Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 33(4), ss. 225-240, Aralık 2018
Çukurova University Journal of the Faculty of Engineering and Architecture, 33(4), pp. 225-240, December 2018

Daralan ve Genişleyen Bir Kanal İçerisine Yerleştirilen Yarım Küreler Üzerinden Akış ve Isı Transferinin Sayısal Olarak Araştırılması

Doğan Engin ALNAK[1], Koray KARABULUT[*2], Ferhat KOCA[1]

[1]Sivas *Cumhuriyet Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Sivas*
[2]Sivas *Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas Meslek Yüksekokulu, Elektrik ve Enerji Bölümü, Sivas*

Geliş tarihi: 16.01.2018 Kabul tarihi: 25.12.2018

Öz

Bu çalışmada; birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen bir kanal içerisine diziler halinde yerleştirilmiş yarım küreler üzerinden akış ve ısı transferi üç boyutlu, sıkıştırılamaz, zamana bağlı, tam gelişmiş ve laminer akış için sayısal olarak incelenmiştir. Süreklilik, Navier-Stokes ve enerji denklemleri Ansys Fluent-17.0 programı kullanılarak sayısal olarak çözülmüştür. Çalışma akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Havanın kanala giriş sıcaklığı ve küre yüzey sıcaklıkları sırasıyla 300 K ve 350 K'dir. Çalışmada, yarım kürelerin kanala tekli ve çoklu diziler halinde olmak üzere toplamda 6 farklı tasarımda yerleşiminin ve birbirlerine göre yerleşim şekillerinin ısı geçişi ve basınç kaybı artışına olan etkileri farklı Reynolds sayıları için (Re=100, 200, 400 ve 800) incelenmiştir. Sonuçlar, basınç kayıp katsayısının, Nusselt sayısının, çıkıştaki toplam ısı transferi miktarının, akışkan sıcaklığının ve ısıl performans katsayısının (ϕ) Re sayısıyla değişimi olarak sunulmuştur. Ayrıca, kanal boyunca sıcaklık, hız konturları ve kanallar arası akış için hız vektörleri dağılımları farklı Re sayıları için incelenmiştir. Sonuç olarak, en yüksek ısı transferi artışları sırasıyla tekli ve çoklu model dizilimlerinde akışkan hareketinin ve karışmanın daha iyi olduğu Model 2 ve 5 için elde edilmektedir. Çalışmada kullanılan yarı küre dizilimleri ile bilgisayar kasası gibi ısınma problemi olan elektronik cihazların soğutma performansının artırılabileceği düşünülmektedir.

Anahtar Kelimeler: Daralan ve genişleyen kanal, Yarım küre, Isı transferi

Numerical Investigation of Flow and Heat Transfer on Semi Spheres In Placed a Converging and Diverging Channel

Abstract

In this study, flow and heat transfer are investigated numerically in the case of three dimensional, incompressible, unsteady, fully developed and laminar flow on semi spheres placed as serials in a communicating converging and diverging channel. The continuity, Navier-Stokes and energy equations are solved numerically by using Ansys Fluent-17.0 software program. Air is taken as working fluid. Inlet temperature of the air and sphere surface temperatures are 300 K and 350 K, respectively. The effects of location of semi spheres to channel at 6 different designs as single and multiple serials and placement types of the spheres according to each other on the heat transfer and pressure drop enhancement for different Re

[*]Sorumlu yazar (Corresponding author): Koray KARABULUT, *kkarabulut@cumhuriyet.edu.tr*

numbers (Re=100, 200, 400 ve 800) are researched. Results are presented as variation of pressure loss coefficient, Nusselt number, amount of total heat transfer, fluid temperature at outlet and thermal performance coefficient (ϕ) with Re number. Also, distributions of temperature,are investigated velocity contours along the channel and velocity vectors for the flow between channels for different Re numbers. As a result, the highest heat transfer increments are obtained for Models 2 and 5 where fluid motion and mixing are better in single and multiple model arrays, respectively. It is considered that cooling performance of electronic equipments having warming problem such as computer case can be increased with semi spheres serials used in study.

Keywords: Converging and diverging channel, Semi sphere, Heat transfer

1. GİRİŞ

Çeşitli ısı değiştiricilerin, nükleer reaktörlerin, güneş toplayıcıların, ısıtıcıların, soğutucuların, içten yanmalı motorların, yanma odalarının, elektrik makinelerinin vb. cihazların tasarımlarında ısı geçişi büyük önem kazanmaktadır. Kompakt cihazların tasarımı için ısı geçişinin en yüksek değerlere çıkarılması gerekmektedir. Günümüzde çeşitli tip ısı değiştirici tasarımları geliştirilmiştir. Bu ısı değiştiricilerinin yüzey geometrisine ait ısı transfer katsayısı ve akış özellikleri ile basınç kayıp katsayısının belirlenmesi gerekir. Isı geçişini arttırma yöntemlerinden biri sınır tabakanın sürekli yenilenmesidir. Bu amaçla literatürde kaydırılmış levha dizileri incelenmiş ve ısı geçişi katsayılarının arttırılabileceği gösterilmiştir.

Isı transferi yüzey alanının artırılması ve en önemlisi akış karışım bölgesi oluşturularak ısı transferi katsayısının iyileştirilmesi için geliştirilen yöntemlerden biri, birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanallardır. Bu kanallar sayesinde birim hacimde yüzey alanı arttırılarak ve özellikle karışım bölgesi oluşturularak ısı geçişinde iyileştirme yapılabilir. Bu yüzeyler üzerindeki akışta ısı transferinin artmasıyla birlikte basınç düşüşü de artar. Bu nedenle bu yüzeylerin kullanımındaki asıl amaç, ısı transferinde maksimum artışı sağlarken, basınç düşüşündeki artışı akış oranını minimuma indirerek elde etmektir. Esas amaç tüm sistem performansını artıracak en uygun değerlerin elde edilmesi olmalıdır.

Periyodik olarak daralan genişleyen kanallar birçok araştırmacı için ilgi alanı olmuştur. Sparrow ve Prata [1] birbirleriyle bağlantısız, periyodik olarak daralan genişleyen konik kanallarda, Reynolds sayısı 100 ile 1000 arasındaki akışı ve ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada basınç kaybının düz boruya göre biraz daha fazla, Nusselt sayısının ise Prandtl sayısına bağlı olduğu gösterilmiştir. Pr<1 için Nusselt sayısı düz borudan düşük, Pr>1 için ise Nusselt sayısı düz boruya göre biraz daha yüksek çıkmıştır. Patankar [2], yaptığı çalışmada akış yönünde kesiti periyodik olarak değişen dikdörtgen kesitli kanallarda, tam gelişmiş akış şartlarında akış ve ısı transferini incelemiştir. Üniform duvar sıcaklığında hız ve sıcaklık profillerinin modüllerde periyodik olarak değişmesi nedeniyle benzer olduğu tespit edilmiştir. Verilen bir duvar ısı akısında sıcaklık alanının periyodik olarak kendisini tekrarladığı tespit edilmiştir. Periyodik tam gelişmiş akış kavramı ve çözüm yöntemi ile bu tür ısı transfer mekanizmalarının ilk teorisini geliştirmiştir. Burada periyodik tam gelişmiş akıştaki Nusselt sayısının, düz kanal akışına göre çok yüksek ve Reynolds sayısının bir fonksiyonu olduğunu tespit etmiştir. Kelkar ve Patankar [3], kanatçıklı kanallarda akış ve ısı transferini akışkan özelliklerini sabit ve akışı iki boyutlu ele alarak incelemişlerdir. Bu çalışmada, paralel iki levha kullanılmış ve paralel levha yüzeylerine kanatçıklar yerleştirilerek akış simüle edilerek çözülmüştür. Hesaplamalar, farklı geometrik parametrelerde Reynolds sayısı, Prandtl sayısı ve kanatçık iletkenliği gibi değişkenler değiştirilerek incelenmiştir. Levha yüzeylerine kanatçıklar yerleştirildiğinde akışkan daha fazla yüzey ile temas ettiğinden ve karışarak hareket ettiğinden dolayı ısı transferi artışı gözlemlenmiştir. Ayrıca; basınç düşümündeki artışın ısı transferinin artmasına yardımcı olduğu belirtilmiştir.

Wang ve Vanka [4] periyodik sinüzodial kanallarda akış ve ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında bu tür kanallarda ısı geçişinin arttığını, ancak basınç kaybı artışının Nusselt sayısı artışına göre daha az olduğunu göstermişlerdir. Chunhua ve arkadaşları [5] ve Pankaj ve arkadaşları [6] periyodik olarak birbirleriyle bağlantılı eksenel girdap üreteçlerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında girdap üreteçlerinde uygun kanat tipleri için karşılaştırmalarda bulunmuşlardır. Zhu ve arkadaşları [7], Chunhua ve arkadaşları [8] girdap üreteçlerinin ısı geçişine etkilerini üç boyutlu olarak sayısal yöntem kullanarak hesaplamışlardır. Girdap üreteçlerini kullanarak Nusselt sayısının kayda değer oranda artabileceği sonucuna varmışlardır. Sınır tabakanın yenilenmesi için kaydırılmış levha dizileri kanal ve levhada ısı ve kütle geçişi katsayıları için analitik ve sayısal sonuçlardan faydalanılarak genel denklemler çıkartılıp incelenmiştir ve ısı geçişi katsayılarının arttırılabileceği gösterilmiştir [9, 10]. Birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanallarda ısı transferini ilk olarak Yılmaz ve Ayhan [11] teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Burada, kanallarda akışa dik yönde iyi bir karışım sağlandığından, normal kanallara göre ısı geçişinin önemli ölçüde arttırılabileceği belirtilmiş ve yüksek Reynolds sayılarında ısı geçişinin daha da iyileştirileceği sonucuna varılmıştır. Erdinc ve Yılmaz [12], daralan ve genişleyen kanallarda farklı plaka açıları ve Reynolds sayıları için akışkan akışı ve ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Daralan ve genişleyen kanalların sınır tabakasını önemli ölçüde değiştirdiğini ve Nusselt sayısının girdap oluşumu ve basınç düşüşü artışına karşın paralel plakalı kanallardan yaklaşık %400 daha fazla olduğunu belirlemişlerdir. Xu ve arkadaşları [13], sonlu bir akış uzunluğu ile dikdörtgen yakınsak ıraksak oluk kesiti üzerinde bir laminar sınır tabakasının geliştirilmesini bir su kanalında boya görselleştirme ve parçacık görüntü hızını kullanarak deneysel olarak incelenmiştir. Bu çok yönlü yayılma pürüzlülüğünün üzerindeki akış topolojisi bu çalışmadan belirlenmiştir. Yakınsak ıraksak olukların ıraksama çizgisinden bitişik yakınsama hattına doğru olukların üzerinde bir yayılma akışı oluşturduğu gösterilmiştir.

Birbirleriyle bağlantılı elemanlarda ısı transferinin, bağlantısız elemanlara göre çok yüksek olacağı Fuji ve arkadaşları [14] tarafından gösterilmiş ve bunlarla ilgili benzer çalışmaların sonuçları verilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda bu tasarımın ısı transferini arttırmak için etkili bir yöntem olduğu gösterilmiştir. Kotcioğlu ve Bölükbaşı [15], dikdörtgen kesitli düşey bir kanala üç farklı kanatçık yerleştirerek deneyler yapmışlardır. Deney elemanlarına ait kanatçıklar, düzlem yüzey, silindirik ve hava akış yönüne göre açı yaparak daralan ve genişleyen kanatçıklar şeklindedir. Gruplar halinde periyodik olarak yerleştirilen kanatçıkların özellikle daralan ve genişleyen kanatçıklarda sınır tabakanın da periyodik olarak yenilenmesinden dolayı ısı geçiş katsayısının iyileştiği sonucuna varılmıştır. Karabulut ve arkadaşları [16] birbiriyle bağlantılı daralan ve genişleyen bir kanala yerleştirilmiş 32 adet yarım kürenin çoklu diziler halinde yerleşiminin ve birbirlerine göre yerleşim şekillerinin ısı transferi ve basınç kaybı artışına olan etkilerini üç boyutlu ve sayısal olarak incelemişlerdir. Yarım kürelerin çoklu diziler halinde yerleşimi durumunda küre yerleşim şekillerinin öneminin büyük olduğunu ve özellikle kanallar arası akışkan dolaşımının ve karışmanın iyi olduğu modellerde daha yüksek ısı transferi artışları elde edilirken basınç düşüşünün de buna paralel olarak arttığını gözlemlemişlerdir.

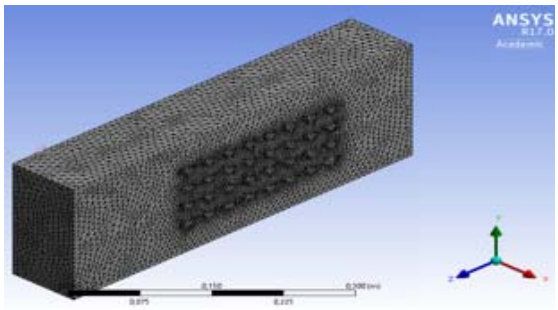
Literatürde belirtilen çalışmalar göz önüne alındığında, genellikle kaydırılmış levha dizileriyle oluşturulan kanallara rastlanırken bu çalışmada konstrüksiyonları basit, hareketli parçaların olmadığı, dolayısıyla maliyetlerinin düşük olacağı ve parçaların ardında karışmanın daha iyi sağlanması nedeniyle literatürden farklı olarak özgün geometri ve dizilimlerine sahip yarım kürelerin oluşturduğu tekli ve çoklu daralan ve genişleyen kanal tipleri araştırılmıştır. Özellikle bilgisayar kasası gibi elektronik ekipmanların fazla ısınması sonucu sistemdeki ısıl gerilmelerin artması ve mekanik arızalar sebebiyle olabilecek istenmeyen sonuçların önlenmesi bakımından daha yüksek ısı transfer oranları elde edilerek soğutmanın daha etkin olabilmesi için düz kanala yerleştirilen yarım küre şeklindeki bu geometrilerle

oluşturulan daralan ve genişleyen kanalların ısı transfer performans özelliklerini ve basınç düşüşünü araştırmak amacıyla sunulan bu çalışmada; tekli dizilimde 8 adet ve çoklu dizilimde her sırada 8 adet olmak üzere 4 sıralı toplamda 32 adet yarım kürenin her iki dizilim tipinde birbirlerine göre farklı şekillerde yerleşiminin daralan ve genişleyen kanalların ısı transferi, basınç düşüşü ve akış yapısı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışmada ayrıca, kanal boyunca sıcaklık, hız konturu ve hız vektörü dağılımları incelenmiş ve yarım kürelerin daralan ve genişleyen kanallar arası sıcaklık, hız ve akış özellikleri üzerindeki etkileri de değerlendirilmiştir. Bununla birlikte, farklı Reynolds sayılarının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi de incelenmiştir. Hesaplamalar, FLUENT paket programı kullanılarak yapılmıştır. Sonuçlar, tekli ve çoklu dizilimli 6 farklı modelin birbirleri arasında karşılaştırılmasıyla basınç düşüş katsayısı, kanal çıkışındaki akışkan sıcaklık değişimleri, toplam ısı transferi miktarı, Nusselt sayısı değişimleri ve ayrıca sıcaklık, hız konturları ve hız vektörleri dağılımları olarak sunulmuştur.

2. SAYISAL YÖNTEM

Sayısal çalışma üç boyutlu, laminer, sıkıştırılamaz, ısı transferi içeren ve daimi olmayan akışa ait denklemleri çözmek için sonlu hacimler yöntemi (FLUENT programı) kullanılmıştır.

Sonlu hacimler yöntemi, çözülecek geometriyi parçalara bölerek bu parçaların her biri için çözüm yapma ve daha sonra bu çözümleri birleştirerek problemin genel çözümünü bulma esasına dayanır. Sonlu hacimler yöntemi, korunum denklemlerini sayısal olarak çözümlenebilen cebirsel denklem sistemlerine dönüştürmek için kontrol hacim esaslı bir teknik kullanır. Bu teknik her bir kontrol hacmi için korunum denklemlerinin integrasyonunun alınması sonucunda, değişkenler için kontrol hacmini sağlayan ayrık eşitliklerin elde edilmesini içerir. Ayrık eşitliklerin doğrusallaştırılması ile elde edilen, doğrusal denklem sistemlerinin iterasyona bağlı çözümü ile hız, basınç ve sıcaklık gibi değişkenler verilen yakınsaklık ölçüsünü sağlayıncaya kadar güncellenir. Hazırlanabilecek en uygun ağ yapısı için hız, basınç ve sıcaklık değişiminin fazla olduğu bölgelerde daha sık ağ yapısı oluşturulmalıdır. Bu nedenle, yarım kürelerin yüzeyleri en sık ağ yapısının olduğu kısımlardır ve diğer bölgelerde daha seyrek ağ yapısı tercih edilmiştir. Sayısal modelde, toplamda 752026 adet elemandan oluşan dikdörtgensel ve altıgensel ağ yapısı kullanılmış ve ayrıca sonuçların ağ yapısından bağımsızlığı da sağlanmıştır. Sayısal çözümleme, yakınsama kriterleri süreklilik ve momentum denklemleri için 10^{-6} ve enerji denklemi için 10^{-7} alınarak yapılmıştır. Ayrıca Şekil 1'de modele uygulanan ağ yapısı gösterilmiştir.



Şekil 1. Modele uygulanan ağ yapısı

Kanal şekli	: Dikdörtgensel
Kanal yüksekliği (H)	: 120 mm
Kanal genişliği (L)	: 243 mm
Kanal elemanı şekli	: Yarım küre
Kanal elemanı açısı (Φ)	: 20^o
Kanal elemanı çapı (D)	: 20 mm
Kanal elemanları arası uzaklık (l)	: 30 mm
Reynolds sayısı	: 100, 200, 400, 800
Akışkan sıcaklığı (T_c)	: 300 K
Küre yüzey sıcaklığı (T_{cf})	: 350 K

Bu çalışma, belirtilen kabuller altında yapılmıştır:

i) Akış üç boyutlu, zamana bağlı ve laminerdir;

ii) Kullanılan akışkan sıkıştırılamaz ve havadır;

iii) Kanal ve kanal elemanı (yarım küre) malzemesi olarak alüminyum kullanılmıştır;

iv) Akışkanın ısıl özellikleri sabittir;

v) Hem akışkan hem de katı malzeme için ısı üretimi söz konusu değildir.

Geometri boyunca akış ve ısı transferinin çözümlemesi, zamana bağlı olarak kütlenin (süreklilik denklemi), momentumun ve enerjinin korunumu kanunlarından elde edilen kısmi türevli denklemlerin çözümlenmesi esasına dayanır, [17]. Ayrıca, sayısal çözümde ortalama olarak 140 s (14000 adım ve 0,01 s zaman adımında) sonra belirtilen yakınsama kriterlerine ulaşıldığından bu zaman süreci bitiminde elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Zamandan bağımsız olarak elde edilen sonuçlarla 0,01 s'lik adımda toplamda 140 s'de zamana bağlı elde edilen sonuçlar kıyaslanmış ve birbirleriyle uyum içerisinde oldukları görülmüştür. Bu nedenle, 0,01 s'lik zaman adımının yeterli olduğu tespit edilmiştir.

Süreklilik denklemi Eşitlik 1'de

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \tag{1}$$

Momentum

x momentum denklemi Eşitlik 2'de

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}\right)= -\frac{\partial p}{\partial x}+\mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \tag{2}$$

y momentum denklemi Eşitlik 3'de

$$\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}\right)= -\frac{\partial p}{\partial y}+\mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \tag{3}$$

z momentum denklemi Eşitlik 4'te

$$\rho\left(\frac{\partial w}{\partial t}+u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}\right)= -\frac{\partial p}{\partial z}+\mu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \tag{4}$$

Enerji denklemi Eşitlik 5'de

$$\frac{\partial T}{\partial t}+u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}= \left(\frac{k}{\rho c_p}\right)\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) \tag{5}$$

Bu denklemlerde, ρ yoğunluk, μ dinamik viskozite, p basınç, k ısıl iletkenlik, T sıcaklık, c_p özgül ısı ve u,v,w ise sırasıyla x, y ve z yönlerindeki hızlardır.

Reynolds sayısı Eşitlik 6'da

$$Re=\frac{V_\infty . D_h}{\nu} \tag{6}$$

Burada, D_h kanalın hidrolik çapıdır. (Eşitlik 7)

$$D_h=\frac{4A_c}{P}=\frac{4(H.W)}{2(H+W)} \tag{7}$$

Ac kanalın kesit alanı, P ise kanalın çevre uzunluğu, H ve W ise sırasıyla kanalın yüksekliği ve enidir.

Sınır şartı ve Nusselt sayısı Eşitlik 8 verilmiştir.

$$-k\left(\frac{dT}{dn}\right)_{yüzey}=h\left(T_s-T_\infty\right) \text{ ve } Nu=\frac{h.D_h}{k} \tag{8}$$

h yüzey ısı taşınım katsayısıdır.

Basınç düşüşü Eşitlik 9 ile hesaplanabilir.

$$\Delta P_L=f.\frac{L}{D_h}.\frac{\rho.V_m^2}{2} \tag{9}$$

ΔP_L akış yönünde kanaldaki basınç düşüşü, f ise basınç kayıp katsayısı (sürtünme faktörüdür).

Paralel plakalar arası f, sürtünme faktörü (basınç kayıp katsayısı) analitik olarak Eşitlik 10 ile hesaplanabilir.

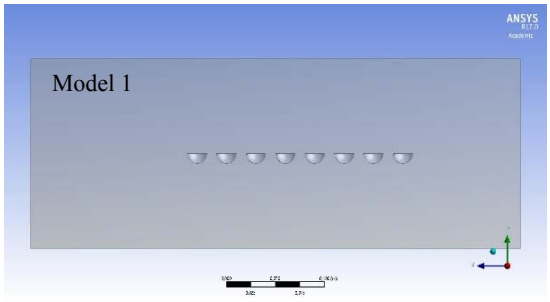
$$f = \frac{96}{\mathrm{Re}} \tag{10}$$

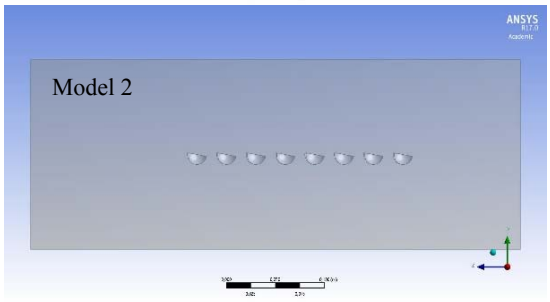
Isıl performans katsayısı Eşitlik 11'de verilmiştir.

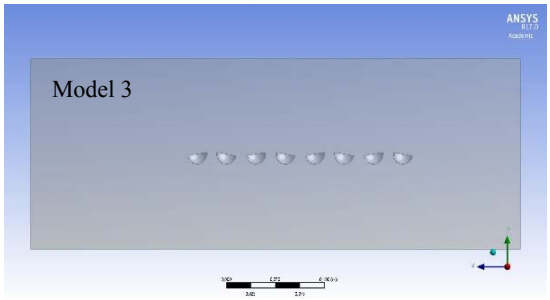
$$\phi = Nu / f \tag{11}$$

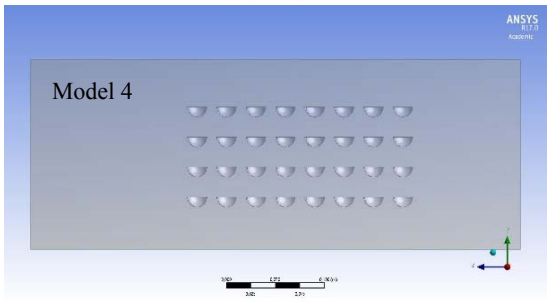
3. GEOMETRİK MODEL

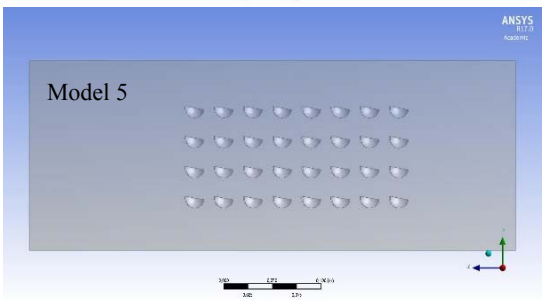
Daralan ve genişleyen kanal içerisine tekli ve çoklu diziler halinde yerleştirilen yarım kürelerin akış ve sıcaklık alanlarını sayısal olarak çözmek amacıyla Şekil 2'de gösterildiği gibi bir dikdörtgen kanal ve değişik durumlarda yarım kürelerden oluşan 6 farklı model kullanılmıştır. Burada, akış kanalın içine doğru olmaktadır. Şekil 3'de geometrilere ait sınır şartları gösterilmektedir. Alt, üst ve yan çeperler katı yüzey olup duvar olarak tanımlanırken, kanalın sol tarafı hız girişi, sağ tarafı ise basınç çıkışı olarak tanımlanmıştır. Üst ve alt çeperlerde kaymama şartı da göz önüne alınarak sınır şartları duvarlarda; u = v = w = 0; girişte hız; $V_{giriş}$ ve akışkan (hava) sıcaklığı T_c; küreler üzerinde; u = v = w = 0; T_{cf} ve kanal çıkışında; P_{cf} olarak alınmıştır. Aynı zamanda hesaplamayı kolaylaştırmak amacıyla kanal ortadan ikiye bölünmüş olup simetri sınır şartı geçerlidir (Şekil 3). Yarım kürelerin üzeri 350 K'e kadar ısıtılmaktadır. Kanalın giriş kısmından ortalama sıcaklığı 300 K olan bir akışkan (hava) girmekte ve kanal çıkışından çalışma alanını terk etmektedir. Giriş hızları için Reynolds sayıları sırasıyla, Re= 100, 200,400 ve 800'dür. Çalışmada düşük Re sayıları ile laminer akış şartları oluşturularak ısı transferinin artırılması hedeflenmiştir. Böylece, soğutmada kullanılan fan gücünde artışa gerek duyulmaksızın küreler arası akışkan karışmasının da sağlanarak ısı geçişinde kazanım elde edilmesi hedeflenmiştir. Küreler, kanal giriş ve çıkışından 15 mm ve alt ve üst yüzeylerden yine 15 mm uzağa yerleştirilmişlerdir. Tekli modellerde 8 adet ve çoklu modellerde ise 32 adet yarım küre bulunmaktadır. Model boyutları ayrıca Model 6 için Şekil 2'de gösterilmiştir.

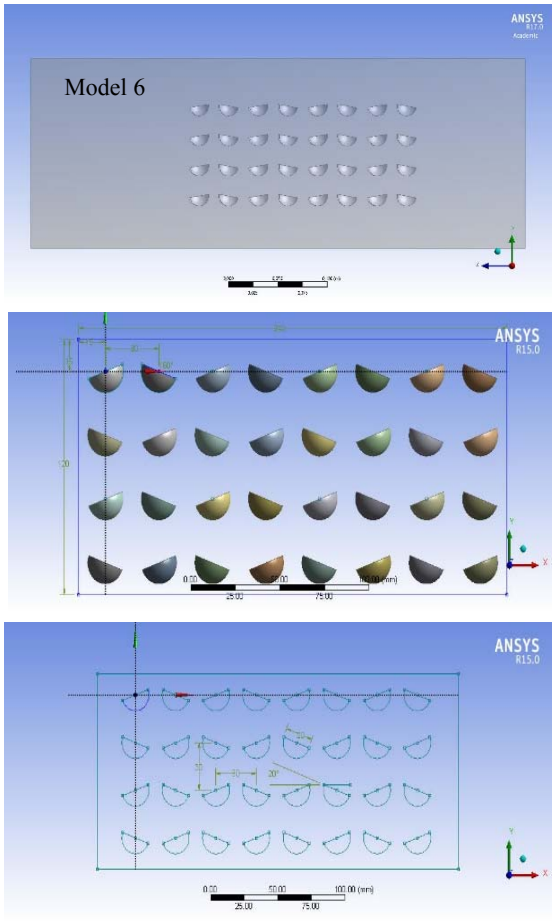






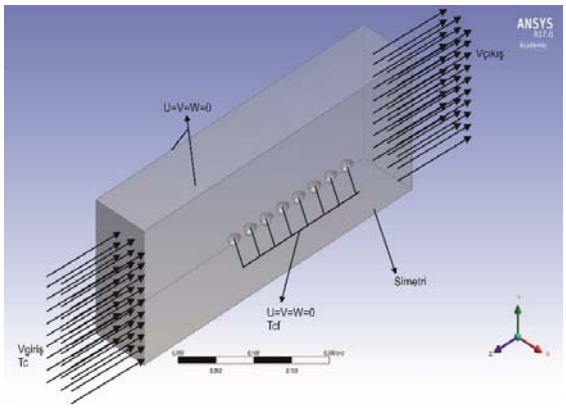






Model 6

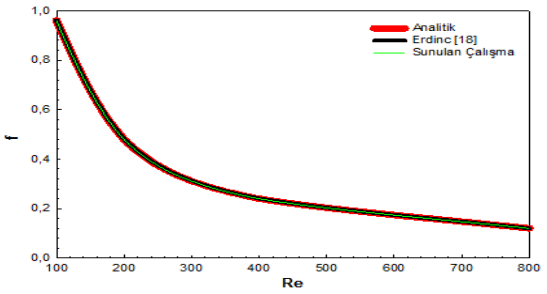
Şekil 2. Sayısal hesaplamada kullanılan modeller ve boyutları



Şekil 3. Sayısal hesaplamada kullanılan sınır şartları

4. BULGULAR VE DEĞERLENDİRME

Paralel levha için sunulan sayısal çalışmanın f-sürtünme faktörünün Re sayısı ile değişiminin sonuçları, analitik (Eşitlik 10) ve Erdinç [18]'den elde edilen sayısal sonuçlarla karşılaştırılması Şekil 4'de gösterilmektedir. Sonuçların birbirleriyle oldukça uyumlu oldukları görülmüş ve bu nedenle sayısal çalışmanın doğru ve kabul edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır. Ayrıca, f-sürtünme faktörünün karşılaştırmalı sonuçları Çizelge 1'de de ayrıntılı olarak gösterilmektedir.



Şekil 4. f için elde edilen sonuçların karşılaştırılması

Çizelge 1. f için elde edilen değerlerin ayrıntılı gösterimi

Re	f (Analitik)	f (Erdinc, [18])	f (Sunulan Çalışma)
100	0,96	0,960159	0,9579
200	0,48	0,481034	0,4789
400	0,24	0,240616	0,2394
800	0,12	0,120082	0,1197

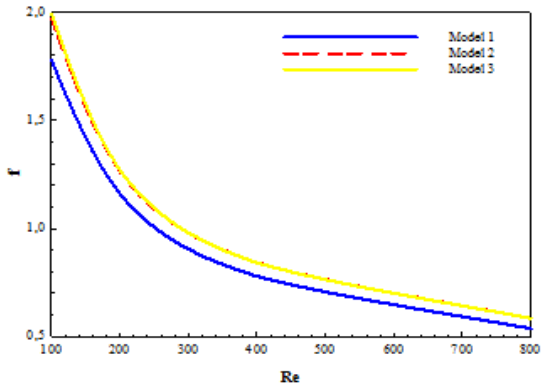
Çizelge 2. Ağ sayısının Nusselt sayısı değişimine etkisi

Ağ adı	Ağ elemanı sayısı	Ortalama Nusselt sayısı		
		Re=100	Re=200	Re=400
G1	238524	10,0112	11,7544	13,7442
G2	403547	10,8134	12,3543	14,3475
G3	752026	10,9286	12,4251	14,4350
G4	925405	10,9278	12,4249	14,4349

Sunulan çalışmanın sonuçlarının ağ sayısından olan bağımsızlığını belirlemek için dikdörtgensel bir kanalda Model 1 için ağ elemanı sayısı değiştirilerek ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısıyla değişiminin sonuçları incelenmiştir (Çizelge 2).

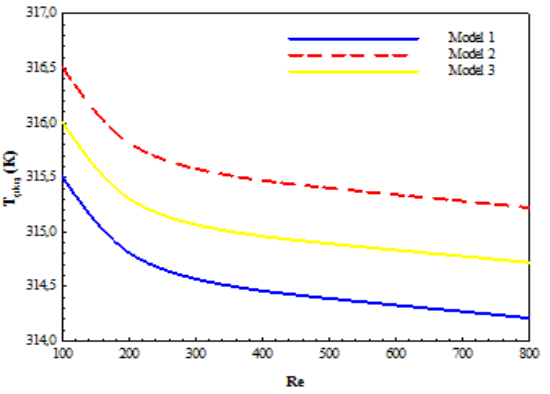
İnceleme sonucunda, kanal kesitinde 752026 adet elemanın olduğu ağ yapısının yeterli olduğu sonucuna varılmıştır.

Şekil 5'de Model 1, 2 ve 3 olmak üzere tek sıralı halde düzenlenmiş 8 farklı yarım kürenin birbirlerine göre farklı şekilde dizilmesiyle oluşan modeller için f-sürtünme faktörünün (basınç kayıp katsayısı) Re sayısı ile değişimi gösterilmektedir. Yarım küreler arasında kürelerin alt ve üst taraflarından gelen akışkanların karışmasının az olduğu Model 1 için sürtünme faktörü değeri en az iken karışma oranının artmaya başladığı Model 2 ve 3'de ise sürtünme faktörü ve buna bağlı olarak da basınç kaybı artmaktadır. Re=200'de Model 1 için f değeri 1,1591 iken, Model 2 ve 3 için sırasıyla 1,2635 ve 1,2697 olmaktadır. Ayrıca, Reynolds sayısının artmasıyla sürtünme faktörünün azaldığı Şekil 5'de görülebilmektedir.



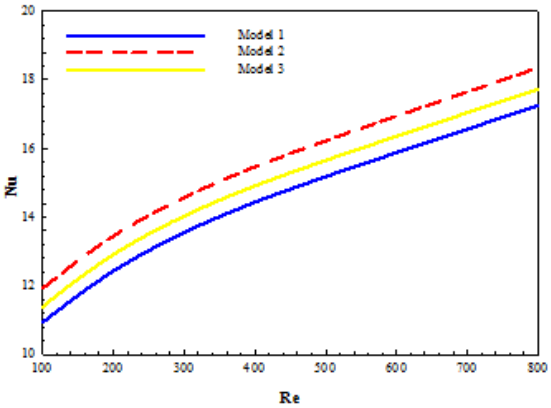
Şekil 5. Basınç kayıp katsayısının (f-sürtünme faktörü) Reynolds sayısı ile değişimi

Model 1, 2 ve 3'e ait akışkanın kanaldan çıkış sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 6'da gösterilmektedir. En yüksek basınç kayıp katsayısının Model 3' de elde edilmesi (Şekil 5) akışkanın yarım küreler arasındaki kanallardan geçişinin daha az olması nedeniyledir. Bunun sonucunda, akışkanın kanallar arasından geçişinin daha rahat sağlandığı Model 2'de Model 3'e göre daha yüksek çıkış sıcaklık değerleri elde edilebilmektedir (Şekil 6). Re=400 için Model 2'de çıkış sıcaklık değeri 315,47 K iken Model 3'de 314,96 K olmaktadır. En düşük çıkış sıcaklığının ise karışma miktarının daha az olduğu Model 1'de elde edildiği Şekil 6'dan rahatlıkla görülebilmektedir. Aynı Reynolds sayısında (Re=400) çıkış sıcaklığı 314,46 K' dir. Bununla birlikte, Reynolds sayısının artışıyla akışkan hızı arttığından iletimle ısı transferi direnci artmakta ve bu nedenle çıkış sıcaklık değerleri azalmaktadır.



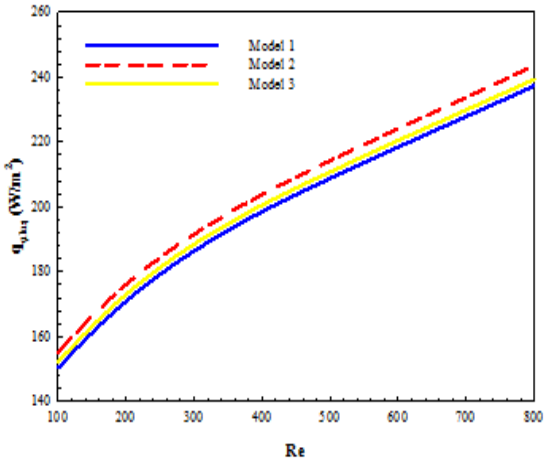
Şekil 6. Akışkan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi

Kanallar arası akışkan hareketinin daha rahat olduğu ve karışma oranının da artmasıyla sıcaklık değişiminin de artması sonucu taşınımla ısı transferinin bir göstergesi olan Nusselt sayısının arttığı Şekil 7'den rahatlıkla görülebilmektedir. Bununla birlikte, kanalda ortalama olarak en yüksek Nu sayısı değeri Model 2 için elde edilirken, en düşük değer Model 1 için elde edilmektedir. Re=800 değeri için Nu sayısı değerleri incelendiğinde Model 2 için Nu=18,3497 iken Model 1 için 17,2496 değerleri elde edilmektedir.



Şekil 7. Kanal boyunca ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Çıkıştaki akışkan sıcaklığının artması Şekil 8'de gösterildiği gibi Model 2'de akışkana olan ısı transferi miktarının daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır. Böylece küre yüzey sıcaklıkları azalırken, akışkan sıcaklığı ise artmaktadır. Reynolds sayısının 200 olduğu değer için Model 1'de çıkıştaki ısı akısı değeri 170,9 W/m^2 iken Model 2'de bu değer 176,0618 W/m^2 değerine çıkmaktadır. Model 3'de ise bu değer 173 W/m^2'dir.



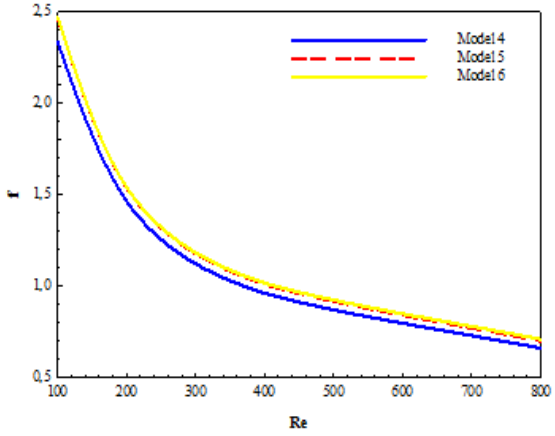
Şekil 8. Kanal çıkışında ısı miktarının Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 9' da 8'erli diziler halinde 4 sıralı toplamda 32 adet yarım kürenin farklı şekilde dizilmesiyle oluşturulan daralan genişleyen 3 farklı kanal (Model 4, 5 ve 6) için basınç kayıp katsayısının Re sayısı ile değişimi gösterilmektedir. Model 5 ve 6 için elde edilen kayıp katsayısı değerleri birbirine çok yakın olmakla birlikte küreler arasında akışkanın geçişinin daha güç olduğu Model 6'da daha fazla kayıp katsayısı değerleri elde edilmektedir. Bu değer, Model 5 için Re=200'de 1,5385 iken Model 6'da 1,5403'tür. Bununla birlikte, en düşük f değeri 1,4629 ile Model 1 için elde edilmiştir. Ayrıca, laminar akışta sürtünme faktörü Re sayısının bir fonksiyonudur ve Re sayısının artışıyla sürtünme faktörü azalmaktadır.

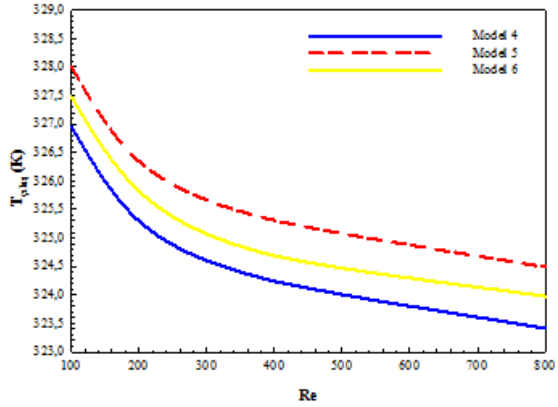
Şekil 10'da akışkanın kanaldan çıkış sıcaklığının Model 4, 5 ve 6 için Re sayısı ile değişimi gösterilmektedir. Model 5'de ısı transfer yüzey alanının artırılmasının yanı sıra Model 4 ve 6'ya göre akışkanın kanallar arasından geçişi de artırıldığından daha yüksek akışkan çıkış sıcaklık değerine ulaşılmaktadır. Bu değer Re=800'de 324,4898 K değerine ulaşmaktadır. Aynı zamanda, Şekil 10'da da görülebildiği gibi Re sayısının artmasıyla iletim (kondüksiyon) direnci artmakta, taşınım (konveksiyon) direnci ise azalmaktadır. Bu nedenle, Reynolds sayısının artması akışkanın kanaldan çıkış sıcaklığının azalmasına neden olmaktadır.

Bununla birlikte, Şekil 11'de görüldüğü gibi akışkan hızının artırılması (Re'ın artışı) taşınımla ısı transferini artırdığından Nu sayısı da artmaktadır. En yüksek Nu sayısı değerine yine kanallar arası akışkan geçişinin ve karışmanın daha iyi olduğu Model 5'de (Re=800 için Nu=53,7034) ulaşılmaktadır. Model 1 için aynı Re sayısında (Re=800) Nu=52,4197'dir. Şekil 12'de de akışkana olan ısı transferi miktarının çıkıştaki değerinin Re sayısı ile değişimi gösterilmektedir. Re sayısının artışı ısı transferi miktarını artırırken, en yüksek ısı transferi miktarına Model 5 için ulaşılmaktadır ki bu değer Re=800 için 416,9964 W/m^2'dir. Aynı Re sayısında çıkıştaki ısı akısı değeri Model 1 için 410,1539 W/m^2'dir.

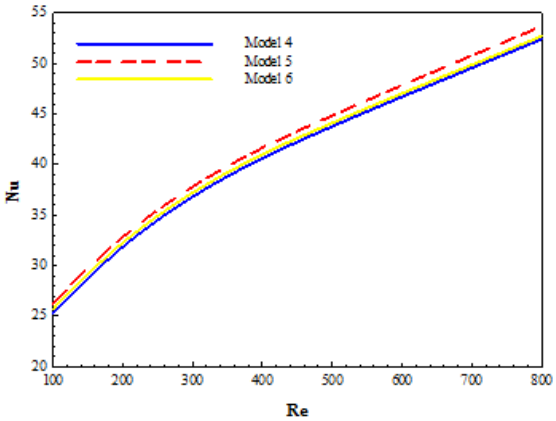
Şekil 13 a) ve b)'de ısıl performans katsayısının (Nu/f) Re sayısı ile değişimi gösterilmektedir. Model 2, ısı transferi bakımından değerlendirildiğinde karşılaştırıldığı üç model içinde (Model 1, 2 ve 3) en yüksek ısı transfer katsayısına sahip olan modeldir. Benzer olarak, Model 5'de araştırıldığı çoklu modeller içinde ısı transferi bakımından en iyi modeldir. Ancak, Şekil 13 a) ve b)'de gösterildiği gibi sürtünme katsayısını içeren ısıl performans katsayısı (Nu/f) olarak düşünüldüğünde düşük Re sayılarında Model 2 ve Model 5 en iyi performans katsayısı sergilemekte iken Re sayısı arttıkça sürtünme katsayısının azalmasına bağlı olarak Model 1 ve Model 4 için performans katsayısı değerleri artmaktadır. Bu sonuç, modellerin ısı transferi performansları değerlendirilirken basınç kaybının da dikkate alınması gerektiğini göstermektedir.



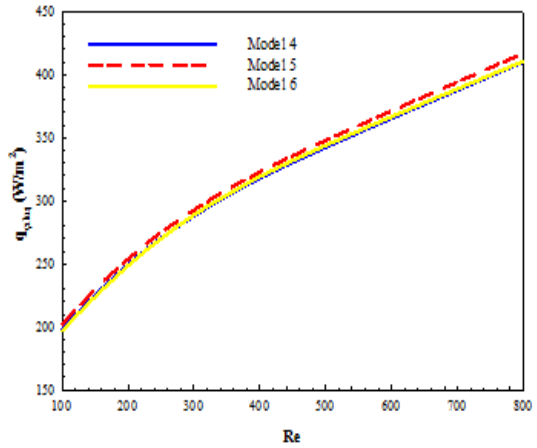
Şekil 9. Basınç kayıp katsayısının (f-sürtünme faktörü) Reynolds sayısı ile değişimi



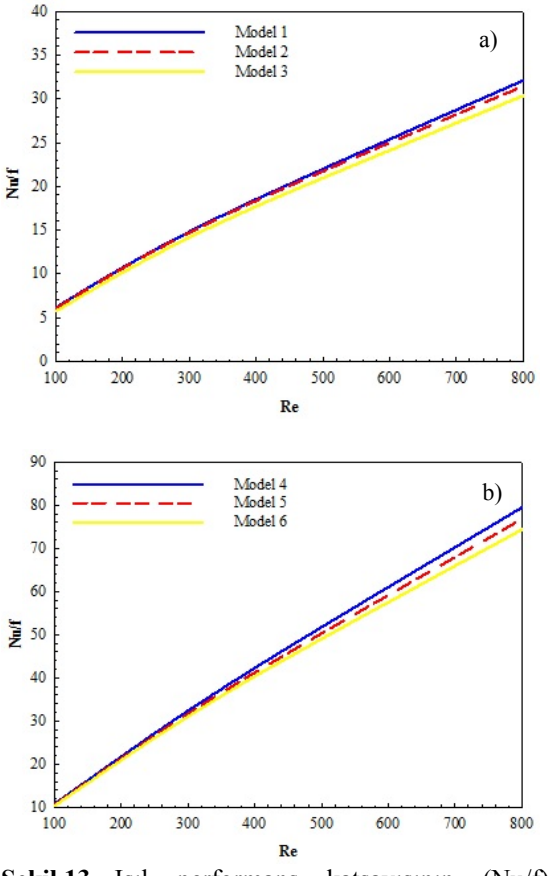
Şekil 10. Akışkan çıkış sıcaklığının Reynolds sayısı ile değişimi



Şekil 11. Kanal boyunca ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

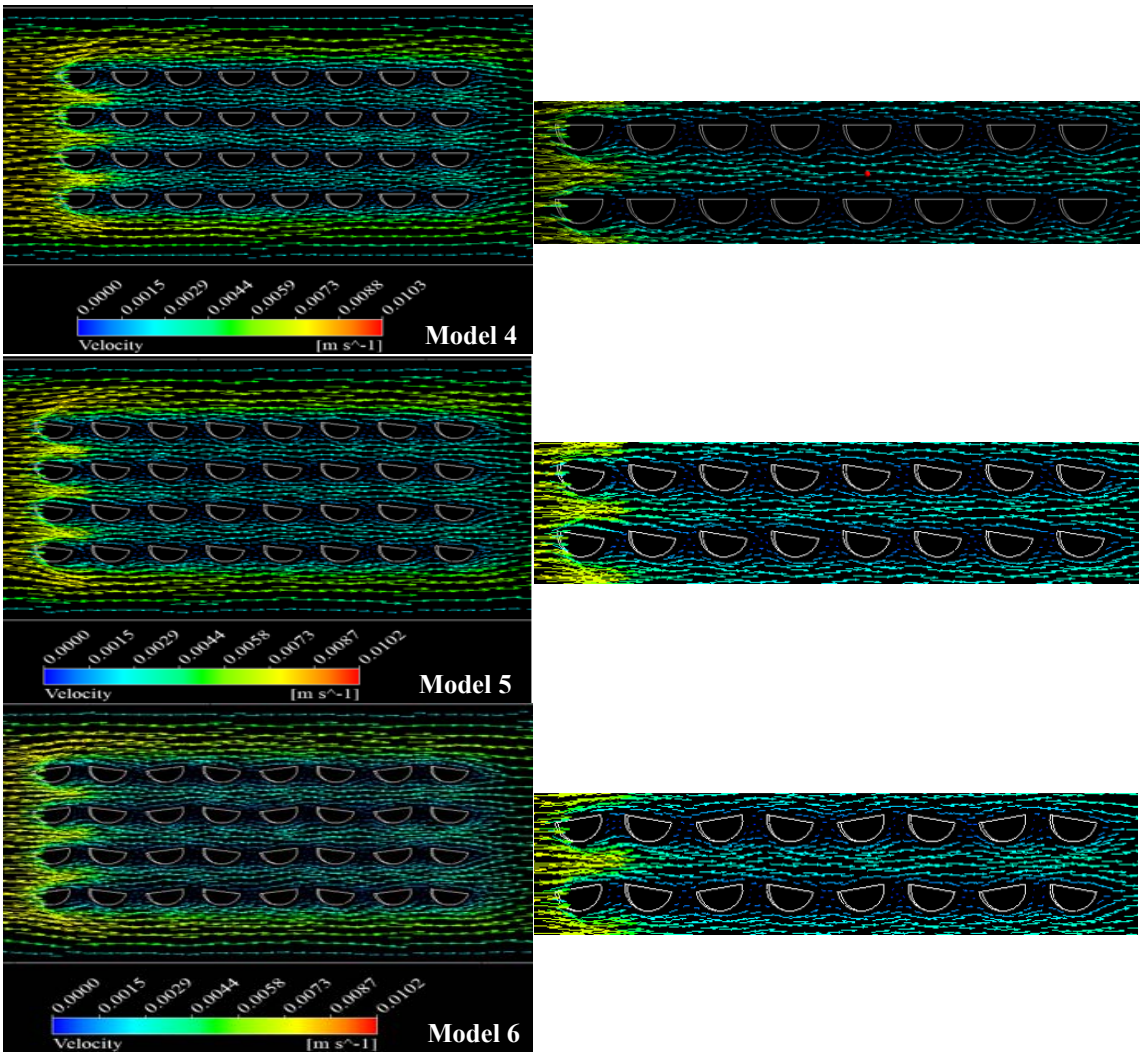


Şekil 12. Kanal çıkışında ısı miktarının Reynolds sayısı ile değişimi



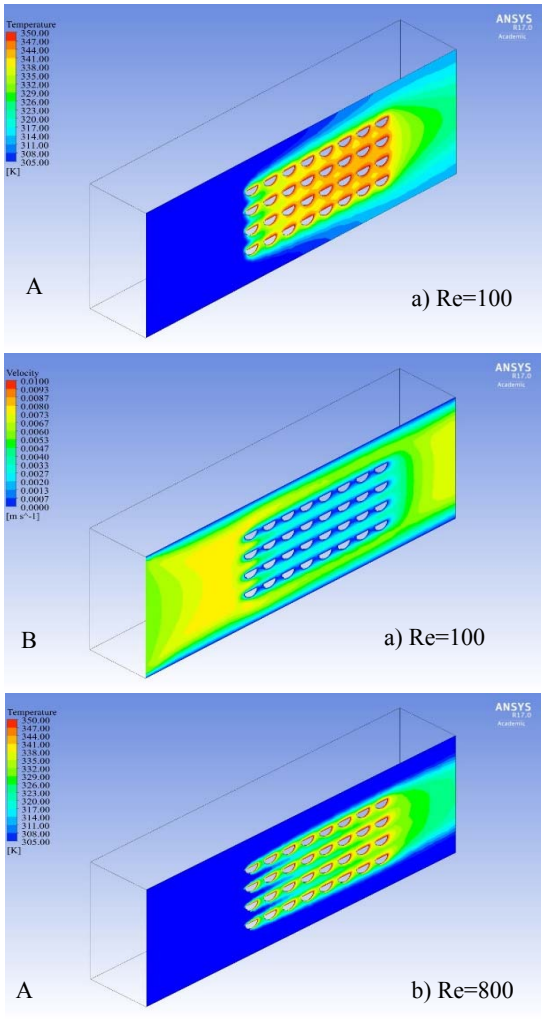
Şekil 13. Isıl performans katsayısının (Nu/f) Reynolds sayısı ile değişimi **a)** Model 1,2 ve 3 için **b)** Model 4,5 ve 6 için

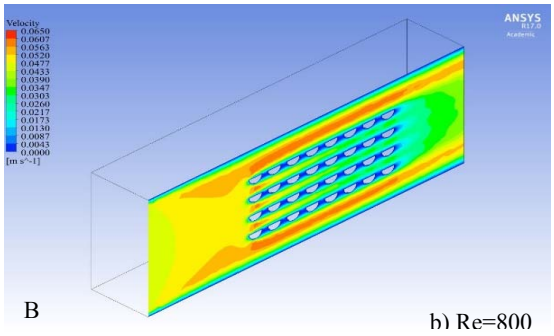
Şekil 14'de Model 4, 5 ve 6 için Re=100'de akışkanın kanal içerisindeki yarım küreler arasındaki hareketi hız vektörleri kullanılarak görselleştirilmiştir. Ayrıca, üst sıradan başlamak üzere yarım küreler arasındaki akışın daha iyi gösterilebilmesi amacıyla her üç model için de 2. ve 3. sıradaki küreler yakınlaştırılarak verilmiştir. Model 4 için akış küreler arasındaki kanallardan geçerken yarım küreler etrafındaki hareketi oldukça azdır. Buna karşın, Model 5 için yarım küreler yatayla 20º'lik açı yapacak şekilde kanala yerleştirildiklerinden akışkan rahatlıkla küreler arasına yönlendirilmekte ve kürenin alt tarafından gelen akışkanla da karışması sağlanabilmektedir (Şekil 14). Model 6'da ise yarım kürelerin kanala yerleştirilme durumları nedeniyle akışkan kürelerle temasta olmasına rağmen akışkanın hem kürelerin arasındaki hareketi hem de birbiriyle karışımı Model 5'e göre daha güç olmaktadır. Ayrıca, her üç model için Şekil 14'deki hız dağılımı vektörlerinden de görülebileceği gibi kürelerin akışa engel oluşturması nedeniyle kanal boyunca en düşük hız değerlerine küreler arasında ulaşılmaktadır.



Şekil 14. Model 4, 5 ve 6 için hız vektörlerinin gösterimi, Re=100

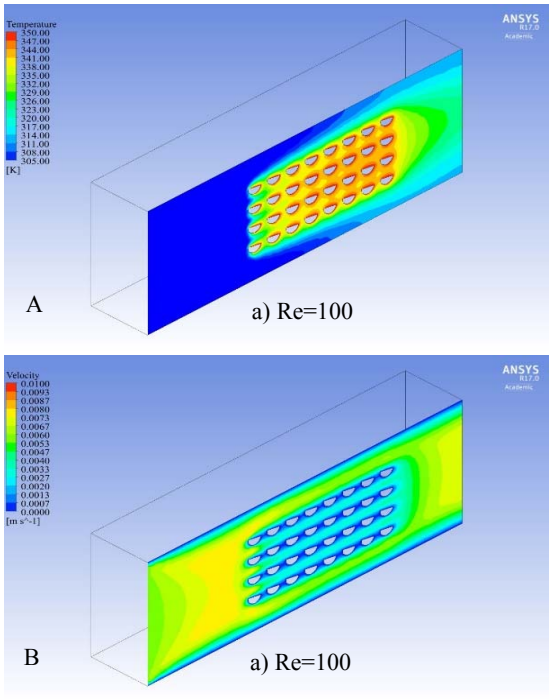
Şekil 15'de kanala düz olarak yerleştirilmiş 4 sıralı her sırada 8 adet küre olmak üzere toplamda 32 adet yarım küreden oluşan Model 4'e ait daralan genişleyen bir kanaldaki sıcaklık ve hız konturları gösterilmektedir (Şekil 15 A ve B). Küre sayısının artmasıyla kanallar arası akışkan geçişi zorlaştığından düşük Re'da daha sıcak bir akışkan ve kanal bölgesi oluştuğu Şekil 15 A-a)'daki sıcaklık konturu dağılımından görülebilmektedir. Buna bağlı olarak kanallar arası hız değerleri de oldukça azalmaktadır (Şekil 15 A-b). Ancak Re sayısı artırıldığında hız sınır tabakası kalınlığı azalmakta ve bu da kontur dağılımını etkilemektedir (Şekil 15 B- a ve b)).

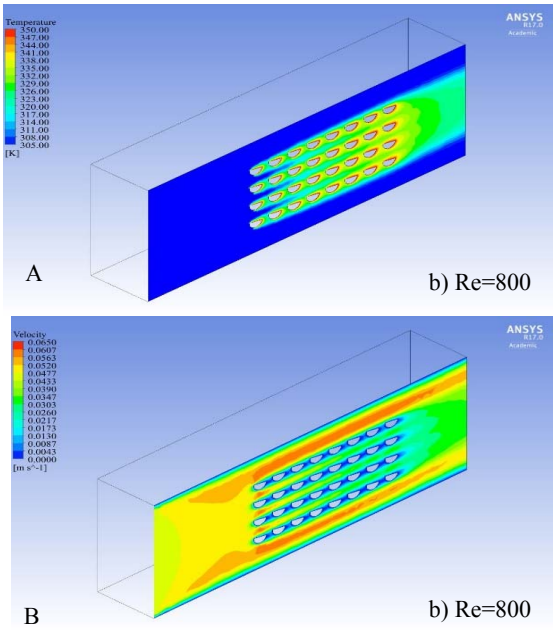




Şekil 15. Model 4 için A-sıcaklık B-hız dağılımı konturları

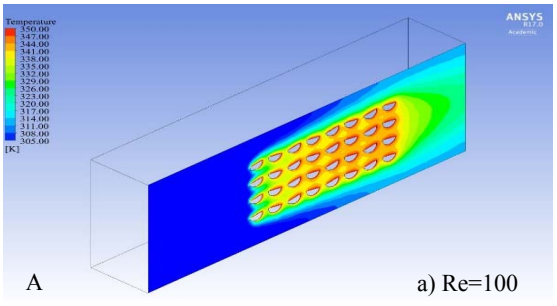
Şekil 16 A ve B'de görüldüğü gibi kürelerin kanala yerleştirilme konumlarına bağlı olarak akışkanın daralan ve genişleyen kanallar arası geçişinin daha rahat olduğu Model 5'de Model 4'e göre daha yüksek bir ısı transferi gerçekleşerek kürelerin daha iyi soğuması sağlanmaktadır (Şekil 16 A-a)). Aynı şekilde kanallar arası akışkan geçişinin kolaylaştığı Model 5'de hız değerlerinin iyileştiği kontur dağılımından da görülebilmektedir (Şekil 16 A-b ve 16 B- a ve b)).

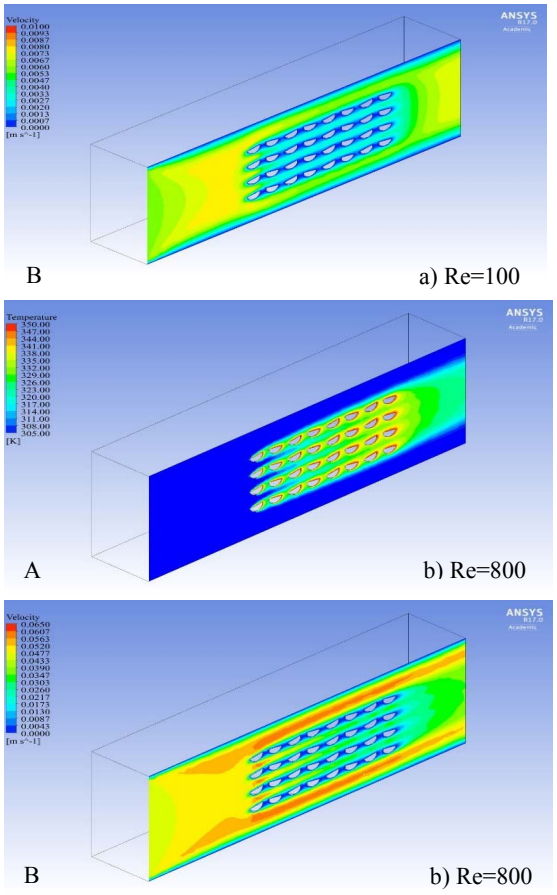




Şekil 16. Model 5 için A-sıcaklık B-hız dağılımı konturları

Şekil 17 A ve B'de sırasıyla birbirlerine göre eğimli olarak yerleştirilmiş 32 adet yarım kürenin oluşturduğu daralan genişleyen kanala ait sırasıyla sıcaklık ve hız dağılımları gösterilmektedir. Kanallar arası akışkan hareketinin zorlaşması ısı transferini de azalttığından özellikle kanalın sonuna doğru küreler arası daha sıcak bir bölgenin oluşmasına sebep olmaktadır (Şekil 17 A-a)). Re sayısının artması ısı transferini arttırsa da kanalın sonuna doğru akışkan geçişinin de zorlaşmasıyla ısı transferi azalmaktadır. Buna bağlı olarak da hızın daralan genişleyen kanalın sonuna doğru azaldığı kontur dağılımından görülebilmektedir (Şekil 17 B-a ve b)).





Şekil 17. Model 6 için A-sıcaklık B-hız dağılımı konturları

5. SONUÇLAR

Elektronik ekipmanların fazla ısınması sonucu sistemdeki ısıl gerilmelerin artması ve mekanik arızalar sebebiyle olabilecek istenmeyen sonuçların önlenmesi bakımından etkin bir şekilde soğutulmaları gerekmektedir. Isı transferi yüzey alanının artırılması ve en önemlisi karışım bölgesi oluşturularak ısı transfer katsayısının iyileştirilmesi için geliştirilen yöntemlerden biri, birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanallardır. Bu kanallar sayesinde birim hacimde yüzey alanı arttırılarak ve özellikle karışım bölgesi oluşturularak ısı geçişinde iyileştirme yapılabilir. Böylece, hem bilgisayar soğutmasında kullanılan fan gücü azaltılmış olacak hem de işlemcinin

soğutulması artırılarak bilgisayar performansında iyileşme sağlanabilecektir.

Sunulan bu çalışmada, düz kanala yerleştirilen yarım küre şeklindeki geometrilerle oluşturulan daralan ve genişleyen kanalların ısı transferi performans özelliklerini ve basınç düşüşünü araştırmak amacıyla tekli dizilimde 8 adet ve çoklu dizilimde her sırada 8 adet olmak üzere 4 sıralı toplamda 32 adet yarım küreden meydana gelen 6 farklı tasarım için yarım kürelerin birbirlerine göre farklı şekillerde yerleşiminin daralan ve genişleyen kanalların ısı transferi, basınç düşüşü ve akış yapısı üzerindeki etkileri üç boyutlu, sıkıştırılamaz, zamana bağlı, tam gelişmiş ve laminer akış için korunum denklemlerinin Ansys Fluent-17.0 bilgisayar programı kullanılarak sayısal olarak çözülmesiyle incelenmiştir. Sayısal çözümde ortalama olarak 140 s sonra belirtilen yakınsama kriterlerine ulaşıldığından bu zaman süreci bitiminde elde edilen sonuçlar sunulmuştur.

Model 1, 2 ve 3'e ait akışkan kanal çıkış sıcaklıklarının Reynolds sayısı ile değişimi incelendiğinde, akışkanın yarım küreler arasındaki kanallardan geçişinin daha güç olması nedeniyle en yüksek basınç kayıp katsayısı Model 3 için elde edilmiş (Re=200'de Model 1 için f değeri 1,1591 iken, Model 2 ve 3 için sırasıyla 1,2635 ve 1,2697) ve akışkan hareketinin daha rahat olduğu Model 2'de Model 3'e göre akışkan çıkış sıcaklığı daha yüksektir. Re=400 için Model 2'de çıkış sıcaklık değeri 315,47 K iken Model 3'de 314,96 K olmaktadır. Bununla birlikte, en düşük çıkış sıcaklığı ise karışma miktarının daha az olduğu Model 1'de elde edilmiştir (Re=400 için T=314,46 K). Bu nedenle, Model 2 tekli dizilimde ısı transferinin en iyi olduğu dizilimdir.

Model 4, 5 ve 6 için akışkanın kanaldan çıkış sıcaklığının Re sayısı ile değişimi analiz edildiğinde ısı transfer yüzey alanının artırıldığı her üç model içinde Model 5'de diğer modellere göre akışkanın kanallar arasından geçişi de iyileştirildiğinden daha yüksek akışkan çıkış sıcaklık değerine ulaşılmaktadır. Bu değer Re=800'de 324,4898 K değerine ulaşmaktadır. Bununla birlikte, akışkan hızının artırılması taşınımla ısı transferini artırdığından Nu sayısı da artmaktadır. En yüksek Nu sayısı değerine yine akışkan geçişinin ve karışmanın daha iyi olduğu Model 5'de ulaşılmaktadır (Re=800 için Nu=53,7034). Re sayısının artışı ısı transferi miktarını artırırken, en yüksek ısı transferi miktarına yine Model 5 için ulaşılmaktadır. Bu değer, Re=800 için 416,9964 W/m^2'dir

Uygulamada ısı transferi yanında basınç kayıpları da göz önünde bulundurulması gereken önemli parametrelerden biridir. Çünkü akışkanın kanal içerisinde hareketlendirilerek ısı transferinin sağlanması fan kullanılarak gerçekleştirilirken, fan gücü de basınç kayıplarına bağlı olarak artış göstermektedir. Modeller, yalnızca ısı transferi bakımından değerlendirildiğinde Model 2 ve Model 5 için en iyi sonuçlar elde edilirken sürtünme faktörünün de dikkate alındığı ısı transferi performans katsayısı göz önüne alındığında ise özellikle yüksek Re sayılarında sürtünme faktörünün de azalmasıyla Model 1 (Re=800 için ϕ=32,11) ve Model 4 (Re=800 için ϕ=79,45) ön plana çıkmaktadır.

Hız ve sıcaklık konturlarından da görüldüğü gibi Re sayısı arttıkça sınır tabaka kalınlıkları incelmekte ve düşük Re sayılarında görülen kürelerin arkasında sınır tabaka birleşmesi geciktirilmektedir. Aynı zamanda, daralan ve genişleyen kanalların ısı transferini artırma özelliklerinden biri olan sınır tabakanın sürekli yenilenmesi ile kürelerden olan ısı transferi artarak kanaldaki akışkana aktarılmaktadır. Bu durum, akışkanın daima yarım küreler ile oluşturulan daralan ve genişleyen kanallar arasına yönlendirilmesiyle sağlanmaktadır. Özellikle, Model 2 ve Model 5'de akışkanın kanallar arasında daha iyi hareketlenmesi sağlanarak karışma oranı, ısı transferi yüzey alanı ve dolayısıyla ısı transferinde artış elde edilmektedir.

Bununla birlikte, kanallar arası akışkan geçişinin iyi olması ve buna bağlı olarak karışım oranının ve ısı transferinin artırılması bakımından kürelerin sayısı ve kanala yerleştirilme durumları büyük bir önem arz etmektedir.

6. KAYNAKLAR

1. Sparrow, E.M., Prata, A.T., 1983. Numerical Solutions for Laminar Flow and Heat Transfer in a Periodically Converging-Diverging Tube with Experimental Confirmation, Num. Heat Trans., 6(4), 3219-3230.
2. Patankar, S.V., Liu, C.H., Sparrow, E.M., 1977. The Periodic Thermally Developed in Ducts with Streamwise Periodic Wall Temperature or Heat Flux, Int. J. Heat Mass Trans., 21(5), 557-666.
3. Kelkar, K.M., Patankar, S.V., 1987. Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in a Parallel Plate Channel with Staggered Fins, J. Heat Trans., 109(1), 25-30.
4. Wang, G., Vanka, S.P., 1995. Convective Heat Transfer in Periodic Wavy Passages, Int. J. Heat Mass Trans., 38(17), 3219-3230.
5. Chunhua, M., Chengying, Q., Xiangfei, K., Jiangfeng, D., 2010. Experimental Study of Rectangular Channel with Modified Rectangular Longitudinal Vortex Generators, Int. J. Heat and Mass Trans., 53(15-16), 3023-3029.
6. Pankaj, S., Gautm, B., Subrata, S., 2014. Comparision of Winglet-Type Vortex Generators Periodically Deployed in a Plate-Fin Heat Exchanger-A Synergy Based Analysis, Int. J. Heat Mass Trans., 74, 292-305.
7. Zhu, J.X., Fiebig, M., Mitra, N.K., 1995. Numerical Investigation of Turbulent Flows and Heat Transfer in a Rib-Roughed Channel with Longitudinal Vortex Generators, Int. J. Heat Mass Trans., 38(3), 495-501.
8. Chunhua, M., Chengying, Q., Enyu, W., Liting, T., Yaju, Q., 2012. Numerical Investigation of Turbulent Flow and Heat Transfer in a Channel with Novel Longitudinal Vortex Generators, 55 (23-24), 7268-7277.
9. Sohankar, A., 2007. Heat Transfer Augmentation in a Rectangular Channel with Vee-Shaped Vortex Generator, Int. J. Heat Fluid Flow, 28(2), 306-317.
10. Yılmaz, T., 1982. Numerical Solutions of Navier-Stokes Equations for Laminar Flow in Rows of Plates in Staggered Arrangement, Int. Heat Fluid Flow, 3(4), 201-206.
11. Yılmaz, T., Ayhan, T., 1983. Birbirleriyle Bağlantılı Daralan ve Genişleyen Kanallarda Isı Transferi, 4. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi.
12. Erdinc, M.T., Yılmaz, T., 2018. Numerical Investigation of Flow and Heat Transfer in Communicating Convergıng and Diverging Channels, Journal of Thermal Engineering, 4(5), 2318-2332.
13. Xu, F., Zhong, S., Zhang, S.Y., 2018. Vortical Structures and Development of Laminar Flow Over Convergent-Divergent Riblets, Physics of Fluids, 30(5), 10.1063/1.5027522.
14. Fuji, M., Sensimo, Y., Yamanaka, G., 1988. Heat Transfer and Pressure Drop of Perforated Surface Heat Excganger with Pasage Enlargement and Contraction, Int. Heat Mass Trans., 31(1), 135-142.
15. Kotcioğlu, I., Bölükbaşı, A., 2003. Düşey Dikdörtgen Kesitli Bir Kanalda Farklı Kanatçıklı Yüzeylerde Isı Transferinin İncelenmesi, D.E.Ü. Müh. Fak. Fen ve Müh. Dergisi, 5(2), 89-102.
16. Karabulut, K., Alnak, D.E., Koca, F., Özalp, C., 2018. Numerical Analysis of Flow and Heat Transfer for Semi Spheres Placed as Multiple Serials in a Channel, European Mechanical Science, 2(3), 76-82.
17. FLUENT User's Guide, 2003. Fluent Inc. Lebanon, NH.
18. Erdinc, M.T., 2014. Birbirleriyle Bağlantılı Daralan ve Genişleyen Kanallarda Akış ve Isı Geçişinin Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.