

工程车辆

◎主编 张强 刘树伟



 北京理工大学出版社
BEIJING INSTITUTE OF TECHNOLOGY PRESS

工程车辆

主 编 张 强 刘树伟
副主编 徐 克 冷岳峰

 **北京理工大学出版社**
BEIJING INSTITUTE OF TECHNOLOGY PRESS

内 容 简 介

本书概述了工程车辆的底盘基础, 简要讨论了工程车辆结构、参数及部分总成结构, 系统介绍了工程运输专用车辆、工程作业专用车辆、路面施工专用车辆、无轨运输车的分类及组成。

本书内容新颖, 叙述循序渐进, 可用作汽车专业学生的教材, 也可供汽车工程师、汽车检测人员、汽车使用和维修人员学习与参考。

版权专有 侵权必究

图书在版编目 (CIP) 数据

工程车辆 / 张强, 刘树伟主编. —北京: 北京理工大学出版社, 2015. 10

ISBN 978 - 7 - 5682 - 1361 - 5

I. ①工… II. ①张…②刘… III. ①工程车 IV. ①U469. 6

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2015) 第 238614 号

出版发行 / 北京理工大学出版社有限责任公司

社 址 / 北京市海淀区中关村南大街 5 号

邮 编 / 100081

电 话 / (010) 68914775 (总编室)

(010) 82562903 (教材售后服务热线)

(010) 68948351 (其他图书服务热线)

网 址 / <http://www.bitpress.com.cn>

经 销 / 全国各地新华书店

印 刷 / 三河市天利华印刷装订有限公司

开 本 / 787 毫米 × 1092 毫米 1/16

印 张 / 17.5

字 数 / 408 千字

版 次 / 2015 年 10 月第 1 版 2015 年 10 月第 1 次印刷

定 价 / 49.00 元

责任编辑 / 钟 博

文案编辑 / 张鑫星

责任校对 / 周瑞红

责任印制 / 马振武

图书出现印装质量问题, 请拨打售后服务热线, 本社负责调换

编委会名单

主任委员：毛 君 何卫东 苏东海

副主任委员：于晓光 单 鹏 曾 红 黄树涛

舒启林 回 丽 王学俊 付广艳

刘 峰 张 珂

委 员：肖 阳 刘树伟 魏永合 董浩存

赵立杰 张 强

秘 书 长：毛 君

副秘书长：回 丽 舒启林 张 强

机械设计与制造专业方向分委员会主任：毛 君

机械电子工程专业方向分委员会主任：于晓光

车辆工程专业方向分委员会主任：单 鹏

编写说明

根据教育部《关于“十二五”普通高等教育本科教材建设的若干意见》(教高〔2011〕5号)和“卓越工程师教育培养计划”的精神要求,为全面推进高等教育理工院校“质量工程”的实施,将教学改革的成果和教学实践的积累体现到教材建设和教学资源统合的实际工作中去,以满足不断深化的教学改革的需要,更好地为学校教学改革、人才培养与课程建设服务,确保高质量教材进课堂,由辽宁工程技术大学机械工程学院、沈阳工业大学机械工程学院、大连交通大学机械工程学院、大连工业大学机械与自动化学院、辽宁科技大学机械与自动化学院、辽宁工业大学机械与自动化学院、辽宁工业大学汽车与交通工程学院、辽宁石油化工大学机械工程学院、沈阳航空航天大学机电工程学院、沈阳化工大学机械工程学院、沈阳理工大学机械工程学院、沈阳理工大学汽车与交通学院、沈阳建筑大学交通与机械工程学院等辽宁省11所理工院校机械工程学科教学单位组建的专委会和编委会组织主导,经北京理工大学出版社、辽宁省11所理工院校机械工程学科专委会各位专家近两年的精心组织、工作准备和调研沟通,以创新、合作、融合、共赢、整合跨院校优质资源的工作方式,结合辽宁省11所理工院校在机械工程学科和课程教学方面的理念、学科建设和体系搭建等研究建设成果,按照当今最新的教材理念和立体化教材开发技术,本着“整体规划、制作精品、分步实施、落实到位”的原则编写了机械设计与制造、机械电子工程及车辆工程等机械工程学科课程体系教材。

本套丛书力求结构严谨、逻辑清晰、叙述详细、通俗易懂。全书有较多的例题,同时注意尽量多给出一些应用实例,便于自学。

本书可供高等院校理工科各专业的学生使用,也可供广大教师、工程技术人员参考。

辽宁省11所理工院校机械工程学科建设及教材编写专委会和编委会

前言

Qianyan

本书根据辽宁省 11 所理工科院校的汽车工程专业的变化及当前应用型人才培养的新要求编写，在编写过程中注意贯彻理论知识和实践相结合、先进性与实用性相结合，为满足辽宁省乃至全国对“工程车辆”课程的教学需要，书中除介绍传统工程车辆的内容外，还新增工程车辆底盘基本理论、结构与参数、总成及装置、地下施工专用车辆等最新内容，力求做到既传授基础知识，又反映新车辆、新技术。

本书由张强、刘树伟担任主编，徐克、冷岳峰担任副主编。具体编写分工为：张强编写第 1、5、6 章；刘树伟编写第 2 章；辽宁工程技术大学朱占平、金宁编写第 3 章；徐克编写第 4 章；冷岳峰编写第 7 章，部分课后题由付新老师编写。全书由张强负责统稿工作。

本书在编写的过程中得到神华神东煤炭公司等单位的的大力支持和帮助，在此表示衷心的感谢。

由于编者水平有限，不足之处在所难免，恳请使用本书的专家、教师和读者批评指正。

编者

第1章 工程车辆底盘基础理论	001	2.2.1 专用汽车的主要尺寸	030
1.1 绪论	001	2.2.2 专用汽车的质量参数	034
1.2 底盘的行驶原理	001	2.2.3 专用汽车的动力性	036
1.2.1 履带式底盘的行驶原理	001	2.2.4 专用汽车的制动性	038
1.2.2 轮式底盘的行驶原理	002	2.2.5 专用汽车的通过性和 机动性	038
1.3 行走机构运动学与动力学	003	2.2.6 专用汽车的静态稳定性	039
1.3.1 履带式行走机构的运动学 与动力学	003	2.3 底盘及车架的选用	041
1.3.2 轮式行走机构的运动学 与动力学	007	2.3.1 底盘的选用	041
1.4 附着性能	009	2.3.2 车架的选用	041
1.4.1 土壤的剪切应力与位移 的关系	009	2.3.3 车架试验	042
1.4.2 履带式底盘的附着性能	011	第3章 工程车辆部分总成及装置	043
1.4.3 轮式底盘的附着性能	012	3.1 发动机	043
1.5 牵引性能参数的合理匹配	016	3.1.1 专用汽车对发动机的基本 要求	043
1.5.1 切线牵引力在发动机调速 特性上的配置	016	3.1.2 发动机的结构形式及其 影响	044
1.5.2 发动机最大输出功率在滑转 曲线上的配置	018	3.1.3 发动机的主要性能指标	047
1.5.3 牵引性能参数合理匹配的 条件	021	3.1.4 发动机的悬置	048
第2章 工程车辆结构及参数	024	3.2 增压器	050
2.1 总体结构	024	3.2.1 废气涡轮式增压器的基本 原理	051
2.1.1 轴数	024	3.2.2 废气涡轮式增压器的 分类	051
2.1.2 驱动形式	025	3.2.3 废气涡轮式增压器的 构造	053
2.1.3 布置形式	025	3.2.4 增压柴油机的结构变化	057
2.1.4 总体布置的注意因素	029	3.2.5 废气涡轮式增压器的主要 故障	058
2.2 主要参数	030	3.3 组合式变速器	061

目 录

Contents

3.3.1 组合式变速器的结构与分类.....	061	第5章 工程作业专用车辆	138
3.3.2 典型的组合式变速器.....	062	5.1 汽车起重机.....	138
3.3.3 组合式变速器的操纵系统.....	064	5.1.1 汽车起重机的用途和分类.....	138
3.4 动力输出装置.....	066	5.1.2 汽车起重机的整体结构.....	139
3.4.1 动力输出装置的用途与分类.....	066	5.1.3 汽车起重机的主要总成及装置结构.....	139
3.4.2 动力输出装置的结构.....	067	5.2 随车起重运输车.....	150
3.4.3 动力输出装置的匹配.....	069	5.2.1 随车起重运输车的用途和分类.....	150
第4章 工程运输专用车辆	070	5.2.2 随车起重运输车的整体结构.....	151
4.1 自卸汽车.....	070	5.2.3 随车起重运输车的主要总成及装置结构.....	152
4.1.1 自卸汽车的用途与分类.....	070	5.3 高空作业汽车.....	154
4.1.2 自卸汽车的整车形式与主要性能参数.....	072	5.3.1 高空作业汽车的用途和分类.....	154
4.1.3 自卸汽车倾卸机构.....	075	5.3.2 高空作业汽车的整体结构.....	154
4.1.4 高位自卸汽车.....	085	第6章 路面施工专用车辆	159
4.1.5 半挂自卸汽车.....	090	6.1 振动压路机.....	159
4.2 罐式汽车.....	092	6.1.1 振动压路机的结构与工作原理.....	159
4.2.1 概述.....	092	6.1.2 振动压路机的总体设计.....	165
4.2.2 罐体结构.....	094	6.1.3 振动压路机的工作参数确定.....	172
4.2.3 液罐汽车.....	099	6.1.4 振动压路机的振动机构设计.....	179
4.2.4 液化气罐车.....	116	6.1.5 振动压路机的液压系统设计.....	182
4.2.5 粉罐车.....	120		
4.2.6 洒水车.....	130		
4.3 厢式汽车.....	132		
4.3.1 概述.....	132		
4.3.2 厢式汽车的车厢.....	133		
4.3.3 冷藏保温汽车的用途及分类.....	136		

6.2 路面铣刨机·····	189	7.1.2 无轨辅助运输的分类·····	224
6.2.1 路面铣刨机的结构与工作 原理·····	189	7.1.3 无轨辅助运输的发展 方向·····	227
6.2.2 路面铣刨机的总体设计及 主要参数确定·····	193	7.2 无轨胶轮车的工作原理与结构 特征·····	228
6.3 沥青混合料搅拌机·····	195	7.2.1 以防爆柴油机为动力的 无轨胶轮车·····	228
6.3.1 沥青混合料搅拌机的结构与 工作原理·····	195	7.2.2 传动系统与驱动方式·····	233
6.3.2 沥青混合料搅拌机的 总体设计·····	198	7.3 典型的无轨胶轮车结构·····	245
6.3.3 沥青混合料搅拌机的主要 工作装置设计与选型·····	199	7.3.1 WC8FB 型防爆悬挂式胶 轮车·····	245
第7章 无轨运输车·····	223	7.3.2 WCQ 系列无轨胶轮车·····	252
7.1 无轨辅助运输的特点、分类及 发展方向·····	223	7.3.3 WCY-6 型防爆多功能铲 运车·····	262
7.1.1 无轨辅助运输的特点·····	223	参考文献·····	266

第1章 工程车辆底盘基础理论

本章知识点

1. 系统阐述工程车辆底盘理论，从履带式、轮式底盘行驶原理入手，详细介绍履带式、轮式行走机构的运动学和动力学及行驶的附着性能，并对工程车辆的牵引性进行分析。
2. 对履带式、轮式底盘的行驶原理进行分析，建立驱动力数学方程；根据履带式、轮式行走机构的运动学和动力学分析，形成履带式、轮式行走机构的行走附着性能计算方法，并对牵引力、最大输出功率、牵引性能参数进行匹配分析。

1.1 绪 论

底盘是工程车辆可靠性运行的关键部件，也是工程机械产品设计重点，掌握工程车辆底盘的基础理论，对研究工程车辆运行动力和改进车辆设计具有重要意义。

工程车辆作业环境、条件复杂多变，这就要求底盘设计能够适应当地的气候、地理特点；要求发动机、行走机构与工作装备的特性之间具有良好的匹配关系。工作介质的性质复杂，要求工作装置结构设计形式多样；工作介质的状态在作业中不断发生变化，要求工作参数能够调节平衡；现代工程产品设计要求较高的作业质量控制水平，增加机电液一体化和现代控制技术。

1.2 底盘的行驶原理

1.2.1 履带式底盘的行驶原理

履带式底盘是依靠发动机的动力，借助驱动链轮卷绕履带时地面对履带接地段所产生的反作用力而行驶的。为便于说明行驶原理，可将履带分成几个区段（见图1-1），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

$$F_t = \frac{M_k}{r_k}$$

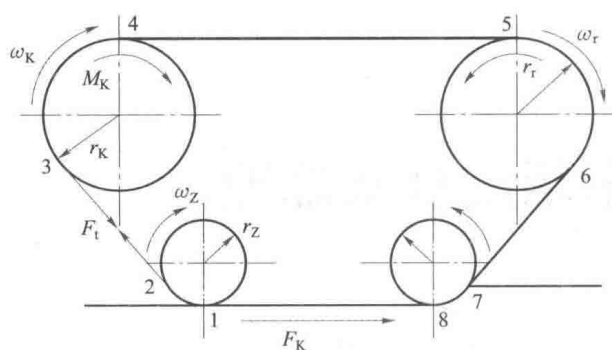


图 1-1 履带式底盘行驶原理

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 称作履带式底盘的驱动力或切线牵引力。履带式底盘就是在驱动力 F_k 的作用下行驶的。

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, 若此损失用履带驱动段效率 η_r 表示, 则 F_k 可表示为

$$F_k = \eta_r F_t = \eta_r \eta_m \frac{i_m M_e}{r_k} \quad (1-1)$$

式中 η_m ——发动机至驱动轮的传动效率;

i_m ——发动机至驱动轮的传动比。

此公式也适用手轮式底盘, 不过此时 $\eta_r = 1$ 。

为分析驱动力 F_k 是如何传到底盘机体上的, 可在驱动轮轴上加两个大小相等、方向相反的力 F_t , 如图 1-2 所示。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'_t 和 F''_t , 其中 $F'_t = F_t \cos \varphi$ 。

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 分解成分别与路面平行和垂直的两个分力 F'_Σ 和 F''_Σ , 而 $F'_\Sigma = F_k - F_t \cos \varphi$ 。

推动机体前进的力应是 F'_t 与 F'_Σ 之和, 即

$$F'_t + F'_\Sigma = F_t \cos \varphi + F_k - F_t \cos \varphi = F_k$$

假定履带销子和销孔间的摩擦损失可略去不计, 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 φ 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 (见图 1-2)。

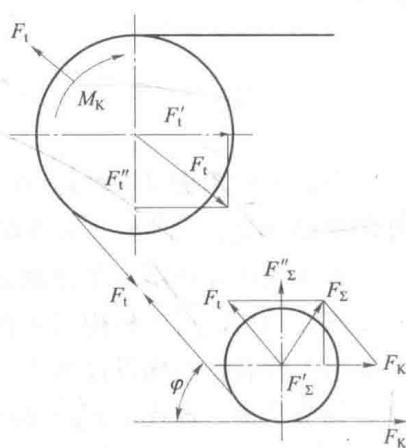


图 1-2 履带驱动力的传递

1.2.2 轮式底盘的行驶原理

轮式底盘通过发动机的动力并依赖地面作用于驱动轮上的推力而行驶。由于轮胎和地面的变形等原因, 车轮与地面的接触是一个区域, 因此作用于驱动轮上的推力应是许多接触单元的水平合力。

从受力分析方面来看, 工程机械轮式底盘能够正常行驶的基本条件是: 一方面, 地面所产生的驱动力 F 大于或等于滚动阻力 $F_{tc} = 2.134\varphi^{3/8}$ 与作业阻力 $F_x = M_e \omega^2$ 之和; 另一方面, 驱动力 F 的最大值要受到地面附着条件的限制, 即驱动力 F 不会超过地面所能提供的附着力 F_φ 。因此, 轮式底盘正常行驶的充要条件是:

$$F_{\varphi} \geq F \geq F_x + F_{fc} \quad (1-2)$$

这一关系式同样适用于履带式底盘。由式(1-2)可知,为提高自行式工程机械的工作效率,应改善地面附着条件,并尽可能减小滚动阻力 F_{fc} 。

驱动力 F 可按式(1-3)计算:

$$F = \frac{M_k}{r_d} = \eta_{\Sigma} \frac{i_{\Sigma} M_e}{r_d} \quad (1-3)$$

式中 F ——驱动力;

M_e ——发动机转矩;

r_d ——驱动轮动力半径;

η_{Σ} ——传动系统总效率;

i_{Σ} ——传动系统总传动比。

1.3 行走机构运动学与动力学

1.3.1 履带式行走机构的运动学与动力学

1. 履带式行走机构的运动学

履带式行走机构在水平地面的直线运动,可以看成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,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,即驱动轮、导向轮、支重轮、托链轮的轴线看成静止不动的,而履带则在驱动轮的带动下以一定的速度围绕这些轮子做“卷绕”运动,如图1-3所示。由于履带链轨是由一定长度的链轨节组成的,如同链传动,履带的卷绕运动速度即使在驱动轮等速旋转条件下也不是常数。

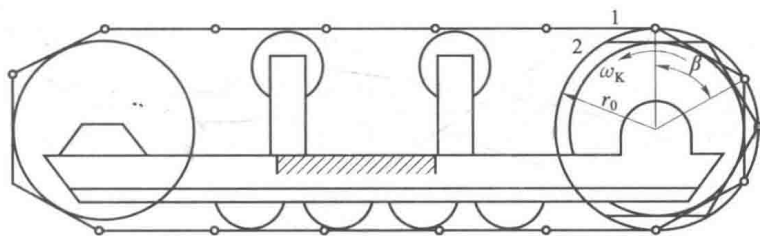


图1-3 履带相对于台车架的卷绕运动

从图1-3中可以看出,履带处于位置1时的速度 v_1 最大,且

$$v_1 = r_0 \omega_k \quad (1-4)$$

式中 r_0 ——驱动链轮的节圆半径;

ω_k ——驱动链轮的角速度。

当履带处于位置2时,履带速度最低,且

$$v_2 = r_0 \omega_k \cos \frac{\beta}{2} = v_1 \cos \frac{\beta}{2} \quad (1-5)$$

式中 β ——驱动链轮的分度角, $\beta = \frac{360^\circ}{Z_k}$; Z_k 为驱动链轮的有效啮合齿数。

由此可见, 即使驱动轮做等角速旋转 (ω_k 为常数), 台车架的相对运动也将呈现周期性变化, 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_1 为链轨节距 (m), ω_k 为驱动轮角速度 (rad/s), n_k 为驱动轮转速 (r/min), 则履带卷绕运动的平均速度 v_m 可由式 (1-6) 计算:

$$v_m = \frac{Z_k l_1}{2\pi} \omega_k = \frac{Z_k l_1 n_k}{60} \quad (1-6)$$

当履带在地面上做无滑动行驶时, 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无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, 即

$$v_T = v_m = \frac{Z_k l_1 n_k}{60} \quad (1-7)$$

由式 (1-5) 可知, 当 β 角减小, 即驱动轮有效啮合齿数 Z_k 增加时, 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: $v_1 = v_2 = v_m$ 。

为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, 则履带可看成一条挠性钢带。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, 履带行走机械的理论行驶速度可用式 (1-8) 表示

$$v_T = r_k \omega_k \quad (1-8)$$

式中 r_k ——驱动轮动力半径;

ω_k ——驱动轮角速度。

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无滑动的情况下, 以一半径为 r_k 的圆沿链轨做纯滚动时, 驱动轮轴心的速度即为车辆的理论行驶速度。由式 (1-7) 和式 (1-8) 可知

$$r_k = \frac{Z_k l_1}{2\pi} \quad (1-9)$$

当车辆在实际工作时, 即使牵引力没能够超过履带与地面的附着能力, 履带与地面之间还是存在少量滑转的。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, 记作 v , 它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, 即

$$v = v_T - v_j \quad (1-10)$$

式中 v_j ——履带在地面上的滑转速度。

实际行驶速度 v 可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, 即

$$\text{或} \quad \begin{cases} v_j = \frac{l_j}{t} \\ v_j = \frac{l_j}{t} = \frac{l_T - l}{t} \end{cases} \quad (1-11)$$

式中 l ——在时间 t 内, 履带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 内的理论行驶距离, 它可通过式 (1-12) 计算:

$$l_T = r_k \omega_k t = \frac{Z_k l_1}{2\pi} \omega_k t \quad (1-12)$$

通常用滑转率 δ 来表示履带对地面的滑转程度, 它表明由于滑转而引起的履带机械行走距离或速度的损失, 可由式 (1-13) 或式 (1-14) 计算:

$$\delta = \frac{l_T - l}{l_T} = 1 - \frac{l}{l_T} \quad (1-13)$$

$$\delta = \frac{v_T - v}{v_T} = 1 - \frac{v}{v_T} \quad (1-14)$$

2. 履带式行走机构的动力学

履带车辆工作时, 其上作用有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, 存在以下两种平衡关系。

(1) 外部阻力与切线牵引力的平衡关系

履带车辆上的各种外部阻力与切线牵引力的平衡关系为

$$\sum F = F_k \quad (1-15)$$

式中 $\sum F$ ——各种外部阻力的总和;

F_k ——切线牵引力。

(2) 履带自身的平衡关系

如图 1-4 所示履带各区段的受力情况, 从图中可以看出, 如果履带式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附加张紧力 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_1 , 从而引起地面对履带的反作用力。但是, 在履带式行走机构内部实际上存在各种摩擦损失, 这些摩擦损失包括:

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

由于这些摩擦损失的存在, 驱动力矩在形

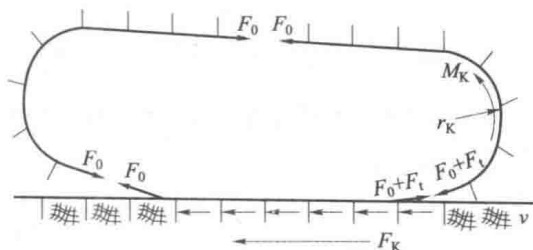


图 1-4 履带各区段的受力情况

成切线牵引力时必然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，即有以下关系式：

$$\frac{M_K - M_r}{r_K} = F_K \quad (1-16)$$

式中 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，换算的行走机械摩擦力矩 M_r 又可分为以下两组：

1) 由不变的法向压力（如履带的预紧力和机器质量造成的法向压力）所产生的部分摩擦力矩，其值与驱动力的大小无关，相当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) 由履带附加张紧力 F_0 所引起的摩擦力矩 M_{r1} ，其值近似地与驱动力矩成正比，并可用效率系数 η_r 来表示。这样， M_r 可表示为

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

将其代入式 (1-16) 中得

$$\frac{M_K - M_{r1}}{r_K} - \frac{M_{r2}}{r_K} = F_K \quad (1-17)$$

将式 (1-17) 代入式 (1-15)，可得

$$\sum F = \frac{M_K - M_{r1}}{r_K} - \frac{M_{r2}}{r_K} \quad (1-18)$$

令

$$\eta_r = \frac{M_K - M_{r1}}{M_K} \quad (1-19)$$

η_r 称为履带驱动段效率，则有：

$$\begin{cases} \sum F + \frac{M_{r2}}{r_K} = F_K + \frac{M_{r2}}{r_K} \\ \frac{\eta_r M_K}{r_K} = F_K + \frac{M_{r2}}{r_K} \end{cases} \quad (1-20)$$

从以上的讨论可以看出，由于等效的摩擦阻力 $\frac{M_{r2}}{r_K}$ 可以在拖动试验中与由土壤变形而引起的外部行驶阻力一起测出，而等效的驱动力矩 $\eta_r M_K$ 则可用一简单的效率系数来考虑，因此，等效计算在实际使用中极为有用。

按照通常习惯，等效的切线牵引力 $\left(F_K + \frac{M_{r2}}{r_K}\right)$ 可称为切线牵引力，并用符号 F_K 来表示。

这样，履带车辆在水平地面上做等速直线行驶时作用在车辆上诸力的平衡方程仍可用以下形式来表示：

$$\begin{aligned} \sum F &= F_K \\ F_K &= \frac{\eta_r M_K}{r_K} \end{aligned} \quad (1-21)$$

1.3.2 轮式行走机构的运动学与动力学

1. 轮式行走机构的运动学

轮式底盘的车轮通常分为从动轮和驱动轮两种。当车轮运动是由轮轴上的水平推力作用而发生，该车轮称为从动轮；当车轮的运动是在驱动力矩作用下发生时，则该车轮称为驱动轮。

下面以从动轮的运动学分析为例，讨论一般车轮的运动学问题。

当从动轮在土壤上滚动时，其状态如图1-5所示。在垂直载荷 Q_c （包括自重力）作用下，土壤和轮胎都发生变形。变形后的轮胎与土壤间形成的接触面通常称为支承面。支承面的几何形状可假设如下：位于轮子几何中心垂直面 OO_1 的左方部位，可认为是一个水平面；而位于垂直面 OO_1 的右方部分则可认为是一个圆柱面。此圆柱面的中心线 O' 位于 OO_1 垂直平面内，并在轮子几何轴线 O 的上方。

车轮回转运动时，整个车轮的回转瞬心轴 O'_1 可具有下述几种不同的位置：

1) 如果在无限小的时间内，瞬心轴的位置在 O_1 点，则车轮的支承表面保持静止不动。

2) 当瞬心轴 O'_1 低于 O_1 时，则车轮的支承表面将沿车辆的运动方向移动，这种现象称为滑移现象。

3) 当瞬时中心轴高于 O_1 时，则车轮的支承面将沿车辆相反的运动方向移动，这种现象称为滑转现象。

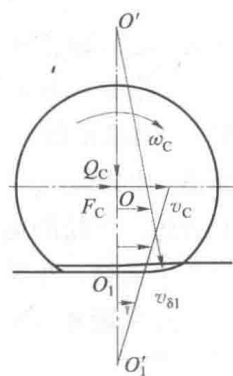


图1-5 从动轮的运动简图

当从动轮滑移时，几何中心的速度方向应与连线 OO_1 相垂直，其值可表示为

$$v = \overline{OO_1} \omega_c = r_e \omega_c \quad (1-22)$$

式中 v ——从动轮的实际速度；

ω_c ——从动轮的角速度；

r_e ——从动轮的有效滚动半径，其值等于瞬时中心轴到几何中心轴的距离。

车轮的有效滚动半径是一个变化的假想半径，其大小随车轮的滑移程度而变。

当车轮纯滚动时， $r_e = \overline{OO_1}$ ，此时的有效半径为滚动半径，以 r_g 表示。而此时几何中心的速度称为理论速度，用 v_T 表示。

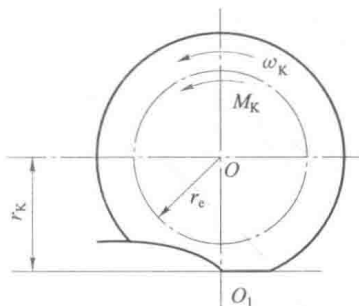


图1-6 驱动轮的运动

当车轮的回转角速度 ω_c 已知时，按理论力学中的方法，由有效滚动半径 r_g 确定车轮上任意一点的运动轨迹、速度和加速度。

驱动轮的运动如图1-6所示，将从动轮的角速度 ω_c 转换为驱动轮的角速度 ω_k ，则上述从动轮的运动学公式完全适用于驱动轮。

当驱动轮无滑移（或滑转）滚动时，其理论速度 v_T 可

表示为

$$v_T = r_g \omega_K = r_K \omega_K \quad (1-23)$$

驱动轮的动力半径等于驱动轮几何中心到驱动力作用线的距离。由于驱动力的作用线位置通常很难确定，因此，通常用轮胎的静力半径 r_j 来代替动力半径。

轮胎的静力半径 r_j 是指车轮在静止状态下受法向载荷、轮胎有径向变形时，车轮几何中心到路面的距离。其值可近似地由式 (1-24) 确定：

$$r_j = (0.045 \sim 0.47) D$$

或
$$r_j = r_0 - \frac{N}{2\Delta} \quad (1-24)$$

式中 D ——轮胎的自由直径（轮胎气压为规定值，无载荷作用时的直径）；

r_0 ——轮胎自由半径；

Δ ——刚度系数；

N ——轴载荷。

综上所述，车轮的运动有三种状态，即纯滚动、滑移和滑转。驱动轮经常有滑转，而从动轮可能产生滑移，车轮在制动时也会产生滑移。

与履带式车辆相同，可用滑转率 δ 来描述轮式车辆的实际速度与理论速度之间的关系，即

$$\delta = \frac{v_T - v}{v_T} \quad (1-25)$$

或
$$\delta = 1 - \frac{r_e}{r_g} \quad (1-26)$$

实际速度与理论速度的关系可表示为

$$v = (1 - \delta)v_T \quad (1-27)$$

2. 轮式行走机构的动力学

轮胎滚动的受力情况如图 1-7 所示。图 1-7 (a) 是车轮在驱动力矩 M_K 作用下做直线行驶的情形；图 1-7 (b) 是自由轮行驶的情形；图 1-7 (c) 是从动轮行驶的情形。

(1) 驱动轮力矩平衡方程

$$M_K - F \cdot r_K - R \cdot a = 0 \quad (1-28)$$

式中 a ——地面垂直反力至车轮中心的距离；

R ——地面垂直反力， $R = Q$ 。

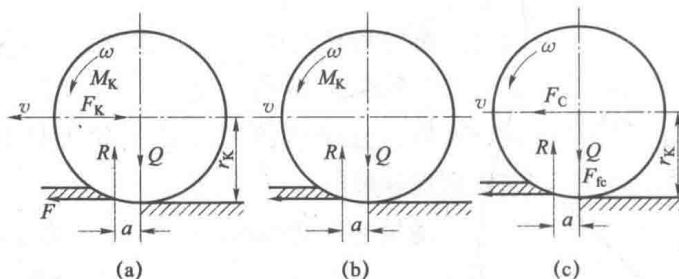


图 1-7 轮胎滚动的受力情况

(a) 车轮做直线行驶；(b) 自由轮行驶；(c) 从动轮行驶