

序

工程机械在不同作业工况下的行驶与牵引理论一直是原西安公路交通大学(现长安大学)筑路机械教研室的教学和研究工作的重点。多年来教研室几代老师们一直在这一方面坚持不懈地从事着大量的开拓工作,积累了丰富的经验,形成了自己的特色。

随着时间的推移,在世界范围内新技术革命对传统机械工业的改造与渗透正日益加强,工程机械的行驶与牵引理论也面临着许多新技术带来的成果,需要总结和提高。前几轮的教材主要是针对机械传动与液力机械传动来讨论工程机械性能的。在20世纪80年代液压传动作为大功率的牵引传动还不很完善,但近20年来液压技术得到了迅速的发展。反映在工程机械工业内,一方面是在以牵引功能为主的铲土运输机械上,传统的液力机械传动出现了被液压传动取代的某种趋势(虽然还不是全方位的),而另一方面大量不以牵引功能而以恒速调节为主要功能的路面与压实机械几乎全面地采用了液压传动和液压控制技术。不仅压路机、摊铺机之类较早采用液压技术的机械,甚至从来采用汽车底盘的机械,例如沥青喷洒车、清扫车、稀浆封层机等养护机械,也出现了车速调节范围极宽的液压驱动专用底盘。

新编的教科书和著作,以大量篇幅补充了液压传动和液压控制技术在行驶和牵引领域内应用的理论,总结了作者多年来从事这方面研究工作的成果,也是本教研室在这一研究方向上的继续和发展。

在本书即将出版之际,编著者希望我写几句话,我想作为一本继承过去、开拓未来,反映了本教研室多年教学和研究特色的教科书一定会在行业内引起热烈反响,并为本学科的研究做出自己的贡献。

孙祖望

2001年11月5日

前摇摇言

应长安大学重点课程建设要求及学科建设需要,历两年余,《工程机械底盘及其液压传动理论》终于脱稿。

本书是原《工程机械底盘理论与性能》(李太杰主编,孙祖望主审,人民交通出版社,1989.6)的延伸。原书共十章,分述履带和轮式车辆的行驶理论;变负荷工况下发动机的性能;液力变矩器及其与发动机共同工作的性能;车辆的牵引性能、动力性能和燃料经济性;牵引性能参数的合理匹配;履带和轮式车辆的转向理论;以及车辆的稳定性等方面内容。

1989年出版的这本著作总结了在此之前的机械传动和液力机械传动的行走式工程机械底盘理论方面的成果,形成了较完整的可以称之为经典的工程机械底盘理论,其中的变负荷下发动机的性能和牵引性能参数的合理匹配等内容,构成了该书最精彩的篇章。这些内容最早出现于原西安公路学院(现长安大学)1978年出版的由孙祖望教授著作的教材《工业履带拖拉机理论与性能》一书以及孙先生同期的有关文稿中。

近20年,特别是近10年来,液压传动在工程机械底盘上的应用突飞猛进,这主要由于随着新材料、新工艺和加工手段的完善,液压传动元件的性能和可靠性、寿命得到显著提高,设计良好的液压传动具有与液力机械传动相媲美的传动效率和工作寿命;随着使用的普及,液压元件价格大幅下降;特别是计算机控制技术与液压技术相结合,为液压传动赋予了完美的特性与巨大的生命力。有学者将内燃机技术、液压技术、计算机控制技术这三次飞跃称之为工程机械的三次技术革命,从应用的普及程度及理论的完备性方面考察,液压技术和计算机控制技术在工程机械上的革命几乎是在近一二十年内同步完成的。这一革命指明了工程机械新的研究方向,打破了传统的理论体系及思维模式。液压驱动底盘的高度自适应能力冲破了传统底盘牵引参数匹配的束缚,大大降低了精确研究工作装置力学过程的重要性,等等。

对工程机械的新技术成就,极需要相应的理论著作来总结提高,推广普及。然而这一领域,还很不充实,即使散刊的文章也不多见。接触较多的只是各液压元件生产商的产品样本与说明,大量液压传动与控制方面的著作仅对液压元件本身的结构、性能与控制进行讨论,工程机械液压系统方面的著作更多的是对系统回路的组成进行介绍,而将液压传动纳入工程机械牵引底盘的发动机—液压传动与控制—行走机构—工作装置系统中进行讨论,进行参数合理匹配,进行液压元件的性能分析等极少见。

为教学需要,笔者勉为其难,根据多年搜集的相关资料(多为液压元件样本与说明)以及通过从事工程机械新产品研制实践活动得到的一些感受,力图完成上述的部分理论工作,限于阅历、见闻、经验、精力和时间,本书亦多有不当之处,诚望同业学人不吝指正。

《工程机械底盘理论》一书基本上以原《工程机械底盘理论与性能》为模本。原书“机械总体参数仿真计算理论”是建立在相似理论基础上的方法论,与经典的底盘理论体系联系不大,故删去。原书七、八两章轮式和履带车辆转向理论补充了相关内容,进行了重写。考虑到近年来步行式机械和非牵引型机械(主动式工作部件机械)发展的需要,新写了《工程机械底盘理论》第二章第六节“非牵引车辆的牵引计算”和第九章“步行式底盘理论”。

全套丛书由姚怀新策划统稿。《工程机械底盘理论》共九章,第一、二、三、四、八章由陈波编,第五、六章由姚怀新编,第七章由陈波编写,第九章由陈波编著;《行走机械液压传动与控制》共十章,均由姚怀新编著。

全书力求内容完整,理论实用,按 70 ~ 80 学时规划篇幅,希望能适用于工程机械学科本科教学使用,并能为相关研究者和设计工作者提供参考。《行走机械液压传动与控制》亦可作为硕士研究生车辆液压力学教材或参考书。

老师孙祖望先生悉心点拨并审阅全书,获益匪浅;高级工程师张建功同志工余整理打印书稿;研究生王海飞同志暑期绘制插图;编著者为之感动,一并致谢。

Rexroth(中国)公司和 SAI(西安)中国服务中心提供了许多帮助,深表谢意。

编著者

2001 年 8 月于长安大学

主要参数表

- β_b ——泵排量比
 β_m ——马达排量比
 V_b ——泵排量
 V_m ——马达排量
 n_1, M_1, P_1 ——传动装置输入转速, 转矩, 功率
 n_2, M_2, P_2 ——传动装置输出转速, 转矩, 功率
 K_b, K_m, K_{bm} ——泵、马达、液压传动装置扭矩变换比
 n_H ——全排量额定转速
 p_H ——额定压力
 n_m ——全排量最高标定转速
 p_m ——最高标定压力
 n_H^x ——小排量额定转速
 n_m^x ——小排量最高转速
 V_{xH} —— n_H^x 对应之排量
 V_{xm} —— n_m^x 对应之排量
 n_α ——斜盘或斜轴角度为对 α 时对应之额定或最高转速
 n_{max} ——全排量 $V_{max}(\alpha_{max})$ 时对应之额定或最高转速
 $R(t)$ ——可靠度函数
 $F(t)$ ——失效概率
 $\lambda(t)$ ——失效率
 $f(t)$ ——失效密度
 K_N ——循环次数修正系数
 K_V ——离散性系数
 p_0 ——蓄能器充气压力或系统补油压力
 p'_H ——载荷额定压力, 工程机械用液压元件额定压力
 p'_m ——元件最高匹配压力
 p_1, p_2, p_M ——脉动压力最小、最大、平均值
 η_v, η_t, η ——泵(下标 b)、马达(下标 m)的容积效率, 机械效率和总效率
 p^b, p^m ——分别为泵压力和马达压力
 C_S ——层流泄漏系数

C_V ——层流阻力系数
 C_f ——机械阻力系数
 p_{CP} ——载荷平均压力
 \bar{p} ——发动机为额定功率,泵为全排量时的压力
 p'_m ——元件最高匹配压力
 n^s ——元件实际工作匹配转速
 n^s_{bm} ——发动机高空转转速或泵制动时的转速
 n^s_{bH} ——发动机额定转速时泵的匹配转速
 n_{bm} ——泵全排量最高转速
 n^s_{mm} ——马达全排量时的最高匹配转速
 n^s_{mH} ——发动机额定转速、泵全排量、马达全排量时马达的理论转速
 n_{mm} ——马达全排量时的最高标定转速
 n_{mH} ——马达全排量时的额定转速
 n^{xs}_{mm} ——马达排量时最高匹配转速
 n^{xs}_{mH} ——发动机额定转速,泵全排量、马达小排量时马达的理论转速
 n^x_{mm} ——马达小排量下的最高标定转速
 n^x_{mH} ——马达小排量下额定转速
 G_e ——燃料消耗量
 g_e ——燃料消耗率
 P_e ——发动机输出功率
 g_i ——指示燃料消耗率
 η_{mf} ——发动机机械效率
 η_i ——指示热效率
 H_u ——燃料低热值
 α ——过量空气系数
 A_m ——发动机负荷率
 ε ——压缩比
 M_Z ——发动机负荷扭矩
 M_e ——发动机输出扭矩
 p_1, p_{st} ——泵排量控制压力
 p_E ——进行泵排量控制的泵出口高压
 p_{Mmax} ——发动机最大负荷扭矩时泵全排量对应压力
 p_b ——补油压力或泵压力
 Q_b ——补油流量
 P_j, P_{jj}, P_{mj} ——角功率、机器角功率、马达角功率
 R_e ——传动装置有效传动比(变换比)

R_b, R_m ——泵、马达有效传动比(变换比), $R_b = 1/R_b, R_m = 1/\beta_m$
 n_{bH}^s ——发动机在额定工况时液压泵的匹配转速
 n_{bH} ——液压泵额定转速
 β_m' ——变量马达小排量最高标定转速 n_{mm}^x 对应的排量比
 K_p ——牵引比, 最大牵引力与车辆重量之比
 K_F, K_r, K_α, K_f ——工作装置阻力系数、行走装置阻力系数、坡道阻力系数、滚动阻力系数
 K_t ——低速大扭矩马达补油压力常数
 $V_{min}^{m1}, V_{min}^{m2}$ ——马达 1 与 2 最小排量
 $V_{max}^{m1}, V_{max}^{m2}$ ——马达 1 与 2 全排量
 F ——牵引力
 u ——车辆行走速度
 K_n ——发动机速度适应性系数或发动机调速比
 R_n ——发动机调速范围(比)
 M_r ——发动机制动扭矩
 p_r ——液压系统制动压力
 η_{tr}^b ——泵制动时的机械效率
 η_{vr}^b ——泵制动时容积效率
 n_{rmax}^m ——制动时马达的最高转速
 M_{mr} ——马达制动扭矩
 Q_x ——泄漏油量
 K_v ——油液定容比热
 β_x ——过滤比
 E_c ——过滤效率
 P_h ——液压功率流
 P_m ——机械功率流
 K ——行星差速器特征常数
 ε_h ——液压分流比
 ε_m ——机械分流比

目 录

绪论	1
第一章摇行走机械(车辆)液压传动装置的工作原理及特点	2
第一节摇行走机械液压传动装置的基本工作原理	2
第二节摇行走机械液压传动装置的基本特性	3
第三节摇液压传动装置的特点分析	6
第二章摇液压传动装置的可靠性寿命与传动效率的影响因素	11
第一节摇液压元件性能参数及可靠性寿命	11
第二节摇动态载荷对液压元件寿命的影响	23
第三节摇液压元件的传动效率	27
第四节摇液压元件性能参数与传动装置设计指标的关系	30
第三章摇液压元件工作压力和转速极限及参数的匹配	31
第一节摇液压元件工作压力的选择及参数匹配	31
第二节摇液压元件工作转速的选择及参数匹配	37
第四章摇发动机与液压传动装置的参数匹配及控制原理	42
第一节摇控制理论及控制装置工作原理	43
第二节摇典型液压控制装置原理介绍	47
第五章摇变量马达的控制方式及参数选择	63
第六章摇液压传动装置的参数计算	69
第一节摇液压传动元件的参数匹配计算	69
第二节摇车辆牵引力计算	74
第七章摇典型液压传动元件与驱动装置的结构形式及其性能成本特点	77
第一节摇液压泵性能特点	77
第二节摇单马达减速驱动装置的结构原理与性能特点	79
第三节摇几种单马达液压减速驱动装置的性能比较	94
第四节摇多马达减速驱动装置的结构原理及性能特点	99
第五节摇马达变速驱动装置的结构原理及性能特点	101
第六节摇液压元件的性能价格比及参数选择	109
第八章摇工程机械底盘液压驱动方式及特点	113
第一节摇履带式底盘液压驱动方式	113
第二节摇轮式底盘液压驱动方式	115
第九章摇行走车辆的辅助装置与回路	127
第一节摇液压同步及限速装置工作原理简介	127
第二节摇液压驱动车辆的制动装置	132
第三节摇行走机械闭式液压系统的补油泵与补油量	137

第四节	摇行走机械闭式液压系统的油液过滤	140
第十章	摇特殊液压传动装置简介	147
第一节	摇次级调节液压传动装置简介	147
第二节	摇功率分流式液压传动装置简介	152
第三节	摇非牵引型车辆液压传动简介	162
	参考文献	165

绪摇摇论

摇摇行走机械液压传动装置以连续旋转的运动形式在发动机与行走装置之间传递动力。液压传动装置不仅具有良好的无级调速性能和灵活布局的特点,而且可以进行多种多样的调节和控制。特别是与传感器电子技术相结合,使工程机械实现智能化、节能化、环保化,即现代化。正因为如此,人们常将内燃机的应用称作为工程机械的第一次技术革命,将液压传动称作为第二次技术革命,将节能、环保、智能化称作为第三次技术革命,而智能化往往是在液压传动的基础上实现的。因此,对行走机械液压传动的研究就成为工程机械现代化极其重要的一课。

近十多年来,液压传动在工程机械行走系统中的应用取得了长足进展,挖掘机械、路面机械等非牵引机械几乎全为液压传动,即使典型的牵引机械如装载机、平地机、推土机等也在大量采用液压传动,并以迅猛之势快速拓展。其动力为:1. 实用液压控制技术的发展与完善。著名液压元件生产厂家不仅提供元件,而且提供具有各种控制功能的控制装置,这些控制装置几乎可以满足工程机械各种功能需求。2. 液压传动元件本身的优化设计与精密制造,以及新材料、新工艺的应用,使元件在功率容量(工作压力、转速)、质量、传动效率、工作寿命等方面都达到了近乎完美的程度,特别是随着制造技术的完善、应用的普及,使液压元件的价格大大下降。这些进步彻底改变了那种认为液压传动效率低、可靠性差、价格高的传统观念。

尽管如此,液压传动在牵引型工程机械行走系统中的应用仍为薄弱环节,分析其制约因素,大致有如下几条:1. 发动机、液压泵、液压马达、行走机构组成为一个负荷驱动系统时,其最佳的动力输出不仅取决于各元件本身,而且取决于各元件性能参数之间的合理配置,这一配置要同时兼顾元件的工作寿命与制造成本。目前,这方面的研究尚不完善,传统的工程机械底盘理论仅讨论了机械传动与液力机械传动的参数配合。2. 发动机、变量液压泵、变量液压马达、行走机构组成的负荷驱动系统是一个多变量的复杂系统,为使该系统在任何状态下都有最佳的动力输出,必须对该系统进行控制。目前的大量研究完善的只是对液压泵、马达本身的压力、排量进行控制,当各元件组成一个系统时,为达到最佳性能和工作寿命及制造成本的控制目标如何? 控制方式如何? 这一切均需要从发动机性能、液压传动和车辆理论方面进行综合研究才能得出结论,而这一研究很不完善。3. 液压马达组成一个什么形式的液压驱动装置使机器有最简单的结构,同时保持高性能、长寿命、低成本,这仍是一个值得研究的领域。4. 在工程机械剧烈变化的工况下使用时,各种结构形式的液压元件性能特点如何,影响因素如何,应对其参数进行何种调整,应采取什么措施? 即液压元件在工程机械上的合理使用也是有待研究的领域。

本书试图从上述几方面进行讨论,形成一个初具轮廓的行走机械液压传动理论框架,使现代工程机械底盘理论与性能更加完善。

第一章摇行走机械(车辆)液压传动装置

摇摇摇的工作原理及特点

第一节摇行走机械液压传动装置的基本工作原理

行走机械液压传动装置中的液压泵、马达、连接管道及其控制阀组在结构上可以有多种组合方式,按布局形态可分为“整体式”和“分置式”两类;按液压马达与行走装置之间的连接,有“高速方案”和“低、中速方案”;按泵、马达数量可分为单泵、单马达,单泵多马达,多泵多马达等。这些结构形式各自的性能特点及应用场合将在后述有关章节中专门介绍。

由于正、反方向行走及制动等要求,行走机械液压传动装置的泵、马达大多采用闭式回路方式(图 1.1),只是在一些小型车辆上偶尔采用带有平衡背压的开式回路。闭式系统采用双向变量液压泵,通过泵的变量改变主油路中油的流量和方向,实现车辆的变速与换向,可以充分体现液压传动的优点。闭式系统的主泵上通轴附设一小排量齿轮(或内齿轮)补油泵,补油溢流阀和补油单向阀多集成于主泵,冲洗冷却阀组则集成于马达。补油溢流阀调定补油压力,补油单向阀选择补油方向,向主油路低压侧补油,以补偿由于泵、马达容积损失及由冲洗冷却阀组中泄掉之流量。补油泵的存在使系统增加了一部分很小的稳定的附加损失,但其排量和压力相对于主泵均很小,因此其附加功率损失通常仅为传动装置总功率的 1% ~ 2%,可以不计。

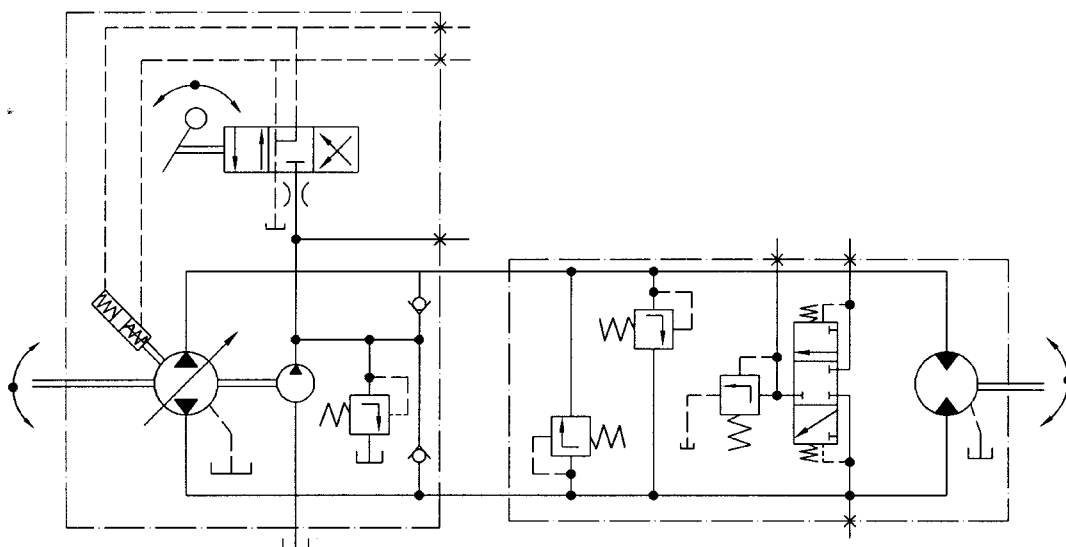


图 1.1 摇闭式液压传动装置原理图

闭式系统优点如下:

(1) 补油系统除能在主泵的排量发生变化时保证容积式传动的响应,提高系统的动作频

率外,还能增加主泵进油口处压力防止大流量时产生气蚀,提高泵的工作转速和传动装置的功率密度。

此外,可以在补油泵出口安装一个较小流量的压力滤油器,使工作介质经过滤后进入系统,提高传动装置的可靠性和寿命。

补油泵通常还可用于对主泵和马达进行冷却,让多余的流量通过主泵和马达壳体回油箱,这种冷却对防止主泵、马达长时间在零流量或零压力(或持续高压大功率)下工作产生的过热是必要的。因为在零压力下泵、马达一般无内泄漏,持续大功率下则热量过多。

补油泵的最后一个优点是能方便的为某些低压工作的辅助机构和制动器提供动力,这种情况下安装一个顺序阀即可保证主回路不受辅助回路影响,防止因补油不足而停车。

(2)仅有少量的补油流量从油箱吸取,油箱小,便于行走车辆布置吸油、回油流动损失小,系统效率较开式系统高。

(3)由于存在背压且对称工作,以及柱塞式液压泵、马达具有很高的容积效率,其内部泄漏随压力变化很小,因而闭式系统能平稳的从正转通过零点向反转过渡并能在任意方向实行全液压制动操作,并能保证输出轴有足够的刚性,在负荷大小和方向突然变化时平稳工作。

闭式系统的上述特点使它特别适应负荷变化剧烈、前进、倒退、制动频繁的工程机械负荷工况,以及速度要求严格控制的作业机械,因此,对行走机械有着特别的意义。

第二节 摇行走机械液压传动装置的基本特性

基于效率方面的考虑,行走机械闭式液压传动装置均采用容积调节方式来变速,主要调节参数为变量泵和变量马达的排量比,其基本组成如图 1.2 所示。

$$\beta_b = \frac{V_b}{V_{bmax}} \quad (1-1)$$

$$\beta_m = \frac{V_m}{V_{mmax}} \quad (1-2)$$

式中: β_b 、 β_m ——泵、马达排量比;

V_b 、 V_m ——泵、马达实时排量;

V_{bmax} 、 V_{mmax} ——泵、马达最大排量。

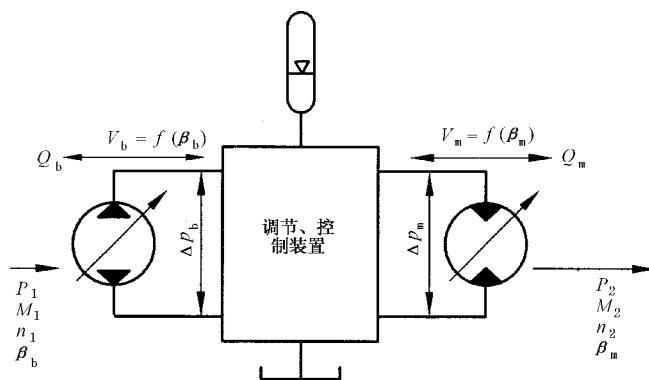


图 1.2 摇液压传动装置的基本组成

脚码 1-输入参数;脚码 2-输出参数;b-泵参数;m-马达参数

一、输出特性

液压传动装置的目的主要使车辆在牵引负荷下获得预期行走速度。大多使用场合要求在发动机额定工况下,即在液压传动装置输入转速 n_1 相对稳定的条件下连续的调节输出转速的大小和方向。任何一个液压传动装置所能输出的转速 n_2 和转矩 M_2 以及功率 P_2 的范围均是有限的,构成这一运行区域的边界称为该装置的输出包线(图 1.3),当忽略装置的能量损失时,该包线由下述几部分构成。

(1) 对应于 $M_{2\max}$ 的最大输出转矩线 AB 。
 $M_{2\max}$ 由液压马达的最大排量 V_{\max} 和最高工作压力差 Δp_{\max} 的乘积来决定。在理想情况下, $M_{2\max}$ 与 n_2 无关, AB 为一水平线。

(2) 对应于 $n_{2\max}$ 的最高输出转速线 CD 。
 $n_{2\max}$ 由液压马达最高许用转速和液压泵最大流量时马达可以达到的最高转速两者较小者决定。在理想情况下 $n_{2\max}$ 不随 M_2 变化, CD 为一垂直线。

(3) 对应于最大输出功率 $P_{2\max}$ 的 BC 线。它由液压泵的最大许用功率和液压马达的最大许用功率二者较小者决定。功率为转速与转矩乘积,恒功率曲线为一双曲线。在极限情况下(是一种假想工况,有限功率不可能达该极限), n_2 、 M_2 同时达到最大值,其工作点为 AB 和 CD 两直线的交点 E 。 E 点对应的功率 P_{2E} 代表了该装置所能输出的功率极限,因其位于两垂线交点的拐角处,称之为拐角功率(或角功率)。通常情况下,最大功率线 BC 是一条远离 E 点的双曲线。

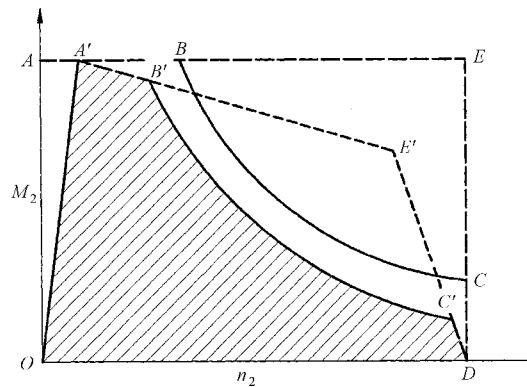


图 1.3 摇液压传动装置的典型输出包线

实际的液压传动装置中存在着容积和机械损失。此外,液压马达中静摩擦力较高以及运动副局部变形造成不均匀泄漏,使其在很低的转速下不能运转而形成死区,这些因素使装置的实际包线为 $OA'B'C'D$ 。行走机械液压传动装置需要前进、倒退、制动工作,其输出包线在 $n_2 - M_2$ 坐标系的四个象限中均有分布(图 1.4)。图中实线为不计损失的理想曲线,虚线则为实际曲线。在 M_2 为负值的制动工况下,实际运行区可能超出理论区(制动工况下功率反向传输,原输出端大于输入端。仅就液压传动装置而言可以假定输入端的制动能力和驱动能力相同,而实际情况是发动机的制动能力远小于其驱动能力)。液压马达作为泵运行的低速死区更大,这一点在图 1.4 中也有反映(第十章所述的用户终端二次调节的恒压系统可以使传动装置在四个象限中运行而不出现死区)。

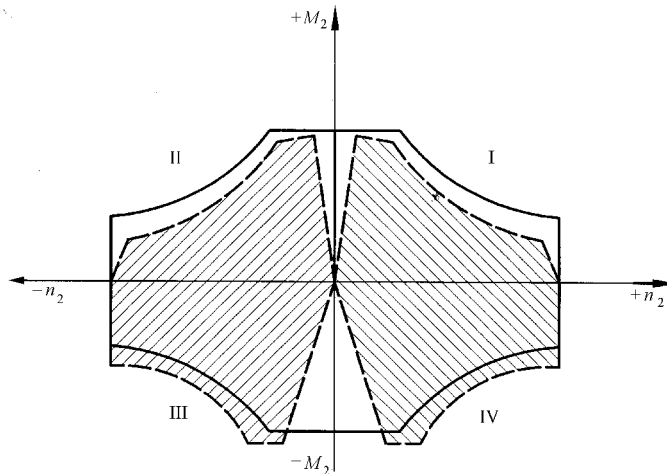
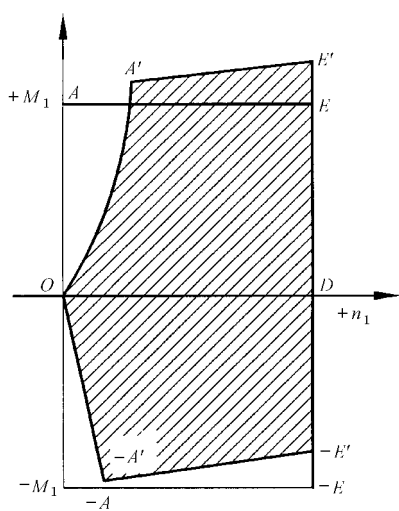


图 1.4 摇液压传动装置完整的输出特性

二、输入特性

图 1.5 所示为液压传动装置的输入包线, M_1 正值表示装置从发动机吸收功率, 负值表示



向发动机返送功率。由于发动机单旋向工作, 因而输入转速 n_1 无负值。 $n_{1\max}$ 受到泵的气蚀性能或强度限制, $M_{1\max}$ 对应于泵为最大排量 $V_{b\max}$ 且系统为最大工作压差 $\Delta p_{b\max}$ 的输入转矩 (此工况一般对应于发动机最大扭矩点)。合理的液压传动装置中马达的许用功率应大于泵或与之相等, 最大输入转速可以为 $n_{1\max}$ (对应于发动机最高转速), 它和 $M_{1\max}$ 的乘积即为输入角功率 P_{1E} 。

装置中的能量损失要靠增加输入功率来补偿, 实际输入工作区与理想值的偏离表现为 $M_{1\max}$ 的上升 (E 变为 E') 和存在一个相当宽的低速死区。但后者无关紧要, 因为泵实际工作的最低转速高于发动机怠速, 这一转速远超出低速死区。

液压传动装置的输入区间具有相当大的可运行工作

区, 这使它能与不同特性的多种发动机获得良好匹配。

图 1.5 摇液压传动装置的典型输入包线

图 1.6 为液压传动装置与带有全程式调速器的柴油机联合工作的特性曲线, 图中 $G_{e0} \sim$

G_{e4} 为不同供油量时柴油机的调速特性。由图看出, 液压传动装置的输入区覆盖了柴油机的全部运行工况, 图中同时给出了具有一定穿透性的液力传动装置的典型输入特性曲线 1 ($i=0 \sim 1$), 液力传动装置能与柴油机共同工作的区域较小, 而且通常不能逆向传递制动能量; 液力传动装置的输入与输出参数之间关系密切, 为了使车辆达到大的低速启动扭矩 ($M_2 = KM_1$), 必须使输入扭矩和输入转速同时达到最大值, 即要求输入功率达到最大值, 这种变矩特性虽然有随外负荷增加自动减速调节变矩系数的优点, 但却使其在低速、大扭矩输出工况下效率显著降低; 并常使发动机在这种工况下驱动其他装置的功率不足, 难以使多系统工作的机械在任何工况下始终保持发动机与行走传动系统参数的合理匹配。液压传动装置的输入和输出参数之间关系不大, 适当调节泵和马达排量, 即使在很小的输入功率下也能获得低速大扭矩输出, 这使它在低速大

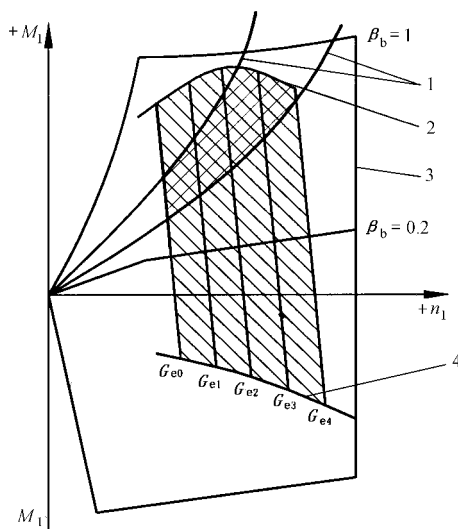


图 1.6 摇液压与液力传动和柴油机特性匹配曲线

1-液力传动输入特性; 2-柴油机扭矩特性; 3-液压传动输入特性; 4-柴油机制动特性

扭矩工况下的效率与同时驱动多个工作系统的性能大大优于液力传动。另外, 当装有专门的调节装置时 (如后述的 DA、HNA 控制等), 它也可以具有类似于液力传动的输出特性。参数匹配的灵活性是液压传动装置显著的优点之一, 正因为如此, 采用液压传动已成为工程机械实现自动化、智能化的必要条件。

对液压传动装置输入、输出特性及其结构进行深入分析, 可以发现其更多方面的特点。

第三节 摇液压传动装置的特点分析

液压传动装置的特点往往是通过与液力机械传动比较得出的,概括如下:

一、液压传动装置中泵与马达为可分式结构形式

这种形式便于元件布置,给工程机械设计带来极大方便,使结构多样化并提高性能。

(1) 马达中央传动方式保留了目前液力传动车辆的基本结构,仅将变矩器变为液压泵和马达。主要特点为车辆零部件通用性强,液压传动性能好、效率高,特别是将泵与马达组成“背靠背”传动装置时,能够在转速和转矩较宽的范围内获得总效率 85% 以上,使发动机的功率充分用于速度和牵引力的宽阔范围。

(2) 马达轮边独立驱动方式省去了变速箱、差速器、驱动桥乃至轮边减速,提高传动效率,降低机器成本,便于零部件布置。安装、设计自由度大,车辆性能和结构形式多样化,这是其他传动方式不可比拟的。正因为如此,对那些需要装有多个工作部件的复杂结构的工程机械和需要特殊牵引性能的车辆,液压传动无疑是最好的选择。

此外,由于无车桥干涉,发动机可随意布置,车辆重心可降低到最佳位置。在大多数情况下,可增加车辆的稳定性,提高附着性,增大离地间隙,外观造型水平和操纵视野也可得到改善。目前的压路机等采用流线型外观设计,驱动桥限制发动机下移为最大障碍。

其次,车轮独立驱动的方式可以实现差速转向,可以原地转向,也可以简化机械转向机构,对那些因结构限制,不便采用机械转向或对转向性能有特殊要求的车辆这将是非常必要的。

二、转矩双向传递

在闭式液压传动中,可以使转矩双向对称传递,这一性能使闭式液压传动无需变速装置即可实现前进、倒退操作,同时具有反拖制动能力,操纵方便,感觉良好,可减少刹车功率和磨损,可利用制动的回流能量驱动另一个液压泵的执行元件。如装载机可在高速运行停止时将制动能量用于铲斗的卸料,可提高生产率,降低能耗。其缺点为,当车辆发生故障时,这一反向制动性能使车辆被拖行走困难,为此需在回路中采取措施。

变矩器缺乏反拖制动能力而不能利用发动机制动,所有的制动均依靠刹车装置完成。

三、操纵和控制的多样性

(1) 操纵简便、灵敏、准确是液压传动的一大特点。这是由其快速动态特性及结构特点决定的。①改变变量泵斜盘倾角和方向即可方便的实现平稳换向和变速,前进、倒退、制动、变速只需一根操纵杆即可完成,操纵生物工程化;②液压传动装置功率密度大,扭矩惯量比大,因而动态性能好,加之闭式系统在减速过程中已具有制动能力,因而速度变化快捷柔和,冲击小,迅速变换方向和加减速不会损坏传动系统和车辆;③前进、倒退可以获得相同速度。

液压车辆这种快速机动性和操纵灵便性大大提高了作业能力,操纵的简便性同时减轻了司机的劳动强度,使之能够集中精力用于主要的作业任务而提高生产率。

变矩器不能反转,倒档须采用机械传动,换档引起动力中断和衰减;并且其主、被动元件之间存在相对滑动,加速性能差,反应滞后;又因缺乏反拖能力,不能利用发动机制动,因而变速、制动、换向过程长,对于频繁进退和菱形行走作业的工程机械来说,效率和生产率降低比较明

显。

(2) 液压传动与液力传动相比另一个显著的优点是可控性好。借助于液压元件和各种回路很容易实现液压反馈控制,使发动机—行走机构—外负荷形成一个自控式负荷驱动系统,发动机的转速及转矩适应于外负荷变化而连续变化,发动机和液压系统保持高传动效率。

液压控制方面另一个重要的方向是微型计算机的引入和各类传感元件的应用,通过传感器监测车辆各种状态参数,通过计算机运算输出理想的控制目标指令,使车辆在整个工作范围内达到自动化控制,机器的燃料经济性、动力性、作业生产率均达到最佳值。计算机控制的引入,极大的扩展了液压元件的工作范围,所有工作对象的改变和车辆性能的特殊要求,均可通过程序的改变而获得,用不着进行系统重新设计。计算机的引入使机械结构简单,使用方便,通用性强。

四、液压传动调速准确、刚度大

在液压传动中,工作压力取决于外负荷,而输出速度取决于泵流量,速度与负荷之间无必然联系,只要不人为调速,即使外负荷变化车辆速度也基本不变。这种较大的速度刚性使液压传动的应用范围大大扩展,既可用于随负荷变化自动调节行走速度(带专门控制装置后)以充分利用动力的机器,如铲土运输机械;又可用于需要准确传动、速度稳定以保证作业质量的机械,这类机械的作业质量大都与行走速度有关,无论负荷如何变化均应保持行走速度不变。如振动压路机,不均匀行走和原地振动会引起密实度变化和出现凹坑;又如稳定土拌合机和摊铺机等,速度变化会引起拌和不均匀和摊铺不平等等,这类机械采用液压传动无疑具有明显优点。

液力机械传动的特点是具有自适应性,当外负荷变化时,变矩器改变速度,调节输出转矩使之与外负荷相适应,既可防止因外负荷增加使发动机超载而熄火,又可在外负荷减小时提高输出速度而充分利用功率。这种由结构决定的自动调节简化了操作,提高了作业生产率,对于负荷变化剧烈的工程机械具有重要意义,这正是其广泛应用的原因。然而,变矩器的自动调速是以主、被动元件之间产生转速差来实现的,这就决定了这种调节缺乏固定速比,不能准确调速,因而限制了其使用范围。

五、多装置系统的匹配性

液压传动整机功率可任意分配,可任意变换转速和转矩并保持高效率。在多系统工作的机械如装载机和多数路面机械中,采用液压传动可根据工作需要,随时、任意将发动机功率分配于所需要的系统。因此,可使多系统机器的参数始终保持良好匹配,发动机功率充分利用且不超载。

液力传动输入与输出参数之间存在着相互制约的关系,整机功率不能在各系统中任意分配,也不能将吸收之功率任意进行转速和转矩变换。因此,当机器为多系统同时工作时,难以保证发动机功率始终与各系统之间保持参数的良好匹配,势必使某一系统的性能降低。

六、传动性能与效率

(1) 低速特性与效率 液压传动系统的压力建立与发动机转速无关,而仅取决于外负荷,因此,牵引车辆在大负荷扭矩下静态启动时,液压传动装置能在发动机低转速、小扭矩情况下迅速建立起相应的工作压力并保持与发动机功率相匹配,从而使车辆获得大的启动扭矩,加速

性能良好,功率利用充分,传动效率高,这对于从事繁重装载、牵引作业和带载启动的车辆有着重要意义。

变矩器所能吸收的扭矩与发动机转速平方成正比,它只能在一定的转速时,一般说来在发动机满负荷转速时吸收全部扭矩达到匹配,在此转速以下,吸收能力急剧下降,输出扭矩也小。对于较大的启动负荷,发动机只有达到较高转速较大功率时车辆才有可能启动。车辆启动时要求大牵引力并不要求大功率,液压传动为达到大牵引力而必须输入大功率,于是多余功率以变矩器内部滑转形式而损耗。对频繁调头、起步作业的循环型作业机械,这种功率损失是很大的。

低速大牵引力工况下的情况与启动工况相同,液压传动可在发动机较低转速较小功率时实现工作,功率利用好,效率高。液力传动则必须使发动机高转速、大功率工作,传动效率低。

车辆在行驶作业中负荷突然增大时,要求有低速大扭矩性能与之适应。如装载机插入料堆时,车辆多处于失速工况,此时液力传动的功率损失接近 100% (为变矩器全滑转损失 $K = 5$),而液压传动损失仅为 (20 ~ 30)% (主要为高压容积损失 $K = 5$)。图 1.7 表示了传动效率 η 与变矩比 K 的关系。不仅在失速工况,在低速区段 ($i \leq 0.5$),液压传动均较液力传动效率高 (图 1.8)。

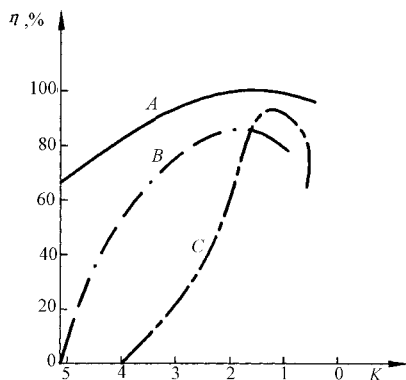


图 1.7 摇 η - K 曲线

A-液压传动;B-变矩器;C-耦合器

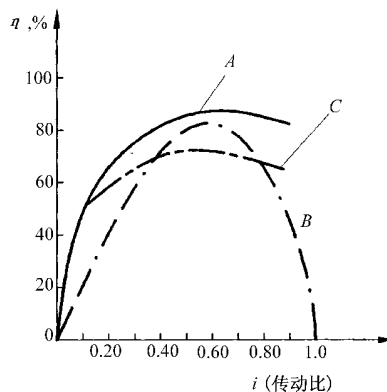


图 1.8 摇液与液力传动高效区范围

摇

此外,考察两种传动的最大牵引力,液力传动一般在高效区 ($\eta = 75\%$) 边沿即可达到最大牵引力 (见液力机械匹配原则),使车辆打滑,而在变矩器失速工况发挥的牵引力远大于附着力。因此,驱动轮将频频打滑,功率无法利用且加剧轮胎磨损。为此司机只有降低发动机转速,因而工作装置操纵液压泵流量减小,作业生产率降低,发动机功率利用率也降低,机器性能不能充分发挥。

液压传动可以通过最高压力设定,使驱动轮在任意状态下均不完全打滑,并保证发动机功率得到充分利用。

图 1.9 表示在不同的工作状态下液力和液压装载机牵引力的对比。当发动机功率全部用于牵引驱动时 [图 1.9a], 液压最大牵引力通常匹配为机器质量的 80% (牵引系数 0.8) 即可满足要求且避免了铲斗切入料堆时驱动轮打滑,而液力传动过高的牵引力将使轮胎频频打滑磨损。当同时翻转铲斗装料时 [图 1.9b), 多系统工作]。液压传动仍可提供最大牵引力,而液力传动由于发动机超载使泵轮转速降低,只能提供原来的 50% 的牵引力,机器的作业能力明显降低。

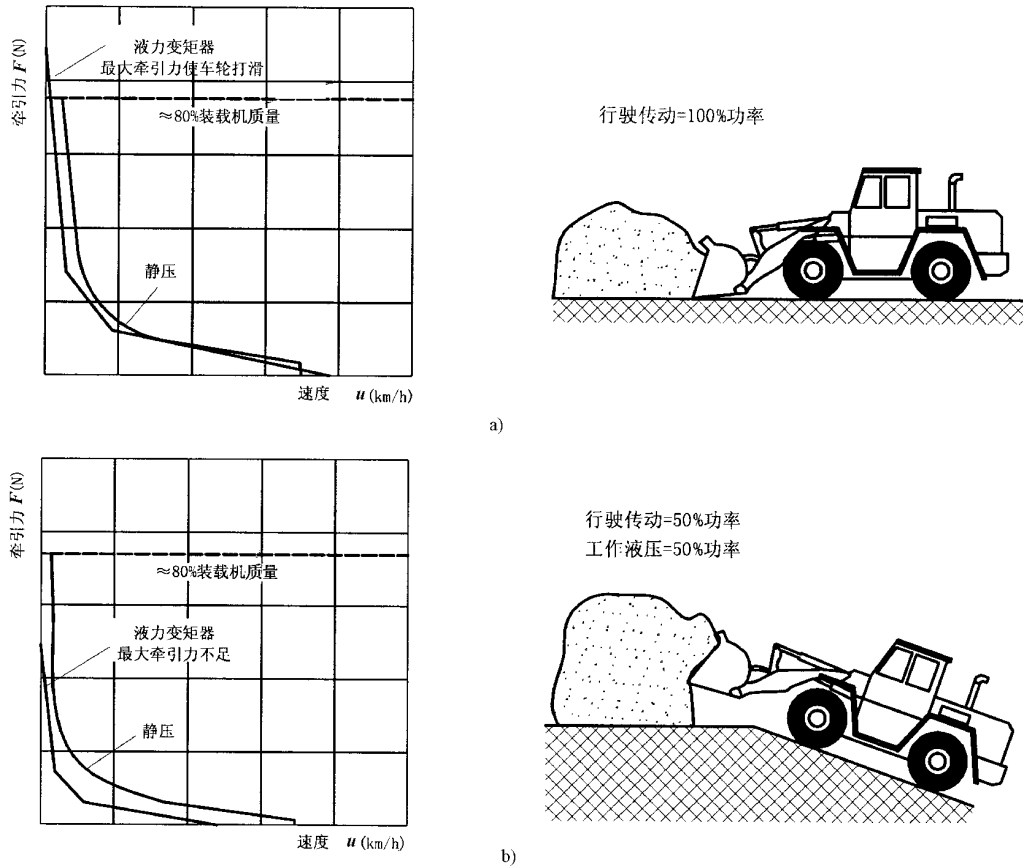


图 1.9 在不同工作状态时,动压和静压传动的牵引力的对比

(2) 高效区范围 摇取 $\eta = 75\%$ 为高效工作区,在传动比变化时,液压传动远比液力传动高效区范围宽阔,且效率值高(图 1.8)。目前,液压传动高效区传动比范围宽度为 0.6 ~ 0.7,高水平元件可达 0.7 以上,而变矩器一般为 0.2 ~ 0.3,最高不超过 0.4。

(3) 变换范围与功率利用率 关于传动装置的扭矩变换范围问题,用最大牵引力(附着力)除以道路行驶所需的牵引力(路面滚动阻力)就可得到车辆传动所需的扭矩变换比率 K_{LM} 。对轮式装载机,这个数值约为 10,对履带车辆则为 12 ~ 14。常用的轴向柱塞泵的经济扭矩变换比率 $K_b = 2 \sim 2.5$ (泵排量保持不变,由压力变化产生的扭矩比率),变量马达的经济扭矩比率 $K_M = 3.5$ 左右(马达压力不变,由排量变化产生的扭矩比率),所以整个液压传动装置的经济扭矩变换比范围 $K_{LM} = K_b K_M = 7 \sim 8.5$ 。考虑到两侧车轮或履带的差速控制要求(转向、同步牵引要求等),通常采用双泵两侧独立驱动的传动方式还可进一步提高扭矩变换比,无须增设机械变速装置即可满足上述车辆要求。为了适应特殊车辆对扭矩变换范围的更高要求,以及采用单泵传动或降低泵、马达功率容量以降低成本,需要采用必要的机械变速装置或特殊的马达驱动方式组合来增大扭矩变换比范围。尽管如此,由于液压传动本身扭矩变换范围大,这种机械变速装置也只有少量档位。

在液力传动中,考虑到传动效率与使用经济性,通常要 2 ~ 4 档的有级变速才能满足要求。虽然可通过对变矩器的结构形式和叶片参数作种种改进,使工作转速下的功率传递满足作业要求,并把高效区移到主要工况区域,但由于机械有级变速的影响,还是无法避免实际特性曲