

基于低品位热源的两相热压缩机初步实验

饶俊峰, 邱利民*, 陆军亮, 楼笑尘

浙江大学制冷与低温研究所, 杭州 310027

* 联系人, E-mail: limin.qiu@zju.edu.cn

2012-01-09 收稿, 2012-04-11 接受

国家杰出青年科学基金(50825601)和国家重点基础研究发展计划(2010CB227303)资助

摘要 两相热压缩机利用热源驱动, 通过活塞的往复运动, 使两相工质在热腔和冷腔中来回穿梭, 伴随气液相变形成压力波动. 它采用低沸点工质, 具有驱动温差小、压比大等突出优点, 可以利用低品位热源, 如废热、太阳能等. 自行设计研制了基于低品位热源的两相热压缩机, 初步研究了以正己烷为工质的热压缩机系统性能. 该压缩机在 0.1, 0.2 和 0.3 Hz 频率下运行时, 压比均保持在 5 以上, 且加热功率小于 120 W. 这对有效地利用低品位热源实现热功转化有着重要意义.

关键词

两相热压缩机
压比
加热功率

热压缩机是利用热源驱动, 活塞在容器壁内往复运动, 推动工质在热腔和冷腔内来回穿梭, 从而形成压力波动, 热压缩机的概念最早由 Bush^[1]提出. 实际上, 热压缩机是 Gamma 型斯特林热机的衍生, 具有功耗少、可利用低品位热源、装置结构简单、机械振动小、噪音低、对工质无污染、寿命长等突出优点, 其理想效率是卡诺效率. 热压缩机在航空、航天等军事领域以及低温工程等场得到广泛应用^[2], 因此吸引了不少学者的研究兴趣.

1979 年 Glassford^[3]采用绝热模型对热压缩机进行了理论分析. 1998 年 Peterson^[4]提出等温膨胀下的热压缩机循环. 2005 年 Edwards 等人^[5]对小型往复式气体热压缩机进行了详细的热动力学分析. 相比于国外, 国内对热压缩机的研究较少. 1983 年中国科学院上海技术物理研究所纪国林^[6]搭建了一个无污染气体热压缩机实验台. 1993 年王俊杰和周远^[2]设计了一台液氮温区的低温热压缩机.

为了进一步提高热压缩机的性能, 特别是弥补压比较低的不足, 学者把研究方向转向了两相热压缩机. 2006 年, Yarger 等人^[7]于对微型两相热压缩机进行了实验分析. 他们实验观测了系统压力随电动

机转速的变化关系和电动机的极限转速, 在冷腔和热腔温度分别为 25℃和 150℃时, 当电机转速为 13 r/min 时, 压差达到最大 352 kPa; 当电机速度达到 73 r/min 时, 液柱不再连续, 压差随着电机转速的增加而减少. 但该实验台汽缸壁长度和直径仅为 63.5 和 5.59 mm, 尺寸较小, 没有对加热功率对系统性能的影响进行深入研究.

本文独立设计搭建了基于低品位热源的两相热压缩机实验台, 开展了一系列实验, 并对实验结果进行了深入分析.

1 两相热压缩机工作原理

两相热压缩机包括等容吸热和等容放热两个过程, 依靠工作腔中工质质量的改变, 同时伴随气液相变产生压力波动. 如图 1 所示, 理想状况下工作的气体热压缩机在过热区 a₂, b₂ 之间工作, 而两相热压缩机在 a₁, b₁ 之间工作. 显然, 在相同温差下, 两相热压缩机比气体热压缩机可望获得更高的压比; 而在达到相同压比要求的情况下, 需要的冷热端温差更低, 即可利用的热源品位可以更低. 这正是两相热压缩机的优势所在.

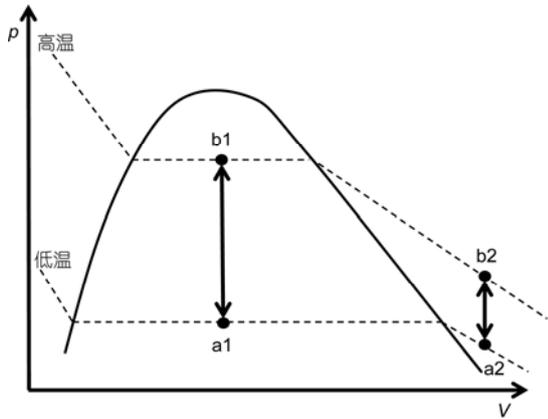


图1 气体和两相热压缩机工质循环 p - V 图

两相热压缩机通常由蒸发段、绝热段和冷凝段三部分组成(图2)。活塞杆带动活塞作上下往复运动,在位置(a)时,活塞处于上止点,系统内的工质(死体积除外)处于冷腔中,系统平均温度最低,工质为液态,蒸发段和绝热段死体积为气体,此时系统压力最

低;当活塞由上止点向下止点运动时,冷腔液体工质通过活塞与气缸壁之间的间隙,流向高温腔,系统平均温度升高,同时液体工质被加热成气体,蒸发段和绝热段死体积为液体,当活塞到达下止点即位置(b)时,系统内压力达到最高;当活塞由下止点向上止点运动时,高温腔内气体工质通过活塞与气缸壁之间的间隙流向冷腔,系统内平均温度降低,同时气体工质被冷却成液体,当活塞到达上止点即位置(a)时,系统内平均温度最低,压力也最低,完成一个循环,如此反复运行。对热腔和冷腔而言,两相热压缩机循环包括增压和降压两个过程,系统可以通过输出接口与外界需要压力波驱动负载连接的连接,实现压力波的输出。由于热腔和冷腔之间有间隙连通,因此活塞两侧压力始终相等,所以驱动机构只需要很小的机械能。

由图2知,在整个循环过程中,热腔和冷腔的压力始终相等,工质总的体积保持不变。

实验工质采用正己烷。正己烷的饱和压力随温

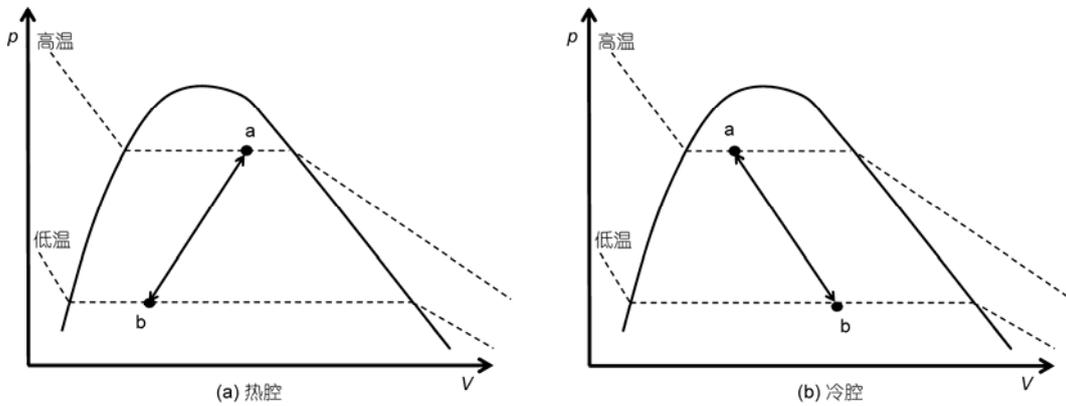
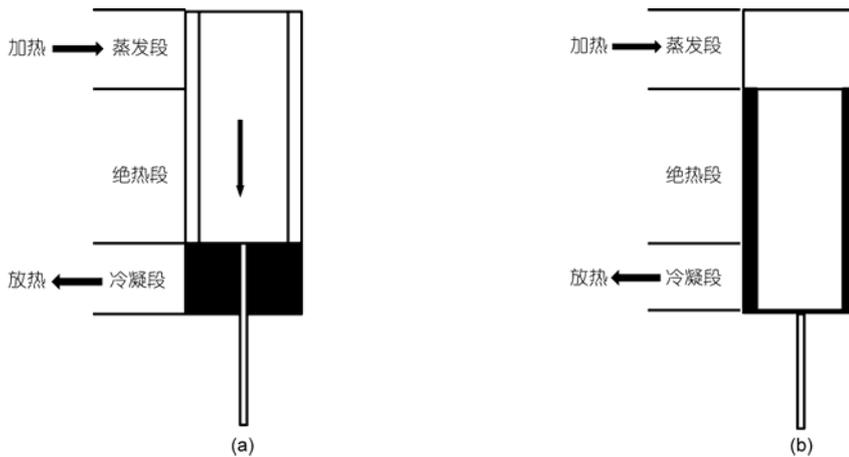


图2 两相热压缩机活塞运动示意图和热腔(a)、冷腔(b) p - V 图

度的增加而大幅增加(图3), 汽化潜热随着温度增加而大幅减小, 而且当温度从 25℃变化到 150℃时, 饱和压力的压差为 730 kPa. 因此使用正己烷为工质可以利用诸如废热、太阳能等的低品位能源, 产生较高的压比.

理想情况下, 正己烷在饱和状态下工作, 高温 T_{max} 下对应的饱和压力为 P_{max} , 低温 T_{min} 下对应的饱和压力为 P_{min} , 因此理想压比为 $P_{ratio}=P_{max}/P_{min}$. 随着温度的升高, 正己烷的汽化潜热逐渐下降(图3), 即汽化所需的热量逐渐减少, 所以在保持加热功率不变的情况下蒸发段压力会越来越大, 所以压比会持续升高.

在实验过程中, 正己烷是在一个大气压下进行加注的, 其对应的饱和温度为 69℃, 若高温端蒸发温度为 200℃, 其对应的饱和压力为 1803.4 kPa, 则此时的理想压比为 17.51. 另外, 上述压比仅仅来自于工质的物理性质, 还有一部分压比来自于活塞的上下运动. 活塞在缸壁中上下运动, 使工质在热腔和冷腔中交替流动, 活塞的上下运动也会增加压比, 特别是温度上升到一定程度后, 液体工质被汽化, 活塞的运动作用更加明显. 理想状态下的压比是工质性质和活塞运动的综合结果, 当然活塞运动只是起到辅助作用. 在实际过程中, 存在着不可逆过程, 导致很多能量损失, 如机械损失、摩擦损失等, 因此实际压比小于理论压比.

2 两相热压缩机实验台

图4是自行研制的两相热压缩机实验装置, 主要由蒸发段、绝热段和冷凝段通过法兰连接而成. 电动

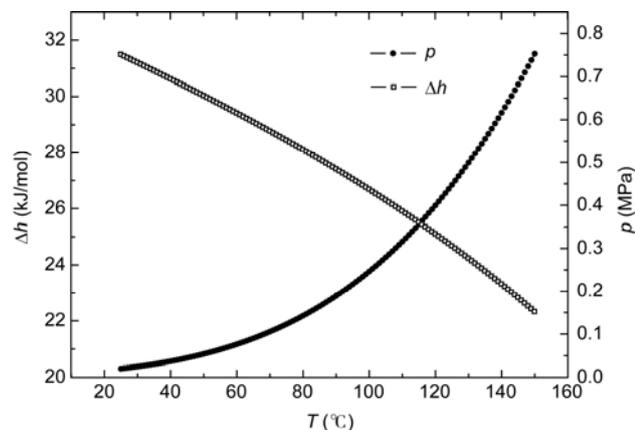


图3 正己烷饱和压力和汽化潜热随温度变化曲线

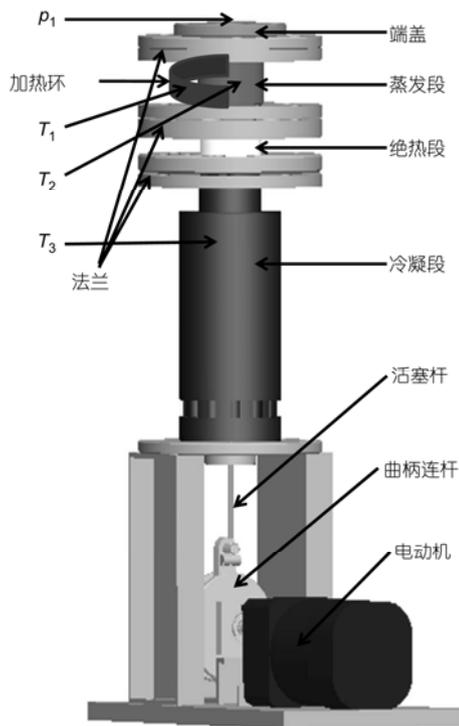


图4 两相热压缩机示意图

机通过曲柄连杆带动活塞杆和活塞作上下往复运动, 使工质在热腔和冷腔内来回穿梭, 产生压力波动. 表1给出了实验台主要零部件的材料及尺寸.

如图4所示, 该实验系统共布置了1个压力传感器和3个温度传感器, 压力传感器精度为: 0.1% FS; T_1 采用K型热电偶, T_2, T_3 采用T型热电偶, 这两种热电偶的精度均为 0.1 K. 压力数据采集系统的硬件装置为美国 NI 公司的产品, 采集板卡型号为 PCI-6023E; 温度数据采集系统的硬件装置是型号为 2700 的 KEITHLEY 表, 压力和温度数据采集程序均基于 LabVIEW 软件平台. 实验采用纯正己烷为工质.

3 实验结果与分析

本实验是在以下工况下进行的:

- (i) 工质在一个大气压的环境下进行加注;

表1 两相热压缩机结构参数

| 部件名称 | 蒸发段 | 绝热段 | 冷凝段 | 活塞 | 活塞杆 |
|--------|-----|-------|-----|-------|-----|
| 材料 | 紫铜 | 聚四氟乙烯 | 紫铜 | 聚四氟乙烯 | 不锈钢 |
| 直径(mm) | 50 | 50 | 50 | 40 | 5 |
| 长度(mm) | 57 | 30 | 222 | 150 | 280 |

(ii) 冷端换热器与外界环境进行自然对流换热;

(iii) 在特定频率下, 判定实验在不同加热功率下是否稳定, 是以 LabVIEW 程序界面上所示的蒸发段温度是否趋于稳定为依据的;

(iv) 电机停止运行的条件是在最后一个加热功率下电机带不动活塞或压比达到最大值.

实验过程中, 正己烷工质加注量为 494 mL, 在各个运行频率下保持不变. 活塞的运行频率通过电动机转速来调节, 实验过程中分别在 0.1, 0.2 和 0.3 Hz 频率下运行.

图 5 是压比随时间的变化关系图. 从图中可以看出, 刚开始压比维持在 1.0 基本上保持不变, 但达到一定时间后, 压比迅速升高, 类似于热声发动机中的“起振”现象. 这是因为只有工质温度高于该压力下对应的饱和温度时, 工质才开始汽化, 所以只有当加热功率和加热温度都达到一定条件后压比才会增加. 从图 7 和 8 中可以看出, 当加热功率为 80 W 时, 此时的蒸发段温度约为 150℃, 压比显著增加. 蒸发段温度继续升高, 气体压力增大, 而冷凝段温度较低, 工质在下一个时刻又被液化, 压力降低, 因此在一个周期中形成压力波动. 随着蒸发段温度的不断升高, 压比越来越大. 在进行 0.2 Hz 实验过程中, 加热器短时间内出现故障, 导致实验过程中热源消失, 因此, 加热温度降低, 压比也随之降低; 待加热功率恢复, 压比又缓慢升高. 为了能够还原实验过程中的真实情况, 我们给出了压比的完整变化过程, 因此图中出现一小部分压比降低后又升高的现象.

图 6 是 0.1 Hz 下一个采集周期内压力波的变化关系图. 从图中可以得到此时的压比约为 6. 另外,

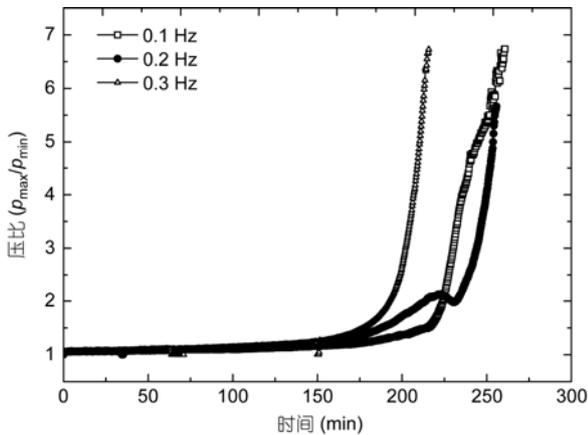


图 5 压比随时间的变化关系图

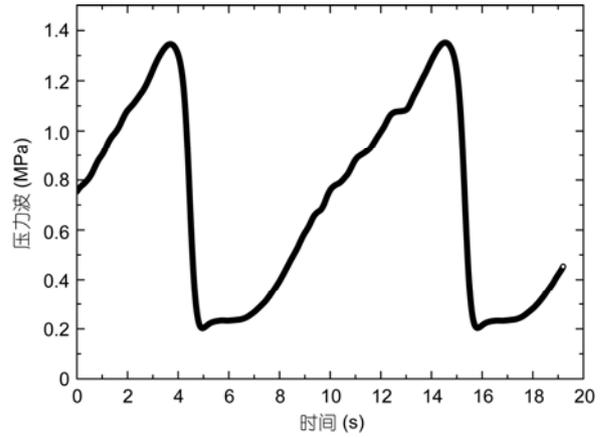


图 6 压力波动图(0.1 Hz)

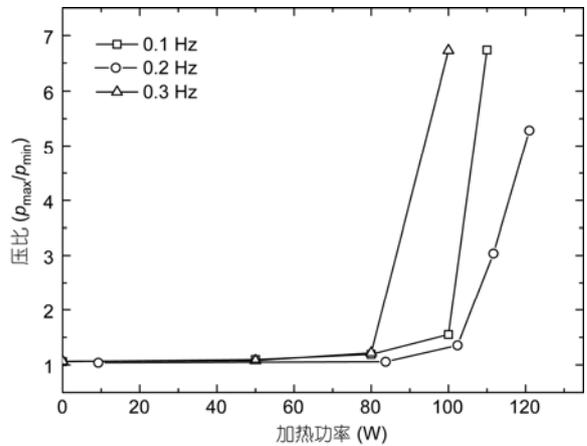


图 7 压比随加热功率的变化关系图

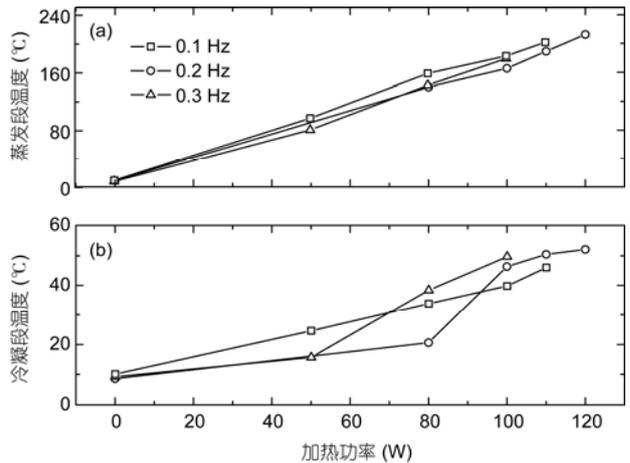


图 8 蒸发段(a)和冷凝段(b)温度随加热功率变化关系图

压力波并不是规则的正弦曲线, 部分曲线出现“锯齿状”. 压力上升过程时间大于压力下降时间, 即系统

的压缩过程大于膨胀过程. 图中曲线在有些地方出现“拐点”, 特别是在膨胀过程刚刚结束瞬间, 压力增幅显著提高, 所以会有一个压力急剧变化的过程, 这是由于系统压力升高, 活塞杆承受的压力增大, 电动机运动不均匀所致.

图7给出了压比随加热功率的变化关系图. 从图中可以看出, 当加热功率较小时(低于80 W), 压比维持在1.0基本上保持不变, 这是因为加热功率较小, 正己烷工质温度还比较低, 尚未汽化. 当加热功率大于80 W时, 在0.3 Hz频率下, 压比迅速增大; 而在0.1和0.2 Hz运行频率下, 压比有所增加, 但幅度不是很大, 而加热功率达到100 W时, 压比迅速增加. 在0.2 Hz运行下, 加热功率是从80 W开始的(0.1和0.3 Hz的实验中, 加热功率是从50 W开始的), 由于没有50 W的预热过程, 导致在0.2 Hz运行下, 在同样的加热功率下, 蒸发段温度都小于0.1和0.3 Hz时的(图8), 所以, 同样加热功率下压比也略小于其他频率的, 这与实际相符. 在整个实验过程中, 加热功率都比较小, 不超过120 W, 而压比均在5以上.

图8是蒸发段和冷凝段温度随加热功率的变化关系图. 在实验过程中, 我们不断增加加热功率来提高蒸发段温度, 在给定加热功率运行一段时间后, 蒸发段温度趋于稳定, 图中给出的是各个加热功率下蒸发段和冷凝段温度所达到的最大值. 从图中可以看出, 不同频率下, 蒸发段温度变化趋势相同, 而且温度比较接近, 随着加热功率的增加逐渐升高; 冷凝段温度随着加热功率的增加一直在上升, 这是因为加热使系统的整体温度都在升高, 冷凝段采用自然冷却, 换热不充分, 所以冷凝段温度一直增加; 在同一频率下, 随着加热功率的增加, 蒸发段和冷凝段的温差显著增加. 当加热功率达到80 W时, 此时有部分工质汽化, 所以压比会升高, 从图7也可以看出, 加

热功率为80 W时对应的压比为“拐点”, 之后的压比增加幅度大于之前的压比增加幅度.

实验中我们测量了不同运行频率下电动机功率随加热功率的变化关系. 在实验开始阶段, 电动机功率维持在22 W左右; 当到达最后一个加热功率时, 电动机功率显著增加, 这是因为此时系统产生了较大压比, 工质平均压力显著升高, 因此电动机轴功率也相应增加. 但在整个系列实验过程中, 电动机轴功率的最大值不超过28 W, 远远小于加热功率, 初步表明两相热压缩机主要依靠热源驱动, 仅仅利用少量的机械能.

为了进一步提高压比, 可以在真空状态下加注工质, 这样可以降低冷凝压力, 而且采用高效的加热和冷却方式也可以提高压比. 另外, 对该两相热压缩机的输出能力等亦正在开展深入研究.

4 结论

本文自行设计研制了基于低品位热源的两相热压缩机, 进行了初步实验, 并深入分析了实验结果.

(1) 在0.1, 0.2和0.3 Hz频率运行下, 加热功率分别为110, 120和100 W, 压比分别为6.74, 6.72和5.30; 在整个实验过程中, 电动机轴功率最大为27.3 W, 远小于加热功率, 初步说明两相热压缩机主要依靠热源驱动; 而且, 蒸发段最高温度为212℃, 有利于太阳能、废热等低品位热源的利用.

(2) 两相热压缩机运行时, 压比的变化过程类似于热声发动机的“起振”现象, 即在加热功率和蒸发温度都达到条件后压比迅速增加.

(3) 由于两相热压缩机存在气-液转换, 换热时间较长, 活塞运行频率是系统优化的一个重要方向; 绝热段可以有效的阻止热量从蒸发段直接传到冷凝段, 但绝热段长度过长又会增加系统死体积, 降低系统性能, 所以对绝热段长度的优化也是至关重要的.

参考文献

- 1 Bush V. Apparatus for compressing gases. US Patent, 2157229, 1935
- 2 王俊杰, 周远. 液氮温区低温热压缩机. 低温工程, 1993, 73: 14-18
- 3 Glassford A P M. Adiabatic cycle analysis for the valved thermal compressor. J Energy, 1979, 3: 306-314
- 4 Peterson R B. Thermocompression engine cycle with isothermal expansion. Energy Source, 1998, 20: 199-208
- 5 Edwards M J, Peterson R B. Modeling and thermodynamic cycle performance of a miniature reciprocating thermocompressor. In: 3rd International Energy Conversion Engineering Conference. 2005, 2: 657-667
- 6 纪国林. 无污染气体热压缩机的实验研究. 低温与超导, 1983, 2: 8-13

-
- 7 Yarger D J, Beck M J, Peterson R B. Experimental study of a mesoscale two-phase thermocompressor. In: 4th International Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit. 2006, 1: 147–156
-

Preliminary experimental study on a two-phase thermocompressor driven by low-grade heat sources

RAO JunFeng, QIU LiMin, LU JunLiang & LOU XiaoChen

Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China

The two-phase heat-driven thermocompressor employs a displacer to shuttle the working fluid between the hot end and the cold end of the cylinder, where pressure fluctuates due to gas-liquid phase change. The thermocompressor using refrigerants with low boiling point, can generate large pressure ratio with small temperature difference. The first two-phase thermocompressor was designed and fabricated in China. Preliminary experiments have been conducted on a self-made two-phase thermocompressor using n-hexane as working fluid. Pressure ratios as high as 5 even higher is obtained with operating frequency of 0.1, 0.2 and 0.3 Hz, and heating power less than 120 W. The two-phase thermocompressor may be an efficient alternative in energy conversion of low-grade heat sources, such as waste heat, solar energy and so on.

two-phase thermocompressor, pressure ratio, heating power

doi: 10.1360/972011-1902