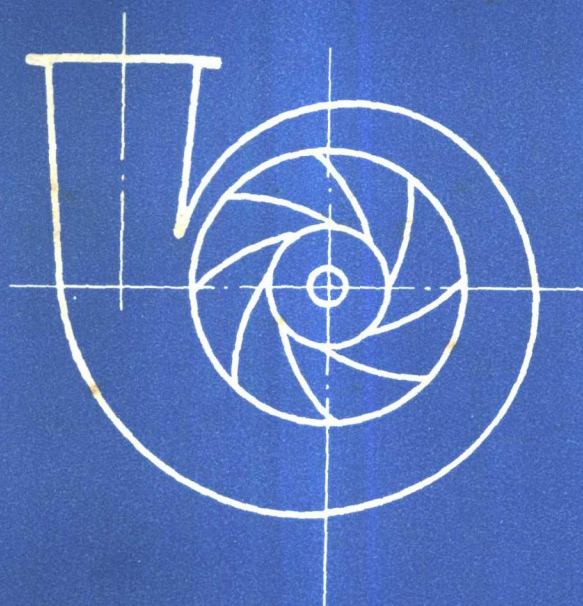


制冷透平机组



西安交通大学风机教研室
上海第一冷冻机厂情报资料室

1975

序 言

当前我国石油化工蓬勃发展，广泛应用制冷技术，为了适应这一要求，我们遵照毛主席的“古人，外国人的东西也要研究，拒绝研究是错误的，但一定要用批判的眼光去研究，做到古为今用，外为中用”的教导。翻译了 Чистяков 《Холодильные турбоагрегаты》 1967 年版一书，供从事制冷透平压缩机设计制造人员的参考。由于我们思想和业务水平有限，在翻译和出版工作中一定有不少错误，请阅者批评指正。

西安交通大学透平压缩机教研组
上海第一冷冻机厂

序

在生产各种合成材料的化学工业，石油炼制工业、空气调节、加工和贮藏食品及其他国民经济领域中，都广泛地采用着制冷技术。

在冷源作用下可强化着很多工艺过程，在许多情况下，其工艺过程一般只有在低温下才能进行（按生产的特点不同，可从 0° 到 -100°C 或更低）。一些生产部门用的制冷装置，其必需的制冷量达到60兆瓦（50000千大卡/时）。

对于这样大型的用户，最适宜的是采用离心式压缩机的制冷机（制冷透平机组）。这种压缩机能在一个机组中获得大到23兆瓦（20000千大卡/时）的制冷量，而在采用其他机器时至今还不可能达到。

近几年来，苏联的制冷机械制造得到了很大的成绩。最近时期主要是生产氟里昂-12、氨及丙烷制冷离心式压缩机。制冷透平机组在我国一些企业中已经有成效地运转着。

虽然具有离心式压缩机的制冷机在苏联及在国外广泛地采用，但其理论及计算方法还不完整，而且提高效能的可能性还远远没有得到利用。为了提高机器的经济性和运转的可靠性，还必须进一步发展其理论和计算方法，以及扩大这个领域内的试验工作。

与第一版（1960年）比较，这本书作了很重要的改写。在这里省略了对理想气体获得的众所周知的热力学和空气动力学的结论，而引进了一些新的计算关系和结论，修改了第一版中不确切的假定。书中很注意到实际气体和蒸汽压缩过程的热力学计算，还很注意到当考虑工质的特殊性质和可压缩性时制冷离心压缩机计算方法的发展。书中引进了近年来发表的新的试验数据。

批评和意见望寄给下列地址；莫斯科B-66，第一巴斯曼巷3号，《机械工业制造》出版社。

作者

目 录

序		
绪 言		1
第一章	制冷离心式压缩机工作过程的理论基础	7
1.	真实气体和蒸汽压缩过程的热力学方程式	7
2.	离心式压缩机级的压缩过程	33
	耗功及环流系数	34
	在级通流部分元件中的气态运动和损失	40
	水力效率, 能量头系数和级的压力比	60
	轮阻损失和气体泄漏损失	73
3.	级和压缩机的功率和效率; 水力效率与内效率的关系	79
5.	压缩过程的相似原理基础	109
6.	提高叶轮能量头的一些问题	123
第二章	制冷透平机组的工质	130
1.	一般知识	130
2.	对工质的要求	136
3.	工质特性对离心式压缩机主要参数的影响	148
4.	给定工作条件下工质的选择	158
第三章	制冷透平机组的循环及系统	166
1.	单级节流循环	166
2.	逐级节流和抽汽循环	167
3.	中间冷却和逐级节流循环	170
4.	复迭式循环	174
5.	特种循环	175
6.	热泵循环	188

第四章	制冷透平机组的特性曲线和调节	191
1.	压缩机特性曲线	191
2.	冷凝器和蒸发器的特性曲线	196
3.	制冷透平机组的联合特性曲线	196
4.	制冷透平机组的调节	202
5.	压缩机特性曲线的换算问题	214
第五章	制冷透平机组的计算	220
1.	关于叶轮计算和叶轮型式选择的概述	220
2.	关于叶轮的最佳进口直径和轴的转数	226
3.	决定叶轮外径和宽度; 叶片型线。轴径	260
4.	压缩机级固定元件的计算	275
5.	轴向推力的计算	281
6.	制冷设备的计算	283
第六章	离心式压缩机的制冷装置	290
1.	离心式制冷压缩机的结构	292
2.	压缩机的拖动	298
3.	制冷设备	300
4.	制冷透平机组的布置	301
5.	制冷透平机组的自动化	303
6.	制冷透平机组的远景和发展任务	305

附 录

参考文献

使用离心式压缩机来压缩制冷工质的组合式制冷机械，通常称为制冷透平机组。这样型式的机械也常称为制冷透平压缩机械。这两个名称都是不完全确切的，因为透平式压缩机械除了离心式之外还有轴流式、回转式、螺杆式和一些其他型式。然而为了简略起见，今后我们将采用一个通用的名称《制冷透平机组》，而且认为它不是一个组合式机械。

众所周知，离心式机械最适宜于压缩大容量的气体或蒸气。由于这个原因，制冷透平机组也就具有大制冷量的优点，在个别情况下可达到18000仟瓦，而其传动功率可达3000仟瓦。在大容量的范围内，离心式压缩机较之活塞式压缩机具有一些重要的优点：装置简单、紧凑、重量小、高速、平衡性好、耐用以及气流中无油等等。

在小的制冷量时，用离心式压缩机的主要困难是由于转子的高转速（50000~100000转/分），以及由于必须（在大多数情况下）具有大传动比的增速传动。实行这样的传动就大大降低了离心式压缩机的优点。小机器的效率大大低于大机器的效率；在制造小机器时，由于通流部分的元件具有小的宽度还会产生工艺上的困难。因此，小容量的制冷机械用活塞式压缩机要比离心式压缩机便宜，而且有较好的经济性。因此采用很小尺寸的制冷透平机组，只是在必须满足用户特殊要求时才是合理的。例如近几年来出现了用于飞机上的空调制冷透平机组，其容量只有45~60仟瓦（40~50仟大卡/时），采用空气透平传动（透平膨胀机）。这种机器的吸入蒸汽容积大约为100米³/时。

在固定式装置中利用制冷透平机组最合理的制冷量范围是在350~600仟瓦（300~500仟大卡/时）。在低蒸发温度时，这个范围相应要低些。但是在国外制冷技术中空调用制冷透平机组（主要是电动机），其制冷量已被广泛采用到175仟瓦（150仟大卡/时）。

制冷透平机组采用在以下场合：

1. 在化学和石油炼制工业中生产合成纤维、橡胶和酒精、制造

电影胶卷、液化气体、使溶液冷却和盐类结晶、石蜡分离、油类澄清等等。在这些工业部门中装置的制冷量是从100到50000 仟瓦，蒸发温度是从5到-100℃。这些装置常常使用复迭式系统。

2. 用于工业企业车间、煤矿、大的行政机关和公共建筑物，客轮及客机的空气调节。

3. 用于食品工业诸如冷却、冷冻和贮藏易腐的食品、制冰以及酿造啤酒和酿酒厂中的制冷装置。

4. 用于加工及运输易腐食品的船用制冷装置（船用冰箱）中。这里若采用离心式压缩机就特别合理（尺寸小、重量轻和平衡性好）。

5. 用于生产和生活建筑的取暖，可作为热泵来加热水及空气。在这种情况下制冷装置的蒸发温度为0°到15℃，冷凝温度为70到95℃。

6. 用于矿井及多层建筑物的基础挖掘时使土壤凝固，以及用于建筑水力电站堤坝和其他大型混凝土工程时来加速混凝土的凝固。

7. 用于低温下进行的科学研究试验（温度压力舱、冷冻飞机库及汽车库、风洞以及其他）。在这些情况下，蒸汽制冷透平机组常常与空气的结合采用。

制冷透平机组可能采用的范围，还不仅限于例举的这些。在许多情况下，对所设计的制冷装置还提出一些专门的要求（紧凑性、重量小、平衡性好、在制冷工质流动中没有油），在大多数情况下，采用制冷离心式压缩机可以最有成效地满足这些要求。

第一台制冷透平机组问世于1922年，当时这种机器是由美国凯里尔公司生产的，它用的工质是二氯乙烯和二氯甲烷。稍后一些（1926年）勃朗一波弗里公司生产了氨制冷透平机组，其中包括在蒸发温度-20℃时，机器的制冷量为7000 仟瓦。氨透平机组当时之所以没有获得广泛地发展，是由于它必需有很多叶轮，而这些叶轮不得不设置在几个机壳中。

到1940年美国英格索尔—朗德公司生产了用水蒸汽作工质的透平机组，其叶轮的圆周速度为350—400米/秒；但是由于用水作为制冷工质的一些不利特性，因而对这种机器的生产就停止了。

从三十年代开始，在制冷透平机组中主要采用的是各种氟里昂。目前在制冷透平机组中除了用氟里昂之外，还用丙烷、乙烷、乙烯、甲烷以及其他一些气体作为制冷工质。

近来又重新开始生产了氨离心式压缩机，它作为与活塞式压缩机串连工作中的前面部分，是特别方便的。

许多公司都生产制冷透平机组，其中有美国的凯里尔、约克、华盛顿、特尔思、美国风机公司，瑞士的勃朗一波弗里、爱习一维斯，英国的豪尔，捷克的斯可达一布拉格。意大利、法国、中华人民共和国、日本也制造这种机器。在苏联制冷透平机组是从1960年开始生产的。

制冷透平机组，从它出现那时起就在几个方面得到了发展。

采用制冷透平机组的范围正在扩大，它不仅在空调装置中而且在化学和石油工业中正在广泛地采用。这就需要引用新的装置系统（特别是复迭式）、新的工质以及扩大机器生产的品种。以后这些机器将在其他工业部门极广泛地获得采用。

制冷透平机组使用范围的扩大将与采用新的工质（制冷工质）密切相关。

在二十年代广泛推广的是氨活塞式机械，而在制冷透平机组中用氨时，则导致了结构的复杂性。由于这种工质分子量小，而当时机器适合的叶轮圆周速度为 $u_2 = 200 \div 220$ 米/秒，即便在蒸发温度为 -15 到 -20°C 时，也需要15个叶轮，以致它必须安放在三个机壳内。因此氨制冷透平机组的生产就停止了。但氨有许多有利的热力学和物理的特性，并且价格便宜，所以这种工质又重新得到采用；近年来，一些公司（美国的凯里尔，西德的波尔齐克）已开始生产了带有4~8个叶轮的氨制冷透平机组，它在较高的圆周速度下工作。在苏联也在开始生产氨机械。当用如氨等的轻工质工作时，按照气体动力学条件所能允许的叶轮最高圆周速度达到550米/秒。由于冶金上的成就（特别是钛合金），提高了机械制造材料的强度，使氨成为制冷透平机组最有前途的工质。

在制冷透平机组中最广泛采用的是氟里昂（卤素碳氢化合物的衍

生物)。这些衍生物可能有的种数很多，即甲烷的14种、乙烷的54种（考虑同分异构体）、丙烷的多于330种、丁烷的超过1000种。但是在我们制冷技术中广泛采用的暂时仅有其中的靠10种。由于氟里昂有好的物理和热力学特性，差不多所有型式的制冷机械都被采用。在制冷透平机组中，按时间次序来说，首先获得采用的是氟里昂-11，以后就用起氟里昂-12、氟里昂-114、氟里昂-22、氟里昂113以及一些其他的氟里昂。

在制冷透平机组中，保证氟里昂广泛应用的最重要物理特性，是它有高的分子量。这个特性就能够甚至在低蒸发温度时，也可使机器中的叶轮数目不多。例如，要求温度在 -35 到 -45°C 范围内时，用三级或四级叶轮就足够了。同样重要的是，当采用氟里昂时，叶轮的圆周速度较低（一般不超过200米/秒），因此叶轮材料可以用廉价的和容易加工的碳素钢或低合金钢。从大量因素碳氢化合物的衍生物来看，其中大多数还没有研究过，我们可以在其中挑选按其本身的特性最适宜用于任何工作条件的衍生物。

在化学和石油炼制工业中制冷透平机组的工质，最合适的是采用工艺流程中的产品、半成品或者是废品。如制冷透平机组中得到采用的丙烷、丙烯、乙烷、乙烯、甲烷以及其他碳氢化合物。近来大力推广在带有离心式压缩机的制冷装置中，采用丙烷-丙烯组合作为工质，蒸发温度从 -10 到 -40°C ，压缩机具有三到六级叶轮。在许多情况下，这样的装置用单机壳的压缩机就能在两个或三个蒸发温度下工作。

制冷透平机组的结构和调节方法的改进，是随着空气的和气体的机械的发展而同时发展。但是制冷机组的改进不如空气机械那么大。最近20年来，由于增加了叶轮圆周速度以及改善了空气离心式压缩机的通流部份型式的结果，对压力接近 0.9 兆牛顿/米²（9公斤/厘米²）的机器，叶轮数减少了一半（从12个减到6个），以及大大降低了机器的尺寸和重量。在这期间，空气压缩机的效率也大大提高了，对不冷却机器的多变效率，从70-73%增加到80-86%；对大型机器的等温效率增加了8-10%，个别机器并达到66-68%。

对用重工质工作的制冷离心式压缩机，叶轮数目的减少还没有做到，并且目前也不能做到。问题在于在这些机器中，叶轮圆周速度虽按其绝对值来说是不大的，但按照气体动力学条件则已近于最大容许值，因为这时叶轮进口的相对速度 W_1 已接近于工质的音速。当然，这并不意味着在这样的机器中要进一步提高圆周速度是不可能的。但是，为了不牺牲效率而要提高圆周速度，那就必须深入进行理论的和试验的研究，找出最合理的通流部分形式，特别在级的进口元件和扩压器上。

由于上述情况，到现在为止，制冷离心式压缩机的改进主要是改善机器单个元件的结构形式和这些元件的结合方面；这些方法是能提高一些机器效率。然而这些效率还是相当低的；一般制冷离心式压缩机的多变效率不超过75-80%。

只是在用轻气体工作的机器发展中获得了较明显的结果，在氨离心式压缩机中，用提高圆周速度的方法可以减少级数 $\frac{1}{2} \sim \frac{1}{3}$ ；用获得的一级中的温降 6°C 来代替温降 $3.5-4^\circ\text{C}$ （冷凝器和蒸发器之间的温降），而叶轮在采用钛合金的情况下则这个温降增加到 $12-15^\circ\text{C}$ 。

从1956年开始，在空调机器中广泛地采用没有增速齿轮箱而用电机直接驱动的一级或两级密闭型压缩机。这样的机器由美国的特尔恩、约克、美国风机公司及凯里尔等公司制造。使用的工质为氟里昂-11、氟里昂-113和氟里昂-114。这种机器轴的转速为3550转/分（美国工业电流的频率为60赫芝）。近年来出现用300赫芝频率电机直接驱动的封闭型压缩机（轴的转速为18000转/分），具有一级压缩机的这种型式机组，由伊杰尔-斯坦达尔特公司生产；其制冷量为175-460仟瓦并且非常紧凑。机组使用工质为氟里昂-11。

离心式压缩机制冷机械中热交换设备的改善，在于提高工质和载冷剂的换热系数。主要设备（冷凝器，蒸发器）最适宜的形式是壳管式，载冷剂在管中而制冷工质在管外流动。

要提高比热负荷（以1平方米管子表面计）及降低这些设备的重量和尺寸，可根据工质的蒸发温度合理地选择载冷剂（在蒸发器中）

的种类、增加载冷剂的速度、减小管径和把管子外表面作成肋片、在蒸发器内用液体制冷工质喷淋管束，在冷凝器中用蒸汽吹掉液体工质的薄膜和按可能抽走管外冷凝液、合理地布置制冷工质的入口。

对于制冷设备，特别是具有液体载冷剂的设备，它具有工质和载冷剂之间的平均温差小的特点（一般为 $5 - 8^{\circ}\text{C}$ ）。用提高这个温差来增加比热负荷的方法，通常是不经济的（减少尺寸和设备的价格不能补偿运转费用的增加，因为它引起系统所消耗的功和发动机所要求的功率增加）。

在机器的调节方面，出现了由用手操作的不经济方法（进口节流、减少供给冷凝比的水量）过渡到自动操作的较经济方法（转动进口导叶）。在所有情况下，如能变速传动，则机器就用变转速来调节。目前在非计算工况下运行时机器的自动保护方面得到很大的进步。

带有离心式压缩机的现代制冷装置是机械、热交换设备、自动调节和保护设备、记示工质参数的仪表以及其他装置的复杂的综合体。

目前，制冷离心式压缩机的设计，是根据相同型式空气压缩机的理论和试验资料进行的。在这里要考虑到可压缩工质的特性：蒸汽性质对理想气体定律的偏差；在压缩重工质时，工质中低的音速以致必须限制气流速度和叶轮的周速等等。

空气离心式压缩机具有大量的理论和试验资料，但是其中压缩过程的理论发展很少。例如，到目前为止，还没有计算固定式机器通流部分单个元件损失的可靠方法以及根据它来决定级的效率。通常是利用相近型式结构的机器的试验所获得的整级试验数据来估计效率，或是以模型试验为基础，应用相似理论来设计机器。这种情况的原因在于离心式压机械中压缩过程的复杂性、通流部分的型式多种多样以及难以考虑级各个别元件之间的相互影响。

要使制冷透平机组经济和可靠的运转，就要求利用制冷技术、气体动力学、传热学及材料强度各领域内现代理论的和试验的资料，还要进一步发展理论和计算方法以及进行广泛的试验工作，特别是要对制冷离心式压缩机来进行这些工作。

第一章 制冷离心式压缩机工作过程的理论基础

1. 真实气体和蒸汽压缩过程的热力学方程式

制冷离心式压缩机的压缩过程，在物理上与这类机械压缩空气和气体的过程没有区别。气体和过热蒸汽压缩过程的热力学及空气动力学规律性保持不变。但是在写出这些过程的方程式时应该考虑到真实气体和蒸汽与理想气体特性的差别。

先研究能量方程式。在基元通道中运动的稳定气流，其能量守恒与转换定律若不考虑势能的变化可以写成下列形式：

$$dl = di + \frac{dc^2}{2} + dq, \quad (1)$$

这里 dl —— 传递给气体的基元功；

di —— 在基元通道中热焓的改变；

$\frac{dc^2}{2}$ —— 气体动能的改变；

dq —— 在同一通道中气体传出的能量。

对方程式(1)积分，在流线上取任意两个截面例如压缩机的进口截面（用注脚1表示）如出口截面（用注脚2表示），则可得到

$$l = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + q \text{ 焦耳/公斤} \quad (2)$$

或

$$l = (i_{02} - i_{01}) + q,$$

这里 $i_0 = i + \frac{c^2}{2}$ —— 滞止焓，亦即气流绝热滞止热焓。

在 MKFCC 体系内方程式(2)具有形式

$$Al = (i_2 - i_1) + A \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + q \text{ 仟大卡/公斤。}$$

方程式中 l 、 i 和 q 的数值在 СИ 体系中和在 МКГСС 体系中是不同的，但是它们所取的表达式是相同的。

方程式(1)和(2)对于理想和实际气体的稳定运动无论是可逆还是不可逆过程都是正确的。如果不是消耗功，而是气体做功以及给气体有外加热，那末方程式(1)和(2)中必须改变功和热量项的符号。

决定压缩过程中总功 l 的方程式也可以表示为另一种形式。实际压缩过程中伴随着通常称为水力损失的损失（在气流中的摩擦、冲击、脱离以及旋涡损失）。与损失 l_{mp} 相当的功不可逆地转换为热量，它又传给气体（ $q_{mp} = l_{mp}$ ）。对此过程为取坐标系与微元重心一起运动时，则热力学第一定律可以写成下式

$$vdp + dq_{mp} = di + dq, \quad (3)$$

这里 v — 比容；

p — 压力。

把方程中的 dq_{mp} 用 dl_{mp} 代之并积分得到

$$\int_1^2 vdp + l_{mp} = (i_2 - i_1) + q \text{ 焦耳/公斤。} \quad (4)$$

从方程式(1)和(3)可得

$$dl = vdp + d\frac{C^2}{2} + dl_{mp}. \quad (5)$$

积分后得到

$$l = \int_1^2 vdp + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + l_{mp} \text{ 焦耳/公斤。} \quad (6)$$

应该指出，(1)、(3)和(5)这三个方程式，只是其中任意两个是独立

的。方程式(2)和(6)是基本的也是最一般的；从它们可以得到不同压缩过程各别的方程式。

进言之，消耗于气体压缩和移动所需的功等于 $\int_1^2 v dp$ ，称为多变功并用 $l_{\text{нож}}$ 表示。为了决定在不同压缩过程中的这个功，可采用熟知的热力学方程式。但这些方程式仅适用于压缩理想气体，服从特性方程式 $p v = RT$ 的气体。制冷压缩机中压缩的蒸汽处于很接近饱和蒸汽和不服从理想气体定律的状态。利用按理想气体定律来决定真实和蒸汽的压缩功的方程式，往往引起很大的误差。

为了建立真实气体状态参数 (p, v, T) 之间的关系，提出了大量的方程式。可惜，这些方程式或者没有足够的通用性和准确性或者是在设计计算中应用过于复杂。因此在制冷循环中尤其是压缩过程中借助于 $i-p$ 、 $s-T$ 或者 $i-s$ 图进行计算。对许多制冷工质来说，这些图的准确性不够高；决定压缩制冷工质蒸汽的多变功即使有图也很困难。

真实气体参数之间的联系可用下式表示

$$p v = Z R T, \quad (7)$$

式中 Z — 压缩性系数，是与对比状态参数 $\pi = \frac{p}{p_{kp}}$ 和 $\vartheta = \frac{T}{T_{kp}}$ 有关，亦和相似的定型准则有关。

对于热力相似的工质，在同一个对比参数 π 和 ϑ 时，压缩性系数是相同的。作为相似准则可利用比值 $Z_{kp} = \frac{p_{kp} v_{kp}}{RT_{kp}}$ (这还不充分) 或古利别尔克数 $Gu = \vartheta_s = \frac{T_s}{T_{kp}}$ 及门捷列夫数 $Me = -\ln \frac{p_s}{p_{kp}} = \ln p_{kp}$ ，式中符号 s 相当于 1 大气压 [3]。

根据别尔特洛状态方程式，可得决定 Z 值的近似公式 [3]，当 $\pi < 0.4$ 时

$$Z = 1 + \frac{9}{128} \frac{\pi}{\vartheta} \left(1 - \frac{6}{\vartheta^2} \right). \quad (8)$$

图1〔81〕表示了在工质的 $Z_{kp} = 0.27$ 时 Z 和 π 之间关系。对于大多数氟里昂和其他制冷工质 $Z_{kp} = 0.26 \div 0.28$ ；因此，它们可以利用所引用的 Z 值。对 $Z_{kp} \neq 0.27$ 的工质的修正值，在大多数情况下都很小。

在饱和曲线上，对具有同一 Gu 和 Me 数的物质的 $\frac{1}{Z} = \frac{RT}{pv}$ 与 ϑ 之间的关系表示在图2；许多氟里昂计算资料（按蒸汽表）都很好地接近这个曲线〔5〕。

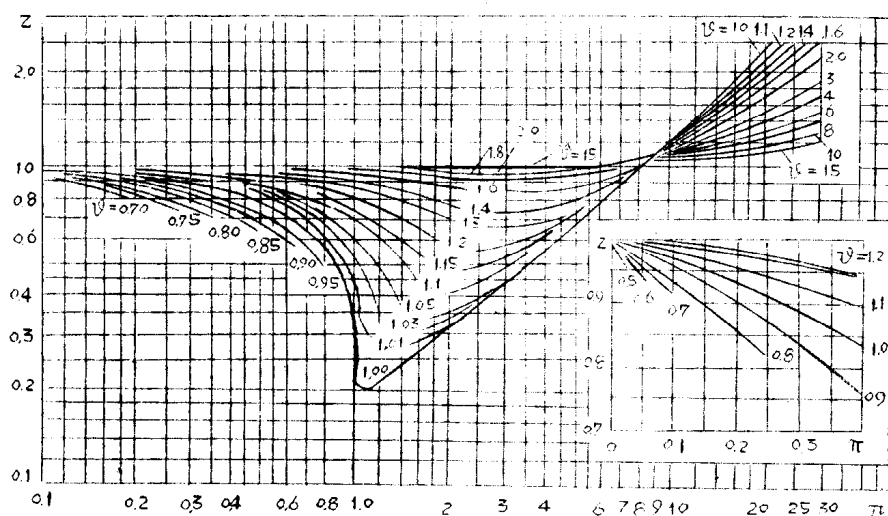


图1 压缩性系数 Z 与对比压力 π 之间的关系

如果已知工质不同状态的压缩性系数，那末某些热力学和空气动力学的计算可以用分析的方法来进行，而不用图表。下面讨论决定真实气体和蒸汽的压缩功的方法及方程式，它对于工程计算的准确性来说是足够满足的。

等温压缩。对于理想气体 $pv^{n_T} = \text{常数}$ 式中等温指数 $n_T = 1$ 。而对真实气体和蒸汽，数值 n_T 在 $T = \text{常数}$ 过程中 n_T 不是常数。变的

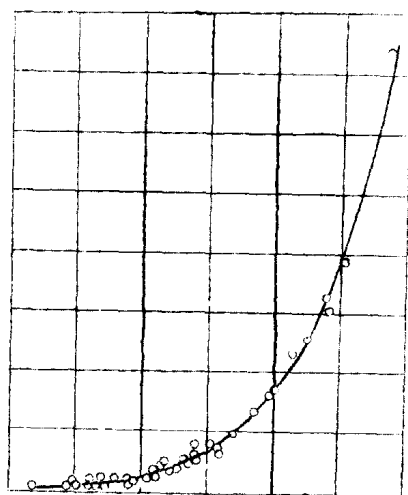
指数多变方程式，不可能引出常指数方程式的形式；在这种情况下，除了瞬时真实指数外，还可利用平均多变指数〔6〕。

任意过程的多变指数瞬时值，在 $X = \text{常数}$ 时，由下面方程式决定

$$n_x = -\frac{v}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_x = - \left(\frac{\partial \ln p}{\partial \ln v} \right)_x = - \left(\frac{\partial i - T \partial s}{p dv} \right)_x, \quad (9)$$

式中 X — 过程的特性参数（例如 $X = T = \text{常数}$ ；
 $X = s = \text{常数}$ ）。

利用方程式(7)，对等温过程可得



$$n_T = \frac{1}{1 - \frac{p}{z} \left(\frac{\partial z}{\partial p} \right)_T}$$

$$= \frac{1}{1 - \left(\frac{\partial \ln z}{\partial \ln p} \right)_T}$$

$$\text{或 } n_T = 1 - \frac{v}{z} \left(\frac{\partial z}{\partial v} \right)_T$$

$$= 1 - \left(\frac{\partial \ln z}{\partial \ln v} \right)_T.$$

图2 在饱和线上，数值 $\frac{1}{z}$ 与对比温度 θ 的关系〔5〕。

当具有制冷工质或压缩性系数的状态方程、精确的图或表时，则可用作相应关系〔在 $T = \text{常数}$ 时，以一般的或对数比例表示的 $p = f(v)$ 、 $z = f(p)$ 或 $z = f(v)$ 〕的方法，来确定上面二个方程式中的导数，然后求得 n_T 值。图3表示了〔74〕数值 $y = \frac{1}{n_T}$ 与对比压力 $\pi = \frac{p}{p_{kp}}$ 的关系。对于制冷工质蒸汽，在工作范围（ $\pi < 1$ ）内，等温指数

$n_T < 1$ ，因为这个范围 $(\frac{\partial s}{\partial p})_T < 0$ 。

同时，等温指数在压缩中是一个变值，要用这个值来决定压缩功是困难的。

若利用由热力学熟知的方程式

$$ds = \frac{1}{T} \left(C_p dT - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp \right) \quad (10)$$

并考虑到 $T = \text{常数}$ 时

$$-dq_T = T ds = -T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp$$

及

$$dl_T = v dp = di + dq_T,$$

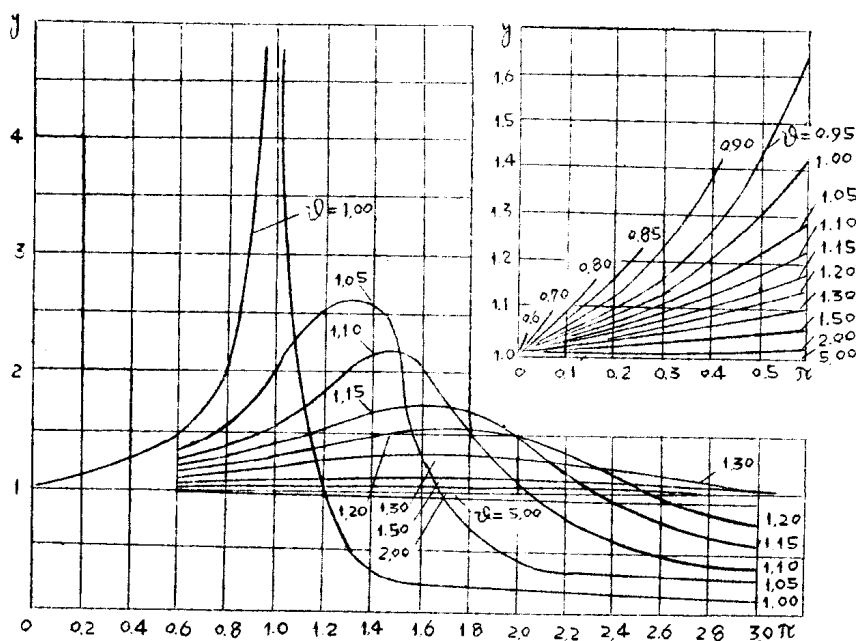


图3 $y = \frac{1}{n_T}$ 值与对比压力 π 之间的关系 [74]