



汽车性能分析 及**新**能源汽车技术

QICHE XINGNENG FENXI JI XINNENGYUAN QICHE JISHU >>>>>

庄继晖 等编著



中国水利水电出版社
www.waterpub.com.cn

本书由海南大学“中西部高校综合实力提升工程”学科建设项目资助

汽车性能分析 及**新**能源汽车技术

庄继晖 等编著



中国水利水电出版社
www.waterpub.com.cn

内 容 提 要

本书介绍了汽车的主要使用特性及新能源汽车技术等。主要内容包括:汽车的动力性、汽车的燃油经济性、汽车的制动性、汽车的操纵稳定性、汽车的环保性、汽车的舒适性、汽车的通过性、新能源汽车技术概况、混合动力汽车技术、纯电动汽车技术。本书结构合理,条理清晰,内容翔实,深入浅出,覆盖面广,可读性强,是一本值得学习研究的著作。

图书在版编目(CIP)数据

汽车性能分析及新能源汽车技术 / 庄继晖等编著

— 北京:中国水利水电出版社,2016.6

ISBN 978-7-5170-4388-1

I. ①汽… II. ①庄… III. ①汽车—性能分析②新能源—汽车 IV. ①U472.9②U469.7

中国版本图书馆CIP数据核字(2016)第125231号

策划编辑:杨庆川 责任编辑:陈 洁 封面设计:马静静

书 名	汽车性能分析及新能源汽车技术
作 者	庄继晖 等编著
出版发行	中国水利水电出版社 (北京市海淀区玉渊潭南路1号D座100038) 网址:www.waterpub.com.cn E-mail:mchannel@263.net(万水) sales@waterpub.com.cn 电话:(010)68367658(发行部)、82562819(万水)
经 售	北京科水图书销售中心(零售) 电话:(010)88383994、63202643、68545874 全国各地新华书店和相关出版物销售网点
排 版	北京鑫海胜蓝数码科技有限公司
印 刷	三河市佳星印装有限公司
规 格	184mm×260mm 16开本 16.25印张 395千字
版 次	2016年6月第1版 2016年6月第1次印刷
印 数	0001—2000册
定 价	56.00元

凡购买我社图书,如有缺页、倒页、脱页的,本社发行部负责调换

版权所有·侵权必究

前 言

装备轻便动力、自行推进的轮式道路车辆——汽车,在发明之初并非是这个样子的,汽车的发展也有一个漫长的过程。经 100 多年来的不断改进、创新,凝聚了人类的智慧和匠心,并得益于石油、钢铁、铝、化工、塑料、机械设备、电力、道路网、电子技术与金融等多种行业的支撑,带动了它们的发展,成为今日这样具有多种型式、不同规格,广泛用于社会经济生活多种领域的交通运输工具。自 1970 年以来,全球汽车数量几乎每隔 15 年翻一番,2015 年世界范围汽车数量达到了 12 亿辆。

进入 21 世纪以来,伴随国家汽车产业发展政策的调整,我国的汽车产业进入健康、持续、快速发展的轨道。21 世纪,人类将进入后石油时代。随着化石燃料消耗的不断增加,石油、天然气资源将逐渐趋于枯竭,环境污染和温室效应已经成为全球所共同面临的难题,人类将从化石燃料时代向氢能和可再生能源时代过渡。预计汽车技术未来几十年将朝着五个方向发展:一是继续用最先进的技术对内燃机进行改造,提高其动力性能,提高燃料利用效率,减少排放;二是继续改善燃油品质;三是开发使用生物燃料与其他可再生能源;四是开发推广混合动力系统汽车;五是开发使用电动汽车、氢燃料汽车等无污染的新能源汽车,这是汽车技术长远的发展方向和目标。

本书针对汽车发展所处的新时期,着重介绍汽车的主要使用性能、混合动力汽车技术和纯电动汽车技术等知识,内容上注重基础知识的掌握,尽量选用原理图、示意图,配以简化叙述,更便于理解。

全书共分十章。第一至七章从路面与轮胎的相互作用角度出发,根据作用于汽车上的外力特性,分析了与汽车动力学有关的各主要使用性能:动力性、燃油经济性、制动性、操纵稳定性、环保性、舒适性、通过性等。第八章为新能源汽车技术概况,对新能源汽车的定义、分类、基本结构与发展的必要性作了简单介绍。第九至十章分别对混合动力汽车技术和纯电动汽车技术进行了详细的介绍。

全书由庄继晖、程晓鸣、李劲松、张建珍撰写,具体分工如下:

第三章、第六章:庄继晖(海南大学);

第一章、第四章:程晓鸣(海南大学);

第八章~第十章:李劲松(海南大学);

第二章、第五章、第七章:张建珍(海南大学)。

由于时间仓促,作者水平有限,书中难免出现疏漏之处,恳请广大读者批评指正。

作 者

2016 年 5 月

目 录

前言

第一章 汽车的动力性	1
第一节 汽车动力性的评价指标	1
第二节 汽车的驱动力和行使阻力	2
第三节 动力性的评价方法	13
第四节 汽车的功率平衡	14
第五节 提高汽车动力性的措施	15
第六节 汽车动力性试验	18
第二章 汽车的燃油经济性	22
第一节 汽车燃油经济性及其评价指标	22
第二节 汽车燃油经济性的计算	26
第三节 影响汽车燃油经济性的因素	31
第三章 汽车的制动性	36
第一节 制动性的评价指标	36
第二节 制动时车轮的受力	38
第三节 汽车的制动效能及其恒定性	46
第四节 制动时汽车的方向稳定性	50
第五节 前、后制动器制动力的比例关系	56
第六节 汽车防抱死制动系统(ABS)和制动器辅助系统(BAS)及其他控制系统	64
第七节 汽车驻车制动性	72
第八节 汽车制动性试验	73
第四章 汽车的操纵稳定性	76
第一节 概述	76
第二节 汽车的极限稳定性	78
第三节 轮胎的侧偏特性	80
第四节 汽车直线行驶时的操作稳定性	89
第五节 前轮角阶跃输入下汽车的稳态响应	93
第六节 变形转向——悬架导向装置变形引起的车轮转向角	103
第七节 传动系对汽车操纵稳定性的影响	105

第八节 提高操纵稳定性的电子控制系统·····	108
第九节 汽车操纵稳定性的试验·····	117
第五章 汽车的环保性·····	121
第一节 汽车的排放污染·····	121
第二节 汽车的噪声污染·····	129
第六章 汽车的舒适性·····	135
第一节 汽车的平顺性·····	135
第二节 汽车的内部环境·····	160
第七章 汽车的通过性·····	162
第一节 汽车的地面通过性评价指标·····	162
第二节 汽车的几何通过性参数及牵引力计算·····	162
第三节 汽车越过台阶、壕沟的能力·····	175
第四节 提高通过性的措施·····	178
第五节 汽车通过性试验·····	182
第八章 新能源汽车技术概况·····	187
第一节 新能源汽车的定义及分类·····	187
第二节 新能源汽车的基本结构·····	188
第三节 新能源汽车发展的必要性·····	192
第九章 混合动力汽车技术·····	198
第一节 概述·····	198
第二节 混合动力汽车的结构原理·····	200
第三节 混合动力汽车动力系统设计·····	215
第四节 混合动力汽车制动能量回收系统·····	225
第五节 混合动力汽车的能量管理·····	232
第十章 纯电动汽车技术·····	236
第一节 纯电动汽车概述·····	236
第二节 纯电动汽车传动系统参数设计·····	242
第三节 纯电动汽车续驶里程·····	250
第四节 纯电动汽车电池管理系统与策略·····	251
参考文献·····	253

第一章 汽车的动力性

第一节 汽车动力性的评价指标

一、最高车速

汽车行驶在沥青、混凝土等平直良好的道路时,所能达到的最高平均行驶车速为最高车速,通常用 u_{\max} 表示,单位为 km/h。货车的最高车速为 80~110km/h,一般轿车的最高车速为 130~200km/h,客车的最高车速为 90~130km/h。

二、加速时间

汽车的加速能力用汽车的加速时间 t 来表示,加速时间影响汽车的平均行驶速度,其单位为 s。

超车加速时间和原地起步加速时间共同构成了加速时间。汽车由 I 挡或 II 挡起步,选择恰当的换挡时采取最大加速度,不断向最高挡位调换时,到达预期车速和车距时,所消耗的时间为原地起步加速时间。一般可用从汽车静止加速行驶到 400m 距离或者至 100km/h 速度所需的时间表示汽车原地起步的加速能力。由预定的车速,用次高挡位或者最高挡位超车加速时间,以最大加速度,加速到预想车速时,所消耗的时间为超车加速时间。一般用 30km/h 或 40km/h 时次高挡或者最高挡,全力加速到达最高车速时所需的时间,对其没有一个明确的规定。超车加速时间可以侧面反映汽车发生交通事故的几率大小,超车能力强,超车时间越短,与其他车辆并行行驶的时间和距离越短,交通事故的几率也就越低。图 1-1 是一些汽车的原地起步加速度过程曲线。

三、汽车的最大爬坡度

用最大爬坡度 i_{\max} 来表示汽车的爬坡能力。在良好的路面上,满载的汽车用变速器最低挡位行驶时,所克服的最大坡度便是最大爬坡度。轿车一般不强调其爬坡能力,是因为其一般行驶在较好的道路上,最高车速大,加速时所用的时间也很短;一般发动机的功率较大,其目的是保证汽车有较高的加速度,因此具有较强的爬坡能力。汽车应该具有一定的爬坡能力,以满足其在不同类型的道路上的行驶,一般其 i_{\max} 在 30% 即 16.7° 左右。越野车的一个重要指标是爬坡能力,因为越野车要行驶在无路或者坏路上,一般越野车的爬坡度在 60% 即 31°。

需要指出的是,汽车的极限爬坡能力—— i_{\max} ,要超出汽车行驶中遇到最大坡度很多,因为在设置汽车最大爬坡度时还需考虑,汽车行驶在坡道停车后帮助汽车顺利起步的加速度、克服崎岖道路的阻力和克服松软道路的阻力等。

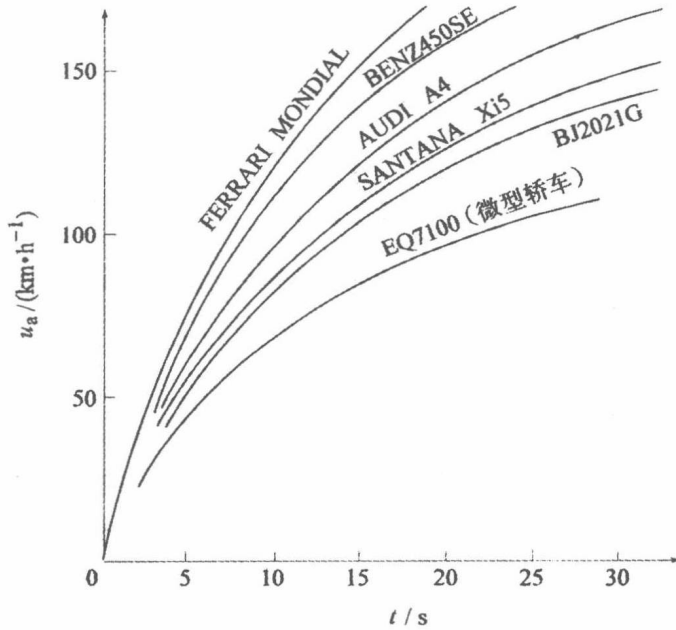


图 1-1 轿车的原地起步加速曲线

第二节 汽车的驱动力和行驶阻力

一、汽车的驱动力

汽车发动机产生的转矩，经传动系传至驱动轮上。此时作用于驱动轮上的转矩 T_t 产生对地面的圆周力 F_0 ，地面对驱动轮的反作用力 F_t （方向与 F_0 相反）即是驱动汽车的外力（图 1-2），此外力称为汽车的驱动力。其数值为

$$F_t = \frac{T_t}{r}$$

式中， T_t 为作用于驱动轮上的转矩； r 为车轮半径。

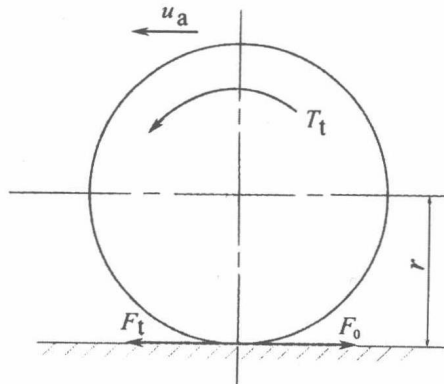


图 1-2 汽车的驱动力

作用于驱动轮上的转矩是由发动机产生的转矩 T_t ，经传动系传至车轮上的。若令 T_{tq} 表示发动机转矩， i_g 表示变速器的传动比， i_0 表示主减速器的传动比， η_T 表示传动系的机械效率，则有

$$T_t = T_{tq} i_g i_0 \eta_T$$

对于装有分动器、轮边减速器、液力传动等装置的汽车，上式应计入相应的传动比和机械效率。

因此，驱动力为

$$F_t = \frac{T_{tq} i_g i_0 \eta_T}{r} \quad (1-1)$$

下面将对式(1-1)中的发动机转矩、传动系效率以及车轮半径作一些讨论，并最后给出汽车的驱动力图。

(一) 发动机的速度特性

图 1-3 为一汽油发动机外特性中的功率与转矩曲线。 n_{\min} 为发动机的最小稳定工作转速，随着发动机转速增加，发动机发出的功率和转矩都在增加，最大转矩 $T_{tq\max}$ 的发动机转速为 n_{tq} ；再增加发动机转速时， T_{tq} 有所下降，但功率继续增加，一直到最大功率 $P_{e\max}$ ，此时发动机转速为 n_p ；继续增加转速时，功率下降，允许的发动机最高转速为 n_{\max} 。

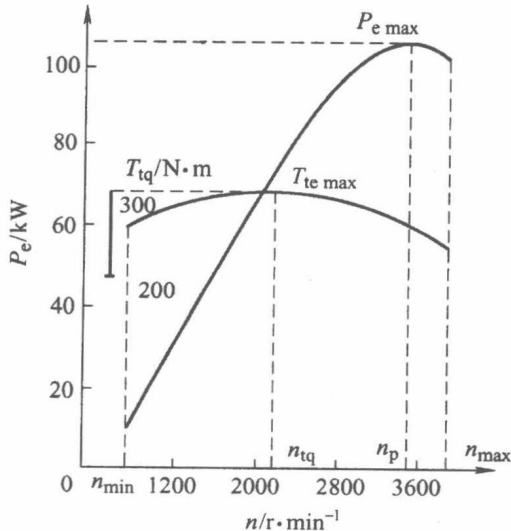


图 1-3 某汽车发动机的外特征

如果转矩 T_{tq} 的单位以 $N \cdot m$ 表示，功率 P_e 的单位以 kW 表示，转速 n 以 r/min 表示，则功率与转矩有如下关系：

$$P_e = \frac{T_{tq} n}{9549} \quad (1-2)$$

柴油机燃料供给系通常装有调速器，图 1-4 为某装有全程调速器的柴油机外特性曲线。

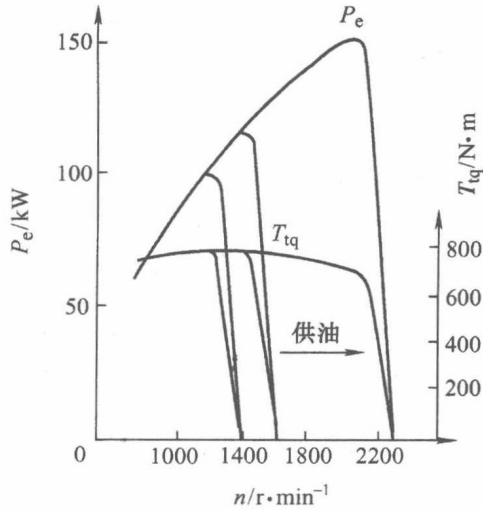


图 1-4 某柴油发动机的外特性

图 1-5 为某汽油发动机的外特性和部分负荷速度特性的功率与转矩曲线。曲线上的数字为节气门开度百分比，相应的曲线是各个节气门开度下的发动机转矩与功率。由图 1-5 可见，节气门部分开启时， T_{tq} 、 P_e 曲线总是低于外特性的 T_{tq} 、 P_e 曲线；而且节气门开度越小，转矩 T_{tq} 曲线下落越快，转矩和功率的最大值对应的转速也越低。汽车运行中，节气门全开的工况是较少的；绝大部分工况，发动机在节气门部分开度下运行。根据外界阻力的变化，驾驶人通过变换档位及节气门开度，可以控制发动机的工作转速，使发动机在最低稳定转速和最高转速之间的任何转速下运转。

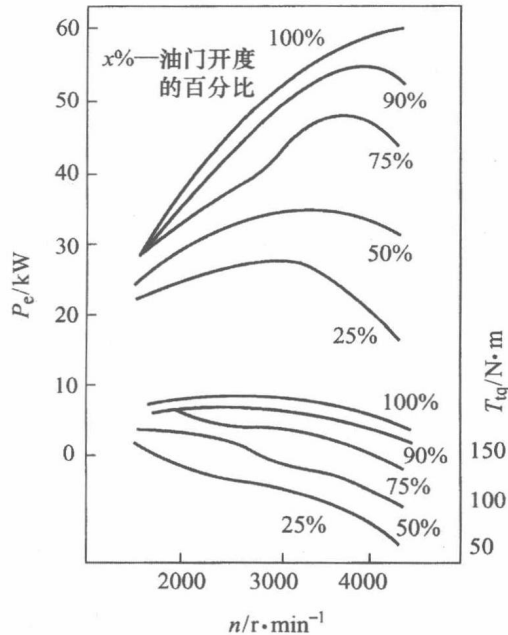


图 1-5 某汽油发动机的外特性和部分负荷特性中的功率和转矩曲线

发动机制造厂提供的发动机外特性曲线通常是在实验室的试验台上只带发动机运转所必

须附件,在未带发电机等附件的条件下测得的。带上全部附件设备时的发动机特性曲线称为使用外特性曲线。使用外特性曲线的功率小于外特性的功率。图 1-6 是汽车发动机的外特性和使用外特性中的功率与转矩曲线。一般汽油发动机使用外特性的最大功率比外特性的最大功率约小 15%;货车柴油机的使用外特性最大功率约小 5%;轿车与轻型汽车柴油机约小 10%。

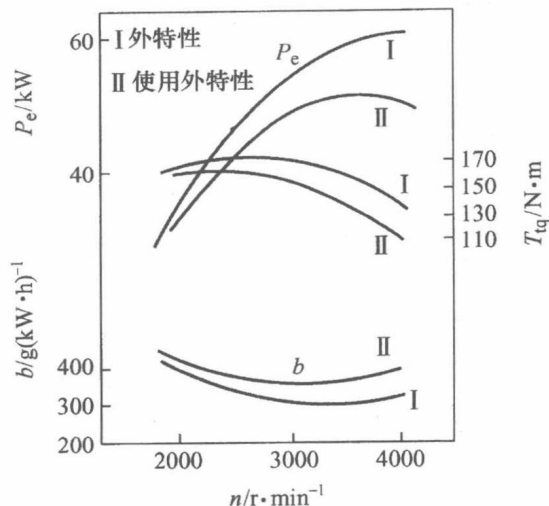


图 1-6 某发动机的外特性和使用外特性中的功率和转矩曲线

还应指出,发动机的台架试验是在发动机各种工况相对稳定,发动机转速稳定情况下测得的,而在实际使用时,发动机工况是不稳定的,驾驶人为了适应行驶工况的需要不断改变节气门开度。例如汽车在加速工况下,发动机节气门迅速增大,曲轴转速连续由低到高的变化,此时发动机热状况和可燃混合气的浓度等都与台架试验时不同。这时发动机能提供的功率一般比台架试验的功率小 5%~8%。

为了便于计算,常采用多项式来描述由试验台测得的、接近于抛物线的发动机转矩曲线。即

$$T_{\text{q}} = a_0 + a_1 n + a_2 n^2 + \dots + a_k n^k \quad (1-3)$$

式中,系数 $a_0, a_1, a_2, \dots, a_k$ 可由最小二乘法来确定;拟合阶数 k 随特性曲线而异,一般在 2、3、4、5 中选取。

例如 YC4F115-30 型发动机,由试验测得的转矩特性见表 1-1。

表 1-1 YC4F115-30 型发动机转矩特性

转速 $n/r/\text{min}$	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200
转矩 $T_{\text{q}}/(\text{N} \cdot \text{m})$	198.1	222.5	284.2	293.3	296.8	296.6	298.4	301.9	294.5	287	267	249.4

发动机转矩可由如下 5 次多项式来表示:

$$T_{\text{q}} = -54.306 - 16.061 \left(\frac{n}{1000} \right) + 648.981 \left(\frac{n}{1000} \right)^2 - 530.080 \left(\frac{n}{1000} \right)^3 \\ + 162.878 \left(\frac{n}{1000} \right)^4 - 17.887 \left(\frac{n}{1000} \right)^5$$

式中, T_{tq} 为发动机转矩, $N \cdot m$; n 为发动机转速, r/min 。

(二) 传动系的机械效率

输入传动系的功率 P_{in} 经传动系传至驱动轮的过程中, 为了克服传动系各部件中的摩擦, 消耗了一部分功率。如以 P_T 表示传动系中损耗的功率, 则传动系的机械效率为

$$\eta_T = \frac{P_{in} - P_T}{P_{in}}$$

在等速行驶情况下, $P_{in} = P_e$, 故

$$\eta_T = \frac{P_e - P_T}{P_e}$$

传动轴万向节、变速器、主减速器等功率损失共同组成传动系的功率损失。其中功率损失最大的为变速器和主减速器的功率损失。

图 1-7 为解放牌 4t 载货汽车 CA10B 变速器在 4 挡、5 挡工作时的传动效率。试验结果表明, 在 4 挡(直接挡)工作时, 啮合的齿轮并没有传递转矩, 因此比 5 挡(超速挡)时的传动效率要高。同一挡位转矩增加时, 润滑油损失所占比例减少, 传动效率较高。转速低时搅油损失小, 传动效率比转速高时要高。

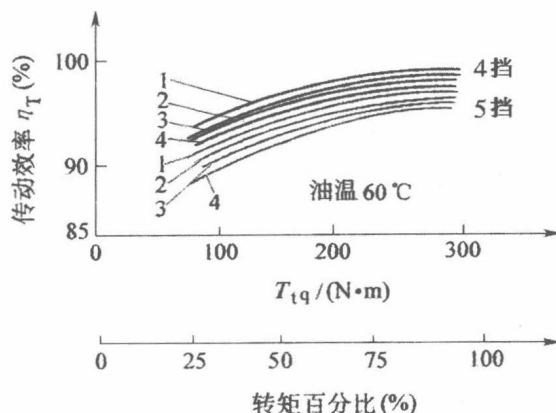


图 1-7 解放牌 4t 载货汽车 CA10B 变速器在 4 挡、5 挡工作时的传动效率
1—1200r/min; 2—1600r/min; 3—1900r/min; 4—2200r/min

传动效率因受到多种因素的影响而有所变化, 但对汽车进行初步的动力性分析时, 可把它看作一个常数。表 1-2 为传动系各部件的传动效率。

表 1-2 传动系各部件传动效率

部件名称	η_T	部件名称	η_T
4~6 挡变速器	95%	单级减速主减速器	96%
辅助变速器 (副变速器或分动器)	95%	双级减速主减速器	92%
8 挡以上变速器	90%	传动轴的万向节	98%

(三) 车轮的半径

汽车普遍采用弹性充气轮胎,其在径向、切向和横向均有弹性。故车轮半径会因受力和运动状态的不同而不同。将汽车的滚动半径可以表示为:

$$r_r = \frac{S}{2\pi n_w}$$

式中, n_w 为车轮转动的圈数; S 为转动 n_w 圈时车轮滚过的距离。

显然,对汽车作动力学分析时,应该用静力半径 r_s ; 而作运动学分析时,应该用滚动半径 r_r 。但一般不计它们的差别,统称为车轮半径 r ,即认为

$$r_r \approx r_s \approx r$$

静力半径 r_s (m) 可用下式估算:

$$r_s = 0.0254 \left[\frac{d}{2} - b(1-\lambda) \right]$$

式中, d 为车轮直径, m; b 为轮胎断面宽度, m; λ 为轮胎变形系数, 轿车 $\lambda = 0.12 \sim 0.14$, 载货汽车、客车 $\lambda = 0.10 \sim 0.12$, 超低压胎 $\lambda = 0.12 \sim 0.18$ 。

(四) 汽车的驱动力图

一般用根据发动机外特性确定的驱动力与车速之间的函数关系曲线 $F_t - u_a$ 来全面表示汽车的驱动力,称为汽车的驱动力图。设计中的汽车有了发动机的外特性曲线、传动系的传动比、传动效率、车轮半径等参数后,即可用式(1-1)求出各个挡位的 F_t 值,再根据发动机转速与汽车行驶速度之间的转换关系求出 u_a ,即可求得各个挡位的 $F_t - u_a$ 曲线。发动机转速与汽车行驶速度之间的关系式为

$$u_a = 0.377 \frac{rn}{i_g i_0}$$

式中, u_a 为汽车行驶速度, km/h; n 为发动机转速, r/min; r 为车轮半径, m; i_g 为变速器传动比; i_0 为主减速器传动比。

图 1-8 是具有 5 挡变速器的一货车驱动力图。

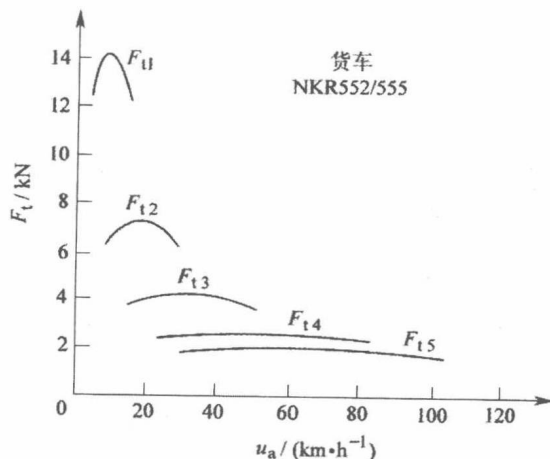


图 1-8 货车 NKR552/555 的驱动图

由于驱动力图中的驱动力是根据发动机外特性求得的,因此它是使用各挡位时在一定车速下汽车能发出的驱动力的极值。实际行驶中,发动机常在节气门部分开启下工作,相应的驱动力要比它小。

二、汽车的行驶阻力

汽车在行驶过程中受到各种阻力作用。汽车行驶在水平路面时受到汽车周围的空气阻力 F_w 和来自地面的滚动阻力 F_f 的影响。行驶在坡道方向上坡的汽车,还受到重力沿坡道方向的分离坡度阻力 F_i 的影响。加速的汽车还要克服加速阻力 F_j 。汽车行驶的总阻力为

$$\sum F = F_f + F_w + F_i + F_j$$

(一) 滚动阻力

1. 弹性轮胎的变形分析

轮胎的变形主要是指汽车在沥青、混凝土等硬质路面上行驶时引起的变形。如图 1-9 为轮胎在硬路面上受径向载荷时的变形曲线。图中 OCA 为轮胎加载时的变形曲线,面积 $OCA-BO$ 则为加载过程中对轮胎所作的功; ADE 为轮胎卸载时的变形曲线,面积 $ADEBA$ 则为卸载过程中轮胎放出的能量;两面积之差 $OCADEO$ 即表示轮胎变形时引起的能量损失,这部分能量消耗在轮胎内部橡胶、帘线等的摩擦上,最后转化为热能而散失在大气中,称为轮胎的弹性迟滞损失。

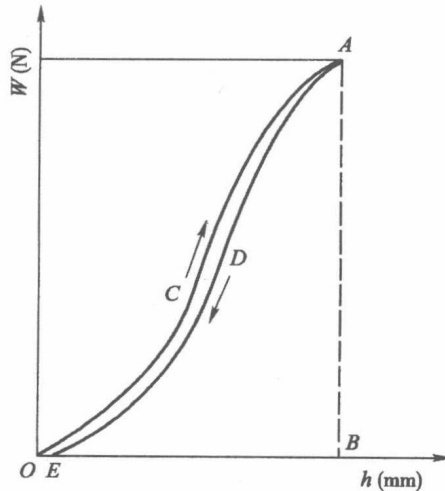


图 1-9 轮胎的径向变形曲线

当车轮静止时,合力在车轮中心的方向,地面对车轮反向作用力是对称分布的。车轮滚动时,如图 1-10 所示,虽然在法线 $n-n'$ 前后相对点 d 和 d' 变形量相同(变形量为 δ),但前部处于压缩过程的点的地面法向反作用力较大(图 1-10(b)中 FC),而处于恢复过程的后部 d 点的地面法向反作用力较小(图 1-10(b)中 FD)。由此可见,处于滚动过程中的车轮由于轮胎的弹性迟滞损失影响,法向反作用力的分布前后并不对称,前部所受的地面法向反作用力比后部大。

2. 滚动阻力的计算方法

其中一种阻碍车轮滚动的偶极矩为轮胎的弹性迟滞损失。如图 1-11 所示为从动车轮在硬路面上滚动时的受力情况,由于弹性车轮滚动时的前部地面法向反作用力较大,相对法线 $n-n'$,其合力 F_{z1} 向前偏移了距离 a ,随着轮胎弹性迟滞的增大,偏移距离也不断增大。法向载荷 W_1 与地面法向反作用力 F_{z1} 大小相等,方向相反,阻碍车轮滚动的阻力偶矩 $M_f = F_{z1}a$,是由前两者之间的滚动而形成的,车轮中心施加一个推力 F_{p1} 才能保证从动轮在硬路面上等速滚动,其与 F_{x1} 构成一个力偶矩来克服滚动阻力偶矩,在车轮中心施加的推力 F_{p1} ,应为

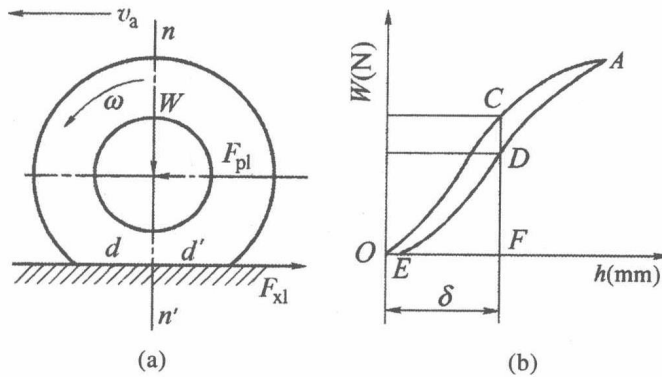


图 1-10 弹性车轮滚动时的地面法向反作用力

$$F_{p1} = \frac{M_f}{r} = \frac{F_{z1}a}{r} = \frac{W_1 a}{r}$$

令 $f = \frac{a}{r}$, 则

$$F_{p1} = W_1 f \text{ 或 } f = \frac{F_{p1}}{W_1}$$

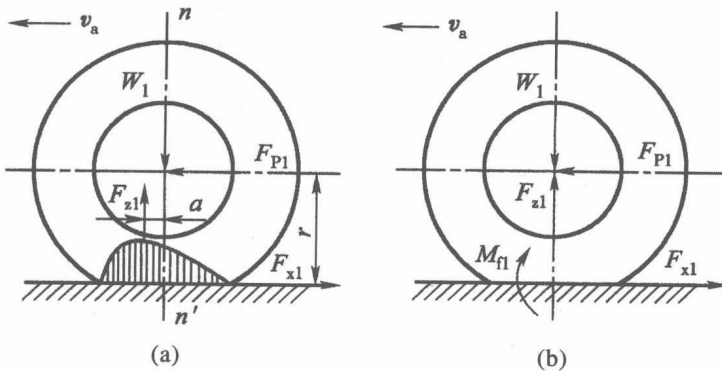


图 1-11 从动车轮在硬路面上滚动时的受力情况

f 称为滚动阻力系数。其值为在一定条件下车轮滚动时的阻力与车轮载荷的比值,也为单位汽车重力推动力。试验证明,滚动阻力系数仅取决于道路条件和轮胎的结构,它与车轮载

荷无关,因此定义滚动阻力 F_f 的计算式为

$$F_f = Wf$$

驱动轮在硬路面上等速滚动时的受力情况,如图 1-12 所示。图中 F_{x2} 为路面给驱动车轮的切向反作用力, M_t 为驱动力矩, W_2 为驱动轮上的垂直载荷, F_{p2} 为路面给驱动车轮的法向反作用力。由于轮胎的弹性迟滞损失, F_{x2} 的作用点向前偏移了一个距离 a 。驱动汽车行驶的外力为作用在驱动轮上的地面切向反作用力 F_{x2} , 其数值为

$$F_{x2} = \frac{M_t - F_{x2}a}{r} = \frac{M_t}{r} - \frac{F_{x2}a}{r} = F_t - F_f$$

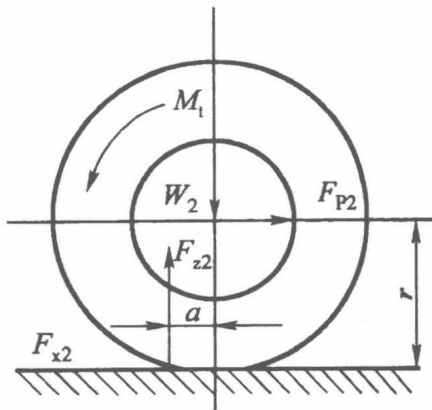


图 1-12 驱动车在硬路上滚动时的受力情况

由此可见,汽车行驶中,真正驱动汽车前进的外力 F_{x2} 等于汽车的驱动力 F_t 与驱动轮上的滚动阻力 F_f 之差,它是真实存在的,而驱动力 F_t 和滚动阻力 F_f 都是定义的力,在汽车的受力图上并不存在。

3. 滚动阻力的组成

滚动阻力为一种能量损失,是汽车行驶过程中车轮在路面上滚动时,路面与轮胎之间的相互作用引起的能量,将这种能量多定义为滚动阻力,滚动阻力不是力。轮胎与地面之间的相互摩擦引起的能力损失、路面变形引起的能力损失、轮胎变形引起的能力损失、汽车因路面不平引起的振动能力损失共同构成了这些能量损失。汽车在不同的路面上行驶时,组成行驶阻力的各部分所占比例有所不同,如汽车在平坦的硬路面上行驶时,轮胎变形引起的能量损失所占比例较大;汽车在松软的路面上行驶时,路面变形引起的能量损失所占比例较大;汽车在不平的硬路面上行驶时,汽车振动引起的能量损失所占比例较大;随行驶车速的提高,轮胎与路面间相对滑移引起的摩擦损失增加。

对汽车性能进行一般分析时,不需对各种损失分别进行计算,而各种损失的总效应用滚动阻力系数来概括。轮胎的结构与材料、行车车速、气压、路面的种类等共同影响滚动阻力系数,可通过试验来确定滚动阻力系数的取值范围。汽车用同一轮胎在不同路上以中低速行驶试验所得到的滚动阻力系数见表 1-3。

表 1-3 滚动阻力系数

路面类型	滚动阻力系数	路面类型	滚动阻力系数
良好的沥青或混凝土路面	0.010~0.018	雨后压紧土路	0.050~0.150
一般的沥青或混凝土路面	0.018~0.020	泥泞土路	0.100~0.250
碎石路面	0.020~0.025	干砂路面	0.100~0.300
良好的卵石路面	0.025~0.030	混砂路面	0.060~0.150
坑洼的卵石路面	0.030~0.050	结冰路面	0.015~0.030
干燥的压紧土路	0.025~0.035	压紧雪道	0.030~0.050

滚动阻力系数的数值也可以用经验公式大致估算。在一般较平坦的硬路面上,轿车的滚动阻力系数可按式估算:

$$f = f_0 + \left(1 + \frac{v_a^2}{19440}\right)$$

式中, f_0 为良好沥青或混凝土路面为 0.014; 卵石路面为 0.025; 砂石路面为 0.020; v_a 为行驶车速, km/h。

货车轮胎气压高,滚动阻力系数可用下式来估算:

$$f = 0.0076 + 0.000056v_a$$

式中, v_a 为车速, km/h。

(二) 空气阻力

车在空气介质中运动,空气介质本身也有运动,空气阻力的方向并不一定与汽车行驶方向相反。

空气阻力是真实存在的力,用符号 F_w 来表示,单位为 N。计算公式如下:

$$F_w = \frac{C_D A v_r^2}{21.15}$$

式中, C_D 为空气阻力系数; A 为迎风面积, m²; v_r 为汽车与空气的相对速度,一般取汽车的行驶速度, km/h。

空气阻力与汽车相对速度的平方成正比,相对速度越高,空气阻力越大。汽车的外形影响迎风面积 A 及空气阻力系数 C_D 。因受汽车运输效率和乘坐使用空间等的限制,依靠降低行驶速度或减小迎风面积来减小汽车的空气阻力也受到一定限制,通过合理的汽车外形设计,降低空气阻力系数是减小空气阻力的主要手段。

表 1-4 为不同类别汽车的空气阻力系数和迎风面积,一般测量空气阻力系数的方法有风洞试验和道路试验两种方法。