

牛侃暖通

Niubility of HVAC NO.30

主编推荐：

- 董哲生：一道小学奥数题引发的感想及答质疑者
- 陆琼文：冷却水系统设计温差节能性分析
- 崔 跃：暖通设计琐议之消防通风与防排烟

30

2021.12



牛侃暖通

(不定时刊)

Niability of HVAC

2021年12月

第30期

创刊年份: 2013年

主办单位: 暖通空调在线

主 编: 林星春

顾问指导: 董丽萍、宋凯、刘静

本期编委: 林星春

发 布: 暖通空调在线

赛尔传媒

投稿邮箱: nkntzz@163.com

订阅信箱: nkntzz@163.com

在线观看: <http://w.51hvac.com/>

郑重声明:

- 1、本微杂志不定页数不限内容不限期数不定发布时间,一切看主编心情。
- 2、本微杂志对所有内容和言论概不负责。至于你信不信,反正我是信了!
- 3、本微杂志无刊号无版面费无纸质版。

目 录

图片摄影

林星春: 中华艺术宫竖向通长百叶 封面

牛侃暖通

崔跃: 暖通设计琐议之消防通风与防排烟 1

崔跃: 暖通设计琐议之不确定性与保守不利原则 3

董哲生: 一道小学奥数题引发的感想及答疑质疑者 6

江湖风云录

《江湖风云录》2021年11月 14

民间论文

陆琼文: 冷却水系统设计温差节能性分析 19

陈磊: 基于诸因素冰蓄冷空调蓄冰率的研究 31

赵申: 基于CFD的TFT-LCD厂房气流组织分析与优化 38

撒世忠: 某大型住宅科技系统空调设计探讨 43

牛侃讲堂

彭孝芳: 暖通空调系统设计去“魅” 49

崔 跃: 美式中庭排烟设计一例 50

刘新民: 冷水系统变流量控制技术 51

合作支持



saler 赛尔传媒



暖通设计琐议之消防通风与防排烟

崔 跃

来源/“暖通单梁秦泰群英会荟”微信公众号

细心的读者想必已经发现，2021年10月16日云南省住房和城乡建设厅发布的《云南省建设工程消防技术导则·建筑篇（试行）》在章节编排上，对于涉及暖通专业防排烟方面的内容，一改惯常的“防烟排烟”的称谓，代之以“消防通风”，与消防给水、消防电气并列，作为消防设施分类的纲目之一。这种做法在国内似乎尚无先例，道理在什么地方呢？道理在什么地方呢？

先说“消防通风”。顾名思义，消防通风就是以消防为功能目标的通风。通风又是什么？为简单起见，这里撇开工业通风不谈，只谈民用建筑。国家标准《民用建筑设计术语标准》GB/T50504-2009对“通风”的定义是：“3.12.11 通风 采用自然或机械方法，对室内空间进行换气，以达到卫生、舒适、安全的室内环境。”大而化之，民用建筑的通风可分为日常通风和应急通风，借用庄老之说，前者为“有用之用”，应用十分普遍和寻常，其系统功能目标主要就是建筑空间内人员的健康卫生和舒适节能；后者为“无用之用”，即平时闲置不用，到了紧急、危险的特殊时刻则有大用，如事故通风、人防防护通风——也包括了被一些人误以为是自成一体所谓的“防排烟”——这个结论是否下得稍早了一点呢？不妨接着再看。

次说“防排烟”。防排烟是建筑消防技术的一个类别的简称，国家标准《消防词汇 第2部分 火灾预防》GB/T 5907.2-2015系统地定义了术语“防排烟系统”，即：“建筑内设置的用以防止火灾烟气蔓延的防烟系统(2.5.32)和排烟系统(2.5.33)的总称”；“2.5.32 防烟系统 采用机械加压送风系统(2.2.2)方式或自然通风方式防止烟气进入楼梯间、前室、避难层(间)等空间的系统”；“2.5.33 排烟系统 采用机械排烟方式(2.2.3)或自然排烟(2.2.5)方式将烟气排至建筑物外的系统”；“2.2.3 机械排烟 采用机械力将烟气排至建筑物外的排烟方式”；“2.2.5 自然排烟 利用火灾时产生的热烟气流的浮力和外部风力的作用，通过建筑物是对外开口把烟气排至室外的排烟方式”。

总之，防排烟就是在设定的建筑空间分隔条件下组织气流运动即通风——机械通风或自然通风，因此，在建筑技术领域将其归属于通风应当不会有异议。又考虑到火灾事故的突发性和紧迫性，说它是一种应急通风也应当说是客观的——联想到2018年以来的国务院机构改革中消防主管部门的改制转隶（公安部→应急管理部），这一称谓是不是也就变得比较容易理解了呢？

在背后支撑上述概念关系的逻辑就是：“通风”概念的内涵就是有目的地组织或驱使室内空气（其实是各种气体的混合体）的流动及其与室外空气（一般认为是自然界的大气）的交换。烟气也是气体，“防排烟”因而也就具有了“通风”概念所反映的本质属性，所以是“通风”概念的外延之一或者说是“通风”概念下的一个类。明确了作为专业术语的“通风”与“防排烟”两个概念的逻辑关系之后，不仅仅是本文一开头提到的《导则》的章节编排，推而广之，当各专业设计人员需要在设计文件中综合阐述消防技术措施（如设计说明以及常见于各类文本中的“消防专篇”）时，将防排烟系统相关内容冠以“消防通风”之名，与消防给水、消防电气并肩并列，最起码就显出了逻辑上的层次分明、形式上的整齐划一以及专业分工上的规范合理。再往深里讲，就暖通专业的设计实务而言，明了上述逻辑关系更重要的实质性意义还远不止于此。

1998年《消防法》的颁布实施有力地推动了我国消防事业的发展，对于预防火灾和减少火灾危害，加强应急救援工作，保护人身、财产安全，维护公共安全，发挥了巨大的作用。这些年来消防技术标准体系日益健全，建设工程设计行业高度重视消防设计，成效斐然。

然而，在防排烟系统的设计方面，由于各种原因，相关规范、标准中一直存在着不少的问题和争议，设计、审查人员遇此则往往只能选择从难从严、但求无过。当然，这里想说的还不是设计中的“过度设防”问题，而是在这样的背景下，在部分设计文化积淀不足的单位的产品中，甚至出现了放弃通盘考虑和正确处理暖通专业设计与通风设计之间、通风系统与防排烟系统之间关系的专业能力的极端现象。这话说得有点玄乎了，还是列举两个典型的错误做法吧：

一、以偏概全，用防排烟设计替代暖通设计，将保证健康舒适的工作和生活环境的建筑基本功能需求置之脑后。例如，一个公共建筑的暖通专业设计，内容只有防排烟系统，不考虑供暖空调设施设置（在温和地区尚可理解），连封闭（有人）房间的新风供应、厨房加工间的排风（含排油烟）、公共卫生间的排风等等最基本的通风功能需求都不管不顾；

二、本末倒置，原本堂堂正正的暖通设计，一开口就是防排烟，设计思路之偏狭已跃然纸上，接下来还往往以应急通风包打天下，替代包括日常通风在内的整个暖通专业的技术措施，例如，地下商场仅设置消防排烟系统，再撂下一句话“与日常通风合用”，这个所谓的暖通设计就算齐活了，仿佛完全不明白一个完整的建筑工程设计在满足室内空气品质、热舒适性、气流组织、噪声与振动控制等日常功能需求方面需要完成的大量工作都是暖通专业设计中应有之事。

有鉴于此，今天仍然有必要重申专业常识，理顺设计思路，即：建筑防火设计是建筑工程设计的组成部分，防排烟系统设计是通风设计的组成部分。在通风的范畴内，防排烟属于应急通风，应与日常通风相辅相成，缺一不可。专业化的设计应按照《建筑工程设计文件编制深度规定》的对各个设计阶段的相应要求循序渐进，遵循适用标准，结合工程实际，努力做到思路清晰、布局协调、内容有序、层次分明、繁简有致、内容完整、表达规范。

相应地，在各建筑技术专业的层面上论述消防问题，宜按专业技术类别指称，即消防给水、消防电气、消防通风，等；在建筑消防技术的特定范围内，则宜直接以技术系统指称，如室内消火栓系统、火灾自动报警系统、防排烟系统，等。换个说法，综合性的建筑工程设计中涉及消防方面的内容，宜按专业分类；专（单）项的消防设计中，宜按系统分类。这也就是《云南省建设工程消防技术导则·建筑篇（试行）》第6章的标题取“消防通风”而舍“防烟排烟”的原因所在。

话说到这里，顺便还要提一句：业内早已习以为常的“防烟排烟”或“防排烟”这样的称谓实际上过于具象且失之片面，在学术范式的层面上看是不够严谨和规范的。在建筑烟气控制技术引入之初作此简称自有其合理性，但对于该项技术的进一步丰富、发展和提高其实是不利的。这个话题不小，容日后慢慢再聊吧。

作者简介

崔跃，1982年毕业于重庆建筑工程学院暖通专业，注册公用设备工程师，教授级高级工程师，《暖通空调》杂志社编委，云南正元安泰建设工程设计咨询有限公司暖通专业总工程师。

暖通设计琐议之不确定性与保守不利原则

崔 跃

来源/“暖通单梁秦泰群英会荟”微信公众号

建设工程完全按照国家和地方现行有关标准*的规定实施（包括勘察设计、施工验收和运行管理）就一定安全可靠吗？表面上看，答案是肯定的，但实际上恐怕还并非如此。拿建筑防火设计来说，英国标准（如 BS7974 系列）中就曾反复指出：“人、建筑和火灾之间相互作用的复杂性，加上知识的空白，意味着任何消防安全设计都会有一定程度的不确定性。不确定性可能存在于基础科学和研究、理论模型、实验和测试、设计、系统和组件性能与可靠性，以及建造和运行质量中”——权且称之为“普遍的不确定性”吧。对于设计人员来说，稍感庆幸的是，在采用常规的“处方式”设计方法的前提下，中规中矩的设计即可使其免于对这种不确定性所潜在的不利后果担责。

然而，现实还不那么令人乐观，因为设计标准（例如《建筑防烟排烟系统技术标准》GB51251-2017）中尚存在着一些空白、模糊或争议之处——权且称之为“人为的不确定性”。由于这种不确定性的存在，有时候设计人员想要循规蹈矩可能都无所适从。当然，这已经是另外的话题了。

如前所述，既然不确定性无处不在又无法回避，那么，识别不确定性，并在合理可行的范围内充分降低随之而来的任何相关风险，就自然而然地成为了设计人员职责的一部分。这种风险越大，所需要采取的化解措施很可能就愈发重要。化解措施可以包括增加保守性、冗余、坚固性及/或可靠性。这些化解措施，按照比较简单化、通俗化的说法，就是设计实践中基于“保守不利原则”而采用的所谓“加强”或“补救”措施。由此可见，保守不利原则是有着现实的科学合理性的。接下来的问题就是：设计实践中保守不利原则又如何转化为能够兼顾安全可靠、技术先进、经济合理三个方面基本要求的适当的具体技术措施呢？

事实上，首先，保守不利原则已经隐含在一些标准条文的规定之中了。例如，排烟系统的设计风量不小于该系统计算风量的 1.2 倍是出于保守；部分设有机械加压送风或机械排烟的部位、场所在外墙或屋顶设置固定窗属于冗余备份；加压送风机或排烟风机采用多重手动、自动控制方式是为了可靠；等等。可惜这一切仍然还不足以令设计人员完全回避在遇到各种未作规范的不确定性问题时的选择。在环境

的压力和自身缺乏对问题的深度了解及/或处置类似问题的经验的情况下，人们往往倾向于矫枉过正、从难从严也就不难理解了。

怎么办呢？不确定性问题本身就决定了不可能有包治百病的解决方案。在采用“处方式”设计方法的前提下，遇到此类问题还只能就事论事、具体问题具体分析，秉持的一个重要原则就是保守不利，但在运用这个原则时宜注意下面几个问题：

●第一，不越位——不超越系统界限，不以其他专业消防系统的意外失效为设计前提。举例来说，公共建筑设置机械排烟系统时，要求部分场所或部位设固定窗（或备用风机，BS中就有这样的要求）属冗余措施，是否恰当另议，但至少不算越位。如果这里再作供电系统发生故障的假设就是多余了，因为一旦这样的假设成立，影响到的岂止是一个排烟系统？同样，高大空间排烟量的计算基于所设定火灾热释放速率的选取（见《烟标》表4.5.7），如果按有喷淋条件设计，又去考虑喷淋失效的情形，那就明显是越位了。

●第二，不重复——在同一系统设计过程中，边界条件（设计参数）选取、数量计算、设备选型、风管配置等，不为同一个理由重复叠加保守不利因素。以排烟系统为例，其风量应在合规且切合实际的参数选取基础上如实计算；多分支（分区）系统的汇算过程中无需附加安全系数，只需要将最终得出的计算风量乘以系数1.2后即可作为系统风量。《烟标》第4.6.4条的条文说明用图形和表格很详尽地演示这种汇算过程，值得认真领会。

●第三，不过度——主要体现在火灾场景的合理选择方面。例如，按照同一建筑物内单点火灾的假设，就完全没有必要考虑两个防火分区同时发生火灾的可能性。又如中庭建筑，虽然按规定中庭内不应布置可燃物，所以中庭着火的可能性很小，但国内外一致公认的是“临时燃料假设”，因此要求中庭考虑烟气控制措施是合理的。但在同时，火灾的风险始于只用于交通或疏散的过道、走廊、前室或楼梯间的可能性被很视为极低，因此，“临时燃料假设”不能推广到前室等疏散路线上去，否则就不单单是防排烟的问题了，没有安全疏散，整个建筑防火设计体系也将失去关键性的支撑。

●第四其实也是更常见的问题——尊重常识常理。常识常理一言难尽，但简单说来就是“默认值”，即行业管理者或者标准编制者认为经过专业学习和训练的专业人员都应当具备因而无需再作出具体的专门规定的知识或技能。现实很骨感，一些突如其来、令人猝不及防的问题往往就出于常识常理的匮乏。例如下面这样的问题：外

走道的临空一侧边缘处是否需要设挡烟垂壁？地下车库排烟系统的烟气排放口是否可以设在坡道上？顶棚高度有变化的房间（如品字型断面的展厅、车间）防烟分区是否一定得按层高划分？等等，在标准上都找不到现成的答案，需要设计者借助常识常理作出判断。工程实际复杂多样，此类问题几乎是难以穷尽的，任何列举、归纳、总结都有可能挂一漏万，因此这里所说的尊重常识常理，真意在于不唯书、不迷信，通过持续的学习研究和改进提高，建立和坚持科学基础上的专业自信。

上面的几点看法显然还不够成熟和全面，就当是抛砖引玉吧。其中，关于“不越位”原则，相信会有人指出：现实的火灾事故中缺水断电致使消防设施无效造成严重后果的例子为数不少，难道消防设计不应该全盘考虑这些不利因素吗？这样的疑问肯定是有道理的。撇开历史的和管理的因素不谈，至少可以从以下两个方面看待这个问题：

首先，如前所述，标准条文中规定的冗余备份措施和增加可靠性的措施本身就已经考虑了一些不利因素，并且也的确可以做到用不同且可行的方式替代性地解决某一方式失效的问题。

其次，这里所讨论问题的前提是当下普遍采用的“处方式”设计方法，它属于消防设计的第一个也是常规化的层次；而跨专业、跨系统地全盘考虑某一消防系统失效对火灾的影响和可能导致的后果的方法，已经直接跃升到了消防设计的第三个层次即消防安全工程方法（也称消防性能化设计和评估方法）。消防安全工程方法的基本理念是“总体安全”，如果把它与“处方式”设计方法的准则即专业分工合作，各自照章办事（但却无法评估确认建筑整体安全度水准）相比较，就不难明白两种设计方法对于所谓“越位”问题的不同理解和处置方式了。再拿前述高大空间排烟系统的例子来说，如果是按有喷淋条件设计，常规化设计中不需要也不可能兼顾喷淋失效的情形，但在性能化设计和评估中就有必要充分考虑这样的不利场景了。

* “国家现行有关标准”是指：现行的工程建设国家标准和行业标准，不包括地方标准——住房和城乡建设部标准定额司：《工程建设标准编写规定》释义第二十二條。

作者简介

崔跃，1982年毕业于重庆建筑工程学院暖通专业，注册公用设备工程师，教授级高级工程师，《暖通空调》杂志社编委，云南正元安泰建设工程设计咨询有限公司暖通专业总工程师。

一道小学奥数题引发的感想

董哲生

0.问题的来由

牛侃暖通群里某天有某位牛友贴出一道小学生奥数题如下：

6, 15, 35, 77, ()
A.143
B.153
C.162
D.165

牛侃暖通群里高手众多，很快就有人给出了答案是为 143，其推测的理由为：

$6=2\times 3$ （第 1 和第 2 个素数之积）；

$15=3\times 5$ （第 2 和第 3 个素数之积）；

$35=5\times 7$ （第 3 和第 4 个素数之积）；

$77=7\times 11$ （第 4 和第 5 个素数之积）；

所以，这个数列第 5 项，应该是第 5 和第 6 个素数的乘积， $11\times 13=143$ ，再看备选答案中果然有 143 这个选项，理所当然应该选 A。

如果只是给低年级小学生讲解这个问题，到此就皆大欢喜了。也许孩子的老师，以及这道题的命题人，心中设想的标准答案就是选 A。

而我却意犹未尽，想多说几句。而且当时在牛侃群又有两位牛友先后发表了不同见解，更促使我有了写出本文的冲动。

1.与寻找素数相关的一件往事

必须指出，虽然以上那个数列的规律已经找出，但我们却无法写出其通项表达式，如果我们想要知道该数列的第 100 项是多少？只能预先知道素数数列 p_n 的规律，已知 p_{100} 和 p_{101} 后，才能计算出 $a_{100}=p_{100}\cdot p_{101}$ 。

但是，关于素数数列 p_n ，人们只是知道 $p_1=2$ ， $p_2=3$ ， $p_3=5$ ，……，地球上所有数学家目前都还不能给出其通项 p_n 的表达式 $p(n)$ 究竟是怎样的？

好在计算机应用已经普及到中小学，对于现在学过一些电脑编程技巧的中小學生，我想不难在电脑上求解出数列 $a_{100}=p_{100}\cdot p_{101}$ 究竟等于多少？

这就让我回想起一件往事。大概是我上大二或大三那年，某节《计算机编程》课程的上机实验课，我用 Basic 语言编了一段“部分验证哥德巴赫猜想”的小程序，想要计算机求解：找出不大于 2000 的所有素数，并且对不大于 2000 的每一个偶数都用 2 个素数的和表达出来。当时我上大学的计算机房里是一台立柱式计算机（比现在 5P 柜式空调内机的尺寸都大），输入采用穿孔纸带，输出是针式打印机。由于没有显示屏，在穿孔机上输入程序要非常小心，如果输入错误当时是不能发现的，要等输进计算机读取程序时才会报错。我很幸运居然穿孔纸带一次性通过没有报错。

但就是这么一段我以为不难求解的程序，却让计算机在运行大约2个小时后故障停机了，也许是发热太大引起温度太高？所幸这台计算机虽然没有完全解答出我要求的答案，但还是给出了部分求解答案，大概是已经求出了2000以内的所有素数，正在求解某个偶数（记得还仅是三位数）应该表示成哪2个素数之和时故障停机的。我有点骄傲的是，当时带我们实验的计算机老师对我说“能让这台计算机累趴下的，也就是你了。”这不像是批评我吧？

2.关于循环数列及其通项表达式的求解

还回到那道奥数题来，前面已经有人给出答案（选A）后，牛侃暖通群里就有人表示不服，凭啥只能选A？这种类型的选择题只要能够找到某个自圆其说的规律，都可以建立递推关系求出数列后续项的数据。比如，这位牛友就给出了以下规律：

$$15=2\times 6+3; 35=2\times 15+5; 77=2\times 35+7; \text{ 所以他推测下一项应该是 } 2\times 77+9=163.$$

很可惜，原题所给的4个备选答案中没有163，最接近的选项是C（162）。

虽然以上推测答案不能与原题备选答案相吻合，我还是想接着这位牛友给出的递推关系式引出另一个话题，关于循环数列（又称循环级数），这是个很有趣的话题。

如果换一个命题：已知 $a_1=6$ ，当 $n>1$ 时，有 $a_n=2\cdot a_{n-1}+2\cdot(n-1)$ ，求数列 a_n 的通项表达式 $a(n)$ 。

这就不再是小学奥数题了，即便是如今的高中生在学数列时，我估计数学老师也未必会讲述这类涉及循环数列概念的超纲内容。

所谓循环数列，其定义如下：

如果某数列的第 n 项（当 $n>k$ 时），都能够用其前 k 项线性表达，则将其定义为 k 阶循环数列。

例如，常见的等比数列 $B_n: 1, r, r^2, \dots, r^{n-1}$ （公比 r 是常数），是一阶循环数列，因为满足 $B_n=r\cdot B_{n-1}$ 。

又如，著名的斐波拉契数列 $F_n: 1, 1, 2, 3, 5, 8, \dots$ （当 $n>2$ 时，每一项均为前两项之和），是二阶循环数列，因为满足 $F_n=F_{n-1}+F_{n-2}$ 。

回到我们要讨论的 $a_n=2\cdot a_{n-1}+2\cdot(n-1)$ ，这个递推关系式并不足以说明 a_n 是循环数列。但我们可以经过适当推演使其符合循环数列的定义。

由于 $a_n=2\cdot a_{n-1}+2\cdot(n-1)$ ，我们将下标 n 递进一位可得 $a_{n+1}=2\cdot a_n+2\cdot n$ ；

以上两式相减可得 $a_{n+1}=3\cdot a_n-2\cdot a_{n-1}+2$ ；

再将下标 n 递进一位可得 $a_{n+2}=3\cdot a_{n+1}-2\cdot a_n+2$ ；

再次将以上两式相减可得 $a_{n+2}=4\cdot a_{n+1}-5\cdot a_n+2\cdot a_{n-1}$ 。

至此，数列的递推关系式已经完全符合三阶循环数列的定义了（当 $n>3$ 时，每一项都可用其前3项线性表达）。

关于循环数列通项表达式的求解理论，在马库希维奇（俄）著，朱美琨译的《循环级数》趣味数学读物中有比较详实的讲述。感觉跟《高等数学》中求解高阶常系数微分方程的方法很类似，都是先求解一个 k 次代数方程（称其为特征方程）的 k 个特征根，以这些特征根为公比的等比数列作为基底构建一般通解，

然后代入初始条件求解 k 个待定系数，得出满足初始条件的特解。为了构建 k 阶循环数列通项表达式通解的基底，要用到以下符合特定条件等比数列的性质（定理）。

定理： 如果等比数列 B_n 的公比 r 符合条件 $r^k = r^{k-1} + r^{k-2} + \cdots + r + 1$ ，则 B_n 为 k 阶循环数列。

证明：因为当 $n > k$ 时，有

$$\begin{aligned} B_n &= r^{n-1} = r^{(n-k-1)} \cdot r^k = r^{(n-k-1)} \cdot (r^{k-1} + r^{k-2} + \cdots + r + 1) \\ &= r^{(n-k-1)} \cdot (B_k + B_{k-1} + \cdots + B_1) = B_{n-1} + B_{n-2} + \cdots + B_{n-k} \end{aligned}$$

以上几段内容也许有些枯燥（我的叙述也不够清楚），就不作过多赘述，有兴趣的可以去上网搜索阅读《循环级数》原著，不感兴趣的可以直接跳过不看。接下来仅以两个例题来简要概述循环数列通项表达式的求解过程步骤。

例题 1： 求解斐波拉契数列的通项表达式，其初始条件和递推关系为 $F_1=1, F_2=1$ ，当 $n > 2$ 时， $F_n = F_{n-1} + F_{n-2}$ 。

解：这是一个二阶循环数列，特征方程为 $\lambda^2 = \lambda + 1$ ，解出该特征方程的两个特征根分别为 $\lambda_1 = (1 + \sqrt{5})/2$ 和 $\lambda_2 = (1 - \sqrt{5})/2$ 。

于是斐波拉契数列通项表达式，可以由以下通解形式给出

$$F_n = A \cdot \lambda_1^{n-1} + B \cdot \lambda_2^{n-1} = A \cdot \left(\frac{1+\sqrt{5}}{2}\right)^{n-1} + B \cdot \left(\frac{1-\sqrt{5}}{2}\right)^{n-1}$$

代入初始条件 $F_1=1, F_2=1$ ，即可解出待定系数

$$A = \frac{(\sqrt{5}+1)}{2 \cdot \sqrt{5}}, \quad B = \frac{(\sqrt{5}-1)}{2 \cdot \sqrt{5}}$$

所以斐波拉契数列的通项表达式为 $F_n = \frac{1}{\sqrt{5}} \cdot \left[\left(\frac{1+\sqrt{5}}{2}\right)^n - \left(\frac{1-\sqrt{5}}{2}\right)^n \right]$

例题 2： 求解数列 a_n 的通项表达式，其初始条件和递推关系为 $a_1=6, a_2=15, a_3=35$ ，当 $a > 3$ 时，有 $a_n = 4 \cdot a_{n-1} - 5 \cdot a_{n-2} + 2 \cdot a_{n-3}$ （以本文开头的小学奥数题为素材）。

解：这是一个三阶循环数列，特征方程为 $\lambda^3 = 4 \cdot \lambda^2 - 5 \cdot \lambda + 2$ ，解出该特征方程的三个根分别为 $\lambda_1=2, \lambda_2=\lambda_3=1$ 。

由于涉及到重根（ $\lambda_2=\lambda_3$ ），数列 a_n 的通项表达式，可以由以下通解形式给出

$$a_n = A \cdot \lambda_1^{n-1} + [B_0 + B_1 \cdot (n-1)] \cdot \lambda_2^{n-1} = A \cdot 2^{n-1} + B_0 + B_1 \cdot (n-1)$$

代入 $a_1=6, a_2=15, a_3=35$ ，即可解出待定系数 $A=11, B_0=-5, B_1=-2$ 。

所以数列 a_n 的通项表达式为 $a_n = 11 \cdot 2^{n-1} - 2 \cdot n - 3$

如果觉得以上求解比较繁琐，还可以借助数学软件 Maple 或 Matlab 求解，以下是我用 Maple 软件求解斐波拉契数列通项表达式结果的截图，红色字体是输入求解命令，蓝色字体是输出的求解结果。

> rsolve({f(n)=f(n-1)+f(n-2),f(1)=1,f(2)=1},f);

$$\frac{\sqrt{5} \left(\frac{1}{2} + \frac{\sqrt{5}}{2} \right)^n}{5} - \frac{\sqrt{5} \left(\frac{1}{2} - \frac{\sqrt{5}}{2} \right)^n}{5}$$

3.关于多项式函数的插值法

再次回到本文开头那道小学奥数题，前面已经有人给出答案（选A）后，牛侃暖通群里另有牛友表示不服，凭啥只能选A？我用多项式函数推算不可以吗？

于是这位牛友根据已知的 $a_1=6, a_2=15, a_3=35, a_4=77$ ，构造一个三次多项式

$$a_n = A_0 + A_1 \cdot n + A_2 \cdot n^2 + A_3 \cdot n^3$$

依次代入初始数据可得四元一次方程组：

$$6=A_0+A_1+A_2+A_3,$$

$$15=A_0+2 \cdot A_1+4 \cdot A_2+8 \cdot A_3,$$

$$35=A_0+3 \cdot A_1+9 \cdot A_2+27 \cdot A_3,$$

$$77=A_0+4 \cdot A_1+16 \cdot A_2+64 \cdot A_3,$$

联立求解这个这个方程组，得出待定系数后即得

$$a_n = -3 + \frac{38}{3} \cdot n - \frac{11}{2} \cdot n^2 + \frac{11}{6} \cdot n^3$$

并由此推算出下一项 a_5 应该是 152，但还是很可惜，原题所给的 4 个备选答案中没有 152，最接近的选项是 B（153）。

但做到这一步其实已经很清楚，原题并不存在“标准答案”，任何一个备选项都可以作为答案，只要构建一个四次多项式就可以自圆其说！

比如想要让备选答案 C（162）跟某个四次多项式吻合，只要求解以下五元一次方程组即可。

$$6=A_0+A_1+A_2+A_3+A_4,$$

$$15=A_0+2 \cdot A_1+4 \cdot A_2+8 \cdot A_3+16 \cdot A_4,$$

$$35=A_0+3 \cdot A_1+9 \cdot A_2+27 \cdot A_3+81 \cdot A_4,$$

$$77=A_0+4 \cdot A_1+16 \cdot A_2+64 \cdot A_3+256 \cdot A_4,$$

$$162=A_0+5 \cdot A_1+25 \cdot A_2+125 \cdot A_3+625 \cdot A_4,$$

如果觉得手算很繁琐，同样可以借助 Maple 软件求解，见以下截图：

```
> eqn1:=a0+a1+a2+a3+a4=6;
> eqn2:=a0+2*a1+4*a2+8*a3+16*a4=15;
> eqn3:=a0+3*a1+9*a2+27*a3+81*a4=35;
> eqn4:=a0+4*a1+16*a2+64*a3+256*a4=77;
> eqn5:=a0+5*a1+25*a2+125*a3+625*a4=162;
> solve({eqn1,eqn2,eqn3,eqn4,eqn5},{a0,a1,a2,a3,a4});
```

$$\begin{aligned} \text{eqn1} &:= a0 + a1 + a2 + a3 + a4 = 6 \\ \text{eqn2} &:= a0 + 2a1 + 4a2 + 8a3 + 16a4 = 15 \\ \text{eqn3} &:= a0 + 3a1 + 9a2 + 27a3 + 81a4 = 35 \\ \text{eqn4} &:= a0 + 4a1 + 16a2 + 64a3 + 256a4 = 77 \\ \text{eqn5} &:= a0 + 5a1 + 25a2 + 125a3 + 625a4 = 162 \end{aligned}$$

$$\left\{ a0 = 7, a1 = -\frac{49}{6}, a2 = \frac{109}{12}, a3 = -\frac{7}{3}, a4 = \frac{5}{12} \right\}$$

$$\text{所以, } a_n = 7 - \frac{49}{6} \cdot n + \frac{109}{12} \cdot n^2 - \frac{7}{3} \cdot n^3 + \frac{5}{12} \cdot n^4$$

以上这种解题思路告诉我们,以后凡是遇到这类找规律预测某数列下一项的所谓奥数题,都可以采用这种构建多项式函数的方法暴力求解。如果题目给了该数列的前 n 项数据,你就构建 $(n-1)$ 次多项式暴力求解。这也反证出,社会上流传的这类数列预测题,那些所谓的“标准答案”是很不靠谱的!实际上你想让答案是多少都可以。

4.在构建工程技术应用问题的数学模型时,必须谨慎使用多项式函数模型

关于本文开始提到的奥数题讨论可以结束了,但我还想进一步引申到工程技术应用领域。记得前段时间在牛侃暖通群里,在讨论诸如:冷水机组在不同负荷工况下能效值、冷却塔在不同室外条件工况下的逼近度、表冷器在不同相对流量(或流速)工况下的相对冷量值(或传热系数值)、……,等这类如何预测估算问题时,有些牛友提出可以用多项式函数来拟合(借助软件)求解,并且还认为“构建的多项式函数次数越高,求解精度也越高。”

对于这种认识我不能苟同。多项式函数对于求解工程技术应用问题绝不是万能的数学模型!

刚才我们在讨论数列预测题时也已经发现,当已知某个数列的前 n 项数据后,你怎么预测第 $(n+1)$ 项数据?只要你构建更高次数的多项式函数,你想让第 $(n+1)$ 项数据是多少都可以。

实际上,任何一个工程技术应用问题,都有符合其基础理论的物理模型。比如:换热器的传热系数及换热量计算问题有相关的传热学关系式;制冷循环的制冷量及压缩机耗功量计算问题有相关的热力学关系式;管网阻力及水泵流量、扬程计算问题有相关的流体力学关系式;等等。如果抛开这些物理模型不顾,遇到任何问题都指望多项式函数模型来解决,难免会得出荒唐的结果。

比如,国内某通用研究院的某位学者在研究表冷器冷量随水流速变化关系时,试图根据一组实验得出的数据,拟合出一个三次函数来描述,给出了如下结论(见截图)。

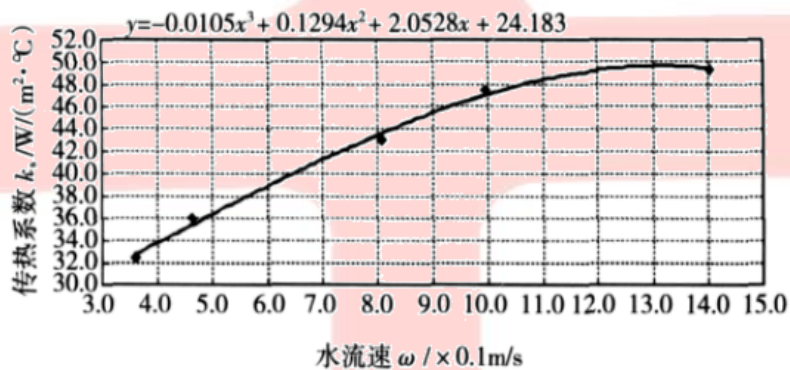


图1 表冷器水流速与传热系数关系曲线

这个结论明显有悖传热学的基本原理,水流速大到一定值(图中显示大约1.3m/s)后,传热系数怎么会达到峰值然后逐渐减少?如果对表冷器的传热机理有正确的理解,传热系数应该随冷水流速的增大也单调增大,只是越来越逼近某条水平渐近线。

以上学者之所以得出荒唐结论的原因,就是因为错误地构建了三次函数模型。他如果认为“构建的多项式函数次数越高,求解精度也越高。”还不一定会出现什么更荒唐的结论出来。

当然，对于某些问题，多项式函数还是管用的。比如，水泵的流量扬程特性曲线、流量效率特性曲线，根据流体力学泵与风机的理论，都应该是符合二次函数关系的。如果我们根据水泵制造商样本上的三组工况（流量，扬程，效率）数据，采用插值法正好可以求解出两个二次函数，其一是流量扬程曲线函数，另一是流量效率特性曲线。

最后，简要说一下插值法和拟合法的區別。

前面已经说过，插值法主要适用于求解多项式函数，给定 n 组数据（自变量，因变量），插值法可以求解出一个 $(n-1)$ 次多项式函数，精准吻合所给的 n 组数据。但是，如果没有相关的物理模型作为理论支撑，插值法的求解结论往往是不靠谱的。

拟合法则可以适用于任何数学模型，其求解的数学理论是“最小二乘法原理”，目标是使求解的拟合函数与多个已知数据组（自变量，因变量）的整体吻合度尽可能高，但并不要求拟合函数精准吻合任何一组已知数据。

以《中央空调节能及自控系统设计（赵文成编著）》中 P10~P11 内容为例，已知某水泵的 7 组流量扬程数据（150,26.2），（225,26.0），（300,25.6），（375,24.6），（450,23.0），（525,20.5），（600,17.0），要求拟合出一个二次函数使其整体性与这 7 组数据最优吻合。

这里要说明一下，既然已经知道水泵的流量扬程曲线是二次函数了，从以上 7 组数据中任意选取 3 组，采用插值法都能够求解得到一个二次函数，为何不这样做呢？

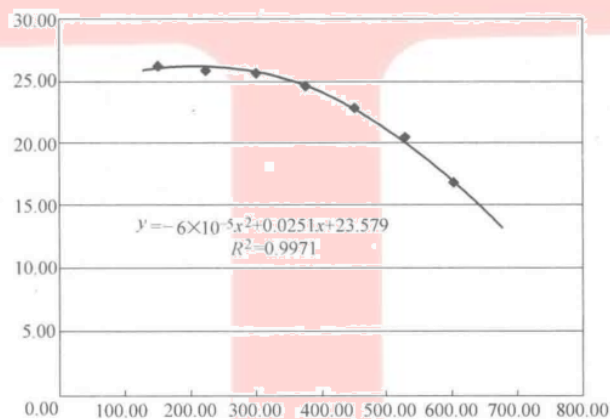
问题是 7 组数据中任意选取 3 组，有 35 种可能的选取方法，也就是说有可能求解出 35 个不同的二次函数，你采信其中哪一个呢？无论采用 35 个二次函数中的哪一个，这个二次函数仅对所选取的那 3 组数据精准吻合，但对未被选取的另 4 组数据不承担吻合的责任。所以，当已知数据组数较多时，拟合法就能体现出整体吻合度的优势。

在专著中，赵总介绍的方法是采用 Excel 软件的“添加趋势线”功能，所得结果是

$$y = -6 \times 10^{-5} \cdot x^2 + 0.0251 \cdot x + 23.579$$

从拟合效果看，这个拟合函数的整体吻合度已经很不错了，见下图。

x(流量m ³ /h)	150	225	300	375	450	525	600
y(扬程mH ₂ O)	26.2	26	25.6	24.6	23	20.5	17



关于函数拟合问题，更好的求解手段是借助专业数学软件，比如 Lingo 或 Matlab，能够拟合任意给定表达式的函数模型（不局限于多项式函数），比如表冷器的静特性函数。专业数学软件的求解精度肯定比 Excel 的求解精度更高，但 Excel 的优点是操作相对简单，无须学习更复杂的编程语言。

关于拙文《一道小学奥数题引发的感想》答疑者

董哲生

0. 质疑观点

拙文《一道小学生奥数题引发的感想》在牛侃暖通群公布后，引发某位网友对文中我质疑国内某通用研究院学者“水流速对表冷器传热系数影响”的研究结论，提出反质疑，这位网友在某暖通交流群的留言观点如下：

“表冷器如果是圆管，表冷器传热系数是会随着水流速增加然后再减小，然后再增加的。减小的原因，是因为水流速增加到一定程度后圆管后部产生了二次湍流的缘故。这是符合传热学原理的。人家是做了一定实验得出的结论，并不是你凭空想象出的错误结论。”

对这位网友的质疑观点，我特作如下回应。

1. 圆管内水流速增加到一定程度后产生二次湍流，是否会降低传热系数？

恕我孤陋寡闻，目前没有找到这方面的前人研究结论。如果有谁知道这个结论的文献出处，请告诉我。

2. 某通用研究院学者是依据实验数据得出传热系数不升反降的结论吗？

我再次通读了某通用研究院那位学者的研究论文，发现情况并非如此。

实际上该学者仅进行了5个工况的实验，得出了5组水流速和传热系数的实验数据，依次为：

(0.360, 32.45)；(0.464, 35.98)；(0.808, 43.12)；(0.997, 47.44)；(1.402, 49.37)。

实际上在该文插图上，也可以明确看出只有5个工况数据点，另有一条拟合得出的三次函数曲线（见截图）。

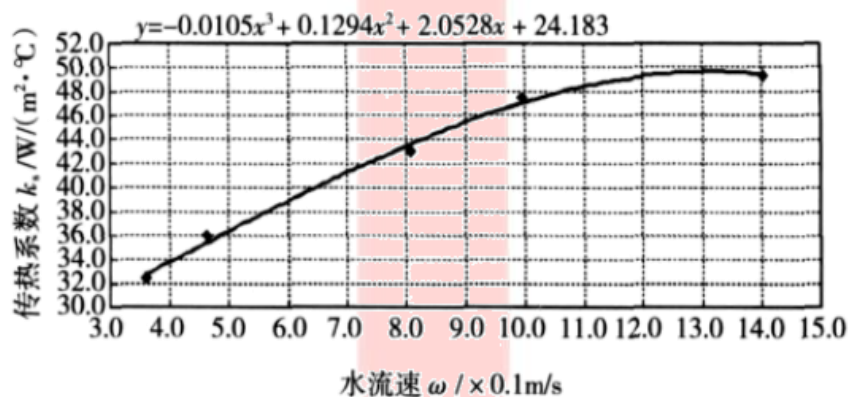


图1 表冷器水流速与传热系数关系曲线

如果是一个严谨的学者，一旦发现了拟合函数呈现出“水流速增大到一定程度后传热系数不升反降”这样的现象，按理说应该及时补做一组水流速为 1.3m/s 的实验，验证一下看传热系数是否比水流速为 1.4m/s 时更高？

可是，某通用研究院的这位学者并没有这样做，而是急于解释这个结论，而这个解释中也没有提到所谓“二次湍流”的说法。

那么请问质疑我的网友，这究竟是谁“凭空想象出的错误结论”？

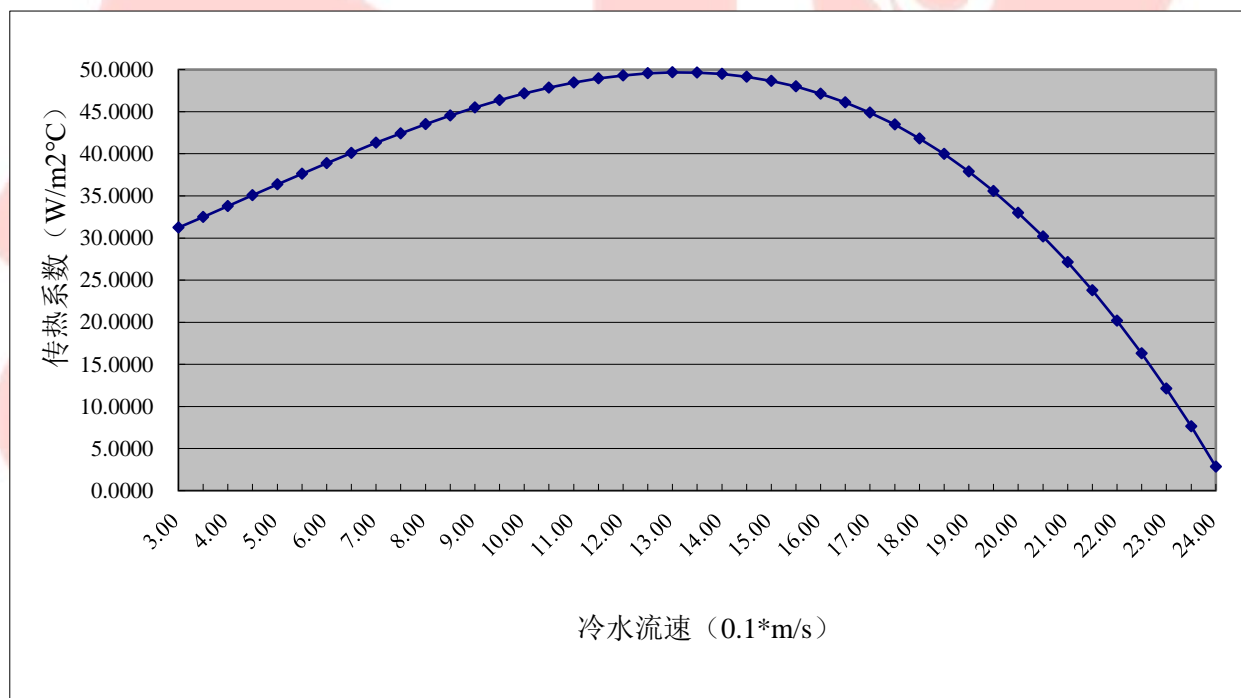
3.某通用研究院学者的研究结论是否如质疑我的网友所说，“传热系数是会随着水流速增加然后再减小，然后再增加”？

这个问题很容易作出检验，得出判断。

某通用研究院学者拟合的三次函数方程为

$y = -0.0105 \cdot x^3 + 0.1294 \cdot x^2 + 2.0528 \cdot x + 24.183$ (式中 x 为流速 $\times 0.1\text{m/s}$, y 为传热系数 $\text{W/m}^2\cdot\text{C}$)

在 Excel 上作出这个函数在流速从 0.3m/s~2.4m/s 变化范围的图形，结果如下：



请问质疑我的网友，还需要看流速更大时的传热系数拟合计算值吗？

我只是不忍心贴出来后面的计算结果，当流速大于 2.45m/s，传热系数拟合计算值将为负数。


《江湖风云录》2021年11月

来源/“牛侃暖通鉴”微信公众号

时间	星期	风云事件	类别	来源	风云使
2021年11月1日	一	中国工程建设标准化协会于2021年6月30日发布公告,根据中国工程建设标准化协会《关于印发<2018年第二批协会标准制订、修订计划>的通知》(建标协字〔2018〕030号)的要求,由中铁第四勘察设计院集团有限公司等单位编制的《建筑防烟排烟风管防火性能试验方法标准》,经协会防火防爆专业委员会组织审查,批准发布,编号为T/CECS 886-2021,自2021年11月1日起施行。	规范标准	中国工程建设标准化协会	撒世忠
2021年11月22日	三	<p>2020年度国家科学技术奖励大会于11月3日上午在人民大会堂举行。经网络评审组、学科专业评审组、评审委员会和奖励委员会评审,科技部审核,2020年度国家科学技术奖共评选出264个项目、10名科技专家和1个国际组织。其中,国家自然科学奖46项,一等奖2项,二等奖44项;国家技术发明奖61项:一等奖3项,二等奖58项;国家科学技术进步奖157项:特等奖2项,一等奖18项,二等奖137项。有8位外国专家和1个国际组织获中华人民共和国国际科学技术合作奖。其中,重庆大学李百战教授、中国建筑设计研究院有限公司潘云钢总工、中国建筑西南设计研究院有限公司戎向阳总工、北京城建设计发展集团股份有限公司李国庆副总经理、重庆大学姚润明教授、重庆大学刘猛教授等完成的《建筑热环境理论及其绿色营造关键技术》荣获2020年度国家科技进步奖二等奖。</p> 	荣誉奖励	暖通空调杂志社	姜燕梅

时间	星期	风云事件	类别	来源	风云使
2021年11月4日	四	2021年11月4日,由中国建筑学会作为牵头单位完成了建筑科学领域高质量科技期刊分级目录期刊的遴选工作。经过筛选、定量评价、定性评价、征求行业专家意见、专家审定以及官网公示等一些列程序,形成了“ 建筑科学领域高质量科技期刊分级目录(2020年) ”。该目录中共有112种期刊入选,并将入选期刊分为T1级、T2级和T3级三个级别,其中入选T1级期刊36种,入选T2级期刊35种,入选T3级期刊41种。 《暖通空调》入选T3级期刊。	书籍刊物	暖通空调杂志社	姜燕梅
2021年11月11日	四	为深化工程建设标准化工作改革,做好强制性工程建设规范改革与实施工作,按照《2021年住房和城乡建设部培训计划》安排,住房和城乡建设部标准定额司于2021年11月11~12日组织开展《建筑节能与可再生能源利用通用规范》、《城镇燃气工程项目规范》等22本强制性工程建设规范线上培训。	规范标准	住房和城乡建设部干部学院	陈泽平
2021年11月16日	二	11月16日,格力电器发布重磅公告。公告称公司拟受让浙江盾安精工集团有限公司(“盾安精工”)所持浙江盾安人工环境股份有限公司(“盾安环境”)约2.7亿股股份(占本公告日标的公司总股本的29.48%),转让价款约21.9亿元。 同时,格力电器拟以现金方式认购盾安环境向特定对象非公开发行的约1.39亿股股票,认购价款约8.1亿元。本次股份转让完成后,盾安环境将成为格力电器的控股子公司。交易完成后,格力电器将持有盾安环境约4.1亿股股份,占发行后盾安环境总股本的38.78%。	企业产品	中央空调市场	刘宏宁
2021年11月16日	二	11月16日,国家机关事务管理局、国家发展和改革委员会、财政部、生态环境部等四部委联合下发《 深入开展公共机构绿色低碳引领行动促进碳达峰实施方案 》。根据方案内容显示,到2025年,全国公共机构用能结构持续优化,用能效率持续提升,年度能源消费总量控制在1.89亿吨标准煤以内,二氧化碳排放(以下简称碳排放)总量控制在4亿吨以内,在2020年的基础上单位建筑面积能耗下降5%、碳排放下降7%,有条件的地区2025年前实现公共机构碳达峰、全国公共机构碳排放总量2030年前尽早达峰。 方案提出,加快能源利用绿色低碳转型。实施供暖系统电气化改造,结合清煤降氮锅炉改造,鼓励因地制宜采用空气源、水源、地源热泵及电锅炉等清洁用能设备替代燃煤、燃油、燃气锅炉。方案指出,大力推广太阳能光伏光热项目。充分利用建筑屋顶、立面、车棚顶面等适宜场地空间,安装光电转换效率高的光伏发电设施。鼓励有条件的公共机构建设连接光伏发电、储能设备和充放电设施的微网系统,实现高效消纳利用。推广光伏发电与建筑一体化应用。到2025年公共机构新建建筑可安装光伏屋顶面积力争实现光伏覆盖率达到50%。推动太阳能供应生活热水项目建设,开展太阳能供暖试点。	规范标准	国家机关事务管理局	林星春

时间	星期	风云事件	类别	来源	风云使
2021年11月20日	六	<p>11月20日晚22:30, 中国工程院院士、西安建筑科技大学教授、设计研究总院院长、西部绿色建筑国家重点实验室主任兼中国建筑学会副理事长、绿色建筑专家刘加平将登上CCTV-1《开讲啦》栏目, 与主持人撒贝宁一起, 带大家探索新时代民居如何更加舒适、绿色和经济的生活, 一起解锁乡村振兴中的“绿色密码”。</p> <p>刘加平, 1956年11月5日生于陕西省大荔县, 男, 汉族, 工学博士, 绿色建筑专家。中共党员。1982年本科毕业于西北大学物理系, 1998年6月博士研究生毕业于重庆建筑大学建筑学院。中国工程院院士、西安建筑科技大学教授, 现任西安建筑科技大学设计研究总院院长, 西部绿色建筑国家重点实验室主任; 兼任中国建筑学会副理事长。长期从事绿色建筑及建筑节能领域的基础研究、教学和应用推广工作。主持和完成包括国家自然科学基金重大项目在内的数十项国家级研究项目, 在西部绿色建筑和太阳能富集区超低能耗建筑的设计原理与方法等方面做出突出贡献。作为第一完成人获国家科技进步奖二等奖1项, 教育部等省部级科技进步奖一等奖3项, 世界人居奖优秀奖2项, 出版学术专著和教材8部, 发表论文近两百篇。曾荣获2001年度国家杰出青年科学基金、2007年度全国模范教师、2009年度国家创新研究群体《西部建筑环境与能耗控制》学术带头人、2012年度何梁何利奖、2017年首届全国创新争先奖、首届全国高校黄大年式教师团队负责人、2020年全国先进工作者等荣誉。</p>	荣誉奖励	西安建筑科技大学、央视影音	王志国
2021年11月24日	三	<p>11月24日, 赛尔传媒公布了2021年~2022年“双碳之星”——高效低碳数据中心机房节能系统供应商名单, 本次评选特邀行业专家对通过推荐或自荐的节能产品或系统进行评审, 树立行业权威, 遴选高效标杆, 引领节能风向, 共同推进暖通空调行业蓬勃发展。活动自7月启动, 10月结束, 共征集申报项目23项, 经过设计单位、总包单位以及业主单位专家严格的初评、终评, 最终6项入选。大会将利用传播优势, 聚合优质资源、树立品牌形象, 表彰优秀企业, 加强数据中心空凋制冷节能技术研究的沟通与交流, 助力暖通空调行业的高质量发展。</p> <p>具体名单和获奖产品为: 麦克维尔中央空调有限公司(自然冷却风冷螺杆机组 磁悬浮变频离心机)、广东申菱环境系统股份有限公司(间接蒸发冷却机组)、新疆华奕新能源科技有限公司(数据中心机房新型蒸发冷却空调系统 数据中心间接蒸发冷却冷水系统)、威乐(中国)水泵系统有限公司(中开双吸泵SCH变频管道泵IL-E)、广州市华德工业有限公司(板管蒸发冷却式自然冷源冷水系统)、北京英洋特能源技术有限公司(AI+BA数据中心冷源系统)。</p>	荣誉奖励	建筑环境与能源应用分会	刘静

时间	星期	风云事件	类别	来源	风云使
2021年11月26日	五	2021年11月26日至27日,中勘协建筑环境与能源应用分会(福建省)联合福建省土建学会暖通空调分会、福建省制冷学会第五专业委员会在福州永泰召开了“ 2021年福建省暖通空调制冷学术年会 ”。年会主题是“绿色低碳 暖通践行”,来自于省内外的暖通空调制冷设计、科研、高校、设备制造、工程建设、运行管理领域400位代表和47家暖通空调制造商参加了年会,代表人数和大会规模均超过往年。本次年会在国家推行“碳达峰,碳中和”战略、实现双碳目标的形势下召开的,代表们紧密围绕“绿色低碳 暖通践行”主题展开了深入的技术交流。	活动会议	建筑环境与能源应用分会	刘静
2021年11月27日	六	2021年11月27-28日, 第十六届全国人工环境相关学科博士生导师研讨会 (线上会议)成功召开。本届博士生导师研讨会第一次以线上会议方式举行,线上参会人数近3500人,会议期间线上访问次数超过4.6万次。全国人工环境相关学科博士生导师研讨会由清华大学江亿院士倡导发起,由高等学校建筑环境与能源应用工程专业教学指导分委员会(以下简称建环分教指委)主办,旨在研讨人工环境相关学科发展和博士生培养,发挥学科在国家科技创新与经济社会发展中的作用。本届博士生导师研讨会由广州大学、广东省建筑节能协会承办,面向碳达峰、碳中和国家重大战略,结合十四五规划,围绕新形势下人工环境相关学科发展、博士生培养、特色学科与学科交叉等进行讨论与交流。	活动会议	建筑环境与能源应用工程教指委	董丽萍
2021年11月27日	六	2021年11月26日至28日,在中国广州举行了全民空净节系列活动。 活动中成功举办了“会长办公会议”、“联名年度工作会议”、“‘南山奖’评审会”、“关注室内环境,构建全民防疫人类命运共同体”高峰论坛、“广东省室内环境卫生行业协会第四届第一次全体会员代表大会”以及“‘科技国潮 新未来’创新研讨会”等一系列行业相关的高层次论坛,让参与活动的空净行业内企业对自身的未来发展方向有了更深的思考。中国工程院院士、中国室内空气净化品牌集群主席钟南山,原国家质检总局副局长、中国品牌建设促进会理事长刘平均,中国室内空气净化品牌集群执行主席顾士明等领导 and 来自全国各地20多个省、市行业协会代表和空净领域的专家学者,以及广东省室内环境卫生行业协会全体会员代表2300余人汇聚一堂,共同聚焦新冠肺炎疫情常态化情况下防疫热点,全面提升全民防疫意识,推动构建人类命运共同体。 	活动会议	瑞云环保	刘璐

时间	星期	风云事件	类别	来源	风云使
2021年11月29日	一	2021年11月29日,由中国建筑科学研究院有限公司、建筑安全与环境国家重点实验室、中国质量检验协会人居环境质量专业委员会(筹)主办,佛山柯维光电股份有限公司、中国建研院工程咨询设计院低碳建筑研究所承办,中国质量检验协会教育装备专业委员会(筹)、中国质量检验协会空气净化设备专业委员会、中华预防医学会卫生工程分会、中国绿建委建筑室内环境学组、全国生态校园行动工作委员会等单位支持的 第三届空调通风系统净化与消毒研讨会暨《建筑通风系统用空气净化消毒装置》首次宣贯培训会 在佛山顺利召开。	活动会议	人居环境质量	刘璐
2021年11月30日	二	2021年11月30日,由赛尔传媒主办,恒华数字科技集团有限公司和捷通智慧科技股份有限公司协办的 第七届数据中心空调制冷节能技术交流会暨2021年~2022年“双碳之星”——高效低碳数据中心机房节能系统供应商颁奖典礼 在上海隆重举行。中国勘察设计协会建筑环境与能源应用分会(副会长马伟骏先生、建环分会资深顾问寿炜炜先生、上海邮电设计咨询研究院有限公司高级工程师沈利民先生、华东建筑设计研究院有限公司高工邵建涛先生、上海建筑设计研究院有限公司数据专项研究中心高工冯立京先生、上海邮电设计咨询研究院有限公司助理工程师汪慧琳女士等受邀出席了本次活动。大会以“畅享双碳,绿色高效”为主题,汇聚了一众行业专家学者和知名企业代表,引领创新智慧,分享真知灼见,共同探讨了产业发展的前景与潜力。	活动会议	建筑环境与能源应用分会	刘静

冷却水系统设计温差节能性分析

华东建筑设计研究总院 陆琼文☆ 刘飘

摘要 从冷却水系统全年运行能耗角度, 分析不同冷却水设计温差的节能性。冷却水系统全年能耗和冷水机组、系统负荷情况、湿球温度分布情况、冷却水系统设计温差有关。通过实例分析 5、6、7、8℃四种设计温差下的冷却水系统全年能耗水平, 得出温差越大越节能。

关键词 冷却水系统 冷却水设计温差 湿球温度 冷却塔特性 冷水机组特性 SCOP 能耗分析

Energy-saving analysis of design temperature difference in Cooling Water System

By Lu Qiongwen ★ Liu Piao

Abstract From the perspective of the annual operating energy consumption of the cooling water system, the energy saving effect of different cooling water design temperature differences is analyzed. The annual energy consumption of the cooling water system is related to the chiller, system load, wet bulb temperature distribution, and the design temperature difference of the cooling water system. Analyze the annual energy consumption level of the cooling water system under four design temperature differences of 5, 6, 7, and 8℃ through examples, and find that the larger the temperature difference, the more energy-saving.

Keywords Cooling Water System, design temperature difference in Cooling Water System, wet bulb temperature, cooling tower characteristics, chiller characteristics, SCOP, energy consumption analysis

0 引言

目前关于冷却水系统变流量运行已有若干篇文献研究分析, 侧重点主要在于根据冷负荷的变化, 冷却水水泵变频, 以及水泵变频导致的冷凝温度的变化对冷水机组效率的影响。这些研究结果表明, 空调冷却水变流量运行, 水泵变频节能, 但冷凝温度的升高引起冷水机组能效下降, 水泵变频节省的电量与冷水机组能效下降带来的用电量增大, 其综合收益总体为正向, 即水泵变频节能量大于冷水机组增加的能耗, 收益的数值则因系统设置、运行策略等有一定的差异^[1]。但实际上, 室外湿球温度引起冷负荷的变化后, 冷却塔散热量随之改变, 同时, 冷却塔本身的冷却性能又受到室外湿球温度的影响, 冷却塔性能改变后, 冷却水温差也随之变化, 冷却水出水温度直接影响冷水机组冷凝温度, 冷凝温度又作用于冷水机组的能效, 如此相互作用形成多重耦合关系, 而非单纯根据冷负荷计算出冷却水水泵变频水流量之后, 就可直接得出冷水机组的能耗。

《公共建筑节能设计标准》GB50189-2015 中对电冷源综合制冷性能系数(SCOP)的定义如下: 设计工况下, 电驱动的制冷系统的制冷量与制冷机、冷却水泵及冷却塔净输入能量之比。笔者将借鉴该定义, 着重分析制冷系统的全年制冷量与制冷机、冷却水泵及冷却塔的全年净输入能量之比, 为方便表述, 在此将其定义为“电冷源全年综合制冷性能系数(SCOPa)”。本文将以一办公建筑为典型模型, 分析其电冷源全年综合制冷性能系数 SCOPa 在不同冷却水设计温差及不同地区下的表现。

1 冷却水系统相关影响因素解析

1.1 室外气象参数

集中空调系统冷却水系统作为整个空调系统的散热组成，承担了系统冷凝热量的散发，冷凝热量等于冷水机组制冷量与输入功率之和，即：

$$Q_c = Q \times \left(1 + \frac{1}{COP}\right) \quad (1)$$

式中， Q_c 为冷凝热量，kW； Q 为冷水机组制冷量，kW； COP 为冷水机组制冷性能系数。室外气象参数的波动，直接构成全年冷负荷的波动，影响冷水机组制冷量。以上海市某典型办公模型为例，图1表示该项目冷负荷与室外空气湿球温度的关系，当拟合成一元二次多项式时，相关系数 R^2 高达0.9161，相关系数 R^2 是取值范围为0~1之间的数值，越接近于1，表示拟合程度越高，趋势线的可靠性越高。可见湿球温度对冷负荷的影响度很大，从趋势线基本可认为湿球温度越高，冷负荷越大。冷负荷的增大，引起冷却水系统散热任务增大。

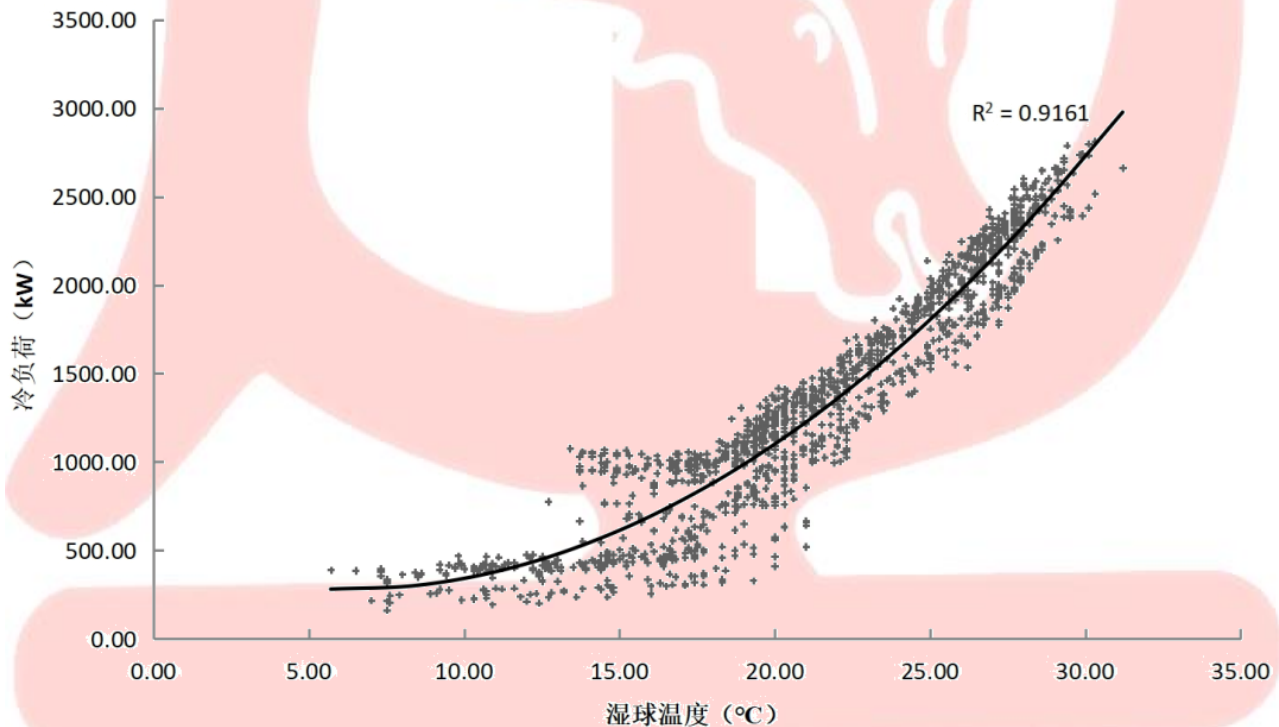


图 1 上海某项目冷负荷与湿球温度的关系图

1.2 冷水机组

冷水机组的装机容量按照计算的空调系统综合最大冷负荷值选定，由公式(1)可知，需冷却水系统散出的冷凝热 Q_c 与冷机制冷量 Q 和 COP 有关。冷水机组的制冷性能系数 COP 与压缩机形式、载冷剂、冷凝温度、蒸发温度、机组负荷率等多种因素相关。不同的压缩机做功过程不同，不同的载冷剂也意味着迥异的热力性质，本文旨在分析冷却水系统，所以将压缩机形式及载冷剂作为不变量。根据逆卡诺循环，冷凝温度越高，制冷系数越小，蒸发温度越高，制冷系数越大。因冷却水系统直接影响的是冷凝温度，所以本文冷凝温度设为变量，蒸发温度设为定值。以额定制冷量800RT、冷冻水供回水温度为7/12℃、蒸发器水侧污垢系数为 $0.018\text{m}^2 \cdot \text{℃} / \text{kW}$ ，冷凝器水侧污垢系数 $0.044\text{m}^2 \cdot \text{℃} / \text{kW}$ 的离心式变频冷水机组为研究对象，笔者请某厂家提供了冷水机组在不同冷却水进水温度下（冷却水温差暂设为5℃）以及不同负荷率下的 COP 值（表1及图2）。

表 1 某离心式冷水机组 COP 统计表 (冷却水温差 5℃)

冷却水 进水温度 (°C) \ 负荷率	100%	90%	80%	70%	60%	50%	40%	30%	20%	15%
15	9.038	9.039	9.015	8.949	8.835	8.576	7.371	6.654	5.636	4.973
16	8.854	8.847	8.812	8.746	8.605	8.335	7.279	6.59	5.61	4.968
17	8.671	8.657	8.614	8.537	8.386	8.108	7.182	6.519	5.572	4.949
18	8.489	8.471	8.421	8.335	8.176	7.894	7.081	6.442	5.526	4.92
19	8.308	8.286	8.231	8.139	7.974	7.688	6.976	6.359	5.472	4.882
20	8.127	8.104	8.044	7.947	7.778	7.491	6.867	6.271	5.41	4.836
21	7.947	7.923	7.872	7.759	7.588	7.3	6.754	6.178	5.343	4.783
22	7.767	7.742	7.689	7.574	7.401	7.113	6.637	6.08	5.269	4.725
23	7.587	7.563	7.508	7.392	7.217	6.93	6.517	5.978	5.191	4.661
24	7.407	7.384	7.329	7.212	7.037	6.751	6.394	5.872	5.108	4.592
25	7.227	7.217	7.151	7.033	6.859	6.575	6.267	5.762	5.02	4.518
26	7.046	7.039	6.973	6.857	6.683	6.401	6.137	5.648	4.928	4.44
27	6.866	6.861	6.798	6.681	6.5	6.23	6.005	5.531	4.832	4.358
28	6.686	6.684	6.622	6.507	6.328	6.061	5.869	5.411	4.732	4.271
29	6.505	6.507	6.448	6.334	6.157	6.035	5.732	5.288	4.629	4.182
30	6.335	6.33	6.274	6.162	5.987	5.884	5.591	5.162	4.523	4.089
31	6.153	6.154	6.101	5.991	5.819	5.732	5.449	5.033	4.414	3.993
32	5.972	5.977	5.928	5.821	5.652	5.577	5.304	4.901	4.301	3.893
33	5.785	5.801	5.756	5.652	5.486	5.421	5.157	4.767	4.186	3.79
34	5.608	5.625	5.584	5.484	5.421	5.264	5.008	4.631	4.068	3.685
35	/	/	5.413	5.317	5.255	5.105	4.858	4.493	3.947	3.576

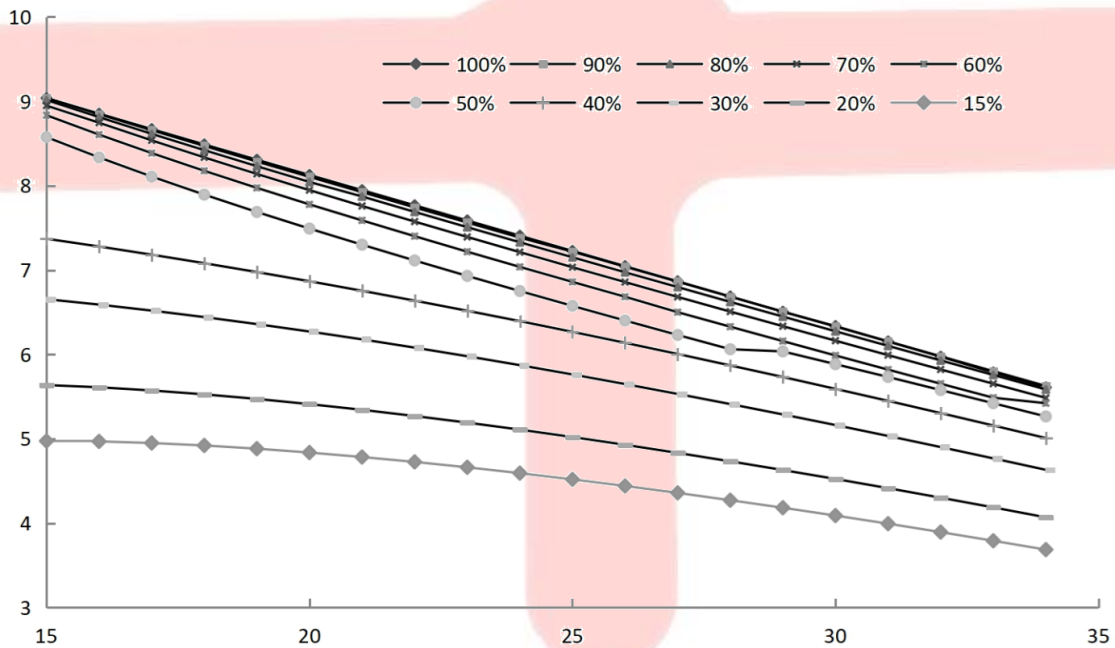


图 2 某离心式冷水机组 COP 统计图 (冷却水温差 5℃)

由图表可知其他条件不变时, 冷却水进水温度提高, 冷机 COP 逐步下降; 负荷率降低时, COP 值则并非严格下降, 60%~100%的负荷率下, COP 值非常接近, 在个别冷却水进水温度下如 15℃、31~34℃, 90%负荷率比 100%负荷率能获得更高的 COP。从图中趋势也可看到在不同负荷率下, COP 随冷却水进水温度呈一定数学关系, 对其进行拟合后发现可采用一元三次多项式较好地贴合该函数关系。拟合结果见表 2。

$$COP = Ax^3 + Bx^2 + Cx + D \quad (2)$$

式中, x 为冷却水进水温度, $^{\circ}\text{C}$; A 、 B 、 C 、 D 为拟合常数。

表 2 某离心式冷水机组 COP 与冷却水供水温度的拟合函数常数表 (冷却水温差 5℃)

常数值 负荷率	A	B	C	D
100%	-0.00001	0.0009	-0.2023	11.915
90%	-0.00004	0.0029	-0.2571	12.352
80%	-0.00003	0.0031	-0.2699	12.468
70%	-0.00004	0.0042	-0.3074	12.761
60%	0.00001	0.0008	-0.2456	12.276
50%	-0.00013	0.0121	-0.5292	14.232
40%	0.00003	-0.0034	-0.0046	8.124
30%	0.00004	-0.0047	0.0536	6.790
20%	0.00006	-0.0065	0.1293	4.976
15%	0.00006	-0.0072	0.1641	3.925

需注意的是, 冷水机组对最低允许冷却水进口温度由一定要求, 当冷却塔出水温度低于该允许值时, 须通过冷却水旁通措施来提高机组进水温度, 以满足限定值要求。

1.3 冷却塔

冷却塔利用空气和水的湿交换获得冷却水。冷却塔的冷却能力不仅与填料、冷却塔型式、气水比等有关, 也与所处地区的气象条件密切关联。冷却塔的冷却任务可用冷却数 N 来衡量, N 与外部环境空气参数有关, 与冷却塔的构造和形式无关。冷却塔特性数 N' 表示在一定淋水填料和塔型下, 冷却塔本身具有的冷却能力。 N' 与淋水填料的特性、构造、几何尺寸及气、水流量有关。实验表明, 特性数 N' 可近似表示为气水比的单值函数。

$$N = \frac{c}{K} \int_{t_{w2}}^{t_{w1}} \frac{dt_w}{h_b - h} \quad (3)$$

$$K = 1 - \frac{t_{w2}}{586 - 0.56(t_{w2} - 20)} \quad (4)$$

$$N' = A\lambda^m \quad (5)$$

式中, c 为冷却水比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; K 为考虑蒸发水量传热的流量系数; t_{w1} 为冷却水进口温度, $^\circ\text{C}$; t_{w2} 为冷却水出口温度, $^\circ\text{C}$; t_w 为冷却水入口温度, $^\circ\text{C}$; h_b 为对应冷却水温度的饱和空气比焓, kJ/kg ; λ 为气水比, $\lambda=L/W$, 其中 L 为冷却塔风量, kg/s , W 为冷却塔水量, kg/s ; A , m 为试验常数^[2]。

当冷却数 N 等于冷却塔特性数 N' 时, 可得出冷却塔实际运行工况点。

文献 2 中可知, 单一变量变化时, 室外空气湿球温度降低, 冷却塔出水温度下降; 气水比增大, 冷却塔出水温度降低, 负荷比率则在一定条件下呈现先减小后增大的趋势。即冷却塔出水温度与湿球温度、气水比有明显的跟随变化关系。选用开式冷却塔, 额定流量为 $600\text{m}^3/\text{h}$, 设计湿球温度 29°C , 冷却水进出口温度为 $37/32^\circ\text{C}$ 。某厂家选型后风机风量 $285200\text{m}^3/\text{h}$, 额定功率 22kW 。其他条件不变, 湿球温度的变化将引起冷却水进出口温度以及冷却水流量的变化, 根据该厂家提供的数值, 可得 N 与 λ 的关系图表 (图 3)。

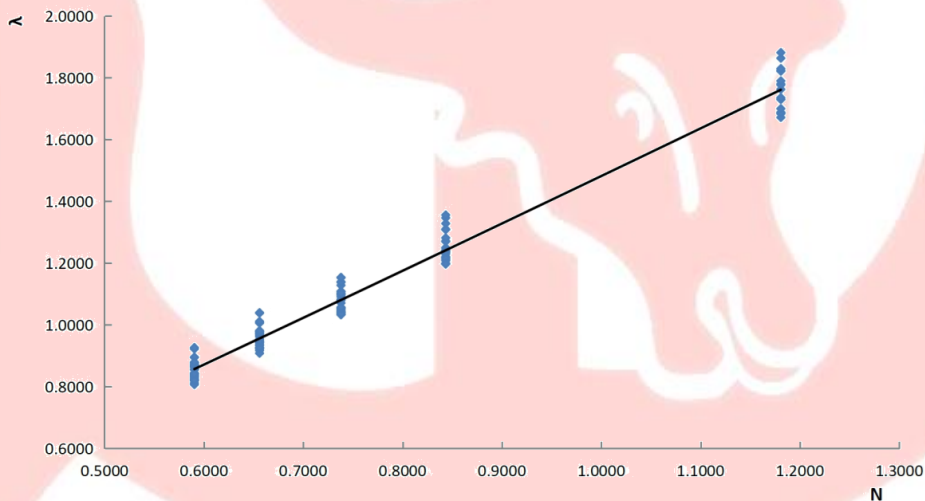


图 3 某冷却塔气水比与冷却数的关系图 (冷却水温差 5°C)

根据可图 3 拟合得出 $A=1.4815$, $m=1.039$, 即 $\lambda=1.4815N^{1.039}$ 。

1.4 冷却水泵

冷却水泵能耗与扬程、流量、电机效率相关。

$$N_z = \frac{\rho \cdot G \cdot H}{102 \cdot \eta} \quad (6)$$

$$N = K_A \cdot N_z \quad (7)$$

式中, N_z 为轴功率, kW ; G 为流量, m^3/h ; H 为扬程, mH_2O ; ρ 为流体的密度, kg/m^3 ; η 为水泵的效率; N 为水泵配用的电机容量, kW ; K_A 为电机容量安全系数。^[3]

$$H = H_f + H_d + H_m + H_a + H_o \quad (8)$$

式中, H_f 、 H_d 为冷却水管路系统总的沿程阻力和局部阻力, mH_2O ; H_m 为冷凝器冷却水侧阻力, mH_2O ; H_a 为冷却塔集水盘水位至布水器的高差, mH_2O ; H_o 为冷却塔布水管处所需自由水头, mH_2O 。 H_f 、 H_d 和 H_m 可合并为与流量 G 有关的可变阻力, (H_a+H_o) 可根据经验取值 $5 \text{ mH}_2\text{O}$, 所以

$$H = SG^2 + H_a + H_o = SG^2 + 5 \quad (9)$$

式中, S 为管网阻力特性系数, 仅取决于管道本身构造, 不随流量变化。根据上文公式可计算出, 在同一管道系统中, 在冷却水流量条件下, 水泵的能耗。

1.5 各影响因素间的耦合关系

根据热量平衡，在实际运行过程中，如不考虑水泵温升，冷水机组散热量等于冷却塔散热量。当室外空气湿球温度升高时，冷负荷增大，冷水机组负荷率增大，COP 变化，冷水机组电量变化；湿球温度的升高，也导致冷却塔出水温度升高，COP 降低，冷水机组电量增大；冷却水出水温度的升高，引起冷却塔的运行工况达到新的工作点。各因素相互嵌套，形成多重耦合关系，见表 3。

表 3 室外空气湿球温度变化对冷却水系统的定性影响分析

	冷负荷 ↑	负荷率 ↑	COP 变化 (趋势不定)	冷水机组电量变化 (趋势不定)	冷凝热量变化 (趋势不定)
室外空气湿球温度 ↑	冷却塔出水温度 ↑	COP ↓	冷水机组电量 ↑	冷凝热量 ↑	
		冷却数 N 与特性数 N' 变化	冷却塔工况寻求新的平衡	反作用于冷水机组 COP	

当冷却水进出口温差增大时，冷却水泵流量减小，冷却水泵电量减小；冷却水泵流量减小，气水比增大，引起冷却塔运行工况达到新的工作点；冷却水温差增大，冷水机组的冷凝温度提高，COP 下降，冷水机组电量增大，见表 4。

表 4 冷却水进出口温差变化对冷却水系统的定性影响分析

冷却水进出口温差 ↑	冷却水流量 ↓	冷却水泵电量 ↓		
		气水比 ↑	冷却塔特性数 N' ↑	冷却塔工况寻求新的平衡
	冷水机组冷凝温度 ↑	COP ↓	冷水机组电量 ↓	冷凝热量 ↑

由表 3 和表 4 的定性分析可看出，室外空气湿球温度以及冷却水进出口温差的变化，引起了整个冷却水系统的连锁反应。湿球温度的增加，最终会导致冷却水系统的能耗是增大还是减少，无法通过定性分析得出，冷却水进出口温差也是如此。那么冷却水进出口温差到底应该是尽量取大值，还是取小值，抑或是否存在最优点，本文将通过实例计算分析。

2 实例分析

2.1 典型模型建立

本文选取某项目办公标准楼层作为计算模型，围护结构热工参数、人员密度等参数沿用原项目条件，采用华电源负荷计算软件计算得出该模型全年逐时冷负荷占最大冷负荷百分比分布数据。模型制冷工作时段设置为 4 月 1 日至 10 月 31 日的工作日（周一至周五），8:00~18:00，共计 1520h。设模型最大冷负荷为 2813.6kW，冷水机组额定制冷量取 800RT。冷冻水侧供回水温度设为 7/12℃。冷却水供回水温度分别取 32/37℃、32/38℃、32/39℃、32/40℃，即冷却水温差分别为 5℃、6℃、7℃、8℃，地区选取北京、上海、广州，分别计算分析。

图 4 为标准模型在北上广三个地区的供冷时间段冷负荷百分比，按 15%、20%~100%分级表示为表 5。

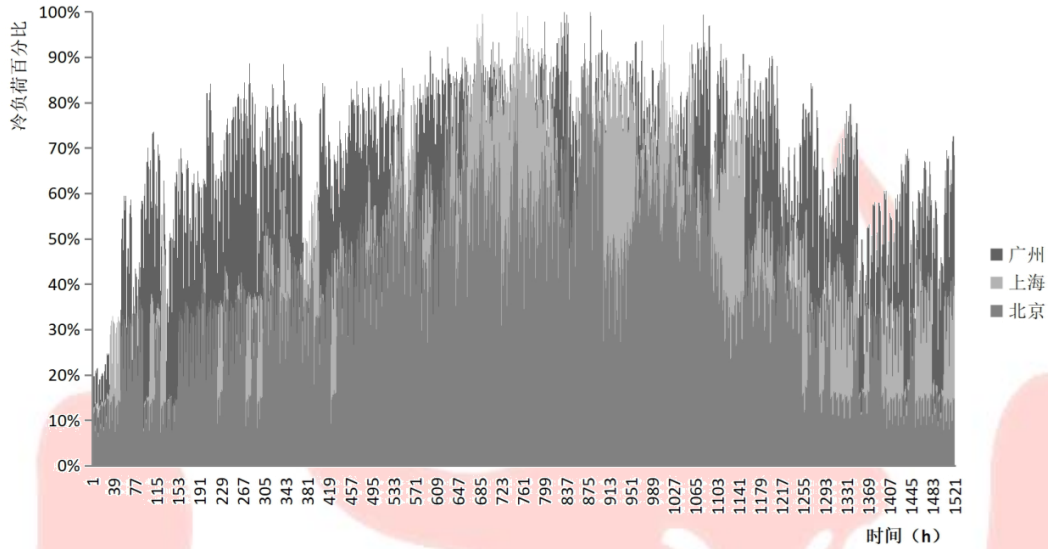


图 4 北上广标准模型工作时间段冷负荷百分比

表 5 北上广标准模型工作时间段冷负荷百分比表

负荷率 (%)	15%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
北京运行时间 (h)	224	190	234	299	230	195	108	26	12	2
上海运行时间 (h)	145	144	159	276	200	145	152	206	85	8
广州运行时间 (h)	8	35	34	85	144	259	329	418	197	11

由图表可见，北京有较长时间处于负荷率低区，而广州则有很长时间处于负荷率高区，上海位于两者之间，负荷率分布相对更均匀。

2.2 关键参数计算及其结果

根据厂家提供的选型数据，冷水机组在冷却水设计温差分别为 6℃、7℃、8℃时，也可拟合成公式 (2) 的函数关系，见表 6：

表 6 某离心式冷水机组 COP 与冷却水供水温度的拟合函数常数表 (冷却水温差 6℃、7℃、8℃)

温差	负荷率	A	B	C	D
6℃	100%	-0.00002	0.00121	-0.20989	11.8486
	90%	-0.00004	0.00283	-0.25206	12.18628
	80%	-0.00003	0.00253	-0.25313	12.21776
	70%	-0.00004	0.00357	-0.28914	12.50096
	60%	0.00002	0.00042	-0.23541	12.09167
	50%	-0.00012	0.01191	-0.52083	14.05403
	40%	0.00002	-0.00336	-0.00769	8.13824
	30%	0.00004	-0.00467	0.05015	6.81878
	20%	0.00005	-0.00626	0.12186	5.04187
15%	0.00006	-0.00701	0.15789	3.98372	

温差	负荷率	A	B	C	D
7°C	100%	-0.00002	0.0013	-0.2123	11.742
	90%	-0.00003	0.0023	-0.2381	11.96
	80%	-0.00002	0.00182	-0.2344	11.95895
7°C	70%	-0.00004	0.004	-0.2983	12.463
	60%	0	0.00205	-0.27083	12.24334
	50%	-0.00016	0.01459	-0.57661	14.33895
	40%	0.00002	-0.00336	-0.00932	8.14114
	30%	0.00004	-0.00457	0.04629	6.84943
	20%	0.00005	-0.00613	0.11708	5.08828
	15%	0.00006	-0.00692	0.15419	4.02196
	100%	-0.00006	0.0042	-0.2709	11.962
	90%	-0.00002	0.0016	-0.2189	11.638
	80%	-0.00002	0.00201	-0.23435	11.77994
8°C	70%	-0.00006	0.0053	-0.3196	12.43
	60%	0.00006	-0.00234	-0.16863	11.34792
	50%	-0.00017	0.01444	-0.56412	14.06704
	40%	-0.00002	-0.00052	-0.07212	8.56154
	30%	-0.00001	-0.00139	-0.02416	7.34064
	20%	0.00001	-0.00316	0.05125	5.56038
	15%	0.00002	-0.00443	0.09937	4.41573

冷却塔的特性数 N' 采用前文 1.3 节拟合出来的公式, $\lambda=1.4815N^{1.039}$ 。

采用 VBA 编程, 根据北、上、广三个地区的 1520h 的负荷率和湿球温度, 对冷却水系统的能耗进行迭代计算。本实例采用冷却水泵及冷却塔风扇定频运行策略, 冷却水泵功率根据前文 1.4 节计算。通过迭代计算可计算得出逐时冷却塔进出水温度、冷机实际运行功率, 表 7 可见冷机耗电量显然占据冷却水系统能耗最大比重, 冷机耗电量随着冷却水温差加大而增大, 冷却水泵耗电量则随着冷却水温

差加大而减小,但冷机耗电增量小于冷却水泵耗电节省量,所以在5~8℃区间内,北上广三地区的冷却水系统能耗均随冷却水温差增大而减少。

表 7 北上广在不同冷却水设计温差下各部分全年耗能总结表

地区	冷却水温差	冷机耗电 (kWh)	冷却塔耗电 (kWh)	冷却水泵耗电 (kWh)	冷机耗电占比	冷却塔耗电占比	冷却水泵耗电占比
北京	5℃	257714	33440	105336	65%	8%	27%
	6℃	258095	33440	65816	72%	9%	18%
	7℃	259396	33440	45144	77%	10%	13%
	8℃	260860	33440	32984	80%	10%	10%
上海	5℃	328288	33440	105336	70%	7%	23%
	6℃	329736	33440	65816	77%	8%	15%
	7℃	332165	33440	45144	81%	8%	11%
	8℃	336672	33440	32984	84%	8%	8%
广州	5℃	435010	33440	105336	76%	6%	18%
	6℃	437904	33440	65816	82%	6%	12%
	7℃	441803	33440	45144	85%	6%	9%
	8℃	445581	33440	32984	87%	7%	6%

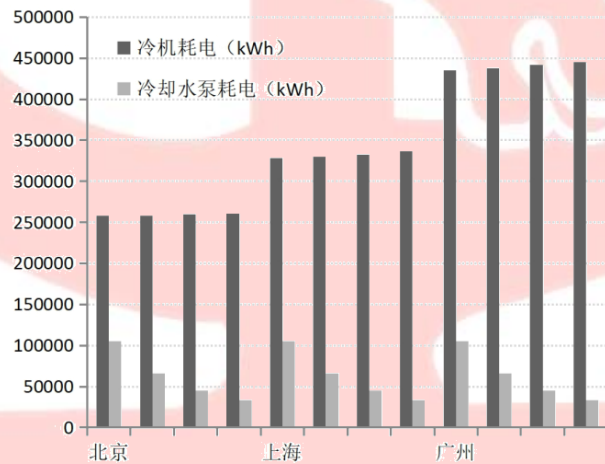
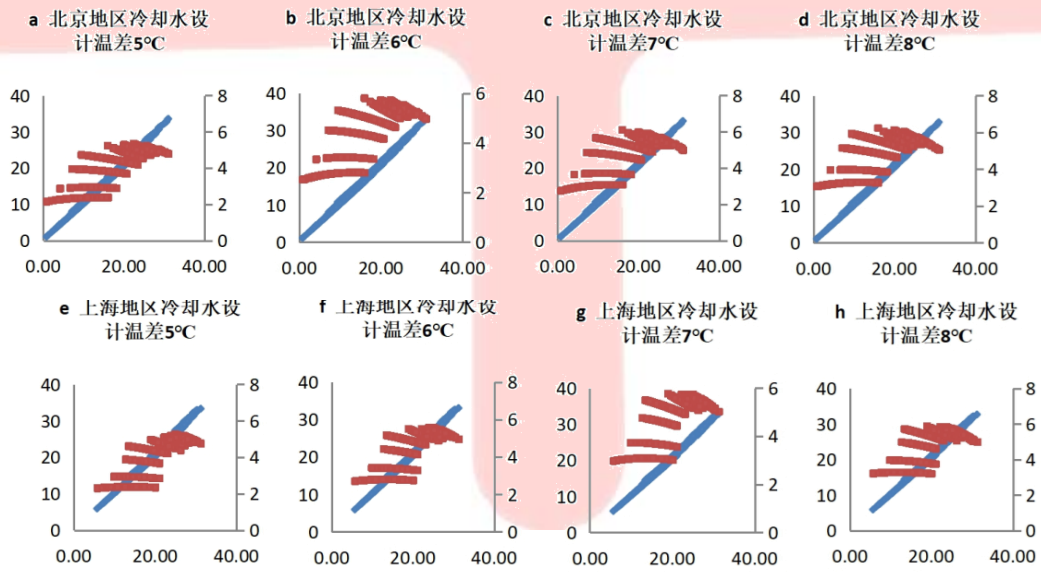


图 5 北上广在不同冷却水设计温差下冷机及冷却泵功率



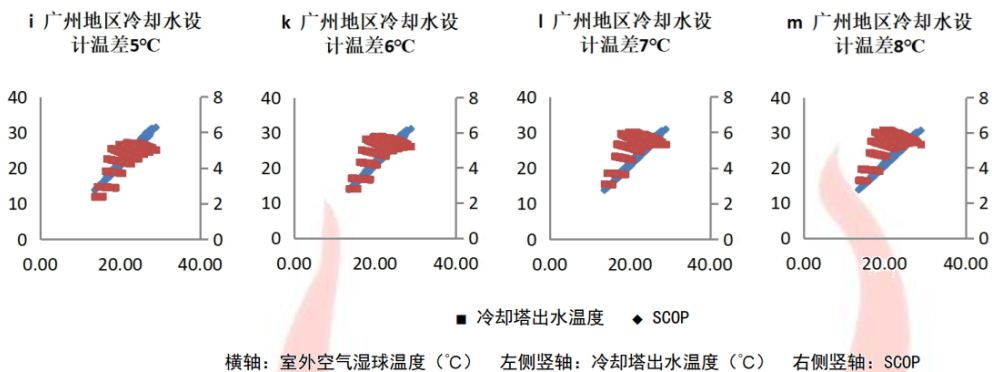


图 6 冷却塔出水温度及 SCOP 计算结果

图 6 表示各地区逐时冷却塔出水温度及 SCOP 值。冷却塔出水温度随室外空气湿球温度的增大呈上升趋势，各小时的 SCOP 则形成以负荷率为分类基准、跟随室外空气湿球温度变化的规律趋势。北京地区的 SCOP 全年分布相对分散，低负荷率和低湿球温度条件下，SCOP 值较低；广州地区的 SCOP 全年分布相对集中；上海地区的情况则处于两者之间。这与表 5 各地区负荷率频数相呼应，广州属夏热冬暖地区，全年冷负荷较大，处于高负荷率的时段较长，冷机平均 COP 较高，北京属寒冷地区，全年冷负荷较低，处于低负荷率的时段较长，冷机平均 COP 较低。

各地区在不同冷却水温差下的电冷源全年综合制冷性能系数（SCOPa）汇总见表 8 及图 7，可见 SCOPa 随着冷却水温差的增大而增大，但增大的趋势逐渐减小。

表 8 北上广在不同冷却水设计温差下的 SCOPa 汇总

地区 \ 温差	5°C	6°C	7°C	8°C
北京	4.28	4.74	5.02	5.18
上海	4.53	4.93	5.15	5.24
广州	5.06	5.41	5.58	5.68

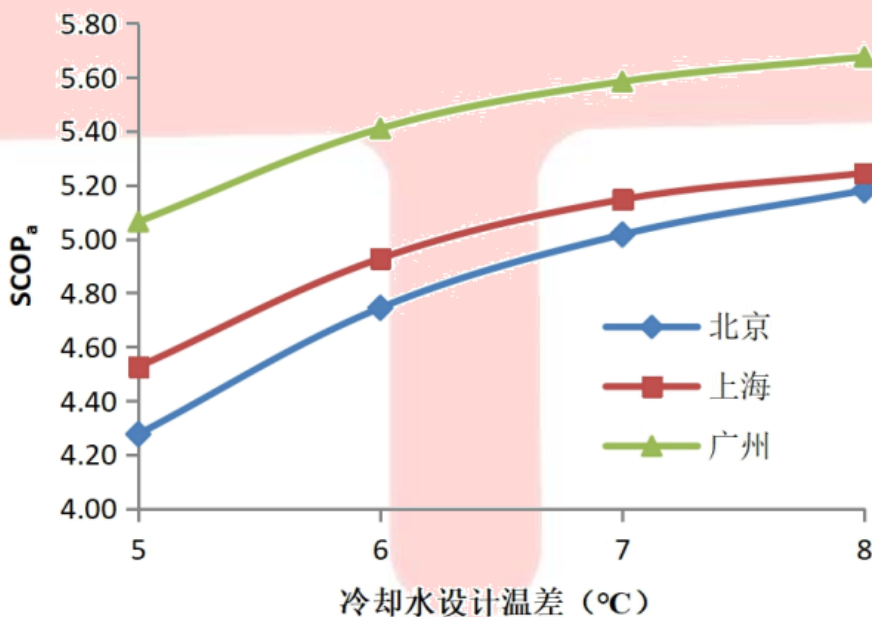


图 7 北上广在不同冷却水设计温差下的 SCOPa 趋势图

3 结论与拓展

a. 北上广三个地区,在其他条件不变的前提下,冷却水设计温差在 5~8℃范围内,温差越大,节能性越好。为了节省运行能耗,冷却水设计温差越大越好,但由于冷水机组对冷却水进出水温度一般有自身设备的要求,所以建议冷却水设计温差可取 7℃。

b. 由图 5 知,不同温差下的冷却水系统节能主要来自冷却水泵,而本文冷却水泵的功率以冷却水循环管网不变的前提计算,但实际流量调小以后,工程中会根据流量设置经济管径,而非保持原管网条件,所以实际工程应用中节能量不会有文中数值这么大。但减小管径本身也能节省初投资,综合还是建议适当加大冷却水设计温差。

c. 由于本文选型的 800RT 离心式冷水机组,其 COP 最高点基本在负荷率 80~90%附近,且 80~100%负荷率下的 COP 非常接近,所以冷却水系统在高负荷率频数较大的地区,SCOPa 最高。不排除当冷水机组的 COP 最高点不在负荷率 80~90%附近,而在 50%左右时,可能不同的地区会有不一样的表现。为初探该可能性,笔者改离心式冷水机组为螺杆式冷水机组,冷机由 800RT 改为 400RT,选型对应的冷却塔,计算上海地区在冷却水设计温差分别为 5℃、6℃、7℃下的 SCOPa。

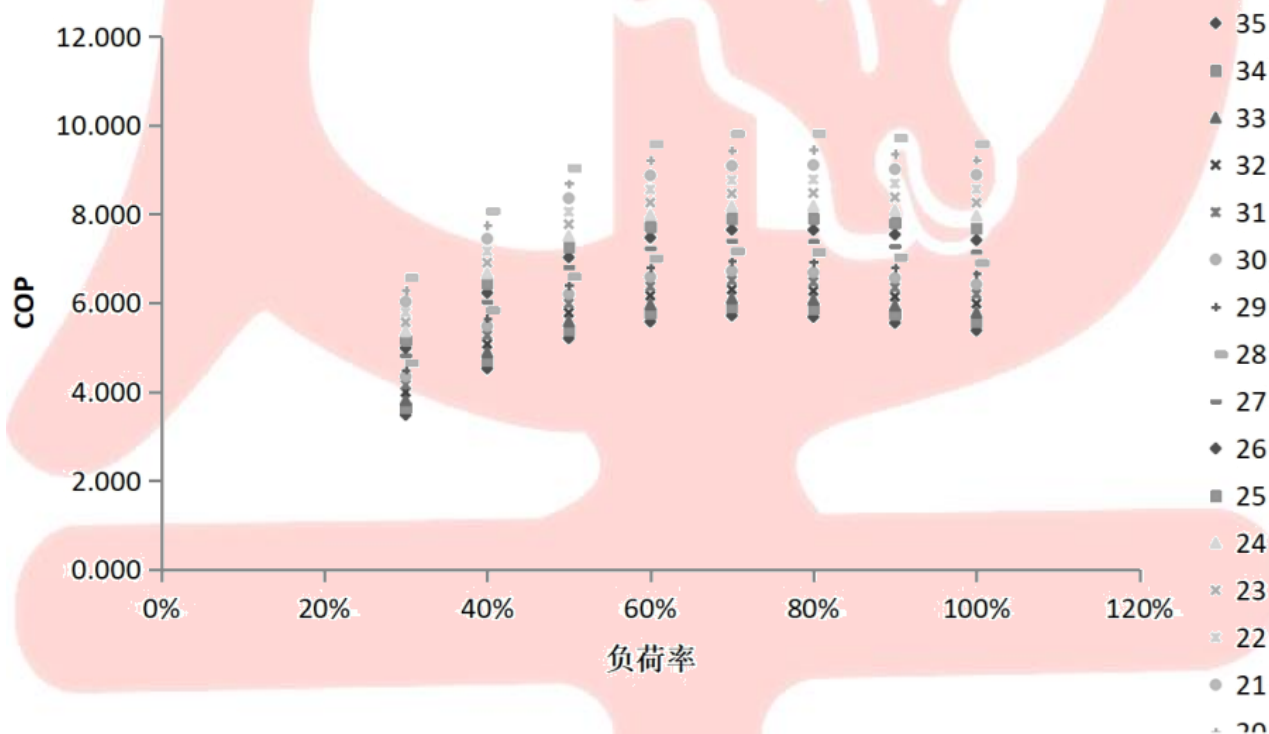


图 8 400RT 螺杆机不同冷却水供水温度下的 COP 值 (冷却水进出口温差 5℃)

限于篇幅,仅展示螺杆机在 5℃温差下的 COP (图 8),可见各冷却水供水温度条件下,COP 的最高点大约在 70%左右,最终计算出来的 SCOPa 在 5℃、6℃、7℃下分别为 4.78、5.18、5.42,仍然随着温差的增大逐渐增大。所以基本可认为大部分情况下,适当增大冷却水设计温差可得到较好的节能效果。

参考文献

- [1] 吴挺,郁文红.对集中空调冷却水系统变流量的思考[J].暖通空调,2004,34(12):37-38
- [2] 陆琼文.冷却塔供冷技术在数据中心的节能型分析[J].暖通空调,2019,49(1):56-62
- [3] 陆耀庆.实用供热空调设计手册[M].第二版.北京:中国建筑工业出版社,2008:1177

表4 改造前后对比^[1]

方案	进水温度/℃	出水温度/℃	进风干球温度/℃	进风湿球温度/℃	供冷量/%	出风干球温度/℃	出风湿球温度/℃	盘管水压降/%
原设计	5.0	13.0	27.0	19.5	100.0	13.8	13.4	100.0
方案 A	模拟值	5.0	27.0	19.5	109.1	12.9	12.7	243.4
	试验值	5.0	27.0	19.5	110.1	13.3	12.6	248.9

表4中进风空气状态满足GB/T19232-2019规定(DB27℃, WD19.5℃), 进水温度 t_{w1} 为5℃, 出水温度 t_{w2} 为13℃; 供回水温差 Δt_w 为8℃。改进后FCU的供冷量增加10.1%, 水阻则提高到248.9%, 供冷工况下水阻力折算的相对输入功率 N_{ZL} 约为274.04%。

值得注意的是, 改进后“试验结果表明供冷量提升了10%”的根本原因是FCU两端的资用压头提高到248.9%! 并非来自于所谓的优化或者创新, 而文献[1]则认为“水压降的增幅在可接受的范围内”。那么, 不妨也做一个假设, 如果将改进前的FCU在大温差小流量工况下的资用压头同样提高到248.9%, 试问, 改进后FCU的供冷量还能提升10.1%吗? 不惜以牺牲FCU输入功率 N_{ZL} 的代价换取110.1%的供冷量, 这样的设计与研究结果值得商榷。

4 结束语

笔者认为文献[1]至少存在以下缺憾:

1. GB/T19232-2019规定FCU额定供冷量为机组测得的总供冷量, 即显热量与潜热量之和。严谨地说, 文献[1]依据的分析公式(8)并不适用于FCU供冷工况下全热供冷量的专业性设计分析与理论研究, 难以支持其关于大温差小流量FCU在应用中存在供冷量不足的论证和理论支持。
2. 公式(8)中换热量 Q 定义模糊, 无法满足国家标准GB/T19232-2019的试验要求, 且缺乏专业的严谨性和试验的可操作性。
3. FCU试验中, 被测FCU空气与冷水两侧供冷平衡误差须满足公式(5)^[2]之要求, 空气与冷水之间热交换时在时间上存在迟滞的热惯性属性应得到业界的充分敬畏。
4. 文献[1]仅提供了试验数据的相对值, 存在试验数据不足的缺憾。笔者曾试图向作者索取被测样机风量、供冷量和流量等设计值和实测值, 但被作者以“不方便透露”拒绝, 故无法就其试验数据做出实质性讨论与技术分析。
5. 不惜以248.9%水阻的代价换取110.1%供冷量, 这样的设计研究与工程应用的实用价值值得商榷。
6. 改进后的FCU试验结果表明供冷量提升了10%的根本原因是FCU两端的资用压头提高到248.9%, 并非来自于所谓的优化或者创新。

由于文献[1]依据的基础理论和计算公式存在缺憾, 且提供的试验数据与论据不足, 本文对文献[1]给出的论据, 以及试验数据和研究成果提出商榷与质疑, 对其“研究成果可为类似空调产品的设计提供参考”的论点提出异议。

参考文献

- [1] 陈卫.大温差小流量风机盘管机组设计分析[J].制冷与空调, 2020, 20(8): 20-23
- [2] 中国建筑科学研究院空气调节研究所. 风机盘管机组: GB/T 19232—2003[S]. 北京: 中国标准出版社, 2004: 1, 4, 15-17
- [3] 2016 ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment (SI) [M]. Atlanta, 2016: 13.17-13.18
- [4] 中国建筑科学研究院有限公司. 风机盘管机组: GB/T19232-2003[S]. 北京: 中国标准出版社, 2019: 1-2, 18, 23, 40-41

基于诸因素冰蓄冷空调蓄冰率的研究

陈磊

(中国建筑第八工程局有限公司西北分公司 陕西 西安 710075)

摘要 本文对影响冰蓄冷空调系统蓄冰率的三个因素进行了分析, 分别为蓄冰盘管单价、双工况主机单价及峰谷电价差。结果显示蓄冰盘管与蓄冰率呈负相关, 双工况主机单价及峰谷电价差与蓄冰率呈正相关; 同时计算确定了当峰谷电价差大于 0.5 元/kWh 时可考虑采用冰蓄冷空调系统, 蓄冰率的范围宜为 10%~30%。

关键词 冰蓄冷空调系统; 电价; 蓄冰率; 经济性评价;

Research on ice storage rate of ice storage air conditioning based on various factors

By CHEN Lei ★ XU Chenchen HE Zhibao NIU Peng and MA Ggaoxiang

Abstract In this paper, three factors affecting the ice storage rate of ice storage air-conditioning system are analyzed, which are the unit price of ice storage coil, the unit price of dual mode main engine and the difference between peak and valley electricity price. The results show that there is a negative correlation between the ice storage coil and the ice storage rate, and a positive correlation between the ice storage rate and the unit price of the main engine and the difference between the peak and valley electricity price under the two working conditions; At the same time, when the difference between peak and valley electricity price is more than 0.5 yuan / kWh, ice storage air conditioning system can be considered, and the range of ice storage rate should be 10%~30%.

Keywords ice-storage air-conditioning system ; electrovalence ; Ice packing factor(IPF); Economic evaluation;

0 引言

冰蓄冷空调系统是一种能够对电网进行“移峰填谷”调节的空调系统。冰蓄冷空调并不节能, 但可有效降低系统装机容量, 降低运行费用。但现有的设计理念中, 对于冰蓄冷空调系统的蓄冰率并没有进行充分研究和计算。在不同的双工况主机价格、蓄冰盘管价格、峰谷电价差情况下, 经经济性分析, 存在一个最优蓄冰率^[1], 合理确定系统初投资及运行费用。

1 经济性分析

评价冰蓄冷空调和常规空调的经济性, 主要有两种方法: “投资回收期法”和“寿命周期投资法”^[2]。在本文中采用“寿命周期投资法”, 此方法所有资金都要考虑过去和未来资金的等价性, 转换成当前净资金总额。

$$NPV = \sum_{N=1}^L \frac{E_n}{(1+R)^n} - I_c$$

其中： NPV ——净现值，万元；

E_n ——第 n 年的净收益，万元；

R ——折现率，%；

I_c ——一次性初投资，万元；

L ——经济寿命，年。

当 $NPV > 0$ 时，表示方案可行。在运用此方法对多个方案进行评价时， NPV 最大的方案为最优。冰蓄冷空调系统中经济寿命 L 一般为 20 年，折现率 R 为建设方所期望的投资回报率，一般为 8%。

2 数学模型

影响冰蓄冷空调系统经济性有很多因素，包括制冷机、冰盘管、安装费用、配电费用、土建费用、电价、制冷主机性能曲线、建筑物逐时负荷等，综合考虑以上因素，建立数学模型，在折现率为 8% 情况下，找出最佳蓄冰率方案。

2.1 假定条件

- (1) 电价分为高峰、平价、谷电三个时段。
- (2) 系统耗电量主要考虑制冷机组工作时间决定，水泵等功耗计入系统综合效率。
- (3) 系统的初投资包括设备费（主要考虑制冷机组和冰蓄冷装置，辅助设备计入安装费）、安装费用、土建费用及配电费用。
- (4) 使用模拟软件计算得到建筑物供冷季逐时冷负荷，假定建筑物供冷时间 5 月 15 日~9 月 15 日，每日供冷时间为早 8:00~21:00。

2.2 系统初投资

2.2.1 常规空调系统投资

采用常规空调系统，制冷机装机容量为

$$N_{\text{常规}} = \max\{Q(i)\}$$

式中 $Q(i)$ ——建筑物逐时冷负荷，kW；

$N_{\text{常规}}$ ——常规机组装机容量，kW。

则常规空调系统的投资为

$$C_{\text{常规}} = N_{\text{常规}} \times (1+a+b+c) \times p_{\text{机组}} / 10000$$

式中 $C_{\text{常规}}$ ——常规机组系统总投资，万元。

a ——安装费用占制冷主机费用的比例，此处取 20%；

b ——配电费用占制冷主机费用的比例，此处取 20%；

c ——土建费用占制冷主机费用的比例，此处取 20%；

$p_{\text{机组}}$ ——单位常规制冷主机价格，元/kW。

常规空调系统供冷季运行电费为

$$R_{\text{常规}} = \sum_{i=0}^n \left(\frac{Q_{\text{平价}}(i)}{\text{COP}_{\text{平价}}} \times P_{\text{平价}} + \frac{Q_{\text{峰电}}(i)}{\text{COP}_{\text{峰电}}} \times P_{\text{峰电}} \right) / 10000$$

式中 $R_{\text{常规}}$ ——常规机组系统运行费用，万元。

$Q_{\text{平价}}(i)$ ——平价时段逐时冷负荷，kWh；

$Q_{\text{峰电}}(i)$ ——峰电时段逐时冷负荷，kWh；

$\text{COP}_{\text{平价}}$ ——平价时段制冷效率；

$\text{COP}_{\text{峰电}}$ ——峰电时段制冷效率；

$P_{\text{平价}}$ ——平价电价，元/kWh；

$P_{\text{峰电}}$ ——峰电电价，元/kWh。

2.2.2 冰蓄冷空调系统投资

(1) 当采用冰蓄冷空调系统时，由于制冷机组晚上制冰，白天制冰机组和冰蓄冷空调系统同时工作，可降低制冷机组装机容量。则冰蓄冷空调系统蓄冰容量为

$$Q_{\text{冰}} = x \max \{ \sum_0^{24} Q_i \}$$

式中 $Q_{\text{冰}}$ ——冰蓄冷装机容量，kWh。

$\sum_0^{24} Q_i$ ——每日建筑物需供冷量，kWh；

x ——蓄冰率。

则蓄冰盘管的总投资为

$$C_{\text{盘管}} = Q_{\text{冰}} \times p_{\text{盘管}} / 10000$$

式中 $C_{\text{盘管}}$ ——冰盘管系统总投资，万元；

$p_{\text{盘管}}$ ——单位蓄冰盘管价格，元/kWh。

(2) 双工况主机的装机容量为

在蓄冰工况下双工况主机的制冷量为

$$N_I = Q_{\text{冰}} / y$$

式中 N_I ——制冰工况下双工况主机制冷量，kW；

y ——夜间低谷电时长，h。

$p_{\text{盘管}}$ ——单位蓄冰盘管价格, 元/kWh。

(2) 双工况主机的装机容量为

在蓄冰工况下双工况主机的制冷量为

$$N_1 = Q_{\text{冰}}/y$$

式中 N_1 ——制冰工况下双工况主机制冷量, kW;

y ——夜间低谷电时长, h。

在制冷工况下双工况主机的制冷量为

$$N_2 = N_1/k$$

式中 N_1 ——制冷工况下双工况主机制冷量, kW;

k ——机组在制冰工况下容量的变动率或降低系数^[3]。

则双工况主机最小装机容量为

$$N_{\text{蓄冰}} = \max\{N_2, \max\{Q(i)\} - Q_{\text{冰}}/z\}$$

式中 $N_{\text{蓄冰}}$ ——双工况主机最小装机容量, kW;

z ——高峰、平价电价时长, h。

则冰蓄冷空调系统投资为

$$C_{\text{蓄冰}} = N_{\text{蓄冰}} \times (1+a+b+c) \times p_{\text{机组}}/10000 + C_{\text{盘管}}$$

式中 $C_{\text{蓄冰}}$ ——冰蓄冷空调系统投资, 万元。

冰蓄冷空调系统供冷季运行费用

当冰蓄冷空调系统蓄冰量大于全天供冷量时

$$R_1 = \sum_{i=0}^{24} \frac{Q(i)}{\text{COP}_{\text{谷电}}} \times P_{\text{谷电}}/10000$$

式中 R_1 ——蓄冰量大于当天供冷量运行费用, 万元;

$\text{COP}_{\text{谷电}}$ ——谷电时段制冷效率;

$P_{\text{谷电}}$ ——谷电电价, 元/kWh。

当冰蓄冷空调系统蓄冰量小于全天供冷量时

$$R_2 = \sum_{i=0}^{24} \left(\frac{Q_{\text{平价}}(i) - Q_{\text{平价}}(i)/z}{\text{COP}_{\text{平价}}} \times P_{\text{平价}} + \frac{Q_{\text{峰电}}(i) - Q_{\text{峰电}}(i)/z}{\text{COP}_{\text{峰电}}} \times P_{\text{峰电}} + \frac{Q_{\text{冰}} - Q_{\text{前天余量}}}{\text{COP}_{\text{谷电}}} \times P_{\text{谷电}} \right) / 10000$$

式中 R_2 ——蓄冰量小于当天供冷量运行费用, 万元。

则冰蓄冷空调系统供冷季运行费用为

$$R_{\text{蓄冰}} = R_1 + R'_1 + R''_1 + \dots + R_2 + R'_2 + R''_2 + \dots$$

式中 $R_{\text{蓄冰}}$ ——冰蓄冷空调系统运行费用, 万元;

R'_1 、 R'_2 ——供冷期每天运行费用, 万元。

则冰蓄冷空调系统相较于常规空调系统

$$NPV = \sum_{N=1}^{20} \frac{R_{\text{蓄冰}} - R_{\text{常规}}}{(1+8\%)^n} - (C_{\text{蓄冰}} - C_{\text{常规}})$$

在给定的电价、蓄冰盘管单价及双工况主机单价的前提下，存在一个蓄冰率 x 使 NPV 最大。

3. 实例分析

3.1 供冷负荷

以北京某办公楼冰蓄冷空调系统为依据进行分析，项目建筑面积为12000m²，经软件计算模拟，项目逐时供冷负荷如下图所示：

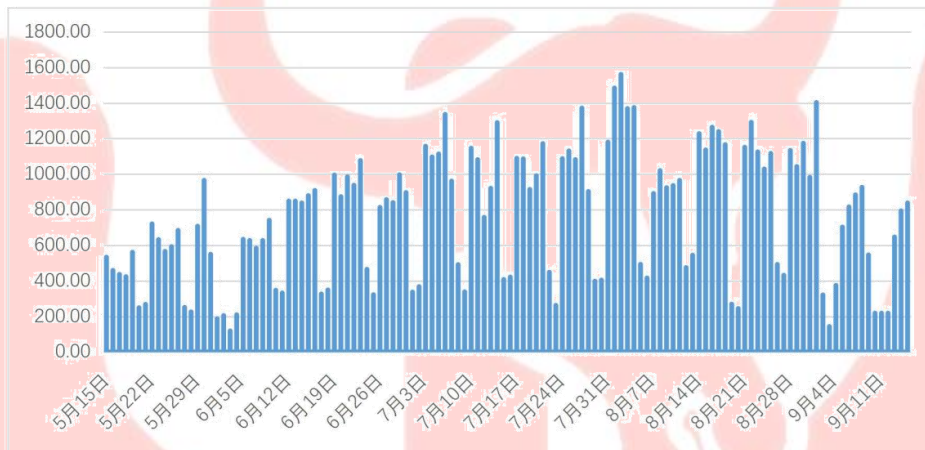


图1 建筑物逐时冷负荷

每日供冷量如下图所示：

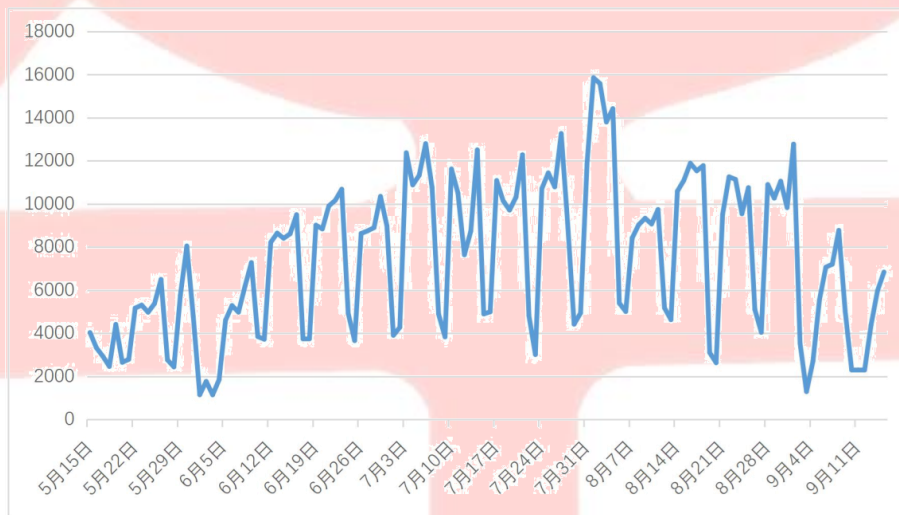


图2 建筑物逐日供冷量

根据北京市城区非居民销售电价表，北京市低谷电价为 0.2939/kWh；平段电价为 0.7673 元/kWh；高峰段电价为 1.2930 元/kWh；尖峰时段电价为 1.4223 元/kWh。为便于计算，尖峰6时段按高峰段电价计。高峰时段(10:00-15:00; 18:00-21:00)，平段(7:00-10:00; 15:00-18:00; 21:00-23:00)，低谷时段(23:00-7:00)。

3.2 蓄冰盘管单价对蓄冰率的影响

在给定的峰谷电价差为 0.9991 元/kWh、双工况主机单价 600 元/kW 时，蓄冰盘管单价从 300 元/RTh (85.3 元/kWh) 到 800 元/RTh (227.5 元/kWh) 变化，经计算冰蓄冷空调系统最佳蓄冰率如下所示：

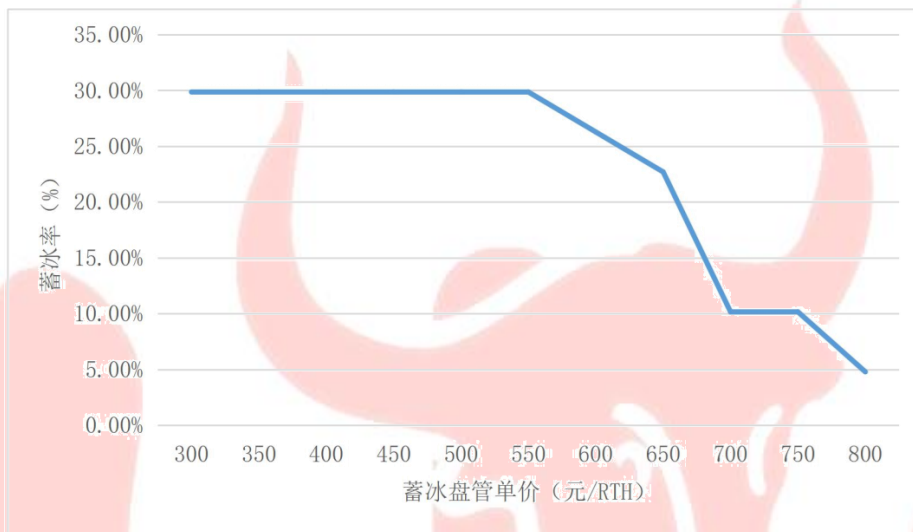


图3 蓄冰盘管单价对蓄冰率的影响

从图中可以看到，随着蓄冰盘管单价的升高，最佳蓄冰率逐渐降低。

3.3 双工况主机单价对蓄冰率的影响

在给定的峰谷电价差为 0.9991 元/kWh、蓄冰盘管单价 600 元/RTh 时，双工况主机单价从 300 元/kW 到 800 元/kW 变化，经计算冰蓄冷空调系统最佳蓄冰率如下所示：

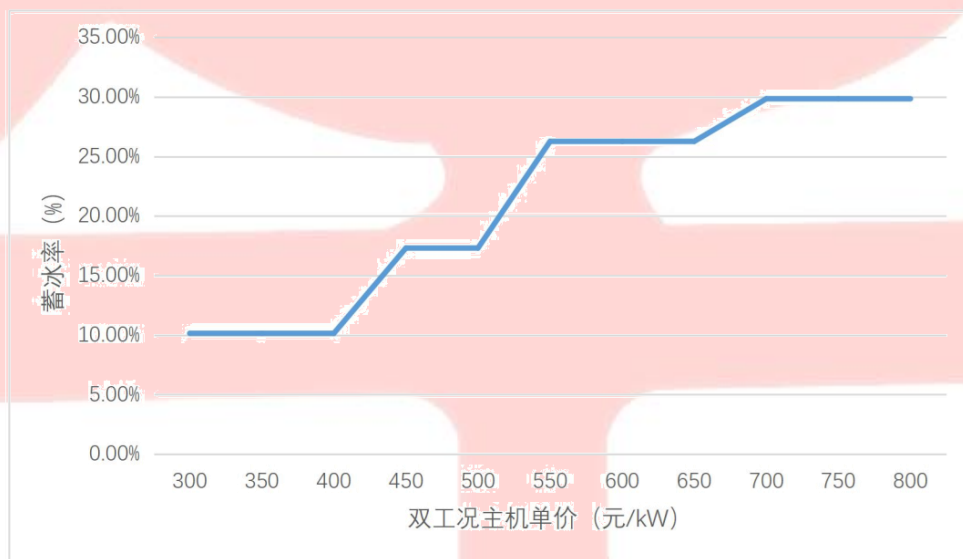


图4 双工况主机单价对蓄冰率的影响

从图中可以看到，随着双工况主机单价的升高，最佳蓄冰率逐渐升高，蓄冰率从 10.15% 逐渐上升到 29.85%。这是因为随着双工况主机单价的升高，提高蓄冰率的收益大于提高双工况主机装机容量的收益。

3.4 峰谷电价差对蓄冰率的影响

当蓄冰盘管单价从 300 元/RTh (85.3 元/kWh) 到 700 元/RTh (199.03 元/kWh) 变化同时双工况主机单价从 300 元/kW 到 700 元/kW 变化，经计算冰蓄冷空调系统最佳蓄冰率如下所示：

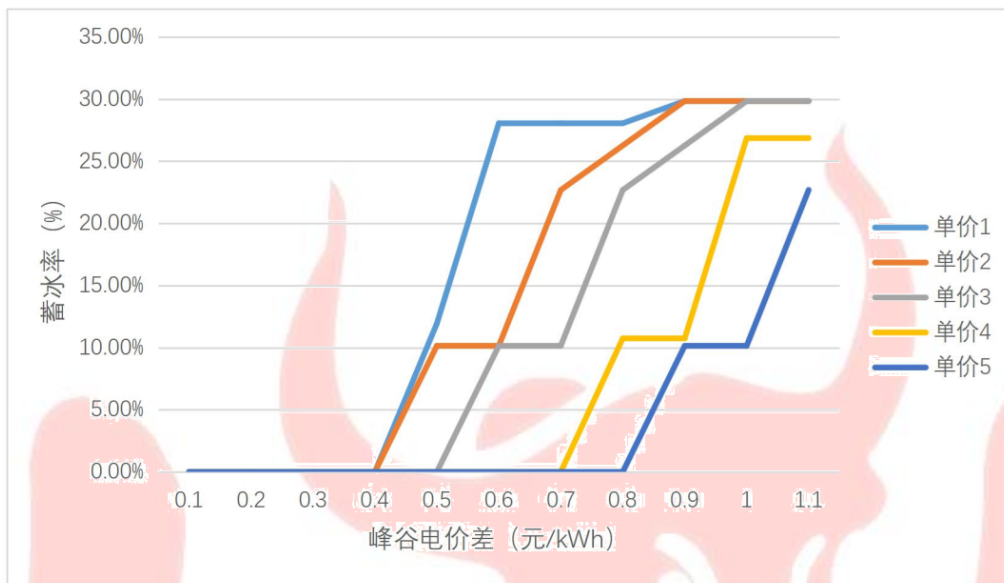


图5 峰谷电价差对蓄冰率的影响

图中单价1为蓄冰盘管单价300元/RTh(85.3元/kWh),双工况主机单价300元/kW;单价2为蓄冰盘管单价400元/RTh(113.7元/kWh),双工况主机单价400元/kW;单价3、单价4、单价5同理。

从图中可以看出,随着峰谷电价差的增加,蓄冰率随之增加,但随着蓄冰盘管及双工况

主机单价的增加,蓄冰率随之减少。当处于单价1和单价2时,峰谷电价差大于0.5元/kWh时,最佳蓄冰率为10.15%;当处于单价3时,峰谷电价差大于0.6元/kWh时,最佳蓄冰率为10.15%;当处于单价4时,峰谷电价差大于0.7元/kWh时,最佳蓄冰率为10.15%;当处于单价5时,峰谷电价差大于0.8元/kWh时,最佳蓄冰率为10.15%。随着峰谷电价差的增加,蓄冰率稳定于29.85%,可以确定冰蓄冷空调蓄冰率并不是越大越好,冰蓄冷空调蓄冰率以10.15%~29.85%为宜。

对于项目定案阶段,当峰谷电价差大于0.5元/kWh以上可考虑采用冰蓄冷空调。

4 结束语

(1) 本文分析了蓄冰盘管单价、双工况主机单价和峰谷电价差对冰蓄冷空调蓄冰率的影响,结果分析蓄冰盘管单价与蓄冰率呈负相关,双工况主机单价、峰谷电价差与蓄冰率呈正相关。

(2) 冰蓄冷空调蓄冰率以10%~30%为宜。

(3) 当峰谷电价差小于0.5元/kWh,宜采用常规空调系统;当峰谷电价差大于0.5元/kWh时,可考虑采用冰蓄冷空调系统以降低运行费用。

参考文献

[1]任吉云.边蓄冷边供冷的冰蓄冷空调选择计算[J].流体机械,2001,29(12):56-59

[2]马宇驰.冰蓄冷空调的经济性分析[D].西安:西安建筑科技大学,2005.

[3]顾兴莹.民用建筑暖通空调设计技术措施[M].第2版.北京中国建筑工业出版社,1996.

基于 CFD 的 TFT-LCD 厂房气流组织分析与优化

赵申

摘要: 近年来随着技术进步和工艺的简化, 薄膜晶体管液晶显示器 (TFT-LCD) 产业已进入快速增长期, 全球液晶电视市场呈现了爆发式的增长。TFT-LCD 生产厂房对洁净度要求较高, 厂房内需要合理的气流组织。本文以某生产厂房为研究对象, 借助 CFD 软件对目标区域的气流进行仿真模拟, 判断不同位置的气流组织是否满足生产要求, 并对气流形式提出优化建议。

关键词: 薄膜晶体管液晶显示器、仿真模拟、气流组织

The analysis and optimizing of the TFT-LCD factory building's air distribution based on the CFD

Abstract: With the technical progress and process simplification in recent years, the thin-film transistor liquid crystal (TFT-LCD) industry has entered the rapid growth phase, the global LCD TV market increases explosively. The factory building of TFT-LCD requires high performance cleanliness, so the air distribution in the factory must be reasonable. This article takes a factory building as the object of study, uses the CFD simulate the airflow pattern of air distribution in the object region to judge if the air distribution is reasonable in different region and provides optimization suggestion for airflow pattern of air distribution.

Keywords: TFT-LCD, analogue simulation, air distribution

0 引言

近几年随着技术的进步和电子工艺的飞速发展, 薄膜晶体管液晶显示器 (TFT-LCD) 技术越来越成熟, 全球液晶电视市场呈现了爆发式的增长。随着产能的提高和技术的革新, 洁净厂房的设计要求也越来越高。TFT-LCD 的制造向大尺寸方向发展, 所需要的洁净厂房面积和跨度将会更大, 在那么大跨度的洁净室使用传统的双侧回风是否能达到高洁净度等级、单向气流以及较高温湿度的要求是一个重点难题。使用计算流体力学 (CFD) 来进行模拟是最好的解决方法^[1]。本文以某生产厂房为研究对象, 运用 Airpak 软件对目标区域的气流进行仿真模拟, 判断不同位置的气流组织是否满足生产要求, 并对气流形式提出优化建议。

1 物理模型和数学模型

以某生产厂房的 photo 区为研究对象, 其南北长度 150m, 东西长度 65m, 高度 14m, 共有 9 台曝光机。此洁净区采用垂直单向流, 顶部均布 FFU (风机过滤单元); 同时利用大量循环风, 循环风 (循环风经干表冷盘管冷却降温) 与处理后的新风混合后, 进入上部回风静压箱, 经 FFU 加压、过滤后送入生产区, 其气流流程如下: 回风→干表冷盘管→和处理过的新风混合→FFU→生产区→开孔板→回风夹道。回风夹道设置在南北两侧。南侧、北侧回风夹道均长 61m, 宽 6m。取 X=26m 为 A-A 剖面。

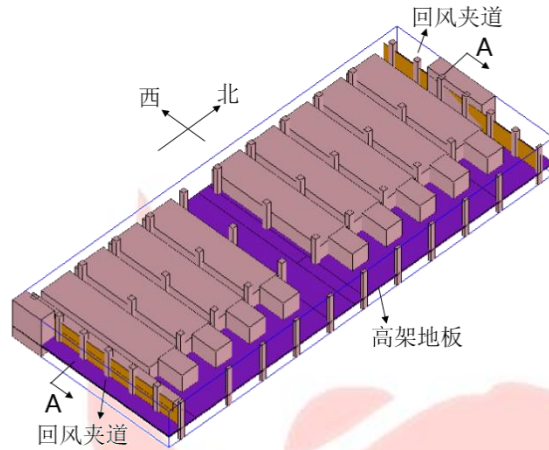


图 1. photo 区设备层三维模型图

本文采用 $k-\varepsilon$ 双方程模型^[2-4]进行模拟, k 方程、 ε 方程与能量方程、动量方程、连续方程一起构成了室内空气流动与换热的基本控制方程。即: 标准 $k-\varepsilon$ 模型, 是目前工程中应用最广、取得成果最多的模型^[5]。

2 边界条件

格构梁、回风夹道、设备尺寸及 FFU 布置均以图纸为准, FFU 出风口风速取平均值 0.35m/s , 部分设备顶部自带 EFU, 风速为 0.4m/s 。另考虑上夹层和下夹层管道的影响, 假定管道分别占用高度的 30%; 回风夹道内的回风有效面积为 90%。

3 初始模拟结果与分析

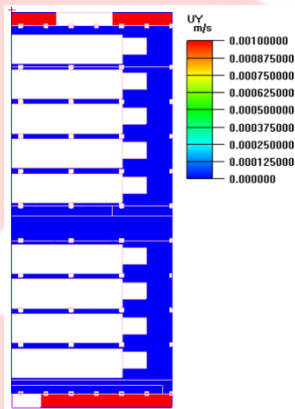


图 2. 距高架地板 0.01m 高度速度垂直分量图

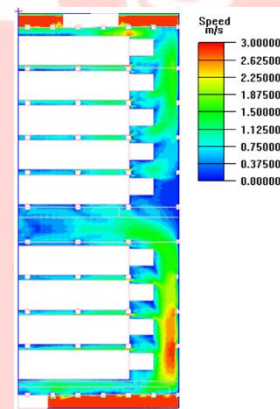


图 3. 距高架地板 1.2m 高度速度云图

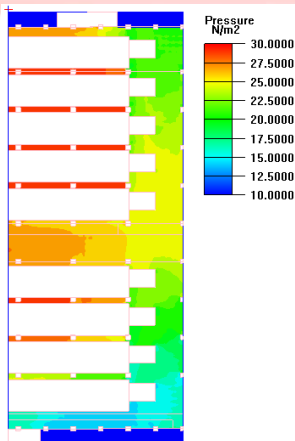


图 4. 距高架地板 1.2m 高度压力云图

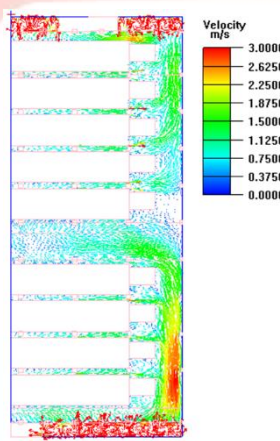


图 5. 距高架地板 1.2m 高度速度矢量

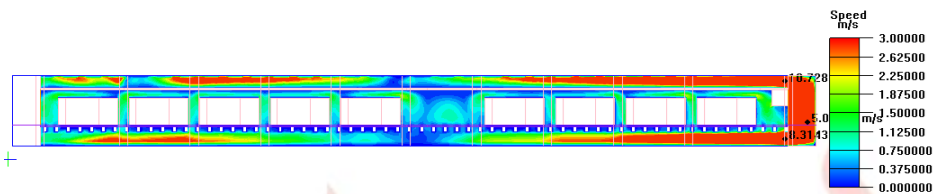


图 6. A-A 剖面速度云图

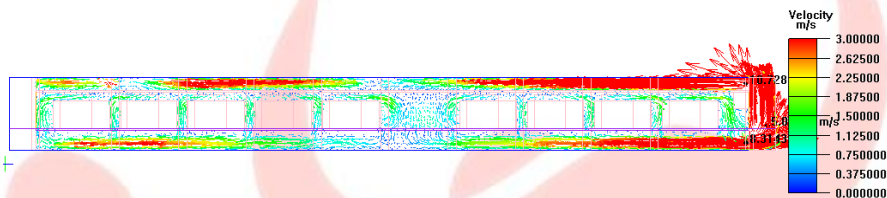


图 7. A-A 剖面速度矢量图

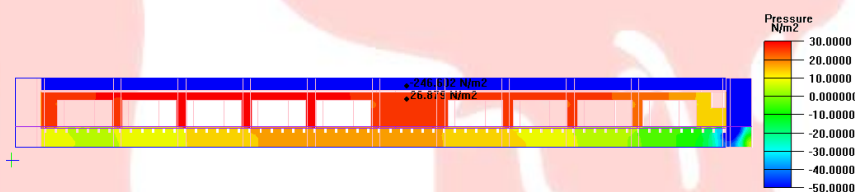


图 8. A-A 剖面压力云图

photo 区流场模拟初步结论:

- (1) 整个 photo 区未出现气流上返区域。
- (2) 距地面 1.2m 处，整体区域速度场不太均匀，拐角和狭长空间风速稍偏大；西侧设备间距小，压力偏大，会使气流向东侧偏移，建议在区域内设置挡帘，减少气流转移。东南侧气流速度偏大，建议增加回风夹道。
- (3) 设备层没有出现上返气流，也无涡流；典型剖面的回风夹道局部风速达到 5.0m/s，下夹层风速达到 8.31m/s，上夹层风速达到 10.73m/s，远远超出了合理范围，建议增加回风夹道，以减小风速。
- (4) 从压力分布看，FFU 所在吊顶上下表面的压差为 250-280Pa，超出静压箱的合理压差（阻力大于 FFU 机外余压），不满足送风要求。

4 优化后模拟结果与分析

在东侧新增两条回风夹道（均长 53m，宽 4.5m），中间位置也新增一条回风夹道（长 20m，宽 4m）。

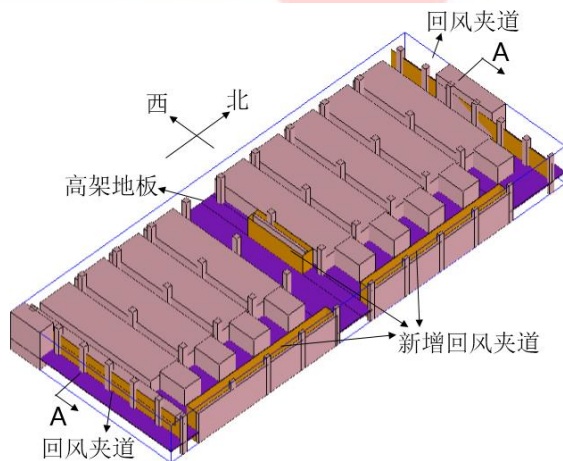


图9. 优化后的三维模型图

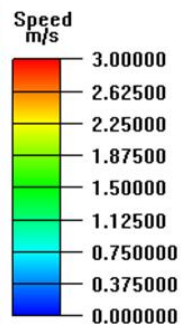
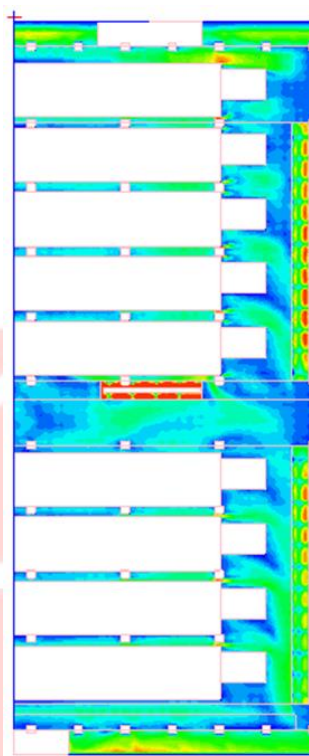
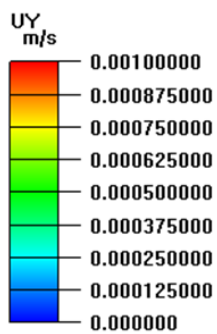
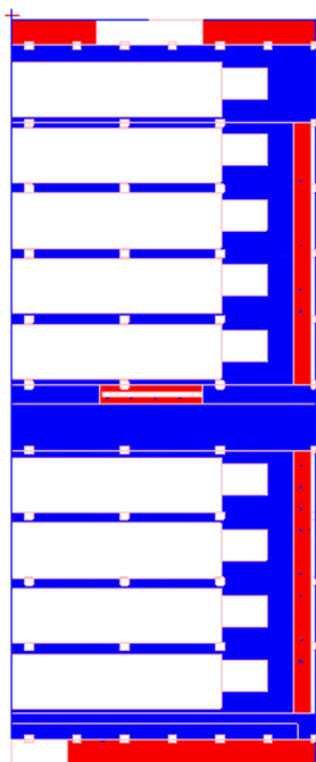


图10. 距高架地板 0.01m 高度速度垂直分量图

图11. 距高架地板 1.2m 高度速度云图

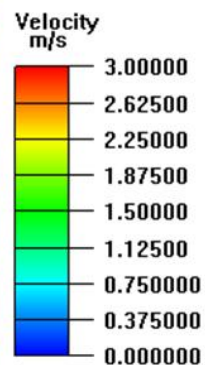
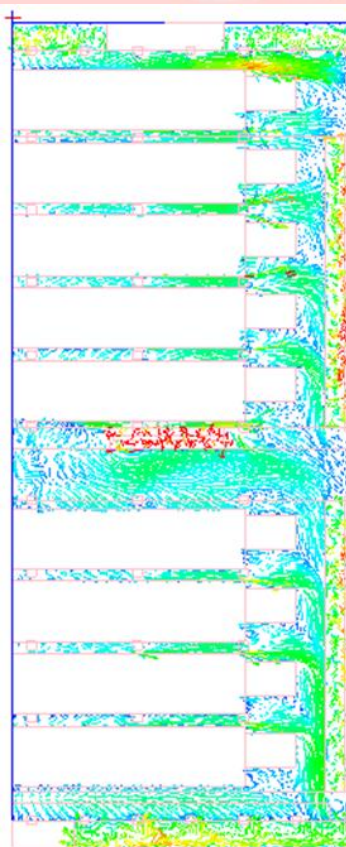
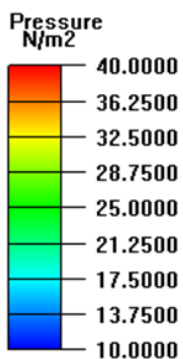
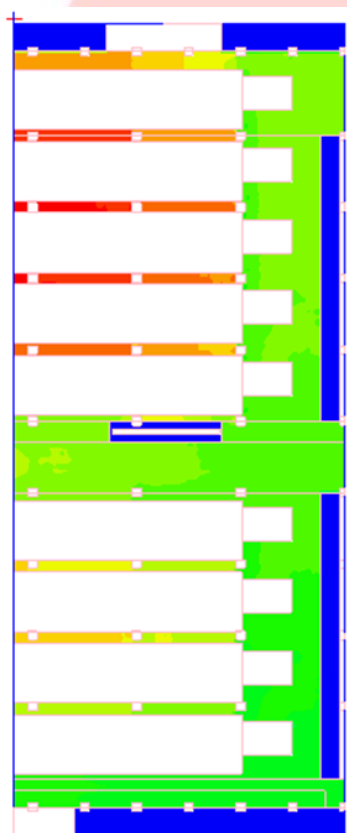


图12. 距高架地板 1.2m 高度压力云图

图13. 距高架地板 1.2m 高度速度矢量

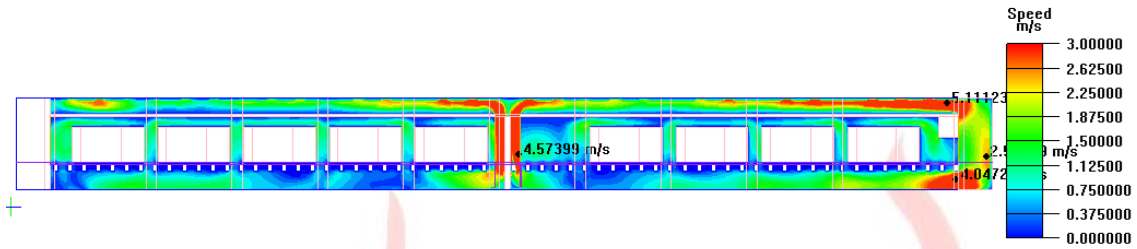


图 14. A-A 剖面速度云图

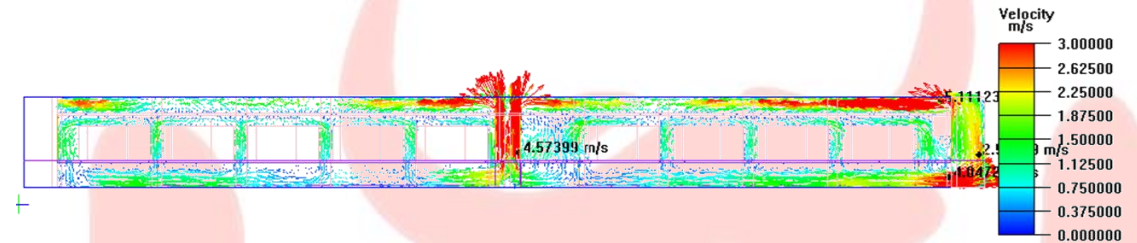


图 15. A-A 剖面速度矢量图

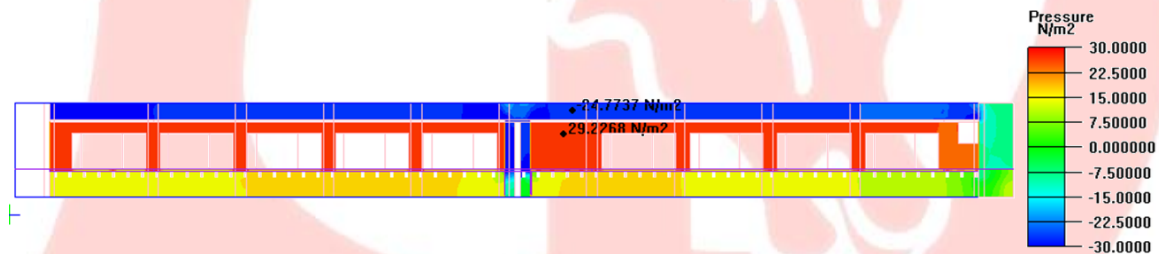


图 16. A-A 剖面压力云图

优化后 photo 区流场模拟结果:

- (1) 整个 photo 区未出现气流上返区域。
- (2) 距地面 1.2m 处, 整体区域速度场不太均匀, 拐角和狭长空间风速稍偏大; 西侧设备间距小, 气流向东侧偏移, 建议在区域内设置挡帘并调整架空地板布置, 减少气流转移。
- (3) 设备层没有出现上返气流, 也无涡流; 典型剖面的回风夹道局部风速不超过 4.6m/s, 下夹层绝大部分区域风速不超过 3m/s, 上夹层绝大部分区域风速不超过 4m/s, 在合理范围内。
- (4) 从压力分布看, FFU 所在吊顶上下表面的压差为 50-65Pa, 满足送风要求。

5 结论

通过上述对比分析可知, 增加回风夹道以后, 气流组织得到很大改善, 从而可以指导设计。在电子洁净厂房的设计过程中, 当遇到复杂的无法通过经验预判的气流组织时, 可以借助 CFD 软件进行模拟, 直观地计算出速度场、温度场及压力场等, 提出合理建议, 从而优化设计。

参考文献

- [1] 李宁. 气流模拟 (CFD) 在电子工业洁净厂房改造项目中的应用[J]. 建筑工程技术与设计, 2016, 6: 2262-2263
- [2] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1986
- [3] 赵渊. CFD 技术在影剧院空调系统气流组织优化设计中的应用研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2005
- [4] 钟大亮. 剧场通风方式的数值模拟及比较[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2006
- [5] Chen Q. Comparison of Different k-ε Models for Indoor Airflow Computations. Numerical Heat Transfer, Part B, Fundamentals, 28:353~369

某大型住宅科技系统空调设计探讨

无锡市政设计研究院有限公司 撒世忠[☆]

摘要 从高效机房和节能运营的视角对某科技住宅的温度调控系统和湿度调控系统展开技术讨论,对温湿度独立控制系统的“硬件”——关键性暖通设备进行选型计算。依据现有住宅土壤源热泵能源站电力政策对科技住宅供配电系统提出建议并讨论了土壤源热泵的辅助冷却塔的运行策略。同时对该温湿度独立控制系统的“软件”——能源中心BA控制系统、新风处理机组BA控制提出了控制要点。

关键词 科技住宅 土壤源热泵 冷却塔 新风除湿 高效机房 控制系统

0 引言

近十五年来,地产开发企业在中国经济发达地区建设了较多科技型住宅项目。所谓“科技住宅”主要是指综合采用复合土壤源热泵技术、地板置换新风技术、顶棚辐射(或毛细管辐射)供冷供热等技术,实现集中制冷制热的住宅。科技住宅采用多种建筑技术于一体,其所采用的空调系统是温湿度独立控制技术(THIC)的经典理念和成熟案例。本文以苏州某科技精装修住宅为例,该项目位于苏州市吴江区盛泽镇,共有10栋18层高层住宅,建筑空调计算面积为99 983.87 m²,采用集中空调系统,由土壤源热泵空调系统+封闭冷却塔提供冷热源,顶棚辐射管(辐射供冷供热)+地板送新风(夏季除湿冬季加湿)来控制室内温湿度,新风处理机组均设置在18层屋顶。本文以该项目为例,对该科技住宅机电一体化设计的重点展开分析。

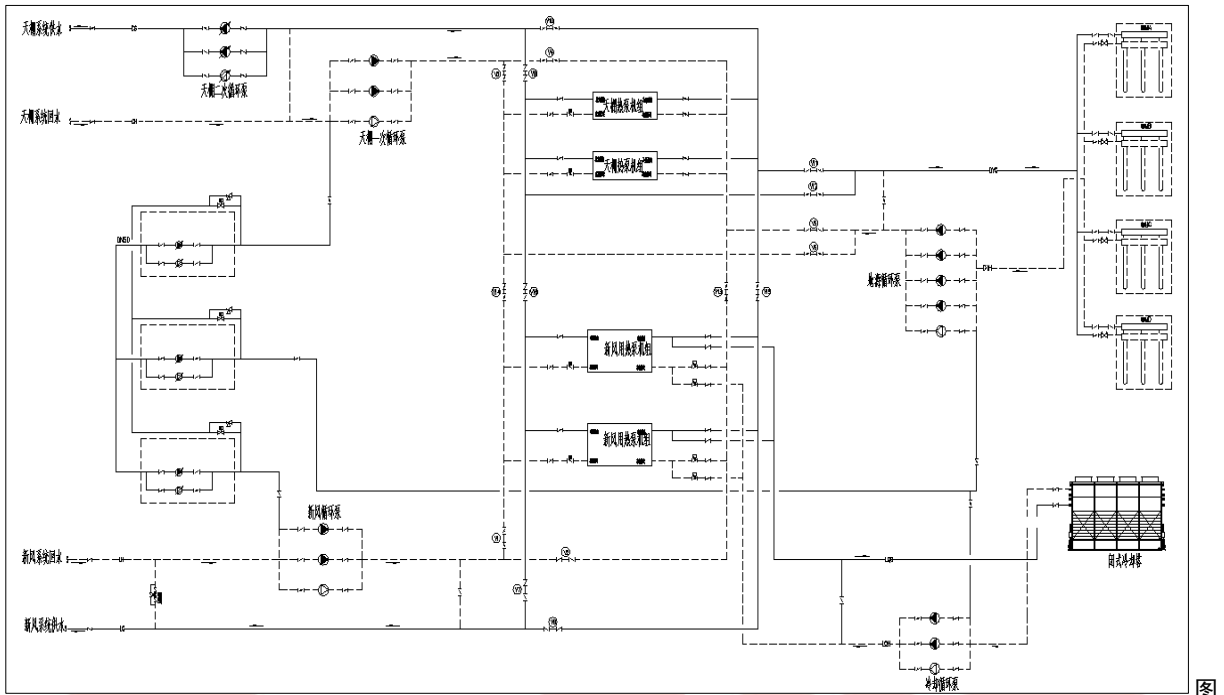
1 复合土壤源热泵能源站设计

苏州市处于夏热冬冷地区,建筑冷负荷大于热负荷,且供冷期比供热期长,为保持土壤源侧土壤热平衡,土壤源热泵空调系统一般采用单冷主机+开式冷却塔+土壤源热泵主机的复合形式,或采用土壤源热泵主机+闭式冷却塔的空调形式,该项目采用后者。该项目的计算总冷负荷为5 645.5 kW(其中顶棚辐射冷负荷为2 829.5 kW,新风冷负荷为2 816 kW),单位面积冷负荷为56.5 W/m²,计算总热负荷为3 293.7 kW(其中顶棚辐射热负荷为1 439.6 kW,新风热负荷为1 851.1 kW),单位面积热负荷为32.9 W/m²。土壤源机房内配置2台新风用土壤源热泵主机,制冷量1 419 kW,制冷功率280.2 kW,夏季供回水温度7℃/12℃,制热量1 571 kW,制热功率331 kW;设置2台顶棚辐射用土壤源热泵主机,制冷量1 398 kW,制冷功率213.5 kW,夏季供回水温度16℃/21℃,夏季蒸发器流量64.97 L/s,夏季冷凝器流量75.28 L/s,制热量1 160 kW,制热功率175 kW。土壤源热泵主机冷凝器侧局部阻力为8 m。共设置5台地源侧水泵,单台流量为323 m³/h,扬程为32 m。机房系统图如图1所示。

1.1 地埋管换热器的设计

根据热响应测试报告,地块内地下0~60 m为粉质黏土或粉质黏土带沙,地下60~125 m为粉沙。岩土平均导热系数为1.62 W/(m·℃),岩土平均温度为17.4℃。地埋管每延米吸热量为40 W/m,每延米放热量为57.85 W/m。住宅24 h运行,按照0.75运行份额取值,计算吸热量为30 W/m,计算放热量取43.39 W/m。采用基坑内埋管,并采用非集管换热器,采用HDPE单U形De32地埋管换热器,换热器有效长度为120 m^[1]。该项目原设计采用2台专用土壤源热泵机组提供集中生活热水,后经过论证取消。住宅生活热

水采用每户燃气热水器独立供应。



1 某科技住宅土壤源机房系统图

该项目采用复合土壤源热泵系统，冬季工况下地埋管换热器和土壤源热泵主机对应，满足冬季项目热负荷需求，夏季工况冷却负荷不足部分由辅助冷却塔来承担。因此根据冬季运行工况来选择地埋管换热器数量，制热所需地埋管换热器数量为

$$Q_h = Q_1 (1 - 1/COP_h) \quad (1)$$

$$L_h = 1000 Q_h / q_h \quad (2)$$

$$N = L_h / 120 \quad (3)$$

式(1)~(3)中 Q_h 为冬季吸热量, kW; Q_1 为主机供热量, kW; COP_h 为制热性能系数; L_h 为冬季工况所需地埋管长度, m; q_h 为冬季每米井深换热量, W/m; N 为地埋管计算数量。

则满足冬季供热总负荷条件下的地埋管数量为:

$$\begin{aligned} & ((Q_{100} - Q_{N_{100}} + Q_{30} - Q_{N_{30}}) + (X_{100} - X_{N_{100}} + X_{30} - X_{N_{30}})) \times 1000 / 30 / 120 = \\ & ((1160\text{kw} - 175\text{kw} + 348\text{kw} - 55.6\text{kw}) + (1571\text{kw} - 331\text{kw} + 446\text{kw} - 113.8\text{kw})) \times 1000 / 30\text{w/m} / 120\text{m} = 791 \text{口} \end{aligned}$$

其中 $Q_{100}, N_{100}, Q_{30}, Q_{N_{30}}$ 为顶棚辐射主机在 100% 负荷和 30% 负荷下的制热量和对应功率; $X_{100}, X_{N_{100}}, X_{30}, X_{N_{30}}$ 为新风主机在 100% 负荷和 30% 负荷下的制热量和功率。

地埋管换热器一般考虑 10% 的设置余量, 则需要单 U 形井深 120 m 的地埋管换热器 870 个。最终项目实施维持了原设计 (原设计设置了集中供应生活热水) 940 口井。

地埋管设置在基坑底下 2 m 处, 当地源侧水泵处于工作状态时, 最低点的最大压力为: $H = 120 \text{ m} + 2 \text{ m} + (32 \text{ m} - 8 \text{ m}) / 2 = 134 \text{ m}$, 折合 1.3 MPa, 小于管道的承压 1.6 MPa。当封闭式冷却塔 (冷却塔位于大地库顶板室外地面上) 参与工作时, 最低点的最大静压 $H = 130 \text{ m} + 6.5 \text{ m} + 6 \text{ m} = 142.5 \text{ m}$, 小于管道的承压能力 1.6 MPa^[2], 此时系统也处于安全运行状态。根据地源热泵技术规程规定的水压试压原则, 该项目的试验压力可达到 1.93 MPa。但实验压力仅为短暂的压力, 虽地埋管底部承压能力大于 1.6 MPa, 但不至于损坏地埋管换热器。笔者调查发现, 实际现场施工工作人员为安全起见一般按照 1.6 MPa 进行试压。

1.2 辅助冷却塔的选型

根据冬季工况来选择地埋管换热器的数量,地埋管换热器全年总取热量为 $2\,726\,339\text{ kW}\cdot\text{h/a}$;根据夏季工况来选择地埋管换热器的数量,夏季总放热量为 $7\,862\,863\text{ kW}\cdot\text{h/a}$ 。为考虑经济性,按照冬季工况选择地埋管换热器数量,需设置辅助冷却塔,辅助冷却塔的总散热量为 $5\,085\,666\text{ kW}\cdot\text{h/a}$ 。按照每年运行73 d,每天运行24 h计算,需要选择 $28\text{ }^\circ\text{C}$ 标准工况下 $500\text{ m}^3/\text{h}$ 的冷却塔^[1]。

2 温湿度独立控制系统的设计

温湿度独立控制系统是否从冷热源主机处就将温度控制系统和湿度控制系统分开设置,需看系统规模,笔者认为对于大于 2万 m^2 (以江苏省大项目公共建筑定义为依据)的项目宜将主机分开设置,其中温度控制系统采用高温冷水供冷,湿度控制系统采用常规水温供冷。夏季最终新风处理状态需根据项目类型和采用的新风处理机组类型而定。

2.1 新风处理状态点的探讨

该项目的新风采用冷冻除湿,送风状态点温度 $11.2\text{ }^\circ\text{C}$ 、含湿量 8 g/kg^{d} ,即室内送风点含湿量 $d_0=8\text{ g/kg}$,以确保住宅必须的除湿要求,以及保证送风口不结露的要求。溶液除湿和转轮除湿可以将新风状态点处理到含湿量 $4\sim 6\text{ g/kg}$ 左右,科技住宅本身保温封闭性能较好,无渗透损失,且近年来多采用冷冻除湿和双冷源除湿型新风机组,因此能处理到 $d_0=9\text{ g/kg}$ 以下^[1],能满足住宅项目夏季人体对温湿度的需求。

2.2 系统新风量的确定

应根据满足室内卫生状况所需要的新风量 X_1 、室内保持正压(换气次数)所需要的新风量 X_2 、室内整体除湿需要的新风量 X_3 ,取三者最大值 $X=\max(X_1, X_2, X_3)$,以满足总体新风量的要求。人员需要的新风量按照 $30\text{ m}^3/(\text{人}\cdot\text{h})$ 计算;除湿需要的新风量按照每个房间2人,客厅、饭厅3~5人散湿量+3~5人食物散湿量总体计算;换气次数计算规则如下:面积为包含厨房和卫生间在内的所有空间的套内面积,高度取装饰完成面至顶棚板底高度。换气次数取 $0.6\sim 0.85\text{ h}^{-1}$,不同建设单位取值标准有一定差异。取值小,新风机组的能耗降低,增加了系统调试难度;取值大,新风能耗大,系统调试难度较低,每个住户分配的新风量容易平衡,每个房间分配的新风量容易满足。笔者认为,由于新风机组送排风机均为变频调节,设计风量可按照换气次数 $\leq 0.85\text{ h}^{-1}$ 计算,且最终选择风机时,不需要再考虑安全系数。风系统调试时可在保证风量平衡的情况下适当降低风机频率来达到节能的目的。

2.3 水系统节能要点分析

水力平衡是保证水系统高效节能的重要方面。该项目10栋住宅共有末端顶棚辐射回路3436个,每个回路流量为 4 L/min ;在每栋楼总回水管上设置静态平衡阀;对于末端每个楼栋的顶棚辐射供回水总流量,可事先计算好每栋楼的总回路数和名义总流量,通过静态平衡阀的测试孔测试流量调整平衡阀开度,调整进入每栋楼的名义总流量,保证每栋楼的总流量和设计数值相符。每个楼栋每户未设置静态平衡阀,主要靠分集水器的浮子进行流量调节。土壤侧水泵总流量为 $4\times 323\text{ m}^3/\text{h}$,整个地块地埋管换热器的设置分为A、B、C、D 4个区,每个土壤源二级分集水器为20个回路,每个分集水器的回水管上设置静态平衡阀,每个回路的名义流量为 7.64 L/s 。土壤侧的水力平衡和楼栋水力平衡采用相同的方法。

减少输送能耗也是节能降耗的重要举措。近两年来倡导采用高效机房,采用多种手段提升机房能效。温湿度独立控制系统的机房往往将温湿度分开处理,分别采用高温和常温冷水机组,从设计理念上保证了主机运营的高效性。输送能耗占主机能耗的 $20\%\sim 40\%$,减少系统输送能耗也是高效机房的重要组成部分。该项目顶棚辐射回路和新风系统回路水管管径的比摩阻均控制在 150 Pa/m 以内,机房内管径按照控制流速选型,流速控制在 1.5 m/s 以下,减少机房内的局部阻力和沿程阻力。

夏季顶棚辐射水温的控制是保证安全运行和节能运行的重要措施,表1列出了不同水温下顶棚主机的能效。

表1 夏季不同出水温度下顶棚辐射主机的能效

夏季供回水温度/℃	制冷量/kW	输入功率/kW	COP
15/20	1 354	211.9	6.390
16/21	1 398	213.5	6.548
17/22	1 442	215.2	6.701

从表1可以看出,在满负荷情况下,供回水温度提高1℃,制冷量和系统COP均有提升,夏季在满足室内温湿度的情况下,可调整顶棚辐射主机的出水温度,提升节能效果。

顶棚辐射水系统需采用二级泵系统。主机的出水温差为5℃,末端顶棚辐射的设计温差为2~3℃。如采用一级泵系统,一台顶棚辐射主机配置的水泵流量将达到447~671m³/h,在40m扬程的情况下运行,输送能耗较大。如采用二级泵系统,一级泵流量和扬程分别为268m³/h和15m,二级泵变频运行,流量和扬程分别为480m³/h和24m,一、二级泵效率较高,节能效果较一级泵系统好。从表2选型可以看出,该项目采用二级泵系统总功率小于一级泵系统。

表2 一、二级泵选型的功率比较

水泵选型	流量 (m ³ /h) ; 扬程/m	功率/kW	效率/%
一级泵系统	447; 36	75	82
二级泵系统一级泵	271; 15	15	85
二级泵系统二级泵	480; 24	45	84

3 能源站的电力供应及运行策略分析

科技住宅能源站一般采用专用变电所(用户变电所)供电。设置专变后,供电设计一般将住宅地下室防火分区内的电力负荷也纳入专变范畴。例如该项目的土壤源热泵总负荷仅为1420kW,并入地下车库用电负荷后,共申请了2×1600kV·A的容量。此时如土壤源热泵用电设备申请了优惠的蓄能空调电力政策,专变的计量方式可采用总负荷高供高计,土壤源热泵用电设备可采用低压侧单独分时电表计量。

3.1 科技住宅变配电设计要点阐述

科技系统专用变压变电所要求靠近地源热泵能源站设置,以节省电力投入。由于顶棚及新风土壤源热泵机组用电负荷较大,分别为630A和800A,提倡采用载流量大的母排进行配电。该项目原设计4台主机低压配电方式为:变电所低压配电屏出线到地源机房内的独立开关柜,再从开关柜出电缆到主机自带的控制柜。笔者认为只要和主机厂家确认主机自带的控制柜内有完善的电气保护装置,就可从变电所配电屏直接出母线,直接连接主机自带的控制柜即可,省去了中间开关柜,节省了造价,且大功率设备采用独立母线供电,可靠性更高。经过论证和协调,最后设计院接受了笔者的提议,4台主机采用变电所低压出线直接为主机控制柜供电的方式。

基于科技住宅特殊的集中空调设置形式,户内将无传统住宅空调(挂壁机等)用电负荷,全部集中到了专用变电所内供电。此时如考虑户内PZ30箱用电负荷减半,整个给住户套内供配电子系统的用电设备及电缆选型容量将大大降低。对该项目此部分的供电子系统造价分析表明,720户居民套内供配电不考虑套内空调用电负荷和考虑空调用电负荷对比,造价将降低158.22万元,分摊到每户约为2200元^[9]笔者咨询了数十个江苏省内的科技住宅项目发现,供电局并没有因为采用科技住宅而降低户内负荷,仍然按照标准户型进行相应的配电。投资商要增设专门的专变为科技系统的能源机房供配电,住户端的负荷却没有减少。基于此,从客观问题分析的观点看,住户内用电部分,不仅增加了投资单位的成本,也增加了社会投资成

本,不符合科技住宅空调系统用电设备的一般规律。建议供电局相关部门能出台相应科技住宅类建筑的户内配电标准。

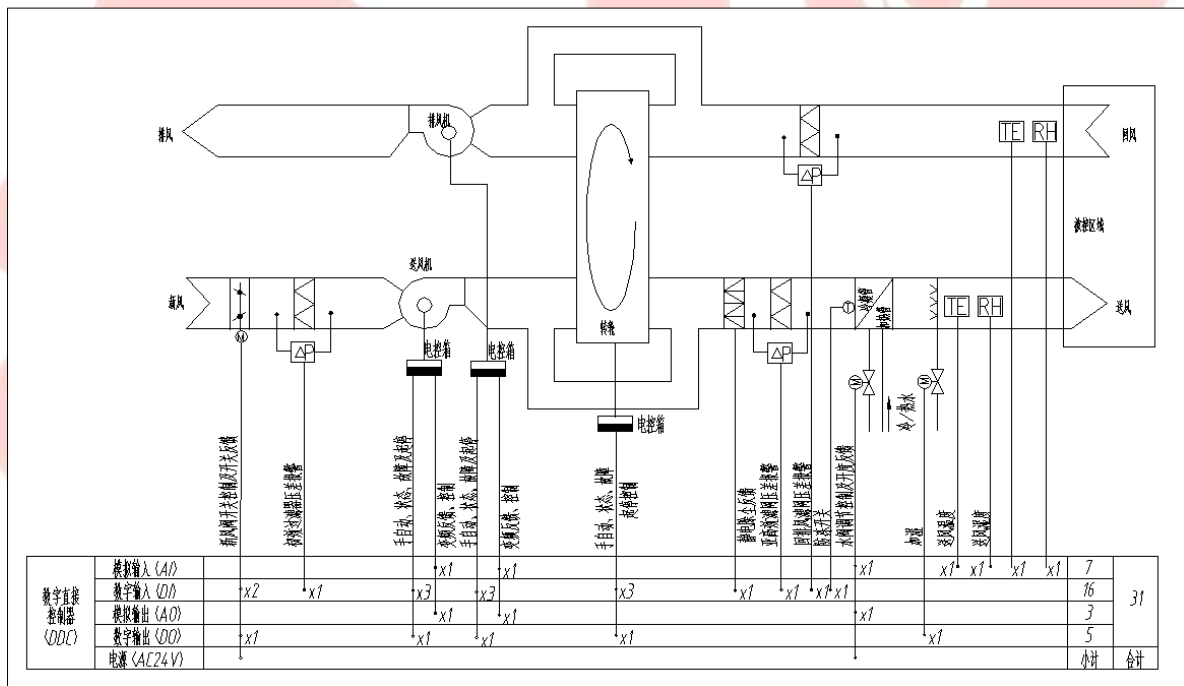
3.2 基于电力政策的系统运行策略探讨

土壤源热泵空调系统的本质是利用土壤为蓄能载体,往复在冷热交替应用过程中实现能源的可再生化和高效利用。以浅层土壤作为热泵冷热源的土壤源热泵技术是一种可实现能量“夏灌冬取”和“冬灌夏取”的跨季节性地下土壤动态蓄能技术。当前,江苏省科技住宅土壤源热泵空调享受了蓄能空调的电力政策,即土壤源热泵机房内的用电价格为:08:00—24:00,0.5383元/(kW·h);00:00—08:00,0.2594元/(kW·h)。

为维持土壤热平衡及全年最大限度节能,辅助冷却塔的运行策略有2点要求^[7]:一是在初夏和秋季室外湿球温度较低时,在尽量多的时段开启冷却塔,此时冷却塔的风扇开启率低;二是可在夏季00:00—08:00开启,此时湿球温度较低,且可享受低谷电价政策。

4 控制系统关键点分析

科技住宅采用温湿度独立控制系统,且采用顶棚辐射(混凝土埋管,热惰性大,不便于末端设置防结露控制)作为温度控制系统,大自控系统的设计区别于传统水系统空调的关键有如下几点:一是基于新风机组夏季除湿的重要性,新风机组需始终保持必要的风量,又要体现节能;二是顶棚辐射系统基于输送能耗的节能性,需调整好二级泵的运行策略,并在夏季需限定最低出水温度,避免室内结露;三是作为土壤源热泵空调系统,需考虑地埋管换热器周围土壤的热平衡性^[8]。



图二 新风机组的控制

4.1 新风机组的控制要点

新风机组采用就地 DDC 控制和远程监视相结合的方式,新风机组厂家提供就地 DDC 控制器及远程监视端口。通过送风温湿度(回风温湿度进行监视)与设定温湿度进行比较,同时对冷热水阀进行 PID 调节和对加湿器进行控制,来控制室内湿度;过渡季节或疫情期间,关闭转轮,打开旁通阀,实现节能运行或

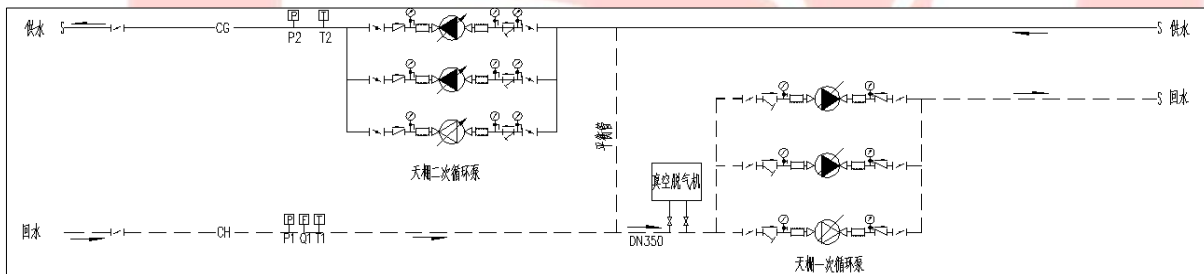
抗疫情运行。

新风机组采用三级过滤（中效过滤为静电过滤），如图二所示。不同于常规新风机组的是，粗效和亚高效过滤器必须设置数字压差旁通仪，实现压差报警，并须及时更换或清洗过滤器，防止因过滤器堵塞导致新风量减少，造成室内除湿能力不够，进而导致夏季室内大面积结露的现象发生。

4.2 能源站 BA 控制的两个关键点分析

由于顶棚辐射水系统采用了二级泵，系统末端的供水温度为顶棚辐射的供水与平衡管回水混合后的温度，通过二级泵侧供水温度的设定，如图三所示。改变二次循环泵的频率，将获得的水温与设定水温值进行比较，以调节供水温度，并设定最低出水温度，保证负荷侧房间内不结露，同时根据室外气候的变化，通过二次循环泵调节负荷侧的水流量来达到调节室温的目的。

除监测土壤侧回水温度 $\leq 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 外，通过土壤侧季节性排热与吸热计量装置的研发^[9]，量化监测每年夏季向地下土壤的排热量和冬季从地下土壤的吸热量，加以分析比较，指导土壤源热泵机房的群控，合理调配闭式冷却塔的全年运行策略，可以让土壤源热泵主机始终处于高效运行状态。



图三 二次泵变频控制出水温度

5 结语

该项目科技精装住宅采用集中冷热源温湿度独立控制系统，冷热源端采用土壤源热泵空调系统，末端采用混凝土顶棚辐射埋管和大型新风除湿机，系统较为复杂，需要暖通、电气、智能化专业通力合作，真正了解系统的内涵，才能完善该系统的机电一体化实践。

专业、系统、精细化地把控项目的全过程，提升科技住宅的可靠性、耐用性、节能性、环保性，需要努力的求证、认真的总结、不断的创新，从理论和实践的结合上做好项目的每个部件，使科技住宅真正成为一件珍品。

6 致谢

文章在撰写过程中得到了教授级高工印书红、鲍梁及高级工程师李华的技术指点，父亲撒应意的谋篇指导，特此表示感谢。

参考文献：

- [1] 撒世忠, 朱汉宝, 张芳红等 土壤源热泵空调地下换热系统设计的探讨[J]. 地产机电咨询, 2019(5): 17-21
- [2] 撒世忠, 汤利梅. 土壤源热泵机房水系统承压分析及切换阀门选型探讨[J]. 江苏建筑, 2020(4): 120-122
- [3] 鲍梁, 撒世忠, 谢拥军 土壤源热泵空调系统辅助冷却塔的选型探讨[J]. 江苏建筑, 2019(5): 110-113
- [4] 刘晓华. 温湿度独立控制系统[M]. 2版. 2013: 38-42
- [5] 潘云钢. 温湿度独立控制系统设计指南[M]. 2016: 38-42
- [6] 撒世忠, 王林. 科技住宅冷热源设备专用供配电系统设计的探讨[J]. 现代建筑电气, 2021(3): 28-32
- [7] 撒世忠. 某大型装配式科技住宅户型的设计与施工[J]. 江苏建筑, 2021(3):
- [8] 撒世忠, 杨子兵, 汤利梅. 无锡某商业建筑土壤源热泵空调系统设计[J]. 建筑热能通风空调, 2012, 31(4): 90-91
- [9] 鲍梁, 撒世忠, 朱汉宝 土壤源热泵空调系统能效性再提升刍议[J]. 建筑热能通风空调, 2019, 38(11): 53-56

彭孝芳：暖通空调系统设计去“魅”



主讲及直播时间

主讲：彭孝芳
某房企暖通技术负责人

直播时间：
2021年7月14日
周三晚20:00

主要内容

暖通空调设计中的几个可探讨的系统设置问题；暖通空调设计应满足可实施、有效性、经济性；暖通空调设计思路的“宏观主义”、“微观主义”、“工程主义”。

直播间



主办：《牛侃暖通鉴》、暖通空调在线

合作支持：暖通空调杂志社、翱途能源

崔跃：美式中庭排烟设计一例



牛侃暖通
江湖还在

牛侃讲堂 (第5期)

美式中庭排烟设计一例

时间
2021年7月26日 周一晚20:00

内容
大同小异的公式，大相径庭的思路：结合《烟气控制工程手册》做一个三层中庭烟气控制工程设计案例研究

主办
《牛侃暖通鉴》、暖通空调在线

支持
单梁冷却塔、暖通空调杂志社
翱途能源、东芝空调

主讲人
崔跃
云南正元安泰设计咨询有限公司 副总工程师
教授级高级工程师、
注册公用设备工程师

直播间



公众号



牛侃暖通
江湖还在

牛侃讲堂（第6期）

冷水系统变流量控制技术

时间 2021年7月30日 周五晚20:00

直播间



主办 《牛侃暖通鉴》、暖通空调在线

支持 搏力谋、暖通空调杂志社、翱途能源

主要内容

术语定义、理论缺失、问题讨论、
技术路线、末端设备选型设计、
连续调节阀通断控制、分布式控制
末端调节、集中式控制末端调节

主播



刘新民（荔枝兔）