

第十三章 调 节

用气部门的耗气量可能是变化的，当耗气量小于压缩机排气量时，便需对压缩机进行排气量调节，以使压缩机的排气量适应耗气量的要求。

对调节的要求是：

(1) 希望压缩机排气量在所需调节范围内连续地改变，使排气量随时和耗气量相等，即所谓连续调节。事实上不是任何情况下都能实现连续调节的，当不能连续调节时可采用分级调节，例如把排气量分成：100%、75%、50%、25%、0%等五级。最简单的情况下压缩机只有排气和不排气两种工作状况，称为间断调节。

(2) 调节工况经济性好，即调节时单位排气量耗功要小。

(3) 调节系统结构简单，安全可靠，并且操作维修方便。

关于排气量调节问题，其理论基础是理论排气量公式

$$Q = \frac{\pi}{4} D_1^2 s \lambda_p \lambda_v \lambda_t \lambda_l n$$

只要改变式中任一项，排气量即可改变。但是，气缸直径无法改变；在曲柄连杆驱动的压缩机中，行程也不能变；所以，实际上只有各系数和转速可以改变，并且除温度系数一项因经济性差不采用外，其他都用来进行排气量调节的。下面我们将讨论各种排气量调节的方法、方式、经济性及调节器等。

§ 13-1 排气量调节的方法

一、转速调节

转速调节分连续的和间断的两种方式：

1. 连续的转速调节 内燃机和蒸汽机驱动的压缩机，因为原动机的转速是可以连续地改变的，所以可比较方便地实现连续的排气量调节。

这种调节的优点除气量连续外，还有调节工况比功率消耗小，压缩机各级压力比保持不变，压缩机上不需设专门的调节机构等；缺点是受原动机本身性能的限制，如内燃机只能在100~60% 转速范围内变化，再低便需采取其他措施，且低于额定转速时，发动机经济性降低，此外，转速低时因为压缩机进气速度降低，压缩机气阀工作便可能出现不正常。

2. 间断的停转调节 当用交流电动机等不变转速原动机驱动时，可采用压缩机暂时停止运行的办法来调节排气量。

这种调节的优点是压缩机停止工作便不再消耗动力，压缩机本身也无需设置专门的调节机构。缺点是频繁的起动、停机，会增加摩擦零件的磨损；起动时消耗的电能比一般运行状态要大；要求起动设备简单，操作方便，起动时间短；要求有较大的贮气罐，以便贮存较多的气体，借以减少起动的次数。由于存在上述一系列缺点，所以这种调节方法一般只用于微型压缩机，或者极少进行调节的场合。

二、管路调节

在管路方面增加适当的机构来进行排气量调节, 而压缩机本身结构并无改变。属于管路调节的有:

1. 节流进气 在压缩机进气管路上装有节流阀。调节时节流阀逐渐关闭, 使进气受到节流、压力降低, 也即使压力系数 λ_p 减小, 由此使排气量减少。因为节流进气可使进气压力连续地变化, 故可得到连续的排气量调节。

节流进气的经济性问题要看具体情况。单级压缩时, 如图 13-1 所示, 当排气压力不变进气压力变化时, 功的消耗在某进气压力 p_s 时最大。若取功对进气压力的导数为零

$$\frac{dW}{dp_s} = \frac{d}{dp_s} \left\{ p_s V_s \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right\} = 0 \quad (13-1)$$

由此得

$$-\frac{1}{n} \left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 = 0 \quad (13-2)$$

并可化得

$$\varepsilon = \frac{p_d}{p_s} = n^{\frac{n-1}{n}} \quad (13-3)$$

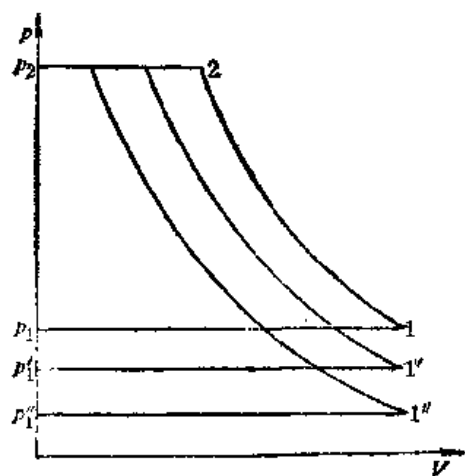
当 $n=1.4$ 时得 $\varepsilon=3.24$; $n=1.2$ 时得 $\varepsilon=2.99$, 功耗最大。

当存在余隙容积时, 功的最大值将在小于上述压力比时达到。例如, 当 $\alpha=0.10$, 压缩和膨胀过程均为绝热, 则最大功的 $\varepsilon=2.69$ 。

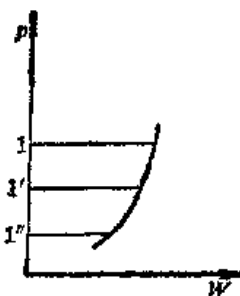
一般压缩机中, 级的压力比大于上述数值, 故每一循环的指示功是下降的, 但是, 比功率消耗仍要比正常工况为大, 因为气量的减少与功消耗的减少并不成正比例。

多级时, 若第一级进气节流, 则末级以前各排气压力均相应降低, 结果使第一级压力比降低、中间各级大致不变、末级升高, 如图 13-2 所示

因为末级压力比升高能使排气温度的升高, 所以这种调节方法末级压力比应比一般设计得低一些。



a) 指示图



b) 功消耗的变化

图 13-1 节流进气对单级指示图的影响

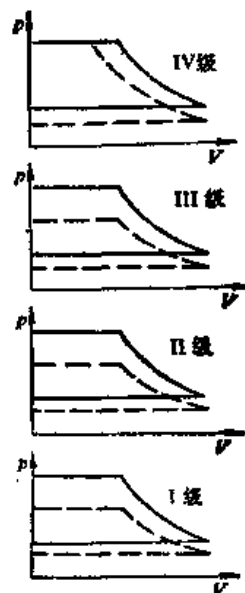


图 13-2 四级压缩机进气节流对各级指示图的影响
实线—全排气量时
虚线—节流调节时

进气节流手动调节时结构简单,常被用于不频繁调节的中、大型压缩机装置中。

2. 切断进气 这种调节利用阀门关闭进气管路,由此使排气量为零,所以属间断调节。

切断进气后压缩机为空运行,其压力指示图如图 13-3 所示,此时的功率消耗约为额定功率的 2~3%。

切断进气调节,机构也很简单,我国一些动力用的空气压缩机,喜欢采用此种调节方法。



图 13-3 切断进气调节指示图
实线—全排气量时 虚线—切断进气调节时

图 13-4 所示为切断进气用的调节阀,阀芯是双座的;双座可使关闭和开启时作用力较单座为小。调节时来自贮气罐的高压气体通入伺服器 2,其中活塞受气体压力的作用克服阀杆顶部弹簧 5 的力,推动阀芯关向阀座,于是进气管路被切断。当需恢复正常工作时,由于调节器的控制(详见 § 13-2)伺服器 2 接通大气,其中的高压气体逸出,阀芯 1 在弹簧 5 的作用下被打开。手轮 3 用于压缩机起动时切断进气,使空负荷起动;操作时旋转手轮,使与之相联的丝杆顶推阀芯关闭进气通路。

切断进气后使末级压力比增加,调节过程中能使排气温度出现短暂的升高;由于压力比的变化,末级若为双作用式气缸,则活塞力也将产生很大变化;由于气缸中出现真空度,故对一些不容许和空气混合的气体压缩机,不宜采用此方法进行调节,此外,真空度能使曲轴箱中的油雾沿活塞杆——双作用式,或活塞——单作用式——窜向气缸,因此增加油耗量;最

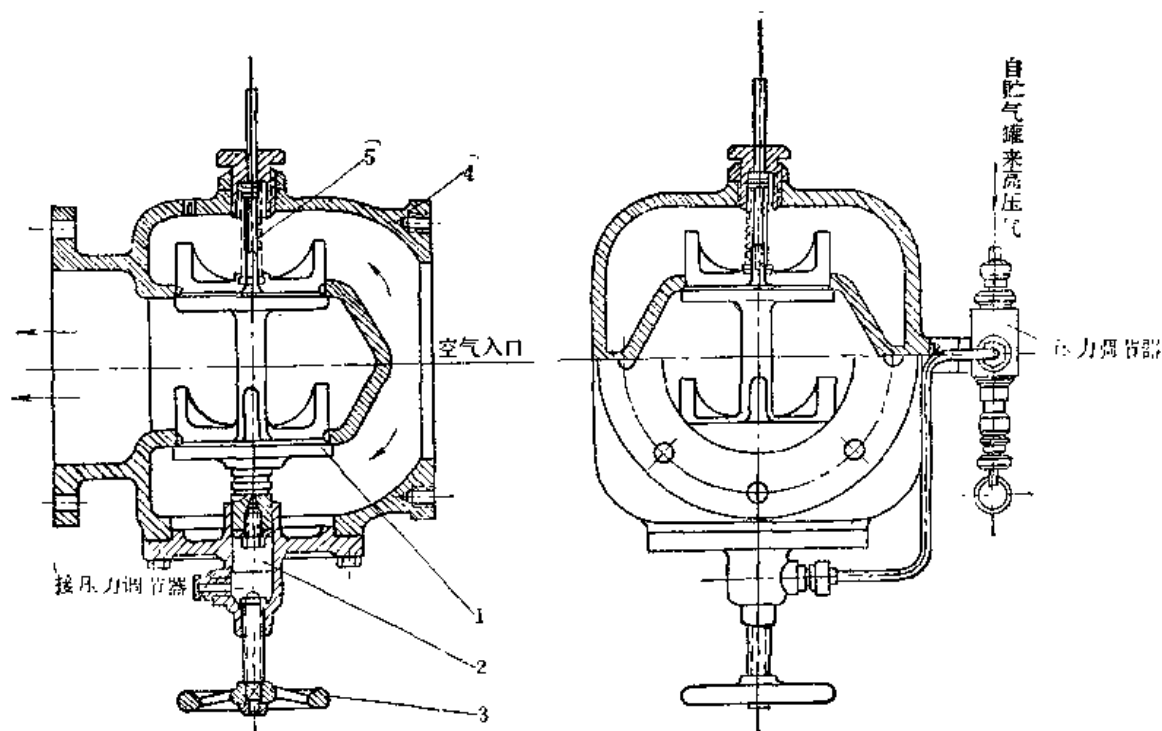


图 13-4 切断进气管路用的双座阀
1—阀芯 2—伺服器 3—手轮 4—阀体 5—弹簧

后还需指出：进气管路上装设切断阀，增加进气过程的阻力损失，长年累月地消耗着动能。

3. 进、排气管连通 排气管经由旁通管路和旁通阀门与进气管相联接。调节时只要打开旁通阀，排出的气体便又回入进气管路中。

按照旁通阀开关的方式不同，旁通调节又可分成节流连通和自由连通两种。

(1) 节流连通 调节时阀门根据需要调节的气量开至适当的程度，让一部分气体经旁通阀节流后回入进气管内，所以属连续调节。

这种调节的优点是结构简单，排气量可连续地变化；缺点是调节的经济性差，因为是高压气体节流，故压缩机功率消耗一点也没减少。所以，这种方法适用于偶尔调节或调节幅度小的场合。

(2) 自由连通 调节时旁通阀完全打开，使压缩机排出的气体可自由地——仅克服旁通管路及旁通阀阻力——流入进气管路。这种系统中，为防止管系中原有的高压气体倒流入进气管，故在旁通管路之后的排气管段上应装设逆止阀。

自由连通只能得到间断的调节，调节机构也很简单，且调节的经济性较好，它常用作大型高压压缩机起动释荷。但是需要指出的是，若排气管段本来就需设置逆止阀时，采用自由连通很合适，不然需专门装设逆止阀，在经常的运行中，它要增加阻力损失。

三、压开进气阀调节

利用一个压开装置，把进气阀片强制地压开，使进气阀全部地或部分地丧失正常工作能力，也即使压缩机吸进的气体，因进气阀片不能自动关闭而在压缩和排气行程中仍回入进气管，借以达到调节气量的目的。

1. 全行程压开进气阀 调节时，在全部行程中气阀始终处于强制压开状态，吸进的气体将全部自进气阀回出，故排气量为零，属间断调节。

压开进气阀时，压缩机属空运行状态，其指示图如图 13-5 所示，因为仅需克服进气阀阻力造成的功耗，故调节的经济性较好。

压开进气阀叉的驱动机构即伺服器，有活塞式伺服器和隔膜式伺服器两种。

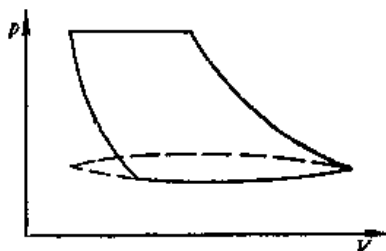


图 13-5 全部行程压开进气阀指示图
实线—全排气量时 虚线—压开进气阀调节时

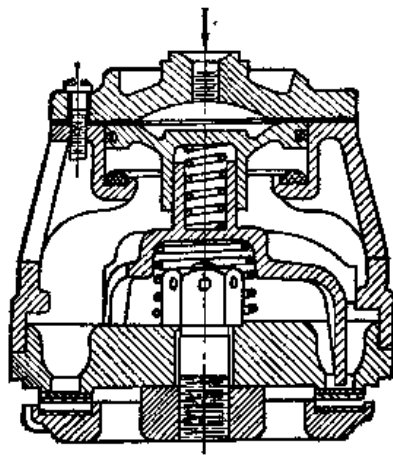


图 13-6 具有活塞式伺服器的压开叉

图 13-6 所示为活塞式伺服器压开叉结构。调节时，通过调节器来的高压气体进入伺服器缸，推动小活塞克服弹簧力，使压开叉压开阀片。当需恢复正常工作时，由调节器将伺服器与大气接通，小活塞在弹簧力作用下升起；压开叉脱离阀片。这种结构小活塞免不掉要泄漏气体，而隔膜式伺服器可克服此缺点。

图 13-7 所示为隔膜式伺服器，除了将活塞换成膜片外，这种伺服器往往是装设在气缸

外面的（参看图 7-20）。伺服器仅中心杆伸入气缸的进气腔，故检查和修理比较方便；对于高压级进气腔小时也能适用。

多级压缩机应用压开进气阀调节时，各级均需设置压开叉，调节时各级进气阀应同时压开。

2. 部分行程压开进气阀 当进气行程结束时，气阀仍被强制顶开，在进入压缩行程后气体从气缸中回入进气管，但到一定时候强制作用取消，进气阀关闭，在剩余的行程中气体受到压缩并排出。按照进气阀在压缩行程中压开时间的长短，可以得到连续的调节。

这种调节方法也较经济，其压力指示图如图 13-8 所示。

部分行程压开进气阀的调节机构，用得较普遍的是气流动力式，其简图如图 13-9 所示：调节弹簧的作用力 F_r 施于压开叉上，因 F_r 大于气阀弹簧力 F_v ，故阀片被压开。进入压缩行程后，气体通过阀隙倒流出来，于是气缸内气体比进气

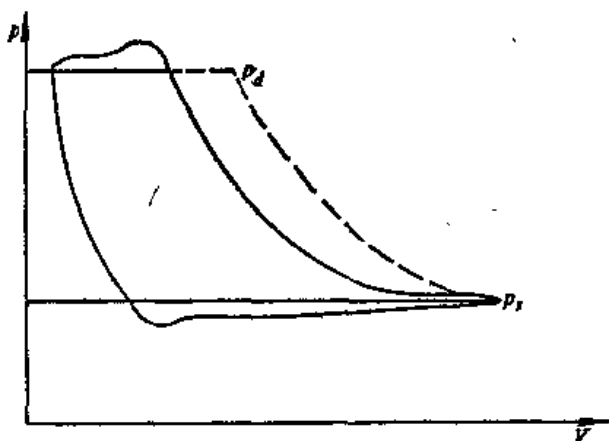


图 13-8 部分行程压开进气阀指示图
实线—调节时 虚线—正常工作时

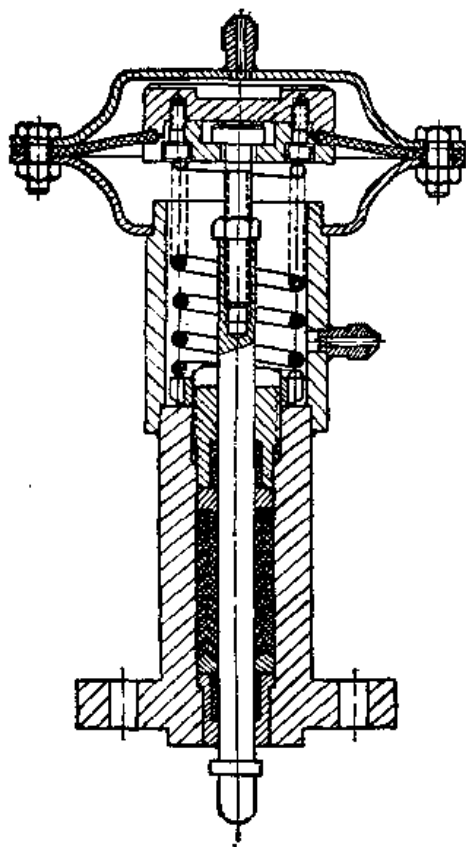


图 13-7 压开进气阀的膜式伺服器

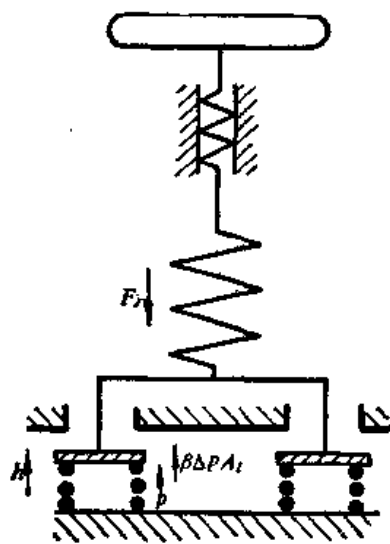


图 13-9 气流动力式部分行程压开进气阀简图

管内气体压力高 Δp ，并且作用于阀片上一个力 $\beta \Delta p A_t$ ，当符合条件

$$F_v + \beta \Delta p A_t \geq F_r \quad (13-4)$$

阀片便开始关闭。

当忽略连杆长度的影响，即设 $\lambda = 0$ 时，计及式 (10-14) 可得关闭条件

$$\frac{1}{2} \rho A_i \beta \left(\frac{r \omega A_p}{\alpha A_v} \right)^2 \sin^2 \theta \geq F_r - F_s \quad (13-5)$$

式 (13-5) 中, 对于一定的压缩机只有角度 θ 是变值, 弹簧力 F_s 可调整, 因此每一个 F_r 力便有一个对应的进气阀片关闭的角度 θ 。因为气流动力在 $\theta = 90^\circ$ 时最大, 弹簧力的最大值当为

$$F_{r, \max} = F_r + \frac{1}{2} \rho A_i \beta \left(\frac{r \omega A_p}{\alpha A_v} \right)^2 \quad (13-6)$$

弹簧力大于此值, 进气阀便不再关闭, 成为全部行程压开进气阀。因为当 $\theta = 90^\circ$ 时进气阀必须关闭, 此时活塞约处于行程中点, 气缸中尚存的吸进的新鲜气量, 视余隙中膨胀气体的多少, 因此排气量调节的范围约为 100~30%。

图 13-10 所示为气流动力式部分行程压开进气阀结构, 旋转手轮可通过丝杆 5 调节弹簧 2 的作用力 F_{r0} 。

图 13-11 所示为自动调节弹簧力的气流动力式部分行程压开进气阀结构。图中每一个叉上设一小弹簧, 这样使运动件质量较轻, 小弹簧 c 的作用力, 由可调气孔 f 处来的有压气体作用在 b 上的力和中间的主弹簧力来控制。在正常工况时, 压开叉在主弹簧的作用下与阀片脱离接触。

总的讲, 这种调节方法只适用于转速较低的压缩机, 图 13-10 结构的工作范围为 250~300 r/min, 图 13-11 的结构的工作范围为 400~500 r/min。

四、连通辅助容积

压缩机气缸上, 除固有的余隙容积外, 另外设有一定的空腔, 调节时接入气缸工作腔, 使余隙容积增大, 从而使容积系数减小、排气

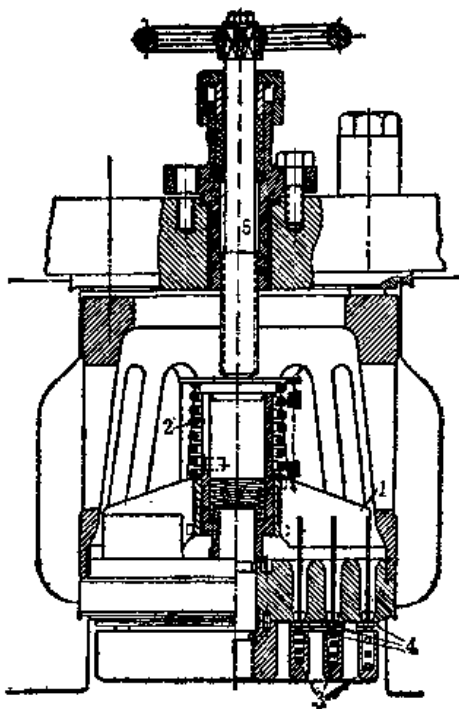


图 13-10 手动气流动力式部分行程压开进气阀结构
1—压开叉 2—调节弹簧 3—气阀弹簧 4—阀片
5—丝杆

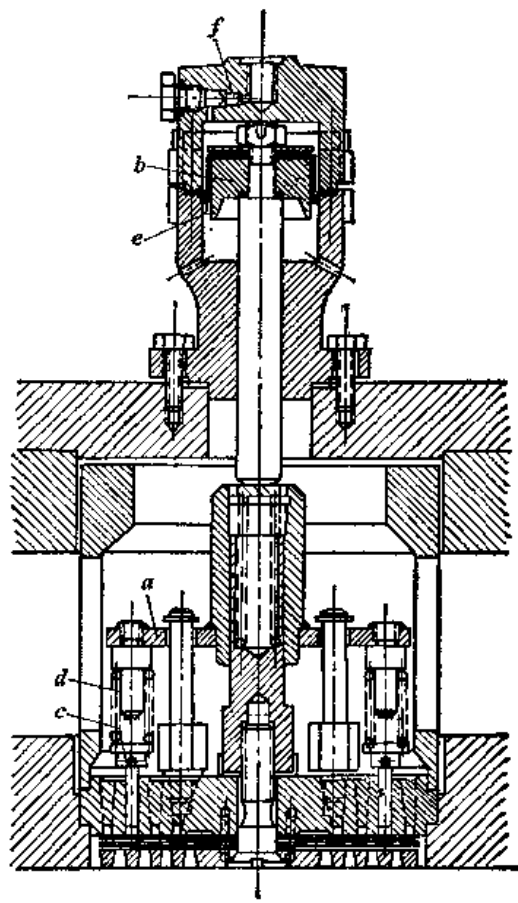


图 13-11 气压控制弹簧力的气流动力式部分行程压开进气阀

量降低, 这些空腔称为补助容积。

按照补助容积接入的方式不同, 可区分为连续的、分级的以及间断的调节。

补助容积的大小, 可这样来确定: 假定压力系数和温度系数不变, 则气量调节的百分比 B 比例于容积系数的百分比

$$B = \frac{\lambda'_v}{\lambda_v} \quad (13-7)$$

式中 λ_v ——正常工作时的容积系数;

λ'_v ——调节后的容积系数。

由式 (1-88) 知

$$B = \frac{1 - (\alpha + \alpha_0)(\epsilon'^{\frac{1}{m}} - 1)}{1 - \alpha(\epsilon^{\frac{1}{m}} - 1)} \quad (13-8)$$

式中 α_0 ——相对补助容积;

ϵ, ϵ' ——原始的及调节后的压力比。

由此得

$$\alpha_0 = \frac{1 - \alpha(\epsilon'^{\frac{1}{m}} - 1) - B[1 - \alpha(\epsilon^{\frac{1}{m}} - 1)]}{\epsilon'^{\frac{1}{m}} - 1} \quad (13-9)$$

或补助容积

$$V_0 = V_1 \frac{1 - \alpha(\epsilon'^{\frac{1}{m}} - 1) - B[1 - \alpha(\epsilon^{\frac{1}{m}} - 1)]}{\epsilon'^{\frac{1}{m}} - 1} \quad (13-10)$$

对于单级压缩机, 调节前后压力比不变, 即 $\epsilon = \epsilon'$ 故式 (13-10) 成为

$$V_0 = V_1 \frac{(1-B)\lambda_v}{\epsilon^{\frac{1}{m}} - 1} \quad (13-11)$$

对于多级压缩机, 例如三级压缩机, 若第一级用接通补助容积调节, 则如图 13-12, a) 所示, 第一级压力比将降低, 降低后的数值为 $\epsilon'_1 = B\epsilon_1$, 中间级压力比几乎不变, 而末级压力比将升高, 并为 $\epsilon'_3 = \epsilon_3/B$ 。为了不使末级压力比过分增高, 末级也往往相应地采取补助余隙容积调节 (图 13-12, b), 使末级和末前级压力比都提高为

$$\epsilon'_1 = \epsilon'_3 = \sqrt{\frac{1}{B}} \epsilon_1 \quad (13-12)$$

在应用式 (13-10) 算补助容积时, 应以这些变化了的压力比代入; 并且若某一级由于进气压力降低, 进气的容积能相应增大, 故调节百分比由原来的 B 变成为 B' , 即

$$B' = B \frac{p_1}{p'_1} \quad (13-13)$$

式中 p_1 ——正常的进气压力;

p'_1 ——调节后的进气压力。

此外, 高压级还应考虑气体压缩性系数的影响, 则得

$$V_0 = V_1 \frac{1 - \alpha \left(\frac{Z'_d}{Z'_1} \epsilon'^{\frac{1}{m}} - 1 \right) - B' \left[1 - \alpha \left(\frac{Z_d}{Z_1} \epsilon^{\frac{1}{m}} - 1 \right) \right]}{\frac{Z'_d}{Z'_1} \epsilon'^{\frac{1}{m}} - 1} \quad (13-14)$$

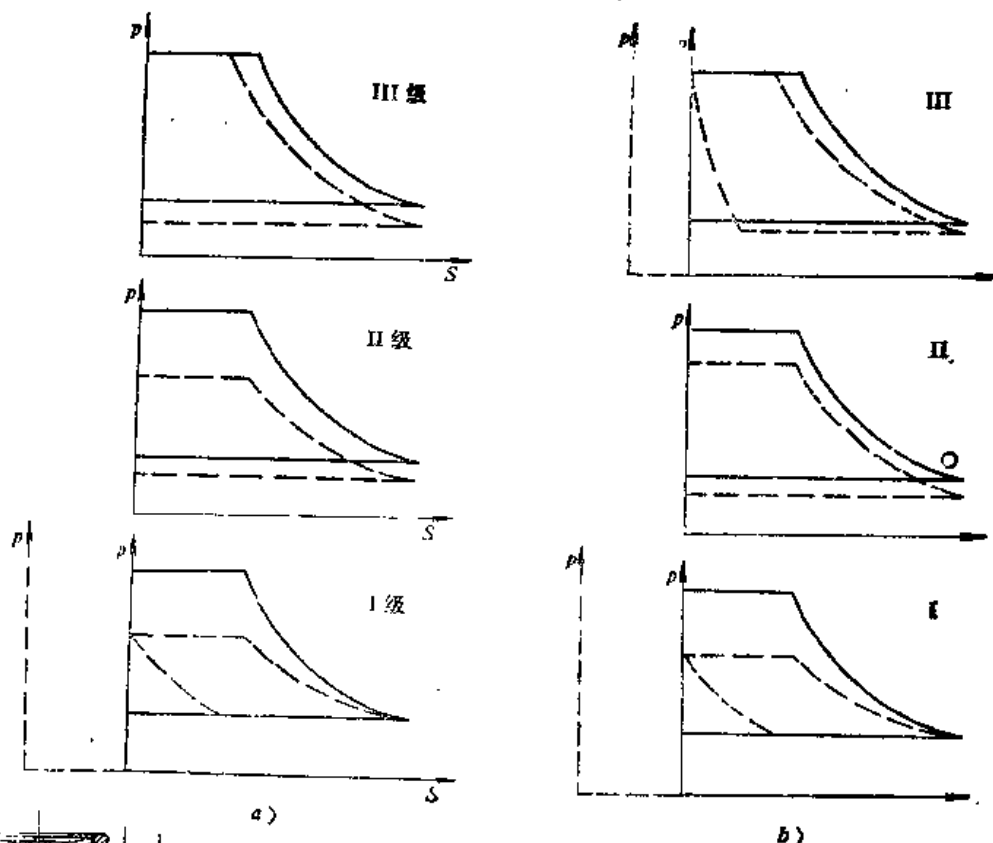


图 13-12 三级压缩机连通辅助容积调节指示图

a) 第一级连通辅助容积 b) 一、三级连通辅助容积

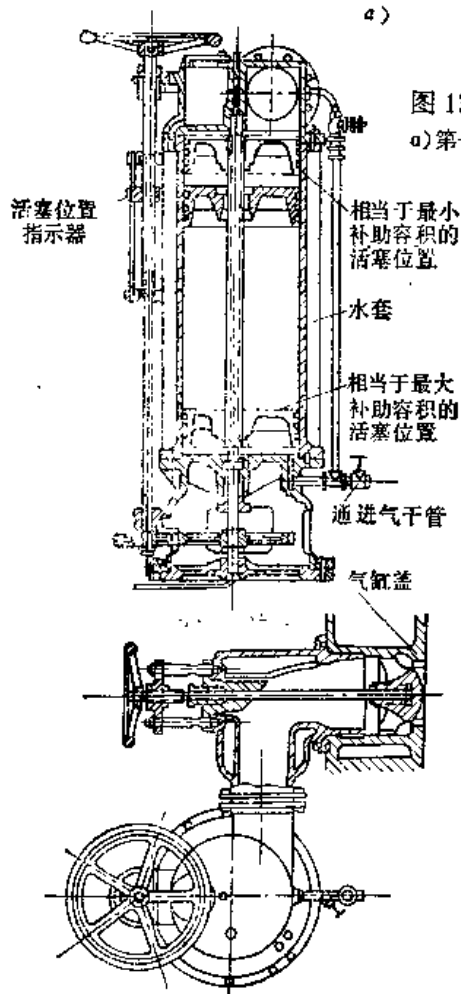


图13-13 低压级可变辅助容积

辅助容积可以采取不同的接通方式:

1. 连续接通辅助容积 如图 13-13 所示, 其辅助容积当接通后可连续地改变。这种结构用于低压级, 调节时, 先打开接通辅助容积的阀门, 再打开旁通管上的阀门, 使高压气体也通至调节缸活塞的背面, 使活塞两边压力平衡。转动手轮通过偏心地置于调节缸中的丝杆, 可使活塞移动以改变辅助容积的大小。

图 13-14 的结构用于中压级或高压级。调节时先打开旁通阀, 使高压气体通活塞背面的空间; 然后转动手轮, 固结于手轮上的螺母也随之旋转, 由此使丝杆带着活塞移动; 当活塞达所需调节位置后, 再把旁通阀关闭。

图 13-15 所示为部分行程连通辅助容积的调节机构。这种调节可以达到连续调节的目的。图中 A 为辅助容积, 它有两道气阀 (1、2), 正常工作时, 气体通过两道气阀进入气缸, 压开叉不起作用。调节时旋转手轮 5, 高压气体经由针阀 4 进入

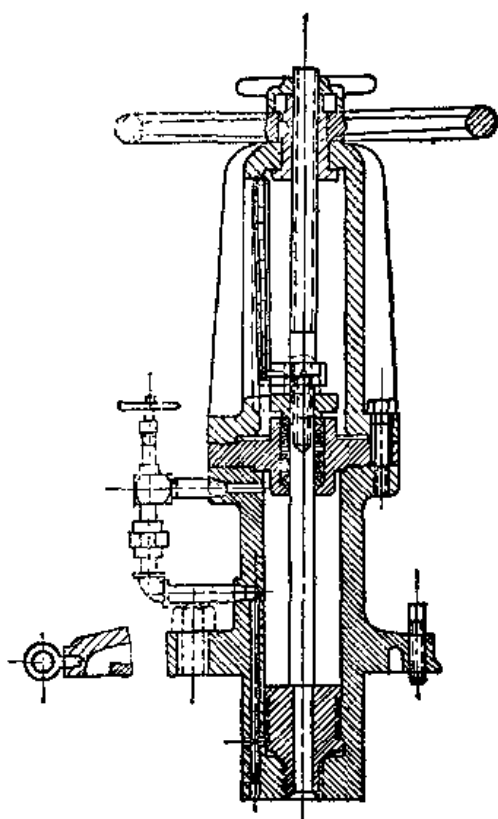


图 13-14 中、高压可变辅助容积

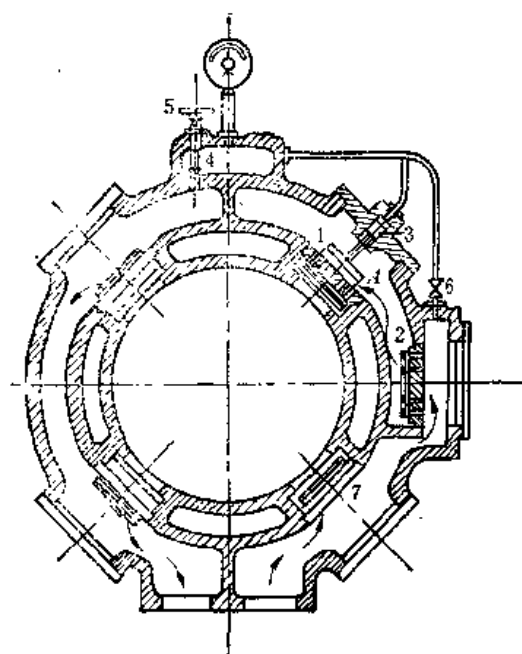
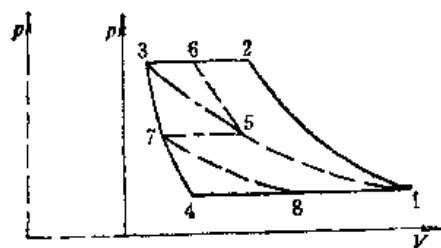


图 13-15 部分行程连通辅助容积调节机构
 1—调节用进气阀 2—进气阀 3—伺服活塞及压开叉 4—针阀 5—手轮 6—节流阀 7—进气阀



a) 理论指示图



b) 实测指示图

图 13-16 图 13-15 的调节指示图

伺服器缸室，并推动小活塞 3，此外，有一部分气体经节流阀 6 泄入进气通道；当经针阀 4 进入的气体和经节流阀 6 泄出的气体平衡时，伺服器缸中的压力便稳定在某一压力下，并推动小活塞 3 经压开叉压开进气阀 1；这样，当压缩行程开始时，A 中的气体和气缸中的气体同时受到压缩；至 A 中的压力大于伺服器缸中压力后，小活塞被推回原位，气阀 1 关闭，气缸中继续进行气体压缩。在指示图上（见图 13-16）上述过程表现为 1-5-6 的过程。

在膨胀过程中，当气缸中压力达 A 中压力时，气阀 1 便开启，A 中的有压气体参与一起膨胀，在指示图上表现为 3-7-8 的过程，由此，使吸进的气体从 4-1 减为 8-1。

调节针阀的位置，使进到伺服器缸中的气量改变，便可使伺服器缸中的压力改变，即改变指示图中 5 和 7 的位置，于是便可改变调节的气量。

这一调节的缺点是两道进气阀增加了正常运行时的压力损失，并且对气阀的密封性要求也较高。

2. 分级接入辅助容积 逐个地接入一定的辅助容积，便可得到分级的排气量调节

图 13-17 所示为一双作用气缸每侧设有两个辅助容积的结构，每个辅助容积逐个地接入，便可得四级调节。

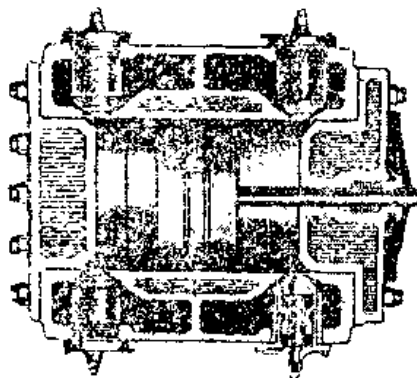


图 13-17 双作用式气缸的两侧设置辅助容积图

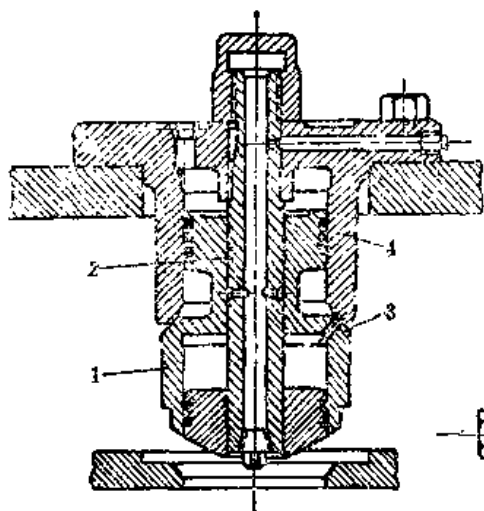


图 13-18 气动作用连通辅助容积钟罩形阀
1—钟罩形阀 2—心轴 3—通气孔
4—压盖

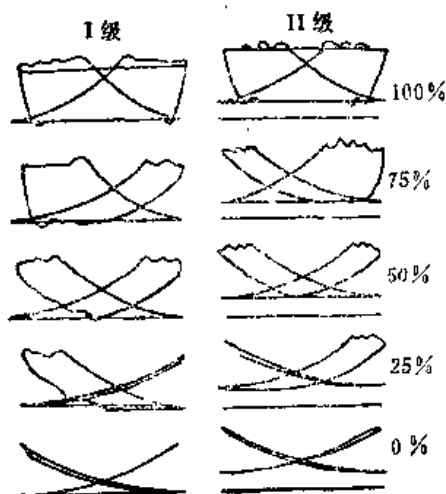


图 13-19 四级辅助容积调节指示图

图 13-18 为接通辅助容积的阀，它是由气体压力操作的。在正常情况下，钟罩形的阀门 1 因其顶部的活塞上作用有高压气体，故呈关闭状态。调节时，伺服缸 4 中的高压气体接通大气，压力消失，阀门便在气缸中气体压力作用下升起，并且，一旦升起，有压气体便进入辅助容积，能推动钟罩上部的活塞迅速上升；小孔 3 是为使气体进入钟罩内腔，以免关闭时形成真空度。若高压气体再次通入伺服缸，则钟罩关下，压缩机恢复正常。

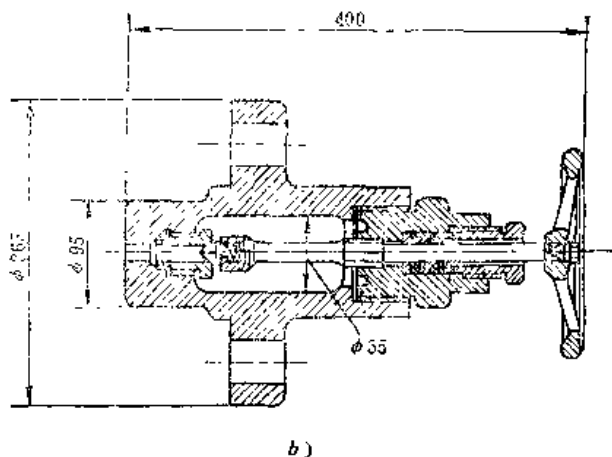
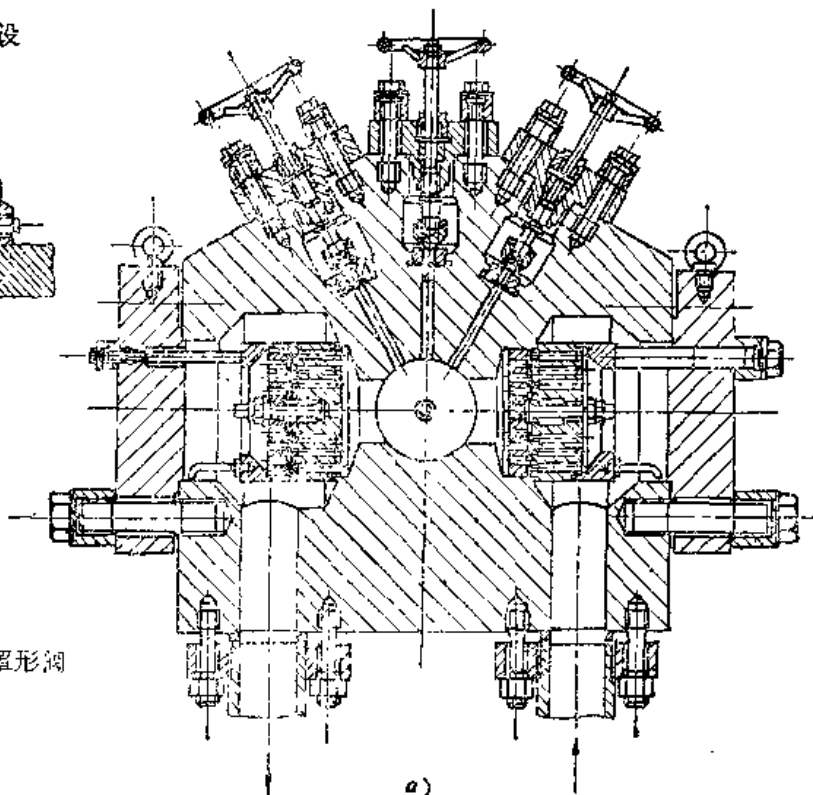


图 13-20 高压级辅助容积结构

a) 辅助容积置于气缸体上 b) 辅助容积置于气缸盖上

图 13-19 所示为一双作用两级压缩机四级调节指示图。图中示出了调节过程指示压力变化的情况。

图 13-20 所示为用于高压级的补助容积结构，只要转动手轮，便可打开接通补助容积的阀门，使压缩机这一级进入调节工况。图 a) 为补助容积置于气缸体上的；图 b) 为补助容积置于气缸盖上的。

§ 13-2 调节系统及调节器

一、调节系统

手动操作，调节机构依靠人来控制，一般用于不常调节的场合。如果调节比较频繁，通常都采用自动调节。

自动调节，需要有下列机能的机构：主令机构——调节器，它适时发出需要进行调节的命令；传递机构——在压缩机装置中通常都利用气体，有时也利用液体和电磁等；执行机构——包括伺服器和调节机构。

图 13-21 所示为两级压缩机调节系统图，当排气量大于耗气量时，贮气罐 H 中气体压力升高，高压气体克服调节器 A 中弹簧 2 的作用力，推开阀 1 而进入管 3 中，再由导管 3 分别通至第一级的伺服器 C 中推动阀 8 关闭进气口；以及通至第二级伺服器 B 中，由压开叉 7 压开进气阀片 5；当排气量和耗气量平衡时，调节器阀 1 关闭，导管 3 接通大气，伺服器恢复原位，机器进入正常工作。

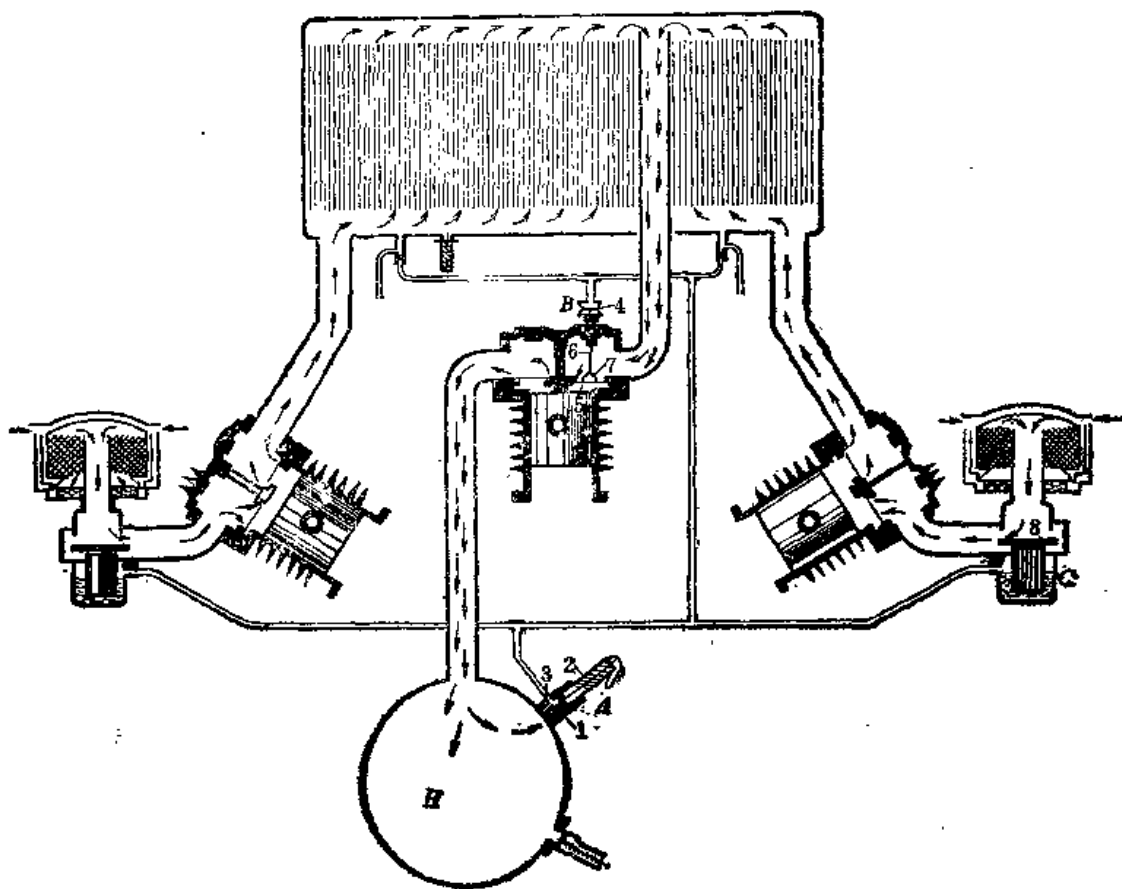


图 13-21 两级压缩机调节系统图

图 13-22 是一四级调节系统示意图, 高压气体经过控制气源开关 1 通至调节器 2, 然后分配至各调节机构。

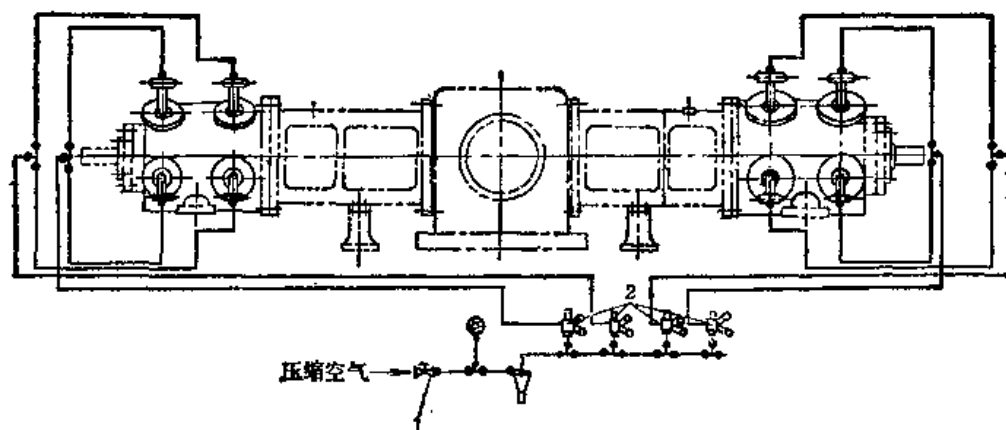


图 13-22 四级调节系统示意图
1—控制气源开关 2—压力调节器

二、调节器

调节器是发出指令的部分, 其中具有感受元件。因为在压缩机中来的讯号通常是气体压力的高低, 所以感受元件通常便是具有一定负荷的阀门。

压缩机的调节器感受元件上的负荷大都用弹簧来完成, 调节弹簧力的大小便可确定调节的压力, 所以弹簧被称为指令元件, 即指令是由弹簧来下的。

图 13-23 所示为具有弹簧指令元件的双位调节器。调节时, 由于排气压力升高, 作用在阀芯上的力大于弹簧力, 于是阀芯升起。阀芯升起后, 一方面与限制升程的零件的锥面相接触, 关闭调节系统与大气通路; 另一方面让高压气体进入调节系统的导管, 使伺服机构动作。当排气压力降低时, 阀芯落座, 它一方面关闭高压气体的通路, 另一方面接通大气, 释放调节系统中的有压气体。因为只有一开一关两个位置, 所以称为双位调节器。双位调节器仅能控制间断调节装置。

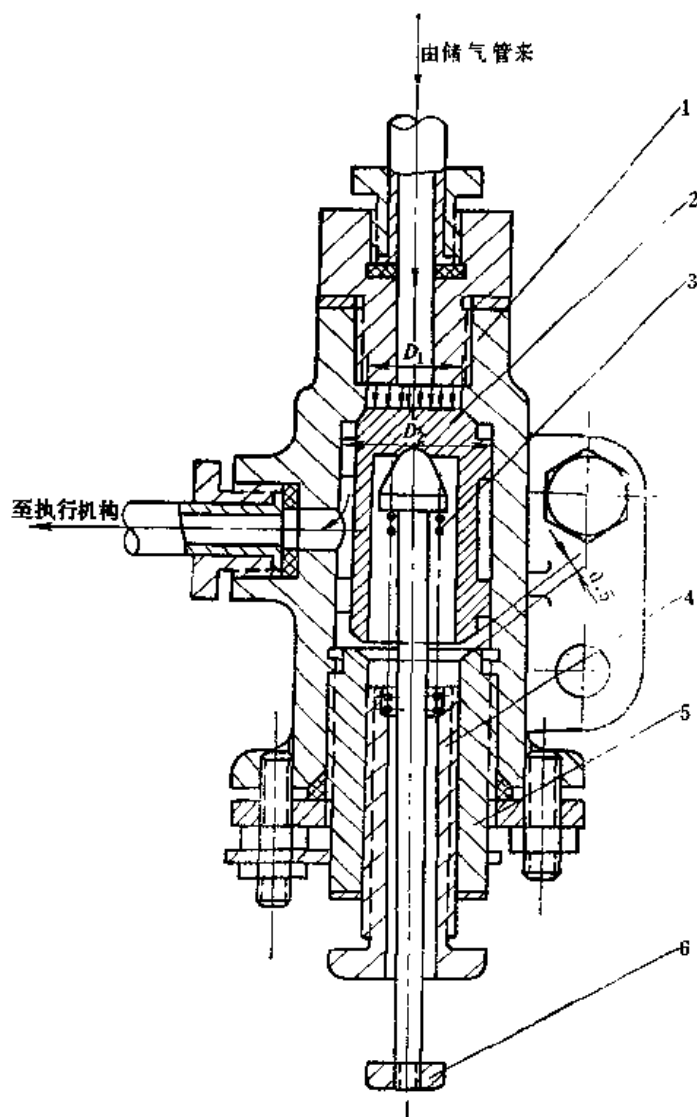


图 13-23 具有弹簧指令元件的双位调节器
1—阀体 2—阀芯 3—弹簧 4—调节螺母 5—限制器 6—顶杆

图 13-24 所示为重锤式指令元件双位调节器。当气体压力上升，所造成的作用力大于锤的重力时，滑阀 4 顶着重锤升起，让高压气体经 13 通入调节系统。当气体压力下降时，滑阀下落，由此关闭高压气体的通道。把系统与大气接通是靠放气孔 14，它由 12 进行控制。

调节重锤 8 的质量可控制调节的气体压力。

重锤上有若干小圆球 7，当重锤至一定高度时小球便滚至两侧，使锤的总质量减轻，以便迅速升起；当下降时，至一定高度小球又滚上重锤，使总质量增加，故能迅速下降。此外，上升开始时的负载是重锤加小球质量之和，假定这时的压力为 $p_{\max}$ ，后来因为小球滚掉了，所以当压力降至某一压力 $p_{\min}$ 时才开始下降，如图 13-25 所示， $\Delta p = p_{\max} - p_{\min}$ 称为不灵敏区，所以这种结构中，不灵敏区取决于小球的质量，性能很稳定。

弹簧式调节器虽然随着阀芯升起弹簧力增加，但由于阀芯关闭状态仅 D_1 直径的面积上作用 $p_{\max}$ ，而一旦升起后即在 D_2 直径的面积上作用 $p_{\max}$ ，由此增大的力要足以克服升程造成的弹簧力；当压力下降至某一值而不足以克服弹簧力时，阀芯开始关闭，并随着关闭弹

簧力减小，气体压力继续降低直至达 $p_{\min}$ 调节停止，其特性如图 13-25, b) 所示。因此，弹簧式的不灵敏区取决于弹簧刚性、升程以及 D_1 、 D_2 诸因素。

压缩机排气系统中的压力波动可以用不均匀度来表示，即

$$\delta = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_m} \quad (13-15)$$

式中 p_m ——平均压力， $p_m = (p_{\max} + p_{\min})/2$ ，或取名义压力。

故可根据允许的不均匀度来确定不灵敏区，即

$$\Delta p = \delta p_m$$

弹簧式与重锤式调节器相比，弹

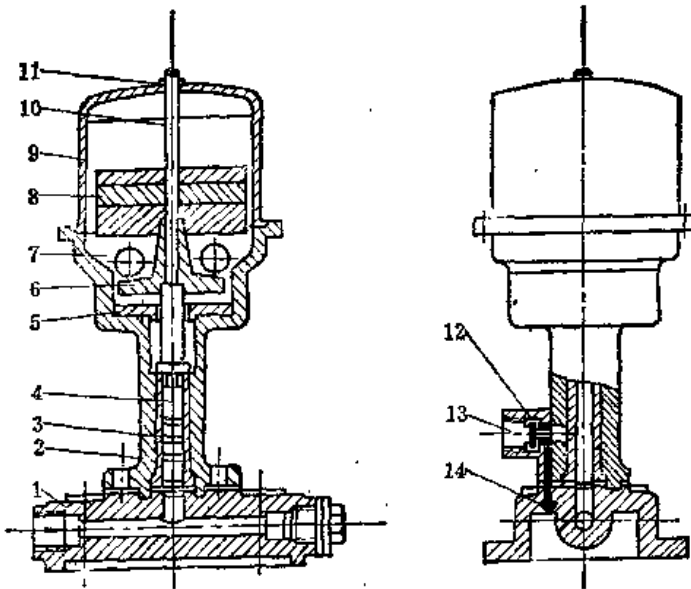


图 13-24 重锤式双位调节器

1—底座 2—壳体 3—衬套 4—滑阀 5—限制板 6—圆盘
7—小球 8—重锤 9—罩 10—杆 11—防护圈 12—控制通
大气的塞 13—接管 14—放气孔

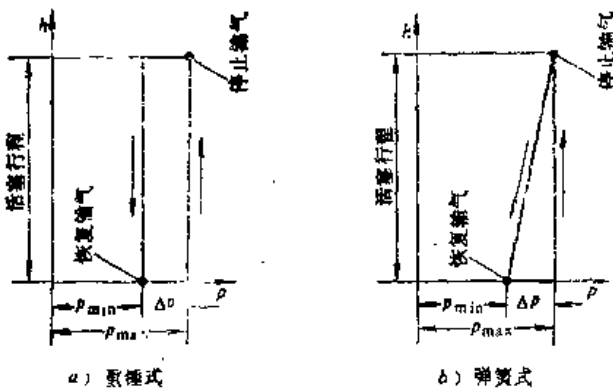


图 13-25 弹簧式和重锤式双位调节器特性

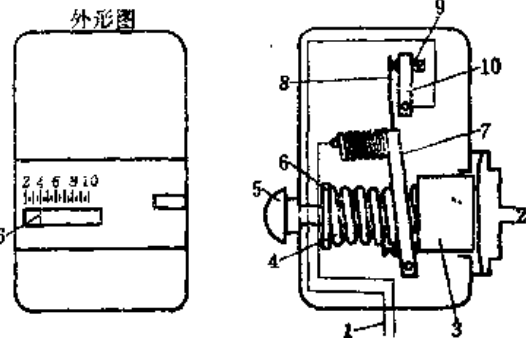


图 13-26 电力传动双位调节器

1—总线 2—与排气系统的接管 3—滑块 4—指
令弹簧 5—调整弹簧力的螺钉 6—指示片 7—
跳板 8、9—接触器 10—接线板

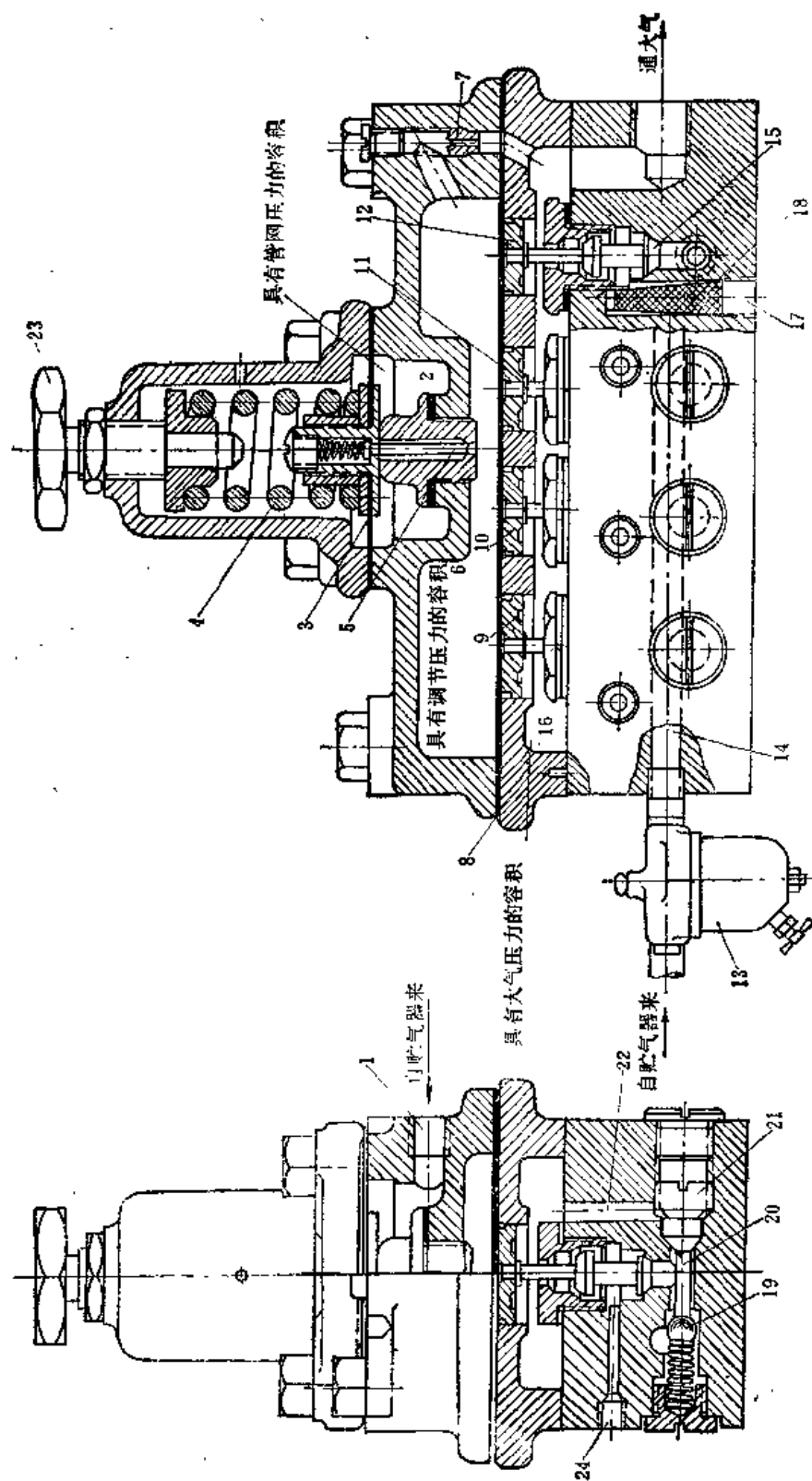


图 13-27 五位气动调节器

簧式的优点：结构紧凑，不受安装位置的限制—垂直、水平、倒置均可，调整调节压力方便；缺点：弹簧制造质量不高时易弹性疲乏，一旦制造好后不灵敏区便无法调整，总的讲弹簧式比较方便，目前应用也比较普遍。

图 13-26 所示为依靠电力传递指令的结构。当达调节压力时，滑块 3 克服弹簧力推动跳板，由此使接触器 8 和 9 脱离，电路被切断；压力低时滑块在弹簧力作用下恢复原位，8 和 9 接触，电路被接通。这种调节器通常用在小型及微型压缩机装置中，当用电动机停转进行间断调节的场合。

双位调节器仅能控制间断调节，当调节属分级调节时，应用多位调节器。

图 13-27 所示为五位调节器，用于控制四级的分级调节装置，是和图 13-18 所示气动调节阀相配合的。它具有四组控制阀 16，分别控制四个补助容积。正常状态时，阀 15 压在上边的座上（图中为调节状态），高压气体自钻孔 14 经滤网 18 由接管 17 通至气动调节阀。调节时，因气体压力升高，故空间 2 中气体压力作用在橡皮膜 3 上压缩弹簧 4，使针阀 5 稍稍提起，于是高压气便进入下面的空间 6，并能通过节流小孔 7 泄入大气，但因有气体不断流入，故该空间中仍具有一定压力，当该力作用在最大的活塞 9 一组控制阀上，足以克服控制阀上高压气体作用力时，阀 15 即座落到下面阀座上，管路 17 即由上面的阀座孔与大气相通，高压气体逸出，气动阀即打开，一个补助容积被接入气缸。若此时排气量继续大于耗气量，则压力继续提高，弹簧 4 进一步受到压缩，针阀也进一步提高，于是有更多的高压气进入空间 6，而节流小孔孔径是不变的，故空间 6 中压力也提高，若作用到第二个活塞 10 上的力能克服控制阀的气体压力时，第二个补助容积又被接通。若压力继续提高则第三、第四个再相继接入。恢复正常则是由小活塞 12 的一组开始。螺钉 21 通过小杆顶住逆止阀小球 19，使高压气体得以通过控制阀 15 进入调节阀，当将螺钉 21 退出时，杆 20 脱离小球 19，小球便堵塞通路，高压气体不再进入调节阀，因此便一直处于开启状态。接头 24 用于连接压力表，以观察各控制阀的工况，当有压力时说明所控制的调节阀处于关闭状态，补助容积未被接入气缸；无压力时则补助容积已接入。螺钉 23 用于调整需要进行调节的名义压力。13 是分离气体中油、水的装置。

调节器还有许多型式，即不再赘述。