

文章编号: 1671-6612 (2023) 01-157-06

集中空调水系统并联水泵选型与流量调节特性

刘旭森 李恺晴 杨宏军

(广东海洋大学海洋工程与能源学院 湛江 524088)

【摘要】 针对空调水系统, 基于水泵性能曲线和管网特性曲线, 分析了水泵选型是否需要考虑扬程和总流量的富裕量以及并联水泵选型是否要对额定流量进行附加; 讨论了确定管网增加并联水泵运行台数导致总流量衰减和减少并联水泵运行台数有可能导致超载; 阐述了水泵变速调节, 系统流量的影响因素及变化规律。

【关键词】 空调水系统; 水泵选型; 并联水泵; 流量特性; 台数调节; 变速调节

中图分类号 TU81 文献标识码 A

The Selection and the Flow Regulation Characteristic of Parallel Pumps for Central Air-conditioning Water System

Liu Xusen Li Kaiqing Yang Hongjun

(School of Ocean Engineering and Energy, Guangdong Ocean University, Zhanjiang, 524088)

【Abstract】 In view of air-conditioning water system, based on the pump performance curve and the pipe network characteristics curve, whether the head and the total flow affluence need to be taken into account and whether the additional to the rated flow should be considered for parallel pump selection are analyzed; the total flow decay due to increasing the number of parallel pumps operating in the pipe network and the overload due to decreasing the number of parallel pumps operating are discussed; the influencing factors and change laws of the system flow due to variable speed regulation of pumps are elaborated.

【Keywords】 central air-conditioning water system; pump selection; parallel pumps; flow characteristics; number of pump regulated; frequency conversion

0 引言

集中空调水系统的循环水泵是按设计工况选型的。实际运行时, 空调系统大多数时间处于部分负荷工况, 需要改变水泵运行台数或转速对水量进行调节。因此掌握水系统的流量调节特性对系统安全运行至关重要。目前空调水系统多采用多台水泵并联工作的模式, 如图 1 所示, 分为完全并联和局部并联两种形式。完全并联是指性能曲线完全相同的水泵并联 (同型号的水泵并联), 局部并联是指性能曲线不同的水泵并联 (不同型号的水泵并

联) [1,2]。并联水泵有全部定频、全部变频、定变结合等多种方式。如图 2 所示, 定频水泵装置由电动机和水泵两部分组成 (虚线框内部分), 变频水泵装置由水泵、电动机以及变频器三部分组成 (实线框内部分) [3]。

本文针对多台水泵并联的空调水系统, 主要探讨以下几个问题: (1) 水泵选型时扬程和流量是否需要考虑富裕量, (2) 并联水泵选型是否需要对流量再次进行附加, (3) 确定管网增加并联水泵运行台数时产生流量衰减的原因, (4) 减少并联水泵运行

基金项目: 2021 年度广东海洋大学本科教学质量工程项目 (010301062105); 2021 年教育部“产学合作协同育人”项目 (202102187006); 广东海洋大学 2021 年度本科生创新团队项目 (010404062101)

作者简介: 刘旭森 (2000-), 男, 在读本科生, E-mail: 1356141835@qq.com

通讯作者: 杨宏军 (1979-), 男, 博士研究生, 讲师, E-mail: hong0919@163.com

收稿日期: 2022-08-29

台数时单台水泵超载的原因及预防措施，(5) 变速水泵流量调节时，流量比与转速比的关系等。

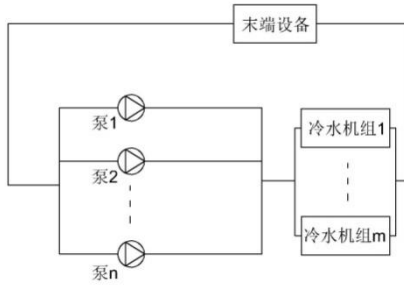


图 1 并联水泵连接示意图^[4]

Fig.1 Schematic diagram of parallel pump connection

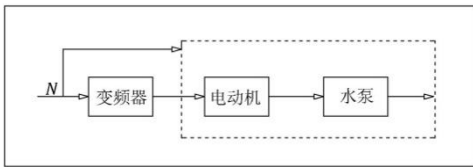


图 2 定频泵装置与变频泵装置示意图^[3]

Fig.2 Schematic diagram of constant frequency pumps and variable frequency pump

1 并联水泵选型

多台水泵并联工作的空调水系统，循环水泵设计选型的步骤如下^[1-5]：

(1) 确定系统的最大流量 Q_{max} 和相应的阻力 ΔP_{max} 。

(2) 确定水泵设计总流量 Q_0 和设计扬程 H_0 ，如公式 (1) 和公式 (2) 所示。

$$Q_0 = (1 + \alpha) Q_{max} \quad (1)$$

$$H_0 = (1 + \beta) \Delta P_{max} \quad (2)$$

式中， α 和 β 分别是指水泵流量和扬程的附加系数（或富裕系数）。

(3) 确定并联水泵的台数 n 。

(4) 确定单台水泵的设计流量 Q_1 和扬程 H_1 。

1.1 水泵设计总流量和扬程的富裕量

图 3 为两台水泵完全并联的运行特性。曲线 I 和曲线 (I + I) 分别是单台水泵的性能曲线和两台水泵完全并联的性能曲线，曲线 I 是管网的性能曲线（文中用罗马数字 I 和 II 表示水泵性能曲线，用阿拉伯数字 1 和 2 表示管网性能曲线，下同）。在设计工况下，系统的工作点为 A_0 ，单台水泵的

工作点为 A_1 ，工作扬程和工作流量分别是 H_0 和 Q_{A1} ，而且有 $Q_{A0} = 2Q_{A1}$ 。

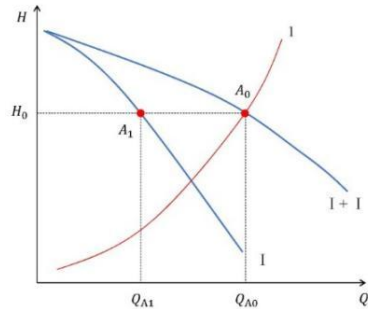


图 3 两台水泵完全并联

Fig.3 Two pumps in complete parallel

由上面的理论分析可以推论出，对于 n 台水泵并联运行的系统，水泵不考虑阻力和流量的富裕量，即公式 (1) 和公式 (2) 中， $\alpha = \beta = 0$ 。单台水泵的额定扬程相等，且等于系统最大设计流量对应的阻力，即 $H_1 = H_0 = \Delta P_{max}$ 。对于水泵完全并联方式^[6]，单台水泵额定流量均相等，且等于设计流量的 $1/n$ ，即 $Q_1 = Q_0/n = Q_{max}/n$ ；对于水泵局部并联方式， n 台水泵的额定流量之和等于系统最大总流量，即 $\sum_{i=1}^n Q_{li} = Q_0 = Q_{max}$ 。

关于水泵的富裕量，《实用供热空调设计手册》^[2]推荐 α 和 β 的取值均为 10%~20%，《流体输配管网》^[7]推荐 α 取值为 5%~10%， β 的取值为 10%~15%，但是这两份资料均没有提及水泵流量和扬程附加的原因，以及附加系数确定原则。俞国泰等^[8-10]认为，离心式水泵长期运行后，水泵各间隙之间的泄漏量增加和管道阻力增加，为了保证水泵工作的可靠性，很有必要对系统计算阻力和流量附加一定的富裕量作为最佳工作点选泵。同时他们也分析强调，过大的富裕量会造成能量浪费，而过小或没有富裕量则无法保证水泵工作的可靠性，因此建议根据水泵比转速不同，水泵的扬程和流量选用不同的附加系数。董哲生^[11]认为，如果水管网的阻力是经过认真计算得到的，水泵选型参数尽可能接近设计流量值和设计扬程值，不用另乘系数，即取 $\alpha = \beta = 0$ 。甚至当额定扬程稍大于设计扬程时，水泵的额定流量可以稍小于设计流量。钟国安^[12]建议，在空调、供热系统中，变频循环水泵的选型可按照定频水泵的选型方法来选择扬程和流量等参数，无需提高扬程的富余量。

《通风与空调工程施工质量验收规范》^[13]规

定,“空调冷(热)水系统、冷却水系统的总流量与设计流量的偏差不应大于 10%”。也就是说,如果空调水系统的工作流量与实际流量的偏差为 -10%,其结果是水系统的供回水温差比设计值高 0.5℃(设计供回水温差通常按 5℃计)^[11],这种情况是可以满足工程需要的。而且空调系统绝大部分时间是在部分负荷下工作^[14,15],因此水系统的实际流量绝大部分时间是小于设计流量的,通常需要改变水泵运行台数或转速对水流量进行调节。综上所述,笔者建议,空调水泵选型时扬程和总流量可以不考虑附加系数。

1.2 单台水泵流量是否需要乘更大的系数

《中央空调设备选型手册》^[16]和《空调与制冷技术手册》^[17]规定,水泵选型时流量应乘以大于 1 的系数,“单台水泵取 1.1,两台水泵并联工作时取 1.2”,而且强调多台水泵并联选型时流量要乘更大的系数。笔者通过分析,这两份资料之所认为“并联水泵选型应选用更大流量的水泵才更可靠”^[11],很可能是对水泵并联存在流量衰减现象的误读,也就是认为多台水泵并联,总流量会小于各水泵额定流量之和。

如图 4 所示,曲线 $n I$ 和曲线 $n II$ 分别是指 n 台 I 型水泵和 n 台 II 型水泵完全并联工作时的性能曲线。如果不考虑扬程和流量的富裕量,应选择性能曲线为 $n I$ 并联水泵,工作点为 B_0 。如果对水泵流量附加,需要选择性能曲线为 $n II$ 的并联水泵,则预期的设计工作点为 B_1 。根据图 4 分析可得,系统的实际工作点为水泵性能曲线 $n II$ 与管网性能曲线 1 的交点 B_2 。

从图 4 可以看出,II 型水泵的工作扬程大于其额定扬程,而工作总流量小于其额定流量之和,即 $Q_{B2} < Q_{B1}$,存在总流量衰减的情况。这是因为水泵额定流量大于设计值,导致管网流速增大,管网实际阻力大于设计值。实际工作时单台水泵需要提供的扬程大于额定值,因此流量小于额定值。从图 4 还可以看出,这种情况下,系统工作总流量仍然大于设计值,即 $Q_{B2} > Q_{B0}$,是满足系统流量设计要求的。对流量进行附加,会导致水泵实际工作点偏离额定工况点,效率下降。综上所述, n 台水泵完全并联选型,单台水泵的额定流量应为总设计流量的 $1/n$,即 $Q_1 = Q_0/n$,不用根据并联水泵台数的多少,对流量乘大于 1 的系数。

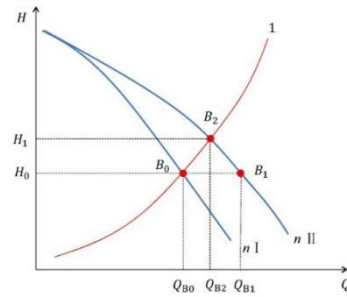


图 4 水泵选型流量考虑富裕量

Fig.4 Consider the increased capacity when selecting pumps

2 增减水泵运行台数的流量特性

2.1 确定系统增加水泵台数

如图 5 所示某一确定的管网,原设计单台水泵,工作点为 C_0 。水泵选型不考虑富裕量,则水泵的额定扬程为 H_0 ,流量为 Q_{C0} 。如果在管网中并联增加一台相同型号的水泵,不考虑管网性能曲线 1 的变化,则系统的工作点变化为 C_2 ,此时单台水泵的工作点为 C_1 。从图 5 可以看出,增加一台并联水泵后管网的总流量 Q_{C2} 并不是单台水泵额定流量 Q_{C0} 的 2 倍,而是小于这个值,即 $Q_{C2} < 2Q_{C0}$ 。但此时总流量是单台水泵实际工作流量 Q_{C1} 的 2 倍,即 $Q_{C2} = 2Q_{C1}$ 。

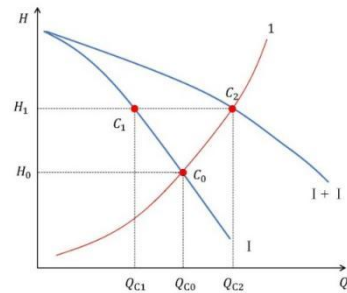


图 5 确定管网增加一台并联水泵

Fig.5 Add a parallel pump to an existing network

究其原因,原管网并联 1 台水泵后总流量增大,导致管网阻力增大,单台水泵的扬程由 H_0 增加为 H_1 ,工作流量由 Q_{C0} 减小为 Q_{C1} ,从而总流量由预期的 $2Q_{C0}$ 减少为 $2Q_{C1}$ 。可以分析,总流量减少包括两部分,新增加并联水泵的流量减少量和管网中原水泵由于扬程提高而导致的流量减少。可以预见,增加并联水泵的台数越多,管网阻力愈大,单台水泵的工作流量 Q_{C1} 会愈小,总流量的实际增加量 $(n-1)Q_{C1}$ 相比预期增加量 $(n-1)Q_{C0}$ 会愈

少。正如《实用供热空调设计手册》^[2]指出，“对于一个确定的管路系统，其管路特性曲线已定，如果企图通过增加水泵台数的方法来获取系统流量的提高，显然是不合理的”。需要说明的是，这样前提是增加水泵扬程与原设计扬程相等。但是，如果增加水泵的额定扬程较大，系统的流量是可以显著提高的。

2.2 减少水泵运行台数

以两台水泵完全并联工作为例进行分析。如图 6 所示，设计工况，空调满负荷运行，水系统工作点为 D_0 ，单台水泵工作点为 D_1 。空调部分负荷运行时，1 台冷水主机和 1 台水泵工作，若忽略冷水主机台数减少引起的管网性能曲线变化，则系统工作点改变为 D_3 。可以看出，对于单台水泵而言，有 $Q_{D3} > Q_{D1}$ ，这说明减少并联水泵运行台数后，单台水泵工作流量大于其额定流量，处于超流量运行状态，有超载的危险，这对水泵的安全运行是一个隐患。

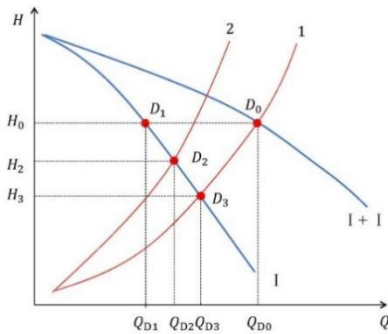


图 6 并联水泵减少运行台数

Fig.6 Parallel pumps reduce the number of units in operation

在空调水系统管网中，由于冷水主机蒸发器（或冷凝器）阻力较大，减少冷水主机运行的台数会影响管网的阻力，管网的性能由曲线 1 变化为曲线 2，如图 6 所示。此时单台水泵的实际工作点为 D_2 ，可以看出， $Q_{D1} < Q_{D2} < Q_{D3}$ 。这表明，此时虽然单台水泵仍然处于超流量的运行状态，但是相比理论分析的情况有所缓解。专著《空调水系统的优化分析与案例剖析》^[18]指出，对于图 6 所示的两台水泵并联运行的空调水系统管网，应按照 D_2 点的流量、扬程和效率对水泵在部分负荷工况下运行时所需要的电机功率进行校核，而不是 D_3 点。否则很可能导致水泵电机功率配置过大，使电机整个

空调季偏离设计工况运行，不利于节能。

目前解决水泵并联超载的常用措施是在每台水泵的出口安装限流止回阀，当减少水泵运行台数时，自动关小仍然在运行的水泵出口的限流止回阀，以增大阻力，使得管网曲线改变，而管网的阻力基本不变，因此运行的水泵依然处于高效区，这种方式的缺点是相对耗能。

另外还可以通过选择合适的水泵类型以缓解超载问题。如图 7 所示，两台水泵完全并联工作，系统的工况点为 E_0 。I 是性能曲线陡降型的水泵，II 是性能曲线平坦型的水泵。部分负荷工况下 1 台水泵工作，若不考虑管网特性曲线的变化，对于 I 型水泵和 II 型水泵两种方案，单台水泵的工作点分别是 E_3 和 E_2 。可以看出， $Q_{E3} < Q_{E2}$ ，或者 $Q_{E3} - Q_{E1} < Q_{E2} - Q_{E1}$ ，这表明特性曲线较为陡峭的水泵，减少水泵运行台数时其运行流量偏离额定流量较小。因此多台水泵并联，建议选择陡降型特性曲线的水泵，以减小水泵超载的风险^[18]。

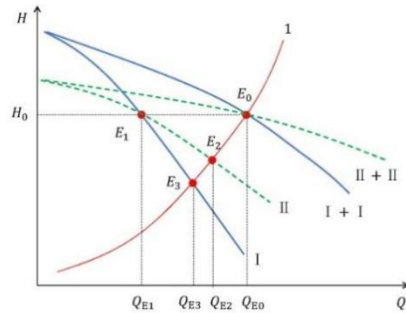


图 7 陡降型水泵和平坦型水泵

Fig.7 The high step down pump and the flat pump

3 水泵变速调节的流量特性

空调水系统广义管网性能曲线方程为管网性能曲线方程如公式 (3) 所示：

$$H = H_0 + SQ^2 \tag{3}$$

式中， H 为管网的阻力， m ； H_0 固定阻力， m ； S 为管网的阻抗， kg/m^7 ； Q 为管网的流量， m^3/s 。

如图 8 所示，设计工况下管网性能为曲线 1，水泵额定转速为 n_0 ，水泵的工作点为 F_0 ，流量为 Q_{F0} 。空调部分负荷时，采用改变水泵转速的方式把流量从 Q_{F0} 调节到 Q_{F1} 。下面分析温差控制法和压差控制法两种不同控制策略，系统流量调节的性能。

3.1 温差控制法流量调节

温差调节法是根据实际供回水温度与预先设

定的温差进行比较, 根据偏差值控制电动机频率以及水泵转速, 从而对水系统流量进行调节。温差调节管网的性能曲线不变, 如图 8 所示, 水流量从 Q_{F0} 调节到 Q_{F1} , 水泵的工作点应由 F_0 点调节到 F_1 点, 因此需要把水泵转速由 n_0 降低至 n_1 。如果管网的固定阻力为 0, 即公式 (3) 中的 $H_0=0$ 。则水泵转速调节前后工况相似, 根据相似定律, 有 $Q_{F1}/Q_{F0} = n_1/n_0$, 即流量的比与转速成正比关系。对于闭式空调水系统, 如果采用温差控制法调节流量, 则流量调节过程满足这种关系。

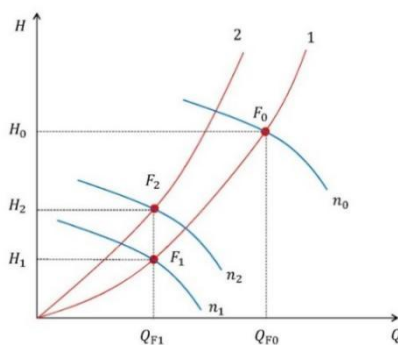


图 8 水泵变速流量调节

Fig.8 Flow regulation variable speed pump

3.2 压差控制法流量调节

压差控制法流量调节是指水系统采用压差信号控制水泵的转速从而调节流量大小。如图 8 所示, 空调部分负荷时, 末端设备调节阀开度根据室内负荷变化调节, 管网性能由设计工况的曲线 1 变化为曲线 2。此时水流量由 Q_{F0} 调节到 Q_{F1} , 水泵的工作点需要由 F_0 点调整到 F_2 点。可以看出, 水泵转速由 n_0 降低到 n_2 , 而不是 n_1 ^[19,20]。由于水泵转速调节前后工况不相似, 因此 $Q_{F1}/Q_{F0} \neq n_2/n_0$, 即流量比与转速比不是正比关系。

目前水泵变频调速 (VFD) 节能技术在水系统中已得到广泛应用^[21], 在空调水系统中应用的研究热点之一是并联水泵节能优化群控^[22-27]。以空调水系统并联水泵最小能耗为目标, 建立优化数学模型求解, 需要流量比、扬程比与转速比之间的数学关系。就笔者所检索的文献而言^[22-27], 水泵变速调节流量比与转速比均按水泵的相似定理计算, 即认为两者是正比关系, 这种做法是否合理有待商榷, 需要进一步研究。因为空调水系统并联水泵变速调节, 流量比与转速比不一定都满足相似定律, 它与

水系统流量调节策略有关^[28,29]、是否有固定阻力有关 (如开式水系统存在固定阻力, 而闭式水系统没有)。

4 结论

(1) 对于空调水系统, 工程上允许实际流量与设计流量有不大于 10% 的偏差, 而绝大部分时间实际需要的流量是小于设计流量的, 空调水泵选型时可以不考虑扬程和流量的富裕量。

(2) 多台水泵并联运行, 水泵选型时不需要对流量乘以大于 1 的系数, 以避免选型过大而造成浪费。

(3) 对于确定的水系统, 增加并联水泵的台数越多, 总流量增加的幅度越少。因此通过增加水泵台数的方法来获取系统流量的提高是不合理的。

(4) 减少并联水泵运行台数调节流量, 运行水泵会处于超流量运行状态。为避免水泵超载的风险, 建议选择陡降型特性曲线的水泵。

(5) 水泵变速调节的流量调节特性, 与水泵转速和系统流量调节策略有关。比如闭式空调冷冻水系统, 如果采用温差调节策略, 流量比与水泵转速比为正比关系。如果采用压差调节策略, 流量比与转速比则不是正比关系。因此水泵变频调节, 不能盲目使用相似原理进行流量和能耗分析计算。

参考文献:

- [1] 刘波, 霍亨, 方修睦. 对多台定速水泵并联设计及运行中常见问题的分析[J]. 区域供热, 2020, (3): 91-97.
- [2] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册 (第 2 版) [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008: 1179-1180.
- [3] 刘波, 方修睦, 姜永成, 等. 变频水泵装置调速特性试验研究[J]. 暖通空调, 2015, 45(8): 47-52.
- [4] 代允闯, 姜子炎, 陈佩章, 等. 并联变频水泵转速优化控制研究[J]. 暖通空调, 2015, 45(8): 30-35, 22.
- [5] 许淑惠, 严颖, 王哲斌, 等. 水泵并联选型及节能运行相关问题探讨[J]. 北京建筑工程学院学报, 2008, (2): 1-4.
- [6] 李承泳. 多泵并联离心水泵节能控制方法[J]. 建筑热能通风空调, 2018, 37(4): 59-61.
- [7] 付祥钊, 肖益民. 流体输配管网 (第 3 版) [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010: 214-215.
- [8] 俞国泰. 离心式水泵合理富裕量的探讨[J]. 节能, 1988, (1): 13-16.

- [9] 董玉华,俞向东.离心泵富裕量的合理选择[J].汽轮机技术,2002,(5):314-315.
- [10] 韩亚非.离心泵合理选泵富裕量的探讨[J].冶金动力,2009,(6):39-40,43.
- [11] 董哲生.空调水系统阻力计算及水泵选型若干问题[J].暖通空调,2006,(9):45-47.
- [12] 钟国安.试论变频水泵的选型[J].暖通空调,2010,40(1):17-18.
- [13] GB 50243-2016,通风与空调工程质量验收规范[S].北京:中国计划出版社,2016:94
- [14] 孙一坚.空调水系统变流量节能控制[J].暖通空调,2001,(6):5-7.
- [15] 王飞,胡文斌.广州地区办公建筑空调负荷特性及分布规律探讨[J].科学技术与工程,2010,10(23):5799-5801,5806.
- [16] 周邦宁.中央空调设备选型手册[M].北京:中国建筑工业出版社,1999:674.
- [17] 陈沛霖,岳孝方.空调与制冷技术手册[M].上海:同济大学出版社,1990:342.
- [18] 赵亚伟.空调水系统的优化分析与案例剖析[M].北京:中国建筑工业出版社,2015.
- [19] 姚国梁.空调变频水泵节能问题探讨[J].暖通空调,2004,(6):32-34.
- [20] 丁勇,魏嘉.冷冻水泵变频改造的节能性能分析[J].建筑节能,2015,43(9):1-7.
- [21] Gan X, Pe J, Pavesi G, et al. Application of intelligent methods in energy efficiency enhancement of pump system: A review[J]. Energy Reports, 2022,8,11592-11606.
- [22] 申建光,史小兵.集中空调系统水泵变频调速运行模式节能设计[J].工业加热,2022,51(4):35-38,44.
- [23] 于军琪,张瑞,赵安军,等.中央空调系统并联水泵节能优化群智能控制算法[J].控制理论与应用,2020,37(10):2155-2162.
- [24] 林立昌,刘青荣,阮应君.基于实测数据并联变频水泵运行优化[J].科学技术与工程,2020,20(30):12546-12551.
- [25] Wang G, Ghoddousi S, Wang Z, et al. validation and application of an energy model for energy efficient operation of parallel pump systems[J]. Journal of Building Engineering, 2022,59:105098.
- [26] Xuefeng L, Jinping L, Zhitao L, et al. Diversity of energy-saving control strategy for a parallel chilled water pump based on variable differential pressure control in an air-conditioning system[J]. Energy, 2015,88:718-733.
- [27] Tianyi Z, Jili Z, Liangdong M. On-line optimization control method based on extreme value analysis for parallel variable-frequency hydraulic pumps in central air-conditioning systems[J]. Building and Environment, 2012,47:330-338.
- [28] 刘新民,穆彤,邓有智.暖通空调系统中影响水泵相似定律的因素[J].暖通空调,2008,(8):55-58,100.
- [29] 符永正,周红丹,柳志威.水泵比例定律在供暖空调工程中的应用分析[J].暖通空调,2010,40(2):39-42,72.

(上接第 156 页)

- (2) 室外气温高于 30℃且相对湿度在 70%以下;
- (3) 场馆使用时间内满足第 2 条的小时数需较多;
- (4) 人流量极高,停留时间较长;
- (5) 喷雾水需达到饮用水标准或更高;
- (6) 考虑压力管道的安全性。

参考文献:

- [1] 杨雪梅,何泽能,陈志军.夏季高温天气喷雾改善人体舒
- [2] 李成成,黄翔,霍海红.喷雾降温蒸发冷却技术在西安世界园艺博览会应用的可行性分析[J].制冷空调与电力机械,2011,32(3):6-8,5.
- [3] 曹建明.喷雾学[M].北京:机械工业出版社,2005:39.
- [4] 黄晓庆,张旭,叶蔚.撞击型雾化喷嘴流量特性及喷雾降温性能试验研究[J].流体机械,2011,39(12):54-56,37.
- [5] 叶大法,吴玲红,梁韬,等.世博轴高压喷雾降温技术与运用[J].暖通空调,2010,40(8):86-90,134.
- [6] 霍海红,黄翔,李成成.浅谈高压喷雾直接蒸发冷却和其在世园会中的应用[J].制冷,2011,30(3):64-69.