

蘇聯汽車和拖拉機工業部  
汽車和汽車發動機科學研究院  
汽車專門實驗室

# 汽車構造的發展

## 第十冊

H. A. 布哈林教授著  
向平譯 鄭紅校

人民交通出版社

苏联汽車和拖拉机工业部

---

汽車和汽車发动机科学研究院

汽車專門實驗室

# 汽車構造的發展

## 第十冊

(汽車制動系結構的分析和發展远景)

H. A. 布哈林教授著

向平譯 鄭紅校

人民交通出版社

本書分析了各式汽車制動系結構的發展和敘述了蘇聯遠景型式汽車用各種制動機構和傳動裝置的型式。

本書可供汽車工業和拖拉機工程技術人員以及高等技術學校學生之用。

Проф. Н. А. Бухарин

РАЗВИТИЕ  
КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ  
ВЫПУСК 10

АНАЛИЗ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ  
КОНСТРУКЦИИ ТОРМОЗНЫХ  
СИСТЕМ АВТОМОБИЛЕЙ  
МАШГИЗ МОСКВА 1952

汽車構造的發展

第十冊

(汽車制動系結構的分析和發展遠景)

向平譯 鄭紅校

\*

人民交通出版社出版

北京安定門外和平里

上海市書刊出版業營業許可證出〇〇六號

上海市印刷三廠印刷 新華書店發行

\*

書號: 15044 • 4170

開本: 787×1092 紙 1/32 印張: 4 1/16 字數: 118,000

1957年12月上海第1版

1957年12月上海第1次印刷 印數: 1—1,300冊

定價(16): 0.60元

# 目 录

|                              |    |
|------------------------------|----|
| 导言 .....                     | 3  |
| 一 制动系的选择和评价 .....            | 4  |
| 一般概念 .....                   | 4  |
| 选择和评价制动系的参数 .....            | 5  |
| 二 制动系的型式 .....               | 18 |
| 制动机构 .....                   | 18 |
| 制动传动装置 .....                 | 23 |
| 三 对制动系提出的要求 .....            | 28 |
| 一般要求 .....                   | 28 |
| 加到各个车轮上的制动力矩值 .....          | 28 |
| 加到被制动车轮上力矩大小的限制 .....        | 30 |
| 汽车左右车轮间制动力分配的均匀性 .....       | 33 |
| 制动和放松制动的快慢。制动器工作的协调性 .....   | 35 |
| 制动机构摩擦表面的有效散热 .....          | 39 |
| 四 蹄式制动器 .....                | 43 |
| 蹄式制动器的选择方案 .....             | 43 |
| 蹄式制动器的零件 .....               | 51 |
| 制动鼓；蹄和蹄的支承；向蹄传力的装置；          |    |
| 调整鼓和蹄的间隙的装置                  |    |
| 五 带式 and 盘式制动器。吸收能量的装置 ..... | 62 |
| 带式制动器 .....                  | 62 |

|                                |            |
|--------------------------------|------------|
| 盤式制动器                          | 63         |
| 蹄-盤式制动器                        | 65         |
| 液压式制动器                         | 65         |
| 吸收能量的裝置                        | 65         |
| <b>六 摩擦对</b>                   | <b>67</b>  |
| 制动襜帶的类型                        | 67         |
| 摩擦对的工作                         | 69         |
| <b>七 机械式和液压式傳动裝置</b>           | <b>73</b>  |
| 机械式傳动裝置                        | 73         |
| 液压式傳动裝置                        | 73         |
| <b>八 制动傳动裝置的加力器</b>            | <b>83</b>  |
| <b>九 气压式、液压式、电力式和联合式自动傳动裝置</b> | <b>92</b>  |
| 气压式和液压式傳动裝置                    | 92         |
| 电力式和联合式傳动裝置                    | 112        |
| <b>十 汽車制动系的发展途徑</b>            | <b>115</b> |
| 制动机构                           | 115        |
| 制动傳动裝置                         | 118        |
| <b>十一 远景型式汽車用的制动系</b>          | <b>122</b> |
| 輕便汽車用的制动器                      | 122        |
| 載重汽車用的制动器                      | 123        |
| 拖帶半掛車的拖車用的制动器                  | 127        |
| 公共汽車用的制动器                      | 127        |
| 特种汽車用的制动器                      | 128        |
| <b>参考文献</b>                    | <b>128</b> |

## 導 言

苏联汽車工业的巨大发展責成設計師們要特別注意研究苏联汽車的結構問題,使之能更加适应于苏联的各种工作条件。

E. A. 楚达可夫院士对苏联新型汽車所拟定的基本要求是編写本書的指导材料。

本書分析了各种制动系的結構,并对远景型式汽車的制动系結構提出了建議。

本書曾在汽車和汽車发动机科学研究院汽車專門實驗室(ОАИ НАМИ),同时有工厂、汽車工业企业和科学研究机关代表参加下的會議上进行了討論。

# 一 制動系的選擇和評價

## 一般概念

汽車远景型式的研究是以 E. A. 楚达可夫院士“苏联生产汽車的远景型式”〔5〕著作中所指示的一般原則为基础的。現在讓我們研究适合于汽車制動系的上述某些原則。

汽車制動系的可靠性，應該足以保證汽車在最惡劣的气候和道路条件下正常工作。这些条件是 $\pm 50^{\circ}\text{C}$ 的气溫范围、具有漫長下坡和高山区的道路，以及汽車可能通过的沙漠地带和土壤过湿的地区。

为了在与此不同的条件下，甚至在个别的情况下(例如，在山区行驶时)工作，而需要修改制動系时，其改裝應該是不大的。

制動系的工作寿命應該适应于汽車总的工作寿命。汽車大修时，只允許更換极少数零件(例如，蹄片綳帶、空气壓縮机的活塞环等等)。設計師設計时，有責任選擇适当的材料并且考慮制動系最大負荷元件的应力，使在汽車通常使用条件下，元件的更換周期能与汽車大修周期相吻合。

在正确的技术保养下，即使汽車長期不能存放在車庫中时，制動系的工作寿命和可靠性不應該有所降低。

制動系的結構应当保證便于修理和調整。

为了便于修理和調整，制動系的結構必須預先考慮到：1) 零件的尺寸要使在磨損時能安裝所更換的襯套；2) 零件的形狀和余量，容許磨損時能加以搪削和磨削；3) 貴重結構元件中零件的互換性。

制動系的結構应当尽可能地簡單、制造成本低，并考慮到不用缺乏的材料制造零件。在設計制動系和選擇其型式时，結構工艺性的要求是決定因素之一。但是，不允許為了簡化結構和降低生產成本而使它的使用品質變壞，即縮短使用壽命、使調整和技术保养复杂化、增加修理費用和

增加修理時間等。

制動系中的調整數量應該最少，而用提高每個個別調整穩定性來減少它的調整次數。應當採用自動調整的制動系結構，以免除駕駛員和技工的調整工作。

在沒有職業駕駛員保養的私人使用的輕便汽車上，以及在集體農莊和小規模汽車運輸企業使用的輕型載重汽車上，特別不希望制動系的調整數量太多。必須使這些汽車制動系的調整最簡單。這個要求對於公共汽車、重型載重汽車和高級的輕便汽車是比較不重要的，因為這些汽車一般是在有很好設備的車庫內由技術熟練的人員來保養的。

汽車制動系元件和零件的標準化和統一化，可使其名目大為減少，並使不同牌號汽車的許多零件能夠互換。

首先應該標準化的是用氣壓式和液壓式傳動裝置的制動器的金屬管和軟管及其接頭、制動帶、氣壓式和液壓式傳動裝置的油缸和氣室、輔助設備，以及所用的材料（制動液、潤滑油等）、空氣壓縮機、控制閥、制動鼓和制動蹄。只有在廣泛地進行研究工作和交流各種汽車在我国的生產與使用經驗的基礎上，才能實現這項任務。

在分析新型蘇聯汽車所需要的制動系型式時，必須研究現在正在生產的結構及其使用經驗。

### 選擇和評價制動系的參數

汽車制動系結構和型式是根據許多原始數據選擇的，其中主要的是：

- 1) 汽車的基本參數；
- 2) 汽車的最大減速度和最小制動距離；
- 3) 制動踏板或制動拉杆的最大容許應力，制動踏板或制動拉杆的最大位移，以及制動時駕駛員所作的最大功。

汽車基本參數中影響到制動器結構和型式的選擇的有：汽車型式、汽車最大速度、總重、軸的分配重量、汽車通常行駛的條件（市內、市外、平路或丘陵路等）。

制動系在汽車的減速度和制動距離方面應滿足下面的要求。各種型式的汽車應該有相同的最大減速度，而與汽車的重量無關。制動距離的

大小也应该相同,即当制动契合时间<sup>①</sup>相同、制动系的作用效率相同及轮胎与路面的附着系数相等的条件下,制动距离应能保证相同。实现了这些要求可以使汽车行驶事故减少,因此在设计汽车制动装置时必须考虑这些要求。

到现在为止,尚未能完全满足这些要求。重型载重汽车的制动距离,特别在拖带挂车时,大于轻便汽车和轻型载重汽车的制动距离,这是因为重型载重汽车和汽车列车的制动传动装置的契合时间要长些。由此,汽车在成队行驶时增加了发生事故的危险性,为此,汽车间隔也要增长。

近年来研究出来的制动系结构,几乎能把保证减速度和制动距离都相同的制动器供给各式汽车。评价汽车制动性能时,制动距离是较之最大负加速度(减速度)更加重要的指标。

全轮制动的汽车,其制动距离可由下式求出(1):

$$S_r = \frac{v_1}{3.6} (t_1 + \Delta t_1 + t_2) - 1.63 \varphi t_2^2 + \frac{(v_1 - 17.7 \varphi t_2)^2}{254 \varphi} \quad (1)$$

式中  $v_1$  ——制动开始时的速度,公里/小时;

$t_1$  ——驾驶员的反应时间,秒;

$\Delta t_1$  ——制动传动装置的滞后时间,秒;

$t_2$  ——减速度曲线增长的时间,秒;

$\varphi$  ——轮胎与路面的附着系数(此式中采用常数)。

驾驶员的反应时间  $t_1$  是  $0.7^{+0.8}_{-0.4}$  秒。

制动器契合时间是随制动传动装置的形式和制动器的结构,而在很大的范围内变动着。对于小轴距的用机械式传动装置或液压式传动装置的汽车,  $\Delta t_1 + t_2$  的最小总值为 0.15~0.2 秒;对于大轴距的用气压式传动装置的重型载重汽车,其最小总值为 0.4~0.8 秒。带有挂车的汽车,在个别情况下,制动传动装置的契合时间增加到 2 秒,甚至更大。带有电力式制动传动装置的汽车,契合时间接近于零。

当契合时间较大时,制动距离的大部份(在汽车的通常行驶速度下,

① 制动器的契合时间被认为是从开始踩下踏板起到相当于规定制动强度的制动力全部达到被制动车轮上的时刻为止 ( $\Delta t_1 + t_2$ )。

可以达到制动距离总长度的 50~70%) 是由契合時間和駕駛員的反应時間所决定。

如果不考虑駕駛員的反应時間，因駕駛員的反应時間是不能表征制動系特性的；而仅仅考虑制動傳動裝置的契合時間，那么在紧急制動的情况下制動距离  $S'_\tau$  (当  $\varphi=0.6$  和汽車开始制動的速度  $v_1=36$  公里/小时) 为：

a) 当  $\Delta t_1=0.05$  秒和  $t_2=0.15$  秒 (小軸距的用机械式傳動裝置或液压式傳動裝置的汽車) 时，

$$S'_\tau = \frac{36}{3.6} (0.05+0.15) - 1.63 \cdot 0.6 \cdot 0.15^2 \\ + \frac{(36-17.7 \cdot 0.6 \cdot 0.15)^2}{254 \cdot 0.6} = 9.78 \text{公尺};$$

6) 当  $\Delta t_1=0.1$  秒和  $t_2=0.6$  秒 (大軸距的用气压式傳動裝置的載重汽車) 时，

$$S'_\tau = \frac{36}{3.6} (0.1+0.6) - 1.63 \cdot 0.6 \cdot 0.6^2 \\ + \frac{(36-17.7 \cdot 0.6 \cdot 0.6)^2}{254 \cdot 0.6} = 12.45 \text{公尺}。$$

这样，仅仅由于增加了傳動裝置的契合時間，汽車制動距离就增加 2.67 公尺 (27.3%)，这在熱鬧的市区行駛时具有很大的意义。同时上述的兩種情况，制動时的減速度值是相同的，約为 6 公尺/秒<sup>2</sup>。兩種汽車制動系在最大減速度方面是有同等效果的，但是在制動距离方面第二种制動系就不如第一种制動系了。

制動情况大体上可分为兩種：

1. 紧急制動，相当于最大制動强度的制動。紧急制動的次数一般不超过汽車总制動次数的 3~5%，而在頗大的程度上决定于行駛情况和駕駛員的技术。

紧急制動的減速度在某些道路上能达到 8~9 公尺/秒<sup>2</sup>。在輪胎和道路的附着系数  $\varphi$  极大和汽車制動系沒有故障的特殊情况下，減速度可以超过 9 公尺/秒<sup>2</sup>。較大的減速度使坐着的乘客感到不舒服，对于站著

的乘客会有危险。

2. 工作制动。工作制动的平均强度不超过紧急制动强度的40~50%，根据行驶条件它的次数不会少于汽车制动总次数的95~97%。工作制动的减速度通常不超过4公尺/秒<sup>2</sup>，而且这样的减速度对乘客来说是可以强烈地感觉到的。

关于允许加到制动踏板上或拉杆上的力的大小问题，现在还存在有不同的意见。

根据作者对70个女驾驶员的测力调查结果[1]，可以加到踏板上的最大力量平均不少于50公斤，在个别情况下可以增加至90~100公斤。这些数据是在5~7秒钟的时间内连续踩下三次，中断5~6秒，和继续大约30秒的长时间的踩下踏板的情况下得到的。

基于研究结果和汽车使用的资料，可以认为，如果踏板上的力为50公斤时，汽车减速度不低于4~5公尺/秒<sup>2</sup>，则制动系的工作是合格的。

为了减轻驾驶员的工作，无论汽车的重量多大，必须把50公斤的力量作为最大值。

加到轻便汽车踏板上的制动力可以少于加到载重汽车踏板上的力。总结轻便汽车多年使用的经验结果，确定出加到踏板上的力与减速度之间的最佳关系(如图1上的影线部份)。

1935年生产的许多汽车，踩下制动踏板时，其减速度值低于所确定的

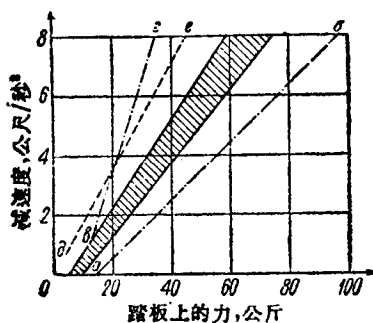


图1 轻便汽车的减速度与踩在制动踏板上的力的关系

最佳值(图1a6线)。1946年生产的某些汽车，踏板上加以一定的力时，其减速度值就大于最佳值(图1a1线)；这时，踩在踏板上的所需的力小于最佳值。a2线(图1)是减少加到制动踏板上的力的上限(易于踩下的踏板会降低制动的准确度)。

在某些情况下，为了达到规定的减速度，力求减少加到汽车制动踏板上的必需的力。

想減少帶有氣壓式傳動裝置和電力式傳動裝置制動系的制動踏板上所加的力的企圖，會引起某些相反的結果；因為所需的制動力很小時，由於駕駛員加到制動踏板上的力的變化，準確地調整制動強度的可能性就會顯著地降低。可以認為，在最大制動強度時，加在踏板上的力應該不少於 20~25 公斤。

加到制動拉杆上的最大的力不應高於 30~40 公斤。重量較輕的汽車（2000 公斤以下），全制動時加到拉杆上所需的力一般不能大於上述值的 30~40%。

踏板的最大行程不應該很大。在制動襯帶磨損允許的條件下，載重汽車的踏板最大行程一般可以為 180 公厘而輕便汽車的為 140 公厘。在正常調整過的制動器上，全制動的踏板行程是最大行程的 40~50%。

載重汽車手制動器拉杆的最大行程應不大於 200 公厘，而輕便汽車的應不大於 140 公厘。在正常調整過的制動器上，全制動的拉杆行程也應該大約是最大行程的 40~50%。

汽車制動系應該保證左右對稱車輪上的制動力相等。否則，制動時汽車可能會滑溜，此時，制動機構的某些部份可能會因其他部份負荷不足而負荷過大。

如果用  $P_{rn}$  代表加到右車輪上的制動力，用  $P_{rl}$  代表加到左車輪上的制動力，則表達制動力分配均勻系數的公式為

$$K_r = \frac{P_{rn}}{P_{rl}}。$$

應該力求制動系能保證  $K_r = 1$ 。可以採用適當的制動機構以及制動傳動裝置來實現這個要求。

對汽車和汽車列車的制動系的重要要求是：制動機構工作的協調性，減少汽車滑溜的可能性，減少聯接器中所產生的反應動力，並且縮短制動距離。

為了評價汽車制動系和制動情況可以利用制動圖，制動圖是制動時的減速度曲線或者是加到汽車車輪上制动力的曲線。制動圖是根據加到制動踏板上的力和時間記錄下來的。

作者所得到的制動圖的實例如圖 2 所示。三條曲線都是用氣壓式傳

制动装置的制动器的。在制动图上可以看出有下列表示制动过程和制动系统特性的几个点和几个区段：

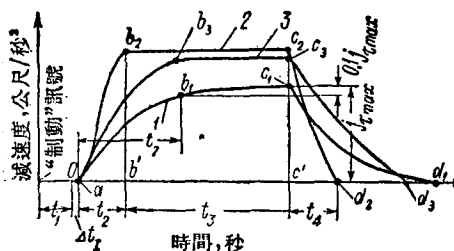


图2 制动图的型式

1-膜式控制閥的 2-帶短輸氣管的活塞式控制閥的 3-帶長輸氣管的活塞式控制閥的

是从0.04秒(小轴距和中等轴距的汽车具有液压式传动装置时)到0.3秒(具有长约3公尺输气管的气压式传动装置时)；

$a$  ——减速度曲线开始上升点(曲线自横坐标轴折离)；

$b_1$ 、 $b_2$ 、 $b_3$  ——各减速度曲线上升的终点。当减速度曲线继续增长时(气压式传动装置)，点  $b_1$  位于  $j_r \max$  的0.9的高度上(图2曲线1)；

$t_2$  ——减速度曲线增长的时间，根据同样的研究数据，在相似的条件，时间  $t_2$  是从0.15(小轴距汽车用液压式传动装置时)到1秒(具有作用缓慢的气压式传动装置或真空加力器的汽车)；

$t_3$  ——全强度的制动时间；

$c_1$ 、 $c_2$ 、 $c_3$  ——各减速度曲线开始下降点(开始放松制动)；

$d_1$ 、 $d_2$ 、 $d_3$  ——各减速度曲线下降的终点(放松制动完毕)；

$t_4$  ——放松制动时间，根据同样的试验，是从0.4(液压式传动装置用的制动液粘度小时)到2~3秒以上(液压式传动装置用的制动液粘度高时，气压式传动装置空气通过截面较小时)；

$j_r \max$  ——制动图任何区段上的最大减速度。

如果不计算驾驶员反应时间  $t_1$  和时间  $\Delta t_1$ ，则尚未完全停车的制动过程的总时间是  $t = t_2 + t_3 + t_4$ 。

全强度制动时减速度的平均值(制动图2上  $b'c'$  段)为

$$j\tau_1 = \frac{\text{面积 } b'b_2c_2c'}{b'c'}。$$

全部制动時間內減速度的平均值(制动图上  $ad_2$  段)为

$$j\tau_2 = \frac{\text{面积 } ab_2c_2d_2}{ad_2}。$$

制动强度系数  $j'\tau$  是減速度曲綫  $ab_1$  的微分 (路程对時間的三次微分), 用以表示制动的平稳性<sup>①</sup>。当  $j'\tau > 15 \sim 20$  公尺/秒<sup>3</sup> 时, 坐着的乘客会有不舒服的感觉。

制动图的形状是决定于制动傳动装置和制动器的型式和結構, 也决定于駕駛員加到踏板上的力的大小、力的性質和加力的速度。

汽車制动机构是按下列的参数来选择和評价的。

**摩擦襯帶摩擦表面上的單位壓力** 如果認為制动蹄和制动鼓是絕對剛体的, 及襯帶的变形是和力的大小成正比例的, 那么沿蹄片襯面長度上的單位压力  $p$  是按正弦規律分布(图 3 a):

$$p = p_{\max} \sin \beta, \quad (2)$$

式中  $p_{\max}$  ——最大單位压力, 公斤/公分<sup>2</sup>;

$\beta$  ——襯帶某点位置的角度。

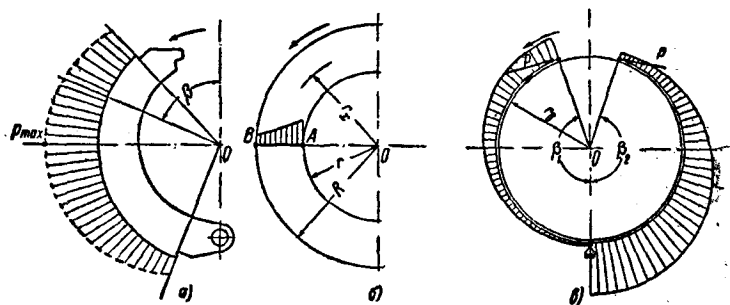


图 3 各种型式制动器的單位压力图

a) 蹄式的 b) 鼓式的 c) 帶式的

① E. A. 楚达可夫院士第一次指出: 采用  $j'\tau$  作为评价汽車制动情况是合理的。

如象 E. A. 楚达可夫院士的研究所指出的, 在使用过的蹄片襯帶上, 沿長度分布的單位壓力可以認為是均勻的。

對於盤式制動器說來, 圓盤工作表面上沿寬度的單位壓力將不是一樣的(1)(圖 3 6):

$$p = \frac{Y}{2\pi(R-r)r_x}, \quad (3)$$

式中  $Y$  —— 圓盤上的壓力, 公斤。

襯帶表面上的最大單位壓力是在 A 點, 而最小的單位壓力則在 B 點。

帶式制動器的單位壓力根據制動帶所抱的弧形而變化(圖 3 B):

左帶

$$p = \frac{P}{r_0 b e^{\mu\beta}}; \quad (4)$$

右帶

$$p = \frac{P}{r_0 b} e^{\mu\beta}; \quad (5)$$

式中  $r_0$  —— 制動鼓的半徑, 公分;

$b$  —— 襯帶寬度, 公分。

角  $\beta$  是從力  $P$  加到帶上的點算起。

如列舉的公式所示, 所有三種型式的制動器, 其單位壓力都是變量, 而且帶式制動器的單位壓力最不均勻。這就是襯帶磨損不均勻的原因。

容許的最大單位壓力決定於制動蹄和制動鼓的材料物理性質; 其變動範圍很廣, 緊急制動時在摩擦襯帶上達到 12~16 公斤/公分<sup>2</sup>。

在個別情況下, 即使單位壓力很高時, 襯帶的使用情況還能令人滿意。

**單位摩擦功  $L_{mp}$**  如果把襯帶上的單位壓力當作均勻分布的, 在 1 公分<sup>2</sup>襯帶的工作表面上的單位摩擦功, 可以按下面的公式求出

$$L_{mp} = \frac{Gv_1^2}{254F_{\Sigma}} \text{ 公斤公尺/公分}^2, \quad (6)$$

式中  $G$  —— 汽車總重, 公斤;

$v_1$ ——开始制动时的車速,公里/小时;

$F_F$ ——汽車各个制动器襯帶的总面积(手制动器的除外),公分<sup>2</sup>。

輕便汽車蹄式制动器現有的結構中,在制动开始的速度为 30 公里/小时,  $L_{mp}$  值达到 10 公斤公尺/公分<sup>2</sup>, 而載重汽車的达到 20 公斤公尺/公分<sup>2</sup>。

**單位摩擦功率** 制动鼓工作表面上的單位摩擦功率  $B_p$ , 可按下面的公式求出

$$B_p = \frac{1}{70.6} \cdot \frac{G v_{\max} j_r}{\Sigma(2\pi r_0 b)} \text{ 公斤公尺/秒公分}^2, \quad (7)$$

式中  $v_{\max}$  ——汽車的最大速度,公里/小时;

$j_r$ ——制动时的平均減速度,公尺/秒<sup>2</sup>。

在这个公式中,仅考虑制动鼓的摩擦表面为其圓周長度和蹄片襯帶寬度的乘积。

根据重型公共汽車蹄式制动器的試驗結果証明, $B_p$  值不应超过 25 公斤公尺/秒公分<sup>2</sup>(当  $j_r = 4 \sim 5$  公尺/秒<sup>2</sup> 时)。如果  $B_p$  大于这个值,制动鼓可能过热并且在它的表面上形成裂縫。

每 1 公分<sup>2</sup>蹄片襯帶摩擦表面分攤的汽車總重  $G_g'$  按現有結構的數據,輕便汽車是 1.2~2.0 公斤/公分<sup>2</sup>, 載重汽車是 2.5~3.5 公斤/公分<sup>2</sup>。这些指标使能够評價現代汽車制造业所采用的蹄式制动器襯帶表面的選擇正确性。

**制動鼓或制動盤的溫度** 有摩擦襯帶作用着的制动鼓或制动盤,其溫度在制动时不應該超过規定的数值。

制动鼓和制动盤的溫度可以在試驗室的条件下求得,也可以在道路試驗时求得。

在試驗室的慣性試驗台上試驗时,是在汽車的減速度为 4~5 公尺/秒<sup>2</sup>, 开始速度为 50 公里/小时的情况下进行制动,各次制动間歇時間为 2 分鐘。这时,10 次連續制动以后,制动鼓的溫度不能高于該襯帶的容許溫度(250~350°C)。

在道路試驗中,也可以用同样的程序。汽車行駛时需要專門仪器来測定制动鼓的溫度。

评价制动机构的效率可以用效率系数  $K_0$  [1]，这个系数等于制动器的全部制动蹄上或制动带上的切线摩擦力的总和  $X$  对作用在制动蹄或制动带上的力的总和  $\Sigma P$  之比：

$$K_0 = \frac{X}{\Sigma P}。$$

效率系数  $K_0$  愈大，则用规定的制动强度制动汽车所应加到制动器上的力愈小。因此，使  $K_0$  值较大的制动机构的结构，能够利用最简单的非自动传动装置有效地制动重量颇大的汽车。

**制动系全传动比  $i$**  全传动比  $i$  等于作用在汽车车轮上总制动力  $\Sigma P_r$  对加到踏板上的力  $P_n$  之比：

$$i = \frac{\Sigma P_r}{P_n}。 \quad (8)$$

全传动比完整地表征着汽车制动系的效率。

**传动装置的力传动比  $i_r$**  力传动比等于作用在全部制动器的每个制动蹄上的力的总和与踏板上的力  $P_n$  之比：

$$i_r = \frac{\Sigma(P_1 + P_2)}{P_n}， \quad (9)$$

式中  $P_1$  和  $P_2$  ——加到制动器各个制动蹄上的力，公斤。

**传动装置的动力传动比  $i'_r$**  动力传动比等于踏板行程对一个制动器的制动蹄与凸轮接触处的位移之比：

$$i'_r = \frac{S_n}{\chi}， \quad (10)$$

式中  $S_n$  ——预先消除传动装置中间隙以后的制动踏板行程；

$\chi$  ——制动蹄与凸轮（或与液压式传动装置的分泵活塞）接触处的总位移。

**非自动传动装置的效率**

$$\eta_{np} = \frac{\Sigma R_i}{R_n}， \quad (11)$$

式中  $\Sigma R_i$  ——全部制动蹄张开时产生的总功；

$R_n$  ——制动时踏板上的功。