

高等学校试用教材

内燃机车液力传动

北方交通大学主编

上海铁道学院主审

中国铁道出版社

高等学校试用教材

内燃机车液力传动

北方交通大学主编

上海铁道学院主审

中国铁道出版社

1980年·北京

内 容 简 介

本书系统地介绍了液力传动工作原理、设计计算及试验方法,综合介绍了国内外液力传动方面的科技成果,提供了各种类型有代表性的液力元件循环圆的几何参数及试验资料。

本书是为高等院校内燃机车专业教学需要编写的,但取材比较广泛,兼顾了生产和科研人员的需要,并可供从事其他车辆及机械液力传动工作的教学、科技人员参考。

高等学校试用教材

内燃机车液力传动

北方交通大学主编

上海铁道学院主审

中国铁道出版社出版

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 $\frac{1}{8}$ 印张: 22 插页: 1 字数: 514 千

1980年8月第1版 1980年8月第1次印刷

印数: 0001—6,000 册 定价: 2.30 元

前 言

液力传动以其良好的牵引经济性能、隔振减振、过载保护、运用可靠、维修方便和节约有色金属等特点，在内燃机车、汽车、坦克、拖拉机、船舶、电力设备，以及工程、石油钻探、采矿、起重运输、化工、冶炼等机械上获得广泛的应用。

随着液力传动技术的发展，从事液力传动工作的人员也日见增多，但国内出版的、能满足教学、生产、科研等多方面要求的参考书籍为数甚少。有鉴于此，本书在编著过程中，其取材范围就不局限于满足教材的需要，也不完全局限于内燃机车专业。

本书系统地介绍了液力传动工作原理、设计计算及试验方法，提出了一些新的概念和新的设计计算方法，综合介绍了国内外液力传动方面的科技成果，提供了若干各种类型有代表性的液力元件循环圆和叶型的几何参数及试验资料。

根据国务院及教育部的有关决定，本书初次采用了国际单位制。若无特殊说明，所有公式、图、表均采用国际单位。为适应当前由工程单位制逐步过渡到国际单位制的实际情况，便于读者查阅使用，凡属国家标准的规范性数据图表、试验图表及产品名称等均不改变其原来应用的单位制——工程单位制，并在这些图表名称的后面加注“工程单位制”字样；若文中出现国际单位制的数值，一般在其后加一括弧，内注工程单位制的数值，例如：油压 $p = 0.687$ 兆帕（7 公斤/厘米²）。有关国际单位制在本书中应用的一些问题，详见附录 3。

本书除应用了作者所在单位的有关设计、计算及试验资料外，还应用了四方机车车辆工厂、北京二七机车工厂、戚墅堰机车车辆工厂、资阳内燃机车工厂、北京内燃机务段，山海关内燃机务段、大连内燃机车研究所、上海交通大学、天津工程机械研究所、大隆机器厂、北京石油勘探开发科学研究院石油机械研究所、抚顺挖掘机厂、上海汽车齿轮厂、天津液力机械厂、张家口煤矿机械厂及上海航道局接力泵站的技术资料；应用了中国科学院数学研究所、北京钢铁设计院及北方交通大学计算机进行计算，得到了北京二七机车工厂、上海交通大学、铁道科学研究院金化所一些同志的协助，谨向上列单位的同志表示谢意。

本书由西南交通大学、兰州铁道学院、大连铁道学院、长沙铁道学院、上海铁道学院及北方交通大学合编，由北方交通大学主编、上海铁道学院主审。具体分工如下：

第一、六章 长沙铁道学院 戴永宝

第二章 第一～六节、第十三节 上海铁道学院 陈大瀛、陶曾鲁

第七～十二节 北方交通大学 王正宾、谢让皋

第三章 兰州铁道学院 韩志荣

第四章 西南交通大学 段塘川、李植松

第五章 大连铁道学院 栾承德

第七章 大连铁道学院 张钟尧

除上列同志直接参与编著外，还有许多同志为书稿抄写、描图、收发稿件，为教材会议筹备、组织领导、服务作了许多工作，谨向这些同志表示谢意。

本书除可作为铁路高等院校内燃机车专业的教材外，也可作为各有关专业教学参考书，并可供生产及科研人员参考。作为铁路高等院校教材使用时，“目录”中注有“△”符号的章节可以不讲授，其它章节内容也可酌情删减。

由于编写时间较短，热诚地希望读者批评指正。

编 者

1979.10

目 录

第一章 绪论	1
第一节 传动装置的功用.....	1
第二节 传动装置的分类.....	5
第三节 国内外液力传动内燃机车发展概况.....	6
第二章 液力变扭器	10
第一节 液力变扭器的工作原理.....	10
第二节 液力变扭器循环圆内液体流动的分析.....	15
第三节 液力变扭器叶轮的基本方程式.....	32
第四节 液力变扭器循环圆内的能量平衡.....	37
第五节 液力变扭器的外特性和全外特性.....	43
第六节 液力变扭器的无因次特性.....	52
第七节 液力变扭器与柴油机的共同工作特性及其调节.....	63
第八节 液力变扭器的实例简介.....	71
第九节 类比法设计液力变扭器.....	90
△第十节 液力变扭器基本参数的确定.....	95
△第十一节 液力变扭器叶轮叶型设计.....	117
第十二节 液力变扭器特性试验.....	126
△第十三节 液力变扭器轴向力.....	145
第三章 液力耦合器和复合式变扭器	152
第一节 液力耦合器的结构特点、工作原理及其特性.....	152
第二节 液力耦合器与发动机联合工作特性及其调节.....	156
第三节 液力耦合器的实例.....	162
第四节 液力耦合器的类比设计.....	180
△第五节 复合式变扭器.....	181
第四章 液力传动装置	190
第一节 机车液力传动装置.....	190
第二节 机械式换向机构.....	211
第三节 液力传动装置的润滑、供油和冷却.....	218
第四节 液力传动装置的设计计算.....	223
第五节 液力传动装置的试验.....	230
第六节 液力传动的工作液体.....	233
第五章 液力传动装置的换档系统	238
第一节 换档系统的任务及要求.....	238
第二节 换档点的确定.....	239

第三节	自动换档系统的分类及其工作过程	244
第四节	机械式换档反应器的设计计算	256
第五节	换档反应器的试验和调整	269
第六章	液力制动装置	272
第一节	液力制动的工作原理	272
第二节	液力制动装置的构造与作用	274
第三节	液力制动装置的试验和调整	283
△第七章	液力传动内燃机车的电气控制	286
附 录		302
附录 1	几种液力变扭器循环圆及叶型图	302
附录 2	几种液力变扭器试验特性数据	335
附录 3	国际单位制在本书中的应用	338
附录 4	本书应用的基本符号及单位	340
参考文献		343

第一章 绪 论

第一节 传动装置的功用

在内燃机车上，柴油机和机车动轮之间都装有传动装置，柴油机的功率是通过传动装置传递到动轮上去，而不是由柴油机直接驱动动轮的，其原因就在于柴油机的特性不能满足机车牵引特性的要求。因而，传动装置的主要功用就是使柴油机的特性适应机车牵引特性的要求。下面将分别介绍机车理想的牵引特性和柴油机特性，从而可以看到内燃机车采用传动装置的必要性。

一、机车的理想牵引特性

列车运行时，由于线路条件和牵引吨位的变化，持续速度的变化范围是比较大的（机车能持久工作的速度范围称为机车的持续速度范围）。为了充分发挥机车的工作能力，达到“多拉快跑”的目的，就要求在持续速度范围内充分发挥柴油机的额定功率，并通过传动系统有效地转变为机车的轮周功率，机车的理想牵引特性就是根据这个要求来定出的。

机车轮周功率 N_K 为：

$$N_K = N_f \eta_e (1 - \beta) = \frac{F_K V}{3600}$$

即

$$F_K = 3600 (1 - \beta) \cdot \frac{\eta_e N_f}{V} \quad (1-1)$$

式中 N_K ——机车轮周功率，千瓦；

F_K ——机车轮周牵引力，牛；

V ——机车运行速度，公里/时；

N_f ——柴油机功率，千瓦；

η_e ——机车传动系统效率；

β ——机车辅助装置消耗功率与柴油机有效功率的比值。

若采用工程单位制，则

$$F_K = 270 (1 - \beta) \frac{\eta_e N_f}{V} \quad (1-1a)$$

式中 F_K 的单位为公斤； N_f 的单位为马力； V 的单位是公里/小时。

在列车运行中，辅助装置将根据需要时开、时关，其消耗的功率是变值， β 的最大值约为 0.1 左右。

从式 1-1 可以看出，如果在机车整个持续速度范围内，柴油机的功率 N_f 不随机车速度的变化而变化，始终发出它的额定功率（亦即柴油机的功率输出率 $\varphi = N_f / N_{f.e} = 1$ ），同时机车传动系统效率 η_e 在整个持续速度范围内始终保持最高值 η_{max} ，也不随机车速度而变，

则机车轮周牵引力 F_K 与机车速度 V 就应是双曲线关系 (图 1-1), 这就是机车理想的牵引力曲线。至于整个机车的效率 η 可由下式计算:

$$\eta = \eta_f \eta_c (1 - \beta) \quad (1-2)$$

式中 η_f ——柴油机有效效率。

如果在机车整个持续速度范围内, 柴油机始终在额定点工作, 即 $\eta_f = \eta_{fc} = \text{常数}$; 同时, 机车传动系统效率 η_c 也保持最高值 η_{max} 不变, 则由式 1-2 可知, 机车效率曲线为一水平直线 (图 1-1)。

上面介绍的是机车理想牵引特性, 它说明在机车持续速度范围内, 若柴油机始终在额定点工作, 而传动系统效率也始终保持最高值不变, 则机车轮周牵引力与速度是双曲线关系, 机车效率是水平直线。如果机车具有这样的牵引特性, 既能经济地充分发挥出该机车的工作能力, 又能符合列车运行的要求。当机车起动及低速运行时, 高的牵引力可以克服列车较大的起动阻力, 并使列车迅速加速; 当列车运行在上坡和弯道上时, 由于运行阻力增大, 机车速度降低, 而牵引力则很快上升, 以克服阻力使列车前进; 当列车运行在平直道上时, 由于阻力较小, 运行速度较高, 所需要的牵引力也就可以较小了。

实际上, 机车起动及低速运行时的轮周牵引力受到粘着质量 (工程单位制中称粘着重量) 的限制, 不能超过粘着牵引力 (图中带影线的斜线), 否则机车动轮就要打滑。粘着牵引力的公式为:

$$F'_K = 1000 P_K g \psi_K \text{ 牛} \quad (1-3)$$

式中 P_K ——机车粘着质量, 吨;

g ——重力加速度, 9.81 米/秒^2 ;

ψ_K ——粘着系数,

$$\psi_K = 0.25 + \frac{8}{100 + 20V}$$

其中 V ——机车速度, 公里/时。

若采用工程单位制, 则

$$F'_K = 1000 P_K \psi_K \text{ 公斤} \quad (1-3a)$$

式中 P_K 是粘着重量, 单位也是吨。

这样, 机车理想的牵引力曲线就是由粘着牵引力曲线与双曲线组成, 在持续速度范围内, 则希望机车轮周牵引力按双曲线变化。

一般机车的持续速度范围可以用机车构造速度 V_{max} 与机车最低持续速度 V_{min} 的比值 $P = V_{max}/V_{min}$ 来表示 (对液力传动内燃机车来说, 构造速度为机车结构所允许的最大持续运行速度, 而最低持续速度为机车全功率下受散热能力限制的最低速度)。机车持续速度范围是根据机车类型而定, 对于干线机车来说, 牵引吨位变化不大, 而线路纵断面 (即坡度 i) 的变化很大, 所以干线机车的最低持续速度一般就等于在额定牵引吨位下列车在限制坡道 (或称计算坡道) 上通过时的运行速度。

目前, 一般干线货运机车的最低持续速度约在 20~25 公里/时之间, 机车的构造速度在

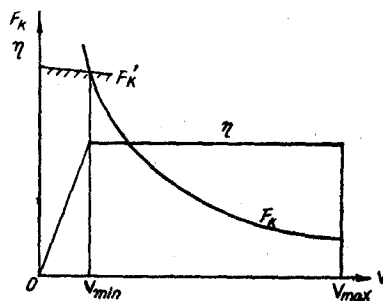


图 1-1 机车理想的牵引特性曲线
 F_K ——轮周牵引力, η ——机车效率;
 V_{min} ——机车最低持续速度;
 V_{max} ——机车构造速度。

100~120公里/时之间；干线客运机车的最低持续速度约在30~40公里/时之间，机车的构造速度在120~160公里/时之间，有的高速机车的构造速度大于160公里/时，因此，干线机车的持续速度范围 P 就在5左右。对调车和小运转机车来说，牵引吨位变化很大，所要求的最低持续速度很低，一般在5~10公里/时之间；最大运行速度亦较干线机车的构造速度小得多。一般调车机车的 V_{max} 在30~40公里/时之间；小运转机车的 V_{max} 在60~80公里/时之间；因此，调车及小运转机车的持续速度范围就在8~10之间。

二、柴油机特性

我们知道，柴油机曲轴的扭矩及转速，经过一系列传动元件传至机车动轮后，就分别转化为机车的轮周牵引力及机车速度。前面介绍了机车理想的牵引特性应是双曲线，现在来看柴油机特性是否能满足机车理想牵引特性的要求。

当全喷油量时，柴油机的功率 N_f 、扭矩 M_f 、油耗率 g_e 与转速 ω_f 的关系曲线，称为柴油机外特性（图1—2）。外特性上最大功率点 $A_N(A_M)$ 的工况就是柴油机的额定工况，其对应的功率、扭矩及转速分别称为额定功率 $N_{f.e}$ 、额定扭矩 $M_{f.e}$ 及额定转速 $\omega_{f.e}$ 。柴油机额定转速 $\omega_{f.e}$ 与外特性上的最低转速 $\omega_{f.min}$ （又称最低稳定转速）之比，称为柴油机的弹性系数 δ ，一般柴油机的 $\delta = \omega_{f.e} / \omega_{f.min} = 2 \sim 3$ 。

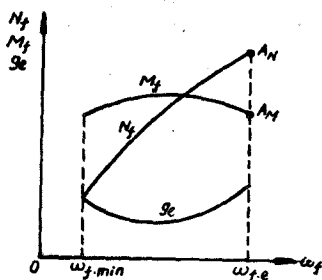


图1—2 柴油机外特性曲线

N_f ——柴油机功率； M_f ——柴油机扭矩； g_e ——柴油机油耗率； $\omega_{f.min}$ ——柴油机最低转速； $\omega_{f.e}$ ——柴油机额定转速。

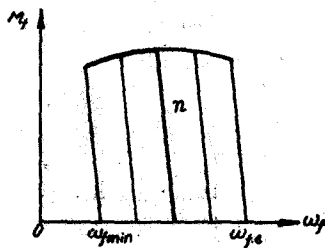


图1—3 带全制调速器的柴油机油调特性曲线

柴油机的扭矩——转速曲线和调速器的形式有关。调速器主要有全制和二制两种。全制调速器可以随外界负荷自动地调节柴油机的喷油量，例如当柴油机手柄固定在第 n 位时，若加于柴油机的负荷扭矩小于柴油机全喷油量时的扭矩值，则调速器就将喷油量减少，使柴油机的扭矩相应减小，与其负荷扭矩相平衡，而转速可以维持不变或稍有增加（图1—3）；但当外界负荷扭矩大于全喷油量的扭矩值时，则柴油机将沿着全喷油量下的外特性工作，其转速不再保持常值（图1—3中粗黑线就是全制调节柴油机在手柄 n 位时的扭矩——转速关系曲线）。

当柴油机采用二制调速器，而其调节手柄置于某一位置（如第 n 位）时，则喷油量将基本上保持不变，柴油机的扭矩亦变化不大，而转速将随外界负荷在很大范围内变化（图1—4）；但当外界负荷减小至使柴油机的转速有大于额定转速的趋势时，则调速器将自动地减少喷油量，使柴油机的转速不超过额定值；当外界负荷增大至使柴油机转速有低于它的最低稳定转速，以致有熄火趋势时，调速器将自动地增加喷油量，防止柴油机熄火（图1—4中粗黑线就是二制调节柴油机在手柄 n 位时的扭矩——转速关系曲线）。

由上可知, 柴油机的工作区域限制在由柴油机的外特性与两极限调速特性所围成的面积内(图 1—5)。

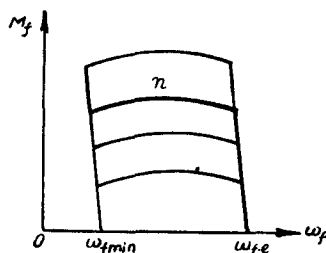


图 1—4 带二制调速器的柴油机负荷特性曲线

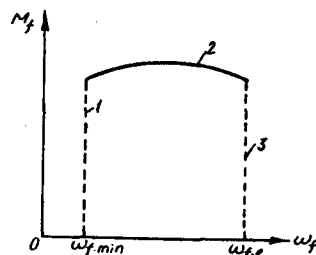


图 1—5 柴油机的工作区域
1、3 —— 分别对应于最低、最高手柄位的调速特性；
2 —— 柴油机外特性。

三、直接驱动的内燃机车

在介绍了机车的理想牵引特性及柴油机的特性之后, 现在来看如果通过万向轴和固定速比的齿轮对将柴油机曲轴和动轮相连(图 1—6 称直接驱动内燃机车), 它的牵引特性将是怎样的呢? 它是否能满足机车理想牵引特性的要求呢? 下面从三个方面来叙述直接驱动内燃机车所存在的问题。

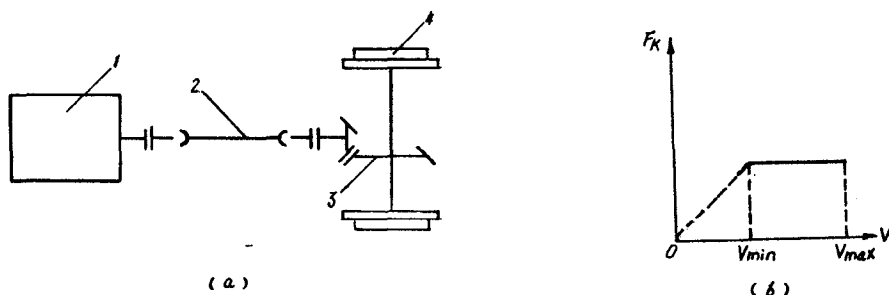


图 1—6 直接驱动内燃机车
(a) 动力传动系统; (b) 机车牵引力曲线。
1 —— 柴油机; 2 —— 万向轴; 3 —— 圆锥齿轮对; 4 —— 机车动轮。

1. 起动问题 由于柴油机必须在大于它的最低转速下才能稳定工作, 因此直接驱动内燃机车的柴油机无法启动, 必须安装离合器, 使柴油机在离合器脱开的情况下无载启动即待柴油机在最低转速下运转一短时间后, 将离合器合上, 通过离合器主、从动件间的相对滑转使列车慢慢起动, 在起动完毕后, 离合器滑转也就停止。离合器的相对滑动必然引起磨损和发热, 从而增加了机车保养和维修方面的工作量。另外, 这种机车的起动牵引力不可能太高, 否则对于起动加速不利。

2. 持续速度范围窄 很明显, 直接驱动的内燃机车的持续速度范围 P 值就等于柴油机的弹性系数 δ , 即 $P = \delta = 2 \sim 3$ 。这和前面提出的机车持续速度范围的要求相差很远, 不能满足机车运用的要求。

3. 牵引特性不良 柴油机手柄置于最大位置时, 直接驱动内燃机车的牵引力曲线和柴

油机扭矩特性相似，近于水平直线（图 1—6）。这样的牵引力曲线不能符合理想牵引特性的要求。

根据以上分析可以知道，直接驱动内燃机车的牵引特性与理想的牵引特性相差很远，不能满足机车运行的要求，因此必须在柴油机和机车动轮之间设置传动装置。传动装置的主要任务就在于使柴油机输出的扭矩——转速特性适合于机车运行要求的牵引特性。

四、对机车传动装置的要求

传动装置应保证机车具有所要求的持续速度范围，并在此速度范围内，获得最大的轮周功率，亦即牵引力——速度曲线的变化希望接近于双曲线，同时传动装置应具有高的传动效率。这是对传动装置牵引经济性能的基本要求。除此之外，它还应满足以下要求：

- （1）当柴油机启动时，传动装置应能使柴油机与动轮脱开，以便使柴油机无载启动。
- （2）柴油机只能单向旋转，传动装置应具有换向机构，使机车能前进和后退，并具有相同的牵引特性。
- （3）传动装置工作应可靠，能适应在酷热与严寒的条件下进行正常工作。
- （4）结构简单，尺寸紧凑，质量轻，造价低，运用维修方便。
- （5）传动装置应尽可能系列化，使同一装置可用于相近功率等级的机车和动车；传动装置内的主要零部件也应尽可能系列化、简统化，增加其互换性。

第二节 传动装置的分类

迄今为止，内燃机车传动装置可以分为三大类：机械传动、电力传动及液体传动。

一、机械传动

机械传动装置就是由一个主摩擦离合器和一个多档速度的齿轮变速箱的组合。柴油机经主摩擦离合器、变速箱，再驱动机车动轮。这种装置和大多数汽车用的机械传动装置一样，主离合器脱开时，启动柴油机，然后慢慢合上离合器，车子就启动了。运行过程中，不断改变变速箱的档位，亦即不断改变变速箱的齿轮传动比，就使机车由低速到高速，获得所需的工作速度范围。机械传动装置的牵引力——速度曲线呈阶梯的形状（图 1—7），变速档位越多，则越接近理想牵引力曲线（图中以虚线表示）。

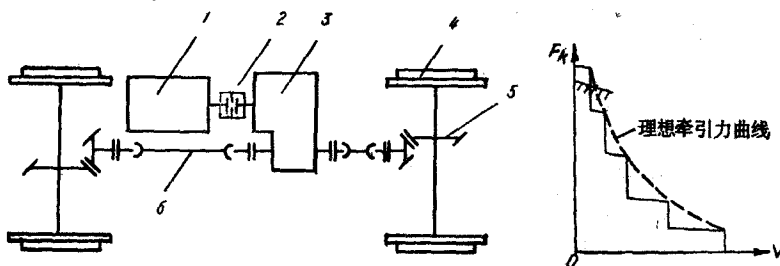


图 1—7 机械传动内燃机车简图及牵引力曲线

1——柴油机；2——主离合器；3——多档变速箱；4——机车动轮；5——伞齿轮对；6——万向轴。

机械传动装置虽然具有结构简单、制造方便、效率高等优点,但由于离合器经常发热磨损,换挡时牵引力中断,柴油机功率输出率低等原因,在近代大功率干线内燃机车上没有被采用,而仅适用于小功率内燃机车及动车上。这种装置的单元功率很少超过368千瓦(500马力)。

二、电力传动

电力传动装置是用柴油机带动发电机,发电机发出的电能供给装在机车动轴上的牵引电动机,驱动机车动轮。早先的电力传动内燃机车采用直流发电机及直流牵引电动机,即直-直流制。这种传动装置工作可靠,牵引性能良好,但质量大、造价高、耗费有色金属多。从六十年代中期开始采用交流发电机和直流牵引电动机的交-直流制电力传动(即交流发电机发出的交流电,经整流后供给直流牵引电动机,驱动机车动轮)。由于采用了大功率交流发电机及转速较高的柴油机,使每千瓦的机车质量得到减少。近年来,国外出现了交流发电机及交流牵引电动机的交-交流制的电力传动内燃机车,但目前还只有试制产品。电力传动装置在大功率内燃机车上都已得到了广泛的应用。

三、液体传动

液体传动又可分为液压传动及液力传动两种。液压传动采用的主要液压元件是容积式液压泵及液压马达,它主要用作小功率内燃机车的主传动和大功率内燃机车的辅助传动,如冷却风扇的传动等。液力传动应用的液力元件是液力变扭器及液力偶合器。

液力传动与电力传动是目前铁路内燃机车最主要的两种传动形式,它们都具有良好的牵引经济特性。二者相比,液力传动几乎不用贵重的有色金属-铜,同时质量小,因而造价也低;另外,由于结构简单、工作可靠,因而维修保养也较方便。

从两种传动的效率来看,液力传动与直-直流制电力传动比较,其效率基本相同,而比交-直流制电力传动要稍差一些。虽然如此,但由于液力传动内燃机车质量小,因此两种机车的车钩效率就很相近了。根据我国自制及从国外购进的干线内燃机车在我国现场实际运用的资料来看,都证明液力传动内燃机车在经济性与可靠性上,都和电力传动内燃机车不相上下[14]。

由于液力传动易于做到具有很低的机车持续速度,同时又便于设置工况机构,因此,液力传动装置特别适用于调车及小运转内燃机车。尤其是液力换向传动装置的发展,对调车内燃机车的应用更为有利。

液力传动的效率虽低于机械传动,但由于前者具有起动加速快而平稳、自动无级调速、换挡无冲击、隔振减振、过载保护等优点,使它取代了一部份机械传动装置,而在汽车、坦克、拖拉机以及起重运输、矿山、钻探、化工、冶炼等机械上都获得了广泛应用。

第三节 国内外液力传动内燃机车发展概况

液力传动在本世纪初首先应用在船舶上。1933年德国制造了第一台用液力传动装置的内燃机车,输入功率为80马力。随后,一些国家开始小批生产液力传动内燃机车。第二次世界大战以后,液力传动内燃机车以其运用可靠,维修方便、质量小、价格低和用铜少等优越

性, 获得了运用和发展。国外制造液力传动内燃机车的主要国家有西德、日本等, 液力传动内燃机车的使用则遍及各种不同气候和不同地理条件的几十个国家。据统计, 1978年在全世界内燃机车及动车的总量中, 采用液力传动的在内燃机车中占20%〔54〕, 在内燃动车中占28%〔55〕〔56〕; 全世界生产的120种摩托列车, 其中105种是用液力传动或液力机械传动的。

德国是世界上最早发展液力传动内燃机车的国家。它所生产的液力传动内燃机车不仅用于国内, 而且还大量销售到许多国家。它的液力传动装置主要有两种类型: 即伏亦特 (Voith) 型和米基特罗 (Mekydro) 型, 由于后者本身的一些不足, 正被前者所取代。在日本, 国营铁路多数是窄轨。最初调车内燃机车采用液力传动, 干线内燃机车采用电力传动。1957年以后, 考虑轴重的限制, 认为液力传动内燃机车单位马力质量小, 适用于允许轴重较小的日本铁路, 因而干线用大型液力传动装置得到发展。日本不仅从西德、瑞典等国进口液力传动装置的技术, 同时还研制新型液力元件, 设计制造了自己的液力传动装置。在日本运用的2204台内燃机车中, 液力传动内燃机车有2063台, 占内燃机车总数的93.6%〔53〕。苏联在大功率内燃机车、内燃动车及调车内燃机车上均有采用液力传动的。

第二次世界大战后三十多年来, 各国研制成功数种类型的内燃机车液力传动装置, 除内燃机车及动车上应用外, 还在燃气轮动车上应用。干线内燃机车上的液力传动装置, 从发展到现在已更新多次, 每次更新都在结构工艺性、经济性上提高一步。

调车内燃机车采用液力传动, 在世界各国已极为普遍。很多国家, 如意大利、瑞典、比利时、印度、埃及等国家的调车内燃机车均以液力传动为主〔14〕。即使有些国家完全以电力传动为主的, 而其调车内燃机车中也使用液力传动。尤其是自液力换向传动装置用于调车内燃机车以来, 由于它具有牵引性能好、换向迅速、操纵方便、运用可靠等特点而得到了迅速的发展, 相继出现了不同功率等级和不同结构类型的液力换向传动装置, 在西德、法国、瑞士、瑞典、意大利、澳大利亚等许多国家获得应用。从牵引性能、运用维护等方面来看, 液力换向传动内燃机车都是极为适合调车作业的。

我国铁路牵引动力内燃化的初期, 液力传动内燃机车的发展就受到很大的重视, 1958年便试制了736千瓦 (1000马力) 内燃机车液力传动装置。二十多年来, 在党的领导下, 我国自己设计制造的各种功率等级的内燃机车液力传动装置有十几种。目前在国内铁路部门运用或成批生产的液力传动内燃机车有四方机车车辆工厂的东方红<1>型2000马力内燃机车, 其传动装置型号为SF3010, 单元功率736千瓦 (1000马力); 同一工厂的东方红<3>型3000马力内燃机车, 其传动装置型号为SF2010Z, 单元功率1104千瓦 (1500马力); 二七机车工厂的北京型3000马力内燃机车, 其传动装置型号为EQ230/510, 单元功率1987千瓦 (2700马力); 资阳内燃机车工厂的东方红<5>型1250马力内燃机车, 其传动装置型号为ZJ2012, 单元功率920千瓦 (1250马力)。此外, 路内外一些工厂生产了一批各种类型的液力传动工矿机车。我国生产的液力传动内燃机车还支援了一些亚非国家。为适应铁路运输事业的发展, 我国也从国外进口了一批大功率液力传动内燃机车。

我国液力传动装置的技术水平不断提高, 目前液力元件的性能指标已达到或接近国际先进水平, 大功率装置的齿轮轴承的设计、工艺及运用已积累了一定的经验。机车液力传动系统的系列化和简化工作也取得不少成效。机车上数量较多的万向轴和车轴齿轮箱已基本形成了标准系列, 具备了专业化生产的条件。由于运用维护方便可靠, 万吨公里的油耗量也较低, 我国的液力传动内燃机车受到了现场的欢迎, 对我国铁路牵引现代化起到良好的作用。随着液力传动技术的发展, 液力传动装置的牵引经济性能及可靠性必将进一步提高, 液力传

动内燃机车必将和其它新型机车一样，为我国铁路牵引动力的现代化发挥更加有力的作用。

现将国内外一部分大功率液力传动内燃机车主要技术参数列于表 1—1 中。

表 1-1

大功率液力传动内燃机车主要技术参数表 (工程单位制)

序号	项 目	东方红 <3>	北 京	*东方红 <4>	NY,	NY,	ML4000	TF4000	BBM4000
1	机车功率 (HP)	3000	3000	4500	4300	5000	4000	4000	4000
2	制造国名	中 国	中 国	中 国	西 德	西 德	西 德	西 德	西 德、西班牙
3	使用国名	中 国	中 国	中 国	中 国	中 国	美 国	苏 联	西班牙
4	用 途	客	客	货/客	货	货	货	客	客
5	轴 式	B'-B'	B'-B'	C'-C'	C'-C'	C'-C'	C'-C'	C'-C'	B'-B'
6	构造速度 (km/h)	120	120	100/140	108.2	113.4	113	160	130
7	持续速度 (km/h)	30	24.3	25/35	21	22	16	20	9
8	动轮直径 (mm)	1050	1050	1050	1050	1050	1016	1050	1016
9	整备重量 (t)	88 + 3 %	92 + 3 %	138 + 2 %	138	138	156	123	88
10	机车轴重 (t)	22 + 3 %	23 + 3 %	23 + 2 %	23	23	26	20.5	22
11	通过最小曲线半径 (mm)	145	125	125	125	125	70	120	100
12	燃油储量 (kg)	4500	5500	8000	10000	10000	13250	4000	5000
13	机油储量 (kg)	2 × 400	720	2 × 800	2 × 350	2 × 350			
14	液力传动箱工作油量 (kg)	2 × 350	760	2 × 650	2 × 540	2 × 540			
15	水容量 (kg)	850	1400	2 × 1000	2 × 1200	2 × 1200			
16	砂容量 (kg)	400	400	800	1000	1000	1360	700	800
17	柴油机型号	12V180ZL	12V240ZL	16V200ZL-2	MTUMB16 V652TB10	MTUMA12 V956SB10	MD870	MD870	MMB MD870
18	柴油机油数	2	1	2	2	2	2	2	2
19	液力传动装置型号	SF2010-1A型	EQ2027/510	QS2025	Voith L820rUV	Voith L820rUV	Voith L830r-U	Mekydro K184U	Mekydro K184BT
20	变扭器型式	B ₁ 三輪, 离心式 B ₂ 三輪, 离心式 B ₃ 三輪, 离心式	QB ₁ 三輪, 离心式 QB ₂ 三輪, 离心式 QB ₃ 三輪, 离心式	QS, 三輪, 离心式 QS, 三輪, 离心式 QS, 三輪, 离心式	三輪, 离心式 三輪, 离心式 三輪, 离心式	三輪, 离心式 三輪, 离心式 三輪, 离心式	三輪, 离心式 三輪, 离心式 三輪, 离心式	三輪, 离心式 三輪, 离心式 三輪, 离心式	三輪, 离心式 三輪, 离心式 三輪, 离心式

• 试制产品。

第二章 液力变扭器

第一节 液力变扭器的工作原理

一、工作原理

液力变扭器（以下简称变扭器）是液力传动的的基本元件之一，它的工作原理如图 2—1 所示。离心泵轴与发动机相连，发动机工作时，离心泵叶轮旋转，集水槽中的工作液体——水，通过进水管被离心泵吸入，由于叶轮的叶片对液体的作用，在泵中将机械能转换为液体能，使液体的速度和压力增加，高能之液体经管道和导向装置进到涡轮，在涡轮中再将液体能转换为机械能，推动涡轮旋转，涡轮轴与工作机械相连，因而工作机械也被带动运转。工作液体将能量传给涡轮后，经出水管流回集水槽，再被离心泵吸入，工作液体就这样作为一种传递能量的介质循环不已。

从上面的讨论可以看出，发动机轴与工作机械之间没有刚性联系，而是通过工作液体来传递能量的。但这种装置除结构复杂外，又因泵轮和涡轮相距较远，连接管道较长，工作液体流动时损失很大，所以传动效率不高。为改进此缺点，德国弗汀格尔（Föttinger）教授于1902年提出将泵轮、涡轮以及导向装置放于同一壳体中，如图 2—1 中的上方粗线图所示，此即为目前变扭器之雏形。

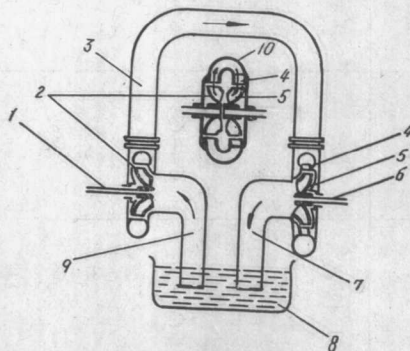


图 2—1 液力变扭器的原理简图

1——输入轴；2——泵轮；3——输水管；4——导向装置；5——涡轮；6——输出轴；7——出水管；8——集水槽；9——进水管；10——变扭器的原理图。

图 2—2 为内燃机车液力传动装置中变扭器示意图。一个变扭器至少有三个带有叶片的

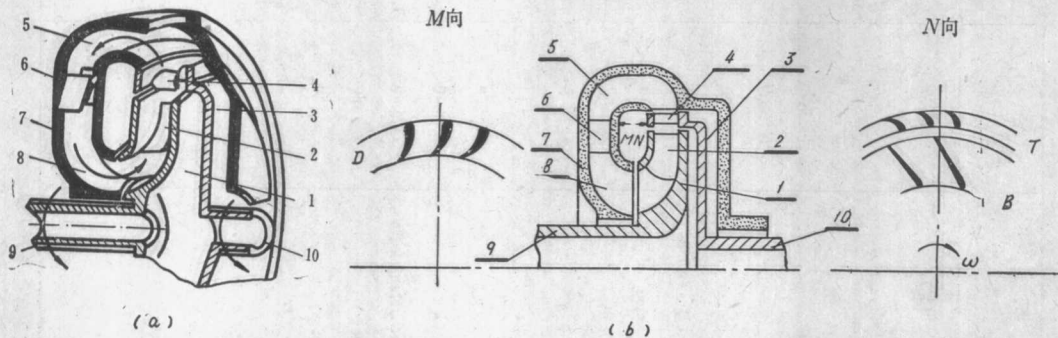


图 2—2 变扭器示意图

(a) 变扭器剖去约1/4的立体示意图；(b) 变扭器剖去约1/4的平面示意图。

1——泵轮；2——泵轮叶片；3——涡轮盘；4——涡轮叶片；5——由涡轮到导轮的无叶片流道；6——导轮叶片；7——固定不动的导轮壳体；8——由导轮到泵轮的无叶片流道；9——泵轮轴；10——涡轮轴。