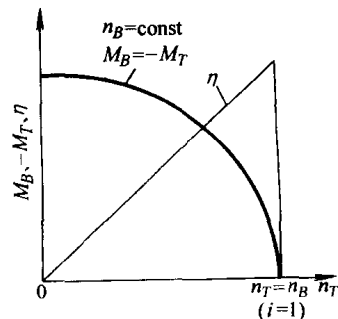
式中 n_B 和 n_T ——泵轮和涡轮转速(r/min);

ω_B 和 ω_T ——泵轮和涡轮的角速度(rad/s)。

在设计工况(多为额定工况),因涡轮转速略低于泵轮转速,所以泵轮和涡轮进口的液流相对速度 W_{B0} 和 W_{T0} 的方向与叶片方向稍有偏离。

由图 44.1-9 可见,其效率为一条斜率等于 1 的直线,转速比越高,效率越高。

据叶轮进出口半径和圆周分速度的大小,由式(44.1-5)得知,泵轮出口速度环量 Γ_{B2} 大于进口速度环量 Γ_{B0} ; 涡轮出口速度环量 Γ_{T2} 小于进口速度环量 Γ_{T0} 。



在泵轮和涡轮之间的无叶片区中,速度环量保持不变,即

$$\Gamma_{B2} = \Gamma_{T0}, \Gamma_{T2} = \Gamma_{B0}$$

图 44.1-8 的右侧为泵轮和涡轮进出口的速度环量的变化情况。

图 44.1-9 液力耦合器外特性曲线形状

由图 44.1-8 可见,在液力耦合器中,泵轮增加的速度环量与涡轮失去的速度环量大小相等,即

3.4.2 力矩变化规律

液力偶合器随着涡轮转速的升高,传递力矩不断减小,如图 44.1-9。当 $n_T = n_B$, 即 $i = 1$ 时,传递力矩为零。对这样的变化规律,作如下分析。

假定泵轮转速 n_B 保持常数,这时泵轮中的液体在离心力的作用下向外流动。当 $n_T = 0$ 时,涡轮不产生离心阻力,因此,泵轮流出的循环流量 Q 为最大。随着涡轮转速 n_T 的升高,产生的离心阻力增大,循环流量随之降低。当涡轮转速等于泵轮转速时,涡轮进口所产生的离心阻力等于泵轮出口的离心力,此时,液体的循环流动停止, $Q = 0$ 。在不采取其他结构措施的情况下,循环流量具有如图 44.1-10 的变化规律。

由于泵轮转速 n_B 等于常数,所以泵轮出口圆周速

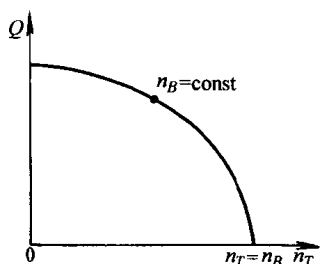


图 44.1-10 液力偶合器循环流量变化规律

度 U_{B2} 不变,相对速度 W_{B2} 的方向与叶片出口角 β_{B2} 一致。根据循环流量随涡轮转速降低而减小的变化规律,由式(44.1-3)可知,泵轮出口的轴面分速度 V_{mB2} 也随之减小。这样,就可作出不同涡轮转速时泵轮的出口速度三角形,如图 44.1-11。其圆周分速度 V_{uB2} 及速度环量 Γ_{B2} 均保持不变。

由图 44.1-11 可见,随涡轮转速的升高,其出口圆周分速度 V_{uT2} 和速度环量 Γ_{T2} 随之增大,涡轮进出口速度环量的差值减小。

当涡轮转速升高时,由于速度环量之差值 $|\Gamma_{T2} - \Gamma_{T0}|$ 及循环流量 Q 同时减小,由式(44.1-8)可知,液力偶合器所传递的力矩也随之不断减小。当 $n_T = n_B$ 时, $M_T = 0$, 如图 44.1-9。

由于存在风阻和机械损失,大约当 $n_T = 0.995n_B$ 时,实际输出力矩即降为零。

在实际应用中,为了改善低转速比时的特性,以达到限制力矩和调节转速的目的,常采用调节充入工作腔内工作液体液量的方法。充入液量的多少以充液率 q_c 表示

$$q_c = \frac{Q_0}{Q} \%$$

式中 Q ——工作腔充满时的液量(m^3);

Q_0 ——工作腔实际充液量(m^3)。

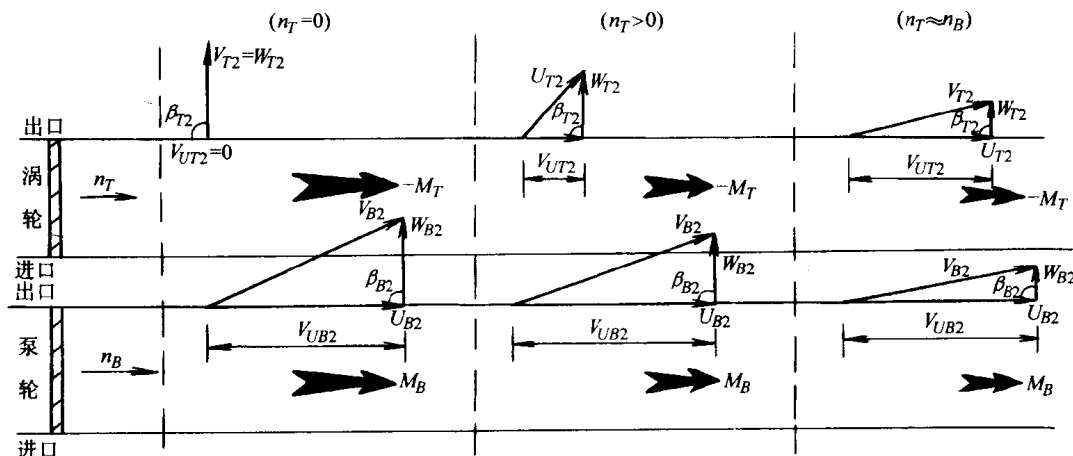


图 44.1-11 不同工况下液力偶合器泵轮和涡轮的出口速度三角形

充液率对外特性的影响如图 44.1-12 所示。充液率越小,特性曲线越跌落。

试验证明,当工作腔中不充满工作液体时,液体在工作腔中有两种基本流态,即小循环流动和大循环流动。

在高转速比时,涡轮转速较高,由于受离心力的作用,液流在接近涡轮出口处脱离外环向上流动,使液体

在工作腔上部形成小循环流态,如图 44.1-13a 所示。此时由于 r_{T2} 增大,故液力偶合器传递力矩减小。

在低转速比时,涡轮转速较低,由涡轮旋转对液体产生的离心力也减小,液体始终沿着外环流动,形成大循环流态,如图 44.1-13b。此时,由于 $r_{T2}(r_{B1})$ 减小,故传递力矩增大。

小循环流动和大循环流动,随工况的变化而自动

转换。在发生转换时的转差率称为临界转差率。试验表明,充液率不同,临界转差率也不同。一般,充液率越大,临界转差率越小。

此外,为改善低转速比时的特性,还常采用一些其他措施。如改变工作腔的几何形状,以增大低转速比时的流动阻力,从而降低传递力矩,使低转速比时的特性曲线较为平坦;采用后倾叶片使 $\Delta\Gamma$ 减小,可降低传递力矩。

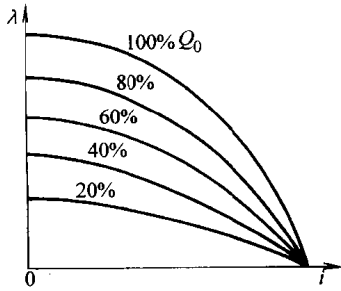


图 44.1-12 充液率对液力偶合器特性的影响
λ—力矩系数(其含义见本章第 4 节) i—转速比

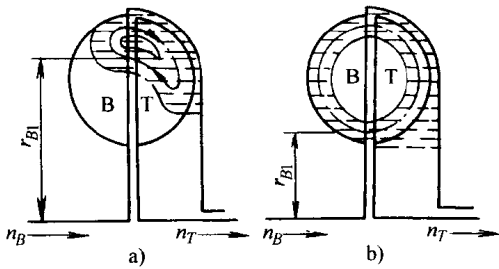


图 44.1-13 液力偶合器的二种基本流态
a) 小循环流动 b) 大循环流动

3.5 液力变矩器的工作原理

3.5.1 基本工作原理

图 44.1-14 为向心涡轮型液力变矩器在设计工况 ($n_T = n_T^*, n_D = 0$) 时,各叶轮进出口速度三角形和速度环量的变化情况。图中左侧为叶片沿流线方向的展开形状。因设计工况时叶轮进口无冲击,故进口的液流角 β 等于叶片角 β_{iy} 。

根据式(44.1-8),泵轮、涡轮和导轮对液流的作用力矩分别为

$$M_B = \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_{B2} - \Gamma_{B0}) = \frac{\rho Q}{2\pi} \Delta\Gamma_B \quad (44.1-11)$$

$$M_T = \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_{T2} - \Gamma_{T0}) = \frac{\rho Q}{2\pi} \Delta\Gamma_T \quad (44.1-12)$$

$$M_D = \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_{D2} - \Gamma_{D0}) = \frac{\rho Q}{2\pi} \Delta\Gamma_D \quad (44.1-13)$$

因叶轮无叶片区中 $\Gamma_{B2} = \Gamma_{T0}, \Gamma_{T2} = \Gamma_{D0}, \Gamma_{D2} = \Gamma_{B0}$,故式(44.1-11~13)的代数和恒等于零,即

$$M_B + M_T + M_D \equiv 0 \quad (44.1-14)$$

式(44.1-14)为液力变矩器的力矩平衡方程式。对任何型式的液力变矩器这个恒等式都是成立的。在稳定工况下,工作液体由工作腔任一截面开始流动一周又回到该截面时,其动量矩的变化等于零。也即,在稳定工况下,工作腔内工作液体总的动量矩的变化等于零。

式(44.1-14)也可写成

$$-M_T \equiv M_B + M_D$$

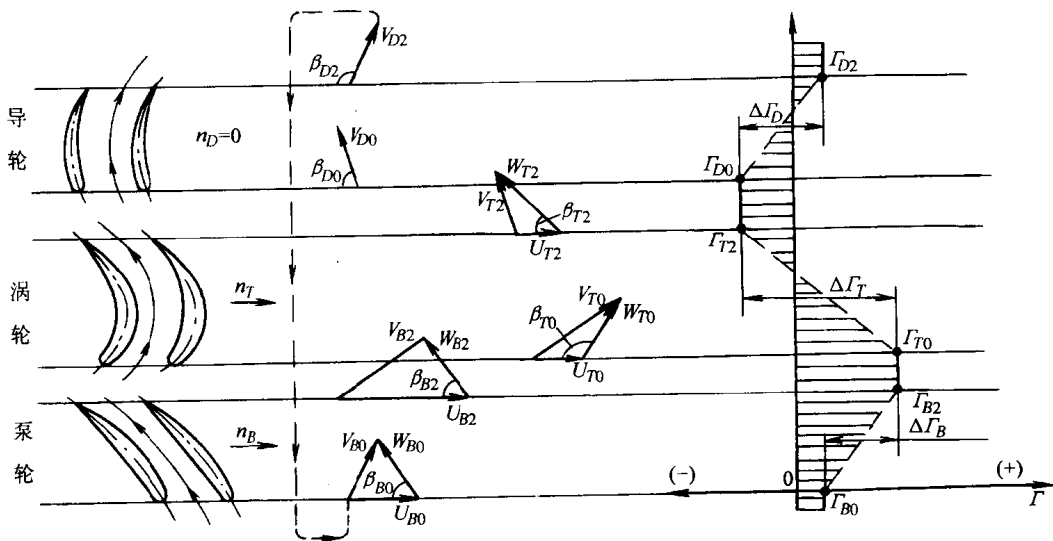


图 44.1-14 向心涡轮型液力变矩器各叶轮进出口速度三角形和速度环量的变化

由上式看出,因导轮的存在,导轮对工作液体有力矩作用,在一般情况下,使涡轮力矩不等于泵轮力矩,所以,液力变矩器具有“变矩”作用。

3.5.2 转矩变化规律

图 44.1-15 为某液力变矩器的外特性曲线。由图可见,涡轮转速变化时泵轮力矩不变,随着涡轮转速 n_T 的降低,输出力矩 M_T 一直增大。

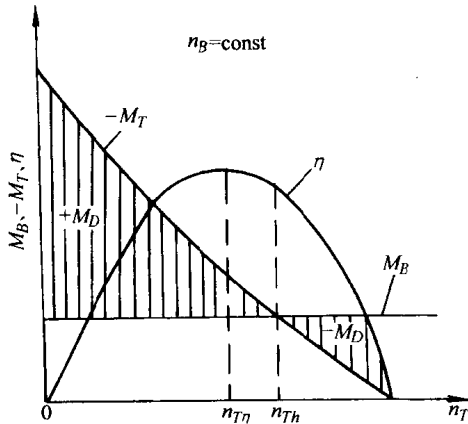


图 44.1-15 液力变矩器的外特性曲线
 n_T —涡轮转速 n_{Th} —偶合工况时涡轮转速
 $n_{Tη}$ —最高效率工况时涡轮转速 $η$ —效率
 涡轮和泵轮力矩相等的工况称为偶合工况,此时,
 $M_B = -M_T, n_T = n_{Th}$ 。

在偶合工况左侧, $-M_T > M_B, M_D$ 为正值。在偶合器工况右侧, $-M_T < M_B, M_D$ 为负值。

转矩的变化规律可按不同工况时涡轮和导轮的动量矩方程来进行分析。

为便于分析,假定泵轮转速 n_B 为常数,循环流量 Q 为常数,即轴面分速度 V_m 为常数。

根据上述假设,图 44.1-16 上画出了零速工况 ($n_T = 0$),设计工况 ($n_T = n_T^*$),偶合工况 ($n_T = n_{Th}$) 和涡轮转速超过偶合工况 ($n_T > n_{Th}$) 时,涡轮和导轮进出口绝对速度的变化情况。

1) 泵轮 由于出口圆周速度 U_{B2} 不变,相对速度 W_{B2} 的方向与叶片出口角 $β_{B2}$ 一致,所以在不同工况下,泵轮出口速度三角形均相同,出口的速度环量 $Γ_{B2}$ 保持不变。另外,在不同工况下,导轮出口的绝对速度 V_{D2} 不变,所以,泵轮进口前的速度环量 $Γ_{B0}$ 也保持不变。由此,据式(44.1-11)可知, M_B 在不同工况均为定值,如图 44.1-15 所示, M_B 为一水平线。

2) 涡轮 涡轮进口前的速度环量 $Γ_{T0}$ 等于泵轮出口的速度环量 $Γ_{B2}$,在不同工况下均为定值。而涡轮出口处,由于圆周速度 U_{T2} 随涡轮转速 n_T 的升高而增大,因此,在不同工况其速度三角形就产生如图 44.1-16 所示的变化。涡轮出口速度环量随转速 n_T 的升高而增大, $Γ_{T2}$ 由负值逐渐增为较大的正值。据式(44.1-12)可知,随转速 n_T 的升高, $-M_T$ 的绝对值变小。

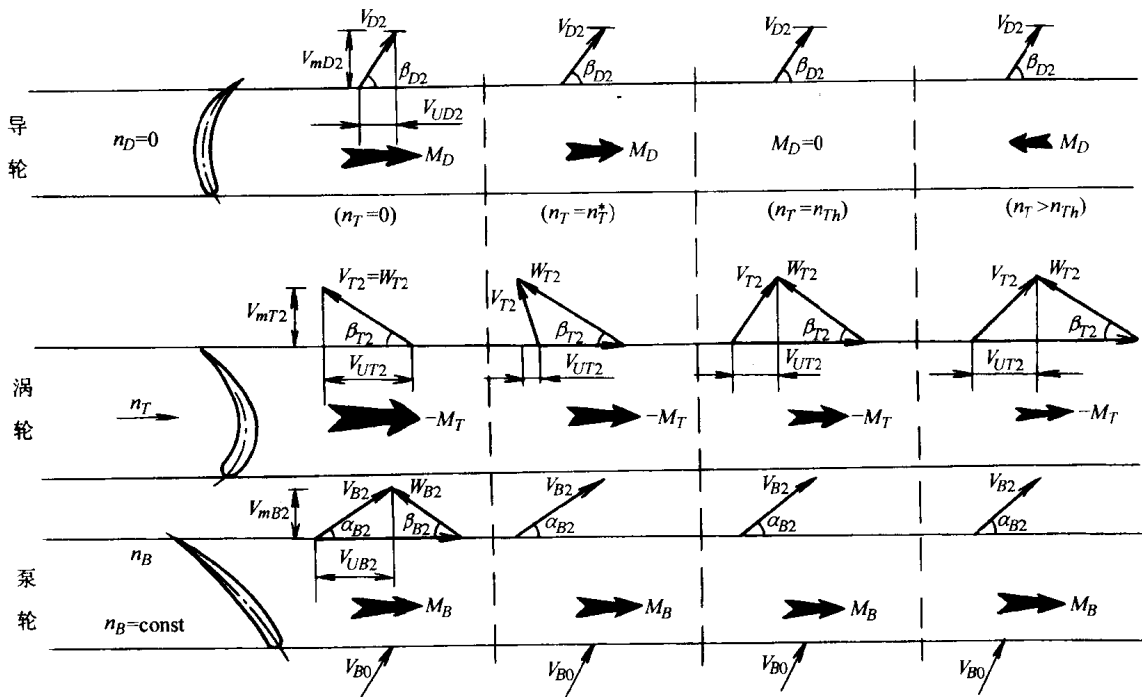


图 44.1-16 不同工况时液力变矩器叶轮出口速度三角形

3) 导轮 导轮进口前的速度环量 Γ_{D_0} 始终与涡轮出口速度环量 Γ_{T_2} 相等, 而出口的绝对速度 V_{D_2} 的大小及方向也始终不变, 亦即出口速度环量 Γ_{D_2} 始终不变。所以, 由式(44.1-13)可知, M_D 随涡轮转速 n_T 的升高而减小。当导轮进口与出口速度环量相等($\Gamma_{D_2} = \Gamma_{D_0}$)时, 导轮力矩 $M_D = 0$, 此时, $M_B = -M_T$, 这个工况称为偶合工况。当 n_T 继续升高时, 导轮力矩 M_D 改变方向, 变为负值, 见图 44.1-15。

以上分析是假定循环流量 Q 为常数时的情况。事实上循环流量 Q 是随工况不同而变化的, Q 的变化会对泵轮、涡轮和导轮力矩的大小产生一定影响, 但它们的基本变化规律并无原则区别。

4 液力元件的特性

液力偶合器和液力变矩器的性能可用特性参数和特性曲线来评定。

4.1 特性参数

液力偶合器和液力变矩器的特性可由下列参数来表示

1) 转速比 i 涡轮(输出)转速与泵轮(输入)转速之比称为转速比。

$$i = \frac{\omega_T}{\omega_B} \quad \text{或} \quad i = \frac{n_T}{n_B} \quad (44.1-15)$$

转速比 i 用来表示液力元件的工况。

涡轮转速 $n_T = 0$ (或 $\omega_T = 0$) 的工况, 即 $i = 0$ 的工况, 称为零速工况, 以 i_0 表示。

2) 泵轮力矩系数 λ_B 液力元件传递功率的能力称为能容。泵轮力矩系数 λ_B 为评价能容大小的参数, 其值为:

$$\lambda_B = \frac{M_B}{\rho \omega_B^2 D^5} = 91.19 \frac{M_B}{\rho n_B^2 D^5} \quad (44.1-16)$$

式中 M_B ——泵轮力矩(N·m);

ρ ——工作液体密度(kg/m³);

ω_B ——泵轮角速度(rad/s);

D ——有效直径(m);

n_B ——泵轮转速(r/min)。

不同型式的液力元件 λ_B 值不同。对同一液力元件, λ_B 是转速比的函数, 即 $\lambda_B = f(i)$ 。

几何相似的液力元件, 在转速比相同时, λ_B 值相等。

λ_B 值一般由试验测得。

3) 公称力矩 为了使用上的方便和对液力变矩的容量进行标定, 引起公称力矩的概念。液力变矩器泵轮转速 $n_B = 1000$ r/min, 最高效率工况 i_7 时的泵轮力矩称为该液力变矩器的公称力矩, 以 M_{B_g} 表示。

$$M_{B_g} = 1.0966 \times 10^4 \times \lambda_{B_7} \rho D^5 \quad (44.1-17)$$

在最高效率工况, 不同泵轮转速 n_B 的力矩为

$$M_B = M_{B_g} \left(\frac{n_B}{1000} \right)^2 \quad (44.1-18)$$

4) 变矩系数 K 变矩系数 K 为涡轮力矩(输出力矩)与泵轮力矩(输入力矩)之比。它表示液力元件改变力矩的能力。

$$K = -\frac{M_T}{M_B} \quad (44.1-19)$$

由于输出力矩与输入力矩方向相反, 故在上式中加负号, 以使 K 为正值。

对于液力偶合器, $K = 1$ 。

对于液力变矩器, 在转速比小于偶合工况时, $K > 1$ 。

5) 效率 η 效率(总效率) η 为输出功率 P_T 与输入功率 P_B 之比。

$$\eta = \frac{P_T}{P_B} = \frac{-M_T \omega_T}{M_B \omega_B} \quad (44.1-20)$$

液力元件的功率损失为各种机械损失与液力损失之和。

机械损失主要是轴承、密封和圆盘摩擦损失。液力损失主要是液力摩擦、流道转弯、扩散、收缩等局部损失和叶轮进口的冲击损失。液力损失占比重较大, 在偏离设计工况时尤甚。

对于液力偶合器, 如不计机械损失, 由于 $M_B = -M_T$, 故

$$\eta = i \quad (44.1-21)$$

对于液力变矩器

$$\eta = Ki \quad (44.1-22)$$

6) 转差率 S 液力偶合器泵轮与涡轮的转速差与泵轮转速之比称为转差率

$$S = \left(\frac{\omega_B - \omega_T}{\omega_B} \right) 100\% \quad (44.1-23)$$

7) 过载系数 T_g 液力偶合器的最大力矩 M_{\max} 与额定力矩 M_n 之比称为过载系数

$$T_g = \frac{M_{\max}}{M_n} \quad (44.1-24)$$

最大力矩可能在零速工况($i = 0$), 也可能在其他工况, 视液力偶合器特性而定。

起动工况时的输出力矩 M_0 与额定力矩 M_n 之比称为起动过载系数, 以 T_{g0} 表示

$$T_{g0} = \frac{M_0}{M_n} \quad (44.1-25)$$

制动工况时的输出力矩 M_z 与额定力矩 M_n 之比称为制动过载系数, 以 T_{gz} 表示。

$$T_{gz} = \frac{M_z}{M_n} \quad (44.1-26)$$

8) 最高效率 η_{max} 液力变矩器在变矩器工况区的效率最高值称为最高效率 η_{max} 。它一般处于设计工况右侧。最高效率在一定程度上反映液力变矩器经济性能的优劣。

9) 高效范围 G_η 液力变矩器的效率高于某一规定值的工作范围称为高效范围。以此范围内最高转速比 i_{g2} 与最低转速比 i_{g1} 的比值来表示高效范围的大小, 见图 44.1-17。

$$G_\eta = \frac{i_{g2}}{i_{g1}} = \frac{K_{g1}}{K_{g2}} \quad (44.1-27)$$

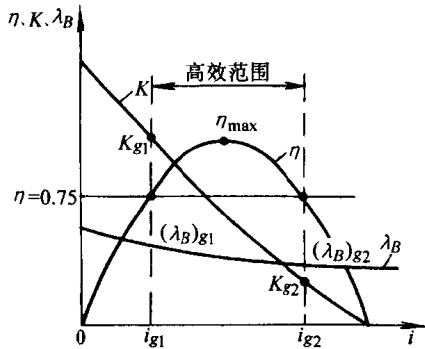


图 44.1-17 液力变矩器的高效范围

例如, $G_{0.75} = 2.2$ 表示效率 $\eta \geq 0.75$ 时的工作范围为 2.2。

高效范围也是评价液力变矩器经济性能的指标之一。高效范围越大动力范围也越大, 经济性能越好。

10) 透穿数 T 液力变矩器泵轮转速不变时, 载荷变化引起泵轮力矩系数 λ_B (或输入力矩) 变化的性能, 称为液力变矩器的透穿性。

透穿性的大小用透穿数 T 表示

$$T = \frac{\lambda_{B0}}{\lambda_{Bi}} \quad (44.1-28)$$

式中 λ_{B0} —— 零速工况的泵轮力矩系数;

λ_{Bi} —— 某一工况的泵轮力矩系数, 在实际使用中视液力变矩器不同的型式, 有的采用偶合器工况的 λ_{Bh} , 有的采用最高效率工况的 $\lambda_{B\eta}$ 。

载荷的变化将引起工况改变, 也即转速比的改变。

λ_B 不随 i 而变化的性能称为非透穿性, 此时 $T=1$ 。实际上 λ_B 不可能绝对不变, 一般认为当 $T=0.9 \sim 1.1$ 时, 具有非透穿性, 见图 44.1-18。

λ_B 随 i 的增大而减小, 且 $T > 1.1$, 具有正透穿性, 见图 44.1-18。

λ_B 随 i 的增大而增大, 且 $T < 0.9$, 具有负透穿性, 见图 44.1-18。

某些液力变矩器在牵引工况区, 既有正透穿性又有负透穿性, 称为具有混合透穿性。

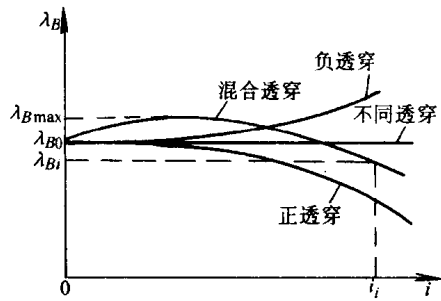


图 44.1-18 液力变矩器的透穿性

4.2 特性曲线

从特性曲线可以全面了解液力元件在各种不同工况时的性能。经常使用的有外特性曲线和原始性能曲线, 有时还用全特性曲线。

4.2.1 外特性曲线

外特性曲线表示液力元件的力矩、效率与涡轮转速的关系, 一般由试验得出。

外特性曲线有两种表现形式。一种是在试验时保持泵轮转速 n_B 不变, 测得 $M_T = f(n_T)$ 和 $M_B = f(n_T)$, 然后用式(44.1-20)计算出 $\eta = f(n_T)$, 绘制成曲线, 如图 44.1-19。

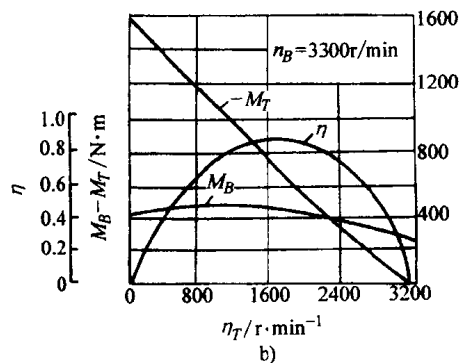
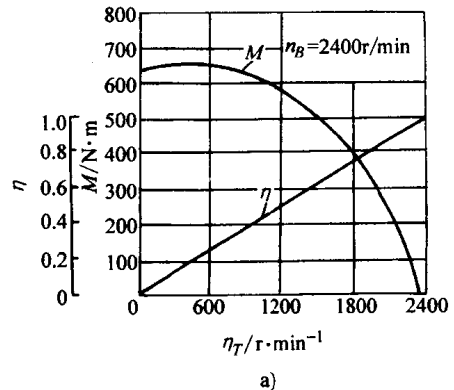


图 44.1-19 某种液力偶合器和液力变矩器的外特性曲线

a) 液力偶合器 b) 液力变矩器

另一种是在试验时保持泵轮力矩为恒定值,测得 $M_T = f(n_T)$ 和 $n_B = f(n_T)$, 然后用式(44.1-19)计算出 $\eta = f(n_T)$, 绘制成曲线, 如图 44.1-20。

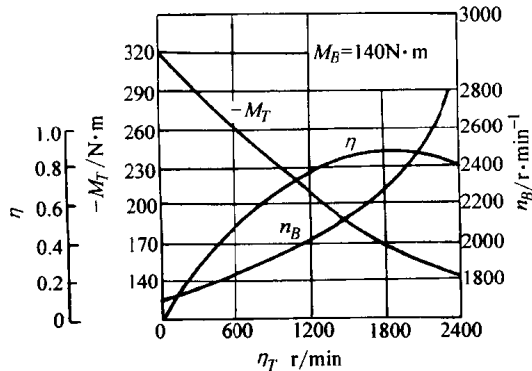


图 44.1-20 某种液力变矩器的外特性曲线

以上两种曲线使用场合不同。一般运输车辆(如汽车、小轿车)常使用 M_B 为恒定值时的外特性曲线。其他机械常使用 n_B 为恒定值时的外特性曲线。

4.2.2 原始特性曲线

原始特性曲线是以 $\lambda_B = f(i)$, $\eta = f(i)$ 和 $K = f(i)$ 的形式来表示的特性曲线。它是在外特性曲线的

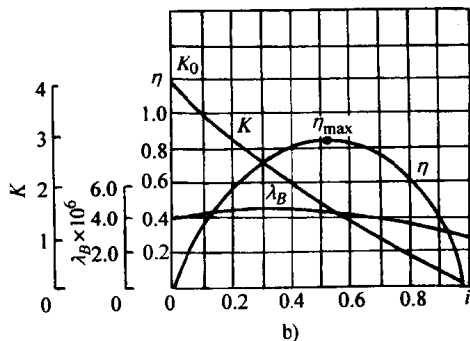
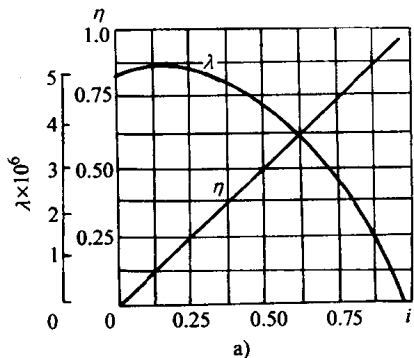


图 44.1-21 某种液力耦合器和液力变矩器的原始特性曲线

a) 液力耦合器 b) 液力变矩器

基础上,用式(44.1-15、16、19、20)进行计算而绘制的,如图 44.1-21。

对于液力耦合器,由于变矩系数 $K=1$,效率等于转速比,即 $\eta=i$,所以通常只绘出 $\lambda = f(i)$ 的关系曲线。

4.2.3 全特性曲线

外特性曲线和原始特性曲线均为牵引工况时的特性,这时,特性曲线位于直角坐标的第 I 象限内。功率由泵轮传给涡轮的工况称为牵引工况。

图 44.1-22 和图 44.1-23 为某种型式液力耦合器和液力变矩器的全特性曲线。

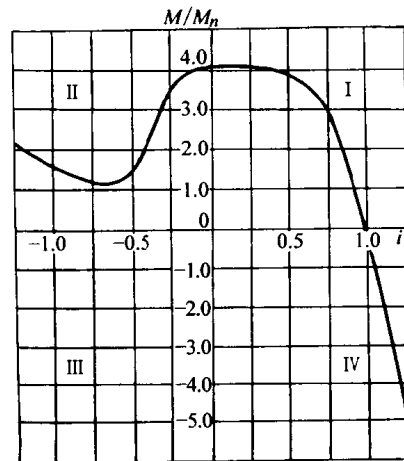


图 44.1-22 某种液力耦合器的全特性曲线

在某些工作机上,涡轮轴上的载荷力矩不但数值变化范围大,而且会改变作用方向,因而工作区域就会超出第 I 象限。

泵轮正转,涡轮在载荷带动下反转的工况称为反转制动工况。这个工况转速比为负值,特性曲线位于第 II 象限。

涡轮力矩小于零的工况称为超越工况。此时,涡轮轴上的力矩成为驱动力矩,特性曲线位于第 IV 象限内。超越工况包括超越制动工况和反转工况。

在超越工况中,涡轮在载荷的带动下,泵轮从动力机吸收功率的工况称为超越制动工况,如图 44.1-23 中第 3 工况区。在这个工况区内,泵轮和涡轮同时由外界输入功率,全部转换为热能,液力变矩器起制动作用。

在超越工况中,泵轮把功率反传给动力机,也即泵轮力矩小于零的工况称为反传工况,如图 44.1-23 中第 4 工况区。在这个工况区内,涡轮输入功率,泵轮输出功率。

液力变矩器型式不同,全特性曲线不同。

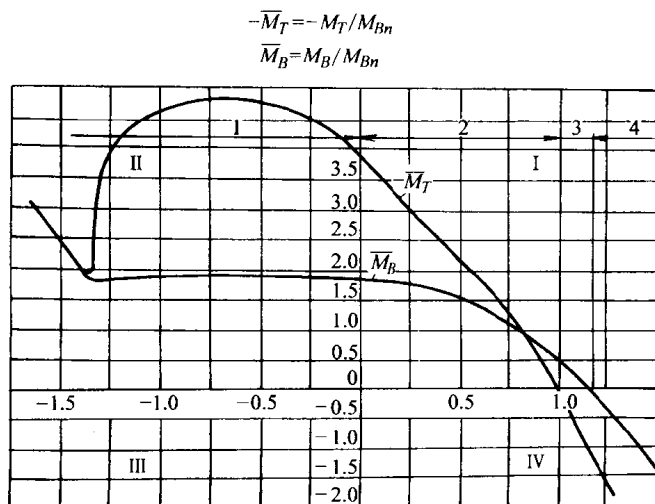


图 44.1-23 某向心涡轮液力变矩器的全特性曲线

1—反转制动工况区 2—牵引工况区 3—超越制动工况区 4—反传工况区

$$-\bar{M}_T = -M_T/M_{Bn} \quad \bar{M}_B = M_B/M_{Bn}$$

5 液力元件的类比设计

液力元件的设计是以对叶轮叶栅系统与液流之间的相互作用及能量交换过程的研究作为理论基础的。实际上在液力元件里,叶轮与液流间的能量交换是一个非常复杂的过程,很难给出理论上的严格解答。

液流在液力元件里的运动是一空间流动。为使问题简化,目前在设计液力元件时,主要还是采用束流理论(一元理论)。但这样只能求得近似的结果。所以,每设计新型液力元件时,都要经过设计—试制—试验—改进等几个周期。这样,工作量大,周期长,成本高。

目前,在设计液力元件时,为了节省时间,简化设计程序,多采用类比设计的方法。即在已有的性能良好的液力元件中,先选定一种原始特性能满足设计要求的液力元件为模型,将其叶栅系统(即由循环圆和叶片组成的系统)按流体力学的相似理论放大或缩小,以满足与动力机的良好匹配。结构方面可参照一般机械结构的设计方法进行设计。

5.1 相似理论在液力元件中的应用

根据流体力学有关相似原理的基本理论,欲使二个液力元件的液体流动具有相同的物理性质,也即力学相似,必须满足几何相似、运动相似和动力相似等三个必要和充分的条件。

1) 几何相似 实际流动与模型流动对应部分的夹角相等,尺寸大小成比例。对液力元件则为叶栅系统几何相似。

2) 运动相似 实际流动和模型流动对应点的速度方向相同、大小成比例。对液力元件则为转速比相

等。

3) 动力相似 实际流动与模型流动对应点上作用着相同性质的力,方向相同、大小成比例。对液力元件则为雷诺数 Re 相等。

实际上,要使两种流动完全符合力学相似是不可能的。因为对应点上各种作用力都成比例是无法满足的。因此,通常只考虑影响流动规律的主要作用力,使其符合相似准则。这种相似称为部分动力相似。液力元件中主要作用力是惯性力和粘性力,也即雷诺数 Re 相等则认为其动力相似。

其实,雷诺数 Re 要做到相等也是相当困难的。因为当模型比实物尺寸小 m 倍时,要使雷诺数 Re 相等,则必须使模型的泵轮转速比实物大 m^2 倍,这一条件很难做到。

有关文献推荐,对液力元件的雷诺数 $Re > (5 \sim 8) \times 10^4$ 时,流动将接近自动化区的范围,此时,即使模型与实物的 Re 有差别,但仍能基本上保持动力相似。这样,在应用相似理论时,只考虑几何相似和运动相似即可。

液力元件雷诺数 Re 的表达式为

$$Re = \frac{\rho \omega_B D^2}{\eta} \tag{44.1-29}$$

式中 ρ ——工作液体密度(kg/m^3);

ω_B ——泵轮转速(rad/s);

D ——有效直径(m);

η ——工作液体动力粘度($\text{Pa} \cdot \text{s}$)。

采用工程单位制时, Re 的表示式为

$$Re = \frac{n_B D^2}{\nu}$$

式中 n_B ——泵轮转速(r/min);
 D ——有效直径(m);
 ν ——工作液体运动粘度(m²/s)。

5.2 相似准则

在液力元件中常用下列相似准则:

几何相似的液力元件,在相似工况下:

1) 流量与有效直径的三次方、泵轮转速的一次方成正比

$$\frac{Q_M}{Q_S} = \left(\frac{D_M}{D_S}\right)^3 \frac{\omega_{BM}}{\omega_{BS}} \quad (44.1-30)$$

式中 下角标 M ——实物;
 S ——模型。

2) 能头与有效直径及泵轮转速的二次方成正比

$$\frac{H_M}{H_S} = \left(\frac{D_M \omega_{BM}}{D_S \omega_{BS}}\right)^2 \quad (44.1-31)$$

3) 功率与有效直径五次方、泵轮转速三次方及液体密度一次方成正比

$$\frac{P_M}{P_S} = \left(\frac{D_M}{D_S}\right)^5 \left(\frac{\omega_{BM}}{\omega_{BS}}\right)^3 \frac{\rho_M}{\rho_S} \quad (44.1-32)$$

此准则也可写成

$$\lambda_{BP} = \frac{P_B}{\rho \omega_B^3 D^5} = \text{常数} \quad (44.1-33)$$

式中 λ_{BP} ——液力元件泵轮功率系数,对一系列几何相似、运动相似的液力元件,泵轮功率系数相等。

4) 力矩与泵轮转速的二次方、有效直径的五次方及液体密度的一次方成正比

$$\frac{M_M}{M_S} = \left(\frac{\omega_{BM}}{\omega_{BS}}\right)^2 \left(\frac{D_M}{D_S}\right)^5 \frac{\rho_M}{\rho_S} \quad (44.1-34)$$

此准则也可写成

$$\lambda_B = \frac{M_B}{\rho \omega_B^2 D^5} = \text{常数} \quad (44.1-35)$$

式中 λ_B ——泵轮力矩系数,对一系列几何相似、运动相似的液力元件,泵轮力矩系数相等。

5) 轴向力与泵轮转速的二次方、有效直径的四次方及液体密度的一次方成正比

$$\frac{F_M}{F_S} = \left(\frac{\omega_{BM}}{\omega_{BS}}\right)^2 \left(\frac{D_M}{D_S}\right)^4 \frac{\rho_M}{\rho_S} \quad (44.1-36)$$

6) 补偿压力与泵轮转速和有效直径的二次方及液体密度的一次方成正比

$$\frac{P_M}{P_S} = \left(\frac{\omega_{BM} D_M}{\omega_{BS} D_S}\right)^2 \frac{\rho_M}{\rho_S} \quad (44.1-37)$$

5.3 类比设计的步骤

根据相似准则可知,任何一组几何相似、运动相似和动力相似的液力元件,其原始特性都是一样的。因

此,在类比设计时,就可把模型液力元件的原始特性,看作是实物液力元件的原始特性。

类比设计的步骤如下:

1) 根据工作机对实物液力元件提出的使用要求和它与动力机的匹配原则,利用模型液力元件的原始特性,确定实物液力元件的有效直径 D_S 。

2) 求出 D_M 和 D_S 的比值 D_M/D_S 。

3) 将模型液力元件叶栅系统按比值 D_M/D_S 放大(或缩小),叶栅系统叶片角度不变,对应叶轮的叶片数也不变。

4) 轴向力按式(44.1-36)放大(或缩小)。

5) 补偿压力按式(44.1-37)确定。

在实际设计中,因实物与模型液力元件可能不一样结构和辅助系统,故补偿压力不一定相似。由此,轴向力也就不同。

在进行类比设计时,应注意下列问题。

理论上模型和实物液力元件的原始特性应该是一样的。但实际上做不到完全相似,因此,原始特性总会有些差异。虽然某些文献中提出过对这些差异的修正方法,但都是针对某种特定型式的液力元件而言。对原始特性影响较大的有二个因素:一是有效直径放大或缩小的尺寸因素;一是随使用条件不同泵轮转速改变的转速因素。

尺寸因素的影响:实际上要保证严格的几何相似是不可能的。因为随着有效直径的改变将引起下面一些变化:① 液流的雷诺数改变;② 液力元件叶轮叶片流道表面相对粗糙度改变,而不同的粗糙度对液流有不同的阻力系数;③ 当有效直径改变较大时,因受工艺及材料强度条件的限制,叶片厚度也不能严格的几何相似,因此,会使排挤系数改变。定性地讲,尺寸因素对原始特性的影响是随着有效直径的增大,效率增高,变矩系数增大(对液力变矩器),能容减小(在排挤不变的情况下)。

泵轮转速的影响:随着泵轮转速的改变,液流雷诺数改变。定性地讲,转速因素对原始特性的影响是,随着泵轮转速的增高,效率增高,能容降低。对于液力变矩器,变矩系数随着转速的增高而增大,但增至某一值时就不再增大,而是随着转速的增高而减小。

原始特性虽然受尺寸和转速因素的影响,但是,在尺寸改变不太大、雷诺数在自动化区内变化时,特性的改变很小,一般都能满足使用要求。

6 液力元件的试验

目前,液力元件的设计理论还不够完善,不能用计算的方法求得足够准确的特性,其特性只能用试验来取得。因此,在设计、制造和应用时,试验是很重要的。

环。

任何机器的传动系统在采用液力传动方案时,某传动装置的设计都应以液力元件的试验特性来作为设计依据。因此,对选用液力元件的设计者,了解试验的重要性是非常必要的。

在研制液力元件时,试验的内容很多。而在实际使用中,经常使用的特性是外特性和原始特性。外特性由试验测得,原始特性由外特性换算而来。实际上,它们都是试验特性。

具体试验时,要注意两个问题:

1) 在试验时,一定要按照给定的规范和有关标准进行。

2) 试验台架要符合要求。

只有这样,试验结果才能准确,不同试验室的试验结果才能直接相互比较。

6.1 试验方法

1) 普通型和限矩型液力耦合器 试验按照《JB4233.2—1986 普通型、限矩型液力耦合器型式试验方法》的规定进行。

2) 调速型液力耦合器 试验按照《JB4238.3—1986 调速型液力耦合器、液力耦合器传动装置型式试验方法》的规定进行。

3) 液力变矩器 试验按照《GB7680—1987 液力变矩器性能试验方法》的规定进行。在这个标准中,规定了定力矩和定转速两种试验方法,可根据整机的使用特点来选择。除运输车辆,如汽车和小轿车外,一般都选用定转速试验。

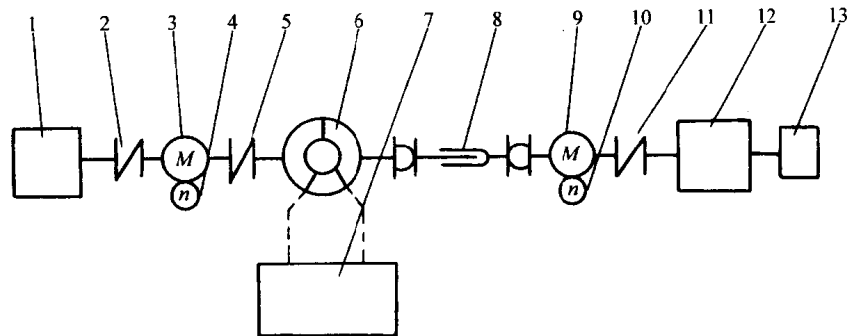


图 44.1-24 试验台布置简图

1—驱动装置 2、5、11—弹性联轴器 3、9—转矩传感器 4、10—转速传感器 6—被试液力元件
7—辅助系统 8—万向联轴器 12—加载装置 13—制动锁紧机构

3) 辅助系统 辅助系统是保证液力变矩器和调速型液力耦合器正常工作的油路系统。普通型和限矩型液力耦合器不需要辅助系统。

对辅助系统的要求是,能对流量和压力进行调节,并具有加温、冷却、滤清和安全保护的功能。系统的最

6.2 试验台架

6.2.1 试验台的布置要求

1) 试验台的布置应简单,尽可能减少影响测试精度的中间环节。

2) 非专用试验台应具有通用性,易于拆装和调整。

3) 保证被试的液力元件处于正常工作位置。

4) 台架的联结要考虑力矩测量装置在台架上的安装位置能进行静标定。

5) 测试仪表应集中在易于看清读准的位置。并尽量数字化、自动记录。

6) 台架应有保护装置和安全措施。

6.2.2 试验台的组成

试验台是由驱动装置、加载装置、支撑联接装置、测试仪表和辅助系统组成。试验台的布置见图 44.1-24。

1) 驱动装置 驱动装置是为试验提供稳定转速(或转矩)的动力。可供选择的设备有电力测功机、直流电机、交流调速电机和交流电机配变速器。

2) 加载装置 加载装置的作用是,在整个试验范围内吸收液力元件的输出功率。在做超越制动和反传工况试验时,还要为液力元件输入功率。可供选择的设备有电力测功机、直流电机、电涡流测功机、水力测功机和制动器等。为了测定零速工况的特性参数,除制动器外,还应设置能使加载装置转轴不动的锁紧机构。

大流量应根据试验台的容量和液力元件在试验时最大的功率损失来确定。

6.2.3 设备容量的选择

试验台各设备的容量,应根据液力元件的容量及