

液力机械传动

罗邦杰 编著



人民交通出版社

内 容 提 要

本书共分五章。第一章液力传动的基础知识，第二章液力变矩器，第三章行星传动，第四章液力机械分流传动，第五章汽车液力机械变速器。

本书可供汽车、拖拉机、工程机械、矿山机械等专业的技术人员参考，也可供高等院校有关专业作为选修课教材。

液 力 机 械 传 动

罗邦杰 编著

人民交通出版社出版
新华书店北京发行所发行
各地新华书店经售
人民交通出版社印刷厂印

开本：787×1092 $\frac{1}{32}$ 印张：8.625 插页：2 字数：178千

1983年3月 第1版

1983年3月 第1版 第1次印刷

印数：0001—8,100册 定价：1.35元

前 言

液力机械传动是指液力传动与机械传动相连而组成的传动装置。按其连接方式,可分为两类:一类是由液力变矩器(或单独采用液力偶合器,但为数甚少)与机械变速器(定轴式或行星式)串联组成的自动或半自动液力变速器;另一类则由液力变矩器与齿轮式行星机构按输入轴或输出轴分路传递功率的方案组成的液力机械分流传动。

目前,液力机械传动在国外很多工业部门中得到了相当广泛的应用,而且无论在其应用的领域或者它的产量方面,都有与年俱增的趋势,其发展前景是颇为广阔的。液力变矩器是液力传动迄今应用在车辆上的最主要的型式。它在汽车、工程机械、坦克、自行火炮、装甲运输车、矿山机械、石油机械、拖拉机、内燃机车、船舶等方面的应用都很普遍。例如以美国为例,自跨入70年代起,每年液力变矩器在轿车上的装备率即已高达90%以上,产量约8百万台。而在市区公共汽车上液力变矩器的装备率几乎达百分之百。在重型载重汽车及非公路车辆上,液力变矩器的装备率亦在70%以上。此外,在大部分坦克、军用车辆以及内燃机车上亦装用了液力变矩器。在欧洲,近年来装用液力变矩器的车辆也有显著的增长。以西德为例,1979年在发动机排量为3~4升的轿车上,液力变矩器的装备率已达60%以上,产量约18万台。素以生产价格便宜、发动机排量小的轿车著称于世的日本,1979年装有液力机械传动的车辆亦已超过20%。我国“红旗”牌

高级小轿车以及32吨自卸汽车等均装用了液力变矩器。在工程机械上，液力变矩器的应用尤为普遍。

液力变矩器在车辆上所以获得如此广泛的采用，是由于装有液力变矩器的车辆具有以下一系列的优点：

1.能适应行驶阻力的变化，自动地、无级地变更其输出轴的扭矩和转速，因而可以提高车辆的平均速度或生产率。而且能从根本上简化操纵，并为实现完全自动化的变速器提供了良好的条件。

2.大大降低传动系的动载荷，使发动机和传动系的零、部件以及轮胎等的寿命大为提高。在外负载突然增大时，可防止发动机过载和突然熄火，因而对发动机有保护作用。

3.能以稳定的牵引力和任意小的车速行驶，因而可以提高车辆在路面条件较差情况下的通过性。

4.起步平稳，无级变速，并能吸收和衰减振动与冲击，因而可提高乘坐的舒适性。

5.可不中断地充分利用发动机的功率，有利于减轻排气污染。

带液力变矩器的传动系的主要缺点是：与机械传动相比，一结构较复杂，因而造价较高；二效率略低，使车辆的燃料耗量在某些工况和场合下有所增高。

然而近年来，在装用带液力变矩器的自动变速器的车辆上，由于在提高燃料经济性方面进行了大量的研究工作，并采取了一系列的有效措施，因而在市区行驶的公共汽车及轿车，其平均燃料耗量已略低于机械传动的同类车辆。这种情况的出现，将使带液力变矩器的传动系在车辆上的应用日益普及。然而就我国而论，同国外先进工业国家相比，尚有一定的差距，主要表现在品种少、产量不大和性能稍差等方面。因此，我们应当千方百计，深入研究液力传动的有关理论，

努力提高带液力变矩器的传动系的性能，发展液力机械传动的品种，进行旨在改善功率利用率、提高车辆的燃料经济性以及平均速度与生产率的新型带液力变矩器的传动系的研制工作，为加速实现我国的四个现代化而贡献力量。

目 录

第一章 液力传动基础知识	1
§1 液体运动的流量方程及伯努利方程	1
§2 液流在工作轮中的运动	4
§3 叶片式液力机械的基本方程(欧拉方程)	6
§4 液力变矩器的工作原理	13
§5 液体流动的水力损失	15
§6 相似原理	21
§7 叶片数有限时的影响	24
§8 液力变矩器的扭矩和功率的计算方程及 特性曲线	26
§9 液力变矩器的特性计算	30
§10 液力传动的工作液体	33
第二章 液力变矩器	39
§11 液力变矩器的型式、特性和结 构特点	39
§12 液力变矩器与内燃机的共同工作	75
§13 液力变矩器尺寸的选择	90
§14 三元件综合式液力变矩器循环圆及叶片 的设计	95
§15 液力变矩器补偿压力的选择及冷却系的 计算	108
§16 液力变矩器工作轮的轴向力	115
§17 单向轮机构的设计	123
第三章 行星传动	129
§18 行星传动的一般知识	129

外
2
二

§19	行星轮的布置	132
§20	行星传动的运动学及动力学	139
§21	复合行星轮系求传动比的简捷方法	150
§22	行星传动效率的计算	154
§23	行星传动最佳运动学简图的选择	162
第四章	液力机械分流传动	185
§24	基本方程	189
§25	用于特定变矩器的方程	194
§26	分流传动特性的计算顺序及实例	202
第五章	汽车液力机械变速器	210
§27	液力机械传动系档数和传动比的选择	211
§28	轿车自动变速器	218
§29	公共汽车及载重汽车的自动或半自动变 速器	237
§30	可用于轿车、公共汽车及载重汽车的霍布 斯新型液力机械分流传动装置	253
§31	液力机械传动系计算载荷的确定	256
§32	液力变矩器及液力变速器的试验	261
参考文献	266

第一章 液力传动基础知识

液体传动是指以液体作为工作介质进行能量的传递。按其工作原理，有液压传动与液力传动之分，其主要区别在于：液压传动以液体的压力能进行能量的传递；而液力传动又称动液传动，则主要以液体的动能进行能量的传递。

本章就液力变矩器能量传递过程的基本理论以及与液力变矩器性能有关的流体力学的基础知识加以介绍。

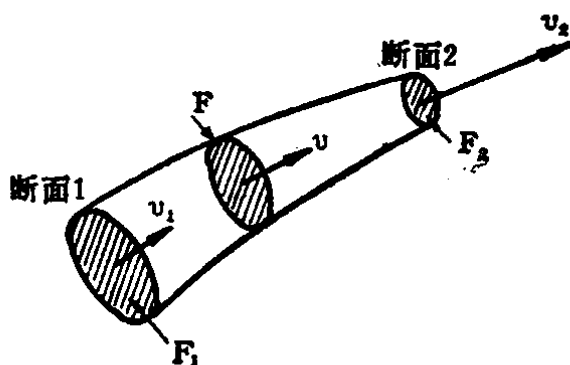


图1-1 液体沿一定几何形状的管路流动

§ 1 液体运动的流量方程及伯努利方程

一、流量方程

速度与过流断面的乘积为流量，记为 Q 。流量的度量一般是体积，但也可以是质量或重量。过流断面是指流束（充满在流管内所有空间的流体）的一个横断面，在该断面上所有各点的速度向量均和此面正交。

设液体沿一定几何形状的管路流动，如图 1-1 所示。

设各过流断面面积为 F_1, F_2, \dots ，相应断面上的平均流速为 v_1, v_2, v_3, \dots ；则流量方程为

$$Q = v_1 F_1 = v_2 F_2 = \dots = v_i F_i = \text{const} \quad (1-1)$$

如已知流管的形状及一个断面上的平均流速，则其他任何断面 F_i 的平均流速 v_i ，可由下式求得：

$$v_i = \frac{Q}{F_i}$$

二、伯努利方程

液力传动是利用液体的流动来传递能量的。当不可压缩的实际液体沿任何几何形状的管路作稳定流动时(图1-2)，

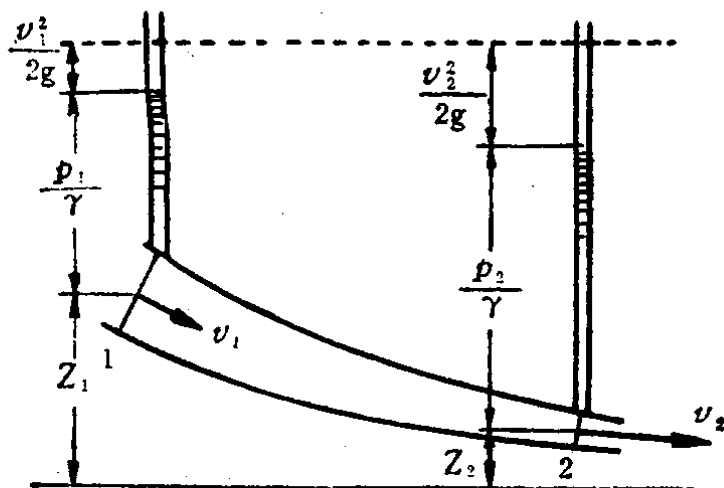


图1-2 水头高度分布图

只要在流动过程中没有流量的引入或引出，则在管路任意两个缓变流动的断面上，都将遵守如下的等式：

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + \Sigma h_0 \quad (1-2)$$

此即为实际液流的伯努利方程。

式中： Z_1 和 Z_2 ——断面 1 和 2 处的高度，米；

p_1 和 p_2 ——断面 1 和 2 处的压力，通常以计算压力表

示，公斤/米²；

v_1 和 v_2 ——断面1和2处的平均流速，米/秒；

γ ——液体的重度，公斤/米³；

Σh_s ——单位重量液体由断面1流至断面2时能量损失的总和，以液柱的高度表示，米。

伯努利方程实质上是能量守恒定律在水力学中的一种表

达形式。 Z 、 $\frac{p}{\gamma}$ 和 $\frac{v^2}{2g}$ 分别表示断面上单位重量液体所具

有的位能、压力能和动能。它们之间可以互相转化，并都可以用该液体的高度来表示(图1-2)。

在叶片式水力机械中，由于液体在工作轮的叶片流道中作相对运动，而且还随同工作轮一起作牵连运动(图1-3)，在这种情况下，研究液体在工作轮叶片流道中的流动，就需要应用相对运动伯努利方程：

$$Z' + \frac{p'}{\gamma} + \frac{w'^2}{2g} - \frac{u'^2}{2g} = Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{w^2}{2g} - \frac{u^2}{2g} + \Sigma h_s \quad (1-3)$$

式中： w' 和 w ——分别为液体质点在工作轮进、出口断面处的相对速度；

u' 和 u ——分别为液体质点在工作轮进、出口断面处的牵连速度，即工作轮的圆周速度。

上式还可写成：

$$Z' + \frac{p'}{\gamma} + \frac{w'^2}{2g} + \frac{u^2 - u'^2}{2g} = Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{w^2}{2g} + \Sigma h_s \quad (1-3)'$$

应用相对运动伯努利方程来研究液力传动中泵轮的工作可知，从泵轮进口断面(图1-3A点)到出口断面(图1-3B点)，半径是增大的($r > r'$)，故 $u > u'$ 。由公式(1-3)

可知，相对运动中 B 点的单位机械总能 $Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\omega^2}{2g}$ 大于 A 点的单位机械总能 $Z' + \frac{p'}{\gamma} + \frac{\omega'^2}{2g}$ 。液体质点在相对运动中所获得的单位能量 $\frac{u^2 - u'^2}{2g}$ 是由于离心惯性力作了功，因而液体质点从工作轮上获得了能量。当半径是在减小例如涡轮的 $r' > r$ 时，则情况相反。

§ 2 液流在工作轮中的运动

液体在工作轮中的运动是一种复合的空间运动。一方面，液体在工作轮的叶片流道中作相对运动；另一方面又随同工作轮在空间作旋转运动。因此，液体在工作轮中的流动是一种螺管运动（图1-3，图1-7）。

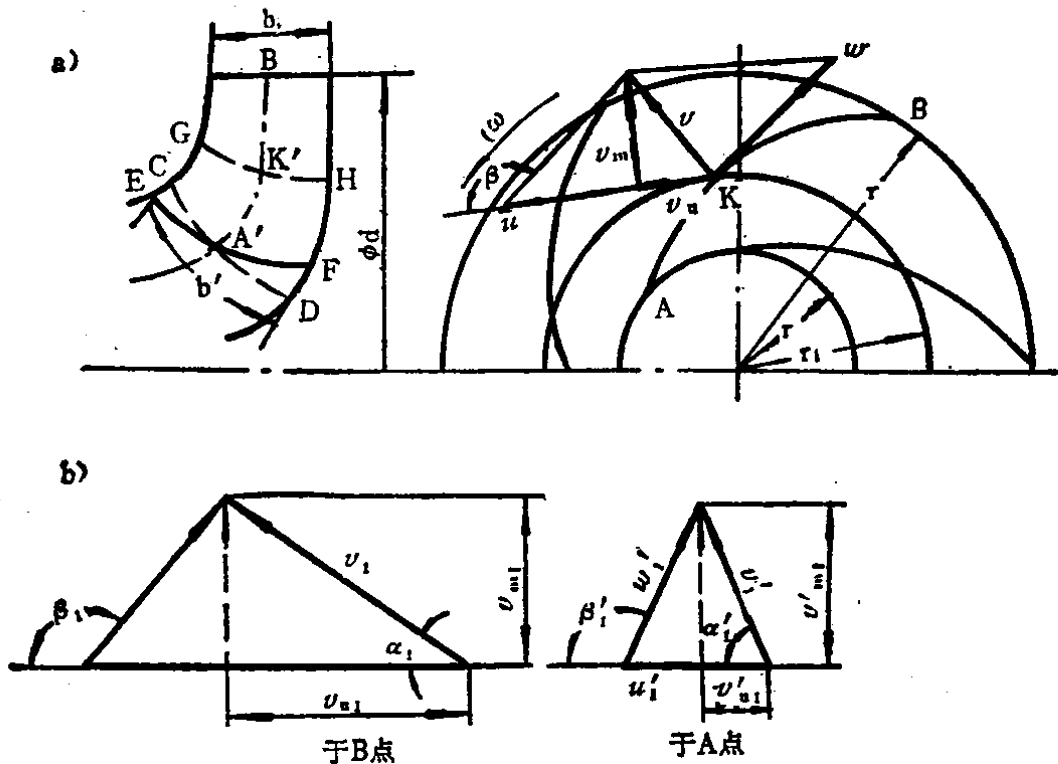


图1-3 液体质点在工作轮中的流动及其速度三角形

为了便于讨论，将液流的绝对运动分解成相对运动和牵连运动。如将动座标固定在工作轮上，则随同工作轮的旋转运动就是液体的牵连运动；如果观察者与工作轮一齐旋转，则此时所见到的液体沿叶片间流道中的流动，就是液体的相对运动（图1-3）。

图1-3中：

- “——工作轮的圆周速度（即液体在 K 点处的牵连速度）；
- w ——液体在 K 点时对于工作轮的相对速度；
- v ——液体在 K 点时的绝对速度；
- v_m ——液体绝对速度的径向分速度（子午速度）；
- v_u ——液体绝对速度的切向分速度；
- β ——液体质点在 K 处的相对速度向量与圆周速度向量之间的夹角（叶片的倾斜角）。

为了便于讨论，假定工作轮的叶片无限多且厚度无限薄，这样可以保证两个叶片之间只有一个无限微小的液流流过。因此，液流相对运动的轨迹与叶片形状相同。由于叶片形状相同，所以液体在工作轮中的流动是轴对称的，即每一相应点上的液体质点在工作轮中的运动轨迹都相同。

由于流量是轴对称的，所以只需对一些“相应点”的流动状况进行讨论，而不必分析空间每一个点的运动情况。图1-3上表示了液体质点在工作轮进口（ A 点）和出口（ B 点）处的运动情况。

绝对速度 v 等于牵连速度 u 和相对速度 w 的向量和：

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w} \quad (1-4)$$

根据上述假定，相对速度 w 是沿着叶片 K 点的切线方向，而圆周速度 u 则沿着 K 点圆周的切线方向。此两速度相加后，即得 K 点的绝对流动速度 v （图1-3）。

为了便于应用起见，通常将平行四边形简化为如图 1-4 所示的速度三角形。

以后在讨论液力传动时，工作轮进口情况在右上角带“，”表示，出口情况则不带。

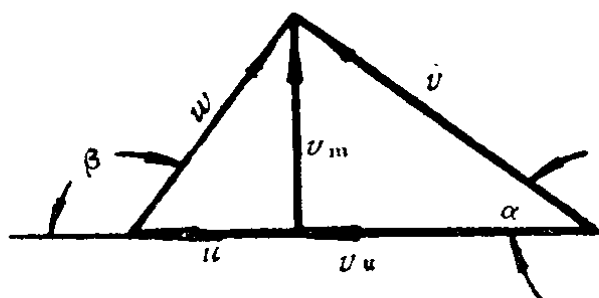


图1-4 速度三角形

属于泵轮的参数，在右下角用角注 1 表示；涡轮——用角注 2；导轮——用角注 3。当某一工作轮例如涡轮，分成数件时，则带角注“I”表示第一级或第一涡轮，“II”表示第二级或第二涡轮，其余类推。

§ 3 叶片式液力机械的基本方程（欧拉方程）

一、液流的径向分速度（轴面或子午面速度）

v_m 和过水断面宽度 b

分析液体在工作轮中的运动可知，沿叶片表面的液体质点 K 的绝对速度 v 等于牵连速度 u 和相对速度 w 的向量和（图1-3）：

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}$$

将图1-3a 的右侧图形，沿半径方向截开，按圆柱形投影的方法，就得到左面的投影——称为轴截面投影，简称轴面，亦称子午面。点 A' 、 K' 、 B' 是 A 、 K 、 B 在轴截面中的位置，它们位于同一流线上。

需要指出， K 点的速度三角形并不位于图 1-3a 右图的平面上，而是位于与流线 $A'K'B'$ 相切于 K' 且与纸面相垂

直的平面内；而在 B' 点，则其速度三角形位于包含 B' 点至旋转轴线的垂线且与纸面相垂直的平面内。

为了便于研究这一具有空间位置的质点运动，绝对速度又可分为两个互相垂直的切向分速度 v_u 及径向分速度 v_m 。前者沿圆周的切线方向，它决定液流的旋转程度；后者位于轴截面内，它决定液流流量的多少：

$$\bar{v} = \bar{v}_u + \bar{v}_m$$

在图1-4上，角 β 为液体质点的相对速度向量与圆周速度向量之间的夹角，它取决于叶片的形状；角 α 为绝对速度向量与圆周速度向量间的夹角，它取决于工况。

根据一元理论（或称一元束流理论）的假定，所有液体质点都是沿中间流线运动，则可认为在轴截面的过水断面宽度（在图1-3a上，例如 K 点的过水断面宽度 GH ， A 点的过水断面宽度 CD 等）上，各点的子午面速度 v_m 相同。因此，由流量方程，可知该点的子午面速度为

$$v_m = \frac{Q}{F} \quad (1-5)$$

式中： Q ——流过工作轮的流量；

F ——垂直于子午面液流的有效断面面积。

子午面液流是一个想象的流动，此液流的流速等于子午面速度 v_m 。它只有沿径向的流动，而无圆周切向的流动。因此，在 K 点，子午面液流的过水断面（与流速 v_m 垂直的断面）为由母线 GH 绕工作轮轴线旋转所得的旋转曲面。旋转曲面的面积 F' 等于母线 GH 的弧长 b_i 与相应圆周长度的乘积，此圆周的半径等于母线形心的半径 r_i （图1-5）：

$$F' = 2\pi r_i b_i \quad (1-6)$$

式中： b_i ——过水断面的宽度，等于母线 GH 的弧长（当用

圆弧连接切点 G 和 H 时, \widehat{GH} 应和轴截面的内径环垂直), \widehat{GH} 可按下式近似地算出:

$$b_i = GH = \frac{2GH + GC + HC}{3};$$

r_i ——过水断面弧长的形心半径, 其形心位置可近似地认为与三角形 GCH 的重心相重合, 即

$$FK \approx \frac{1}{3}FC = \frac{1}{3}h,$$

据此可确定 r_i 。

由于叶片的厚度 δ 将占去一部分旋转曲面的面积, 所以实际有效断面面积 F 比 F' 小, 其关系式可写为

$$F = F' \psi \quad (1-7)$$

式中: ψ ——小于 1 的系数, 称为排挤系数。

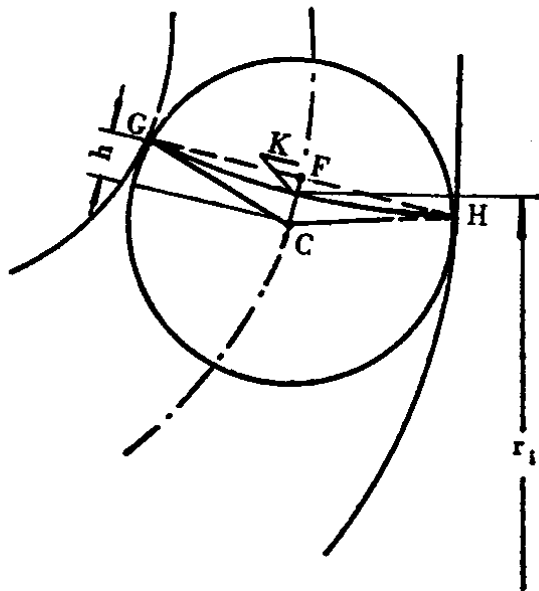


图1-5 过水断面的宽度 b 及其形心的半径 r 的求法

若叶片数为 Z , 该处的叶片厚度为 δ , 则有效断面面积为

$$F = \left(2\pi r_i - Z \frac{\delta}{\sin \beta} \right) b_i \quad (1-8)$$

式中: β ——该点叶片的倾斜角, 在图1-6上示出了工作轮进口处的情况。

由式(1-6)、(1-7)及(1-8), 可求得排挤系数的计算公式:

$$\psi = 1 - \frac{Z\delta}{2\pi r_i \sin \beta} \quad (1-9)$$

工作轮在液体质点 A 处的
圆周速度可由下式算出：

$$u' = \frac{2\pi r' n}{60} \quad (1-10)$$

式中： n ——工作轮的转速，
转/分。

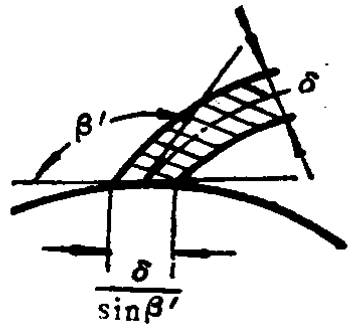


图1-6 工作轮进口处叶片厚度对流道的排挤

二、液流的切向分速度 v_u 和速度环量 Γ 及其与工作轮相互作用的力矩 M

通常，以切向分速度 v_u 与质点所在位置的圆周长度的乘积来表示液流的旋转程度，并称之为速度环量 Γ ：

$$\Gamma_i = \pi d_i v_{ui} = \pi d_i v_i \cos \alpha_i \quad (1-11)$$

因此，工作轮进口及出口处的速度环量分别为

$$\left. \begin{aligned} \Gamma' &= \pi d' v'_u = \pi d' v' \cos \alpha' \\ \Gamma &= \pi d v_u = \pi d v \cos \alpha \end{aligned} \right\} (1-11)'$$

液体质点流过工作轮的过程，就是速度环量的变化过程，亦即经过工作轮后，改变了液流的旋转程度。

由于液流与工作轮叶片的相互作用，在工作轮上就产生了具有一定数值和方向的力矩。

根据动量矩定理：单位时间内动量矩的增量，就等于作用在质点上的外力矩：

$$M = \frac{dL}{dt} \quad (1-12)$$

设工作轮控制面 AB 和 CD 的这一段液体 (AB 和 CD 为图示的旋转面)，经过时间 dt 后，流到新的位置 $A'B'C'D'$ (图1-7)。在此时间内，动量矩的增量为

$$dL = L_{A'B'C'D'} - L_{ABCD} \quad (1-13)$$

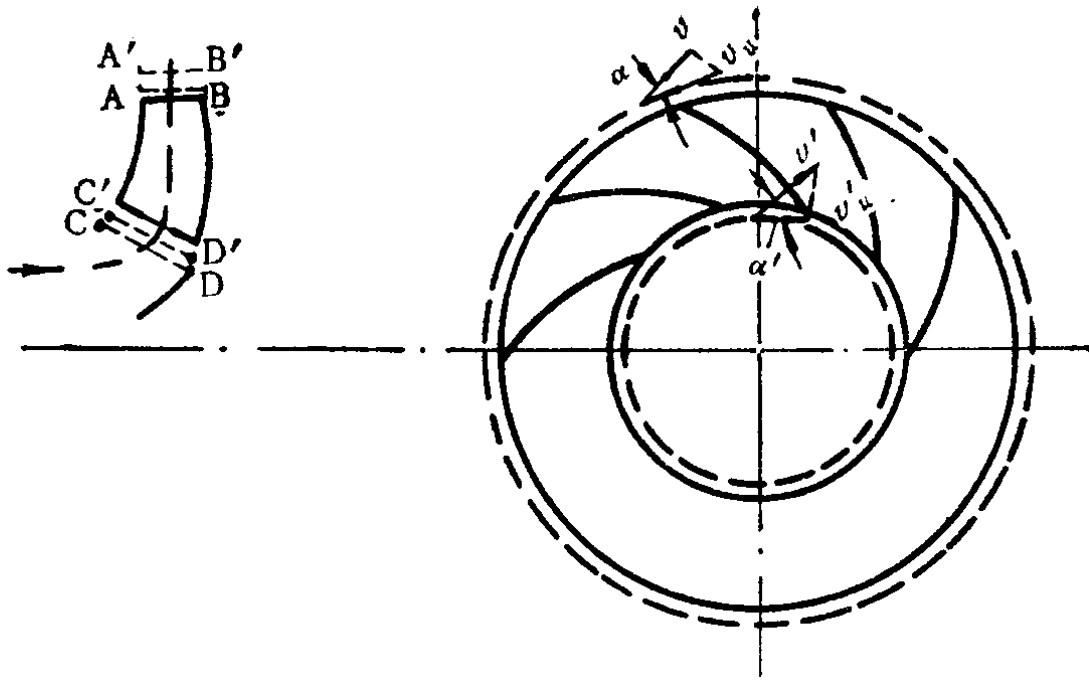


图1-7 求作用力矩的辅助图

由于液体作稳定流动，所以体积 $ABC'D'$ 的动量矩不改变，因而从辅助图1-7可见，动量矩的增量可改写为

$$dL = L_{A'B'AB} - L_{C'D'CD} \quad (1-13)'$$

体积 $A'B'AB$ 为经过时间 dt 后，由旋转面 AB 流出的液体体积，若工作轮的流量为 Q ，则该体积等于 $Q \cdot dt$ 。

由于液体的不可压缩性，所以流出 AB 面的液体体积，就等于流进 CD 面的体积 $CDC'D'$ ，亦为 $Q \cdot dt$ 。因此，式(1-13)'可写成：

$$dL = \left(\frac{\gamma}{g} Q dt \right) \cdot (v \cos \alpha \cdot r)_p - \left(\frac{\gamma}{g} Q dt \right) \cdot (v \cos \alpha' \cdot r')_p \quad (1-14)$$

式中： γ ——液体的重度。

角注“ p ”——平均流线处的数值。

由于控制面上各点的数值 $(v_i \cos \alpha_i r_i)$ 不同，故上式中