

文章编号: 1000-8055(2007)06-0877-04

便携式蒸汽压缩制冷系统的熵产分析

钟晓晖, 张行周, 吴玉庭, 杜春旭, 马重芳

(北京工业大学 环境与能源工程学院,
传热强化与过程节能教育部重点实验室,
传热与能源利用北京市重点实验室, 北京 100022)

摘 要: 介绍了基于微电子机械系统(MEMS)所研制的便携式制冷系统,并分析了随着制冷系统尺寸的减小系统各个部件熵产率的变化情况. 尽管没有对熵产做定量评价,但是可以得出压缩机是便携式制冷系统中最难微型化的部件,便携式制冷系统成功运转的关键就是微型压缩机的研制,而且必须尽量减少蒸发器的冷量损失.

关 键 词: 便携式制冷系统; 旋转压缩机; 微型化; 熵产

中图分类号: V245.3⁺43

文献标识码: A

Entropy generation analysis of portable vapor compression refrigeration system

ZHONG Xiao-hui, ZHANG Xing-zhou, WU Yu-ting,
DU Chun-xun, MA Chong-fang

(Key Laboratory of Beijing Municipality on Heat Transfer and Energy Conversion,
Key Laboratory of the Ministry of Education on Enhanced Heat Transfer and
Energy Conversion, College of Environmental and Energy Engineering,
Beijing University of Technology, Beijing 100022, China)

Abstract: This paper introduced a portable refrigeration system based on development of micro electro-mechanical systems (MEMS) technologies, and describes how the entropy generation changes at each component in a vapor compression refrigeration system as the system scale is decreased. Although the quantitative evaluation of the entropy generation is not made here, it is clear that the micro compressor is the most difficult component to be miniaturized in a portable refrigeration system. If a portable vapor compression refrigeration system is expected to be successfully operated, a great deal of efforts must be made to develop a workable micro compressor and to minimize the refrigerating output loss of the evaporator.

Key words: portable refrigeration system; rotary compressor; miniaturization; entropy generation

随着微电子机械系统(MEMS)的迅速发展,许多微细加工方法得到了发展和应用,使过程机械装置的微型化和轻量化成为可能. 微技术可以大大地提高传热和传质效率,由于尺度的微细,面

体比增大,表面作用增强,从而导致传递效果有明显的增强,比常规尺度提高了 2~3 数量级. 将微技术用于制冷装置,据报道其体积和传统装置相比可以缩小到 60 倍以上^[1],便携式制冷系统可应

收稿日期: 2006-05-17; 修订日期: 2006-10-08

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(973 计划)资助(G2000026304)

作者简介: 钟晓晖(1977-),男,河北邢台人,博士,主要从事微型制冷系统仿真与轻量化的研究.

用于军事、航空航天、工业、环境保护及医疗电子等各行各业.

1 便携式制冷系统介绍

北京工业大学环境与能源工程学院传热强化与过程节能教育部重点实验室研制了一台便携式蒸汽压缩制冷系统的样机-工大微冷- I 型(见图 1),该系统在 40 °C 的环境温度下可以产生约 300 W 的制冷量. 制冷系统大小: 265 mm × 250 mm × 120 mm,总重量约 2. 85 kg,冷重比即 w (制冷量)/ G (重量)约为 105 W/ kg,比常规家用系统略小,冷体比即 w (制冷量)/ V (总体积) 约为 37 735 W/ m³,与常规家用系统接近.

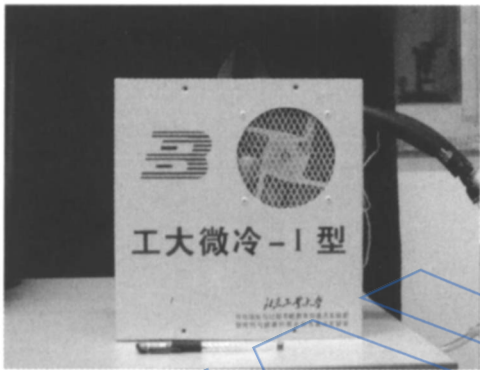


图 1 北京工业大学研制的便携式制冷系统
Fig.1 Portable refrigeration system developed by Beijing University of Technology

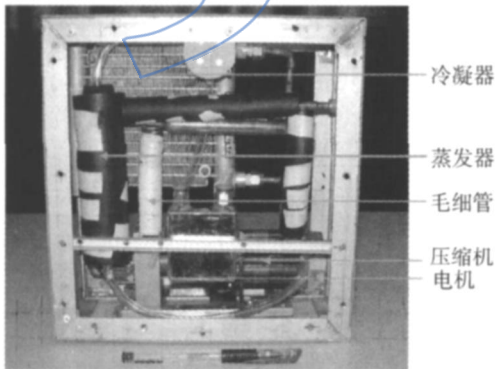


图 2 便携式制冷系统各个部件
Fig.2 Components of portable refrigeration system

便携式制冷系统由微型电机、微型压缩机、平流式冷凝器、毛细管及微型螺旋管蒸发器等组成,各个部件如图 2 所示,工大微冷- I 型采用 12 V 高能锂离子聚合物电池做动力,可以持续运行 2 个小时.

压缩机的效率高是是整个制冷系统的关键,

便携式制冷系统的首要目标是质量轻,旋转式压缩机具有结构简单、效率高、寿命长、振动小、噪音低、体小量轻及适合高速运转等优点^[2-3],因此适合微型压缩机的开发. 图 3 为北京工业大学研制的微型旋转式压缩机,该压缩机采用铸铁制造,重量只有 700 g.



图 3 北京工业大学研制的微型压缩机
Fig.3 Micro compressor developed by Beijing University of Technology

平流式冷凝器是由管带式冷凝器发展而成,也是由扁管和散热片组成,它吸收了管带式的各项新技术,其结构先进,换热系数高,材料消耗低,外形尺寸小,是目前最有前途的冷凝器形式之一,是技术上较成熟的一种产品^[4].

工大微冷- I 型采用微型螺旋管蒸发器,其重量只有 0. 16 kg,通过流动表面的粗糙处理及内部加扭转带来强化传热.

因为系统的制冷量较小,且对制冷量的需求变化不大,故用毛细管做制冷系统的节流装置.

我们对工大微冷- I 型的性能进行了测试,该系统在 40 °C 的环境温度下可以产生约 300 W 的制冷量,系统持续稳定运行 2 个小时以上,制冷性能系数 COP 值在 2. 0~2. 2 之间,和常规制冷系统相比,该值有些偏低,这除了系统本身有需要进一步改进的地方之外,还与便携式制冷系统尺寸减小以后引起的系统熵产有关.

2 制冷系统的熵产分析

图 4 和图 5 分别是便携式制冷系统内的能量流和熵流示意图, T_0 为环境温度, T_L 为低温热源. 在传统制冷系统中,除低温制冷机以外, $Q_{L,leak}$ 是忽略不计的. 便携式制冷系统采用微型部件,因为尺寸很小,从高温部件(冷凝器)到低温部件(蒸发器)的漏热就不能忽略.

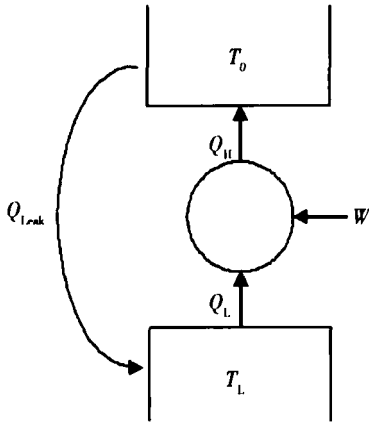


图 4 能量流示意图
Fig. 4 Energy flows

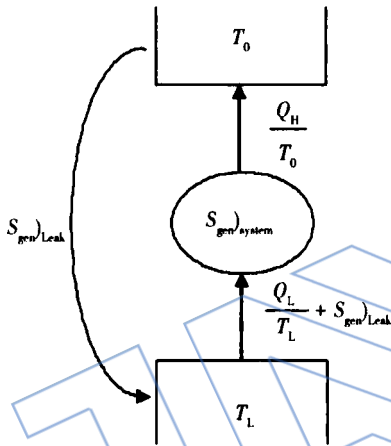


图 5 熵流示意图
Fig. 5 Entropy flows

$S_{gen, Leak}$ 是系统内部漏热引起的熵产, $S_{gen, system}$ 是系统各部件内熵产之和。

$$S_{gen, system} = S_{gen, Compressor} + S_{gen, Condenser} + S_{gen, Expansion} + S_{gen, Evaporator}$$

制冷系统总的熵产就等于 $S_{gen, Leak}$ 和 $S_{gen, system}$ 之和。

在实际制冷系统中,当系统与外部有热交换时,熵产可以分为两部分,内部熵产和外界熵产。小型制冷系统中,内部熵产占主要部分。因此,我们主要讨论便携式制冷系统内部的熵产,并考虑随系统尺寸减小系统各部件内熵产的变化情况。

2.1 压缩机

压缩机的容积效率和等熵效率不一致的原因之一就是其内部的热传递,由于内部热传递引起的熵产如下:

$$S_{gen, H.T.} = Q_W \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T + \Delta T} \right) = h \cdot A_w \cdot \Delta T \cdot \frac{\Delta T}{T(T + \Delta T)} = \frac{(\Delta T)^2}{T(T + \Delta T)} \cdot h \cdot A_w \quad (1)$$

式中 $S_{gen, H.T.}$ 为压缩机内部由于热传递引起的熵产, Q_W 为传热量, h 为传热系数, A_w 为传热面积, ΔT 为传热温差。

随着系统尺寸或流道的减小,制冷剂的流动逐渐变为层流状态,因此,制冷剂流动的 Nu 数变为常数,而随着系统尺寸的减小,制冷剂的传热效率增大。

$$h = k/L \cdot Nu \propto 1/L \quad (2)$$

$$S_{gen, H.T.} \propto 1/L \times L^2 = L \quad (3)$$

式中 L 为系统尺寸。

压缩机内制冷剂的流动摩擦是引起熵产的另一个因素。很多学者对流动内由粘性摩擦引起的熵产进行过研究^[5],公式如下:

$$S_{gen, \Delta p} = \frac{2\dot{m}^3}{\rho^3 T} \times \frac{f}{D \cdot A^2} \times L = \frac{2\dot{m}^3}{\rho^3 T} \times \frac{64/Re_D}{D \cdot A^2} \times L = \frac{128\dot{m}^3}{\rho^3 T} \times \left(\frac{\dot{m} \cdot D}{\mu \cdot A} \right)^{-1} \times L \propto \frac{\dot{m}^2}{L^3} \quad (4)$$

式中 $S_{gen, \Delta p}$ 为压缩机内由粘性摩擦引起的熵产, $\dot{m}$ 为制冷剂的质量流量, ρ 为制冷剂的密度, f 为摩擦因子, D 为流道直径, A 为流道截面积, T 为制冷剂的温度。

$$S_{gen, comp} = S_{gen, H.T.} + S_{gen, \Delta p} = C'_1 \cdot L + C'_2 \cdot \frac{\dot{m}^2}{L^3} \quad (5)$$

式中 $S_{gen, comp}$ 为压缩机内部熵产。

随着制冷系统尺寸的减小,假定制冷剂的流速不变,则制冷系统中制冷剂流动的雷诺数变小。

$$\dot{m} = \rho v A \propto L^2$$

且

$$Re = \frac{\dot{m}}{\mu} \cdot \frac{D}{A} \propto \frac{\dot{m}}{L} \propto L \quad (6)$$

式中 v 为制冷剂流速。

压缩机内部熵产率

$$\frac{S_{gen, compressor}}{\dot{m}} = C'_1 \cdot \frac{L}{\dot{m}} + C'_2 \cdot \frac{\dot{m}}{L^3} = \frac{C_1}{L} \quad (7)$$

2.2 冷凝器和蒸发器

换热器传热过程中的温差传热和流动摩阻引起的熵产可由下式计算^[6]

$$S_{\text{gen}})_{\text{HX}} = \left[\frac{(Q_{\text{H}} \text{ 或 } Q_{\text{L}}/L)^2}{4 \cdot T^2 \cdot \dot{m} \cdot c_p} \times \frac{D}{Nu} \times Re \cdot \right. \\ \left. Pr + \frac{2 \cdot \dot{m}^3}{\rho \cdot T} \times \frac{f}{D \cdot A^2} \right] \times L \quad (8)$$

式中 $S_{\text{gen}})_{\text{HX}}$ 为换热器中的熵产。

为了简化起见,本文中我们假设层流区中 Nu 数为常数,摩擦因子与尺寸成反比,冷凝器或蒸发器的换热量与制冷剂的流量成正比,则上式变为

$$S_{\text{gen}})_{\text{HX}} = \left[C_3' \cdot \left(\frac{\dot{m}}{L} \right)^2 + C_4' \cdot \dot{m}^3 \cdot \frac{1}{D^5} \right] \times L \quad (9)$$

换热器中的熵产率

$$\frac{S_{\text{gen}})_{\text{HX}}}{\dot{m}} = C_2 \cdot L + C_3 \cdot \frac{1}{L} \quad (10)$$

由温差引起的熵产随换热器尺寸的减小而减小,但是,由压降引起的熵产随尺寸减小而增大。换热器通常设计为使熵产最小的最佳状态。总的来说,小通道紧凑式换热器具有很好的总体性能,而过多降低流道尺寸会导致换热器熵产增加。

2.3 膨胀阀

制冷系统中的理想膨胀过程是等熵过程,此时制冷效果最佳。在实际蒸汽压缩式制冷系统中,膨胀过程实际上是一个等焓过程,不可避免地有熵产,此过程中的熵产等于熵变。

$$\int S = \dot{m} \left[C_p \ln \frac{T_L}{T_0} - R \ln \frac{p_L}{p_H} \right] \propto \dot{m} \quad (11)$$

膨胀过程的熵产率

$$\frac{S_{\text{gen}})_{\text{Expansion}}}{\dot{m}} = C_4$$

膨胀过程中单位质量流量的熵产率不受制冷系统尺寸的影响,即制冷系统的膨胀过程不影响系统的微型化。

2.4 系统内部漏热

因为蒸发器的温度比低温环境还要低,所以外部空间或系统的高温部件会不停地向它传热。在便携式制冷系统中,这种传热的害处并不大,以下分析只考虑不可逆热传导的情况。

$$S_{\text{gen}})_{\text{Leak}} \cdot \left(\frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_0} \right) = k \cdot A \cdot \frac{T_0 - T_L}{L} \cdot \left(\frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_0} \right) \propto L \quad (12)$$

式中 $S_{\text{gen}})_{\text{Leak}}$ 为系统内部漏热熵产。

系统内部漏热熵产率

$$S_{\text{gen}})_{\text{Leak}}/\dot{m} = C_5/L \quad (13)$$

制冷系统中总熵产率之和为

$$\frac{\sum S_{\text{gen}}}{\dot{m}} = \frac{1}{\dot{m}} [S_{\text{gen}})_{\text{Compressor}} + S_{\text{gen}})_{\text{HX}} + S_{\text{gen}})_{\text{Expansion}} + S_{\text{gen}})_{\text{Leak}}] = \frac{C_1}{L} + C_2 \cdot L + \frac{C_3}{L} + C_4 + \frac{C_5}{L} \quad (14)$$

式中 C_1/L 表示在压缩机内的熵产率,主要由摩擦及不必要的传热引起。 $C_2 \cdot L + C_3/L$ 表示换热器内熵产率,由温差传热和流动摩擦引起,因为换热器在设计时都会根据其工作条件进行最优化设计使其熵产最小,它一般不随尺寸减小而发生显著变化。 C_4 是膨胀阀中的熵产率,和尺寸大小无关。 C_5/L 表示由于制冷系统内部热漏引起的熵产率,它随着尺寸的减小而显著增加。常数 $C_1, C_2, \dots, C_5$ 由系统的设计和 demand 而定,显然,系统的总熵产率随系统尺寸减小而逐渐增加。

3 结 论

本文介绍了基于 MEMS 技术所研制的便携式制冷系统,分析了随着制冷系统尺寸的减小系统中各个部件熵产率的变化情况,系统的总熵产率随系统尺寸减小而逐渐增加。对于便携式制冷系统,小通道紧凑式换热器具有很好的总体性能,微型压缩机是最难微型化的部件,微型压缩机的研制及减少蒸发器的冷量损失是便携式制冷系统成功运转的关键。

参考文献:

- [1] Drost M K, Friedrich M, Martin C, et al. Mesoscopic heat-actuated heat pump development[R]. ASME IMECE Conference, 1999:9-14.
- [2] Peeples J W. Vapor compression cooling for high performance applications[J]. Electronics Cooling, 2001, 7(3):19.
- [3] 马国远,李红旗. 旋转压缩机[M]. 北京:机械工业出版社, 2003:1-3.
- MA Guoyuan, Li Hongqi. Rotary compressor[M]. Beijing: China Machine Press, 2003:1-3.
- [4] Chang Y P, Tsai R, Hwang J W. Condensing heat transfer characteristics of aluminum flat tube[J]. Applied Thermal Engineering, 1997, 17(11):1055-1065.
- [5] Bejan A. Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes[J]. J Appl Phys, 1996:79(3):1191-1218.
- [6] Peng X F, Peterson G P. Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures[J]. Int J Heat Mass Transfer, 1996, 39(12):2599-2608.