

文章编号: 1671-6612 (2024) 06-860-10

# 公共厨房通风空调系统 设计及排风余热回收应用探讨

刘字峻<sup>1</sup> 魏 娴<sup>1</sup> 艾 帅<sup>1</sup> 池燕燕<sup>2</sup> 潘嘉信<sup>1</sup> 杨 慧<sup>1</sup>

(1. 中建中原建筑设计院有限公司 郑州 450004;

2. 河南东森市政工程有限公司 郑州 450004)

**【摘 要】** 计算方法的选择、相关参数的设定和空气处理过程控制是决定厨房通风空调系统能否满足房间热舒适和室内空气质量的重要因素。以文献资料提供的公共厨房局部排风系统风量计算方法为基础,结合工程案例,分析了各种方法的优缺点和适用条件。基于兼顾经济性和舒适性的前提,对厨房直流新风空调系统的冬夏处理进行了过程分析,总结了热湿处理的合理过程和对应区间。在现有研究基础上,提出了一种直接作用于新风或补风换热的排风(抽油烟)热回收系统,并对其节能量进行了计算,在此基础上分析了该系统的优缺点和实际应用中存在的问题。

**【关键词】** 公共厨房; 排风系统; 过程分析; 余热回收

中图分类号 TU831/TU834.2 文献标志码 A

## Design of Ventilation and Air-conditioning System of Public Kitchens and Application of Exhaust Waste Heat Recovery

Liu Zijun<sup>1</sup> Wei Xian<sup>1</sup> Ai Shuai<sup>1</sup> Chi Yanyan<sup>2</sup> Pan Jiixin<sup>1</sup> Yang Hui<sup>1</sup>

(1. CSCEC Zhongyuan Architectural Design Institute Co., Ltd, Zhengzhou, 450004;

2. Henan Dongsun Municipal Engineering Co., Ltd, Zhengzhou, 450004)

**【Abstract】** The selection of calculation methods, setting of relevant parameters and control of air-conditioning process are important factors to determine whether the kitchen ventilation and air-conditioning system can meet the requirements of thermal comfort and indoor air quality. Based on the air volume calculation method for local exhaust systems in public kitchens provided in literature, combined with engineering cases, analyzed the advantages disadvantages as well as the applying conditions. Based on the premise of both economy and comfort, carried out the analysis of winter and summer treatment of kitchen DC fresh air conditioning, summarized the optimal process and corresponding range of heat and humidity treatment. Based on the existing research, a heat recovery system for exhaust (oil fume) directly acting on fresh air or makeup air heat exchange is proposed, and its energy saving is calculated. Based on this, the advantages and disadvantages of the system and the problems existing in practical applications are analyzed.

**【Keywords】** Public kitchens; Exhaust system; Process analysis; Exhausted heat recovery

## 0 引言

厨房在餐饮类建筑中具有至关重要的地位。作为烹饪和食物准备的主要场所,厨房会产生大量的

热量、湿气、油烟和异味,其通风空调系统设计的好坏,将直接影响厨房操作人员的工作环境的热舒适性。为了满足环境卫生要求,厨房设置大量的排

作者(通讯作者)简介:刘字峻(1981.06-),男,硕士研究生,高级工程师, E-mail: 449323957@qq.com

收稿日期: 2024-04-26

风的同时引入了大量新风, 排风余热回收的应用就成了节约能源亟待解决的问题。受实际情况影响, 国内厨房的设计与运行严重脱节, 导致很多厨房后期运行效果欠佳, 本文希望归纳出一套合理的计算方法作为设计指导, 并在此基础上, 对排风余热回收应用方式进行一定的探讨。

## 1 公共厨房通风系统设计

### 1.1 公共厨房通风系统的构成

公共厨房的通风系统一般由局部排风(抽油烟)系统( $L_{jp}$ )及其对应补风系统( $L_{bf}$ )、全面排风系统( $L_{qp}$ )及其对应新风系统( $L_{xf}$ )、门窗渗透风系统( $L_{st}$ )以及循环风系统组成, 公共厨房通风构成如图 1 所示。公共厨房的风量平衡公式为: 送风量+ $\Sigma$ 渗入风量=全面排风量+局部排风量+ $\Sigma$ 渗出风量。为了防止厨房异味溢出, 对临近餐厅等房间造成污染, 一般公共厨房均要求相对临室维持 5Pa 左右的负压, 即渗出风量为零, 上述公式简化为:  $L_{xf}+L_{bf}+L_{st}=L_{jp}+L_{qp}$ 。

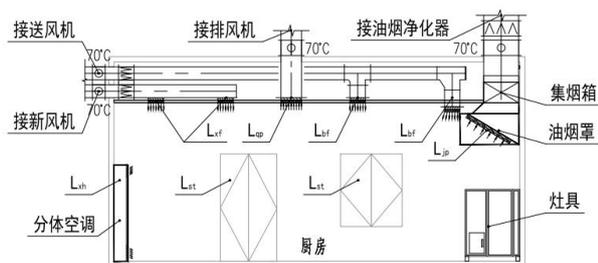


图 1 厨房通风系统构成

Fig.1 Composition of kitchen ventilation system

### 1.2 公共厨房局部排风量(抽油烟)计算

公共厨房热加工间的排风由抽油烟系统和局部排风系统组成。国内外关于公共厨房抽油烟系统风量的计算方法有热羽流算法<sup>[1]</sup>、排风罩罩面计入风速法<sup>[2]</sup>、排风罩口断面风量算法<sup>[3]</sup>、排风罩周边气流断面计算风量法<sup>[3]</sup>、换气次数法<sup>[4]</sup>、基准灶头法<sup>[5]</sup>、面积-风量估算算法<sup>[6]</sup>等方法。上述计算方法对应公式见式(1)~(6), 公式中各参数符号含义及其对应数据如表 1 所示。

热羽流算法:

$$L_{jp} = n \sum_{i=1}^n a \times k_1 \times \gamma \times (0.5 \times P \times Q_s)^{1/3} \times [h_d + 3.4 \times b / (l + b)]^{3/5} \quad (1)$$

排烟罩罩面计入风速法:

$$L_{jp} = n \sum_{i=1}^n 1000 \times 2 \times (l + b) \times h_d \quad (2)$$

排烟罩口断面风量算法:

$$L_{jp} = n \sum_{i=1}^n 3600 \times A \times v_1 \times k_2 \quad (3)$$

排风罩周边气流断面计算风量法:

$$L_{jp} = n \sum_{i=1}^n 3600 \times k_2 \times v_2 \times 2 \times (l + d) \times h_d \quad (4)$$

换气次数法:

$$L_{jp} = \mu \times V \quad (5)$$

基准灶头法:

$$L_{jp} = n \times \sum_{i=1}^n l_{jp,i} \quad (6)$$

表 1 公式(1)~(6)中各参数含义及对应数据

Table 1 The meanings and corresponding data of each parameter in formulas (1) to (6)

参数	含义	单位	备注
$l_{jp}$	厨房局部排风量	m <sup>3</sup> /h	—
$n$	灶头数量	个	由灶具厂家提供
$a$	热羽流卷吸系数	—	侧吸: 1.25, 顶吸: 1.20
$k_1$	系数	m <sup>4/3</sup> W <sup>-1/3</sup> h <sup>-1</sup>	18
$\gamma$	油烟机罩安装位置系数	—	靠墙: 0.63, 任意位置: 1.0
$P$	灶具功率	kW	由灶具厂家提供
$Q_s$	灶具显热发热量	W/kW	由灶具厂家提供
$h_d$	罩口至灶面的距离	m	≤1.0m
$l$	灶具的长度	m	灶具厂家提供
$b$	灶具的宽度	m	灶具厂家提供
$v_1$	罩口风速	m/s	取值: 0.5~0.6
$A$	排风罩罩口截面积	m <sup>2</sup>	—
$k_2$	系数	—	取值: 1.02~1.05
$v_2$	排风罩周边断面风速	m/s	取值: 0.3~0.4
$\mu$	换气次数	h <sup>-1</sup>	根据房间净高确定上下限
$V$	房间体积	m <sup>3</sup>	—
$l_{jpi}$	单个灶头基准排风量	m <sup>3</sup> /h	2000

以某餐厅厨房为例, 该餐厅总建筑面积 3700m<sup>2</sup> (包含厨房面积)、餐位数为 750 位, 厨房面积约 270m<sup>2</sup>。该厨房设备布置如图 2 所示, 对应

厨房设备及其参数如表 2 所示。参照公式 (1) ~ (6) 计算的厨房抽油烟系统排风量如表 3 所示。

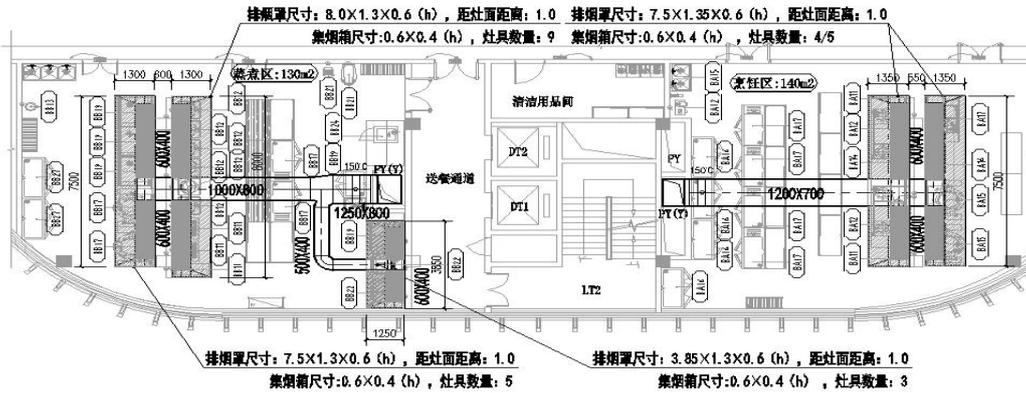


图 2 厨房设备布置平面图

Fig.2 Kitchen Equipment Layout Plan

表 2 厨房设备及其参数

Table 2 Kitchen equipment and its parameters

设备编号	设备名称	功率/kW	显热发热量/W	设备编号	设备名称	功率/kW	显热发热量/W
BB03	豆浆机	13.8	6100	BB22	烤箱 (电)	18	2160
BB27	雪柜	1	500	BA02	绞切两用机	2.5	1100
BB07	蒸锅 (蒸汽)	57	1995	BA05	道具消毒箱	0.1	44
BB09	蒸箱 (蒸汽)	57	1995	BA06	雪柜	1	500
BB10	一体机	2.5	62.5	BA07	雪柜	1	500
BB11	电炸锅 (电)	5	450	BA11	一体机	2.5	62.5
BB12	电饼铛 (电)	5	450	BA12	四眼灶 (燃气)	95/1.1	42750/484
BB17	雪柜	1	500	BA14	一体机	2.5	62.5
BB21	压面机	2	900	BA06	雪柜	1	500
BB20	和面机	6.25	2800	BA15	蒸锅 (蒸汽)	57	1995
BB19	雪柜	1	500	BA16	一体机	2.5	62.5
BB24	发酵柜	1	500	BA17	两眼灶 (燃气)	47.5/0.55	21375/242

表 3 厨房操作间抽油烟系统风量

Table 3 Local exhaust air volume of kitchen operating room

序号	厨房局部排风量/(m³/h)	风量对比值/%	参考公式
1	蒸煮区: 9890/烹饪区: 12143	基准风量 (100)	(1)
2	蒸煮区: 27050/烹饪区: 20400	173/68	(2)
3	蒸煮区: 51150/烹饪区: 41500	417/242	(3)
4	蒸煮区: 35275/烹饪区: 26600	257/120	(4)
5	蒸煮区: 13650 (27300) /烹饪区: 14700 (29400)	38 (176) /21 (142)	(5)
6	蒸煮区: 34000/烹饪区: 18000	244/48	(6)
7	55000~105000	188~450	面积-风量估算法

注: 1.计算排油烟罩周长时, 油烟罩贴墙边长度不计;

2.罩面距灶台距离统一取值为 1.0m;

3.排油烟罩的平面尺寸应比灶台边尺寸大 100mm, 罩口断面的吸风速度不小于 0.5m/s;

4.蒸锅、蒸箱按灶具折算;

5.表中序号 5 对应风量数值分别按照参考文献[4]中 35 次/h 换气次数、[3]中 70 次/h 换气次数计算。

由表3中抽油烟风量计算的结果可知,采用不同方法的计算结果偏差很大,以热羽流计算法结果作为基准风量,采用其他公式计算最高风量偏差达到4.5倍。上述结果产生原因及不同公式使用场合分析如下:

(1) 采用欧标热羽流法计算的风量最小,因为欧洲餐饮以生食、凉拌为主,即使有加热设备,也以封闭式蒸煮、烤箱、微波炉为主,因此油烟产生较少,抽油烟风量相应较小,西餐、咖啡简餐、中式快餐等轻、中型餐饮厨房计算局部排风时可以借鉴,重餐、超重餐饮厨房不建议采用。

(2) 面积-风量估算法计算风量最大,可用于公共厨房方案、初步设计阶段估算,作为前期土建的预留使用。这种方法可以避免因营业性质变化、餐厨设备布置变化等不确定因素较多导致预留条件不够的问题。

(3) 换气次数法多用于施工图设计,厨房烹饪设备信息不明确时使用。随着餐饮建筑的发展,餐厨面积、厨房灶具的数量的增加,油烟产生量都在增大,参照文献[4]进行计算已无法满足实际需求,这在其他学者实际调研的项目中已经得到了验证<sup>[7]</sup>。因此采用换气次数法计算时,建议换气次数按文献[4]计算,且后期需与其他方法进行相互验证。

(4) 排风罩罩面计入风速法、排风罩口断面风量算法、排风罩周边气流断面计算风量法适合在厨房专项设计时采用,一般分别采用三种方法计算并互相校核后以最大计算风量作为设备选型依据。

(5) 公共建筑餐厅的用餐时间一般相对集中,且其炉灶早、中、晚餐开启率不同,一般中午最高,晚餐次之,早餐最小。表3中各种公式计算结果均按开启率100%计算,为了降低运行能耗,厨房局部排风风机一般采用变频风机,根据实际运行工况调节风机变风量运行以利于节能。

### 1.3 公共厨房全面排风量计算

公共厨房按工艺要求一般可分为食材储存区、粗加工区、热加工操作区、备餐区、洗消区等。其中食材储存区、粗加工区、备餐区等一般按5~6

次换气次数计算排风量;洗消间一般单独设置局部排风系统,排风量按照排风罩断面速度不宜小于0.2m/s进行计算,排风量按照500m<sup>3</sup>/h<sup>[4]</sup>~2000m<sup>3</sup>/h<sup>[3]</sup>选取。

厨房热加工操作区除了设置抽油烟系统外,一般还需设置全面排风系统。全面排风系统在抽油烟系统关闭时,消除房间异味或其他诸如雪柜等设备散热;在抽油烟系统运行时,也可作为辅助手段排除溢散的余热、余湿、蒸汽以及油烟。厨房热加工间的全面排风量可以采取热平衡法、换气次数法计算,对应公式如式(7)、(8)所示。根据《建筑防火通用规范》要求,建筑内使用天然气的厨房应考虑事故通风,因此燃气厨房还应按照12次/h的换气次数设置事故排风系统。

热平衡法:

$$L_{qp} = (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4) / [0.337 \times (t_p - t_s)] \quad (7)$$

换气次数法:

$$L_{qp} = \mu \times V \quad (8)$$

式中:  $l_{qp}$  为厨房全面排风量, m<sup>3</sup>/h;  $Q_1$  为厨房设备发热量(由灶具厂家提供或参照文献[7]计算), W;  $Q_2$  为厨房操作人员显热发热量(参照文献[8]计算), W;  $Q_3$  为照明灯具散热量(参照文献[8]计算), W;  $Q_4$  为围护结构负荷(参照文献[8]计算), W;  $t_p$  为厨房排风温度(有空调时夏季: 35℃, 无空调时夏季: 38℃), °C;  $t_s$  为厨房送风温度(空调送风, 夏季: 21~22℃; 室外新风直送时, 按室外通风温度计算), °C;  $\mu$  为换气次数(5~6次/h), h<sup>-1</sup>。

以图2厨房为例,该厨房操作间全面排风、事故排风量见表4。由表4可知,计算厨房操作间全面排风量时,一般热平衡法的计算结果大于换气次数法,尤其厨房设备散热较多时,其差值尤为明显。另外当厨房热加工采用燃气时,为了减少操作间管道布置占用空间,全面排风一般与事故排风合用系统,风机选用防爆风机且按12次换气次数计算排风量,当全面排风量较小时,可选用双速风机以降低平时使用能耗。

表 4 厨房操作间全面、事故排风量

Table 4 Overall, emergency exhaust air volume of kitchen operating room

序号	厨房全面、事故排风量/(m <sup>3</sup> /h)	参考公式	备注
1	蒸煮区: 5630/烹饪区: 4050	(7)	热平衡法→全面排风量
2	蒸煮区: 2160/烹饪区: 2520	(8)	换气次数法→全面排风量
3	蒸煮区: 4680/烹饪区: 5040	(8)	换气次数法→事故排风量

注: 1.采用公式(7)计算全面排风时,设备发热量按表2中所列设备计算,同时考虑全面排风开启时明火灶具关闭,设备发热量未计入明火灶具散热量;

2.厨房食材储存区、粗加工区、热食操作区、备餐区、洗消区等区域排风量可按照其要求排风量或换气次数计算,本表不再列入;

3.有燃气的厨房操作间全面排风与事故排风系统合用,且与辅助用房的运行时间不同,因此辅助用房的排风系统宜另设。

#### 1.4 公共厨房补风、新风量计算及通风系统设置原则

公共厨房补风、新风系统应对应抽油烟系统、全面排风系统设置,其具体原则总结如下:

(1)为了保证室内空气品质,补风、新风系统一般采用直流式系统。

(2)厨房抽油烟系统风量较大,为了避免抽油烟系统开启时负压过大,影响灶具使用和抽油烟系统工作异常,补风一般采用机械补风,风量取抽油烟系统风量的80%~90%。厨房补风系统与抽油烟系统一一对应设置,并设置连锁启停功能同时启闭,补风系统采用变频风机,方便后期运行管理和节能。

(3)当厨房热加工间采用补风式油烟排气罩时,接入排烟罩的补风量及风速应与补风式油烟排气罩形式相适应,以不影响排烟效果为准,具体可参考文献[9]计算。

(4)厨房全面排风系统风量相对排油烟系统风量小,当厨房环境要求不高、厨房有外窗或厨房与餐厅相邻,且厨房与餐厅门洞风速≤1m/s,可利

用餐厅或室外渗透补充新风。当渗透风量不能满足上述要求时,新风应采用机械送风,风量按全面排风系统风量的90%计算。新风系统与全面排风系统可一一对应设置,也可一对多设置。

(5)厨房风机连锁控制一般遵循的原则:灶具开启→抽油烟风机开启→补风风机开启→全面排风风机(根据需要)关闭→新风风机关闭;灶具关闭→抽油烟风机关闭→补风风机关闭→全面排风风机开启→新风风机开启。

## 2 公共厨房空调系统设计

近几年来,随着人们对工作环境的要求逐渐提高,一些高级酒店、大型餐饮等场所开始逐渐注重厨房工作环境,厨房空调系统便应运而生。

### 2.1 公共厨房空调参数设置

厨房的温、湿度波动受餐饮种类、所处地区、灶具是否开启等众多因素影响,目前规范可参考的依据不多,且参数要求不完整。本文汇总的相关规范和部分酒店机电设计标准中提供的厨房空调设计参数见表5。

表 5 厨房空调及新风设计参数

Table 5 Kitchen air conditioning and fresh air design parameters

夏季/℃	室内设计参数			新风设计参数		补风设计参数		依据
	冬季/℃	夏季/%	冬季/%	夏季/℃	冬季/℃	夏季/℃	冬季/℃	
≤30	—	—	—	—	—	—	—	文献[10]
26~28	10~16	≤65	≥30	—	—	—	—	文献[2]
≤30	≥16	—	—	26~28	≥20	直接补风	20	文献[3]
25~28	10	—	—	—	—	直接补风	12~14	文献[4]
26~28	21~22	50	—	22	18	28	16	高端酒店
26~28	18	—	—	26~28	18	直接补风	≥5	中端酒店

注: 1.当所处地区室外通风设计温度≥30℃时,温度可相应增加1℃;

2.文献[2]所列夏季参数为标准中公共区域室内空气空调设计参数,未明确为厨房空调参数,仅供参考;

3.表中“—”表示此参数无明确要求。

由表 5 可知, 厨房中央空调设计时需注意以下要求:

(1) 厨房职业接触限值中最高限定温度为 30℃<sup>[10]</sup>, 国内大部分地区夏季室外空调计算温度均 > 30℃, 原则上均需采取空调手段才能满足卫生要求。

(2) 表 5 中高端酒店夏季新风送风温度低于房间设计温度, 新风需承担新风负荷及部分或全部房间负荷, 中端酒店新风只承担新风负荷; 各类酒店冬季新风送风温度均低于室内设定温度, 不承担房间负荷; 冬季房间温度可由灶具、电热发热设备作为补充。

(3) 高端酒店补风系统不承担房间负荷, 但需经过空调降(夏)、升(冬)温处理, 中端酒店夏季可直接补风, 冬季对于室外通风温度 < 5℃ 的地区, 需经空调升温至 5℃ 后方可送入室内, 抽油

烟机采用补风式油烟排气罩且为空气幕形式时, 送风温度宜为 20℃。

### 2.2 公共厨房空调系统处理过程分析

当厨房距离餐厅较近, 厨房送风系统回风口有条件设置于餐厅, 且餐厅新风量计算已考虑此部分风量时, 厨房空调可采用循环风。除此以外, 厨房新风、补风均应采用直流式系统。

仍以图 2 厨房中的蒸煮区为例, 假定项目位于郑州, 厨房类型为高端酒店厨房, 全面排风量采用表 4 中参考公式 (8) 计算, 局部排风量按表 3 中参考公式 (4) 计算, 新风量、补风量分别取全面排风量、抽油烟量的 90%, 即新风量为 1950m<sup>3</sup>/h、补风量为 31750m<sup>3</sup>/h。房间参数设定为: 夏季室内温度 27℃、湿度 50%, 冬季室内温度 21℃、湿度 30%。经负荷计算可得房间负荷等相关参数见表 6。

表 6 厨房负荷等相关参数

Table 6 Kitchen load and other related parameters

系统	风量 m <sup>3</sup> /h	冷量/kW			热量/kW		
		房间冷负荷	新风冷负荷	机组制冷量	房间热负荷	新风热负荷	机组加热量
新风	1950	14.82	27.40	35.43	10.84	22.85	23.69
补风	31750	—	73.03	—	—	232.83	—

注: 1.表中负荷计算时不考虑灶具使用时局部排风、补风对负荷波动的影响;

2.表中新风实际冷却、加热量为新风承担部分房间负荷时的计算数据, 具体计算见 2.2.1 及 2.2.2 节;

3.表中补风量按表 3 序号 6 排风量的 90%取值, 冷热负荷对应室内温度参见表 5 中的高端酒店。

#### 2.2.1 夏季新风处理过程分析

蒸煮区夏季新风处理过程见焓湿图 3。冷量可由公式 (9) 计算。

$$Q_x = [V_x \times \rho \times (h_s - h_w)] / 3600 \quad (9)$$

式中:  $Q_x$  为新风机组冷却 (加热量), kW;  $V_x$  为新风机组送风量, m<sup>3</sup>/h;  $\rho$  为空气密度, kg/m<sup>3</sup>;  $h_s$  为送风状态点焓值, kJ/kg;  $h_w$  为室外状态点焓值, kJ/kg。

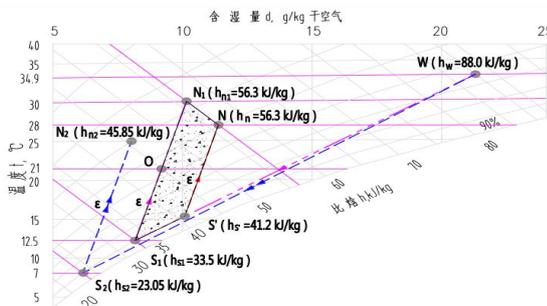


图 3 新风夏季空气处理焓湿图

Fig.3 Enthalpy and humidity diagram of fresh air treatment in summer

当房间新风量不限时, 由图 3 可知, 空气处理过程为  $W \rightarrow S' \rightarrow N$ 。根据房间冷负荷、室内状态点 N、机器露点  $S'$  (90%) 的焓值可得新风量为 2950m<sup>3</sup>/h; 根据新风量、室外状态点 W 的焓值、机器露点  $S'$  的焓值继而求出新风机组制冷量为 45.93kW > 总冷负荷 42.22kW, 机组制冷量满足房间+新风总冷负荷。

上述处理过程对应新风量为 2950m<sup>3</sup>/h, 与表 6 中根据风量平衡计算的新风量 1950m<sup>3</sup>/h 矛盾。依据风量平衡要求, 房间及新风负荷必须由 1950m<sup>3</sup>/h 的新风量承担, 在此前提下, 由房间热负荷、室内状态点 N 的焓值、新风量得到的机器露点为  $S_1$  (90%), 但新风由  $S_1$  点经热湿比线送入室内后, 最终落到 N 点等焓线  $N_1$  点上, 空气处理过程变为  $W \rightarrow S_1 \rightarrow N_1$ 。这种处理结果为房间实际温度高于室内设定值, 相对湿度小于室内设定值, 新风机组制冷量为 35.43kW, 小于总冷负荷。图 3 中阴影区为新风的夏季常见处理过程, 随着新风表冷器处理能

力的加大，机器露点对应温度和焓值由  $S'$  向  $S_1$  逐渐降低，新风承担房间冷负荷能力增大，但是舒适度也将随送风温度（ $S_1$  点对应送风温度为  $12.5^\circ\text{C}$ ）的降低而进一步恶化。

图 3 中的  $O$  点为表 6 中某些高端酒店给定的送风状态点，对应温度为  $22^\circ\text{C}$ ，此时新风经表冷器降温后，需要经过再热才能达到送风状态点  $O$  点，此处理过程的优点是送风舒适度较高，缺点是需增加再热负荷，其经济性和节能效益会进一步降低。

假设新风量为  $1950\text{m}^3/\text{h}$  且必须承担房间+新风冷负荷，可以得到机器露点  $S_2$  (90%) (理论值)，空气处理过程变为  $W \rightarrow S_2 \rightarrow N_2$ 。但由图 3 可知，此时  $S_2$  点对应新风温度为  $7^\circ\text{C}$ ，而舒适性空调夏季常规出水温度只有  $6 \sim 7^\circ\text{C}$ ，即使采用并联二级表冷器的方式，也只能将夏季新风处理到  $10^\circ\text{C}$  左右，图中的  $S_2$  点作为送风状态点是难以实现的<sup>[11]</sup>。

### 2.2.2 冬季新风处理过程分析

蒸煮区冬季房间空调处理过程见焓湿图 4。热量可由公式 (9) 计算。

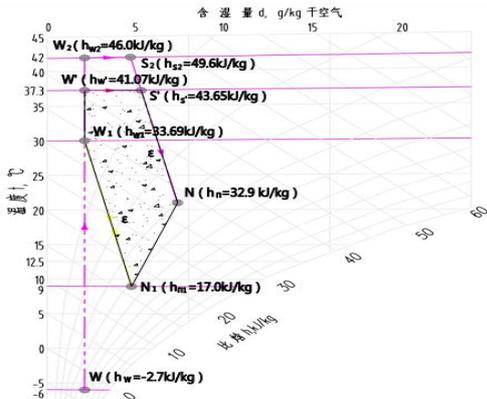


图 4 新风冬季空气处理焓湿图

Fig.4 Enthalpy and humidity diagram of fresh air treatment in winter

当房间新风量按  $2950\text{m}^3/\text{h}$  取值时，由图 4 可知，空气处理过程为  $W \rightarrow W' \rightarrow S' \rightarrow N$ 。根据房间新风量、房间热负荷、室内状态点  $N$  的焓值，求出送风状态点  $S'$  焓值，继而求出新风机组制热量为  $44.14\text{kW} >$  总热负荷  $33.69\text{kW}$ ，机组制热量满足房间+新风总热负荷。

当房间新风量按  $1950\text{m}^3/\text{h}$  取值，假定送风温度为  $30^\circ\text{C}$ ，新风机组不设加湿时，空气处理过程在焓湿图上变为  $W \rightarrow W_1 \rightarrow N_1$ 。结果为房间实际温度为  $10^\circ\text{C}$ ，接近规范要求的房间温度下限，新风

机组实际制热量为  $23.69\text{kW}$ ，小于总热负荷。图 4 中阴影区为新风的冬季常见处理过程，随着新风表冷器处理能力的加大，室内温度逐渐升高，但是舒适度也将随送风温度（ $S'$  点对应送风温度为  $37.3^\circ\text{C}$ ）的升高而进一步恶化。

根据总热负荷、新风量（ $1950\text{m}^3/\text{h}$ ）、室外状态点  $W$  的焓值，可得表冷器处理状态点  $W_2$ 。理论上新风经等湿加热、等温加湿后，可以承担总热负荷。空气处理过程为  $W \rightarrow W_2 \rightarrow S_2 \rightarrow N$ 。此时  $W_2$  点对应送风温度为  $42^\circ\text{C}$ ，此温度偏高易引起头部不适，且常规空调系统热源难以实现。

### 2.2.3 补风冬、夏处理过程分析

厨房补风与新风运行时间不同，补风系统一般只有厨房灶具运行且抽油烟系统开启时使用，因此除了补风式油烟排气罩外，补风温度可以处理到室内状态点甚至更低。只要其运行时不至于引起房间温度有较大的波动即可，其对应的冷热负荷见表 6。

### 2.2.4 公共厨房空调设计总结

由厨房空调系统处理过程分析可以得出以下结论：

- (1) 厨房新风系统可以按照图 3、图 4 中的阴影区进行热、湿处理，常规空调系统基本可以实现阴影区的处理方式。
- (2) 焓湿图上阴影区的新风处理方式，新风系统只能承担部分房间负荷。随着房间温、湿度要求的提高，处理过程就越复杂，付出的能耗和经济代价也越大，这对于舒适性环境来说是得不偿失的。
- (3) 建议新风系统采用岗位送风的形式，既满足局部工作人员的舒适度需求，又避免了空调能耗的浪费。

## 3 厨房排风系统余热回收应用探讨

### 3.1 热回收装置选择及其应用对比分析

厨房的通风空调系统中，房间大部分能量随全面排风和抽油烟系统排出室外，同时为了维持房间卫生和灶具使用要求，又不得不补充大量新风。由表 6 可知，新风及补风冷热负荷占建筑物总热负荷比例很大，为了有效减少排风带走的热量，宜采用一定的技术手段回收排风中的热量<sup>[9]</sup>。

因厨房排油烟中的油蒸汽具有一定的污染性，所以厨房排油烟热回收装置必须采用间接换热设备<sup>[9]</sup>，以防排油烟对补风造成一定的污染，因此传

统的转轮热回收、翅片热回收均不适用于厨房排油烟热回收。目前国内研究认为适应性比较好排风余热回收装置为热管热回收装置,应用方式主要是生活热水加热和空调热水制备(一般需辅助热泵、电加热等辅助加热设施)[12-14]。

本文提出了一种直接作用于新风或补风换热的

的排风(抽油烟)热回收系统,系统流程如图 5 所示。该系统由补风(新风)单元、循环单元、排风单元和油烟净化单元四部分组成,当余热回收用于新风和全面排风系统时,在排风单元中增加静电过滤段后,可去掉油烟净化单元(排风中油烟含量较少)。

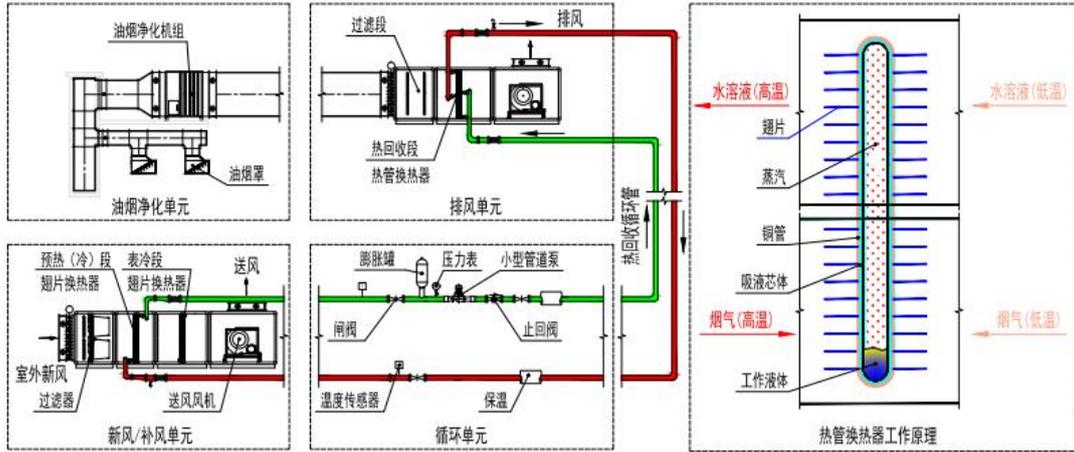


图 5 厨房通风余热回收系统

Fig.5 Kitchen ventilation waste heat recovery system

该系统与利用余热制备热水的模式相比,有以下优点:

(1) 系统简单且控制要求低,不需要增加额外的辅助加热设施(生活热水温度 $\geq 45^{\circ}\text{C}$ ,空调送风温度 $\geq 10^{\circ}\text{C}$ 即可)。即使回收的余热不能满足送风温度要求时,回收余热也可作为新风预热使用,新风/补风单元可增加表冷端,利用建筑原有空调系统冷热源即可。

(2) 新风~全面排风热回收系统、补风~抽油烟热回收系统对应设置,热供应和热需求同步,匹配度高。极大的避免了利用余热制备热水时出现排油烟系统关闭的同时有热水需求的情况。

(3) 系统通过循环单元实现远程热回收,不再限值排风、送风单元的设置位置,这与排风设置于屋顶、新风分层按厨房设置的实际运行情况有很高的契合度高。

### 3.2 热回收装置节能量计算

热回收装置节能量相关计算公式如式(10)~(12)所示[14],公式(10)为热回收装置的投入产出比,即当 $RER_{h,i} > EER$ (热回收装置所处空调系统运行能效系数)时,开启热回收装置才具有节能效益。热回收装置能量回收比除了跟设备风量、运

行设备消耗电量有关外,还跟其所在空调系统运行能效有关,即受空调系统冷热源种类、系统形式、所处地域、管理水平等多种因素影响;公式(11)、(12)为热回收效率和热回收量计算公式,表示的是热回收装置本身性能,受热回收装置类型、材料和制造工艺、新排风焓值等因素影响。

$$RER_{h,i} = \frac{G_x(h_2 - h_1) \times 1000}{\left(\frac{\Delta p_x L_x}{\eta_{fs}} + \frac{\Delta p_e L_e}{\eta_{fe}} + P_{fe}\right)} \geq EER \quad (10)$$

$$\eta_i = G_x(h_2 - h_1) / G_{\min}(h_3 - h_1) \quad (11)$$

$$Q = G_x(h_2 - h_1) = G_x(h_3 - h_1)\eta_i \times \tau \times 3600 / 1000 \quad (12)$$

式中: $RER_{h,i}$ 为热新风热回收装置能量回收比,%; $G_x$ 为新风空气质量流量,kg/s; $h_1$ 、 $h_2$ 为新风进、出热回收装置的焓值,kJ/kg; $\Delta p_x$ 、 $\Delta p_e$ 为新风、排风侧风机余压,Pa; $L_x$ 、 $L_e$ 为新风、排风体积流量, $\text{m}^3/\text{s}$ ; $\eta_{fs}$ 、 $\eta_{fe}$ 为新风风机、排风风机的总效率,0.55[14]; $P_{fe}$ 为新风热回收装置附属设备的输入功率(热回收装置电机、溶液泵、控制器等),W; $\eta_i$ 为新风热回收装置全热回收效率,0.6[14];

$G_{min}$  为新风、排风气流中，质量流量小的空气质量流量，kg/s； $h_3$  为排风进热回收装置的焓值，kJ/kg； $Q$  为热回收装置回收冷、热量，MJ； $\tau$  为热回收装置运行时间，h。

以图 2 厨房的蒸煮区为例，为了简化计算，对公式 (10) ~ (12) 中的部分参数进行假定和简化：

- (1) 项目位于郑州；
- (2) 抽油烟系统热回收系统平均效率为

45.9%；

(3) 排油烟系统每天三餐运行时间共为 6 小时；

(4) 空调系统冬季采用地源热泵供热，系统能效比  $EER$  为 3.0。

简化后的热回收装置节能量计算相关参数见表 7。

表 7 热回收装置节能量计算相关参数

Table 7 Relevant parameters for energy saving calculation of heat recovery device

参数名称	符号	单位	数值	备注
排油烟补风质量流量	$G_x$	kg/s	10.5	—
新风质量流量			0.65	—
排油烟气体焓值	$h_3$	kJ/kg	65.0	温度 30℃，相对湿度 50%对应空气焓值
全面排风空气焓值			31.4	温度 20℃，相对湿度 30%对应空气焓值
抽油烟系统热回收效率	$\eta_i$	%	45.9	额定效率 60%，油污粘附后换热折减系数取 0.85，循环系统输送系数取 0.9，综合效率 45.9
排风系统热回收效率			60	—
补风风机余压	$\Delta p_x$	Pa	1200	—
新风风机余压			800	—
抽油烟风机余压	$\Delta p_e$	Pa	1500	—
排风风机余压			1000	—
补风体积流量	$L_x$	m <sup>3</sup> /s	8.7	具体数值见表 6
新风体积流量			0.54	具体数值见表 6
抽油烟体积流量	$L_e$	m <sup>3</sup> /s	9.7	补风风量的 1.1 倍
排风体积流量			0.60	新风风量的 1.1 倍
抽油烟附属设备功率	$P_{fz}$	W	1200	—
排风附属设备功率			600	—

把表 7 中相关参数代入公式 (10)、(11)，对于抽油烟-补风系统，以  $RER_{h,i} > EER$  作为必要条件，经计算可得当补风进入热回收装置的焓值  $h_1 < 36.0\text{kJ/kg}$ ，对应补风进风湿度变化范围为 30%~80%，温度变化范围为 22.6℃~14.6℃时，抽油烟-补风采用热回收装置具有节能效益；对于排风-新风系统，经计算可得当新风进入热回收装置焓值  $h_1 < 6.5\text{kJ/kg}$ ，对应湿度变化范围为 30%~80%，温度变化范围为 2.9℃~-0.5℃，排风-新风采用热回收装置具有节能效益。

以郑州为例，供暖季室外逐时干球温度平均值为 4.59℃，湿球温度平均值为 1.62℃<sup>[15]</sup>，焓值计算平均值为 12.5kJ/kg，在 6.5kJ/kg 与 36.0kJ/kg 之间。由公式 (10) 可知，抽油烟抽油烟-补风补风系统

供暖季  $RER_{h,i}$  均大于  $EER$ ，供暖季补风热回收装置均具有节能效益，经计算可得抽油烟抽油烟-补风补风系统热回收装置冬季节能量约为 666768MJ；排风抽油烟-补风新风系统供暖季  $RER_{h,i} > EER$  的时间段只有约 400h，远小于冬季运行时间 1200h，因此排风抽油烟-补风新风系统热回收装置冬季节能量只有约 10670MJ。

值得说明的是参数设置时，空调系统冬季假定采用地源热泵供热， $EER$  为 3.0，如果冬季供热热源采用市政供热， $EER$  会进一步降低，对应排风抽油烟-补风新风系统采用热回收装置有效运行时间会更长，节能量也会更大，这对热回收装置的应用范围是有利的。

## 4 结论

通过对公共厨房通风空调系统设计的梳理及排风余热回收应用的探讨,得到的主要结论如下:

(1) 本文通过对厨房抽油烟及排风风量计算方法的归纳总结及案例试算,分析了不同计算方法的特点、影响因素和适用条件,以供设计参考。

(2) 厨房空调随其承担的负荷增大和房间温、湿度要求的提高,处理过程就越复杂,付出的能耗和经济代价也越大,因此设计时需结合实际需求,在舒适度要求和节能以及经济投入之间寻求合理的平衡点。

(3) 由热回收装置选择及其应用对比分析可知,厨房通风系统采用热回收装置具有一定的节能效益。但在实际工程项目中,受送排风设备分散放置方式、热量的非持续供应、换热器的油污粘附影响,余热回收在厨房通风系统中的应用相对滞后。本文提出的方案虽然解决了前两个问题,但如何减小油污粘附对换热器效率的影响仍是余热回收在厨房通风领域是否能够广泛应用亟待解决的问题。

### 参考文献:

- [1] European Committee for Standardization. BS EN 16282 Equipment for commercial kitchens—Components for ventilation in commercial kitchens[S]. BSI Standards: UK, 2017.
- [2] JGJ 64-2017,饮食建筑设计标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2017.
- [3] 中国建筑标准设计研究院有限公司.民用建筑暖通空调设计统一技术措施 2022[M].北京:中国建筑工业出版社,2022.
- [4] 中国建筑标准设计研究院.全国民用建筑暖通空调设计统一技术措施暖通空调·动力 2009[M].北京:中国计划出版社,2009.
- [5] GB 18483-2001,饮食业油烟排放标准[S].中国环境科学出版社:北京,2001.
- [6] HJ 554-2010,饮食业环境保护技术规范[S].中国环境科学出版社:北京,2010.
- [7] 陈步超.五星级酒店厨房空调通风系统设计探讨[J].建筑热能通风空调,2019,38(3):99-101.
- [8] 陆耀庆.实用供热空调设计手册[M].北京:中国建筑工业出版社,2007.
- [9] T/CECS 1513-2023,公共厨房通风系统技术规程[S].北京:中国建筑工业出版社,2023.
- [10] GBZ 2.2-2007,工作场所有害因素职业接触限值第2部分:物理因素[S].北京:人民卫生出版社,2007.
- [11] 朱卫东.关于表冷器夏季新风处理点的探讨[J].医药工程设计,2003,(5):28-30.
- [12] 任俊凯,雷文君,邵传民,等.可缓解油污粘附的厨房油烟余热回收系统[J].煤气与热力,2022,42(6):26-28.
- [13] 张元坤,王菁.酒店厨房余热回收型高效热水系统性能研究[J].暖通空调,2019,49(4):139-144.
- [14] GB/T 21087-2020,热回收新风机组[S].北京:中国标准出版社,2020.
- [15] 中国气象局气象信息中心气象资料室,清华大学建筑技术科学系.中国建筑热环境分析专用气象数据集[M].北京:中国建筑工业出版社,2005.

### (上接第 859 页)

- [14] 黄向阳,周健.湖水热泵系统尾水排放对湖泊富营养化进程的影响研究[J].环境工程学报,2010,4(9):1945-1949.
- [15] JGJ 38-2015,图书馆建筑设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2015.
- [16] 邹立成,傅建勋,张晓莉,等.复合式空调系统在某高大跨度飞机装配厂房中的应用分析[J].洁净与空调技术,2023,(3):9-14.
- [17] 黄晨,苗宇峰,杨通,等.一种大空间分层空调逐时冷负荷设计计算方法[J].暖通空调,2023,53(10):93-99.