

# SU KAYNAKLI ISI POMPALARI İÇİN İNVERTER KOMPRESÖR KULLANIMININ ANALİTİK OLATAK İNCELENMESİ

*Analytical Investigation of the Usage of Inverter Compressor for Water Source Heat Pump*

**Cansu Fındık  
Dilek Kumlutaş  
Özgün Özer  
Göknil Sönmez  
Tunahan Akış  
Utku Alp Yücekaya**

## ÖZET

Bu çalışma kapsamında, su kaynaklı ısı pompalarında değişken devirli (inverter) kompresör kullanımının çevrim verimine katkısı kıyaslamalı olarak incelenmiştir. Isı pompası çevrimi altı ana bileşenden oluşmaktadır; (i) kompresör, (ii) iç ortam eşanjörü, (iii) dış ortam eşanjörü, (iv) iç ortam eşanjör fanı (v) genişleme vanası ve (vi) dört yollu vana. Kıyaslama için, aynı nominal güce sahip sabit hızlı bir kompresör aynı çevrimde modellenmiştir. Kompresör verileri, değişken buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarına bağlı olarak üretici tarafından verilmektedir. Bu bilgilere paralel olarak Engineering Equation Solver (EES) ticari yazılımı kullanılarak 1.5 kW ile 4 kW arasında değişen soğutma kapasiteli bir soğutma çevrimi modellenmiştir. Çevrimde R410a soğutucu akışkanı kullanılmaktadır. Değişken devirli kompresörün verimi, kompresör devrine bağlı, parametrik olarak analiz edilmiştir. Sonuç olarak çevrim verimleri, kompresör güç tüketim değerleri karşılaştırılmalı olarak sunulmuş ve su kaynaklı ısı pompalarında değişken devirli kompresör kullanımına bağlı verim artışı irdelenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Su kaynaklı ısı pompası, Değişken devirli kompresör, Enerji verimliliği

## ABSTRACT

In this study, effects of variable frequency compressors usage to the cycle efficiency increment in water source heat pumps are investigated comparatively. The heat pump cycle consists of six main components; (i) compressor, (ii) indoor heat exchanger, (iii) outdoor heat exchanger, (iv) indoor heat exchanger fan (v) expansion valve and (vi) four-way valve. For comparison, an on/off compressor with the same nominal capacity is modeled in the same cycle. Compressor data are given by the manufacturer, depending on variable evaporation and condensation temperatures. In parallel with this information, a refrigeration cycle with variable cooling capacity between 1.5 kW and 4 kW is modeled with Engineering Equation Solver (EES) commercial software. R410a refrigerant is used in the refrigeration cycle. The efficiency of variable speed compressor is analyzed parametrically depending on the compressor frequency. In conclusion, cycle efficiencies, compressor power consumption values are presented comparatively, and the efficiency increase that depends on the usage of variable frequency compressor in water source heat pumps is presented.

**Key Words:** Water source heat pump, Variable speed compressor, Energy efficiency

## 1. GİRİŞ

Enerji üretimi ve kullanımı, sera gazı emisyonlarının %75'inden fazlasını oluşturmaktadır. Bu nedenle, enerji sisteminin karbondan arındırılması, 2030 iklim hedeflerinde ve Avrupa Birliği'nin 2050 yılına kadar karbon nötrlüğüne ulaşmaya yönelik uzun vadeli stratejisine ulaşmak için kritik öneme sahiptir. Enerji verimliliğine öncelik vermek, binaların enerji performansını iyileştirmek Avrupa Yeşil Mutabakatı'nın odaklandığı ilkelere dendir [1]. Artan küresel ısınma etkisi ve sera gazı salınımı ile birlikte ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme uygulamalarında enerji verimliliğinin ülkeler bazında kademeli olarak zorunlu hale gelmesi ile birlikte inverter teknolojilerine olan odak giderek artmaktadır. Isı pompası teknolojisi, ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme (HVAC) uygulamaları içerisinde en sık kullanılan cihazlardan biridir. Geleneksel ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemlerine nazaran enerji akışını çift taraflı sağlar [2].

Su kaynaklı ısı pompası (Water Source Heat Pump -WSHP) sistemi, yüksek enerji verimliliği nedeniyle binalar için verimli bir soğutma ve ısıtma sistemi olarak kullanılabilir. Düşük yatırım maliyeti, düşük işletme maliyeti ve kısa geri ödeme süresi avantajları, su kaynaklı ısı pompası sistemlerini hem soğutma hem de ısıtmanın talep edildiği alanlar için popüler hale getirmektedir [3].

Günümüz ihtiyaçları göz önüne alınarak literatürde gerek hava kaynaklı, gerek su kaynaklı ısı pompaları üzerine birçok çalışma görülebilir. Bu çalışmaların çoğunluğu bu sistemlerde kullanılan kompresörün verimliliği üzerine odaklanmıştır. Park ve diğerleri [4], süreklilik denklemi, gerçek gaz denklemi ve enerji korunum denklemini kullanarak kompresör modeli geliştirmiştir. Model bulguları arasında, akışkan kaçaqları da dikkate alınarak kompresör hacimsel verimi, dönüş akışkan sıcaklığı, kompresör motor verimi yer almaktadır. Bunun yanı sıra kompresör hızına bağlı olarak akışkan kütledebisi, aşırı kızdırma değerleri, soğutma kapasitesi ve kompresör güç tüketimi verileri de tespit edilmiştir. Elde edilen bulgular %10 sapma oranı ile deneysel verilerle doğrulanmıştır.

Dardenne ve diğerleri [5], kompresör performansının doğru bir şekilde hesaplanması için, kompresör geometrik özelliği bilgisine ihtiyaç duymadan, standart spiral kompresörler için büyük ölçüde yarı deneysel modeller önerilmesine rağmen buhar enjeksiyonlu değişken hızlı spiral kompresörün yarı deneysel bir modelini tanıtmışlardır. Hesaplanan emme hattı ve enjeksiyon hattı soğutucu akışkan kütle akış hızlarının, kompresör elektrik gücünün ve soğutucu akışkanın %89-%98'ini bulan deneysel veri setleri ile doğrulanmıştır.

Literatürde sistemi bütünlük olarak inceleyen çalışmalar da mevcuttur. Zhang ve diğerleri [3], su kaynaklı ısı pompasının model belirsizliği ve bunun su kaynaklı ısı pompası sistemlerinin enerji performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu çalışmada, farklı ısı pompası modelleri kullanarak su kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji performansını hesaplamışlar ve analiz etmişlerdir. Su kaynaklı ısı pompası sistemlerinin yıllık enerji verimliliğinin 3.13 ile 4.35 arasında değiştiğini belirtmişlerdir.

Adhikari ve diğerleri [6], ısı pompası teknolojisinde sabit hızlı ve değişken hızlı kompresörlerin karşılaştırmalı performansına odaklanmışlar ve değişken hızlı kompresörlerin, özellikle hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinde, sabit hızlı kompresörlere %18 oranında enerji tasarrufu sağlayabildiğini göstermişlerdir.

Tassou ve diğerleri [7], kapasite kontrollü bir ısı pompasının performansı ile sabit hızlı bir sistemin performansını karşılaştırmışlardır. Nominal kompresör hızının yarısı kadar hız azaltma sınırlaması olan kapasite kontrollü sistemin, sabit hızlı sisteme göre enerji kullanım verimliliğinde %10 oranından fazla iyileştirme sağlayabildiğini belirtmişlerdir. Değişken hızlı sistemlerin enerji tasarrufu potansiyelinin daha geniş hız aralığına sahip kompresörlerin kullanılmasıyla daha da artırılabilirliğini ortaya koymuşlardır.

Dechesne ve diğerleri [8], enjeksiyonlu değişken hızlı spiral kompresör ile çalışan bir ev tipi ısı pompasının deneysel bir çalışmasını yapmışlardır. Değişken hızlı kompresörün performansını ve emiş ile enjeksiyon portlarındaki aşırı ısınmanın ısı pompalarının genel performansı üzerindeki etkisini vurgulamaya çalışmışlardır. Aşırı kızdırma derecesinin 15 K'den 5 K'e düşürülmesi, performans katsayısının (COP, Coefficient of Performance) ve ısıtma kapasitesinin ortalama olarak sırasıyla %9.3

ve %12.6 artmasına ve basma hattı sıcaklığının ortalama 6 K düşürülmesine yardımcı olmuştur. Aşırı kızgınlık derecesinin düşürülmesi hem ısı pompası performans katsayısını hem de ısıtma kapasitesini artırırken basma hattı sıcaklığını düşürdüğü konusunda pozitif bir etki gösterdiğini belirtmişlerdir.

Zhang ve diğerleri [9], bir su kaynaklı ısı pompası iklimlendirme sisteminin termodinamik performansının simülasyonunu gerçekleştirmişler ve simülasyon sonuçlarını uygulaması gerçekleştirilmiş bir mühendislik projesiyle karşılaştırmışlardır. Sistem enerji tüketiminin azaltılması için uygun çalışma noktasının belirlenmesi gerektiğini ortaya koymuşlardır.

Xue ve diğerleri [10], su kaynaklı ısı pompasının kompresörünü; kompresör hızı, motor karakteristikleri ile tork karakteristikleri arasındaki bağlantıyı içerecek şekilde modellemişlerdir. Analitik modelin değişken hız özellikleri sayesinde kompresörün, ısı pompası çalışma koşullarına uyacak şekilde kapasitesini ayarlamak için bir kontrol stratejisi sağlandığını göstermişlerdir.

Bu çalışmada ise, bir üretici tarafından performans değerleri beyan edilen sabit devirli kompresör ile değişken devirli kompresörün bir ısı pompası çevrimi üzerinde termodinamiğin birinci yasası kullanılarak modellenmesine yönelik çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Her iki kompresör de nominal koşullarda aynı süpürme hacmine sahiptir. Günümüz HVAC uygulamalarında yaygın olarak kullanıldığı için soğutucu akışkan olarak R410a akışkanı hesaplamalarda dikkate alınmıştır. Bu kompresörlerin değişen mahal soğutma yüküne göre verdikleri tepkiye bağlı olarak buldukları çevrimin etkinlik katsayıları irdelenip, inverter teknolojisinin etkinlik katsayısı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

## 2. MATERYAL VE METOD

Çalışma kapsamında, iki farklı spiral kompresörün (sabit devirli ve değişken devirli) performans eğrilerinden yararlanılmıştır. Kompresörlerin 8.3 K aşırı soğutma derecesi ve 11.1 K aşırı kızdırma derecesi için, soğutma çevriminde farklı buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarındaki soğutma kapasitesi, güç tüketimi ve süpürme hacmine bağlı soğutucu akışkan kütleli debisi verileri kullanılmıştır.

Çevrimde soğutucu akışkan olarak R410a akışkanı alınmış ve termodinamik özelliklerinin belirlenmesi için ticari bir yazılım olan Engineering Equation Solver (EES) kullanılmıştır. Sabit devirli kompresöre ait performans denklemi ve bu denkleme ait katsayılar Denklem 1 ve Tablo 1 ile verilmektedir.

**Tablo 1.** Sabit devirli kompresöre ait soğutma kapasitesi polinom katsayıları

| Yoğuşma Sıcaklığı [°C] | A      | B      | C      |
|------------------------|--------|--------|--------|
| 60                     | 1.3819 | 80.394 | 2289.4 |
| 54.4                   | 1.2680 | 86.229 | 2484.3 |
| 50                     | 1.2122 | 89.940 | 2633.8 |
| 43                     | 1.0312 | 95.822 | 2870.7 |
| 40.5                   | 1.0991 | 98.586 | 2951.6 |

$$Q_c = AT_e^2 + BT_e + C \quad (1)$$

Denklem 1'de  $T_e$  (°C) buharlaşma sıcaklığıdır. Görüleceği üzere polinom katsayıları (A, B, C) belirli bir yoğuşma sıcaklığı (°C) için bilinmektedir.

Değişken devirli kompresörde soğutma kapasitesi sonuçlarının, üreticinin deneysel sonuç beyanına göre belirlenmesinde, sabit devirli kompresörden farklı olarak devir parametresi de etkilidir. Bu sebeple değişken devirli kompresörün, çevrimde oluşturduğu soğutma kapasitesinin belirlenmesi için kapalı fonksiyon kullanımı söz konusudur. ANSI/AHRI Standard 540 [11] önerisinde kompresör performansı parametrelerinin belirlenmesinde "ten coefficient" metodunu öne sürmektedir. Bu metod kullanılarak Denklem 2 ile verilen, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak oluşturulan kapalı denkleme ulaşılabilir.

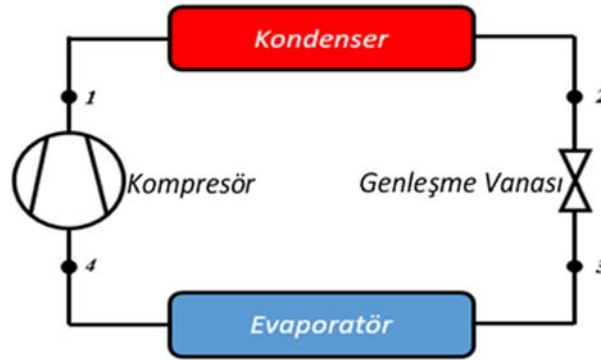
$$\phi(x, y) = p_1 + p_2x + p_3y + p_4x^2 + p_5xy + p_6y^2 + p_7x^3 + p_8x^2y + p_9xy^2 + p_{10}y^3 \quad (2)$$

Denklem 2'de p katsayıları kompresörü tanımlayan polinoma ait katsayılar, x parametresi °C biriminde buharlaşma sıcaklığı, y parametresi ise °C biriminde yoğuşma sıcaklığıdır. Bu katsayılarla ilgili olarak kompresörün 80 devir/dakika hızda soğutma kapasitesi, akım ve güç tüketimi bilgileri Tablo 2 ile verilmiştir.

**Tablo 2.** Değişken devirli kompresöre ait soğutma kapasitesi polinom katsayıları

| Katsayı | Kapasite [W] | Güç Tüketimi [W] | Akım [A]    |
|---------|--------------|------------------|-------------|
| p1      | 6014.3       | -1325.7          | 4.2938      |
| p2      | 192.17       | 0.97013          | -0.0055591  |
| p3      | -11.978      | 133.22           | -0.032783   |
| p4      | 0.47547      | 0.0053471        | -0.00016446 |
| p5      | -0.62134     | -0.055396        | 0.000079082 |
| p6      | -0.73534     | -2.4809          | 0.00078394  |
| p7      | -0.007752    | -0.0027542       | 0.000003032 |
| p8      | 0.027044     | -0.002278        | -2.6475E-06 |
| p9      | -0.0071292   | 0.0028496        | 7.1118E-06  |
| p10     | 0.0042054    | 0.018618         | 4.3585E-06  |

Denklem 1 ve Denklem 2 yardımı ile bilinen katsayıların ışığında, modellenecek olan çevrime dair soğutma kapasitesi (W), güç tüketimi (W), soğutucu akışkan kütleli debisi (kg/s) farklı buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları (°C) için hesaplanabilir.



**Şekil 1.** Çevrim Şematiği

Şekil 1 ile incelenen soğutma çevriminin şematiği verilmiştir. 1 numaralı hat kompresör çıkış hattı, 2 ve 3 numaralı hat likit hattı ve 4 numaralı hat kompresör dönüş hattıdır. Soğutma çevrimi analizinde buharlaşma sıcaklığı (°C), yoğuşma sıcaklığı (°C), değişken devirli kompresör için kompresör devri (Hz) girdi parametreleridir. Tablo 1 ve Tablo 2 ile verilen katsayılar ise kompresör üreticileri tarafından 8.3 K aşırı soğutma ve 11.1 K aşırı kızdırma derecesi için deneysel olarak elde edilmiştir. Bu bilgiler ile bilinen bir buharlaşma sıcaklığı için kompresör emiş hattında, R410a akışkanına ait entalpi değerine Denklem 3 [12] ve Denklem 4 [12] yardımı ile ulaşılabilir.

$$P_e = P('R410a', T = T_e, x = 1) \quad (3)$$

$$h_4 = h('R410a', P = P_e, T = T_4) \quad (4)$$

$$T_4 = T_e + SH \quad (5)$$

Denklem 3'de görülen  $P_e$  (Pa) buharlaşma basıncıdır, çevrimin alçak basınç kademesini temsil etmektedir. Öte yandan yine Denklem 3'de verilen x parametresi kuruluk derecesidir. Denklem 4'de

ise  $h_4$  kompresör dönüş hattındaki entalpi değerini simgelemektedir.  $T_4$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) ise dönüş hattı soğutucu akışkan sıcaklığıdır ve Denklem 5 [12] ile ifade edildiği gibi buharlaşma sıcaklığına ( $^{\circ}\text{C}$ ) çevrimdeki aşırı kızdırma derecesi eklenerek tayin edilebilir. SH ise aşırı kızdırma değeridir. Denklem 3 ve Denklem 4, R410a akışkanının basınç – entalpi diyagramının okunması ile çözülebilir.

Denklem 6'da [12] belirtilen  $W_c$  (W) parametresi kompresör güç tüketimidir. Dönüş hattındaki entalpi değerinin çözümlenmesi ile kompresör güç tüketimi verisi kullanılarak, Denklem 6 aracılığı ile basma hattı entalpisi tespit edilebilir.

$$W_c = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (6)$$

Kondenser çıkışında ise bilinen bir yoğuşma sıcaklığı değeri ve aşırı soğutma derecesi kullanılarak Denklem 7 [12] ve Denklem 8 [12] yardımıyla likit hattında genleşme vanası öncesi soğutucu akışkan sıcaklığı tayin edilerek kondenser çıkışında genleşme vanası öncesi soğutucu akışkan entalpi değeri hesaplanabilir.

$$P_c = P(R410a', T = T_c, x = 0) \quad (7)$$

$$h_2 = h(R410a', P = P_c, T = T_2) \quad (8)$$

$$T_2 = T_c - SC \quad (9)$$

Denklem 9'da [12] SC ile belirtilen parametre aşırı soğutma derecesidir. Sürekli rejim durumunda genleşme vanasındaki enerji korunumu gereği entalpi korunmaktadır [12]. Böylece kondenser çıkışındaki entalpi değerinin bilinmesi ile evaporatör girişindeki entalpi değeri de belirlenebilir. Bu şekilde çevrimin birinci yasa analizi tamamlanarak, Denklem 10 yardımı ile çevrim etkinliği irdelenebilir.

$$COP = \frac{Q_c}{W_c} \quad (10)$$

Denklem 10'da [12] belirtilen COP etkinlik katsayısıdır,  $Q_c$  (W) soğutma kapasitesidir,  $W_c$  (W) ise kompresör güç tüketimidir. Ayrıca farklı buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları için kompresörlerin izentropik verimleri de incelenmiştir. İzentropik verim Denklem 11 [13] ile hesaplanmıştır.

$$\eta = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (11)$$

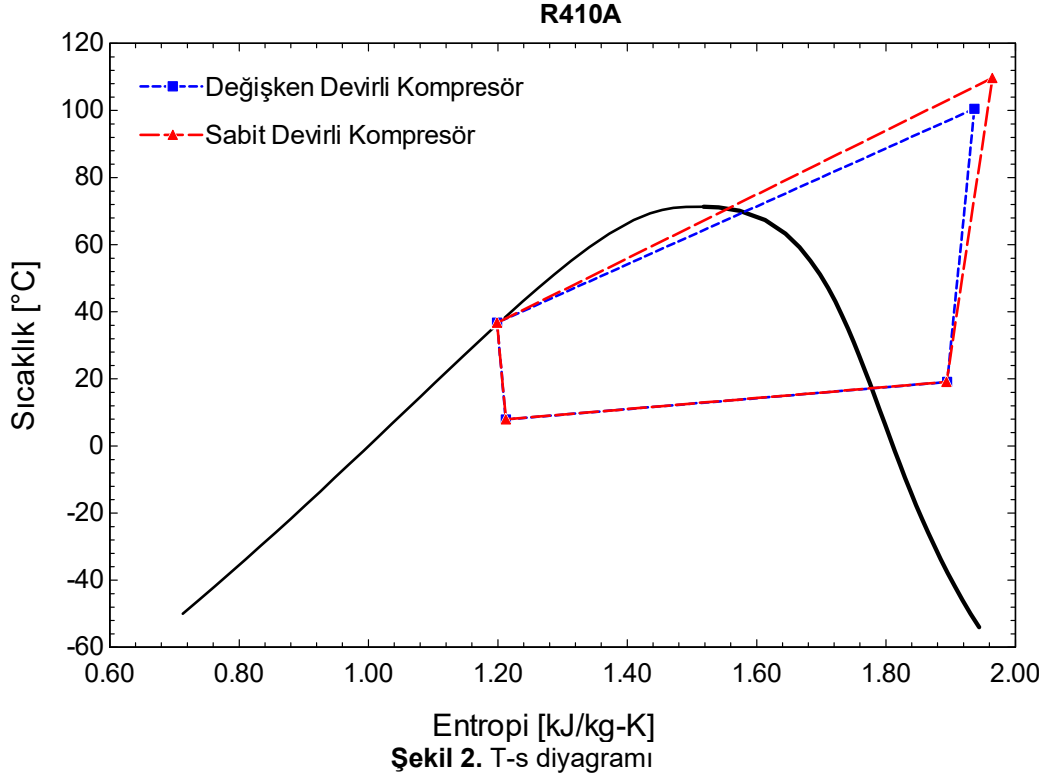
Denklem 11'de  $h_{2s}$  kompresör basma hattında emiş hattına göre eşit entropi ile hesaplanan entalpi değeridir.  $h_2$  ise gerçek entalpi değeridir.

Bu çalışma kapsamında belirlenen buharlaşma sıcaklığı  $-2$   $^{\circ}\text{C}$  ile  $12$   $^{\circ}\text{C}$  arasında değiştirilip, yoğuşma sıcaklığı  $40$   $^{\circ}\text{C}$  ile  $60$   $^{\circ}\text{C}$  aralığında  $5$   $^{\circ}\text{C}$  artımlarla değiştirilerek, değişken devirli kompresör ile sabit devirli kompresörün çevrimdeki etkinliği irdelenmiştir. Analizler esnasında aşağıdaki varsayım ve kabuller yapılmıştır:

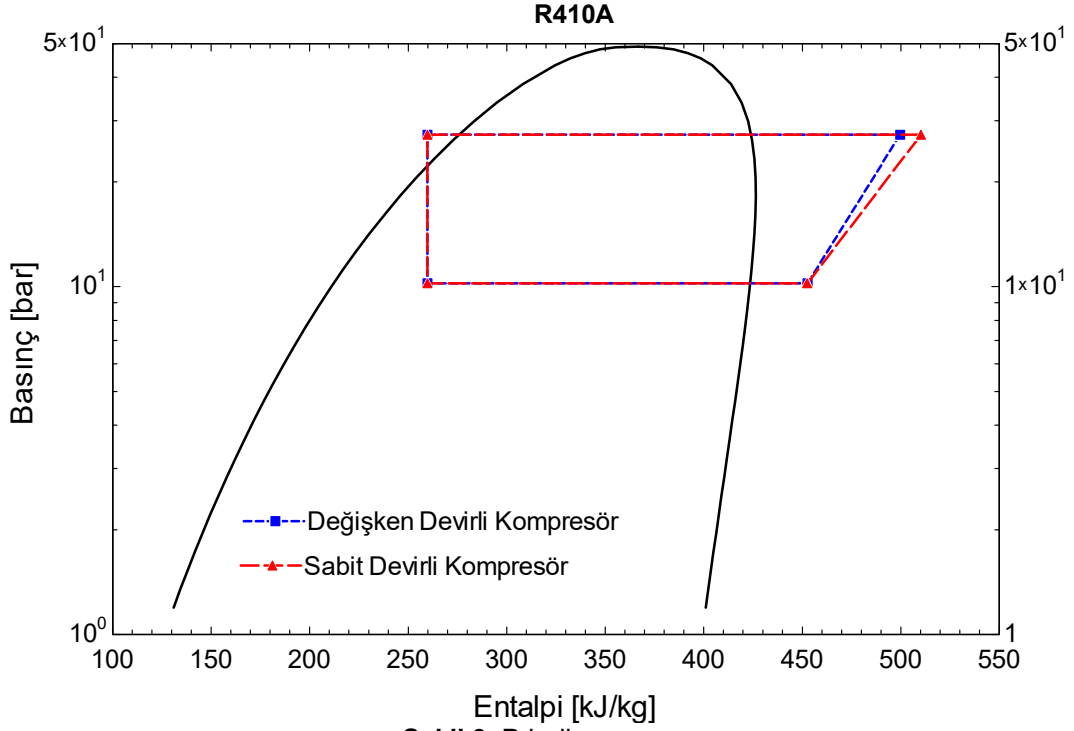
1. Çevrimdeki akışkan basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
2. Kompresör modelleri üreticilerin deneysel verilerine dayanmaktadır.
3. Evaporatör ve kondenser modellemelerinde ışıyım etkileri ve çevre etkileşimleri göz önüne alınmamıştır.
4. Çevrimde bulunan genleşme vanası adyabatik olarak ele alınmıştır, çevre ile olan etkileşimi ihmal edilmiştir.

### 3. BULGULAR

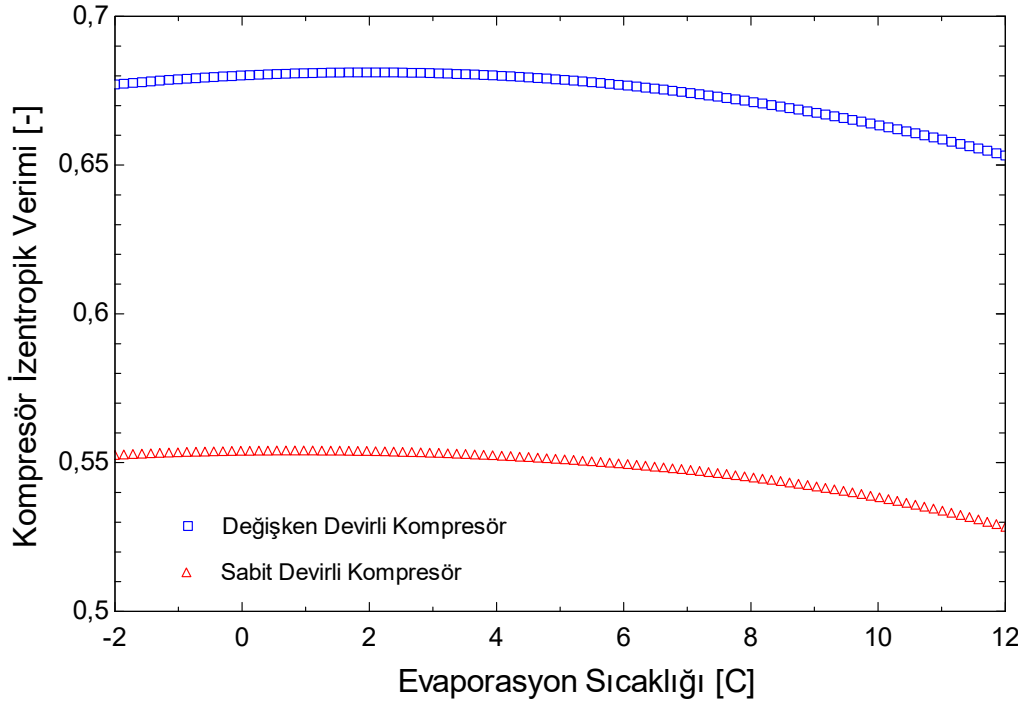
Çalışma kapsamında değişken ve sabit devirli, nominal koşullarda aynı süpürme hacmine sahip iki kompresör incelenmiştir. Değişken devirli kompresör, çevrimde sabit 8 °C buharlaşma ve 45 °C yoğuşma sıcaklığı için sabit devirli kompresör ile aynı süpürme hacmini 52.24 Hz hızında yakalamıştır. Bu koşulda çevrimlere ait basınç – entropi diyagramı kıyaslamalı olarak Şekil 2 ile verilmiştir.



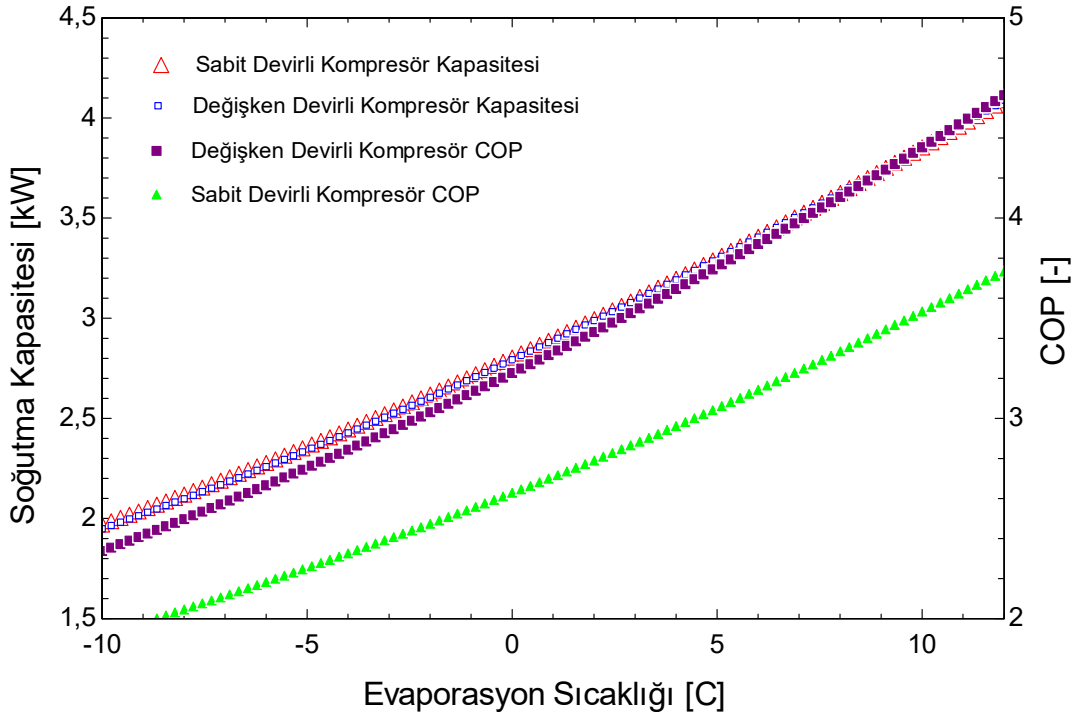
Şekil 2’de görüleceği üzere değişken devirli kompresör kullanımında T-s diyagramında oluşan kapalı döngünün arasında kalan alanda daralma meydana gelmiştir. Değişken devirli kompresör ve sabit devirli kompresör kullanımı ile oluşan çevrimin basınç - entalpi diyagramı ise Şekil 3 ile verilmiştir.

**Şekil 3.** P-h diyagramı

Şekil 3'de görüleceği üzere değişken devirli kompresörün aynı soğutma kapasitesi için anlık izentropik verimi daha yüksektir. Değişen buharlaşma sıcaklıkları ve sabit 45 °C yoğuşma sıcaklığı için izentropik verim incelemesi Şekil-4 ile verilmiştir.

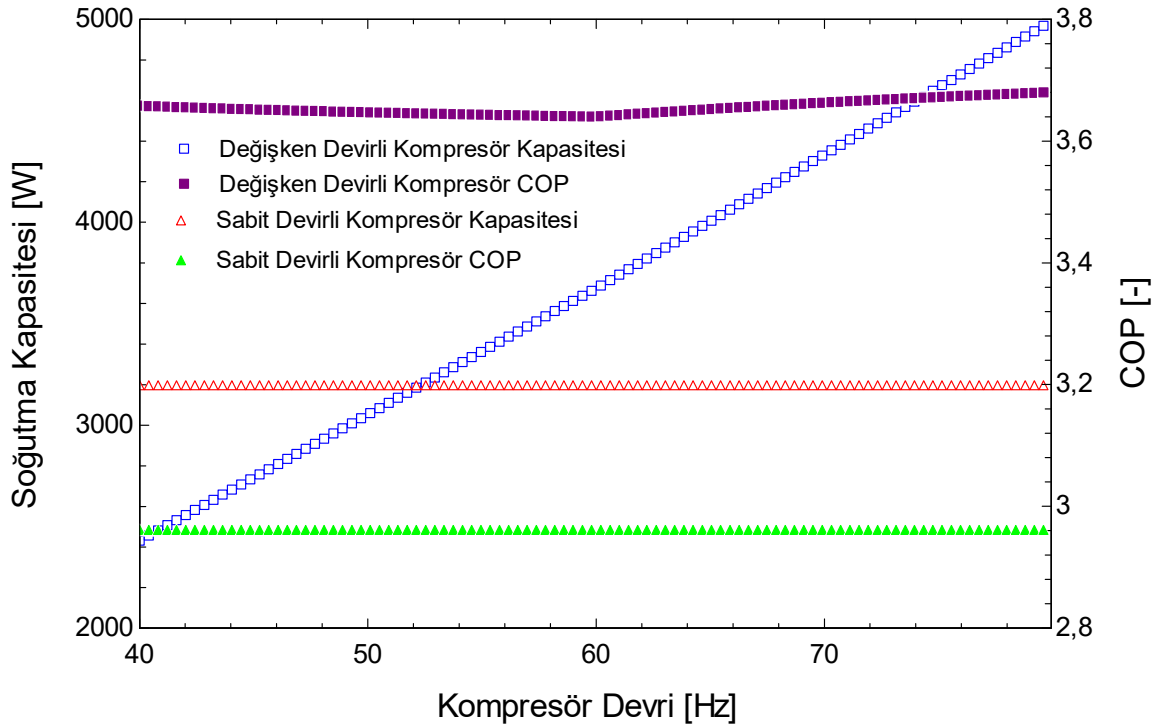
**Şekil 4.** Kompresör izentropik verim kıyaslaması

Yapılan incelemede, farklı buharlaşma sıcaklıkları için elde edilen izentropik verim kıyaslamasında sabit devirli kompresöre göre değişken devirli kompresörün ortalama %23 daha etkin olarak çalıştığı gözlemlenmiştir.



Şekil 5. Etkinlik katsayısının kıyaslaması

Şekil 5 ile verilen bulgularda aynı buharlaşma sıcaklığı değişim aralığında yakın kapasite sağlayan kompresörler ile kıyaslanan çevrim etkinliği değerleri incelendiğinde, değişken devirli kompresörün %22.7 daha verimli çalıştığı gözlemlenmiştir.



Şekil 6. Değişken kapasite ihtiyacı ve etkinlik katsayısı

Şekil 6'da değişken kapasite ihtiyacına göre kompresörlerin kapasitif cevabı ve çevrim etkinlikleri verilmiştir. Değişken devirli kompresör kapasitesi yaklaşık olarak 2500 W ile 5000 W arası değişim



gösterirken, sabit devirli kompresör (sabit buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığı için) yaklaşık 3200 W kapasitif cevap vermektedir. Değişken devirli kompresör için hesaplanan etkinlik katsayısı değerleri devire bağlı değişkenlik gösterirken sabit devirli kompresörün etkinlik katsayısı 2.961 olarak hesaplanmıştır.

#### 4. SONUÇ VE TARTIŞMA

Bu çalışma kapsamında sabit ve değişken devirli kompresör içeren iki ayrı su kaynaklı ısı pompası sisteminin soğutma çevrimi ele alınıp, bu çevrimlerin etkinlik katsayılarının irdelenmesi gerçekleştirilmiştir. Bu irdeleme sonucunda inverter kompresörün etkinliğine olan katkısının incelenmesi amaçlanmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

1. İki farklı çevrim de aynı soğutma kapasitesini sağlarken, kıyaslamalı olarak sıcaklık-entropi diyagramları ele alındığında, değişken devirli kompresörün daha küçük kapalı döngü alanına sahip olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum değişken devirli kompresörün daha verimli olduğunu gösteren öncül bir sonuçtur.
2. Detaylı irdemeler yapıp, kompresör izentropik verimleri sabit 45 °C yoğuşma sıcaklığı altında -2 °C ile 12 °C değişen buharlaşma sıcaklığı için incelendiğinde değişken devirli kompresörün izentropik veriminin %23 daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum değişken devirli kompresörün benzer sıkıştırma oranında daha az güç sarf ederek sabit devirli kompresör ile aynı işi yaptığını göstermektedir.
3. Kompresörlerin çevrimdeki etkinlikleri ele alındığında aynı soğutma kapasitesi hedefinde çalıştırılmaları halinde çevrim etkinliğinin değişken devirli kompresör kullanımında %22.7 daha yüksek olduğunu göstermektedir.
4. Değişken devirli kompresör farklı kapasite ihtiyaçlarına geniş aralıkta (2500 W ile 5000 W) cevap verebilirken, sabit devirli kompresör her koşulda 3200 W soğutma kapasitesi ile cevap vermektedir. Eş zamanlı olarak çevrim etkinlik katsayıları incelendiğinde, değişken devirli kompresör ihtiyaca adapte olup devrini değiştirebildiği için değişken devirli kompresörün etkinlik katsayısının sabit devirli kompresörün etkinlik katsayısına oranla ortalamada %23.54 daha yüksek olduğu görülmektedir.
5. HVAC uygulamalarının sektördeki enerji tüketim payı ve işletme maliyetleri göz önüne alındığında, değişken devirli kompresör teknolojisinin kullanımının getireceği avantajlar elde edilen bulgular ışığında görülmektedir. Değişken devirli kompresör teknolojisi kullanımı ile dünya çapındaki bu olumsuzlukların önüne geçilmesinde bir adım atılabilir. Bu çalışma bu öngörüyü destekleyecek nitelikte nicel bulgular sunmaktadır.

#### KAYNAKLAR

- [1] "Delivering the European Green Deal" Delivering The European Green Deal The Decisive Decade [https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-greendeal/delivering-european-green-deal\\_en#renovating-buildings-for-greener-lifestyles](https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-greendeal/delivering-european-green-deal_en#renovating-buildings-for-greener-lifestyles). July 2021
- [2] Ni, Long, et al. "A review of heat pump systems for heating and cooling of buildings in China in the last decade." *Renewable Energy* 84 (2015): 30-45.
- [3] Zhang, Ying, et al. "Study on model uncertainty of water source heat pump and impact on decision making" *Energy and Buildings* 216 (2020): 109950.
- [4] Park, Youn Cheol, Yongchan Kim, and Honghyun Cho. "Thermodynamic analysis on the performance of a variable speed scroll compressor with refrigerant injection." *International Journal of Refrigeration* 25.8 (2002): 1072-1082.
- [5] Dardenne, Laurent, et al. "Semi-empirical modelling of a variable speed scroll compressor with vapour injection." *International journal of refrigeration* 54 (2015): 76-87.
- [6] Adhikari, R. S., Aste, N., Manfren, M., & Marini, D. (2012). Energy savings through variable speed compressor heat pump systems. *Energy Procedia*, 14, 1337-1342.

- [7] Tassou, S. A., C.J. T. Marquand, and D. R. Wilson. "Comparison of the performance of capacity controlled and conventional on/off controlled heat pumps." *Applied energy* 14.4 (1983): 241-256.
- [8] Dechesne, Bertrand J., et al. "Residential air-source heat pump with refrigerant injection and variable speed compressor: Experimental investigation and compressor modeling." *International Journal of Refrigeration* 108 (2019): 79-90.
- [9] Lv, Nan, et al. "Simulation and analysis on thermodynamic performance of surface water source heat pump system." *Building Simulation*. Vol. 10. Tsinghua University Press, 2017.
- [10] Xue, Zhifang, and Lin Shi. "Modeling and experimental investigation of a variable speed drive water source heat pump." *Tsinghua Science and Technology* 15.4 (2010): 434-440.
- [11] Standard, A. H. R. I. "Performance Rating Of Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units." *AHRI Standard 540* (2015).
- [12] Klein, Sanford, and Gregory Nellis. *Thermodynamics*. Cambridge University Press, 2012.
- [13] Cengel, Yunus A., Michael A. Boles. *Thermodynamics: an engineering approach*. Vol. 8. New York: McGraw-hill, 2015.

## ÖZGEÇMİŞ

### Cansu FINDIK

1993 Samsun doğumludur. 2017 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. 2021 yılında aynı Üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Yüksek Lisans programına başlamış ve eğitimine devam etmektedir.

### Dilek KUMLUTAŞ

İzmir doğumludur. 1990 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. Aynı Üniversite'nin Enerji Anabilim dalında 1994 yılında Yüksek Lisans, 1999 yılında Doktora Eğitimini tamamlamıştır. 1990-1999 yılları arasında Araştırma Görevlisi, 1999- 2007 yılları arasında Yardımcı Doçent, 2007-2013 yılları arasında Doçent olarak görev yapmıştır. 2013 yılından beri Makina Mühendisliği Bölümü'nde Profesör olarak çalışmakta ve 2016 yılından itibaren de Enerji Anabilim Dalı Başkanlığı görevini yürütmektedir.

### Özgün ÖZER

1984 İzmir doğumludur. Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü 2008 yılında, Anadolu Üniversitesi Fotoğrafçılık ve Kameramanlık Bölümünü 2011 yılında, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Enerji Yüksek Lisans programını 2011 yılında ve Anadolu Üniversitesi Felsefe Bölümünü 2015 yılında tamamlamıştır. 2017 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Enerji Doktora programını tamamlamıştır. 2019-2021 yılları arasında Manchester Üniversitesinde Horizon-2020 projesi kapsamında doktora sonrası araştırmalarını gerçekleştirmiştir.

### Göknil SÖNMEZ

1990 yılında İzmir'de doğmuştur. 2014 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. Ege Üniversitesi Makine Mühendisliği Termodinamik Yüksek Lisans programını 2019 yılında tamamlamıştır. 2013 yılından bu yana süregelen çalışma hayatına Form Endüstri Tesisleri'nde Ar-Ge ve Proje Yöneticisi olarak devam etmektedir.

### Tunahan AKIŞ

1993 yılı İzmir doğumludur. 2016 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. Aynı Üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü Termodinamik Yüksek Lisans programını 2019 yılında tamamlamıştır. Devam eden kariyerinde iklimlendirme sektöründe Ar-



Ge mühendisi olarak görev almış, bunun yanı sıra Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsünde doktora eğitimini sürdürmektedir.

### **Utku Alp YÜCEKAYA**

1991'de Sivas'ta doğmuştur. 2014 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. Aynı Üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Yüksek Lisans programını 2017 yılında tamamlamıştır. 2017 yılından beri Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim Dalında Araştırma Görevliliğini ve doktora eğitimini sürdürmektedir.