

活 塞 式 压 縮 机

下 册

結 构 設 計 与 系 統

華 中 工 學 院 压 縮 机 教 研 組 編

一 九 七 三 年 十 二 月

此讲义系本院压缩机专业活塞式压缩机组的试用教材。分上、下二册，共十九章。上册内容包括活塞式压缩机原理与总体结构方案；下册内容包括活塞式压缩机结构设计系统与系统。因限于教材的特点及篇幅，不可能将全部设计参考资料一一编入。设计时，可根据需要，参阅其它有关文献资料。

t °C	$\lambda \cdot 10^3$ 大卡/米小时度	$\mu \cdot 10^6$ 公斤秒/米 ³	Pr	$\nu \cdot 10^3$	c_p 大卡/公斤度	γ 公斤/米 ³
氮						
0	148	0.852	0.688	93.0	3.3604	0.0899
100	189	1.05	0.677	157	3.4509	0.0657
200	227	1.23	0.666	233	3.4643	0.0519
空 气 (干)						
0	21.0	1.75	0.707	13.3	0.240	1.293
100	27.6	2.23	0.680	23.0	0.241	0.946
200	33.8	2.65	0.680	34.8	0.245	0.747
氧						
0	21.2	1.98	0.720	13.6	0.2185	1.429
100	28.3	2.46	0.686	23.1	0.2230	1.05
200	35.0	2.91	0.674	34.6	0.2300	0.826
一 氧 化 碳						
0	2.00	1.69	0.740	13.3	0.2483	1.250
100	25.9	2.11	0.718	22.6	0.2495	0.916
200	31.4	2.49	0.708	33.9	0.2528	0.723
氫						
0	14.2	2.15	0.663	11.8	0.124	1.784
100	18.2	2.75	0.661	20.6	0.124	1.305
200	22.0	3.28	0.653	31.2	0.124	1.030
氨						
0	123	1.91	0.684	105	1.243	0.1785
100	154	2.34	0.667	176	1.243	0.1305
200	183	2.75	0.660	270	1.243	0.1030
二 氧 化 碳						
0	12.6	1.43	0.780	7.09	0.1946	1.9767
100	19.6	1.86	0.733	12.6	0.2182	1.447
200	26.6	2.28	0.715	19.2	0.2371	1.143
甲 烷						
0	26.4	1.06	0.734	14.5	0.5172	0.7168
100	40.0	1.35	0.698	25.1	0.5848	0.525
200	54.8	1.62	0.700	38.2	0.6704	0.414
乙 烷						
0	16.3	0.877	0.746	6.41	0.3934	1.342
100	27.4	1.16	0.738	11.6	0.4938	0.983
200	40.8	1.44	0.741	18.2	0.5947	0.776

目 录

第七章 气缸	1
§ 1 气缸的结构形式	1
§ 2 气缸套	8
§ 3 气阀在气缸上的配置	11
§ 4 气体接管、润滑油接管和支承	13
§ 5 气缸材料与技术要求	15
§ 6 计算关系与应力值	16
第八章 活塞	21
§ 1 活塞的结构形式	21
§ 2 活塞材料与技术要求	32
§ 3 活塞主要尺寸的确定与强度校核	33
第九章 滑动密封	41
§ 1 活塞环	41
§ 2 填料函	50
§ 3 无油润滑	58
第十章 气阀	69
§ 1 气阀的结构形式	70
§ 2 气阀的阻力损失与寿命	83
§ 3 气阀材料与技术要求	88
§ 4 气阀主要尺寸的确定与计算	90
第十一章 曲轴	102
§ 1 曲轴的一般构造型式	102
§ 2 曲轴各组成部分的构造及其主要尺寸	104
§ 3 曲轴的制造材料	109
§ 4 曲轴的计算	110
第十二章 连杆	117
§ 1 连杆各组成部分的构造型式	119
§ 2 连杆的强度计算	126
§ 3 轴瓦	133
第十三章 十字头	139
§ 1 十字头的构造型式	139
§ 2 十字头的主要尺寸及强度校核	143

第十四章 机体	147
§ 1 角度式压缩机的机体	148
§ 2 立式压缩机的机体	150
§ 3 对称平衡型压缩机的机体	150
第十五章 压缩机的润滑	154
§ 1 压缩机用的润滑油	154
§ 2 气缸——填料的润滑	155
§ 3 运动机构的润滑	159
第十六章 冷却器	164
§ 1 管式冷却器	164
§ 2 板式冷却器	172
§ 3 冷却器的热力计算	174
第十七章 压缩机的附属设备	186
§ 1 压缩机的进排气导管	186
§ 2 缓冲器	187
§ 3 空气滤清器	190
§ 4 油水分离器	192
§ 5 安全阀	194
第十八章 排气量调节	197
§ 1 作用于驱动的调节	197
§ 2 作用于管路的调节	198
§ 3 作用于气阀的调节	202
§ 4 连通补助容积调节	205
§ 5 调节器	209
第十九章 压缩机结构实例	213
§ 1 小型压缩机	213
§ 2 L型压缩机	223
§ 3 立式压缩机	226
§ 4 卧式压缩机	229
§ 5 对称平衡型压缩机	233
§ 6 循环压缩机	236
附录	238

第七章 气 缸

气缸是组成活塞式压缩机压缩容积的主要部份。一般说来，在结构上亦是压缩机最复杂的机件。它除承受气体压力和提供活塞滑动及密封的镜面外，还供安装气阀和相应的排气量调节机构之用。通常情况下，其上安装有润滑油接管，有时还备有指示器接孔等。

气缸按其冷却方式分为风冷式和水冷式；按其作用分为单作用、双作用和级差式；按其本身结构分为单层壁和多层壁，整体式和组合式；按所选用的材料分为铸铁气缸、铸钢气缸和锻钢气缸。

§1. 气缸的结构形式

风冷式气缸多用于移动式小型或微型压缩机。如图(7—1)所示，为3W—0.4/10型空气压缩机一级单作用气缸。气缸体上所分布的散热片，上端部分长于下端部份是因为考虑到压缩终了，气缸头端部分温度较高之故。为减轻机组重量和强化散热计，缸头系采用铝合金，且铸有散热片(图7—1b)。应指出，缸头上的散热片仅在排气侧能充分发挥其效能，故有时只在缸头的排气侧加置散热片(图7—2)。图7—3所示为用于40公斤/厘米²的较高压力的风冷式气缸结构。

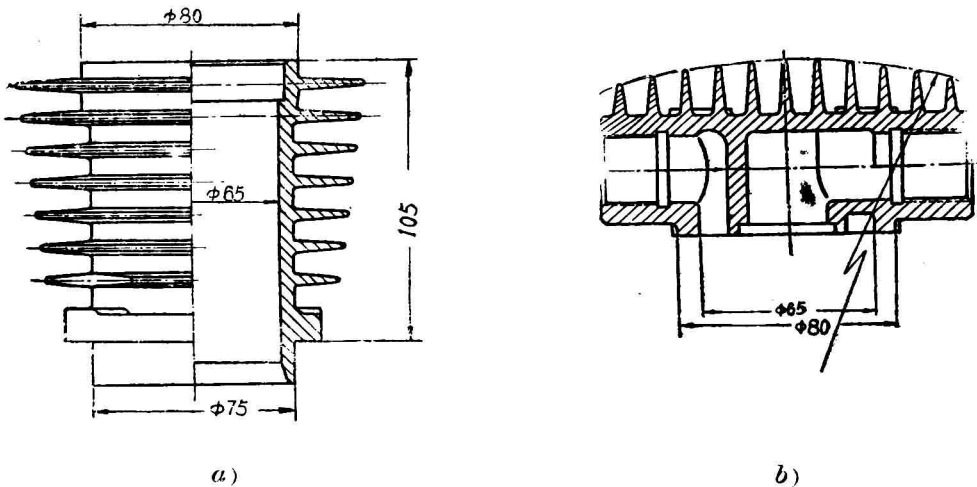


图7—1 风冷式气缸 (a—缸体, b—缸头)

气缸体上的散热片有横向和纵向二种形式，从冷却气流顺流方向考虑，目前大多数制成横向形式。

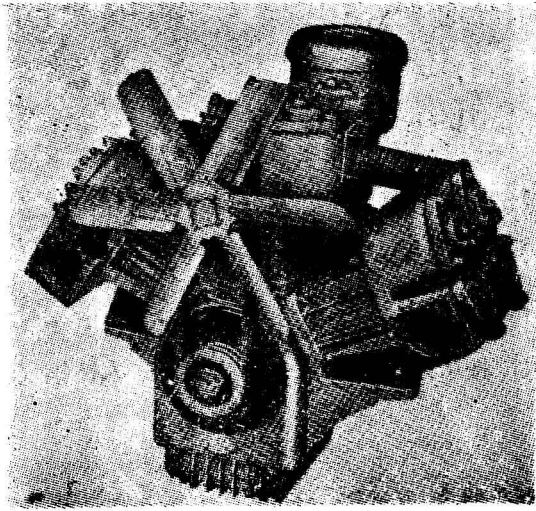


图7—2 具有仅在气缸头排气侧铸制有散热片的压缩机

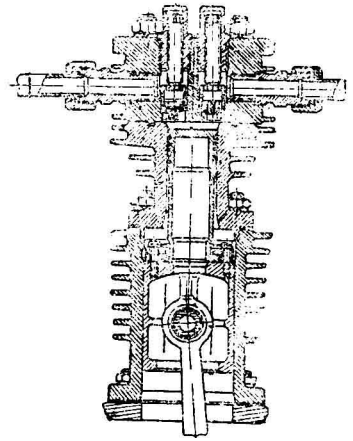


图7—3 风冷式较高压力的气缸

气缸正确的冷却，对于压缩机工作可靠性甚为重要。正确的冷却可改善润滑条件，降低压出气体的温度，消除活塞环的过热、降低或根本消除气阀中的积碳现象。为了加强冷却效果，风冷式气缸可外加设导流罩，导流罩方案通常如图7—4所示。其中方案**b**优于方案**a**，但方案**c**效果最好，由于气流的涡流影响与较小的阻力，使采用这种导流罩的气缸壁四周温度达到最低值且最为均匀。

无论对何种气缸而言，缸体都应具有足够的刚性。否则，由于刚性不足引起变形，不仅加速了气缸与活塞的磨蚀，且使活塞和气缸间产生不必要的过大间隙，引起容积效率降低。在一般无十字头的移动式压缩机中，更易导致发生由于过多的润滑油从曲轴箱带至压缩容积部份的“串油现象”。

风冷式的单层壁气缸，其刚性一般比水冷式的双层或三层壁气缸小，设计时更应注意。对于风冷式气缸，气缸与缸头（盖）间的紧固螺栓，应尽可能靠近气缸壁配置即基于上述理由。

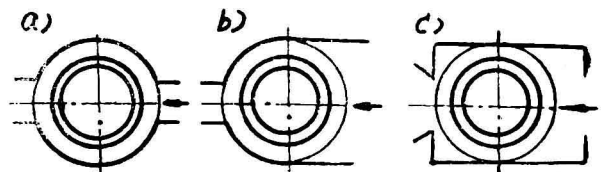


图7—4 导流罩方案

除移动式小型压缩机，和某些易液化的气体压缩机或压缩级以外，大多数压缩机气缸系采用水冷却方式。图7—5所示为H223—165/320型氮氢混合气压缩机的一级气缸。气缸主要由铸铁铸制的缸体和端盖两部份组成，气阀在气缸体上呈径向配置，且附有手动弹簧强制式部份行程压开吸气阀的排气量调节装置。为使气缸得到充分且均匀的冷却，冷却水从气缸水套下部通入，形成对角流动上部排出。气缸的上、下方均设有润滑注油点，并在活塞二行程止点处备有排液阀，因而避免了由于系统的原理料气在压缩过程中，发生破坏性的液击事故。

为避免气缸镜面由于活塞环的摩擦而形成凹陷，以及气缸镜面本身精加工的需要，气缸两端应制成适当的斜面，斜面的位置应这样确定：使压缩机处于额定工况下，第一道与最末一道活塞环应分别越出镜面边缘1~2毫米。有时，为了便于活塞装入气缸，气缸端部的斜口应扩大至自由状态下活塞环的直径。对于级差式气缸，因不可能在装配时将活塞环很好导入，斜面则必须延伸扩大到气缸口处，通常斜角等于15°。

铸制气缸夹层内的筋条和支撑的布置应十分注意其合理性。壁厚过渡应力求均匀，热节圆不可过小，通常壁厚过渡变化 $\angle 30\%$ 。否则易在浇铸时，由于冷却不均匀，使筋条或支撑部份发生断裂和其它铸制缺陷。同时，在压缩机运行过程中，亦易因缸体各部份温度不均匀，不能自由变形，产生不允许的过大的热应力。水套夹层设计应使冷却水尽量通达气缸的各个被冷却部分。

为了降低温度应力与铸制应力，简化浇铸工艺与减少铸制废品率，许多厂家采用由气缸体，上、下锥形缸盖和湿式气缸套四部份构成的组合式结构（图7—6）。图示结构用于4M12—45/210型二氧化碳压缩机一级，气缸系双作用，材质为铸铁。气缸锥形端盖和缸体用长螺栓紧固，缸体内镶嵌有与冷却水直接接触的“湿式缸套”，以提供气缸镜面。气阀配置在二锥形端盖上，又在二锥形端盖上分别设有供滑动密封用的填料函，和供调节排气量用的补助容积的“余隙缸”。在气缸上装设附加余隙容积，是改变气缸吸入容积合理而简单的办法。同样，为了润滑活塞和气缸摩擦面，在缸体上方设有润滑接管，并在气缸盖活塞行程止点处，钻备有供指示器安装用的接管孔。

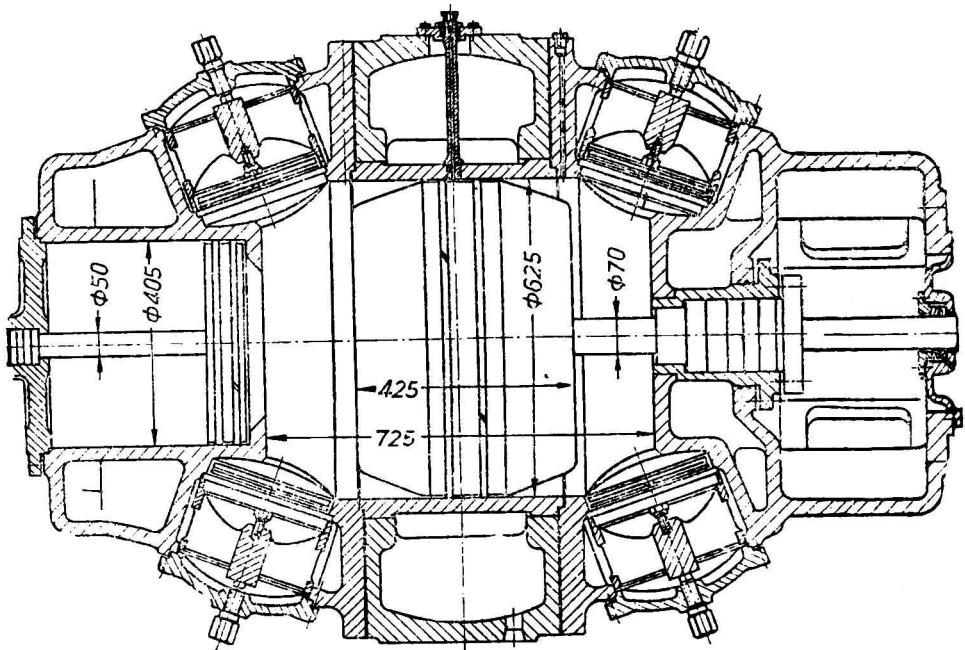


图7—6 低压组合式气缸

这种组合式结构适用于中、大排气量压缩机。在低压时，用铸铁制造。倘属高压时，气缸体与气缸盖用钢铸制。

应指出，当级中的压力比不高，排气温度不超过 $80\sim 100^{\circ}\text{C}$ 或被压缩的介质，在其压缩范围内易于发生冷似现象时，气缸不设置水套冷却。

对于气缸两端是否设计双端盖或单端盖问题，目前大体上存在下述看法，即如果气缸尺寸允许，宁愿采用双端盖结构(图7—6)，这不仅改善了铸制工艺性使气缸镜面加工几何精度更易保证，且降低了铸制应力和温度应力对气缸的强度和刚度的影响。但是加工面因此而增多和压力较高时，接合面密封较困难。对于小直径气缸，采用单端盖的结构应认为是合理的(图7—7)。

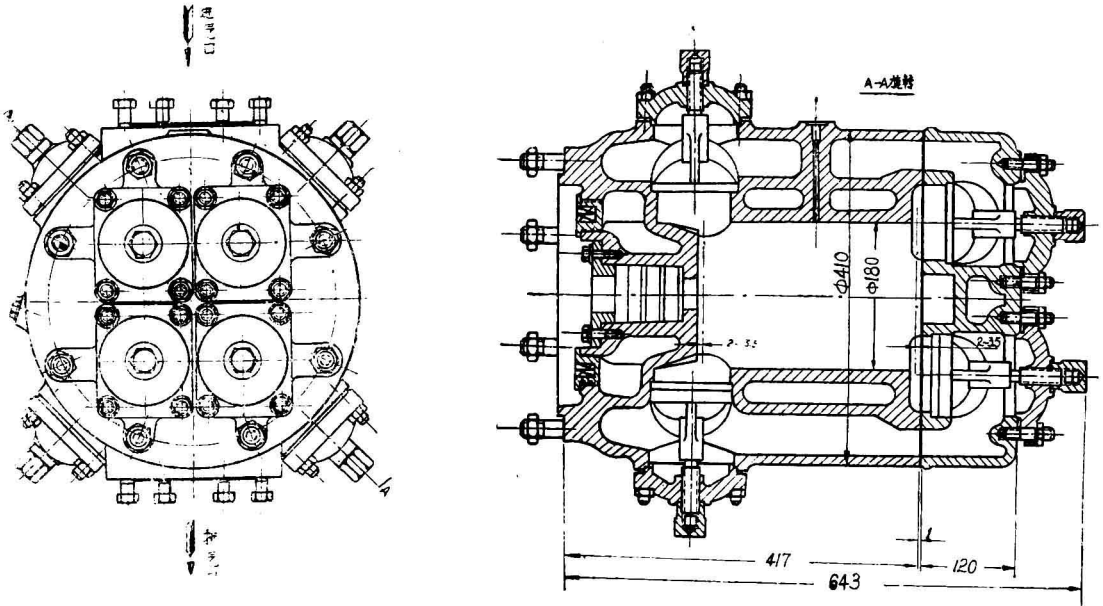


图7—7 3L—10/8型空气压缩机二级气缸

水冷式气缸的冷却水接管的通道截面可按水流速度为 $1\sim 1.5$ 米/秒的范围确定。对于大直径气缸，为使冷却均匀，气缸上备有两个进水口和两个出水口。气缸冷却用水的计算耗用量 W ，可按下列式确定：

$$W = 860 v N_i / \Delta t \quad \text{公升/小时}, \quad (7-1)$$

式中， N_i ——被冷却气缸的指示功率，瓦；

v ——导去热量的相对值，对于转速不很高的压缩机近似为或低于下述数值：第一、二级 $v = 0.18\sim 0.13$ ；第三、四级 $v = 0.12\sim 0.08$ ；第五、六级 $v = 0.06\sim 0.04$ 。速度愈高，导去热量愈小。

Δt ——气缸进、出水温差，约为 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ 。

为了便于清洗水套中的水垢、浇铸时安装泥芯和清除型砂，气缸上应备有手孔，并用盲板盖之。

气缸接管配置可有各种形式，对于卧式气缸，配置在气缸的正中上、下方为最佳。这不仅布置方便，铸造时造型简单，且便于在气缸上设置缓冲器和冷却器，保证气流通道具有较好的形式。由于现代压缩机活塞行程较小，气阀数往往又较多，在气缸体上设置圆形孔的气体接管有困难，故通常采用椭圆或矩形接管。其过渡到圆截面管，系通过一异端过渡接管达到(图7—8)。

气缸采用铸钢件时，因铸钢冷却时收缩率比铸铁约大一倍，故对铸钢气缸壁厚的均匀性要

求更为严格，且要求气缸形状力求简单，使其任何部份都能达得，以便对浇铸工艺上的缺陷进行焊补（图7—9）。为此，水套外壳采用可拆卸的结构。我国一般工厂无铸钢设备，铸制困难，对于低于150公斤/厘米²压力且气缸尺寸不是过大时，用锻钢气缸代替，在近年来，甚至进而采用高强度球墨铸铁铸制。

图7—10所示级差式气缸为4M12—45/210型二氧化碳压缩机四、五级气缸，它实际上可看成为二单个气缸组合而成。气缸左、右两侧为压缩容积，中间为平衡容积。四级（φ165）和五级（φ65）的工作压力分别为83公斤/厘米²和210公斤/厘米²。全部用优质碳素钢锻制而成。缸体上气体通道的孔洞采用圆形，这使得加工方便，且易保证加工质量。其次，圆孔的应力分布均匀些，这在一定程度上减小了气缸因承受交变载荷而发生疲劳破坏的可能性。还由图可见，为避免二氧化碳在高压范围内易于凝结，仅依靠气缸周围空气的自由运动和辐射散热，不复重设冷却水套。

锻钢气缸的结构形状应设计得异常简单，这是因为锻造工艺和切削加工工艺所决定。通常是锻制成整块，然后切削加工得到所需的形状和通道。图7—11为一双作用锻钢气缸的设计，气缸工作压力约400公斤/厘米²，缸体上水套（包括填料函部份）全系附加结构。

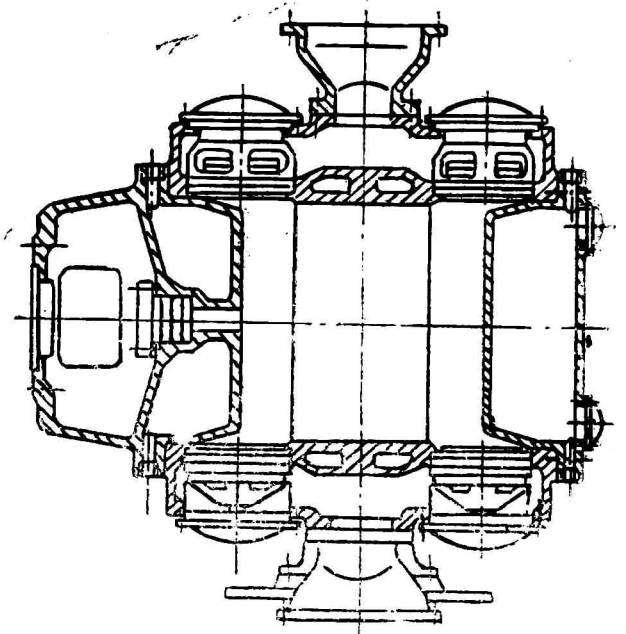


图7—8 采用过渡接管的短行程气缸

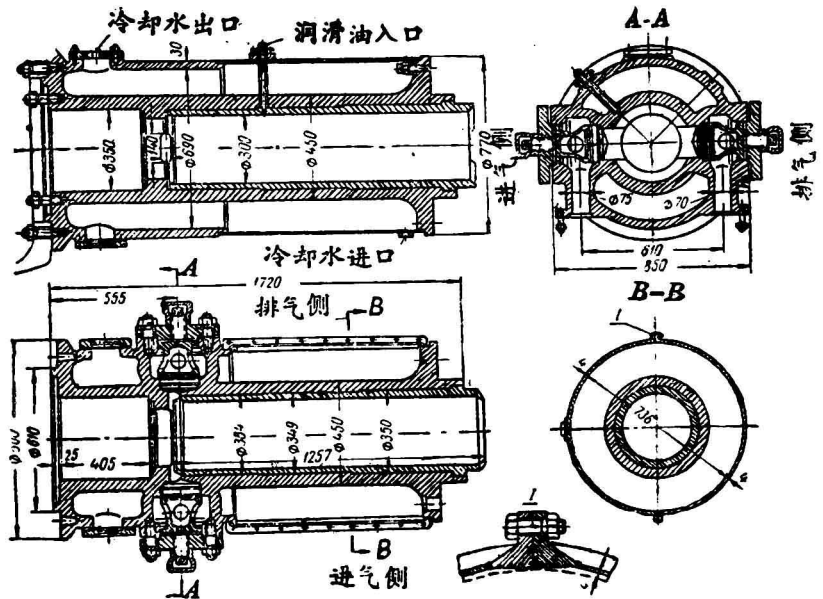


图7—9 铸钢气缸

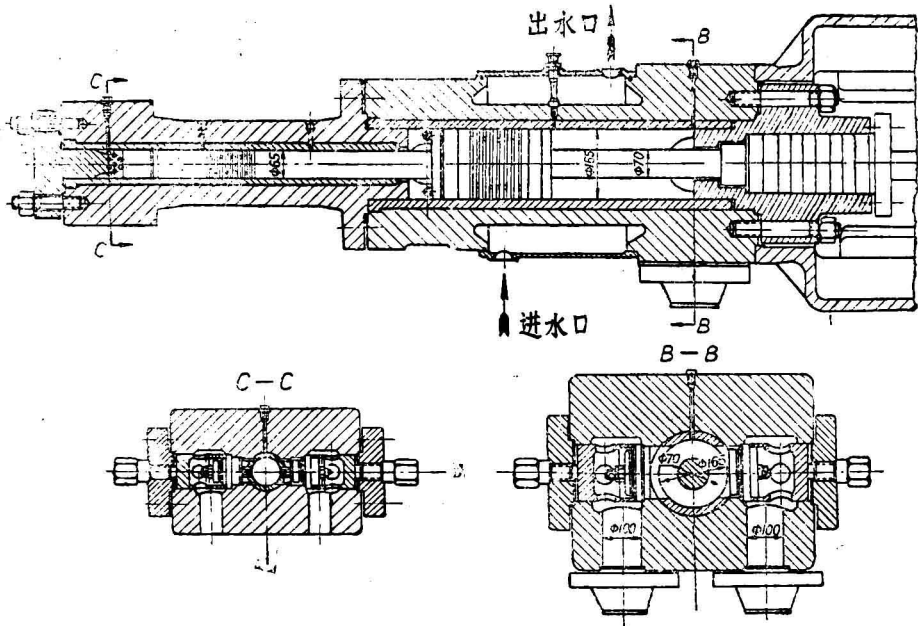


图7-10 级差式气缸

在用合金钢制造气缸时，由于合金钢对材料应力集中的敏感性，故可在引起应力集中的部位采用强化工艺措施，如滚压等办法，提高其强度。

为了改善高压气缸径向阀孔附近的应力状态，减小或消除气缸的断裂可能性，可设计加强螺栓予以加强（图7-12）。此时双头螺栓穿过靠近径向通道缸壁，当螺栓拧紧时，气缸的压力锥内发生压缩应力，它和由于气体压力作用和缸套过盈配合而产生的环形拉伸应力部分相抵消，从而改善了气缸径向阀孔周围的应力状态。图7-12系压力达500公斤/厘米²气缸结构的一部份，缸径175毫米，螺栓直径90毫米。据计算，由于采用了加强螺栓，能使疲劳安全系数成倍增加。对于压力低于500公斤/厘米²的高压气缸，采用缸头和缸体的分体结构，亦是解决气缸断裂可能性的有效措施。

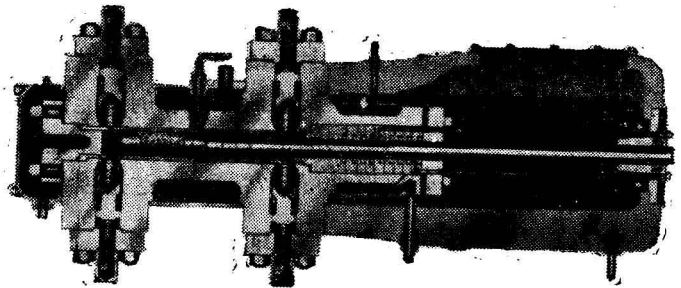


图7-11 锻制的高压双作用气缸

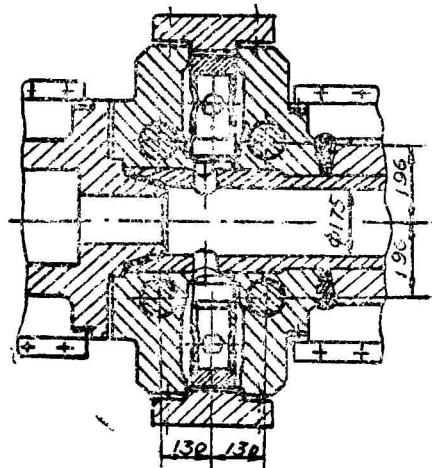
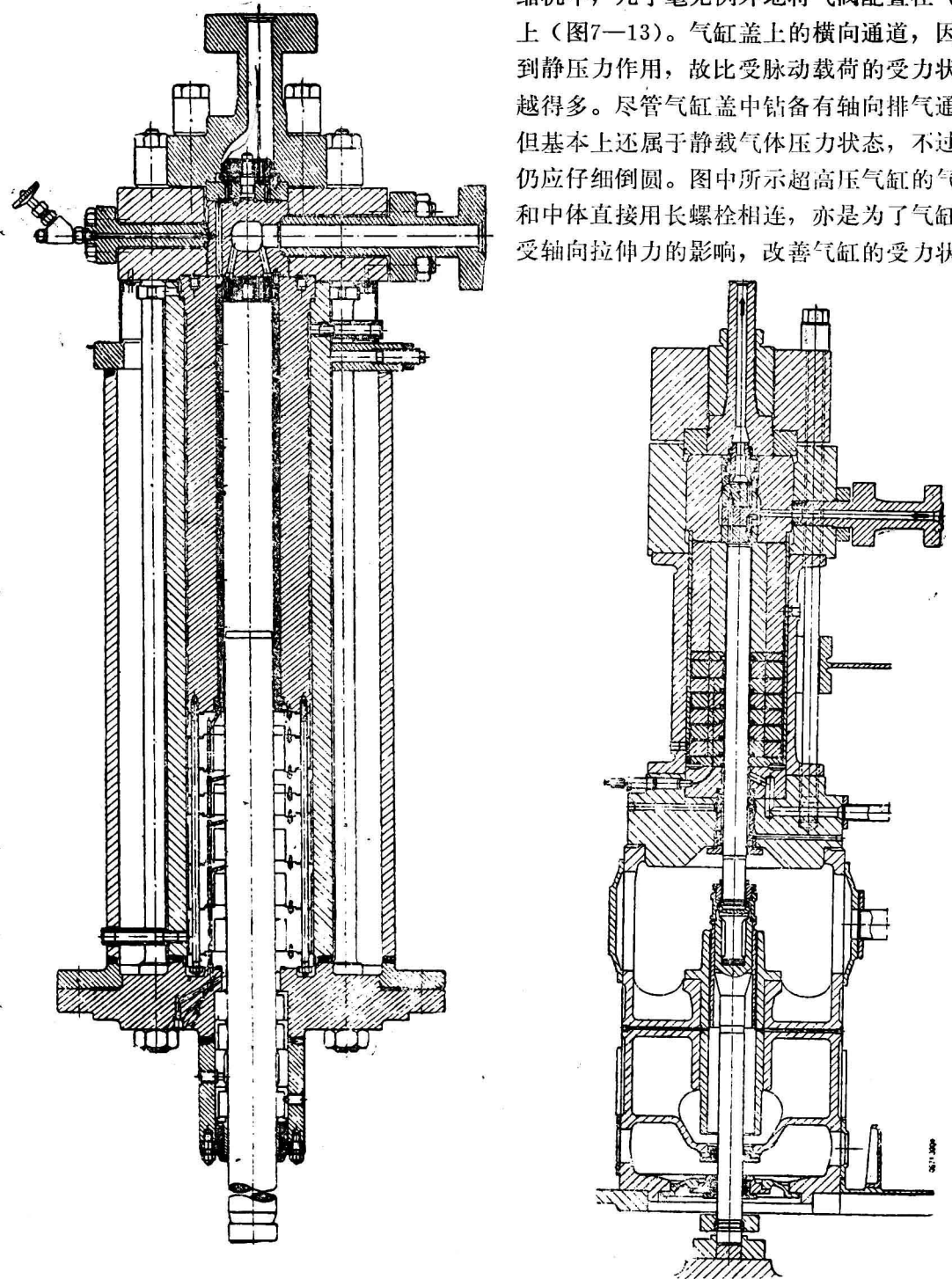


图7-12 有加强螺栓的气缸

对于压力在 500 公斤/厘米² 以上的更高压力的气缸，不允许有径向开孔。因为它会引起严重的高值应力集中，这往往是造成气缸体裂纹事故的主要原因。为避免径向开孔，在超高压压缩机中，几乎毫无例外地将气阀配置在气缸头上（图7—13）。气缸盖上的横向通道，因仅受到静压力作用，故比受脉动载荷的受力状态优越得多。尽管气缸盖中钻备有轴向排气通道，但基本上还属于静载气体压力状态，不过孔口仍应仔细倒圆。图中所示超高压气缸的气缸头和中体直接用长螺栓相连，亦是為了气缸体不受轴向拉伸力的影响，改善气缸的受力状况。



a)

图7—13 超高压气缸

b)

超高压压缩机气缸吸入压力 $200\sim 300$ 公斤/厘米²，排出压力 $3000\sim 3500$ 公斤/厘米²，其所有承受高应力的组成部份，特别是内气缸元件处于三向疲劳应力作用下。因此，设计时必须慎重研究。研究方法通常有一般的复合应力计算、光弹试验和应变仪实测三种方法。

对于所有采用金属活塞环的钢制气缸，都应镶入铸铁气缸套。对于超高压气缸，过去用氮化钢制造，现一般用碳化钨烧结而成，因为碳化钨具有极硬的表面和高的弹性模数。

§2. 气 缸 套

目前情况，绝大多数活塞式压缩机系采用开口活塞环，利用气体本身压力将活塞环压向气缸镜面，达到自紧密封的目的。同时，卧式压缩机的活塞及部份活塞杆的重量，或单作用式压缩机的侧向力皆通过活塞，作用于气缸的磨擦面上，导致气缸的磨蚀。为维修方便，应采用气缸套的结构。上面提及的，高压钢质气缸镶入耐磨的铸铁缸套亦理所当然。

气缸套外侧与冷却水直接接触的称“湿式缸套”（图7—6），反之为“干式缸套”（图7—9～图7—12）。采用“湿式缸套”后，改善了多层壁气缸的结构工艺性。同时，给气缸的系列化提供了很方便的条件。每个气缸，仅需改变气缸套的壁厚和配合其它一些措施，如加设附加补助容积，可满足不同的排气量的要求。美国克拉克和库贝尔——俾斯摩等公司，每一标准基体都有适用压力范围相当广的气缸系列。克拉克公司有的标准基体具有 $12\sim 18$ 种气缸，根据气缸结构，镗削气缸的尺寸可在 $5\sim 100$ 毫米的很大范围内变化。

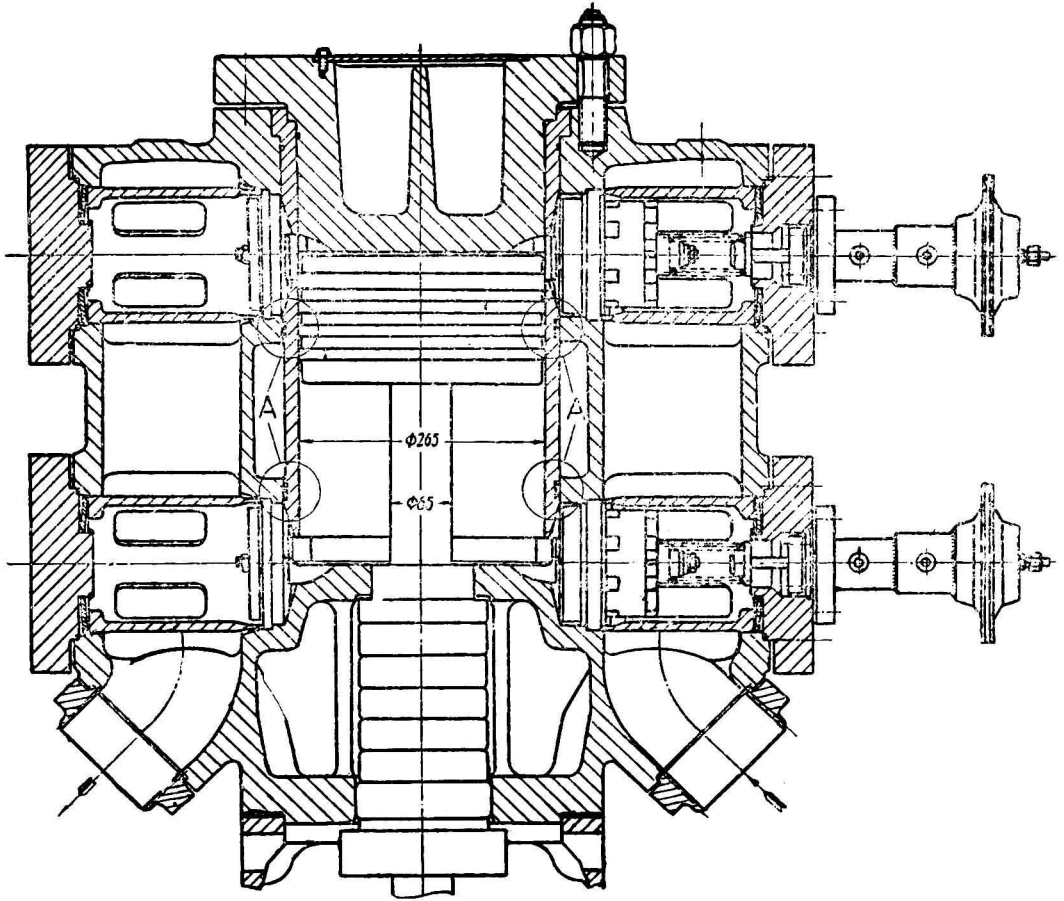
在湿式缸套结构中，气侧与水套间的密封问题，对于气阀布置在缸盖的方案，并不难以解决；气阀配置在缸体上时，可用“O形环”进行密封，现用的“O形环”材质为硅橡胶，它在工作温度下不易老化。图7—14a所示系用三道橡胶“O形环”的密封结构，用以密封最高工作压力达 90 公斤/厘米²的氢气循环压缩机。其密封原理如图7—14b所示，橡皮的体积实际可认为不变，故“O形环”的截面积应较其相应的凹槽截面积小一些。

对于非洁净或腐蚀性较强的气体，或气缸铸件内存在缺陷而经过修补的情况，即使使用铸铁气缸时也采用干式缸套。从使用维修角度，用户对事先原设计时即采用干式缸套的结构是欢迎的。但是，由于干式缸套和缸体的配合要求较高，且特别在低压大直径情况，薄壁缸套加工极易变形，加工精度在一般中、小制造厂中也难以保证。所以，许多设计此时又不喜采用干式缸套。干式缸套在一定程度上使气缸冷却趋于恶化。上已提及，对于高压级的铸钢或锻钢的气缸，为改善其耐磨性能，必须采用干式缸套的结构。

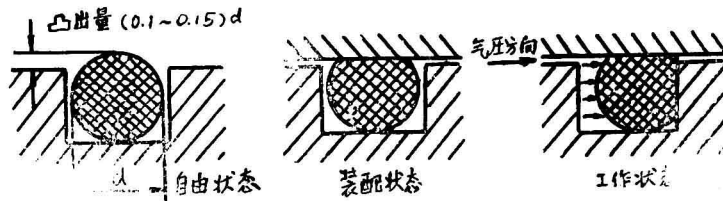
干式气缸套的壁厚可在 $10\sim 25$ 毫米范围内选择，并建议在 $16\sim 20$ 毫米范围内取用，直径大者取较大值。大型机器的高压级气缸套壁厚系根据强度要求而确定，有时可达 40 毫米。当依靠改变气缸套来达到气缸系列化目的时，缸套的壁厚亦可能较大。弗兰克尔认为气缸套壁厚应按照制造与安装的条件选用最小的数值；对中等直径，在 $8\sim 10$ 毫米范围内，对于大直径，则为 $16\sim 25$ 毫米。高压气缸干式缸套壁厚，在大型压缩机中可达 $30\sim 40$ 毫米。

干式缸套与气缸应采用过盈配合。为了降低压入长度和压入方便，过去多将缸套的气缸配合面制成阶梯形，视行程的长短分成两段或三段。高压、单作用气缸，因气体压力沿气缸轴线，自压缩终端递减分布，故可只在接近气阀端的部份长度上（如三分之一）采用公盈配合，且过盈量等于 $(0.0001\sim 0.0002)D$ ， D ——缸套外径；其余部份皆规定等于 $(0.00005\sim 0.0001)$

D 的间隙配合。在气缸很大的长度上，具有间隙，使缸套在安装时极为方便，实际上，由于工作时的热膨胀仍能使其与气缸体内面贴合。



a) 密封压力达90公斤/厘米²的结构



b) 密封原理

图7—14 利用“O形环”密封的湿式缸套

双作用式低压气缸中，活塞二侧压力差甚小，故干式缸套可依赖过盈配合产生的摩擦力克服该压差造成的，作用在缸套端面上的轴向力。而对于高压单作用级的级差式气缸，作用在缸套端面上的轴向压力差很大，缸套必须用凸缘定位。图7—15为1Γ—266/320型氮氢气压缩机第四级气缸套，其外径呈三段名义尺寸不同阶梯形，应只将 $\phi 300$ 段与缸体内壁公盈配合， $\phi 400$ 的凸缘作轴向定位之用。缸套装入后，两端留有间隙，供压缩机工作时缸套膨胀。这种三阶梯形的缸套已予过时，目前多用系同直径结构，即气缸内孔及缸套外径都以同一名义尺寸加工，这样使缸体内孔加工极为方便，只需在缸套轴向部份长度上（视气缸的相对轴向长度）磨削成与气缸内孔过盈配合，其余部份保持间隙配合即可。图7—16为上海压缩机厂生产的H223—165/320型氮氢气压缩机五级气缸套，其中直径 $\phi 215g_d$ 和 $\phi 215g_a$ 按中间公差制造，直径 $\phi 215g_a$ 对气缸的 $\phi 215D$ 配合系按中间公差的过盈量选配加工。

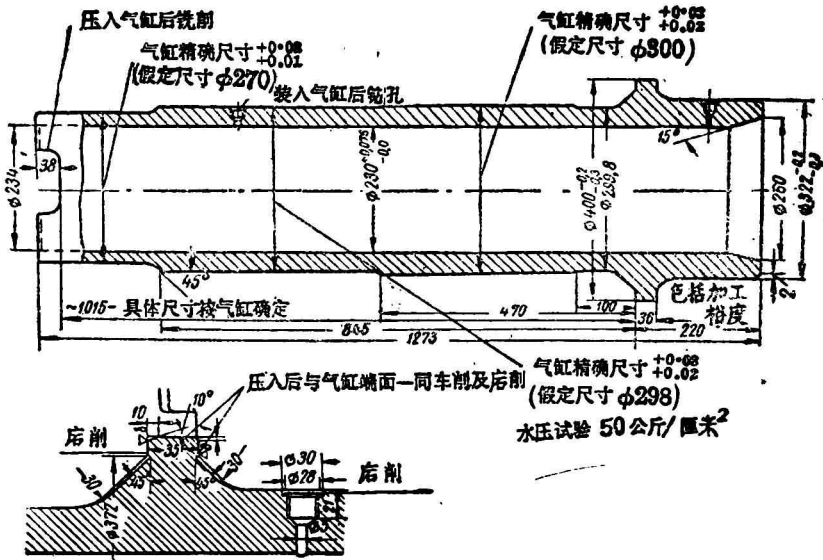


图7—15 1Γ—266/320型压缩机四级缸套

高压级干式气缸套相对长度较大，当配合过盈量较大时，在启动和停车过程中，由于温度变化以及钢质缸体和铸铁缸套的热胀系数不同，造成气缸和缸套在轴向长度方向上的伸缩不一致，在缸体和缸套配合面间的摩擦力作用下，使在缸套的横断面中产生很大的拉压应力，以致造成缸套凸缘处或其它薄弱处的断裂。图7—15

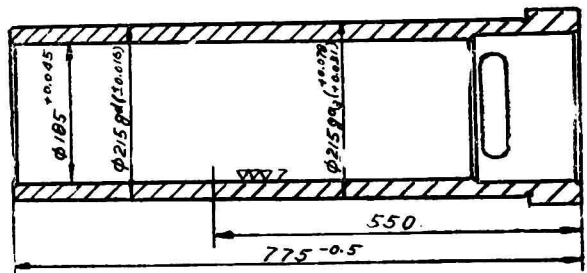


图7—16 H223—165/320型压缩机五级缸套

所示凸缘处的圆锥过渡和图7—16所示的内圆角过渡皆系为缓和该处的应力集中状态。为了避免在某些级差式气缸中，因高压缸套断裂落入相邻较低压力级缸内，造成严重事故，在高压缸

上必须加设安全凸缘(图7—10)。安全凸缘与缸套间应留有1.5~2毫米的热胀间隙。安全凸缘可在缸体末端加工而成,也可外加法兰由螺钉拧在缸体上面,但此时应保证螺钉在缸套断裂情况下,克服最大气体压力作用在断面上形成的力。

超高压级气缸套(图7—13a)内套上分布许多小孔,是为了避免其承受较大压力,使它处于内外无压力差情况下工作。

§3. 气阀在气缸上的配置

气缸设计的主要任务之一是吸、排气阀的配置。气阀配置应保证有可能具有足够大的通道截面、小的余隙容积值以及安装和维修方便。为了提高容积效率,特别是第一级,余隙容积应尽量取较小值。大的通道截面有利于减小气流压力损失。高压级和超高压级的气阀配置,主要从气缸体强度着眼,使之不因为阀配置不当,而带来对缸体强度削弱不允许的影响。

气阀在气缸上配置的基本方式有三种:气缸盖上、气缸体上和二者混合。气阀在气缸上传统的配置形式举例如图7—17所示。

小型无十字头压缩机的气缸,气阀安装在盖平面上,并采用单个的(图a)或组合的(图d与e)气阀。后者可比单个阀得到更大的通道截面,此外,单个阀有很大部份处于气缸圆周之外,因而要求在气缸上铣削较深的凹槽以便气体能自由通过,这就使余隙容积大大增加。

为使组合阀易于达得,吸入管与压出管并不连在气缸盖上,此时在气阀上开设孔口,在气缸上开设侧面通道(图d)。图e和f都是组合阀情况,图e用于低压,图f用于高压,这种配置充分利用了气缸盖的面积,高压时且避免了缸头上加工复杂化而削弱其强度。单作用气缸中,为了增大气阀的通流面积,可将吸入阀安装在

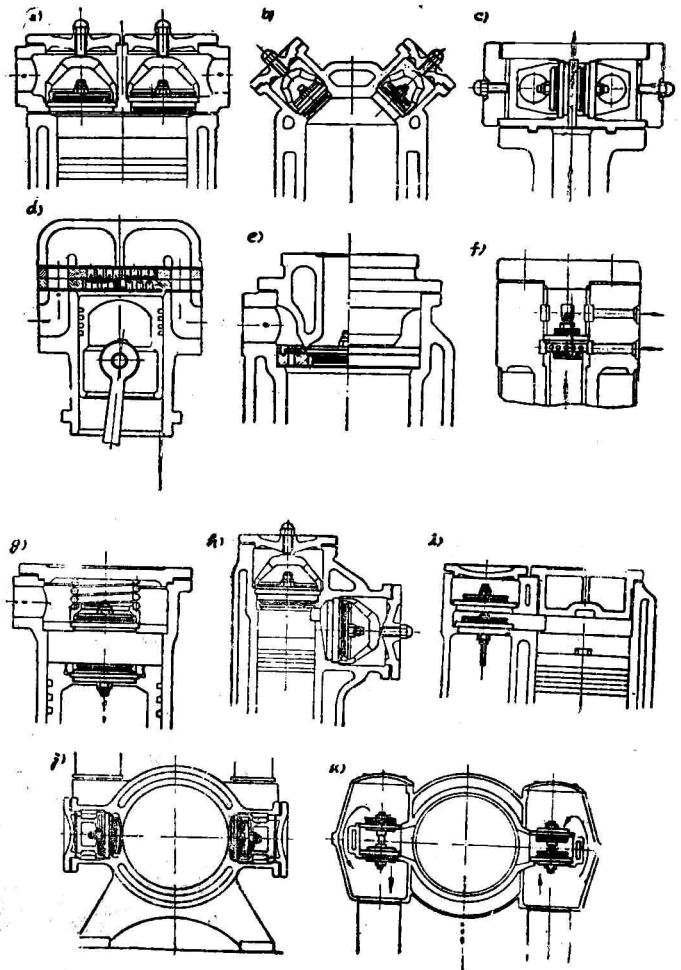


图7—17 气阀在气缸上配置形式举例

活塞上。此结构曾用于大型有十字头的低压与高压压缩机中，不过用之较多者系制冷用氨压缩机。此时排气阀装于用弹簧压紧的假盖上，当缸内凝聚有液氨时，不致发生破坏性的“液击现象”。

应提及，压缩高碳份烃类气体或其它高临界温度容易液化的气体，如属卧式气缸时，排气阀应配置在气缸下方，以便及时能排去凝聚的液体。

立式压缩机有时设有突出的阀室，在阀室中压出阀置于吸入阀之上（图*i*）。这种形式不值得采用，主要是因为压出阀将强烈地对吸入阀加热，降低了加热系数，同时余隙容积也较大。图*c*系与其同类配置方案。

大型卧式压缩机气缸，气阀也有配置在突出的阀室中方案（图*K*），但每一阀室中系配置同名气阀，并具有单独通道。较重的气阀安放在水平位置时，便于吊车装卸。图7—18为1Γ—266/320型压缩机低压级气缸，因气阀直径和重量均较大，故采用水平配置在缸体两侧的阀室中，阀室内有导向筋轨，气阀可沿其方便地推进拉出。这两种方案只适用于大型压缩机低压级气缸，它能提供较大的气阀安装位置和通流面积，但余隙容积较大，排气阀室无冷却，使操作的环境温度较高。

气阀倾斜地配置在锥形缸盖上（图7—19）是最有利的形式之一。在气缸上保持有足够的连接管道的地位后，它能在不大的余隙容积的情况下配置有较大通流截面的气阀，同时这种方案亦有利于气缸套的均匀冷却。

根据气阀轴线间夹角和阀座中心距气缸轴线的距离不同，气阀配置在缸盖上有如图7—20所示情况。由图可见：1)气阀的安装截面随着气阀轴线间夹角增大而增大，但随之整个气缸及活塞的长度也增加（图中*a*、*b*、*c*和*d*），因此机器长度、重量和往复质量也有所增加。当夹角增至 90° 时（图中*g*），气缸及活塞的长度增至最大，此时，与气阀径向配置在气缸体上无异。2)气阀的安装截面，随阀座中心距气缸轴线的距离愈远而愈大（图中*e*和*f*所示）。但此时气缸直径也因而增大，且余隙容积变大。3)为缩短活塞长度，可将气缸盖伸入气缸容积中达到图7—20*g*中虚线所示的位置，但此时要适当牺牲一些气流的通畅性。

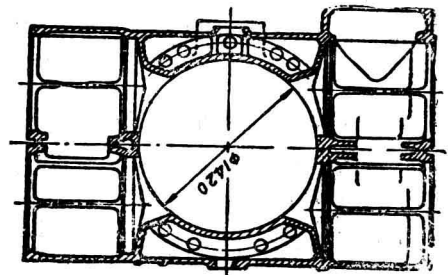


图7—18 气阀水平配置在缸体上的
1Γ—266/320型压缩机低压级气缸

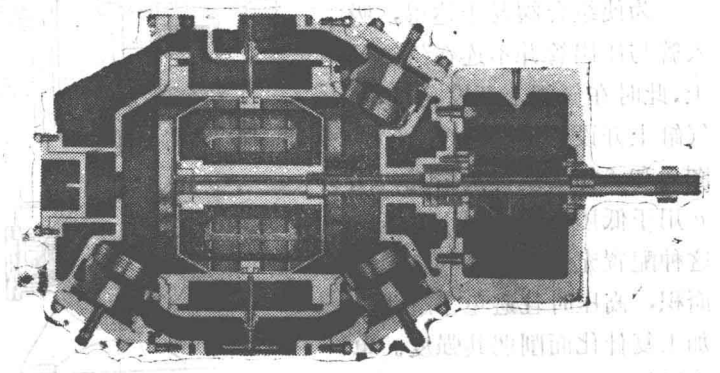


图7—19 气阀倾斜配置在锥形气缸盖上