

第五届泰迪杯 数据挖掘挑战赛

优秀
作品

作品名称：中央空调系统的数据分析与控制策略

荣获奖项：特等并获企业冠名奖

作品单位：内江师范学院

作品成员：杨梅乙 陈湘 邹莉

指导老师：牟廉明

中央空调系统实时控制的优化策略

摘 要

中央空调系统为人类带来了舒适的生活环境，同时也带来了巨大的能源消耗，因此关于中央空调系统的节能降耗问题也成为了热门研究之一。

在本文中，利用 MATLAB 对所给出的数据进行数据清理、集成、归约和变换等预处理步骤。基于预处理的数据，将各属性的数据与系统消耗功率进行皮尔森相关系数分析。相关系数大于 0.5 的属性之间再进行二级相关性分析，相关系数小于等于 0.3 的属性即为特征向量。提取出了 10 个特征向量，见表 3。

模型一，首先分别对冷却装置、冷却塔、冷水泵和冷凝水泵进行非线性拟合分析，建立它们的能耗模型，相加即可得到中央空调系统的能耗模型，再根据系统能耗模型与系统负载的之比，得到系统效率，最后进行 *double-fold* 交叉验证，发现模型拟合效果较好。

模型二，根据模型一首先利用单一变量原则对冷水泵、冷凝水泵和冷却塔的转速进行控制，即：分别先后改变冷水泵、冷凝水泵和冷却塔的转速，然后同时改变它们的转速，建立中央空调系统能耗优化模型，得出中央空调系统的**最优控制策略**，最后利用时间序列对转速进行预测，预测结果详见附件 4。

模型三，在模型一的基础上以总耗电量最小为目标，以设备状态为决策变量，以能量守恒和各设备间的耦合条件为约束，建立**中央空调系统运行参数优化模型**。并将数据导入 MATLAB，利用遗传算法求得全局最优解，通过对优化前后的系统总耗电量和系统效率进行比较，发现模型三具有较好的优化效果，结果详见附件 5。

模型四，在前面三个模型的基础上将一天以 0.5h 为单位度量分为 48 个时间段，将空调系统的运行实行分时段控制。虚拟一个起点和终点，以单位度量点作为顶点，各顶点之间的时间间隔看作边，各顶点之间系统消耗的功率作为边上的权值，将空调系统的控制转化为加权有向图，利用动态规划的最短路径对问题进行求解，得到最优解，详见附件 6。

关键词：中央空调系统；非线性拟合；最优控制策略；遗传算法；动态规划

Abstract

Central air-conditioning system has brought a comfortable living environment for humans, but it also brings enormous energy consumption. So the central air-conditioning system on the issue of energy saving has become one of the popular research.

First of all, we use MATLAB to data cleaning, data integration, data reduction and data transformation and other pre-processing steps. Then, based on the data of preprocessing, we analyze the data of each attribute and the power consumption of the system by Pearson correlation coefficient. We have a correlation coefficient greater than 0.5 attributes of the secondary correlation analysis, and the correlation coefficient of less than 0.3 attribute is the eigenvector. Finally, 10 feature vectors are extracted, see table 3.

For the model one, firstly, we analyze the chiller, cooling tower, chilled water pump and condenser water pump respectively. We establish their energy consumption model, than get the energy consumption model of the central air-conditioning system. Secondly, we get the system efficiency based on the ratio of the system energy consumption model to the system load. Finally, we conduct a *double-fold* cross validation, and found that the model fit better.

For the model two, according to the model one, we first use a single variable principle of the chilled water pump, condenser water pump and cooling tower to control the speed, respectively, to change the chilled water pump, condenser water pump and cooling tower speed. Then we change their speed, and establish the central air-conditioning system energy optimization model. The optimal control strategy of the central air conditioning system is obtained. Finally, we use the time series to predict the speed, and the forecast results see Appendix 4.

For the model three, on the basis of model one, we have the minimum total power consumption as the goal. Taking the equipment state as the decision variable, with the conservation of energy and the coupling conditions between the devices as constraints. The optimization model based on the operating parameters of the central air conditioning system is established. Import data into MATLAB, and the global optimal solution is obtained by genetic algorithm. By comparing the total power consumption and system efficiency of the system before and after optimization, we find that the model three has better optimization effect. The results are shown in Appendix 5.

For the model four, On the basis of the previous three models, we carry out sub-control of air conditioning and divide the day into 48 time periods by 0.5h as a unit measure. We virtual a starting point and end point, with the unit metric as the vertex. The time interval between the vertices as edge, the power consumed by the system between the vertices as the weight of the edge, we will then control the air conditioning system into a weighted directed graph, finally, the shortest path of dynamic programming is used to solve the problem, and the optimal solution is obtained. See Appendix 6 for details.

Key words: Central Air-conditioning System; Non - linear fitting; Optimal control strategy; Genetic Algorithm; Dynamic programming;

目 录

1. 研究意义.....	1
1.1 研究背景.....	1
1.2 研究意义.....	1
2. 研究假设.....	2
3. 变量说明.....	2
4. 数据预处理.....	2
4.1 数据预处理.....	3
4.1.1 数据清理.....	3
4.1.2 数据集成.....	5
4.1.3 数据归约.....	6
4.1.4 数据变换.....	6
4.2 特征向量的提取.....	7
4.2.1 一级相关性分析.....	7
4.2.2 二级相关性分析.....	7
4.2.3 归一化.....	7
4.3 结果.....	7
5. 建立数学模型.....	7
5.1 中央空调能耗数学模型.....	7
5.1.1 中央空调系统的冷却负载.....	8
5.1.2 冷却装置能耗模型.....	8
5.1.3 冷却塔能耗模型.....	9
5.1.4 冷凝水泵能耗数学模型.....	10
5.1.5 冷水泵的能耗模型.....	12
5.1.6 中央空调系统的能耗和效率模型.....	13
5.1.7 double-fold 交叉验证.....	13
5.2 中央空调系统能耗优化模型.....	14
5.2.1 水泵变转速的最优控制策略.....	14
5.2.2 冷却塔转速的最优控制策略.....	15
5.2.3 中央空调系统能耗优化模型.....	16
5.3 中央空调系统运行参数优化数学模型.....	19
5.3.1 目标函数的建立.....	19
5.3.2 约束条件.....	20
5.3.3 遗传算法.....	21
5.4 多阶段决策优化模型.....	23
6. 结论.....	28
参考文献.....	29

1. 研究意义

1.1 研究背景

随着信息技术的发展,经济的增长,智能建筑与能源问题成为了人们日益关注和讨论的焦点。所谓智能建筑就是在建筑环境中,利用计算机科学技术为人们提供舒适、便利等服务环境^[1]。智能建筑的飞速发展,能源消耗的问题已不可避免。而在智能建筑中,中央空调是不可或缺的重要组成部分^[2],其能耗的不断增加,也无疑是给资源的节约带来了巨大的阻力,因此对中央空调的节能降耗已经成为了智能建筑降低能耗的重要环节。

根据调查显示,中央空调所消耗的能量占总建筑能耗的 50%左右^[3],按照深圳的数据,中央空调的用电量已达到城市用电量的 29%左右^[4]。在常用的水系统的中央空调系统中系统的能耗占总能耗的 50%左右^[5]。这是由于在低负荷、低温差的状态下,系统长时间工作于低温差大流量的状态,使能量大量流失。因此,降低系统能耗,成为了节约能源的重中之重。

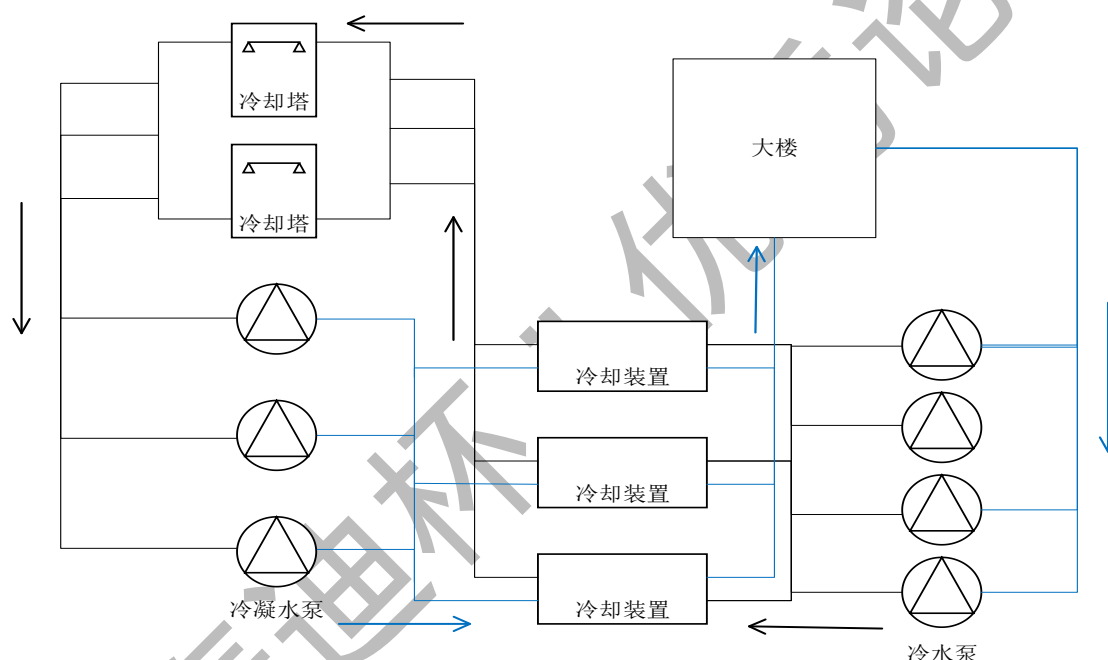


图 1 中央空调系统基本结构

1.2 研究意义

由于中央空调系统是一个复杂的系统工程,所以局部优化是不可能实现整个系统能耗最优减少,必须针对中央空调的所有部件进行考虑,对整个系统进行协调控制^[6]。

本文主要是通过对各个部件的数据和不可控变量的数据进行分析,建立可控变量与不可控变量之间的关系模型,对系统在不同运行情况下进行优化,确定其最佳工作组合,实现智能控制,为有效降低能耗提供思路。

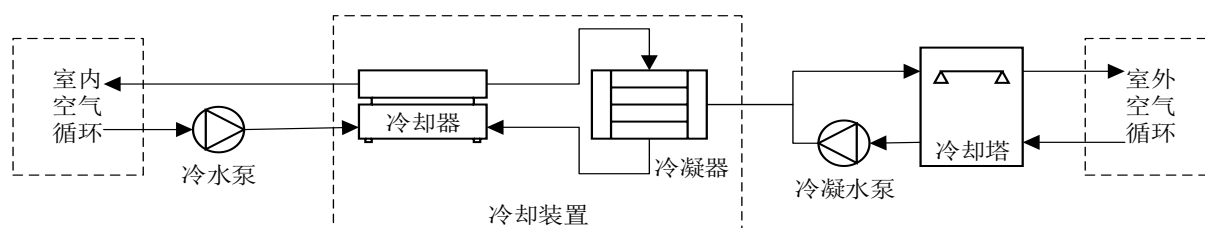


图 2 中央空调系统原理图

2. 研究假设

1. 不考虑水系统中管道的能量损耗，水的蒸发损耗；
2. 同一段管道内，水的温度不变；
3. 不考虑冷水泵和冷凝水泵做功对冷冻水温度的影响；
4. 不考虑室内家具的吸热、散热的过程；
5. 干球温度即为室外温度；
6. 所有设备在不工作时不消耗能源，并且没有损耗；
7. 所有设备在开启瞬间立刻进入最佳工作状态；

3. 变量说明

符号	意义	单位
N_1	所开冷却装置台数	台
$m_{chwsfhdr}$	流入流出冷却器的水流速度	gal/min
$T_{chwrhdr}$	流入冷却器的水温度	°C
η	系统效率的度量单位为	KW/RT
Q_e	系统负载	RT
P_{total}	系统的总耗能	KW
n_{ct}	冷却塔的转速	Hz
m_{cwrhdr}	流入冷却塔的水流速度	gal/min

其余变量在文中具体说明。

4. 数据预处理

首先对原始数据进行预处理^[7]，再对预处理后的数据采用两级相关性分析法进行特征的提取。大致过程如下图所示：

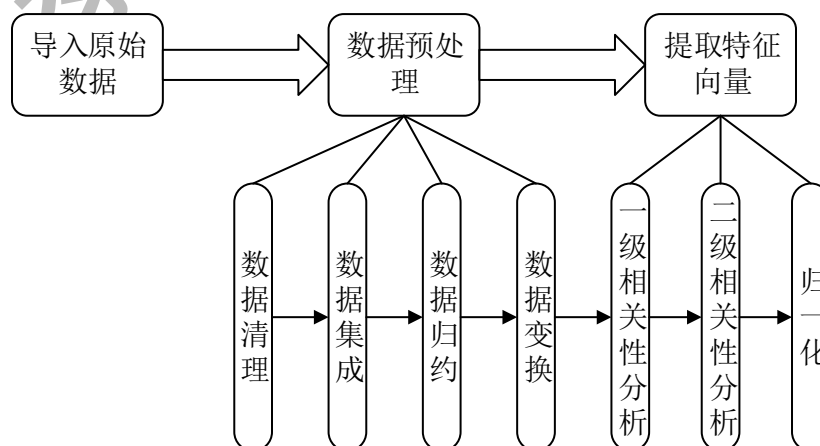


图 3 数据预处理过程

step 1: 导入数据: 将原始数据导入 MATLAB R2014a;

step 2: 数据清理: 对“脏乱”数据进行清理, 填充缺失值, 光滑噪声, 识别离群点, 纠正数据中的不一致;

step 3: 数据集成: 将局部的相关数据进行合并;

step 4: 数据归约: 采用维归约减少变量个数;

step 5: 数据变换: 利用最小-最大规范化来对原始数据进行线性变换, 将数据标准化。

step 6: 一级相关性分析: 利用皮尔森相关系数^[8]分析法判断属性之间的相关性, 筛选有用的运行参数;

step 7: 二级相关性分析: 将筛选后的运行参数进行相关性分析, 将相关性小的运行参数作为特征向量;

step 8: 归一化: 将筛选出来的特征向量进行归一化, 将数据的尺度控制在相同范围。

4.1 数据预处理

由于中央空调系统的数据受采集时间、室外温度的实时变化以及其它一些可控变量和不可控变量的影响, 使得采集的数据存在着一定的误差。如下图所示, 冷凝装置的进水温度应该大于或等于湿球温度, 因此, 应该把小于 0 的异常值剔除^[9]。

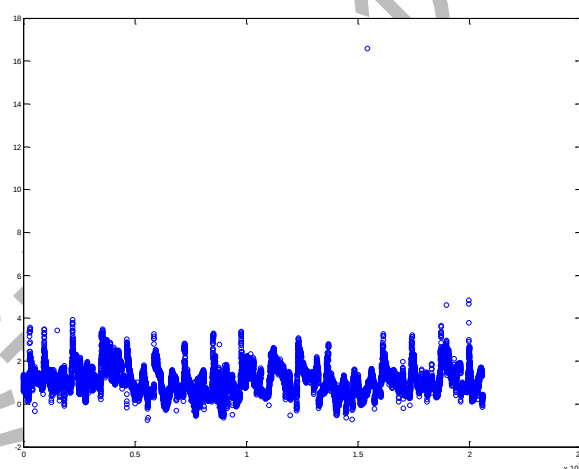


图 4 冷凝装置进水温度与湿球温度之差的数据

因此在对数据变化的特征和规律进行深入挖掘前, 我们先对已采集到的数据进行相应的预处理。在本文中, 我们对数据进行预处理^[7]主要分为四个步骤: 数据清理、数据集成、数据归约和数据变换。

4.1.1 数据清理

本文首先利用肖维勒方法^[10]剔除异常值。通过对该方法的 n 次测量结果进行分析, 如果某误差出现的次数小于半次时, 则将其剔除。按照下列近似公式, 通过 MATLAB 求解:

$$\omega = 1 + 0.4 \ln(n) \quad (1)$$

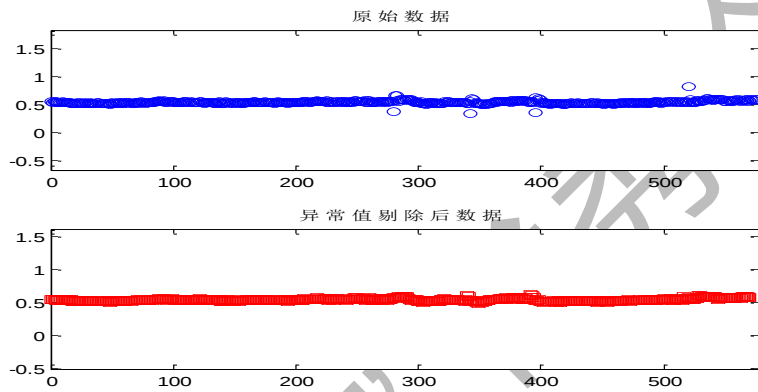
其中， ω 为肖维勒系数。

在利用该公式求解时，当测量值与平均值之差的绝对值大于标准差与肖维勒系数之积，则该测量值被剔除，即：

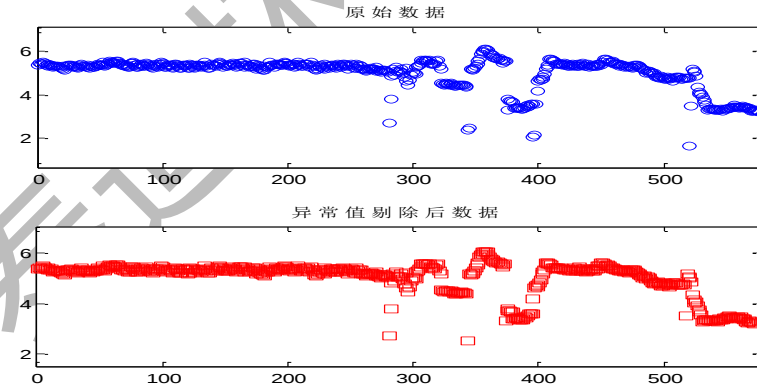
$$|x_i - \bar{x}| > \omega S_x \quad (2)$$

其中 x_i 为测量值， $\bar{x}$ 为平均值， S_x 为标准偏差。

通过 MATLAB 将部分异常数据成功剔除后，所剩下的数据详见附件 1。根据 2016 年 10 月 4 日不同时刻系统效率、流入流出冷却装置的水温差经过肖维勒方法剔除异常值后的对比图，如下图所示：



(a) 剔除异常值前后的系统效率的对比图



(b) 剔除异常值前后的水温差的对比图

图 5 剔除异常值前后部分属性的数据对比图

对中央空调数据进行去除异常值后，再利用卷积平滑原理^[11]对已经剔除后的数据进行去噪。

根据卷积平滑的基本思想，我们采用 $m-1$ 次多项式对窗口内的数据点进行拟合：

$$y = a_0 + a_1x + a_2x^2 + \cdots + a_{m-1}x^{m-1} \quad (3)$$

就有了 n 个这样的方程，构成了 n 元线性方程组。由于当 $n \geq m$ 时，次方程有解，因此选择 $n > m$ ，通过最小二乘法进行拟合确定出拟合参数，得到：

$$\begin{pmatrix} y_{-k} \\ y_{-k+1} \\ \vdots \\ y_k \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & -k & \cdots & (-k)^{m-1} \\ 1 & -k+1 & \cdots & (-k+1)^{m-1} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & k & \cdots & k^{m-1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \vdots \\ a_{k-1} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} e_{-k} \\ e_{-k+1} \\ \vdots \\ e_k \end{pmatrix} \quad (4)$$

可表示为：

$$x_{(2k+1) \times 1} = x_{(2k+1) \times 1} \cdot a_{k \times 1} + e_{(2k+1) \times 1} \quad (5)$$

其中， a 为拟合参数， x 为测试点数据。

根据公式(5)可以求得 a 的最小二乘解为：

$$\bar{a} = (x^T \cdot x)^{-1} \cdot x^T \cdot y \quad (6)$$

y 的滤波值 $\bar{y}$ 为：

$$\bar{y} = x \cdot a \quad (7)$$

最后将中央空调系统的数据导入 MATLAB 中运用卷积平滑将室外温度、冷却装置功率、冷水泵功率、冷凝水泵功率、冷却塔等可控变量和不可控变量数据进行去噪。去噪后部分结果以 2016 年 10 月 4 日不同时刻的数据为例，如下图所示：

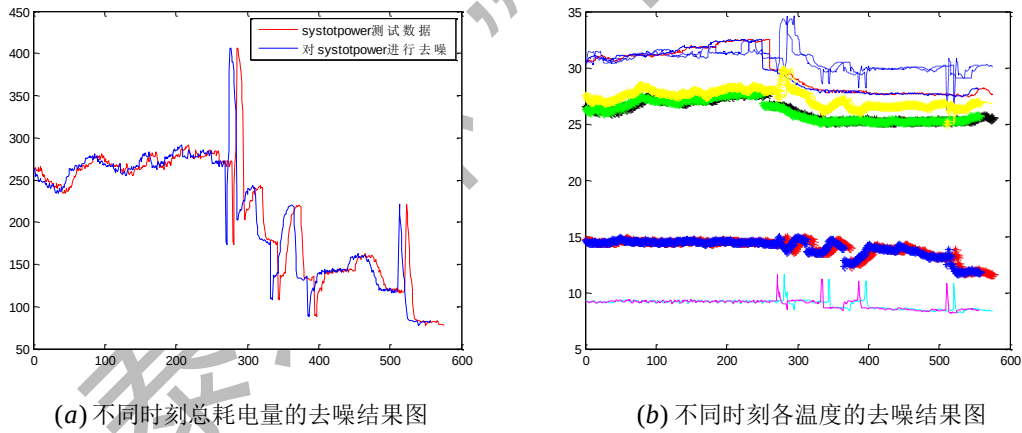


图 6 部分属性的数据去噪后结果图

4.1.2 数据集成

对于题目中采集到的有关中央空调系统的大量数据，考虑到有些数据的属性可能是由另一个或一组数据的属性导出，因此我们采用了皮尔森相关系数^[8]来反应两个变量之间的相关性。

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 (y_i - \bar{y})^2}} \quad (8)$$

r 为皮尔森相关系数，其相关程度如下表 1 所示。 x_i, y_i 分别表示两个运行参数的数据， n 为样本数目。

表 1 相关系数 r 的相关程度

$ r $	0	0~0.3	0.3~0.5	0.5~0.8	0.8~1
相关程度	无相关	微相关	实相关	显著相关	高度相关

绝对值越接近 1，运行参数的相关程度越密切，越接近 0 则相关程度越低。根据研究^[12]，当 $|r|$ 大于 0.5 表明两个参数显著相关，当 $|r|$ 小于 0.3 表明微相关。

4.1.3 数据归约

由于中央空调系统数据集的属性非常多，鉴于相互间集成得出各属性之间的相关系数，利用维归约去掉无关的属性，减少数据挖掘的处理量。采用回归分析的方法，删除不相关的属性。以中央空调系统能耗与冷水泵转速、流入流出冷却装置的水温差、冷凝水泵转速、冷却塔风扇转速以及流入流出冷凝装置的水温差的关系为例，通过 SPSS 进行回归分析，得出结果如下图所示：

表 2 各属性之间的相关性

	systotpower	chwp_pc	cwp_pc	ct_pc	dch	cwrhdr	cwshdr
systotpower	1.000	0.587	0.691	0.835	0.632	0.815	0.868
chwp_pc	0.587	1.000	0.767	0.633	0.501	0.406	0.428
cwp_pc	0.691	0.767	1.000	0.731	0.633	0.444	0.607
ct_pc	0.835	0.633	0.731	1.000	0.405	0.686	0.683
dch	0.632	0.501	0.633	0.405	1.000	0.429	0.405
cwrhdr	0.815	0.406	0.444	0.686	0.429	1.000	0.876
cwshdr	0.868	0.428	0.607	0.683	0.405	0.876	1.000

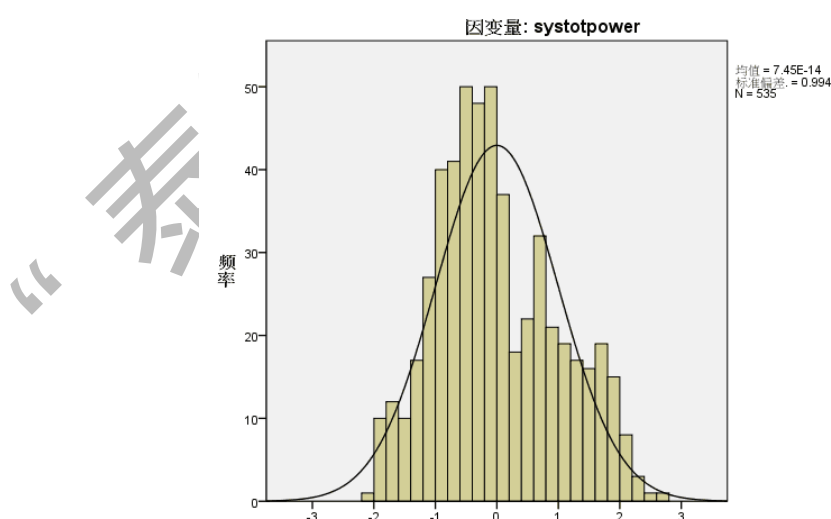


图 7 回归化标准残差直方图

根据上面结果可知，数据集成后得出的结果是可靠的。

4.1.4 数据变换

为了避免对度量单位选择的依赖性，本文通过最下-最大规范化来对原始数据进行线性变换，把属性 A 的值 v_i 映射到区间 $[new_min A, new_max A]$ ，使数据规范化。

$$v'_i = \frac{v_i - \min A}{\max A - \min A} (new_max A - new_min A) + new_min A \quad (9)$$

其中， v'_i 表示映射的值。利用 MATLAB 将数据进行变换后的结果详见附件 2。

4.2 特征向量的提取

4.2.1 一级相关性分析

根据数据集成，利用皮尔森相关系数^[8]分析预处理后的数据的属相与系统的输出功率的相关性，筛选出对输出功率有显著相关 ($|r| > 0.5$) 的运行参数。

经过 MATLAB 求解后，得出了各属性之间的相互关系。从结果可以看出，中央空调系统的能耗与冷水泵转速、流入冷却装置的水温差、冷凝水泵转速、冷却塔风扇转速以及流入、流出冷凝装置的水温差存在很强的相关性，详见附件 3。

4.2.2 二级相关性分析

由于中央空调系统是一个强耦合系统，所以通过一级相关性分析所筛选出来的运行参数之间也可能存在相关性。所以，本文对筛选出的运行参数利用皮尔森相关系数进行二级相关性分析，并将微相关 ($|r| < 0.3$) 的运行参数作为特征向量。

4.2.3 归一化

为了降低计算的复杂度，本文对特征向量采取归一化处理，将他们的数据标准化，控制在一定范围内。

$$x^* = \frac{x - x_{\min}}{x_{\max} - x_{\min}} \quad (10)$$

其中， x^* 为归一化后的数值， x 为特征向量的数值， $x_{\min}$ 、 $x_{\max}$ 分别为特征向量中的最小值和最大值。

4.3 结果

将预处理后的数据进行一级相关性分析，将每个特征与系统输出功率进行相关性分析，提取出了 25 个属性，再将这个 25 个属性之间分别进行二级相关性分析，剔除相关系数 $|r| > 0.3$ 的属性，获得 10 个特征向量，这 10 个特征向量如下表示：

表 3 提取出的特征向量

chwshdr	cwrhdr	ch1kw	ch2kw	chwp1kw	chwp2kw	ch1stat	chwp1stat	chwp_pc	dch
---------	--------	-------	-------	---------	---------	---------	-----------	---------	-----

5. 建立数学模型

5.1 中央空调能耗数学模型

中央空调系统的能耗主要是由冷却装置、冷却塔、冷凝水泵和冷水泵这四部分耗能

构成，所以对于中央空调系统能耗的探讨，我们只讨论这四部分。

5.1.1 中央空调系统的冷却负载

中央空调系统的冷却负载主要是由冷却装置产生，包括冷凝器和冷却器，其中主要与流入流出冷却装置的温差和水流速度有关^[13]。

因此冷却器 Q_{e_chw} 的冷却负载为：

$$Q_{e_chw} = \alpha_1 \times m_{chwsfhdr} \times (T_{chwrhdr} - T_{chwshdr}) \quad (11)$$

冷凝器的冷却负载 Q_{e_cw} 为：

$$Q_{e_cw} = \alpha_2 \times m_{cwsfhdr} \times (T_{cwrhdr} - T_{cwshdr}) \quad (12)$$

其中， $m_{chwsfhdr}$ 为流入流出冷却器的水流速度， $m_{cwsfhdr}$ 为流入流出冷凝器的水流速度， $T_{chwrhdr}$ 为流入冷却器的水温度， $T_{chwshdr}$ 为流出冷却器的水温度， T_{cwrhdr} 为流入冷凝器的水流速度， T_{cwshdr} 为流出冷凝器的水流速度。

所以，系统负载 Q_e 为冷却器负载和冷凝器负载之和：

$$Q_e = \beta_0 Q_{e_chw} + \beta_1 Q_{e_cw} + \beta_2 \quad (13)$$

根据所给数据，拟合出系数 $\beta_0 = 0.2384$ ， $\beta_1 = 0.0707$ ， $\beta_2 = 0.0037$ 。

中央空调系统的负载如下：

$$Q_e = 0.2384 Q_{e_chw} + 0.0707 Q_{e_cw} + 0.0037 \quad (14)$$

系统的置信区间（置信水平，0.05）和统计检验量如下表所示：

表 4 置信水平和统计检验量

参数	置信区间	R^2	F	p	s^2
β_0	[0.0312 0.5080]	0.9998	3.8272×10^6	0	5.3007
β_1	[0.0693 0.0720]				
β_2	[0.0025 0.004]				

由上表可知，拟合效果较好。

5.1.2 冷却装置能耗模型

冷却装置是中央空调系统耗能最大的设备，它包括冷却器和冷凝器。它的能耗主要与经过冷凝器前后的水温、经过冷却器前后的水温和实际冷却负载有关^[14]，根据公式(11)、(12)，得到：

$$P_{ch} = f(Q_e, \Delta T_{condenser}, \Delta T_{cooler}) \quad (15)$$

其中， P_{ch} 为冷却装置的消耗功率， Q_e 为冷却装置的制冷量， $\Delta T_{condenser} = T_{cwrhdr} - T_{cwshdr}$ ， $\Delta T_{cooler} = T_{chwrhdr} - T_{chwshdr}$ 。

对于多台冷却装置的冷却效果图和冷却装置台数关系如下所示：

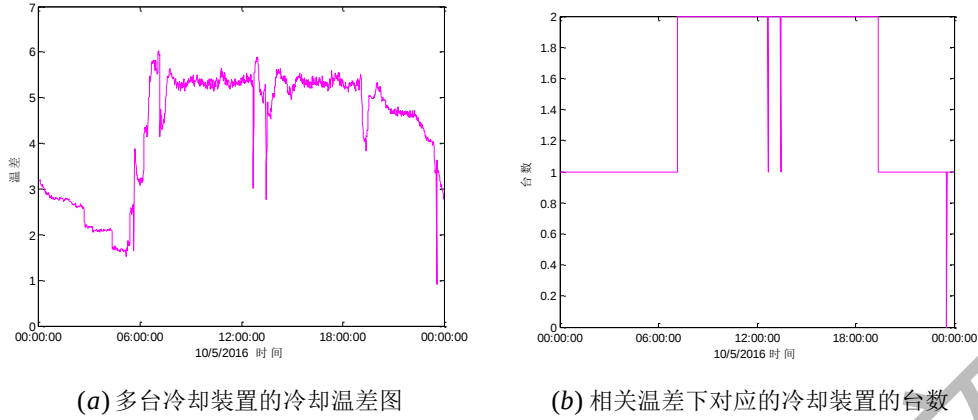


图 8 不同台数下的冷却装置的冷却效果

根据上图，发现冷却装置的开启的台数越多，冷却温差越大，冷却效果越好。温差与台数呈正相关，拟合后：

$$y = 2x \quad (16)$$

多台冷却装置一起运行时的总能耗模型为：

$$P_{ch_total} = a_0 + a_1 \times (T_{cwshdr} - T_{chwshdr}) + a_2 (T_{cwshdr} - T_{chwshdr})^2 + a_3 Q_e + a_4 Q_e^2 \quad (17)$$

其中， T_{cwshdr} 为流入冷凝装置的水温， $T_{chwshdr}$ 为流出冷却装置的水温。 a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 分别为拟合系数，且 $a_0 = -1855.0$ ， $a_1 = 320.5$ ， $a_2 = -10.3$ ， $a_3 = -2.5$ ， $a_4 = 0.00047$ 。

多台冷却装置的总能耗模型为：

$$P_{ch_total} = -1855 + 320.5(T_{cwshdr} - T_{chwshdr}) - 10.3(T_{cwshdr} - T_{chwshdr})^2 - 2.5Q_e + 0.00047Q_e^2 \quad (18)$$

5.1.3 冷却塔能耗模型

冷却塔是中央空调中的散热设备，主要是通过水与空气接触进行热交换。因此湿球温度、冷却水的流量、冷却水入口温度、空气流量是影响它的主要因素。可以通过控制冷却塔风扇的转速来调节空气的流量，空气流量越大，冷却塔的输出功率就越大，由此可知，空气流量与输出功率具有单调性^[15]。

根据冷却塔功率、冷却水流量、温差、转速的数据，可知其关系如下图所示：

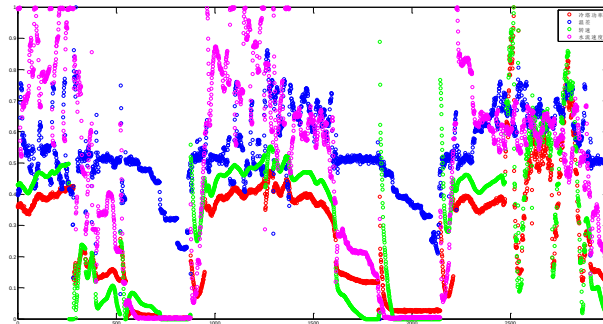


图 9 四种数据之间的关系图

根据上图，可以发现这四种数据之间具有正相关性，因此可以利用数值拟合的方式建立冷却塔风扇的功率^[16]模型：

$$P_{ct} = f(m_{cwrhdr}, \Delta T_{condenser}, n_{ct}) \quad (19)$$

其中， m_{cwrhdr} 为流入冷却塔的水流速度，即流出冷凝器的水流速度， n_{ct} 为冷却塔的转速。

根据数据进行非线性拟合得到：

$$P_{ct} = \beta_3 + \beta_4 m_{cwrhdr} + \beta_5 n_{ct} + \beta_6 \Delta T_{condenser} \quad (20)$$

其中， $\beta_3, \beta_4, \beta_5, \beta_6$ 为回归系数。

用所给数据进行线性拟合得到模型为：

$$P_{ct} = -36.07 + 1.43 m_{cwrhdr} + 1.15 n_{ct} + 0.003 \Delta T_{condenser} \quad (21)$$

系统的置信区间（置信水平，0.05）和统计检验量如下表所示：

表 5 置信水平和统计检验量

参数	置信区间	R^2	F	p	s^2
β_3	[-36.9681 -35.1914]	0.8942	8.4336×10^3	0	5.9719
β_4	[1.2352 1.6263]				
β_5	[1.1198 1.1870]				
β_6	[0.0028 0.0032]				

根据上表可以看出，拟合效果较好。

5.1.4 冷凝水泵能耗数学模型

冷凝水泵是中央空调外循环（冷却水循环）的重要耗能部件，它的频率是可以调节的，频率范围 30Hz ~ 50Hz，转速的改变会导致冷却水的流量和温度变化^[17]，故冷却塔的能耗与转速有关，流量与转速有关，因此模型为：

$$P_{cwp} = f(m_{cwsfhdr}) \quad (22)$$

$$m_{cwsfhdr} = f(n_{cwp}, N_3) \quad (23)$$

其中， P_{cwp} 为冷凝水泵消耗功率， n_{cwp} 为冷却塔转速， $m_{cwsfhdr}$ 为流入流出冷凝水泵的水流速度， N_3 为冷凝水泵所开台数，本文中 $N_3 \leq 3$ 。

将冷凝水泵台数与冷凝水泵转速和水流速度进行拟合，得到如下图所示：

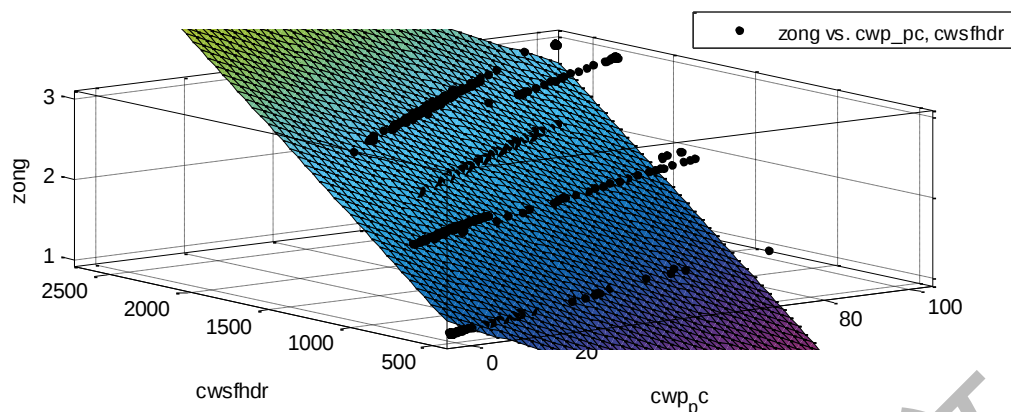


图 10 冷凝水泵台数拟合结果

拟合结果为:

$$N_3 = 0.3578 - 0.02429 \times n_{cwp} + 0.001802 \times m_{cwsfhdr} \quad (24)$$

其中, N_3 为冷凝水泵台数, 且 $N_3 \leq 3$ 。

根据所给的能耗相关数据进行非线性拟合得到如下图所示:

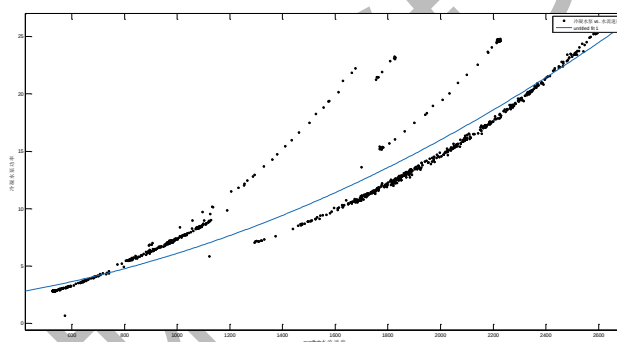


图 11 冷凝水泵能耗拟合图

其拟合结果为:

$$P_{cwp} = \alpha_3 m_{cwsfhdr}^2 + \alpha_4 m_{cwsfhdr} + \alpha_5 \quad (25)$$

其中, $\alpha_3, \alpha_4, \alpha_5$ 为回归系数。

根据数据, 拟合得到:

$$P_{cwp} = 2.663 \times 10^{-6} m_{cwsfhdr}^2 + 0.00189 m_{cwsfhdr} + 1.561 \quad (26)$$

系统的置信区间 (置信水平, 0.05) 和统计检验量如下表所示:

表 6 置信水平和统计检验量

参数	置信区间	R^2	RMSE	SSE
α_3	$[2.398 \times 10^{-6} \quad 2.928 \times 10^{-6}]$	0.9364	1.771	4022
α_4	$[0.001116 \quad 0.002664]$			
α_5	$[1.091 \quad 2.031]$			

根据上表可以看出，拟合效果较好。

5.1.5 冷水泵的能耗模型

同外部冷却水循环一样，内循环（冷冻水循环）的频率也是可以在 30Hz ~ 50Hz 范围内调节的,转速的改变会导致冷却水的流量和温度变化^[17]，故冷却塔的能耗与转速有关，流量与转速有关，因此模型为：

$$P_{chwp} = f(m_{chwsfhdr}) \quad (27)$$

$$m_{chwsfhdr} = f(n_{chwp}, N_2) \quad (28)$$

其中， P_{chwp} 为冷凝水泵消耗功率， n_{chwp} 为冷水泵的转速， $m_{chwsfhdr}$ 为流入流出冷水泵的水流速度， N_2 为冷水泵所开台数，本文中 $N_2 \leq 4$ 。

将冷水泵台数台数，冷水泵转速和水流速度进行拟合，得到如下图所示：

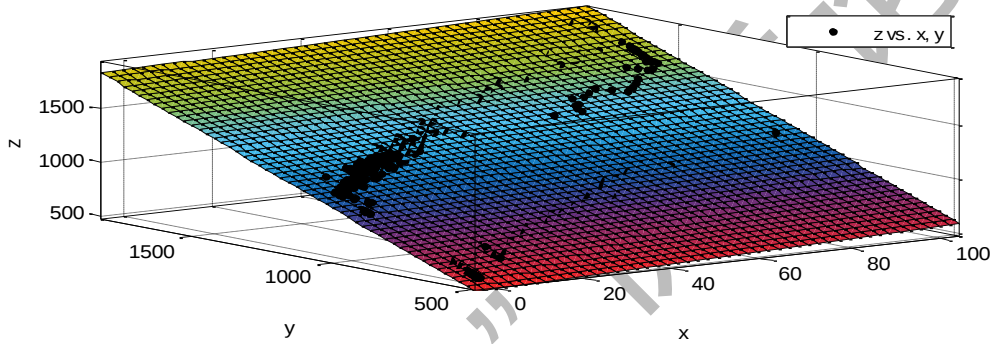


图 12 冷水泵台数拟合结果

其拟合结果为：

$$N_2 = 0.1096 + 0.9996 \times n_{chwp} + 1.002 \times m_{chwsfhdr} \quad (29)$$

其中， N_2 为冷水泵台数，且 $N_2 \leq 4$ 。

根据所给的能耗相关数据进行非线性拟合得到如下图所示：

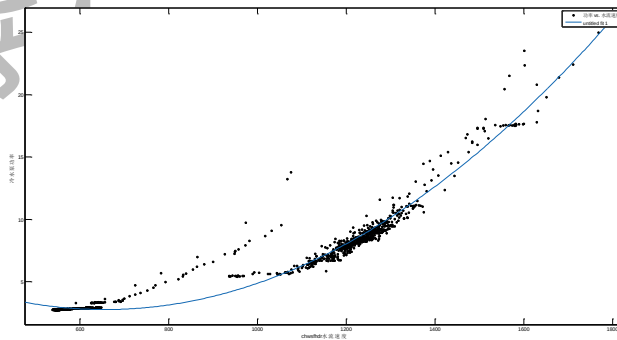


图 13 冷水泵能耗拟合图

拟合得到：

$$P_{chwp} = \alpha_6 m_{chwsfhdr}^2 + \alpha_7 m_{chwsfhdr} + \alpha_8 \quad (30)$$

其中, $\alpha_6, \alpha_7, \alpha_8$ 为回归系数。

根据数据, 拟合得到:

$$P_{chwp} = 1.783 \times 10^{-5} m_{cws}^2 - 0.0234 m_{cws} + 10.45 \quad (31)$$

系统的置信区间 (置信水平, 0.05) 和统计检验量如下表所示:

表 7 置信水平和统计检验量

参数	置信区间	R^2	RMSE	SSE
α_6	$[1.729 \times 10^{-5} \quad 1.837 \times 10^{-5}]$	0.9652	0.7196	664.4
α_7	$[-0.02442 \quad -0.02237]$			
α_8	$[10.01 \quad 10.88]$			

根据上表可以看出, 拟合效果较好。

5.1.6 中央空调系统的能耗和效率模型

将上述能耗相加即可得带中央空调系统的能耗模型为:

$$P_{total} = P_{ch} + P_{chwp} + P_{cwp} + P_{ct} \quad (32)$$

其中 P_{ch} 为冷却装置功率, P_{chwp} 为冷水泵功率, P_{cwp} 为冷凝水泵功率, P_{ct} 为冷却塔功率。

系统效率为:

$$\eta = \frac{P_{total}}{Q_e} \quad (33)$$

5.1.7 double-fold 交叉验证

将原始数据集均分为两份^[7]: 一份作为训练集, 即 trainingSet, 另一份作为测试集, 即 testingSet, 然后用训练集训练, 用测试集验证。之后再将训练集作为测试集, 测试集作为训练集进行一次迭代, 将两次所得的系统总耗电量和系统效率误差和作为总体数据的预测误差。

误差图如下所示:

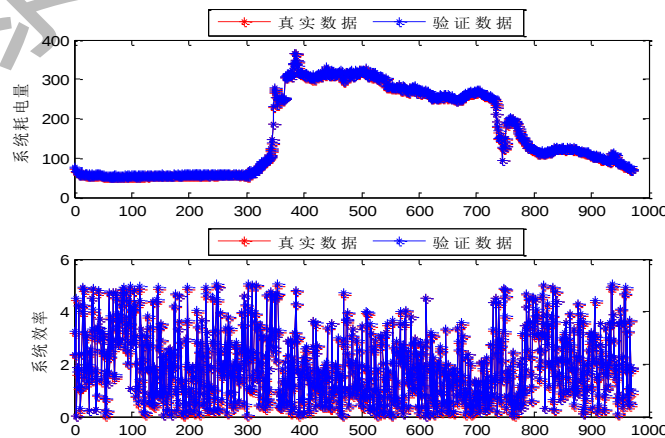


图 14 交叉验证误差图

其中，耗电量误差为 3.54，系统效率误差为 0.0125，可以看出，误差较小，模型效果较好。

5.2 中央空调系统能耗优化模型

中央空调系统受室外温度、湿度和自身运行工况等共同的影响，较为复杂。首先确定分析方法，即：在不同的室外气象条件下分析比较各个冷水泵、冷凝水泵以及冷却塔风扇的转速。确定冷水泵、冷凝水泵以及冷却塔风扇在何种转速下使得整个系统节能效果最优，即能耗最低。

为了测试不同的控制策略对系统能效的影响，对冷却塔风机与水泵的调节方式^[18]采用了如下组合：

- a. 改变水泵转速，冷却塔风扇转速不变；
- b. 改变冷却塔风扇转速，水泵转速不变；
- c. 同时改变水泵与冷却塔风扇的转速。

根据上述三种控制策略，为了使系统能耗量最小，系统效率最高，我们在建立优化模型时考虑了水泵和冷却塔两部分。若这两部分的能耗分别达到最小，效率又分别达到最高，则系统的总能耗量最低，系统效率也最高。因此根据对水泵和冷却塔转速的控制，我们提出了基于水泵变转速和冷却塔变转速的两个最优控制策略。

5.2.1 水泵变转速的最优控制策略

根据模型一拟合出的冷水泵转速、水流速度与冷水泵台数之间的关系以及水泵功率和水流速度的关系，结合公式(29)和(30)，可以得出冷水泵功率、冷水泵转速以及冷水泵台数的公式为：

$$P_{chwp} = b_0 + \mu \times b_1 + \mu^2 \times b_2 \quad (34)$$

$$\mu = \frac{N_2 - (0.1096 - 0.996 \times n_{chwp})}{1.002} \quad (35)$$

其中， b_0, b_1, b_2 分别为拟合系数，且 $b_0 = 73.3336$ ， $b_1 = -0.1841$ ， $b_2 = 1.0938 \times 10^{-4}$ 。

我们以冷水泵功率 P_{chwp} 最小为目标，冷水泵转速、冷水泵的水流速度、流入流出冷却装置的水温差、流入流出冷凝装置的水温差为约束条件，建立出如下所示的冷水泵优化模型：

$$\min P_{chwp} = b_0 + \mu \times b_1 + \mu^2 \times b_2 \quad (36)$$

$$s.t. \begin{cases} m_{chwsfhdr, \min} \leq m_{chwsfhdr} \leq m_{chwsfhdr, \max} \\ n_{chwp, \min} \leq n_{chwp} \leq n_{chwp, \max} \\ T_{chwrhdr, \min} \leq T_{chwrhdr} \leq T_{chwrhdr, \max} \end{cases} \quad (37)$$

其中， $\mu = \frac{N_2 - (0.1096 - 0.996 \times n_{chwp})}{1.002}$ 。

$m_{chwsfhdr, \max}$ 、 $m_{chwsfhdr, \min}$ 分别为冷水泵水流速度的上下线， $n_{chwp, \max}$ 、 $n_{chwp, \min}$ 分别为冷

水泵转动速度的上下限, $T_{chwrhdr,max}$ 、 $T_{chwrhdr,min}$ 为冷冻水供水温度的上下限。为了不影响热交换的效率以及用户的舒适程度, $T_{chwrhdr}$ 也不能太低, 不能太高。

同理, 冷凝水泵的功率、冷凝水泵转速以及冷凝水泵台数的关系, 可结合公式(24)和(26)得:

$$P_{cwp} = 2.663 \times 10^{-6} (\nu)^2 + 0.00189\nu + 1.561 \quad (38)$$

$$\nu = \frac{N_3 - (0.3578 - 0.02429 \times n_{cwp})}{0.001802} \quad (39)$$

其中, P_{cwp} 为冷凝水泵的功率, n_{cwp} 为冷凝水泵的转速, N_3 为冷凝水泵的所开台数。

以冷凝水泵的功率最小为目标, 冷凝水泵转速、冷凝水泵的水流速、流入流出冷凝装置的水温差为约束条件, 建立冷凝水泵优化模型:

$$P_{cwp} = 2.663 \times 10^{-6} (\nu)^2 + 0.00189\nu + 1.561 \quad (40)$$

$$s.t. \begin{cases} m_{cwsfhdr,min} \leq m_{cwsfhdr} \leq m_{cwsfhdr,max}, \\ n_{cwp,min} \leq n_{cwp} \leq n_{cwp,max}, \\ T_{cwshdr,min} \leq T_{cwshdr} \leq T_{cwshdr,max}. \end{cases} \quad (41)$$

$$\text{其中, } \nu = \frac{N_3 - (0.3578 - 0.02429 \times n_{cwp})}{0.001802};$$

$m_{cwsfhdr,max}$ 、 $m_{cwsfhdr,min}$ 分别为冷凝水泵水流速度的上下线, $n_{cwp,max}$ 、 $n_{cwp,min}$ 分别为冷凝水泵转动速度的上下限, $T_{cwshdr,max}$ 、 $T_{cwshdr,min}$ 为冷凝水供水温度的上下限。为了不影响热交换的效率以及用户的舒适程度, T_{cwshdr} 也不能太低, 不能太高。

5.2.2 冷却塔转速的最优控制策略

根据模型一拟合出的冷却塔风扇转速与功率的关系可知, 冷却塔风扇转速、水流速度以及冷却塔设备状态存在着强相关性, 由此, 通过 MATLAB 拟合出他们之间的关系为:

$$m_{chwsfhdr} = 12.37 \times n_{ct} + 216 \times N_4 + 238.4 \quad (42)$$

冷却塔风扇转速。冷却水流速度与冷却塔所开的台数之间的关系如下图所示:

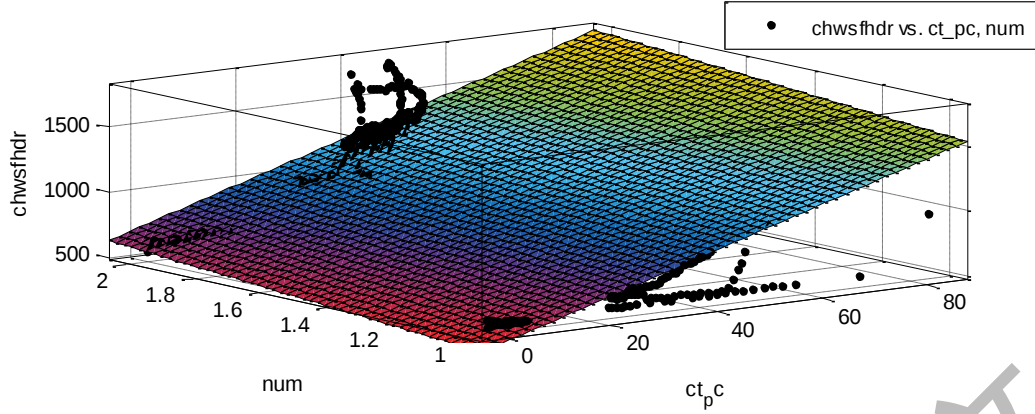


图 15 冷却塔所开台数拟合效果

以冷却塔功率最小为目标，冷却塔风扇转速、以及水温差为约束条件建立冷却塔优化模型：

$$\min P_{ct} = c_0 + c_1 \times (12.37 \times n_{ct} + 216 \times N_4 + 238.4) + c_2 N_4 + c_3 \Delta T_{condenser} \quad (43)$$

$$s.t. \begin{cases} 25\text{Hz} \leq n_{ct} \leq 50\text{Hz} \\ T_{cwshdr,min} \leq \Delta T_{condenser} \leq T_{cwshdr,max} \end{cases} \quad (44)$$

其中， $\Delta T_{condenser} = T_{cwrhdr} - T_{cwshdr}$ ， c_0, c_1, c_2, c_3 分别为拟合系数，且 $c_0 = -36.07$ ， $c_1 = 1.43$ ， $c_2 = 1.15$ ， $c_3 = 0.003$ 。 $T_{cwshdr,min}$ 为冷却水供水温度的最小值，一般来说，不会低于环境的湿球温度， $T_{cwshdr,max}$ 为冷却水供水温度的最大值，在本文中，不高于干球温度。

5.2.3 中央空调系统能耗优化模型

由上述水泵变转速最优控制策略下得到的水泵功率和冷却塔变转速最优控制策略下得到的冷却塔功率。再以中央控制系统总能耗最小为目标，以水泵的转速和冷却塔风扇转速为约束条件，建立系统能耗优化模型：

$$\begin{aligned} \min P_{total} &= \min(P_{chwp} + P_{cwp} + P_{ct}) \\ &= \min[73.3336 + \mu \times (-0.1814) + \mu^2 \times (1.0938 \times 10^{-4}) \\ &\quad + 2.663 \times 10^{-6} (\nu)^2 + 0.00189\nu + 1.561 \\ &\quad - 36.07 + 1.43 \times (12.37 \times n_{ct} + 216 \times N_4 + 238.4) \\ &\quad + 1.15 \times N_4 + 0.003 \Delta T_{condenser}] \end{aligned} \quad (45)$$

$$s.t. \begin{cases} m_{chwsfhdr,min} \leq m_{chwsfhdr} \leq m_{chwsfhdr,max} \\ n_{chwp,min} \leq n_{chwp} \leq n_{chwp,max} \\ T_{chwrhdr,min} \leq T_{chwrhdr} \leq T_{chwrhdr,max} \\ T_{cwshdr,min} \leq \Delta T_{condenser} \leq T_{cwshdr,max} \\ 25\text{Hz} \leq n_{ct} \leq 50\text{Hz} \end{cases} \quad (46)$$

$$\text{其中, } \mu = \frac{N_2 - 0.1096 - 0.996 \times n_{chwp}}{1.002}, \quad \nu = \frac{N_3 - (0.3578 - 0.02429 \times n_{cwp})}{0.001802}。$$

根据上述三种控制策略，得到这三种控制策略下的不同功耗：

表 8 不同控制策略下的能耗表

控制方式	风机功率(KW)	水泵功率(KW)	总功率(KW)
仅改变水泵转速	4.02	17.25	21.27
仅改变冷却塔风扇转速	7.11	10.73	17.84
同时改变水泵和冷却塔风扇转速	5.18	7.19	12.37

为了便于分析，将其转化为柱形图：

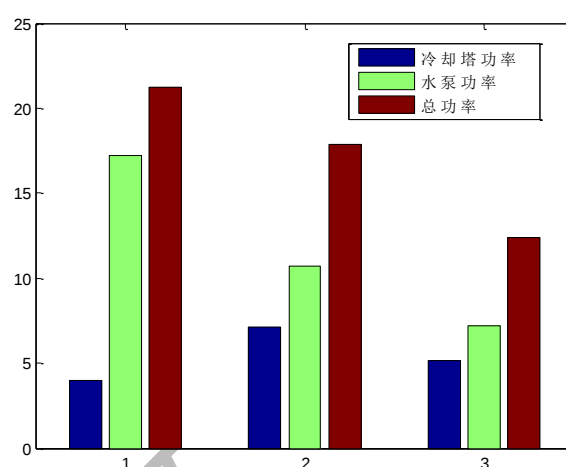


图 16 不用控制策略下的能耗图

根据上图可知，如果同时改变水泵和冷却塔的转速，比仅改变冷却塔和水泵的转速更有利。但是，只考虑水泵的能耗时，仅改变水泵的转速节能效果更加直观。由此，同时改变水泵和冷却塔风扇的转速时，节能效果较为显著，但是如果在节能效果显著的情况下，设备已超过其工作范围，那么应优先考虑改变水泵的转速。

下图为 8 万个数据的总耗电量和系统效率优化前后对比图：

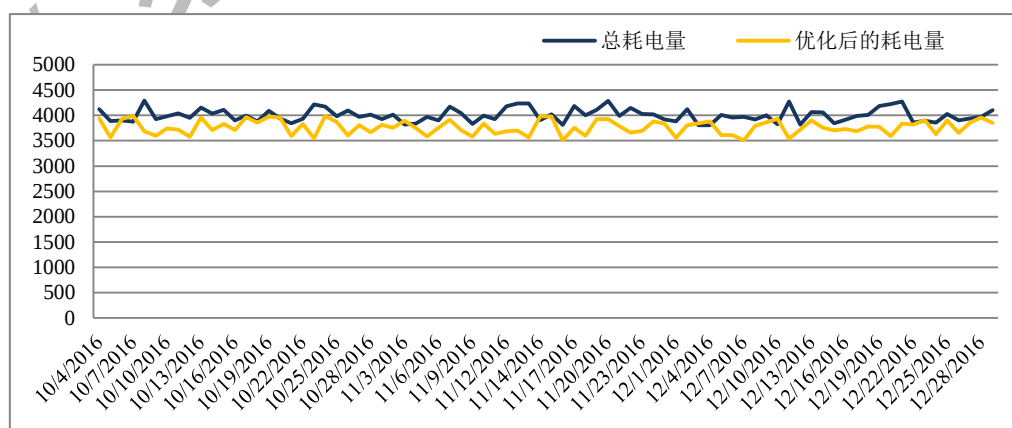


图 17 总耗电量优化前后对比图

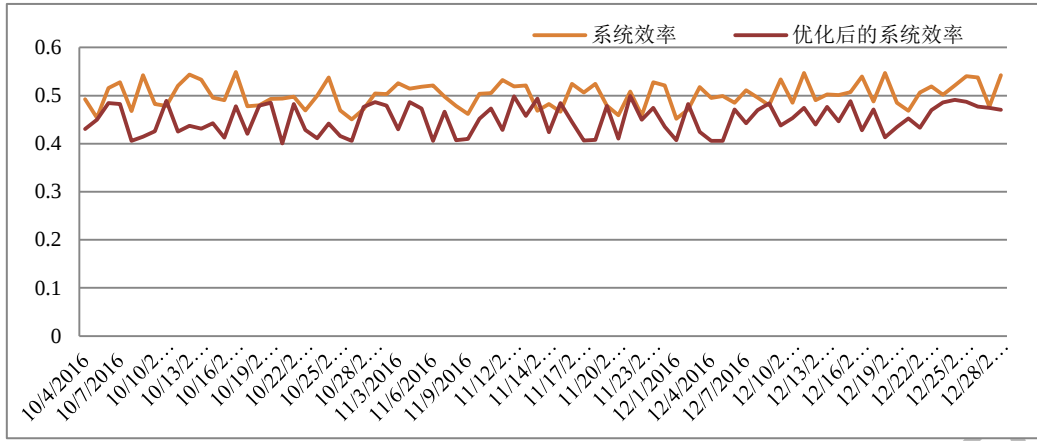


图 18 系统效率优化前后对比图

在不同时刻下水泵的转速和冷却塔风扇的转速是不同的，因此各时刻对应的功率也存在着不同。在这里，考虑时间的原因，运用时间序列对水泵和冷却塔风扇的转速以及在可控变量下的系统功率进行预测。以 2016 年 10 月 15 日数据为例，对数据进行预处理后，利用指数平滑法，取 $b_0 = 0.2$ ， $b_1 = 0.5$ ， $b_2 = 0.8$ 进行预测，可得到冷凝水泵的初始值为：

$$n_{cwp}^{(1)} = \frac{n_{cwp,1} + n_{cwp,2}}{2} = 7.666214$$

$$\text{即 } \bar{y}_1 = n_{cwp}^{(1)} = 7.666214$$

冷水泵初始值为：

$$n_{chwp}^{(1)} = \frac{n_{chwp,1} + n_{chwp,2}}{2} = 0$$

$$\text{即 } \bar{y}_2 = n_{chwp}^{(1)} = 0$$

冷却塔初始值为：

$$n_{ct}^{(1)} = \frac{n_{ct,1} + n_{ct,2}}{2} = 7.785074$$

$$\text{即 } \bar{y}_3 = n_{ct}^{(1)} = 7.785074$$

预测模型为：

$$\bar{y}_{t+1} = a y_t + (1-a) \bar{y}_t \quad (47)$$

利用 MATLAB 计算 2016 年 10 月 15 日这一天中每一分钟的转速，得出这三者之间实际值以及指数平滑预测值，详见附件 4，部分数据预测如下图所示：

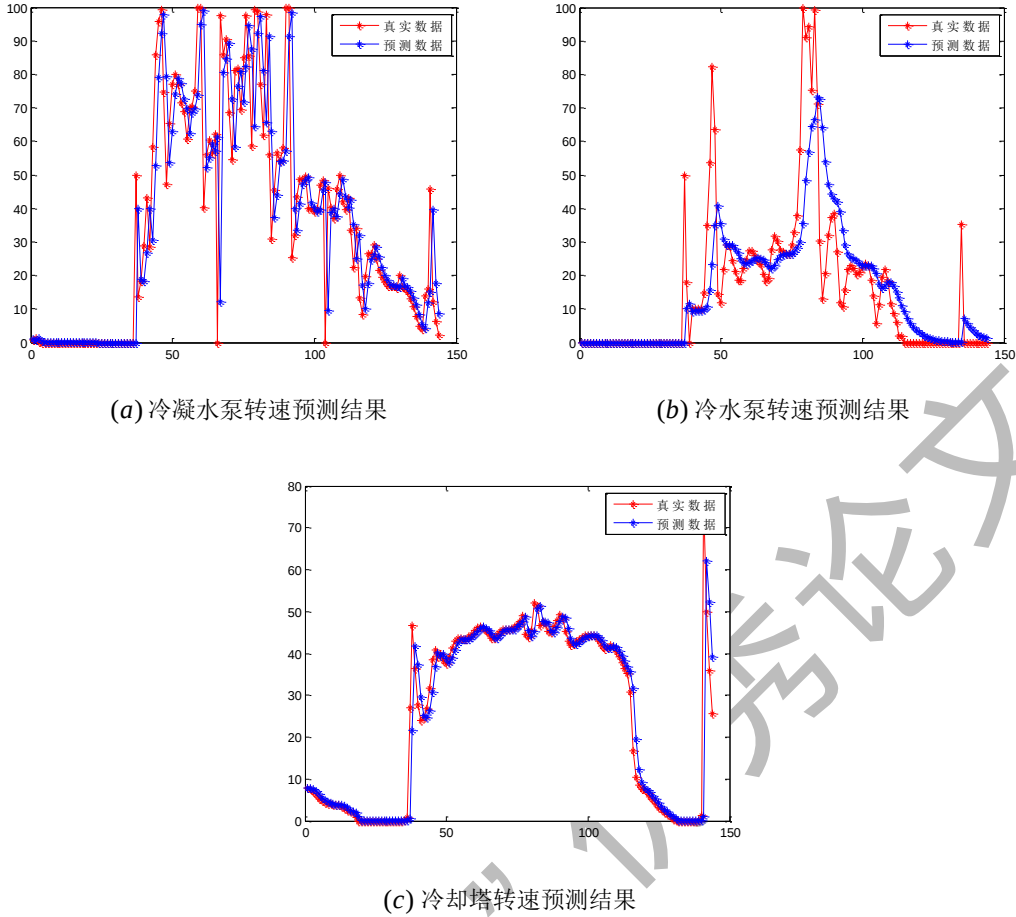


图 19 三种设备转速预测结果

从上图中的(a)、(b)、(c)可以看出，利用指数平滑法预测冷凝水泵和冷却塔的转速具有较高的准确性，其平均相对误差分别为 0.01%和 0.006%。然而对于冷水泵转速的预测的平均相对误差达到 0.2%，明显高于前两者的相对误差，但是，总体效果还是相当可观的。

由此，我们可通过该方法对其他冷却装置进行预测，也可根据当前时间序列数据预测将来各时刻的冷却泵、冷凝水泵和冷却塔的转速。

5.3 中央空调系统运行参数优化数学模型

5.3.1 目标函数的建立

设备状态的最优控制策略是在满足冷负荷的前提下，中央空调系统的总耗电量最小，系统效率最高，则优化目标为：

$$\begin{aligned} \min P_{\text{total}} = \min & \left(\sum_{x=1}^{N_1} \sum_{t=0}^{48} P_{ch}^x(t) \cdot z_i + \sum_{j=1}^{N_2} \sum_{t=0}^{48} P_{chwp}^j(t) \cdot z_i \right. \\ & \left. + \sum_{k=1}^{N_3} \sum_{t=0}^{48} P_{cwp}^k(t) \cdot z_i + \sum_{l=1}^{N_4} \sum_{t=0}^{48} P_{ct}^l(t) \cdot z_i \right) \end{aligned} \quad (48)$$

其中， P_{total} 为系统的总耗能， $P_{ch}^x(t)$ 为在 t 时刻第 x 台冷却装置的能耗， $P_{chwp}^j(t)$ ：第 j 个冷水泵

在 t 时刻的运行能耗， $P_{cwp}^k(t)$ ：第 k 个冷凝水泵在 t 时刻的运行能耗， $P_{ct}^l(t)$ ：第 l 个冷却塔在 t 时刻的运行能耗。 $N_1, N_3=1,2,3$ ， $N_2=1,2,3,4$ ， $N_4=1,2$ ， z_i 为设备的状态：

$$Z_i = \begin{cases} 1, \text{设备已开启} \\ 0, \text{设备未开启} \end{cases} \quad (49)$$

5.3.2 约束条件

- 冷却负载的约束：

中央空调的冷却负载必须满足用户的需求^[19]，所以：

$$Q_e \geq Q \quad (50)$$

其中 Q 为用户的需求负载。

- 转速约束：

水泵、风扇等转速都要在规定的范围内：

$$30 \leq n_{chwp} \leq 50 \quad (51)$$

$$30 \leq n_{cwp} \leq 50 \quad (52)$$

$$25 \leq n_{ct} \leq 50 \quad (53)$$

- 温度约束：

T_{chws} 与 T_{cws} 应该满足：

$$T_{chwrhdr, \min} \leq T_{chwrhdr} \leq T_{chwrhdr, \max} \quad (54)$$

$$T_{cwshdr, \min} \leq T_{cwshdr} \leq T_{cwshdr, \max} \quad (55)$$

$T_{cwshdr, \min}$ 为冷却水供水温度的最小值，不低于环境的湿球温度， $T_{cwshdr, \max}$ 为冷却水供水温度的最大值，不高于干球温度。 $T_{chwrhdr}$ 不能太低，不能太高。

- 各设备之间的相互约束：

在冷却装置中，冷冻水与冷却装置进行热交换，将冷却装置所产生的热量带走，因此根据能量守恒的准则^[20]，冷冻水与冷却装置的约束关系如下：

$$Q_e = m_{chwsfhdr} c (T_{chwrhdr} - T_{cwshdr}) \quad (56)$$

其中， $m_{chwsfhdr}$ 为冷冻水的速度， c 为水的比热容。

由于冷却装置产生的热量被冷却水全部带走，因此冷却装置与冷却水泵之间存在着约束关系：

$$P_{CH} + Q_e = c m_{chwsfhdr} (T_{chwrhdr} - T_{cwshdr}) \quad (57)$$

冷却水泵与冷却塔之间存在着相应的约束关系^[15]:

$$Q_e + P_{CH} = \frac{\beta_7 m_{cwrhdr}^{\beta_9}}{1 + \beta_8 \left(\frac{m_{cwrhdr}}{n_{ct}} \right)^{\beta_9}} \quad (58)$$

其中, $\beta_7, \beta_8, \beta_9$ 为拟合系数。

综上, 整个优化模型如下所示:

$$\begin{aligned} \min P_{\text{total}} = & \min \left(\sum_{x=1}^{N_1} \sum_{t=0}^{48} P_{ch}^x(t) \cdot z_i + \sum_{j=1}^{N_2} \sum_{t=0}^{48} P_{chwp}^j(t) \cdot z_i \right. \\ & \left. + \sum_{k=1}^{N_3} \sum_{t=0}^{48} P_{cwp}^k(t) \cdot z_i + \sum_{l=1}^{N_4} \sum_{t=0}^{48} P_{ct}^l(t) \cdot z_i \right) \quad (59) \\ & (N_1, N_3 = 1, 2, 3; N_2 = 1, 2, 3, 4; N_4 = 1, 2;) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{s.t.} \begin{cases} Q_e = m_{chwsfhdr} c(T_{chwrhdr} - T_{chwshdr}) \geq Q, \\ P_{CH} + Q_e = c m_{chwsfhdr} (T_{cwrhdr} - T_{cwshdr}), \\ Q_e + P_{CH} = \frac{\beta_7 m_{cwrhdr}^{\beta_9}}{1 + \beta_8 \left(\frac{m_{cwrhdr}}{n_{ct}} \right)^{\beta_9}}, \\ 30 \leq n_{chwp}, n_{cwp} \leq 50, \\ 25 \leq n_{ct} \leq 50, \\ T_{chwrhdr, \min} \leq T_{chwrhdr} \leq T_{chwrhdr, \max}, \\ T_{cwshdr, \min} \leq T_{cwshdr} \leq T_{cwshdr, \max}, \\ z_i = 0 \text{ 或 } 1. \end{cases} \quad (60) \end{aligned}$$

5.3.3 遗传算法

根据上述多个模型, 发现中央空调系统的模型具有非线性特点, 如果采用不同优化算法求解, 容易只求得局部最优解, 因此, 为了得到全局最优解, 利用遗传算法^[14]进行全局高效搜索, 对优化函数进行求解。

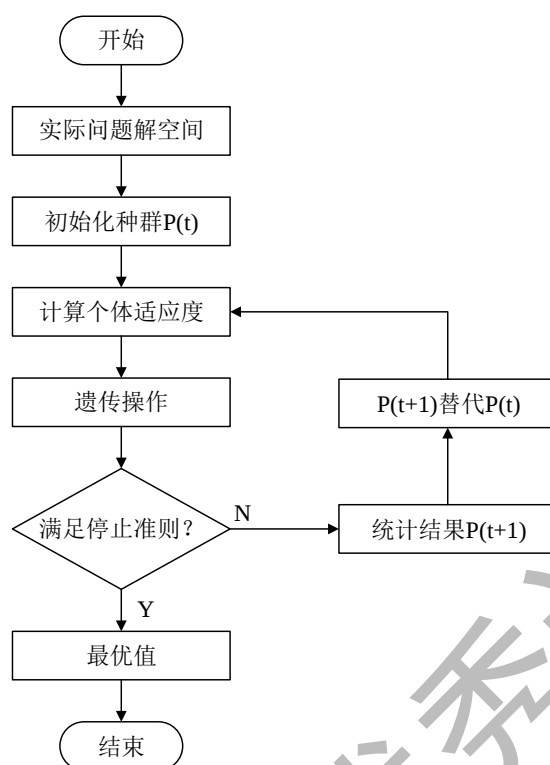


图 20 遗传算法流程图

上图为遗传算法流程图^[21]，从上图可以看出遗传算法主要有七个步骤组成：

- step 1: 初始化，位串解码得参数，计算目标函数值，再讲函数值向适应值映射，并进行调整；
- step 2: 计算个体的适应度；
- step 3: 保存最优个体；
- step 4: 遗传操作，复制，交叉和变异，并更新最优个体；
- step 5: 记录最优个体的更新情况；
- step 6: 在适应度最高的群体中，进行局部搜索，将搜索结果代替原个体；
- step 7: 判断最新结果是否满足停止准则，如果满足，得到全局最优解，否则转至 step 2。

经过遗传算法计算^[22]后的 8 万个数据结果详见附件 5，其优化前后的总耗电量和系统效率对比图，如下图所示：

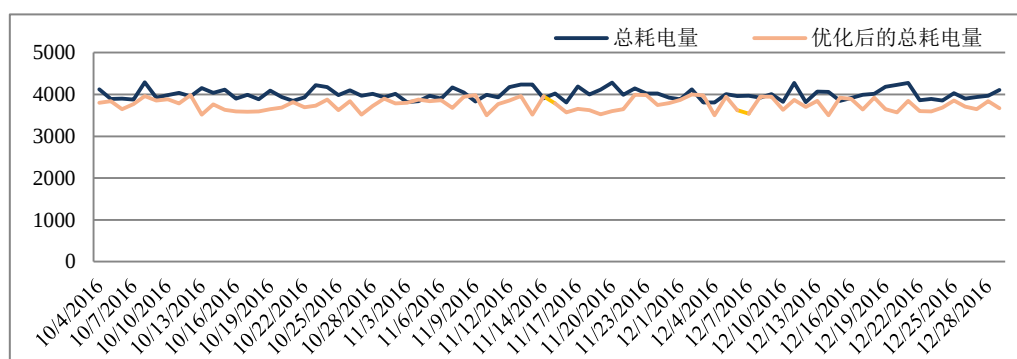


图 21 总耗电量优化前后对比图

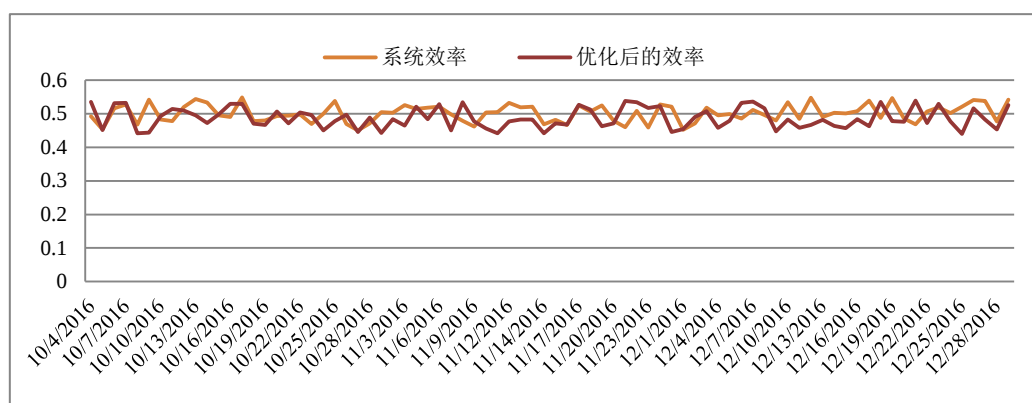


图 22 系统效率优化前后对比图

从上图可以看出，通过遗传算法求解该问题得到全局最优解，优化模型效果明显，具有较好效果。

5.4 多阶段决策优化模型

基于上述建立的所有设备状态量的最优控制的模型，根据系统设备状态变量的要求：

- (1) 每台设备在开/关以后 2 个小时以内不可以再开/关；
- (2) 每台设备每天最多只能开关 6 次；
- (3) 每台设备不能超负荷运转；
- (4) 任何时间都至少要开启一台设备。

为了达到节能以及提高系统效率的目的，将一天 24 小时对空调的控制实行分时段控制。在本文中，我们以 0.5 小时为间隔，每两小时为周期，实施对空调的控制。根据以上要求，将中央空调系统的控制转化为一个多段图的最短路径问题^[23]，利用动态规划对该系统设备状态量进行控制。

在求解该问题时，由于我们将一天以 0.5 小时为间隔分为 48 个时段，因此在求解该问题时，以这 48 个分段时间点看作有向图的顶点，各顶点之间的时间间隔看做有向图的边，各顶点之间系统消耗的功率作为边上的权值，2016 年 10 月 4 日至 2016 年 10 月 6 日个时刻系统耗电量分布图，如下图所示：

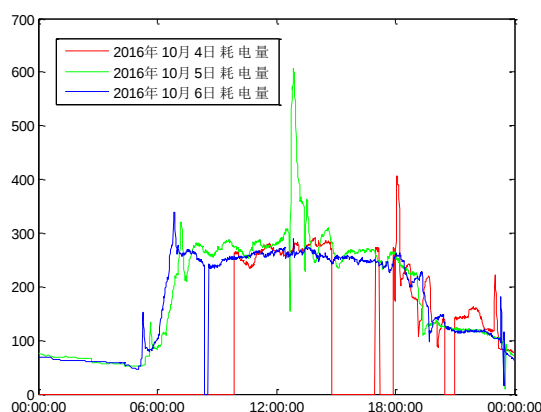


图 23 中央系统耗电量分布图

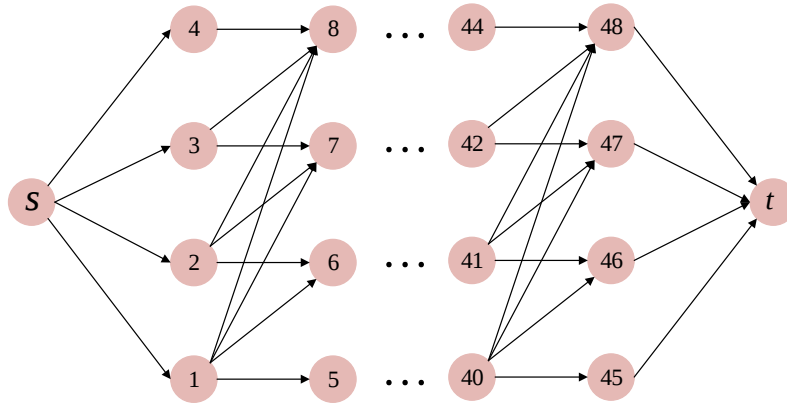


图 24 某设备某台每天工作情况的有向图

如上图所示，虚拟一个起点 s 和终点 t ，以每天的 00:00 为 1，00:30 为 2，以此类推，23:59 为 48。为了得到系统所消耗的最小功率，即为求解从顶点 s 到顶点 t 的最短路。设图 $G=(V,E)$ 是一个加权有向图， c_{uv} 表示多段图的有向边 $\langle u,v \rangle$ 上的权值，从起点 s 到终点 t 的最短路径长度记为 $d(s,t)$ 。对于问题的部分解 $d(s,v)$ ，有下式成立：

$$\begin{cases} d(s,v) = c_{sv} & (\langle s,v \rangle \in E) \\ d(s,v) = \min\{d(s,u) + c_{uv}\} & (\langle u,v \rangle \in E) \end{cases} \quad (61)$$

根据上述的递推方程，运用动态规划算法^[23]求解多段图最短路径为题的算法过程如下：

输入：多段图 $G=(V,E,W)$ ，有 k 个阶段， n 个顶点；
输出：最短路径长度及其路径 $c[n][n]$ ；
1. 循环变量 j 从 1~($n-1$) 重复进行下述操作： 1.1 考察顶点 j 的所有入边，对于边 $\langle i,j \rangle \in E$，执行下述操作： a. $cost[j] = \min\{cost[i] + c[i][j]\}$； b. $path[j] = i$ (此时 $cost[i] + c[i][j]$ 达到最小)； 1.2 $j++$； 2. 输出最短路径长度 $cost[n-1]$； 3. 循环变量 $i = path[n-1]$，直到循环到 $path[i] = 0$，输出最短路径经过的顶点 3.1 输出 $path[i]$； 3.2 $i = path[i]$；

通过上述方法可以求得中央空调系统一天内的总耗电量，再根据前面模型一、二、三中的分析，得出中央空调系统在不同时刻以及不同设备状态下的运行能耗满足：

$$\begin{aligned} \min P_{total} = & \min \left(\sum_{t=0}^{48} \sum_{x=1}^{N_1} P_{ch}^x(t) \cdot Z_x + \sum_{t=0}^{48} \sum_{j=1}^{N_2} P_{chwp}^j(t) \cdot Z_j \right. \\ & \left. + \sum_{t=0}^{48} \sum_{k=1}^{N_3} P_{cwp}^k(t) \cdot Z_k + \sum_{t=0}^T \sum_{l=1}^{N_4} P_{ct}^l(t) \cdot Z_l \right) \end{aligned} \quad (62)$$

($N_1, N_3 = 1, 2, 3$; $N_2 = 1, 2, 3, 4$; $N_4 = 1, 2$;))

$$Z_x = \begin{cases} 1, & \text{第}x\text{台冷却装置已开启} \\ 0, & \text{第}x\text{台冷却装置未开启} \end{cases} \quad (63)$$

$$Z_j = \begin{cases} 1, & \text{第}j\text{台冷水泵已开启} \\ 0, & \text{第}j\text{台冷水泵未开启} \end{cases} \quad (64)$$

$$Z_k = \begin{cases} 1, & \text{第}k\text{台冷凝水泵已开启} \\ 0, & \text{第}k\text{台冷凝水泵未开启} \end{cases} \quad (65)$$

$$Z_l = \begin{cases} 1, & \text{第}l\text{台冷却塔已开启} \\ 0, & \text{第}l\text{台冷却塔未开启} \end{cases} \quad (66)$$

P_{total} : 系统总运行能耗;

$P_{ch}^x(t)$: 第 x 个冷却装置在 t 时刻的运行能耗;

$P_{chwp}^j(t)$: 第 j 个冷水泵在 t 时刻的运行能耗;

$P_{cwp}^k(t)$: 第 k 个冷凝水泵在 t 时刻的运行能耗;

$P_{ct}^l(t)$: 第 l 个冷却塔在 t 时刻的运行能耗。

由于冷却设备的转速、水流速度以及设备开启的台数这三者之间存在着强相关性, 为了使结果更加优化, 采用控制变量法, 分别研究:

- 当设备状态不变, 水流速度与功率之间的关系;
- 当水流速度不变, 设备状态与功率之间的关系;

基于上述两个原则, 对可控变量进行了调控, 使其尽可能达到最优, 并且系统的耗电量较少, 效率较高。据此, 我们以一天内系统消耗的功率最少为目标函数, 以上述系统设备变量要求(1),(2),(3),(4)为约束条件:

关于(1)约束:

$$\begin{cases} |Z_r(t) - Z_r(t+4)| = 1, \\ Z_r(t) - Z_r(t-1) \leq 1, \quad (r = 1, \dots, 12; t = 1, \dots, 48) \\ Z_r(t) = 0 \text{ 或 } 1, \end{cases} \quad (67)$$

关于(2)约束:

$$\sum_{t=1}^{48} Z_r(t) - \sum_{t=1}^{48} Z_r(t-1) \leq 6, \quad (r = 1, \dots, 12) \quad (68)$$

关于(3)约束:

$$\begin{cases} P_{ch,min}^x \leq P_{ch}^x(t) \leq P_{ch,max}^x, \\ P_{chwp,min}^j \leq P_{chwp}^j(t) \leq P_{chwp,max}^j, \\ P_{cwp,min}^k \leq P_{cwp}^k(t) \leq P_{cwp,max}^k, \\ P_{ct,min}^l \leq P_{ct}^l(t) \leq P_{ct,max}^l, \end{cases} (\forall t \in \{1, \dots, 48\}) \quad (69)$$

关于(4)的约束:

$$\begin{cases} \sum_{x=1}^{N_1} Z_x \geq 1, (N_1 = 1, 2, 3) \\ \sum_{j=1}^{N_2} Z_j \geq 1, (N_2 = 1, 2, 3, 4) \\ \sum_{k=1}^{N_3} Z_k \geq 1, (N_3 = 1, 2) \\ \sum_{l=1}^{N_4} Z_l \geq 1, (N_4 = 1, 2, 3) \end{cases} \quad (70)$$

其中, 我们将冷却装置三台设备从上到下分别标号为 1,2,3, 将冷水泵四台设备从上到下分别标号为 4,5,6,7, 将冷凝水泵三台水杯从左到右 (从上到下) 分别标号为 8,9,10, 将冷却塔两台设备从上到下 (从左到右) 标号为 11,12。因此, $Z_r(t) (r=1, \dots, 12)$ 表示标号为 r 的设备在 t 时刻的状态, 0 表示未开, 1 表示已开, $P_{ch,min}^x$ 表示第 x 台冷却装置的最小功率, $P_{ch,max}^x$ 表示第 x 台冷却装置的最大功率, 即为额定功率; $P_{chwp,min}^j$ 表示第 j 台冷水泵的最小功率, $P_{chwp,max}^j$ 表示第 j 台冷水泵的额定功率; $P_{cwp,min}^k$ 表示第 k 台冷凝水泵的最小功率, $P_{cwp,max}^k$ 表示第 k 台冷凝水泵的额定功率; $P_{ct,min}^l$ 表示第 l 台冷却塔的最小功率, $P_{ct,max}^l$ 表示第 l 台冷却塔的额定功率。

根据上述, 以公式(62)为目标函数, 以公式(50)-(58)和公式(63)-(70)为约束条件, 建立能源耗费优化模型。

根据对可控变量的调控, 得出了在最优控制策略下周期为 0.5h 各设备的状态详细数据见附件 6, 在周期段内, 系统的总耗电量和系统效率优化前后对比图如下图所示。

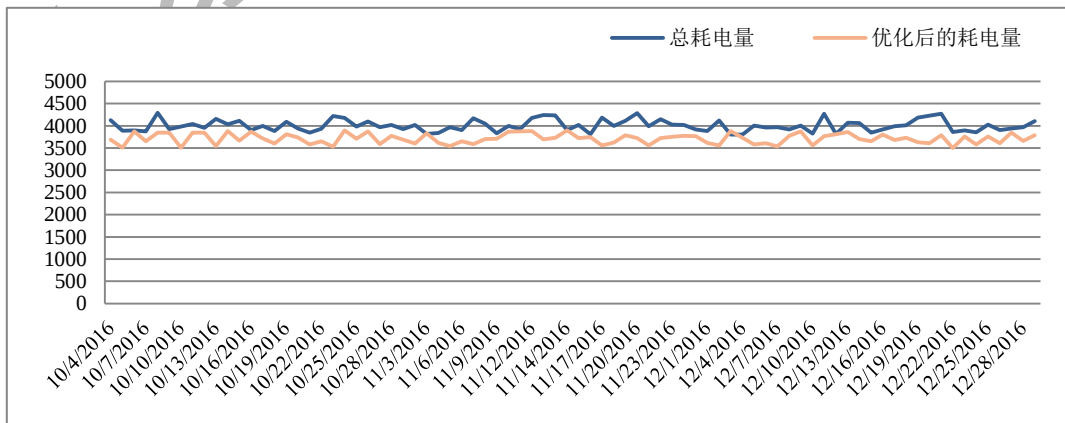


图 25 总耗电量优化前后对比图

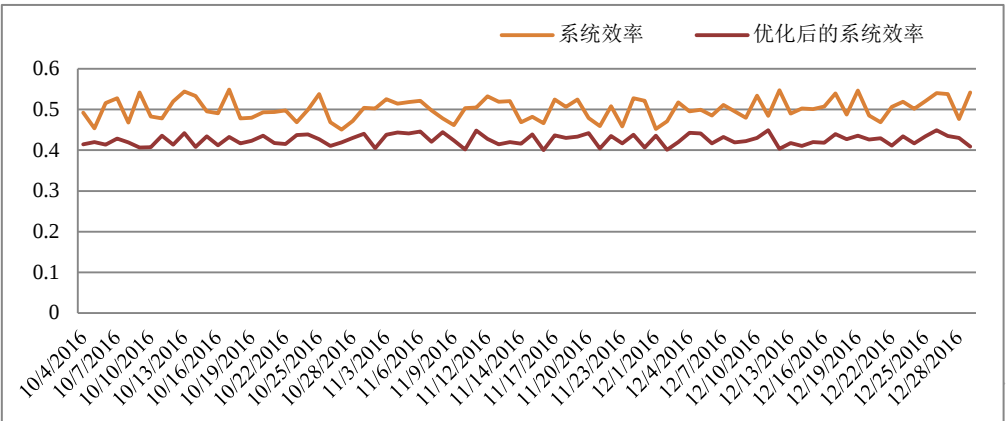


图 26 系统效率优化前后对比图

在最优控制策略下以 2h 为周期的各设备的状态以及在个周期段系统的总耗电量和系统效率，如下表所示：

表 9 最优控制策略下部分属性的数据

Time Stamp	ch1stat	ch2stat	ch3stat	chwp1stat	chwp2stat	chwp3stat	chwp4stat
0:2	0	1	0	0	1	0	0
2:4	0	1	0	0	1	0	0
4:6	0	1	0	0	1	0	0
6:8	0	1	0	0	1	0	0
8:10	1	1	0	1	1	0	0
10:12	1	1	0	1	1	0	0
12:14	1	1	0	1	1	0	0
14:16	1	1	0	1	1	0	0
16:18	1	1	0	1	1	0	0
18:20	1	1	0	1	1	0	0
20:22	0	1	0	0	1	0	0
22:24	0	1	0	0	1	0	0

表 10 最优控制策略下部分属性的数据

Time Stamp	cwp1stat	cwp2stat	cwp3stat	ct1stat	ct2stat	systotpower	effsys
0:2	0	1	0	1	0	63.23	0.55
2:4	0	1	0	1	0	56.72	0.57
4:6	0	1	0	1	0	51.74	0.6
6:8	1	1	0	1	0	121.91	0.5
8:10	1	1	0	1	1	234.95	0.48
10:12	1	1	0	1	1	237.95	0.49
12:14	1	1	1	1	1	268.16	0.53
14:16	1	1	1	1	1	234.67	0.49
16:18	1	1	1	1	1	221.84	0.48
18:20	1	1	1	1	1	208.54	0.48
20:22	1	1	0	1	1	121.92	0.49

22:24	0	1	0	1	0	84.4	0.48
-------	---	---	---	---	---	------	------

上述数据以 2016 年 10 月 5 日为例；0 表示关，1 表示开；总耗电量的度量单位为 KW，系统效率的度量单位为 KW/RT。

6. 结论

中央空调系统是一个常用而且庞大的系统工程，在研究探讨时，必须分别针对系统的每个部件进行考虑，也必须对整个系统全面协调控制，才能实现最佳减耗节能的效果。

由于中央空调系统的数据庞大而且杂乱，所以为了方便后续的研究，必须对数据进行预处理，提取特征，将属性减少。基于预处理后的数据，我们分别对中央空调的冷却负载、冷却装置、冷却塔、冷凝水泵以及冷水泵的能耗分别进行分析、拟合，找出局部与全局之间的关系，建立模型。通过对可控变量的控制，找到冷水泵、冷凝水泵和冷却塔转速之间的最佳组合使得总耗电量最低，系统效率最大。在已知可控变量的转速条件下，通过控制设备的状态，找到最佳控制策略使得总耗电量最低，系统效率最大。最后结合所给的数据，找出了可控变量（冷水泵转速、冷凝水泵转速以及冷却塔风扇转速）与设备状态的最优组合，使得总耗电量最低，系统效率最大。

在研究中央空调系统的节能过程中，虽然在题目所给的数据的基础上做大了最大程度的优化改进，但是，也发现在实际生活中有许多有待改进的地方，比如：冷却塔的在散热过程中浪费了大量的热量，如果可以利用这一部分热量，是否能对中央空调系统的进行更多的节能。

无论如何，中央空调系统都为人们提供了舒适的生活环境，如何使系统能耗更低，运行更稳定，都是今后人们的追求目标。

参考文献

- [1] 中华人民共和国建设部.智能建筑设计标准 GB/T50314-2006[S].北京:中国计划出版社. 2007.
- [2] 胡曙敏. 中央空调控制系统研究[D]. 浙江工业大学, 2012.
- [3] 禹海涛. 基于模糊控制的中央空调控制系统设计[D]. 青岛科技大学, 2014.
- [4] 陈在康, 丁力行. 空调过程设计与建筑节能[M]. 北京: 中国电力出版社, 2004.
- [5] 梁永辉.基于变频控制的中央空调节能系统研究[J]. 科技与企业,2012,(9):160-160.
- [6] 唐娟.中央空调系统运行及其控制的动态仿真[D]. 华北电力大学,2010.
- [7] JiaweiHan, MichelineKamber, JianPei, 等. 数据挖掘:概念与技术[M]. 机械工业出版社, 2012, 55-79,240-241.
- [8] 杨辉.基于运行参数选择的中央空调系统主要设备能耗估计方法研究[D].重庆大学,2016.
- [9] 刘迎云. 利用冷却塔节能的途径与方法[J]. 节能, 1999(12):37-39.
- [10] 百度文库. <https://wenku.baidu.com/view/dce4e89c5ef7ba0d4a733bef.html>. 2017-04-14.
- [11] 雷林平. 基于 Savitzky-Golay 算法的曲线平滑去噪[J]. 电脑与信息技术, 2014, 22(5):30-31.
- [12] Buda A, Jarynowski A. Life time of correlations and its applications. [Vol. 1][M]. ABRASCO - Associação Brasileira de Saúde Coletiva, 2010.
- [13] 吴伟伟. 办公建筑中央空调系统节能运行优化研究[D]. 重庆大学, 2016.
- [14] 刘志斌. 大型商场建筑中央空调冷冻水系统运行能效及参数优化研究[D].华南理工大学,2016.
- [15] 玄朋辉. 中央空调冷却水系统的优化[D]. 沈阳工业大学, 2016.
- [16]]吴开腾编.数值计算方法及其程序实现[M].北京: 科学出版社.2015,58-63.
- [17] 张青. 中央空调系统节能运行控制方法研究[D].东南大学,2016.
- [18] 郭雪平. 基于能效优化中央空调节能控制系统的应用研究[D]. 西安石油大学, 2016.
- [19] 刘春蕾, 孙勇, 王利民,等. 中央空调系统节能运行控制的优化模型[J]. 电器与能效管理技术, 2008(24):21-23.
- [20] 刘春蕾, 孙勇, 王利民,等. 中央空调系统节能运行控制的优化模型[J]. 电器与能效管理技术, 2008(24):21-23.
- [21] 何厚键, 李树江, 王向东,等. 混合遗传算法在中央空调优化控制中的应用[C]. 200 中国控制与决策学术年会. 2005.
- [22] 王小川. MATLAB 神经网络 43 个案例分析[M]. 北京航空航天大学出版社, 2013,313-324.
- [23] 王红梅, 胡明. 算法设计与分析.第 2 版[M]. 清华大学出版社, 2013.102-121.