



译文

往复式和螺杆式压缩机 效率的全面评价

丹麦Sabroe公司
Vagn Villadsen
Flemming V. Boldvig

上海市通用机械技术研究所 李著琦译

摘 要

自从本世纪开始,本公司已从事于往复式压缩机的设计,並自1969年又设计了双转子螺杆式压缩机。

我们在过去的五年中已经与特隆赫姆大学诺其斯工程学院(Norges Tekniske Høgskole University of Trondheim)合作完成了一项有关我们的往复式压缩机设计的详尽的试验计划以确定各种设计参数对压缩机效率的确切影响。

特别是已经研究了环片型吸入和排出阀的最佳设计。

本文将报导使用R22和R717二种工质时,容积一和等熵效率的变化与速度,行程长度,阀弹簧设计,压缩比等的关系。

根据1000套以上机组的经验,和在公司的名义下由发许可证的实验室得到的各种结果,我们对往复式压缩机所得的结果与双转子螺杆式压缩机的那些结果进行了比较。

阐明了其间的差异,並且结论证实了二种型式的容积式压缩机都具有它们自己的特征,同时它们是互补的,从而常常可以将它们组合在一套装置中以便在各种工况条件下得到能效最高的装置。

前 言

本公司建立于1897年,在同年设计和制造了它的第一台用于制冷的往复式压缩机。自1969年,除了往复式压缩机以外,我们还从事设计了SRM型螺杆式压缩机和螺杆式机组。

在1954年,我们推广了高速SMC压缩机计划的第一种样机,包括有三个系列的压缩机,分别具有65, 100, 和180毫米气缸孔,並且具有4至16个气缸,排列成V, W和双V结构。

关于1975年的具有100毫米气缸孔的SMC100型的计划中的重新设计,我们与特隆赫姆大学诺其斯工程学院建立了合作关系,包括一个扩大的研究计划以使我们的往复式压缩机的吸入和排出阀最佳化。压缩机阀的检验和测试,更确切地说是单环片型的阀,是多年来NTH已从事专门研究的领域。

研究计划包括二个部分,一个是采用不同制冷工质在各种工况条件下的大量性能试验的实践部分,和一个使用了计算机模拟技术以使吸入和排出阀的设计最佳化的理论部分。

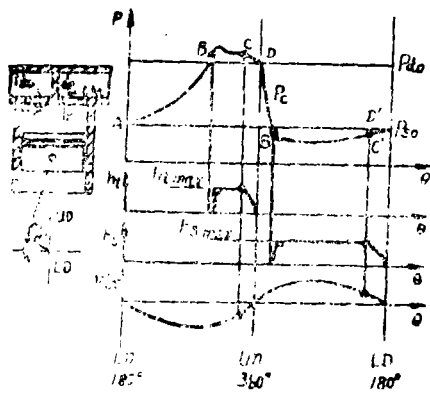
基本的说明

阀在往复式压缩机中控制着流向和流出气缸的气体流动，同时阀的工作情况对于压缩机的效率具有决定性的影响。更确切地说，吸入阀的动力特性对于实际得到的效率是具有主要重要性的，因此，如果要达到较高的效率，就必需使阀的设计为最佳。

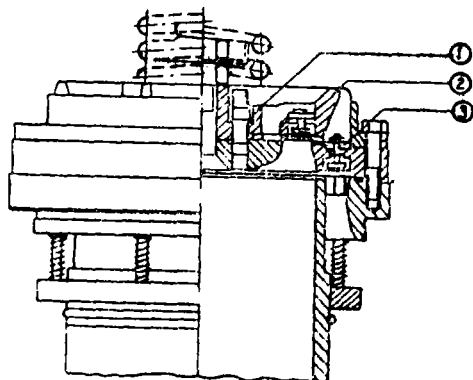
为了要使阀的设计为最佳，就需要对由于改变所有影响阀工作情况的参数所得到的效应进行全面地研究，并且这种研究只能在一段适当的时间间隔内，用计算机模拟程序予以进行。

(图1)表示一理想的压缩循环，而该循环就是我们很想在实际的压缩机中要实现的。

为了要研究气缸中的压力变化，和环片阀的动作，在试验的压缩机中有若干电子传感器，如(图2)所示。



p_c = 气缸压力
 h_s = 吸入阀升高高度
 h_d = 排出阀升高高度
 w_{π} = 活塞速度
 图1 理想压缩循环



1 — 压电压力传感器
 2 — 测量排出阀动作的电容电极(共3个)
 3 — 测量吸入阀动作的电容电极(共3个)

图2 装有电子传感器的气缸套

实际的试验是用来校正模拟程序中的常数，并核对由程序所得到的结果。

(图3)表示当使用不同的弹簧力时，由模拟程序描述阀的动作所得到的非常符合实际的例子。

在这些工况条件下，最低的弹簧力形成了最稳定的阀工作情况，然而，容积和等熵效率的变化是不显著的。在低的蒸发温度时，弹簧力对于压缩机效率显示有相当大的影响，而采用软的弹簧是为较好的选择。

一旦如上面所示的那样完成了模拟程序，就可以根据整个范围的阀工作情况的理论研究选择阀弹簧。

压缩机效率

在下文中有关的效率为：

容积效率

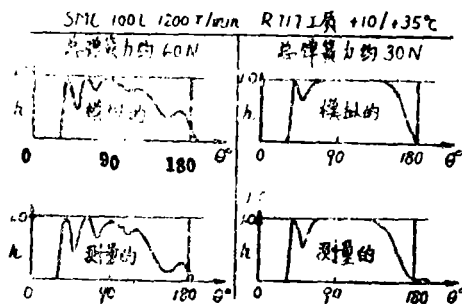


图3 具有不同弹簧力的吸入阀动作

$$\eta_{vol} = \frac{V_{suct}}{V_{theo}} = \frac{G_{cirk} \times v_{suct}}{V_{theo}}$$

等熵效率

$$\eta_{is} = \frac{N_{theo}}{N_{shaft}} = \frac{G_{cirk} \times \Delta h_{i,s}}{N_{shaft}}$$

其中:

V_{suct} = 每单位时间内吸入气体的实际容积

V_{theo} = 每单位时间内压缩机排气容积

G_{cirk} = 每单位时间内由压缩机循环的制冷剂质量

v_{suct} = 吸入气体的比容, 在(图4)中(v_1)

N_{theo} = 等熵压缩的理论功率消耗

N_{shaft} = 输入到轴的实际功率

$\Delta h_{i,s}$ = 由等熵压缩而增加的焓, 在(图4)中($h_2 - h_1$)

容积效率表示了压缩机每单位排气容积的制冷量, 而与功率消耗无关。等熵效率表示了功率消耗, 并与C.O.P. (性能系数) 有如下关系:

$$COP = \frac{Q_c}{N_{shaft}} = \eta_{is} \times \frac{Q_o}{N_{theo}}$$

其中 Q_o 是压缩机制冷量。

压缩比的影响

(图5)表示在各种冷凝温度时, 容积和等熵效率与压缩比的关系。

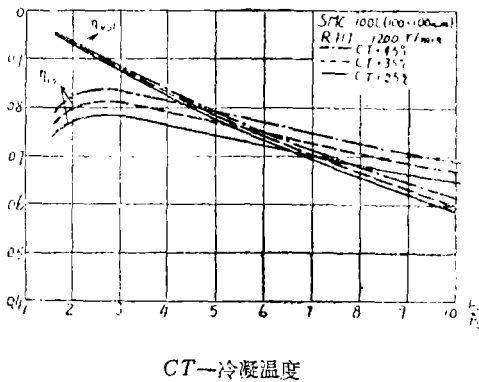


图5 容积和等熵效率和压缩比的关系

对于使用R717和R22两种工质, 容积效率在整个工作范围从1000到1500r/min以内实际上是不变的。对于R717工质等熵效率随着增加速度稍有减少, 而对于R22工质等熵效率则随着增加速度有较多的减少。

在(图6)中注明的工况条件下, 当速度从1000增加到1450r/min时, 对于R22工质等熵效率减少约10%, 而对于R717工质相应的减少是约

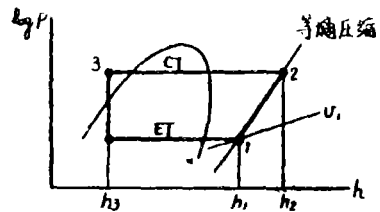
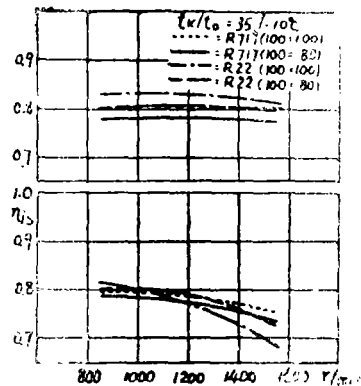


图4 4-1gpo图

注意到容积效率是随着压缩比改变的, 而由冷凝温度所确定的压力值只稍微有些影响。

等熵效率也是随着压缩比改变的, 但是比起容积效率的情况, 压力值有大得多的影响。

压缩机速度



t_c —冷凝温度 t_e —蒸发温度

图6 压缩机效率和压缩机速度的关系

3.5%。一台行程为80mm使用R22工质的压缩机表现的相应减少约6%。

行程长度

(图7)表示 SMC100型 L—模式(100mm行程)及 S—模式(80mm行程)的压缩机使用 R22 和 R717 工质时的效率。

行程增加后,由于相对地减小了余隙容积,对于使用 R22 以及 R717 工质均可得到较高的容积效率。

当增加行程后,对于 R22 工质等熵效率在小压缩比时将减少,但在高压缩比时增加,而对于 R717 工质等熵效率是全部都增加。

在 1450r/min 试车运转时,增加行程对于 R22 和 R717 工质在容积效率方面仍显示有明显的改进。然而,对于 R22 工质,其在相当于较高蒸发温度时的低压缩比时等熵效率的减少是值得注意的。这是由于增加活塞行程后致流经气阀的重工质 R22 气体的质量流量增加有较大的能量损失所致。

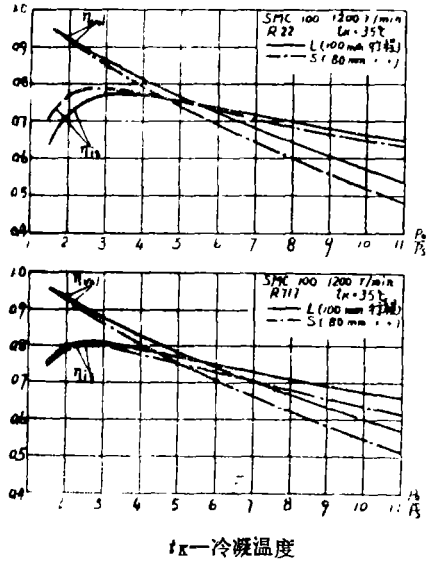


图7 活塞行程对压缩机效率的影响

压缩机的比较

在下文中是根据具有油喷射的SRM型的双转子螺杆的比较情况。

首先提一下在不同型式的机器之间进行比较时值得注意的一句话。

几年以前一个欧洲的螺杆式压缩机制造厂公布了(图8)(不包括上部的粗深描绘的曲线)。图上标注有2.6, 3.5和4.5的曲线代表着它的螺杆式压缩机的等熵效率,而虚线是所谓代表往复式压缩机的。

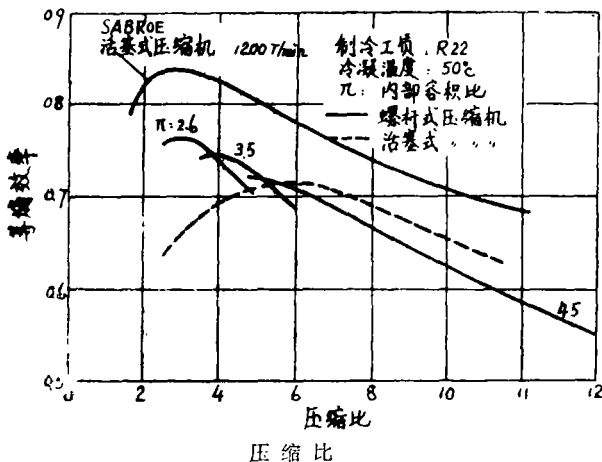


图8 螺杆式压缩机与活塞式压缩机之间比较的例子

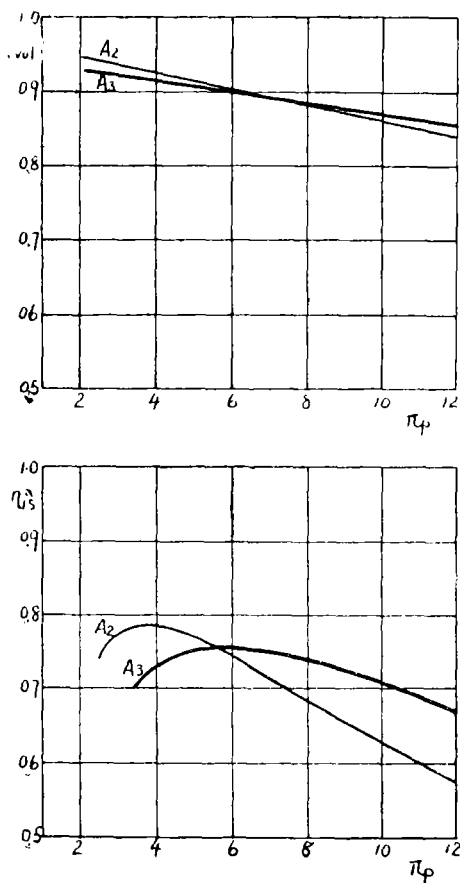
内部容积比,它需要从一组标准的内部容积比中进行选取。

虽然我们会容易地承认是有可能找到极低效率的往复式压缩机的但是我们认为一种现代化的,精心设计的往复式压缩机,可以提供与粗深描绘的曲线相似的等熵效率,这就是一台在 1200r/min 时的 SABROE 压缩机所达到的水平,应予说明的是,还有 2 或 3 种竞争产品达到了大约相同的水平。

螺杆式压缩机

螺杆式压缩机的特征之一,是

实际所得到的能量效率是取决于如何很好地选择与工况条件相适应的容积比。(图9)表示为两种标准内部容积比螺杆式压缩机的效率。



型号V MY 336, 转子直径=215mm(8.46")
 $L/D=1.6$ $n=2950r/min$, 冷凝温度=30°C(86°F)
 A2 容积比=3.0 A3 容积比=4.8

图9 R717螺杆式压缩机效率

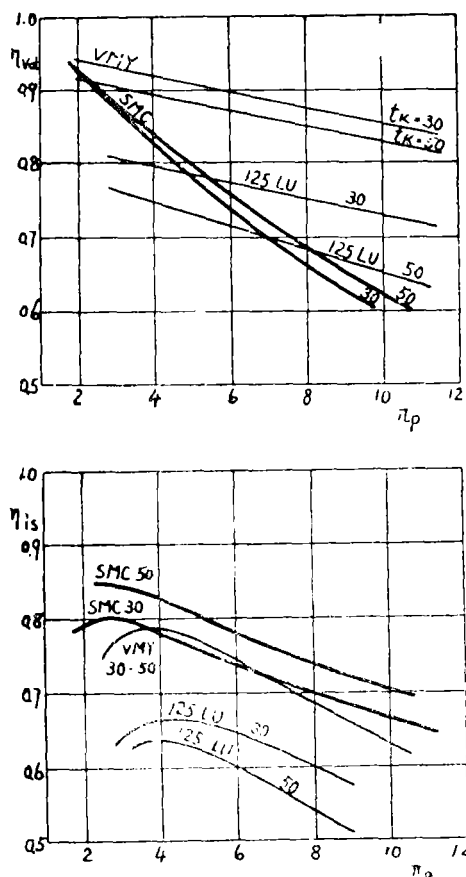


图10 各种型式R717压缩机的效率

在某些情况,一台压缩机是规定交替地工作于相应于低蒸发温度的高压缩比,和相应于高蒸发温度的低压缩比。在这些情况,最好是选择一台具有相应于高蒸发温度的内部容积比的压缩机,以避免由于交替使用时所引起的内部过压缩。不论怎样,当压缩机工作于非原来为它选择的工况条件时,最终结果将是较低的效率,但是,通常,那些都是为了折衷的代价。

螺杆式与往复式的比较

在两种不同设计思想之间进行客观的比较一般地说是困难的。所讨论的两种型式的压缩机其内在的各种损耗是具有不同性质的,因而应该在实际应用的相同的工作条件下对之进行比较,并且要进一步考虑有关的压缩机的型式和大小。

(图10)表示具有下述基本数据的一台往复式压缩机和两台不同制造和大小螺杆式压缩机的容积和等熵效率

在(图10)中的比较可评述如下:

——往复式压缩机(SMC)的容积效率主要地随着压缩比(π_p)的变化而改变,而冷凝温

		<i>SMC</i>	<i>VMY</i>	<i>125LU</i>
产品制造者		本公司	本公司	竞争者
型 式		往复式	螺杆式	螺杆式
		<i>SMC100L</i>	<i>VMY 336H</i>	<i>125LU</i>
尺寸 mm		100×100		
转子直径			$215mm$	$125mm$
L/D			1.6	1.65
容积比			3.0	3.6
转速 r/min		1200	2950	3550
排气容积	m^3/h	226	1381	353
	CFM	133	812	208
制冷工质		<i>R717</i>	<i>R717</i>	<i>R717</i>
过 冷		0	0	0
过 热		0	0	0
冷凝温度	$^{\circ}C$	30/50	30/50	30/50
	$^{\circ}F$	86/122	86/122	86/122

度（压力范围）的变化只有少量的影响。

——一台大的螺杆式压缩机（*VMY*）的容积效率随压缩比而改变的程 度比往复式压缩机的情况要小得多，但压力范围的变化则有较大的影响，且与往复式压缩机相比具有相反的方向。

——*VMY*压缩机的容积效率在所有大于2—2.5压缩比时是大于往复式压缩机。

——较小的螺杆式压缩机（*125LU*）具有比大型的低得多的容积效率，并且它只在压缩比高于5—8时比往复式压缩机好。

当我们考虑到等熵效率时，该图改变为：

——往复式压缩机的等熵效率主要取决于压缩比，并在约2.5—3时表示为最大。等熵效率仍在某种程度上取决于压力范围，并且注意到等熵效率随着冷凝压力增加而增加。

——螺杆式压缩机的等熵效率比往复式压缩机的情况更多地受压缩比的影响。其理由是螺杆式压缩机具有一内部压缩比（与内部容积比有密切关系），当接近这一点时等熵效率就达到它的最大值。如果实际的工况条件偏离内部压缩比时，则不论是过度压缩或是压缩不足所造成的损耗都将减少等熵效率。

——较小的螺杆式压缩机（*125LU*）的等熵效率比大型螺杆式压缩机（*VMY*）要低得多。

——大型螺杆式压缩机在低冷凝温度和工况条件相应于它的内部容积比时表明比往复式压缩

机有较好的等熵效率；这和其它原因使得螺杆式压缩机非常适用于增压操作；然而，在高冷凝温度时，往复式压缩机的等熵效率要比螺杆式压缩机好。

——较小型的螺杆式压缩机在所有的工况条件其等熵效率和 COP 都比往复式压缩机低。

部分负荷工作

另一个往复式和螺杆式压缩机具有不同特性的领域是部分负荷。

(图11)表示螺杆式压缩机的比较差的部分负荷性能。一条代表往复式压缩机分级气缸卸荷的平均曲线也比在同样工作压力比时代表螺杆式压缩机的曲线有较好的性能。

这就着重指出建议不应该在低于满负荷的50—60%过多时使用螺杆式压缩机，至少不要在没有认识到其结果是非常低的能量效率时使用。

结 论

在许多情况中，压缩机型式的最终选择将会对装置的工作经济性有很大的影响。本文已着重指出两种不同型式的压缩机的某些最重要的特性。这不是打算要表示那一种是比另一种好，也不是，甚至表示上述的两种型式是比任何其它可用压缩机的型式好。

本评论提供了压缩机效率，部分负荷性能等与工况条件的关系，它使我们得出结论，即压缩机的大小和型式的选择必须对所有有关的特性加以考虑，而那种组合，例如螺杆式压缩机作为增压机或基本负荷机器，以往复式压缩机作为高压级或作为负荷匹配机，将会成为效能非常高的装置。除了这一点外，当讲到能量效率时，我们不应该忽视现有装置或在新设计项目中的节约能量的许多可能性而单纯的注意于设计细节如温度和压力值，压力损耗，热流入量等

译自：《美国普度大学压缩机学术会议论文集》1980年

(上接第38页) 正常排气压力 $15\text{kg}/\text{cm}^2$ ，正常油压 $3.2\text{kg}/\text{cm}^2$ 时将油压控制器的动作(断开电路)压力调定在 $2.7\text{kg}/\text{cm}^2$ 为宜。

答：

- a. 当设计压力为 $24\text{kg}/\text{cm}^2$ 时耐压试验压力必须是 $24 \times 1.5 = 36\text{kg}/\text{cm}^2$ ，气密试验要求设计压力 $24 \times 1 = 24\text{kg}/\text{cm}^2$ 。
- b. 器内正压易于捉漏
- c. 高压压力控制开关的动作压力是根据设计压力而定高压的切断压力为 $25\text{kg}/\text{cm}^2$ 是合适的，但恢复压力 $20\text{kg}/\text{cm}^2$ 则过低。低压压力控制开关的动作压力为 $1.2\text{kg}/\text{cm}^2$ 表压，即绝对压力 $2.2\text{kg}/\text{cm}^2$ ，约相当于 -22°C ，显然不合适，另外，恢复压力也过高。
- d. 由于安全阀的放气压力为开始放气压力的1.15倍以下。
- e. 油压继电器应调整于油压计读数与吸入压力差在 $1\text{kg}/\text{cm}^2$ 以下动作。

译自日本《冷冻》1980年№5

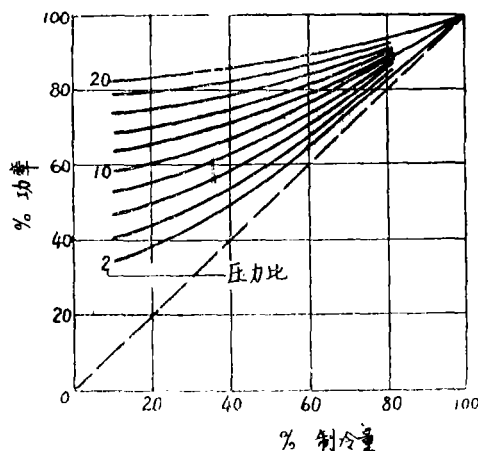


图11 螺杆式压缩机在部分负荷时功率消耗与制冷量之间的关系