

空气源热泵系统最低工作温度的研究

天津大学 安青松[☆] 马一太

摘要 空气源热泵机组供热存在一个最低工作温度,在分析热泵的核心部件压缩机的热力学性能基础上,得出了压缩机适合的最低工作温度,并利用 COP 随蒸发温度变化的规律和北京地区的 Bin 参数,建立了以经济性为目标函数的最低工作温度数学模型,同时进行了求解分析。

关键词 空气源热泵 COP Bin 参数 最低工作温度

Lowest work temperature of air source heat pump systems

By An Qingsong[★] and Ma Yitai

Abstract There is a suitable lowest work temperature for air source heat pumps in winter. According to the thermodynamic analysis on the compressor of the heat pump system, obtains the suitable lowest work temperature for the compressor. By use of the variation law of COP with the evaporating temperature and the Bin parameters in Beijing region, develops a mathematic model of the lowest work temperature considering economical efficiency as objective function, and discusses the solution for this model.

Keywords air source heat pump, COP, Bin parameter, the lowest work temperature

★ Tianjin University, Tianjin, China

①

1 研究背景

随着空气源热泵技术的不断普及,增加了人们对空气源热泵空调器的期望。连续的暖冬也使空气源热泵的可靠性提高。这正是空气源热泵作为重要的节能型供热空调设备能在南方得到广泛使用的主要原因之一。尽管空气源热泵兼有制冷制热、无污染、节能等优点,能较大程度满足用户对冷热的要求,但是,在冬季随着室外气温的降低,压缩比会随着蒸发温度降低而显著增加,因此其供热系数将随之急剧下降。若进一步降低蒸发温度,即使采用高效压缩机和风机等,也往往要增大换热器的面积。在低温工况下热泵仍可工作,但一方面 COP 下降,另一方面制热能力也大幅下降,这是由热泵固有的性质所决定的,随环境温度的降低,房间需要的热量上升,而热泵供热能力则下降。

为了解决空气源热泵在华北、西北以及东北地

区推广应用这一问题,本文以热力学理论为基础,从压缩机的可靠性和节能经济的角度,结合气候统计数据,对热泵的最低工作温度进行研究。

2 理论基础

热泵在制热工况(室外 0℃、室内 50℃)下(见文献[1]),其卡诺循环 COP 能达到 22.5,但如果按热泵制热标准设计工况(冷凝温度 50℃,蒸发温度 0℃,吸气温度 5℃),并考虑压缩机的效率等损失,则其 COP=4.5,见图 1。

如图 2,3 所示,当空气源热泵供热运行时,受

①☆ 安青松,男,1979 年 2 月生,在读博士研究生
300072 天津南开区卫津路 92 号天津大学机械学院热能研究所
(022) 27890061
E-mail: an1715_163@163.com
收稿日期:2006-11-24
修回日期:2007-03-12

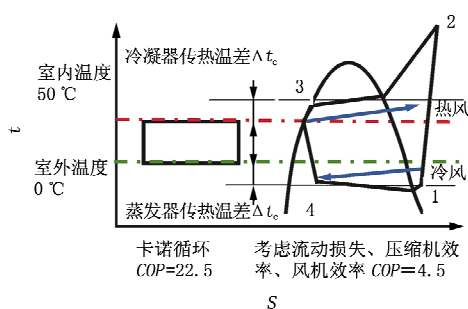


图1 空气源热泵热力学分析

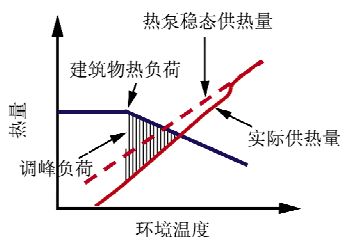


图2 空气源热泵的稳态供热量、实际供热量、建筑物热负荷随环境温度的变化

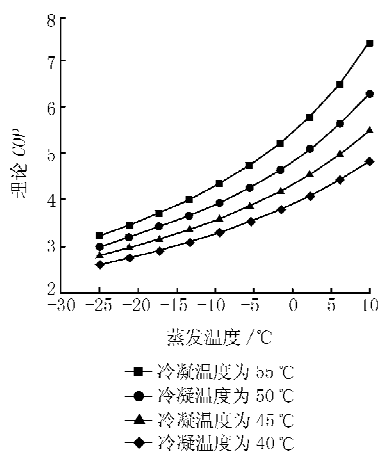


图3 不同冷凝温度下,制冷工质为 R22, 理论 COP 随蒸发温度的变化

气候特性影响较大,随着室外温度的降低,蒸发温度不断降低,机组的供热量逐渐减小,COP 值不断降低。这是因为随着蒸发温度降低,压缩比不断增大,输气量减小,而且随着蒸发温度降低,制冷剂蒸发所吸收的汽化潜热也在减小;同时,压缩比增大,排气温度升高,压缩机长时间在高温下运行非常不利。当蒸发温度低于 $-16\text{ }^{\circ}\text{C}$ 后,压缩比已经接近限制值8,此时的排气温度达到 $125\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。实际情况则更加严重,因为实际运行过程中这种供热系数的下降并非是非线性的。出现非线性的原因是在一定的温、湿度条件下,空气源热泵运行时可能会结霜,如不及时除霜,霜层会越结越厚,严重影响空气实际流

通量,使室外换热器换热恶化,供热量骤减,甚至发生压缩机低压保护而停机的现象。即便是采用各种除霜技术来避免结霜现象,在除霜过程中,不仅要消耗一部分电能,还要吸收热水中的热量,导致出水温度降低,供热系数明显下降。另一方面,随着室外温度的降低,建筑物的热负荷逐渐增大,这和机组的供热特性恰好相反。

然而,热泵和制冷设备一样,可以变工况运行,厂家可以给出设备的运行曲线,设计者也可以根据运行温度和压缩机效率进行理论计算,其趋势是一致的。变频技术的不断运用扩大了热泵的工作范围而且又不影响其工作效率。但是,一些厂家为了宣传其空气源热泵的工作能力,提高竞争能力,过分地夸大了热泵的工作范围。一般说来,当空气源热泵工作在 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,COP 可能降到1.5左右,制热量可能降到标准热泵工况时的 $1/3$,而这时建筑物的热负荷却提高了一倍,这说明为了满足负荷需求要在原有的标准工况下增加热泵台数,这不仅造成了巨大的浪费,而且加大设备也会对电网尖峰负荷产生冲击,是非常不合理的。

3 空气源热泵最低工作温度分析

一般来说,限定空气源热泵机组的最低工作温度可以从以下几个方面来分析。1) 随着蒸发温度的不断降低,压缩比显著增大,压缩机的排气温度急剧上升,当排气温度达到限制保护温度时,压缩机将自动停机保护。因此,可以将避免压缩机停机保护所需要的蒸发温度作为热泵的最低工作温度。2) 随着蒸发温度的不断降低,热泵系统的COP不断下降,而此时建筑物所需的供热负荷不断增加;因此为了使热泵系统满足所需的热负荷,就必须在最初设计空气源热泵机组时,把设计功率选得相对较大,这样虽然降低了供热期的运行费用,但是却提高了初投资,而且由于某些地区冬季最寒冷时间不是很长,这样就使得整个机组在冬季供暖期大部分时间工作在低负荷条件下,所以,把热泵系统的最低工作温度定得太低是非常不经济的。从上面的分析可以得出:如果以热泵系统初投资和整个供暖期的运行费用作为目标函数,就可以从经济性角度确定空气源热泵系统的最低工作温度。

3.1 从压缩机热力学性能上分析

空气源热泵的工作特点决定了必须综合考虑

由于温升和压缩比增大给压缩机带来的不利影响。在热泵系统中,希望尽可能提高工质温度以提高冷凝放热量,而这也导致工质压力升高,压缩比增大,不利于压缩机运行。另外,冷凝温度下工质的汽化潜热应尽可能大。因此,确定压缩机理想工作温度范围的原则是,要使其在不太高的冷凝压力和尽量小的排气过热度下,具有尽可能高的性能系数。由此定义热泵特征参数 α^* [2]:

$$\alpha^* = \frac{(t_c - t_e) \Delta h_c}{(t^* R t^*) \frac{p_c}{p_e}} \quad (1)$$

式中 t_c 为冷凝温度,℃; t_e 为蒸发温度,℃; t^* 为特征温度,℃; Δh_c 为冷凝温度下工质的汽化潜热, kJ/kg; R 为气体常数, kJ/(kg·℃); p_c 为冷凝压力, Pa; p_e 为蒸发压力, Pa。

图 4 显示采用 R22 工质,在一定的冷凝温度下, α^* 随 t_e 的变化关系。如图所示, α^* 值在蒸发温度为 -10~20℃ 之间保持了较高的数值,可将其确定为热泵型压缩机的理想工作温度范围。图 5 显示工质为 R22 时压缩机排气温度随蒸发温度变化的理论特性。从图中可以看出,当蒸发温度为 -25℃ 时,压缩机排气温度已经超过 120℃ 了,基本接近一般压缩机的极限排气温度,而且实际情况中由于结霜,导致压缩机吸气量减小,最终使得压缩机排气温度要比图 5 中计算的还要高很多。因

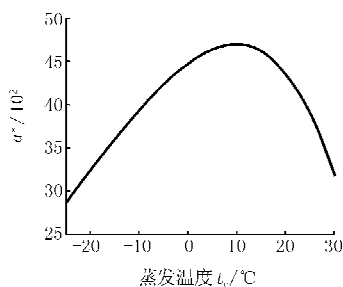


图 4 特征参数随蒸发温度的变化 (冷凝温度 $t_c = 45^\circ\text{C}$)

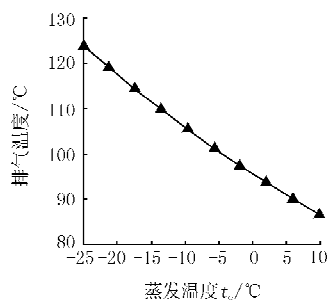


图 5 排气温度随蒸发温度的变化

此从热泵系统的核心部件压缩机的性能上分析,蒸发温度为 -15℃ 可以作为采用工质为 R22 的热泵系统的最低工作温度。

3.2 从节能性和经济性方面分析

图 6 所示为空气源热泵的性能曲线,其中的红色曲线是通过空气源热泵系统进行热力学分析得出的性能拟合曲线,而蓝色曲线是某公司空气源热泵系统性能曲线。从分析的结果和给出的数据可以得出 COP 随蒸发温度的变化关联式,见式(2),(3)。图 7 为北京地区供暖季 Bin 参数。

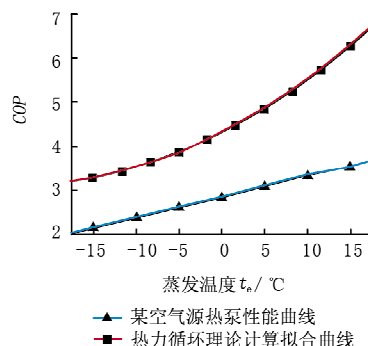


图 6 空气源热泵性能曲线

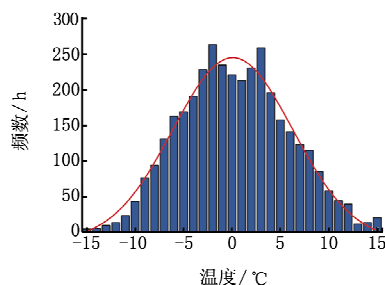


图 7 北京地区供暖季 Bin 参数

$$COP_{\text{理论}} = 4.3414 + 0.0952t_w + 0.00137t_w^2 \quad (2)$$

$$COP_{\text{测量}} = 2.843 + 0.047t_w \quad (3)$$

式(2),(3)中 t_w 为室外温度,℃。

建筑物的热负荷可以用 $Q = KF(t_n - t_0)\alpha$ 来表示,式中 K 为传热系数; F 为传热面积; t_n 为室内设计温度; t_0 为室外环境温度; α 为温度修正系数。从该式中可以看出,供热负荷与室内设计和室外环境温度之差成正比。

根据上面的分析,再结合热泵机组随功率变化的价格曲线和电价,就可以确定以经济性为目标函数的空气源热泵系统最低工作温度的数学模型,其表达式为

$$\min Z = C_{\text{热泵}} P_{\text{热泵}} - \left[C_{\text{电价}} \left(Q - \frac{Q}{\text{COP}} \right) \tau_{(t_w \geq t_0)} + C_{\text{电价}} Q \tau_{(t_w < t_0)} \right] N \quad (4)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{当 } t_w \geq t_0 \text{ 时: } \tau_{(t_w \geq t_0)} = \text{Bin}, \tau_{(t_w < t_0)} = 0 \\ \text{当 } t_w < t_0 \text{ 时: } \tau_{(t_w \geq t_0)} = 0, \tau_{(t_w < t_0)} = \text{Bin} \end{array} \right\}$$

$$P_{\text{热泵}} = \frac{Q_{(t_w = t_0)}}{\text{COP}_{(t_w = t_0)}} \quad (5)$$

$$Q = f(t_w) \quad (6)$$

$$\text{COP} = g(t_w) \quad (7)$$

式(4)~(7)中 Z 为目标函数; $C_{\text{热泵}}$ 为单位功率热泵机组的价格; $P_{\text{热泵}}$ 为空气源热泵机组的设计功率; $C_{\text{电价}}$ 为单位电价; $\tau_{(t_w \geq t_0)}$ 为热泵机组运行时间; $\tau_{(t_w < t_0)}$ 为电加热设备的运行时间; t_0 为空气源热泵系统设计的最低工作温度; N 为热泵机组的使用年限。当室外温度不低于设计热泵系统的最低工作温度时,就采用热泵机组对建筑物进行供热,这时热泵机组运行时间为 $\tau_{(t_w \geq t_0)}$; 当室外温度低于最低工作温度时,就不采用热泵机组供热,而直接用电加热,此时电加热设备的运行时间为 $\tau_{(t_w < t_0)}$ 。

根据上面的数学模型,以北京地区为例,在统计分析了相关的数据后,本文对模型进行了编程求解,得到如图 8 所示的曲线。从图中可以看出, -11°C 可以认为是北京地区空气源热泵系统的最低工作温度。

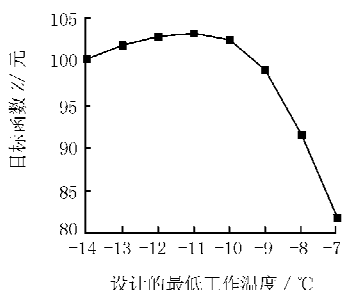


图 8 经济性目标函数随最低工作温度的变化

低工作温度。

4 结论

通过对建立的以空气源热泵系统最低工作温度为决策变量、以经济性为目标函数的数学模型进行分析,同时考虑压缩机的热力学性质,就可以初步确定空气源热泵最低工作温度。本文以北京地区为例,依靠统计数据及计算机编程,对设计的数学模型进行了分析求解,最终得出了经济性目标函数随最低工作温度的变化关系曲线。从曲线可以看出,目标函数随着最低工作温度是先增后减,因此存在一个最佳的最低工作温度,可以使目标函数达到最大,以此温度设计空气源热泵系统,能获得较大的经济效益。同时应当指出,热泵系统最低工作温度的评价标准及计算方法很多,以不同的评价标准用不同的方法得出的最低工作温度可能不同,但是基本的思想和趋势应该是相同的。而且当能源价格和设备价格有变动时,其计算结果会有所差别。所以,本文对最低工作温度的研究只是一种简单的判定方法,需要今后大量的数据统计和数据分析,以便不断完善。

参考文献:

- [1] 全国家用电器标准化技术委员会. GB 7725—2004 房间空气调节器[S]. 北京:中国标准出版社,2005
- [2] 刘颖,王如竹,李云飞,等. 热泵工况下滚动转子式压缩机试验研究[J]. 低温工程,2001(5):53-57
- [3] 姜益强. 空气源热泵冷热水机组供热最佳平衡点的研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,1999

(上接第 84 页)

泵总耗电量,为 4 043.4 kWh。该系统的蓄冷性能系数为 4.2。

4 结论

4.1 系统蓄冰装置采用导热塑料蓄冰盘管,结冰温度较高、融冰温度稳定,并能提供稳定的低温乙二醇溶液,性能良好。

4.2 系统溶液泵均采用变频控制,使得系统运行更加稳定、经济,大幅降低运行电耗。

4.3 负荷预测及优化控制软件及自动控制系统实

现了冰蓄冷空调系统的高效、全自动运行。

4.4 冰蓄冷空调系统冷源运行费用低,低于 5 元/($\text{m}^2 \cdot \text{a}$),用户经济效益明显。

4.5 系统移峰填谷能力强,电力移峰率达到 78.7%,社会示范作用显著。

参考文献:

- [1] 胡兴邦,朱华,叶水泉,等. 储冷空调系统原理、工程设计及应用[M]. 杭州:浙江大学出版社,1997
- [2] 全国冷冻设备标准化技术委员会. GB/T 19412—2003 蓄冷空调系统的测试和评价方法[S]. 北京:中国标准出版社,2003