

文章编号: 1671-6612 (2022) 06-903-06

温湿度独立控制空调系统在地下工程中的 节能模拟研究

王 威 姜建中 叶茂林 吕 芳

(军事科学院国防工程研究院 北京 100850)

【摘 要】 以地下工程空调系统的全年运行能耗为研究对象, 利用 TRNSYS 软件分别建立适用于地下工程的双冷源式、溶液除湿式、转轮除湿式等三种典型的温湿度独立控制空调系统和常规式空调系统的能耗模型, 通过模拟计算, 分析对比不同空调系统的能耗情况。研究表明, 以广州地区地下工程为例, 相比常规空调系统能耗而言, 采用温湿度独立控制空调系统的能耗更低, 其中双冷源式空调系统的节能率为 20.3%, 溶液除湿式空调系统的节能率为 18.7%, 转轮除湿式空调系统的节能率为 11.3%。

【关键词】 地下工程; 温湿度独立控制空调系统; 双冷源; 溶液除湿; 转轮除湿; 节能
中图分类号 TU831 文献标识码 A

Energy Saving Simulation Study for Independent Temperature and Humidity Control Air Conditioning System in Underground Engineering

Wang Wei Jiang Jianzhong Ye Maolin Lv Fang

(Institute of Defense Engineering, AMS, PLA, Beijing, 100850)

【Abstract】 Taking the annual energy consumption of air conditioning system in underground engineering as the research object, three typical energy consumption models of independent temperature and humidity control air conditioning system and conventional air conditioning system suitable for underground engineering, such as double cold sources air-conditioning system, liquid desiccant air-conditioning system and rotary desiccant air-conditioning system, are established by using TRNSYS. Through simulation calculation, the energy consumption of different air conditioning systems are analyzed and compared. The results show that, taking the underground project in Guangzhou as an example, compared with the energy consumption of conventional air-conditioning system, the energy consumption of independent temperature and humidity control air conditioning system is lower, among which the energy-saving rate of double cold sources air-conditioning system is 20.3%, that of s liquid desiccant air-conditioning system is 18.7%, and that of rotary desiccant air-conditioning system is 11.3%.

【Keywords】 underground engineering; independent temperature and humidity control air conditioning system; double cold sources air-conditioning system; liquid desiccant air-conditioning system; rotary desiccant; energy-saving

0 引言

温湿度独立控制空调系统(简称 THIC 空调系统)通过采用有效的技术手段实现对室内温度、湿度的独立控制, 不仅避免了常规空调系统中热湿联

合处理所带来的能量损失, 降低了空调系统对冷源温度品位的需求, 而且提升了室内空气环境品质, 实现了空调系统运行的高效节能^[1-5]。近年来, 由于 THIC 空调系统在空气品质控制及节能方面优势

明显,越来越多的地面建筑逐渐推广应用;对于地下工程这类特殊的建筑而言,国内有关于 THIC 空调系统的应用性研究较少。随着国家的高速发展,地下工程的体量及规模需求巨大,尤其是城市地下工程必将出现各种功能形式的大型建筑,伴随人类活动的日益增加,深入开展地下工程空调系统的应用研究意义重大^[6-9]。本文以地下工程空调系统的能耗为研究对象,利用 TRNSYS 软件进行能耗模拟计算,通过分析对比双冷源式、溶液除湿式、转轮除湿式等三种典型的温湿度独立控制空调系统和常规式空调系统的全年运行能耗,确定节能效果最好的地下工程空调系统形式,为深入开展地下工程空调系统的能耗分析研究提供一定参考。

1 基本参数信息

1.1 建筑主要参数

该建筑属于假想坑道式地下工程,地处广州市,位于山体内部,全长 270 米,最大宽度 26 米,常驻人数 80 人。工程主体划分为生活区、办公区、机房区三个部分,其中生活区设宿舍、活动室、会议室、餐厅;办公区设集中办公大厅,面积约 1000m²,办公人数 400 人,各工位配 1 台电脑,大厅另设 1 台 120m²的 LED 显示屏;机房区设数据机房、新风机房、制冷机房,其中数据机房面积约 290m²,内设 72 台数据机柜,全年 24 小时不间断运行。建筑模型概况如图 1 所示。

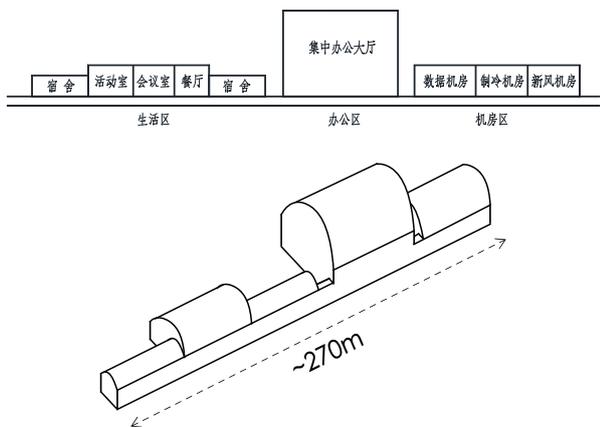


图 1 建筑模型示意图

Fig.1 Schematic diagram of building model

1.2 室外计算参数

广州市气候分区为夏热冬暖区,年平均气温为 21.9℃,历史极端最高气温 39.1℃,历史极端最低

气温-0.3℃。每年 7 月为全年最热月,平均气温为 28.8℃,每年平均有 873 小时气温超过 30℃;每年 1 月为全年最冷月,平均气温为 13.9℃,每年平均有 274 小时气温低于 10℃。广州市室外计算参数如表 1 所示。

表 1 室外计算参数

Table 1 Outdoor calculation parameters

城市	夏季室外计算参数		冬季室外计算参数	
	干球温度 /℃	湿球温度 /℃	通风计算温度 /℃	室外空调计算温度 /℃
广州	34.2	27.8	31.8	5.2

1.3 室内计算参数

办公区和生活区夏季室内设计温度为 24~26℃,冬季室内设计温度为 22~24℃,全年室内设计相对湿度为 40~60%;机房区主要房间室内设计温度为 18~27℃,全年室内设计相对湿度为 40~60%。

2 空调系统负荷计算

空调系统负荷由以下几部分组成:

(1) 使用期建筑内部传热量和散湿量造成的围护结构负荷;

(2) 人员产热产湿;

(3) 灯具、设备等热源散热;

(4) 新风负荷。

其中,使用期建筑内部传热量与岩石初始温度、坑道内的设计空气温度、被覆表面几何特征、被覆内表面换热系数、岩石的热物理性质等参数相关,由以下公式计算确定^[10]:

$$Q = \alpha_n (t_n - t_0) [1 - f(F_0^*, B_i)] \times F$$

式中, Q 为使用期的传热量, W; t_n 为设计空气温度, ℃; t_0 为岩石的初始温度, ℃; α_n 为被覆内表面的换热系数, W/m²·℃; F_0^* 为使用期傅利叶准则, B_i 为比欧准则,二者均可由相应公式计算确定。人员、灯具、设备等散热形成的显热负荷,可依据不同时刻空间内各热源的散热量与对应的冷负荷系数计算确定;新风负荷根据房间需求新风量和室内外气象参数共同决定。由于建筑深处山体内部,存在壁面向室内恒定强度的散湿,取被覆表面散湿量为 0.5g/m²·h,人体散湿量取 30~40g/p·h^[11]。

经计算,该建筑空调系统夏季典型日逐时负荷

特性如图 2 所示。图中可以看出, 空调系统逐时设计冷负荷波动较小, 负荷最大值出现在 12 时, 为 923kW, 8 时至 20 时系统冷负荷均保持在 600kW 以上。根据负荷计算结果和全年逐时气象参数可估算该地下建筑全年逐时冷负荷, 如图 3 所示, 全年设计冷负荷为 1026kW。

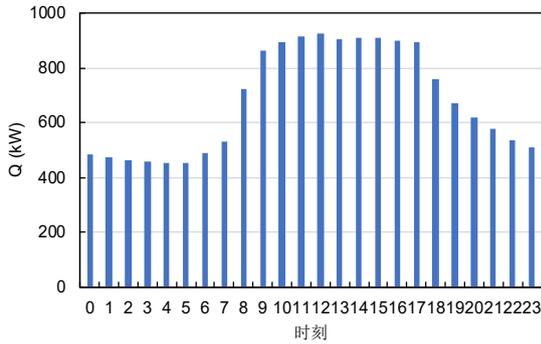


图 2 典型日逐时负荷特性

Fig.2 Typical daily hourly load characteristics

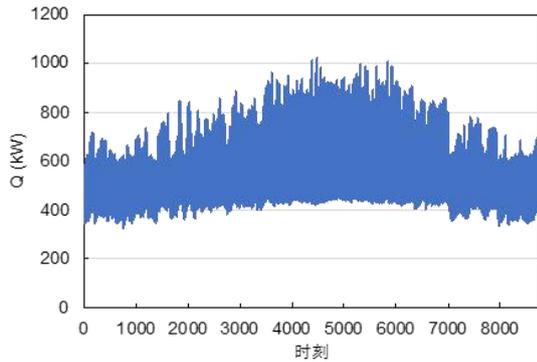


图 3 全年逐时负荷曲线

Fig.3 Annual hourly load curve

3 空调系统能耗模型及计算结果

利用 TRNSYS 能耗分析软件对地下工程空调系统方案进行节能比较时, 各空调系统完全按照同一个基准进行模拟对比, 包括: 室内温湿度参数一致; 各系统的空调区域逐时负荷一致; 系统完全实现与逐时负荷相匹配, 即逐时负荷与冷水机组和新风机组的逐时供冷量、除湿量相一致; 各系统的空调设备选型标准一致, 均按国家相关标准进行选择, 涉及的主要空调处理设备包括低温冷水机组、高温冷水机组、转轮除湿机组、溶液除湿机组等冷热源, 以及水泵、风机、冷却塔等输配系统。

低温冷水机组参数按照 GB 19577-2015《冷水机组能效限定值及能源效率等级》标准中规定的低

温冷水机组能效等级指标进行选型。本文以能效等级 3 级 (冷水机组能效限定指标) 的机组 COP 作为额定工况下的能效等级指标, 在常规系统中冷水机组额定供冷量为 696kW, 额定 COP 取为 4.70; 在双冷源空调系统中, 冷水机组额定供冷量为 266kW, 额定 COP 取为 4.20。

高温冷水机组参数按照 JB/T 12325-2015《高出水温度冷水机组》行业标准中规定的高温冷水机组能效等级指标进行选型。本文在三种温湿度独立控制系统中均采用高温冷水机组处理室内显热负荷, 额定 COP 取为 7.0。

转轮除湿模块参数按照 QB/T 4109-2010《组合式转轮除湿机》确定额定工况下转轮除湿出口送风温度 20~25℃, 相对湿度≤30%进行选型。溶液除湿模块参数按照 DB44/T 1611-2015《溶液除湿空调应用技术条件》确定额定工况下除湿出口含湿量约为 5~6g/kg, 制冷性能系数为 4.1, 除湿性能系数为 2.8。风机、水泵等输配系统能耗均按照 GB 50189-2005《公共建筑节能设计标准》中规定的风机功耗限值和水系统最大输送能效比进行确定, 并在各个模拟的空调系统方案中保持不变, 其中风机的单位风量耗功率限值取 0.48W/(m³/h), 水系统最大输送能效比 ER 取 0.0241。

3.1 常规式空调系统

室外新风采用低温冷水 (7℃) 进行处理, 达到室内含湿量相同状态后再送入室内, 建筑内部湿源形成的湿负荷由工作在湿工况的风机盘管或除湿机负责处理; 对于全年具有较大基础冷负荷的房间, 如数据机房、办公大厅等, 选用低温冷水机组 (供回水温度 7/12℃) 承担冷负荷。利用 TRNSYS 软件搭建常规式空调系统能耗模型 (见图 4), 模拟计算典型日能耗和逐月能耗结果分别如图 5、图 6 所示。

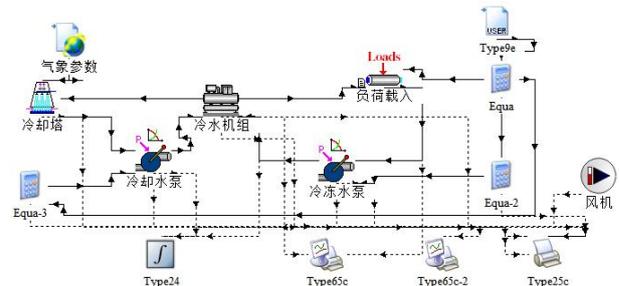


图 4 常规式空调系统能耗模型

Fig.4 Energy consumption model of conventional AC

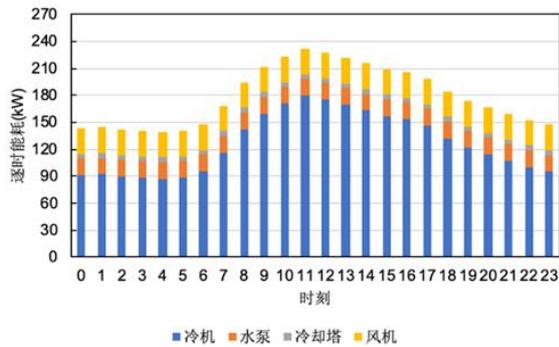


图5 常规空调系统典型日能耗

Fig.5 Typical daily energy consumption of conventional AC

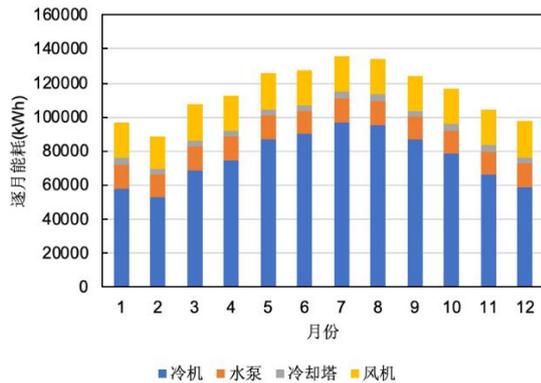


图6 常规空调系统逐月能耗

Fig.6 Monthly energy consumption of conventional AC

空调各子系统全年总能耗如表2所示。采用常规式空调系统的全年总能耗约为137.1万kWh，其中，冷水机组占空调系统总能耗比例最大，约67%；风机与水泵的能耗占比接近，分别占比18%和12%；冷却塔能耗占比最小，约3%。

表2 常规空调系统全年总能耗（单位：万kWh）

Table 2 Total annual energy consumption of conventional AC (Unit: 10000 kWh)

冷水机组	水泵	冷却塔	风机	总能耗
91.4	16.4	4.3	25.0	137.1

3.2 温湿度独立控制空调系统

THIC 空调系统由处理显热的系统与处理潜热的系统组成，两个系统独立调节，分别控制室内温度与湿度，避免了常规式空调系统中热湿联合处理带来的能量损失。湿度控制系统通过对新风除湿处理至低于室内空气含湿量，承担室内的全部湿负荷（即潜热负荷）；温度控制系统主要依靠末端余热消除装置，承担室内的剩余显热负荷。新风的除湿方式决定了 THIC 空调系统的基本形式，本文主要

研究双冷源式空调系统、溶液除湿式空调系统和转轮除湿式空调系统。

3.2.1 双冷源式空调系统

分别采用低温冷水机组和高温冷水机组作为系统冷源，其中新风除湿机利用7℃的低温冷水对新风进行除湿和降温，达到送风状态点后将承担室内全部湿负荷和部分显热负荷；16℃的高温冷水则供给空调机房或布置在房间内的干式风机盘管，承担室内剩余显热负荷。利用 TRNSYS 软件搭建双冷源式空调系统能耗模型（见图7），模拟计算典型日能耗和逐月能耗结果分别如图8、图9所示。

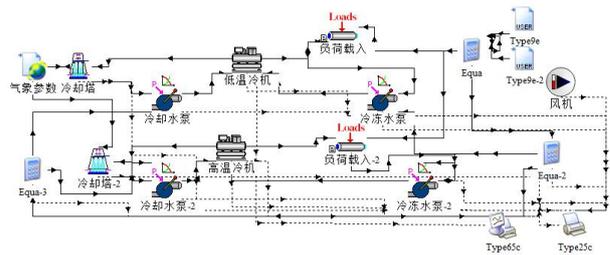


图7 双冷源式空调系统能耗模型

Fig.7 Energy consumption model of double cooling source AC

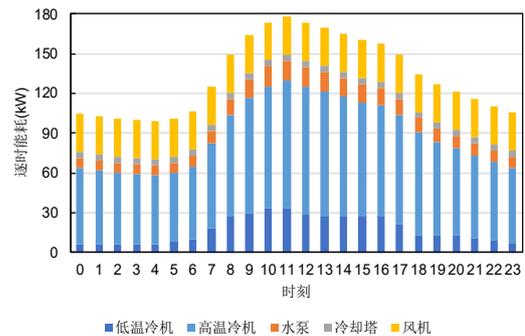


图8 双冷源式空调系统典型日能耗

Fig.8 Typical daily energy consumption of dual cooling source AC

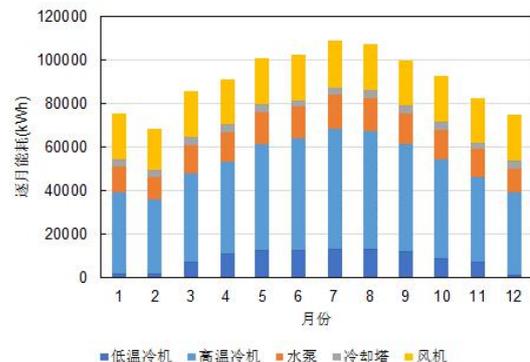


图9 双冷源式空调系统逐月能耗

Fig.9 Monthly energy consumption of dual cooling source AC

空调各子系统全年总能耗如表 3 所示。采用双冷源式空调系统的全年总能耗约为 109.3 万 kWh, 其中高温冷机占总能耗比例最大, 约 49%; 风机能耗占比 23%, 水泵能耗占比 15%, 低温冷机能耗占比 10%, 冷却塔能耗占比最小, 约 3%。

表 3 双冷源式空调系统全年总能耗 (单位: 万 kWh)

Table 3 Total annual energy consumption of double cold source AC system (unit: 10000 kWh)

低温冷机	高温冷机	水泵	冷却塔	风机	总能耗
10.9	53.3	16.1	4.0	25.0	109.3

3.2.2 溶液除湿式空调系统

溶液除湿采用热泵式双级溶液除湿方式, 由两级溶液全热回收装置和热泵系统组成。新风经过盐溶液进行降温、除湿后, 承担室内全部的湿负荷和部分显热负荷; 高温冷水机组提供空调机房或布置在房间内的干式风机盘管, 承担室内剩余显热负荷。利用 TRNSYS 软件搭建溶液除湿式空调系统能耗模型 (见图 10), 模拟计算典型日能耗和逐月能耗结果分别如图 11、图 12 所示。

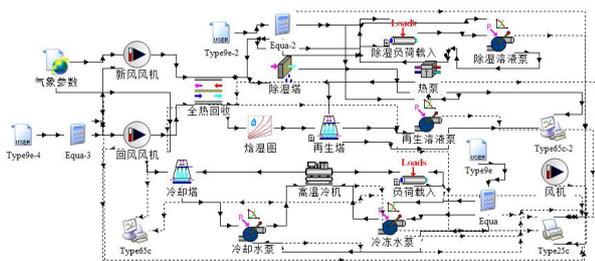


图 10 溶液除湿式空调系统能耗模型

Fig.10 Energy consumption model of solution dehumidification AC

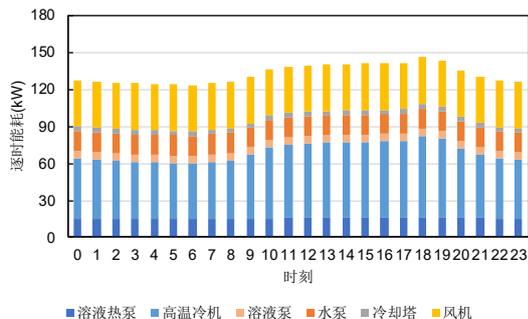


图 11 溶液除湿式空调系统典型日能耗

Fig.11 Typical daily energy consumption of solution dehumidification AC

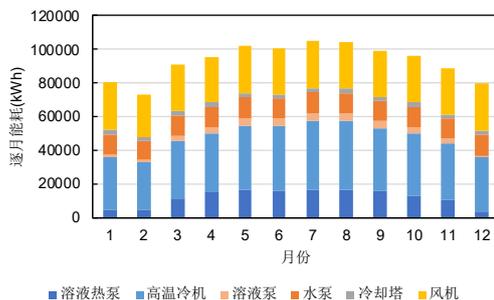


图 12 溶液除湿式空调系统逐月能耗

Fig.12 Monthly energy consumption of solution dehumidification AC

空调各子系统全年总能耗如表 4 所示。采用溶液除湿式空调系统的全年总能耗约为 111.5 万 kWh, 其中高温冷机占总能耗比例最大, 约 38%; 风机能耗占比 29%, 溶液系统能耗占比 17%, 水泵能耗占比 13%, 冷却塔能耗占比最小, 约 3%。

表 4 溶液除湿式空调系统全年总能耗 (单位: 万 kWh)

Table 4 Total annual energy consumption of solution dehumidification AC (unit: 10000 kWh)

溶液热泵	高温冷机	溶液泵	水泵	冷却塔	风机	总能耗
14.4	42.8	4.0	14.2	3.2	32.9	111.5

3.2.3 转轮除湿式空调系统

转轮除湿的空气处理过程近似等焓升温, 不仅要对除湿后的空气进行降温处理, 同时还需考虑转轮除湿后的再生过程。转轮可利用回风进行再生, 再生侧采用电加热, 再生温度为 60℃。新风先经预冷后通过转轮进行除湿和降温, 达到送风状态后将承担室内全部的湿负荷和部分显热负荷; 高温冷水机组一部分提供新风进行除湿前的预冷和除湿后的降温处理, 另一部分提供空调机房或布置在房间内的干式风机盘管, 承担室内剩余的显热负荷。利用 TRNSYS 软件搭建转轮除湿式空调系统能耗模型 (见图 13), 模拟计算典型日能耗和逐月能耗结果分别如图 14、图 15 所示。

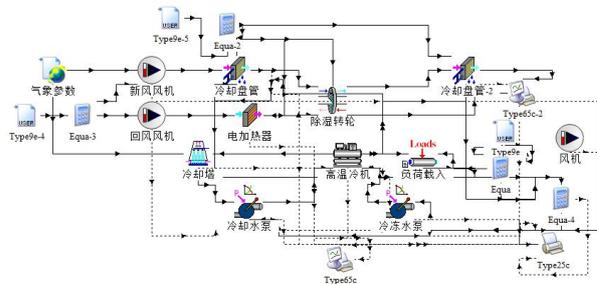


图 13 转轮除湿式空调系统能耗模型

Fig.13 Energy consumption model of rotary dehumidification AC

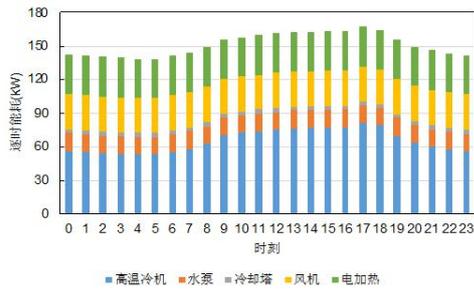


图 14 转轮除湿式空调系统典型日能耗

Fig.14 Typical daily energy consumption of runner dehumidification air conditioning system

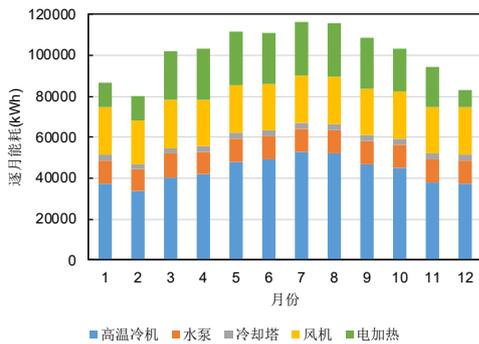


图 15 转轮除湿式空调系统逐月能耗

Fig.15 Monthly energy consumption of Rotary Dehumidification Air Conditioning System

空调各子系统全年总能耗如表 5 所示。采用转轮除湿式空调系统的全年总能耗约为 121.6 万 kWh，其中高温冷机占总能耗比例最大，约 43%；风机能耗占比 23%，电加热再生能耗占比 20%，水泵能耗占比 11%，冷却塔能耗占比最小，约 3%。

表 5 转轮除湿式空调系统全年总能耗（单位：万 kWh）

Table 5 Total annual energy consumption of runner dehumidification AC(unit: 10000 kWh)

高温冷机	电加热	水泵	冷却塔	风机	总能耗
52.3	25.0	13.6	3.2	27.5	121.6

4 空调系统的节能对比分析

各空调系统方案全年的运行能耗统计结果如表 6 所示。相比常规式空调系统而言，采用温湿度独立控制空调系统的全年能耗均有所降低。其中，采用双冷源式空调系统总能耗为 109.3 万 kWh，节能率为 20.3%，冷水机组能耗可降低 30%；采用溶液除湿式空调系统可利用溶液热泵驱动除湿塔和再生塔实现空气除湿和再生，新风处理无需冷水机

组提供额外能源，可大幅降低冷机能耗，但是风机能耗略有增加，总能耗为 111.5 万 kWh，节能率为 18.7%；采用转轮除湿式空调系统，再生空气需要通过电加热至再生温度，会造成一定能源消耗，总能耗为 121.6 万 kWh，节能率为 11.3%。

表 6 各空调系统方案全年总能耗对比（单位：万 kWh）

Table 6 Comparison of annual total energy consumption of each AC (unit: 10000 kWh)

	常规式 空调系统	双冷源式 空调系统	溶液除湿式 空调系统	转轮除湿式 空调系统
低温冷 水机组	91.4	10.9	—	—
高温冷 水机组	—	53.3	42.8	52.3
水泵	16.4	16.1	14.2	13.6
风机	25.0	25.0	32.9	27.5
冷却塔	4.3	4.0	3.2	3.2
溶液系统	—	—	18.4	—
电加热	—	—	—	25.0
总能耗	137.1	109.3	111.5	121.6
节能率	—	20.3%	18.7%	11.3%

5 结论

本文利用 TRNSYS 软件分别建立了适用于地下工程的常规式空调系统、双冷源式空调系统、溶液除湿式空调系统和转轮除湿式空调系统能耗模型，通过模拟计算、分析对比，结论总结如下：

(1) 相比常规式空调系统，温湿度独立控制空调系统在地下工程的应用具有很大的节能潜力；

(2) 对于广州地区地下工程而言，双冷源式温湿度独立控制空调系统的全年运行能耗最低，溶液除湿式和转轮除湿式次之，常规式空调系统的全年运行能耗最高。

参考文献：

[1] 刘晓华.温湿度独立控制空调系统(第2版)[M].北京:中国建筑工业出版社 2003.
 [2] 黄蓉.温湿度独立控制空调系统在长沙地区的应用研究[D].长沙:湖南大学,2014.
 [3] 朱培根,王春旺,宋桦,等.防护工程空调系统全年运行室外空气分区研究[J].防护工程,2016,38(2):65-69.