

JZ-7 型 空气 制 动 机

(修 订 本)

四 方 车 辆 研 究 所
天 津 机 车 车 辆 机 械 工 厂^编

中 国 铁 道 出 版 社

1 9 8 4 年 · 北 京

再 版 前 言

目前在内燃、电力机车上所采用的制动机，绝大多数是EL-14型空气制动机。但这种制动机在技术上和使用上存在很多缺点，为了进一步提高列车制动效能，于一九七三年着手研制JZ-7型空气制动机。从一九七四年装车试用，一九七八年经铁道部鉴定并在东风₄、东方红₃、北京型等内燃机车上装用，一九八一年又在韶山电力机车上装用，经过长时间运行考验，受到现场好评。

本书自一九七八年出版以来，读者对本书提出许多要求和宝贵意见，现根据这些意见及JZ-7型空气制动机本身某些结构的改动予以修订并增加一些新的内容，以满足读者需要。

本书第九章由郑春祥、耿守志执笔，其余各章均由姜靖国、于胜利执笔。

内 容 提 要

本书较详细地介绍了JZ-7型空气制动机的结构作用及性能特点，并简单介绍了NPT5型和3W1.6/9型两种空气压缩机。对于JZ-7型空气制动机试验台及其试验办法也作了详细的介绍，另外还对JZ-7型空气制动机在运行中发生的故障及处理作了简要的叙述。书末还附有制动机综合作用套色图。

本书适用于机车乘务人员及检修人员阅读，也可作为各铁路院校及有关工厂的工人、技术人员学习参考之用。

JZ-7型空气制动机

(修订本)

四方车辆研究所、天津机车车辆机械工厂编

中国铁道出版社出版

责任编辑 杨宾华

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：7.5 插页：5 字数：150 千

1978年5月第1版 1984年2月第2版第2次印刷

印数：7,001—17,000册 定价：0.90元

目 录

第一章 总 述.....	1	第六章 作用 阀.....	65
第二章 自动制动阀.....	3	第七章 制动机的辅助阀类.....	67
第一节 阀体与管座.....	4	第一节 变 向 阀.....	67
第二节 手柄与凸轮.....	4	第二节 机车无动力装置.....	68
第三节 调整阀及其结构的 理论分析.....	6	第三节 紧急制动阀.....	69
第四节 放 风 阀.....	13	第四节 管道滤尘器.....	69
第五节 重联柱塞阀.....	13	第八章 空气压缩机及其辅助设 备.....	70
第六节 缓解柱塞阀.....	15	第一节 3W-1.6/9型空气 压缩机.....	70
第七节 客、货车转换阀.....	17	第二节 NPT5型空气压缩 机.....	73
第八节 自动制动阀的作用.....	18	第九章 JZ-7型空气制动机的综 合作用.....	76
第三章 中 继 阀.....	25	第一节 自动制动作用.....	77
第一节 双阀口式中继阀.....	25	第二节 单独制动作用.....	80
第二节 总风遮断阀.....	32	第十章 重 联 阀.....	82
第四章 单独制动阀.....	33	第十一章 JZ-7型空气制动机试 验台及其试验办法.....	84
第一节 单独制动阀的结构.....	33	第十二章 JZ-7型空气制动机的 检修运用中的问题	102
第二节 单独制动阀的作用.....	35	附：1. 机车JZ-7型空气制动机 系统图（双端）.....	书末插页
第五章 分配阀.....	40	2. 制动机综合作用套色 图（双端）.....	书末插页
第一节 管 座.....	43		
第二节 主 阀 部.....	44		
第三节 副 阀 部.....	49		
第四节 紧 急 部.....	54		
第五节 单独缓解作用.....	56		
第六节 分配阀的作用.....	56		
第七节 列车管减压量与制动 缸压力的关系.....	64		

第一章 总 述

我国机车上原用的制动机大多为美国二、三十年代以前的产品，这些产品存在着它固有的结构上的缺点，如ET-6型和EL-14型机车制动机。它们的主要缺点如下：

1. 制动机在操作时手柄沉重，特别在寒冷地区尤为严重，以致影响到乘务员的正常工作。
2. 在操纵长大列车时，充气缓慢，特别在坡道地区容易形成充气不足而影响制动性能和行车安全。
3. 在操纵长大列车时，排气缓慢，从而使制动距离延长。
4. 在减压操纵时，均衡风缸压力有回升现象，致使减压量不准确。
5. 在操纵长大列车减压时，容易造成前部车辆列车管的压力回升。
6. 检修技术要求高，劳动强度较大。

为了解决上述一系列问题，我国自行设计制造了一种新型空气制动机——JZ-7型空气制动机。它适用于双端操纵的内燃和电力机车，也可用在单端操纵的其它机车上。

JZ-7型空气制动机的主要特点：

1. 能客、货运机车兼用 只要转换客、货车转换阀，就可以达到这种要求。客车位和货车位的差别在于客车位能阶段缓解，货车位无阶段缓解。客、货车的转换，主要根据被牵引列车制动机是否具有阶段缓解性能来确定。目前各国客车制动机多具有阶段缓解性能，而货车制动机则不一样，有的国家是阶段缓解型。我国目前客车上的GL型三通阀具有阶段缓解性能，而P型三通阀及104型分配阀则是一次缓解型的，货车上的K₁、K₂和GK型三通阀及103型分配阀都是一次缓解型。

由于目前绝大多数车辆段都把GL型制动机中的附加风缸关闭不用，使它没有阶段缓解性能，当使用JZ-7型空气制动机操纵时，故仍须把客、货车转换阀放在货车位。

2. 能自动保压 不需像EL-14型和ET-6型空气制动机那样，减压后需将手柄移至中立位，而只需将手柄停置在需要的减压位置上，待减压后即可自动保压。在客车位时，自动制动阀手柄在制动区，并能自动补偿列车管的泄漏，而货车位列车管的泄漏就得不到补偿。

3. 自动制动阀从最小减压位到最大减压位为一制动区。随着自动制动阀手柄在制动区内从左向右移动，列车管的减压量逐渐增大，直到最大减压位。此外还有过量减压位、手柄取出位、紧急制动位、均较制动区有较大的减压量。

4. 结构方面采用了橡胶膜板柱塞阀、O形橡胶密封圈，取消了回转阀、滑阀和鞣鞣胀圈等研磨件，延长了检修期限，使制造、运用、维修等工作均较方便。

5. 分配阀是采用了二压力与三压力混合型式的机构，既具有阶段缓解作用，又具有一次缓解作用，适用于现代机车制动缸容量要求。制动缸压力不随制动缸容积大小变化，不论机车在列车中的联挂位置如何，均能得到相同的制动缸压力。当制动缸泄漏时能自动补充，

具有良好的制动不衰性。列车管定压为 5 公斤/厘米²时施行紧急制动后具有制动缸增压作用。

6. 为适应牵引长大货物列车的需要，设有过充位置，以缩短列车管和副风缸的初充气 和再充气的时间。

7. 由于增大了向列车管充气 和排气通路的有效面积，故较旧型制动机具有充气快 和排气快的特点。

8. 由于自动制动阀 和单独制动阀采用了凸轮结构的控制方法，使操纵手柄 轻快、方便，不受温度的影响。

9. 主要性能参数列于表 1—1、表 1—2 中。

单独制动性能表 表 1—1

技 术 项 目	技术要求
全制动位制动缸最高压力（公斤/厘米 ² ）	3
全制动位制动缸自 0 升到 2.8 公斤/厘米 ² 的时间（秒）	2~3
运转位制动缸自 3 降至 0.35 公斤/厘米 ² 的时间（秒）	< 4

自动制动性能表 表 1—2

技 术 项 目	技术要求
分配阀工作风缸初充气自 0 上升到 4.8 公斤/厘米 ² 的时间（秒）	30~50
分配阀降压风缸初充气自 0 上升到 4.8 公斤/厘米 ² 的时间（秒）	50~70
列车管有效局减量（公斤/厘米 ² ）	0.25~0.35
单机列车管减压 0.2 公斤/厘米 ² 前应发生局减作用，同时主阀动作	局减开始，制 动缸压力上升
常用全制动后阶段缓解次数（级）	5（客车位）
均衡风缸自 5 公斤/厘米 ² 常用减压至 3.6 公斤/厘米 ² 的时间（秒）	4~7
常用全制动制动缸最高压力（公斤/厘米 ² ）	3.4~3.6
常用全制动制动缸升压时间（秒）	5~7
制动缸自最高压力缓解至 0.35 公斤/厘米 ² 的时间（秒）	5~8
紧急制动列车管压力排至 0 的时间（秒）	< 3
紧急制动后，制动缸最高压力（公斤/厘米 ² ）	4.2~4.5
紧急制动后制动缸升至最高压力的时间（秒）	4~7 秒

JZ-7型制动机主要由下述各部分组成（图 1—1 和图 1—2）：

- 1. 空气压缩机（简称风泵）和总风缸 它是制动系统和其它风动装置的风源。
- 2. 自动制动阀（简称大闸） 它有七个作用位置，用它来操纵全列车的制动和缓解。
- 3. 中继阀 它接受自动制动阀的控制而直接操纵列车管的压力变化，从而完成列车的制动、保压、缓解的作用。
- 4. 单独制动阀（简称小闸） 它有三个作用位置，用它来单独操纵机车的制动和缓解，与列车中车辆的制动和缓解无关。

第一节 阀体与管座

自动制动阀的阀体为连接各部件的主体，其上连接自动制动阀的凸轮盒、调整阀弹簧盖，单独制动阀及柱塞阀前盖等。

管座为自动制动阀的安装座，亦为管路的连接座。管座上表面的孔与自动制动阀体底面的孔相对应，通过管座内部的暗孔与风管相通。管座上设有9根管路即均衡风缸管1、列车管2、总风缸管3、中均管4（即中继阀均衡风缸管）、撒砂管6、过充管7、总风遮断阀管8、单独缓解管10和单独作用管11。各管路在管座上的布置如图2—4所示。其中管10和管11是经自动制动阀阀体通往单独制动阀的单缓柱塞阀和调整阀的，与自动制动阀不发生关系。

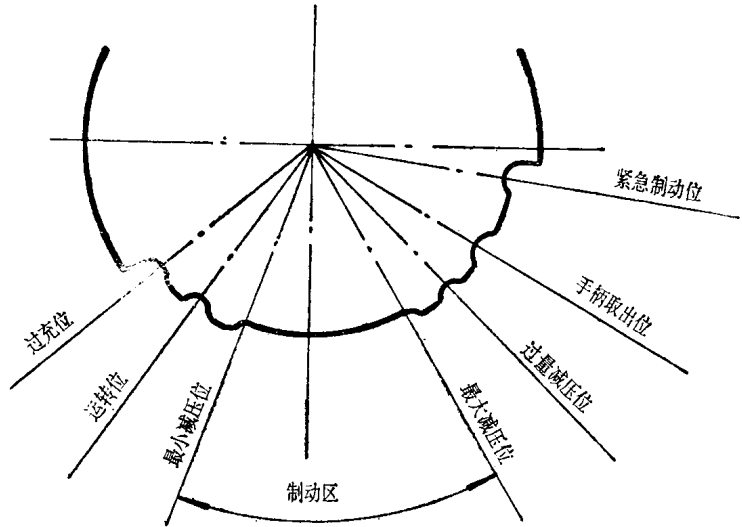


图 2—2 自动制动阀手柄作用位置图

第二节 手柄与凸轮

手柄与凸轮是自动制动阀的操纵机构。手柄通过设在“手柄取出位”的缺口，套在凸轮轴上。凸轮轴上装有调整阀凸轮、放风阀凸轮、重联柱塞阀凸轮、缓解柱塞阀凸轮。凸轮轴和凸轮均安放在一个凸轮盒内。

自动制动阀的凸轮盒上部设有定位盖板，在盖板上除设有七个凹槽用以定位外，并在上部仅留有一个缺口，以限定手柄只有在手柄取出位时，方能取出手柄，而在其它任何位置时，均取不出手柄。

自动制动阀的七个位置主要是由手柄来转动凸轮，相应推动调整阀、放风阀、重联柱塞阀、缓解柱塞阀左移或右移，从而接通或断开各管的通路，产生所需要的制动或缓解作用。

在调整阀凸轮的圆周上，相应于常用制动区处有一条降压曲线，其最小减压量为 0.5 公斤/厘米^2 ，因制造上的误差，故当列车管定压为 5 公斤/厘米^2 时，其最小减压量为 $0.45 \sim 0.55 \text{ 公斤/厘米}^2$ ，当列车管定压为 6 公斤/厘米^2 时，其最小减压量为 $0.45 \sim 0.55 \text{ 公斤/厘米}^2 (+0.05 \text{ 公斤/厘米}^2)$ ，其最大减压位的减压量为 $1.7 \sim 1.85 \text{ 公斤/厘米}^2$ （若列车管定压为 5 公斤/厘米^2 ，其最大有效减压量为 1.4 公斤/厘米^2 ，手柄应移动到减压 1.4 公斤/厘米^2 处而不应移到最大减压位的位置上）。在调整阀凸轮圆周的另一处有12个齿槽，为便于乘务员操纵时有所感觉而设置，乘务员在操纵手柄从最小减压位开始到最大减压位为止，手柄每转动一个齿槽，列车管的减压量约增加 0.1 公斤/厘米^2 ，但每转过一齿的减压量不完全相同。手柄置于手柄取出位和过量减压位时，均衡风缸的减压量为 $2.4 \sim 2.6 \text{ 公斤/厘米}^2$ ，列车管的减压量受

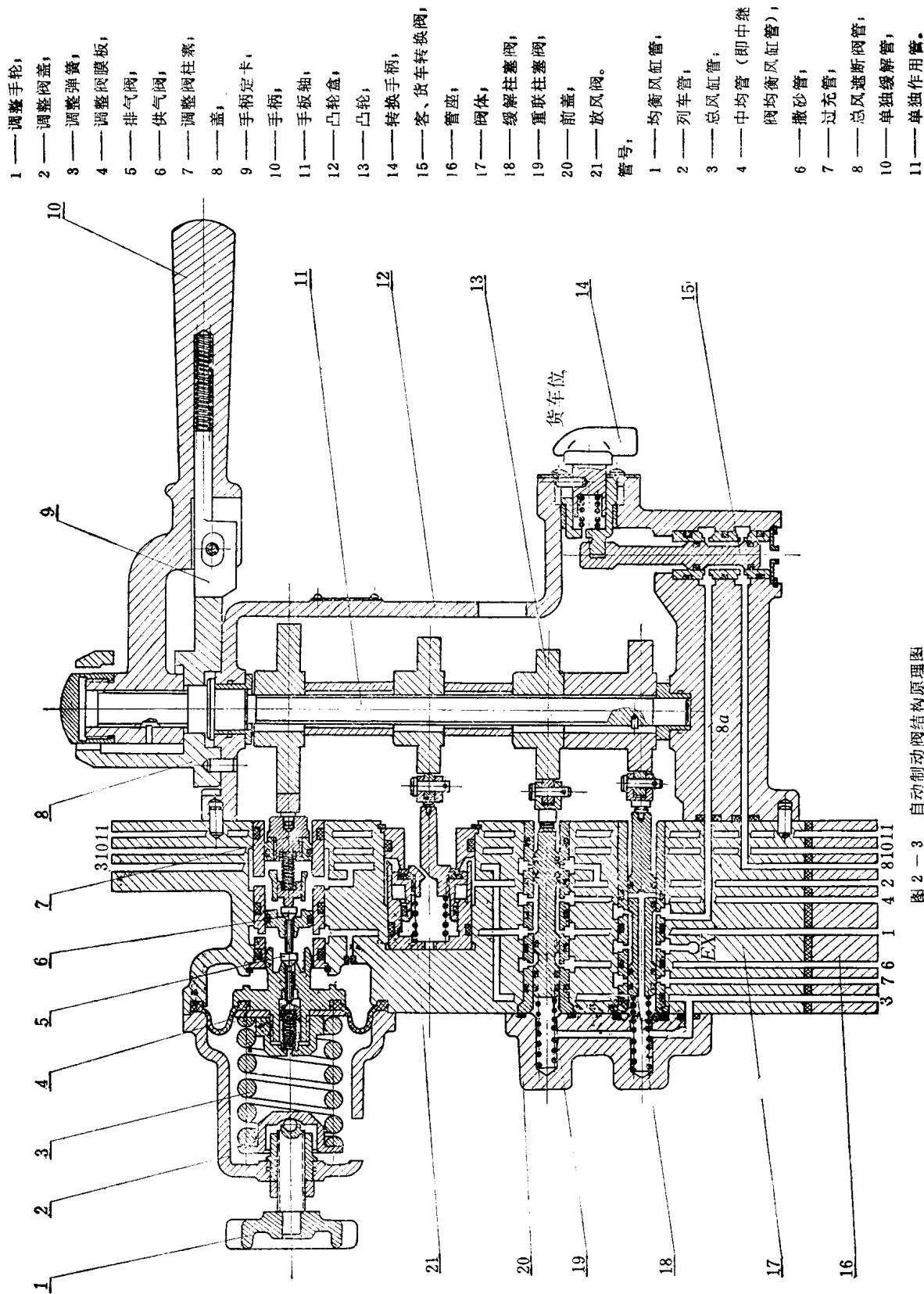


图 2-3 自动制动阀结构原理图

中继阀的控制，亦为2.4~2.6公斤/厘米²。手柄置于紧急制动位时，均衡风缸减压量仍为2.4~2.6公斤/厘米²，列车管的压力由放风阀排到零。调整阀凸轮组成，如图2—5所示。

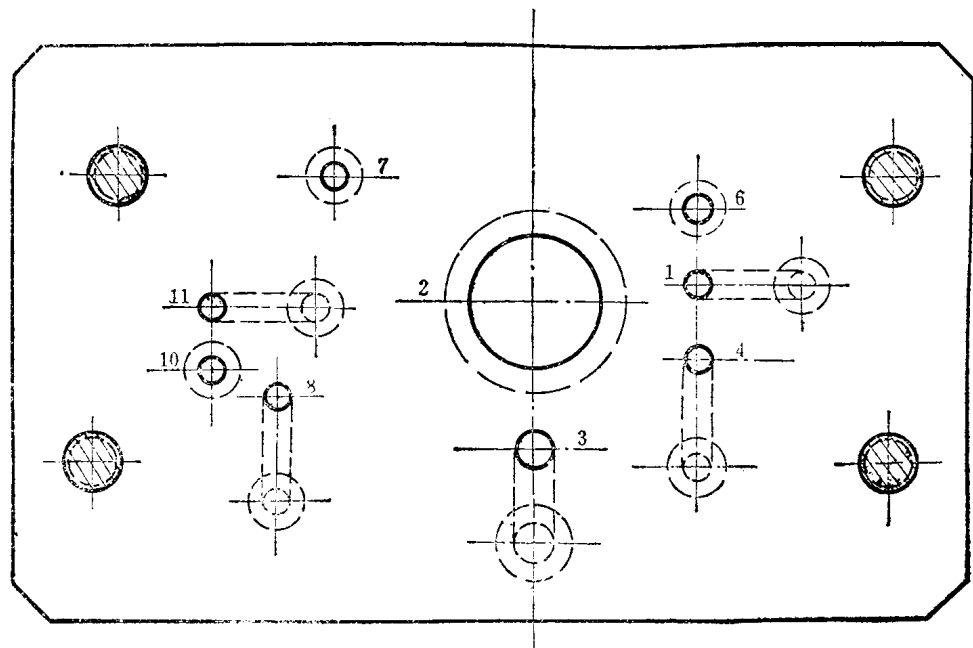


图 2—4 制动阀管座上的管路布置图

管号，
1——均衡风缸管；2——列车管；3——总风缸管；4——中均管（中继阀均衡风缸管）；6——撒砂管；7——过充管；8——总风遮断管；10——单独缓解管；11——单独作用管。

第三节 调整阀及其结构的理论分析

一、调整阀

调整阀是列车制动、缓解的控制机构，它以控制机车均衡风缸的压力变化，并通过中继阀控制列车管的充气 and 排气，从而实现机车、车辆的制动和缓解。

实际上调整阀就好象一个三通塞门。一通总风缸；二通均衡风缸；三通大气。当列车需要制动时，就把塞门手柄移到制动位，使均衡风缸与大气相通，当达到所需要的减压量时，把手柄移到中立位。当列车需要缓解时，就要把塞门手柄移动，使总风缸连通均衡风缸，充到定压时，把手柄移到中立位。调整阀就是起这个作用的，它与三通阀门不同之处是，通过手柄和凸轮对它进行控制，而且能自动保压，并且灵敏度比三通塞门好得多。

调整阀在结构上采用了橡胶膜板密封和柱塞双向止阀结构，其结构原理如图2—6所示。

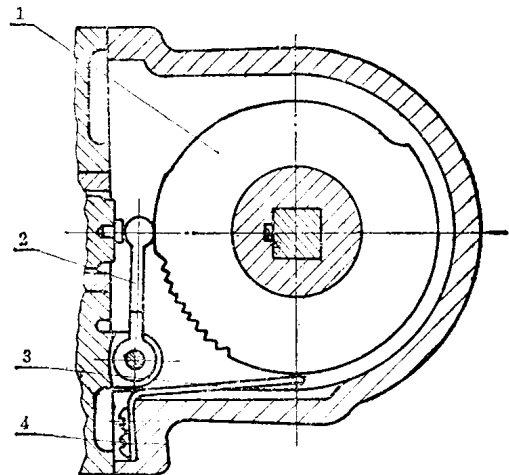


图 2—5 调整阀凸轮组
1——调整凸轮；2——支承；
3——定卡；4——半圆头螺钉。

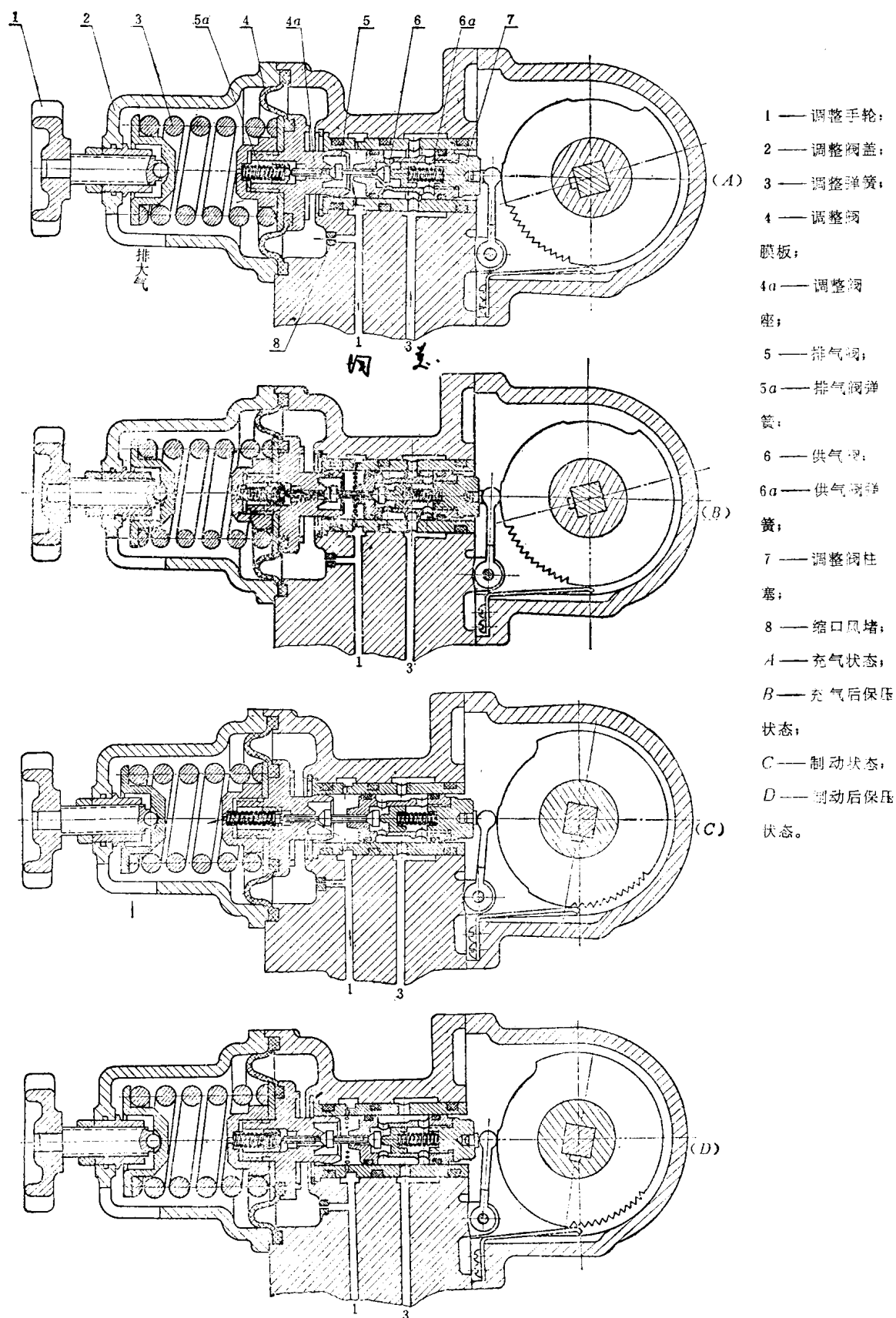


图 2-6 调整阀结构原理图

调整阀由调整手轮 1、调整弹簧 3、排气阀 5、供气阀 6、调整阀座 4a、调整阀柱塞 7、调整阀膜板 4 等组成。

调整阀有三条通路：第一条通路是供气阀 6 的右侧空间通总风缸；第二条通路是供气阀 6 的左侧空间通均衡风缸，并以缩孔与调整阀膜板 4 的右侧相通；第三条通路是排气阀 5 的左侧通大气。

当均衡风缸没有压力时，调整阀膜板 4 的右侧没有压力，在其左侧由于调整手轮，使调整弹簧 3 将其调整膜板 4 及调整阀座 4a 推到最右边的位置，使排气阀 5 关闭。

调整阀工作状态：

1. 充气状态 当自动制动阀手柄置于过充位、运转位时，调整阀凸轮得到一个升程，推动调整阀柱塞 7 左移，压缩供气阀弹簧 6a（由于供气阀弹簧 6a 比调整弹簧 3 的作用力小得多），故调整阀膜板 4、调整阀座 4a 和排气阀 5 保持不动，供气阀 6 因被排气阀 5 阻挡，亦不能左移，只有调整阀柱塞 7 左移，打开供气阀口。在供气阀口右侧 3 号管内的总风，通过供气阀口进入调整阀座 4a 和调整阀柱塞 7 之间周围的空间，此时调整阀呈充气状态，如图 2—6 A 所示。

2. 充气后的保压状态 进入调整阀座 4a 和调整阀柱塞 7 之间的压力空气，一路由均衡风缸管 1 进入均衡风缸；一路通过缩孔进入调整阀膜板 4 的右侧，随着均衡风缸内的压力及调整阀膜板 4 右侧压力逐渐增加，调整弹簧 3 被压缩，调整阀膜板 4 和调整阀座 4a 相继左移，排气阀 5 和供气阀 6 受供气阀弹簧 6a 的作用也随同左移，故排气阀口不会打开，而供气阀口的开度逐渐减小，最后关闭供气阀口。调整手轮 1 可使调整弹簧 3 具有所需的规定压力（5 或 6 公斤/厘米²），调整阀膜板 4 左移的距离也就是供气阀左移的距离，并且等于调整阀凸轮推动调整阀柱塞 7 左移的距离。此时供气阀口处于关闭状态，使均衡风缸呈充气后的保压状态，如图 2—6 B 所示。

3. 制动状态 当自动制动阀手柄由运转位移至常用制动区或过量减压位时，凸轮得到不同的降程，调整阀柱塞 7 连同供气阀 6，在调整柱塞 7 左侧空气压力（即均衡风缸的空气压力）作用下，向右移动，与此同时，排气阀 5 受排气阀弹簧 5a 的作用，随同供气阀 6 一起右移。在自动制动阀手柄由运转位移至制动区的最初瞬间，调整阀膜板 4 的左侧调整弹簧 3 的作用力与右侧的均衡风缸压力相等，故调整阀膜板 4 及调整阀座 4a 仍处于原来的位置。这时，因排气阀 5 的右移，便打开了排气阀口，因而均衡风缸内的压力空气开始经排气阀口从调整阀盖 2 的下方缺口排向大气，此时，调整阀呈制动状态，如图 2—6 C 所示。

4. 制动后的保压状态 在均衡风缸的排气过程中，调整阀膜板 4 右侧的压力逐渐降低，因而调整阀膜板 4 连同调整阀座 4a 在调整弹簧 3 的作用下逐渐右移，排气阀口的开度逐渐减小。当调整阀膜板及调整阀座右移的距离，等于调整柱塞右移的距离时，排气阀口关闭，而供气阀口也未打开，则调整阀呈保压状态，如图 2—6 D 所示。

从以上情况不难看出，在制动区内自动制动阀手柄的任一位置都相应于均衡风缸的某一减压量，自动制动阀手柄愈往右移，均衡风缸的减压量愈大，因此，JZ-7 型空气制动机的均衡风缸减压量，取决于自动制动阀手柄在制动区的位置。

同理，当自动制动阀手柄向左移一定距离时，均衡风缸便得到一个相应的增压量，如果这时客、货车转换阀在客车位时，即通过中继阀使列车管也得到一个增压量，便可操纵具有阶段缓解作用的客车制动机，使其具有阶段缓解作用。

自动制动阀手柄在运转位时，即调整阀处于充气后的保压状态时，可以拧松调整手轮上

的螺母，旋转调整手轮，增加或减少对调整弹簧的作用力，可以得到均衡风缸的规定压力（5或6公斤/厘米²），此时调整阀同样可达到自动保压状态，并自动地维持均衡风缸压力以防它过充或漏泄。必须注意：当机车或列车在线路上运行时，决不能用旋转调整手轮的方法来调整均衡风缸的压力，不然会造成不应有的制动或事故。

二、调整阀结构的理论分析

在第一章总述中曾谈到ET-6型，EL-14型制动机。当均衡风缸减压后均引起压力回升现象。JZ-7型制动机中该调整阀的结构能提高均衡风缸充排气的灵敏度，能自动地控制由于排气时温度变化而产生的压力回升。

首先作如下假定：

- 1) 结构系统是稳定的；
- 2) 压力空气认为是理想气体；
- 3) 在小孔的气体流动时，认为是与外界不存在热交换的绝热过程；
- 4) 在风缸内，由于气体流动速度很低可作为等温过程。

1. 均衡风缸静态供气方程

设自动制动阀手柄移至运转位向列车管充气并使均衡风缸充到额定值 P_0 。

由调整阀的结构知，它必须满足下式：

$$F_f(P_1 - P_0) + B_{6a} \geq B_{5a} \dots\dots\dots (1)$$

式中 F_f ——供气阀孔 f 的面积，设计时与 e 孔相等为 $\frac{\pi d^2}{4}$ （厘米²），

d —— e 孔和 f 孔的直径（厘米）；

e 孔——自动制动阀均衡风缸排气孔；

P_1 ——总风缸表压力（公斤/厘米²）；

P_0 ——均衡风缸表压力（公斤/厘米²）；

B_{6a} ——弹簧 $6a$ 组装后的预压力（公斤）；

B_{5a} ——弹簧 $5a$ 组装后的预压力（公斤）。

如设计结构不能满足（1）式时，即 B_{5a} 值大于（1）式左边值时，只在供气时会出现排气阀开启而破坏供气作用，故（1）式必须成立；另一方面，在供气时调整弹簧 3 的压力除克服膜板 4 上的气压外，还要开启供气阀，此时弹簧 $5a$ 的压力并不起作用，当向均衡风缸供气到额定值时，其静态平衡关系如下：

$$B_3 = F_4 P_0 + F_f(P_1 - P_0) + B_{6a}$$

即

$$B_3 = (F_4 - F_f) P_0 + F_f P_1 + B_{6a} \dots\dots\dots (2)$$

式中 B_3 ——调整弹簧在均衡风缸充气到额定值 P_0 时的压力（公斤）；

F_4 ——膜板 4 的有效面积（厘米²）；

$$F_4 = \frac{\pi}{12}(D^2 + dD + d^2);$$

其中 D 为膜板 4 的外径（厘米）；

d 为硬心的直径（厘米）。

由（2）式知，其中 F_4 、 F_f 、 P_1 、 B_{6a} 均为常数。

设

$$a = F_4 - F_f;$$

$$b = F_f P_1 + B_{6a};$$

把 a 、 b 值代入（2）式，可得

$$B_3 = a P_0 + b \dots\dots\dots (3)$$

(3) 式为一直线方程, 由于均衡风缸压力不可能为负值, 故 B_3 和 P_0 的关系为过 A 点的一根直线, 如图 2—7 所示。

2. 均衡风缸静态排气方程

当自动制动阀手柄移向制动区, 则凸轮下降一个 X_0 值, 使调整柱塞向右移动 X_0 厘米的距离, 弹簧 $5a$ 的压力使排气阀开启, 由结构原理知, 此时必须满足 $B_{5a} > P_0 F_f$, 否则排气阀不能开启。又由于调整柱塞右移, 使供气阀末端离开排气阀的顶端, 即力 $F_f(P_1 - P_0) + B_{5a}$ 与膜板脱离接触。当均衡风缸排气到终值时, 其平衡关系如下:

$$B_3 - 10K_3 X_0 = F_4 P + B_{5a} \dots \dots \dots (4)$$

式中 K_3 ——调整弹簧 3 的刚度, 公斤/毫米;

P ——均衡风缸排到终了时的压力, 公斤/厘米²。

在 (4) 式中设 B_3 为已知值, 则 X_0 和 P 的关系也是直线关系, 如图 2—8 所示。

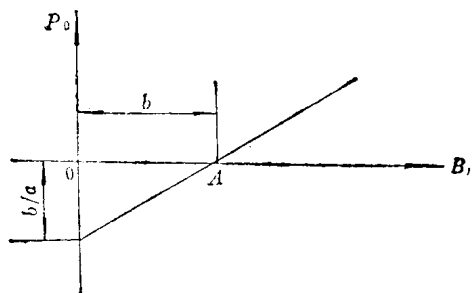


图 2—7 供气时调整弹簧压力与均衡风缸的空气压力关系图。

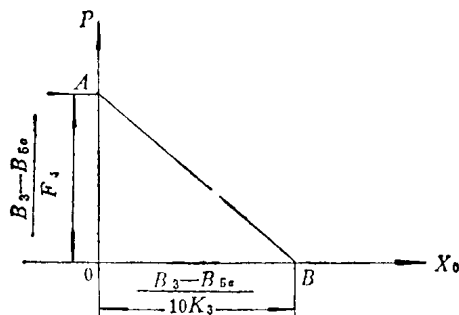


图 2—8 凸轮移动距离与均衡风缸的空气压力关系图

严格来说是不包括 A 点的直线。因在点 A 时, $X_0 = 0$ 即凸轮还没有下降, 是处于供气或保压阶段, 因此 A 点应是满足方程 (2) 的供气方程。只有当 X_0 刚离开 0 时, 才排气, 并符合直线 AB 的规律。

3. 均衡风缸供气时因阀的泄漏而造成均衡风缸空气压力的波动值

设均衡风缸已充到额定的压力值 P_0 , 供气阀关闭, 但由于供气阀的泄漏而使总风缸的空气继续缓慢地向均衡风缸充气, 此时虽排气阀也有泄漏, 但假定比供气阀小, 这就使均衡风缸的压力超过额定的压力值 P_0 而继续上升。当升到某一个值时, 排气阀自动开启, 把多余的压力排出, 我们称这个值和额定值 P_0 之差为波动值, 亦称之为灵敏度。在空气制动系统中, 此值一般不希望超过 0.1 公斤/厘米², 但在特殊要求的系统中, 此值愈小愈好, 亦即灵敏度越高越好。

由于供气方程 (2) 知, 均衡风缸空气压力的额定值为

$$P_0 = \frac{B_3 - B_{5a} - F_f P_1}{F_4 - F_f} \dots \dots \dots (2)'$$

但供气阀泄漏使均衡风缸压力上升到某一值时, 排气阀开启, 此时均衡风缸压力应满足排气方程, 但必须注意的是在这个方程中, X_0 等于 0, 因在这种情况下手柄凸轮并没有降程, 故排气方程中的 $X_0 = 0$ 从而得

$$P = \frac{B_3 - B_{5a}}{F_4} \dots \dots \dots (4)'$$

把 (4)' - (2)' 得,

$$\Delta P = P - P_0 = \frac{B_3 - B_{5a}}{F_4} - \frac{B_3 - B_{5a} - F_f P_1}{F_4 - F_f} \dots \dots \dots (5)$$

ΔP 值即为供气时由于阀泄漏而造成均衡风缸压力的波动值，亦称为灵敏度。

4. 排气后保压因阀的泄漏造成均衡风缸空气压力的波动值

设均衡风缸在排气保压后，由于排气阀的泄漏，使均衡风缸压力继续下降。当下降到某一值时，供气阀自动开启供气，该值与保压值之差称为保压时的波动值。

由于均衡风缸排气到某一值时保压，故此时的压力值应满足排气方程（4）故

$$P = \frac{B_3 - B_{6a} - 10K_3X_0}{F_4} \dots\dots\dots (4)''$$

但由于排气阀的漏泄使 P 值继续下降，假定排气阀的漏泄大于供气阀的漏泄，故当 P 值下降到某一值时，供气阀开启供气，此时应满足供气方程（2），但必须注意此时由于调整弹簧已伸张了一个 X_0 的距离，所以在（2）式中的 B_3 值应改为 $B_3 - 10K_3X_0$ ，同时把（2）式中的 P_0 用 P' 代替就可得下式：

$$P' = \frac{B_3 - 10K_3X_0 - F_f P_1 - B_{6a}}{F_4 - F_f} \dots\dots\dots (2)''$$

故排气保压后的均衡风缸压力的波动值 $\Delta P'$ 为

$$\Delta P' = P - P' = \frac{B_3 - B_{6a}}{F_4} - \frac{B_3 - 10K_3X_0 - F_f P_1 - B_{6a}}{F_4 - F_f} \dots\dots\dots (6)$$

由（5）和（6）式知，要使供气阀的灵敏度高，必须使 F_f 值尽量小， F_4 值尽量大，并使 B_{6a} 与 $B_{6a} + F_f P_1$ 值之差要小。但在实际设计中 F_f 和 F_4 之值均受到一定的限制，如 F_4 太大，使整个阀的结构尺寸增大； F_f 太小引起加工和组装困难，成本提高，故在设计中要根据具体情况来决定。

5. 总风缸空气压力的变化对供气时压力波动的影响

由上述（2）' 知均衡风缸压力 P_0 为

$$P_0 = \frac{B_3 - B_{6a} - F_f P_1}{F_4 - F_f}$$

设总风缸压力由 P_1 变到 P'_1 ，则均衡风缸压力由 P_0 变到 P'_0 即

$$P'_0 = \frac{B_3 - B_{6a} - F_f P'_1}{F_4 - F_f}$$

此时均衡风缸的波动值 $\Delta P_0 = P_0 - P'_0$

$$\begin{aligned} \text{即 } \Delta P_0 &= \frac{B_3 - B_{6a} - F_f P_1}{F_4 - F_f} - \frac{B_3 - B_{6a} - F_f P'_1}{F_4 - F_f} \\ &= \frac{F_f (P'_1 - P_1)}{F_4 - F_f} \end{aligned} \dots\dots\dots (7)$$

由此可知 F_f 越小， F_4 越大，其波动值愈小。

6. 举例

现用 JZ-7 型空气制动机自动制动阀内的调整阀的参数来举例说明。

已知

调整阀膜板的有效面积 $F_4 = 27.63$ 厘米²；

调整阀排气阀弹簧 5a 的预压力 $B_{5a} = 1.768$ 公斤；

调整阀供气阀弹簧 6a 的预压力 $B_{6a} = 2.079$ 公斤；

调整阀弹簧 3 的刚度 $K_3 = 20.21$ 公斤/毫米；

供气、排气阀杆圆面积 $F_f = 0.08$ 厘米²；

调整阀供气、排气阀的弹簧刚度 $K_{5a} = K_{6a} = 0.239$ 公斤/毫米。

总风缸压力 9 公斤/厘米²；均衡风缸压力 5 公斤/厘米²。

(a) 求调整弹簧 3 的张力

解：把上述已知数代入 (2) 式得

$$\begin{aligned} B_3 &= (F_4 - F_f) P_0 + F_f P_1 + B_{s0} \\ &= (27.63 - 0.08) \times 5 + 0.08 \times 9 + 2.079 \\ &= 140.549 \text{ 公斤} \end{aligned}$$

(b) 求凸轮下降 X_0 为何值时，均衡风缸压力等于 0

根据 (4) 式

$$X_0 = \frac{B_3 - B_{s0}}{10K_3} = \frac{140.549 - 1.768}{10 \times 20.21} = 0.686 \text{ 厘米}$$

故凸轮每降 0.1 毫米时，均衡风缸压力约降 0.073 公斤/厘米²，故要得到均衡风缸的最大减压 1.75 公斤/厘米²时，凸轮约降 2.4 毫米。

(c) 计算供气时均衡风缸压力的波动值

根据公式 (5) 波动值为

$$\begin{aligned} \Delta P &= \frac{B_3 - B_{s0}}{F_4} - \frac{B_3 - B_{s0} - F_f P_1}{F_4 - F_f} \\ &= \frac{140.549 - 1.768}{27.63} - \frac{140.549 - 2.079 - 0.08 \times 9}{27.63 - 0.08} \\ &= 0.023 \text{ 公斤/厘米}^2 \end{aligned}$$

这数值与实测数值相近（实测为 0.03~0.025 公斤/厘米²），如果把 F_f 增大到 0.5 平方厘米时，波动值将增大到 0.085 公斤/厘米²，可知 F_f 愈大灵敏度越低。

(d) 计算排气后保压时均衡风缸压力的波动值

设均衡风缸减压 1 公斤/厘米²时，凸轮降程约 1.3698 毫米，代入 (6) 式得：

$$\begin{aligned} \Delta P' &= \frac{B_3 - B_{s0} - 10K_3 X_0}{F_4} - \frac{B_3 - 10K_3 X_0 - B_{s0} - F_f P_1}{F_4 - F_f} \\ &= \frac{140.549 - 1.768 - (10 \times 20.21) \times 0.137}{27.63} \\ &\quad - \frac{140.549 - (10 \times 20.21) \times 0.137 - 2.079 - 0.08 \times 9}{27.63 - 0.08} \\ &= 4.021 - 3.995 \\ &= 0.026 \text{ 公斤/厘米}^2 \end{aligned}$$

该数值与实测相近（实测为 0.025~0.03 公斤/厘米²）。

(e) 计算总风缸压力由 7.5 公斤/厘米²变化到 9 公斤/厘米²时，对均衡风缸供气时压力的影响

由 (7) 式知

$$\Delta P_0 = \frac{F_f (P_1' - P_1)}{F_4 - F_f} = \frac{0.08 (9 - 7.5)}{27.63 - 0.08} = 0.0043 \text{ 公斤/厘米}^2$$

如果把 F_f 增大到 0.5 平方厘米时，其 ΔP_0 也仅为 0.027 公斤/厘米²，说明这种结构当总风缸风压产生变化时，对供风没什么影响。

通过以上分析，可看到调整阀供排气阀的灵敏度比较高，因而可自动地消除其压力的波动值，保证了均衡风缸压力的正确性。

第四节 放 风 阀

放风阀是专为列车施行紧急制动时，直接把列车管内压力空气排到大气中，达到快速制动的目的。

放风阀由放风阀座、放风阀杆、放风阀胶垫，放风阀弹簧、放风阀套等组成（图 2—9）。只有当自动制动阀手柄置于紧急制动位时，放风阀凸轮才能得到一个固定的升程，推动放风阀杆，顶开放风阀，使列车管内的压力空气通过阀口直接排向大气。该阀的有效面积为 3.7 平方厘米，阀的全开行程为 5 毫米。

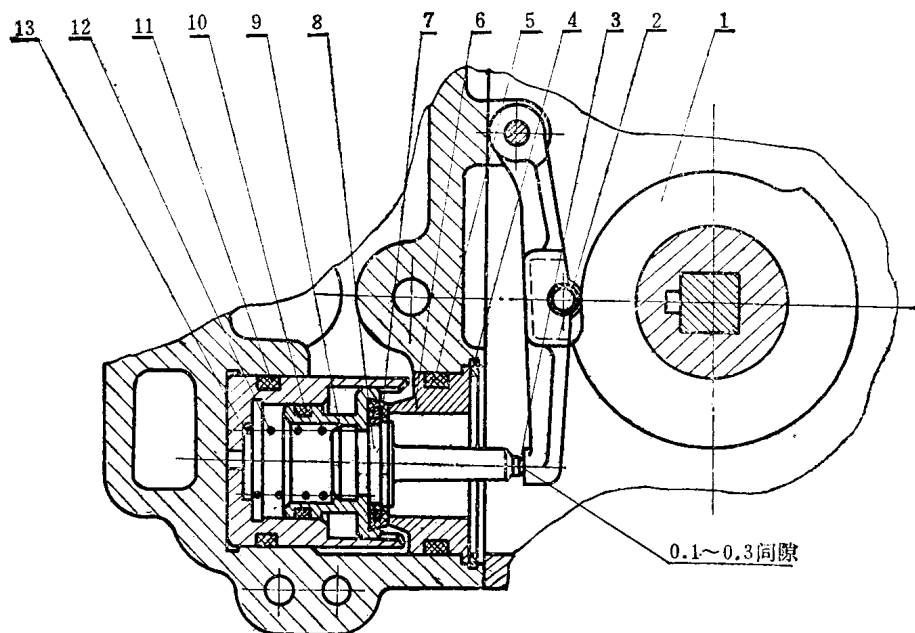


图 2—9 放风阀结构图

1 —— 放风阀凸轮；2 —— 放风阀杠杆；3 —— 柱塞头；4 —— 弹簧挡圈；5 —— 放风阀座 O 形圈；6 —— 放风阀座；7 —— 放风阀胶垫；8 —— 放风阀杆；9 —— 放风阀；10、11 —— O 形圈；12 —— 放风阀弹簧；13 —— 放风阀套。

第五节 重联柱塞阀

重联柱塞阀的主要作用有两点，第一，当换端操纵或机车重联时，切断均衡风缸与中继阀的联系，中继阀自锁，使该自动制动阀不能控制全列车；第二，在紧急制动时，使撒砂管接通总风，再经撒砂压力开关的作用能自动撒砂。

重联柱塞阀由重联柱塞阀柱塞、重联柱塞阀套、柱塞弹簧、O 形圈等组成（图 2—10）。

重联柱塞阀有三个作用位置，其各位置的通路如图 2—11 所示。

1. 自动制动阀手柄处于 1~5 位间 当自动制动阀手柄处于 1~5 位间的任何操纵位置时，柱塞沟通均衡风缸管 1 和中均管 4，使均衡风缸的压力变化来控制中继阀的动作。此时列车管 2 与撒砂管 6 被柱塞关闭。