

酒店中央空调系统方案设计书

一、工程概述

本工程空调面积约为 19184m²，其中，酒店大堂空调面积 1361m²，宴会厅空调面积 1283m²，中餐包房空调面积 512m²，电影院及其前厅空调面积 1383m²，集散空间空调面积 1100m²，客房空调面积 8421m²，其它零星功能房间空调面积共计 5318m²。大楼共十层，一层功能为大堂、宴会厅等；二层功能为餐厅、包房等；三-十层功能为客房等；地下一层功能为办公室及辅助用房等。

二、方案设计内容及依据

（一）设计内容及范围

方案设计内容：大楼全年中央空调系统设计。

（二）主要设计依据

- （1）《采暖通风与空气调节设计规范》GB50736-2012
- （2）《工业金属管道设计规范》GB 50316-2000（2008 年版）
- （3）《设备及管道绝热设计导则》GBT8175-2008
- （4）《建筑给水排水及采暖工程施工质量验收规范》GB50242-2002
- （5）《通风与空调工程施工质量验收规范》GB50243-2002
- （6）《公共建筑节能设计标准》GB50189-2005
- （7）《全国民用建筑工程设计技术措施》暖通空调·动力（2009 年版）
- （8）各专业提供的设计图纸，国家和地方现行有效的相关规范和标准。

三、室内、外设计参数

（一）室外空调设计参数：

夏季空调计算干球温度：30.1℃

夏季空调计算湿球温度：23℃

夏季室外通风温度：27.6℃

夏季室外平均风速：2.1m/s

冬季室外计算温度：-2.5℃

冬季空调室外计算相对湿度：80%

冬季室外平均风速：1.8m/s

(二) 室内空调设计参数：

房间名称	夏季 (℃)	冬季 (℃)	夏季 相对湿度 (%)	新风量 (m ³ /h.人)
大堂	24-26	18-20	小于 70	20
餐厅	24-26	18-20	小于 70	30
会议室	24-26	18-20	小于 70	30
电影院	24-26	18-20	小于 70	30
客房	24-26	18-20	小于 70	30
其它功能房间	24-26	18-20	小于 70	20

三、空调主机设备选型

根据甲方的使用情况及现场等具体条件，并结合我方的设计及施工经验，本工程分为三个独立系统。其中，电影院部分空调面积 1383m²，选用 2 台风冷模块机组 FWRMC040F（制冷量 130KW 制热量 138KW）+1 台风冷模块机组 FWRMC020F（制冷量 65KW 制热量 69KW）作为系统的冷热源，电影院部分的冷负荷为 325KW，单位空调面积冷负荷指标为 235W/m²，电影院部分的热负荷为 345KW，单位空调面积冷负荷指标为 250W/m²；客房部分空调面积 8421m²，

选用 8 台风冷模块机组 FWRMC040F（制冷量 130KW 制热量 138KW）作为系统的冷热源，客房部分的冷负荷为 1040KW，单位空调面积冷负荷指标为 124W/m²，客房部分的热负荷为 1104KW，单位空调面积冷负荷指标为 131W/m²；其它功能房间空调面积 9380m²，选用 10 台风冷模块机组 FWRMC040F（制冷量 130KW 制热量 138KW）作为系统的冷热源，其它功能房间的冷负荷为 1300KW，单位空调面积冷负荷指标为 139W/m²，其它功能房间的热负荷为 1380KW，单位空调面积冷负荷指标为 147W/m²。主机设备夏季提供 7-12℃空调冷冻水，冬季提供 40-45℃空调热水。空调主机设备均置于大楼屋面。

四、空调末端设备选型

详见《空调配置表》。

五、空调水泵选型

（一）电影院

1. 流量

单台 FWRMC040F 风冷模块机组的额定水流量为 22.2m³/h，单台 FWRMC020F 风冷模块机组的额定水流量为 16.6m³/h，2 台 FWRMC040F 风冷模块机组+1 台 FWRMC020F 风冷模块机组的额定水流量总计为 61m³/h，考虑 15%安全系数，则水泵流量为： $Q=61 \times (1+15\%) = 70\text{m}^3/\text{h}$

2. 扬程

水泵扬程（mH₂O）：

$$H_{\max} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + 0.05L (1+K)$$

ΔP_1 为冷水机组蒸发器的水压降。

ΔP_2 为该环中并联的各占空调末端装置的水压损失最大的一台的水压降。

L 为该最不利环路的管长

K 为最不利环路中局部阻力当量长度总和和与直管总长的比值，当最不利环路较长时 K 值取 0.2~0.3，最不利环路较短时 K 值取 0.4~0.6。

下面对本系统的阻力组成进行分析：

(1) 风冷模块机组阻力：由机组制造厂提供，为 49.4kPa。

(2) 管路阻力：包括摩擦阻力、局部阻力，其中单位长度的摩擦阻力即比摩阻取决于技术经济比较。若取值大则管径小，初投资省，但水泵运行能耗大；若取值小则反之。目前设计中冷水管路的比摩阻宜控制在 150~200Pa/m 范围内，管径较大时，取值可小些。

(3) 空调末端装置阻力：末端装置的类型有风机盘管机组，空调器等。它们的阻力是根据设计提出的空气进、出空调盘管的参数、冷量、水温差等由制造厂经过盘管配置计算后提供的，许多额定工况值在产品样本上能查到。此项阻力一般在 20~50kPa 范围内。

(4) 调节阀的阻力：空调房间总是要求控制室温的，通过在空调末端装置的水路上设置电动二通调节阀是实现室温控制的一种手段。二通阀的规格由阀门全开时的流通能力与允许压力降来选择的。如果此允许压力降取值大，则阀门的控制性能好；若取值小，则控制性能差。阀门全开时的压力降占该支路总压力降的百分数被称为阀权度。水系统设计时要求阀权度 $S > 0.3$ ，于是，二通调节阀的允许压力降一般不小于 30kPa。

根据以上所述，可以粗略估计出本大楼空调水系统的压力损失，也即循环水泵所需的扬程：

1. 冷水机组阻力：取 49.4 kPa（4.94m 水柱）；

2. 管路阻力：取冷冻机房内的除污器、集水器、分水器及管路等的阻力为 50kPa；取输配侧管路长度 200m 比摩阻 200Pa/m，则磨擦阻力为 $200 \times 200 = 40000 \text{Pa} = 40 \text{kPa}$ ；如考虑输配侧的局部阻力为磨擦阻力的 50%，则局部阻力为 $40 \text{kPa} \times 0.5 = 20 \text{kPa}$ ；系统管路的总阻力为 $50 \text{kPa} + 40 \text{kPa} + 20 \text{kPa} = 110 \text{kPa}$ （11m 水柱）；

3. 空调末端装置阻力：空调器的阻力一般比风机盘管阻力大，故取前者的阻力为 40kPa（4m 水柱）；

4. 二通调节阀的阻力：取 30kPa（3m 水柱）；

5. 于是，水系统的各部分阻力之和为： $49.4 \text{kPa} + 110 \text{kPa} + 40 \text{kPa} + 30 \text{kPa} = 229.4 \text{kPa}$ （22.9m 水柱）；

6. 水泵扬程：取 20%的安全系数，则扬程 $H = 22.9 \text{m} \times 1.2 = 27.48 \text{m}$ 。

综上所述，电影院空调冷热水泵选择 2 台 ISG100-315（I）A 型低转速立式离心泵，单台水流量 $70 \text{m}^3/\text{h}$ ，扬程 28m，电机功率 11KW，转速 1450rpm，2 台水泵 1 用 1 备。

（二）客房

1. 流量

单台 FWRMC040F 风冷模块机组的额定水流量为 $22.2 \text{m}^3/\text{h}$ ，8 台 FWRMC040F 风冷模块机组的额定水流量总计为 $177.6 \text{m}^3/\text{h}$ ，考虑 15%安全系数，则水泵流量为 $Q = 177.6 \times (1 + 15\%) = 204 \text{m}^3/\text{h}$

2. 扬程

水泵扬程 (mH₂O):

$$H_{\max} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + 0.05L(1+K)$$

ΔP_1 为冷水机组蒸发器的水压降。

ΔP_2 为该环中并联的各占空调末端装置的水压损失最大的一台的水压降。

L 为该最不利环路的管长

K 为最不利环路中局部阻力当量长度总和和与直管总长的比值，当最不利环路较长时 K 值取 0.2~0.3，最不利环路较短时 K 值取 0.4~0.6。

下面对本系统的阻力组成进行分析：

(1) 风冷模块机组阻力：由机组制造厂提供，为 49.4kPa。

(2) 管路阻力：包括磨擦阻力、局部阻力，其中单位长度的磨擦阻力即比摩组取决于技术经济比较。若取值大则管径小，初投资省，但水泵运行能耗大；若取值小则反之。目前设计中冷水管路的比摩组宜控制在 150~200Pa/m 范围内，管径较大时，取值可小些。

(3) 空调末端装置阻力：末端装置的类型有风机盘管机组，空调器等。它们的阻力是根据设计提出的空气进、出空调盘管的参数、冷量、水温差等由制造厂经过盘管配置计算后提供的，许多额定工况值在产品样本上能查到。此项阻力一般在 20~50kPa 范围内。

(4) 调节阀的阻力：空调房间总是要求控制室温的，通过在空调末端装置的水路上设置电动二通调节阀是实现室温控制的一种手段。二通阀的规格由阀门全开时的流通能力与允许压力降来选择的。如果此允许压力降取值大，则阀门的控制性能好；若取值小，则控制性能差。阀门全开时的压力降占该支路总压力降的百分数被称为阀权度。水系统设计时要求阀权度 $S > 0.3$ ，于是，二通调节阀的允许压力降一般不小于 30kPa。

根据以上所述，可以粗略估计出本大楼空调水系统的压力损失，也即循环水泵所需的扬程：

1. 冷水机组阻力：取 49.4 kPa（4.94m 水柱）；

2. 管路阻力：取冷冻机房内的除污器、集水器、分水器及管路等的阻力为 50kPa；取输配侧管路长度 300m 比摩阻 200Pa/m，则磨擦阻力为 $300 \times 200 = 60000 \text{Pa} = 60 \text{kPa}$ ；如考虑输配侧的局部阻力为磨擦阻力的 50%，则局部阻力为 $60 \text{kPa} \times 0.5 = 30 \text{kPa}$ ；系统管路的总阻力为 $50 \text{kPa} + 60 \text{kPa} + 30 \text{kPa} = 140 \text{kPa}$ （14m 水柱）；

3. 空调末端装置阻力：空调器的阻力一般比风机盘管阻力大，故取前者的阻力为 40kPa（4m 水柱）；

4. 二通调节阀的阻力：取 30kPa（3m 水柱）；

5. 于是，水系统的各部分阻力之和为： $49.4 \text{kPa} + 140 \text{kPa} + 40 \text{kPa} + 30 \text{kPa} = 259.4 \text{kPa}$ （25.9m 水柱）；

6. 水泵扬程：取 20%的安全系数，则扬程 $H = 25.9 \text{m} \times 1.2 = 31.08 \text{m}$ 。

综上所述，电影院空调冷热水泵选择 3 台 ISG125-250 (I) 型低转速立式离心泵，单台水流量 $100\text{m}^3/\text{h}$ ，扬程 32m，电机功率 22KW，转速 1450rpm，3 台水泵 2 用 1 备。

(三) 其它功能房间

1. 流量

单台 FWRMC040F 风冷模块机组的额定水流量为 $22.2\text{m}^3/\text{h}$ ，10 台 FWRMC040F 风冷模块机组的额定水流量总计为 $222\text{m}^3/\text{h}$ ，考虑 15%安全系数，则水泵流量为 $Q=222 \times (1+15\%) = 255\text{m}^3/\text{h}$

2. 扬程

水泵扬程 (mH₂O):

$$H_{\max} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + 0.05L (1+K)$$

ΔP_1 为冷水机组蒸发器的水压降。

ΔP_2 为该环中并联的各占空调末端装置的水压损失最大的一台的水压降。

L 为该最不利环路的管长

K 为最不利环路中局部阻力当量长度总和和与直管总长的比值，当最不利环路较长时 K 值取 0.2~0.3，最不利环路较短时 K 值取 0.4~0.6。

下面对本系统的阻力组成进行分析：

(1) 风冷模块机组阻力：由机组制造厂提供，为 49.4kPa。

(2) 管路阻力：包括磨擦阻力、局部阻力，其中单位长度的磨擦阻力即比摩组取决于技术经济比较。若取值大则管径小，初投资省，但水泵运行能耗大；若取值小则反之。目前设计中冷水管路的比摩组宜控制在 150~200Pa/m 范围内，管径较大时，取值可小些。

(3) 空调末端装置阻力：末端装置的类型有风机盘管机组，空调器等。它们的阻力是根据设计提出的空气进、出空调盘管的参数、冷量、水温差等由制造厂经过盘管配置计算后提供的，许多额定工况值在产品样本上能查到。此项阻力一般在 $20\sim 50\text{kPa}$ 范围内。

(4) 调节阀的阻力：空调房间总是要求控制室温的，通过在空调末端装置的水路上设置电动二通调节阀是实现室温控制的一种手段。二通阀的规格由阀门全开时的流通能力与允许压力降来选择的。如果此允许压力降取值大，则阀门的控制性能好；若取值小，则控制性能差。阀门全开时的压力降占该支路总压力降的百分数被称为阀权度。水系统设计时要求阀权度 $S > 0.3$ ，于是，二通调节阀的允许压力降一般不小于 30kPa 。

根据以上所述，可以粗略估计出本大楼空调水系统的压力损失，也即循环水泵所需的扬程：

1. 冷水机组阻力：取 49.4 kPa (4.94m 水柱)；

2. 管路阻力：取冷冻机房内的除污器、集水器、分水器及管路等的阻力为 50kPa ；取输配侧管路长度 300m 比摩阻 200Pa/m ，则磨擦阻力为 $300 \times 200 = 60000\text{Pa} = 60\text{kPa}$ ；如考虑输配侧的局部阻力为磨擦阻力的 50% ，则局部阻力为 $60\text{kPa} \times 0.5 = 30\text{kPa}$ ；系统管路的总阻力为 $50\text{kPa} + 60\text{kPa} + 30\text{kPa} = 140\text{ kPa}$ (14m 水柱)；

3. 空调末端装置阻力：空调器的阻力一般比风机盘管阻力大，故取前者的阻力为 40kPa (4m 水柱)；

4. 二通调节阀的阻力：取 30kPa (3m 水柱)；

5. 于是，水系统的各部分阻力之和为： $49.4\text{kPa}+140\text{kPa}+40\text{kPa}+30\text{kPa}=259.4\text{kPa}$ （25.9m水柱）；

6. 水泵扬程：取20%的安全系数，则扬程 $H=25.9\text{m}\times 1.2=31.08\text{m}$ 。

综上所述，电影院空调冷热水泵选择3台ISG125-250（I）型低转速立式离心泵，单台水流量 $130\text{m}^3/\text{h}$ ，扬程32m，电机功率22KW，转速1450rpm，3台水泵2用1备。

六、空调源热水机组选型

本工程热水系统选用5台10P空气源热水机组作为热水系统热源，配置50吨热水水箱，为满足冬季极端气温时的热水供应，另设计60KW电辅作为冬季的补充热源。空气源热水机组、热水水箱均置于大楼屋面。

七、空调水系统

1、本工程夏季制冷及冬季供暖共用冷热水管路，空调水系统采用一次泵末端侧变流量，主机侧定流量闭式机械强制循环系统。空调水管立管采用同程式，水平管路采用异程式系统，各支管处设置静态平衡阀，空调供回水主管设置压差旁通阀。

2、本空调系统冷冻水回水管设置旁滤型水处理仪。空调水系统最高点及水平管路终点设置自动排气阀，水系统最低点设置泄水阀。

3、本空调系统采用膨胀水箱定压及补水，膨胀水箱设置在大楼屋顶。系统采用 1.0m^3 膨胀水箱1个，水系统的补充水由生活供水管网供给（详水施）。

七、空调风系统

空调风系统包括:采用卧式、吊顶式空气处理机组的低风速单风道全空气系统,采用风机盘管加新风的空调系统。气流组织包括上送上回、上送风下回风等。具体为:

1、大堂、餐厅等采用独立新风加末端(吊顶式风柜和风机盘管)空调系统,室外新风通过新风机降温除湿,与室内空调送风混合后(或直接)送入空调区域,气流组织为上送上回,新风出口设置管式阻性消声器。

2、客房部分采用风机盘管机组+新风的空调方式。空调新风系统:采用自取新风;新风入口设防虫网、防雨百叶风口,新风出口设置管式阻性消声器,新风进入机组前装电动风量调节阀,电动阀与新风机组联动。

八、节能设计

1、严格执行国家相关节能规范,从建筑设计上满足建筑的保温隔热性能达到节能要求指标。本工程根据《公共建筑节能设计标准》GB50189-2005 相关要求设计。

2、空调冷、热负荷按逐项逐时冷负荷计算。

3、过渡季节,当室外空气焓值小于室内空气设计状态的焓值时,可采用室外新风为室内降温,可减少冷机的开启量,节省能耗。

4、水系统流速设计采用经济流速。设计均选用水阻合理的设备,阀门,控制系统水阻力,降低水泵能耗。

九、防腐、保温

1、本工程风管水管保温材料选用:闭孔发泡橡塑保温管壳或板材导热系数 $<0.033\text{W/m}\cdot\text{K}$ (0°C 时), $\leq 0.037\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ (40°C 时)湿阻因子 >7000 ,透湿系数 $<2.75\times 10^{-11}\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s}\cdot\text{Pa})$,真空吸水率 $\leq 6\%$,压缩回弹率 $\geq 80\%$ 氧指数 ≥ 39 ,燃

烧性能为难燃 B1 级(需有国家防火建筑材料质量监督检验中心 NFTC 认证), 其它
参数还应符合 <<柔性泡沫橡塑绝热制品>>

以上内容仅为本文档的试下载部分, 为可阅读页数的一半内容。

如要下载或阅读全文, 请访问:

<https://d.book118.com/807154133131006066>