

文章编号: 1671-6612 (2019) 04-372-08

风冷式空调机组制冷系统状态参数辨析

郭其民

(比赫电气(太仓)有限公司 苏州 215400)

【摘要】 针对存在于在制冷系统设计和调试过程中的模糊认识和误区,从制冷原理出发,结合工程实践,通过对典型风冷式空调机组制冷系统状态参数的辨析,指明了各参数的概念内涵和决定因素,以及环境参数对制冷循环的影响和制约,并进而就部分误区做出专门讨论。

【关键词】 系统状态参数; 制冷循环; 风冷式空调机组

中图分类号 TU831 文献标识码 A

Analysis of State Parameters of Refrigeration System for Air-cooled Air-conditioning Unit

Guo Qimin

(Beehe Electric (Taicang) Co., Ltd, Suzhou, 215400)

【Abstract】 In view of the vague ideas and misunderstandings in the process of design and debugging of the refrigeration system, from the refrigeration principle and combined with the engineering practice, the concept connotation and determining factors of the parameters are pointed out through the analysis of the state parameters of the refrigeration system of a typical air-cooled air conditioning unit, as well as the influence and restriction of the environmental parameters on the refrigeration cycle. And then make a special discussion on some misunderstandings.

【Keywords】 system state parameters; refrigeration cycle; air-cooled air-conditioning unit

0 引言

制冷技术已历经一百多年的发展,在工业生产和居民生活中都扮演着日益重要的角色。这其中,尤以采用蒸汽压缩制冷原理的风冷式空调机组应用广泛,产业规模大,技术相对成熟。但由于制冷技术自身的特点,以及专业制冷人才的不足,一些存在于设计、调试,及维修等环节中的模糊认识和概念误区,时常制约着产品开发与维护的有效性和经济性。

虽然有关制冷与空调技术的书籍已相当丰富,学者和工程人员在各种期刊上也发表了数量可观的专业论文,但前者往往偏重于理论分析和推导,后者则常侧重于各自关注的技术细节或具体事例。因而对于那些缺乏学科背景或者实践积累不足的从业者而言,其指导意义比较有限。鉴于此,笔者将以最常见的风冷冷风式空调机组为例,对制冷系

统内具有一般意义的状态参数进行辨析,指出各参数的概念内涵、影响因素,和在工程实践中的注意要点等,并尝试纠正其中存在的一些误区。

1 风冷冷风式空调机组系统构成及基本原理

一台典型的风冷冷风式空调机组的制冷系统由压缩机、冷凝器、节流装置、蒸发器四大部分组成。这其中,压缩机堪称是系统的核心,冷凝器和蒸发器则是主要的换热部件,节流装置的降压和流量调节作用必不可少。制冷管路将四大部件连接成一个封闭系统,制冷剂在压缩机的推动下,在系统内循环流动,相继经历压缩—冷却、冷凝—节流—蒸发—再压缩等过程,将热量源源不断地从蒸发器转移到冷凝器,实现制冷。

考虑到相关专业书刊对制冷系统和制冷原理有十分详尽的讲解，本文不再赘述，仅附上单级压缩制冷循环的压-焓图^[1]（图 1：图中 1-2-3-4-1 为单级压缩理论制冷循环，1-1'-1''-2s-2s'-3-3'-4'-1 为带回热器的单级压缩实际制冷循环），以便于后文对各状态参数的展开讨论。

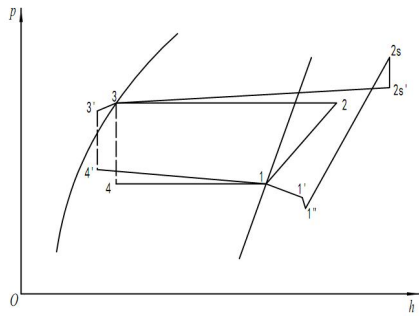


图 1 单级压缩实际制冷循环的压-焓图

Fig.1 Pressure enthalpy diagram of a single stage compression refrigeration cycle

2 风冷冷风式制冷系统状态参数辨析

制冷系统状态参数既包括四大部件和循环管路内部的各种参数，也包括与系统运行密切相关的外部环境参数。就参数性质而言，可简单归为为温度、压力、电气等几类，以及诸如压缩比、干度这类需要计算的无量纲参数。这些参数中，一部分属于设计输入，如环境温度、电源规格等，在设计初始阶段即已确定；另一部分则是由设计输入和设计方所决定，并需要在调试过程中进行优化确认，以冷凝温度和蒸发温度为代表；还有一些如制冷量、能效比等，既是产品的设计目标，又是前两者确定之后的结果。

风冷冷风式空调系统是最基本的制冷系统之一，图 2 是笔者根据自身理解所整理的风冷冷风式制冷系统状态参数的分布示意图。

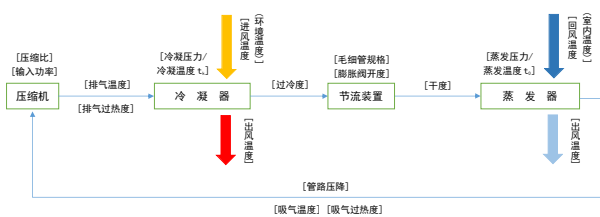


图 2 风冷冷风式制冷系统状态参数分布示意图

Fig.2 Distribution diagram of state parameter for refrigeration system of an air-cooled unit

2.1 系统内部状态参数辨析

由于在工程实践中，压缩机的选型往往在方案的初始阶段即已先行确定，其运行状态遵循厂家提供的特性曲线，机组的设计和调试工作主要围绕冷凝器、蒸发器和节流装置来进行。因而下文将从冷凝器开始，对制冷系统内部的主要状态参数逐一辨析。

2.1.1 冷凝器内相关参数

(1) 冷凝压力/冷凝温度

冷凝压力和冷凝温度是讨论冷凝器时最先关注的参数，也是整个制冷系统的关键参数之一。对于特定的制冷剂，冷凝压力和冷凝温度一一对应，根据制冷剂的饱和物性表，既可以由冷凝压力查得冷凝温度，也可以由冷凝温度得到冷凝压力。

从压缩机排出的高温高压制冷剂气体，在冷凝器中与温度较低的外部空气进行热交换，当气态制冷剂冷却到其饱和状态点时，开始进入等温等压的冷凝过程（气液两相状态），此时的压力为冷凝压力，此时的温度亦即冷凝温度。当压缩机刚启动时，冷凝器的整体温度与环境温度一致，冷凝器内的压力等于制冷剂在该环境温度下的饱和压力，若不考虑排气阀的影响和排气管路的压力损失，那压缩机的排气压力即等于该饱和压力，显然，此时系统的冷凝压力也等于该饱和压力。之后，随着制冷剂在冷凝器内不断放热，冷凝器整体（包括换热管与翅片）温度上升，冷凝器内制冷剂的饱和压力也势必要上升，压缩机需要更高的排气压力才能维持循环，因而系统的冷凝压力将随之持续上升；当冷凝器整体温度上升时，其与管路内制冷剂间的温差将减小，而与环境空气间的温差将增大，由于换热能力与温差近似成正比，因此当冷凝器整体温度上升到一定程度时，由制冷剂传递给冷凝器的热量与冷凝器释放给环境空气的热量将持平，冷凝器整体温度不再上升，对应的制冷剂饱和压力也停止上升，冷凝压力亦随之稳定。

在上述分析中，引入了“冷凝器整体温度”这一概念，用来表示冷凝器换热管和翅片的平均温度。这一概念虽不甚严谨，也难于精确计算，但对于冷凝器内温度（压力）平衡建立过程的定性分析，却很有帮助。由上述分析可知，冷凝器整体温度是一个介于冷凝温度与环境温度之间的数值，它的高低主要取决于冷凝器从制冷剂吸收的热量与向环

境空气散发的热量的相对值。因而,凡是能影响这两个热量大小的因素,都能使冷凝器整体温度发生变化,并进而改变系统平衡点,影响冷凝温度的高低。

从工程实践来看,影响冷凝温度的因素主要是冷凝器进风温度(环境温度)、换热面积、换热风量、换热器构型和制冷剂循环量等,冷凝压力则除了受制于冷凝温度外,还与制冷剂的物性有密切关系。在产品的设计阶段,预定的冷凝温度对于计算冷凝负荷从而确定换热面积和风量很关键,在产品调试阶段,则通过调节进风温度和制冷剂循环量来验证或调整冷凝温度。

(2) 排气过热度

排气过热度在数值上等于排气温度减去冷凝温度。根据理论制冷循环的压-焓图,低温低压的制冷剂饱和蒸气被吸入压缩机后,沿着等熵线进行压缩,压力由蒸发压力 P_0 升高到冷凝压力 P_k ,在此过程中压缩机对制冷剂做功,使其温度升高,因而压缩终了的制冷剂将呈过热蒸气状态^[1]。由此可见,无论系统运行状态如何变化(非跨临界或超临界),排气过热度都是必然存在的,即使是在将各种因素都纳入考虑的实际制冷循环中,亦是如此。

排气过热度的存在,使得冷凝器中基本都会有一个过热蒸气的冷却段,过高的排气过热度会使得冷却段的长度增加,降低了冷凝器的利用率。但排气过热度是排气温度和冷凝温度的差值,在冷凝温度已确定的条件下,排气过热度实际由排气温度决定。因而在冷凝器的设计和验证过程中,排气过热度通常不作为主要考虑要素。

(3) 过冷度

制冷剂液体的温度低于同一压力下饱和状态的温度称为过冷,两者的温度之差称为过冷度^[1]。根据理论制冷循环的压-焓图,液态制冷剂节流后将进入气液两相区,节流过程中闪发的气态制冷剂无法再进行气化吸热,降低了循环的单位制冷量。若在制冷剂进入节流装置前先使其过冷,则节流后的干度将减小(闪发的气态制冷剂比例变小),循环的单位制冷量和制冷系数都将提高。因此在实际制冷循环中,过冷度是必不可少的。

要想使冷凝后的液体变为过冷状态,就需要低于冷凝温度的冷源。在传统的窗式空调器中,会利用蒸发侧产生的冷凝水来使液体过冷,但对于大多

数风冷冷风式空调机组来说,并不具备利用冷凝水的条件,过冷度的产生主要依赖于冷凝器。因而过冷度也成为冷凝器在设计和验证时的一个重要考虑参数。

为增大平均换热温差,提高换热效果,铜管翅片式冷凝器通常被设计成制冷剂与空气呈逆向流动的形式,这种形式对于增大冷凝器出口液体的过冷度,也十分有益。需要指出的是,对于风冷式冷凝器,在给定的环境温度和冷凝温度条件下,过冷度并非越大越好。虽然根据理论分析,过冷度越大,循环的制冷系数提高得越多^[2],但越大的过冷度,意味着冷凝器内的过冷段越长,冷凝器的总尺寸也越大,产品的经济性下降。而且,在过冷段内,随着液体温度的降低,其与环境空气间的温差不断减小,换热性能变差,每增加 1°C 过热度都需要更长的换热铜管和更多的翅片面积。

2.1.2 蒸发器内相关参数

(1) 蒸发压力/蒸发温度

与冷凝压力/冷凝温度类似,蒸发压力与蒸发温度也有着对应关系,可以说是一体两面。液态制冷剂经过节流装置后,温度和压力均降低,呈气液两相状态,进入蒸发器。由于蒸发器的整体温度(换热管与翅片的平均温度,初始状态可认为等于室内空气温度)通常明显高于节流后低压制冷剂的饱和温度,因而混合态制冷剂中的液态部分将持续汽化(沸腾换热),并从蒸发器的管路和翅片吸收热量,进而将流经蒸发器的室内空气冷却。在此过程中,管路内的混合态制冷剂的温度和压力均保持不变(忽略管路压降的影响),只是液态部分不断减少,而气态部分持续增加,此时的温度和压力,即分别是蒸发温度和蒸发压力。

由此可知,在不考虑管路阻力的条件下,蒸发器内的蒸发压力等于液态制冷剂节流后在节流装置出口的压力,而蒸发温度则对应着该压力下制冷剂的沸点温度(亦即饱和温度)。这也就意味着,制冷系统的蒸发压力和蒸发温度并不直接受制于蒸发器的设计和室内环境(前提是室内环境温度高于相应沸点温度),而是与节流装置的选择和设定,以及节流前制冷剂饱和液体的压力密切相关。

(2) 吸气过热度

在蒸发器管路内的混合态制冷剂全部转化为气态后,制冷剂蒸气还将继续通过管路和翅片从室

内空气吸收热量,并使自身升温,但其压力基本不变。显然,制冷剂蒸气的温度将逐步高于它的饱和温度,进入到过热状态。通常意义上的“吸气过热度”是基于压缩机吸气口处制冷剂蒸气的温度和压力来计算的(实际温度与饱和温度的差值),它既包括蒸发器内过热段产生的过热(有效过热),也包括蒸发器出口到压缩机吸气口之间管路及所连接设备上的过热(无效过热)。

对于容积式压缩机而言,为了避免吸气带液造成湿压缩乃至发生液击事故,一般在系统设计时都会要求有一定的吸气过热度。这个过热度不但要能使机组在额定工况下持续稳定运行,还应保证机组在设计允许的工作范围内都不会因液击而发生损坏。文献[2]的分析指出,尽管根据制冷剂特性不同,有效过热或可以提高循环的制冷系数,但综合来看,吸气过热都将引起压缩机排气温度的增加,对压缩机的运行不利,因而过热度也不应太大^[2]。

在实践中,除了室内回风温度和循环风量外,对过热度影响最直接的因素莫过于制冷剂充注量,在寻求最大制冷量的过程中,常常会加注过量的制冷剂,导致吸气过热度偏小甚至消失。据笔者观察,当吸气过热度消失,回气管中存在液体时,有一个较为明显的现象,就是在回气管上可以捕捉到比蒸发温度更低的温度,而且从蒸发器出口往后的一段管路上,表面温度呈逐渐降低的趋势。这是由于少量未蒸发的液态制冷剂受管路阻力影响压力持续降低,在回气管路内以比节流后更低的压力进行蒸发,因而产生了比(蒸发器内)蒸发温度更低的温度。此时应及时调整制冷剂充注量或采取其它有效措施(增大室内循环风量、减少制冷剂循环量等)。

2.1.3 节流装置相关参数

(1) 节流装置类型与规格

在风冷冷风式空调机组中,常用的节流装置有节流毛细管、热力膨胀阀和电子膨胀阀等。毛细管的规格主要指其内径和长度;热力膨胀阀的规格则包括构型(内平衡/外平衡)、适用制冷剂、名义制冷量、蒸发温度范围、接口类型和直径等;至于电子膨胀阀,除了和热力膨胀阀一样要考虑与阀体有关的规格参数外,还须关注与驱动线圈相关的规格信息,如驱动电压、使用温度、总步数等。不同类型的节流装置有不同的节流特性,在应用上有着各自的优缺点和所遵循的规律。对于系统设计而言,

无论采用哪种节流装置,最终目标都是一致的,即通过节流装置,调节蒸发器进口压力和制冷剂流量,使制冷剂在蒸发器内以合适的蒸发温度充分蒸发,从而获取用户所需的出风参数和制冷效果。

由于节流装置同时具有调节压力和调节流量的作用,而蒸发压力和制冷剂循环量都对系统的制冷效果有重要影响,因此在选择和调试节流装置时,不能单纯地以压力或流量为目标,应充分采集系统状态信息,加以综合分析,掌握其规律,循序渐进地获得较理想的蒸发温度和制冷量。

(2) 干度

前文在对过冷度的讨论中已提到,液态制冷剂经过节流装置后,进入两相区,会有部分制冷剂闪发为蒸气,这部分蒸气与全部混合态制冷剂的质量比即为干度。由于闪发蒸气只参与蒸发器内过热段的换热,显然,干度越大对蒸发器的利用越不利,而且制冷剂的单位制冷量也将下降^[2]。

从理论制冷循环的压-焓图可以看出,制冷剂节流前后的压力差越大,其节流终了的状态点就越远离液相区,靠近气相区,对应的干度也就越大。尽管通常在系统的设计和调试过程中,并不刻意关注节流后的干度,但保证必要的过冷度,避免过大的节流前后压差(近似等于下文所述的“压缩比”),以及减少节流装置与环境间的换热,将有助于克服制冷剂闪发所带来的不利影响,提高机组的性能系数。

2.1.4 压缩机相关参数

(1) 压缩比

压缩比(亦称压力比)是指压缩机的排气压力与吸气压力的比值,在理论制冷循环中,它也等于冷凝压力和蒸发压力之比。由于吸排气管路的压力损失一般较小,常作忽略处理,因而工程中多用冷凝和蒸发压力来计算压缩比。压缩比是采用容积式压缩机的制冷系统中一个重要参数,与压缩机的运行状态密切相关。根据制冷循环的压-焓图和温-熵图,压缩比越大,压缩机输送单位制冷剂所做的功(比功)越多,排气温度越高,排气过热度越大。同时,压缩比还是压缩机容积系数 λ_v 的主要决定因素,压缩比越大,容积系数 λ_v 越小,当压缩比高到一定程度,压缩机将停止向外输气^[3]。压缩机生产商通常会在其规格书上注明允许使用的最大压缩比。

对于风冷式空调机组,在常规运行条件下,其冷凝温度多在 $40\sim 60^{\circ}\text{C}$ 之间,冷凝压力的波动相对较小,因而压缩比的大小常取决于蒸发压力。从整个系统的经济性和可靠性考虑,选择较高的蒸发温度(意味着较小的压缩比)是有利的,但有时受制于出风参数的要求(如低温储藏室)或者蒸发器的换热条件(比如热泵),必须采用较低的蒸发温度,则应对系统进行针对性的优化设计以改善其运行性能。

(2) 吸/排气温度

吸/排气温度,顾名思义,是指压缩机在运行时所吸入和排出的制冷剂气体的温度,通常将紧邻吸排气口的管路表面温度视为吸/排气温度。在制冷系统的试验调试阶段,吸/排气温度是每一个工程师都必须关注的两个参数。吸气温度既是计算吸气过热度的必要参数,又能较为直观地反映制冷剂在蒸发器中的换热情况,过低的吸气温度预示着系统存在吸气带液的风险,而过高的吸气温度往往意味着系统的循环量不足或回气管路保温不良。对排气温度的关注,主要是为了避免排气温度过高,导致润滑油粘度下降,润滑效果恶化,以及更严重的润滑油碳化现象。

从前文的论述可知,吸气温度是由蒸发温度和吸气过热度所决定,是一个被动的变量。排气温度则主要取决于吸气温度和压缩机做功,对于设计压缩比较大或工况范围较宽的制冷机组,为了避免因压缩机在高压比下运行而使排气温度超过允许上限,通常会设置排气温度保护,以便在必要时关闭压缩机。此外,笔者在实践中发现,采用在吸排气管路上布置热电偶或感温包的方式来测量吸/排气温度,有时 would 存在较大的误差,接触不良或是表面强烈的气流吹拂都会使测得的吸/排气温度失真,因而需要根据具体情形对测量误差进行评估并尽可能消除。

(3) 输入功率(电流)

空调机组运行时,可以通过测量电源电压和运行电流来计算其输入功率,或者直接根据电流来评估机组的运行状态。机组的输入功率既包括压缩机的耗电,也包括风机及其它电气类零部件的耗电,但后者所占比例较小,且在系统运行过程中基本不变(调速风机或变频风机需额外考虑),因而机组输入功率的变化即反映了压缩机输入功率的变化。

根据压缩机的运行原理,封闭式电动压缩机的输入功率与系统的质量流量和理论比功成正比,与指示效率、机械效率及电动机效率等成反比。在工程实践中,可以通过对压缩机输入功率的跟踪,来帮助分析系统的压缩比和制冷剂循环量的变化情况,从而更为准确的掌握系统运行状态。比如,冷凝压力的上升常会导致压缩机输入功率的增大,而制冷剂循环量的不足又会使得输入功率偏小。由于压缩机的输入功率一般占整机消耗功率的最大比重,因而当需要考量机组的性能系数或能效等级时,应首先着眼于在保证制冷能力的前提下降低压缩机的耗电。

2.2 环境参数对制冷循环的影响和制约

风冷冷风式空调机组的目的是将室内环境的热湿负荷传递到室外环境,为室内人员或设备创造相对适宜的温湿度条件。机组的实际运行效果,不仅与制冷系统内的制冷剂循环密切相关,同时也受到室内外空气循环的影响和制约。对于采用风冷式冷凝器和冷却空气型蒸发器的制冷机组而言,室内外侧的空气状态参数和循环风量亦属于制冷系统的重要状态参数。

(1) 室外侧环境温度和循环风量

在前文 2.1.1 一节中已提到室外侧环境温度和循环风量对冷凝压力/冷凝温度的影响,在冷凝器换热面积和制冷剂循环量不变的条件下,环境温度越低、循环风量越大,冷凝压力和冷凝温度就越低,反之亦然。

在制冷机组的设计过程中,室外侧环境温度通常已给定,系统的冷凝负荷也可计算得出,冷凝器的换热面积和循环风量是工程师实际需要权衡的两个要素。虽然更大的换热面积或循环风量都有利于提高换热能力、降低冷凝温度,但增大换热器面积会受到机组尺寸和成本的制约,而对于特定尺寸和构型的换热器,增加循环风量对冷凝效果的改善也是有限的(受制于空气侧换热系数),因而单纯通过增加某一要素来改善冷凝效果的做法通常并不可取。

对于已经设计完成的机组,在其调试或日常运行中,由于冷凝器的换热面积和循环风量基本不变(冷凝风机一般为定速),室外侧环境温度成为制约冷凝效果的决定性因素,并进而影响到整个系统的运行状态。当环境温度升高时,冷凝温度和冷凝

压力将随之升高,蒸发温度虽也会有一定升高,但系统压缩比增大,压缩机做功增多,排气温度上升,制冷量和性能系数均下降。若环境温度升高到一定程度,系统的冷凝压力和排气温度将超出允许范围,触发控制系统的停机操作或其它保护措施。而当环境温度降低时,冷凝温度和冷凝压力随之降低,机组制冷量上升的同时输入功率下降,性能系数提升明显。需要注意的是,当蒸发压力随着冷凝压力的下降而下降时,由于制冷剂的特性,尽管蒸发压力的下降幅度不大,但蒸发温度的下降却很明显,当蒸发温度降到 0°C 以下,蒸发器将可能出现结霜现象,导致换热性能恶化,制冷量和性能系数反而降低。

(2) 室内侧空气温湿度和循环风量

在前文 2.1.2 小节中已论证了室内侧空气温度并不直接影响制冷剂在蒸发器内的蒸发温度,而是对吸气过热度 and 吸气温度有较明显影响。在蒸发温度、制冷剂循环量和换热风量不变的条件下,蒸发器的进风温度越高,制冷剂在过热段吸收的热量越多,吸气过热度 and 吸气温度相应也越高。

与室外侧环境参数主要关注其温度值不同,室内侧空气的相对湿度也需要重点考虑,在某些情形下,相对湿度的重要性甚至高于温度。室内侧空气在内循环风机的驱动下流经蒸发器时,如果蒸发器外表面的温度低于湿空气的露点温度,湿空气中的部分水蒸气将在外表面上凝结,如果蒸发器表面的温度低于水的凝固点,那么析出的凝结水还将进一步转化为霜层^[4],这也就是我们常说的“结露”和“结霜”。一般而言,由于结露(析湿)过程同时存在显热和潜热交换,有助于提高蒸发器的换热能力(蒸发器当采用亲水膜翅片),而结霜现象却因为增大了热阻和风阻使得蒸发器的性能恶化。

室内侧循环风量对温度和湿度两种作用过程的影响相对复杂:一方面,循环风量增大,蒸发器内两相段变短,过热段变长,总换热量略有增加,但蒸发器的利用率下降,吸气过热度 and 吸气温度的增大还将引起排气温度的升高,同时,更大的循环风量和迎面风速还将在一定程度上延缓结露和结霜过程的发生;另一方面,若循环风量不足,液态制冷剂的蒸发不充分,就可能出现吸气带液甚至于湿压缩,而且当蒸发器表面开始结霜时,较低的出风温度和迎面风速不利于遏制霜层的生长。因此对

于室内热湿负荷变化比较大的场合,在机组设计时除了选用膨胀阀作为节流机构外,还通常为内循环设置多速或变速风机。

3 制冷系统设计和调试中的部分误区

风冷冷风式空调机组的制冷系统是一个闭式循环,循环中的每一个局部状态变化,都可能引起整个系统的变化,而系统中其它位置的变化最终又会反馈到初始变化量之上,若外界的扰动不超过一定限度,系统通常能自动建立新的平衡。机组的冷凝器和蒸发器时刻与室内外环境发生热湿交换,冷凝和蒸发过程受环境状态参数的影响十分显著,因而室内外环境对制冷系统的扰动几乎是一直存在的。这使得制冷系统总体呈现出持续波动、动态平衡的特点。对于一些缺少专业背景或实践经验不足的从业者而言,制冷系统中众多相互制约的状态参数和这种波动与平衡相交织的特点,使他们在系统的设计、调试及产品维护过程中,常有只见树木不见森林的困惑,因而各种各样的误区或模棱两可在所难免。笔者将就日常工作中所观察或亲历到的一些误区,结合前文对制冷系统状态参数的辨析,试着做些分析和讨论。

(1) 将冷凝/蒸发压力与冷凝/蒸发温度简单等同

诚然,对于特定制冷剂,其冷凝压力与冷凝温度,蒸发压力与蒸发温度都有对应关系,这两组对应关系都是制冷剂热力性质的表现。在系统设计阶段,常将冷凝/蒸发压力与冷凝/蒸发温度等同看待,这是因为设计阶段的制冷循环其实是静态的,是一个纸面上的循环,系统中的部件各司其职,各状态参数都处在其预期值上。但在系统实际运行时,制冷循环变成动态,各状态参数常会偏离预期值,为了达成调试或维护目标,必须抓住循环中的主导因素,通过对这些因素的调节,来使各状态参数逐渐接近乃至达到设计预期。此时若仍然将冷凝/蒸发压力与冷凝/蒸发温度简单等同,就不可取了。

例如,当某机组冷凝压力偏高乃至发生高压告警时,存在这样一种思路:认为将膨胀阀开度调大或缩短毛细管长度(以及增加毛细管内径)可以降低冷凝压力,因为冷凝器的出口变“通畅”了,会有类似泄压的效果。但事实上,无论是理论分析还是实践验证,都表明这种试图直接调节压力的思路

是缘木求鱼,将膨胀阀开度调大或者缩短毛细管长度会使得系统循环量加大,冷凝负荷增加,冷凝压力往往会进一步上升。正确的思路是从降低冷凝器进风温度,增加冷凝器风量(包括减少风阻),或减少系统循环量等几方面入手,通过降低冷凝温度来降低冷凝压力。又比如,当机组蒸发温度偏低,盘管和翅片结霜严重时,若单纯想以增大内循环风量来遏制结霜,则属于治标不治本,因为内循环风量的增大改变的是蒸发器内的过热度,而对蒸发温度并没有立竿见影的作用,虽然更高的风速能一定程度上延缓结霜,但却无法从根本上避免结霜,随着霜层的逐渐累积,风阻越来越大,之前增加的风量最终还是无法维持。因此,要想避免蒸发器结霜,首先还是要从调整蒸发压力入手,通过合理选择和设定节流装置,使蒸发压力对应的蒸发温度尽量高于冰点。另外也不可忽视冷凝压力的波动对蒸发压力的联动作用,必要时可通过提高冷凝压力来获得更高的蒸发温度。

(2) 用温度测量代替压力测量

在制冷机组的调试过程中,冷凝温度和蒸发温度是无法回避的两个关键状态参数,不过这两个温度值的获取却非轻而易举。在一些实践中,或受制于硬件设备或出于简单省事的考虑,采取直接在换热器盘管上布置热电偶的方法来测量冷凝温度和蒸发温度。这种方法虽然简便,且不改动管路,但其测得的数值在准确性上常难以保证,特别是当机组运行在非额定工况时。这是因为,无论冷凝器还是蒸发器,其盘管内的制冷剂并不都是两相态(即处在冷凝或沸腾过程)。

冷凝器内从进口到出口,先后是冷却段、冷凝段和过冷段,这三个状态段的长度并不是固定不变的,而是随着系统运行状态的改变而动态变化。虽然一般认为冷凝段的长度占比是最大的,但在系统调试或运行在非额定工况时,冷凝器的进风温度、制冷剂的循环量都可能较大波动,导致冷凝段的初始位置和实际长度也有较大变化,通过盘管上的热电偶捕捉冷凝温度的难度显著加大。即使增大布点数量,也无法有效改善,因为一方面普通实验室用的热电偶精度有限,且周围环境的影响、接触热阻的存在都会使热电偶的测量值发生较大浮动;另一方面,由于存在管路阻力,冷凝压力会缓慢下降,因而即使是在冷凝段,其盘管温度也并不会保持恒

定。这两个因素叠加,使得从多个盘管布点温度值中找出准确冷凝温度的过程依然相当困难。对于蒸发器,虽然其管路内只有两相段和过热段,温度变化趋势相对简单,但由于凝露和结霜,可能导致热电偶与盘管间接触热阻的变化,使测量值的浮动程度和偏差量增大,试图用热电偶获得准确蒸发温度的难度仍然不小。

相比之下,虽然系统内的管路阻力会导致冷凝压力和蒸发压力并不恒定,但对于一般的风冷冷式空调机组,管路阻力所造成的冷凝和蒸发压力的降低即使无法忽略,也不会对系统状态的判读造成实质影响。更重要的是,压力值的测量是直接从管路内部获取,基本不受外界环境的无关扰动,无论是机组模式切换还是运行工况变化,其读数都能很快趋于稳定,随机误差小,复现性好。因此在工程实践中,只要条件允许,应尽可能采用先测量压力再换算成温度的方法,准确的冷凝/蒸发温度是把握系统运行状态的关键钥匙。

(3) 对不同制冷剂的特性认识不足

制冷空调行业经过上百年的发展,所应用的制冷剂日趋繁多,按照文献[5]中的命名方法,已有七大类一百多个编号,而且新的制冷剂仍在不断地被开发。即使只考虑当前正规产业化应用的制冷剂,也有十余种。这其中,绝大部分都适用于蒸汽压缩制冷循环,因而有许多共性。但各种制冷剂间的差异也不应忽视,无论是方案阶段的制冷剂选择,还是详细设计时工况点的确定,以及试验验证时对系统状态的判读,都必须充分考虑制冷剂的特性。

制冷剂的特性主要体现在三大方面:热力性质、传输性质和物理化学性质^[2],其中热力性质对系统状态参数最具决定性影响。比如,饱和温度-压力对应关系决定着制冷剂适宜的冷凝/蒸发温度区间和可用的压缩比,以及所需要的针对性保护措施;单位制冷量影响着制冷剂的充注量和循环量,单位容积制冷量则与压缩机排气量和吸排气管路的直径密切相关;压缩比功是决定压缩机输入功率和制冷系数大小的关键因素;而等熵压缩终了温度则左右着压缩机的排气温度的高低。

由此可见,制冷剂好比制冷系统的血液,其热力性质对制冷循环有着全局性的影响。假使两台机组的换热器设计、节流装置规格和压缩机排量等都

相同或相似,但使用了热力性质迥异的制冷剂,那么两台机组实际运行时的状态参数仍会有很大差别。一些从业者由于对制冷剂的特性认识不足,或在方案初步设计时选取了不甚合适的制冷剂;或在详细设计时拟定了不合理的工况点和保护措施;或在试验调试时对系统实际运行状态做出不正确的研判;又或者机械照搬已有产品的设计方案,盲目套用其状态参数等等,最终不免走了很多弯路,甚至无法实现既定的设计目标。

4 结束语

制冷系统的状态参数是制冷剂特性和制冷循环原理的外在体现,准确地理解各种状态参数的内涵,明晰其各自的影响因素和相互间的制约关系,无论是对系统的设计计算,还是调试验证以及维修维护都有重要的意义。本文虽是针对相对简单的风冷冷风式空调机组展开论述,但鉴于压缩机、冷凝

器、蒸发器和节流装置这四大部件是各类蒸汽压缩制冷系统共同的基本组成要素,因而文中依据制冷循环原理对各状态参数的辨析和对一些误区的讨论,对于其他形式的制冷空调产品的设计和调试工作也有一定参考作用。

参考文献:

- [1] 吴业正.制冷原理及设备(第3版)[M].西安:西安交通大学出版社,2010.
- [2] 陈光明,陈国邦.制冷与低温原理[M].北京:机械工业出版社,2000.
- [3] 缪道平,吴业正.制冷压缩机[M].北京:机械工业出版社,2001:21.
- [4] 余建祖.换热器原理与设计[M].北京:北京航空航天大学出版社,2005:146-148.
- [5] GB/T 7778—2008,制冷剂编号方法和安全性分类[S].北京:中国标准出版社,2017.