

467251

5832
37877

压缩机参考资料

压缩机技术论文 论文集

沈阳气体压缩机研究所

一九七六年七月

5832
37877

毛主席语录

洋为中用，古为今用。

要采用先进技术，必须发挥我国人民的聪明才智，大搞科学试验。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。

中国人民有志气，有能力，一定要在不远的将来，赶上和超过世界先进水平。

译 者 的 话

美国普渡大学机械工程学院，于一九七二年、一九七四年分别举行了压缩机技术讨论会，共发表153篇论文。对活塞式、滑片式、螺杆式压缩机及制冷压缩机的设计、气阀设计、材料强度、能量调节、噪声与振动的控制以及热力学等方面进行了探讨。

遵照毛主席关于“洋为中用”的教导，沈阳气体压缩机研究所组织有关院校翻译了大部分论文，请西安交通大学压缩机教研室进行了校对。现仅选出14篇汇集成册，希读者批判参考。

全国压缩机行业技术情报网

一九七六年五月 沈阳

目 录

1、喷油滑片式压缩机热力学和空气动力学分析法·····	(1)
2、辛麦恩单螺杆压缩机的设计及运转特性·····	(8)
3、以过载改善疲劳性能·····	(13)
4、无油迷宫密封活塞式压缩机·····	(19)
5、回转滑片式机器的机械摩擦分析·····	(27)
6、实验分析改进曲轴设计·····	(39)
7、喷油制冷系统螺杆式压缩机设计及其在可靠性和维修方面的成效·····	(46)
8、工业用螺杆式压缩机的选择与使用·····	(56)
9、往复式冷冻压缩机的动态测定·····	(63)
10、压缩空气装置的防火与防爆·····	(70)
11、合成润滑剂在压缩机上的应用·····	(76)
12、用数字计算机预测无油润滑螺杆压缩机的性能·····	(80)
13、排气量的无级调节·····	(85)
14、多缸压缩机的模拟计算·····	(93)

喷油滑片式压缩机热力学和 空气动力学分析法

C. R. Peterson, W. A. McGahan

前 言

多年来喷油滑片式压缩机在制冷和空气压缩机装置中起了重要的作用。当用它们替换往复式压缩机时，其小尺寸、低投资、结构简单和运转可靠补偿了滑片式压缩机较低的效率。关于滑片式压缩机中的基本热力学和空气动力学过程，在过去的文献中很少报道，而通过研究这些过程，我们可以推断决定压缩机效率的各种损失之依据及其相对值。本文发表了这方面的研究结果，它有助于了解这些损失，并可望有助于鼓励工程技术人员提出各种改进的方法。

热力学模型

在分析时，我们将确定在压缩机的两相邻滑片中空气状态的变化情况。我们的兴趣是研究围绕着循环的全部过程。其中包括由相邻两滑片决定的基元容积及其与进排气口连通的通道。在知道空气性质的变化之后，我们就能算出作用在转子上的扭矩值（从而算出功率）以及空气排量（从而算出流速）。为确定空气的状态和输入的总功率，我们必须知道转子上的摩擦力矩。它是借助于分析每一瞬间各作用在每一个压缩机滑片上的平衡力而加以确定的。因此，在分析中说明了摩擦影响，传给空气或由空气传出的热量，从所研究的基元容积中漏进或漏出的气体，基元容积中气体作的功，以及进排气口流动状况。在转子循环运动时，利用数字法及数字计算机解法，用步长进行计算。

图1a和图1b简略地表示此热力学系统，在任意时刻 t ，被研究的基元容积包含了质量 m （它是系统的一部份），以及一个微小的增量 dm 。（它不是系统的一部份，在计算的时间间隔 dt 内，它要流出基元容积）。 dm_i 是留在系统中的，它开始时处在基元容积的外边，在计算的时间间隔内则流入之。图1分别假定 dm_i 及 dm 为漏入和漏出基元容积的质量。但这仅仅是一种简略的表示而已。实际产生的流动，或直接通过泄漏面，或通过进、排气口，将取决于压差值。在时间间隔 dt 内，把热力学第一定律用于此系统，得到：

$$dQ = dE + dW \quad (1)$$

对理想气体，忽略高次项后，可写出内能公式：

$$dE = C_v [m dT + \sum (T - T_i) dm_i] \quad (2)$$

式中 C_v ——气体定容比热；
 T ——基元容积内的气体温度；
 i ——表示“流入基元容积”。

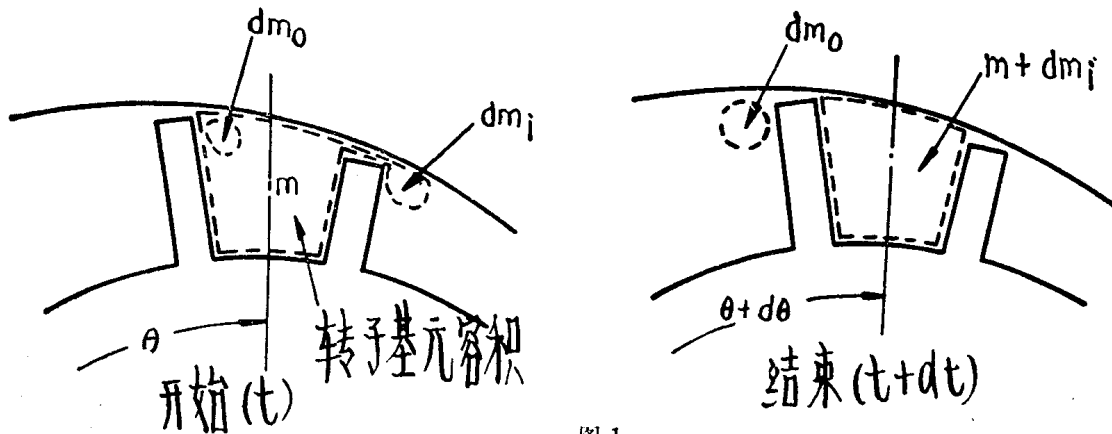


图 1

假定气体是无粘滞性的，于是功可写成：

$$dW = PdV - \sum \frac{P_i}{\rho_i} dm_i + \sum \frac{P}{\rho} dm_o \quad (3)$$

式中 P ——基元容积中的压力；
 dV ——基元容积的微元变化；
 ρ ——基元容积中的气体密度。

综合以上三个方程式，我们得到：

$$dQ = C_v [mdT + \sum (T - T_i) dm_i] + PdV - \sum \frac{P_i}{\rho_i} dm_i + \sum \frac{P}{\rho} dm_o \quad (4)$$

按下述定义引入时间微分：

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt}; \quad \dot{m}_i = \frac{dm_i}{dt}; \quad \dot{m}_o = \frac{dm_o}{dt}$$

按下述定义，用角速度消去时间：

$$dt = \frac{d\theta}{\omega}$$

用这些定义和理想气体公式，我们可以将公式 (4) 变换成最有用的形式，得出：

$$\begin{aligned} \frac{dP}{d\theta} = & \frac{r-1}{\omega V} \dot{Q} + \frac{r}{\omega V} \sum \left(\frac{P}{\rho} \right)_i \dot{m}_i - \frac{1}{\omega V} \sum \left(\frac{P}{\rho} \right) \dot{m}_i - \frac{r-1}{\omega V} \sum \left(\frac{P}{\rho} \right) \dot{m}_o - \\ & \frac{r}{V} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{r}{V} \left(\frac{P}{\rho} \right) \frac{dm}{d\theta} \end{aligned} \quad (5)$$

用积分法求流入及流出之气流，从而得到基元容积中气体的质量，公式如下：

$$m(\theta) = m(0) + \frac{1}{\omega} \int_0^\theta \dot{m}_i d\theta - \frac{1}{\omega} \int_0^\theta \dot{m}_o d\theta \quad (6)$$

在每个计算步长中， \dot{m} 这一项计算了由下述四个原因引起的气流：

1. 该基元容积与它后面一个基元容积之间产生的泄漏气流；
2. 前面一个基元容积与该基元容积之间产生的泄漏气流；
3. 该基元容积与入口压力区之间产生的泄漏气流；
4. 进、排气口打开时，通过进、排气口的气流。

这些通道的面积按被考察之基元容积所处的不同角度位置算出，流量用下面的近似公式计算：

$$\dot{m} = CA \sqrt{2g\rho_1 P_1 \left(1 - \frac{P_2}{P_1}\right) \left[1 - \frac{3}{4\gamma} \left(1 - \frac{P_2}{P_1}\right)\right]} \quad (7)$$

对于节流情况 ($\frac{P_2}{P_1} < 0.65$)，取 $\frac{P_2}{P_1}$ 为 0.65，角码 1 和 2 分别表示入口和出口。

C ——考虑到油密封后按经验选取的流量系数；

A ——泄漏面积。

对于每一条泄漏途径，其泄漏面积和相应的流量系数是给定的，泄漏面积按相应的机器尺寸而定。实际泄漏面积是不容易知道的，因为流动的通道不知道，并且可能敞开面积部份常常被油局部堵住，因此相应的间隙是不知道的。

通过选择经验系数，以配合最终的排气量，从而补偿了面积的误差。但是当流量系数相同时，我们仍然可以用这个方法去考察不同尺寸的机器。

假定，系统中的气体仅与基元容积中的油交换热量，按照公式：

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{气}} = HV(T_{\text{油}} - T) \quad (8)$$

式中 $T_{\text{油}}$ 和 T 分别为油和气的瞬时温度， H 是经验常数，它是简化的单位基元容积 V 的热交换系数。假定总的热交换正比于气体容积，作出此假定是根据这样一个物理概念，即雾状油滴以大致不变的密度分散在整个基元容积中。如果油滴的总表面积比基元容积壁面面积大得多，则此假定是正确的。

油温按油的能量方程式确定，在此公式中假定全部摩擦功 Φ_d 也为加入到油中的能量。摩擦功包括了滑片的摩擦，转子端部壁面的粘滞摩擦阻力，以及轴承的摩擦。因此，对油而言：

$$\frac{dT_{\text{油}}}{dt} = \frac{-\dot{Q}_{\text{气}} + \Phi_d}{m_{\text{油}} C} \quad (9)$$

式中 C 是油的比热。

对 (5) 式和 (9) 式积分，这就为下一个计算步长提供了温度和压力。

$$T_{\text{油}}(\theta + d\theta) = T_{\text{油}}(\theta) + \frac{T_{\text{油}}}{d\theta}(\theta) d\theta \quad (10)$$

$$P(\theta + d\theta) = P(\theta) + \frac{dP}{d\theta}(\theta)d\theta \quad (11)$$

已知 $(\theta + d\theta)$ 时的基元容积，利用理想气体状态方程式，可以从公式(6)、(10)和(11)算出另外一些参数，例如气体的密度和温度。用这方法可对每个新的基元容积的角度位置，继续进行下一个步长的积分。由两个相邻滑片决定的基元容积，可按式求得：

$$V = \frac{L}{2} \int_{\theta - \frac{1}{2}\beta + \frac{1}{2}\tau}^{\theta + \frac{1}{2}\beta - \frac{1}{2}\tau} (R^2 - R_R^2) d\varphi \quad (12)$$

- 式中 L —— 转子长度；
 R —— 角度为 φ 时，从转子中心至缸套表面的矢径；
 R_R —— 转子半径；
 φ —— 矢径为 R 时的角度位置；
 θ —— 基元容积中心线的角度位置；
 τ —— 滑片厚度所对应的角度。

图2示出 P 和 θ 之间的一个典型变化关系。

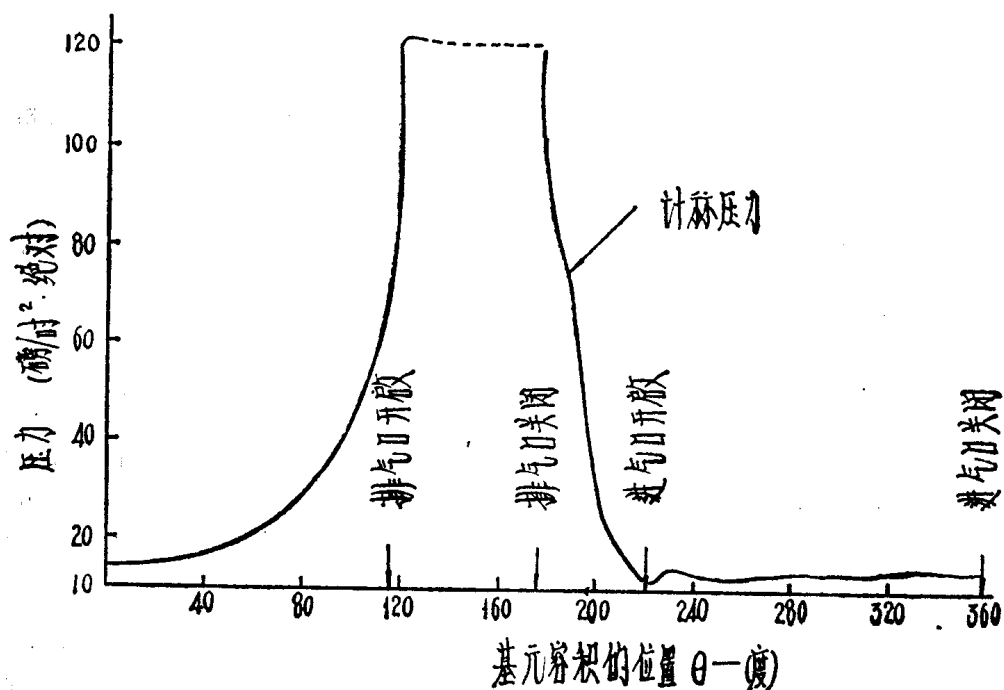


图2 典型的基元容积压力

滑片的摩擦和分析

当滑片滑入或滑出滑片槽时，在滑片两侧发生摩擦，并在顶部有相对于缸套的摩擦，这些摩擦都包含在公式(9)的耗损项 ϕ_0 中。通过计算三个反作用力 R_1 、 R_2 和 R_3 ，

并利用在各个试验装置中实验确定的摩擦系数，可以确定滑片的三个摩擦力 F_1 、 F_2 和 F_3 （参见图 3）。

一旦知道了一转中滑片的摩擦力后，把一转中每一瞬时的摩擦功相加起来，就得到每个滑片的摩擦功。

滑片随转子而转动，并且相对于转子径向地滑进滑出，每个滑片处在以下几个力的动平衡中，图 3 画出了这些力：

1. 惯性力 (F_i 和 F_t)；
2. 压力 (P_1 和 P_2)；
3. 反作用力 (R_1 、 R_2 和 R_t)；
4. 摩擦力 (F_1 、 F_2 和 F_3)。

惯性力可分解为径向分力和切向分力。为了计算滑片的加速度，假定滑片顶部始终和缸套相贴。在滑片上，由于相邻基元容积的气压而产生了压力。因为滑片与此基元容

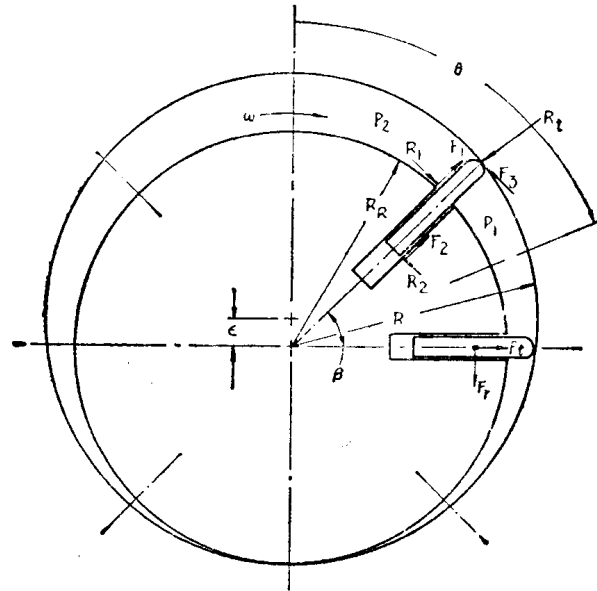


图 3 滑片上的作用力

积之间有连通槽，故取前一个基元容积的气压为滑片下面的气压。假定滑片顶部的密封是出现在如图所示的沿滑片中心处，并且滑片两侧的压力取决于滑片在其槽中的密封。为了求出给定的滑片位置上的反作用力，首先要计算压力 P_1 、 P_2 以及惯性力 F_i 、 F_t ，写出三个滑片运动的平衡方程式，公式中包括了相应的压力、惯性力、未知的反作用力以及它们的相应摩擦力，利用已知的式分别确定的摩擦系数，就可算出反作用力和摩擦力。

图 4 给出排气压力为 100 磅/吋²* 的空气压缩机计算所得的反作用力。图 5 表示因摩擦而造成的瞬时摩擦功。每条曲线下的面积表示每种摩擦所形成的总损耗功。大部分功的损耗是发生在滑片顶部，因为此处同时具有高的顶部速度及反作用力。

* 1 公斤/厘米² = 14.223 磅/吋²

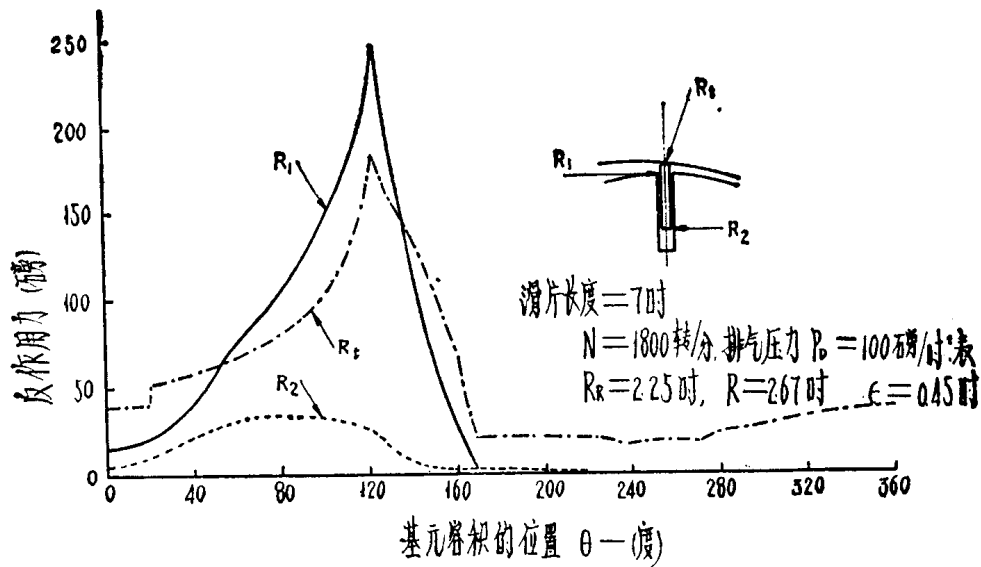


图 4 迟后滑片上的反作用力

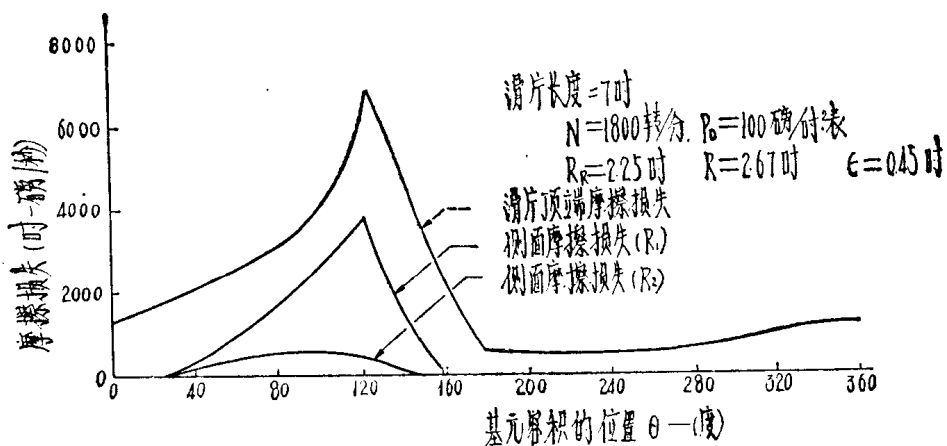


图 5 因滑片摩擦而损失的功

具有代表性的结论

为完成此计算必须首先确定三个系数：滑片的摩擦系数，出现在公式（8）中的热交换系数以及出现在公式（7）中的泄漏系数。在专门的试验台上已确定，应用在滑片顶部的摩擦系数为0.2，两侧为0.1，系数C和H是根据理论分析与实验测定的马力和流量结果的吻合来确定的，做实验的空气压缩机转速为1800转/分，排气压力100磅/吋²。在确定这三个系数后，同时改变压缩机的排气压力及转速，其结果示于图6和图7上。计算结果与实验结果很好吻合。

通过连续删去各种损失中的每一个损失，可以完成典型压缩机的各个计算。

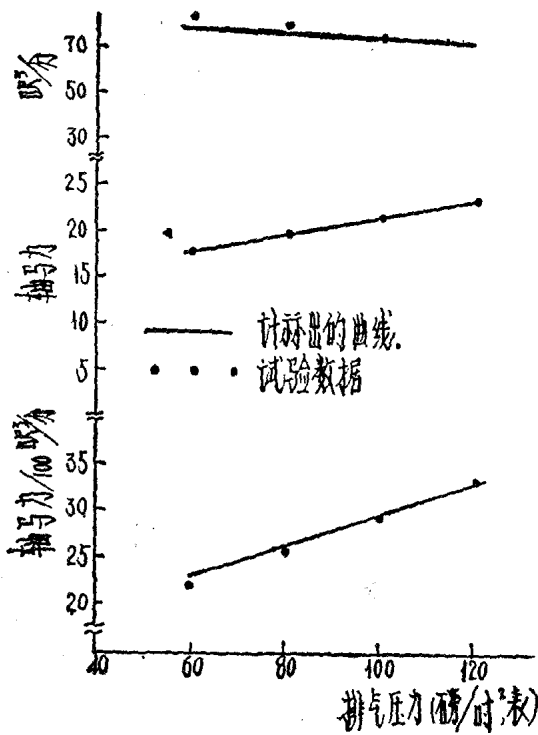


图6 改变的排气压力

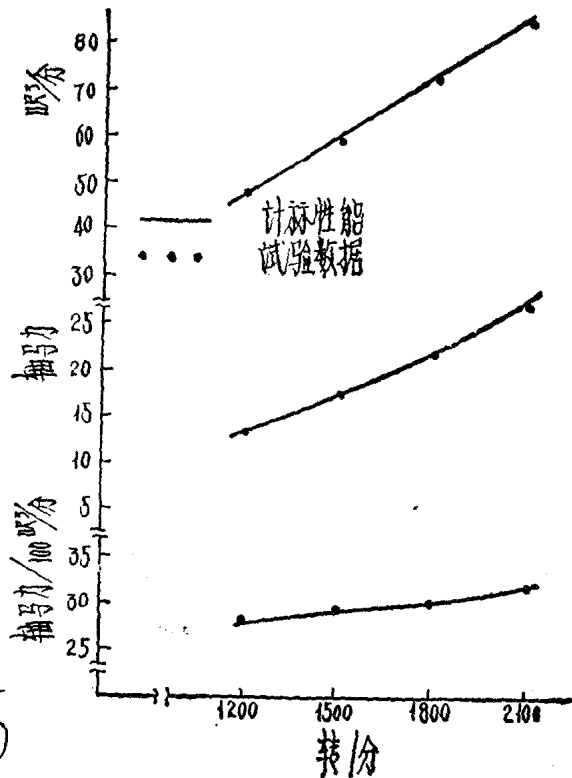


图7 排气压力100磅/时²(表)时变速试验

下表给出空气排气量为100立方呎/分、排气压力100磅/时²时所需之马力，它说明了在机器中损耗量怎样分配的。

全部泄漏和全部摩擦	28.9	英制马力
		100呎 ³ /分
全部泄漏和只有滑片摩擦	27.8	"
全部泄漏而无摩擦	22.0	"
仅泄漏到进气口而无摩擦	20.3	"
无泄漏无摩擦	18.7	"
理想的绝热功率	18.0	"

根据上述结果以及对另外一些不同尺寸的压缩机的计算，得到下列结论：

1. 在机器中出现了重要的滑片摩擦损失问题；
2. 泄漏损失小于 $\frac{1}{2}$ 摩擦损失；

3. 在压缩过程中，油和气体之间的热交换能力差。但是，可以相信，在二级压缩的机器中，油和气在级间通道中进行直接混合，产生了显著的中间冷却的效果。

西安交通大学压缩机教研室译

辛麦恩单螺杆压缩机的设计及运转特性

(法) B. Zimmern, (美) G. C. Patel

关于辛麦恩 (Zimmern) 单螺杆压缩机最初的概念可以追溯到1960年。经过一年的工程理论方面研究之后, 提交给几家法国公司和美国公司, 但是经过审查之后, 由于种种理由被拒绝。

1962年, 从一个负责协助发明家的称为 SARST 的半官方机构得到了五千美元的补助金, 于是才有可能试制出一台10马力、5000转/分的样机。这台样机当时就已经显示了25~26马力/100呎³/分的效率, 并且在寿命试验中持续运转了1000小时以上。

1963年, 压缩空气行业某些部门的第一个创造许可证, 给予了Peugeot汽车协会, 这个Peugeot汽车制造厂, 成功地制造出40、70、30和20马力型的移动式 and 固定式两种空气压缩机。这些压缩机的转速和Lysholm型压缩机相同*, 使它能够用六极**电动机(50赫, 3000转/分或60赫, 3600转/分)或Peugeot厂当时刚研制出的高速柴油机(额定转速3000转/分)直联传动。已经有一千台以上的压缩机在使用中。

1963年以后, 又发出了一些另外的制造许可证, 在美国芝加哥风动工具公司承担了压缩空气方面发展和运用这种机器的任务, 在日本Mitsui公司按同样的任务取得了许可证。在欧洲, 试验工作交给了一家最大的工业冷冻压缩机制造厂负责进行, 试验结果已经显示出了良好的前景。

总体设计

辛麦恩压缩机具有一根螺杆, 螺杆两侧对称地装有两个带齿的阀门转子, 转子的齿与螺杆相啮合, 螺杆为砂漏 (hour-glass) 型, 这样就使大体上是圆弧线的螺线根部与阀门转子的外径相配合。螺杆在一个与螺杆齿顶配合的缸体内旋转, 出口是开在缸体内壁上略呈三角形的孔洞。这种压缩机是湿式的, 应用喷射辅助液体运转。

螺杆在高压端连有不带螺纹的一段整体, 它将起着压缩室作用的螺槽密封住。经过这段整体与气缸之间的泄漏, 能通过钻在气缸上适当位置处的一些孔道引回进气口。这就使得螺杆不受径向或轴向的推力, 从而大大简化了轴承的问题。

* 即普通的双螺杆式压缩机。

** 此数有误——译者。

齿数和螺纹数

螺杆设计成具有6头螺纹，阀门转子具有11个齿。

螺纹头数决定于要求的压缩比，头数愈多，压缩比愈大，但扫描容积却减小。当压缩比*为3~4时，可使用带4头螺纹的螺杆；对7~10的高比值，为了得到最佳的热效率，可采用6头螺纹的螺杆。如采用8头螺纹或者用目前新发展的其它设计，还有可能获得10~16的更高压缩比。

阀门转子的齿数和螺杆的螺纹头数是选成二者没有公约数的，以便在运转中每个齿可以轮流扫过每头螺纹的沟槽。这就使得在装配机器时不必考虑与某头螺纹相配合的某一个齿的最适宜位置的问题。

此外，还曾经考虑将阀门转子(其直径大致与螺杆直径相等)的尺寸尽可能地减小，因而它们的齿数也就要最少。如果只用七个齿，将使阀门转子与螺杆的啮合接近于180°，以致没有地位配置阀门转子的轴，因此，下一个与6无公约数的最低整数**就选取了11。

材 料

因为螺杆不承受任何横向的力，并且，螺纹沟槽的深度随着压缩室内压力的增高而减小。所以螺杆的材料，就有可能不是根据它的强度，而是根据它和阀门转子之间的摩擦系数进行选择。选用的材料是青铜，它具有优越的摩擦系数，因而当螺杆在装入气缸内万一装配不当时，也不容易和铸钢咬住。其他的材料在继续试验中，特别是对用于氨气的运转，但是就空气压缩机而言，改用象铝之类的材料所能节省的成本费太少，因而放弃青铜摩擦系数方面的优点不一定合算。

在早先的年代里，阀门转子是用铸钢件外面铸塑尼龙制成，而以粗糙的铸件不再进行机械加工即行装配。但是由于种种原因，特别是耐高温性能，又趋向于回到酚醛树脂——与滑片式压缩机的滑片材料相同——铸塑在粗铸钢件芯体上的阀门转子。这种组合已在极限寿命试验中获得很大的耐久性，因为这个发展目前还处在初期阶段，它的最高极限还难于预测。不过，许多台机器运转已经超过了10000小时，但排气量并无任何下降。

在阀门转子的齿与螺杆的螺纹之间似乎形成了一种能阻止任何固体与固体接触的液力楔。否则，在螺杆圆周速度通常高达30~40米/秒的情况下，这样的耐久性是不可能的。

喷 射

压缩机具有两股对称的喷射液流。因为最佳的喷射压力可根据设计取在15~45磅/时²之间，所以没有必要配置一台辅助泵来喷射液体。这点和其他大多数滑片式或螺杆

* 原文所指的压缩比应理解为压力比，下同——译者。

** 原文为 highest integer 可能有误——译者。

式的回转压缩机是不同的。压缩机的排出压力足够保证必要的循环量。

而且，当工作转速在额定转速以上或以下二倍范围内变动时，机器的效率并不受影响（相差小于2%），这就对可变速的移动式压缩机提供了很大的灵活性。

喷射的位置最初是轴向的，目前正在改进中，因为已经发现在靠近螺杆处，即阀门转子的齿啮合进沟槽最深的地方进行的所谓切向喷射，能减少泄漏并能提高效率约10%。

间 隙

这种压缩机很简单，不要求精密的制造公差。对排气量为180呎³/分，压力为100磅/吋²，转速为3600转/分的这种压缩机，其螺杆与壳体之间的工作间隙是10密耳(mil)。

($1\text{mil} = \frac{1}{1000}\text{inch} = 0.254\text{mm}$ ——译者) 而阀门转子与螺杆的螺纹面之间的间隙为4~8密耳。这就更有可能在铸塑阀门转子后不需要对其齿的边缘进行机械加工。

轴承、动载荷和应力

如前面所述，螺杆不承受任何径向或轴向推力。其定位可用一对圆锥滚柱轴承或斜面接触的滚珠轴承，甚至用两个挡块，轴的另一端可用滚柱轴承或滚珠轴承支承。采用正常的润滑油或润滑脂时，这些轴承的使用寿命理论上无限长。

就阀门转子而言，因为处于气体压力下的齿的表面，随着气体压力的增高而减小，所以由于压缩产生的轴向推力是很小的。例如，排气量为180呎³/分的压缩机的阀门转子只承受100磅的平均推力，这个推力用斜面接触的滚珠轴承是完全能够支承的。

取决于回转频率与螺纹头数的乘积，推力有一定波动，但它一般不超过其平均推力的20%，因此可予以不计。

流量波动与噪声水平

因为有6头螺纹，这种压缩机的频率比Lysholm型压缩机高，后者的阳转子带有4个齿，其结果就使周期性的排气量波动减小，并大大地降低了噪声水平。当压缩机配备着标准电动机时，所听到的只是电动机而不是压缩机的声音。*

因此，测量这种压缩机本身的噪声是不容易的，且更困难的是因为它还和所用空气过滤器的型式有关。在用来作为冷冻压缩机或某种真空泵用途时，机器的进气口接在封闭容积处而不在空气过滤器上，在距离3呎处曾测得其噪声不大于80分贝。

效 率

这种压缩机由于没有漏气孔，因而比Lysholm型压缩机更为优越，甚至和新式的

非对称型线螺杆压缩机相比，效率高5~7%。^{2*}

事实上，例如排气量为180呎³/分的小型单螺杆压缩机，当压缩空气出口压力为100磅/吋²时，其“干”效率^[注]为21马力/100呎³/分，“总”效率^[注]为22~23马力/100呎³/分。因此，对空气而言，这种压缩机的绝热效率约为85%左右，对同样功率的氨压缩机，在不久的将来也可以得到类似的结果。

这一点就说明，它比不对称型线的 Lysholm 型压缩机的效率高约5~7%，而且比滑片式压缩机有了更重大的改进。

排气量调节

排气量调节器是和双螺杆压缩机所用的很相似。一只进气阀门就能控制排气量。在某一排气量以下，必须使一部分已压缩的气体作循环，以保证一最低的进口压力，并且避免产生引起振动及噪声的“液击”现象。这种现象在其他回转式压缩机中是已熟知的。

对冷冻压缩机，简单的调节装置已在发展之中，它们迄今还是保密的。

结 论

三十六年前，Lysholm 发明了以他的名字命名的压缩机，他为螺杆压缩机开辟了道路。今天，这些压缩机正在显示出非常令人感兴趣的前景，这是由于它们具有结构紧凑，零部件少，不需要基础以及排气量稳定等优点（避免采用巨大的储气罐）。总之，与复式压缩机相比，制造费用大大地降低了。以上这些优点，滑片式压缩机也存在，但是螺杆式压缩机还具有寿命长，而无需维修以及高转速的优点，后者使它可以和3600转/分的电动机或转速正在不断提高的柴油机直联使用，这一性能滑片式压缩机还未能达到。

单螺杆压缩机提供了 Lysholm 双螺杆压缩机同样的优点。此外，从成本、效率和噪声方面来看具有吸引力。这由于它是一个较新的发展，因而，与前身相比，应给它一个相当的地位。^{3*}

* 修 正

- 1) 因为有6头螺纹，就减小了周期性的排气量波动，而且降低了噪声水平。
- 2) 这种压缩机不需要漏气孔，就使其效率比有漏气孔的压缩机提高了6~7%。
- 3) 在这些方面，单螺杆压缩机提供了和双螺杆回转式压缩机同样的优点。此外，这种新型的单螺杆压缩机在它应用的初期就表现出具有成本低、效率高和噪声小的优点。

注：“干”效率的含义是指在下述情况下测得的效率，即：不带空气过滤器；关闭排泄管和油分离以前测量压力。“总”效率的含义是指包括经过空气过滤器的压降、经过油分离器的压降以及经过排泄管线的泄漏，因此它是处于正常的现场条件下的效率。

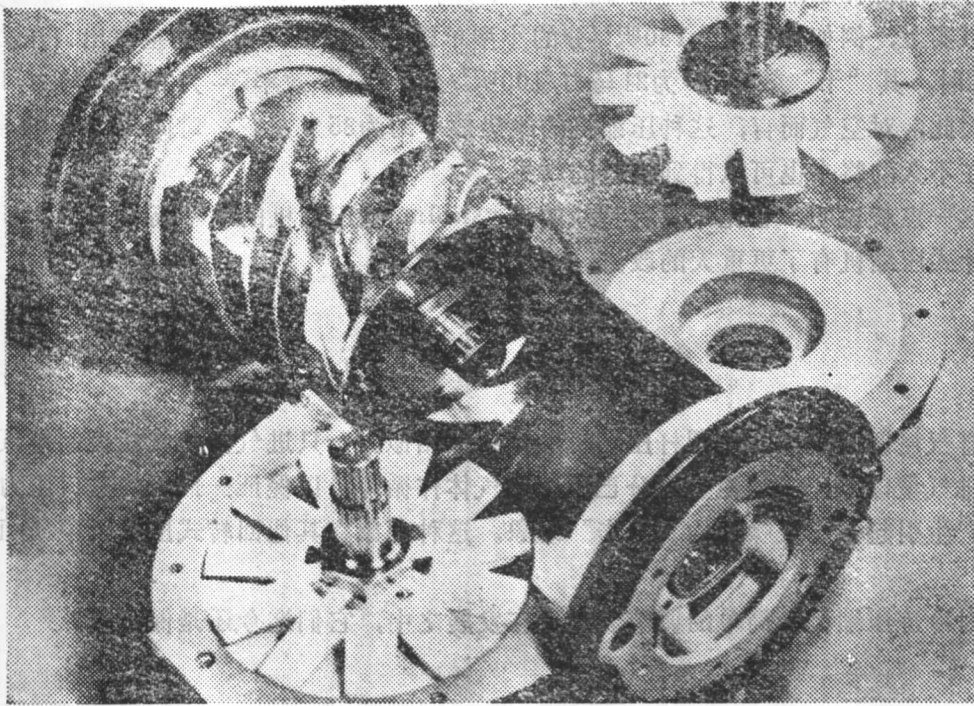


图 1 辛麦恩单螺杆式压缩机拆开图

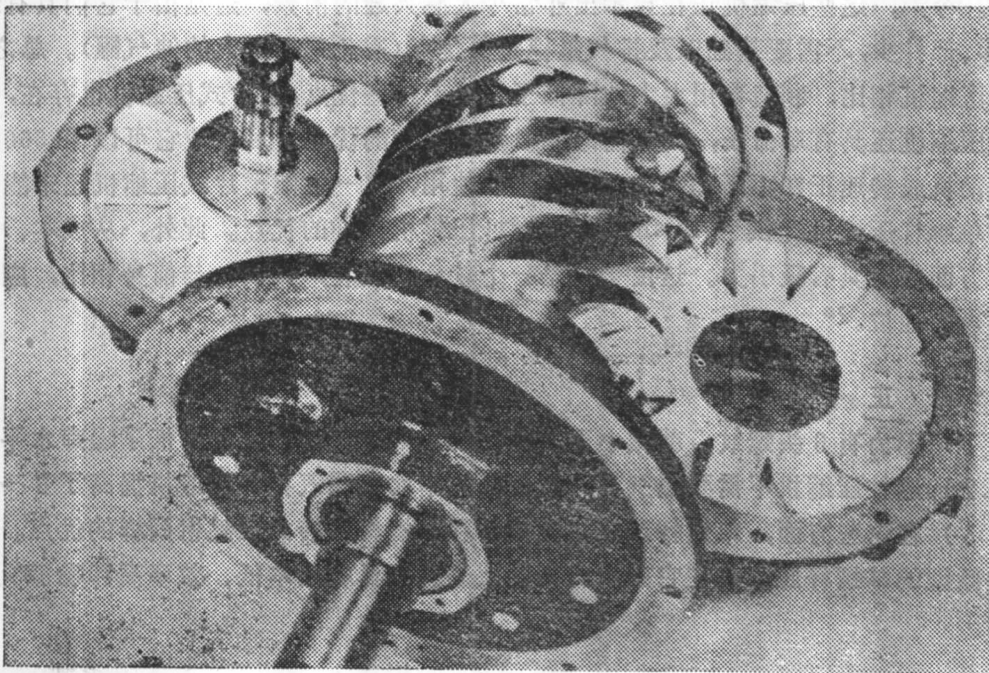


图 2 装配图

南京化工学院化机专业译

以过载改善疲劳性能

(印) B. M. Hillberry, J. F. Hamilton

引 言

当设计的构件受变载时,材料的疲劳现象常使设计者感到苦恼。很多研究资料对疲劳机理提出的见解,其根据仍不够明确。实验的研究不仅提供了疲劳机理的见解,而且提供了有助于防止疲劳的设计实验资料。

众所周知,影响疲劳性能的因素很多。一般说来,主要的是工作条件通常不同于实验条件,这就导致在工作中降低疲劳极限。设计者必须保证在工作条件下满足构件的可靠性。应力集中是影响疲劳的重要因素之一,实际上,它经常被说成是影响疲劳的唯一重要因素,很多疲劳破坏都是在应力集中处开始的。

经过细心的设计和特殊的处理,如喷丸、研磨等可以改善疲劳性能。对于改善疲劳性能具体应用的许多处理方法,其结果都是导致残余压缩应力的形成,残余压缩应力能有效提高疲劳极限是众所周知的,但是由于很难确定残余应力分布,所以残余压缩应力效果的定量论据受到限制,Rowland断定残余应力和实用的平均应力效果相同,而且压缩平均应力或残余应力的一般效果相当于 Goodman 线似一直线延伸进入负平均应力的区域。

对于某些形式的构件,过载应力是产生残余应力特别有利的一种方法。它不仅有效地影响疲劳极限,而且也能大大延迟疲劳裂缝扩张,甚至完全制止裂缝的出现。过载应力对应力集中部分是特别有利的,因此在最易发生疲劳破坏的切口底部希望能产生残余压缩应力。

下面讨论过载应力对疲劳极限和延迟疲劳裂缝扩张两种疲劳性能的影响,并介绍压缩机气阀的应力和应力—时间关系曲线的典型例子,说明过载能有效地改善压缩机气阀的疲劳性能。

用过载形成残余应力

每当局部屈服出现时,残余应力便由过载荷产生,假如有应力梯度存在及载荷足够高时,则会产生局部屈服。在梁受弯曲的情况下,局部屈服出现在梁的表面,对于理想的应力—应变状态,形成的残余应力分布与图 1 所示相似,从几何形状变化形成的应力集