

## Katı Nem Alıcı Bir Rotorun Farklı Çalışma Şartları için Modellenmesi

Kamil Neyfel ÇERÇİ<sup>1</sup>, Ertaç HÜRDOĞAN<sup>\*1</sup>, Osman KARA<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği  
Bölümü, Osmaniye

Geliş tarihi: 18.04.2019

Kabul tarihi: 28.06.2019

### Öz

İklimlendirme sistemleri, yaz ve kış şartlarında mahaller içerisinde istenilen konfor şartlarının elde edilebilmesi için havanın nemini, sıcaklığını ve hava kalitesini kontrol edebilen sistemlerdir. İklimlendirme sistemlerinde ve son zamanlarda kurutma sistemlerinde, havanın neminin alınabilmesi için katı nem alıcı rotorun kullanımı gün geçtikçe yaygınlaşmaktadır. Bu sebeple çoğu araştırmacı nem alıcı rotorların tasarımı, modellenmesi ve optimizasyonu üzerine farklı çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Katı nem alıcı rotorda, ısı ve kütle transferi birlikte gerçekleştiğinden prosesi matematiksel olarak modellemek çok zor bir işlemdir. Bu zorluğun giderilmesi üzerine Jurinak [8] basit bir model geliştirmiş ve bu model çoğu araştırmacı tarafından kullanılmaktadır. Fakat bu model sınırlı çalışma koşulları (özellikle yüksek hava debisi) için kullanılabilir bir yapıya sahiptir. Bu çalışmada, Jurinak'ın modeli baz alınarak, düşük hava ihtiyacının olduğu uygulamalarda, farklı çalışma şartları altında kullanılabilir katı nem alıcı bir rotor için bir model geliştirilmiş ve elde edilen sonuçlar ile üretici verileri kıyaslanarak modelin kullanılabilirliği test edilmiştir. Çalışma sonunda, geliştirilen model ile elde edilen sonuçların, üretici verileri ile iyi bir uyum içinde olduğu ve modelin farklı çalışma şartları için kullanımının uygun olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Nem alma, Katı nem alıcı, Rotor, Modelleme

### Modeling of a Solid Desiccant Wheel for Different Operating Conditions

#### Abstract

Air conditioning systems are the systems that can control humidity, temperature and air quality of the air in order to obtain the desired comfort conditions under summer and winter conditions. The usage of solid desiccant wheel to remove the moisture from the air is becoming more common in air conditioning systems and recently in drying systems. For this reason, most researchers have carried out different studies on the design, modeling and optimization of solid desiccant wheels. In the desiccant wheels, it is very difficult to model the process mathematically because heat and mass transfer realize simultaneously. Jurinak [8] developed a simple model to overcome this difficulty and this model is used by many researchers. However, this model has a structure that can be used for limited working conditions (especially high air flow rate). In this study, based on Jurinak's model, a model was developed for a solid desiccant wheel which can be used under different working conditions in applications where low air flow rate is required. The results of the model have been tested by comparing with the manufacturer data. At the end of the study, it is found that the results obtained from the developed model were in good agreement with the manufacturer's data and the model was suitable for using at different working conditions.

**Keywords:** Dehumidification, Solid desiccant, Wheel, Modelling

\*Sorumlu yazar (Corresponding author): Ertaç HÜRDOĞAN, ehurdogan@osmaniye.edu.tr

## 1. GİRİŞ

Günümüzde enerji tüketiminin önemli bir miktarını, binaların hem ısıtma hem de soğutmasında kullanılan iklimlendirme prosesleri oluşturmaktadır [1]. İklimlendirme sistemleri, bir ortamın konfor şartlarının elde edilmesinde kullanılan sistemlerdir [2]. İnsanoğlunun yaz şartlarında istenilen konfor şartlarını elde etmek için kullandığı metotların en eskilerinden birisi de evaporatif soğutma sistemleridir. Evaporatif soğutma sisteminde temel prensip, ortamın duyulur ısını gizli ısıya dönüştürerek ortamın sıcaklığını düşürmektir [3]. Özellikle sıcak ve nemli bölgelerde konut, ticari yada ofis binalarında ısı konforun sağlanması için, evaporatif soğutma tekniklerinin kullanımı elektriksel güç tüketimini arttırmakta ve bu durum da sistemin kullanımının yeteri kadar efektif olmadığını göstermektedir [2,4]. Sıcak ve nemli iklimlerde nem almalı (desisif) soğutma sistemlerinin kullanımı evaporatif soğutma sistemlerine kıyasla daha uygun bir seçenek olarak önerilmektedir [4]. Nem alıcı materyaller katı ve sıvı olmak üzere ikiye ayrılmaktadırlar [5-7]. Nem almalı soğutma sistemlerinde katı nem alıcı rotor (teker) kullanımının gün geçtikçe popülerliği artmaktadır. Bu sistemlerde, çevre havası ve nem alıcıların yüzeyi arasında meydana gelen su buharı basıncı farkından dolayı nem alıcı madde su buharını absorbe etmektedir [1]. Nem alıcı rotorların iklimlendirme sistemlerinde yaygın olarak kullanılmasından dolayı çoğu araştırmacı nem alıcı rotorların tasarımı, modellenmesi ve optimizasyonu üzerine çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Jurinak [8] ve Howe [9], nem alıcı rotorun çıkış şartlarını tanımlayan basit bir model geliştirmişlerdir. Bu modelde, silika-jel için iki karakteristik potansiyel ( $F_1$  ve  $F_2$ ) ve verimlilik faktörleri ( $\eta_1$  ve  $\eta_2$ ) kullanılarak nem alıcı rotorun proses kanalından çıkan havanın sıcaklık ve mutlak nem değerleri bulunabilmektedir. White ve arkadaşları [10], süper adsorbent polimer ve zeolite'den oluşan iki yeni nem alıcı rotorun performansını kıyaslamışlardır. Yazarlar düşük rejenerasyon sıcaklıklarında süper adsorbent polimer malzemesinden yapılan nem alıcı rotorun daha fazla nem çekme kapasitesine sahip olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Stabat ve Marchio [11],

nem alıcı rotorun davranışını belirlemek için bir model geliştirmişlerdir. Yazarlar geliştirdikleri modelin, çalışma koşulları içerisinde ekipmanın karakterize edilebilmesi, doğruluk ve ölçülebilirliğin kolaylaştırılması gibi birçok kriteri karşıladığını belirtmişlerdir. Çalışma sonunda, modelden elde ettikleri tahmini sonuçları deneysel ve üretici veriler ile kıyaslamışlar ve modelin kullanılabilirliğini göstermişlerdir. Panaras ve arkadaşları [12], Jurinak tarafından geliştirilen modeli baz alarak, nem alıcı rotorun modellenmesi için farklı yaklaşımlar kullanmışlardır. Çalışmada 6 dev./saat rotor hızında, 600, 1000 ve 1200 m<sup>3</sup>/saat olacak şekilde üç farklı debi için verimlilik faktörleri ( $\eta_1$  ve  $\eta_2$ ) belirlenmiş ve elde edilen sonuçlar, deneysel veriler ve üretici verileri ile kıyaslanmıştır. Joudi ve Dhaidan [13] ısıtma ve nem almalı soğutma sistemlerin performansını Bağdat'da yer alan bir bina için değerlendirmişlerdir. Yazarlar farklı çalışma koşulları ve tasarımların sistemin ve ekipmanlarının performansı üzerine etkisini değerlendirmek için bir bilgisayar simülasyonu geliştirmişlerdir. Çalışmada nem almalı rotorun modellenmesinde Jurinak'ın çalışması baz alınmıştır. Sonuç olarak yapılan simülasyon çalışmasında ortam sıcaklığı, rejenerasyon sıcaklığı, ısı değiştiricisi etkinliği, ve evaporatif soğutma etkinliğinin sistem performansına önemli etkisi olduğu görülmüştür. Nia ve arkadaşları [14], iklimlendirme ve havalandırma sistemleri için kullanılan nem alıcı rotorun modellenmesi üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Simülasyon çalışmasında, MATLAB Simulink yazılımından faydalanmışlardır. Bu çalışmada, sayısal metot kullanılarak adyabatik nem alıcı rotorun performansı ve optimum rotor hızı belirlenmiştir. Beccali ve arkadaşları [15] katı nem alıcı rotorun performansını değerlendirebilmek için basit bir model geliştirmişlerdir. Modelin oluşumunda üretici verilerinden faydalanmışlardır. Sonuç olarak araştırmacılar geliştirmiş oldukları modelin basit ve üç farklı nem alıcı rotorun performansının belirlenmesi için uygun olduğundan bahsetmişlerdir.

Katı nem alıcı rotorda, ısı ve kütle transferi birlikte gerçekleştiğinden prosesi matematiksel olarak modellemek çok zor bir işlemdir. Bu zorluğun

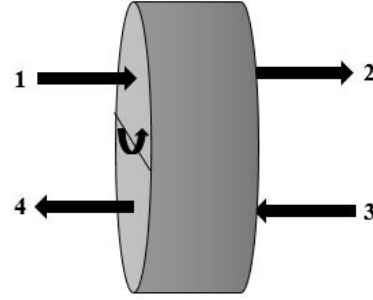
giderilmesi üzerine Jurinak [8] basit bir model geliştirmiş ve literatürde birçok bilim adamı bu modelin kullanımı ve geliştirilmesi üzerine çalışmalar yürütmüşlerdir. İlgili çalışmalar, Jurinak'ın önerdiği verimlilik faktörleri, rotorun nem alma kapasitesine [13,16] ve çalışma debisine [12] göre sabit değerler alınarak gerçekleştirilmiştir. Dolayısıyla kullanılan veya geliştirilen modellerin geçerliliği sadece çalışılan parametreler ve şartlar için uygundur. Ayrıca bu çalışmaların çoğunda oluşturulan modellerin geçerliliği sadece, ele alınan nem alıcı rotorların yüksek hava debisi ile çalışması durumunda kullanımıyla sınırlıdır.

Bu çalışmada, düşük hava ihtiyacının ( $\leq 600 \text{ m}^3/\text{saat}$ ) olduğu uygulamalarda kullanılabilir katı nem alıcı bir rotorun, farklı debi ve rejenerasyon sıcaklıkları çalışma şartları altında proses kanalından çıkan havanın sıcaklık ve mutlak nem değerlerinin hesaplanabilmesi için Jurinak'ın modeli baz alınarak bir model geliştirilmiştir. Burada, Jurinak'ın verimlilik faktörleri, hacimsel debinin ( $\dot{V}$ ) ve karakteristik potansiyellerin ( $F_1$  ve  $F_2$ ) bir fonksiyonu olarak modellenmiştir. Böylece farklı çalışma şartları için verimlilik faktörü belirlenebilmekte ve katı nem alıcı rotorun proses kanalından çıkan havanın şartları hesaplanabilmektedir. Bu modelin geliştirilmesinde üretici verilerinden [17] faydalanılmış ve analizlerde MATLAB yazılımı kullanılmıştır.

## 2. MODELLEME ÇALIŞMASI

Şekil 1'de model çalışmalarında ele alınan katı nem alıcı rotorun şematik resmi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere, katı nem alıcı rotorların kullanıldığı sistemlerde iki hava kanalı bulunmaktadır. Bunlardan birisi taze havanın sistemde dolaştığı proses kanalı (1→2), diğeri ise rejenerasyon kanalıdır (3→4). Katı nem alıcı rotor proses kanalındaki taze havanın neminin uzaklaştırılması amacıyla kullanılmaktadır. Nem alıcı rotora 1 noktasından giren nemli hava, rotordan geçerken nemi düşürülmekte ve 2 noktasında kuru ve daha sıcak olacak şekilde rotordan çıkmaktadır. Aynı anda belli bir debiye sahip sıcak hava (rejenerasyon havası) 3

noktasından ters yönden katı nem alıcı rotora gönderilmekte ve proses kanalındaki havadan çekilen nemi üzerine alarak 4 noktasında sistemden uzaklaşmaktadır [18].



**Şekil 1.** Katı nem alıcı rotorun şematik diyagramı;  
1: proses giriş, 2: proses çıkış,  
3: rejenerasyon giriş, 4: rejenerasyon çıkış

Nem alıcı rotorda proses kanalından çıkan havanın (Şekil 1, 2 noktası) sıcaklık ( $T_2$ ) ve mutlak nemini ( $W_2$ ) belirleyebilmek için Jurinak tarafından basit bir yaklaşım geliştirilmiştir [8]. Bu yaklaşıma göre, nem alıcı rotorda proses kanalından çıkan havanın şartlarını belirleyebilmek için verimlilik faktörleri ( $\eta_{F1}$  ve  $\eta_{F2}$ ) ile birlikte mutlak nem ve sıcaklığa bağlı olarak oluşturulan  $F_1$  ve  $F_2$  karakteristik potansiyellerinin bilinmesi gerekmektedir. Silica-jel ve hava-su buharının karakteristik potansiyelleri olarak ifade edilen  $F_1$  ve  $F_2$  değerlerini belirleyebilmek için sıcaklık ve mutlak neme bağlı olarak bir eğri uydurulmuştur. Elde edilen  $F_1$  ve  $F_2$  karakteristik potansiyelleri ve  $\eta_{F1}$  ve  $\eta_{F2}$  verimlilik faktörleri kullanılarak  $T_2$  ve  $W_2$  hesaplanabilmektedir. Jurinak'ın yaklaşımında kullanılan değişkenlere ait Eşitlik 1-4'de verilmiştir [8,12]:

$$F_{1,i} = \frac{-2865}{(T_i + 273,15)^{1,49}} + 4,344 \cdot \left(\frac{W_i}{1000}\right)^{0,8624} \quad (1)$$

$$F_{2,i} = \frac{(T_i + 273,15)^{1,49}}{6360} - 1,127 \cdot \left(\frac{W_i}{1000}\right)^{0,07969} \quad (2)$$

$$\eta_{F1} = \frac{F_{1,2} - F_{1,1}}{F_{1,3} - F_{1,1}} \quad (3)$$

$$\eta_{F2} = \frac{F_{2,2} - F_{2,1}}{F_{2,3} - F_{2,1}} \quad (4)$$

Burada,  $F_{1,1}$  ve  $F_{2,1}$  nem alıcı rotora proses kanalından giren havanın (1 noktası) karakteristik potansiyelleridir.  $F_{1,2}$  ve  $F_{2,2}$  nem alıcı rotorda proses kanalından çıkan havanın (2 noktası) karakteristik potansiyelleridir.  $F_{1,3}$  ve  $F_{2,3}$  nem alıcı rotora rejenerasyon kanalından giren havanın (3 noktası) karakteristik potansiyelleridir.  $\eta_{F1}$  ve  $\eta_{F2}$  nem alıcı rotorun verimlilik faktörleridir. Literatürde Jurinak'ın yaklaşımı kullanılarak yapılan çalışmalarda,  $\eta_{F1}$  ve  $\eta_{F2}$  nem alıcı rotorun verimlilik faktörlerine belirli debiler için sabit değerler verilerek (değişken debiler için uygun değil) çözümlenmeler yapılmıştır [12,13,16].

Bu çalışmada değişken debi, proses ve rejenerasyon giriş havası sıcaklık ve mutlak nem değerleri göz önünde bulundurularak,  $\eta_{F1}$  ve  $\eta_{F2}$  verimlilik faktörleri için eşitlikler geliştirilmiştir. Çalışmada nem alıcı rotorun proses havası ve rejenerasyon havasının debileri eşit ve rotor üzerinde aynı kesit alandan geçtiği (R/P=1) kabul edilmiştir. Eşitlikler geliştirilirken değişken debi ve rejenerasyon sıcaklıklarında çalışılmıştır. Çalışma kapsamında elde edilecek  $\eta_{F1}$  ve  $\eta_{F2}$  eşitliklerinin üretici verilerine daha iyi yakınsaması için, hesaplamalar, proses kanalına giren hava sıcaklığının iki farklı aralıkta olması durumu için ayrı ayrı yapılmıştır. Bu aralıkların birincisi (düşük sıcaklıklar, DS) kurutma uygulamaları ve kış iklim şartları düşünülerek 5-20 °C, ikincisi ise (yüksek sıcaklıklar, YS) yaz şartları düşünülerek 25-40 °C arasında olacak şekilde belirlenmiştir. Çizelge 1'de eşitliklerin üretilmesinde kullanılan çalışma koşulları verilmiştir.

**Çizelge 1.** Nem alıcı rotorun çalışma koşulları

Parametre	Birim	Çalışma Koşulları
Hacimsel Debi ( $\dot{V}$ )	m <sup>3</sup> /saat	150,300,450,600
Rejenerasyon Giriş Sıcaklığı ( $T_3$ )	°C	70,80,90
Rejenerasyon Giriş Mutlak Nemi ( $W_3$ )	g <sub>su</sub> /kg <sub>kh</sub>	4-25
Proses Giriş Sıcaklığı-DS ( $T_{1-DS}$ )	°C	5-20
Proses Giriş Sıcaklığı-YS ( $T_{1-YS}$ )	°C	25-40
Proses Giriş Mutlak Nemi ( $W_1$ )	g <sub>su</sub> /kg <sub>kh</sub>	5-25
Rotor Hızı	dev/saat	12

Çalışmada ayrıca eşitlikler üretilirken, proses ve rejenerasyon kanalından giren havanın sıcaklık ve mutlak nem değerlerinin de etkisini hesaba katmak için karakteristik potansiyel farklarından ( $\Delta F_1$ ,  $\Delta F_2$ ) faydalanılmıştır.  $\Delta F_1$  ve  $\Delta F_2$  aşağıdaki Eşitlik 5 ve 6 kullanılarak belirlenmiştir.

$$\Delta F_1 = F_{1,3} - F_{1,1} \quad (5)$$

$$\Delta F_2 = F_{2,3} - F_{2,1} \quad (6)$$

Bu çalışma kapsamında geliştirilen modelin kullanılabilirliğini test etmek için doğruluk kriterleri olan Ortalama Hata Karekökü (Root Mean Square Error, RMSE) ve Ortalama Mutlak Hata (Mean Absolute Error, MAE) değerlerine bakılmıştır. Doğruluk kriterlerinin hesaplanmasında kullanılan eşitlikler [19] Çizelge 2'de verilmiştir.

**Çizelge 2.** Doğruluk kriterlerinin eşitlikleri [19]

Doğruluk Kriteri	Eşitlik	Parametreler
RMSE	$\sqrt{\frac{(S_1 - G_1)^2 + \dots + (S_n - G_n)^2}{n}}$	S: Sayısal Değer G: Gerçek Değer n: Veri Sayısı
MAE	$\frac{ S_1 - G_1  + \dots +  S_n - G_n }{n}$	S: Sayısal Değer G: Gerçek Değer n: Veri Sayısı

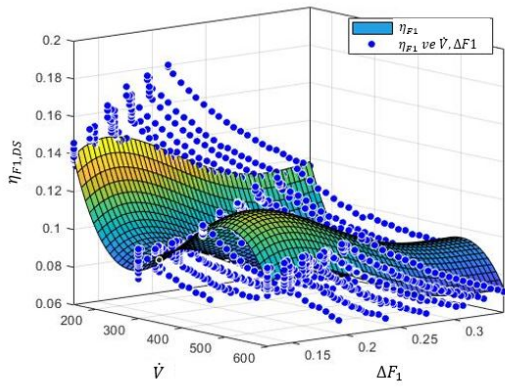
### 3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, katı nem alıcı bir rotorun farklı debi ve rejenerasyon sıcaklıkları için proses kanalındaki  $T_2$  ve  $W_2$  değerlerinin basit bir şekilde hesaplanabilmesi ve farklı çalışmalarda kullanılabilmesi için Jurinak'ın modeli [8] baz alınarak bir model geliştirilmiştir. Jurinak'ın modelinde nem alıcı rotorda  $T_2$  ve  $W_2$  değerlerinin bilinmesi için  $\eta_{F1}$  ve  $\eta_{F2}$  verimlilik faktörleri kullanılmaktadır. Literatürde bu faktörler genelde çalışılan aralıklar için sabit değerler almaktadır. Bu çalışmada  $\eta_{F1}$  ve  $\eta_{F2}$  verimlilik faktörleri, değişken debi ve rejenerasyon sıcaklıklarında ( $T_3$ ), proses ve rejenerasyon kanalından farklı giriş şartları göz önünde bulundurularak belirlenmiştir. Katı nem alıcı rotorun çıkışındaki havanın model ile hesaplanan şartlarının, üretici verilerine daha

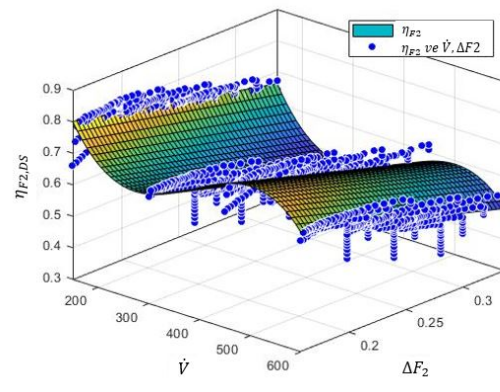
yakın doğrulukta olabilmesi için, proses kanalına giren havanın iki farklı sıcaklık aralığında (5-20 °C ve 25-40°C) olma durumu değerlendirilerek model oluşturulmuştur.

Şekil 2-a, b, c ve d'de sırasıyla nem alıcı rotora giren havanın düşük ve yüksek sıcaklıklar aralığında olma durumunda üretici verileri ve Eşitlik 3 ve 4 kullanılarak hesaplanan  $\eta_{F1}$  ve  $\eta_{F2}$  verimlilik faktörlerinin debi ( $\dot{V}$ ) ve karakteristik

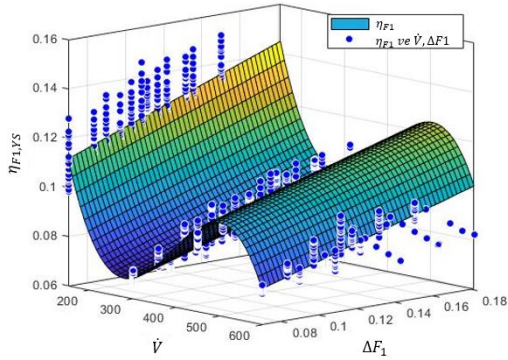
potansiyel farklar ( $\Delta F_1$  ve  $\Delta F_2$ ) ile değişimleri gösterilmiştir. Bu veriler kullanılarak DS ve YS için  $\eta_{F1}$  ve  $\eta_{F2}$  polinomsal eşitlikleri, debi ve karakteristik potansiyel farkların fonksiyonu olarak üretilmiştir (Eşitlik 7-10). Düşük sıcaklıklar için üretilen verimlilik faktörleri ( $\eta_{F1,DS}$  ve  $\eta_{F2,DS}$ ) Eşitlik 7 ve 8'de, yüksek sıcaklıklar için üretilen verimlilik faktörleri ( $\eta_{F1,YS}$  ve  $\eta_{F2,YS}$ ) ise Eşitlik 9 ve 10'da verilmiştir. Eşitliklerdeki sabit katsayılar Çizelge 3'de yer almaktadır.



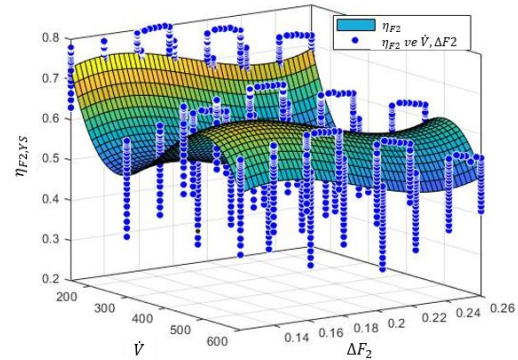
(a)



(b)



(c)



(d)

**Şekil 2.** Düşük (a ve b) ve yüksek (c ve d) sıcaklık için verimlilik faktörlerinin debi ve karakteristik potansiyel farkları ile değişimi

$$\eta_{F1,DS} = a_1 + a_2 \cdot \dot{V} + a_3 \cdot \Delta F_1 + a_4 \cdot \dot{V}^2 + a_5 \cdot \dot{V} \cdot \Delta F_1 + a_6 \cdot \Delta F_1^2 + a_7 \cdot \dot{V}^3 + a_8 \cdot \dot{V}^2 \cdot \Delta F_1 + a_9 \cdot \dot{V} \cdot \Delta F_1^2 + a_{10} \cdot \Delta F_1^3 + a_{11} \cdot \dot{V}^3 \cdot \Delta F_1 + a_{12} \cdot \dot{V}^2 \cdot \Delta F_1^2 + a_{13} \cdot \dot{V} \cdot \Delta F_1^3 + a_{14} \cdot \Delta F_1^4 \quad (7)$$

$$\eta_{F2,DS} = b_1 + b_2 \cdot \dot{V} + b_3 \cdot \Delta F_2 + b_4 \cdot \dot{V}^2 + b_5 \cdot \dot{V} \cdot \Delta F_2 + b_6 \cdot \dot{V}^3 + b_7 \cdot \dot{V}^2 \cdot \Delta F_2 \quad (8)$$

$$\eta_{F1,YS} = c1 + c2 \cdot \dot{V} + c3 \cdot \Delta F_1 + c4 \cdot \dot{V}^2 + c5 \cdot \dot{V} \cdot \Delta F_1 + c6 \cdot \dot{V}^3 + c7 \cdot \dot{V}^2 \cdot \Delta F_1 \quad (9)$$

$$\eta_{F2,YS} = d1 + d2 \cdot \dot{V} + d3 \cdot \Delta F_2 + d4 \cdot \dot{V}^2 + d5 \cdot \dot{V} \cdot \Delta F_2 + d6 \cdot \Delta F_2^2 + d7 \cdot \dot{V}^3 + d8 \cdot \dot{V}^2 \cdot \Delta F_2 + d9 \cdot \dot{V} \cdot \Delta F_2^2 + d10 \cdot \Delta F_2^3 \quad (10)$$

**Çizelge 3.** Polinomsal eşitliklerdeki sabit katsayı değerleri

Eşitlik 7	a1=0,03235, a2=-0,002886, a3=6,734, a4=8,204×10 <sup>-6</sup> , a5=0,0004009, a6=-41,55, a7=-6,929×10 <sup>-09</sup> , a8=-5,047×10 <sup>-06</sup> , a9=0,006358, a10=101,8, a11=4,071×10 <sup>-09</sup> , a12=7,24×10 <sup>-07</sup> , a13=-0,01002, a14=-87,73,
Eşitlik 8	b1=1,744, b2=-0,00882, b3=-0,4722, b4=2,556×10 <sup>-05</sup> , b5=-0,002296, b6=-2,227×10 <sup>-08</sup> , b7=2,299×10 <sup>-06</sup>
Eşitlik 9	c1=0,3118, c2=-0,002328, c3=0,3697, c4=6,545×10 <sup>-06</sup> , c5=-0,0005717, c6=-5,618×10 <sup>-09</sup> , c7=6,065×10 <sup>-07</sup>
Eşitlik 10	d1=0,7327, d2=-0,01225, d3=20,69, d4=3,406×10 <sup>-05</sup> , d5=-0,0001866, d6=-115,6, d7=-2,902×10 <sup>-08</sup> , d8= 3,445×10 <sup>-07</sup> , d9=-0,0004209, d10=203,2

Çizelge 4’de sırasıyla düşük ve yüksek sıcaklıklarda  $\eta_{F1}$  ve  $\eta_{F2}$  verimlilik faktörlerinin hesaplanması için geliştirilen modellerin doğruluk kriterleri olan RMSE ve MAE sonuçları verilmiştir. RMSE ve MAE değerlerinin düşük olması verimlilik faktörlerini hesaplayan bu eşitliklerin kullanılabilirliğini göstermektedir.

**Çizelge 4.** DS ve YS için elde edilen verimlilik faktörlerinin ( $\eta_{F1}$  ve  $\eta_{F2}$ ) RMSE değerleri

Parametre	RMSE	MAE
$\eta_{F1,DS}$	0,004721	0,008668
$\eta_{F2,DS}$	0,007660	0,025885
$\eta_{F1,YS}$	0,001447	0,004611
$\eta_{F2,YS}$	0,071010	0,057195

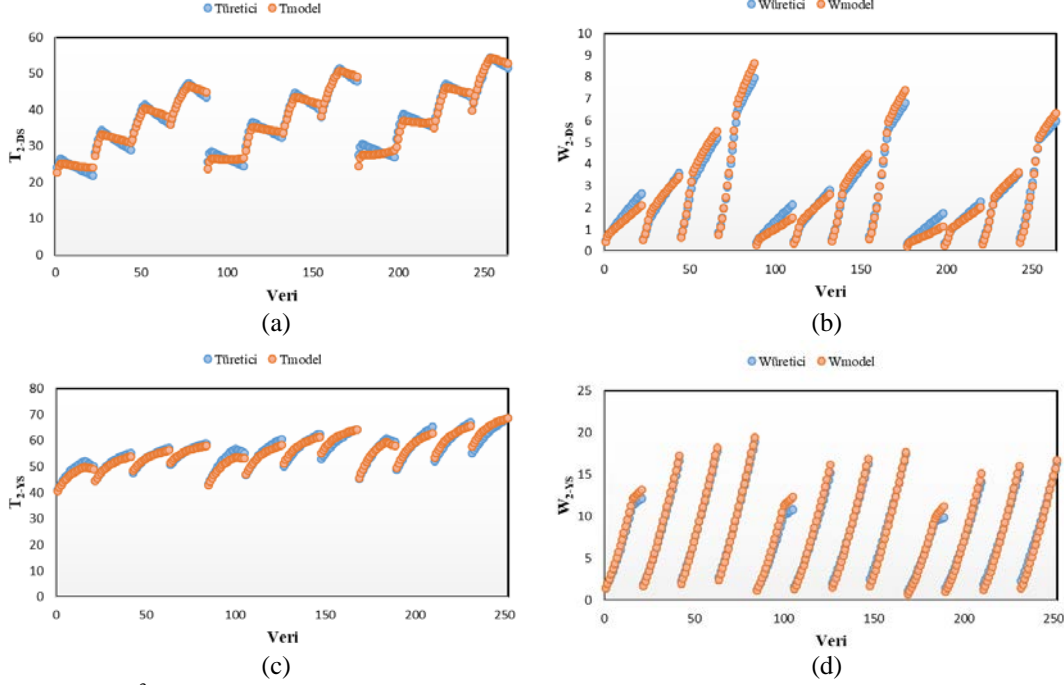
Çalışma kapsamında son olarak geliştirilen modelden elde edilen sonuçlar ile üretici verileri kıyaslanmıştır. Şekil 3,4,5 ve 6’da sırasıyla 150, 300, 450 ve 600 m<sup>3</sup>/saat debide farklı giriş şartlarına göre, geliştirilen model (sayısal çözümlene) ve üretici verileri ile elde edilen proses havası çıkış sıcaklık ( $T_{2-DS}$ ,  $T_{2-YS}$ ) ve mutlak nem değerleri ( $W_{2-DS}$ ,  $W_{2-YS}$ ) verilmiştir. Toplamda model ve üretici verileri ile elde edilen 2067 sıcaklık çıktı verisi ve 2067 mutlak nem çıktı verisi kıyaslanmıştır. Şekillerden de görüldüğü gibi

aynı giriş şartlarında model ile elde edilen veriler, üretici verileri ile iyi bir uyum içerisindedir. Şekil 7’de, tüm debiler için sırasıyla düşük (a ve b) ve yüksek (c ve d) sıcaklık şartlarında nem alıcı rotordan çıkan havanın geliştirilen model ve üretici verileri ile elde edilen sıcaklık ve mutlak nem değerlerinin kıyaslaması yapılmıştır. Katı nem alıcı rotora giren havanın, düşük sıcaklık aralığında olma durumu için elde edilen eşitliklerin, yüksek sıcaklık aralığında olma durumu için elde edilen eşitliklere kıyasla daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

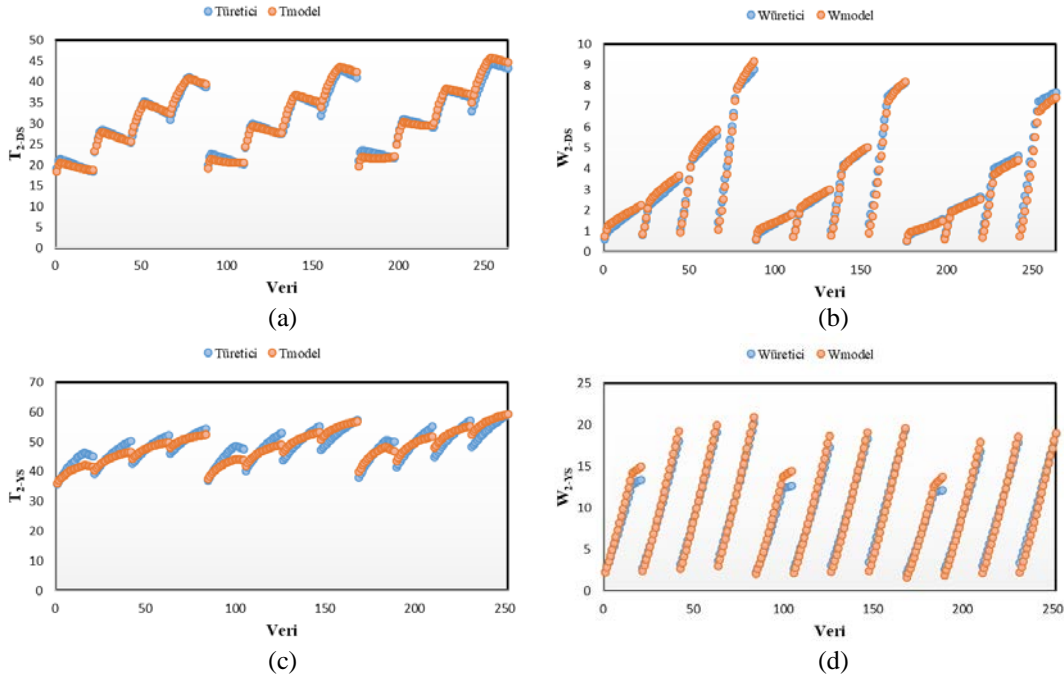
Çizelge 5’de DS ve YS için hesaplanan  $T_2$  ve  $W_2$  değerlerinin doğruluk kriterleri olan RMSE ve MAE sonuçları verilmiştir. Tablodan görüldüğü gibi oluşturulan modelin doğruluk kriterleri düşük değerler almıştır. Bu durum geliştirilen modelin, her iki sıcaklık aralığı için kullanılabilir olduğunu göstermektedir.

**Çizelge 5.** DS ve YS için model ile elde edilen  $T_2$  ve  $W_2$  değerlerinin doğruluk kriterleri

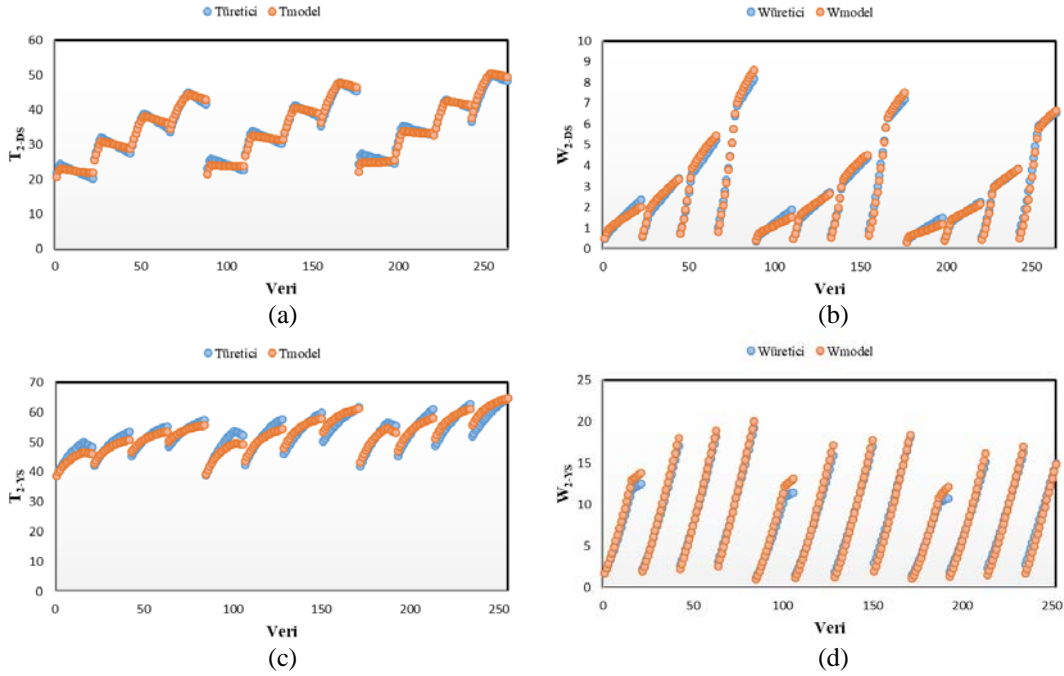
Parametre	RMSE	MAE
$T_{2-DS}$	0,9246	0,7350
$W_{2-DS}$	0,2388	0,1828
$T_{2-YS}$	1,8934	1,5509
$W_{2-YS}$	0,6441	0,5220



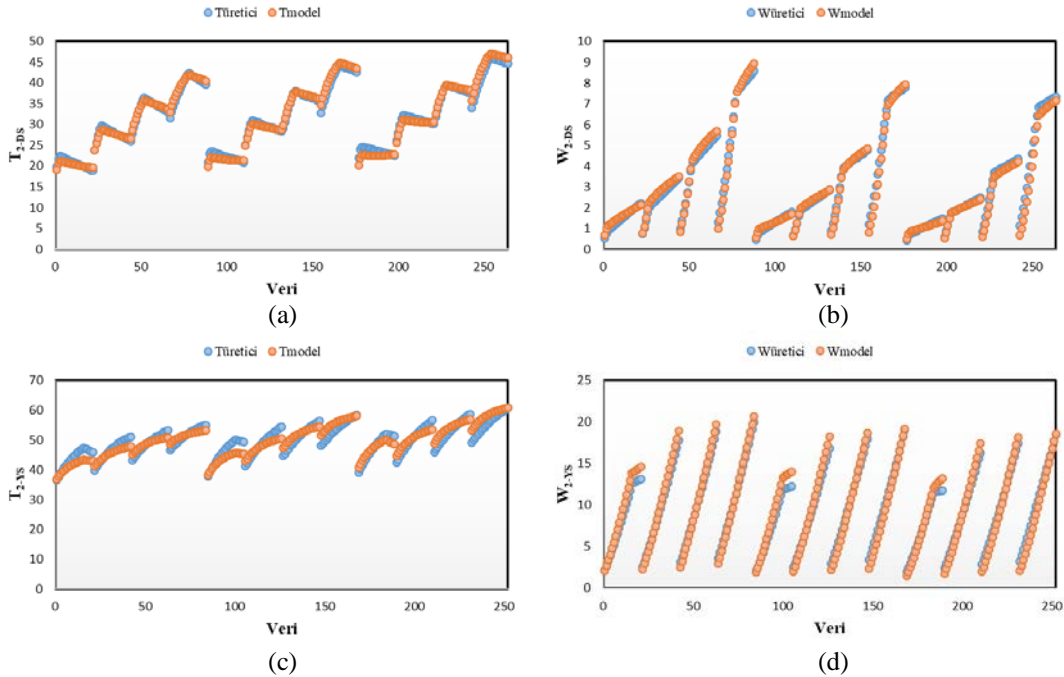
Şekil 3. 150 m<sup>3</sup>/saat debi için farklı giriş şartlarına göre, geliştirilen model ve üretici verilerinin karşılaştırılması



Şekil 4. 300 m<sup>3</sup>/saat debi için farklı giriş şartlarına göre, geliştirilen model ve üretici verilerinin karşılaştırılması

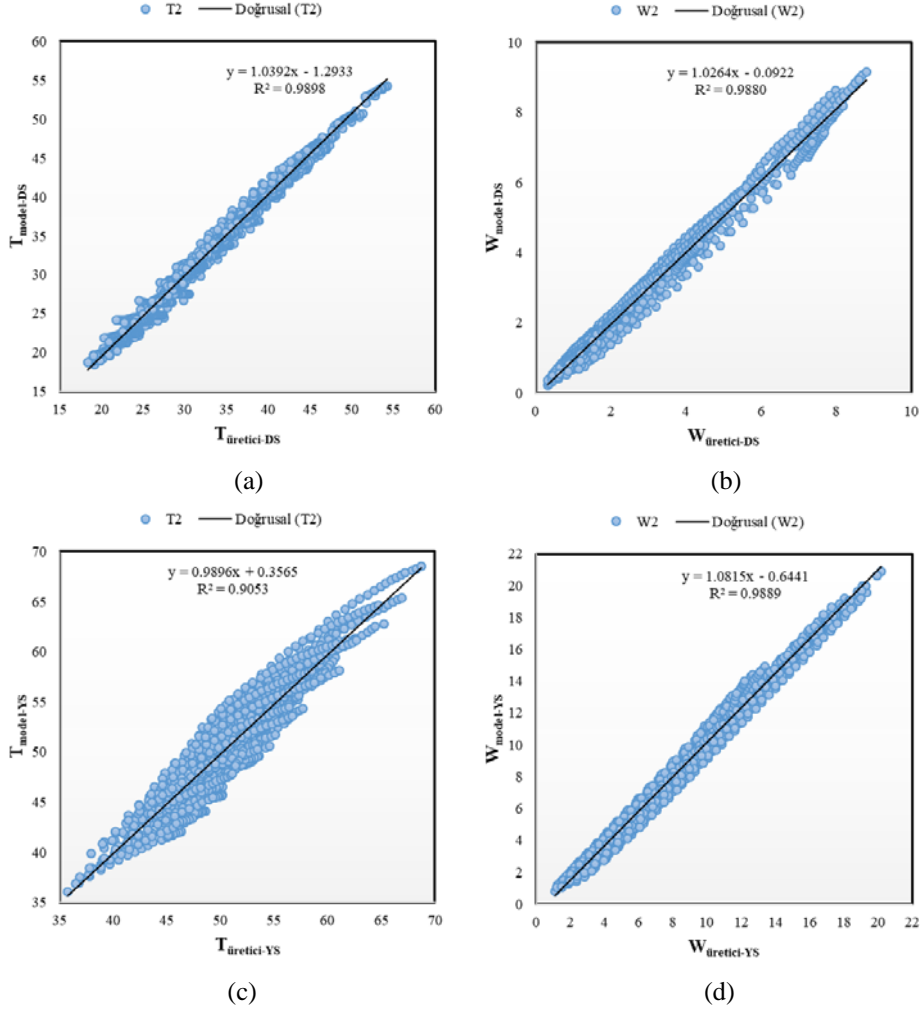


Şekil 5. 450 m<sup>3</sup>/saat debi için farklı giriş şartlarına göre, geliştirilen model ve üretici verilerinin karşılaştırılması



Şekil 6. 600 m<sup>3</sup>/saat debi için farklı giriş şartlarına göre, geliştirilen model ve üretici verilerinin karşılaştırılması





Şekil 7. Farklı debi ve giriş şartları için geliştirilen model ve üretici verilerinden elde edilen  $T_2$  ve  $W_2$  değerlerinin kıyaslanması

#### 4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, katı nem alıcı bir rotorun farklı debi ve rejenerasyon sıcaklıklarında çalışma durumu için bir model geliştirilmiştir. Jurinak'ın modeli [8] baz alınarak geliştirilen model ile proses kanalından çıkan havanın sıcaklık ve mutlak nem değerleri hesaplanabilmektedir. Çalışma sonunda:

- Nem alıcı rotora proses ve rejenerasyon havasından giren havanın şartlarına ve farklı debilere göre verimlilik faktörleri ( $\eta_1$  ve  $\eta_2$ ) için eşitlikler üretilmiştir. Düşük ve yüksek

sıcaklıklarda elde edilen verimlilik faktörlerinin doğruluk kriterleri olan RMSE ve MAE değerleri sırasıyla  $RMSE_{\eta_{F1-DS}}=0,004721$  ve  $MAE_{\eta_{F1-DS}}=0,008668$ ,  $RMSE_{\eta_{F2-DS}}=0,007660$  ve  $MAE_{\eta_{F2-DS}}=0,025885$ ,  $RMSE_{\eta_{F1-YS}}=0,001447$  ve  $MAE_{\eta_{F1-YS}}=0,004611$ ,  $RMSE_{\eta_{F2-YS}}=0,071010$  ve  $MAE_{\eta_{F2-YS}}=0,057195$  olarak elde edilmiştir.

- Oluşturulan verimlilik faktör eşitlikleri kullanılarak geliştirilen model ile proses kanalından çıkan havanın sıcaklık ( $T_2$ ) ve mutlak nemi ( $W_2$ ) sayısal olarak hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar ile üretici verileri

kıyaslandığında izlenen trendlerin birbirine uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

- Geliştirilen modelden elde edilen  $T_2$  ve  $W_2$  değerlerinin doğruluk kriterleri sırasıyla  $RMSE_{T-DS}=0,9246$  ve  $MAE_{T-DS}=0,7350$ ,  $RMSE_{W-DS}=0,2388$  ve  $MAE_{W-DS}=0,1828$ ,  $RMSE_{T-YS}=1,8934$  ve  $MAE_{T-YS}=1,5509$ ,  $RMSE_{W-YS}=0,6441$  ve  $MAE_{W-YS}=0,5220$  olarak elde edilmiştir.
- Sonuç olarak, yapılan bu çalışmayla geliştirilen modelin, farklı giriş havası şartlarında çalışan bir nem alıcı rotorun çıkış şartlarının belirlenebilmesi için kullanılabilirliğinin uygun olduğu görülmüştür.

## 5. TEŞEKKÜR

Bu çalışma Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi (OKÜBAP) tarafından OKÜBAP-2018-PT3-015 numaralı proje kapsamında desteklenmiştir. Desteklerinden dolayı OKÜBAP'a teşekkür ederiz.

## 6. KAYNAKLAR

1. Uçkan, I., Yılmaz, T., Hürdoğan, E., Büyükalaca, O., 2015. Development of an Artificial Neural Network Model for the Prediction of the Performance of a Silica-gel Desiccant Wheel, *International Journal of Green Energy*, 12, 1159-1168.
2. Cejudo, J.M., Moreno, R., Carrilo, A., 2002. Physical and Neural Network Models of a Silica-Gel Desiccant Wheel, *Energy and Buildings*, 34, 837-844.
3. İdiz, A., Koçak, Y.C., Akdemir, Ö., Güngör, A., 2017. İklimlendirme Sistemlerinde Evaporatif Soğutma Uygulamaları, 13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi (TESKON), İzmir, Türkiye.
4. Parmar, H., Hindoliya, D.A., 2011. Artificial Neural Network Based Modelling of Desiccant Wheel, *Energy and Buildings*, 43, 3505-3513.
5. Qiu, G.Q., Riffat, S.B., 2010. Experimental Investigation of a Novel Air Dehumidifier Using Liquid Desiccant, *International Journal of Green Energy*, 7, 174-80.
6. Yutong, L., Hongxing, Y., 2010. Experimental Study of an Open-Cycle Solar Collector/Regenerator Using Liquid Desiccant for Air Conditioning, *International Journal of Green Energy*, 7, 273-88.
7. Li, H., Dai, Y.J., Li, Y., La, D., and Wang, R.Z. 2011. Experimental Investigation on a One-Rotor-Two-Stage Desiccant Cooling/Heating System Driven by Solar Air Collectors, *Applied Thermal Engineering*, 31, 3677-83.
8. Jurinak, J.J., 1982. Open-cycle Solid Desiccant Cooling-Component Models and System Simulation, Ph.D. Thesis, University of Wisconsin, Madison.
9. Howe, R., Rotary Desiccant Dehumidifier, 1983. TRNLIB-Libraries of User-Written TRNSYS Components, Solar Energy Laboratory, <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/trnlib/dessi.htm>.
10. White, S.D., Goldsworthy, M., Reece, R., Spillmann, T., Gorur, A., Lee, D.Y., 2011. Characterization of Desiccant Wheels with Alternative Materials at Low Regeneration Temperatures, *International Journal of Refrigeration*, 34, 1786-1791.
11. Stabat, P., Marchio, D., 2008. Heat-and-Mass Transfers Modelled for Rotary Desiccant Dehumidifiers, *Applied Energy*, 85, 128-142.
12. Panaras, G., Mathioulakis, E., Belessiotis, V., Kyriakis, N., 2010. Experimental Validation of a Simplified Approach for a Desiccant Wheel Model, *Energy and Buildings*, 42, 1719-1725.
13. Joudi, K.A., Dhaidan, N.S., 2001. Application of Solar Assisted Heating and Desiccant Cooling Systems for a Domestic Building, *Energy Conversion and Management*, 42, 995-1022.
14. Nia, F.E., Paassen, D.V., Saidi, M.H., 2006. Modeling and Simulation of Desiccant Wheel for Air Conditioning, *Energy and Building*, 38, 1230-9.
15. Beccali, M., Butera, F., Guanella, R., Adhikari, R.S., 2003. Simplified Models for the Performance Evaluation of Desiccant Wheel Dehumidification, *International Journal of Energy Research*, 27, 17-29.

- 16.** Sheridan, J.C., Mitchell, J.W., 1985. A Hybrid Solar Desiccant Cooling System, *Solar Energy*, 34(2), 187-193.
- 17.** NovelAire 2012. Desiccant Wheel Simulation Program Version 2012. <https://www.novelaire.com>, (Erişim tarihi 10.02.19).
- 18.** Hürdoğan, E., Büyükalaca, O., Yılmaz, T., Uçkan, İ., 2011. Nem Almalı Bir İklimlendirme Sisteminin Analizi, 6<sup>th</sup> International Advanced Technologies Symposium (IATS'11), Elazığ, Türkiye.
- 19.** Das, M., Akpınar, E.K., 2018. Investigation of Pear Drying Performance by Different Methods and Regression of Convective Heat Transfer Coefficient with Support Vector Machine, *Applied Sciences*, 1-16.

