

文章编号: 0253-4339(2010)04-0014-08

DOI编码: 10.3969/j.issn.0253-4339.2010.04.014

制冷压缩机基础理论与关键技术开发

陈文卿 马元 彭学院 吴华根 邢子文

(西安交通大学能源与动力工程学院 西安 710049)

摘要 为系统介绍制冷压缩机基础理论,详细阐述了制冷压缩机的分类与应用范围,给出了不同类型制冷压缩机的热力学与动力学模型。采用数学建模,有限元分析及运动规律测试等理论与试验相结合的方法,研究不同几何参数,不同运行工况下的部件运动特性与机器工作性能,作为压缩机整体结构方案和主要零部件优化设计的重要依据;例如往复制冷压缩机曲柄连杆机构和气阀设计,螺杆制冷压缩机转子型线设计与孔口布置,离心式制冷压缩机的叶轮设计和加工制造等,攻克了多项影响机器性能的关键技术,对不同应用场合下制冷压缩机的选型具有指导意义,并为高效制冷压缩机的开发奠定基础。

关键词 热工学; 制冷压缩机; 基础理论; 关键技术; 产品开发

中图分类号: TB652; TH45

文献标识码: A

Fundamental Theory and Key Technologies of Refrigerating Compressors

Chen Wenqing Ma Yuan Peng Xueyuan Wu Huagen Xing Ziwen

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, China)

Abstract The mathematical models were built to simulate the thermodynamic performance and dynamic characteristics of refrigerating compressors. The influence of factors on the performance and reliability of refrigerating compressors was explored theoretically and experimentally. The key technologies to improve the performance of refrigerating compressors were presented including the valves design, the crank design, and the connecting rod design for reciprocating refrigerating compressors; the rotor profiles design method, the ports design for screw refrigerating compressors; the impeller design and fabrication for centrifugal refrigerating compressors.

Keywords Pyrology; Refrigeration compressors; Basic theory; Key technologies; Development of products

随着科学技术和社会文明的进步,制冷和低温技术的应用几乎渗透到生产技术和科学研究各个领域,并在改善人类的生活质量方面发挥巨大作用,深刻影响着工业、农业、国防、建设和技术探索等国民经济各个部门的发展。在诸多现代制冷技术中,蒸汽压缩式制冷是最典型、最普遍采用的制冷方式之一。

应用于蒸汽压缩式制冷或热泵系统中的压缩机统称为制冷压缩机。制冷压缩机是系统的“心脏”,不同类型的制冷压缩机是决定系统能力大小的关键部件,对系统的运行性能、振动、噪声、维护和使用寿命等有着直接的影响。

1 制冷压缩机的分类与应用范围

根据提高制冷剂蒸气压力的热力学原理,制

冷压缩机可分为容积式和速度式两类。容积式制冷压缩机是通过强制缩小控制容积的方式来提高制冷剂气体压力的;速度式压缩机提升制冷剂气体压力的方式是先使吸入的气流获得一定的高速,然后将气流的动压转化为制冷剂气体的静压。容积式制冷压缩机按其压缩部件的运动特点可分为往复式(简称往复式)和回转式两种形式,而后者又可根据结构特点分为滚动活塞式、涡旋式、双螺杆式(简称螺杆式)、单螺杆式等。应用于制冷和热泵系统速度式制冷压缩机基本都是离心式压缩机。

上述各种制冷压缩机的应用场合及功率范围如图1所示。由图中可以看出,往复式制冷压缩机、螺杆制冷压缩机和离心式制冷压缩机的应用范围涵盖了从家用冰箱到大型工业制冷及空调设备领域,往复式制冷压缩机和螺杆制冷压缩机的基础理

收稿日期: 2010年1月15日

论研究以及关键技术突破的模型和方法对其他制冷压缩机的研究具有重要的指导意义,例如工作过程的数学模型以及 $p-V$ 图的测录方法等等。因此,下文将着重讨论往复制冷压缩机(活塞式制冷压缩机)和螺杆制冷压缩机基础理论的研究和关键技术的开发,并对离心式制冷压缩机关键技术开发作简要介绍。

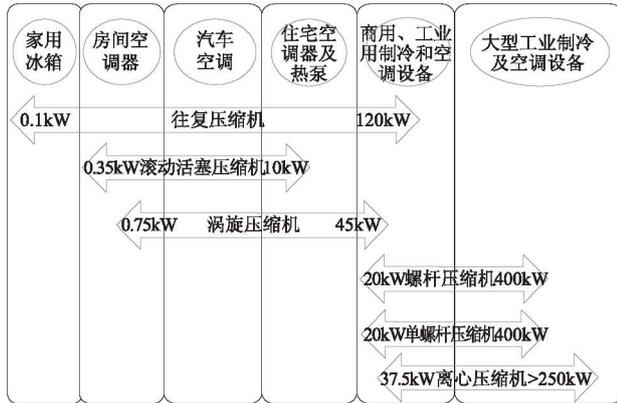


图1 各种制冷压缩机的应用场合与功率范围

Fig.1 Applications and electrical machinery power range of various refrigeration compressors

2 往复活塞制冷压缩机

活塞压缩机是一种最典型的往复容积式压缩机,它由气缸和活塞,以及驱动活塞运动的曲柄连杆机构,控制气体进出的进、排气阀组成。电动机的回转运动通过曲柄连杆机构转变为活塞在气缸内的直线往复运动,从而实现由气缸内壁、气缸盖和活塞顶面所构成的控制容积周期性变化,达到提高控制容积内气体压力的目的。气体压力的变化引起进、排气阀片的周期开启与关闭,进而实现吸气、压缩和排气过程。

2.1 工作过程数学模拟

$$\left\{ \begin{aligned} & \left[\frac{1}{v} \left(\frac{\partial h}{\partial v} \right)_T - \frac{(\partial h / \partial T)_v (\partial p / \partial v)_T}{(\partial p / \partial T)_v} \right] \frac{dv}{d\theta} \\ & \frac{dP}{d\theta} = \frac{-\frac{1}{V_c} \left[\sum \frac{dm_i}{d\theta} (h_i - h) + \frac{dQ}{d\theta} \right]}{1 - \frac{1}{v} \frac{(\partial h / \partial T)_v}{(\partial p / \partial T)_v}} \quad (1) \\ & \frac{d^2\alpha}{d\theta^2} = \frac{C_1 A_v \Delta P}{M_v \omega^2 y_{\max}} - \frac{\lambda_{st}}{M_v \omega^2} \alpha - \frac{\lambda_{st}}{M_v \omega^2 y_{\max}} \\ & \frac{dV_c}{d\theta} = \frac{\pi D^2 S}{8} \left(\sin\theta + \frac{\lambda \sin 2\theta}{2\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2\theta}} \right) \end{aligned} \right.$$

往复活塞制冷压缩机工作过程的数学模拟,

以由气缸内壁、气缸盖和活塞顶面所构成的控制容积为研究对象,有效地考虑气阀运动、泄漏及换热等因素对工作过程的影响,将吸气、排气以及各泄漏通道统一视为能引起控制容积内质量变化的通道,根据热力学第一定律及牛顿第二定律可得往复活塞制冷压缩机工作过程数学模型的基本控制方程组^[1],见式(1)。

2.2 往复制冷压缩机关键技术开发

往复制冷压缩机关键技术包括压缩机基本结构设计、油路设计、气阀可靠性及运动特性研究、排气压力损失及气流脉动研究等方面。下面将结合课题组与国内某知名公司联合开发的一种商用跨临界CO₂往复压缩机(如图2所示)阐述往复制冷压缩机的关键技术。

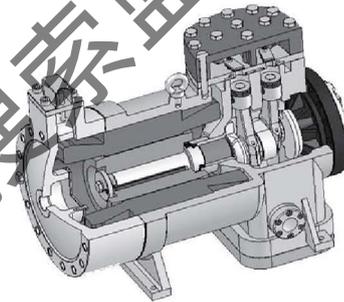


图2 一种商用跨临界CO₂往复压缩机结构

Fig.2 A commercial transcritical CO₂ reciprocating compressor

2.2.1 压缩机基本结构设计

1) 压缩机整体结构设计

由于CO₂跨临界循环工作压力高,曲轴箱内压力大,为避免轴封问题,采取半封闭结构形式,CO₂由进气阀进入气缸之前先流经电动机,可以起到冷却电动机的作用。考虑到工作压力高,滚动轴承负荷难以承受,同时提高压缩机结构紧凑程度,节省轴承安装空间,轴承全部选用滑动轴承。为提高压缩机的排气量和动力平衡性能,采用单级双缸立式(180°曲拐错角)方案。压缩机总高423mm,长555mm。主要技术参数为:气缸容积65.42cm³,气缸直径35mm,活塞行程34mm,气缸数2个,排气量10.7m³/h,电机转速2900r/min,功率18.0kW^[2]。

2) 气阀结构设计

进排气阀均采用结构简单、运动质量轻、余隙容积小的舌簧阀,排气阀位于中间。为提高气阀使用寿命与可靠性,阀片均采用弹性特性好、疲劳强度高的瑞典阀片钢材质。

3) 壳体设计

跨临界CO₂循环吸气压力一般为1.9~4.5MPa, 排气压力为7.5~13.0MPa。较高的工作压力, 对壳体的强度与承压能力提出了较高的要求。为此, 采用有限元方法对壳体的应力分布与结构强度进行分析。图3为壳体应力分布云图, 可以看出, 应力集中出现在压缩机电机侧与吸气腔间的气流通道处, 最大应力值为290MPa。壳体材质为QT700-3, 抗拉强度为700MPa, 由有限元分析结果可知, 壳体强度与承压能力完全满足工作压力的要求^[2]。

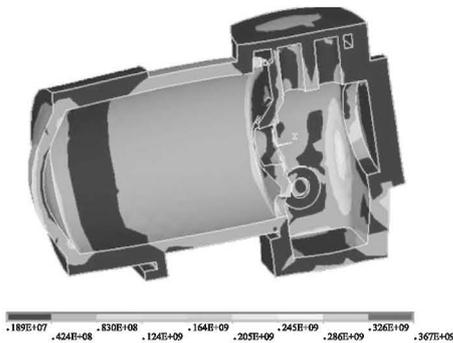


图3 壳体应力分布云图

Fig.3 Cloud map of stress distribution on the casing

4) 曲柄连杆设计

曲柄采用20Cr材料, 表面渗碳处理。连杆采用超硬铝合金材料, 模锻后退火处理。在连杆复杂周期运动过程中, 当活塞运动至上止点位置时, 气缸内工作压力为最大压力10.0MPa, 活塞力也达到最大值9616.25N, 此时为最大压缩工况^[4]; 相应地, 当活塞运动到下止点位置时, 会出现最大拉伸工况, 一般来说, 最大拉伸力远小于最大压缩力, 但CO₂压缩机的连杆小头上部分由于活塞内空间有限, 厚度减小较多。因此, 在连杆设计中, 应注重考虑最大压缩与最大拉伸两个最危险工况。连杆上应力集中通常出现在连杆小头油孔处及连杆大头螺栓处, 所以对应应力集中处进行合适的圆角处理, 以改善应力集中程度。

5) 油路设计

为保证压缩机的润滑油量, 润滑油贮存在曲轴箱下部, 且油位不得低于视油镜1/2处, 由摆线式转子油泵驱动强制供油。在油泵的驱动下, 润滑油经油过滤器进入油轴内的油路, 对滑动轴承、连杆大头及连杆小头处分别进行润滑。同时, 为使油压稳定, 保证正常的供油量与供油速度, 油泵设有油压平衡阀, 将高低压油压差限定在某一范围以内。

2.2.2 试验研究

1) $p-V$ 图测取及吸排气压力损失

为了直接考察气缸内的吸排气压力脉动、气体泄漏、热交换情况和气体压力随曲柄转角变化的规律, 评价压缩机工作过程的完善程度, 有必要对往复式制冷压缩机工作过程的 $p-V$ 图进行测取。

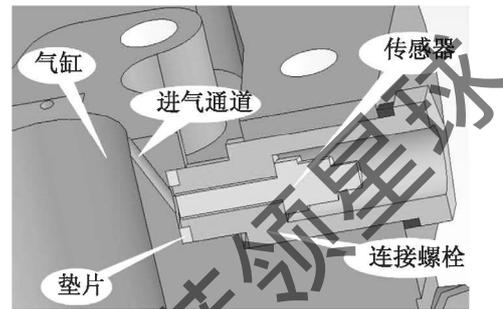


图4 压力传感器的安装

Fig.4 Embedding position of the pressure sensor

压力传感器的安装如图4所示。传感器的进气通道与气缸的连通位置与活塞上止点重合, 从而确保4所测压力始终为各曲柄转角下气缸内的压力, 根据控制容积 V 与曲柄转角 θ 的关系, 便可得到 $p-V$ 图, 如图5所示。试验测取的 $p-V$ 图可以清晰反映出余隙容积内的膨胀过程、吸排气压力脉动及由此造成的吸排压力损失, 为压缩机的气流噪声控制、结构优化及性能评价提供了准确可靠依据。

2) 排气阀片运动规律研究

阀片作为气阀最关键的部分, 其运动规律对气阀使用寿命与可靠性, 吸排气压力脉动及压力损失, 余隙容积大小, 压缩机振动与气流噪声均有重要意义。这里以排气阀片的运动规律测试为例进行说明。

位移传感器的安装见图6。阀片运动时承受的力有气流的顶推力, 气阀弹簧力, 阀片和弹簧的重力, 运动过程中的阻尼力。一般情况下, 后两种力很小, 可以忽略不计, 这样, 阀片只受气阀弹簧力与气体力的作用。对排气阀而言, 当气缸内的气体压力足以克服弹簧力时, 排气阀开启, 阀片向升程限制器方向运动。如果阀片到达升程限制器时动能没有完全被吸收, 将会发生一定程度的反弹。随着排气过程的进行, 气缸内的压力开始减小, 且小于气阀弹簧力时, 阀片向关闭方向运动, 直至完全关闭。可见, 阀片位移主要受气缸内压力, 气体弹簧力和气阀升程的影响。保持其中两个因素不变, 可以考察另外一个因素对阀片运动规律的影响。

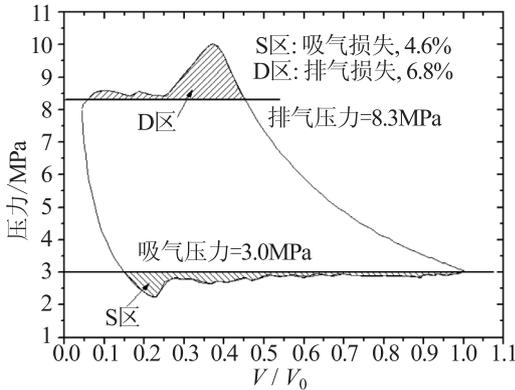


图5 往复式活塞式制冷压缩机 $p-V$ 图的测取
Fig.5 Recording of $p-V$ diagrams for piston refrigeration compressor

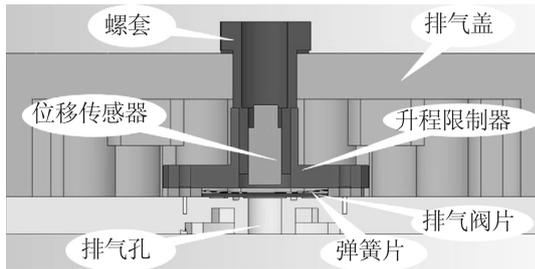


图6 位移传感器的安装
Fig.6 Embedding position of the displacement sensor

2.3 往复制冷压缩机的发展趋势

往复制冷压缩机作为一种传统的制冷压缩机，易损件较多，结构较为复杂，但其适用压力和制冷量范围较广，适应性较强，具有较高的热效率，特别是在CO₂等工作压力较高、压力变化范围较大的气体压缩方面仍然具有一定的优势。进一步提高压缩机的效率、制冷剂替代、变频技术的应用与改进、吸排气管道内气流脉动的改善、气阀可靠性的提高是今后往复式制冷压缩机的主要发展方向。

3 螺杆式制冷压缩机

螺杆式制冷压缩机是一种回转式容积制冷压缩机，主要由机体以及包含在机体中的一对平行配置相互啮合的螺旋转子组成，具有结构紧凑、可靠性高、动力平衡性好、可多相混输及操作维护方便等一系列独特的优点。

3.1 基础理论与试验研究

3.1.1 工作过程数学模拟及测试

与往复制冷压缩机工作过程数学模拟相似，螺杆制冷压缩机工作过程数学模型应当综合考虑泄漏、传热、喷油、补气、部分负荷、工质物性、转

子型线、结构参数等影响因素，由能量守恒方程及其他一系列补充方程组成^[3]。

将吸气、排气孔口及各泄漏通道统一视为能引起控制容积内质量发生变化的通道，从而不必区分吸气、压缩和排气过程。制冷剂和油混合物通过接触线、转子齿顶和吸排气端面间隙这类狭长形通道的泄漏量可以采用层状两相流在收缩喷管中的等熵流动模型计算，通过泄漏三角形的泄漏量可以视为均相流体通过孔板的流动^[4]。

上述数学模型的验证通过测录工作过程 $p-V$ 指示图的方式实现。 $p-V$ 指示图可以直接反映螺杆制冷压缩机工作过程中泄漏、热交换情况和工作腔压力变化规律，表征了工作过程的热力完善程度。测录系统如图7所示，安装在阴转子排气端齿槽底部的压力传感器转子作高速旋转，利用滑环装置把传感器的旋转信号转换为静止信号进行压缩腔压力的测量，这样仅依靠一个传感器就能测得完整工作过的 $p-\theta$ 曲线图，根据工作腔容积 V 与阳转子转角 θ 的几何关系，得到工作过程的 $p-V$ 指示图。

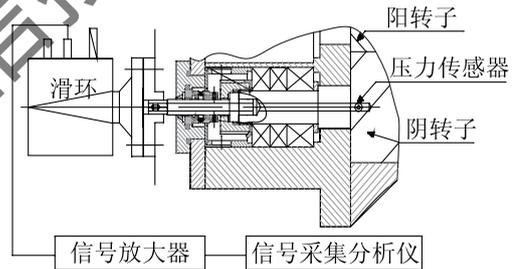


图7 测录系统指示图
Fig.7 Indicating diagram of recording system

3.1.2 部分负荷工况与补气工况性能研究

图8为不同负荷工况下螺杆制冷压缩机实测 $p-V$ 指示图。在部分负荷工况下，当工作腔与滑阀组成封闭容积时，压缩腔内气体才进入正常的压缩阶段。从图中可以看出，在部分负荷工况下，吸气结束后，工作腔内压力还是会有小幅度的上升，这是由于压缩机的固定块过长，导致腔内气体先有短过程压缩，使得压力有轻微上升，随后由于工作腔与吸气腔连通，使得压力又下降到吸气压力。在部分负荷工况下，内压力比小于外压力比，当压缩腔与排气孔口连通后，压缩腔内气体压力会陡然上升到背压值。

此外，随着负荷的降低，压缩机轴功率有所下降，绝热效率以及绝热指示效率也会降低，但从机组宏观性能而言，系统COP会有所上升，这是因为制冷量下降速度低于压缩机功率的下降速度^[5]。

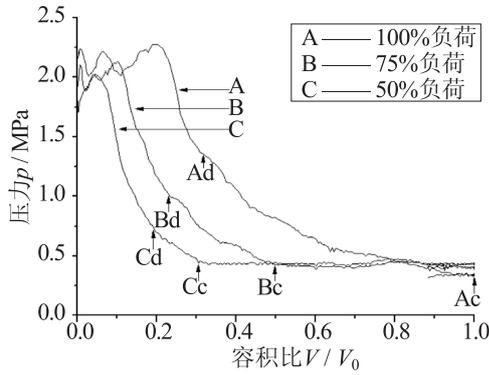


图8 部分负荷下的实测 $p-V$ 图

Fig.8 $p-V$ diagrams recorded under part load

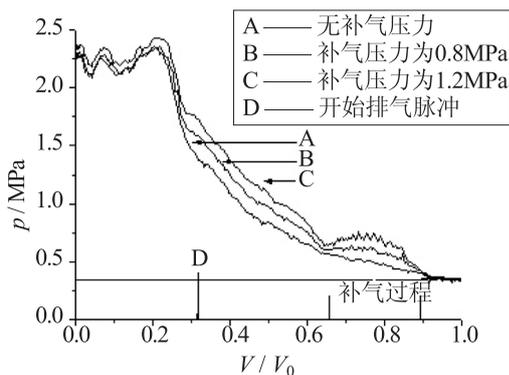


图9 不同补气压力下的实测 $p-V$ 图

Fig.9 $p-V$ diagrams under different superfeed pressure

图9为不同补气压力下螺杆制冷压缩机实测 $p-V$ 指示图。补气过程中压缩腔内的压力是一个先增后平衡的过程。这是因为压缩腔一旦与补气孔口连通，高于压缩腔内气体压力的中压气体就会从经济器喷入压缩腔内，在极短的时间，局部容积内的压力立即得到提高，随着补气过程的继续，压力开始平衡，压缩腔内压力增长速度变缓，如果补气压力过大，还会有轻微下降。这是工作腔内压缩增压，补气增压、平衡的综合过程。

随着补气压力的升高，机组系统的COP会出现先升后降的现象。这主要是由于随着补气压力的上升，或者说补气量的增加，一方面使得进入蒸发器的液体过冷度增大，制冷量增加；另一方面由于压缩机质量流量增加，压缩机功耗增加。如果制冷量的增长速度大于压缩机功耗的增长速度，系统COP就会增加，反之下降。因此，对于压缩机性能及机组系统COP而言，存在着最佳的补气压力^[6]。

3.1.3 排气压力脉动数值计算与测试

在螺杆制冷压缩机中，排气压力脉动振幅超过了平面波动理论的适用范围，因此，平面波动理论脉动对螺杆制冷压缩机排气压力脉动分析并不适

用。为了模拟计算排气压力脉动，研究排气压力机理与气流噪声控制奠定基础，可以采用式(2)所示的“一维非定常气流方程组”^[7]。

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho u) + \frac{\partial (\rho u^2 + p)}{\partial x} = -\rho \psi \\ \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho e + \frac{1}{2} \rho u^2 \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho u \left(e + \frac{u^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right) \right] = \rho q \end{cases} \quad (2)$$

在排气孔口处安装微型压力传感器实测螺杆制冷压缩机排气压力脉动情况，并与计算模型进行比较，从而为研究排气压力脉动对螺杆制冷压缩机噪声和振动的影响，排气流道和孔口的优化设计奠定了基础^[8]。图10所示为不同排气下的压力脉动测量结果。

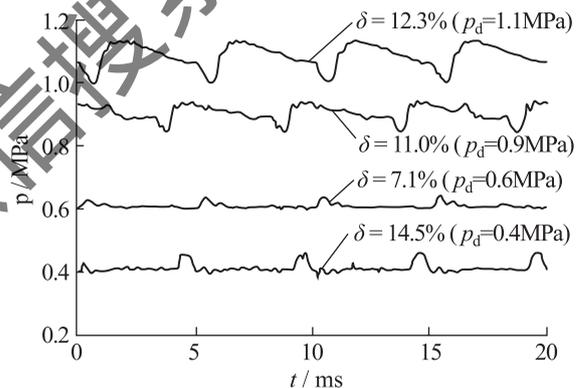


图10 不同排气下的压力脉动测量结果

Fig.10 Pressure pulsation under different discharge pressure

3.1.4 转子受力与热变形分析

转子受力的大小直接影响压缩机的性能、振动及轴承寿命。为了研究螺杆制冷压缩机工作过程中转子受力情况，考察转子型线对转子受力的影响，提出了螺杆压缩机转子受力的有限元计算方法，并采用测力传感器直接测试转子受力情况，准确直观地计算转子型线中齿曲线组成对于螺杆转子受力的影响程度。

由于压缩机转子所受轴向力全部由排气端面的推力轴承承受，因此在排气端轴承座的两轴承之间对称放置两测力传感器，就可以测得转子所受轴向力随阳转子转角变化的规律。压缩机转子所受径向力由吸、排气端的径向力轴承承受，在径向力轴承外圈对称布置两测力传感器，就可测得径向力。图11给出了实测转子的受力情况。

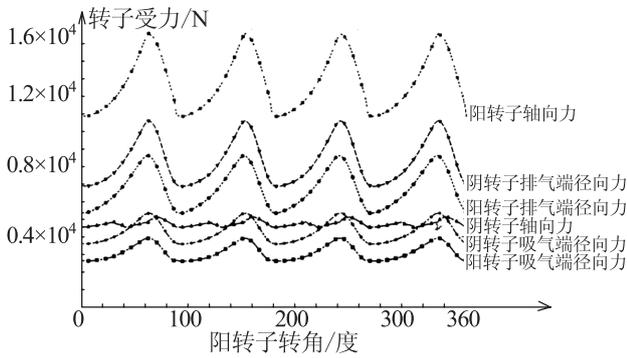


图11 转子受力情况

Fig.11 Forces acting on rotors

螺杆制冷压缩机中，转子变形主要是受热膨胀。转子热变形使热态间隙值不等于设计值，这就往往导致不合理的间隙设计。间隙过大会造成泄漏量增加，容积效率下降；间隙过小又容易发生烧伤咬死现象，无法保证转子可靠运行。为了计算转子热变形，为间隙设计提供理论依据，提出了利用有限元方法先确定三维温度场，在温度场计算的基础上进行转子热变形计算的数学模型。

3.1.5 喷油特性与可视化研究

在螺杆制冷压缩机中，润滑油起到润滑、密封、冷却和降噪的作用。喷油量的选择，不仅要满足对气体的冷却作用，还要考虑一些其它因素。例如，在相同的条件下，如果机体等部件的散热条件较差，油循环量就应该适当提高。而转速较高时，相对泄漏损失较小，但扰动油的耗功较大，就要求适当减少油的循环量。

喷油温度存在着最佳值，应根据压缩机结构及具体运行工况确定喷油温度。油温增高，排温也相应增高。油温随压比增加而增加，故排温也相应提高。当油温高时，粘度下降，使润滑、密封作用降低，转子转矩减小，耗功也减少。当油温低时，粘度增加，使润滑、密封作用提高，粘性摩擦也会增加，转子转矩增大，耗功也相应增大。

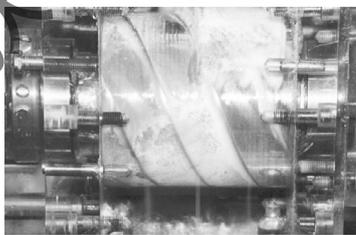


图12 螺杆压缩机油分布可视化研究

Fig.12 Visualization experiment on oil distribution in screw compressor

润滑油在压缩机内的雾化和分布在很大程度上影响着螺杆制冷压缩机的间隙分布、泄漏、效率

和可靠性。利用PIV激光测试装置以及自行设计搭建的油分布可视化试验台，进行了螺杆压缩机油分布及喷油对压缩机泄漏影响程度的可视化研究，为压缩机内间隙设计提供了试验依据。

3.2 关键技术开发

3.2.1 转子型线设计

转子型线对螺杆制冷压缩机热力性能与动力特性有着决定性的影响，是开发高性能螺杆压缩机的关键技术之一。转子端面型线是一系列组成齿曲线的有机组合，各组成齿曲线种类及参数范围不仅要根据影响热力性能的泄漏进行优选，还要考虑各型线因素对转子间力矩分配的影响。

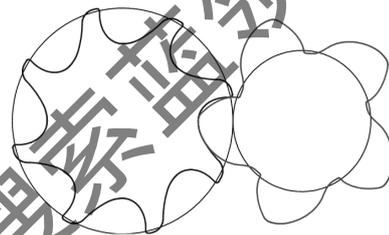


图13 复叠系统CO₂螺杆压缩机型线

Fig.13 Rotor profiles of CO₂ screw compressor applied in cascade refrigeration system

在螺杆制冷压缩机工作过程中，阴转子齿面被接触线分成作用有高、低压制冷剂气体压力的两部分。随转子型线各参数的不同，阴转子所受气体合力矩有可能为正（阻碍阴转子旋转），也有可能为负（驱动阴转子旋转）。转子间传递的力矩越小，压缩机性能越好。这里在全面比较目前国际知名型线的基础上，凭借对螺杆制冷压缩机精确的研究成果，开发出多种新型高效螺杆转子型线，图13是一种应用于复叠制冷系统中的CO₂螺杆压缩机转子型线。

3.2.2 孔口设计

1) 喷液孔口设计

在螺杆制冷压缩机中，除喷油外还有一种冷却方式，即向压缩机内喷入制冷剂液体。喷液孔口位置应在压缩过程后期，以避免附加的功耗。此外，由于冷凝温度及由此决定的压缩机排气压力随季节和时间而变，会使供喷入的制冷剂液体压力也随之改变。在某些情况下，可能出现压缩机的内压力比大于外压力比的现象，从而影响到制冷剂液体的正常喷入。所以，在设计喷液孔口位置时，可以采用多路供液管线，以便在特定工况下选择最合适的一条供液管路。

2) 吸排气孔口

螺杆制冷压缩机吸排气孔口的形状大小和位置设计的合理性,是实现充分吸气、减小流动损失和气体内压缩的必要条件。理论的吸排气孔口可以由型线唯一确定,但受压缩机结构和工艺性的影响,理论吸排气孔口的位置和形状是很难保证的。在实际的吸排气孔口的设计上,还要考虑对COP和噪声影响的以下关键点:过压缩和欠压缩的影响程度;径向孔口和轴向孔口的影响程度;吸气不足与外泄漏的影响程度;提前排气降压的设计;排气孔口的形状等。

3) 喷油、补气孔口

喷油和补气孔口的理论计算位置受结构和工艺的影响,不同的工况也很难多处开孔。因此,最合理的位置还是要通过实验确定其具体位置对于COP和噪音的影响有多大。

3.2.3 转子刀具刃形设计

为了补偿加工误差和转子工作时的变形,需要在理论型线的基础上,设定各点间隙,并根据由此得到实际型线进行刀具刃形设计。由于型线各部分变形量的不同^[9],应在对型线各部分的变形进行具体分析和计算的基础上,采用“不等距法”设计啮合间隙,并将此方法应用于刀具刃形的设计中。此外,为了保证阴、阳转子在节圆附近以纯滚动的方式接触和传递力矩,在刀具刃形设计中应在节圆附近设置宽度为2~4mm的驱动带。

3.2.4 润滑技术

螺杆制冷压缩机的润滑系统关系到机器的性能和可靠性。油泵供油润滑系统在机组启动时能立即给轴承等供油,但一旦油泵发生故障,机组运行就相当危险,而且流量固定,造成高压工况供油不足,低压工况供油过剩,耗功增加。压差供油润滑正好相反,排压越高,油流量越大,但在机组刚启动时供油不足。为了保证压缩机在启动和变工况时有合适的供油量,降低功耗,提高机组可靠性,应采用油泵供油结合压差供油的润滑系统。

3.3 新型高效产品开发

上述基础理论与试验研究和关键技术表明,螺杆压缩机设计是一个相当复杂的过程,需要综合考虑各参数对热力性能和动力特性的影响。在深入研究螺杆制冷压缩机基础理论并攻克了多项关键技术的基础上,与国内知名企业合作,开发了36个型号的开启式、18个型号的封闭式螺杆制冷压缩机,以及应用于NH₃-CO₂复叠制冷系统中的CO₂螺

杆制冷压缩机,达到国际同类产品先进水平。

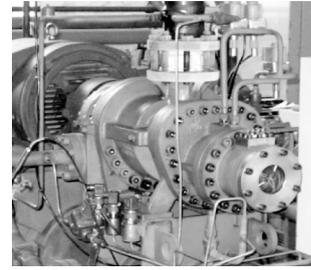


图14 NH₃/CO₂复叠制冷系统CO₂螺杆压缩机
Fig.14 CO₂ screw compressor applied in NH₃/CO₂ cascade refrigeration system

4 离心制冷压缩机

离心式制冷压缩机工作时,制冷剂气体由吸气室进入,吸收叶轮的角动量后压力、速度、温度提高,流经扩压器,速度降低,压力提高。气流在复杂形状的流程中流动时存在摩擦和边界层,并且气体参数在不同截面、同一截面不同点处是变化的,因此,级中的流动是三元非定常粘性湍流流动。

叶轮是离心式压缩机最重要的部件,它负责由欧拉透平机械方程所描述的能量传输过程,直接决定着整级及至整机的性能和效率,叶轮设计是离心式制冷压缩机最关键的技术。由于离心叶轮内部流动是三元湍流流动,受叶轮旋转和表面曲率的影响还伴有脱流、回流及二次流现象,给试验研究和数值计算带来很大困难,对数值模拟、计算流体力学及流体机械内部流场理论水平均有较高的要求。

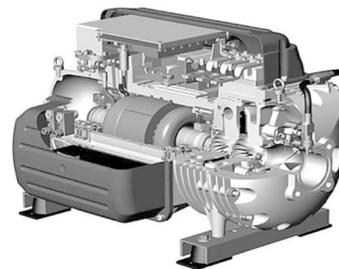


图15 半封闭离心制冷压缩机典型结构
Fig.15 Typical structure of semi-hermetic centrifugal compressor

基于吴氏三元流理论,国内在离心压缩机三元叶轮的各类反命题设计方法中,以角动量的不同分布来控制叶片几何型线的方法应用较广。角动量的分布规律直接决定叶片载荷的大小并影响流动方向、跨盘盖方向的速度分布,而速度分布对叶轮二次流的强度及叶片表面边界层的发展有决定性作用,这必然影响到对叶轮边界层损失、分离损失和二次流损失的控制,因此合适的角动量分布是设

计高性能叶轮最有效的手段^[1]。随着测试技术的发展,粒子图像测速(PIV)与激光多相位多普勒测速技术(PDA)越来越多地应用于离心叶轮内部流场的试验研究,与CFD分析方法相结合共同为叶轮设计提供可靠依据。

以三元流理论设计的叶轮叶片形状一般为空间曲面,其加工成型方法主要有三体焊形式和整体铣制两种,对于整体铣制的加工方法大都是利用价格昂贵的五坐标加工中心进行。

离心压缩机是一种速度式压缩机,依赖高转速实现增压,高转速必然引发摩擦及气动损失等流动损失。若将离心压缩机应用于小流量制冷,当转速不高时,其流动损失将显著影响效率的提高。因此,离心压缩机在高压比(单级压力比大于5)、小流量的制冷系统中应用很少^[1]。随着基于三元流理论和PIV、PDA测试技术的叶轮设计水平和制造水平的不断提高,轴端干气密封及高转速无润滑磁力轴承的应用,结合其他高效节能改造措施,小流量、高转速离心压缩机必将成功应用到制冷系统中。

5 结论

对制冷压缩机的分类与应用范围进行阐述,以往复制冷压缩机和螺杆制冷压缩机为例,建立了压缩机工作过程的数学模型,采用试验测录 $p-V$ 图的方法进行模型验证,对离心制冷压缩机叶轮设计及加工制造作了简要介绍。提出了往复式制冷压缩机基本结构设计原则,对排气阀片的运动规律及机器的宏观性能进行试验测试;对螺杆制冷压缩机的排气压力脉动、转子受力、泄漏特性及喷油特性进行了理论研究和试验研究,从而建立了一套完整的制冷压缩机设计基础理论。在基础理论深入研究的基础上,攻克了多项影响机器热力性能的关键技术,包括往复制冷压缩机的整体结构设计、壳体设计、曲柄连杆设计和油路设计,螺杆制冷压缩机的转子型线设计、孔口设计、转子刀具刃形设计和润滑技术等,最终实现了新型高效系列产品开发和批量生产。

参考文献

[1] 吴业正. 往复压缩机数学模型及应用 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1989. (Wu Yezheng. Mathematical model and its application of reciprocating compressor [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 1989.)
[2] 崔晓龙, 邢子文, 彭学院, 等. 一种新型商用CO₂跨临界循环压缩机开发与研究 [J]. 流体机械, 2009, 37 (1): 1-5. (Cui Xiaolong, Xing Ziwen, Peng Xueyuan,

et al. Development of a commercial transcritical CO₂ compressor [J]. Fluid Machinery, 2009, 37 (1): 1-5.)
[3] Wu Huagen, Xing Ziwen, Shu Pengcheng. Theoretical and experimental study on indicator diagram of twin screw refrigeration compressor [J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27 (4): 331-338.
[4] 邢子文, 彭学院, 束鹏程. R134a 螺杆制冷压缩机的泄漏特性研究 [J]. 制冷学报, 2004, (4): 23-28. (Xing Ziwen, Peng Xueyuan, Shu Pengcheng. Study of leakage characteristics in twin screw compressor with refrigerant R134a [J]. Journal of Refrigeration, 2004, (4): 23-28.)
[5] 吴华根, 彭学院, 邢子文, 等. 部分负荷工况下螺杆制冷压缩机特性试验研究 [J]. 机械工程学报, 2004, 40 (7): 195-198. (Wu Huagen, Peng Xueyuan, Xing Ziwen, et al. Experimental investigation of screw refrigeration compressors under part load [J]. Chinese Journal of Machinery Engineering, 2004, 40 (7): 195-198.)
[6] Wu Huagen, Li Jianfeng, Xing Ziwen. Theoretical and experimental research on the working process of screw refrigeration compressor under superfeed condition [J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30 (8): 1329-1335.
[7] 邢子文, 吴华根, 束鹏程. 螺杆压缩机设计理论与关键技术的研究和开发 [J]. 西安交通大学学报, 2007, 41 (7): 755-763. (Xing Ziwen, Wu Huagen, Shu Pengcheng. Research and development on design theory and key technology of screw compressors [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2007, 41 (7): 755-763.)
[8] 张小军, 彭学院, 邢子文. 双螺杆压缩机排气压力脉动理论计算和试验研究 [J]. 压缩机技术, 2001, (6): 3-6. (Zhang Xiaojun, Peng Xueyuan, Xing Ziwen. Calculated and experimental investigation of discharge pressure pulsation in twin screw compressors [J]. Compressor Technology, 2001, (6): 3-6.)
[9] 曹锋, 陈芝久, 束鹏程, 等. 螺杆转子三维力热变形分析 [J]. 上海交通大学学报, 2002, 36 (10): 1453-1456. (Cao Feng, Chen Zhijiu, Shu Pengcheng, et al. Screw rotors' 3-D finite element analysis of heat and force deflection [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2002, 36 (10): 1453-1456.)
[10] Hartmut Krain. Review of centrifugal compressor's application and development [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2005, 127: 25-34.
[11] 花严红, 袁卫星, 王海. 离心压缩机研究现状及展望 [J]. 风机技术, 2007, (3): 59-65. (Hua Yanhong, Yuan Weixing, Wang Hai. Current situation and expectation on research of centrifugal compressor [J]. Compressor, Blower & Fan Technology, 2007, (3): 59-65.)

作者简介:

陈文卿, 男, (1985-), 在读博士研究生, 动力工程及工程热物理专业。西安交通大学能源与动力工程学院压缩机研究所, 710049, qing-ch@stu.xjtu.edu.cn。目前研究方向为制冷压缩机结构优化与性能提高的研究。

About the author:

Chen Wenqing, Male, (1985-), Ph.D candidate, Power Engineering and Engineering Thermophysics. Institute of Compressors, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, qing-ch@stu.xjtu.edu.cn. The present major research: Structure optimization and performance improvement for refrigeration compressors.