

目 录

中文摘要	2
英文摘要	3
1 引言	4
1.1 空调器的发展状况	4
1.2 空调器的能效比	4
1.3 课题的提出及意义	6
1.4 国内外研究及发展概况	7
2 热力循环的计算	8
3 冷凝器的设计与系统能效比的关系	12
3.1 有关温度参数及冷凝热负荷确定	12
3.2 翅片管簇结构参数选择及计算	12
3.3 传热计算	14
4 蒸发器的设计与系统能效比的关系	18
4.1 选定和计算蒸发器的结构参数:	18
4.2 计算空气侧干表面传热系数:	19
4.3 管内蒸发时表面传热系数的计算:	21
4.4 传热系数的计算	23
4.5 蒸发器所需表面传热面积的计算	24
5 提高能效的其他可行性方法初探	26
5.1 减小进出口空气的温差.....	26
5.2 换热系统结构上的改进, 提高换热效果.....	27
结论	29
谢辞	30
参考文献	31
附录 1.....	32
附录 2.....	35

适应能效等级的家用空调系统设计初探

摘 要：节能是保护人类环境，促进制冷事业发展的核心。耗能问题制约着空调产业的发展，加剧了我国电力供需的矛盾，影响中国可持续发展的战略方针。高效产品的开发必将节约大量的能源，带来巨大的市场效益和社会效益，促进制冷事业的健康的的发展。文章首先介绍了家用空调器的发展状况，以及我国同欧美和日本在系统能效比的差距，并提出了提高空调系统能效比的四种考虑。文章主要从降低冷凝温度和提高蒸发温度两个方面来论述提高系统的能效比。首先在计算机辅助程序的计算下，通过在热力循环中的计算，分析了工况的改变对能效比的影响。文章具体分析了降低冷凝温度和提高蒸发温度分别对换热器传热面积的影响，文章最后部分简单提出了从系统的结构上的改进来提高换热效率，提高空调器的能效。

关键词：能效比 家用空调器 冷凝器 蒸发器

The design of high energy efficiency of household air-conditioning system

Abstract: Energy saving is the core of protecting human environment and promoting the development of refrigeration. Low level of Energy efficiency ratio restricts the development of refrigeration industry and worsens the contradiction of electric power supply and demand, and effects the realization of the policy of persistent development of china..The development of efficient product will save a lot of energy, bring about a huge market and social benefits, and promote the healthy development of refrigeration.The article firstly introduced the development of the domestic air conditioner, the gap of the system in the EER between China with Europe、 the United States and Japan, and consider four methods to improve energy efficiency ratio of air-conditioning systems.The article mainly analys on both from the lowing the condenser of temperature and increasing the evaporation of temperature for improving the energy efficiency ratio. First of all , in the helpness of the computer-assisted procedures in the calculation,it analys the affection on energy efficiency ratio through calculating in the heat cycle.The article analys the affection about lowing the condenser of temperature and increasing the evaporation of temperature to the the heat thransit area of heat exchanger.Finally, the article simply analys from the improvements of structural of system to improve the efficiency of heat transfer and improve the energy efficiency of air conditioners

Keywords: energy efficiency ratio home air conditioners condenser evaporator

1 引言

1.1 空调器的发展状况

家用空调器最早问世于四十年代的美国，主要型式为窗式空调器。其后，随着大量商业建筑和住宅的兴建，给家用空调器提供了广泛的应用市场，带动了家用空调器的发展并促使向其它国家扩展。七十年代，日本研制出分体空调，这种新概念的空调型式如今成为家用空调器市场的主流。家用空调发展到今天，各种新型式的空调层出不穷，仅从数量上来讲，近年来空调的发展已到了惊人的地步。十几年前，中国的家用空调工业几乎为零，而如今的年需求量已达600到650万台/年，并已逐渐形成一些较为著名的国产品牌和相当生产规模、较强科研开发能力的生产企业。已初步具备一些与国际名牌企业一争长短的实力。据权威机构调查统计全球各国的家用空调需求，2000年，全世界的年需求总量超过:3000万台。正是这种巨大的市场需求，带动了一大批相关产业的发展以及空调新技术的开发与应用。

1.2 空调器的能效比

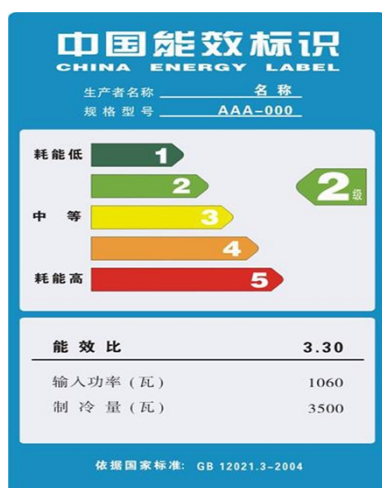


图1.1 能效等级标识

为加强节能管理，推动节能技术的发展，提高节能效率,制定的《能源效率标识管理办法》，该办法已于2005年实施. 实施该办法后, 各个空调生产厂家的空调器需在室内机的正前方贴上中国能源标识, 标识上需给出空调机组的制冷量, 制冷输入功率, 能效比, 能源等级等参数. 中国能效等级标识外观见左图.

各空调器的能效最小值和能效等级的划分见表1. 1, 新能效比要求最小为2. 60.

很多业内人士认为做这个水平在技术上没有特别大的难度,但在成本控制上有很大的难度,能效比每提高一个等级,成本上将增加很多.

类型	额定制冷量(CC) W	能效等级				
		5(强制性等级)	4	3	2(节能评价值)	1
整体式		2.30	2.50	2.70	2.90	3.10
分体式	$CC \leq 4500$	2.60	2.80	3.00	3.20	3.40
	$4500 < CC \leq 7100$	2.50	2.70	2.90	3.10	3.30
	$7100 < CC \leq 14000$	2.40	2.60	2.80	3.00	3.20

表1.1 空调机组能源效率等级 (GB 12021.3-2004)

就我国空调的现状,大型企业制造的空调器能效比在2.5到3.3之间,中小企业制造的空调器的能效比在2.2到2.5之间.这个能效比水平与日本及欧美国家有很大的区别.日本在2003年实施节能法后,空调器的能效比提高到了3.17,现在已经制造出能效比达到4.50到5.40的空调器.1992年报美国能源部制定的节能标准要求最低季节的能效比要达到 $10.0btu/w$,相当于能效比达到 $2.65w/w$,新的能源标准规定最低季节的能效比达到 $12.0btu/w$,相当于能效比达到 $3.20w/w$.该标准将于2006年1月生效.

就我国空调业内的现有技术水平,空调器能效比的提高有很大的空间.造成我国空调器能效比低下的原因除了技术方面的原因外,主要出于对控制成本方面的考虑.由于空调器原材料的涨价,而为了应对激烈的市场竞争,需要降低空调器整机的成本.降低成本最简单的方法就是减小空调两器的换热面积,这带来的后果是空调器能效比的降低,空调的耗电量的增大.要完全解决这个问题,我们认为需要从源头入手,从提高技术水平来降低成本并提高空调器的能效比.比如,可以合理布置两器的流程,提高空调风扇的效率和送风量,提高压缩机的效率,合理匹配制冷系统以及利用制冷时的冷凝水来冷却冷凝器等技术手段来提高空调器的能效比.

日本空调器的生产企业,

每年都在不断提高自己产品的能效比,已达到节能法案的相关要求,其能效比提高的过程如图所示,这种状况对我国空调企业是一个很大的挑战.

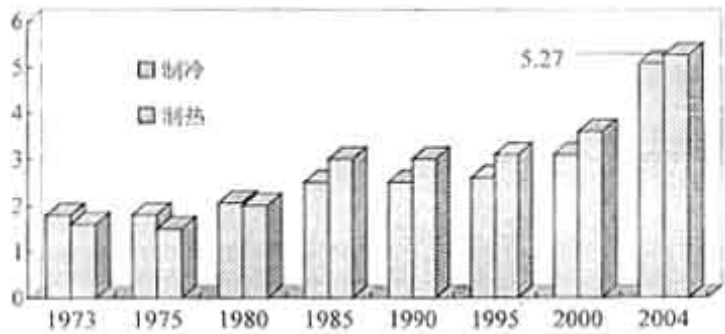


图1.2 日本的能效比提高的过程

1.3 课题的提出及意义

随着经济的发展,空调产品已从高档消费品变为普通消费品进入千家万户,市场上的空调器产品品牌繁多而且功能各异。消费者不断地提出使用要求。正是这些要求促使家用空调的发展、变化与进步,家用空调器向着节能型、舒适型、健康型、环保型方向发展。而节能环保是空调产品永恒不变的主题,随着消费者心理的成熟以及空调产品的普及化,空调产品耗电量大、效率低的形象已成为一把利剑制约了空调产品的发展,消费者对巨额电费的抱怨以及夏季空调用电对城市电网的巨大压力,呼唤各企业将空调产品的效率研究放在首要位置。我国现行的空调能效分为五个等级,一级最节能,能效比在3.4以上,二级为3.2,三级为3.0,四级为2.8,五级为2.6,目前市场上能效比为四至五级的产品占总销量的95%。这些能效比为四至五级的产品耗能量大,据统计,我国大中城市在用电高峰时,30%-40%的电量用于空调。上年夏季,我国24个省市区拉闸限电,与大量空调的集中使用有直接的关系。现在,空调的耗能量正在迅速增加,空调节能形势不容乐观。国家在“十一五”规划中明确提出“‘十一五’期间单位GDP能耗降低20%左右”的目标,作为“耗能大户”,空调节能首当其冲。如果现在消费者都使用贴上能效标识的节能型空调,那么我国可以节约大量的电能。高效产品的开发必将带来巨大的市场效益和社会效益,将会成为市场中抓住消费者目光的亮点。另一方面,效率的大幅提高将大量节省能源与自然资源。

开发节能高效空调对企业来说也有着重要的意义:1

2 热力循环的计算

查询压焓图，已知压缩机的指示效率为 $\eta_i = 75\%$ ，机械效率为 $\eta_m = 95\%$ ，电机效率为 $\eta_{m0} = 86\%$ 。单位时间内制冷剂在蒸发器中吸收的热量为 $Q_0 = 7000 \text{ W}$ ，即制冷量。以下是热力计算的计算过程：

根据回热器的热平衡：

$$\begin{aligned}h_3 - h_4 &= h_1 - h_0 \\h_4 &= h_3 - (h_0 - h_1)\end{aligned}$$

单位制冷量：

$$q_0 = h_1 - h_3$$

单位理论功：

$$w_0 = h_{2s} - h_1$$

制冷剂质量流量：

$$q_m = Q_0 / q_0$$

理论制冷系数：

$$\varepsilon_0 = q_0 / w_0$$

压缩机理论功：

$$p_{ts} = q_m w_0$$

指示功：

$$p_i = p_{ts} / \eta_i$$

压缩机电效率：

$$\eta_{el} = \eta_i \eta_m \eta_{m0} = 75\% \times 95\% \times 86\% = 0.6128$$

压缩机电功率：

$$p_{el} = p_{ts} / \eta_{el}$$

空调器能效比：

$$\text{EER} = Q_0 / p_{el}$$

其中 Q_0 为制冷量， p_{el} 为电机输入功率。

空调器的能效比是单位消耗功率所产生的制冷量或制热量，是衡量空调器能源

效率的指标。为了提高空调器的能效比，设法提高蒸发温度和降低冷凝温度，比较能效比提高了多少。现在把不同的蒸发温度和冷凝温度下的能效比列出来：

		54.4℃	53.4℃	52.4℃	51.4℃	50.4℃	49.4℃
7.2 ℃	$h_0 / kJ / kg$	408	408	408	408	408	408
	$h_1 / kJ / kg$	428	428	428	428	428	428
	$h_{2s} / kJ / kg$	462	461.5	461	460.5	460	459
	$h_3 / kJ / kg$	275	274	270	266	265	260
	$h_4 / kJ / kg$	255	254	250	246	245	240
	$q_0 / kJ / kg$	153	154	158	162	163	168
	$w_0 / kJ / kg$	34	33.5	33	32.5	32	31
	$q_m / kg / s$	0.0458	0.0455	0.0443	0.0432	0.0429	0.0417
	p_{ts} / kW	1.5572	1.5243	1.4619	1.4040	1.3728	1.2927
	η_{el}	0.6128	0.6128	0.6128	0.6128	0.6128	0.6128
	p_{el} / kW	2.662	2.4874	2.3856	2.2911	2.2402	2.1095
	EER	2.63	2.81	2.93	3.06	3.12	3.32
7.7 ℃	$h_0 / kJ / kg$	409	409	409	409	409	409
	$h_1 / kJ / kg$	429	429	429	429	429	429
	$h_{2s} / kJ / kg$	462	461.5	461	460.5	460	459
	$h_3 / kJ / kg$	275	274	270	266	265	260
	$h_4 / kJ / kg$	255	254	250	246	245	240
	$q_0 / kJ / kg$	154	155	159	163	164	169
	$w_0 / kJ / kg$	33	32.5	32	31.5	31	30

	$q_m / \text{kg} / \text{s}$	0.04545	0.04516	0.04403	0.04294	0.04268	0.04142
	p_{ts} / kW	1.4999	1.4677	1.4089	1.3526	1.3231	1.2426
	η_{el}	0.6128	0.6128	0.6128	0.6128	0.6128	0.6128
	p_{el} / kW	2.45	2.39	2.30	2.21	2.16	2.03
	EER	2.86	2.93	3.04	3.17	3.24	3.45
8.2 ℃	$h_0 / \text{kJ} / \text{kg}$	410	410	410	410	410	410
	$h_1 / \text{kJ} / \text{kg}$	430	430	430	430	430	430
	$h_{2s} / \text{kJ} / \text{kg}$	462.5	461.5	461	460.5	460	459
	$h_3 / \text{kJ} / \text{kg}$	275	274	270	266	265	260
	$h_4 / \text{kJ} / \text{kg}$	255	254	250	246	245	240
	$q_0 / \text{kJ} / \text{kg}$	155	156	160	164	165	170
	$w_0 / \text{kJ} / \text{kg}$	32	31.5	31	30.5	30	29
	$q_m / \text{kg} / \text{s}$	0.04516	0.04487	0.04375	0.04268	0.04242	0.04118
	p_{ts} / kW	1.4451	1.4134	1.3562	1.3017	1.2726	1.1942
	η_{el}	0.6128	0.6128	0.6128	0.6128	0.6128	0.6128
	p_{el} / kW	2.36	2.31	2.21	2.12	2.08	1.95
	EER	2.97	3.03	3.16	3.30	3.37	3.59

表 1.1 不同蒸发温度和冷凝温度下的能效比

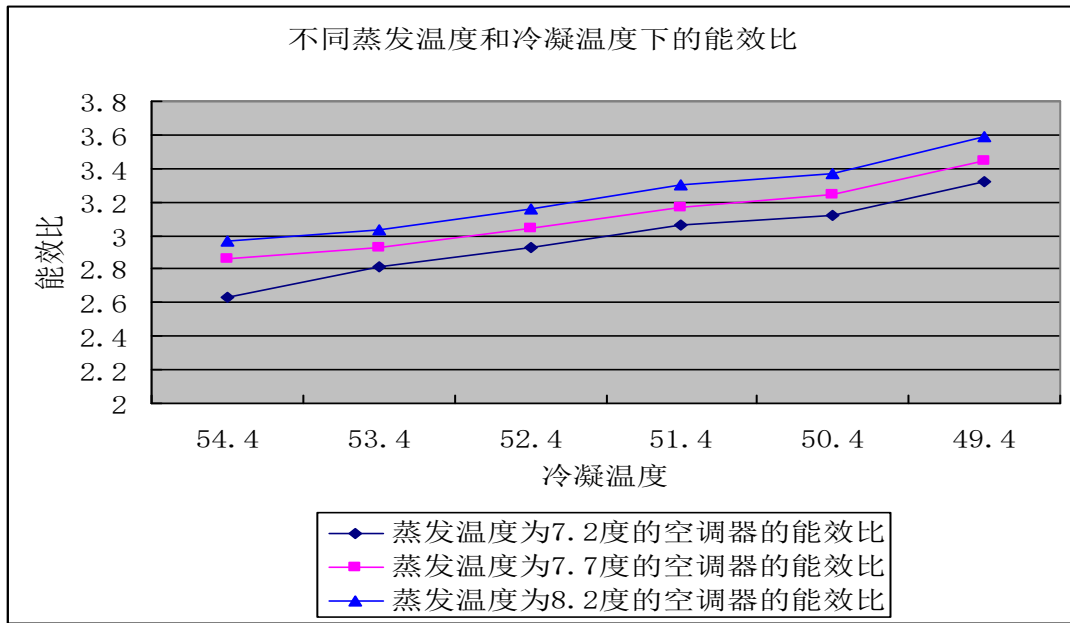


图 1.1 不同蒸发温度和冷凝温度下的能效比

从上图可以看出，冷凝温度的降低和蒸发温度的提高都会使空调器的能效比提高。在相同的蒸发温度下，冷凝温度从 54.4℃降低到 49.4℃时，能效比都提高了 20% 以上。在相同的冷凝温度下，蒸发温度从 7.2℃提高到 8.2℃，能效比提高了 7.8%到 8.1%之间。但是本文主要是要求能效比达到 3.2，以 3.2 的能效比作为设计的基础。

3 冷凝器的设计与系统能效比的关系

以 R_{22} 为制冷剂的全封闭式制冷压缩机在冷凝温度 $t_k=50.4^\circ\text{C}$ 、蒸发温度 $t_0=7.7^\circ\text{C}$ 时的制冷量 $Q_0=7000\text{w}$,计算与之配套的空冷式冷凝器所需要的传热面积。

3.1 有关温度参数及冷凝热负荷确定

各有关温度参数取值见表 1-1。

项 目	参数值	项 目	参 数 值
冷凝温度 t_k	50.4°C	进出口空气温差 $t_{a2}-t_{a1}$	8°C
进口空气干球温度 t_{a1}	35°C	出口空气干球温度 t_{a2}	43°C

表 3.1 温度参数

对数平均温差:

$$\theta_m = \frac{t_{a2} - t_{a1}}{\ln \frac{t_k - t_{a1}}{t_k - t_{a2}}} = \frac{43 - 35}{\ln \frac{50.4 - 35}{50.4 - 43}} = 10.9^\circ\text{C}$$

由《小型制冷装置设计指导》(吴业正主编)中的图 3-1 查得 R_{22} 在 $t_k=50.4^\circ\text{C}$ 、 $t_0=7.7^\circ\text{C}$ 时的冷凝热负荷系数 $C_0=1.21$,则冷凝热负荷为:

$$Q_k = C_0 \times Q_0 = 1.21 \times 7000\text{w} = 8470\text{w}$$

3.2 翅片管簇结构参数选择及计算

传热管选用 $\Phi 10\text{mm} \times 0.5\text{mm}$ 的紫铜管,翅片选用缝隙式 $\delta_f=0.15$ 的波纹型整张铝制套片,翅片间距 $s_f=2\text{mm}$ 。管束为正三角形叉排排列,垂直于流动方向管间距 $s_1=25\text{mm}$,则:

每米管长翅片的外表面积为:

$$\begin{aligned}
a_f &= \frac{2(s_1^2 \cos 30^\circ - \pi d_b^2 / 4)}{s_f} \\
&= \frac{2 \times (25^2 \times 0.866 - 3.14 \times 10.3^2 / 4)}{2} \times 10^{-3} \\
&= 0.458 m^2 / m
\end{aligned}$$

每米管长翅片间的管子表面积为：

$$a_b = \pi d_b \left(1 - \frac{\delta_f}{s_f} \right) = 3.14 \times 10.3 \times \left(1 - \frac{0.15}{2} \right) \times 10^{-3} m^2 / m = 0.0299 m^2 / m$$

每米管长翅片侧总面积为：

$$a_{of} = a_f + a_b = 0.458 m^2 / m + 0.0299 m^2 / m = 0.4879 m^2 / m$$

每米管长管内表面积为：

$$a_i = \pi d_i = 3.14 \times 9.0 \times 10^{-3} m^2 / m = 0.0283 m^2 / m$$

取当地的大气压 $P_B = 1.013 \times 10^5 P_a$ 下，由于空气热物理性质表，在空气平均温度

$$t_m = \frac{(t_{a1} + t_{a2})}{2} = 39^\circ C \text{ 条件下， } c_{pa} = 1005.0 J / kg, \quad \lambda_a = 2.74 \times 10^{-2} W / (m \cdot K),$$

$$v_a = 16.8 \times 10^{-6} m^2 / s, \text{ 在进风温度 } t_{a1} = 35^\circ C \text{ 的条件下， } \rho_a = 1.146 kg / m^3。$$

冷凝器所需要的空气体积流量：

$$q_v = \frac{Q_k}{\rho_a c_{pa} (t_{a2} - t_{a1})} = \frac{8470 W}{1.146 kg / m^3 \times 1005 J / (kg \cdot K) \times 8 K} = 0.9193 m^3 / s$$

选取迎面风速 $w_y = 2.5 m / s$ ，则迎风面积为：

$$A_y = \frac{q_v}{w_y} = \frac{0.9193}{2.5} m^2 = 0.3677 m^2$$

取冷凝器迎风面积宽度即有效单管长 $l = 0.90 m$ ，则冷凝器的迎风面的高度：

$$H = \frac{A_y}{s_1} = \frac{0.3677}{0.90} = 0.409 m$$

迎风面上的管排数：

$$N = \frac{H}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{0.409}{0.025} - \frac{1}{2} = 16 \text{ 排}$$

3.3 传热计算

确定所需传热面积 A_{of} 、翅片管总长 L 及空气流通方向上的管排数 n 采用整张波纹翅片及密翅距的叉排管簇的空气侧传热系数由公式计算。

预计冷凝器在空气流通方向上的管排数 $n = 3$ ，则翅片宽度为：

$$b = 3 \times s_1 \times \cos(30^\circ) = 3 \times 0.025 \times 0.866 = 0.06495m$$

最窄截面的当量直径为：

$$d_e = \frac{2(s_1 - d_b)(s_f - \delta_f)}{(s_1 - d_b) + (s_f - \delta_f)} = \frac{2 \times (25 - 10.3)(2 - 0.15)}{(25 - 10.3)(2 - 0.15)} mm = 3.3mm$$

最窄面风速：

$$w_{\max} = \frac{s_1 s_f}{(s_1 - d_b)(s_f - \delta_f)} w_y = \frac{25 \times 2}{(25 - 10.3)(2 - 0.15)} \times 2.5m/s = 4.6m/s$$

因为：

$$\frac{b}{d_e} = \frac{64.95}{3.3} = 19.682$$

$$R_{ef} = \frac{w_{\max} d_e}{\nu_a} = \frac{4.6 \times 0.0033}{16.8 \times 10^{-6}} = 903.6$$

查表 3-18 和表 3-19，用插入法求得 $\varphi = 0.206$ ， $n = 0.578$ ， $c = 1.14$ ， $m = -0.207$ ，则空气侧表面传热系数：

$$\begin{aligned} \alpha_{of} &= c \varphi \frac{\lambda_a}{d_e} R_{ef}^n \left(\frac{b}{d_e} \right)^m \times 1.1 \times 1.2 \\ &= 1.14 \times 0.206 \times \frac{2.66 \times 10^{-2} W/(m \cdot K)}{3.3 \times 10^{-3} m} \times (903.6)^{0.578} \times \left(\frac{64.95}{3.3} \right)^{-0.207} \times 1.1 \times 1.2 \\ &= 68.955 \end{aligned}$$

查表 3-11， R_{22} 在 $t_k = 50.4^\circ C$ 物性集合系数 $B = 1320.4$ ， R_{22} 在管内凝结的表面传热系数由下式计算：

$$\begin{aligned} \alpha_{ki} &= 0.555 B d_i^{-0.25} (t_k - t_{wi})^{-0.25} = 0.555 \times 1320.4 \times 0.009^{-0.25} \times (50.4 - t_{wi})^{-0.25} \\ &= 2379.24 \times (50.4 - t_{wi})^{-0.25} \end{aligned}$$

翅片相当高度由下式计算：

$$\begin{aligned}
h' &= \frac{d_0}{2} \left(\frac{s_1}{d_0} - 1 \right) \left(1 + 0.35 \ln \left(c \frac{s_1}{d_0} \right) \right) \\
&= \frac{0.01}{2} \times \left(\frac{0.025}{0.01} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(1.14 \times \frac{0.025}{0.01} \right) \right] m \\
&= 0.01025
\end{aligned}$$

取铝片热导率 $\lambda = 203 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{k})$ ，由下式计算翅片参数 m ，即：

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_{of}}{\lambda \delta_f}} = \sqrt{\frac{2 \times 68.955}{203 \times 0.00015}} m^{-1} = 67.298 m^{-1}$$

由下式计算翅片效率：

$$\eta_f = \frac{th(mh')}{mh'} = \frac{th(67.298 \times 0.01025)}{67.298 \times 0.01025} = 0.867$$

表面效率由下式计算：

$$\eta_0 = \frac{a_f \eta_f + a_b}{a_f + a_b} = \frac{0.458 \times 0.867 + 0.0299}{0.458 + 0.0299} = 0.875$$

忽略有关污垢热阻及接触热阻的影响，则 $t_{wi} = t_{w0} = t_w$ ，将计算所得有关各值代入下式，即：

$$\begin{aligned}
a_{ki} a_i (t_k - t_w) &= \alpha_{of} \eta_0 a_{of} (t_w - t_m) \\
2379.24 \times 0.0283 \times (50.4 - t_w)^{0.75} &= 68.955 \times 0.875 \times 0.4879 \times (t_w - 39)
\end{aligned}$$

经整理，得：

$$(50.4 - t_w)^{0.75} = 0.437(t_w - 39)$$

解上式，得：

$$t_w = 45.97^\circ \text{C}$$

则 R_{22} 在管内的凝结表面传热系数

$$a_{ki} = 2379.24 \times (50.4 - t_w)^{-0.25} = 1639.97 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$$

取管壁与翅片间接触热阻 $r_b = 0.004 \text{ m}^2 \cdot \text{k}/\text{W}$ ，空气侧尘埃垢热阻 $r_0 = 0.0001 \text{ m}^2 \cdot \text{k}/\text{W}$ ，紫铜管热导率 $\lambda = 393 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{k})$ ，由下式计算冷凝器的总传热系数：

$$K_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ki}} \cdot \frac{a_{of}}{a_i} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{a_{of}}{a_b} + r_0 + r_b + \frac{1}{\alpha_{of} \eta_0}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{1639.97} \times \frac{0.4879}{0.0283} + \frac{0.0005}{393} \times \frac{0.4879}{0.0299} + 0.0001 + 0.004 + \frac{1}{68.955 \times 0.875}}$$

$$= 32.024 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$$

冷凝器所需要的传热面积:

$$A_{of} = \frac{Q_k}{K_0 \theta_m} = \frac{8470 \text{ w}}{32.024 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot \text{k}) \times 10.9 \text{ k}} = 24.265 \text{ m}^2$$

所需要的有效翅片管总长:

$$L = \frac{A_{of}}{a_{of}} = \frac{24.265}{0.4879} \text{ m} = 49.73 \text{ m}$$

空气流通方向的管排数:

$$n = \frac{L}{lN} = \frac{49.73 \text{ m}}{0.9 \times 16 \text{ m}} = 3.45$$

取整值 $n = 3$ 排

这样, 冷凝器的实际有效总管长为 $l \times N \times n = 0.9 \times 16 \times 3 = 43.2 \text{ m}$, 实际传热面积为 $43.2 \times a_{of} = 43.2 \times 0.4879 = 21.077 \text{ m}^2$, 比计算所得传热面积大 13.2%。

对于在其他冷凝温度和蒸发温度条件下的冷凝器传热面积, 经过计算机辅助程序设计(附录 1)计算得到的值, 列表如下:

		θ_m / k	A_y / m^2	$K_0 \text{ w}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$	A_{of} / m^2
54.4 °C	7.2°C	15.047	0.392	30.936	19.098
	7.7°C	15.047	0.387	30.936	18.827
	8.2°C	15.047	0.385	30.936	18.752
53.4 °C	7.2°C	14.022	0.387	31.271	19.986
	7.7°C	14.022	0.385	31.271	19.924
	8.2°C	14.022	0.384	31.271	19.876
52.4 °C	7.2°C	12.992	0.383	31.623	21.161
	7.7°C	12.992	0.381	31.623	21.042
	8.2°C	12.992	0.379	31.623	20.888
51.4 °C	7.2°C	11.957	0.379	31.964	22.473
	7.7°C	11.957	0.378	31.964	22.391
	8.2°C	11.957	0.377	31.964	22.344

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/237122134044010005>