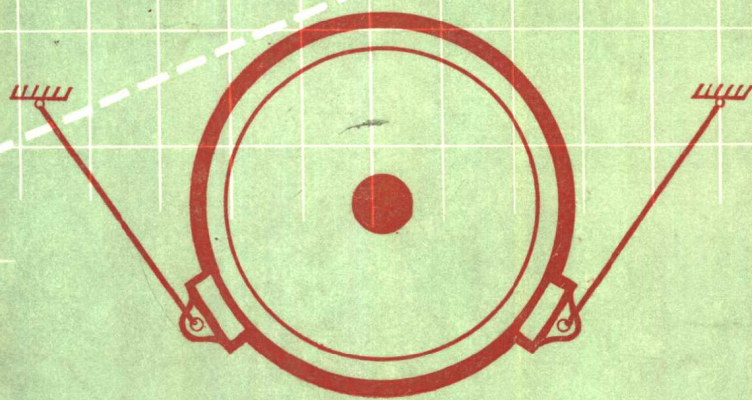


# 列车制动计算

张 振 鹏 编著  
金竹 饶忠



中国铁道出版社

17  
7

# 列车制动计算

张 振 鹏 编 著  
金 竹 饶 忠

中 国 铁 道 出 版 社

1 9 8 4 年 · 北 京

**列车制动计算**

张振鹏 金竹 饶志 编著

中国铁道出版社出版

责任编辑 林连照

封面设计 翟 达

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

中国铁道出版社印刷厂印

开本：787×1092 $\frac{1}{16}$  印张：14 插页：1 字数：338 千

1984年3月第1版 1984年3月第1次印刷

印数：0001—5,000 册 定价：1.80 元

# 前 言

列车制动计算主要是用于解算列车制动距离与制动时间，同时也用于确定列车在各种坡道上运行时的限制速度，所以它在列车制动与列车牵引上都占有重要的地位。过去我国在列车制动计算上一般是沿用苏联的有关参数和公式，由于苏联的制动机与我国制动机在结构和性能上有很大的区别，而且闸瓦的尺寸和成分也不相同，因此，计算的误差较大。同时由于苏联的制动距离和制动时间的计算方法是采用分段累积法，计算程序较为烦琐。为此，中国铁道科学研究院从1965年开始针对制动计算中的有关参数进行了大量的研究试验，本书就是根据研究试验中的经验体会以及试验的结果，结合最近铁道部批准实行的新的牵引计算规程并整理了一些国外资料编写而成的。

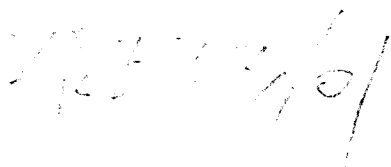
本书除对目前我国在制动计算上使用的参数提供了最新资料外，还以轮轨为弹性体对制动计算的理论问题进行了阐述，从而推导出一些新的计算方法和计算公式，在论述中还发现和修正了某些书籍中的个别错误。

此外，本书在叙述中引用了铁道部最新公布的《铁路技术管理规程》和《列车牵引计算规程》的一些计算数据和计算公式。但由于上述规程是以实用为主的，考虑安全系数要大一些，对数据的整理也力求简化，而本书则着重于理论分析和数值的推导，因此产生个别数据与规程不完全一致的问题，特在此加以说明。读者在进行制动计算时，仍应以规程所列数据为准。

本书由张振鹏同志编著，金竹与饶忠两同志进行全面审校和修改，其中第五章第一节由饶忠同志执笔编写。在编写过程中承李宝树、孙福祥、蒋秀兰等同志大力协助并提供了部分资料，在此特表谢意。

由于编者水平所限，本书有错误和不妥之处请读者提出宝贵意见，来信可直接寄交铁道科学研究院机辆所牵引室张振鹏或中国铁道出版社机车车辆编辑室。

编 者



## 内 容 提 要

本书主要论述列车制动距离与制动时间的解算问题，并对我国各型制动机的特性，进行了理论的分析。书中除介绍一些常用的制动计算方法外，还根据科研成果，介绍了一些新的计算方法和计算公式。全书共分自动制动机特性、轮轨粘着特性、闸瓦性能、列车制动减速度、列车空走时间与空走距离、有效制动时间与有效制动距离、列车制动问题解算、车辆制动率的选择等八章。

本书可供从事列车牵引及制动业务的科研和工程技术人员，以及铁路院校有关师生学习参考。

# 目 录

<b>第一章 自动空气制动机的压力变化特性</b> .....	1
<b>第一节 自动空气制动机作用原理概述</b> .....	1
一、二压力机构软性制动机 .....	1
二、三压力机构半硬性与硬性制动机 .....	2
三、二、三压力可调式制动机 .....	3
<b>第二节 列车管的减压特性</b> .....	4
一、空气波与列车管减压速度 .....	4
二、影响列车管减压速度的因素 .....	5
三、列车管的局部减压作用 .....	8
四、机车的列车管辅助排气装置 .....	10
五、列车管的漏泄限度 .....	12
<b>第三节 制动缸充气、排气特性</b> .....	13
一、制动缸充气特性 .....	13
二、制动缸排气特性 .....	22
<b>第四节 制动波速和缓解波速</b> .....	23
一、制动波和制动波速 .....	23
二、各型制动机的制动波速 .....	24
三、制动机的缓解时间及缓解波速 .....	28
<b>第五节 客货车制动缸压力与列车管减压量的关系</b> .....	28
一、各种制动机风缸的容积 .....	28
二、K、GK、LN、GL型制动机常用制动时制动缸压力的理论计算 .....	29
三、K型、GK型、LN型和GL型制动机常用制动时制动缸压力的实测值与经验公式 .....	31
四、K型、GK型、LN型和GL型制动机紧急制动时制动缸压力计算的经验公式 .....	34
五、103型和104型制动机的制动缸压力 .....	35
六、ET-6机车制动机的制动缸压力与列车管减压量的关系 .....	39
七、关于K型制动机列车管紧急局减量的探讨 .....	41
八、制动缸压力计算的简短小结 .....	41
<b>第二章 轮轨粘着特性</b> .....	43
<b>第一节 车辆制动时的减速度与粘着力</b> .....	43
一、车辆惰行时的减速度与减速度 .....	43
二、车辆制动时的减速度与减速度 .....	45
三、粘着力及制动时的粘着限制 .....	47
<b>第二节 世界各国对粘着系数的试验概况</b> .....	49
<b>第三节 影响粘着系数的因素</b> .....	52
一、钢轨与车轮表面状态对粘着系数的影响 .....	52
二、线路弯道对粘着系数的影响 .....	53
三、车辆运行中车轮减载对粘着系数的影响 .....	53

四、轮对运用工况（牵引或制动）对粘着系数的影响 .....	58
五、闸瓦材质对粘着系数的影响 .....	60
第四节 粘着系数的计算公式 .....	61
一、牵引粘着系数 .....	61
二、制动粘着系数 .....	62
三、国内制动粘着系数公式的建议 .....	63
第五节 改善粘着性能的方法 .....	64
一、改善轮轨接触面的状态 .....	64
二、改善机车车辆悬挂系统 .....	65
<b>第三章 闸瓦及其性能</b> .....	<b>66</b>
第一节 概述 .....	66
第二节 影响闸瓦摩擦性能的各种因素 .....	66
一、生铁闸瓦材质对摩擦性能的影响 .....	66
二、生铁闸瓦含磷量对摩擦性能的影响 .....	67
三、闸瓦压力与摩擦性能的关系 .....	69
四、闸瓦温度对摩擦性能的影响 .....	71
五、闸瓦的外形尺寸与摩擦性能的关系 .....	72
六、运行速度及制动初速度对摩擦性能的影响 .....	73
七、闸瓦表面沾水量与摩擦性能的关系 .....	73
八、闸瓦铸造工艺对摩擦性能的影响 .....	74
第三节 生铁闸瓦的自激破坏特性 .....	74
第四节 闸瓦摩擦性能的试验 .....	75
一、制动摩擦副试验台 .....	75
二、现车溜放试验 .....	77
三、试验台与现车试验的比较 .....	82
第五节 中磷闸瓦的摩擦系数 .....	82
一、试验台上测得的中磷闸瓦摩擦系数 .....	82
二、现车溜放试验测得的中磷闸瓦摩擦系数 .....	83
第六节 合成闸瓦的简单介绍 .....	85
一、合成闸瓦的优点与发展概况 .....	85
二、合成闸瓦的成分 .....	85
三、热处理与合成闸瓦耐磨性的关系 .....	86
四、金属镶嵌与踏面热裂 .....	86
<b>第四章 列车制动时的减速度</b> .....	<b>87</b>
第一节 列车运行阻力 .....	87
一、基本阻力 .....	87
二、附加阻力 .....	89
第二节 列车制动力 .....	90
一、制动力的计算——实算制动力 .....	90
二、制动倍率 .....	92
三、基础制动装置的传动效率 .....	98
第三节 制动时列车减速力的计算 .....	103
第四节 计算列车制动力的换算法 .....	106
一、换算摩擦系数 .....	106

二、换算闸瓦压力与列车换算制动率	109
三、各型机车和客货车辆的换算闸瓦压力表	112
四、常用制动系数	113
<b>第五章 空走时间与空走距离</b>	<b>116</b>
第一节 “空走”的概念及假定	116
第二节 推导平直道上列车紧急制动空走时间的中部车辆代表法	118
一、单车空走时间	118
二、列车空走时间	121
第三节 推导列车紧急制动空走时间公式的当量坡度线性方程法	121
一、空走时间未溢出原始假定的理论推导	122
二、空走时间溢出原始假定概念时的理论推导	124
三、坡道空走时间与平道空走时间的关系及其简化公式	126
第四节 计算客货列车空走时间的简化公式	128
一、平直道紧急制动空走时间	128
二、坡道上紧急制动空走时间	130
三、货物列车不起紧急制动作用和客货列车常用制动空走时间	131
第五节 空走时间与空走距离的图算法	132
一、紧急制动	132
二、常用制动	132
<b>第六章 有效制动时间与有效制动距离</b>	<b>135</b>
第一节 计算有效制动时间与有效制动距离的分段累加计算法	135
一、有效制动过程的列车运动方程	135
二、有效制动时间计算公式的推导	136
三、有效制动距离计算公式的推导	137
四、计算实例	137
第二节 求有效制动距离与有效制动时间的分段累加图解法	139
一、有效制动距离的分段累加图解法	140
二、有效制动距离图解法的原理	140
三、有效制动时间的分段累加图解法	141
四、有效制动时间图解法的原理	142
五、图解法通常所用的比例及优缺点	142
六、图解实例	143
第三节 有效制动距离与有效制动时间的等效一次计算法	146
一、等效公式的原理	147
二、等效摩擦系数	147
三、中磷闸瓦等效摩擦系数算图	149
四、列车等效单位基本阻力	150
五、等效一次计算有效制动距离与有效制动时间的公式	154
第四节 等效一次图解法	156
第五节 计算有效制动距离与有效制动时间的经验公式法	159
一、计算有效制动距离的经验公式	159
二、计算有效制动时间的经验公式	161
第六节 有效制动距离与有效制动时间的图算法	162
一、列车换算制动率的图算法	162



二、有效制动距离的图算法	163
三、有效制动距离的二段算图	164
四、有效制动时间的图算法	165
第七章 列车制动问题解算	168
第一节 制动距离和制动时间的解算	168
一、制动空走时间 $t_k$ 的计算公式	168
二、空走距离 $S_k$ 的计算公式	168
三、有效制动距离 $S_e$ 和有效制动时间 $t_e$ 的计算公式	168
第二节 列车必需的最小换算制动率的解算	170
第三节 制动限速的计算	172
第四节 铁路技术管理规程列车限速表的编制	173
一、用等效一次计算法编制	173
二、用等效一次图解法编制	175
三、用经验公式计算法编制	177
第五节 经验公式在制订列车运行时分作图中的应用	178
第六节 起伏坡道上的列车制动问题解算	181
一、起伏坡道空走距离的计算	182
二、起伏坡道有效制动距离的计算	184
三、各种编组列车在起伏坡道上的制动计算	184
四、起伏坡道上制动计算的验证	191
第七节 制动减速度和制动率之间的相互关系	193
一、制动距离与减速度之间的关系	193
二、制动减速度与换算制动率之间的关系	194
第八章 车辆制动率的选择	196
第一节 车轮的滑行与擦伤	196
一、车轮的滑行	196
二、车轮滑行后的擦伤	197
第二节 车辆制动率的选择	202
一、根据轮轨粘着系数与闸瓦摩擦系数选择制动率	202
二、客车实算制动率的选择	204
三、货车实算制动率的选择	206
附录 主要常用代号表	211
参考文献	213

# 第一章 自动空气制动机的压力变化特性

## 第一节 自动空气制动机作用原理概述

铁路车辆自动空气制动机最重要的部件是三通阀或分配阀。各种类型的三通阀和分配阀的构造虽有区别，但作用原理基本相同，即当自动制动阀向贯通全列车的制动管(以下简称列车管)充气时，三通阀或分配阀处于缓解位，制动机发生缓解作用；当列车管减压时，三通阀或分配阀处于制动位，制动机产生制动作用。为了适应长大货物列车和高速旅客列车制动与缓解的特殊需要，在三通阀或分配阀中增设了很多部件，有的是用以加速并改进制动机的制动和缓解作用的，有的是用以增强制动机的制动力及改进其他性能的，其目的是使制动机的作用更为平稳与更为有效，以便更好地操纵各种不同的列车。因此，随着铁路运输高速化、现代化的发展，新型三通阀或分配阀的结构将愈来愈复杂，这是一种必然的趋势。

车辆自动空气制动机，按其三通阀或分配阀的性能不同，可区分为二压力机构的软性制动机、三压力机构的半硬性半硬性制动机和二、三压力可调式制动机三类。

### 一、二压力机构软性制动机

二压力机构软性制动机又可分为直接作用式和间接作用式两种：

#### 1. 直接作用式

凡是利用列车管与副风缸的空气压力差来推动主鞣鞣而直接使制动缸发生制动、保压和缓解作用的制动机，均称为直接作用式二压力机构软性制动机，其作用如图 1—1—1 所示。当列车管 1 充气增压时，主鞣鞣 3 向内侧移动，三通阀处于充气缓解位。这时列车管的压力空气经充气沟 *i* 向副风缸 5 充气，而制动缸 6 经三通阀的滑阀 4 及阀座的通道与大气相通。当列车管排气减压时，主鞣鞣向外侧移动，三通阀处于制动位。滑阀及阀座沟通了副风缸与制动缸的通路，使副风缸的压力空气进入制动缸 6 内，制动机起制动作用。当列车管减压后保压时，主鞣鞣稍稍向内侧退回，使其两侧压力保持平衡，此时滑阀位置切断了副风缸与制动缸的通路，而未开通制动缸至大气的通路，同时主鞣鞣的位置也尚未启开列车管赖以连通副风缸的充气沟。这样，三通阀就处于保压位，制动缸内的空气压力不增不减，呈保压状态。当向列车管进行再充气使其压力稍高于副风缸压力时，主鞣鞣又向内侧移动，在沟通列车管与副风缸的通路的同时，又沟通了制动缸与大气的通路，排出制动缸内的压力空气，

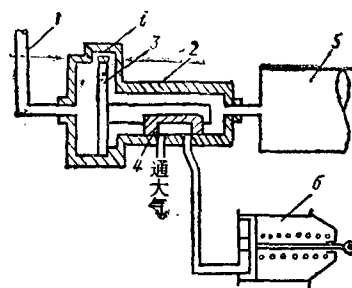


图 1—1—1 直接作用式二压力机构软性制动机三通阀作用示意图  
1 —— 列车管； 2 —— 三通阀； 3 —— 主鞣鞣； 4 —— 滑阀； 5 —— 副风缸； 6 —— 制动缸； *i* —— 充气沟。

排出制动缸内的压力空气，

三通阀又进入充气缓解位。我国现用的K型、GK型、P型及L型制动机均属于这种机构。

### 2. 间接作用式

原来的二压力机构制动机均采用三通阀，由于三通阀的各种作用均靠一个主鞣鞣的位移来完成，容易发生动作不够准确的弊病，并且一种三通阀只能适应一种尺寸的制动缸，作用欠完善，因此，目前各国均趋向于发展一种设有工作风缸和中继阀的间接作用式分配阀，其作用原理如图1—1—2所示。这种分配阀虽然仍属于软性的范畴，但作为控制主鞣鞣动作的压力之一的副风缸已由工作风缸3所代替，即利用列车管和工作风缸的压力差来控制主鞣鞣动作而起各种作用。同时，这种分配阀对制动缸的充气和排气，不是由主鞣鞣直接控制的，而是由主鞣鞣控制工作风缸向容积室11充气或排出容积室的压力空气，然后再由容积室压力变化通过中继阀5来控制副风缸向制动缸充气，或使制动缸的压力空气经由中继阀排入大气，故称为间接作用式。由于

这种分配阀是根据工作风缸的压力空气进入容积室的多少并通过中继阀来间接控制副风缸向制动缸充气的，而工作风缸和容积室的容积比又是固定的，因此它可在一定的范围内适应各种不同尺寸的制动缸，只要根据制动缸的大小配以不同容积的副风缸就行了。同时制动缸的空气压力若因漏泄而下降时，如副风缸与制动缸压力尚未达到平衡，则可以起自动补风作用。故上述两点是它的最大优点。我国现用的103、104型制动机即属于这种结构，它们的均衡部就起中继阀的作用。

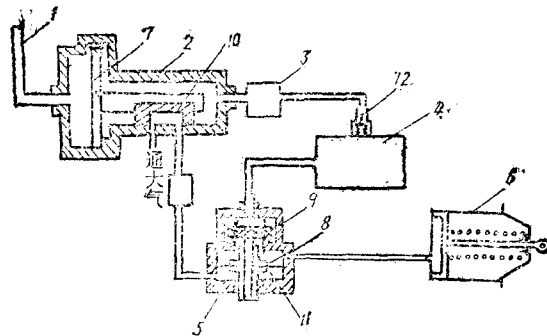


图1—1—2 间接作用式二压力机构软性制动机分配阀作用示意图

- 1 — 列车管； 2 — 分配阀； 3 — 工作风缸； 4 — 副风缸；
- 5 — 中继阀； 6 — 制动缸； 7 — 主鞣鞣； 8 — 均衡鞣鞣；
- 9 — 均衡阀； 10 — 滑阀； 11 — 容积室； 12 — 止回阀。

我国现用的103、104型制动机即属于这种结构，它们的均衡部就起中继阀的作用。

## 二、三压力机构半硬性硬性制动机

这类制动机的分配阀作用原理如图1—1—3所示。它的制动、缓解及保压作用，除了与工作风缸和列车管的压力有关系外，制动缸的压力也参与作用，故称为三压力机构。其工作原理如下：向列车管1初充气时，工作风缸2与副风缸3充气，而制动缸7通大气；当列车管减压时，工作风缸的空气压力促使主膜板5向上凸起，带动阀杆上移，先关闭制动缸与大气的通路，再打开副风缸与制动缸的通路，副风缸的压力空气即充入制动缸内，起制动作用；待制动缸的空气压力作用于平衡膜板6上的力，加上列车管的压力空气作用于主膜板5上的力，这两者压力之和，略大于工作风缸的压力空气作用于膜板5上的力时，分配阀即进入保压位，此时，分配阀在列车管、制动缸和工作风缸三种压力的作用下，处于平衡状态。由于工作风缸中的空气压力保持着初充气时的压力（变化很小），所以制动机必须有待于列车管的空气压力升至与工作风缸的空气压力相等时才能彻底缓解。故通常称这种制动机为硬性制动机。苏联的M-320，捷克的大果，西德的KE，日本的KU等型制动机，均属于这种结构。这种制动机的列车管空气压力，可以采用6公斤/厘米<sup>2</sup>，也可采用5公斤/厘米<sup>2</sup>，并

且只要列车管的压力低于工作风缸的压力到一定程度，就可以发生制动作用，有一定的稳定性，这一方面的性能与软性制动机是相同的，故亦有称之为半硬性制动机的。真正的硬性制动机是在主膜板5的下方安装一个弹簧，用以代替工作风缸的作用。它与半硬性制动机不同之处是：当列车管的空气压力减至稍低于5公斤/厘米<sup>2</sup>时，不论其减压速度快慢，都能发生制动作用；而且不论列车管有多高的压力，一定要减到低于5公斤/厘米<sup>2</sup>时，才能发生制动作用。也就是说，它的硬性程度比半硬性制动机更大一些。如苏联的AП-1型分配阀即属于这种结构。

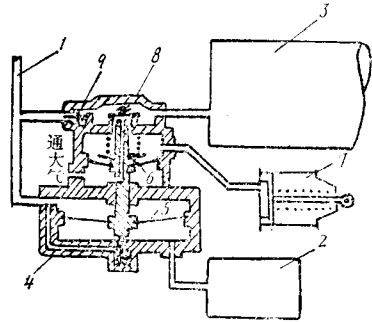


图1—1—3 三压力机构半硬性分配阀作用示意图  
1——列车管；2——工作风缸；3——副风缸；  
4——通路；5——主膜板；6——平衡膜板；  
7——制动缸；8——分配阀；9——止回阀。

### 三、二、三压力可调式制动机

三压力机构硬性制动机的优点是有阶段缓解和补风作用，但没有轻易缓解作用。为了使一个分配阀既可作二压力机构，又可作三压力机构使用，在三压力机构的分配阀上加装一个转换塞门和转换阀，使之成为二、三压力可调式的分配阀，如图1—1—4所示。当转换塞门9和转换阀8相通时，在分配阀4缓解过程中，工作风缸2和副风缸3及列车管1互相沟通，使工作风缸的空气压力降低，分配阀可以起轻易缓解作用。当转换塞门切断工作风缸与转换阀的通路时，即恢复了三压力机构的性能。如我国的JZ-7，美国的26-L，苏联的MT3-135、MT3-270等型制动机都属于这种结构。

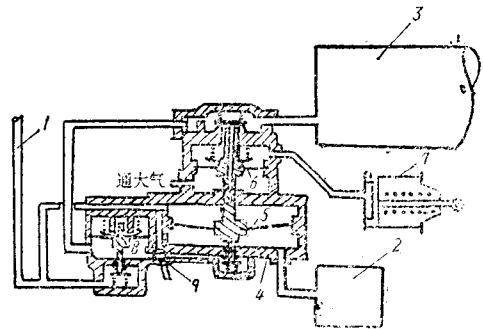


图1—1—4 二、三压力可调式制动机分配阀作用示意图  
1——列车管；2——工作风缸；3——副风缸；  
4——分配阀；5——主膜板；6——平衡膜板；  
7——制动缸；8——转换阀；9——转换塞门。

以上所说的软性制动机都没有阶段缓解作用，因之不可能与具有阶段缓解作用的硬性与半硬性制动机相混编，这是大家所熟知的。

间接作用式软性制动机因在制动过程中制动缸发生漏泄时由副风缸给补气，当副风缸压力低于工作风缸的压力时又需从列车管给副风缸补气，这样就在制动位时需要向列车管自动补气的自动制动阀。不然，不仅失却了制动缸的自动补气作用，而且由于制动缸的漏泄，副风缸压力因给补气而不断下降，因此，列车管将不断地向副风缸补气而又造成列车管压力的不断下降，这就形成了列车的不断地追加制动。使列车失去了制动后的保压作用，造成了司机操纵制动时的困难。当然，这可以用增大副风缸容积来弥补，然而这又会增加列车初充气时间，影响列车发车时间。可是如采用制动位向列车管能自动补气的自动制动阀，则因为自动补气的自动制动阀会使软性直接作用式制动机保压时自动缓解，又会在与软性直接作用式制动机混编时产生麻烦。

由此可见，同样的软性制动机，当直接作用式与间接作用式混编时也还有一定的不足之

处。还有值得探讨的必要。

## 第二节 列车管的减压特性

### 一、空气波与列车管减压速度

列车管有两种功能：一是向列车制动系统充气（包括漏泄时的补充）；二是通过充气或排气，引起列车管空气压力的增减，从而控制全列车制动机的动作。由于空气是弹性物质，当司机在列车前端向列车管充气或排气时，并不是全列车立即、同时增压或减压的。以施行制动为例，首先是列车前端制动阀附近的空气压力开始突然下降，使列车管的压力平衡遭到破坏。然后，这一压力波动就沿着列车管以某种速度逐渐向后传播，直到尾端列车管封闭处。当这一压力波由前向后传播时，列车前端的空气压力继续下降，新的压力波也不断地向后传播。这种压力波动的传播，如同投石于湖中引起的水面波纹不断向外扩散一样，也是一种波。不过，它是沿列车管传播的一种空气波，其性能和声波等其他空气波相似。

在列车前端排气减压并向后传播的过程中，列车管中的压力空气发生膨胀，压能转化为动能。所以，压力空气不断地由后向前流动。这种气体流动和前面讲的空气波有着密切的关系，但显然不是一回事。

空气波的速度可通过试验由式 1—2—1 求得：

$$W_{KB} = \frac{L_l}{t_{KB}} \quad (1-2-1)$$

式中  $W_{KB}$ ——空气波速度（米/秒）；

$L_l$ ——列车管长度（米），由自动制动阀起至列车管尾端止；

$t_{KB}$ ——空气波传播时间（秒），由自动制动阀手把移到制动位算起，至列车管尾端开始减压止。

据理论分析，空气压力比在临界状态下，其空气波速主要决定于空气温度。

$$W_{KB} = 20\sqrt{T} \quad (\text{米/秒}) \quad (1-2-2)$$

式中  $T$ ——空气的绝对温度（K）， $T = t + 273$ ，其中  $t$  为摄氏温度（°C）。

当空气温度为零度摄氏度时，空气波速为 330 米/秒。

试验研究的结果还表明（参看本节二项各图）：支管和三通阀的存在对列车管的空气波速有明显的影晌（图 1—2—4 和图 1—2—5），但是空气波速与列车管空气的压力、列车管的长度和直径以及制动阀排气口的大小等因素均无关。

在列车管排气减压时，空气波传到之处，列车管空气压力立即开始降低，并随着时间的推移而不断降低。列车管空气压力降低的快慢通常以减压速度  $\lambda$  来表示：

$$\lambda = \frac{\Delta p_l}{\Delta t} \text{ 或 } \frac{dp_l}{dt} \left( \frac{\text{公斤/厘米}^2}{\text{秒}} \right) \quad (1-2-3)$$

式中  $p_l$ ——列车管空气压力（公斤/厘米<sup>2</sup>）；

$t$ ——时间（秒）。

由于空气波在传播过程中能量有损失，所以，空气波动强度实际上是逐渐减弱的，就如投石湖中激起的水波在向外扩展中逐渐减弱一样。所以，列车管的减压速度也是越往后越低。

要想彻底解决空气波速问题，使列车前后部的减压速度达到最大限度的一致性，只有采用电气控制的电空制动机。近期以来，带有自动连通导线的软管接头（苏联№.369 A软管接头）的出现，为客货列车采用电空制动提供了可能性。

## 二、影响列车管减压速度的因素

试验研究结果表明，影响列车管减压速度的因素很多，诸如列车管充气压力的大小，测试点离制动阀排气口的远近，列车管的直径和长度，制动阀排气口的直径大小，有无支管的存在，三通阀充气沟的逆流大小，折角塞门和软管连结器对气体的流动阻力，局部减压的大小和方式，机车上有无补助排气装置……等等，对减压速度都有影响。了解了这些影响因素，就可以找到提高列车管减压速度的有效途径。

### 1. 列车管的充气压力对减压速度的影响

图 1—2—1 是列车长度相同（100 辆）但充气压力不同时列车管减压情况。曲线上标注的数字表示该车辆在列车中的位置（第几辆）。A 图是列车管充气压力为 7 公斤/厘米<sup>2</sup>时，而 B 图是 3 公斤/厘米<sup>2</sup>时的情况。从图中可以看出，后者的减压速度只有前者的一半左右。例如以第 10 辆车作比较，当充气压力为 7 公斤/厘米<sup>2</sup>时，1 秒内的减压量为 0.7 公斤/厘米<sup>2</sup>；而充气压力为 3 公斤/厘米<sup>2</sup>时，1 秒内的减压量只有 0.35 公斤/厘米<sup>2</sup>。这说明列车管充气压力愈高，其减压速度愈快。

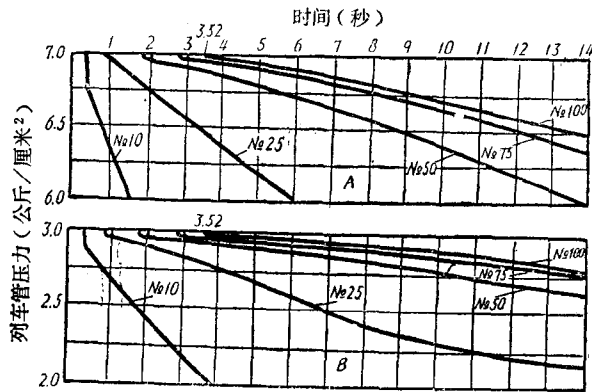


图 1—2—1 长度相同而充气压力不同时列车管的减压情况  
A——列车管充气压力为 7 公斤/厘米<sup>2</sup>；  
B——列车管充气压力为 3 公斤/厘米<sup>2</sup>。

### 2. 测试点距制动阀排气口的远近对列车管减压速度的影响

这种影响从图 1—2—1 中也可以看出来：距排气口愈近，则列车管减压速度愈快，反之则愈慢。而列车管后半部的减压速度逐渐趋于一致，特别是在第 75 辆以后，各车辆的减压曲线几乎趋于平行。

### 3. 列车管长度对减压速度的影响

图 1—2—2 所示，是三种不同长度（25 辆、50 辆、75 辆）列车管的减压曲线。该图表明，列车管长度愈短，减压速度愈快。

### 4. 制动阀排气口的大小对列车管减压速度的影响

从图 1—2—3 中可以看到，列车管排气口直径的不同，虽然并不影响空气波速，但对列车管各点的减压速度却影响很大。比较 A、B 两图可看出，列车管全开时的减压速度比用 5 毫米孔径排气的减压速度要快得多，尤其是列车管前部更为明显。根据国内试验，H<sub>0</sub> 型自动制动阀的排气堵口径为 5 毫米时，仅能使 60 辆编组的列车（K 型阀）起常用制动作用。如列车编组超过 60 辆以上时，后部列车管的减压速度将达不到每分钟 0.2 公斤/厘米<sup>2</sup>，则后部制动机不能起制动作用。当 H<sub>0</sub> 型自动制动阀的排气孔直径扩大到 6 毫米时，则同样是使用

K型阀，但列车编组扩大到120辆仍能使全列车起制动作用。可见，排气口孔径愈大，则全列车的列车管减压速度也愈快。

但另一方面，排气口愈大，则列车管前后部的减压速度差别也愈大，因此造成列车前后制动机的制动缸压力差也愈大。这样，不仅会增加常用制动时的冲动，而且有时还可能引起意外的紧急制动，故只能适当地扩大列车管常用排气孔的直径而不能无限制地加以扩大。

### 5. 列车管支管对减压速度的影响

如图1-2-4所示，A图为列车管有2米长的支管时的减压曲线；B图为无支管时的减压曲线。列车长度均为100辆(1160米)，列车管充气压力均为5公斤/厘米<sup>2</sup>。比较A、B两图可以看出：当列车管有支管时，第100辆车开始降压的时间由3.52秒延长至4.25秒，即空气波速由330米/秒减到273米/秒。列车管减压速度也大为降低。例如第10辆车的减压速度，在无支管时(B图)，从5公斤/厘米<sup>2</sup>降到4公斤/厘米<sup>2</sup>的时间为1.75秒，而有支管时(A图)则需2.75秒。平均减压速度从每秒0.57公斤/厘米<sup>2</sup>降到0.364公斤/厘米<sup>2</sup>。由此可见，支管的存在不仅会影响空气波速，而且还降低了列车管的减压速度。所以支管的“有害容积”应尽量减小，也就是说三通阀应尽量安置在车辆列车管的近旁。

### 6. 三通阀对列车管减压速度的影响

在列车管开始减压的初期，由于副风缸的压力空气经充气沟向列车管逆流，会延缓空气波的传播和降低列车后部的减压速度，如图1-2-5所示。从图中可以看出，当列车管接通各辆车的三通阀时，第100辆车的空气波传播时间，由4.25秒延长到5.5秒，空气波速降低了33%，同时列车后部的减压速度也明显地降低。例如列车管开始减压后第10秒钟，第100辆车的减压量：不连接三通阀的是0.12公斤/厘米<sup>2</sup>；连接三通阀的是0.06公斤/厘米<sup>2</sup>。后者的减压速度只有前者的一半。

### 7. 列车管直径对减压速度的影响

列车管的直径对列车管减压速度的影响很大而且是很复杂的。从排气速度来看，列车管直径愈小则相同长度的容积就愈小，这样就使排气降压所需的时间也愈少，这是有利的一

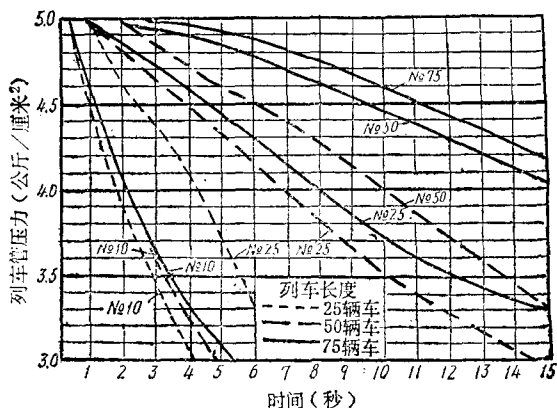


图1-2-2 不同长度的列车管减压速度比较(曲线上的数字表示车辆在列车中的位数)

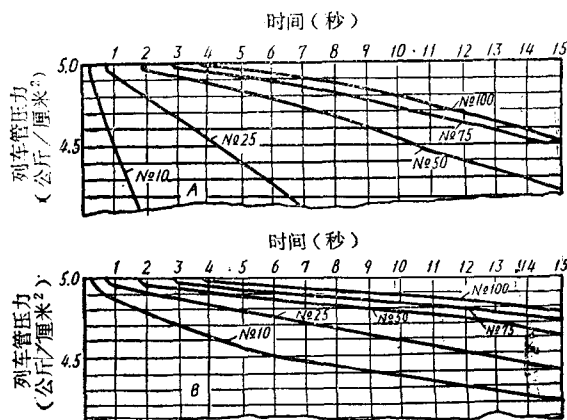


图1-2-3 列车管用不同孔径排气时各点的减压速度  
A——列车管全开(排气口的有效面积与列车管的有效面积相同)，  
B——φ5毫米排气口。

面。然而还必须看到有不利的另一方面，因为列车管直径愈小，对空气流动的阻力就愈大，这样在压力空气流动过程中就会造成列车管前后部有较大的压力差，从而加剧了长大列车前后部制动及缓解作用的不一致性，加剧了列车的纵向冲动。另据国外试验资料表明，使用直径过小的列车管，在列车尾部用车长阀施行制动时，列车前部的一些制动机有可能不发生制动作用。图 1—2—6 是对 25 毫米（1 英寸）直径和 32 毫米（1 $\frac{1}{4}$  英寸）直径的列车管所作的排气试验结果。列车管全长为 600 米，在打开尾部车长阀 5~6 秒钟以后，测得列车各处的压力下降情况，如曲线 1 和曲线 2 所示。曲线 1 为使用 25 毫米直径列车管的情况，列车前部靠近机车处，由于给风阀继续向列车管供给压力空气，空气压力几乎没有下降，在离开机车 200 米处虽然降压 1 公斤/厘米<sup>2</sup> 多一点，但也没有达到全制动的程度。当同一情况发生在 32 毫米直径的列车管时，列车前后部的制动机，却可以全部发生制动作用（如曲线 2）。由于存在上述情况，故国内货车的列车管直径，早已由 25 毫米改为 32 毫米，西欧各国车辆的制动主管直径标准为 25 毫米，目前也已逐渐向 32 毫米过渡。我国解放初期新造客车的列车管直径也曾改为 32 毫米。但通过试验，改为 32 毫米以后，列车管的容积增大很多，影响了紧急制动性能，后来只好仍改回 25 毫米，这说明加大列车管直径能否提高减压速度，还应该看具体情况（主要根据制动机的紧急排风性能）而定。还必须注意的是：当 25 毫米和 32 毫米直径的列车管混编时，如 25 毫米的在列车前部，则使用自动制动阀施行紧急制动时，因排气通道受前部 25 毫米直径列车管的限制，使后部 32 毫米直径列车管的减压速度达不到紧急制动的要求，故不能发生紧急制动作用。因此，在改变列车管直径时，必须考虑到过渡时期的混编问题。

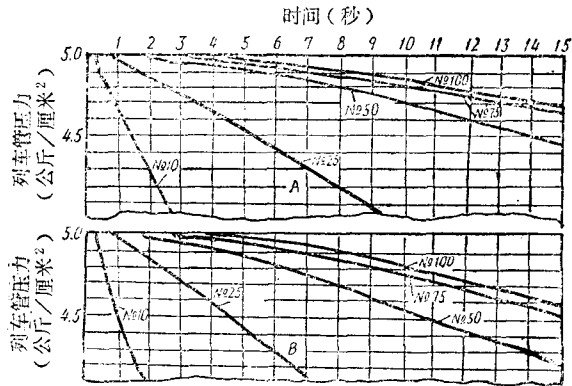


图 1—2—4 列车管的支管对空气流速及减压速度的影响  
(曲线上的数字代表车辆在列车中的位置)  
A——有 2 米支管；B——无支管。

车长阀 5~6 秒钟以后，测得列车各处的压力下降情况，如曲线 1 和曲线 2 所示。曲线 1 为使用 25 毫米直径列车管的情况，列车前部靠近机车处，由于给风阀继续向列车管供给压力空气，空气压力几乎没有下降，在离开机车 200 米处虽然降压 1 公斤/厘米<sup>2</sup> 多一点，但也没有达到全制动的程度。当同一情况发生在 32 毫米直径的列车管时，列车前后部的制动机，却可以全部发生制动作用（如曲线 2）。由于存在上述情况，故国内货车的列车管直径，早已由 25 毫米改为 32 毫米，西欧各国车辆的制动主管直径标准为 25 毫米，目前也已逐渐向 32 毫米过渡。我国解放初期新造客车的列车管直径也曾改为 32 毫米。但通过试验，改为 32 毫米以后，列车管的容积增大很多，影响了紧急制动性能，后来只好仍改回 25 毫米，这说明加大列车管直径能否提高减压速度，还应该看具体情况（主要根据制动机的紧急排风性能）而定。还必须注意的是：当 25 毫米和 32 毫米直径的列车管混编时，如 25 毫米的在列车前部，则使用自动制动阀施行紧急制动时，因排气通道受前部 25 毫米直径列车管的限制，使后部 32 毫米直径列车管的减压速度达不到紧急制动的要求，故不能发生紧急制动作用。因此，在改变列车管直径时，必须考虑到过渡时期的混编问题。

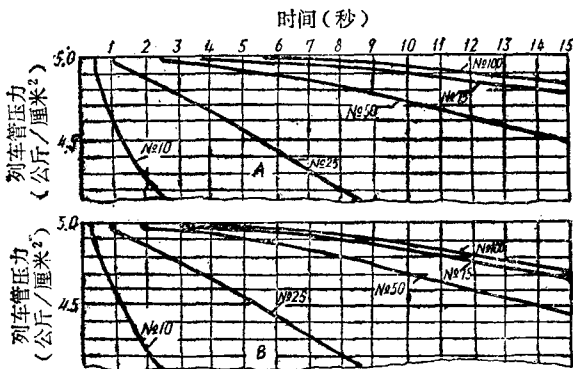


图 1—2—5 三通阀对列车管空气流速及减压速度的影响  
A——连接三通阀的降压曲线；  
B——不连接三通阀的降压曲线。  
(曲线上的数字代表车辆在列车中的位置)

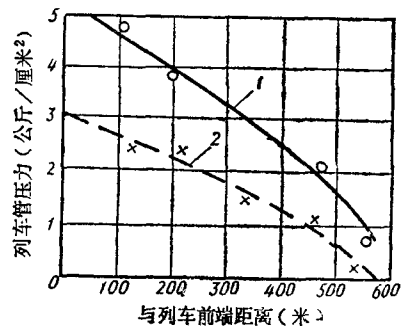


图 1—2—6 列车管直径对减压速度的影响  
(尾部车长阀开放 5~6 分钟时沿列车管各处的减压情况)  
1——25 毫米 (1 英寸) 列车管；2——32 毫米 (1 $\frac{1}{4}$  英寸) 列车管。



### 8. 折角塞门及软管连结器的结构对列车管减压速度的影响

折角塞门及软管连结器的结构，务必保证压力空气流动的平滑畅通。否则每个折角塞门或软管连结器的阻力虽增大不多，但串联在一起也会极大地滞缓列车后部车辆制动机的作用时间。例如以编组100辆全长为1400米的列车为例，在使用较好的分配阀时，最后一辆车的制动机开始制动的时间为5秒，平均通过每辆车的时间为0.05秒；如果由于折角塞门及软管连结器的阻力过大，使每辆车通过同样数量压力空气的时间增加百分之一秒，那么，最后一辆车的开始制动时间就会延长一秒，也就是使列车管减压速度降低20%。图1—2—7所示为三种类型的折角塞门，其中以（B）图所示的球形式为最好，它对空气流动几乎没有阻力。（A）图所示的柱塞式为我国目前采用的型式，它在结构上虽然比较简单，然而就气流阻力而言，却是很不理想的，气流成瓶颈现象，阻塞了空气的畅流。同时目前我国使用的这种折角塞门，由于制造工艺控制不严，有的孔径达不到图纸要求，有的塞门芯子和阀套的孔口互相错开，呈半开状态，造成空气流动时很大的阻力，严重影响列车管的减压速度，这点是值得有关部门注意的。（C）图所示的往复式折角塞门，虽然其气流通过面积较柱塞式为大，然而空气流经拐弯处却会产生涡流，也造成较大的阻力，因而也不是理想的型式。

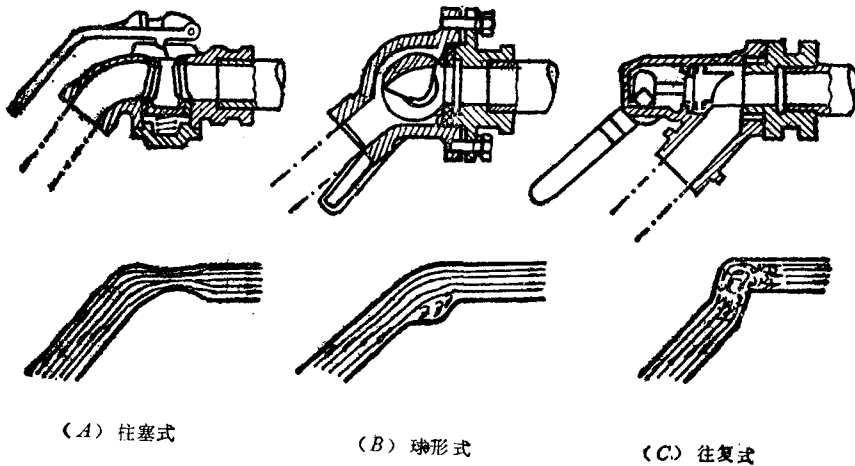


图1—2—7 三种类型的折角塞门

除上述八个因素影响列车管减压速度外，还有“列车管的局部减压作用”和“机车的辅助排风作用”。这两个极重要的因素，下面将较详细地分别加以介绍。

### 三、列车管的局部减压作用

所谓“列车管局部减压作用”（以下简称局减），就是在制动过程中开始的一段时间内，经每个三通阀或分配阀将列车管中一定量的压力空气排入大气或送入制动缸内，形成列车管局部的额外减压作用。当三通阀或分配阀没有局减作用性能时，由于有支管及副风缸的压力空气在列车管开始减压的初期逆流入列车管，从而大大降低了空气波速度，使后部车辆制动机作用更加缓慢。三通阀或分配阀的局减作用，可以起抵消这种有害影响的作用，使空气波速尽可能提高；同时有效地提高局减处的列车管减压速度，既促进本车辆制动机的作