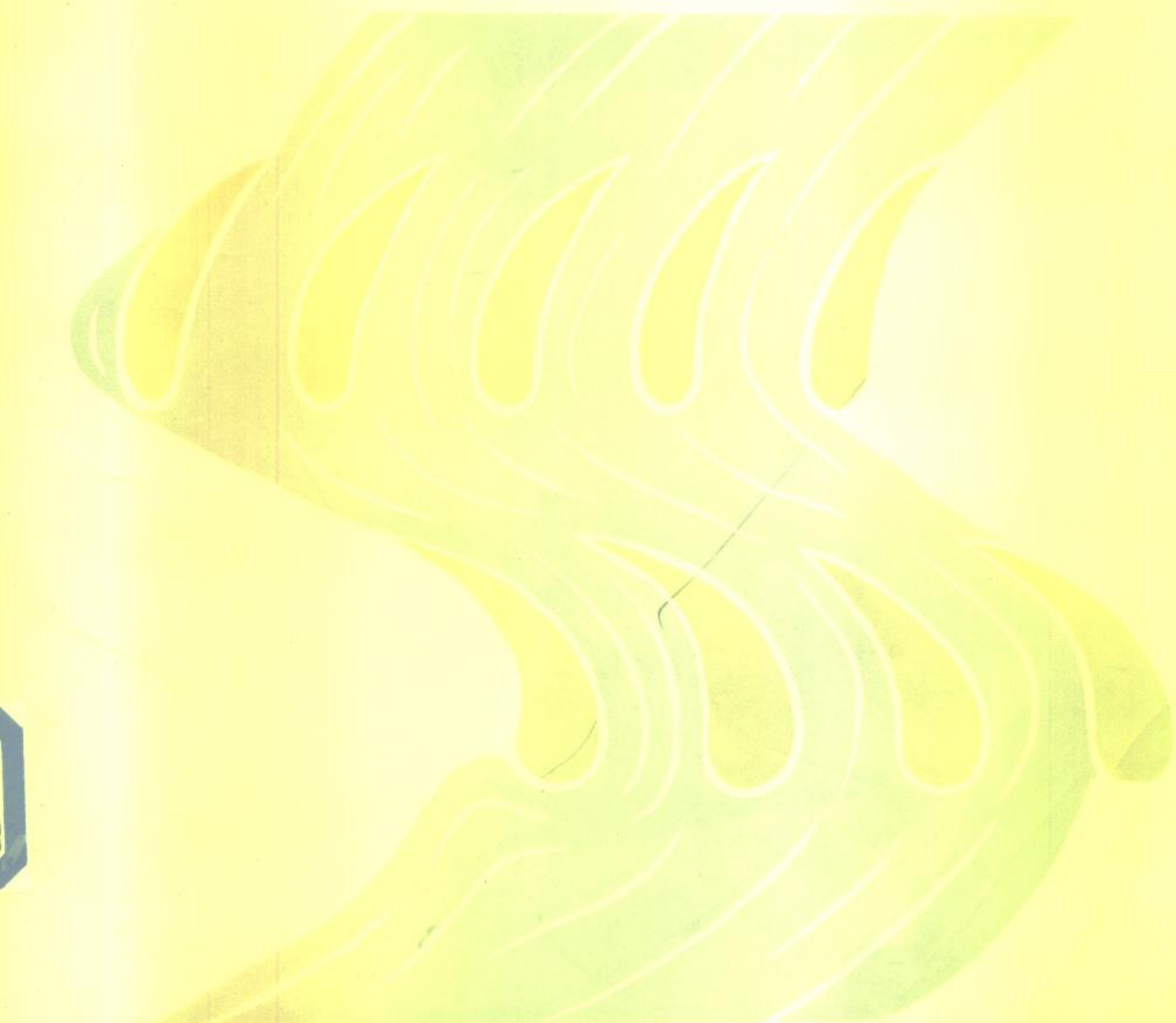


液力传动装置 结构与设计



刘振声 顾子兴 编

中国铁道出版社

液 力 传 动 装 置 结 构 与 设 计

刘振声 顾子兴 编

中 国 铁 道 出 版 社

1 9 8 7 年 · 北 京

内 容 提 要

本书比较系统地阐述了液力变扭器和液力耦合器的基本原理、结构性能和设计方法,介绍了液力传动装置及其基本元件(齿轮、轴承、锥度配合、端面齿连接等)的设计计算,最后还介绍了液力传动装置的试验方法。

本书可供从事机车和工程机械设计、制造技术人员使用,也可作为高等学校机车、工程机械有关专业师生的教学参考书。

液 力 传 动 装 置 结 构 与 设 计

刘振声 顾子兴 编

中国铁道出版社出版

责任编辑 马时亮 封面设计 翟 达

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

中国铁道出版社印刷厂印

开本: 787×1092毫米 1/32 印张: 16.625 字数: 397 千

1987年4月 第1版第1次印刷

印数: 0001—5,000册 定价: 4.05元

前 言

早在1956年，我国就开展了液力传动的研究工作，并于1958年设计、试制了液力传动内燃机车。目前，已批量生产了单元功率为2700马力和1350马力的液力传动装置。二十多年来，从事内燃机车液力传动设计和研制的同志们，对提高和发展我国液力传动技术作出了贡献，使我国内燃机车液力传动装置的性能和耐久可靠性达到了较好的水平。

为了适应我国内燃机车和液力工程机械发展的需要，为运用、维修和设计制造部门的同志们提供一些参考资料，在总结我国内燃机车液力传动技术经验的基础上，我们参考了联邦德国液力传动技术，编写了这本书。

在编写中，我们引用了二七机车工厂和大连内燃机车研究所等单位的有关资料，并得到了北方交通大学王正宾老师的热情帮助，在此表示衷心感谢。

编 者
1985.5.

目 录

第一章 概 论	1
第一节 各种动力机特性	1
第二节 内燃机车传动装置	2
第三节 内燃机车液力传动技术现状	5
第二章 液力变扭器	7
第一节 液力变扭器的用途和发展	7
第二节 液力变扭器的基本原理	10
第三节 液力变扭器的液流循环圆和结构	16
第四节 液力变扭器的扭矩压头平衡和变扭原理	24
第五节 有限叶片数影响的修正	32
第六节 变扭器中的各项液力损失	39
第七节 液力变扭器基本计算式和能量平衡方程式	42
第八节 液力变扭器工作轮参数对性能的影响	49
第九节 液力变扭器特性场的匹配与变化	58
第十节 液力变扭器液力计算	64
第三章 液力偶合器	84
第一节 偶合器结构和工作原理	84
第二节 偶合器工作轮扭矩和循环流量	88
第三节 偶合器外特性和联合工作特性	93
第四节 非调速偶合器	98
第五节 调速偶合器	102
第六节 偶合器与机械传动箱的组合	109
第七节 ND ₄ 型内燃机车用冷却风扇偶合器	110
第八节 北京型内燃机车用EQJ4冷却风扇偶合器	115
第四章 单循环圆液力传动装置	119
第一节 变扭器基本结构型式	119
第二节 单变扭器直接输出的液力传动装置	120
第三节 变扭器行星齿轮机构液力传动装置	123
第四节 差动变扭器传动装置	126
第五节 变扭器同步齿轮传动装置	134
第五章 多循环圆液力传动装置	137
第一节 内燃机车液力传动装置的分类和技术要求	138
第二节 EQ2027/Z510型液力传动装置	139
第三节 福伊特L820rU液力传动装置	165

第四节	液力换向传动装置	182
第六章	液力传动装置设计计算	192
第一节	确定液力传动装置型式	192
第二节	选择液力元件	193
第三节	确定变扭器泵轮转速	194
第四节	确定各轴主传动齿轮齿数、模数和转速	196
第五节	类比法设计变扭器	198
第六节	实物变扭器轴向力计算	207
第七节	轴承计算	207
第八节	液力传动装置齿轮计算	223
第九节	端面齿几何参数关系式和强度计算	228
第十节	油压锥度配合连接	233
第十一节	轴的计算	239
第七章	液力变扭器和传动装置试验	241
第一节	液力变扭器性能试验	241
第二节	液力传动装置试验	251

第一章 概 论

作为自动无级变速的液力传动，具有良好的变扭性能和效率性能，在我国内燃机车和其他工业机械上，已被广泛应用。早在1956年，我国就开展了有关内燃机车液力传动的研究工作，并于1958年设计和试制了液力传动内燃机车。目前已经批量生产了干线和调车液力传动内燃机车。同时，液力传动装置的单元功率也已达2700马力。内燃机车的运用实践表明，液力传动系统的操纵与检修比较简便，运用比较可靠，性能比较好，无机械磨损，工作寿命比较长。

第一节 各种动力机特性

人们把各种机器按其工作特点分为动力机、传动装置和工作机三大部分。动力机是驱动工作机进行工作的动力；传动装置则是将动力机的动力传递给工作机的中间装置；工作机是为完成一定工作目的机器。例如，内燃机车是一种牵引运输的机械，它的动力机是柴油机。将柴油机动力传给机车轮对，使之转动的中间装置则是传动装置。

工作机一般要求动力机的工作扭矩与工作转速保持一定的变化关系。这种变化关系应该是，当工作转速增大时工作扭矩减小，反之，当工作转速减小时工作扭矩增大。这种工作扭矩随工作转速的相应增大或减小关系，应保持其功率值基本不变，也就是扭矩对转速的变化过程应保持等功率自动调节特性，而成为一条双曲线图形。然而，所有动力机特性并不是完全能够满足工作机的这种特性要求。为此，有的动力机必须在动力机和工作机之间加设传动装置，使动力机适合工作机的特性要求。也有的动力机特性本身就具有工作机特性，因而可以不必加设传动装置而直接驱动工作机。

我们现在把常用的各种动力机特性和工作机阻力特性用相对值表示，并画在同一坐标图内。这样，不论每种动力机的功率多大，均将其额定功率定为1，部分功率按其所占额定功率的百分比表示。于是，各种不同性能的动力机完全可以画在同一坐标图内，以便于特性比较。图1—1为各种动力机特性。

图1—1中的 a 为工作机要求的特性曲线， b 为蒸汽机特性曲线， c 为双轴燃气轮机特性曲线， d 为直流电动机特性曲线， e 为汽油机特性曲线， f 为增压柴油机特性， g 为单轴燃气轮机特性， h 为交流电动机特性； W_1 为转动摩擦阻力， W_2 为空气阻力， W_3 为空气阻力和加速度阻力。由图可见，蒸汽机以额定功率运转时，在低于额定转速的部分转速范围内，其转速越低，则扭矩越大，直到转速等于零时扭矩达到最大值。一般称转速等于零时的扭矩为起动扭矩 M_0 。蒸汽机的起动扭矩 M_0 约为其额定扭矩的4~5倍。因此，蒸汽机不需要加设传动装置就可以直接驱动工作机。蒸汽机车就是利用蒸汽机经摇连杆直接驱动轮对。直流牵引电动机和双轴燃气轮机亦具有相似特性，但后者的扭矩变化范围有限。双轴燃气轮机的起动扭矩约为其额定扭矩的两倍，然而在70~100%额定转速范围内几乎可以发出额定功率。汽油机在其工作转速范围内，基本上保持几乎不变的额定扭矩值，实质上汽油机是利用部分

功率发出额定扭矩，即为变功率调节，不象蒸汽机那样为等功率调节，因此汽油机必须加设传动装置，才能满足车辆的运用要求。如在各种汽车上，必须加设变速箱，以改变其输出扭矩，才能满足汽车爬坡和起动的需要。近代柴油机，多为废气涡轮增压柴油机，为变功率调节，不能实现等功率下调节扭矩随转速的变化。柴油机只能在接近额定转速下发出额定扭矩，部分转速下只能发出小于额定扭矩的部分功率下的扭矩，其扭矩对转速的关系既不同于蒸汽机，又不同于双轴燃气轮机。低速范围扭矩不但不能增大，反而减小，而且还必须在点火转速之后的最低工作转速下才能发出扭矩或功率。由图 1—2 和图 1—1 可看出，柴油机功率特性可为一条螺旋桨特性曲线。图 1—2 还表明，柴油机在 $\frac{1}{2} \sim \frac{4}{4}$ 负荷功率范围其耗油量最低， $\frac{1}{4}$ 负荷运转时耗油量最大。因而传动装置吸收功率应尽可能位于柴油机经济区。

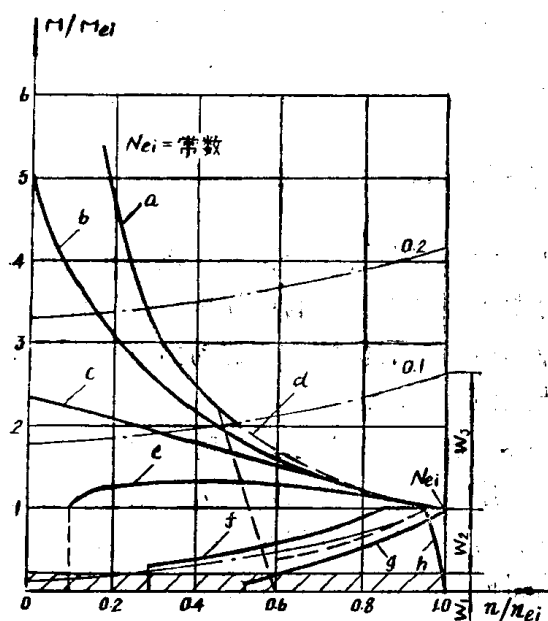


图 1—1 各种动力机特性

M/M_{ei} —— 额定功率运转时，低速时的扭矩 M 与额定扭矩 M_{ei} 之比；

n/n_{ei} —— 额定功率运转时，部分转速 n 与额定转速 n_{ei} 之比；

N_{ei} —— 额定功率点。

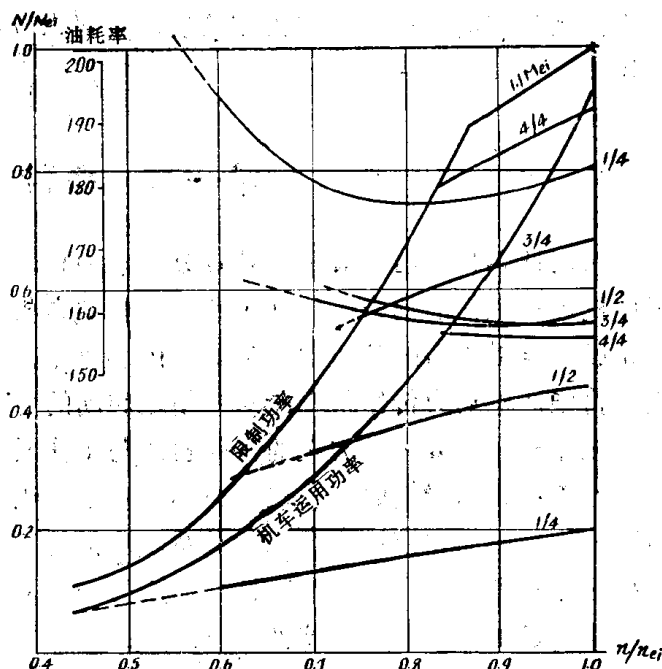


图 1—2 增压柴油机
相对功率与相对转速的关系曲线

第二节 内燃机车传动装置

内燃机车传动装置可分为机械传动、电力传动和液体传动三类。

机械传动装置是用一个多挡变速齿轮箱。柴油机 1 经过一个主摩擦离合器 2 与变速箱 3 相连（图 1—3(a)），然后再驱动机车动轮。这种传动装置和大多数汽车用机械传动装置类似。当主离合器脱开时，启动柴油机，先合上变速箱中的离合器，再慢慢合上主摩擦离合器，通过车轴齿轮箱 4 带动轮对 5 旋转，机车起动。在运行中借助换挡离合器，根据需要可变换不同传动比的齿轮挡位，机车就由低速到高速而获得一个较宽的工作速度范围，其牵引力特性曲线成阶梯形（图 1—3(b)）。变速挡位越多，越接近理想牵引力曲线—双曲线。机械传动一般用于功率为 500 马力左右的小功率内燃机车和动车组。

电传动内燃机车是用柴油机 1 带动一台发电机 2，发出电流供给装在机车动轴上的牵引

电动机4，再通过一对齿轮驱动机车动轮5运行。图1—4为电传动示意图。电传动内燃机车起动后通过转换继电器来分级削弱牵引电动机的磁场而改变电机转速，从而改变机车运行速度。电传动内燃机车牵引力曲线接近理想牵引力曲线。牵引力曲线图中的 F_{K1} 、 F_{K2} 、 F_{K3} 分别为削弱电机磁场的等级牵引力，其对应的速度为 V_1 、 V_2 和 V_3 。电传动内燃机车过去用直流发电机和直流牵引电动机，叫做直-直传动。这种装置工作可靠，性能也较好，但重量大，造价高，消耗有色金属多。六十年代中期开始设计制成交-直流电传动，即采用交流发电机，经整流后变成直流电通向直流牵引电动机，驱动机车动轮运行。由于采用重量较轻的交流发电机，使机车重量有所减轻。七十年代在国外制成了交直交电传动内燃机车，采用交流发电机，经整流后变成直流电，再经逆变器（变频器）又变为可调频率的交流电而通向交流牵引电动机，带动机车动轮运行。

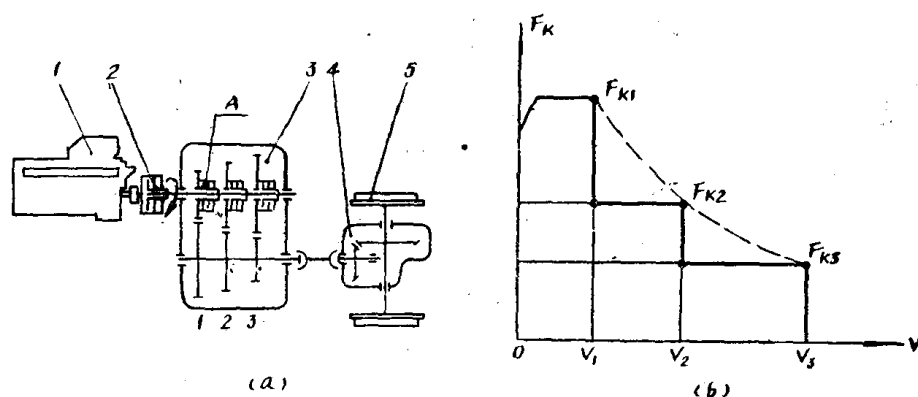


图1—3 机械传动内燃机车示意图及其牵引特性

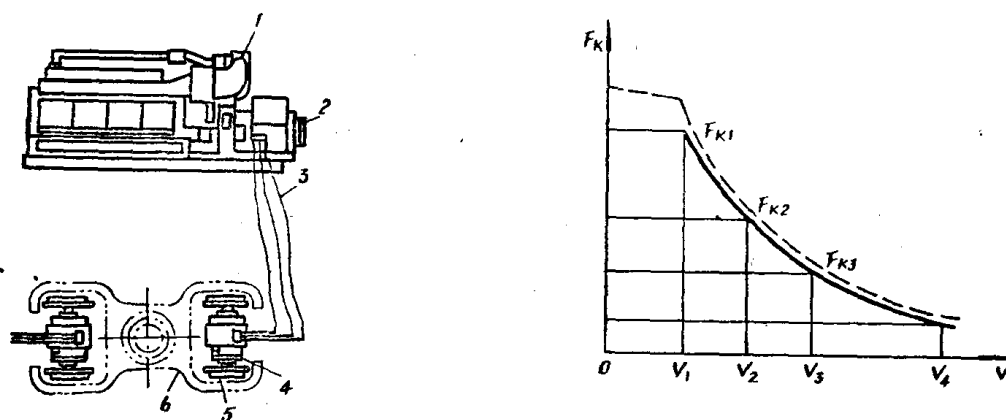


图1—4 电传动原理示意和牵引特性

液体传动分为液压和液力传动。液压传动的主要元件是容积式液压泵和液压马达。柴油机带动液压泵，将高压液体通向液压马达，带动工作机转动。液压传动用于小功率内燃机车的主传动，或大功率内燃机车的辅助传动，如带动冷却风扇等。液力传动的主要元件是液力变扭器和液力偶合器，两者都是离心泵和水涡轮的结合。液力传动具有重量轻、造价低、性能好、吸收振动、无磨损、维护保养方便、工作可靠、节省有色金属等优点，被广泛地应用在各种功率等级的内燃机车上。此外还被应用在工程机械、矿山机械、军事车辆、汽车和吊车等运输起重机械上。图1—5为内燃机车液力传动系统示意图。

液力传动的工作过程是借助起动发电机7启动柴油机，然后向变扭器I充油，柴油机通

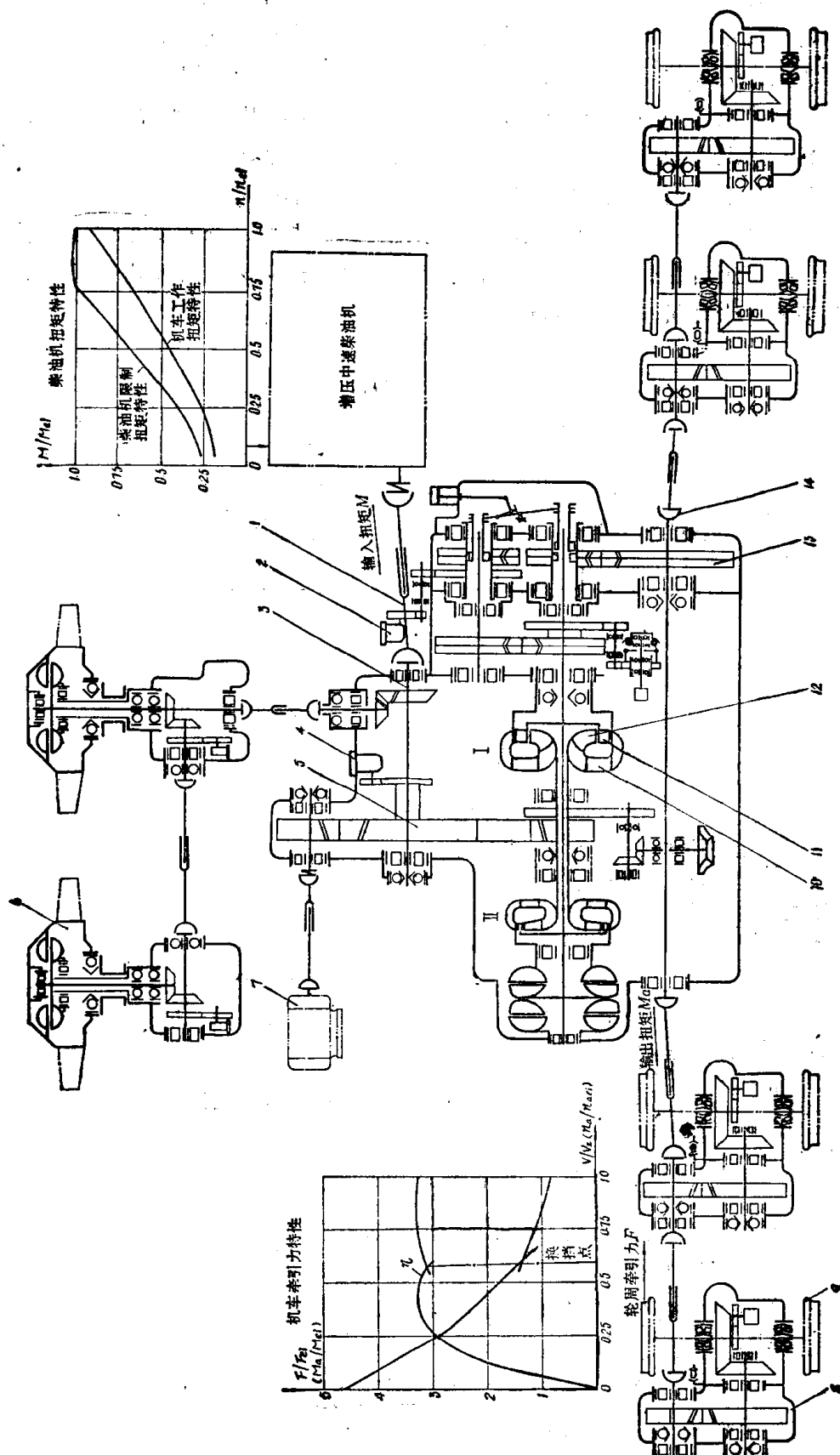


图 1—5 液力传动原理和牵引特性

过输入万向轴1带动输入轴3,再经由增速齿轮对5驱动变扭器泵轮12。泵轮将高速旋转的液体喷射到涡轮11上,带动涡轮旋转,涡轮又通过输出齿轮对13驱动输出轴14,最后驱动车轴齿轮箱8使机车动轮9转动。一台液力传动装置内装有两个液力变扭器。起动变扭器I在机车起动和低速运行范围使用;运转变扭器II则用于机车中、高速范围。机车由I挡换到II挡是液力换挡,即变扭器I排油空转,变扭器II充油,机车加速运行。反之,变扭器II排空,变扭器I充油,机车降速运行。变扭器I和II均不充油,柴油机空转,则机车为惰力运行。

图1—5还表示出传动装置的输入扭矩与输出扭矩特性。柴油机以额定扭矩 M_e 输入给传动装置的输入轴,使变扭器泵轮获得扭矩 M_B 。由于液力变扭器的变扭功能和输出齿轮对的减速作用,使输出轴的起动扭矩大于泵轮扭矩约4.6倍;而后随输出轴转速增高,扭矩下降。可见,传动装置在额定转速下,输入额定扭矩值,而输出特性则成为自动变速变扭的一条等功率曲线。输出扭矩经车轴齿轮箱的减速作用而变成机车轮周牵引力,从而得到轮周牵引力随机车速度变化的等功率变化曲线。

第三节 内燃机车液力传动技术现状

一、液力传动装置型式

我国内燃机车制造业从一开始就发展多循环圆液力传动装置,经二十多年来的运用实践表明,发展这种结构型式的液力传动装置是正确的。在联邦德国,曾一直存在福伊特多循环圆和米基特罗单循环圆结构之争,但随着装置功率的增长,后者因锁爪离合器等换挡部件易出故障,现在也已取消机械换挡,改用两变扭器式的液力换挡多循环圆结构,与福伊特传动装置几乎完全相似。在苏联,曾一度发展过液力-机械传动装置,后来因行星齿轮机构等易出故障,不得不放弃这种方案结构,而改用多循环圆液力传动装置。

我国五十年代末开始制造的多循环圆液力传动装置,结构比较复杂,三个变扭器涡轮不同装在一根轴上,经两对输出齿轮输出。机车高速运行时,起动变扭器涡轮空转转速可超过4000r/min,不仅滚动轴承超极限转速运转,鼓风损失也很大。随着我国内燃机车制造业技术水平的提高,在原有传动装置结构的基础上,发展了两变扭器式液力传动装置,两个涡轮共装于一根轴上,仅由一对齿轮输出,避免了机车高速运行时起动变扭器的涡轮高速空转。单元功率1350马力的SF2010液力传动装置和单元功率2700马力的EQ2027液力传动装置均属这种结构。

在调车内燃机车中,液力传动调车内燃机车占有相当比重。据统计资料表明,世界各国共拥有7708台液力传动调车内燃机车,即使某些以电传动内燃机车和电力机车为主的国家中,如法国亦拥有660台液力传动调车内燃机车。特别自出现液力换向调车内燃机车以来,更显示出液力传动调车内燃机车的优越性。截至1978年已有850台液力换向调车内燃机车在20个国家中运用。在我国,1977年首次设计并试制了液力换向调车内燃机车。

二、液力变扭器型式

我国内燃机车用变扭器均属离心涡轮变扭器结构,而在工程机械上所用变扭器鉴于其牵引性能特点,大多为向心涡轮变扭器。在五十年代末和六十年代初,我国内燃机车用变扭器

多数按国外变扭器仿制，不久就着手自行设计研制新型变扭器。叶栅系统基本是在束流理论基础上进行设计的。现在批量生产的SF2010和EQ2027液力传动装置上所用的B I 和B II 以及EQQ3和EQI3变扭器，均系我国研制成功的新型离心涡轮变扭器。B I 和B II 变扭器的有关参数已接近联邦德国同类型变扭器的水平。

鉴于起动变扭器提高了起动和加速性能，拓宽了高效范围；运转变扭器也改善了透穿性能和高效范围，这就为实现两变扭器式传动装置结构创造了条件。为进一步提高内燃机车的起动和加速性能，必须改善变扭器性能。为此，还须改进设计计算方法和进行大量的试验研究，如建立以二元和三元理论为基础的变扭器设计计算方法，创制测试叶栅系统参数的专门试验装置等。

三、齿轮和轴承

决定液力传动装置运用寿命的因素比较多，其中齿轮和轴承的运用寿命在很大程度上决定了液力传动装置的架修和厂修期限。液力传动装置中主传动齿轮属高速重载齿轮，其材料几乎均为低碳合金钢，经滚齿、渗碳、淬火和磨削制成，精度一般为6-5-5。运用实践表明，各液力传动装置中主传动齿轮的质量是令人满意的，经过50万km运行进行拆检时，齿轮状态依然良好。EQ2027传动装置的主传动齿轮已运行120万km，状态良好仍继续使用。

液力传动装置中主传动轴的很多滚动轴承，其最高运转转速在3000r/min以上，超过了轴承的极限转速。为此，在轴承结构和精度等级上采取了相应措施，如采用青铜整体保持架，提高轴承精度等级和扩大轴承游隙等。运用实践表明，经采取上述措施后的轴承质量有明显提高。大功率液力变扭器泵轮和涡轮轴向力相当大，必须由球轴承承受。在早期的液力传动装置中，没有采用特殊结构的球轴承，运用效果不理想。现在已普遍应用可承受双向轴向力的176000型的双半内圈球轴承，运用效果有明显提高。当前为提高液力传动装置关键轴承的质量，有关部门仍在继续对轴承作进一步的改进。

第二章 液力变扭器

第一节 液力变扭器的用途和发展

液体在管路和各种容器中有着良好的流动性和压力均匀性，在工程上采用液体作为能量转换、传递的方法，已有悠久的历史。以液体做介质的液体传动可分为液压传动和液力传动。液压传动的特征，是利用液体的势能（静压头）与机械能互相转换；液力传动的特征，是利用液体的动能（动压头）与机械能互相转换。

一、液力变扭器的用途

液力变扭器是一种借助于液体的高速运动来传递功率的元件。它的工作特点是输入端的转速和扭矩基本恒定；或虽有变化，但变化不大。而输出端的转速和扭矩可以大于、等于或小于输入端的转速和扭矩，并且输出转速与输出扭矩之间可以随着所驱动的工作机负荷大小，自动地连续调节变化。由于液力变扭器具有无级变速和变扭的功能，因此，它广泛用作各种动力机与工作机之间的传动装置。例如用作公路运输车辆（小汽车、公共汽车、载重卡车、坦克等）以及铁道运输车辆（干线内燃机车、高速动车、调车机车等）的传动装置。此外，还应用在工程机械（起重机、挖掘机、装卸机、推土机、拖拉机等）、矿山机械（石油钻机、钻探机、破碎机等）和大型船舶中。所以液力变扭器在现代工业上具有很大实用价值。特别是最近发展起来的液力换向调车机车，能做到不停车即可改变机车运行方向，这个优点更是电传动和机械传动内燃机车所无与伦比的。

二、液力变扭器的发展

液力变扭器是在本世纪初由弗汀格尔教授发明的。由于要把船用高速涡轮机发出的巨大功率传递给低速转动的船用螺旋桨，需要寻求一种适用的传动装置。由此便产生了初始状态的变扭器。最初的液力变扭器是采用一个离心式水泵叶轮、一个水涡轮和一个导流器，借助于工作轮的壳体用管路连接起来见图2—1。这种初始变扭器由于高速液体通过管路时能量损失很大，它的最高效率只有65%。为克服此缺点，又将泵轮、涡轮和导轮共同装在一个壳体之中，从而形成现代变扭器。

单台液力变扭器的传递功率能力可以从几马力到数万马力（最大的船用变扭器达到50,000马力）。液力变扭器用在机车上是从1933年在德国开始的，当时德国制成了一台80马力液力变扭器传动的内燃机车。由此便开始了各种功率的液力传动内燃机车。液力变扭器用在大功率液力传动内燃机车上是从五十年代末和六十年代初开始的。当时各国都要求提高铁路运输量和运行速度，因此提出需要大功率内燃机车。当时，电传动内燃机车大多数为造价

高的直流电传动机车，由于它的重量大，限制了大功率电传动内燃机车的发展。就在这个时候液力变扭器已发展成熟，而且又出现了与变扭器配套的高速柴油机。所以在1960年前后美国和苏联分别向联邦德国订购了双机组4000马力液力传动内燃机车。1964年美国与联邦德国合作制造了643-H型4300马力液力传动内燃机车，苏联制造了ТГ106型4000马力液力传动内燃机车。1964年法国与联邦德国合作制造了4800马力双机组液力传动内燃机车。为了适应我国铁路运输事业发展的需要，我国曾先后向联邦德国订购了功率为4000马力、4300马力、5000马力的NY₆、NY₆和NY₇型双机组液力传动内燃机车。自1958年开始，我国开始制造液力传动内燃机车，后来又制造了世界上功率最大的双机组6000马力液力传动内燃机车。此后又相继制造了双机组5000马力和单机组3000马力的液力传动内燃机车。

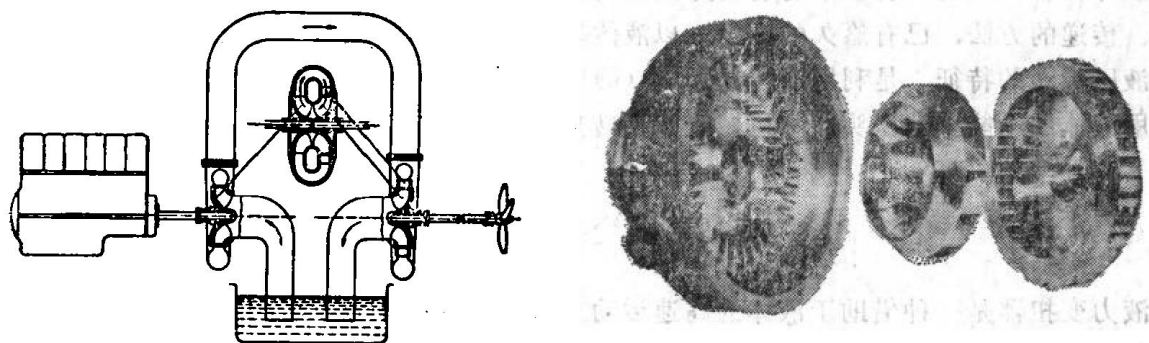


图 2—1 最初的和现代的液力变扭器

国外这些大功率液力传动内燃机车所采用的变扭器有：L 830-I 型双级起动变扭器（用于机车起动和低速范围），L 830-II 型中速变扭器（用于机车中速范围），L 830-III 型运转变扭器（用于机车高速范围）；L 820-I 型单级起动变扭器，和 L 820-II 型运转变扭器。由于 L 820 型两个变扭器高效范围扩宽，所以取消了一个中速变扭器。

我国大功率液力传动内燃机车所采用的变扭器是我国自己设计和制造的 B8-III、EQQ3 和 B10、EQI3 型起动和运转变扭器。为了提高变扭器性能，我国又研制成功了 JQB2 和 JIB2 型起动和运转变扭器，这些变扭器在某些技术指标上已达到或超过国外同类型液力变扭器技术经济指标。

国内外多年来研究提高变扭器技术性能的方向，主要是不断地改进提高变扭器的变扭性能、效率性能和负荷性能（即透穿度性能）。此外在工艺上也做了一些改进。变扭性能是指变扭器输出扭矩比输入扭矩放大的倍数，通常用涡轮扭矩与泵轮扭矩之比 K 来表示，在起动工况时，这个比值最大，称为起动变扭比 K_0 。 K_0 愈大，机车起动牵引力就愈高。效率性能是指变扭器输出功率与输入功率之比，称为变扭器传动效率。变扭器不仅要有较高的传动效率 η_{max} ，而且还要有宽广的高效率范围。这样，变扭器就可以有效地将柴油机功率传递给轮对。负荷性能是指变扭器泵轮在整个工作速度范围内吸收柴油机功率的程度，即在不同的输出转速下，变扭器泵轮吸收功率与柴油机额定功率（扣除辅助功率）之比，一般用透穿度 T 来表示。当 $T > 1$ 时，变扭器吸收功率超过柴油机额定功率，使柴油机过载，因此变扭器要压低柴油机转速；当 $T < 1$ 时，变扭器不能充分吸收柴油机功率，特别是在起动工况，若透穿度 T 值小还会降低起动性能。而在涡轮高转速范围内，若 $T > 1$ 时，将使柴油机工作恶化。

变扭器工艺性的改进是尽可能使工件加工、拆装方便，特别是叶片形状，应尽可能用机床加工，以保证叶型的精度和光洁度。尽可能不用或少用空间扭曲叶片，以避免使用精度低

的铸造叶片。目前内燃机车的液力变扭器除起动变扭器的泵轮采用空间扭曲叶片外，其余工作轮和运转变扭器各工作轮均为单曲柱状叶片，用仿形铣床加工。

为使有关部门了解或选用液力变扭器，现把当前国内现有的内燃机车使用的变扭器技术经济指标列于表2—1。所列技术经济性能参数均为试验数据。若装车使用工况不同，其性能参数会有变化，如泵轮转速高，则变扭器效率也会相应提高。

内燃机车液力变扭器技术经济指标

表 2—1

名称	型 号	B8-Ⅲ	EQQ3	JQB2	L820-I	L830-I	
起 动 变 扭 器	装用的车型	东方红	北京	东方红、北京	NY ₁ 、NY ₂	NY ₃	
	起动变扭比 K_s	6.46	5.75	6.4	6.75	9.19	
	起动透穿度 T_s	0.788	0.839	0.789	0.829	0.873	
	起动能力 $K_s T_s$	5.09	4.82	5.05	5.6	8	
	最佳工况 i^*	0.42	0.45	0.45	0.45	0.378	
	最高效率 η^*	0.845	0.865	0.879	0.872	0.867	
	大于80%的高效区	0.29~0.56	0.28~0.59	0.255~0.71	0.25~0.68	0.21~0.52	
	高效范围宽度 F	1.93	2.107	2.784	2.687	2.48	
	扭矩系数 $\lambda_B^* \times 10^{-6}$	0.862	0.748	0.6625	0.668	0.491	
	参数的 试验 工况	循环圆直径m	0.5	0.61	0.62	0.61	0.595
		最小直径m	0.118	0.154	0.145	0.154	0.1386
		泵轮转速 r/min	2040	1150	1150	1150	3360
		充油压力kPa	300	70	70	70	
		油温℃	90~100	90~100	90~100	90~100	
	运 转 变 扭 器	型 号	B10	EQI3	JIB2	L820-Ⅱ	L820-Ⅱ/Ⅲ
装用的车型		东方红型	北京型	东方红、北京型	NY ₁ 、NY ₂	NY ₃	
最佳工况 i^*		0.85	0.85	0.85	0.85	0.64/0.865	
最高效率 η^*		0.879	0.872	0.878	0.861	0.907/0.89	
大于80%的高效区		0.57~1.15	0.54~1.135	0.54~1.33	0.56~1.3		
高效范围宽度 F		2.02	2.1	2.46	2.32		
扭矩系数 $\lambda_B^* \times 10^{-6}$		1.354	1.215	2.24	2	0.606/1.405	
i_s 为1.2的透穿度 T		1.15	1.11	1.085	1.063		
参数的 试验 工况		循环圆直径m	0.418	0.65	0.48	0.485	0.564/0.485
		最小直径m	0.1	0.166	0.133	0.133	0.1044/0.1162
		泵轮转速 r/min	2040	750	1150	1150	3360/3357
		充油压力kPa	300	40	70	70	
		油温℃	90~100	90~100	90~100	90~100	

第二节 液力变扭器的基本原理

一、液力变扭器工作原理

液力变扭器的基本结构型式是由三个工作轮、壳体 3 和芯环 4 组成的一个空间回转体，见图 2—2 所示。这三个工作轮分别是泵轮 B （主动轮）、涡轮 T （从动轮）和导轮 D （固定轮）。泵轮 B 刚性地连接在主动轴 1 上，由外部的动力机驱动旋转。涡轮 T 也刚性地连接在从动轴 2 上，由泵轮通过工作液体带动旋转。导轮 D 与壳体 3 和芯环 4 固定连接，一般它是一个不转动的工作轮。这三个工作轮之间都没有刚性的机械连接。

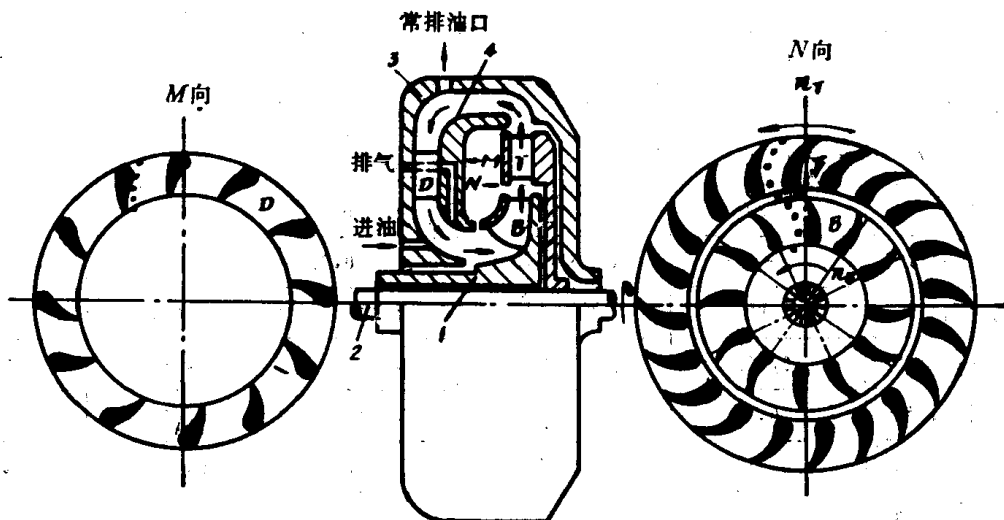


图 2—2 液力变扭器结构

液力变扭器运转工作时，循环圆内充满工作液体。它利用工作液体的旋转运动和沿工作轮叶片流道的流动，形成一个复合变速运动，用来实现能量的转换与传递。

动力机通过主动轴 1 带动泵轮高速旋转，泵轮叶片则驱动工作液体一方面随泵轮一同旋转，另方面又沿泵轮叶片间流道由小半径向大半径方向流动，如图 2—2 中循环圆内箭头所示。液流在泵轮中受到叶片给予的作用力便产生复合的加速运动，而泵轮又受到液流的反作用力使泵轮产生扭矩 M_B ，这个泵轮扭矩与动力机驱动扭矩保持平衡。液流在泵轮中运动的效果使泵轮的机械能转变为液体的速度能和压力能。

液流由泵轮出口后，立即射向包围在泵轮外圆周的涡轮上，高速运动的液体遇到涡轮叶片后，便受到阻滞减速作用，对涡轮叶片产生冲击力和推动力，使涡轮旋转并与泵轮旋转方向相同，即液体推动力产生涡轮扭矩 M_T 。

液流由涡轮出口流出后，便进入导轮。由于导轮固定不动和涡轮扭矩可以大于、等于或小于泵轮扭矩，所以导轮要维持变扭器中三个工作轮的扭矩平衡，它便承受涡轮与泵轮扭矩之差的作用扭矩，即导轮扭矩 M_D 。导轮扭矩的大小和方向随着涡轮扭矩的变化而变化。导轮的另一个作用是对液体流经导轮叶片流道时进行整流，使液流沿导轮叶片出口方向定向流出，以使泵轮进口液流稳定。因此，导轮叶片出口方向必须与泵轮旋转方向一致。

工作液体不断地由泵轮→涡轮→导轮→泵轮连续循环，变扭器即可持续地运转工作。图 2—3 为变扭器中液流在泵轮、涡轮和导轮内流动的循环路线。

现在我们利用流体力学中液体运动能量平衡方程式，来进一步说明变扭器中液体运动能量平衡关系。

在流体力学中，不可压缩的液体沿任意几何形状的管路中作稳定流动时（图 2—4），若没有外部输入能量或向外输出能量时，则液体在任何两个缓变断面之间其单位重量的液体沿流线长度上的总能量保持不变。总能量由单位重量液体的位置势能（ Z ），压力势能（ $\frac{P}{\gamma}$ ）和动能（ $\frac{C^2}{2g}$ ）构成。当液体质点由管道断面 F_1 流至断面 F_2 时，其能量保持不变。这就是流体力学中的伯努利方程式所表达的液体能量守恒定律：

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + \Sigma h_l = \text{常数} \quad (2-1)$$

式中 Z_1, Z_2 ——液体质点在断面 F_1 和 F_2 处的水头（m）；

P_1, P_2 ——液体质点在断面 F_1 和 F_2 处的压力（Pa）；

C_1, C_2 ——液体质点在断面 F_1 和 F_2 处的平均流速（m/s）；

γ ——液体的密度（kg/m³）；

Σh_l ——单位重量液体由断面 F_1 流至断面 F_2 时的水头损失之和（m）。

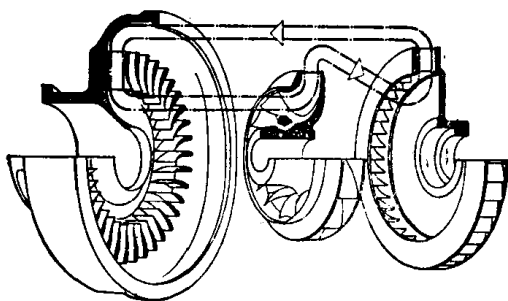


图 2—3 变扭器中液流循环流动路线

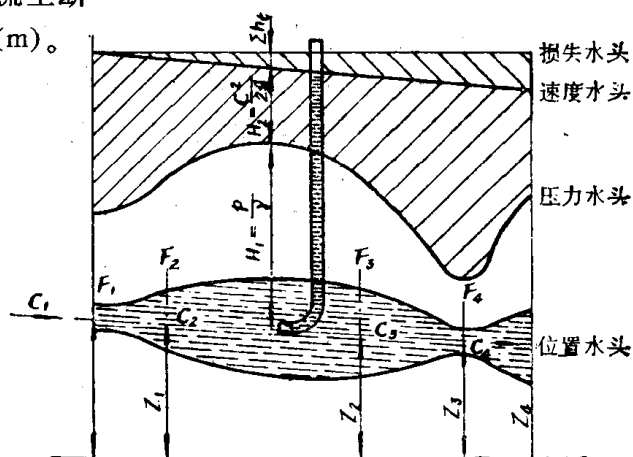


图 2—4 液体沿不规则管路中的流动情况

液体在管道中的压力势能（ $\frac{P}{\gamma}$ ）和动能（ $\frac{C^2}{2g}$ ）可以用测压管量出。将直形测压管垂直于液体流线安装（即去掉图 2—4 中的测压管弯管部分），则所测出的液体高度 $H_1 = \frac{P}{\gamma}$ 即为压力势能（静压头）；将弯形测压管管口对着流动方向安装，当液体为有压流动时，所测出的液体高度为全压头 $H = H_1 + H_2 = \frac{P}{\gamma} + \frac{C^2}{2g}$ 。由此可得出因液体流动速度而产生的动压头 $H_2 = \frac{C^2}{2g}$ 。

然而，液体在变扭器工作轮中的流动情况，却与液体在管路中的流动情况大不相同。液体在变扭器中的循环流动过程中，既有外部能量输入，又有能量输出；液体在泵轮和涡轮中的运动速度，既有随工作轮一起转动的圆周速度 $\bar{U}$ ，又有沿叶片方向流动的相对速度 $\bar{W}$ （不同于液体在管路中流动只有一种流动速度），这两种运动速度合成为液体质点的绝对速度 $\bar{C}$ ，参见图 2—24。因此，叶片式水力机械中液体在工作轮中的运动是一种复合运动 $\bar{C} = \bar{U} + \bar{W}$ ，这时的伯努利方程式为：

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{W_1^2}{2g} - \frac{U_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{W_2^2}{2g} - \frac{U_2^2}{2g} + \Sigma h_w$$

式中 W_1, W_2 ——液体在工作轮断面 1 和 2 处的相对速度（m/s）；