

1-2-2019

Mathematical Modeling and Simulation Application of GSHP Unit

Li Hui

1.Key Laboratory of Renewable Energy Technologies for Buildings, Ministry of Education, Shandong Jianzhu University, Ji'nan 250101, China; ;

Shaogang Yang

2.Zhuhai CSCEC Singyes Green Building Design & Research Institute Co., Ltd., Zhuhai 519085, China;

Fengying Liu

1.Key Laboratory of Renewable Energy Technologies for Buildings, Ministry of Education, Shandong Jianzhu University, Ji'nan 250101, China; ;

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

Mathematical Modeling and Simulation Application of GSHP Unit

Abstract

Abstract: For the purpose of building a simulation platform of GSHP system, a *semi empirical mathematical model of GSHP unit adopting multiple nonlinear regression method was established based on the mechanism knowledge and the sample data of GSHP unit. A GSHP unit module was developed, namely Type223, and its accuracy was verified by simulation analysis. A TRNSYS simulation platform of GSHP system was built by Type223 module.* The operation characteristics of variable flow on ground source side of GSHP system was studied under variable frequency control. The results showed that, the energy consumption of GSHP unit is increased compared with the constant flow rate system, but the energy consumption of circle pump is greatly reduced. The energy saving rate is 6.47% during the whole cooling period.

Keywords

GSHP, mathematical model, multiple nonlinear regression, variable frequency control, energy simulation

Recommended Citation

Li Hui, Yang Shaogang, Liu Fengying. Mathematical Modeling and Simulation Application of GSHP Unit[J]. Journal of System Simulation, 2018, 30(3): 914-921.

GSHP 机组数学建模及仿真应用

李慧¹, 杨少刚², 刘凤英¹

(1. 山东建筑大学 可再生能源建筑利用技术教育部重点实验室, 山东 济南 250101;
2. 珠海中建兴业绿色建筑研究院有限公司, 广东 珠海 519085)

摘要: 为实现地源热泵 (Ground source heat pump, GSHP) 系统仿真平台的建立, 基于 GSHP 机组的机理知识和样本数据采用多元非线性回归方法, 建立 GSHP 机组半经验数学模型, 开发 GSHP 机组仿真模块 Type223, 并通过仿真分析, 验证了模块的准确性。利用 Type223 模块搭建了 GSHP 系统 TRNSYS (Transient System Simulation Program) 仿真平台, 研究了变频控制下地源热泵系统地源侧流量的运行特性。结果显示: 相对于定流量系统, 变流量系统的 GSHP 机组运行能耗有所增加, 但地源侧循环泵的运行能耗大幅度降低, 整个制冷期地源侧总能耗的节能率可达 7.99%。

关键词: GSHP; 数学模型; 多元非线性回归; 变频控制; 能耗模拟

中图分类号: Tk52, TP15 文献标识码: A 文章编号: 1004-731X (2018) 03-0914-08
DOI: 10.16182/j.issn1004731x.joss.201803018

Mathematical Modeling and Simulation Application of GSHP Unit

Li Hui¹, Yang Shaogang², Liu Fengying¹

(1. Key Laboratory of Renewable Energy Technologies for Buildings, Ministry of Education, Shandong Jianzhu University, Ji'nan 250101, China;
2. Zhuhai CSCEC Singyes Green Building Design & Research Institute Co., Ltd., Zhuhai 519085, China)

Abstract: For the purpose of building a simulation platform of GSHP system, a semi empirical mathematical model of GSHP unit adopting multiple nonlinear regression method was established based on the mechanism knowledge and the sample data of GSHP unit. A GSHP unit module was developed, namely Type223, and its accuracy was verified by simulation analysis. A TRNSYS simulation platform of GSHP system was built by Type223 module. The operation characteristics of variable flow on ground source side of GSHP system was studied under variable frequency control. The results showed that, the energy consumption of GSHP unit is increased compared with the constant flow rate system, but the energy consumption of circle pump is greatly reduced. The energy saving rate is 6.47% during the whole cooling period.

Keywords: GSHP; mathematical model; multiple nonlinear regression; variable frequency control; energy simulation

引言

在政府节能减排政策的支持和推动下, 利用浅



收稿日期: 2016-03-09 修回日期: 2016-05-05;
基金项目: 国家自然科学基金(61773246);
作者简介: 李慧(1970-), 女, 山东青岛, 博士, 教授, 研究方向为能源系统建模与优化; 杨少刚(1990-), 男, 重庆, 硕士, 工程师, 研究方向为建筑环境能源系统建模与仿真。

层地热能可再生能源的 GSHP 技术在我国有了快速的发展, 得到了社会的广泛认可和接受。与太阳能、风能等可再生能源比较, 浅层地热能有着更好的稳定性。与空气源热泵比较, 由于浅层地下温度相对稳定, 且冬季比室外温度高, 夏季比室外温度低。使得 GSHP 机组更稳定, 且效率更高。现在我国 GSHP 系统的应用, 无论是总体规模还是单个项

目的规模,都已稳居世界第一位^[1]。为了实现 GSHP 系统的优化设计、性能分析和优化系统运行,对 GSHP 系统进行建模仿真非常必要的。目前对 GSHP 系统的建模大多集中在地理管换热器数学建模^[2-4],对于 GSHP 机组的建模主要为小型活塞式热泵机组物理模型建模^[5-6]。TRNSYS(Transient System Simulation Program)是由美国威斯康星大学太阳能实验室开发的一款瞬时系统模拟程序,近年来,在暖通空调系统运行优化与节能方面得到了较为广泛的应用。其中,TRNSYS 提供了一个 GSHP 机组模块 Type927,但是该模块只适用水-水 GSHP 机组满负荷运行,在部分负荷下将严重偏离实际值,不能胜任部分负荷下 GSHP 系统的仿真任务。而对于实际的 GSHP 系统,GSHP 机组大部分时间都是在部分负荷下运行。为了实现 GSHP 系统变流量控制仿真,扩大 TRNSYS 仿真软件的应用范围,需要开发基于 TRNSYS 仿真平台的适用于负荷需求实时性很强的 GSHP 机组通用模块。本文建立了 GSHP 机组数学模型,开发了 GSHP 机组仿真模块 Type223。在此基础上构建了 GSHP 地源侧变流量仿真平台,对 GSHP 系统地源侧变流量进行了仿真研究。

1 GSHP 机组数学模型建立

目前,建立热泵机组数学模型的方法主要有两种:理论模型和半经验模型^[7]。理论模型是根据热力学、传热传质和动量传递等原理建立起来的数学模型。由于此方法要对机组的四大部件(蒸发器、冷凝器、膨胀阀、压缩机)分别建立数学模型,故涉及的变量较多,建模比较复杂。半经验模型是先确定描述热泵机组的半经验公式,然后根据热泵机组实际运行的样本数据做回归分析,确定半经验公式中各项系数的大小,从而得到热泵机组的数学模型。由于半经验模型不用关心热泵机组内部各个部件间复杂的热力学过程,故大大降低了建模的难度。ASHRAE 建议,对于建筑能耗分析计算,采用半经验模型更为合适^[8]。

为此,本文采取半经验模型对 GSHP 机组进行建模。由于 GSHP 机组的制热模式与制冷模式在建模方法上大同小异,为了节省篇幅,下面仅以 GSHP 机组制冷模式为例建模。

假设热泵机组在不同工况下满负荷运行时的制冷量为 CAP_{max} ,则 CAP_{max} 与蒸发器侧水流量、冷凝器侧水流量、蒸发器侧出口水温、源侧冷凝器侧进水水温有关。 CAP_{max} 可由以下函数表示:

$$CAP_{max} = f_1(M_e, M_c, T_{eo}, T_{ci}) \quad (1)$$

式中: M_e 为蒸发器侧水流量, kg/h; M_c 为冷凝器侧水流量, kg/h; T_{eo} 为蒸发器侧出口水温, °C; T_{ci} 为冷凝器侧进水水温, °C。

为统一量纲,可将式(1)改写为以下表达式:

$$CAP_{max} = CAP_0 \cdot CAP_r \quad (2)$$

$$CAP_r = f_2(r_{me}, r_{mc}, r_{Teo}, r_{Tci}) \quad (3)$$

式中: CAP_0 为机组在额定工况下满负荷运行时的制冷量, kJ/h; CAP_r 为机组在实际工况下制冷量的修正系数; r_{me} 为蒸发器侧实际水流量与额定水流量的比值; r_{mc} 为冷凝器侧实际水流量与额定水流量的比值; r_{Teo} 为蒸发器侧实际出口水温与额定出口水温的比值; r_{Tci} 为冷凝器侧实际回水水温与额定回水水温的比值。

当 T_{eo} 为设计值时,热泵机组需要达到的制冷量如式(4)所示:

$$Q = CM_e \Delta t \quad (4)$$

式中: Q 为热泵机组需要达到的制冷量, kJ/h; C 为流体的比热容, kJ/(kg·°C); Δt 为蒸发器侧供回水温差, °C。

当 $Q \leq CAP_{max}$ 时,保持蒸发器侧出口水温为设定水温,如 7 °C;由于热泵机组的制冷能力与冷凝器侧回水温度有关,当建筑需求的冷负荷增大到一定程度时,冷凝器侧回水温度就会大于额定回水温度。此时,热泵机组满负荷运行时的制冷量就会小于额定制冷量,这有可能导致建筑需要的制冷量大于热泵机组在此种工况下满负荷运行的制冷量,即 $Q > CAP_{max}$ 。当 $Q > CAP_{max}$ 时,参考 Type666 的处理方式,即通过提高蒸发器侧出口水温来使热泵

机组的制冷能力增强,从而满足当前制冷量的需求。

热泵机组部分负荷率的计算如式(5)所示:

$$PLR = Q / CAP_{max} \quad (5)$$

式中: PLR 为热泵机组部分负荷率。

热泵机组所需的输入功率不但与 M_e, M_c, T_{eo}, T_{ci} 有关, 还和机组部分负荷率有关, 如式(6)所示:

$$P = f_3(M_e, M_c, T_{eo}, T_{ci}, PLR) \quad (6)$$

为了便于后期做回归分析, 将 PLR 作为一个单独变量考虑^[9], 即:

$$P = f_4(M_e, M_c, T_{eo}, T_{ci}) f_5(PLR) \quad (7)$$

同样, 为便于统一量纲, 可将式(7)改写为如下表达式:

$$P = P_0 P_{r1} P_{r2} = P_0 f_6(r_{me}, r_{mc}, r_{Teo}, r_{Tci}) f_5(PLR) \quad (8)$$

式中: P_0 为热泵机组在额定工况下所需输入功率, kJ/h; P_{r1} 为满负荷下热泵机组输入功率修正系数; P_{r2} 为部分负荷下热泵机组输入功率修正系数。

冷凝器侧出口水温可由式(9)计算:

$$T_{co} = T_{ci} + (P + Q) / CM_c \quad (9)$$

式中: T_{co} 为冷凝器侧出口水温, $^{\circ}C$ 。

由式(4)、式(8)可计算出热泵机组的 COP (Coefficient of Performance), 如式(10)所示:

$$COP = \frac{Q}{P} = \frac{Q}{P_0 P_{r1} P_{r2}} \quad (10)$$

参考 DOE-2 半经验模型^[10], CAP_r, P_{r1}, P_{r2} 可由以下经验公式给出:

$$CAP_r = a_1 + b_1 r_{me} + b_2 r_{me}^2 + c_1 r_{mc} + c_2 r_{mc}^2 + d_1 r_{Teo} + d_2 r_{Teo}^2 + e_1 r_{Tci} + e_2 r_{Tci}^2 + f_1 r_{Teo} r_{Tci} \quad (11)$$

$$P_{r1} = a_2 + b_3 r_{me} + b_4 r_{me}^2 + c_3 r_{mc} + c_4 r_{mc}^2 + d_3 r_{Teo} + d_4 r_{Teo}^2 + e_3 r_{Tci} + e_4 r_{Tci}^2 + f_2 r_{Teo} r_{Tci} \quad (12)$$

$$P_{r2} = a_3 + a_4 PLR + a_5 PLR^2 \quad (13)$$

此数学模型的准确性依靠所采用的样本的准确性及数据量, 求解式(11)、式(12)、式(13)的样本数据来自于型号为 EXLSR530.1 的热泵机组提供的样本文件。可以利用 MATLAB 做多元非线性回归, 从而求解得出方程中的各项拟合系数。

首先对式(11)进行回归分析, 通过回归分析可得到如下方程:

$$CAP_r = 0.7465 + 0.3784 r_{me} - 0.1060 r_{me}^2 + 0.0252 r_{mc} + 0.0011 r_{mc}^2 + 0.1401 r_{Teo} + 0.0002 r_{Teo}^2 - 0.2520 r_{Tci} + 0.0682 r_{Tci}^2 - 0.0001 r_{Teo} r_{Tci} \quad (14)$$

其可决系数 $R^2=0.9968$, F 统计量值为 9541.3, 与统计量 F 对应的概率 $p=0$, 由于 $p<0.05$, 故该回归模型成立^[11]。

同样, 对式(12)进行回归分析, 得如下方程:

$$P_{r1} = 0.7360 + 0.1203 r_{me} - 0.0465 r_{me}^2 - 0.3843 r_{mc} + 0.1356 r_{mc}^2 + 0.0189 r_{Teo} - 0.0015 r_{Teo}^2 + 0.2167 r_{Tci} + 0.2055 r_{Tci}^2 \quad (15)$$

其可决系数 $R^2=0.9984$, F 统计量值为 19883, 与统计量 F 对应的概率 $p=0$, 由于 $p<0.05$, 故该回归模型成立。

对于式(13), 通过多项式拟合, 得到如下方程:

$$P_{r2} = 0.2726 - 0.08413 PLR + 0.8102 PLR^2 \quad (16)$$

其可决系数 $R^2=0.9991$, 可见拟合效果较好。

2 GSHP 机组模块开发

在开发 GSHP TRNSYS 模块时, 要设计好数据传输的接口, 以方便与其他模块进行数据传输。此模块的输入接口可由以下几个参数构成, 即: 蒸发器侧回水水温 T_{ei} , 蒸发器侧水流量 M_e , 冷凝器侧进水水温 T_{ci} , 冷凝器侧水流量 M_c 。其输出接口可由以下几个参数构成, 即: 蒸发器侧出水水温 T_{eo} , 蒸发器侧水流量 M_e , 冷凝器侧出水水温 T_{co} , 冷凝器侧水流量 M_c , 机组运行功率 P , 机组 COP , 机组提供的制冷量 CAP , 机组部分负荷率 PLR 。为了便于在 TRNSYS 仿真平台上对此热泵机组的性能进行定义, 还需要设置初始参数, 包括机组额定制冷量 CAP_0 , 机组额定 COP_0 , 蒸发器侧额定水流量 M_{e0} , 冷凝器侧额定水流量 M_{c0} , 蒸发器侧额定出水水温 T_{eo0} , 冷凝器侧额定进水水温 T_{ci0} , 以及式(11)、(12)、(13)各项拟合系数。以上述 GSHP 机组数学模型为理论基础编制 C 语言程序, 程序流程图如图 1 所示。基于 TRNSYS 仿真平台开发 GSHP 机组模块, 即 Type223。

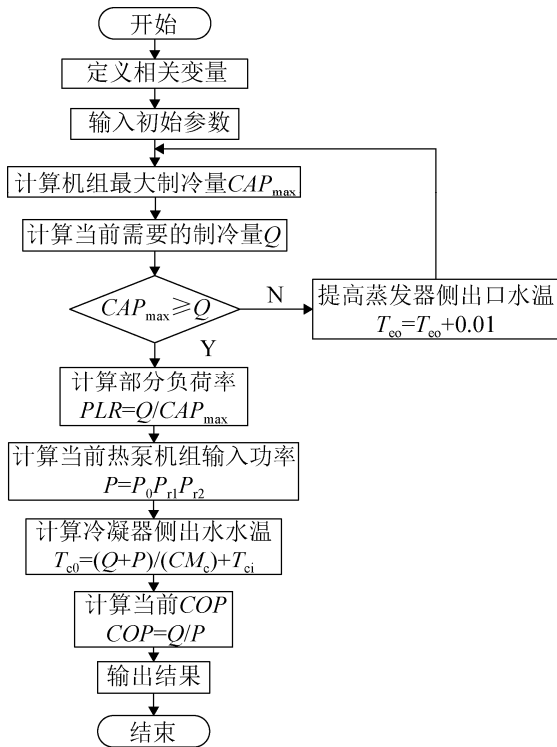


图 1 GSHP 机组程序流程图
Fig. 1 Program flow chart of GSHP unit

3 GSHP 机组模块验证

已知型号为 EXLSR530.1 的 GSHP 机组额定制冷量为 1 576 800 kJ/h, 额定 COP 为 5, 蒸发器侧额定水流量为 75 265 kg/h, 冷凝器侧额定水流量为 88 738 kg/h, 蒸发器侧额定出水水温为 7 °C, 冷凝器侧额定回水水温为 26.67 °C。

当蒸发器、冷凝器保持额定水流量, 蒸发器侧出水水温保持设定水温时, 机组 COP 随热泵机组部分负荷率、冷凝器进水水温变化 Type223 的模拟结果如图 2 所示。当热泵机组从满负荷逐渐减小时, 机组 COP 呈现先增大后减小的趋势, 主要原因如下:

- (1) 在部分负荷下运行时, 总的换热量减小, 热泵机组换热器的相对换热面积增大, 换热效率提高, 所以机组的效率也相应的提高了^[12]。
- (2) 在部分负荷下运行时, 冷凝温度降低, 蒸发温度升高, 从而导致机组的 COP 有所提高^[13]。
- (3) 在部分负荷下运行时, 制冷剂流量减小, 制冷剂在换热器内的流动阻力减小, 使得制冷量的

下降速度要低于压缩机功率的下降速度, 故机组的 COP 有所提高^[14]。

(4) 当制冷量继续下降, 制冷剂流量继续减小, 由于吸气量过低导致电机散热不足, 导致压缩机效率大幅度降低, 从而导致机组 COP 大幅度下降^[15]。

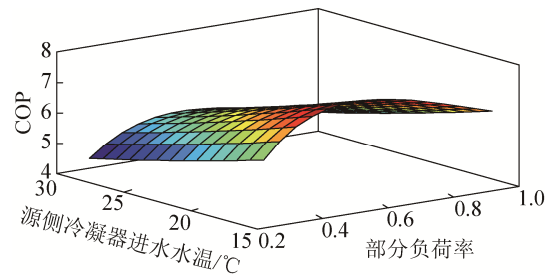


图 2 COP 随部分负荷率、冷凝器进水水温变化模拟结果
Fig. 2 COP simulation result with partial load rate and inlet water temperature of condenser

从图 2 还可以看到, 当冷凝器侧回水温度升高时, 机组 COP 呈下降趋势, 但机组部分负荷率对 COP 的影响规律并没有发生改变, 这与实际相符。可见, 此模型能够正确反应热泵机组在部分负荷下运行时性能的变化规律。

利用厂家提供的样本数据, 通过建立的 GSHP 模型对热泵机组在变流量条件下运行时的 COP 修正系数进行预测, 结果如图 3 所示。

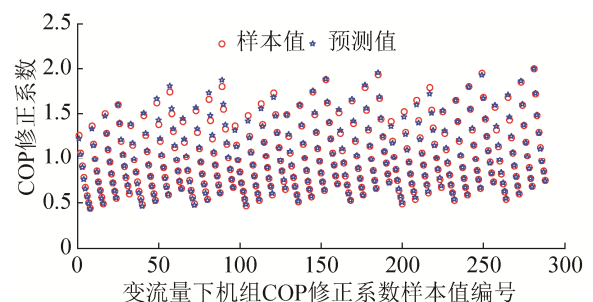


图 3 COP 修正系数预测值与样本值的比较
Fig. 3 COP correction coefficient comparison of predicted values and sample values

由图 3 可看出, COP 修正系数的预测值与样本值相差不大, 预测值的算术平均误差为 0.013 2, 标准误差为 0.019 3, 相对平均误差为 1.24%。有以上可知, 此模型具有较好的准确度。

4 GSHP 系统地源侧变频控制仿真研究

在整个 GSHP 中央空调系统中,水泵运行能耗约占系统总能耗的 20%~30%^[16]。由于 GSHP 系统设计选型是以最不利工况为依据来进行的,这将导致 GSHP 系统绝大多数时间在部分负荷下运行。据统计,在实际运行过程中,大多数空调系统在负荷率为 50%以下运行的时间超过了整体运行时间的 70%^[17],若空调水系统一直保持定流量运行势必造成很大的能量浪费。为此,研究 GSHP 水系统变流量运行对 GSHP 系统运行节能有着非常重要意义。目前负荷侧变流量运行的节能性已得到广泛的认可,工程实例也较多,但对于地源侧变流量运行的研究则较少。故本文用 Type223 来搭建地源侧变流量系统,探讨地源侧变流量运行对系统能耗的影响。

以济南市某办公楼为例,此办公楼的空调设计冷负荷为 876 kW,空调系统采用 GSHP 系统,埋管采用 DN32 双 U 埋管,孔间距为 5 m,地埋管井为 160 口,孔深为 100 m,土壤初始温度为 16 °C。冷热源采用两台同型号的 GSHP 机组联合运行,制冷模式下其额定运行功率为 88.89 kW。当建筑冷负荷小于等于设计负荷的 50%时,启动一台热泵机组;当建筑冷负荷大于设计负荷的 50%时,两台热泵机组并联运行。地源侧采用两台同型号变频泵,一泵对一机,其工频下额定运行功率为 13 kW,流量为 115 m³/h。地源侧水系统变频控制方式采用定温差变频,为了便于探讨地源侧变流量运行对系统能耗的影响,负荷侧按照定流量运行进行仿真。

由 TRNSYS 搭建的仿真系统如图 4 所示。首先通过 Type9e 读取由 TRNSYS 计算的建筑动态负荷数据,通过负荷判断计算器对负荷的大小进行判断,当建筑负荷小于等于一台机组额定制冷量时,启动一台机组,相反,则启动两台机组。Type114、Type219 分别为定频泵、变频泵模块,其启停与热泵机组一一对应,当两台变频泵同时运行时,保持两台水泵的运行频率相等。

在本仿真模型中,变频泵的期望流量(保持地

源侧供回水温差为设计值时系统所需流量)是根据地埋管换热器的释放热量与设定的供回水温差计算得到的,这样可以避免 PID 模块参数设定复杂以及在仿真过程中容易发散的问题。此系统仿真时间为 3 888~6 000 h,每天运行时间为 8:00-18:00。

为了保证系统安全高效的运行,应对变频泵的变频范围进行限制,确定其最小运行频率。最小运行频率可考虑以下两个方面的因素进行设定:

(1) 变频泵最小输送流量应不小于热泵机组安全运行所要求的最小流量,机组蒸发器和冷凝器内流量变化范围一般可为设计流量的 30%~130%^[17]。

(2) 变频泵最小输送流量应能保证地埋管内的流态为紊流,即雷诺数 $Re > 2300$,其计算公式如式(17)所示:

$$Re = du/\nu \quad (17)$$

式中: d 为地埋管内径, m; u 为管内流速, m/s; ν 运动粘度, m²/s。

通过式(17)可计算出保持管内流态为紊流的最小流速,进而计算出变频泵的最小输出流量。变频泵最小输出流量选取由以上两点计算得到的最小流量的最大值,通过计算,此处变频泵的最小运行频率不得小于 22 Hz。当地源侧供回水温差设定为 5 °C 以及变频泵最小运行频率为 22 Hz 时,地埋管出口水温与地源侧定流量运行时地埋管出口水温的比较如图 5 所示,冷凝器出口水温与地源侧定流量运行时的出口温度的比较如图 6 所示。

可见,当地源侧采用变流量运行时,地埋管出口水温有所降低,整个制冷季,地埋管出口水温较定流量运行平均降低 0.92 °C。这主要是因为当地源侧采用变流量运行时,地源侧流体流速降低,但地埋管中流体流态仍为紊流,且流体通过地埋管换热器的时间变长,这使得流体与土壤的换热更加充分,进而导致地埋管的出口水温降低。同时当地源侧采用变流量运行时,冷凝器出口水温较地源侧采用定流量运行时高,整个制冷季,平均高出 1.42 °C。这是因为通过冷凝器的流量减小,冷凝器的冷凝温度升高所致。

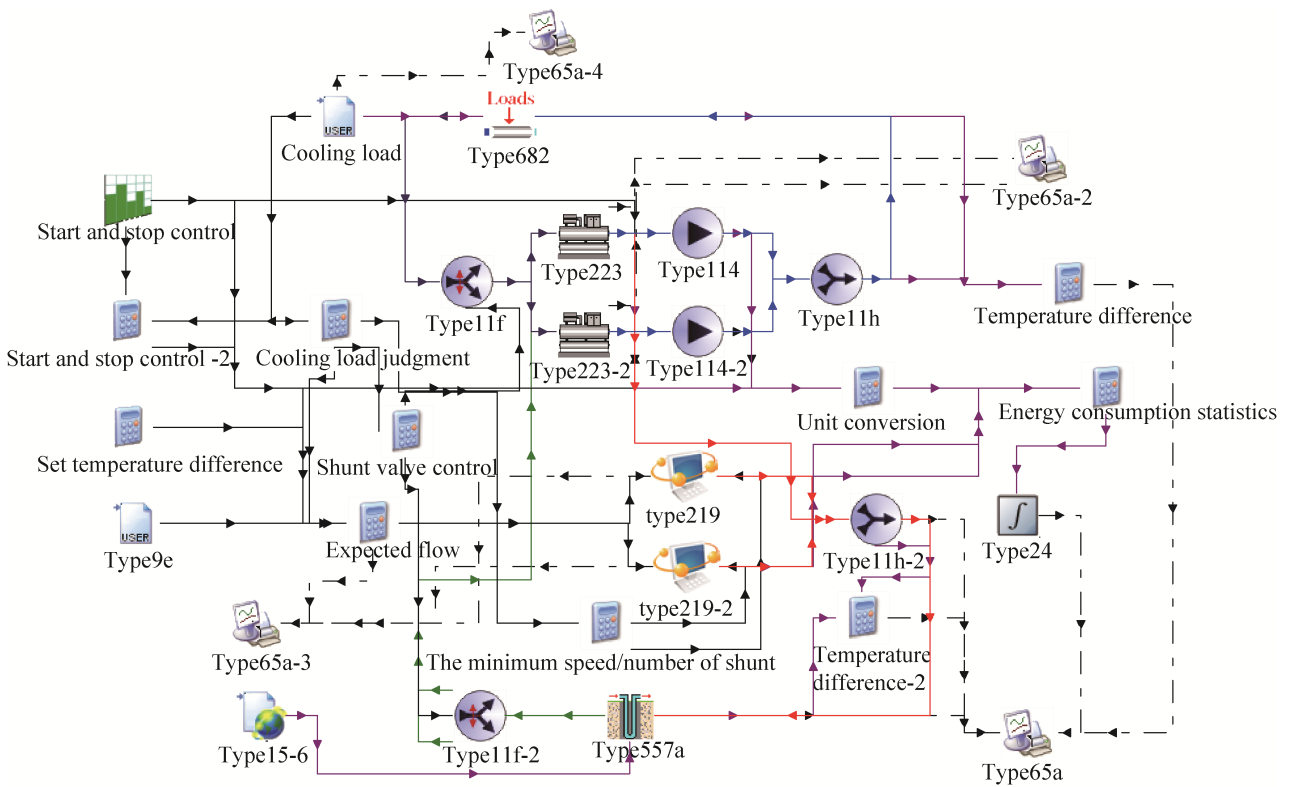


图 4 GSHP 地源侧变流量系统仿真模型

Fig. 4 Simulation model of GSHP system with variable flow at ground source side

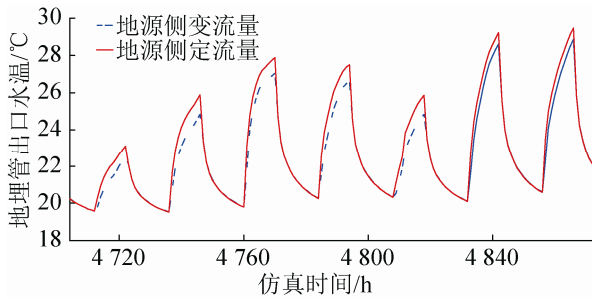


图 5 地源侧变流量与定流量地埋管出口水温比较
Fig. 5 Outlet water temperature comparison of buried pipes with variable flow and constant flow at ground source side

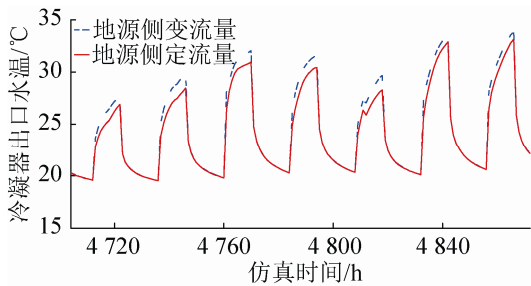


图 6 地源侧变流量与定流量冷凝器出口水温比较
Fig. 6 Outlet water temperature comparison of condenser with variable flow rate and fixed flow rate at ground source side

热泵机组能耗、地源侧水泵能耗、地源侧总能耗(机组和水泵能耗)随变频泵最小运行频率的变化曲线如图 7 所示,当变频泵最小运行频率逐渐增大时,整体输送水量逐渐增大,变频泵的运行能耗逐渐增大,由于变频泵的输送水量逐渐增大,使热泵机组的 COP 有所提高,运行能耗逐渐降低。当变频泵最小运行频率小于 30 Hz 时,地源侧总运行能耗变化较小,当变频泵最小运行频率大于 30 Hz 时,地源侧总运行能耗则迅速增大。

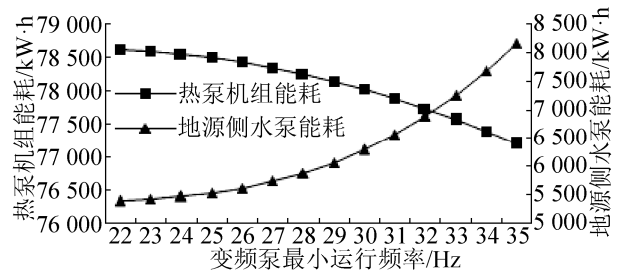


图 7 热泵机组、地源侧水泵能耗曲线
Fig. 7 Energy consumption curves of heat pump unit and water pump at ground source side

当地源侧供回水温差设定为 5 °C、变频泵最小运行频率设定为 22 Hz 时,其各项能耗与地源侧定流量运行时的各项能耗的比较如表 1 所示。地源侧定流量运行时,水泵运行功率为 10.6 kW。

表 1 地源侧定流量与变流量运行能耗比较

Tab. 1 Operation energy consumptions comparison of constant flow rate and variable flow rate at ground source side

项目	定流量	变流量	节电率/%
热泵机组运行 能耗/kW·h	73 774	78 620	-6.57
地源侧水泵运 行能耗/kW·h	16 059	5 397	66.39
地源侧总运行 能耗/kW·h	89 833	84 017	6.47

5 结论

基于地源热泵机组机理知识和样本数据,采用多元非线性回归方法建立地源热泵机组数学模型,开发了新的 GSHP 机组 TRNSYS 模块 Type223,通过对 Type223 数学模型的检验,发现其能正确的反应机组性能和变化规律。

利用 Type223 模块搭建了 GSHP 系统地源侧变频控制仿真平台,研究了地源侧变流量运行对系统能耗的影响。研究发现,在控制好变频泵变频范围的情况下,地源侧变流量运行较地源侧定流量运行:其地埋管回水温度有所降低;冷凝器出水温度有所升高;热泵机组运行能耗有所增加,但增加较少;水泵运行能耗大幅度减少。当地源侧供回水温差控制为 5 °C、变频泵最小运行频率设定为 22 Hz 时,地源侧水泵的节电率高达 66.39%,地源侧总运行能耗可节省 6.47%。若负荷侧也采用变流量运行,其节能性可进一步提高。

参考文献:

[1] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2013: 55-56.
Building energy conservation research center, Tsinghua university. Annual development report of building energy conservation of China[M]. Beijing: China building

industry press, 2013: 55-56.

- [2] Mattia De Rosa, Félix Ruiz-Calvo, José M Corberán. A novel TRNSYS type for short-term borehole heat exchanger simulation:B2G model[J]. Energy Conversion and Management(S0196-8904), 2015, 100: 347-357.
- [3] Kizilkan O, Dincer I. Borehole thermal energy storage system for heating applications: thermodynamic performance assessment [J]. Energy Conversion and Management(S0196-8904), 2015, 90: 53-61.
- [4] Zhang C, Chen P, Liu Y, et al. An improved evaluation method for thermal performance of borehole heat exchanger[J]. Renewable Energy(S0960-1481), 2015, 77: 142-151.
- [5] Hatef Madani, Joachim Claesson, Per Lundqvist. Capacity control in ground source heat pump systems Part I: modeling and simulation[J]. International Journal of Refrigeration(S0140-7007), 2011, 34(6): 1338-1347.
- [6] J M Corberana, D P Finn, C M Montaguda, et al. A quasi-steady state mathematical model of an integrated ground source heat pump for building space control[J]. Energy and Buildings (S0378-7788), 2011, 43(1): 82-92.
- [7] 李威. 用于建筑环境设计的冷水机组数学模型[D]. 武汉: 武汉纺织大学, 2011.
Li Wei. Chiller model for building environment design[D]. Wuhan: Wuhan Textile University, 2011.
- [8] 燕达, 夏建军. 建筑环境设计模拟分析软件 DeST 第九讲: 冷热源与水系统模拟分析(下)[J]. 暖通空调, 2005, 35(3): 56-64.
Yan Da, Xia Jianjun. Building environment design simulation software DeST(9) :simulation and analysis of cooling/heating plants(part2)[J]. Journal Heating Ventilating and Airconditioning, 2005, 35(3): 56-64.
- [9] Hydeman M, Gillespie K L. Tools and techniques to calibrate electric chiller component models[J]. ASHRAE Transactions(S0001-2505), 2002, 108(1): 733-741.
- [10] 佐政, 胡文斌. 基于建筑全年动态冷负荷的冷水机组优化配置方案[J]. 暖通空调, 2009, 39(2): 96-100.
Zuo Zheng, Hu Wenbin. Optimized chiller unit configuration based on all-year dynamic cooling load[J]. Journal Heating Ventilating and Airconditioning, 2009, 39(2): 96-100.
- [11] 李柏年, 吴礼斌. MATLAB 数据分析方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 2014: 66-73.
Li Boning, Wu Libin. MATLAB data analysis method[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2014: 66-73.

(下转第 929 页)