

某工业厂房项目制冷机房高效运行的优化实践

文 / 蓝云擎 中建四局安装工程有限公司

韦 柱 中物联规划设计研究院有限公司

陈永春 中国轻工业南宁设计工程有限公司

摘要：基于国家的战略发展需求，近年来高效制冷机房项目增多，而目前关于高效机房的实践案例较少，相关的优化能效比 EER 策略及研究较少，本文结合实际工程案例，提出了一些提高能效比 EER 的方法，如采用冷冻水、冷却水系统采用大温差，采用低阻力的阀门附件，采用低阻力的设备，基于 BIM 精细化的水力计算优化水泵选型，机房群控系统的优化策略等，并详细成都市某工业厂房的实践案例，为今后相同类型的项目提供一些技术参考。

关键词：高效机房；工业建筑；全年供冷；大温差；机房群控

【DOI】10.12254/j.issn.2096-6539.2025.15.101

引言

近年来，随着我国的经济转型以及能源战略规划，对于工程建设提出了更高的要求，工程行业逐步由粗放式的管理转换到精细化、规范化的管理，对工程行业节能领域更是做进一步的要求。

2019 年 6 月国家发展改革委等七部委联合发布政策^[1]，提出实施绿色高效制冷行动，到 2030 年大型公共建筑制冷能效提升 30%，制冷总体能效水平提升 25% 以上。

广东省政策^[2]提出：大型公共建筑和产业园区制冷系统能效提升 20%；新建项目中央空调常规电制冷机房全年平均运行能效比 EER 大于 5.0，逐步改造 EER 低于 4.0 的制冷机房着力提升节能降耗智慧运营管控与绿色运维水平，供冷系统总体综合能效水平提升 25% 以上，制冷机房、供冷系统和用冷末端数字化智慧管控普及率达 20% 以上。

政府的一系列连续的节能政策反应了当前全球变暖问题严峻，绿色低碳发展需求迫切以及对能源安全问题，

减少大气污染，推动绿色发展，促进人与自然和谐共生美好愿景。

但根据研究结果^[3]表明：广东省内部分建筑制冷机房 EER 能效实测值全年平均在 2.5 ~ 3.0，一小部分建筑实测值甚至低于 1.5。由此可见我国节能改造、绿色低碳的行动迫在眉睫。

本文主要围绕工业建筑制冷机房提升能效的措施展开研究探讨，挖掘影响制冷机房能效 EER 的因素，并从设计、施工、运维的角度提出相应的能效提升策略，并详细介绍四川成都市某汽车生产工业园项目实例，为同类工业建筑提供参考，推动我国的工业建筑制冷机房高效运行，为我国节能减排做出绵薄之力。

一、工程概况及设备选型概况

（一）工程概况

项目位于四川省成都市，总建筑面积约为 22 万平米，子项分为行政办公楼、生产用房、仓库、食堂、倒班宿舍、门卫等。

（二）设备选型概况

表 1 制冷机房主要设备表

设备名称	设备参数	备注
离心式冷水机组	制冷量：11616kW；冷冻水进出水温度：6/12℃；冷却水进出水温度：33/38℃；冷冻侧压降：78.2 kPa；冷却侧压降：52.1kPa；国标：COP：6.3，IPLV:8.1	变频
离心式冷水机组	制冷量：6336kW；冷冻水进出水温度：6/12℃；冷却水进出水温度：33/38℃；冷冻侧压降：65.9 kPa；冷却侧压降：62.4 kPa；国标：COP：6.3，IPLV:6.2；	变频
冷冻水泵	流量：1740m ³ /h；扬程：48m；功率：280kW	变频
冷冻水泵	流量：949m ³ /h；扬程：48m；功率：160kW	变频
冷却水泵	流量：2037m ³ /h；扬程：28m；功率：250kW	变频
冷却水泵	流量：1133m ³ /h；扬程：28m；功率：110kW	变频
冷却塔	流量：2360m ³ /h；进出水温度：33/38℃；塔体扬程：5m；功率：37*3kW；	变频
冷却塔	流量：1295m ³ /h；进出水温度：33/38℃；塔体扬程：5m；功率：30*2kW；	变频

二、高效制冷机房设计的优化策略

（一）冷冻水、冷却水供回水温差优化

根据相关文献^[4]提出各地区冷却侧采用大温差工况（7℃~10℃温差）均比基准工况（5℃温差）节能，节能率大于 6%。将冷却侧供回水温度调整至 39℃/32℃，

制冷机房的节能率约为 8.7%。

根据相关文献^[5]提出冷冻水供回水温差选用 6℃/13℃的情况下，单位制冷量所增加的电耗为 0.66%，结合本案例中的冷水机组选型表，在满负荷工况下约增加了 18.8kW/h 的运行功率，在系统环路阻力不变的情

况下、水泵效率不变的前提下，水泵的能耗节省了约 14.3%，约减少了 62.9 kW/h，综合比较选用 6℃/13℃ 的供回水温度约可以减少约 44.1 kW/h 的耗电量。

虽然冷冻水采用 6/13℃ 的温差，冷水机组的制冷能力会有轻微的下降，但考虑到整个系统较大，同时使用率不高，制冷能力的衰弱几乎不影响正常使用。冷却水的供回水温差较大，会导致冷却塔的填料面积、风机电机的选型较大，投资成本有一定的上升。

(二) 管网阻力优化

冷冻水系统、冷却水系统均采用大温差，蒸发器和冷凝器在设计工况下的流量减少，蒸发器及冷凝器的阻力均有所下降，冷冻水设计温度从 6/12℃ 调整至 6/13℃，根据公式计算，在不改变蒸发器、冷凝器的基础上，阻力与流量的平方呈反比，冷冻水、冷却水流量分别降为原设计流量的 85.7%、71.4%，两台冷水机组蒸发器阻力分别从 78.2kPa、65.9kPa 下降至 57.4kPa、48.4kPa，两台冷水机组的冷凝器阻力分别从 52.1kPa、62.4kPa 下降至 26.6kPa、31.8kPa。

水系统阀门、管件均采用低阻力型，如 Y 型过滤器通常阻力在 20 ~ 30kPa，而采用篮式过滤器的阻力仅为 5 ~ 10kPa，还可以选择直角式过滤器，安装在水泵入口，可以连接水平管和竖向管道，节省一个弯头及其阻力损失，原设计中水泵吸入口前管段及冷水机组前管段均设

置了过滤器，过滤器目数相同，但两个过滤器之间的管道较短，连接管段产生颗粒物的可能性较小，因此采用一个过滤器就能满足使用要求；止回阀、比例积分调节阀、蝶阀等均采用阻力型的阀门，如目前市场上常用的碟式止回阀，阻力均在 10 ~ 20kPa，可采用新型静音式止回阀，阀门阻力仅为 3 ~ 5kPa；水系统管件均采用低阻力型，如顺水三通、顺水弯头等等。

空调末端设备组合式空气处理机组、新风机组等末端均采用低阻力型，压降控制在 50kPa 以内。

在不改变原设计管径的基础上，管网阻力因供回水的温差的变化，流量下降，冷冻水、冷却水管网阻力分别下降了 26.5%、49%，但考虑到经济性，建议优化管网的阻力，将管网平均比摩阻比摩阻控制在 ≤ 150 Pa。

(三) 基于深化设计精细化水力计算的优化水泵选型

在设计前期，多数设计选型与实际招采的设备有些不同，可在施工阶段前期，对系统进行深化设计，在完成设备招采、BIM 信息模型建立的基础上对管网阻力进行精细化的复核计算，使水泵能在设计工况点下在高效率区运行。

对管网进行根据前段优化策略中蒸发器、冷凝器、末端设备阻力、管件、阀门、管网阻力的优化以及 BIM 模型的建立，对管网进行精确的计算，计算结果见表 2：

表 2 优化后最不利环路阻力

系统	机房环路阻力	蒸发器阻力	空调末端阻力	最不利环路末端阻力	合计
冷冻水	50kPa	57.4kPa	50kPa	180kPa	337.4kPa
冷却水	30kPa	26.6kPa	50kPa	80kPa	18.6kPa

从表 2 可知冷冻水最不利环路的总阻力为 337.4kPa，因采用变频水泵，可不考虑附加安全系数，将水泵扬程选用优化为 34.5 mH₂O，两台冷冻水流量根据前述采用大温差可分别优化至 1500 m³/h、800 m³/h，水泵功率分别减少 80 kW/h、50 kW/h。

从表 2 可知冷却水最不利环路的总阻力为 18.6kPa，因采用变频水泵，可不考虑附加安全系数，将水泵扬程选用优化为 20 mH₂O，两台冷却水泵的扬程可优化至

1600 m³/h、850 m³/h，水泵功率分别减少 90 kW/h、35 kW/h。

(四) 基于机房系统群控的优化策略

冷水机组群控系统采用具有模块化编程设计，可根据项目系统形式和运行情况，选择最优的控制模式组合。

冷机启停控制基于基本事件控制程序和实时负荷计算，根据冷冻供水温度设定值进行加减载，具体控制逻辑见表 3。

表 3 冷水机组群控策略

控制项	控制逻辑
冷机加载	冷冻供水温度高于设定值 0.5 度；根据系统总冷负荷、冷水机组特性曲线匹配机组数量进行加减机组；模拟多种开机组合方案，寻找最优方案；
冷机减载	根据系统总冷负荷、冷水机组特性曲线匹配机组数量进行加减机组；模拟多种开机组合方案，寻找最优方案；
开机预判	系统根据相邻日负荷及天气，给出下一刻的开机预判；系统给出全天的开机预判；系统结合开机预判和负荷需求情况，控制开机台数；
时间程序控制	时间表控制，模式控制（假日、周末 / 平日、白天 / 黑夜模式、冬 / 夏模式）等；优化启停时间（延迟启动 / 提前停止）

冷机的台数及顺序控制，区别于传统的固定时间表顺序和运行时间平衡顺序，采用智能顺序。智能顺序旨在系统会自动进行效率寻优的开机搭配方式。具体方法

是根据历史运行数据建模，通过实际测量负荷选择最优开机搭配模式，智能控制顺序工作过程如下：1) 通过验证系统，得到系统所需的冷量；2) 群控系统通过厂家

提供或通过实际检测的数据得到冷机的运行特性；3) 通过此冷机的特性，选择在当时工况下效率最高的冷机数量和组合，来满足系统所需的冷量；4) 群控系统为每台冷机给定最佳工作点，而通过验证系统确认冷机正好运行在高效区域。

冷冻水温根据室外焓值，在满足末端需求的前提下，系统自动调节冷冻水侧设定温度，尽量提高供水温度设定值，机组冷冻温度每提高一度，机组能耗降低 3%。

水泵的控制是在保证房间舒适度的前提下，水泵以最小的能耗将冷冻水送到末端、冷却水输送到冷却塔，可以通过多种逻辑多种组合调整设备运行策略达到机房能效最优，常用的控制方式有：1) 根据系统压力变频；2) 根据温差变频；3) 根据机房用电最小值迭代计算；4) 根据蒸发器或冷凝器最小流量控制水泵最小频率；5) 根据冷机冷量变频。

冷却塔的变频控制可依据机冷却水进水温度来控制冷却塔风机运行频率，多台设备同时调频运行的策略，由于采用多台设备同时变频运行，不同冷却塔流量均布，填料的换热面积更大，换热效率更高，因此相对于一对一的运行更为节能。

(五) 全年动态能耗模拟

本项目为工业建筑，厂房内需要全年供冷运行，不同室外气象参数下，冷水机组的能效均有一定的变化，在夏季最热月时岁固定采用 39/32℃ 的冷却水供回水温度，但由于不同月份的气候不一致，冷却水的供回温度可以根据室外温度调整，但保持温差不变。

基于 HDY 机房提优寻优及综合能源利用设计分析软件对本项目进行全年逐时负荷模拟，模拟结果见表 9、图 1：

图 1 1-12 月份能效能耗模拟分析图

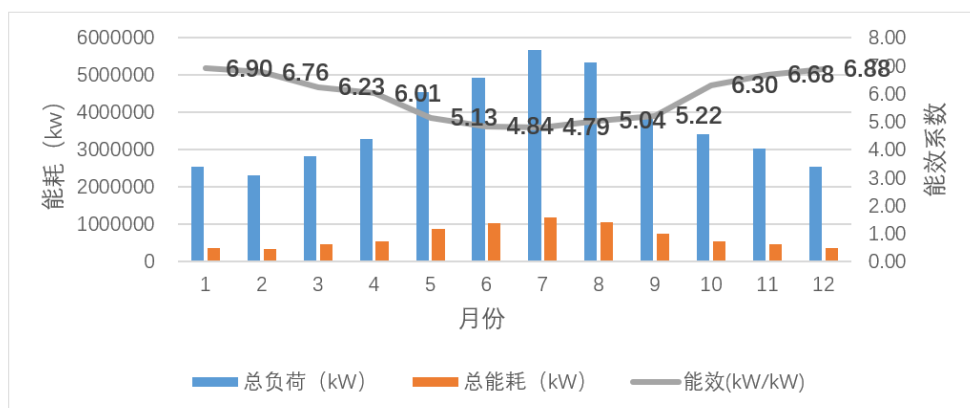


图 2 全年设备能耗分析图

由以上图表分析可知，在 7、8 月份时，冷水机组的运行效率最低，EER 仅为 4.8 左右，在 1、12 月份效率达到最高，EER 在 6.90 左右，全年运行的 EER 为 5.56，超过 ASHRAE 优秀标准值 11.2%。在整个运行过程中制冷主机约占整个空调系统运行的 69% 的能耗，冷却塔、冷却水泵均占 9% 的能耗，冷冻水泵占 13% 的能耗。在此基础上如果想要进一步的提高系统的能效比，需要重点关注冷水机组的性能系数。

结语

1) 冷冻水采用 6/13℃ 大温差的、冷却水采用大温差 32/39℃ 的系统，能够减小系统循环水量，且蒸发器及冷凝器的压降相对额定工况下有不小的减少，从而大量减少水泵的能耗，减少管道的投资，但对于冷水机组而言，会有少量的制冷量衰减，对于冷却塔而言，塔体要增大，总设备投资有一定的增加。

2) BIM 的模型建立，可以更有效、准确的协助水力计算，优化水泵的选型，由于设计院通常对于水泵扬程的选取较为保守，多数情况下可以降低扬程，水泵实际运行时更能够匹配实际运行工况，水泵能够在高效率区运行，能够节省载冷介质输配的能耗；采用低阻力附件、阀门、空调末端等措施能够进一步减少输送能耗。

3) 采用合理机房群控系统，可以对设备的运行做出预判，合理根据具体的气候条件以及末端使用情况调整和优化系统的控制策略，能够在实际运行阶段为系统

的高效运行发出准确的命令，这是真正实现高效运行的关键。

4) 制冷机房的能效比上限，最核心的关键取决于冷水机组的性能系数，如果冷水机组的性能系数较低，即使采用多种优化方式对系统进行节能运行，系统综合能效比也难以达到令人满意的结果，因此高效制冷机房应在前期设计时重点关注冷水机组满负荷及部分负荷下的能效系数，为以后系统的高效运行奠定核心基础，如果有条件可以采用磁悬浮式冷水机组。

参考文献

[1] 发展改革委. 多部门关于印发《绿色高效制冷行动方案》的通知 [EB/OL]. 2019 - 06 - 13. http://www.gov.cn/xinwen/2019-06/15/content_5400747.htm.

[2] 广东省发展和改革委员会. 广东省绿色高效制冷行动计划(2023-2025) [Z]. 广东: 粤发改能源〔2023〕61号, 2023.

[3] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑技能年度发展研究报告 2019 [M]. 北京: 中国工业出版社, 2018: 363.

[4] 郑东林. 大温差空调系统应用研究 [D]. 上海: 同济大学, 2006: 64-66.

[5] 徐晓燕, 王颖, 刘冰韵. 制冷机房冷却侧大温差节能特性分析 [J]. 制冷与空调, 2020, 34(4): 422-427.