

培尔顿式膨胀机的实验研究

贺滔^{1,2}, 夏春礼¹, 卢勇¹, 李连生¹, 束鹏程¹

(1. 西安交通大学流体机械及压缩机国家工程研究中心, 710049, 西安;

2. 河南科技大学车辆与动力工程学院, 471003, 河南洛阳)

摘要: 对在小型氟里昂制冷系统中采用培尔顿式两相膨胀机取代节流阀进行了实验研究. 基于热力学和几何分析, 设计了具有紧凑、简单结构的双弧面切击式叶轮, 制作了膨胀-发电机组, 对膨胀机的工作性能进行了分析. 在以 R410A 为制冷剂的小型制冷实验系统中, 样机运行平稳可靠. 在实验工况下膨胀机的最大单位回收功及等熵效率分别达到了 2 447 J/kg 和 32.8%. 实验确定了样机运转的最佳速度区间为 13 100~15 310 r/min. 在此转速下, 膨胀机有最大的等熵效率并产生最大的回收功. 实验样机具有结构紧凑、易加工的特点, 在小型制冷系统中的应用具有很好的可行性.

关键词: 制冷; 回收功; 两相膨胀机; 培尔顿

中图分类号: TB653 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2009)09-0095-05

Experimental Research on a Pelton-Type Expander Used in Refrigeration System

HE Tao^{1,2}, XIA Chunli¹, LU Yong¹, LI Liansheng¹, SHU Pengcheng¹

(1. National Engineering Research Center of Fluid Machinery & Compressor, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. College of Vehicle & Motive Power Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang, Henan 471003, China)

Abstract: A Pelton-type two-phase expander was presented to replace the throttling valve in domestic CFCs/HCFCs refrigeration systems. An impulse twin-arc blade impeller with compact and simple structure was designed and a prototype expander-generator unit was manufactured. Experiments were conducted to confirm the feasibility of the expander in the domestic refrigeration system using R410A. The results show that the expander ran reliably under the testing conditions. In addition, the recovery work and isentropic efficiency of the prototype were up to 2 477 J/kg and 32.8% in the range of 13 100-15 310 r/min, respectively.

Keywords: refrigeration; power recovery; two-phase expander; Pelton

在蒸汽压缩制冷系统中, 节流元件把压力能转化为热能并耗散于制冷剂中而产生不可逆损失. 采用两相膨胀机取代节流阀是回收这部分压力能损失、减少系统能源消耗的有效途径. 近年来, 各国学者对多种类型的膨胀机进行了研究^[1-4], 但多集中于 CO₂ 超临界制冷循环. 目前, 大量的制冷系统仍采用氟里昂为制冷剂, 开发以 CFCs/HCFCs 为工质的两相膨胀机具有直接的应用价值.

小型制冷系统的循环流量小、压比高, 且对设备

的可靠性及紧凑性常有较高的要求. 相对于活塞式、滑片式等容积式膨胀机, 透平膨胀机具有结构紧凑、易损件少、可靠性高等特点, 适于在高容积膨胀比的 CFCs/HCHCs 小型制冷系统中应用, 而其中的冲击式膨胀机由于较适用于两相膨胀而得到了关注和研究. 文献[5]对采用冲击式膨胀机的大型 R134a 离心式制冷机组进行了研究, 将膨胀机回收的能量转化为电能而应用于离心压缩机组上, 从而达到减少输入功, 提高系统性能系数(COP)的目的. 文献

[6]也对冲击式膨胀机单体性能进行了实验分析.

现有的冲击式膨胀机一般采用和蒸汽透平类似的轴向流动式叶轮,其复杂、精细的叶片结构在叶轮小型化时制造困难,而培尔顿式膨胀机采用切向流动式叶轮,具有结构简单、紧凑、运转可靠等特点.采用切向流动式叶轮的培尔顿式水轮机在水力电站有着广泛的应用,尤其适合于高水头、小流量的工作场合.在高转速、小流量的蒸汽透平实验研究中,培尔顿式膨胀机也有较高的内效率^[7].

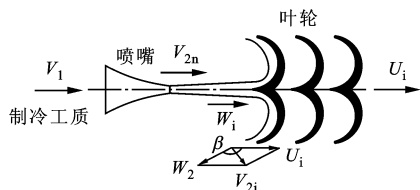
本文研究了一种适合小型制冷装置应用的具有简化结构的培尔顿式两相膨胀机.通过几何和数学模型,设计了结构简单并易于加工的双弧面切击式叶轮并制作了膨胀机样机.利用膨胀-发电机组,在R410A小型制冷实验台中对膨胀机样机进行了测试研究.

1 培尔顿式膨胀机

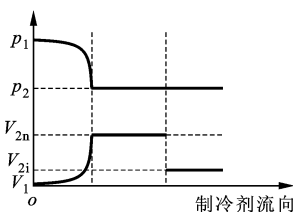
1.1 工作原理

培尔顿式膨胀机是全冲动型膨胀机,其主要部件为喷嘴和切击式叶轮.喷嘴是能量转换部件,在喷嘴中,制冷剂压力由冷凝压力降为蒸发压力,将压力能转化为制冷剂的动能.切击式叶轮是能量回收部件,通过叶轮将制冷剂的动能转变为旋转机械能加以利用.

如图1所示,液态制冷剂以冷凝压力 p_1 、流动速度 V_1 进入膨胀机.当制冷剂流过喷嘴时,随着压力的下降,制冷剂逐渐进入两相状态.制冷剂空泡份额的上升导致了工质混合速度的迅速提高.在喷嘴出口处,制冷剂压力降至蒸发压力 p_2 ,并以速度 V_{2n} 排出.离开喷嘴的制冷剂自由射流冲击到叶轮叶片



(a) 工作过程



(b) 压力、速度变化

图1 膨胀机工作过程及压力速度变化示意图

上,在叶片弧面的引导下发生速度变化,并对叶轮叶片施以作用力,按照动量定律做功.经过能量交换后的流体以余速 V_{2i} 流出膨胀机,由此完成了制冷剂的压力能回收过程.

如果不考虑各项流动损失,则有

$$V_{2i}^2 = U_i^2 + W_2^2 + 2U_i W_2 \cos\beta \quad (1)$$

式中: V_{2i} 为流出叶轮的制冷剂余速,m/s; U_i 为叶片节圆处的圆周速度,m/s; W_2 为制冷剂流出叶片的相对速度,m/s; β 为叶片出口角,(°).

等熵过程中的叶轮理想回收功率 N 及理想等熵效率 $\eta_{e,s}$ 可分别表示为

$$N = m V_{2n}^2 \bar{u} (1 - \bar{u}) (1 - \cos\beta) \quad (2)$$

$$\eta_{e,s} = 2\bar{u} (1 - \bar{u}) (1 - \cos\beta) \quad (3)$$

式中: m 为制冷剂在膨胀机中的质量流量,kg/s; $\bar{u}$ 为特性系数, $\bar{u} = U_i / V_{2n}$.

由于制冷剂余速动能最终耗散于流动过程中而无法回收,因此切击式叶轮的结构及转速的选取应使余速最小,在此情况下,膨胀机的理想回收功率及理想等熵效率将会有最大值.

在膨胀机实际工作过程中发生的各项流动损失如图2所示,图中1~2s(s表示等熵)所示为制冷剂在喷嘴中的等熵膨胀, Δh_v 为余速损失.由于实际膨胀过程存在不可逆损失,其过程由1~2n表示.喷嘴流动损失 Δh_n 可表示为

$$\Delta h_n = (1 - \eta_n)(h_1 - h_{2s}) \quad (4)$$

式中: h_1 为进口制冷剂比焓,J/kg; h_{2s} 为制冷剂在喷嘴中的等熵膨胀比焓,J/kg; η_n 为制冷剂在喷嘴中的实际膨胀等熵效率.

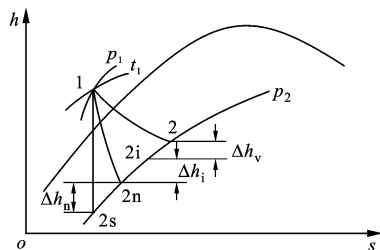


图2 $h-s$ 过程图

如果忽略进口流速 V_1 ,则制冷剂流体在喷嘴出口的流速

$$V_{2n} = [2\eta_n(h_1 - h_{2s})]^{1/2} \quad (5)$$

叶轮在回收制冷剂自由射流的动能过程中发生的堵塞损失、摩擦损失、鼓风损失等各项流动损失由 Δh_i 表示

$$\Delta h_i = h_{2i} - h_{2n} \quad (6)$$

余速损失 Δh_v 为

$$\Delta h_v = h_2 - h_{2i} \tag{7}$$

则叶轮的等熵回收效率 η_i 可表示为

$$\eta_i = 1 - \frac{\Delta h_i + \Delta h_v}{h_1 - h_{2n}} \tag{8}$$

膨胀机等熵效率 η_e 、单位回收功 w 和增加的单位制冷量 Δq 由下式计算

$$\eta_e = \eta_i \eta_i \tag{9}$$

$$w = \Delta q = \eta_e (h_1 - h_{2s}) \tag{10}$$

1.2 膨胀机设计

此培尔顿膨胀机应用于 5HP 的小型制冷系统, 制冷工质为 R410A.

膨胀机的喷嘴是关键的能量转换装置. 在膨胀机设计工况条件下, 喷嘴进口制冷剂为冷凝压力下的过冷或饱和液体, 出口为蒸发压力下的两相自由射流. 为取得较好的动力平衡性能, 并改善叶轮的不平衡进气度, 在样机中采用双喷嘴对称结构, 如图 3 所示.

喷嘴采用缩放结构, 喉部尺寸采用了考虑热力不平衡影响的 Herry-Fauske 均相流动模型确定. 喷嘴的入口角及扩张锥角分别为 30° 、 5° , 喉部直径为 0.8 mm.

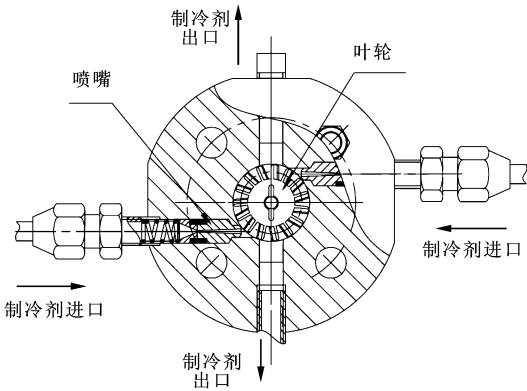


图 3 膨胀机结构示意图

培尔顿式膨胀机的叶轮承受自由射流的冲击, 利用叶片曲面改变流体速度的方向和大小, 回收制冷剂流体的动能. 本文采用简单易加工的双弧面叶片结构, 通过对称的两个半圆弧改变流体的速度及方向, 如图 4 所示. 由于培尔顿膨胀机为全冲动式膨胀机, 即叶片只受到流体冲击作用而做功, 理论上讲叶轮腔内无压力梯度. 因此, 切击式叶轮可采用质量轻、结构紧凑的整体轮盘式结构. 同时, 叶片前后压力相同, 可以保持较大的叶片顶部间隙, 使叶轮在两相状态下的运行可靠性得以提高.

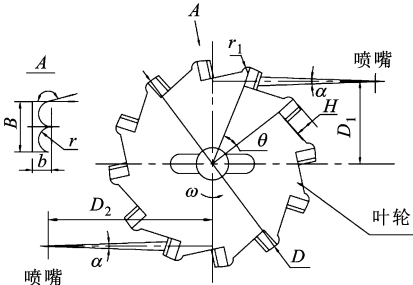


图 4 叶轮结构示意图

根据所建理论模型, 在叶轮工作过程中, 存在叶轮进口堵塞损失、叶片摩擦、叶轮鼓风、容积泄漏及余速等流动损失, 且损失系数与叶轮几何结构、喷嘴相对位置和叶轮工作转速相关. 据此, 对叶轮结构进行了参数优化, 其优化设计流程如图 5 所示.

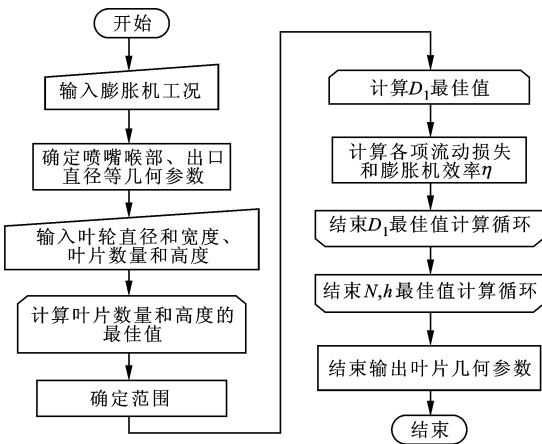


图 5 膨胀机叶轮设计流程图

表 1 为叶轮主要结构设计参数.

表 1 膨胀机叶轮设计参数

参数	设计值
叶轮直径 D/mm	32
叶轮厚度 B/mm	8
节圆半径 D_1/mm	12
叶片数量 N	12
叶片高度 H/mm	2.5
叶片厚度 b/mm	3
出口角 $\beta/(\text{^\circ})$	165

1.3 样机

图 6 为膨胀机样机示意图. 为了减少磨损, 喷嘴采用了合金钢材料. 叶轮采用轻质锻铝材料, 以减少叶轮残余不平衡量对膨胀机运行的影响.

在膨胀机的输出端采用了交流发电机来研究膨胀机在不同叶轮转速下的运行特性. 膨胀机叶轮通过公共转轴与发电机相联, 膨胀机回收功转化为电

能由发电机输出. 交流发电机配有可变电阻箱, 通过电机负载的调整可改变叶轮的工作转速.

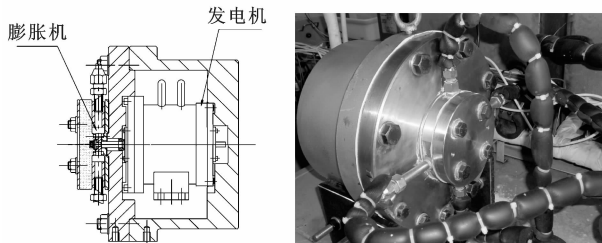


图6 膨胀机-发电机示意图

2 实验系统

图7为实验流程图, 实验系统包括冷凝器、蒸发器、压缩机、节流阀、培尔顿式膨胀机等主要部件. 在冷凝器、蒸发器的出口分别设置了制冷剂过冷、过热水箱. 热负荷大小通过水温 and 冷却水量进行调整.

进行膨胀机性能实验时, 节流阀关闭. 冷凝器排出的制冷剂经过过冷水箱后进入过滤器, 而后进入膨胀机. 液相制冷剂在膨胀机中进行膨胀并带动叶轮旋转, 叶轮的转速可由发电机可变负载调整控制. 膨胀机回收功由交流发电机转化为电能输出测量. 已完成能量回收的两相制冷剂流出膨胀机后进入蒸发器、压缩机等, 完成制冷循环.

如图7所示, 制冷剂循环流量由两只容积式流量计测定. 在冷凝器、蒸发器、节流阀进出口分别装有温度、压力等测试仪表. 发电机输出电能分别由功率表和电压、电流表两次测定. 全部仪表信号由数据采集卡(GB68-LP)收集, 送至计算机存储和处理.

3 实验结果及讨论

实验以 R410A 为工质, 在保持蒸发温度和膨胀

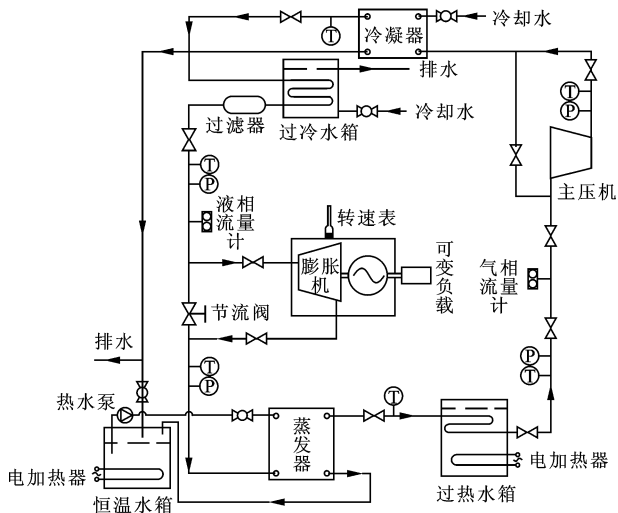


图7 实验流程图

机进口过冷度不变的情况下, 逐渐改变膨胀机入口压力、温度及转速, 研究膨胀机在变工况条件下的运转特性. 工况调整过程中的各项数据在系统稳定后由数据采集系统分时录入, 制冷剂各项物性参数由 REFPROP 6.0 计算得到.

由图8可见, 膨胀机的单位回收功随冷凝温度的提高而增大. 在实验工况下, 最大单位回收功达 2 447 J/kg. 在同一工况条件下, 随着膨胀机转速的提高, 单位回收功逐渐增大, 达到最大值后再逐渐下降. 由培尔顿式膨胀机的工作原理可知, 叶轮的转速对流体在膨胀机内部的流动损失有直接的影响. 随着叶轮转速的提高, 叶轮摩擦鼓风损失等迅速增大. 同时, 由式(1)可知, 流体的余速损失随叶轮转速的变化而存在一个最小值, 因此膨胀机的回收功与膨胀机转速密切相关. 在任一工况下, 膨胀机都有一个最佳工作转速及与之相应的最大回收功. 在实验条件下, 此最佳工作转速及最大回收功随冷凝温度的上升而增大.

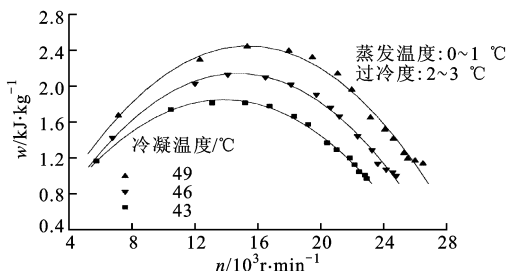


图8 膨胀机单位回收功随转速变化图

膨胀机等熵效率显示了类似的趋势. 如图9所示, 在不同的实验工况下, 膨胀机都有最佳转速及其相应的最高效率. 这种变化趋势也是和培尔顿式膨胀机理论模型相一致的. 当冷凝温度为 46 °C 时, 膨胀机最高效率及对应的膨胀机转速分别为 32.6% 和 14 080 r/min. 在所列出的实验工况下, 膨胀机的最高效率变化平稳, 在 31.9% 至 32.8% 之间变化, 与之相应的膨胀机转速为 13 100~15 310 r/min.

膨胀机在实验过程中有较好的稳定性. 在实验

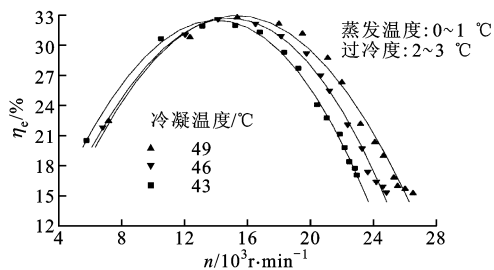


图9 膨胀机等熵效率随转速变化图

中,膨胀机长时间在高转速下运行,机器运转平稳可靠.经开机检查,尚未出现叶片在高速制冷剂流体冲击下的变形与断裂,但膨胀机叶轮在高速流体冲刷下的腐蚀和强度特性还需进一步探讨.在可视化的研究中,也发现部分流体滞留于膨胀腔中,增加了叶轮的摩擦损失,降低了膨胀机的工作效率,因此下一步将对膨胀机的流道进行优化设计,以提高膨胀机的整体工作性能.

膨胀机回收功的利用有多种方法,其中以膨胀机-辅压机组的方式较为简便和高效,即利用回收的膨胀功驱动一台同轴联接的辅助压缩机对蒸发器出口制冷剂蒸气进行预压缩,以减少系统压缩机的工作压比,增加压缩机吸入的质量流量.图10为采用培尔顿式膨胀机-辅压机组取代节流阀对制冷系统的性能影响示意图.在分析计算中,离心式辅压机效率按0.6选取.由图10可见,当冷凝温度为49℃时,膨胀机的回收功使系统的制冷量及其COP分别增长了7%和5.8%.由于膨胀机减少了耗散于制冷剂中的不可逆损失,制冷剂的单位制冷量得以增加.同时,对于给定的制冷系统,辅压机的预压缩也使系统的循环质量流量有所提高,从而使制冷量的提高较为显著.同样,在此工况下,制热量和制热量的COP分别增长了5.3%和4.2%.

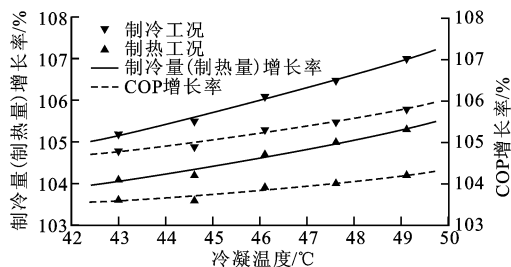


图10 制冷量(制热量)及性能系数随冷凝温度变化图

4 结 论

本文研制了应用于小型制冷系统中的培尔顿式两相膨胀机.膨胀机采用了对称布置的双缩放喷嘴及具有简单紧凑结构的双弧面切击式叶轮.

实验表明,研制的培尔顿冲击式膨胀机具有良好的运转稳定性和可靠性.在实验工况下,膨胀机的最大单位回收功达到了2 447 J/kg,等熵效率为31.9%~32.8%,对应的最佳转速为13 100~15 310 r/min.通过对系统性能参数的分析计算可知,在小型蒸汽压缩制冷循环中采用本文研制的膨胀机,在实验工况下可以使制冷量提高7%,其COP

提高5.8%,使制热量提高5.3%,其COP提高4.2%.实验样机具有结构紧凑易加工的特点,在小型制冷系统中的应用具有较好的可行性.

参考文献:

- [1] STOSIC N, SMITH I K, KOVACEVIC A, et al. A twin screw combined compressor and expander for CO₂ refrigeration system [C]//Proceedings of the 2002 International Refrigeration Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, USA; Purdue University, School of Mechanical Engineering, 2002.
- [2] GUAN Haiqing, MA Yitai, LI Minxia. Some design features of CO₂ swing piston expander [J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26 (2/3): 237-243.
- [3] 张波, 彭学院, 张芳玺, 等. 一种新型自由活塞式膨胀机的研制及试验研究[J]. 西安交通大学学报, 2006, 40 (7): 776-780.
ZHANG Bo, PENG Xueyuan, ZHANG Fangxi, et al. Development and experimental validation of novel free piston expander [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2006, 40 (7): 776-780.
- [4] 杨炳春, 郭蓓, 彭学院, 等. CO₂ 滑片膨胀机热力过程的试验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2008, 42 (3): 313-317.
YANG Bingchun, GUO Bei, PENG Xueyuan, et al. Experimental research on internal working process of rotary vane expander in CO₂ refrigeration [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42 (3): 313-317.
- [5] HAYS L G, BRASZ J J. Two-phase flow turbines as stand-alone throttle replacement units in large 2000-5000 ton centrifugal chiller installations [C]// Proceedings of the 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, USA; Purdue University, School of Mechanical Engineering, 1998.
- [6] CHO S Y, CHO C H. Energy recovery on the expansion process using a turbo expander at HFC134a Chiller [C]// The 6th International Conference on Compressor and Refrigeration. Xi'an, China; Xi'an Jiaotong University Press, 2008:459-476.
- [7] 邵振麒. 小功率高转速蒸汽透平试验研究和优化 [J]. 工程热物理学报, 1995, 16 (2): 189-192.
SHAO Zenqi. Experimental research and optimization of a small steam turbine with small power and high rotational speed [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1995, 16 (2): 189-192.