

冷却塔的选择与评定

朱富强 曹广荣

(上海水产大学, 200090)

摘 要 正确选择冷却塔容量对生产至关重要,利用台顶式冷却塔装置进行试验分析,可掌握各运行参数间的相互关系。对于合理选择冷却塔有所帮助。为了正确评定冷却塔性能,建议制造厂通过试验提供成套性能曲线。若条件尚未充分具备,则可用文中提及的方法实测评定。

关键词 冷却塔,热负荷,温度接近值,选择,评定

制冷压缩机不时地从蒸发器将吸热汽化的制冷剂抽出,同时又不断地将它压缩并排至冷凝器液化以便重复制冷循环,维持冷库低温环境,因此制冷系统排放大量的热量是必然的。

常见的处理方法是通过对空气或水体媒介将热量传递给周围环境。由于水的比热是空气的 4 倍,所以大、中型制冷系统几乎无一例外都采用水冷却方式。江河湖泊水量较大,且取水方便,地下水温度低,这些都是冷冻、冷藏企业乐于利用的水资源。然而,随着生产和生活用水量剧增以及水体不同程度的受到污染,促使国家采取了一系列水资源保护措施,如增收污水排放费、限制使用地下水等。众多企业也将一次性通过式冷却用水改为冷却塔循环用水。由此,关于冷却塔的各种研究报导逐渐增多。如藤冈宏于 1972 年介绍厂家提供的冷却塔选择简易图表[藤冈宏,1987 年中译本],Cheremisnoff 等于 1981 年介绍国际冷却塔协会绘制的多组冷却塔性能曲线[彻雷密西诺夫等,1984 年中译本],提供了借助实验评定冷却塔性能的理论依据[Stoecker,1982]等。笔者利用 H890 冷却塔实验装置作多种模拟运行,以便掌握各运行参数之间的影响关系,供有关人员正确评定。

1 装置和方法

冷却塔的凉水作用主要是使冷热两股流体在塔内混合接触,通常热流体是水,冷流体是空气,借助两股流体间的水蒸汽分压力差使热流体部份蒸发并自身冷却。两股流体间温差引起的对流换热仅占热负荷总量的 20%。冷却塔回水与出水温度之差一般称作冷却范围。它主要取决于周围大气的湿球温度。冷却塔的凉水功效用出水温度与进风湿球温度之差或称作温度接近值来衡量。而与两股流体接触界面面积大小有关的填料设计、与接触时间长短有关的塔尺寸设计、与两股流体相对流速大小有关的风管和风扇设计也都是决定冷却塔设计好坏的重要因素。

选购冷却塔,通常是根据规定的热负荷大小和冷却范围确定循环水流量[陈沛霖等,1990]。制造厂提供的冷却塔样本条件往往和用户实际使用条件不完全相符,同时,季节性变化

也会影响冷却塔的运行特性。选择过小不敷生产需要,选择过大又会使初装费和运行费增大。利用 H890 冷却塔实验装置可揭示各种运行参数间的内在联系,本装置塔体为透明 PVC 塑料,直观性强。风机转速 2800rpm。风量和水量均可调,设有 0.5—1.0kw 空气加热器模拟环境及 0.5—1.5kw 水加热器模拟回水状态。试验所用填料为浙江产聚丙烯横向楔形瓦楞面卷材以及多层倾斜式层压塑料板,填料密度从 60m^{-1} 到 200m^{-1} 多种。试验期间实验室窗户畅开,吊扇置于慢速档,搅动空气平衡环境。通过改变热负荷、气流速度、填料密度以及淋水密度等对各运行参数之间的关系进行实验分析和比较。

2 试验与分析

2.1 冷却塔热负荷对温度接近值的影响

试验所用的聚乙烯填料密度为 $60\text{m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$,单位塔体横断面积上空气的质流量设为 $2.53\text{kg} \cdot \text{S}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$,单位塔体横断面积上的淋水密度设为 $1.67\text{kgS}^{-1}\text{m}^{-2}$ 。冷却塔平均进风干、湿球温度分别为 26.7°C 和 23.7°C 。调节冷却塔热负荷从 0.1kw 逐步增加到 1.6 kw。使冷却塔进口水温(模拟工艺回水温度)分别保持在 24.2°C 、 27.7°C 、 32.9°C 和 36.4°C 。试验获得的冷却塔出口水温分别为 23.8°C 、 25.2°C 、 27°C 和 28.3°C 。由此得到冷却塔热负荷变化对温度接近值的影响如图 1。在水量不变的情况下改变冷却塔风量,则影响也相应发生变化。图 1 中,(a)、(b)、分别表示空气质流量为 $2.53\text{kg} \cdot \text{S}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ 和 $1.45\text{kg} \cdot \text{S}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ 的情况。可见,不同的风量配置,随着冷却塔热负荷的增加,对温度接近值的影响是非常明显的。

2.2 冷却塔热负荷对冷却范围的影响

试验时冷却塔平均进风干、湿球温度分别为 27.8°C 和 24.4°C ,调节风量使前后两次试验的单位塔体横断面积上的空气质流量分别为 $2.53\text{kg} \cdot \text{S}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ 及 $1.45\text{kg} \cdot \text{S}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ 。每次试验中调节冷却塔的热负荷分别为 0.1kw、0.6kw、1.1kw 和 1.6kw,每当工况稳定后记录到冷却塔的进、出水温度 t_1 、 t_2 。分别为 25.4°C 、 24.8°C ; 30°C 、 27.2°C ; 36.2°C 、 30°C ; 39.5°C 、 31.4°C 。由此得到冷却塔热负荷变化对冷却范围的影响如图 2。

由图 2 可见,冷却范围随冷却塔热负荷的增

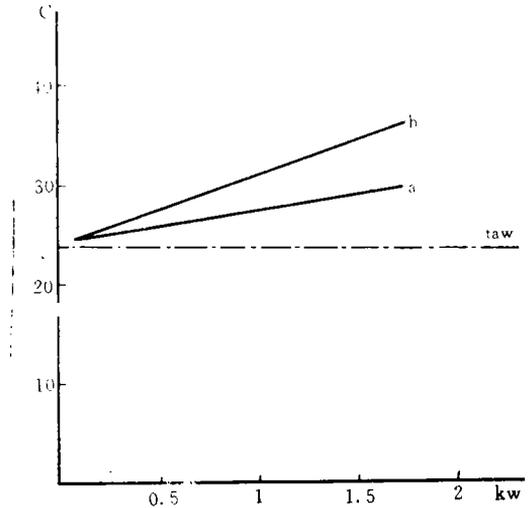


图 1 热负荷对温度接近值的影响

Fig. 1 Effect of heat load on approach temperature

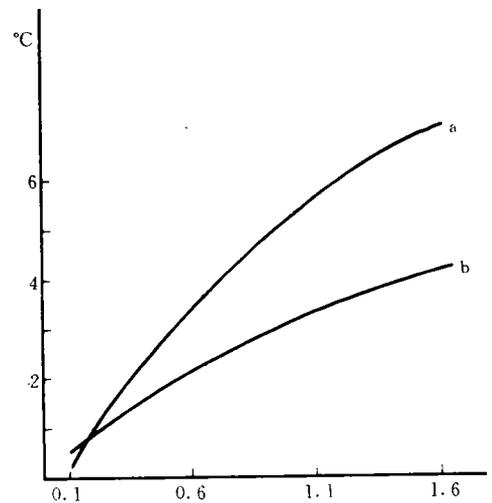


图 2. 热负荷对冷却范围的影响

Fig. 2 Effect of heat load on range of cooling temperature

加而增加。但是出水温度与进风空气湿球温度间的温度接近值也随着冷却塔热负荷的增加而增大,而且在空气质流量减少时影响更明显。

2.3 冷却塔内气流速度对温度接近值及填料静压差的影响。

试验时设定冷却塔热负荷在 1.1kw 不变,设定单位塔体横断面积上的淋水密度为 $1.76 \text{ kg} \cdot \text{S}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ 。试验时冷却塔平均进风干、湿球温度分别为 26.7°C 、 23.7°C 。调节冷却塔风机的风门,使孔板流量计读数依次保持在 $4.98 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $4.45 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $3.64 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 和 $2.57 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 水柱,换算得到塔内相应的气流速度依次为 $2.21 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $1.98 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $1.62 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、和 $1.14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。试验所用的填料密度为 $60 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$,工况稳定时各次试验的冷却塔进、出水温度分别为 32.1°C 、 26.4°C ; 32.8°C 、 27°C ; 33.9°C 、 28.2°C ; 35.3°C 、 29.8°C 。各次试验相应的温度接近值为 3.4°C 、 3.5°C 、 4.2°C 、和 5.5°C 。同时测得各次试验时气流通过填料的静压差分别为 51 Pa 、 39 Pa 、 26.5 Pa 和 $14. \text{ Pa}$ 。所得冷却塔内气流速度变化对温度接近值及填料静压差的影响如图 3。

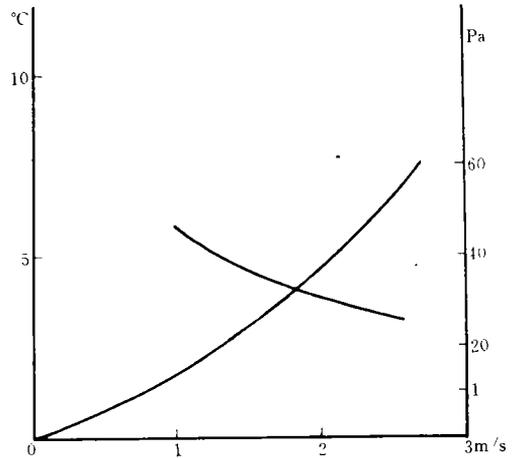


图3 气流速度对温度接近值及填料静压差的影响

Fig. 3 Effect of air velocity on approach temperature and on difference of static pressures

如果塔内采用的填料密度为 $200 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$,冷却塔热负荷仍为 1.1kw,淋水密度为 $1.78 \text{ kg} \cdot \text{S}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$,试验时冷却塔平均进风干、湿球温度分别为 22.5°C 和 18.1°C ,调节冷却塔风机风门,使孔板流量计读数依次保持在 $5.44 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $4.03 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $2.70 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ 和 $1.28 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$,其塔内相应的气流速度依次为 $2.42 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $1.79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $1.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、和 $0.57 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、各次试验时冷却塔进水和出水温度分别为 28.5°C 、 22.9°C ; 30.6°C 、 27.5°C ; 31.9°C 、 26.2°C ; 37.8°C 、 31.9°C 。对应各次试验的温度接近值分别为 4.6°C 、 6.2°C 、 8.6°C 、和 13.7°C 。测得气流通过塔内填料时的各次静压差分别为 58.8 Pa 、 28.4 Pa 、 13.7 Pa 和 2.9 Pa ,由此得到塔内气流速度变化对温度接近值及填料静压差的影响如图 4。

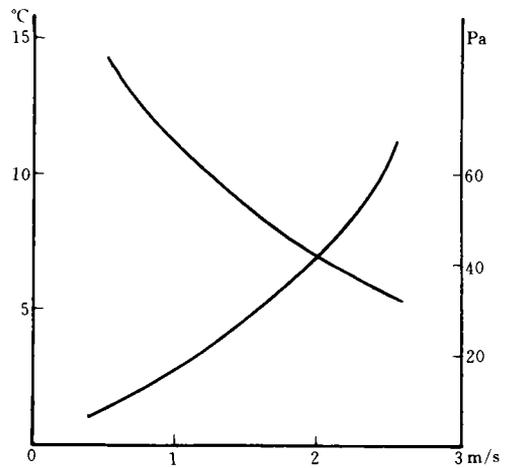


图4 不同填料密度时气流速度对温度接近值及填料静压差的影响

Fig. 4 Effect of air velocity on approach temperature and difference of static pressures in different packing density

2.4 冷却塔填料密度对塔性能的影响

当冷却塔淋水密度和水气比一定时,填料密

度的大小是提供水气之间热质交换机率充分与否的重要条件。试验表明 [Hilton, 1987], 当冷却塔热负荷为 1.6 kW , 塔内气流速度为 $2.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 淋水密度为 $1.35 \text{ kg} \cdot \text{S}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$, 试验平均进风干、湿球温度为 20.3°C 、 17.1°C 时, 依次用 77 m^{-1} 、 110 m^{-1} 和 200 m^{-1} 三种不同填料重复进行试验, 冷却塔进、出口水温分别为 37.4°C 、 24.5°C ; 35.2°C 、 23.1°C ; 33.2°C 、 21.0°C 。由此得到冷却塔填料密度对温度接近值的影响如图 5。

2.5 冷却塔淋水密度对冷却范围的影响

对于一座冷却塔, 假如填料密度、气流速度和热负荷一定, 若改变流经冷却塔的水量, 则相应改变水气比和淋水密度, 通过试验也能看出对冷却塔的运行特性会产生明显的影响。

试验时冷却塔热负荷设为 1.1 kW 不变, 塔内气流速度为 $2.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 冷却塔平均进风干、湿球温度为 26.9°C 、 24.3°C 。当淋水密度分别保持在 $1.76 \text{ kg} \cdot \text{S}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ 、 $1.33 \text{ kg} \cdot \text{S}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ 、 $0.89 \text{ kg} \cdot \text{S}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ 和 $0.44 \text{ kg} \cdot \text{S}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ 时, 各次试验测得的冷却塔进水和出水温度依次为 32.5°C 、 26.9°C ; 33.5°C 、 26.9°C ; 36.1°C 、 26.5°C 、 42.4°C 、 26.3°C 。淋水密度对冷却范围的影响如图 6。图中点划线 t_{aw} 表示冷却塔进风湿球温度。

冷却塔尺寸选择主要由水流量 L 决定, 空气流量 G 与水流量 L 之间有着最佳的水气比 L/G 。彻雷密西诺夫等 [1984 年中译本] 认为, 设计冷却塔需考虑两个极限条件。其一是使冷却塔出水温度和进塔空气湿球温度非常接近, 同时还具有较大的冷却范围。满足这点就要求 L/G 小, 而单纯靠增大 G 会导致风机功耗增大。逆流型冷却塔气流速度通常在 $1.5\text{--}2.5 \text{ ms}^{-1}$ 左右。较经济的气流速度约在 2 ms^{-1} 。错流型在 $1.8\text{--}3.3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 左右。减少水量也可使 L/G 降低, 但水量过小至无法充分而均匀地湿润填料全部表面时, 将会使冷却塔运行效果严重恶化。该临界值范围一般约在 $0.5 \text{ kg} \cdot \text{S}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ 左右, 塔型不同有所不同。其二是使温度接近值较大而冷却范围较小。满足这点则要求 L/G 大。但靠过度降低 G 同样未必经济, 而加大水量也有限度。过大的淋水密度甚至会因‘气阻’而造成溢水, 一般认为不大于 $4 \text{ kg} \cdot \text{S}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ 较为合适。影响冷却塔运行特性的其它参数

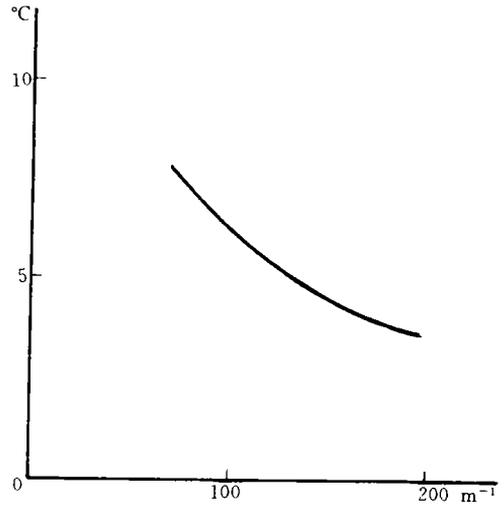


图 5 不同填料密度对温度接近值的影响

Fig. 5 Effect of packing density on approach temperature

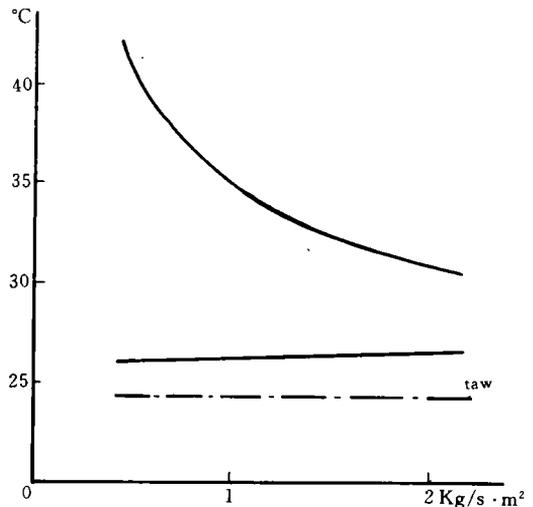


图 6 淋水密度对冷却范围的影响

Fig. 6 Effect of water flow rate per unit area on cooling range

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. <http://www.cnki>

还有如塔的尺寸系数、填料层高度等。但对于已购入的冷却塔已无法改动。购置冷却塔应根据使用条件提要求,如进塔热水温度、循环水流量、给定冷却范围或出塔凉水温度等。由于用户提出的实际使用条件很难和制造厂提供的冷却塔样本完全一致,故用户必须作验收试验以评定冷却塔性能是否与制造厂的样本担保相符。为此,制造厂商应提供成套性能曲线。例如在一定的风机配置、几种不同的冷却范围时冷却塔出水温度与大气湿球温度之间的关系曲线;水流量分别为设计值、超量 10%或欠量 10%时出水温度与空气湿球温度之间的关系曲线等等。国际冷却塔协会(CTI)将冷却塔按不同的湿球温度值和冷却范围,绘制出不同水气比和塔系数之间的关系曲线若干组,以利于用户根据实际使用条件选购冷却塔。相比之下,我国制造厂提供成套性能曲线的尚不多见。要积极准备“入关”,参与市场竞争,冷却塔制造厂商如在技术和设备条件尚未完善的情况下应借助院校和科研机构的技术和设备条件做好该项工作。

3 结果与讨论

在目前缺少成套性能曲线可供参考的情况下,选择评定冷却塔不妨用类比法进行。我们从上述试验和分析可归纳得出,影响冷却塔效率的各种因素是:(1)塔内两股流体间的水蒸汽分压力差及焓差。这是水分子扩散或蒸发至空气并将热量传递给空气的推动力。图 7 表示冷却塔内空气和水的比焓—温度图[Stoecker 和 Jones,1982]。图中 AB 为饱和曲线,对应于冷却塔进、出水温的水的工作特性线即在其上。CD 为空气的工作特性线,表示空气实际热焓值和水温关系。线段 BC 和 AD 分别表示塔底和塔顶推动力。水气比的变化将改变 CD 线的斜率。(2)与空气接触的水滴表面积多少及接触时间的长短。(3)空气流经冷却塔的气流速度。(4)气流与水滴接触表面的相对流动方式:如平行流、交叉流或逆流等[Stoecker 和 Jones,1982]。

根据冷却塔的工作原理,可建立以下方程:

$$dq=G \cdot dha=L \cdot Cpw \cdot dt \quad (1)$$

$$dq=hc \cdot (hi-ha) \cdot dA/Cpm \quad (2)$$

式中, dq —水放出的热量,即空气获得的热量, kw ; L —冷却塔进水量, $kg \cdot S^{-1}$; G —冷却塔进风量, $kg \cdot S^{-1}$; ha —空气比焓, $kJ \cdot kg^{-1}$; hi —与水相当的饱和空气焓, $kJ \cdot kg^{-1}$; hc —对流换热系数, $kw \cdot m^{-2} \cdot k^{-1}$; Cpm —湿空气比热, $kJ \cdot kg^{-1} \cdot k^{-1}$; Cpw —水的比热,近似取 $4.19kJ \cdot kg^{-1} \cdot k^{-1}$ 。

合并(1)、(2)两式后分步积分并经适当变换可得:

$$hc \cdot A/Cpm=4.19L \cdot \Delta t \Sigma 1/(hi-ha)m \quad (3)$$

式中, $(hi-ha)m$ 为将冷却塔按有效高度假想分为若干等份后,对应于冷却塔有效容积增量的算术平均焓差。对于一座特定的冷却塔,诸如冷却范围、温度接近值、进塔空气湿球温度或空气相对湿

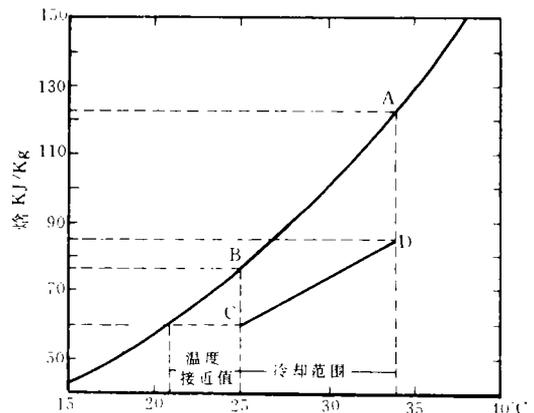


图 7 空气和水的比焓—温度图

Fig. 7 Enthalpy—temperature diagram of air and water

度等设计值是一定的。而(3)式中的 $hc \cdot A/Cpm$ 值是空气流动方式和液滴动力学的函数,对于给定的冷却塔,当其空气流量和水流量保持一定时,其值也基本保持不变。利用这点,尽管验收条件和设计条件难以一致,只要风量和水量按设计条件保证,就可将实际进、出水温度条件和实际进风空气湿球温度等测得,然后用分段积分法可求得各段的平均水温 t_i , 空气平均焓值 h_a , 对应于平均水温的饱和空气焓值 h_i 以及各段的 $1/(h_i - h_a)^m$ 值,从而求得 $hc \cdot A/Cpm$ 值,该值应当和制造厂商在额定条件下提供的性能参数算得的值基本相同。据此评定所购冷却塔是否符合样本指标。具体例子就不再赘述。诚然,某些用户厂家可能在实施验收试验时会有些困难,但在院校和科研机构的支持配合下是不难完成的。

参 考 文 献

- [1] 陈沛霖等, 1990. 空调与制冷技术手册, 360—361. 同济大学出版社(沪)。
- [2] 彻雷密西诺夫等(黄定生译), 1984. 凉水塔, 101—136. 石油工业出版社(京)。
- [3] 藤冈宏(王传云译), 1987. 氟利昂制冷机的原理和实践, 235—243. 航空工业出版社(京)。
- [4] Stoecker, W. F. and J. W. Jones, 1982. Refrigeration and air conditioning, 365—368. McGraw—Hill Book Company.
- [5] Hilton, P. A., 1987. Bench Top Cooling Tower H890, Experimental Operating & Maintenance Manual, 60—63. A. Hilton and Ltd. London.

STUDY ON SELECTION AND EVALUATION OF COOLING TOWER IN REFRIGERATING SYSTEM

Zhu Fuqiang and Cao Guangrong

(Shanghai Fisheries University, 200090)

ABSTRACT Cooling tower is basically a kind of water conservation or recovery device. The proper selection of the capacity for cooling tower is of great importance. Therefore, before doing so, it is essential to obtain the correlation between all operating parameters for the cooling tower. In this study a bench top type of cooling tower unit was applied, and the experimental results obtained might be helpful to the proper selection of cooling tower. For the purpose of evaluating the performance of cooling tower correctly, the related factories are recommended to provide a complete set of performance curves for cooling tower results from the test. However, the method suggested in this paper might be used to evaluate the performance of cooling tower when the measuring requirements are not satisfied.

KEYWORDS cooling tower, heat load, approach temperature, selection, evaluation