

中文摘要

随着人类对节能和环保的重视,对于制冷空调行业来讲,制冷工质的替代、开发高效节能的制冷设备是该领域急需解决的两大问题。在这一背景下自然工质CO₂的应用研究重新受到国际社会的重视,其中开发高效的CO₂跨临界设备特别是CO₂两级压缩机是促进该技术向实用化推进的关键。本论文将通过理论分析、计算机模拟相结合,重点对CO₂两级滚动转子压缩机进行研究。

本文从热力学的基本原理出发对二氧化碳不同方式的两级循环和两级压缩机进行了理论分析和性能分析,分析过程中讨论了两级最优高压和最优中间压力的影响因素,选择了CO₂较为适合的两级循环方式,并根据其循环特点和压缩机设计的基本方法、经验给出了压缩机的基本尺寸和相关参数。

对两级压缩机的主要运动部件进行了动力学分析,计算了各运动部件随滚动活塞转角变化的受力情况;依据质量守恒和能量守恒定律建立了吸气腔和排气腔的容积控制方程,通过EULER数值方法对容积控制方程离散化,求出了压缩机运动过程CO₂压力、热物性参数随转子转角的变化规律;讨论了相对气缸高度和相对偏心距对压缩机设计的影响;为设计和改进压缩机提供了理论依据。

利用弹性力学和有限元方法,以Ansys软件为手段对CO₂两级压缩机的运动部件在大压差的工况下工作时的变形和应力场进行了分析,得出了各部件的变形大小和应力场云图,并选择了38CrMoAlA和40CrNiMo作为压缩机加工材料。本文动力学分析的对象为高、低压级的滑板、滚动活塞和偏心轮,计算结果将为压缩机设计尺寸的改进、加工手段以及加工选材提供理论依据。

关键词: CO₂跨临界循环 两级压缩 有限元分析

ABSTRACT

Based on the energy conservation and environmental protection, the refrigerant substitution and high efficiency cooling equipment research & development are the key technologies which should be solved in the field of refrigeration and air conditioning. So researches about the natural refrigerant—CO₂ receive more concerns by international society and the development of CO₂ compressor is more important for the application of CO₂ transcritical cycle. In this thesis, studies focus on the CO₂ two stage rolling piston compressor from theory analysis and computer simulation.

The theoretic and performance analysis about different type two-stage systems are presented in this study based on the thermodynamic theory. The optimal two stage system is selected by analyzing the impact to optimal high pressure and middle pressure. By referenced the compressor design method and property of transcritical system, the basic parameter of two-stage compressor is selected for the following calculation.

Dynamic analysis on the main moving parts of two stage compressor are given in this paper and the various forces on moving parts at different rotational angle are calculated. Based on the quality and energy conservation laws, volume control equation of the suction and exhaust chamber are established. With the help of EULER numerical methods, CO₂ physical parameters and the thermodynamic properties of the compressor at different rotational angle are obtained. The impact of relative height of cylinder and relative eccentric distance on design of compressor are analyzed. All these provide a theoretical reference for the design and improvement of the compressor.

By using of elastic mechanics theory and finite element, the deformation and stress field of CO₂ compressor moving parts under the big pressure difference are analyzed with Ansys software. The deformation size and stress field image of the high-level sliding vane, low-level sliding vane, rolling piston and eccentric shaft are obtained in this study. 38CrMoAlA and 40CrNiMo are selected as the manufacture material and the results will provide a theoretical reference for design of compressor and manufacture.

Key words: CO₂ transcritical cycle; two stage compression; finite element analysis;

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作和取得的研究成果，除了文中特别加以标注和致谢之处外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得 天津大学 或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

学位论文作者签名：文子强 签字日期：2008 年 6 月 1 日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解 天津大学 有关保留、使用学位论文的规定。特授权 天津大学 可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，并采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编以供查阅和借阅。同意学校向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘。

（保密的学位论文在解密后适用本授权说明）

学位论文作者签名：文子强

导师签名：李敏霞

签字日期：2008 年 6 月 1 日

签字日期：2008 年 6 月 1 日

第一章 绪论

进入 21 世纪, 节能和环保成为科学发展中的两大议题。对于制冷空调行业来说要实现节能和环保只有从以下两方面来着手: 1、开发新的节能设备降低制冷系统的能耗。2、寻找新的环保制冷剂。纵观制冷空调行业的发展历程就是制冷工质不断更新换代、制冷循环装置不断改进的过程。在循环节能方面则是从以往只注重提高标准工况能效比, 到现在的提高系统运行季节能效比; 制冷行业的革新是科技进步的标志, 它充分反映了人类对环境保护、能源节约认识程度。制冷剂的替代集中在环境保护上, 以往的 CFCs 和 HCFCs、HFCs 对地球臭氧层有严重的破坏作用、同时可导致温室效应, 对于制冷与热泵行业寻找无环害工质 (ODP=0, GWP=0) 并研制其相关配套的设备是十分迫切的使命。

1.1 课题研究背景

1.1.1 保护环境刻不容缓

臭氧层破坏是人类社会面临的一个重大环境问题。1974 年, Rowland 和 Molina^[1]发现化合物中排放的氯和溴会移入平流层对臭氧层有着严重的破坏作用, 这一发现引起了国际社会的高度重视。1995 年 1 月 23 日联合国大会决定, 每年的 9 月 16 日为国际保护臭氧层日, 旨在唤起人们保护臭氧层的意识, 并采取具体行动以保护地球环境和人类健康。

中国政府在各方面积极参与保护臭氧层的国际合作, 组建了国家保护臭氧层领导小组, 制定了一系列政策法规以限制 ODS 的生产和消费。中国政府已经身体力行, 在国际保护臭氧层行动中发挥自己的作用。

气候变化、全球变暖是影响人类发展的又一重大国际问题, 它愈来愈引起世界各国政府和人民的关注和重视。近些年来由于大气中 CO₂ 等温室气体含量的不断增加而引起的“温室效应”更加明显, 直接造成了气候的变化, 如果得不到有效控制, 将给人类带来不可估量的损失。美丽的南太平洋上, 镶嵌着许多风景绮丽的岛国, 位于斐济以北的图瓦卢 (Tuvalu) 便是其中最亮丽的一颗。2000 年 2 月 18 日, 该国的大部分地区被海水淹没, 他们将不得不放弃自己的家园, 举国移民。

作为发展中国家的中国在《京都议定书》中不承担减排义务。但是随着“后

京都时代”的临近，中国将不可避免地参与到这场事关中国发展的全球利益博弈之中。面对环境危机党的十七大明确要求中国要走循环经济的道路，要加强能源资源的节约和生态环境的保护，要开发和推广节约、替代、循环利用的先进适用技术，这对二氧化碳的排放、制冷剂的替代和发展既是机遇更是挑战。

1.1.2 制冷剂替代现状及二氧化碳制冷剂的前景

(一) 制冷剂替代现状

人们普遍认为制冷剂已经经历了三代的发展过程，第一代是以NH₃和CO₂等为主的自然工质；第二代是以含氯的合成化合物为主的制冷剂CFCs和HCFCs；第三代是指含氢和氟的合成制冷剂即HFCs。但是随着温室效应和臭氧层破坏受到国际社会的日益重视，寻找和开发新的制冷工质已经迫在眉睫。目前国际社会对制冷机的替代主要有两种思维，一种是寻找一种更新的化合物，并用以替代CFCs与HCFCs，HFCs。另一种是加大对自然工质CO₂和NH₃的研究和利用。对于这方面的探讨在汽车空调方面尤其热烈。表 1-1 给出了目前制冷剂的应用现状。

表 1-1 现行制冷剂的应用现状

制冷用途	原制冷剂	制冷剂替代物
家用和楼宇空调系统	HCFC-22	HFC混合制冷剂，CO ₂
大型离心式冷水机组	CFC-11	HCFC-123
	CFC-12,R500	HFC-134a
	HCFC-22	HFC 混合制冷剂
热泵热水器	HCFC-22	CO ₂ ，HFC-134a
低温冷冻冷藏机组和冷库	CFC-12	HFC-134a
	R502,HCFC-22	HCFC-22，HFC 或 HCFC 混合制冷剂
	NH ₃	NH ₃
冰箱冷柜、汽车空调	CFC-12	HFC-134a
		HC 及其混合物制冷剂
		HCFC 混合制冷剂
		CO ₂

在 20 世纪 90 年代中期，用 R134a 替代 R12 的时候，人们就已经知道这不是最终的解决方案。欧盟颁布限令 2006/40/EC，要求所有新产车辆中的 HFC-134a 将于 2011 年起分段淘汰，2017 年起所有新产轿车中的 HFC-134a 也将淘汰，替

代为 GWP 低于 150 的制冷剂。为了保护环境,需要有超前性的规定来减少 HFCs 向大气中的泄漏。

欧盟成员国多次讨论,欧盟汽车空调行业限令规定 2017 年以后,汽车空调系统使用的制冷剂的 GWP<150。欧盟提出满足这项要求的制冷剂是 CO₂ (GWP=1), R152a (GWP=148)。德国公司决定转向 CO₂ 作为汽车空调制冷剂,有望在汽车热泵空调中应用,而部分美国公司决定用 R152a 作为汽车空调的制冷剂,因为 R152a 被认为最容易的 R134a 的替代品。而 R152a 的可燃性成为欧洲不选用它作为替代制冷剂的原因之一。可是 CO₂ 系统吸引人的地方是它的环保性能,而它的部件以及系统运行在高压下需要的额外部件需要新的生产投资,因此它也不是 R134a 直接替代性产品。替代性产品应用后,汽车的制造成本增加的限度是 100~250 欧元,并且更换后与制冷剂相应的服务也增加。因此,市场小型车的份额将会减少,德国一些豪华车的买主可能买带对环境友好的汽车空调系统的轿车,但是小型车的买主主要是因为小型车的价格低才购买的。因此,厂家正在小型车上以牺牲性能来降低成本的方式来优化 CO₂ 空调系统。这样对于 R134a 和 CO₂ 系统的设计就不确定了,可能一款汽车空调系统用多种制冷剂,因为出口欧洲的可能用 CO₂,而其他国家的则不行。德国公司认为采用 CO₂ 是必然趋势,但是制冷剂制造商同时表示,汽车空调系统不用其他合成制冷剂与 CO₂ 竞争是不明智的。最近杜邦和霍尼维尔公司宣称合成替代制冷剂的 GWP 小于 150 是存在的。同时宣称,现有 R134a 系统使用新制冷剂的话,系统只需做微小改动,成本几乎没有改变。如果这种新的制冷剂 5 年内能够商业化,就能够满足欧盟最近限令的规定,在 2011 年新款车停止使用 R134a 的规定。在一些工厂中,对新的替代制冷剂正进行大量实验,不可否认,CO₂ 仍然是最受欢迎的替代路线。

(二) 二氧化碳前景

二氧化碳早在 100 多年前就被人们当作制冷剂,最开始用于制取商业用冰,之后二氧化碳被广泛用于船用制冷方面。曾经利用二氧化碳制冷机的船舶高达总数的 30%^[2]。CO₂ 为制冷工质具有一些独特的优势,是一种对环境无害的自然界天然存在的物质 (ODP=0, GWP=1)。(1) 优良的经济性,且无回收问题。(2) 良好的安全性和化学稳定性。适应各种润滑油及常用机械零部件材料,即便在高温下也不分解产生有害气体。(3) 具有与制冷循环和设备相适应的热力学性质。蒸发潜热较大,单位容积制冷量相当高。具有良好的输运和传热性质。导热系数较高,粘度较低,比热较大。(4) 液体密度和蒸气密度值比较小,在低压下两相流动较为均匀,有利于节流后各回路间制冷剂的均匀分配,较小的表面张力能够提高沸腾区的蒸发换热系数。(5) 优良的流动和传热特性,可显著减小压缩机与系统的尺寸,使整个系统非常紧凑。所以前国际制冷学会主席 Lorentzen 认为二氧

化碳是无可取代的制冷工质，并提出跨临界循环理论，指出其可望在热泵领域发挥重要作用^[3]。

由于CO₂跨临界循环的工作压力较高，高压可达 10MPa，约为传统工质CFC或HCFC系统压力的 6~8 倍，所以系统中工质流经的管路系统必须经过安全性分析。由于CO₂的容积制冷量为R134a的 8 倍，这样系统所需CO₂的容积流量很小，根据爆炸能PV的函数，系统的工质压力P虽高，但是容积V较小，所以爆炸能增加也并不大。通过可靠性理论，以CO₂跨临界制冷系统管路可靠性的不同影响因素及其变化规律为依据，对不同管材的可靠性进行了深入地研究与分析得出如下结论：当管路系统的管外径给定时，只要合理地选择管材和管壁厚度，就能保证系统在给定压力下运行的可靠性及安全性，CO₂跨临界循环较高的运行压力是可以得到合理解决的；现有钢管基本可以直接应用，而现有铜管则需根据管径和壁厚经安全性分析后选用^[4]，因此安全性问题不是阻碍CO₂跨临界循环应用的关键问题。

从二十世纪九十年代起，欧洲开始使用自然工质。从 1994 年开始，旨在研究自然工质的 IR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids 会议每两年一次，目前为止，已经召开了六届，2006 年 5 月 28 日~31 日已在挪威 Trondheim 举行第七届 IR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids 国际会议，2008 年将在丹麦首都哥本哈根举行第八届自然工质会议。每次会议的论文中近 50% 以上都是关于二氧化碳的，可见国内外众多的学者和科研院所从事着自然工质二氧化碳的研究，这足以说明二氧化碳制冷剂的前景是广阔的。

表 1-2 给出了二氧化碳和其他一些制冷剂性质的比较，从中可以看出二氧化碳有一些独特的性质，为二氧化碳系统设计提供了依据。由于二氧化碳单位容积制冷量大，可以使得换热器的设计紧凑。图 1-1 给出了相同制冷量下的 CO₂与R134a蒸发器大小的比较^[4]。另外由于二氧化碳的放热过程没有相变，变温过程使得其在热泵热水器方面有独特的优势。在日本，CO₂热泵热水器以其良好的节能生态性能赢得了“Eco Cute（生态精灵）”的称号。从 2001 年投放市场以来，销售量稳步上升。由于它

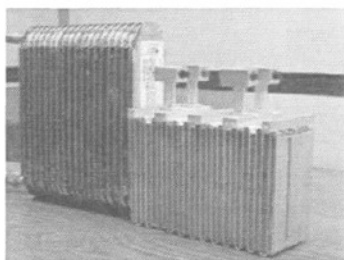


图 1-1 CO₂与R134a蒸发器样机比较

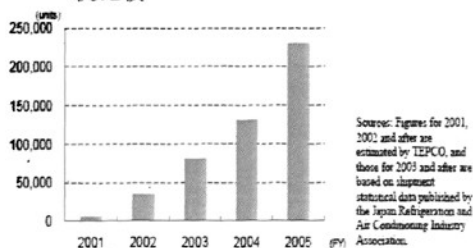


图 1-2 日本CO₂热水器的销售量

价格较贵（超过 5000 美元），2001 年到 2005 年递增的情况。2004 年日本 CO₂ 热泵热水器的合计为 25 万套，预计到 2010 年合计将达到近 520 万套，到 2020 年合计约 1150-2000 万套^[5]，市场发展十分迅速，如图 1-2 所示。根据制热量、水箱容量和地区适应性的不同，现今日本市场上有 16 种不同类型的 CO₂ 热泵热水器^[6,7,8,9]。

表 1-2 二氧化碳和其他制冷剂性质的比较

分子式	临界点参数		可燃性/毒性	ODP/GWP	0℃时的单位容积制冷量 kJ/m ³
	温度/℃	压力 MPa			
CO ₂	31.1	7.38	无/无	0/1	22545
NH ₃	132.3	11.3	有/有	0/0	4365
R290	96.68	4.274	有/无	0/0.01	3882
R22	152	3.796	无/无	0.05/1700	1062
R410A	72.13	4.925	无/无	0/1900	6833
R134A	72.15	3.735	无/无	0/1300	5039
R407C	86.79	4.597	无/无	0/1600	3992

1.2 二氧化碳压缩机的特点及研究进展

1.2.1 二氧化碳压缩机的特点

目前，世界各大研究机构和制冷设备公司纷纷投入对 CO₂ 压缩机的研究，各种形式的压缩机皆有开发。CO₂ 压缩机跨临界运行的工作特点是：高压差小压比，所以要对传统的压缩机进行改造，才能适应此运行环境。CO₂ 压缩机需要以下技术特点：（1）强度要求高。CO₂ 压缩机的零部件的耐压性要好，在较大压差下的变形要小，这就需要对材料的强度和刚度进行分析，在材料选取和结构设计上充分考虑其高压特点。（2）尽量减小泄漏与摩擦损失。由于 CO₂ 循环工作压力高，会导致接触面之间的摩擦增大，这种机械损失，将消耗输入轴功，使压缩机的机械效率降低；高低压间压差大（约 6MPa），同时 CO₂ 的粘度很小，在相同间隙量的情况下泄漏更严重，所以压缩机的间隙应比 R134a 小一些，应该选择合理的间隙量使泄漏和摩擦达到综合最小。（4）润滑问题。由于二氧化碳的绝热指数较高，压缩机的排气较高并且 CO₂ 在压缩机出口为超临界状态，会溶于润滑油，导致润滑油的粘度降低，另外润滑油在 CO₂ 环境下的长期稳定性问题也值得考虑。CO₂ 压缩机可使用多种润滑油，如高粘度矿物油和润滑性能优良的各种合成油。

1.2.2 二氧化碳压缩机研究进展

CO₂跨临界循环制冷系统推广和应用的最重要的环节是需要设计出高效、可靠、体积小、重量轻的CO₂压缩机。早在 19 世纪二十年代二氧化碳压缩机就已经存在,那时候压缩机较为笨重主要用途是制冷,到 19 世纪晚期英国开发出了双级二氧化碳制冷机,1905 年Voorhess开发了多效二氧化碳循环,接着氟利昂系列制冷剂的面世二氧化碳作为制冷剂的现象变少,只到 20 世纪八十年代人类对温室效应、臭氧层破坏的重视,二氧化碳作为制冷剂的呼声越来越大,对其压缩机的研究也取得了突飞猛进的进步。

1) 往复压缩机

1989年挪威科技大学的Fagerli等人^[10]首次利用丹麦SABROE公司设计制造的双缸活塞式压缩机在实验室运用二氧化碳循环来验证Lorentzen的用二氧化碳作为替代制冷剂的想法。德国bock公司在原有FKX3型压缩机基础上改进设计的两缸直列式客车空调压缩机排量为120,缸径为28mm,行程为49mm,最后测试结果表明其容积效率可达到58%~90%,指示轴效率可达75%~85%。丹麦丹佛斯公司开发的轿车空调压缩机为三缸斜盘式,排量26cm³,缸径18.5mm,行程31.9mm。该压缩机可通过调节摆盘角度进行容量调节,通过对其研究的结果表明压缩机内部的换热对压缩机的效率影响很小,压缩机吸气侧的压力损失对指示效率的影响比排气侧的大。

意大利都灵公司^[11]开发了双缸单级和两级活塞式半封闭压缩机,额定转速为2900r/min。日本静冈大学与日本Denso公司^[12]合作开发的往复式压缩机(Ps/Pd=3.5/10.1),余隙容积率6.5%,实验结果容积效率为70%,低于理论的91.7%,绝热效率在80%左右。此压缩机的容积效率随转速升高而增大,说明容积效率受泄漏损失的影响很大。余隙容积从6.5%上升到8.1%,则容积效率下降2.1%,因此CO₂压缩机设计应有相对小的冲程。

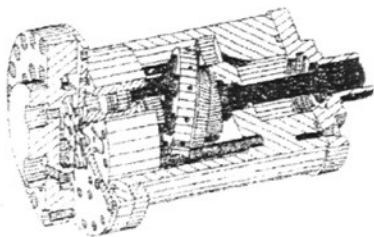


图 1-3 Danfoss制造的CO₂斜盘式压缩机

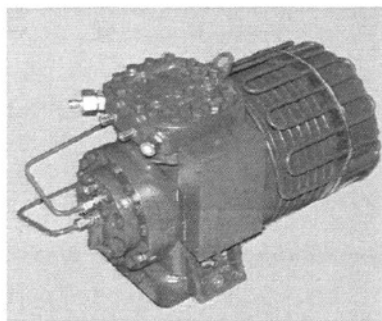


图 1-4 Dorin公司开发的半封闭式CO₂压缩机

日本Sanyo^[13,14]设计了应用于家用热水器的两级滚动活塞压缩机。该压缩机直径为117.2mm，高244.3mm，排气容积为2.63cc，额定输入功率750W。该机设计具有以下特点：1) 为减少大压差下的变型和泄漏，压缩机采用双级压缩，单级压差不宜超过3MPa。压缩机采用主轴上部的电动机驱动，两个压缩腔内的偏心轮轴保持180°相差。考虑到两个偏心轮之内的轴是应力集中的部位，对轴进行改进后偏心轮最大变形量为 $4.75\mu\text{m}$ ，滑板最大变形量为 $3.26\mu\text{m}$ 。2) 低压级排气分为两路，一路进入第二级压缩腔，另一路进入壳体内保证壳体的压力为低压，然后再进入二级压缩腔，这样机壳内腔的压力为中间压力，可以减小壳体的压力强度要求，减小尺寸，并有利于轴和其他部件的润滑。美国Purdue大学^[15]开发了制冷量为2.8kW的全封闭双级转子式压缩机，其压比为1.5-5时，压缩机的容积效率为0.9-0.78，等熵效率为0.7；润滑油和工质的流量比为12%，吸气过热对压缩机效率有轻微影响。

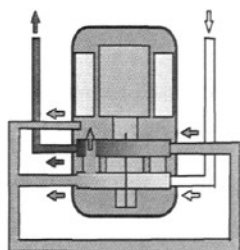


图 1-5 Sanyo 公司开发的双级滚动活塞压缩机

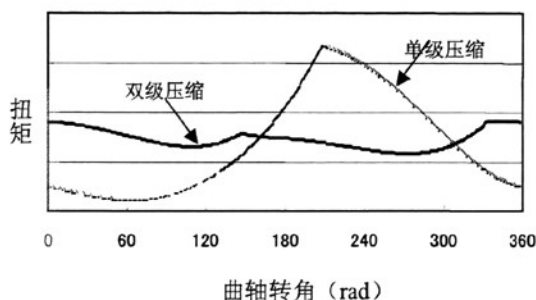


图 1-6 双级压缩可使扭矩变化平稳

3) 摆动转子压缩机

DAIKIN^[16]工业公司通过对滚动活塞压缩机的对比分析，设计开发了用于CO₂冷媒热水器和汽车空调的摆动活塞压缩机。该机气缸高度为265mm，外径为126mm，容积为3.4cm，采用直流式同步直流电机。它在大压差的环境中润滑较好，而且泄漏较小，结构如图1-7所示。

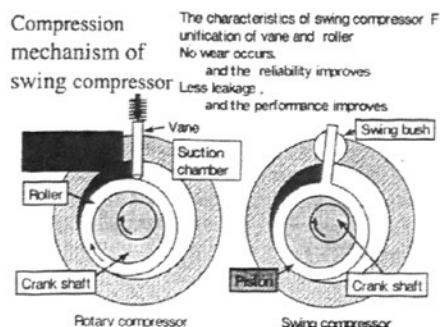


图 1-7 滚动活塞压缩机与摆动活塞压缩机的对比

4) 涡旋压缩机

日本松下Matsushita Heavy^[17]工业公司在R410a涡旋压缩机的基础上改造开发了用于汽车空调的全封闭涡旋CO₂压缩机,其涡圈高度较低,制冷量在2.5kW到5.0kW之间,排气量7.23cm³,绝热效率可达到76%,经改进后压缩机效率可达到70%,随着转速的提高容积效率和压缩机效率有所提高。日本Denso^[18]公司与电力工业中心研究院通过精密的加工和装配降低泄漏损失,并采用滚动止推轴承降低摩擦损失,研制了用于热水器的涡旋压缩机,其容积为3.3cm³,尺寸为 $\phi 137\text{mm} \times 285\text{mm}$,采用了直流电机和变频器。日本三菱重工公司在R134a涡旋压缩机的基础上开发了用于二氧化碳热水器的涡旋压缩机,通过采用顶部接触机构,对动涡圈和静涡圈采用特殊设计,并采用油压环代替止推轴承起到止推作用以降低摩擦损失,其等熵效率可达到76%。日本日立^[19]开发了用于热泵热水器的卧式结构的涡旋压缩机,该机名义输出功率为2.6kW,排气量为7cm,采用直流无刷电机。

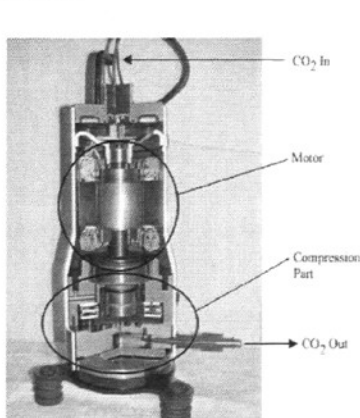


图 1-8 DENSO公司开发的CO₂涡旋压缩机

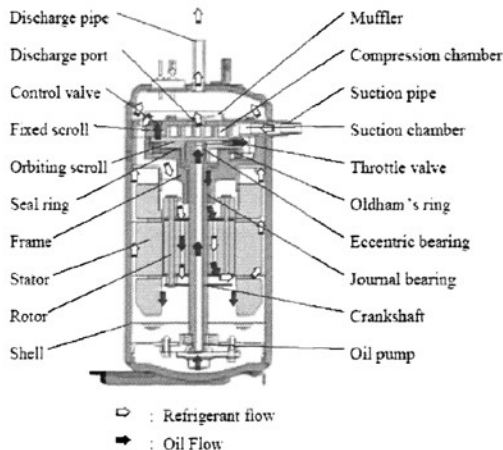


图 1-9 松下公司开发的CO₂涡旋压缩机

5) 滑片式压缩机

美国Maryland University和日本静岡大学(Shizuoka University)^[20]合作进行了滑片式压缩机应用于CO₂跨临界循环的研究。其研究表明,滑片压缩机的泄漏损失是影响其效率的主要因素。如果把CO₂压缩机的间隙量减小到R134a压缩机间隙量的2/3,约15 μm ,才能达到相应的容积效率。CO₂的流动阻力很小,通过有效的周边密封,其指示效率可能会高于R134a压缩机。另外适当减小滑片背压,可有效提高压缩机的机械效率。双级滑片式压缩机的一级压缩腔和二级压缩腔应采用不同的型线,此时作用于滑片上的压差相对减小,且转子与气缸之间切点处的轴向泄漏小,可提高压缩机的效率。

6) 螺杆压缩机

日本MAYCOM公司推出了开式CO₂螺杆压缩机, 该机制冷量为120kW, 设计转速为2950rpm, 工作压力为2.3MP~9.0MP 采用自差式的油分离系统, 主要应用于冷冻、空调系统。

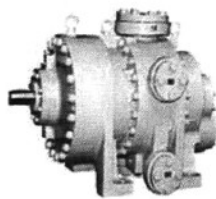


图 1-10 Maycom公司开发的CO₂螺杆压缩机

1.3 论文研究内容

本文以二氧化碳跨临界循环两级滚动转子压缩机为研究对象, 重点探索和设计两级滚动转子压缩机的尺寸, 对其运动部件进行应力、应变分析, 通过考虑材料的刚度和强度选取合适的材料保证压缩机在高压的环境下稳定、安全的运行。

本文研究的主要内容将包括以下几个方面:

- 1) 二氧化碳跨临界循环两级压缩的热力学分析和滚动转子压缩机的热力学分析
根据热力学的基本原理, 对二氧化碳两级循环的形式从能源利用、节能效果上进行分析, 接着对二氧化碳两级滚动转子压缩机的工作过程进行热力学分析。
- 2) 二氧化碳两级滚动转子压缩机工况选择、尺寸设计。根据CO₂的特性与压缩机设计的经验分析压缩机结构尺寸。
- 3) 对CO₂压缩机运动部件在大压差情况下进行受力分析和有限元分析。

1.4 本课题研究的意义

本课题的目的在于通过对CO₂跨临界循环系统中的核心部件—压缩机的设计分析, 促使CO₂压缩机早日国产化, 促使CO₂跨临界循环系统早日走向实际应用, 为传统工质的替代提供最终解决方案。本课题是一项有关环境保护和能源节约的前沿性课题, 对于可持续发展观的实现是一种促进。对于目前的中国制冷空调业来说, 如果能够抢占这一技术高端, 必将会对未来的发展起到积极的影响。

1.5 本章小结

本章从环境保护的角度, 引出了CO₂作为一种自然工质被淘汰和重新起用的必然趋势。介绍了CO₂的特性及应用前景, 并对CO₂跨临界循环中压缩机的研发现状进行了综述和分析。最后还介绍了本课题的研究目的、内容和意义。

第二章 CO₂跨临界两级压缩循环的热力学分析

压缩机的效率受多方面的影响,其中最重要的就是受压缩机余隙容积的影响。对于大压比的压缩机,余隙容积在高压膨胀后占据吸气容积的比例增大,从而会影响压缩机的容积排量,因此,对于传统蒸汽压缩式制冷循环,当压缩比较大时(一般大于8~10),以及蒸发温度较低(-40~-70℃)时,通常采用两级压缩。CO₂跨临界循环采取双级压缩的主要原因是考虑影响容积效率的另一个因素,即高低压间的泄漏问题,在CO₂跨临界循环中,压缩机的压比较小(2~4),然而压差较大(通常6MPa左右),这样导致了高低压之间的泄漏量增大,因此从提高系统效率(压缩过程向等温过程靠近)和减小压缩机各部件的应力变形出发,CO₂跨临界循环也可采用两级压缩循环。

2.1 CO₂跨临界循环两级压缩的形式和热力学分析

由于CO₂跨临界循环高低压间的压差比较大,因此使压缩过程向等温过程逼近,从理论上讲要进行无穷多级压缩,实际应用中从加工难度和加工成本上考虑一般采用两级压缩。对于CO₂跨临界两级循环系统,形式多样,特点各异。本节将对两级压缩循环的形式和热力学性能作如下分析。

2.1.1 简单两级循环

简单两级压缩循环(简称TC循环),主要包括低压压缩机、高压压缩机、两级气体冷却器、节流阀和蒸发器。图2-1为其循环原理图,图2-2是其相应的热力学循环T-s图。工质从蒸发器出来后进入低压压缩机,压缩完毕进入一级气体

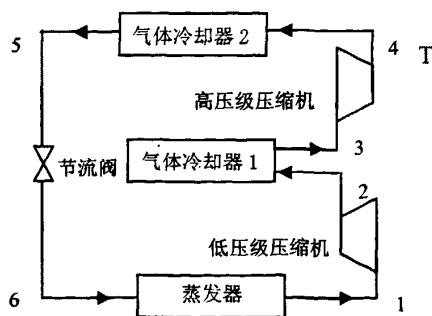


图 2-1 CO₂跨临界TC循环流程图

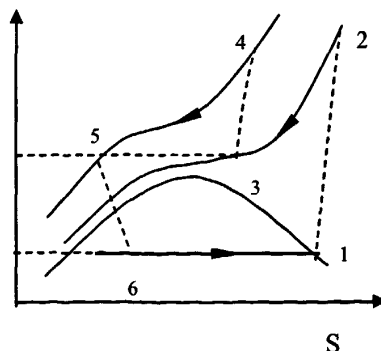


图 2-2 CO₂跨临界TC循环T-s图

冷却器冷却，随后进入高压压缩机继续压缩，最后进入二级气体冷却器冷却，转而进入节流装置节流。当蒸发温度、高压侧压力、气体冷却器出口温度给定后，CO₂两级压缩循环存在着最优中间压力保证COP最大。

简单双级压缩循环的性能系数：

$$COP = \frac{h_1 - h_6}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)} \quad (2-1)$$

2.1.2 带回热器的两级循环

图 2-3、图 2-4 为CO₂双级压缩带回热器循环流程图与T-s图。该循环在普通两级循环的基础上增加了回热器。CO₂在低压级压缩机中压缩后进入第一级气体冷却器等压冷却；然后进入高压级压缩机压缩，接着进入第二级气体冷却器进行等压冷却。最后气体冷却器出口工质与蒸发器出口工质在回热器中进行热交换，随后进入节流装置、蒸发器完成一个循环。回热器的采用可以降低进入节流阀的流体温度，降低其焓值，减小节流损失，同时经过换热，蒸发器出口蒸气变为过热蒸气，实现压缩机入口过热，但是该循环的运用要控制好回热器的面积以防止过热度过大。

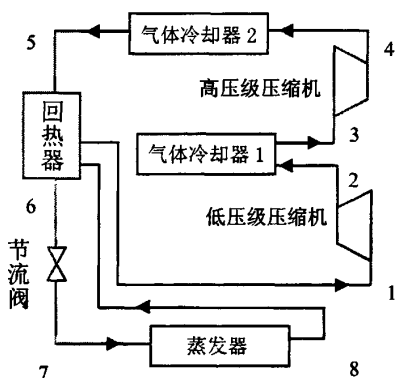


图 2-3 双级压缩带回热器循环流程图

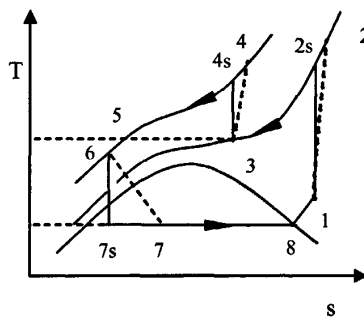


图 2-4 双级压缩带回热器循环 T-s 图

流经高压级压缩机及低压级压缩机的制冷剂流量相同，与普通两级压缩不同的是回热循环在压缩机的吸入口有过热度，在回热器中存在热平衡。

双级压缩带回热器系统的性能系数：

$$COP = \frac{h_8 - h_{7h}}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)} \quad (2-2)$$

2.1.3 带经济器的准二级循环

利用滑片式压缩机吸气、压缩、排气单向进行的特点，在机壳或端盖的适当位置开设补气口，使转子基元容积在压缩过程的某一位置与补气口相通，系统增设的闪发器闪发的蒸气通过补气口进入基元容积，使压缩机按准双级压缩运行。经济器的采用可改善机组的低温性能并起到节能的效果，系统成本也比两级压缩机系统经济^[21,22,23]。CO₂带经济器系统的特点是在气体冷却器和压缩机之间有补气回路，该系统也存在三个工作压力^[24]：除高压、低压外还有一级节流后的补气压力，该系统也存在一个最优补气压力对应最大COP。系统循环流程图和T-s图如图 2-5 和 2-6 所示。

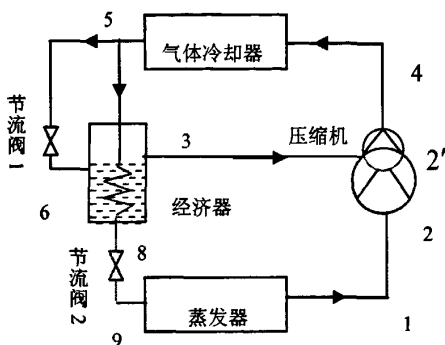


图 2-5 CO₂带经济器循环系统流程图

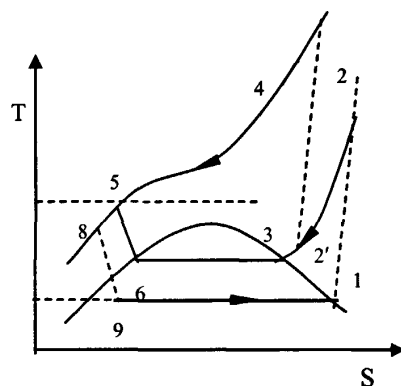


图 2-6 CO₂带经济器循环热力过程T-S图

压缩机增设补气口后变成了准二级压缩过程，如图所示，压缩机的补气压缩过程分成了三个阶段^[25,26,27]。

1) 补气前的内压缩过程，

压缩机吸入状态 1 的蒸汽，压缩到状态 2，此过程假设为等熵过程。

$$\text{此过程比容比为: } \varepsilon_{v1} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad (2-3)$$

$$\text{压力比为: } \varepsilon_{p2} = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k \quad (2-4)$$

$$h_2 = h_1 + w_{ih} \quad (2-5)$$

2) 补气过程

从经济器出来的气体通过补气口进入压缩机的工作腔，与状态 2 的原有气体混和，随后边补气边压缩直到工作腔与补气口脱离，补气结束后变为状态 2'，补气过程容积比为：

$$\varepsilon_{v2} = \frac{V_2}{V_{2'}} \quad (2-6)$$

$$h_{2'} = \frac{h_2 + ah_3}{1+a} \quad (2-7)$$

$$a = \frac{m_{2'} - m_2}{m_2} = \frac{v_2}{RKT_3} (P_3 - P_2) \xi_p \quad (2-8)$$

式中: a 为补气量

$m_{2'}$ 、 m_2 分别为 2' 和 2 点制冷剂的质量流量 (kg/s)

ξ_p 为补气损失系数

K 为制冷剂的等熵指数

R 为制冷剂的气体常数 (kJ/kg.K)

v_2 为 2 点制冷剂的比容 (m^3/kg)

P_2 、 P_3 分别为 2 点和 3 点的压力 (MPa)

在补气过程输入压缩机的压缩功:

$$W_{2-2'} = (p_{2'} - p_2) \left(\frac{v_2 + v_{2'}}{2} \right) \quad (2-9)$$

3) 补气后的内压缩

补气结束后工作腔内的气体由状态 2' 压缩到状态 4, 此过程看作等熵过程。

容积比为:
$$\varepsilon_{v4} = \frac{V_{2'}}{V_4} = \frac{v_{2'}}{v_4} \quad (2-10)$$

压力比为:
$$\varepsilon_4 = \frac{P_4}{P_{2'}} = \left(\frac{V_{2'}}{V_4} \right)^K = \left(\frac{v_{2'}}{v_4} \right)^K \quad (2-11)$$

$$h_4 = h_{2'} + w_{ih2} \quad (2-12)$$

在整个循环中系统的

制热量
$$Q_k = m_{2'}(h_4 - h_5) \quad (2-13)$$

制冷量
$$Q_0 = m_2(h_1 - h_9) \quad (2-14)$$

压缩机的压缩功
$$W = m_2 h_4 - m_2 (ah_3 + h_1) \quad (2-15)$$

系统性能系数
$$COP = \frac{Q_0}{W} \quad (2-16)$$

2.1.4 带膨胀机的二级循环

图 2-7 和图 2-8 所示为 CO_2 双级压缩带膨胀机循环流程图与 T-s 图。 CO_2 在蒸发器吸热后, 经低压级压缩机压缩后进入第一级气体冷却器等压冷却; 然后进入高压级压缩机, 压缩后进入第二级气体冷却器进行等压冷却。冷却后的气体进入膨胀机回收功。据相关文献介绍膨胀机在 CO_2 两级压缩循环中可存在多种配置方式, 一般将膨胀机和压缩机设计为同轴形式。膨胀机回收的功直接传递给压缩机, 这样可以减少压缩机的输入功, 进而达到提高系统能效比的作用。

双级压缩带膨胀机循环性能系数:

$$COP = \frac{h_1 - h_6}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3) - (h_5 - h_6)} \quad (2-17)$$

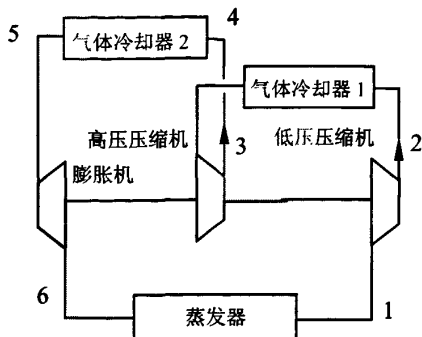


图 2-7 CO₂ 双级压缩带膨胀机循环流程图

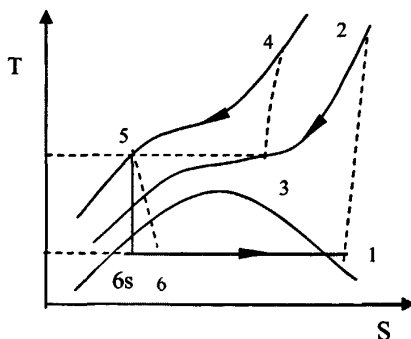


图 2-8 CO₂ 双级压缩带膨胀机循环 T-s 图

2.1.5 带中冷器的二级循环

CO₂ 两级压缩带中冷器 (Inter-Cooler) 循环 (简称 TC+IC 循环) 的工作原理如图 2-9 所示。从气体冷却器出来的流体分成两部分，其中一部分高压流体经节流阀 1 节流降温后进一步冷却另一股高压流体，这部分高压流体被冷却后进入节流阀 2 节流，然后进入蒸发器吸收热量，图 2-10 给出了其相应的 T-s 图。

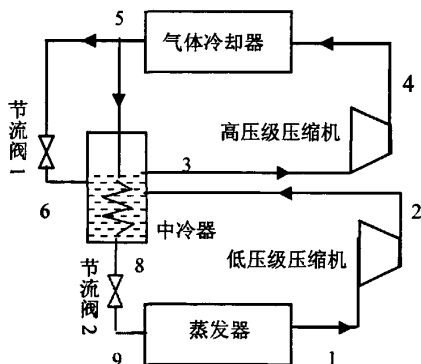


图 2-9 CO₂ 跨临界 TC+IC 循环原理图

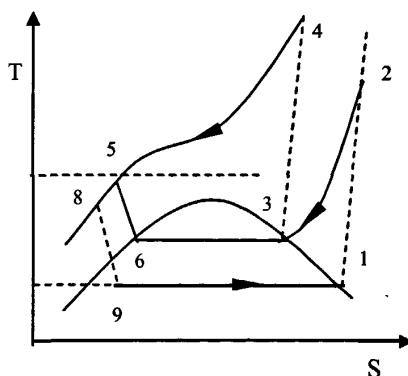


图 2-10 CO₂ 跨临界 TC+IC 循环 T-s 图

对于带中冷器的两级压缩循环，流经高压级压缩机及低压级压缩机的制冷剂流量不同。设流经高压级压缩机的流量为 m_h ，低压级压缩机的流量为 m_l ，系统的性能系数为：

$$COP = \frac{Q_o}{W_t} = \frac{m_l \times (h_1 - h_9)}{m_l \times (h_2 - h_1) + m_h \times (h_4 - h_3)} \quad (2-18)$$

2.1.6 带膨胀机、中冷器的两级循环

CO₂两级压缩带膨胀机、中冷器循环的工作原理图以及相应的T-s图如图 2-11 和图 2-12 所示。该循环比TC+IC循环多了两个膨胀机，从高压气体冷却器出来的流体进行分股，其中一股经膨胀机 1 回收功同时达到降温、降压的目的，降温后该部分流体进一步冷却另一股高压流体，这股高压流体被冷却后进入膨胀机 2 降温、降压并回收部份功，出膨胀机 2 的流体然后再进入蒸发器吸收热量，这样完成整个循环。

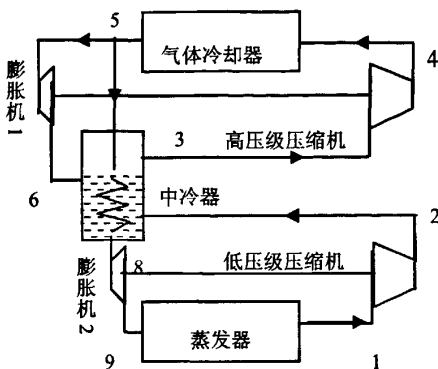


图 2-11 带中冷器、膨胀机循环原理图

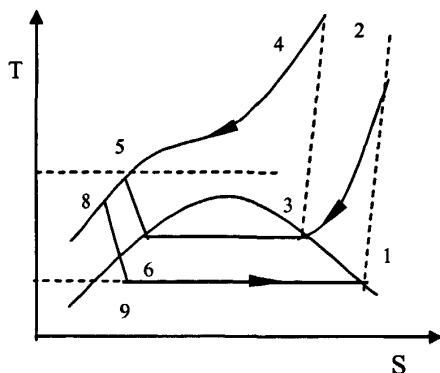


图 2-12 带中冷器、膨胀机循环 T-s 图

对于带膨胀机、中冷器的两级压缩循环，流经高压级压缩机及低压级压缩机的制冷剂流量不同。设流经高压级压缩机的流量为 m_h ，低压级压缩机的流量为 m_l ，膨胀机 1 的流量为 $m_h - m_l$ ，膨胀机 2 的流量为 m_l 。

系统的性能系数为：

$$COP = \frac{m_l \times (h_1 - h_9)}{m_l \times (h_2 - h_1 + h_6 + h_9 - h_5 - h_8) + m_h \times (h_4 - h_3 - h_5 + h_6)} \quad (2-19)$$

2.2 两级压缩循环的热力学计算及其计算结果

根据相关研究者^[28]对CO₂跨临界循环的研究表明跨临界循环系统存在最优高压对应最大COP；而对于两级循环，当高、低压力确定的情况下则存在最优中间压力对应着最大COP。基于这一思想，本文将对各种循环的最优高压和相应的最优中间压力进行计算，并分析、考虑影响其的因素。

2.2.1 计算假设

在两级循环的热力学计算过程中为简化模型，本文将做如下假设：

- 1、系统在稳态条件下运行。
- 2、忽略换热器及其它管道的压降和热损失。
- 3、压缩机的效率取为 0.8。
- 4、膨胀机的进口压力为压缩机排气压力，出口压力为蒸发压力，效率设为 0.6。
- 5、蒸发温度取为 0°C ，两个气体冷却器的出口温度相等，设定为 37°C 。
- 6、蒸发器出口过热度设为 5°C ，回热器过热度为 5°C 。

2.2.2 最优高压的计算

二氧化碳跨临界循环存在最优高压，即其他参数确定的情况下存在最优高压对应最大COP。有关文献研究表明对于 CO_2 跨临界节流阀循环，最佳高压压力主要受气体冷却器出口温度、蒸发温度以及压缩机性能等因素的影响^[29]，而对于 CO_2 膨胀机循环，通过计算表明它的最佳高压压力与节流阀循环是不同的^[30]。

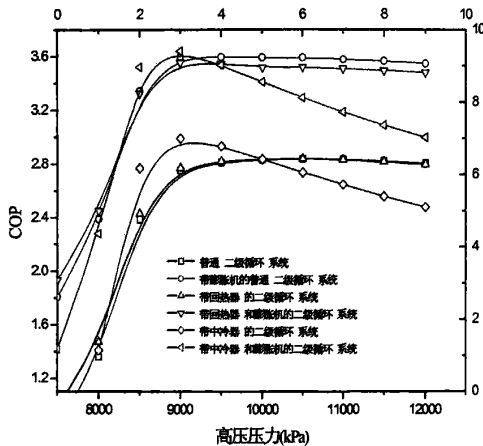


图 2-13 气体冷却器出口温度 37°C 时六种两级循环对应的最高压力

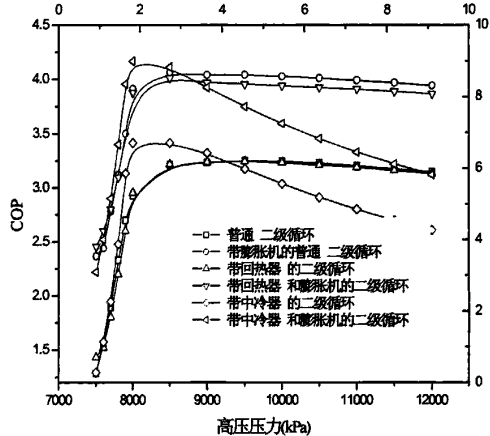


图 2-14 气体冷却器出口温度 34°C 时六种两级循环对应的最高压力

图 2-13 和图 2-14 分别给出了蒸发温度为 0°C ，过热度为 5°C ，气体冷却器出口温度为 34°C 和 37°C 时六种两级循环性能系数随高压变化的曲线，从图中可以发现以下结论：

- 1) 六种两级循环皆存在最优高压，各种循环的性能系数随高压变化的情况各不相同，图中显示带中冷器和膨胀机的两级循环系统最优高压对应的 COP 最大，当气体冷却器出口温度为 37°C 时最优高压 9MPa 对应的 COP 为 3.639， 34°C 时最优高压 8.2MPa 对应的 COP 为 4.166。
- 2) CO_2 简单两级循环与带回热器的两级循环 COP 随高压变化的差异很小；同时图表显示带膨胀机的两级循环系统一般比不带膨胀机的两级循环系统性能高 25% 左右。

3) 各种循环系统对应的最优高压各不相同, 带膨胀机的两级循环比不带膨胀机的两级循环对应的最优高压小, 如气体冷却器出口温度 37°C 时普通两级循环、带回热器的两级循环、带中冷器的两级循环最优高压分别为: 10.5MPa、10.4MPa、9MPa, 而带膨胀机的两级循环对应的最优高压分别为: 9.25MPa、9MPa、8.8MPa;

4) 各种系统最优高压受气体冷却器出口温度的影响明显, 最优高压随出口温度的降低而降低, 37°C 时各循环最优高压在 9.5~10.5MPa 之间, 34°C 时最优高压在 8.5~9.5MPa 之间。

2.2.3 最优中间压力的计算

对 CO_2 两级压缩循环的热力学性能进行计算时我们发现当循环系统高、低压力确定的情况下, 中间压力的选取对系统的经济性有重大的影响。正确而合理地选择中间压力, 不仅可以提高循环系统运行的经济性能而且决定了两级压缩机的设计工况, 因此对它的计算及其重要。图 2-15~ 2-20 给出了蒸发温度分别为 -5°C 、 0°C 、 5°C , 过热度为 5°C , 最高压力为 10MPa 时, 六种两级压缩循环性能系数随蒸发温度、中间压力变化的趋势, 根据图中的曲线, 可以由具体的循环方式得到最优中间压力。图中显示 CO_2 跨临界两级循环的COP都是随着中间压力先增加, 后下降, COP值最大点对应的中间压力为最优中间压力。两级循环的中间压力受许多因素的影响, 如气体冷却器出口温度、蒸发温度、压缩机效率、膨胀机效率、过热度等。图 2-21 和图 2-22 给出了最优中间压力随蒸发温度和气体冷却器出口温度变化的趋势。

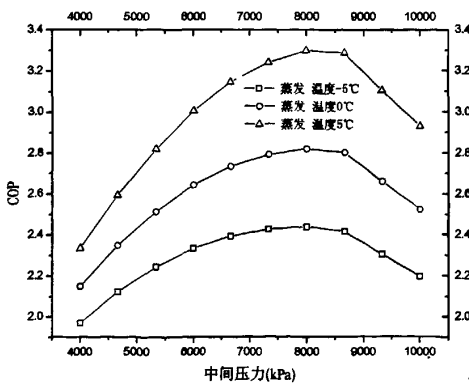


图 2-15 普通二级循环 COP 随蒸发温度和中间压力的变化

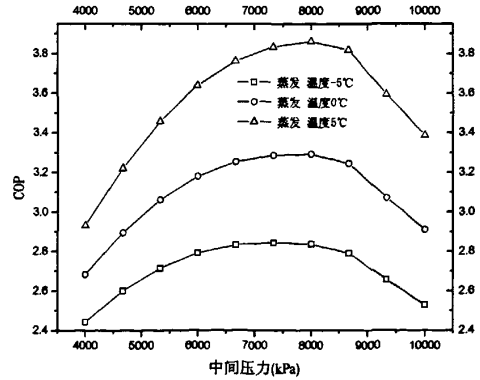


图 2-16 带回热器二级循环 COP 随蒸发温度和中间压力的变化

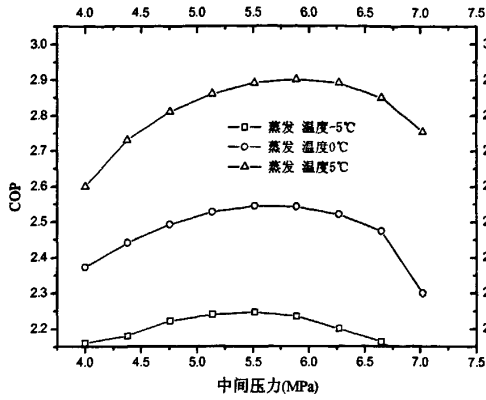


图 2-17 带经济器两级循环 COP 随蒸发温度和中间压力变化

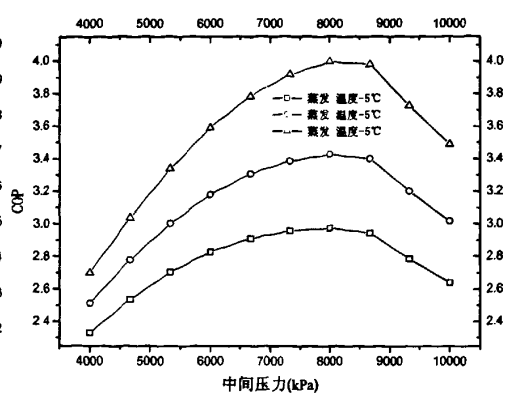


图 2-18 带膨胀机两级循环 COP 随蒸发温度和中间压力变化

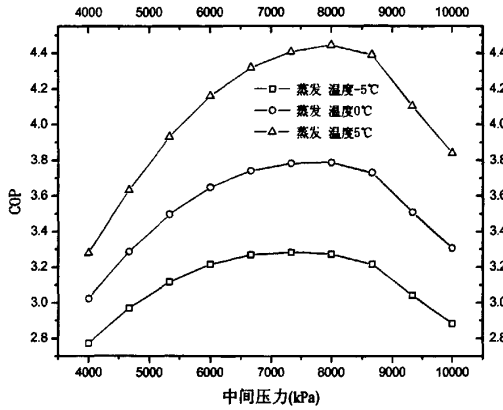


图 2-19 带回热器和膨胀机两级系统随蒸发温度和中间压力变化

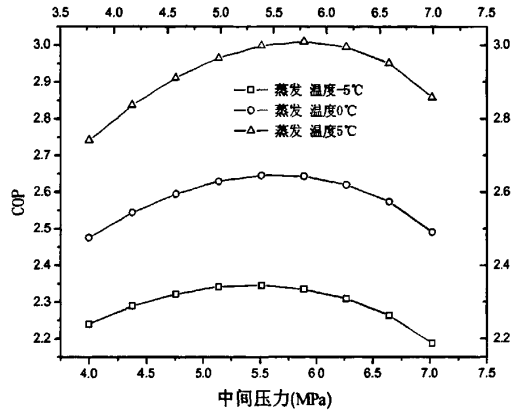


图 2-20 中冷器系统 COP 随蒸发温度和中间压力的变化

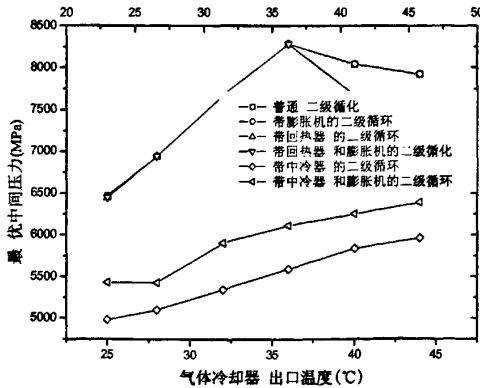


图 2-21 系统最优中间压力随气体冷却器出口温度的变化

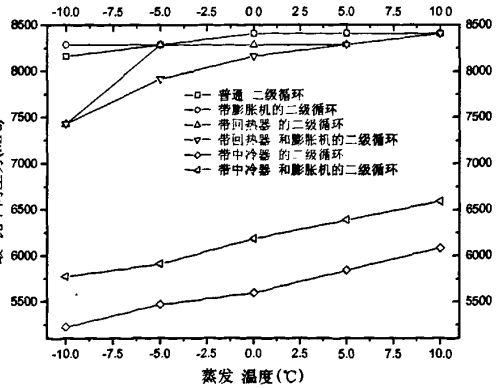


图 2-22 系统最优中间压力随蒸发温度的变化

图 2-21 为蒸发温度 0°C ，高压 10MPa ，过热度 5°C 最优中间压力随气体冷却器出口温度变化的趋势，图中反映带中冷器的两级循环系统最优中间压力随气体冷却器出口温度的增加而增加，其它系统则是出现峰值。在所有系统中中冷器系统由于闪发器在两相区内换热，最优中间压力最小。图 2-22 给出了气体冷却器出口温度 37°C ，高压 10MPa ，过热度 5°C 时最优中间压力随蒸发温度变化的趋势。图 2-22 反映六种循环的最优中间压力都随蒸发温度的增加而增加，其中带中冷器两级循环的最优中间压力最小。

2.2.4 CO_2 两级循环的性能分析

二氧化碳两级压缩系统性能受气体冷却器出口温度和过热度影响较大。图 2-23 给出了两种 CO_2 两级循环 COP 随过热度变化的规律，图 2-24 给出了六种 CO_2 两级循环性能系数随气体冷却器出口温度变化的规律。图 2-23 是气体冷却器出口温度为 37°C 、压缩机效率 0.8 、膨胀机效率 0.6 时，带膨胀机简单两级循环与带回热器、膨胀机两级循环 COP 随过热度的变化。当高压较低在 8MPa 时回热器循环 COP 要大于带膨胀机的简单循环，而当高压大于 9MPa 时回热器循环 COP 小于带膨胀机的简单两级循环。从图 2-23 还可以看出高压较低时系统的性能随过热度增加而增加，系统高压达到 10MPa 时系统过热度越大，性能越低。图 2-24 为系统 COP 随气体冷却器出口温度的变化，出口温度的降低可以减少节流损失，COP 也越高，带回热器的两级循环在出口温度较高的情况下与其它系统相比具有较强的优势。

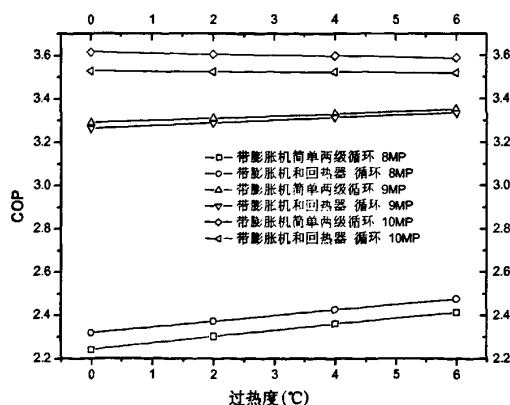


图 2-23 带膨胀机的简单循环与带回热器、膨胀机循环 COP 随过热度的变化

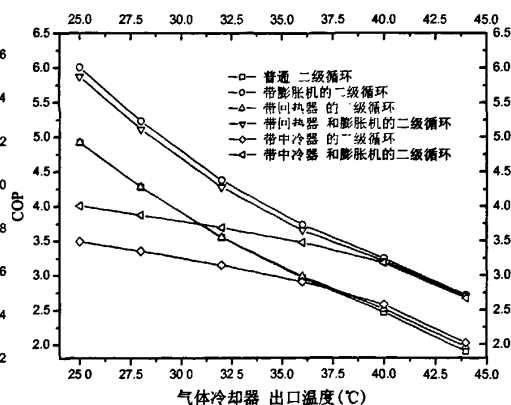


图 2-24 系统性随受气体冷却器出口温度的变化

2.3 本章小结

本章主要对六种CO₂跨临界循环方式的性能进行了对比分析。首先对各循环建立了热力学计算模型。在相同的计算条件下,对六种两级压缩循环的最优高压和最优中间压力进行了计算并做了比较,同时也比较了六种循环在不同工况下的性能系数。主要得出了以下结论:

(1)本章计算结果表明两级压缩系统最优高压受气体冷却器出口温度的影响最大,最优高压随气体冷却器出口温度的降低而降低,各循环在最优高压下,中冷器系统对应的 COP 最大。

(2)通过计算分析,CO₂跨临界两级压缩循环存在最优中间压力。它们的最优中间压力受循环方式、蒸发温度、气体冷却器出口温度的影响较大。在本文所计算的工况下带中冷器和经济器系统最优中间压力一般在 7MPa 以下,而其他四种循环的最优中间压力在 7.5MPa 到 8.5MPa 之间,说明在相同情况下,普通两级循环的最优中间压力最大,其次是带膨胀机和回热器的两级循环,而带中冷器和经济器的循环系统最优中间压力最小。这样也就导致后四种循环中的两级压缩机两级压差较大,压比差别较大。

(3)六种循环的 COP 随蒸发温度的变化趋势是相同的。膨胀机的效率和压缩机效率假设恒定时,带膨胀机的循环系统效率最高,其次是回热器和中冷器循环,通过计算,两级循环的 COP 在 2.8~4.5 之间。

第三章 CO₂两级转子压缩机工作过程的热力学分析与结构设计

3.1 二氧化碳两级转子压缩机的工作原理及结构设计

3.1.1 两级转子压缩机工作过程描述

滚动转子压缩机的气缸和缸套与偏心轮上的滚动转子形成一个月牙形的空间。与转子紧顶的滑板将月牙形的空间分成两部分。沿曲轴的转动方向，转子和气缸密封线以前的工作腔为吸气腔，以后的工作腔为压缩腔，随着曲轴的转动，吸气腔和排气腔的容积成周期地变化，从而实现吸气、压缩、排气等过程。另外由于转子压缩机结构上的原因，气缸上的气阀孔形成了压缩机的余隙腔，在压缩机的整个压缩过程中，余隙腔的容积保持不变^[31]。

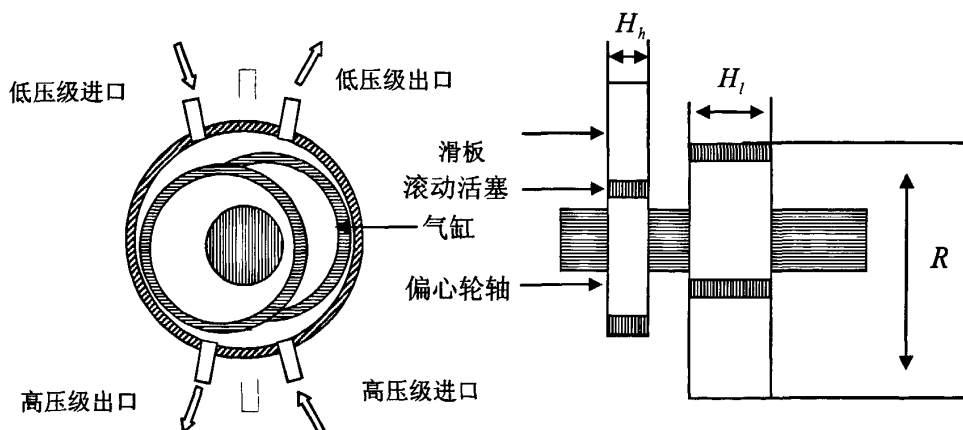
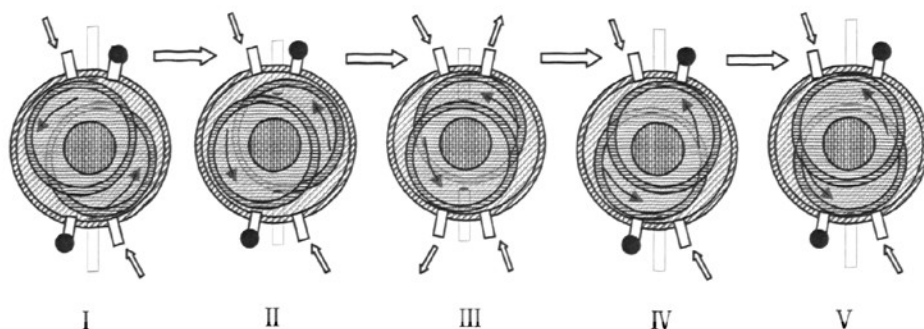


图 3-1 CO₂ 两级转子压缩机结构图

余隙容积的存在，使转子转过排气孔口边缘时，余隙容积中的高压气体向吸气腔中回流。回流中的高压气体和吸气腔中的低压气体混合后向吸气管回流，并使吸气腔中的气体压力产生振荡，形成二次压力脉动。二次压力脉动使吸气腔中压力升高较快，压缩功增加，同时造成容积效率降低^[31]。

为了更好的描述压缩机工作的热力学过程，我们将压缩机的工作腔分为吸气腔、压缩腔和余隙腔，并根据工作腔与外界的质量交换情况把整个过程分为五个阶段^[32]。


 图 3-2 CO₂两级转子压缩机工作原理图

第一阶段，吸气腔开始直接从吸气管吸气，在吸气口存在严重的吸气节流现象，使得吸气腔吸气不足，腔内压力继续下降。压缩腔与吸气口、余隙腔连通，其内压力有所升高。

第二阶段，吸气腔完全与吸气口相通，开始大量吸气，压力开始上升，压缩腔封闭压缩，压缩腔与余隙腔有质量交换，以保证两腔压力近似相等。

第三阶段，吸气腔继续从吸气管吸气，此时，余隙腔中的气体压力足以克服排气阀阻力损失，开始排气，压缩腔的气体克服流动阻力进入余隙腔，以保证连续排气

第四阶段，排气过程结束，余隙腔同时与吸气腔、压缩腔连通。在此过程开始，压缩腔气体进入余隙腔，余隙腔有质量回流入吸气腔，过程后期也可能出现压缩腔压力低于余隙腔压力的情况。泄漏是影响它的主要因素，压缩腔压力下降，余隙腔气体同时向两腔回流

第五阶段，吸气过程结束。压缩腔成为封闭容积，泄漏是它与外界质量交换的唯一通道。余隙腔与吸气腔完全接通，余隙腔内气体膨胀大量回流。

3.1.2 压缩机计算模型和设计工况

1) 压缩机计算模型

工质的质量流
$$m = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi} m_{xi}(\theta) d\theta \quad (3-1)$$

式中：指压缩腔与排气管的质量交换

制冷量为：
$$Q = m(h_1 - h_5) \quad (3-2)$$

容积效率：
$$\eta_v = \frac{2mv_b}{\omega(R_c^2 - R_r^2)H} \quad (3-3)$$

式中 v_b 为吸气比容。

指示功率：
$$W_i = \frac{\omega}{2\pi} \left[\int_0^{2\pi} (-P_2) dV_2(\theta) + \int_0^{2\pi} (-P_1) dV_1(\theta) \right] \tag{3-4}$$

输入功率：
$$W_0 = W_i / \eta_m / \eta_{motor} \tag{3-5}$$

式中： η_m 、 η_{motor} 分别指机械效率和电机效率

性能系数：
$$EER = Q / W_0 \tag{3-6}$$

2) 滚动活塞两级压缩机运行工况的确定

本设计将采用带回热器的两级循环方式，选取两级转子压缩机的设计工况如下：蒸发温度 0℃，压缩机一级入口温度为 5℃，压力 3.485MPa，一级排气压力 7.2MPa，排气温度 65℃，二级进口温度 37℃，二级进口压力 7.2MPa，二级排气压力 10MPa，排气温度 63℃。CO₂ 两级压缩跨临界理论循环如图 2-1 所示，其中 3-4 为压缩机理论压缩过程。经计算，图 2-1 中各点的热物性列于表 3-1 中。

表 3-1 滚动活塞压缩机设计工况下循环各点的热物性

序号	T (℃)	P (kPa)	H (kJ/kg)	S (kJ/kg·K)	V (m ³ /kg)
1	5	3485	-67.19	-0.8621	0.01087
2	64.78	7200	-30	-0.84	0.006428
3	37	7200	-88.74	-1.022	0.004447
4	62.36	10000	-74.93	-1.014	0.003602
5	37	10000	-209	-1.432	0.001461
6	0	3485	-209	-1.381	0.004957

本文拟设计一台制冷功率为 3kW 的两级转子压缩机，同时假设压缩机的输气效率为 0.8，则输气的体积流量为：

$$V = \frac{3}{(h_1 - h_6)} v_1 \tag{3-7}$$

3.1.3 压缩机主要结构参数的确定

二氧化碳滚动转子压缩机的气缸直径的表达式为：

$$D = \left[\frac{4V_p}{\pi\mu\tau(2-\tau)} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3-8)$$

表 3-2 滚动活塞压缩机主要结构尺寸及其对应关系

名称	尺寸关系
气缸直径 D	$D = 2R$
偏心距 e	$e = 0.08R$
相对偏心距 ψ	$\psi = e/R = 0.08$
滚动活塞半径 r	$r = R - e$
滑板厚度 B_v	$B_v = 0.8e$
滑板径向高度 l_0	$l_0 = 5e$
气缸轴向高度 H	$H_l = 0.692D \quad H_h = 0.288D$

压缩机相对偏心距一定程度上影响了气缸的容积效率和压缩过程的长短,设计值一般在 0.08~0.2 之间。相对气缸高度则影响着压缩机的受力状况,设计值在 0.25~1 之间选取,因此这两参数的确定至关重要。二氧化碳在低压级和高压级进口比容不同,使得高压级容积和低压级容积不相等,当我们设计等气缸半径和等转子半径的压缩机时,要确保两级压缩机的相对气缸高度、相对偏心距在合理的范围内,具有严格的要求。图 3-3~3-6 给出了压缩机高、低压级相对气缸高度的关系以及相对偏心距对压缩机气缸直径以及容积效率的影响。从图 3-3 可知高压级相对气缸高度随低压级相对气缸高度的变大而变大,通过分析可得出如下结论: CO₂ 两级压缩机低压级相对气缸高度只有在设计值 0.43~1.0 之间才可以保证高压级相对气缸高度取值合理。图 3-4 反映了气缸直径随相对偏心距的变化规律,由图反映出气缸直径随偏心距的变大而变小。由于 CO₂ 压缩机在设计过程中首先考虑的是压缩过程的长短,压缩过短造成 CO₂ 在短时间内压力剧增,同时,排气时间过长造成高压气体向吸气腔泄漏量增加,这样势必会对压缩机的运转造成不利影响。图 3-12 和 3-13 反映了压缩角随相对偏心距的变化规律,综合考虑气缸半径,高度,偏心距等多方面的因素我们得出: CO₂ 压缩机应该取较小的相对偏心距,设计较大的气缸半径。图 3-5 和 3-6 反映的是气缸容积效率随相对偏心距的变化规律,容积效率随相对偏心距的变大而变大,但是变化幅度很小, CO₂ 压缩机由于相对偏心距选小值,所以容积效率一般在 0.78 左右。

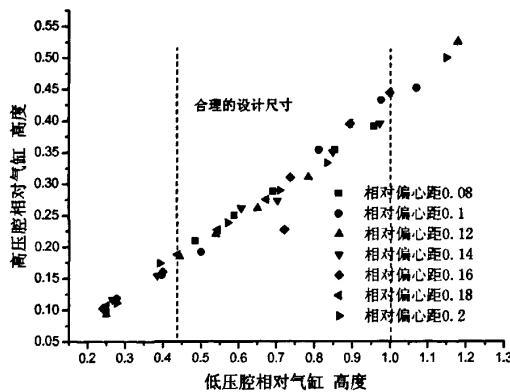


图 3-3 高压腔相对气缸高度随低压腔相对气缸高度的变化

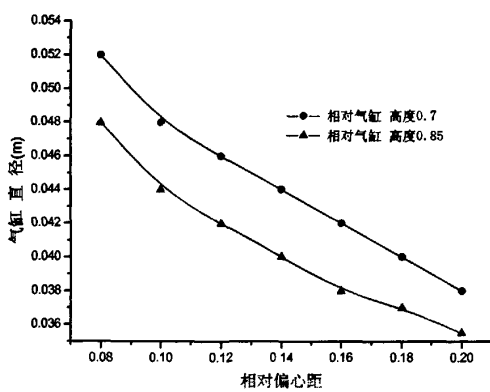


图 3-4 气缸直径随相对偏心距的变化

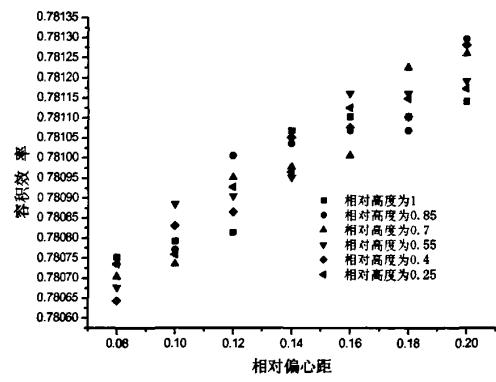


图 3-5 低压级容积效率随相对偏心距的变化

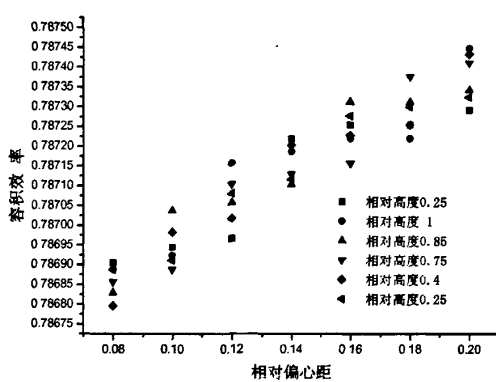


图 3-6 高压级容积效率随相对偏心距的变化

考虑到电机转速，设定压缩机转速 1500 转，设计滚动活塞压缩机主要结构参数如下：

表 3-3 低压腔各部件尺寸

名称	单位	尺寸大小
气缸直径 D	m	$D = 5.2E - 02$
偏心距 e	m	$e = 2.00E - 03$
相对偏心距 ψ	/	$\psi = e/R = 0.08$
滚动活塞半径 r	m	$r = 2.4E - 02$
滑板厚度 B_v	m	$B_v = 2.0E - 03$

滑板径向高度 l_0	m	$l_0 = 1.0E - 02$
气缸高度 H	m	$H = 3.60E - 02$
气缸相对高度 λ	$/$	$\lambda = 0.738$

表 3-4 高压腔个部件尺寸

名称	单位	尺寸大小
气缸直径 D	m	$D = 5.2E - 02$
偏心距 e	m	$e = 2.00E - 03$
相对偏心距 ψ	m	$\psi = \frac{e}{R} = 0.08$
滚动活塞半径 r	m	$r = 2.4E - 02$
滑板厚度 B_v	$/$	$B_v = 2.0E - 03$
滑板径向高度 l_0	m	$l_0 = 1.0E - 02$
气缸高度 H	m	$H = 1.50E - 02$
气缸相对高度 λ	$/$	$\lambda = 0.31$

3.1.4 间隙的选择

压缩机的间隙包括滚动转子与端盖间的端面间隙、滑片与端盖间的端面间隙、滑片与滑槽间的侧面间隙、滚动转子与气缸间的径向间隙。通常每种间隙都有优选的静态设计值，但是各种间隙会随着压缩机的运动状况变化而改变，前三种间隙的变化一般都能保持在装配公差内，而径向间隙还受到装配同心度和主轴承以及偏心轮的动态性能的影响，因此变化较大，据有关文献介绍径向间隙一般在 $7\mu m - 40\mu m$ 之间变化。在压缩机的模拟中一般只计算径向间隙的实际值，而其它间隙则以设计值为准。

1) 滚动转子与端盖间的端面间隙；

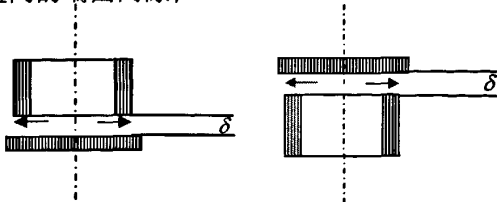


图 3-7 滚动转子与端盖间隙示意图

如图3-2所示是转子与端盖通过间隙的泄漏通道，忽略转子的自转，可以将模型简化为二氧化碳在圆环与平板的环隙流动，它是沿径向发散的放射状流动，通常转子与端盖的间隙比较小，本文中取 $d = 10 \mu\text{m}$ 。

2) 滑片与端盖间的端面、滑片与滑片槽间的侧面间隙

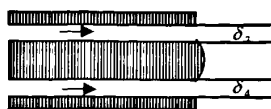


图 3-8 滑片与滑槽间隙示意图

二氧化碳在滑板与端盖的间隙中流动可以简化为不可压缩定常粘性层流，在运动过程当中假设滑板不发生变形，流动状态不发生改变，间隙一般取小量，本文取 $d = 10 \mu\text{m}$ 。

3) 滚动转子与气缸间的径向间隙；

对转子与气缸壁间间隙的影响主要是偏心轮的动态特性。由于吸气腔和压缩腔内气体物性参数随转角呈周期性变化，使得作用在偏心轮上的动载负荷也呈周期性的变化，从而导致径向间的间隙也随周期性的不断变化，本文取 $d = 10 \mu\text{m}$ 。

3.2 两级转子压缩机工作过程的热力学分析

两级转子压缩机工作过程的热力学模拟是以压缩机实际循环中的工作过程为研究对象，综合考虑各种因素，建立起工作过程的数学模型；利用计算机对模型进行数值求解，可求出压缩机中工质的主要热力参数（如压力、温度、比容）及其它特性随主轴转角的变化关系进而可计算出压缩机的主要性能（如制冷量、功率消耗等）；通过对计算结果综合分析影响压缩机性能的因素。

3.2.1 两级转子压缩机工作过程的热力学分析

为更加深入的研究两级转子压缩机的工作过程以及分析影响其工作性能的因素，下面将以热力学定律为基础，通过建立工作腔内工质热力学状态参数随压缩机主轴转角的变化关系式，来分析实际的工作过程。本文将用热力学第一定律和质量守恒定律来分析工作腔控制容积的工作过程，并建立两级转子压缩机实际工作的热力学方程^[5]：

压缩机运行过程复杂，影响其性能的因素很多，在建立数学模型时不可能按照实际过程对每一个因素进行精确的描述。在实际计算中，需要根据压缩机的工

作特点及研究重点做出适当的假设,使模型计算结果既能达到计算要求又能保证计算的运行速度。

根据热力学基本原理,对二氧化碳两级压缩机的热力学计算做如下假设:

- 1) 工作腔内部状态在工况不变时以 360 度为周期,周期性变化。
- 2) 任何瞬间各工作腔内各点的气体状态参数相同。
- 3) 排气腔压力恒定。
- 4) 通过吸、排气口的流动在每一个时间间隔内为稳定流动。通过吸、排气口的流动是一个非稳定流动,但是由于边界条件是瞬时传递的,因此,在每一个短暂的时间间隔内可以将边界条件视为恒定。即在每一个很短的时间间隔内,通过吸、排气口的流动可看成为稳定流动,以一系列的稳定流动代替实际上的非稳定流动。
- 5) 压缩机的压缩过程中流体各参数按照等熵过程计算。
- 6) 不考虑润滑油对压缩机工作过程的影响。

3.2.2 热力学基本方程

1) 质量守恒方程

控制体内质量的变化量等于通过控制体的界面的质量的总和。

$$\frac{dm}{d\tau} = \sum_{i=1}^n \frac{dm_i}{d\tau} \quad (3-9)$$

式中: i 为控制体的各个界面, dm_i 为通过 i 界面的质量,进入控制体为正,反之为负。

本论文中假设转子压缩机的转速恒定,其主轴转角 $\theta = \omega\tau$, 故 $d\tau = d\theta/\omega$, 由此得:

$$\frac{dm}{d\theta} = \sum_{i=1}^n \frac{dm_i}{d\theta} \quad (3-10)$$

2) 能量守恒方程

根据热力学第一定律控制容积在时间 $d\tau$ 内的能量方程为:

$$\frac{dm u}{d\tau} = \sum_{i=1}^n \frac{dQ_i}{d\tau} + \sum_{i=1}^n \frac{dm_i h_i}{d\tau} + \frac{dw}{d\tau} \quad (3-11)$$

式中 u 表示控制容积内的比热能 (J/kg)

Q_i 表示通过边界 i 传递给控制容积的热量 (J)

dw 表示外界对控制容积做的功 (W)

压缩机在忽略进入控制体二氧化碳的动能和位能变化时能量方程可以表示为：

$$\frac{dU}{d\theta} = \sum_{i=1}^n \frac{dQ_i}{d\theta} + \frac{dw}{d\theta} + \sum_{i=1}^n \frac{dm_i}{d\theta} h_i + \sum_{i=1}^n \frac{dh_i}{d\theta} dm_i \quad (3-12)$$

3.2.3 两级转子压缩机控制容积方程和其它几何关系

滚动活塞两级压缩机分为低压级和高压级两部分，两部分的构造相同，尺寸不等，每一级的工作腔为吸气腔和排气腔，工作腔的几何关系如图 3-8 所示，图中 O 为气缸的中心，O₁ 为滚动活塞的中心，O 和 O₁ 的连线 OO₁ 表示滚动活塞或偏心轮轴所处的位置。OO₁ 与滑板中心重合时，表示偏心轮的转角刚开始，排气结束，吸气开始。当偏心轮转角为 θ 时，取图 3-9 所示的面积微元 dA，

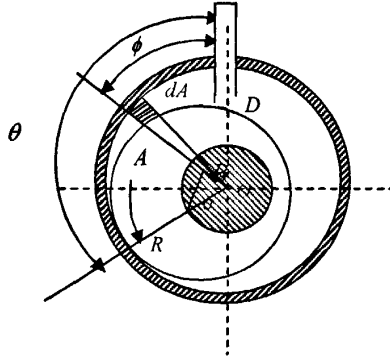


图 3-9 滚动转子压缩机压缩腔几何关系

$$dA = \frac{1}{2} (R^2 - \rho^2) d\phi \quad (3-13)$$

式中 R 为气缸半径 (m)， ρ 为矢量 OA 的长度 (m)。由工作腔几何关系得

$$\rho = OA = (R - r) \cos(\theta - \phi) + \sqrt{r^2 - (R - r)^2 \sin^2(\theta - \phi)} \quad (3-14)$$

式中 r 为滚动活塞半径， θ 为偏心轮轴转角。令 $a = r/R$ ，则

$$\rho = OA = R \left[(1 - a) \cos(\theta - \phi) + \sqrt{(1 - a)^2 \cos^2(\theta - \phi) + 2a - 1} \right] \quad (3-15)$$

不考虑滑板厚度的影响，任意转角 θ 处，气缸内表面、滚动活塞外表面及滑板所围成工作腔的截面积为：

$$A(\theta) = \frac{1}{2} R^2 \left\{ \left(1 - a^2 \right) \theta \frac{\pi}{180} - \frac{(1-a)^2}{2} \sin(2\theta) - a^2 \arcsin \left[\left(\frac{1}{a} - 1 \right) \sin \theta \right] - a(1-a) \sin \theta \sqrt{1 - \left(\frac{1}{a} - 1 \right)^2 \sin^2 \theta} \right\} \quad (3-16)$$

令：

$$f(\theta) = \frac{1}{2} \left\{ \left(1 - a^2 \right) \theta \frac{\pi}{180} - \frac{(1-a)^2}{2} \sin(2\theta) - a^2 \arcsin \left[\left(\frac{1}{a} - 1 \right) \sin \theta \right] - a(1-a) \sin \theta \sqrt{1 - \left(\frac{1}{a} - 1 \right)^2 \sin^2 \theta} \right\} \quad (3-17)$$

$$A(\theta) = R^2 f(\theta) \quad (3-18)$$

如图 3-8 所示，滑板伸到气缸内的长度为：

$$h_v = R \left[1 - (1-a) \cos \theta - \sqrt{(1-a)^2 \cos^2 \theta + 2a - 1} \right] \quad (3-19)$$

考虑到滑板厚度的影响，则任意转角的吸入腔容积为

$$V_\theta = \frac{1}{2} H [R^2 f(\theta) - h_v B_v] \quad (3-20)$$

式中 H 为气缸高度 (m)， B_v 为滑板厚度 (m)。

当 $\theta = 2\pi$ ，滚动活塞将滑板全部推出气缸之外时，整个气缸充满了吸入的 CO_2 流体，此时的气缸容积为压缩机的气缸工作容积 V_s ，则

$$V_s = \pi(R^2 - r^2)H \quad (3-21)$$

那么排出腔的容积应为。

$$V_p = V_s - V_\theta \quad (3-22)$$

对二氧化碳两级压缩机的热力学分析必须掌握其容积变化规律以及二氧化碳在吸气、压缩、排气等过程当中物性的变化规律。根据所设计出的压缩机参数本文计算了压缩机低压级和高压级各自吸气腔和压缩腔的容积随转子转角的变化规律，计算结果如图 3-10、图 3-11 所示：

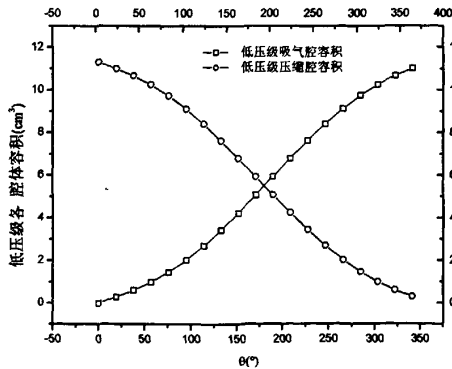


图 3-10 低压吸气腔和排气腔容积随转子转角的变化

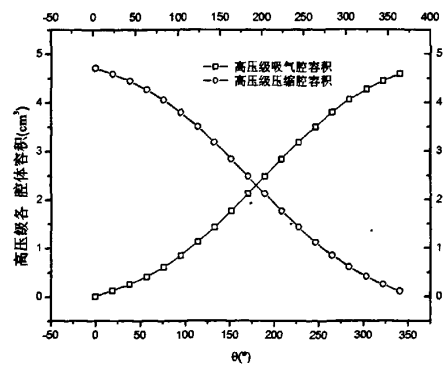


图 3-11 高压吸气腔和排气腔容积随转子转角的变化

图 3-12 和图 3-13 反应了二氧化碳在压缩过程中压力随滚动活塞转角的变化规律, 低压级压差为 3.715MP, 整个压缩过程在 $30^{\circ}\sim 161^{\circ}$ 内完成, 排气过程在 161° 至 335° 内完成; 高压级进、排气压差较小为 2.8MP, 整个压缩过程在 $30^{\circ}\sim 110^{\circ}$ 内完成, 排气过程在 $110^{\circ}\sim 335^{\circ}$ 内完成。由上面的数据可知二氧化碳压缩机压缩过程在较小的角度内完成, 这样势必会对压缩机运行状况的安全性和稳定性造成影响, 同时压缩机的排气过程较长, 压缩机较长时间在高压差下工作会使泄漏加大造成效率下降。在压缩机的设计中我们尽量采用小的压缩机偏心距, 这样可以使压缩过程稍微变长, 同时使用高强度钢作为加工材料可以缓解运动部件在高压差下的变形压力。

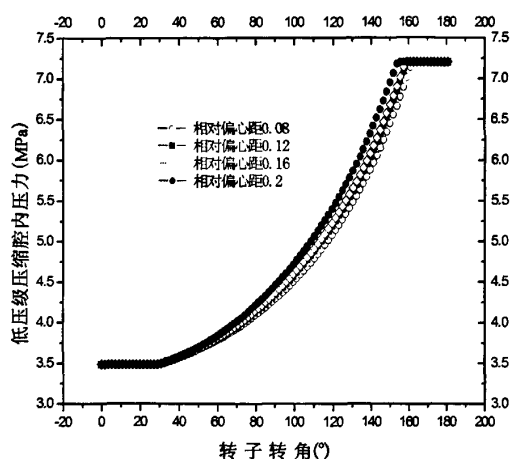


图 3-12 低压排气腔压力随转子转角、相对偏心距的变化

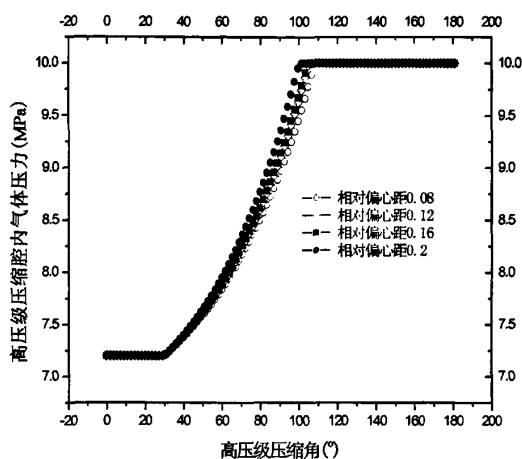


图 3-13 高压排气腔压力随转子转角、相对偏心距的变化

3.3 本章小结

(1) 本章在设计工况下, 讨论了影响转子压缩机尺寸各种因素(相对偏心距、相对气缸高度等)的相互关系, 借鉴压缩机设计经验, 考虑 CO_2 压缩机实际工作过程和 CO_2 的本身特性, 给出了制冷量为 3kW 的两级压缩机气缸、转子、滑板等的结构尺寸。

(2) 通过分析, 认为 CO_2 适宜采用较小的相对气缸高度和较小的相对偏心距。

(3) 通过对所建立的压缩机模型离散化, 计算出 CO_2 压力随转子转角的变化规律, 计算结果表明, 低压级压缩过程在 161° 转角内完成, 高压级在 106° 转角内完成。

第四章 双级滚动转子压缩机运动部件受力分析和有限元分析

CO₂两级转子压缩机在超临界工况下运行,出口压力可达10MPa 以上。所以在CO₂压缩机的设计中,对运动部件的受力分析是非常重要的,通过对它的分析可以根据受力特点解决设计上的缺陷同时确定各运动部件材料的选择,从而尽量减小运动部件受力变形带来的压缩机泄漏损耗。

4.1 CO₂两级压缩机各运动部件的动力学分析

本节主要研究滚动转子式压缩机的运动零件:滑片、滚动活塞和偏心轮的运动状态和受力状态其中主要计算运动部件摩擦力、摩擦力矩、气体力、气体力矩以及旋转力矩它包括滑片的力和力矩平衡方程、滚动活塞的力和力矩平衡方程、偏心轮的力和力矩平衡方程^[32]。

4.1.1 滑板的受力分析

滚动转子压缩机滑板受力情况如图 4-1 所示,图 4-2 显示了滑板两端所受的来自于气体的压力。

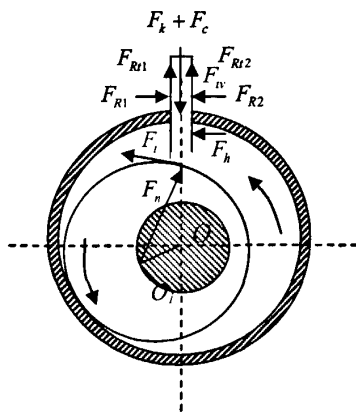


图 4-1 滑板受力示意图

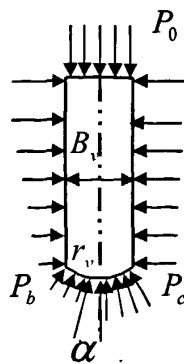


图 4-2 滑板两端的压力

4.1.1.1 滑板运动规律分析

滑片的位移可以表示为:

$$x = e(1 - \cos \theta) + \frac{e}{4} \varepsilon (1 - \cos 2\theta) \quad (4-1)$$

滑板的速度可以表示为：

$$v_v = ew \left(\sin \theta + \frac{\varepsilon \sin 2\theta}{2\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \theta}} \right) \quad (4-2)$$

滑板的加速度可以表示为：

$$a_v = ew^2 \left[\cos \theta + \frac{\varepsilon \cos 2\theta}{\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \theta}} + \frac{\varepsilon^3 \sin^2 2\theta}{4\sqrt{(1 - \varepsilon^2 \sin^2 \theta)^3}} \right] \quad (4-3)$$

4.1.1.2 滑片受力分析

滑板上的作用力及其周围的压力，滑板两端承受的压力差 F_c 与滑板伸入汽缸内的部分承受的压力差 F_h 分别为：

X 方向的气体力可以表示为：

$$F_c = H \left[B_v P_o - P_s \left(\frac{B_v}{2} - r_v \sin \alpha \right) - P_d \left(\frac{B_v}{2} + r_v \sin \alpha \right) \right] \quad (4-4)$$

Y 方向的气体力可以表示为：

$$F_h = Hx(P_s - P_d) \quad (4-5)$$

X 方向气体产生的力矩：

$$M_x = \frac{1}{2} (p_s - p_c) H \left(\frac{\delta^2}{4} - (R_v \sin \alpha)^2 \right) \quad (4-6)$$

Y 方向气体产生的力矩：

$$M_y = \frac{1}{2} (p_s - p_c) H \left((R - X)^2 - (R_v \cos \alpha)^2 \right) \quad (4-7)$$

$$\alpha = \arctan \frac{e \sin \theta}{\sqrt{\left((r + r_v)^2 - (e \sin \theta)^2 \right)^2}} \quad (4-8)$$

弹簧力：

$$F_k = K(x_0 - |x|) \quad (4-9)$$

式中： x_0 为 $\theta = 0$ 时的弹簧变形量，也即是弹簧的最大变形量

滑板惯性力：

$$F_{iv} = -m_v a_v \quad (4-10)$$

滑槽对滑片的正压力和相应的摩擦力。滑片受气体力和转子摩擦力的作用，滑板随滑槽做纵向运动的同时还做倾斜运动，拍击滑槽侧面。

滑片受滑槽的正压力：

$$F_{R1} = \frac{1}{2f_s}(F_{iv} + F_k + F_c) + \frac{1}{2}F_h + \frac{1}{2}F_n \left[\sin \alpha - f_v \cos \alpha - \frac{\cos \alpha}{f_s} - \frac{f_v}{f_s} \sin \alpha \right] \quad (4-11)$$

$$F_{R2} = \frac{1}{2f_s}(F_{iv} + F_k + F_c) - \frac{1}{2}F_h - \frac{1}{2}F_n \left[\sin \alpha - f_v \cos \alpha + \frac{\cos \alpha}{f_s} + \frac{f_v}{f_s} \sin \alpha \right] \quad (4-12)$$

滑片受滑槽的摩擦力:

$$F_{R1} = \delta_1 \delta_2 f_s F_{R1} \quad (4-13)$$

$$F_{R2} = \delta_1 \delta_3 f_s F_{R2} \quad (4-14)$$

$$\delta_1 = \begin{cases} 1 & 0 \leq \theta \leq \pi \\ -1 & \pi \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (4-15)$$

$$\delta_2 = \frac{F_{R1}}{|F_{R1}|} \quad \delta_3 = \frac{F_{R2}}{|F_{R2}|} \quad (4-16)$$

滑片受滚动活塞的正接触力:

$$F_n = \frac{(F_{iv} + F_k + F_c)(x - l_0) + f_s F_h (f_s B_v + l_0)}{(\cos \alpha + f_v \sin \alpha)(x - l_0 - 2f_s r_v \sin \alpha) - f_s (\sin \alpha - f_v \cos \alpha)(x + l_0 + f_s B_v - 2\Delta r_v)} \quad (4-17)$$

$$\Delta r_v = r_v (1 - \cos \alpha) \quad (4-18)$$

$$F_t = f_v F_n \quad (4-19)$$

经计算, 滑板所受各种力随压缩机滚动活塞转角的变化规律如图 4-3~12 所示。由下图可知, 低压级滑板与滑板槽间的摩擦力 F_{R1} 在 $\theta=178^\circ$ 时较大可达到 141.5N, 高压级滑板与滑槽的摩擦力最大为 46.24N。低压级滑板伸到气缸内的部分承受的压差力 F_h 较大, 在滚动活塞转过 180° 时最大压力差达到 535N, 而高压级由于进出口压差小, 最大压力差为 168N, 这样低压级滑板将会产生较大的挠曲变形, 从而造成压缩机内部泄漏增大, 效率降低。尽管如此与单级压缩机滑板最大压差 800N 相比对材料的要求将有大幅度的降低。所以, 选用较高弹性模量的材料加工压缩机滑板可以满足压缩机运行安全要求。

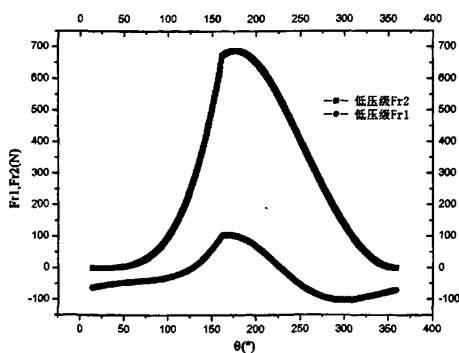


图 4-3 低压腔滑板受力 F_{r1} 、 F_{r2} 随转子转角的变化

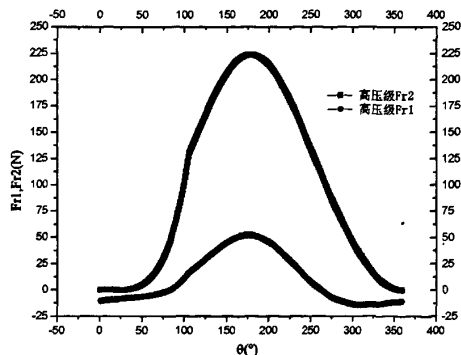


图 4-4 高压级滑板受力 F_{r1} 、 F_{r2} 随转子转角的变化

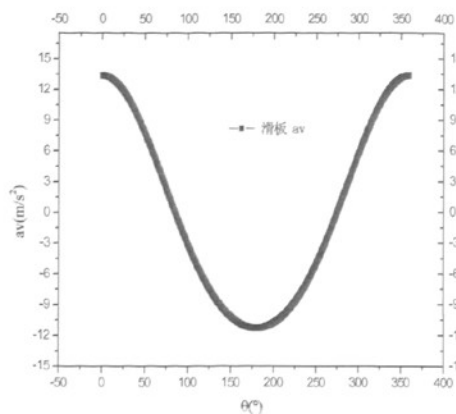


图 4-5 滑板加速度随转子转角的变化

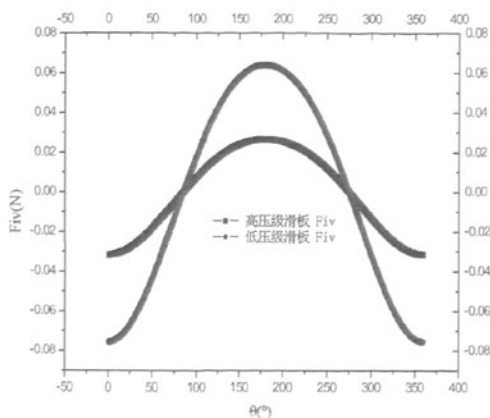


图 4-6 滑板惯性力随转子转角的变化

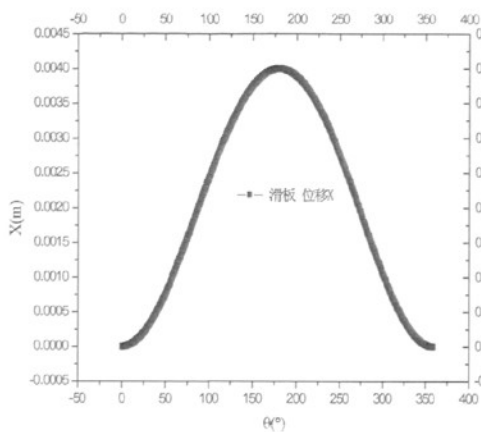


图 4-7 滑板位移随转子转角的变化

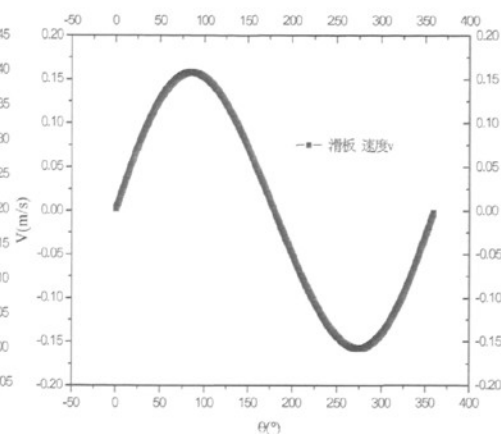


图 4-8 滑板速度随转子转角的变化

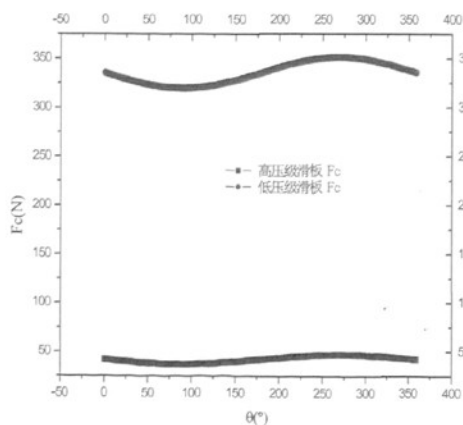


图 4-9 滑板受力 F_c 随转子转角的变化

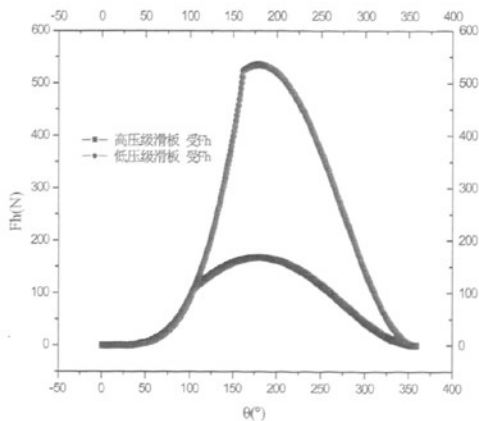
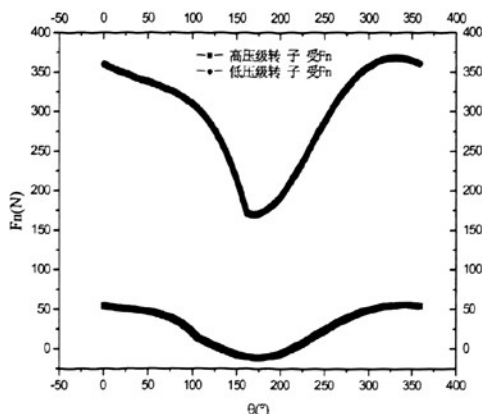
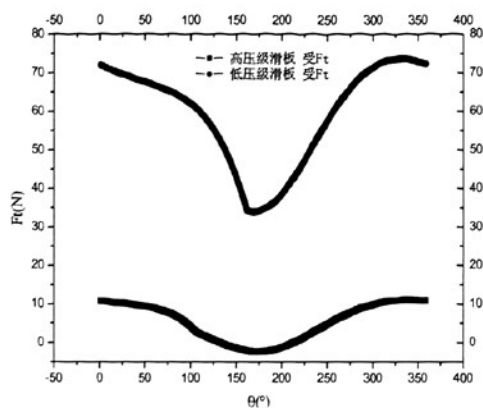


图 4-10 滑板受力 F_h 随转子转角的变化

图 4-11 滑板受力 F_n 随转子转角的变化图 4-12 滑板受力 F_t 随转子转角的变化

4.1.2 滚动活塞受力分析

在曲轴的偏心部分套一个可自由转动的圆环(滚动活塞)是滚动转子式压缩机的主要特征之一。它的运动包括两部分：滚动活塞以角速度 ω 绕气缸中心的转动以及本身以角速度 ω_p 绕偏心轮中心的转动。滚动活塞受的力包括：滚动活塞的旋转惯性力 F_{ip} 、流体力 F_g 、滑板间的接触力 F_n 、活塞与气缸壁，气缸端盖，偏心轮之间的摩擦力 F_t ，滚动活塞受力情况如图 4-13 所示^[33,34]：

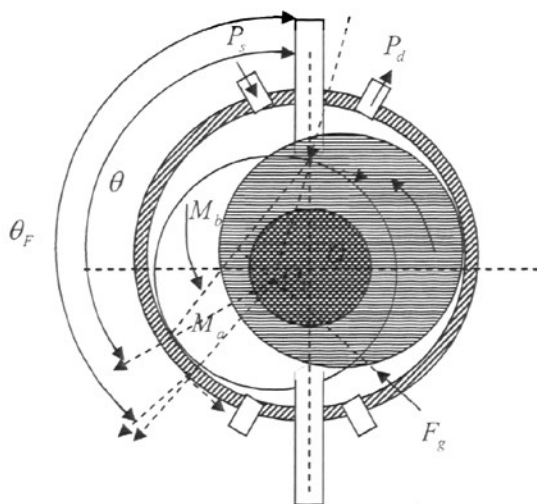


图 4-13 滚动活塞受力分析图

滚子的旋转惯性力：

$$F_{ip} = m_p e \omega^2 \quad (4-20)$$

滚动转子受的气体力：

$$F_g = 2rH(P_s - P_d)\sin((\theta + \alpha)/2) \quad (4-21)$$

转子与滑片间的作用力:

本文规定滑片对转子作用的法向力和切向力可由通过对滑板的动力学分析求解, 作用在滚动活塞上所有力的合力 F_p , 径向分力和切向分力分别为: F_{rp} , F_{bp} 。

$$F_p = \sqrt{F_r^2 + F_b^2} \quad (4-22)$$

$$F_{rp} = -F_g \cos\left[\frac{(\alpha + \theta)}{2}\right] - F_n \cos(\alpha + \theta) - F_t \sin(\alpha + \theta) + F_{ip} \quad (4-23)$$

$$F_{bp} = F_g \sin\left[\frac{(\alpha + \theta)}{2}\right] + F_n \sin(\alpha + \theta) - F_t \cos(\alpha + \theta) \quad (4-24)$$

滚动活塞与气缸端盖间的摩擦力矩:

$$M_b = \pi\mu(r^4 - r_1^4)\omega_p / \delta_1 \quad (4-25)$$

滚动活塞与气缸内壁的摩擦力矩:

$$M_a = \alpha_F r^2 \mu H (r\omega_p + R\omega) / \delta_4 \quad (4-26)$$

滚动活塞与偏心轮之间的摩擦力矩:

$$M_c = 2\pi(\omega - \omega_p)R_e^3 l_e / \delta_e \quad (4-27)$$

$$\omega_p = \frac{\frac{2\pi\omega R_e^3 l_e^3}{\delta_e} - \frac{\alpha_F r^2 R\omega H}{\delta_4} - \frac{rF_t}{\mu}}{\frac{\pi(r^4 - r_1^4)}{\delta_2} + \frac{2\pi R_e^3 l_e^3}{\delta_e} + \frac{\alpha_F r^3 H}{\delta_4}} \quad (4-28)$$

滚动活塞与滑板间的接触力 F_n 和摩擦力 F_t 随滚动活塞的转角变化规律如图 4-11~12 所示, 活塞受滑板摩擦力方向与滑板受转子摩擦力相反。经计算高、低压级滚动活塞所受气体力 F_g 、总合力 F 、摩擦力矩随压缩机滚动活塞的转角变化规律如图 4-14~21 所示。由图可知, 对于低压腔在大压差的情况下气体力对滚动活塞的作用较大, 在滚动活塞转角为 180° 时达到最大约 6420N。对于高压级来说滚动活塞在转角为 180° 时气体力同样达到最大值 2016N, 气体力的大小主要受压缩机进出口压差的影响。滚动活塞在任意转角处所受合力都可分解为切向合力和径向合力。当低压级滚动活塞转过 280° 处, 径向合力达到最大, 约为 3158N。而切向合力在 183° 处达到最大, 约 6389N。对于高压级来讲滚动活塞转到 275° 处径向力达到 1000N, 转到 183° 处切向合力达到 2013N。在图 4-18~21 中可以发现各种摩擦力引起的摩擦力矩要比其它力小几个数量级。从上面的分析, 压缩机滚动活塞适宜选用刚度较大、弹性模量较大的材料, 以防止发生较大变形产生断裂, 同时造成较大泄漏损失^[35,36,37]。

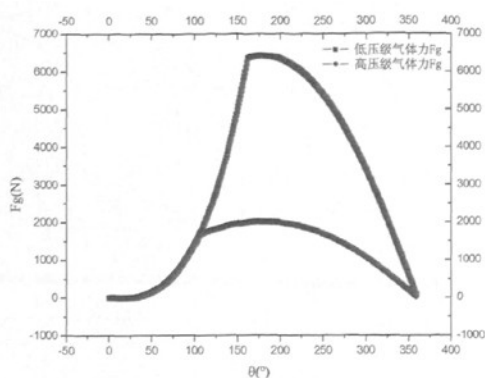


图 4-14 滚动活塞受 F_g 随转子转角的变化

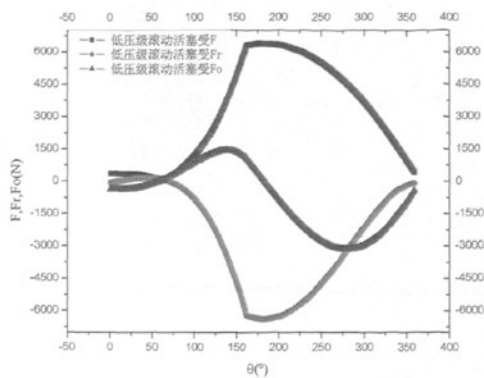


图 4-15 低压级滚动活塞受 F 、 F_r 、 F_o 随转子转角的变化

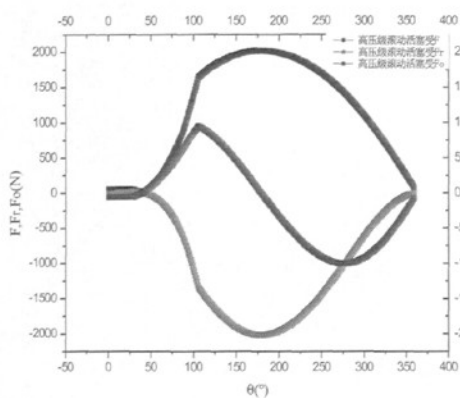


图 4-16 高压级滚动活塞受 F_g 随转子转角的变化

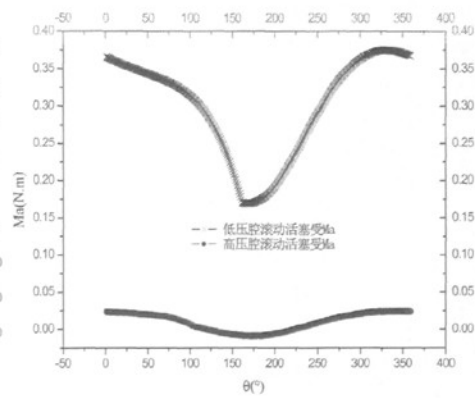


图 4-17 滚动活塞受摩擦力矩 M_a 随转子转角的变化

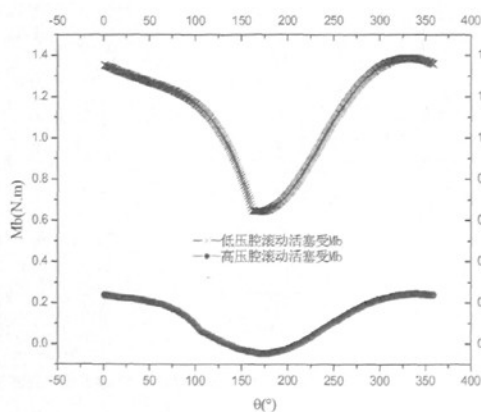


图 4-18 滚动活塞受摩擦力矩 M_b 随转子转角的变化

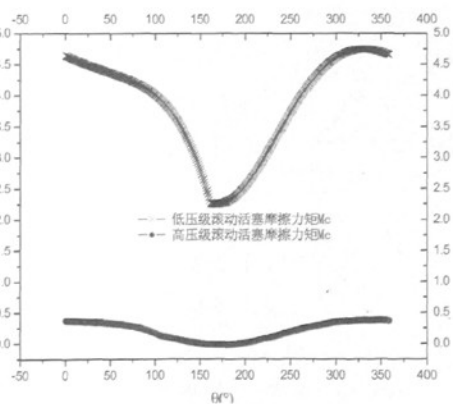


图 4-19 滚动活塞受摩擦力矩 M_c 随转子转角的变化

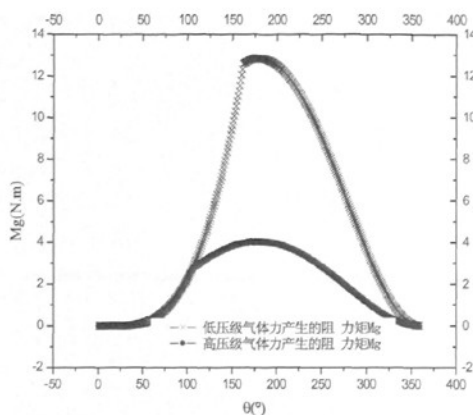


图 4-20 气体力产生的阻力矩 M_g 随转子转角的变化

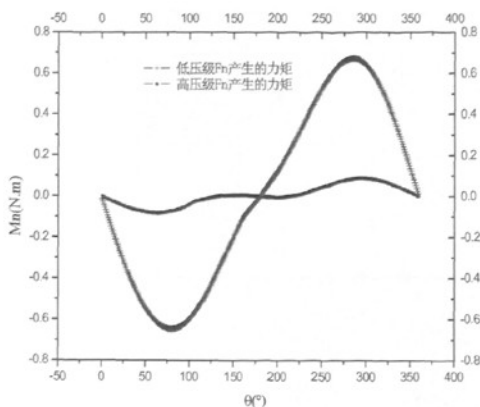


图 4-21 F_n 产生的力矩随转子转角的变化

4.1.3 偏心轮受力分析

偏心轮以 ω 的角速度做匀速运动，则偏心轮受的惯性力为：

$$F_{ie} = m_e e \omega^2 \quad (4-29)$$

式中 m_e 为 偏心轮的质量 (kg)

偏心轮受的合力为： F_e ，其径向分力和切向分力分别为： F_{re} ， F_{be}

$$F_{re} = -F_g \cos\left[\frac{(\alpha + \theta)}{2}\right] - F_n \cos(\alpha + \theta) + F_{ie} \quad (4-30)$$

$$F_{be} = F_g \sin\left[\frac{(\alpha + \theta)}{2}\right] + F_n \sin(\alpha + \theta) \quad (4-31)$$

$$F_e = \sqrt{F_r^2 + F_b^2} \quad (4-32)$$

经计算，高压级偏心轮轴的旋转惯性力 F_{ie} 为 4.19N，低压级偏心轮轴的旋转惯性力为 10.11。偏心轮轴所受径向合力 F_{re} 、切向合力 F_{be} 以及总合力 F 随压缩机滚动活塞的转角变化规律如图 4-22~25 所示。同滚动活塞类似，低压级偏心轮轴转角 θ 处的切向合力 F_{be} 在约滚动活塞转过 176° 处达到最大，约为 6424N。而径向合力 F_{re} 分别 $\theta = 136^\circ$ 在 $\theta = 269^\circ$ 处达到最大，约分别为 1066N 和 3236N。低压级偏心轮轴转角 θ 处的切向合力 F_{be} 在约滚动活塞转过 176° 处达到最大，约为 6424N。而径向合力 F_{re} 分别 $\theta = 106^\circ$ 在 $\theta = 271^\circ$ 处达到最大，约分别为 936N 和 1013N。高压级偏心轮轴转角 θ 处的切向合力 F_{be} 在约滚动活塞转过 180° 处达到最大，约为 2016N。高、低压级受力很不均匀，高、低压级工作腔中间必须用高强度钢板对轴形成强有力的约束，同时形成两腔。同样，偏心轮轴也适宜选

用刚度较大的材料，以防在大扭矩的情形下产生较大的变形。

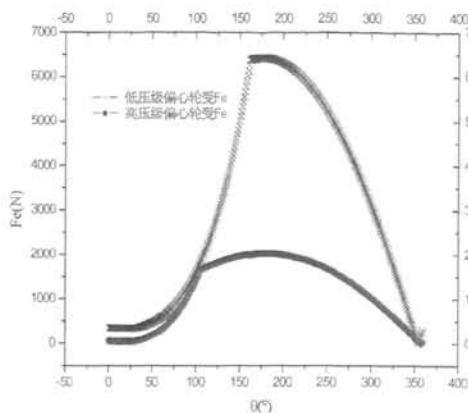


图 4-22 偏心轮受合力 F_e 随转子转角的变化

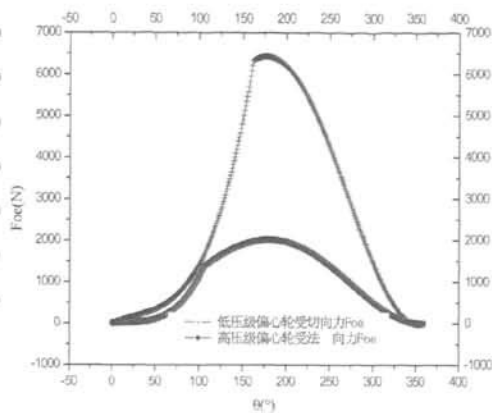


图 4-23 偏心轮受切向合力 F_{oe} 随转子转角的变化

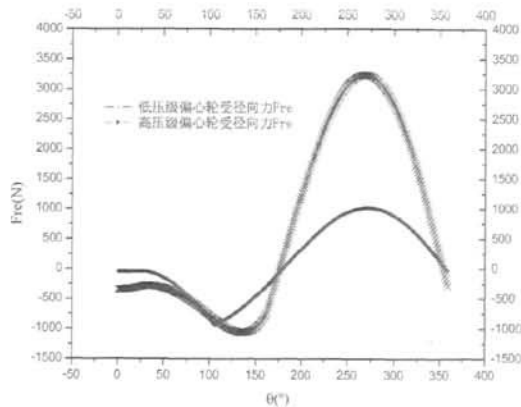


图 4-24 偏心轮受径向合力 F_{re} 随转子转角的变化

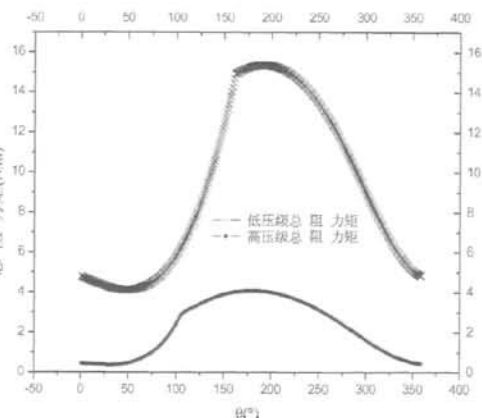


图 4-25 压缩机的总阻力矩随转子转角的变化

4.2 双级转子压缩机运动部件有限元分析

4.2.1 Ansys 有限元分析方法简介

有限元法的应用是工程科学、计算方法和计算机技术相结合的产物。因其不仅计算精度高，而且能适应各种复杂形状，因而成为行之有效的工程分析手段，也是求解微分方程的一种非常有效的数值分析方法^[38]。

采用有限元方法对运动部件进行强度分析的基本思想是^[39]：根据单元的位移函数、几何方程及物理方程，导出单元的位移与应力应变关系；根据虚功原理获

得外力(包括边界)与单元的位移关系,从而得到外力与单元的应力和应变的关系。

弹性力学中有限单元法的处理是结构力学中矩阵法的推广和发展,接下来本文将从数学理论研究的角度,运用极小位能原理,虚功原理对微分方程模型进行处理。

4.2.1.1 Ansys有限元分析问题的步骤^[40]:

(1)建模。它是通过作出种种假定,建立求解问题的物理模型,常用的模型有二维和三维。

(2)网格的划分。它是根据材料特性及要求划分网格的精度,确定模型中的单元类型,如6节点三角形,8节点四边形等,在网格划分中有一个总的原则,即在模型中应尽量避免出现形状十分不理想的单元以及单元尺寸过大或者过小的过渡单元。

(3)加载。是通过分析模型的不同边界条件,给模型施加载荷,载荷通常为力、压强、位移、速度、温度等不同的参数。

(4)求解。ANSYS有限元程序将根据模型结构、模型的单元类型、载荷及边界条件自动求解方程,得出单元、节点上的各种函数值。

(5)后处理。ANSYS有限元程序可以在后处理菜单中,进行分析节点、单元的受力,位移、变形情况及变化过程等的处理。

4.2.1.2 基本物理量

弹性力学的基本物理量有外力、位移、应力及应变^[41]

1) 外力包括体力和面力。体力是指分布在物体体积内的力,例如重力和惯性力。

而面力指分布在物体表面上的力,例如流体压力和接触力,通常用 X 、 Y 、 Z 表示;

2) 应力通常指通过物体上一点的某截面上的分布内力的集度。垂直于截面的分量记为 σ 称为正应力,相切于截面的分量记为 τ 称为剪应力。一点的应力分量 σ_x 、 σ_y 、 σ_z 、 τ_{xz} 、 τ_{xy} 、 τ_{yz} 可以决定一点的应力状态,如图 4-27 所示;

3) 形变指弹性体一点的形状改变。在一点 p 处沿坐标轴 x 、 y 、 z 的正方向取微小线段后,长度的改变称为线应变,表示为 ε_x 、 ε_y 、 ε_z ,各线段之间直角的

改变称为剪应变，表示为 γ_{xy} 、 γ_{yz} 、 γ_{xz} ，利用这六个分量可以完全确定一点的形变状态；

- 4) 位移。它指物体上某点位置的移动，用沿 x 、 y 、 z 轴上的投影 u 、 v 、 w 来表示，称为位移分量，利用这三个分量可以完全确定一点的位移。

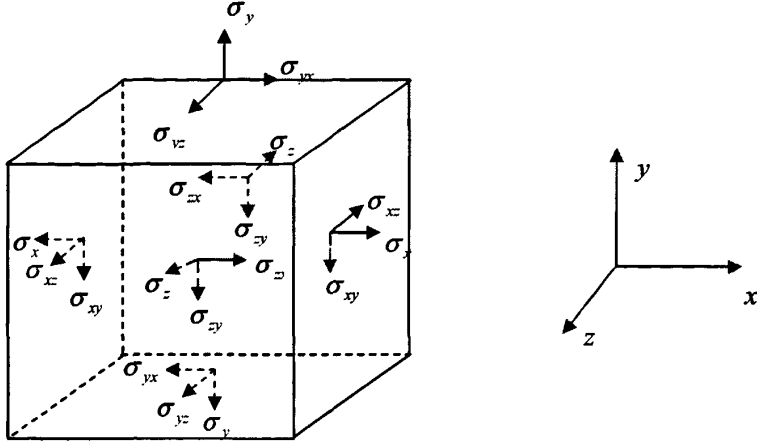


图 4-26 选择控制体应力分析图

4.2.2 空间单元力学特性分析

分析空间问题我们应该从力学、几何学、物理学方面来综合分析

4.2.2.1 力学特性分析

从力学方面可以根据位移函数，几何方程及物理方程得到空间外力与单元的应力应变关系

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + X = 0 \\ \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + Y = 0 \\ \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + Z = 0 \end{cases} \quad (4-33)$$

4.2.2.2 几何学特性分析

从几何学方面可以得到空间单元应变与位移的关系^[42]：

$$\{\varepsilon\} = [B]\{u\} \quad (4-34)$$

$[B]$ 为单元的应变位移矩阵仅与单元的形状有关

$$\{\varepsilon\} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix} \quad (4-35)$$

4.2.2.3 物理学特性分析

从物理学的角度考虑可以得到空间应力与应变的平衡方程。根据虚功原理可知，如果在虚位移发生以前，弹性体处于平衡状态，则在虚位移发生时，外力在虚位移上的虚功等于弹性体内的应力在应变上做的虚功。在等效节点载荷方法中我们将单元所受的每一载荷都通过节点移植为节点的载荷，对于刚性体原载荷与节点载荷在任何轴上的投影以及力矩之和相等^[43]。

根据虚功原理可知

$$U_1 + U_2 = V_1 + V_2 + V_3 \quad (4-36)$$

U_1 、 U_2 分别表示单元内应力产生的虚功和单元外表面应变产生的虚功。

V_1 、 V_2 、 V_3 分别表示体力作用在单元上产生的虚功、面力作用在单元上产生的虚功和集中力作用在单元上产生的虚功^[44,45]。

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon^{el}\} \quad \text{ANSYS 输出为 S}$$

$$\{\varepsilon^{el}\} = \{\varepsilon\} + \{\varepsilon^{th}\} \quad \text{引起应力的应变相量} \quad \text{ANSYS 输出为 EPEL}$$

$$\{\varepsilon^{th}\} \quad \text{热应变相量} \quad \text{ANSYS 输出为 EPTH}$$

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon^{th}\} + [D]^{-1}\{\sigma\} \quad (4-37)$$

$$\{\varepsilon^{th}\} = \Delta T [a_x \quad a_y \quad a_z \quad 0 \quad 0 \quad 0] \quad (4-38)$$

$$\Delta T = T - T_{ref} \quad (4-39)$$

式中： T 计算采用的温度

T_{ref} 参考温度

a_x 、 a_y 、 a_z 分别表示在 x 、 y 、 z 方向上的热膨胀系数

对于各向同性材料^[46]

$$E_x = E_y = E_z = E \quad (4-40)$$

$$\mu_{xy} = \mu_{yz} = \mu_{zx} = \mu \quad (4-41)$$

$$[D] = \begin{bmatrix} \lambda + 2G & \lambda & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda + 2G & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda & \lambda + 2G & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & G & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G \end{bmatrix} \quad (4-42)$$

$$\lambda = \frac{E\mu}{(1+\mu)(1-2\mu)} \quad (4-43)$$

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)] \\ \varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)] \\ \varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)] \end{cases} \quad (4-44)$$

$$\begin{cases} \gamma_{yz} = \frac{2(1+\mu)}{E} \tau_{yz} \\ \gamma_{zx} = \frac{2(1+\mu)}{E} \tau_{zx} \\ \gamma_{xy} = \frac{2(1+\mu)}{E} \tau_{xy} \end{cases} \quad (4-45)$$

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} \quad (4-46)$$

$$\begin{cases} \sigma_x = \frac{E}{h}(1-\mu^2)\varepsilon_x + \frac{E}{h}(\mu+\mu^2)\varepsilon_y + \frac{E}{h}(\mu+\mu^2)\varepsilon_z \\ \sigma_y = \frac{E}{h}(\mu+\mu^2)\varepsilon_x + \frac{E}{h}(1-\mu^2)\varepsilon_y + \frac{E}{h}(\mu+\mu^2)\varepsilon_z \\ \sigma_z = \frac{E}{h}(\mu+\mu^2)\varepsilon_x + \frac{E}{h}(\mu+\mu^2)\varepsilon_y + \frac{E}{h}(1-\mu^2)\varepsilon_z \\ \sigma_{xy} = G\varepsilon_{xy} \\ \sigma_{yz} = G\varepsilon_{yz} \\ \sigma_{zx} = G\varepsilon_{zx} \end{cases} \quad (4-47)$$

上式中 E 为弹性模量, μ 为泊松比, G 称为剪切弹性模量简称刚度模量。

4.2.3 边界条件

边界条件是表示在边界上位移或约束与应力或表面之间的关系。边界条件可以分为^[47]:

1、位移边界条件: 物体在全部边界上的位移分量已知

$$u_s = u(x, y, z) \quad v_s = v(x, y, z) \quad w_s = w(x, y, z)$$

式中 u_s 、 v_s 、 w_s 是位移的边界值, $u(x, y, z)$ 、 $v(x, y, z)$ 、 $w(x, y, z)$ 是已知的坐标函数

2、应力边界条件:

$$\begin{cases} \cos(N, x)(\sigma_x)_s + \cos(N, y)(\tau_{yx})_s + \cos(N, z)(\tau_{zx})_s = X \\ \cos(N, y)(\sigma_y)_s + \cos(N, z)(\tau_{zy})_s + \cos(N, x)(\tau_{xy})_s = Y \\ \cos(N, z)(\sigma_z)_s + \cos(N, x)(\tau_{xz})_s + \cos(N, y)(\tau_{yz})_s = Z \end{cases} \quad (4-48)$$

N 为平面的外法线。

3、混和边界条件: 物体的一部分边界具有位移边界条件。另一部分边界则具有应力边界条件。

4.2.4 运动部件的应变、应力计算

4.2.4.1 运动部件结构介绍

两级转子压缩机的运动部件包括滑板、滚动活塞、偏心轮轴。滑板和偏心轮轴的结构见图 4-27 和图 4-28。

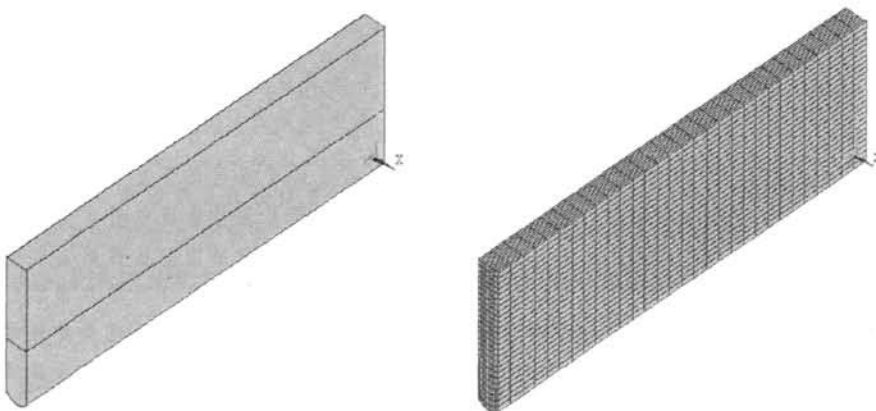


图 4-27 滑板结构图

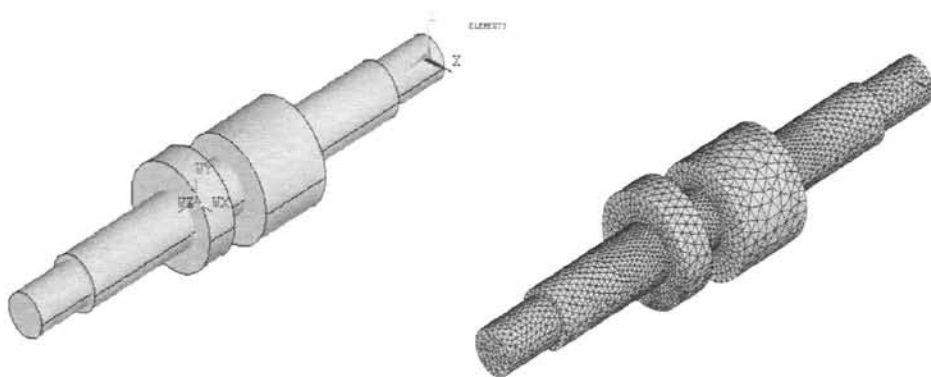


图 4-28 偏心轮轴结构图

1、模型的建立

根据两级转子压缩机的初步设计尺寸，由点、线、面方法建立有限元分析模型；

2、单元类型^[48,49,50]

滑板、转子与气缸壁、滑槽的线接触部分是计算分析的重要部分，这些部分将采用精细的网格划分，其单元类型为 Quad 4node 42 和 Brick 8node 45 等单元

3、材料性能^[51,52,53]

表 4-1 运动部件所选材料性质

部件	材料名称	弹性模量 E kg/mm^2	密度 kg/mm^3	泊松比
滑板、滚动活塞和 偏心轮	38CrMoAlA	20.39×10^4	0.007854	0.3

4、边界条件

滑板的运动规律较为复杂，在运动过程，它所受的各种负载并不是同时在某一转角达到最大值，因此想计算它的最大应变和应力时并不能从转子的单个转角求解，本文将从三个工况对滑板进行应力、应变求解。

第一个工况：压缩过程结束，排气开始。这时高、低压差最大。低压级转子转角 161° 时达到这一工况，高压级转子转角 106° 时达到这一工况；滑板受力有：

摩擦力、气体压力、弹簧力、接触力同时滑板与滑槽接触部分受泄漏气体压力的作用，这部分压力假设背压向气缸内气体压力呈线性变化；滑板处于运动状态存在加速度和速度。

第二个工况：转子转角 180° 。在这一工况下滑板受滑槽的摩擦力和正压力最大，同时滑板伸向气缸部分两侧的压力差最大。受力方式和上一工况相同，但是大小、方向变化；运动状态方面速度为零，加速度最大。

第三个工况：为滑板受转子正接触力最大的部分，滑板受力方式同上，受力大小、方向发生变化；运动状态上存在速度和加速度。通过对这三个工况的求解可以计算出滑板在各个阶段受应力、产生应变的变化规律。各种负载数值如表 4-2 所示。

表 4-2 滑板所受负载

名称	低压级滑板				高压级滑板	
转子转角	161°	180°	330°	106°	180°	329°
位移 x (m)	0.0039	0.004	0.0003078	0.002628	0.004	0.0003108
速度 v (m/s)	0.04709	$1.243\text{e-}8$	0.08664	0.1474	$1.243\text{e-}8$	0.0579
加速度 (m/s^2)	10.84	11.3	11.05	4.268	11.3	12.34
P_b (MPa)	3.485	3.485	3.485	7.2	7.2	7.2
P_c (MPa)	7.2	7.2	7.2	10	10	10
P_0 (MPa)	10	10	10	10	10	10
F_{R1} (N)	673.1	707	35.76	132.6	231.2	4.977
F_{R2} (N)	130.6	137.5	93.79	29.51	65.42	13.08
F_{R11} (N)	134.6	141.4	7.153	26.52	46.23	0.9954
F_{R12} (N)	26.12	27.5	18.76	4.103	13.08	2.615
F_n (N)	174.8	172	368	13.84	11.37	55.47
F_t (N)	34.96	34.32	73.6	2.768	2.74	11.94

转子和偏心轮的运动复杂,本文在计算他们的应力和应变场时将其看作一个整体。计算过程在转速 1500 转,最大压力、最大摩擦力、最大接触力等负载下进行。通过对转子的应力、应变分析,求解最有可能的最大变形、最大应力。所受负载大小如表 4-3 所示。

表 4-3 滚动活塞与偏心轮所受负载

名称	P_b (MPa)	P_c (MPa)	速度 (rad/s)	F_n (N)	F_t (N)	F_g (N)	F (N)
低压级偏心轮 和活塞	3.485	7.2	78.5	368	73.6	6420	6389
高压级偏心轮 和活塞	7.2	10	78.5	55.47	11.94	2016	2018

4.2.4.2 Ansys 有限元方法对滑板的应力、应变分析

图 4-29~4-64 是两级转子压缩机高、低压级滑板在三种不同工况下的应变分析和应力分析,图 4-29~4-37 为低压级滑板在转角 161° 、 180° 、 330° 时的受力变形情况,滑板 x、y 方向上的变形在转角 180° 时达到最大值, x 方向上滑板的变形从上至下逐渐增加,滑板与滚动活塞的位置变形最大,达到 $3.35\ \mu\text{m}$; y 方向上滑板总体变形较小,滑板靠近工作腔的两侧变形量大,而滑板中心变形小,最大应变为 $0.796\ \mu\text{m}$ 。由低压级应力云图 4-47~4-55 所示低压级滑板应力在转角 180° 时出现最大,低压级滑板在 x 方向上受到的最大拉力为 45MPa,最大压应力为 22.6MPa,取安全系数为 3,则最大拉应力为 135MPa,最大压应力为 67.8MPa,在 y 方向上最大应拉力为 86.8MPa,最大压应力为 72.0MPa,取安全系数 3,则最大拉应力为 260.4MPa,最大压应力为 218.4MPa,就合金钢 38CrMoAlA 而言可承受的最大应拉力为 $980\text{MPa}^{[53]}$,最大压应力为 835MPa,这完全在所承受的范围。图 4-38~4-46,图 4-56~4-64 为高压级滑板在各种工况下的应变、应力云图,应力和应变的最大值同样出现在 180° 转角的位置,在 x 方向上最大应变为 $2.26\ \mu\text{m}$, y 方向最大应变为 $0.55\ \mu\text{m}$, x 方向最大应拉力为 30.4MPa,最大压应力为 25.1MPa, y 方向上最大应拉力为 62.6MPa,最大压应力为 41.1MPa,同样取安全系数为 3,滑板需要的最大承受拉力和压力远远小于金属材料能承受的拉力和压力。本文运动部件的分析是在极限工况下进行的,实际运行中并不会产生滑板所需求的最大拉力和压力,所以转子在运行中不会因为大压差的原因导致滑板断裂。

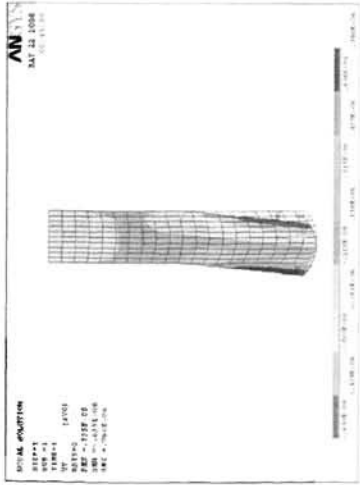


图 4-33 低压级滑板在转角 180°时 y 方向的应变云图

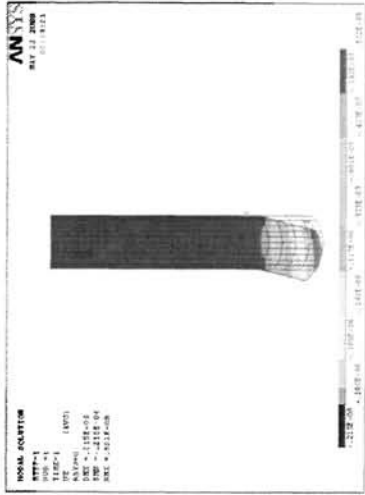


图 4-31 低压级滑板在转角 330°时 x 方向的应变云图

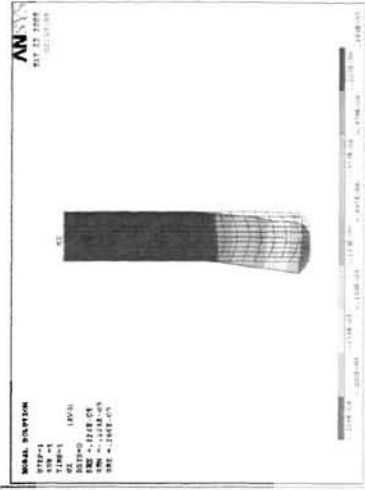


图 4-29 低压级滑板在转角 161°时 x 方向的应变云图

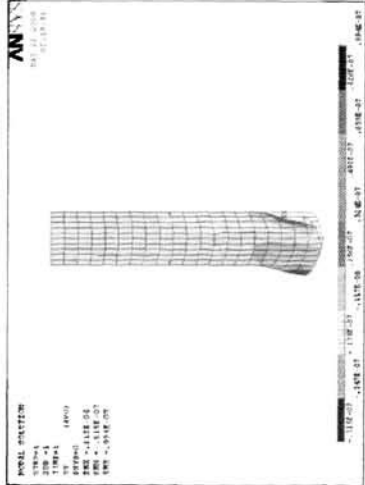


图 4-34 低压级滑板在转角 330°时 y 方向的应变云图

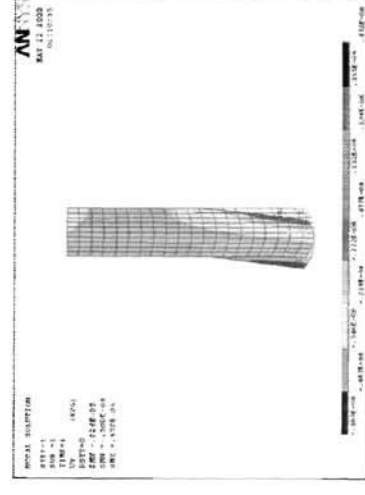


图 4-32 低压级滑板在转角 161°时 y 方向的应变云图

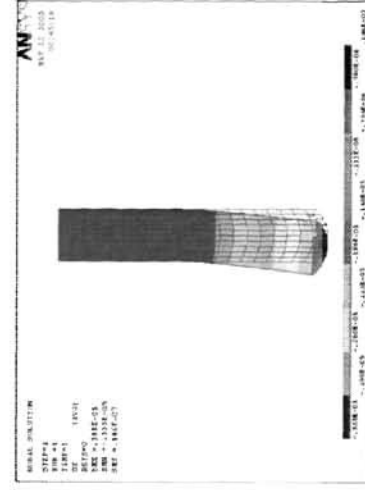


图 4-30 低压级滑板在转角 180°时 x 方向的应变云图

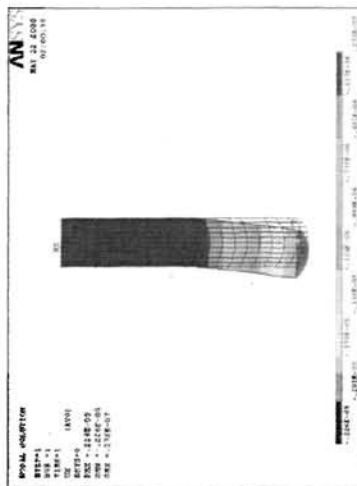


图 4-39 高压级滑板在转角 180°时x方向
应变云图

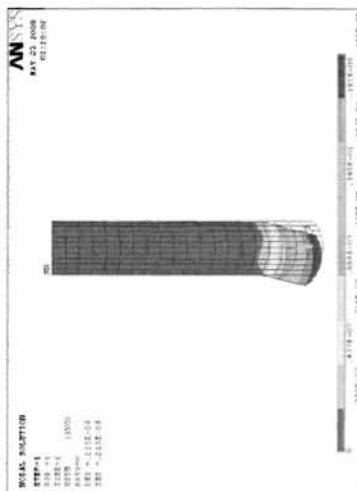


图 4-37 低压级滑板在转角 330°时综合
应变云图

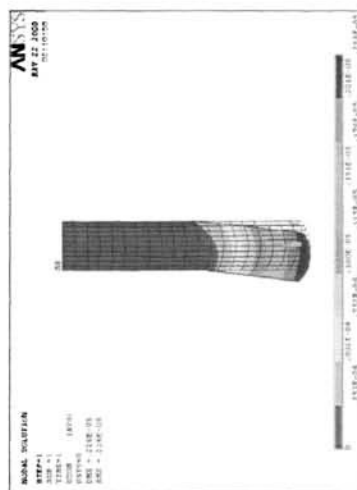


图 4-35 低压级滑板在转角 161°时综合
应变云图

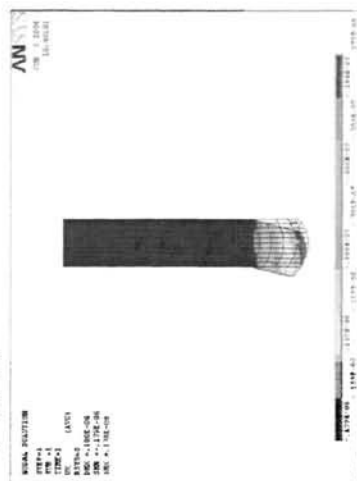


图 4-40 高压级滑板在转角 330°时x方向
应变云图

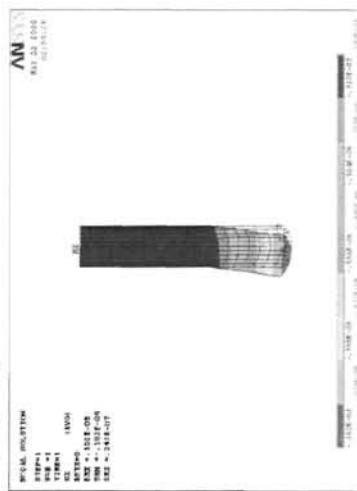


图 4-38 高压级滑板在转角 106°时x方向
应变云图

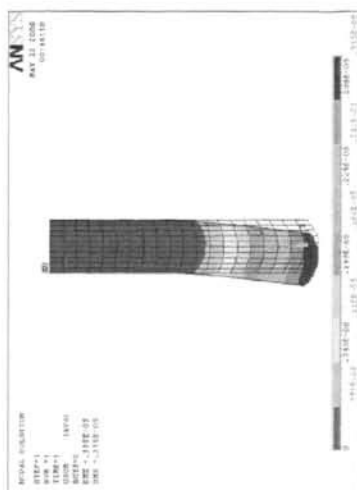


图 4-36 低压级滑板在转角 180°时综合
应变云图

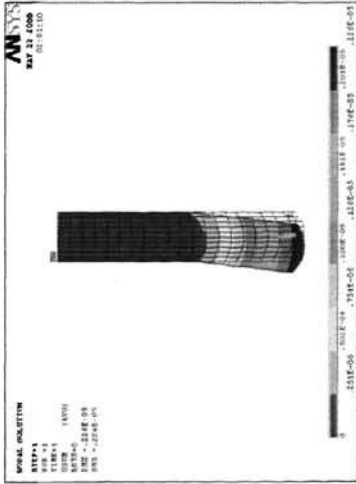


图 4-45 高压级滑板在转角 180°时综合

应变云图

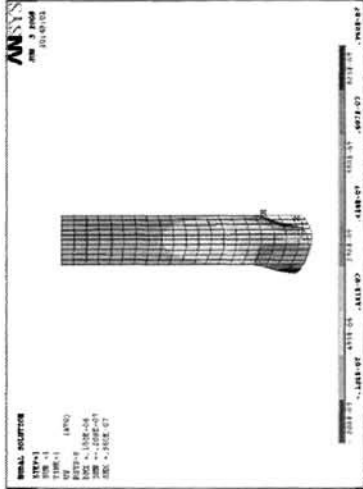


图 4-43 高压级滑板在转角 330°时y方向

应变云图

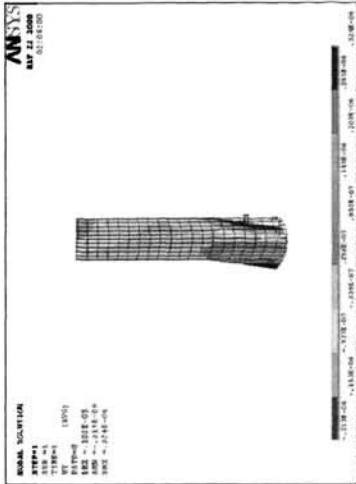


图 4-41 高压级滑板在转角 106°时y方向

应变云图

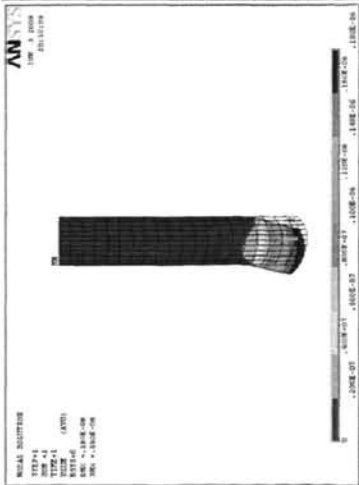


图 4-46 高压级滑板在转角 330°时综合

应变云图

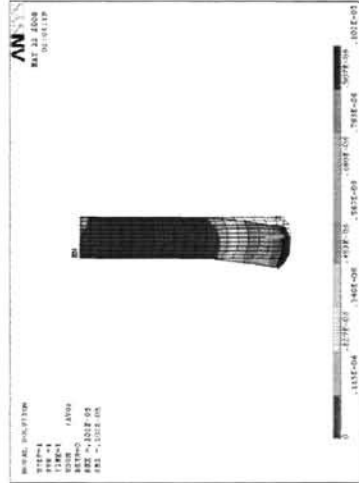


图 4-44 高压级滑板在转角 106°时综合

应变云图

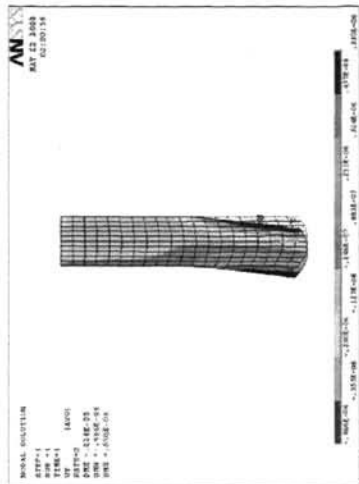


图 4-42 高压级滑板在转角 180°时y方向

应变云图

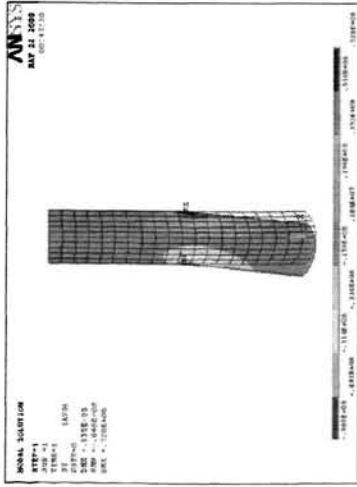


图 4-51 低压级滑板在转角 180°时y方向
应力云图

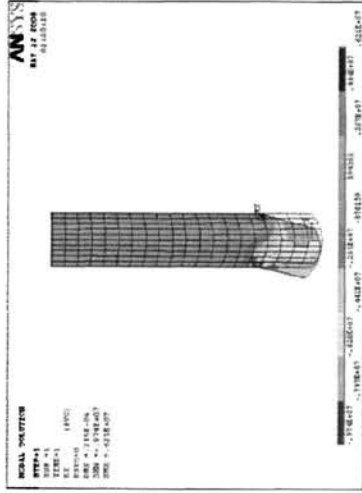


图 4-49 低压级滑板在转角 330°时x方向
应力云图

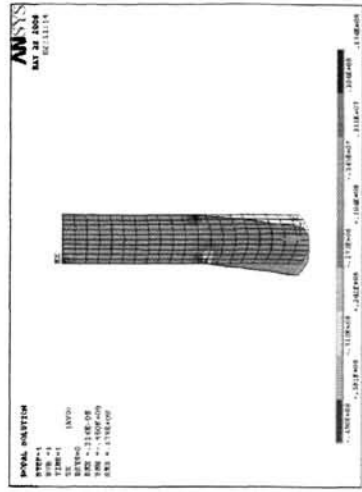


图 4-47 低压级滑板在转角 161°时x方向
应力云图

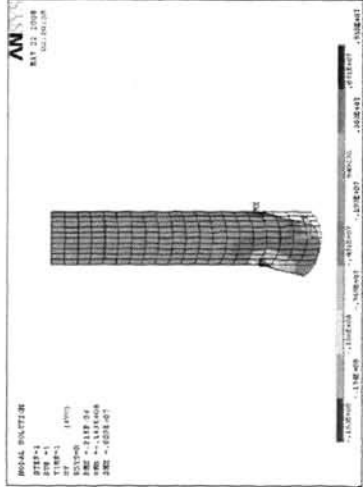


图 4-52 低压级滑板在转角 330°时y方向
应力云图

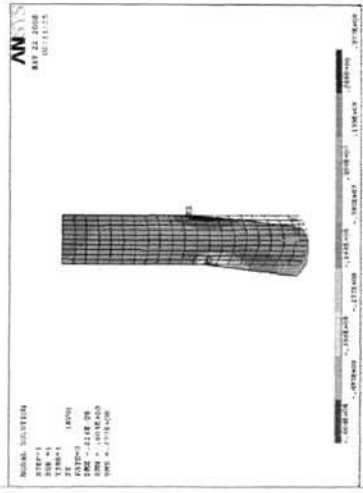


图 4-50 低压级滑板在转角 161°时y方向
应力云图

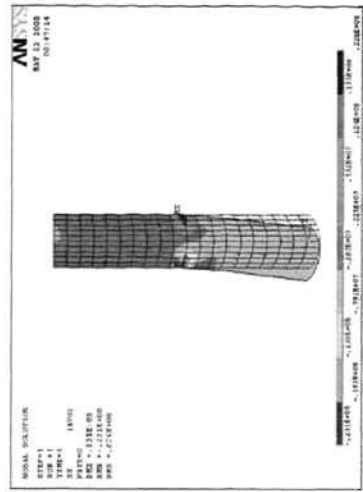


图 4-48 低压级滑板在转角 180°时x方向
应力云图

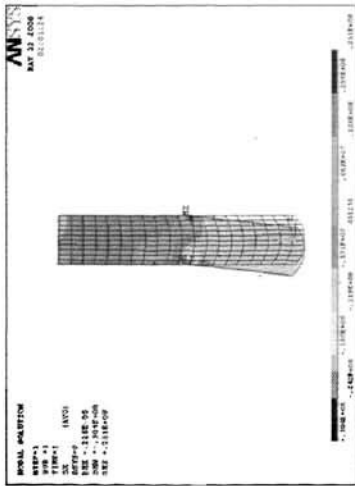


图 4-57 高压级滑板在转角 180°时x方向
应力云图

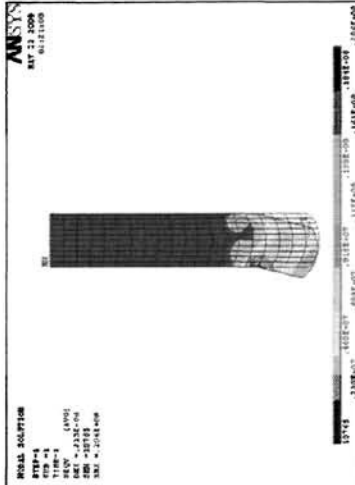


图 4-55 低压级滑板在转角 330°时
von misesStress

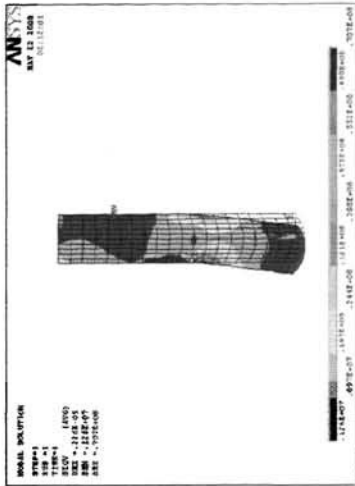


图 4-53 低压级滑板在转角 161°时
von misesStress

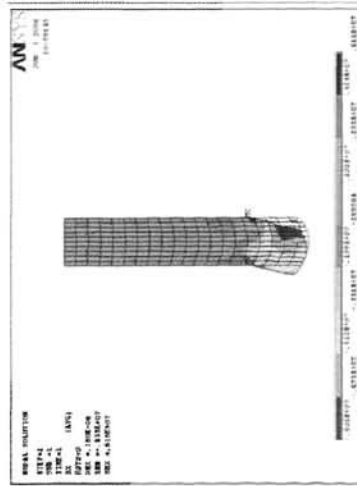


图 4-58 高压级滑板在转角 330°时x方向
应力云图

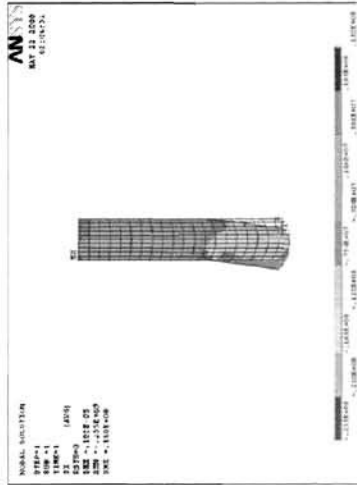


图 4-56 高压级滑板在转角 106°时x方向
应力云图

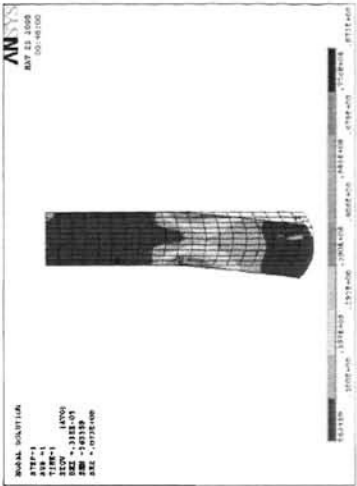


图 4-54 低压级滑板在转角 180°时
von misesStress

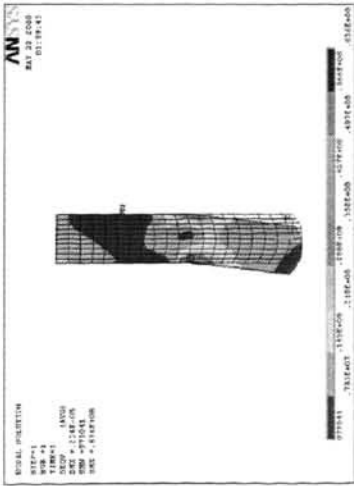


图 4-63 高压级滑板在转角 180°时 von misesStress

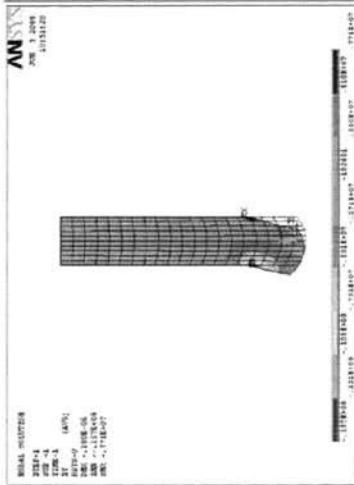


图 4-61 高压级滑板在转角 330°时y方向 应力场云图

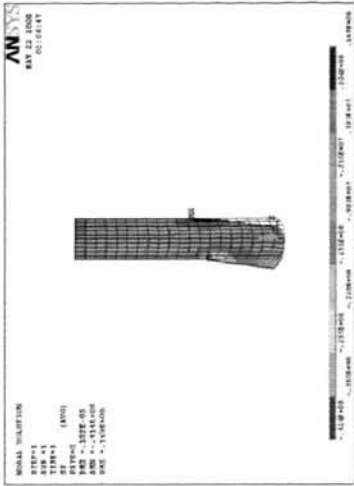


图 4-59 高压级滑板在转角 106°时y方向 应力场云图

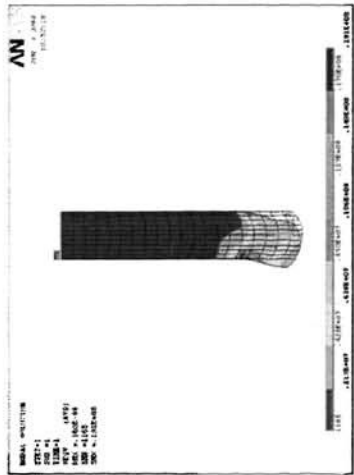


图 4-64 高压级滑板在转角 330°时 von misesStress

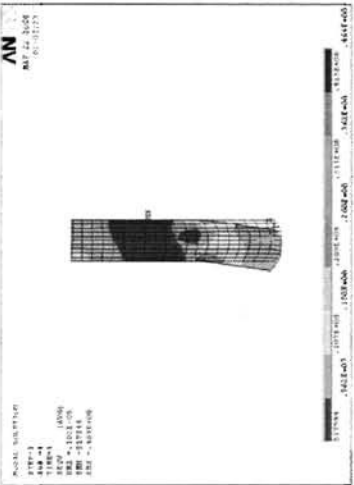


图 4-62 高压级滑板在转角 106°时 von misesStress

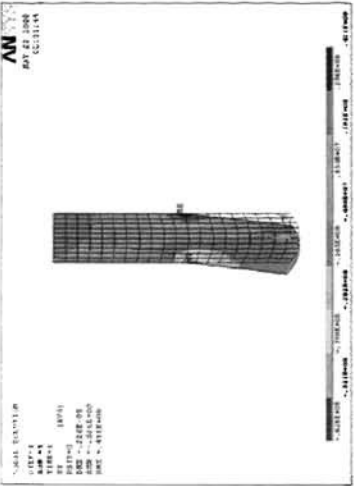


图 4-60 高压级滑板在转角 180°时y方向 应力场云图

4.2.4.3 Ansys 有限元方法对滚动活塞和偏心轮的应力分析

计算滚动活塞我们采用压缩机排气开始时作为计算工况, 计算时保证转子在运行的过程中出现最大的变形。

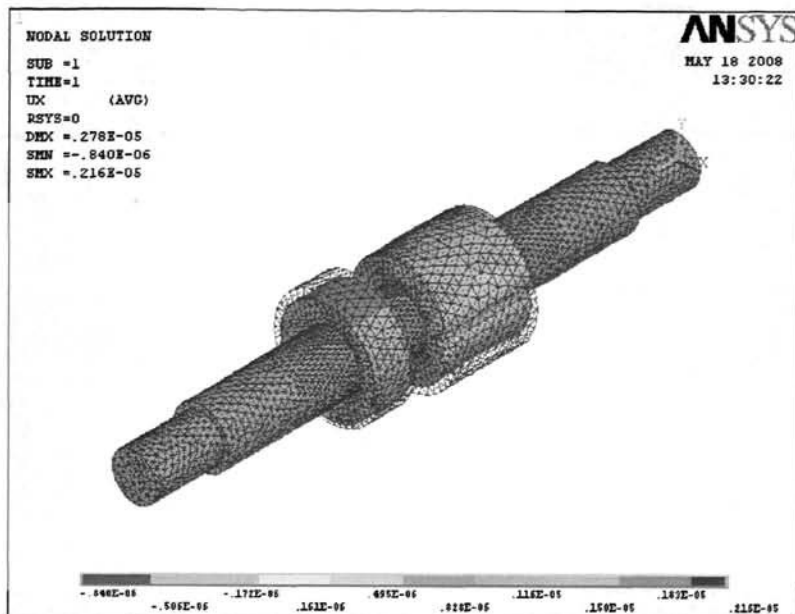


图 4-65 滚动转子在 x 方向上的应变

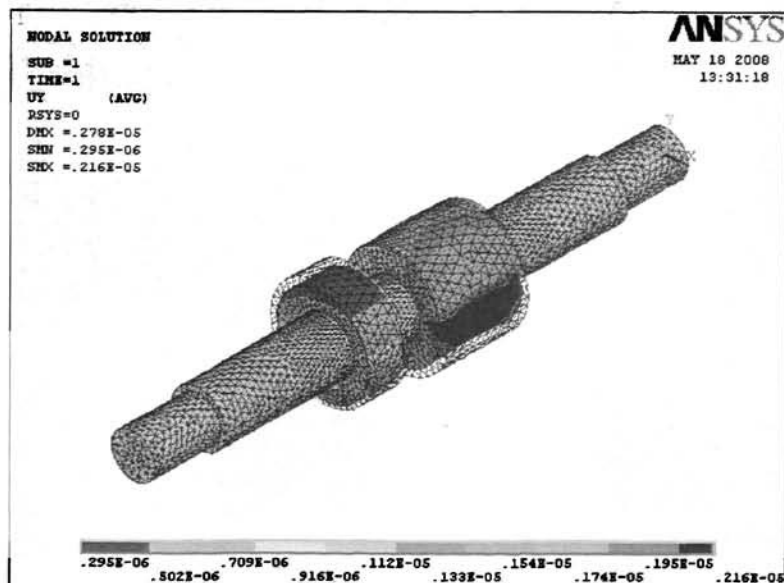


图 4-66 滚动转子在 y 方向上的应变

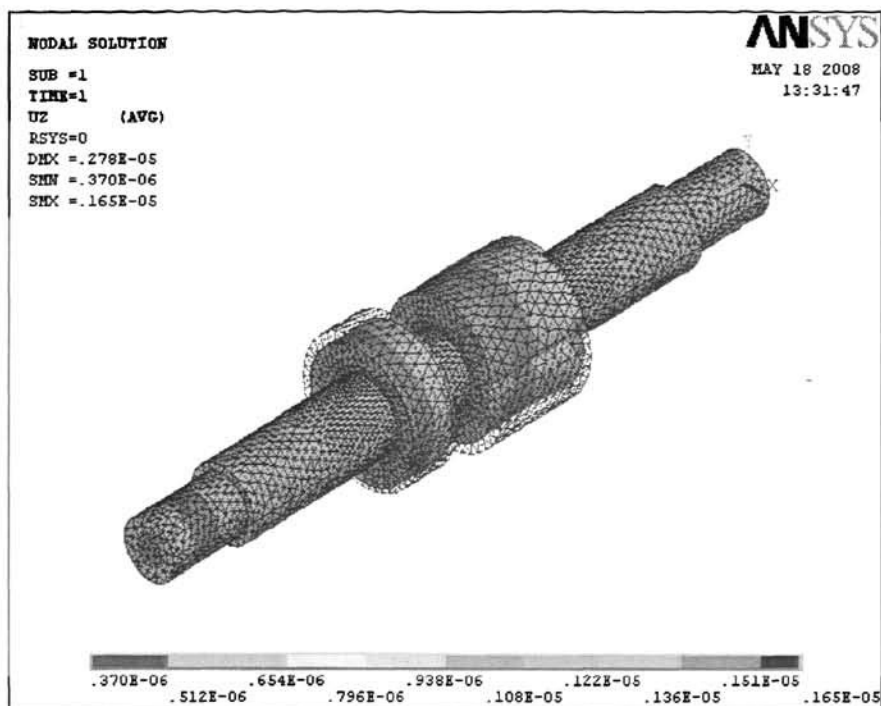


图 4-67 滚动转子在 z 方向上的应变

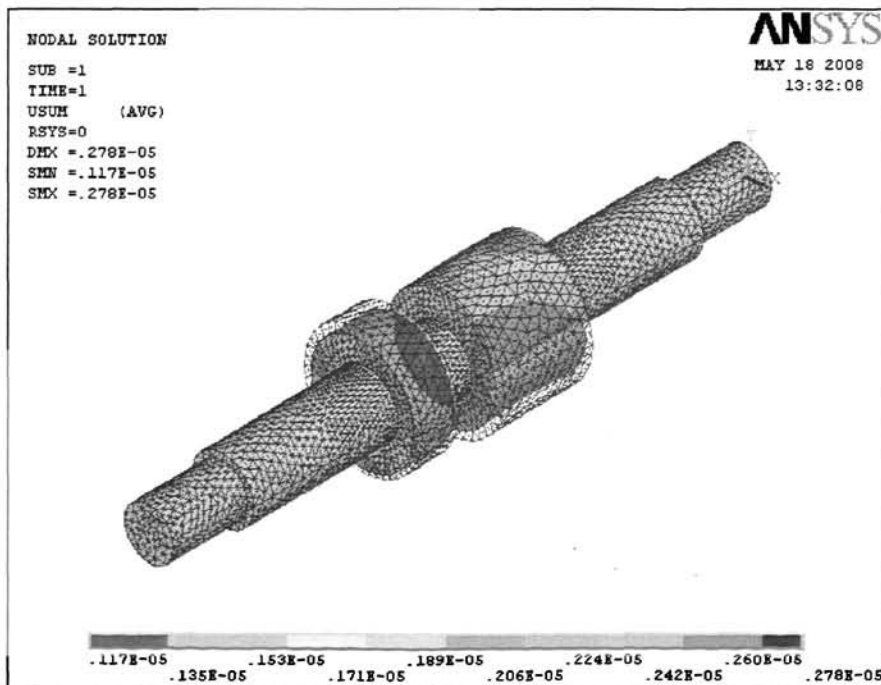


图 4-68 滚动活塞的综合应变

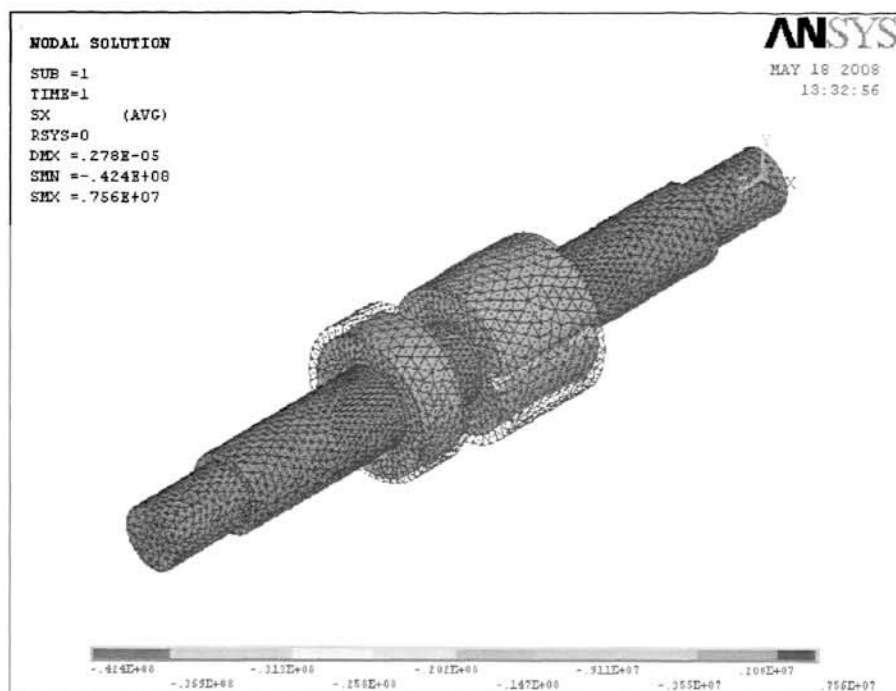


图 4-69 滚动活塞在 x 方向上的应力场云图

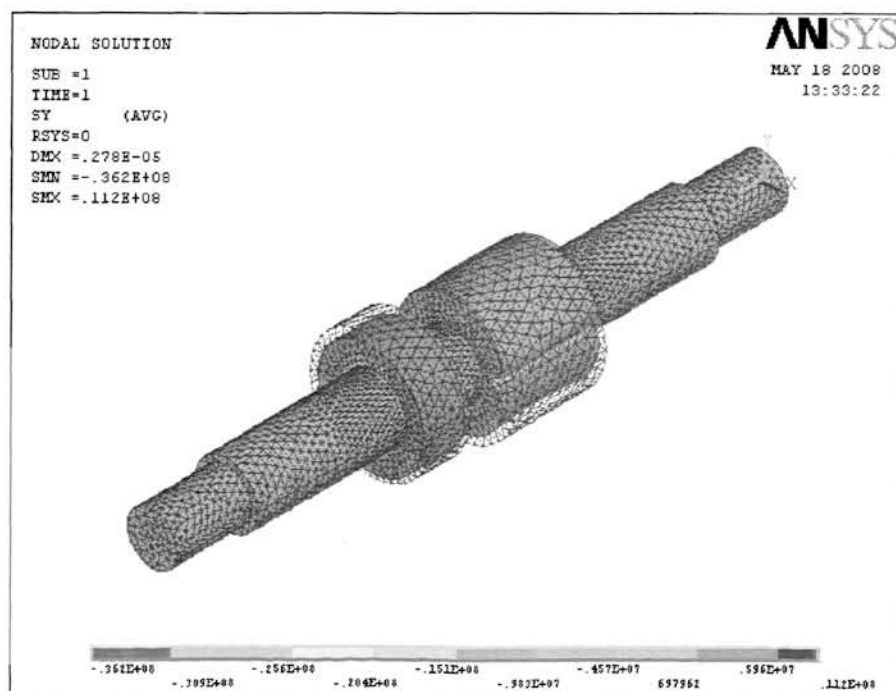


图 4-70 滚动活塞在 y 方向上的应力场云图

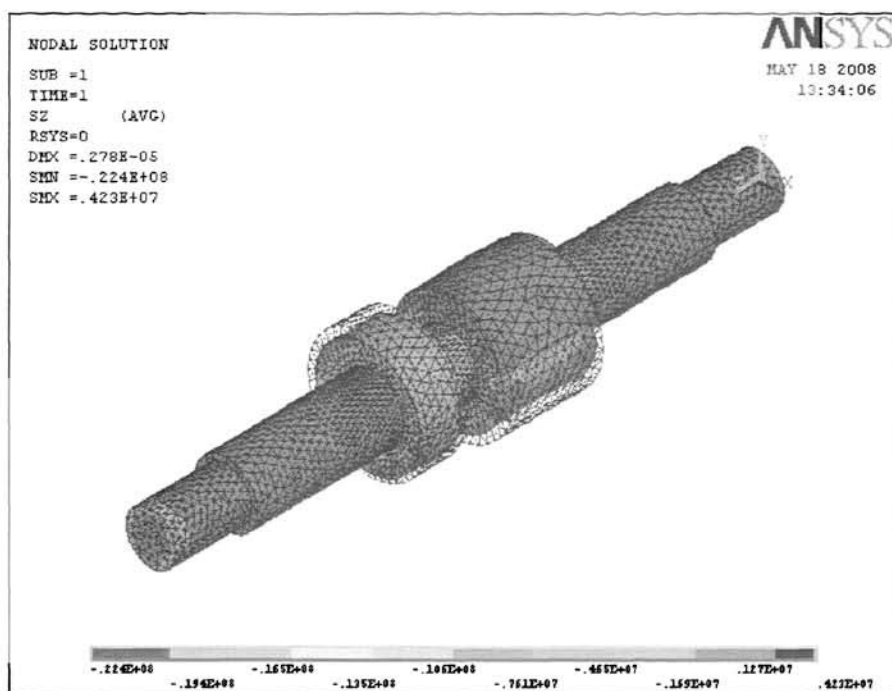


图 4-71 滚动活塞在 z 方向上的应力云图

图 4-65~4-71 为滚动活塞和偏心轮在各方向上的应变云图，图 4-67 为其在 x 上的变形量，最大变形量为 $2.16\ \mu\text{m}$ ，主要集中在与滑板接触的位置上，并随着活塞的边缘逐渐变小。图 4-68 为 y 方向上的变形图，由图可知，最大变形量主要集中在低压级转动活塞上，而且压缩腔侧的变形要大于吸气腔的变形，最大变形量达到 $1.65\ \mu\text{m}$ 。图 4-69 为 z 方向的应变，转子和偏心轮在受重力的情况下高速运转，摩擦力矩、气体力等都对其产生影响，此时最大形变发生在转子的底端，并随 z 轴方向逐渐变小。图 4-71~4-73 为滚动活塞和偏心轮轴在 x, y, z 方向上的应力云图，可以看出最大拉力为 42.4MPa ，最大压力为 11.2MPa ，合金钢 38CrMoAlA 可承受的最大应力为 980MPa ^[48]，最大应压力为 835MPa ，所以对于滚动活塞和轴来说这样的压力是不会对其产生疲劳的。因此滚动活塞和轴只要采取适当的热处理，用来保证和提高工件的各种性能如耐磨、耐腐蚀等，同时改善毛坯的组织 and 应力状态，以利于进行各种冷、热加工，就可以达到压缩机运转的要求。从上面的分析可以看出两极压缩可以实现二氧化碳低压比、大压差下的压缩，但是对于每一级压缩腔来讲，相比于单级压缩，压差变小，所以从压缩机的加工来讲选用强度和韧性稍大的合金钢^[48]如：38CrMoAlA，它的最大应拉力为

980MPa, 最大应压力 835MPa, 用途为: 镗杆、磨床主轴、精密齿轮、高压滑杆、气缸套等, 40CrNiMo, 它的最大拉应力 980MPa、最大压应力 835MPa, 主要用途为: 高负荷轴承、齿轮等。

4.3 本章小结

本章利用理论分析、弹性力学理论和有限元方法, 对所设计的二氧化碳两级压缩机运动部件在大压差、高转速下进行了动力学数值计算和有限元分析, 本节计算了滑板、滚动活塞、偏心轮的受力情况以及变形情况, 为压缩机的设计、选材、加工提供理论参考依据。本章的主要结论如下:

- 1、对两级压缩机的运动部件进行了受力情况的理论求解。由于低压级压差 3.715MPa、高压级压差 2.8MPa, 通过分析表明两压缩腔内各部件受力存在较大的差异, 低压级受力明显大于高压级。
- 2、对压缩机的运动部件进行了强度分析和应力场分析。分析中考虑了在经典求解中忽略的多种复杂因素, 如速度、加速度、力矩、质量对模型的应变, 应力影响, 给出了运动部件在受力情况下的应力和应变分布情况, 得出滑板最大变形为 $3.35\ \mu\text{m}$, 最大应拉力为 86.8MPa, 最大应压力为 72MPa, 转子和偏心轮最大变形为 $2.16\ \mu\text{m}$, 最大应压力为 42.4MPa, 最大应拉力为 11.2MPa。滑板与滑槽的间隙、径向间隙建议保持在 $5\sim 10\ \mu\text{m}$ 之间。对于压缩机的加工我们可以考虑选择以下材料: 38CrMoAlA、40CrNiMo。

第五章 结论和展望

5.1 结论

本文以自然工质 CO_2 为研究对象,通过理论计算对 CO_2 跨临界两级循环进行了全面的热力学分析,并对 CO_2 跨临界循环中两级滚动转子压缩机进行了深入的理论分析。本论文以压缩机设计和运动部件的受力分析为主要内容,现将课题研究中的主要结论总结如下:

- 1、对六种形式的二氧化碳两级压缩循环从热力学方面进行了对比分析。分析表明采用两级循环的 CO_2 系统其COP都在 2.8~4.5 之间。论文分析了最优高压、最优中间压力随气体冷却器出口温度、蒸发温度变化的规律,分析表明最优高压、最优中间压力与两级压缩形式、运行工况、是否带膨胀机有关。在相同情况下,普通两级循环的最优中间压力最大,其次是带膨胀机和回热器的两级循环,而带中冷器和经济器的循环系统最优中间压力最小。这样导致前四种循环中的两级压缩机两级压差较大,压比差别较大。
- 2、在压缩机的设计中发现影响滚动活塞两级压缩机设计的参数很多,其中对它影响较大的因素为相对气缸高度和相对偏心距,因为它们影响压缩机压缩过程的长短。分析表明,由于 CO_2 的压缩比小,设计当中适宜选择较小的相对偏心距。
- 3、通过理论分析和数值求解相结合的方式对压缩机各运动部件的受力情况进行了分析和理论求解。计算结果表明在设计工况下,低压级运动部件受力要明显大于高压级运动部件,气体力较大,摩擦力矩对压缩机运转过程中产生的影响相对动力矩要小很多。
- 4、通过 Ansys 模拟,以压缩机运行过程中受力情况为边界条件分别对滑板、偏心轮、滚动活塞进行建模和变形分析,分析结果表明滑板最大变形为 $3.35\ \mu\text{m}$,滚动活塞最大变形为 $2.16\ \mu\text{m}$,因此本文建议滑板与滑槽的间隙、径向间隙保持在 $5\sim 10\ \mu\text{m}$ 之间。根据对运动部件应力场的分析,发现选用 38CrMoAlA、40CrNiMo 等合金钢作为压缩机加工材料可以满足应力、应变的要求。

5.2 展望

CO_2 是一种很有发展潜力的自然工质,它能否推广取决于能否设计出高效的压

缩机，因此对它的深入研究具有重要的经济、环境和社会意义。总结本课题研究过程的收获和感受，关于二氧化碳两级压缩机今后的研究工作有以下几个方面：

- 1、压缩机在运行过程当中二氧化碳的状态变化是很复杂的，建立更加符合实际过程的热力学方程、传热方程、运动部件的受力方程是很重要的。
- 2、加深对运动部件的模拟，从运动部件的变形分析、疲劳分析上可以为压缩机的设计和加工提高指导性意义。
- 3、加工出二氧化碳两级压缩机样机，通过对样机的研究可以为我们对二氧化碳压缩机的设计提供更多实际意义上的价值。

参考文献

- [1] Rowland, F. S. and M. J. Molina. Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes: Chlorine Atome Catalyzed Destruction of Ozone. *Nature*, 1974, 249: 810-812
- [2] Samer Sawalha. CO₂ and Transcritical Cycle[R]. KTH Energy Institute.
- [3] Lorentzen G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament [J]. *Int.J.Refrig*,1995,18(3):190~197
- [4] Kim Man-Hoe, Pettersen J, Bullard CW. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems[J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2004, 30:119-174.
- [5] M.Saikawa, K.Hashimoto, K.Kusakari,etc.. Development of prototype of CO₂ heat pump water heater for residential use[C]. In: 4th IIR Gustav Lorentzen conference on natural working fluids, Purdue University, USA. 2000: 51-57.
- [6] Hihara E. R&D on heat pumps with natural working fluids in Japan[C]. In: 7th International Energy Agency Heat Pump Conference. Beijing, China, May 19-22,2002:272-279.
- [7] G.Reza Zakeri, Neksâ P etc. Results and experiences with the first commercial pilot plant CO₂ heat pump water heater[C]. In: 4th IIR Gustav Lorentzen conference on natural working fluids, Purdue University, USA. 2000: 59-65
- [8] Jorn Stene. Investigation of a residential brine-to-water CO₂ heat pump for combined low-temperature space heating and hot water preparation[C]. In: 5th IIR Gustav Lorentzen conference on natural working fluids, Guangzhou, China. 2002: 268-275.
- [9]Advances in heat pump water heater. <http://www.heatpumpcentre.org/2003.12.18>.
- [10] Fagerli B., CO₂ compressor development, Presentation on the CO₂ workshop[R], Trondheim, 1997.<http://www.obrist.at/productsandservices/co2components/index.html>2004.3
- [11]Casini. CO₂ compressors and equipment, use and availability[R]. <http://www.eurocooling.com>, May, 6, 2003.
- [12] Tadashi Yanagisawa, Mitsuhiro Fukuta. Basic operating characteristics of reciprocating compressor for CO₂ cycle[C]. Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids at Purdue University, USA, 2000: 355-362.
- [13] Masaya Tadano, Toshiyuki Ebara, et al. Development of the CO₂ hermetic compressor[C]. Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural

Working Fluids at Purdue, USA, 2000: 323-330.

[14] Hiroshi Mukaiyama, Tetsuya Masuda, et al. Development of CO₂ Compressor and Its Application Systems[C]. 7th International Energy Agency Heat Pump Conference, Beijing, China, 2002:137-146.

[15] B. Hubacher, E. A. Groll. Performance measurements of a hermetic carbon dioxide compressor[C]. International Conference of Refrigeration, Washington, USA: ICR0029.

[16] 俵皮武史, 大川刚义, 熊仓英二. CO₂冷媒跨临界压缩机性能评价[C]. 平成12年度日本冷冻空调学术讲演论文集, 札幌, 日本.

[17] Tomoyasu Adachi, Takayuki Hagita. Automobile air conditioner using CO₂[C], 冷冻 2003, Vol.77(893): 8-13.

[18] CO₂ scroll compressor [ED-OL]. <http://www.jsme.or.jp/English/awardsn26.html>

[19] K.Endoh,T.Kouno,etal.Instant hot-water supply heat-pump water heater using CO₂ refrigerant in a transcritical cycle.7th IIR Gustav Lorenzen conference on natural working fluids,Trondheim,Norway,2006:27-30

[20] Mitsuhiro Fukuta, R. Rademacher. Performance of a vane compressor for CO₂ cycle[C]. Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue University, USA, 2000: 339-346.

[21] 郇中杰, 马一太. 滑片式压缩机经济器系统的理论分析[J]. 流体机械, 1998, 26(12): 51-54.

[22] G Y Ma, Q H Chai. Characteristics of an improved heat-pump cycle for cold regions[J]. Applied Energy, 2004, 77: 235-247.

[23] L Fu, G L Ding. Steady-state simulation of screw liquid chillers [J]. Applied thermal engineering, 2002, 22:1731-1748.

[24] 马国远, 彦启森. 涡旋压缩机经济器系统的试验研究. 制冷学报, 2002, 1 期 27-31.

[25] G-y.Ma ,Q.-h.Chai, Characteristics of an improved heat -pump cycle for cold redions Applied Energy 2004 235-247.

[26] 马国远, 彦启森. 涡旋压缩机经济器系统的热力学分析. 流体机械, 编号: 017002.

[27] 宁会锋. 带经济器螺杆制冷压缩机及其循环系统的研究[硕士学位论文]. 天津: 天津大学, 2003.

[28] Kauf F. Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles. International Journal of Thermal Sciences, 1999, 38(4): 325-330.

[29] Liao SM, Zhao TS, Jakobsen A. A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles. Applied Thermal Engineering, 2000, 20(9): 831-841.

- [30] Robinson DM, Groll EA. Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine. *Int J. Refrig*, 1998, 21(7): 577-589.
- [31] 王淑玮.滚动转子式变频压缩机模拟计算及实验研究[硕士学位论文].西安:西安交通大学, 2005.
- [32] 马国远, 李红旗.旋转压缩机.北京:机械工业出版社, 2001.
- [33] 汪洋.转子动力学.清华大学工程力学系, 1983.
- [34] 顾家柳等.转子动力学.北京:国防工业出版社, 1985.
- [35] 曾献阳.二氧化碳跨临界循环滚动活塞膨胀机和涡旋压缩机的研究[博士学位论文].天津:天津大学, 2006.
- [36] 李敏霞.二氧化碳跨临界循环化转子式膨胀机的分析与实验研究[博士学位论文].天津:天津大学, 2003.
- [37] 查世彤.二氧化碳跨临界膨胀机的研究与开发[博士学位论文].天津:天津大学, 2003.
- [38] 机械工程中的有限元方法.西安:西北工业大学出版社, 1993.
- [39] 颜云辉.结构分析中的有限元单元法及其应用.沈阳:东北大学出版社, 2000.
- [40] ANSYS MANUL
- [41] J.N.Reddy.有限元法概论.湖南:湖南科学技术出版社, 1998.
- [42] 刘鸿文.材料力学.北京:高等教育出版社, 1985.8.
- [43] 谢贻权, 何福保.弹性和塑性力学中的有限单元.北京:机械工业出版社, 1978.
- [44] 高德平.机械工程中的有限元方法基础.西安:西北工业大学出版社, 1993.
- [45] 黄钟, 程源.实用应力分析.北京:中国石化出版社, 1993.
- [46] 王润富, 陈国荣.弹性力学及有限单元法.北京:高等教育出版社 2005.
- [47] 刘涛, 杨凤鹏等.精通 ANSYS .北京:清华大学出版社, 2002.
- [48] 王国强.实用工程数值模拟技术及其在 ANSYS 上的实践.西安:西北大学出版社, 1999.
- [49] Chen Woo.译 ANSYS5.7 线形与非线性结构静力分析指南.
- [50] 刘新明.常用金属材料手册(第二版), 钢铁产品部分.北京:冶金工业出版社, 1996.
- [51] 彭福泉.金属材料实用手册.北京:机械工业出版社, 1987.
- [52] 郑明新.工程材料.北京:清华大学出版社, 1991.
- [53] 常用金属材料材速查速算手册.北京:机械工业出版社

发表论文和参加科研情况说明

参与的科研项目：

1. 天津市自然科学基金项目（06YFJJC05400）：混合组元对CO₂跨临界循环带膨胀机系统影响机理研究.
2. 863 高效节能与分布式供能技术专题探索性项目（2007AA05Z262）：带新型膨胀机的高效CO₂跨临界热泵系统与开发.

致 谢

本文是在导师李敏霞教授和老师马一太教授的悉心指导和严格要求下完成的。导师在学习和生活上给与了我热心的关怀和全面的照顾，使我深受感动。两位老师渊博的学识，严谨的治学作风、创新进取的科研理念、和蔼可亲的谆谆教诲和宽容大度的人格魅力，使我终生受益。两位老师将成为我人生道路上重要的恩人和朋友，谨向两位恩师表示衷心的感谢和崇高的敬意。

攻读硕士期间，得到了天津商业大学刘圣春老师，天津大学刘秋菊老师，湖南文理学院蒯大秋教授在生活和学习上的大力支持和无私帮助，实验室苏维诚老师和董克勤工程师都曾给我谆谆教导和热心照顾，因为他们，我的论文才得以顺利进行，在此表示诚挚的谢意。进入天大期间，李汛老师、李丽新老师、赵军老师都给予了许多关怀和照顾，使我倍感温暖。此外，杨昭教授、李惟毅教授也给予了热情指导和亲切关怀，在此一并表示感谢。

感谢已经走向工作岗位的师兄师姐们：杨俊兰博士、曾宪阳博士、孙方田博士、李博硕士、汪耀东硕士、他们都曾给予我很多的帮助和热情的鼓励。在学的博士研究生安青松、姜云涛、王洪利、汪琳琳，硕士研究生龚文瑾、刘和成、赵雷、张鹏在平常的学习和生活中都给予我很大的帮助与支持，深表感谢。更要感谢与我同期毕业的硕士生田华、乔琳琳以及同学冯帅、曹伟、李志强，感谢你们在生活和学习上给我的无私帮助。同窗之谊，情同手足，在此表示感谢的同时也祝福你们前程似锦！

最后要感谢我的父母和女友王淑华以及王兆云、仝桂芹两位前辈，正是他们的默默支持我才能在求学道路上走到现在，这份恩情需要我一生去回报。

谨以此文献给所有关心、支持、帮助过我的老师、同学和朋友！

文子强
2008年5月