

文章编号:1674-2869(2017)04-0372-06

热声热机换热器性能的分析

田一泽,吴 锋*,蒋智杰,李 蒙,章超明
武汉工程大学理学院,湖北 武汉 430205

摘 要:热声换热器热量传递的速率与效率直接影响着热声热机的性能. 熵耗散理论能更好地揭示换热器的传热优化特性,在热声换热器研究中引入熵耗散理论,针对顺流和逆流两种情况,计算了热声换热器的熵耗散热阻,并和最小熵产原理的结果进行了对比分析. 结果表明,在一定条件下,顺流比逆流情况下的不可逆损失要大;当换热器低温端流体的热容量小于高温端流体热容量时不可逆损失较小,结果最优.

关键词:热声换热器;熵耗散;最小熵产原理;有效度

中图分类号:TK12 **文献标识码:**A **doi:**10.3969/j.issn.1674-2869.2017.04.011

Performance Analysis of Heat Exchanger in Thermoacoustic Engine

TIAN Yize, WU Feng*, JIANG Zhijie, LI Meng, ZHANG Chaoming

School of Science, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430205, China

Abstract: The rate and efficiency of heat transfer in the thermoacoustic heat exchanger affect the performance of the thermoacoustic engine. The entransy dissipation theory was adopted in the study because it can better reflect the performance of heat exchanger. The entransy dissipation resistance of the thermoacoustic heat exchanger was calculated in the conditions of the parallel-flow and the counter-flow, and was compared with that of the minimum entropy generation principle. The study shows that the irreversible resistance in the parallel-flow is larger than that in the counter-flow. The irreversible resistance is the smallest and the result is the best when the heat capacity at the low temperature end is less than that at the high temperature end in the thermoacoustic heat exchanger.

Keywords: thermoacoustic heat exchanger; entransy dissipation; minimum entropy generation principle; effectiveness

换热器是热能工程和装备中的重要部件,已广泛应用于能源利用领域. 换热器的优劣直接影响着热能设备的性能. 随着地球矿物能源资源的不断减少,增强换热器的性能,更加高效地利用能源已成为热能工程和能源利用领域所关注的关键问题之一.

许多研究者对换热器的性能进行了研究^[1-2],其目的是优化换热器结构,减少耗散,从而节约能源. 最近几年,换热器的优化理论得到飞快的发展. 在换热器的优化中,熵产原理^[3-5]与熵耗散极值原理^[6]各有其适用范围. 一般来说,对于以热功转换为目标的换热器,应以熵产生最小为优化目标,

收稿日期:2017-03-30

基金项目:国家自然科学基金(51176143)

作者简介:田一泽,硕士研究生. E-mail:1239233794@qq.com

*通讯作者:吴 锋,博士,教授. E-mail:wufeng@wit.edu.cn

引文格式:田一泽,吴锋,蒋智杰,等. 热声热机换热器性能的分析[J]. 武汉工程大学学报,2017,39(4):372-377.

TIAN Y Z, WU F, JIANG Z J, et al. Performance analysis of heat exchanger in thermoacoustic engine[J]. Journal of Wuhan Institute of Technology, 2017,39(4):372-377.

而对于以冷却或加热为目的的换热器,应以焓耗散极值或最小热阻为优化目标.在各种有限势差传质传热过程中,焓耗散极值原理提供了与熵产原理不同的新的目标极值,拓展了换热器的优化研究^[7-11]范围.

热声热机是一种新型的能量转换装置^[12-13].它具有无运动部件和环境友好等显著优点.热声换热器是热声热机的关键部件之一,其性能好坏直接影响着热声系统的性能好坏.热声换热器与传统换热器相比,传统换热器的流道容纳的是稳定流动的过程流体,而应用于热声系统中的换热器,一般是由两个通道组成的:其中的一通道容纳稳定流动的过程流体,而另一通道容纳交变流动的气体振荡流动,在这个通道中工作流体速度、温度是波动的,换热过程尤为复杂^[14-15].文献^[16]对热声换热器的特性进行了研究,文献^[17]研究了微型热声热机加热器与换热器的优化设计.

本文将焓理论引入热声换热器并进行参数优化分析,研究结果可对微型热声热机加热器与换热器的优化设计提供理论参考.

1 热声换热器理论模型

根据热声系统的振荡特性和换热器的传热特性,热声换热器应满足如下条件:

换热工质之间存在热阻,因此换热在有限温差中进行.如图1所示, T_{hi} 为换热器高温端进口瞬时温度, T_{ci} 为低温端进口平均温度, T_{ho} 为高温端出口平均温度, T_{co} 为低温端出口平均温度.由于换热器低温端容纳稳定流动的过程流体,而高温端容纳交变流动的气体振荡流动,所以高温端口的温度可表示为:

$$T_{Hi} = T_{hi} + T_1 e^{i\omega t} \tag{1}$$

$$T_{Ho} = T_{ho} + T_2 e^{i\omega t} \tag{2}$$

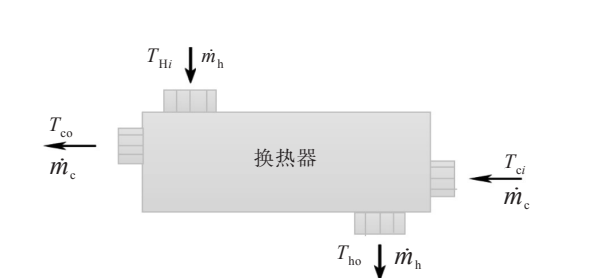


图1 换热器模型图

Fig.1 Heat exchanger model

换热器低温端进口与出口温度可以分别表示为 T_{ci} 与 T_{co} , 工质的温度为实常数. 其中, T_1, T_2 为

一级声量, ω 为热声系统的振荡圆频率, $i = \sqrt{-1}$ 为虚数单位. 将传热单元数 ($N_{\text{传热}}$) 引入换热器, 根据文献^[7,12-13] ε - $N_{\text{传热}}$ 理论与对数平均温差的方法可得

$$Q' = KA\Delta T_M \tag{3}$$

$$\Delta T_M = \frac{\Delta T_i - \Delta T_o}{\ln(\Delta T_i / \Delta T_o)} \tag{4}$$

$$\varepsilon_{\text{平行流}} = \frac{1 - \exp[-N_{\text{传热}}(1 + C^*)]}{1 + C^*} \tag{5}$$

$$\varepsilon_{\text{对流}} = \frac{1 - \exp[-N_{\text{传热}}(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-N_{\text{传热}}(1 - C^*)]} \tag{6}$$

式(3)~(6)中, K 代表热导率, A 代表传热面积, ΔT_M 代表对数平均温差, ΔT_i 与 ΔT_o 分别代表高温段进口与出口的温差, C 表示热容, $C^* = C_{\min} / C_{\max}$.

2 焓热阻在热声换热器中的应用

2.1 热传导引起的不可逆损失

众所周知热传导与电传导, 将此类比可得一个新的物理量焓 G_{vh} , 此物理量定义为

$$G_{vh} = \frac{1}{2Q_{vh}T} \tag{7}$$

式(7)中, Q_{vh} 表示物体的定容热量. 由传热学无内热源的一维稳定传热规律

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla \cdot q = \nabla \cdot (K \nabla T) \tag{8}$$

将左右两边同乘 T 得

$$\rho c T \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla \cdot (qT) + q \cdot \nabla T \tag{9}$$

等式左边是单元体的焓随时间的变化, 右边第一项表示进入单元体的焓流, 第二项表示焓耗散项. 可以写成

$$\frac{\partial \beta}{\partial t} = -\nabla \cdot \beta - \beta_{\Psi} \tag{10}$$

式(10)为焓平衡方程式, β 单位体积下的焓, 而 β_{Ψ} 表示耗散项

$$\beta_{\Psi} = -q \cdot \nabla T = k |\nabla T|^2 \tag{11}$$

式(11)为焓耗散函数, ∇T 为一维温度梯度, k 代表导热系数, q 为单位质量的热量. 热传导的焓耗散可以表示为

$$G_{\phi} = G_h - G_c = l \int_0^{\delta} (-q \cdot \frac{dT}{dx}) dx = lq(T_h - T_c) = Q(T_h - T_c) \tag{12}$$

其中 l 代表平板的长度, Q 代表热量, δ 代表平板的厚度, T_h 表示高温端温度, T_c 表示低温端温度. 当量热阻为

$$R_{\text{热传导}} = \frac{G_{\phi}}{Q^2} = \frac{\Delta T}{Q}. \quad (13)$$

2.2 热对流引起的不可逆损失

在换热器低温端,可以建立如图2所示的模型.

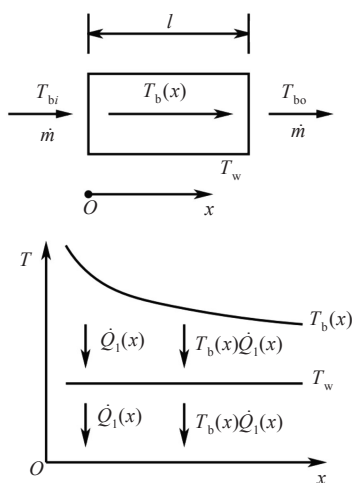


图2 圆管中的热对流

Fig. 2 Thermal convection in a tube

由图2可得如下的方程式

$$-mc \frac{dT_b(x)}{dx} = Q_l(x). \quad (14)$$

式(14)中 m 代表质量流率, T_b 代表容积内流体温度. 将等式两边同乘 $T_b(x)$, 得到如下关系式

$$-mcT_b(x) \frac{dT_b(x)}{dx} = T_b(x)Q_l(x). \quad (15)$$

等式右边代表流过单元体的焓. 将等式右边积分得

$$G_i - G_o = \frac{1}{2}mcT_{bi} - \frac{1}{2}mcT_{bo} = \int_0^l T_b(x)Q_l(x)dx. \quad (16)$$

G_i 与 G_o 分别代表流进和流出的焓. 注意到离开换热器高温端壁面的温度为 T_w , 因此焓的转移有两种方式, 一种是靠近壁面的转移, 一种是管道中的流动, 将靠近壁面转移的焓耗散积分, 得到如下关系式

$$G_{\psi} = G_i - G_o - \int_0^l T_w Q_l(x)dx = \int_0^l (T_b - T_w)Q_l(x)dx. \quad (17)$$

式(17)中 G_{ψ} 表示换热器热端管道流动造成的焓损失, 所以得到当量热阻与对数平均温差为

$$R_{\text{tube}} = \frac{G_{\psi}}{Q^2}. \quad (18)$$

$$\Delta T_{M, \text{tube}} = R_{\text{tube}} Q. \quad (19)$$

$$Q = \int_0^l Q_l(x)dx = mc(T_{bi} - T_{bo}). \quad (20)$$

式(18)~(20)中, m 代表流体的质量流率, c 代表比热容, Q 表示热量流量. 合并式(17)、式(19)和

式(20)得

$$\Delta T_{M, \text{tube}} = \frac{0.5mcT_{bi}^2 - 0.5mcT_{bo}^2 - QT_w}{mc(T_{bi} - T_{bo})} = \frac{\frac{T_{bi} + T_{bo}}{2} - T_w}{2} = \Delta T_{AM}. \quad (21)$$

结合管道流动的焓损失与热对流产生的热量损失得

$$R_{\text{tube}} = \frac{\Delta T_{M, \text{tube}}}{Q} = \frac{1}{UA} \frac{\Delta T_{AM}}{\Delta T_{LM}} = R_{\text{conv}} \frac{\Delta T_{AM}}{\Delta T_{LM}}. \quad (22)$$

定义管道中的有效度为

$$\varepsilon_{\text{tube}} = \frac{\text{真实传热量}}{\text{最大传热量}} = \frac{T_{bi} - T_{bo}}{T_{bi} - T_w}. \quad (23)$$

结合以上的条件, 并将式(22)进行简化得

$$R_{\text{tube}} = \frac{1}{UA} \frac{\Delta T_{AM}}{\Delta T_{LM}} = \frac{1}{UA} \frac{UA}{mc(T_{bi} - T_{bo})} \left[\frac{T_{bi} + T_{bo}}{2} - T_w \right] = \frac{1}{mc} \left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{tube}}} - \frac{1}{2} \right). \quad (24)$$

将其无量纲化得

$$R_{\text{tube}}^* = R_{\text{tube}} mc = \left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{tube}}} - \frac{1}{2} \right). \quad (25)$$

2.3 整个换热器的不可逆损失

如图1所示, 对于一维能量传递得到以下的等式

$$-C_h \frac{dT_h(x)}{dx} = Q(x). \quad (26)$$

$$-C_c \frac{dT_c(x)}{dx} = Q(x). \quad (27)$$

其中, C_h 和 C_c 分别代表高低温流体的热容, 将式(26)和式(27)分别乘以 T_h 与 T_c 得

$$-C_h T_h(x_h) \frac{dT_h(x)}{dx} = Q(x)T_h(x_h). \quad (28)$$

$$-C_c T_c(x_c) \frac{dT_c(x)}{dx} = Q(x)T_c(x_c). \quad (29)$$

从而得到式(28)与式(29)的关系式, 分别代表高温端和低温端焓流. 将两式进行积分并且合并得

$$G_{\phi} = (G_{Hi} + G_{Ci}) - (G_{Ho} + G_{Co}) = \left(\frac{1}{2}C_h T_{Hi}^2 + \frac{1}{2}C_c T_{Ci}^2 \right) - \left(\frac{1}{2}C_h T_{Ho}^2 + \frac{1}{2}C_c T_{Co}^2 \right). \quad (30)$$

式(30)中 G_{ϕ} 代表在换热器中的焓耗散. 与此同时定义热阻与温差得

$$R_{\text{ex}} = \frac{G_{\phi}}{Q^2}. \quad (31)$$

$$\Delta T_{\text{ex}} = \frac{G_{\phi}}{Q} = R_{\text{ex}} Q. \quad (32)$$

2.4 利用 ε -N_{传热} 方法求解

能量平衡方程通常使用 $C_h(T_{hi} - T_{ho}) = C_c(T_{co} - T_{ci})$ 关系式, 其中 $C_h \neq C_c$. 结合式(30)与式

(32)两式可得

$$\Delta T_{\text{ex}} = \frac{0.5[C_h(T_{\text{Hi}}^2 - T_{\text{Ho}}^2) - C_c(T_{\text{Co}}^2 - T_{\text{Ci}}^2)]}{C_h(T_{\text{Hi}} - T_{\text{Ho}})} = \frac{T_{\text{Hi}} + T_{\text{Ho}}}{2} - \frac{T_{\text{Co}} + T_{\text{Ci}}}{2} = \Delta T_{\text{AM}}. \tag{33}$$

根据文献^[8]可得

$$R_{\text{ex}} = (1/UA)\Delta T_{\text{AM}}/\Delta T_{\text{M}}. \tag{34}$$

结合式(3)、式(33)式与(34)式合并可得

$$R_{\text{ex}} = \left(\frac{1}{KA}\right) \frac{\Delta T_{\text{AM}}}{\Delta T_{\text{M}}} = \frac{\left(\frac{T_{\text{Hi}} + T_{\text{Ho}}}{2} - \frac{T_{\text{Co}} + T_{\text{Ci}}}{2}\right)}{Q} = \frac{(T_{\text{Hi}} - T_{\text{Ci}}) - \left(\frac{T_{\text{Hi}} - T_{\text{Ho}}}{2} + \frac{T_{\text{Co}} - T_{\text{Ci}}}{2}\right)}{C_{\min}(T_{\text{Co}} - T_{\text{Ci}})}. \tag{35}$$

因为 ε 的表达式为

$$\varepsilon = \frac{\text{实际传热量}}{\text{最大传热量}}.$$

1)当换热器高温端与低温端质量流率相等, $(C_{\min} = C_h), ((mc)_c > (mc)_h)$ 时得

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{\text{Co}} - T_{\text{Ci}})}{C_h(T_{\text{Hi}} - T_{\text{Ci}})} = \frac{C_h(T_{\text{Hi}} - T_{\text{Ho}})}{C_h(T_{\text{Hi}} - T_{\text{Ci}})}. \tag{36}$$

合并式(34)与式(36)可得

$$R_{\text{ex}} = \frac{(T_{\text{Hi}} - T_{\text{Ci}}) - \left(\frac{T_{\text{Hi}} - T_{\text{Ho}}}{2} + \frac{T_{\text{Co}} - T_{\text{Ci}}}{2}\right)}{C_{\min}(T_{\text{Co}} - T_{\text{Ci}})} = \frac{1}{C_{\min}} \left[\frac{1}{\varepsilon C^*} - \frac{1}{2} \left(\frac{1}{C^*} + 1 \right) \right]. \tag{37}$$

其中 $C^* = C_{\min}/C_{\max}$, 将其无量纲化得

$$R^* = \frac{1}{\varepsilon C^*} - \frac{1}{2} \left(\frac{1}{C^*} + 1 \right). \tag{38}$$

并且根据文献^[2]得出熵产的表达式

$$S_{\text{gen}}' = C_{\min} \ln(1 - \varepsilon(1 - \frac{1}{T^*})) + C_{\max} \ln(1 + \varepsilon C^*(T^* - 1)). \tag{39}$$

其中 $T^* = T_{\text{Hi}}/T_{\text{Ci}}$, 并将其无量纲化得

$$N_s = \frac{S_{\text{gen}}'}{C_{\min}} = \ln(1 - \varepsilon(1 - \frac{1}{T^*})) + \frac{1}{C^*} \ln(1 + \varepsilon C^*(T^* - 1)). \tag{40}$$

2)当换热器高温端与低温端质量流率相等, $((C_{\min} = C_c), ((mc)_c < (mc)_h))$ 时得

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{\text{Hi}} - T_{\text{Ho}})}{C_c(T_{\text{Hi}} - T_{\text{Ci}})} = \frac{C_c(T_{\text{Co}} - T_{\text{Ci}})}{C_c(T_{\text{Hi}} - T_{\text{Ci}})}. \tag{41}$$

$$R_{\text{ex}} = \frac{(T_{\text{Hi}} - T_{\text{Ci}}) - \left(\frac{T_{\text{Hi}} - T_{\text{Ho}}}{2} + \frac{T_{\text{Co}} - T_{\text{Ci}}}{2}\right)}{C_{\min}(T_{\text{Co}} - T_{\text{Ci}})} = \frac{1}{C_{\min}} \left[\frac{1}{\varepsilon} - \frac{1}{2}(C^* + 1) \right].$$

将其无量纲化

$$R^* = \left[\frac{1}{\varepsilon} - \frac{1}{2}(C^* + 1) \right]. \tag{43}$$

得到对应的熵产

$$S_{\text{gen}}' = C_{\max} \ln(1 - \varepsilon C^*(1 - \frac{1}{T^*})) + C_{\max} \ln(1 + \varepsilon(T^* - 1)). \tag{44}$$

$$N_s = \frac{S_{\text{gen}}'}{C_{\min}} = \frac{1}{C^*} \ln(1 - \varepsilon C^*(1 - \frac{1}{T^*})) + \ln(1 + \varepsilon(T^* - 1)). \tag{45}$$

3 数值计算

通过以上的计算得到关于焓耗散的热阻与熵产的表达式,其表示热量损失的物理量,可以描述不可逆损失的大小,将其进行数值分析.在数值计算过程中取 $T^*=2$,得到以下图像.

图3和图4分别表示在 $C_{\min} = C_h$ 和 $C_{\min} = C_c$ 时,关于 $\varepsilon - R^*$ 和 $\varepsilon - N_s$ 的图像,其中 $C^*=0.5$.由图3~图4可知, $C_{\min} = C_c$ 时比 $C_{\min} = C_h$ 时不可逆损失要小.

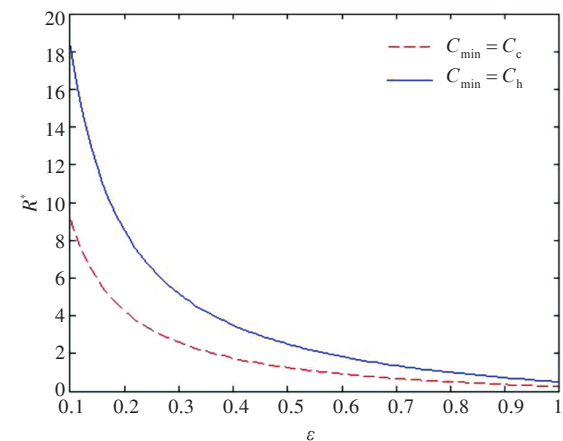


图3 有效度与焓热阻的关系
Fig. 3 Relationship between effectiveness and entransy dissipation resistance

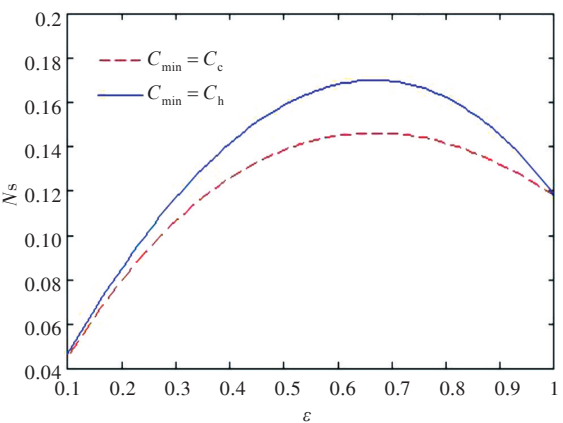


图4 有效度与熵产的关系
Fig. 4 Relationship between effectiveness and entropy generation

图 5 与图 6 分别表示顺流和逆流时关于 $N_{\text{传热}}-R^*$ 和 $N_{\text{传热}}-N_s$ 的图像,其中 $C_{\min}=C_c$, $C^*=0.5$. 由图 5~图 6 可知随着传热单元数的增大,焓耗散热阻减小. 逆流的换热方式比顺流的换热方式不可逆损失要小.

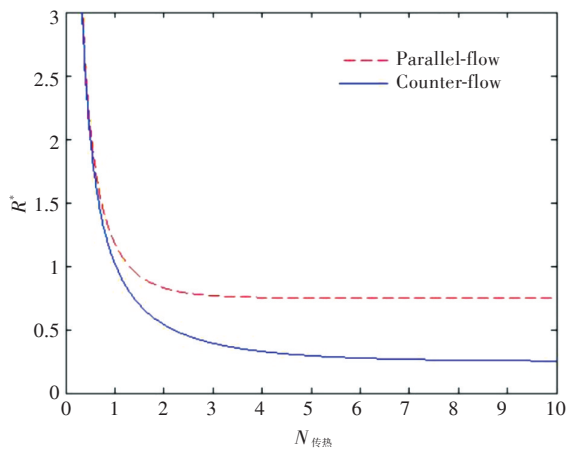


图 5 传热单元数与焓热阻的关系
Fig. 5 Relationship between number of heat transfer unit and entransy dissipation resistance

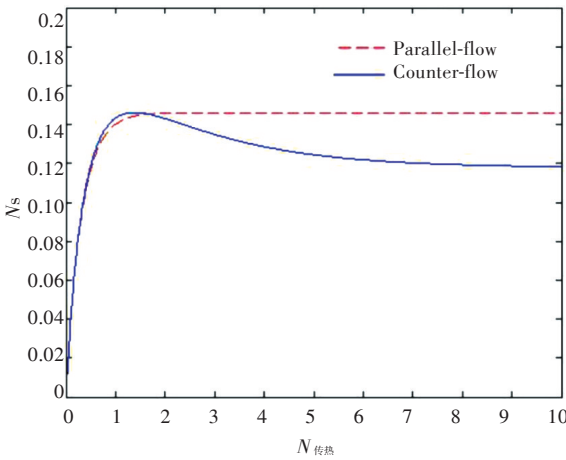


图 6 传热单元数与熵产的关系
Fig. 6 Relationship between number of heat transfer unit and entropy generation

图 7 表示 $C^*=0.5$, $C^*=0.7$, $C^*=1$ 与 $f=300\text{ Hz}$, $f=400\text{ Hz}$, $f=500\text{ Hz}$ 时关于 $t-R^*$ 的图像,其中, $C_{\min}=C_h$, $T_{hi}=600\text{ K}$, $T_{ho}=500\text{ K}$, $T_{Ci}=300\text{ K}$, $T_1=T_2=50\text{ K}$. 由图 7 可得到在建立震荡流体模型时,焓耗散热阻 R^* 与时间 t 的关系.

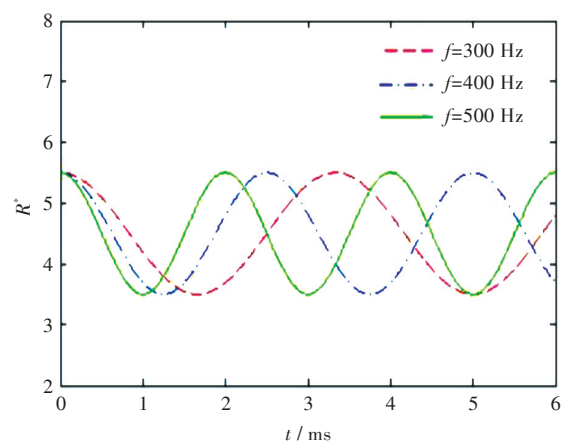


图 7 时间与焓热阻的关系
Fig. 7 Relationship between time and entransy dissipation resistance

4 结 语

以上利用焓耗散理论与 $\varepsilon-N_{\text{传热}}$ 方法对热声热机换热器进行了优化,并将焓耗散理论和最小熵产原理所得的结果进行对比分析,从而得到以下的结论:

- 1)在一定的条件下,比较 $C_{\min}=C_h$ 和 $C_{\min}=C_c$ 时的熵产与焓耗散热阻,可知 $C_{\min}=C_c$ 时比 $C_{\min}=C_h$ 时不可逆损失要小.
- 2)研究了顺流和逆流的情况下,关于熵产与焓耗散热阻的不可逆损失的大小,得出顺流比逆流情况下的不可逆损失要大.
- 3)在建立震荡流体模型时,焓耗散热阻的值也为震荡模型.

参考文献:

[1] RAO R V, PATEL V K. Thermodynamic optimization of cross-flow plate-fin heat exchanger using particle swarm optimization [J].International Journal of Thermal Sciences, 2010,49(9):1712-1721.

[2] HASHEMIAN M, JAFARMADAR S, DIZAJI H S. A comprehensive numerical study on multi-criteria design analyses in a novel form of double pipe heat exchanger [J]. Applied Thermal Engineering, 2016 (102) : 1228-1237.

[3] BEJAN A. Entropy generation through heat and fluid flow[J]. Journal of Applied Mechanics, 1983, 50(2): 475.

[4] BERTOLA V, CAFARO E.A critical analysis of the minimum entropy production theorem and its application to heat and fluid flow [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51 (7/8): 1907-1912.

[5] HESSELGREAVES J E . Rationalisation of second law analysis of heat exchangers[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(22):4189-4204.

[6] GUO Z Y, ZHU H Y, LIANG X G. Entransy-A physical quantity describing heat transfer ability [J]. Heat Mass Transfer, 2009, 50(13/14): 3587-3595.

[7] QIAN X D, LI Z X. Analysis of entransy dissipation in heat exchanger [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2011, 50(4): 608-614.

[8] GUO Z Y, LIU X B, TAO W Q, et al. Effectiveness-thermal resistance method for heat exchanger design and analysis[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53 (13/14): 2877-2884.

[9] 许明田,程林,郭江峰. 焓耗散理论在换热器设计中的应用[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(12):2090-2092.

XU M T, CHENG L, GUO J F. An application of entransy dissipation theory to heat exchanger design [J] . Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30 (12):2090-2092.

[10] CHENG X T, ZHANG Q Z, LIANG X G. Analyses of entransy dissipation, entropy generation and entransy dissipation based thermal resistance on heat exchanger optimization[J]. Applied Thermal Engineering , 2012 , 38:31-39.

[11] ZHANG C C, WANG D B, HAN Y , et al. Experimental and numerical investigation on the exergy and entransy performance of a novel plate heat exchanger[J]. Experimental Heat Transfer, 2016, 30 (2):162-177.

[12] BACK S, SWIFT G W. A thermoacoustic stirling wave heat engine[J]. Natural, 1999(399):335-338.

[13] 刘益才,武瞳,方莹. 热声热机研究进展[J]. 真空与低温, 2014, 20(1):1-8.

LIU Y C, WU T, FANG Y. Review of developments in the thermoacoustic engine[J]. Vacuum and Cryogenics, 2014, 20(1):1-8.

[14] 林杰. 热声热机系统的性能优化研究[D]. 武汉:武汉工程大学, 2014.

[15] 周远,罗二仓. 热声热机技术的研究发展[J]. 机械工程学报, 2009, 45(3):14-26.

ZHOU Y, LUO E C. Advance in thermoacoustic technology [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(3):14-26.

[16] 刘明方. 热声热机换热器的特性研究[D]. 武汉:武汉工程大学, 2012.

[17] 罗德亮. 微型热声热机加热器与换热器的优化设计 [D]. 武汉:武汉工程大学, 2007.

本文编辑:陈小平