

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2015.05.012

减压冷藏系统的真空配置方法

汪 洋, 刘宝林

(上海理工大学 生物热科学研究所, 上海 200093)

摘 要:针对目前实验研究中出现对真空预冷和减压冷藏2种技术的混淆,文中从真空预冷和减压贮藏的基本原理和运行时系统负荷差异产生的根本原因上对2种技术予以区分。结合不同类型真空泵的使用特点和不足,对减压冷藏系统的真空部分进行了详细的设计校核。本文提供的设计和校核方法可为减压冷藏装置真空系统的选型设计提供参考。

关 键 词:冷藏;减压冷藏;真空系统;真空泵

中图分类号:TS255.3

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2015)05-0051-04

Method of Vacuum Configuration in Hypobaric Storage System

WANG Yang, LIU Baolin

(Institute of Biothermal Science, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Basic principle and primary cause of system loading difference were analyzed to distinguish vacuum pre-cooling from hypobaric storage. With use features and shortcomings of different vacuum pumps, detailed design verification was carried out to vacuum part of hypobaric storage system. The design and verification method given can provide a reference to the design of hypobaric storage vacuum system.

Key words: refrigeration; hypobaric storage; vacuum system; vacuum pump

减压冷藏技术就是利用低压抑制果蔬的呼吸作用以及贮藏时果蔬内部的一些酶促反应的原理,通过生理活动的抑制,使食品在贮藏期间内耗减少、保持果蔬质量的一种冷藏方式。减压冷藏由于可以大大延长果蔬的保质期,近年来,不少学者研究了在减压冷藏的条件下黄金梨、番茄和茼蒿等果蔬的贮藏效果,验证了这一冷藏方式的可靠性。但是,国内的减压冷藏技术还不够完善,设备管理使用方式也不够健全,造成系统在某些情况下的选择和使用不合理的现象。

1 减压冷藏技术和真空预冷的区别

1.1 原理不同

真空预冷^[1]是利用抽真空使压力降低的方法,在较低的压力下,水的沸点降低而蒸发吸热,通过水分的蒸发带走食品内部的热量从而使温度降低的一种方法。而减压贮藏^[2]主要是依靠系统的真空系统营造的低压环境,在低压环境中,空气中氧气和二氧化碳的体积分数减小抑制乙烯等物质的合成和释放,抑制微

生物的生长,从而使果蔬得以最大限度地保持高品质的状态。

1.2 系统负荷的不同

减压冷藏系统和真空预冷系统都包括制冷系统和真空系统这两大部分,但是在真空预冷系统中制冷系统负荷主要用来凝结通过冷阱的水蒸气,而减压冷藏系统中制冷系统主要提供贮藏时需要的冷量,减压贮藏系统并不设置冷阱。采用真空系统降压时,由于真空预冷需要靠水的蒸发带走热量,因此真空系统的负荷较大^[3]。而减压冷藏系统的冷负荷主要依靠制冷系统提供,不需要依靠水的蒸发带走热量,因此在两种设备设计计算时,由于真空泵的负荷不同,真空系统的设计和泵的组合是不同的。

1.3 减压冷藏系统及其装置

减压冷藏保鲜系统^[4-5]包括制冷、减压、换气和加湿4大部分,是集快速降压、低压换气和贮藏保鲜等功能为一体的装置。该保鲜装置可以实现果蔬、花卉和

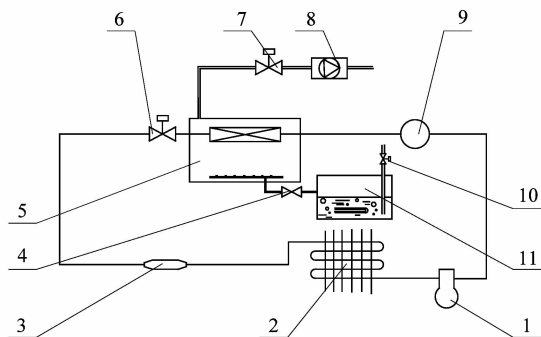
收稿日期:2015-01-06;修回日期:2015-03-13

基金项目:“十二五”国家科技支撑计划项目(2013BAD19B00)

作者简介:汪洋(1990),女,河南信阳人,硕士研究生,主要从事制冷及低温工程方面研究。E-mail:young6875@foxmail.com

植物的保鲜贮藏,采用减压和低温的结合实现贮物的超长期冷藏。

减压冷藏的基本原理^[6]是:在低温的基础上将果蔬放置于密闭的容器内,用真空泵抽出容器内的部分空气使容器内部气压下降到一定的压力,同时连续不断地向贮藏室内输送接近饱和的低压高湿空气,使整个系统不断地进行气体交换,使贮藏室内的压力和湿度维持稳定。减压冷藏装置原理如图1所示。



1—压缩机;2—冷凝器;3—干燥过滤器;4—单向阀;5—低压贮藏室;
6—电磁阀;7—真空蝶阀;8—真空泵;9—气相调节站;10—进气阀;
11—加湿器

图1 减压冷藏装置原理图

Figure 1 Schematic diagram of hypobaric storage device

制冷压缩机1抽吸从气相调节站9过来的低压低温制冷剂蒸气,制冷剂蒸气经压缩机压缩为高温高压的蒸气,经过冷凝器2冷凝为高压低温的制冷剂,而后经过干燥过滤器3对其进行干燥。低温高压的制冷剂经电磁阀流入贮藏室,为贮藏室提供一定的低温,而后经过贮液器流回压缩机。减压冷藏装置的制冷系统在运行的同时,开启真空泵8,对低压贮藏室抽气,使贮藏室内的压力降低到设定值。同时打开阀4、阀10,调节进入贮藏室的进气量,使贮藏室内的气体压力维持恒定。流入贮藏室的空气在进入贮藏器前在加湿器11后获得一定的相对湿度,防止食品在贮藏室内长期贮藏后因失水而失去商品价值。

制冷部分首先是制冷剂在节流阀控制下进入贮藏室,经贮藏室内制冷管道吸热蒸发而产生的制冷剂液体从贮藏室流出,流入到气相调节站9,气体由压缩机吸入,压缩为高压气体进入冷凝器冷凝为高压液体,再通过节流阀循环供液。

减压部分是由真空泵、真空蝶阀和密闭贮藏罐组成,当系统启动时,先开启真空泵,抽出的气体经真空蝶阀排出,当压力降低到贮藏需要的压力时,按照贮藏室内压力的波动情况调节真空泵的运行以保持室中压

力的稳定。

2 减压冷藏真空系统的配置计算

贮藏室尺寸为0.64 m×0.5 m×0.4 m,贮藏压力2 000 Pa,预计抽气时间为5~10 min;贮藏温度是4℃。

减压冷藏室采用矩形设计,因为矩形壳体使用效率高,内部空间大,占用体积小,操作方便,整体布局紧凑美观,更适合使用于中小型真空设备中。真空室体积为128 L,考虑到壳体压强和要求的卫生条件,贮藏室选用304L不锈钢,其许用应力 $[\sigma]_v = 137 \text{ MPa}$,截面模量 $E = 199 \text{ GPa}$ 。

矩形壳体厚度按照矩形平板^[7]计算:

$$\delta = \delta_0 + C,$$

$$\delta_0 = \frac{0.224B}{\sqrt{[\sigma]_v}}.$$

式中: δ 为壳体实际壁厚/cm; δ_0 为壳体计算壁厚/cm; C 为壁厚附加量,此计算中只考虑由板材引起的最大的壁厚附加量,取0.03 cm; B 为矩形板的窄边长度/cm; $[\sigma]_v$ 为壳体弯曲时许用应力/MPa。表1为壳体计算厚度。

表1 计算壳体厚度

Table 1 Thickness of casing

位置	壳体厚度 δ/cm
上下面	1.0
前后面	0.8
左右面	0.8

根据国标GB150.3-2011压力容器,计算结果满足不锈钢的最小容器壁厚不得小于0.3 cm^[8],实际可以采用厚度为1 cm的钢板。

减压冷藏室在真空泵的作用下达到预定压力,真空系统运行一般可以分为2个阶段:①贮藏室的压力从大气压力开始降到设定的贮藏压力;②贮藏室压力降低到设定压力后,由于减压冷藏系统的换气和系统微小漏气造成贮藏室压力波动,真空泵需要维持贮藏室压力的稳定。前一阶段贮藏室内的压力高,真空泵排气量大,因此真空系统的负荷主要集中在第1阶段,第2个阶段贮藏系统的负荷和贮藏室的换气频率有关系,此阶段由于漏气和渗透的气体流量很小,因此可以忽略。

基于减压冷藏系统和真空预冷系统中真空泵的负荷不同,如果简单的将真空预冷系统的真空泵用于减压冷藏系统是不科学的。图2是几种常见的不同类型真空泵的工作压力范围,根据图中所示的真空泵工

作压强范围,可以将水环泵和罗茨泵结合使用,以罗茨-水环泵结合的方式抽除贮藏室的气体,优点是极限压力高并且工作稳定。

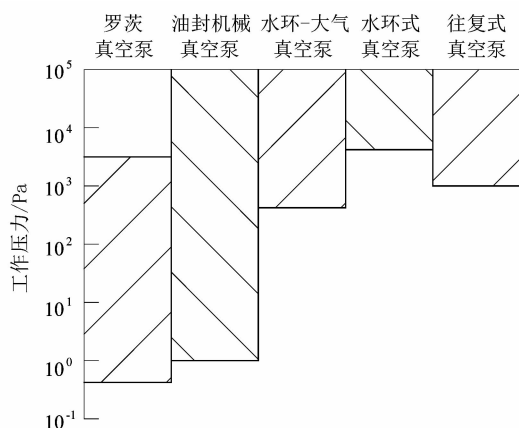


图2 各类型真空泵的工作压力范围

Figure 2 Working pressure of various types of vacuum pump

罗茨-水环泵结合的方式,罗茨泵为主泵,泵的抽气速率和泵进口压力的性能曲线如图3所示,可以看出,在使用压力范围内,泵的抽速近似于常速。

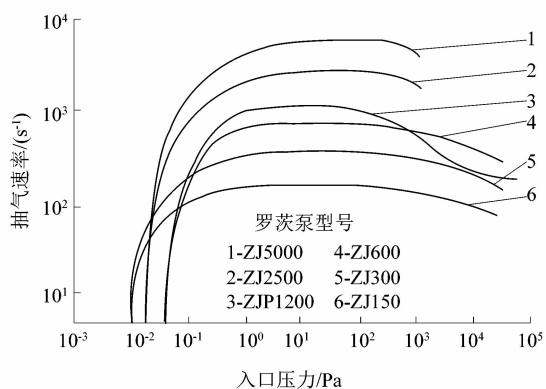


图3 罗茨泵抽气速率和泵进口压力性能曲线

Figure 3 Vacuum pump pumping speed versus inlet pressure performance curve

不考虑真空系统管道和漏放气的影响,罗茨泵在此阶段抽速的表达式是^[9]:

$$S_p = \frac{V}{t} \ln \frac{p_1}{p_2}$$

式中: S_p 为真空泵的实际抽速/($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$); V 为被抽容器的体积/ m^3 ; t 为压强从 p_1 降低到 p_2 的抽气时间/s; p_1 为初始时间容器内的压强/Pa; p_2 为终了时间容器内的压强/Pa。

则其名义抽速 S 计算公式为

$$S = k S_p$$

式中 k 为经验系数,其取值范围如表2所示,文中取1.25。

表2 不同入口压强下的经验系数

Table 2 Empirical coefficient under different pressure

不同入口压强范围/Pa	系数 k	不同入口压强范围/Pa	系数 k
13 300 ~ 100 000	1.00	13.3 ~ 133	2.00
1 330 ~ 13 300	1.25	1.33 ~ 13.3	4.00
133 ~ 1 330	1.50		

根据表2中的 k 值,得

$$S = k \cdot S_p = k \cdot \frac{V}{t} \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} = 1.25 \times \frac{32}{300} \times \ln \frac{101\,000}{3\,000} = 0.47 \text{ L/s}$$

根据计算所得 S 值的大小选择抽速合适的真空泵机组,确定真空泵的抽气速率、机组极限压力和泵的法兰进口内径等参数,以便于后面进行真空系统的抽速校核。

3 真空系统性能校核方法

3.1 真空系统抽速的校核

真空系统的有效抽速指的是在贮藏室出口处的压力下,真空泵在单位时间内从贮藏室里抽走的气体体积,真空系统的有效抽速不仅取决于真空泵的抽速,也取决于真空系统管路的疏导性,即流导。真空系统的有效抽速计算方法如下式:

$$S_e = \frac{U \cdot S_p}{U + S_p}$$

式中: S_e 为有效抽速/($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$); U 为真空系统气体管路的流导/($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$),取值与气体流动状态有关。

气体有5种流动状态:湍流、湍流-黏滞流、黏滞流(层流)、黏滞流-分子流、分子流。湍流-黏滞流和黏滞-分子流是2种不同流态间的过度状态,湍流只发生在真空泵刚启动工作时,持续时间较短,湍流-黏滞流的发生时间也很短暂,所以真空系统设计中很少考虑这2种状态的气体流动。而主要考虑黏滞流、黏滞-分子流和分子流这3种气体流态。流动状态通常用气体分子的平均自由程 λ 和气体管道的直径 D 比值的大小进行判断,标准如下:

$$\begin{aligned} \lambda/D &\leq 0.005 && \text{黏滞流,} \\ \lambda/D &\geq 1.500 && \text{分子流,} \\ 0.005 < \lambda/D < 1.500 && \text{过渡流.} \end{aligned}$$

但是在实际计算时,由于气体分子的平均自由程不容易测出,因此上述计算式里的气体分子平均自由程 λ 应该用平均压力 p 表示。例如,空气温度是20℃

时,压力 100 Pa 的气体分子平均自由程约 5×10^{-3} m, 那么平均压力为 p 时对应的平均自由程为:

$$\lambda = \frac{p_1 \cdot \lambda_1}{p} = \frac{5 \times 10^{-3}}{p}。$$

因此,气体流态的判断也可以按以下方式进行判别:

$$\begin{aligned} pD \geq 1 & \quad \text{黏滞流,} \\ pD \leq 1/300 & \quad \text{分子流,} \\ 1/300 < pD < 1 & \quad \text{过渡流。} \end{aligned}$$

根据气体的流动状态计算出气体流导,然后根据流导的大小计算出泵的有效抽速:

$$S_e = \frac{U \cdot S_p}{U + S_p}。$$

若计算出的 S_e 大于选用真空泵的抽速并且两者值大小接近,则说明真空泵不仅符合需求也能在预定的时间内实现压降目的,这样设计选用的真空系统才是合理而有效的。

3.2 校核冷藏室的极限真空度

真空室的极限真空度指没有负载的情况下真空室能够达到的最大真空度,极限压力对于压力容器来说是容器可以承受的最大膨胀压力或者压缩压力,对于减压冷藏系统的贮藏室,指的是贮藏室的压缩压力,表达式^[10]为

$$p_j = p_0 + p_v + \frac{Q}{S_e}。$$

式中: p_j 为真空室的极限压力/Pa; p_0 为真空泵的极限真空度/Pa; p_v 为真空室蒸气分压/Pa; Q 为气体负荷/(Pa·L·s⁻¹); S_e 为真空泵有效抽速/(L·s⁻¹)。

Q 是真空泵抽走的气体流量, $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6$,其中 Q_1 是真空贮藏室的漏气量; Q_2 是贮藏室内材料表面出气量,在低真空情况下不予考虑; Q_3 是大气通过贮藏室壁面的透气量,金属器壁可以不考虑; Q_4 是从贮藏室内物品蒸发或者分解出来的气体,以饱和蒸气压的形式影响极限真空; Q_5 是贮藏室容积内的空气量,在真空系统开始运行时很快抽走,对贮藏室的真空度不造成影响; Q_6 是反扩散气体量。因此,影响极限真空的主要因素是贮藏室的漏气量,为保

证一定的工作压强,一般装置的漏量按照公式 $Q_1 = \frac{1}{10} Q_g$ 来计算, Q_g 是工艺生产中引入真空室的气体量。于是,极限压强的计算公式最终简化为

$$p_j = p_0 + \frac{1}{10} \times \frac{Q_g}{S_e}$$

极限压强 p_j 最终计算结果小于设计压力,则说明真空室设计合理。

4 结语

本文介绍了减压冷藏装置的计算方法和校核方法,对装置中真空系统的设计进行了详细说明。由于减压冷藏的贮藏压力高于真空预冷的终压,真空系统运行时真空泵负荷远远小于预冷系统负荷,罗茨-水环泵的配置方式更适合使用在减压冷藏系统中;结合减压冷藏设备中真空系统的设计,分析了罗茨-水环泵的配置方式在减压装置中的使用性能,为以后的设计研究提供了借鉴意义。

参考文献:

- [1] 宋晓燕,刘宝林.食品真空冷却技术研究进展[J].食品科学,2014,35(11):319-324.
- [2] BURG S P,郑先章.实验室减压贮藏研究中的实验错误及应对[C]//中国制冷学会2009年学术年会论文集.天津:中国制冷协会,2009.
- [3] 邹同华.果蔬真空预冷过程及捕水器特性的研究[D].天津:天津大学,2004:54-56.
- [4] BURG S P,BURG E A. Fruit storage at subatmospheric pressures[J]. Science,1966,153(3733):314-315.
- [5] BURG S P. Method for storing fruit:US,3 333 967[P]. 1967-08-01.
- [6] BURG S P. Postharvest physiology and hypobaric storage of fresh produce[M]. Oxford shore,UK:CABI Publishing,Wallingford,2004:495-503.
- [7] 达道安.真空设计手册[M].3版.北京:国防工业出版社,2000:770-772.
- [8] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. GB150.3-2011. 压力容器[S]. 北京:中国标准出版社,2011.
- [9] 刘玉魁.真空系统设计原理[M].北京:新时代出版社,1988:86-94.
- [10] 杨乃恒.真空获得设备[M].2版.北京:冶金工业出版社,2001:76-81.