

文章编号：1671-6612 (2014) 03-375-04

多联机空调系统的焓分析

禹旭光¹ 李显英¹ 李永安²

(1. 山东圣凯建筑设计咨询有限公司 烟台 264000 ; 2. 山东建筑大学 济南 250101)

【摘要】 应用焓分析方法, 从能量的量和质两个方面对多联机空调系统进行了节能分析。首先建立了多联机空调系统的焓分析模型, 进而利用该模型模拟出了各部分的焓损失, 最后, 提出了系统的节能方法和应采取的措施, 以期实现整个系统的焓损失最小, 焓效率最高, 节能效果最佳, 这为多联机空调系统的设计提供了有益的参考。

【关键词】 多联机; 焓分析; 节能; 优化; 模拟

中图分类号 TK123 文献标识码 A

Exergy Analysis of Variable Refrigerant Volume

Yu Xuguang¹ Li Xianying² Li Yongan³

(1. Saint King Architecture Design&Consultant Corporation Ltd, Yantai, 264000; 2. Shandong Jianzhu University, Jinan, 250101)

【Abstract】 Exergy analysis method is applied in this article, from two aspects of the quantity of energy and mass of Variable Refrigerant Volume are analyzed in energy saving. Variable Refrigerant Volume was established by the exergy analysis model, and then use the model to simulate the exergy loss of each part, and finally, puts forward the system of energy saving methods and the measures should be taken, in order to achieve the minimum exergy loss of the whole system, the exergy efficiency is highest, the best effect of energy conservation, the multiple online air conditioning system design provides the beneficial reference.

【Keywords】 Variable Refrigerant Volume; exergy analysis; energy conservation; optimization; simulations

0 引言

多联机空调系统已越来越多的在民用及公用建筑中应用。多联机空调系统具有无需占用机房、安装方便、控制灵活、运行管理方便等特点。多联机空调系统运行原理图如图 1 所示。空调系统运行需消耗大量的电能, 研究空调系统的节能, 不仅能降低空调系统的运行能耗, 还可以减少对环境的污染, 因此, 怎样实现空调系统的节能, 就显得非常重要。

本文采用焓分析方法对多联机空调系统进行节能分析, 得出空调系统各部位的焓损失; 并采用焓优化原理, 提出多联机空调系统节能主要部位及需要采取的措施, 为多联机空调系统的设计提供一定的理论依据。

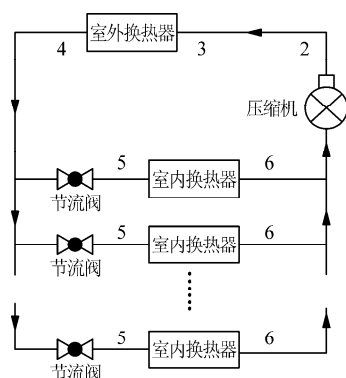


图 1 多联机空调系统原理图

Fig.1 Variable Refrigerant Volume schematic diagram

1 多联机空调系统焓分析模型的建立

系统的焓, 是在给定的环境条件下, 系统由自身状态到环境状态时所做的最大有用功, 即当热力

作者(通讯作者)简介: 禹旭光(1980.9-), 男, 硕士, 暖通工程师, E-mail: skou_yu@tom.com
收稿日期: 2013-06-06

学系统或能流系统与环境介质相互作用而达到完全平衡时，外界得到的功量。熵分析的目的，是得出空调系统中熵损失的主要部位及类别，并设法减少这些部位的熵损失，提高空调系统的熵效率^[1]。所有实际部件所固有的非理想性能，都将引起不可逆的熵产，从而导致系统各处产生熵损失。建立如图 2 所示的多联机空调系统熵损失原理图对多联机空调系统进行熵分析，计算系统中各部位的熵损失，以便发现系统的最薄弱环节，并提出相应的改造措施，以实现系统的节能^[2,3]。

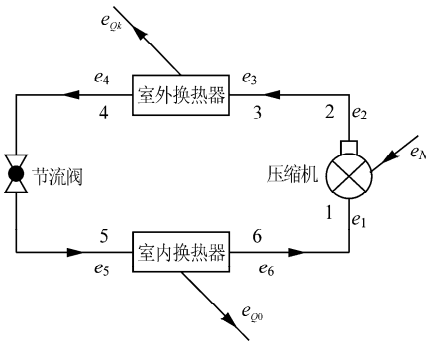


图 2 多联机空调系统熵损失原理图

Fig.2 Exergy loss of Variable Refrigerant Volume schematic diagram

1.1 多联机空调系统各部位熵损失计算

下面以多联机空调系统制冷工况为例来计算多联机空调系统的熵损失及熵效率。假定系统的工作条件为：

蒸发温度 $t_0=5^{\circ}\text{C}$ ，冷凝温度 $t_k=40^{\circ}\text{C}$ ，绝热效率 $\eta=0.77$ ，压缩机的吸气温度 $t_1=15^{\circ}\text{C}$ ，室内空调计算温度 $t_N=26^{\circ}\text{C}$ ，夏季室外空调计算温度 $t_W=36^{\circ}\text{C}$ ，以 R403 为制冷剂，其原理图如图 3 所示。

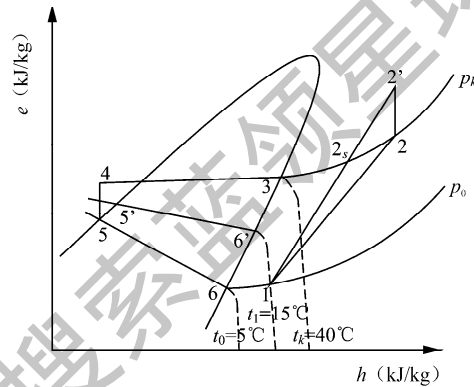


图 3 R403 制冷剂熵-焓图

Fig.3 Refrigerant exergy-enthalpy diagram

查找 R403 的熵-焓图，得到各状态点的参数如下表 1 所示。

表 1 各个状态点的参数

Table 1 Each state point parameter

	1	2 _s	2	2'	3	4	5	6	5'	6'
P/bar	3.79	9.64	9.64	12.19	9.64	9.64	3.76	3.76	4.29	4.29
T/K	278	331	341	347	312	312	278	278	288	288
h/(kJ/kg)	582	603	609	609	589	461	461	575	460	575
S/(kJ/kg·K)	4.79	4.79	4.83	4.78	4.75	4.32	4.32	4.76	4.32	4.75
e/(kJ/kg)	25.7	44.4	44.7	53.2	43.3	39.2	36.4	26.1	37.7	32.1

经过蒸发器的室内空气平均温度 $\Delta t_a = \frac{t_N - t_0}{\ln(t_N / t_0)} = 12.7^{\circ}\text{C}$ ，压缩机实际压缩终了状态点中绝热效率由下式计算， $\eta=(h_{2s}-h_1)/(h_2-h_1)$ ，得到： $h_2=(h_{2s}-h_1)/\eta+h_1$ 。

h_2 与 p_k 的交点为状态点 2，如图 3 所示。由于蒸发器、管道、冷凝器中的压力损失相比节流阀中的压力损失可以忽略不计。根据计算出的各状态点的参数，对空调循环过程进行熵损失计算，结果详

见表 2 所示^[4]。

从上述表 2 中可以得出，空调系统各个部位的熵损失及分配情况。根据计算结果可以简单的看出，压缩机的熵损失在总熵损失中比例最大为 30.7%，冷凝器、蒸发器、节流阀的熵损失分别为：20.4%、17.5%、10.0%。其中压缩功 W 中大约 80% 损失掉了，只有 20% 被利用。因此，提高空调系统的熵效率，减少其各个部位的熵损失，已然成为空调系统节能研究的重要课题。

表 2 多联机空调系统各个部分的焓损失

Table 2 The exergy loss of part of the Variable Refrigerant Volume

序号	名称	代号	计算式	结果 (kJ/kg)	百分比 (%)
1	压缩机的功消耗	$e_N=W$	$(h_{2s}-h_1)/\eta$	27.5	100
2	压缩机焓损	Δe_{1-2}	e_2-e_1	8.43	30.7
3	冷凝器焓损	Δe_{2-4}	e_2-e_4	5.61	20.4
4	节流阀焓损	Δe_{4-5}	e_4-e_5	2.76	10.0
5	蒸发器焓损	Δe_{5-6}	$(e_5-e_6)-(e_{5'}-e_{6'})$	4.82	17.5
6	吸气过程焓损	Δe_{6-1}	e_6-e_1	0.21	0.8
7	总焓损	$\sum \Delta e$		21.83	79.4
8	冷量	$e_{q0}=e_d$	e_5-e_6'	5.67	20.6
9	循环焓效率	η_{ex}	e_d/W	无因次	20.6

1.2 多联机空调系统焓分析数学模型的建立

焓优化的方法为: 以空调系统总的焓损失为目标函数, 建立数学模型, 确定其约束条件, 分析系统的结构参数、状态参数同目标函数之间的关系, 使目标函数达到最小的那组参数即为最优参数, 此时系统焓得到了最大利用, 此时空调系统最为节能 [5,6]。

从上述焓分析结果可知, 系统总的焓损失主要在蒸发器、节流阀、冷凝器、压缩机这四大部件中。则系统的总焓损失 Δe_{sys} 可表达为:

$$\Delta e_{sys} = \Delta e_{cp} + \Delta e_{cd} + \Delta e_{ev} + \Delta e_{th} + \Delta e_t \quad (1)$$

式中: Δe_{cp} 为压缩机的焓损失, kJ/kg; Δe_{cd} 为冷凝器的焓损失, kJ/kg; Δe_{ev} 为蒸发器的焓损失, kJ/kg; Δe_{th} 为节流阀的焓损失, kJ/kg; Δe_t 为其他部位焓损失, kJ/kg; 主要包括气液分离器、油分离器、管道等损失。

由于:

$$\Delta e_{cp} = e_2 - e_1 \quad (2)$$

$$\Delta e_{cd} = e_2 - e_4 \quad (3)$$

$$\Delta e_{ev} = e_4 - e_5 \quad (4)$$

$$\Delta e_{th} = (e_5 - e_6) - (e_{5'} - e_{6'}) \quad (5)$$

将上述四式 (2)、(3)、(4)、(5) 带入 (1) 式中得:

$$\Delta e_{sys} = (e_5 - e_6) - (e_{5'} - e_{6'}) + \Delta e_t \quad (6)$$

系统的焓效率 η_{ex} 为:

$$\eta_{ex} = \frac{e_5 - e_6}{W} = \frac{e_5 - e_6}{h_{2s} - h_1} \cdot \eta \quad (7)$$

式中, η 表示压缩机的绝热效率。

空调系统的焓优化数学模型为:

目标函数:

$$\min \Delta e_{sys} = (e_2 - e_6) - (e_{5'} - e_{6'}) + \Delta e_t \quad (8)$$

约束条件为:

$$0 < \eta_{ex} < 1$$

$$0 < \eta < 1$$

$$e_{6'} < e_5,$$

$$S_6 < S_5,$$

$$\lim_{t \rightarrow 0} e_t = 0 \quad (9)$$

依据上述目标函数和约束方程就能分析出系统中各部位的焓优化情况。

2 多联机空调系统的焓优化

根据上面所列的目标函数和约束条件, 下面对多联机空调系统进行焓优化分析。首先, 在上述约束条件下, 研究压缩机的绝热效率 η 同目标函数的关系。假设其他设备结构参数、进出口参数不变, 即 $(e_5 - e_6)$ 与 Δe_t 恒定不变。当压缩机绝热效率 η 越大, 在 h_1 、 h_{2s} 不变时, 由公式 (7) 可以得出, η_{ex} 随 η 增加而增加。根据 $h_2 = (h_{2s} - h_1)/\eta + h_1$, 当压缩机绝热效率 η 增大时, h_2 会减小, 则图3中的2-2'等焓线向左移动, 2'点的焓值 e_2 减小, 再由公式 (6) 可知总焓损失 Δe_{sys} 减小, $\Delta e_{sys}(\eta)$ 与 $\eta_{ex}(\eta)$ 的关系详见图4。由图4中的曲线可以看出, 压缩机的绝热效率 η , 对多联机的影响很大。换言之, 多联机空调系统的节能关键在于压缩机的性能。可以选用高效密封型涡旋式变频压缩机, 此压缩机容积效率高, 其能源利用效率比转子式压缩机和活塞式压缩机

高，相对于同规格的活塞式压缩机可节约能耗 10%~15%。

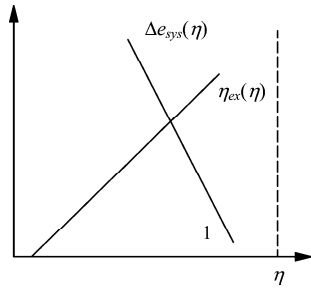


图 4 $\Delta e_{sys}(\eta)$ 与 $\eta_{ex}(\eta)$ 的关系图

Fig.4 The curve of $\Delta e_{sys}(\eta)$ and $\eta_{ex}(\eta)$

冷凝器的焓损失，主要是由于结构参数的限制造成的。对于多联机空调系统来说，目前大多数室外机采用风冷方式，在夏季，经压缩机压缩后的制冷剂蒸汽温度高达 60℃~70℃左右，而室外空气一般在 30℃~38℃左右，传热温差大。从表 3 中可以看出，冷凝器的焓损失占耗功量的 20%左右。所以，想要减少冷凝器的焓损失，就要减少冷凝器的传热温差。具体措施可以采用挡板来降低通过冷凝器表面的风速。假设，穿过风冷冷凝器表面的平均风速为 $V(m/s)$ ，通过上述关系，绘制风速 V 与焓效率 η_{ex} 曲线如图 5 所示。根据图 5 所示，当风速为 0 时，冷凝器和外界的传热温差很小，此时冷凝器的焓损失为最小，焓效率 η_{ex} 达到最大，但是，在获得同样冷量的条件下，冷凝器所需要的换热表面积会很大。这样将造成初投资增加，不够经济。所以对冷凝器的优化设计必须做到权衡考虑。

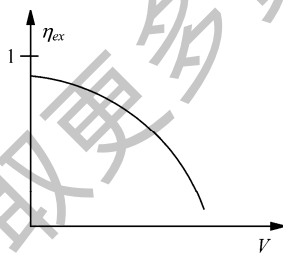


图 5 $\eta_{ex} \sim V$ 关系曲线

Fig.5 The curve of $\eta_{ex} \sim V$

多联机室内机的焓优化，对多联机空调系统来说，一台室外机对应多台室内机。在夏季工况，室内机中包含蒸发器和节流阀。蒸发器内的焓损失主要是制冷剂的温度和室内空气温度之间的温差引起的，因此要减少蒸发器的焓损失，就要减少传热温差，这样所采取的措施应该与冷凝器相同。这种

冷凝器和蒸发器对温差传热引起的焓损失所采取的措施相同性，为空调系统广泛应用，提供了节能的有利条件。

节流阀的焓损失，主要是节流阀两侧的压差引起的。在多联机空调系统中，选择合适的压力比，减少节流阀因压力损失而造成的焓损失，提高多联机空调系统的焓效率也是节能的重要组成部分。

其他部位的焓损失占总焓损失小，但是是不可忽略的因素。比如，(1) 多联机空调系统的管路长度可以达到 100 米左右，管路长、接头多，如果其保温不好或者有制冷剂泄漏，都将引起系统焓损失增加；(2) 压缩机的回油不利将极大地影响压缩机的性能，加大压缩机的焓损失等等因素。这些都是影响多联机空调系统节能不可忽略的因素。

3 结论

多联机空调系统的能源消耗主要部件是压缩机，改变压缩机本身的性能，是多联机空调系统焓效率提高的关键；蒸发器和冷凝器焓优化措施主要是减少传热温差；减少制冷管路的长度、提高油分离器、气液分离器的性能也能有效的减少系统焓损失。

通过焓分析方法研究多联机空调系统的能量转换过程，得到了从能量转换的本质发现节能研究的新途径，同时也反映出了能量“质”的使用情况。通过焓优化，发现了多联机空调系统节能优化的主要部位，提出了改进措施。

参考文献：

- [1] 朱明善,陈宏芳.热力学分析[M].北京:高等教育出版社出版,1992.
- [2] 王加璇.焓方法及其应用[M].北京:中国电力出版社,1997.
- [3] 吴存真,张诗针.热力过程的焓分析基础[M].杭州:浙江大学出版社,2000.
- [4] 傅秦生.能量系统的热力学分析方法[M].西安:西安交通大学出版社,2007.
- [5] 戎卫国,李永安,张建明.空调系统热力学分析与节能[J].暖通空调,2006,(11):14-17.
- [6] San J Y. Exergy analysis of desiccant cooling systems[D]. Illinois: Illinois Institute of Technology, 1985.