

## 第5章 汽车制动性



汽车行驶安全性包括汽车主动安全性和汽车被动安全性。汽车主动安全性是指汽车本身防止或减少道路交通事故的能力。它主要与汽车的制动性、汽车的操纵稳定性、汽车的舒适性、汽车的尺寸与质量参数、汽车的视野与灯光等因素有关。此外,动力性中的超车加速时间短,可以减少整个超车过程中两车并行的时间,对安全有利。汽车被动安全性是指发生汽车事故后,汽车本身减轻人员受伤和货物受损的能力。汽车本身减轻汽车车内乘员受伤和货物受损的性能称为汽车内部被动安全性;汽车本身减轻其他人员伤害和其他车辆损害的性能称为汽车外部被动安全性。汽车内部被动安全性主要通过安全车身、安全带与安全气囊等装置限制驾乘人员位移、消除汽车车内部件的致伤因素等方面来改善。汽车外部被动安全性主要通过保险杠等装置来改善。

本章主要介绍汽车制动性。通过本章的学习,应了解汽车行驶安全性的含义,熟练掌握汽车制动性的评价指标;学会分析汽车地面制动力、制动器制动力及其与附着力的关系;掌握制动距离的概念、计算公式,会分析影响汽车制动效能的因素;掌握汽车制动跑偏的概念与产生原因以及汽车制动侧滑的概念与对方向稳定性的影响;会计算汽车制动时地面作用在前、后车轮上的法向反力;通过 I 曲线、 $\beta$  线、f 线、r 线分析汽车的制动过程,会分析具有变化值的前、后制动器制动力分配特性;掌握滑动率的概念、会分析制动力系数、侧向力系数随滑动率的变化曲线;会分析 ABS、排气制动、缓速器对汽车制动性的影响。



- 汽车行驶安全性概述
- 汽车制动性的概念、评价指标
- 汽车地面制动力、制动器制动力及其与附着力的关系
- 汽车制动距离的概念、计算方法、分析影响制动效能的因素
- 汽车制动效能恒定性、热衰退影响因素、水衰退
- 汽车制动时的方向稳定性的概念、制动跑偏的概念与产生原因、制动侧滑的概念与对方向稳定性
- 汽车制动时地面作用在前、后车轮上的法向反力, I 曲线、 $\beta$  线、f 线、r 线,分析汽车的制动过程,具有变化值的前、后制动器制动力分配特性
- 滑动率、制动力系数、侧向力系数、ABS、排气制动、缓速器

汽车制动性是指汽车行驶时能在短距离内停车并且维持行驶方向稳定和在下长坡时能维



持一定车速的能力，以及汽车在一定坡道上能长时间停车不动的驻车制动能力。

汽车制动性是汽车的主要性能之一。自汽车诞生之日起，汽车制动性就显得至关重要，并且随着汽车技术的发展和汽车行驶车速的提高，其重要性也显得越来越明显。汽车的制动性直接关系到行车安全，汽车重大交通事故的发生往往与汽车制动距离太长、汽车紧急制动时发生侧滑等情况有关。所以，汽车的制动性是汽车安全行驶的重要保障。

汽车制动性主要由以下三方面指标来评价：

- 1) 制动效能，即制动减速度、制动距离以及制动力等。
- 2) 制动效能的恒定性，即抵抗制动效能的热衰退和水衰退的能力。
- 3) 制动时汽车的方向稳定性，即制动时汽车按照驾驶员给定方向行驶的能力，也就是制动时汽车不发生跑偏、侧滑以及失去转向的能力。

## 5.1 汽车制动时车轮的受力

汽车行驶时，只有受到与行驶方向相反的外力作用，才能从一定的车速制动到较低的车速或直至停车。外力只能由地面和空气提供。但空气阻力相对较小，故实际上外力主要由地面提供，称之为地面制动力。

### 5.1.1 汽车地面制动力

汽车在良好硬路面上制动时车轮的受力情况，如图 5-1 所示。

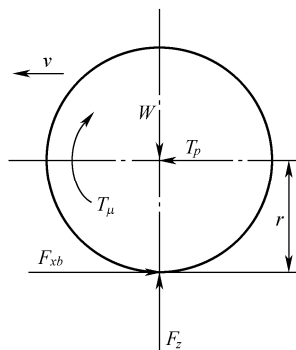


图 5-1 汽车制动时车轮的受力图

由图 5-1 可见，汽车制动时，车轮制动器中摩擦片与制动鼓或制动盘相对滑转时产生摩擦力矩  $T_\mu$ ，其作用方向与车轮转动方向相反，地面就会给车轮一个与汽车行驶方向相反的作用力  $F_{xb}$ ，该力称为地面制动力。

### 5.1.2 汽车制动器制动力

汽车制动器制动力  $F_\mu$  是指在汽车轮胎周缘为了克服制动器摩擦力矩所需的力。它相当于汽车车桥架离地面制动时，在轮胎周缘沿切线方向扳动车轮旋转所施加的力。



$$F_{\mu} = \frac{T_{\mu}}{r} \quad (5-1)$$

$F_{\mu}$  仅由制动系的设计参数所决定，即取决于制动器的类型、结构尺寸、制动器摩擦副的摩擦因数、车轮半径、踏板力等。

### 5.1.3 汽车地面制动力、制动器制动力与附着力的关系

在制动时，若只考虑车轮的运动为滚动与抱死拖滑两种情况，当制动踏板力较小时，制动器摩擦力矩不大，地面与轮胎之间的摩擦力即地面制动力  $F_{xb}$ ，足以克服制动器摩擦力矩而使车轮转动。

车轮滚动时，地面制动力  $F_{xb}$  始终等于制动器制动力  $F_{\mu}$ ，并且随踏板力  $F_p$  增长成正比地增长，如图 5-2 所示。

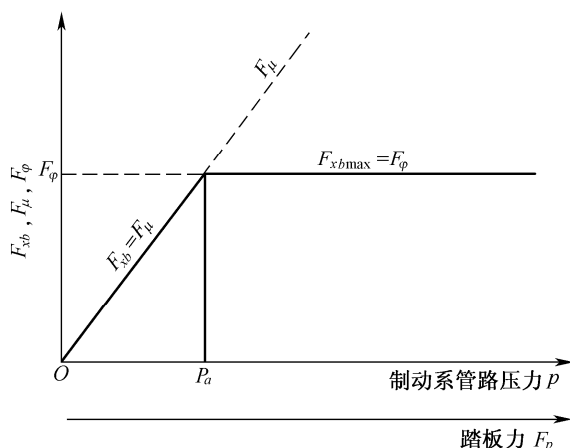


图 5-2 汽车地面制动力  $F_{xb}$ 、制动器制动力  $F_{\mu}$  与附着力  $F_{\phi}$  的关系

当踏板力  $F_p$ （或制动系液压力  $p$ ）上升到某一值时，地面制动力  $F_{xb}$  达到附着力  $F_{\phi}$ ，车轮抱死不转而出现拖滑现象。此后，踏板力  $F_p$ （或制动系液压力  $p$ ）再增大，制动器制动力  $F_{\mu}$  由于制动器摩擦力矩的增大而仍按直线关系持续增大。但是，若作用在车轮上的垂直载荷为常数，地面制动力  $F_{xb}$  达到附着力  $F_{\phi}$  后就不再增大。

汽车的地面制动力  $F_{xb}$  是使汽车制动而减速行驶的外力，其大小首先取决于制动器制动力  $F_{\mu}$ ，但同时又受地面附着条件的制约。只有汽车具有足够的制动器制动力  $F_{\mu}$ ，同时地面又能提供高的附着力  $F_{\phi}$  时，才能获得足够的地面制动力  $F_{xb}$ 。

## 5.2 汽车制动效能

汽车制动效能是指汽车能够迅速降低车速直至停车的能力，常用制动距离和制动减速度来评价。



### 5.2.1 汽车制动距离

#### 1. 汽车制动距离概念

汽车制动距离是指汽车速度为  $v_0$  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。它是评价汽车制动效能最直观的指标。

#### 2. 汽车减速制动过程分析

汽车减速制动过程，如图 5-3 所示。

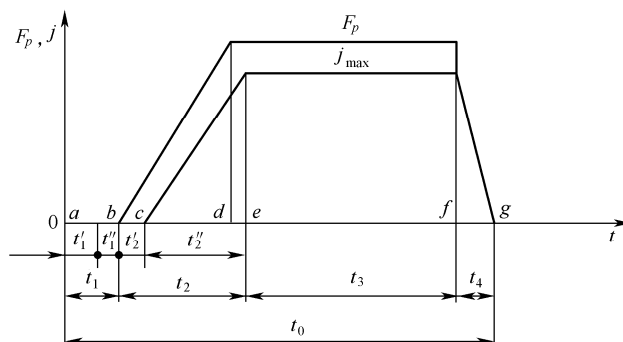


图 5-3 汽车减速制动过程

$a$  点表示驾驶员接到紧急停车信号的時刻。

$t_1'$  是从驾驶员接到紧急停车信号 ( $a$  点) 到意识到应进行紧急制动并移动右脚所经历的时间。

$t_1''$  是从驾驶员移动右脚到接触制动踏板 ( $b$  点) 为止所经历的时间。

$t_1 = t_1' + t_1''$ ，称为驾驶员的反应时间，一般为  $0.3 \sim 1.0\text{s}$ 。在该时间内，汽车以  $v_0$  的初速度作等速行驶。

$b \rightarrow d$  表示在  $b$  点以后，随着驾驶员踩制动踏板的动作，踏板力  $F_p$  迅速增大，至  $d$  点达到最大值。

$t_2'$  是从驾驶员脚接触制动踏板 ( $b$  点) 起，到出现制动力，开始产生制动减速度 ( $c$  点) 为止所经历的时间。它用于克服制动系机械传动部分的间隙、克服制动踏板的自由行程、克服气压或液压沿管路的传递等。在该时间内，汽车的减速度为  $0$ ，汽车以  $v_0$  的初速度作等速行驶。

$t_2''$  是汽车制动力由  $0$  增大到最大值，制动减速度由  $0$  ( $c$  点) 增大到最大值 ( $e$  点) 所经历的时间。

$t_2 = t_2' + t_2''$ ，称为制动器的作用时间，一般为  $0.2 \sim 0.9\text{s}$ 。它一方面取决于驾驶员踩制动踏板的速度，另外更重要的是受制动系结构形式的影响。

$t_3$  是持续制动时间 (由  $e$  点到  $f$  点)。该时间内，制动减速度基本不变。

$t_4$  表示从驾驶员松开制动踏板 ( $f$  点) 起，到制动力完全消除，制动减速度为  $0$  ( $g$  点) 所经历的时间，称为制动完全释放时间，一般为  $0.2 \sim 1.0\text{s}$ 。这段时间过长，会耽误随后起步行驶的时间。另外，若因车轮抱死而使汽车失去控制，驾驶员采取放松制动踏板时，又会使制动力不能迅速释放，不能迅速解除制动，此时汽车将可能丧失制动稳定性。



由上述可知,一次制动过程,制动时间 $t_0$ 包括驾驶员的反应时间 $t_1$ 、制动器的作用时间 $t_2$ 、持续制动时间 $t_3$ 、制动完全释放时间 $t_4$ 。

### 3. 汽车制动距离的理论公式

汽车制动距离 $S$ 是指汽车在制动器作用时间 $t_2$ 和持续制动时间 $t_3$ 内所驶过的距离。经过理论推导(推导过程略),可得

$$S = \frac{v_0}{3.6} \left( t_2' + \frac{t_2''}{2} \right) + \frac{v_0^2}{25.92 j_{\max}} \quad (5-2)$$

由式(5-2)可见,汽车制动距离 $S$ 与制动初速度 $v_0$ 、制动器起作用时间 $t_2$ 、最大制动减速度 $j_{\max}$ 等有关。制动初速度 $v_0$ 越低、制动器起作用时间 $t_2$ 越短、最大制动减速度 $j_{\max}$ 越大,汽车制动距离 $S$ 越短。

### 3. 汽车制动距离的影响因素

#### (1) 制动初速度 $v_0$

轿车制动距离随制动初速度变化的统计曲线,如图5-4所示。

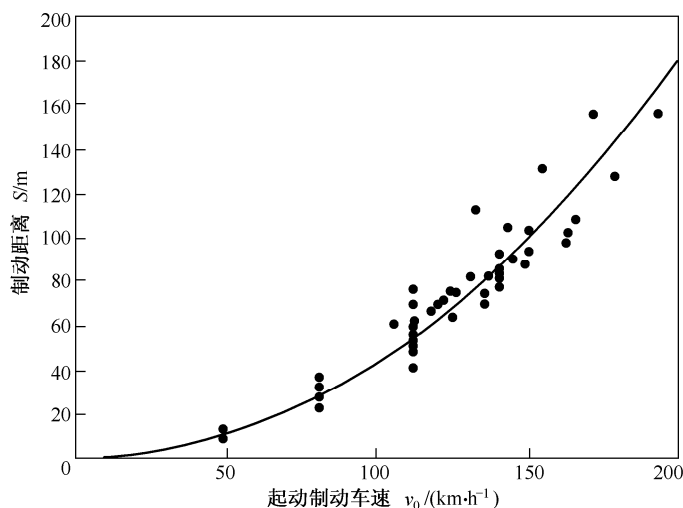


图 5-4 轿车制动距离曲线

它是根据《Autocar》1993~1998 年对装有真空助力器的 48 辆各种轿车,在干燥、良好路面上进行制动试验的结果而拟合得到的,代表了 20 世纪 90 年代轿车制动效能的水平。其拟合公式为

$$S = 0.0034v_0 + 0.00451v_0^2 \quad (5-3)$$

#### (2) 制动器起作用时间 $t_2$

改进制动系结构,缩短制动器起作用时间,是减小制动距离的有效措施。

当制动初速度为 110km/h 时,1s 时间内汽车行驶的距离约为 30m;如果消除制动器间隙的时间缩短 0.2s,则制动距离可缩短 6m。例如红旗 CA770 轿车由真空助力制动系改为压缩空气助力(气顶油)制动系后,以 30km/h 初速度紧急制动,制动距离实测值由 12.25m 下降为 8.25m,最大制动减速度由  $7.25\text{m/s}^2$  增大为  $7.65\text{m/s}^2$ ,制动时间由 2.12s 下降到 1.45s。这种改进使制动距离缩短 32%,制动时间减少 31.6%,但最大减速度仅提高了 3.5%。最大减速度提



高不大,说明以最大制动减速度制动的的时间减小很小。因此,制动器起作用时间的减小,是制动时间减小的主要原因,这导致制动距离的缩短。

### (3) 最大制动减速度 $j_{\max}$

最大制动减速度  $j_{\max}$  主要与最大制动器制动力(车轮滚动时)、附着力(车轮抱死拖滑时)有关。最大制动器制动力越大、附着力越大,则最大制动减速度  $j_{\max}$  越大,制动距离越短。

## 5.2.2 汽车制动减速度

汽车制动减速度按测试、取值和计算的方法不同,可分为制动稳定减速度、平均减速度和充分发出的平均减速度。

### 1. 制动稳定减速度

假设  $F_w=0$ 、 $F_f=0$ , 即不计空气阻力和滚动阻力对汽车制动减速的作用。

制动时地面制动力  $F_{xb\max} = \varphi mg$ , 故汽车能达到的制动减速度  $j_{\max} = \varphi g$ 。

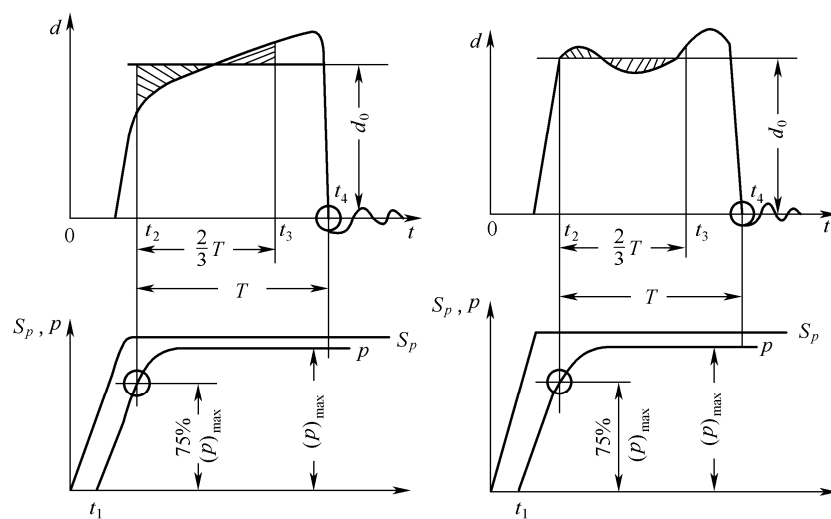
### 2. 平均减速度

平均减速度  $d_0$  是指按图 5-5 方法取值的平均减速度。

$$d_0 = \frac{1}{t_3 - t_2} \int_{t_2}^{t_3} d(t) dt \quad (5-4)$$

式中:  $t_2$ ——制动压力达到 75% 最大压力  $p_{\max}$  的时刻;

$t_3$ ——到停车时总时间的 2/3 的时刻。



(a) 渐增型制动减速度曲线

(b) 马鞍型制动减速度曲线

$d$ —汽车制动减速度;  $S_p$ —制动踏板行程;  $p$ —管路压力;  $t$ —时间

图 5-5 平均减速度取值方法

### 3. 充分发出的平均减速度

充分发出的平均减速度 (Mean Full Developed Deceleration, 即 MFDD) 是在汽车制动试验中用速度计测得了制动距离和速度的情况下, 根据汽车制动距离与制动车速曲线(见图 5-6),



用  $v_b$  到  $v_e$  速度间隔汽车驶过的距离根据下列公式计算的平均减速度。

$$MFDD = \frac{v_b^2 - v_e^2}{25.92(S_e - S_b)} \quad (5-5)$$

式中： $v_0$  ——制动初速度，km/h；  
 $v_b$  ——汽车制动速度为  $0.8v_0$ ，km/h；  
 $v_e$  ——汽车制动速度为  $0.1v_0$ ，km/h；  
 $S_b$  ——汽车制动速度  $v_0$  到  $v_b$  的行驶距离，m；  
 $S_e$  ——汽车制动速度  $v_0$  到  $v_e$  的行驶距离，m。

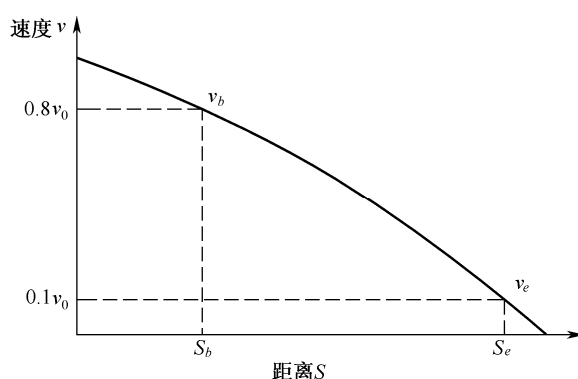


图 5-6 汽车制动距离与制动车速曲线

### 5.3 汽车制动效能的恒定性

汽车制动系在不同的使用环境下，制动效能会衰退、降低。根据导致制动效能衰退的原因，可将制动效能的衰退现象分为热衰退和水衰退。汽车制动效能的恒定性是指抗热衰退和水衰退的能力，主要是抗热衰退的能力。

#### 5.3.1 汽车制动效能的热衰退

汽车下长坡制动及汽车高速制动的情况下，制动器的工作温度常在  $300^{\circ}\text{C}$  以上，有时竟高达  $600\sim 700^{\circ}\text{C}$ 。制动器温度升高，制动器的摩擦力矩常会有显著下降，汽车的制动效能会显著降低，这种现象称为汽车制动效能的热衰退。

例如凌志 LS400 轿车在冷制动时，制动初速度为  $195\text{km/h}$ ，制动距离为  $163.9\text{m}$ ，减速度为  $8.5\text{m/s}^2$ ；而经过 26 次下山制动后，前轮制动器温度高达  $693^{\circ}\text{C}$ ，此时以同样的初速度制动，减速度减小到  $6.0\text{m/s}^2$ ，制动距离增加到  $244.5\text{m}$ 。汽车制动效能的热衰退是目前制动器不可避免的现象，只是程度上有所差别。

汽车制动效能的恒定性主要指的是抗热衰退的能力。抗热衰退的能力常用一系列连续制动（以一定的初速度按规定的次数和达到的减速度制动）后，制动效能较冷制动时下降的程度来表示。





抗热衰退的能力与制动器摩擦副材料及制动器结构有关。

一般制动器的制动鼓、盘由铸铁制成，而摩擦片由石棉、半金属和无石棉等几种材料制成。正常制动时，摩擦副的温度在  $200^{\circ}\text{C}$  左右，摩擦副的摩擦因数约为  $0.3\sim 0.4$ 。但在更高的温度时，制动器摩擦副材料性能变坏，有些摩擦片的摩擦因数会有很大降低而出现热衰退现象。选用高性能的材料，可以改善抗热衰退的能力。例如保时捷 911 汽车使用了特殊的陶瓷制动盘，以  $100\text{km/h}$  的初速度连续制动 10 次后，前轮制动器温度由  $228^{\circ}\text{C}$  升为  $480^{\circ}\text{C}$ ，后轮制动器温度由  $214^{\circ}\text{C}$  升为  $278^{\circ}\text{C}$ ，说明特殊的摩擦副材料使保时捷车温升较少，有效地控制了热衰退现象。

制动器的结构型式对抗热衰退的能力有较大的影响。自动增力式制动器利用了摩擦力来增加制动蹄对制动鼓的压紧力，因而摩擦系数稍有下降，会使制动器的摩擦力矩大幅度下降，其抗热衰退的能力比简单非平衡式制动器及盘式制动器差。

例如某装有自动增力式制动器的轿车，在低速制动时，制动减速度高达  $(0.8\sim 0.9)\text{g}$ ，制动效能很好；若在  $113\text{km/h}$  的高速下制动，由于热衰退，制动减速度仅为  $0.25\text{g}$ 。盘式制动器具有较高的抗热衰退能力，奔驰 600 轿车四轮都装有盘式制动器。它以  $50\text{km/h}$  的速度制动时，减速度达  $8.5\sim 8.9\text{m/s}^2$ ；以  $120\text{km/h}$  的高速制动时，减速度仍能达到  $7.3\sim 7.7\text{m/s}^2$ 。

盘式制动器的制动盘有实心制动盘、内通风制动盘和钻孔内通风制动盘等型式，后两种盘式制动器的散热效果好，可以提高抗热衰退的能力。

### 5.3.2 汽车制动效能的水衰退

汽车涉水后，制动器被水浸湿，由于水的润滑作用使得制动器摩擦系数下降，从而导致汽车制动效能下降，这种现象称为汽车制动效能的水衰退。为了保证行车安全，汽车涉水后应踩几脚制动踏板，使制动器摩擦副发生摩擦；用摩擦产生的热使制动器迅速干燥，此后制动效能才能恢复正常。

## 5.4 汽车制动时的方向稳定性

在制动过程中，汽车维持直线行驶的能力或按预定弯道行驶的能力，称为汽车制动时的方向稳定性。

汽车制动时方向稳定性的丧失，常造成严重的交通事故。例如，制动中后轴出现侧滑，汽车常发生不规则的急剧回转运动而失去控制，离开原来的行驶方向，甚至发生撞入对方车辆的车道、下沟、滑下山坡等危险情况。因此，对汽车制动时方向稳定性的分析，具有非常重要的意义。

### 5.4.1 汽车制动跑偏

汽车制动跑偏是指制动时，汽车自动向左或向右偏驶的现象。如图 5-7 所示，是汽车制动跑偏时，轮胎在地面上留下的印迹。

制动过程中，左、右轮地面制动力增大的快慢不一致，左、右轮地面制动力不等，特别是前轴左、右轮制动力不等，是产生制动跑偏的主要原因。另外，制动时悬架导向杆系与转向系拉杆，在运动学上的不协调、相互干涉，也会导致制动跑偏。



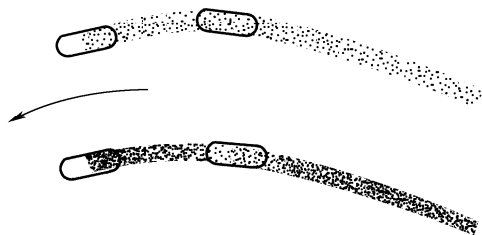


图 5-7 汽车制动跑偏时的情形

汽车制动跑偏的受力图,如图 5-8 所示。设前轴左轮地面制动力大于右轮,即  $F_{x1l} > F_{x1r}$ , 对过质心垂直于地面的轴将产生逆时针方向的力矩。为了平衡该力矩,路面将产生如图 5-8 中所示的侧向反力  $Y_1$ 、 $Y_2$ 。显然,  $F_{x1l}$  绕主销的力矩大于  $F_{x1r}$  绕主销的力矩。若左、右轮制动力相差较大时,该力矩差也会相当大,它可以使转向盘发生偏转。即使驾驶员把稳了转向盘,但由于转向机构各个零件间总有一定的间隙,且在间隙消除后还会产生一定的弹性变形,所以转向轮仍然会向左产生一定的偏转,形成制动跑偏。

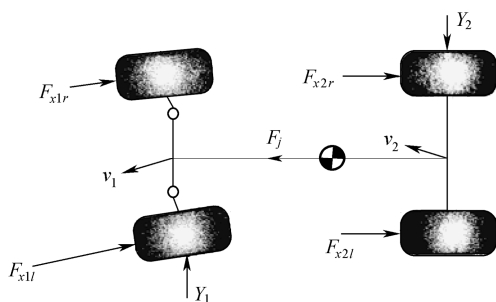


图 5-8 汽车制动跑偏时的受力图

侧向反力也有引起跑偏的作用。由于主销有后倾角、地面侧向反力  $Y_1$  使车轮绕主销也向左偏转,增大向左跑偏的趋势。因此可见若发生制动跑偏,则总是向制动力大的一边跑偏。

为了控制汽车制动跑偏,用制动力法检验汽车的制动效能时,提出了左、右轮制动器制动力平衡性的要求。我国 GB7258—2004《机动车运行安全技术条件》规定:制动力增长全过程中,左右轮制动力差最大值与该轴左右轮中制动力大者之比,对前轴不大于 20%;当后轴制动力不小于轴荷的 60%时,不应大于 24%;当后轴制动力小于轴荷的 60%时,不应大于轴荷的 8%。

#### 5.4.2 汽车制动侧滑

汽车制动侧滑是指制动时,汽车的某一轴或两轴车轮发生横向移动的现象。

汽车在制动过程中,当车轮未抱死制动时,汽车具有承受一定侧向力的能力。汽车在一般横向干扰力的作用下,不会发生制动侧滑。当车轮制动抱死时,车轮承受侧向力的能力几乎全部丧失,汽车在横向干扰力作用下极易发生侧滑。在紧急制动过程中,常出现一根轴的侧滑。

##### 1. 汽车单轴侧滑

###### (1) 前轴侧滑

汽车制动到前轮抱死后拖滑,前轮(转向轮)的横向附着系数为 0,尽管操纵转向盘使



前轮偏转,路面却产生不了对前轮的侧向力,汽车无法按原弯道行驶而沿切线方向驶出,即汽车丧失了转向能力。此时,汽车若受外界侧向力作用,或因左、右轮制动力不等引起的侧向力作用,由于前轮已丧失了横向附着能力,前轴就将沿横向滑动,即产生侧滑,如图 5-9 所示。

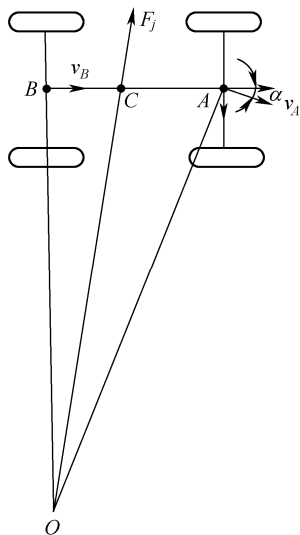


图 5-9 汽车前轴侧滑时的运动状态

前轴产生侧滑时,前轴中点的前进速度  $v_A$  便绕汽车纵轴线偏转一个角度。由于后轴未发生侧滑,后轴的前进速度  $v_B$  仍沿汽车纵轴线方向。此时汽车将发生类似转弯运动,其瞬时回转中心为速度  $v_A$ 、 $v_B$  两垂线的交点  $O$ 。汽车作圆周运动时将产生作用于汽车质心  $C$  的惯性力  $F_j$ 。显然,  $F_j$  的方向与侧滑的方向相反,惯性力  $F_j$  就起到了减少或阻止前轴侧滑的作用。

前轴侧滑,汽车基本上维持直线向前减速停车,汽车处于一种稳定状态。但汽车在弯道上行驶制动时,前轮抱死后就丧失了转向能力。

## (2) 后轴侧滑

汽车制动过程中,后轮先于前轮抱死,只要有侧向力作用,就会发生后轴侧滑。其受力分析,如图 5-10 所示。

后轴产生侧滑时,后轴中点的速度  $v_B$  便绕纵轴线偏转一个角度,而前轴中点的速度  $v_A$  仍沿汽车纵轴线方向。此时,汽车也会发生类似转弯运动,其瞬时回转中心为速度  $v_A$ 、 $v_B$  两垂线的交点  $O$ 。作用于汽车质心  $C$  的惯性力  $F_j$  就与后轴侧滑方向一致,从而加剧了后轴的侧滑,后轴侧滑又使惯性力  $F_j$  增强,又将加剧汽车转动,这样循环不止的互相影响,严重时汽车就发生甩尾转向,失去控制汽车方向的能力。因此,后轴侧滑是一种不稳定的危险工况。

## 2. 汽车列车单轴侧滑

由牵引车和半挂车组成的汽车列车,牵引车前轮抱死会失去方向控制能力,但运行方向不会改变很大;牵引车后轮先抱死,该轴若发生侧滑会引起列车的折叠(见图 5-11 (a)),使列车完全失去控制,这常常导致列车自身的损坏或与来车相撞;半挂车车轮先抱死,则引起列车尾部摆动(图 5-11 (b)),这对牵引车的稳定性影响不大,但对迎面来车很危险。为避免或



减轻汽车列车制动时的折叠与摆动，列车车轮的抱死顺序应首先是牵引车前轮，其次是半挂车车轮，最后是牵引车后轮。同时应尽可能减少半挂车制动的滞后时间，以避免出现挂车推牵引车的制动不稳定状况。

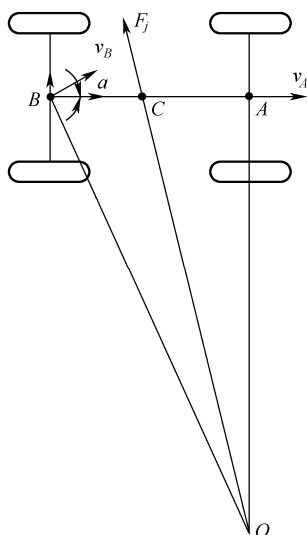
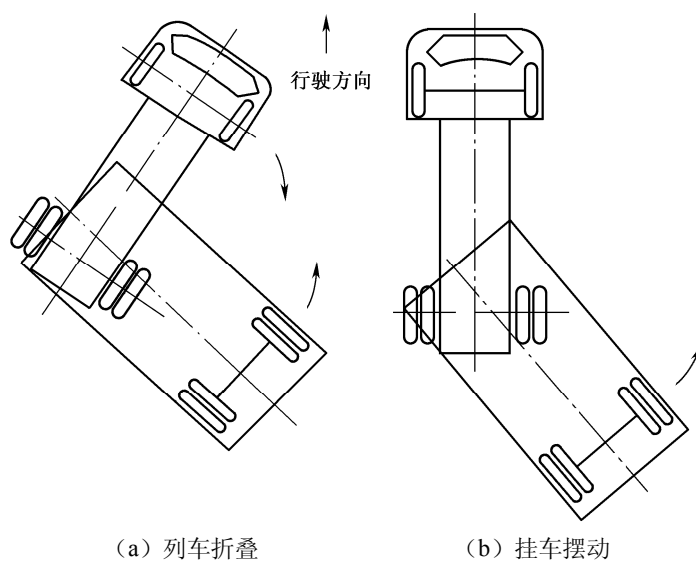


图 5-10 汽车后轴侧滑时的运动状态



(a) 列车折叠

(b) 挂车摆动

图 5-11 汽车列车的折叠与摆动

由上可见，为保证汽车制动时的方向稳定性，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。最理想的制动情况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。

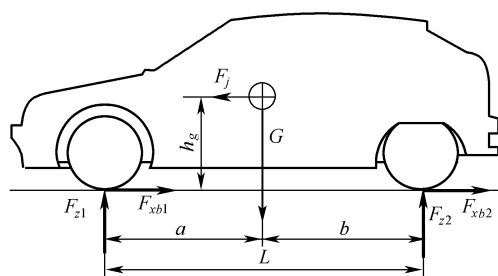


## 5.5 汽车制动器制动力的轴间分配

汽车制动器的制动力在前、后轴间的分配是汽车制动系设计的关键技术，其分配是否合理将影响汽车制动时前、后轮的抱死顺序，从而影响汽车制动时的方向稳定性和附着条件利用程度。

### 5.5.1 前、后车轮的法向反力

汽车在附着系数为  $\varphi$  水平路面上制动时的受力情况，如图 5-12 所示。



$F_{z1}$ —前轮法向反力，N； $F_{z2}$ —后轮法向反力，N； $G$ —汽车重力，N； $F_{xb1}$ —前轮地面制动力，N；

$F_{xb2}$ —后轮地面制动力，N； $F_j$ —惯性力， $F_j = m \frac{dv}{dt}$ ，N； $a$ —汽车质心至前轴的距离，m；

$b$ —汽车质心至后轴的距离，m； $L$ —汽车轴距，m； $h_g$ —汽车质心高度，m

图 5-12 汽车在水平路面上制动时的受力图

对后轮接地点取矩，得

$$F_{z1}L = Gb + m \frac{dv}{dt} h_g \quad (5-6)$$

对前轮接地点取矩，得

$$F_{z2}L = Ga - m \frac{dv}{dt} h_g \quad (5-7)$$

设  $Z$  为制动强度，令

$$Z = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{1}{g} \quad (5-8)$$

则前、后车轮的法向反力为

$$\left. \begin{aligned} F_{z1} &= \frac{G(b + Zh_g)}{L} \\ F_{z2} &= \frac{G(a - Zh_g)}{L} \end{aligned} \right\} \quad (5-9)$$

汽车制动，前、后轮都抱死， $F_{xb} = F_\varphi = G\varphi = m \frac{dv}{dt}$ ， $\frac{dv}{dt} = \varphi g$ ， $Z = \varphi$ 。

此时，前、后车轮的法向反力为



$$\left. \begin{aligned} F_{z1} &= \frac{G(b + \phi h_g)}{L} \\ F_{z2} &= \frac{G(a - \phi h_g)}{L} \end{aligned} \right\} \quad (5-10)$$

### 5.5.2 制动器制动力分配曲线与同步附着系数

#### 1. I 曲线

汽车在任何附着系数的路面上制动时，前、后车轮同时抱死，前、后轮制动器制动力应满足的关系曲线，常称为理想的前后制动器制动力分配曲线，即 I 曲线。

在任何附着系数的路面上制动时，前、后车轮同时抱死的条件为：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

$$\left. \begin{aligned} F_{\mu 1} + F_{\mu 2} &= G\phi \\ F_{\mu 1} &= F_{z1}\phi \\ F_{\mu 2} &= F_{z2}\phi \end{aligned} \right\} \quad (5-11)$$

或

$$\left. \begin{aligned} F_{\mu 1} + F_{\mu 2} &= G\phi \\ \frac{F_{\mu 1}}{F_{\mu 2}} &= \frac{F_{z1}}{F_{z2}} \end{aligned} \right\} \quad (5-12)$$

将式 (5-10) 代入 (5-12)，得

$$\left. \begin{aligned} F_{\mu 1} + F_{\mu 2} &= G\phi \\ \frac{F_{\mu 1}}{F_{\mu 2}} &= \frac{b + \phi h_g}{a - \phi h_g} \end{aligned} \right\} \quad (5-13)$$

在已知汽车重力 ( $G$ )、汽车的质心位置 ( $a$ 、 $b$ 、 $h_g$ ) 的条件下，假设一系列的  $\phi$ ，可作出 I 曲线，如图 5-13 所示。

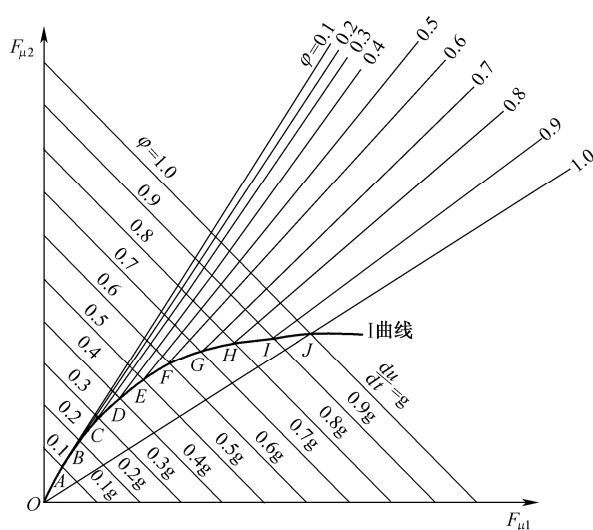


图 5-13 I 曲线



I 曲线上每一点代表在某一附着系数的路面上制动时，前、后车轮同时抱死应具有的前、后车轮地面制动力  $F_{xb1}$  与  $F_{xb2}$ ，即  $F_{\varphi 1}$  与  $F_{\varphi 2}$ 。I 曲线上离坐标原点越远的点，所代表的附着系数越大。

## 2. $\beta$ 线

制动器制动力分配系数  $\beta$  是指对于前、后制动器制动力之比为固定比值的汽车，前制动器制动力  $F_{\mu 1}$  与汽车总制动器制动力  $F_{\mu}$  的比值，即

$$\beta = \frac{F_{\mu 1}}{F_{\mu}} \quad (5-14)$$

又由  $F_{\mu} = F_{\mu 1} + F_{\mu 2}$ ，得

$$\frac{F_{\mu 1}}{F_{\mu 2}} = \frac{\beta}{1 - \beta} \quad (5-15)$$

根据式 (5-15) 可作出实际的前、后制动器制动力分配线，简称  $\beta$  线，如图 5-14 所示。

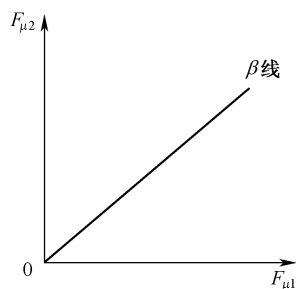


图 5-14  $\beta$  线

## 3. 同步附着系数 $\varphi_0$

前、后制动器制动力具有固定比值的汽车，使前、后车轮同时抱死的路面附着系数称为同步附着系数  $\varphi_0$ 。

某一货车的 I 曲线和  $\beta$  线，如图 5-15 所示。

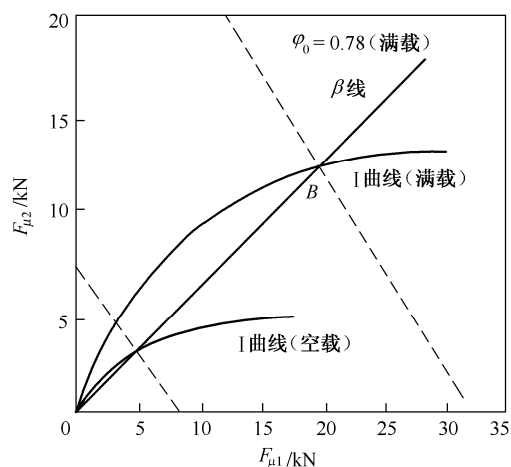


图 5-15 某一货车的 I 曲线和  $\beta$  线





由图 5-15 可知,  $\beta$  线与 I 曲线(满载)交于 B 点, 此时前、后车轮同时抱死, 则由式 (5-13) 与式 (5-15), 得

$$\frac{\beta}{1-\beta} = \frac{b + \varphi_0 h_g}{a - \varphi_0 h_g} \quad (5-16)$$

经整理, 得

$$\varphi_0 = \frac{L\beta - b}{h_g} \quad (5-17)$$

$\beta$  线与 I 曲线交点对应的附着系数, 称为同步附着系数  $\varphi_0$ 。它表示对于前、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  $\varphi_0$  路面上制动时, 才能使前、后车轮同时抱死。

汽车设计、改装时, 常先选定  $\varphi_0$ , 按式 (5-17) 计算出要求的制动器制动力分配系数  $\beta$ , 然后用式 (5-15) 可求得前、后制动器制动力应维持的关系, 作为汽车制动器设计的依据。

### 5.5.3 汽车在不同附着系数路面上制动过程分析

设某前、后制动器制动力具有固定比值的汽车, 满载同步附着系数  $\varphi_0$ , 即  $\beta$  线与 I 曲线交点对应的附着系数。分析在  $\varphi > \varphi_0$  及  $\varphi < \varphi_0$  的路面上紧急制动, 前后轮的抱死次序。

为了便于分析问题, 先介绍两类线组, 即 f 线组与 r 线组。

#### 1. f 线组与 r 线组

##### (1) f 线组

f 线组是指后轮没有抱死、前轮抱死时, 前、后轮地面制动力  $F_{xb1}$ 、 $F_{xb2}$  间的关系曲线。

此时, 有

$$F_{xb1} = F_{z1}\varphi = \left( \frac{Gb}{L} + \frac{F_{xb}h_g}{L} \right) \varphi = \left( \frac{Gb}{L} + \frac{F_{xb1} + F_{xb2}}{L} h_g \right) \varphi$$

整理, 得

$$F_{xb2} = \frac{L - \varphi h_g}{\varphi h_g} F_{xb1} - \frac{Gb}{h_g} \quad (5-18)$$

已知汽车重力 ( $G$ )、汽车的质心位置 ( $a$ 、 $b$ 、 $h_g$ ) 的条件下, 假设一系列的  $\varphi$ , 可作出 f 线组, 如图 5-16 所示。

##### (2) r 线组

r 线组前轮没有抱死、后轮抱死时, 前、后轮地面制动力  $F_{xb1}$ 、 $F_{xb2}$  间的关系曲线。

此时, 有

$$F_{xb2} = F_{z2}\varphi = \left( \frac{Ga}{L} - \frac{F_{xb}h_g}{L} \right) \varphi = \left( \frac{Ga}{L} - \frac{F_{xb1} + F_{xb2}}{L} h_g \right) \varphi$$

整理, 得

$$F_{xb2} = -\frac{\varphi h_g}{L + \varphi h_g} F_{xb1} + \frac{\varphi Ga}{L + \varphi h_g} \quad (5-19)$$



已知汽车重力 ( $G$ )、汽车的质心位置 ( $a$ 、 $b$ 、 $h_g$ ) 的条件下, 假设一系列的  $\varphi$ , 可作出  $r$  线组, 如图 5-16 所示。

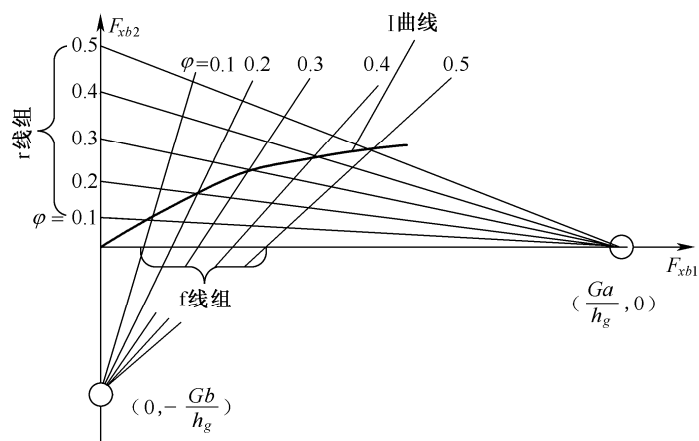


图 5-16 f 线组与 r 线组

各种相同  $\varphi$  时,  $f$  线组与  $r$  线组的交点所连成的曲线, 即为前述的  $I$  曲线。

## 2. 汽车在不同附着系数路面 $\varphi$ 上的制动过程分析

汽车在不同附着系数路面  $\varphi$  上的制动过程分析, 如图 5-17 所示。图中  $\beta$  线与  $I$  曲线交点  $C$  对应的同步附着系数  $\varphi_0=0.4$ 。

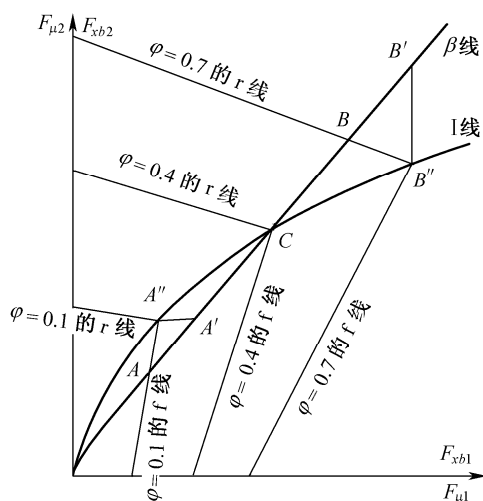


图 5-17 不同附着系数路面  $\varphi$  上的制动过程分析

### (1) $\varphi < \varphi_0$

汽车在  $\varphi < \varphi_0$ , 例如  $\varphi=0.1$  的路面上紧急制动, 如图 5-17 所示。制动开始时, 前、后制动器制动力  $F_{\mu 1}$ 、 $F_{\mu 2}$  沿  $\beta$  线增加。因前、后车轮均未抱死, 故地面制动力  $F_{xb1}$ 、 $F_{xb2}$  也沿  $\beta$  线同步增加。到  $A$  点,  $\beta$  线与  $\varphi=0.1$  的  $f$  线相交, 前轮开始抱死。此后, 地面制动力  $F_{xb1}$ 、 $F_{xb2}$



沿  $f$  线变化, 前轮地面制动力  $F_{xb1}$  不再等于  $F_{\mu 1}$ , 但继续制动, 前轮法向反力  $F_{z1}$  增加, 故  $F_{xb1}$  沿  $f$  线稍有增加。但因后轮未抱死, 制动器制动力  $F_{\mu 1}$ 、 $F_{\mu 2}$  沿  $\beta$  线增加时, 始终有  $F_{xb2} = F_{\mu 2}$ 。当  $F_{\mu 1}$ 、 $F_{\mu 2}$  至  $A'$  点时,  $f$  线与  $I$  曲线相交于  $A''$  点, 此时后轮达到抱死所需的地面制动力  $F_{xb2}$ , 于是前后车轮均抱死。

因此, 汽车在  $\varphi < \varphi_0$  路面上紧急制动 ( $\beta$  线位于  $I$  曲线下方), 总是前轮先抱死。虽然汽车的行驶方向偏离不大, 但已丧失转向能力。

### (2) $\varphi > \varphi_0$

汽车在  $\varphi > \varphi_0$ , 例如  $\varphi = 0.7$  的路面上紧急制动, 如图 5-17 所示。制动开始时, 前、后车轮均未抱死, 前、后地面制动力  $F_{xb1}$ 、 $F_{xb2}$  和制动器制动力  $F_{\mu 1}$ 、 $F_{\mu 2}$  一样沿  $\beta$  线增加。到  $B$  点,  $\beta$  线与  $\varphi = 0.7$  的  $r$  线相交, 后轮开始抱死。此后, 地面制动力  $F_{xb1}$ 、 $F_{xb2}$  沿  $r$  线变化, 后轮地面制动力  $F_{xb2}$  不再等于  $F_{\mu 2}$ , 但继续制动, 后轮法向反力  $F_{z2}$  有所减小, 故  $F_{xb2}$  沿  $r$  线稍有下降。但因前轮未抱死, 制动器制动力  $F_{\mu 1}$ 、 $F_{\mu 2}$  沿  $\beta$  线增加时, 始终有  $F_{xb1} = F_{\mu 1}$ 。当  $F_{\mu 1}$ 、 $F_{\mu 2}$  至  $B'$  点时,  $r$  线与  $I$  曲线相交于  $B''$  点, 此时前轮达到抱死所需的地面制动力  $F_{xb1}$ , 前后车轮均抱死。

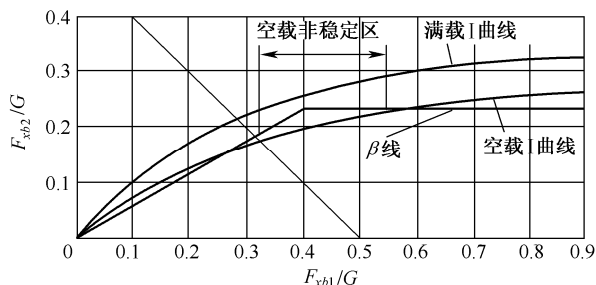
因此, 汽车在  $\varphi > \varphi_0$  路面上紧急制动 ( $\beta$  线位于  $I$  曲线上方), 总是后轮先抱死。此时, 汽车容易发生后轴侧滑使制动时的方向稳定性丧失。

### (3) $\varphi = \varphi_0$

汽车在  $\varphi = \varphi_0$ , 例如  $\varphi = 0.4$  的路面上紧急制动, 如图 5-17 所示。制动时, 汽车的前后车轮均同时抱死, 是一种稳定工况, 但也失去转向能力。

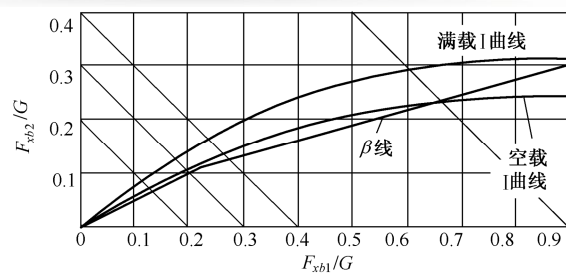
## 5.5.4 具有变化值的前、后制动器制动力分配特性

由上可知, 对于具有固定比值的前、后制动器制动力的制动系分配特性, 其实际的制动力分配曲线 ( $\beta$  线) 与理想的制动力分配曲线 ( $I$  曲线) 相差很大, 制动器制动力不能完全转化为地面制动力, 前轮可能因抱死而丧失转向能力, 后轮也可能因抱死而使汽车发生后轴侧滑的危险。因此, 现代汽车均装有各种制动力调节装置。其制动力分配曲线, 如图 5-18 所示。它根据制动强度、载荷等因素来改变前、后制动器制动力的比值, 使  $\beta$  线尽可能接近  $I$  曲线, 以满足制动性的要求。

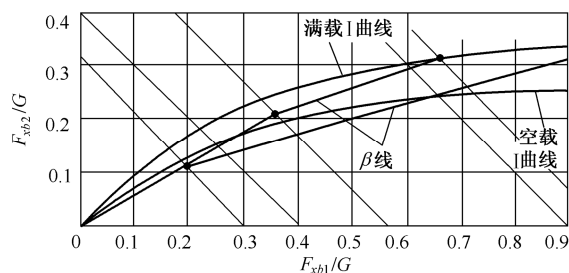


(a) 限压阀

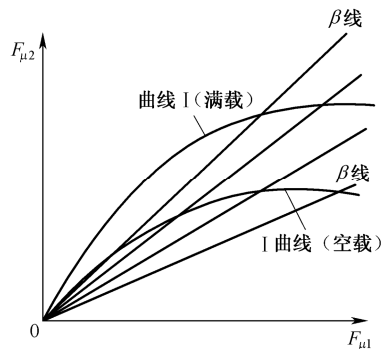
图 5-18 各种制动力调节装置的制动力分配曲线



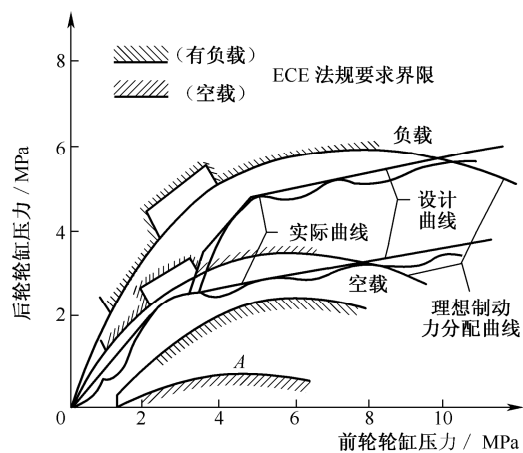
(b) 比例阀



(c) 感载比例阀



(d) 感载射线阀



(e) 减速度传感比例阀

图 5-18 各种制动力调节装置的制动力分配曲线



## 5.6 汽车理想的制动系统

即使在任何附着系数的路面上，都做到了能使前、后轴上的车轮同时抱死，这样的制动系统仍然不是最理想的。因为这时会发生侧滑，并丧失转向的能力，且高速制动车轮被抱死后不能换位，而汽车仍有很大的动能，它将转化为轮胎在路面上的滑磨功，使轮胎接地处因局部高温而“稀化”，导致轮胎与路面的附着系数减小，汽车的地面制动力减小，制动减速度下降，因而制动距离增加。

汽车理想的制动系统应是，保证汽车制动时方向稳定性的前提下，获得最优的制动效能。本节主要介绍汽车防抱死制动装置与辅助制动装置。

### 5.6.1 滑动率

以前的分析都是基于汽车制动时车轮的运动只有滚动和抱死拖滑两种状态。实际上，车轮的运动从滚动到抱死拖滑是一个渐变的过程。汽车制动过程中，随着踏板力增大，轮胎留在地面上的印痕，如图 5-19 所示。

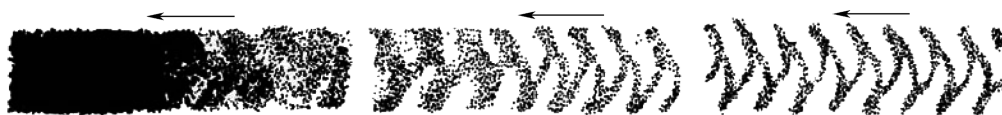


图 5-19 汽车制动时轮胎留在地面上的印痕

由图 5-19 可以看出，印痕基本上可分 3 段。第 1 段内，印痕的形状与轮胎胎面花纹基本上一致，车轮接近纯滚动状态；第 2 段内，轮胎花纹可辨别出来，但花纹逐渐模糊，轮胎胎面与地面有一定的相对滑动，车轮处于边滚动边滑动的状态，且随着制动强度增加，滑动成分增加。第 3 段内，形成一条粗黑的印痕，看不出花纹印痕，车轮抱死，处于完全拖滑状态。

#### 1. 滑动率 $s$

通常用滑动率  $s$  表示不同的制动情况。滑动率  $s$  的定义式为

$$s = \frac{v_W - r_0 \omega_W}{V_W} \times 100\% \quad (5-20)$$

式中： $v_W$ ——车轮中心的速度；

$\omega_W$ ——车轮的角速度；

$r_0$ ——不制动时车轮的滚动半径。

不制动时，车轮作纯滚动时， $v_W = \omega_W r_0$ ，滑动率  $s=0$ ；车轮边滚动边滑动时， $v_W > \omega_W r_0$ ，滑动率  $0 < s < 100\%$ 。车轮抱死纯滑动时， $\omega_W = 0$ ，滑动率  $s=100\%$ ；滑动率表示车轮运动中滑动成分所占的比例。滑动率越大，滑动成分越多。

#### 2. 制动力系数、侧向力系数随滑动率的变化

令地面制动力与作用在车轮上的垂直载荷之比为制动力系数，地面侧向力与作用在车轮上的垂直载荷之比为侧向力系数。汽车制动过程中，制动力系数、侧向力系数随滑动率的变化，如图 5-20 所示。

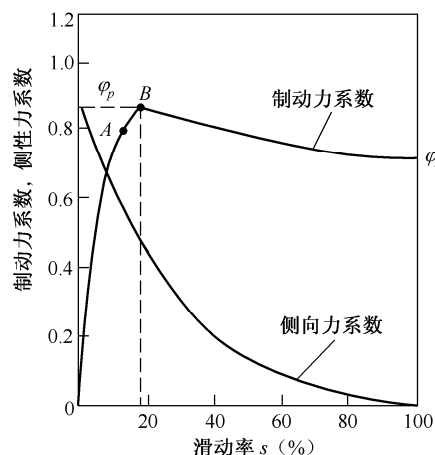


图 5-20 制动力系数、侧向力系数随滑动率的变化曲线

由图 5-20 可知：

1) 制动力系数在  $OA$  段近似为直线，随滑动率  $s$  的增加而迅速增大；过  $A$  点后上升缓慢，至  $B$  点达到最大值。制动力系数的最大值，称为峰值附着系数  $\varphi_p$ ，一般在  $s=15\%\sim 20\%$  出现。滑动率  $s$  再增加，制动力系数有所下降，直到滑动率  $s=100\%$ 。滑动率  $s=100\%$  时的制动力系数，称为滑动附着系数  $\varphi_s$ 。在干燥路面上， $\varphi_p$  与  $\varphi_s$  差别较小；而在湿路面上， $\varphi_p$  与  $\varphi_s$  差别较大。各种路面的峰值附着系数  $\varphi_p$  与滑动附着系数  $\varphi_s$ ，见表 5-1。

表 5-1 各种路面的峰值附着系数与滑动附着系数

各种路面	峰值附着系数	滑动附着系数
沥青或混凝土路面（干）	0.8~0.9	0.75
沥青（湿）	0.5~0.7	0.45~0.6
混凝土（湿）	0.8	0.7
砾石	0.6	0.55
土路（干）	0.68	0.65
土路（湿）	0.55	0.4~0.5
雪路（压实）	0.2	0.15
冰路	0.1	0.07

2) 侧向力系数随滑动率  $s$  的增加而迅速减小，滑动率  $s=100\%$  时的侧向力系数为 0。侧向力系数越大，汽车保持转向、防止侧滑的能力越大。

因此，由于滑动率  $s=100\%$  时，滑动附着系数较小，地面制动力不是最大，因而制动距离不是最短，而且此时的侧向力系数为 0，能承受的侧向力为 0，车轮很容易侧滑，不能保证制动时的方向稳定性。理想的制动系统应能防止车轮被抱死，自动保持滑动率  $s=15\%\sim 20\%$  范围内，能够利用峰值附着系数获得最大的地面制动力，因而制动距离可以最短，而且此时还具有较高的侧向力系数，可以承受较大的侧向力而不致侧滑，并可保持汽车行驶方向的控制能力，具有很好的制动方向稳定性。





### 5.6.2 防抱死制动装置

防抱死制动装置 (Antilock Braking System, 简称 ABS) 是汽车在制动过程中防止车轮抱死, 提高汽车的方向稳定性和转向操纵能力, 缩短制动距离的装置。除 ABS 外, 还有驱动过程中防止车轮滑转的控制装置 (Acceleration Slip Regulation, 简称 ASR), 因为其是通过牵引力控制来实现驱动车轮滑转控制, 也称为牵引力控制系统 (Traction Control System, 简称 TCS)。现代高级轿车, 一般把 ABS 与 ASR 结合成一体, 组成汽车统一的防滑控制装置。

装有以车轮角减速度为控制参数的 ABS 防抱系统与未装 ABS 防抱系统的 Benz 轿车, 在直线行驶制动时, 其试验结果对比, 见表 5-2。

表 5-2 Benz 轿车直行制动时的试验结果对比

试验条件		装有 ABS			未装 ABS		
混凝土路面	制动初速 (km/h)	制动距离 (m)	平均减速度 ( $\text{m/s}^2$ )	制动距离减少量 (m)	制动距离 (m)	平均减速度 ( $\text{m/s}^2$ )	残余速度 $v_R$ (km/h)
干	100	41.8	9.25	8.2	50	7.73	40
湿	100	62.75	6.71	32.75	100	3.9	60
干	130	81.2	8.0	12.5	93.7	7.0	47.5
湿	130	97.1	6.71	41.1	138.2	4.72	70.9

注: 残余速度  $v_R$  是指装有 ABS 的汽车停住时, 未装 ABS 的汽车还具有的车速。

表 5-2 中数据表明, 装有 ABS 时, 汽车平均减速度增大, 制动距离缩短, 在湿路面效果更好。Benz 轿车制动初速度为 80km/h 的转弯制动试验对比, 如图 5-21 所示。

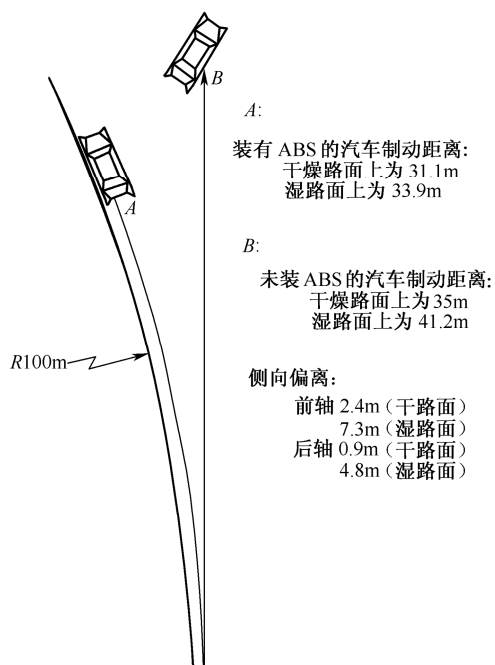


图 5-21 Benz 轿车制动初速度为 80km/h 的转弯制动试验对比



由图 5-21 可知, 装有 ABS 的汽车制动时, 能准确地按弯道行驶, 而未装 ABS 的汽车未能按弯道行驶。装有 ABS 的汽车制动时, 制动距离可缩短 3.9m (干路面)、7.3m (湿路面)。

应当指出, ABS 不能保证在任何情况下的制动效能都最高, 例如在碎石路及刚下过雪的路上, 关闭 ABS 可能使制动距离缩短, 因为车轮抱死时形成的碎石或雪的楔块, 有阻止汽车车轮继续向前拖滑的作用。

### 5.6.3 辅助制动装置

轿车和商用车的车轮制动器没有持续缓速制动的功能, 在下长坡行驶长时间连续制动时, 车轮制动器无法及时将热量释放大气中, 可能因制动器过热导致制动效能下降 (热衰退), 严重时甚至制动失效。轿车单位质量对应的制动器容量比较大; 商用车, 尤其是重型车辆单位质量对应的制动器容量比轿车小得多。因而为解决商用车下坡连续制动引发制动器热衰退问题, 常装有无磨损辅助缓速制动装置, 它独立作用于车轮, 使汽车维持一定车速下长坡, 减少制动器磨损, 保证汽车安全行驶。

#### 1. 排气制动

为了增加发动机制动的效果, 在发动机排气管道中设置排气阀。这样, 在排气冲程中, 每一个活塞都必须克服排气系统的反压力, 以使汽车减速制动。使用排气制动时, 变速器应挂上相应挡位, 松开加速踏板。

#### 2. 缓速器

在重型车上采用了液力缓速器或电涡流缓速器。液力缓速器装在变速器的输出端; 电涡流缓速器装在变速器的输出端或传动轴上, 也可装在驱动桥的主传动输入端。目前, 几乎所有的高一级以上的大中型客车都标配或选装电涡流缓速器。由于电涡流缓速器是一种非接触式制动装置, 制动时迅速而柔和, 从而汽车行驶的舒适性也得到大大提高。



1. 汽车行驶安全性包括汽车主动安全性和汽车被动安全性。汽车制动性是汽车主动安全性的重要内容之一。

2. 汽车制动性包括制动效能、制动效能的恒定性、制动时汽车的方向稳定性等 3 方面的指标。

3. 地面制动力是制动时地面给车轮的切向力, 方向与汽车速度方向相反, 其最大值为附着力。制动器制动力是汽车车桥架离地面制动时, 在轮胎周缘沿切线方向扳动车轮旋转所施加的力, 它不受附着力的限制。

4. 汽车制动距离是指汽车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。其计算公式为: 
$$S = \frac{V_0}{3.6} \left( t'_2 + \frac{t'_2}{2} \right) + \frac{v_0^2}{25.92 j_{\max}}$$

5. 汽车制动效能的指标包括制动距离、制动减速度和制动力。GB7258-2004《机动车运行安全技术条件》规定, 可以用制动距离法、充分发出的平均减速度法、制动器制动力法这 3 种方法之一对在用车和新车进行制动效能的检验。



6. 汽车制动效能的恒定性是指抗热衰退和水衰退的能力,主要是抗热衰退的能力。

7. 汽车制动时的方向稳定性指制动时,维持直行的能力及按预定的弯道行驶的能力,具体是指制动时对跑偏和侧滑的抵抗能力,制动跑偏的主要原因是由于左、右轮,特别是前轴左右轮制动力不均衡引起的。制动过程中,若一根轴上的车轮被抱死,则该轴受较小的侧向力就会沿轴向侧滑,后轴车轮先抱死很危险,因为侧滑开始后汽车绕瞬心转动时离心力起增大侧滑的作用;前轴车轮先抱死的危险性不大,因为前轴开始侧滑所产生的离心力与引起侧滑的侧向力的方向总是相反,能阻止侧滑的扩大,前轴车轮制动到抱死会丧失转向控制能力,此时驾驶员容易察觉,可以采取放松制动踏板的方法来恢复转向控制能力。

8. 在没有前、后轴制动器制动力调节装置的情况下,前、后轴制动器制动力是随制动系的油压或气压成线性关系增加的,后轴制动器制动力与前轴制动器制动力之比是一个常数( $\beta$ 线)。随着制动强度的不同,后轴和前轴的地面垂直反力是变化的,同时抱死要求的后轴地面制动力为 $F_{z2}\varphi$ 、前轴地面制动力为 $F_{z1}\varphi$ ,故后轴地面制动力与前轴地面制动力之比也是变化的,体现为I曲线,因此,I曲线与 $\beta$ 线交点处才能满足前、后轴同时抱死的条件,交点对应的附着系数称为同步附着系数 $\varphi_0$ 。汽车在 $\varphi=\varphi_0$ 路面上紧急制动,前、后轮同时抱死。汽车在 $\varphi<\varphi_0$ 路面上紧急制动( $\beta$ 线位于I曲线下方),总是前轮先抱死。汽车在 $\varphi>\varphi_0$ 路面上紧急制动( $\beta$ 线位于I曲线上方),总是后轮先抱死。

9. 滑动率 $s$ 的定义式为 $s = \frac{v_W - r_0\omega_W}{v_W} \times 100\%$

10. 理想的制动系统应能防止车轮被抱死,控制滑动率 $s=15\% \sim 20\%$ 范围内,能够利用峰值附着系数获得最大的地面制动力,因而制动距离可以缩短,而且此时还具有较高的侧向力系数,可以承受较大的侧向力而不致侧滑,并可保持汽车方向的控制能力,具有很好的制动方向稳定性。

11. 为解决商用车下坡连续制动引发制动器热衰退问题,常装有无磨损辅助缓速制动装置(如电涡流缓速器、排气制动等),它独立作用于车轮,使汽车维持一定车速下长坡,减少制动器磨损,保证汽车安全行驶。

## 习题5

### 一、解释概念

制动距离、制动强度、制动跑偏、制动侧滑、同步附着系数、滑动率、制动力系数、侧向力系数、峰值附着系数、滑动附着系数

### 二、判断题

1. 汽车在制动过程中,只有当车轮抱死时,汽车才能得到最大制动减速度。 ( )
2. 汽车驾驶员反应时间的长短对汽车制动距离的计算没有影响。 ( )
3. 汽车利用发动机排气制动与汽车利用缓速器制动,主要是为了解决汽车制动器热衰退的问题。 ( )



4. 汽车在潮湿路面上制动, 汽车各轮制动力同时达到附着极限值时, 与汽车各轮制动力使汽车各轮同时抱死时相比, 前者的制动减速度大。 ( )

### 三、简答题

1. 简述地面制动力与制动器制动力的区别与联系。
2. 简述汽车制动跑偏与制动侧滑的区别与联系。
3. 分析改善汽车制动性能的措施。
4. 分析汽车制动效能热衰退的原因。
5. 汽车前轴左右轮不等为什么容易引起制动跑偏?
6. 分别分析后轴车轮先抱死与前轴车轮先抱死对汽车方向稳定性的影响。
7. 画图说明为什么装有自动防抱装置的汽车可提高制动时的方向稳定性。
8. 分析装载质量的变化对汽车制动性的影响。
9. 分析不同的双管路制动系统布置形式对汽车制动性的影响。
10. 简述汽车安全性的分类与影响因素。

### 四、计算题

1. 已知某汽车总质量  $m=8000\text{kg}$ , 轴距  $L=4\text{m}$ , 质心至前轴距离  $a=3\text{m}$ , 质心高度  $h_g=1.1\text{m}$ , 在附着系数  $\varphi=0.6$  的路面上制动, 若要使所有车轮同时抱死, 应有多大的前后轴制动器制动力?

2. 某车制动器制动力分配系数  $\beta=40\%$ 。空载时质心至前轴距离  $a'=2.2\text{m}$ , 质心至后轴距离  $b'=1.8\text{m}$ , 质心高度  $h'_g=0.77\text{m}$ ; 满载时质心至前轴距离  $a=3\text{m}$ , 质心至后轴距离  $b=1\text{m}$ , 质心高度  $h=1.11\text{m}$ 。若该车制动器制动力足够。计算该车空载及满载时的同步附着系数, 并分析空载制动时是否会出现前轴车轮先抱死的现象? 为什么?

3. 某汽车总质量  $m=1320\text{kg}$ , 在附着系数  $\varphi=0.6$ 、坡度为  $i=20\%$  的下坡道路上制动。试求: ①该车能获得的最大地面制动力  $F_{xb\max}$  是多少? ②不计滚动阻力和空气阻力, 最大制动减速度是多少? ③当车速为  $v_0=30\text{km/h}$  时, 该车的 shortest 制动距离是多少? (不计制动器反应时间及制动减速度上升时间)