

78.292
W Z B

中

502274

高等学校教材

GAODENGXUEXIAO
JIAOCAI

GJ

液力传动装置

王正宾 主编·中国铁道出版社

内 容 提 要

本书系统、简明地介绍了液力传动装置的类型、工作原理、设计方法、换挡系统和液力制动，并适当地反映了本领域内的一些新进展。

本书与《液力传动》一书配套，作为“热能动力机械及装置”（原“内燃机车”）专业的教材，也可供其它有关专业师生及现场工作人员参考。

高等学校教材

液 力 传 动 装 置

王正宾 主编

陈大瀛 主审

中国铁道出版社出版、发行

责任编辑 马时亮 封面设计 刘景山

北京顺义燕华营印刷厂印

开本：787×1092毫米 $\frac{1}{16}$ 印张：5 字数：112千

1986年5月 第1版 第2次印刷

印数：2,501—4,500册 定价：1.10元

前 言

本书根据高等学校内燃机车、工程机械、起重运输机械等专业的《液力传动》课程教学大纲，在1980年出版的《内燃机车液力传动》试用教材基础上修改而成，为了扩大使用范围，1983年教材编委会建议，铁道部教育局批准，将已出版的《内燃机车液力传动》一书分为《液力传动》和《液力传动装置》两书出版。本书为《液力传动装置》部分，适用于热能动力机械及装置（原“内燃机车”）专业。

本书采用国际单位制，所用的名词、术语按国标规定采用。

本书由北方交通大学王正宾主编，上海铁道学院陈大瀛主审。参加编写人员有：

西南交通大学 赵 清 （第一章）

大连铁道学院 栾承德、吴传江（第二章）

长沙铁道学院 戴永宝 （第三章）

限于编写人员的水平，谬误之处在所难免，尚请读者批评指正。

编 者

一九八六年二月

目 录

第一章 液力传动装置	1
第一节 液力传动装置的作用与分类.....	1
第二节 单循环圆液力传动装置.....	2
第三节 多循环圆液力传动装置.....	5
第四节 机械式换向机构.....	16
第五节 液力传动装置的结构分析.....	20
第六节 液力传动装置的供油、冷却与润滑.....	24
第七节 液力传动装置设计.....	27
第二章 液力传动装置的换挡系统	33
第一节 换挡系统的任务及要求.....	33
第二节 换挡点的确定.....	33
第三节 机械式自动换挡系统.....	38
第四节 电气式自动换挡系统.....	55
第三章 液力制动装置	63
第一节 液力制动器的工作原理及构造.....	63
第二节 液力制动装置的控制系統.....	66
第三节 液力制动装置的试验和调整.....	72

第一章 液力传动装置

柴油机车、工程机械、起重运输机械（如装载机、平地机、内燃叉车、汽车、拖拉机等）、军用车辆（如坦克、装甲运兵车、自行火炮）等都属于运输车辆。这些车辆不少都采用柴油机作为动力。为了使柴油机的力矩转速特性适用于运输车辆牵引特性的需要，在柴油机与动轮之间要设置传动装置。传动装置的优劣直接影响车辆的牵引经济性能、动力性能、可靠性及其使用寿命。本章将介绍液力传动装置的工作原理、结构组成、特点、应用及其设计计算原则。

第一节 液力传动装置的作用与分类

一般运输车辆都要求能最经济而又充分地利用动力机的功率。图 1—1 示出机车理想的牵引经济特性。在机车正常运行速度范围内 ($V_{\min} \sim V_{\max}$)，若动力机能始终发出标定功率，且传动系统效率也始终保持最高值不变，则机车在每一速度 V 下将具有可能的最大牵引力 F 。显然， F 与 V 呈双曲线关系（这种特性也常通俗地称为牛马特性，速度低时牵引力大，速度高时牵引力小）。具有这样的牵引经济特性，则机车的工作能力得到充分发挥，达到多拉快跑的目的。然而，柴油机的力矩转速特性并不令人

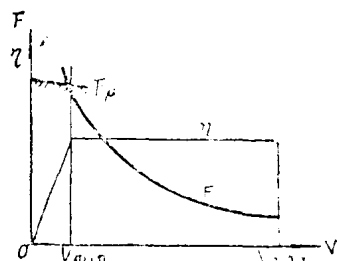


图 1—1 机车理想的牵引特性曲线
 F ——轮周牵引力； F_s ——粘着牵引力； η ——机车效率； $V_{\min}$ ——最低持续速度； $V_{\max}$ ——最大速度。

满意，其力矩适应系数 $\frac{M_{e\max}}{M_{eb}}$ ($M_{e\max}$ 为柴油机外特性曲线上的最大力矩； M_{eb} 为标定力矩) 小，约为 1.15~1.25，而柴油机车牵引力变化范围一般为 7~10，（工程机械也是如此，例如装载机牵引力变化范围约 10~15 以上）。柴油

机的弹性系数 $\frac{n_{0\max}}{n_{0\min}}$ ($n_{0\max}$ 为最高空载转速； $n_{0\min}$ 为最低空载稳定转速) 一般为 2~3，

而运输车辆在全负荷下的正常运行速度范围 $\frac{V_{\max}}{V_{\min}}$ 为 5~10 左右。另外，车辆运行过程中还要转向、前进、后退等。由此可见，柴油机的特性与机车牵引性能要求并不一致，需要在柴油机与机车动轮之间加设传动装置。它的功用就在于使柴油机特性满足机车牵引特性的要求。

所谓液力传动装置，就是动力机与动轮之间包含有液力元件（液力变矩器或液力偶合器）的传动机组。为了满足运输车辆的要求，液力传动装置除有液力元件外，一般还有机械部分、换挡和换向机构以及补偿、冷却系统等，其中换挡系统将在下一章介绍。

由于液力传动装置具有起动加速快而平稳，自动适应性强，隔振减振过载保护等优点，所以广泛用于柴油机车、工程机械、军用车辆、矿山冶金、石油化工等机械上，近年来在工程机械等方面的发展尤为迅速。为适应各种工作机械的运用要求，形成了种类繁多的液力传动装置，但总起来可分为两大类：一是单循环圆液力传动装置；另一是多循环圆液力传动装

置。凡液力传动装置中只有一个液力元件的称为单循环圆液力传动装置；凡传动装置中有两个或两个以上液力元件的称为多循环圆液力传动装置。

一般运输车辆都要具备宽阔的速度范围，而一个液力元件的高效率范围 G_{11} （一般仅略大于2），为了满足牵引特性的要求，单循环圆液力传动装置就由一个液力元件通过齿轮变速箱的机械换挡，使同一液力元件在车辆正常速度范围内重复地在高效区内工作，以获得所需要的牵引特性曲线。这种装置的明显优点是重量轻、尺寸紧凑。大功率的单循环圆装置。为了保证挡位离合器在无载下平稳结合，机械换挡时需要切断功率流，使离合器主、从动件的转速同步换挡。因此，机械换挡时牵引力中断是大功率装置的主要缺点。对于工程机械、汽车、拖拉机等，由于功率相对较小，换挡迅速，功率在很短的时间内中断影响不大，又可能采用动力换挡所以，单循环圆液力传动装置广泛用于工程机械及其他中小功率的机械中。

在单循环圆液力传动装置中有三种基本类型：一是装置中只有液力元件而没有变速箱，这称为纯液力元件传动装置；二是装置中除有一个液力元件外还辅以多挡齿轮箱；三是装置中采用具有功率分流的液力机械元件，这种装置称为液力机械传动装置。

多循环圆液力传动装置，是通过液力换挡方式，使各个液力元件轮流在高效区内工作，每个元件承担车辆运行速度范围的一个区段，以获得所需要的牵引经济特性曲线。所谓液力换挡就是将需要撤出工作的液力元件排油，同时将油充入需要进入工作的液力元件。由于充排油同时进行，多循环圆液力传动装置换挡时，机车牵引力虽有下降但不致中断。这种装置应用多个液力元件，尺寸和重量都较大，但是液力换挡牵引力不中断，工作可靠，因而，在功率较大的柴油机车上获得广泛应用。尤其以两个变矩器的液力传动装置应用最多。

第二节 单循环圆液力传动装置

除纯液力元件传动装置外，单循环圆液力传动装置是由一个液力元件（变矩器或偶合器）与机械齿轮箱（定轴式或行星排式）组成。单循环圆装置中的液力机械传动装置存在着功率分流，且改变了液力元件原来的特性。功率分流产生在液力元件以外，即在行星齿轮传动机构中进行功率分流或汇流，称为功率外分流液力机械传动装置；功率分流产生在液力元件内部的称为内分流液力机械传动装置。

一、小功率柴油機車的单循环圆液力传动装置

1. M036型传动装置 它用于匈牙利120马力小机车上，柴油机之后装一偶合器，然后通过万向轴与四挡齿轮箱连接（图1—2）。这种传动装置实质上是属于机械传动的类型，其牵引性能与机械传动相比没有质的变化，仍是多级跳动的。不过加装液力偶合器之后，与纯机械传动相比，将带来隔振减振、过载保护、柴油机不会熄火、运行平稳和速度范围扩大等优点。

A、B、C、D是动力换挡用的湿式摩擦离合器。A和C离合器同时结合是一挡（低速挡）；A、D离合器同时结合是二挡；B、C同时结合是三挡；B、D同时结合是四挡（高速挡）。该传动装置的换向机构采用圆锥齿轮，若圆锥齿轮12与11啮合是前进方向，则13与11啮合为后退方向。

2. 恒低速液力传动装置（图1—3） 这种装置结构简单、体积小、重量轻、成本

低。装在液力传动的柴油机车上，能够以稳定低速完成列车的装、卸、过磅等特殊作业，而且机车速度不受外界负荷变化的影响。

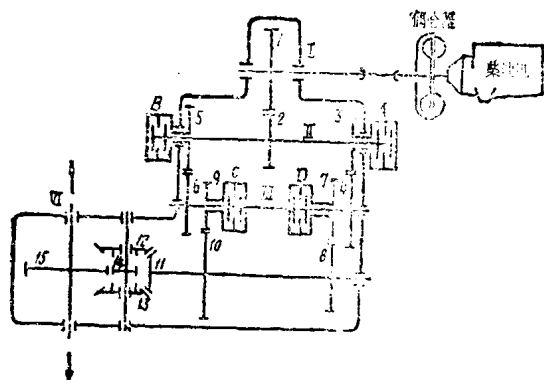


图1-2 120马力小机车的液力传动装置示意图

1~15 齿轮；A、B、C、D——离合器；
I、II、III、IV——传动轴。

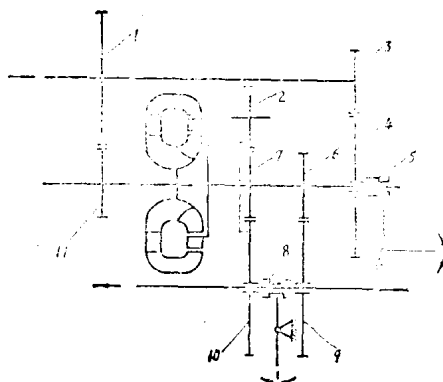


图1-3 恒低速液力传动装置

1、2、3、4、6、7、9、10、11——齿轮；
5——空转机构；8——换挡离合器。

为了获得低而恒定的速度，该装置在涡轮轴上安装了一个可断开的空转机构5，齿轮3与4啮合有较大的减速比。当机车起动和行进过程中，空转机构是断开的，液力变矩器充油工作。当机车速度达到恒低速值（涡轮轴的转速达到一给定值），液力变矩器排油，空转机构被自动结合，机车运行在恒低速工况，动力不经变矩器传递，而是经齿轮3、4等传至动轴。如果机车需要高速运行（即过渡到正常运行工况），通过自动检测涡轮轴转速，当转速达到另一给定值（该值高于恒低速时涡轮轴的转速），则空转机构自动断开，液力变矩器充油工作。若牵引列车不需要恒低速工况，由司机控制可将空转机构一直断开。

二、工程机械中的单循环圆液力传动装置

工程机械在作业和运行时要求牵引力和行驶速度的变化范围很大，前进或后退应灵活自如。早期的工程机械多采用机械传动，机械传动虽然效率高、结构简单，但远不如液力传动能隔振减振、减少冲击、过载保护、操纵方便等优点。因而国内外工程机械目前多采用带有液力变矩器的传动装置。采用液力传动后可使生产率提高40%左右，发动机寿命提高约47%，变速箱寿命提高400%左右，而且操纵简单。虽然液力机械传动结构较复杂、成本也高，但由于上述原因，也得到广泛的应用。下面简介几种工程机械中用的单循环圆传动装置。

1. 轮胎式推土机 图1-4是轮胎式推土机传动系统图。

该装置由一个单级三相液力变矩器与一个定轴式多挡齿轮箱组成，共有四个前进挡和四个倒退挡。这种液力传动箱虽然使用综合式液力变矩器，但还要辅以多挡齿轮箱，所以轴数较多、尺寸、重量较大；换挡过程不仅要操纵摩擦离合器，有时还要拨动高、低挡换挡机构，所以操作较复杂。

2. HP500型自动变速箱系列（图1-5）。

该传动箱输入功率为220kW（300马力），它是由液力变矩器、液力制动器（减速器）和三个简单的行星排组成。通过离合器的组合该传动箱有两套较合适的传动比，四个前进挡

($i_1=2.81、3.43$; $i_2=1.84、2.01$; $i_3=1.36、1.42$; $i_4=1.00、1.00$)，一个倒退挡 ($i_{倒}=-3.97、-4.84$)，必要时还可有一个超速挡 ($i_5=0.80、0.83$)，若在后面再加 1 行星排，则可构成 5HP500 传动箱，依此 7HP500 传动箱具有七个前进挡。HP500 系列液力传动箱体积小、重量轻、结构紧凑，变矩器循环圆有效直径为 $\phi 360\text{mm}$ ，制动器循环圆有效直径为 $\phi 380\text{mm}$ ，所以制动器循环圆断面直径很小，只有 $\phi 30\text{mm}$ 。但是该系列液力传动箱结构比较复杂，成本也较高。

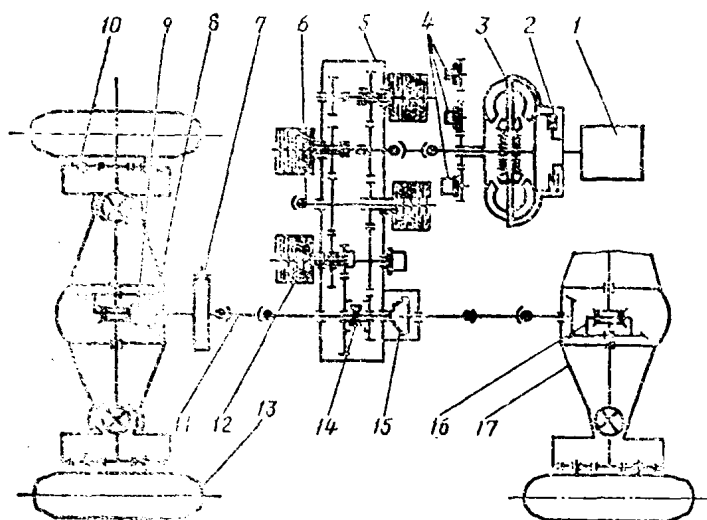


图 1-4 轮胎式推土机传动系统

- 1——发动机；2——闭锁离合器；3——变矩器；4——油泵；
5——变速箱；6——绞齿传动轴；7——手制动器；8——前驱动桥；
9——差速器；10——轮边减速器；11——传动轴；12——换挡离合器；
13——车轮；14——高低挡换挡机构；15——后桥驱动机构；16——差速器；17——后驱动桥。

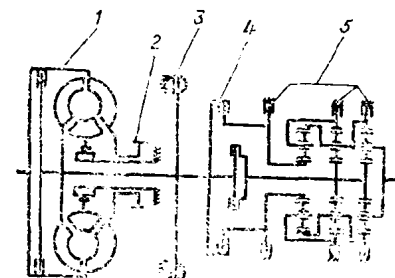


图 1-5 4HP500型液力传动箱示意图

- 1——泵轮轴；
2——取力器；
3——制动器；
4、5——离合器。

3. ZL50型铰接式轮胎式装载机 柳州工程机械厂及厦门工程机械厂生产的 ZL50 装载机采用了双涡轮液力变矩器和行星齿轮传动的动力换挡式液力机械传动箱(图 1-6)。双涡轮变矩器的两个涡轮通过超越离合器相结合，既拓宽了高效范围，又可以获得较大的变矩系数 ($K_0=4.75$ ，一般三轮向心涡轮变矩器的 $K_0=2.5\sim 3.5$)，有良好的牵引性能。因此，传动箱有二个前进挡 ($i_1=2.692$ ， $i_2=0.722$) 一个倒退挡 $i_{倒}=-1.97$ 就完全满足使用要求了。其缺点是结构复杂，变矩器的最高效率偏低。

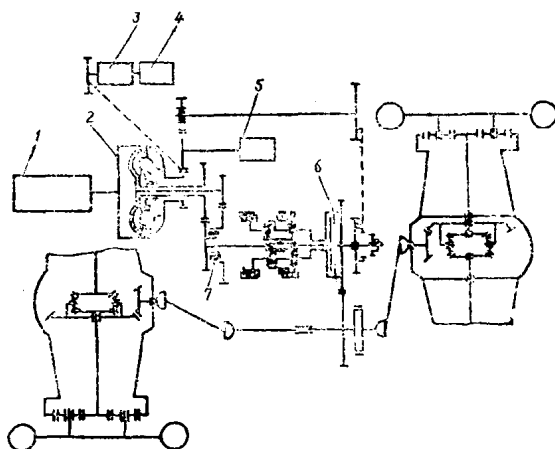


图 1-6 ZL50型铰接式轮胎式装载机传动系统

- 1——柴油机；
2——双涡轮变矩器；
3、4——工作油泵；
5——转向油泵；
6——换挡离合器；
7——超越离合器。

第三节 多循环圆液力传动装置

在多循环圆液力传动装置中,主传动液力元件的数目一般为二至三个,具有液力换向功能的传动装置一般有四个液力元件。多循环圆液力传动装置的液力元件可以全是变矩器,也可以是变矩器和偶合器的组合。下面分别对多循环圆液力传动装置加以介绍。近年来液力换向传动装置及超低速机车传动装置应用广泛,故单独立节介绍。

一、多循环圆液力传动装置

1. 三元件用两对齿轮输出的装置 SF3010型液力传动箱是东方红〈1〉型干线客运柴油机车的液力传动装置,其单元功率为736kW(1000马力)。图1—7表明,在泵轮轴上装有三个液力变矩器的泵轮,即起动变矩器I和两个结构尺寸完全相同的运转变矩器II及III的泵轮。因为起动变矩器I和运转变矩器II的高效区是互相衔接的,因此第一挡变矩器I和第二挡变矩器II可共用一对减速齿轮 Z_{25} 、 Z_{48} 输出,而第三挡运转变矩器III就得单独用另一对齿轮 Z_{38} 、 Z_{37} 输出。机车的换向是借助于介轮和爪牙离合器来实现的。

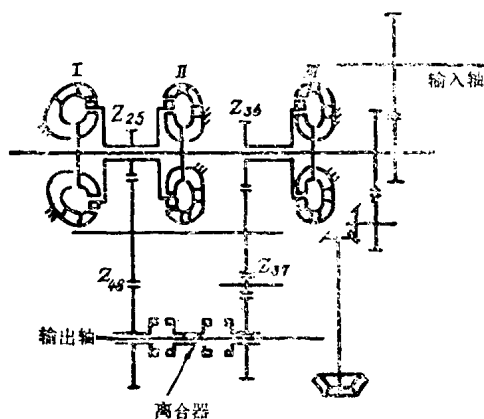


图1—7 SF3010型液力传动装置示意图

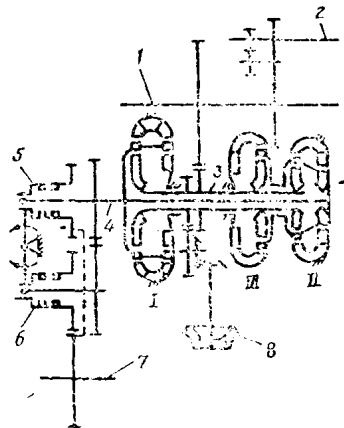


图1—8 L830型液力传动装置示意图
1——输入轴; 2——辅助传动装置; 3——泵轮轴; 4——涡轮轴; 5、6——换向离合器; 7——输出轴; 8——供油泵; I——起动变矩器; II——中速变矩器; III——高速变矩器。

东方红〈1〉型机车的液力传动装置是早期产品,它的主要缺点是空转返回转速高。当高速变矩器III工作时,变矩器I和II的涡轮返回转速高达419rad/s(4000r/min)以上,这样不但增大鼓风损失,而且影响轴承的寿命。

2. 三元件用一对齿轮输出的装置 (图1—8) 我国由联邦德国购进的NY₅型机车液力传动装置的型号为伏亦特L830rU,带有液力制动器,变矩器泵轮最大转速为327rad/s(3120r/min),柴油机的装车功率为2×1250kW(2×1700马力)。

L830型液力传动装置由三个结构参数不同但高效区相互衔接的变矩器组成三挡速度。起动变矩器为双级变矩器,中速变矩器为第II型的双级变矩器,高速变矩器为单级变矩器。由于三个变矩器的高效区相互相接,因此,有可能用一对齿轮输出。但要实现三个变矩器用一对齿轮输出,其中必须有一个变矩器是第II型的多级变矩器,且这个变矩器必须安排在变

矩器轴的一端。L830rU液力传动装置中的中速变矩器采用Ⅱ型的双级变矩器就是这个原因，它的第Ⅱ级涡轮仅为结构需要而设置。第Ⅱ型变矩器由于正透穿性较大，不能充分吸收柴油机功率，因此运用的工作范围较窄。

L830rU液力传动装置不仅明显地改进了前一装置涡轮空转返回转速高的缺点，它的结构布置也有下列特点：第一，它的液力部分与输出、换向齿轮等机械部分是分开布置的，因此无需改变液力传动装置的主箱体部分，只要改变一下机械部分就能适应于各种车型的要求。在检修时，液力部分和机械部分可分别进行，互不干扰。此外，机械部分润滑油中气泡、磨屑等对液力部分的影响减小了，可保证供油泵、液力元件和控制系统在良好的状态下工作。第二、由于三个变矩器的涡轮功率共用一对齿轮输出，因此结构紧凑，轴向尺寸较小。第三、输出齿轮与换向机构巧妙地结合在一起，这种结构具有最少的轴和齿轮数目。

三变矩器共用一对齿轮输出的装置，第一及第二挡变矩器结构复杂，第二挡变矩器的工作范围又很小，因此它被后来的两变矩器共用一对齿轮输出的装置所替代。

3. 二元件用一对齿轮输出的装置 六十年代末期，对结构简单的三叶轮机车变矩器不断研究改进，最高效率不断提高，高效范围也大大地扩宽，因此采用性能配合良好的两个变矩器组成的液力传动装置，就可以满足机车牵引特性的要求，从而使变矩器轴和箱体的结构以及控制系统都大为简化。到目前为止，两个变矩器组成的液力传动装置已成为机车液力传动装置的主要型式，在国内外大功率柴油机车得到了广泛的应用。如DFH型机车（传动装置型号为SF2010）、东方红〈2〉型920kW（1250马力）机车、东方红〈3〉型 2×994 kW（ 2×1350 马力）机车、东方红〈4〉型 2×1656 kW（ 2×2250 马力）机车、东方红〈5〉型920kW（1250马力）机车、北京型2208kW（3000马力）柴油机车（传动装置型号为EQ2027/Z510）、NY₆型 2×1582 kW（ 2×2150 马力）和NY₇型 2×1840 kW（ 2×2500 马力）机车（传动装置型号为L820rU）；1980年联邦德国为乌干达提供的轻型干线液力传动机车，装有性能更好的L520装置。现以北京型机车的传动装置EQ2027/Z510为例说明液力传动箱的基本结构。

EQ2027/Z510型液力传动箱位于柴油机和车轴齿轮箱之间（图1—9），通过四个弹性安装座固定在机车的车架上。下面叙述的传动箱各部件的安装位置（左、右、前、后）和转向，均以面向输入轴的方向为准。输入轴为逆时针旋转。传动箱由四层箱体组成。主传动部分有四根轴。输入轴（第一轴）位于一箱和二箱之间。变矩器轴（第二轴）和换向轴（第三轴）位于二箱和三箱之间，变矩器轴在左边，换向轴在右边。输出轴（第四轴）位于三箱和四箱之间。输入和输出轴自上而下布置在同一垂直面内。传动箱的前端装有换向机构，后端可安装液力制动器。

输入轴上装有增速大齿轮 Z_{40} ，变矩器的空心泵轮轴上装有增速小齿轮 Z_{42} 。起动变矩器QB₃及运转变矩器YB₃的两个泵轮分别装在空心泵轮轴的两端，而涡轮则分别装在穿过空心泵轮轴的实心轴上。涡轮轴前面的一段称输出轴，上面压装齿轮 Z_{46} 、端部套装齿轮 Z_{44} 。换向轴上压装齿轮 Z_{47} 、端部套装齿轮 Z_{45} 。齿轮 Z_{46} 与 Z_{47} 是经常啮合的。齿轮 Z_{44} 与 Z_{45} 互不啮合，但它们都分别与压装在输出轴（第四轴）上的齿轮 Z_{50} 啮合。在齿轮 Z_{44} 及 Z_{45} 的内孔中，分别加工成换向离合器的内齿。两个换向离合器的滑套与涡轮输出轴及换向轴用矩型花键连接，并可在轴上滑动。

当变矩器轴上的换向离合器啮合时，涡轮功率由齿轮 Z_{44} 及齿轮 Z_{50} 传到输出轴上。这时输出轴的转向与输入轴相同，称为“Ⅰ”向。当换向轴上的离合器啮合时（变矩器轴上的离

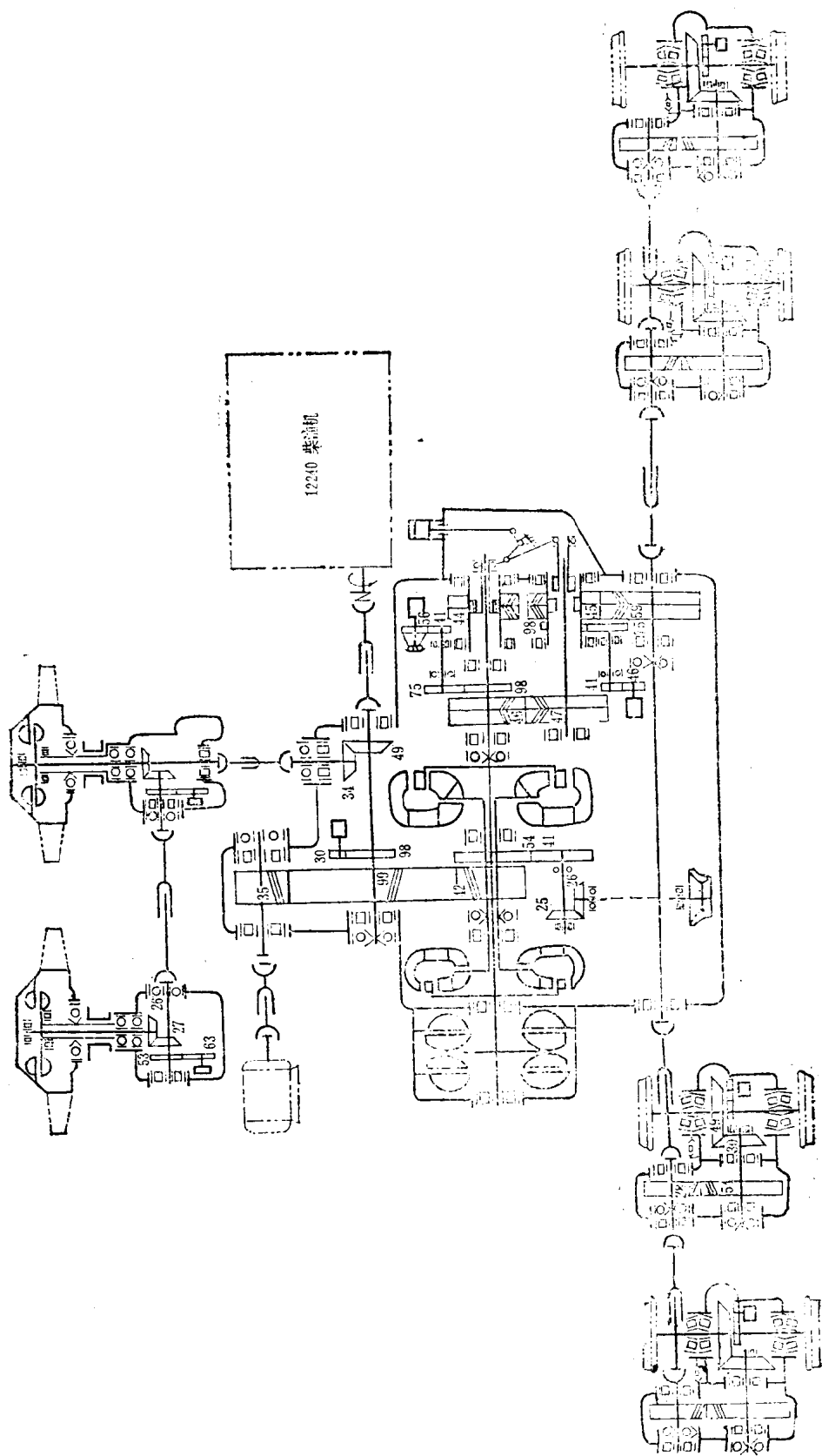


图 1—9 北京型300马力液力传动客运柴油机车传动系统

合器脱开)，涡轮功率由齿轮 Z_{46} 、 Z_{47} 及齿轮 Z_{45} 、 Z_{50} 传到输出轴上，这时输出轴转向与输入轴相反，称为“Ⅱ”向。

在液力传动箱中。有下列部件要由主动部分驱动。

第一轴通过一对伞齿轮 Z_{40} 、 Z_{34} 带动冷却风扇离合器的泵轮。第一轴又通过圆柱齿轮对 Z_{90} 、 Z_{25} 、弹性联轴节和万向轴带动起动发电机。第一轴还通过圆柱齿轮对 Z_{88} 、 Z_{30} 带动控制泵（包括与控制泵制成一体的主动排空泵）。供油泵装在变矩器轴的中间体上，由泵轮轴经一对 Z_{54} 和 Z_{41} 的圆柱齿轮和一对 Z_{25} 和 Z_{26} 圆锥齿轮驱动。

在液力传动箱中，有以下部件要由从动部分驱动：

换挡反应器装在二箱的左方，由变矩器涡轮轴经 Z_{88} 与 Z_{75} 和 Z_{41} 与 Z_{50} 两对圆柱齿轮驱动。惰行润滑泵及从动排空泵（将机械油箱的液体排入液力油箱）二者制成一体，装在二箱的右方，由换向轴经 Z_{88} 与 Z_{75} 和 Z_{41} 与 Z_{46} 圆柱齿轮驱动。二箱箱体的左边装有油尺、主控制阀上盖和通气帽（主控制阀装在变矩器中间体上）。右边装有换向风缸、换向限制阀和滤清器。这些部件都装在箱体的外边，是为了便于检查、调整和维修。

四方机车车辆工厂生产的SF2010型液力传动箱也是两变矩器装置，它是一种多用途的传动箱（既可用于干线机车上，又可用于调车及厂矿专用机车上），其名义输入功率是736 kW（1000马力），但只要变换增速齿轮对的增速比，就可改变传动箱的输入功率，最大输入牵引功率（不包括风扇离合器及起动发电机等的功率在内，称为输入牵引功率）为920 kW（1250马力）。输入牵引功率降至515 kW（700马力）时，此传动箱仍能使用。该传动箱的增速比为 $i_2 = 2.34$ 。当输入轴转速为157 rad/s（1500 r/min）时，泵轮转速为368 rad/s（3150 r/min）。起动变矩器的型号是B₈-Ⅲ，运转变矩器的型号是B10，现已改用性能更好的B₁及B₇型变矩器。东方红〈21〉型液力传动柴油机车的轴式为2—2；整备重量60t；构造速度50 km/h。机车装有12V180Z型高速柴油机，标定转速为1500 r/min，标定功率为810 kW（1100 马力）。液力传动箱型号为SF2010—2A，起动变矩器B₇，运转变矩器B₁，吸收功率为662 kW（900马力）。

4. 具有离合器的传动装置 伏

依特L218型液力传动装置是联邦德国六十年代初期的产品，它具有两个变矩器、一个离合器。L218属于三个液力元件用一对齿轮输出的装置（1—10），只是第三挡利用的是离合器。

当全负荷时，离合器在 $0.925 V_{max}$ 时才进入工作；部分负荷时换入离合器挡的机车速度将提前。当柴油机第5

手把位、按照换挡反应器所确定的换挡点，在 $0.6 V_{max}$ 时便换入离合器挡。离合器工作范围的下限一般在 $i = 0.85$ 以上，上限在 $0.96 \sim 0.98$ 之间，因此它的传动效率高，这是应用离合器的主要优点，另外它的叶轮结构及制造工艺也较简单。

在运行中，司机主手柄在最高位时，要求尽可能充分地发出柴油机的标定功率，但离合器的正透穿度很大，影响柴油机的功率输出，这是它的主要缺点。为了减少这种缺点，所以在设计传动装置时，往往使离合器在全负荷（即司机主手柄在最高位）时应用的范围很窄，

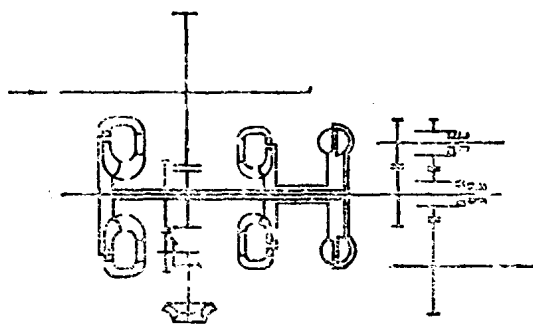


图1—10 伏依特L218 V型液力传动装置

例如L218装置耦合器的应用范围是 $0.925 \sim V_{\max}$ ，这样就限制了柴油机功率不致降得过低。机车在部分负荷下工作时，主要应考虑的是效率问题。

这时，由于耦合器的正透穿性可大大扩宽工作范围（图1—11），从而使耦合器传动效率高的优点得到充分发挥。由此可知，机车上应用耦合器作主传动元件，可提高部分负荷下的经济性。图1—11是L218传动装置的牵引特性曲线，它突出地显示出在部分负荷时（司机主手柄在低位时），传动效率大大地提高了。

近代高增压柴油机转速范围（弹性系数）很小，用耦合器则对柴油机工作不利。所以，近年来在大功率高增压柴油机为动力的机车上，其液力传动装置中就很少用耦合器作主传动元件了。

5. 具有耦合器的传动装置在燃气轮动车上的应用
燃气轮机的力矩转速曲线较接近于牵引的要求，例如双轴式燃气轮机，当转速大约降低到全转速的0.6倍时，其相应力矩约提高到1.5倍（图1—12）。在这个工作范围内，功率大致保持不变。所以对于以燃气轮为动力的动车，采用由一个起动变矩器和一个耦合器组成的传动装置是适宜的。

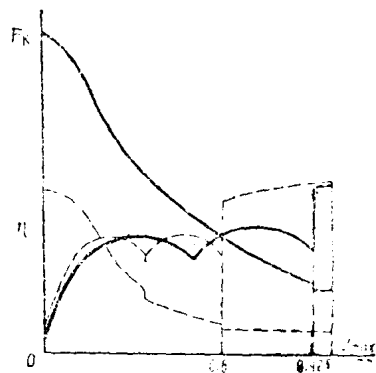


图1—11 L₂₁₈的特性曲线
——全负荷 ——部分负荷

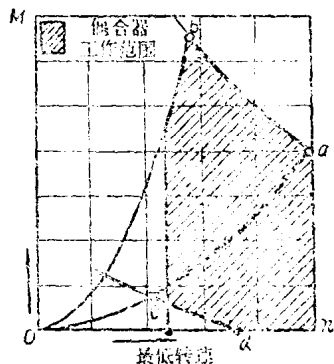


图1—12 双轴燃气轮机同一个非透穿变矩器和一个耦合器共同工作的特性场
ab——燃气轮机允许工作上限；cd——燃气轮机允许工作下限；oa——变矩器负载抛物线；ob——耦合器开始工作时的负载抛物线。

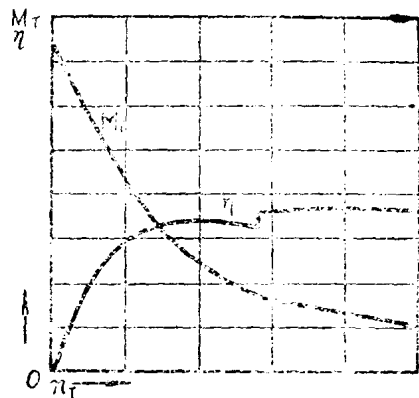


图1—13 燃气轮机型变矩器——耦合器传动装置的涡轮力矩 M_T 和效率 η 与 n_T 的关系曲线

特快列车要求轻而快，传动箱的重量也就要轻，在牵引特性方面要求起动加速快和高速运行时经济性好，因此采用燃气轮为动力并选用变矩器——耦合器两元件一对齿轮输出的传动装置最为合理。这样，低速时用变矩器可使列车迅速起动加速，高速时用耦合器可提高传动装置的效率，其特性如图1—13所示。

二、液力换向传动装置

由于液力换向传动装置本身所具有的独特优点，近年来在国外被广泛地使用在调车机车上，目前国内也已试制成功，投入小批量生产，故在此较详细地加以介绍。

1. 工作原理 传动箱中设有两根相同的平行排列的变矩器轴，它们均通过齿轮与输出轴相连。其中一根与传动箱输出轴的联系为偶数齿轮啮合，而另一根为奇数齿轮啮合。在运行中，前者工作时为前进方向，后者工作时必为后退方向。当机车前进运行时，如将前进方向的变矩器排空，同时将后退方向的变矩器轴上的起动变矩器充油，则充油的起动变矩器必然处于反转制动工况，对机车起制动作用，使机车减速、停止，然后立即反向运行。反之，当后退运行时，后退变矩器排空，前进起动变矩器充油，则可由后退经减速、停止，然后立即变为前进方向运行。以上两种情况下，两个起动变矩器均由第二象限特性逐渐转到第一象限特性区工作，对机车起到制动换向作用。这种传动装置称为具有液力换向的传动装置，简称液力换向传动装置。

变矩器在反转制动区（第二象限）工作的特性，比牵引工况（第一象限）的特性更难以预先计算，因为其液体流动情况与牵引工况时的相差极大，所以必须用试验的方法来确定。图1—14就是大连内燃机车研究所对EQQ₃变矩器试验的结果。由图可以看出，离心式涡轮变矩器在第二象限全充油工作，当泵轮转速一定时，涡轮力矩将随反转转速比的增加而上升。如此巨大的制动力，会给机车带来三个问题：一是传递力的机械部分会超过其强度极限；二是如果长时间施行反转制动，机车原有冷却系统无法散掉如此巨大的制动功率所产生的热量；三是这样巨大的制动力，远远超过机车动轮与钢轨间所能实现的粘着力。为了消除变矩器涡轮反转工况时产生过大的涡轮力矩值，采用“部分充油”的方法来降低和调节。

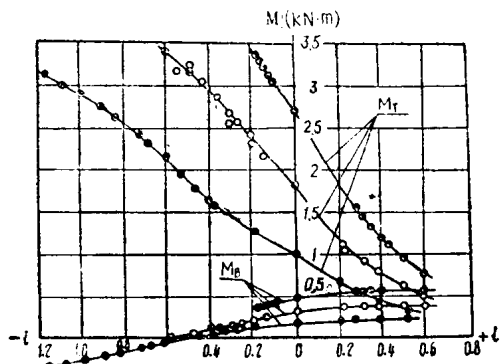


图1—14 EQQ₃型变矩器试验特性曲线

- $n_B = 1000 \text{ r/min}$; ○ $n_B = 800 \text{ r/min}$
● $n_B = 600 \text{ r/min}$; $D = 0.61 \text{ m}$

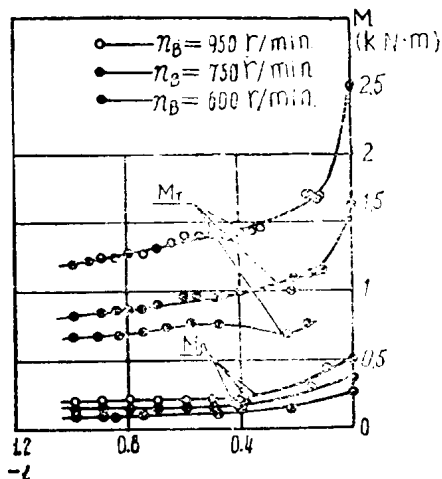


图1—15 EQQ₃变矩器的反转制动力矩试验特性 $D = 0.61 \text{ m}$

液力元件部分充油的调节有以下三种基本方法，即调节进油量、调节排油量或同时调节进油量和排油量。

图1—15是在装设图1—16中所示的泄流阀后，EQQ₃型变矩器的反转制动力矩试验特性。

2. 控制系统 图1—16是太行型670kW（910马力）液力换向传动装置示意图。图中所示各阀位置表示机车正在B向运行，A向制动（即机车B向前进，B向变矩器均排空，A向变矩器充油，实现反转制动）。

这个装置共有A、B两根相同的变矩器轴，每轴均由B₄₅及B₈₅两个变矩器组成。从A轴到输出轴的齿轮为奇数次啮合、从B轴到输出轴的齿轮为偶数次啮合。A轴正常工作时为机车A向牵引工况、B轴正常工作时为机车B向牵引工况。因此A轴正常工作时与B轴正常工

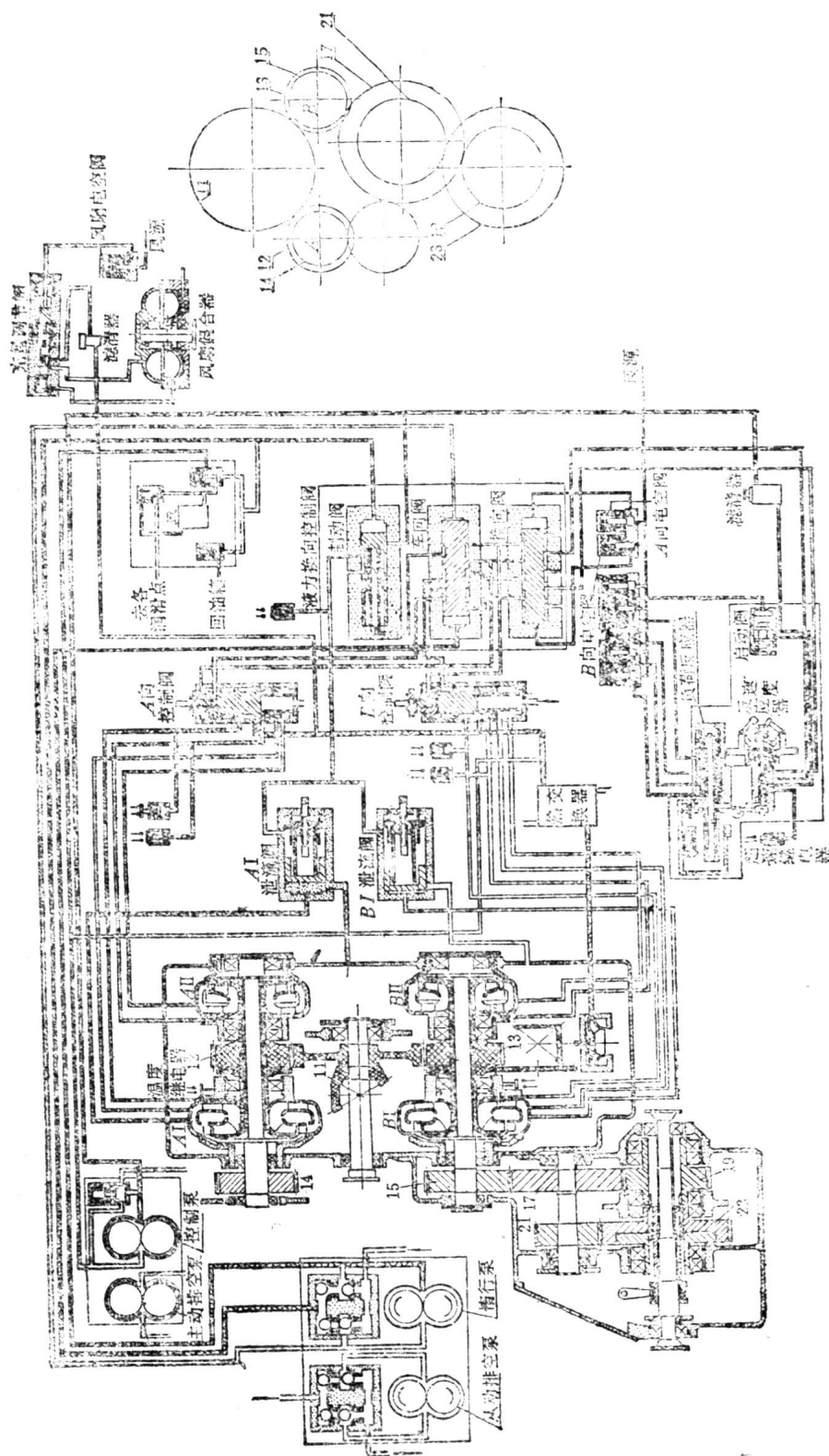


图 1-13 太行型 670kW (910 马力) 静力转向传动装置及控制系统示意图 (机车 B 向运行, A 向制动)

作时的机车运行方向相反, 该装置控制系统有: 控制泵 (由主动轴驱动)、双向惰行泵 (由输出轴驱动, B 向运行时, 在双向惰行泵的右边管中产生压力油; A 向运行时, 左边管中产生压力油, 因此压力油是运行方向的讯号)、换向阀、车向阀、制动阀、泄流阀 A_1 及 B_1 、 A 向主控制阀及 B 向主控制阀、启动阀和换挡反应器。与通常带液力制动器的两变矩器一对齿轮输出的装置相比, 液力换向传动装置虽增加了一套变矩器轴, 但也减少了液力制动器、闸板机构、闸板操纵阀以及一般液力传动装置中的机械式换向机构及其安全联锁装置。

在正常运行 (例如 B 向运行) 时, 换向阀、车向阀、制动阀的滑阀均在右极端位, 泄流阀的滑阀在左极端位; 当 A 向运行时, 换向阀、车向阀的滑阀则变为左极端位, 而制动阀及泄流阀的位置仍与 B 向运行时相同。

在实施液力制动或液力换向时, 换向阀受电空阀的作用改变原有的位置, 而机车仍在原方向运行, 受惰行泵油压控制的车向阀仍未变位。此二阀现在位置的作用结果是使原来工作着的变矩器 (I 或 II) 排空, 而使另一轴的变矩器充油, 处于反转制动工况, 同时, 使制动阀的左方排空、滑阀移向左方, 形成泄流阀的右方油压消失, 因而造成“部分充油”状态。当涡轮反向转速高时, 油压高、多排油, 制动力小; 而涡轮反向转速低时、油压低、少排油, 制动力大, 从而实现所要求的制动力特性。

当车速由开始制动减到零、乃至反向运行时, 惰行泵反向而使车向阀变位, 这就形成了反向牵引工况下的各阀位置。

通过降低柴油机转速, 即降低泵轮转速 ω_B , 可以有效地调节制动力。液力换向传动装置把选择运行方向、调节柴油机功率和制动力的大小这些动作都合并于一个控制手把上, 使操作极为简便。

3. 变矩器鼓风发热和降低温升的措施

在大功率液力换向传动装置中, 鼓风发热是一重要问题, 必须引起足够重视。当某一运行方向的变矩器充油正常工作时, 另一方向的两个变矩器涡轮都在反向空转, 产生鼓风损失, 且这种损失随着反向转速的提高增加得很快。最大的鼓风损失可占机车额定功率的 3.4% 左右, 一台 660kW (900 马力) 的柴油机车, 其最大鼓风损失就可达 22kW (30 马力)。这些鼓风损失功率转变成热能, 将迅速加热变矩器壳体内循环流动的空气。这些空气又不能经热交换器进行冷却, 因而导致变矩器壳体及其它有关零部件温度急剧上升, 传动装置功率越大, 温升也越高, 其结果将引起变矩器内轴承等部件的损坏, 应采取一定措施以降低鼓风损失, 并用冷却套等加强壳体散热。

降低鼓风发热损失, 通常是用机械的办法封闭空转变矩器的循环圆流道, 隔断或限制空气的循环流动, 以降低鼓风损失。当该变矩器充油正常工作时, 则解除封闭。封闭循环圆降低鼓风损失所采用的结构型式有多种。大连内燃机车研究所初步对它们进行了研究。考虑到结构简单, 方便可行, 采用了如图 1—17 所示的封闭导轮的结构型式。

在导轮叶片最厚处, 把导轮分成内、外两圈轮盘, 以期最大限度地封闭循环圆通道 (内轮盘固定, 而外轮盘可相对内轮盘作一定范围的转动)。转动导轮外轮盘的操纵机构是由油缸、滑阀、拨叉等组成的。油缸通过拨叉带动导轮外轮盘转动。当压力油进入左方油缸时, 导轮叶片处在对准位置,

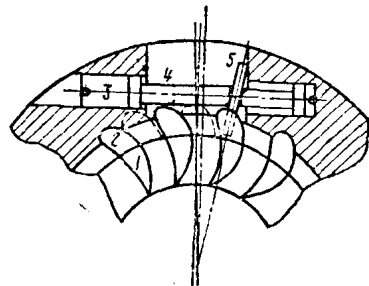


图 1—17 JQB₂ 型变矩器导轮封闭结构示意图

1 —— 导轮内轮盘; 2 —— 导轮外轮盘; 3 —— 油缸; 4 —— 滑阀; 5 —— 拨叉。

确保变矩器工作，当压力油进入右方油缸时，导轮外轮盘相对内轮盘转过半个节距，导轮叶片错开，达到局部封闭循环圆的目的（该变矩器的封闭量可达72%）。试验结果，可降低鼓风损失功率达50%。通过外特性试验表明，这种转动导轮外轮盘封闭循环圆的结构，一旦内、外轮盘对准到工作位置后，对变矩器的性能毫无影响。

4. 液力换向调车柴油机车的特点 液力换向调车柴油机车所具有以下的独特优点。

（1）换向迅速且自动化，操纵简单。对换向不频繁的干线柴油机车来说，普通液力传动装置采用机械换向机构可以令人满意地完成换向动作，这已被国内外的干线液力传动机车的运用经验所证实。然而，对调车作业来说，换向动作比干线机车频繁得多，在某些情况下每小时可多达60次，这就要求调车作业必须具有换向迅速的特点。采用机械换向装置，完成一次换向动作的时间较长，有的要长达7~12s，这对于运行方向频繁改变的调车机车来说，是很不利的。

具有液力换向传动装置的调车机车，排除了传统通过机械离合器来实现的换向动作，而是采用所谓纯液力的换向，即通过前进变矩器和后退变矩器排油、充油来实现机车换向，从而使得机车换向迅速，避免了普通液力传动机车换向过程中可能发生的“齿顶齿”现象。此外，由于应用了纯液力的方式来实现换向，使得机车从一个方向的牵引工况转到减速、停车、直至进入另一运行方向的牵引工况，无需进行其它复杂的操作，司机只须操纵换向手柄，就可使换向过程自动地进行。显然，液力换向调车机车所具有的换向迅速、自动化以及操作简单是液力换向传动装置得到广泛发展的主要原因，也是比其它传动型式（如电传动，机械传动）优越之处。

（2）可实行动力制动。调车作业的主要特点是频繁地起动、加速、停车、换向。在一般机车上无例外地是施行空气制动来使机车减速或停车。而在液力换向的液力传动机车上，却可借助其结构上的特点，利用反向旋转的变矩器充油来实行比液力制动器（或电传动机车的电阻制动）效果更好的动力制动，这种制动方式在低速至零速时，也可将制动力调节得很高。

显然，这一制动力特性是液力制动器（电传动机车的电阻制动）无法比拟的。因为在机车低速范围内，液力制动器所能实现的制动力比较小，必须借助空气制动来使机车停车，而液力换向传动装置在机车全部速度范围内，可以任意控制其所需的制动力，从而能够大大减轻闸瓦磨耗，缩短调车作业的辅助时间，这也是它比电阻制动、空气制动优越的地方。

（3）结构简单，运用可靠。乍一看，液力换向传动装置比普通的液力传动装置要多一根变矩器轴（二轴），似乎结构比较复杂。但是它省去机械换向所必需的各部件，使得整个装置结构简单。诚然，从多一根变矩器轴、多制造两个变矩器和其它有关零件方面看，确实增添了一定的加工工作，然而由于两个变矩器轴几乎完全相同，故不会给制造厂增加工艺上的麻烦。

三、恒低速液力传动柴油机车传动装置

1. 机械——液力传动低速1000马力柴油机车传动装置 是在太行〈1〉型液力换向调车机车的传动装置上增加了机械低速箱（图1—18），所以不仅具有液力换向的优点，而且能以0.8~1km/h的低速稳定运行，以满足不停车装、卸、过磅等作业的要求。

当机车以恒低速运行时，两个变矩器都不充油，司机将换向手柄置3位（机械低速位），