

BUZDOLABI TASARIM PARAMETRELERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Dilek KUMLUTAŞ
Hasan AVCI
Mete ÖZŞEN
Ziya Haktan KARADENİZ

ÖZET

Buzdolaplarında istenilen koşullar, tasarlanacak ısı pompasının yanında iç tasarımın uygunluğu ile elde edilmektedir. Literatürde iç tasarımın uygunluğunu araştıran sayısal çalışmalar mevcuttur. Bu çalışma kapsamında sadece soğutucu bölümden oluşan, buharlaştırıcısı arka duvara gömülü, tek kapılı statik tip bir buzdolabı sayısal olarak modellenmiş ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve ısı aktarımı (HADIA) analizleri gerçekleştirilmiştir. Modelin doğruluğu test odasında yapılan deney sonuçlarıyla karşılaştırılarak ispatlandıktan sonra sayısal sonuçlardan elde edilen sıcaklık ve hız dağılımları incelenerek iç tasarım parametreleri belirlenmiştir. Buna göre; buharlaştırıcı yüzey sıcaklığının, buharlaştırıcı yüksekliğinin ve buharlaştırıcı yüzeyi ile ana raflar arasındaki mesafenin ISO 15502 standardında belirtilen test koşullarına göre en uygun değerleri parametrik olarak araştırılmıştır. Parametrik çalışma sonucunda belirlenen tasarım parametreleri arasındaki ilişkiler ortaya çıkarılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ve Isı Aktarımı (HADIA), Statik Tip Buzdolabı

ABSTRACT

Intended conditions inside domestic refrigerators are attained with inner design besides the heat pump design. In the literature, several numerical studies have investigated inner design appropriateness. In the present study, a single door static type domestic refrigerator with an only refrigerated compartment and evaporator in the back wall is analyzed by the computational fluid dynamics and heat transfer (CFDHT) method. The accuracy of the numerical results were confirmed by compared with experimental results then the inner design parameters were determined by using with numerical thermal and velocity distribution results. The parametric study was carried out in order to investigate the optimum values of the surface temperature of evaporator, the high of evaporator and the gap between the evaporator and main shelves according to experimental condition in the ISO 15502 standard. As a result; parametric study was showed that the interaction between the inner design parameters.

Key Words: Computational Fluid Dynamics and Heat Transfer (CFDHT), Static Type Domestic Refrigerator

1. GİRİŞ

Buzdolaplarında gıda maddelerinin istenilen koşullarda saklanabilmesi iç hacim sıcaklık dağılımına bağlıdır. Isı pompası tasarımıyla istenilen sıcaklık değerlerine ulaşılmasının yanında uygun sıcaklık

dağılımı buzdolabı iç tasarımıyla elde edilmektedir. Bu yüzen buzdolabı tasarımının uygunluğu iç hacim sıcaklık ve akış alanına bakılarak incelenmelidir.

Literatürde bu incelemelerin sayısal yöntemlerle yapılmasının uygun sonuçlar verdiği görülmektedir. İncelenen sayısal çalışmalardan; Saedodin ve diğ. [1] 18 farklı iç tasarım deneyerek en iyi tasarımı bulmaya çalışmıştır. Amara ve diğ. [8] ve Laguerre ve diğ. [3] buharlaştırıcı alanı ve sıcaklığının etkilerini incelemiştir. Afonso ve diğ. [10] ise sayısal analiz ile ışınım kalkanının yerini tespit etmeye çalışmıştır. Bunun dışında Foster ve diğ. [11] çalıştıkları büyük ticari tip buzdolabının sorunlu olduğunu düşündükleri bölümlerini incelemiş ve sayısal analizler yardımıyla yaptıkları düzeltmeler ile enerji tüketimini 1.37 kW' dan 1.29 kW' a düşürmüşlerdir. Ding ve diğ. [7] daha homojen sıcaklık dağılımı elde etmek için değişik tasarımlar denemiştir. Fukuyo ve diğ. [9] istenmeyen sıcaklık değerlerini düşürmek için yeni hava dağıtım sistemi tasarımları yapmıştır. Yapılan bu sayısal çalışmalar, doğruluğunu deneylerle kanıtlamıştır.

İncelenen bu çalışmaların sonucunda sayısal çalışmalar ile; sorunlu bölgelerin tespit edilmesi ve/veya tasarımın iyileştirilmesi [7, 9, 11], en uygun tasarım değerlerinin belirlenmesi [1, 6, 10], tasarım parametrelerinin etkilerinin araştırılması [3, 8] ve kritik tasarım değerlerinin tespit edilmesi [2, 4, 5] üzerine incelemeler yapılabileceği görülmüştür.

Bu çalışmada, buharlaştırıcısı arka duvara gömülü, tek kapılı ve sadece soğutucu bölümden oluşan bir buzdolabı üstünde sayısal ve deneysel olarak çalışılmıştır. Mevcut durumdaki modelin sayısal analizi yapılmış ve deney sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Deneylerle doğruluğu ispatlandıktan sonra parametrik çalışmayla buharlaştırıcı yüksekliğinin ve sıcaklığının ve ana raflarla buharlaştırıcı yüzeyi arasındaki mesafenin en uygun değerleri araştırılmıştır.

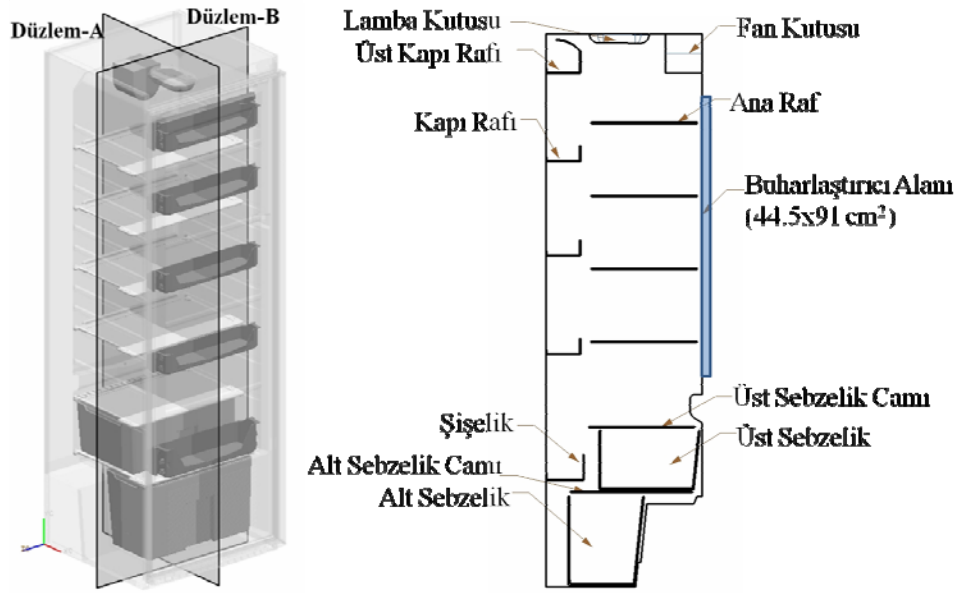
2. SAYISAL VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR

2.1 Sayısal Çalışma

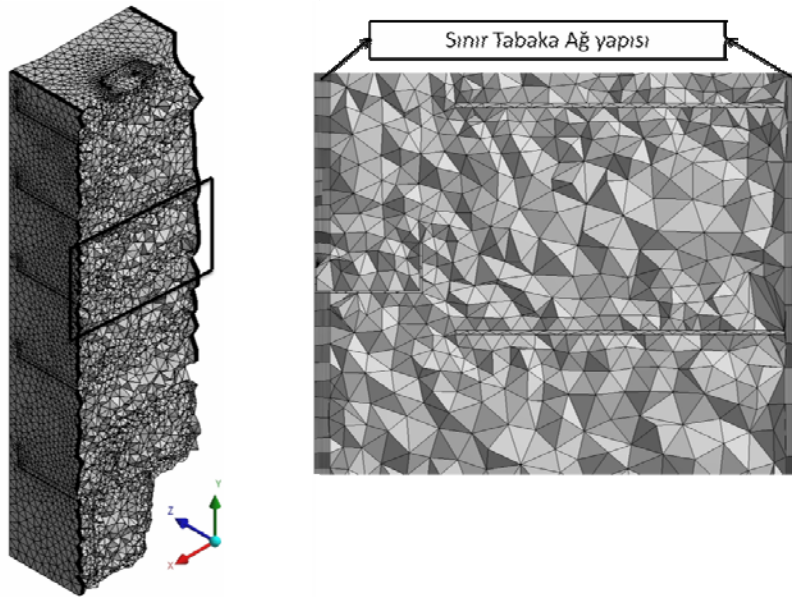
Bu çalışma kapsamında incelenen tek kapılı, sadece soğutucu bölümden oluşan, fanlı statik tip buzdolabı, 1.7m x 0.48m x 0.45m (yükseklik x genişlik x derinlik) iç hacim ölçülerine sahiptir. Buzdolabının arka duvarına gömülü olan buharlaştırıcı yüzeyi 44.5 x 91 cm² alanına sahiptir. Parametrik çalışmalarda sonuca hızlı ulaşmak için fan etkisiyle oluşan zorlanmış taşınım etkileri göz ardı edilerek fan buzdolabından çıkarılmıştır. Böylece; buzdolabı iç hacmi dört cam (ana) raf, iki sebzelik ve sebzelik camı, beş kapı rafı, lamba ve fan kutusundan oluşan statik tip buzdolabına çevrilmiştir (Şekil 1).

Ev tipi statik tip buzdolabı üstünde çalışma yapmış olan Laguerre ve Flick [12] tarafından, buzdolaplarının üç boyutlu incelenmesi gerektiği vurgulanmıştır. Ev tipi buzdolapları üstünde sayısal analizler yapan diğer çalışmalarda da [1, 2, 3, 8, 9, 10] üç boyutlu analizler yapıldığı görülmüştür. Literatürde görülen bu çalışmalar, buzdolabı iç ortamındaki akışın üç boyut etkilerinin önemli olduğunu göstermiştir. Sonuç olarak; bu çalışmada, buzdolabı iç hava hacminin (Şekil 1) üç boyutlu modeli oluşturulmuştur. Model sadece hava hacminden oluşmakta olup, iç hacimde bulunan parçaların (raf, sebzelik, vb.) geometrik sınırları, akışı engelleyici yüzeyler olarak modellenmiştir.

Model oluşturulduktan sonra sayısal analizler için bir sonraki adım, modeli çözüm ağına ayırma işlemidir. Çözüm ağı oluşturulurken sınır tabakalardaki geçişleri hassas hesaplamak için bu bölgelerde daha sıkı bir ağ yapı oluşturulmuştur. Bu şekilde elde edilen çözüm ağı, 939883 elemandan oluşmuştur (Şekil 2).



Şekil 1. Buzdolabı İç Hava Hacmi Modeli ve Simetri (Düzlem-A) Kesit Görünümü.



Şekil 2. Buzdolabı İç Hava Hacmi Modeli Ağ Yapısı (939883 Eleman).

Buzdolabı kabuğu içten dışa doğru sırasıyla iç plastik, yalıtım malzemesi ve dış sacdan meydana gelmektedir. Kabuğu oluşturan bu tabakalardan buzdolabı içine doğru sürekli bir ısı geçişi vardır. Sayısal çalışmada bu ısı geçişini modellemek için toplam ısı transferi katsayısı ve dış yüzey sıcaklığından yararlanılmıştır. Toplam ısı transferi katsayısı 1 nolu denklem ile hesaplanmıştır. Denklem 1'de l_y [m] yalıtım kalınlığını, k_y [W/mK] yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısını ve U [W/m²K] toplam ısı transferi katsayısını ifade etmektedir. Bu hesapta, kabuğu oluşturan iç plastik ve dış sac, kalınlıkları yalıtım malzemesi kalınlığının yanında çok küçük olduğundan göz önüne alınmamıştır. Dış yüzey ortalama sıcaklık değerleri de deneylerle elde edilmiştir.

$$U = \frac{1}{l_y / k_y} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (1)$$

Statik tip buzdolaplarında kazanılan ısı, buzdolabı havasının buharlaştırıcı yüzeyi ile temas etmesi sonucu uzaklaştırılmaktadır. Buharlaştırıcı yüzeyinin sıcaklık değeri termostat etkisi ile bir minimum ve maksimum sıcaklık aralığında dalgalanmaktadır. Bu yüzden buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı zamanla değişmektedir. Bunun yanında literatürde incelenen sayısal çalışmalar [1, 3, 7, 8, 10] buharlaştırıcı yüzeyi sıcaklığını sabit bir değer olarak kabul etmiş ve bu yaklaşımın uygun sonuçlar verdiğini göstermiştir. Sonuç olarak, bu çalışmada da buharlaştırıcı yüzeyine sabit sıcaklık kabulü yapılmıştır. Sıcaklık değeri de deneylerle elde edilmiştir.

Deneyler sırasında buzdolabı, yalıtım malzemesinden yapılmış bir plaka üstüne yerleştirilmiştir. Bu nedenle, buzdolabı alt yüzeyinden gerçekleşen ısı geçişi göz ardı edilerek bu yüzey adyabatik (yalıtılmış) olarak kabul edilmiştir. Bunun yanında, iç hacimde bulunan akış engelleyici (raf, sebzelik, vb) yüzeylerden gerçekleşen ısı transferi de göz ardı edilmiş ve bu yüzeyler de adyabatik kabul edilmiştir.

Yapılan deneyler ve kabuller doğrultusunda belirlenen sınır şartları Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1. Sınır Şartları

BÖLGE	SINIR ŞARTI
Buharlaştırıcı Yüzeyi	Sabit Sıcaklık Kabulü -3.16 C
Kapı Yüzeyi	T=24.82 C U=0.619 W/m ² K
Kompresör Üst Yüzey	T=26 C U=0.416 W/m ² K
Kompresör Yan Yüzey	T=26 C U=0.327 W/m ² K
Arka Yüzey	T=25.47 C U=0.331 W/m ² K
Yan Yüzeyler	T=24.9 C U=0.466 W/m ² K
Üst Yüzey	T=25 C U=0.353 W/m ² K
Alt Yüzey ve Akış Engelleyiciler	Adyabatik

Literatür araştırmaları sonucunda buzdolabı sayısal çözümlerinin sürekli rejim koşullarında yapılmasının uygun olduğu görülmüştür [1, 2, 9]. Ayrıca statik tip buzdolaplarında ışınlam etkilerinin göz ardı edilmesinin hatalı sonuçlar vereceği belirtilmiştir [3]. Bu yüzden, bu sayısal çalışma sürekli rejim koşullarında yapılmış ve iç yüzeyler arasındaki ışınlam etkileri göz önüne alınmıştır.

Statik tip buzdolaplarında, hava hacminde akış ve ısı geçişi doğal taşınım etkileri sonucu meydana gelmektedir. Çalışma kapsamında buzdolabından fan çıkarıldığı için bu durum incelenen modele de uymaktadır. Sonuç olarak modelde akış türünün belirlenmesinde, doğal taşınım koşulları için belirleyici olan, Rayleigh (Ra) sayısı değerine bakılmıştır. Ra sayısı, denklem (2) dikkate alınarak hesaplanmıştır. Denklem 2’de, g [m²/s] yer çekimi ivmesini, β [1/K] ısı genleşme katsayısını, T_∞ [K] ortam havası sıcaklığını, T_s [K] yüzey sıcaklığını, L [m] karakteristik uzunluğu, ν [m²/s] kinematik viskoziteyi, α [m²/s] ısı yayılım katsayısını ifade etmektedir. Ortam havası sıcaklığı olarak deneyde elde edilen ortalama iç hava sıcaklığı, yüzey sıcaklığı olarak da yine deneyde elde edilen ortalama buharlaştırıcı yüzeyi sıcaklığı alınmıştır. Karakteristik uzunluk olarak buharlaştırıcı yüzeyi yüksekliği dikkate alınmıştır. Havanın diğer özellikleri ise Tablo 2’de verilmiştir. Alınan bu değerlere göre Ra

yaklaşık 7.3×10^8 olarak hesaplanmış ve bu değer kritik Ra (10^9) [14] değerinden küçük olduğu için akış türü laminer kabul edilmiştir.

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_\infty - T_s)L^3}{\nu\alpha} < 10^9 \quad (2)$$

İç hava modelinin sayısal çözümü sırasında, havanın bazı termofiziksel özellikleri kullanılmaktadır. Havanın özellikleri, deney sonucu elde edilen ortalama buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı ile ortalama iç hava sıcaklık değerinin ortalaması alınarak hesaplanan film sıcaklığındaki değerler olarak kabul edilmiştir. Tablo 2’de havanın termofiziksel özellikleri belirtilmiştir. Tabloda T_f film sıcaklığını, ρ yoğunluğu, C_p özgül ısıyı, k ısı iletim katsayısını, α ısı yayılım katsayısını ve ν kinematik viskoziteyi ifade etmektedir.

Tablo 2. İç Havanın Termofiziksel Özellikleri

T_f [K]	ρ [kg/m ³]	C_p [J/kgK]	k [W/mK]	α (m ² /s)	ν (m ² /s)
276.9	1,269	1006.538	0.024	$1,94508 \times 10^{-5}$	$1,38341 \times 10^{-5}$

Sonuç olarak; oluşturulan üç boyutlu çözüm ağının hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve ısı aktarımı analizi sürekli rejim, laminer akış kabulü, doğal taşınım ve ışınım etkilerinin olduğu koşullarda yapılmıştır.

2.2 Deneysel Çalışma

Deneysel çalışmalar, sayısal modelin doğruluğunu ispatlamak için yapılması gereken bir yöntemdir. Bu çalışmada, yüzey sıcaklıklarının ve iç hava sıcaklıklarının belirlenmesi için iki ayrı deney yapılmıştır. Deneyler, koşulları 25 C sıcaklığa ve %50 bağıl neme ayarlanan test odasında gerçekleştirilmiştir.

Deney düzeneğindeki ısı çiftlerinin yerleşimi Şekil 3’te gösterildiği gibidir. Şekil 3.a yüzey sıcaklıklarını belirlemek için yapılan deney düzeneğini, Şekil 3.b ise iç hava sıcaklıklarının ölçümü için yapılan deney düzeneğini göstermektedir. Her iki deneyde de 12 adet ısı çifti kullanılmıştır.

Ölçümlere buzdolabı dış çevreyle ısı dengede iken başlanmış ve buzdolabının dengeye gelme anından sonra 12 saat daha deneye devam edilmiştir. Deney süresince saniyede 1 sıcaklık ölçümü yapılarak veriler kaydedilmiştir. Buzdolabının dengeye gelme durumundan sonraki veriler dikkate alınarak her ısı çifti için ortalama bir sıcaklık değeri bulunmuştur. Bulunan bu ortalama değerlerden yüzey sıcaklıkları ve iç hava sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Elde edilen dış yüzey sıcaklıkları sınır şartlarını belirlemede, iç yüzey ve iç hava sıcaklıkları ise sayısal sonuçları doğrulamada kullanılmıştır.

2.3 Sayısal Modelin Doğrulanması

Sayısal çalışma sonucunda, ısı çiftlerinin yerleşimine (Şekil 3) ait koordinatlara karşılık gelen sıcaklık değerlerinin, deneysel çalışmada bulunan sıcaklık değerleri ile karşılaştırılması Tablo 3’te verilmiştir. Sayısal sonuçların deney sonuçlarıyla arasındaki ortalama mutlak farkı 0.82 C olup, ortalama hata oranı %13.64 değerindedir. Tablo 3 incelendiğinde sonuçlar arasındaki maksimum farkın (~2 C) üst duvar iç yüzeyinde meydana geldiği görülmüştür. Bu fark kabul edilebilir sınırlar içerisinde olduğu için sayısal sonuçların güvenilir olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

2.4 Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi

Sayısal model, deneysel çalışmalarla doğrulandıktan sonra parametrik çalışma için tasarım parametreleri seçilmiştir. Buzdolabı tasarımının uygunluğunun sıcaklık ve hız dağılımlarına bakılarak inceleneceği daha önce vurgulanmıştı. Bu nedenle, sayısal sonuçlardan elde edilen hız ve sıcaklık dağılımlarına göre tasarım parametreleri belirlenmiştir.

Simetri düzlemindeki (Düzlem-A) sıcaklık ve hız dağılımları Şekil 4'te bir arada verilmiştir. Şekil 4'te renkli ölçek sıcaklık dağılımını, siyah-beyaz vektörler ise hız vektörlerinin bu düzlemindeki izdüşümlerini ifade etmektedir.

Sıcaklık dağılımı dikkate alındığında, üst bölgelerde sıcaklıkların daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu durum ısınan havanın yükselmesinin bir sonucudur. Bu bölgede sıcaklıkların yüksek çıkmasının bir diğer sebebi de fan etkisinin ihmal edilmiş olmasıdır.

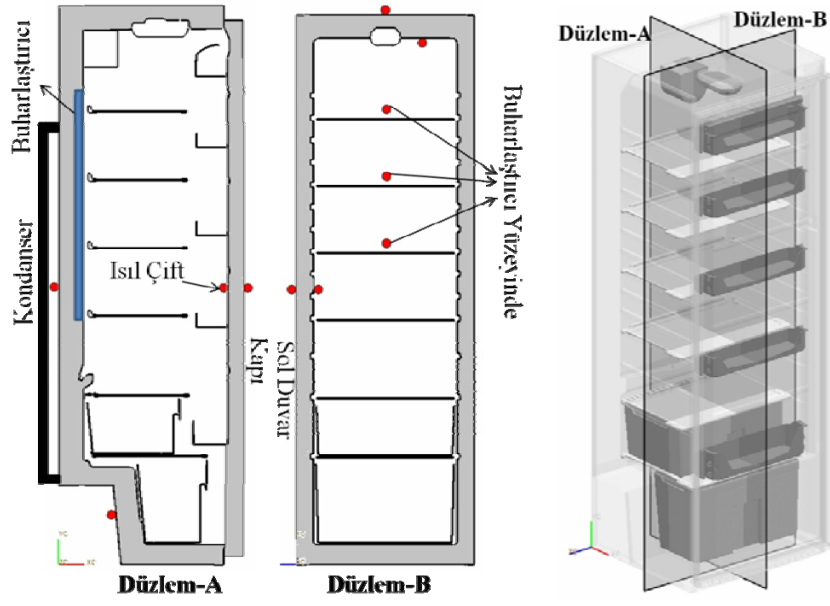
Hız dağılımı dikkate alındığında, buharlaştırıcı yüzeyine yakın bölgelerde aşağı doğru akış, kapı yüzeyine yakın bölgelerde de yukarı doğru akış olduğu gözlemlenmiştir. Böylece ısınan havanın yükseldiği (kapı yüzeyi) ve soğuyan havanın alçaldığı (buharlaştırıcı yüzeyi) görülmüştür. Buharlaştırıcı yüzeyine yakın olan bölgede hız değerlerinin yüksek olduğu vurgulanmalıdır. Ayrıca, bu bölgedeki akışın buharlaştırıcı yüzeyinden aşağı doğru giderek hızlandığı görülmüştür. Buna göre, buharlaştırıcı yüksekliğinin hava akış hızını arttırdığı ve böylece buzdolabı içerisindeki hava dağılımını olumlu yönde etkileyeceği sonucuna varılmıştır.

Sıcaklık ve hız dağılımları bir arada değerlendirilirse, buharlaştırıcı yüzeyinde soğuyan havanın aşağı doğru hareket ettiği ve buradan dolap iç yüzeylerine ulaştığı daha sonra dolap yüzeylerinden gerçekleşen ısıyı çekerek yükseldiği görülür. Sonuç olarak, soğuk hava akışının gerçekleştiği, buharlaştırıcı yüzeyi ile cam raf arasında kalan boşluğun sıcaklık dağılımı üzerinde önemli bir rol oynadığı ortaya çıkmaktadır. Literatürde de bu boşluğun önemi vurgulanmaktadır [2, 7]. Ayrıca bu soğuk hava akışının sıcaklık değerinin, buharlaştırıcı yüzey sıcaklığına bağlı olduğu da görülmektedir. Buna göre, buharlaştırıcı yüzey sıcaklığının önemli bir parametre olduğu sonucu çıkarılmıştır. Literatürde de buharlaştırıcı yüzey sıcaklığının etkisinin incelendiği çalışmalar mevcuttur [3, 8].

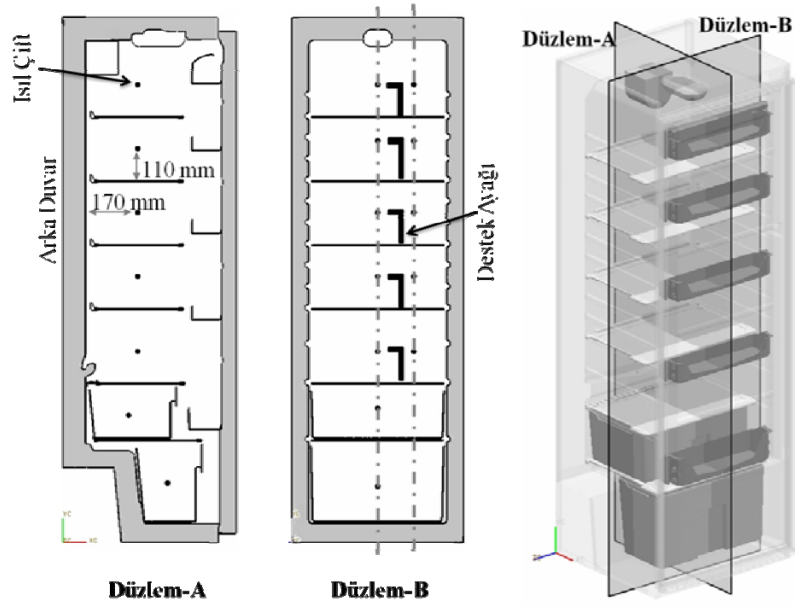
Sonuç olarak; bu çalışmada, sayısal sonuçlardan yapılan gözlemler ve literatür araştırmaları göz önüne alınarak, buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı, buharlaştırıcı yüksekliği ve buharlaştırıcı yüzeyi ile cam raf arasındaki boşluk tasarım parametresi olarak belirlenmiş ve incelenmiştir.

Tablo 3. Deneysel ve Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması

ÖLÇÜM YERİ		DENEYSEL ORTALAMA SICAKLIK (C)	SAYISAL ORTALAMA SICAKLIK (C)	MUTLAK FARK (C)	HATA ORANI (%)
Cam Raf 1 (R1)	Sağ	9.31	8.16	1.15	12.35
	Orta	9.21	8.15	1.06	11.51
Cam Raf 2 (R2)	Sağ	5.76	6.12	0.36	6.25
	Orta	5.99	6.04	0.05	0.83
Cam Raf 3 (R3)	Sağ	4.62	5.50	0.88	19.05
	Orta	4.51	5.49	0.98	21.73
Cam Raf 4 (R4)	Sağ	4.31	5.06	0.75	17.40
	Orta	4.32	5.24	0.92	21.30
Cam Raf 5 (R5)	Sağ	4.45	5.45	1	22.47
	Orta	4.43	5.70	1.27	28.67
Sebzelikler	Üst Seb.	6.86	6.85	0.01	0.15
	Alt Seb.	9.40	8.05	1.35	14.36
İç Yüzeyler	Üst Duvar	10.99	9.012	1.978	17.99
	Sol Duvar	5.89	5.696	0.194	3.29
	Kapı	5.92	6.366	0.446	7.33

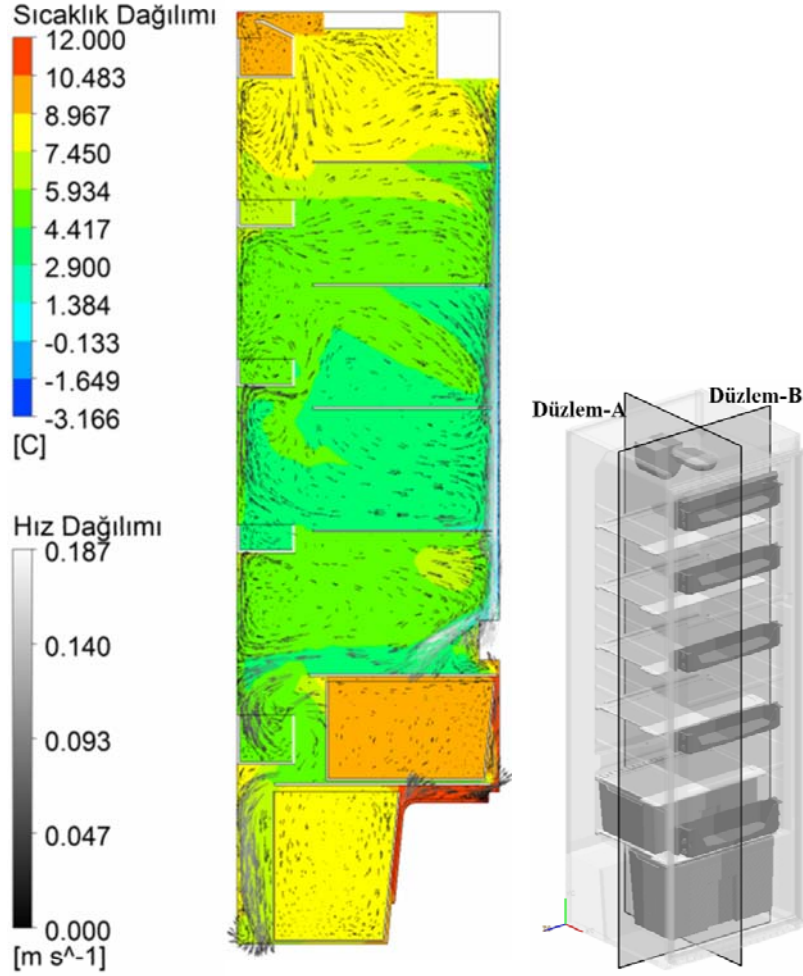


a)



b)

a) Yüzey sıcaklık ölçümü, b) İç hava sıcaklık ölçümü
Şekil 3. Deneysel Çalışmadaki Isıl Çiftlerin Yerleşimi



Şekil 4. Simetri Düzlemindeki (Düzlem-A) Sıcaklık ve Hız Dağılımları

3. PARAMETRİK ÇALIŞMA

Sayısal çalışmaların deneysel çalışmalarla doğrulanmasının ardından, iç hava modeline ait belirlenen tasarım parametre değerlerinin değişiminin, tasarım çıktılarıyla olan ilişkisini araştıran bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Parametrik çalışma yöntemlerinde, değer aralığı kontrol edilebilen girdi verileri, doğrulanmış sayısal modele uygulanır ve çözüm sonucunda istenilen çıktı verileri elde edilir. Girdi parametrelerinin sayıları ve değer aralığı genişliği arttıkça çözümleme için gereken işlem yükü ve süresi orantılı olarak artmaktadır.

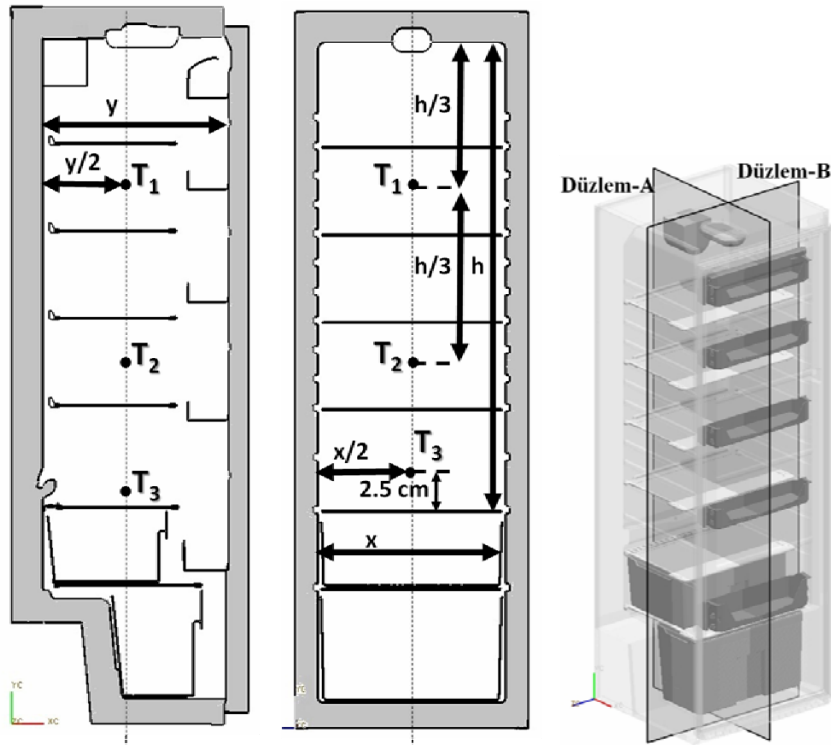
Çalışma kapsamında incelenen buzdolabı modeline ait parametrik çalışmada ticari bir analiz programının parametrik tasarım bölümü kullanılmıştır. Girdi verileri 2.4. bölümde belirlenen üç adet tasarım parametresi olup, değerlerin değişim aralığı Tablo 4'te gösterilmiştir. Tabloda belirlenen değerler aralığı için program tarafından 15 farklı tasarım noktası oluşturulmuştur. Oluşturulan bu tasarım noktaları sayısal analiz ile çözülmüş ve çözüm sonuçlarından aşağıda açıklanan çıktılar elde edilmiştir.

Parametrik çalışmada, çıktı verileri ISO 15502 standardına [13] göre buzdolabı iç hacminde yerleşimi belirlenmiş Şekil 5'te gösterilen üç adet sıcaklık ölçüm noktasına ait sıcaklıklar ile buharlaştırıcı yüzeyinden çekilen ısı miktarına (Q_{evap}) göre belirlenmiştir. Standarda göre her bir nokta (T_1, T_2, T_3) $0 < T < 10$ C aralığında olmalı ve bu üç noktanın ortalama sıcaklığı (T_{ort}) maksimum 5 C' yi aşmamalıdır.

Bu sınırlayıcı şartlar altında T_1 , T_2 , T_3 , T_{ort} ve Q_{evap} değerlerinden oluşan beş adet çıktı parametresi elde edilmiştir.

Tablo 4. Tasarım Parametreleri Değerlerinin Değişim Aralığı

Tasarım Parametresi	Değer Aralığı	Mevcut Değer
Buharlaştırıcı Yüksekliği	450 - 910 mm	910 mm
Buharlaştırıcı Sıcaklığı	-8 – 0 C	-3.16 C
Cam Raflarla Buharlaştırıcı Yüzeyi Arasındaki Mesafe (Boşluk)	5 – 25 mm	15 mm



Şekil 5. ISO 15502 Standardına Göre Sıcaklık Ölçümü Yapılacak Noktaların Düzeni

Parametrik çalışmada; ticari bir analiz programının parametrik tasarım bölümünün dışında farklı bir istatistiksel yöntem kullanılsaydı, buharlaştırıcı yüksekliğinin 10 değişik değeri, buharlaştırıcı sıcaklığının 9 değişik değeri ve boşluk mesafesinin 5 değişik değeri için toplamda 450 ($10 \times 9 \times 5 = 450$) farklı model oluşturularak sayısal çözümlerin elde edilmesi gerekirdi. Ayrıca, elde edilen bu çözüm verilerinin istatistiksel bir yöntemle de işlenerek yorumunun yapılması gerekirdi. Sadece bir modelin çözüm süresinin yaklaşık 1 saat olduğu düşünülürse 450 modelin çözümü bir aksilik yaşanmadığı takdirde yaklaşık 19 gün sürecekti. Bu çalışmada ise, parametrik çalışma yöntemi kullanılarak verilen değer aralıkları arasında istenilen bir değere karşılık gelen çıktı parametrelerinin sonuçlarının 1 gün gibi kısa bir zamanda hesaplanabildiği görülmüştür. Bu yöntem sayesinde, buzdolabı tasarımı iyileştirme sürecinde, tasarım parametreleri değişiminin istenilen çıktı verileri üzerindeki etkileri hakkında kısa sürede fikir sahibi olmak mümkün hale gelmiştir.

4. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Parametrik çalışmanın sonucunda elde edilen binlerce veriyi doğru yorumlamak yöntemin başarısı için önemli bir kriterdir. Bu verilerden, standartta istenilen durumları sağlayan çıktı değerleri elde edilerek en uygun tasarım parametreleri bulunmaya çalışılmıştır

Bu bölümde girdi değeri olarak belirlenen:

- Buharlaştırıcı yüzeyi ortalama sıcaklığı T_{evap} ifadesiyle,
- Buharlaştırıcı yüksekliği h_{evap} ifadesiyle,
- Buharlaştırıcı yüzeyi ile cam raflar arasındaki mesafe, boşluk ifadesiyle

tanımlanmıştır. Aşağıda verilen yorumlarda bu ifadeler kullanılmıştır.

Mevcut durumdaki T_{evap} (-3.16 C) değerinde, boşluğun değişimine göre gerekli olan h_{evap} Tablo 5'te gösterilmiştir.

Tablo 5. T_{evap} Değerinin -3.16 C Olduğu Durumda, Boşluk Değişimine Göre h_{evap} Değişimi.

h_{Evap} (mm)	Boşluk (mm)	T_{Evap} (C)	T_{Ort} (C)	T_1 (C)	T_2 (C)	T_3 (C)	Q_{Evap} (W)
910	15	-3.16	4.73	5.50	4.25	4.46	25.31
910	5	-3.16	4.99	5.10	3.79	6.10	24.55
873	10	-3.16	4.98	5.47	3.94	5.55	24.99
865	15	-3.16	4.98	5.63	4.49	4.84	24.92
851	20	-3.16	4.99	5.72	4.89	4.36	25.11
840	25	-3.16	4.99	5.76	5.16	4.00	25.28

Tablo 5'te koyu ve altı çizili olan ilk satır, mevcut durumdaki parametrelere göre bulunan sayısal analiz sonuçlarıdır. Tablo 5 incelendiğinde, mevcut T_{evap} (-3.16 C) ve boşluk değerinde (15 mm), 865 mm h_{evap} değerinin istenilen koşulları sağlamada yeterli olacağı görülmüştür. Bu sonuç, mevcut durumda kullanılan 910 mm h_{evap} değerinin 45 mm fazla olduğunu göstermiştir.

Eğer boşluk 5 mm olsaydı, aynı T_{evap} değerinde gerekli h_{evap} 910 mm olacaktı. Fakat sebzelik camı üzerinden 2.5 cm yükseklikte bulunan T_3 sıcaklık değeri 6.1 C değerinde olup diğer noktalardan (T_1 , T_2) yüksektir. Normalde, teorik olarak soğuyan hava alçalır prensibinden bu noktadaki sıcaklık değerinin diğer noktalara göre düşük olması beklenir. Bu durum, 5 mm boşluğun soğuk havayı aşağı bölgelere taşımada yetersiz olduğunu göstermektedir. Sonuç olarak, boşluğun alt limitinin, T_3 sıcaklığının T_1 ve T_2 ' den düşük olduğu duruma denk gelmesi gerektiğini gösterir.

Tablo 5 incelendiğinde, standartta istenilen koşulların sağlanması için, aynı T_{evap} değerinde, boşluk ile h_{evap} arasında bir ilişkinin olduğu görülmüştür. Bu sonuca göre boşluğun artması h_{evap} değerini azaltmaktadır. Ayrıca Tablo 5'ten çekilen en iyi sonuç boşluğun 20 mm olduğu durumdur. Bu durum, hem standartta istenilen koşulları sağlayan hem de T_3 sıcaklığının T_1 ve T_2 sıcaklığından düşük olduğu değerdedir.

Tablo 6'da ise 910 mm h_{evap} ve -3.16 C T_{evap} değerlerinde boşluğun değişimi ile sıcaklıklardaki değişim gösterilmiştir. Tablo 6 incelendiğinde tüm durumların standartta istenilen koşulları sağladığı görülmektedir. Ancak T_3 sıcaklığının, T_1 ve T_2 sıcaklığına göre küçük olduğu durum 20 mm boşlukta elde edilmiştir. Ayrıca, bu tabloya göre T_3 sıcaklığını düşürmek için boşluk değerinin artırılması gerektiği sonucuna varılmıştır.

Tablo 6. h_{evap} 910 mm ve T_{evap} -3.16 C Olduğu Durumda Boşluk Değişimi ile Sıcaklıkların Değişimi.

h_{Evap} (mm)	Boşluk (mm)	T_{Evap} (C)	T_{Ort} (C)	T_1 (C)	T_2 (C)	T_3 (C)	Q_{Evap} (W)
910	5	-3.16	4.99	5.10	3.79	6.10	24.55
910	10	-3.16	4.78	5.39	3.74	5.21	24.95
910	15	-3.16	4.74	5.51	4.25	4.47	25.31
910	20	-3.16	4.68	5.53	4.59	3.92	25.62
910	25	-3.16	4.65	5.51	4.80	3.64	25.86

Tablo 5 ve Tablo 6 belirli bir T_{evap} değerinde, iç havada en düşük sıcaklıklara ulaşmak için h_{evap} ve boşluğun en büyük değerlerinin kullanılması ile ulaşılabileceğini gösterir. Elde edilen bu sonuçtan hareketle, gerekli olan maksimum T_{evap} değeri belirlenmeye çalışılmıştır. h_{evap} ve boşluğun maksimum değerlerinde, T_{evap} ile sıcaklıklarda meydana gelen değişim Tablo 7'de elde edilmiştir. Tabloya göre istenilen koşullara ulaşmak için T_{evap} değerinin -2.7 C' den küçük olması gerektiği görülmüştür. Bu sıcaklıktan büyük değerlerde istenilen T_{ort} değeri elde edilememektedir.

Tablo 7. Maksimum h_{evap} (910 mm) ve Boşluk Değerinde (25 mm) T_{evap} ile Sıcaklıkların Değişimi.

h_{Evap} (mm)	Boşluk (mm)	T_{Evap} (C)	T_{Ort} (C)	T_1 (C)	T_2 (C)	T_3 (C)	Q_{Evap} (W)
910	25	0	6.69	7.65	6.97	5.46	22.83
910	25	-1.5	5.80	6.63	5.93	4.84	24.25
910	25	-2	5.47	6.29	5.59	4.52	24.73
910	25	-2.5	5.12	5.95	5.25	4.16	25.22
910	25	-2.7	4.97	5.81	5.11	4.00	25.42
910	25	-3	4.76	5.61	4.91	3.77	25.71

Tablo 8'de, seçilen 20 mm boşluk değerinde T_{evap} değişimine göre istenilen şartları sağlayan h_{evap} değerleri verilmiştir. Tabloda görüldüğü gibi T_{evap} düştükçe gerekli olan h_{evap} azalmaktadır. Buharlaştırıcı yüzeyinden çekilen ısı miktarı ve sıcaklık değerleri arasındaki ilişki göz önünde bulundurulduğunda 851 mm h_{evap} , 20 mm boşluk değeri ve -3.16 C T_{evap} değeri uygun bir tasarım olarak Tablo8'de görülmektedir.

Tablo 8. Boşluğun 20 mm Olduğu Durumda T_{evap} Değişimi ile h_{evap} Değişimi.

h_{Evap} (mm)	Boşluk (mm)	T_{Evap} (C)	T_{Ort} (C)	T_1 (C)	T_2 (C)	T_3 (C)	Q_{Evap} (W)
910	20	-2.75	4.97	5.80	4.87	4.24	25.21
851	20	-3.16	4.99	5.72	4.89	4.36	25.11
775	20	-4	4.97	5.51	4.84	4.57	25.19
740	20	-4.5	4.96	5.39	4.81	4.69	25.29
710	20	-5	4.94	5.27	4.79	4.78	25.41
682	20	-5.5	4.95	5.16	4.81	4.87	25.52
658	20	-6	4.93	5.04	4.84	4.92	25.66
635	20	-6.5	4.94	4.95	4.90	4.97	25.77
612	20	-7	4.97	4.89	4.99	5.02	25.89
590	20	-7.5	4.99	4.84	5.07	5.08	25.99
573	20	-8	4.97	4.78	5.07	5.07	26.15

Sonuç olarak; bu çalışmada tek kapılı statik tip buzdolabına ait sayısal model hazırlanıp deneysel olarak doğrulaması yapıldıktan sonra yapılacak parametrik çalışmaların, model iyileştirme sürecinde tasarımcılara yön verebilecek bir yöntem olduğu gösterilmiştir. Geleneksel kullanılan deneme yanılma yönteminde, tasarımcı birden fazla ilk örnek oluşturup deneysel çalışarak en iyi durumu bulmaya çalışır. Ancak, bu geleneksel çalışma uzun süre ihtiyacını ve malzeme maliyetini de beraberinde getirir. Sayısal, deneysel ve parametrik çalışmanın bir arada yürütülerek yapıldığı bu yöntem sayesinde, daha kısa sürede ve daha düşük maliyetle istenilen koşulları sağlayan en uygun tasarımların gerçekleştirilebileceği gösterilmiştir.

Bu çalışma Sanayi ve Ticaret Bakanlığı tarafından, San-Tez programı kapsamında, 00457.STZ.2009–2 kodlu proje ile desteklenmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] SAEDODİN, S., TORABİ, M., NASERİAN, R.S., SALEHİ, P., “A Combined Experimental and Three-Dimensional Numerical Study of Natural Convection Heat Transfer in a Domestic Freezer for Optimization and Temperature Prediction”, International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.), Vol. 4, n. 6, 2010.
- [2] GUPTA, J. K., GOPAL, M. RAM., CHAKRABORTY, S., “Modeling Of A Domestic Frost-Free Refrigerator”, International Journal Of Refrigeration,30, 2007.
- [3] LAGUERRE, O., AMARA, S. B., MOUREH, J., FLİCK, D., “Numerical Simulation Of Air Flow And Heat Transfer In Domestic Refrigerators”, Journal of Food Engineering, 144, 2007.
- [4] Cortella, G., Manzan, M., Comini, C., “CFD Simulation Of Refrigerated Display Cabinets”, International Journal Of Refrigeration, 24, 2001.
- [5] D'AGARO, P., CORTELLA, G., CROCE, G., “Two- and Three-Dimensional CFD Applied to Vertical Display Cebinets Simulation”, International Journal Of Refrigeration, 29, 2006.
- [6] NAVAZ, H.K., FARAMARZİ, R., GHARİB, M., DABİRİ, D., MODARRESS, D., “The Application of Advanced Methods in Analyzing the Performance of the Air Curtain in a Refrigerated Display Case”, Journal of Fluids Engineering, 124, 2002.
- [7] DİNG, G. L., QİAO, H. T., LU, Z. L., “Ways To Improve Thermal Uniformity Inside A Refrigerator” Applied Thermal Engineering, 24, 2004.
- [8] AMARA, S.B., LAGUERRE, O., MOJTABİ, M.C.C., LARTİGUE, B., Flick, D., “PIV Measurement Of The Flow Field In A Domestic Refrigerator Model: Comparison With 3D Simulations”, International Journal Of Refrigeration,31, 2008
- [9] FUKUYO, K., TAİCHİ, T., HARUKO, A., “Thermal Uniformity And Rapid Cooling Inside Refrigerators”, International Journal of Refrigeration, 26, 2003.
- [10] AFONSO, C., MATOS, J., “The Effect of Radiation Shields Around the Air Condenser and Compressor of a Refrigerator on the Temperature Distribution Inside It”, International Journal of Refrigeration, 29, 2006.
- [11] FOSTER, A.M., MADGE, M., EVANS, J.A., “The Use of CFD to Improve the Performance of a Chilled Multi-Deck Retail Display Cabinet”, International Journal Of Refrigeration, 28, 2005.
- [12] LAGUERRE, O., FLİCK. D., “Heat Transfer By Natural Convection In Domestic Refrigerators”, Journal of Food Engineering, 79, 2004.
- [13] ISO 15502:2005, Madde 15.3.3.1, Sayfa 35.
- [14] INCROPERA F.P., DEWITT D.P., “Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri”, Çevirenler: T. DERBENTLİ, O.F. GENCELİ, A. GÜNGÖR, A.HEPBAŞLI, Z. İLKEN, N. ÖZBALTA, F. ÖZGÜÇ, C. PARMAKSIZOĞLU, Y. URALCAN, Literatür Yayınları, 2000.

ÖZGEÇMİŞ

Dilek KUMLUTAŞ

İzmir doğumludur. 1990 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina 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 yıllarında Yardımcı Doçent olarak görev yapmıştır. 2007 yılından beri Makina Bölümü'nde Doçent olarak çalışmaktadır.

Hasan AVCI

1984 yılı Edirne doğumludur. 2007 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2007 yılında aynı Üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji programında Yüksek Lisans eğitime başlamıştır. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ve Isı Aktarımı (HADIA) konusunda çalışmaktadır.

Mete ÖZŞEN

1986 yılı İskenderun doğumludur. 2008 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2008 yılında aynı Üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji programında Yüksek Lisans eğitime başlamıştır. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ve Isı Aktarımı (HADIA) konusunda çalışmaktadır.

Ziya Haktan KARADENİZ

1980 yılında İzmir'de doğan Ziya Haktan KARADENİZ; 2002 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nden, 2005 yılında ise aynı Üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Yüksek Lisans Programı'ndan mezun olmuştur. Halen, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Doktora Programında eğitimine devam etmektedir. 2002 yılından beri Dokuz Eylül Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nde Araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.