



21世纪普通高等院校汽车专业系列教材

汽车理论

Q I C H E

L I L U N

- 主 编 杨万福
- 副主编 余晨光



华南理工大学出版社



21世纪普通高等院校汽车专业系列教材

汽车理论

Q I C H E L I L U N

- 主 编 杨万福
- 副主编 余晨光

华南理工大学出版社
· 广州 ·

图书在版编目 (CIP) 数据

汽车理论/杨万福主编. —广州: 华南理工大学出版社, 2010.8
21 世纪普通高等院校汽车专业系列教材
ISBN 978 - 7 - 5623 - 2862 - 9

I . ①汽… II . ①杨… III . ①汽车工程-高等学校-教材 IV . ①U461

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2010) 第 162265 号

总 发 行: 华南理工大学出版社 (广州五山华南理工大学 17 号楼, 邮编 510640)

营销部电话: 020-87113487 87110964 87111048 (传真)

E-mail: scutcl3@scut.edu.cn

<http://www.scutpress.com.cn>

责任编辑: 吴翠微 兰新文

技术编辑: 杨小丽

印 刷 者: 湛江日报社印刷厂

开 本: 787mm×1092mm 1/16 印张: 12.75 字数: 319 千

版 次: 2010 年 8 月第 1 版 2010 年 8 月第 1 次印刷

印 数: 1~3000 册

定 价: 22.00 元

版权所有 盗版必究

21 世纪普通高等院校汽车专业系列教材 编 委 会

主 任：丘宏扬（华南理工大学广州汽车学院副院长）

吴永桥（武汉理工大学华夏学院院长、董事）

副 主 任：陈 永（湖北汽车工业学院科技学院院长）

王红甫（北京理工大学珠海学院机械与车辆工程学院院长）

陈秉均（华南理工大学广州汽车学院汽车工程系主任）

杨万福（武汉理工大学华夏学院汽车工程系主任）

邓宝清（吉林大学珠海学院机电工程系主任）

编 委：（以姓氏笔画为序）

王红甫 邓宝清 甘 泉 卢 山 田 晟 任长春

李艳菲 宋长森 宋玉林 余晨光 陈秉均 陈 永

杨万福 邵海忠 钟诗清 姚胜华 容一鸣 唐文初

韩同群

总 策 划：范家巧 乔 丽

策划编辑：袁 泽 吴翠微

前 言

随着汽车工业的迅速发展，急需汽车制造与运用维修生产第一线的应用型高级工程技术人才。为满足人才培养的需要，我们根据应用型高级工程技术人才培养目标编写了本教材。

本书主要介绍汽车的基本使用性能及其分析方法。在介绍每项性能时，都是从评价指标或评价体系开始，然后以受力分析为基础，说明该项使用性能的分析方法，从而得出结论，找到汽车结构和性能之间的关系，并分析影响该项性能的主要因素，最后介绍该项性能的试验方法。

对于改善各项性能的最新的电控系统，包括各种电控自动变速器、ABS、EBD、VSC、主动半主动悬架等电控系统进行了较为详细的说明。

本书旨在教会学生如何根据社会、市场的需求来选择和确定汽车应具备的性能参数和指标；如何通过汽车各总成的合理匹配达到汽车所必需的功能。对一些过于复杂的动态分析仅作简单的介绍，以利于初级读者尤其是应用性本科生阅读，也可供有关汽车工程技术人员参考。

本书由武汉理工大学华夏学院杨万福教授任主编，武汉理工大学汽车学院余晨光任副主编。参加编写的有：余晨光（第1，2，3，4，5章）、杨万福（第6章）、杨功兴（第7章）。全书由杨万福统稿。

由于编者学识有限，且时间仓促，书中难免出现错误和疏漏之处，请广大读者批评指正。

编 者

2010年7月

目 录

第一章 汽车的动力性	(1)
第一节 汽车的动力性指标	(1)
一、汽车的最高车速 $u_{a\max}$ (km/h)	(1)
二、汽车的加速时间 t (s)	(1)
三、汽车的最大爬坡度 $i_{\max}$ (%)	(1)
第二节 汽车的驱动力与行驶阻力	(2)
一、汽车的驱动力	(2)
二、汽车的行驶阻力	(6)
三、汽车的行驶方程式	(13)
第三节 汽车驱动力-行驶阻力平衡图与动力特性图	(16)
一、驱动力-行驶阻力平衡图	(16)
二、动力特性图	(18)
第四节 汽车行驶的驱动-附着条件与汽车的附着力	(20)
一、汽车行驶的驱动-附着条件	(20)
二、汽车的附着力与地面的法向反作用力	(20)
第五节 汽车的功率平衡	(22)
一、功率平衡方程	(22)
二、功率平衡图及其应用	(23)
第六节 汽车动力性的主要影响因素	(24)
一、发动机性能参数	(24)
二、汽车结构参数	(25)
三、汽车使用因素	(26)
四、使用先进的电控自动变速器和牵引力控制系统	(27)
第七节 汽车动力性试验	(27)
一、道路试验	(27)
二、室内试验	(29)
第二章 汽车的燃油经济性	(33)
第一节 汽车燃油经济性的评价指标	(33)
一、燃油经济性的评价指标	(33)
二、等速行驶百公里燃油消耗量	(34)
三、综合燃油经济性	(34)
第二节 汽车燃油经济性的计算	(36)
一、等速行驶工况燃油消耗量的计算	(36)
二、等加速行驶工况燃油消耗量的计算	(37)



三、等减速行驶工况燃油消耗量的计算	(39)
四、怠速停车时的燃油消耗量	(39)
五、整个循环工况的百公里燃油消耗量	(39)
第三节 汽车燃油经济性的影响因素	(39)
一、汽车结构方面	(40)
二、汽车使用方面	(43)
第四节 汽车燃油经济性试验	(45)
一、等速行驶百公里燃油消耗量试验	(45)
二、多工况燃油消耗量试验	(45)
第三章 汽车动力装置参数的选定	(47)
第一节 发动机功率的选择	(47)
第二节 传动系最小传动比的选择	(49)
一、最高车速	(49)
二、汽车的后备功率与燃油经济性	(49)
三、驾驶性能	(50)
第三节 传动系最大传动比的选择	(50)
一、最大爬坡度	(50)
二、附着条件	(50)
三、最低稳定车速	(51)
第四节 传动系挡位数与各挡传动比的选择	(51)
一、传动系挡位数的选择	(51)
二、各挡传动比的选择	(51)
第五节 利用燃油经济性-加速时间曲线确定动力装置参数	(53)
一、主减速器传动比的确定	(53)
二、变速器与主减速器传动比的确定	(54)
三、发动机、变速器与主减速器传动比的确定	(56)
第四章 汽车的制动性	(59)
第一节 制动性的评价指标	(59)
第二节 制动时车轮的受力	(60)
一、制动器制动力	(60)
二、地面制动力	(60)
三、制动器制动力、地面制动力及附着力之间的关系	(60)
四、附着系数 φ 与滑动率 s 的关系	(61)
五、影响制动力系数的因素	(63)
第三节 汽车的制动效能及其恒定性	(64)
一、制动减速度	(65)
二、制动过程分析	(65)
三、制动距离	(66)

四、制动效能的恒定性	(67)
第四节 制动时汽车的方向稳定性	(68)
一、制动跑偏	(69)
二、制动侧滑	(71)
三、前轮失去转向能力	(73)
第五节 前、后制动器制动力的比例关系	(74)
一、制动时地面对前、后车轮的法向反作用力	(74)
二、理想的前、后制动器制动力分配曲线	(75)
三、具有固定比值的前、后制动器制动力及同步附着系数	(76)
四、 f 线组与 r 线组	(77)
五、汽车在各种路面上制动过程的分析	(79)
六、利用附着系数与制动效率	(80)
七、同步附着系数 φ_0 的选择	(82)
第六节 制动力的调节和车轮防抱死	(82)
一、对前、后制动器制动力分配的要求	(82)
二、制动力的调节	(83)
三、制动防抱死装置(ABS)	(84)
四、电子制动力分配系统(EBD)和制动辅助系统(BAS)	(87)
第七节 汽车制动性的影响因素	(88)
一、轴间载荷分配	(88)
二、制动力的调节和车轮防抱死	(88)
三、汽车载质量	(89)
四、车轮制动器	(89)
五、制动初速度	(89)
六、利用发动机制动	(89)
七、驾驶技术	(90)
八、道路条件	(90)
第八节 汽车制动性试验	(90)
一、高附着系数路面的制动试验	(91)
二、制动性能的室内试验	(92)
第五章 汽车的操纵稳定性	(96)
第一节 概述	(96)
一、车辆坐标系	(96)
二、汽车操纵稳定性的基本内容	(97)
三、人-汽车闭环系统	(98)
四、汽车操纵稳定性试验评价方法	(99)
第二节 轮胎的侧偏特性	(99)
一、轮胎的坐标系与术语	(99)
二、轮胎的侧偏现象	(100)



三、轮胎结构、工作条件与侧偏特性的关系·····	(102)
四、回正力矩·····	(104)
五、有外倾角时轮胎的滚动·····	(106)
第三节 汽车的转向特性·····	(107)
一、概述·····	(107)
二、线性二自由度汽车模型·····	(108)
三、前轮角阶跃输入下进入的汽车稳态响应·····	(111)
四、前轮角阶跃输入下的瞬态响应·····	(117)
第四节 汽车操纵稳定性与悬架的关系·····	(121)
一、汽车的侧倾·····	(121)
二、侧倾时垂直载荷在左、右侧车轮上的重新分配及其对稳态响应的影响·····	(126)
三、侧倾外倾(侧倾时车轮外倾角的变化)·····	(129)
四、侧倾转向·····	(130)
五、变形转向(悬架导向装置变形引起的车轮转向角)·····	(131)
六、变形外倾(悬架导向装置变形引起的外倾角的变化)·····	(131)
第五节 汽车行驶的纵向和横向稳定性·····	(131)
一、汽车行驶的纵向稳定性·····	(131)
二、汽车行驶的横向稳定性·····	(133)
第六节 提高操纵稳定性的电子控制系统·····	(135)
一、电控液压动力转向(EHPS)和电动助力转向(EPS)·····	(135)
二、用地面切向反作用力控制转向特性·····	(135)
三、四轮转向系统(4WS)·····	(136)
四、车辆稳定性控制系统、车辆动力学控制系统及电子稳定性程序·····	(137)
第七节 汽车操纵稳定性试验·····	(138)
一、试验条件和试验仪器·····	(138)
二、试验项目和试验方法·····	(139)
第六章 汽车的平顺性·····	(145)
第一节 人体对振动的反应和平顺性的评价·····	(145)
一、人体对振动的反应·····	(145)
二、平顺性的评价方法·····	(148)
第二节 路面不平度的统计特性·····	(149)
一、路面不平度的功率谱密度·····	(149)
二、空间频率功率谱密度 $G_q(n)$ 化为时间频率功率谱密度 $G_q(f)$ ·····	(150)
第三节 汽车振动系统的简化·····	(151)
第四节 单质量系统的振动·····	(153)
一、单质量系统的自由振动·····	(153)
二、单质量系统的频率响应特性·····	(154)
三、单质量系统对路面随机输入的响应·····	(155)
第五节 车身与车轮双质量系统的振动·····	(159)

一、运动方程与振型分析·····	(159)
二、双质量系统的频率响应特性·····	(162)
三、车身车轮双质量系统的平顺性分析·····	(163)
四、系统参数对振动响应量的影响·····	(164)
五、主动与半主动悬架·····	(165)
第六节 “人体-座椅”系统的振动·····	(167)
一、“人体-座椅”系统的传递特性·····	(167)
二、“人体-座椅”系统的参数选择·····	(168)
第七节 影响汽车平顺性的因素·····	(169)
一、悬架结构·····	(169)
二、轮胎·····	(169)
三、悬挂质量·····	(170)
四、非悬挂质量·····	(170)
第八节 汽车平顺性试验和数据处理·····	(170)
一、平顺性试验的主要内容·····	(170)
二、平顺性试验数据的采集和处理·····	(171)
第七章 汽车的通过性·····	(175)
第一节 汽车通过性评价指标及几何参数·····	(175)
一、汽车通过性概述·····	(175)
二、汽车的间隙失效与通过性几何参数·····	(175)
第二节 汽车越过台阶、壕沟的能力·····	(177)
一、汽车越过台阶的能力·····	(177)
二、汽车越过壕沟的能力·····	(179)
第三节 多轴驱动汽车的功率循环·····	(180)
第四节 汽车通过性的影响因素·····	(182)
一、汽车的最大单位驱动力·····	(182)
二、行驶速度·····	(182)
三、汽车车轮·····	(182)
四、液力传动·····	(184)
五、差速器·····	(184)
六、悬架·····	(184)
七、驱动防滑系统(ASR)·····	(184)
八、驾驶方法·····	(185)
常用符号表·····	(187)
参考文献·····	(190)

第一章 汽车的动力性

【学习目标与要求】

- 重点掌握汽车的动力性指标，熟练分析汽车行驶时的受力，深入理解汽车的行驶方程式，并熟练运用汽车的力平衡图和功率平衡图分析汽车动力性指标；
- 掌握汽车行驶的驱动-附着条件，掌握汽车动力性的影响因素；
- 了解汽车动力性的道路试验和室内试验的基本内容。

汽车的动力性是指汽车在良好路面上直线行驶时，由汽车受到的纵向外力决定的、所能达到的平均行驶速度。汽车是一种高效率的运输工具，运输效率之高低很大程度上取决于汽车的动力性。所以，动力性是汽车各种性能中最基本、最重要的性能。

第一节 汽车的动力性指标

从获得尽可能高的平均行驶速度的观点出发，汽车的动力性主要有以下三个评价指标。

一、汽车的最高车速 $u_{\max}$ (km/h)

最高车速是指在水平良好的路面（混凝土或沥青路面）上，汽车能达到的最高行驶车速。

二、汽车的加速时间 t (s)

汽车的加速时间表示汽车的加速能力，它对平均行驶车速有很大影响。加速时间是轿车一个很重要的指标。常用原地起步加速时间与超车加速时间来表明汽车的加速能力。原地起步加速时间，指汽车由Ⅰ挡或Ⅱ挡起步，并以最大的加速强度（包括选择恰当的换挡时机）逐步换至高挡后，到某一预定的距离或车速所需的时间。超车加速时间，指用最高挡或次高挡由某一较低车速全力加速至某一高速所需的时间。由于超车时两车并行，容易发生安全事故，所以超车加速能力强，并行行程短，行驶就安全。一般常用 $0 \rightarrow 400 \text{ m}$ （国外常用 $0 \rightarrow 1/4 \text{ mile}$ ）或 $0 \rightarrow 100 \text{ km/h}$ （国外常用 $0 \rightarrow 60 \text{ miles}$ ）所需的时间来表明汽车的原地起步加速能力。对超车加速能力没有一致的规定，采用较多的是用最高挡或次高挡，由某一中等车速（ 30 km/h 或 40 km/h ）全力加速行驶至某一高速所需的时间。

三、汽车的最大爬坡度 $i_{\max}$ (%)

汽车满载时，用变速器Ⅰ挡在良好路面上的最大爬坡度，表示汽车的上坡能力。轿车最高车速大，加速时间短，经常在较好的道路上行驶，一般不强调它的爬坡能力；而且它的Ⅰ挡加速能力大，故爬坡能力也强。货车在各种地区的各种道路上行驶，所以必须具有足够的爬坡能力。一般货车 $i_{\max}$ 在 30% 即 16.7° 左右。越野汽车要在坏路或无路条件下行驶，因而爬坡能力是一个很重要的指标，它的最大爬坡度可达 60% 即 31° 左右。

需要指出的是, $i_{\max}$ 代表了汽车的极限爬坡能力, 它应比实际行驶中遇到的道路最大爬坡度超出很多。这是因为考虑到在坡道上停车后, 顺利起步加速、克服松软坡道路面的大阻力、克服坡道上崎岖不平路面的局部大阻力等要求。

有时也以汽车在一定坡道上必须达到的车速来表明汽车的爬坡能力。如美国对新一代轿车的爬坡能力有如下规定: 在 EPA (Environmental Protection Agency, 美国环保署) 试验规定的质量下, 应能以 104 km/h 通过 6% 的坡道, 而在满载时车速不能低于 80 km/h。

应当指出的是, 进行动力性评价指标试验时, 各国规定的载质量是不同的, 我国为满载, 德国为半载。另外试验均应在无风或微风条件下进行。

第二节 汽车的驱动力与行驶阻力

确定汽车的动力性, 就是确定汽车沿行驶方向的运动状况。因此, 需要分析沿汽车行驶方向作用于汽车上的各种外力, 即驱动力与行驶阻力。根据这些力的平衡关系, 建立汽车行驶方程式, 就可以估算汽车的各项动力性指标: 最高车速、加速时间和最大爬坡度。

汽车的行驶方程式为

$$F_t = \sum_k F_k \quad (k = f, w, i, j)$$

式中, F_t 为汽车驱动力, N; $\sum_k F_k$ 为汽车各种行驶阻力之和, N。

本节将分别研究汽车的驱动力和各种行驶阻力, 然后把上述汽车行驶方程式加以具体化, 以便研究汽车的动力性。

一、汽车的驱动力

在汽车行驶中, 发动机发出的有效转矩 T_{eq} , 经变速器、传动轴、主减速器等后, 由半轴传给驱动轮。传到驱动轮上的转矩 T_t , 即驱动力矩, 可表示为

$$T_t = T_{\text{eq}} i_g i_0 \eta_T$$

式中, T_{eq} 为发动机有效转矩, N·m; i_g 为变速器传动比; i_0 为主减速器传动比; η_T 为传动系的机械效率。

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。

如图 1-1 所示, 作用于驱动轮上的转矩 T_t , 产生对地面的圆周力 F_0 , 则地面对驱动轮的反作用力 F_t , 即为汽车驱动力。如果驱动轮的滚动半径为 r , 则驱动力的数值为 $F_t = T_t / r$, 因而, 汽车驱动力计算公式为

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

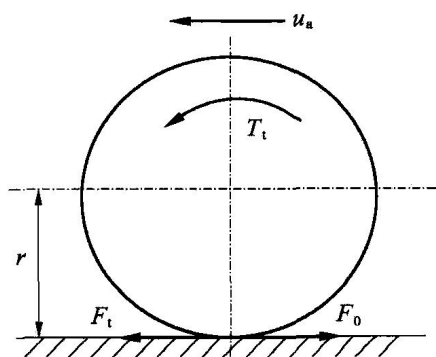


图 1-1 汽车的驱动力

式中, r 为驱动轮的滚动半径, m 。

下面将对式(1-1)中发动机转矩 T_{tq} 、传动系机械效率 η_T 及车轮半径 r 等作进一步讨论, 并得到汽车的驱动力图。

(一) 发动机的外特性

加速踏板位置固定不动, 发动机的功率 P_e 、转矩 T_{tq} 及燃油消耗率 b 与发动机曲轴转速 n 的变化关系, 即为发动机的速度特性。当加速踏板位置最大, 即发动机节气门全开(或高压油泵处于最大供油量位置)时, 测得的速度特性称为发动机的外特性, 对应的关系曲线称为外特性曲线; 如果节气门部分开启(或高压油泵处于部分供油量位置), 则称为发动机部分负荷特性曲线。

图 1-2 为一台汽油发动机外特性中的功率与转矩曲线。 $n_{\min}$ 为发动机最低稳定工作转速, 随着发动机转速的提高, 发动机发出的有效功率和有效转矩都在增加, 最大转矩 $T_{tq\max}$ 时的发动机转速为 n_{tq} ; 再增大发动机转速时, T_{tq} 有所下降, 但功率 P_e 继续增加, 一直到最大功率 $P_{e\max}$, 此时发动机转速为 n_P ; 继续提高发动机转速, 功率下降; 允许的发动机最高转速为 $n_{\max}$, 一般 $n_{\max} = (1.1 \sim 1.2)n_P$ 。

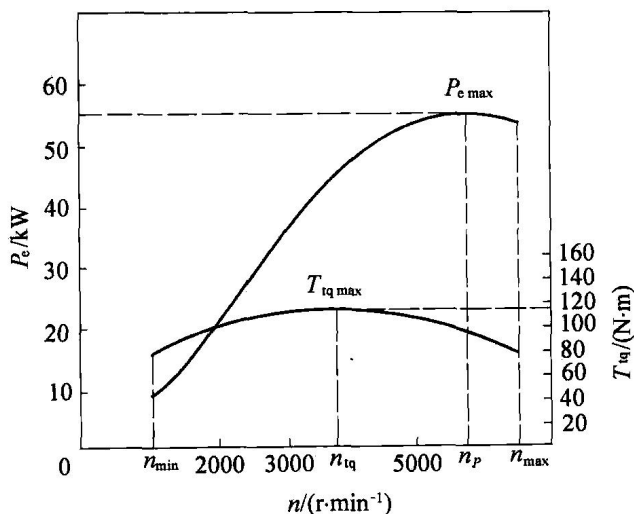


图 1-2 汽油发动机外特性中的功率与转矩曲线

发动机功率 P_e 和转矩 T_{tq} 之间有如下关系

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

式中, T_{tq} 为发动机有效转矩, $N \cdot m$; P_e 为发动机有效功率, kW ; n 为发动机转速, r/min 。

发动机制造厂提供的发动机外特性曲线, 一般是在试验台架上不带空气滤清器、水泵、风扇、消声器、发电机等附件设备条件下测试得到的。带上全部附件设备时的发动机外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, 如图 1-3 所示。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%, 转速为

$0.5n_{\max}$ 时, 功率小 2%~6%; 转速再低时, 两者相差更小。货车柴油机使用外特性的最大功率比外特性的最大功率约小 5%; 轿车与轻型货车柴油机使用外特性的最大功率比外特性的最大功率约小 10%。

需要指出的是, 由于在试验台上所测的发动机工况相对稳定, 而在实际使用中, 发动机的工况通常是不稳定的, 但由于两者差别不显著, 所以在进行动力估算时, 仍可用稳态工况时发动机的试验数据。

为便于计算, 常采用多项拟合公式来描述由台架试验测得的、接近抛物线的发动机转矩曲线。即

$$T_{\text{eq}} = a_0 + a_1 n + a_2 n^2 + \cdots + a_k n^k$$

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

如果找不到外特性曲线的数据, 仅知发动机的最大功率 P_{emax} 和最大功率时的发动机转速 n_p , 则发动机的外特性的功率 $P_e - n$ 曲线可用下式估算

$$P_e = P_{\text{emax}} \left[C_1 \frac{n}{n_p} + C_2 \left(\frac{n}{n_p} \right)^2 - \left(\frac{n}{n_p} \right)^3 \right]$$

式中, C_1, C_2 为发动机类型系数: 汽油机 $C_1 = C_2 = 1$; 直接喷射式柴油机 $C_1 = 0.5, C_2 = 1.5$; 预燃室式柴油机 $C_1 = 0.6, C_2 = 1.4$ 。

(二) 传动系的机械效率

发动机发出的功率 P_e , 经传动系传到驱动轮的过程中, 要克服传动系各部件的摩擦而有一定的损失。若损失的功率为 P_T , 则传到驱动轮的功率为 $P_e - P_T$, 传动系的机械效率 η_T 为

$$\eta_T = \frac{P_e - P_T}{P_e} = 1 - \frac{P_T}{P_e}$$

传动系的功率损失由传动系中各部件——变速器、万向节、主减速器等功率损失所组成。其中变速器和主减速器的功率损失所占比重最大, 其余部件功率损失较小。

传动系的功率损失可分为机械损失和液力损失两部分。机械损失是指齿轮传动副、轴承、油封等处的摩擦损失, 其大小与啮合齿轮的对数、传递的转矩大小等因素有关。液力损失是指消耗于润滑油的搅动、润滑油与旋转零件之间的表面摩擦等功率损失, 其大小与润滑油的品质、温度、箱体内的油面高度以及齿轮等旋转零件的转速有关。液力损失随传动零件转速提高、润滑油面高度及粘度增加而增大。另外, 传动系的功率损失还与变速器所处挡位、齿轮啮合情况、驱动轴轴承和油封松紧及制动器制动副之间的分离情况等因素有关。

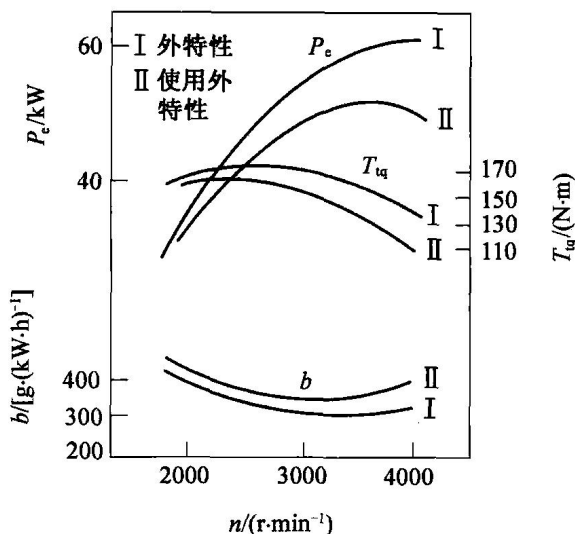


图 1-3 汽车发动机外特性与使用外特性

传动系的机械效率受多种因素的影响而不断变化,但对汽车进行一般动力性分析计算时,可把它取为常数。传动系的机械效率可按传动系的结构组合由变速器、主减速器等部件传动效率数值相乘估算,也可参照同类车型的传动效率取值。可按照表 1-1 推荐的数值进行估算。

表 1-1 传动系机械效率的估算

部件名称	$\eta_T/\%$	车辆类型	$\eta_T/\%$
4~6 挡变速器	95	有级机械式变速器传动系的轿车	90~92
辅助变速器(副变速器或分动器)	95	单级主减速器的货车	90
8 挡以上变速器	90	双级主减速器的货车	85
单级减速主减速器	96	4×4 货车	85
双级减速主减速器	92	6×6 货车	80
传动轴的万向节	98	越野汽车	80~85

传动系的机械效率是在专门的实验装置上测试得到的,详见本章第七节。

(三) 车轮半径

轮胎的尺寸及结构直接影响汽车的动力性。车轮按规定气压充好气后,处于无载时的半径,称为自由半径。

在汽车重力作用下,轮胎发生径向变形。汽车静止时,车轮中心至轮胎与道路接触面之间的距离称为静力半径 r_s 。静力半径小于其自由半径,它取决于载荷、轮胎的径向刚度以及支承面的刚度。

车轮滚动时,车轮几何中心到速度瞬心的距离称为车轮的滚动半径 r_r 。可以通过车轮转动圈数 n_w 与车轮实际滚动距离 S 之间关系换算得出滚动半径,即

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

滚动半径由试验测得,也可以用下式做近似的估算,滚动半径 r_r 为

$$r_r = \frac{Fd}{2\pi}$$

式中, F 为计算常数,子午线轮胎 $F=3.05$,斜交轮胎 $F=2.99$; d 为轮胎的自由直径, m。

显然,对汽车做动力学分析时,应该用静力半径 r_s ;而做运动学分析时应该用滚动半径 r_r 。但在一般的分析中常不计它们的差别,统称为车轮半径 r ,即认为

$$r_s \approx r_r \approx r$$

(四) 汽车的驱动力图

根据发动机外特性确定的汽车驱动力 F_t 与车速 u_a 之间的函数关系曲线 $F_t - u_a$,称为汽车驱动力图。它直观全面地显示变速器处于各挡位时,驱动力随车速变化的规律。

设计中的汽车如果已知发动机使用外特性曲线、传动系的传动比及机械效率、车轮半径等参数,即可作出汽车驱动力图。具体方法如下:

(1) 从发动机使用外特性曲线上取若干点(n , T_{tq}),这些点应包括最低稳定转速点

和最高转速点。

(2) 根据选定的不同挡位传动比,按式(1-1)计算出驱动力值。

(3) 根据转速 n 、变速器传动比 i_g 及主减速比 i_0 ,由下式计算与所求 F_t 对应的车速 u_a :

$$u_a = 0.377 \frac{r n}{i_g i_0} \quad (1-3)$$

式中, u_a 为汽车行驶速度, km/h。

(4) 建立 $F_t - u_a$ 坐标,对应每个挡位,将计算出的相应的 (F_t, u_a) 值描点并连成曲线,即得到汽车在该挡位的驱动力曲线。对应于每一个挡位,都有一条驱动力曲线。

图 1-4 即为某 5 挡变速器货车的驱动力图。由图可以看出驱动力与行驶速度的关系及不同挡位驱动力的变化,挡位低时因为变速器的传动比大,相应的车速低而驱动力大。驱动力图可以作为工具用来分析汽车的动力性。

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。

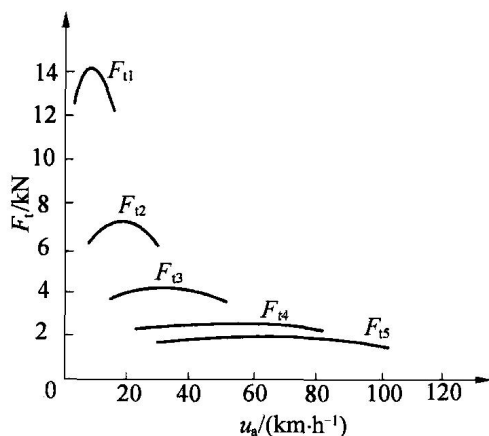


图 1-4 某货车的驱动力图

二、汽车的行驶阻力

汽车在水平道路上等速行驶时,必须克服来自地面的滚动阻力 F_f 和来自空气的空气阻力 F_w ;当汽车上坡行驶时,还必须克服重力沿坡道的分力,即坡度阻力 F_i ;汽车加速行驶时还需要克服汽车本身的惯性力,即加速阻力 F_j 。因此汽车行驶的总阻力为

$$\sum_k F_k = F_f + F_w + F_i + F_j$$

上述各种阻力中,滚动阻力和空气阻力是在任何行驶条件下均存在的。坡度阻力和加速阻力仅在一定行驶条件下存在。水平道路上等速行驶时就没有坡度阻力和加速阻力。显然,汽车下坡或减速行驶时,汽车重力沿坡道的分力或惯性力已不是汽车行驶的阻力,而变成了动力。

(一) 滚动阻力

汽车行驶时,轮胎与路面在接触区域的径向、切向和侧向均产生相互作用力,轮胎与支承路面亦存在相应的变形。无论是轮胎还是路面,其变形过程必然伴随着一定的能量损失。这些能量损失是使车轮转动时产生滚动阻力的根本原因。

1. 弹性迟滞损失与滚动阻力偶矩

轮胎和支承面的相对刚度决定了变形的特点。当弹性轮胎在硬路面(沥青路、混凝土路)上滚动时,轮胎的变形是主要的。此时由于轮胎有内部摩擦产生弹性迟滞损失,使轮胎变形时对它做的功不能全部回收。

图 1-5 为轮胎在硬支承路面上滚动受径向载荷时的模型及对应的变形曲线。由图 1-5b 可见, 加载变形曲线 OCA 与卸载变形曲线 ADE 并不重合, 可知加载与卸载不是可逆过程, 存在着能量损失。面积 $OCABO$ 为加载过程中对轮胎所做的功; 面积 $ADEBA$ 为卸载过程中轮胎恢复变形时释放的功。两面积之差 $OCADEO$ 即为加载与卸载过程的能量损失。这一部分能量消耗在轮胎各组成部分相互间的摩擦以及橡胶、帘线等物质分子间的摩擦, 最后转化为热能而消失在大气中。这种损失称为弹性物质的迟滞损失。

进一步分析可知这种迟滞损失表现为阻碍车轮滚动的一种阻力偶。当车轮不滚动时, 地面对车轮的法向反作用力的分布是前后对称的; 当车轮滚动时 (图 1-5a), 在法线 $n-n'$ 前后相对应点 d 和 d' 变形虽然相同, 但由于迟滞损失现象的存在, 处于压缩过程的前部 d 点的地面法向反作用力就会大于处于恢复过程的后部 d' 点的地面法向反作用力, 这可从图 1-5b 中看出。在同样变形量 δ 的情况下, 处于加载过程的载荷较大, 即图中 $FC > FD$ 。这说明当车轮在径向载荷作用下滚动时, 由于弹性迟滞现象, 使地面对车轮的法向反作用力为不对称分布, 其法向反力合力作用线相对于车轮垂直中心线前移了一段距离, 因而形成了阻碍车轮滚动的力偶矩。

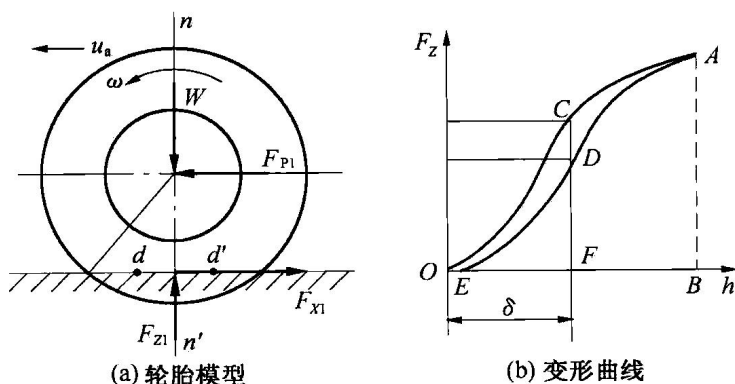


图 1-5 弹性车轮在硬路面上的滚动

2. 等速滚动从动轮受力分析及滚动阻力系数

图 1-6a 所示为在水平路面等速直线滚动的汽车从动轮的受力分析, 其法向反作用力的合力 F_{Z1} 相对车轮垂直中心线前移了一段距离 a 。 a 值随弹性迟滞损失的增大而增大。法向反力 F_{Z1} 与车轮所承受的径向载荷 W_1 大小相等, 方向相反。

如果将法向反力 F_{Z1} 平移至与通过车轮中心的垂线重合, 则从动轮在硬路面上等速直线滚动的受力情况可画成图 1-6b 所示的形式。图中力矩 T_{f1} 为作用于车轮上阻碍车轮滚动的滚动力偶矩, 且 $T_{f1} = F_{Z1}a$ 。

要使从动轮等速滚动, 必须通过车轴在车轮中心施加一推力 F_{P1} , 它与地面切向反力 F_{X1} 构成一力偶矩来克服滚动力偶矩 T_{f1} , 由力矩平衡条件得

$$F_{P1}r = T_{f1}$$

故所施加推力应为

$$F_{P1} = \frac{T_{f1}}{r} = F_{Z1} \frac{a}{r}$$