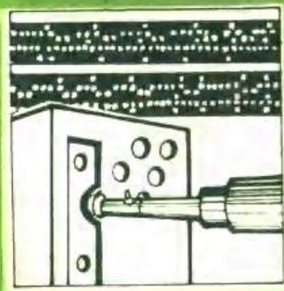
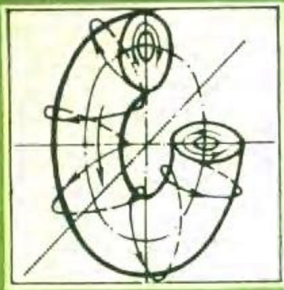


高等学校试用教材



底盘设计

上册

吉林工业大学诸文农 主编



机械工业出版社

底 盘 设 计

上 册

吉林工业大学诸文农 主编

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ · 印张 $17 \frac{1}{4}$ · 字数 413 千字

1981 年 7 月北京第一版 · 1981 年 7 月北京第一次印刷

印数 0,001—5,000 · 定价 1.80 元

*

统一书号: 15033 · 4831

前 言

本教材是根据一九七八年四月在天津召开的高等学校一机部对口专业座谈会精神，和同年六月在太原召开的一机部工程机械、矿山机械、起重运输机械和石油矿场机械四个专业教材会议所确定的《底盘设计》编写大纲编写的。全书共十二章，分上、下两册出版，系统地阐述了底盘设计的基本理论、设计原则与方法。结合国内生产实际情况，全书以 ZL50 装载机、T180 推土机与 16 吨汽车起重机为基础车型，并根据底盘各部件与系统的现状和发展，适当补充了其它典型结构。全书以底盘设计所需的设计知识为主建立学科体系，并考虑了专业课程之间的分工与联系。

考虑到我国工程作业机械正处于发展阶段，各机种的系列与型号还不齐全，因此适当介绍了国外的一些机型，以及相应的新结构、新技术和设计方法。

本书由吉林工业大学副教授诸文农主编。由太原重型机械学院副教授陆植（写第三章）、陈守礼（写第六章）、朱文倡（写第九、十一章）、华北水利水电学院刘士贤（写第五章）、西安公路学院崔福生（写第八章）、吉林工业大学张家励（写第十、十二章）、许纯新等同志协编。全书由同济大学张光裕、天津工程机械研究所汪国华主审，由刘士贤负责校订。

在本书编写过程中，得到了有关工厂、研究所与兄弟院校的大力支持与帮助，同济大学殷继娟、彭浦机器厂陆以君等同志对书稿提出了许多宝贵意见，在此一并致谢。

由于我们水平有限，编写时间仓促，书中一定存在不少缺点与错误，望读者批评指正。

常用符号说明

A	中心距；比例系数	G_{np}	推土铲前积土重量
a	加速度；减速度	G_s	作业机械使用重量
B	轨距；轮距	G_T	发动机小时耗油量
B_c	推土铲宽度	G_1	作用在前轴上的重量
b	齿宽；轮胎宽；宽度	G_2	作用在后轴上的重量
C	悬架刚度；系数	G_ϕ	附着重量
C_a	弹簧角刚度	G_τ	抗剪切弹性模数
C_f	接触应力计算的表面质量系数	G'_e	换算到变矩器泵轮轴上的发动机耗油量
C_H	接触应力计算的硬度比系数	g_e	发动机耗油率
C_K	齿顶间隙	g_{Kp}	作业机械耗油率
C_L	接触应力计算的寿命系数	g'_e	换算到变矩器泵轮轴上的发动机耗油率
C_m	接触应力计算的载荷分布系数	h	全齿高；离地间隙；踏板行程；厚度
C_o	接触应力计算的过载系数	h_e	有效齿高
C_p	弹簧旋绕比；材料的弹性系数	h_f	齿根高
C_R	接触应力计算的安全储备系数	h_K	齿顶高
C_s	接触应力计算的尺寸系数	I	转动惯量；惯性矩
C_t	接触应力计算的温度系数	i	齿轮传动比；变矩器传动比；弹簧圈数； 弹簧叶片数
C_v	接触应力计算的质量系数	i_b	轮边减速或最后传动的传动比
C'	比热	i_c	双差速器传动比
D	变矩器循环圆直径；轴外径；活塞直径	i_F	副变速箱传动比
D_d	锥齿轮加工用刀盘直径	i_K	变速箱传动比
d	轴内径；活塞杆直径	i_M	变矩器偶合器工况传动比
d_i	变矩器速比范围	i_o	主传动或中央传动传动比
d_K	变矩器动力范围	i_p	变矩器对应效率 η_p 的传动比
d_M	变矩器与发动机共同工作的动力范围	i_T	双流传动运动学传动比
d_v	变矩器与发动机共同工作的速比范围	i_α	道路坡度
d_1	小锥齿轮节圆直径	i_Σ	传动系总传动比
d_2	大锥齿轮节圆直径	i_ω	转向系的角传动比
E	材料的抗拉弹性模数；锥齿轮轴线偏移距	i'_ω	转向器的角传动比
E_a	橡胶的名义弹性模数	i''_ω	转向传动的角传动比
e	自然对数的底；阀芯移动量	$i_{o\infty}$	行星机构运动学传动比
f	滚动阻力系数；挠度；间隙	$\tilde{i}_{o\infty}$	行星机构动力学传动比
f_0	齿顶高系数	J	弯曲应力计算的综合系数
f_c	静挠度	J_c	接触应力计算的综合系数
G	重量；重量流量	K	变矩器变矩系数；差速器锁紧系数；制动 器效率系数
G_d	轴上的动负荷	K_D	弯曲应力计算的过载系数
G_{DF}	前轴动负荷	K_d	动载荷系数
G_{DR}	后轴动负荷		
G_m	材料的扭转弹性模数		

- K_e 发动机扭矩适应性系数
 K_L 弯曲应力计算的寿命系数
 K_m 弯曲应力计算的载荷分布系数
 K_R 弯曲应力计算的安全储备系数
 K_s 弯曲应力计算的尺寸系数
 K_T 双流传动的动力学传动比
 \tilde{K}_T 考虑机械损失后的双流传动动力学传动比
 K_v 弯曲应力计算的质量系数
 K_0 变矩器启动变矩系数
 K_1 差速器两半轴的扭矩差系数
 K_2 差速器的扭矩分配系数
 k_t 补偿弹簧刚度
 k_0 离合器压紧力损失系数
 k_1 杠杆系统的刚度
 k_2 合成刚度
 L 履带支承面长度; 轴距; 以 10^6 转为单位的轴承寿命
 L_h 离合器总滑磨功; 以小时为单位的轴承寿命
 l_A 离合器接合一次的单位摩擦表面的滑磨功
 l_t 履带节距
 l'_t 制动带单位滑磨功
 M 扭矩; 两主销间中心距
 M_B 转向驱动力矩
 M_e 发动机扭矩
 M_{eH} 发动机额定扭矩
 M_C 驱动桥从动锥齿轮扭矩
 M_j 行星架扭矩; 惯性力矩
 M_A 驱动轮驱动力矩
 M_m 主离合器的摩擦力矩
 M_o 双流传动输入扭矩; 行星机构输入轴扭矩
 M_p 计算扭矩
 M_q 齿圈扭矩
 M_R 转向阻力矩
 M_r 摩擦损失力矩; 制动力矩
 M_t 太阳轮扭矩
 M_x 双流传动输出扭矩
 M_1 变矩器泵轮扭矩; 离合器主动轴扭矩
 M_2 变矩器涡轮扭矩; 离合器从动轴扭矩
 M_3 变矩器导轮扭矩
 M_z 总转向阻力矩; 合成力矩
 M_ϕ 换档离合器的摩擦力矩
 M_∞ 行星机构的输出轴扭矩
 M'_e 作用在变矩器泵轮轴的发动机扭矩
 m 齿轮模数; 物体质量
 m_s 法面模数
 m_e 端面模数
 N 法向力; 刀盘刀号
 N_e 发动机功率
 N_{eH} 发动机额定功率
 N_h 离合器瞬时滑磨功率
 N_K 驱动轮功率
 N_m 双流传动中机械分路输入功率
 N_T 双流传动输入总功率
 N_u 双流传动的循环功率
 N_1 双流传动中液力分路输入功率
 N_2 四轮驱动的循环功率
 N'_e 输入变矩器泵轮轴的发动机功率
 n 转速; 行星齿轮数; 安全系数; 方向盘转动圈数; 制动次数
 n_e 发动机转速
 n_{eH} 发动机额定转速
 n_j 行星架转速
 n_{K0} 轴的临界转速
 n_o 双流传动输入轴转速
 $n_{o\phi}$ 离合器主从动件相对转速
 n_q 齿圈转速
 n_t 太阳轮转速
 n_u 轴的破坏转速
 n_x 双流传动输出轴转速
 n_1 变矩器泵轮转速
 n_2 变矩器涡轮转速
 n_3 差速器行星齿轮转速
 n_∞ 行星机构输出轴转速
 n'_e 传到变矩器泵轮轴上的发动机转速
 P 压紧力; 圆周力
 P_a 沿锥齿轮节锥母线的作用力
 P_B 转向力; 制动力
 P_c 压缩力
 P_d 压紧力; 当量载荷
 P_f 滚动阻力
 P_i 坡道阻力
 P_j 惯性力
 P_K 驱动力
 P_{KP} 牵引力
 P_m 换算载荷

P_N	作用在锥齿轮节锥切面中的法向力	v_0	车辆的制动初速度
P_n	作用在齿面上的法向力	v_r	理论行驶速度
P_o	每个压紧弹簧的作用力	v_z	油缸活塞速度
P_R	行驶阻力	v_s	轮胎滑动速度
P_s	剪切力	W	抗弯断面系数
P_w	空气阻力	w	变矩器液流相对速度
P_x	加速力	X	车轮的切向力
P_ϕ	附着力	X_1	前轮的切向力
p	气体压力; 液体压力	X_2	后轮的切向力
p_i	油缸工作压力	x	直线运动的载荷系数
p_z	换档离合器工作油压	x'	转向运动的载荷系数
Q	液压系统容积流量; 轴向力	Y	车轮的侧向力
$Q_{\phi(t)}$	换档离合器发热量	y	齿形系数; 轴的附加挠度
q	等比级数公比	Z	齿轮齿数; 车轮的垂直反力; 轴承滚针数; 离合器摩擦副数
q_0	行星轮个数	Z_c	一对齿轮的总齿数; 锥齿轮平面齿轮的齿数
$q_{\phi(t)}$	换档离合器发热率	Z_n	锥齿轮同时啮合的平均齿数
R	理论转向半径; 制动鼓半径; 径向力	Z_q	齿圈齿数
R_a	锥齿轮节锥距	Z_s	锥齿轮当量圆柱齿轮齿数
R_d	离合器等效半径	Z_i	太阳轮齿数
Re	雷诺数	Z_x	行星轮齿数
R_{min}	理论最小转向半径	α	行星排参数; 齿轮啮合角; 轴交角; 制动带包角; 用重力加速度表示的减速度系数; 车辆接近角
R_{nmin}	实际最小转向半径	α_0	刀具角
r	齿轮节圆半径; 轴半径	$\tilde{\alpha}$	计及能量损失后的行星排参数
r_d	轮胎动力半径	β	离合器储备系数; 锥齿轮螺旋角; 车辆离去角; 变矩器叶片倾角
r_j	齿轮分度圆半径	β_m	锥齿轮中点螺旋角
r_K	驱动链轮节圆半径	γ	材料比重; 液体重度
r_0	基圆半径	δ	作业机械滑转率; 间隙; 厚度; 锥齿轮节锥角
S	活塞行程; 制动距离	δ_K	锥齿轮面锥角
S_{01}	小齿轮理论弧齿厚	δ_r	锥齿轮根锥角
S_{02}	大齿轮理论弧齿厚	δ_0	作业中允许的最大滑转率
S_1	制动带固定端拉力	δ_1	外径成形精度
S_2	制动带移动端拉力	δ_2	内径成形精度
T	切向力; 花键抗滑动摩擦力	ε	齿轮重迭系数
T_i	推土铲顶推力	ε_a	斜齿轮轴向重迭系数
T_ϕ	换档离合器温升	ε_m	双曲线锥齿轮偏移角
t	齿轮周节; 时间	η	变矩器效率
t_j	离合器结合时间	η_f	滚动效率
t_n	锥齿轮法面周节		
t_0	齿轮基圆周节		
t_s	锥齿轮端面周节		
V	体积; 容积		
V_a	空压机排量		
v	实际行驶速度		

η_{KP}	牵引效率	ρ	齿轮的曲率半径; 车辆的纵向通过半径; 闭锁离合器的计算系数
η_m	传动效率	ρ_H	齿轮节点处曲率半径
η_n	行星传动内啮合齿轮传动效率	Σ	轴交角
η_{∞}	行星传动的传动效率	σ	应力; 齿顶削减系数
η_p	变矩器工作的许用最低效率	σ_c	挤压应力或接触应力
η_q	履带驱动效率	σ_p	拉伸应力
η_T	双流传动效率	σ_T	材料的屈服极限
η_u	行星传动外啮合齿轮传动效率	σ_u	弯曲应力
η_V	容积效率	τ	扭转应力; 剪切应力; 锥齿轮切向修正系数
η_b	滑转效率	ϕ	附着系数
θ	制动蹄摩擦片包角	Ψ	舒适性系数
θ_f	齿根角	Ψ_j	计及能量损失后行星架的扭矩变化系数
λ	比例系数; 接触不均匀系数	Ψ_g	计及能量损失后齿圈的扭矩变化系数
λ_1	变矩器泵轮扭矩系数	Ψ_s	计及能量损失后太阳轮的扭矩变化系数
λ_{1M}	变矩器偶合器工况的变矩系数	Ω	行星机构载荷不均匀系数
λ_{10}	变矩器起动工况的变矩系数	ω	角速度
λ_{1T}	双流传动的等效泵轮扭矩系数	ω_c	旋转油缸的角速度
μ	摩擦系数; 比例系数; 转向阻力系数; 液体动力粘度	ω_{eH}	发动机额定转速时的角速度
μ_b	材料的泊桑比	ω_K	驱动轮旋转角速度
μ_2	土壤的内摩擦系数	ω_{K0}	轴的临界角速度
ν	转向参数	ω_T	转向角速度
ξ	齿轮的移位系数 (修正系数)	ω_{ϕ_T}	转向时摩擦元件的滑磨角速度
ξ_c	齿轮的总移位系数	ω_{ϕ_s}	换档离合器接合的滑磨角速度
Π	变矩器透穿性系数		

目 录

前言

常用符号说明

第一章 设计总论 1

§ 1-1 产品设计的目的与步骤 1

§ 1-2 制订设计任务书 1

§ 1-3 总体与部件方案设计 3

§ 1-4 技术设计 6

§ 1-5 关于试验工作 7

第二章 基本理论 8

§ 2-1 作业机械的行驶原理 8

§ 2-2 作业机械的牵引特性 14

§ 2-3 作业机械的动力特性 18

§ 2-4 传动系传动比的分配与计算载
荷的确定 21

第三章 主离合器 28

§ 3-1 离合器的功用、类型和设计
要求 28

§ 3-2 离合器的典型构造、结构设
计和零件设计 29

§ 3-3 离合器主要参数及零件尺寸
的确定 37

§ 3-4 离合器接合过程分析及滑磨
功与发热计算 41

§ 3-5 压紧机构设计 48

§ 3-6 操纵机构设计 59

第四章 变速箱 65

§ 4-1 变速箱的功用、要求与设计
步骤 65

§ 4-2 变速箱的结构类型与结构设计
要点 65

§ 4-3 变速箱主要参数的确定 76

§ 4-4 选配齿轮 79

§ 4-5 齿轮计算 84

§ 4-6 轴的计算 97

§ 4-7 轴承计算 100

§ 4-8 啮合器设计 101

§ 4-9 操纵机构设计 103

§ 4-10 齿轮零件的设计 105

第五章 液力机械传动 108

§ 5-1 有关液力传动的基本概念 108

§ 5-2 液力变矩器与发动机共同工作
的输入特性 117

§ 5-3 液力变矩器与发动机共同工作
的输出特性 130

§ 5-4 作业机械底盘采用液力变矩器
的类型与特性 132

§ 5-5 用类比法设计液力变矩器 141

§ 5-6 轮式装载机液力机械传动系
中的动力分配装置 144

§ 5-7 液力机械传动系变速箱档数和
传动比选择 149

§ 5-8 动力换档行星变速箱的设计 152

§ 5-9 动力换档定轴变速箱的方案选
择与设计的要求 186

§ 5-10 动力换档变速箱主要零件的
设计计算 192

§ 5-11 液力机械传动系的液压控制
系统 207

第六章 万向节传动与轮式驱动桥 215

§ 6-1 万向节传动设计的基本任务和
要求 215

§ 6-2 不等速十字轴万向节的运动学
和动力学 216

§ 6-3 万向节传动主要参数的选择与
主要尺寸的确定 219

§ 6-4 铰接式车架万向节的布置 225

§ 6-5 转向驱动桥的万向节传动 225

§ 6-6 驱动桥的设计要求与结构类型 227

§ 6-7 主传动锥齿轮设计 230

§ 6-8 差速器设计 256

§ 6-9 轮边减速设计 265

第一章 设计总论

§ 1-1 产品设计的目的与步骤

一个性能完善的产品，必须做到价格低廉、外形美观、性能好、耐用可靠以及在使用中生产率与经济性较高。一个产品从研制到投产，通常要经历调查研究（在国外叫收集情报）、总体与部件方案设计、技术设计、试制与试验改进这样一些阶段。

表 1-1 为日本小松公司对工程机械新产品的研制程序，从中可以看出，一个新产品的研制成功，是在经历情报收集、设计、试验、制造、改进等重要环节和几次反复后达到的。产品最后能否投产，则取决于产品性能的好坏与生产成本的高低。下面仅就设计、试验这两个环节作一简要阐述。

§ 1-2 制订设计任务书

在进行产品设计以前，通常都需要先拟订设计任务书，以确定整机的外形尺寸、主要性能参数、以及其他特征。在拟订设计任务书阶段，重要的是：

一、了解国家的技术经济政策

通常，为了适应不同的作业对象与施工要求，以及为了有计划地组织生产，对每一类产品国家都规定有一个生产系列。为了降低生产成本与解决配件供应，要求在设计中严格贯彻系列化、通用化、标准化。此外，针对不同产品，国家还制订有一系列的法规。例如：为了行驶安全，制订有制动安全规范；为了保护环境，制订有噪声与排气污染控制标准等。这些都是设计工作者必须熟悉了解与贯彻执行的。

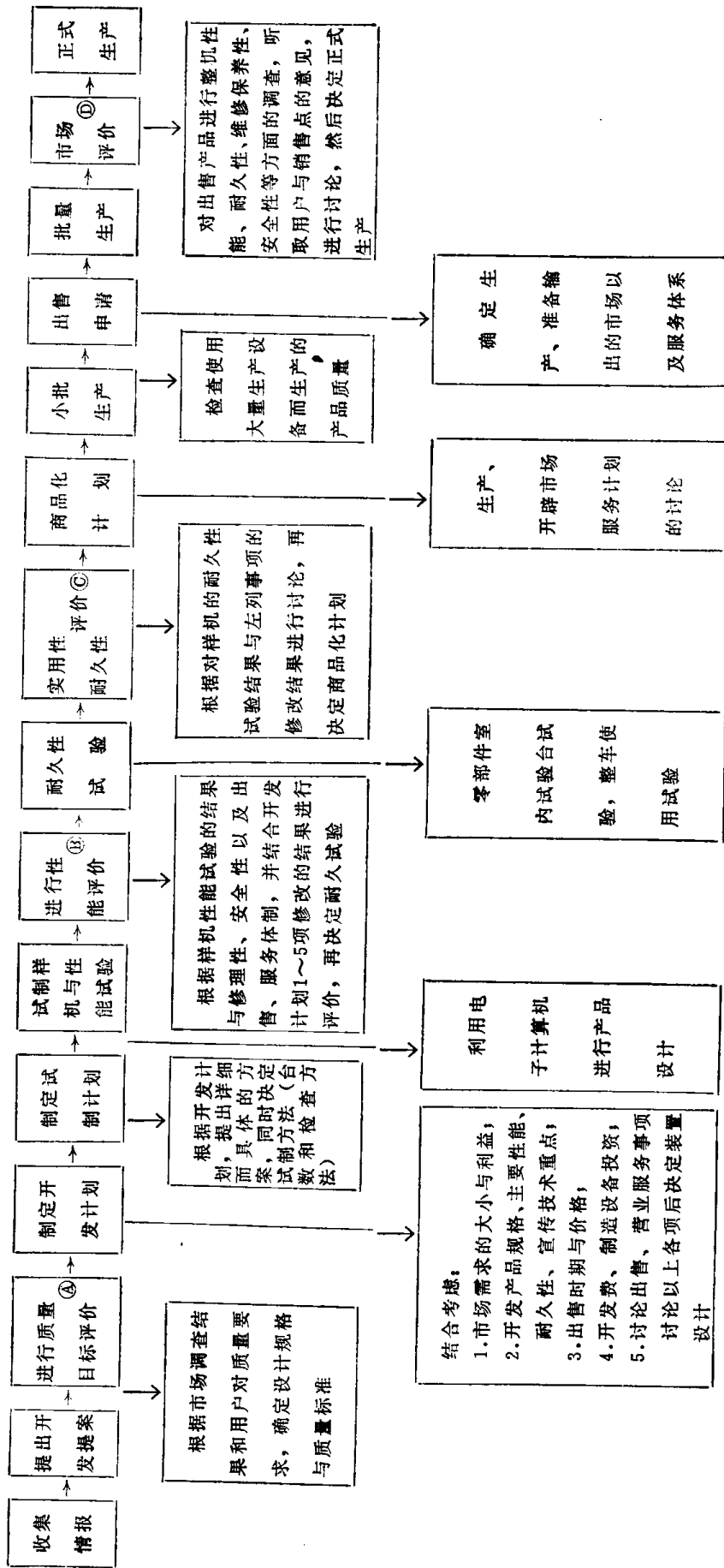
二、进行使用调查与收集国内外同类产品的技术资料

这项工作是在拟订设计任务书、制订试验大纲，使所设计的产品具有较先进的技术性能与质量的依据。这是因为：

1. 一个产品使用性能的好坏，是对这个产品的设计是否成功的最直接的评价。一个产品要达到使用性能好，与设计人员是否很好地了解作业对象、使用条件以及现有机器在使用中存在的问题等密切有关。因此，在设计开始前，设计工作者应首先进行广泛的使用调查，了解使用部门长期使用这些机器所累积的经验与资料。在这里应当特别注意对现有机器在使用中的生产率与经济性、可靠性与耐久性、使用的安全性与拆装维修的方便性、以及机器的操纵性和驾驶员的舒适性等，进行调查分析。

2. 另一方面，评价一个产品是否先进，不仅取决于机器本身的使用情况，还必须与国内外同类型产品进行技术经济指标对比分析，然后才能判断。因此，在进行产品设计时，应充分掌握国内外同类产品的技术资料，尽可能采用新技术、新结构、新材料、新工艺，才有可能使所设计的产品达到较先进的水平。

表1-1 日本小松公司新产品研制程序



§ 1-3 总体与部件方案设计

总体与部件方案设计是指总布置、部件或总成的方案设计这样一些工作。

一、总布置

总布置是将设计任务书中提出的技术要求予以具体化。在绘制总布置图时，要进行一系列的整车参数与尺寸的计算。例如，以轮式装载机讲，就需要进行铲斗对料堆的插入阻力、挖掘力、速度、传动比、轮距、轴距、重心位置、离地间隙、卸载高度、卸载距离以及外形尺寸等计算。还要检查所选各部件方案的合理性以及实现的可能性，初步安排各部件之间的相互位置，并从理论上检查机器的经济性、生产率，以及满足国家标准与法规的情况等。

图 1-1 与表 1-2 为一种轮式装载机的外形与尺寸图表，它除了给出有关的外形尺寸外，还给出了轮距尺寸 P 、轴距尺寸 E 、卸载高度 K 、卸载距离（工作半径） H 等与装载机特点相关联的尺寸参数。

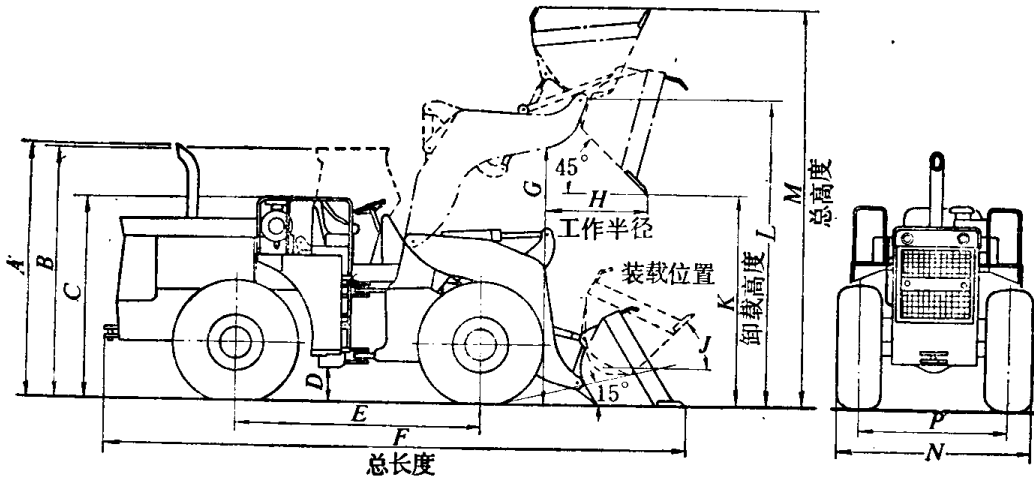


图1-1 轮式装载机外形尺寸图

表1-2 一种斗容为3.8米³的国外轮式装载机的外形尺寸 (cm)

轮胎规格	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P
23.5~25 L-2 L-3	351.8	349.2	316.2	47.0	342.9	602.0	351.8	139.7	46°	298.5	420.4	529.6	297.2	203.2
26.5~25 L-2 L-3	355.6	353.1	317.5	50.8	342.9	533.4	355.6	132.1	46°	302.3	424.2	533.4	299.7	203.2
26.5~25 L-4	358.1	355.6	320.0	53.3	342.9	523.2	358.1	129.5	46°	304.8	426.7	535.9	299.7	203.2
26.5~25 L-5	360.7	358.1	322.6	55.9	342.9	513.2	360.7	128.3	46°	307.3	429.3	538.5	299.7	203.2
29.5~25 L-3	359.4	356.8	321.3	54.6	342.9	473.4	359.4	125.7	46°	306.0	427.9	537.2	299.7	203.2

图 1-2 与表 1-3 为一种 205 马力履带推土机的外形图与尺寸表，它示出了推土机的总体外形尺寸、推土板的升降高度、以及前后左右的调节尺寸。

图 1-3 与表 1-4 为一种翻斗车的外形图与尺寸表，它示出了整车的全宽尺寸 A 、全高尺寸 B 、全长尺寸 C 、轴距尺寸 D 、装载高度 E 、倾卸高度 F 、以及斗体长度 G 。

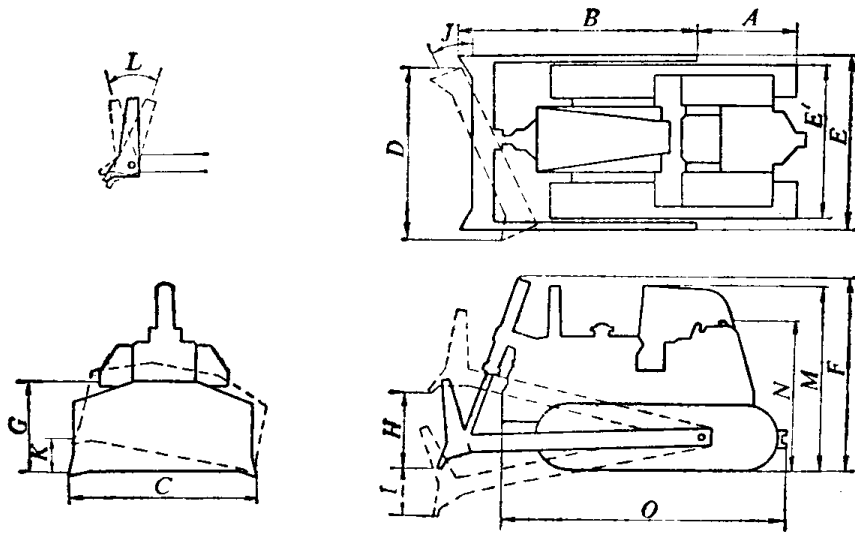


图1-2 履带推土机的外形尺寸图

表1-3 205马力履带推土机的外形尺寸 (m)

尺寸 铲型	A	B	C	D	E	E'	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
角铲	1.672	3.805	4.267	3.860	3.391	2.552	2.928	1.062	1.276	0.441	25°	0.604	15°	3.200	2.387	3.962
直铲	1.672	3.702	3.493	—	—	2.552	2.928	1.308	1.156	0.444	—	0.508	14°	3.200	2.387	3.962
U形铲	1.672	3.956	3.645	—	—	2.552	2.928	1.308	1.156	0.444	—	0.546	14°	3.200	2.387	3.962

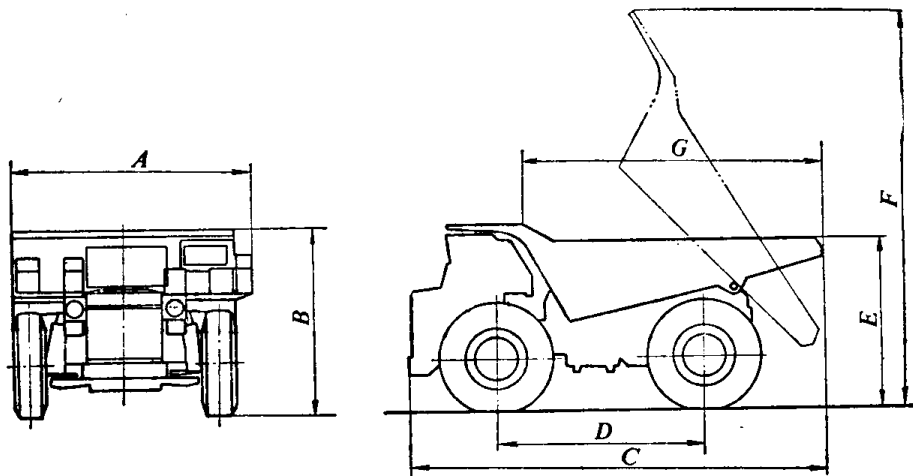


图1-3 翻斗车的外形尺寸图

表1-4 斗容14.8米³与24米³翻斗车的外形尺寸 (mm)

尺寸 斗容(米³)	A	B	C	D	E	F	G
14.8	3360	3450	7300	3750	2650	6400	4240
24	3670	3950	7800	3750	2970	7060	5020

图1-4 为额定起重量8吨的国产Q8型汽车起重机的外形尺寸图，它示出了整车全长、全宽、全高、轮距、轴距、前后轮接近角与离去角、支腿离后轴距离以及支腿支撑距等一系列尺寸与参数。

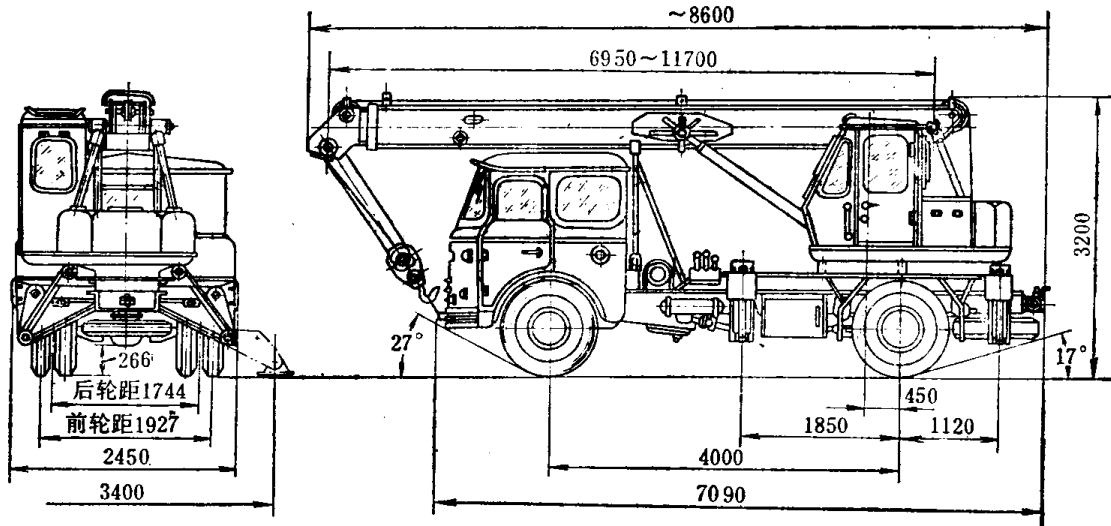


图1-4 Q8型汽车起重机外形尺寸图

装载机、推土机、汽车起重机、翻斗车等都属于成批或大量生产的产品。在国外现代工业对这些机器都已采用专业化生产，即各个部件或总成由不同的专业工厂生产；在我国，目前也正在按这个方向改造机械制造业。因此，总布置在安排各个部件的相互位置时，例如传动系的各个部件，应当充分考虑这些部件的标准系列尺寸。

总布置时还应当考虑到基本型以及由它派生出来的变型。图1-5示出了履带推土机的标准型与低接地压力型湿地推土机在总布置上的差别，即显示了由标准型改为低接地压力型时，轨距、履带接地长度、履带板宽度改变的情况。

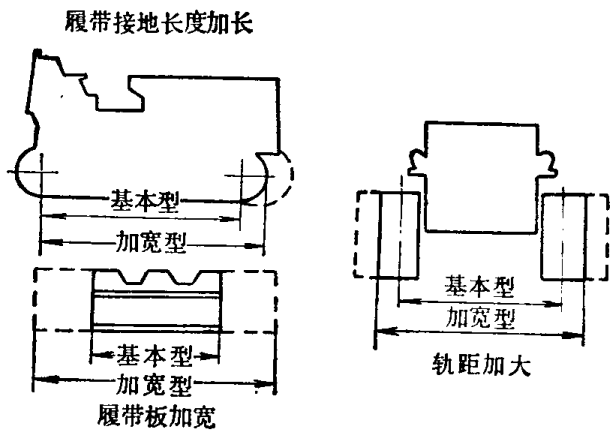


图1-5 履带推土机的基型与变型差别

在总布置中，应绘制操纵布置图，此外还应通过对各部件的布置来检查整机的重量与重心位置是否符合要求，检查维修保养是否方便等。

传动系的布置是随机种或车型的不同而异的。例如，在轮式装载机上，发动机通常是布置在机器的后方的（图1-6），动力经变矩器2传给动力换挡变速箱3，然后用万向节传动轴6分别传给前驱动桥7与后驱动桥4。在履带推土机上，发动机通常布置在机器的前方（图1-7），动力经液力变矩器2、万向节传动轴3传给动力换挡变速箱4后，再经后桥5与最终传动6传给履带。

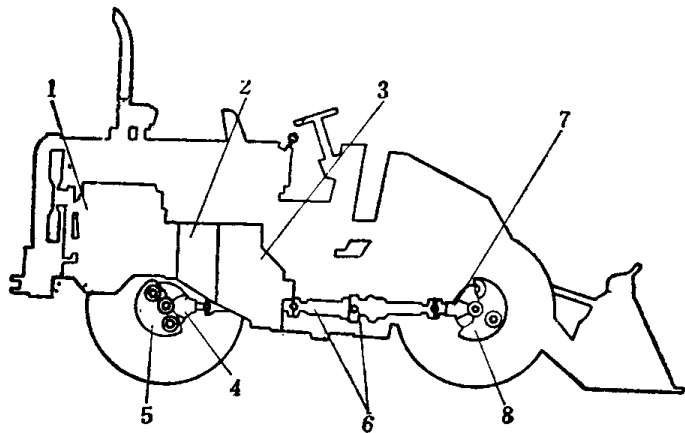


图1-6 轮式装载机传动系布置简图

- 1—发动机 2—变矩器 3—动力换挡变速箱 4—后驱动桥
- 5—轮边减速行星机构 6—万向节传动轴 7—前驱动桥 8—轮边减速

图1-8为翻斗车传动系布置简图。发动机1布置在前方，动力经由变矩器

2、动力换挡变速箱5传到后驱动桥4上。

进行传动系的布置时，应尽量降低整机的重心，并使整机重量在前后驱动桥上的分配、或履带接地长度的作用中心符合设计要求。

在总布置过程中，会发现有些设计 requirements 是相互矛盾或相互牵制的。所以产品设计最终只能得到一个折衷的方案。重要的是在解决这些矛盾时，应认真进行分析，采取多方案比较，系统检查各项设计指标的落实情况，从中选定最佳设计方案。

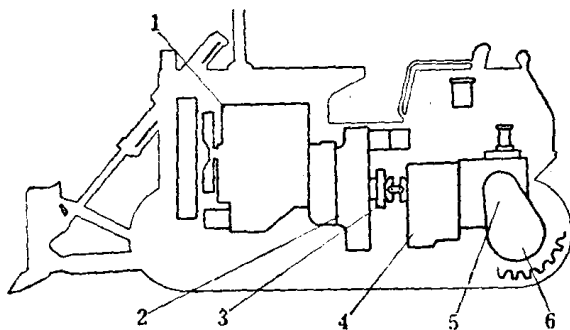


图1-7 履带推土机传动系布置简图

1—发动机 2—变矩器 3—万向节传动 4—动力换挡变速箱 5—后桥 6—最终传动

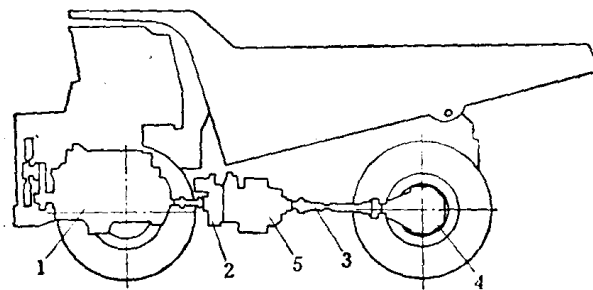


图1-8 翻斗车传动系布置简图

1—发动机 2—变矩器 3—万向节传动轴 4—后驱动桥与轮边减速 5—动力换挡变速箱

二、部件方案设计

部件方案设计是在总布置的基础上进行的，是在研究了各总成的安装与相互位置关系以后，按照整机的性能要求，以及总布置所确定的尺寸关系，所进行的新设计，或者是对选用的部件或总成进行的修改设计。

对部件或总成的设计，应进行多方案分析，在满足性能要求的情况下，力求做到结构简单、使用可靠、材料消耗少、制造成本低、维护保养方便等。在这一设计阶段，应当使设计、工艺准备与供销三方面紧密配合，以便提高产品的加工工艺性，充分利用标准件与通用件，落实外购件与协作件，以及通过这些联系，把专业领域里的新成果、新工艺与发展趋势，充分运用到部件或总成的设计中去。

在完成部件与总体的方案设计以后，应召开方案审查会，广泛听取使用、研究与制造部门的意见，为进行技术设计作好准备。

§ 1-4 技术设计

技术设计主要是指零件图与部件装配图的绘制，以及全套技术文件的制订。

一个新产品的图纸设计质量，最终体现在零件图上，任一零件的设计错误，都可能影响到整机性能或拖延试制试验工作。

零件设计与部件装配图绘制阶段，要进行大量的计算工作，应当善于分析运用有关的试验资料与设计图表，充分利用电子计算机等现代化工具，以使所设计零部件在寿命与强度方面达到最佳的程度。设计出的零件图纸，必须经过仔细的校核，并通过尺寸链计算，检查各个装配尺寸。此外，对所设计零部件应进行成本分析，充分挖掘潜力，减少零件重量，合理选用材料，以降低生产成本。

在技术设计阶段，应完成全套技术文件，例如编制零件清册，拟订部件与总成的装配与试验技术条件，编写使用说明书与备件目录以及提出外购件与外协件的技术要求等。

§ 1-5 关于试验工作

试验工作是研制新产品的一个重要组成部分。对一个新产品的的设计，虽然通过总体与零部件设计进行了大量的计算工作，从理论上满足了对设计产品提出的各种性能要求与强度要求，但计算的结果仍不免是近似的，存在着一定的不可靠性，这是因为计算时所采用的工况与数据，不可能完全考虑到实际使用条件下的各种复杂情况，也不可能完全包含材料与工艺的各种影响因素。因此，必须通过周密的试验，来检验产品设计的正确性。

在国内，通常是对第一台试制样机进行性能试验与一定时间的工业性试验。前者是检验所设计新机器的性能指标，后者是让样机在实际的使用条件下，检验零部件的耐久性与可靠性。实际上仅由这样两个试验环节来保证一个新产品的的设计与试制的成功，是很不充分的。

在国外，新产品设计中，把试验工作放在非常重要的位置，它不仅进行上述两方面的整机试验，更重要的是在设计过程中，就对各部件与总成进行一系列的耐久性与可靠性试验，也就是将新设计的总成或部件装在试验台上或者装在同一级的上一代机器上，进行各种试验，以考核其使用性能与寿命，并测定一系列供比较分析用的应力数据，使零部件的设计更趋合理。进行试验的部件与总成，包括发动机、离合器、变速箱、前后驱动桥、转向和制动装置以及行走部分等。只有在各个总成的耐久性与可靠性试验合格后，才组装出新的样机，进行整机性能试验与工业性试验，包括破坏性试验。因此，国外新产品设计的一个特点，是设计与试验工作交错进行，从而保证在设计中出现的技术问题，可以获得及时合理的解决，以保证最终试制出的新产品具有较好的经济性与可靠性。

第二章 基本理论

§ 2-1 作业机械的行驶原理

装载机、推土机、汽车起重机、翻斗车等这类作业机械的行驶,都是利用发动机的动力,经传动系传到车轮或履带上以后,借助于对地面作用所产生的驱动力 P_K 行驶的(图 2-1)。

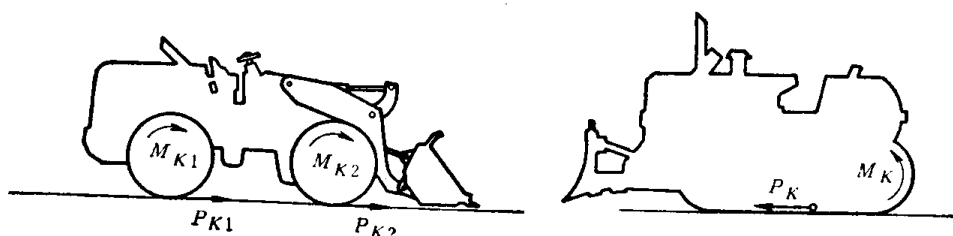


图2-1 工程作业机械行驶原理图

驱动力 P_K 用来克服机器的行驶阻力与提供进行作业的牵引力 P_{KP} 。行驶阻力主要是指滚动阻力 P_f 和空气阻力 P_w ; 在上坡的时候, 还需克服由机器自重产生的坡道阻力 P_i ; 如果机器加速行驶, 则还需克服惯性力 P_j 。

一、驱动力与附着力

驱动力 P_K 是指作用在作业机械驱动轮上的与行驶方向相同的地面反作用力。

对轮胎式作业机械, 驱动力 P_K (图 2-2, a) 可按下式计算:

$$P_K = \frac{M_K}{r_d} \quad (2-1)$$

式中 M_K ——作用在驱动轮上的驱动力矩;

r_d ——驱动轮的动力半径。

动力半径 r_d 的值, 在计算中通常取轮胎滚动时由轮胎中心到地面支承面的值, 它可以用试验方法测定。

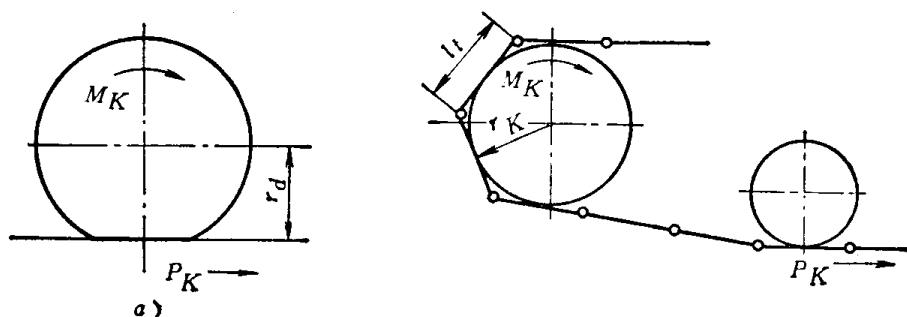


图2-2 轮胎式和履带式作业机械驱动力计算简图

对履带式作业机械，驱动力 P_k (图 2-2, b) 可按式计算：

$$P_k = \frac{M_k}{r_k} \quad (2-2)$$

式中 M_k ——作用在驱动链轮上的驱动力矩；

r_k ——驱动链轮的节圆半径，

驱动链轮的节圆半径，可近似取：

$$r_k = \frac{Z_k l_i}{2\pi} \quad (2-3)$$

式中 Z_k ——围绕驱动链轮一周的履带板数目，对非间齿啮合，即驱动链轮的齿数，对间齿啮合，则为驱动链轮齿数之半；

l_i ——履带板节距，即每块履带板两端销孔中心线间的距离。

驱动力 P_k 的值受限于地面的附着条件。驱动力 P_k 的产生，是因为轮胎或履带在水平方向挤压路面而受到路面的反作用力，以及因为轮胎或履带相对地面有滑动或滑动趋势而产生摩擦力的缘故。因此，当驱动力增大到路面的土质被破坏，或者超过轮胎与地面间的摩擦力时，将发生轮胎或履带的滑转，从而限制了驱动力的进一步增大。

根据许用的滑转程度，可以确定出轮式或履带式作业机械的“打滑界限”，这时所能发出的驱动力，称为额定附着力 P_ϕ ，它限定了作业机械在作业中许用的经济工作的驱动力值。应当指出，随着滑转程度的提高，驱动力是可以增加的，当轮胎或履带达到 100% 滑转时，这时驱动力达最大值而不再增加，这时相应的附着力称为最大附着力 $P_{\phi_{max}}$ 。

附着力表征的是地面的附着条件，附着力的值与作用在驱动轮上的重量（又称附着重量）以及土质的附着系数 ϕ 有关，额定附着力通常用下式表示：

$$P_\phi = \phi G_\phi \quad (2-4)$$

式中 ϕ ——附着系数，按“打滑界限”由试验测得，不同路面的附着系数见表 2-1；

G_ϕ ——作用在驱动轮上的重量，对全轮驱动或履带式作业机械，即整机的使用重量 G_s 。

表2-1 不同路面的附着系数 ϕ

路面土质	机型		路面土质	机型	
	轮胎式	履带式		轮胎式	履带式
混凝土	0.90	0.45	松散砾石	0.36	0.50
干粘土	0.55	0.90	压实雪地	0.20	0.25
湿粘土	0.45	0.70	冰	0.12	0.12
压实粘土	0.40	0.70	坚实土路	0.55	0.90
干沙土	0.20	0.30	松散土路	0.45	0.60
湿沙土	0.40	0.50	煤场	0.45	0.60
岩石坑	0.65	0.55			

二、滚动阻力

轮胎式作业机械行驶时，由于轮胎与路面的变形，引起路面对车轮的反作用力 N 偏离车轮纵轴线一个距离 e (图 2-3)。反力 N 与偏心距 e 的乘积构成了与车轮转动方向 ω 相反的一个滚动阻力矩，它除以轮胎的动力半径 r_d ，称为滚动阻力 P_f ，

$$P_f = \frac{Ne}{r_d} \quad (2-5)$$