

文章编号: 1671-6612 (2021) 03-294-11

空调一次泵变流量冷冻水系统供回水压差 $PI^{\lambda}D^{\mu}$ 控制器参数整定及其调节性能的研究

程 康 李绍勇 王 铎 赵春润

(兰州理工大学土木工程学院 兰州 730050)

【摘 要】 供、回水压差对于空调一次泵变流量冷冻水系统 (Primary Pump Variable Flow System of Air-Conditioning Chilled Water, ACCW-PPVFS) 的水力平衡和适应空用户侧冷负荷的动态变化是至关重要的。目前, 其较多采用整数阶 PID 调节方式, 这会导致出现供、回水压差的稳态误差、超调量较大和振荡过度等问题。鉴于此, 本文提出了 ACCW-PPVFS 供、回水压差的分数阶 PID ($PI^{\lambda}D^{\mu}$) 分级调节方式和改进的生物地理学优化算法 (Modified Biogeography-Based Optimization Algorithm, MBBOA) 进行相应 $PI^{\lambda}D^{\mu}$ 控制器参数整定的设计理念。首先, 综合空调工艺要求和自动控制理论, 对该 ACCW-PPVFS 供、回水压差控制系统中的各个环节, 如供、回水压差被控对象、供、回水压差 $PI^{\lambda}D^{\mu}$ 控制器 (Fractional Order PID Controller for Pressure Difference between Supply and Return Water, PDSRW-FOPIDC)、变频水泵和旁通水流量执行器等建立传递函数。其次, 通过对生物地理学优化算法中的迁移因子 (Migration Factor) φ 进行线性递减改变, 构建出 MBBOA, 且对该 PDSRW-FOPIDC 参数进行整定, 获取 5 个参数最优值。同时, 采取分级控制策略, 分别对一次泵和分、集水器之间的旁通执行器进行变频和旁通流量 q_{bypass} 的调节, 以适应空用户侧负荷的大、小需求和保证供、回水压差 ΔP 等于其设定值 ΔP_{set} 。最后, 借助 MATLAB 中的 Simulink 工具, 对该供、回水压差 $PI^{\lambda}D^{\mu}$ 控制系统进行组态和数值仿真。结果表明: 基于 MBBOA 的供、回水压差 $PI^{\lambda}D^{\mu}$ 控制器参数整定和该供、回水压差 $PI^{\lambda}D^{\mu}$ 控制系统在理论上是可行的, 可适应空用户侧冷负荷的动态变化, 且满足 $\Delta P = \Delta P_{\text{set}}$ 空调工艺的相关要求和维持水力平衡。

【关键词】 空调一次泵变流量冷冻水系统; 供、回水压差; 改进的生物地理学优化算法; 分数阶 PID 控制; 控制器参数整定

中图分类号 TP273+1 文献标识码 A

Study on Tuning Parameters of $PI^{\lambda}D^{\mu}$ Controller for Pressure Difference between Supply and Return Water and Its Performance for Primary Pump Variable Flow System of Air Conditioning Chilled Water

Cheng Kang Li Shaoyong Wang Duo Zhao Chunrun

(School of Civil Engineering Lanzhou University of Technology, Lanzhou, 730050)

【Abstract】 Pressure difference between supply and return water is critical for hydraulic balance of primary pump variable flow system of air-conditioning chilled water (ACCW-PPVFS) and the adaptation of the dynamic change of cooling load for air-conditioning users. At present, the integer order PID regulation mode is usually used for pressure difference between supply and

基金项目: 兰州理工大学博士研究基金项目 (编号: BS04-237)

兰州理工大学建工七七基金项目 (编号: TM-QK-1301)

作者 (通讯作者) 简介: 程 康 (1996-), 男, 在读硕士研究生, E-mail: 1786369335@qq.com

收稿日期: 2020-12-02

return water of ACCW-PPVFS, which leads to the problems of larger steady state error, larger overshoot and excessive oscillation, etc. Considering these problems, this paper proposes a design scheme of a fractional order PID grading control policy for pressure difference between supply and return water and a modified biogeography-based optimization algorithm (MBBOA) for tuning parameters of this fractional order PID controller (FOPIDC). First of all, through careful analysis of air-conditioning technical requirements and automatic control theory, the transfer functions for each component of this fractional order PID control system such as the controlled plant with pressure difference between supply and return water, fractional order PID controller for pressure difference between supply and return water (PDSRW-FOPIDC), variable frequency pump and actuator for the flow of bypass water, etc. are established, respectively. Secondly, by making the migration factor of biogeography-based optimization algorithm (BBOA) decreased linearly, an MBBOA is reconstructed for tuning parameters of PDSRW-FOPIDC so that the optimal values of five parameters are found. At the same time, by means of regulating variable frequency and the flow of bypass water, the primary pump and the actuator installed between water separating and collecting vessels are controlled, respectively, in order to adapt the requirements of high and low cooling load for air-conditioning users and to ensure that pressure difference between supply and return water (denoted as ΔP) equals to the corresponding setting value (denoted as ΔP_{set}). Finally, by MATLAB Simulink tool, the simulation model of this control system including PDSRW-FOPIDC is configured and the corresponding simulation is also carried out. The results show that this fractional order PID control system for pressure difference between supply and return water and the fractional order PID controller parameters tuned by MBBOA are feasible in theory, which can adapt the dynamic change of cooling load for air-conditioning users, meet the related air-conditioning technical requirements with $\Delta P = \Delta P_{set}$ and maintain hydraulic balance.

【Keywords】 Primary pump variable flow system of air-conditioning chilled water (ACCW-PPVFS); Pressure difference between supply and return water; Modified biogeography-based optimization algorithm (MBBOA); Fractional order PID control; Tuning parameters of controller

0 引言

由于大型公共建筑的兴起以及人们对室内空气品质要求的逐步提高,使得中央空调系统(Central Air Conditioning System, CACS)得到非常广泛的应用^[1]。其中空调水系统是 CACS 的重要部分,其根据水量特性划分为定流量和变流量循环水系统。其中定流量循环水系统在用户侧空调负荷变化时,通过减小冷水的供、回水温差来适应负荷的变化,而冷水机组侧(蒸发器)的冷水流量保持不变。所以绝大部分运行时间内,空调水系统处于大流量、小温差的状态,不利于节约水泵的能耗^[2]。

常见的变流量循环水系统分为一次泵变流量系统与二次泵变流量系统。其中二次泵变流量系统在一次泵定流量系统的基础上增加了二级泵。空调冷源侧的冷冻水一级泵依然为定流量运行,而空调用户侧二级泵则根据末端需求变流量运行,因此该系统可显著地节省二级冷冻水泵实际运行能耗^[3]。然而,当空调用户侧所需冷负荷不是满负荷时,二次泵变流量系统中的冷水机组和一级泵还是以最大流量恒定运行,因此冷源侧设备的运行能耗并未

下降。

一次泵变流量空调水系统是采取冷冻水泵与冷水机组变频运行方式。当空调用户侧所需冷负荷发生变化时,会导致用户侧的循环水流量,供、回水温差和供、回水压差等参数随之改变。自动控制系统根据某个参数的变化,发布控制指令,改变一次泵的供电频率 f , 调节一次泵电机的转速 n , 提供空调冷冻水系统所需要的扬程 H 、循环水流量 q_{run} , 满足空调用户侧冷负荷 Q_{run} 的动态变化^[4]。

但是,当一次泵已处于最小供电频率 f_{min} 的运行状态和空调用户侧所需要的冷负荷继续下降时,即空调用户侧所需的循环冷水流量 q_{run} 低于冷水机组中的蒸发器允许流过的最小流量 q_{min} , 此时一次泵变流量空调水系统是无法满足空调用户侧所需的最小空调冷负荷的。因此当用户侧所需流量小于机组允许流过的最小流量时,需要在分、集水器之间添加旁通管,旁通一部分流量 q_{bypass} 。此时制冷机组始终以最小允许流量运行^[5]。并且满足 $q_{min} = q_{bypass} + q_{run}$ 。

目前,一次泵变流量水系统调节方式较多采用

整数阶 PID 调节, 这会导致其存在稳态误差、超调量较大、振荡过度、调节时间过长等问题。

针对上述问题, 基于已有文献中的相关研究方式、结果和考虑流经冷水机组中的蒸发器有最小循环冷水流量要求^[6], 本文提出了 ACCW-PPVFS 供、回水压差的 PI^λD^μ 分级调节方式, 发挥分数阶 PID 适应性好与抗干扰力强的特点。该分级调控方式是将空调用户侧所需的冷负荷变化区间划分为 [30%,100%]和[0%,30%)。将实际测量的循环水流量 q_{run} 实时传送到循环水流量双位控制器 FC 中, 与其设定值 q_{set} , 即蒸发器允许流过的最小流量 q_{min} 进行求偏差 $e_1=q_{set}-q_{run}=q_{min}-q_{run}<0$ 。则表明 $Q_{run} \in [30\%,100\%]$ 。同时, 将实际测量的供、回水压差 ΔP 传送到供、回水压差 PI^λD^μ 控制器, 与其设定值 ΔP_{set} 进行求偏差 $e_2=\Delta P_{set}-\Delta P$, 并对该误差信号 e_2 进行相应的 PI^λD^μ 运算后发出控制指令 U 给一次泵配用的变频器 (Variable Frequency Device ,VFD), VFD 输出动态变化的供电频率 f , 改变一次泵转速 n , 实现一次泵输出的循环水流量 q_{run} 和保证 $\Delta P=\Delta P_{set}$, 满足空调用户侧所需的最大冷负荷需求。此时, 分、集水器之间旁通水流量执行器关闭, 旁通水流量 $q_{bypass}=0$ 。

若偏差 $e_1=q_{set}-q_{run}=q_{min}-q_{run} \geq 0$, 表明 $Q_{run} \in [0\%,30\%)$ 。同样的, 将实际测量的 ΔP 传送到供、回水压差 PI^λD^μ 控制器, 进行 $e_2=\Delta P_{set}-\Delta P$, 并对 e_2 也进行相应的 PI^λD^μ 运算后, 发出控制指令 U 改变分、集水器之间旁通水流量执行器的开度, 调节旁通水流量 q_{bypass} 大小, 使得 ΔP 下降, 直至 $\Delta P=\Delta P_{set}$ 。同时循环水流量双位控制器 FC 发出指令 p 给 VFD, VFD 输出最小供电频率 f_{min} 给一次泵。这样, 一次泵输出最小的循环水流量 q_{run} 匹配蒸发器允许流过的最小流量 q_{min} , 此时 $q_{min}=q_{bypass}+q_{run}$ 。

由于冷水机组自带的冷水出口温度 T_{out} 控制系统, 能够根据 $e=T_{out,set}-T_{out}$ 大小, 实时控制冷水机组中的压缩机转速 n 和蒸发器释放的制冷量, 保证了夏季工况下 $T_{out}=7^{\circ}\text{C}$ 和供、回水温差 $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$ ^[7]。所以, 当 $Q_{run} \in [0\% \sim 100\%]$ 时, 只要调节好 q_{run} 大小就能满足 Q_{run} 的动态变化, 就可确保一次泵与冷水机组的正常运行和 $\Delta P=\Delta P_{set}$ 空调工艺的相关要求。

对于供、回水压差 PI^λD^μ 控制器参数整定问题, 基于 BBOA^[8], 对其迁移因子 φ 进行线性递减变化, 构建出 MBBOA 对该 PDSRW-FOPIDC 的 5 个参

数 $[K_p, K_I, K_D, \lambda, \mu]$ 进行整定, 获取其最佳值。这样, PDSRW-FOPIDC 可输出更为精准的控制指令, 动态调节 q_{run} 、 q_{bypass} 的大小, 实现一次泵与冷水机组的正常运行、 $\Delta P=\Delta P_{set}$ 和空调水系统的水力平衡, 且满足空调用户侧所需要的冷负荷变化。

1 空调一次泵变流量空调冷冻水系统的供、回水压差控制

对于 ACCW-PPVFS 而言, 当空调用户侧所需的冷负荷 Q_{run} 下降时, 相应支路上的电动两通阀的状态改变, 导致供、回水压差 ΔP 增大, 即 $\Delta P > \Delta P_{set}$, 发生水力失衡和回流到冷水机组中的蒸发器冷水流量减少, 影响冷水机组的正常运行。所以, 考虑到空调用户侧实际运行状况下 Q_{run} 动态变化、流经冷水机组中的蒸发器最小流量 q_{min} 要求, 本文将供、回水压差的分数阶 PID 分级调节方式作用于它, 相应的空调工艺控制流程原理如图 1 所示。

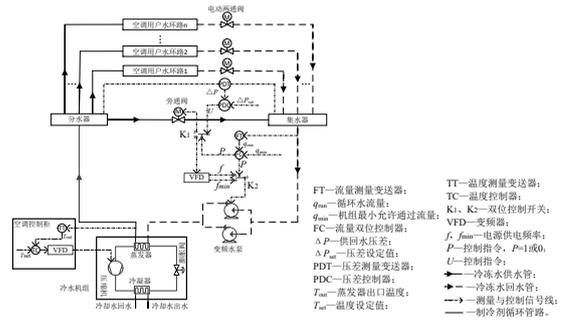


图 1 一次泵变流量空调冷冻水系统的工艺测控流程图

Fig.1 Flow chart of air conditioning technical measurement and control process for ACCW-PPVFS

FT 将实时检测 q_{run} 信号传递到 FC 中, 进行 $e_1=q_{set}-q_{run}$ 。当 $e_1 < 0$, 表明此时 $Q_{run} \in [30\%,100\%]$ 。FC 发出控制指令 $P=1$, 双位控制开关 K_1 、 K_2 得电导通, 1-3 触点闭合, 4-5 触点闭合。同时 PDT 将实时检测 ΔP 信号传递到 PDC 中, 进行 $e_2=\Delta P_{set}-\Delta P$, 并对 e_2 进行相应的 PI^λD^μ 运算后发出控制指令 U 给 VFD, VFD 控制一次变频泵在 $[f_{min}, f_{max}]$ 区间内变频运行。使得一次变频泵输出的循环水流量 q_{run} 既能满足空调用户侧末端设备要求, 又保证冷水机组正常运行和使得 ΔP 下降, 直至 $\Delta P=\Delta P_{set}$ 。此时分、集水器之间旁通水流量执行器关闭, 旁通水流量 $q_{bypass}=0$ 。

当 $e_1 \geq 0$, 表明此时 $Q_{run} \in [0\%,30\%)$, FC 发出控制指令 $P=0$, 双位控制开关 K_1 、 K_2 失电断开, 1-2

触点闭合, 4-6 触点闭合。同时 PDT 将实时检测 ΔP 信号传递到 PDC 中, 进行 $e_2 = \Delta P_{set} - \Delta P$, 并对 e_2 也进行相应的 PI^λD^μ 运算后, 发出控制指令 U 改变分、集水器之间旁通水流量执行器的开度和旁通水流量 q_{bypass} 大小, 使得 ΔP 下降, 直至 $\Delta P = \Delta P_{set}$, 即 $q_{min} = q_{bypass} + q_{run}$ 。此时 VFD 输出 f_{min} 给一次泵。这样, 一次泵输出最小的循环水流量匹配蒸发器允许流过的最小流量 q_{min} 。保证冷水机组安全运行。

所以, 当空调用户侧所需的冷负荷 $Q_{run} \in [0\%, 100\%]$ 时, 均可确保一次变频泵与冷水机组的正常运行和 $\Delta P = \Delta P_{set}$ 空调工艺的要求以及水力平衡。

2 ACCW-PPVFS 供回水压差 PI^λD^μ 控制系统的构建

空调系统中的控制对象大多具有非线性, 耦合性强等特点, 因此很难建立详细的高阶数学模型。在实际建模中通常采用低阶模型来近似反映被控对象的动态特性, 本文对 ACCW-PPVFS 供回水压差 PI^λD^μ 控制系统的各个环节进行数学建模, 获得相应的输入/输出 (Input/Output, I/O) 特性, 表述如下。

2.1 供、回水压差控制对象的 I/O 特性

供、回水压差控制对象输入为变频水泵的输出流量 q_{run} , 输出为分、集水器之间的供、回水压差 ΔP 。由文献[9]可知, 对应的传递函数如下:

$$G_1(s) = \frac{0.0059}{8.93s + 1} e^{-3s} \quad (1)$$

2.2 VFD 的 I/O 特性

VFD 通常采用压频比的控制方式, 其输入为控制器输出指令 U , 输出为频率 f 。忽略时间滞后, 其可用一阶惯性环节来描述^[10]:

$$G_2(s) = \frac{5}{0.25s + 1} \quad (2)$$

2.3 变频水泵的 I/O 特性

变频水泵中的三相异步电机可近似等效为一阶惯性环节^[11]。其传递函数为:

$$G_3(s) = \frac{0.8}{50s + 1} \quad (3)$$

2.4 旁通水流量电动调节阀的 I/O 特性

目前常用的调节阀流量特性包括直线、等百分比、抛物线和快开性四种。由于旁通水流量电动调

节阀的工作环境接近理想工作状态^[12], 因此本文选择直线特性的电动调节阀。其 I/O 特性可用一阶惯性的传递函数来表示。

$$G_4(s) = \frac{1}{2s + 1} \quad (4)$$

2.5 供回水压差和循环水流量测量变送器的 I/O 特性

供回水压差测量变送器和循环水流量测量变送器分别承担实时测量空调水系统的供、回水干管压差与空调系统循环水流量多少的任务。它们的 I/O 特性可用式 (5) 和 (6) 所示^[13]:

$$H_1(s) = \frac{1}{40s + 1} \quad (5)$$

$$H_2(s) = \frac{1}{s + 1} \quad (6)$$

2.6 供回水压差 PI^λD^μ 控制器的 I/O 特性

供回水压差 PI^λD^μ 控制器的输入信号为压差设定值 ΔP_{set} 与供、回水实际压差值 ΔP 的差值 e_2 , 输出信号为经过 PI^λD^μ 控制器运算的输出指令 U 。基于文献[14], 对应的传递函数如下:

$$G_{PD-FOPIDC} = K_p + \frac{K_I}{S^\lambda} + K_D \cdot S^\mu \quad (7)$$

式中, K_p 为比例增益; K_I 为积分常数; K_D 为微分常数; λ 为积分阶次; μ 为微分阶次。这 5 个参数值是需要使用本文提出的 MBBOA 进行整定的。

2.7 循环水双位调节器的 I/O 特性

根据 e_1 大小, 该双位调节器可发出双位控制指令 p , 自动切换开关的状态实现分级控制的实现, 其 I/O 关系式如下:

$$p = \begin{cases} 1, e_1 < 0 \\ 0, e_1 \geq 0 \end{cases} \quad (8)$$

3 基于 MBBOA 的供、回水压差 PI^λD^μ 控制器参数的整定

3.1 生物地理学算法

生物地理学优化算法是由美国学者 Dan Simon 基于生物地理学理论基础于 2008 年提出出来的一种智能寻优算法^[15]。该算法借鉴了生物地理学中的物种迁移、突变等操作完成每个栖息地之间的信息交换, 实现了 BBO 算法对目标函数求解与全局参数优化。

3.1.1 BBO 算法的迁移操作

本文采用的是文献[16]中的余弦迁移模型，该种迁移模型更能反映生态系统迁移的本质。该种迁移模型图 2 所示。

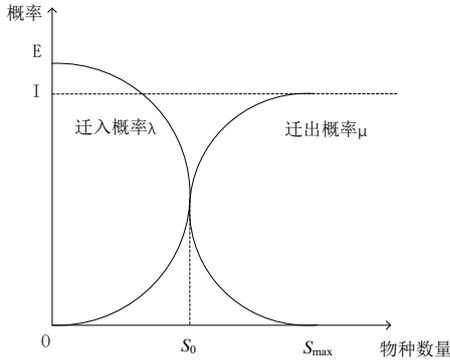


图 2 BBOA 余弦迁移模型图

Fig.2 Cosine migration model graph in BBOA

其中，迁入率 λ 、迁出率 μ 数学公式为：

$$\lambda = \frac{I}{2} \cdot \left(\cos\left(\frac{s \cdot \pi}{S_{\max}}\right) + 1 \right) \quad (9)$$

$$\mu = \frac{E}{2} \cdot \left(-\cos\left(\frac{s \cdot \pi}{S_{\max}}\right) + 1 \right) \quad (10)$$

式中， I 为最大可能迁入率，%； E 为最大可能迁出率，%； s 为栖息地物种数量，个； S_{\max} 为栖息地所能容纳的最大物种数量，个。每个栖息地的迁入率 λ 、迁出率 μ 由物种数量 s 决定，某栖息地物种数量 s 越少，迁入率 λ 越高，迁出率 μ 越低；反之栖息地物种数 s 越多，迁入率 λ 越低，迁出率 μ 达到最高。

3.1.2 BBO 算法的突变操作

BBO 算法中将一些因为发生重大突发事件急剧改变一个自然栖息地某些性质的情况建模为 SIV 变异。文献[8]中给出一个栖息地的物种数量概率 P_i 决定着栖息地的变异率 π_i 。其数学关系式为：

$$\pi_i = \pi_{\max} \left(\frac{1 - P_i}{P_{\max}} \right) \quad (11)$$

式中， π_{\max} 为突变概率最大值，%； P_i 为物种概率值，%； P_{\max} 为物种最大值概率值，%。

3.2 改进的生物地理学算法

为了使算法的全局搜索能力和收敛速度得到提高，且在动态平衡中得到最大程度上的优化效果。基于文献[8]，本文采用同时存在全局迁移与局部迁移的迁移模式，并通过命名迁移因子（Migration Factor）的参数 φ 来控制。即每次迁移操作有 φ 的概率进行全局迁移，有 $1 - \varphi$ 的概率进行局部迁移，而局部迁移表现为每个栖息地之间只能用相邻若干栖息地之间完成信息交换。 φ 的数学关系式为：

$$\varphi = \varphi_{\max} - \frac{N}{N_{\max}} (\varphi_{\max} - \varphi_{\min}) \quad (12)$$

式中， N 为当前迭代步数； N_{\max} 为最大迭代步数； φ_{\max} 为迁移因子的最大值，%； φ_{\min} 为迁移因子的最小值，%。

3.2.1 MBBOA 框架

MBBOA 的总体框架与 BBOA 类似，只是 MBBOA 中融合了全局迁移与局部迁移操作，这种改进方式能够有效提高解的多样性。MBBOA 框架如表 1 所示。

表 1 MBBOA 框架

Table 1 MBBO algorithm framework

MBBOA 框架	
步骤 1	随机产生一组初始解，计算每个解的适应度值。
步骤 2	按照迁移率模型计算出每个解的迁入率 λ 与迁出率 μ 。
步骤 3	对种群每个解 H_i 的每一维进行以下操作：生成一个 [0,1] 内的随机数，若该随机数大于 φ ，按迁出率 μ 选出一个栖息地进行全局迁移操作；否则进行局部迁移操作。
步骤 4	计算迁移后的解 H_i 的适应度值，如果其值劣于原有的适应度值，则保留 H_i ；否则使用迁移后的解 H_i 替换 H_i 。
步骤 5	更新当前已找到的最优解。
步骤 6	如果终止条件满足，返回当前已找到的最优解，算法结束；否则按照式 (12) 对 φ 进行更新，转到步骤 2。

3.3 基于经典测试函数的 MBBOA 性能测试 如表 2 所示。

为了验证 MBBOA 的有效性, 本文选取文献 [15] 中的 4 个经典函数对算法进行测试, 测试函数

表 2 经典测试函数表

Table 2 Classical test function table

编号	函数名称	函数表达式	搜索范围
f_1	Rastrign	$f(x) = \sum_{i=1}^D (x_i^2 - 10 \cos(2\pi x_i) + 10)$	$[-5.12, 5.12]^D$
f_2	Schwefel	$f(x) = \sum_{i=1}^D \left(\sum_{j=1}^i x_j \right)^2$	$[-100, 100]^D$
f_3	Sphere	$f(x) = \sum_{i=1}^D x_i^2$	$[-100, 100]^D$
f_4	Step	$f(x) = \sum_{i=1}^D (x_i + 0.5)^2$	$[-100, 100]^D$

做为测试对象, 将 BBOA 与 MBBOA 分别作用于上述四个测试函数, 进行算法性能的测试与对比。这里, BBOA 与 MBBOA 相关参数设置如下: 种群数量 $S=50$, 迭代次数 $N=500$, 维度 $D=30$, 最大迁入率 $I=100\%$, 最大迁出率 $E=100\%$, 突变概

率最大值 $\pi_{\max}=1\%$, 物种最大值概率值 $P_{\max}=100\%$, 迁移因子最大值 $\phi_{\max}=0.9$, 迁移因子最小值 $\phi_{\min}=0.1$ 。将两种算法分别进行蒙特卡洛测试^[17], 即分别独立运行 50 次, 运行结果见表 3, 适应度 $J=\min f(x)$ 的进化过程见图 3。

表 3 两种算法寻优结果

Table 3 The optimization result obtained by two algorithms

函数编号	算法	理论极值	最优值	最差值	方差	平均值 (置信度 99%)	平均运行时 (s)
f_1	SBBOA	0	5.463	19.638	9.861	12.456±1.146	0.536
	MBBOA	0	2.373	6.784	4.259	4.366±0.753	0.527
f_2	SBBOA	0	41.586	78.369	56.858	53.398±2.753	0.75
	MBBOA	0	26.563	30.185	27.390	27.895±1.91	0.682
f_3	SBBOA	0	9.634	21.233	15.325	11.85±1.428	0.43
	MBBOA	0	3.337	4.120	3.465	3.658±0.679	0.38
f_4	SBBOA	0	2.526	6.889	4.117	5.553±0.74	0.36
	MBBOA	0	1.38	1.961	1.536	1.647±0.452	0.312

由表 3 可以看出对于上面四个测试函数, MBBO 算法在收敛性、寻优速度方面均优于经典的 BBO 算法。

分析图 3, 从算法执行的收敛性方面分析, MBBOA 的综合寻优速度在 4 个测试函数上的表现相较于 BBOA 得到了较大的提高。

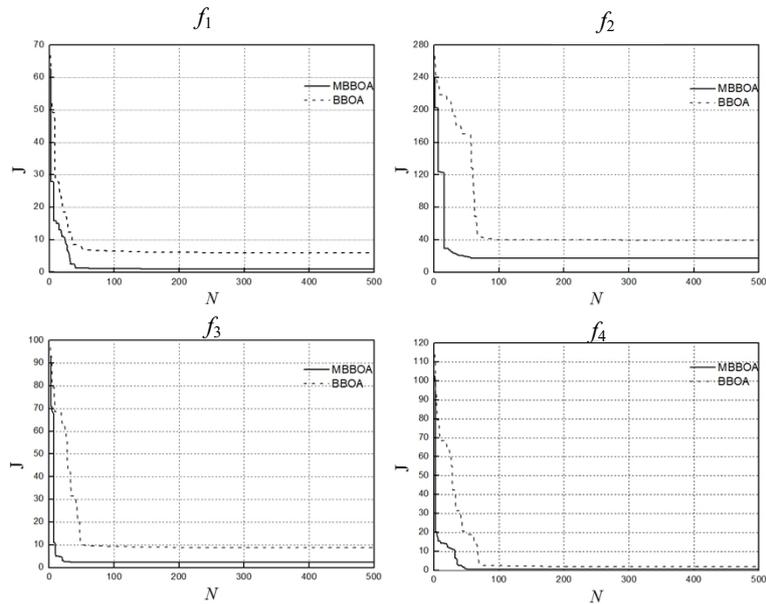


图 3 基于经典函数测试的 MBBOA 与 BBOA 的适应度函数进化过程

Fig.3 The evolution process of fitness function of MBBOA and BBOA based on classical function test

4 数值模拟

基于上述研究，本文构建基于 MBBOA 的供、

4.1 供、回水压差 PI^λD^μ 分级调节系统

回水压差 PI^λD^μ 分级调节系统如图 4 所示。

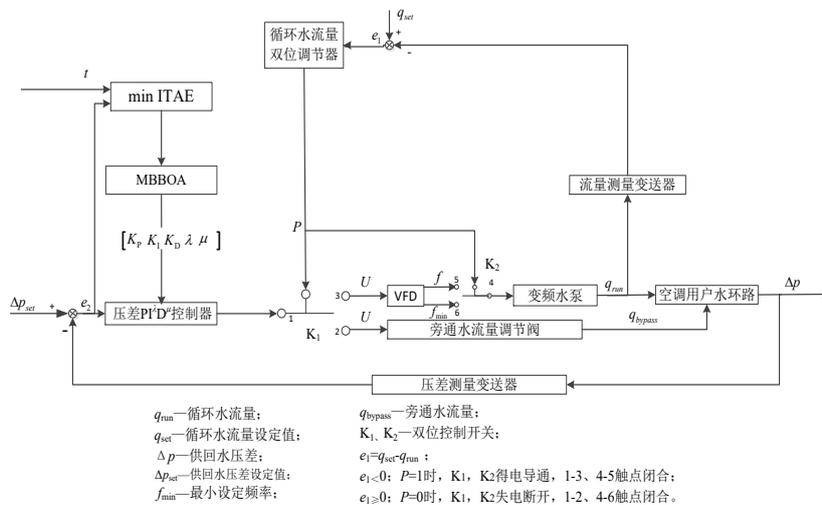


图 4 供、回水压差分数阶 PID 调节系统方框图

Fig.4 Block diagram of a fractional order PID grading control system for pressure difference between supply and return water

循环水流量测量变送器实时测量循环水流量 q_{run} ，并将其大小传送至循环水流量双位调节器与循环水流量设定值 q_{set} 比较，其中 $q_{set} = q_{min}$ ，求取 $e_1 = q_{set} - q_{run}$ 。循环水流量双位调节器 FC 根据 e_1 的大小输出 0/1 信号控制切换开关 K_1 、 K_2 相应触点的

闭合 (ON) 或断开 (OFF)。

当 $e_1 < 0$ 时，FC 发出控制指令 $P=1$ ， K_1 、 K_2 得电导通， K_1 与 K_2 相应触点 1-3 和 4-5 闭合。压差测量变送器实时测量供回水压差 Δp ，并将 Δp 与压差设定值 Δp_{set} 进行比较，求取 $e_2 = \Delta p_{set} - \Delta p$ 。 e_2

被分为两路输送: 一路输送到压差 $PI^\lambda D^\mu$ 控制器, 进行相应的 $PI^\lambda D^\mu$ 运算并输出 U 信号给 VFD。VFD 则输出实时变化的供电频率 f , 使得变频水泵转速 n 改变, 改变循环水流量 q_{run} , 以此满足空调末端 Q_{run} 变化需求, 同时使得 ΔP 下降, 直至 $\Delta P = \Delta P_{set}$; 另一路输送到 min ITAE, 基于 MBBOA 的运行, 连续整定出 $[K_p, K_I, K_D, \lambda, \mu]$ 5 个参数数值。

当 $e_1 \geq 0$ 时, FC 发出控制指令 $P=0$, K_1 、 K_2 失电断开, K_1 与 K_2 相应触点 1-2 和 4-6 闭合。同样的, 此时压差测量变送器实时测量供回水压差 ΔP , 并将 ΔP 与压差设定值 ΔP_{set} 进行比较, 求取 $e_2 = \Delta P_{set} - \Delta P$ 。 e_2 被分为两路输送: 一路输送到 min ITAE, 基于 MBBOA 的运行, 连续整定出 $[K_p, K_I, K_D, \lambda, \mu]$ 5 个参数数值; 另一路输送到压差 $PI^\lambda D^\mu$ 控制器, 进行相应的 $PI^\lambda D^\mu$ 运算并输出 U 信号给旁通水流量调节阀调节旁通水流量 q_{bypass} 大小。使得 ΔP 下降, 直至 $\Delta P = \Delta P_{set}$ 。同时 VFD 输出最小供电频率 f_{min} , 与蒸发器允许通过最小流量 q_{min} 匹配, 满足 $q_{min} = q_{bypass} + q_{run}$ 。确保一次变频泵与冷水机组的正常运行。

4.2 基于 MBBOA 的 $PI^\lambda D^\mu$ 控制器参数整定流程

对于图 4 中构建的供、回水压差 $PI^\lambda D^\mu$ 控制系统, 采用文献[14]改进的 $ITAE = \int_0^\infty |e(t)| dt$ 指标作为 MBBOA 的适应度函数 J , 即 $J = \min ITAE$ 。基于 MBBOA 的供回水压差 $PI^\lambda D^\mu$ 控制器参数整定算法流程图, 如图 5 所示。

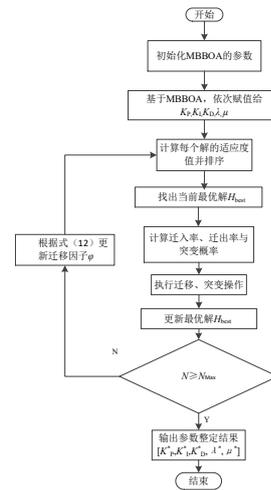


图 5 基于 MBBOA 的供、回水压差 $PI^\lambda D^\mu$ 控制器参数整定图

Fig.5 Flow chart for tuning of five parameters of PDSRW-FOPIDC based on MBBOA

根据上图中的分数阶 PID 控制器参数整定流程, 可用 MATLAB 软件进行编程, 保存为一个独立程序, 命名为 MBBOA_Parameters.m。该 MBBOA_Parameters.m 运行时是能够调用由 Simulink 软件组态的供、回水压差 $PI^\lambda D^\mu$ 闭环负反馈控制系统 Fangzhen.slx 程序, 最终输出 5 个参数的整定结果。

4.3 供、回水压差 $PI^\lambda D^\mu$ 分级调节系统数值模拟

基于图 4 和 MATLAB/Simulink 工具, 构建出该供、回水压差 $PI^\lambda D^\mu$ 分级控制系统的 Simulink 组态程序 Fangzhen.slx, 如图 6 所示。

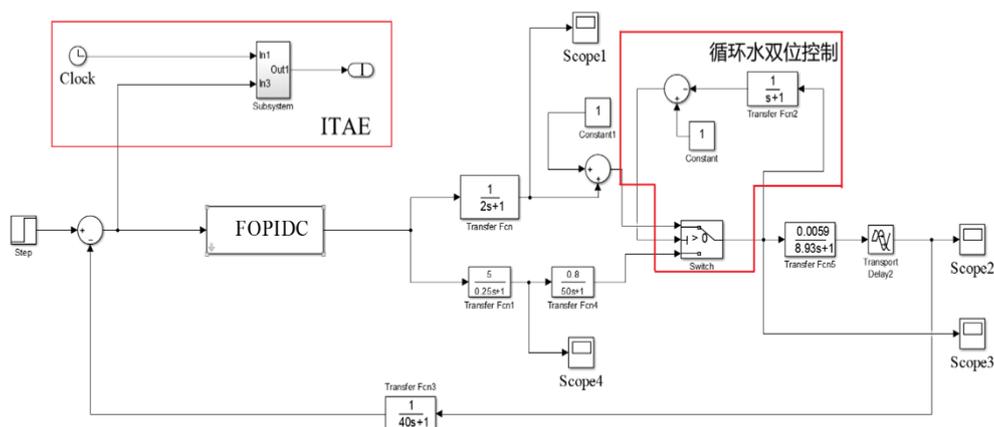


图 6 供、回水压差 $PI^\lambda D^\mu$ 分级调节 Simulink 组态图

Fig.6 Diagram of Simulink configuration for a fractional order PID grading control system with pressure difference between supply and return water

首先, 根据文献[8], 将 MBBOA 的相关参数值设定为: $S=50$, $N_{max}=500$, $D=5$, $I=100\%$, $E=100\%$, $\pi_{max}=1\%$, $P_{max}=100\%$, $\varphi_{max}=0.9$, $\varphi_{min}=0.1$ 。

其次, 假定用户侧有 5 个设计流量为 20t/h 的水环路。当空调用户侧的冷负荷 Q_{run} 需求下降, 导致相应水环路中的电动两通阀关闭时, 管网特性曲线变陡, 此时出现 $\Delta P > \Delta P_{set}$ 状况。由一次泵变流量空调冷冻水系统工艺要求以及文献[18]中的水力计算方式, 得到供、回水干管压差设定值 $\Delta P_{set}=248\text{kPa}$ 。同时选用冷水机组额定制冷量 $Q=584\text{kW}$, 供水温度为 7°C , 供、回水温差为 5°C , 蒸发器允许通过的最小流量 q_{min} 为 38.4t/h, 一次泵输出循环水流量 $q_{run}=100\text{t/h}$, VFD 输出频率 f 范围为 [20Hz, 50Hz]。

然后, 对空调用户侧双位冷负荷 Q_{run} 需求下降, 导致 $\Delta P > \Delta P_{set}$ 时, 该供、回水压差 $\text{PI}^{\lambda}\text{D}^{\mu}$ 闭环负反馈控制系统进行仿真。

(1) 将水环路用户 5 的末端阀门关闭, 其余水环路的电动两通阀开启, 用户侧所需冷冻水流量为设计流量的 80%, 即 $Q_{run} \in [30\%, 100\%]$ 。此时供、回水压差初始值 $\Delta P_0=287\text{kPa}$, 循环水流量设定值为 80t/h。在 MATLAB 中的 Simulink 和 Command Window 界面, 同步运行图 6 中的供、回水压差 $\text{PI}^{\lambda}\text{D}^{\mu}$ 调节系统和 MBBOA_Parameters.m, 相应的供、回水压差 ΔP 、VFD 输出频率 f 和一次泵输出的循环水流量 q_{run} 过渡过程如图 7、8、9 所示。

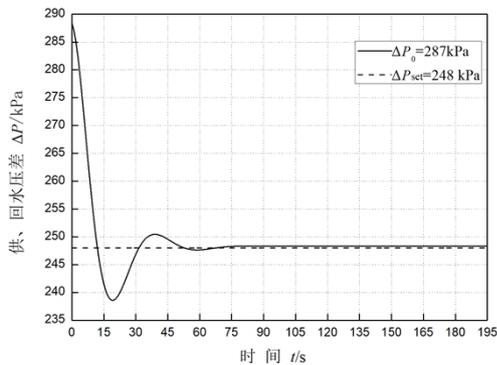


图 7 供、回水压差响应曲线

Fig.7 Response curve of pressure difference between

supply and return water

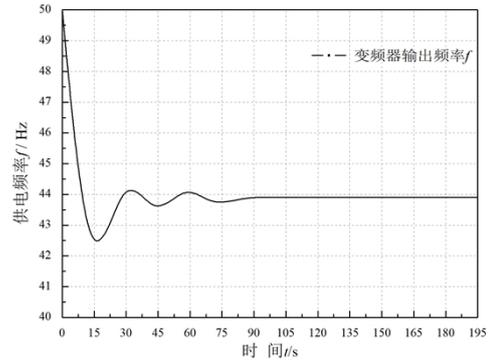


图 8 变频器输出频率响应曲线

Fig.8 Frequency response curve of inverter output

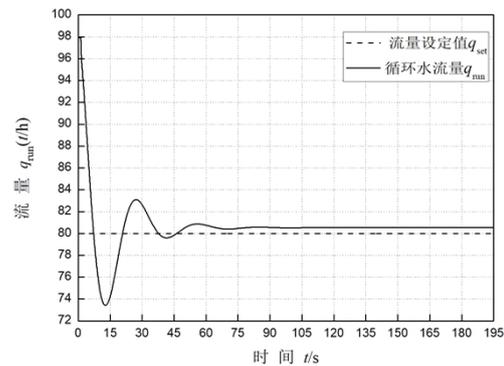


图 9 一次泵循环水流量响应曲线

Fig.9 Response curve of circulating water of primary pump

同时, 获取了 5 个控制器参数最佳值, 即 $[K_P, K_I, K_D, \lambda, \mu] = [11.26, 0.129, 19.92, 0.71, 1.02]$, 相应的 $\min J$ 变化过程如图 10 所示。

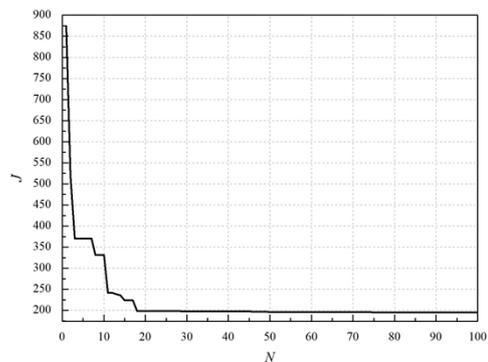


图 10 min J 变化曲线

Fig.10 curve of min J

(2) 在水环路用户 3、4、5 末端阀门关闭的条件下, 将水环路用户 2 的末端阀门关闭, 用户侧

所需冷冻水流量为设计流量的 20%, 即空调用户侧所需的冷负荷变化区间为 [20%, 30%]。此时供、回水压差初始值 $\Delta P_0=334\text{kPa}$, 循环水流量设定值为 38.4t/h。在 MATLAB 中的 Simulink 和 Command Window 界面, 同步运行图 6 中的供、回水压差 $PI^{\lambda}D^{\mu}$ 调节系统和 MBBOA_Parameters.m, 相应的供、回水压差 ΔP 、旁通冷水流量 q_{bypass} 和一次泵输出循环水流量 q_{run} 过渡过程如图 11、12、13 所示。

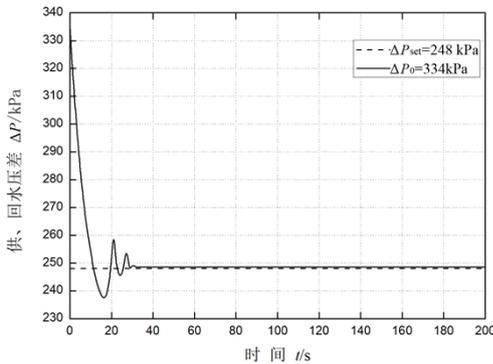


图 11 供、回水压差响应曲线

Fig.11 Response curve of pressure difference between supply and return water

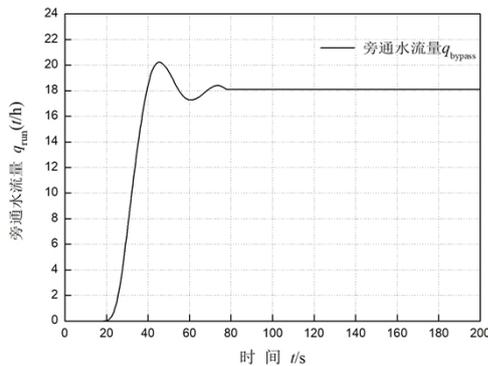


图 12 旁通水流量响应曲线

Fig.12 Response curve of bypass water

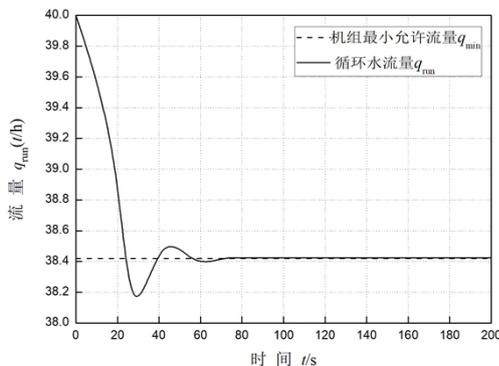


图 13 一次泵循环水流量响应曲线

Fig.13 Response curve of circulating water of primary pump

同时, 也获取了 5 个控制器参数最佳值, 即 $[K_P, K_I, K_D, \lambda, \mu]=[17.35, 0.293, 23.28, 0.73, 0.91]$, 相应的 $\min J$ 变化过程如图 14 所示。

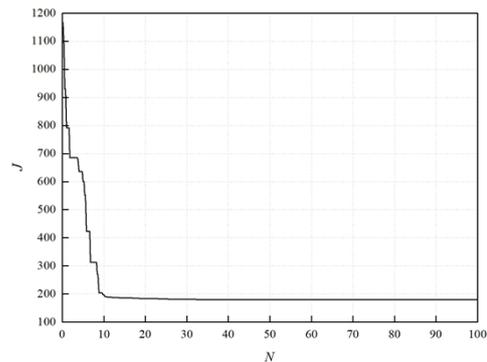


图 14 min J 变化曲线

Fig.14 curve of min J

基于图 7~9、图 11~13 分析, 可知本文提出的基于 MBBOA 参数整定法的一次泵供、回水压差 $PI^{\lambda}D^{\mu}$ 控制系统的分级控制策略是完全可行的。当 Q_{run} 在区间 [0%~100%] 内变化时, 控制器能够根据循环水流量 q_{run} 的大小, 分级切换控制一次循环水泵转速以及旁通阀开度调节旁通水流量 q_{bypass} 。并且基于 MBBOA 设计的 $PI^{\lambda}D^{\mu}$ 控制器能够根据供、回水压差信号保证 $\Delta P=\Delta P_{\text{set}}$ 空调工艺的相关要求和维持水力平衡。虽然存在一定超调量以及稳态误差, 但是控制效果还是非常有效的。

基于图 10、图 14 分析, 可知基于 MBBOA 整定的 $PI^{\lambda}D^{\mu}$ 调节系统 5 个参数的合理性与准确性。

5 结论

综上所述, 本文基于空调一次泵变流量系统压差控制原理及自动控制技术, 并结合改进的生物地理学优化算法搭建了基于 MBBOA 的 PDSRW-FOPIDC 系统。在该系统中, 通过空调冷冻水干管的供、回水压差变化信号 ΔP 去控制一次泵循环水流量 q_{run} 与旁通水流量 q_{bypass} , 使得冷水机组侧提供的冷量始终满足空调用户侧所需负荷 Q_{run} 的动态变化。根据设计思路, 借助 MATLAB/Simulink 软件, 对所设计的控制系统进行组态与数值模拟。模拟结果表明: 在一次泵变流量供、回水压差控制系统中, 本文通过设计的

MBBOA 整定 PDSRW-FOPIDC 控制器参数,从而构建了该系统的控制器。从仿真结果分析可以得出,本文将 $PI^{\lambda}D^{\mu}$ 控制器应用于一次泵变流量空调冷冻水压差控制系统中可以获得较快的调节时间,使得系统在较短的时间内便达到了稳态值;通过基于 MBBOA 整定 5 个控制器参数具有很高的整定效率,另外 MBBOA 在 4 个测试函数上的优秀表现也能证明本文所提改进算法的可靠性以及仿真的适用性。

参考文献:

- [1] 孙莉. 大型公共建筑中央空调系统节能改造设计[J]. 工程技术研究,2020,5(7):214-215.
- [2] 罗金卓. 一次泵变流量水系统控制策略的研究[D]. 重庆: 重庆大学,2015:1-2.
- [3] 钟丹艳,刘国林,刘羽松. 一次泵变流量系统节能分析[J]. 日用电器,2015,(7):72-74.
- [4] Schwedler, Mick. Variable primary flow in chilled water systems[J]. Heating, Piping, Air-Conditioning Engineering, 2003,75(3):37-45.
- [5] 张再鹏. 一次泵变流量系统的应用研究[D]. 武汉: 武汉科技大学,2006:21-22.
- [6] 刘庆东,徐新华,车轮飞,等. 一次泵变流量系统旁通控制模拟分析[J]. 制冷与空调,2018,32(5):464-469.
- [7] 田虎辉. 中央空调蒸气压缩式制冷机组自适应模糊控制应用研究[D]. 杭州:浙江大学,2014:31-32.
- [8] 郑宇军,陈胜勇,张敏霞. 生物地理学优化算法及应用[M]. 北京:科学出版社,2016:28-29,71-74.
- [9] 王蕊. 冷水机组建模及其在空调系统优化控制中的应用研究[D]. 西安:西安建筑科技大学,2016:21-26.
- [10] 彭鞍虹. 通用变频器异步电动机的传递函数[J]. 鞍山钢铁学院学报,2000,(6):447-449.
- [11] 李红,郑颖,秦武轩. PID 控制的泵供水系统仿真试验[J]. 排灌机械,2008,(4):48-51.
- [12] 李玉云,李绍勇,王秋庭. 自动控制原理与 CAI 教程[M]. 北京:机械工业出版社,2010:90-91.
- [13] 武丹. 中央空调自控系统建模与仿真[D]. 呼和浩特:内蒙古大学,2015:15-16.
- [14] 魏先宏,李绍勇,吴宗礼,等. 风机盘管室温 $PI^{\lambda}D^{\mu}$ 控制器基于 IACO 的参数整定及其控制性能分析[J]. 制冷与空调,2019,33(5):570-576.
- [15] Simon D. Biogeography-based optimization[J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2008,12(6):702-713.
- [16] 李登辉. 基于改进 BBO 算法的模糊 PID 控制策略研究[D]. 成都:西南交通大学,2018:17-18.
- [17] 朱陆陆. 蒙特卡洛方法及应用[D]. 武汉:华中师范大学,2014:1-2.
- [18] 付祥钊,肖益民. 流体输配管网[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2009:275-278.