

# 基于 Exergy 研究的地源热泵降温系统性能分析<sup>\*</sup>

柴立龙<sup>1</sup> 马承伟<sup>1</sup> 袁小艳<sup>1</sup> 张义<sup>1</sup> 余飞<sup>2</sup>

(1. 中国农业大学水利与土木工程学院, 北京 100083; 2. 中科华誉能源技术发展有限公司, 北京 100080)

**【摘要】** 以地下水式地源热泵系统在农业温室和办公楼中的夏季降温研究为例, 归纳出地源热泵降温系统的能量利用质量模型——Exergy 分析模型, 以 Exergy 损失  $E_{\text{dest}}$  和 Exergy 效率  $\epsilon$  为评价指标对降温工况下系统及其组成单元的热力学性能进行分析和探讨。分析结果表明: 蒸发器的 Exergy 效率达到 92.5%, 具有较高的能源利用质量; 冷凝器的 Exergy 效率相对较小, Exergy 损失较大, 不可逆性大; 总体来看, 系统的 Exergy 效率较低。与此同时, 试验期间地源热泵机组和系统的制冷性能系数分别为 5.90 和 3.56。

**关键词:** 地源热泵 降温 可用能 性能系数

中图分类号: TK521<sup>+</sup>.2

文献标识码: A

## Performance Analysis on Ground Source Heat Pump Cooling System Based on Exergy Research

Chai Lilong<sup>1</sup> Ma Chengwei<sup>1</sup> Yuan Xiaoyan<sup>1</sup> Zhang Yi<sup>1</sup> Yu Fei<sup>2</sup>

(1. College of Water Conservancy & Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China

2. Beijing Zhongke High-Technology Development Co., Ltd., Beijing 100080, China)

### Abstract

The Exergy analytical method was adopted to analyze the performance of groundwater source heat pump (GSHP) system by applying Exergy destruction  $E_{\text{dest}}$  and Exergy efficiency  $\epsilon$ . Related Exergy analytical models have been put forward according to the cooling experiment carried out in an office building and a Chinese solar greenhouse in the summertime of 2007. Analytical results showed that the evaporator has a higher Exergy efficiency than other parts of the system, which reached 92.5%. However, the Exergy efficiency of condenser and total GSHP system was not very satisfying. Meanwhile, the coefficient of performance of GSHP unit and total system has reached 5.90 and 3.56 respectively.

**Key words** Ground source heat pump, Cooling, Exergy, Coefficient of performance(COP)

### 引言

能源危机、环境污染和全球变暖等问题的恶化促使人们不断地将目光投向可再生能源、清洁能源的开发和利用上, 如生物质能源、太阳能和浅层地热能等<sup>[1~5]</sup>。当前浅层地热能的利用主要是通过地源热泵技术来实现, 这是一种以浅层土壤(200 m 以内)或地下水作为空调热源或冷源, 兼具加温和制冷

双重功能的热泵技术, 也是近年来世界范围内发展迅速和研究广泛的一项可再生能源空调工艺<sup>[6~10]</sup>。截至 2005 年, 地源热泵技术在中国大陆地区各类建筑中的应用总量超过  $3 \times 10^7$  m<sup>2</sup> 空调面积<sup>[11]</sup>, 其规模还在不断扩大并开始在设施农业环境控制领域得到应用和研究<sup>[12~13]</sup>。目前在地源热泵系统的能量利用方面主要还是从性能系数 COP 方面来考虑<sup>[8, 12]</sup>, 这种方法可以简单地表达为系统在投入一

收稿日期: 2008-03-31 修回日期: 2008-11-06

<sup>\*</sup> “十一五”国家科技支撑计划资助项目(2006BAD28B07)

作者简介: 柴立龙, 博士生, 主要从事设施农业环境工程研究, E-mail: lchai@purdue.edu

通讯作者: 马承伟, 教授, 博士生导师, 主要从事设施园艺环境科学与工程研究, E-mail: macwbs@cau.edu.cn

个单位的高品位能(电能、燃油、燃气等)后可以产出或提供多少个单位的低品位能(浅层地能、太阳能等)。该分析方法可以有效反映能源利用在数量上的变化,但不能反映系统能源利用质量的损失(即可用能变成废热的不可逆损失)。本文以中国农业大学“985”试验平台基地——北京市海淀区上庄农业试验站地下水式地源热泵空调系统为研究对象,对该项技术在农业温室和办公建筑中夏季降温的运行效果、性能系数和热经济学性能进行相关分析和评价。

## 1 试验装置及方法

### 1.1 热泵系统

研究中使用的地下水式地源热泵空调系统(以下简称热泵系统)安装于2006年10月,抽水井深约100 m,可满足试验站部分试验温室和办公楼共约3 000 m<sup>2</sup>左右的建筑面积空调需要。热泵系统由3个循环组成,即地下水送、回水循环,热泵机组制冷工作循环和循环水路与温室/办公楼风机盘管末端组成的换热循环。热泵机组包括压缩机、冷凝器、节流阀和蒸发器4部分,系统压缩机为丹佛斯涡旋式;制冷剂为R-22,充注总量为58 kg;冷凝器是卧式壳管式,额定制冷量为380 kW;干式蒸发器,额定制热量为450 kW;毛细铜管节流阀;德州亚太FP-136型风机盘管。系统的构造如图1所示,a~j为各管路上的控制水阀,1~10为各循环流体的状态位置。此外,热泵系统采用了多井回灌方式,即系统地下水送、回水循环部分共有5口深约100 m的水井组成,从其中一口井中抽水的同时通过其余4口井进行回灌操作,可以确保地下水资源的合理利用。

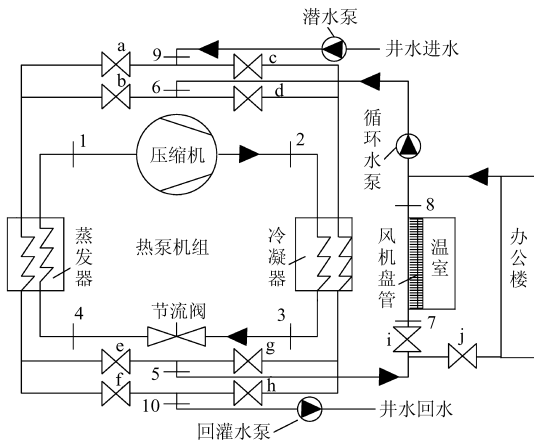


图1 地下水式地源热泵系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of GSHP system

夏季降温运行工况:打开水阀 b、c、e、h,关闭 a、d、f、g 阀。地下水流经路线为:抽水井—c—冷凝器—h—回水井;循环水流经路线为:蒸发器—e—温室

末端/办公楼—b—蒸发器。

冬季加温运行工况:打开水阀 a、d、f、g,关闭 b、c、e、h 阀。地下水流经路线为:抽水井—a—蒸发器—f—回水井,循环水流经路线为:冷凝器—g—温室末端/办公楼—d—冷凝器。

试验期间,循环水通过系统分管路同时给试验站园区内一幢 1 000 m<sup>2</sup> 的办公建筑和一栋 480 m<sup>2</sup> 的日光温室(如图 2)供冷,系统根据实际的空调负荷自动调节。办公楼中的空调风机盘管末端可通过调节风速的大小实现高、中、低 3 挡温度调控。温室中的空调末端为自动控制,室内气温临界值设为 28℃,风机盘管末端可根据气温变化自动开启和关闭。



图2 试验温室

Fig. 2 Testing greenhouse

### 1.2 试验仪器

(1)冷/热量表(京源水仪器仪表厂):监测图 1 中位置 5~10 点的水温和流量,其中测水温的装置为 PT1000 型铂电阻(精度为  $\pm(0.3 + 0.005t)^\circ\text{C}$ , 其中  $t$  为实际过程中的水温),数据采集时间间隔为 30 min。

(2)温、湿度传感器(ESPEC RS-11, Japan):测量室内、外空气以及风机盘管进、出口空气的温、湿度,数据自动采集时间步长为 10 min(精度:温度为  $\pm 0.5^\circ\text{C}$ , 湿度为  $\pm 5\%$ )。

(3)数据采集器(Campbell Scientific CR10X, USA):采集室内、外太阳辐射照度和温室内气温、土壤温度,数据自动采集时间步长为 10 min。

(4)普通电度表(上海华夏电表厂):记录系统电能输出。

## 2 分析模型

### 2.1 系统性能系数

在热泵研究中通常使用性能系数 COP(有时称能效比)表示系统的能效<sup>[13]</sup>。夏季降温的能效指标为制冷性能系数,即供冷总量与消耗的电能之比。

性能系数又可区分为机组性能系数  $C_{hp}$  和系统性能系数  $C_{sys}$ 。本研究中的机组和系统的制冷性能系数分别为

$$C_{hp} = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} \quad (1)$$

$$C_{sys} = \frac{Q_{evap}}{W_{comp} + W_{pumps} + W_{fc}} \quad (2)$$

式中  $Q_{evap}$ ——蒸发器与循环水的换热功率, kW

$W_{comp}$ ——压缩机的输入电功率, kW

$W_{pumps}$ ——管路中各水泵的输入电功率之和, kW

$W_{fc}$ ——风机盘管的电功率, kW

## 2.2 Exergy 模型

Exergy 表征为热力系统从给定状态到与周围环境达到平衡的过程中可做的最大功, 也称有用功或可用能<sup>[14]</sup>, 其表达式为热力学参数焓  $h$  和熵  $s$  的函数, 因此, Exergy 不仅能反映热力系统发展过程中能量在数量上的变化, 还能反映其在质量上的变化, 普遍为国内外学者采用<sup>[15~21]</sup>。Exergy 研究的核心在于不可逆性, 这是热力过程中不可避免的能量损失, 意味着能量的贬值和能源利用的浪费。本文在前人研究的基础上建立地源热泵系统 Exergy 分析模型, 主要包括 Exergy 损失  $E_{dest}$  和 Exergy 效率  $\epsilon$ 。Exergy 损失较大或 Exergy 效率较小的系统或单元其节能性较差。

### 2.2.1 Exergy 传递模型

流体经过地源热泵系统各组成单元的 Exergy 值变化表达式为:

$$\text{压缩机 } e_2 - e_1 = h_{2i} - h_1 - T_0(s_{2i} - s_1) \quad (3)$$

$$\text{冷凝器 } e_2 - e_3 = h_{2i} - h_3 - T_0(s_{2i} - s_3) \quad (4)$$

$$\text{节流阀 } e_3 - e_4 = h_3 - h_4 - T_0(s_3 - s_4) \quad (5)$$

$$\text{蒸发器 } e_4 - e_1 = h_4 - h_1 - T_0(s_4 - s_1) \quad (6)$$

$$\text{总循环水系统 } e_5 - e_6 = h_5 - h_6 - T_0(s_5 - s_6) \quad (7)$$

$$\text{温室循环水 } e_7 - e_8 = h_7 - h_8 - T_0(s_7 - s_8) \quad (8)$$

地下水循环

$$e_9 - e_{10} = h_9 - h_{10} - T_0(s_9 - s_{10}) \quad (9)$$

式中  $e_1 \sim e_{10}$ ——系统在各管路上(图 1 中位置 1~10)流体的比 Exergy, kJ/kg

$h_1 \sim h_{10}$ ——系统位置 1~10 处流体的比焓, kJ/kg

$s_1 \sim s_{10}$ ——系统位置 1~10 处流体的比熵, kJ/(kg·K)

$T_0$ ——环境温度, K

由于压缩机的工作过程可以被认为是等熵压缩过程, 故使用  $h_{2i}, s_{2i}$  来表示工质在位置 2 处的比焓和

比熵。

### 2.2.2 系统降温工况 Exergy 损失模型

Exergy 损失表征为热力学系统的不可逆性, 其值越大, 说明系统的不可逆性越大, 能量利用的质量也就越差。流体经过系统各部分 Exergy 的损失求解模型为:

$$\text{压缩机 } E_{dest, comp} = W_{comp} - m_{ref}(e_2 - e_1) \quad (10)$$

$$\text{冷凝器 } E_{dest, cond} = Q_{cond} \left( 1 - \frac{T_9}{T_0} \right) - m_{ref}(e_3 - e_2) \quad (11)$$

$$\text{节流阀 } E_{dest, thro} = m_{ref}(e_3 - e_4) \quad (12)$$

蒸发器

$$E_{dest, evap} = m_{ref}(e_4 - e_1) - Q_{evap} \left( 1 - \frac{T_6}{T_0} \right) \quad (13)$$

总循环水系统

$$E_{dest, cir} = m_{wa}(e_5 - e_6) - Q_{evap} \left( 1 - \frac{T_5}{T_0} \right) \quad (14)$$

式中  $m_{ref}, m_{wa}$ ——制冷剂和循环水的质量流量, kg/s

$Q_{cond}$ ——冷凝器与地下水的换热功率, kW

$T_5, T_6$ ——循环水供、回水的温度, K

$T_9$ ——地下水送水的温度, K

### 2.2.3 Exergy 效率计算模型

Exergy 效率能够反映热力系统能效在质量上的优劣程度, 此值越高说明系统的能效越高, 系统各组成单元的 Exergy 效率  $\epsilon$  可表示为:

$$\text{压缩机的 Exergy 效率 } \epsilon_{comp} = \frac{E_2 - E_1}{W_{comp}} \quad (15)$$

$$\text{节流阀的 Exergy 效率 } \epsilon_{thro} = \frac{E_4 - E_3}{W_{thro}} \quad (16)$$

$$\text{蒸发器的 Exergy 效率 } \epsilon_{evap} = \frac{E_5 - E_6}{E_4 - E_1} \quad (17)$$

$$\text{冷凝器的 Exergy 效率 } \epsilon_{cond} = \frac{E_3 - E_2}{E_9 - E_{10}} \quad (18)$$

循环水系统的 Exergy 效率

$$\epsilon_{cir} = 1 - \frac{E_{dest, cir}}{W_{fc} + W_{pump, cir}} \quad (19)$$

热泵机组的 Exergy 效率

$$\epsilon_{hp} = \frac{E_{evap, in} - E_{evap, out}}{W_{hp}} \quad (20)$$

系统的 Exergy 效率

$$\epsilon_{sys} = 1 -$$

$$\frac{E_{dest, evap} + E_{dest, comp} + E_{dest, valve} + E_{dest, cond} + E_{dest, fc}}{W_{comp} + W_{pumps} + W_{fc}} \quad (21)$$

式中  $W_{pump, cir}$ ——循环水泵的输入电功率, kW

### 3 研究结果

本文研究结果基于以下假定:①热泵机组1~4点(图1)的温度等参数值采用由厂家(北京中科华誉能源技术公司)提供的基于制冷运行工况下额定参数值,鉴于热泵机组在试验测试期间运行稳定,此4点参数值可视为恒定。②在计算热力系统中流体Exergy时,参照状态取值:压力为101.325 kPa,温度为273.15 K。③计算Exergy变化和熵增过程中,流体压力变化总体上和温度变化成正比例关系,本研究中流体热力学参数以温度为参照取值。由试验期间观测数据和相关资料<sup>[20~22]</sup>,可以得出系统管路上各点流体状态参数的平均值(即为2007年8月13~18日10:00—16:00时,间隔30 min观测的全体数据的平均值)(表1)。

表1 流体状态参数平均值(13~18/08/2007)

Tab.1 State parameters of liquids on the average (Aug. 13~18th, 2007)

位置	流体	状态	质量流量 $m/\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	温度 $t/^\circ\text{C}$	比焓 $h$ $/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	比熵 $s$ $/\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$
1	R-22	蒸汽	1.145	10.0	409	1.748
2	R-22	过热蒸汽	1.145	65.0	430	1.748
3	R-22	过热液体	1.145	35.0	243	1.116
4	R-22	气液混合	1.145	3.0	243	1.148
5	循环水	液体	15.033	10.1	42	0.150
6	循环水	液体	15.033	12.7	53	0.190
7	循环水	液体	0.923	10.2	43	0.154
8	循环水	液体	0.923	20.8	88	0.305
9	地下水	液体	9.220	14.1	59	0.208
10	地下水	液体	9.220	17.6	74	0.261

#### 3.1 系统 COP 分析

由表1的观测数据可知,热泵蒸发器的平均供冷功率  $Q_{\text{evap}}$  为190 kW,热泵蒸发器的散热功率  $Q_{\text{cond}}$  为214.12 kW,循环水实际从蒸发器获得的冷功率  $Q_{\text{cir}}$  为162.35 kW,其中供应给温室设施的空调负荷为40.18 kW,其余冷量全部供应给办公楼。测试期间机组耗电功率平均为32.18 kW,系统总的平均耗电功率为53.32 kW,由式(1)、(2)可得出系统制冷性能系数  $C_{\text{sys}}$  和机组制冷性能系数  $C_{\text{hp}}$  分别为3.56和5.90,比传统工业与民用建筑空调系统以及单级空气源热泵空调系统具有更佳的节能效果。

#### 3.2 系统 Exergy 分析

在Exergy分析过程中,环境温度  $T_0$  取测试期间室外气温平均值306.25 K。由式(3)~(21)和试验采集数据可求解出系统及各部分的Exergy损失和Exergy效率,如表2所示。机组中蒸发器的Exergy效率最高,达到92.5%,Exergy损失较小,

说明降温工况下该部件的能量利用质量较高;冷凝器的Exergy效率相对较小,Exergy损失较大。然而根据 Ozgener O 关于冬季地源热泵加温的研究可知<sup>[17]</sup>,加温时冷凝器具有较高的Exergy效率,达到80.5%,蒸发器的Exergy效率却只有28.6%。所以,热泵系统在夏季降温工况下,蒸发器的Exergy效率较高,冷凝器的Exergy效率低。相反在冬季加温工况下,冷凝器的Exergy效率较高,蒸发器的Exergy效率低;节流阀是由若干毛细管组成,不可避免地在节流过程中造成部分的Exergy损失,同时,节流过程近似为绝热过程,Exergy损失主要为熵增所引起。由于节流阀没有外界高品位能量电能的输入,Exergy向递减的方向发展,其Exergy效率为负无穷大,通常不对节流阀的Exergy效率进行分析<sup>[13]</sup>。如果采用膨胀机来代替节流阀其可逆性会增强,熵增会减少,Exergy损失也会减少,但是需要增加经济投入;压缩机的情况与节流阀不同,工质R-22经过压缩机可近似为等熵压缩过程,其Exergy损失主要是由工质焓的变化所引起,其Exergy损失的大小与压缩机技术的发展密切相关,通过工业技术手段提高压缩机的容积率和总体机械效率可以解决此问题,但同样与经济学性能相悖,因此,平衡经济学和热力学性能之间的关系并找到最佳平衡点是问题关键。总体来看,系统的Exergy效率也相对较低,主要是因为循环水泵及风机盘管的Exergy损失较大。

表2 Exergy 分析结果(13~18/08/2007)

Tab.2 Exergy analysis results(Aug. 13~18th, 2007)

参数	压缩机	蒸发器	节流阀	冷凝器	循环水系统	热泵机组	热泵系统
$E_{\text{dest}}/\text{kW}$	8.14	1.83	11.22	5.84	6.26	27.03	33.29
$\epsilon/\%$	74.7	92.5	$-\infty$	65.8	38.3	58.0	36.0

### 4 结论

(1)观测期间地源热泵机组和系统的制冷性能系数  $C_{\text{hp}}$  和  $C_{\text{sys}}$  分别达到5.90和3.56,比传统工业与民用建筑空调系统或空气源热泵空调具有更好的节能效果。研究还表明地源热泵空调系统不仅适用于工业与民用建筑,其在设施农业领域中也具有广阔的应用前景。由于地源热泵投资高以及农业生产收益较低等不利因素的存在,当前在普通农业温室中推广地源热泵空调技术尚受到较大的限制。但在试验温室和经济效益较好的生态温室酒店、观赏温室中具有明显的节能优势。

(2)Exergy分析表明,蒸发器的Exergy效率达

到 92.5%, 具有较好的能源利用质量。结合本文和前人研究还可以得出: 热泵系统在夏季降温工况下, 蒸发器的 Exergy 效率较高, 冷凝器的 Exergy 效率低; 相反在冬季加温工况下, 冷凝器的 Exergy 效率较高, 蒸发器的 Exergy 效率低。总体来看, 本研究中机组和系统的 Exergy 效率还有进一步提高的空间。Exergy 分析是热经济学发展的重要组成部分,

其研究核心在于热力过程中不可避免的损失——不可逆性, 它意味着能量贬值和能源利用的浪费。因此, 在既定条件下将一个热力系统的不可逆性维持在最低水平是提高能源使用质量的根本目的和手段。但是, 降低系统的不可逆性要以牺牲经济性作为代价, 所以在热泵系统的设计过程中能否找到最佳均衡点非常关键。

### 参 考 文 献

- Karlsson F, Fahlén P. Capacity-controlled ground source heat pumps in hydronic heating systems[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2007, 30(2): 221~229.
- Li X, Chen Z, Zhao J. Simulation and experiment on the thermal performance of U-vertical ground coupled heat exchanger [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26(14~15): 1 564~1 571.
- Ptasinski K J, Prins M J, Pierik A. Exergetic evaluation of biomass gasification[J]. *Energy*, 2007, 32(4): 568~574.
- 王如竹, 代彦军. 太阳能制冷[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.
- 毕月虹, 陈林根. 太阳能-土壤热源热泵的性能研究[J]. *太阳能学报*, 2000, 21(2): 214~219.  
Bi Yuehong, Chen Lingen. Study on solar-ground source heat pump[J]. *Acta Energetica Solaris Sinica*, 2000, 21(2): 214~219. (in Chinese)
- Hamada Y, Nakamura M, Saitoh H, et al. Improved underground heat exchanger by using no-dig method for space heating and cooling[J]. *Renewable Energy*, 2007, 32(3): 480~495.
- 杨卫波, 施明恒, 陈振乾. 土壤源热泵夏季运行特性的实验研究[J]. *太阳能学报*, 2007, 28(9): 1 012~1 016.  
Yang Weibo, Shi Mingheng, Chen Zhenqian. Experimental study on the operative characteristics of a ground-coupled heat pump in cooling mode[J]. *Acta Energetica Solaris Sinica*, 2007, 28(9): 1 012~1 016. (in Chinese)
- Michopoulos A, Bozis D, Kikidis P, et al. Three-years operation experience of a ground source heat pump system in Northern Greece[J]. *Energy and Buildings*, 2007, 39(3): 328~334.
- Zeng H, Diao N, Fang Z. A finite line-source model for boreholes in geothermal heat exchangers[J]. *Transfer—Asian Research*, 2002, 31(7): 558~567.
- Zheng D. Modeling of standing column well in ground source heat pump system [D]. Stillwater: Oklahoma State University, 2004.
- 徐伟. 中国地源热泵情况调查与分析[J]. *工程建设与设计*, 2006(12): 16~19.  
Xu W. Investigation and analysis on utilization of ground source heat pump in China[J]. *Construction and Design for Project*, 2006(12): 16~19. (in Chinese)
- 王吉庆, 赵月平, 张百良. 温室采用多层内覆盖保温节能效果研究[J]. *农业工程学报*, 2005, 21(8): 118~121.
- Ozgener O, Hepbasli A. Exergoeconomic analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2005, 25(10): 1 459~1 471.
- Bisio G, Rubatto G. Work and entropy production aspects of irreversible processes in closed and steady-state open systems [J]. *Exergy-An International Journal*, 2002, 2(2): 192~205.
- Dincer I. The role of exergy in energy policy making[J]. *Energy Policy*, 2002, 30(2): 137~149.
- Ebru K A, Hepbasli A. A comparative study on exergetic assessment of two ground-source (geothermal) heat pump systems for residential applications[J]. *Building and Environment*, 2007, 42(5): 2 004~2 013.
- Ozgener O, Hepbasli A. A parametrical study on the energetic and exergetic assessment of a solar-assisted vertical ground-source heat pump system used for heating a greenhouse[J]. *Building and Environment*, 2007, 42(1): 11~24.
- Sciubba E, Ulgiati S. Emergy and exergy analyses: complementary methods or irreducible ideological options[J]. *Energy*, 2005, 30(10): 1 953~1 988.
- Winter C J. Energy efficiency, no: it's exergy efficiency[J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2007, 32(17): 4 109~4 111.
- 严家骥, 王永青. 工程热力学[M]. 3版. 北京: 高等教育出版社, 2001.
- 张金城. 简明制冷空调工手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- 缪道平, 吴正业. 制冷压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.