



**Bu bir MMO  
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

## **MANYETİK SOĞUTMA SİSTEMİNİN SAYISAL MODELLENMESİ**

**TUNAHAN AKIŞ  
MEHMET AKİF EZAN  
DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ**

**AHMET YILANCI  
ORHAN EKREN  
EGE ÜNİVERSİTESİ**

# MANYETİK SOĞUTMA SİSTEMİNİN SAYISAL MODELLENMESİ

*Numerical Modelling of Magnetic Refrigeration System*

**Tunahan AKIŞ**  
**Mehmet Akif EZAN**  
**Ahmet YILANCI**  
**Orhan EKREN**

## ÖZET

Bu çalışmada, oda sıcaklığı civarındaki manyetik soğutma sistemine ait sayısal bir kod geliştirilmiştir. Sistemde plaka şeklindeki Gadolinyum malzemeler kullanılmış ve akışkan hareketi lineer piston hareketi ile elde edilmiştir. Gadolinyumun özgül ısısı ve manyetokalorik etkisini modellemek için ortalama alan teorisi kullanılmıştır. Ortalama alan teorisine ait bağıntılar detaylı bir şekilde sunulmuş ve elde edilen çıktılar literatür ile doğrulanmıştır. Manyetik soğutma sisteminden elde edilen sıcaklık düşümü farklı strok ve manyetik alan yoğunlukları için karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Manyetokalorik etki, Manyetik soğutma, Ortalama alan teorisi.

## ABSTRACT

In the current work, a numerical code is developed for a near room temperature magnetic cooling system. Gadolinium is used in the cooling systems and placed into the regenerator as thin plates. The flow motion is driven by a linear piston. The specific heat and magneto-caloric effect of the Gadolinium are evaluated by using the mean field theory. The theory of mean field theory and the formulations are given in detailed and the methodology is validated by comparing the current predictions against the results taken from the literature. The temperature drop of the cooling unit is reported by varying the stroke and also the magnetic field intensity.

**Keywords:** Magnetocaloric effect, Magnetic cooling, Mean field theory.

## 1. GİRİŞ

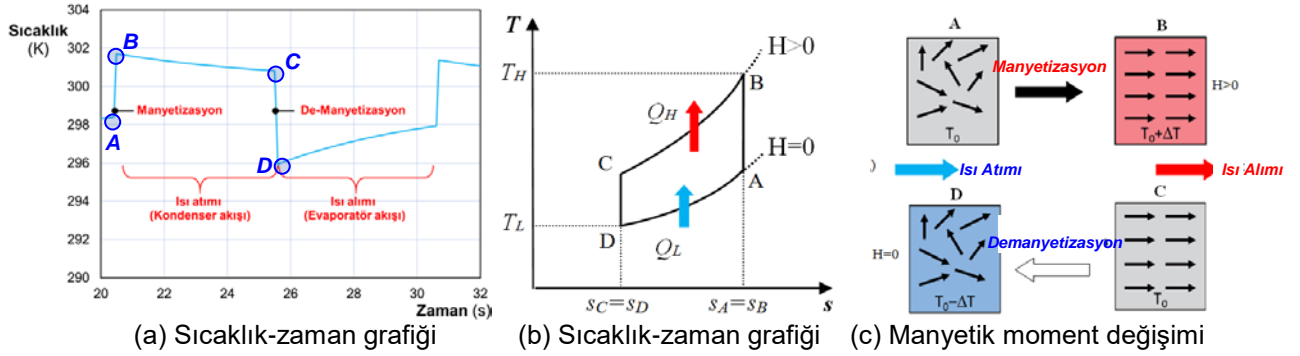
Artan nüfus yoğunluğu ve gelişen hayat standartları Dünya genelindeki enerji ihtiyacını da yıllar içerisinde hızla arttırmaktadır. Isıtma ve soğutma uygulamaları (HVAC&R) özelinde bu değişim incelendiğinde, toplam enerji tüketimiyle paralel bir şekilde mahal koşullandırılması için gereken tüketimin de hızla arttığı görülmektedir. Avrupa [1], ABD [2] ve dünya geneli [3] enerji tüketim istatistikleri incelendiğinde, HVAC&R sistemleri tarafından kullanılan elektrik enerjisi miktarının toplam tüketim içerisindeki payı sırasıyla %40, %31 ve %15 olarak verilmektedir. Günümüzde yaygın olarak kullanılan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimleri içerdikleri kloroflorokarbon (CFC) ve hidroflorokarbon (HFCF) bazlı akışkanlar nedeniyle ozon tabakasına zarar vermektedir. Bu akışkanların kullanımı 1987 yılında Montreal'de imzalanan protokol [4] ile engellenmiştir. Diğer taraftan, insanoğlunun hızla artan tüketimi nedeniyle hem atmosferin hem de yeryüzünün sıcaklığı yıllar içerisinde artış göstermektedir. Sıcaklıkta meydana gelen değişim ekosistemi olumsuz yönde etkileyerek, iklim değişimine, farklı türde canlıların yaşam alanlarının kısıtlanmasına ve canlı türlerinin yok oluşuna sebebiyet vermektedir. Sera

gazlarının küresel ısınma üzerine etkisini tanımlamak için Küresel Isınma Potansiyeli-KIP (Global Warming Potential- GWP) indeksi kullanılmaktadır. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin direkt ve indirekt olmak üzere iki yönden küresel ısınmaya etkisi söz konusudur. Soğutma gazının sistem bileşenlerinden sızması veya şarj sırasında dış ortama yayılması direkt etki olarak düşünülebilir. Endirekt etki ise soğutma sistemi kompresörü tarafından kullanılan elektrik enerjisinin üretimi için karbon salımı yapan bir güç santralının kullanılıyor olmasıdır. Endirekt etki, sistemin soğutma performansı (COP) ile doğrudan ilişkilidir [3]. Çevresel kaygılar nedeniyle, termoelektrik, termoakustik, absorpsiyonlu/adsorpsiyonlu, Stirling, elasto-kalorik ve manyetik soğutma gibi çevreye duyarlı ve yenilikçi soğutma sistemlerinin geliştirilmesi üzerine çalışmalar özellikle son yıllarda artmaktadır [5]. Alternatif soğutma sistemleri içerisinde özellikle manyeto-kalorik ve elesto-kalorik gibi katı-hal soğutma teknolojileri öne çıkmaktadır [6]. Bu sistemlerde soğutucu akışkan yerine katı fazdaki malzemeler kullanılmakta olup klasik anlamda bir katı-sıvı veya sıvı-gaz faz geçişleri gözlemlenmemektedir. Bu nedenle klasik buhar sıkıştırımlı sistemlerde göz önünde tutulması gereken yüksek basınçlı hat tasarımları veya sıklıkla karşılaşılan soğutkan kaçakları katı-hal soğutma uygulamalarında gereklilik olmaktan çıkar. Manyetokalorik soğutma uygulamalarının küresel ısınma ve ozon tabakası yönünden çevreye olumsuz herhangi bir etkisinin bulunmadığı bilinmektedir [3]. Manyetik soğutma sisteminin küresel ısınma potansiyeli sıfır olup ozon tabakasına zararlı etkisi bulunmamaktadır. Diğer taraftan manyetik soğutma sistemlerinde buhar sıkıştırımlı çevrimlerde yer alan kompresör bulunmamaktadır. Dolayısıyla sıkıştırma ve kısımla işlemleri olmadığından buhar sıkıştırımlı soğutmaya göre teorik olarak daha verimli olabilirler [7]. Ayrıca, sistemde hareketli parçalar azalmakta ve kompresörün çalışması sırasında oluşan gürültü manyetik soğutmada ortadan kalkmaktadır. Manyetik soğutma sistemleri küresel ısınma ve sera gazı emisyonunu azaltmaya yönelik avantajının yanı sıra enerji verimliliği açısından da büyük potansiyele sahiptir [8]. Klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin COP değerleri en fazla tersinir Carnot soğutma çevriminin %10'una kadar ulaşabilmektedir [9]. Benzer durumda manyetik soğutma sistemleri ise teorik olarak Carnot soğutma sistemi veriminin %60'ına kadar ulaşabilecek potansiyele sahiptir. Hem çevresel etkiler hem de yüksek performanslı soğutma potansiyeli nedeniyle manyetik soğutma ile ilgili araştırma/geliştirme faaliyetleri, manyetokalorik malzeme geliştirilmesi, rejeneratör tasarımı ve miknatis geometrilerinin tasarımı gibi farklı yönlerden sürdürülmektedir.

Manyetokalorik etkinin Weiss ve Piccard tarafından 1900'lerin başında keşfedilmesinden [10] sonra bu etkiden soğutma uygulamalarında yararlanılmasına yönelik girişimler, birbirinden bağımsız olarak; Debye tarafından 1926 ve Giauque tarafından 1927 yıllarında, paramanyetik tuzu manyetik alan içerisinde kullanarak aşırı-düşük sıcaklıklara ulaşılabilmesine yönelik soğutma çevrimi önerileri ile başlamıştır [9]. Manyetik soğutmayla ilgili ilk deney Giauque ve MacDougall tarafından 1933 yılında gerçekleştirilmiş ve 1 K'nin altındaki sıcaklık değerlerine kadar soğutma elde edilmiştir [11]. Günümüzde manyetik soğutmada çok düşük sıcaklık değerlerine ulaşmada yararlanılmaya devam edilmektedir. Aynı zamanda, oda sıcaklığına yakın manyetik soğutma uygulamaları da iklimlendirme isteklerinin karşılanmasında bir seçenek olarak son yıllarda çeşitli araştırmalara konu olmaktadır. Manyetokalorik malzemelerin araştırılması, 1970'li yılların ortalarında önem kazanmış olup; 1976 yılında Brown tarafından yapılan deneyler sonucu, Gadolinium (Gd) kullanılan ilk oda sıcaklığına yakın (7 Tesla manyetik alanda 14 K sıcaklık farkı elde ederek) manyetik soğutma sistemi prototipi oluşturulmuştur [12]. Alternatif soğutma teknolojilerine olan ihtiyacın gündeme gelmesiyle birlikte son yıllarda özellikle ABD ve Avrupa ülkelerinde farklı araştırma grupları manyetik soğutma konusundaki çalışmalara yeniden yoğunlaşmıştır.

Gd malzemesinin, Cruie sıcaklığının ( $T_{Curie}$ ) oda sıcaklığına yakın olması sebebiyle manyetik soğutma çevriminde yaygın olarak tercih edilmektedir. Manyetik alan içerisindeki Gd malzemesinin sıcaklığının zamana bağlı değişimi Şekil 1'de gösterilmiştir. Manyetizasyon evresinde manyetokalorik malzemeye manyetik alan uygulandığında, manyetik momentlerin uygulanan manyetik alana paralel yerleşmesinden dolayı malzeme ısınır. Bu aşama geleneksel buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimindeki kompresör periyoduna karşılık gelmektedir. Yoğuşma periyoduna karşılık olarak ise manyetik soğutma çevriminde Gd malzemesi üzerinden soğuk bir akışkan geçirilerek ısı atımı sağlanmaktadır. Daha sonra malzeme manyetik alandan uzaklaştırılarak de-manyetizasyon evresine geçilmektedir. Malzeme üzerinden manyetik alan kaldırıldığında manyetik momentlerin dizilimi eski haline döndüğü için malzeme soğuma eğilimi göstermektedir. Bu aşama ise genleşme vanasıyla benzeşmektedir. Başlangıç sıcaklığının altına inen Gd malzemesi ısı transferi akışkanı ile temas ettirilerek akışkanı

soğutmak amacıyla kullanılmaktadır. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimindeki buharlaşma evresiyale benzeşen bu periyot şekil üzerinde ısı alımı (evaporatör) olarak isimlendirilmiştir.



Şekil 1. Manyetik soğutma çevrimi

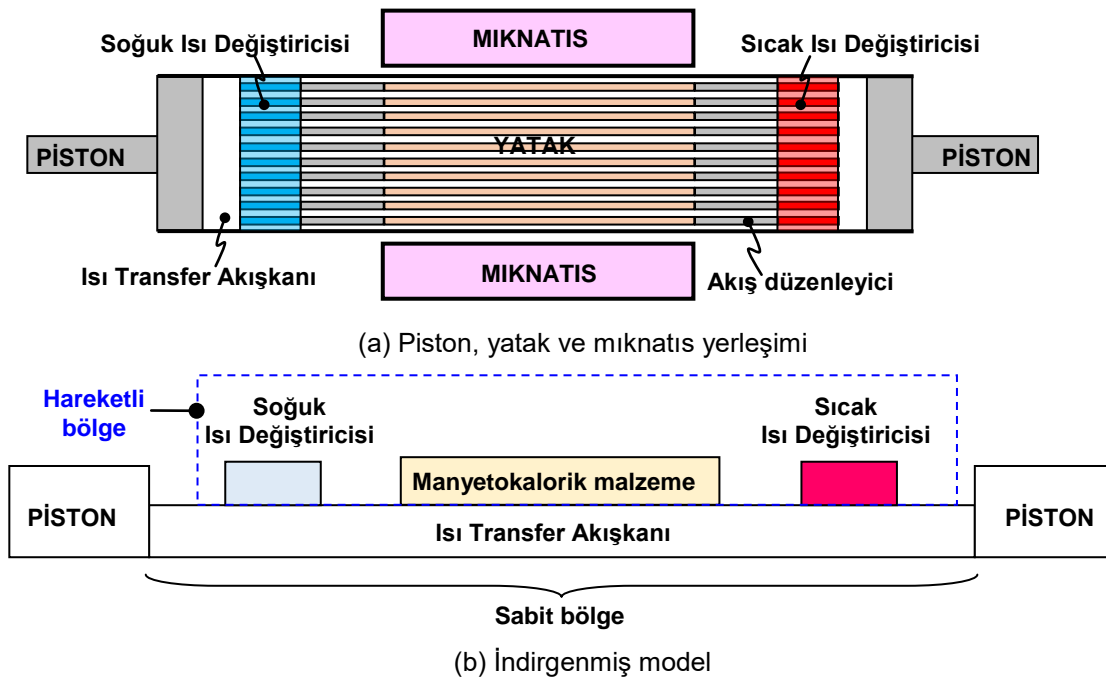
Literatürdeki deneysel/sayısal çalışmalar incelendiğinde manyetik alan dağılımlarının üniforma yakın olduğu görülmektedir. Bu nedenle genel kabul görmüş bir yaklaşım olarak, manyetik alanın yerel etkileri göz ardı edilerek sadece zamana bağlı değişimi üzerinden manyetokalorik etki (MKE) hesaplanmaktadır. Manyetokalorik etkinin hesaplanmasına ilişkin detaylar bir sonraki bölümde detaylı bir şekilde sunulmaktadır. Elde edilen MKE değerinin enerji denkleminde aktarılması için kaynak terim veya sıcaklık değişimi olarak aktarılmaktadır. Kamran vd. [13] literatürde ele alınan belli başlı matematiksel modelleri karşılaştırmalı bir tablo ile özetlemiştir. Buna göre en yaygın uygulanan yaklaşım yatak içerisindeki ısı transferi ve akış hareketini 1-boyuta indirgemektedir. Siddikov vd. [14] akışkan yatak şeklinde tasarlanan aktif manyetik rejeneratör (AMR) geometrisini 1-boyutlu ve zamana bağlı olarak incelemiştir. Manyetokalorik malzeme olarak Gd kullanılan bu çalışmada malzemenin özgül ısı ve enerji kaynak terimi (MKE), malzeme sıcaklığına ve manyetik alan yoğunluğuna bağlı olarak parçalı fonksiyonlar şeklinde tanımlanmıştır. Sonuç olarak farklı akış süreleri için yatak içerisindeki eksenel sıcaklık değişimleri karşılaştırmalı olarak elde edilmiştir. Engelbrecht vd. [7] EES (Engineering-Equation-Solver) paket programını kullanarak poroz ve plakalı AMR yataklarının matematiksel modellerini oluşturmuştur. Farklı akış debileri ve görünüm oranları sistem performansını elde etmişlerdir. Buna göre eşdeğer bir buhar sıkıştırımlı çevrime göre manyetokalorik yatağın daha yüksek COP değerine sahip olabileceği vurgulanmıştır. Petersen vd. [15] 1-boyutlu ve 2-boyutlu AMR modellerini mukayese etmiştir. Buna göre 1-boyutlu çözümlerlerin ancak yatak içerisindeki sıcaklık gradyanlarının küçük olduğu akış koşullarında ve/veya geometrik tasarımlarda başarılı sonuçlar verebildiği görülmüştür. Petersen vd. [16] ise ticari CFD çözücüsü COMSOL ile 2-boyutlu AMR modeli oluşturmuştur. Piston silindir düzeneği hareketini indirgenmiş model içerisine aktarmak için hareketli mesh yöntemini özel bir algoritma ile paket program içerisine tanımlamışlardır. Oluşturulan özgün matematiksel modelin doğruluğu enerjinin korunumu, başlangıç etkilerinden bağımsızlık ve zaman adımı/mesh sayısı bağımsızlığı gibi üç başlıkta incelenmiştir. Aynı ekip tarafından yapılan devam çalışmasında Nielsen vd. [17] yanal yüzeylerle dış ortam arasındaki ısı transferini modele dahil ederek 2,5-boyutlu özgün bir model geliştirilmiştir. Önerilen bu yeni yöntem sayesinde model ile elde edilen zamana bağlı sıcak ve soğuk uç değişimleri deneysel bulgulara daha yakınlaşmıştır. Roudaut vd. [18] ise plaka şeklindeki Gd AMR içerisindeki ısı transferini modellemek için 1-boyutlu bir matematiksel bir model geliştirmiştir. Plaka ve akışkan arasındaki ısı transfer katsayısını analitik denklemler ile türeterek akış ve katı içerisindeki ısı transferini bir arada modellemiştir. Gd ısı özelliklerinin sıcaklığa ve manyetik alan yoğunluğuna bağlı olarak hesaplanması için Siddikov vd. [14] tarafından önerilen fonksiyonlar kullanılmıştır. Sonuç olarak AMR'nin farklı geometrik oranları ve akışkanın değişen debi değerleri için sıcaklık düşümü ve soğutma gücü elde edilmiştir.

Çalışmanın amacı, piston silindir mekanizması şeklinde tasarlanan manyetik soğutma sisteminin 1 boyutlu modellenmesi ve elde edilen sonuçların literatürle karşılaştırılmasıdır. Manyetokalorik etkinin modellenmesinde ortalama alan teorisi uygulanmıştır. 1-Boyutlu sayısal model MATLAB programlama dilinde oluşturulmuş ve piston silindir hareketini modellemek için hareketli grid kodu geliştirilmiştir.

## 2. PROBLEMİN TANIMI VE ÇÖZÜM YÖNTEMİ

### 2.1. Problemin Tanımı

İncelenen manyetokalorik sistem ve indirgenmiş matematiksel model Şekil 1(a)'da şematik olarak gösterilmektedir. Sistemdeki temel bileşenler (i) silindir, (ii) pistonlar, (iii) manyetokalorik yatak, (iv) mıknatıslar, (v) sıcak ısı değiştiricisi, (vi) soğuk ısı değiştiricisidir. Silindirin iki ucunda lineer hareket mekanizmasıyla tahrik edilen pistonlar bulunmaktadır. Silindirin ortasında paralel plaka şeklindeki manyetokalorik malzemeden oluşan yatak konumlandırılmıştır. Yatağın her iki ucunda akış düzenleyicileri ve ısı değiştiricileri yer almaktadır. Çalışmada incelenen sistem Petersen [19] tarafından tanımlanan geometrik boyutlara uygun olarak oluşturulmuştur. Sistemin en önemli bileşeni manyetokalorik yatak (veya rejenaratör) olup yatak ve akışkan arasındaki ısı transferinin modellenmesi sistemin performansını belirlemek için yeterlidir. Bu nedenle yatağın tamamı yerine tekrarlanan plakalı elemanlardan bir modül seçilerek sayısal model oluşturulmaktadır. Şekil 1(b) indirgenmiş modeli ve sınır koşullarını göstermektedir.

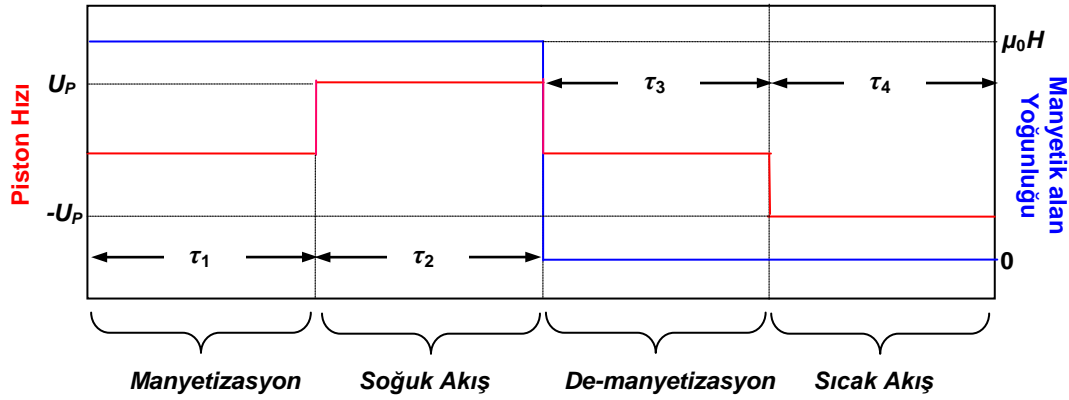


Şekil 2. Fiziksel problem ve matematiksel model

Çalışmada yüksüz manyetik soğutma sisteminin performansı incelenmiştir. Bu nedenle sıcak ısı değiştiricisinin temas ettiği yüzey sabit sıcaklıkta tutulmuş ( $T_{hex} = 298$  K) ve soğuk ısı değiştiricisinin temas ettiği yüzey adyabatik ( $\partial T/\partial n = 0$ ) olarak tanımlanmıştır. Manyetik soğutma sistemi Şekil 1'de gösterildiği gibi manyetizasyon, soğuk akış, demanyetizasyon ve sıcak akış periyotlarından oluşmaktadır. Petersen [19] tarafından tanımlanan probleme benzer şekilde dört periyot Şekil 3'teki gibi tanımlanmıştır. Burada  $\tau_1 = \tau_3 = 2$  s ve  $\tau_2 = \tau_4 = 1$  s olarak alınmıştır [19]. Mıknatısın manyetokalorik malzeme uyguladığı manyetik alan yoğunluğu,  $B = \mu_0 H$ , ise 0.5 T ila 3.0 T arasında değiştirilmiştir. Çalışmada kullanılan iş akışkanı ve manyetokalorik malzemeye ait temel ısıl özellikler Tablo 1'de verilmiştir. İş akışkanı olarak su kullanılmıştır. Manyetokalorik malzeme olarak ise oda sıcaklığındaki soğutma uygulamalarına uygun olması nedeniyle Gadolinyum tercih edilmiştir. Gadolinyumun özgül ısı sıcaklığa ve uygulanan manyetik alan yoğunluğuna bağlı hesaplanmıştır. Hesaplama detayları Bölüm 2.3'te sunulmaktadır.

Tablo 1. Sistemde kullanılan malzemelerin ısıl özellikleri

Malzeme	$c$ (J/kgK)	$k$ (W/mK)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\mu$ (kg/ms)
Gadolinyum	$c(T, B)$	10.5	7900	-
Su	4183	0.595	997	8.91E-4



Şekil 3. Manyetokalorik soğutma sistemi çevrimi

## 2.2 Çözüm Yöntemi

Manyetokalorik malzeme ve akış alanı içerisindeki ısı transferi 1-boyutlu olarak kabul edilmiştir. Bu kabul altında katı çözümlü bölge için enerji denklemi aşağıdaki forma indirgenir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c T) = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \text{MKE}(T, B) \quad (1)$$

burada son terim manyetokalorik etki olarak isimlendirilmektedir. Manyetokalorik etkinin hesaplama detayları Bölüm 2.3'de sunulmuştur. 1-boyutlu akış alanı için enerji denklemi ise aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c T) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho c u T) = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (2)$$

Gadolinyum ve akışkanın temas ettiği ara-yüzeyde taşınım sınır koşulu uygulanmıştır. Akışkanın soğuk ve sıcak ısı değiştiricisine komşu grid noktalarında ise sırasıyla adyabatik ve sabit sıcaklık sınır koşulları tanımlanmıştır. Eşitlik (1) ve (2) ile verilen enerji denklemleri sonlu hacimler yöntemi kullanılarak ayrıştırılmıştır. Akışkan hareketi yerine katı bölge hareket ettirildiğinden eşitlik 2'deki adveksiyon terimi indirgenmiş ve eşdeğer bir taşınım katsayısı akışkan ile katı yüzeyler arasında tanımlanmıştır [19]. Akış ve katı bölgeler için oluşan matris blokları TDMA yöntemi ile çözümlenmiştir. Zaman adımı ve grid sayısı stroka bağlı olarak optimize edilmiş ve yakınsama kriteri olarak  $1E-4$  tanımlanmıştır.

## 2.3. Ortalama Alan Teorisi

Manyetokalorik malzeme üzerine etkileyen manyetik alanın değişmesiyle birlikte malzeme üzerinde meydana gelen ısınma ve soğuma etkisi manyetokalorik etki (MKE) olarak bilinmektedir. Meydana gelen bu ısı değişim enerji denkleminde kaynak terim olarak (MKE,  $W/m^3$ ) tanımlanmaktadır. Manyetokalorik etki, malzemeye etki eden manyetik alan yoğunluğu ve sıcaklık cinsinden aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır,

$$\text{MCE} = \rho c \left( \frac{\partial T}{\partial B} \right)_s \frac{\partial B}{\partial t} \quad (3)$$

burada  $B$  manyetokalorik malzeme üzerine etkileyen ortalama manyetik alan yoğunluğu (Tesla),  $\rho$ ,  $c$  ve  $T$  ise sırasıyla manyetik malzemenin yoğunluğu ( $kg/m^3$ ), özgül ısı ( $J/kgK$ ) ve sıcaklığıdır (K). Eşitlik (3) 'ün son terimi  $(\partial B/\partial t)$  manyetik alan yoğunluğunun zamana göre değişimini ifade etmekte olup seçilen manyetik alan değişimine göre tanımlandığından problemin sınır koşuludur. Diğer taraftan sıcaklığın manyetik alana göre değişiminden türetilen  $\partial T/\partial B$  ifadesinin hesaplanabilmesi için adyabatik sıcaklık değişimi tanımlanmaktadır [20],

$$\left( \frac{\partial T}{\partial B} \right)_s = \left( \frac{\partial \Delta T_{ad}(B, T)}{\partial B} \right)_s \quad (4)$$

Adyabatik sıcaklık değişimi sıcaklık ve manyetik alan yoğunluğunun fonksiyonu olup Maxwell bağıntılarından yola çıkarak malzemenin toplam entropi değişimi cinsinden ifade edilmektedir

$$\Delta T_{ad}(B, T) = \frac{T}{c(B, T)} S_{toplam}(B, T) \quad (5)$$

Manyetokalorik malzeme içerisinde meydana gelen toplam entropi değişimi manyetik, kafes ve elektron olmak üzere üç ayrı bileşenden oluşmaktadır:

$$S_{toplam}(B, T) = S_{manyetik}(B, T) + S_{kafes}(T) + S_{elektronik}(T) \quad (6)$$

Manyetik ve kafes entropisi terimleri ile mukayese edildiğinde toplam entropi üzerine elektron entropisinin etkisi küçük olması nedeniyle [20], bu terim hesaplamalarda ihmal edilmektedir.

$$S_{toplam}(B, T) = S_{manyetik}(B, T) + S_{kafes}(T) \quad (7)$$

Manyetik entropi değeri manyetik alan yoğunluğu ve sıcaklığın fonksiyonu olup aşağıdaki kapalı denklem ile hesaplanmaktadır [20],

$$S_{magnet}(B, T) = \frac{R_U}{M_M} \left\{ \ln \left[ \sinh \left( \frac{2J+1}{2J} X \right) \right] - \ln \left[ \sinh \left( \frac{X}{2J} \right) \right] - XB_J(X) \right\} \quad (8)$$

burada,  $B_J(X)$  terimi Brillouin fonksiyonu,  $J$  ise toplam açısal momentumdur. Brillouin fonksiyonu ve açısal momentum aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır [20],

$$B_J(X) = \frac{2J+1}{2J} \coth \left( \frac{2J+1}{2J} X \right) - \frac{1}{2J} \coth \left( \frac{X}{2J} \right) \quad (9)$$

$$X = \frac{g_J \mu_B J B}{KT} + \frac{3T_{curie} J B_J(X)}{T(J+1)} \quad (10)$$

Eşitliklerde yer alan  $\mu_B$  Bohr magneton,  $g$  spektroskopik yayınım faktörü,  $K$  Boltzmann sabiti,  $T_{curie}$  ise malzemenin Curie sıcaklığıdır. Gadolinyuma ait malzeme özellikleri şu şekildedir:  $g = 2$ ,  $J = 3.5$ ,  $T_{curie} = 293$  K,  $T_{debye} = 184$  K,  $M_m = 0.157$  kg/mol. Eşitlik (9) ve (10)'un birlikte iteratif olarak çözülmesiyle manyetik entropi elde edilmektedir. Şekil 4(a)'da farklı manyetik alan yoğunlukları için sıcaklığa bağlı elde edilen manyetik entropi değişimleri Boucekara & Nahas [21] ile karşılaştırmalı olarak sunulmaktadır. Manyetik alan yoğunluğunun sıfır olduğu durumda ( $B = 0$  T), artan sıcaklık ile birlikte Curie sıcaklığına kadar doğrusal bir şekilde artmakta ve Curie sıcaklığından sonra artan sıcaklığa bağlı değişmemektedir. Malzeme üzerine manyetik alan uygulandığında eğrinin form değiştiği ve artan akı yoğunluğu için eğrinin aşağıya doğru ötelenmesi gözlenmektedir.

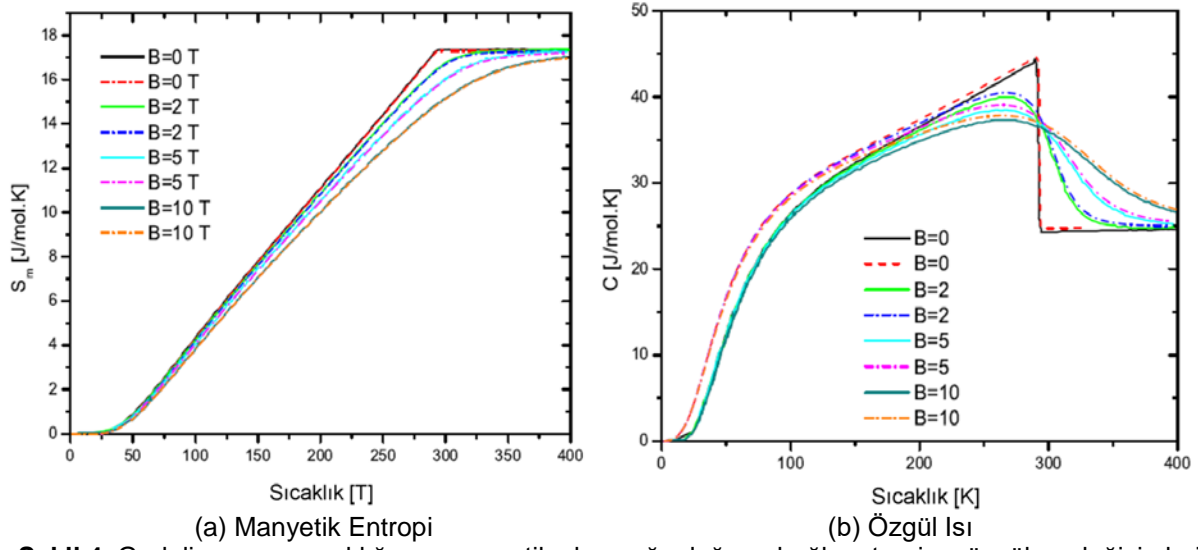
Kafes entropisi ise malzemenin sadece sıcaklık değerine bağlı olup aşağıdaki eşitlik ile belirlenmektedir [20],

$$S_{kafes} = \frac{R_U}{M_M} \left[ -3 \ln \left( 1 - e^{-T_{debye}/T} \right) + 12 \left( \frac{T}{T_{debye}} \right)^3 \int_{x=0}^{T_{debye}/T} \frac{x^3}{e^x - 1} dx \right] \quad (11)$$

Manyetik alan içerisinde malzemenin özgül ısı sıcaklığın ve manyetik akı yoğunluğunun fonksiyonudur.

$$c(B, T) = T \left( \frac{\partial S}{\partial T} \right)_B \quad (12)$$

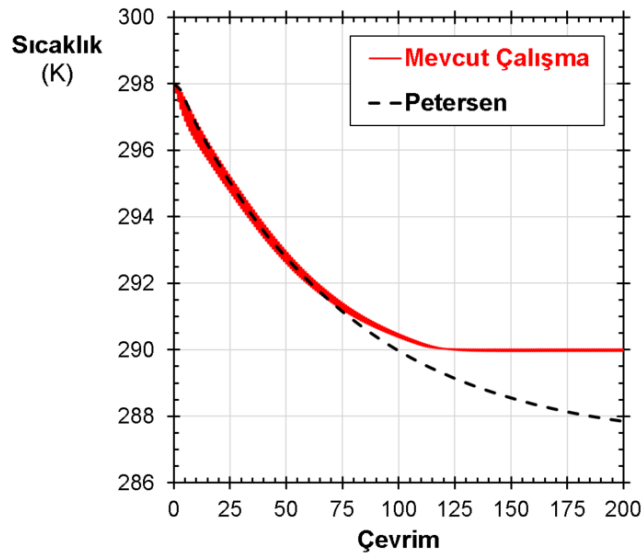
Eşitliği son terimi IV. dereceden merkezi farklar yöntemi kullanılarak elde edilmiştir ve belirli manyetik akı değerleri için hesaplanan özgül ısı değişimleri Şekil 4(b)'de sunulmaktadır. Buna göre manyetik akı yoğunluğunun sıfır olduğu durumda Curie sıcaklığına doğru artan sıcaklıkla birlikte malzemenin özgül ısı değeri artmaktadır. Curie sıcaklığında özgül ısı değerinde ani bir düşüş olmakta ve Curie üstü sıcaklıklarda özgül ısı değeri sıfır manyetik akı yoğunluğu için neredeyse sıcaklıktan bağımsız hale gelmektedir. Manyetik akı yoğunluğunun artmasıyla eğrisel bir değişim gözlenmektedir. Curie çevresindeki tepe artan manyetik akı yoğunluğu değerleri için basıklaşmakta ve hem Curie öncesi hem de sonrasında özgül ısı değeri sıcaklığa bağlı non-lineer bir değişim göstermektedir.



Şekil 4. Gadoliniumun sıcaklığa ve manyetik alan yoğunluğuna bağlı entropi ve özgül ısı değişimleri

### 3. BULGULAR

Sayısal analizlerin doğruluğunu test etmek amacıyla kaynak çalışmadaki [19] benzer parametreler için çözüm gerçekleştirilmiştir. 2 cm piston hareketi için soğuk ucun sıcaklığa bağlı değişimi Şekil 5'te karşılaştırılmıştır. Buna göre yaklaşık 75 çevrim boyunca mevcut analiz ile kaynak çalışmadaki sonuçlar birbirleriyle uyum içerisindedir. İlerleyen çevrim sayısı ile birlikte mevcut analiz sonuçları asimptotik olarak 290 K değerine yaklaşırken kaynak çalışmada sıcaklık düşümünün devam ettiği görülmektedir. İki çalışma arasındaki farkın sebebi MKE terimi ve özgül ısı hesabından kaynaklanabilir. Mevcut sayısal kodda MKE terimi ve özgül ısı değeri sıcaklık ve manyetik alan yoğunluğuna bağlı ifade edilmiştir. Referans çalışmada ise özgül ısı sabit kabul edilirken MKE sadece manyetik alan yoğunluğuna bağlı türetilmiştir. Sonuç olarak, özellikle ilk zaman adımlarındaki uyum göz önüne alındığında mevcut kodun manyetik soğutma sistemi içerisindeki sıcaklık değişimini başarıyla tahmin ettiği söylenebilir.

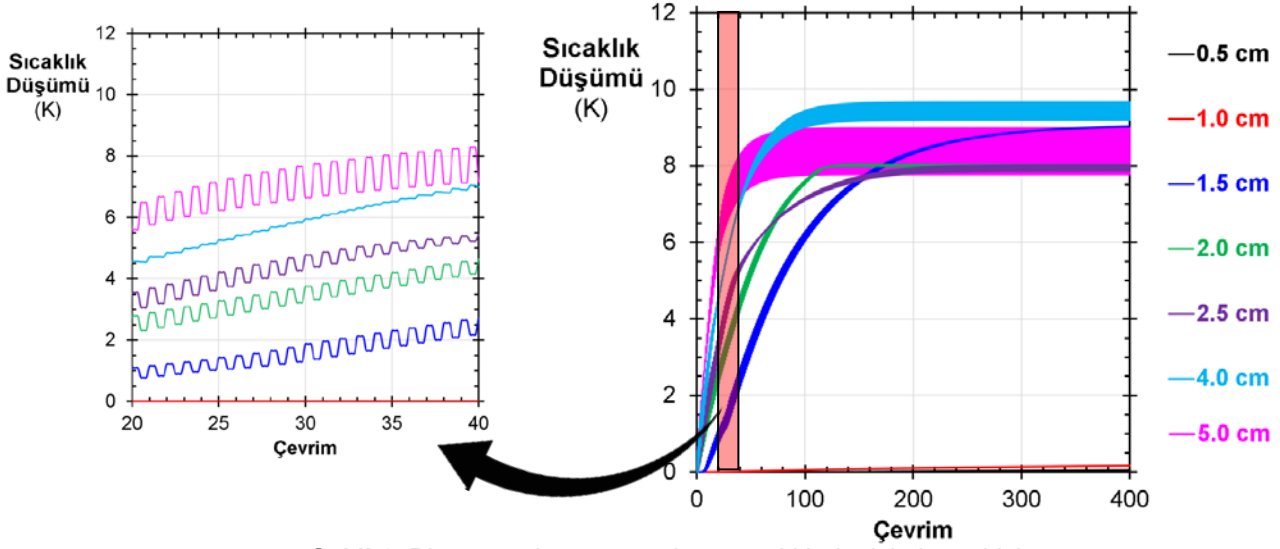


Şekil 5. Sayısal kodun doğrulanması

Çalışmada piston stroku ve manyetik alan yoğunluğunun sıcaklık düşümü üzerine etkisi incelenmiştir. Şekil 6'da değişen stroklar için soğuk uç sıcaklığının zamana bağlı değişimleri sunulmaktadır. 0.5 cm ve 1 cm gibi düşük piston stroklarında sıcaklık düşümü değerlerinin 0,2°C'nin altında kaldığı görülmektedir. Strokun 1,5 cm değeri için sıcaklık düşümü değeri 9°C'ye ulaşmaktadır. Bu değerden

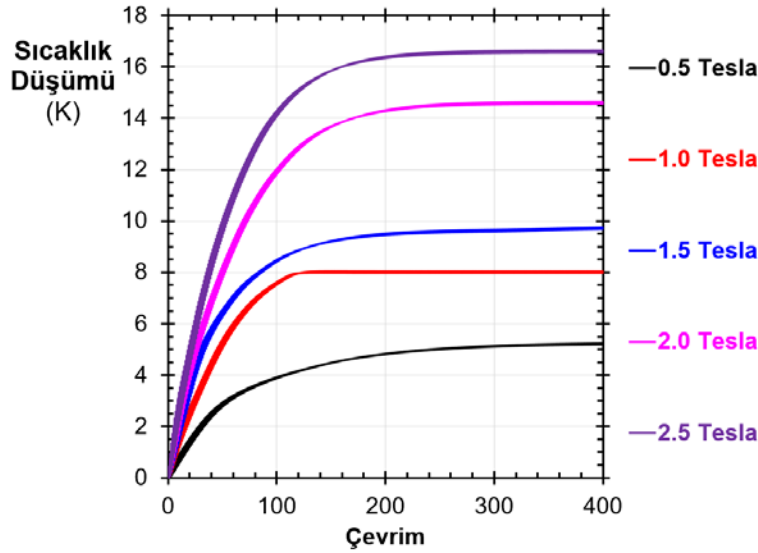


sonra artan piston stroku ile sıcaklık düşümü değeri düşmektedir. 2 cm ile 2.5 cm arasında sürekli rejim durumunda belirgin bir fark yoktur. 4 cm ve 5 cm gibi yüksek strok değerlerinde ise sürekli rejim durumuna daha erken geçildiği görülmektedir. Bu iki strok değeri için sırasıyla 8°C ve 9,5°C sıcaklık düşümleri gözlenmiştir. Şekil 5'te ayrıca 20 ila 40. çevrimler arasındaki değişimler yakınlaştırılarak verilmiştir. Buradan her bir çevrimde oluşan sıcaklık dalgalanmaları net bir şekilde görülmektedir. Bu dalgalanmalar Şekil 3 ile gösterilen manyetik soğutma proseslerine karşılık gelmektedir.



Şekil 6. Piston strokunun soğuk uç sıcaklık değişimine etkisi

Şekil 7'de ise manyetik alan yoğunluğunun soğuk uç sıcaklık değişimine etkisi sunulmaktadır. Artan manyetik alan yoğunluğu ile elde edilen sıcaklık değişiminin de arttığı görülmektedir. 0.5 T gibi düşük manyetik alan yoğunluğunda elde edilebilecek sıcaklık düşümü değeri 5°C civarında iken, uygulanan manyetik alan yoğunluğu 2.5 T değerine beş kat arttırıldığında sıcaklık düşümü 16,5°C'ye yükselmiştir.



Şekil 7. Manyetik alan yoğunluğunun sıcaklık düşümüne etkisi

#### 4. SONUÇLAR

Bu çalışmada piston silindir düzeneği şeklinde tasarlanan bir manyetik soğutma sistemi içerisindeki ısı transferi prosesi sayısal olarak modellenmiştir. Geliştirilen kodun doğruluğunu test etmek için literatürle karşılaştırmalı sonuçlar sunulmuştur. Sistem tasarım ve çalışma parametrelerinin sıcaklık düşümüne etkisini irdelemek için piston stroke ile mıknatıstan elde edilebilecek manyetik alan yoğunluğu değeri geniş aralıklarda değiştirilmiştir. Sonuç olarak aşağıda sıralanan temel çıktılar elde edilmiştir:

- İncelenen sistemde strok boyu ile sıcaklık düşümü arasında tek yönlü bir ilişki saptanamamıştır. Bu nedenle seçilen ele alınan manyetik soğutma sisteminde dinamik analizlerin gerçekleştirilmesi ve en uygun çalışma şartının analiz sonuçlarına göre tespit edilmesi uygun bir yaklaşım olacaktır.
- Manyetik alan yoğunluğu sıcaklık düşümünü önemli ölçüde etkilemektedir. Ancak mıknatıs maliyetleri de göz önüne alındığında yüksek güçte mıknatıs kullanımı çok sınırlı uygulama alanlarında mümkün olabilmektedir. Bu nedenle mıknatıs ile manyetokalorik malzeme arasındaki etkileşimi de hesaplamalara dahil edilerek manyetokalorik malzeme üzerindeki manyetik alan dağılımların uniformluğu sağlanabilir ve kaçaklar en aza indirgenebilir.
- Deneysel bir kurulum öncesi plakalı yatak tasarımının yanında poroz ve boru tip gibi alternatif yatak geometrilerinin de modellenmesi ve seçilecek boyutsuz parametreler için performanslarının karşılaştırmalı olarak elde edilmesi tavsiye edilmektedir.

#### KAYNAKLAR

- [1] DE ALMEIDA, Anibal T., et al. Market transformation of energy-efficient motor technologies in the EU. *Energy Policy*, 2003, 31.6: 563-575.
- [2] KUSIAK, Andrew; LI, Mingyang; TANG, Fan. Modeling and optimization of HVAC energy consumption. *Applied Energy*, 2010, 87.10: 3092-3102
- [3] APREA, C.; GRECO, A.; MAIORINO, A. Magnetic refrigeration: a promising new technology for energy saving. *International Journal of Ambient Energy*, 2016, 37.3: 294-313.
- [4] Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer. 1987. New York: United Nations (UN).
- [5] QIAN, Suxin, et al. A review of elastocaloric cooling: materials, cycles and system integrations. *international journal of refrigeration*, 2016, 64: 1-19.
- [6] Goetzler W., Guernsey M., Young J., Fuhrman J., Abdul-Aziz O. 2016. "The Future of Air Conditioning for Buildings, U.S. Department of Energy, Office of Energy Efficiency and Renewable Energy Building Technologies Office Report", [eere.energy.gov/buildings](http://eere.energy.gov/buildings), Accessed in September.
- [7] ENGELBRECHT, K. L.; NELLIS, G. F.; KLEIN, S. A. A numerical model of an active magnetic regenerator refrigeration system. In: *Cryocoolers 13*. Springer US, 2005. p. 471-480.
- [8] ERIKSEN, Dan, et al. Design and experimental tests of a rotary active magnetic regenerator prototype. *International Journal of Refrigeration*, 2015, 58: 14-21.
- [9] YU, B. F., et al. Review on research of room temperature magnetic refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, 2003, 26.6: 622-636.
- [10] WEISS, Pierre; PICCARD, Auguste. Le phénomène magnétocalorique. *J. Phys. Theor. Appl.*, 1917, 7.1: 103-109.
- [11] GIAUQUE, W. F.; MACDOUGALL, D. P. Attainment of Temperatures Below 1° Absolute by Demagnetization of Gd<sub>2</sub>(SO<sub>4</sub>)<sub>3</sub>·8 H<sub>2</sub>O. *Physical Review*, 1933, 43.9: 768.
- [12] BROWN, G. V. Magnetic heat pumping near room temperature. *Journal of Applied Physics*, 1976, 47.8: 3673-3680.
- [13] KAMRAN, Muhammad Sajid, et al. Numerical investigation of room temperature magnetic refrigerator using microchannel regenerators. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 102: 1126-1140.
- [14] SIDDIKOV, B. M.; WADE, B. A.; SCHULTZ, D. H. Numerical simulation of the active magnetic regenerator. *Computers & Mathematics with Applications*, 2005, 49.9-10: 1525-1538.
- [15] PETERSEN, Thomas Frank, et al. Comparison between a 1D and a 2D numerical model of an active magnetic regenerative refrigerator. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 2008, 41.10: 105002.

- [16] PETERSEN, Thomas Frank, et al. Two-dimensional mathematical model of a reciprocating room-temperature active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration*, 2008, 31.3: 432-443.
- [17] NIELSEN, Kaspar Kirstein, et al. Detailed numerical modeling of a linear parallel-plate active magnetic regenerator. *international journal of refrigeration*, 2009, 32.6: 1478-1486.
- [18] ROUDAUT, Julien, et al. Numerical analysis of an active magnetic regenerator. *International Journal of Refrigeration*, 2011, 34.8: 1797-1804.
- [19] PETERSEN, Thomas Frank. Numerical modelling and analysis of a room temperature magnetic refrigeration system. *Fuel Cells and Solid State Chemistry Department, Technical University of Denmark. Roskilde*, 2007.
- [20] TISHIN, A. M. Magnetocaloric effect in strong magnetic fields. *Cryogenics*, 1990, 30.2: 127-136.
- [21] BOUCHEKARA, Housseem Rafik El-Hana; NAHAS, Mouaaz. *Magnetic refrigeration technology at room temperature*. INTECH Open Access Publisher, 2012.

## TEŞEKKÜR

Yazarlar, bu çalışmanın yapılabilmesini sağlayan “*Güneş Enerjisi Destekli Manyetik Soğutma Sisteminin Performansının Deneysel İncelenmesi*” başlıklı ve 114M829 nolu projeye desteği için TÜBİTAK'a teşekkür eder.

## ÖZGEÇMİŞ

### Tunahan AKIŞ

1993 yılı İzmir doğumludur. Lisans eğitimine 2011 yılında İzmir Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde başlamıştır ve 2016 yılında mezun olmuştur. Yüksek lisans eğitimine 2016 yılında İzmir Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Termodinamik Anabilim Dalında başlamış ve halen devam etmektedir. Çalışma ve ilgi konuları arasında; Termodinamik Çevrimler ve Güç Üretim Sistemleri, Enerji Verimliliği, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Manyetik Soğutma, Isı Değiştirgeci Tasarımı, Bilgisayar Destekli Tasarım ve Üretim, Web Tasarım ve Mobil Uygulama Tasarımı yer almaktadır

### Mehmet Akif EZAN

1982 Düzce doğumludur. 2004 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversiteden 2006 yılında Yüksek Mühendis, 2011 yılında Doktor unvanını almıştır. 2004-2014 yılları arasında aynı üniversitede Araştırma Görevlisi olarak görev yapmıştır. 2015 yılından itibaren DEÜ Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalı'nda Yrd. Doç. Dr. olarak görev yapmaktadır. Isıl sistemlerin sayısal modellenmesi, faz değişimli ısı enerji depolama sistemleri ve manyetik soğutma konularında ulusal ve uluslararası bilimsel çalışmaları bulunmaktadır.

### Ahmet YILANCI

1978 yılında Denizli'de doğdu. Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde lisans eğitimini 2000 yılında tamamladı. 2004 yılında Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Bilim Dalı'ndan yüksek lisans derecesi ile mezun oldu ve aynı üniversitede 2008 yılında Doktora öğrenimini bitirerek, 2009 yılında Yardımcı Doçent ünvanını almaya hak kazandı. 2013 yılından itibaren Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde Yardımcı Doçent olarak çalışmaktadır. Yurtdışı ve yurtiçi çeşitli hakemli dergilerde, uluslararası ve ulusal sempozyumlarda yer alan çeşitli çalışmaları bulunmaktadır. Yenilenebilir enerji kaynakları ve sistemleri, enerji-ekserji analizi ve hidrojen teknolojileri alanlarında çalışmaktadır. 2014 yılından itibaren Uluslararası Enerji Ajansı-Fotovoltaik Güç Sistemleri (IEA-PVPS) programında ve Uluslararası Güneş Enerjisi Topluluğu-Türkiye Bölümü'nde (GÜNDER) yönetim kurulu üyeliği yapmaktadır.

**Orhan EKREN**

1976 yılı İzmir doğumlu olan Orhan Ekren, lisans eğitimini Dokuz Eylül Üniversitesi(DEÜ) Makina Mühendisliği Bölümü'nde 1999 yılında, yüksek lisans eğitimini İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü (İYTE) Enerji Mühendisliği'nde 2003 yılında, doktorasını ise DEÜ Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik anabilim dalında 2009 yılında tamamlamıştır. 2000-2003 yılları arasında İYTE makina mühendisliği bölümünde araştırma görevlisi olarak çalışmıştır. 2005 yılından buyana Ege Üniversitesi'nde çalışan Dr. Ekren, 2008 ve 2011 yıllarında akademik çalışmalar için, Amerika Birleşik Devletleri'nde iki farklı üniversitede Makina Mühendisliği bölümünde ziyaretçi araştırmacı olarak bulunmuştur. 2014 yılından bu yana Ege Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde Doçent olarak çalışmalarını sürdürmektedir. Çalışma konuları arasında; Yenilenebilir Enerji Kaynakları, Hibrid Enerji Sistemlerinin Optimum Boyutlandırılması, Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği, Isı Pompası Sistemleri, Alternatif Soğutma Yöntemleri yer almaktadır.