科学通报 2020 年 第 65 卷 第 32 期: 3644 ~ 3650
论 文
《中国科学》杂志社
SCIENCE CHINA PRESS

近室温热源驱动的气液相变热声发动机

谭靖麒, 罗嘉奇, 黄迦乐, 魏健健, 金滔*

浙江大学制冷与低温研究所, 浙江省制冷与低温技术重点实验室, 杭州 310027

* 联系人, E-mail: jintao@zju.edu.cn

2020-03-17 收稿, 2020-04-14 修回, 2020-04-15 接受, 2020-04-16 网络版发表

浙江省自然科学基金(LZ20E060001)和国家自然科学基金(51576170)资助

摘要 热声发动机是一种结构简单且运行可靠的新型热机, 可直接将热能转化为声波, 进而驱动发电或者制冷, 具有良好的应用前景. 本研究基于对回热器的优化, 研制了一台近室温热源驱动的气液相变热声发动机, 着重研究了回热器填料的丝网目数和材料对系统起振温度和压比的影响. 研究发现, 当采用120目的紫铜丝网作为回热器时, 以R134a和R1234ze(E)为工质, 系统的最低起振温度分别为18.1和26.4°C(对应的冷端温度为11.1和11.3°C); 当热端温度为183°C且选用R1234ze(E)作为工质时, 采用紫铜丝网的系统输出声波的压比最高可达1.094, 与相近热端温度下选用1 MPa的氦气作为工质的单级环路行波型热声发动机相当, 而所需的加热功率则明显降低. 结果表明, 气液相变热声发动机在近室温低品位热源利用方面拥有可观的应用潜力.

关键词 热声发动机, 气液相变, 起振温度, 低品位热能, 回热器

低品位热能在全球范围内储量巨大, 对其进行回收利用有助于提高能量的综合利用率, 是实现节能减排的重要途径[1]. 但是, 低品位热能尚未得以充分利用[2], 特别是对于近室温的热源, 可选择的利用技术更为局限, 普遍面临工艺要求高和综合效率低等挑战[3].

热声发动机作为一种结构简单且运行可靠的新型热机, 可直接将热能转化为声波, 进而驱动发电[4]或者制冷[5], 具有良好的应用前景. 然而, 传统热声发动机的起振温度较高, 其可用驱动热源的温区也比较受限[6,7]. 因而, 探索降低热声发动机的起振温度是近年来热声热机研究领域的热点之一. 比较突出的工作是de Blok[8]在环路行波型热声热机中合理配置了多个热声核, 大大降低了热声热机的起振温度, 可低至45°C. 此外, 在热声热机中引入气液相变过程, 也有助于降低系统的起振温度. Raspet等人[9]研制了一台采用一个大气压下的空气和水为工质的开式气液相变热声发动机, 起振温度为97°C, 相较于相同结构尺寸的单相系统降低了200°C. Noda和Ueda[10]在开式热声振荡器的板叠处引入了乙醇的蒸发和冷凝, 成功将系统的起振温度由315°C降低至72°C. 然而, 在上述系统中, 相变工质蒸发后无法实现循环使用, 需要不断补充, 系统无法达到持续稳定运行的状态, 不利于驱动发电机或者制冷机等实际应用. 2018年, Meir等人[11]发明了一台驻波型气液相变热声发动机, 水在板叠处周期性地蒸发和冷凝, 将热声发动机的起振温度由120°C降低至50°C. 他们在系统中设置了水循环系统, 冷凝水在重力和毛细力的作用下回到板叠, 成功实现了系统的持续稳定运行. 当热端温度为136°C时, 系统输出压比最高为1.03. 本课题组[12]在此前研究中曾研制了一台基于气液相变的闭式热声发动机, 采用氢氟烃类化合物R134a作为工质, 其起振温度最低达48.1°C, 初步显示了其对超低品位热源的适用性.

引用格式: 谭靖麒, 罗嘉奇, 黄迦乐, 等. 近室温热源驱动的气液相变热声发动机. 科学通报, 2020, 65: 3644–3650
Tan J Q, Luo J Q, Huang J L, et al. A vapor-liquid phase-change thermoacoustic engine driven by near room-temperature heat source (in Chinese). Chin Sci Bull, 2020, 65: 3644–3650, doi: 10.1360/TB-2020-0281

© 2020《中国科学》杂志社

带有回热器的气液相变热声发动机通过引入可相变工质的气液相变过程来强化热声转换过程，可大幅降低系统的起振温度. 振荡工质与回热器固体壁面相互作用产生时均能量效应，即发生时均热流和时均功流之间的转换，由此将热能转换为声能. 回热器的性能受换热面积、材料物性和流动阻力等多种因素的影响，因而跟回热器填料的结构尺寸和材质密切相关. 然而，气液相变热声发动机中的回热器与传统热声发动机中的回热器有明显差别[13]，目前对其尚缺乏系统的研究. 本研究基于对回热器的优化，研制成一台近室温热源驱动的气液相变热声发动机，着重研究了回热器填料的结构尺寸和材质对系统起振温度和压比的影响情况.

图1给出了气液相变热声发动机示意图，包括环路热声单元和调相单元. 环路热声单元由热声核、蒸汽管段、动力气缸和反馈管段组成. 其中，热声核包括热端换热器、回热器和冷端换热器，是发生包含气液相变的热声效应的核心部件，也是整个系统的动力源. 热端换热器内插有10根筒形加热器用以提供热量，冷端换热器则采用冷却水带走热量. 回热器位于冷、热端换热器之间，包括不锈钢壳体和填料两部分. 调相单元由气库和负载管段组成，旁接到反馈管段，用以调节系统的声场，保证回热器处为行波相位. 气液相变热声发动机主要部件的尺寸如表1所列. 气库容积为1.5 L.

气液相变热声发动机竖直放置，系统中的可相变工质处于气液两相的初始状态. 充注时将管路连通至工质储罐，采用适当加热工质储罐的方式提高其内部工质的压力，同时采用恒温水箱供给的循环水对充入系统的气相工质进行冷却，使之冷凝为液体. 旁接到环路热声单元的磁翻板式液位计用以测量系统的液位高度，通过控制管路阀门的开度保证充注完成时气液交界面位于回热器之中. 充注完成后，系统压力取决于环境温度和循环水温度. 实验中，环境温度的范围为14~16°C，循环水温度的范围为10~13°C. 在系统运行时，采用筒形加热器对系统加热，同时循环水通过冷端换热器对系统进行冷却. 当冷、热端换热器之间的温差超过一定阈值时，可相变工质在热声发动机中产生自激振荡，并逐步达到振荡稳定的状态. 为了探索气液相变热声热机的低温位起振，需要选择沸点比较低(最好是室温附近)的工质，在初期实验中选用了R134a作为工质，工作压力选为500~600 kPa，着重测量了系统的起振温度和振荡稳定后的压比(波动压力的最大值与最小值之比). 起振温度关系到低品位热能在热声热机中的应用潜力，而压比则反映了振荡的强度. 在冷、热端换热器分别布置了两支铂电阻温度计用以测量冷端温度和热端温度，如图1所示，其中T_1和T_2的平均值作

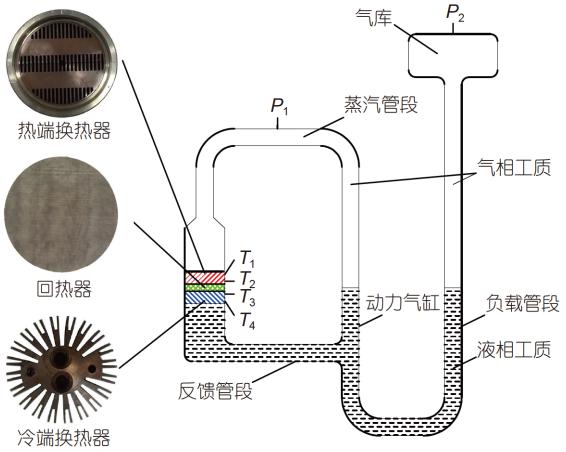


图 1 (网络版彩色)气液相变热声发动机示意图

Figure 1 (Color online) Schematics of the vapor-liquid phase-change thermoacoustic engine

表 1 气液相变热声发动机主要部件尺寸[a)]

Table 1 Dimensions of main components in the vapor-liquid phase-change thermoacoustic engine

部件	直径(m)	长度(m)	水力半径(m)	孔隙率
热端换热器	0.056	0.064	0.00075	0.331
回热器	0.056	0.005	0.0000499	0.740
冷端换热器	0.056	0.064	0.0005	0.551
动力气缸	0.017	0.39	0.00425	-
反馈管段	0.017	0.15	0.00425	-
蒸汽管段	0.017	0.42	0.00425	-
负载管段	0.017	2	0.00425	-

a) “-”表示没有这一项

为热端温度, T_3和T_4的平均值作为冷端温度.

Raspet等人[9,14]发展的湿式热声理论中, 假设固体材料有无限大的导热系数和定压比热容, 无法反映固体材料热物性对热声转换过程的影响. 本研究则考虑了固体材料热物性的影响, 将一阶压力振幅的波动方程修正为

$$\left(1+\frac{(\gamma-1)f_\kappa}{1+\varepsilon_s}+\frac{n_w}{n_g}\frac{\gamma f_D}{1+\varepsilon_s}\right)p_1+\frac{\gamma p_m}{\omega^2}\frac{d}{dx}\left(\frac{1-f_v}{\rho_m}\frac{dp_1}{dx}\right)$$
$$-\frac{a^2}{\omega^2}\left(\frac{f_\kappa-f_v}{(1-Pr)(1+\varepsilon_s)}+\frac{l}{R_0T_m}\frac{n_w}{n_g}\frac{f_D-f_v}{(1-Sc)(1+\varepsilon_s)}\right)$$
$$\frac{1}{T_m}\frac{dT_m}{dx}\frac{dp_1}{dx}=0, \tag{1}$$

$$\varepsilon_s=\frac{\rho_m c_p\delta_\kappa\tanh[(1+i)y_0/\delta_\kappa]}{\rho_s c_s\delta_s\tanh[(1+i)l/\delta_s]}, \tag{2}$$

式中, 固体材料的可用热容定义为其密度ρ_s、定压比热容c_s和热渗透深度δ_s的乘积[15]. 回热器填料热物性的影响体现在修正系数ε_s中. 在一个长为dx的回热器微元内, 声功的变化为

$$\frac{d\dot{W}_{reg}}{dx}=-\frac{r_v}{2}|U_1|^2-\frac{1}{2r_\kappa}|p_1|^2+\frac{1}{2}\mathrm{Re}[g_r\tilde{p}_1U_1], \tag{3}$$

$$g_r=\left\{\frac{(f_\kappa-f_v)}{(1-f_v)(1-Pr)(1+\varepsilon_s)}\right.$$
$$\left.+\frac{l}{R_0T_m}\frac{n_w}{n_g}\frac{(f_D-f_v)}{(1-f_v)(1-Sc)(1+\varepsilon_s)}\right\}\frac{1}{T_m}\frac{dT_m}{dx}, \tag{4}$$

其中, g_r为回热器的等效源项. 式(3)中, 右侧第一项和第二项分别表示由黏性耗散和弛豫作用导致的声功损耗, 最后一项为包含气液相变的热声转换过程产生的声功增益. 结合式(3)和(4)可得, 在气液相变热声发动机中, 回热器的等效源项增加了由相变过程产生的增益. 因此, 包含气液相变的热声转换过程产生的声功增益大于采用单相气体工质的热声转换过程产生的声功增益. 此外, 回热器填料的热物性会影响热声转换过程产生的声功增益, 进而影响热声发动机的性能.

选用不锈钢丝网作为回热器填料, 重点针对丝网目数进行优化研究. 图2(a)给出了采用不同目数不锈钢丝网时(相关基本参数见表2), 系统的起振温度随负载液柱长度的变化情况. 由图可见, 随着负载液柱长度的不断增大, 系统的起振温度逐渐升高. 其原因在于负载液柱长度的增大导致负载管段的流动阻力升高, 声功耗散也随之增大. 当负载液柱长度相同时, 分别采用200、150、120、100和80目的不锈钢丝网, 系统的起振温度呈现先降低后升高的趋势. 究其原因, 随着丝网目数的减小, 其水力半径与热渗透深度的比值升高, 换热面积却不断减小. 一方面, 水力半径与热渗透深度之比值升高会减小回热器内的黏性耗散, 进而降低系统的起振温度. 另一方面, 换热面积越小, 可相变工质与回热器填料之间的热接触越不充分, 越不利于热声转换过程, 系统的起振温度逐渐升高. 当丝网目数为120目时, 系统的起振温度最低.

图2(b)给出了采用不同目数不锈钢丝网时, 振荡稳定后的压比随热端温度的变化情况. 由图可见, 随着热端温度的升高, 压比不断增大, 但是增大的趋势逐渐放缓. 热端温度的升高有助于强化热声转换过程[15], 进而提高了压比. 与此同时, 体积流速也随着热端温度的升高而增高, 这导致了黏性耗散的增大, 进而延缓了压比升高的趋势. 在相同的热端温度下, 丝网目数越小, 压比越高. 这是因为黏性耗散的影响因体积流速的增大而愈发明显, 丝网目数越小, 其水力半径与热渗透深度之比值越高, 黏性耗散越小, 故压比越高.

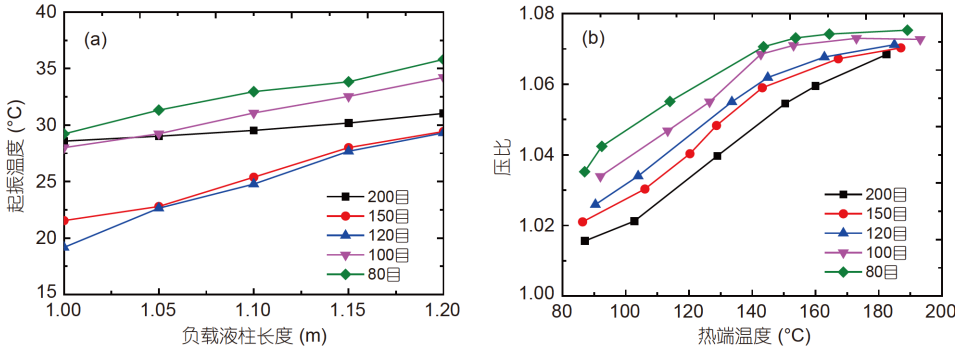


图 2 (网络版彩色)采用不同目数不锈钢丝网时, 起振温度随负载液柱长度变化情况(a)和压比随热端温度变化情况(b)

Figure 2 (Color online) Onset temperature vs. liquid column length inside load tube (a) and pressure ratio vs. hot temperature (b), when regenerators packed with stainless steel mesh screens of different mesh number

表 2　不同目数不锈钢丝网回热器的基本参数

Table 2　Basic parameters of stainless steel mesh screen regenerators with different mesh number

丝网目数	丝网水力半径 (μm)	水力半径与热渗透深度之比	换热面积 (m^2)
200	27.9	0.120	0.305
150	38.9	0.167	0.229
120	49.9	0.214	0.183
100	60.9	0.261	0.152
80	78.6	0.337	0.122

此外，还选用紫铜和尼龙这两种材料的丝网进行了研究. 参照采用不锈钢丝网的实验结果，不同材料丝网的目数均统一选取120目，其水力半径均为49.9 μm. 紫铜、不锈钢和尼龙的可用热容分别为12307、2719和318 J/(K m^2). 图3(a)给出了采用不同材料丝网时，系统的起振温度随负载液柱长度的变化情况. 品质因子Q是衡量热声发动机声功产生和耗散性能的参数，其表达式为[15]

$$Q = 2\pi f \frac{E_s}{W}, \tag{5}$$

式中，E_s表示储存在热声发动机中的能量，W为系统中产生的声功量和耗散的声功量之差. 当品质因子达到无穷大(即W=0)时，回热器内产生的声功量恰好平衡系统中耗散的声功量，热声发动机会发生起振过程. 此时，系统的热端温度即为起振温度. 结合式(2)~(5)可得，采用可用热容最大的丝网材料，气液相变热声转换过程产生的声功增益最大，回热器内产生的声功量最大，故其起振温度最低. 3种材料中，紫铜的可用热容最大，因而采用紫铜丝网的系统起振温度最低. 当负载液柱长度为1 m，以R134a为工质时，采用紫铜丝网的系统起振温度最低仅为18.1°C(对应的冷端温度为11.1°C).

图3(b)给出了采用不同材料丝网时，振荡稳定后的压比随热端温度的变化情况. 在相同的热端温度下，采用紫铜丝网的系统输出压比最高，其次是不锈钢丝网，最低是尼龙丝网. 采用紫铜丝网时，热声转换过程产生的声功增益最大，因而压比最高. 当热端温度为178°C，以R134a为工质时，采用紫铜丝网的系统输出压比最高可达1.077.

上述采用的R134a有一个比较突出的缺点，即具有较高的全球变暖潜能值，其值为1300，从环保的角度来看并非最理想的选择. 通过物性分析，还选用了R1234ze(E)这一环保工质，其臭氧消耗潜能值为零且全球变暖潜能值小于1. 图4(a)给出了分别采用R134a和R1234ze(E)作为工质时，系统的起振温度随负载液柱长度的变化情况. 回热器填料均选用120目的紫铜丝网. 工质的普朗特数可表示为$Pr=(\delta_v/\delta_\kappa)^2$，式中，$\delta_\kappa$为热渗透深度，$\delta_v$为黏性渗透深度[15]. 可相变工质的普朗特数越高，系统的起振温度就越高[13]. R1234ze(E)的普朗特数高于R134a，故采用R1234ze(E)的系统起振温度也高于R134a. 当负载液柱长度为1 m时，R1234ze(E)系统的最低起振温度为26.4°C，对于低品位热能来说仍有较大的利用空间. 图4(b)给出了分别采用R134a和R1234ze(E)作为工质时，振荡稳定后的压比随热端温度的变化情况. 在相同温度下，R1234ze(E)的饱和压力明显低于R134a，故采用R1234ze(E)的系统输出压比高于R134a. 当热端温度为183°C、冷端温度为13°C时，采用0.4 MPa的R1234ze(E)为工质的系统输出压比最高可达1.094，所需的加热功率约为200 W. 考虑到所研制的气液相变热声发动机安装了单级热声核，将选取同样采用单级热声核的环路行波型热声发动机作对比[16]. 当

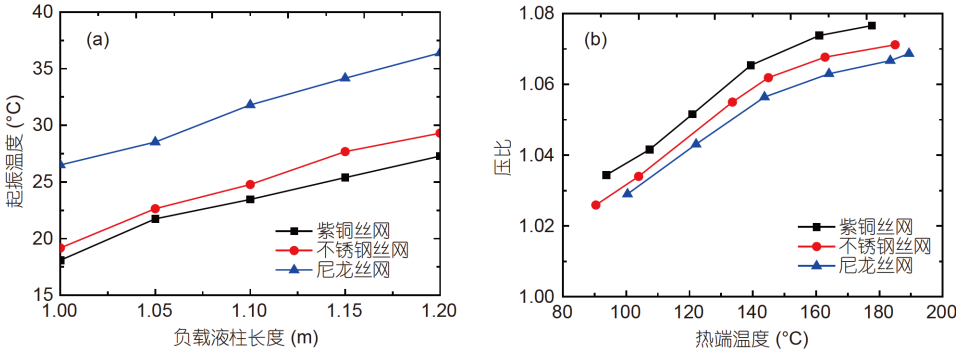


图 3　(网络版彩色)采用不同材料丝网时，起振温度随负载液柱长度变化情况(a)和压比随热端温度变化情况(b)

Figure 3　(Color online) Onset temperature vs. liquid column length inside load tube (a) and pressure ratio vs. hot temperature (b), when regenerators packed with mesh screens of different materials

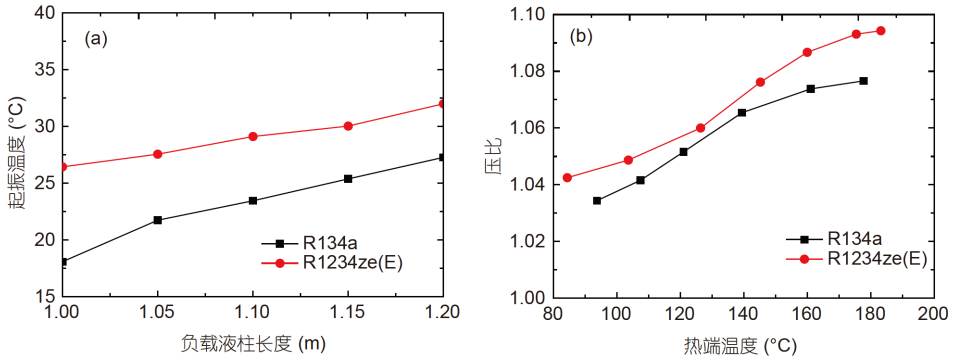


图 4 (网络版彩色)采用R134a和R1234ze(E)作为工质时, 起振温度随负载液柱长度变化情况(a)和压比随热端温度变化情况(b)
Figure 4 (Color online) Onset temperature vs. liquid column length inside load tube (a) and pressure ratio vs. hot temperature (b), when using R134a and R1234ze(E) as working fluids

热端温度约为179°C且以1 MPa的氦气作为工质时, 单级环路行波型热声发动机输出压比约为1.10, 所需的加热功率约为800 W.

综上, 本研究通过对回热器的系统优化, 研制成可利用近室温低品位热源的气液相变热声发动机, 着重研究了回热器填料的丝网目数和材料对系统起振温度和压比的影响. 实验结果显示, 系统的起振温度随着丝网目数的减小先降低后升高. 当负载液柱长度为1 m, 以R134a为工质时, 采用120目紫铜丝网的系统在18.1°C的热端温度下即可起振, 为目前热声系统的最低起振温度. 此外, 在热端温度保持一致时, 采用紫铜丝网的系统输出压比最高, 不锈钢丝网次之, 尼龙丝网最低. 当热端温度为183°C, 以R1234ze(E)为工质时, 采用紫铜丝网的系统压比最高可达1.094, 可以媲美相近热端温度下以1 MPa的氦气作为工质的单级环路行波型热声发动机的输出压比, 而所需的加热功率则明显低于后者. 近室温热源驱动的气液相变热声发动机拓宽了低品位热能在热声系统中的利用空间, 进一步提高了其与传统热机错位竞争的优势. 后续还将深入开展该新型热声发动机的优化与改进工作, 以期推进其实用化.

参考文献

1 Rao J F, Qiu L M, Lu J L, et al. Preliminary experimental study on a two-phase thermocompressor driven by low-grade heat sourses (in Chinese). Chin Sci Bull, 2012, 57: 1596–1601 [饶俊峰, 邱利民, 陆军亮, 等. 基于低品位热源的两相热压缩机初步实验. 科学通报, 2012, 57: 1596–1601]
2 Brückner S, Liu S, Miró L, et al. Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. Appl Energy, 2015, 151: 157–167
3 Kishore R A, Davis B, Greathouse J, et al. Energy scavenging from ultra-low temperature gradients. Energy Environ Sci, 2019, 12: 1008–1018
4 Wu Z H, Man M, Luo E C, et al. Experimental investigation of a 500 W traveling-wave thermoacoustic electricity generator (in Chinese). Chin Sci Bull, 2011, 56: 1088–1090 [吴张华, 满满, 罗二仓, 等. 500 W行波热声发电样机的实验研究. 科学通报, 2011, 56: 1088–1090]
5 Zhang X, Chang J, Cai S, et al. A multi-stage travelling wave thermoacoustic engine driven refrigerator and operation features for utilizing low grade energy. Energy Convers Manag, 2016, 114: 224–233
6 Liu Y C, Li Y B, Yan P, et al. Numerical research of high-frequency thermoacoustic standing wave engines (in Chinese). J Huazhong Univ Sci Technol (Nat Sci Ed), 2013, 41: 122–127 [刘益才, 李银宾, 颜鹏, 等. 高频驻波热声热机的数值研究. 华中科技大学学报(自然科学版), 2013, 41: 122–127]
7 Jin T, Huang J, Feng Y, et al. Thermoacoustic prime movers and refrigerators: Thermally powered engines without moving components. Energy, 2015, 93: 828–853
8 de Blok K. Novel 4-stage traveling wave thermoacoustic power generator. In: Hosni M H, ed. Proceedings of ASME 2010 3rd Joint US-European Fluids Engineering Summer Meeting Collocated with 8th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2010. 73–79
9 Raspet R, Slaton W V, Hickey C J, et al. Theory of inert gas-condensing vapor thermoacoustics: Propagation equation. J Acoust Soc Am, 2002, 112: 1414–1422
10 Noda D, Ueda Y. A thermoacoustic oscillator powered by vaporized water and ethanol. Am J Phys, 2013, 81: 124–126
11 Meir A, Offner A, Ramon G Z. Low-temperature energy conversion using a phase-change acoustic heat engine. Appl Energy, 2018, 231: 372–379

12 Tan J, Wei J, Jin T. Electrical-analogy network model of a modified two-phase thermofluidic oscillator with regenerator for low-grade heat recovery. Appl Energy, 2020, 262: 114539
13 Tan J, Wei J, Jin T. Onset and damping characteristics of a closed two-phase thermoacoustic engine. Appl Therm Eng, 2019, 160: 114086
14 Slaton W V, Raspet R, Hickey C J, et al. Theory of inert gas-condensing vapor thermoacoustics: Transport equations. J Acoust Soc Am, 2002, 112: 1423–1430
15 Swift G W. Thermoacoustics: A Unifying Perspective for Some Engines and Refrigerators. New York: American Institute of Physics Press, 2002
16 Jin T, Yang R, Wang Y, et al. Low temperature difference thermoacoustic prime mover with asymmetric multi-stage loop configuration. Sci Rep, 2017, 7: 7665

Summary for “近室温热源驱动的气液相变热声发动机”

A vapor-liquid phase-change thermoacoustic engine driven by near room-temperature heat source

Jingqi Tan, Jiaqi Luo, Jiale Huang, Jianjian Wei & Tao Jin*

Key Laboratory of Refrigeration and Cryogenic Technology of Zhejiang Province, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China

* Corresponding author, E-mail: jintao@zju.edu.cn

Utilization of low-grade heat has attracted considerable attention as an inspiring pathway towards sustainable and low-carbon energy future. However, low-grade heat, either in the form of natural source or waste heat, is abundantly available but not yet effectively exploited. With the outstanding merits of free maintenance and high reliability, thermoacoustic engine is conceived as one of cost-effective and reliable alternative technologies for low-grade heat recovery. Most recently, two-phase thermoacoustic engine induced increasing interest, thanks to its capability of running across a small temperature difference between heat source and heat sink.

In this work, a vapor-liquid phase-change thermoacoustic engine, where the working fluid undergoes periodic condensation and evaporation, is constructed to realize low temperature-differential operation. The engine consists of a looped thermoacoustic unit and a branch resonator, where the former contains a cold heat exchanger, a regenerator, a hot heat exchanger and segments of tubes, while the latter contains a gas reservoir and a load tube. R134a is adopted as the working fluid in the preliminary study of this thermoacoustic engine, for its boling point near ambient temperature at the operating pressure around 0.5 MPa. Besides, R1234ze(E) is also used as the working fluid, thanks to its zero ozone depletion potential and low global warming potential.

The experiments focus on onset temperature and pressure ratio, since the former determines the lowest grade of usable heat source, while the latter is an essential parameter for evaluating the intensity of pressure oscillation. The results show that an onset temperature of 18.1°C, lowest ever reported, can be achieved with R134a as working fluid when the regenerator is packed with copper mesh screens. The highest pressure ratio of 1.094 is achieved with R1234ze(E) as working fluid at a hot temperature of 183°C and a heating power of 200 W, which is comparable to the single-stage looped travelling wave thermoacoustic engine with helium of 1 MPa as working fluid at a similar hot temperature but a much lower heating power. Besides, the onset temperature firstly drops and then rises with the decreasing mesh number of regenerator’s mesh screen, while the pressure ratio always rises. It is also found that regenerator material has marked effect on the engine performance. The engine with copper mesh screen achieves the lowest onset temperature, then stainless steel, and finally nylon. Besides, the cases of pressure ratio are in the increasing order of nylon, stainless steel and copper.

The low temperature-differential onset enables the phase-change thermoacoustic engine to harvest the near room-temperature heat source. Further work on performance optimization of this novel thermoacoustic engine is still necessary and will be our near future work.

thermoacoustic engine, vapor-liquid phase change, onset temperature, low-grade heat, regenerator

doi: 10.1360/TB-2020-0281