



# ESKİŞEHİR İLİNDE R744 SOĞUTUCU AKIŞKANLI İKİ BUHARLAŞTIRICILI BİR SOĞUK HAVA DEPOSU TASARIMI

*Design of a Cold Storage Depot Using R744 as Refrigerant with Two Evaporators in Eskisehir*

Özge ALTUN  
Kıvanç ASLANTAŞ  
Engin SÖKMEN

## ÖZET

Dünyada artan nüfus yoğunluğu, iklim değişiklikleri insanların taze ve kaliteli yiyeceğe ulaşma olasılığını düşürmektedir. Günümüzde üretilen yiyeceklerin üçte biri besin ihtiyacı olan insanlara ulaşmadan çürümekte ve bozulmakta iken dünya nüfusunun üçte biri açlıkla mücadele etmektedir. Yiyeceğe ulaşamayan insan ve bozulan ürün oranları bu kadar yüksekken yiyeceklerin bozulmadan uzun süre depolandığı soğuk hava depoları ve soğuk zincirin bozulmadan yiyeceklerin dağıtım yerlerine ulaştırıldığı frigorifik araçların önemi bir kez daha vurgulanmalıdır. Soğutma sistemleri hem ürünlerin sağlıklı bir şekilde ihtiyaç yerlerine ulaşması hem de kullanılan soğutucu akışkanların çevreye olan etkileri nedeniyle dikkate alınması gereken bir konudur. Bu çalışmada farklı depolama sıcaklıkları gerektiren peynir ve dondurulmuş et için Eskişehir ilinde iki odalı bir soğuk hava deposunun soğutma yükleri hesaplanmıştır. Soğutucu akışkan olarak R744 seçilmiş ve Sıvı-Ejektörlü Transkritik Sistem ele alınmıştır. Sistem ekipmanlarının seçimleri hakkında bilgi verilmiş ve sistemin etkinlik katsayısı hesaplanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** R744, soğuk hava deposu, etkinlik katsayısı, sıvı-ejektör

## ABSTRACT

Increasing population density and climate change decrease the possibility of humans' reach to fresh and good quality food. At present time, while one third of the produced food rot or go off before it reaches the people in need, one third of the world population struggle against hunger. While the ratios of people who cannot reach food and food that rots are so high the importance of cold storage depot and refrigerating trucks that make the food distribution without breaking the cold chain possible must be emphasized one more time. Refrigerating systems must be taken into consideration both for the reason of transporting food products to the needy and the environmental affects of used refrigerants. In this study, amount of necessary cooling loads of a two room cold storage depot for cheese and frozen meat which need different storage temperatures in Eskisehir have been calculated. R 744 has been selected as refrigerant and Liquid-Ejector Transcritical System has been investigated. Information about selection of system equipment has been given and coefficient of performance of system has been calculated.

**Key Words:** R744, cold storage depot, coefficient of performance, liquid-ejector

## 1. GİRİŞ

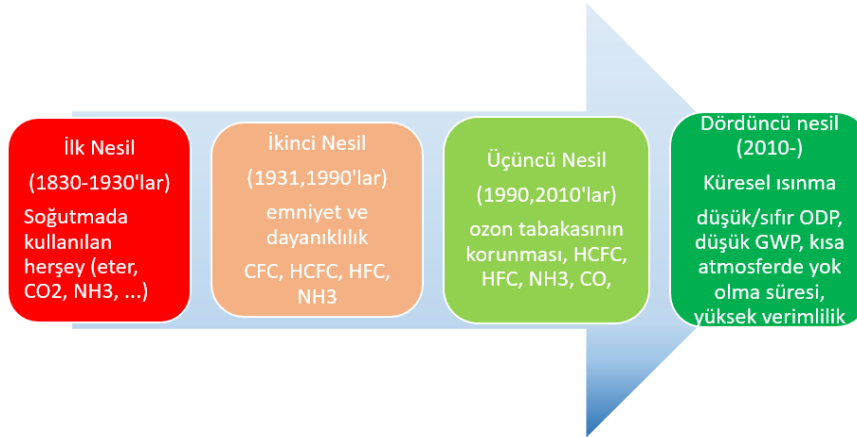
Ürünler bozulmadan ve çürümeden donma noktası üzerindeki sıcaklıklarda soğuk muhafaza yöntemi ile saklanır. Soğuk muhafazada ürünler kısa, geçici ve uzun süreli depolanabilir. Depolama periyotları ürün tipine ve depolama şartlarına bağlı olarak değişebilir. Elde edilen gıdalar soğuk hava deposuna konulmadan önce üzerlerinde barındırdıkları hasat edildikleri ortam ve güneş sıcaklığından kaynaklanan ısının alınması gerekmektedir. Bu işlem ön soğutma olarak adlandırılır ve ürünler 0-10 °C sıcaklığındaki ön soğutma işlemi uygulanır. Ancak uygulamada genellikle ön soğutma işlemi uygulamak yerine ürünlerin sıcaklıkları depolanacakları kısımda kademeli olarak düşürülür.

Ürünlerin bozulmadan tüketim yerlerine ulaştırılmasının yanında soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanların da çevreye etkilerinin dikkate alınması gerekmektedir. Soğutucu akışkanlar atmosfer tabakasında ömürleri tükenene kadar küresel ısınmaya sebep olmaktadır. Değişik türdeki soğutucu akışkanların atmosferdeki ömürleri de farklı olmaktadır [1,2].

Soğutma sistemlerinde ve iklimlendirme sistemlerinde CFC (kloroflorokarbon), HCFC (hidrokloroflorokarbon), HFC (hidroflorokarbon) soğutucu akışkanları yaygın olarak kullanılmaktadır. Calm [3] yapmış olduğu çalışmada soğutucu akışkanları dört nesle ayırmıştır (Şekil 1). İlk nesil soğutucu akışkanlar ilk 100 yıldaki en yaygın soğutucu akışkanlardır ve bilinen çözücü ve diğer uçucu sıvılardır. İkinci nesil soğutucu akışkanlarda ise güvenlik ve dayanıklılık ön plana çıkmıştır. Ancak yapılan çalışmalar sonucunda CFC türü soğutucu akışkanların ozon delme potansiyellerinin (ODP) ve küresel ısınma potansiyellerinin (GWP) yüksek olduğu anlaşılmıştır. Üçüncü nesil soğutucu akışkanlardan HCFC türü soğutucu akışkanların ozon delme potansiyelleri düşüktür, HFC türü akışkanların ise ozon delme potansiyelleri küresel ısınmaya bir miktar etkileri söz konusudur.

Kanada'nın Montreal kentinde 1987 yılında imzalanan Montreal Protokolü kapsamında Ozon tabakasının korunması ve sera etkisinin azaltılması amacıyla soğutucu akışkanların üretimi ve kullanımı kontrol altına alınmıştır. Bu protokolü Londra ve Kopenhag'da yapılan toplantılar izlemiş ve ODP ve GWP değerleri yüksek CFC soğutucu akışkanlarının kullanımı ve üretimiyle ilgili daha sıkı önlemler alınmıştır [4]. Küresel ısınma ve ozon tabakasında meydana gelen deformasyonlar nedeniyle çevreye verdiği zarar en düşük olan soğutucu akışkanların kullanılması yönünde çalışmalar hız kazanmıştır.

Dördüncü nesil soğutucu akışkanlar geçişin hız kazandığı bu dönemde soğutma sistemlerinin uygun boyutlandırılması, soğutucu akışkan miktarının doğru belirlenmesi çok önemlidir.

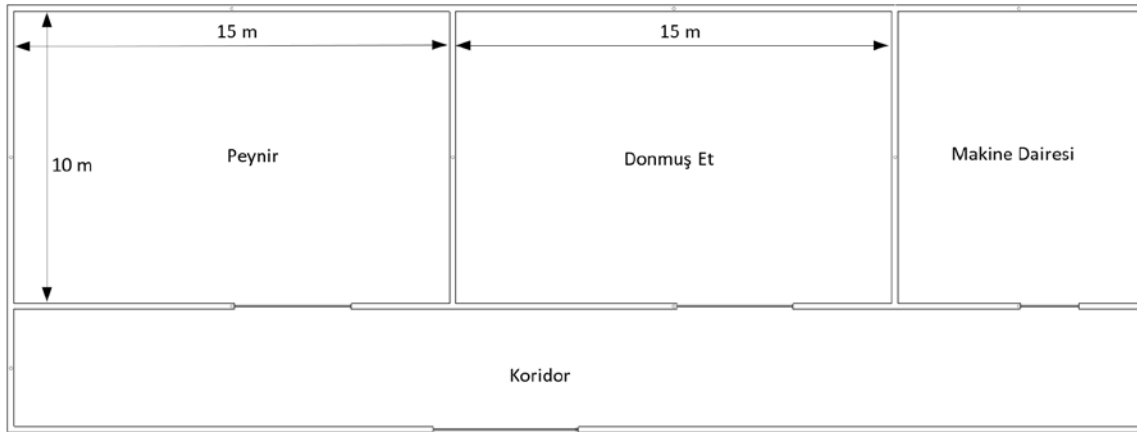


Şekil 1. Geçmişten bugüne soğutucu akışkanlar [3].

Bu çalışmada örnek bir soğuk hava deposunda bulunduğu şehre ve depolanacak ürüne bağlı olarak ısı kazancı hesaplanmış, soğutma sistemi tasarlanarak ekipmanlar seçimi yapılmıştır.

## 2. SOĞUK ODA HESAPLAMALARI

Eskişehir'de yapılacak olan bir soğuk hava deposunda peynir ve dondurulmuş et depolanacaktır. Deponun mimari projesi Şekil 2' de verilmiştir. Depo 100 mm kalınlıkta poliüretan sandviç paneller kullanılarak imal edilmiştir. Peynir yükleme miktarı 2000 kg/m<sup>2</sup> ve depolama yüzdesi %80'dir. Peynir depoya 25 °C' de gelecek ve 15 gün süreyle depolanacaktır. Donmuş et yükleme miktarı 250 kg/m<sup>2</sup> ve depolama yüzdesi %80'dir. Donmuş et 2 gün süreyle depolanacaktır. Soğuk odada günde 4 kişi 4'er saat süreyle çalışmaktadır ve odada 100 W gücünde 8 adet lamba bulunmaktadır. Soğuk odada 750 W gücünde 3 adet motor bulunmaktadır. Depo yüksekliği 4 m'dir.

**Şekil 2.** Örnek mimari proje

Verilen proje için Soğuk Oda Isı Kazançlarının hesaplanması gerekmektedir. Hesaplanan değerler Soğuk Hava Deposu Isı Kazançları Hesap Tablosuna yazılır. Projenin yapılacağı Eskişehir ili için soğutma yükünün en fazla olduğu yaz ayları için ortalama kuru, yaş termometre sıcaklıkları Tablo 1' den okunur. Kuru ve yaş termometre sıcaklıkları kullanılarak psikrometrik diyagramdan bağıl nem ve entalpi değerleri elde edilir ( $\phi = \% 44$ ,  $h_{dış} = 71.79$  kJ/kg).

**Tablo 1.** Şehirlerin yaz mevsiminde ortalama dış hava sıcaklıkları [5].

Şehir Adı	Kuru termometre	Yaş termometre	Şehir Adı	Kuru termometre	Yaş termometre
Erzincan	36	22	Sinop	30	25
Erzurum	31	23	Sivas	33	20
Eskişehir	34	24	Tekirdağ	33	25
Gaziantep	39	23	Tokat	29	20
Giresun	29	25	Trabzon	31	25

Peynir depolanacak oda için iç mahal muhafaza verileri Tablo 2'den okunur. İç ortam sıcaklık  $0$  °C ve bağıl nem  $\%70$  değerleri kullanılarak iç ortamın entalpi değeri psikrometrik diyagramdan  $h_{iç} = 6.6$  kJ/kg okunur. Benzer şekilde donmuş et depolanacak oda için (ortam sıcaklık değeri  $-18$  °C, bağıl nem  $\%90$ )  $h_{iç} = -16.4$  kJ/kg okunur.

**Tablo 2.** Gıda maddeleri için uzun süreli soğuk oda muhafazası verileri [5]

Gıda maddesi	Muhafaza sıcaklığı (°C)	Oda nemi (%)	Muhafaza süresi	İçindeki su miktarı (% ağırlık)	Donma noktası (°C)	Isınma ısısı, kJ/kg K		Donma ısısı kJ/kgK	Ön soğutma odaları için	
						Donmadan önce $C_1$	Donmadan sonra $C_2$		Soğutma süresi (saat)	Yükleme katsayısı
Et-donmuş	-18/-23	90-95	8-10A	-	-	-	1.59/1.71	200.97/234.4	-	-
Portakal	0/+9	85-90	3-12H	87	-1	3.76	1.92	291.83	22	1.43
Peynir	-1/+4	65-70	6-12A	30-60	-10/-15	2.09	1.3	125.61	-	-
Pırasa	0	95	1-3A	85	-0.7	3.68	1.92	285.13	18	1.43
Salatalık	+10/+13	90-95	10-14G	96	-0.5	4.06	2.05	321.56	24	1.0

Soğuk hava deposunun planı ve Tablo 3 göz önüne alınarak komşu hacim sıcaklıkları belirlenir (Tablo 4).

**Tablo 3.** Komşu Hacim ve Döşeme Sıcaklıkları ( $T_0$  Dış Tasarım Sıcaklığı) [5]

Komşu Hacim Tanımı	Sıcaklık (°C)
Toprak döşeme sıcaklığı (çok soğuk iklimler)	+7
Toprak döşeme sıcaklığı (soğuk iklimler)	+15
Toprak döşeme sıcaklığı (serin iklimler)	+20
Toprak döşeme sıcaklığı (sıcak iklimler)	+25
İklimlendirilen veya soğutulan komşu oda hacimleri	oda sıcaklığı
Toprak altında kalan klimasız, soğutulmamış hacimler ile toprakla temastaki duvarlar	$T_0 - 10$
İklimlendirilmeyen normal kullanma amaçlı hacimler	$T_0 - 5$
Cebri şekilde havalandırılmayan hacimler; depo, atölye, vd.	$T_0$
Kompresör makine dairesi (sulu kondenser)	$T_0$
Kompresör makine dairesi (havalı kondenser)	$T_0 + 5$
Mutfak, çamaşırhane, kazan dairesi, ısıtma santrali, vb.	$T_0 + 10$
Çok aşırı sıcak hacimler, aşırı ısı yayan yerler	$T_0 + 15$

**Tablo 4.** Komşu mahal sıcaklıkları

Mahal İsmi	Sıcaklık (°C)	Mahal İsmi	Sıcaklık (°C)
Makine Dairesi	34	Toprak Döşeme	20
Koridor	29	Tavan	29

### 2.1. Soğutulan hacmi çevreleyen duvar, döşeme ve tavandan iletim ve taşınım ile geçen ısı kazancı (Transmisyon ısı)

İletim ve taşınım ile olan transmisyon kazancı

$$Q_T = K \cdot A \cdot (T_d - T_i) \quad (1)$$

formülünden hesaplanmaktadır. Burada  $K$ , toplam ısı geçirgenlik katsayısı ( $W/m^2K$ ),  $A$ , yüzey alanı,  $T_d$ , dış ortam veya komşu hacim sıcaklığı ( $^{\circ}C$ ),  $T_i$ , iç ortam sıcaklığıdır ( $^{\circ}C$ ).

**Tablo 5.** Peynir depolanan oda için iletim ve taşınım ile olan ısı kazançları

I. İLETİM VE TAŞINIMLA OLAN ISI KAZANÇLARI (Duvar, Tavan, Döşeme)										
İşareti	En	Boy	Alan	Adet	Çıkarılan	Net Alan	K	$\Delta T$	Isı Gücü	Günlük Isı Kazancı
	(m)	(m)	(m <sup>2</sup> )		Alan (m <sup>2</sup> )	(m <sup>2</sup> )	(W/m <sup>2</sup> .K)	(°C)	(W)	(kJ/gün)
DD	15	5	75	1		75	0.22	34	561	48470.4
İD	10	5	50	1		50	0.22	-18	-198	-17107.2
İD	15	5	75	1		75	0.22	29	478.5	41342.4
DD	10	5	50	1		50	0.22	37	407	35164.8
Tavan	15	10	150	1		150	0.36	29	1566	135302.4
Döşeme	15	10	150	1		150	0.36	20	1080	93312
İletimle ve taşınım ile ısı kazancı (kJ/gün)										336484.8

Mimari proje esasları ve verileri kullanılarak soğuk hava deposu ısı kazançları hesap tablosunun 1. kısmı doldurulur (Tablo 5). Aynı işlemler tekrarlanarak dondurulmuş etin depolandığı bölüm için iletim ve taşınım ile olan ısı kazancı hesaplanmış ve 608990.4 kJ/gün bulunmuştur.

## 2.2. Soğutulan hacme dışarıdan daha yüksek sıcaklıkta havanın girmesiyle gelen ısı kazancı

Soğuk hava deposuna ürün yükleme-çıkarma gibi depo kapısının açılıp kapanması nedeniyle oluşan ek soğutma yükünün de hesaba katılması gerekmektedir. Bu ek soğutma yükü denklem (2)'den hesaplanmaktadır.

$$Q_i = \text{Hava değişimi} \times \text{oda net hacmi} \times (h_d - h_i) \times \rho_h \quad (2)$$

Burada  $\rho_h$ , depoya giren havanın yoğunluğu ( $\text{kg/m}^3$ ),  $h_d$ , dış havanın entalpisi ( $\text{kJ/kg}$ ),  $h_i$ , iç havanın entalpisidir ( $\text{kJ/kg}$ ). Hesaplanan ek soğutma yükü Tablo 6'da verilmiştir.

**Tablo 6.** Hava değişiminden olan ısı kazancı

II. HAVA DEĞİŞİMİNDEN OLAN ISI KAZANCI	Dış hava entalpisi, (kJ/kg)	71.79	
	İç hava entalpisi, (kJ/kg)	6.6	
Oda hacmi x Yoğunluk x (hd-hi)x(defa değişim / 24 saat)			149345

Etin depolandığı bölüm için hava değişiminden olan ısı kazancı 152121.4 kJ/gün bulunmuştur

## 2.3. Soğutulan hacme konulan ürünlerin ısı

Depoya koyulan peynir donma noktası üstündeki sıcaklığa kadar soğutulacaktır ve bunun için gerekli olan soğutma yükü;

$$Q_{DÜ} = \frac{m \times C_1 \times (t_2 - t_1)}{\text{Soğutma zamanı}} \times \text{Yükleme katsayısı} \quad (3)$$

denklemini kullanarak hesaplanmıştır (Tablo 7).

**Tablo 7.** Ürünlerden gelen ısı kazancı

III. ÜRÜNLERDEN GELEN ISI KAZANÇLARI							
Isı cinsi	Ürün cinsi	Ağırlık	$\Delta T$	Özgül ısı	Süre	Isı Gücü	Günlük Isı Kazancı
		(kg)	(°C)	Solunum Isı	(Saat)	(W)	(kJ/gün)
Don.nok.üstü	Peynir	16000	25	2.09	24	9675.92593	836000
Ürünlerden gelen toplam ısı kazancı (kJ/gün)							836000

Et donmuş halde depoya gelmekte ve derin soğutma yapılacaktır. Et depolanan oda için ürünlerden gelen ısı kazancı 1728000 kJ/gün bulunmuştur.

## 2.4. Soğutulan hacmin içerisindeki ek ısı kazançları

Soğuk hava deposunda çalışan insanlar, kullanılan lamba ve motorlardan gelen ek ısı kazancı ve cihaz seçiminde kullanılacak saatlik ısı yükü Tablo 8'de verilmiştir.

**Tablo 8.** Diğer ısı kazançları

IV. ODA İÇİNDEKİ DİĞER ISI KAZANÇLARI			
		Isı Gücü	Günlük Isı Kazancı
		(W)	(kJ/gün)
a) İnsan		183	15811.2
b) Aydınlatma		133.333333	11520
c) Motor		2250	194400
d) Elektrik defrost			
e) Sıcak gaz defrost			
f) Diğerleri			
<b>Diğer toplam ısı kazancı (kJ/gün)</b>			221731.2
			1543561
Bilinmeyen ısı kazançları için (%10) ilave			154356.1
<b>GÜNLÜK TOPLAM ISI KAZANCI (kJ/gün)</b>			1697917.1
Soğutma cihazlarının seçiminde esas alınacak saatteki ısı yükü:			
(Günlük Toplam Isı Kazancı) / (Günlük Çalışma Saati : 20 saat)		84895.855kJ/gün	23.5822 kW

Donmuş et depolanan oda için diğer ısı kaynaklarından gelen ısı kazancı 221702.4 kJ/gün'dür. Yapılan hesaplamalar sonucunda peynir depolanacak olan oda için buharlaştırıcı kapasitesi 23.6 kW, donmuş et depolanan oda için ise 41.4 kW olarak belirlenmiştir.

Yapılan hesaplamalar sonucunda her bir oda için buharlaştırıcı sıcaklığı ve soğutma kapasiteleri Tablo 9'da özetlenmiştir.

**Tablo 9.** Soğuk hava deposu için buharlaştırıcı sıcaklığı ve soğutma kapasitesi

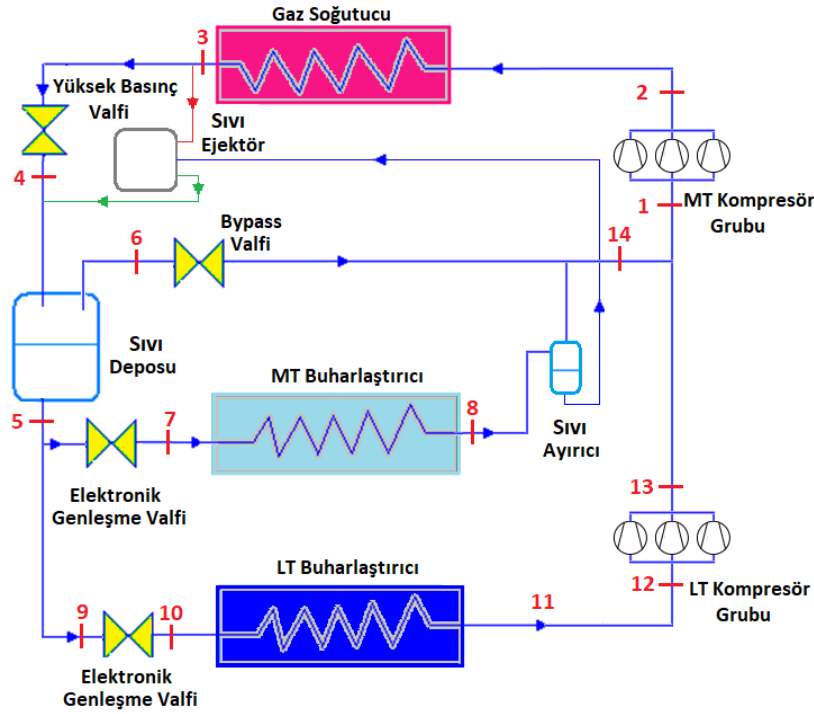
Ürün Cinsi	Depolama Alanı Sıcaklığı (°C)	Buharlaştırıcı Sıcaklığı (°C)	Soğutma Yüğü (kW)
Peynir	0.0	-8.0	24.0
Dondurulmuş Et	-18.0	-30.0	41.0

### 3. SOĞUTUCU AKIŞKAN OLARAK R744 KULLANILMASI DURUMUNDA SOĞUTUCU EKİPMAN SEÇİMİ

Soğutma yükü hesabı yapılan depo, Eskişehir bölgesinde bulunması, dış hava ortalama sıcaklık değerinin; R744 kritik nokta olan +31°C /73.6 bar'lık değer üzerinde bulunması ve seçimi yapılan soğuk odalarının kapasitelerinin düşük olması nedeni ile sıvı ejektörlü transkritik R744 çevrimi seçilmiştir. Depoda kullanılmak üzere ön görülen soğutma çevriminin şematik diyagramı Şekil 3'te verilmiştir.

Tasarlanacak olan sistemde, iki farklı sıcaklıkta ürün depolanması nedeniyle iki buharlaştırıcı kullanılmaktadır. Düşük sıcaklık buharlaştırıcı (LT) sıcaklığı -30 °C, ikinci buharlaştırıcı sıcaklığı (MT) ise -8 °C'dir. Gaz soğutucuda sabit basınçta çevreye ısı vererek sıcaklığı düşen soğutucu akışkanın bir kısmı yüksek basınç valfine bir kısmı ise sıvı ejektöre gelmektedir. Yüksek basınç valfinden basıncı ve sıcaklığı azalan soğutucu akışkan sıvı deposuna gelir. Sistemde yer alan sıvı deposu LT kompresör grubunun çıkışında soğutucu akışkanın kızgınlığını alarak doymuş buhar fazında MT kompresör grubuna gönderir. Sıvı deposundan çıkan sıvı fazındaki soğutucu akışkan LT ve MT buharlaştırıcılarına girer ve soğutulacak olan ortamlardan ısı alarak buharlaşır. LT buharlaştırıcı çıkışındaki kızgın buhar LT kompresör grubunda, MT Kompresör grubu emme basıncına sıkıştırılır. MT buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan sıvı ayırıcı (emme akümülatörüne) gelir. Sıvı ayırıcıdan (emme akümülatörü) çıkan gaz fazındaki soğutucu akışkan, sıvı deposundan ve LT kompresör grubundan gelen soğutucu akışkanla karışarak MT kompresör grubuna girer ve gaz soğutucu

basıncına sıkıştırılır. Sistemde düşük basınçlı buhar fazındaki soğutucu akışkanın plazma fazına geçmesini engellemek için sıvı ejektör sistemi kullanılmaktadır. Sıvı ejektörü, sıvıyı emme akümülatöründen alıp sıvı deposuna geri döndürmek üzere optimize edilmiştir.



Şekil 3. Sıvı ejektörlü çevrim şeması [6]

Bir sıvı ejektör sisteminde, buharlaştırıcılar çok düşük aşırı kızdırma ile çalışırlar ve sistemde bulunan sıvının bir kısmı emme akümülatörüne geri döndürülür. Uyarlamalı Sıvı Kontrolü (ALC) algoritmasına sahip uygun ve akıllı kontrol ünitesinin desteğiyle buharlaştırıcı, daha yüksek emiş basıncında ve daha verimli çalışır. Böylece kompresörlerdeki enerji tüketimini azaltır.

Soğutma sistemi için buharlaştırıcı sıcaklıkları dikkate alınarak sistemde kullanılacak olan LT ve MT kompresör grupları seçilmiştir. Seçimi yapılan LT ve MT kompresör gruplarına ait özellikler Tablo 10'da verilmiştir.

Tablo 10. Seçimi yapılan orta ve düşük sıcaklık kompresör özellikleri [7]

	Düşük Sıcaklık Kompresörü (LT)	Orta Sıcaklık Kompresörü (MT)
Buharlaştırıcı kapasitesi	46.6 kW	19.74 kW
Gaz soğutucu kapasitesi		116.7 kW
Kütleli debi	732 kg/h	697 kg/h
Toplam kızdırma	9.95 K	17.47 K

Dondurulmuş etin depolandığı soğuk oda için 20 kW soğutma kapasitesine sahip iki adet buharlaştırıcı kullanılması planlanmıştır. Kullanılması planlanan buharlaştırıcıların özellikleri Tablo 11'de verilmiştir.

**Tablo 11.** Seçimi yapılan LT buharlaştırıcı özellikleri [8]

Hava Tarafı	Giriş	Çıkış	Akışkan Tarafı	
Kuru Termometre sıcaklığı	-18 °C	-21,9 °C	Buharlaşma sıcaklığı	-30.0 °C
Bağıl Nem	% 95	%100	Yoğuşma sıcaklığı	-8.0 °C
Hacimsal Debi	11456 m <sup>3</sup> /h	11277 m <sup>3</sup> /h	Aşırı Soğutma	10.0 °C
			Kızgınlık derecesi	7.8 °C
			Kütlesel debi	248 kg/h

Peynirin depolandığı MT odası için seçimi yapılan buharlaştırıcı özellikleri ise Tablo 12'de özetlenmiştir.

**Tablo 12.** Seçimi yapılan MT buharlaştırıcı özellikleri [8]

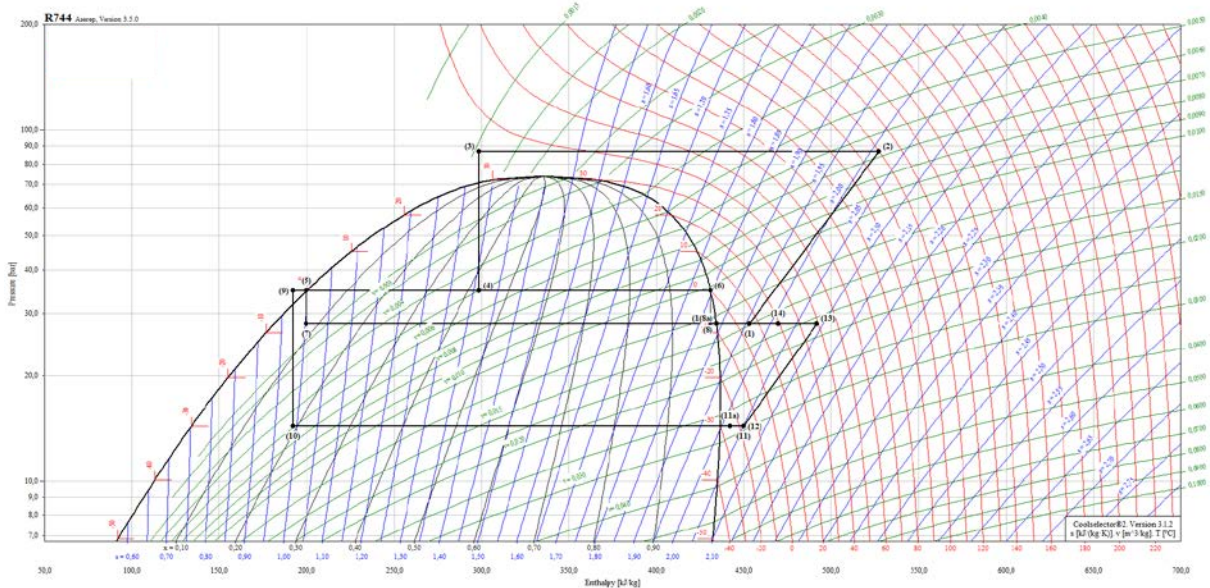
Hava Tarafı	Giriş	Çıkış	Akışkan Tarafı	
Kuru Termometre sıcaklığı	0.0 °C	-3.9 °C	Buharlaşma sıcaklığı	-8.0 °C
Bağıl Nem	% 85	%95.53	Yoğuşma sıcaklığı	27.0 °C
Hacimsal Debi	10354 m <sup>3</sup> /h	10194 m <sup>3</sup> /h	Aşırı Soğutma	10.0 °C
			Kızgınlık derecesi	5.2 °C
			Kütlesel debi	408 kg/h

Tasarlanan soğutma sisteminde kullanılacak olan sıvı ejektör, yüksek basınç valfi ve gaz bypass valfi seçim parametreleri Tablo 13'te verilmiştir.

**Tablo 13.** Seçimi yapılan ejektörün çalışma şartları [6]

	LT	MT	MT	MT
Soğutma kapasitesi	41 kW	24 kW	24 kW	24 kW
Buharlaşma sıcaklığı	-30 °C	-8.0 °C	-8.0 °C	-8.0 °C
Aşırı kızdırma	5.0 °C			

Ekipman seçimi tamamlanarak tasarlanan soğuk hava deposu soğutma sistemine ait P-h diyagramı Şekil 4'te verilmiştir.

**Şekil 4.** Sisteme ait Ln P-h diyagramı.



Çevrime ait noktaların sıcaklık, basınç ve entalpi değerleri Tablo 14'te özetlenmiştir.

**Tablo 14.** Çevrime ait noktalar

Noktalar	Sıcaklık [°C]	Basınç [bar]	Entalpi [kJ/kg]
1	5.7	28.4	453.3
2	109.8	86.77	527.5
3	34.0	86.77	298.7
4	0.0	34.86	298.7
5	0.0	34.86	200.0
6	0.0	34.86	431.1
7	-8.0	28.04	200.0
8a	-8.0	28.04	434.6
8	-8.0	28.04	434.6
9	-3.2	34.86	192.3
10	-30.0	14.30	192.3
11a	-25.0	14.30	442.2
11	-17.7	14.30	449.9
12	-17.7	14.30	449.9
13	39.1	28.04	491.9
14	19.4	28.04	469.9

LT ve MT buharlaştırıcılarından geçen soğutucu akışkan miktarları sırasıyla 0.2033 kg/s ve 0.1936 kg/s'dir. Düşük sıcaklık (LT) kompresör grubunun kapasitesi, sisteme ait P-h diyagramından okunan kompresör giriş ve çıkış entalpi değerleri ve soğutucu akışkan kütleli debi değerleri kullanılarak Denklem (4)'ten elde edilmiştir.

$$\dot{W}_{LT} = \dot{m}_{LT}(h_{13} - h_{12}) \quad (4)$$

$$\dot{W}_{LT} = 8.54 \text{ kW} \quad (5)$$

MT kompresör grubunun kapasitesi Denklem (6)'dan;

$$\dot{W}_{MT} = \dot{m}_{MT}(h_2 - h_1) \quad (6)$$

$$\dot{W}_{MT} = 14.4 \text{ kW} \quad (7)$$

bulunur.

Sistemin etkinlik katsayısı;

$$COP = \frac{\dot{Q}_{LT} + \dot{Q}_{MT}}{\dot{W}_{LT} + \dot{W}_{MT}} \quad (8)$$

$$COP = 4.2$$

elde edilir.

## SONUÇ

Soğuk hava deposu soğutma yükü; depolanacak ürün, depolama şartları ve deponun bulunduğu yerin dış ortam özelliklerine bağlıdır. Bu çalışmada ilk önce, depolanma sıcaklığı düşük olan iki farklı ürünün depolanacağı bir soğuk hava deposu için soğutma yükü hesabı yapılmıştır. Sistemde kullanılacak soğutucu akışkan olarak zehirli olmayan, doğal, Küresel Isınma Potansiyeli (GWP) bir ve Ozon Tüketim Potansiyeli (ODP) sıfır olan R744 seçilmiştir.

Ürünlerin depolanacağı sıcaklıkların birbirinden farklı olması nedeniyle iki buharlaştırıcılı ve iki kompresörlü soğutma sistemi seçimi yapılmıştır. Bu kapsamda, seçilen soğutucu akışkan R744'ün kritik nokta üzerinde verimli bir şekilde çalışması amacıyla tasarlanan Sıvı-Ejektörlü Transkritik Sistem ele alınmıştır. Hesaplanan soğutma yükleri ile seçilen soğutucu akışkana uygun olarak sistemi oluşturan kompresör, buharlaştırıcı, yüksek basınç valfi, gaz bypass valfi ve ejektör seçimi yapılmıştır. Daha sonra sistemin etkinlik katsayısı hesaplanmıştır.

Tasarımı yapılan bu sistem ile soğutucu akışkan olarak kullanılan R744'ün kritik nokta üzerindeki çalışma ortamlarında etkin ve güvenilir bir soğutma yapılabileceği görülmüştür. Ayrıca bu çalışma ile literatürde çok fazla yer almayan R744 soğutucu akışkanlı sistemde kullanılacak olan ekipman seçimine katkı sağlayacağı değerlendirilmektedir.

## KAYNAKLAR

- [1] BULGURCU, H., KON, O., İLTEN, N., “Soğutucu Akışkanların Çevresel Etkileri İle İlgili Yeni Yasal Düzenlemeler Ve Hedefler”, VII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, Sayfa: 915-928, İzmir, 2007.
- [2] ÖZKOL, N., “Soğutucu Gazların Kullanımı”, KOSGEB-MEB Soğutma Sektöründe Meslek Geliştirme Eğitimleri Projesi, Sayfa:1-5, Ankara, 2004
- [3] CALM, J., M., “The Next Generation of Refrigerants-Historical Review, Considerations, and Outlook”, International Journal of Refrigeration, Vol.31 (7), Pages:1123-1133, November 2008.
- [4] ÖZKOL, N., “Uygulamalı Soğutma Tekniği”, TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayın No : 115, Ankara, Nisan-1999.
- [5] BULGURCU, H., “Soğutma Sistemleri”, TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayın No : MMO / 645, 2015, İstanbul.
- [6] <https://www.danfoss.com/en/search/query=ejector>
- [7] Bitzer-Software, <https://www.bitzer.de/websoftware>, 07.01.2019
- [8] Friterm Product Selection Software 6.2.0.2, 2018

## ÖZGEÇMİŞ

### Özge ALTUN

1977 yılı Eskişehir doğumludur. 1998 yılında Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun olmuştur. Aynı üniversitede 2001 yılında Yüksek Lisans ve 2007 yılında Doktora eğitimini tamamlamıştır. 1998-2013 yılları arasında Araştırma Görevlisi, 2013-2018 yılları arasında Yrd. Doç Dr. olarak görev yapmıştır. Halen aynı üniversitede Makine Mühendisliği Bölümünü Enerji Anabilim Dalında Doçent Dr. olarak görev yapmaktadır. Soğutma, Termal Bariyer Kaplamalar, Gaz Türbinleri, Isı Transferi konularında ulusal ve uluslararası makale ve bildiri çalışmaları bulunmaktadır. Evli ve iki çocuk annesidir.

**Kıvanç ASLANTAŞ**

1976 yılı İzmir doğumludur. 1998 yılında Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun olmuştur. Aynı üniversitede 2001 yılında Yüksek Lisans eğitimini tamamlamıştır. Yüksek lisans eğitimi süresince Eskişehir’de mekanik tesisat ve doğlagaz hattı Proje Mühendisliği yapmış ve askerlik görevinin 1010ncu Ordudonatım Ana Tamir ve Bakım Fabrikası’nda Proje Mühendisi olarak tamamlamıştır. 2002 yılı sonrasında İzmir ve İstanbul’da ulusal ve çok uluslu firmalarda Proje, Satış Sonrası Hizmetler ve Satış yöneticiliği yapmış olan Aslantaş, doğal soğutkanlar ve CO<sub>2</sub>’nun soğutmada kullanımı ve yaygınlaşması konularında 2005 yılından bu yana çalışmalarda bulunmaktadır. Evli ve iki çocuk babasıdır.

**Engin SÖKMEN**

1978 yılı İzmir doğumludur. 2001 yılında Ege Üniversitesi Ege Meslek Yüksek Okulu İklimlendirme ve Soğutma Bölümünden mezun olmuştur. 2006 yılı itibari ile İzmir ve İstanbul’da ulusal ve çok uluslu firmalarda Satış, Proje ve Üretim bölümlerinde sorumluluk yapmış olan Sökmen, 2014 yılı itibari ile Danfoss Türkiye Soğutma Bölümünde Gıda ve Perakende Satış Mühendisi olarak görevine devam etmekte ve TMA bölgesinde CO<sub>2</sub>’li soğutma sistemlerinin eğitim ve teknik desteğinden sorumludur. Evli ve bir çocuk babasıdır.