

文章编号: 1671-6612 (2021) 04-552-05

热源塔在不同城市的供暖特性分析

卫俊宇¹ 吕怿非¹ 向 阳¹ 卢 军¹ 王琳玉² 殷叔靖²

(1. 重庆大学土木工程学院 重庆 401331;

2. 江苏辛普森新能源有限公司 扬州 225127)

【摘 要】 热源塔热泵系统在夏热冬冷地区作为冬季热源是一个很好的尝试。建立开式横流热源塔内部的传热传质数值模型,并在 TRNSYS 中建立热源塔热泵系统模型。确定建筑模型后计算出重庆地区的全年逐时负荷,然后确定供暖季的冷热源选型。选取成都、重庆、武汉 3 个城市作为分析对象,综合分析建筑用 3 台热源塔的冬季换热性能。结果表明,热源塔溶液进、出口温度随空气露点温度而变化;建筑负荷升高,热源塔溶液进、出口温差增大,逼近度升高;潜热换热量随着空气含湿量的升高而增大,潜热比的变化趋势与潜热换热量相同;机组 COP 高于系统 COP,机组 COP 随着空气含湿量的升高而增大。热源塔热泵系统在冬季低温高湿地区更适用。

【关键词】 开式横流热源塔;逼近度;潜热换热量;性能系数

中图分类号 TU831.7 文献标识码 A

Analysis on Heating Characteristics of Heat Source Tower in Different Cities

Wei Junyu¹ Lv Yifei¹ Xiang Yang¹ Lu Jun¹ Wang Linyu² Yin Shujing²

(1.School of Civil Engineering, Chongqing University, Chongqing, 401331;

2.Jiangsu Simpson New Energy Co., Ltd, Yangzhou, 225127)

【Abstract】 The heat source tower heat pump system is a good attempt as heat source in winter in hot summer and cold winter area. In this paper, the numerical model of heat and mass transfer in the open cross flow heat source tower is established, and the heat pump system model of the heat source tower is established in TRNSYS. After the building model is determined, the annual hourly load of Chongqing is calculated, and then the selection of cold and heat sources in heating season is determined. Taking Chengdu, Chongqing and Wuhan as the analysis objects, the winter heat transfer performance of three heat source towers for buildings is analyzed comprehensively. The results show that the inlet and outlet temperatures of the solution vary with the air dew point temperature; With the increase of the building load, the temperature difference between the inlet and outlet of the solution in the heat source tower increases, and the approximation degree increases; The latent heat transfer increases with the increase of air moisture content, the change trend of latent heat ratio is the same as that of latent heat transfer; The COP of the unit is higher than that of the system, and the COP of the unit increases with the increase of air moisture content. Heat source tower heat pump system is more suitable in low temperature and high humidity area in winter.

【Keywords】 open cross flow heat source tower; approximation degree; latent heat transfer; coefficient of performance

作者(通讯作者)简介: 卫俊宇(1997.1-),女,在读硕士研究生, E-mail: wjy777880@qq.com

收稿日期: 2021-07-05

0 引言

随着社会经济发展和生活水平增长,居民对室内舒适度的要求越来越高,为了满足要求,建筑能

耗将不可避免的持续增加。中国虽然自然资源丰富,但我国能源“富煤、缺油、少气”的国情决定了未来煤炭依然是我国的供能主力,而燃烧煤炭生成的

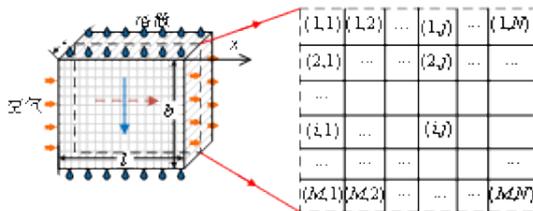
多种有毒有害气体不仅导致生态环境的破坏, 还威胁到居民的身体健康^[1]。目前我国空调系统能耗在建筑总能耗中约占 50%~70%^[2], 因此空调系统的节能降耗是重中之重。传统的中央空调系统历经多年发展已趋近于成熟, 但仍存在各种各样的不足。因此有专家学者提出通过逆用冷却塔原理可以得到热源塔^[3], 相较于传统的冷热源形式, 热源塔热泵系统具有更加高效、节能、环保的优点。

本文基于热源塔内部的传热传质数值模型建立了热源塔热泵系统模型, 然后对热源塔在成都、重庆、武汉共 3 个城市的冬季供暖特性进行分析。

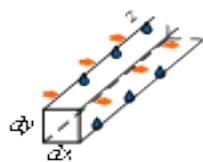
1 热源塔数学模型与系统模型建立

1.1 热源塔数学模型的建立

在 TRNSYS 软件中, 没有开式横流热源塔模块, 也没有其对应热泵机组的相关计算组件, 因此作者将自行编写热源塔模块及其对应热泵机组计算组件。首先确定塔内部的传热传质数值模型, 热源塔在冷却塔的基础上进行了一定程度的改造。供冷季, 热源塔相当于冷却塔, 经过热源塔处理的冷却水来到热泵主机中的冷凝器吸收冷媒的热量; 供暖季, 热源塔中的工作介质变成低温抗冻溶液, 溶液流入热源塔在填料区吸收来自空气的热量再传递给蒸发器^[4]。因此在建立模型时, 只需完成热源塔在供暖季时计算模型的建立, 供冷季将溶液相关参数值改为水的参数值即可。



(a) 填料区三维流动模型图 (b) 有限差分法求解示意图



(c) 单个微元体

图 1 开式横流热源塔

Fig.1 Open cross flow heat source tower

塔内热质交换过程如图 1 (a) 所示, 塔外空

气通过风机的作用由水平方向 (即 x 轴) 进入填料区, 通过喷嘴将抗冻溶液均匀喷淋在填料上, 溶液沿垂直方向 (即 y 轴) 流经热源塔。在溶液由上至下的流动过程中, 其与空气充分接触并进行传热传质^[5]。当空气温度与溶液温度不一致时, 温度差促使两者发生显热交换; 当空气与溶液界面存在含湿量差时, 二者发生质交换, 此时潜热换热成为主要部分。

为了方便塔内热质交换数值模型的建立, 先设定以下条件: (1) 换热过程始终处于稳态且均为均匀流动; (2) 热质交换过程仅存在于塔内, 与外界绝热绝湿; (3) 溶液仅在填料层表面与空气发生传热传质; (4) 微元体之间不存在热质交换; (5) 空气与溶液的物理性质始终保持不变; (6) 溶液的溶质无损失^[6]。

为便于分析, 将热源塔传热传质三维模型简化为二维模型, 能量平衡方程的微分形式如式 (1) 所示。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{q_{m,air} h_{air}}{h} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{q_{m,sol} h_{sol}}{l} \right) = 0 \quad (1)$$

其中, $q_{m,air}$ 为空气质量流量; $q_{m,sol}$ 为溶液质量流量, kg/s; h_{air} 为湿空气的比焓; h_{sol} 为溶液的比焓, kJ/kg; h 和 l 分别为热源塔 z 轴和 x 轴方向上的长度, m。

根据进入微元体的湿量应等于离开微元体的湿量, 可以得到质量平衡方程的微分形式如式 (2) 所示。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{q_{m,air} \omega_{air}}{h} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{q_{m,sol} \omega_{sol}}{l} \right) = 0 \quad (2)$$

其中, ω_{air} 为湿空气的含湿量; ω_{sol} 为溶液的含湿量, g/kg。

根据前文设定的条件, 溶液的溶质在整个换热过程中没有损失, 则有式 (3)。

$$d(q_{m,sol} \theta_s) = 0 \quad (3)$$

其中, θ_s 为溶液的溶质质量分数, %。

利用有限差分法对方程进行求解, 图 1 (b) 表示的是有限差分法的求解示意图。在 X 方向上分成 N 份, Y 方向上分成 M 份, 对于第 (i, j) 个微元体, 式 (1) - (3) 可以进行离散求解。

1.2 系统模型的建立

作者将建立的热源塔数值模型用 FORTRAN

语言进行编写后，封装成独立的热源塔模块，并在 TRNSYS 中进行运算，使用 TRNSYS 中现有的组

件库以及在前文中搭建的热源塔及热泵机组组件，建立了热源塔热泵系统模型如图 2 所示。

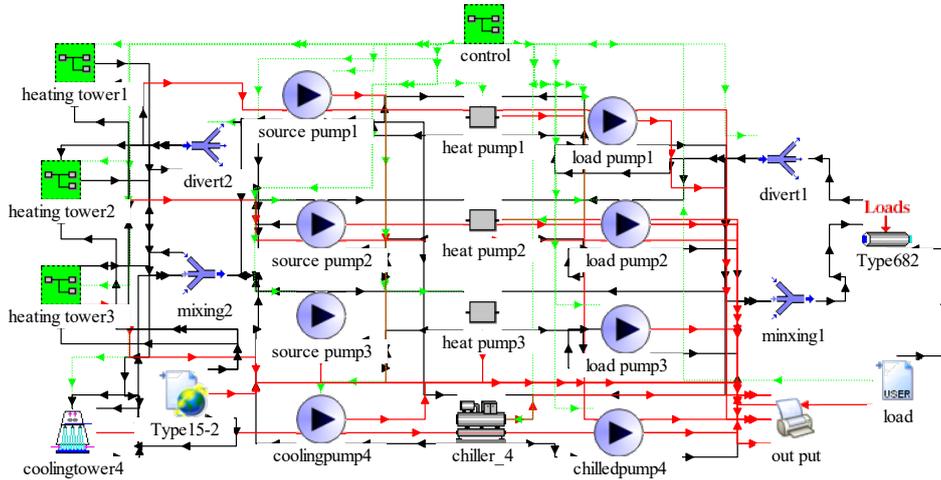


图 2 在 TRNSYS 软件中建立的系统模型

Fig.2 System model established in TRNSYS software

2 建筑模型建立与负荷计算

2.1 建筑模型的建立

本文所研究建筑包括商业、办公和住宅建筑，如图 3 所示为 SketchUP 软件建立的该建筑的 3D 模型，图 3 (a)、(b)、(c) 分别表示的是商业、办

公和住宅建筑，空调面积分别为 35196.95m²、38650.33m²、5916.81m²。将三类建筑的负荷逐时相加可以得出该建筑群总的逐时负荷，在计算冷、热负荷时采用“温度水平”方法。



(a) 商业



(b) 办公



(c) 住宅建筑

图 3 该建筑的 3D 建模

Fig.3 3D modeling of the building

2.2 全年负荷的计算

本文对成都、重庆、武汉共 3 个城市进行比较分析，气象参数均从 Meteonorm 数据库中导出。由于本文研究重点是在不同的气象参数情况下比较热源塔运行时的换热特性，因此在后文讨论中，负荷数据及系统组件参数都用在重庆气象条件下得出的结果，只改变在系统运行时热源塔所处环境的气象参数。

重庆地区的全年逐时负荷如图 4 所示，最大冷、热负荷分别为 7145.30kW、2906.24kW，冷、热负荷指标分别为 112.21W/m²、45.64W/m²。

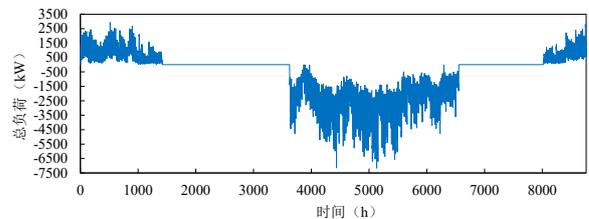


图 4 重庆地区的全年逐时负荷

重庆地区的全年逐时负荷如图 4 所示，最大冷、

Fig.4 Annual hourly load in Chongqing

本文针对供暖季进行分析研究, 因此仅考虑供暖季的冷热源选型, 选型为: 1 小 2 大共 3 台热泵机组, 其中小机组额定制冷、热量分别为 884.6kW、863.6kW, 对应机组侧、负荷侧水泵的额定流量分别为 200m³/h、160m³/h, 对应热源塔的额定功率为 12kW; 大机组额定制冷、热量分别为 1093.2kW、1073.4kW, 对应机组侧、负荷侧水泵的额定流量分别为 250m³/h、200m³/h, 对应热源塔的额定功率为 14kW。

3 热源塔冬季换热性能分析

3.1 溶液进、出口温度

如图 5 所示分别为成都、重庆、武汉的热源塔溶液进、出口温度。

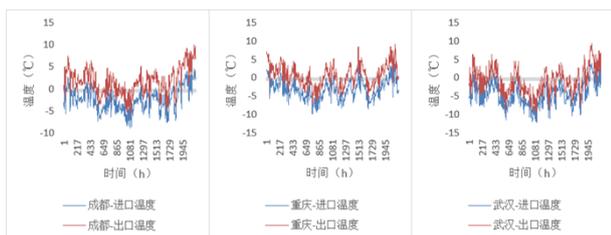


图 5 成都、重庆、武汉市的热源塔溶液进、出口温度

Fig.5 Solution inlet and outlet temperature of heat source tower in Chengdu, Chongqing and Wuhan

成都市热源塔溶液进、出口温度平均值为 -2.40°C 和 1.56°C, 重庆市热源塔溶液进、出口温度平均值为 -3.22°C 和 0.60°C, 武汉市热源塔溶液进、出口温度平均值为 -4.59°C 和 -0.96°C。溶液在整个供暖季的最低和最高温度出现在热源塔的进口和出口处, 成都市分别为 -8.91°C 和 9.96°C, 重庆市分别为 -9.84°C 和 9.09°C, 武汉市分别为 -12.12°C 和 9.27°C。

结合室外空气的露点温度可以发现, 热源塔溶液进、出口温度随露点温度而变化, 且塔入口温度低于塔出口温度低于露点温度。理想的塔出口温度应无限接近露点温度, 若高于露点温度, 溶液就无法从空气中获取潜热。

3.2 溶液进、出口温度差与逼近度

逼近度定义为室外空气的湿球温度与溶液出口温度的差值, 如式 (4) 所示。如图 6 所示分别为成都、重庆、武汉的热源塔溶液进、出口温度差和逼近度。

$$A = t_{out} - t_w \quad (4)$$

其中, t_{out} 为溶液出口温度, t_w 为室外空气的湿球温度, °C。

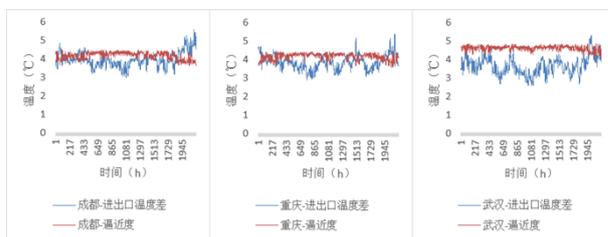


图 6 成都、重庆、武汉市的热源塔溶液进、出口温度差和逼近度

Fig.6 Temperature difference and approximation degree of solution inlet and outlet of heat source tower in Chengdu, Chongqing and Wuhan

从图 6 中可以看出逼近度的波动幅度小于热源塔溶液进、出口温度差的波动幅度。成都、重庆、武汉的热源塔溶液进、出口温度差波动范围在 2.97~5.62°C、2.88~5.37°C、2.56~5.29°C, 逼近度在 3.62~4.50°C、3.54~4.43°C、4.09~4.84°C。当建筑负荷升高时, 塔侧换热器的换热量随之增加, 水流量不变时, 热源塔溶液进、出口温度差就会增大, 塔入口温度和塔出口温度都降低, 逼近度升高。

3.3 换热量与潜热比

潜热比 ζ 定义为潜热换热量占总换热量的比例, 如式 (5) 所示。如图 7 所示分别为成都、重庆、武汉的换热量和潜热比。

$$\zeta = \frac{Q_2}{Q} \quad (5)$$

其中, Q_2 为潜热换热量, Q 为总换热量, kJ/kg。

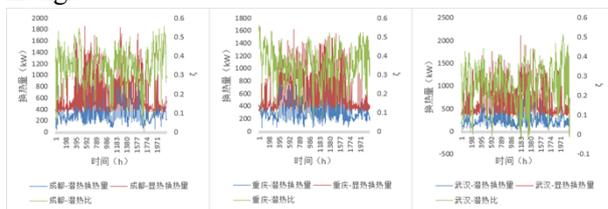


图 7 成都、重庆、武汉市的热源塔显热换热量、潜热换热量和潜热比

Fig.7 Sensible heat transfer, latent heat transfer and latent heat ratio of heat source tower in Chengdu, Chongqing and Wuhan

从图 7 中可以看出换热量和潜热比的波动幅度都较大。成都市显热、潜热换热量和 ζ 范围为

321~1855kW、2~1105kW、0.3%~56%；重庆市显热、潜热换热量和 ζ 范围为 294~1616kW、48~1102kW、6%~56%；武汉市显热、潜热换热量和 ζ 范围为 308~2110kW、-39~1018kW、-3%~52%，其中潜热换热量为负值说明溶液边界层的水蒸气分压力大于主流空气中的水蒸气分压力，潜热的传递方向为溶液到空气。

结合室外空气的含湿量可以发现，总体上潜热换热量随着含湿量的升高而增大，为正相关，这是因为主体空气中的水蒸气分压随着含湿量的升高而增大，水蒸气从空气传递到溶液的能力提高，潜热换热量随之增长。

3.4 机组 COP 与系统 COP

机组 COP 和系统 COP 的计算如式 (6) 和式 (7) 所示。

$$COP = \frac{q_{m,load} C_{p,load} \Delta t_{load}}{3600 \sum N} \quad (6)$$

$$COP_{sys} = \frac{q_{m,load} C_{p,load} \Delta t_{load}}{3600 (\sum N + \sum N_{AE})} \quad (7)$$

其中， $q_{m,load}$ 为流体质量流量，kg/h； $C_{p,load}$ 为流体比热，kJ/(kg·°C)； Δt_{load} 为流体进出口温差，°C； $\sum N$ 为所有热泵机组耗功率之和， $\sum N_{AE}$ 为热泵机组所有附属设备耗功率之和，kW。

如图 8 所示分别为成都、重庆、武汉的机组 COP 和系统 COP 随时间变化的关系。

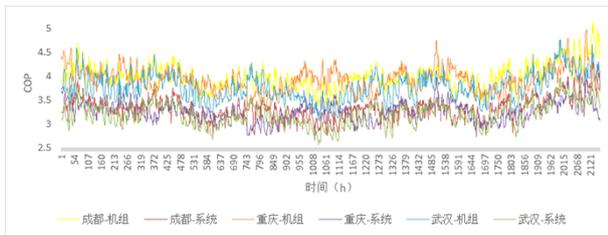


图 8 成都、重庆、武汉市的机组 COP 和系统 COP

Fig.8 Unit COP and system COP in Chengdu, Chongqing and Wuhan

从图 8 中可以看出机组 COP 整体大于系统 COP。成都、重庆、武汉的机组 COP 平均值为 3.99、3.93、3.77，系统 COP 平均值为 3.33、3.26、3.20。

结合室外空气的含湿量可以发现，总体上供暖季机组 COP 随着含湿量的升高而增大，这是因为

空气中含湿量增大，热源塔从空气中获得的热量增多，机组更好满足建筑负荷的需求，机组 COP 随之增大。相比于武汉，成都、重庆的机组 COP 更高，超过 3.9，这是因为成都、重庆冬季室外空气的含湿量更高，而系统 COP 较为接近。

4 结论

作者分析了 3 个城市不同气象条件下的热源塔溶液进、出口温度，溶液进、出口温度差与逼近度，换热量与潜热比等，得出以下结论：

(1) 建筑负荷改变时，塔侧换热量也改变，在水流量不变时，溶液进、出口温度差随之改变。气象参数改变也会引起进、出口温度差改变。3 个城市的热源塔溶液进、出口温度差平均值均高于 3.6°C，成都和重庆的逼近度平均值较小，在 4.2°C 以下，武汉较大，在 4.5°C 以上。

(2) 在供暖季，机组 COP 大体上随着含湿量的升高而增大，这是由于含湿量升高，热源塔从室外空气中获取的热量增多，机组更能满足负荷需求，因此机组 COP 也增大。

(3) 相比于武汉，成都和重庆在供暖季的室外空气含湿量平均值更大，机组 COP 和系统 COP 也更大，但凝水量也更大。可以看出热源塔热泵系统在成都、重庆这样的冬季低温高湿地区更适用，但需注意系统结冻问题。

参考文献：

- [1] 袁琳琳. 叉流开式热源塔热泵系统在铁路站房的应用研究[D].重庆:重庆大学,2019.
- [2] 陈红,屈靖华,魏孝民.我国暖通空调技术与建筑节能[J].科技信息,2013,(16):398.
- [3] 冯荣,孟欣,邓建平,等.冷却塔逆用吸热做热源塔技术研究现状[J].化工进展,2018,37(11):4135-4142.
- [4] 姚丽华. 热源塔换热性能研究与应用[D]. 南京: 南京师范大学,2015.
- [5] 吕珍余.基于填料优化的热源塔热质传递性能研究[D]. 南京:东南大学,2017.
- [6] X H Liu, Y Jiang, K Y Qu. Heat and mass transfer model of cross flow liquid desiccant air dehumidifier/regenerator[J]. Energy Conversion and Management, 2007,48(2):546-554.

