

现代汽车

制动防抱死系统实用技术

魏朗 王圀 编著



人民交通出版社

**Xiandai Qiche Zhidong Fangbaosi
Xitong Shiyong Jishu**

现代汽车制动防抱死 系统实用技术

魏 朗 王 国 编著

人民交通出版社

内 容 提 要

本书是一部关于汽车 ABS 技术与实例的专业书籍。主要包括现代汽车制动防抱死系统的典型结构和工作原理,ABS 的理论基础和基本控制原理,ABS 系统的基本组成,ABS 系统的控制方式,ABS 系统三大主要部件的结构及工作原理,汽车驱动防滑系统(ASR)的控制原理、控制方式和控制效果,ABS 系统试验评价方法和性能评价指标,典型 ABS 系统工作原理、结构、电路控制系统、故障诊断与排除。

本书可供从事汽车技术的专业人士阅读,也可供汽车维修人员和大专院校师生参考。

图书在版编目(CIP)数据

现代汽车制动防抱死系统实用技术/魏朗,王圉编著.
北京:人民交通出版社,2001.6
ISBN 7-114-03935-2

I.现... II.①魏... ②王... III.汽车—制动装置,
防抱死—技术 IV.U463.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2001)第 25667 号

现代汽车制动防抱死系统实用技术

魏 朗 王 圉 编著

版式设计:刘晓力 责任校对:刘高彤 责任印制:杨柏力

人民交通出版社出版发行

(100013 北京和平里东街 10 号)

各地新华书店经销

北京鑫正大印刷厂印刷

开本 787×1092 1/16 印张 14.75 字数 368 千

2001 年 6 月 第 1 版

2001 年 6 月 第 1 版 第 1 次印刷

印数 0001—3000 册 定价 25.00 元

ISBN 7-114-03935-2

U·02863

前 言

ABS(Anti lock Braking System,防抱制动装置)是作为一种安全装置加装于现代汽车原有的制动系统中的控制系统。ABS 最早是出现在铁路机车上,1908 年 J. E. Francis 设计了第一套 ABS 并安装在铁路机车上,获得成功。1936 年德国 Robert Bosch 公司取得第一项 ABS 专利权。1945 年德国 Fritz Ostwald 公司开始开发用于飞机着陆制动系统的 ABS,1948 年波音公司生产的 B-47 飞机上首先装备 Hydro Aire 公司的 ABS。1954 年美国 Ford 公司首次在林肯牌轿车上试装用飞机的 ABS 系统。1957 年 Ford 公司与 Kelsey Hayes 公司开始联合开发汽车用 ABS。1958 年 Dunlop 公司开发出用于货车的 Maxaret ABS,1960 年 Harry Ferguson 公司在 Maxaret ABS 的基础上开发出四轮控制 ABS,使汽车用 ABS 的性能水平跃上一个崭新的阶段。

我国在 ABS 研究开发方面起步较晚,80 年代中期国营 514 厂在国内首次把飞机上 ABS 技术移植到汽车上,开发成功性能较为单一的 3500-QFBD 型汽车 ABS 系统并在少数货车上采用。1989 年西安公路交通大学与国营 514 厂合作在 3500-QFBD-2 型 ABS 的基础上开发了大型客车用 ABS 系统。此后,交通部重庆公路科研所等单位也相继开始投入对 ABS 系统的研究,都顶得一定成功。但是从整车水平和性能来看,国内 ABS 的开发都还处于一个较低水平上,距作为产品正式批量装车使用还有很多工作要做。

本书为一部关于汽车 ABS 技术与实例的专业书籍,全书共分三篇 31 章。第一篇为 ABS 理论篇,其中第 1 章介绍了现代汽车行车制动系统的典型结构和工作原理;第 2 章介绍了 ABS 的理论基础,详细分析了常规汽车制动系统的性能极限和采用 ABS 系统的必要性以及 ABS 系统的基本控制原理;第 3 章介绍了气压制动系统、气顶液制动系统、液压制动系统及两轮车制动系统等四大类 ABS 系统的基本组成;第 4 章详细分析介绍了 ABS 系统的各种控制方式及其优缺点;第 5 章介绍了 ABS 系统的三大主要部件的结构及工作原理;第 6 章简介了汽车驱动防滑系统(ASR)的控制原理、控制方式和控制效果等基本知识;第 7 章介绍了汽车 ABS 系统的试验评价方法和性能评价指标。第二篇为实例篇,从第 8 章到第 21 章,共 14 章,详细介绍了十几种国内外广泛应用的 ABS 系统的工作原理、结构、电路控制系统、故障诊断与排除等,涉及产品及车型包括波许、坦威斯、达科、本田、日产、皇冠、凌志、陆地巡洋舰、佳美、丰田子弹头、丰田克柔娜等。第三篇为资料篇,从第 22 章到第 31 章,主要介绍了第二篇没有涉及到的部分车系 ABS 系统故障自诊方法,还给出了部分车型 ABS 系统的控制电路图。本篇涉及车系包括三菱车系、马自达车系、韩国现代车系、通用车系、福特车系、大众车系、奔驰车系、富豪(沃尔沃)车系、欧宝车系等。

由于编著者水平有限,书中难免有不妥之处,敬请读者不吝指出。

目 录

第一篇 ABS 理论篇	1
第 1 章 现代汽车行车制动系统	1
第 2 章 ABS 的理论基础	9
第 3 章 ABS 的基本结构	17
第 4 章 ABS 的控制原理	26
第 5 章 ABS 部件结构及其工作原理	35
第 6 章 ASR 的工作原理	49
第 7 章 ABS 的性能评价	54
第二篇 实例篇	60
第 8 章 博世(BOSCH)ABS 2S 制动防抱死系统	60
第 9 章 博世(BOSCH)ABS/ASR 2U 防滑控制系统	74
第 10 章 坦威斯(TEVES)MKII 防抱死制动系统	82
第 11 章 坦威斯(TEVES)MKIII 制动防抱死系统	112
第 12 章 坦威斯(TEVES)MKIV 防滑控制系统	116
第 13 章 达科(DELCO)ABSVI 制动防抱死系统	122
第 14 章 本田(HONDA)车系 ABS 系统	129
第 15 章 日产(NISSAN)车系 ABS 系统	138
第 16 章 丰田皇冠(CROWN)轿车 ESC 制动防抱死系统	147
第 17 章 丰田凌志(LEXUS)轿车 ABS 与 TRAC 系统	163
第 18 章 丰田陆地巡洋舰(LAND CRUISER)越野车 ABS 系统	185
第 19 章 丰田佳美(CAMRY)轿车 ABS 系统	199
第 20 章 丰田子弹头(PREVIA)旅行车 ABS 系统	201
第 21 章 丰田克罗斯(CORONA)轿车 ABS 系统	206
第三篇 资料篇	208
第 22 章 三菱车系 ABS 故障诊断	208
第 23 章 马自达车系 ABS 故障诊断	213
第 24 章 现代车系 ABS 故障诊断	214
第 25 章 通用车系 ABS 故障诊断	217
第 26 章 福特车系 ABS 故障诊断	219
第 27 章 克莱斯勒车系 ABS 故障诊断	225
第 28 章 大众汽车 ABS 故障诊断	225
第 29 章 奔驰车系 ABS 故障诊断	226
第 30 章 富康车系 ABS 故障诊断	227
第 31 章 欧宝车系 ABS 故障诊断	229

第一篇 ABS 理论篇

第 1 章 现代汽车行车制动系统

一、汽车制动系统的基本性能要求

现代汽车作为一种高速道路交通运输工具,应该具有较高的平均行驶速度。但汽车行驶的道路条件和交通环境又是非常复杂的,为保证安全,要求汽车必须能在各种道路条件下都可靠、稳定地迅速减速停车,使汽车减速停车的系统即为汽车的制动系统。随着高速公路迅速发展 and 车流密度日益增大,保证行车安全即成为现代汽车的首要性能要求之一,受到人们的广泛关注。现代汽车制动系统分为行车制动、驻车制动、应急制动和辅助制动 4 种系统(装置)。

行车制动系统给汽车以必要的减速度,将车速降低到所要求的程度,直至停车。

驻车制动装置用来使汽车可靠地在原地停驻。此外,驻车制动装置还有助于汽车在坡道上起步。

应急制动装置利用机械力保进行制动。对于采用动力制动或伺服制动的汽车,应该装备应急制动装置。一旦发生蓄压压力过低等行车制动系统故障时,可用应急制动装置实现汽车制动。

辅助制动装置主要有排气制动装置、缓速器等,用于实现汽车下长坡时保持保定车速或高速时稳定减速的作用,可以减轻或解除行车制动装置的工作负荷。

制动系统是汽车的一个重要组成部分,为了确保其功能的实现,对于现代汽车制动系统有如下 6 项基本性能要求:

(1) 制动能力。包括行车制动能力和驻车能力。

行车制动能力用一定制动初速度下的制动减速度和制动距离两项指标评定。

汽车、汽车列车和无轨电车在保定的初速度下急踩制动时充分发出的平均减速度应符合表 1-1 的要求。

充分发出的平均减速度 $FMDD$:

$$FMDD = (v_b^2 - v_e^2) / 25.92(S_e - S_b) \quad (1-1)$$

式中: v_b ——制动初速度 v_0 的 0.8 倍车速, km/h;

v_e ——制动初速度 v_0 的 0.1 倍车速, km/h;

S_b ——在速度 v_0 到 v_b 之间车辆驶过的距离, m;

S_e ——在速度 v_0 到 v_e 之间车辆驶过的距离, m。

制动距离是指汽车在规定的初速度下急踩制动时,从脚接触制动踏板(或手触动制动手柄)时起至车辆停住时止车辆驶过的距离。在规定的初速度下的制动距离应符合表 1-2 的要求。

表 1-1 制动减速度(GB7258—1997)

车 辆 类 型	制动初速度 km/h	满载检验充分发出的平均减速度 m/s^2	空载检验充分发出的平均减速度 m/s^2
座位数 ≤ 9 的客车	50	≥ 5.9	≥ 6.2
其他总质量 $\leq 4.5t$ 的汽车	50	≥ 5.4	≥ 5.8
其他汽车、汽车列车及无轨电车	30	≥ 5.0	≥ 5.4

表 1-2 制动距离要求(GB7258—1997)

车 辆 类 型	制动初速度 km/h	满载检验制动距离要求 m	空载检验制动距离要求 m
座位数 ≤ 9 的客车	50	≤ 20	≤ 19
其他总质量 $\leq 4.5t$ 的汽车	50	≤ 22	≤ 21
其他汽车、汽车列车及无轨电车	30	≤ 10	≤ 9

驻车制动能力的规定是:当采用制动试验台检验汽车(两轮除外)驻车制动的制动力时,车辆空载,乘坐一名驾驶员,使用驻车制动装置,驻车制动力的总和应不小于该车在测试状态下整车质量的 20%;对总质量为整备质量 1.2 倍以下的车辆,此值为 15%。

(2)可控制性能。用任何速度制动时汽车都不应该丧失操纵性和方向稳定性。

当汽车以较高初速度紧急制动时,若汽车前轮抱死,则将丧失操纵性;若汽车后轮抱死,则将丧失方向稳定性。汽车前、后轮制动器制动力矩应有一个较合适的比例,且这一比例最好能随各轴向载荷转移情况而变化,否则,制动时会发生某一轴车轮首先抱死滑移,而造成汽车无法操纵或甩尾,甚至自动调头等危险状况。

GB7258—1997 规定在平坦、硬实、清洁、干燥且轮胎与地面间的附着系数不小于 0.7 的水泥或沥青路面上进行紧急制动时,关于制动稳定性的要求是:座位数少于或等于 9 位的客车及总质量不大于 4.5t 的其他汽车,以 50km/h 的初速度紧急制动时,车辆任何部位不得超出的试车道宽度为 2.5m;其他汽车、汽车列车及无轨电车,以 30km/h 的初速度紧急制动时,车辆任何部位不得超出的试车道宽度为 3.0m。

(3)制动响应性能。主要用制动协调时间来评价。

GB7258—1997 定义汽车制动协调时间为:在急踩制动时,从踏板开始动作至车辆减速度达到规定的车辆充分发出的平均减速度(见表 1-1)75%时所需的时间。且规定:单车制动协调时间应不大于 0.6s;汽车列车制动协调时间应不大于 0.8s。

一般来说,液压制动系统的制动协调时间较短,以至可忽略不计,但气压制动系统的制动协调时间则较长,以至于其足以影响以平均减速度或制动距离来评价商用汽车的制动性能。

(4)操纵轻便性。要求制动踏板和手柄的位置和行程,以及踏板力和手柄力能为一般体形和体力的驾驶员所适应。

紧急制动次数大约只占制动总次数的 5%~10%,因此最大制动踏板力允许比离合器踏

板力大,但也不允许过大。另一方面,若制动踏板力过小又将使驾驶员失去踏感,而难以掌握使制制动强度。GB7258—1997 规定:行车制动在产生最大制动作用时的踏板力,对于座位数小于或等于 9 的客车应不大于 500N;对于其他汽车应不大于 700N。

关于踏板行程(计入摩擦衬片或衬块的容许磨损量),踏压行车制动在达到规定的制动效能时,踏板行程不得超过踏板全行程的 3/4;制动器装有自动调整间隙装置的车辆的踏板行程不得超过踏板全行程的 4/5,且座位数小于或等于 9 的客车不得超过 120mm,其他类型车辆不得超过 150mm。

(5)制动效率。指制动系统将给定的踏板力或制动管路压力转变为轮踏与路面之间作用的制动力的能力。

制动效率可以通过制动试验台或使踏试验测定。在道踏试验中,当制动强度较低,轮胎尚不致使迫在使近其附着力极限下运转时,作用在车辆上的总制动力与全部制动器产生的总力矩呈线性关系。这时,每单位制动管路压力或踏板力产生的减速度值可作为车辆总制动效率的评价指标。对于气制动系统来说,由于其管踏压力具有极限值(贮气筒压力),因此气制动系统的效率都是有限值,也即是它所能产生的制动转矩具有上限值。在制动过程中,如果这个最大转矩不足以使车轮抱死,则车辆所能达到的车轮非抱死最大减速度值将降低。

(6)热稳定使能。主要取决于制动器的吸散热能力(紧急制动期间的吸热能力和持踏制动期间的散热能力)。

对于紧急制动停车来说,几乎所有的制动踏量都为制动鼓或制动盘所吸收,因此可以提出制动鼓或制动盘的重量利用率这一概念,它表示制动鼓或制动盘有多少重量用于降低温度。对于持续制动来说,制动鼓或制动盘的表面积是一个重要的评价指标,因而也可提出另一概念:制动鼓或制动盘的表面利用率,它表示制动鼓或制动盘有多少表面积有效地用于降低温度。吸散热能力相当于热容量或制动器的抗热衰退能力。

汽车下长坡连踏制动或频繁使用紧急制动时,都可能由于制动温度过高而导致制动器摩擦材料的摩擦系数降低,使制动能力降低,这种现象称为热衰退。制动器发生热衰退后,经过一定次数的和缓使用,由于温度下降和摩擦材料表面得到磨合,其制动能力可重新恢复,这称为热使复。对于汽车制动系统的热稳定性一般是用一系列重复紧急制动停车期间能够保持的制动效率,或在给定时间间隔内踏够完成的紧急停车制动次数,或在牵引试验中所需的牵引杆拉力的减少程度来评价。

二、制动力产生原理

要使汽车减速或停车,必须对正在行驶着的汽车作用一个与其行驶方向相反的外力,消耗汽车所蓄有的动能,使汽车产生踏速度,达到降低其行驶速度以至停车的目的。这个使行驶中的汽车减速、停车的外力即是制动力。

汽车在行驶过程中遇到的空气阻力,滚动阻力等都是和汽车行驶方向相反的外力,都有一定的制动作用,但作用不大。以 60km/h 行驶的汽车,若分离离合器或将变速器换入空档,发动机的动力便不能传到驱动车轮上,汽车仅靠本身的惯性继续滑行。此时,汽车在所受各种阻力的作用下逐渐踏速,若不施以制动,则汽车要直到其所蓄有的动能为克服行驶阻力(空气阻力、滚动阻力)和内部阻力(传动系摩擦阻力)而全部消耗完以后才能停车,在一般沥青路面上这一滑行距离将达 700 多米才能完全停车。显而易见,单靠空气阻力、滚动阻力等行驶阻力来制动汽车是不能满足要求的。

汽车上必须装置专门的制动系统才能得到能由驾驶员进行控制的、可达到足够强度的制动力,迫使汽车迅速降速以至及时停车,并可将制动距离缩小至最短。现代汽车的制动装置都是利用机械摩擦来产生制动作用的。其中用来直接产生摩擦力矩迫使车轮转速降低的部分叫做制动器,把驾驶员或其他能源的作用力传给制动器迫使制动器产生摩擦作用的部分叫做制动传动装置。图 1-1 为汽车制动系统最基本的原理图。制动器由旋转元件—制动鼓 5 和不旋转元件—制动蹄 6、支撑销 7、回位弹簧 8 等零部件组成。传动装置由制动踏板 1、操纵力(驱动力)载体 2、制动凸轮 9 等零部件组成。

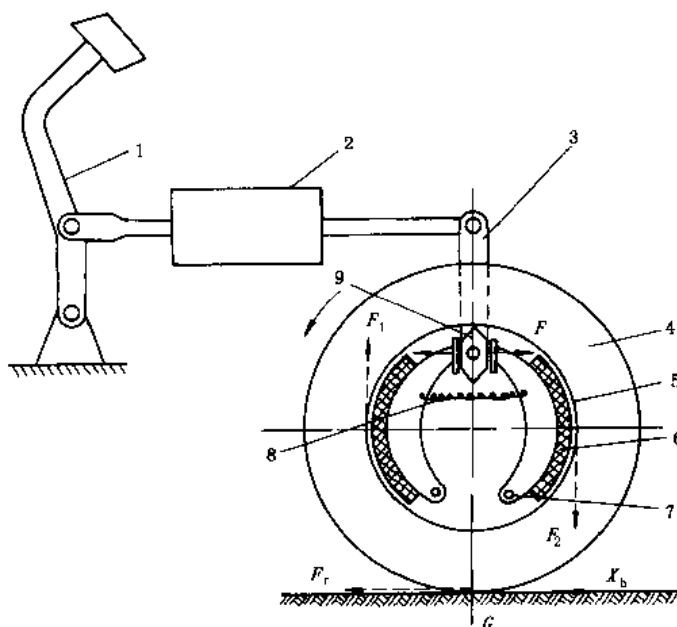


图 1-1 汽车制动系统最基本组成原理

1-制动踏板;2-传递系统,3-制动臂;4-车轮;5-制动鼓;6-制动蹄;7-支撑销,8-回位弹簧;9-制动凸轮

为使行驶中的汽车减速,驾驶员踩下制动踏板 1,通过操纵力载体 2 和制动臂 3 使制动凸轮 9 转动一个角度,克服回位弹簧 8 的拉力,推动两制动蹄 6 绕支撑销 7 转动,蹄的上端向两边分开,使摩擦片在消除间隙后紧紧压靠在制动鼓上,这样不旋转的制动蹄就在旋转着的制动鼓上作用一个摩擦力矩,其方向与车轮旋转方向相反。此力矩传给车轮后,由于车轮与路面间的附着作用,车轮对地面作用一个向前的切向作用力 F_t ,同时路面亦对车轮作用一个大小相等方向相反的反作用力 X_b ,此 X_b 即为使汽车减速停车的地面制动力。地面制动力 X_b 由车轮通过车桥和悬架传给车架,迫使汽车减速。当放开制动踏板时,回位弹簧 8 将制动蹄拉回原位,制动器摩擦力矩消失,制动作用即行解除。

在制动期间,汽车的动能和位能在制动器摩擦表面和轮胎与道路接触面转变为热能。制动过程中制动器产生的制动力矩是踏板力的函数,由制动系统的机械—气动或机械—液力或机械—气动—液力参数来确定,即制动器产生的制动力矩的大小取决于汽车制动系统的设计与使用参数。而汽车在制动期间的实际减速度则取决于制动力矩、轮胎半径、轮胎—道路摩擦系数,以及轮胎和道路之间的法向反力,该法向反力随着车辆的动载荷在制动时由后轴向前轴的转移面改变。

三、典型制动系统工作原理

汽车制动系统的形式主要取决于制动器的形式和制动传动装置的形式。

现代汽车所用的行车制动器绝大多数是机械摩擦式,其中又可分为蹄—鼓式、盘式和带式 3 种类型。采用最多的是内张蹄—鼓式制动器,近年来在小客车和大型载货汽车上采用盘式制动器结构的已日见增多,带式制动器使用最少。

典型的对称平衡蹄—鼓式制动器见图 1-2 所示。制动蹄两端的圆弧面在回位弹簧 2 的拉力作用下分别浮支在轮缸两端的蹄片支座直槽底面上。轮缸一端的蹄片支座带有凸缘,凸缘

的内端面顶靠着轮缸的端面;轮缸另一端的蹄片支座的内端制有螺纹,旋入调整螺母 6 的螺孔中,调整螺母 6 的端面则支靠在轮缸端面上。轮缸中的两个活塞 4 在弹簧力作用下分别顶靠着带凸缘的蹄片支座和调整螺母 6。

在汽车行驶中实施制动时,两个轮缸活塞都在液压作用下向外移动,将两制动蹄压靠到制动鼓上。两制动蹄在摩擦力作用下绕车轮中心逆时针转过一个角度,将轮缸一端带凸缘的蹄片支座推回直到顶靠到轮缸为止。这时两轮缸端带凸缘的蹄片支座形成为制动蹄的支点,整个制动器产生制动力矩。倒车制动时,情况则与上述相反,两轮缸另一端带有调整螺母 6 的蹄片支座,成为制动蹄的支点,产生与前进制动时效能完全一样的制动作用。

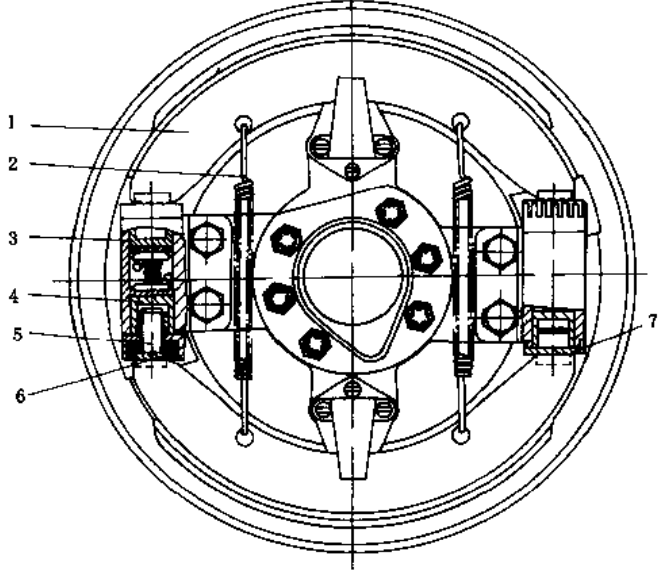


图 1-2 红旗 CA770B 型汽车蹄—鼓式制动器

1-制动蹄总成;2-回位弹簧;3-轮缸;4-活塞;5-蹄片推杆;6-调整螺母;7-防尘罩

图 1-3 为典型的钳—盘式制动器结构。制动钳壳的两半部分各装有一个液压轮缸(制动盘两侧各一个),两液压缸之间用油管连接。液压缸中的活塞 5 的前端(向制动盘的一端)装有压板 6,尾端装有回位销 16。回位销 16 紧箍着摩擦弹簧 17,头部装有限位垫圈 14 和爪形回位弹簧 15。摩擦衬片 9 粘结在底板 3 上,底板 3 的外端装在定位销 2 上,以保持其径向位置。

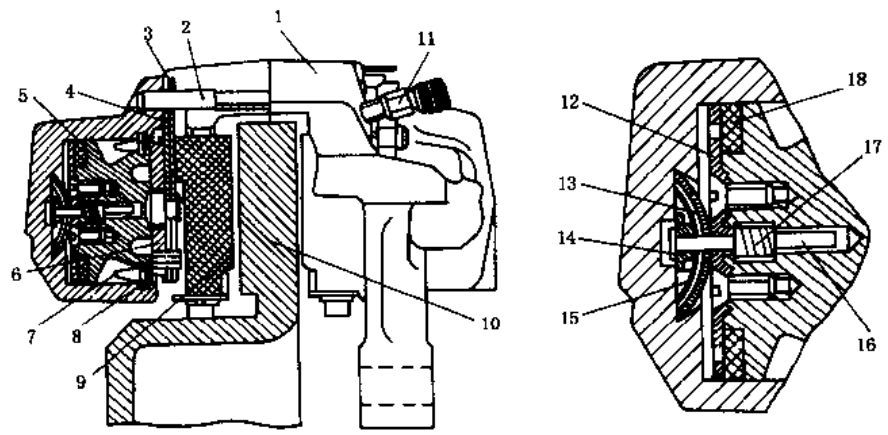


图 1-3 奔驰 600 型汽车前轮钳—盘式制动器

1-制动钳壳;2-摩擦衬片定位销;3-摩擦衬片底板;4-隔片;5-活塞;6-活塞压板;7-防尘罩;8-卡环;9-摩擦衬片;10-制动盘;11-放气螺钉;12-密封环挡片;13-回位弹簧挡盘;14-限位垫圈;15-爪形回位弹簧;16-回位销;17-摩擦弹簧;18-密封圈

其工作过程为:踩下制动踏板,制动油液被压入活塞后面的轮缸腔体内,推动活塞右移,将摩擦衬片 9 压紧在制动盘 10 上,车轮即被制动。同时,活塞还通过摩擦弹簧 17、回位销 16 使

爪形回位弹簧 15 向前拱曲变形。放开制动踏板时,轮缸中的油压撤除,在爪形回位弹簧 15 的作用下,回位销 16 又通过摩擦弹簧 17 将活塞拉回原位,于是摩擦衬片在制动盘与活塞压板 6 之间浮动,不起制动作用。

制动传动装置的作用是将驾驶员或其他动力源的作用力传到制动器,控制制动器的工作,使其能产生所需要的制动力矩。现代汽车的制动传动装置主要有:气压制动传动系统、液压制动传动系统和气—液综合式制动传动系统。

气压制动传动系统主用于总重在 8t 以上的汽车上。图 1-4 是典型的双管路气压制动传动系统原理示意图。前桥两个车轮制动气室 12 与挂车制动阀 14 同属一个管路系统,所需的压缩空气由前回路贮气筒 8 供给。后桥两车轮制动气室 11 同属另一个管路系统,所需的压缩空气由后回路贮气筒 7 供给。由空气压缩机 1 出来的压缩空气经单向阀 2 和湿贮气筒 3 充入前回路贮气筒 8 和后回路贮气筒 7,在前回路贮气筒 8 和后回路贮气筒 7 入口处设置的单向阀 2 可使这两个贮气筒中的压缩空气不能倒流,从而保证了前、后制动管路系统的独立性。

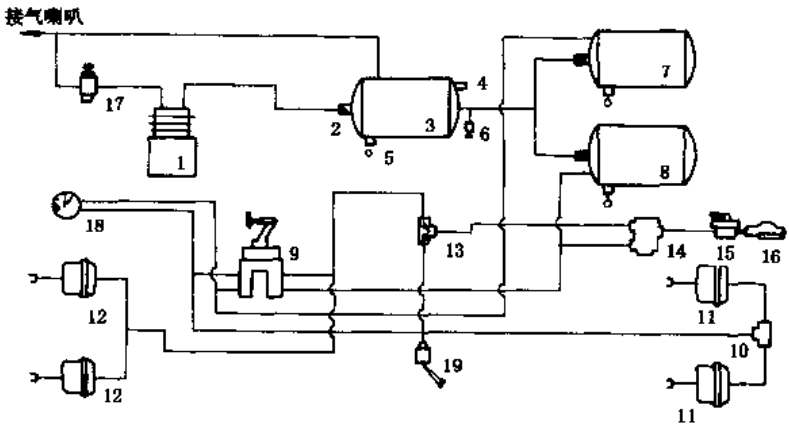


图 1-4 EQ140 双回路制动系统原理图

- 1-空气压缩机;2-单向阀;3-湿贮气筒;4-安全阀;5-放水阀;6-取气阀;7-后回路贮气筒;8-前回路贮气筒;9-双腔制动阀;10-快放阀;11-后制动室;12-前制动室;13-双向阀;14-挂车制动阀;15-分离开关;16-连接头;17-气压调节器;18-气压表;19-制动灯开关

液压制动传动系统大多用于总重小于 5t 的汽车,是利用特制油液作为传力介质,将驾驶员施于踏板上的力放大后传至制动器,推动制动蹄片产生制动力矩。图 1-5 为典型的液压制动系统原理示意图。制动时踩下制动踏板,使推杆推动总泵活塞移动,从而将制动液从总泵中压出并经油管同时分别进入前、后各车轮轮缸内,轮缸活塞外移将制动蹄压靠在制动鼓上,使汽车制动。

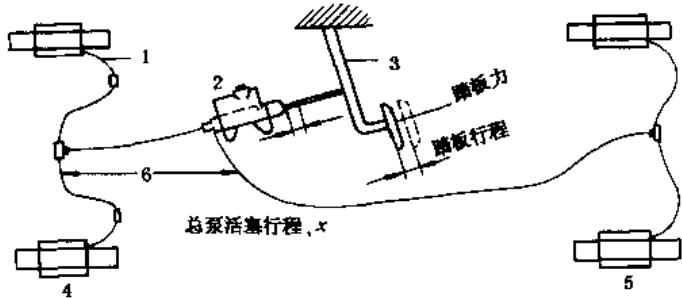


图 1-5 液压制动系统简图

- 1-制动软管;2-制动总泵;3-制动踏板;4-前轮制动器;5-后轮制动器;6-制动管路

气—液综合式制动传动系统主要用于大型载货汽车和高级轿车上。其基本组成是在原有的液压制动传动系统中增设一定型式的气压加力器。常用的气压加力器有真空加力式和压缩空气加力式两类。

图 1-6 为典型的真空加力式气—液综合式制动传动系统布置原理图。踩下制动踏板 2, 把液压主缸输出的低压油液送至真空增压器的辅助缸 4, 经进一步增高其油压后, 通过三通接头同时分送到各车轮轮缸, 使汽车制动。

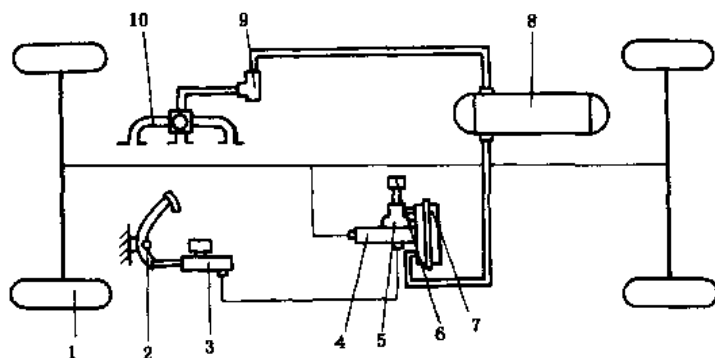


图 1-6 真空增压气—液综合式制动传动系统示意图

1-车轮;2-踏板及传力杆;3-主缸;4-辅助缸;5-控制阀;6-空气滤清器;7-加力缸;8-真空筒;9-贮气筒;10-进气管

典型的真空增压器结构见图 1-7 所示。气—液综合式制动传动系统中的真空增压器通常

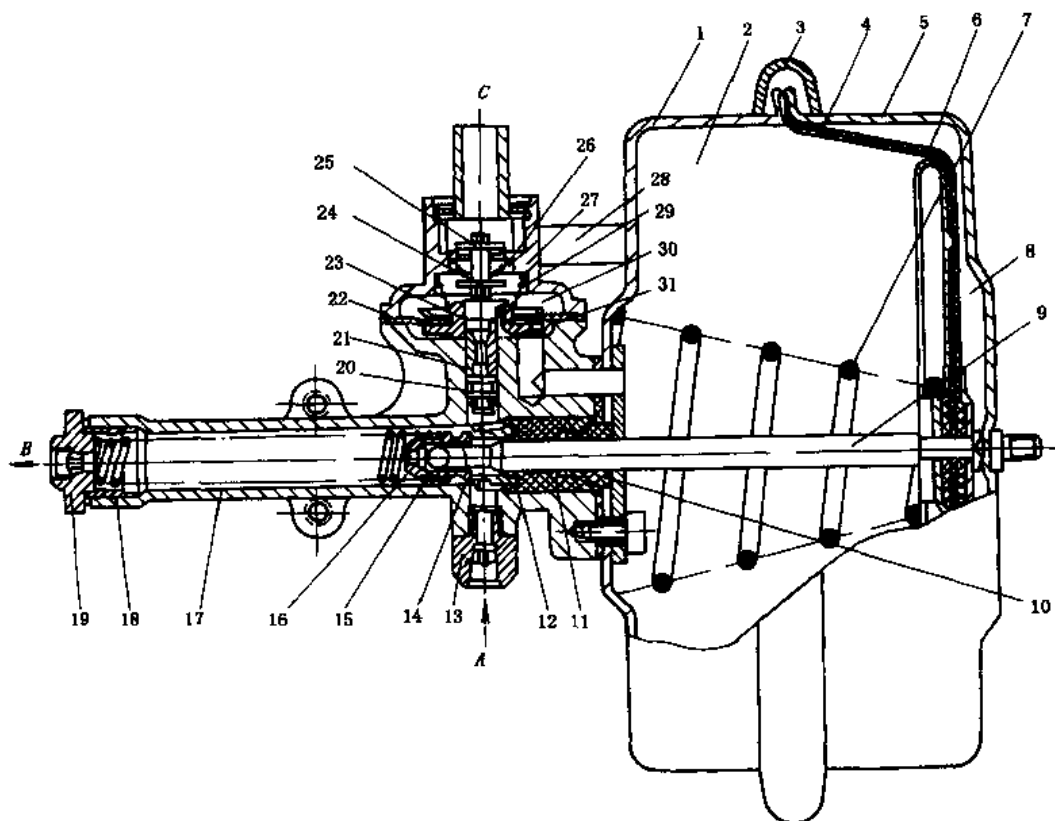


图 1-7 典型的真空增压器结构

1-加力缸前壳体;2-真空腔;3-卡箍;4-加力缸膜片;5-加力缸后壳体;6-膜片托盘;7-回位弹簧;8-大气腔;9-推杆;10-连接块;11-密封圈座;12-密封圈;13-进油接头;14-活塞限位座;15-球阀;16-活塞;17-辅助缸体;18-回位弹簧;19-出油接头;20-控制阀活塞;21-皮圈;22-控制阀膜片;23-膜片座;24-真空阀;25-空气阀;26-阀门弹簧;27-控制阀壳体;28-通气管;29-回位弹簧;30-控制阀上腔室;31-控制阀下腔室

是安装在汽车发动机附近,通过单向阀与发动机进气管相连。主要由加力缸、辅助油缸、控制阀等部分组成。加力缸把发动机进气歧管产生的真空度与大气压力的压力差转变为机械力,辅助油缸把低压油变成高压油,控制阀是对辅助油缸的动作加以控制。不制动时,加力缸膜片4处在最右边位置,真空阀24为开启状态,空气阀25由弹簧压住而关闭,因为腔8与发动机进气管连通,腔2通过膜片阀座23上的小孔与腔8连通的,因此膜片4两侧腔室2和8都是真空,只要进气管真空度达到某一定值,单向阀就开启,使真空度传到加力缸的腔室2。踩下制动踏板,主缸中的低压油进入辅助油缸,一部分油经活塞16的中心孔流到车轮轮缸,另一部分油流入控制阀活塞20的下方,油液压力迫使膜片座23上移,关闭真空阀24,使30和31两腔隔开,再继续上移,压开空气阀25,于是外界空气经空气滤清器进入控制阀上腔30和加力缸右侧腔室8,于是加力缸的腔室2内仍保持原有真空度而腔室8内是大气压力,在膜片4两边建立起了压力差,此压力差使得膜片4带动推杆9左移,球阀15顶住活塞16的中心孔,主缸来的低压油不再直接流往轮缸而和推杆共同推动活塞16向左方移动,把进入辅助缸的低压油变成高压油,经出油口流往轮缸。

保持制动踏板踩下位置不变时,空气阀25是开启的,膜片22上边是空气而下边是真空,空气就会继续进入并把膜片压回原来的位置,直至膜片两边的作用力平衡为止。此时阀24和阀25都处于关闭位置,保持加力缸右腔有一定压力,使制动器产生的制动力矩不变。如果制动踏板上的力增加,低压油液的压力也相应增加,活塞20便进一步向上移,使阀25重新开启,多进入一些空气,增加了加力缸右腔的气压,从而增加了控制阀膜片22的压力,使膜片达到新的平衡而产生较高的制动力矩。如果踏板上的压力减少,相应的低压油液压力也减小,活

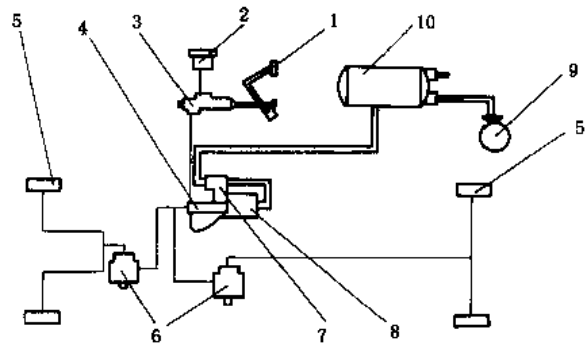


图 1-8 典型的压缩空气增压气—液综合式制动传动系统原理
1-踏板;2-贮液杯;3-制动总泵;4-辅助缸;5-前、后轮制动分泵;6-安全缸;7-控制阀;8-空气加力缸;9-空气压缩机;10-贮气筒

塞20则下移而将阀24开启,空气经过阀24被发动机进气口抽走一部分,从而减少了加力缸右腔室和膜片上方的压力,直到膜片重新达到另一个新的平衡位置,这时辅助缸内的油压也降低到某一相应值而产生一个较小的制动力矩。完全放松制动踏板,低压油的压力解除,膜片回复到原始位置,阀24开启而阀25关闭,加力缸中膜片两边的腔室又都处于真空状态,回位弹簧7把它推回到最右边,于是推杆头离开活塞的中心孔道,制动蹄回位弹簧使制动蹄回位,制动液从车轮轮缸流回总泵,制动完全解除。

图 1-8 是典型的压缩空气增压气—液综合式制动传动系统原理图。图 1-9 是压缩空气增压器结构图。踩下制动踏板时,制动液由总泵经油管流经增压器进油口 A 进入增压器推动推杆 21 和辅助缸活塞 20 右移,使制动液通过活塞顶部的孔流入辅助缸 17,再经出油阀 15 流向各车轮轮缸。当液压力增高到能推动控制阀的活塞 7 时,活塞即向右移动,使阀门 12 开启,压缩空气由贮气筒流入增压器,经连通管至空气管 1,流至加力缸活塞 3 的左面 a 腔室,气体压力即推动活塞 3 向右移动,通过推杆 21 和活塞 20,使辅助缸 17 中的制动液压力增高再经出油阀 15 流向各轮缸,产生制动力矩。放松制动踏板时增压器内液压力下降,控制阀的活塞 7 在弹簧作用下向左移动,于是阀门 12 关闭,切断了贮气筒和增压器的联系,加力缸活塞 3 在弹簧 5 的

作用下与推杆 21 及活塞 20 一起向左移动,制动液不再流向轮缸,制动力矩消失。

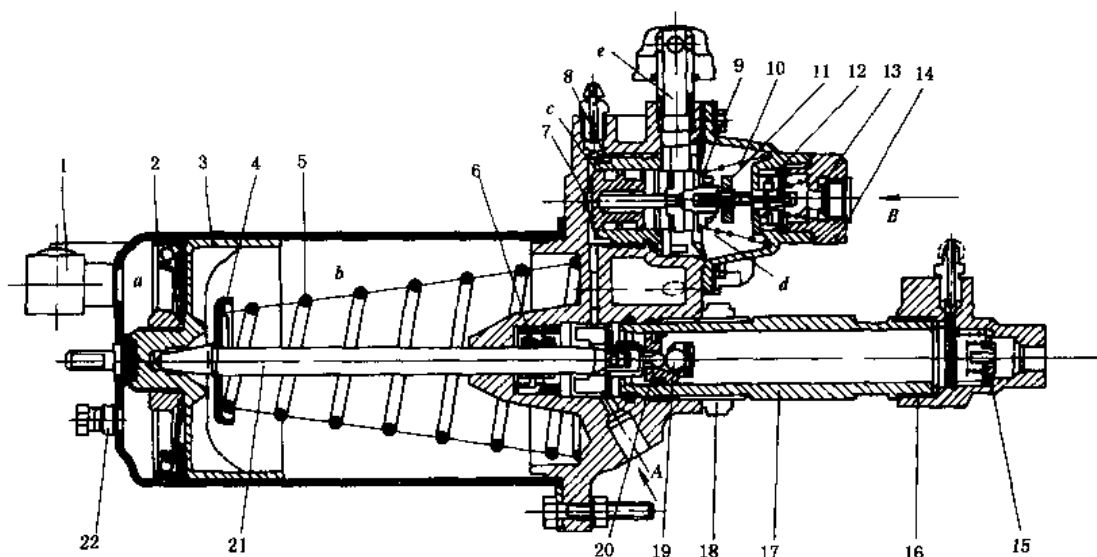


图 1-9 压缩空气增压器结构

1-空气管;2-气压助力缸壳体;3-气压助力缸活塞;4-弹簧座;5、10、13-弹簧;6-油封;7-控制阀活塞;8-活塞套;9-膜片总成;11、12-阀门;14-进气管接头;15-出油阀;16-出油管接头;17-辅助缸体;18-螺母;19-球阀;20-辅助缸活塞;21-推杆;22-加油螺塞

第 2 章 ABS 的理论基础

一、轮胎一路面附着特性

在良好的硬路面上制动时汽车车轮受力状况如图 2-1 所示。图中 M_μ 是制动器制动鼓与制动蹄之间的摩擦力矩, X_b 是车轮轮胎胎面与地面之间作用的地面制动力, F_z 是汽车车体作用于车轮的垂直载荷, T 是车轴作用于车轮的推力, G 是地面对车轮的法向反作用力。滚动阻力偶矩和减速时车轮自身的惯性力、惯性力偶矩均忽略不计。

从车轮的受力平衡可得

$$X_b = M_\mu / R_T \quad (2-1)$$

式中: R_T ——车轮的滚动半径。

若定义制动器制动力 F_μ 为作用于车轮圆周上克服制动器摩擦力矩 M_μ 所需要的力, 则

$$F_\mu = M_\mu / R_T \quad (2-2)$$

制动器制动力相当于把汽车车轮架离地面, 踩

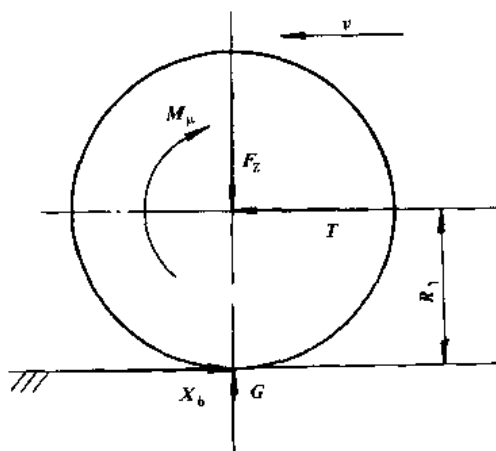


图 2-1 汽车车轮制动时的受力状况

下制动踏板,在车轮周缘沿切线方向推动车轮直至它能转动所需的力。制动器制动力仅由制动器结构参数所决定,其大小取决于制动器的形式、结构尺寸、制动器摩擦副的摩擦系数、踩下制动踏板的制动踏板力(即制动传动系统中的液压力或空气压力)以及车轮半径尺寸等。

真正直接使汽车减速停止的外力是地面作用于汽车车轮轮胎胎面上的地面制动力 X_b ,而究其产生原理,地面制动力又取决于两个摩擦副的摩擦力:制动器内制动蹄摩擦片与制动鼓之间的摩擦力;车轮轮胎与地面间的摩擦力。

轮胎与地面间的最大摩擦力即为地面附着力。在汽车制动时,当制动踏板力较小且未达到某一极限值时,制动器摩擦力矩不大,地面与轮胎间的摩擦力(地面制动力)足以克服制动器摩擦力矩而使车轮滚动,此时地面制动力的值与制动器制动力的值相等,且随制动踏板力的增长成正比地增长。当制动踏板力或制动系压力上升到某一足够大的值时,地面制动力达到地面附着力,汽车车轮即抱死不转而出现拖滑现象,且地面制动力不再增加,但制动器制动力可以随着制动踏板力或制动系压力的增加而继续增大。

由上可知,使汽车减速停车的地面制动力首先取决于制动器制动力,但同时又受到地面附着条件的限制。只有当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。

汽车被施以制动时,车体速度由于轮胎与路面间摩擦力的作用而减小,车轮转动线速度(车轮速度)则由于制动蹄与制动鼓间的摩擦力矩而减小。这两种速度产生如图 2-2 所示的差值,车体与车轮产生速度差即为滑移现象,一般用滑移率 λ 来表示滑移的程度,即

$$\lambda = \frac{\text{车速} - \text{轮速}}{\text{车速}} \times 100\% \quad (2-3)$$

从上式可以看出,当车速等于轮速时滑移率为零,汽车开始制动后,两者差别越大,滑移率越大,停车之前车轮抱死时,轮速为零,滑移率达到 100%。

如图 2-3 所示,在制动器制动力增长超过地面附着力时,车轮速度急速减小到零,发生滑移现象,此时若解除制动,则制动器制动力消失,车轮从滑移回复为滚动状态。由此可以得出两个关于车轮速度的定性结论:

- (1)制动器制动力大于地面附着力时,车轮速度减小,车轮减速度与两力的差值成正比;
- (2)地面附着力大于制动器制动力时,车轮速度增加,车轮加速度与两力的差值成正比,增加的上限为车体速度。

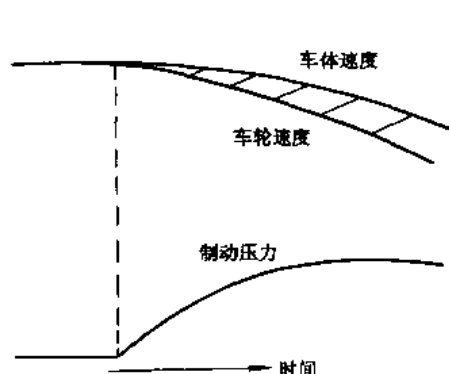


图 2-2 制动对车体与车轮的速度变化

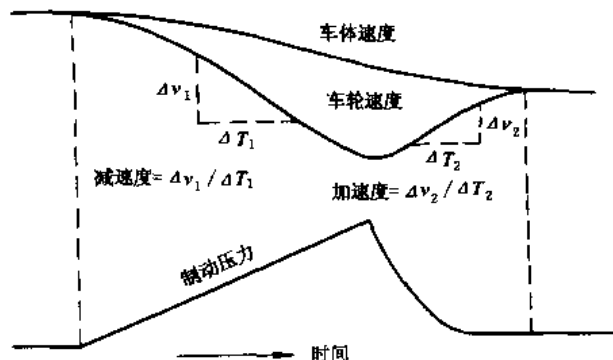


图 2-3 制动器制动力与车轮加速减速度的关系

不同滑移率时所对应的附着系数值是不一样的,描述这一关系的是轮胎附着率曲线($\mu - \lambda$ 曲线)。如图 2-4 所示,汽车制动时的纵向附着系数 μ_B 及侧向附着系数 μ_S 与滑移率 λ 之间存在着密切的关系。当车轮自由滚动时($\lambda = 0\%$),纵向附着系数为零而侧向附着系数最大,而后随着滑移率增大,纵向附着系数急剧增大。一般情况下,在 $\lambda \approx 15\% \sim 20\%$ 时纵向附着系数达到最大值,此时的滑移率叫做 λ_{OP} ,与之对应的最大纵向附着系数叫做峰值附着系数 μ_{BP} 。滑移率再增加时出现不稳定状态,纵向附着系数有所下降,而侧向附着系数则一直下降, $\lambda = 100\%$ 时,纵向附着系数的值称为滑动附着系数 μ_h ,侧向附着系数降到零值附近。

关于汽车轮胎的附着系数与滑移率可以得出如下定性结论:

(1)滑移率 $\lambda = 100\%$ 时,纵向附着力不大而侧向附着能力几乎尽失,这意味着汽车将失去制动稳定性与转向操纵性;

(2)在滑移率 $\lambda = 10\% \sim 25\%$ 的范围内(这一具体范围值与路面状态、轮胎结构、侧偏状况等有关),可以同时得到较大的纵向和侧向附着能力,是安全制动的理想工作区域;

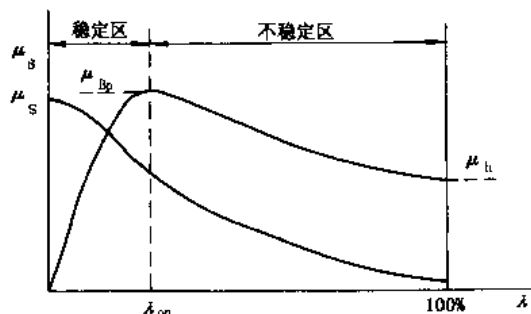


图 2-4 汽车轮胎的典型附着率曲线

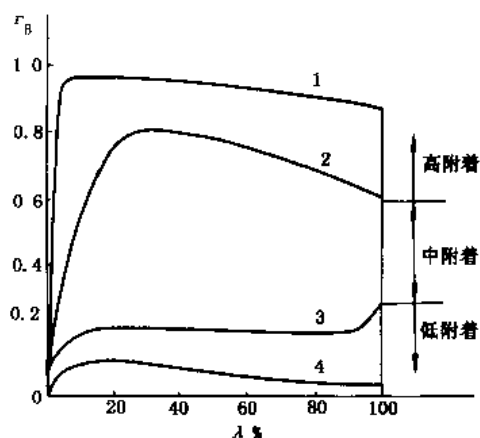


图 2-5 不同轮胎构造及不同路面时的附着系数曲线
1-子午线轮胎与干混凝土路面;2-防滑轮胎和湿柏油路面;3-子午线轮胎与新积雪路面;4-子午线轮胎与冰路面

(3)滑移率从零到最大纵向附着系数对应的滑移率 λ_{OP} 的范围为稳定区域。这一区域的滑移率并不能表明轮胎与地面间发生了真正的相对滑动,滑动率大于零的原因是轮胎的滚动半径由于轮胎胎面在地面制动力的作用下受到拉伸发生微小的伸长而变大的缘故。

(4)滑移率从 λ_{OP} 到 $\lambda = 100\%$ 的范围为不稳定区域, λ 一旦超过 λ_{OP} 后便会很快地进入到车轮抱死($\lambda = 100\%$)的状态。

实际的轮胎附着系数曲线与轮胎构造、道路状况以及车速等因素有关。图 2-5 为普通轮胎在干混凝土路、松软雪路、潮湿结冰柏油路,以及防滑轮胎在潮湿柏油路上的附着率曲线。在潮湿路面、雪路及结冰路上,水、雪、冰等起到润滑作用,轮胎的附着系数显著降低。

图 2-6 是车速对轮胎附着系数曲线的影响,速度越高,则附着系数越低。

另外,轮胎的磨损会使胎面花纹深度减低,从而它的附着系数也将显著下降。增大轮胎与地面的接触面积可提高其附着能力。不清洁的路面(路面上有细砂、尘土、油污和泥等)会使轮胎附着系数显著降低。刚下雨时的路面附着系数会很低,经过较长时间雨水冲刷后,附着系数又会有所回升。

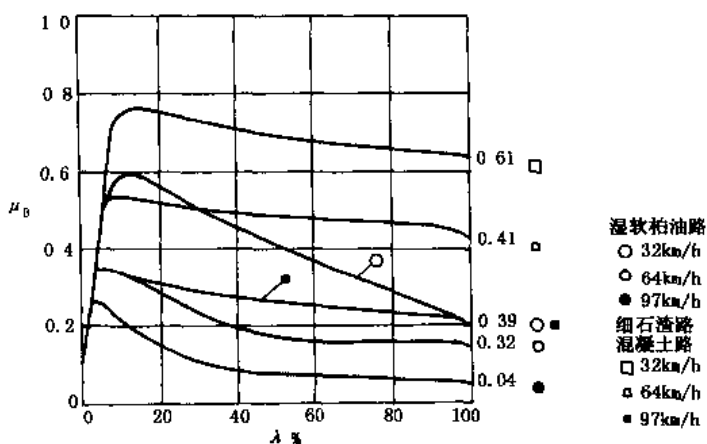


图 2-6 不同车速时的附着系数曲线

二、汽车制动稳定性

汽车制动时的操纵稳定性包括两个概念:在汽车制动减速行驶阶段,驾驶人员以最少的修正而能维持汽车按给定的路线行驶,以及按驾驶人员的愿望操纵转向机构以改变汽车行驶方向的能力即为汽车制动时的操纵性;在汽车制动减速行驶阶段,驾驶员固定转向盘给定汽车一个行驶方向,汽车抵抗力图改变其行驶方向的外力的能力即为汽车制动时的稳定性。

对行驶中的汽车施加适当的制动时,在各轮胎和地面之间产生与行进方向相反的地面制动力,当车辆左右侧地面制动力相等时,汽车能够沿着行进方向平稳减速停车;当车辆左右侧地面制动力不相等时,就会产生一个绕汽车质心的旋转力矩,使制动车辆跑偏。另外,若在弯道制动或制动时有较大横向风以及有地面横坡时,轮胎与地面之间还会产生一个侧滑摩擦力(侧向力),侧向力的作用是保持汽车的预定行进方向以及根据驾驶员的操作而改变行进方向,一般而言,侧向力越大则汽车的操纵性、稳定性越好,反之,若侧向力很小时,驾驶员将无法按照自己的意图操纵汽车,或汽车完全失去控制,导致发生恶性交通事故。

侧向力与车轮轮胎—地面间的侧向附着系数成正比。如前节所述,当 $\lambda = 1$ 时车轮抱死不转,侧向附着系数基本为零,车轮侧向力也接近于零,制动中的车辆处于危险失控的运动状态。

图 2-7 为被施以制动的汽车后轮已经抱死,而前轮还在滚动时的受力分析示意图。如果在制动惯性力 G_x 的基础上又有一个侧向干扰力 F_y ,则两力的合力将作用在与车辆纵向中心线成 β 角度的方向上,由于后轮已经抱死而侧向附着系数为零,

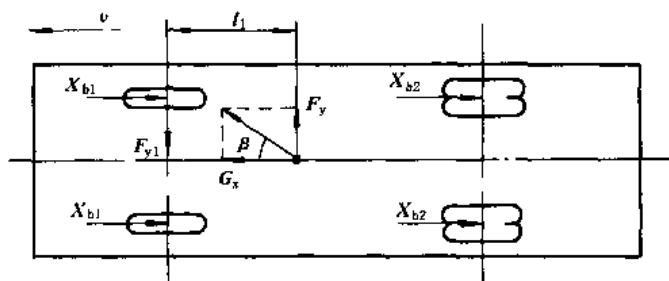


图 2-7 仅后轮抱死时受力分析示意

不能产生车轮侧向力,所以,与侧向干扰力 F_y 对应的地面侧向反力只能产生于前轮,即前轮侧向力 $F_{y1} \approx F_y$,且 F_{y1} 对车辆质心的力矩是使 β 角增大,车辆绕其质心铅垂轴回转的趋势增大,车辆处于不稳定状态。图 2-8 为汽车在弯道紧急制动且只有后轮抱死时的运动示意,此时由于后轮的侧向力接近于零,在离心惯性力和前轮侧向力的作用下,汽车将一边旋转一边沿曲