

蒸发式冷凝器的选型与配管

曹阳

(国内贸易工程设计研究院)

摘要 蒸发式冷凝器是制冷系统的主要设备之一,正确选型是系统高效运行的基本保障。本文从如何选取恰当的热量修正系数,双级制冷系统如何选取冷凝负荷系数,以及蒸发式冷凝器管路设计等方面阐述蒸发式冷凝器的选型计算及管路设计。

关键词 蒸发式冷凝器 选型 修正系数 配管 存液弯

Selection and piping of evaporative condenser

Cao Yang

(Internal Trade Engineering Design & Research Institute)

ABSTRACT The evaporative condenser is one of refrigeration system's major equipments, correct selection is the basic safeguard for the system's high-efficient operation. Discusses the selection and piping of evaporative condenser from the following aspects: how to select the appropriate heat correction factor, condensation load factor for the two-stage refrigeration system and pipeline design.

KEY WORDS evaporative condenser; selection; correction factor; piping; liquid deposit bending

随着国民经济的迅速发展,降低冷却水的消耗量成为制冷空调行业的一个重要课题,特别是在缺水严重的地区,水冷冷凝方式的应用受到了严格限制。蒸发式冷凝器是利用空气强制循环和水分的蒸发将制冷剂凝结热带走的冷凝装置。由于气态制冷剂冷凝过程所放出的凝结潜热主要依靠冷却水的蒸发带走,这使得实际运行中蒸发式冷凝器比水冷式的水量消耗明显减少。此外,采用蒸发式冷凝器省却了冷却塔,降低了水泵的功耗,还具有噪声低、运行费用低、占地面积少、安装方便、使用寿命长的优点。目前,蒸发式冷凝器已被广泛应用于化工、医药、食品加工、建筑物空调等行业和领域。

蒸发式冷凝器在我国应用的时间较短,在设备的选用和配管设计中还存在一定的问题。根据工程设计与安装的实践经验,笔者针对设备选型、配管设计进行分析与计算。

1 蒸发式冷凝器的选型

蒸发式冷凝器的设计和选型方法较多。洪兴

龙等^[1]介绍了3种计算分析用的选型方法:单位面积冷负荷估算法、概算校核法和温降计算法。

单位面积冷负荷估算法,即首先粗选一个冷凝热流密度值,然后再计算冷凝面积,根据计算结果选择冷凝器的型号及台数。此方法比较粗糙、精度较低。

概算校核法的计算步骤为:①粗估传热系数,计算冷凝面积;②设计冷凝器盘管的结构,按标准选择配风量与配水量,确定设计计算参数;③计算传热系数。如果最后计算的传热系数与开始粗估的传热系数不符,再假设传热系数,重新设计计算,直至两者满足一定的精度要求。

温降计算法的计算步骤为:①假设制冷剂侧的冷凝温降,计算制冷剂气体管内冷凝放热系数,管内热流量,通过管内油膜、管壁、管外水垢以及水膜表面与流动的湿空气之间进行的热质交换;②分别计算以管内表面为基准的热流密度及以管外表面为基准的热流密度;③计算管内侧热流密度与管内壁面积的乘积及管外侧热流密度与管外

壁面积的乘积,若两者不相等,则重新假设制冷剂侧的冷凝温降,进行迭代计算,直至符合要求为止。

概算校核法与温降计算法在实际设计中计算繁琐且工作量大,有很多不便之处。

张建一等^[2]介绍了 2 种实用选型方法:依据冷凝器的热负荷进行选择;依据制冷系统的制冷量进行选择。根据机械工业部行业标——JB/T 7658.5—2006《氨制冷装置用辅助设备 第 5 部分:蒸发式冷凝器》的规定,蒸发式冷凝器型号命名直接表示出其名义排热量。因而设计中工程技术人员大多依据冷凝器热负荷进行选型。

现在蒸发式冷凝器生产企业众多,部分企业管理不够规范,其生产标准、检测手段不尽相同,产品样本提供的排热量数据有时误差较大,且难以验证。相对来说,冷凝面积可以实际测量,因而根据蒸发面积计算排热量是选择蒸发式冷凝器较为可靠的方法,但此时需要计算蒸发式冷凝器的实际排热量。

1.1 蒸发式冷凝器的传热计算

蒸发式冷凝器的传热系数,由制冷剂在管内冷凝时的换热系数、水膜与管壁间的传热系数、管外表面与水膜之间的换热及油垢的热阻、管外水垢的热阻和冷却水膜与流动空气间的换热决定。如果忽略水膜的热阻,则蒸发式冷凝器的传热量可表示为

$$Q = k_o F_o (t_k - t_m) \tag{1}$$

$$k_o = \frac{1}{\frac{F_o}{F_i a_i} + \frac{r_i F_o}{F_i} + r_o + \frac{1}{a_w} + \frac{1}{a_i}} \tag{2}$$

如果考虑从制冷剂蒸气到冷却水膜的传热,则传热量也可表示为

$$Q = k'_o F_o (t_k - t_m) \tag{3}$$

其中:

$$k'_o = \frac{1}{\frac{F_o}{F_i a_i} + \frac{r_i F_o}{F_i} + r_o + \frac{1}{a_w}} \tag{4}$$

式中:Q 为冷凝器的换热量(kW); k_o 为忽略水膜热阻时冷凝器的传热系数(W/(m²·°C)); F_o 为冷凝器外壁传热面积(m²); t_k 为冷凝温度(°C); t_m 为水膜温度(°C); F_i 为冷凝器内壁传热面积(m²); a_i 为制冷剂在管内冷凝时的放热系数(W/(m²·°C)); r_i 为管内油污的热阻(m²·°C/W); r_o 为管外水垢的热阻(m²·°C/W); a_w 为水膜与冷凝器间壁间的传热系数(W/(m²·°C)); k'_o 为考虑水膜热

阻时冷凝器的传热系数(W/(m²·°C)); a_i 为空气与水膜间的热质交换当量传热系数(W/(m²·°C))。

通常,由式(1)和式(2)或式(3)和式(4)可联立求解 t_m ,但由于 a_w 和 a_i 都是 t_m 的函数,所以不能直接求解,需采用图解法。假设若干个水膜温度 t_m ,根据给定的条件作出 2 条 $F_o = f(t_m)$ 的曲线,它们的交点即为给出的水膜温度 t_m 和传热面积 F_o ,再代入式(1)或式(3),便可以得到蒸发式冷凝器的换热量。

1.2 蒸发式冷凝器的选型计算

确定蒸发式冷凝器的排热能力后,便可根据制冷系统的排热量进行设备选型。

1.2.1 单级制冷压缩机系统蒸发式冷凝器排热量的计算

单级制冷压缩机所配蒸发式冷凝器排热量的计算公式如下:

$$Q_1 = (Q_c + N_c) \epsilon \tag{5}$$

式中: Q_1 为冷凝器排热量(kW); Q_c 为压缩机的制冷量(kW); N_c 为压缩机的功率(kW); ϵ 为排热量修正系数。

在工程计算中, Q_c 和 N_c 可根据制冷压缩机的性能曲线查出,而 ϵ 需根据实际工作状态下的冷凝温度与进口空气湿球温度确定。根据 JB/T 7658.5—2006 的规定,蒸发式冷凝器的名义工况为:冷凝温度 35 °C,湿球温度 24 °C。因而,蒸发式冷凝器的名义排热量为名义工况下的排热量。当冷凝温度和湿球温度升高时,蒸发式冷凝器的排热能力降低;而冷凝温度和湿球温度降低时,蒸发式冷凝器的排热能力升高。图 1 为根据某品牌的蒸发式冷凝器试验参数得到的排热量修正系数曲线,可供设备选型时参考。

确定冷凝器排热量的基本参数为制冷压缩机

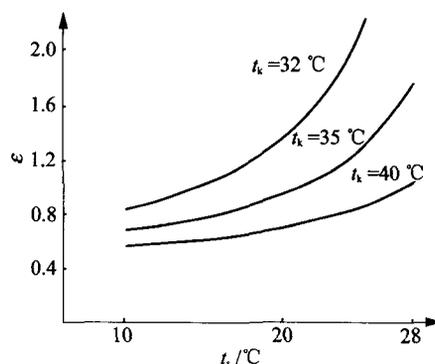


图 1 蒸发式冷凝器排热量修正系数

的性能、蒸发温度、冷凝温度与湿球温度。蒸发温度可以根据冷间温度及相应的传热温差确定,湿球温度可以从相关手册查得,冷凝温度一般比夏季室外平均不保证 50 h 的湿球温度高 10~15 °C,具体由蒸发式冷凝器的排风量、配水量及其几何参数确定。蒸发式冷凝器的配风量和配水量较大,高度较高时,温差取小值,反之取大值。

1.2.2 双级制冷压缩机系统蒸发式冷凝器排热量的计算

双级制冷压缩机大多用于冻结间,而食品的冻结过程一般为变温过程,即货物进入冻结间时的温度较高,制冷系统的蒸发温度较高。随着货物温度的降低,制冷系统的蒸发温度也随之降低。因而,用于双级制冷压缩机制冷系统的蒸发式冷凝器的排热量,不能简单地计算制冷量与轴功率的和,应根据运行中的平均蒸发温度计算双级制冷压缩机系统冷凝器负荷系数,见表 1。

表 1 双级制冷压缩机系统冷凝器负荷系数

高低压理论 排气量之比	蒸发温度/°C					
	-28	-30	-33	-35	-40	-45
1:3	0.78	0.72	0.62	0.58	0.48	0.44
1:2	0.83	0.77	0.68	0.62	0.49	0.45

双级制冷压缩机所配蒸发式冷凝器排热量(kW)的计算公式如下:

$$Q = V_{dp} q \epsilon \quad (6)$$

式中: V_{dp} 为低压级理论排气量(m^3/h); q 为双级压缩机在不同工况下的冷凝负荷系数。

2 蒸发式冷凝器的配管设计

大多数蒸发式冷凝器采用管程数较多的蛇形盘管设计,高温高压的过热蒸汽流过盘管并在盘管内冷凝,成为饱和液体。较长的流程通常会产生较大压降,这将给整个制冷系统的正常运行带来较大的影响。此外,以前常用的立式壳管式冷凝器有进气管、出液管、放空气管、混合气体管、放油管、安全管、平衡管及压力表接管 8 个接口;而蒸发式冷凝器只有进气和出液 2 个接管。其他接管需根据工程实际设计安装,若配管不当,会影响制冷系统的正常运行。因此,在蒸发式冷凝器配管设计时应根据系统特点进行合理设置。

2.1 单台冷凝器配管设计

当蒸发式冷凝器只有一组进气、出液管时,其管道配置推荐采用图 2 所示形式。图示为一单回路盘管蒸发式冷凝器,压缩机排气管装有放空气

阀、检修阀和安全阀。当系统不设虹吸罐时,还需设置与高压贮液器相连的平衡管。

从冷凝器出来的出液管道有不小于 2% 的向下坡度,以利于液体依靠重力自动流入贮液器,管道的直径应保证管道内制冷剂上部存在的蒸气自由流动的空间,以保证蒸发式冷凝器与贮液器之间的压力平衡。在水平管段上安装放空气阀,垂直管段安装检修阀。

现在生产的大多数蒸发式冷凝器所提供的出口接口尺寸都是超大的,配管时应进行校核计算。

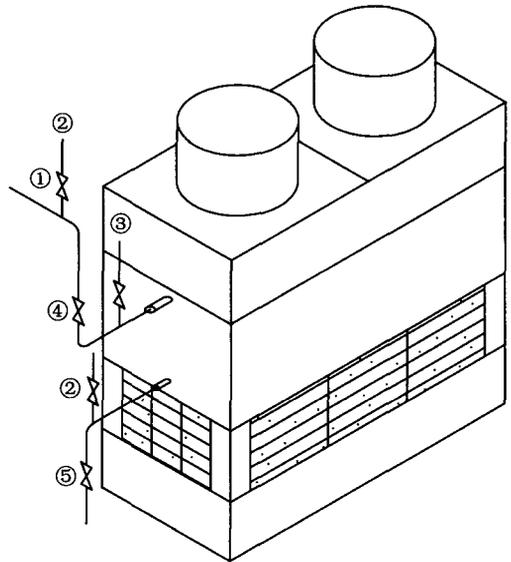


图 2 单台(组)蒸发式冷凝器的管道配置

- ①压缩机排气接管;②放空气管;③安全管;
- ④维修阀;⑤立管检修阀。

2.1.1 进气管的设计

蒸发式冷凝器的进气管来自压缩机,管径主要根据制冷管道允许流速和允许压力降的大小进行计算,具体如下:

$$d_n = 0.0188 \sqrt{\frac{Gv}{\omega}} \quad (7)$$

式中: d_n 为制冷管道内径(m); G 为管道内的制冷剂流量(kg/s); v 为在设计状态下制冷剂的比容(m^3/kg); ω 为管道内侧制冷剂的流速(m/s)。

根据计算结果,选择相应规格的管道后,再根据管道长度、阀门及管件数量计算管道压力损失,一般每 30 m 管路当量长度的允许压降相当于冷凝温度损失 0.56 °C。此时实际的压缩机排气压力与冷凝器进口处的压差可以忽略不计。

采用离心压缩机时,排气管道的尺寸应特别考虑。这类压缩机的压力特性比较苛刻,需要的

管径略大。

2.1.2 出液管的设计

蒸发式冷凝器的出液管,在没有存液弯的情况下,按满负荷时液体制冷剂的流速不超过 0.5 m/s 来确定管径。这种低流速使管道液体上部有蒸气自由流动的空间,可保证贮液器中的压力与盘管出液口处的压力平衡,使得从冷凝器出来的液体自由地流入贮液器。出液管应至少有 2% 的坡度走向贮液器,以利于液体流动。

2.1.3 平衡管的设计

系统设置虹吸罐时,虹吸罐的出气管与蒸发式冷凝器的进气管相连,具有平衡管的作用,因而不需再设平衡管。系统不设虹吸罐时,当蒸发式冷凝器出液管局部形成液囊或当冷凝温度低于贮液器周围环境温度时,贮液器内会有液体闪发和有潜在的相对高压,液体制冷剂不能自由流回贮液器,系统的稳定运行被破坏。为解决上述问题,必须在冷凝器和贮液器之间配置平衡管。当蒸发式冷凝器与高压贮液器之间距离较短,管道阀门及阀件阻力较小时,可以按照高压贮液器平衡管管径配置;当阻力较大时,可根据蒸发式冷凝器的排热量及制冷剂种类选用(见表 2)。

表 2 平衡管配管尺寸

kW

排热量 管径	制冷剂			
	R12	R22	R502	R717
DN15	250	320	330	1 230
DN20	420	530	560	1 970
DN25	700	910	950	3 410
DN32	980	1 270	1 320	4 640
DN50	1 620	2 070	2 140	7 670

2.2 多台(组)蒸发式冷凝器的管组配置及安装方式

多台(组)蒸发式冷凝器并联运行必须正确配置管道,以获得最大的排热量,并在各种负荷和环境条件下都能稳定运行。有些工程安装连接不当,只能在所有冷凝器都投入运行和正常负荷情况下,才能良好地工作。然而,在部分负荷和低环境温度满负荷下,冷凝器由于荷载低开始停机时,系统运行变得不稳定。贮液器中的液位可能会有大幅度波动。冬季,液体管路可能结霜,而且有的冷凝器突然会显得排热量不足。所有这些症状都可以归因于管组配置不当。

图 3 表示 2 台蒸发式冷凝器并联运行的系统。多台蒸发式冷凝器连接时特别需要注意冷凝器到贮液器间的出液管道。从每个盘管出来的出液管道必须在垂直管上配置存液弯(可以采用图 3 所示的“P”形存液弯),存液弯的高度一般不小于 300 mm。

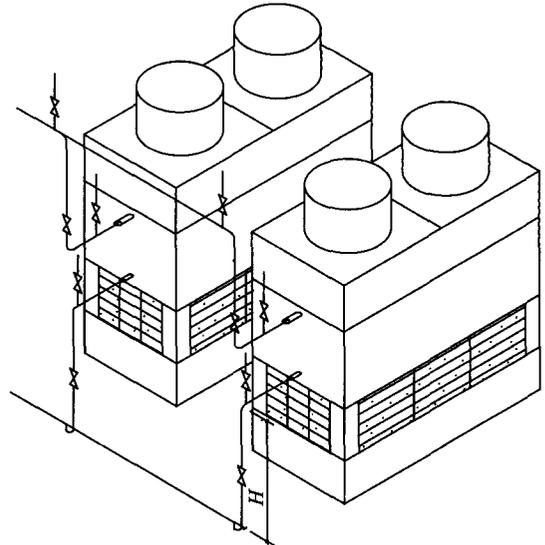


图 3 多台(组)蒸发式冷凝器的配管

存液弯的主要作用是建立一个垂直液柱来抵消盘管之间出口压力的变化。没有这些存液弯,蒸发式冷凝器并联运行时,各组盘管会由于冷凝效果的差异导致内部压降不等,制冷剂液体会被压入压降最大(或出口压力最低)的盘管,结果使排热量降低并造成运行不稳定。

存液弯上部的垂直管段须有足够的高度,以使液体压头等于冷凝器可能遇到的最大压降。对垂直管段最小高度的要求为:氨为 1 524 mm,卤碳化合物族制冷剂为 3 658 mm。这就是图 3 中的“H”值。这些尺寸是在“正常”设计条件下的合理范围内正常运行的最小立管高度,是根据盘管的冷凝压降确定的。如果检修阀安装在盘管的出口,相当于这些阀门上压降的制冷剂液柱高度必须增加到上述的最小立管高度。

3 结束语

蒸发式冷凝器具有显著的节水、节电性能,但若选型、配管不当,则会影响系统的正常运行。目前蒸发式冷凝器市场品牌众多,质量不一,选型时应根据设计工况和气候条件,对排热量进行计算和修正。配管应根据系统特点,进行合理取舍,并对各种管径进行校核。

(上转第 71 页)

续表 5

测试项目	工况			双向热力膨胀阀					性能对比/%			
	室外	室内		电子膨胀阀								
	干球/℃	干球/℃	湿度/%	进出风温差/℃	功率/W	排气温度/℃	回气温度/℃	冷凝水(mL/h)	进出风温差	冷凝水	功耗	
制冷	中间	25	27	40	6.9	272	45	19.8		4.55		5.02
					6.6	259	42	21				
		29	27	40	5.9	283	51	21.3		7.27		8.02
					5.5	262	45	21.7				
		33	27	40	5.5	326	58	22		10		6.89
	5				305	53	21.7					
	35	27	40	5.3	342	62	22.8		0		-2.56	
				5.3	351	57	22.2					
	最小	25	27		6.4	249	45	20.2		-1.54		-1.58
					6.5	253	42	21				
制热	最大	7	20		21.6	1 760	83		2.86		-0.4	
					21	1 767	77					
		2	20		19.6	1 748	81		3.16		0.75	
					19	1 735	75					

注:性能对比实验采用的样机为日本某企业生产的 1.5 匹热泵型变频空调器产品。

2 结论

1) 毛细管作为节流元件仅适用于定频空调器,其对系统的制冷剂充注量比较敏感,充注量的变化直接影响到冷凝压力、过热度 and 消耗功率。尤其是过冷度的变化影响液相流和两相流长度,影响到流量。在变频空调器中,采用毛细管作为节流元件,在额定制冷范围内还是能够适应的。但在中间制冷和最小制冷时,制冷量和能效比损失很大,而变频空调器的性能优势主要体现在中间制冷和最小制冷。因此毛细管作为节流元件会限制变频空调器能效优势的发挥。

2) 从理论上讲,电子膨胀阀是变频空调器理想的节流元件,但其前提条件是必须配置精度高的控制器。最佳方案是分别配置温度传感器和压力传感器,但压力传感器价格昂贵,作为家用房间

空调器,其性价比很难接受,同时存在可靠的控制方案比较复杂的缺点。

3) 双向热力膨胀阀在解决制冷工况和制热工况流量平衡问题后,可以作为变频空调器的适用产品。从以上对比实验数据可以看出,双向热力膨胀阀在最大制冷(热)、额定制冷(热)、中间制冷(热)和最小制冷(热)均接近或同于电子膨胀阀,同时具有价格低、故障率低、工作可靠等优点,是变频空调器实用的节流元件。

参 考 文 献

[1] 彦启森,石文星,田长青. 空气调节用制冷技术. 北京:中国建筑工业出版社,2005.
 [2] 彦启森,申江,田长青. 制冷技术及其应用. 北京:中国建筑工业出版社,2006.

 (下接第 78 页)

参 考 文 献

[1] 洪兴龙,李瑛. 蒸发式冷凝器的设计选型及在氨制冷系统中的应用. 流体机械,2006,34(2):84-87.
 [2] 张建一,秘文涛. 制冷用蒸发式冷凝器的选型与电耗. 电力需求侧管理,2008,10(2):41-43.

[3] 晏刚,马贞俊,周晋,等. 蒸发式冷凝器的设计与应用. 制冷与空调,2003,3(3):43-45.
 [4] 杨红波,鲁洪波,冯昊艳. 蒸发式冷凝器配管设计的注意事项. 制冷,2005,24(1):81-84.
 [5] 谈向东,向海容. 蒸发式冷凝器. 制冷空调与电力机械,2002,23(4):50-51.