



**Bu bir MMO
yayıdır**

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

YOĞUŞMALI YANMA ÜNİTESİNDEKİ ATIK GAZA AİT AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

**HASAN AVCI
MEHMET UÇAR
MUSTAFA DUTUCU
TÜRK DEMİR DÖKÜM FABRİKALARI**

**DİLEK KUMLUTAŞ
DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ**

**MAKİNA MÜHENDİSLERİ ODASI
BİLDİRİ**

YOĞUŞMALI YANMA ÜNİTESİNDEKİ ATIK GAZA AİT AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Numerical Investigation of the Flow Characteristics of Flue Gas Inside the Condensing Heat Engine

Hasan AVCI
Dilek KUMLUTAŞ
Mehmet UÇAR
Mustafa DÜTUCU

ÖZET

Yoğuşmalı konvansiyonel duvar tipi ısıtma cihazlarında genellikle paslanmaz çelik malzemeden yapılmış yanma üniteleri kullanılır. Bu yanma üniteleri yurtdışından ithal edilmekte olup yüksek üretim maliyetlerine sahiptir. Ülkemizde, ERP (Energy Related Products) regülasyonlarının 2018 yılında uygulanabilmesi için ilgili bakanlıklarca çalışmalar devam etmektedir. Bu regülasyonların devreye girmesi ile ülkemizde yoğuşmasız duvar tipi ısıtma cihazlarının satışı yasaklanacaktır. Bu nedenle, yoğuşmalı duvar tipi cihazlarda kullanılan konvansiyonel yanma ünitelerinin yerini alacak yeni yanma ünitelerinin tasarlanması gerekmektedir.

Yoğuşmalı yanma ünitelerinin tasarımında hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi kullanılmaktadır. Bu çalışmada; duvar tipi yoğuşmalı bir ısıtma cihazında kullanılacak alüminyum yanma ünitesine ait 12 farklı hava hacminin sayısal modeli oluşturulmuştur. Bu hava hacimlerinde gerçekleşen atık gaz hareketine ait akış karakteristikleri ve basınç düşümleri, HAD yöntemi kullanılarak detaylı olarak incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Duvar Tipi Isıtma Cihazı, Yanma Ünitesi, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)

ABSTRACT

Generally, heat engines made by stainless steel material are used for the condensing wall hang heating appliances. These type heat engines are imported from foreign and also they have high manufacturing costs. In Turkey, the legislative studies have continued to be implemented the ERP (Energy Related Products) regulations till the first quarter of 2018 by the relevant ministries. After the promulgation of these regulations, non-condensing wall hang heating appliances will be forbidden for our country. Because of these reasons, new heat engines have to be designed instead of conventional heat engines used for condensing wall hang heating appliances.

The computational fluid dynamics (CFD) methods are used for designing of the condensing wall hang heating appliances. In this study, the twelve different numerical air volumes of aluminium heat engine which could be used for condensing wall hang heating appliances are modelled. The flow characteristics of the flue gas motion inside the air volume and their pressure losses are investigated in depth with using CFD method.

Key Words: Wall hang heating appliance, Heat engine, Computational fluid dynamics (CFD).

1. GİRİŞ

Yaşam alanlarında ve konutlarda ısıtma ve sıcak su temini için ısı üretimi, dağıtımı ve tüketiminin aynı bağımsız bölüm içerisinde yapılmasına bireysel ısıtma denir [1]. Bireysel ısıtma sistemi olan duvar tipi ısıtma cihazlarının, ülkemizde ve Avrupa'da yaygınlaşan doğalgaz altyapısı sayesinde kullanımları artmaktadır.

2018 yılı içerisinde ERP regülasyonlarının ülkemizde uygulanabilmesi için ilgili bakanlıklarca çalışmalar devam etmektedir. Bu regülasyonların yürürlüğe girmesi ile Türkiye'de yoğunlaşan ısıtma cihazı satışı yasaklanacaktır. Yoğunlaşan duvar tipi ısıtma cihazlarında kullanılan komponentlerin (yanma ünitesi, fan, gaz valfi, brülör v.b.) çoğu yurtdışından ithal edilmektedir. Bu yüzden, bu komponentlerin yerleştirilmesi için Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığının desteğiyle DOSİDER (Doğalgaz Sanayicileri İşadamları Derneği) öncülüğünde çalışmalar başlatılmıştır. Bu kapsamda DOSİDER ve İstanbul Teknik Üniversitesi Teknoloji Transfer Ofisi (İTÜNOVA) işbirliği ile "Gaz Yakan Cihazlar Proje Merkezi" kurulmuştur. Bu nedenlerden dolayı enerji verimliliği yüksek ve yerli komponentlere sahip duvar tipi yoğunlaşan ısıtma cihazlarının geliştirilmesi çalışmaları önem kazanmıştır.

Duvar tipi yoğunlaşan ısıtma cihazların ısı performansında ve akış karakteristiği üzerinde, yanma ünitelerinin içerisinde kullanılan ısı değiştiricilerin tipi ve konumları önemli rol oynamaktadır. Atık gaz olarak bilinen yanmış gaz ortamından ısıtılacak olan akışkana aktarılan toplam ısı transferi ve gerçekleşen basınç düşümleri yanma ünitesi içerisinde kullanılan komponentlerin geometrisine göre değişim göstermektedir.

Yanma ünitelerinin yoğunlaşma bölgesindeki ısı değiştiricilerinde gerçekleşen, taşınım ile olan ısı transferinin artırılması için genişletilmiş yüzeyler kullanılmaktadır. Bu genişletilmiş yüzeyler gerçekleşen toplam ısı transferine olumlu katkı sağlar iken yanma ünitesi içerisindeki basınç düşümlerini arttırmaktadır. Bu basınç düşümleri yanma ünitesinde kullanılacak olan fan gücünü belirlemektedir. ERP regülasyonlarına göre, cihazın tükettiği gazın yanı sıra elektrikte verimlilik hesapları da kullanılmaktadır. Genellikle, yeni nesil yanma üniteleri tasarımlarında alüminyum kanatlı borulu ısı değiştiricileri yoğunlaşma bölgesinde tercih edilmektedir. Literatürde, çeşitli kanat tiplerindeki kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin hava tarafında gerçekleşen ısı transferini ve akış karakteristiğini inceleyen birçok deneysel çalışma mevcuttur [2-5]. Bu çalışmalar, sadece belirli deney şartları altında ve farklı uygulama alanları için gerçekleştirilmiştir. Ancak, yanma reaksiyonun gerçekleştiği yanma üniteleri için deneysel çalışmalar çok fazla bulunmamaktadır [6].

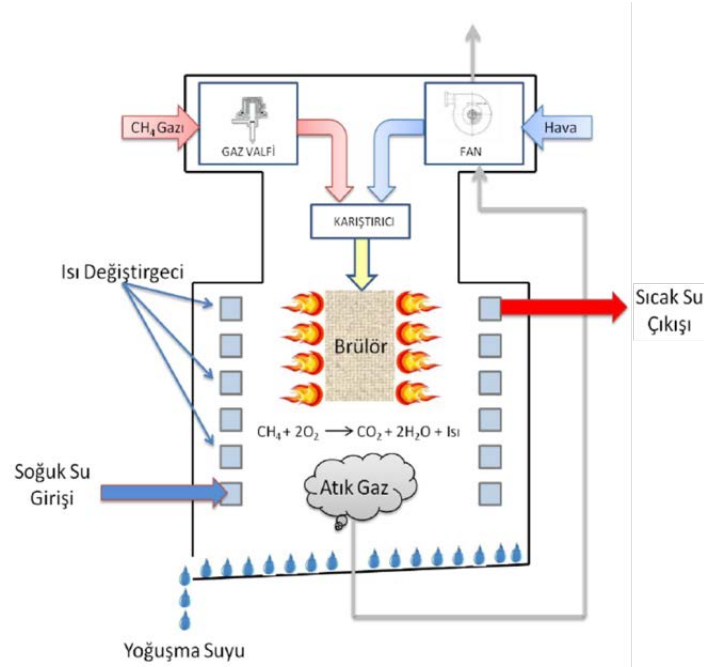
Duvar tipi yoğunlaşan ısıtma cihazlarının yanma ünitesinde gerçekleşen akış dağılımlarının ve basınç düşümlerinin incelenmesinde deneysel çalışmaların yanı sıra sayısal yöntemlerin de kullanılması gerekmektedir. Yanma ünitelerinde kullanılan kanatlı borulu ısı değiştirici tasarımı hakkında literatürde yapılan sayısal çalışmalar incelendiğinde, 2010 yılında Wais tarafından gerçekleştirilmiş detaylı bir çalışma bulunmaktadır [7]. Radyal kanatlı borulu ısı değiştirici optimizasyon çalışmasında, farklı akış hızı değerlerinin ve kanat profili değişikliğinin performansa olan etkisi incelenmiştir. 2013 yılında H. Bilirgen ve arkadaşları tarafından yapılan diğer bir çalışmada; belirlenen kanatlı yapıya ait tasarım parametrelerinin, kanatlı borulu ısı değiştiricide meydana gelen ortalama ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkileri, ANSYS programı ile sayısal olarak incelenmiştir [8]. Kanatlı borulu ısı değiştiricileri ile ilgili literatürde birçok sayısal çalışma olmasına karşın yanma ünitesi iç hava hacminin sayısal modellenerek, gerçekleşen ısı, akış dağılımlarını ve basınç düşümünü belirleyen sayısal çalışma neredeyse yok denecek kadar azdır. 2013 yılında Karaaslan ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada; bir kombinin alüminyum döküm üretim tekniği ile üretilmiş yanma ünitesi sayısal olarak modellenmiş olup kanatçıklı ve kanatçıksız duruma ait ısı transferi ve akış karakteristiği incelenmiştir [9]. Önceki çalışmalarımızda, kanatlı borulu ısı değiştiricisine sahip yanma ünitesine ait ısı transferi ve akış analizleri sayısal olarak incelenmiştir [10,11].

Bu çalışmada; yoğunlaşan yanma ünitelerinin yoğunlaşma bölgesinde kullanılabilecek alüminyum kanatlı borulu ısı değiştiricisine ait kanat uzunluğu ve kanat kalınlığı tasarım parametresi olarak seçilmiştir. Kanat uzunluğu olarak dört ve kanat kalınlığı olarak üç farklı değer seçilerek 12 farklı tip kanatlı borulu ısı değiştiricisi kesit detayı belirlenmiştir. Bu ısı değiştiricileri tanımlanmış sabit hacme sığabilecek şekilde bir ya da iki sıra şeklinde dizilmiştir. Böylece, 12 farklı yanma ünitesine ait üç boyutlu iç hava

modeli oluşturulmuştur. Belirlenen tasarım parametrelerinin yanma ünitesi içerisinde gerçekleşen basınç düşümü ve akış karakteristikleri üzerine etkisi, ANSYS programı kullanılarak sayısal olarak detaylı bir şekilde incelenmiştir.

2. SAYISAL ÇALIŞMALAR

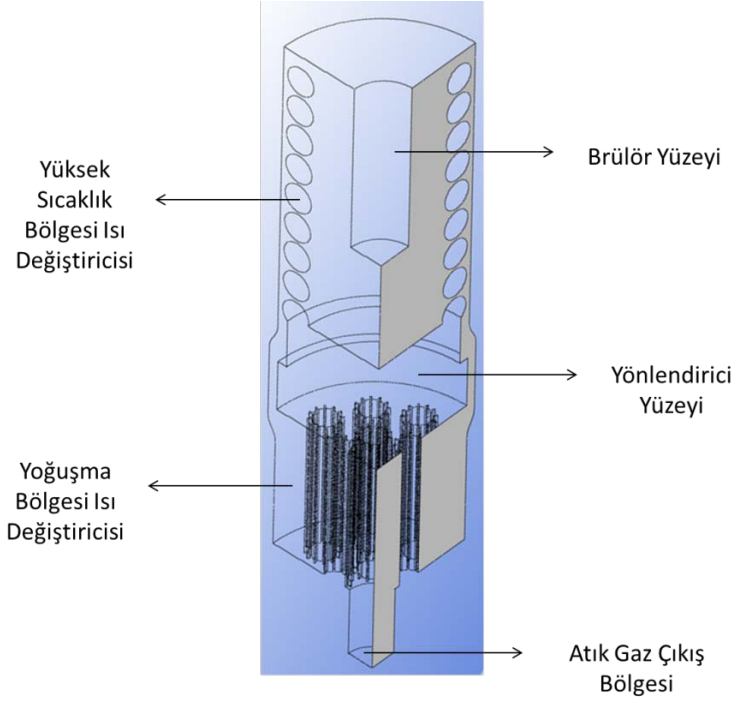
Bu çalışma kapsamında tasarlanan ve incelenen yanma ünitelerine ait çalışma prensibi Şekil 1' de verilmiştir. CO ve CO₂ emisyonlarının standartların belirlediği limitlerin altında olması gereği nedeni ile yanıcı gaz (doğalgaz) ve taze hava, karıştırıcıda belli oranlarda karıştırılır. Gaz hava karışımı brülörde yakılır. Yanma reaksiyonu sonucu ortaya çıkan ısı enerjisi, iletim, taşınım ve ışınım yolu ile ısı değiştiricisinden suya transfer edilir. Atık gazda bulunan su buharı, gizli ısını kaybederek yoğuşma sıcaklığı altına indiğinde sıvı faza dönüşür. Sıvı faza dönüşen bu suya yoğuşma suyu denilmektedir. Yanma ünitesi drenajından yoğuşma suyu tahliye edilir. Atık gaz son olarak atık gaz borusu ile atmosfere gönderilir [10].



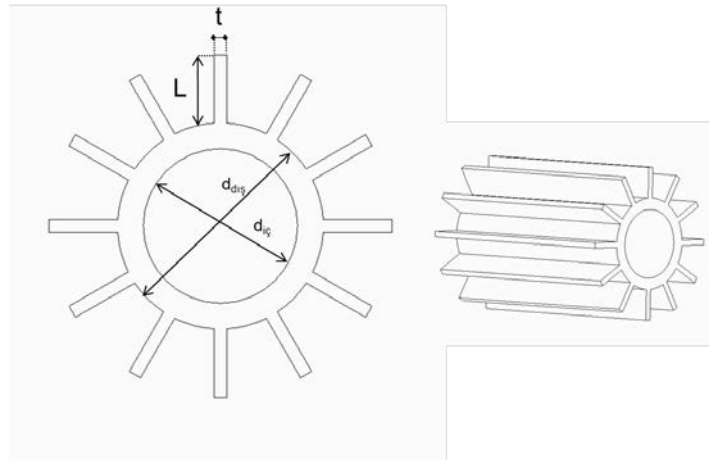
Şekil 1. Duvar tipi yoğuşmalı ısıtma cihazının yanma ünitesine ait çalışma prensibinin şematik gösterimi [10].

Tasarlanan yanma ünitesi atık gaz hava hacmi modeli, gerçekleşen toplam ısı transferi göz önünde bulundurulduğunda iki farklı bölgeden oluşmaktadır. Şekil 2'de görüldüğü üzere brülörün konumlandırıldığı bölgede yüksek sıcaklık bölgesi ve kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin tasarlandığı bölgede de yoğuşma bölgesi bulunmaktadır. Üç boyutlu sayısal modelin yüksek sıcaklık bölgesinde kanatsız sarmal alüminyum borulu ısı değiştiricisi tasarlanmıştır. Yoğuşma bölgesinde ise Şekil 3'de kesit detayı verilen kanatlı borulu ısı değiştiricilerinden oluşan tasarım gerçekleştirilmiştir.

Şekil 2'de görüldüğü gibi, çözüm ağı eleman sayılarını azaltmak ve çözüm sürelerini kısaltmak için silindirik yanma ünitesi iç hava hacminin simetrik dörtte birlik kısmı modellenmiştir. Isı değiştiricisi yüzeyleri, brülör yüzeyi ve yönlendirici yüzeyleri hava hacminden çıkartılarak akış engelleyici olarak modellenmiştir.

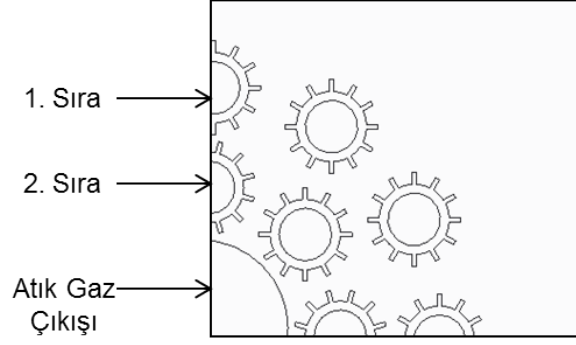


Şekil 2. Atık gaz hacmine ait üç boyutlu sayısal model gösterimi.



Şekil 3. Yoğuşma bölgesi için tasarlanan ısı değiştiricisine ait kesit detay gösterimi.

Yoğuşma bölgesinde kullanılan ve kesit detayları Şekil 3'de verilen kanatlı borulu ısı değiştiricisinin kanat uzunluğu (L) ve kalınlığı (t) tasarım parametresi olarak seçilmiştir. Ayrıca, kanat uzunluğuna göre bu bölgede kullanılabilecek kanatlı borulu ısı değiştiricisi sıra sayısı da değişmektedir (Şekil 4). Kanatlı ısı değiştiricisinin iç çapı ($d_{iç}=18$ mm) ve et kalınlığı ($d_{dış}=24$ mm) tüm tasarımlarda sabit tutulmuştur. Her kanatlı borulu ısı değiştiricisi, 12 adet kanada sahiptir. Kanat uzunluğu (L) 4 mm, 6 mm, 8mm ve 10 mm olmak üzere 4 farklı değer olarak seçilmiştir. Her bir kanat uzunluğu için üç farklı kanat kalınlığına (1,5 mm – 2 mm – 2,5 mm) göre sayısal modeller oluşturulmuştur. Böylece, Tablo 1'de verilen toplam 12 farklı tasarım için üç boyutlu sayısal modeller oluşturulmuştur.

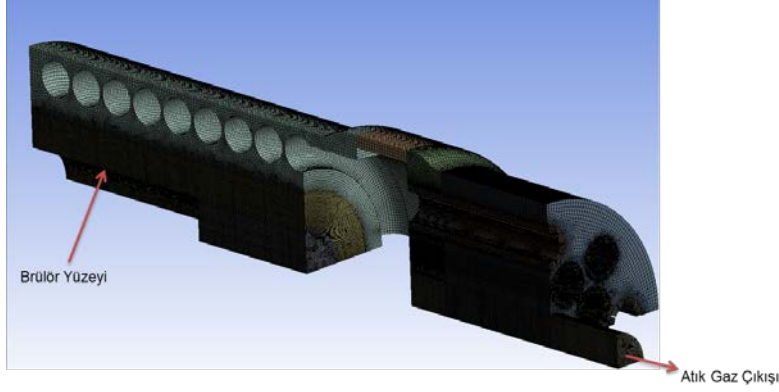


Şekil 4. Yoğuşma bölgesine sıralı dizilen kanatlı borulu ısı değıştiricilerin kesit gösterimi.

Tablo 1. 12 farklı tasarıma ait boyutsal özellikler

Model No	Kanat Uzunluğu L (mm)	Kanat Kalınlığı t (mm)	1. Sıra Kanatlı Boru Sayısı	2. Sıra Kanatlı Boru Sayısı
1	4	1,5	12	8
2	4	2	12	8
3	4	2,5	12	8
4	6	1,5	8	8
5	6	2	8	8
6	6	2,5	8	8
7	8	1,5	8	-
8	8	2	8	-
9	8	2,5	8	-
10	10	1,5	8	-
11	10	2	8	-
12	10	2,5	8	-

Modeller oluşturulduktan sonra sayısal analizler için bir sonraki adım, çözüm ağına ayırma işlemidir. Farklı ağ yapısı oluşturma teknikleri birlikte kullanılarak sayısal modellere ait uygun çözüm ağları oluşturulmuştur. Sayısal modellere ait çözüm ağı eleman sayıları 4500000 ile 8500000 arasında değışmekte olup Şekil 5'de gösterilmiştir.



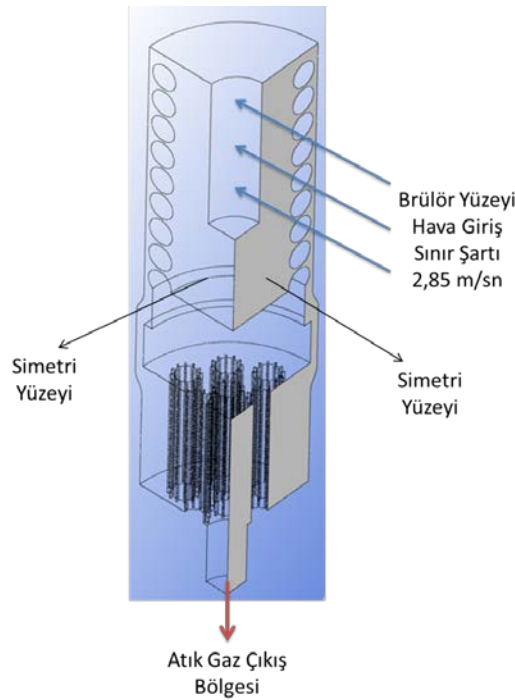
Şekil 5. Sayısal modellere ait çözüm ağının gösterimi.

Atık gaz hacimleri için sayısal çözüm sırasında, havanın 300 K sıcaklığındaki termofiziksel özelliklerinden yoğunluk (ρ) için $1,1614 \text{ kg/m}^3$ ve kinematik viskoziteyi (ν) için $1,59 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{sn}$ değerleri kullanılmıştır [12].

Sayısal modellere ait sınır şartları Şekil 6 da şematik olarak gösterilmiştir. Belirli oranlarda karıştırılan yanıcı gaz (doğalgaz vb.) ve hava bir fan yardımı ile brülör yüzeyinden geçerek yanma ünitesi içerisine girmektedir. Bu karışımın giriş hızı, brülör yüzeylerine sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Tasarlanan yanma ünitesinde istenilen güç ve brülör yüzey alanı göz önünde bulundurulduğunda $2,85 \text{ m/sn}$ lik bir hava girişi hesaplanmıştır. Dörtte bir hacmi modellenen sayısal modeller ikişer adet simetri yüzeyine sahiptirler.

Belirlenen tasarım parametrelerinin yanma ünitesi içerisinde gerçekleşen basınç düşümü ve akış karakteristiği üzerindeki etkilerinin incelenebilmesi için sadece akış analizleri çözdürülmüştür.

Literatür araştırmaları ve önceki çalışmalardan kazanılan deneyimler sonucunda, sayısal modellerin çözümlerinde; sürekli rejim, yerçekimi etkisiyle oluşan doğal taşınım, fan etkisiyle oluşan zorlanmış taşınım ve türbülanslı akış türü koşulları göz önünde bulundurulmuştur.



Şekil 6. Sayısal modellere ait sınır şartlarının gösterimi.

3. SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME

Yapılan sayısal analizlerin değerlendirilmesi sonucunda her bir parametrenin, yanma ünitesi içerisinde gerçekleşen basınç düşümüne (Δ_p) ve yoğunlaşma bölgesindeki kanatlı borulu ısı değiştiricisinin toplam yüzey alanına olan etkileri ayrı ayrı incelenmiştir.

3.1. Kanat Uzunluğunun Değişimi

Kanat uzunluğunun değişim etkisinin incelenmesi için kanat kalınlıkları sabit tutulmuştur. Tablo 2’de kanat kalınlığı 1,5 mm için kanat uzunluğu değişiminin sayısal sonuçlara etkisi verilmiştir. Kanat uzunluğu 4 mm olan sayısal modelde, birinci sıraya 12 adet kanatlı boru ve ikinci sıraya 8 adet kanatlı boru sığdırılmıştır. Aynı hacme, kanat uzunluğu 6 mm için sekiz adet kanatlı boru konulmuştur. Kanat uzunlukları 8 ve 10 mm ler için artan dış çaplardan dolayı sadece sekiz adet borudan bir sıra sığdırılmıştır.

Tablo 2 incelendiğinde kanat uzunluğu 4 mm den 6 mm e çıkarıldığında toplam kanatlı boru yüzey alanı % 0,44 azalırken gerçekleşen basınç düşümü yaklaşık % 7 (154 Pa) artmıştır. Aynı zamanda Şekil 7’deki akış çizgileri de incelendiğinde 6 mm kanat uzunluğundaki tasarımda atık gaz, kanatlı borulu yüzeylere çok fazla temas etmektedir. Yoğunlaşma bölgesinde gerçekleşen toplam ısı transferinin büyük bir bölümü taşınım yolu ile gerçekleştiğinden dolayı 1,5 mm kalınlığındaki en iyi tasarımın 6 mm kanat uzunluğunda olduğu görülmektedir.

8 mm ve 10 mm kanat uzunlukları için tek sıralı bir tasarım gerçekleştirildiğinden dolayı basınç düşümlerinde % 39 lara varan düşüşe rağmen toplam yüzey alanlarında da % 39 azalma gerçekleşmektedir.

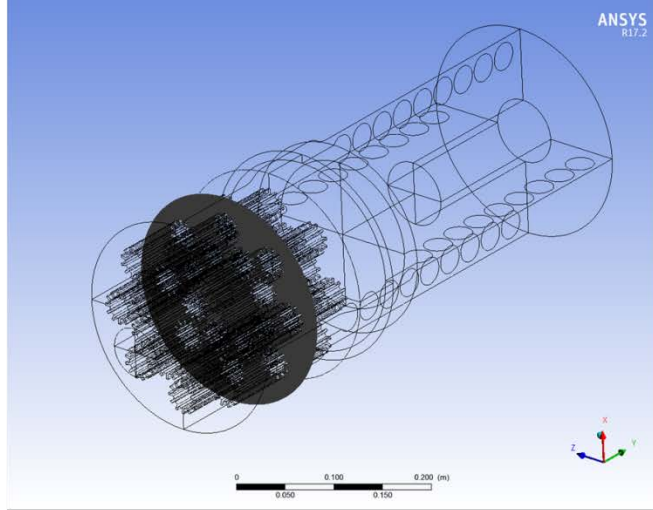
Tablo 2. 1,5 mm kanat kalınlığı için kanat uzunluğu değişiminin sayısal sonuçlar üzerindeki etkisi

Model No	Kanat Uzunluğu L (mm)	Kanat Kalınlığı t (mm)	1. Sıra Kanatlı Boru Sayısı	2. Sıra Kanatlı Boru Sayısı	Toplam Kanatlı Boru Yüzey Alanı (cm ²)	Yüzey Alanı Değişim Yüzdesi(%)	Basınç Düşümü Δp (Pa)	Basınç Düşümü Değişim Yüzdesi(%)
1	4	1,5	12	8	5349,06		2221	
4	6	1,5	8	8	5325,60	-0,44	2375	6,93
7	8	1,5	8	-	3258,32	-39,09	1350	-39,22
10	10	1,5	8	-	3838,26	-28,24	1542	-30,57

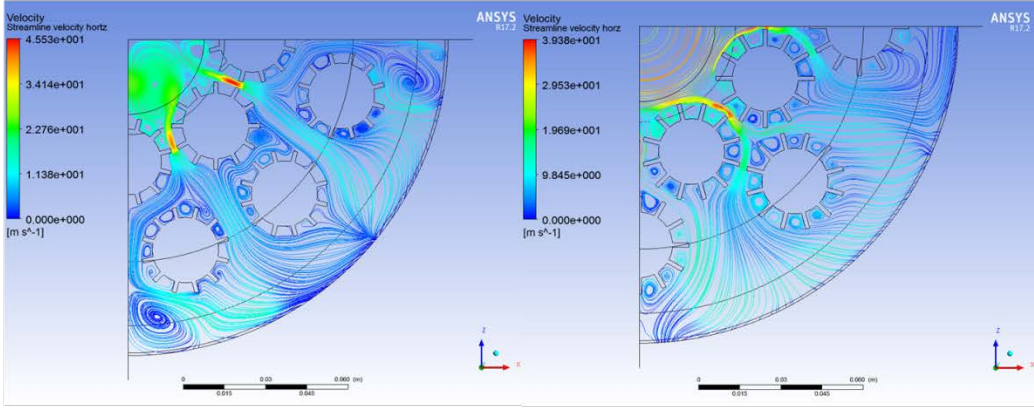
Tablo 3’de kanat kalınlığı 2 mm için kanat uzunluğu değişiminin sayısal sonuçlara etkisi verilmiştir. Şekil 8 deki akış çizgileri ile beraber değerlendirildiğinde 1,5 mm kanat uzunluğundaki sonuçlara benzer sonuçlar ortaya çıkmıştır. 4 mm kanat uzunluğundan 6 mm kanat uzunluğuna geçişte basınç düşümleri % 0,33 artarak birbirine yakın değerler bulunmuştur.

Tablo 3. 2 mm kanat kalınlığı için kanat uzunluğu değişiminin sayısal sonuçlar üzerindeki etkisi

Model No	Kanat Uzunluğu L (mm)	Kanat Kalınlığı t (mm)	1. Sıra Kanatlı Boru Sayısı	2. Sıra Kanatlı Boru Sayısı	Toplam Kanatlı Boru Yüzey Alanı (cm ²)	Yüzey Alanı Değişim Yüzdesi(%)	Basınç Düşümü Δp (Pa)	Basınç Düşümü Değişim Yüzdesi(%)
2	4	2	12	8	5359,99		2396	
5	6	2	8	8	5359,70	-0,01	2404	0,33
8	8	2	8	-	3262,89	-39,13	1352	-43,57
11	10	2	8	-	3840,54	-28,35	1500	-37,40

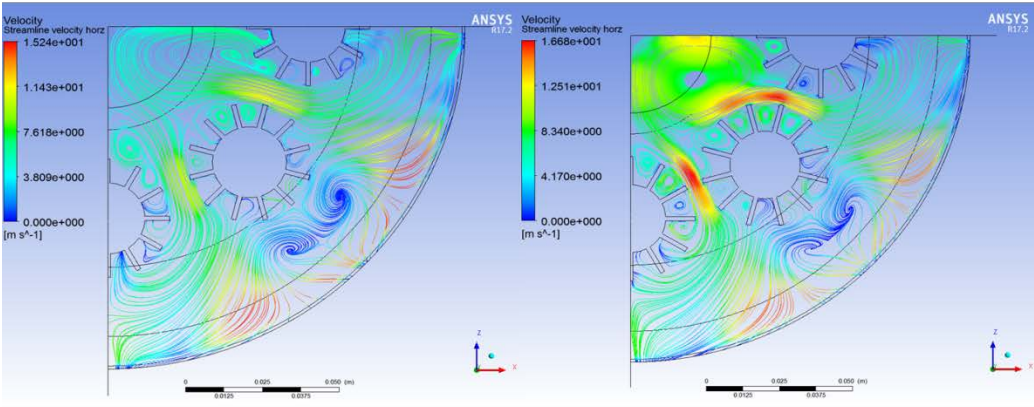


a)



b)

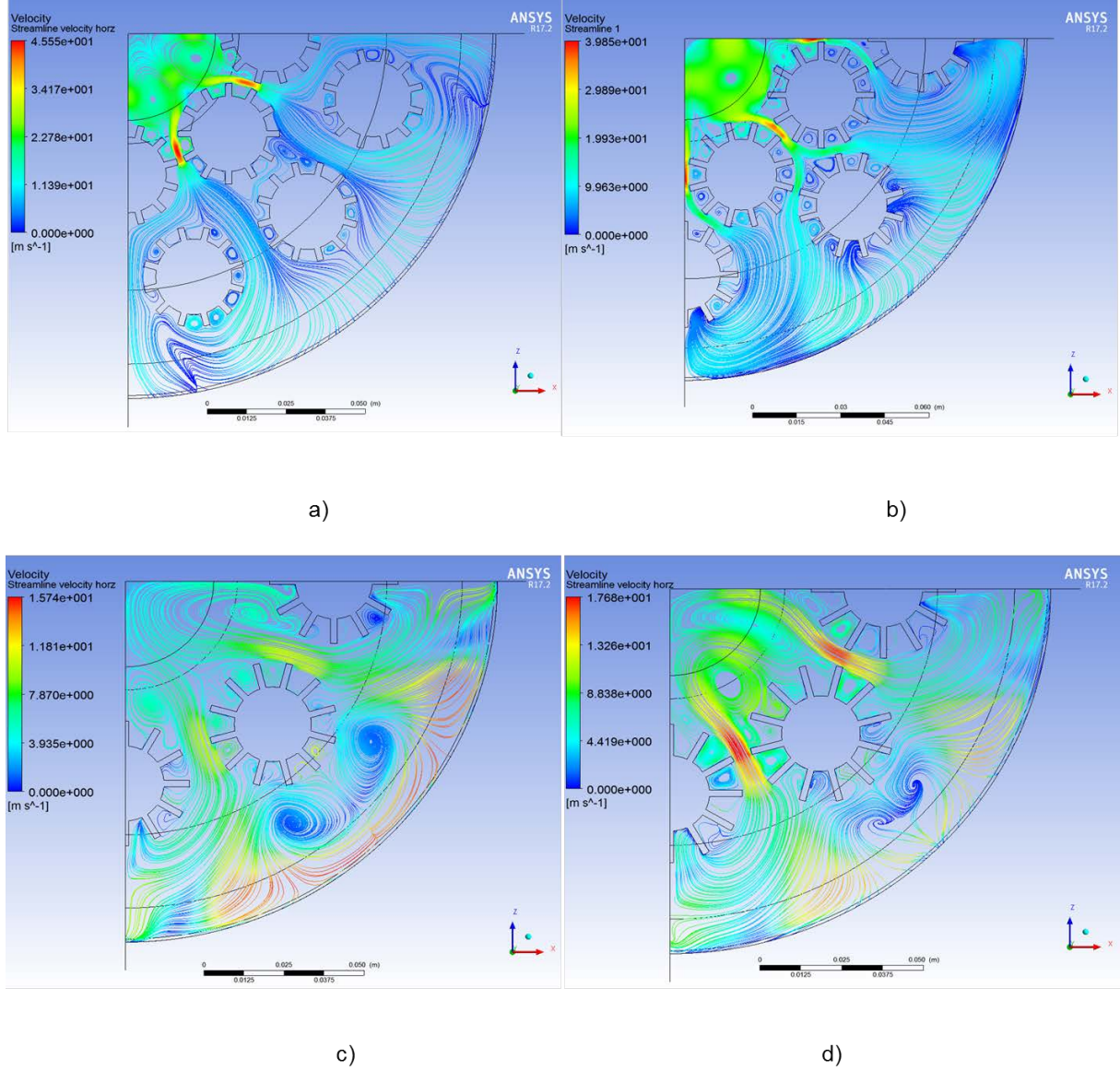
c)



d)

e)

Şekil 7. Yoğuşma bölgesi iç hava hacminin orta bölgesinde, 1,5 mm kanat kalınlığı için gerçekleşen akış çizgileri. a) Yoğuşma bölgesi iç hava hacminin orta bölgesi gösterimi b) 4 mm kanat uzunluğuna ait akış çizgileri c) 6 mm kanat uzunluğuna ait akış çizgileri d) 8 mm kanat uzunluğuna ait akış çizgileri e) 10 mm kanat uzunluğuna ait akış çizgileri.



Şekil 8. Yoğuşma bölgesi iç hava hacminin orta bölgesinde, 2 mm kanat kalınlığı için gerçekleşen akış çizgileri. a) 4 mm kanat uzunluğuna ait akış çizgileri. b) 6 mm kanat uzunluğuna ait akış çizgileri. c) 8 mm kanat uzunluğuna ait akış çizgileri. d) 10 mm kanat uzunluğuna ait akış çizgileri.

Tablo 4’de kanat kalınlığı 2,5 mm için kanat uzunluğu değişiminin sayısal sonuçlara etkisi verilmiştir. Şekil 9’daki akış çizgileri ile beraber değerlendirildiğinde 1,5 ve 2 mm kanat uzunluğundaki sonuçlara benzer sonuçlar ortaya çıkmıştır. 4 mm kanat uzunluğundan 6 mm kanat uzunluğuna geçişte basınç düşümleri % 13,50 (300 Pa) artmıştır. Tasarımlar sırasında 2 mm nin üzerindeki kanat kalınlıkları için basınç düşümü artışları göz ardı edilmemelidir.

Tablo 4. 2,5 mm kanat kalınlığı için kanat uzunluğu değişiminin sayısal sonuçlar üzerindeki etkisi

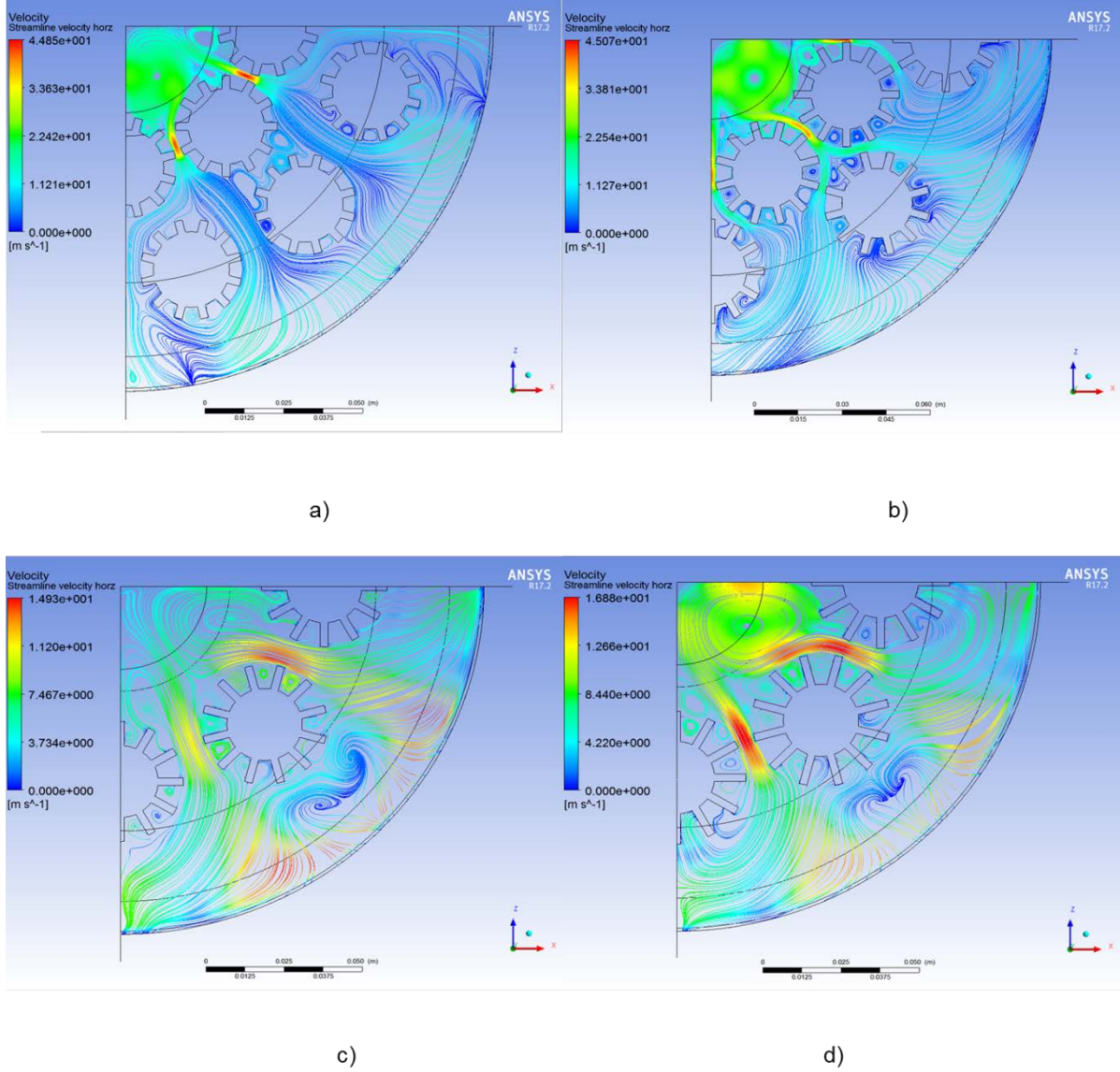
Model No	Kanat Uzunluğu L (mm)	Kanat Kalınlığı t (mm)	1. Sıra Kanatlı Boru Sayısı	2. Sıra Kanatlı Boru Sayısı	Toplam Kanatlı Boru Yüzey Alanı (cm ²)	Yüzey Alanı Değişim Yüzdesi(%)	Basınç Düşümü Δp (Pa)	Basınç Düşümü Değişim Yüzdesi(%)
3	4	2,5	12	8	5366,84		2185	
6	6	2,5	8	8	5373,13	0,12	2480	13,50
9	8	2,5	8	-	3263,53	-39,19	1319	-39,63
12	10	2,5	8	-	3847,54	-28,31	1477	-32,40

3.2. Kanat Kalınlığının Değişimi

Kanat kalınlığı değişim etkisinin incelenebilmesi için kanat uzunlukları sabit tutulmuştur. Tablo 5-6-7-8 da her bir kanat uzunluğu için kanat kalınlığı değişiminin sayısal sonuçlara etkisi verilmiştir. Aynı kanat uzunluklarında kanat kalınlığının değişimi basınç düşümü üzerinde büyük bir etki yaratmamıştır. 4 mm kanat uzunluğunda, kanat kalınlığının 1,5 mm den 2 mm e çıkması basınç düşümünde % 7,88 artış yaratmaktadır. Ancak, diğer kanat uzunluklarında bu değişim % 3 e varmamaktadır.

Tablo 5. 4 mm kanat uzunluğu için kanat kalınlığı değişiminin sayısal sonuçlar üzerindeki etkisi

Model No	Kanat Uzunluğu L (mm)	Kanat Kalınlığı t (mm)	1. Sıra Kanatlı Boru Sayısı	2. Sıra Kanatlı Boru Sayısı	Toplam Kanatlı Boru Yüzey Alanı (cm ²)	Yüzey Alanı Değişim Yüzdesi(%)	Basınç Düşümü Δp (Pa)	Basınç Düşümü Değişim Yüzdesi(%)
1	4	1,5	12	8	5349,06		2221	
2	4	2	12	8	5359,99	0,20	2396	7,88
3	4	2,5	12	8	5366,84	0,33	2185	-1,62



Şekil 9. Yoğuşma bölgesi iç hava hacminin orta bölgesinde, 2,5 mm kanat kalınlığı için gerçekleşen akış çizgileri. a) 4 mm kanat uzunluğuna ait akış çizgileri. b) 6 mm kanat uzunluğuna ait akış çizgileri. c) 8 mm kanat uzunluğuna ait akış çizgileri. d) 10 mm kanat uzunluğuna ait akış çizgileri.

Tablo 6. 6 mm kanat uzunluğu için kanat kalınlığı değişiminin sayısal sonuçlar üzerindeki etkisi

Model No	Kanat Uzunluğu L (mm)	Kanat Kalınlığı t (mm)	1. Sıra Kanatlı Boru Sayısı	2. Sıra Kanatlı Boru Sayısı	Toplam Kanatlı Boru Yüzey Alanı (cm ²)	Yüzey Alanı Değişim Yüzdesi (%)	Basınç Düşümü Δp (Pa)	Basınç Düşümü Değişim Yüzdesi (%)
4	6	1,5	8	8	5325,6		2375	
5	6	2	8	8	5359,7	0,64	2404	1,22
6	6	2,5	8	8	5373,13	0,89	2480	4,42

Tablo 7. 8 mm kanat uzunluğu için kanat kalınlığı değişiminin sayısal sonuçlar üzerindeki etkisi

Model No	Kanat Uzunluğu L (mm)	Kanat Kalınlığı t (mm)	1. Sıra Kanatlı Boru Sayısı	2. Sıra Kanatlı Boru Sayısı	Toplam Kanatlı Boru Yüzey Alanı (cm ²)	Yüzey Alanı Değişim Yüzdesi (%)	Basınç Düşümü Δp (Pa)	Basınç Düşümü Değişim Yüzdesi (%)
7	8	1,5	8	-	3258,32		1350	
8	8	2	8	-	3262,89	0,14	1352	0,15
9	8	2,5	8	-	3263,53	0,16	1319	-2,30

Tablo 8. 10 mm kanat uzunluğu için kanat kalınlığı değişiminin sayısal sonuçlar üzerindeki etkisi

Model No	Kanat Uzunluğu L (mm)	Kanat Kalınlığı t (mm)	1. Sıra Kanatlı Boru Sayısı	2. Sıra Kanatlı Boru Sayısı	Toplam Kanatlı Boru Yüzey Alanı (cm ²)	Yüzey Alanı Değişim Yüzdesi (%)	Basınç Düşümü Δp (Pa)	Basınç Düşümü Değişim Yüzdesi (%)
10	10	1,5	8	-	3838,26		1542	
11	10	2	8	-	3840,54	0,06	1500	-2,72
12	10	2,5	8	-	3847,54	0,24	1477	-4,22

Sonuç olarak bu çalışmada, belirlenen tasarım parametrelerinin basınç düşümü ve akış karakteristikleri üzerine olan etkileri ayrı ayrı incelenmiştir. Yapılan incelemeler, tasarım sırasında kıyaslama açısından doğru yön gösterse bile, sayısal çalışmaların mutlaka deneysel çalışmalar ile doğrulanması gerekmektedir. Bundan sonraki çalışmalarımızda bu konu üzerine yoğunlaşılacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] TÜRKERİ, A., "Bireysel ve Merkezi Isıtma Sistemlerinin Tanıtımı ve Karşılaştırılması", VIII. Ulusal Tesisat Kongresi, Doğalgaz Semineri Bildirileri Kitabı, 181-188, 2007.
- [2] DU Y. J., WANG C. C., "An Experimental Study of The Air Side Performance of Superslit Fin and Tube Heat Exchangers", International Journal of Heat and Mass Transfer, 43, 4475-4482, 2000.
- [3] KIM N. H., YOUN B., WEBB R. L., "Air Side Heat Transfer and Friction Correlations for Plain Fin and Tube Heat Exchangers with Staggered Tube Arrangements", ASME Transaction, 121, 1999.
- [4] PERROTIN T., CLODIC D., "Fin Efficiency Calculation in Enhanced Fin and Tube Heat Exchanger in Dry Conditions", International Congress of Refrigeration, 2003.
- [5] WANG C. C., LEE W. S., SHEU W. J., "A Comparative Study of Compact Enhanced Fin and Tube Heat Exchangers", International Journal of Heat and Mass Transfer, 44, 3565-3573, 2001.
- [6] LEE S., KUM S. M., LEE C. E., 2011, Performance of Heat Exchanger and Pilot Boiler for The Development of A Condensing Gas Boiler, Energy, 36, 3945-3951.



- [7] WAIS P., “Fluid Flow Consideration in Fin-Tube Heat Exchanger Optimization”, Archives of Thermodynamics, 31, 87–104, 2010.
- [8] BILIRGEN H., DUNBAR S., LEVY E. K., “Numerical Modeling Of Finned Heat Exchangers”, Applied Thermal Engineering, 61, 278-288, 2013.
- [9] KARAASLAN S., ÇALIŞIR T., YILMAZOĞLU M. Z., YILMAZ T. O., BAŞKAYA Ş., 2013, 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Samsun, 732-737.
- [10] AVCI H., KUMLUTAŞ D., KAPAR A., DUTUCU M., 2015, “Kombideki Isı Değiştirici Kapasitesine Tasarım Parametrelerinin Etkisi”, XII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 425-437.
- [11] AVCI H., KUMLUTAŞ D., DUTUCU M., YÜCEDAĞ S., 2015, “Duvar Tipi Yoğuşmalı Isıtma Cihazlarının Sayısal Olarak İncelenmesi”, 20. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Balıkesir.
- [12] INCROPERA F.P., DEWITT D.P., “Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri”, Çevirenler: T. DERBENTLİ, O.F. GENÇELİ, A. GÜNGÖR, A. HEPBAŞLI, Z. İLKEN, N. ÖZBALTA, F. ÖZGÜÇ, C. PARMAKSIZOĞLU, Y. URALCAN, Literatür Yayınları, 2000.

ÖZGEÇMİŞ

Hasan AVCI

1984 yılı Edirne doğumludur. 2007 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. 2011 yılında aynı üniversitede Yüksek Lisans eğitimini tamamlamıştır. 2010-2013 yılları arasında Vestel Beyaz Eşya A.Ş. firmasının Teknoloji Geliştirme ve Endüstriyel Tasarım departmanında mekanik/termal tasarım mühendisi olarak çalışmıştır. 2013 yılından itibaren Vaillant Grup bünyesindeki Türk DemirDöküm Fabrikaları firmasının Ar&Ge Merkezinde proje mühendisi olarak çalışmaktadır. Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Enerji A.B.D.'da Doktora 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 Doçent olarak görev yapmıştır. 2013 yılından beri Makina Bölümü'nde Profesör olarak çalışmaktadır.

Mehmet UÇAR

1987 yılı Konya doğumludur. 2010 yılında Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. 2013-2016 yılları arasında Konya Serin Treyler A.Ş. firmasının Ürün Geliştirme Departmanında Araç tasarım ve simülasyon mühendisi olarak çalışmıştır. 2016 yılından itibaren Vaillant Grup bünyesindeki Türk DemirDöküm Fabrikaları firmasının Ar&Ge Merkezinde simülasyon mühendisi olarak çalışmaktadır.

Mustafa DUTUCU

1984 Karabük doğumludur. 2007 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. 2015 yılında Karabük Üniversitesi'nde Yüksek Lisans eğitimini tamamlamıştır. 2009-2011 yılları arasında Kardemir AŞ'de Mekanik Bakım ve Onarım Mühendisi olarak çalışmıştır. 2011-2012 yılları arasında Erse Makina'da imalat mühendisi ve 2012-2014 yılları arasında Petlas AŞ'de Ar&Ge departmanında Ürün Geliştirme ve Proses Mühendisi olarak çalışmıştır. 2014 yılından itibaren Vaillant Grup bünyesindeki Türk DemirDöküm Fabrikaları firmasında Ar&Ge Merkezinde proje mühendisi olarak çalışmaktadır.