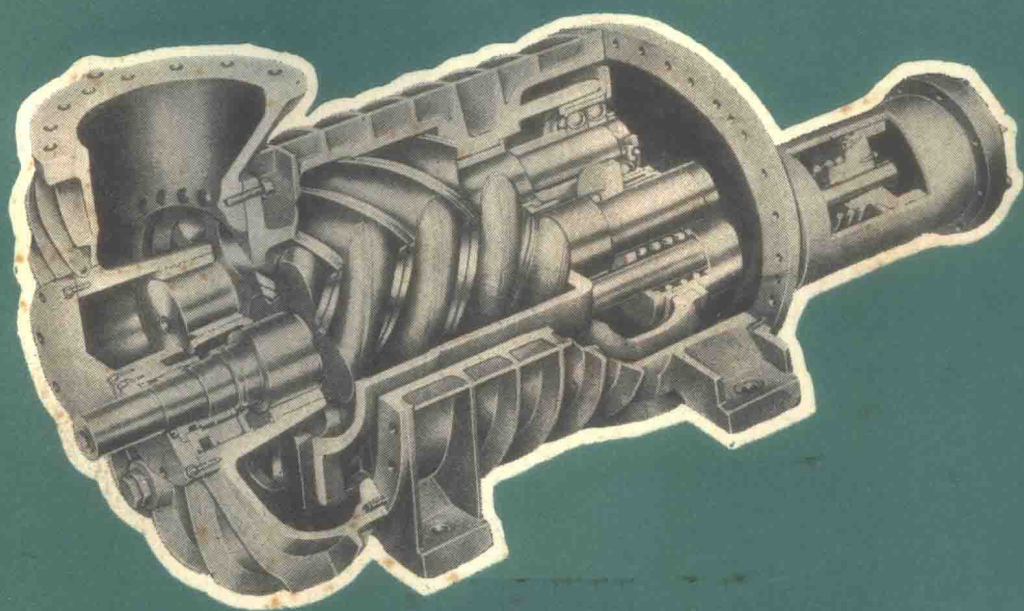


國外螺桿機械



科学技术文献出版社重庆分社

国外螺杆机械

第二集

上 海 七 〇 四 研 究 所
重 庆 大 学 编 辑
中国科学技术情报研究所重庆分所
科学技术文献出版社重庆分社 出 版
(重庆市市中区胜利路91号)
新 华 书 店 重 庆 发 行 所 发 行
陕 西 省 宝 鸡 市 人 民 印 刷 厂 印 刷

开本：787×1092毫米 1/16 印张 9 字数28万
1975年 7 月第 1 版 1975年 7 月第一次印刷
印数：5500

统一书号：15176·101

定价：1.00

毛主席语录

学习外国的东西，是为了研究和发展中国的东西。

要采用先进技术，必须发挥我国人民的聪明才智，大搞科学实验。外国一切好的经验，好的技术，都要吸收过来，为我所用。学习外国必须同独创精神相结合。采用新技术必须同群众性的技术革新和技术革命运动相结合。必须实行科学研究、教育同生产相结合。

目 录

螺杆压缩机	(1)
从干式螺杆压缩机至喷油式螺杆压缩机	(4)
制冷装置用螺杆压缩机	(8)
近代二极电机带动的总装式封闭螺杆压缩机冷水机组的设计和运行	(14)
船用螺杆冷冻机	(19)
螺杆压缩机取代活塞式压缩机	(23)
螺杆压缩机现状及其噪音、螺杆压缩机在气体输送中的应用	(31)
制冷螺杆压缩机的研制	(35)
最近的螺杆压缩机	(39)
作为制冷设备的Salroe螺杆压缩机	(43)
供暖、制冷、空调用螺杆压缩机	(47)
喷油螺杆压缩机制冷系统的设计及其对可靠性和维修的影响	(52)
螺杆压缩机	(57)
螺杆压缩机冷水机组的设计特点和运行特性	(81)
单级喷油式螺杆压缩机	(84)
螺杆制冷压缩机的试验设备	(85)
螺杆压缩机的示功	(91)
转子旋风切削机	(94)
运输冷藏船上冷藏装置的结构特性	(95)
Trojan小型喷油螺杆压缩机	(98)
螺杆压缩机及其转子	(100)
封闭式螺杆制冷压缩机	(105)
两级螺杆压缩机	(113)
两级螺杆压缩机	(116)
有能量控制的螺杆压缩机	(119)
螺杆压缩机能量控制阀与机体结构	(123)
螺杆压缩机能量控制阀	(129)
回转式压缩机润滑油量的调节	(133)
带滑阀螺杆压缩机的排气量自动调节	(137)
可变容量无膨胀螺杆压缩机	(138)

螺 杆 压 缩 机

绪 言

螺杆压缩机是在1934年由瑞典SRM公司(当时叫Ljungströmturbinen公司)进行有关气体透平的研究而设计的螺旋式压缩机基础上,加以改进完成的,目前,瑞典、西德、法国、英国、美国及日本各国都在制造。

螺杆压缩机是属于容积形的回转式压缩机。即,利用旋转的二个转子的啮合移动被吸入的气体,与此同时进行减小气体容积,升高压力的作用。

并且,转子和机壳之间有小的间隙,因此,这种作用具有互不接触的特徵。下面叙述螺杆压缩机的构造、工作原理、性能及实际使用的例子。

构 造

在机壳内部具有螺旋齿的二个转子(阳转子及阴转子)相互啮合。两转子在机壳的两端用轴承支持。

在轴承和工作腔之间有挡油环和轴封装置。在转子的轴端有同步齿轮,因此,两转子能够以一定小的间隙而互不接触的旋转。另外,转子和机壳之间也有间隙,最终,在工作腔内完全没有接触。所以,转子不需要用润滑油进行润滑,被压缩的气体照样清洁。为了把这个间隙经常保持一定,把中空的转子内部用水或油进行冷却,机壳用水套进行冷却,以限制由于运转中温度的升高所造成的热变形。不仅如此。还要求转子具有足够的刚度,把吸、排气形成的压力差所产生的挠度和传递功率所产生的转矩减到最小。转子的临界转数与使用的转数相比是相当高的。

转子的形线在初期虽然制造了各种各样的范成齿型,但是目前,大部份采用圆弧对称形形线,对于阳转子几乎全是“齿顶高”的形线,阴转子具有“齿根高”的形线。形线的扭角为 $50^{\circ}\sim 80^{\circ}$,包角为 $200^{\circ}\sim 325^{\circ}$ 其结果是螺杆压缩机可能在高压比情况下进行高效率运转,同时,同步齿轮的寿命得到了改善。将如第1图所示的任意转子的啮合进行分析。就阳转子而言,在未进入啮合部,虽然由于气体压力产生的力是指向中心的,但对于啮合部,以啮合密封点为界由

于气体压力不同引起力的不平衡,从而产生力矩。

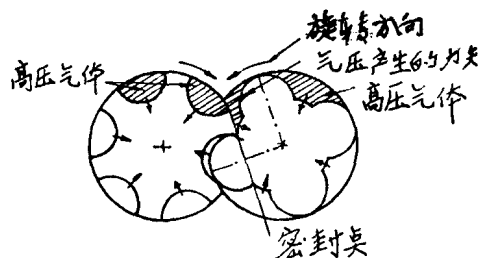


图1 转子的啮合

对于阴转子,由于啮合点在齿顶,气体压力全部指向中心,因此不出现力矩。可以使用同步齿轮决定阴转子的位置,阳转子经同步齿轮传递给阴转子的是克服轴承等摩擦阻力的非常小的功率,同步齿轮在轻负荷运转也可以延长寿命。实际使用的转子。阳转子以阴转子的1.5倍速度旋转。齿数的组合在原则上虽然没有限制,但是两转子的外径相同时,齿数如果减少虽然排气量增加,但齿根圆减小,并且轴颈也变小,因此不能经受大的压力差。与此相反,排气量虽然减少但增加了强度。因而,除标准组合(4+6)以外,用于低压为(3+4)的组合,用于高压为(6+8)的组合。

工 作 原 理

为了尽可能减少吸、排气的损失,对于标准型螺杆压缩机,其气流方向,吸气口为轴向,排气口为轴向和径向的组合状而具有一定角度。

螺杆压缩机的工作原理和往复式压缩机一样,按吸气、压缩、排气三过程进行。第2图表示吸入口。由于两转子的旋转方向相反,因此,转子下部脱离齿合时,其转子上部向齿合方向旋转。

现在,在吸气口的始点分析两转子的齿合点。如果转子旋转,这个齿合点顺次向排气侧移动,转子的齿槽空间逐渐增大,气体被吸入到这个空间内。形线齿合到转子的全长才完全脱离,以充满气体为目的决定吸气口的大小。充满了气体的齿槽空间一超过吸气

口，就与吸、排气侧及圆周方向一起被完全封闭在机壳里面。

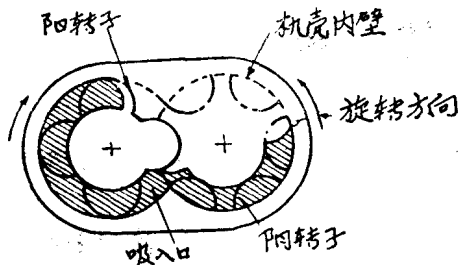


图2 转子啮合状态

第8图表示被吸入齿槽空间内的气体压缩过程。这个图上的齿槽空间“1-1”正是开始齿合的地方，首先在吸气侧开始齿合，随着转子的旋转，齿合断面逐渐向排气侧移动，气体向排气侧压送。当转子旋转到“2-2”断面时，齿槽空间的容积非常小，因此压力升高。压缩过程继续到转子形线的顶端达到用虚线表示的排气口位置为止。以这时的气体压力恰好等于排气压力为条件来决定排气口的大小。这个压力称为内部压力。内部压力假定为气体没有漏损，压缩过程是绝热的，可以从第4图的齿槽空间的减少进行计算。由于内部压力和排气压力无关，而是在压缩机内部产生的，因此，无负荷运转的轴功率由内部压力决定。

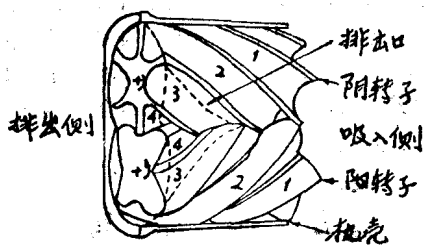


图3 转子的转角与齿槽空间及压力的关系

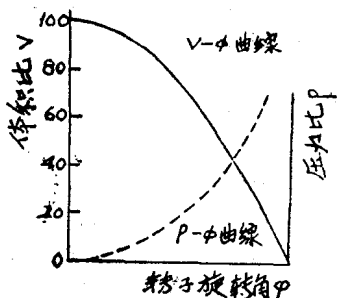


图4 KS压缩机性能曲线

由此开始排气过程。现在所分析的齿槽空间的转子顶端如果一超过排气口端部，被压缩的气体就向排气口送出。第3图的“3-3”及“4-4”表示排气过程。在排气过程“3-3”状态时，从现在分析的齿槽空间断面，对于吸气侧来说，也可以理解为既是吸气过程的开始。另外，在“4-4”状态时，后面跟随的齿槽空间开始排气过程。因此，螺杆压缩机的吸气和排气是同时进行的，气体没有脉动，另外，由于循环是连续进行的，因此力矩是没有变化的。而且，在排气过程的终了时齿槽空间的容积为0，再重返下次循环。

由以上的说明，可知螺杆压缩机不需要吸、排气阀机构。由于没有这些气阀而没有往复动作机构，可得到良好的动作可靠性和长期的高效率运转。另外，由于工作循环和吸气压力无关，因此只要决定几种标准型螺杆压缩机，由其组合成二级或三级压缩机，就能够把气体压缩到高压。

性能

螺杆压缩机的性能与转子的圆周速度有密切的关系。例如，第5图所示，压力越高，最高效率点越向圆周速度高的方向移动。

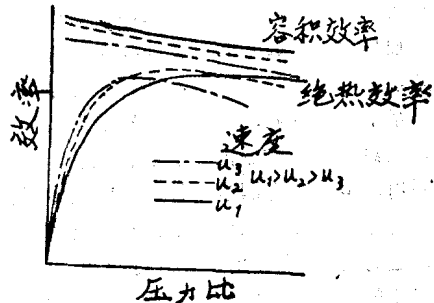


图5

下面说明螺杆压缩机的容积效率及绝热效率。容积效率由下面形式计算。首先压缩机的理论排气量用下式计算：

$$V_{t1} = C_s D^2 L u \text{ 米}^3/\text{秒} \dots \dots \dots (1)$$

式中：D——转子外径 米

L——转子长度 米

C_s ——决定于转子形线的常数

U——转子周速 米/秒

如果把实际的排气量换算到吸气状态 V_1 米³/秒，则容积效率定义为下式：

$$\eta_v = \frac{V_1}{V_{1h}} = \frac{G}{G_{1h}} \dots\dots\dots (2)$$

式中: $G_{1h} = P_1 V_{1h} \dots\dots\dots (3)$

$$G = (P_1 + \Delta P_1) V_{1h} - G_1 \dots\dots\dots (4)$$

P_1 ——在吸气口的气体密度 公斤/米³

G_1 ——内部漏损 公斤/秒

ΔP_1 为在吸气口由于速度的影响,而在吸气过程中产生的密度增量

$$\Delta P_1 = \text{const} \cdot P_1 U \text{ 公斤/秒}$$

内部漏损是由于转子和机壳之间及转子之间的间隙而造成气体漏失,如果考虑到喷嘴的喷流,内部漏损写为下式:

$$G_L = \text{const} \cdot \epsilon \psi \frac{P \sqrt{2g}}{\sqrt{RT}} \text{ 公斤/秒} \dots\dots\dots (5)$$

式中: ϵ ——平均间隙 毫米

R, K ——气体常数及绝热指数

$$\psi = \sqrt{\frac{K}{K-1} \left\{ \left(\frac{P'}{P} \right)^{2/K} - \left(\frac{P'}{P} \right)^{(K+1)/K} \right\}}$$

P, T ——气体漏泄前的压力公斤/厘米²及温度 $^{\circ}K$

P' ——气体漏泄后的压力 公斤/厘米²

内部漏损进一步分为由于排气压力 P_2 公斤/厘米² 造成的漏损和由于内部压力造成的漏损,吸气压力以 P_1 公斤/厘米² 表示,将(1)~(5)式进行整理,可以求出在某压缩比 $\pi = P_2/P_1$ 时的容积效率

$$\eta_v = 1 + Cf M_1 - C_L \frac{1}{M_1} (\pi + Ci) \dots\dots\dots (6)$$

式中: $M_1 = u/a$

a ——气体音速 米/秒

Cf, C_L, Ci ——由试验确定的常数

螺杆压缩机的功率 P_{tot} 基于下列假定进行计算,螺杆压缩机的功率 P_{tot} 和压缩比的关系,在转数一定时是一条直线。另外,理论功率是和往复式压缩机一样

$$P_{th} = 5.7 P_1 V_{th} [W_{1ad}] \pi \dots\dots\dots (7)$$

式中: $[W_{1ad}] \pi$ ——压缩比为 π 时,单位理论排气量1公斤/秒的功 大卡/公斤

理论功率和轴功率之差的最小值定义为功率损失,此时的压缩比用 π_{tg} 表示, P_{tot} 与由 π_{tg} 向 P_{th} 引的切线是平行的。由这个假定出发,某压缩比 π 时的功率 P_{tot} 变成下面形式:

$$P_{tot} = P_{1h} \pi_{tg} - P_d + C_m P_{1h} \pi_{tg} (\pi_{tg} - \pi) \dots\dots\dots (8)$$

式中: $P_{1h} \pi_{tg} = 5.7 \rho_1 V_{th} [W_{1ad}] \pi = \pi_{tg}$ 马力

$P_d = C_d P_1 V_{th} P_{1d}$ 马力

P_{1d} ——单位理论排气量1米³/秒的功率损失
马力/米³/秒

C_m ——决定于 π_{tg} 的常数

功率损失 P_d 是气体通过吸、排气口的 擦损失和节流损失,可以用下式计算

$$P_d = C' M_1^2 \dots\dots\dots (9)$$

并且由(6)~(8)式可定绝热效率为

$$\eta_{ad} = \eta_v P_{th} / P_{tot} \dots\dots\dots (10)$$

由(6)式及(10)式可知,对于螺杆压缩机,容积效率一般表示气体漏损,绝热效率是漏损和功率损失的函数。对于一定压缩比,虽然速度增加效率也增加,但功率损失也增加,最终,绝热效率下降。因而,螺杆压缩机的改进,在提高转数而提高容积效率的同时,以减少功率损失为目的,其研究结果,对目前的压缩机,最高效率出现在比较高转数的位置,并且,压缩机由于高速而小型化。压缩机和容量的关系如第5图所示的容积效率是一样的,对于一定的转数,表现了其压缩比上升而容量几乎不变的容积形压缩机的特点。

特 长

螺杆压缩机的性质归结如下:

1. 由于高速运转,因而是小型轻量的。
2. 虽然是容积形,但没有气体脉动。
3. 由于是容积形,因而运转性能稳定。
4. 绝热效率相当于往复式压缩机。
5. 由于是容积形,因而工作气体无限制。
6. 工作气体不被润滑油污染。
7. 工作腔无接触,而不发生摩擦,并且因没有吸、排气阀而不发生效率变化。
8. 由于是回转式,因而没有振动。

实 例

吸气压力为大气压时,一级压缩的最高压力为4公斤/厘米²。在特殊情况下,排气压力可达5公斤/厘米²。目前的容量为500米³/小时~100000米³/小时。二级压缩机最高压力是9公斤/厘米²。排气压力超过10公斤/厘米²时使用三级压缩。目前,三级压缩的最高排气压力为16.8公斤/厘米²。

作真空泵使用,排气压力为大气压时,能达到0.1公斤/厘米²。

压缩机虽然以转子直径和长度进行分类,但对标准型压缩机,转子的直径从125毫米到300毫米之间有六种,同直径的转子在长度上也有长短之分,分别叫

从干式螺杆压缩机至喷油式螺杆压缩机

螺杆压缩机简称“螺杆”，过去以完全无油而出名，如今喷油式压缩机发挥着更大的作用，它促进了压缩机的产量和推广。当前，全世界所生产的螺杆压缩机，大约80%是喷油式螺杆压缩机。

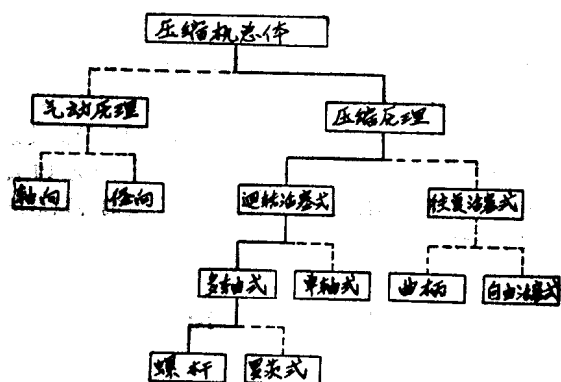


图1 压缩机一览表

从图1可一目了然地看出螺杆压缩机的地位。螺杆压缩机和罗茨鼓风机一组，是按挤压原理的双轴回转活塞式压缩机。由于罗茨鼓风机没有内部压缩，因此它只用于较低的压力比（最大2.0）和压力负荷（吸气侧最大 $\Delta P=1$ 气压）范围内，而螺杆式能承受相当高的负荷。

图2很清楚地表示螺杆压缩机的发展过程。图2a为干式螺杆压缩机的主要部件。关于螺杆式的原理不作详细说明了，因为各种文献中经常有所介绍。不过在五十年代末，技术学校几乎不讲螺杆压缩机一章，现在这种机器形式却涉及到规模较大并对它感兴趣的学术界。将图2a同2b、2c比较可以看出，图2a是一

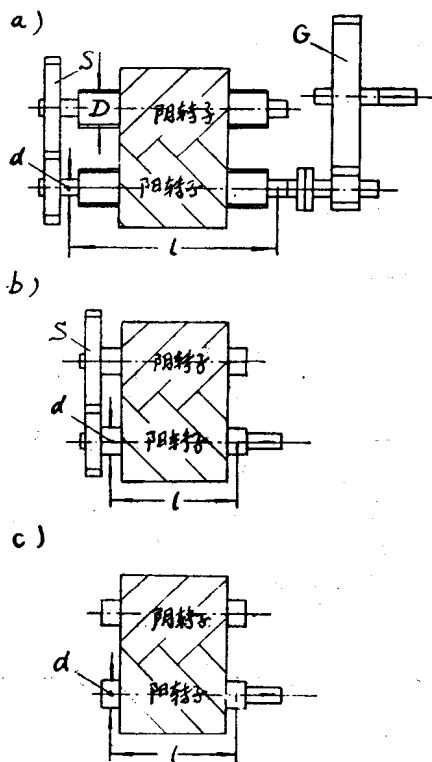


图2 螺杆压缩机的发展

- a) 干式
 L/D 值大 P_2/P_1 和 ΔP 值小， n 或 u 大，噪音大；
- b) 喷油式，装有同步齿轮
 L/D 值小， P_2/P_1 和 ΔP 值最大 n 或 u 较小，噪音比干式压缩机低得多
- c) 喷油式，无同步齿轮
同b)一样，更简便，噪音更低，更便宜

做L型和S型。此外，作为高压用的有直径为160毫米的压缩机，最高使用压力为30公斤/厘米²。

螺杆压缩机的应用范围。利用其无给油性使用于化学合成工业、计测仪表工业、酿造工业、制药工

业、食品工业等部门，利用在气体内即使含少量不纯物质也不产生影响而使用于粗制炼焦炉煤气，城市煤气，利用其固定风量的性质作高炉鼓风机使用，或者用于压力急剧变化的粉状固体输送。

种成本高、形状最复杂的螺杆压缩机。正因为如此，它必须作竞争，特别与高级的涡轮式压缩机和一般的活塞式压缩机作竞争。原先的干式螺杆压缩机有如下主要部件：

1 一对转子（阳转子和阴转子）；2 一对同步齿轮；3 一台涡轮传动装置；4 四个轴封；5 四个径向和二个轴向的压缩机滑动轴承；6 四个径向和一个轴向的传动装置滑动轴承；7 一台扭杆离合器；8 根据结构分别配置的许多水冷却的壳体部件；9 单独的润滑或冷却油循环（转子冷却）；10 消音器（吸入侧和排出侧）。

由于转子在气缸内旋转时没有金属碰触，使间隙间不容许有较大的泄漏损耗，必须有高圆周速度（就转子外径而言），根据操作条件、可压缩的介质和未来的螺杆压缩机型的不同，干式螺杆压缩机的圆周速度范围大约在40和120米/秒之间。再说，世界上的螺杆压缩机大都是仿SRM式制造的，但也有不少其他构造式样的，特别在干式螺杆压缩机方面。与SRM螺杆的区别，在于齿形形状的不同。干式SRM标准压缩机的阳、阴转子的齿形组合齿数比为4：6，并具有对称型圆弧齿形（见图3）。

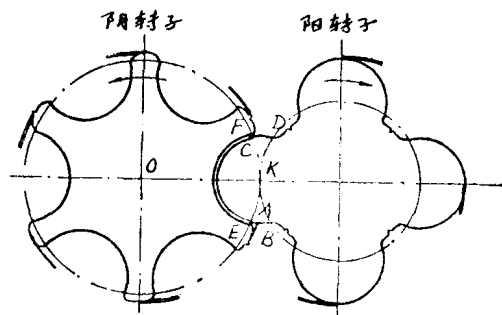


图3 对称型SRM齿形（标准齿形）

E—F=圆弧，中心点K在节圆上

A—C=圆弧，中心点K在节圆上

A—B=由阴转子节圆上的A点产生的外摆线

C—D=由阴转子节圆上的C点产生的外摆线

但是在市场上也成功地出现了2：4，3：4等齿形组合的齿数比，具有完全相等的或不相等的转子外径。SRM标准压缩机的主要特征是阴转子头高，用英国术语来说，转子头高就是“齿顶高”的意思。这个“齿顶高”为阴转子外径和节圆直径之差的1/2与阳转子外径之比的百分数。SRM标准压缩机的“齿顶高”为2%。对于喷油式螺杆压缩机的“齿顶高”的作用，还要特别说明一下。干式螺杆压缩机在温度

方面，温差介于约220℃至250℃之间；在负荷方面，根据转子长度-直径比的不同，压力差介于7和12气压之间；在转数方面，如上所述，圆周速度介于约40和120米/秒之间。由于轴封相当复杂，不得使轴承距离L相当大，轴承距离L以及轴封直径和轴承直径都是影响转子挠度的重要数值。阴转子挠度决定转子与气缸直径间的间隙尺寸，因为阴转子齿形的表面扭矩比阳转子小，并且由于齿形的原故，它承受着较大的负荷。因转子的回转以及从而形成的对角地通过气缸的压缩和输送方向，产生由压缩机的排出侧向吸入侧的轴向推力，这个推力大多由装在排出侧的止推轴承承受。涡轮式传动机的斜角应该这样选择，即轴向推力尽量地由扭杆离合器传到主动的阳转子上去平衡，因为阳转子的齿形面比阴转子承受约大2至3倍的气体轴向力。SRM标准齿形的特征是，在驱动阳转子时，90%的扭矩由阳转子承受，剩下的10%则通过同步齿轮传到阴转子上。因此，常常把阳转子作主动转子，把阴转子作从动转子。阴转子所承受的扭矩正好与“齿顶高”成比例。此外，所谓“流通孔”的尺寸同样起着“齿顶高”作用。

图2a所示的机器，一般认为是普遍适用的完全无油式压缩机。干式标准螺杆压缩机或类似的变型应用在凡是必须将气体介质无油压缩到一定的压力的地方。

为了降低成本和简化结构，也还有了些特殊的构造形式，例如全低压压缩机以及由滑动轴承改为滚动轴承，由水冷改用风冷。

到五十年代末是螺杆压缩机发展的决定性的一步，如图2b所示。SRM公司主动放弃了无油的主张。不仅从无油式螺杆压缩机，而且从其他的压缩机构造型式所取得的经验是，定量地喷水对从热力学上控制压缩过程会带来很大的好处。除了解决工质中的水分离外，还必须解决密封部分中水和油的分离。这些都做到了，而且费用并不减轻（如材料问题！）有意识地应用油及把油喷入气缸内，这才为螺杆压缩机打开了崭新的局面。其结果是取消了成本高、体积大的密封件。轴承紧靠着转子的侧面。轴承距离L与转子长度或气缸长度几乎相等。这样对挠度就不敏感了。目前，与油冷作用结合起来，就可以采用比无油式大的压缩比和压力差。在压气时（吸气压力=1气压）可毫无困难地使压缩比达到10以上。最终温度用喷入的油量来调节。可以肯定，喷油量可使空气流量或气体流量增加几倍，而不会损坏压缩机。

如果压缩比范围在8左右或以上，有同步齿轮的喷油式标准压缩机运转时就不稳定。SRM公司认为，其原因可能是阴转子发生旋转振动之故。结果将“齿

顶高”由2%提高到3%。这意味着传递到阴转子上的转矩由占阳转子输入总力矩的10%增加到15%。采用这种稳定的方法,可保证喷油式螺杆压缩机在所有的压缩比范围内可靠地运转。如果干式螺杆压缩机的圆周速度处于上述极限之间,那末喷油式螺杆的圆周速度应降低一半,亦即约为20~50米/秒,这样可以获得最佳效率。在喷油上除有许多优点外,还有二个主要缺点。第一个缺点是需油的分离费用,第二个缺点是必须在降低了的圆周速度下考虑油摩擦功率。螺杆压缩机在干式压缩机和“湿式”压缩下的损耗情况,见图4所示。

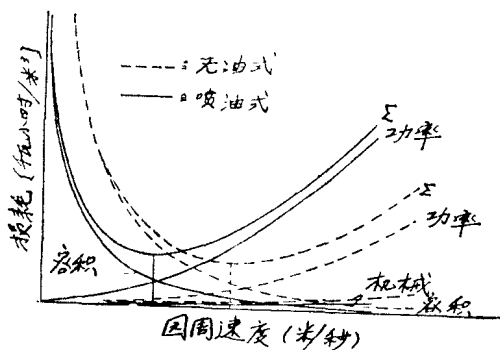


图4 螺杆压缩机特殊损耗部分和总损耗的特性过程与圆周速度的关系

进一步简化和降低成本的方向是取消同步齿轮(图2c)。这个优点立即被发现了,而且不断地推广。SRM公司的长期试验证明,有对称齿形的转子根本没有什么损耗,而且滚动齿面上的接触图形也完全改进了。理论研究和实际试验产生了新式非对称型SRM齿形(见图5),也就是今天用于喷油式螺杆压缩机上的齿形。

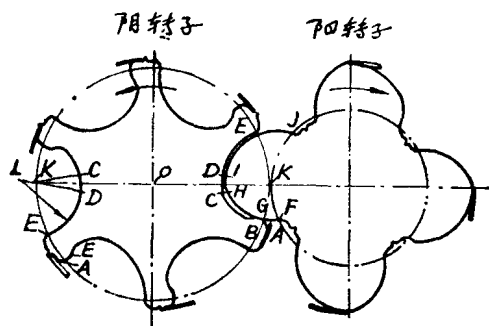


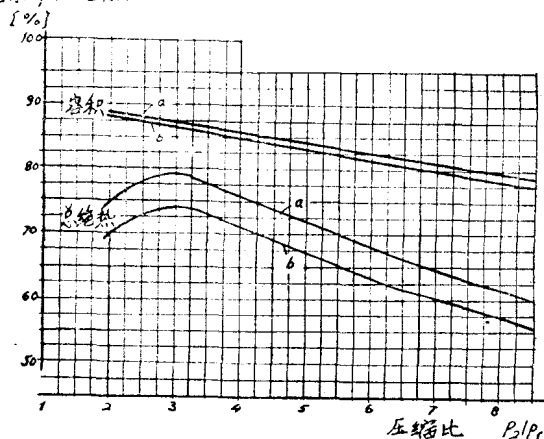
图5 非对称型齿形

- B—A = 由OB通过B的延长线
- B—C由阳转子上的H点形成
- C—D = 圆弧, 在中心点K节圆上
- D—E = 圆弧, 中心点L在节圆外DR的延长线上

- F—G由阴转子上的AB形成
- G—H由阴转子上的B点形成
- H—I = 圆弧, 在中心点K节圆上
- I—j由阴转子上的D—E形成

采用这种非对称型齿形真正改进了互相啮合的转子之间的力传递状况,明显地提高了效率。

容积, 总绝热



M_e (Mkp)

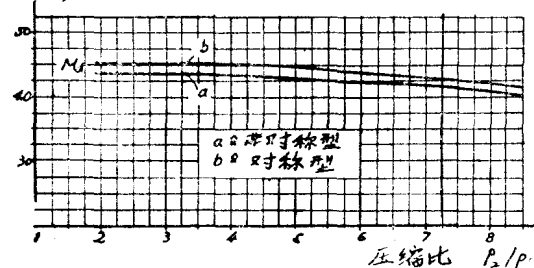


图6 对称型与非对称型SRM-4+6-齿形的实际试验对比

介质: NH_3 ; 100% 容量
 冷凝性能二常数 35°C (13.77 绝对气压)
 $n = 3000$ 转/分
 $u = 32$ 米/秒
 $V_i = 2.6$
 $D = 204$ 毫米
 $L/D = 1.05$
 $g = 300^\circ$

图6表示了对称型与非对称型齿形间的有效功率的比较。根据操作情况的不同,比效率值由5%左右提高到8%。提高的原因有三点:第一,理论排出容积提高了2.5%左右。这就是说,由于非对称型齿形结构,齿形截面的排出面积(图5)比对称型齿形的(图8)大了0.025倍;第二,非对称型齿形的“流通孔”比对称型的要小,因此内漏泄损耗较小;第三,已经说过,纯粹机械的力传递情况是比较好。油对喷

油式螺杆压缩机起着如下四点主要作用:

1. 润滑; 2. 冷却; 3. 密封; 4. 降低噪音。

喷油有三个主要缺点, 即对工质造成的油污; 从而必须采取油分离措施; 由于圆周速度被降低也就减少了排量, 而其优点总括起来有:

1. 取消了同步齿轮; 2. 取消了轴封; 3. 缩短了轴承距离; 4. 压力差大 (至20个气压); 5. 冷却好 (温差小); 6. 漏油间隙较小及轴封好 (效率较好); 7. 取消了吸入侧和排出侧的消音措施。

喷油式螺杆压缩机可以用滑动轴承或滚动轴承二种。流动轴承螺杆压缩机主要用于压气技术, 而滑动轴承螺杆压缩机可用于制冷和空调技术及其特殊要求。与此有关的, 还必须谈一下利用调节滑阀进行的无级容积调节, 这种调节形式, 当然只有在喷油以及

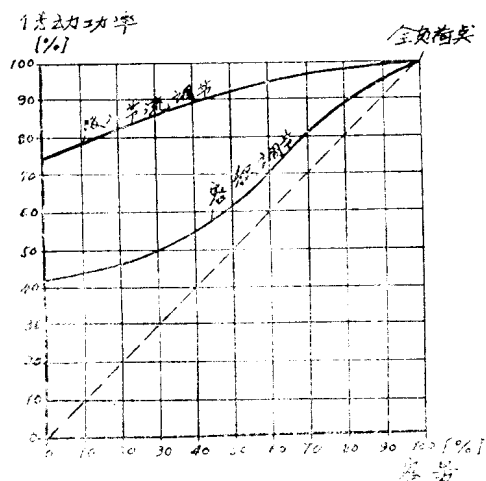


图7 容积调节式和吸入节流调节式喷油螺杆压缩机的性能比较

从而产生的低温下运转时才可靠。特别是在自动化制冷和空调过程中, 喷油式螺杆压缩机获得了良好的实际效果。但可进行容积调节的喷油式压缩机, 也能在没有气包情况下很好地应用于排量变化的压缩空气系统中。

图7是容积调节式螺杆压缩机与吸入节流调节式螺杆压缩机在调节性能上的比较。喷油螺杆式在真空技术上处于摸索阶段, 还不能具体应用。试验证明, 在几乎不改变良好的容积效率下仍可产生100的单级压缩比, 相当于10托耳以下的真空与大气压力之比。

在本文结束之前, 还谈一下油分离的问题。油分离措施基本上完全和消音措施一样。这就是说, 消耗愈大, 则效率愈高, 在这里就是油分离效率愈高。今天有一些公司认为, 可以百分之百地解决油或一般的流体分离问题。从经验上来看, 是比较简单的, 用简便的方法能获得良好的分离效率 ($<10\text{ppm}$), 因此实现百分之百的分离绝不是幻想。

专利方面的发展和活动表明, 喷油式或液体喷射式螺杆压缩机是未来的机器。最近的将来, 喷油式压缩机可实现专利要求的、不装特殊的轴向和径向的螺杆压缩机。转子的端面 and 齿顶的加工应使它们在气缸中同时起支承作用。由于采用了喷油式, 干式螺杆压缩机的应用范围将越来越受到限制。从所介绍的螺杆压缩机发展来说, 将来遇到最大困难的, 首先是“老式的”往复式活塞式压缩机。

如果说“压缩机的年轻一代”的话, 最后的结论是, 应该说是喷油式螺杆压缩机。

宋惠臣译自 [《Die Maschine》1973, №4, p.97—99]

制冷装置用螺杆压缩机

导 言

制冷用螺杆压缩机进入世界市场仅数年之久，但是，所有著名的工业国家现在都在从事制造此种压缩机，由此可见其重要性。

虽然制冷工业中采用喷油螺杆压缩机的历史尚不到十年，但根据我们的看法，此种压缩机还将在制冷技术中进一步采用，因此种压缩机排除了活塞式压缩机与涡轮压缩机二者的缺点而结合采用了该二种机器的优点。

与活塞式压缩机相比，螺杆压缩机的最显著优点是：

1. 使用寿命长，特别是由于不采用阀片（可保证使用20000小时以上）。
2. 运行不需照料。
3. 耐液体冲击。
4. 可在100%至10%范围内进行无级、低损失能量调节。
5. 没有往复运动引起的惯性力。
6. 单位排量的重量轻。
7. 单位排量的占地面积小。
8. 转数为3000转/分，因此可采用尺寸小的电动机（双极）。
9. 在一级运行时可达到高压比，而压缩终点温度不会过高。
10. 由于不会产生余隙空间中再膨胀，阀片中无节流损失，同时所吸入的制冷剂蒸汽加热极小，因而可达到高排量系数。
11. 可卸荷起动，因而电动机可采用星形—三角形接法。

与涡轮压缩机相比，螺杆压缩机一方面由于耐液体冲击，另一方面由于排量基本上与压力无关同时压力又与转数及密度无关，因而不会产生不稳定的“泵吸”范围。

S3—800型螺杆压缩机组

2.1 结构及工作方式

• 8 •

国营柏林自动化制冷厂于1968年即已开始制造喷油的、能量可调节的、适用于制冷剂 R12, R22及 NH₃的螺杆压缩机。其中一种就是S3—800型螺杆压缩机组（S—螺杆，3—开式，与封闭式①及半封闭式②相区别，800—额定吸入排量 米³/时）。此种螺杆压缩机（图1，2，3，及4）为一台双轴旋转式

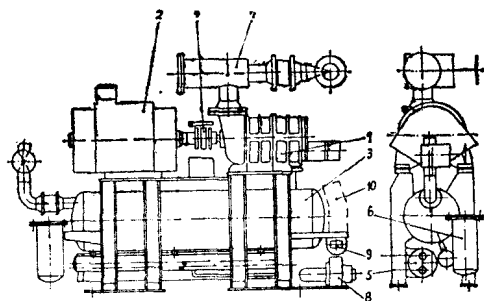


图1 S3—800型螺杆压缩机组

1. S3—800型螺杆压缩机 2. 交流异步电动机 3. 油分离器连同机架 4. 联轴节 5. 油冷却器 6. 滤油器 7. 吸气滤器 8. 润滑油泵 9. 液压设备 10. 测试设备

压缩机，在转数为3000转/分时，理论吸入容量为783米³/时。采用内压缩容积型工作原理，同时其固定内容积比为 $V_i=2.7$ ；（3，6；4，8）。螺杆转子即所谓主动转子和从动转子，按斜啮合正齿轮传动装置工作方式在封闭外壳中运转。主动转子具有四个齿，从动转子具有六个齿。在旋转时，由于啮合而使位于啮合前的该部份齿隙容积减少而使啮合后的该部份增大。啮合前由于齿隙容积的减少而使啮合存在于齿隙容积中包围在圆筒机体壁及压缩腔前端的制冷剂蒸汽加以压缩直至主动转子及从动转子的齿隙到达压缩腔前壁上的排出口为止。随即制冷剂蒸汽进入压力室。由于啮合后齿隙容积增大，制冷剂乃吸入直到主动转子和从动转子的齿隙不再与进气腔前壁上的进口相连为止。采用此种方式即可得到相当于活塞式压缩的工作过程：吸气、压缩、排气。当主动转子以其四个中的任一个齿隙容积旋转一次时上述过程即重复一次并连续地将制冷剂排出。

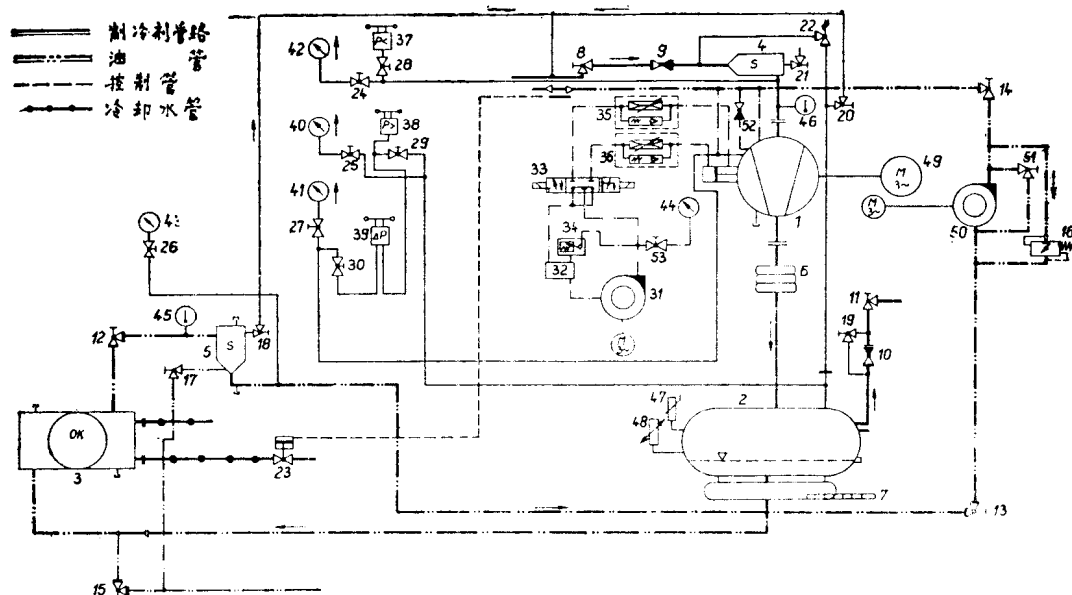


图2 S3—800型螺杆压缩机组的管系布置草图

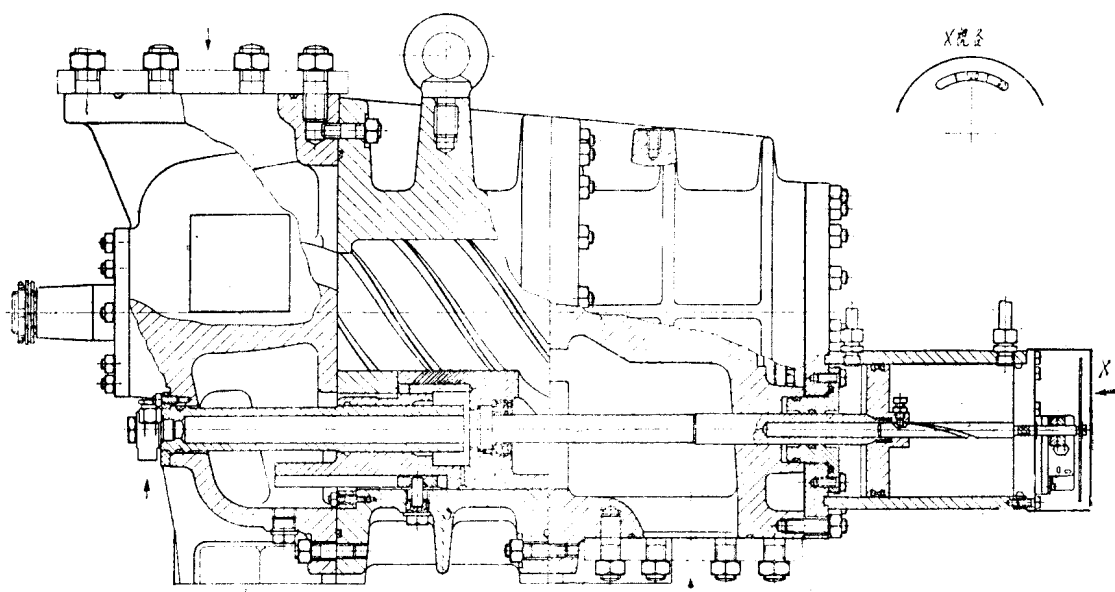


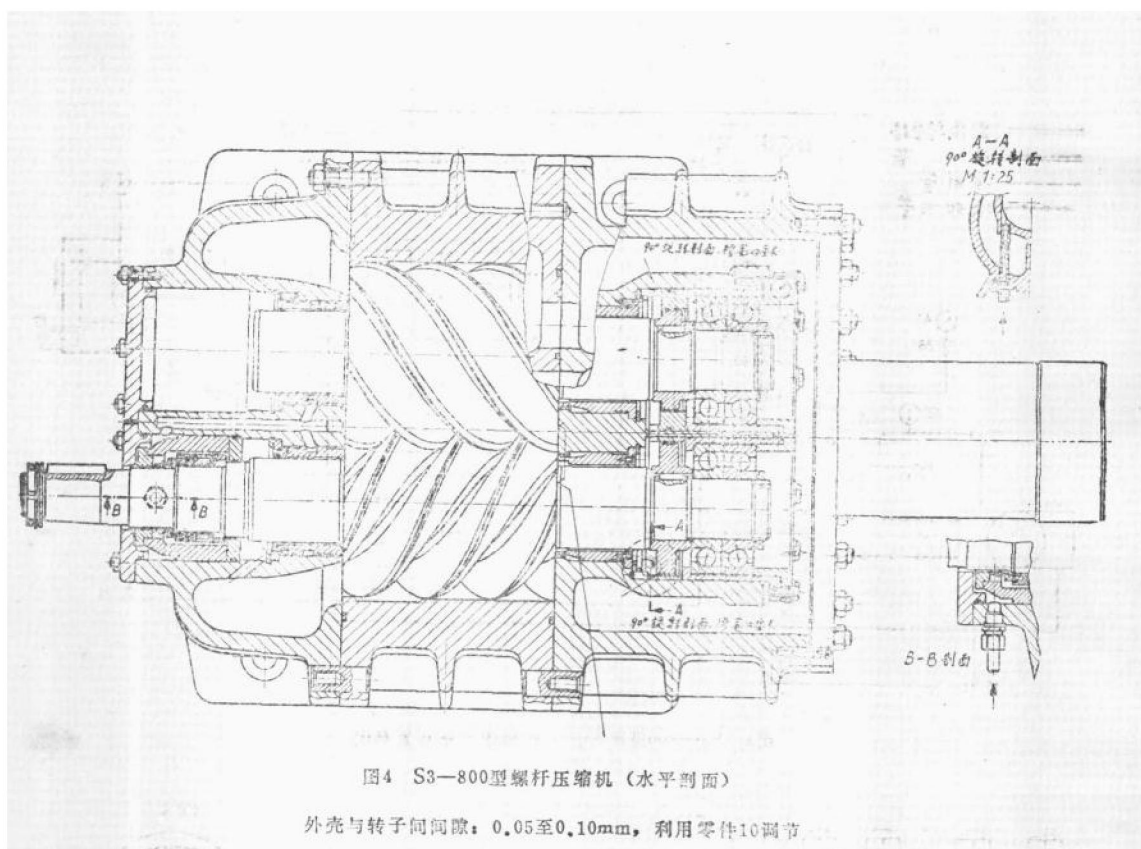
图3 S3—800型螺杆压缩机（垂直剖面）

在压缩过程中，大约有55至80公斤/分油量喷入螺杆压缩机中。此种油的功用如下：

1. 润滑啮合的转子齿面。
2. 密封转子与机壳间以及转子相互间的间隙，保证在容积效率良好的条件下，提高每一压缩级的压力差。
3. 带走一部份压缩热量，因此每一压缩级可达到高压比而不影响压缩机的运用安全性。

4. 降低噪音。

压缩机装有一个可轴向移动的调节滑阀，以便在100%到10%范围内进行无级能量调节。移动调节滑阀可改变转子的有效长度。从而可按内旁通原理调节制冷剂排量。此种过程相当于能量可调节的单缸活塞式压缩机中在部份压缩冲程中将阀板顶起的过程。液压调节传动装置通过一个机械位置指示器及终端位置开关，发出最大位置或最小位置的指示信号。



压缩机机体由(进气腔、转子腔、压缩腔)三部分并合而成,材料采用灰铸铁GGL20(图6示S3-800型压缩机的压缩腔在BFT80镗床上加工时的情况,图7示进行水压试验前的S3-800型压缩机转子腔)。转子系整体制成,材料采用C45并在轴颈处淬火。图8系示S3-800型压缩机主动转子在2A型转子铣床上的情况。

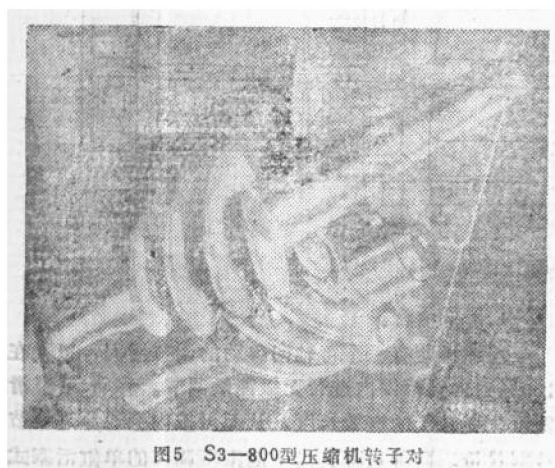


图5 S3-800型压缩机转子对

转子经向支承在白合金滑动轴承上,轴向由滚动轴承定位。主动转子上装有一个平衡活塞以减少轴向

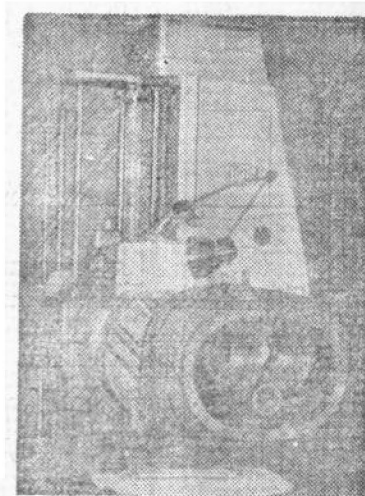


图6 S3-800型压缩机的压缩腔在BFT-80型镗床上加工时的情况

止推轴承的应力。自压缩机向外伸出的主动转子端通过弹性螺栓联轴节与交流鼠笼式感应电动机直接相连。转子端利用浮动密封环加以密封。滑动轴承、滚动轴承,浮动密封环、平衡活塞以及相互啮合的转子均注以足量压力油。油在油分离器中从流动的制冷剂蒸汽中分离出来,该油分离器位于螺杆压缩机下面,共

分三级:

- 改变方向
- 降低速度
- 在安装在孔板间的扁钢丝网表面上进行机械分离。



图7 S3—800型压缩机的转子胶进行液压试验前的情况



图8 S3—800型压缩机的主转子在2A型转子铣床上加工时的情况

国营柏林自动化制冷厂制造的压缩机组在专用的试验设备上进行了连续的质量检验。在测试压缩机上(图9)用压电法测试了螺杆齿间容积的压力曲线。图10表示在相似条件下得出的测试值。从图10中除制冷量外,还可导出单位制冷量 κ 、排量系数 λ 、指示效率 η_i 及有效效率 η_e 。

S3—800型螺杆压缩机组曾作为鲜鱼冷藏装置的主机于1970年在莱比锡春季博览会上首次展出。

在蒸发温度为 $t_e = -10^\circ\text{C}$ 、进气管温度 $t_{s1} = 5^\circ\text{C}$ 、冷凝温度 $t_c = 38^\circ\text{C}$ 并采用制冷剂R22时,该机组的制冷量超出 $Q_0 = 360000$ 大卡/时,所制造的制冷盐水的初温为 -5°C 。该机组定期工作将海水自 30°C 冷却到 $\pm 0^\circ\text{C}$ 。为了提高水冷却速度,电动机及冷凝器系按制冷量约为750000大卡/时(起动条件)设计。

螺杆压缩机①自制冷装置蒸发器通过手动截止阀⑥、止回阀⑨及吸气过滤器④吸入过热的制冷剂蒸汽。

止回阀可防止压缩机停止运转时发生倒转现象。润滑油泵单独驱动,可使转子得到润滑并使油分离器的压力降低到蒸发压力。吸气过滤器④可防止吸入气流中所夹杂的污粒进入压缩机中。吸气过滤器可在松开法兰盖板后加以掉换而不需拆除进气管。

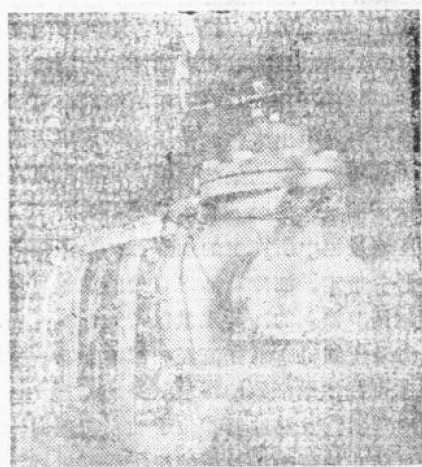


图9 S3—800型测试压缩机

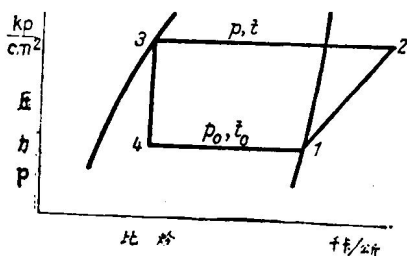


图10 S3—800型螺杆压缩机组的示功曲线(一级压缩, 不用过冷与过热)

制冷剂	R22	NH ₃	R12
蒸发温度 t_e °C	-15	-15	-15
进气管中的温度 T_{s1} °C	-15	-15	-15
冷凝温度 t_c °C	40	35	40
过冷温度 t_{th} °C	40	35	40
制冷量 Q_0 大卡/时	288000	310000	173000
消耗功率 N_e 瓩	140	135	85
排量系数 λ	0.83	0.795	0.805
有效单位制冷能量 K_e	2060	2300	2030

$$K_e = \frac{Q_0}{N_e} \quad \text{大卡/瓩, 小时}$$

有效效率 η_e	0.72	0.64	0.69
---------------	------	------	------

$$\eta_e = \frac{N_{th}}{N_e}$$

指示效率 η_i	0.81
---------------	------

$$\eta_i = \frac{N_{th}}{N_i}$$

经压缩的制冷剂蒸汽自压缩机①通过油分离器②、止回阀⑩及手动截止阀⑪进入制冷装置的冷凝器中。压缩机与油分离器的连接处装有波形管补偿器⑥。止回阀可防止在压缩机停止运转时冷凝器中的制冷剂进入油分离器中。由单独的电动机拖动的油泵⑭系在压缩机投入使用前进行预润滑时起压力油润滑及喷油作用。自油分离器中出来并承受压缩终点压力的油聚集在位于油分离器下面的集油柜中。集油柜可在船体运动时,保证油泵⑭的吸入口管入口处始终处于满溢状态。在压缩过程中所产生的油摩擦热及压缩热在水冷式冷油器中带走。油冷却器出口处的油温可通过热力调节阀⑮调节输入的冷却水量保持为45℃左右。油流入油泵⑭及压缩机①前先流经一滤油器⑤。滤油器的纸质滤芯可截住最细致的污粒(>15μ)。

油冷却器③及滤油器⑤位于油泵⑭前面。因而滤油器⑤可防止油泵⑭以及压缩机①受到机械污损。旁通阀(51)可根据工作条件调节油量及油压。压缩机由交流鼠笼式异步电动机④传动。电动机的传动功率通过挠性圆盘联轴节传递。螺杆压缩机装有一台液压设备使能量可在100%及10%间进行调节。液压泵⑯的功用是产生始终稳定的约2公升/分的排量。该排量足以使压缩机中能量调节用油动机在约40至60秒时间内自一个终端位置到达另一个终端位置。

压缩机上的伺服马达呈液缸形。液缸利用活塞分成二个腔并可交替地承受压力油流。通过活塞及活塞杆将线性运动传递到压缩机调节滑阀上,从而改变压缩机能量。能量增大或减少的指令使电-液伺服阀③中的一个电动调节件动作。该阀动作从而使压力油流入伺服马达的一个腔室中而另一个腔室与蓄液器⑫相连。压力油流乃移动伺服马达活塞并从而移动压缩机调节滑阀。

在电-液伺服阀的调节件动作时或者到达压缩机的一个机械调节极限为止时,即进行能量调节。如电-液伺服阀③位于中间位置,也即该阀的二个调节件均不动作时,油流又回到液体容器⑬中。所形成的油压仅与管系阻力有关。

2.2运行监视设备

压缩机组上装有下列仪表用以监视运行情况:调节吸入压力用的遥测压力表⑱,油分离器中压缩终点压力及油压用的压力表⑳,进入压缩机轴承前的油压压力表㉑,滤油器出口处的油压压力表㉒,进气管中的温度计㉓,油冷却器出口处的温度计㉔以及油分离器中的温度计㉕。

安全设备由下列件组成:

——按船级社规定安装在压缩机①排气端及进气端之间的安全阀㉖。

——安装在油分离器②上防止压缩机组工作压力过高的安全阀。

——当压缩温度超出给定值时用以制动电动机的温度传感器㉗。

——当吸入压力超出给定值时用以制动电动机的压力控制器㉘。

——当排气端及喷油咀之间的油压差低于给定值时,用以制动电动机的差动压力控制器㉙。

——当电动机绕组温度超出许可值时用以制动电动机的热敏电阻。

当压缩终点压力超出给定值时,用以制动电动机的压力控制器㉚。

2.3电子操纵系统

压缩机电气设备的作用是通盘考虑预定条件、操纵方式以及安全规定而接通相应的联锁装置。此外还要一个可连续调节能量的设备。这样累计起来就要采用不少组合程度不一的组件,它们与可用的继电设备一起组成庞大的开关箱。另外还要采用单独的调节器。为了满足对船舶来说有特殊意义的减少维护、延长寿命、缩小体积和安全可靠等要求,决定采用一套电子系统,既能完成逻辑开关作用又能起调节器作用。

在民主德国,采用Traslog系统,此种系统中所采用的线路可使设备自动操作或手动操作。该线路包括下列四个主要部份:

第一部份是操纵方式切模。压缩机可自二处用手动或自(压力、温度)极限值给定器自动接通或关断。在该部份线路中还有与冷却水循环回路以及中央电气控制设备相关的联锁装置,同时还可立即添装其他联锁装置,此外还有液压泵、油泵及压缩机的程序启动控制设备。

第二部份是安全设备,用以监视压缩终点压力、吸入压力、油差动压力、压缩温度以及电动机温升的极限值。信号利用稳流原理传递。当超出其中一个给定值时,压缩机首先关断,随即对故障发出闪光指示,然后接通哨子。

第三部份是能量调节用的Translog组件。能量可自二处用手动调节或利用调节器自动调节。当所需的制冷量所消耗的功率较电动机的额定功率为大时,电流调节器即自动调节压缩机能量,使电动机不致过载。能量调节装置使压缩机的能量在启动时始终保持最小。

第四部份是电器设备的电源。辅助自动装置可保

证在辅助电压中断时,将全部馈电压切断从而防止误动作。

实际使用经验证明,此种线路性能良好。一台压缩机约需采用60个Transiog组件,占地约为 $800\text{mm} \times 600\text{mm} \times 200\text{mm}$ (图12)。

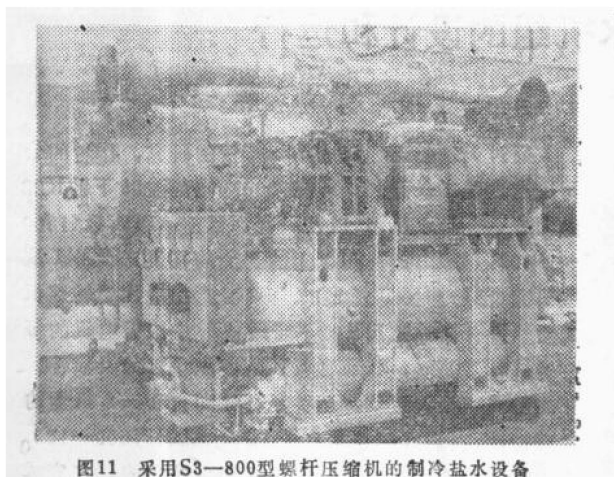


图11 采用S3-800型螺杆压缩机的制冷盐水设备

总 结

文中所介绍的螺杆压缩机组共有7种尺寸,在采

用制冷剂R12、R22及 NH_3 时在正常情况下,制冷能量可达70000至1000000大卡/时。

目前该压缩机组质量有所提高,使用寿命可保证20000工时也即交货后三年。



图12 采用Translog组件的S3-800型螺杆压缩机控制箱

陈毓娟译自〔《Seewirtschaft》1972.Jg.4H.3P.191—196〕耿惠彬 校