

中华人民共和国国家标准

GB/T 36527—2018

洁净室及相关受控环境 节能指南

Cleanroom and associated controlled environments—
Guideline of energy saving

2018-07-13 发布

2018-11-01 实施

国家市场监督管理总局 发布
中国国家标准化管理委员会

目 次

前言	Ⅲ
1 范围	1
2 术语和定义	1
3 缩略语	2
4 指南	2
附录 A (资料性附录) 洁净室净化空调系统的节能	8

前 言

本标准按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本标准由全国洁净室及相关受控环境标准化技术委员会(SAC/TC 319)提出并归口。

本标准起草单位：中国电子工程设计院、苏州工业园区嘉合环境技术工程有限公司、南京天加环境科技有限公司、常州祥明电机有限公司、中天道成(苏州)洁净技术有限公司、中电投工程研究检测评定中心、中国标准化协会、北京世源希达工程技术有限公司、上海德威净化设备工程有限公司、深圳新科特种装饰工程公司、北京希达建设监理有限责任公司、中国电子学会洁净技术分会、海南中电工程设计有限公司。

本标准主要起草人：王尧、张利群、陈霖新、蒋立、杨子强、姜皓遐、钱菁、石小雷、殷晓冬、张敏、吕明、翟传明、苏钢民、王鸿明、徐火炬、李国平、刘娜、张玉斌、王大千。

洁净室及相关受控环境 节能指南

1 范围

本标准给出了对洁净室及相关受控环境的节能指南。

本标准适用于洁净室及相关受控环境。

2 术语和定义

下列术语和定义适用于本文件。

2.1

热泵系统 **heat pumps system**

将与周围介质温度相近的低位热源转移到高位热源,实现供热(冷)的系统,由热泵和相关装置组成。

2.2

净化空调系统 **air cleaning conditioning system**

用于洁净室的空气净化用的空气调节系统。

2.3

显热 **sensible heat**

在物质的吸热或放热过程中,能使其温度发生变化的热量。

2.4

最小新风量 **minimum fresh air requirement**

单位时间内,为满足室内人员对新解空气的最低需要,或保证洁净室压差,而引入空气调节房间或系统的空气量。

2.5

一次回风 **primary return air**

在集中空气处理设备中,与新风混合的部分室内空气。

2.6

二次回风 **secondary return air**

在集中空气处理设备中,与处理过的混合空气再次混合的室内空气。

2.7

冷热源系统

根据洁净室的 HVAC 系统和产品生产工艺以及公用动力系统的冷量、热量需要,洁净室厂房设置的供冷系统、供热系统。

2.8

自然冷却

不开启制冷压缩机,利用环境低温对所需冷冻(却)水进行冷处理。

注:通常指对制冷冷冻水和循环冷却水的冷处理。

3 缩略语

下列缩略语适用于本文件。

AHU 空调机组(空气处理单元)(Air Handling Unit)

DC 干表冷 (Dry Cooling)

FFU 风机过滤单元(Filter Fan Unit)

HVAC 暖通空调 (Heating Ventilation Air-Conditioning)

MAU 新风机组 (Make-Up Air Unit)

RHU 循环风空调机组 (Recirculation Air Handling Unit)

4 指南

4.1 概述

4.1.1 优化热传递过程,在洁净室的净化空调系统、冷热源系统中的换热器的设置、选用和确定技术参数时,应符合下列要求:

- a) 在各类热传递过程中应按具体技术参数合理设置换热器,并应做到增大对数温度差、提高传热系数,降低“冷”“热”端温度差。
- b) 在换热器结构型式选择时,应充分发挥工作介质特性,合理选用板式、圆管式、扁管式、特型管式等类型的换热装置。

4.1.2 合理回收利用各种品位的余热,一般应符合下列要求:

- a) 根据生产工艺、公用动力系统特点和技术参数,充分利用自然环境的低品位热能,降低能源消耗。
- b) 按洁净室对供冷、供热的需要,合理利用制冷系统制冷机的冷凝热,降低一次能源消耗。

4.1.3 应用热泵系统,一般有下列应用方式:

- a) 根据可获得的热源,经技术经济比较,在制冷站中配置一定比例的热泵型制冷机,既满足供热需要,也提供相应的冷量。
- b) 当具有符合要求的工业排水余热或适宜的地表水源时,应优先采用水源热泵系统。

4.1.4 可采用燃气冷热电联供分布式能源系统,提高一次能源利用率。

4.2 路径

4.2.1 主要路径

节能路径主要有:环境参数和布置的合理、优化;选用节能产品;HVAC 系统节能;冷热源系统节能;能源综合利用;系统运行管理等,见表 1。

表 1 洁净室节能路径提示(不限于此)

序号	减少能量消耗路径	调控、优化方式
1	洁净室环境参数 ^a 和布置的合理性	分析生产工艺技术条件,进行参数和布置优化
2	合理确定设备裕量(冷热量、风量)和选用节能产品	设计控制
3	HVAC 系统的流程对产品特性的符合性 ^b	设计、使用单位控制

表 1 (续)

序号	减少能量消耗路径	调控、优化方式
4	HVAC 系统节能： <ul style="list-style-type: none"> • 最小新风量优先 • 最佳送风点选择，避免“冷热相冲” • 降低空调风机温升 • 二级表冷应用 • 中温水系统的应用 • 系统严密性(漏风率最低) 	设计、使用单位控制
5	冷热源系统节能： <ul style="list-style-type: none"> • 合理选用热源，有条件时采用热回收等 • 不同季节冷热源系统供应参数调整 • 按 HVAC 系统特点，采用中温/低温供冷系统 • 根据气象条件，合理选用“自由冷却”供冷系统 • 合理利用低品位热能和应用热泵系统 	设计、使用单位控制
6	各类设备的余热(废热)回收利用	按实际热力学参数，根据需求进行技术经济比较确定
7	综合能源供应系统和燃气冷热电联供分布式能源应用	根据所在地区和企业条件，按节能环保效益、经济效益选择
8	洁净室的运行管理	完整的管理文件和相应的措施
^a 洁净室环境参数包括空气洁净度等级、温度、相对湿度、压力等。 ^b 符合性包括 HVAC 系统的流程及设备配置、系统划分、送风量、新风量等是否满足洁净室产品生产工艺要求。		

4.2.2 洁净室 HVAC 系统

4.2.2.1 常用 5 种典型系统流程见表 2。

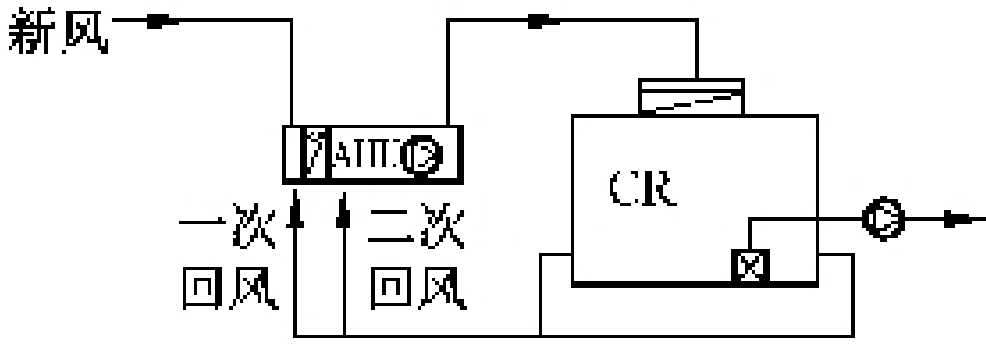
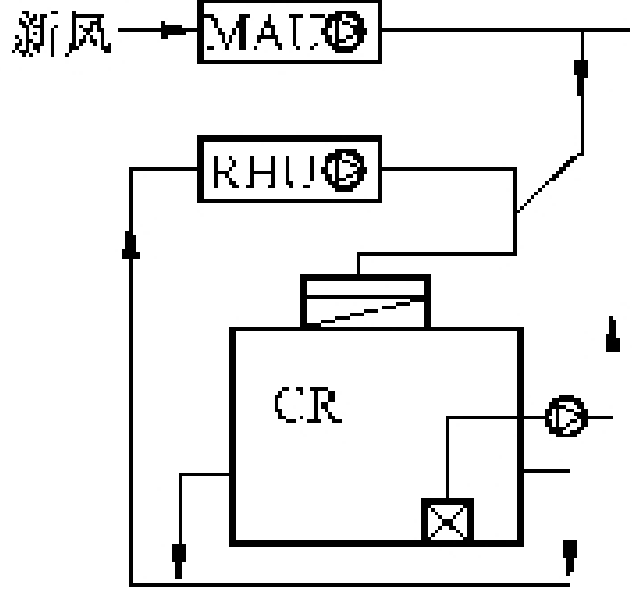
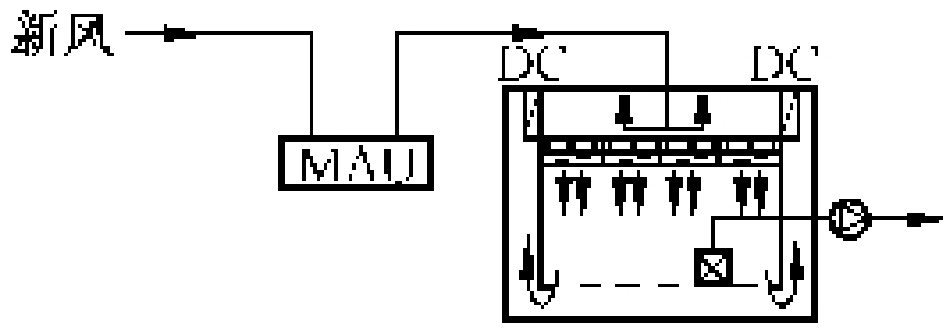
4.2.2.2 洁净室 HVAC 系统的设计要点：

- 根据环境条件和对污染物控制要求，确定空气过滤系统。
- 根据产品生产工艺要求，确定洁净室的洁净度等级、压力、温度、湿度，并在优化空气处理过程的基础上合理选择净化空调系统，避免“冷热相冲”，实现最小新风量优先等措施。
- 在保证洁净度等级和规定压力的前提下，合理选择气流流型、准确计算送风量。

表 2 常用的 5 种典型的 HVAC 系统流程

序号	类型	流程示意图
①	全新风直流系统 易燃、易爆，有毒、有害气体环境(如动物房、生物安全实验室等)	
②	一次回风系统 空调风量 ≥ 净化风量(净化级别低，室内热负荷大的洁净室)	

表 2 (续)

序号	类型	流程示意图
③	二次回风系统 电子、医药工厂常用的系统,比较节能	
④	MAU+RHU 系统 目前医院常用流程,比较节能,系统简单	
⑤	MAU+FFU+DC 系统 大面积、高洁净度电子工厂(芯片厂、液晶显示器厂)典型的系统	

4.2.3 洁净室 HVAC 系统的节能

4.2.3.1 空调风量与净化风量分离,即降温冷媒与除湿冷媒分开,空调风量经过空调机组进行热湿处理,保证温湿度;净化风量不经过空调机组只是由 FFU 就地循环保证洁净度。

4.2.3.2 消除空气处理过程的冷热抵消现象。

4.2.3.3 空调机组风机的全压一般都在 1 500 Pa 以上,实测和计算的风机温升都超过 1.5 ℃;而 FFU 风机的全压一般均小于 300 Pa,其风机温升只有 0.5 ℃。由于净化空调系统的风机及电机均在气流中,减少风机温升就是降低热负荷,设计尽量选用高效风机及电机,且应尽量降低风机的全压。

4.2.3.4 在保证作业人员不小于 50 m³/(h·人)的新鲜空气量的基础上,尽量控制和减少生产设备的排风量,工艺设备的排风尽量密闭或加围挡,既减少了排风量同时也能提高排风的效果,加强围护结构、空调机组和送、回风管道的密封性,在维持一定正压的条件下尽可能减少送风量。

4.2.3.5 在满足生产工艺要求的前提下,尽量放宽温湿度精度的要求。根据实际检测和计算,夏季时当把温度精度放宽 1 ℃时,空调耗冷量可减少 5%左右(即节能 5%左右)。相对湿度精度放宽 5%时,空调耗冷量也可减少 5%左右。在保证要求的前提下,可合理放宽温湿度控制精度要求。

4.2.3.6 净化空调系统中的风机、水泵采取变频措施。

4.2.3.7 不同洁净等级洁净室综合能耗情况参见附录 A 的表 A.1~表 A.4。

4.2.4 冷热源系统

冷热源系统的设计要点如下:

- a) 根据 HVAC 系统、产品生产工艺和公用动力系统供冷、供热的要求,合理确定的供应参数(流

量、温度、压力等)和系统配置及其设备选型。

b) 应根据所在地区和工程项目特点,合理的综合利用低品位热能、环境条件和可能获得的余热。

4.2.5 余热(废热)的回收和利用

4.2.5.1 净化干燥压缩空气系统的压缩机排气热

空气压缩机排气温度,空气压缩过程视为绝热压缩过程,排气温度按式(1)计算:

$$T_2 = T_1 \cdot \epsilon^{\frac{k-1}{k}} \dots\dots\dots(1)$$

式中:

T_2 ——压缩后空气的绝对温度,单位为开(K);

T_1 ——压缩前空气的绝对温度,单位为开(K);

ϵ ——压缩比, $\epsilon = \frac{P_2}{P_1}$, 一般 $\epsilon = 2.5 \sim 3$;

P_2 ——压缩后空气的绝对压力,单位为兆帕(MPa);

P_1 ——压缩前空气的绝对压力,单位为兆帕(MPa);

k ——空气绝热指数, $k = 1.4$ 。

洁净厂房所用净化干燥压缩空气压力为 0.5 MPa ~0.8 MPa,一般采用二级压缩的空气压缩机,每级的压缩比(ϵ)一般为 2.5~3,若按冬季压缩机吸入口温度 20 °C (293 K),压缩比为 3 计算,得到排气温度为 128 °C。压缩后未经冷却的空气热量可直接利用或通过循环冷却水将压缩空气冷却至常温,同时获得 30 °C ~40 °C 循环水进行利用。

4.2.5.2 冷水机组冷凝热

4.2.5.2.1 洁净厂房均设有不同类型的冷水机组,通常冷水机组制冷过程的冷凝热约为制冷量的 1.15 倍~1.2 倍,充分利用冷水机组在制冷的同时获得的冷凝热,可取得很可观的节能、经济效益。

4.2.5.2.2 冷凝热的回收利用方式,通常有单冷凝器热回收和双冷凝器两类基本方式。在实际应用时应根据冷水机组容量和供热需求及其变化情况,设置多种不同的配置方式和管路系统,如图 1~图 4 所示。

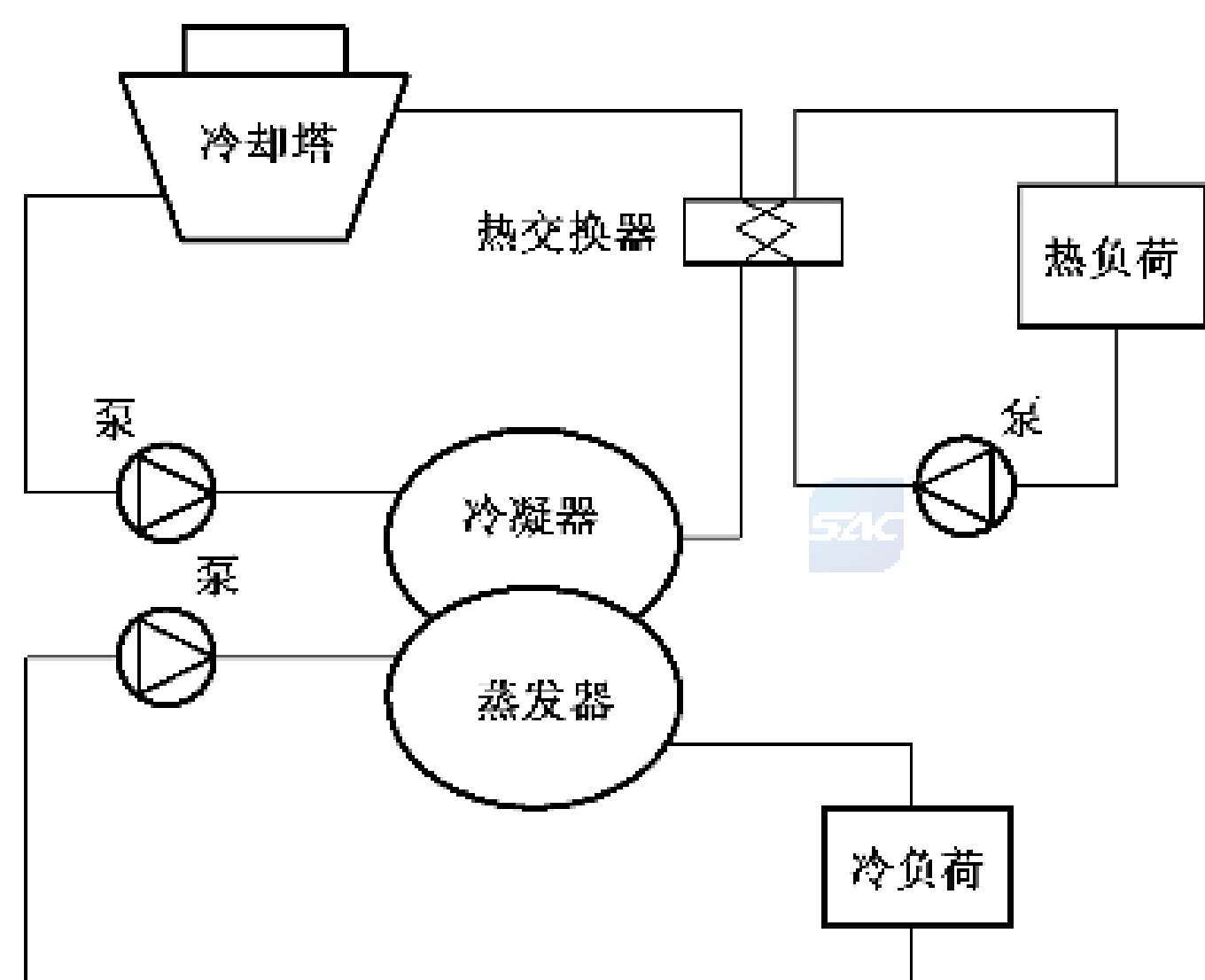


图 1 单冷凝器热回收系统示意图
(热交换器与冷却塔串联)

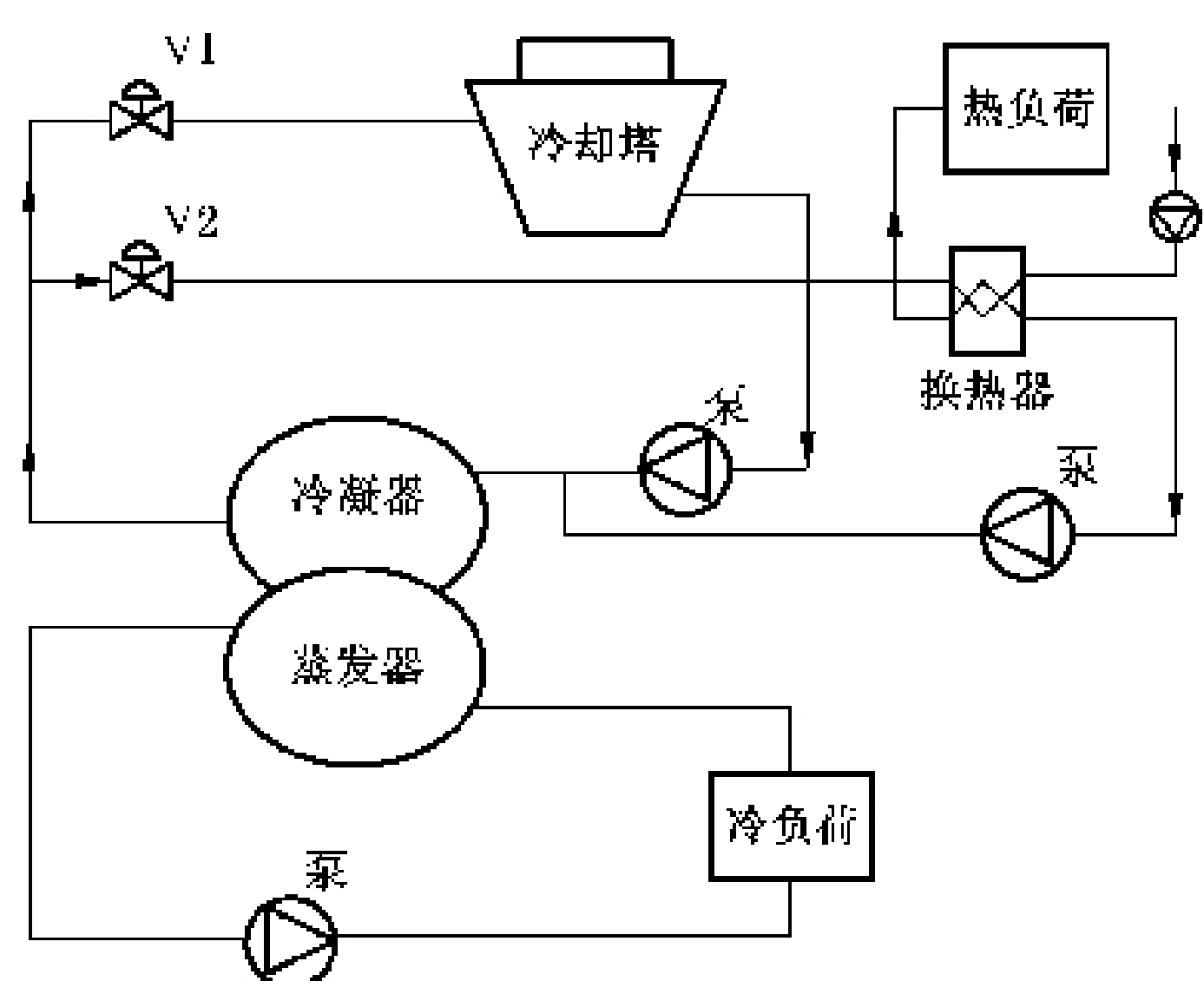


图 2 单冷凝器热回收系统示意图
(热交换器与冷却塔并联)

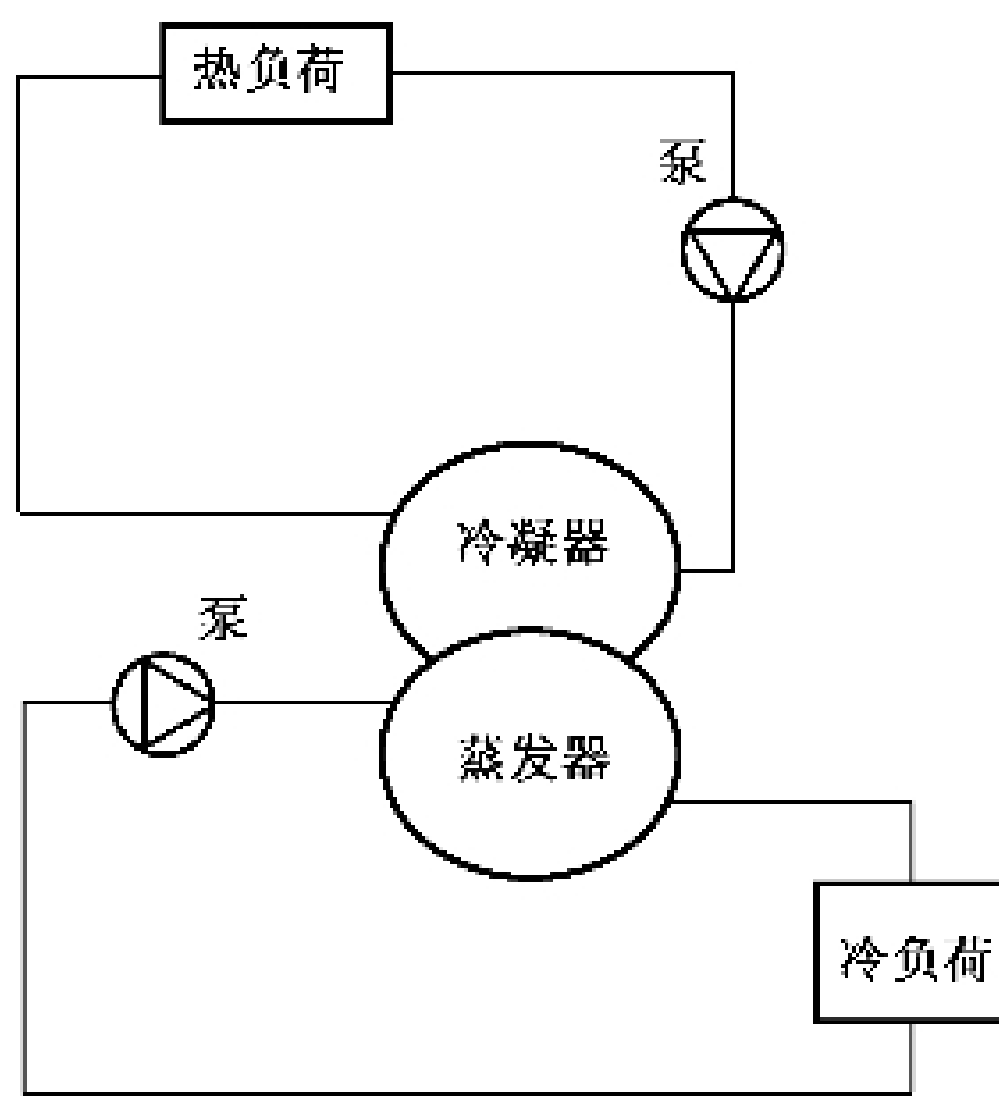


图 3 单冷凝器热回收系统示意图
(无冷却塔)

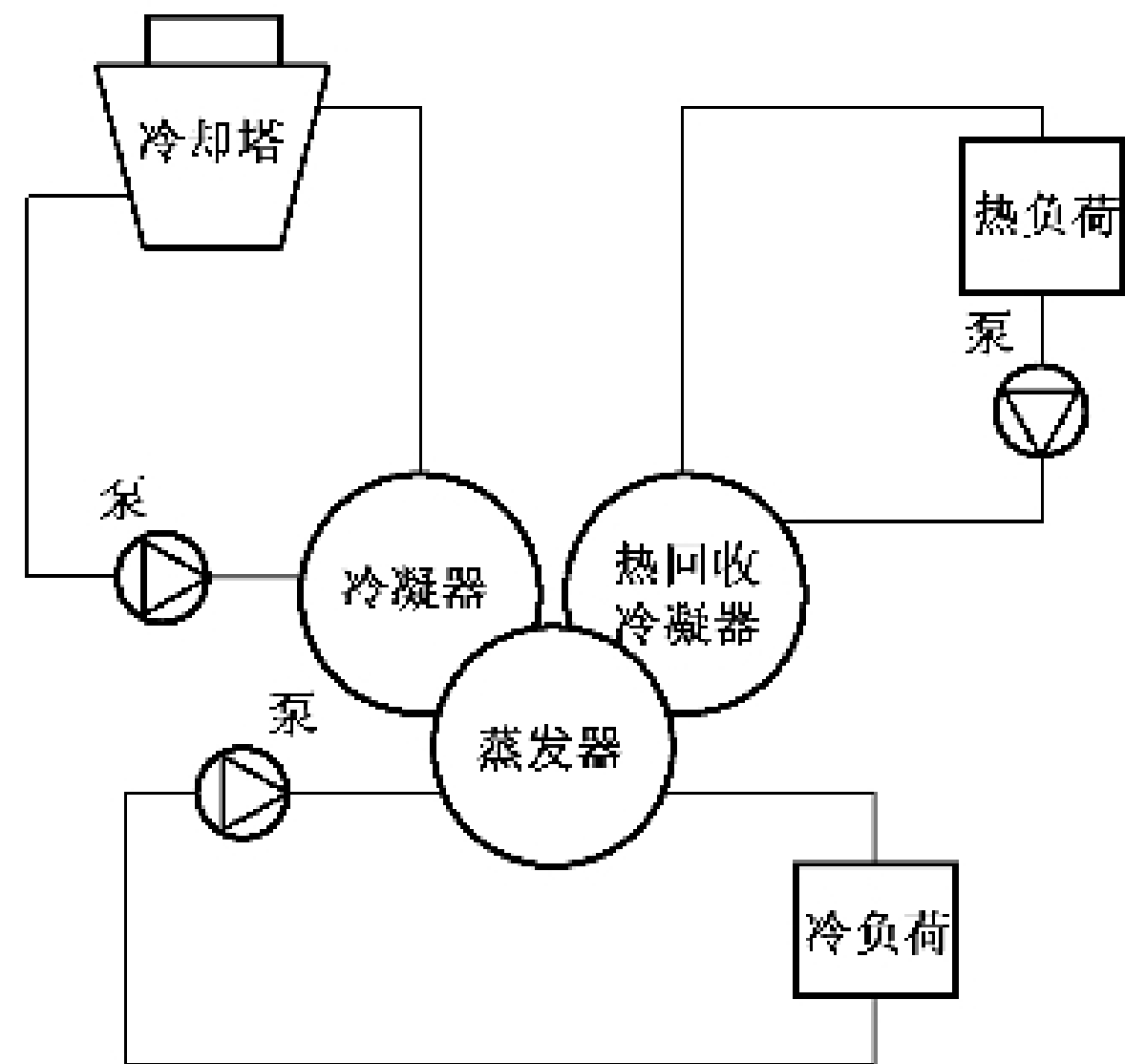


图 4 双冷凝器热回收系统示意图
(用热设备需要较高温度)

4.2.5.3 自然冷却

4.2.5.3.1 冷冻水冷却机组的结构与常规机组相同,需增加制冷循环的制冷剂充注量和减少循环过程压力降,通常应增加一个储液罐和气态制冷剂、液态制冷剂的旁通管及其电动阀,并应增加相应的控制功能。利用制冷系统中的制冷剂会重力流向最冷部分的特性,当冷却塔的循环冷却水温度低于冷冻水温度时,由于蒸发器内制冷剂压力比冷凝器压力高,所以已蒸发的制冷剂就会流向冷凝器;被冷却、冷凝的液态制冷剂利用重力流向蒸发器,从而形成制冷循环,如图 5 所示。制冷循环的制冷量多少与制冷剂流量大小有关,而流量大小与蒸发器、冷凝器之间温差有关,一般此温差为 $2.2\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 6.7\text{ }^{\circ}\text{C}$,相应可获得的制冷量为冷水机组额定制冷能力的 $10\%\sim 45\%$ 。

4.2.5.3.2 制冷站循环冷却水冷却塔进行自然冷却适用于过渡季、冬季需冷冻水温为 $8\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 13\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的洁净厂房,无需开启制冷压缩机,只需开启循环水泵。在制冷站原有的供冷系统中增加板式换热器,将冷却塔的循环冷却水经板式换热器将冷冻水降温至需要温度,可减少电能消耗约 $30\%\sim 40\%$ 。图 6 是“自然冷却”的系统示意图。

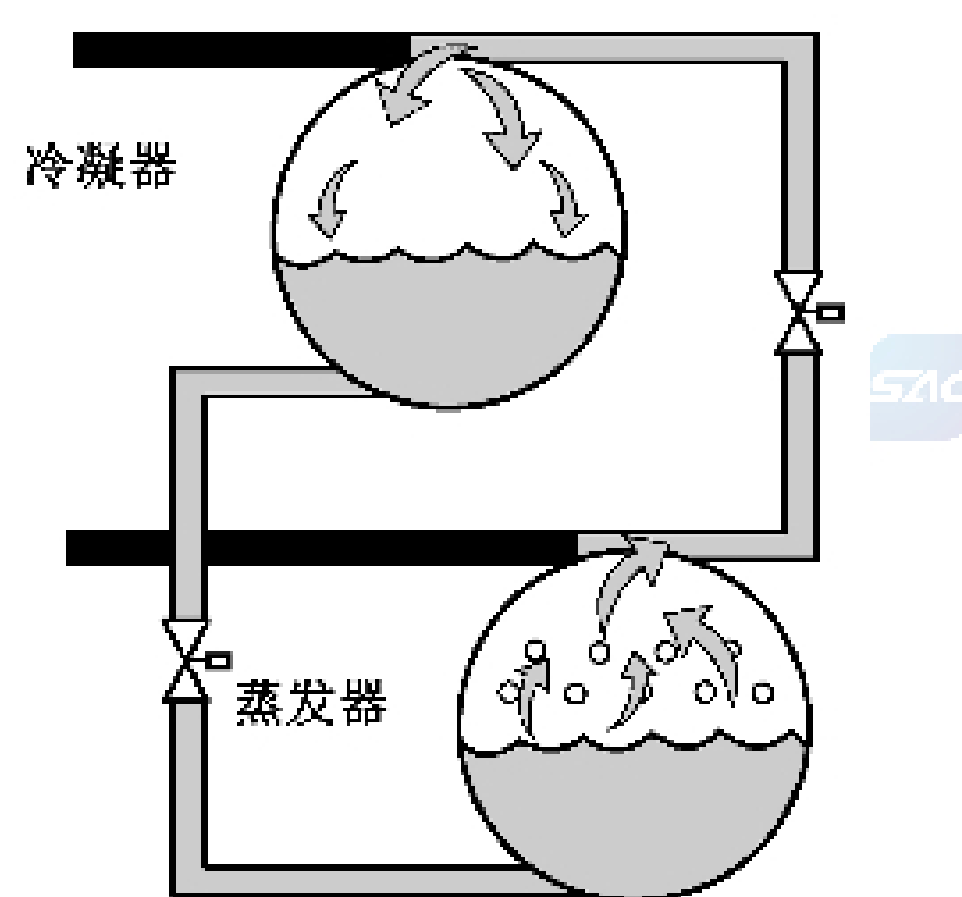


图 5 自然冷却原理示意图

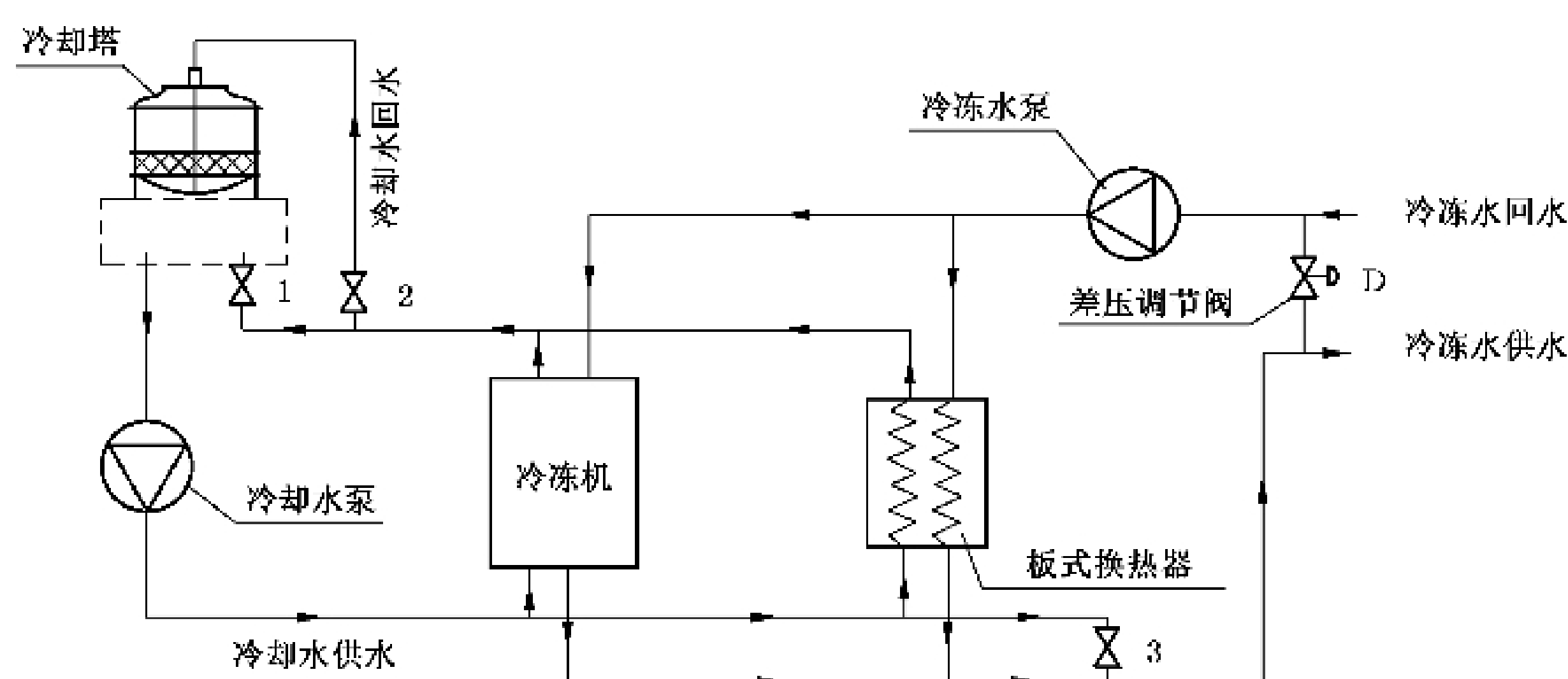


图6 “自然冷却”的系统示意图

4.2.5.4 热泵系统应用

4.2.5.4.1 为供应各类洁净厂房所需大于或等于 40℃ 的热水，宜根据所在地区的自然条件、周围环境和洁净室内产品生产工艺特点，利用不同形式的热源采用不同类型的热泵系统，如土壤、地表水、地下水和再生水源等不同类型的热泵系统。

4.2.5.4.2 当洁净厂房内产品生产工艺需供应大于或等于 50℃ 较高温度的热水时，可采用热泵系统提升水温，并同时可获得冷冻水供净化空调系统使用。

4.2.6 燃气冷热电联供分布式能源系统的应用

4.2.6.1 燃气冷热电联供分布式能源系统与冷热电分供系统相比，其节能率应大于 20%。

4.2.6.2 根据洁净厂房的所在城市或地区的电力供应状况、电价，对企业冷、热、电负荷及其变化状况等因素进行核算，结合未来发展规划，合理进行燃气冷热电联供分布式系统和设备的配置。

4.2.6.3 所在城市或地区有充足的天然气等燃气供应时，宜采用燃气冷热电联供分布式能源系统。

4.2.6.4 应在冷、热、电负荷及其变化状况等因素进行核算的基础上，充分发挥燃气发电机的发电能力和利用余热，并满足下列要求：

- a) 燃气发电装置年负荷率应大于或等于额定发电能力的 80%。
- b) 分布式能源系统的全年余热利用率应大于或等于额定余热的 80%。
- c) 燃气发电装置的年运行时间应大于或等于 5 000 h。

4.2.6.5 燃气冷热电联供系统的余热利用设备有余热锅炉、吸收式制冷机或吸收式冷暖机和换热装置等。各种余热利用设备应根据燃气发电装置的类型及其余热形态和洁净厂房的冷、热负荷以及用途、使用参数等因素进行选择。

4.2.6.6 燃气冷热电联供分布式能源系统，宜与企业的备用发电装置、热泵系统和蓄热装置、蓄冷装置结合，提高节能效果和运行经济性。

附录 A

(资料性附录)

洁净室净化空调系统的节能

A.1 概况

洁净室的净化空调系统是能耗大户,其能耗占洁净室总能耗的 50%~60%。集成电路工厂净化空调系统的耗电量大约占全厂总耗电量的 50%;制药工业净化空调系统的耗电量大约占全厂总耗电量的 60%。

为保证厂房的洁净度等级,净化送风量要满足净化要求,一般情况下,ISO 4 级、ISO 5 级单向流洁净室净化送风量的换气次数达 500 次/h~600 次/h 换气,ISO 6 级非单向流洁净室的换气次数也要 60 次/h。然而,一般舒适性空调的送风量只有 8 次/h~10 次/h 换气。洁净室的送风量是一般舒适性空调的几十倍。洁净室净化空调的耗冷量大约为 500 W/m²~1 500 W/m²,而舒适性空调单位面积耗冷量只有 100 W/m²~150 W/m²;洁净室净化空调的耗冷量是舒适空调的 5 倍~10 倍。洁净室净化空调单位面积耗电量大约是 0.3 kW/m²~1.3 kW/m²,而一般舒适空调单位面积耗电量只有 0.05 kW/m²~0.1 kW/m²,洁净室净化空调的耗电量是一般舒适空调的 10 倍以上。

A.2 净化空调系统的能耗比较

洁净室运行能耗的计算是很复杂的,表 A.1~表 A.4 在确定一些参数的基础上,对 ISO 5 级至 ISO 7 级洁净度 100 m² 洁净室,分别给出了 1 500 m³/h 新风量、3 000 m³/h 新风量,室内显热 20 kW 和 30 kW 的空调系统的能耗情况,供比较参考。从表 A.1~表 A.4 中可见:MAC+FFU+DC 系统节能效果较好,洁净级别越高,能耗差越大。

表 A.1 (100 m²) 不同洁净度等级、不同空气处理方案夏季空调的耗冷量比较(新风量 3 000 m³/h, 室内显热 20 kW)

洁净度等级	空气处理方案	净化空调送风量 m ³ /h	送风温差 °C	空调负荷				空调机组冷量				干表冷冷量			再热量			夏季总能耗	
				室内显热 kW	FFU 温升 kW	室内总显热 kW	空调器风机温升 kW	通过表冷器风量 m ³ /h	表冷器焓差 kJ/kg	表冷器冷量 kW	干表冷风量 m ³ /h	干表冷温差 °C	干表冷冷量 kW	再热风量 m ³ /h	再热温差 °C	再热量 kW	总冷量 kW	再热量 kW	
5 级 (23±1)°C (50±5)%	一次回风	162 000	0.37	20	0	20	81.4	162 000	11.3	609	—	—	—	162 000	8.13	441	609	441	
	一次、二次回风	162 000	0.37	20	0	20	81.4	7 050	27.2	63.9	—	—	—	—	—	—	63.9	0	
	AHU+FFU	162 000	0.87	20	27.1	47.1	8.3	16 550	17.5	96.7	—	—	—	—	—	—	96.7	0	
	MAU+FFU+DC	162 000	0.87	20	27.1	47.1	1.5	3 000	48.8	48.8	159 000	0.7	—	—	—	—	—	86.1	0
6 级 (23±1)°C (50±5)%	一次回风	18 000	3.3	20	0	20	9.0	18 000	16.7	100.5	—	—	—	18 000	4.7	28.3	100.5	28.3	
	一次、二次回风	18 000	3.3	20	0	20	9.0	7 000	27.2	63.6	—	—	—	—	—	—	63.6	0	
	AHU+FFU	18 000	3.8	20	3.0	23	4.0	8 080	24.7	66.8	—	—	—	—	—	—	66.8	0	
	MAC+FFU+DC	18 000	3.8	20	3.0	23	1.5	3 000	48.8	48.8	15 000	2.9	—	—	—	—	—	63.4	0
7 级 (23±1)°C (50±5)%	一次回风	7 500	7.96	20	0	20	3.8	7 500	25.9	64.8	—	—	—	7 500	0.6	1.5	66.3	1.5	
	一次、二次回风	7 500	7.96	20	0	20	3.5	7 030	27.1	63.5	—	—	—	—	—	—	63.6	0	
	AHU+FFU	7 500	8.48	20	1.3	21.3	3.8	7 500	25.9	64.8	—	—	—	—	—	—	64.1	0	
	MAU+FFU+DC	7 500	8.48	20	1.3	21.3	1.5	3 000	48.8	48.8	4 500	8.5	—	—	—	—	—	61.6	0

注 1: 北京地区夏季室外空调计算参数: 干球温度 33.2 °C, 湿球温度 26.4 °C, 焓值 81.5 kJ/kg; 新风量 3 000 m³/h。

注 2: 设定室内总显热(不含 FFU 温升)为 200 W/m²(围护结构传热 25 W/m²; 照明 750 lx, 25 W/m²; 人员 10 W/m²; 设备 140 W/m²; 总计 200 W/m²。

注 3: 室内温度(22±1)°C; 相对湿度(50±5)%; 5 级送风量为 162 000 m³/h(100 m²), 断面风速为 0.45 m/s。6 级送风量为 18 000 m³/h(100 m²), 换气次数为 60 次/h。
7 级送风量为 7 500 m³/h(100 m²), 换气次数为 25 次/h。

注 4: FFU 风机温升按 0.5 °C 计, 空调机组全压 1 400 Pa, 风机温升为 1.5 °C 计算。



表 A.2 (100 m²) 不同洁净度等级、不同空气处理方案夏季空调的耗冷量比较(新风量 1 500 m³/h, 室内显热 20 kW)

洁净度等级	空气处理方案	净化空调送风量 m ³ /h	送风温差 °C	空调负荷				空调机组冷量			干表冷冷量			再热量			夏季总能耗	
				室内显热 kW	FFU 温升 kW	室内总显热 kW	空调器风机温升 kW	通过表冷器风量 m ³ /h	表冷器焓差 kJ/kg	表冷器冷量 kW	干表冷风量 m ³ /h	干表冷温差 °C	干表冷冷量 kW	再热量 m ³ /h	再热温差 °C	再热量 kW	总冷量 kW	再热量 kW
5级 (23±1)°C (50±5)%	一次回风	162 000	0.37	20	0	20	81.4	162 000	10.9	588	—	—	—	162 000	8.13	441	588	441
	一次、二次回风	162 000	0.37	20	0	20	81.4	7 050	18.9	44.9	—	—	—	—	—	—	44.9	0
	AHU+FFU	162 000	0.87	20	27.1	47.1	8.3	16 550	13.8	76.1	—	—	—	—	—	—	76.1	0
	MAU+FFU+DC	162 000	0.87	20	27.1	47.1	0.75	1 500	48.8	24.4	160 500	0.8	—	—	—	—	67.4	0
6级 (23±1)°C (50±5)%	一次回风	18 000	3.3	20	0	20	9.0	18 000	13.8	82.9	—	—	—	18 000	4.7	28.3	82.9	28.3
	一次、二次回风	18 000	3.3	20	0	20	9.0	7 000	18.9	44.1	—	—	—	—	—	—	44.1	0
	AHU+FFU	18 000	3.8	20	3.0	23	4.0	8 080	18.3	49.2	—	—	—	—	—	—	49.2	0
	MAC+FFU+DC	18 000	3.8	20	3.0	23	0.75	1 500	48.8	24.4	13 500	3.5	—	—	—	—	40.2	0
7级 (23±1)°C (50±5)%	一次回风	7 500	7.96	20	0	20	3.8	7 500	20.9	52.3	—	—	—	7 500	0.6	1.5	52.3	1.5
	一次、二次回风	7 500	7.96	20	0	20	3.5	7 030	21.4	50.2	—	—	—	—	—	—	50.2	0
	AHU+FFU	7 500	8.48	20	1.3	21.3	3.8	7 500	20.9	52.3	—	—	—	—	—	—	52.3	0
	MAU+FFU+DC	7 500	8.48	20	1.3	21.3	0.75	1 500	48.8	24.4	6 000	8.5	17.1	—	—	—	41.5	0

注 1: 北京地区夏季室外空调计算参数:干球温度 33.2 °C, 湿球温度 26.4 °C, 焓值 81.5 kJ/kg; 新风量 1 500 m³/h。

注 2: 设定室内总显热(不含 FFU 温升)为 200 W/m²(围护结构传热 25 W/m²; 照明 750 lx, 25 W/m²; 人员 10 W/m²; 设备 140 W/m²; 总计 200 W/m²。

注 3: 室内温度(22±1)°C; 相对湿度(50±5)%; 5 级送风量为 162 000 m³/h(断面风速为 0.45 m/s)。6 级送风量为 18 000 m³/h(换气次数为 60 次/h)。7 级送风量为 7 500 m³/h(换气次数为 25 次/h)。

注 4: FFU 风机温升设计为 0.5 °C, 空调机组全压 1 400 Pa 设计风机温升为 1.5 °C。

表 A.3 (100 m²) 不同洁净度等级、不同空气处理方案夏季空调的耗冷量比较(新风量 3 000 m³/h, 室内显热 30 kW)

洁净度等级	空气处理方案	净化 空调 送风量 m ³ /h	送风 温差 ℃	空调负荷				空调机组冷量				干表冷冷量			再热量			夏季总能耗	
				室内 显热 kW	FFU 温升 kW	室内 总显热 kW	空调器 风机 温升 kW	通过表 冷器 风量 m ³ /h	表冷器 焓差 kJ/kg	表冷器 冷量 kW	干表冷 风量 m ³ /h	干表冷 温差 ℃	干表冷 冷量 kW	再热 风量 m ³ /h	再热 温差 ℃	再热量 kW	总冷量 kW	再热量 kW	
5级 (23±1)℃ (50±5)%	一次回风	162 000	0.55	30	0	30	81.4	162 000	11.3	609	—	—	—	162 000	7.95	431	609	431	
	一次、二次回风	162 000	0.55	30	0	30	81.4	10 500	21.3	74.6	—	—	—	—	—	—	74.6	0	
	AHU+FFU	162 000	1.05	30	27.1	57.1	8.3	20 060	16.3	109.0	—	—	—	—	—	—	109.0	0	
	MAU+FFU+DC	162 000	1.05	30	27.1	57.1	1.5	3 000	48.8	48.8	159 000	0.53	—	—	—	—	—	77.0	0
6级 (23±1)℃ (50±5)%	一次回风	18 000	5.0	30	0	30	9.0	18 000	17.1	102.8	—	—	—	18 000	3.5	21.1	102.8	21.1	
	一次、二次回风	18 000	5.0	30	0	30	9.0	10 500	21.3	74.6	—	—	—	—	—	—	74.6	0	
	AHU+FFU	18 000	5.5	30	3.0	33	4.0	11 600	20.1	77.6	—	—	—	—	—	—	77.6	0	
	MAC+FFU+DC	18 000	5.5	30	3.0	33	1.5	3 000	48.8	48.8	15 000	4.1	20.5	—	—	—	69.4	0	
7级 (23±1)℃ (50±5)%	一次回风	10 540	8.5	30	0	30	5.3	10 540	21.3	74.8	—	—	—	0	0	5.7	74.8	0	
	一次、二次回风	10 540	8.5	30	0	30	5.3	10 540	21.3	74.8	—	—	—	—	—	—	74.8	0	
	AHU+FFU	11 060	8.5	30	1.5	31.5	5.6	11 060	20.1	77.6	—	—	—	—	—	—	77.6	0	
	MAU+FFU+DC	11 060	8.5	30	1.5	31.5	1.5	3 000	48.8	48.8	8 060	6.2	16.7	—	—	—	65.5	0	

注 1: 北京地区夏季室外空调计算参数: 干球温度 33.2℃, 湿球温度 26.4℃, 焓值 81.5 kJ/kg; 新风量 3 000 m³/h。
注 2: 设定室内总显热(不含 FFU 温升)为 200 W/m²(围护结构传热 25 W/m²; 照明 750 lx, 25 W/m²; 人员 10 W/m²; 设备 240 W/m²; 总计 300 W/m²。
注 3: 室内温度(22±1)℃; 相对湿度(50±5)%; 5 级送风量为 162 000 m³/h(100 m²), 断面风速为 0.45 m/s。6 级送风量为 18 000 m³/h(100 m²), 换气次数为 60 次/h。7 级送风量为消除余热的风量。
注 4: FFU 风机温升按 0.5℃计, 空调机组全压 1 400 Pa, 风机温升为 1.5℃计算。

表 A.4 (100 m²)不同洁净度等级、不同空气处理方案夏季空调的耗冷量比较(新风量 1 500 m³/h,室内显热 30 kW)

洁净度等级	空气处理方案	净化空调送风量 m ³ /h	送风温差 °C	空调负荷				空调机组冷量				干表冷冷量			再热量			夏季总能耗	
				室内显热 kW	FFU温升 kW	室内总显热 kW	空调器风机温升 kW	通过表冷器风量 m ³ /h	表冷器焓差 kJ/kg	表冷器冷量 kW	干表冷风量 m ³ /h	干表冷温差 °C	干表冷冷量 kW	再热风量 m ³ /h	再热温差 °C	再热量 kW	再热量 kW	总冷量 kW	再热量 kW
5级 (23±1)°C (50±5)%	一次回风	162 000	0.55	30	0	30	81.4	162 000	10.8	586	—	—	—	162 000	7.95	431	586	431	
	一次、二次回风	162 000	0.55	30	0	30	81.4	10 500	16.3	57.1	—	—	—	—	—	—	57.1	0	
	AHU+FFU	162 000	1.05	30	27.1	57.1	8.3	20 060	13.0	86.9	—	—	—	—	—	—	86.9	0	
	MAU+FFU+DC	162 000	1.05	30	27.1	57.1	0.75	1 500	48.8	24.4	160 500	0.8	—	—	—	—	67.4	0	
6级 (23±1)°C (50±5)%	一次回风	18 000	5.0	30	0	30	9.0	18 000	13.8	82.9	—	—	—	18 000	3.5	21.1	82.9	21.1	
	一次、二次回风	18 000	5.0	30	0	30	9.0	10 500	16.3	57.1	—	—	—	—	—	—	57.1	0	
	AHU+FFU	18 000	5.5	30	3.0	33	4.0	11 600	15.8	61.1	—	—	—	—	—	—	61.1	0	
	MAC+FFU+DC	18 000	5.5	30	3.0	33	0.75	1 500	48.8	24.4	13 500	5.0	22.6	—	—	—	47.0	0	
7级 (23±1)°C (50±5)%	一次回风	10 540	8.5	30	0	30	4.5	10 540	16.2	57.0	—	—	—	9 000	1.9	5.7	57.0	5.7	
	一次、二次回风	10 540	8.5	30	0	30	4.5	10 540	16.2	57.0	—	—	—	—	—	—	57.0	0	
	AHU+FFU	11 060	8.5	30	1.5	31.5	3.7	11 060	15.9	58.8	—	—	—	—	—	—	58.6	0	
	MAU+FFU+DC	11 060	8.5	30	1.5	31.5	0.75	1 500	48.8	24.4	9 560	8.3	26.6	—	—	—	51.0	0	

注 1: 北京地区夏季室外空调计算参数:干球温度 33.2 °C,湿球温度 26.4 °C,焓值 81.5 kJ/kg;新风量 1 500 m³/h。
 注 2: 设定室内总显热(不含 FFU 温升)为 200 W/m²(围护结构传热 25 W/m²;照明 750 lx,25 W/m²;人员 10 W/m²;设备 240 W/m²;总计 300 W/m²)。
 注 3: 室内温度(22±1)°C;相对湿度(50±5)%;5级送风量为 162 000 m³/h(断面风速为 0.45 m/s)。6级送风量为 18 000 m³/h(换气次数为 60 次/h)。7级送风量为消除余热的风量。
 注 4: FFU 风机温升设计为 0.5 °C,空调机组全压 1 400 Pa 设计风机温升为 1.5 °C。