

文章编号: 1005-0329(2005)11-0061-05

制冷空调

带膨胀机的 CO₂ 空调系统循环的研究

马一太, 马利蓉, 杨俊兰, 刘圣春

(天津大学, 天津 300072)

摘要: 设计并比较了 3 种具有可行性的 CO₂ 跨临界循环。计算结果表明, 当膨胀机效率大于 19% 时带膨胀机的两级压缩循环较双级节流循环的要好, 膨胀机效率大于 45% 时, 带膨胀机的单级压缩循环 COP 比双级节流循环要高。另外, 通过引入当量温度分析法, 将带膨胀的 CO₂ 跨临界循环与 R134a 循环进行了对比。结论是 CO₂ 双级带膨胀机循环的稳定性好, 当量冷凝温度较大时单级带膨胀机循环性能高于 R134a 循环, 当量冷凝温度较低时, R134a 循环性能与双级带膨胀机循环不相上下。

关键词: CO₂ 跨临界循环; 膨胀机; 空调

中图分类号: TU831.3 **文献标识码:** A

Study on Carbon Dioxide Air Conditioning Cycle with an Expander

MA Yi-tai, MA Li-rong, YANG Jun-lan, LIU Sheng-chun

(Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: Three kinds of feasible CO₂ transcritical cycles are proposed and compared. The calculation indicates that double stage compression cycle with an expander has advantage over double stage cycle with a throttling valve when the expander efficiency is greater than 19%, and provided that the expander efficiency is higher than 45%, single stage cycle with an expander is superior to double stage cycle with a throttling valve. In addition, CO₂ transcritical cycles with an expander are compared with R134a cycle by means of equivalent temperature analysis. The comparison demonstrates that CO₂ double stage cycle with an expander has good stability, and at high equivalent condensing temperature single stage cycle with an expander is preferable to R134a cycle, while at low equivalent condensing temperature double stage cycle with an expander is equal to R134a cycle.

Key words: CO₂ transcritical cycle; expander; air conditioning

1 前言

20 世纪 90 年代初挪威技术大学 Lorentzen 教授开发了采用 CO₂ 跨临界制冷循环的汽车空调样机^[1]。1994 年起, 欧洲许多著名汽车公司(如 BMW、DAIMLERBNZ、VOLVO, 德国大众等)联合著名高校及汽车空调制造商研究 CO₂ 汽车空调系统。对于一般的家用 CO₂ 空调系统目前也有众多学者进行了研究开发。但是, 包括 CO₂ 汽车空调在内的空调系统多半采用的是常规工质的四大部

件循环, 由于 CO₂ 的临界温度低(31.1 °C), 系统工作压力远超过亚临界循环, 小压比、大压差的特点带来系统各部件的设计和密封问题, 同时较大的节流损失使系统的效率低于常规工质。Douglas 比较了加回热器的 CO₂ 节流阀循环与不带回热器的 CO₂ 跨临界膨胀机循环^[2], 带膨胀机的循环可提高系统 COP 达 25%。文献[3]中指出只要膨胀机的等熵效率大于 11%, 带膨胀机系统的性能优于回热循环。目前, 天津大学实验膨胀机样机等熵效率可达到 35%~45%。因此, 带膨胀机 CO₂ 空调系统的开发具有可行性。本文对设计的几种

收稿日期: 2004-12-20

基金项目: 高等学校博士学科专项科研基金项目(D0200105)

循环进行了理论对比分析, 为将现有的 CO₂ 跨临界空调系统改为带膨胀机循环提供理论指导。

2 3种 CO₂ 空调循环的设计

由于 CO₂ 具有良好的传热性质, CO₂ 空调系统要比其它常规工质的空调系统紧凑, 且流动阻力较低, 单位容积制冷量大, 使得换热器面积减小; 尤其是目前微通道换热器和高效压缩机的研究与开发使单级循环空间占有率为减少。可以考虑单级 CO₂ 跨临界带膨胀机空调循环的研究, 此时, 膨胀机的回收功用来驱动压缩机, 不足功由电机补充, 简称为 SSE 循环, 如图 1 所示。

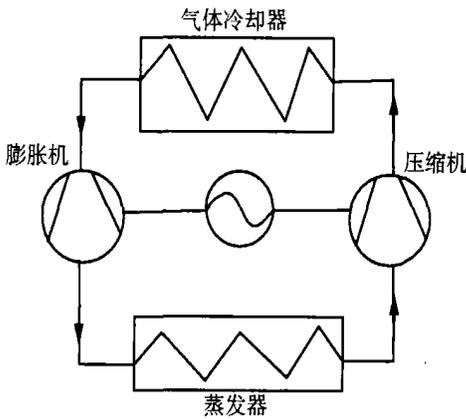


图 1 SSE 循环原理示意

CO₂ 从蒸发器出来进入压缩机压缩, 压缩机排气进入气体冷却器放热, 然后进入膨胀机膨胀, 最后从膨胀机出来的气液两相流体进入蒸发器吸热。图 2 为相应的 T-S 图。

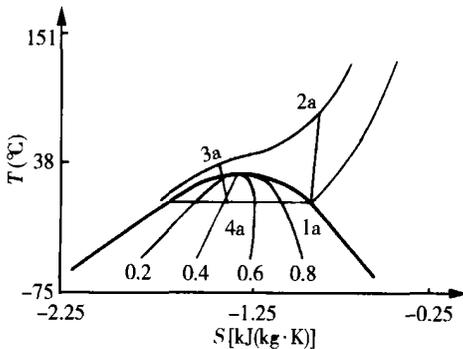


图 2 SSE 循环 T-S 示意

另外, 为减少压缩机的泄漏损失并提高效率, 提出两级节流带回热器循环和两级带膨胀机循环, 分别简称为 DST 循环和 DSE 循环, 如图 3, 4 所示。DST 循环与 DSE 循环不同之处是, 从气体冷却器 2 出来的流体在 DST 循环中进入节流阀节流, 而在 DSE 循环中直接进入膨胀机膨胀, 膨胀

功驱动辅压缩机。

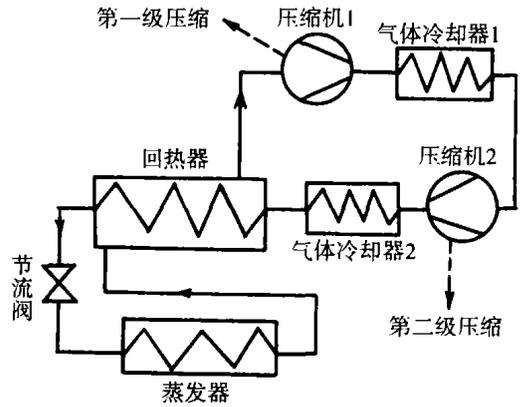


图 3 DST 循环原理示意

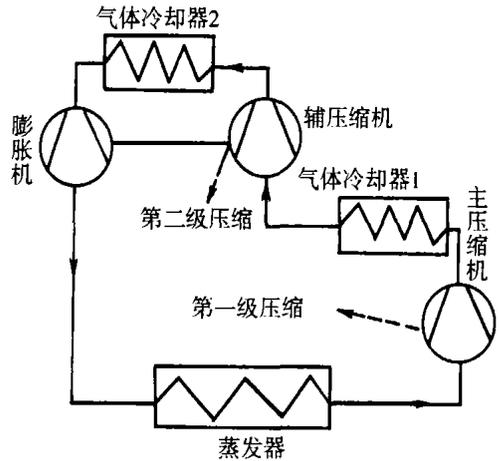


图 4 DSE 循环原理示意

理论上 DST 循环压缩机进口过热度越大系统性能越大, 但是压缩机排气温度不能太高, 否则易导致压缩机润滑油分解。本文取 15℃过热度进行分析。为改善压缩机的运行工况, 采用两级压缩减小压差, 从而减小压缩机泄漏损失, 加入两个气体冷却器相当于增大换热面积, 性能比单级节流循环要好, 图 5 为 DST 循环的 T-S 图, 图 6 为 DSE 循环的 T-S 图。

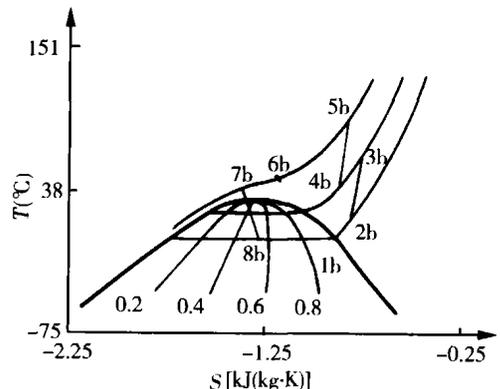


图 5 DST 循环 T-S 示意

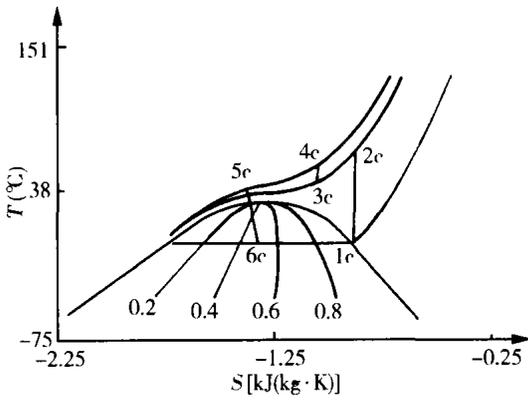


图 6 DSE 循环 T-S 图

3 分析模型

3.1 SSE 循环的计算模型

系统单位耗功:

$$w_a = (h_{2a} - h_{1a}) - (h_{3a} - h_{4a}) \quad (1)$$

系统性能: $COP = (h_{1a} - h_{4a}) / w_a \quad (2)$

3.2 DST 循环计算模型

系统单位耗功:

$$w_b = h_{3b} - h_{2b} + h_{5b} - h_{4b} \quad (3)$$

系统性能: $COP = (h_{1b} - h_{8b}) / w_b \quad (4)$

3.3 DSE 循环计算模型

系统单位耗功:

$$w_c = h_{2c} - h_{1c} \quad (5)$$

系统性能: $COP = (h_{1c} - h_{6c}) / w_c \quad (6)$

3.4 计算参数的设定

为了简化模型的计算, 在分析过程中假设:

(1) 忽略换热器及管道的压降和热损失, 系统处于稳定运行状况。

(2) 考虑压缩机绝热效率 η_{ks} , 其分析模型下^[4]:

$$\eta_{ks} = 0.994 - 0.108 \times (p_d / p_s)^{0.714} \quad (7)$$

式中 p_d, p_s —— 压缩机排气压力、吸气压力

(3) 气体冷却器出口温度取 40℃, 膨胀机效率设为 65%。

(4) DST 循环的中间压力 p_m :

$$p_m = (p_h p_l)^{1/2} \quad (8)$$

式中 p_h, p_l —— 系统高压、低压

4 3 种循环比较的结果与讨论

4.1 3 种循环性能比较

由图 7 可知, 当蒸发温度为 5℃, 高压压力在 7.5~14MPa 范围内变化时, 3 种循环都存在最优高压压力, 且最优值相差不大, SSE 循环的最优压力比其它两循环的要小, 过了最优值后, SSE 循环性能随高压压力的增大出现明显的下降趋势, DSE 循环性能变化幅度不大。实际上分体式家用空调由于太阳辐射, 或者灰尘热阻等因素的影响, 冷凝器冷凝压力易于出现异常升高。因此, DSE 循环更有利于空调系统的稳定运行。在最优高压压力下, DSE 循环的性能可高出 DST 循环的 30.3%, 比 SSE 循环高 16.66%。当高压为 10.05 MPa, 蒸发温度在 -15~15℃ 变化时, DSE 循环性能随蒸发压力的升高而升高, 且上升梯度最大。3 种循环随蒸发温度的升高, 三者的 COP 差距越大, 如图 8 所示。由于现代建筑保温性能好, 室内温度变化幅度不大。在常规蒸发温度范围内, DSE 循环性能优于其它两种循环。

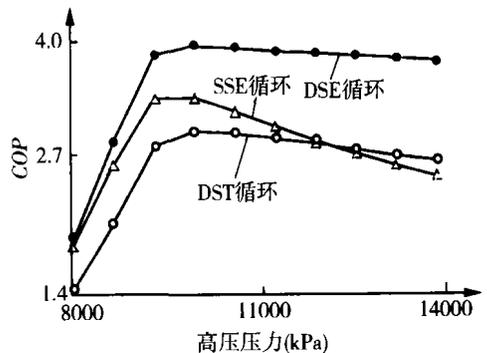


图 7 COP 随高压压力变化示意

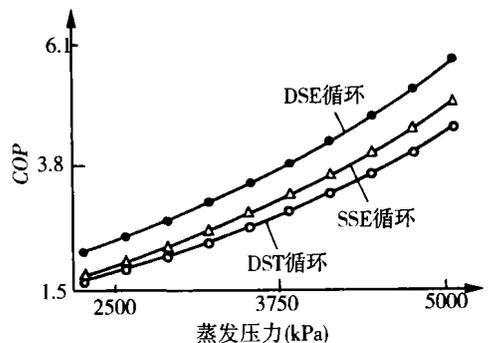


图 8 COP 与蒸发压力关系曲线

4.2 两级循环中间压力的比较

DSE 循环中膨胀机作功全部用来驱动辅压缩机, 中间压力可以确定。DST 循环中为简化计算中间压力取其为几何平均压力。从图 9, 10 中可以看出, DSE 循环中间压力明显高于 DST 循环的中间压力。由于 DSE 循环的中间压力低于 SSE

循环的高压压力, 因此与 SSE 循环压缩机比较, DSE 循环第一级压缩的压缩机运行工况有所改善。DST 循环相当于减小压缩机压比来进行改善。

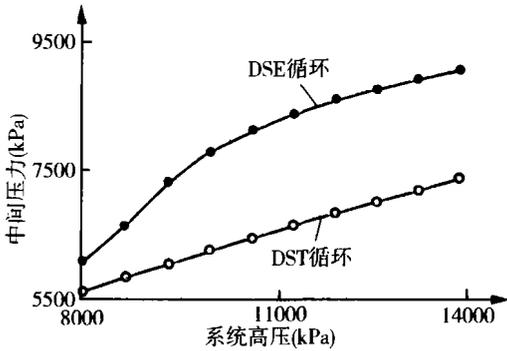


图 9 中间压力与系统高压关系示意

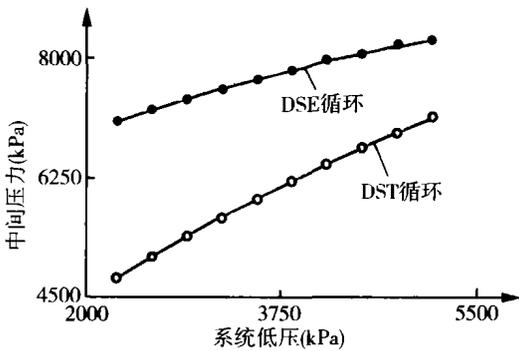


图 10 中间压力与系统低压关系示意

4.3 3 种循环压缩机排气温度比较

如图 11, 12 所示, 随着系统高压侧压力值的增大, DSE 循环的高压级(第二级)压缩机的排气温度先是高于低压级(第一级)压缩机排气温度, 在最优压力值附近, 两级压缩机排气温度几乎相等, 压力值继续升高, 高压级排气温度低于低压级排气温度。当蒸发温度为 5℃, 高压压力为 10MPa 时, DST 循环高压级压缩机排气温度约为 79℃, SSE 循环压缩机排气温度为 81℃。随高压压力的增加, SSE 循环压缩机排气温度可高于 100℃。当高压压力为 10.05MPa 时, 蒸发压力升高, 压缩机排气温度下降, DST 循环低压级排气温度变化幅度最小, DSE 循环高低压级排气温度变化相对 DST 高压级变化平缓, SSE 循环压缩机排气温度始终高于其它两种循环。由于一般空调冷却器的换热器散热效果受客观因素制约, 压缩机的排气温度不能太高。因此, DSE 循环要优于其它两种循环。

4.4 膨胀机效率对分析结果的影响

以上有分析基于膨胀机效率为 65%。当蒸

发温度为 5℃, 高压压力为 10.05MPa, 压缩机进口过热度为 15℃和 10℃时, DST 循环性能 COP 分别为 3.038 和 2.943。在图 13 中, 相同高低压工况下, DSE 循环中只要膨胀机效率超过 15% 就能优于过热度为 10℃ 的 DST 循环, SSE 循环中则要求膨胀机效率接近 35%。

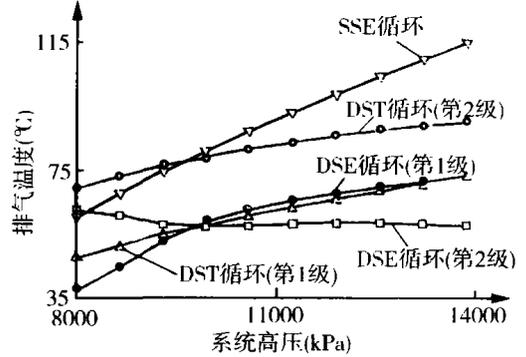


图 11 压缩机排气温度与系统高压压力关系曲线

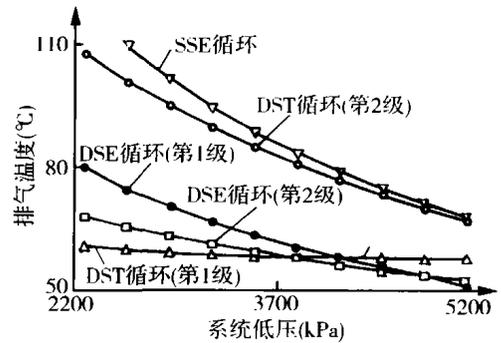


图 12 压缩机排气温度与系统低压压力关系

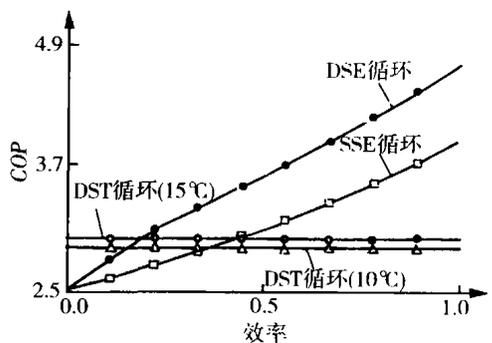


图 13 膨胀机效率对 COP 的影响

当 DST 循环过热度为 15℃ 时, 膨胀机效率要超过 19%, DSE 循环才能优于 DST 循环, 而对 SSE 循环要求膨胀机效率超过 45%。目前实际开发的膨胀机样机效率已达 35%, 随着对膨胀机的深入研究, 其效率有望高于 50%。因此, DSE 循环或 SSE 循环在 CO₂ 空调系统中应用具有可行性。

5 带膨胀机循环与 R134a 简单循环的比较分析

目前大量使用的 R134a 空调系统, 也存在严重的工质泄漏, R134a 也面临着淘汰的局势。因此开发研究 CO₂ 空调系统成为必要。CO₂ 跨临界循环效率的高低是研究者最关心的问题。不少研究者以 R134a 汽车空调为比较基准对 CO₂ 跨临界基本循环进行了研究。M. Sonnekalb 研究的 CO₂ 大巴空调 COP 为 R134a 循环的 0.67~0.77, J. Wertenbach 研究的 CO₂ 汽车空调样机的 COP 为 R134a 循环的 0.84^[5]。

为比较 CO₂ 跨临界循环与 R134a 循环, 必须引入当量温度分析法。当量温度计算公式如下:

变比热定压过程:

$$ET = \left(\int_1^2 C_p dT \right) / \Delta s \quad (9)$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 \quad (10)$$

由于存在相变、过热、过冷段, 则由各段加权求取:

$$T_E = \sum ET_i \omega_i \quad (11)$$

式中 C_p ——定压比容

Δs ——熵变量

T_E ——当量温度

ET_i ——第 i 段的当量温度

ω_i ——各段交换热量占总换热量的比

对计算参数有以下假定: 各循环蒸发温度均取 5℃。R134a 循环计算中压缩机效率取 0.75, 过热度为 10℃, 过冷度为 5℃。CO₂ 跨临界带膨胀机循环气体冷却器出口温度为 40℃, 压缩机模型采用式(7), 膨胀机效率取 65%。

从图 14 可以看出, DSE 循环随系统高压的变化当量冷凝温度变化很小, 其中存在最优压力对应的最高 COP, 系统高压继续增大, COP 反而稍有下降, 但其 COP 比相同当量冷凝温度的 R134a 循环 COP 要高一些。SSE 循环与 DSE 循环有相同的变化趋势, 不同的是其当量冷凝温度变化幅度要大。变化幅度最大的是 R134a 循环, 当当量冷凝温度超过 53℃时, SSE 循环较 R134a 循环性能要好。DSE 循环中较大的压力波动 COP 变化小, 比 R134a 循环稳定性好。另外, SSE 循环压缩机排气温度随高压的升高剧烈上升, 上升幅度比 R134a 大。经计算, R134a 的压缩机排气温度始终比 DSE 循环的两级压缩机排气温度要高。在空调系统中压缩机过高的排气温度很可能造成局部温度过高, 从而加速零部件老化。由于 R134a 循环的工作区域和 DSE 循环的工作区域不同, 只能

从图中定性比较得出 DSE 循环性能相当于低当量冷凝温度时的 R134a 循环。

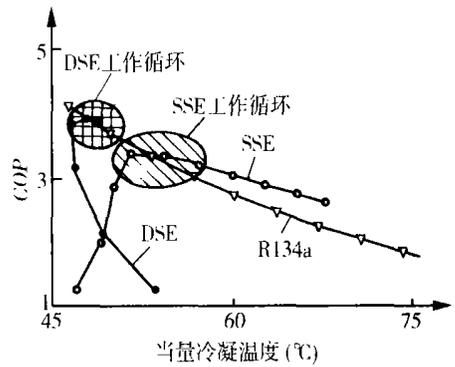


图 14 带膨胀机循环 R134a 循环的比较

6 结论

(1) CO₂ 空调系统具有环保特性, 是将来工质替代趋势之一。而且, CO₂ 跨临界空调系统采用膨胀机则可以大幅度提高系统效率。

(2) 当膨胀机效率大于 45% 时, 单级带膨胀机循环性能要优于双级节流带回热器循环, 当膨胀机效率大于 19% 时, 双级带膨胀机循环性能较双级节流带回热器循环有很大优势。

(3) SSE 循环压缩机排气温度太高不利于汽车空调运行, DSE 循环高、低压压缩机排气温度较 DST 循环的低。因此, 从压缩机排气温度和系统性能两方面来比较, DSE 循环优于 SSE 循环。

(4) 蒸发温度相同, 当量冷凝温度越高, SSE 循环性能较 R134a 循环的好; 低当量冷凝温度时, R134a 循环性能与 DSE 循环性能相同, 但此时压缩机排气温度要比 DSE 循环的高。DSE 循环性能需进一步提高才能完全优于 R134a 循环性能。

(5) 采用 CO₂ 跨临界循环带膨胀机系统可以提高系统性能, 选择单级带膨胀机循环还是双级带膨胀机循环, 要考虑加工设计、制造成本、机型设计等方面的可行性。为进一步节能, 带膨胀机 CO₂ 空调系统的压缩机和膨胀机需要进一步研究以提高其效率。

参考文献:

- [1] 方贵银, 李辉. 汽车空调技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002. 8-11.

(下转第 32 页)

VB6.0 编写,程序的目的是通过连接 OPC 服务器,以取得对 PLC 的内存单元的读写访问,从而实现水力模型的计算。程序流程如图 4 所示。

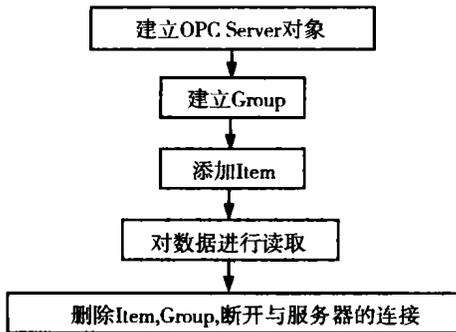


图 4 程序流程框示意

(1) 建立 OPC Server 对象并连接服务器

(2) 添加 Group

在连接上的 OPC 服务器中建立相应的 Group 后,客户端会获得服务器产生的 Group 句柄及合适的数据更新率。在 OPC 应用程序中要做相应的添加。

(3) 添加 Item

对 OPC 服务器进行访问前,必须先先在 OPC 组里添加要访问的 OPC 标签,添加 OPC 标签的标识符和数目根据具体要求而定。

(4) 数据的读写

OPC 提供了两种数据读写方式:同步读写和异步读写。两者的区别在于,在调用同步数据访问方法时,OPC 应用程序必须等待 OPC 服务器的动作完成。也就是说同步读写在要求的动作没有完成前不能从调用的方法中返回到主处理程序中,从而可能导致对用户操作不能做出及时反应。在 OPC 标签数比较少的情況下可能不会发生上面的问题。而在要求的数据比较多或者直接对

设备进行访问时,异步读写就显得更为有效。在本例中数据量并不大,因此选择同步读写方式。

建立服务器的连接后,通过子程序 ReadOPC 读取数据。

(5) 删除 Item, Group, 断开与 OPC 服务器的连接

调用 Remove 函数或 RemoveAll 函数清除所有的 OPC 组和 OPC 标签。调用 Disconnect 函数断开与 OPC 服务器的连接,这一点在 OPC 应用程序退出前非常重要,因为 OPC 服务器并不知道 OPC 应用程序的退出,如果不先断开连接,那么 OPC 服务器使用的计算机资源就不会被释放。如果这样的问题反复发生,会导致计算机资源枯竭从而发生严重问题。

通过 OPC Client 程序可实现水力计算模型服务器与 PLC 硬件设备间的数据传递问题,数据传递迅速、安全,解决了软硬件之间的通讯问题。

OPC 技术作为一项逐渐成型的过程控制领域软硬件接口的数据通讯标准已受到国内外同行的高度重视。随着该技术的进一步发展,OPC 技术将会在更多的领域中得到广泛的应用。

参考文献:

- [1] 任兴权. 控制系统计算机仿真[M]. 机械工业出版社, 1987.
- [2] 陈积明, 王智, 孙忧贤. OPC 在工业过程控制中的应用[J]. 机电工程, 2001, (5): 27-28.
- [3] 苑明哲, 王智, 程尚军, 等. OPC 技术在现场总线控制系统中的应用[J]. 工业仪表与自动化装置, 2000, (3): 20-23.

作者简介: 刘光临, 教授, 博导, 通讯地址: 430072 湖北武汉市武汉大学动力与机械学院。

(上接第 65 页)

- [2] Douglas M, Groll A. Efficiencies of transcritical CO₂ cycle with and without an expansion turbine[J]. Int J. Refrig, 1998, 21(7): 577-589.
- [3] 查世彤. 二氧化碳跨临界循环膨胀机的研究与开发[D]. 天津: 天津大学, 2002
- [4] 梁贞潜, 丁国良, 张春路, 等. 二氧化碳汽车空调器仿真与优化[J]. 上海交通大学学报, 2002, 36(10): 1396-1400.
- [5] 马一太, 王侃宏, 杨昭, 等. 带膨胀机 CO₂ 跨(超)临界逆循环的热力学分析[J]. 工程热物理学报,

1999, 20(6): 661-665.

- [6] Nickl J, Will G, Kraus W E, Quack H. Design considerations for a second generation CO₂ expander[A]. Preliminary Proceedings of the 5th IIR- Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Guangzhou[C]. 2002. 189-195.

作者简介: 马一太(1945-), 男, 博士, 教授, 专业方向: 工程热物理, 通讯地址: 300072 天津市天津大学热能研究所。