

半冷半压式液化石油气船再液化系统热力研究

童正明, 周 勃, 祝佳栋, 贺军成, 包佳勇

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 随着液化石油气(LPG)使用量的日益增长,海上液化气运输得到了飞速的发展,使得国内外对LPG船的需求量急剧增加.其中半冷半压式LPG船是国内制造较多的船型,再液化系统是该型船的关键设备.从半冷半压式LPG船可以运输的液货工质种类入手,为再液化系统选择合适的制冷循环类型,在不同的设计压力和制冷量下,经过热力计算得出循环中各点的热力参数,进而得出高低压级压缩机排量比、功率和单级压缩机功率.通过分析比较,给出了再液化系统中液货罐设计压力、两级压缩系统的选择方法,以及单级和两级压缩系统的选择和切换方法,以期再液化系统的设计提供参考.

关键词: 液化石油气船; 半冷半压式; 再液化系统; 两级压缩

中图分类号: TB 66 **文献标志码:** A

Cold Half Pressure Type of LPG Ships and Thermodynamic Study of Its Reliquefaction System

TONG Zhengming, ZHOU Bo, ZHU Jiadong, HE Juncheng, BAO Jiayong

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: With the increasing application of liquefied petroleum gas (LPG), the transportation of offshore liquefied petroleum gas has been developed rapidly, which makes the demand for LPG ships increase sharply at home and abroad. The cold type of LPG ships is the type mostly manufactured in our country and its key equipment is a reliquefaction system. Considering the different species of liquid materials which could be transported by this type of LPG ships, the most adaptive refrigeration cycle was selected. Under different designed pressures and different amount of refrigeration, the thermodynamic parameters at various points of the cycle were calculated. The displacement ratio of the high to low stages of the compressor, the power consumption of the compressor and the power consumption of the single stage of the compressor were further obtained. Through analysis and comparison, the design pressure in the liquid cargo tank, the selection method for the two stages of compression system and the switching method between the two stages were provided. The results give reference to the design of reliquefaction systems.

Key words: LPG ships; cold half pressure; reliquefaction system; two-stage compression

收稿日期: 2014-06-08

第一作者: 童正明(1954-),男,教授.研究方向:制冷与供热工程开发、过程装备集成. E-mail: tzm15900414975@163.com

液化石油气(LPG)船在运输液货时,液货罐内外温差很大,外部的热量不可避免地传入罐内,导致液货蒸发。当液货罐内压力达到一定值时,再开启液化系统,将高压液货蒸气液化,使罐内压力降低。

国内大多数海洋工程企业都是根据国外设计单位给定的设计压力选取液货罐,很少有资料分析这个设计压力是如何选取的。本文通过对不同设计压力的再液化系统进行热力计算,得出制冷系数、单级和双级压缩机功率并进行分析,以为液货罐设计压力的选择提供方法。

液化石油气船的再液化系统多采用两级压缩制冷系统,其中压缩机多采用单机双级压缩机,这种压缩机的高、低压级的排量比早已被生产厂家固定下来,分为1:3和1:2两种。然而在实际使用中,实际排量比并不一定符合这两种情况。若仍按照固定的排量比使用,会使压缩机处于不合理的运行工况,导致其效率降低,能耗上升。本文在不同设计压力下计算得出高、低压级的实际排量比,以此提出选取两级压缩系统的具体方法。

近年液化石油气船逐渐发展为多用途液化气运输船,可运送多种液货,像丙烷、丙烯、氨、丁烷等化工原料液化气。由于这些液货在常压下的蒸发温度差别较大,采用两级压缩制冷系统还是采用单级压缩制冷系统的效果是不同的。本文通过对具体液货在不同制冷量、不同设计压力下的热力计算,得出两级和单级压缩制冷系统的功率及差值,以此得出何时采用何种制冷系统最为合理,以及实现办法。

1 再液化装置选择

半冷半压式液化石油气船的再液化装置一般有三种类型^[1-2]:单级压缩制冷循环、两级压缩制冷循环和复叠式制冷循环。一般液货常压下的蒸发温度在 $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下时才选用复叠式制冷循环,根据所装载液货常压下的蒸发温度,本文选用可通过管路改变切换到单级压缩制冷循环的两级压缩制冷循环。

液货蒸气进入低压级压缩机压缩后,排出气体经中间冷却器冷却再进入高压级压缩机。两级压缩制冷循环中根据中间冷却器^[3]的不同,又分为中间完全冷却和中间不完全冷却。采用不完全冷却的中间冷却器结构相对简单,容积也可以小一些。由于船上的空间有限,所以采用中间不完全冷却的两级压缩制冷循环。

在进入低压级压缩机之前,为了进一步减少能

耗、提高效率,也为了保证进入压缩机的蒸气过热,设置回热器^[4],即让中间冷却器中流出的液体与液货罐内抽出的蒸气进行热交换。

在节流方式^[5]上,选择一级节流。相对二级节流,采用一级节流时液体可直接从冷凝压力节流到蒸发压力,故可以利用其压力差实现远距离供液,而且便于调节。

综上所述,选用两级压缩一级节流中间不完全冷却再液化系统,其原理如图1所示。

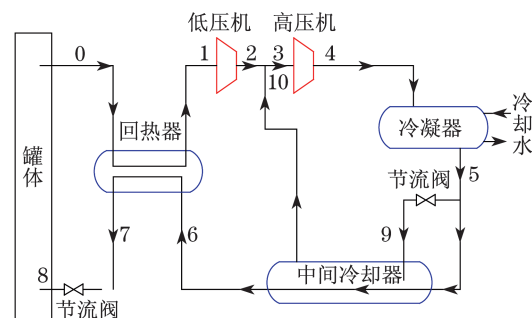


图1 两级压缩一级节流中间不完全冷却再液化系统原理图
Fig.1 Schematic diagram of reliquefaction system with two-stage compression, one-stage throttling incomplete intercooling

2 再液化装置热力循环

采用再液化系统制冷循环的理论循环进行热力学计算,对于工程实际应用来说,理论循环已经足够精确^[6]。

2.1 两级压缩制冷循环

两级压缩一级节流中间不完全冷却制冷系统的理论制冷循环的 $p-h$ 图如图2所示(见下页)。其中,各点对应的温度为 $t_i(i=1,2,\dots,10)$;对应的焓值为 h_i 。

根据经验,设定低压级压缩机入口温度 t_1 比液货舱蒸发温度 t_0 高 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$,即 $t_1 - t_0 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

低压级压缩机流量

$$q_{ml} = \frac{Q_0}{h_0 - h_8}$$

式中, Q_0 为系统的设计冷量。

在已知环境温度(冷凝压力 p_k)和蒸发压力 p_0 的情况下,要选择最佳的中间压力。采用的方法是通过有规律地选取多组中间压力值,计算对应的制冷系数,找到制冷系数最大时所对应的中间压力,即为最佳中间压力 p_m 。

根据中间冷却器热平衡关系,可得高压级压缩

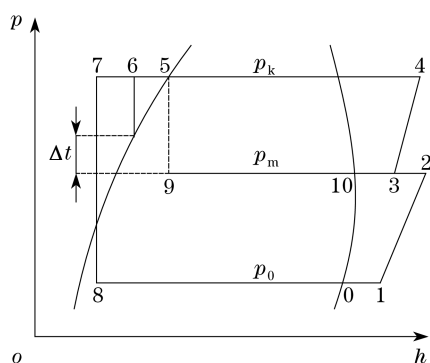


图 2 两级压缩一级节流中间不完全冷却制冷循环 $p-h$ 图
Fig 2 $p-h$ graph of refrigeration cycle with two-stage compression, one-stage throttling and incomplete intercooling

机流量

$$q_{mh} = \frac{Q_0(h_{10} - h_6)}{(h_0 - h_8)(h_{10} - h_5)}$$

由中间冷却器两部分蒸气混合过程的热平衡关系,得点 3 焓值计算公式为

$$h_3 = h_{10} + \frac{h_{10} - h_5}{h_{10} - h_6}(h_2 - h_{10})$$

根据经验,设定中间冷却器出口温度 t_6 比最佳中间压力对应的温度 t_{10} 高 5°C ,即

$$t_6 - t_{10} = 5^\circ\text{C}$$

回热器中点 6 与节流阀入口点 7 的焓值差跟点 0 与点 1 的焓值差相同. 根据经验,设定温度 t_1 比温度 t_0 高 5°C ,即

$$\begin{aligned} h_7 - h_6 &= h_1 - h_0 \\ t_1 - t_0 &= 5^\circ\text{C} \end{aligned}$$

两级压缩一级节流中间不完全冷却制冷循环的制冷系数为

$$COP_d = \frac{h_0 - h_8}{(h_2 - h_1) + \frac{h_{10} - h_6}{h_{10} - h_5}(h_4 - h_3)}$$

2.2 单级压缩制冷循环

单级压缩一级节流制冷系统的理论制冷循环的 $p-h$ 图如图 3 所示.

回热器中冷凝器出口焓值 h_3 与节流阀入口焓值 h_4 的差跟压缩机入口焓值 h_1 与液货舱蒸发温度 t_0 对应的焓值的差相同. 同理,根据经验,设定温度 t_1 比温度 t_0 高 5°C ,即

$$\begin{aligned} h_4 - h_3 &= h_1 - h_0 \\ t_1 - t_0 &= 5^\circ\text{C} \end{aligned}$$

单级压缩一级节流制冷循环的制冷系数

$$COP_s = \frac{h_0 - h_5}{h_2 - h_1}$$

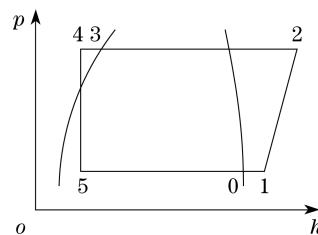


图 3 单级压缩一级节流制冷循环 $p-h$ 图
Fig 3 $p-h$ graph of refrigeration cycle with one-stage compression and one-stage throttling

3 再液化装置特性参数

为了说明两级压缩和单级压缩理论循环的性能,采用一些特性参数,这些特性参数指标^[6-7]均可通过循环各点的状态参数计算出来.

3.1 两级压缩制冷循环特性参数

高、低压级排量比 ϵ

$$\epsilon = \frac{(h_{10} - h_6)\gamma_3\lambda_1}{(h_{10} - h_5)\gamma_1\lambda_h}$$

式中, λ_1 为低压压缩机输气系数,取 $\lambda_1 = 0.753$; λ_h 为高压压缩机输气系数,取 $\lambda_h = 0.792$; γ_1, γ_3 分别为点 1, 3 所对应的比体积.

低压级压缩机的理论功率 P_{al}

$$P_{al} = q_{ml}(h_2 - h_1) = \frac{Q_0(h_2 - h_1)}{h_0 - h_8}$$

高压级压缩机的理论功率 P_{ah}

$$P_{ah} = q_{mh}(h_4 - h_3) = \frac{Q_0(h_{10} - h_6)(h_4 - h_3)}{(h_0 - h_8)(h_{10} - h_5)}$$

两级压缩高、低压级压缩机总功率

$$P_d = P_{al} + P_{ah}$$

3.2 单级压缩制冷循环特性参数

压缩机功率

$$P_s = \frac{Q_0(h_2 - h_1)}{h_0 - h_5}$$

4 热力计算数据

再液化装置的液货罐选择 4 种设计压力进行计算,分别为 0.2, 0.3, 0.4, 0.5 MPa. 选用 4 种液货工质丙烷、丙烯、氨、丁烷进行热力计算,其中丙烷、丙烯和氨常压下蒸发温度都在 -30°C 以下,用于计算分析两级压缩制冷循环;而丁烷常压下蒸发温度在 0°C 左右,用于计算分析单级压缩制冷循环.

再液化装置热力循环分析计算^[6]中假定环境温

度不变,即冷凝温度维持在 45 ℃,可得出不同液货对应的冷凝压力。

4 种液货工质在不同设计压力下各点的物性参数通过查阅物性参数表^[8]得到,由此对 $p-h$ 图上各点进行热力计算。

在计算再液化装置压缩机功率时,给定 3 个不同的制冷量,分别为 18.46,80,160 kJ/s。

4.1 两级压缩制冷循环热力参数

丙烷、丙烯和氨在 4 种设计压力下,通过热力计算得到的 $p-h$ 图上各点的热力参数分别见表 1—3。

表 1 丙烷在不同压力下 $p-h$ 图各点的热力参数

Tab.1 Thermodynamic parameters of Propane at each point on $p-h$ diagram under different pressures

压力/MPa	中间温度/℃	$h/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$					$\gamma/(\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1})$	
		0	1	2	3	4	1	3
0.2	9.2	545.751 7	553.497 5	607.149 3	601.677 4	646.017 3	0.224 8	0.078 0
0.3	14.2	558.874 3	567.012 5	608.442 3	604.562 0	641.571 9	0.153 5	0.071 0
0.4	17.5	568.775 5	577.251 2	609.303 4	606.306 5	638.753 9	0.116 8	0.061 4
0.5	21.5	576.766 3	585.549 5	612.029 7	609.691 3	636.924 6	0.094 3	0.055 2

压力/MPa	$t_4/^\circ\text{C}$	$h/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$					COP_d	
		5	6	7	8	9	10	
0.2	57.1	321.789 7	236.507 5	228.761 7	228.761 7	321.789 7	584.802 1	2.821 2
0.3	55.2	321.789 7	249.761 6	241.623 4	241.623 4	321.789 7	590.107 3	3.589 8
0.4	53.9	321.789 7	258.450 4	249.974 7	249.974 7	321.789 7	593.452 9	4.423 8
0.5	53.1	321.789 7	269.192 0	260.408 8	260.408 8	321.789 7	597.436 4	5.370 2

表 2 丙烯在不同压力下 $p-h$ 图各点的热力参数

Tab.2 Thermodynamic parameters of Propylene at each point on $p-h$ diagram under different pressures

压力/MPa	中间温度/℃	$h/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$					$\gamma/(\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1})$	
		0	1	2	3	4	1	3
0.2	5.8	546.375 8	553.512 1	614.905 1	606.619 9	658.188 7	0.230 6	0.074 0
0.3	11.3	557.680 3	565.168 8	614.361 5	608.357 5	651.089 2	0.157 5	0.062 9
0.4	15.6	566.114 9	573.908 7	614.562 0	609.940 6	646.361 6	0.119 9	0.055 8
0.5	18.8	572.856 4	580.929 2	614.681 6	610.999 4	642.794 7	0.096 8	0.051 0

压力/MPa	$t_4/^\circ\text{C}$	$h/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$					COP_d	
		5	6	7	8	9	10	
0.2	66.6	319.141 1	227.107 3	219.971 0	219.971 0	319.141 1	582.877 3	2.492 5
0.3	63.2	319.141 1	241.098 1	233.609 6	233.609 6	319.141 1	587.697 0	3.105 8
0.4	61	319.141 1	251.960 7	244.166 9	244.166 9	319.141 1	591.224 2	3.740 7
0.5	59.4	319.141 1	260.326 8	252.254 0	252.254 0	319.141 1	593.803 8	4.430 9

表 3 氨在不同压力下 $p-h$ 图各点的热力参数

Tab.3 Thermodynamic parameters of Ammonia at each point on $p-h$ diagram under different pressures

压力/MPa	中间温度/℃	$h/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$					$\gamma/(\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1})$	
		0	1	2	3	4	1	3
0.2	10.1	1 582.404	1 594.476	1 751.283	1 734.971	1 918.088	0.608 6	0.242 7
0.3	14.1	1 594.809	1 607.425	1 725.566	1 714.270	1 866.741	0.415 8	0.210 5
0.4	18.5	1 603.345	1 616.435	1 714.681	1 706.400	1 831.295	0.316 9	0.179 8
0.5	20.5	1 609.213	1 623.213	1 699.059	1 692.878	1 804.202	0.256 5	0.165 0

压力/MPa	$t_4/^\circ\text{C}$	$h/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$					COP_d	
		5	6	7	8	9	10	
0.2	144.7	558.629 9	414.471 6	402.399 3	402.399 3	558.629 9	1 615.399	3.233 7
0.3	124.9	558.629 9	433.179 7	420.464 0	420.464 0	558.629 9	1 618.811	4.068 3
0.4	111.4	558.629 9	453.985 8	440.895 3	440.895 3	558.629 9	1 622.230	4.937 6
0.5	101.2	558.629 9	463.526 5	450.004 5	450.004 5	558.629 9	1 623.663	5.881 0

由于丁烷 45 °C 时压力为 0.434 2 MPa,故只选 0.2 MPa 和 0.3 MPa 的设计压力进行计算. 丁烷在

两种设计压力下,通过热力计算得到的 $p-h$ 图上各点的热力参数见表 4.

表 4 丁烷在不同压力下 $p-h$ 图各点的热力参数

Tab.4 Thermodynamic parameters of Butane at each point on $p-h$ diagram under different pressures

压力/MPa	中间温度/°C	$h/(kJ \cdot kg^{-1})$					$\gamma/(m^3 \cdot kg^{-1})$	
		0	1	2	3	4	1	3
0.2	29.8	612.151 1	620.976 4	634.716 3	634.195 8	651.717 0	0.199 2	0.143 1
0.3	35.3	630.781 4	640.044 7	644.086 7	643.154 8	654.822 8	0.135 7	0.123 0

压力/MPa	$t_4/°C$	$h/(kJ \cdot kg^{-1})$					COP_d	
		5	6	7	8	9	10	
0.2	46.2	309.582 1	283.774 8	274.949 5	274.949 5	309.582 1	627.778 1	0.738 4
0.3	47.8	309.582 1	297.625 2	288.361 9	288.361 9	309.582 1	635.606 7	0.893 4

通过对 4 种液货工质在 4 种由小变大的设计压力下的热力计算,可以发现随着设计压力的升高,对应的制冷系数越大,高压级压缩机的出口排气温度越低.

4.2 两级压缩制冷循环高、低压级压缩机排量比

4 种工质在不同设计压力下计算求得的高、低压级压缩机排量比见表 5.

表 5 4 种工质在不同压力下的排量比

Tab.5 Displacement ratios of four kinds of working media under different pressures

压力/MPa	排量比			
	丙烷	丙烯	氨	丁烷
0.2	0.44	0.41	0.44	0.74
0.3	0.56	0.49	0.54	0.89
0.4	0.62	0.55	0.59	
0.5	0.67	0.61	0.67	

四种液货工质在 4 种设计压力下的计算结果可以看出,高、低压级压缩机排量比随着设计压力的变化而变化,且随着设计压力的升高,高压级压缩机排气量所占比重增大.

4.3 两级和单级压缩制冷循环的压缩机功率

4 种工质在不同压力和制冷量下,其两级和单级压缩制冷循环的压缩机功率及差值计算结果见表 6 和表 7. 可以发现,随着设计压力的升高,两级压缩机总功率和单级压缩机功率都在减少.

当再液化系统所需处理的制冷量较小时,4 种液货工质采用两级压缩系统的功率虽然低于采用单级压缩,但相差不大,甚至有时(丁烷在制冷量为 18.46 kJ/s 时)前者的功率大于后者. 当再液化系统所需处理的制冷量较大时,丙烷、丙烯和氨这 3 种工质由于常压下蒸发温度较低,采用两级压缩时功耗要明显小于采用单机压缩. 而丁烷这种工质,由于常

表 6 丙烷和丙烯在不同工况下的压缩机功率

Tab.6 Power consumptions of compressor with Propane and Propylene under different working conditions

制冷量/ $kJ \cdot s^{-1}$	压力/MPa	丙烷			丙烯		
		P_s/kW	P_d/kW	$(P_s - P_d)/kW$	P_s/kW	P_d/kW	$(P_s - P_d)/kW$
18.46	0.2	7.866 9	6.544 8	1.322 1	9.003 8	7.408 1	1.595 7
	0.3	5.938 8	5.143 5	0.795 3	6.960 7	5.945 0	1.015 7
	0.4	4.684 6	4.423 6	0.261 0	5.625 4	4.936 1	0.689 3
	0.5	3.774 9	3.438 3	0.336 6	4.650 4	4.167 2	0.483 2
80	0.2	34.084 9	28.356 7	5.728 2	39.010 8	32.096 9	6.913 9
	0.3	25.731 0	22.285 1	3.445 9	30.158 6	25.757 9	4.400 7
	0.4	20.296 9	18.083 9	2.213 0	24.373 0	21.386 5	2.986 5
	0.5	16.355 6	14.897 1	1.458 5	20.148 8	18.055 0	2.093 8
160	0.2	68.169 9	56.713 3	11.456 6	78.021 7	64.193 9	13.827 8
	0.3	51.461 9	44.570 3	6.891 6	60.317 2	51.515 8	8.801 4
	0.4	40.593 8	36.167 9	4.425 9	48.745 9	42.773 1	5.972 8
	0.5	32.711 1	29.794 2	2.916 9	40.297 6	36.110 1	4.187 5

表7 氨和丁烷在不同工况下的压缩机功率

Tab.7 Power consumptions of compressors with Ammonia and Butane under different working conditions

制冷量/(kJ·s ⁻¹)	压力/MPa	氨			丁烷		
		P_s /kW	P_d /kW	$(P_s - P_d)$ /kW	P_s /kW	P_d /kW	$(P_s - P_d)$ /kW
18.46	0.2	6.137 0	5.709 9	0.427 1	1.855 0	1.789 6	0.065 4
	0.3	4.810 1	4.538 5	0.271 6	0.843 7	0.844 9	-0.001 2
	0.4	3.923 1	3.739 5	0.183 6			
	0.5	3.265 5	3.139 6	0.125 9			
80	0.2	26.589 5	24.739 1	1.850 4	8.037 1	7.753 7	0.283 4
	0.3	20.840 6	19.663 9	1.176 7	3.655 3	3.617 3	0.038 0
	0.4	16.997 6	16.202 3	0.795 3			
	0.5	14.148 6	13.603 1	0.545 5			
160	0.2	53.179 1	49.478 2	3.700 9	16.074 2	15.507 5	0.566 7
	0.3	39.076 2	36.327 8	2.748 4	7.310 6	7.234 6	0.076 0
	0.4	33.995 2	32.404 5	1.590 7			
	0.5	28.297 1	27.206 3	1.090 9			

压下蒸发温度较高,采用单级压缩系统的功耗仍与采用两级压缩系统相差不大。

当再液化系统所需的制冷量一定时,可以看出随着设计压力的增大,两级压缩系统和单级压缩系统功耗的差值越来越小。

5 结果分析

根据设计压力与制冷系数、高压级出口温度、压缩机所用功率之间的关系,在选取液货罐的时候,再液化系统开机时的压力越高越好,即液货罐设计压力越高越好。但考虑到液货罐是压力容器,压力越大压力容器的制造成本也越高,所以要在考虑液货罐制造成本的基础上合理选取液货罐设计压力。

在实际的使用中,可以采用本文的计算方法,根据实际的设计压力计算出对应的高、低压级压缩机排量比,采用配组式的方法^[9],根据算出的排量比选配相应压缩机,以达到提高效率、降低能耗的目的。

根据所需制冷量、设计压力与单级、两级压缩机功率质检之间的关系,可以得出小制冷量和高设计压力的情况下,使用成本更低、更方便的单级压缩制冷系统较为合适。当大制冷量和低设计压力时,对于像丙烷、丙烯和氨这类在常压下蒸发温度较低的工质,采用两级压缩制冷系统的节能效果更加明显。对于像丁烷(丁二烯、氯乙烯和丁烷)这类在常压下蒸发温度较高的工质,仍然采用单级压缩制冷系统更为合适。

根据所装载的液货种类、所需处理的制冷量、设

计压力的大小决定采用两级还是单级压缩制冷循环,且不用单独设置单级压缩机系统,可以通过管路的变化^[10]实现两级和单级压缩之间的切换。这样既节省了船舶空间、提高了使用效率,也降低了制造成本。

参考文献:

- [1] 李品友.低温液化气船再液化装置概述[J].船舶,1996,56(5):35-37.
- [2] 李品友,顾安忠.低温液化气船的制冷装置——再液化装置[J].制冷,1996(3):62-64.
- [3] 张社祜.制冷及低温技术[M].北京:机械工业出版社,1981.
- [4] 吴晓敏,Webb R L,王维城.回热器对制冷系统性能的影响[J].上海理工大学学报,2001,23(3):247-251.
- [5] 周金坤.双级压缩制冷循环的过冷与节能[J].无锡商业职业技术学院学报,2005(2):9-10.
- [6] 郑贤德.制冷原理与装置[M].2版.北京:机械工业出版社,2008.
- [7] 王太峰,欧阳新萍,薛娜.半导体制冷保温容器制冷性能的实验研究[J].上海理工大学学报,2007,29(4):341-344.
- [8] 刘志刚.工质热物理性质计算程序的编制及应用[M].北京:科学出版社,1992.
- [9] 关朋,赵凯,翟百强,等.对配组式双级压缩制冷系统热力循环的计算与分析[J].制冷与空调,2007,7(2):43-47.
- [10] 朱刚,鲁雪生,汪荣顺,等.半冷半压式液化石油气船再液化装置研究[J].低温工程,1999(4):310-314.

(编辑:董伟)