



# 空调冷水系统的沿革与 变流量一次泵水系统的实践

中国建筑科学研究院空气调节研究所 汪训昌<sup>☆</sup>

**摘要** 变流量一次泵水系统是一种节能的空调水系统。变流量一次泵技术是基于冷水机组控制技术进步发展起来的创新技术。概述了空调水系统的演变、发展与存在的问题,详细阐述了变流量一次泵水系统发展的技术背景、难点,优缺点和一些关键问题,介绍了该系统在美国的研究与工程应用现状,总结了该系统的设计要点与运行指南,提出了四点看法。

**关键词** 变流量一次泵水系统 定流量一次泵水系统 定流量一次泵/变流量二次泵水系统 节能

## Evolution of air conditioning chilled water systems and practice of variable primary flow chilled water systems

By Wang Xunchang<sup>★</sup>

**Abstract** Variable primary flow chilled water system is a system with energy saving. Variable primary flow chilled water technology is an innovation technology based on advanced control technology of chillers. Outlines evolution, development and problems of air conditioning chilled water systems, and detailedly discusses technical background, difficulties, merits and demerits, and some problems in development of variable primary flow chilled water systems. Presents the study and engineering application of the system, and summarizes design key points and operation guides for the system. Presents four views in person.

**Keywords** variable primary flow chilled water system, constant primary flow chilled water system, constant primary/ variable secondary pump water system, energy saving

★ China Academy of Building Research Air Conditioning Institute, Beijing, China

①

### 1 背景

大家知道,集中冷源的各种电力驱动冷水机组的满负荷 COP 比一般家用空调设备的 COP 值高 70%~120%。但这里必须指出,作为集中冷源的冷水机组仅仅完成了由电能或热能制取冷量的环节,在其 COP 值中并未包含空气处理与冷量输配所需要的能源消耗。无论是上世纪 80 年代末中国建筑科学研究院空气调节研究所在广州、上海、北京的六个代表性旅游旅馆的集中空调系统冬、夏季能耗调查测试,还是上世纪 90 年代末清华大学在北京一些代表性办公大楼的集中空调系统能耗调查测试,都较一致地表明在集中空调系统的夏季用电负荷中,大约 50%~60%用电负荷消耗于冷水

机组制冷,大约 25%~30%用电负荷消耗于水泵与冷却水泵的输配上,大约 15%~20%用电负荷消耗于各种风机的输配上。由此可见,降低空调水系统的输配电耗,对于提高集中空调系统的全年运行能效具有十分重要的现实意义。

几十年的集中空调水系统的设计与运行经验表明,在如何降低空调水系统的全年运行能耗上,国内外同行不但在必要性上取得了一致的认识,而

①☆ 汪训昌,男,1936年3月生,研究生,研究员  
100013 北京市北三环东路 30 号  
(010) 84274556  
E-mail: xunchangwang@263.net.cn  
收稿日期:2006-02-23  
修回日期:2006-05-16

且技术改进路线也相同。在空调水系统的节能降耗工程设计中,国内外一些勇于创新的设计者与科研人员,基本上同时按照以下两条技术路线在探索与创新:

1) 突破以往在冷水系统与冷却水系统中  $5^{\circ}\text{C}$  设计温差的传统限制,在一些常规的非冰蓄冷空调水系统中,采用  $6^{\circ}\text{C}$  或  $7^{\circ}\text{C}$  温差。

2) 突破冷水机组蒸发器必须固定水流量的限制,取消二次泵环节,直接利用一次泵实行变流量调节来适应一定范围内的冷负荷变化,治理了大流量小温差的弊病,有效降低了空调水系统的全年运行电耗。

本文将从空调水系统的发展过程与变流量一次泵水系统的实践的角度,介绍国外一些勇于创新的设计者与科研人员按照第二条技术路线所进行的探索与创新。以便加深对变流量一次泵水系统的理解,更好地、因地制宜地设计与运行这种空调水系统,使集中空调系统更加节能。

## 2 空调水系统的演变、发展与存在的问题

### 2.1 开式定转速一次泵水系统

在我国,建设集中空调系统开始于上世纪 60 年代,主要服务于工业性空调。那时候的国产制冷机多数为氨压缩制冷机,将其蒸发盘管浸泡在一个开式水槽内,故其水系统都为开式定转速一次泵系统,这种系统一直沿用到 70 年代末。

图 1 为开式定转速一次泵水系统的流程图。系统中水泵始终以定转速运行,为避免空气进入水系统,电动阀门必须在水泵全速运转之后开启,而且还必须在水泵关停之前关闭。

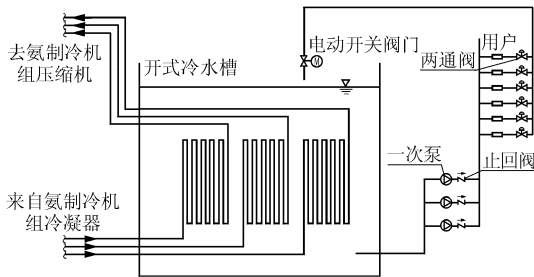


图 1 开式定转速一次泵冷水系统流程

这种水系统的最大问题是水泵的高差静压损失大,冷水易受污染,蒸发器外表面易结垢,但其水流量可随负荷侧的调节而变化,也不怕水槽结冰。

### 2.2 负荷侧采用三通阀的定转速定流量一次泵系

统

在上世纪 70 年代至 80 年代中期,在我国的旅游旅馆建设初次高潮中,第一批舒适性集中空调系统的冷源普遍采用了大型离心式冷水机组,故水系统改用闭式定转速定流量一次泵系统。

图 2 为闭式定转速一次泵水系统的流程图。系统中水泵始终以定转速运行,当负荷变化时,负荷侧的供冷水流量是借助于分流三通或混合三通阀来调节,由于这类三通阀在各种开度位置的分流或混合阻力损失近似相等,故这种水系统被视为定流量一次泵系统。

这种水系统的主要问题是分流三通阀及混合三通阀的造价较高,而且易堵塞,所以很快被两通调节阀替代了。

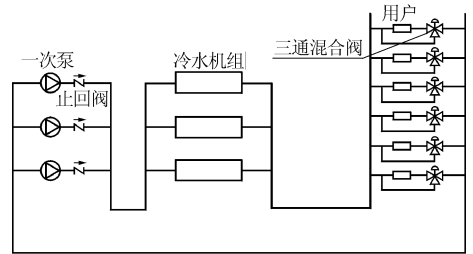


图 2 负荷侧采用三通阀的定转速变流量一次泵系统流程

### 2.3 负荷侧采用两通阀的定转速变流量一次泵系统

在上世纪 80 年代中期之后,由于电动两通阀价格远低于电动三通阀,故负荷侧采用两通阀的定转速变流量一次泵系统得到了广泛采用。

图 3 为这种闭式定转速变流量一次泵水系统的流程图。为了确保流过冷水机组蒸发器的水流

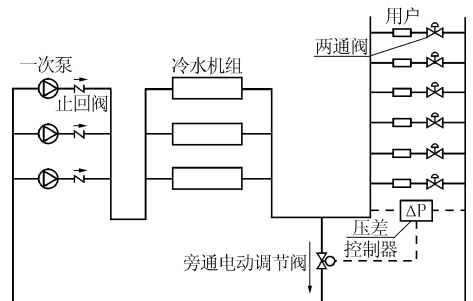


图 3 负荷侧采用两通阀的定转速变流量一次泵系统流程

量恒定不变,在这种水系统的分水器与集水器之间增设了一个调节型的电动两通调节阀,此阀受供、回水干管的压差设定值控制。当系统负荷减小后,供、回水干管之间的压差就增大,此时控制器就要

渐渐打开电动两通阀,让一部分供水旁通流回集水器。反之,就渐渐关闭电动两通阀,减少旁通流回集水器的流量。

这种系统的主要问题是,尽管负荷侧回路的流量可随负荷变化而改变,但其只是通过旁通短路回水,水泵仍以定转速运行,在部分负荷条件下水泵输配电耗仍未减少。

## 2.4 定流量一次泵/台数控制的变流量二次泵系统

在舒适性空调系统中,因为其负荷主要随室外气候与室内人数而改变,对于整个工程来说,机组满负荷运行的时间几乎只有 1%~2% 的概率,绝大部分时间是处于部分负荷运行。此外,从环路阻力来分析,负荷侧环路长度一般远大于冷源侧环路,故按一般经验,负荷侧环路的阻力损失约为冷源侧环路的两倍。基于上述原因,人们提出了负荷侧与冷源侧分设循环水泵的一次/二次回路耦合的设计。

图 4 为定流量一次泵/台数控制的变流量二次泵系统的流程图。它流行于上世纪 80 年代中至 90 年代初。这种设计方案由香港传入内地后,一些设计院照抄仿造,几乎成了当时中、大规模空调系统的主流方案,流行于广州、北京、上海、杭州、西安等地区。

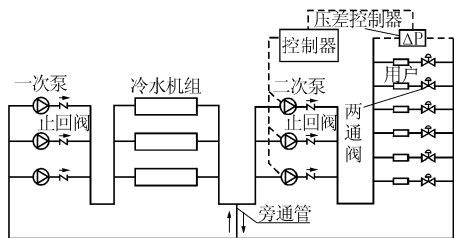


图 4 定流量一次泵/台数控制的变流量二次泵系统流程

这种水系统的设计方案,最初用于几个由外国著名公司设计的广州与北京的工程,实际上二次泵的台数自动顺序启停控制最后均告失败,不得不改为手动启停。因为这种系统多数利用供水干管压力信号作为台数增减切换点,而实际上 3 台以上水泵并联后的水泵流量与压头的特性曲线较为平坦,各级工作点之间压力信号差异不大,往往都在压力控制误差范围之内,导致多台水泵分级加载或卸载顺序常常失灵,外国公司也曾派人到现场调试,但始终不能解决问题,最终不得不废弃。

## 2.5 定流量一次泵/变频控制的变流量二次泵系

统

到了上世纪 90 年代中,由于变频控制器的日益普及与降价,一些国外工程与香港工程的运行成功,以及内地工程界的节能意识的逐年提高,在内地的一次泵/二次泵空调水系统上开始了应用变频变流量的尝试。

图 5 为定流量一次泵/变频控制的变流量二次泵系统的流程图。采用最远最不利末端的压差限值作设定值,当系统内负荷减少时,一些末端装置就要关闭,此压差监测值就会增高到大于设定值,通过控制器令变频器降低频率,减速,减少流量;反之,当系统内负荷增加时,一些末端装置就要打开,此压差监测值就会降低到小于设定值,就令变频器提高频率,提速,增加流量。

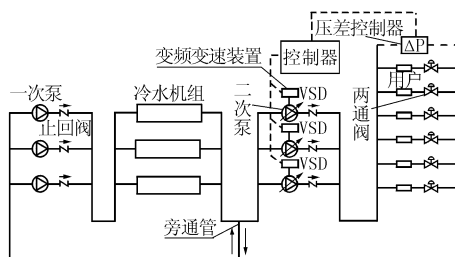


图 5 定流量一次泵/变频控制的变流量二次泵系统流程

但是,国内一些采用定流量一次泵/变频控制的变流量二次泵系统,其压差调节信号并不是取自于设定在最远最不利的末端,而是取自于靠近分水缸与集水缸的供、回水干管处。由于在供、回水干管处的设定压差一般要比最远最不利的末端的设定压差高,以 25 m 扬程的二次泵为例,有 5 倍之多,故其频率调速范围要比设在最远末端小(1/2)~(2/3),因而大大削减了变频变流量的节能效果。

## 2.6 推动变频变流量一次泵系统研究的动力

上世纪 90 年代初在推广一次泵/二次泵系统的初期,国内的有识之士就向当时进入中国市场的离心式冷水机组制造厂商提出,为何不对冷水机组蒸发器进行变流量调节,直接采用变流量一次泵系统,当时得到的答复是为了确保冷水机组的工况稳定与安全运行。

在上世纪 70 年代末、80 年代初,美国离心式冷水机组的一般电耗水平为 0.23 kW/kW(0.8 kW/rt),空调冷水系统一般电耗水平为 0.06 kW/kW(0.2 kW/rt)左右,二者相对电耗比为 4:1。但是随着技术进步,到了 90 年代末,离心式冷水机

组一般电耗水平已降至  $0.17 \text{ kW/kW}$  ( $0.6 \text{ kW/rt}$ ) (当时最好的已降低到  $0.16 \sim 0.14 \text{ kW/kW}$  ( $0.55 \sim 0.50 \text{ kW/rt}$ )), 从而使空调冷水系统的相对电耗比上升到  $3:1$ 。这种变化推动了一些研究单位开展变频变流量一次泵系统的研究与实践, 并得到了一些冷水机组生产厂家的支持与配合。因此, 在这种历史背景下, 进一步降低空调水系统输配电耗已成为推动变流量一次泵研究的强大动力。

### 3 变流量一次泵水系统的研究与实践

#### 3.1 阻碍变流量一次泵水系统发展的技术难点

长期以来冷水机组生产厂商一直不同意发展变流量一次泵系统, 其主要理由是这种系统难以保证冷水机组的安全与稳定运行。影响冷水机组的安全与稳定运行的主要因素有以下四个:

1) 当蒸发器的流量逐渐减少到使其蒸发器管束内流速由湍流变为层流时, 其传热效果会发生突然恶化, 会影响冷水机组制冷工况的稳定;

2) 当蒸发器的流量逐渐增加到使其蒸发器管束内流速超过其最大允许流速时, 会对铜管产生冲刷作用, 增加泄漏事故率, 减少机组使用寿命;

3) 当蒸发器处于小水流、低速流动状态时, 如果蒸发压力的控制不准确或波动过大, 会使蒸发温度长时间低于  $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , 导致冷水在蒸发器内冻结和铜管的冻裂;

4) 当冷水机组处于稳定工况运行时, 一旦蒸发器内水流量突然减少, 也会导致铜管内水的冻结与铜管的冻裂。

因此, 发展变流量一次泵系统首先要解决以下技术难点:

1) 提供与配备准确、可靠的流量检测手段或装置;

2) 提供与配备准确、稳定、快速反应的水温测量传感器;

3) 提供与配备灵敏、快速、剩余偏差量极小的 PID 温度调节装置;

4) 提供与配备防止冷水流量发生突变、快速变化及超限的技术手段与顺序控制。

图 6 为变流量一次泵系统及其监测控制点。

#### 3.2 变流量一次泵水系统常用的专用名词<sup>[1]</sup>

3.2.1 最高流速、额定流速与最低流速。最高流速是避免引起冷水机组蒸发器铜管冲刷损坏的限制流速。最低流速是防止冷水机组蒸发器铜管内

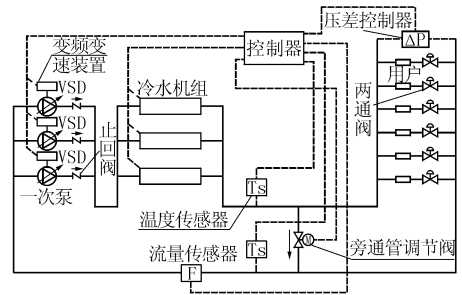


图 6 变流量一次泵系统及其监测控制点

水的流动状态由湍流转变为层流的限制流速。额定流速是对应于冷水机组蒸发器满负荷条件下设计流量的流速。因为不同冷水机组生产厂商、不同冷水机组系列、不同型号的产品, 其蒸发器内部结构均有差异, 因此其最高流速、额定流速与最低流速的数值必须由供货厂商提供。但是, 在实际供货关系上, 一些生产厂商为避免涉及其蒸发器的具体结构参数, 通常以最大流量、额定流量与最小流量数值替代。

3.2.2 冷水流量变化率 (rate of chilled water flow variation)。由于蒸发器中水流量的较快变化能引起控制不稳定和压缩机的回液 (flood-back) 与停机 (shutdown), 为了确保变流量一次泵系统中的冷水机组能稳定工作, 设计者必须从生产厂商那儿获得其所选用冷水机组所能承受的冷水流量变化率的数值。目前一些生产厂商推荐的流量变化率范围彼此相差较大, 可以从小于  $2\%/min$  到  $30\%/min$ , 其值和冷水机组的类型、控制方式和系统的周转时间有关。对于蒸气压缩式冷水机组, 一般保守的厂商目前只推荐其冷水机组允许用于  $2 \sim 12\%/min$  的流量变化率的变流量一次泵系统。而有经验的和控制性能优良的厂商敢于推荐其冷水机组用于有  $10 \sim 30\%/min$  的流量变化率的系统。

3.2.3 系统周转时间 (system turnover time)。系统周转时间是指系统中水流在系统中循环一次所需的时间。它实际上是系统中水的质量相对于冷负荷大小的一种度量指标, 代表着温度的干扰将以多快速度传播给该系统。较长的周转时间能改善冷水机组控制的稳定性。系统周转时间极限取决于冷水机组生产厂商。所允许的系统周转时间基本上随所选用的冷水机组控制技术的改进而变化。随着冷水机组控制技术的不断改进提高, 允许

的系统周转时间也在不断缩短。

### 3.3 变流量一次泵水系统的几个关键问题<sup>[1]</sup>

为了确保变流量一次泵系统运行的稳定性与安全性,设计选用时必须考虑了解、掌握与解决以下 6 个问题。

3.3.1 要有对制冷量的快速、准确的调节能力。因为在相同的设计温差与负荷变化下,在变流量蒸发器中所发生的温度波动要大于、快于在定流量蒸发器中所发生的温度波动,故要求变流量一次泵系统能提供比一次泵/二次泵系统更快的响应,将剩余偏差(offset)减小到最低程度。因此,对于适用于变流量的冷水机组,其制冷容量调节一般都采用 PID 调节,替代了在过去定流量冷水机组中所采用的比例与浮动作用(floating action)的控制器。

3.3.2 要有滞后积分控制的防冻结功能。因为对于装有多台并联冷水机组的变流量一次泵系统来说,待用主机的启动,会使满负荷运行的在用主机流量突然减小,导致冷水水温迅速降低,并有可能低于其防冻结的下限温度,迫使该冷水机组保护性停机。为了防止在变流量一次泵系统中出现这种保护性停机故障,采用了积分控制以维持冷水机组在冷水温度短时低于冻结温度时仍能继续运行。当检测到冻结温度时控制器并不是立即关停冷水机组,而是累加冻结温度以下的度-秒值,并且只有当此总值上升到临界水平时才迫使其停机,以便使主机的制冷能力调节器能达到稳定的制冷出力控制。

3.3.3 要有准确、快速、可靠的流量检测装置。在变流量一次泵系统中,一般采用两种流量方法:一种方法是安装电磁流量计,另一种方法是在蒸发器两端安装压差计,由压差信号换算出流量。但它们都要以 1 s 为时间间隔,要有连续 5 次信号读数才能在控制屏上显示所测流量值和决定是否采取下一步行动。

3.3.4 要规定避免发生冲蚀铜管的高速限值及其相应的最大流量,并规定防止出现层流的低速极限及其对应的最小流量。目前生产厂商在样本上所提供的流量限制对于所有满液式蒸发器来说基本上是相同的,其低速极限为 0.914 m/s (3 ft/s),高速极限为 3.353~3.658 m/s(11~12 ft/s)。为了适应变流量一次泵系统的发展,换热铜管技术的发

展正在降低这一低速极限。目前在一些样本中已可以找到像 0.46 m/s (1.5 ft/s) 这样低的流速极限<sup>[2-3]</sup>。

3.3.5 应选择在一些水容量较大的系统中应用变流量一次泵系统。因为系统中的水容量越大,系统周转时间就越长,就越能保证冷水机组的容量调节能力稳定地对抗负荷的变化。系统周转时间极限由冷水机组生产厂商给出,再由设计者校核,检查所采用变流量一次泵系统的系统周转时间是否大于此推荐极限。

3.3.6 要把系统中冷水流量变化率控制在冷水机组生产厂商所推荐的范围内,以避免由于较快的流量变化引起控制不稳定和压缩机的回液与停机。

### 3.4 美国的变流量一次泵水系统的研究与实践

众所周知,美国是利用集中冷源供冷最多、历史最长的国家,也是空调供冷水系统使用最为普遍的国家。在 1977 年前主要采用定流量一次泵,在 1988 年开始采用一次定流量/二次环路可实现台数控制的定转速泵,在 1990 年开始采用了定转速一次泵/变转速二次泵的系统<sup>[4-5]</sup>。由于 90 年代电子与控制技术的发展,以及要求进一步提高空调系统能效的压力,自 1995 年之后,美国的一些研究单位、大学、工程设计与工程承包公司以及冷水机组生产厂商一直在从事变流量一次泵系统的研究、设计、调试与运行工作。

据美国俄亥俄州西切斯特 Systecon 公司的 Terry Moses 介绍,从 1995 年开始到 2004 年,他们一直在应用一次泵变流量(VPF—variable primary flow)技术,“9 年来,估计我们已经一共做了 300 多个工程项目,其规模从 100 rt 到 10 000 rt。我们已经做了从只有一台冷水机组到多至 12 台冷水机组的工程。我们已经使用了各种类型的冷水机组:离心式、螺杆式、涡旋式、吸收式及模块式。我们对这些机器进行了许多组合,包括并联、串联与混联(sidecar)的运行。我们已经对所有老的与新的冷水机组应用了这种概念。”<sup>[6]</sup>

在本世纪初,ARTI 在由美国 DOE,ARI 等 7 个单位资助的 21 世纪计划的推动下,对变流量一次泵水系统开展了全面和系统的研究与调研,在 2004 年 3 月发表了题为《变流量一次泵水系统——潜在效益与应用问题》的最终报告<sup>[1]</sup>。该报

告对于变流量一次泵水系统在美国的研究与应用的进展作了全面、客观的评价。在其执行摘要(executive summary)中指出:

“在冷水机组生产厂商、系统设计师、业主和运行人员中,对变流量一次泵的应用支持率正在渐渐增加。在容量控制、防冻结和流量检测上的进步已经提高了冷水机组的稳定性——由于在冷水机组分级启停时可能会突然改变蒸发器的流量,稳定性是变流量一次泵系统的一个特殊问题。一些生产厂商正在提供比不久前更详细的变流量工程指南,包括推荐的冷水流速范围和大多数冷水机组型号所允许的流量最大变化率。”

“一些变流量一次泵水系统被认为比一些可对比的一次/二次泵水系统更为复杂。其部分原因是由于冷水机组分级启停需要更加小心,以便达到稳定运行与实现预期的节能。冷水机组截止阀应该以和冷水机组容量控制的响应时间一致的速度来打开与关闭。在大多数变流量一次泵系统中,所要求的最小流量控制进一步增加了系统的复杂性。应该针对最大冷水机组所需要最小流量来确定旁通管与控制阀,并且应该把它们设置在紧靠机房的位置上。流量测量装置必须具有足够的最大输出与最小输出比(turndown),以便满足流量测量要求。”

“有一半多受调查的回信者已经有过设计或运行变流量一次泵水系统的经验。那些没有变流量一次泵水系统经验的人认为,他们没有采用变流量一次泵水系统的主要原因是由于缺少指导。业主们举出了由于采用了较少的机房部件而减少运行费用,降低初投资,减少机房面积和当系统经受小温差时具有改善冷水机组加载能力的例子来说明变流量一次泵水系统优于一次/二次泵系统。虽然大多数主张变流量一次泵水系统优于其他替代系统的人是考虑到能耗与初投资节省,但是在公开发表的文献中只有极少的定量数据。具有变流量一次泵经验的设计者与系统业主一般都愿意在今后项目中考虑采用变流量一次泵水系统。”

### 3.5 变流量一次泵水系统的优缺点与不适用场合<sup>[7]</sup>

目前在论及变流量一次泵水系统的优缺点时,一般均是与传统的定流量一次泵/变流量二次泵系统相比较。

#### 3.5.1 优点

1) 降低了空调供冷水系统的初投资费用。这是因为取消了二次水泵组与相应零配件、减振器、电力输配线及控制等,但这种节省中有相当一部分要被一次泵水系统变频调速驱动器的较高价格和旁通阀与附带控制的费用所抵消。

2) 降低了系统对制冷机房的空間要求。这是由于取消了二次水泵组而节省了机房的建筑面积。但其究竟能节省多少面积还要视原来定流量一次泵/变流量二次泵水系统的平面布置方案与机房的一些制约条件而论。

3) 降低了系统中水泵组电动机的电力需求。原因有二:① 取消了二次水泵消耗在附加零配件与装置(截止阀、除污器、吸口扩散器、止回阀及集水器等)上的阻力损失;② 因为一次/二次泵水系统中的一次泵通常是大流量低压头,其固有的效率比较低,而变流量一次泵水系统中的一次水泵均是大流量高扬程的水泵,其固有的效率一般均高于同等流量低扬程的水泵。

4) 降低了系统中水泵组的全年能耗费用。其部分原因是由于变流量一次泵水系统中水泵组的满负荷电力需求低于定流量一次泵/变流量二次泵系统的电力需求,但主要原因还是因为在采用一次/二次泵系统时,在一次环路中的水泵电耗对于每一冷水机组分级都是恒定不变的,同时一次泵必须像冷水机组那样分级投入运行。图7为装有3台冷水机组,3台水泵的机房,采用变流量一次泵系统与一次/二次泵系统空调水系统方案时,在不同流量下水泵功率的比较曲线<sup>[7]</sup>。

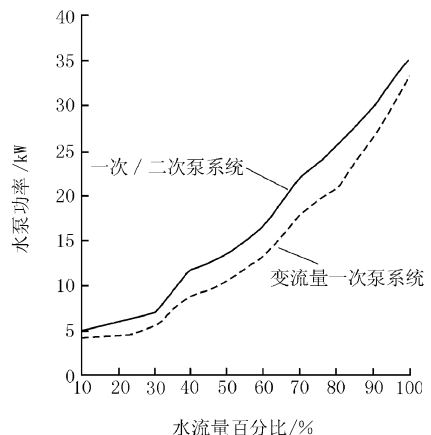


图7 装有3台冷水机组、3台水泵的机房内变流量一次泵系统与一次/二次泵系统的水泵功率比较

### 3.5.2 缺点

尽管变流量一次泵水系统的优点很多、优势很大,但其旁通控制与冷水机组分级启停控制的复杂性和可能出现的故障乃是其目前公认的两个缺点。

#### 1) 旁通控制问题

在变流量一次泵水系统中,为了确保流过正在运行的冷水机组的最低流量,要求装有旁通阀(见图 6)。其控制上的复杂性与可能会出现故障主要体现在以下四方面:

① 由于此旁通阀必须依靠流量信号来自动控制调节,所以要求这些冷水机组装有测量流量的某种手段;同时为了确保准确测量,这种流量装置还必须定期标定校正。

② 由于旁通控制阀位于水泵附近,使控制阀两端压差变化范围很宽,所以选择此旁通控制阀和调试(tuning)这个控制环路有时候是很困难的。

③ 即使控制系统有“健全性能”,可能还不足以应付来自负荷侧流量的突然变化。对于多台空气处理机组(AHU)可能同时停机的工程,还必须采取两项措施:要对这些 AHU 实施分组编程、分时关停和选用缓慢关闭的电动控制阀。

④ 越是复杂的控制系统越容易出毛病。可以预见,在此机房的使用寿命期内的某个时候,此旁通控制系统的失灵可能引起冷水机组故障性停机,一般需要人工手动恢复。但是如果运行人员不能熟练地让该冷水机组手动恢复运行,那么整个机房就只能不运行,等待维修了。

#### 2) 冷水机组的分级控制问题

在并联安装多台冷水机组的机房内,一般都要对这些冷水机组的启停采取分级控制。如果不采取特殊措施,在实行分级启动控制时,启动一台待用冷水机组,会导致流过在用冷水机组蒸发器的流量突然下降,从而触发这些在用冷水机组的保护性停机。因此,在任何变流量一次泵水系统中,不管对一次泵与冷水机组的水管连接采用专用方式,还是采用集合母管方式,必须采取各种有效措施来减轻与缓解这种瞬时的流量突变。

### 3.5.3 不适合采用的场合

尽管变流量一次泵水系统的优点对于广大建筑业主与用户具有非常大的吸引力,但鉴于这种水系统控制上的复杂性,在应用与推广时一定要谨慎,不要只看到其优点而盲目叫好,更不要在自己

还没有深入了解与充分掌握的情况下,就照抄与照搬。笔者认为至少在以下五种场合是不适合采用的:

- 1) 对于全年冷负荷变化不大的工艺性冷却;
- 2) 对于冷水供水温度波动有严格要求的工艺性空调;
- 3) 对于冷负荷小、供冷时间短的工程;
- 4) 对于没有熟练运行管理人员的工程;
- 5) 对于那些在系统负荷侧的空调机组与风机盘管上仍采用三通阀调节负荷的老系统,且不能用两通阀来替换大部分三通阀。

## 4 变流量一次泵水系统的设计与运行

对于空调工程师来说,在了解了变流量一次泵水系统的发展状况与优缺点后,最关心的是系统如何正确设计与运行。从图 4,5 与图 6 的对比不难看出,仅从图上看,仅就系统设备与配管连接而论,变流量一次泵水系统要比定流量一次泵/变流量二次泵水系统简单得多。变流量一次泵水系统的复杂性在于它的控制环节,而控制环节的复杂性往往在空调施工图上并不能完全反映出来,需要由弱电自控施工图及其控制顺序来反映。这些特殊控制要求既需要空调工程师对这种系统运行的节能原理与安全法则有深入的了解,还需要对当今市场上的冷水机组的控制功能有详细与准确的掌握,经综合分析后向弱电控制专业工程师提出明确、详细、及时的书面控制顺序要求。

笔者根据国外一些成功的经验与冷水机组生产厂商提供的设计指南<sup>[7-9]</sup>,归纳总结以下设计要点与运行指南。

### 4.1 设计要点

4.1.1 首先应计算或得到所设计工程供冷期内准确可靠的逐时冷负荷数据与分布图。准确掌握该工程使用功能所允许的冷水供水温度波动幅度。

4.1.2 在选用冷水机组时,不但要比较其满负荷与常用部分负荷条件下的能效,更为重要的是应详细了解机组控制器及其群控装置的详细控制功能,应要求冷水机组生产厂商提供准确可靠的该种型号冷水机组蒸发器的额定流量(额定流速),最大流量(最高流速),最小流量(最低流速),系统周转时间极限值及允许的最大流量变化速率的书面资料。

若要采用变流量一次泵技术,所选冷水机组的最小流量应不大于其额定设计流量的 60%,其所

能承担的最大流量变化率应超过 10%/min, 最好能达到 30%/min。对于具有容量不同的多台并联冷水机组的机房, 应选择蒸发器额定水压降大致接近的机组。

所选冷水机组所能承受的最大流量变化率越高, 表明其反应速度越快, 剩余偏差越小, 控制调节性能越强, 即使在冷水机组有增减时, 其蒸发器出口的供水温度的波动也越小。在图 8, 9 中, 分别列举了 2%/min 和 30%/min 的两种最大流量变化率的冷水机组实测的蒸发器出口供水温度变化曲线<sup>[10]</sup>。从图 8 不难看出, 对于无流量补偿能力控制的冷水机组, 其只允许有 2%/min 的最大流量变化率, 而蒸发器出口的供水温度, 当增加一台冷水机组时, 温度波动幅度高达 10 °C (18 °F); 从图 9 不难看出, 允许水流量变化率高达 30%/min, 具有流量补偿能力控制的冷水机组, 其蒸发器出口的供水温度波动幅度只有 2.2 °C (4 °F)。

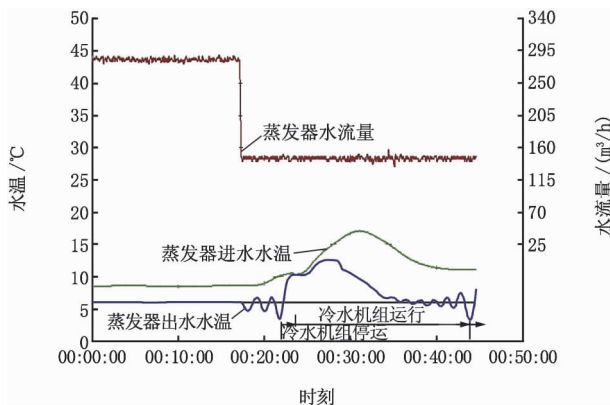


图 8 无流量补偿能力控制的冷水机组, 当流量变化率为 2%/min 时, 蒸发器进出口水温及流量的变化曲线

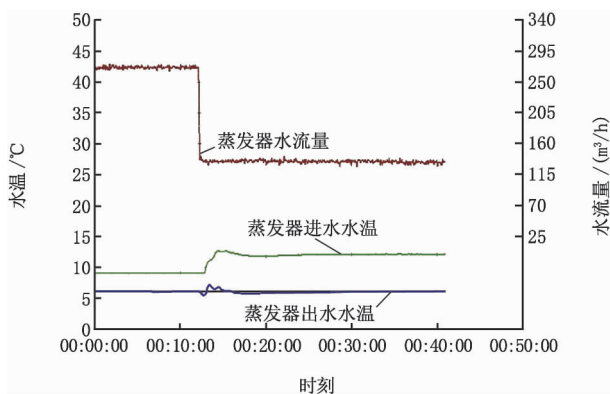


图 9 允许流量变化率 30%/min, 具有流量补偿能力控制的冷水机组, 蒸发器进出口水温及流量的变化曲线

详细了解其种类、稳定性及测温准确度, 定期标定校正的周期时间, 以确保其在标定校正周期内的温度测量精度不超过  $\pm 0.2$  °C。

4.1.4 对于冷水机组自带的供水温度控制器, 一定要详细了解其控制调节原理, 应选用与配备响应快、剩余偏差小的 PID 调节, 以确保今后能对冷水机组供水温度进行及时、快速、无偏差的调节。

4.1.5 对于变流量一次泵与并联冷水机组的连接, 宜采用集合母管并联后再与蒸发器串联的方式进行配管。

4.1.6 在变流量一次泵水系统中, 跨接在一次泵与冷水机组蒸发器两端的旁通管应设置在制冷机房内, 离一次泵组和冷水机组尽量近一些, 还应在此旁通管上安装控制阀, 以便能控制调节正在运行的冷水机组蒸发器的水流量不小于其最小水流量。此旁通控制阀的口径与旁通管的管径应按照流过系统中最大冷水机组蒸发器的最小流量来选择, 该旁通控制阀的承压应和冷水机组蒸发器一致, 应根据该阀门全关时两端压差配置该阀门执行机构的转动力矩。该控制阀的阀位行程-流量的调节性能曲线应是线性的。

4.1.7 在变流量一次泵水系统中必须设置与选用准确度高的和重现性好的流量传感器<sup>[1,10]</sup>。一般有两种方案可供选择: 1) 在一次水泵组进口集水母管前的回水干管的直管段上, 设置准确度不低于  $\pm 0.5\%$  的电磁流量计, 该直管段的长度至少应为 15 倍管径。流量计应按生产厂商说明书要求安装与定期标定校正。2) 在每台冷水机组蒸发器两端安装压差传感器, 该压差传感器的灵敏度不应低于  $\pm 0.1\%$ , 准确度不应低于  $\pm 0.2\%$ , 压差传感器与其变送器应按生厂商说明书要求定期标定校正。一旦决定采用这种流量测量方法后, 还必须要求冷水机组生产厂商提供其蒸发器流量与水压降关系的准确资料, 并对水系统采取严格的水质控制与过滤措施。

4.1.8 应计算所设计的空调水系统的系统周转时间, 校核其计算值是否大于冷水机组生产厂商所推荐的极限值。若有较长的系统周转时间, 则说明该系统有助于改善冷水机组控制的稳定性, 若小于所推荐的极限值, 则就应与冷水机组生产厂商商讨补救改进措施。

## 4.2 运行指南

4.1.3 对于冷水机组自带的测温元件, 一定要详



对于变流量一次泵水系统来说,除了需要正确选配与安装测量元器件与控制仪表之外,还要解决这些并联冷水机组的顺序启停问题,而其最大流量、最小流量、温度设定值又是这些顺序启停的关键切换点。因此,变流量一次泵水系统的正常运行依赖于预先编好的顺序启停软件。所谓运行指南实际上要将这些确保机组安全与节能的启停步骤编入控制顺序。

4.2.1 在启动另一台冷水机组之前,应尽量让正在工作的冷水机组满负荷运行。当所监测的蒸发器出水温度在其设定值允许偏差范围内波动时,就没有必要启动另一台冷水机组。只有当所监测的蒸发器出水温度超过了设定值允许偏差上限时,或其水流量超过了该机组所允许的最大流量时才可启动下一台冷水机组。

4.2.2 当系统冷负荷增大,对正在运行冷水机组加载时,若其蒸发器流量逼近最大流量,蒸发器出水温度超过设定值允许偏差上限,就必须启动待用冷水机组。此时,为防止正在运行冷水机组蒸发器流量的突然下降,需要执行以下两项保护措施:

1) 通过关小机组进口导叶阀或提高机组供水温度设定值 1~3 min 的办法使正在运行的冷水机组暂时卸载,缓解由于水流量突然下降可能出现的铜管内流水冻结危险;

2) 要缓慢打开新启动冷水机组蒸发器的截止阀,其打开速度要视所用冷水机组所能承受的最大流量变化率而定。对于最大流量变化率允许 30%/min 的机组,其截止阀从全关到全开,大约为 2 min;对于最大流量变化率允许 10%/min 的机组,需要经历 6 min;而对于最大流量变化率只允许 2%/min 的机组,就需要 30 min。

4.2.3 根据机房内机组的台数与部分负荷效率曲线,应设计专用停机策略,避免机组的低负荷运行。在布置 2 台以上机组的机房里,作为经济运行的一条原则是应尽量少开主机,这样做有两个好处:1) 可同时少投入冷水泵、冷却水泵与冷却塔风机的运行;2) 可使冷水机组处于较高负荷的较高效率下运行。例如,在布置 3 台冷水机组的机房里,运行 2 台机组能满足负荷要求时,决不应该投入 3 台机组运行,在布置 4 台冷水机组的机房里,运行 2 台机组能满足负荷要求时,决不应该投入 3 台、4 台机组运行。

因为目前市场上可买到的大多数冷水机组的控制器,一般都能按照规定时间间隔监测其正在运行时的电流  $RLA$ (running load amps),所以一般都以其实际值与设计值之比作为表征冷水机组运行时的实际负荷率的指标。因此,在有多台机组的制冷机房内,可以以整个机房正在运行的机组实际电流之和与整个机房各台机组的设计电流之和之比作为制冷机房负荷率指标,以控制机组的分级停机。例如,在 4 台等容量冷水机组机房内,可以将  $\sum RLA\% = 75\%, 50\%, 25\%$  值分别作为 4 台机,3 台机,2 台机需要实施减机控制时的逻辑判断控制点。

4.2.4 应根据冷水机组蒸发器结构、最小流速和防冻结温度设定值,设计防冻结延时停机保护顺序。因为,一般当监测到蒸发器出水温度到达冻结水温度时定流量冷水机组控制器就会立即执行保护性停机。但是变流量一次泵水系统中,若还是实行这种保护性控制,那么这种保护性事故停机的概率会很高。因此,目前适用于变流量一次泵水系统的冷水机组,其控制器应设计有防冻结延时停机保护顺序。这种控制顺序能在监测到达冻结温度时不会立即停机,而是累加冻结温度以下的度-秒值,并且只有当此总和值上升到临界水平时才迫使其停机,以便使主机的制冷能力调节器能稳定控制制冷出力。

4.2.5 当监测到正在运行冷水机组蒸发器流量降低到最小流量时,应利用旁通控制阀让一部分冷水短路循环,提高水泵的循环水量,确保正在运行的冷水机组蒸发器能维持在最小流量以上运行,避免发生不正常的缺水保护,消除有害的故障性跳闸停机。在制冷机房的优化群控程序中,应包含有这一保护环节。

## 5 几点看法

5.1 控制技术的进步为变流量一次泵水系统的发展与工程应用铺平了道路。美国近 10 年来对这项技术的开发研究与典型工程的应用,已获得了丰富的经验,总结出了较完整的设计与运行指南,并正在把这种水系统设计列为空调水系统的一种标准形式来推广。

5.2 变流量一次泵水系统技术的应用,既可节省机房面积和降低初投资,又可减少水泵组的电力需

式中  $PLF_1, PLF_2, PLF_3, PLF_4$  分别为 100% 负荷、(75±10)% 负荷、(50±10)% 负荷、(25±10)% 负荷时的部分负荷系数;  $EER_1, EER_2, EER_3, EER_4$  分别为 100% 负荷、(75±10)% 负荷、(50±10)% 负荷、(25±10)% 负荷时的  $EER$ 。

由 GB/T 18837—2002 可查得 4 种负荷时的  $PLF$  值,由实验测得 4 种负荷的  $EER$  值,列于表 2,由表中数据可计算得到双压缩机空调机组的  $IPLV$  为 3.67,单压缩机空调机组的  $IPLV$  为 3.21,双压缩机比单压缩机的  $IPLV$  提高了 14.5%。由此可见,在部分负荷下,用双压缩机替代单压缩机的多联式空调机组,节能效果显著。

表 2 4 种负荷的  $EER$  和  $PLF$  值

	$PLF_1$	$PLF_2$	$PLF_3$	$PLF_4$	$EER_1$	$EER_2$	$EER_3$	$EER_4$
双压缩机	1.0	0.9	0.4	0.1	3.5	3.9	3.5	3.7
单压缩机	1.0	0.9	0.4	0.1	2.9	3.9	3.1	2.6

## 4 结论

4.1 实验证明采用变频压缩机与定速压缩机并联的多联式空调机组,由于其变频压缩机可以跳过超低频运转和避免超高频运转,解决了变频压缩机低

(上接第 40 页)

求与全年运行能耗,是一项对于建筑业主与开发商极有吸引力的先进技术,其发展潜力巨大,发展前景也十分看好。

5.3 变流量一次泵水系统的控制技术复杂,需要空调设计专业人员认真对待,深入研究,全面掌握。如果我们想把这种控制上的设计责任完全推给弱电自控专业人员,或者完全依赖于冷水机组生产厂商,必然会给未来工程带来运行失败的后果。

5.4 由于变流量一次泵水系统技术的好处很多、很大,但控制上却较复杂,如不注意极易导致未来工程运行失败,故本文用了较长篇幅阐述这个问题,旨在希望引起同行的重视与兴趣,与同行分享笔者在这个问题上的初步认识,若有片面之处请补充纠正,若有错误之处也请批评指正。

## 参考文献

- [1] William P B, Eric P. Variable-primary flow chilled water system: potential benefits and application issues [R]. Final Report to ARTI of ARI, Arlington VA, 2004
- [2] Trane. CenTraVac (Liquid Chillers and Centrifugal

频振动、回油困难和高频噪声的问题。

4.2 实验数据显示,各种负荷需求下,双压缩机空调机组的能效比比单压缩机空调机组高,在 15 种负荷情况下,双压缩机空调机组的平均能效比为 3.6 W/W,单压缩机空调机组的平均能效比为 3.1 W/W,前者比后者提高了 16%;双压缩机空调机组的综合部分负荷性能系数为 3.67,单压缩机机组的综合部分负荷性能系数为 3.21,前者比后者提高了 14.5%。这说明双压缩机空调机组比单压缩机空调机组具有更好的节能效果。可以认为,单台变频压缩机和多台定速压缩机并联的多联式空调机组亦具有这样的优势。

## 参考文献

- [1] 邵双全,石文星,李先庭,等.变频空调系统调节特性研究[J].制冷与空调,2001(4):17-20
- [2] 吴业正.制冷原理[M].西安:西安交通大学出版社,1997
- [3] 合肥通用机械研究所,青岛海尔空调器有限公司,广东顺德美的冷气机制造有限公司. GB/T 18837—2002 多联式空调(热泵)机组[S].北京:中国标准出版社,2002
- [4] Liquid Chillers/Water Cooled Catalog (CTV-PRC007-EN)[R],2001
- [5] Schwedler M, Bradley B. Variable-primary-flow systems[R]. Trane Engineers Newsletter, 1999, 28 (3)
- [6] Gil Avery. Improving the efficiency of chilled water plants[J]. ASHRAE Journal, 2001,43(5):14-18
- [7] Thomas H D. Evolving design of chiller plants[J]. ASHRAE Journal,2005,47(11):40-50
- [8] Terry Moses. Variable-primary flow: important lessons learned [J]. HPAC Engineering, 2004, 73 (7):40-43
- [9] Steven T T. Primary-only vs primary-secondary variable flow systems[J]. ASHRAE Journal,2002, 44(2):25-29
- [10] Schwedler M, Bradley B. Variable-primary-flow systems revisited[R]. Trane Engineers Newsletter, 2002, 31(4)
- [11] William P B, Eric Peyer. Varying views on variable-primary flow chilled-water systems [J]. HPAC Engineering, 73(3):S5-S9
- [12] Trane. 特灵空调:系统应用——“一次泵变流量”系统应用篇[R]. APP-APG004-ZH,2004