
ISI POMPASI DESTEKLİ KURUTMA SİSTEMLERİNDE BY-PASS ORANININ KURUTMA PERFORMANSINA ETKİSİNİN DENEYSEL ANALİZİ

*Nurettin YAMANKARADENİZ**

*Salih COŞKUN**

*Bilsay PASTAKKAYA***

*Muhiddin CAN****

Özet: Bu çalışmada R134a soğutucu akışkan kullanılan prototip bir kapalı sistem ısı pompası destekli kurutucu deney düzeneği tasarlandı ve test edildi. İki farklı hız için by-pass oranının sistem performansına etkisi incelendi. Sistem performansına etki eden parametreler, ısı pompası ısıtma tesir katsayısı (ITK_{ip}), tüm sistemin ısıtma tesir katsayısı (ITK_{sis}) ve özgül nem çekme oranı (SMER) hesaplandı. Deneysel sonuçlarda, by-pass oranı % 50'den fazla olduğu durumlarda ITK ve SMER değerlerinin azaldığı görüldü. ITK ve SMER değerleri yaklaşık % 50 by-pass oranına kadar arttığı ve daha sonra hızla azaldığı görüldü. Maksimum ITK_{ip} , ITK_{sis} , SMER değerleri yaklaşık olarak 4.8, 3.2 ve 3.5 kg/kWh olarak elde edildi. Ayrıca hava debisinin artırılmasının sistem performansını iyileştirmediği gözlemlendi. Çünkü yüksek hava debilerinde fanın tükettiği güç değeri de fazla olduğundan dolayı ITK_{sis} değeri olumsuz yönde etkilendi.

Anahtar Kelimeler: Kurutucu, kurutma, ısı pompası, ısı pompası destekli kurutucu

Experimental Analysis of the By-Pass Air Ratio Effect on the Drying Performance at the Heat Pump Assisted Dryer Systems

Abstract: In this study, a prototype, closed loop heat pump-assisted dryer (HPD) system with the refrigerant R134a was designed, and tested. The effects of by-pass air ratio (BAR) for two different air flow rates on the system's performance were investigated. The system performances were evaluated in terms of the heat pump performance (COP_{hp}), the performance of all systems (COP_{sys}) and specific moisture extraction rate (SMER). The experimental results showed that bypassing the air more than 50% reduced the COP and SMER values. The COP and SMER values remained nearly constant up to the BAR of 50% and then sharply decreased. The maximum COP_{hp} , COP_{sys} and SMER values were obtained as 4.8, 3.2 and 3.5 kg/kWh, respectively. It was also observed that increasing the air flow rate did not improve the performance of the system. Because, the consumption of the fan was also high, so ITK_{sis} affected negatively.

Keywords: Dryer, drying, heat pump, heat pump-assisted dryer

* Uludağ Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Y.Okulu, İklimlendirme Soğutma Programı, Görükle 16059, Bursa.

** Uludağ Üniversitesi Orhangazi Meslek Yüksek Okulu, Makine Programı, Orhangazi 16800, Bursa.

*** Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Görükle 16059, Bursa.

İletişim Yazarı: N. Yamankaradeniz (nurettinyamankaradeniz@hotmail.com)

1. GİRİŞ

Son yirmi yıllık süreçte, fosil yakıtların ciddi boyutlarda tüketilmesi iklim değişikliği gibi çevresel sorunların yanı sıra, enerji kaynaklarının azalmasına ve pahalılaşmasına sebebiyet vermiştir. Bu durum çevresel ve enerji verimliliği ile ilgili yeni yaklaşımların gelişmesine neden olmuştur. Yeni ekipman dizaynı son zamanlardaki çevresel ve enerji politikasına mutlak uyumluluk göstermektedir. Ayrıca, bu yüzden gelişen pazar ve endüstriyelleşme, yeni ürünlerin üretim kalitesinin tüketicinin istekleriyle uyumlu olmasını zorunlu kılmaktadır (Alves ve diğ., 1998). Bu yeni gereksinimler ve enerji tüketiminin en iyi şekilde kullanılması, kurutma metodlarında ve kurutucu dizaynında yeni teknolojik talepler ortaya koymuştur. Endüstride kurutma işlemi en fazla enerji yoğunluğunun olduğu işlemlerden birisidir, öyle ki bütün endüstriyel enerji kullanımının % 15'ine yaklaşık olarak tekabül eder (Chua ve diğ., 2001). Bir çok endüstriyel kurutma alanları ise enerji israfının yapıldığı başlıca yerlerdir (Ogura ve diğ., 2005). Isı pompalı destekli kurutucu sistemleri endüstride uzun zamandan beri kullanılmakta olup, son zamanlarda tekstil, gıda ve sanayinin diğer branşlarında da etkin olarak kullanılmaktadır.

Isı pompalı kurutucuların diğer klasik tipteki kurutuculara göre ürün kalitesi, kurutma zamanı ve enerji verimliliği açısından ciddi avantajları olduğu görülmüştür. İncelenilen literatür çalışmalarında, bu durum açık bir şekilde ortaya konmaktadır. Ameen ve Bari (2004) yaptığı çalışmada, giysi kurutmasında ısı pompası destekli kurutma sisteminin klasik kurutucuya göre % 32.9 ve doğal kurutmaya göre %20.5 oranında daha fazla kurutma oranı sağladığı gözlemlenmiştir. Adapa ve Schoenau (2005), ısı pompası destekli sürekli akışlı kurutma sistemlerinin enerji verimliliği üzerine çalışmışlardır. Bu çalışma sonunda ısı pompalı kurutucuların geri dönüşümünden % 22'den fazla enerji verimi ve elektrikli bobin ısıtıcılı klasik kurutuculara göre % 65 oranında kurutma zamanının düştüğü görülmüştür. Bannister ve diğ. (2002) yaptıkları çalışmada, ısı pompalı destekli kurutucunun klasik sıcak hava kurutucusuna göre 2 kat daha büyük enerji verimliliği sağladığını görmüşlerdir. Örneğin, kereste kurutulmasında ısı pompası destekli kurutucu, gaz, kömür ve fuel oil kullanılan sıcak hava kurutucularıyla karşılaştırıldığında % 42 ile % 45 arasında enerji tasarrufu sağladığı görülmektedir. Bir başka çalışmada ise; Hawlader ve diğ. (2006) soğan dilimlerini ısı pompalı sistemle kurutmuş ve klasik sistemle karşılaştırdıklarında % 30 oranında enerji tasarrufu sağlanmasının yanında en iyi ürün kalitesini elde etmişlerdir. Kong Hoon Lee ve Ook Joong Kim (2009) tarafından yapılan çalışmada, ısı pompası çevrimi ve kurutma işleminin simülasyonu yoluyla kurutucu dizayn parametrelerini ortaya koymuşlardır. Isı pompası çevriminin İTK değerini incelemek için, kurutma işleminin MER (Nem çekme oranı, kg/h) ve SMER oranları, buharlaştırıcı kurutma oranı, sıcaklık ve bağıl nem değerleri hesaplanmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak yapılan çalışma sonucunda ısı pompası ile gerçekleştirilen kurutma, hava ısıtıcı ile yapılan kurutmaya göre 1-1.5 kat fazla süre gerektirmektedir. Isı pompalı kurutucunun SMER oranı sıcak hava kurutucusuna göre 3 kat daha fazla olduğu ve ısı pompalı kurutucunun sıcak hava kurutucusuna göre % 58.9-69.5 arasında enerji tasarrufu sağladığı görülmüştür.

Kurutma uygulamalarında verimlilik ve ürün kalitesi açısından optimum sonuçlar elde etmek için kurutma havasının nemini düzenlemek gerekmektedir. Bu uygulamalardan bir tanesi kurutma havasını buharlaştırıcı üzerinden by-pass etmektir. Isı değiştirici olarak kullanılan buharlaştırıcı, havadaki gizli ısıyı geri kazandığı için, buharlaştırıcı üzerinden geçen hava akışındaki değişimler ısı pompası performansını etkiler (Geeraert, 1976). Buharlaştırıcı üzerinden by-pass edilen hava oranlarıyla ilgili incelen literatür çalışmaları by-pass hava oranının önemini ortaya koymaktadır. Acharyaviriya ve diğ. (2000), açık döngülü kurutucu, kapalı döngülü kurutucu ve kısmen kapalı döngülü kurutucunun performanslarını araştırmışlar ve ısı

pompası destekli kurutucunun matematik modelini geliştirmişlerdir. Bu çalışmaya göre bütün ısı pompalı destekli kurutma sistemlerinde BYO artıkça ITK değerinin düştüğünü tespit etmişlerdir. Oktay (2003), ısı pompası destekli bir kurutucunun performansına etkileyen parametreleri araştırmıştır. By-pass hava oranı, toplam hava debisi ve egzoz debisinin sistemin performansını etkileyen anahtar parametreler olduğunu belirtmiştir. Chua ve diğ. (2005), tarafından yapılan çalışmada, buharlaştırıcıdan geçen by pass hava oranının artması sonucunda düşük ısı geri kazanımı olduğu görülmüştür. Örneğin her % 20'lik by-pass oranının artırılması sonucunda by-pass oranının % 40' dan sonraki değerlerinde ısı geri kazanımında 0.6 ve 0.8 kW ısıya denk gelen düşüşler görülmüştür. Yine aynı çalışmada by pass oranı arttıkça SMER oranı azalmıştır. Qi-Long Shi (2008), tarafından yapılan çalışmada, istavrit balığının (*Trachurus japonicus*) kurutma işleminin karakteristik özelliklerinin incelenmesi için ısı pompası destekli kurutma sistemi tasarlanmıştır. İstavrit için yüzey yük etkileri, kurutma hava sıcaklığı, Sodyum klorür (NaCl) içeriği, buharlaştırıcı by- BYO ve hava hızı incelenmiştir. Deneysel sonuçlara göre, by- pass oranı ile ilgili olarak BYO oranı 0.6 ile 0.8 arasında maksimum SMER oranı elde edilmiştir. U. Teeboonma ve diğ. (2003), tarafından yapılan çalışmada, ısı pompası destekli meyve kurutucuların optimum çalışma koşulları ve maliyetlerini düşürme açısından incelenmesi gereken en önemli faktörlerin, çevrim havası miktarı, buharlaştırıcı by-pass hava oranı, hava akış oranı ve kurutma havası sıcaklığı olduğu belirtilmiştir. Ayrıca yapılan bu çalışmada, papaya ve mango glase meyvelerinin ısı pompası destekli kurutucu ile kurutulması hem deneysel hem de matematik model sonuçları açısından incelenmiştir. Başlangıç nem içeriği, boyut analizi ve ürünlerin difüzyon katsayılarının etkileri optimum ısı pompası destekli kurutucu koşulları açısından incelenmiştir. Sonuçlara göre, iki ürünün optimum koşulları birbirinden farklı çıkmıştır. Bunun sebebi ise optimum hava akış oranı ve by-pass oranından kaynaklanmıştır. Sonuç olarak ürünün fiziksel özelliklerinin hava akış miktarı ve by-pass oranından ciddi şekilde etkilendiği saplanmıştır. Bir başka çalışmada ise, Clement ve diğ. (1993), SMER oranının optimum oranı için buharlaştırıcı by-pass hava oranı % 60-70 aralığında olması gerektiğini tavsiye etmişlerdir.

Bu çalışmada ise; tasarlanmış ısı pompası destekli bir kurutma tesisatı üzerinde buharlaştırıcı üzerinden by-pass edilen hava oranı incelenerek, kurutma verimine etkisi incelenmiştir.

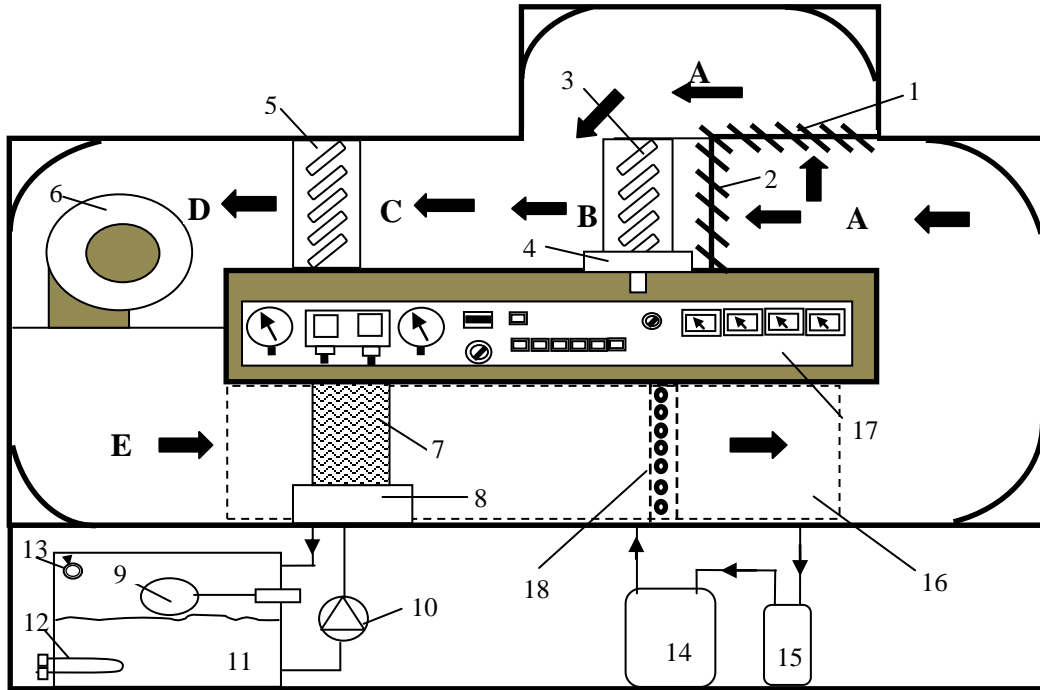
2. METERYAL ve YÖNTEM

Bu çalışma için kapalı döngü bir ısı pompası destekli kurutucu test ünitesi tasarlanmıştır (Şekil 1 ve 2). Bu ünite üzerinde farklı hava debilerinde farklı by-pass oranlarının sistem performansı üzerine etkileri araştırılmıştır. Tasarlanan bu deney tesisatında hava, kapalı bir kanal sistemi içinde radyal bir fan yardımıyla dolaşmaktadır ve kurutma işlemi esnasında dışarıdan herhangi bir taze hava beslemesi yapılmamaktadır.

Bu kurutma ünitesi; ısı pompası, fan, kanal sistemi ve kurutma odasından oluşmaktadır. Isı pompasının temel elemanlarından buharlaştırıcı ve yoğuşturucu gibi elemanlar, kanal sisteminin içerisine yerleştirilirken, kompresör, akümülatör, sıvı deposu gibi elemanlar ise kanal sistemi dışına yerleştirilmişlerdir. Isı pompası devre şeması Şekil 3'de gösterilmektedir.



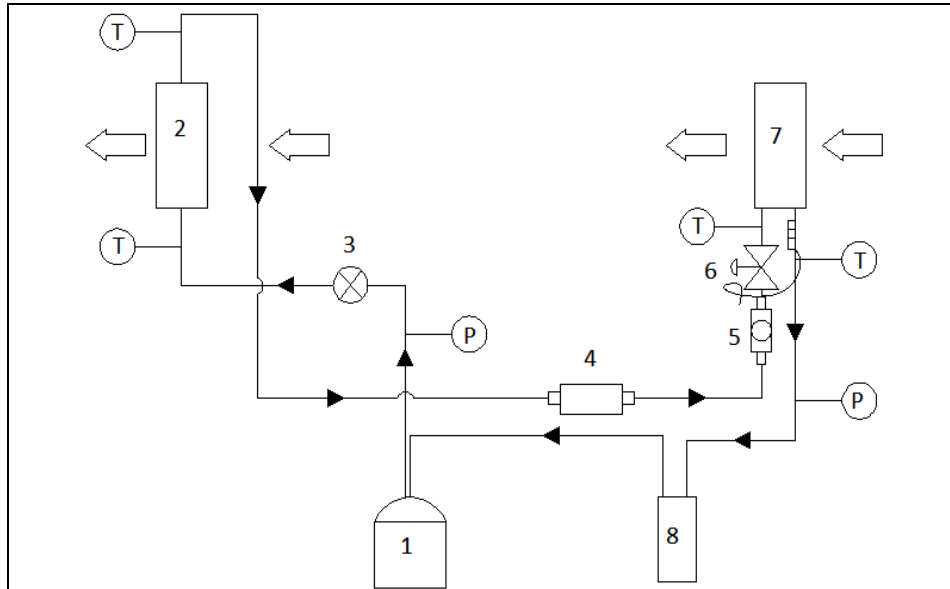
Şekil 1:
Isı pompası destekli kurutma ünitesi deney ünitesi



Şekil 2:
Isı pompası destekli kurutma ünitesi şematik resmi

1.By-pass damperi, 2.Buharlaştırıcı önü damperi, 3.Buharlaştırıcı, 4.Yoğuşma kabı, 5. Yoğuşturucu, 6. Radyal fan, 7. Nemlendirme petekleri, 8. Su haznesi, 9. Şamandıra, 10. Sirkülasyon Pompası, 11. Su tankı, 12. Elektrikli ısıtıcı, 13. Termostat, 14. Kompresör, 15. Akümülatör, 16. Kurutma odası, 17. Kontrol paneli, 18. Hız ölçüm noktaları

Kurutma odasına ürün yerine bir nemlendirme ünitesi yerleştirilmiştir. Nemlendirme ünitesi, nemlendirme petekleri ve haznesi, su deposu ve 2 adet sirkülasyon pompasından oluşmaktadır. Kurutma odası dışına yerleştirilmiş bir su deposundan pompalar vasıtasıyla, kanal sistemi içerisindeki nemlendirme peteklerine su pompalanmıştır. Kurutma odasına giren kuru hava, peteklerin üst tarafından aşağıya doğru akan su ile temas etmek suretiyle daha yüksek nem değerinde kurutma odasını terk etmiştir. Bu çalışmadaki amaç üründen daha ziyade, ısı pompalı destekli kurutma sisteminin performansının incelenmesi olduğundan, kurutma odasına ürün yerine nemlendirme ünitesi yerleştirilmiştir. Böylelikle daha fazla esneklik ve kolaylık sağlamış ve kurutma odası çıkışında istenilen nem değeri elde edilmiştir Bunun yanında, istenilen sıcaklıkta su püskürtebilmek için su haznesindeki su, elektrikli ısıtıcı yardımıyla ısıtılmış ve bir termostat yardımıyla sıcaklığı kontrol edilmiştir. Çünkü istenilen ürün şartlarını sağlamak için kurutma odasında hava üzerine püskürtülen su sıcaklığı kontrol edilmelidir. Bu çalışmada püskürtülen su sıcaklığı yaklaşık 20 °C’ de sabit tutulmuştur.



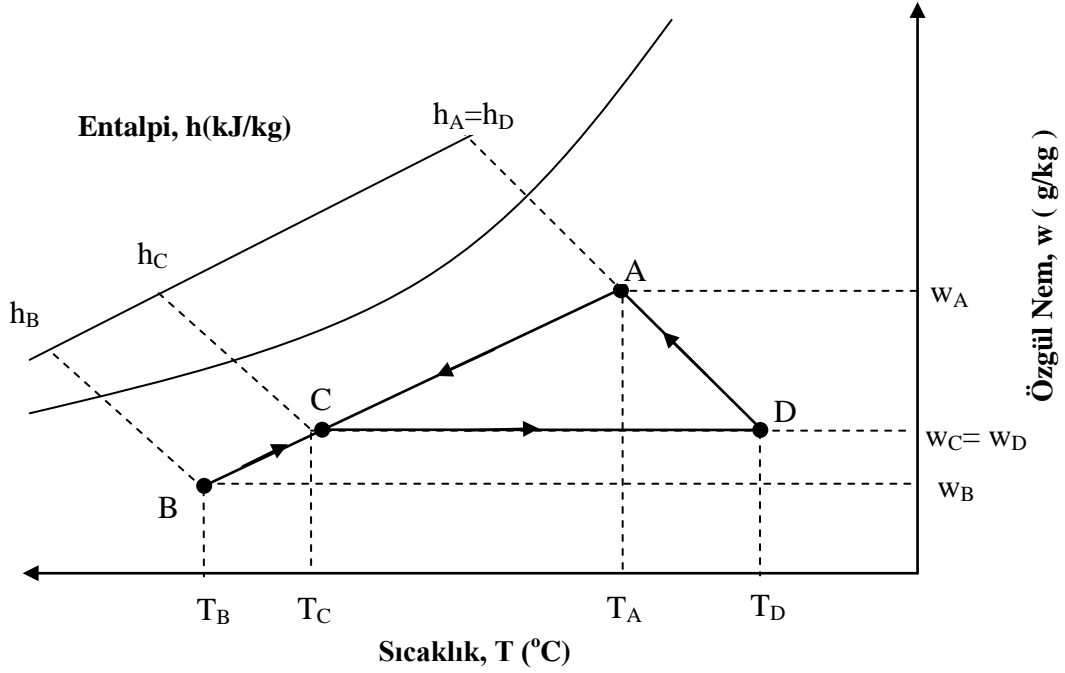
Şekil 3:

Kurutma ünitesi ısı pompası devresinin şematik gösterimi

1.Kompresör (hermetik), 2. Yoğuşturucu, 3.Açma-kapama vanası, 4.Kurutucu, 5. Gözetleme camı, 6. Termostatik genleşme valfi, 7.Buharlaştırıcı, 8.Akümülatör

Bu çalışmada, kurutma ünitesi içerisinde dolaşan kurutma havası öncelikle yoğuşturucuya girmektedir. Yoğuşturucu boyunca soğutucu akışkandan ısı çekilmesi suretiyle, kurutma havası sıcaklığı artarken, bağıl nemi düşmektedir. Bunun yanında soğutucu akışkan ise kurutma havasına ısı vermek suretiyle, yoğuşturucu serpantinleri içerisinde yoğuşmaktadır. Yoğuşturucudan ayrılan kurutma havası, bir radyal fan vasıtasıyla kurutma odasına gönderilmektedir. Kurutma odasına giren sıcak hava (D), üzerinde su püskürtülerek nemlendirildikten sonra, daha yüksek nem ve sıcaklıkta hava buharlaştırıcıya girmektedir (A). Deney boyunca buharlaştırıcı önündeki damperleri kısarak, by-pass damperini açmak suretiyle, by-pass edilen hava miktarı ayarlanmaktadır. Böylelikle havanın bir kısmı buharlaştırıcıdan geçirilirken, diğer kısmı geçirilmemektedir yani by-pass edilmektedir. Buharlaştırıcıdan geçen nemli ve sıcak havanın bir kısmı soğutucu serpantin kanatçıkları arasından geçerken, duyulur ve gizli ısını serpantin içerisindeki soğutucu akışkana verir ve böylece hem soğur hem de

bünyesindeki nem buharlaştırıcı yüzeyinde yoğuşur. Böylelikle Kurutma havasının nemi alınmış olur. (B). Daha sonra buharlaştırıcı üzerinden geçirilen ve by-pass edilen bu iki hava, buharlaştırıcı çıkışında karışmakta ve (C) şartlarında tekrar yoğuşturucuya gönderilmektedir. Bu kurutma prosesi sırasında nemli havanın değişimi psikrometrik diyagram üzerinde gösterilmiştir (Şekil 4). Isı pompası destekli kurutma ünitesini oluşturan ana elemanların teknik özellikleri ise Tablo 1’ de verilmektedir.



Şekil 4:
Isı pompası destekli kurutma uygulamasında nemli havanın değişiminin psikrometrik diyagramda gösterimi

Tablo 1. Kurutma sistemini oluşturan elemanların teknik özellikleri

Malzeme	Teknik Özellikler
Fan	ELCO Radyal tip fan, 1030 rpm, 1000W, 4.4 A, 3 kademeli
Soğutucu akışkan	R134a
Kompresör	2875 rpm, silindir hacmi 32.7 cm ³
Buharlaştırıcı	Kanat tipi: alüminyum, kanat sayısı 196, kanat aralığı: 2.3 mm, kanat boyutları: 450x380x85mm, boru sayısı: 36, yatay boru sayısı: 3, dikey boru sayısı: 12, boru çapı 3/8"
Yoğuşturucu	Kanat tipi: alüminyum, kanat sayısı 196, kanat aralığı: 2.3 mm, kanat boyutları: 450x380x85mm, boru sayısı: 36, yatay boru sayısı: 3, dikey boru sayısı: 12, boru çapı 3/8"
Genleşme valfi	Dış dengelemeli valf

Kanal içerisinde dolaşan hava hızı bir anemometre ile ölçülmek suretiyle hava debisi hesaplanmıştır. 2 farklı fan hız kademesi için kanal içinde hız ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Her hız kademesi için kanal kesitinde 66 noktadan ölçülen hız değerlerinin ortalaması alınmıştır. Her hız kademesi için ortalama hız değerleri sırasıyla 1.52 m/s ve 2.3 m/s olup, hesaplanan debi değerleri ise sırasıyla yaklaşık 1050 m³/h ve 1590 m³/h'dir. Kanal kesiti dikdörtgen olup, boyutları 50cmx38.5 cm'dir.

Sistemde dolaşan kurutma havasının sıcaklık ve bağıl nem değerleri kanal içerisindeki A, B, C ve D noktalarından veri toplama cihazı yardımıyla ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Isı pompası ünitesi üzerinde ise alçak ve yüksek basınç değerleri bu hatlar üzerine monte edilmiş iki adet basınç transdüserleri yardımıyla ölçülürken, işletme sıcaklıkları ise (kompresör giriş ve çıkış, yoğurturucu çıkış sıcaklıkları gibi) boru yüzeyine monte edilmiş termokupl elemanlar yardımıyla ölçülmüştür. Daha sonra ölçülen tüm bu veriler excel' de hazırlanmış bir program aktarılmış ve gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Deneysel çalışmanın hata analizleri Moffat (1998) tarafından geliştirilen standart hata analizi metodu kullanılarak hesaplanmıştır. Yapılan bu deneysel çalışmada kullanılan ölçü aletlerine ait özellikler Tablo 2' de sunulmaktadır. Tablo 3'de ise, 1. kademe hızda alınan deneysel sonuçlar ve ölçülen parametrelerden kaynaklanan hata oranları verilmiştir.

Tablo2. Isı pompası destekli kurutma ünitesine ait deneysel çalışmada kullanılan ölçü aletlerine ait teknik özellikler

Ölçülen değerler	Ölçme aleti özellikleri	Hata değeri (%)	Sınır değerler
Isı pompası işletme sıcaklık değerleri	Testo 177 datalogger (K tipi termokupl)	±0.3	-100-70°C
Isı pompası işletme basınç değerleri	ADZ-SML-20.0 (Basınç transducer)	±0.5	0 - 25 bar
Nemli hava sıcaklık değerleri	USB-DAQ V1.6-Multi Purpose Data Acquisition Modul (SHT75 nem ve sıcaklık sensörü)	±0.6	20 - 60°C
Nemli hava bağıl nem değerleri	USB-DAQ V1.6-Multi Purpose Data Acquisition Modul, (SHT75 nem ve sıcaklık sensörü)	±1.8	0-100 %RH
Hava hızı	Compuflow Thermo anemometer model 8525 ALNOR	±3	0.1 - 10 m/s
Kompresör çektiği akım	Digital Clamp Meter YF-8020	±2	20-200A
Kompresörün çektiği gerilim	Digital Clamp Meter YF-8020	±1.2	200-750V
Faz açısı	ENTES ECR-3 cos φ meter	±2	0.00-0.99

Tablo3. Isı pompası destekli kurutma tesisatından alınan deneysel sonuçlar ve ölçülen parametrelerden kaynaklanan hata oranları

Ölçülen parametreler	Sembol	Değer	Birim	Toplam hata oranı (%)
Ortalama hava hızı	V_h	1.52	m/s	± 0.28
A noktası hava sıcaklığı	T_A	25.2	$^{\circ}\text{C}$	± 0.6
B noktası hava sıcaklığı	T_B	17.4	$^{\circ}\text{C}$	± 0.6
C noktası hava sıcaklığı	T_C	20.8	$^{\circ}\text{C}$	± 0.6
D noktası hava sıcaklığı	T_D	33.5	$^{\circ}\text{C}$	± 0.6
A noktası bağıl nem değeri	Φ_A	89	%	± 1.8
B noktası bağıl nem değeri	Φ_B	95.2	%	± 1.8
C noktası bağıl nem değeri	Φ_C	88.1	%	± 1.8
D noktası bağıl nem değeri	Φ_D	46.4	%	± 1.8
Kompresörün çektiği akım	I_k	5.51	A	± 2
Kompresörün voltaj değeri	V_k	225	V	± 1.2
Fanın çektiği akım	I_f	2	A	± 2
Fanın voltaj değeri	V_f	225	V	± 1.2
$\cos \phi$	$\cos \phi$	0.88	-	± 2
Isı pompası alçak basınç değeri	P_b	3.93	bar	± 0.5
Isı pompası yüksek basınç değeri	P_y	10.12	bar	± 0.5
Kompresör emiş sıcaklığı	T_1	13.8	$^{\circ}\text{C}$	± 0.5
Kompresör çıkış sıcaklığı	T_2	71	$^{\circ}\text{C}$	± 0.3
Yoğuşturucu çıkış sıcaklığı	T_3	33.7	$^{\circ}\text{C}$	± 0.3
Hesaplanan parametreler				
Sistemde dolaşan hava debisi	\dot{m}_h	0.35	kg/s	± 0.28
Buharlaştırıcı girişindeki hava entalpi değeri	h_A	71.43	kJ/kg	± 1.21
Buharlaştırıcı çıkışındaki hava entalpi değeri	h_B	47.33	kJ/kg	± 1.19
Yoğuşturucu girişindeki hava entalpi değeri	h_C	59.7	kJ/kg	± 1.12
Kurutma odası girişindeki hava entalpi değeri	h_D	72.8	kJ/kg	± 1.8
By-pass oranı(BYO)	BYO	0.44	-	± 0.77
Kompresör güç tüketimi	\dot{W}_k	1091	W	± 2.3
Fan güç tüketimi	\dot{W}_f	337	W	± 1.3
Yoğuşan su miktarı	$\dot{m}_{yoğ}$	0.0012	kg/s	± 8
Soğutucu akışkan debisi	\dot{m}_{sa}	0.0224	kg/s	± 6
Buharlaştırıcı çıkışındaki soğutucu akışkan entalpi değeri	h_1	409.44	kJ/kg	± 0.01
Kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan entalpi değeri	h_2	452.71	kJ/kg	± 0.01
Yoğuşturucu çıkışındaki soğutucu akışkan entalpi değeri	h_3	247.5	kJ/kg	± 0.0018
Buharlaştırıcı kapasitesi	Q_b	4772	W	± 0.0046
Yoğuşturucu kapasitesi	Q_y	4581	W	± 0.0113
Isı pompası ısıtma tesir katsayısı	ITK_{ip}	4.2	-	± 2.25
Tüm sistemin ısıtma tesir katsayısı	ITK_{sis}	3.21	-	± 1.7
Özgül nem çekme oranı	SMER	3.16	kg/kWh	± 0.01

3. DENEY ANALİZİ ve SONUÇLARI

3.1. Analiz

Bir ısı pompalı kurutucunun performansı çeşitli kriterlerle değerlendirilir. Genellikle kullanılan bu kriterler ITK, SMER, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu alanları, kompresör hızı ve ürün geçişli (eğer kurutma sistemi sürekli sistem ise) (Jia ve diğ. 1990). Bu çalışmada, değişen hava debilerinde by-pass faktörünün sisteme olan etkileri incelenmiş ve sistem performansı ITK ve SMER parametreleri yardımıyla değerlendirilmiştir.

ITK değeri iki şekilde ifade edilmiştir. Isı pompasının performans değerini ifade eden ITK_{ip} değeri; kondenserde nemli havaya verilen ısı miktarının, kompresör tarafından tüketilen enerjiye oranı olarak tanımlanır fakat, sistem içerisinde enerji tüketen bir eleman daha mevcuttur. Havayı dolaştıran radyal fanın çektiği enerji de hesaba katılmak zorundadır. Böylelikle, ITK_{sis} ile daha gerçekçi ITK bulunmuş olur.

Isı pompasının ve tüm sistemin ısıtma tesir katsayısı değerleri aşağıdaki bağıntılar yardımıyla hesaplanmıştır.

Isı pompasının ısıtma tesir katsayısı denklem (1) yardımıyla hesaplanmıştır.

$$ITK_{ip} = \frac{Q_y}{\dot{W}_k} \quad (1)$$

Tüm sistemin ısıtma tesir katsayısı ise aşağıdaki ifade ile bulunmuştur.

$$ITK_{sis} = \frac{Q_y}{\dot{W}_k + \dot{W}_f} = \frac{Q_y}{\dot{W}_{top}} \quad (2)$$

SMER, özgül nem çekme miktarı olup, üründen çekilen neme karşılık tüketilen enerji miktarı olarak tanımlanır ve aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$SMER = \frac{\text{Üründen çekilen nem miktarı}}{\text{Toplam güç tüketimi}} = \frac{m_{yoğ}}{\dot{W}_k + \dot{W}_f} \quad (3)$$

Yoğuşturucunun nemli havaya verdiği ısı miktarı aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanmıştır.

$$Q_y = m_h (h_D - h_C) \quad (4)$$

Kompresörün ve fanın tükettiği güç ise ölçülen akım, gerilim ve faz açısı değerlerinin aşağıdaki eşitlikte yerlerine konmasıyla elde edilmiştir.

$$\dot{W}_k = V_k I_k \cos \phi \quad (5)$$

$$\dot{W}_f = V_f I_f \cos \phi \quad (6)$$

Buharlaştırıcıdan geçirilmeyen havanın yüzdesini ifade eden by-pass oranı (BYO) ise aşağıdaki sıcaklıkların bir fonksiyonu olarak ifade edilmiştir.

$$BYO = \frac{T_C - T_B}{T_A - T_B} \quad (7)$$

Buharlaştırıcıdan geçen hava miktarı ise aşağıdaki eşitlikten bulunmuştur.

$$\dot{m}_{h_b} = \dot{m}_h (1 - BYO) \quad (8)$$

Buharlaştırıcıda yoğuşan su miktarı aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_{yoğ} = \dot{m}_{h_b} (w_A - w_B) \quad (9)$$

Buharlaştırıcıda nemli havadan çekilen ısı miktarı ise, denklem (10) ile hesaplanmıştır.

$$Q_b = \dot{m}_{h_b} (h_A - h_B) \quad (10)$$

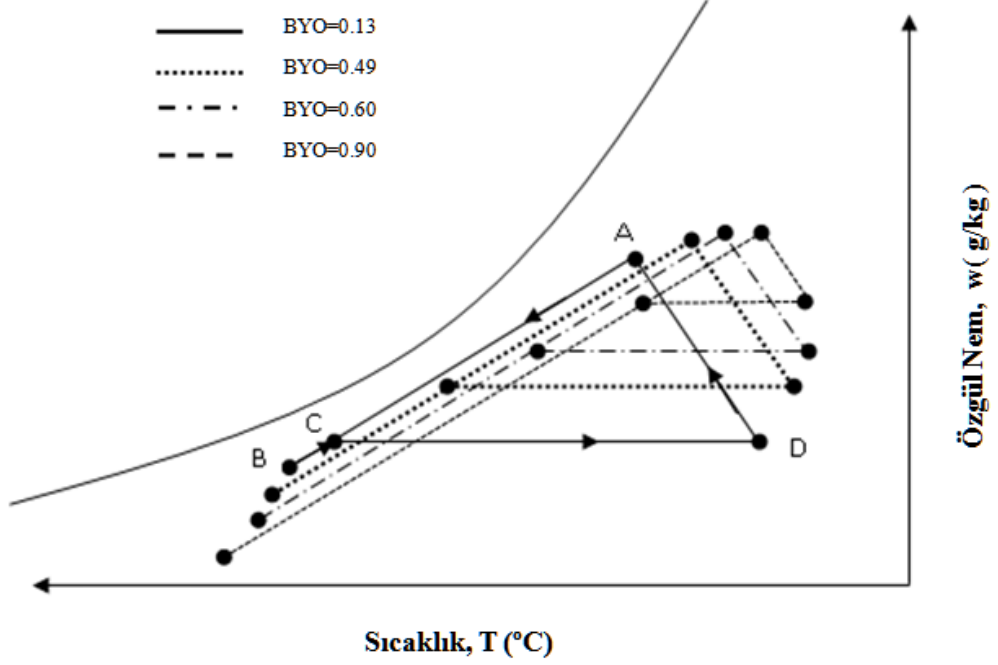
Soğutucu akışkana ait entalpi değerleri ise Abou-Ziyan ve diğ. (1997) tarafından geliştirilen bağıntılar kullanılarak elde edilmiştir.

3.2. Sonuçlar

Bu çalışmada, sırasıyla 1. ve 2. kademe olarak adlandırılan iki farklı hava debisi (1593 ve 1053 m³/h) için farklı by-pass oranlarında deneysel çalışma gerçekleştirildi. Deney esnasında buharlaştırıcı önündeki damperler tamamen açılırken, by-pass damperi tamamen kapatılmıştır. Öncelikle sistem çalıştırıldıktan sonra sistem rejime girene kadar yani sıcaklık ve basınç değerleri sabitlenene kadar beklenilmiştir (yaklaşık 1 saat). Ölçümler alındıktan sonra, buharlaştırıcı önündeki damper biraz kısılırken, by-pass damperi biraz açılarak havanın bir miktarı by-pass edilmiştir. Damperler ayarlandıktan sonra bir süre (yaklaşık 15 dak.) sıcaklık değişimlerinin azalması beklenmiş ve değerler kaydedilmiştir. Bu esnada kompensörün çektiği anlık akım ve voltaj değerleri de ölçülmüştür. Daha sonra buharlaştırıcıdaki damper biraz daha fazla kısılarak, by-pass damperi ise biraz daha açılmak sureti ile by-pass oranı artırılmış ve farklı BYO oranları için deneyler tekrarlanmıştır. İki farklı hava hız kademesi için by-pass oranının ısı pompası performansına etkileri araştırılmıştır.

Tasarlanan kurutma sisteminde, deneyler sonucu elde edilen verilere göre, farklı by-pass oranlarına bağlı olarak kurutma hava şartlarının değişimi Şekil 5' deki gibi gerçekleşmiştir.

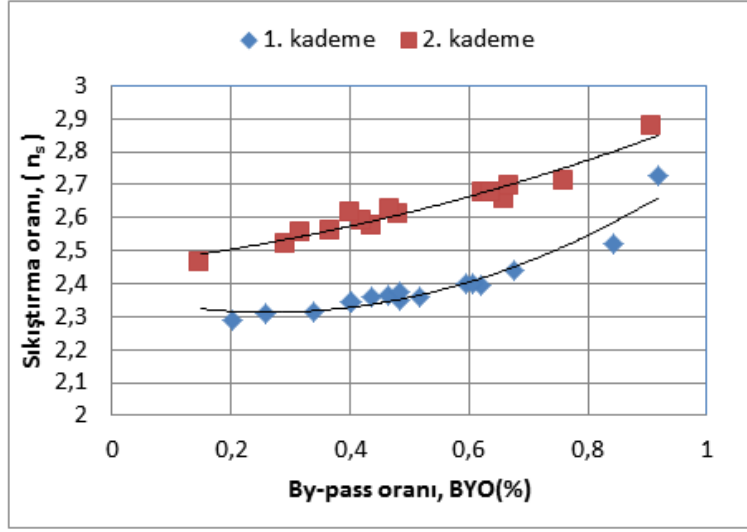
Şekil 5’den görüldüğü üzere, by-pass oranının artırılması veya azaltılmasıyla kurutma odasına giren ve ayrılan nemli havanın özellikleri değişmektedir.



Şekil 5:

Tasarlanan kurutma sisteminde farklı by-pass oranları için nemli hava şartlarının değişimi

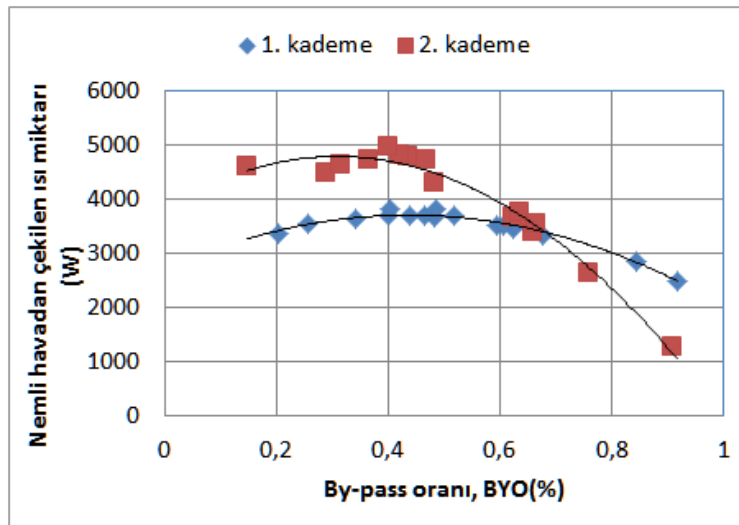
Isı pompası destekli kurutucularda ısı pompası ünitesinin işletme sıcaklık ve basınç değerleri, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boruları içerisinde dolaşan soğutucu akışkan ile hava arasında gerçekleşen ısı transfer miktarının bir fonksiyonudur. Kompresör çıkış basıncının emiş basıncına oranı, sıkıştırma oranı olarak adlandırılmaktadır. Farklı hava debileri için by-pass oranına bağlı olarak sıkıştırma oranlarındaki değişimler Şekil 6’ da görülmektedir. Şekil 6’ dan görüldüğü üzere, buharlaştırıcıdan by-pass edilen hava yüzünden buharlaştırıcı yüzeyinden geçen hava miktarının azalmasıyla, hava ile soğutucu akışkan arasındaki ısı alış-veriş miktarının düşmesine bağlı olarak da emme basınç ve sıcaklık değerleri azalmış, yoğuşturucuya giren karışım hava sıcaklığının artmasıyla birlikte çıkış basınç ve sıcaklık değerleri de artmıştır. Bunun sonucu olarak da sıkıştırma oranı, bu iki basınç değerinin arasındaki farkın açılmasıyla birlikte düştü. Şekil 6’ da by-pass oranına bağlı olarak 2. kademe fan hızında sıkıştırma oranı değerlerinin 1. kademe fan hızına göre daha yüksek olduğu görülmüştür.



Şekil 6:

İki farklı hava hız kademesi için by-pass oranına bağlı olarak sıkıştırma oranındaki değişim

Klasik hava kurutucularında dışarı atılması gereken nemli hava, bu sistemde dışarı atılmayıp kullanılmıştır. Bu nemli havanın bir kısmı buharlaştırıcı yüzeyinden geçirilerek, ısı ve nemi alındı ve by-pass edilen kısım ile karıştırılarak yoğuşturucuya gönderilmiştir. Nemli havadan ısı ve nem geri kazanım işlemi buharlaştırıcıda gerçekleştirilmiştir. Bu ısı geri kazanım işlemi esnasında, buharlaştırıcıdan geçen nemli havadan çekilen ısı miktarının by-pass oranına bağlı olarak değiştiği gözlenmiştir (Şekil 7). 1. Kademe hız için % 50 by-pass oranına kadar nemli havadan çekilen ortalama ısı miktarı 3500 W civarında iken, 2. Kademe hız değeri için bu değerin, ortalama 4700 W civarında olduğu gözlenmiştir. Buharlaştırıcı yüzeyinden geçen hava hızı azaldıkça, nemli havadan çekilen ısı miktarının, % 50 by-pass oranına kadar sabit kalırken, bu by-pass değerinden sonra azalmıştır. Bu, % 50'nin üzerindeki by-pass oranlarında buharlaştırıcıdan geçen hava miktarındaki düşüşle birlikte nemli hava ile soğutucu arasındaki ısı transfer miktarının düşmesinin bir sonucudur.

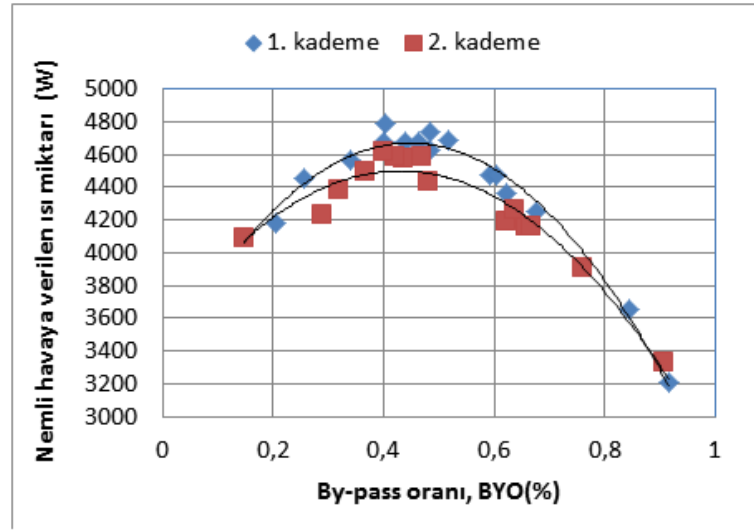


Şekil 7:

İki farklı hava hız kademesi için by-pass oranına bağlı olarak nemli havadan çekilen ısı miktarının değişimi

Chua ve diğ. (2005) göre, by-pass oranındaki artış, buharlaştırıcıda daha düşük ısı geri kazanımına neden olmaktadır. Yaptıkları çalışmada, by-pass oranındaki her % 20'lik artış, ısı geri kazanımında 0.6 ila 0.8 kW arasında bir düşüğe sebep olmuştur. Yapılan bu çalışmada ise 2. kademe hava hızı için by-pass oranındaki % 20 artışta 1.1 kW düşüş olurken, 1. kademe hava hızı için 0.5 kW civarında, daha az miktarda gerçekleştirilmiştir.

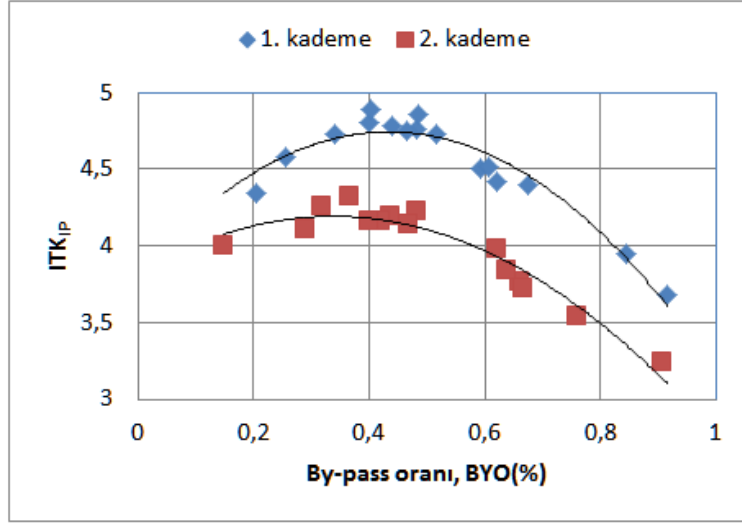
Buharlaştırıcıda nemi çekilen hava ile by-pass edilen havanın karışımı yoğuşturucuda ısıtılarak kurutma odasına gönderilmiştir. 2 farklı hava hız kademesi için yoğuşturucuda havaya verilen ısı miktarının by-pass oranına bağlı olarak değişimi Şekil 8'de görülmektedir. Yüksek hava debisinde havaya verilen ısı miktarının biraz daha yüksek olduğu görülmüştür. % 50 by-pass oranından sonra havaya verilen ısı miktarının hızla düştüğü gözlenmiştir. Bunun sebebi, Şekil 7'den görüldüğü üzere, by-pass oranının artmasıyla birlikte buharlaştırıcı kapasitesinin azalmasının, yoğuşturucu kapasitesini de etkilemesi yüzündendir.



Şekil 8:

İki farklı hava hız kademesi için by-pass oranına bağlı olarak nemli havaya verilen ısı miktarının değişimi

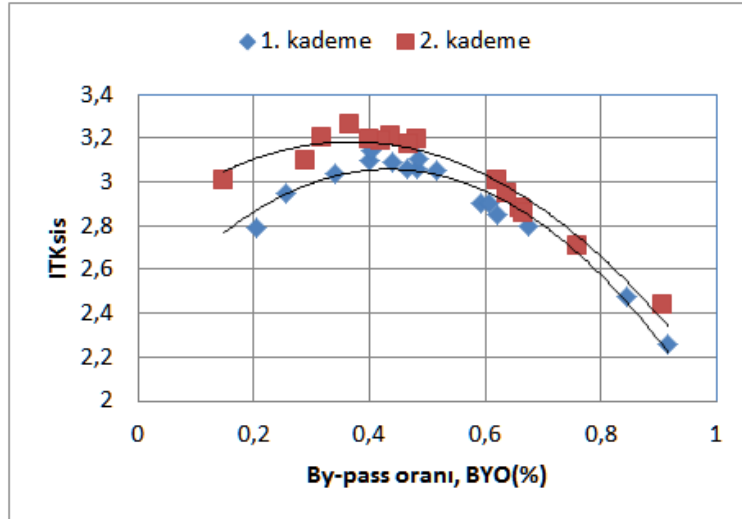
Isı pompası performansını belirleyen parametre olan ısıtma tesir katsayısı bilindiği üzere, kompresörde harcanan enerjiye karşılık havaya verilen ısı miktarıdır. Isıtma tesir katsayısının yüksek hava debisinde, düşük hava debisine göre daha yüksek olduğu Şekil 9'dan görülmektedir. Isı pompası ısıtma tesir katsayısının by-pass oranının % 50 değerinin üzerinde düştüğü gözlenmiştir. Yüksek hava debisinde ısı pompası ısıtma tesir katsayısı değeri yaklaşık 4.8 civarında iken, % 90 by-pass oranı değerlerinde 3.6 değerine kadar azalmıştır. Düşük hava debisinde ise 4.2 civarında iken 3.2 değerine kadar düşmüştür.



Şekil 9:

İki farklı hava hız kademesi için by-pass oranına bağlı olarak ısı pompası ısıtma tesir katsayısının değişimi

Isı pompası performansının daha gerçekçi ölçüldüğü değer, tüm sistemin ısıtma tesir katsayısı olarak ifade edilmektedir. Tüm sistemin ısıtma tesir katsayısı, sistemde harcanan toplam güç tüketimine karşılık havaya verilen ısı miktarıdır. Güç tüketen eleman olarak kompresörün yanı sıra, kurutma havasının sistemde dolaştıran radyal fanın çektiği güç de hesaba katılmıştır. Şekil 10'dan görüldüğü üzere, fanın çektiği güç de hesaba katıldığında, düşük hava debisinde elde edilen ısıtma tesir katsayısı değerinin, yüksek hava debisine göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Yine by-pass oranı arttığında tüm sistemin ısıtma tesir katsayısı da düşmüştür. Düşük hava debisinde, yaklaşık % 50 by-pass oranında ısıtma tesir katsayısı değeri 3.2 civarında iken, % 90 by-pass oranında 2.4 civarına kadar azalmıştır. Yüksek hava debisinde ise, % 50 by-pass oranında 3.1 iken, % 90 by-pass oranında 2.3 değerine kadar azalmıştır.



Şekil 10:

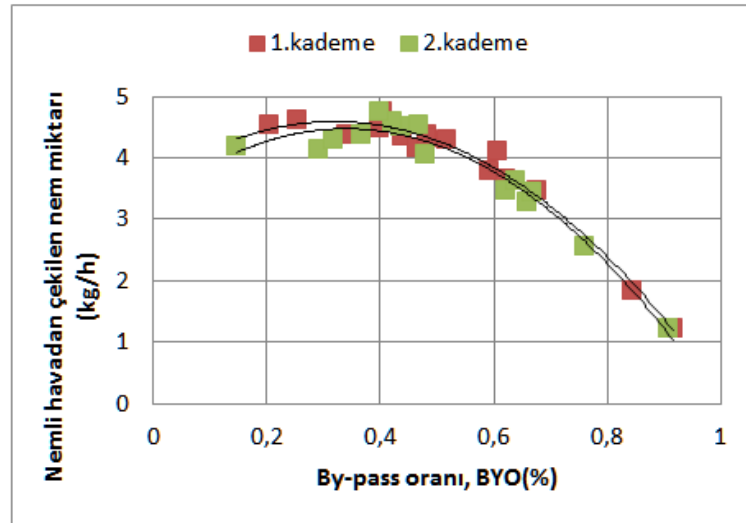
İki farklı hava hız kademesi için by-pass oranına bağlı olarak tüm sistemin ısıtma tesir katsayısının değişimi

1 kg nemli havadan nemi çekmek için harcanan enerji miktarı “özellik nem çekme oranı (SMER)” olarak tanımlanır. SMER değerinin by-pass oranındaki artışla birlikte azaldığı görülmüştür. Bu düşüş, by-pass oranındaki artışla birlikte, buharlaştırıcı yüzeyinden geçen hava miktarını azalmasının bir sonucudur. Bu çalışmada nemli havadan çekilen nem miktarı by-pass oranına bağlı olarak, 1-4.5 kg/h arasında (Şekil 11), SMER değeri ise 1 ila 3.5 kg/kWh (Şekil 12) arasında değişmiştir. Jolly ve diğ. (1990) yaptıkları çalışma sonucunda, tasarladıkları ısı pompası destekli kurutma sisteminde SMER değerini 1-4 kg/kWh aralığında elde etmişlerdir. Klasik havalı kurutma sistemlerinde ise bu değer 0.2 ila 0.6 kg/kWh aralığında değişmektedir.

Chua ve diğ. (2005)‘ e göre SMER değeri, by-pass oranıyla önemli ölçüde etkilenmiştir. By-pass oranının artırılması, SMER değerini düşürmüştür. By-pass oranının artışıyla birlikte, buharlaştırıcı boyunca daha düşük hava debisi ve hava hızı geçmesinden dolayı, buharlaştırıcıda hem ısı transferi hem de ısı transfer katsayısı azalmıştır. Hava nemini kontrol etmek amacıyla buharlaştırıcı boyunca havanın by-pass edilmesi, ısı pompası destekli kurutucu performansında bir azalma olarak karşımıza çıkmıştır.

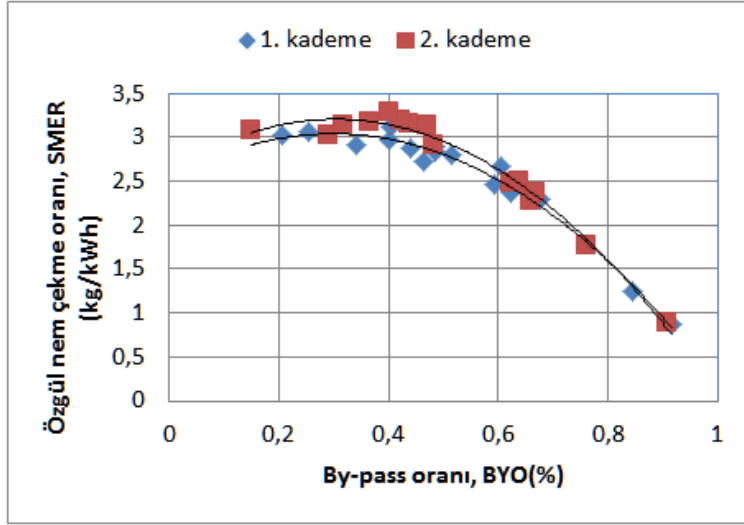
Tai ve diğ. (1982), maksimum SMER değerini, ITK değerinin maksimum olduğu şartlarda elde edildiğini açıkladılar fakat, daha sonraki çalışmalarda Jia ve diğ. (1990) ve Prasertsan ve diğ. (1998) maksimum ITK ve SMER değerlerinin aynı çalışma şartları altında oluşmasının gerekli olmadığını belirtmişlerdir. Oktay (2003)‘ a göre bu olay, kurutma sistemindeki proses havası ile ısı pompasında gerçekleşen soğutma arasındaki etkileşimin bir sonucudur. Bu etkileşim yüzünden ısı pompası ve kurutucu, birlikte değerlendirilmesi gereklidir.

Greeraert (1976) göre, toplam hava debisi miktarı artırıldığı zaman soğutucu akışkanın yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları arasındaki fark azalacaktır. Bu sistemin ITK ve SMER değerini iyileştirir fakat bu sonuçlar, kütleli debiye bağlı, fan gücü değişiminin dikkate alınmadığı durum için geçerlidir. Yaptığımız çalışmada, benzer olarak en yüksek ITK ve SMER değerleri düşük debi (2.kademe) için elde edilmiştir. En yüksek debideki (1.kademe) fan gücünün yüksek olmasından dolayı tüm sistemin güç tüketimini arttırdığı görülmüştür.



Şekil 11:

İki farklı hava hız kademesi için by-pass oranına bağlı olarak nemli havadan çekilen nem miktarının değişimi



Şekil 12:

İki farklı hava hız kademesi için by-pass oranına bağlı olarak özgül güç tüketim değerinin değişimi

4. SONUÇ ve ÖNERİLER

Kurutma sistemlerinde kurutma odasından atılan nemli havanın duyulur ve gizli ısılarını kazanmak amacıyla, ısı pompası kullanımının, konveksiyonel kurutuculara göre verimli olduğu görülmüştür. Kullanılan ısı pompası performans değeri (ITK_{ip}) hava debi miktarlarına bağlı olarak 4 ile 5 arasında değişirken, tüm sistemin verimi (ITK_{sis}) 3 ile 3.2 arasında, SMER oranı ise 3 ile 3.5 kg/kWh arasında elde edilmiştir. Jolly ve diğ. (1990)' a göre konveksiyonel kurutucuların SMER değeri 0.2 ile 0.6 kg/kWh aralığındadır.

Bu tip kurutma sistemlerinde havanın bir kısmının by-pass edilmesi kurutucu giriş şartlarının değiştirilmesine olanak tanır. Ayrıca sistemde herhangi bir aşırı yüklenme durumunda yükselen basınç değerleri, by-pass oranının arttırılmasıyla düşürülebilir. Fakat ısı pompası destekli kurutma sistemlerinde % 50' den daha fazla havanın by-pass edilmesi ITK ve SMER değerlerini düşürmektedir. Bu yüzden ısı pompası % 50 by-pass oranının altındaki şartlarda çalıştırılmalıdır.

Hava debisinin arttırılması fan güç tüketimini ve dolayısı ile toplam güç tüketimini arttırdığı için sistemde dolaşan hava debisinin arttırılması sistemin performansını düşürmektedir. Maksimum ITK_{ip} değerleri en yüksek hava hızında elde edilirken, maksimum ITK_{sis} değerleri ise en düşük hava hızında elde edilmiştir.

Sistem tasarımının başlangıç aşamasında optimum bir hava debisi seçilmelidir. Soğutucu akışkan miktarı, gerçek çalışma sıcaklık ve nem şartlarına (yani, kurutma ürün sıcaklığı ve nemi) göre sisteme verilmelidir. Bu çalışma şartlarından uzaklaşıldığında (sisteme daha yüksek sıcaklık ve nemde ürün sokulursa), sistemin dengesi bozulacak, çıkış basınç ve sıcaklığı artacak ve kompresör yüksek akım çekecek ve nihayetinde hasar görecektir. Bunu engellemek için, değişken devirli bir fan kullanılabilir veya kurutma ünitesinin dışına yardımcı bir kondenser monte edilmelidir. Ayrıca bu tip ısı pompası sistemlerine mutlaka sıvı deposu konmalıdır.

Termostatik genişleme valfinin yeterli sıvı akışkanla beslenebilmesi için bu gereklidir. Yeterli akışkanla beslenemeyen bir valf sistemin dengesini bozacaktır.

TEŞEKKÜR

2008/63 no'lu "Evsel ve Endüstriyel Isı Pompalarının Deneysel Analizi" konulu proje çalışmasına verdikleri destekten ötürü Uludağ Üniversitesi Bilimsel Araştırma Kurumuna tüm yazarlar teşekkürlerini sunar.

SİMGELER DİZİNİ

\bar{W}	Güç (kW)
\dot{Q}	Isı kapasitesi (kW)
\dot{m}	Debi (kg/s)
BYO	By-pass oranı
Cos Ø	Faz açısı
h	Entalpi(kJ/kg)
I	Akım (A)
ITK	Isıtma tesir katsayısı
Ø	Bağıl nem (%)
P	Basınç (bar)
SMER	Özgül nem çekme oranı (kg/kWh)
T	Sıcaklık (°C)
V	Gerilim (V)
w	Özgül nem (kg su buharı/kg kuru hava)

Alt indis

1	Kompresör girişindeki soğutucu akışkan özellikleri
2	Kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan özellikleri
3	Yoğuşturucu çıkışındaki soğutucu akışkan özellikleri
4	Buharlaştırıcı girişindeki soğutucu akışkan özellikleri
A	Kurutma odası çıkışındaki kurutma havası şartları
b	Buharlaştırıcı
B	Buharlaştırıcı çıkışındaki kurutma havası şartları
C	Yoğuşturucu girişindeki kurutma havası şartları
D	Kurutma odası girişindeki kurutma havası şartları
f	Fan

h	Hava
ıp	Isı pompası
k	Kompresör
sa	Soğutucu akışkan
sis	Sistem
top	Toplam
y	Yoğuşturucu

KAYNAKLAR

1. Abou-Ziyan, H.Z., Ahmed, M. F., Metwally, M.N., Abd El-Hameed, H.M. (1997). Solar assisted R22 and R134a heat pump syestems for low-temperature applications, *Applied Thermal Engineering*, 17(5), 455-469.
2. Achariyaviriya, S., Saponronnarit, S., Terdyothin, A. (2000). Mathematical model development and simulation of heat pump fruit dryer, *Drying Technology*, 18(1&2), 479-491.
3. Adapa, P.K., Schoenau, G.J. (2005). Re-circulating heat pump assisted continuous bed drying and energy analysis, *International Journal of Energy Research*, (29), 961–72
4. Alves-Filho, O., Thorbergsen, E., Strommen, I. (1998). A component model for simulation of multiple fluidized bed HPDs, *In Proceedings of the 11th international drying symposium*, Vol. A. 94–10
5. Ameen, A., Bari, S. (2004). Investigation into the effectiveness of heat pump assisted clothes dryer for humid tropics, *Energy Convers Manage*, (45), 1397–405
6. Bannister, P., Carrington, G., Chen, G. (2002). Heat pump dehumidifier drying technology—Status, potential and prospects, *Proceedings of 7th IEA Heat Pump Conference*, Beijing, China, May 19–22.
7. Chua, K.J., Chou, S.K. (2005). A modular approach to study the performance of a two-stage heat pump system for drying, *Applied Thermal Engineering*, (25), 1363–1379.
8. Chua, K.J., Mujumdar, A.S., Hawlader, M.N.A., Chou, S.K., Ho, J.C. (2001). Batch drying of banana pieces – effect of stepwise change in drying air temperature on drying kinetics and product color, *Food Research International*, (34), 721–31
9. Clements, S., Jai, X., Jolly, P. (1993). Experimental verification of a heat pump assisted-continuous dryer simulation model, *International Journal of Energy Research*, (17), 19-28.
10. Geeraert, B. (1976). Air drying by heat pumps with special reference to timber drying, in: E. Camatini, T. Kester (Eds.), Heat Pumps and their Contribution to Energy Conservation, NATO advanced study institute series E, *Applied Science*, Leydon, Noordhoff, (15), 219–246.

11. Hawlader, M.N.A., Perera, C.O., Tian, M. (2006). Properties of modified atmosphere heat pump dried foods, *Journal Of Food Engineering*, (74), 392–401
12. Jia, X., Jolly, P., Clements, S. (1990). Heat pump assisted continuous drying part 2: Simulation results, *International Journal of Energy Research*. (14), 771-782.
13. Jolly, P., Jia, X., Clements, S. (1990). Heat pump assisted continuous drying part 1: simulation model, *International Journal of Energy Research*, (14), 757-770.
14. Lee, K.H., Kim, O.J. (2009). Investigation on drying performance and energy savings of the batch-type heat pump dryer, *Drying Technology*, 27(4), 565 – 573.
15. Moffat, R.J.(1988). Describing the uncertainties in experimental results, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 13-17.
16. Ogura, H., Yamamoto, T., Otsubo, Y., Ishida, H., Kage, H., Mujumdar, A.S. (2005). A control strategy for chemical heat pump dryer, *Drying Technology*, (23), 1189–1203.
17. Oktay, Z. (2003). Testing of a heat-pump-assisted mechanical opener dryer, *Applied Thermal Engineering*, (23), 153–162.
18. Prasertsan, S. and Saen-saby, P., (1998). Heat pump drying of agricultural materials, *Drying Technology*, 16 (1&2), 235-250
19. Qi-Long S., Chang-Hu X., Ya Z., Zhao-Jie L., Xiang-You W., (2008). Drying characteristics of horse mackerel (*Trachurus japonicus*) dried in a heat pump dehumidifier, *Journal of Food Engineering*, (84), 12–20
20. Tai, K.W., Devotta, S., Watson, R.A., Holland, F.A., (1892). The potential for heat pumps in drying and dehumidification systems – III: an experimental assessment of the heat pump characteristics of a heat pump dehumidification system using R114, *International Journal of Energy Research*, (6), 333–340.
21. Teeboonma, U., Tiansuwan, J., Soponronnarit, S. (2003). Optimization of heat pump fruit dryers, *Journal of Food Engineering*, (59), 369–377.

Makale 21.02.2012 tarihinde alınmış, 05.06.2012 tarihinde düzeltilmiş, 27.06.2012 tarihinde kabul edilmiştir.

