

文章编号: 0253-4339(2011)05-0059-05

DOI编码: 10.3969/j.issn.0253-4339.2011.05.059

制冷剂汽液两相区音速的计算与分析

王艳庭 张华

(上海理工大学能源与动力工程学院 上海 200093)

摘要 流体的音速是流体重要的热力学参数, 从现有文献看, 制冷剂两相区的音速数据缺乏。采用均相流模型, 从马丁-侯状态方程出发, 根据绝热音速的定义 $a=\sqrt{(\partial p/\partial \rho)_{ad}}$, 利用有限差分方法得到了常用的制冷剂R22、R134a、R744两相区的等熵绝热音速数据, 并用文献中的两相区音速实验结果对其进行了验证, 表明两者音速误差在4%以内。根据计算出的两相区音速数据, 利用相关软件在 $lgp-h$ 图里面绘制了等音速线, 对两相区音速数据进行了分析讨论。数据显示相同压力下, 随着熵值的增大, 音速值逐渐变大; 自三相点压力至饱和压力等熵线上的音速会出现先增大后减小的现象; 等焓线上的音速, R134a、R744单调递减, R22先增大后减小。

关键词 工程热物理; 音速; 等音速线; 均相; 两相区; 制冷剂物性

中图分类号: TB61⁺2; TK121

文献标识码: A

Calculation and Analysis of Sound Velocity in Vapor-liquid Two-phase Refrigerant Flow

Wang Yanting Zhang Hua

(School of energy and power engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract Sound velocity of fluid is important thermodynamic parameter. But viewing from the existing literature, there is a lack of sound velocity data. This paper presents the calculation of sound velocity for the adiabatic two-phase flow of refrigerant through capillary tube based on homogenous equilibrium model. According to the definition of sound velocity $a=\sqrt{(\partial p/\partial \rho)_{ad}}$ and Martin-Hou equation of state the sound velocity is obtained using the finite difference method. The sound velocities of three refrigerants, R22, R134a, R744, have been calculated in this paper. The calculation results have been validated by published experimental data and showed fair agreement with the experimental data with an error band of 4%. According to the calculated two-phase sound velocity data, the sonic curves were drawn in the pressure-enthalpy diagram. The data and curves show that the sound velocity increases with the entropy at the same pressure. From the triple point pressure sound velocity on the isentropic curve increases firstly and then decreases. Sound velocity on the isenthalpic curve decreases monotonically for R134a and R744. But the sound velocity of R22 increases firstly then decreases.

Keywords Engineering thermophysics; Sound velocity; Sonic line; Homogenous equilibrium; Two-phase; Refrigerant properties

音速是流体重要的热力学参数, 它是微弱扰动在连续介质中所产生的压力波传播的速度。它是判断流体可压缩性对流动影响的一个标准, 因此在可压缩流体动力学中有很重要的意义。在可压缩流动中, 音速可表示为 $a=\sqrt{(\partial p/\partial \rho)_{ad}}$, 根据压力小扰动的特征时间的不同又有等温音速($a=\sqrt{(\partial p/\partial \rho)_{ad}}$)和绝热音速($a=\sqrt{(\partial p/\partial \rho)_{ad}}$)^[1]。通常所说的音速都是指绝热音速, 因为它与实际音速较为接近。对于单相介质, 音速数据并不缺乏, 在很多制冷剂的物性计算软件中也可直接查询得到, 但对于两相区的音速, 因其传播规律比较复杂, 现有的音速数据比较少, 很多学者做过

这方面的研究, 尤其是对不同流态两相系中的音速。Wallis G. B.^[2]全面详细地论述了临界两相流理论; Landau和Lifshitz^[3]研究了一元两相系在速度平衡、温度平衡和相平衡条件下的绝热音速; Nguyen D. L.^[4]研究了团状流的音速。但从现有文献看, 制冷剂两相区音速数据缺乏。

采用均相流模型针对绝热毛细管内制冷剂两相流的音速做了计算。在制冷剂节流过程中, 做如下假定: 1) 在管道的任一截面上制冷剂均处于热力学平衡状态, 为饱和的气液混合物; 2) 气液两相混合均匀、同速流动, 无相间滑移现象。对于小口径管中的气液两相流动这两个假定是基

本上符合实际情况的,对于毛细管内流动Pate and Tree^[5]也推荐等熵均相流平衡模型。利用有限差分的方法计算了常用制冷剂R22、R134a、R744两相区的音速,并将计算值与文献中的实验值做了对比,结果显示相对误差在4%以内。根据计算值在lgp-h图里绘制了等音速线,并对数据和曲线作了分析。

1 制冷剂等熵绝热音速计算方法

音速的定义式 $a=\sqrt{(\partial p/\partial \rho)_{ad}}$ 适用于任何连续介质,绝热毛细管内两相流音速的计算基于均相流模型,该模型将两相流看作具有均一流体参数的单相流,因此可看作连续介质。利用有限差分的方法,用差商代替微商便可得到制冷剂两相区的音速。由压力和熵值作为已知参数,通过马丁-侯(MH)状态方程可以计算得到密度,进而得出该点音速值,即:

$$a=\sqrt{(\partial p/\partial \rho)_{ad}}=\sqrt{\Delta p/\Delta \rho_{ad}}=\sqrt{(\Delta p/\Delta(\rho''x+(1-x)\rho'))_{ad}} \quad (1)$$

1.1 MH方程

MH方程是一多参数的状态方程,将它用于制冷剂热力性质计算具有相当高的精度。这一方程被广泛应用于制冷剂热力性质的计算,国际制冷学会(IIR)在1981年提出的制冷剂物性标准计算程序采用的状态方程就是Marin-Hou方程。

MH(81)状态方程的形式为:

$$p=\sum_{k=1}^5 \frac{f_k(T)}{(v-b)^k}+f_6(T) \quad (2)$$

$$f_1(T)=RT \quad (3)$$

$$f_2(T)=A_2+B_2T+C_2\exp(-KT/T_c) \quad (4)$$

$$f_3(T)=A_3+B_3T+C_3\exp(-KT/T_c) \quad (5)$$

$$f_4(T)=A_4+B_4T+C_4\exp(-KT/T_c) \quad (6)$$

$$f_5(T)=A_5+B_5T+C_5\exp(-KT/T_c) \quad (7)$$

$$f_6(T)=\frac{A_6+B_6+C_6e^{-KT/T_c}}{e^{av}(1+c'e^{av})} \quad (8)$$

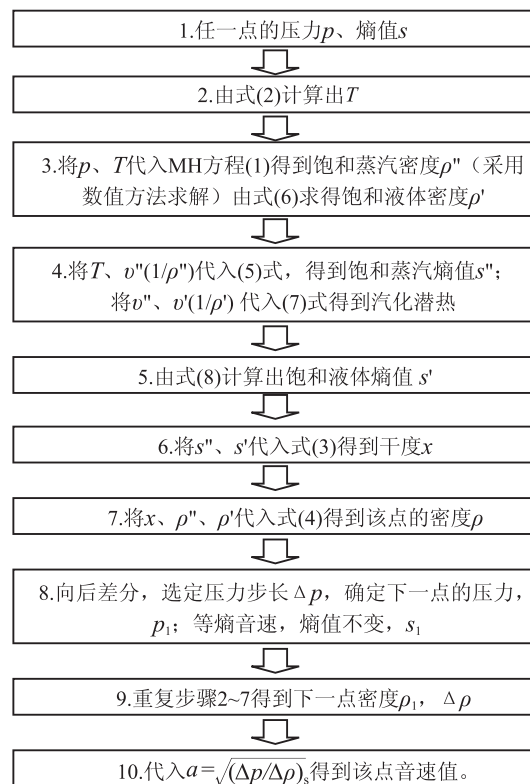
方程常数可以根据物质的普遍规律和热力学关系,从临界点数据和一点蒸汽压数据求得,具体求解方法参见文献^[6]。

1.2 计算过程

首先根据制冷剂确定出常用到的两相区的熵值范围,如R134a,计算范围可以选择 $s=0.825\sim 1.75\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。然后选择一个确定的熵值,并确定出这条等熵线所对应的饱和压力,得到压力范围,确保计算在两相区内。值得注意的是,在饱和线附

近由于流体的非平衡性和非均质性,已经不适用均相流平衡模型,此时如果仍用均相模型来计算音速会有非常显著的不连续性^[7],因此上述压力范围的上限并不是饱和压力而是低于饱和压力的一个值。

计算流程图如下:



计算过程中用到的公式如下所示:

在两相区湿蒸汽具有如下关系:

$$\ln p=f(T) \quad (9)$$

$$s=s''x+(1-x)s' \quad (10)$$

$$\rho=\rho''x+(1-x)\rho' \quad (11)$$

式(9)的具体形式为:

R22:

$$\ln p=f(T)=A+\frac{B}{T}+CT+DT^2+E\frac{(F-T)}{T}\ln(F-T)+G\ln T \quad (12)$$

R134a:

$$\ln p=f(T)=AT^5+BT^4+CT^3+DT^2+ET+F \quad (13)$$

式中: $A=0.000000000010657$

$B=-0.000000017616501$

$C=0.000011992872518$

$D=-0.004264155236092$

$E=0.820811455742586$

$F=-62.9236905061768$

$$\text{R744: } \ln\left(\frac{p_s}{p_c}\right)=\frac{T_c}{T}\times\left[\sum_{i=1}^4 a_i\left(1-\frac{T}{T_c}\right)^{t_i}\right] \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \text{式中: } a_1 &= -7.0602087 & a_2 &= 1.9391218 \\ a_3 &= -1.646359 & a_4 &= -3.2995634 \\ t_1 &= 1 & t_2 &= 1.5 & t_3 &= 2 & t_4 &= 40 \end{aligned}$$

饱和气体比熵由以下关系式求得:

$$\begin{aligned} s &= C_1 \ln T + C_2 T + \frac{C_3 T^2}{2} + \frac{C_4 T^3}{3} - \frac{C_5}{T} - \frac{C_6}{2T^2} + R \ln(v'' - b) - \\ &\left[\frac{B_2}{v-b} + \frac{B_3}{2(v-b)^2} + \frac{B_4}{3(v-b)^3} + \frac{B_5}{4(v-b)^4} \right] + \frac{B_6}{\alpha} \left[\frac{1}{e^{av}} - c' \ln \left(1 + \frac{1}{c' e^{av}} \right) \right] + \\ &\frac{K e^{-KT/T_c}}{T_c} + \left[\frac{C_2}{v-b} + \frac{C_3}{2(v-b)^2} + \frac{C_4}{3(v-b)^3} + \frac{C_5}{4(v-b)^4} + \frac{C_6}{\alpha e^{av}} - \right. \\ &\left. \frac{C_6 c'}{\alpha} \ln \left(1 + \frac{1}{c' e^{av}} \right) \right] + s_0 \end{aligned} \quad (15)$$

饱和液体密度(kg/m³)

R22和R134a:

$$\rho' = \rho_c + \sum_{i=1}^6 D_i \left(1 - \frac{T}{T_c} \right)^{i/3} \quad (16)$$

R744:

$$\ln \left(\frac{\rho'}{\rho_c} \right) = \sum_{i=1}^4 a_i \left(1 - \frac{T}{T_c} \right)^{t_i} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \text{式中: } a_1 &= 1.9245108 & a_2 &= -0.62385555 \\ a_3 &= -0.32731127 & a_4 &= 0.39245142 \\ t_1 &= 0.34 & t_2 &= 0.5 & t_3 &= 10/6 & t_4 &= 11/6 \end{aligned}$$

汽化潜热(kJ/kg)

$$\gamma = T(v'' - v') \frac{dp}{dT} = T(v'' - v') p f'(T) \quad (18)$$

$$s' = s'' - \frac{\gamma}{T} \quad (19)$$

式中, s_0 为由基准点比熵值确定的积分常数。

上述方程中未列出的系数参见文献[8]。上述过程通过编程进行。

2 音速的实验验证

从现有文献看还没有绝热两相流音速的直接实验数据, 但从现有的实验研究中通过其他实验参数得出音速数据。众所周知, 对于制冷系统的节流机制, 制冷剂的质量流量会随着背压的变化而变

化, 当背压较低到某一个值时, 在管道出口截面上会出现一种“临界状态”, 此时出口流速即为当地音速, 出口压力称为“壅塞压力”, 流量达到最大值, 不再随背压降低而变化。国内外很多学者都对绝热毛细管内流量特性进行了研究, 为了保证流量稳定, 很多工况是在壅塞流流动状态下进行测量的, 这就为音速计算值的验证提供了宝贵的实验数据。根据饱和汽液两相绝热流动特性方程结合测得的实验数据及沿管的能量守恒方程便可计算得到两相流体的干度, 进而得到比容。最后临界出口速度, 即音速, 便可由质量守恒得到: $a = G \times v$ 。

Mikol针对毛细管内的各种流动现象作了大量的实验研究, 如亚稳态现象和壅塞流动。文献[9]涉及到了壅塞流动并直接给出了壅塞压力值, 实验所用的工质是R12。未对R12两相区的音速全部进行计算, 仅计算了实验给出的状态点的音速值, 以便比较, 对比结果如下表1所示:

C Melo等也针对绝热毛细管内的流动作了实验研究。但在文献[10]中, 仅给出了进口参数、冷凝压力及流量值, 没有直接给出壅塞压力的实验值, 这时就要先计算出对应进口状态下的壅塞压力值, 计算壅塞压力时同样采用均相流模型, 壅塞压力的具体求解过程参见文献[11]。实验所用的工质为R134a, 对比结果如下表2所示:

3 R134a、R22、R744压焓图上等音速线的表示图

根据计算出的音速数据, 找出音速值相等的点, 再将这些点的一组参数(如 p , h)输入物性计算软件(Refrigeration Utilities)便可得到等音速线。图1所示为R134a的等音速线, 图2为R22的等音速线, 图3为R744等音速线。

4 制冷剂两相区音速的分析

图中可以看到的初始压力是常用到的压力,

表1 R12音速计算值及实验值

Tab.1 Calculation value and experimental value of sound velocity for R12

质量通量 /(kg/m ² ·s)	进口温度 /(t ₀ /°C)	壅塞压力 /MPa	干度 /(kg/kg)	比容 /(m ³ /kg)	音速实验值 /(m/s)	音速计算值 /(m/s)	相对误差 /%
3802	32.5	0.282432	0.212291	0.013464	51.2	50.1	2.1
4470	27.89	0.316755	0.165531	0.0096208	43.0	41.9	2.6
4179	29.94	0.303025	0.185475	0.011127	46.5	45.4	2.3
6189	43.4	0.42	0.215	0.009494	51.8	50.4	2.7
5869	46.7	0.393	0.247	0.011489	57.3	55.3	3.5
5085	50.4	0.379	0.279	0.013334	62.2	60.3	3.05

注: 表中是取管道进口前为饱和液体, 其温度为 t_0 , 文献中 t_0 为闪发温度。

表2 R134a音速计算值与实验值

Tab.2 Calculation value and experimental value of sound velocity for R134a

D /mm	冷凝压力 /MPa	过冷度 /℃	流量实验值 /(kg/h)	堵塞压力 /MPa	音速实验值 /(m/s)	音速计算值 /(m/s)	相对误差 /%
0.77	0.926	3.4	0.0926	0.17242	68.9	68.7	0.26
0.77	1.128	5.6	0.1128	0.19416	71.9	71.7	0.24
0.77	1.43	6.3	0.143	0.23896	76.5	76.4	0.11
1.05	1.123	3.9	0.1123	0.25073	67.9	67.8	0.12
1.05	1.122	8.3	0.1122	0.26866	61.1	61.0	0.10
1.05	1.423	5.6	0.1423	0.30987	71.23	71.24	-0.02
0.77	0.914	4.8	0.0914	0.20353	63.3	63.1	0.20
0.77	1.426	11.2	0.1426	0.33687	62.6	62.5	0.12
1.05	1.121	4	0.1121	0.31743	61.62	61.60	0.034
1.05	1.125	8.2	0.1125	0.33363	55.17	55.13	0.07
1.05	1.426	6.2	0.1426	0.38672	64.74	64.75	-0.01
1.05	1.423	13.3	0.1423	0.4194	53.12	53.11	0.02
0.606	0.91	9.5	0.091	0.17656	61.20	61.02	0.29
0.606	1.106	5.7	0.1106	0.18663	71.8	71.7	0.13
0.606	1.413	7.5	0.1413	0.24183	74.5	74.43	0.15
0.871	0.903	6.4	0.0903	0.19779	61.70	61.60	0.16
0.871	1.109	7.4	0.1109	0.24123	64.4	64.34	0.13
0.871	1.403	4.4	0.1403	0.3008	72.66	72.64	0.029
0.871	1.505	7.2	0.1505	0.32522	70.79	70.7992	-0.0118

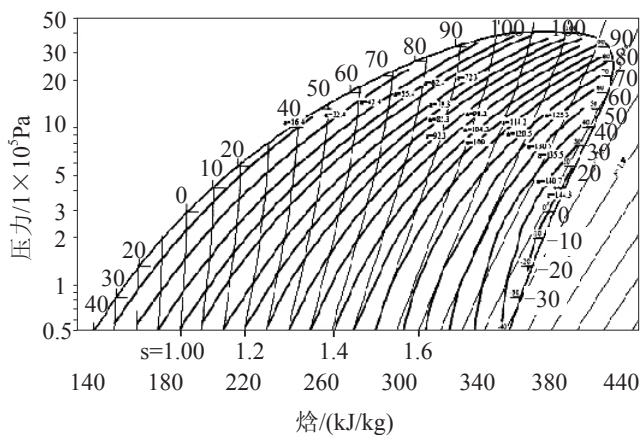


图1 R134a的等音速线图

Fig.1 The sonic line of R134a

并不是从三相点压力，数据计算部分（未全部在图中示出）包括了从三相点开始一直到接近饱和线点的音速值。

对于R134a制冷剂，两相区能存在的最低压力为 3.896×10^{-4} MPa，即三相点的压力。计算发现，在熵值小于 $0.93 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 的等熵线上，音速自三相点压力开始直到饱和液体压力都是单调递减，接近饱和液体线时，达到最小，随着熵值的增大最小音速值也增大。约从 $s=0.93 \sim 0.95 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 起，等熵线上的音速自三相点压力先增大后减小，一

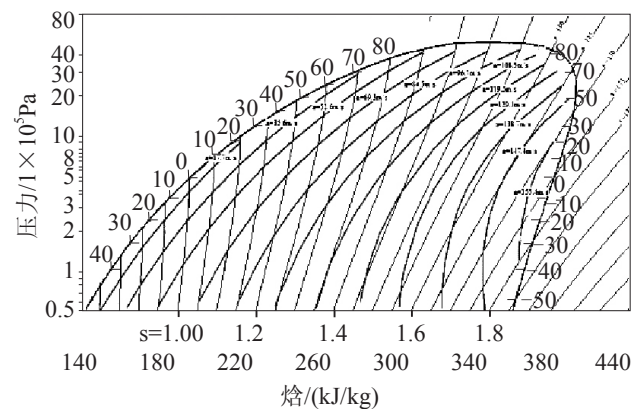


图2 R22的等音速线图

Fig.2 The sonic line of R22

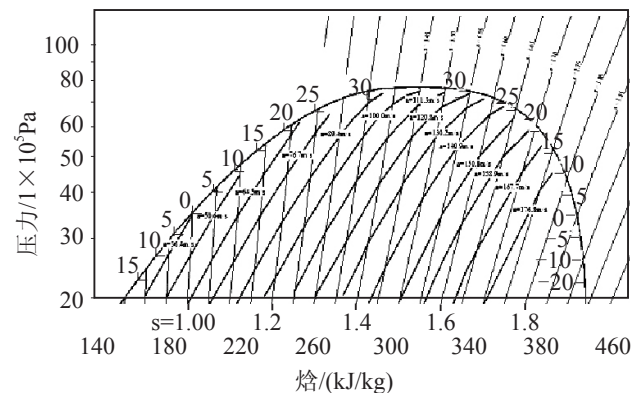


图3 R744的等音速线图

Fig.3 The sonic line of R744

直减小到接近液体饱和线处,并且随着熵值的增大,这种现象越来越明显,如当 $s=1.70\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 时,音速先从 112m/s 逐渐增大到 143.5m/s ,再逐渐减小到 129.5m/s ,而且随着熵值的增大,等熵线上峰值音速点的压力值越来越大,即随着熵值的增大,等熵线的峰值音速点位置逐渐向右上方移动。虽然等熵线上音速值存在先增大后减小现象,但是在等焓线上不存在这个现象,随着压力的逐渐增大,音速值是单调递减的。即等音速线形状是斜率逐渐减小的向右上方移动的弧线,见图1。产生这种现象的原因是在相同的压降下越接近液体饱和线的两相区点的密度变化越大,音速越小,即音速沿着右下方逐渐增大。

制冷剂R22的三相点压力为 $3.793\times 10^{-7}\text{MPa}$,在 $s=0.608\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 左右的等熵线上开始音速出现先增大后减小现象,小于此熵值的等熵线上音速单调递减。不同于R134a的是在等焓线上也有先增大后减小现象,即等音速线形状是向左凹的月牙形。图2中右侧部分较为明显。

R744的三相点压力较高,为 0.51797MPa 。自 $s=1.465\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 开始等熵线上的音速出现先增大后减小现象,小于此熵值的等熵线上音速单调递减,等焓线上无此现象,与R134a情况相同,对比三种制冷剂的类似现象可以得出:等熵线上音速出现先增大后减小的初始熵值越大则等焓线上越不容易出现先增后减现象。由图3还可以看出它的等音速线线性较强,在靠近临界点处出现弯折,这可能是因为这里已经不适合用均相流模型来计算音速。

5 结论

基于均相流平衡模型提出利用有限差分的方法计算制冷剂绝热毛细管内两相流的音速,并具体计算了R134a、R22、R744三种常用制冷剂的两相区音速。利用文献中的实验数据对音速计算值进行了验证,结果显示相对误差在4%以内,表明计算值较为准确,此方法可行。并利用相关物性软件在 $\lg P-h$ 图里面绘制了这三种制冷剂的兩相区等音速线,通过分析曲线及数据,发现相同压力下,随着熵值的增大,音速值逐渐变大;自三相点压力至饱和压力等熵线上的音速会出现先增大后减小的现象;等焓线上的音速, R134a、R744单调递减, R22先增大后减小。

参考文献

- [1] 刘大有. 两相速度平衡条件下的两相流声速[J]. 力学学报, 1990, 22(6). (Liu Dayou. The speed of sound in two-phase flows under the condition of velocity-equilibrium between phases [J]. Acta Mechanica Sinica, 1990, 22(6).)
- [2] Wallis G B. Critical two-phase flow [J]. Int. J. Multiphase Flow, 1980, 6: 97-112.
- [3] Landau, Lifshitz. Continuum mechanics [M]. Beijing: People's Education Press, 1960, 318-320.
- [4] Nguyen D L. Sonic velocity in two-phase systems [J]. Int. J. of Multiphase Flow, 1981, 7: 311-320.
- [5] Pate M B, Tree D R. An analysis of choked flow conditions in a capillary tube-suction line heat exchanger [J]. ASHRAE Trans. 1987, 93 (1):368-380.
- [6] 侯虞钧, 张彬, 唐宏青, 马丁. 侯状态方程向液相发展[J]. 化工学报, 1981(1), 32(1):1-10. (Hou Yujun, Zhang Bin, Tang Hongqing. The development of MH equation of state to liquid phase [J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 1981, 32(1):1-10.)
- [7] Y Kim. A comparison of critical flow models for estimating two-phase flow of HCFC22 and HFC134a through short tube orifices [J]. Int. J. Ref, 1995, 18:447-455.
- [8] 吴业正. 小型制冷装置设计指导[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998: 40-43. (Wu Yezheng. Design guidelines for small refrigeration equipment [M]. Beijing: Machinery Industry Press, 1988: 40-43.)
- [9] Mikol E P. Adiabatic single and two-phase flow in small bore tubes [J]. ASHRAE Journal, 1963, 5: 75-86.
- [10] C Melo, RTS Ferreira, C Boabaid Neto, et al. An experimental analysis of adiabatic capillary tubes [J]. Applied Thermal Engineering, 1999, 19(6):669-684.
- [11] 张祉佑. 制冷原理与设备[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987: 302-304. (Zhang Zhiyou. Refrigeration principle and equipment [M]. Beijing: Machinery Industry Press, 1987: 302-304.)

作者简介

王艳庭, 女(1986-), 硕士在读, 上海市杨浦区军工路516号上海理工大学制冷及低温工程实验室, 200093, (021) 55275542, E-mail: shwyt666@163.com. 研究方向: 低温系统, 热泵, 空调器优化。

About the author

Wang Yanting (1986-), female, bachelor, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, 516#, Jungong Road, Yangpu District, Shanghai, China, 200093, (021) 55275542, E-mail: shwyt666@163.com. Research fields: Cryo-system, heat pump, optimization of air conditioning.