

高等学校试用教材

工程机械底盘及其液压传动理论

工程机械底盘理论

GONGCHENG JIXIE DIPAN LILUN

姚怀新 陈波 编著 孙祖望 审

人民交通出版社

内 容 提 要

本书可用于工科高等院校工程机械专业教材, 主要内容包括: 轮式与履带式车辆行驶理论; 液力变矩器及其与发动机共同工作的性能; 车辆的牵引、动力性能及燃料经济性; 工程机械牵引参数的合理匹配; 轮式及履带式车辆的转向行驶理论及车辆行驶作业稳定性和有关步行机械的一些基本内容等。

该书除可作为教材使用外, 也可供从事工程机械研制、使用、检测以及其他相关专业的工程技术人员学习参考。

图书在版编目(CIP)数据

工程机械底盘及其液压传动理论. 工程机械底盘理论/姚怀新, 陈波编著. 北京: 人民交通出版社, 2001. 12
ISBN 7-114-04121-7

I. 工... II. ①姚...②陈... III. ①工程机械-底盘-高等学校-教材②工程机械-液压传动装置-高等学校-教材 IV. TU603

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2001)第 090392 号

高等学校试用教材

工程机械底盘及其液压传动理论

工程机械底盘理论

姚怀新 陈波 编著

孙祖望 审

责任印制: 杨柏力

人民交通出版社出版发行

(100013 北京和平里东街 10 号 010 64216602)

各地新华书店经销

北京凯通印刷厂印刷

开本: 787 × 1092 $\frac{1}{16}$ 印张: 14.75 字数: 365 千

2002 年 2 月 第 1 版

2002 年 2 月 第 1 版 第 1 次印刷

印数: 0001 - 3000 册 定价: 24.00 元

ISBN 7-114-04121-7

TU·00086

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。

新编的教科书与著作,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基础,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 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》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



绪论	1
第一章 履带车辆行驶理论	4
第一节 履带车辆行驶原理	4
第二节 履带行走机构的运动学和动力学	5
第三节 履带接地比压和履带接地平面核心域	10
第四节 履带车辆的行驶阻力	24
第五节 履带车辆的附着性能	35
第二章 轮式车辆的行驶理论	40
第一节 轮式行走机构的运动学	40
第二节 轮式行走机构的动力学	41
第三节 轮式车辆的滚动阻力及附着性能	43
第四节 轮式车辆总体动力学	47
第五节 双桥驱动车辆的运动学和动力学	48
第六节 非牵引车辆的牵引计算	53
第三章 变负荷工况下发动机的性能	55
第一节 柴油机的特性	55
第二节 负荷工况对发动机性能的影响	58
第三节 工程机械用发动机及其选型	67
第四章 液力变矩器及其与发动机共同工作的性能	71
第一节 液力变矩器的特性	71
第二节 液力变矩器与发动机共同工作的输入输出特性	75
第三节 液力变矩器与发动机的合理匹配	85
第五章 车辆的牵引性能、动力性能和燃料经济性	91
第一节 牵引力平衡和牵引功率平衡	91
第二节 牵引特性	98
第三节 牵引特性试验	112
第四节 动力特性	115
第六章 牵引性能参数的合理匹配	119
第一节 牵引性能	119
第二节 牵引性能参数合理匹配的条件	125
第三节 用牵引特性曲线分析机械的牵引性能和燃料经济性	127
第四节 牵引性能参数的计算步骤	134

第七章 工程机械转向理论	138
第一节 概述	138
第二节 轮式车辆的转向理论	141
第三节 履带车辆的转向理论	156
第八章 车辆的稳定性	187
第一节 车辆的静稳定性	187
第二节 车辆的动稳定性	192
第九章 步行式底盘理论	196
第一节 概述	196
第二节 典型腿机构	198
第三节 步行机腿机构的运动学与动力学	202
第四节 步行机械的稳定性	213
第五节 步行机械的转向	224
参考文献	228

绪 论

为便于学习和了解工程机械底盘理论,有必要对这门课发展的概况以及所涉及到的内容作一叙述。

一、工程机械及其分类

工程机械指在房屋、建筑、筑路、水利、农林、矿山、港口、国防等所有基本建设施工中以代替或者协助人来进行作业的机械设备的总和。

为了适应各种施工的不同要求,工程机械这个庞大的家族有品种多数量大的特点。对于工程机械,可以按其用途、工作原理及作业性能进行分类。

在机械的使用、管理方面,按用途进行分类,其分类各国略有不同。我国将工程机械按用途分为如下八类:

1. 挖掘机械(单斗挖掘机等);
2. 铲土运输机械(铲运机、装载机、平地机、推土机等);
3. 工程起重机械(塔式起重机、汽车吊、货运电梯等);
4. 压实机械(压路机、夯实机等);
5. 桩工机械(打桩机、钻机);
6. 钢筋混凝土机械(混凝土搅拌机、输送泵、运输车、钢筋切割机等);
7. 路面机械(稳定土拌和机械、沥青、水泥搅拌设备、摊铺机械、道路养护机械等);
8. 凿岩与风动机械(风钻、掘进机等);

美国、日本、前苏联等国的分法请参阅《工程机械概况》一书,该书由机械工业部情报所编。

在机械的理论研究和设计上,按其工作原理分为:

1. 固定式施工机械(原地作业);
2. 拖式施工机械(在牵引机拖动下工作);
3. 自行式施工机械(自身具有行走作业能力)。

自行式施工机械由于有自行能力,又称为工程车辆,大体上包括挖掘机械、铲土运输机械、路面机械以及起重运输机械中的某些机种等。

自行式机械按其性能又可分为:

- 1) 牵引型机械(具有被动式工作部件);
- 2) 运输型机械;
- 3) 驱动型工作机械(具有主动式工作部件)。

牵引型机械一般具有被动式工作部件,工作装置在车辆带动下工作,工作中工作装置与牵引车辆间无相对运动或有少量的次要的相对运动(如推土机),车辆工作过程就是将发动机功率变为牵引力来克服工作装置阻力的过程。

运输型机械依靠运输来进行作业,是将发动机功率变为行走速度的一类机械。

驱动型机械具有主动式工作部件,工作装置与车辆间有相对运动,工作装置的运动主要由发动机功率分流直接驱动,牵引车的带动作用降为极次要位置(如稳定土拌和机)。

这三类机械由于发挥的主要作用不同,形成了不同的车辆理论。

本课程研究的对象主要是工程机械中的自行式牵引型工作机械,以铲土运输机械为典型代表。

二、自行式工作机械的组成

自行式机械由发动机、底盘、工作装置三大部分组成。

发动机:提供机械的工作动力;

工作装置:进行各类作业;

底盘:支承整机,使机械以作业需要的速度和牵引力沿规定的方向行驶。

对铲土运输机械一类自行式工程机械,它的全部作业都是在行驶中运行的,因此,底盘性能对整机性能有着决定性的影响,底盘理论包括了除工作装置之外的整个工程机械(工程车辆)的理论内容。

三、关于工程车辆的性能问题

工程车辆的性能指车辆在实际使用过程中表现出的各种性能,称为使用性能。这些性能可分为两类。

1. 一般机械均应具备的技术性能

工作安全性、保养维修和方便性、可靠性、耐久性、操纵轻便性、舒适性等。

2. 直接与车辆工作能力、生产效率和经济效益有关的使用性能

(1)牵引性能:

体现在挂钩功率、牵引效率及牵引力范围等,反映了车辆在不同工作速度下所能发挥最大牵引力的能力。

(2)动力性能:

表现为车辆的最大行驶速度,所能克服道路的最大坡度以及加速能力,反映了车辆行驶中所具有加速能力。

(3)燃料经济性:

体现在小时油耗、比油耗方面车辆的工作成本中燃料费占的比例,反映了车辆的经济性。

(4)稳定性:

指抗倾翻和抗滑坡的能力,表征车辆的安全性。

(5)通过性:

指车辆通过各种作业区和障碍物的能力,有时亦称为越野性。

(6)转向性:

体现在最小转弯半径和转向能力方面,反映了车辆的机动性。

稳定性在车辆的整体理论中予以考虑,底盘理论中不再讨论。

车辆的通过性能必须把车辆和地面作为一个系统来研究才能阐明,而这门科学目前已从车辆底盘理论中分离出去,发展形成了工程力学的一门新的分支,即车辆地面力学。这方面的内容请参阅由贝克所著的《陆用车辆行驶原理》、《地面、车辆系统导论》。

工程机械底盘理论课所研究的性能主要有:牵引性能、动力性能、燃料经济性、转向性能及简单的通过性能。

由于研究对象为牵引型工程机械,因而本教材突出了牵引性能方面的内容。

四、工程机械底盘的理论问题

这是本书研究的目的和内容。

工程机械底盘理论研究工程机械发动机—底盘(传动系、行走机构)—工作装置之间相互联系、相互制约的关系,从这种相互作用的关系中来考察工程机械的使用性能以及这些性能与各总成参数之间的关系,并讨论这些参数之间的合理匹配。内容有:

1. 车辆的行驶理论;
2. 工程车辆发动机动态性能;
3. 变矩器与发动机共同工作性能;
4. 工程车辆牵引性能及评价;
5. 车辆转向理论。

本书用理论力学的分析方法来考察工程车辆底盘各部件的运动及受力状态,分析车辆系统的工作原理;用计算及试验的方法来研究行走机构与地面间相互作用的规律,不涉及车辆底盘的结构及变形问题。因此它是理论力学、机械原理、发动机理论、地面力学、车辆底盘构造等课程的后续课程,是专业课的基础准备,是工程机械专业学生必修的一门主要的专业基础课。

五、本学科的发展情况

工程机械底盘理论在汽车理论、拖拉机理论等推动下,已初具规模,系统的理论已初步建立,目前正由静态研究转入动态研究,即研究在动态随机载荷作用下车辆的发动机、底盘、工作装置各自的性能及其系统性能,研究这些总成在随机载荷作用下如何提高性能的途径。在工程车辆的动态性能,特别是发动机动态性能、行走机构动态滑转性能等方面,长安大学工程机械中心实验室的学者们做了大量工作,取得了国内领先的进展。

在车辆的应用研究方面,工程机械正向机、电、液一体化发展,向自动化、智能化发展,并不断形成与之相应的理论。此外,随着电测技术、相似理论和模型试验等先进技术 in 车辆研究上的应用,工程机械底盘理论这门学科将会得到进一步的发展和完善。

六、学习工程机械底盘理论的意义

学习工程机械底盘理论的目的:

1. 了解工程车辆的行驶与工作原理;
2. 解决工程车辆设计中总体参数的匹配与计算问题;
3. 解决机械化施工中合理选择机型与配套及最优化生产的问题;
4. 解决机械的修复工艺中恢复性能的问题;
5. 为进一步研究新型车辆提供理论依据。

第一章 履带车辆行驶理论

第一节 履带车辆行驶原理

一、驱动力矩与传动系效率

发动机通过传动系传到驱动轮上的力矩称为驱动力矩 M_K 。发动机的功率经过传动系传往驱动轮时,有一定的损失,这一功率损失主要由齿轮啮合的摩擦阻力、轴承间摩擦阻力、油封和轴间摩擦阻力以及齿轮搅油阻力等原因所造成。履带车辆的传动系效率 η_m 就是考虑了上述功率损失的效率,它可用车辆等速直线行驶时,传到驱动轮上的功率 P_K 与发动机有效功率 P_e 之比来表示,即:

$$\eta_m = \frac{P_K}{P_e} = \frac{M_K \omega_K}{M_e \omega_e}$$

式中: ω_K —— 驱动轮的角速度;

ω_e —— 发动机曲轴的角速度;

M_K —— 驱动力矩;

M_e —— 发动机的有效力矩。

假定离合器不打滑,则上式可表示为:

$$\eta_m = \frac{M_K}{M_e i_m} \quad (1-1)$$

式中: i_m —— 传动系总传动比,它是变速器、中央传动和最终传动各部分传动比的乘积。

$$i_m = \frac{\omega_e}{\omega_K}$$

由式(1-1)可知,当车辆在水平地段上作等速直线行驶时,其驱动力矩 M_K 可由下式求得:

$$M_K = \eta_m M_e i_m$$

二、履带车辆的行驶原理

履带式车辆是靠履带卷绕时地面对履带接地段产生的反作用力推动车辆前进的。

为了便于说明行驶原理,如图 1-1 所示,可将履带分成几个区段。1 ~ 3 为驱动段,4 ~ 5 为上方区段,6 ~ 8 为前方区段,8 ~ 1 为接地段或称支承段。

车辆行驶时,在驱动力矩 M_K 作用下,驱动段内产生拉力 F_t , F_t 的大小等于驱动力矩 M_K 与驱动轮动力半径 r_K 之比,即 $F_t = \frac{M_K}{r_K}$ 。对车辆来说,拉力 F_t 是内力,它力图把接地段从支重轮下拉出,致使土壤对接地段的履带板产生水平反作用力。这些反作用力的合力 F_K 叫做履带式车辆的驱动力,其方向与行驶方向相同。履带式车辆就是在 F_K 作用下行驶的。

由于动力从驱动轮经履带驱动段传到接地段时,中间有动力损失,如果此损失用履带驱动段效率 η_r 表示,则履带式车辆的驱动力 F_K (以下称为切线牵引力)可表示为:

$$F_K = \eta_r F_t = \eta_r \eta_m \frac{i_m M_e}{r_K} \quad (1-2)$$

此式也适用于轮式车辆,不过此时 $\eta_r = 1$ 。

为了分析驱动力 F_K 是如何传到拖拉机机体上的,如图 1-2 所示,我们在驱动轮轴上加两个大小相等,方向相反的力 F_{t1} 。其中一个力与驱动段内拉力 F_t 形成力偶,其值等于驱动力矩 M_K ;另一个力则可分解成平行和垂直于路面的两个分力 F'_{t1} 和 F''_{t1} 。其中 $F'_{t1} = F_t = \cos\Psi$ 。

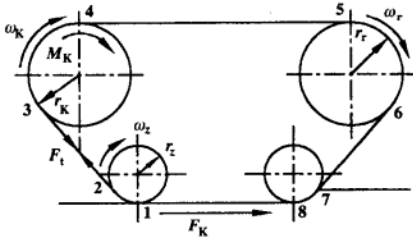


图 1-1 履带式拖拉机行驶原理图

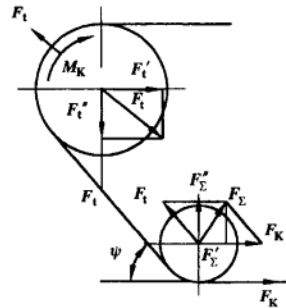


图 1-2 履带驱动力的传递简图

同理,将作用在后支重轮上的两个力(一个是驱动段内的拉力 F_t ,另一个是土壤的反作用力 F_K),都分别移到该支重轮轴线上。结果,得到一个合力 F_{Σ} 。将合力 F_{Σ} 分解成平行与垂直于路面的两个分力 F'_{Σ} 和 F''_{Σ} ,而 $F'_{\Sigma} = F_K - F_t \cos\Psi$

推动机体前进的力应该是 F' 与 F'_{Σ} 之和,即:

$$F'_{t1} + F'_{\Sigma} = F_t \cos\Psi + F_K - F_t \cos\Psi = F_K$$

假定履带销子和销孔间的摩擦损失等可略去不计,则推动机体前进的力 F_K 即等于履带驱动段内的拉力 F_t ,它并不随驱动段的倾角 Ψ 的变化而变化。实际上,因为履带销和销孔间有摩擦,故 F_K 比 F_t 要小些。

第二节 履带行走机构的运动学和动力学

一、履带行走机构的运动学

现在来讨论履带式行走机构在水平地面上作等速直线行驶时的运动学问题。

履带行走机构在水平地面的直线运动,可以看成是台车架相对于接地链轨的相对运动和接地履带对地面的滑转运动(牵连运动)合成的结果。

根据相对运动的原理,台车架相对接地链轨的运动速度与链轨相对于台车架的运动速度在数值上应相等,在方向上则相反。也就是说,如果设想人们站在接地链轨观察到台车架以某一速度向前运动,则当人们站在台车上观察接地链轨时,就会感到链轨在以同一速度向台车架的后方移动。因此,完全可以通过考察链轨对静止的台车架的运动来求取两者之间的相对运动速度。此时可将台车架,亦即驱动轮、导向轮、支重轮、托链轮的轴线看成是静止不动的,而履带则在驱动轮的带动下以一定的速度围绕着这些轮子作“卷绕”运动(图 1-3)。由于履带链轨是

由一定长度的链轨节所组成的,如通常的链传动一样,履带的卷绕运动速度即使在驱动轮等速旋转下,亦不是一常数。

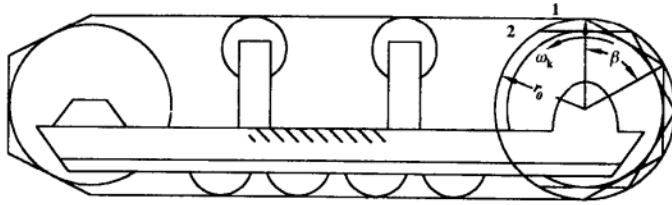


图 1-3 履带相对于台架的卷绕运动

从图 1-3 中可以看到,当履带处于图中 1 所示的位置时,履带速度达最大值,并等于:

$$v_1 = r_0 \omega_K \quad (1-3)$$

式中: r_0 —— 驱动链轮的节圆半径;

ω_K —— 驱动链轮的角速度。

当履带处于图中 2 所示的位置时,履带速度最低,等于:

$$v_2 = r_0 \omega_K \cos \frac{\beta}{2} = v_1 \cos \frac{\beta}{2} \quad (1-4)$$

式中: β —— 驱动链轮的分度角, $\beta = \frac{360^\circ}{Z_K}$;

Z_K —— 驱动链轮的有效啮合齿数。

由此可见,即使驱动轮作等角速旋转($\omega_K = \text{常数}$),台车架的相对运动也将呈现周期性的变化,从而使车辆的行驶速度也带有周期变化的性质。

履带卷绕运动的平均速度可通过驱动轮每转一圈所卷绕(转过)的链轨节的总长来计算。

设: l_t —— 链轨节矩, m;

ω_K —— 驱动轮角速度, l/s;

n_K —— 驱动轮转速, r/min。

则履带卷绕运动的平均速度 v_m 可由下式计算:

$$v_m = \frac{Z_K l_t}{2\pi} \omega_K = \frac{Z_K l_t n_K}{60} \quad (\text{m/s})$$

当履带在地面上作无滑动行驶时,车辆的行驶速度显然就等于台车架相对于接地链轨的运动速度,后者在数值上等于履带卷绕运动的速度。通常,将车辆履带在地面上没有任何滑移时,车辆的平均行驶速度称为理论行驶速度 v_T ,它在数值上应等于履带卷绕运动的平均速度,亦即:

$$v_T = \frac{Z_K l_t}{2\pi} \omega_K = \frac{Z_K l_t n_K}{60} \quad (\text{m/s}) \quad (1-5)$$

由式(1-4)可知,当 β 角减小,亦即驱动轮有效啮合齿数 Z_K 增加时,则履带卷绕运动速度的波动就减小。对于 $\beta \rightarrow 0, Z_K \rightarrow \infty$ 这一极限情况,则有:

$$v_1 = v_2 = v_m$$

这表明当驱动轮啮合齿数增加时,履带卷绕时的速度趋近于其平均速度,并趋向于一常数。

为了简化履带行走机构运动学的分析,通常将这种极限状态作为计算车辆行驶速度的依

据。此时,假设履带节为无限小,因此履带可看成是一条挠性钢带。这一挠性钢带既不伸长也不缩短,且相对于驱动轮无任何滑动。根据上述假设,履带就具有图 1-4 所示的形状。当驱动轮齿数相当多时,此种假设是可以容许的。

这样,当驱动轮作等角速度旋转时,履带卷绕运动的速度,也就是车辆的理论行驶速度,可用下式表示(见图 1-4):

$$v_T = r_K \omega_K \quad (1-6)$$

式中: v_T —— 车辆理论行驶速度;
 r_K —— 驱动轮动力半径;
 ω_K —— 驱动轮角速度。

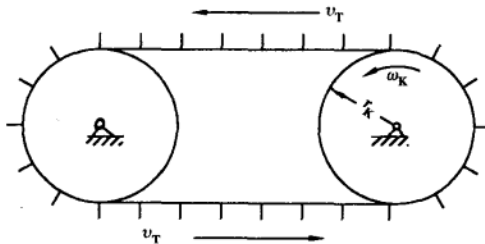


图 1-4 履带与台车相对运动的简化示意图

式(1-6)中 r_K 是从运动学的角度提出来的,确切地应该称之为驱动链轮的滚动半径。所谓动力半径是切线牵引力线到轮心的距离。但对于履带行走机构来说,驱动轮的滚动半径和动力半径接近一致,故无论作运动学或动力学分析时均使用 r_K ,并统称为动力半径。

驱动轮的动力半径 r_K 是一个假设的半径,它在驱动轮上实际并不存在(r_K 不等于链轮的节圆半径),其物理意义可解释如下:

在驱动轮相对于履带没有滑转的情况下,以一半径为 r_K 的圆沿链轨作纯滚动时,驱动轮轴心的速度即为车辆的理论行驶速度。由表达式(1-5)和式(1-6)可知:

在驱动轮相对于履带没有滑转的情况下,以一半径为 r_K 的圆沿链轨作纯滚动时,驱动轮轴心的速度即为车辆的理论行驶速度。由表达式(1-5)和式(1-6)可知:

$$r_K = \frac{Z_K l_t}{2\pi} \quad (1-7)$$

当车辆在实际工作时,即使牵引力没有超过履带与地面的附着能力,履带与地面之间还是存在着少量滑转的。这是因为履带挤压土壤并使它在水平方向有滑转的趋向。在履带存在滑转的情况下,车辆的行驶速度称为实际行驶速度 v ,它显然应该是履带的滑转速度和台车架对接地链轨的相对速度的合成速度,亦即:

$$v = v_T - v_j$$

式中: v_j —— 履带在地面上的滑转速度。

实际行驶速度 v 可以用单位时间内车辆的实际行驶距离来表示;滑转速度 v_j 则可用单位时间内的滑转距离来表示:

$$\left. \begin{aligned} v_j &= \frac{l_j}{t} \\ \text{或 } v_j &= \frac{l_j}{t} = \frac{l_T - l}{t} \end{aligned} \right\} \quad (1-8)$$

式中: l —— 在时间 t 内,车辆的实际行驶距离;

l_j —— 在时间 t 内,履带相对地面的滑转距离;

l_T —— 在同一时间 t 内,车辆的理论行驶距离,它可通过下式计算:

$$l_T = r_K \omega_K t = \frac{Z_K l_t}{2\pi} \omega_K t \quad (1-9)$$

通常用滑转率 δ 来表示履带对地面的滑转程度,它表明了由于滑转而引起的车辆行程或速度的损失,并可由下式计算:

$$\delta = \frac{l_T - l}{l_T} = 1 - \frac{l}{l_T} \quad (1-10)$$

或
$$\delta = \frac{v_T - v}{v_T} = 1 - \frac{v}{v_T} \quad (1-11)$$

式(1-11)的表达形式,在作滑转率试验时非常有用。

二、履带行走机构的动力学

现在来讨论履带车辆在水平地面上作等速直线行驶时的动力学问题。

履带车辆工作时,其上作用着抵抗车辆前进的各种外部阻力和推动车辆前进的驱动力——切线牵引力。而切线牵引力本身则由驱动链轮上的驱动力矩所产生。

当履带车辆在等速稳定工况下工作时,存在着以下两种平衡关系:

1. 当车辆作为一个整体来考察(图 1-5)

此时作用在履带车辆上的各种外部阻力应与切线牵引力相平衡,亦即:

$$\Sigma F = F_K \quad (1-12)$$

式中: ΣF —— 各种外部阻力的总和;

F_K —— 切线牵引力。

2. 对履带单独进行考察(图 1-6)

在这一情况下,为了简化分析,可仿照讨论履带运动学时的情况,将履带看成是一条由无限小链轨节组成的挠性钢带,并考察沿着履带长度方向各力的平衡关系(图 1-5 中未画出作用在履带法线方向上的诸力)。此时,履带张力对驱动轮轴轴的力臂为一常数,并等于其动力半径 r_K (这一假设,实际上忽略了链传动中周期性变化的动载荷的作用)。

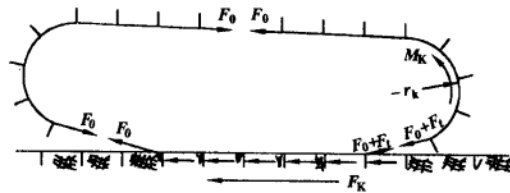


图 1-6 履带各区段的受力情况

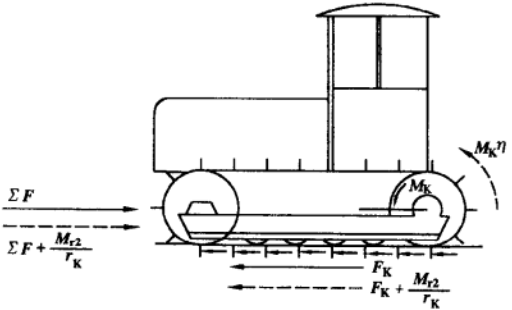


图 1-5 履带行走机构在土壤上的工作情况

从图 1-6 中可以看到,如果履带行走机构不存在任何内部阻力,则当车辆静止时在履带的各区段中应具有相同的预加张紧力 F_0 。当车辆在等速稳定工况下工作时,驱动轮对履带作用有驱动力矩 M_K ,而在履带的驱动段内则相应地产生一附加张紧力 F_t ,从而引起了地面对履带的反作用力。根据履带等速运转的平衡条件,在驱动力矩 M_K 与切线牵引力之间显然存在着以下的平衡关系:

$$\frac{M_K}{r_K} = F_t = F_K \quad (1-13)$$

但是在履带行走机构内部实际上是存在着摩擦损失的,这些摩擦损失包括:

1) 各链轨节铰链中的摩擦;

- 2) 驱动轮与链轨啮合时的摩擦;
- 3) 导向轮和拖链轮轴承的摩擦;
- 4) 支重轮轴承中的摩擦和支重轮在链轨上的滚动摩擦。

由于这些摩擦损失的存在,显然,驱动力矩在形成切线牵引力时必须消耗一部分力矩用来克服行走机构内部的摩擦损失。也就是说,在驱动力矩中必须扣除一部分力矩后才能与切线牵引力相平衡,在此情况下式(1-13) 具有以下形式:

$$\frac{M_K - M_r}{r_K} = F_K \quad (1-14)$$

式中: M_K —— 驱动力矩;

M_r —— 消耗在克服履带行走机构内部摩擦中的驱动力矩,称为换算的履带行走机构内部摩擦力矩。

由于履带行走机构中各摩擦副中的摩擦力可近似地看作与摩擦副所承受的法向压力成正比,因此根据法向压力的性质,换算的行走机构摩擦力矩 M_r , 又可分为以下两组:

1) 由不变的法向压力(例如由履带的预加张紧力 T_0 和机器质量 G 造成的法向压力)所产生,这部分摩擦力矩与驱动力的大小无关,相关于拖动行驶时行走机构内部摩擦力矩,它可用 M_{r2} 来表示。

2) 由履带的附加张紧力 F_t 所引起,这部分摩擦力矩 M_{r1} 近似地与驱动力矩成正比,并可方便地用一效率系数来表示。

这样 M_r 即可表示为:

$$M_r = M_{r1} + M_{r2}$$

将上式代入式(1-14) 中得:

$$\frac{M_K - M_{r1}}{r_K} - \frac{M_{r2}}{r_K} = F_K \quad (1-15)$$

将式(1-15) 代入式(1-12), 可得:

$$\Sigma F = \frac{M_K - M_{r1}}{r_K} - \frac{M_{r2}}{r_K} \quad (1-16)$$

如用机械效率系数 η_r 来表示 M_{r1} 引起的驱动力矩 M_K 之损失,则:

$$\eta_r = \frac{M_K - M_{r2}}{M_K} \quad (1-17)$$

η_r 称为履带驱动段效率。将式(1-17) 代入式(1-15) 和式(1-16), 经移项整理后即可得到以下两个与关系式(1-12) 和式(1-13) 相似的新的平衡关系式:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma F + \frac{M_{r2}}{r_K} &= F_K + \frac{M_{r2}}{r_K} \\ \eta_r M_K &= F_K + \frac{M_{r2}}{r_K} \end{aligned} \right\} \quad (1-18)$$

从关系式(1-18) 中可以看出,如果将换算的摩擦力矩 M_{r2} 设想为某一作用在车辆上的等效外部阻力 $\frac{M_{r2}}{r_K}$, 将扣除了换算的摩擦力矩 M_{r1} 后的驱动力矩 $\eta_r M_K$ 看成为一等效的驱动力矩,而地面对履带则作用着一等效的切线牵引力 $F_K + \frac{M_{r2}}{r_K}$ (图 1-5 中虚拟线所示), 那么就可以认为履带行走机构中并不存在任何内部摩擦阻力。此时作用在车辆上各力的平衡关系显然是