

DOI:10.11784/tdxbz202412024

区域供冷系统并联板式换热器群换热特性研究

朱春光^{1,2,3}, 王朝晖², 田喆¹, 段焕丰⁴, 罗曙光², 蔡润华²

- 天津大学环境科学与工程学院, 天津 300350;
- 深圳市前海能源科技发展有限公司, 深圳 518066;
- 深圳市前海建设投资控股集团有限公司, 深圳 518066;
- 香港理工大学土木及环境工程学系, 香港 999077)

摘要: 由多组板式换热器组成的并联板式换热器群常应用于区域供冷系统。此外, 冰蓄冷空调系统中通常利用并联板式换热器群实现融冰子系统、乙二醇子系统、冷冻水子系统之间的热量交换。但现有对于冰蓄冷空调系统中设备群的研究主要集中在冰蓄冷与冷水主机负荷分配策略的优化研究及变频泵组的运行调节方法, 而并联板式换热器群的换热特性的规律尚未被广泛认识。本文以前海区域供冷 2 号供冷站融冰系统板式换热器群为研究对象, 采用 FloMaster 仿真平台建立 5 台板式换热器及 15 台水泵的并联板式换热器群数学模型, 研究水泵运行参数、板式换热器群换热面积及水泵连接方式对板式换热器群换热特性的影响, 并提出一种基于板式换热器群换热功率、出水温度及泵组安全转速三重约束的板式换热器群运行策略优化方法。结果表明: 在部分负荷下, 板式换热器群并非投入换热的换热面积越多越好, 亦不可一概而论地认为板式换热器群两侧均采用多机对多泵与两侧均采用一机对一泵的优劣。此外, 水泵运行参数对板式换热器群换热量、耗电换热量比及出水温度等换热特性的影响规律具有普适性。本研究为暖通空调领域并联板式换热器群的设计及使用提供了理论依据。

关键词: 并联板式换热器群; 换热特性; 最优运行策略; 区域供冷系统

中图分类号: TV137 文献标志码: A 文章编号: 0493-2137(2025)10-1031-14

Research on Heat Transfer Characteristics of Parallel Plate Heat Exchanger Clusters for District Cooling Systems

Zhu Chunguang^{1,2,3}, Wang Zhaohui², Tian Zhe¹, Duan Huanfeng⁴,
Luo Shuguang², Cai Runhua²

- School of Environmental Science and Engineering, Tianjin University, Tianjin 300350, China;
- Shenzhen Qianhai Energy Technology Development Co., Ltd., Shenzhen 518066, China;
- Shenzhen Qianhai Construction Investment Holding Group Co., Ltd., Shenzhen 518066, China;
- Department of Civil and Environmental Engineering, The Hong Kong Polytechnic University, Hong Kong 999077, China)

Abstract: Parallel plate heat exchanger clusters, consisting of multiple plate heat exchangers, are widely used in district cooling systems. They also play a critical role in ice storage air conditioning systems, where they facilitate heat exchange among ice melting subsystems, glycol subsystems, and chilled water subsystems. However, most existing research on ice storage air conditioning systems has focused largely on optimizing load distribution strategies for ice storage and chilled water mainframes or improving the operation of variable frequency pumping units. The heat transfer characteristics of parallel plate heat exchanger clusters remain underexplored. The present study thus aims to

收稿日期: 2024-12-24; 修回日期: 2025-02-07.

作者简介: 朱春光 (1988—), 男, 博士, 高级工程师, zhucg@qhholding.com.

通信作者: 王朝晖, wangzh@qhholding.com.

基金项目: 广东省科技创新专项资金资助项目 (2023A0505030007); 国家自然科学基金资助项目 (51978449).

Supported by the Special Fund for Science and Technology Innovation of Guangdong Province, China (No. 2023A0505030007), the National Natural Science Foundation of China (No. 51978449).

address this knowledge gap by focusing on a plate heat exchanger cluster within an ice melting system at Qianhai Regional Cooling Station No. 2. Using the FloMaster simulation platform, a mathematical model of the parallel plate heat exchanger cluster is developed. The cluster consists of five plate heat exchangers and 15 pumps. The study investigates the influence of pump operating parameters, the heat transfer area, and the pump connection method on the heat transfer characteristics of the plate heat exchanger cluster. The paper proposes an operation strategy optimization method for the plate heat exchanger cluster, with a focus on heat exchange power, water temperature, and pump cluster safety speed. The findings indicate that under conditions of partial load, the plate heat exchanger cluster's placement within the heat transfer area is not a universal solution. Contrary to expectation, using more machines in conjunction with more pumps does not necessarily enhance cluster effectiveness, and vice versa. Furthermore, the heat transfer characteristics of the plate heat exchanger cluster, including heat exchange capacity, power consumption-to-heat exchange ratio, and outlet water temperature, are influenced universally by pump operating parameters. This study provides a theoretical basis for the design and application of parallel plate heat exchanger clusters in the HVAC field.

Keywords: parallel plate heat exchanger cluster; heat transfer characteristics; optimized operation strategy; district cooling system

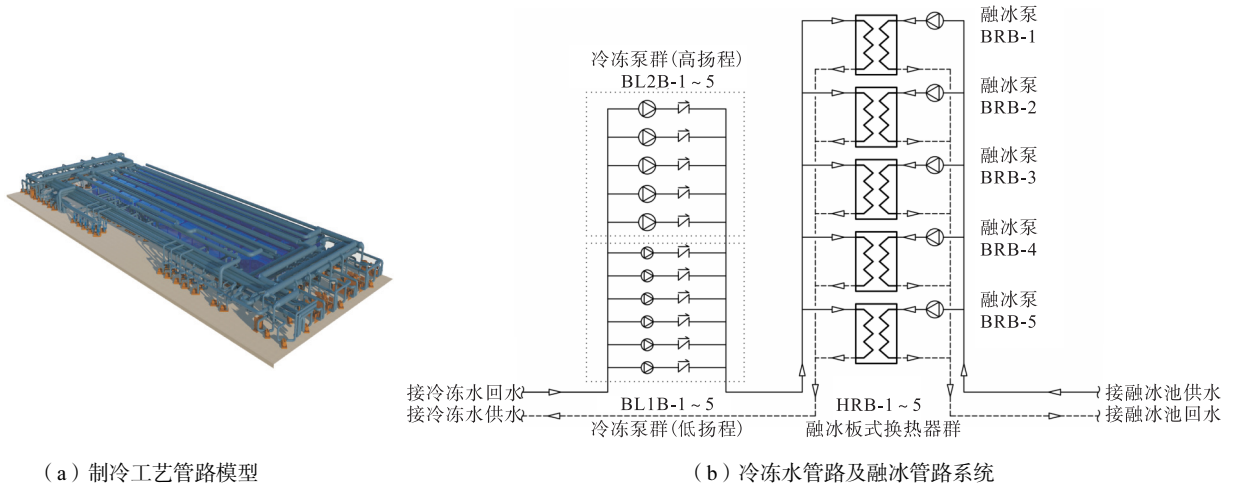
冰蓄冷技术作为区域供冷系统对电网“削峰填谷”的关键技术,提升了片区建筑群建筑负荷的柔性。在区域供冷系统中,供冷管网分为开式系统和闭式系统,其中供冷管网与蓄冰水池通过换热器隔离的闭式融冰系统,因蓄冰水池的水质不易被外管网的水质污染,降低了蓄冰盘管的腐蚀速率。闭式融冰系统中常常包含多组并联的融冰板式换热器,而并联板式换热器群的换热特性鲜有学者研究。

目前对于冰蓄冷空调系统中设备群的研究主要集中于融冰供冷与冷水主机负荷分配策略的优化研究^[1-3]及变频泵组的运行调节方法^[4-5],其中对于变频泵组运行策略的研究,大部分学者基于变频工况性能曲线工况点相似的假设,使用水泵相似率进行分析^[6-7],但也有学者指出除非管网的阻抗为常数,否则水泵相似率不适用于变频泵组的分析^[8]。文献[9-10]根据管网阻抗特性和变流量运行时的流量变化规律,研究了变频运行水力特性,确定了变频泵群运行的边界。此外,对于空调系统中板式换热器的研究主要集中于单台换热器的换热性能^[11-12]、阻力性能^[13-14]及多级板式换热器的调适方法^[15]。基于前海区域供冷的运行经验及研究成果^[16-19],闭式外融冰系统中,管网的阻抗并非常数。现有对于空调系统设备群的研究,忽略了管网中止回阀^[20]等特殊阻力构件的局部阻力系数随开度的变化而变化的特性,也未考虑一机对一泵与多机对多泵的泵组连接形式对系统换热特性的影响。因此并联板式换热器群的换热特性的规律尚未被广泛认识,用于指导设计及工程应用的研究成果也较匮乏。本文以前海区域供冷 2 号供冷站融冰系统为研

究对象,建立并联板式换热器群的数学模型,就并联板式换热器群的换热特性进行分析和探讨,以期能为今后暖通空调领域并联板式换热器群的设计及使用提供理论依据。

1 前海区域供冷 2 号供冷站融冰系统板式换热器群概况

前海区域供冷 2 号供冷站是前海区域供冷系统的首座供冷站,供冷站附建于卓越前海项目的地下 2 层至 4 层,总建筑面积 13 300 m²,采用电制冷+冰蓄冷技术。2 号供冷站一期融冰系统配备 5 台换热量 8 440 kW 的融冰板式换热器,其中冷侧与蓄冰水池相连,采用一机对一泵的方式布置,热侧与供冷站分集水器相连,采用多机对多泵的方式布置。供冷站可根据用户负荷情况选择全融冰、双工况主机+融冰板式换热器串联或双工况主机直供的方式供冷,因此供冷站冷冻水系统配备一大一小两种扬程的冷冻水一级泵。当供冷站采用联合供冷模式时,启用高扬程的大泵,当供冷站采用全融冰或双工况主机直供的模式时,启用低扬程的小泵。本文的研究对象为全融冰工况下融冰板式换热器群的阻力特性及换热特性,因此双工况主机供冷侧板式换热器群采用阀门隔断。虽然按照系统设计,全融冰供冷模式下仅需开启低扬程小泵,但本文利用仿真计算的方法探索了区域供冷板式换热器群两侧 15 台泵的全部可能组合。图 1 为前海区域供冷 2 号供冷站制冷工艺模型图及融冰系统。表 1 列举了前海区域供冷 2 号供冷站融冰系统各主要设备性能参数。



(a) 制冷工艺管路模型

(b) 冷冻水管路及融冰管路系统

图1 前海区域供冷2号供冷站制冷工艺模型及融冰系统

Fig.1 Cooling progress model and ice-melting system diagram of Qianhai District Cooling Station No.2

表1 设备性能参数

Tab.1 Performance parameter of device

设备名称	设备编号	性能参数
融冰板式换热器	HRB-1 ~ 5	设计换热量 8 440 kW, 总板片数 726, 总有效换热面积 1 126 m ² , 流道数 362(热侧)/363(冷侧), 计算压力降 0.020 8 MPa(热侧)/0.076 2 MPa(冷侧)
融冰泵	BRB-1 ~ 5	设计流量 1 600 m ³ /h, 扬程 23 m, 水泵效率 80.95%(50 Hz), 功率 149.14 kW
冷冻泵	BL1B-1 ~ 5	设计流量 800 m ³ /h, 扬程 18 m, 水泵效率 85.10%(50 Hz), 功率 55.93 kW
冷冻泵	BL2B-1 ~ 5	设计流量 1 331 m ³ /h, 扬程 35 m, 水泵效率 81.94%(50 Hz), 功率 186.43 kW

2 数学模型的建立与验证

2.1 数学模型的建立

为了探究板式换热器群的阻力特性及换热特性, 本文以前海区域供冷2号供冷站融冰系统为研究对象, 采用FloMaster仿真平台建立数学模型. 假设区域供冷系统管道内的流体为不可压流体, 则数学模型的控制方程如下.

1) 管网阻力模型

输配系统内沿程阻力的流动方程为

$$p_{i+1} - p_i + \rho L(g \sin \theta - a_e) = \frac{f L q_{m,i} |q_{m,i}|}{2 A^2 \rho d} \quad (1)$$

式中: p_{i+1} 为第 i 段管道出口压力; p_i 为第 i 段管道入口压力; f 为管道摩擦阻力系数; ρ 为流体密度; L 为第 i 段管道长度; d 为第 i 段管道当量直径; A 为第 i 段管道截面积; $q_{m,i}$ 为第 i 段管道入口的质量流量; θ 为管道与水平面夹角; a_e 为流体加速度在轴向的分量.

2) 变频水泵模型

水泵在变频工况下流量的计算式为

$$\frac{\omega_a^*}{\omega_b^*} = \frac{Q_a^*}{Q_b^*} \quad (2)$$

式中: ω_a^* 为变频水泵在 a 工况下的当量转速; ω_b^* 为变频水泵在 b 工况下的当量转速; Q_a^* 为变频水泵在 a 工况下的当量流量; Q_b^* 为变频水泵在 b 工况下的当量流量. 当量转速为该工况下的泵转速与额度工况 (R 工况) 下的泵转速比值, 当量流量 Q^* 为该工况下的流量相比于额度工况下流量的比值.

$$\omega^* = \frac{\omega}{\omega_R} \quad (3)$$

$$Q^* = \frac{Q}{Q_R} \quad (4)$$

变频水泵的扬程及扭矩计算式为

$$\frac{H_a^*}{H_b^*} = \left(\frac{\omega_a^*}{\omega_b^*} \right)^2 = \frac{\tau_a^*}{\tau_b^*} \quad (5)$$

式中: H_a^* 、 H_b^* 分别为变频水泵在 a、b 工况下的当量扬程; τ_a^* 、 τ_b^* 分别为变频水泵在 a、b 工况下的当量扭矩. 其中当量扬程计算式为

$$H^* = \frac{(p_{i+1} - p_i) / (\rho g)}{H_R} \quad (6)$$

当量扭矩为该工况下的扭矩 (τ) 相比于额度工况下扭矩 (τ_R) 的比值, 即

$$\tau^* = \frac{\tau}{\tau_R} \quad (7)$$

根据转速及扭矩计算水泵的输入功率 (W_s), 即

$$W_s = \omega(\tau_i + \tau_f) = \omega \left[\tau_i + \left(\frac{1}{|\omega^*|} - 1 \right) \omega^* \tau_f \right] \quad (8)$$

$$\tau_i = \omega_r (\omega^{*2} + Q^{*2}) \tau_R \quad (9)$$

$$\tau_f = \left(\frac{1}{|\omega^*|} - 1 \right) \omega^* \tau_{f0} \quad (10)$$

式中: τ_i 为水泵叶轮转动扭矩; τ_f 为摩擦扭矩; τ_{f0} 为水泵额定工况下的摩擦扭矩。

3) 板式换热器模型

板式换热器的压力损失方程为

$$\Delta p_t = \Delta p_p + \Delta p_c \quad (11)$$

$$\Delta p_p = 1.44 N_p \frac{G_p^2}{2\rho} \quad (12)$$

$$G_p = \frac{q_m}{\frac{\pi D_p^2}{4}} \quad (13)$$

$$\Delta p_c = 4f \frac{L_v N_p G_c^2}{D_h} \frac{1}{2\rho} \left[\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.17} \right] \quad (14)$$

$$D_h = \frac{2b}{\phi} \quad (15)$$

$$G_c = \frac{q_m}{N_{cp} b L_w} \quad (16)$$

$$\phi = \frac{A_1}{(L_v - D_p)(L_h + D_p)} \quad (17)$$

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p} \quad (18)$$

$$f = \frac{K_p}{Re^m} \quad (19)$$

式中: Δp_t 为换热器总压力损失; Δp_p 为换热器接口位置局部压力损失; Δp_c 为换热器流道位置沿程压力损失; G_p 为换热器接口的平均流速; G_c 为换热器内每个流道的平均流速; D_h 为特征长度; μ 为流体动力黏度; μ_w 为流体运动黏度; ϕ 为波纹角度; q_m 为每个流道的流体质量流量; K_p 为流道表面颗粒度; f 为摩擦系数; N_p 为每侧换热介质通过板式换热器的次数; N_{cp} 为每侧换热介质在板式换热器内通过的流道数; N_t 为板式换热器的板片数; A_1 为板式换热器的总换热面积; b 为流道宽度; D_p 、 L_v 、 L_w 、 L_h 为板式换热器板片的特征尺寸,如图 2 所示。

板片的努塞尔数 Nu 根据传热介质流经板式换热器的雷诺数 Re 、普朗特数 Pr 及流道夹角 β 计算,其中雷诺数的计算式为

$$Re = \frac{G_c D_h}{\mu} \quad (20)$$

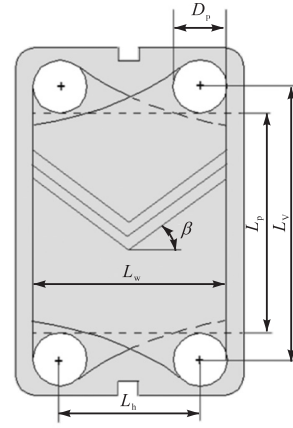


图 2 板式换热器板片特征尺寸

Fig.2 Diagram of fin characteristic size in a plate heat exchanger

当雷诺数 $Re \leq 400$ 时,努塞尔数 Nu 的计算式为

$$Nu = 0.44 \left(\frac{\beta}{30} \right)^{0.38} Re^{0.5} Pr^{1/3} \quad (21)$$

当雷诺数 $Re \geq 800$ 时,努塞尔数 Nu 的计算式为

$$Nu = (0.2668 - 0.006967\beta + 7.244 \times 10^{-5} \beta^2) \cdot (20.78 - 50.94\phi + 41.1\phi^2 - 10.51\phi^3) Re^c Pr^{1/3} \quad (22)$$

$$c = 0.728 + 0.0543 \sin \left(\frac{\pi\beta}{45} + 3.7 \right) \quad (23)$$

当雷诺数 $400 < Re < 800$ 时,努塞尔数 Nu 的计算式为

$$Nu = \sqrt{Nu_{400}^2 + Nu_{800}^2} \quad (24)$$

2.2 数学模型的验证

本文利用 FloMaster 软件建立前海区域供冷 2 号供冷站融冰系统板式换热器群模型,如图 3 所示.其中融冰泵、冷冻水一级泵在不同流量下的的扬程、扭矩及效率根据现场实际水泵的技术参数设定.板式换热器的板片数、换热面积及板片特征尺寸根据现场实际换热器的技术参数设定.模型系统内工艺管道的管径、管长及弯头的曲率、数量等与现场一致.模型系统内的蝶阀、止回阀及 Y 型过滤器的阻力特性根据现场实测的参数设定.蓄冰水池采用开式水池,液位高度根据现场实测数据设定。

为了验证数学模型计算的准确性,本文先建立了单台融冰板式换热器数学模型,如图 4 所示.在该规格板式换热器设计工况下,计算板式换热器的出水温度、流动阻力及换热量,表 2 对比了设计工况下该规格板式换热器出厂实验值与数值计算的情况.如表 2 所示,板式换热器两侧出水温度与出厂指标的拟合偏

差较小. 因此, 可认为系统模型中使用的单台板式换热器组件的数学模型是准确的.

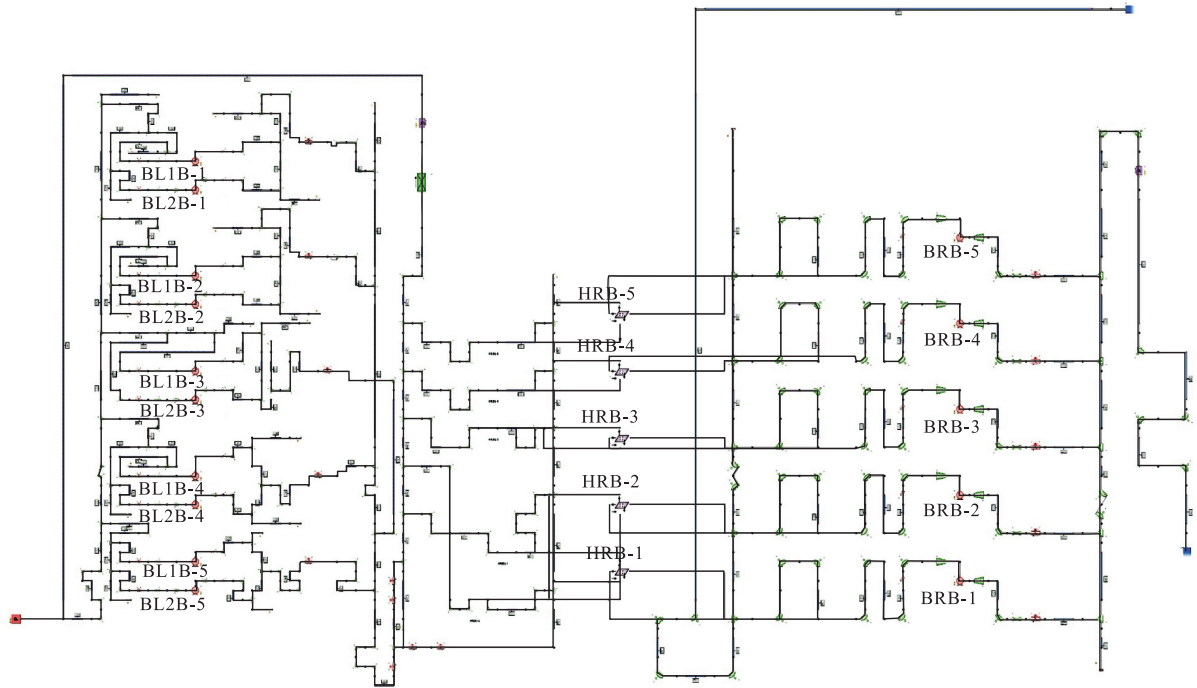


图 3 前海区域供冷融冰系统模型

Fig.3 Model of the ice-melting system in Qianhai district cooling

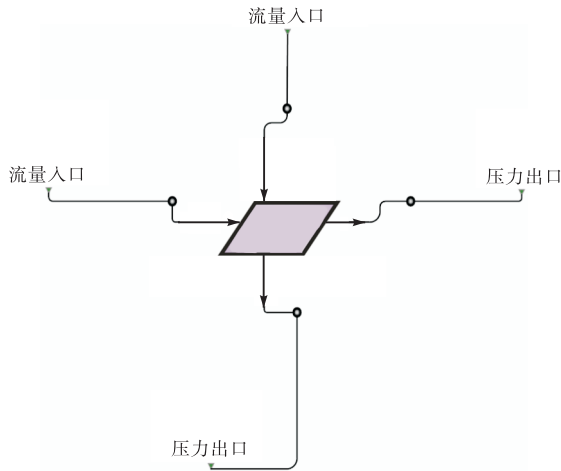


图 4 单台板式换热器模型验证

Fig.4 Single plate heat exchanger model verification

为了验证本文建立的板式换热器群模型的准确

性, 本文通过实验得到不同融冰供冷负荷下的板式换热器群的换热温差、流量及水泵功耗, 并与相同水泵频率下的数值计算结果进行对比. 本文的实验研究在深圳前海区域供冷 2 号供冷站融冰系统及冷冻水系统中开展, 实验测点布置如图 5 所示. 实验时, 共开展 3 组全融冰工况, 每组实验工况间隔 1 h, 每组工况读取连续 10 min 的平均流量和平均温度, 并记录电力监控系统中的水泵平均功耗数据. 实验仪器的性能参数见表 3. 因前海区域供冷 2 号供冷站融冰板式换热器群安装空间有限, 现场仅具备在融冰板式换热器群冷侧安装流量计的条件. 考虑到测试平台的换热器设备、水泵、管道及阀门均已包裹保温外壳, 因此, 实验期间测试管段及融冰板式换热器群的散热损失可忽略不计, 即融冰板式换热器群冷侧的换热量与热侧的换热量近似相等.

表 2 单台板式换热器模型验证对比

Tab.2 Comparison of single plate heat exchanger model verification

位置	质量流量/ (kg/h)	进口温度/ °C	出口温度			出厂压力降			换热功率		
			实验值/°C	计算值/°C	误差/%	实验值/kPa	计算值/kPa	误差/%	实验值/kW	计算值/kW	误差/%
热侧	724 025	12.5	2.5	2.48	0.80	20.8	20.82	0.10	8 441	8 446	0.06
冷侧	1 446 297	1.5	6.5	6.51	0.15	76.2	75.99	0.28			

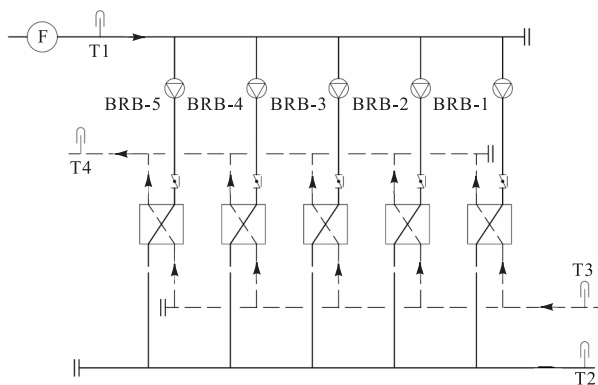
表 3 实验仪器性能参数

Tab.3 Performance parameter of experimental instrument

名称	符号	型号	参数	精度
流量计	F	西门子超声波流量计 7ME3570	工作压力: 1.6 MPa	0.5%
温度计	T1 ~ T4	PT100 热电阻 PL18	量程 - 20 ~ 80 °C	0.15 °C



(a) 测试平台实景



(b) 测点布置系统

图 5 前海区域供冷 2 号供冷站融冰系统测试平台及测点布置

Fig.5 Test platform and measuring point layout of the ice-melting system at Qianhai District Cooling Station No. 2

表 4 列举了 3 组实验工况下板式换热器群的换热温度对比情况. 经计算, 本文建立的板式换热器群热侧的出水温度计算值与实验值的差值平均为 0.2 °C, 平均误差为 6.44%. 相应的板式换热器群冷侧的出水温度计算值与实验值的差值平均为 0.37 °C, 平均误差为 4.3%. 表 5 列举了 3 组实验工况下板式换

热器群的换热量、水泵功耗的计算值与实验值的对比情况. 经计算, 板式换热器群的总换热量的平均误差为 0.5%, 融冰泵组及冷冻水一级泵组的功耗平均误差分别为 5.08%和 5.06%. 因此, 可认为本文建立的板式换热器群及两侧泵组的数学模型是准确的.

表 4 融冰板式换热器群换热温度对比

Tab.4 Comparison of heat exchange temperature of the ice-melting plate heat exchanger cluster

组别	融冰板式换热器群 HRB-1 ~ 5 热侧								
	进水温度			出水温度			温差		
	实验值/°C	计算值/°C	误差/%	实验值/°C	计算值/°C	误差/%	实验值/°C	计算值/°C	误差/%
第 1 组	10.40	11.05	6.25	2.90	3.20	10.34	7.50	7.85	4.67
第 2 组	10.90	11.05	1.38	3.50	3.55	1.43	7.40	7.50	1.35
第 3 组	10.90	11.05	1.38	3.45	3.71	7.54	7.45	7.34	1.48
组别	融冰板式换热器群 HRB-1 ~ 5 冷侧								
	进水温度			出水温度			温差		
	实验值/°C	计算值/°C	误差/%	实验值/°C	计算值/°C	误差/%	实验值/°C	计算值/°C	误差/%
第 1 组	0.40	0.45	12.50	8.40	8.19	2.50	8.00	7.74	3.25
第 2 组	1.00	0.85	15.00	8.90	8.30	6.74	7.90	7.45	5.70
第 3 组	1.20	1.25	4.17	8.50	8.19	3.65	7.30	6.94	4.93

表 5 融冰板式换热器群换热性能及水泵功耗对比

Tab.5 Comparison of the heat exchange performance of ice-melting plate heat exchanger cluster and power consumption of pump

组别	融冰板式换热器群 10 min 总换热量			融冰泵群 10 min 总功耗			冷冻泵群 10 min 总功耗		
	实验值/(kW·h)	计算值/(kW·h)	误差/%	实验值/(kW·h)	计算值/(kW·h)	误差/%	实验值/(kW·h)	计算值/(kW·h)	误差/%
第 1 组	6 605.33	6 601.58	0.06	21.27	22.39	5.27	52.90	55.63	5.15
第 2 组	6 423.43	6 350.10	1.14	21.28	22.39	5.18	52.72	55.45	5.19
第 3 组	6 144.68	6 162.35	0.29	26.92	28.21	4.79	52.92	55.48	4.85

3 结果与分析

3.1 大泵与小泵对板式换热器群换热特性的影响

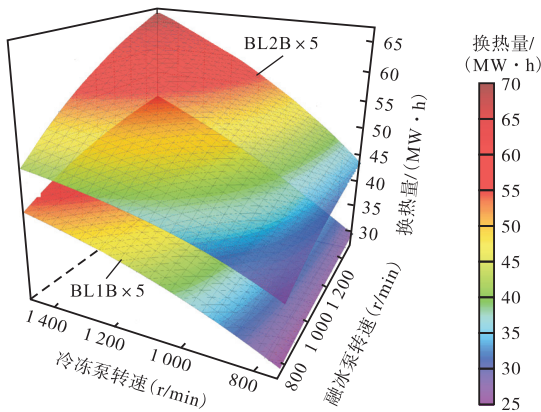
为了比较部分负荷下板式换热器群运行策略性

能的优劣, 本文参考国家标准《公共建筑节能设计标准》(GB 50189—2015) 中标准空调水系统设计合理性指标水泵耗电输冷(热)比 EC(H)R, 提出板式换热器群耗电换热比 π 指标. 通过比较耗电换热比的大小可知, 在相同的换热量条件下, 水泵功耗越小运行策

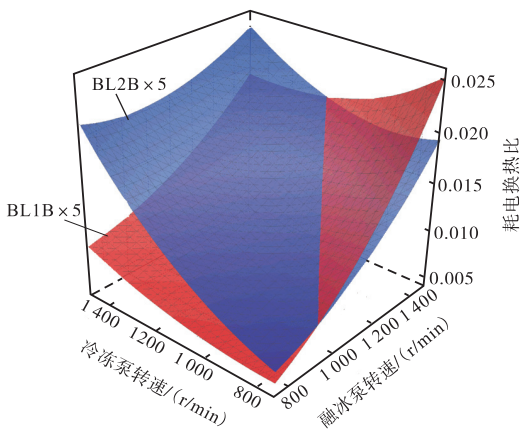
略越优. 耗电换热比 π 的计算式为

$$\pi = \frac{\sum_{j=1}^5 (W_{BRB_j} + W_{BLB_j})}{\sum_{i=1}^5 Q_{RB_i}} \quad (25)$$

式中： Q_{RB_i} 为第*i*台融冰板式换热器的换热量； W_{BRB_j} 为第*j*台融冰水泵所消耗的泵功； W_{BLB_j} 为第*j*台冷冻水泵所消耗的泵功. 图6展示了板式换热器群分别在开启5台小流量低扬程的BL1B冷冻泵组及5台大流量高扬程的BL2B冷冻泵组与5台融冰泵变频运行的情况下，不同转速的板式换热器群换热量及耗电换热比变化特性. 如图6所示，5台大流量冷冻泵搭配5台融冰泵的换热量明显高于5台小流量冷冻泵搭配5台融冰泵的换热量. 因融冰板式换热器群设计的两侧换热温差不同，即融冰侧大流量小温差运行、冷冻侧小流量大温差运行，故改变大温差侧的水泵转速对换热量的影响更明显. 此外，因小流量BL1B泵组是为全融冰工况下而设置的，因此大部分变频工况



(a) 换热量



(b) 耗电换热比

图6 不同转速下的板式换热器群换热量及耗电换热比
Fig.6 Heat exchange capacity and power consumption-to-heat exchange ratio of the plate heat exchanger cluster at different rotation speeds

下，5台小流量冷冻泵搭配5台融冰泵的耗电换热比更低，即在相同的换热量条件下，水泵耗功更小. 但在部分负荷下，当5台大流量冷冻泵的转速降低到1000 r/min以下时，5台融冰泵的转速在1000~1480 r/min，5台大流量冷冻泵搭配5台融冰泵的耗电换热比更优. 出现这种情况的原因也是因板式换热器群冷冻侧小流量大温差运行，当冷冻侧的流量过低时，板式换热器群的传热系数迅速下降，最终导致换热量下降. 如图6(a)所示，当板式换热器群冷侧冷冻泵组处于800 r/min以下时，板式换热器群的换热量不随板式换热器群冷侧融冰泵组转速的增加而增加.

对区域供冷板式换热器群而言，除了需要满足用户的供冷负荷，还需保障供冷站的出水温度指标，过高的出水温度无法满足区域供冷用户的除湿需求. 图7列举了5台大流量冷冻泵搭配5台融冰泵板式换热器群的换热量及出水温度随着水泵转速变化的情况. 如图7所示，板式换热器群的换热量随着两侧泵组转速的增加而增加，但出水温度的变化规律与换热量不同，出水温度随着大温差侧泵组转速的增加而降低，随着小温差侧泵组转速的增加而增加. 因此，为了满足区域供冷用户的冷负荷需求及除湿需求，需要在换热量和出水温度双重约束下，选择板式换热器群两侧的泵组转速.

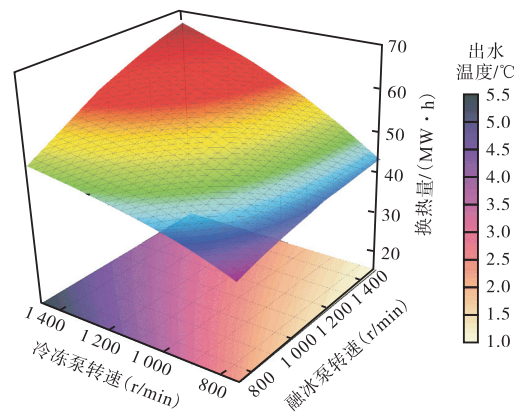


图7 5台BL2B冷冻泵组不同转速下的板式换热器群换热量与出水温度

Fig.7 Heat exchange capacity and outlet water temperature of the plate heat exchanger cluster at different rotation speeds for 5 BL2B chiller pump sets

为了验证板式换热器群换热量、耗电换热比及出水温度变化特性的普适性，本文开展了部分负荷下关闭2台板式换热器的换热特性研究. 图8列举了3台板式换热器组成的板式换热器群分别在开启3台小流量低扬程的BL1B冷冻泵组及3台大流量高扬程的BL2B冷冻泵组与3台融冰泵变频运行的情况下，

不同泵组转速下的板式换热器群换热量、耗电换热比及出水温度的变化特性. 如图 8 所示, 3 台板式换

器组成的板式换热器群, 换热量的绝对值有所下降, 但换热量、耗电换热比及出水温度的变化规律与 5 台板式换热器组成的板式换热器群一致.

3.2 换热面积对板式换热器群换热特性的影响

如前所述, 5 台板式换热器组成的板式换热器群与 3 台板式换热器组成的板式换热器群, 当板式换热器群两侧水泵组开启台数与板式换热器开启台数相同的情况下, 换热量、耗电换热比及出水温度的变化规律相同. 但在部分换热负荷下, 5 台板式换热器组成的板式换热器群可通过减少水泵台数, 充分利用板式换热器群的换热面积提升换热效率. 图 9 对比了在部分负荷下, 冷冻侧(多机对多泵)水泵组开启 3 台, 融冰板式换热器分别开启 3 台和 5 台的情况下, 板式换热器群换热量、耗电换热比及出水温度的变化规律.

因融冰板式换热器冷侧融冰采用一机对一泵的形式布置, 因此在开启 5 台板式换热器时, 对应的开启 5 台融冰泵. 如图 9(a) 所示, 在相同水泵转速下, 5 台板式换热器组成的板式换热器群的换热量更大, 但因融冰侧开启的水泵台数不同, 开启 5 台板式换热器 + 5 台融冰泵的工况下, 板式换热器群的换热量随融冰泵转速的降低而降低的趋势明显小于开启 3 台板式换热器 + 3 台融冰泵的工况下板式换热器群的换热量的降幅. 如图 9(b) 所示, 在相同转速的大部分工况下 3 组板式换热器的耗电换热比更优, 5 组板式换热器仅在融冰水泵转速在 900 r/min 以下、冷冻泵转速在 1300 r/min 以上时优于 3 组板式换热器. 如图 9(c) 所示, 在相同的转速条件下, 5 组板式换热器组成的板式换热器群的换热水温度更低.

图 10 列举了板式换热器群换热功率、耗电换热比对出水温度的影响. 如图所示, 在保证出水温度不高于 3℃ 的条件下, 板式换热器群换热功率在 23 MW 以下时, 板式换热器群的耗电换热比最低的运行策略解集位于 3 组板式换热器组成的板式换热器群运行策略集中. 当板式换热器群换热功率在 23 MW 以上时, 板式换热器群的耗电换热比最低的运行策略解集位于 5 组板式换热器组成的板式换热器群运行策略集中. 当板式换热器群换热功率增加到 31 MW 以上时, 3 组板式换热器组成的板式换热器群已无法满足换热负荷要求. 当板式换热器群换热功率增加到 33 MW 以上时, 虽然板式换热器群拥有 5 台板式换热器的换热面积, 因冷冻侧仅开启 3 台冷冻泵, 换热流量过低, 板式换热器群的耗电换热比迅速增加. 综上, 随着用户的换热负荷的增加, 充分利用板式换热器群的换热面积, 可以获得更低的板式换热器群的耗电换热比, 即换热站的泵组总功耗更低.

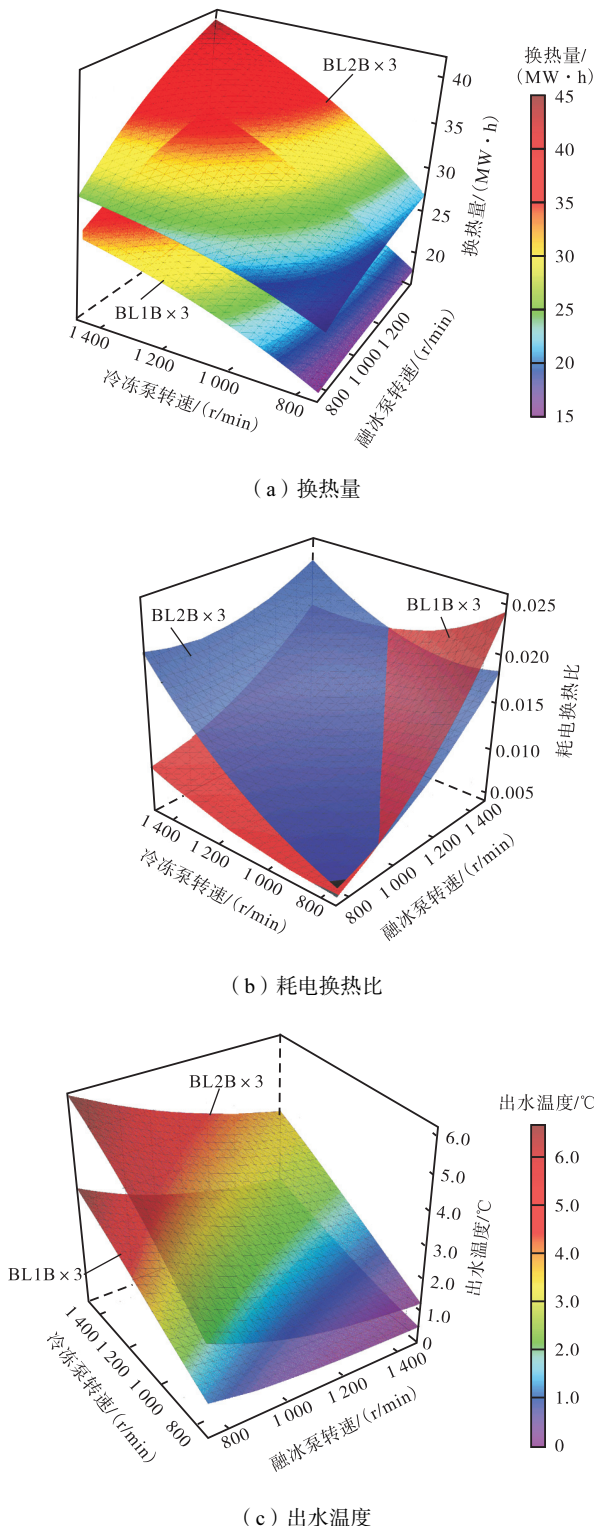
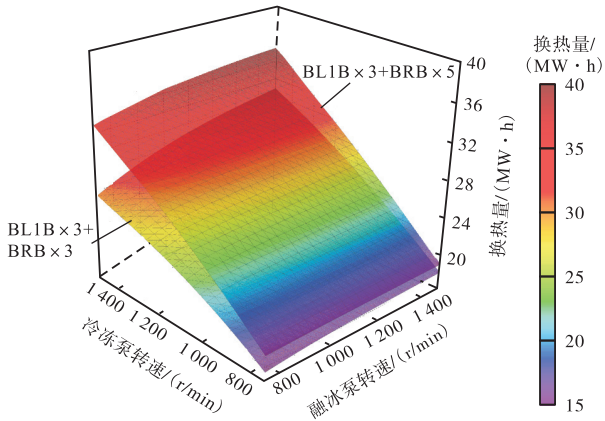
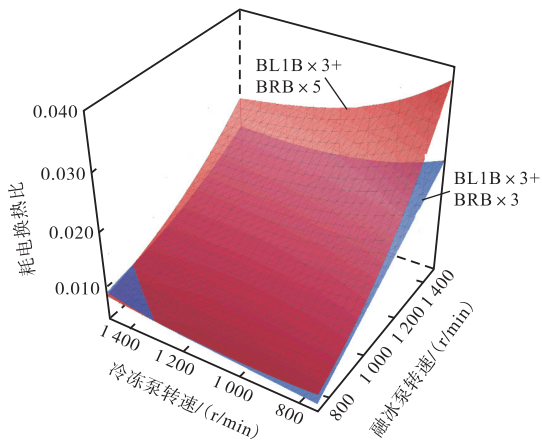


图 8 不同转速下板式换热器群换热量、耗电换热比及出水温度对比(3 台板式换热器)

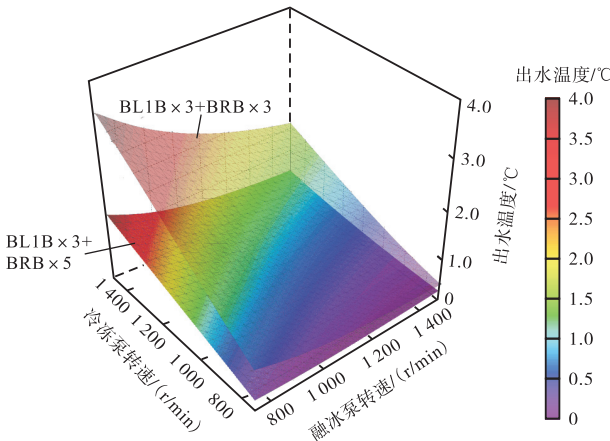
Fig.8 Comparison of heat exchange capacity , power consumption-to-heat exchange ratio , and outlet water temperature of the plate heat exchanger cluster at different rotation speeds(3 plate heat exchangers)



(a) 换热量



(b) 耗电换热比



(c) 出水温度

图9 不同转速下板式换热器群换热量、耗电换热比及出水温度对比(3台板式换热器对比5台板式换热器)

Fig.9 Comparison of heat exchange capacity , power consumption-to-heat exchange ratio and outlet water temperature of plate heat exchanger cluster at different rotation speeds(3 plate heat exchangers vs 5 plate heat exchangers)

因前海区域供冷融冰系统板式换热器群两侧的水泵组合方式不同,冷冻侧(热侧)按多机对多泵的形式配置,融冰侧(冷侧)按一机对一泵的形式配置.为

了进一步研究板式换热器群换热面积对板式换热器群换热特性的影响,本文又对比研究了3台板式换热器(两侧各开启3台水泵)参与换热与5台板式换热器(两侧各开启3台水泵)参与换热的换热特性的差异.图11列举了参与换热与融冰泵开启台数不同的情况下板式换热器群换热量、耗电换热比对出水温度的影响.

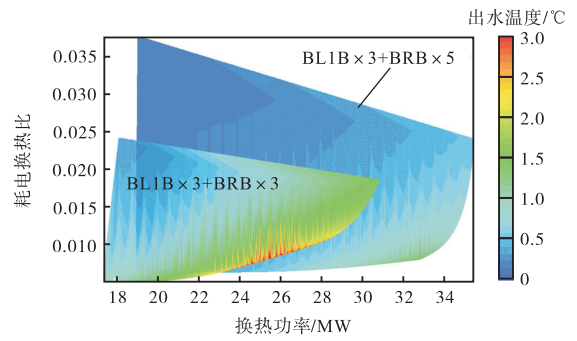


图10 板式换热器群换热功率、耗电换热比对出水温度的影响(板式换热器数与融冰泵开启台数相同)

Fig.10 Influence of heat exchange power and power consumption-to-heat exchange ratio of plate heat exchanger cluster on outlet water temperature (the number of plate exchangers matches the number of ice-melting pumps turned on)

如图11所示,当仅开启板式换热器,未对应开启融冰侧水泵时,虽然板式换热器群的换热面积增加,并降低了冷冻侧管路的流动阻力,但因有2台板式换热器未参与换热,直接将热侧的流体旁通至出水管,导致5台板式换热器组成的板式换热器群出水温度均高于4.5 °C,因此为获得相同的换热量,需要增大水泵转速增加流量,导致相同换热功率下的耗电换热比增加.另一方面,虽然5台板式换热器组成的板

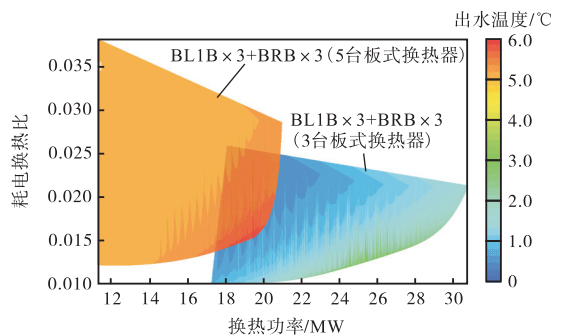


图11 板式换热器群换热功率、耗电换热比对出水温度的影响(板式换热器数与融冰泵开启台数不同)

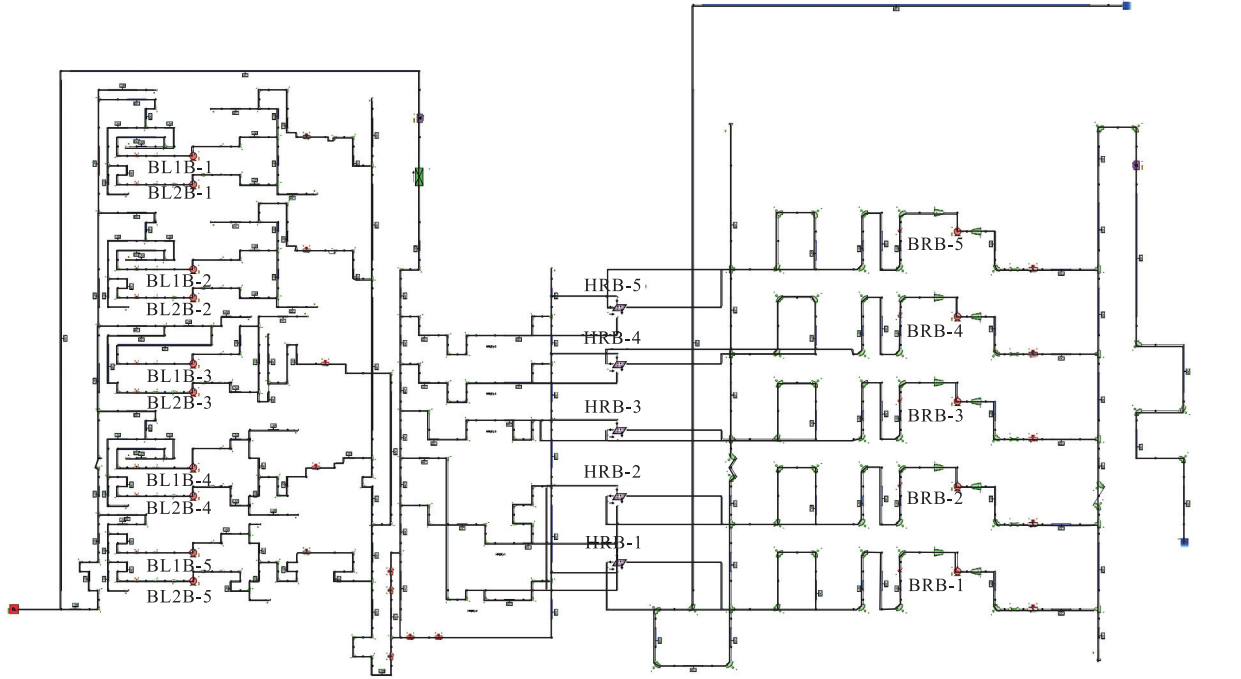
Fig.11 Influence of heat exchange power and power consumption-to-heat exchange ratio of plate heat exchanger cluster on outlet water temperature (the number of plate exchangers differs from the number of ice-melting pumps turned on)

式换热器群在 17~22 MW 的换热功率下的耗电换热比较高,但其可在低于 17 MW 换热功率下运行。

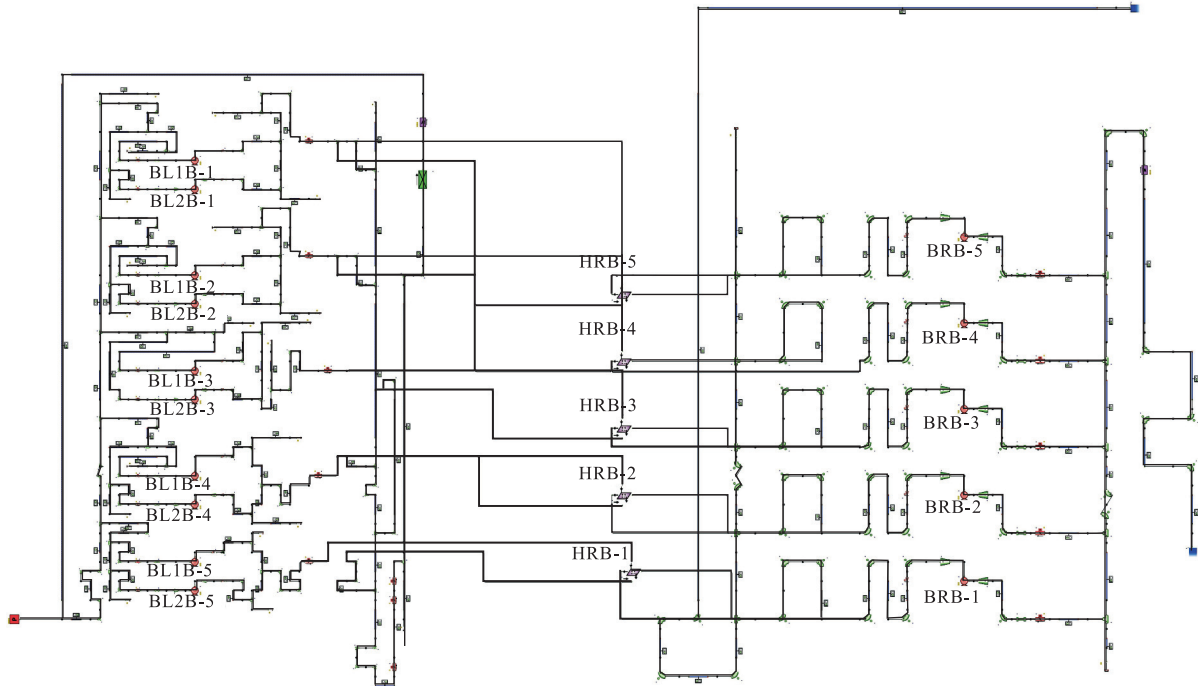
3.3 多机对多泵与一机对一泵对板式换热器群换热特性的影响

为了研究板式换热器群两侧水泵组连接形式对板式换热器群换热特性的影响,本文分别建立了多机

对多泵的泵组连接形式模型及一机对一泵的泵组连接形式模型,建立的模型如图 12 所示.本文建立的多机对多泵及一机对一泵系统模型所采用的构件与前海区域供冷 2 号供冷站现有系统中实际的板式换热器、水泵、过滤器、阀门等构件的换热及阻力特性相同,仅变更泵组与板式换热器群的连接方式。



(a) 多机对多泵

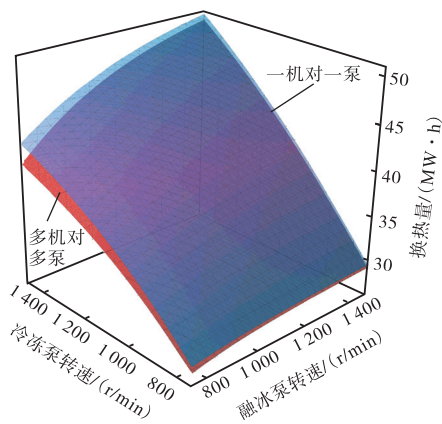


(b) 一机对一泵

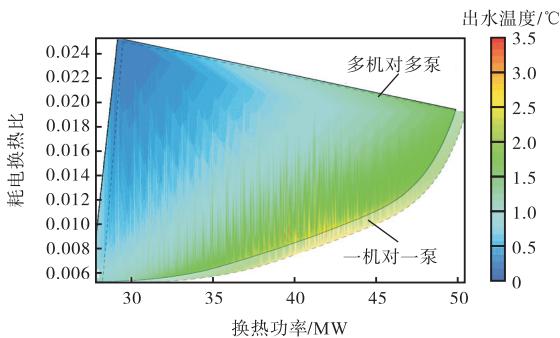
图 12 多机对多泵及一机对一泵的板式换热器群系统模型

Fig.12 System model of multichiller to multipump and one-chiller to one-pump plate heat exchanger cluster

图 13 列举了在板式换热器群两侧各开启 5 台水泵的情况下,不同泵组连接形式对板式换热器群换热量、换热功率、耗电换热比及出水温度的影响. 如图所示,在开启 5 台水泵的工况下,一机对一泵的泵组连接形式在相同的泵组转速下换热量更大,经测算,在融冰泵 25 Hz、冷冻泵 50 Hz 的工况下换热量提升幅度最大,提升了 5.61%,各变频工况换热量平均提升 2.11%. 经计算,在相同换热量下,一机对一泵拥有更优的耗电换热比,在换热功率 28 ~ 50 MW 范围内,一机对一泵的泵组形式的耗电换热比相比于多机对多泵的泵组形式的耗电换热比平均降低了 8.86%,其中在 38 MW 时,降幅最大达到 11.78%.



(a) 换热量(两侧各开启 5 台水泵)



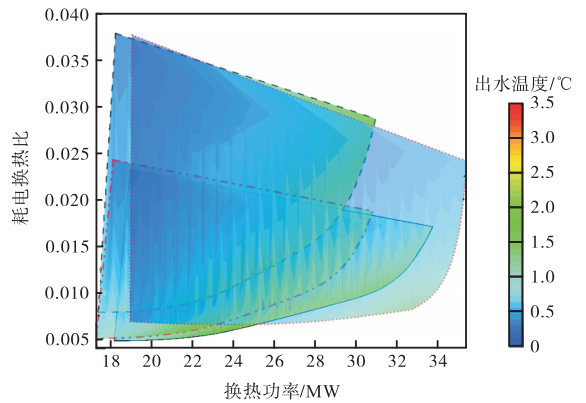
(b) 换热功率、耗电换热比对出水温度的影响(两侧各开启 5 台水泵)

图 13 不同泵组形式对板式换热器群换热量、换热功率、耗电换热比及出水温度的影响

Fig.13 Influence of different pump sets on heat exchange capacity, heat exchange power, power consumption-to-heat exchange ratio and outlet water temperature of the plate heat exchanger cluster

图 14 所示为本节建立的多机对多泵与一机对一泵连接形式的板式换热器群与前海区域供冷 2 号供冷站实际应用的大流量小温差侧(融冰侧)采用一机对一泵、小流量大温差侧(冷冻侧)采用多机对多泵的连接形式在部分负荷下板式换热器群换热功率、耗电换热比及出水温度变化特性. 如图所示,在换热功率

23 MW 以下时,前海区域供冷 2 号供冷站现有的板式换热器群可通过减少大流量小温差侧(融冰侧)水泵的数量,获得与一机对一泵式输配系统相当的换热耗电比. 当换热功率增大至 23 MW 以上时,前海区域供冷 2 号供冷站现有的板式换热器群可通过增多大流量小温差侧(融冰侧)水泵的数量,获得比多机对多泵式输配系统更低的换热耗电比. 因此,对于降低板式换热器群换热耗电比,不可一概而论地认为板式换热器群两侧采用多机对多泵与板式换热器群两侧采用一机对一泵的优劣,需结合板式换热器群两侧的换热温差及流量特性进行综合判定. 根据图 14 所示,板式换热器群大流量小温差侧宜采用一机对一泵的连接形式,小流量大温差侧宜采用多机对多泵的连接形式.



--- 一机对一泵(3台板换) ——— 多机对多泵(5台板换)
- - - - BL1B×3+BRB×3(3台板换) - - - - BL1B×3+BRB×5(5台板换)

图 14 不同泵组形式板式换热器群换热功率、耗电换热比对出水温度的影响

Fig.14 Influence of heat exchange power, power consumption-to-heat exchange ratio of plate heat exchanger cluster with different pump sets on outlet water temperature

3.4 板式换热器群换热运行策略确定方法

区域供冷系统中的板式换热器群运行策略通常套用制冷主机的控制策略,随着换热负荷的增长采用递增式的增加参与换热的板式换热器数量. 以本文的 5 台 8441 kW 的板式换热器群为例,当换热负荷小于 8441 kW 时,运维人员通常仅开启 1 台板式换热器及其两侧的各 1 台水泵,当换热负荷在 8441 ~ 16882 kW 时,运维人员增开 1 台换热器及其两侧的各 1 台水泵,以此类推至满负荷. 但根据本文建立的数学模型计算结果,递增式换热器群控制策略的经济性并非是最优解. 本文提出一种板式换热器群运行策略优化方法,首先根据板式换热器群系统建立数学模型,分别计算各泵组运行策略下的换热功率、出水温

度及耗电换热比,建立运行策略数据库.再以板式换热器群耗电换热比最低为优化目标,限制条件为板式换热器群换热量大于用户冷负荷,板式换热器群出水温度低于用户除湿需求限值,泵组的转速在安全转速区间.优化问题可描述为

$$\begin{aligned} \min W_{\text{tot}} &= \min \sum_{j=1}^5 (W_{\text{BRB}_j} + W_{\text{BLB}_j}) = \\ &\pi \cdot \min \sum_{i=1}^5 Q_{\text{RB}_i} \end{aligned} \quad (26)$$

$$\text{s.t.} \begin{cases} \sum_{j=1}^5 Q_{\text{RB}_j} \geq Q_{\text{load}} \\ T_{\text{out}} \leq T_{\text{limit}} \\ \omega_{\text{BRB}_{\min}} \leq \omega_{\text{BRB}_j} \leq \omega_{\text{BRB}_{\max}} \\ \omega_{\text{BLB}_{\min}} \leq \omega_{\text{BLB}_j} \leq \omega_{\text{BLB}_{\max}} \end{cases}$$

4 结 论

本文以前海区域供冷 2 号供冷站融冰系统板式换热器群为研究对象,采用 FloMaster 仿真平台建立 5 台板式换热器及 15 台水泵的板式换热器群数学模型,研究水泵运行参数、板式换热器群换热面积及水泵连接方式对板式换热器群换热特性的影响.通过对比研究得出以下结论.

(1) 本文提出板式换热器群耗电换热比指标,在相同的换热量条件下,板式换热器群的耗电换热比越小运行策略越优.研究表明,通过比较不同运行策略下的板式换热器群耗电换热比,结合换热功率及出水温度的条件限制,可制定最优运行策略.

(2) 对于两侧换热温差不同的板式换热器群,改变大温差侧的水泵转速对换热量的影响更明显,但当大温差侧的流量过低时,板式换热器群的传热系数迅速下降,最终导致换热量下降.区域供冷系统通常具有全融冰供冷、联合供冷、主机直供等多种供冷模式,因此区域供冷系统大多设置有大小泵组合,研究表明,虽然系统设计时全融冰供冷模式仅需开启低扬程小泵,但在某些部分负荷下,启用大泵的板式换热器群耗电换热比更优.

(3) 通过分析,水泵运行参数对板式换热器群换热特性的影响规律具有普适性,5 台板式换热器组成的板式换热器群与 3 台板式换热器组成的板式换热器群,当板式换热器群两侧水泵组开启台数与板式换热器开启台数相同的情况下,换热功率、耗电换热比及出水温度的变化规律相同,因此其他区域供冷系统中的板式换热器群的换热特性可参考本文计算的

不同水泵转速下的耗电换热比及出水温度规律.

(4) 本文研究了换热面积对板式换热器群换热特性的影响,研究表明,在部分负荷下,并非投入换热的换热面积越多越好.以本文的研究对象为例,当板式换热器群换热功率在 23 MW 以下时,板式换热器群的耗电换热比最低的运行策略解集位于 3 台板式换热器组成的板式换热器群运行策略集中;当板式换热器群换热功率在 23 MW 以上时,板式换热器群的耗电换热比最低的运行策略解集位于 5 台板式换热器组成的板式换热器群运行策略集中.

(5) 本文建立了两侧均为一机对一泵的板式换热器群系统及两侧均为多机对多泵的板式换热器群系统,并与前海区域供冷 2 号供冷站现有的板式换热器群系统进行对比.通过对比发现,对于降低板式换热器群换热耗电比,不可一概而论地认为板式换热器群两侧采用多机对多泵与板式换热器群两侧采用一机对一泵的优劣,需结合板式换热器群两侧的换热温差及流量特性进行综合判定.板式换热器群大流量小温差侧宜采用一机对一泵的连接形式,小流量大温差侧宜采用多机对多泵的连接形式.

对于换热器群换热面积、换热温差、水泵台数不同的板式换热器群,后续可参考本文提出的耗电换热比进行优化,以实现换热器集群的运行策略最优.

参考文献:

- [1] 魏文涵. 结合冰蓄冷技术的区域供冷系统智能优化研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2021.
Wei Wenhan. Research on Intelligent Optimization of District Cooling System Combined with Ice Storage Technology[D]. Chongqing: Chongqing University, 2021 (in Chinese).
- [2] 李海波, 吴明训, 黄飞强, 等. 区域供冷外融冰串并联系统应用分析[J]. 暖通空调, 2023, 53(增 1): 122-125.
Li Haibo, Wu Mingxun, Huang Feiqiang, et al. Application analysis of series-parallel systems for external ice-melting for regional cooling[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2023, 53(Suppl 1): 122-125 (in Chinese).
- [3] 卫俊宇. 区域能源站蓄冷蓄热系统运行控制策略研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2022.
Wei Junyu. Research on Operation Control Strategy of Cold and Heat Storage System in Regional Energy Sta-

- tion[D]. Chongqing: Chongqing University, 2022(in Chinese).
- [4] 赵安军, 席江涛, 荆 竞, 等. 换热站并联水泵分布式优化控制[J]. 控制理论与应用, 2024, 41(2): 342-354.
Zhao Anjun, Xi Jiangtao, Jing Jing, et al. Distributed optimal control of parallel water pumps in heat exchange station[J]. Control Theory & Applications, 2024, 41(2): 342-354(in Chinese).
- [5] 王 彤, 朱多林, 周 晓, 等. 二次供水并联泵组节能优化研究[J]. 给水排水, 2021, 57(3): 125-131.
Wang Tong, Zhu Duolin, Zhou Xiao, et al. Study on energy saving optimization of secondary water supply parallel pumps[J]. Water & Wastewater Engineering, 2021, 57(3): 125-131(in Chinese).
- [6] 韦 彪. 并联变频泵组运行方式与控制系统参数优化研究[D]. 西安: 长安大学, 2022.
Wei Biao. Study on Operation Mode and Control System Parameters Optimization of Parallel Variable Frequency Pumps[D]. Xi'an: Chang'an University, 2022 (in Chinese).
- [7] 王辰昊. 并联离心泵组的多目标优化控制研究[D]. 太原: 中北大学, 2020.
Wang Chenhao. Research on Multi-Objective Optimal Control of Parallel Centrifugal Pump Set[D]. Taiyuan: North University of China, 2020(in Chinese).
- [8] 伍小亭, 芦 岩. 循环水泵变频调速运行实例研究[J]. 暖通空调, 2006, 36(8): 25-32.
Wu Xiaoting, Lu Yan. Example analysis on variable frequency drive operation of circulating pumps[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2006, 36(8): 25-32(in Chinese).
- [9] 旷金国, 王朝晖, 罗曙光, 等. 一机一泵组合的冷却水泵工作区与变频运行分析[J]. 暖通空调, 2024, 54(1): 119-124, 156.
Kuang Jinguo, Wang Zhaohui, Luo Shuguang, et al. Analysis of cooling water pump working zone and variable frequency operation of one-pump-one-chiller combination[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2024, 54(1): 119-124, 156(in Chinese).
- [10] 戴明明, 王朝晖, 旷金国. 区域供冷系统外管网输配水泵运行工作区分析[J]. 制冷与空调, 2023, 23(6): 42-48.
Dai Mingming, Wang Zhaohui, Kuang Jinguo. Analysis of pump working zones of chilled water distribution pipe network of district cooling systems[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2023, 23(6): 42-48(in Chinese).
- [11] 任守红, 董美华. 超高层建筑中板式换热器的性能分析[J]. 节能, 2024, 43(2): 10-13.
Ren Shouhong, Dong Meihua. Performance analysis of plate heat exchanger in super high-rise buildings[J]. Energy Conservation, 2024, 43(2): 10-13(in Chinese).
- [12] 马国远, 高 磊, 刘帅领, 等. 制冷空调用换热器研究进展[J]. 制冷与空调, 2023, 23(4): 88-100.
Ma Guoyuan, Gao Lei, Liu Shuailing, et al. Research progress of refrigeration and air-conditioning heat exchangers[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2023, 23(4): 88-100(in Chinese).
- [13] 李冠球. 板式换热器传热传质实验与理论研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2012.
Li Guanqiu. Experimental and theoretical Investigation of Heat and Mass Transfer in Plate Heat Exchanger[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2012(in Chinese).
- [14] 蒋琼艳. 板式换热器结构优化及传热流动特性分析[D]. 济南: 山东大学, 2023.
Jiang Qiongyan. Analysis of Flow and Heat Transfer Characteristics and Structural Optimization of Plate Heat Exchanger[D]. Jinan: Shandong University, 2023(in Chinese).
- [15] 邓杰文, 何 适, 魏庆芑, 等. 公共建筑空调系统运行调适方法研究(2): 二级泵多级板式换热器水系统[J]. 暖通空调, 2019, 49(11): 87-93, 124.
Deng Jiewen, He Shi, Wei Qingqi, et al. Research on commissioning method of air conditioning systems in public building(2): Secondary water pump system with multistage plate heat exchanger[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2019, 49(11): 87-93, 124(in Chinese).
- [16] 朱春光, 王朝晖, 田 喆, 等. 止回阀在暖通空调领域的选用原则及水力特性研究综述(一)——阻力特性[J]. 暖通空调, 2024, 54(增1): 66-74.

- Zhu Chunguang, Wang Zhaohui, Tian Zhe, et al. Review of the selection principles and hydraulic characteristics of check valves in the field of HVAC(1)—Resistance characteristics[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2024, 54(Suppl 1): 66-74(in Chinese).
- [17] 朱春光, 王朝晖, 田喆, 等. 大管径 Y 型过滤器流动阻力特性数值模拟及实验研究[J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2024, 57(5): 462-472.
- Zhu Chunguang, Wang Zhaohui, Tian Zhe, et al. Numerical simulation and experimental study on flow resistance characteristics of large-diameter Y-type strainers[J]. Journal of Tianjin University(Science and Technology), 2024, 57(5): 462-472(in Chinese).
- [18] 朱春光, 王朝晖, 田喆, 等. 区域供冷系统盘管外融冰水池释冷特性实验研究[J]. 暖通空调, 2025, 55(5): 45-53, 65.
- Zhu Chunguang, Wang Zhaohui, Tian Zhe, et al. Experimental study on cooling discharging characteristics of external melt ice-on-coil tanks in district cooling systems[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2025, 55(5): 45-53, 65(in Chinese).
- [19] 许健, 王朝晖, 胡优彬, 等. 虹吸管外融冰水管路系统运行水力学分析优化[J]. 暖通空调, 2025, 55(4): 67-74.
- Xu Jian, Wang Zhaohui, Hu Youbin, et al. Hydraulic analysis and optimization for operation of siphon pipe-external ice melting water pipeline systems[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2025, 55(4): 67-74(in Chinese).
- [20] 朱春光, 王朝晖, 田喆, 等. 止回阀在暖通空调领域的选用原则及水力特性研究综述(二)——水锤及关断特性[J]. 暖通空调, 2024, 54(增 1): 75-82.
- Zhu Chunguang, Wang Zhaohui, Tian Zhe, et al. Review of the selection principles and hydraulic characteristics of check valves in the field of HVAC(2)—Water hammer and shut-off characteristics[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2024, 57(Suppl 1): 75-82(in Chinese).

(责任编辑: 田 军)