

1、(P7) 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

$$u_a = 0.377rn / (i_g i_0)$$

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。

2、(P18) 为了清晰而形象地说明汽车行驶时的受力情况及其平衡关系，一般是将汽车行驶方程式用图解法来进行分析的。就是说在图 1.8 所示汽车驱动力图上把汽车行驶中经常遇到的滚动阻力和空气阻力也算出并画上，作出**汽车驱动力-行驶阻力平衡图**，并以它来确定汽车的动力性。

在图上可以看出， F_t 与 F_f+F_w 曲线的交点就是最高车速，此时驱动力和形式阻力相等，汽车处于稳定平衡状态。

当车速低于最高车速时，驱动力大于行驶阻力。这样，汽车就可以利用剩余的驱动力加速或爬坡。剩余驱动力最大的点处，就是爬坡度最大的点。

44、(思考) 如何选择汽车发动机功率？

(P30) 汽车行驶时，不仅驱动力和行驶阻力互相平衡，发动机功率和汽车行驶的阻力功率也总是平衡的。就是说，在汽车行驶的每一瞬间，发动机发出的功率始终等于机械传动损失功率与全部运动阻力所消耗的功率。

汽车功率平衡方程式 (式中功率单位为 kW)

以纵坐标表示功率，横坐标表示车速，将发动机功率 P_e 、汽车经常遇到的阻力功率 $1/\eta_T (P_f+P_w)$ 对车速的关系曲线绘在坐标图上，即得**汽车功率平衡图**。

(1) 在不同挡位时，功率的大小不变，只是各挡发动机功率曲线所对应的车速位置不同，且低挡时车速低，所占速度变化区域窄；高挡时车速高，所占变化区域宽。

(2) 阻力功率曲线 $(P_f+P_w) / \eta_T - u_a$ 是一条斜率越来越大的曲线。高速行驶时，汽车主要克服空气阻力功率。

(3) 该轿车的 V 挡是经济档位，其发动机最大功率相对应的车速 u_p 大于 u_{amax} ，所以用该挡行驶时发动机负荷率高，燃油消耗量低。

45、(P31) $P_e - (P_f+P_w) / \eta_T$ 称为汽车的**后备功率**。汽车的后备功率越大，汽车的动力性越好。

46、(P32) 无级变速器与汽车动力性的关系。

当变速器挡数无限增多，即采用无级变速器，且设无级变速器的机械效率等于分级式变速器时，活塞式内燃机就可能总是在最大功率 P_{emax} 下工作，汽车的驱动功率总等于 $\eta_T P_{emax}$ ，即具有与等功率发动机汽车同样的动力性。

要使发动机在任何车速下都能发出最大功率，无级变速器的传动比应随车速按下式规律变化

$$i_g = 0.377rn_p / (u_a i_0)$$

式中， n_p 为发动机发出最大功率时的转速 (r/min)。

汽车活塞式内燃机配备高传动效率的无级变速器后，克服了发动机特性曲线的缺陷，使汽车具有与等功率发动机一样的驱动功率，充分发挥了活塞式内燃机的功率，大大地改善了汽车的动力性。

只有当无级变速器的传动效率高到与一般齿轮变速器接近，且按照要求的传动比变化规律变换传动比时，才能到达以上要求。假设不符合这些条件，装有无级变速器的汽车可能反而会降低汽车的动力性。

汽车上用得最多的无级传动是动液传动，即液力变矩器。由于变矩器的转矩变化范围较小，一般都同三挡或四挡自动机械变速器串联使用。采用液力变矩器并不着眼于改善汽车在良好路面上的动力性，而是操作简便，起步、换挡平顺，且发动机不易熄火。

47、(P34) 在节气门全开时，液力变矩器的输出转矩 T_T 与输出转速的关系曲线称为**液力变矩器的输出特性**。根据此输出特性可以确定汽车的动力性。

思考题：

- (1) 试说明轮胎滚动阻力的定义、产生机理和作用形式？
- (2) 滚动阻力系数与哪些因素有关？
- (3) 空车、满载时汽车动力性有无变化？为什么？
- (4) 如何选择汽车发动机功率？(P74)
- (5) 如何应用有关公式进行计算？

第二章 汽车的燃油经济性

1、(P40) 在保证动力性的条件下，汽车以尽量少的燃油消耗量经济行驶的能力，称作**汽车的燃油经济性**。

2、(P40) 发动机的燃油消耗率与排放污染是有密切关系的，只能在保证排放到达有关法规要求的前提下来降低发动机的燃油消耗率，提高汽车的燃油经济性。

3、(P40) 汽车的燃油经济性常用一定运行工况下汽车行驶百公里的燃油消耗量或一定燃油量能使汽车行驶的里程来衡量。在我国及欧洲，燃油经济性指标的单位为 $L / 100km$ ，即行驶 100km 所消耗的燃油升数。其数值越**大**，汽车燃油经济性越**差**。

4、(P40) **等速行驶百公里燃油消耗量**是常用的一种评价指标，指汽车在一定载荷（我国标准规定轿车为半载、货车为满载）下，以最高挡在水平良好路面上等速行驶 100km 的燃油消耗量。

5、(P40) **等速百公里燃油消耗量曲线**是指等速行驶百公里燃油消耗量与速度的关系曲线。用它来评价汽车的燃油经济性。

6、(P40) 等速行驶工况并没有全面反映汽车的下实际运行情况，特别是在市区行驶中频繁出现的加速、减速、怠速停车等行驶工况。因此，在对实际行驶车辆进行跟踪测试统计的根底上，各国都制定了一些典型的**循环行驶试验工况**来模拟实际汽车运行状况，并以其百公里燃油消耗量（或 MPG）来评定相应行驶工况的燃油经济性。

7、(P42) 我国控制乘用车燃料消耗量的第一个强制性国家标准《乘用车燃料消耗量限值》，于 2004 年 9 月 2 日经国家质检总局和国家标准委员会批准发布，2005 年 7 月 1 日正式实施。对于新开发车型，从 2005 年 7 月 1 日开始执行第一阶段限值要求，第二阶段的执行日期为 2008 年 1 月 1 日。对于在生产车型，从 2006 年 7 月 1 日开始执行第一阶段限值要求，第二阶段的执行日期为 2009 年 1 月 1 日，比新开发车型推迟 1 年实施。

具体测量方法按照 GB / T19233—2003《轻型汽车燃料消耗量试验方法》进行。试验在专用的**底盘测功器**上进行，用专用仪器测出排气中以克每千米 (g/km) 计的 CO₂、CO 及 HC 的排放量。用碳平衡法便可求得燃油消耗量。

碳平衡法依据的根本原理是**质量守恒定律**——汽（柴）油经过发动机燃烧后，排气中碳质量的总和与燃烧前的燃油中碳质量总和应该相等。与直接测量汽车燃油消耗量的方法相比，这种间接的碳平衡法具有大体上一样的精度和相当高的试验稳定性。

8、(P45) 在汽车设计与开发工作中，常需要根据发动机台架试验得到的**万有特性图与汽车功率平衡图**，对汽车燃油经济性进行估算。

9、(P46) 燃油经济性循环行驶试验工况包括：等速行驶、加速、减速和怠速停车等行驶工况。

10、(P46) 在万有特性图上有**等燃油消耗率曲线**。根据这些曲线，可以确定发动机在一定转速 n 、发出一定功率 P_e 时的燃油消耗率 b 。

11、(P46) 汽车在水平路面上等速行驶时，为克服滚动阻力与空气阻力，发动机应提供的功率为 $(P_f + P_w) / \eta_T$ 。

12、(P46) 根据等速行驶车速 u_a 及阻力功率 P ，在万有特性图上（利用插值法）可确定相应的燃油消耗率 b ，从而计算出汽车等速行驶等速百公里燃油消耗量（L / 100km）为式中， b 为燃油消耗率 [g / kw. h]； ρ 为燃油的密度（kg / L）； g 为重力加速度（m / s²），阻力功率 $P = (P_f + P_w) / \eta_T$ 。

13、(P46) 在汽车加速行驶时，发动机还要提供为克服加速阻力所消耗的功率。假设加速度为 du / dt (m/s²)，那么发动机提供的功率 P (kw) 应为

$$P = (P_f + P_w + P_j) / \eta_T$$

加速区段内汽车行驶的距离 (m) 为

14、(P48) 减速工况燃油消耗量等于减速行驶时间与怠速油耗的乘积。

(1) 减速时间 (s) 为

(2) 减速过程燃油消耗量 (mL) 为

式中， Q_i 为怠速燃油消耗率 (mL / s)。

(3) 减速区段内汽车行驶的距离 (m) 为

15、(P48) 怠速停车时的燃油消耗量

16、(P49) 对于由等速、等加速、等减速、怠速停车等行驶工况组成的循环，其整个试验循环的百公里燃油消耗量 (L / 100km) 为

式中， ΣQ 为所有过程油耗量之和 (mL)； s 为整个循环的行驶距离 (m)。

17、(P49) 汽车等速百公里燃油消耗量为

由上式可知，等速百公里燃油消耗量正比于等速行驶时的行驶阻力与燃油消耗率，反比于传动效率。

18、(P49) 发动机的燃油消耗率，一方面取决于发动机的种类、设计制造水平；另一方面又与汽车行驶时发动机的负荷率有关。从万有特性图上可知，发动机负荷率低时， b 值显著增大。

19、(P50) 影响汽车燃油经济性的因素：〔从使用与汽车结构两个方面讨论〕

1) 使用方面

(1) 行驶车速

b 曲线中间低两端高。

(2) 档位选择

在同一道路条件与车速下，虽然发动机发出的功率相同，但挡位越低，后备功率越大，发动机的负荷率越低，燃油消耗率越高，百公里燃油消耗量就越大，而使用高档时的情况那么相反。

(3) 挂车的应用

拖带挂车后节省燃油的原因有两个：一是带挂车后阻力增加，发动机的负荷率增加，使燃油消耗率 b 下降；另一个原因是汽车列车的质量利用系数（即装载质量与整车整备质量之比）较大。

(4) 正确地保养与调整

汽车的调整与保养会影响到发动机的性能与汽车行驶阻力，所以对百公里油耗有相当影响。

2) 汽车结构方面

在汽车结构方面，可以通过下述途径来改善燃油经济性。

(1) 缩减轿车总尺寸和减轻质量

大型轿车费油的原因是大幅度地增加了滚动阻力、空气阻力、坡度阻力和加速阻力。为了保证高动力性而装用的大排量发动机，行驶中负荷率氏也是原因之。

为了减轻质量，轿车选用材料中的铝与复合材料的比例日益增加。

(2) 发动机

发动机中的热损失与机械损耗占燃油化学能中的 65%左右。显然，发动机是对汽车燃油经济性最有影响的部件。目前看来提高发动机经济性的主要途径为：

a.提高现有汽油发动机的热效率与机械效率。

b.扩大柴油发动机的应用范围（1996年西欧柴油轿车的市场份额已达 21.5%）。

c.增压化（目前常提供选用的增压汽油机，采用增压的柴油机已很普遍）。

d.广泛采用电子计算机控制技术（如电控汽油喷射系统、柴油机的高压共轨系统、可变进气流量控制和可变配气相位控制等）。

（3）传动系

传动系的挡位增多后，增加了选用适宜挡位使发动机处于经济工作状况的时机，有利于提高燃油经济性。

挡数无限的无级变速器，在任何条件下都提供了使发动机在最经济工况下工作的可能性。假设无级变速器始终能维持较高的机械效率，那么汽车的燃油经济性将显著提高。

（4）汽车外形与轮胎

降低 C_D 值是节约燃油的有效途径。

滚动阻力对油耗的影响。

汽车对轮胎提出各种要求，如强度、耐磨性、耐久性及要求它保证动力、经济等各种使用性能。现在公认子午线轮胎的综合性能最好。

20、(P56) 对装有液力传动装置的汽车，其燃油经济性的计算与普通变速器的汽车有些不同。除要知道发动机的特性外，还要知道有关液力传动装置的特性，即泵轮的转矩曲线和无因次特性。且发动机的节流特性常用 $T_{iq}=f(n, a)$ 及 $Q_t=f(n, a)$ 的形式表示。

泵轮的转矩曲线： $T_p=f(n_p)$

涡轮的转矩曲线： $T_t=f(n_t)$

变矩比 K：

$$T_t = KT_p \text{ 和 } n_t = in_p$$

车速与转速：

汽车在不同道路阻力系数 ψ 下等速行驶时，克服行驶阻力所需的涡轮转矩 T_c 与行驶速度 u_a 的关系为

T_c 与 T_t 的交点决定了汽车在一定道路阻力系数（例如 ψ_1 ）下的汽车行驶速度与发动机节气门位置，并由所得速度在 $n_p=f(n_t)$ 曲线上确定 n_p （即 n ）。于是，相应的小时燃油消耗量 Q_t 即可由图 2.17b 的 $Q_t=f(n, a)$ 曲线求出。而百公里燃油消耗量 Q_s （L/100km），可按式求得

这样，汽车的百公里燃油消耗量曲线 Q_s-u_a 便可求出。

思考题：

（1）“车开得慢，油门踩得小，就一定省油”，或者“只要发动机省油，汽车就一定省油”这两种说法对不对？

（2）试述无级变速器与汽车动力性、燃油经济性的关系。

（3）如何从改良汽车底盘设计方面来提高燃油经济性？

（4）为什么汽车发动机与传动系统匹配不好会影响汽车燃油经济性与动力性？

（5）试分析超速挡对汽车动力性和燃油经济性的影响。

（6）轮胎对汽车动力性、燃油经济性有些什么影响？

（7）为什么公共汽车起步后，驾驶员很快换入高档？

（8）到达动力性最正确的换挡时机是什么？到达燃油经济性最正确的换挡时机是什么？二者是否相同？

第三章 汽车动力装置参数的选定

1、(P74) 汽车动力装置参数系指发动机的功率、传动系的传动比。它们对汽车的动力性与燃油经济性有很大影响。

2、如何选择汽车发动机功率？

(P74) 设计中常先从保证汽车预期的最高车速来初步选择发动机应有的功率。最高车速虽然仅是动力性中的一个指标，但它实质上反映了汽车的加速能力与爬坡能力。这是因为最高车速越高，要求的发动机功率越大，汽车后备功率大，加速与爬坡能力必然较好。

假设给出了期望的最高车速，选择的发动机功率应大体等于，但不小于以最高车速行驶时行驶阻力功率之和，即

在实际工作中，还利用现有汽车统计数据初步估计汽车比功率来确定发动机应有功率。汽车比功率是单位汽车总质量具有的发动机功率，比功率的常用单位为 kW / t。

3、(P74) 各种货车的 f 、 η_T 及 C_D 值大致相等且最高车速亦相差不多，但总质量变化范围很大。不同货车的比功率将随其总质量的增大而逐步减少，但大于单位质量应克服的滚动阻力功率。

货车的比功率是随其总质量的增大而逐步变小，一般货车的比功率约为 10kW / t。小于 2~3t 的轻型货车常是轿车或微型旅行车的变型车，动力性能很好，比功率很大。重型货车、汽车列车的最高速度低，比功率较小。

4、(P76) 货车可以根据同样总质量与同样类型车辆的比功率统计数据，初步选择发动机功率。

我国有关大客车的标准明确规定了最高车速与功率的数值，可以作为初步确定发动机功率的依据。

轿车行驶车速高，且不同轿车动力性能相差可以很大，其最高车速在 125~300km / h 之间。设计中常先从保证汽车预期的最高车速来初步选择发动机应有的功率。

5、(P77) 汽车大多数时间是以最高挡行驶的，即用最小传动比的挡位行驶。因此，最小传动比的选定是很重要的。

6、(P77) 传动系的总传动比是传动系中各部件传动比的乘积，即

$$i_t = i_g \cdot i_0 \cdot i_c$$

式中， i_g 为变速器的传动比； i_0 为主减速器的传动比； i_c 为分动器或副变速器的传动比。

7、(P77) 最小传动比应为变速器最高挡传动比与主传动比的乘积。

8、(P77) 讨论变速器最小传动比为 1 时的汽车最小传动比，即主减速器传动比 i_0 的选择。

(1) 先分析 u_{amax}

由图知 (交点处)

$$u_{amax2} = u_{p2}$$

$P_{e \max 2} = \frac{1}{\eta} (P_f + P_w)$
选择到汽车的最高车速相当于发动机最大功率时的车速时，最高车速是最大的。

(2) 再分析后备功率

$i_{01} < i_{02}$ ，假设选 i_{01} ，其后备功率较小，动力性较差，但经济性 Q_s 较好 $u_{amax 2}$

$i_{03} > i_{02}$ ，假设选 i_{03} ，其后备功率较大，动力性较好，但经济性 Q_s 较差；

过去，假设不强调 Q_s ，那么 i_0 应使 $u_{amax} = u_p$ 或 u_p 稍小于 u_{amax} ；(即选 i_{02} 或 i_{03})

现在，强调 Q_s ，那么 i_0 应使 u_p 稍大于 u_{amax} ，出现减小 i_0 的趋势。(即选 i_{01})

9、(P78) 最小传动比还受到驾驶性能的限制。

驾驶性能是包括平稳性在内的加速性，系指动力装置的转矩响应、噪声和振动。它只能由驾驶员通过主观评价来确定。影响驾驶性能的因素有：发动机的排量、气缸的数目、最小传动比或最高挡时发动机转速与行驶车速的比值 n/ua 以及传动系的刚度等。

最小传动比过大，燃油经济性差，发动机高速运转噪声大。

10、(P79) 确定最大传动比时，要考虑三方面的问题：最大爬坡度、附着率及汽车最低稳定车速。

就普通汽车而言，传动系最大传动比 $i_{t \max}$ 是变速器 I 挡传动比 i_{g1} 与主减速器传动比 i_0 的乘积。当 i_0 时，确定传动系最大传动比也就是确定变速器 I 挡传动比。

假设最低稳定车速为 u_{amin} ，那么传动系最大传动比应为

轿车也应具有爬上 30% 坡道的能力。实际上轿车的最大传动比是根据其加速能力来确定的。可参考同一等级的轿车选择最大传动比。

最大传动比确定后，还应计算驱动轮的附着率，检查附着条件是否满足上坡或加速的要求。必要时，只能从汽车总体布置和结构着手，改善汽车的附着能力。

11、(P79) 不同类型的汽车具有不同的传动系挡位数。其原因在于它们的使用条件不同，对整车性能要求不同，汽车本身的功率不同。而传动系的挡位数与汽车的动力性、燃油经济性有着密切的关系。

就动力性而言，挡位数多，增加了发动机发挥最大功率附近高功率的时机，提高了汽车的加速与爬坡能力。就燃油经济性而言，挡位数多，增加了发动机在低燃油消耗率区工作的可能性，降低了油耗。所以增加挡位数会改善汽车的动力性和燃油经济性。

挡数多少还影响到挡与挡之间的传动比比值。比值过大会造成换挡困难。一般认为比值不宜大于 1.7~1.8。因此，如最大传动比与最小传动比之比值越大，挡位数也应越多。

轿车的行驶车速高，比功率大，最高挡的后备功率也大，即相对而言最高挡的驱动力与 I 挡驱动力间的范围小，即 i_{tmax} / i_{amin} 小。

轻型货车和中型货车比功率小，所以一般采用 5 挡变速器。

越野汽车遇到的使用条件最复杂，还要经常牵引火炮或挂车，所以 i_{tmax} / i_{amin} 的比值很大，其传动系的挡位数较同吨位的普通货车常多一倍左右。

12、(P80) 实际上，汽车传动系各挡的传动比大体上是按等比级数分配的。

一般汽车各挡传动比大致符合如下关系

式中， q 为常数，也就是各挡之间的公比。因此，各挡的传动比假设为 5 挡变速器，且 $i_{g5}=1$ ，那么各挡传动比与 q 便有如下关系

$$i_{g4} = q, \quad i_{g3} = q^2, \quad i_{g2} = q^3, \quad i_{g1} = q^4$$

或

$$q = \sqrt[4]{i_{g1}}$$

所以各挡传动比与 I 挡传动比的关系为

13、(P80) 用等比级数的方法来分配变速器各挡传动比有什么好处。

假设每次发动机都是提高到转速 n_2 换挡，只要发动机都降到同一低转速 n_1 ，离合器就能无冲击地接合。就是说，换挡过程中，发动机总在同一转速范围 $n_1 \sim n_2$ 内工作。这样，驾驶员在起步加速时操作就方便得多了。

按等比级数分配传动比的主要目的还在于充分利用发动机提供的功率，提高汽车的动力性。

当汽车需要大功率（如全力加速或上坡）时，假设排挡选择恰当，具有按等比级数分配传动比的变速器，能使发动机经常在接近外特性最大功率 P_{emax} 处的大功率范围内运转，从而增加了汽车的后备功率，提高了汽车的加速或上坡能力。

按等比级数分配传动比的主变速器，还便于和副变速器结合构成更多挡位的变速器。

如一具有 5 挡位的主变速器，各挡间的公比为 q^2 ，其传动比序列为 1、 q^2 、 q^4 、 q^6 、 q^8 。假设结合一后置两挡副（减速）变速器，其传动比为 1、 q ，便可构成一具有 10 挡位的变速器，各挡间的公比为 q ，其传动比序列为 1、 q 、 q^2 、 q^3 、 q^4 、 q^5 、 q^6 、 q^7 、 q^8 、 q^9 。

14、(P83) 实际上，对于挡位较少（如此 5 挡位以下）的主变速器，各挡传动比之间的比值常常并不正好相等，即并不是正好按等比级数来分配传动比的。

这主要是考虑到各挡利用率差异很大的缘故。汽车主要是用较高挡位行驶的，例如中型货车 5 挡变速器中的 1、2、3 三个挡位的总利率仅为 10%~15%，所以较高挡位相邻两挡间的传动比的间隔应小些，特别是最高挡与次高挡之间更应小些。因此，实际上各挡传动比常按下面的关系分布

15、(P84) 利用燃油经济性—加速时间曲线确定动力装置参数

初步选择参数之后，可拟定供选用参数数值的范围。进一步具体分析、计算不同参数匹配下汽车的燃油经济性与动力性，然后综合考虑各方面因素，最终确定动力装置的参数。通常以循环工况油耗 Q (L / 100km) 代表燃油经济性，以原地起步加速时间代表动力性，作出不同参数匹配下的**燃油经济性—加速时间曲线**，并根据此曲线确定动力装置参数。

(1) 主减速器传动比确实定

在动力装置其他参数不变的条件下。假设要选定最正确主减速器传动比，可根据燃油经济性与动力性的计算，绘制不同 i_0 时的燃油经济性—加速时间曲线。

假设选定**适中的 i_0 值**作为主减器传动比，那么能兼汽车的燃油经济性与动力性。假设以动力性为主要目标，那么可选用**较大的 i_0 值**；假设以燃油经济性为主要目标，可选**较小的 i_0 值**。

燃油经济性—加速时间曲线通常大体上呈 C 形。所以有称之为 **C 曲线** 的。

(2) 变速器与主减速器传动比确实定

在不改变发动机的条件下，可利用 C 曲线从数种变速器中选一适宜的变速器和一适宜的主减速器传动比。

“最正确燃油经济性—动力性曲线”：数条 C 曲线的包络线。它表示数种挡变速器与不同传动比主减速器匹配时，在一定加速时间的要求下燃油经济性的极限值。

(3) 发动机、变速器与主减速器传动比确实定

考虑不同排量发动机、不同变速器与不同主减速器传动比的动力装置参数确定。

先选择发动机，然后利用发动机的 C 曲线确定最正确主减速器传动比。

为了便于进行不同变速器的选定，还画出一条数种不同排量发动机 C 曲线的包络线，也称作**“最正确燃油经济性和动力性曲线”**。它说明该轿车装用一种变速器、装用不同排量发动机与匹配不同主减速器传动比时，一定加速时间的动力性要求下所能到达的燃油经济性的极限值。

上述用**燃油经济性—加速时间曲线**来确定动力装置参数的方法，是一种经常采用的方法。

思考题：

(1) 讨论不同 i_0 值对汽车性能的影响和采用不同变速器对汽车性能的影响。

第四章 汽车的制动性

1、(P89) 汽车行驶时能在短距离内停车且维持行驶方向稳定性和在下长坡时能维持一定车速的能力，称为汽车的制动性。

2、(P89) 汽车的制动性主要由以下三方面来评价：

1) 制动效能，即制动距离与制动减速度。

2) 制动效能的恒定性，即抗热衰退性能。

3) 制动时汽车的方向稳定性，即制动时汽车不发生跑偏、侧滑以及失去转向能力的性能。

3、(P89) **制动效能**是指在良好路面上，汽车以一定初速制动到停车的制动距离或制动时汽车的减速度。它是制动性能最根本的评价指标。汽车高速行驶或下长坡连续制动时制动效能保持的程度，称为**抗热衰退性能**。

4、(P89) **制动时汽车的方向稳定性**，常用制动时汽车按给定路径行驶的能力来评价。假设制动时发生跑偏、侧滑或失去转向能力，那么汽车将偏离原来的路径。

5、(P89) 地面制动力越大，制动减速度越大，制动距离也越短，所以地面制动力对汽车制动性具有决定性影响。

6、(P90) 影响汽车地面制动力的主要因素。

地面制动力是使汽车制动而减速行驶的外力，但是地面制动力取决于两个摩擦副的摩擦力：一个是制动器内制动摩擦片与制动鼓或制动盘间的摩擦力，一个是轮胎与地面间的摩擦力。

——附着力。 ($F_{xb} = T_{\mu}/r$)

7、(P90) 制动器制动力仅由制动器结构参数所决定，即取决于制动器的形式、结构尺寸、制动器摩擦副的摩擦因数以及车轮半径，并与制动踏板力，即制动系的液压或空气压力成正比。 ($F_{\mu} = T_{\mu}/r$)

8、(P91) 汽车的地面制动力首先取决于制动器制动力，但同时又受地面附着条件的限制，所以只有汽车具有足够的制动器制动力，同时地面又能提供高的附着力时，才能获得足够的地面制动力。 ($F_{xb} \leq F_{\phi} = F_z \phi$)

9、(P92) 随着制动强度的增加，车轮滚动成分越来越少，而滑动成分越来越多。一般用滑动率 s来说明这个过程中滑动成分的多少。滑动率越大、滑动成分越多。

10、(P92) 地面制动力与垂直载荷之比称为制动力系数 ϕ_b ，那么在不同滑动率时， ϕ_b 的数值不同。制动力系数的最大值称为峰值附着系数 ϕ_p ，一般出现在 $s = 15\% \sim 20\%$ 。 $s = 100\%$ 的制动力系数称为滑动附着系数 ϕ_s 。滑动率大于零的原因是轮胎的滚动半径变大。滚动半径 r_r 随地面制动力的加大而加大。

11、(P93) 侧向力系数为侧向力与垂直载荷之比。曲线说明，滑动率越低，同一侧偏角条件下的侧向力系数 ϕ_l 越大，即轮胎保持转向、防止侧滑的能力越大。所以，制动时假设能使滑动率保持在较低值，便可获得较大的制动力系数与较高的侧向力系数。这样，制动性能最好，侧向稳定性也很好。

12、(P93) 附着系数的数值主要决定于道路的材料、路面的状况与轮胎结构、胎面花纹、材料以及汽车运动的速度等因素。

13、(P95) 高速行驶的汽车经过有积水层的路面，在某一车速下，在胎面下的动水压力的升力等于垂直载荷时，轮胎将完全漂浮在水膜上面而与路面毫不接触。这就是滑水现象。估算滑水车速（单位为 km/h）式中， P_i 为轮胎充气气压（kPa）。

14、(P96) 汽车的制动效能是指汽车迅速降低车速直至停车的能力。评定制动效能的指标是制动距离和制动减速度。

15、(P97) 制动距离是指汽车速度为 u_0 时，从驾驶员开始操纵制动控制装置（制动踏板）到汽车完全停住为止所驶过的距离。制动距离与制动踏板力、路面附着条件、车辆载荷、发动机是否结合等许多因素有关。

16、(P97) 制动减速度是制动时车速对时间的导数，即 du/dt 它反映了地面制动力的大小，因此与制动器制动力（车轮滚动时）及附着力（车轮抱死拖滑时）有关。

17、(P98) 从制动的全过程来看，总共包括驾驶员见到信号后作出行动反响、制动器起作用、持续制动和放松制动器四个阶段。

一般所指制动距离是开始踩着制动踏板到完全停车的距离。它包括制动器起作用 and 持续制动两个阶段中汽车驶过的距离。

18、(P99) 决定汽车制动距离的主要因素是：制动器起作用时间、最大制动减速度即附着力（或最大制动器制动力）以及起始制动车速。附着力（或制动器制动力）越大、起始制动车速越低，制动距离越短。

改良制动器结构，减少制动器起作用时间，是缩短制动距离的一项有效措施。

19、(P100) 制动器温度上升后，摩擦力矩常会有显著下降，这种现象称为制动器的热衰退。热衰退是目前制动器不可防止的现象，只是程度上有所差异。制动效能的恒定性主要指的是抗热衰退性能。

制动器抗热衰退性能一般用一系列连续制动时制动效能的保持程度来衡量。

抗热衰退性能与制动器摩擦副材料及制动器结构有关。

摩擦因数的微小改变，能引起制动效能大幅度变化，即制动器的稳定性差。

20、(P102) 一般称汽车在制动过程中维持直线行驶或按预定弯道行驶的能力为制动时汽车的方向稳定性。

制动时汽车自动向左或向右偏驶称为“**制动跑偏**”。**侧滑**是指制动时汽车的某一轴或两轴发生横向移动。最危险的情况是在高速制动时发生后轴侧滑，此时汽车常发生不规则的急剧回转运动而失去控制。**跑偏与侧滑是有联系的**，严重的跑偏有时会引起后轴侧滑，易于发生侧滑的汽车也有加剧跑偏的趋势。

前轮失去转向能力，是指弯道制动时汽车不再按原来的弯道行驶而沿弯道切线方向驶出。**失去转向能力和后轴侧滑也是有联系的**，一般如果汽车后轴不会侧滑，前轮就可能失去转向能力；**后轴侧滑，前轮常仍有转向能力**。

制动跑偏、侧滑与前轮失去转向能力是造成交通事故的重要原因。

21、(P102) 制动时汽车跑偏的原因有两个：

1) 汽车左、右车轮，特别是前轴左、右车轮（转向轮）制动器的制动力不相等。

（原因是制造、调整误差造成的）

2) 制动时悬架导向杆系与转向系拉杆在运动学上的不协调（互相干预）。

（原因是设计造成的。）

左、右车轮制动力之差用**不相等度**表示，即

我国 GB 7258 — 2004 规定，前轴的不相等度不应大于 20%，后轴的不相等度不应大于 24%。

制动跑偏随着不相等度的增加而增大；当后轮抱死时，跑偏的程度会加大。

22、(P105) 制动时发生侧滑，特别是后轴侧滑，将引起汽车剧烈的回转运动，严重时可使汽车调头。制动时假设后轴车轮比前轴车轮先抱死拖滑，就可能发生后轴侧滑。假设能使前、后轴车轮同时抱死或前轴车轮先抱死，后轴车轮再抱死或不抱死，那么能防止后轴侧滑。不过前轴车轮抱死后将失去转向能力。

1) 制动过程中，假设是只有前轮抱死或前轮先抱死拖滑，汽车根本上沿直线向前行驶（减速停车）；汽车处于稳定状态，但丧失转向能力。

2) 假设后轮比前轮提前一定时间先抱死拖滑，且车速超过某一数值时，汽车在轻微的侧向力作用下就会发生侧滑、制动距离和制动时间越长，后轴侧滑越剧烈。

后轴侧滑是一种不稳定的、危险的工况。

只有后轮抱死或后轮提前抱死，在一定车速条件下，后轴才将发生侧滑。

只有前轮抱死或前轮先抱死时，因为侧向力系数为零，不能产生任何地面侧向反作用力，汽车无去按原弯道行驶而沿切线方向驶出，即失去了转向能力。

因此，从保证汽车方向稳定性的角度出发，首先不能出现只有后轴车轮抱死或后轴车轮比前轴车轮先抱死的情况，以防止危险的后轴侧滑；其次，尽量少出现只有前轴车轮抱死或前、后车轮都抱死的情况，以维持汽车的转向能力。最理想的情况就是防止任何车轮抱死，前、后车轮都处于滚动状态，这样就可以确保制动时的方向稳定性。

23、(P108) 对于一般汽车而言，根据其前、后轴制动器制动力的分配、载荷情况及道路附着系数和坡度等因素，当制动器制动力足够时，制动过程可能出现如下三种情况，即：

1) 前轮先抱死拖滑，然后后轮抱死拖滑。（稳定工况）

2) 后轮先抱死拖滑，然后前轮抱死拖滑。（不稳定工况）

3) 前、后轮同时抱死拖滑。（较好工况）

所以，前、后制动器制动力分配的比例将影响汽车制动时的方向稳定性和附着条件程度，是设计汽车制动系必须妥善处理的问题。

24、(P109) 当制动强度或附着系数改变时，前、后轮法向反作用力的变化是很大的。

25、(P109) 制动时前、后车轮**同时抱死**，对附着条件的利用、制动时汽车的方向稳定性均较为有利。此时的前、后轮制动器制动力 $F_{\mu 1}$ 和 $F_{\mu 2}$ 的关系曲线，常称为**理想的前、后轮制动器制动力分配曲线**。

在任何附着系数 ϕ 的路面上，前、后轮**同时抱死的条件**是：前、后轮制动器制动力之和等于附着力，并且前、后轮制动器制动力分别等于各自的附着力，即

由式 (4-10) 画成的曲线, 即为前、后车轮同时抱死时前、后轮制动器制动力的关系曲线——理想的前、后轮制动器制动力分配曲线, 简称 **I 曲线**。

一般可用作图法直接求得 I 曲线。只要给出汽车的总质量 (或汽车的重力)、汽车的质心位置 (a、b 和 h_g), 就能作出 I 曲线。

26、(P110) I 曲线是踏板力增长到前、后车轮同时抱死拖滑时的前、后制动器制动力分配曲线。I 曲线也是前、后轮都抱死后的 $F_{\phi 1}$ 和 $F_{\phi 2}$ 的关系曲线。($F_{\mu 1}=F_{xb1}=F_{\phi 1}$, $F_{\mu 2}=F_{xb2}=F_{\phi 2}$)

27、(P110) 前制动器制动力与汽车总制动器制动力之比称为**制动器制动力分配系数**, 并以符号 β 表示, 即

$$\beta = F_{\mu 1} / F_{\mu}$$
$$F_{\mu 1} / F_{\mu 2} = \beta / (1 - \beta)$$
$$F_{\mu 2} = B (F_{\mu 1})$$

这条直线称为实际前、后制动器制动力分配线, 简称 **β 线**。

28、(P111) β 线与 I 曲线交点处的附着系数为**同步附着系数**, 所对应的制动减速度称为**临界减速度**。同步附着系数是由汽车结构参数决定的、反映汽车制动性能的一个参数。

同步附着系数说明, 前、后制动器制动力为固定比值的汽车, 只有在一种附着系数, 即同步附着系数路面上制动时才能使前、后车轮同时抱死。

29、(P111) 利用 β 线与 I 曲线的配合, 就可以分析前、后制动器制动力具有固定比值的汽车在各种路面上的制动情况。

f 线组是后轮没有抱死, 在各种 ϕ 值路面上前轮抱死时的前、后地面制动力关系曲线; 当 $F_{xb2}=0$ 时, $F_{xb1}=\phi Gb/(L-\phi h_g)$ 。利用此式可求出在不同 ϕ 值时相应的 F_{xb1} 值。

r 线组是前轮没有抱死而后轮抱死时的前、后地面制动力关系曲线。

当 $F_{xb1}=0$ 时, $F_{xb2}=\phi Ga/(L+\phi h_g)$ 。由此, 可求出不同 ϕ 值时对应的 F_{xb2} 值。

对于同一 ϕ 值下 f 线组与 r 线组的交点是前、后车轮都 (包含同时) 抱死的点, 即为 I 曲线。

当 $\phi < \phi_0$ 时, β 线位于 I 曲线下方, 制动时总是**前轮先抱死**。前轮先抱死虽是一种稳定工况, 但丧失转向能力。

当 $\phi > \phi_0$ 时, β 线位于 I 曲线上方, 制动时总是**后轮先抱死**, 因而容易发生轴侧滑使汽车失去方向稳定性。

当 $\phi = \phi_0$ 时, 在制动时汽车的前、后轮将**同时抱死**, 此时的减速度为 $\phi_0 g$, 也是一种稳定工况, 但也失去转向能力。

30、(P114) 只有在 $\phi = \phi_0$ 的路面上, 地面的附着条件才得到较好的利用。而在 $\phi < \phi_0$ 或 $\phi > \phi_0$ 的路面上, 出现前轮或后轮提前抱死情况时, 地面附着条件均未得到较好的利用。

汽车以一定减速度制动时, 除去制动强度 $z = \phi_0$ 以外, 不发生车轮抱死所要求的 (最小) 路面附着系数总**大于**其制动强度。

利用附着系数 $\phi_i = F_{xbi} / F_{zi}$

(P115) 利用附着系数越**接近**制动强度, 地面的附着条件发挥得越**充分**, 汽车制动力分配的合理程度**越高**。

通常以利用附着系数与制动强度的关系曲线来描述汽车制动力分配的合理性。最理想的情况是利用附着系数**总是等于**制动强度 ($\phi = z$)。

前轴的利用附着系数 ϕ_f

后轴的利用附着系数 ϕ_r

在 $\phi < \phi_0$ 的路面上, 前轮提前抱死; 在 $\phi > \phi_0$ 的路面上, 后轮提前抱死。

空车时 ϕ_r 全在 45° 对角线上面, 汽车总是出现后轮先抱死的工况, ϕ_r 曲线就是汽车的利用附着系数曲线, 而且此时利用附着系数**远远大于**制动强度, 汽车的制动力分配是**不合理的**。

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/387134006123006112>