

湘、沪、苏、鄂首届“建筑环境营造与能源应用创新研讨会”，2025年7月11日



集中空调系统节能运行分析与实践

陈振乾

东南大学能源与环境学院

Email: zqchen@seu.edu.cn

2025年7月11日

目 录

一、背景

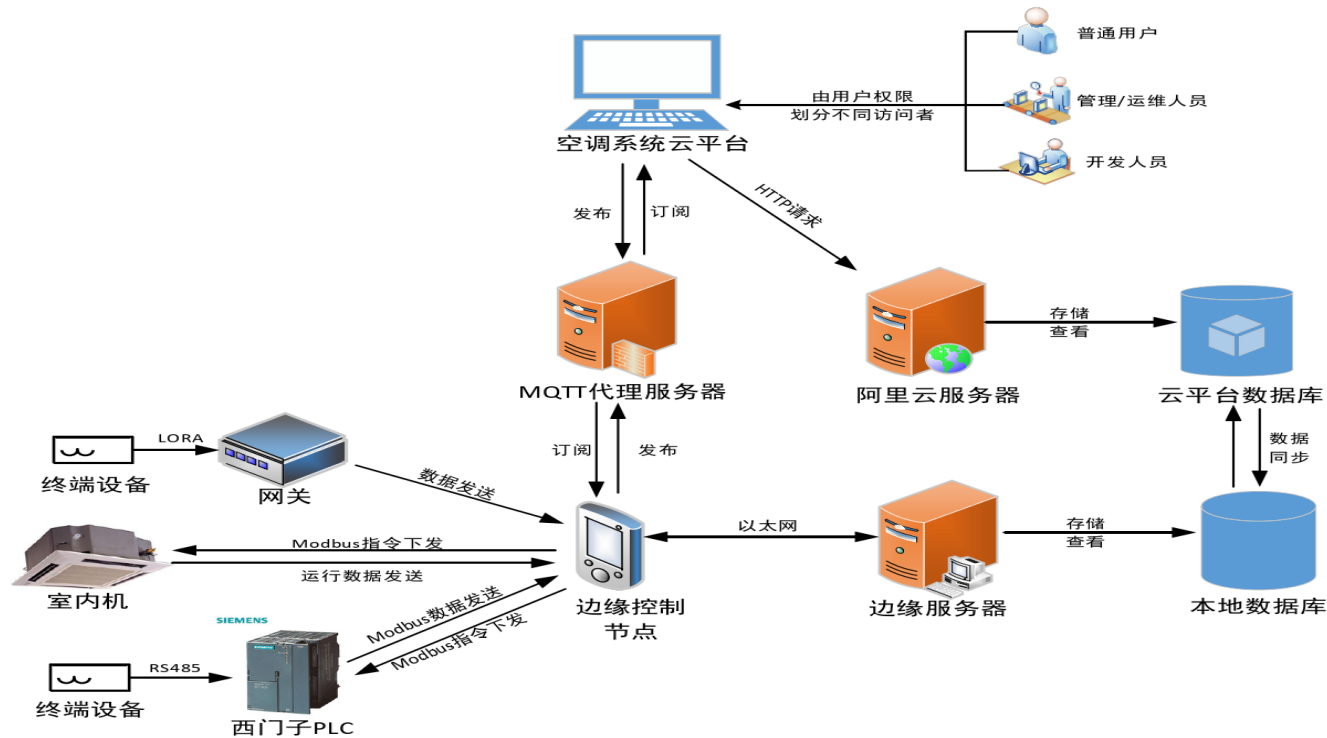
二、空调系统动态特性

三、空调系统节能运行优化与实践

一、背景

在碳达峰、碳中和背景下，“**低碳、节能、智能**”已成为未来建筑发展的关键词，因此，能否更快更好推进建筑领域低碳节能，直接影响着双碳目标实现进程。

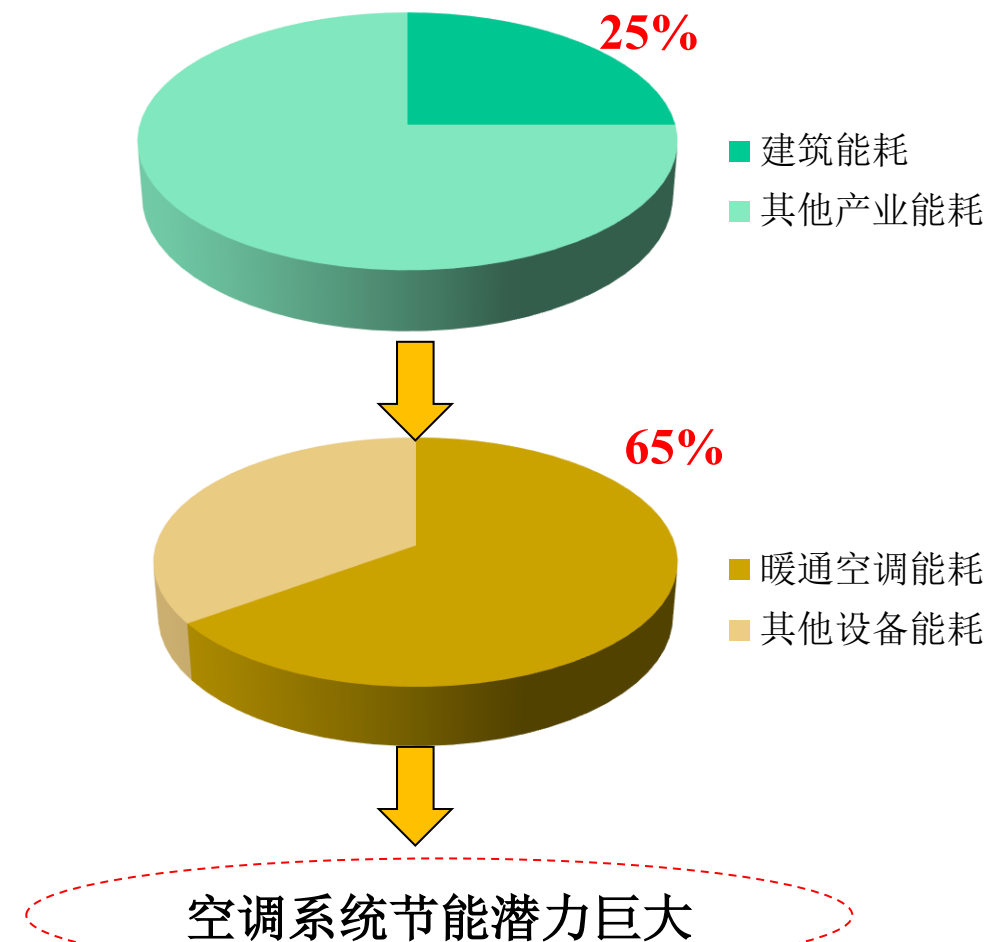
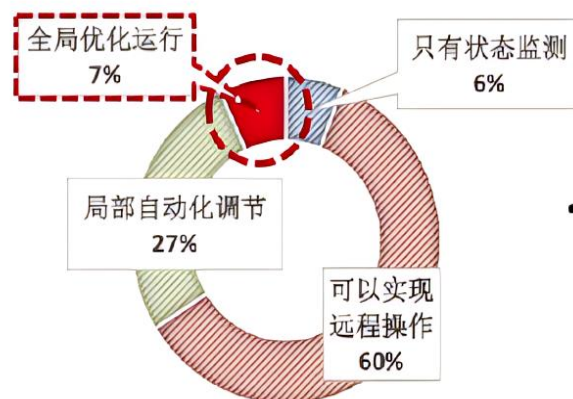
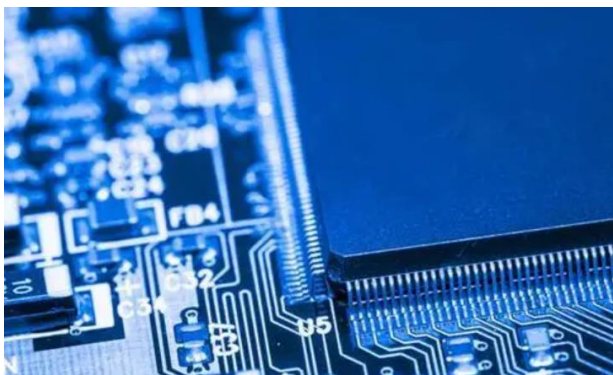
然而建筑中多个设备子系统的控制**相对独立，缺少联动协调**，本研究重点通过中央空调系统动态特性研究、中央空调系统节能优化控制研究、先进智控系统研究来提供**舒适、节能、高效调控**的建筑环境。**实现建筑能耗低值化、建筑运维智能化和建筑用能低碳化**，为建筑碳减排助力，为“双碳”政策落地提供技术支持。



建筑能源系统智慧管理平台框架

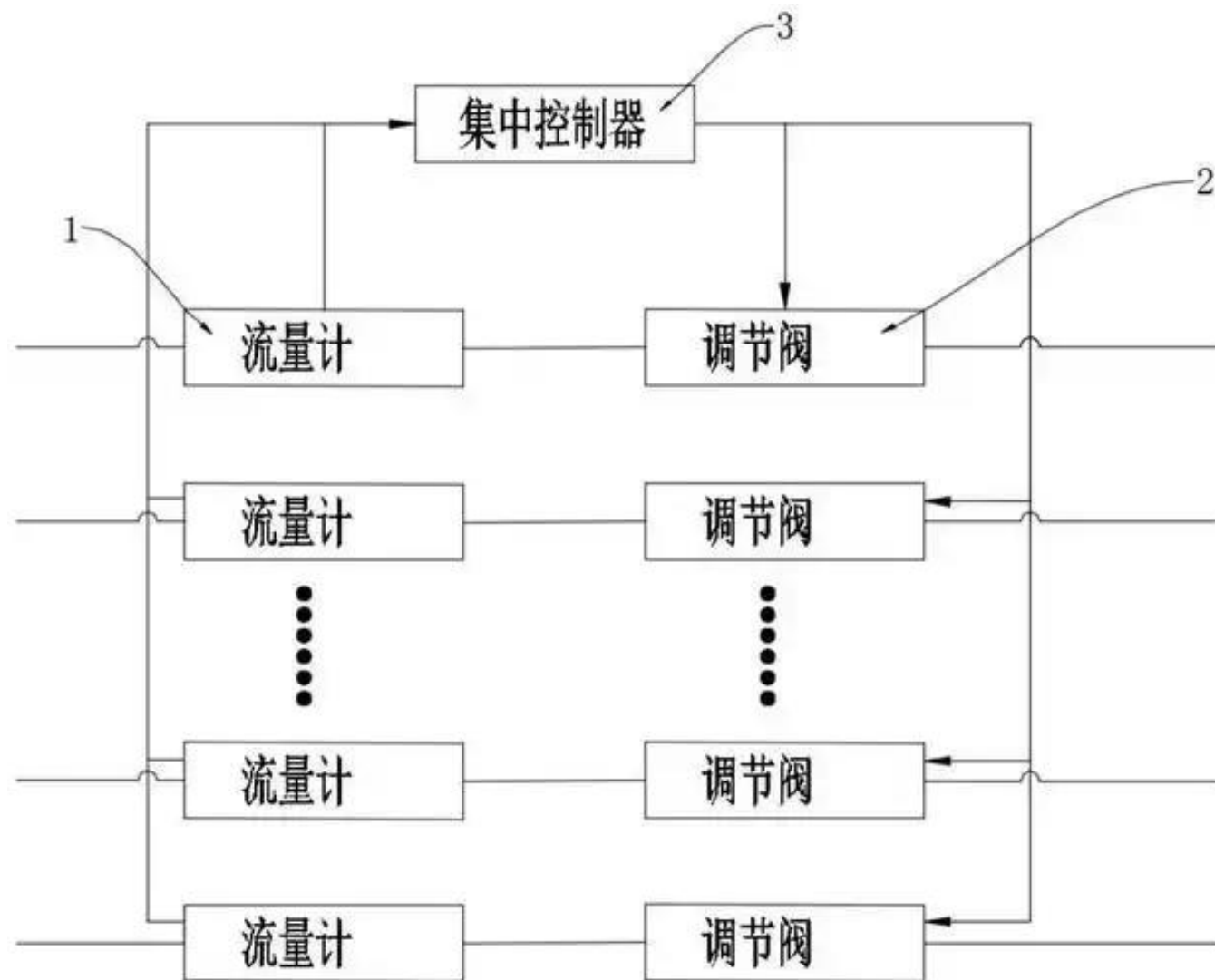
传统暖通空调系统运行痛点

由于**缺乏包含智能算法**的建筑能源管理系统，传统系统**无法**根据负荷的变化以及室内外环境的变化等计算出**全局最优参数**，实现**自动调节和优化**，限制了建筑能源节约的潜力。

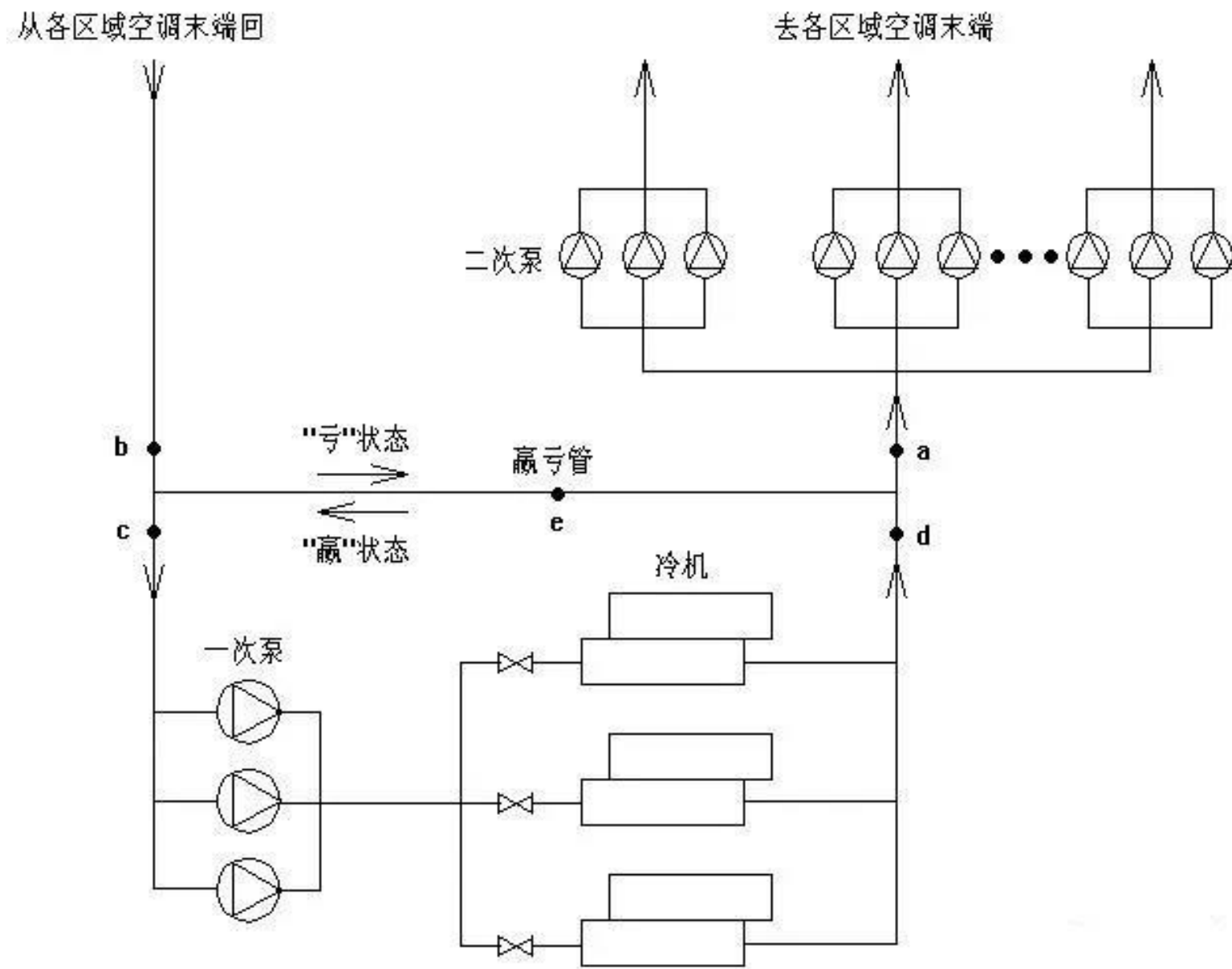


常规控制系统**无法应对动态的能源需求变化**，**无法灵活适应**不同时间、季节和使用模式下的能源消耗需求，导致能源的浪费或无法满足实际需求。

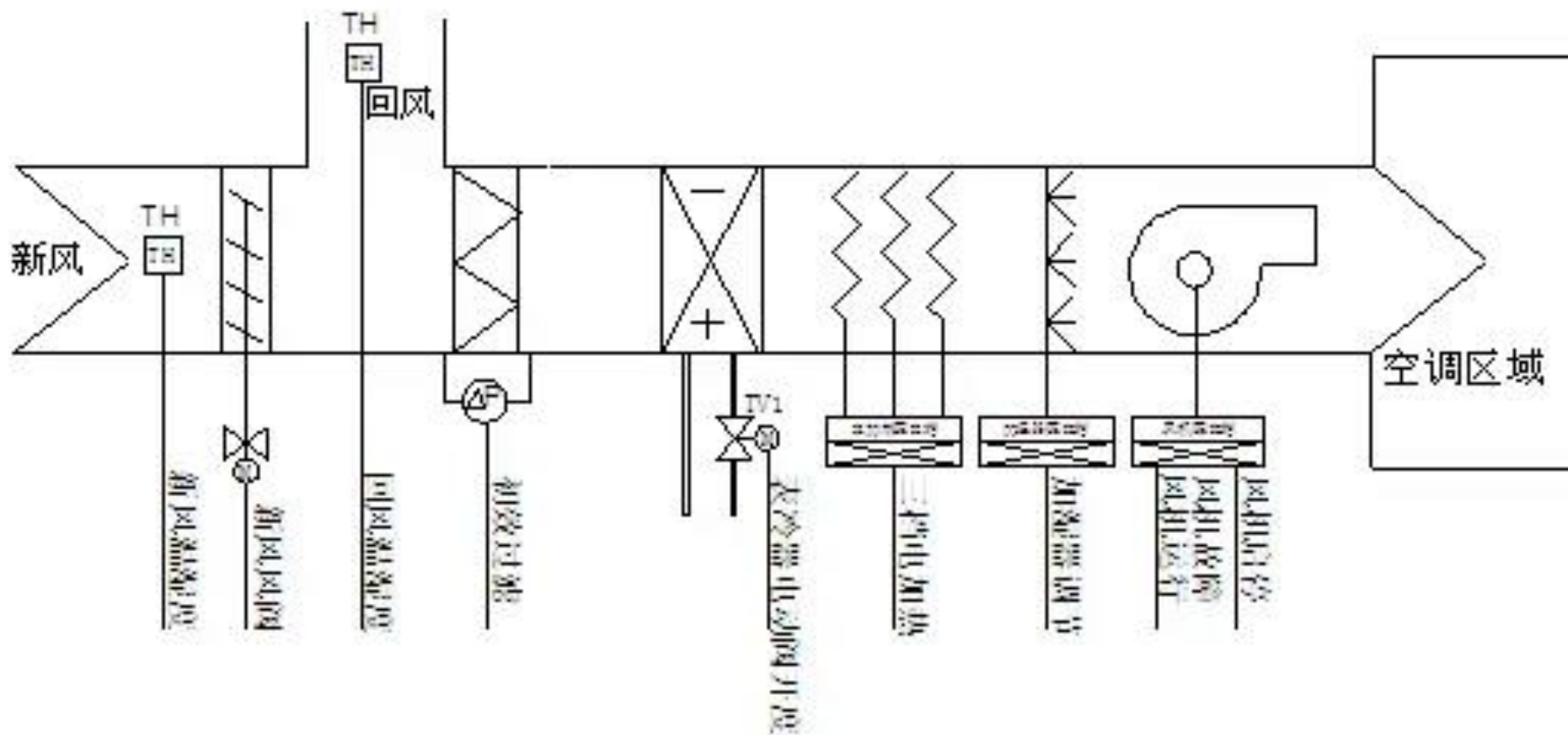
如何解决系统水力平衡、热力平衡问题？



一次泵与二次泵运行协调？



AHU “风-水” 调节耦合？



系统测量问题？



多能源系统如何运行？

其他相关问题？

2、空调系统动态特性研究

2.1 冷水机组动态特性分析

➤ 冷水机组能效模型（SMP模型）：

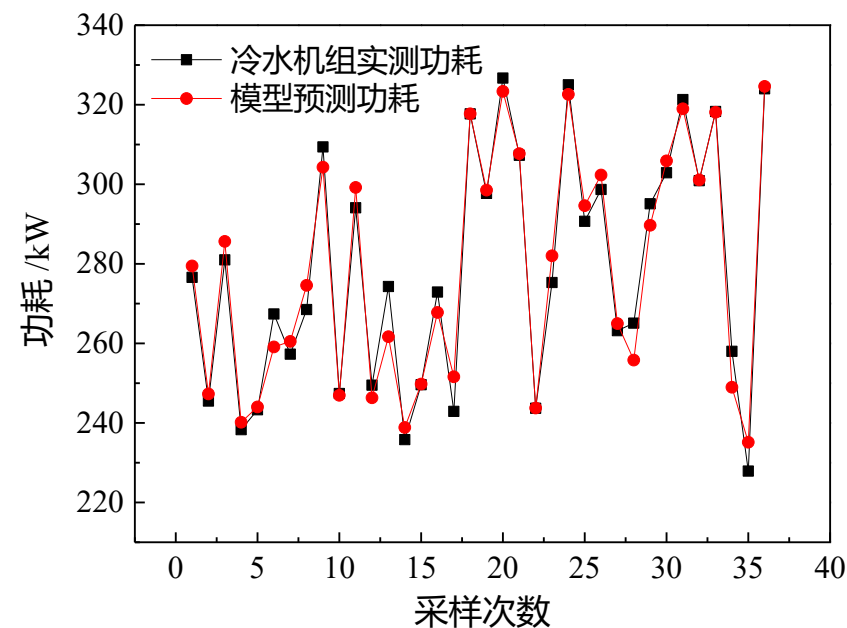
$$\begin{aligned} COP = & \beta_0 + \beta_1 \cdot Q_e + \beta_2 \cdot T_{chws} + \beta_3 \cdot T_{cwj} + \beta_4 \cdot Q_e^2 + \beta_5 \cdot Q_e \cdot T_{chws} \\ & + \beta_6 \cdot Q_e \cdot T_{cwj} + \beta_7 \cdot T_{chws} \cdot T_{cwj} \end{aligned}$$

➤ 冷水机组能耗模型（ASHRAE applications handbook）：

$$\begin{aligned} PWR_{ch,i} = & a_{0,i} + a_{1,i} (T_{cwj,i} - T_{chws,i}) + a_{2,i} (T_{cwj,i} - T_{chws,i})^2 \\ & + a_{3,i} (T_{cwj,i} - T_{chws,i}) Q_{e,i} + a_{4,i} Q_{e,i} + a_{5,i} Q_{e,i}^2 \end{aligned}$$

➤ 参数辨识后：

$$\begin{aligned} PWR_{ch,i} = & 383.48 - 28.58 (T_{cwj,i} - T_{chws,i}) + 0.6552 (T_{cwj,i} - T_{chws,i})^2 \\ & - 0.0001585 (T_{cwj,i} - T_{chws,i}) Q_{e,i} + 0.1096 Q_{e,i} + 0.00001955 Q_{e,i}^2 \end{aligned}$$

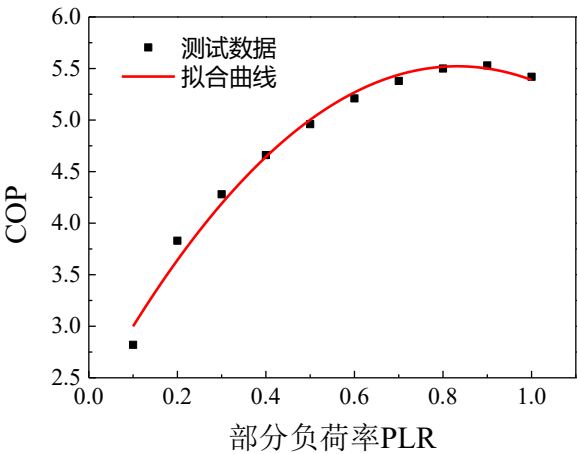


冷水机组实测功耗与模型预测功耗对比图

➤部分负荷率对机组能效的影响

$$COP = \alpha_0 + \alpha_1 \cdot PLR + \alpha_2 \cdot PLR^2$$

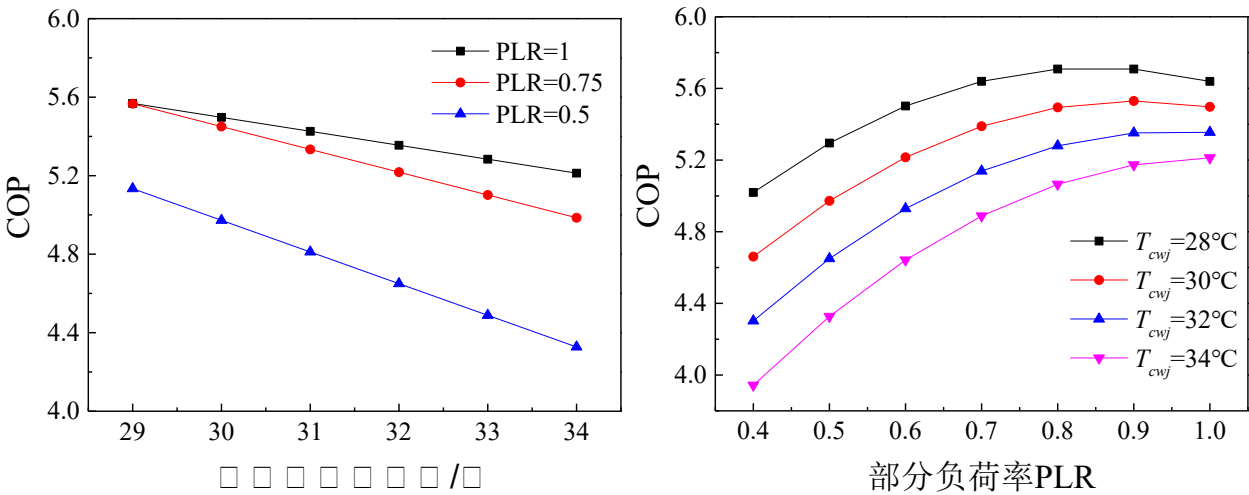
- 部分负荷率在60%~100%时能效较高，且在PLR=90%时取得能效最大值。
- 当负荷率降到40%以下时，机组能效骤降。



额定工况下离心式机组能效随部分负荷率变化曲线

➤冷却水进水温度对机组能效的影响 (Tchw, s=7℃)

- 负荷率越低，机组能效随冷却水进水温度的升高而下降越快。
- 冷水机组在不同的冷却水进水温度条件下，其能效随负荷率的变化趋势均不同。

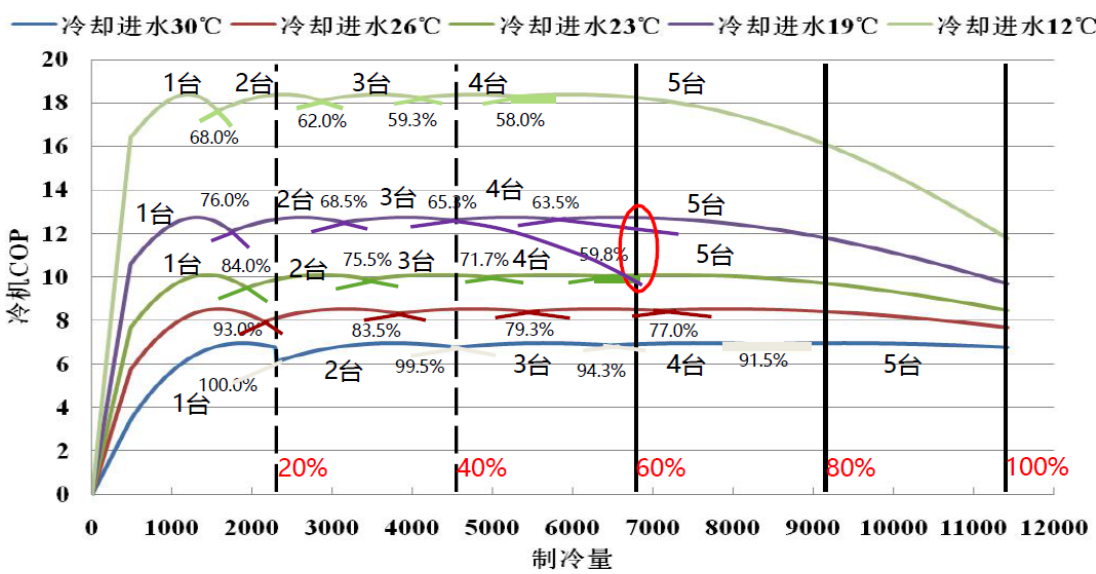


冷水机组能效随冷却水进水温度及负荷率变化曲线图

多台冷水机组并联运行特性分析

- 在低负荷情况下，开启一台冷水机组运行，系统的效率较高，但随着制冷量的增加，单台机组的COP开始下降。
- 当系统的制冷需求超过单台机组的能力时，逐渐增加机组数量，COP开始趋于平稳，并且在一定范围内有所提高。
- 为优化系统性能，在单台机组的COP下降到某一临界值之前，应适时增加额外的冷水机组，而不是等到一台机组完全满载后再加载。这样可以更均匀地分配负荷，避免单台机组过载，从而防止效率下降，维持整体系统的高效运行。

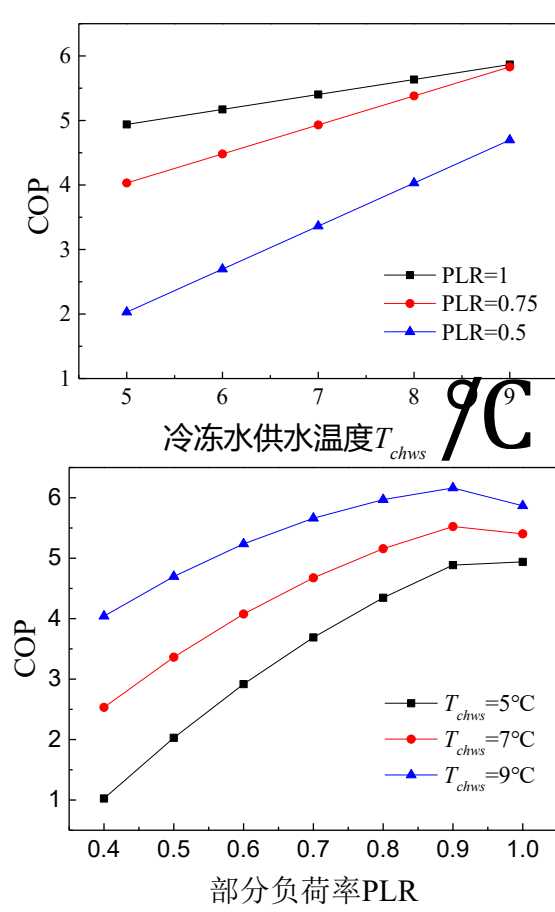
■ 通过合理的机组调度，可以实现较为平衡的运行效率。这种特性使得系统能够在部分负荷工况下保持相对高效的运行状态，减少了单机过载或运行效率低下的风险。



多台冷水机组并联运行冷机COP变化曲线图

➤ 冷冻水供水温度对机组能效的影响（ $T_{cwj}=31^{\circ}\text{C}$ ）

- 负荷率越小，能效随冷冻水供水温度升高的增幅越大。
- 在不同的冷冻水供水温度下，冷水机组的能效随部分负荷率的变化趋势不完全相同。



冷水机组能效随冷冻水供水温度及负荷率变化曲线图

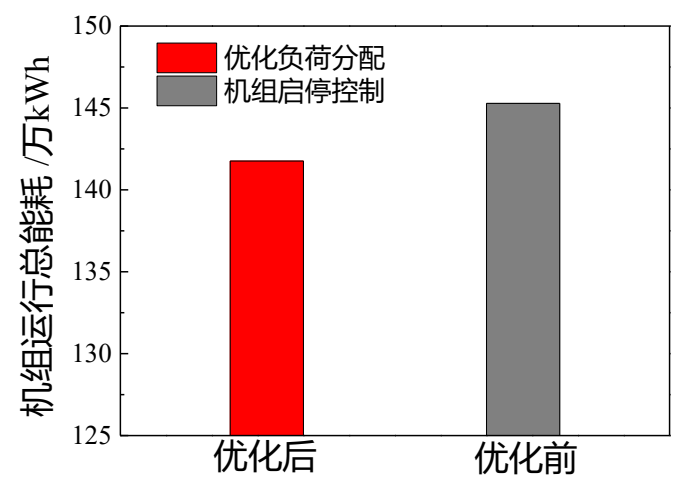
➤ 机组负荷分配优化策略

$$P = \sum_{i=1}^N \frac{Q_{0i} PLR_i}{COP_i} \quad \begin{cases} 0 \leq PLR_i \leq 1.06 \\ \sum_{i=1}^N Q_{0i} PLR_i = L \\ i = 1, 2, \dots, N \end{cases}$$

目标函数

约束条件

优化算法：混合罚函数法



供冷季节冷水机负荷分配
优化前后总能耗对比图

➤冷水机组阶跃响应特性分析

冷凝器和蒸发器中制冷剂能量平衡方程

$$M_{c,r}c_r \frac{dt_k}{d\tau} = G_r(h_{r,c,E} - h_{r,c,L}) + \alpha_{cr}A_c(t_{g,c} - t_k)$$

$$M_{e,r}c_r \frac{dt_e}{d\tau} = G_r(h_{r,e,E} - h_{r,e,L}) + \alpha_{er}A_e(t_{g,e} - t_o)$$

冷却水和冷冻水能量平衡方程

$$M_{c,w}c_w \frac{d(t_{w,c,E} + t_{w,c,L})}{2d\tau} = c_w G_{c,w}(t_{w,c,E} - t_{w,c,L}) + \alpha_{cw}A_c(t_{g,c} - \frac{t_{w,c,E} + t_{w,c,L}}{2})$$

$$M_{e,w}c_w \frac{d(t_{w,e,E} + t_{w,e,L})}{2d\tau} = c_w G_{e,w}(t_{w,e,E} - t_{w,e,L}) + \alpha_{ew}A_e(t_{g,e} - \frac{t_{w,e,E} + t_{w,e,L}}{2})$$

冷凝器和蒸发器管壁能量平衡方程

$$M_{c,g}c_{g,g} \frac{dt_{g,c}}{d\tau} = \alpha_{cr}A_c(t_k - t_{g,c}) - \alpha_{cw}A_c(t_{g,c} - \frac{t_{w,c,E} + t_{w,c,L}}{2})$$

$$M_{e,g}c_{g,g} \frac{dt_{g,e}}{d\tau} = \alpha_{er}A_e(t_o - t_{g,e}) - \alpha_{ew}A_e(t_{g,e} - \frac{t_{w,e,E} + t_{w,e,L}}{2})$$

变量线性化

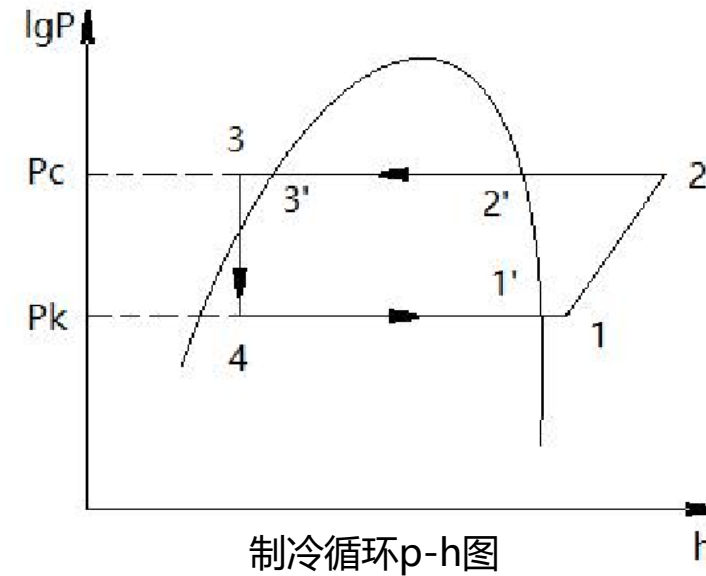
状态空间形式描述

$$\begin{cases} t_k = (t_k)_0 + \Delta t_k \\ G_r = (G_r)_0 + \Delta G_r \\ t_{g,c} = (t_{g,c})_0 + \Delta t_{g,c} \end{cases} \quad \begin{cases} \dot{\vec{x}}_{chiller} = M_{chiller} \vec{x}_{chiller} + N_{chiller} \vec{u}_{chiller} \\ \vec{y}_{chiller} = P_{chiller} \vec{x}_{chiller} + Q_{chiller} \vec{u}_{chiller} \end{cases}$$

$$\vec{x}_{chiller} = [\Delta t_k, \Delta t_{w,c,L}, \Delta t_{w,e,L}, \Delta t_o, \Delta t_{g,c}, \Delta t_{g,e}]^T$$

$$\vec{y}_{chiller} = [\Delta G_{c,w}, \Delta G_{e,w}, \Delta t_{w,e,E}, \Delta G_r, \Delta t_{w,c,E}]^T$$

$$\vec{u}_{chiller} = [\Delta t_k, \Delta t_{w,c,L}, \Delta t_{w,e,L}, \Delta t_o, \Delta t_{g,c}, \Delta t_{g,e}]^T$$



➤分析指标:

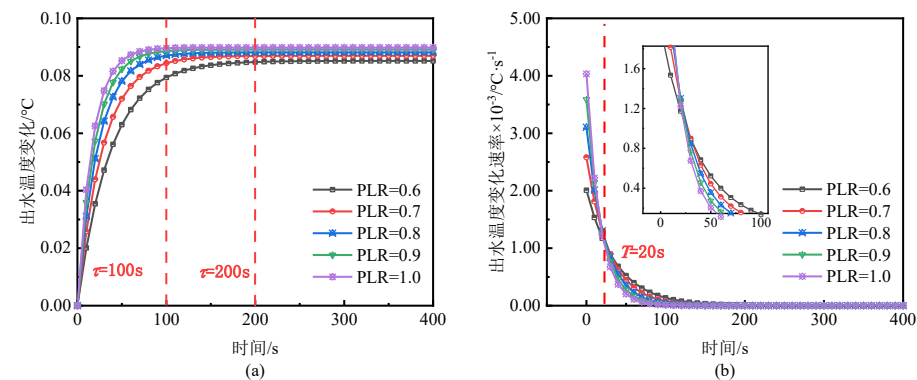
(1) 放大系数 $K = \frac{y(\infty) - y(0)}{\Delta u}$

(2) 稳定时间 稳定时间为无量纲参数Y达到0.95时所对应的时间。

$$Y = \frac{y(\tau) - y(0)}{y(\infty) - y(0)}$$

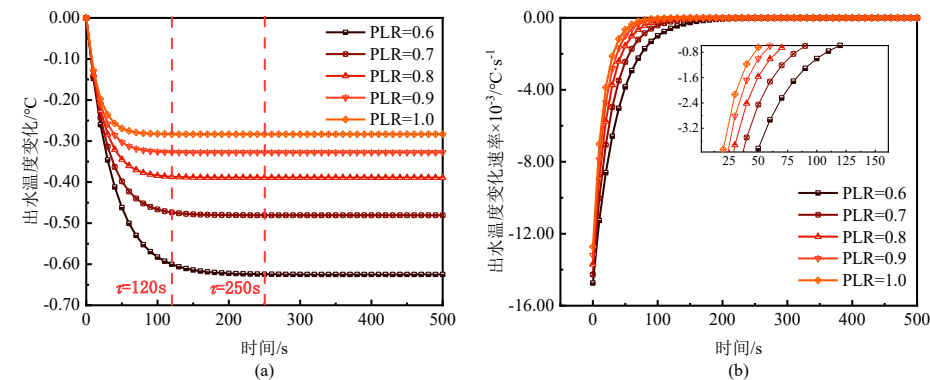
(3) 变化速率 $\eta = \frac{y(T + \Delta T) - y(T - \Delta T)}{2\Delta T}$

➤ 冷凝器进水温度阶跃

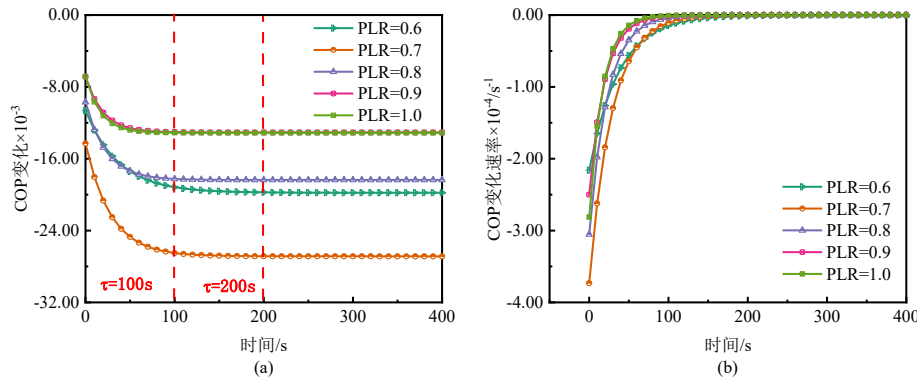


不同负荷率下冷凝器进水温度阶跃 0.1℃后出水温度的动态响应过程

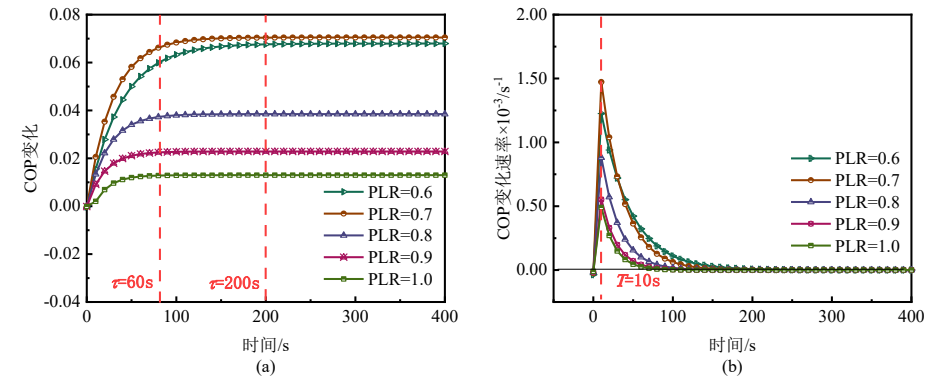
➤ 冷凝器水流量阶跃



不同负荷率下冷凝器水流量阶跃 10kg/s 后出水温度的动态响应过程



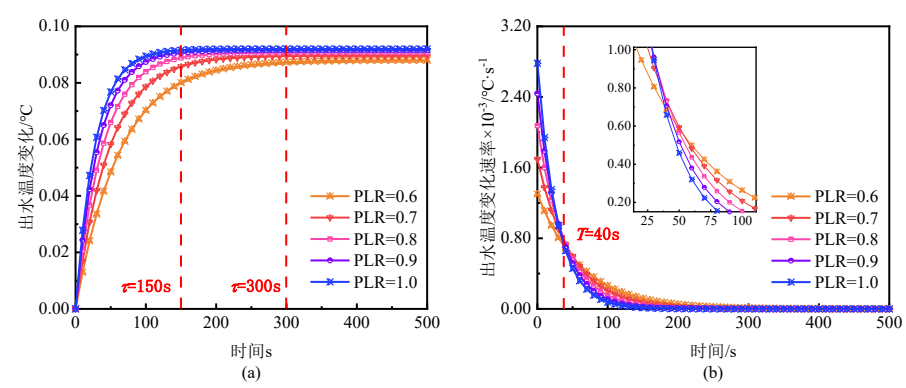
不同负荷率下冷凝器进水温度阶跃 0.1℃后机组 COP 的动态响应过程



不同负荷率下冷凝器水流量阶跃 10kg/s 后机组 COP 的动态响应过程

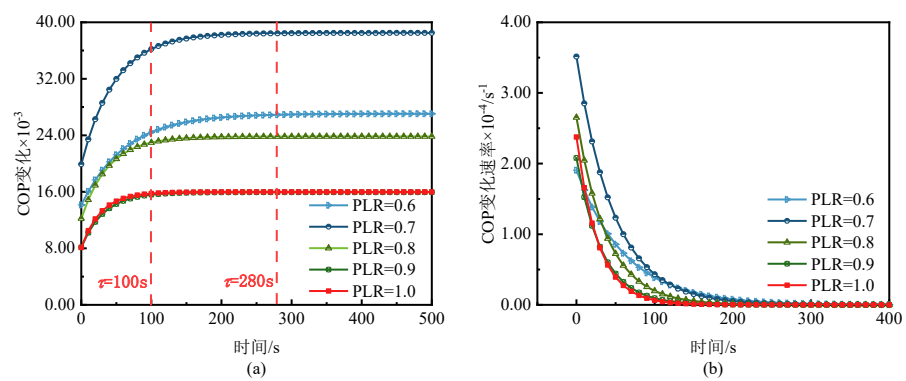
- 冷凝器出水温度对温度阶跃的放大系数随初始负荷率的增大而增大，对流量阶跃则相反。初始负荷率越大，两种扰量下出水温度的稳定时间越短。
- 机组COP对两种扰量的放大系数，随初始负荷率增大呈现先增大后减小的趋势，且对流量阶跃的动态响应曲线存在拐点。
- 冷凝器流量阶跃对主机性能影响要明显小于进水温度，主要表现在放大系数和逐时变化速率的差异。

➤ 蒸发器进水温度阶跃



不同负荷率下蒸发器进水温度阶跃 0.1°C后出水温度的动态响应过程

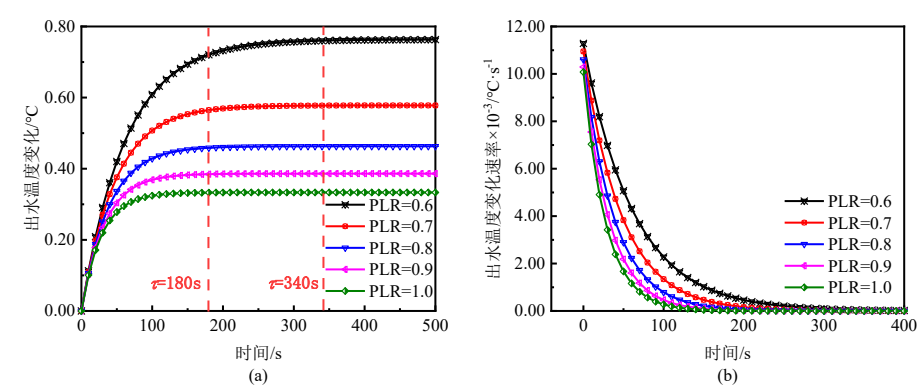
(a)逐时变化幅度; (b)逐时变化速率



不同负荷率下蒸发器进水温度阶跃 0.1°C后机组 COP 的动态响应过程

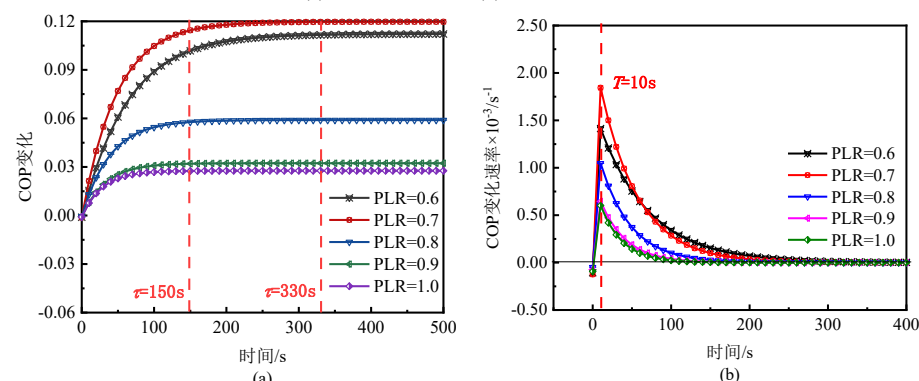
(a)逐时变化幅度; (b)逐时变化速率

➤ 蒸发器水流量阶跃



不同负荷率下蒸发器水流量阶跃 10kg/s 后出水温度的动态响应过程

(a)逐时变化幅度; (b)逐时变化速率



不同负荷率下蒸发器水流量阶跃 10kg/s 后机组 COP 的动态响应过程

(a)逐时变化幅度; (b)逐时变化速率

- 蒸发器侧进水温度、流量阶跃对出水温度和机组COP动态特性影响要**大于冷凝器**，但分析指标随初始条件的变化特点和冷凝器相同。
- 负荷率越高，在末端负荷波动情况下，更有利于机组通过调节制冷剂流量来维持供水温度的稳定。
- 当负荷率在60%~70%时，蒸发器侧流量变化容易导致主机整体性能的长时间波动。

2.2 水泵动态特性分析

➤ 管网特性曲线: $H = SQ^2$

➤ 水泵的性能曲线:

$$H = a_1 Q^2 + b_1 Q + c_1$$

$$H = a_1 \left(\frac{Q}{n} \right)^2 + b_1 \left(\frac{Q}{n} \right) + c_1$$

N台水泵并联运行

$$H = a_1 Q^2 + b_1 k Q + c_1 k^2$$

水泵变速运行

$$\eta_p = a_2 Q^3 + b_2 Q^2 + c_2 Q + d_2$$

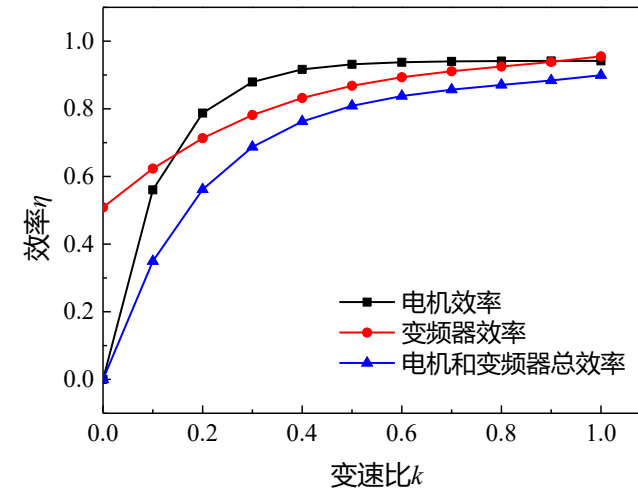
➤ 单台水泵变频能耗精确模型
(考虑电机效率和变速装置的效率)

$$N = N_0 / (\eta_p \eta_m \eta_f) = HQ / (367 \eta_p \eta_m \eta_f)$$

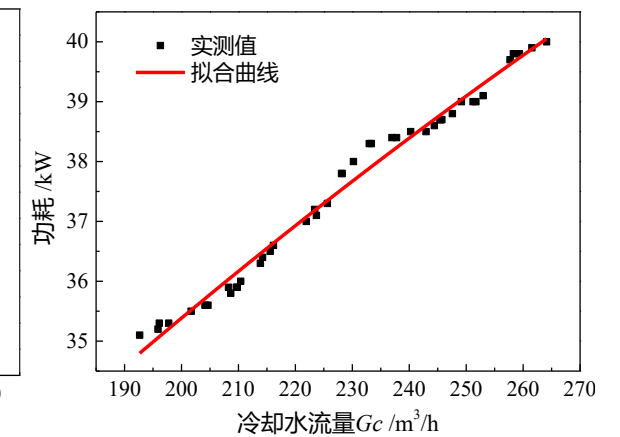
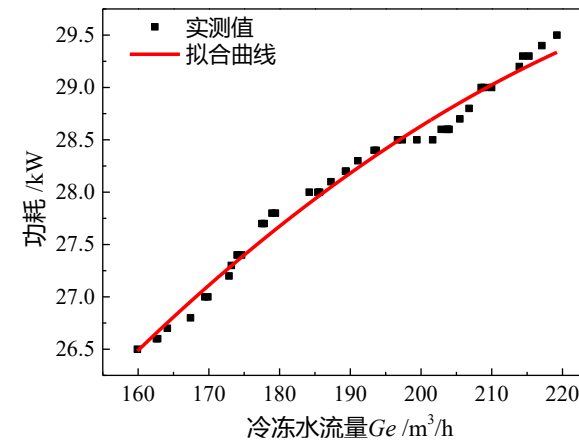
➤ 简化后的水泵变流量能耗模型:

$$P_{eb,i} = b_{0,i} + b_{1,i} G_{e,i} + b_{2,i} G_{e,i}^2$$

$$P_{cb,i} = c_{0,i} + c_{1,i} G_{c,i} + c_{2,i} G_{c,i}^2$$



电机效率和变频器效率与变速比的关系图

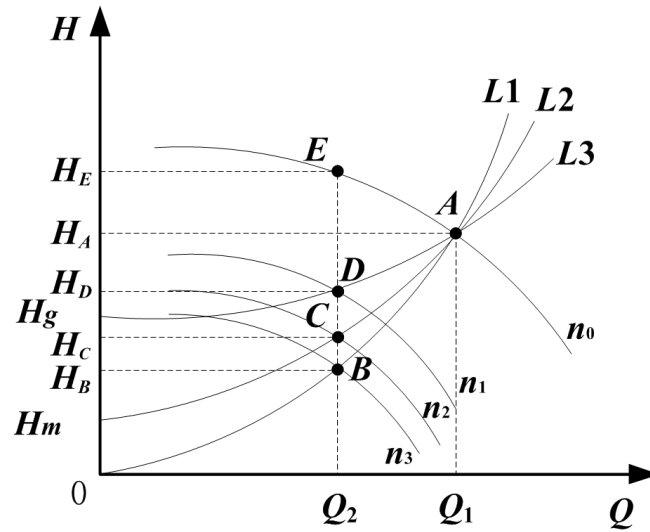


水泵能耗模型参数拟合曲线

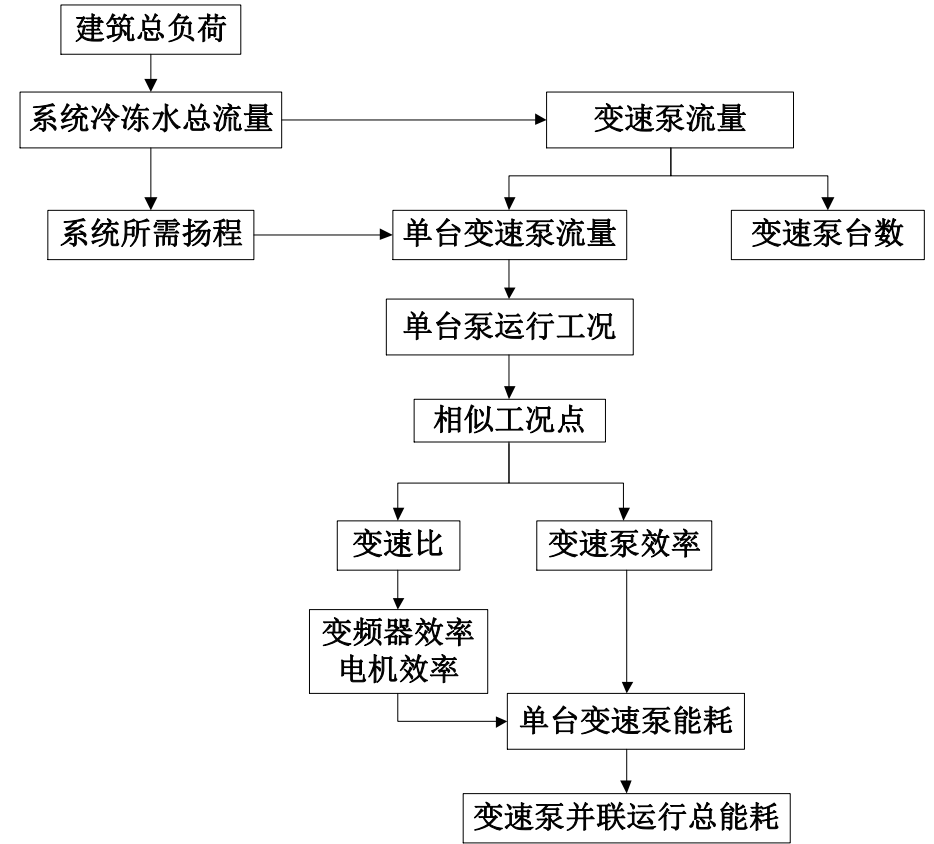
$$P_{eb,i} = 8.8039 + 0.1561 G_{e,i} - 0.00028 G_{e,i}^2$$

$$P_{cb,i} = 15.5642 + 0.1190 G_{c,i} - 0.0001 G_{c,i}^2$$

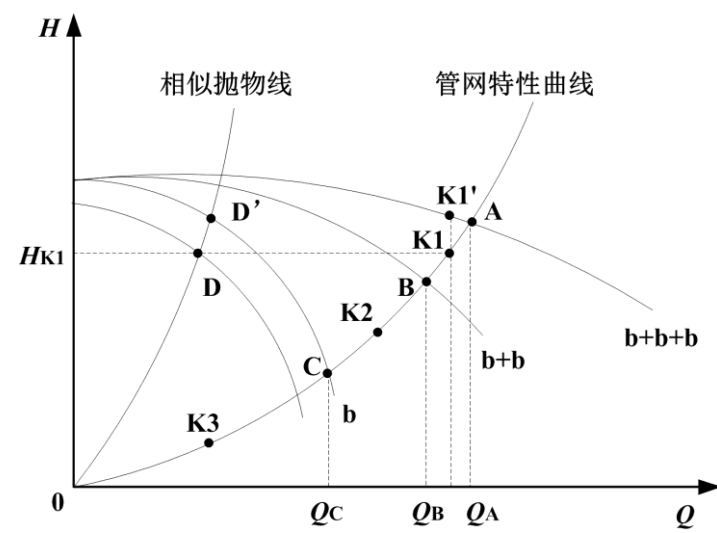
➤不同水泵变频控制方式的能耗对比分析



相对于传统的节流调节方式，某商业项目三种不同的水泵变频控制方式均具有一定的节能效果，且三种控制方式下水泵的能耗为：温差控制<最不利环路末端压差控制<干管压差控制



➤多台水泵并联运行能耗分析



水泵同步调速并联运行能耗计算流程图

➤ 并联水泵同步变频的最佳运行方案及其节能分析

不同控制方式下并联水泵最佳运行方案

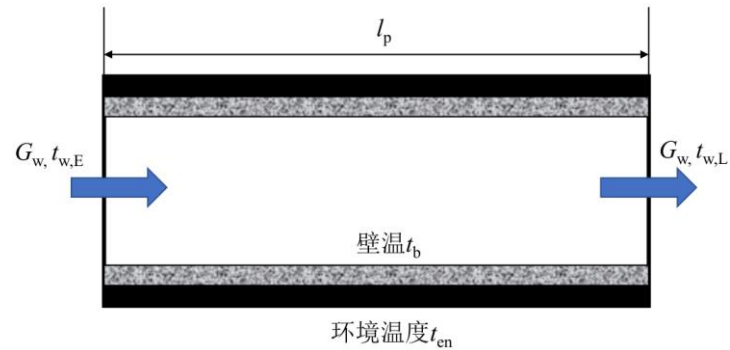
流量(m3/h)	1台水泵	2台水泵	3台水泵
控制方式			
阀门节流	90~360	360~720	720~900
温差控制	——	——	90~900
ΔP=3.2mH ₂ O定压差控制	90~124.6	124.6~254	254~900
ΔP=6.4mH ₂ O定压差控制	90~169.4	169.4~335.9	335.9~900
ΔP=12.8mH ₂ O定压差控制	90~230.7	230.7~435	435~900

与节流调节对比的并联同步调速水泵节能率

系统流量 (m ³ /h)	节流调节 功率 (kW)	温差控制		定压差控制 (ΔP=3.2mH ₂ O)		定压差控制 (ΔP=6.4mH ₂ O)		定压差控制 (ΔP=12.8mH ₂ O)	
		功率 (kW)	节能率 (%)	功率 (kW)	节能率 (%)	功率 (kW)	节能率 (%)	功率 (kW)	节能率 (%)
870	101.71	101.21	0.49	101.8	-0.09	102.38	-0.66	103.52	-1.78
840	99.27	92.32	7.00	92.78	6.54	93.89	5.42	96.10	3.19
780	94.40	74.18	21.42	76.23	19.25	78.28	17.08	82.37	12.74
720	77.63	58.93	24.09	61.71	20.51	64.50	16.91	70.12	9.67
660	73.96	45.86	37.99	49.17	33.52	52.51	29.00	59.29	19.84
600	69.41	34.88	49.75	38.53	44.49	42.23	39.16	49.85	28.18
540	64.55	25.83	59.98	29.64	54.08	33.55	48.02	41.71	35.38
480	59.77	18.52	69.01	22.35	62.61	26.32	55.96	34.79	41.79
420	55.30	12.78	76.89	16.49	70.18	20.41	63.09	28.61	48.26
360	38.82	8.39	78.39	11.89	69.37	15.68	59.61	22.69	41.55
300	34.71	5.17	85.11	8.37	75.89	11.61	66.55	17.94	48.31
240	29.88	2.90	90.29	5.70	80.92	8.30	72.22	14.26	52.28
180	25.67	1.42	94.47	3.61	85.94	5.92	76.94	9.88	61.51
120	22.96	0.55	97.60	2.21	90.37	3.54	84.58	6.58	71.34
90	22.96	0.28	98.78	1.51	93.42	2.66	88.41	5.52	75.96

- 针对某商业项目--
- 与传统的节流调节相比，采用温差控制水泵节能率最高。
- 对于压差控制，其定压值越高，在系统流量相同的情况下水泵功耗越大，输配系统的节能率也就越低。
- 对于所有的水泵变频控制方式，其节能率均随系统流量的减小而增大。

输配管道及系统阶跃响应分析



模型假设：

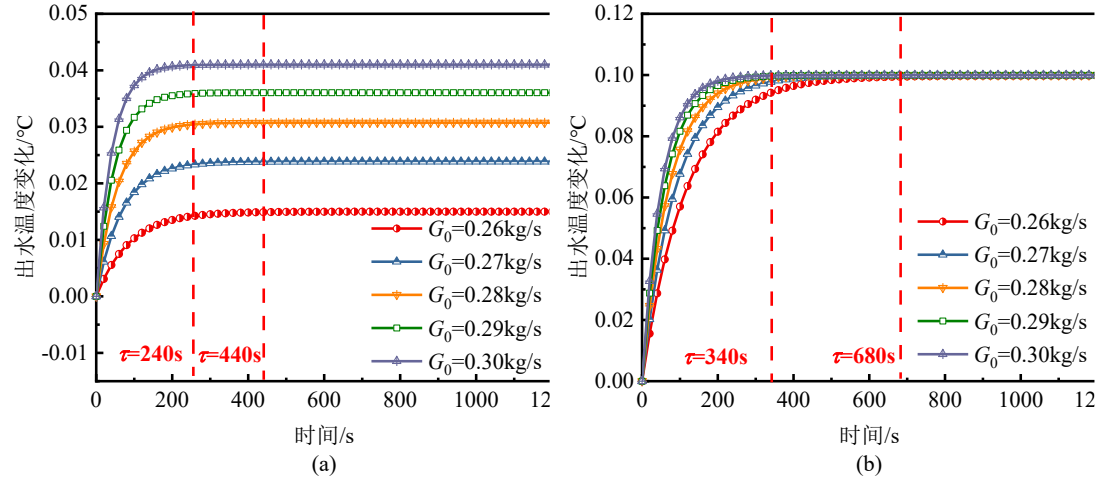
- (1) 忽略温度和压力变化对水热物性参数的影响。
- (2) 取进出口管道内水温的平均值代表管内水流温度。
- (3) 当管壁外部包有保温层，将管壁的热阻折算到保温层热阻中，且保温层外表面不会结露。

管内水流能量平衡方程

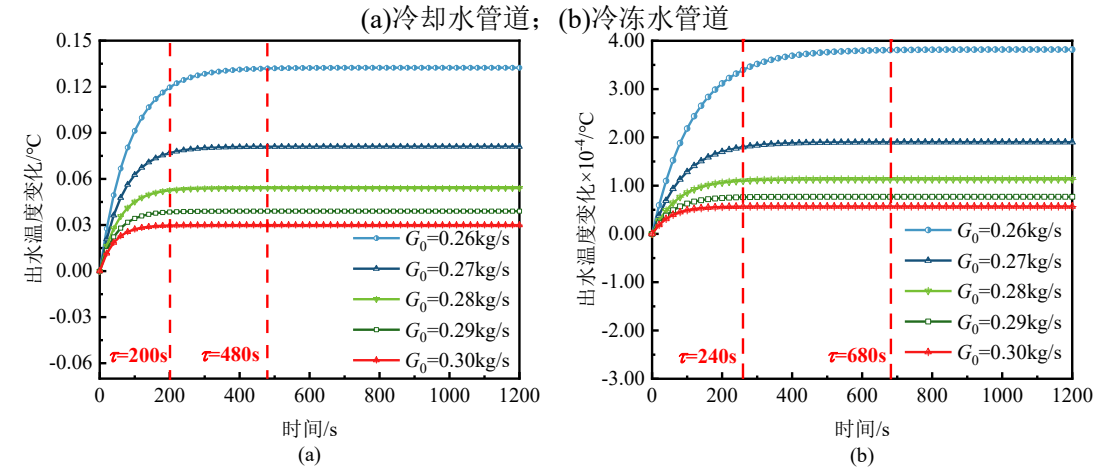
$$\frac{1}{2} \rho_w c_w A_p l_p \frac{d(t_{w,E} + t_{w,L})}{d\tau} = G_w c_w (t_{w,E} - t_{w,L}) + \alpha_{wb} A_{pi} (t_b - \frac{t_{w,E} + t_{w,L}}{2})$$

管壁能量平衡方程

$$c_b M_b \frac{dt_b}{d\tau} = \frac{l_p}{R_b} (t_{en} - t_b) + \alpha_{wb} A_{pi} (\frac{t_{w,E} + t_{w,L}}{2} - t_b)$$



不同初始流量下进水温度阶跃 0.1℃管道出水温度的动态响应过程



不同初始流量下水流量阶跃 10kg/s 管道出水温度的动态响应过程

- 冷冻水管道温度扰量的响应的时滞性比较明显，在研究系统整体动态特性时必须考虑。
- 流量阶跃对冷冻水管道热惯性的影响可以忽略，但对冷却水管道的影响必须在做系统动态分析时考虑。

2.3 冷却塔动态特性分析

➤ 冷却塔热力模型:

$$Q_{rej} = \frac{d_1 m_w^{d_3}}{1 + d_2 \left(\frac{m_w}{m_a} \right)^{d_3}} (T_{c,in} - T_{wb})$$

参数辨识后:

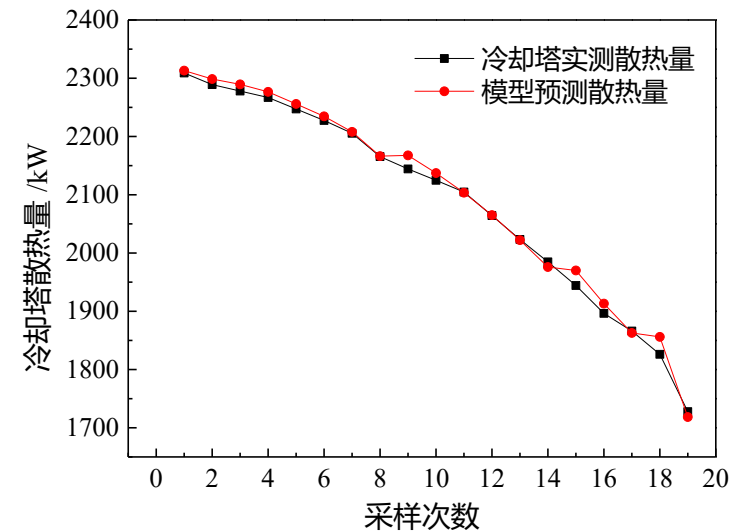
$$Q_{rej} = \frac{2.63 m_w^{1.11}}{1 + 1.12 \left(\frac{m_w}{m_a} \right)^{1.11}} (T_{c,in} - T_{wb})$$

➤ 冷却塔风机能耗模型:

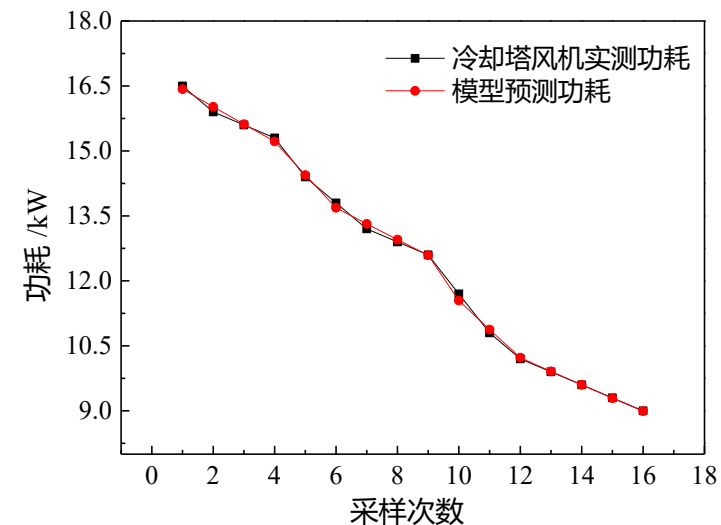
$$PWR_{f,i} = PWR_{f,nom} \cdot \sum_{j=0}^k e_j \left(\frac{F_{a,i}}{F_{a,nom}} \right)^j$$

参数辨识后:

$$PWR_{f,i} = 1.053 \times 10^{-10} F_{a,i}^2 - 6.944 \times 10^{-6} F_{a,i} + 0.7982$$

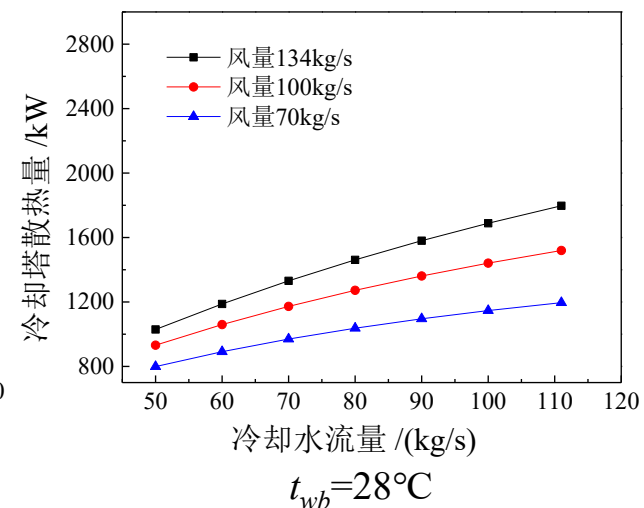
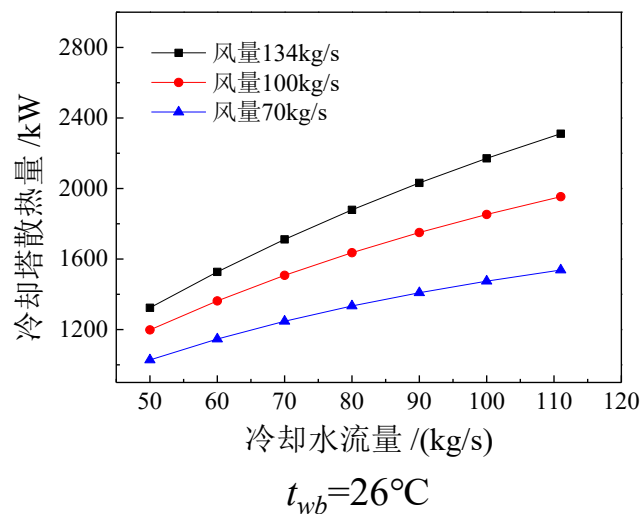
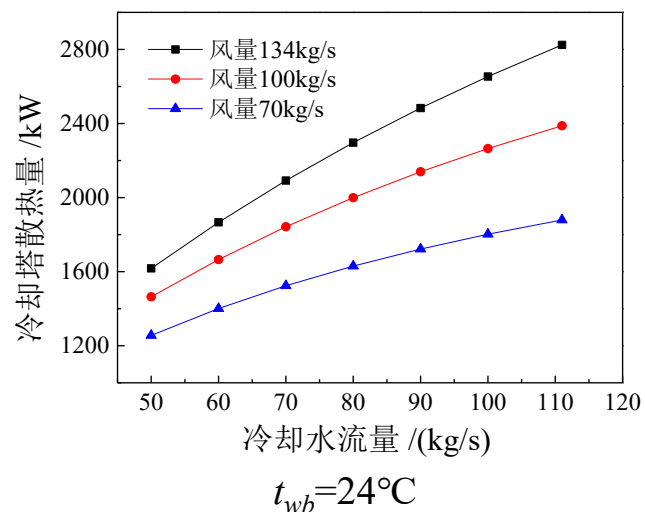


冷却塔实测散热量与模型预测散热量对比图



冷却塔风机实测功耗和模型预测功耗对比图

➤ 风水比对单台冷却塔散热能力的影响 ($T_{cwc}=35^{\circ}\text{C}$)



- 冷却塔的散热能力随室外湿球温度的升高而下降，且室外湿球温度越低，冷却水流量和冷却塔风量的变化对冷却塔散热量的影响越明显。
- 相对而言，水量变化对冷却塔散热能力的影响略大于风量变化。
- 在室外气象条件一定的情况下，相同的散热量所对应的冷却塔风水比可能存在较大差异。

➤ 部分负荷下多台冷却塔并联运行的节能特性分析

冷却塔效率：
$$\eta_c = \frac{t_{c,in} - t_{c,out}}{t_{c,in} - t_{wb}}$$

冷却水总流量为1080m³/h时的冷却塔效率

冷却塔风机频率 (Hz)	$t_{wb}=24^{\circ}\text{C}$		$t_{wb}=26^{\circ}\text{C}$		$t_{wb}=28^{\circ}\text{C}$	
	2台冷却塔 并联运行	3台冷却塔 并联运行	2台冷却塔 并联运行	3台冷却塔 并联运行	2台冷却塔 并联运行	3台冷却塔 并联运行
50	0.48	0.57	0.39	0.47	0.30	0.37
45	0.45	0.54	0.37	0.45	0.29	0.35
40	0.41	0.51	0.34	0.42	0.26	0.32
35	0.38	0.47	0.31	0.39	0.24	0.30
30	0.34	0.43	0.27	0.35	0.21	0.27
25	0.29	0.38	0.24	0.31	0.19	0.24

冷却水总流量为840m³/h时的冷却塔效率

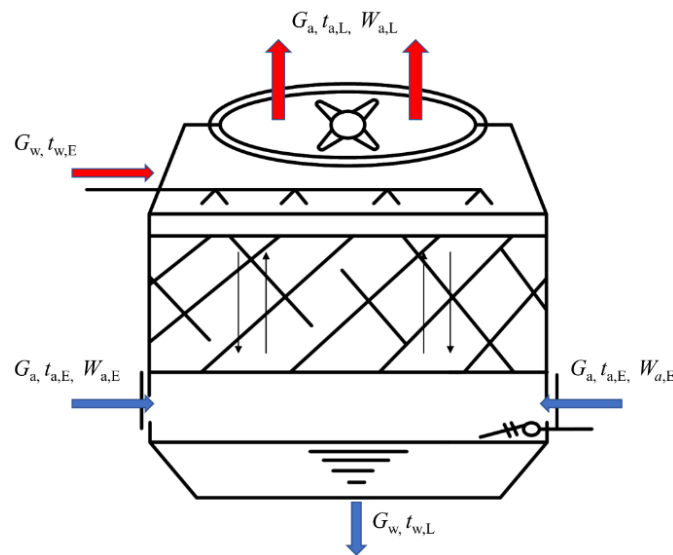
冷却塔风机频率 (Hz)	$t_{wb}=24^{\circ}\text{C}$		$t_{wb}=26^{\circ}\text{C}$		$t_{wb}=28^{\circ}\text{C}$	
	2台冷却塔 并联运行	3台冷却塔 并联运行	2台冷却塔 并联运行	3台冷却塔 并联运行	2台冷却塔 并联运行	3台冷却塔 并联运行
50	0.54	0.63	0.44	0.51	0.34	0.40
45	0.51	0.60	0.42	0.49	0.32	0.38
40	0.47	0.57	0.39	0.46	0.30	0.36
35	0.44	0.53	0.36	0.43	0.28	0.34
30	0.39	0.49	0.32	0.40	0.25	0.31
25	0.34	0.44	0.28	0.36	0.22	0.28

冷却水总流量为600m³/h时的冷却塔效率

冷却塔风机频率 (Hz)	$t_{wb}=24^{\circ}\text{C}$		$t_{wb}=26^{\circ}\text{C}$		$t_{wb}=28^{\circ}\text{C}$	
	2台冷却塔 并联运行	3台冷却塔 并联运行	2台冷却塔 并联运行	3台冷却塔 并联运行	2台冷却塔 并联运行	3台冷却塔 并联运行
50	0.61	0.69	0.50	0.56	0.39	0.44
45	0.58	0.66	0.48	0.54	0.37	0.42
40	0.55	0.63	0.45	0.52	0.35	0.40
35	0.51	0.60	0.42	0.49	0.33	0.38
30	0.47	0.56	0.39	0.46	0.30	0.36
25	0.42	0.51	0.34	0.42	0.27	0.32

- 冷却塔效率均随冷却塔电机频率的提高而增大，且近似呈线性变化。
- 在不同湿球温度条件下，当冷却水流量和电机频率相同时，三台冷却塔并联运行的效率均比两台冷却塔并联运行时要高，且冷却塔效率提升的幅度随室外湿球温度的降低而增大。
- 三台冷却塔并联运行时风机更加节能（针对某商业项目）。

➤ 冷却塔阶跃响应分析



冷却塔换热示意图

➤ 模型假设：

- (1) 冷却塔外壳绝热性能良好，冷却水只和进入冷却塔的空气换热。
- (2) 冷却水的物性参数不随温度、压力改变。
- (3) 忽略水流量对水膜流速的影响，冷却水和空气的传热传质系数只与空气的流速有关。

冷却塔填料侧能量平衡方程

$$\frac{1}{2} \rho_a c_a A_{ta} H_t \frac{d(h_{a,E} + h_{a,L})}{d\tau} = G_a (h_{a,E} - h_{a,L}) + \alpha_{wa} A_t \left(\frac{t_{w,E} + t_{w,L}}{2} - \frac{t_{a,E} + t_{a,L}}{2} \right) - q_a \lambda_{wa} A_t \left(\frac{W_{a,E} + W_{a,L}}{2} - W_{tb} \right)$$

空气侧湿度平衡方程

$$\frac{1}{2} \rho_a c_a A_{ta} H_t \frac{d(W_{a,E} + W_{a,L})}{d\tau} = G_a (W_{a,E} - W_{a,L}) - \lambda_{wa} A_t \left(\frac{W_{a,E} + W_{a,L}}{2} - W_{tb} \right)$$

蓄水槽内水平衡方程

$$M_x \frac{dt_w}{d\tau} = G_w (t_{w,L} - t_w)$$

平衡方程中参数确定关系式

$$\text{Nu}_a = \frac{a_{wa} H_t}{\lambda_a} = 0.648 \text{Re}_a^{0.5} \text{Pr}_a^{\frac{1}{3}} \quad \text{Sh}_m = \frac{\lambda_{wa} H_t}{\rho_a D_{wa}} = 0.648 \text{Re}_a^{0.5} \text{Sc}_j^{\frac{1}{3}}$$

$$W_{tb} \approx \delta \frac{t_{w,E} + t_{w,L}}{2} \quad u_w = \frac{1}{H_t} \int_0^{H_t} \sqrt{u_0^2 + 2gH_t} dy$$

变量线性化



状态空间形式描述

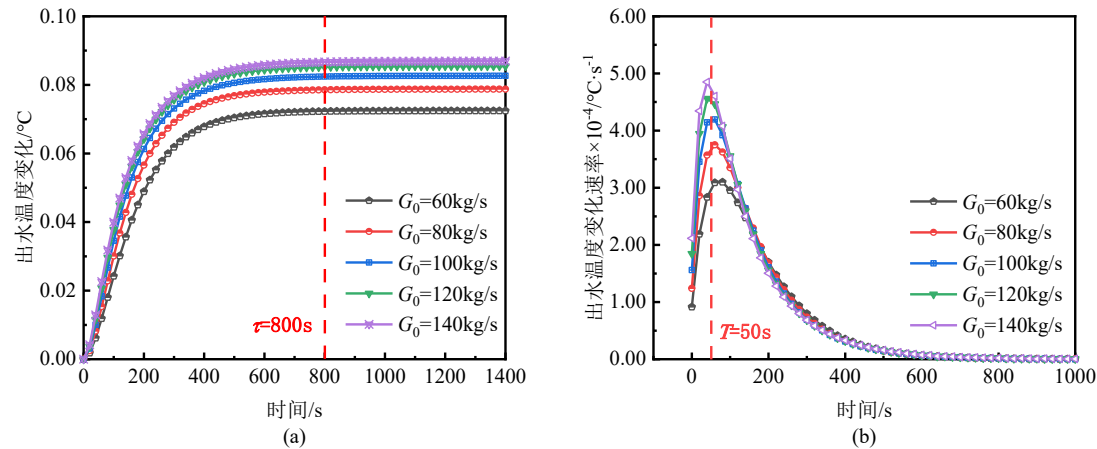
$$\begin{cases} \dot{\vec{x}}_{\text{tower}} = M_{\text{tower}} \vec{x}_{\text{tower}} + N_{\text{tower}} \vec{u}_{\text{tower}} \\ \vec{y}_{\text{tower}} = P_{\text{tower}} \vec{x}_{\text{tower}} + Q_{\text{tower}} \vec{u}_{\text{tower}} \end{cases}$$

$$\vec{x}_{\text{tower}} = [\Delta t_{a,L}, \Delta W_{a,L}, \Delta t_w, \Delta t_{w,L}]^T$$

$$\vec{y}_{\text{tower}} = [\Delta t_{a,L}, \Delta W_{a,L}, \Delta G_a, \Delta t_w, \Delta G_w]^T$$

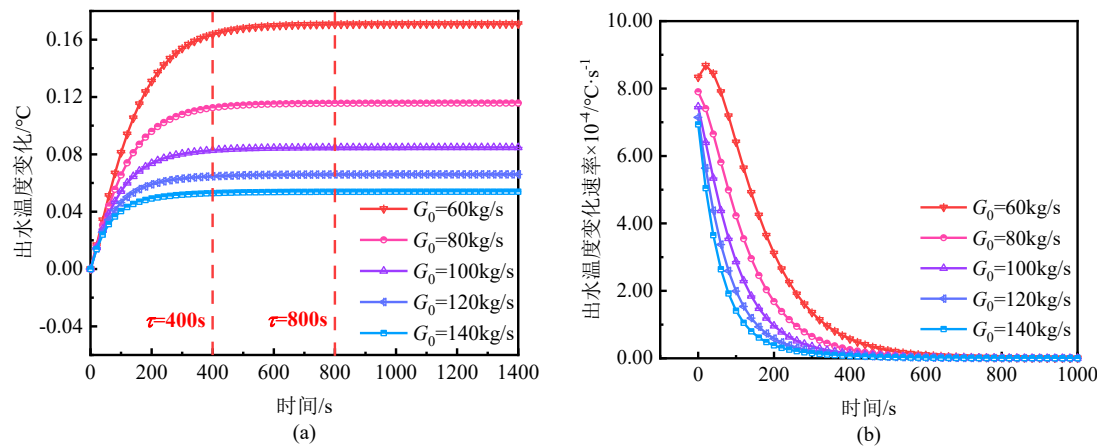
$$\vec{u}_{\text{tower}} = [\Delta t_{a,E}, \Delta W_{a,E}, \Delta G_a, \Delta t_{w,E}, \Delta G_w]^T$$

➤ 冷却塔进水温度、流量阶跃



不同初始流量下冷却水进水温度阶跃 0.1°C 后出水温度的动态响应过程

(a) 逐时变化幅度; (b) 逐时变化速率

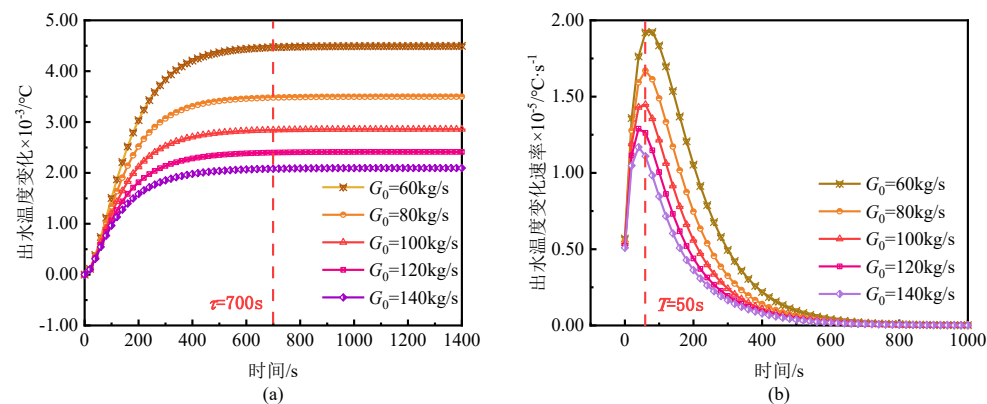


不同初始流量下冷却水流量阶跃 10kg/s 后出水温度的动态响应过程

(a) 逐时变化幅度; (b) 逐时变化速率

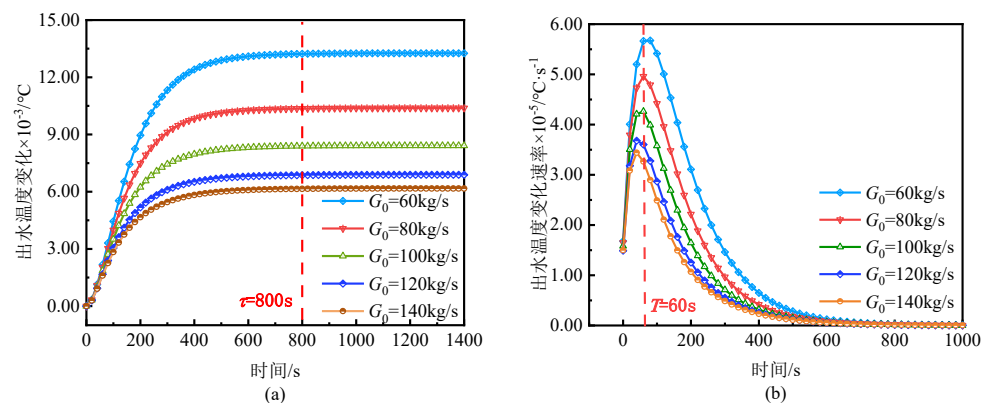
- 冷却水出水温度对水温阶跃的放大系数，随初始流量的增大而增大，稳定时间基本不受初始流量的影响。
- 冷却水出水温度对流量扰量的放大系数，随初始流量的增大而减小，稳定时间也缩短。
- 两种扰量下出水温度初始变化速率较低，动态响应曲线存在拐点。
- 冷却塔流量越接近设计流量，冷却水泵变频调节过程中对冷却塔出水温度的影响越小。

➤ 进风温湿度、风量阶跃



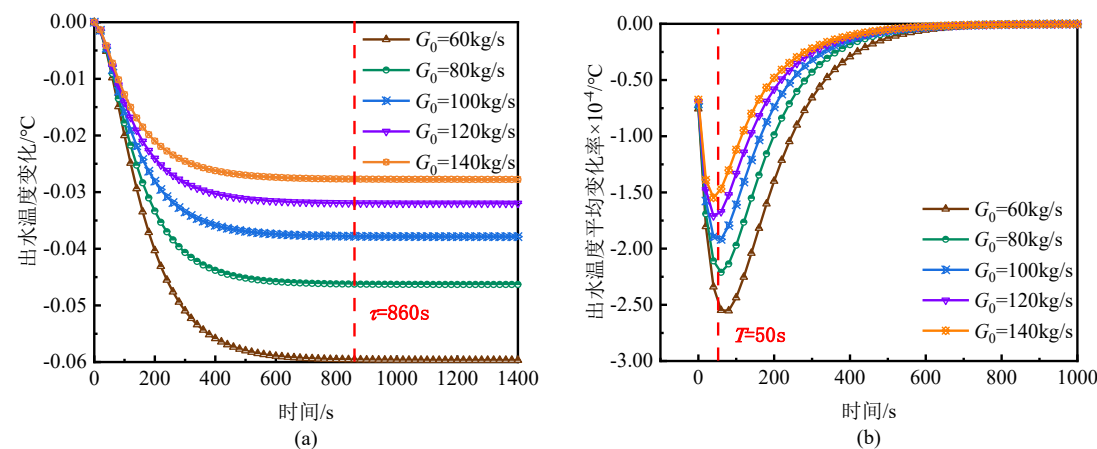
不同初始流量下进风温度阶跃 0.1°C 后出水温度的动态响应过程

(a) 逐时变化幅度; (b) 逐时变化速率



不同初始流量下进风湿度阶跃 0.1g/kg 后出水温度的动态响应过程

(a) 逐时变化幅度; (b) 逐时变化速率



不同初始流量下风量阶跃 10kg/s 后出水温度的动态响应过程

(a) 逐时变化幅度; (b) 逐时变化速率

- 冷却水出水温度对三种扰量的放大系数，随初始流量的增大而减小，稳定时间基本不受初始流量的影响。
- 三种扰量下出水温度初始变化速率较低，动态响应曲线存在**拐点**。
- 冷却塔内水流量越接近设计流量，室外环境变化和风机变频对出水温度影响越小，进而更有利于冷水机组性能的稳定。

2.4 组合式空气处理机组动态特性分析

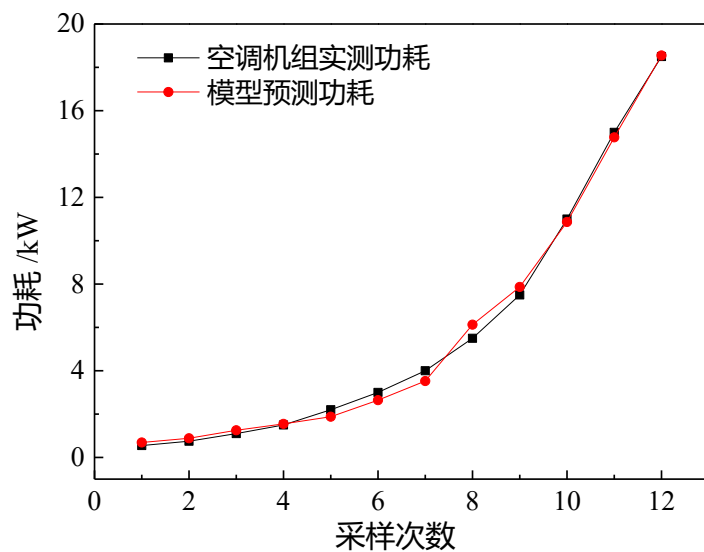
组合式空气处理机组换热模型：

$$Q_t = Q_{t0} \cdot \frac{t_s - t_{chw,s}}{t_{s0} - t_{chw,s0}} \left(\frac{G}{G_0} \right)^{0.818} \left(\frac{V_a}{V_{a0}} \right)^{0.1912}$$

文献总结，样本拟合

➤ 空调机组能耗模型：

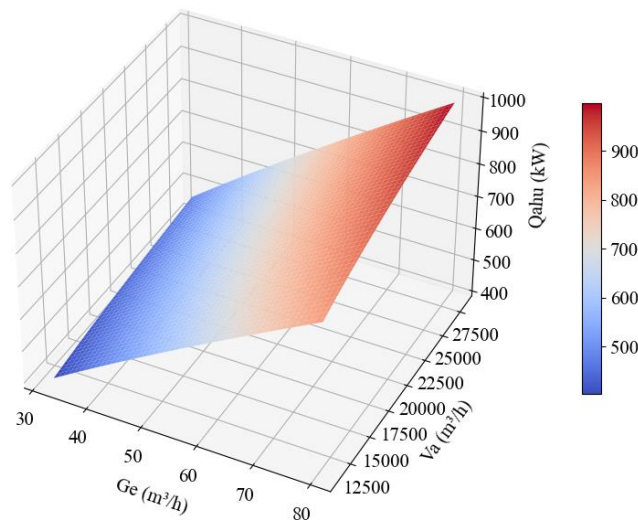
$$P_{k,i} = f_1 + f_2$$
$$= -3.883e-13V_{a,i}^3 + 2.414e-08V_{a,i}^2 + 0.0001014V_{a,i} + 0.4856$$



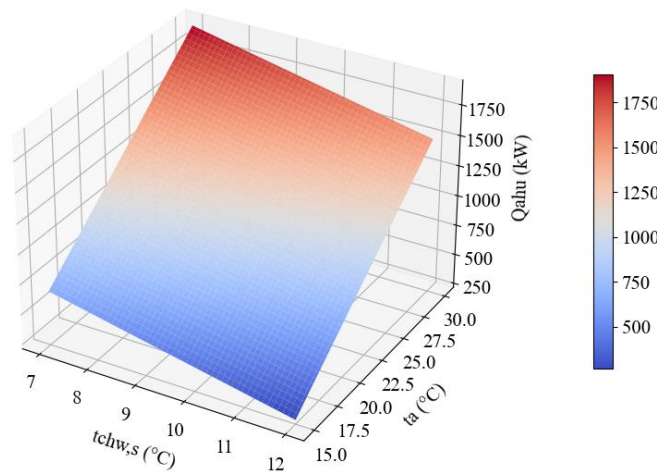
将新风机功耗与回风机功耗统一，
样本拟合

空调机组实测功耗与模型预测功耗对比图

组合式空气处理机组动态特性分析



组合式空气处理机组制冷量与送风量以及冷冻水流量变化关系



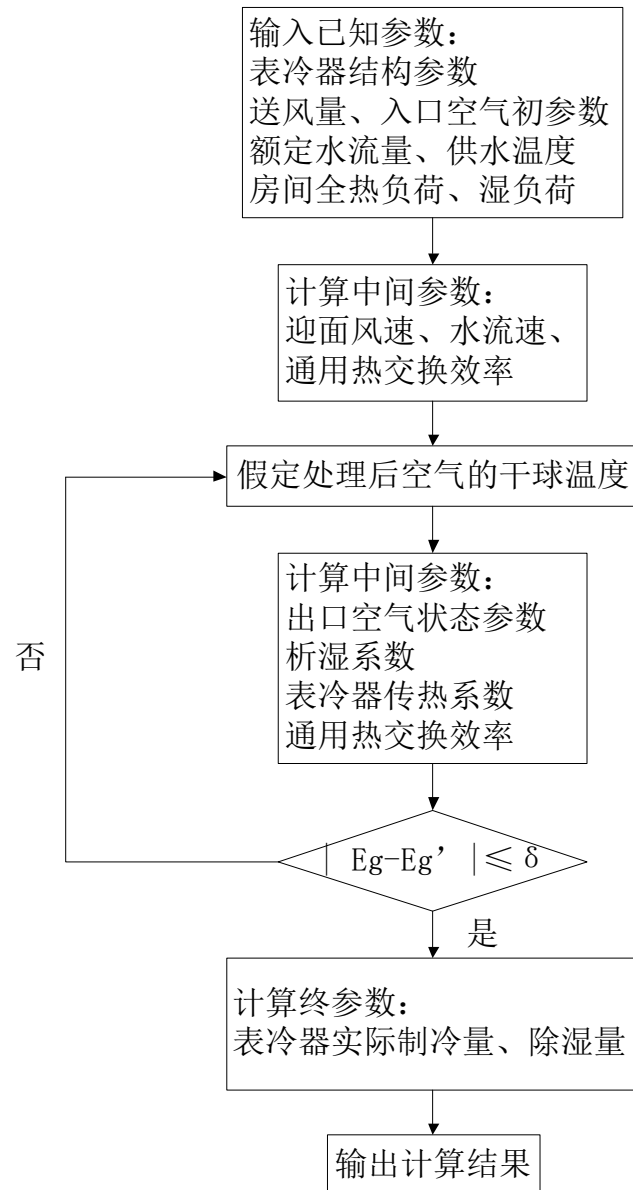
组合式空气处理机组制冷量与冷冻水供水温度以及回风湿球温度变化关系

- 在送风量处于较低值时，制冷量随冷冻水流量增长较慢，在送风量处于较高值时，制冷量随冷冻水流量增长较为显著。
- 在冷冻水流量处于较低值时，制冷量随送风量增长较慢，在冷冻水流量处于较高值时，制冷量随冷冻水流量增长较为显著。
- 组合式空气处理机组冷冻水流量以及送风量同时作用对制冷量的影响存在一定协同作用，但协同作用相比冷却塔较弱。
- 组合式空气处理机组制冷量随空气进口湿球温度的增大而线性增大，随冷冻水供水温度增大而线性减小。

在优化组合式空气处理机组制冷量时可综合考量冷冻水流量和送风量的配合，实现最优制冷效果。

2.5 末端表冷器动态特性分析

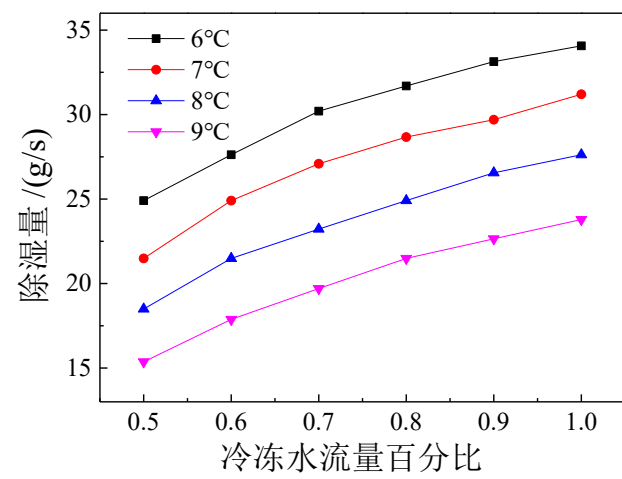
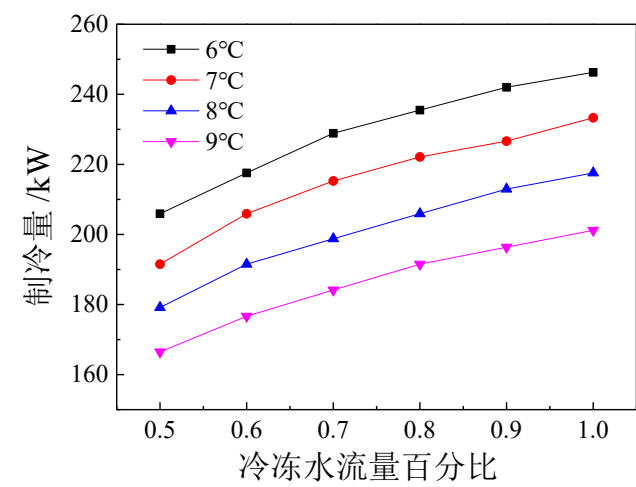
基于热交换法的表冷器热工性能模拟计算



■ 以某商业项目为例

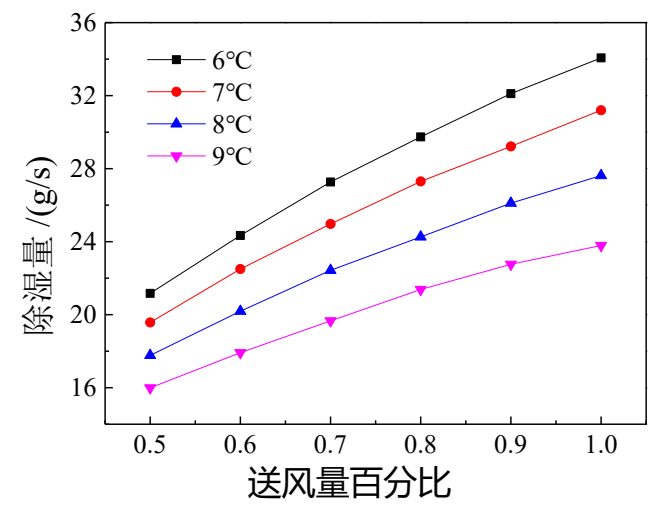
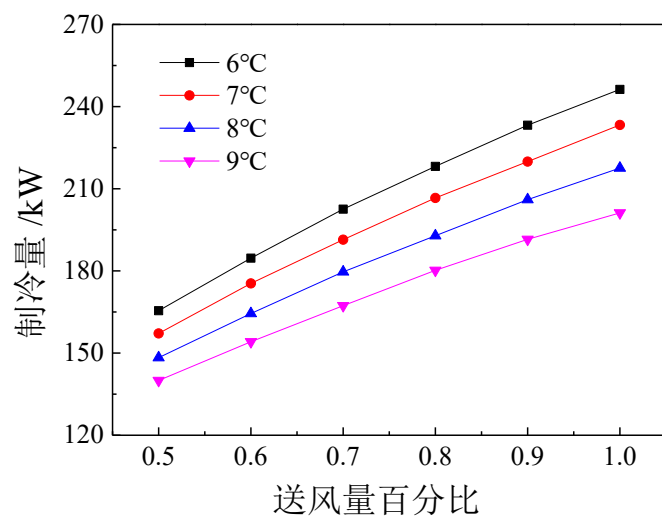
- 冷冻水流量的变化范围为**40%~100%**，风量的变化范围为**60%~100%**。
- 所研究的空调箱表冷器额定计算工况为：送风量为**28000m³/h**，其中回风量为**12880m³/h**，新风量为**15120m³/h**，冷冻水进水温度为7℃，额定制冷量为**224kW**，额定水流量为**38.31m³/h**，回风工况下室内空气干球温度为25℃，湿球温度为19.5℃，新风工况下室外空气干球温度为35℃，湿球温度为28℃。采用JW40-4型6排管表冷器，单排管散热面积为44.5m²，迎风面积为3.43m²，通水断面面积为0.00553m²。

➤ 变冷冻水流量对表冷器热工性能的影响



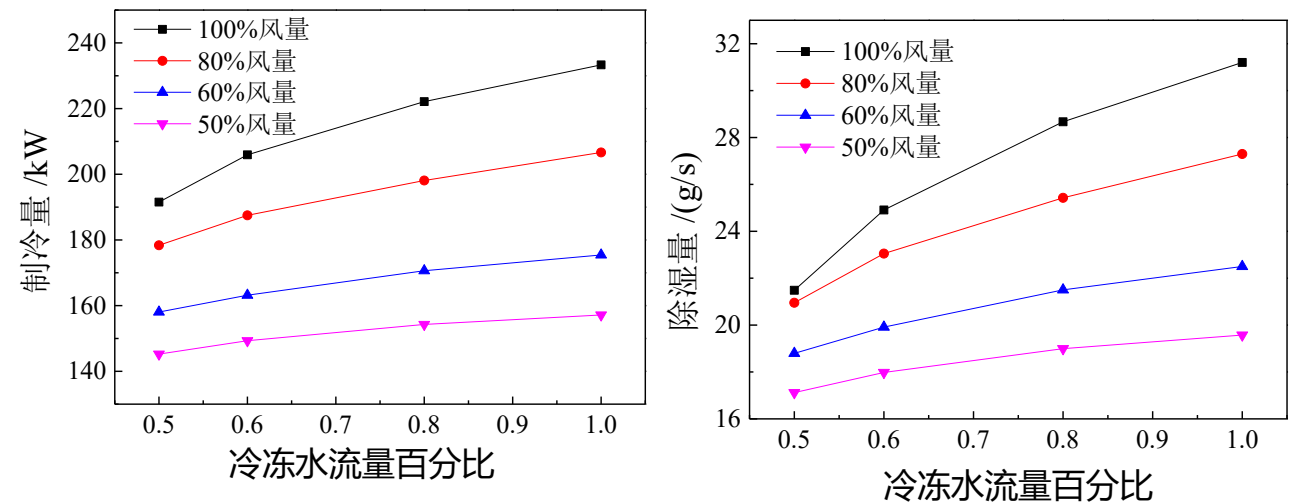
■ 冷冻水流量和温度的变化对除湿量的影响均要大于制冷量。

➤ 变风量对表冷器热工性能的影响



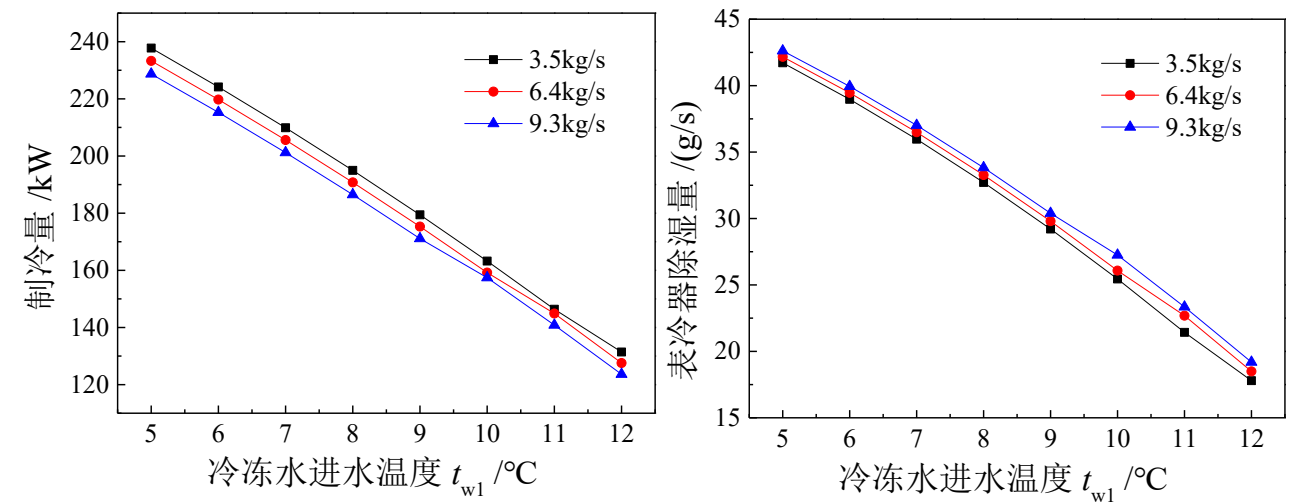
■ 送风量的变化对除湿量的影响略大于制冷量。

变水量和变风量同时作用对表冷器热工性能的影响



■ 表冷器在变风量和变水量同时作用下的制冷量变化范围比单独变风量或变水量大。

过渡季节变新风量对表冷器热工性能的影响



■ 在相同的冷冻水进水温度下，表冷器的制冷量随新风量的增大而略有下降，但除湿量却随新风量的增大而增大。

2.6 空调房间动态特性分析

空调房间热量平衡方程

$$\rho_a c_a v_r \frac{dt_r}{d\tau} = \rho_a c_a V_a (t_{a,s} - t_r) + K_r F_r (t_{out} - t_r) + Q_{in}$$

状态空间模型通用形式：

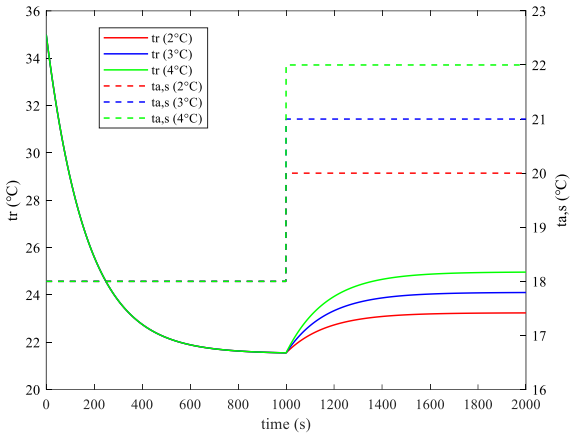
$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx + Du \end{aligned}$$

基于状态空间模型的空调房间热量平衡方程：

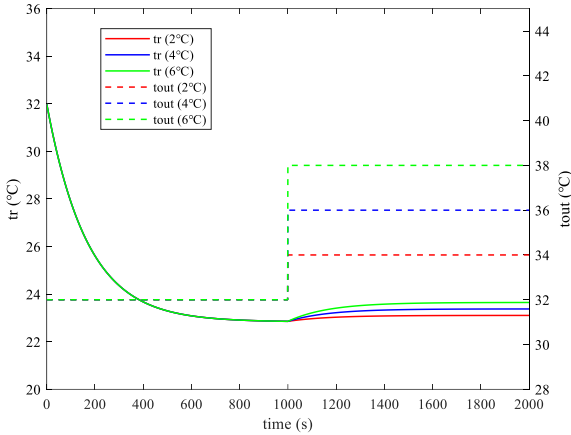
$$\frac{dt_r}{d\tau} = -\left(\frac{V_a}{v_r} + \frac{K_r F_r}{\rho_a c_a v_r}\right)t_r + \frac{1}{\rho_a c_a v_r}Q_{in} + \frac{K_r F_r}{\rho_a c_a v_r}t_{out} + \frac{V_a}{v_r}t_{a,s}$$

$$A = -\left(\frac{V_a}{v_r} + \frac{K_r F_r}{\rho_a c_a v_r}\right) \quad B = \left[\frac{1}{\rho_a c_a v_r}, \frac{K_r F_r}{\rho_a c_a v_r}, \frac{V_a}{v_r}\right]$$

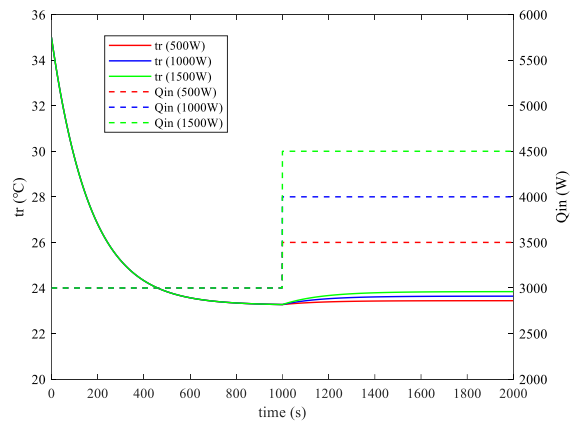
$$u = [Q_{in}, t_{out}, t_{a,s}]$$



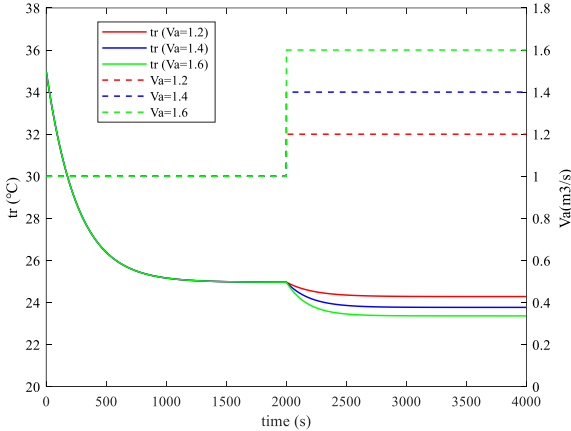
初始送风温度以及送风温度阶跃变化
房间温度动态响应特性



初始室外温度以及室外温度阶跃变化房间
温度动态响应特性



初始室内产热量以及室内产热量
阶跃变化房间温度动态响应特性

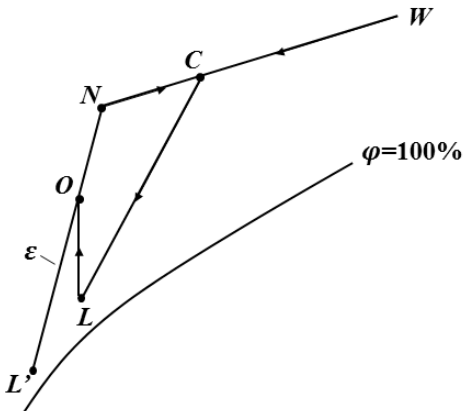


初始送风量以及送风量阶跃
变化房间温度动态响应特性

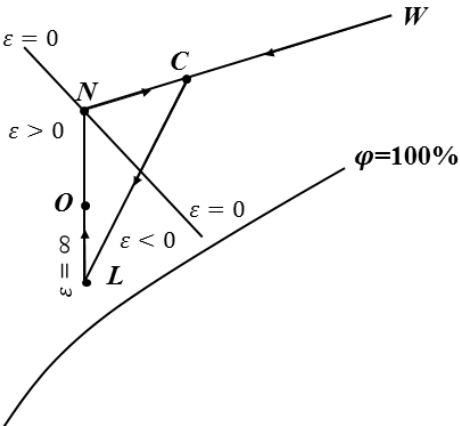
- 房间温度随送风温度、室外温度、房间内产热量变化的响应接近线性特征。
- 当送风量逐渐增大，房间温度动态响应特性受送风量变化的影响逐渐减小，系统对风量变化的稳定性逐渐增加。

2.7 室外环境对空调系统特性影响

最大冷冻水供水温度的确定

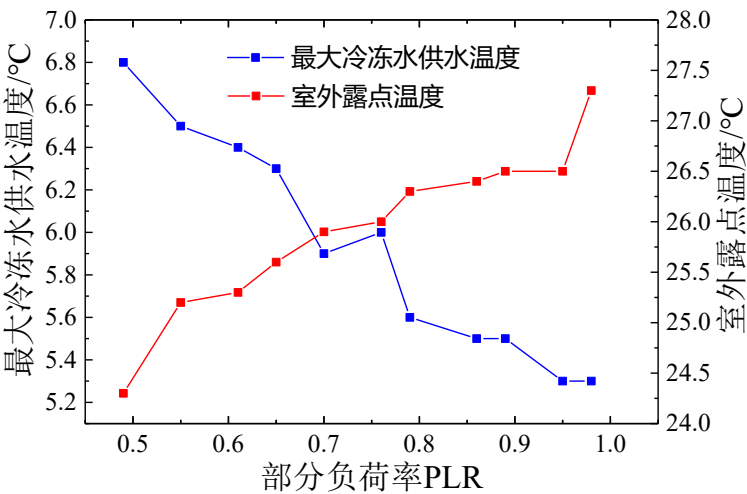


一次回风系统原理图

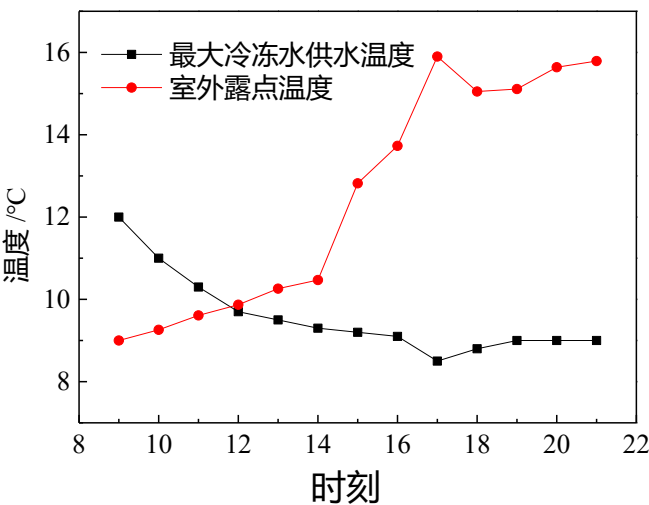


极限机器露点温度法原理图

供冷季节冷冻水供水温度策略的制订与分析



夏季不同负荷率下的冷冻水最大供水温度及对应的室外露点温度图



过渡季节某日不同时刻下的冷冻水最大供水温度及对应的室外露点温度图

室外湿球温度对冷却塔出水温度的影响

冷却塔出水温度影响因素相关系数

进水温度 t_i	湿球温度 t_{wb}	冷却水流量 G_c	冷却塔风量 F_a
0.757	0.629	0.310	0.121

最优冷幅的确定

不同负荷率不同湿球温度下最优冷幅计算结果

负荷率	室外湿球温度 /°C	冷却水系统总功 率/kW	最佳冷却水出水温 度/°C	最优冷幅 /°C
0.9	28	341.18	31.29	3.29
0.9	27	338.44	30.65	3.65
0.9	26	336.61	30.14	4.14
0.9	25	335.37	29.76	4.76
0.8	28	309.25	31.14	3.14
0.8	27	306.80	30.53	3.53
0.8	26	305.10	30.03	4.03
0.8	25	303.96	29.66	4.66
0.7	28	278.62	31.02	3.02
0.7	27	276.30	30.41	3.41
0.7	26	274.73	29.91	3.91
0.7	25	273.71	29.56	4.56
0.6	28	248.79	30.89	2.89
0.6	27	246.62	30.28	3.28
0.6	26	245.18	29.79	3.79
0.6	25	244.29	29.45	4.45
0.5	28	219.94	30.76	2.76
0.5	27	217.92	30.14	3.14
0.5	26	216.63	29.66	3.66
0.5	25	215.87	29.34	4.34

- 在同一系统负荷下，冷却水系统的**最优冷幅**随室外湿球温度的**降低而增大**，而对应的冷却水系统**总功耗**随室外湿球温度的**降低而减小**。
- 当室外湿球温度一定时，系统**负荷率越大**，相对应的最佳冷却塔**出水温度越高**，但**最优冷幅的变化率很小**。考虑到系统负荷的变化值远远大于最优冷幅的波动值，因此可以认为**室外湿球温度**是影响最优冷幅的主要因素。

三、空调系统节能运行优化与实践

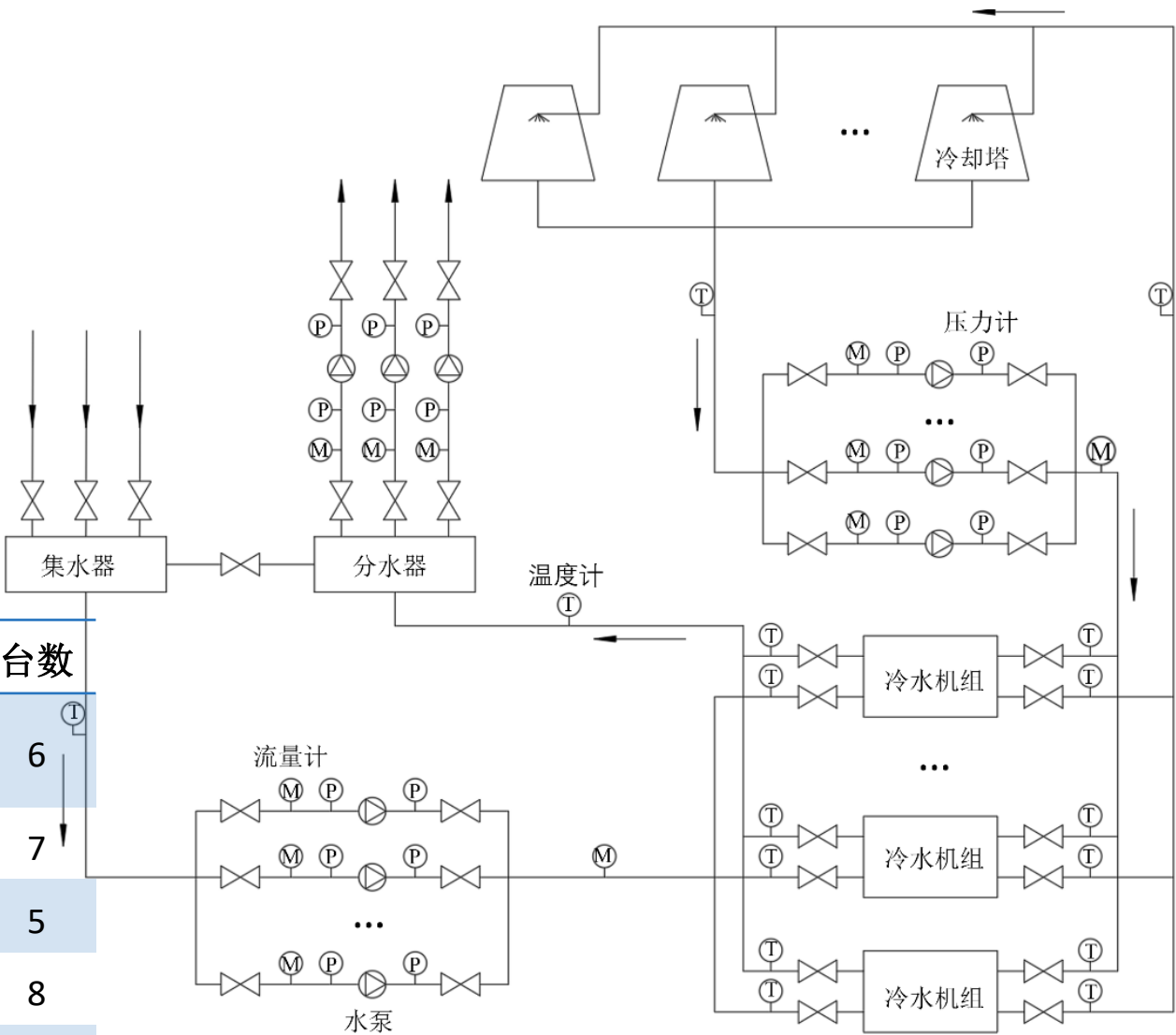
3.1 集中空调系统概况

项目冷水机组与水泵



中央空调系统主要设备参数表

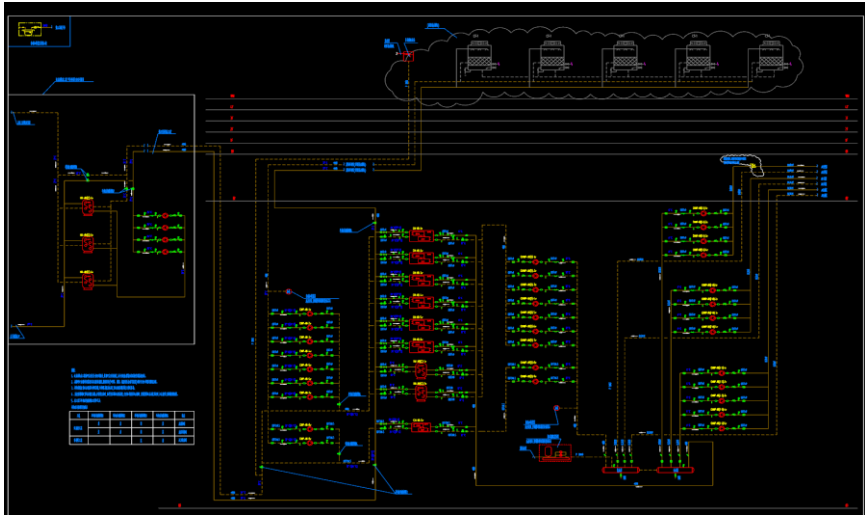
序号	设备名称	设备参数	台数
1	离心式冷水机组	额定制冷量4920kW，功率850kW，额定COP5.79	6
2	一次侧冷冻水泵	额定流量940m³/h，扬程20m，功率90kW	7
3	二次侧冷冻水泵1	额定流量800m³/h，扬程32m，功率110kW	5
4	二次侧冷冻水泵2	额定流量520 m³/h，扬程32m，功率75kW	8
5	冷却水泵	额定流量1120m³/h，扬程45m，功率200kW	7
6	冷却塔	流量720m³/h，功率37W	10



中央空调二次泵系统图

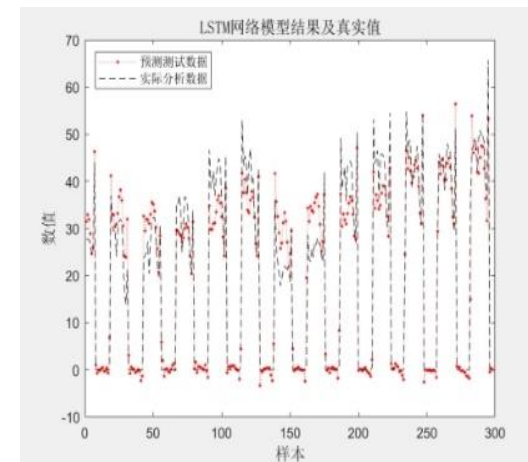
在优化运行前，制冷季节的**低负荷工况下**，水泵与冷却塔仍然**全开且全负荷运转**，未关闭未开启冷水机组的阀门，导致**能耗显著增加**。不仅提高了能源成本，还增加了设备负担，**缩短了设备的使用寿命**。

- 针对该系统中水力、热力不平衡问题进行改造、调适；
- 基于商业建筑空调系统动态特性，制定部分负荷工况最优运行方案，布属优化运行策略后，实现空调系统**节能**。

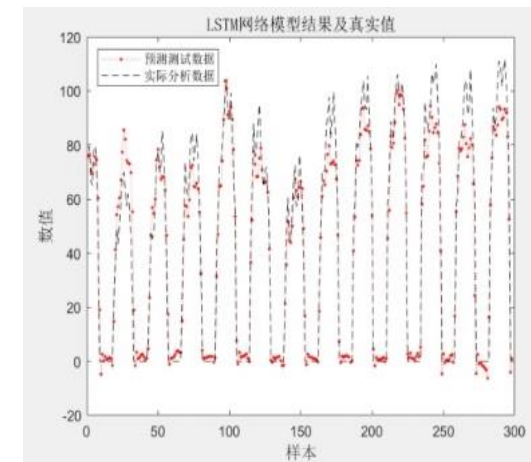


3.2 负荷预测

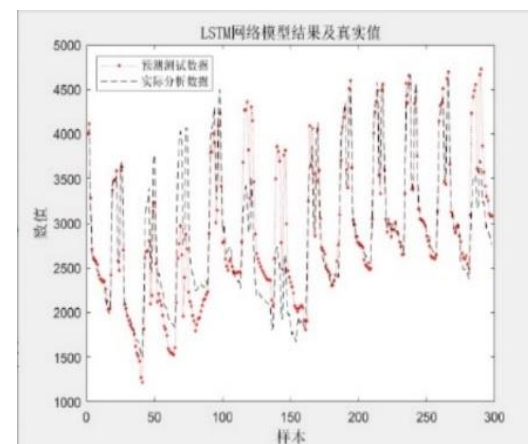
- 准确的负荷预测是中央空调在部分负荷工况下进行节能优化的基础。由于中央空调系统负荷具有显著的**非线性**和**时序性**特征，引入深度学习模型不仅能够有效捕捉负荷数据的时序特征，还能处理复杂的非线性关系，从而显著提升预测精度。
- 通过分析建筑的历史冷热负荷数据，并结合室外气候、建筑类型、建筑作息和人流量等影响因素，构建冷热负荷特征集合。基于此，搭建**长短期记忆神经网络（LSTM）**和**Transformer**神经网络等冷热负荷预测框架。为了提高预测的准确性，还可以结合**注意力机制**、**XGBoost模型**和**卷积神经网络（CNN）**等，构成多模型融合的智能预测方法，以精确预测未来的负荷需求。
- 进行精准的负荷预测后，可进一步应用预测值提前调整空调系统在不同负荷条件下运行参数，实现**前馈控制**，优化控制性能与节能效果。



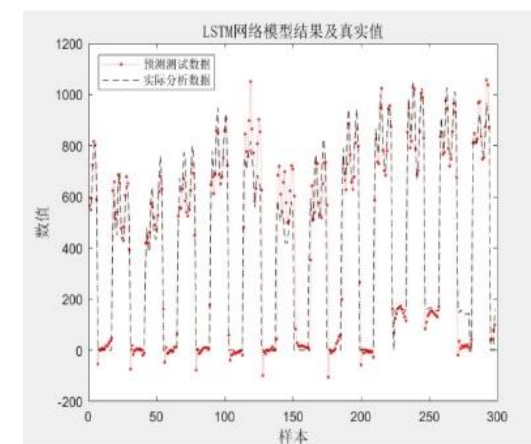
办公建筑负荷预测效果



商业建筑负荷预测效果

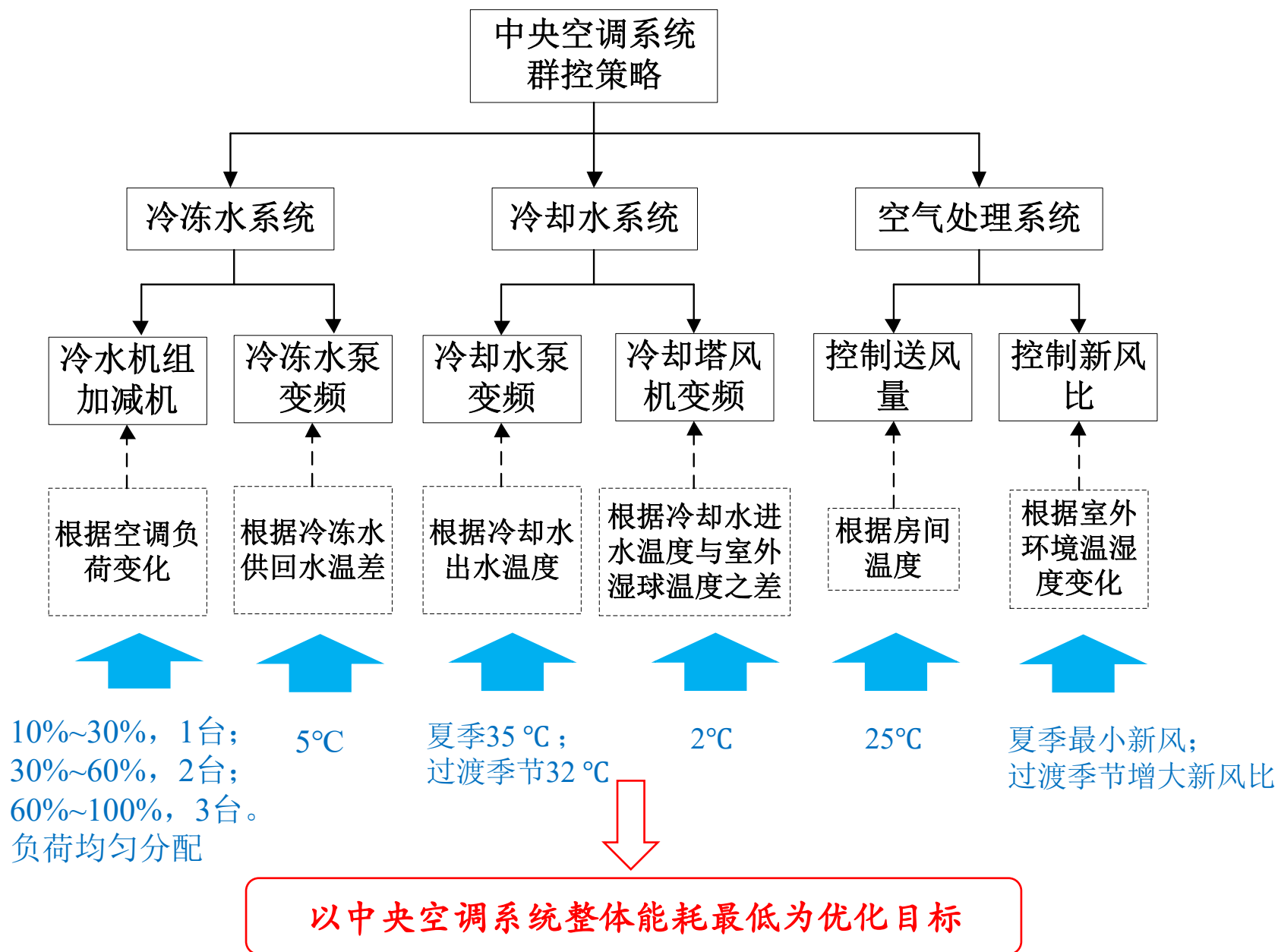


培训建筑负荷预测结果



仓库建筑负荷预测结果

3.3 集中空调系统节能群控策略



3.4 集中空调系统优化运行的数学模型

针对本项目建立中央空调系统优化运行的目标函数

$$P = \sum_{t=0}^T \sum_{i=0}^N PWR_{ch,i}(t) + \sum_{t=0}^T \sum_{i=0}^N P_{eb,i}(t) + \sum_{t=0}^T \sum_{i=0}^N P_{cb,i}(t) + \sum_{t=0}^T \sum_{i=0}^N PWR_{f,i}(t) + \sum_{t=0}^T \sum_{i=0}^N P_{k,i}(t)$$

➤ 独立变量

操纵变量：冷冻水供水温度 $T_{chw,s}$ ，冷却水进水温度 $T_{cw,j}$ ，冷却水量 G_c ，冷冻水量 G_e ，冷却塔风量 F_a ，空调机组风量 V_a 。
扰动变量：冷负荷 Q_e 和空气湿球温度 T_{wb} 。

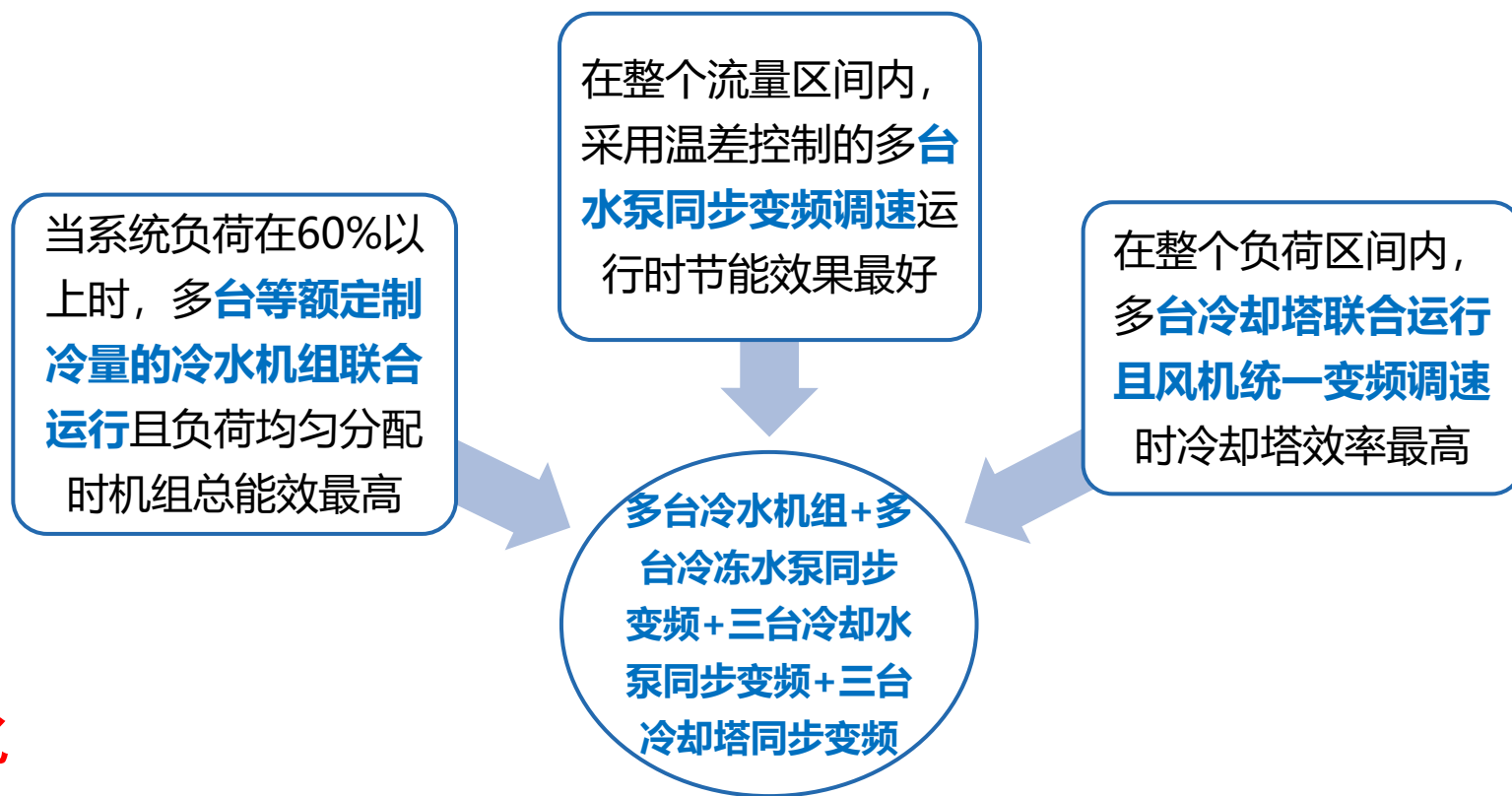
➤ 约束条件

物理约束

部件间的相互约束

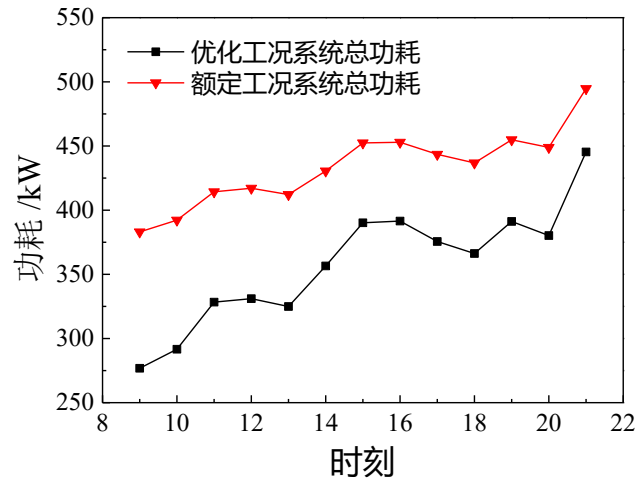
3.5 夏季典型制冷日集中空调系统运行参数优化

运行模式优化

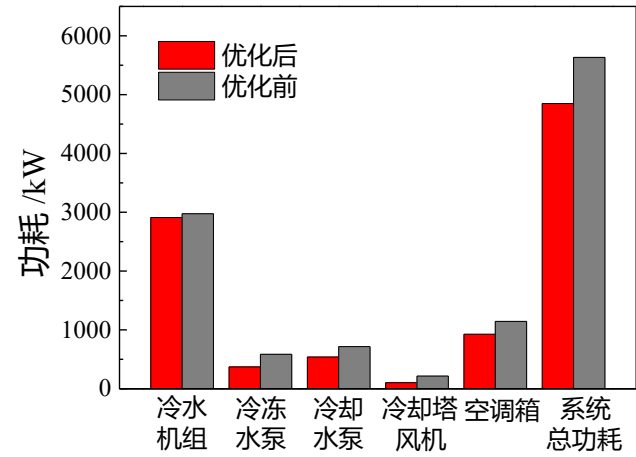


运行参数优化

优化算法: 遗传算法

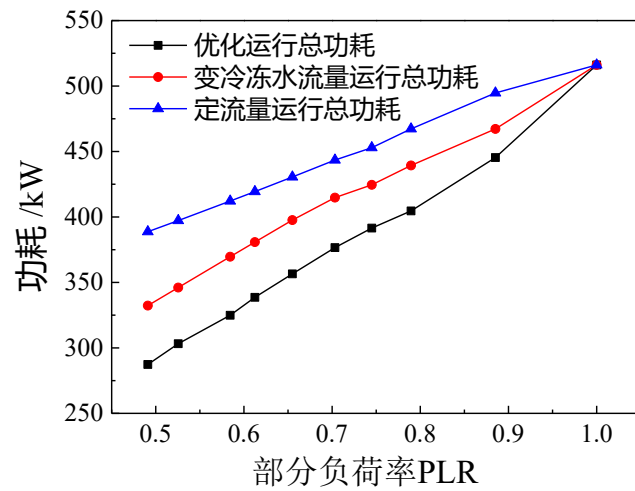


系统逐时功耗对比图

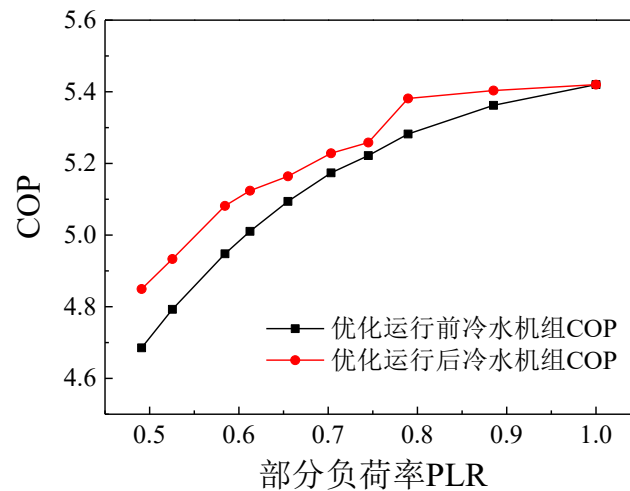


系统各部件功耗优化前后对比图

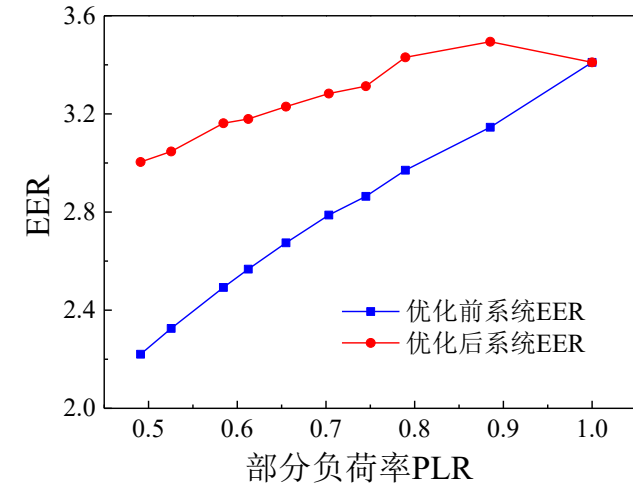
夏季典型日 (7月15日) 中央空调系统功耗优化前后对比图



不同运行方式下系统总功耗对比图



优化前后冷水机组能效对比图



优化前后系统能效对比图

谢谢！
敬请各位同行专家提出宝贵意见！