



## Ispanağın Havayla ve Suyla Ön Soğutulmasında Kullanılan Soğutma Sistemlerinin Termodinamik Hesaplarının Belirlenmesi<sup>a</sup>

İlknur Alibaş<sup>1\*</sup>, Rasim Okursoy<sup>1</sup>, Kamil Alibaş<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Uludağ Üniversitesi, Ziraat Fakültesi, Biyosistem Mühendisliği Bölümü, 16059, Bursa, Türkiye  
<sup>\*</sup> E-posta: [ialibas@uludag.edu.tr](mailto:ialibas@uludag.edu.tr); Tel: +90 224 294 16 08.

Geliş Tarihi: 24.03.2011, Kabul Tarihi: 10.06.2011

**Özet:** Bu çalışmada tarladan yeni hasat edilmiş ıspanak (*Spinacia oleracea* L.) bitkisi havayla ve suyla ön soğutulmuştur. Ön soğutma işlemlerinden önce ürünler 5000 ( $\pm$  10) gr olacak şekilde tartılarak plastik kasalara yerleştirilmişlerdir. Havayla ve suyla soğutma işlemleri, ürünlerin sıcaklıkları 23°C'lik ilk sıcaklık değerinden den 1°C'lik depolama sıcaklığına ulaşmaya kadar sürdürülmüştür. Ön soğutma sistemlerinin her birinde soğutucu akışkan olarak Freon 12 (R 12) gazı kullanılmıştır. Soğutma çevrimine ilişkin Rankine Çevrimine göre çevrimin köşe noktalarını oluşturan basınç (P), hacim (v), sıcaklık (T), entalpi (h), ve entropi (s) değerleri belirlenmiştir.

Soğutma sistemlerinin toplam ısısı (soğuk ortamdan kaldırılan ısı) ( $Q_{4,1}$ ) havayla ön soğutma sisteminde 1493.169 kJ, suyla ön soğutma sisteminde ise 1829.331 kJ olarak bulunmuştur.

Ayrıca bu çalışmada, sıcak ortama verilen ısı ( $Q_{2,3}$ ) havayla ön 1620.293 kJ, suyla ön soğutma sisteminde ise 1985.074 kJ olarak hesaplanmıştır. Kompresöre verilen iş ( $W_{1,2}$ ) ise havayla ön soğutma işleminde 127.124 kJ, suyla ön soğutma sisteminde ise 155.743 kJ olarak bulunmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Ispanak, Havayla ön soğutma, Suyla ön soğutma, Soğutmaya yönelik Rankine çevrimi

### Determination of Thermodynamics Calculations of Precooling Systems during Hydro and Air Pre-cooling of Spinach

**Abstract:** In this study, newly harvested spinach was cooled by air and hydro. Before precooling processes, products were weighed 5000 ( $\pm$  10) g and placed into plastic boxes. Hydro and air precooling processes were continued until temperature degree of products were reached from 23°C of initial temperature value to 1°C of storage temperature value. Freon12 (R12) was used as cooler liquid in all precooling process. According to Rankine cooling cycle, all values of the corner points of cycle were calculated. Thus, pressure (P), volume (V), temperature (T), enthalpy (h) and entropy (S) values were determined.

Total heat of the cooling systems (heat removed from the cold environment) ( $Q_{4,1}$ ) was found in this study. Total heat values ranged between 1493.169 kJ h<sup>-1</sup> and 1829.331 kJ h<sup>-1</sup> for air pre-cooling and hydro pre-cooling, respectively.

Furthermore, heat scattered to warm environment by condenser ( $Q_{2,3}$ ) and action generated by compressor ( $W_{1,2}$ ) values were measured in this study. Heat scattered to warm environment by condenser ( $Q_{2,3}$ ) values ranged between 1620.293 kJ h<sup>-1</sup> and 1985.074 kJ h<sup>-1</sup> for air pre-cooling and hydro pre-cooling, respectively. Action generated by compressor ( $W_{1,2}$ ) values ranged between 127.124 kJ h<sup>-1</sup> and 155.743 kJ h<sup>-1</sup> for air pre-cooling and hydro pre-cooling, respectively.

**Key Words:** Spinach, Air precooling, hydro precooling, Rankine cooling cycle.

## Giriş

Ispanak (*Spinacia oleracea* L.) tek yıllık bir serin iklim sebzesidir. Çiğ, haşlanmış ya da fırınlanmış olarak tüketilebilen ıspanak düşük kalorili olmasına karşın askorbik asit (Vitamin C) içeriği açısından zengin bir bitkidir (Toledo ve ark., 2003). Suda çözülebilen vitaminleri oldukça fazla olan ıspanak bitkisi ışığa, ısıya ve oksijene duyarlı olduğundan hasattan hemen sonra bir işlem görmez ise bozulmaya başlar (Yanishlieva ve Maslorova, 2001; Soysal ve Söylemez, 2005; Alibas-Ozkan ve ark., 2007).

Hasat edilen ürünlerde, ürün kalitesinin korunması, hasat sonrası oluşan ağırlık kayıplarının azaltılması, ürünün solunum hızının yavaşlatılması, materyalin bünyesindeki su kaybının en aza indirilmesi, ürünün bünyesindeki mikroorganizma faaliyetlerinin azaltılması, yaralanma etkisinin minimum düzeye indirilmesi ve etilen gazı oluşumunun yavaşlatılması açısından ürünlerin hasat işleminin hemen ardından soğutulması son derece önemlidir. Özellikle hızlı bozulan ürünlerin zaman kaybetmeden soğutulması, ürünün depolama ve satış kalitesinin korunmasında büyük önem taşımaktadır (Işık, 1994; Wang ve Sun, 2001; Sun ve Wang, 2004). Taze tüketilecek olan sebzelerin depolama ve Pazar ömrünü artırmak için kullanılan en yaygın yöntem ön soğutma yöntemidir.

Ürünün, hasat sıcaklığından depolama sıcaklığına kadar hızlı bir şekilde düşürülmesi işlemine “*ön soğutma*” adı verilmektedir. Ön soğutma tekniklerinin kullanılması ile ürünün bünyesindeki su kaybı azaltılmakta ve çabuk bozulan gıda maddelerinin kullanılabilir ömrü uzatılmaktadır (Brosnan ve Sun, 2003). Suyla ve havayla ön soğutma çok çeşitli tarımsal materyallerin ve gıda maddelerinin ön soğutulmasında yaygın olarak kullanılan soğutma teknikleridir (Anonymous, 1989; Anonymous, 1991; Anonymous, 1996; Anonymous, 1997; Sun ve Wang 2000). Suyla ön soğutma işleminin hızlı ve sürekli bir soğutma sağlaması, ağırlık kaybına neden olmaması ve üründe donma tehlikesine neden olmaması gibi çeşitli avantajları bulunmaktadır (Anonymous, 1989; DeEll ve ark., 2000; Anonymous, 2000; Truel ve ark., 2001; Anonymous, 2001). Havayla ön soğutma yöntemi ise çoğu meyvelerin, yeşil yapraklı sebzelerin ve yumrulu bitkilerin ön soğutulmasında kullanılan bir soğutma yöntemidir (Anonymous, 1991; Anonymous, 1996).

Bu çalışmada, soğutma işlemleri sırasında soğutma sistemlerinde oluşan soğutma yüklerinin hesaplanması ve termodinamik analizleri yapılmıştır.

## Materyal ve Yöntem

### Ispanak

Taze Ispanak bitkisi (*Spinacia oleracea* L. Cv. meridian) Bursa'nın Yenişehir ilçesindeki bir tarladan temin edilmiştir.

## Havayla Ön Soğutma Sistemi

Havayla ön soğutma sistemi; 2 mm kalınlığındaki galvanizli sacdan yapılmış, boyutları 850 x 800 x 1100 mm, hacmi ise 0.748 m<sup>3</sup> olan soğutma kabini, devir sayısı 1400 min<sup>-1</sup> olan 160 mm çark çapına sahip 5 kanatlı aksiyal bir fan, soğutucu kabinin dış kısmında, sistemin sıcaklığını ayarlamaya yarayan dijital kontrol panosu ve içinde 13.5 mm çapında, 8160 mm uzunluğunda 0.3459 m<sup>2</sup> yüzey alanına sahip bakır borudan yapılmış buharlaştırıcı, 12 mm çapında, 16400 mm uzunluğunda 0.6180 m<sup>2</sup> yüzey alanına sahip bakır borudan yapılmış yoğuşturucu, kompresör, genişleme valfi ve soğutucu akışkan (Freon 12) bulunan soğutucu üniteden oluşmaktadır. Isı yalıtımının sağlanması amacıyla soğutma kabininin çevresine, 12 mm kalınlığında 0.146538 kJ / m<sup>2</sup> h °C ısı geçiş katsayısına sahip cam yünü sarılmıştır. Cam yününün çevresi ise 2 mm kalınlığındaki galvanizli sac ile kaplanmıştır. Şekil 1'de havayla ön soğutma sisteminin genel görünüşü verilmiştir.



Şekil 1. Havayla ön soğutma sisteminin genel görünüşü

## Suyla Ön Soğutma Sistemi

Suyla ön soğutma sistemi genel olarak; 2 mm kalınlığındaki galvanizli sacdan yapılmış, boyutları 850 x 800 x 1100 mm, hacmi ise 0.748 m<sup>3</sup> olan soğutma odası, kalınlığı 2 mm olan paslanmaz çelik malzemeden yapılmış, 980 x 780 x 700 mm boyutlarında ve 0.5351 m<sup>3</sup> hacminde su deposu, 55 kW gücünde bir adet devirdaim su pompası, toplam debisi 2.5 L min<sup>-1</sup> olan 3 adet püskürtme memesi, dijital bir kontrol panosu ve içinde, 12 mm çaplı bakır borudan yapılmış 450 mm çapında spiral şeklinde düzenlenmiş biri 10 sarımlı

diğeri 9 sarımlı olan 2 adet serpantinden oluşan, 1.05 m<sup>2</sup> yüzey alanına sahip buharlaştırıcı, 10 mm çapında, 59.28 m uzunluğunda, 1.8623 m<sup>2</sup> yüzey alanına sahip bakır borudan yapılmış hava soğutmalı yoğuşturucu, kompresör, genişleme valfi ve soğutucu akışkan (Freon 12) bulunan soğutma ünitesinden oluşmaktadır. Soğutma kabini ve su deposunun çevresine, ısı yalıtımının sağlanması amacıyla 12 mm kalınlığında 0.146538 kJ / m<sup>2</sup> h °C ısı geçiş katsayısına sahip cam yünü sarılmıştır. Cam yününün çevresi ise 2 mm kalınlığındaki galvanizli sac ile kaplanmıştır. Şekil 2’de suyla ön soğutma sisteminin genel görünüşü verilmiştir.



**Şekil 2.** Suyla ön soğutma sisteminin genel görünüşü

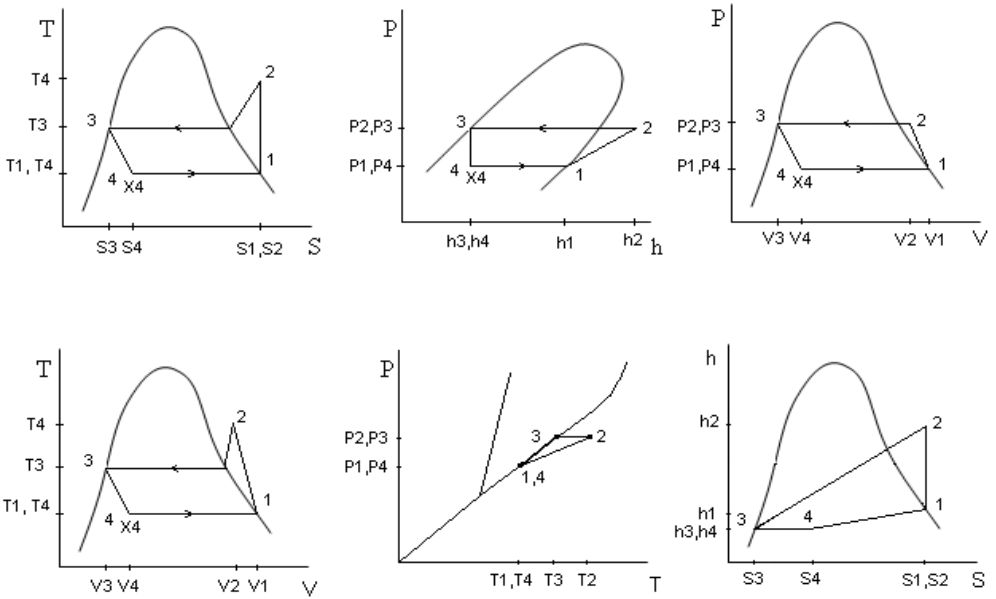
### **Soğutma Prensibi**

Isı normal koşullarda sıcak kaynaktan soğuk kaynağa doğru akmaktadır. Termodinamiğin ikinci yasasına göre ısının soğuk ortamdan sıcak ortama aktarılabilmesi için sisteme dışarıdan bir enerjinin verilmesi gerekmektedir. Sistem dışarıdan aldığı bu enerjiyle, soğuk ortamdan ısıyı alarak, sıcak ortama taşır. Bir soğutma makinası; buharlaştırıcı (evaporatör), yoğuşturucu (kondansör), kompresör, güç kaynağı (elektrik ya da termik motor), genişleme (ekspansiyon) valfi, soğutucu akışkan, bağlantı boruları, kontrol valfleri, gaz deposu ve gaz filtresinden oluşur (Eastop ve McConkey, 1993; Alibaş, 1995; Annamalai ve ark., 2001; Sonntag ve ark., 2003; Purahit, 2008). Soğuk kaynaktan sıcak kaynağa ısı geçirmek için ise kapalı soğutma çevrimlerinde bir kompresörden yararlanılmaktadır. Çalışma süresince kompresör buharlaştırıcıdan (evaporatör) emdiği soğutucu akışkan buharını, basma basıncı etkisi ile adyabatik olarak yoğuşturucuya

(konsansör) basar. Burada sabit basınç koşullarında ve yüksek sıcaklık değerinde yoğunlaşan buhar çevresine ısı vermektedir. Yoğuşan sıvı, daha sonra sabit entalpide buharlaşma sıcaklığına düşüncüye kadar bir genişleme valfindan geçer ve yeniden buharlaşmak için buharlaştırıcıya gelir. Soğutucu akışkan sabit basınçta buharlaşır. Buharlaşma işleminde basınç ve sıcaklık sabit kalmaktadır. Daha sonra soğutucu akışkan buharının, emme basıncı altında kompresöre gitmesi ile kapalı soğutma devresi tamamlanmış olur (Eastop ve McConkey, 1993; Alibas 1995; Annamalai ve ark., 2001; Sonntag ve ark., 2003; Purahit, 2008;).

### Sistemlerin Termodinamik Çözümlemesi

Havayla ve suyla ön soğutma sistemlerine ilişkin termodinamik diyagramlar Şekil 3’de verilmiştir.



**Şekil 3.** Soğutma sistemlerine ilişkin T-S (Sıcaklık-Entropi), P-h (Basınç-Entalpi), P-V (Basınç-Hacim), T-V (Sıcaklık-Hacim), P-T (Basınç-Sıcaklık) ve h-S (Entalpi-Entropi) diyagramları; 1-2: Kompresörde sabit entropide (adyabatik) sıkıştırma,

2-3: Sabit basınçta yoğunlaştırıcıda yoğunlaşma,

3-4: Sabit entalpide genişleme valfinda kısılma,

4-1: Sabit basınçta buharlaştırıcıda buharlaşma.

Soğutmaya yönelik Rankine Çevriminin 1, 2, 3, ve 4. köşe noktalarına ilişkin termodinamik özellikler sistemin sabit özelliklerinden ve durum değişimlerinden yararlanılarak hesaplanmıştır (Alibaş, 1995; Sonntag ve ark., 2003). Buna göre:

1 noktasına ait termodinamik özelliklerin belirlenmesi

$T_1$ : Soğutma kabının sıcaklığı (K)

$P_1 = P_{b1}$  (Freon12 gazının istenilen soğutma sıcaklığında kuru doymuş buhar durumundaki buhar basıncı değeri)

$v_1 = v_{b1}$  (Freon12 gazının istenilen soğutma sıcaklığında kuru doymuş buhar durumundaki buhar hacmi değeri)

$s_1 = s_{b1}$  (Freon12 gazının istenilen soğutma sıcaklığında kuru doymuş buhar durumundaki buhar entropisi değeri)

$h_1 = h_{b1}$  (Freon12 gazının istenilen soğutma sıcaklığında kuru doymuş buhar durumundaki entalpisi değeri)

$X_1 = 1$  (kuru doymuş buhar)

3 noktasına ait termodinamik özelliklerin belirlenmesi

$T_3$ : Dış ortam sıcaklığı (K)

$P_3 = P_{s3}$  (Freon12 gazının istenilen soğutma sıcaklığında doymuş sıvı durumundaki sıvı basıncı değeri)

$v_3 = v_{s3}$  (Freon12 gazının istenilen soğutma sıcaklığında doymuş sıvı durumundaki sıvı hacmi değeri)

$s_3 = s_{s3}$  (Freon12 gazının istenilen soğutma sıcaklığında doymuş sıvı durumundaki sıvı entropisi değeri)

$h_3 = h_{s3}$  (Freon12 gazının istenilen soğutma sıcaklığında doymuş sıvı durumundaki sıvı entalpisi değeri)

$X_3 = 0$  (doymuş sıvı)

2 noktasına ait termodinamik özelliklerin belirlenmesi

$s_1 = s_2$  (Sabit entropili (adyabatik) durum değişimi)

$P_3 = P_2$  (Sabit basınçlı durum değişimi)

$T_2$ : (Freon12 Kızgın buhar değerlerinden  $P_2$  basıncı ve  $S_2$  entropi değerlerinin çakıştırılmasıyla okunan sıcaklık değeri)

$v_2$ : (Freon12 Kızgın buhar değerlerinden  $P_2$  basıncı ve  $S_2$  entropi değerlerinin çakıştırılmasıyla okunan hacim değeri)

$h_2$ : (Freon12 Kızgın buhar değerlerinden  $P_2$  basıncı ve  $S_2$  entropi değerlerinin çakıştırılmasıyla okunan entalpi değeri)

4 noktasına ait termodinamik özelliklerin belirlenmesi

$P_3 = P_4$  arası expansiyon valfinde entalpinin sabit kaldığı adyabatik kısılma evresidir.

$P_1 = P_4$  (Sabit basınçlı durum değişimi)

$h_3 = h_4$  (Sabit entalpide (adyabatik kısılma) durum değişimi)

$T_1 = T_4$  (Sabit basınçlı durum değişimi)

$$X_4 = \frac{h_4 - h_{s_4}}{h_1 - h_4} \quad (1)$$

$$v_4 = v_{s_4} + X_4 (v_{b_4} - v_{s_4}) \quad (2)$$

$$s_4 = s_{s_4} + X_4 (s_{b_4} - s_{s_4}) \quad (3)$$

### Soğutulacak ortamdan kaldırılması gereken ısının belirlenmesi

Soğuk ortamdan kaldırılan ısı; soğutma sistemine dışarıdan sızan ısı, soğutucudaki tarımsal materyalin soğuması için materyalden çekilmesi gereken ısı, ürünün yaydığı ısı, kapı açılmasıyla kaybolan ısı ve soğuk depo içerisinde aydınlatma havalandırma vb. nedeniyle oluşan ısı enerjilerinin toplamından oluşur (Yavuzcan, 1994). Bu ısı değeri aynı zamanda soğutmaya ilişkin Rankine çevriminin 4-1 noktaları arasındaki entalpi farklarına da eşittir (Alibaş, 1995; Sonntag ve ark., 2003).

$$Q_t = Q_a + Q_b + Q_c + Q_d + Q_e = Q_{4,1} \quad (4)$$

Bu eşitlikte:

$Q_t$ : Soğutma sisteminden sızan ısı (soğuk ortamdan kaldırılan ısı) (kJ/h),

$Q_a$ : Duvarlardan gelen ısı kaybı (kJ/h),

$Q_b$ : Tarımsal materyalin soğutulması için materyalden alınması gereken ısı (kJ/h),

$Q_c$ : Ürünün yaydığı soğutma işlemi sırasında yaydığı ısı (kJ/h),

$Q_d$ : Soğutma sisteminin kapısının açılmasıyla olan ısı kaybı (kJ/h),

$Q_e$ : Soğuk depo içerisinde aydınlatma, havalandırma vb. gibi düzenler nedeniyle oluşan ısı kaybıdır (kJ/h).

$$Q_a = \frac{k}{d_1} F (t_2 - t_1) \quad (5)$$

Bu eşitlikte:

$Q_a$ : duvarlardan gelen ısı kaybı (kJ/h),

$k$ : izolasyon malzemesinin ısı iletim katsayısı (kJ/mh°C)

$d_1$ : izolasyon kalınlığı (m),

$F$ : soğutucu ünitenin tüm kenarlarının toplam yüzey alanı (m<sup>2</sup>),

$t_2$ : dış ortam sıcaklığı (°C),

$t_1$ : soğuk hava deposunda depolanacak ürünün ulaşması beklenen sıcaklıktır (°C).

$$Q_b = \frac{G \cdot c(t_2 - t_1)}{h} \quad (6)$$

Bu eşitlikte:

$Q_b$ : Tarımsal materyalin soğutulması için materyalden alınan ısı enerjisi (kj/h),

$G$ : Ürün miktarı (kg),

$c$ : Ürünün özgül ısısı (kj / kg °C),

$t_1$ : Ürünün ilk sıcaklığı (°C),

$t_2$ : Ürünün son sıcaklığı (°C),

$h$ : Soğutma süresidir (h).

$Q_c$ : Ürünlerin hasat sonrası yaydıkları ısı miktarı cinslerine bağlı olarak değişmekle beraber depolamaya alınan ürünler için bu değer 4187 kj / ton.24h olarak kabul edilmiştir. Bu değer 5 kg ürün ve 1 h için hesaplanmıştır (Yavuzcan, 1994).

$Q_d$ : Deneyler süresince soğutma sisteminin kapısı açılmadığından bu değer "0" olarak kabul edilmiştir (Yavuzcan, 1994).

$Q_e$ : Soğutma sistemleri içinde aydınlatma, havalandırma vb. bir düzenek olmadığından bu değer "0" olarak alınmıştır (Yavuzcan, 1994).

$$q_{4,1} = (h_1 - h_4) \quad (7)$$

$$Q_{4,1} = q_{4,1} \cdot m = Q_t \quad (8)$$

$Q_{4,1}$ : Buharlaştırıcı ile soğuk ortamdan kaldırılan ısı (kj),

$q_{4,1}$ : Birim kütle için buharlaştırıcı ile soğuk ortamdan kaldırılan ısı (kj kg<sup>-1</sup>).

Soğutma sistemine ilişkin diğer termodinamik hesaplamalar

$$m = \frac{Q_t}{q_{4,1}} \quad (9)$$

Bu eşitlikte;

$m$ : Soğutma sisteminde devredilmesi gereken soğutucu akışkan miktarı (kg),

$q_{4,1}$ : Birim kütle için buharlaştırıcı ile soğuk ortamdan kaldırılan ısı (kj kg<sup>-1</sup>),

$Q_{4,1}$ : Buharlaştırıcı ile soğuk ortamdan kaldırılan ısıdır (kj).

$$q_{2,3} = (h_2 - h_3) \quad (10)$$

$$Q_{2,3} = m \cdot (h_2 - h_3) \quad (11)$$



$q_{2,3}$ : Birim kütle için yoğuşturucu ile sıcak ortama verilen ısı ( $\text{kJ kg}^{-1}$ ),

$Q_{2,3}$ : Yoğuşturucu ile sıcak ortama verilen ısı (kJ),

$$W_{1,2} = Q_{2,3} - Q_{4,1} = m.(h_2 - h_1) \quad (12)$$

$W_{1,2}$ : Kompresöre verilen iş (kJ),

$$\varepsilon_{so} = \frac{Q_{4,1}}{W_{1,2}} = \frac{m.(h_1 - h_4)}{m.(h_2 - h_1)} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (13)$$

$$\varepsilon_{is} = \frac{Q_{2,3}}{W_{1,2}} = \frac{m.(h_2 - h_3)}{m.(h_2 - h_1)} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (14)$$

$\varepsilon_{so}$ : Soğutma katsayısı

$\varepsilon_{is}$ : Isıtma katsayısı

### **Araştırma Sonuçları ve Tartışma**

Havayla Ön Soğutma Sisteminin (HOS) Termodinamik Çözümlemesi

Havayla ön soğutma sistemine ilişkin termodinamik özelliklerin belirlenebilmesi için soğutma

1. noktasına ait termodinamik değerler (Kuru doymuş buhar)

$$T_1 = 274\text{K} = 1^\circ\text{C}$$

$$P_1 = P_{b1} = 0.31940 \text{ MPa}$$

$$v_1 = v_{b1} = 0.054142 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}$$

$$s_1 = s_{b1} = 0.699960 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$h_1 = h_{b1} = 189.02600 \text{ kJ kg}^{-1}$$

$$X_1 = 1 \text{ (kuru doymuş buhar)}$$

3 noktasına ait termodinamik değerler (Doymuş sıvı)

$$T_3 = 23^\circ\text{C} = 296\text{K}$$

$$P_3 = P_{s3} = 0.61814 \text{ MPa}$$

$$v_3 = v_{s3} = 0.0007596 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}$$

$$s_3 = s_{s3} = 0.21792 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$h_3 = h_{s3} = 57.88800 \text{ kJ kg}^{-1}$$

$$X_3 = 0 \text{ (doymuş sıvı)}$$

2 noktasına ait termodinamik değerler (Kızgın buhar)

$$s_1 = s_2 = 0.699960 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$P_3 = P_2 = 0.61814 \text{ MPa}$$

$$T_2 = 298.4574\text{K}$$

$$v_2 = 0.0298101 \text{ m}^3\text{kg}^{-1}$$

$$h_2 = 200.19071 \text{ kJ kg}^{-1}$$

4 noktasına ait termodinamik değerler (Yaş buhar)

$$P_1 = P_4 = 0.31940 \text{ MPa}$$

$$h_3 = h_4 = 57.88800 \text{ kJ kg}^{-1}$$

$$T_1 = T_4 = 274^\circ\text{K} = 1^\circ\text{C}$$

$$X_4 = \frac{h_4 - h_{s_4}}{h_1 - h_4} = \frac{57.888 - 34.9494}{189.026 - 57.888} = 0.1371 \quad (1)$$

$$v_4 = v_{s_4} + X_4(v_{b_4} - v_{s_4}) = 0.0007176 + 0.1371(0.0538082 - 0.0007176) = 0.0080423 \text{ m}^3\text{kg}^{-1} \quad (2)$$

$$s_4 = s_{s_4} + X_4(s_{b_4} - s_{s_4}) = 0.14514 + 0.1371(0.69554 - 0.14514) = 0.221568 \text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1} \quad (3)$$

Sistemin köşe noktalarına ilişkin termodinamik özelliklerin belirlenmesinin ardından, havayla ön soğutma ünitesine yerleştirilen ısıpanağın soğutulması için gerekli olan toplam ısı miktarı hesaplanmış ve bu ısı soğutma çevriminin 4-1 noktalarındaki entalpi farkları oranının sistemden geçen soğutucu akışkanın kütlesi ile çarpımına (soğuk ortamdan çekilen ısı miktarı) eşitlenmiştir (Alibaş, 1995; Sonntag ve ark., 2003).

$$Q_a = \frac{k}{d_1} F(t_2 - t_1) = \frac{0.146538}{0.012} 4.99(23 - 1) = 1340.579 \text{ kJ.h}^{-1} \quad (5)$$

$k$ : 0.146538 kJ / m h °C,  $d_1$ : 0.012 m,  $F$ : 4.99 m<sup>2</sup>,  $t_2$ : 23°C,  $t_1$ : 1°C.

$$Q_b = \frac{G \cdot c(t_2 - t_1)}{h} = \frac{5 \cdot 3.77(23 - 1)}{2.73} = 151.720 \text{ kJ.h}^{-1} \quad (6)$$

$G$ : 5 kg,  $c$ : 3.77 kJ /kg °C,

$t_1$ : 23°C,  $t_2$ : 1°C,  $h$ : 164 dak = 2.73 h.

$$Q_c = 0.87 \text{ kJ.h}^{-1}$$

$$Q_d = 0 \text{ kJ.h}^{-1}$$

$$Q_e = 0 \text{ kJ.h}^{-1}$$

$$q_{4,1} = (h_1 - h_4) = 189.026 - 57.888 = 131.138 \text{ kJ} \quad (7)$$

$$Q_t = Q_a + Q_b + Q_c + Q_d + Q_e = Q_{4,1} \quad (4-8)$$

$$Q_t = 1340.579 + 151.720 + 0.87 + 0 + 0 = 1493.169 \text{ kJ.h}^{-1}$$

$$m = \frac{Q_t}{q_{4,1}} = \frac{1493.169}{131.138} = 11.38624 \text{ kg.h}^{-1} \quad (9)$$

$$q_{2,3} = (h_2 - h_3) = 200.19071 - 57.888 = 142.30271 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (10)$$

$$Q_{2,3} = m \cdot (h_2 - h_3) = 11.38624(200.19071 - 57.888) = 1620.293 \text{ kJ} \quad (11)$$

$$W_{1,2} = Q_{2,3} - Q_{4,1} = m \cdot (h_2 - h_1) = 1620.293 - 1493.169 = 127.124 \text{ kJ} \quad (12)$$

$$\varepsilon_{so} = \frac{Q_{4,1}}{W_{1,2}} = \frac{m \cdot (h_1 - h_4)}{m \cdot (h_2 - h_1)} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{1493.169}{127.124} = 11.746 \quad (13)$$

$$\varepsilon_{is} = \frac{Q_{2,3}}{W_{1,2}} = \frac{m \cdot (h_2 - h_3)}{m \cdot (h_2 - h_1)} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} = \frac{1620.293}{127.124} = 12.746 \quad (14)$$

### Suyla ön soğutma sisteminin (SÖS) termodinamik çözülmesi

Havayla ön soğutma sistemine ilişkin termodinamik özelliklerin belirlenebilmesi için soğutma çevriminin köşe noktalarına ilişkin termodinamik özellikler hesaplanmıştır. Buna göre;

1. noktasına ait termodinamik değerler (Kuru doymuş buhar)

$$T_1 = 274 \text{ K} = 1^\circ \text{C}$$

$$P_1 = P_{b1} = 0.31940 \text{ MPa}$$

$$v_1 = v_{b1} = 0.054142 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}$$

$$s_1 = s_{b1} = 0.699960 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$h_1 = h_{b1} = 189.02600 \text{ kJ kg}^{-1}$$

$$X_1 = 1 \text{ (kuru doymuş buhar)}$$

3 noktasına ait termodinamik değerler (Doymuş sıvı)

$$T_3 = 23.5^\circ \text{C} = 296.5 \text{ K}$$

$$P_3 = P_{s3} = 0.62658 \text{ MPa}$$

$$v_3 = v_{s3} = 0.0007607 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}$$

$$s_3 = s_{s3} = 0.21954 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$h_3 = h_{s3} = 58.371 \text{ kJ kg}^{-1}$$

$$X_3 = 0 \text{ (doymuş sıvı)}$$

2 noktasına ait termodinamik değerler (Kızgın buhar)

$$s_1 = s_2 = 0.699960 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$P_3 = P_2 = 0.62658 \text{ MPa}$$

$$T_2 = 298.5123 \text{ K}$$

$$v_2 = 0.0297765 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}$$

$$h_2 = 200.21394 \text{ kJ kg}^{-1}$$

4 noktasına ait termodinamik değerler (Yaş buhar)

$$P_1 = P_4 = 0.31940 \text{ MPa}$$

$$h_3 = h_4 = 58.371 \text{ kJ kg}^{-1}$$

$$T_1 = T_4 = 274^\circ\text{K} = 1^\circ\text{C}$$

$$X_4 = \frac{h_4 - h_{s_4}}{h_1 - h_4} = \frac{58.371 - 34.9494}{189.026 - 58.371} = 0.14028 \quad (1)$$

$$v_4 = v_{s_4} + X_4(v_{b_4} - v_{s_4}) = 0.0007176 + 0.14028(0.0538082 - 0.0007176) = 0.0082127 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1} \quad (2)$$

$$s_4 = s_{s_4} + X_4(s_{b_4} - s_{s_4}) = 0.14514 + 0.14028(0.69554 - 0.14514) = 0.2233315 \text{ kJ.kg}^{-1} \text{ K}^{-1} \quad (3)$$

Sistemin köşe noktalarına ilişkin termodinamik özelliklerin belirlenmesinin ardından, havayla ön soğutma ünitesine yerleştirilen ısıpanağın soğutulması için gerekli olan toplam ısı miktarı hesaplanmış ve bu ısı soğutma çevriminin 4-1 noktalarındaki entalpi farkları oranının sistemden geçen soğutucu akışkanın kütlesi ile çarpımına (soğuk ortamdan çekilen ısı miktarı) eşitlenmiştir (Alibaş, 1995; Sonntag ve ark., 2003).

$$Q_a = \frac{k}{d_1} F(t_2 - t_1) = \frac{0.146538}{0.012} 4.99(23.5 - 1) = 1371.046 \text{ kJ.h}^{-1} \quad (5)$$

$$k : 0.146538 \text{ kJ / m h }^\circ\text{C}, d_1: 0.012 \text{ m}, F: 4.99 \text{ m}^2, t_2: 23.5^\circ\text{C}, t_1: 1^\circ\text{C}.$$

$$Q_b = \frac{G \cdot c(t_2 - t_1)}{h} = \frac{5 \cdot 3.77(23.5 - 1)}{1.383} = 306.596 \text{ kJ.h}^{-1} \quad (6)$$

$$G: 5 \text{ kg}, c: 3.77 \text{ kJ / kg }^\circ\text{C},$$

$$t_1: 23.5^\circ\text{C}, t_2: 1^\circ\text{C}, h: 83 \text{ dak} = 1.383 \text{ h}.$$

$$Q_c = 0.87 \text{ kJ.h}^{-1}$$

$$Q_d = 0 \text{ kJ h}^{-1}$$

$$Q_e = 0 \text{ kJ h}^{-1}$$

$$q_{4,1} = (h_1 - h_4) = 189.026 - 58.371 = 130.655 \text{ kJ} \quad (7)$$

$$Q_t = Q_a + Q_b + Q_c + Q_d + Q_e = Q_{4,1} \quad (4-8)$$

$$Q_t = 1371.046 + 306.596 + 0.87 + 0 + 0 = 1678.512 \text{ kJ} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$m = \frac{Q_t}{q_{4,1}} = \frac{1678.512}{130.655} = 12.8469 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad (9)$$

$$q_{2,3} = (h_2 - h_3) = 200.21394 - 58.371 = 141.84294 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (10)$$

$$Q_{2,3} = m \cdot (h_2 - h_3) = 12.8469(200.21394 - 58.371) = 1822.242 \text{ kJ} \quad (11)$$

$$W_{1,2} = Q_{2,3} - Q_{4,1} = m \cdot (h_2 - h_1) = 1822.242 - 1678.512 = 143.730 \text{ kJ} \quad (12)$$

$$\varepsilon_{so} = \frac{Q_{4,1}}{W_{1,2}} = \frac{m \cdot (h_1 - h_4)}{m \cdot (h_2 - h_1)} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{1678.512}{143.730} = 11.678 \quad (13)$$

$$\varepsilon_{is} = \frac{Q_{2,3}}{W_{1,2}} = \frac{m \cdot (h_2 - h_3)}{m \cdot (h_2 - h_1)} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} = \frac{1822.242}{143.730} = 12.678 \quad (14)$$

Hesaplanan değerler ışığında, 5000 g ağırlığındaki ıspanak bitkisinin havayla ön soğutma sistemi ile soğutulmasında soğuk ortamdan kaldırılması gereken ısı miktarı ve sıcak ortama verilmesi gereken ısı miktarı değerleri suyla ön soğutma yöntemine göre yaklaşık olarak % 25 daha azdır. Bu da aynı miktardaki benzer tarımsal ürünün soğutulması için suyla ön soğutma sisteminin havayla ön soğutma sistemine göre daha fazla güç harcadığını göstermektedir. Turuel ve ark. (2001) “üç farklı soğutma yöntemi kullanarak portakalın soğutulmasında bir karşılaştırma” adlı çalışmalarında portakalı basınçlı hava, durağan hava ve suyla ön soğutmuşlar ve suyla ön soğutma sisteminin havayla ön soğutma sistemine göre daha fazla güç ihtiyacı olduğunu tespit etmişlerdir. McDonald ve ark. (2000) pişmiş eti suyla ve havayla ön soğutmuşlar ve suyla ön soğutma sisteminin güç ihtiyacının havayla ön soğutma sistemine göre daha fazla olduğunu bulmuşlardır. Çizelge 1’de ıspanağın hava ve suyla ön soğutulması sırasında hesaplanan termodinamik özellikleri ve soğutma yükleri özetlenmiş biçimde verilmiştir.

**Çizelge 1.** İspanağın havayla ve suyla ön soğutulması sırasında hesaplanan bazı termodinamik özellikler

<b>Termodinamik Özellikler</b>	<b>HOS</b>	<b>SOS</b>
$Q_a$ (kj h <sup>-1</sup> )	1340.579	1340.579
$Q_b$ (kj h <sup>-1</sup> )	151.720	487.882
$Q_c$ (kj h <sup>-1</sup> )	0.87	0.87
$Q_d$ (kj h <sup>-1</sup> )	0	0
$Q_e$ (kj h <sup>-1</sup> )	0	0
$Q_t=Q_{4,1}$ (kj h <sup>-1</sup> )	1493.169	1829.331
$h_1$ (kj kg <sup>-1</sup> )	189.02600	189.02600
$h_2$ (kj kg <sup>-1</sup> )	200.19071	200.19071
$h_3$ (kj kg <sup>-1</sup> )	57.88800	57.88800
$h_4$ (kj kg <sup>-1</sup> )	57.88800	57.88800
$s_1$ (kj kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	0.699960	0.699960
$s_2$ (kj kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	0.699960	0.699960
$s_3$ (kj kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	0.21792	0.21792
$s_4$ (kj kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	0.221568	0.221568
$T_1$ (K)	274	274
$T_2$ (K)	298.4574	298.4574
$T_3$ (K)	296	296
$T_4$ (K)	274	274
$P_1$ (MPa)	0.31940	0.31940
$P_2$ (MPa)	0.61814	0.61814
$P_3$ (MPa)	0.61814	0.61814
$P_4$ (MPa)	0.31940	0.31940
$v_1$ (m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup> )	0.054142	0.054142
$v_2$ (m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup> )	0.0298101	0.0298101
$v_3$ (m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup> )	0.0007596	0.0007596
$v_4$ (m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup> )	0.0080423	0.0080423
$X_4$ (%)	13.71	13.71
$m$ (kg h <sup>-1</sup> )	11.38624	13.94966
$Q_{4,1}$ (kj)	1493.169	1829.331
$Q_{2,3}$ (kj)	1620.293	1985.074
$W_{1,2}$ (kj)	127.124	155.743
$\epsilon_{so}$	11.746	11.746
$\epsilon_{is}$	12.746	12.746

## Sonuç

İspanağın havayla ve suyla ön soğutulması sırasındaki, buharlaştırıcının soğuk ortamdan kaldırması gereken ısı miktarı ( $Q_{4,1}$ ) suyla ön soğutma yönteminde 1829.331 kj, havayla ön soğutma yönteminde ise 1493.169 kj olarak hesaplanmıştır. Yoğuşturucunun sıcak ortama vermesi gereken ısı miktarı ( $Q_{2,3}$ ) ise suyla ön soğutma yönteminde 1985.074

kJ, havayla ön soğutma yönteminde ise 1620.293 kJ olarak bulunmuştur. Kompresörün adyabatik sıkıştırma sırasında yaptığı iş ( $W_{1,2}$ ) suyla ön soğutma sisteminde 155.743 kJ olarak hesaplanırken havayla ön soğutma yönteminde 127.124 kJ olarak hesaplanmıştır. Her iki soğutma sisteminin de soğutma katsayıları eşit bulunmuştur. Soğutma sistemlerine eşit miktarlarda yerleştirilen ıspanağın oda sıcaklığı olan 23°C'den soğutma sonrası istenen sıcaklık olan 1°C'ye kadar soğutulması sırasında soğuk ortamdan kaldırılması gereken ısı miktarı açısından suyla ön soğutmanın havayla ön soğutmaya göre daha fazla güç tükettiği belirlenmiştir.

## Kaynaklar

- Alibas-Ozkan, I., B. Akbudak and N. Akbudak. 2007. Microwave drying characteristics of spinach. *Journal of Food Engineering*, Vol.78(2):577-583.
- Alibaş, K. 1995. Termodinamik-II. Uludağ Üniversitesi Ziraat Fakültesi Ders Notları No:69. Bursa. s.126.
- Annamalai, K., I.K. Puri and M.A. Jog. 2001. *Advanced Thermodynamics Engineering (Computational Mechanics and Applied Analysis)*. CRC Press, 439 pp.
- Anonymous, 1989. Rapid cooling of horticultural produce a guide to system selection. <http://www.garlicworld.co.uk/grower/cooling/index.html>, (15.03.2004)
- Anonymous, 1991. Precooling Produce: Fruits & Vegetables. <http://www.oznet.ksu.edu/library/hort2/mf1002.pdf>, (17.03.2004)
- Anonymous, 1996. Precooling: Key Factor for Assuring Quality in New Fresh Market Vegetables Crops. <http://www.hort.purdue.edu/newcrop/proceedings1996/v3-521.html>, (31.10.2003)
- Anonymous, 1997. Air Precooling and Hydrocooling of Hayward Kiwifruit. [http://www.actahort.org/books/444/444\\_86.htm](http://www.actahort.org/books/444/444_86.htm), (10.11.2004)
- Anonymous, 2000. The Effects of Hydro-cooling and Plastic Packaging on the Shelf Life of Chinese Kale (Brassica alograba L.). <http://www.aciar.gov.au/system/files/node/2140/pr100chapter7.pdf>, (12.11.2005)
- Anonymous, 2001. Modelling Cooling Methods for Horticultural Produce. [http://www.actahort.org/books/566/566\\_71.htm](http://www.actahort.org/books/566/566_71.htm), (10.11.2004)
- Brosnan, T. and D.W. Sun. 2003. Influence of modulated vacuum cooling on the cooling rate, mass loss and vase life of cut lily flowers. *Biosystems Engineering*, Vol.86(1): 45-49.
- DeEll, J.R., C. Vigneault and S. Lemerre. 2000. Water temperature for hydrocooling field cucumbers in relation to chilling injury during storage. *Postharvest Biology and Technology*, Vol.18:27-32.
- Eastop, T.D. and A. McConkey. 1993. *Applied Thermodynamics for Engineering Technologist*. Pearson Prentice Hall, 715 pp.
- İşık, E. (1994). Vakum Soğutma Sistemlerinde İşletim ve Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesine Yönelik Model Çalışması. Doktora Tezi, (yayınlanmamış), Uludağ Üniversitesi, s. 134.
- Purahit, R.K. 2008. *Engineering Thermodynamics*. Scientific Publishers Journals Dept. India, 765 pp.
- Sonntag, R.E., C. Borgnakke and C.J. Van Wylen. 2003. *Fundamentals of Thermodynamics*, John Wiley and Sons, 794 pp.
- Soysal, Ç. and Z. Söylemez. 2005. Kinetics and inactivation of carrot peroxides by heat treatment. *Journal of Food Engineering*, Vol.68, 349–356.

- Sun, D.W. and L. Wang. 2000. Heat transfer characteristics of cooked meats using different cooling methods. *International Journal of Refrigeration*, Vol.23(7):508-516.
- Sun, D.W. and L. Wang. 2004. Experimental investigation of performance of vacuum cooling for commercial large cooked meat joints. *Journal of Food Engineering*, Vol.61(4): 527-532.
- Teruel, B., L. Cortez and L.N. Fo. 2001. A comparative study of the cooling of oranges using three cooling systems. *Revista Brasileira de Engenharia Agricola e Ambiental*, Vol.5(3):481-486.
- Toledo M.E.A., Y. Ueda, Y. Imahori and M. Ayaki. 2003. L-ascorbic acid metabolism in spinach (*Spinacia oleracea* L.) during postharvest storage in light and dark. *Postharvest Biology and Technology*, Vol.28(1):47-57.
- Wang, L. and D.W. SUN. 2001. Rapid cooling of porous and moisture foods by using vacuum cooling technology. *Trends in Food Science & Technology*, Vol. 12 (5-6):174-184.
- Yanishlieva-Maslarova, N. V. 2001. Inhibiting Oxidation. p.22-70. Editor: J. Pokorny. CRC Press LLC. Antioxidants in foods, Boca Raton, FL.
- Yavuzcan G. 1994. Ziraat Elektrifikasyon. Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Yayınları: 1342, Ders Kitabı: 390. Ankara. s.101-107.