



ART ARDA KONUMLANDIRILMIŞ İKİ KARE SİLİNDİR

**ETRAFINDAKİ LAMİNER SÜREKLİ AKIŞIN ISI
TRANSFERİ VE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN**

İNCELENMESİ

Neşe ŞENTÜRK DOĞAN



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ART ARDA KONUMLANDIRILMIŞ İKİ KARE SİLİNDİR ETRAFINDAKİ
LAMİNER SÜREKLİ AKIŞIN ISI TRANSFERİ VE AKIŞ
KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ**

Neşe ŞENTÜRK DOĞAN

Doç. Dr. Mehmet Özgün KORUKÇU
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

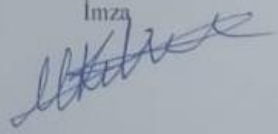
BURSA– 2019

TEZ ONAYI

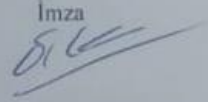
Neşe ŞENTÜRK DOĞAN tarafından hazırlanan "ART ARDA KONUMLANDIRILMIŞ İKİ KARE SILİNDİR ETRAFINDAKİ LAMİNER SÜREKLİ AKIŞIN ISI TRANSFERİ VE AKIŞI KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Mehmet Özgün KORUKÇU

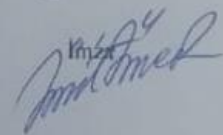
Başkan : Prof. Dr. Muhsin KILIÇ
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik
Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza


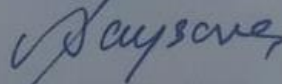
Üye : Doç. Dr. Mehmet Özgün KORUKÇU
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik
Fakültesi, Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza


Üye : Doç. Dr. Ümit ÜNVER
Yalova Üniversitesi,
Kimya ve Süreç Anabilim Dalı

İmza


Yukarıdaki sonucu onaylarım



Prof. Dr. Ali BAYRAM
Enstitü Müdürü
14.1.2019

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

.../.../2019

Neşe ŞENTÜRK DOĞAN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ART ARDA KONUMLANDIRILMIŞ İKİ KARE SİLİNDİR ETRAFINDAKİ LAMİNER SÜREKLİ AKIŞIN ISI TRANSFERİ VE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ

Neşe ŞENTÜRK DOĞAN

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Mehmet Özgün KORUKÇU

Bu çalışmada, art arda konumlandırılmış iki kare silindir etrafındaki laminar sürekli akışın, farklı hızlar ve aralık miktarları için, ısı transferi ve akış karakteristiklerine olan etkisi sayısal olarak incelenmiştir. İki boyutlu Navier - Stokes ve enerji denklemleri ANSYS-CFX 14,5 programı kullanılarak çözdürülmüştür. Çalışmada öncelikle literatürde tek ve iki kare silindir analizleri içeren çalışmalar doğrulanmıştır. Ardından ağdan bağımsızlık çalışması yapılarak analizlerin doğruluğu sağlanmıştır. Çalışmada analizler sabit blokaj oranı ($\beta=B/H=0,8$), beş farklı Reynolds sayısı ($Re: 10 - 20 - 30 - 40 - 50$) ve on iki farklı aralık değeri ($GAP: 0,25B - 0,5B - 0,75B - 1B - 1,25B - 1,5B - 1,75B - 2B - 2,5B - 3B - 4B$) için yürütülmüştür. Analiz sonuçları olarak, her bir kare silindir yüzeyi için ortalama ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısı değişimi incelenmiştir. Ön ve arka kare silindir için yeniden birleşme uzunlukları farklı parametreler için hesaplatılmıştır. Ön ve arka kare silindirlerin ön, üst ve arka yüzeyleri için, statik basınç, ısı transfer katsayısı ve yüzey kayma gerilmelerinin değişimi de bu çalışmada incelenmiştir. Sonuç olarak Reynolds sayısının artması ile incelenen tüm parametre değerlerinde hem ön hem de arka silindirde artış meydana gelmiştir. Silindirler arası mesafenin artması ile ön kare silindir için akış karakteristiklerinde çok fazla değişim görülmemiştir. Arka kare silindir için ise yaklaşık $1,75B - 2B$ aralık değerine kadar akış karakteristikleri değişmiştir. Bu değerler aralığından sonra ise arkadaki kare silindir de öndeki kare silindir gibi bağımsız bir kare silindir davranışı göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Hesaplamalı akışkanlar mekaniği, art arda kare silindirler, akış karakteristikleri, ısı transferi, Reynolds sayısı, aralık miktarı
2019, ix +78 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER AND FLOW CHARACTERISTICS OF LAMINAR CONTINUOUS FLOW AROUND TANDEM SQUARE CYLINDERS

Neşe ŞENTÜRK DOĞAN

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Mehmet Özgün KORUKÇU

In this study the effects of laminar continuous flow on heat transfer and flow characteristics around two square cylinders were investigated numerically for different flow speeds and gap values. Two-dimensional Navier - Stokes and energy equations were solved using the ANSYS-CFX 14.5 program. At first, studies involving single and two square cylinder analyzes were verified in the literature. Subsequently, mesh independence study was performed for the verification of the analysis. In the study, the analyzes were carried out for constant blockage ratio ($\beta=B/H=0,8$), five different Reynolds numbers (Re: 10 - 20 - 30 - 40 - 50) and twelve different gap values (GAP: 0,25B - 0,5B - 0,75B - 1B - 1,25B - 1,5B - 1,75B - 2B - 2,5B - 3B - 4B). As the analysis results, the average heat transfer coefficient and the Nusselt number change for each square cylinder surface were investigated. Re-circulation lengths for upstream and downstream cylinders were calculated for different parameters. The variation of static pressure, heat transfer coefficient and surface shear stresses for the front, top and back surfaces of upstream and downstream cylinders were also investigated in this study. As a result, the increase in the Reynolds number led to an increase in both the upstream and downstream cylinders for all parameters. The flow characteristics for the upstream cylinder did not change much with the increase in the gap between the cylinders. For downstream cylinders, the flow characteristics varied from about 1.75 B to 2B range. After this gap value, downstream cylinder shows and independent behavior like upstream cylinder.

Key words: Computational fluid dynamics, tandem square cylinders, flow characteristics, heat transfer, Reynolds number, gap value.

2019, ix +78 pages.

TEŐEKKÖR

Bu tez alıŐmamın hazırlanması süresince bana ve her konuda yardımcı olan değerli danışman hocam Do. Dr. Mehmet Özgün KORUKÇU' ya teŐekkürlerimi sunarım.

Bugünlere gelmemde büyük emeği olan aileme ve eğitim hayatım boyunca emeklerini esirgemeyen tüm hocalarıma teŐekkürlerimi sunarım.

Neşe ŐENTÖRK DOğAN
.../.../2019



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	viii
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	8
3.1. Matematiksel İfadeler.....	8
3.2. Problemin Tanımı.....	9
3.2.1. Geometrinin Oluşturulması.....	11
3.2.2. Ağ Yapısının Oluşturulması.....	12
3.2.3. Sınır Şartlarının Tanımlanması.....	18
3.3. Ağdan Bağımsızlık Çalışması.....	19
4. BULGULAR ve TARTIŞMA.....	21
4.1. Doğrulama ve Ağdan Bağımsızlık Çalışması.....	21
4.1.1. Tek Kare Problemi için Doğrulama.....	21
4.1.2. İki Kare Problemi için Doğrulama.....	23
4.2. Analizler Sonucu Elde Edilen Bulgular.....	27
4.2.1. Karenin Ön, Üst ve Arka Yüzeyleri için Ortalama Isı Transfer Katsayısının ve Nusselt Sayısının Değişimi.....	27
4.2.2. Farklı Tasarım Parametrelerinin Yeniden Birleşme Uzunluğuna Olan Etkilerin Belirlenmesi.....	42
4.2.3. Kanal için Akışta Farklı Reynolds Sayıları ve Aralık Miktarları için Sıcaklık ve Hız Dağılımlarının İncelenmesi.....	46
4.2.4. Silindirik Yüzeyleri Boyunca Akış Karakteristiklerinin İncelenmesi.....	60
5. SONUÇ.....	74
KAYNAKLAR.....	76
ÖZGEÇMİŞ.....	78

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
α	Isı yayılım katsayısı [m^2/s]
β	Blokaj oranı [-]
μ	Dinamik viskozite [Pa s]
ν	Kinematik viskozite [Pa s]
ρ	Yoğunluk [kg/m^3]
τ	Kayma gerilmesi [Pa]
χ	Boyutsuz uzunluk [-]
h	Isı transfer katsayısı [W/m^2K]
\bar{h}	Ortalama ısı transferi katsayısı [W/m^2K]
J	Colburn değeri [-]
k	Isı iletim katsayısı [W/mK]
n	Güç kanun endeksi [-]
Nu	Nusselt sayısı [-]
Pr	Prandtl sayısı [-]
P	Statik basınç [Pa]
Re	Reynolds sayısı [-]
T	Sıcaklık [K]
T_∞	Giriş sıcaklığı [K]
T_s	Silindir yüzey sıcaklığı [K]
u	x - yönündeki hız [m/s]
U_∞	Giriş hızı [m/s]
$u(y)$	Havanın kanal girişindeki x - Ekseni yönündeki aksenal hızı [m/s]

Kısaltmalar Açıklama

B	Kare silindirlerin bir kenar uzunluğu [m]
GAP	Kare silindirler arasındaki aralık miktarı [m]
H	Kanal yüksekliği [m]
L	Kanal boyu [m]
x	Koordinat sistemindeki x-yönü
y	Koordinat sistemindeki y-yönü

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 3.1. Kare silindir etrafındaki akışın şematik gösterimi	9
Şekil 3.2. Bu çalışmanın akış diyagramı	11
Şekil 3.3. Design Modeler programında tamamlanan CAD geometrisi	12
Şekil 3.4. Kanal üzerindeki sınır şartı bölgelerin isimlendirilmesi	13
Şekil 3.5. Kanal üzerinde konumlandırılan noktalar	14
Şekil 3.6. Blok oluşturma işlemi sonunda elde edilen model görüntüsü	15
Şekil 3.7. Her bir blokta kullanılan sonlu eleman sayıları	16
Şekil 3.8. Sonlu elamanlara bölünmüş kanal modeli	17
Şekil 3.9. Sınır şartlarının tanımlanmasından sonra kanalın son görüntüsü	19
Şekil 3.10. Ağdan bağımsızlık çalışmasında kullanılan özel noktalar	20
Şekil 4.1. Korukçu (2015), Problem tanımı ve sınır şartları	21
Şekil 4.2. Korukçu (2015), karşılaştırma noktaları	22
Şekil 4.3. Chatterjee ve Mondal (2012), Problem tanımı	23
Şekil 4.4. İki kare doğrulama çalışması-1 ağ yapısı değişimleri	24
Şekil 4.5. İki kare doğrulama çalışması-2 ağ yapısı değişimleri	26
Şekil 4.6. Ön ve arka kare silindir için özel yüzey tanımları	28
Şekil 4.7. Ön kare ön yüzey (A yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının Reynolds ve aralık miktarına bağlı değişimi	29
Şekil 4.8. Arka kare ön yüzey (D yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının Reynolds ve aralık miktarına bağlı değişimi	30
Şekil 4.9. Ön kare üst yüzey (B yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının Reynolds ve aralık miktarına bağlı değişimi	32
Şekil 4.10. Arka kare üst yüzey (E yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının Reynolds ve aralık miktarına bağlı değişimi	33
Şekil 4.11. Ön kare arka yüzey (C yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının Reynolds ve aralık miktarına bağlı değişimi	35
Şekil 4.12. Arka kare arka yüzey (F yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının Reynolds ve aralık miktarına bağlı değişimi	36
Şekil 4.13. Ön kare için toplam ortalama ısı transferi katsayısının Reynolds ve aralık miktarına bağlı değişimi	38
Şekil 4.14. Arka kare için toplam ortalama ısı transferi katsayısının Reynolds ve aralık miktarına bağlı değişimi	40
Şekil 4.15. Yeniden birleşme uzunluğu için tanımlanan A ve B doğru parçaları	42
Şekil 4.16. Ön kare için yeniden birleşme uzunluğunun aralık ve Reynolds sayısına bağlı değişimi	44
Şekil 4.17. Arka kare için yeniden birleşme uzunluğunun aralık ve Reynolds sayısına bağlı değişimi	45
Şekil 4.18. $\beta=0,8$ GAP=0,25B ve Re=10, 20, 30, 40, 50 için sıcaklık dağılımları	46
Şekil 4.19. $\beta=0,8$ GAP=0,25B ve Re=10, 20, 30, 40, 50 için hız dağılımları	47
Şekil 4.20. $\beta=0,8$ GAP=1,5B ve Re=10, 20, 30, 40, 50 için sıcaklık dağılımları	48
Şekil 4.21. $\beta=0,8$ GAP=1,5B ve Re=10, 20, 30, 40, 50 için hız dağılımları	49
Şekil 4.22. $\beta=0,8$ GAP=4B ve Re=10, 20, 30, 40, 50 için sıcaklık dağılımları	50
Şekil 4.23. $\beta=0,8$ GAP=4B ve Re=10, 20, 30, 40, 50 için hız dağılımları	51
Şekil 4.24. $\beta=0,8$, Re=10 ve GAP=0,25B, 0,5B, 0,75B, 1B, 1,25B, 1,5B, 1,75B, 2B, 2,5B, 3B, 3,5B, 4B için sıcaklık dağılımları	53

Şekil 4.25. $\beta=0,8$, $Re=10$ ve $GAP=0,25B$, $0,5B$, $0,75B$, $1B$, $1,25B$, $1,5B$, $1,75B$, $2B$, $2,5B$, $3B$, $3,5B$, $4B$ için hız dağılımları.....	55
Şekil 4.26. $\beta=0,8$, $Re=50$ ve $GAP=0,25B$, $0,5B$, $0,75B$, $1B$, $1,25B$, $1,5B$, $1,75B$, $2B$, $2,5B$, $3B$, $3,5B$, $4B$ için sıcaklık dağılımları	57
Şekil 4.27. $\beta=0,8$, $Re=50$ ve $GAP=0,25B$, $0,5B$, $0,75B$, $1B$, $1,25B$, $1,5B$, $1,75B$, $2B$, $2,5B$, $3B$, $3,5B$, $4B$ için hız dağılımları.....	59
Şekil 4.28. Kare silindirler üzerinde birim uzunlukların tanımlanması	60
Şekil 4.29. Ön kare için kare konumuna bağlı basınç dağılımları	62
Şekil 4.30. Ön kare için kare konumuna bağlı ısı transferi katsayısı değişimi	64
Şekil 4.31. Ön kare için kare konumuna bağlı kayma gerilmelerinin değişimi.....	66
Şekil 4.32. Arka kare için kare konumuna bağlı basınç dağılımları	68
Şekil 4.33. Arka kare için kare konumuna bağlı ısı transferi katsayısı değişimi	70
Şekil 4.34. Arka kare için kare konumuna bağlı kayma gerilmelerinin değişimi.....	72



ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. Farklı Re sayıları için x eksenindeki hız değerleri	10
Çizelge 3.2. Aralık (GAP-1), Re30 için ağdan bağımsızlık çalışması sonuçları	20
Çizelge 4.1. Korukçu (2015), sonlu elemanlar analiz sonuçları	22
Çizelge 4.2. Tek kare doğrulama çalışması sonucu elde edilen sonuçlar	22
Çizelge 4.3. İki kare doğrulama çalışması-1 sonucu elde edilen sonuçlar.....	25
Çizelge 4.4. İki kare doğrulama çalışması-2 sonucu elde edilen sonuçlar.....	26
Çizelge 4.5. Ön kare ön yüzey (A yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının değişimi	29
Çizelge 4.6. Arka kare ön yüzey (D yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının değişimi.....	30
Çizelge 4.7. Ön kare ön yüzey (A yüzeyi) için toplam ortalama Nusselt sayısının değişimi.....	31
Çizelge 4.8. Arka kare ön yüzey (D yüzeyi) için toplam ortalama Nusselt sayısının değişimi.....	31
Çizelge 4.9. Ön kare üst yüzey (B yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının değişimi.....	32
Çizelge 4.10. Arka kare üst yüzey (E yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının değişimi.....	33
Çizelge 4.11. Ön kare üst yüzey (B yüzeyi) için toplam ortalama Nusselt sayısının değişimi.....	34
Çizelge 4.12. Arka kare üst yüzey (E yüzeyi) için toplam ortalama Nusselt sayısının değişimi.....	34
Çizelge 4.13. Ön kare arka yüzey (C yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının değişimi.....	35
Çizelge 4.14. Arka kare arka yüzey (F yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının değişimi.....	36
Çizelge 4.15. Ön kare_arka yüzey (B yüzeyi) için toplam ortalama Nusselt sayısının değişimi.....	37
Çizelge 4.16. Arka kare arka yüzey (E yüzeyi) için toplam ortalama Nusselt sayısının değişimi.....	37
Çizelge 4.17. Ön kare için toplam ortalama ısı transferi katsayısının değişimi.....	38
Çizelge 4.18. Arka kare için toplam ortalama ısı transferi katsayısının değişimi.....	39
Çizelge 4.19. Ön kare için toplam ortalama Nusselt sayısının değişimi.....	41
Çizelge 4.20. Arka kare için toplam ortalama Nusselt sayısının değişimi	41
Çizelge 4.21. Ön Kare için Yeniden Birleşme Uzunluğu	43
Çizelge 4.22. Ön Kare için Yeniden Birleşme Uzunluğu	43

1. GİRİŞ

Çoklu art arda konumlandırılmış kare silindirler etrafındaki akışkan akışı ve ısı transferi, teorik öneme ve pratik mühendislik uygulamalarına sahip önemli bir konu olarak karşımıza çıkmaktadır. Art arda konumlandırılmış silindirler etrafındaki akış olayı, ısı değiştiricileri, hacim ısıtma, soğutma kuleleri, elektronik sistemlerin soğutulması gibi birçok teknolojik uygulamada karşılık bulan bir konudur. Art arda konumlandırılmış silindirler arasındaki akış, silindirler arasındaki etkileşimin tam olarak tespit edilememesinden dolayı oldukça karmaşık yapıya sahiptir. Özellikle iki silindirin arkasında kalan kısımlardaki akış karakteristiklerinin tespiti oldukça karmaşık yapıya sahiptir. Akış yapısı, ısı aktarımından daha fazla etkilendiğinde daha karmaşık hale gelmektedir. Bu nedenle art arda konumlandırılmış silindirler etrafındaki akışın incelenmesi önemli bir konu haline gelmektedir.

Yapılan bu çalışmada, art arda konumlandırılmış iki kare silindir etrafındaki laminer sürekli akışın ısı transferi ve akış karakteristiklerine olan etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmanın kaynak araştırması bölümünde, konunun önemine kısaca değinildikten sonra, literatürde daha önceden yapılmış olan çalışmalar kısaca özetlenmiştir. Bu bölümde sadece kare silindirler değil, dairesel silindirleri de içeren eden ve tek silindir için de yapılan çalışmalara değinilmiştir.

Çalışmanın materyal ve yöntem kısmında, süreklilik, momentum ve enerji denklemleri tanıtılmıştır. Ardından bu çalışmada gerçekleştirilmiş olan sonlu elemanlar işlem prosedürü, adım adım anlatılmıştır. Sırasıyla geometrinin oluşturulması, ağ yapısının oluşturulması, sınır şartlarının tanımlanması ve analizin çalıştırılması anlatılarak bu çalışmada kullanılan yöntem detaylı olarak tanıtılmıştır.

Bulgular kısmında ise, öncelikli olarak, gerçekleştirilen analizlerin literatür ile doğrulama çalışması anlatılmıştır. Tek kare silindire sahip ve art arda konumlandırılmış iki kare silindire sahip, önceki çalışmalar doğrulanmıştır. Ardından ağdan bağımsızlık çalışması yapılarak gerçekleştirilen analizlerin, sonlu elemanlar ağ yapısından etkilenmediği gösterilmiştir. Ağdan bağımsızlık çalışmasından sonra, bu çalışmada elde edilen bulgular sıra ile detaylı olarak verilmiştir. Öncelikle, ön ve arka kare silindirler

için ortalama ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısının değişimi anlatılmıştır. Ardından sırası ile, farklı tasarım parametreleri için yeniden birleşme uzunluğunun değişimi, kanal için hız ve sıcaklık dağılımları, ön ve arka silindir yüzeyi boyunca basınç dağılımları, ısı transfer katsayısı değişimi ve kayma gerilmelerinin değişimi detaylı olarak anlatılmıştır.

Çalışmanın sonuç bölümünde çalışmanın kısa bir özeti yapılarak, bulunan sonuçlar başlıklar halinde, kısa kısa özetlenerek sunulmuştur.



2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Art arda konumlandırılmış silindirler etrafında zorlanmış taşınım ile ısı transferi, ısı eşanjörleri, hacim ısıtma, soğutma kuleleri gibi çok sayıda mühendislik uygulamasına sahiptir. Ayrıca elektronik sistemlerin soğutulması, nükleer yakıt çubuklarının dizileri, yüksek binalardan ısı kayıpları, bacalar, güç jeneratörleri ve diğer birçok termal uygulama alanına da sahiptir. Akış ve termal alanlar ve çeşitli taşıma katsayıları, engellerin şekline ve konfigürasyonuna güçlü bir şekilde bağlıdır. Engeller dairesel ve kare şekilli, tek, arka arkaya sıralı, yan yana veya kademeli düzenli gibi farklı senaryolarda olabilir. Kare silindirler etrafındaki akış yapısı ile dairesel silindirler arasındaki akış yapısı birbirinden farklıdır. Tek ve art arda konumlandırılmış engellerin akış özellikleri arasında bazı benzerlikler olduğu görülmektedir ancak art arda konumlandırılmış silindirler etrafındaki akışta iki cismin varlığı ve yakınlık kaynaklı girişim etkileri nedeniyle tek olandan daha fazla karmaşıklık söz konusudur. Literatür incelendiğinde, farklı akış özelliklerinde, tek ve art arda, yan yana konumlandırılmış kare ve dairesel silindirler etrafındaki akış karakteristiklerinin incelenmesine yönelik birçok çalışma bulunmaktadır.

Temelleri Leonardo da Vinci tarafından atılan akış çalışmaları daha sonralarda pek çok bilim insanının çalışmalarına konu olmuştur (Çıbık 2015). Bu çalışmalar sınıflandırıldığında, genel olarak geometrik parametrelerin değişimi, hız özelliklerinin değişimi, akışkan cinsinin değişimi gibi olduğu görülmektedir. Bu çalışmada incelenen yayınlar sistemin geometrik özelliklerine göre incelenmiştir.

Literatürde bir çok araştırmacı tek bir kare etrafındaki akışın, akış ve ısı transferi üzerine olan etkilerini nümerik olarak incelemiştir. Bu çalışmalar kısaca özetlenecek olursa,

Korukçu (2015), çalışmasında $\beta=0,8$ ve farklı Re sayıları için, tek bir kare silindir etrafındaki enerji ve ekserji karakteristikleri, sürekli rejim ortamında sayısal olarak detaylı olarak incelenmiştir.

Dhiman (2009), Reynolds sayısı $1 \leq Re \leq 45$ ve Prandtl sayısı $1 \leq Pr \leq 100$ arasında, Reynolds ve Prandtl sayılarının tek bir kare silindir etrafındaki genleşebilen akışkan için, akış ve ısı transferi karakteristiklerini araştırmıştır. Sonlu elemanlar çözümleri yazarın hazırlamış olduğu, kendi özel kodları kullanılarak yapılmıştır.

Dhiman ve ark. (2005), düzlemsel bir yarıık içinde simetrik olarak yerleştirilmiş çapraz kesitli bir kare silindirin akış ve ısı transfer özellikleri araştırmışlardır. Reynolds sayısı $1 \leq Re \leq 45$ ve Prandtl sayısı $0,7 \leq Pr \leq 4000$ ve blokaj oranı $\beta=1/8, 1/6$ ve $1/4$ için analizler gerçekleştirilmiştir. Çapraz akışta katı kare silindirde sabit sıcaklık ve sabit ısı akısı sınır koşulları için sabit akış rejiminde ısı transfer korelasyonları elde edilmiştir.

Dhiman ve ark. (2008), blokaj oranının bir kanalda sınırlı bir kare silindir boyunca akış karakteristikleri üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Reynolds sayısı $1 \leq Re \leq 45$, blokaj oranı $\beta=1/8, 1/6$ ve $1/4$ ve güç kanunu endeksi $0,5 \leq n \leq 2$ arasında olacak şekilde analizler yürütülmüştür. Sonuç olarak, tekil ve toplam sürüklenme katsayıları, yeniden birleşme uzunluğu, akış fonksiyonu, vortisite ve güç kanunu viskozitesi sonuçları akış davranış indeksinin, blokaj oranının ve Reynolds sayısının kombine etkilerini belirlemek için incelenmiştir.

Rao ve ark. (2011) aşağı akım bölgesinde girdap kararsızlığının başlangıcı için kritik Reynolds sayısını $Re_{cr} = 45$ olarak belirlemiştir. Isıtılmış bir kare silindirden geçen sürekli ve dengesiz laminar akıntılar, Rahnama ve Hadi (2005), tarafından $\beta = 1/8$ ve Reynolds sayısı 200'e kadar olacak şekilde sayısal olarak incelenmiştir. Reynolds sayısının artması ile, sabit akış rejimi için yeniden birleşme uzunluğunda neredeyse doğrusal bir artış ve sürtünme katsayısında ise azalma görülmüştür. Ayrıca Nusselt sayısında ise artış meydana gelmiştir.

Guo ve ark. (2011) değişken viskoziteli bir akışkanın üniform olmayan duvar sıcaklığına sahip bir kanaldan akışı için, kanal eğriliğinin ikinci yasa özellikleri üzerindeki etkisini araştırmış ve aynı Reynolds sayısında eğrilik oranını azaltmak için entropi üretimini belirlemişlerdir.

Tek bir karenin dışında, iki tane art arda konumlandırılmış kare silindir etrafındaki akışın incelendiği çalışmalarda bulunmaktadır.

Chatterjee ve Biswas (2011) iki eşit kare silindir etrafındaki akışı iki boyutlu olarak modellemişlerdir. Silindirler arasındaki aralık (GAP) değerleri 1,2,3,4,5,7 ve 10 olarak değiştirilmiştir. Reynolds sayısı ise 50 ile 150 arasında değiştirilmiştir. Prandtl sayısı ise 0,71 olarak sabittir. Blokaj oranı ise $\beta=0,05 - 0,25$ ve 0,5 olarak değiştirilmiştir. Nusselt sayısı, Reynolds ve Prandtl sayılarının akış ve ısı transferi üzerindeki rolünü aydınlatmak için sonlu elemanlar analiz çalışmaları yürütülmüştür. Akış parametrelerinin seçilen aralıkları için tamamen istikrarlı olduğu tespit edilmiştir.

Chatterjee ve Mondal (2012), Reynolds ve Prandtl sayılarının arka arkaya konumlandırılmış iki eşit izotermal kare silindir etrafındaki akış ve ısı transferi karakteristiklerine olan etkisini sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak incelemişlerdir. Her iki silindir arasındaki mesafe bir karenin uzunluğunun dört katı olacak şekilde sabitlenmiştir (GAP=4d). $\beta=0,05$ ve 0,5 olmak üzere iki farklı senaryo seçilmiştir. Prandtl sayısı ise 0,7 ile 1000 arasında değişmektedir. Genel sürükleme ve kaldırma katsayıları, yerel ve yüzey ortalama Nusselt sayıları ve Strouhal sayısı gibi küresel akış ve ısı transfer miktarları çeşitli Reynolds sayıları ve aralık değerleri için hesaplanıp tartışılmıştır.

Bhattacharyya ve Dhinakaran (2008) art arda konumlandırılmış iki kare silindir etrafındaki akışın akış karakteristiklerine olan etkisini incelemiştir. Çalışmada, Reynolds sayısı 200' e kadar çıkartılmıştır. Kare silindirler arasındaki açıklığın etkisi farklı Reynolds sayıları için incelenmiştir. Akışkan akışı belirli bir kritik Reynolds sayısına kadar sabit ve laminar olduğu tespit edilmiştir. Bu kritik Reynolds sayısı, kare silindirler arasındaki açıklık miktarına bağlı olarak değişti tespit edilmiştir.

Chatterjee ve Amiroudine (2010), sıcak ve soğuk yüzeylerdeki ısı farklılıklarının ve Prandtl sayısının iki eşit izotermal kare silindir üzerindeki akış karakteristiklerine ve taşınım ile olan ısı transferine olan etkisini sayısal olarak düşük Reynolds sayıları için incelemiştir.

Breuer ve ark. (2000), maksimum Reynolds sayısı $Re = 300$ için akışkanlar dinamiği incelemeleri gerçekleştirmiştir. Akış aşağı dalgalanmaların, $Re_{cr} = 60$ kritik değerine kadar kanal duvarları tarafından bastırıldığını ve akış rejiminin sabit rejime yerleşmesine neden olduğunu belirlemişlerdir.

Literatürde ayrıca dairesel silindir etrafındaki akışın incelendiği çalışmalarda mevcuttur. Bu çalışmalar genel olarak, tek ve iki dairesel silindirin akış özelliklerine etkisinin incelendiği çalışmalar olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu çalışmalar kısaca özetlenecek olursa;

Özalp ve Dinçer (2010), dairesel tek bir silindir etrafındaki ısı ve kütle transferi karakteristiklerinde blokaj oranının etkisini, $\beta=0,333-0,800$ değerleri arasında incelemiştir. ANSYS-CFX analizleri ile dairesel silindir etrafındaki akışta hidrodinamik ve termal sınır tabakalar elde edilmiş ve sonuçlar değerlendirilmiştir. Sonuç olarak blokaj oranının $\beta =0,333, 0,571$ ve $0,800$ değerlerinde dairesel silindir etrafındaki ayrılma açılarının $q_s=50,20^\circ, 41,98^\circ$ ve $37,30^\circ$ değerlerinde olduğu tespit edilmiştir.

Güneş (2015), yapmış olduğu tez çalışmasında, dairesel art arda konumlandırılmış iki silindirin kanal içerisindeki akış karakteristiklerine etkisini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada üç farklı blokaj oranı ve altı farklı silindirler arası aralık değeri tasarım parametresi olarak kullanılarak on sekiz durum ayrı ayrı incelenmiştir. Analizler sabit Reynolds sayısı altında gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, ısı transfer katsayısı, ayrılma açıları ve sürüklenme katsayılarının değişimi detaylı olarak ele alınmıştır.

Çıbık (2015), yukarıdaki çalışmaya benzer olarak, art arda konumlandırılmış iki dairesel silindir etrafındaki laminar sürekli akışın, farklı tasarım parametreleri altındaki karakteristiklerini üç farklı blokaj oranı ve beş farklı aralık değeri için toplam on beş farklı durum için incelemiştir. Çalışma sonucunda, tüm blokaj oranları için, dairesel silindirler arasındaki aralık miktarının 3D ve 4D değerlerinden sonra, öndeki silindirin arkadaki silindiri etkilemediği ve her iki silindirin de bağımsız birer silindir gibi davrandıklarını tespit etmiştir.

Zhou ve ark. (2014), art arda konumlandırılmış dairesel silindirler etrafında, Reynolds sayısı 80 ile 320 arasında ve daireler arasındaki açıklık miktarı 2D ile 8D arasında olmak üzere farklı senaryolar için sayısal çalışmalar yürütmüştür. Dairesel silindirler arasındaki mesafenin düşük tutulduğunda, akışın daha durgun olduğu, daireler arasındaki aralığın artması ile vorteks kopmaları meydana geldiği ve akışın daha düzensiz olduğunu tespit etmiştir.

Jiang ve ark. (2014), çalışmalarında art arda konumlandırılmış, çapları farklı iki dairesel silindir etrafındaki akışı sayısal olarak modellemiştir. Çalışmada Reynolds sayısı, blokaj oranı, dairesel silindirler arasındaki aralık miktarının akış ve ısı transferine olan etkileri sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak araştırılmıştır.

Singa ve ark. (2010), çalışmalarında, art arda konumlandırılmış iki dairesel silindir etrafındaki akışın, akış karakteristiklerini farklı Reynolds sayıları ve farklı dairesel silindirler arasındaki aralık miktarı altında araştırmıştır. Ayrıca blokaj oranının etkisi de farklı bir parametre olarak çalışmada kullanılmıştır. Blokaj oranının değişmesi ile ayrılma noktalarının önemli ölçüde değiştiği tespit edilmiştir. Blokaj oranının artmasıyla, ayrılma noktalarının geriye kaydığı gözlemlenmiştir. Ayrıca dairesel silindirler arasındaki mesafenin değişmesi ile yeniden birleşme uzunluğunun da önemli ölçüde değiştiği görülmüştür.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Matematiksel İfadeler

Bu tez çalışmasında, akış iki boyutlu sıkıştırılmaz, sürekli rejimde kabul edildiği için, Navier - Stokes, korunum denklemleri iki boyutlu olacak şekilde tanımlanmıştır. Sürekli akışta bir kontrol hacmine giren ve çıkan toplam kütlelerin sıfır olması şeklinde de ifade edilebilir.

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.1)$$

Kontrol hacmine etki eden net kuvvet, kontrol hacmindeki akışkan parçacığının kütlesiyle ivmesinin çarpımıdır ki bu, kontrol hacminden çıkan akışın net momentum hızına da eşittir.

Momentum denklemleri;

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = F_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.2)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = F_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.3)$$

Akışkanın kontrol hacminden dışarıya taşıdığı net enerjinin, kontrol hacmine ısı iletimiyle transfer edilen net enerjiye eşit olduğunu göstermektedir.

Enerji denklemi

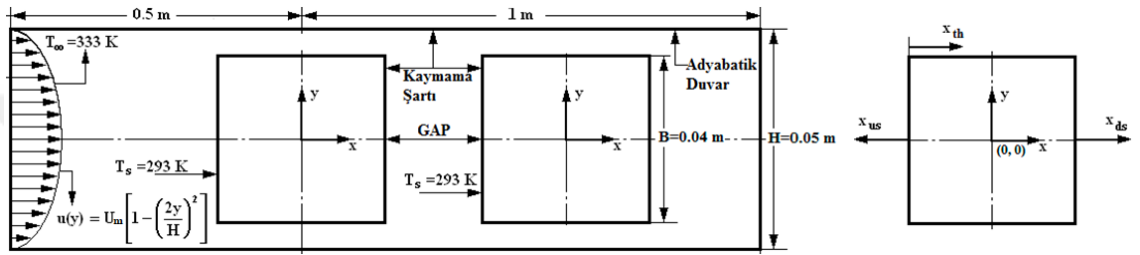
$$\frac{1}{\alpha} \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.4)$$

Bir akışta, atalet kuvvetlerinin, viskoz kuvvetlere oranı olarak bilinen Reynolds sayısı (Re) akış özelliklerinin tanımlanmasında en önemli boyutsuz sayı olarak tanımlanmaktadır.

$$Re = \frac{\text{Atalet Kuvvetleri}}{\text{Viskoz Kuvvetler}} = \frac{u_{\infty} L_k}{\nu} \quad (3.5)$$

3.2. Problemin Tanımı

Bu tez çalışmasında, art arda konumlandırılmış iki kare silindir etrafındaki laminar sürekli akışın ısı transferi ve akış karakteristiklerine olan etkisi sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. İncelenen sistemin şematik görüntüsü Şekil 3.1'de aşağıda verilmektedir.



Şekil 3.1. Kare silindir etrafındaki akışın şematik gösterimi

Şekil 3.1'de bu çalışmadaki analizlerde kullanılan geometri ve genel ölçüleri göstermektedir. Burada;

H :Kanal yüksekliği [m]

B :Bir karenin kenar uzunluğu [m]

Aralık (GAP) :İki kare silindir arasındaki mesafe [m] (Durumlara göre değiştirilecektir)

T_s :Kare silindirlerin yüzey sıcaklığı [K] (Sabit 293K)

T_{∞} :Havanın kanala giriş sıcaklığı [K] (Sabit 333K)

$u(y)$:Havanın kanal içerisindeki hızı

Havanın kanal içerisindeki hızı $u(y)$ tam gelişmiş laminar hız profiline sahip akış olarak eşitlik (3.6) kullanılarak tanımlanmıştır.

$$u(y) = \frac{3}{2} U_m \left[1 - \left(\frac{2y}{H} \right)^2 \right] \quad (3.6)$$

Burada U_m havanın kanal girişindeki x eksenini yönündeki aksel hızı olarak tanımlanabilir. Sonlu elemanlar analizinde U_m değeri değiştirilerek farklı Reynolds sayılarındaki akış karakteristikleri incelenmiştir. Farklı Reynolds sayılarını elde etmek için tanımlanması gereken aksel hız değerleri Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Farklı Re sayıları için x eksenindeki hız değerleri

Reynolds Sayısı	Hız
Re:10	$U_m = 0,004319$ m/s
Re: 20	$U_m = 0,008638$ m/s
Re: 30	$U_m = 0,012957$ m/s
Re: 40	$U_m = 0,017276$ m/s
Re: 50	$U_m = 0,021595$ m/s

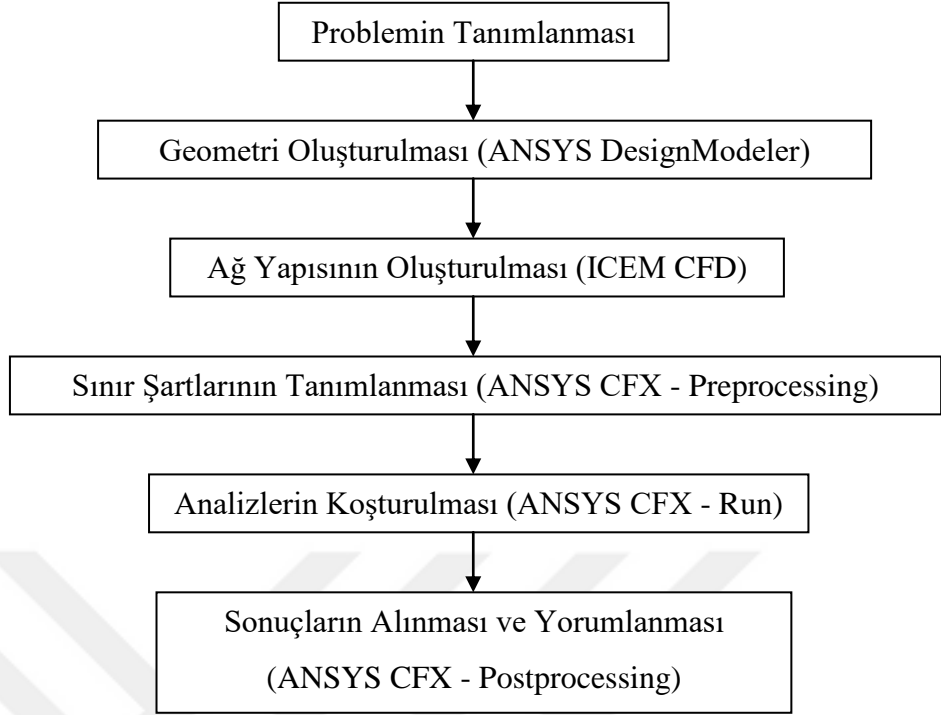
Kanal içi akışta, blokaj oranı β , bir karenin kenar uzunluğunun, kanal yüksekliğine oranı olarak tanımlanır.

$$\beta = \frac{B}{H} \quad (3.7)$$

Bu çalışmada blokaj oranı $\beta=0,8$ olarak sabit alınmıştır.

Analizlerde kanal içi duvarları adyabatik duvar olarak tanımlanmıştır. Kare silindirlerin dış yüzeyleri ise, sabit yüzey sıcaklığı $T_s=293$ K olarak belirlenmiştir. Kanal çıkışındaki basınç değeri 0 Pa' dır.

Çalışmada değiştirilen bir diğer tasarım parametresi ise iki kare arasındaki mesafe yani GAP değeridir. Aralık (GAP) değerleri bu çalışmada 0,25 , 0,5 , 0,75 , 1 , 1,25 , 1,5 , 1,75, 2 , 2,5 , 3 , 3,5 ve 4 olmak üzere toplam on iki farklı değer almaktadır. Her bir aralık değeri için de beş farklı Reynolds sayısında sonlu elemanlar çalışması gerçekleştirildiğinden, toplamda 60 adet farklı sonlu elemanlar analiz çalışması yürütülmüştür. Çalışmanın akış diyagramı Şekil 3.2'de verilmektedir.

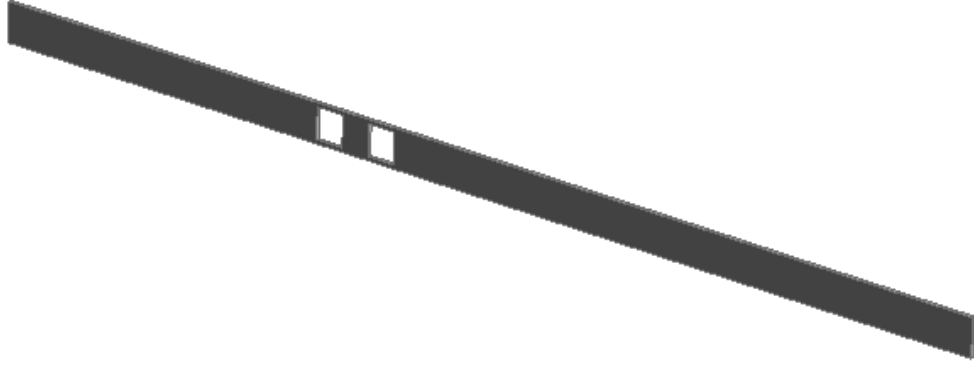


Şekil 3.2. Bu çalışmanın akış diyagramı

3.2.1. Geometrinin Oluşturulması

Sonlu elemanlar analizinde kullanılacak olan geometri ANSYS Workbench programının Design Modeler programında oluşturulmuştur. Geometri istenirse herhangi bir tasarım programında da oluşturulup, sonlu elemanlara ayrılmak üzere ICEM CFD programına aktarılabilir.

Design Modeler programı taslak çizim tabanlı çalışan bir tasarım programı olduğundan, kanalın şekil 3.3'den görülen iki boyutlu görüntüsü çizilip, üçüncü boyutta öteleme mantığı ile tasarım tamamlanmıştır. Kanalın uzunluğu 1,5m, yüksekliği 0,05m kalınlığı ise 0,005m'dir. Kare silindirlerin bir kenarı 0,04m, ön karenin merkezi kanalın başlangıcından 0,5m ileride konumlandırılmıştır. Birinci kare ile ikinci kare arasındaki mesafe farklı aralık değerlerine bağlı olarak değiştirilecektir. Design Modeler programında tamamlanan geometrinin genel görüntüsü Şekil 3.3'te verilmektedir.

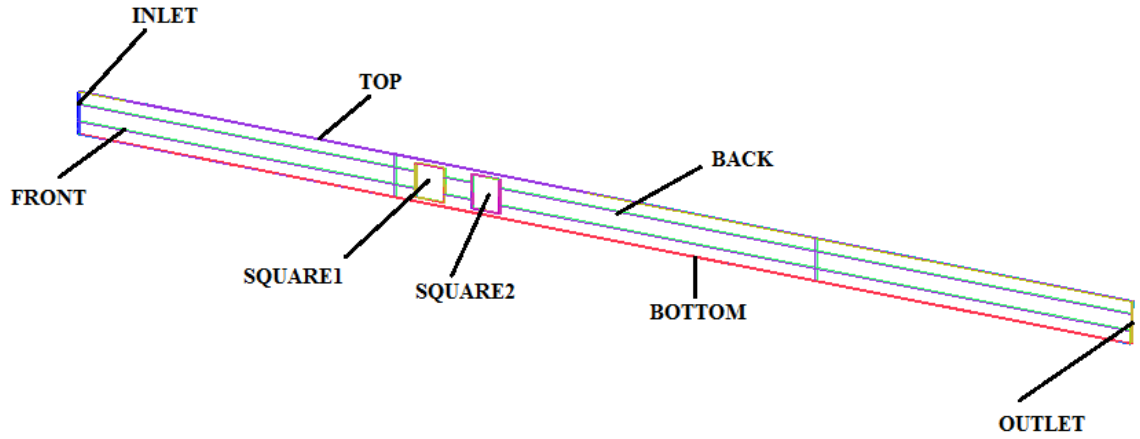


Şekil 3.3. Design Modeler programında tamamlanan CAD geometrisi

3.2.2. Ağ Yapısının Oluşturulması

Hazırlanan geometrinin sonlu elemanlara ayrılması için ANSYS Workbench bünyesindeki ICEM CFD sonlu elemanlara ayırma alt programı kullanılmıştır. ANSYS CFX programının ICEM CFD çıktılarına desteklemesi ve ICEM CFD' nin hassas çalışma imkanı sağlaması, yazılımın CFX tabanlı yapılacak olan hesaplamalı akışkanlar dinamiği sonlu elemanlar analiz çalışmaları için çok uygun bir sonlu elemanlara ayırma programı olmasını sağlamıştır.

Bilgisayarda destekli tasarım (CAD) geometrisi oluşturulan, kanal öncelikle ICEM CFD programına aktarılmıştır. CFX programında analiz sınır şartlarının tanımlanabilmesi için kanalın belli bölgelerinin özel olarak seçilip tanımlanması gerekmektedir. Bu tanımlama işlemi ICEM CFD programında part tanımı olarak yapılmaktadır. Şekil 3.4' te kanal üzerindeki özel sınır şartı bölgelerinin isimlendirilmeleri görülmektedir. Burada isimlendirme yapılırken Türkçe karakter kullanılmamaya dikkat edilmesi gerekmektedir.



Şekil 3.4. Kanal üzerindeki sınır şartı bölgelerin isimlendirilmesi

Kanal üzerinde belirlenen özel bölgelerin isimleri;

INLET : Kanalın giriş bölgesi,

OUTLET : Kanalın çıkış bölgesi,

TOP : Kanalın üst yüzeyi,

BOTTOM : Kanalın alt yüzeyi,

FRONT : Kanalın ön yüzeyi,

BACK : Kanalın arka yüzeyi,

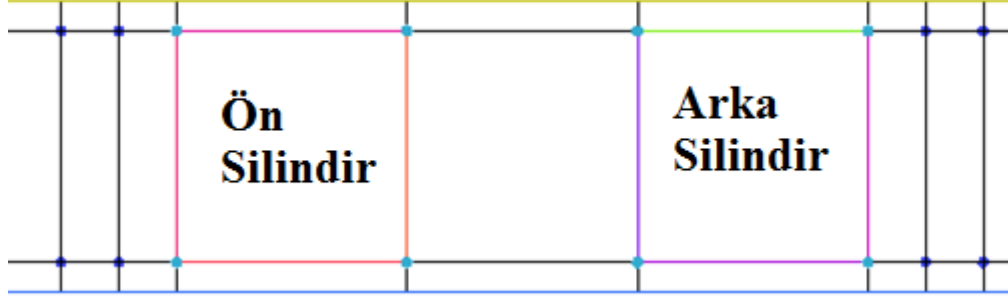
SQUARE1 : Ön kare silindir,

SQUARE2 : Arka kare silindir,

olarak tanımlanmıştır.

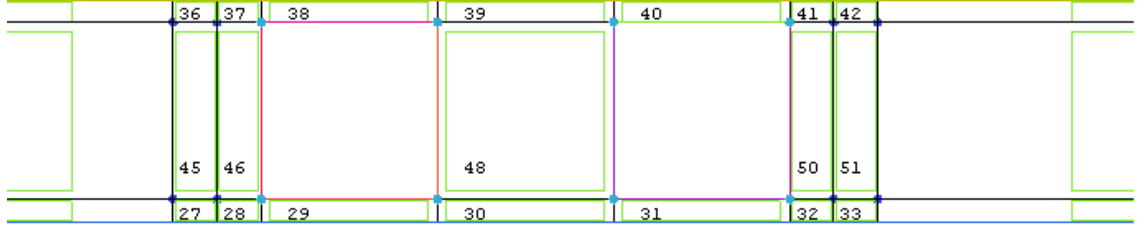
Kanal üzerindeki sınır şartı bölgelerinin tanımlanmasının ardından, sonlu elemanlara ayırmada kolaylık olması için modelin istenilen boyutlarda bloklara ayrılması gerekmektedir. Bu sayede istenilen sıklıkta ve kalite sonlu eleman ağ yapısı oluşturulabilecektir. Modelin bloklara ayırma işleminin gerçekleştirilebilmesi için, model üzerinde belirlenen belli yerlere noktalar tanımlanması gerekmektedir. Geometri sekmesindeki koordinatlar komutu kullanılarak istenilen bölgelere noktalar koyulmalıdır. Bu çalışmada, ön ve arka karenin tüm köşe başlarına noktalar eklenmiştir. Ayrıca, kare silindirlerin giriş ve çıkış bölgelerinde daha hassas ağ yapısı oluşturabilmek için ön kare silindirin ön bölgesine ve arka kare silindirin arka bölgesine aralarında 0,01m boşluk olacak şekilde iki adet daha nokta oluşturulmuştur. Noktalama işleminden sonra modelin görüntüsü Şekil 3.5'te görülmektedir. Her bir model için

toplamda on altı adet nokta oluşturulmuştur. Ön silindir için noktaların koordinatları sabit olmasına karşın arka silindir için farklı aralık (GAP) değerlerine bağlı olarak noktaların koordinatları değişmektedir.



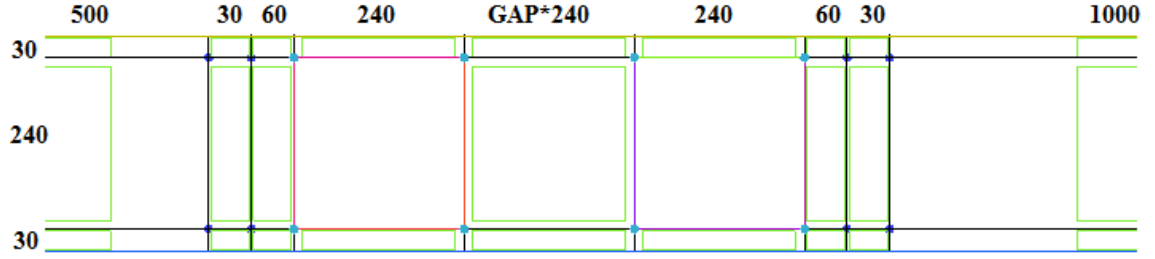
Şekil 3.5. Kanal üzerinde konumlandırılan noktalar

Noktalama işlemi ile blokların hatları kabaca belirlenen modelde blok oluşturma işlemi ile ağ yapısının oluşturulmasına devam edilir. Blok oluşturma işleminde öncelikli olarak tüm geometri tek bir blok olarak tanımlanmıştır. Blocking sekmesi yardımı ile tüm geometri tek bir blok olarak tanımlanır. Ardından, SplitBlock > SplitMethod > Prescribed Point işlem adımları takip edilerek, belirlenen noktalar tıklanarak oluşturulan tek blok daha küçük bloklara ayrılır. Burada dikkat edilmesi gereken, ön ve arka silindirin iç kısımları da ayrı bloklar olarak sabit kalacaktır. Bu blokların modelden silinmesi gerekmektedir. Bu sayede o bölgelere ağ yapısı oluşturulmayacak ve içi boş kare silindir olarak tanımlanacaktır. Aynı sekme içerisindeki blok silme komutu ile ön ve arka silindirin içinde bulunduğu blokların silinmesi ile blok oluşturma işlemi son bulacaktır. Oluşturulan her bir blok kenarı istenilen sayıda sonlu elemana ayrılabilir ve istenilen kalitede ağ yapısı oluşturulabilecektir. Genel blok oluşturma, tek bloğu bölme ve silindir içindeki blokların silinmesinin ardından oluşan bloklar Şekil 3.6'da gösterilmektedir. Yeşil dikdörtgenler ile gösterilen her bir alan ayrı bir blok olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.6. Blok oluşturma işlemi sonunda elde edilen model görüntüsü

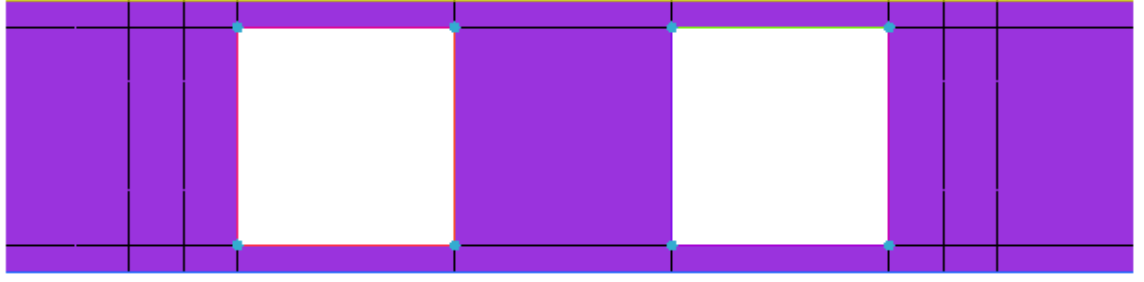
Blokların oluşturulmasından sonra her bir bloğun kenarlarının kaç adet elemana bölünmesi gerektiği belirtilmelidir. Bu şekilde ağ yapısı oluşturulacaktır. Her bir kenarı istenilen sayıda elemana ayırmak için, Blocking sekmesi altında, Pre Mesh- Params komutu kullanılır. Komut çalıştırıldığında karşımıza çıkan Meshing Parameters penceresi içerisindeki EdgeParams komutu çalıştırılır. Burada istenilen kenara tıklanır, Nodes kısmına kenarda kaç adet eleman isteniyorsa değer girilir. Copy Parameters komutu, To All Parallel Edges seçeneği aktif olarak tutularak eş zamanlı açık tutularak, istenilen kenara tüm paralel kenarlarda da aynı eleman sayısına bölünmüş olur. Bu şekilde tüm kenarlar tek tek örülerek, modelde hangi kenarda kaç adet eleman kullanılacak belirlenir. Şekil 3.7'de ağdan bağımsızlık çalışması sonucunda elde edilen bir kenar uzunluk değerleri gösterilmiştir. Burada ön karenin ön kısmı ve arka karenin arka kısmı iki kademeli olarak elemanlara ayrılmıştır. Karelere yakın bölgeler sık, uzak bölgeler ise daha gevşek bir ağ yapısına uygun olacak şekilde elemanlar belirlenmiştir. Ayrıca çalışmada iki kare arasındaki aralık bölgesi (GAP) değişken olduğundan her analizde aralık bölgesindeki ağ yapısının eşit olması için bu bölgedeki ağ sayısı aralık değerinin 240 ile çarpılması ile hesaplanmıştır. Bu şekilde aralık bölgesi ile karelerin etrafındaki sık ağ düzeninin eş olması sağlanmıştır



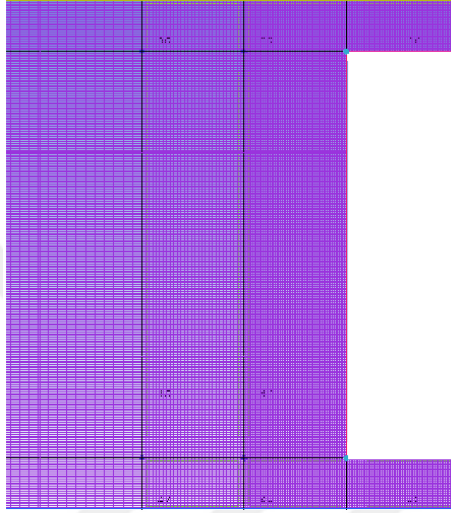
Şekil 3.7. Her bir blokta kullanılan sonlu eleman sayıları

Blokların her bir kenarı için eleman sayıları belirlendikten sonra, pre-mesh işlemi yapılır. Bunun için, ürün ağacı üzerindeki pre-mesh komutu aktif hale getirilir. Bu sayede sonlu elemanlara ayrılmış olan her bir kenar üzerinden ağ yapısı oluşturulur. Şekil 3.8.a.'da pre-mesh işleminden sonra oluşan sonlu elemanlar ağ yapısı görülmektedir.

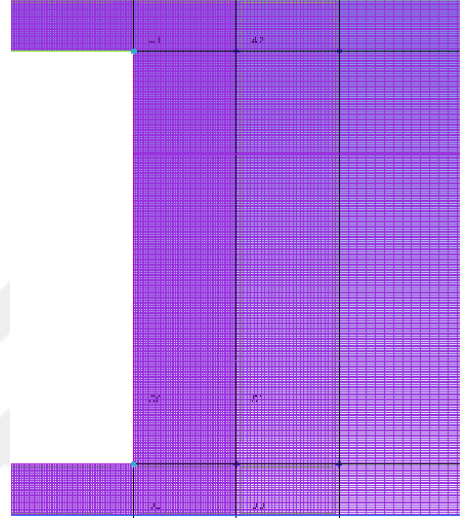
Eleman sayısı çok sık olduğu için, her bir elemanın görülmesi için modele çok fazla yakınlaştırma yapılması gerekmektedir. Yakınlaştırma işleminden sonra ağ yapısı daha net bir şekilde Şekil 3.8.b. ve 3.8.c.'de gösterilmektedir. Ön kare ve arka kare detaylarında elemanların sıklığının kareye yakın bölgelerde sıklaştığı, karelerden uzaklaştıkça ağ yapısının da daha gevşek bırakıldığı görülmektedir. Bu şekilde daha az eleman sayısı kullanılarak, çözümün doğruluğundan ödün vermeden, hızlı ve bilgisayarda daha az yer kaplayan çözümler gerçekleştirilmiştir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 3.8. Sonlu elamanlara bölünmüş kanal modeli

a) İki kare bölge detayı **b)** Ön kare detayı **c)** Arka kare detayı

Pre-mesh işlemi tamamlandıktan sonra, oluşturulan ağ yapısının kontrol edilip, ANSYS CFX programının okuyacağı formata çevirme işlemi yapılacaktır. Pre-mesh komutuna sağ tık yapılarak Convert to unstruct mesh seçeneği seçilir. Bu şekilde ağ yapısı ANSYS CFX programının okuyabileceği formata çevrilmiş olur. Oluşturulan ağ yapısında herhangi bir hata olup olmadığını ise Edit Mesh sekmesindeki Check mesh komutu kullanılarak kontrol edilir. Burada herhangi bir hata varsa, tekrar ağ yapısı oluşturma işlemleri tekrar edilir ve hata düzeltilene kadar kontrol işlemleri devam eder. Ağ yapısında herhangi bir sorun yok ise, oluşturulan ağ yapısı kayıt edilir ve ANSYS CFX programında sınır şartlarının tanıtılması için, bu programa aktarılır.

3.2.3. Sınır Şartlarının Tanımlanması

Sonlu elemanlar ağ yapısının oluşturulmasından sonra, sınır şartlarının tanımlanıp analizin koşturulması için ANSYS CFX sonlu elemanlar yazılımı kullanılmıştır. Oluşturulan ağ yapısı ilk olarak ANSYS CFX programına aktarılmıştır.

Sonlu elemanlar analiz çalışmasının sınır şartları aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

- Analiz sürekli rejimde çözdürülmüştür. Bu nedenle analiz tipi steady state seçilmiştir.
- Akışkan malzemesi olarak hava ideal gaz olarak tanımlanmıştır.

ICEM CFD 'de tanımlanan kanalın her bir bölgesi için ayrı sınır şartı tanımlanmıştır.

- Kanalın girişindeki hız tam gelişmiş laminer hız profili olarak tanımlanmıştır. Tam gelişmiş laminer hız profili aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanmıştır. Havanın giriş hızı ise 333 K olarak tanımlanmıştır.

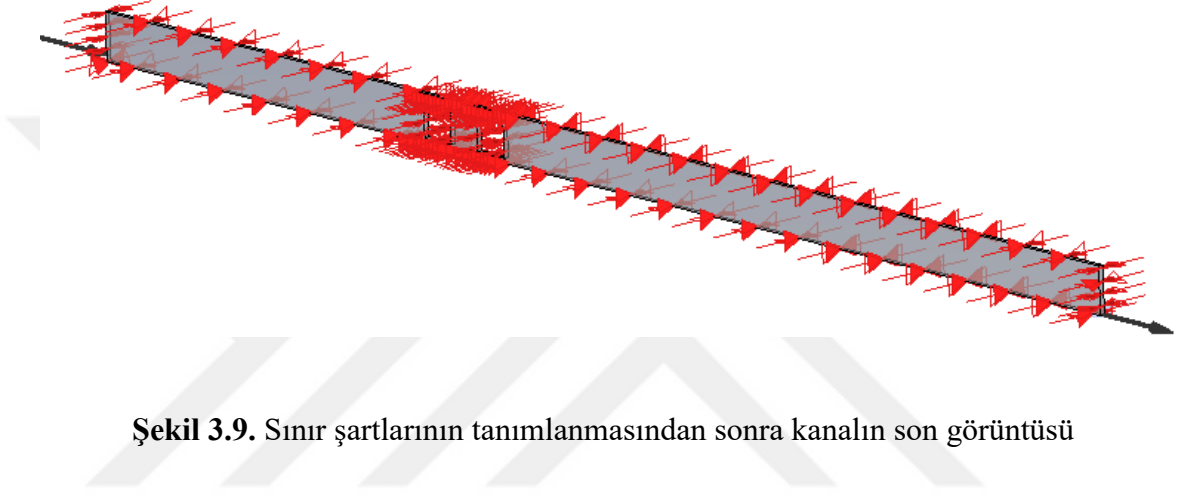
$$u(y) = \frac{3}{2} U_m \left[1 - \left(\frac{2y}{H} \right)^2 \right] \quad (3.8)$$

- Kanalın çıkış bölgesinde basınç 0 Pa olarak tanımlanmıştır.
- Üst ve alt duvar adyabatik olarak tanımlanmıştır. Ayrıca bu bölgelere kaymama şartı tanımlanmıştır.
- Kanalın ön ve arka yüzeyleri simetriktir. Bu kısımlar için simetriklik sınır şartı tanımlanmıştır.
- Kare silindirler ise adyabatik olmayan duvar olarak tanımlanmıştır. Burada sabit duvar sıcaklığı tanımı yapılmıştır ve sabit sıcaklık 293 K girilmiştir. Ayrıca üst ve alt duvarlar ile benzer olacak şekilde kaymama şartı her iki kare silindir içinde tanımlanmıştır.
- Sınır şartlarının tanımlanmasından sonra, çözümün ilk anında kanalın tamamının hava ile dolu olduğu ve ilk hızının sıfır olduğu tanımlanmıştır. Global

Initialization komutunda kartezyen koordinatlar için, u,v,w bileşenler 0 m/s olarak tanımlanmıştır.

- Statik basınç değeri 0 Pa, Sıcaklık değeri ise 333 K girilmiştir.
- Türbülans modeli olarak k-epsilon seçilmiştir.
- Çözümün yakınsama kriteri $1e-7$ olarak tanımlanmıştır.

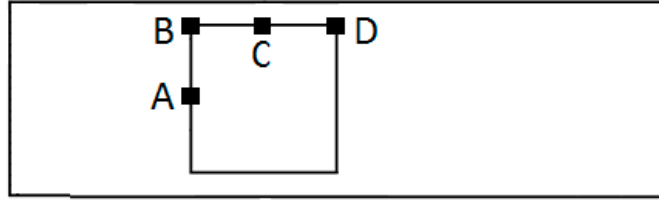
Tüm sınır şartların tanımlanmasının ardından, kanal modelinin görüntüsü Şekil 3.9'da gösterilmiştir.



Şekil 3.9. Sınır şartlarının tanımlanmasından sonra kanalın son görüntüsü

3.3. Ağdan Bağımsızlık Çalışması

Sonlu elemanlar analiz çalışmalarında, sonuçların doğruluğun analizde kullanılan ağ yapısından bağımsız olması gerekmektedir. Bu nedenle, Bölüm 3.2.2.' de anlatılan ağ yapısının oluşturulması sırasında her bir kenar için farklı sayıda sonlu elemana bölünerek analiz tekrar edilmiştir. Analiz sonuçlarına göre, Şekil 3.10'da gösterilen A, B, C, D noktaları için basınç, ısı transfer katsayısı ve kayma gerilmeleri yönünden karşılaştırılmıştır. Eleman sayısı olarak düşük eleman sayısından, yüksek eleman sayısına doğru modelin eleman sayısı artırılmıştır. Analiz çalışmasında her bir aralık değeri için geometri az da olsa değişeceğinden, her seferinde tekrar ağdan bağımsızlık çalışması yapılması gerekmektedir. Her bir aralık değeri için sadece iki silindir arasındaki mesafe değişeceğinden, diğer aralık değerleri için, bu çalışmada elde edilen optimum ağ sıklığı korunarak diğer analizlerde de aynen uygulanmıştır. Ortalama bir yaklaşım olması bakımından aralık değeri 1 için ağdan bağımsızlık çalışması yürütülmüştür.



Şekil 3.10. Ağdan bağımsızlık çalışmasında kullanılan özel noktalar

Çizelge 3.2. Aralık (GAP-1), Re30 için ağdan bağımsızlık çalışması sonuçları

	299765 eleman			599530 eleman		
	P [Pa]	h [W/m ² K]	τ [Pa]	P [Pa]	h [W/m ² K]	τ [Pa]
A	2,51E-02	2,88E+00	9,1E-07	2,68E-02	3,01E+00	9,21E-07
B	2,59E-02	1,81E+01	1,04E-03	2,58E-02	1,78E+01	1,05E-03
C	1,71E-02	2,65E+00	6,91E-04	1,78E-02	2,89E+00	7,07E-04
D	1,11E-02	1,61E+00	5,97E-04	1,14E-02	1,63E+00	5,99E-04
	1199058 eleman			4796232 eleman		
	P [Pa]	h [W/m ² K]	τ [Pa]	P [Pa]	h [W/m ² K]	τ [Pa]
A	2,79E-02	3,05E+00	9,25E-07	2,77E-02	3,07E+00	9,26E-07
B	2,51E-02	1,70E+01	1,15E-03	2,51E-02	1,70E+01	1,15E-03
C	1,98E-02	2,69E+00	7,12E-04	1,97E-02	2,7E+00	7,11E-04
D	1,29E-02	1,73E+00	6,44E-04	1,3E-02	1,75E+00	6,45E-04

Çizelge 3.2 incelendiğinde, 299765 eleman ve 599530 elemana ait analiz sonuçlarının diğer iki çalışmanın sonuçları ise biraz daha farklı sonuçlar verdiği görülmüştür. 1199058 eleman ve 4796232 elemana sahip analiz çalışmalarının ise sonuçları birbirine oldukça yakın çıkmaktadır. 4796232 eleman ile yapılan analizin süresi ve bilgisayar belleğinde kapladığı boyut göz önüne alındığında bu kadar yüksek eleman sayısına çıkılması, sonuçları doğrudan etkilemediği gibi fazladan çözüm süresi ve bilgisayarda fazladan depolama alanına sebep olmaktadır. Bu nedenle, 1199058 elemana sahip ağ yapısı bu tez çalışmasındaki tüm analizlerde tercih edilmiştir. Bölüm 3.2.2. her bir kenar için gösterilen eleman sayıları diğer tüm analizlerde de kullanılmıştır.

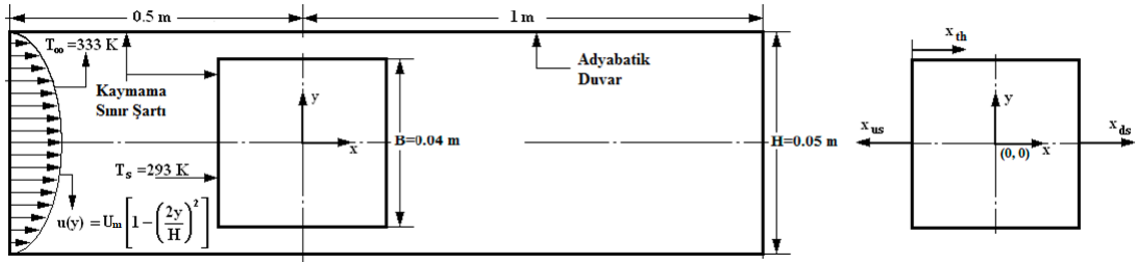
4. BULGULAR ve TARTIŞMA

4.1. Doğrulama ve Ağdan Bağımsızlık Çalışması

Bu tez çalışmasında planlanan senaryolara geçilmeden önce literatürdeki üç farklı çalışmanın doğrulanması hedeflenmiştir. Bu çalışmalardan bir tanesi tek kare problemi, diğer ikisi ise iki kare problemi olarak seçilmiştir. Bu sayede tez çalışmasında gerçekleştirilecek olan analizler için hem hazırlık, hem de analizlerin doğruluğu bakımından veri oluşturacaktır.

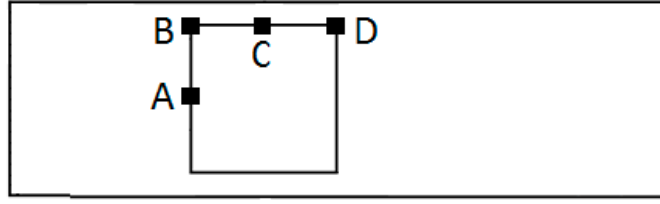
4.1.1. Tek Kare Problemi için Doğrulama

Doğrulama çalışmalarına basitten zora doğru gidilmesi açısından öncelikli olarak tek kare problemi içeren bir çalışmanın doğrulanması ile başlanmıştır. Bu doğrultuda, Korukçu (2015) tarafından yapılan çalışma tek kare problemi doğrulama çalışması için referans makale olarak seçilmiştir. Çalışmada $\beta=0,8$ ve farklı Reynolds sayıları için, tek bir kare silindir etrafındaki enerji ve eksarji karakteristikleri, sürekli rejim ortamında sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmanın problem tanımı ve sınır şartları genel olarak Şekil 4.1'den görülebilmektedir.



Şekil 4.1. Korukçu (2015), Problem tanımı ve sınır şartları

Çalışmanın tamamının doğrulanması çok uzun zaman alacağı için bir durum analizi için doğrulama gerçekleştirilmiştir. $\beta=0,8$ ve $Re=40$ için diğer sınır şartları aynı kalmak üzere gerçekleştirilen sonlu elemanlar analizi sonucunda, tek kare üzerinde farklı noktalarda meydana gelen basınç, kayma gerilmeleri, hız değişimi ve ısı transfer katsayısı değerleri karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmaların yapıldığı noktalar Şekil 4.2 'de görülmektedir.



Şekil 4.2. Korukçu (2015), karşılaştırma noktaları

Referans makalede elde edilen sonuçlar Çizelge 4.1'de görülmektedir. Gerçekleştirilen doğrulama çalışması sonucunda elde edilen sonuçlar ise Çizelge 4.2 'de görülmektedir.

Çizelge 4.1. Korukçu (2015), sonlu elemanlar analiz sonuçları

	2618046 eleman			
	A	B	C	D
P [Pa]	0,0234	0,0207	$9,81 \times 10^{-3}$	$-1,59 \times 10^{-3}$
τ [Pa]	$1,26 \times 10^{-10}$	0,011	$1,14 \times 10^{-3}$	$3,46 \times 10^{-3}$
du/dy [s⁻¹]	$1,39 \times 10^{-6}$	119	62,0	68,1
h [W/m² K]	3,51	50,6	3,74	6,45

Çizelge 4.2. Tek kare doğrulama çalışması sonucu elde edilen sonuçlar

	P [Pa]	du/dy [s⁻¹]	h [W/m² K]	τ [Pa]
A	2,34E-02	6,33E-06	3,51E+00	4,64E-07
B	2,07E-02	1,19E+02	5,06E+01	1,10E-02
C	9,78E-03	6,20E+01	3,73E+00	1,14E-03
D	-1,59E-03	6,81E+01	6,46E+00	3,46E-03

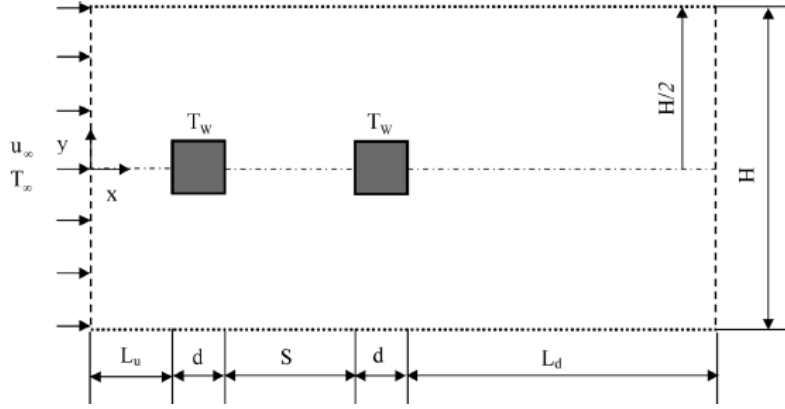
Doğrulama çalışması neticesinde elde edilen sonuçlar ile referans makale sonuçları karşılaştırıldığında her iki çalışmanın da sonuçlarının oldukça yakın olduğu görülmektedir. Doğrulama çalışmasında, A noktası için hız bileşeni ve kayma gerilmelerinde farklılıklar olduğu görülmektedir. Bu noktada akışın yön

değiştirmesinden dolayı bu tarz farklılıkların olabileceği ve diğer sonuçların tam uyumlu olduğu görüldüğünden, sonuçların tutarlı oldukları söylenebilir.

4.1.2. İki Kare Problemi için Doğrulama

Çift kare problemleri için ise, Chatterjee ve Mondal (2012), Chatterjee ve Biswas (2011) çalışmaları referans çalışma olarak ele alınmıştır.

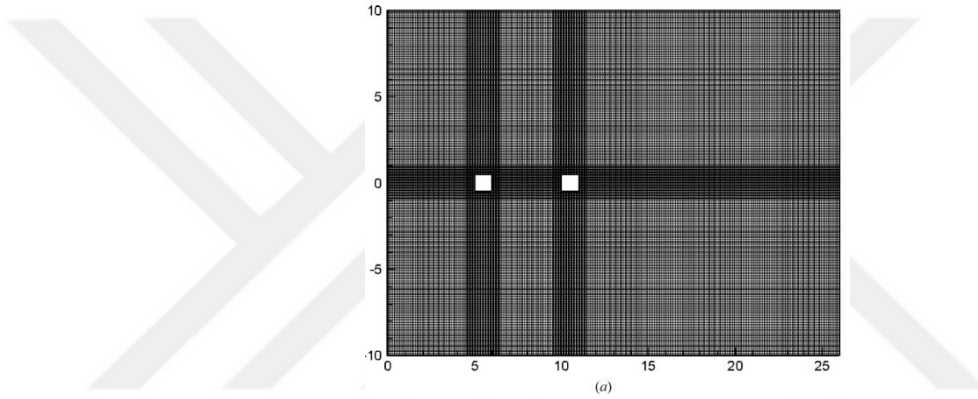
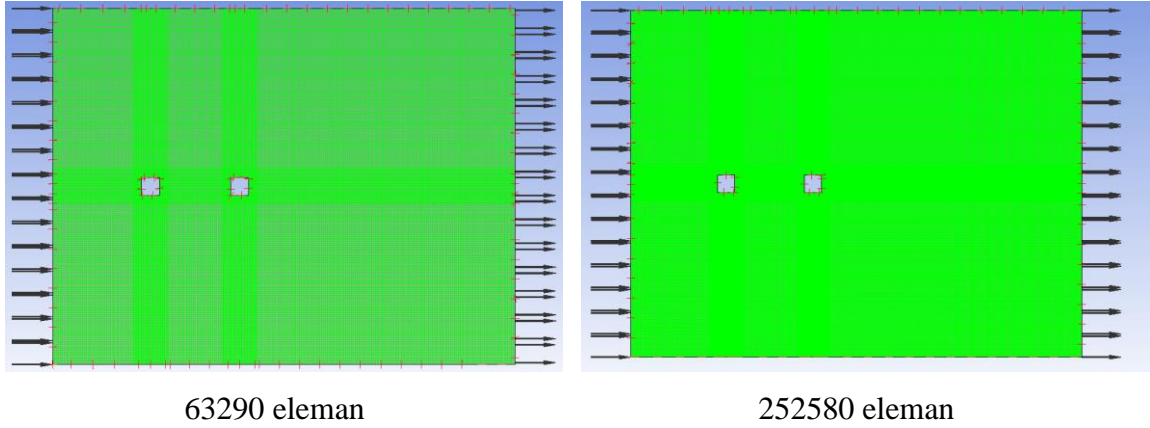
Çift kare için gerçekleştirilen birinci çalışmada Chatterjee ve Mondal (2012), Reynolds ve Prandtl sayılarının arka arkaya konumlandırılmış iki eşit izotermal kare silindir etrafındaki akış ve ısı transferi karakteristiklerine olan etkisi sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Her iki silindir arasındaki mesafe bir karenin uzunluğunun dört katı olacak şekilde sabitlenmiştir ($GAP=4d$). $\beta=0,05$ ve $0,5$ olmak üzere iki farklı senaryo seçilmiştir. Prandtl sayısı ise $0,7$ ile 1000 arasında değişmektedir. Şekil 4.3.' de doğrulama çalışmasının problem tanımı gösterilmektedir.



Şekil 4.3. Chatterjee ve Mondal (2012), Problem tanımı

Doğrulama çalışması Colburn j faktör olarak tanımlanan sayının üç farklı Re sayısı $Re=10,20$ ve 30 , $GAP=4d$ ve $\beta=0,05$ için değişimi iki farklı sonlu eleman sayısı için ağdan bağımsızlık çalışması yapılarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmada iki farklı sonlu eleman sayısı kullanılmıştır. Birinci denemede 63290 eleman, ikinci denemede ise

252580 eleman kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan ağ yapılarının görüntüleri Şekil 4.4'te görülmektedir.



Chatterjee ve Mondal (2012)

Şekil 4.4. İki kare doğrulama çalışması-1 ağ yapısı değişimleri

J Colburn değeri aşağıdaki eşitliğe göre hesaplanmaktadır.

$$J = \frac{NU_{av}}{Re * Pr^{1/3}} \quad (4.1)$$

Doğrulama çalışmasında üç farklı Re sayısı ve iki farklı sonlu eleman ağ sayısı için analizler gerçekleştirilmiştir. Chatterjee ve Mondal (2012), tarafından elde edilen sonuçlar ile doğrulama çalışması sonucu elde edilen sonuçların karşılaştırılması Çizelge 4.3' de verilmektedir. Burada eşitlik 4.1' de tanımlanan J Colburn değeri karşılaştırılmıştır.

Çizelge 4.3. İki kare doğrulama çalışması-1 sonucu elde edilen sonuçlar

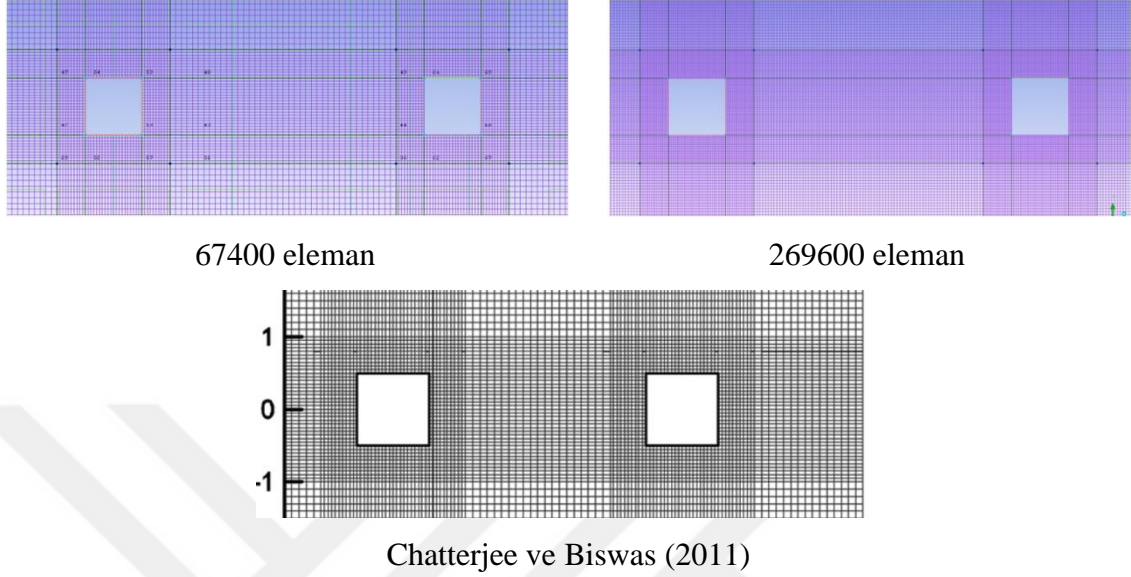
Ön silindir için J değerleri			
	Re 10	Re 20	Re 30
63290 eleman	0,175287	0,113552	0,087877
252580 eleman	0,179281	0,116703	0,090807
Ortalama Sonuç	0,177284	0,115128	0,089342
Chatterjee ve Mondal (2012)	0,178	0,120	0,090
Arka silindir için J Değerleri			
	Re 10	Re 20	Re 30
63290 eleman	0,107331	0,068737	0,052937
252580 eleman	0,108506	0,069483	0,053517
Ortalama Sonuç	0,107918	0,06911	0,053227
Chatterjee ve Mondal (2012)	0,108	0,0678	0,051

Çizelge 4.3. incelendiğinde, ön ve arka silindirler için, hesaplanan J değerlerinin birbirlerine çok yakın olduğu görülmektedir. Ayrıca eleman sayısındaki artışın sonuçları çok fazla etkilemediği görülmektedir. Bu nedenle bundan sonra yapılacak analiz çalışmalarında ilk durumda kullanılan eleman sayısının kullanılması çözüm süresi ve bilgisayar belleğinde kaplanan yer bakımından düşünüldüğünde uygun olduğu görülmüştür.

Çift kare için gerçekleştirilen ikinci doğrulama çalışmasında ise, Chatterjee ve Biswas (2011) referans makale olarak ele alınmıştır. Çalışmada yazarlar iki eşit kare silindir etrafındaki akışı iki boyutlu olarak modellemişlerdir. Silindirler arasındaki aralık (GAP) değerleri 1, 2, 3, 4, 5, 7 ve 10 olarak değiştirilmiştir. Reynolds sayısı ise 50 ile 150 arasında değiştirilmiştir. Prandtl sayısı ise 0,71 olarak sabittir. Blokaj oranı ise $\beta=0,05 - 0,25$ ve 0,5 olarak değiştirilmiştir.

Doğrulama çalışması için ise $Re=50$, $GAP=5$ ve $\beta=0,05$ için çalışma yürütülmüştür. Birinci doğrulama çalışmasına benzer şekilde farklı sayılardaki ağ yapısı kullanılarak

ağdan bağımsızlık çalışması yürütülmüştür. Şekil 4.5'te çalışmada kullanılan ağ yapıları görülmektedir.



Şekil 4.5. İki kare doğrulama çalışması-2 ağ yapısı değişimleri

Çizelge 4.4. İki kare doğrulama çalışması-2 sonucu elde edilen sonuçlar

	Chatterjee ve Biswas (2011)	67400 eleman	269600 eleman
Ön Silindir	2,7	2,80866	2,92894
Arka Silindir	1,725	1,773	1,78475

Çizelge 4.4. incelendiğinde her iki eleman sayısı için de literatürdeki sonuçların doğrulandığı görülmektedir.

4.2. Analizler Sonucu Elde Edilen Bulgular

Yapılan sonlu elemanlar analizler sonrasında,

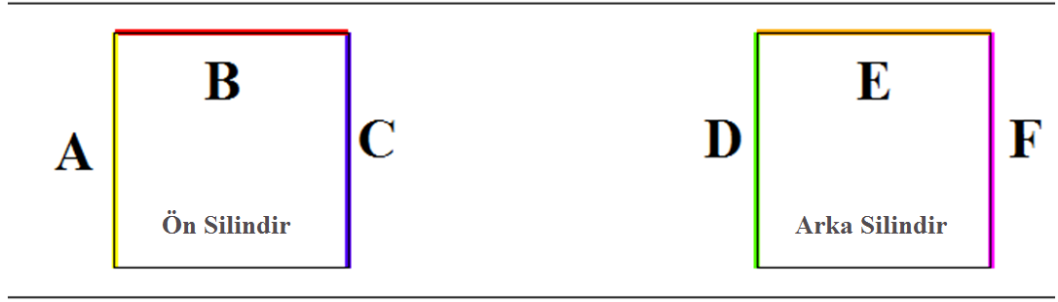
- Her bir yüzey için ortalama ısı transfer katsayıları ve Nusselt sayılarının değişimi,
- Ön ve arka kare silindirin tamamı için ortalama ısı transfer katsayısı, Nusselt sayılarının değişimi ve ortalama ısı transfer katsayısı için, Reynolds sayısı ve aralık değerine bağlı olarak ifade elde edilmesi
- Ön ve arka kare silindir için Reynolds ve aralık değerlerine bağlı olarak yeniden birleşme uzunluğunun hesaplanması,
- Farklı durum analizleri için sıcaklık ve hız dağılımlarının elde edilmesi,
- Tüm analizler için, kare silindir etrafındaki, basınç, ısı transfer katsayısı ve kayma gerilmelerinin konuma bağlı değişimi,

analiz sonucu olarak, elde edilmiş ve yorumlanmıştır.

4.2.1. Karenin Ön, Üst ve Arka Yüzeyleri için Ortalama Isı Transfer Katsayısının ve Nusselt Sayısının Değişimi

Bu bölümde, ön, üst ve arka kare yüzeyleri üzerindeki ortalama ısı transfer katsayısı değişimi Nusselt sayısının değişimi öncelikli olarak incelenen sonuçlar olmuştur. Bu amaçla, ANSYS CFX - Postprocessing kısmında çeşitli işlemler gerçekleştirilmiştir.

Öncelikli olarak, her bir kare için ön üst ve arka yüzeyler Şekil 4.6'daki gibi tanımlanmıştır. Model simetrik olduğu için üst ve alt yüzeylerde sonuçlar birbirine eşit olacağından, alt yüzeyler için herhangi bir tanım yapılmamıştır.



Şekil 4.6. Ön ve arka kare silindir için özel yüzey tanımları

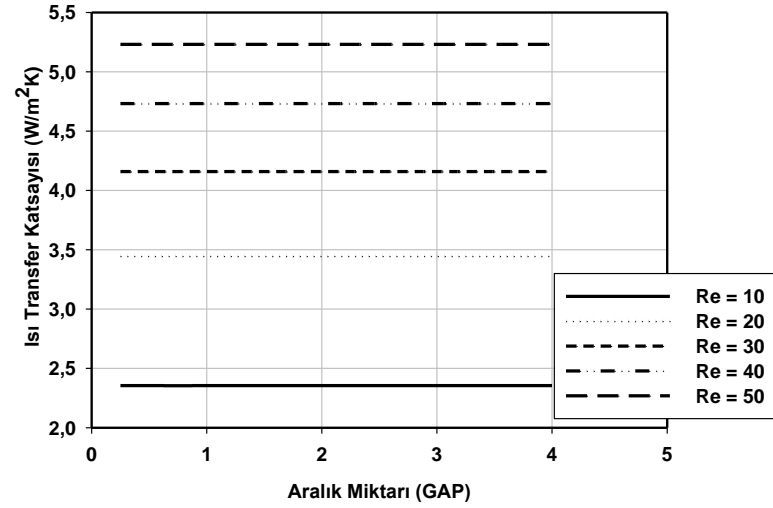
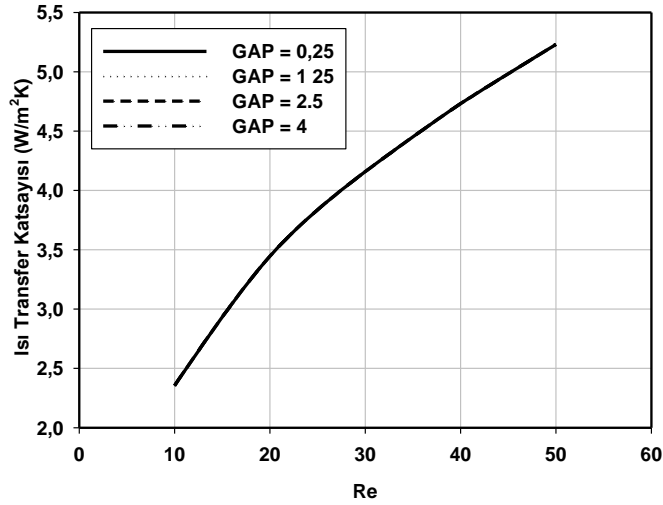
Şekil 4.6’da farklı renkler ile gösterilen yüzeyler aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

- Ön silindirin ön yüzeyi "A"
- Ön silindirin üst yüzeyi "B"
- Ön silindirin arka yüzeyi "C"
- Arka silindirin ön yüzeyi "D"
- Arka silindirin üst yüzeyi "E"
- Arka silindirin arka yüzeyi "F"

Bundan sonraki sonuçların anlatılması kısmında sadece yüzey isimleri kullanılacaktır. ANSYS CFX - Postprocessing bölümünde ilk olarak Şekil 4.6’da görülen A, B, C, D, E ve F bölümleri çizgi tanımı ile tanımlanır. Ardından her bir çizgi için, ortalama ısı transfer katsayısı hesaplatılır.

Çizelge 4.5. Ön kare ön yüzey (A yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının değişimi

Re/GAP	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
10	2,35470	2,35470	2,3546	2,3547	2,3547	2,3547	2,35469	2,3547	2,35469	2,35469	2,35469	2,35469
20	3,44575	3,44575	3,44574	3,44575	3,44575	3,44575	3,44575	3,44575	3,44575	3,44574	3,44575	3,44575
30	4,15898	4,15898	4,15898	4,15898	4,15898	4,15899	4,15898	4,15898	4,15898	4,15898	4,15899	4,15898
40	4,73228	4,73228	4,73228	4,73228	4,73228	4,73228	4,73228	4,73228	4,73228	4,73228	4,73228	4,73228
50	5,23085	5,23085	5,23084	5,23085	5,23085	5,23085	5,23085	5,23085	5,23085	5,23085	5,23085	5,23085



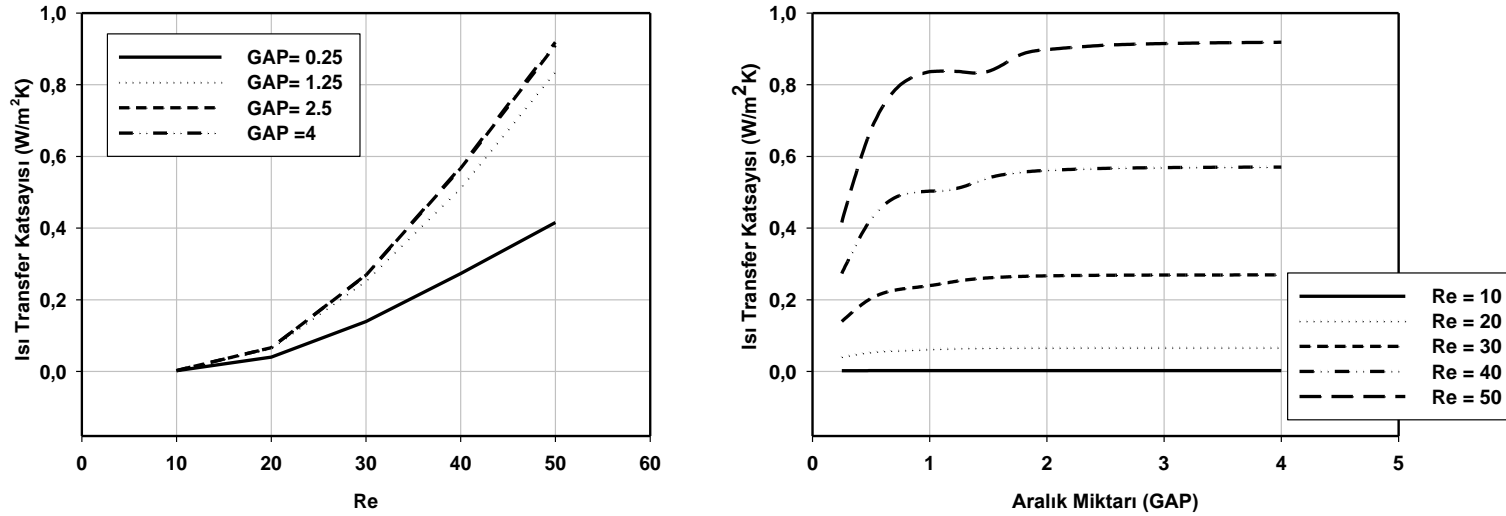
Şekil 4.7. Ön kare ön yüzey (A yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının Reynolds ve aralık miktarına bağlı değişimi

- Ön kare ön yüzey için ortalama ısı transfer katsayısı, Reynolds sayısına bağlı olarak, 2,3 - 5,2 W/m²K arasında değişmektedir (Çizelge 4.5).
- Aralık miktarının ön kare ön yüzey için ortalama ısı transfer katsayısı için herhangi bir etkisi olmadığı görülmüştür (Şekil 4.7).

- Reynolds sayısının artması ile birlikte ön kare ön yüzey için ortalama ısı transfer katsayısı da artmaktadır. Artış miktarı, Re sayısının artması ile birlikte çok az da olsa azalmaktadır (Şekil 4.7).

Çizelge 4.6. Arka kare ön yüzey (D yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının değişimi

Re/GAP	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
10	0,00198	0,00219	0,00220	0,00222	0,00225	0,00226	0,00227	0,00227	0,00227	0,00227	0,00227	0,00227
20	0,04002	0,05315	0,05814	0,06159	0,06403	0,06521	0,06575	0,06601	0,06620	0,06627	0,06628	0,06629
30	0,13934	0,20385	0,22948	0,23961	0,25289	0,26112	0,26495	0,26685	0,26847	0,26904	0,26927	0,26935
40	0,27301	0,42509	0,49181	0,50322	0,51232	0,54008	0,55461	0,56121	0,56668	0,56887	0,56986	0,57030
50	0,41568	0,67405	0,79997	0,83629	0,83669	0,83722	0,88016	0,89800	0,91032	0,91494	0,91724	0,91846



Şekil 4.8. Arka kare ön yüzey (D yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının Reynolds ve aralık miktarına bağlı değişimi

- Arka kare ön yüzey için ortalama ısı transfer katsayısı, Reynolds sayısına bağlı olarak, 0-0,9 W/m²K arasında değişmektedir. Re=10 değeri için ortalama ısı transfer katsayısı hemen hemen 0 W/m²K olduğu tespit edilmiştir (Çizelge 4.6).

- Reynolds sayısının artması ile birlikte ortalama ısı transfer katsayısı da artmaktadır (Çizelge 4.6).
- Düşük Reynolds sayısında aralık etkisi daha az iken Reynolds sayısının artması ile birlikte aralık miktarının artması ile ortalama ısı transfer katsayısı da artmaktadır ancak bu artış $GAP = 2B$ 'den sonra sabit hale gelmiştir. Arka silindir bağımsız silindir gibi davranmıştır (Şekil 4.8).

Çizelge 4.7. Ön kare ön yüzey (A yüzeyi) için toplam ortalama Nusselt sayısının değişimi

Re/GAP	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
10	3,60873	3,60873	3,60858	3,60873	3,60873	3,60873	3,60872	3,60873	3,60872	3,60872	3,60872	3,60872
20	5,28084	5,28084	5,28082	5,28084	5,28084	5,28084	5,28084	5,28084	5,28084	5,28082	5,28084	5,28084
30	6,37391	6,37391	6,37391	6,37391	6,37391	6,37393	6,37391	6,37391	6,37391	6,37391	6,37393	6,37392
40	7,25253	7,25253	7,25253	7,25253	7,25253	7,25253	7,25253	7,25253	7,25253	7,25253	7,25253	7,25254
50	8,01662	8,01662	8,01661	8,01662	8,01662	8,01662	8,01662	8,01662	8,01662	8,01662	8,01662	8,01663

31

Çizelge 4.8. Arka kare ön yüzey (D yüzeyi) için toplam ortalama Nusselt sayısının değişimi

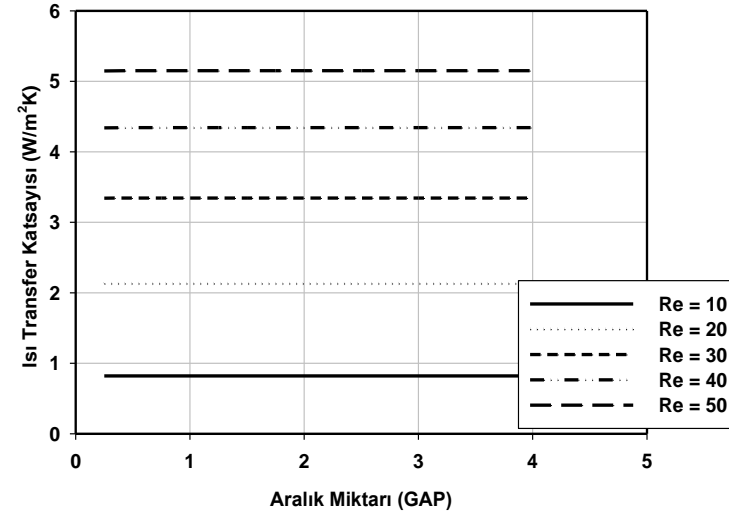
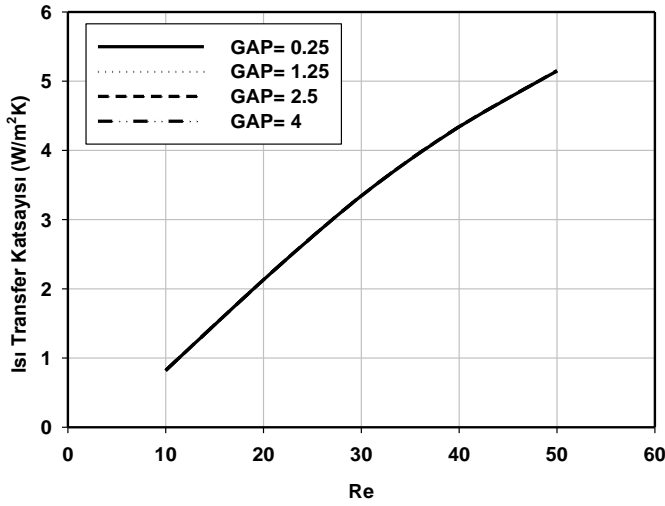
Re/GAP	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
10	0,00303	0,00335	0,00337	0,00340	0,00344	0,00346	0,00347	0,00347	0,00347	0,00347	0,00347	0,00348
20	0,06133	0,08145	0,08910	0,09439	0,09813	0,09993	0,10076	0,10116	0,10145	0,10156	0,10157	0,10159
30	0,21354	0,31241	0,35169	0,36721	0,38757	0,40018	0,40605	0,40896	0,41144	0,41232	0,41267	0,41280
40	0,41840	0,65147	0,75373	0,77121	0,78516	0,82770	0,84997	0,86009	0,86847	0,87183	0,87334	0,87402
50	0,63705	1,03302	1,22600	1,28167	1,28228	1,28309	1,34890	1,37624	1,39512	1,40220	1,40573	1,40760

- Çizelge 4.7 ve Çizelge 4.8 'de ön ve arka karelerin ön yüzeyleri için ortalama Nusselt sayılarının değişimi verilmektedir. Bu değişim, yukarıda bahsedilen ortalama ısı transfer katsayısı değişimi ile birebir aynı şekilde olmuştur.
- Ön kare ön yüzey için Nusselt sayısı 3,6-8 arasında değişmektedir (Çizelge 4.7).
- Arka kare ön yüzey için ise Nusselt sayısı 0-1,4 arasında değişmektedir (Çizelge 4.8).

- Ön kare ön yüzeyde meydana gelen ısı transferi miktarı arka kare ön yüzeye göre daha fazladır.

Çizelge 4.9. Ön kare üst yüzey (B yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının değişimi

Re/GAP	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
10	0,82036	0,82041	0,82041	0,82042	0,82042	0,82041	0,82042	0,82042	0,82042	0,82042	0,820422	0,820427
20	2,13005	2,13052	2,13064	2,13067	2,1307	2,13069	2,1307	2,13069	2,1307	2,13069	2,1307	2,1307
30	3,34288	3,34405	3,34432	3,34444	3,3445	3,34452	3,34453	3,34453	3,34454	3,34453	3,34454	3,34454
40	4,34	4,34179	4,34218	4,34233	4,34244	4,34249	4,34251	4,34252	4,34252	4,34253	4,34254	4,34254
50	5,14774	5,15002	5,15053	5,15069	5,15082	5,1509	5,15093	5,15095	5,15096	5,15097	5,15097	5,15097



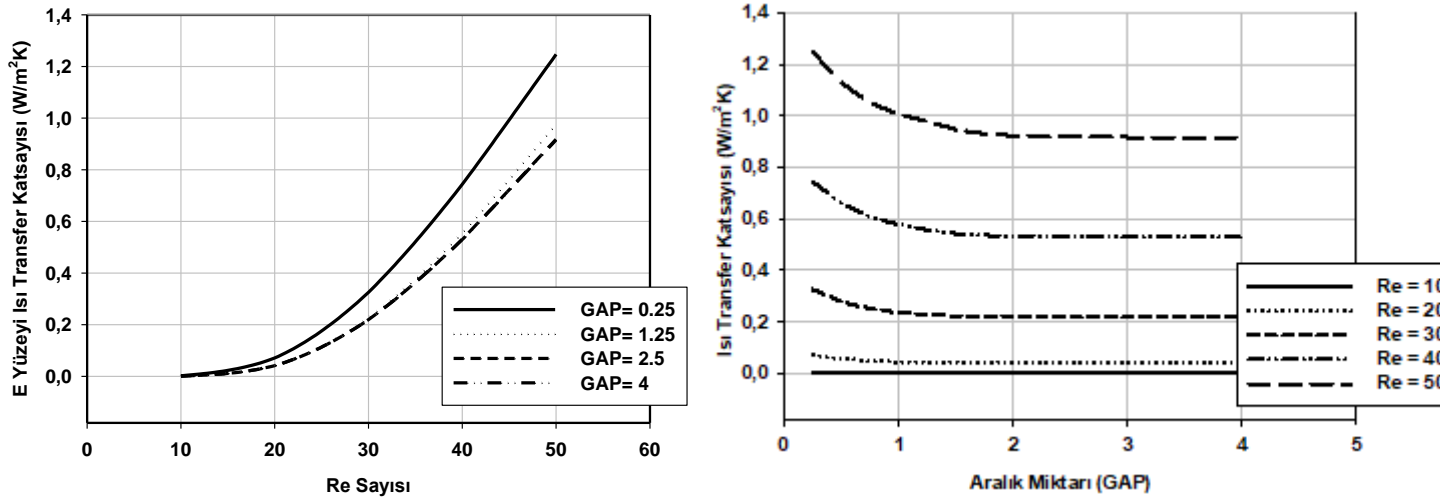
Şekil 4.9. Ön kare üst yüzey (B yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının Reynolds ve aralık miktarına bağlı değişimi

- Ön kare üst yüzey için ortalama ısı transfer katsayısı, Reynolds sayısına bağlı olarak, 0,8-5,15 W/m^2K arasında değişmektedir (Çizelge 4.9).
- Aralık miktarının ön kare üst yüzey için ortalama ısı transfer katsayısı için herhangi bir etkisi olmadığı görülmüştür (Şekil 4.9).

- Reynolds sayısının artması ile birlikte ön kare üst yüzey için ortalama ısı transfer katsayısı da artmaktadır. Artış miktarı, Reynolds sayısının artması ile birlikte çok az da olsa azalmaktadır (Şekil 4.9).

Çizelge 4.10. Arka kare üst yüzey (E yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının değişimi

Re/GAP	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
10	0,00207	0,00132	0,00100	0,00087	0,00082	0,00080	0,00080	0,00079	0,00080	0,00080	0,00080	0,00079
20	0,07126	0,05602	0,04829	0,04443	0,04276	0,04206	0,04177	0,04163	0,04154	0,04151	0,04150	0,04150
30	0,32540	0,27745	0,25115	0,23586	0,22718	0,22314	0,22134	0,22047	0,21976	0,21949	0,21940	0,21936
40	0,74369	0,65817	0,60753	0,57817	0,55611	0,54224	0,53608	0,53338	0,53118	0,53033	0,52995	0,52976
50	1,24705	1,12715	1,05054	1,00708	0,97714	0,94701	0,92934	0,92247	0,9180	0,91647	0,91571	0,91530



Şekil 4.10. Arka Kare üst yüzey (E yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının Reynolds ve aralık miktarına bağlı değişimi

- Arka kare üst yüzey için ortalama ısı transfer katsayısı, Reynolds sayısına bağlı olarak, 0-0,91 W/m²K arasında değişmektedir. Re = 10 değeri için ortalama ısı transfer katsayısının 0 W/m²K çok yakın değerler aldığı görülmektedir (Çizelge 4.10).

- Reynolds sayısının artması ile birlikte ortalama ısı transfer katsayısı artmaktadır (Şekil 4.10).
- Silindirler arasındaki aralığın artması ile birlikte arka kare üst yüzey için ortalama ısı transfer katsayısında azalış meydana gelmektedir. Ancak $GAP=2B$ miktarından sonra arka silindirin özellikleri ön silindirden etkilenmemeye başlamıştır (Şekil 4.10).

Çizelge 4.11. Ön kare üst yüzey (B yüzeyi) için toplam ortalama Nusselt sayısının değişimi

Re/GAP	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
10	1,25725	1,25733	1,25733	1,25734	1,25734	1,25733	1,25734	1,25734	1,25734	1,25734	1,25735	1,25736
20	3,26444	3,26516	3,26534	3,26539	3,26544	3,26542	3,26544	3,26542	3,26544	3,26542	3,26544	3,26544
30	5,12318	5,12498	5,12539	5,12557	5,12567	5,12570	5,12571	5,12571	5,12573	5,12571	5,12573	5,12573
40	6,65134	6,65408	6,65468	6,65491	6,65508	6,65515	6,65518	6,65520	6,65520	6,65521	6,65523	6,65523
50	7,88925	7,89275	7,89353	7,89377	7,89397	7,8941	7,89414	7,89417	7,89419	7,89420	7,89420	7,89421

34

Çizelge 4.12. Arka kare üst yüzey (E yüzeyi) için toplam ortalama Nusselt sayısının değişimi

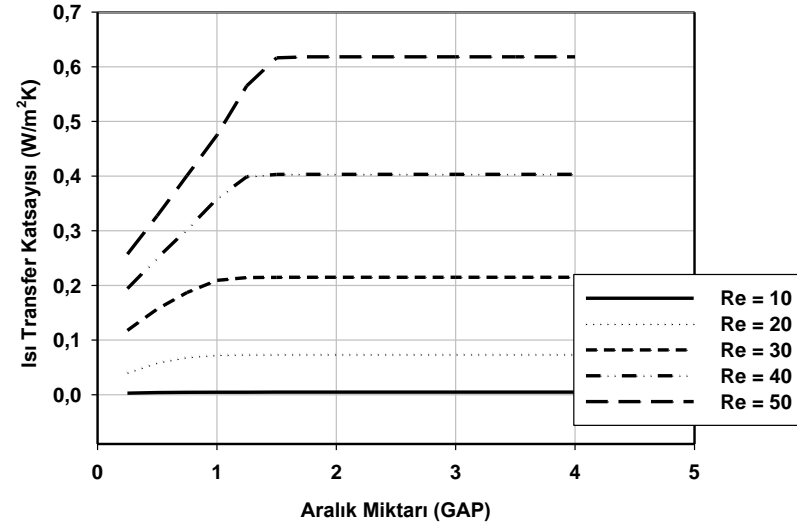
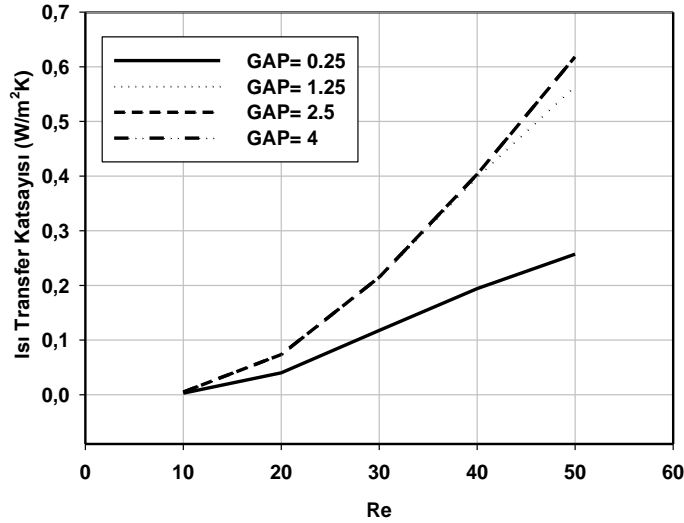
Re/GAP	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
10	0,00317	0,00202	0,00153	0,00133	0,00125	0,00122	0,00122	0,00121	0,00122	0,00122	0,00122	0,00121
20	0,10921	0,08585	0,07400	0,06809	0,06553	0,06446	0,06401	0,06380	0,06366	0,06361	0,06360	0,06360
30	0,49869	0,42521	0,38490	0,36147	0,34816	0,34197	0,33921	0,33788	0,33679	0,33638	0,33624	0,33618
40	1,13975	1,00868	0,93108	0,88608	0,85227	0,83101	0,82157	0,81744	0,81406	0,81276	0,81218	0,81189
50	1,91118	1,72743	1,61002	1,54341	1,49753	1,45135	1,42427	1,41374	1,40689	1,40455	1,40338	1,40276

- Çizelge 4.11 ve Çizelge 4.12 'de ön ve arka karelerin üst yüzeyleri için ortalama Nusselt sayılarının değişimi verilmektedir. Bu değişim, yukarıda bahsedilen ortalama ısı transfer katsayısı değişimi ile birebir aynı şekilde olmuştur.
- Ön kare üst yüzey için Nusselt sayısı 1,25-7,89 arasında değişmektedir (Çizelge 4.11).
- Arka kare üst yüzey için ise Nusselt sayısı 0-1,4 arasında değişmektedir (Çizelge 4.12).

- Ön yüzeylerde meydana gelen ısı transfer miktarı, üst yüzeylere göre daha fazla olduğu tespit edilmiştir.

Çizelge 4.13. Ön kare arka yüzey (C yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının değişimi

Re/GAP	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
10	0,00282	0,00393	0,00449	0,00469	0,00475	0,00477	0,00478	0,00478	0,00477	0,00478	0,00478	0,00478
20	0,04002	0,05840	0,06834	0,07239	0,07323	0,07341	0,07346	0,07347	0,07347	0,07348	0,07348	0,07348
30	0,11766	0,15674	0,18699	0,20912	0,21426	0,21474	0,21486	0,21490	0,21491	0,21492	0,21492	0,21493
40	0,19414	0,24991	0,30232	0,35825	0,39888	0,40318	0,40327	0,4033	0,40332	0,40333	0,40334	0,40334
50	0,25718	0,32727	0,40096	0,47468	0,56509	0,61647	0,61800	0,61817	0,61826	0,61828	0,61828	0,61829



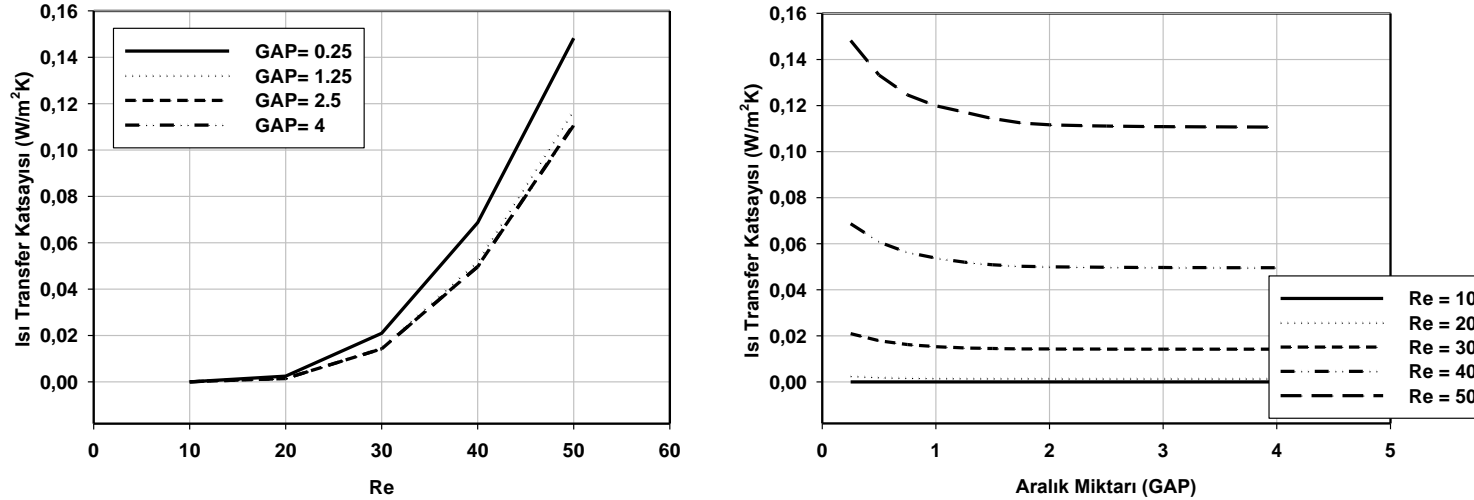
Şekil 4.11. Ön kare arka yüzey (C yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının Reynolds ve aralık miktarına bağlı değişimi

- Ön kare arka yüzey için ortalama ısı transfer katsayısı, Reynolds sayısına bağlı olarak, 0-0,61 W/m²K arasında değişmektedir (Çizelge 4.13).

- Reynolds sayısının artması ile birlikte ön kare arka yüzey için ortalama ısı transfer katsayısı artmaktadır (Şekil 4.11).
- Açıklık miktarının artması ile ortalama ısı transfer katsayısı artmaktadır ancak bu artış GAP=1,5B miktarına kadar devam etmekte olup bu değerden sonra açıklık miktarının ortalama ısı transferi katsayısı üzerine herhangi bir etkisi bulunmamaktadır (Şekil 4.11)..

Çizelge 4.14. Arka kare arka yüzey (F yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının değişimi

Re/GAP	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
10	1,39e-5	7,65e-6	6,31e-6	2,29e-6	6,87e-6	2,26e-6	7,15e-6	7,96e-6	5,24e-6	7,03e-6	4,72e-6	6,37e-6
20	0,00248	0,00194	0,00168	0,00154	0,00149	0,00146	0,00145	0,00144	0,00144	0,00144	0,00144	0,00144
30	0,02094	0,01786	0,01621	0,01528	0,01474	0,01447	0,01435	0,01429	0,01425	0,01422	0,01422	0,01422
40	0,06871	0,06068	0,05620	0,05374	0,05196	0,05078	0,05022	0,04996	0,04973	0,04964	0,04960	0,04958
50	0,14820	0,13326	0,12455	0,11987	0,11711	0,11429	0,11241	0,11161	0,11103	0,11079	0,11067	0,11060



Şekil 4.12. Arka kare arka yüzey (F yüzeyi) için toplam ortalama ısı transferi katsayısının Reynolds ve aralık miktarına bağlı değişimi

- Arka kare üst yüzey için ortalama ısı transfer katsayısı, Reynolds sayısına bağlı olarak, 0-0,148 W/m²K arasında değişmektedir. Re = 10 değeri için ortalama ısı transfer katsayısının hemen hemen 0 W/m²K olduğu görülmüştür (Çizelge 4.14).
- Reynolds sayısının artması ile birlikte arka kare arka yüzey için ortalama ısı transfer katsayısı artmaktadır (Şekil 4.12).
- Silindirler arasındaki açıklığın artması ile birlikte arka kare arka yüzey için ortalama ısı transfer katsayısında azalış meydana gelmektedir. Ancak GAP=2B miktarından sonra arka silindirin özellikleri ön silindirden etkilenmemeye başlamıştır (Şekil 4.12).

Çizelge 4.15. Ön kare_arka yüzey (C yüzeyi) için toplam ortalama Nusselt sayısının değişimi

Re/GAP	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
10	0,00432	0,00602	0,00688	0,00718	0,00727	0,00731	0,00732	0,00732	0,00731	0,00732	0,00732	0,00733
20	0,06133	0,08950	0,10473	0,11094	0,11222	0,11250	0,11258	0,11259	0,11259	0,11261	0,11261	0,11261
30	0,18032	0,24021	0,28657	0,32049	0,32836	0,32910	0,32928	0,32934	0,32936	0,32937	0,32937	0,32939
40	0,29753	0,38300	0,46332	0,54904	0,61131	0,61790	0,61803	0,61808	0,61811	0,61813	0,61814	0,61815
50	0,39414	0,50156	0,61449	0,72747	0,86603	0,94478	0,94712	0,94738	0,94752	0,94755	0,94755	0,94757

37

Çizelge 4.16. Arka kare arka yüzey (F yüzeyi) için toplam ortalama Nusselt sayısının değişimi

Re/GAP	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
10	2,13e-5	1,17e-5	9,67e-6	3,50e-6	1,05e-5	3,46e-6	1,09e-5	1,22e-5	8,03e-6	1,08e-5	7,23e-6	9,8e-06
20	0,00380	0,00297	0,00257	0,00236	0,00228	0,00223	0,00222	0,00220	0,00220	0,00220	0,00220	0,00221
30	0,03209	0,02737	0,02484	0,02341	0,02259	0,02217	0,02199	0,0219	0,02183	0,02179	0,02179	0,02179
40	0,10530	0,09299	0,08613	0,08236	0,07963	0,07782	0,07696	0,07656	0,07621	0,07607	0,07601	0,07598
50	0,22712	0,20422	0,19088	0,18370	0,1794	0,17515	0,17227	0,17105	0,17016	0,16979	0,16960	0,16950

- Çizelge 4.15 ve çizelge 4.16 'da ön ve arka karelerin arka yüzeyleri için ortalama Nusselt sayılarının değişimi verilmektedir. Bu değişim, yukarıda bahsedilen ortalama ısı transfer katsayısı değişimi ile birebir aynı şekilde olmuştur.
- Ön kare arka yüzey için Nusselt sayısı 0-0,95 arasında değişmektedir (Çizelge 4.15).

- Arka kare arka yüzey için ise Nusselt sayısı 0-0,227 arasında değişmektedir (Çizelge 4.16).
- Ön yüzeylerde meydana gelen ısı transfer miktarı, üst ve arka yüzeylere göre daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca üst yüzeylerde meydana gelen ısı transfer miktarının arka yüzeylere göre daha fazla olduğu anlaşılmaktadır.
- **Çizelge 4.17.** Ön kare için toplam ortalama ısı transferi katsayısının değişimi

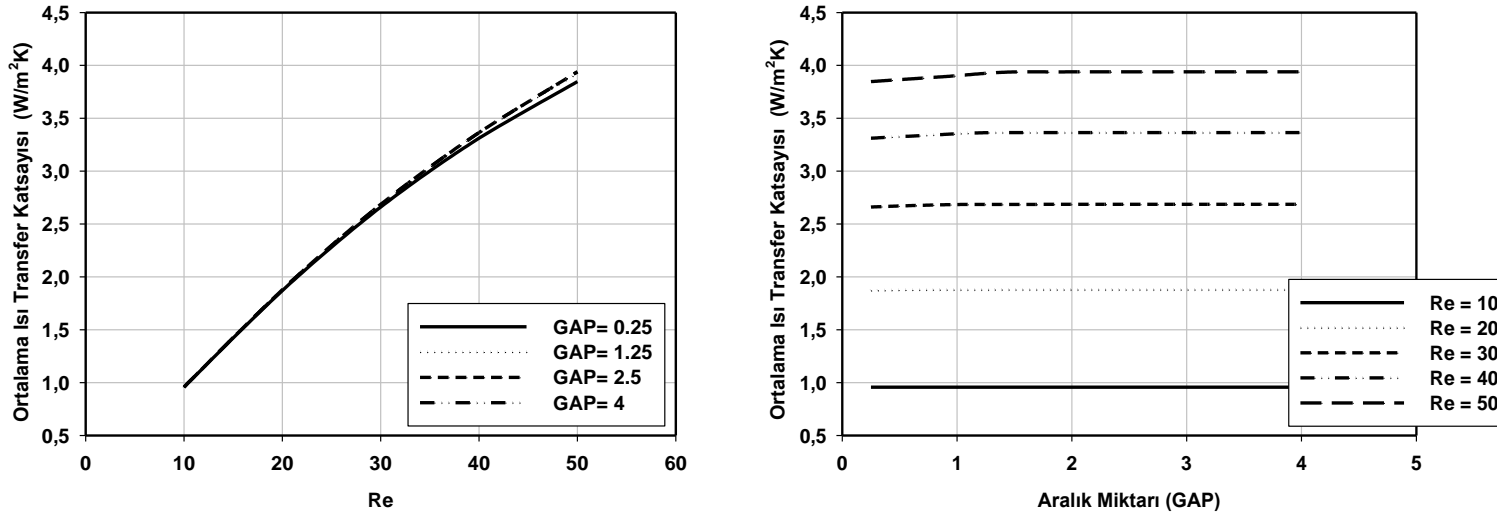
Re/GAP	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
10	0,95639	0,95668	0,95682	0,95687	0,95689	0,95689	0,95689	0,95690	0,95689	0,95690	0,95690	0,95690
20	1,87045	1,87470	1,87724	1,87826	1,87848	1,87853	1,87853	1,87854	1,87854	1,87854	1,87854	1,87854
30	2,66081	2,67095	2,67865	2,68426	2,68557	2,68570	2,68572	2,68573	2,68574	2,68574	2,68574	2,68574
40	3,31155	3,32609	3,33942	3,35356	3,36385	3,36494	3,36496	3,36497	3,36498	3,36498	3,36498	3,36498
50	3,84709	3,86540	3,88412	3,90276	3,92560	3,93859	3,93899	3,93904	3,93905	3,93906	3,93906	3,93906

$10 \leq Re \leq 50$ ve $0,25 \leq GAP \leq 4$ için;

$$\bar{h}_{ön} = 0,1293 * Re^{0,8813} * GAP^{0,0040}$$

$$r^2 = 0,9933$$

38



Şekil 4.13. Ön kare için ortalama ısı transferi katsayısının Reynolds ve aralık miktarına bağlı değişimi

- Ön kare için ısı transfer katsayısı Reynolds sayısının artması ile artmaktadır, ayrıca silindirler arası açıklığın artması ile de GAP =2B miktarına kadar çok az miktarda artmıştır, artış miktarı Reynolds sayısının artması ile belirgin hale gelmiştir (Şekil 4.13).
- Ön kare için ısı transfer katsayısının değişimini veren ifade yüzey uydurma regresyon yöntemi ile elde edilmiştir. Bu ifade kullanılarak Çizelge 4.17'deki değerler belirleme katsayısı $r^2=0,9933$ hassasiyeti ile hesaplanabilmektedir.

Çizelge 4.18. Arka kare için toplam ortalama ısı transferi katsayısının değişimi

Re/GAP	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
10	0,00143	0,00114	0,00100	0,00095	0,00093	0,00093	0,00093	0,00093	0,00093	0,00093	0,00093	0,00093
20	0,04394	0,03996	0,03756	0,03660	0,03642	0,03638	0,03638	0,03638	0,03638	0,03638	0,03638	0,03638
30	0,19433	0,18689	0,18063	0,17584	0,17501	0,17511	0,17518	0,17522	0,17527	0,17528	0,17529	0,17529
40	0,44002	0,43480	0,42667	0,41537	0,40715	0,40743	0,40805	0,40835	0,40860	0,40871	0,40876	0,40878
50	0,73735	0,73966	0,73295	0,72078	0,70174	0,69264	0,69483	0,69589	0,69669	0,69701	0,69717	0,69725

39

$10 \leq Re \leq 20$ ve $0,25 \leq GAP \leq 4$ için;

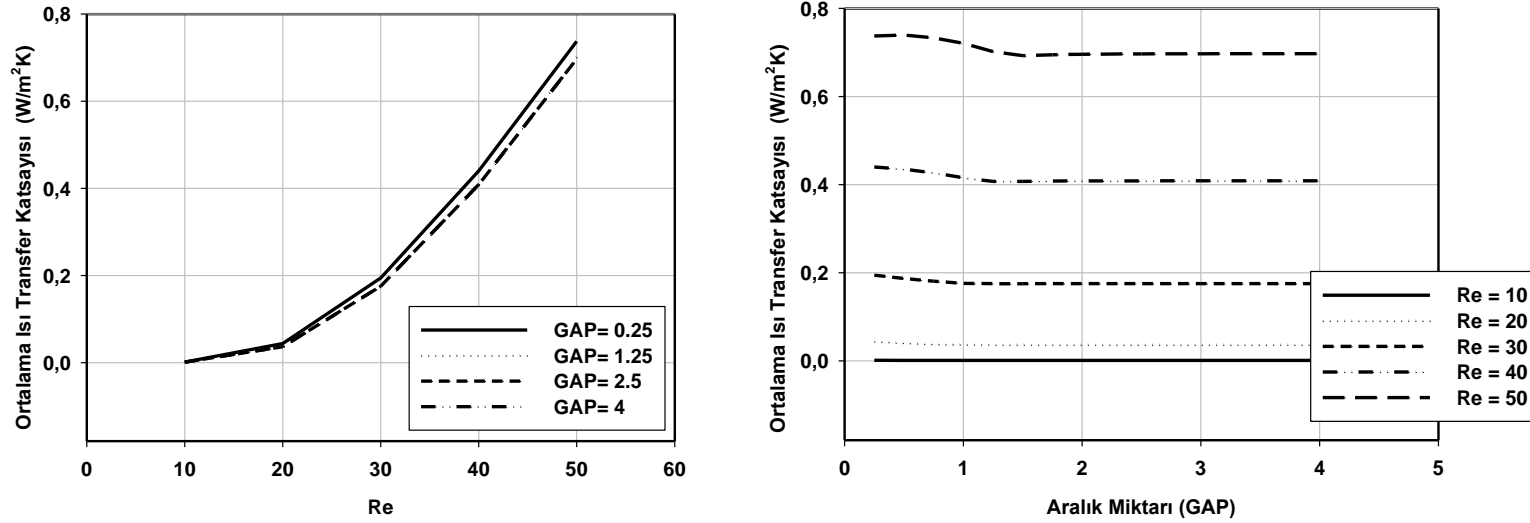
$$\bar{h}_{arka} = 5,866e^{-9} * Re^{5,2409} * GAP^{-0,0961}$$

$$r^2 = 0,9964$$

$20 \leq Re \leq 50$ ve $0,25 \leq GAP \leq 4$ için;

$$\bar{h}_{arka} = 1,804e^{-5} * Re^{2,7132} * GAP^{-0,0306}$$

$$r^2 = 0,9943$$



Şekil 4.14. Arka kare için ortalama ısı transferi katsayısının Reynolds ve aralık miktarına bağlı değişimi

- Arka kare için toplam ısı transfer katsayısı Reynolds sayısının artması ile artmaktadır, ayrıca silindirler arası açıklığın artması ile de $GAP = 1,5B$ miktarına kadar çok az miktarda azalmaktadır, azalış miktarı Reynolds sayısının artması ile belirgin hale gelmiştir.
- Arka kare için toplam ısı transfer katsayısının değişimini veren ifade regresyon yöntemi ile elde edilmiştir. Burada sayılar arasındaki değişim çok fazla olduğundan tek bir ifade ile yüksek belirleme katsayısına sahip denklemler elde edilememiştir. Bu nedenle, Çizelge 4.18 'deki değerler ikiye ayrılarak iki adet regresyon denklemi elde edilmiştir, elde edilen denklemlerin belirleme katsayısı $r^2 = 0,9964$ ve $r^2 = 0,9943$ olduğu için Çizelge 4.18 'deki değerleri çok iyi tanımlamaktadır.

Çizelge 4.19. Ön kare için ortalama Nusselt sayısının değişimi

Re/GAP	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
10	1,46573	1,46618	1,46639	1,46647	1,46650	1,46650	1,46650	1,46651	1,46650	1,46651	1,46651	1,46651
20	2,86659	2,87311	2,87699	2,87856	2,87890	2,87897	2,87898	2,87899	2,87899	2,87899	2,87899	2,87899
30	4,07787	4,09341	4,10521	4,11381	4,11581	4,11601	4,11605	4,11606	4,11607	4,11607	4,11607	4,11607
40	5,07518	5,09746	5,11788	5,13956	5,15532	5,15700	5,15703	5,15704	5,15705	5,15706	5,15706	5,15705
50	5,89592	5,92398	5,95267	5,98124	6,01625	6,03616	6,03677	6,03684	6,03686	6,03687	6,03687	6,03687

Çizelge 4.20. Arka kare için ortalama Nusselt sayısının değişimi

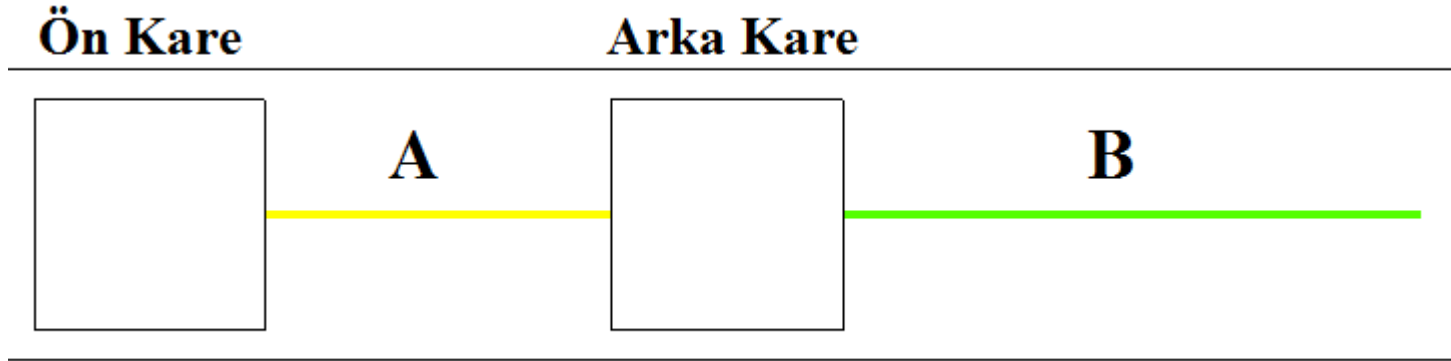
41

Re/GAP	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
10	0,00219	0,00175	0,00154	0,00145	0,00143	0,00142	0,00142	0,00142	0,00142	0,00142	0,00142	0,00142
20	0,06734	0,06124	0,05757	0,05609	0,05581	0,05576	0,05575	0,05575	0,05575	0,05575	0,05575	0,05576
30	0,29782	0,28642	0,27682	0,26949	0,26821	0,26836	0,26848	0,26854	0,26861	0,26863	0,26864	0,26865
40	0,67436	0,66636	0,65390	0,63659	0,62399	0,62442	0,62537	0,62582	0,62621	0,62638	0,62645	0,62648
50	1,13004	1,13358	1,12330	1,10464	1,07546	1,06152	1,06488	1,06650	1,06772	1,06821	1,06846	1,06859

- Çizelge 4.17 ve Çizelge 4.18 'de ön ve arka karelerin üst yüzeyleri için ortalama Nusselt sayılarının değişimi verilmektedir. Bu değişim, yukarıda bahsedilen ortalama ısı transfer katsayısı değişimi ile birebir aynı şekilde olmuştur.

4.2.2. Farklı Tasarım Parametrelerinin Yeniden Birleşme Uzunluğuna Olan Etkilerin Belirlenmesi

Kare silindirlerin ön yüzüne çarpan akış yüzeyden ayrılır. Ayrılma bölgesi akışın iki koldan birbiri ile yeniden birleşmesiyle; yeniden birleşme noktasında birer fakat ölü hız bölgesi; akış hızını tekrar kazanana kadar gelişerek devam eder (Güneş 2015). Yeniden birleşme noktası, silindirin arka kısmındaki akış hızının negatiften pozitive geçtiği ilk nokta olarak hesaplatılmıştır. Analizde kare silindirler arasındaki aralığın (GAP) ve Reynolds sayısının yeniden birleşme uzunluğu üzerine etkisi araştırılmıştır. Şekil 4.15' te yeniden birleşme uzunluğunun hesaplatılması için karelerin arka kısımlarına tanımlanan A ve B doğruları gösterilmektedir.



Şekil 4.15. Yeniden birleşme uzunluğu için tanımlanan A ve B doğru parçaları

Çizelge 4.21. Ön Kare için Yeniden Birleşme Uzunluğu

Re/GAP	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
20	-	-	-	0,01443	0,01293	0,01621	0,01251	0,01251	0,01251	0,01249	0,01247	0,01249
30	-	-	-	-	0,02424	0,02283	0,02243	0,02242	0,02232	0,02234	0,02242	0,02242
40	-	-	-	-	0,03937	0,03195	0,03064	0,03033	0,03022	0,03026	0,03027	0,03027
50	-	-	-	-	-	0,042370	0,03775	0,03674	0,03643	0,03639	0,03643	0,03635

Çizelge 4.22. Arka Kare için Yeniden Birleşme Uzunluğu

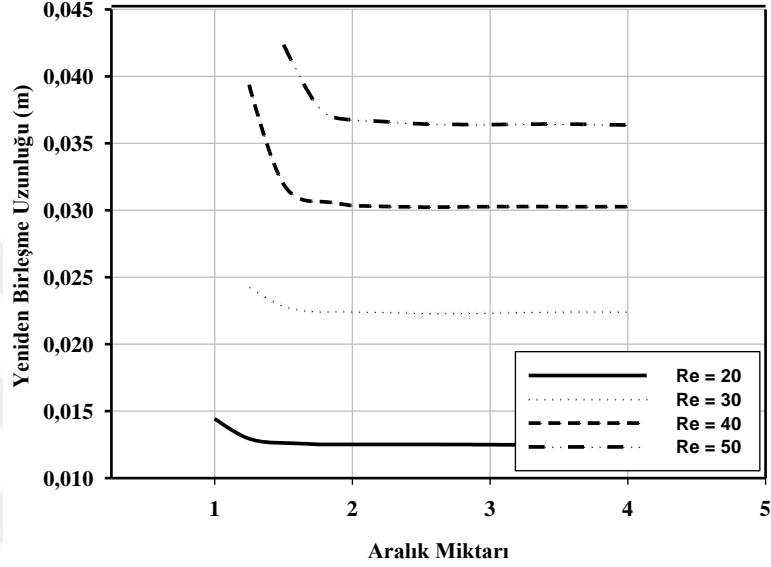
Re/GAP	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
20	0,01251	0,01251	0,01251	0,01251	0,01251	0,01251	0,01251	0,01251	0,01251	0,01251	0,01251	0,01249
30	0,02242	0,02232	0,02232	0,02232	0,02232	0,02232	0,02231	0,02323	0,02232	0,02232	0,02232	0,02232
40	0,03022	0,03023	0,03022	0,03023	0,03023	0,03023	0,03023	0,03023	0,03023	0,03023	0,03023	0,03023
50	0,03633	0,03633	0,03633	0,03633	0,03633	0,03633	0,03633	0,03633	0,03633	0,03633	0,03633	0,03633

$20 \leq Re \leq 50$ ve $0,25 \leq GAP \leq 4$ için;

$$Y. B. U_{arka} = 3,9838e^{-4} * Re^{1,1717} * GAP^{-2,758e^{-4}} \quad r^2 = 0,9933$$

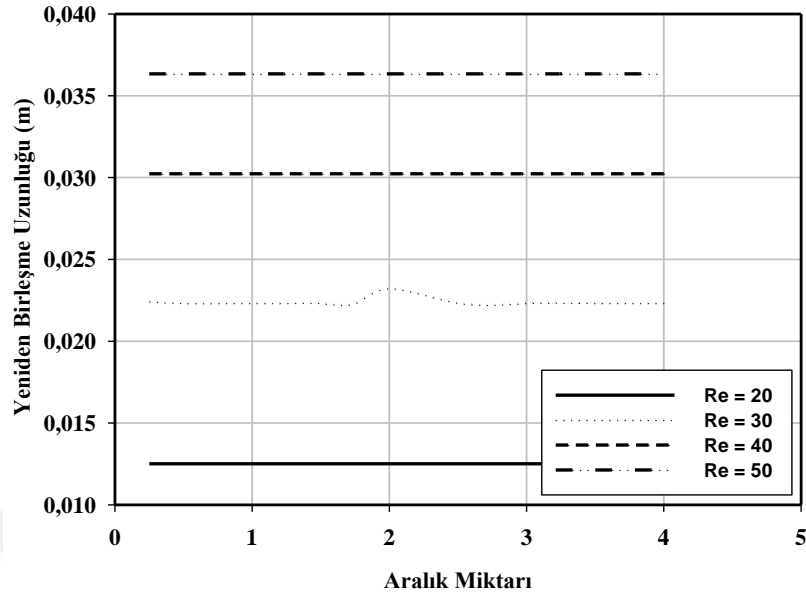
- Çizelge 4.21 ve 4.22'de ön ve arka kareler için, farklı Reynolds sayısı ve iki kare silindir arasındaki aralık miktarı (GAP) için, yeniden birleşme uzunluğunun değişimi verilmektedir.
- Çizelge 4.21 ve 4.22 incelendiğinde, en düşük Reynolds sayısı olan $Re = 10$ için, hiç bir durumda yeniden birleşme uzunluğu hesaplanamamıştır.

Ön ve arka kare için akış hızının artması ile yeniden birleşme uzunluğu miktarı da artmıştır. Düşük aralık miktarlarında yeniden birleşme uzunluğu aralık miktarından fazla olduğu için, akış yeniden birleşmeden ikinci kare yüzeyi başlamaktadır. Bu nedenle ön karede, düşük aralık miktarlarında ve yüksek Reynolds sayıları için, yeniden birleşme uzunluğu hesaplatılamamıştır.



Şekil 4.16. Ön kare için yeniden birleşme uzunluğunun aralık ve Reynolds sayısına bağlı değişimi

Şekil 4.16'dan ön kare için yeniden birleşme uzunluğunun aralık ve Reynolds sayısına bağlı değişimi gösterilmektedir. Farklı Reynolds sayılarına ve aralık miktarlarına bağlı olarak, yeniden birleşme uzunluğu ön kare için 0,012 - 0,042 m arasında değişmektedir. Şekil 4.16 incelendiğinde, Reynolds sayısının artması ile birleşme uzunluğunda artış meydana gelmektedir. Ancak aralık miktarının artması ile ön kare için yeniden birleşme uzunluğunda bir azalış meydana gelmektedir. Bu azalış yaklaşık $GAP = 2B$ 'ye kadar devam etmektedir. $GAP = 2B$ boşluğundan sonra ön kare silindirin arka kare silindir ile olan ilişkisi kesilmiştir.



Şekil 4.17. Arka kare için yeniden birleşme uzunluğunun aralık ve Reynolds sayısına bağlı değişimi

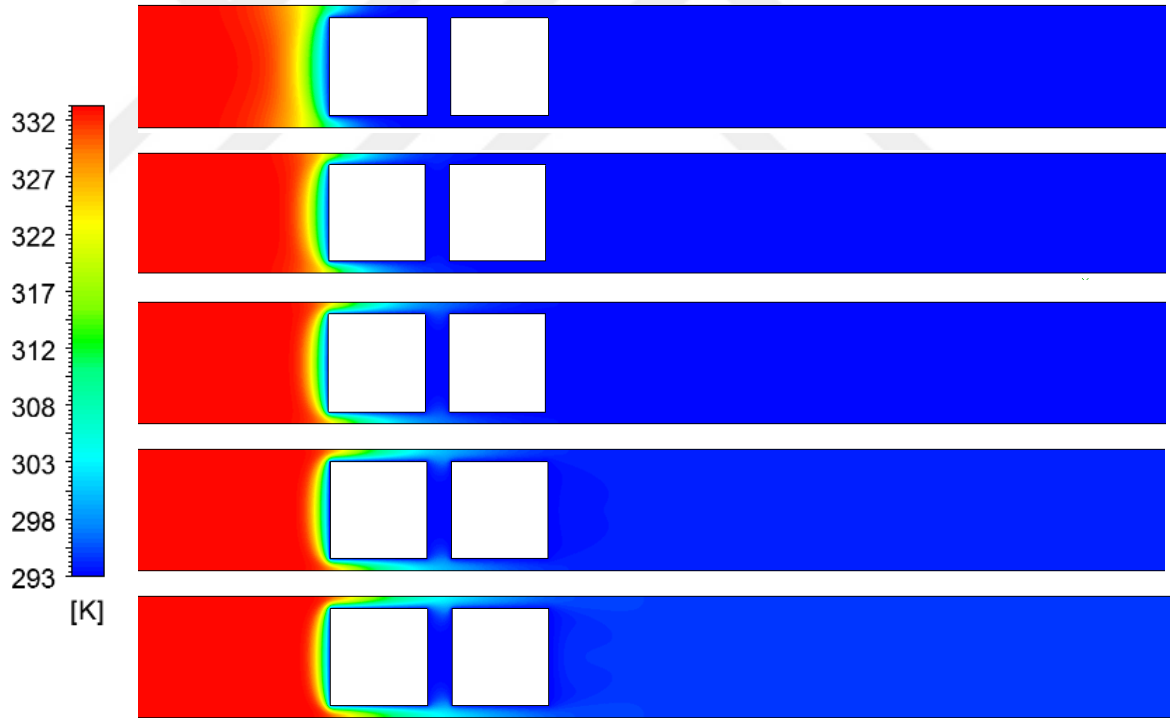
Şekil 4.17'de arka kare için yeniden birleşme uzunluğunun aralık ve Reynolds sayısına bağlı değişimi grafik olarak verilmektedir. Şekil 4.17 incelendiğinde, yeniden birleşme uzunluğu, 0,012 - 0,036 m arasında değişmektedir. Reynolds sayısının artması ile birlikte yeniden birleşme uzunluğu artmıştır. Ancak, aralık (GAP) miktarındaki değişimin, arka kare silindir için yeniden birleşme uzunluğu üzerine herhangi bir etkisinin olmadığı görülmüştür. Ayrıca arka kare silindir için de Çizelge 4.22'de değerleri temsil edecek bağıntı regresyon analizi ile hesaplatılmıştır. Ön kare için değerlerin karmaşık olmasından dolayı belirleme katsayısının (r^2) kabul edilebilir değerler arasında kalmasını sağlayacak şekilde bir regresyon ifadesi elde edilememiştir.

Kısaca Reynolds sayısının artması yeniden birleşme uzunluğunu arttırmaktadır. Aralık miktarı ise sadece ön kare silindir için etkisi olan bir tasarım parametresi olarak karşımıza çıkmaktadır. Aralık miktarının artması ile yeniden birleşme uzunluğunda azalma meydana gelmektedir. Ancak bu azalma $GAP = 2B$ mesafesine kadardır. Bu mesafeden sonra aralık miktarı hem ön hem de arka silindir için yeniden birleşme uzunluğu üzerine herhangi bir etkisinin olmadığı tespit edilmiştir.

4.2.3. Kanal için Akışta Farklı Reynolds Sayıları ve Aralık Miktarları İçin Sıcaklık ve Hız Dağılımlarının İncelenmesi

$\beta=0,8$ GAP=0,25B ve Re=10, 20, 30, 40, 50 için sıcaklık dağılımları Şekil 4.18'de gösterilmektedir.

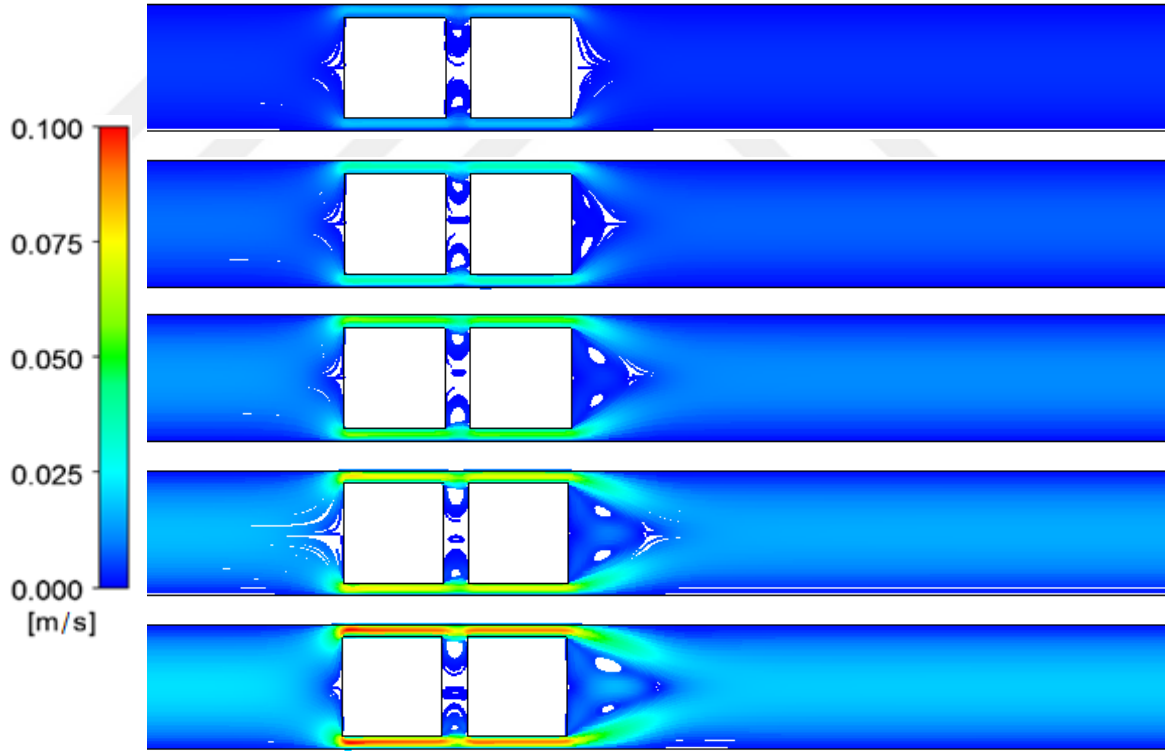
- Tüm Reynolds sayıları için, kanal girişinde sıcaklık 333K değerindedir. Akış ön kare silindire yaklaştığında, kademeli olarak soğuyarak silindirlerin yüzeyinde 293K değerine soğuduğu görülmektedir (Şekil 4.18).
- Reynolds sayısının artması ile birlikte, girişten gelen sıcak hava daha uzak noktalara aktarılmıştır. Düşük Reynolds sayılarında hava ikinci kareye varmadan soğumaktadır (Şekil 4.18).
- Reynolds sayısının artması ile ısı transfer miktarı artmıştır (Şekil 4.18).



Şekil 4.18. $\beta=0,8$ GAP=0,25B ve Re=10, 20, 30, 40, 50 için sıcaklık dağılımları

$\beta=0,8$ GAP=0,25B ve Re=10, 20, 30, 40, 50 için hız dağılımları Şekil 4.19'de gösterilmektedir.

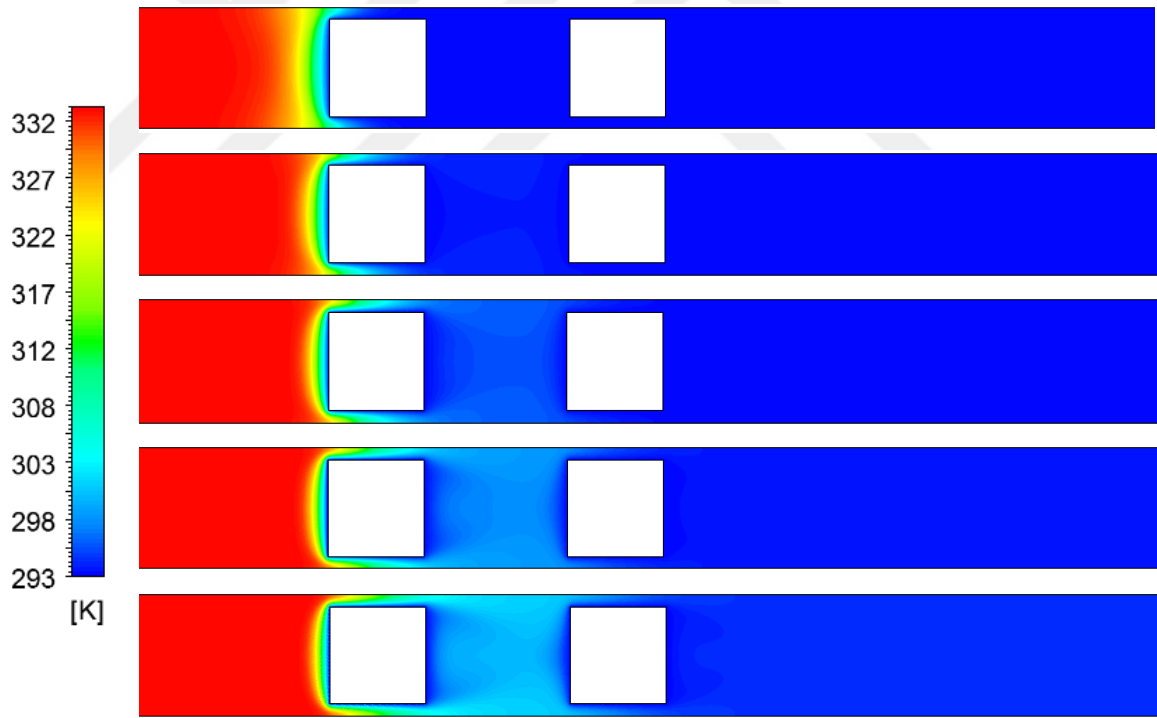
- Kanal duvarları ve kare silindir çevresinde akış hızı minimum seviyede, kare silindirlerin alt ve üst yüzeyleri ile kanalın iç yüzeyleri arasında maksimum seviyededir (Şekil 4.19).
- Birinci kare silindir ile ikinci kare silindir arasındaki akış aralığı GAP=0,25B için Reynolds sayısının değişiminden etkilenmemektedir (Şekil 4.19)..
- İkinci kare silindir için Reynolds sayısının artması ile girdap bölgesi artmaktadır. Buna bağlı olarak yeniden birleşme uzunluğu de artmaktadır (Şekil 4.19).
- İkinci kare silindir için Re =10 için, Çizelge 4.22' ye göre bu durum için yeniden birleşme söz konusu değildir.



Şekil 4.19. $\beta=0,8$ GAP=0,25B ve Re=10, 20, 30, 40, 50 için hız dağılımları

$\beta=0,8$ GAP=1,5B ve Re=10, 20, 30, 40, 50 için sıcaklık dağılımları Şekil 4.20’de gösterilmektedir.

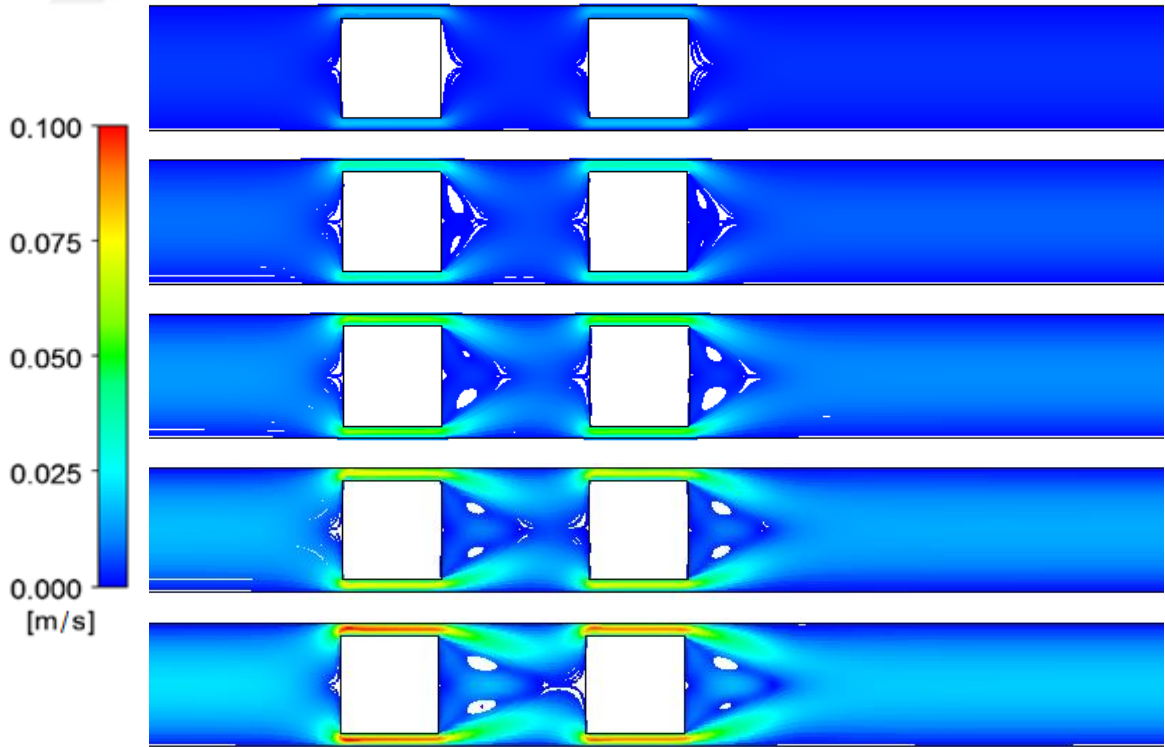
- İncelenen tüm Reynolds sayıları için, kanal girişinde sıcaklık 333K değerindedir. Akış ön kare silindire yaklaştığında, kademeli olarak soğuyarak silindirlerin yüzeyin 293 K değerine soğuduğu görülmektedir (Şekil 4.20).
- Akış hızının artması ile birlikte, girişten gelen sıcak hava daha uzak noktalara aktarılmıştır. Re = 10, 20 için hava ikinci kareye varmadan soğumaktadır. Reynolds sayısı 30 ,40 ve 50 için, ikinci karenin ön yüzeyinde akışın 298 - 308K arasında olduğu görülmektedir (Şekil 4.20).
- Akış hızının artması ile birlikte birinci kare ile ikinci kare arasında sıcaklığın arttığı gözlenmiştir. Reynolds sayısının artması ile ısı transfer miktarı artmıştır (Şekil 4.20).



Şekil 4.20. $\beta=0,8$ GAP=1,5B ve Re=10, 20, 30, 40, 50 için sıcaklık dağılımları

$\beta=0,8$ GAP=1,5B ve Re=10, 20, 30, 40, 50 için hız dağılımları Şekil 4.21'de gösterilmektedir.

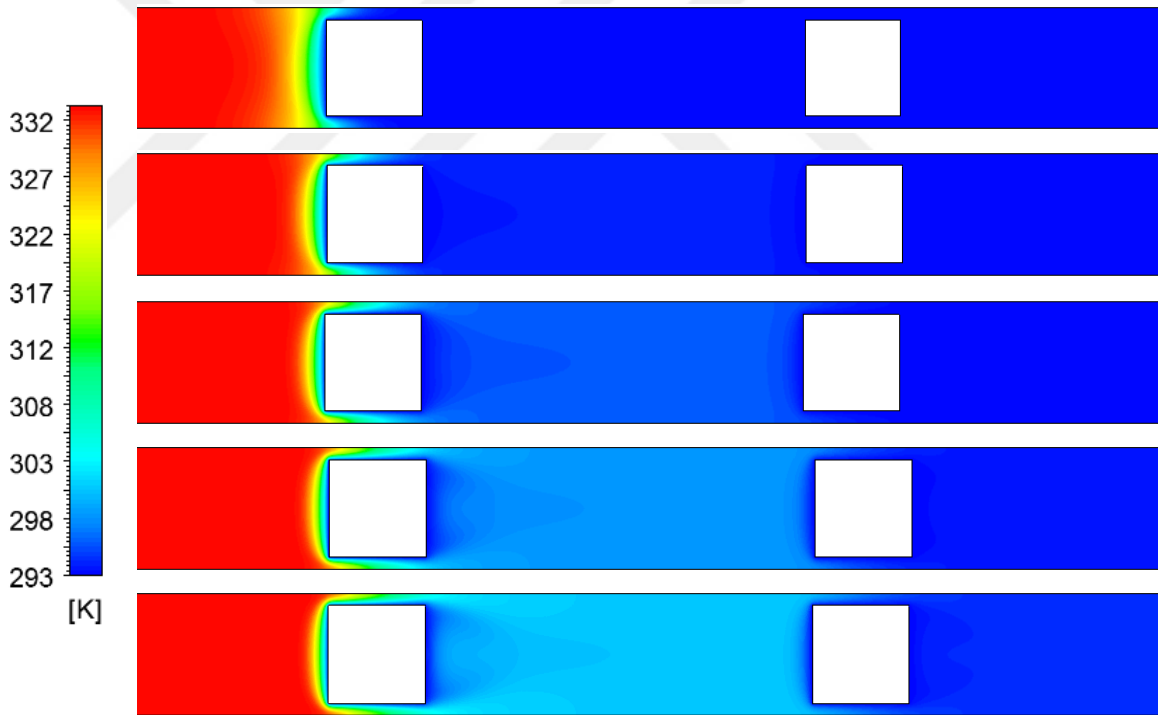
- Kanal duvarları ve kare silindir çevresinde akış hızı minimum seviyede, kare silindirlerin alt ve üst yüzeyleri ile kanalın iç yüzeyleri arasında maksimum seviyededir (Şekil 4.21).
- Birinci kare silindir ile ikinci kare silindir arasındaki akış açıklık GAP= 1,5 B için Reynolds sayısının değişimi kare silindirler arasındaki ilişkiyi etkilemektedir. Düşük Reynolds sayılarında silindirler bağımsız davranmalarına karşın akış hızının artışı ile ikinci kare ön yüzeyinde meydana gelen akış çizgileri birinci kare silindirden etkilenmektedir (Şekil 4.21).
- Her iki kare silindir için Reynolds sayısının artması ile türbülans bölgesi artmaktadır. Buna bağlı olarak yeniden birleşme mesafesi de artmaktadır (Şekil 4.21).
- Her iki kare silindir, Re =10 için akışın yeniden birleşmesi söz konusu değildir (Çizelge 4.21, Çizelge 4.22).



Şekil 4.21. $\beta=0,8$ GAP=1,5B ve Re=10, 20, 30, 40, 50 için hız dağılımları

$\beta=0,8$ GAP=4B ve $Re=10, 20, 30, 40, 50$ için sıcaklık dağılımları Şekil 4.22’de gösterilmektedir.

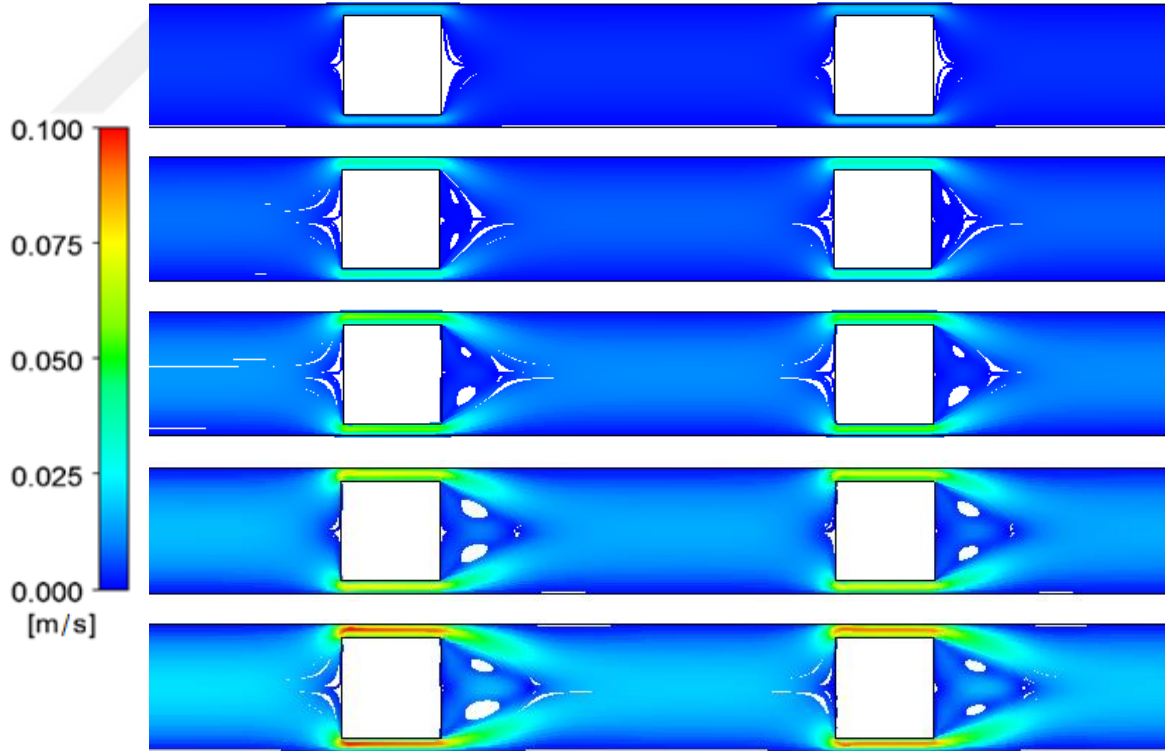
- Tüm akış hızları için, kanal girişinde sıcaklık 333K değerinde olup, akış ön kare silindire yaklaştığında, kademeli olarak soğuyarak silindirlerin yüzeyin 293K değerine soğuduğu görülmektedir (Şekil 4.22).
- Reynolds sayısının artması ile birlikte, girişten gelen sıcak hava daha uzak noktalara aktarılmıştır. Düşük Re sayılarında ısı transferi miktarının az olduğu görülmektedir (Şekil 4.22).
- Akış hızının artması ile birlikte birinci kare ile ikinci kare arasında sıcaklığın arttığı gözlenmiştir. Reynolds sayısının artması ile ısı transfer miktarı artmıştır (Şekil 4.22).



Şekil 4.22. $\beta=0,8$ GAP=4B ve $Re=10, 20, 30, 40, 50$ için sıcaklık dağılımları

$\beta=0,8$ GAP=4B ve $Re=10, 20, 30, 40, 50$ için hız dağılımları Şekil 4.23'de gösterilmektedir.

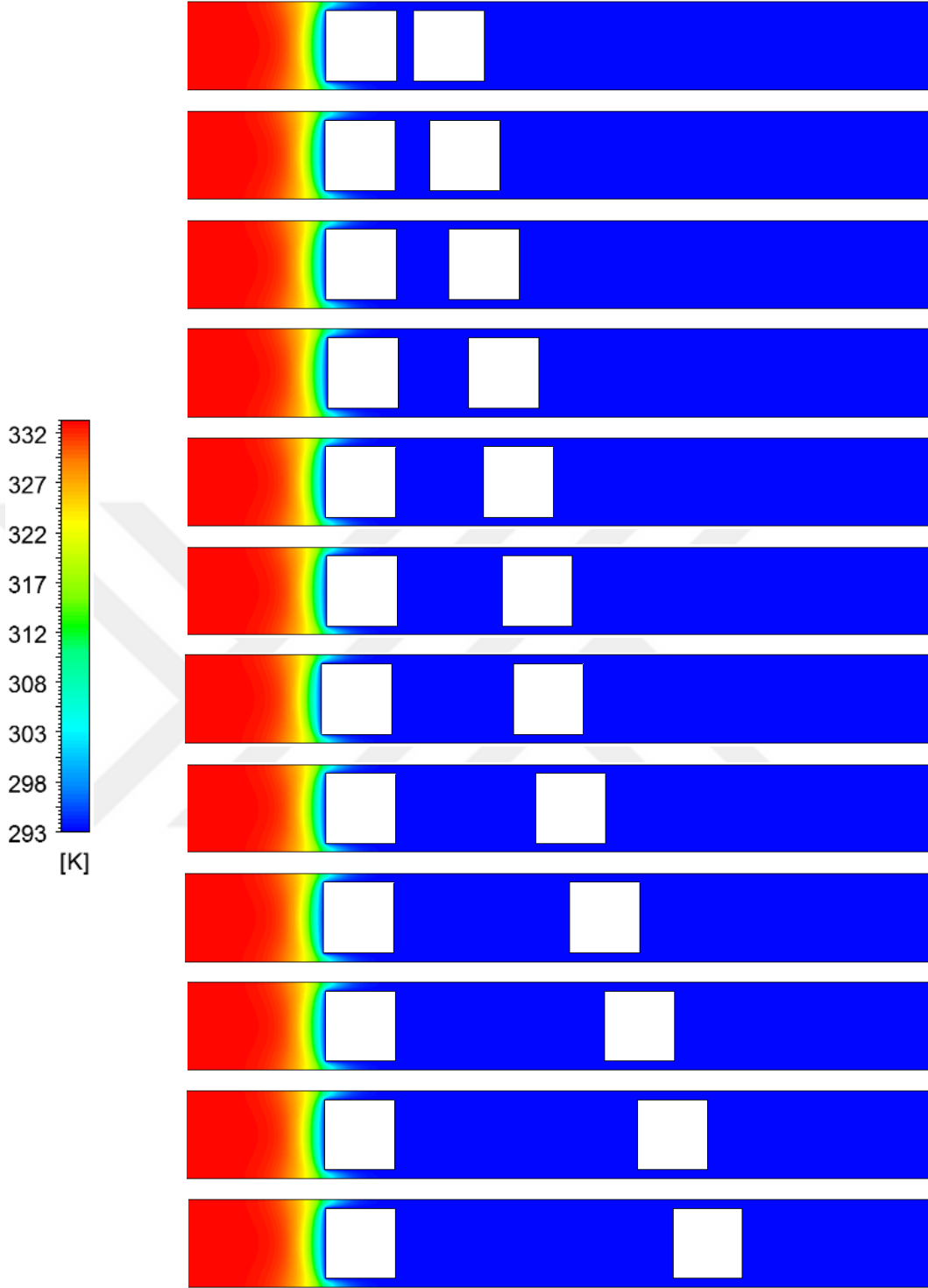
- Birinci kare silindir ile ikinci kare silindir arasındaki akış aralığı GAP= 4B için Reynolds sayısının değişimi kare silindirler arasındaki ilişkiyi de etkilemektedir (Şekil 4.23).
- Düşük Reynolds sayılarında silindirler bağımsız davranmalarına karşın Reynolds sayısı artışı ile ikinci kare ön yüzeyinde meydana gelen akış çizgileri birinci kare silindirden etkilenmektedir (Şekil 4.23).
- Her iki kare silindir için Reynolds sayısının artması ile türbülans bölgesi artmaktadır. Buna bağlı olarak yeniden birleşme mesafesi de artmaktadır (Şekil 4.23).
- Her iki kare silindir, $Re =10$ için, Çizelge 4.21 ve Çizelge 4.22' ye göre için yeniden birleşme söz konusu değildir.



Şekil 4.23. $\beta=0,8$ GAP=4B ve $Re=10, 20, 30, 40, 50$ için hız dağılımları

$\beta=0,8$, $Re=10$ ve $GAP=0,25B$, $0,5B$, $0,75B$, $1B$, $1,25B$, $1,5B$, $1,75B$, $2B$, $2,5B$, $3B$, $3,5B$, $4B$ için sıcaklık dağılımları Şekil 4.24'de gösterilmektedir.

- Şekil 4.24' de düşük Reynolds sayısı için açıklık miktarının artırılmasının, kanal içi sıcaklık dağılımına etkisi gösterilmektedir.
- $Re =10$ değeri için, kare silindirler arasındaki aralığın, kanal içi sıcaklık dağılımına kayda değer bir etkisi olmadığı açıkça görülmektedir. Tüm aralık değerleri için, meydana gelen ısı transferinin birinci kare etrafında olduğu görülmektedir (Şekil 4.24).
- İkinci kare silindir civarında ısı transferi miktarı hemen hemen sıfırdır. Çizelge 4.20 incelendiğinde arka kare için toplam ısı transfer katsayısının çok düşük olduğu görülmektedir.
- Isı transferi bakımından bu Reynolds sayısı için hiç bir aralık miktarında öndeki silindir arkadaki silindiri etkilememektedir (Şekil 4.24).

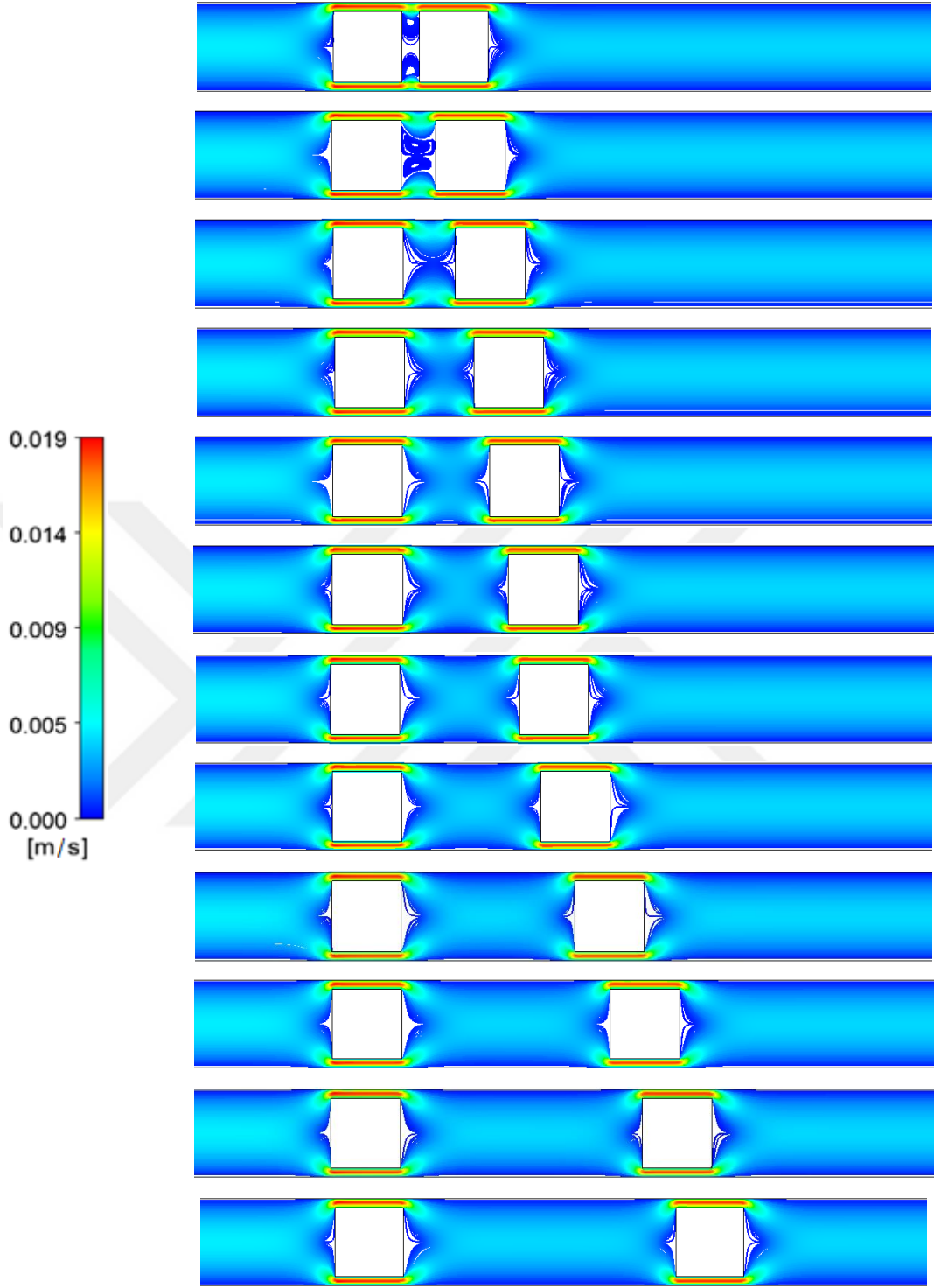


Şekil 4.24. $\beta=0,8$, $Re=10$ ve $GAP=0,25B$, $0,5B$, $0,75B$, $1B$, $1,25B$, $1,5B$, $1,75B$, $2B$, $2,5B$, $3B$, $3,5B$, $4B$ için sıcaklık dağılımları

$\beta=0,8$, $Re=10$ ve $GAP=0,25B$, $0,5B$, $0,75B$, $1B$, $1,25B$, $1,5B$, $1,75B$, $2B$, $2,5B$, $3B$, $3,5B$, $4B$ için hız dağılımları Şekil 4.25'de gösterilmektedir.

- Şekil 4.26'da $Re =10$ ve tüm aralık değerleri için akışın hız dağılımları incelenmiştir. Sonuç olarak, kanal içindeki hız dağılımının, sıcaklık dağılımına çok benzediği görülmektedir.
- Sadece aralık miktarı $GAP =0,25B$ ve $0,5B$ için iki kare silindir arasında bir etkileşim söz konusudur ancak hız çok düşük olduğundan bu etkileşimin, etkisi ısıl açıdan net bir şekilde görülememektedir.

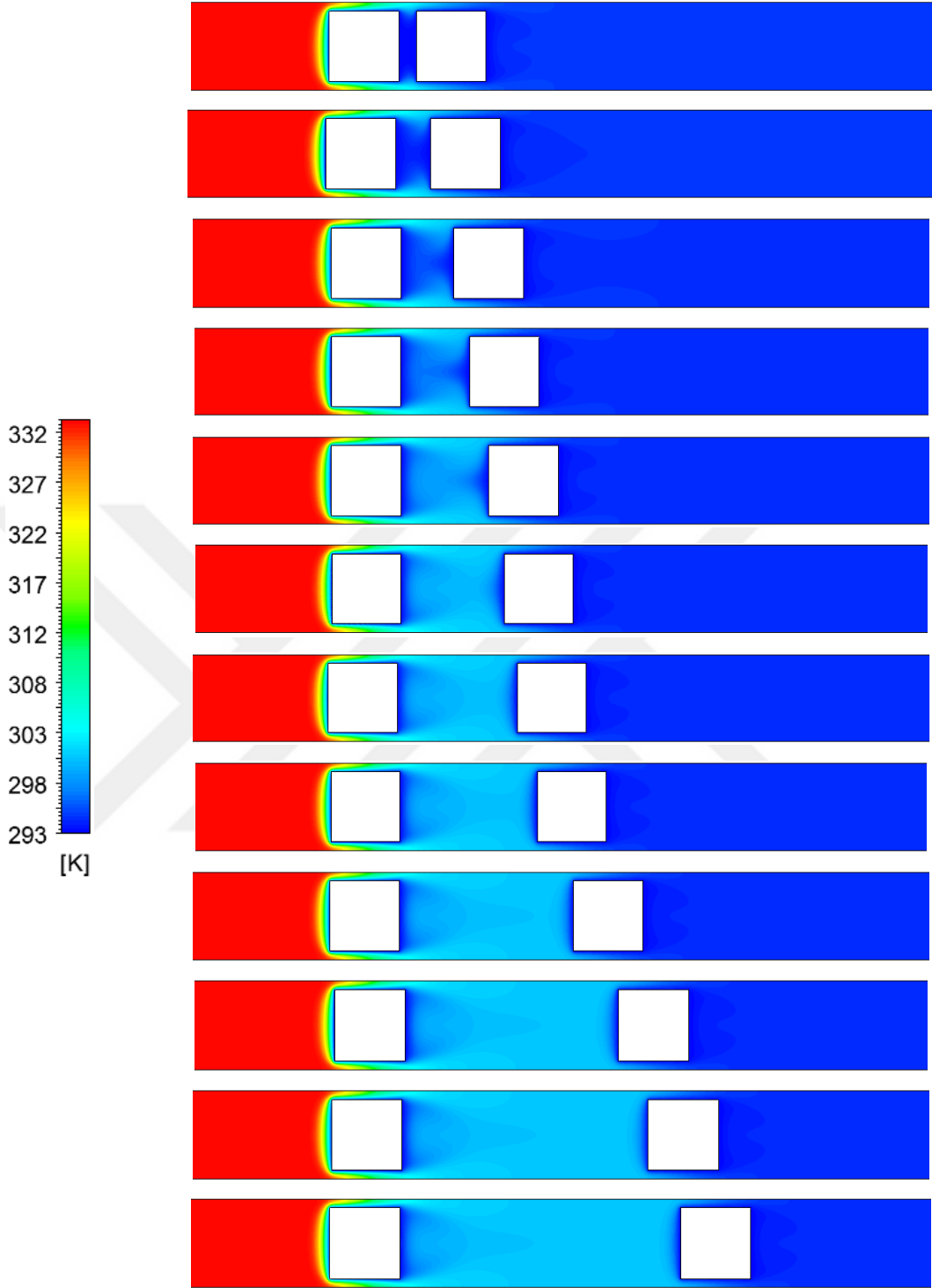




Şekil 4.25. $\beta=0,8$, $Re=10$ ve $GAP=0,25B$, $0,5B$, $0,75B$, $1B$, $1,25B$, $1,5B$, $1,75B$, $2B$, $2,5B$, $3B$, $3,5B$, $4B$ için hız dağılımları

$\beta=0,8$, $Re=50$ ve $GAP=0,25B$, $0,5B$, $0,75B$, $1B$, $1,25B$, $1,5B$, $1,75B$, $2B$, $2,5B$, $3B$, $3,5B$, $4B$ için sıcaklık dağılımları Şekil 4.26'da gösterilmektedir.

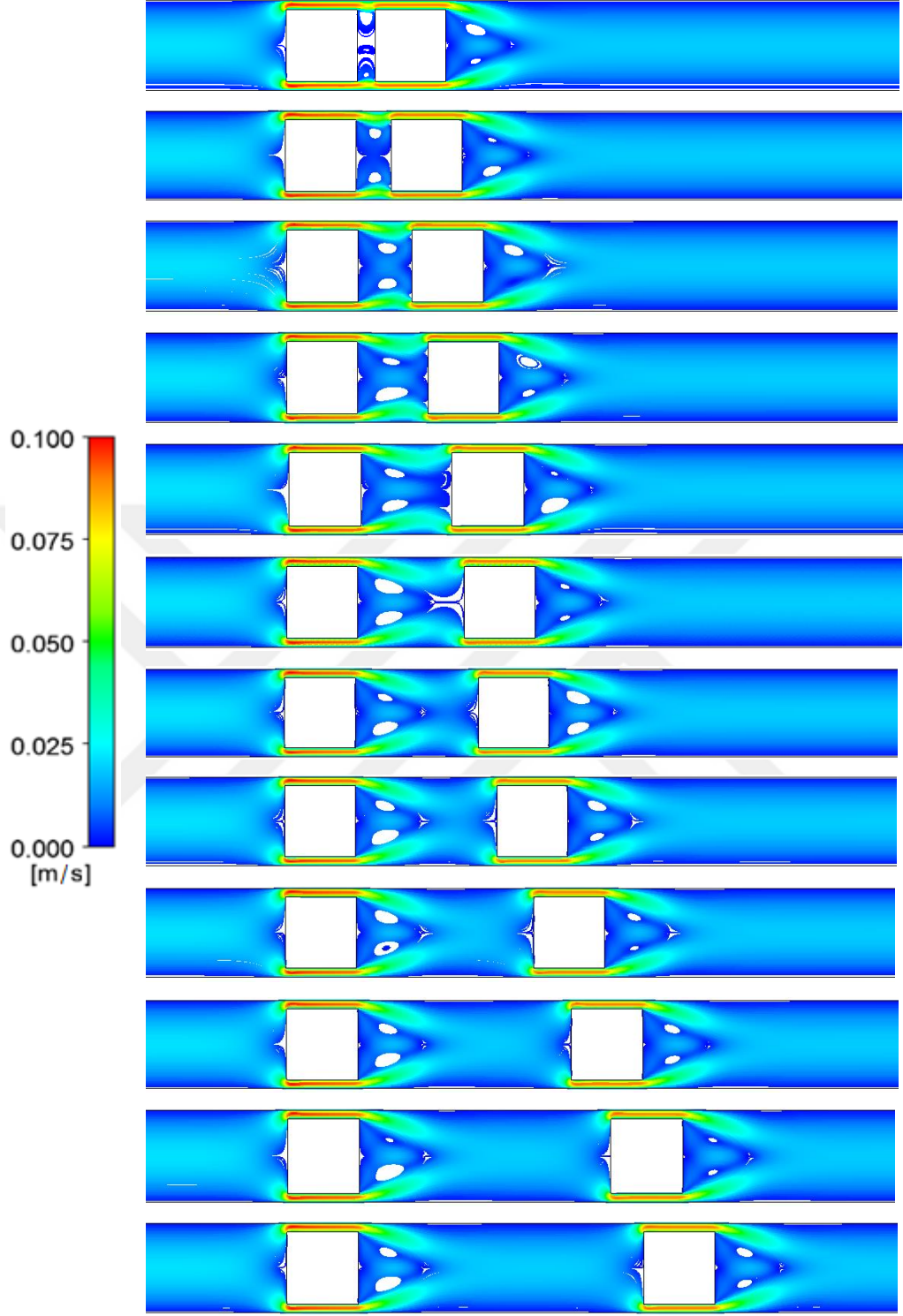
- Şekil 4.27, Çizelge 4.16 ve Çizelge 4.18 birlikte incelendiğinde, arka kare silindir, aralık miktarı ($GAP = 1,5B$) olana kadar birinci kare silindirden etkilenmektedir. Kare silindirler arası açıklık $1,5B$ değerinden büyük olduğu durumlarda ise arkadaki kare silindir sanki bağımsız tek bir silindirmiş gibi davranmaya başlamıştır.
- Silindirlerin yüzeyinde 293 K civarında olan yüzey sıcaklığının $GAP = 0,25B - 0,5B$ olması durumunda, silindirler arasındaki uzaklık çok düşük olduğundan her iki silindirin yüzey sıcaklıklarının birbirlerini etkilediği ve aralarındaki sıcaklığın da 293 K olduğu görülmektedir.
- Şekil 4.26, Şekil 4.24 ile karşılaştırıldığında Reynolds sayısının artması ile kare silindirler etrafında meydana gelen ısı transfer miktarının da arttığı net bir şekilde görülmektedir.



Şekil 4.26. $\beta=0,8$, $Re=50$ ve $GAP=0,25B, 0,5B, 0,75B, 1B, 1,25B, 1,5B, 1,75B, 2B, 2,5B, 3B, 3,5B, 4B$ için sıcaklık dağılımları

$\beta=0,8$, $Re=50$ ve $GAP=0,25B$, $0,5B$, $0,75B$, $1B$, $1,25B$, $1,5B$, $1,75B$, $2B$, $2,5B$, $3B$, $3,5B$, $4B$ için hız dağılımları Şekil 4.27’de gösterilmektedir.

- Şekil 4.27’de $Re =50$ ve tüm aralık değerleri için akışın hız dağılımları incelenmiştir. Sonuç olarak, kanal içindeki hız dağılımının, sıcaklık dağılımına çok benzediği görülmektedir.
- Aralık miktarı $GAP =0,25B$ ile $2B$ için iki kare silindir arasında bir etkileşim söz konusudur. Isıl olarak da incelendiğinde aralık miktarının artması ile ön kare silindirde meydana gelen ısı transferi miktarı artmaktadır, arka kare silindir de ise azalmaktadır (Şekil 4.27).
- Ön kare silindir için akış $1,5B$ aralık miktarından sonra yeniden birleşme noktasına ulaşabilmiştir. Düşük aralık miktarında, yeteri kadar mesafe olmadığı için akış birleşmemektedir (Şekil 4.27).
- Ön kare silindir için $1,5B$ aralıktan sonra görülen yeniden birleşme uzunluğu aralık miktarının artması ile yaklaşık $2B$ aralık değerine kadar azalmakta ve bu değerden sonra ise değişmemektedir. Kısaca kare silindirler arasında $2B$ aralık değerine kadar bir etkileşim söz konusu iken $2B$ aralık değerinden sonra bağlantı kalmamaktadır (Şekil 4.27).



Şekil 4.27. $\beta=0,8$, $Re=50$ ve $GAP=0,25B, 0,5B, 0,75B, 1B, 1,25B, 1,5B, 1,75B, 2B, 2,5B, 3B, 3,5B, 4B$ için hız dağılımları

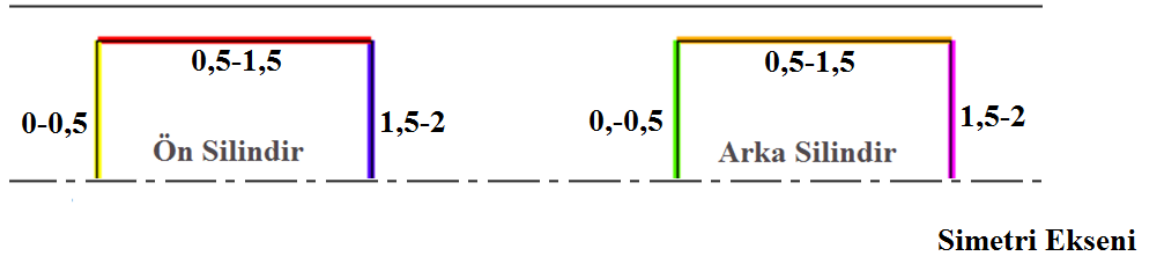
4.2.4. Silindir Yüzeyleri Boyunca Akış Karakteristiklerinin İncelenmesi

Çalışmanın bu bölümünde ön ve arka kare silindirlerin yüzeyleri üzerindeki önemli akış karakteristiklerinin Reynolds sayısı ve kare silindirler arasındaki aralık miktarına bağlı olarak değişimi incelenmiştir. İncelenen akış karakteristikleri;

- Basınç dağılımları
- Isı transfer katsayısının değişimi
- Yüzeylerde meydana gelen kayma gerilmeleri

olmak üzere üç ana başlık altında toplanabilir.

Geometrinin kare şekil olması ve akışın "Y" eksenine göre simetrik olmasından dolayı, Şekil 4.28'de görüldüğü gibi simetri ekseninin üst bölgesi için hesaplamalar yapılmıştır.

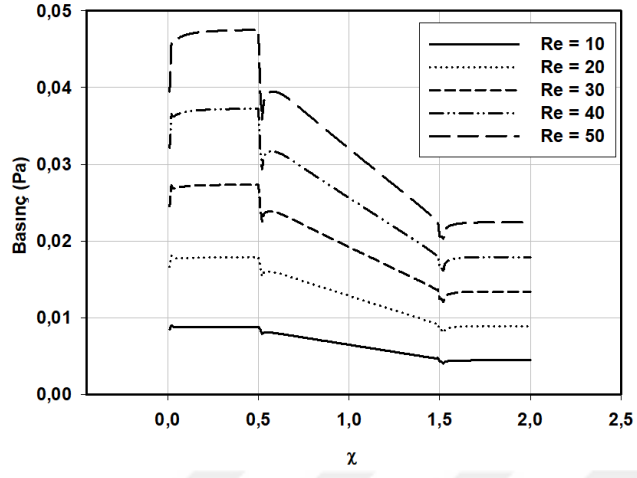


Şekil 4.28. Kare silindirler üzerinde birim uzunlukların tanımlanması

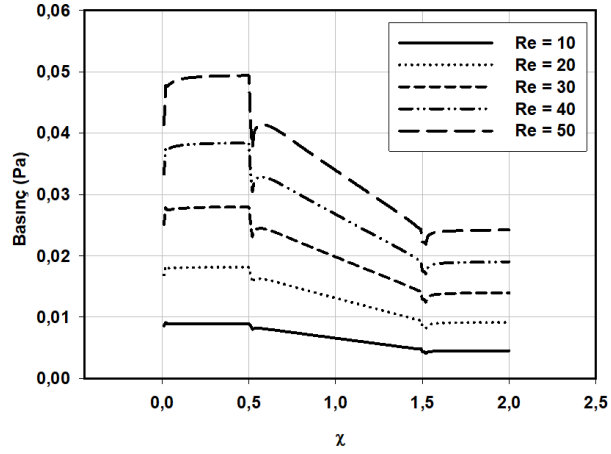
İncelenen parametrelerin düzgün bir grafikte verilebilmesi için, karenin bir kenarı boyutsuzlaştırılarak " $\chi = 1$ " birim olarak tanımlanmıştır. Buna göre yarı uzunlukları hesaplamalara katılan A-C-D-F yüzeyleri de 0,5 birim uzunluk olarak tanımlanmıştır. Buna göre kare silindirlerin toplam uzunluğu 2 birim uzunluk olarak grafiklerde tanımlanmıştır.

Şekil 4.29 ile 4.31 arasında ön kare için, Şekil 4.32 ile 4.35 arasında ise arka kare silindir için akış karakteristiklerinin boyutsuz uzunluğa bağlı sonuçları verilmiştir.

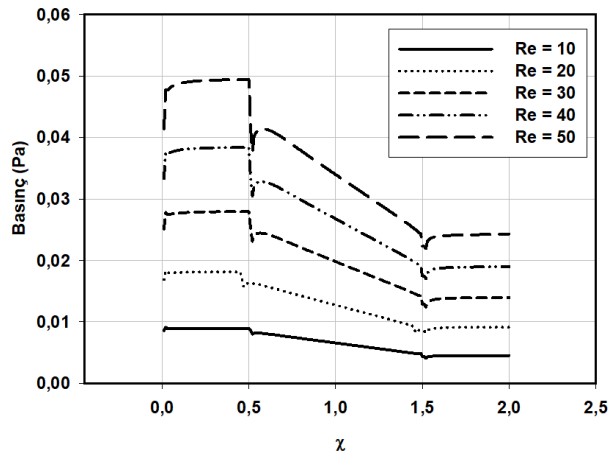
Ön Kare için basınç dağılımları Şekil 4.29'da verilmektedir.



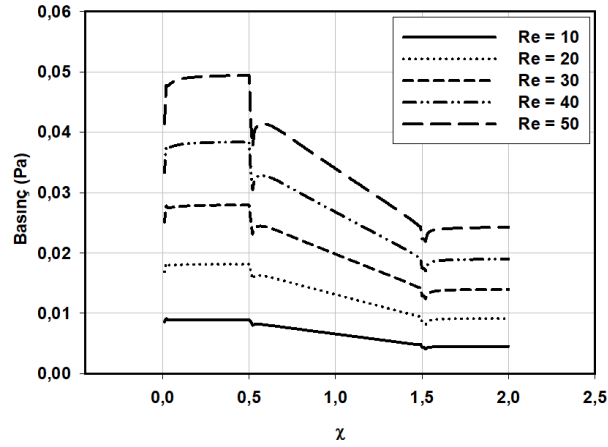
a) GAP = 0,25B



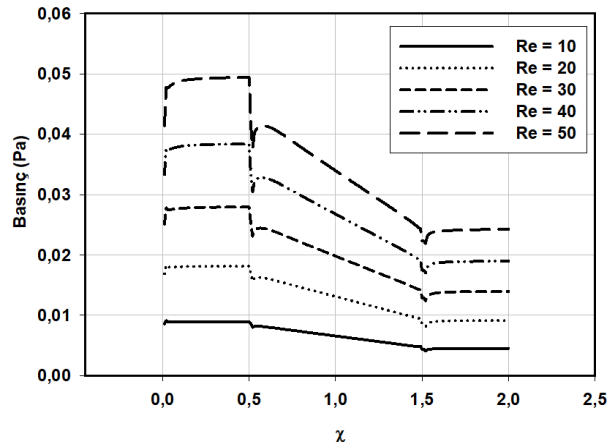
b) GAP = 1B



c) GAP = 1,75B



d) GAP = 3B

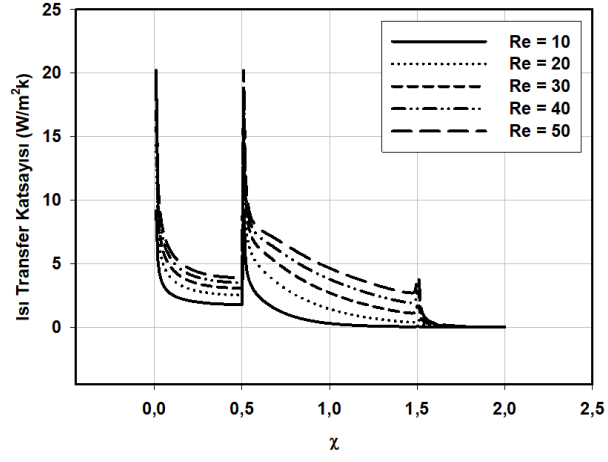


e) GAP = 4B

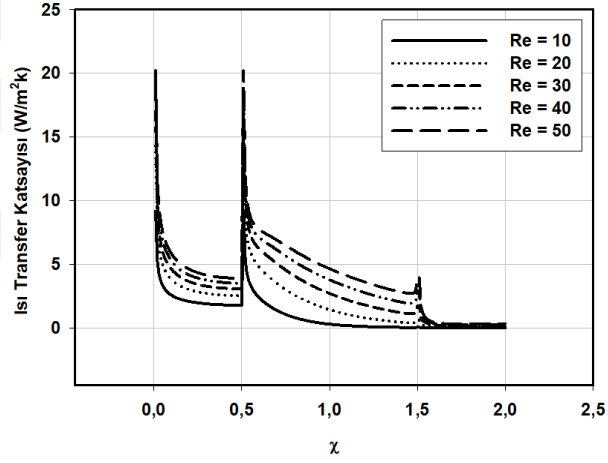
Şekil 4.29. Ön kare için kare konumuna bağılı basmaç dağılımları

- Ön kare silindir için maksimum basmaç A yüzeyinde, en düşük basmaç ise, C yüzeyinde olduğu görülmektedir. Bunun nedeni akış doğrudan A yüzeyine çarpmaktadır. C yüzeyi ise kare silindirin arka yüzeyinde bulunmaktadır.
- Reynolds sayısının artması ile birlikte, tüm yüzeylerde meydana gelen basmaçta artmaktadır. Kare silindirler arasındaki aralığın artmasıyla tüm yüzeylere etkiyen basmaç artmıştır. Ancak artış aralık miktarı $1,75B'$ den sonra değişmemektedir.
- Ön yüzey (A yüzeyi) boyunca oluşan basmaç genelde sabit iken, üst yüzeye (B yüzeyi) geçerken basmaç aniden düşüp artmakta, ardından sürekli olarak azalmaktadır. Arka yüzey (C yüzeyi) üzerinde basmaç genel olarak A yüzeyine benzer sabit seyretmiştir.

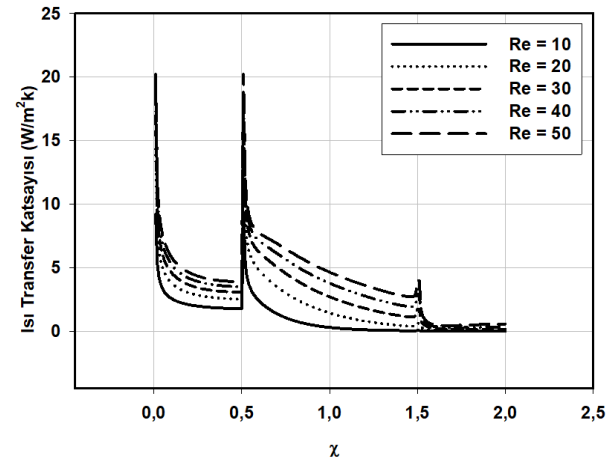
Ön kare için ısı transferi katsayısı değişimi Şekil 4.30'da verilmektedir.



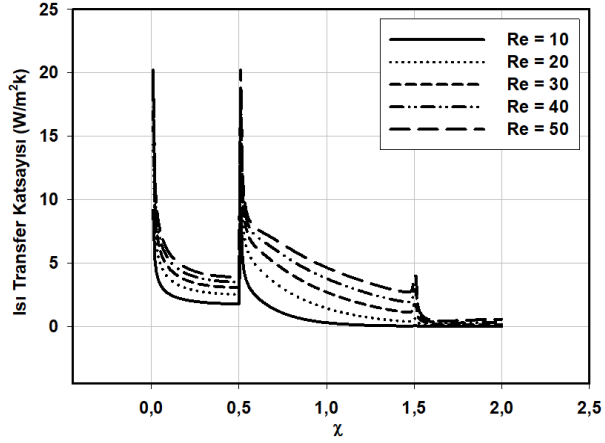
a) GAP = 0,25B



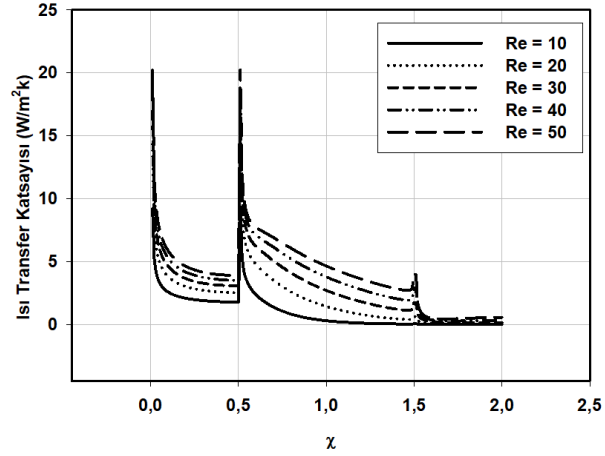
b) GAP = 1B



c) GAP = 1,75B



d) GAP = 3B

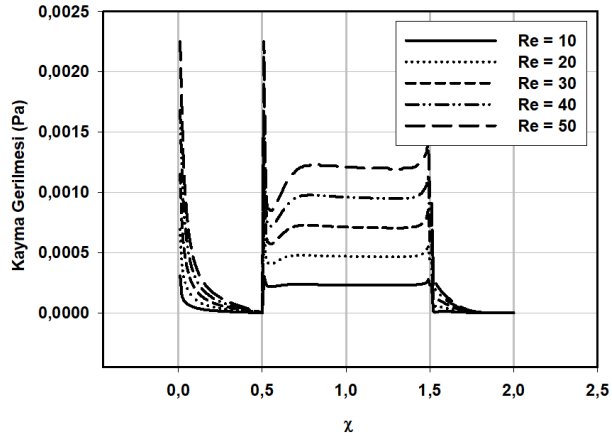


e) GAP = 4B

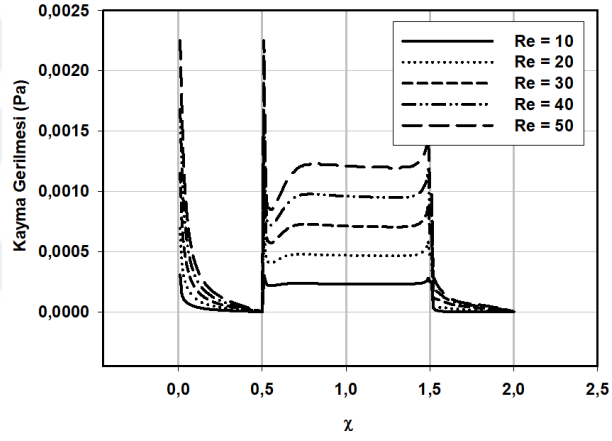
Şekil 4.30. Ön kare için kare konumuna bağlı ısı transferi katsayısı değişimi

- Ön kare silindir için, Reynolds sayısının artması ile birlikte tüm yüzeylerde ısı transfer katsayısı artmaktadır.
- Maksimum ısı transfer katsayısı ön yüzeyin (A yüzeyi) ortası ile ön yüzeyden, üst yüzeye (B yüzeyi) geçişte olduğu görülmektedir ve yaklaşık değeri $20 \text{ W/m}^2\text{K}$ değerindedir. Minimum ısı transfer katsayısı ise C yüzeyindedir.
- Ön silindirin A ve B yüzeyleri için, kare silindirler arasındaki aralığın artmasının, ortalama ısı transfer katsayısına etkisi görülmemekle birlikte, C yüzeyinde çok az da olsa bir artış meydana gelmektedir.
- A yüzeyinde ve B yüzeyinde maksimum noktadan sonra, ısı transfer katsayısı sürekli olarak azalmaktadır.

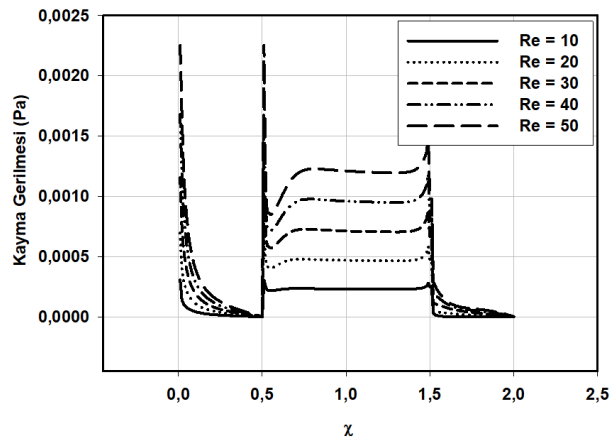
Ön kare için kayma gerilmelerinin değişimi Şekil 4.31’de verilmektedir.



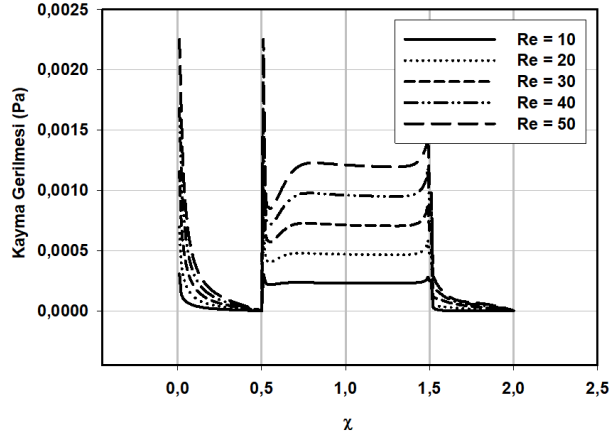
a) GAP = 0,25B



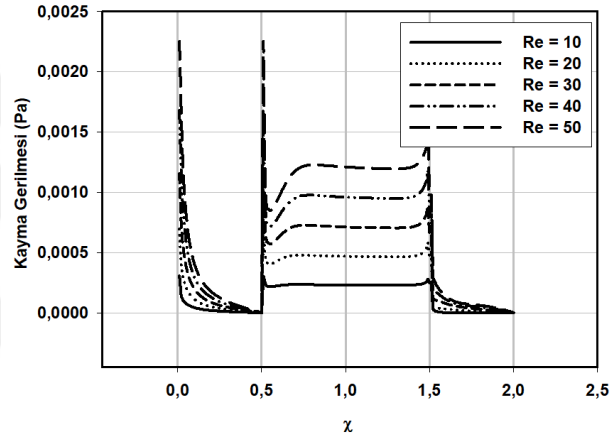
b) GAP= 1B



c) GAP = 1,75B



d) GAP = 3B

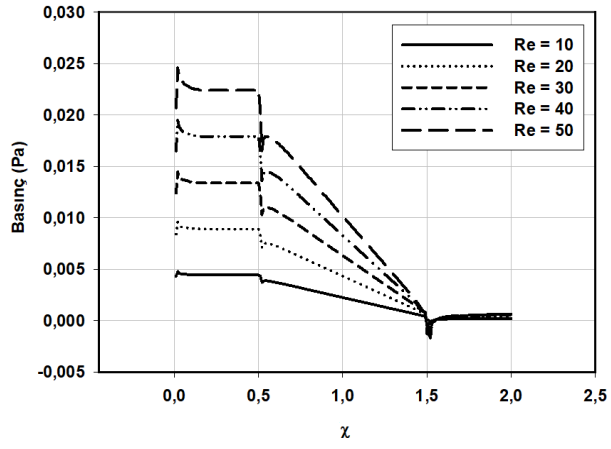


e) GAP = 4B

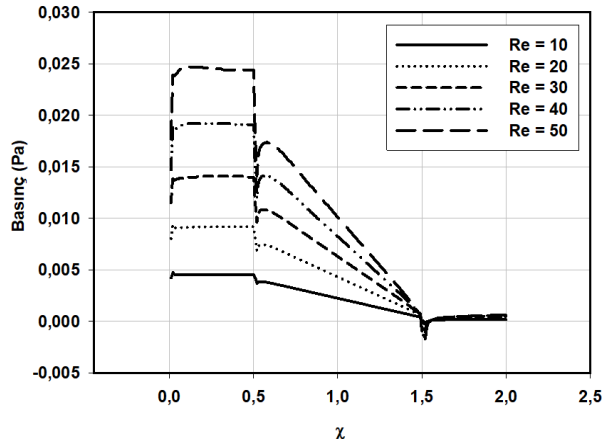
Şekil 4.31. Ön kare için kare konumuna bağlı kayma gerilmelerinin değişimi

- Ön kare silindir için, Reynolds sayısının artması ile birlikte tüm yüzeylerde oluşan kayma gerilmeleri de artmaktadır.
- Maksimum kayma gerilmesi değerleri, ısı transfer katsayısında olduğu gibi, tam A yüzeyinin ortasında ve A yüzeyinden B yüzeyine geçişin olduğu noktada meydana gelmektedir.
- Ön kare için kare silindirler arasındaki uzaklığın değişmesinden dolayı, yüzey kayma gerilmelerinde herhangi bir değişiklik meydana gelmemiştir.

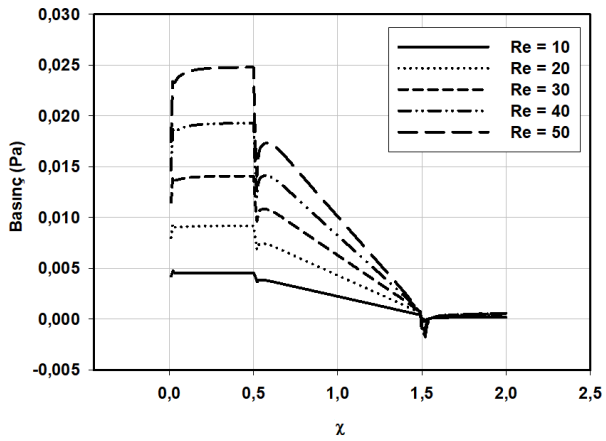
Arka kare için basınç dağılımları Şekil 4.32’de verilmektedir.



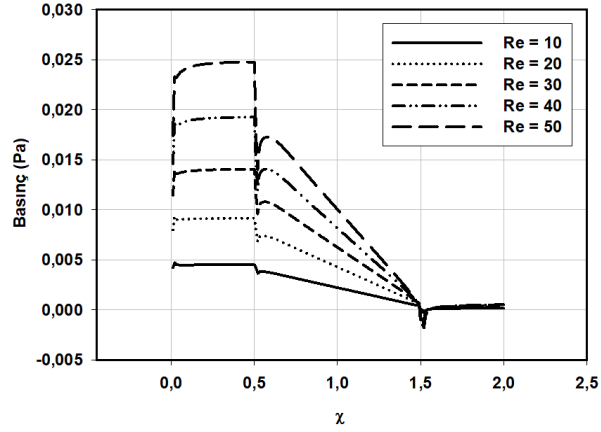
a) GAP = 0,25B



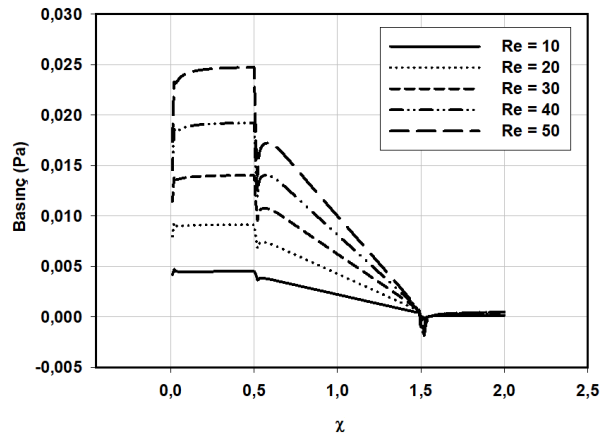
b) GAP = 1B



c) GAP = 1,75B



d) GAP = 3B

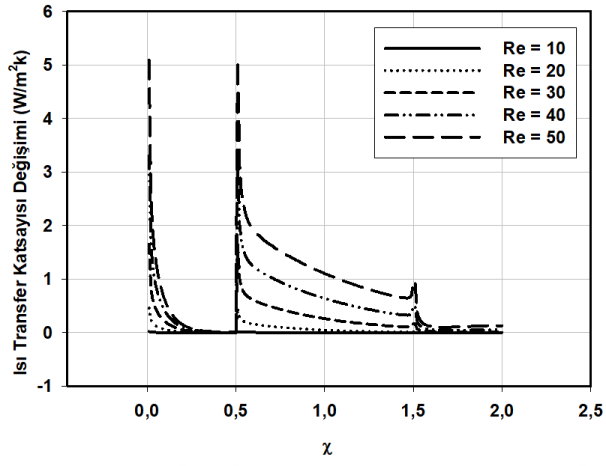


e) GAP = 4B

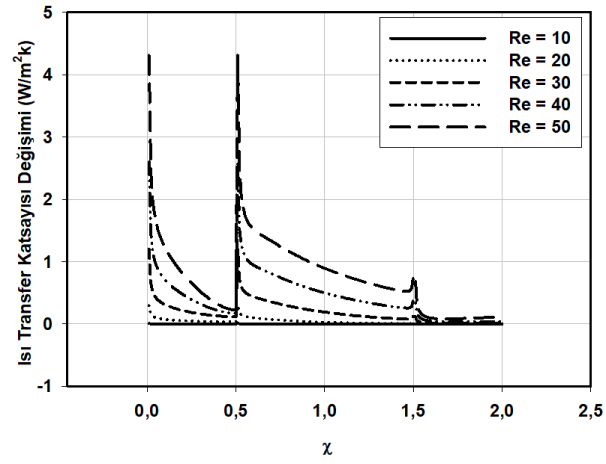
Şekil 4.32. Arka kare için kare konumuna bağlı basınç dağılımları

- Arka silindir için maksimum basınç, her durum için D yüzeyinde görülmektedir. En düşük basınç ise, F yüzeyinde olduğu görülmektedir. Bunun nedeni akış D yüzeyine çarpmasıdır. F yüzeyi ise silindirin arka yüzeyinde bulunmaktadır.
- Reynolds sayısının artması ile birlikte, tüm yüzeylerde meydana gelen basınç da artmaktadır. Kare silindirler arasındaki aralığın artması ile, tüm yüzeylere etkiyen basınç da artmıştır. Ancak bu artış aralık değeri GAP =1,75B'den sonra değişmemektedir.
- Ön yüzey (D yüzeyi) boyunca oluşan basınç genelde sabit iken, üst yüzeye (B yüzeyi) geçerken basınç aniden düşüp artmakta, ardından sürekli olarak azalmaktadır. Arka yüzey (F yüzeyi) üzerinde basınç genel olarak D yüzeyine benzer sabit seyretmiştir.

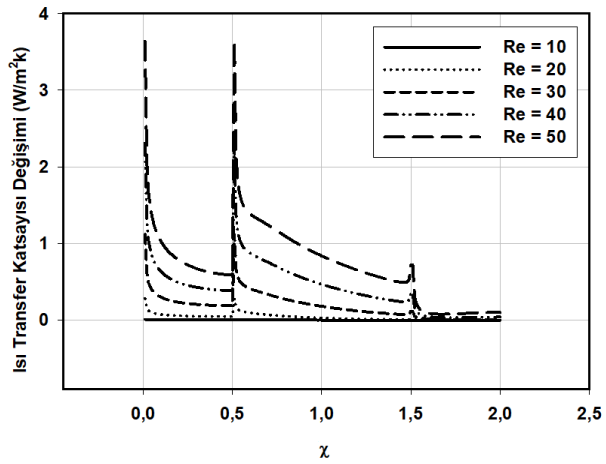
Arka kare için ısı transferi katsayısı değişimi Şekil 4.33’de verilmektedir.



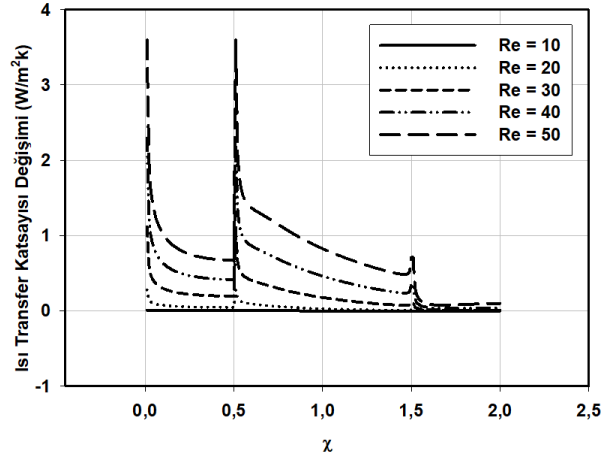
a) GAP = 0,25B



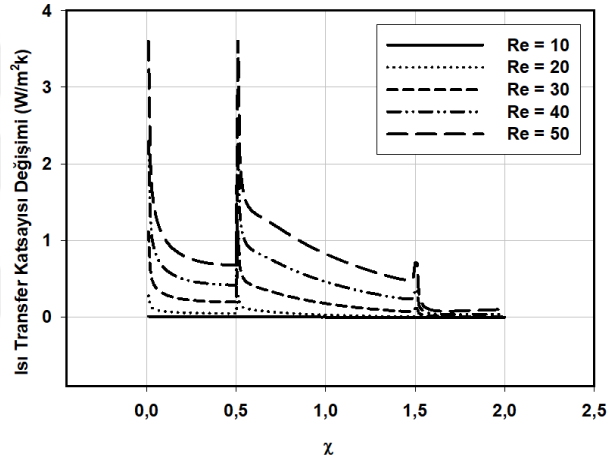
b) GAP = 1B



c) GAP = 1,75B



d) GAP = 3B

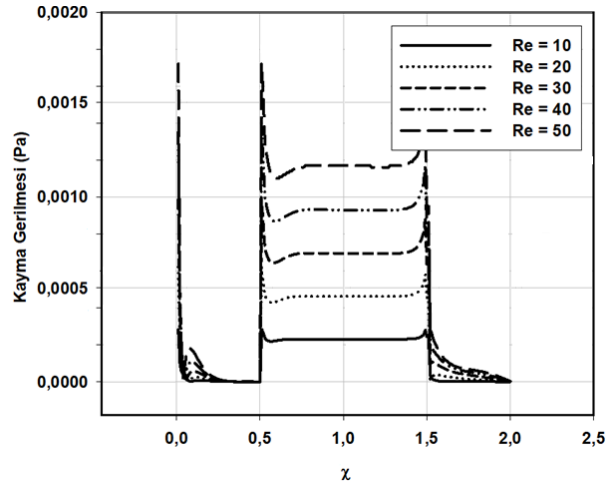


e) GAP = 4B

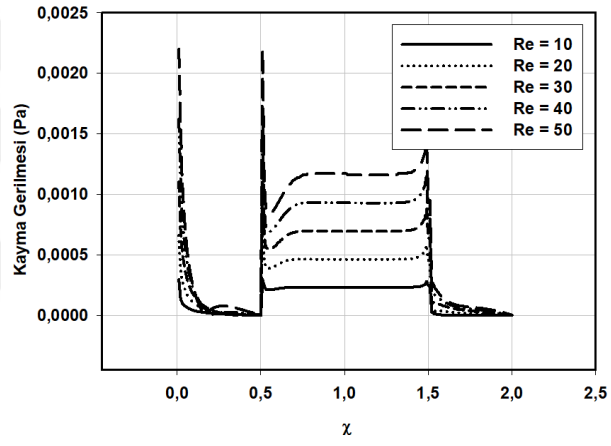
Şekil 4.33. Arka kare için kare konumuna bağlı ısı transferi katsayısı değişimi

- Re =10 değerinde, tüm aralık değerleri için arka kare üzerinde ısı transfer katsayısı hemen hemen 0 W/m²K değerindedir. Reynolds sayısının artması ile birlikte, ısı transfer katsayısı da sürekli olarak artmaktadır.
- Kare silindirler arasındaki aralığın artması ile, arka kare için ısı transfer katsayısı düşmeye başlamıştır. Ancak aralık miktarı GAP =2B'den sonra, herhangi bir değişim meydana gelmemektedir. Arkadaki kare silindir de ön kare silindir gibi bağımsız bir silindir gibi davranmaktadır.
- Silindirin ön ve üst yüzeylerinin başlangıç noktalarından sona doğru giderken ısı transfer katsayısı sürekli olarak azalmıştır.

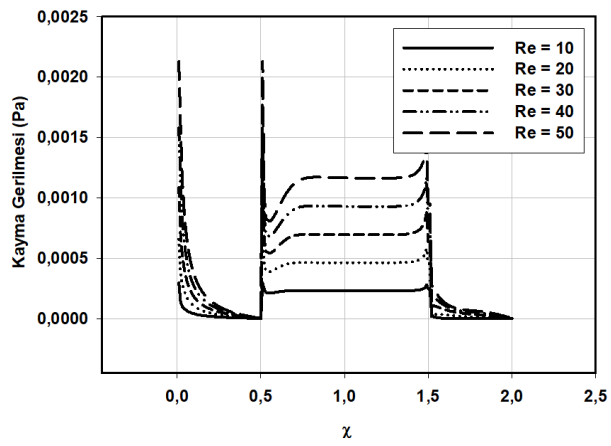
Arka kare için kayma gerilmelerinin değişimi Şekil 4.34’de verilmektedir.



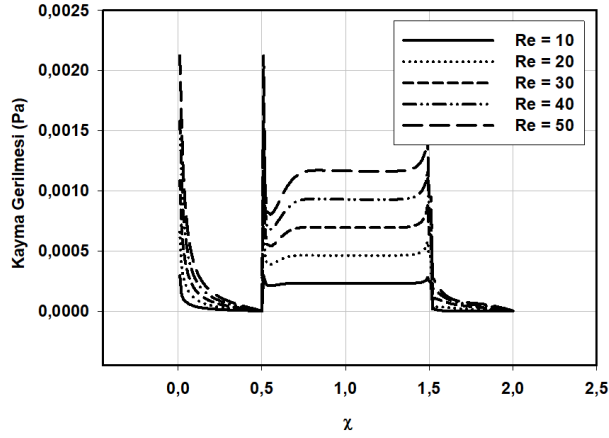
a) GAP = 0,25B



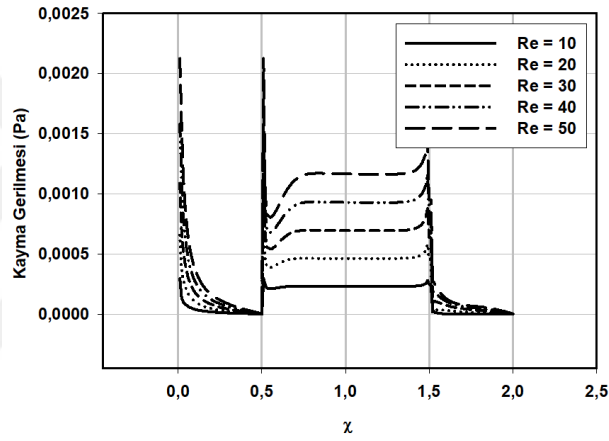
b) GAP = 1B



c) GAP = 1,75B



d) GAP = 3B



e) GAP = 4B

Şekil 4.34. Arka kare için kare konumuna bağlı kayma gerilmelerinin değişimi

- Arka kare silindir için, Reynolds sayısının artması ile birlikte tüm yüzeylerde oluşan kayma gerilmeleri de artmaktadır. Oluşan maksimum kayma gerilmesi 0,0022 Pa, minimum ise 0 Pa olarak belirlenmiştir.
- Maksimum kayma gerilmesi değerleri, ısı transfer katsayısında olduğu gibi, tam D yüzeyinin ortasında ve D yüzeyinden E yüzeyine geçişin olduğu noktada meydana gelmektedir.
- Arka kare için kare silindirlere arasındaki mesafenin artmasından dolayı, yüzey kayma gerilmelerinde bir miktar artış meydana gelmektedir ancak bu artış aralık miktarı GAP=1,75 değerinden sonra durmaktadır.

- D ve F yüzeyleri üzerinde kayma gerilmeleri sürekli olarak azalırken, E yüzeyi üzerinde önce azalma meydana gelmiştir ardından kayma gerilmesi değerlerinde yüzeyin sonlarına doğru artış meydana gelmiştir.



5. SONUÇ

Bu tez çalışmasında, art arda konumlandırılmış iki kare silindir etrafındaki laminar sürekli akışın, farklı hızlar ve aralık miktarları için, ısı transferi ve akış karakteristiklerine olan etkisi ANSYS-CFX 14,5 paket programı kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. Analizler sabit blokaj oranı ($\beta=B/H=0,8$) altında yürütülmüştür. Değişken parametre olarak Reynolds sayısı ve iki kare silindir arasındaki aralık miktarı belirlenmiştir. Analizler beş farklı Reynolds sayısı ($Re = 10 - 20 - 30 - 40 - 50$) ve on iki farklı aralık değeri ($GAP = 0,25B - 0,5B - 0,75B - 1B - 1,25B - 1,5B - 1,75B - 2B - 2,5B - 3B - 4B$) için toplamda 60 adet olarak yürütülmüştür. Analiz sonuçları olarak, ısı transfer katsayısının değişimi, Nusselt sayısının, yeniden birleşme uzunluğunun, ön ve arka kare silindir için statik basınç dağılımları ve yüzeylerdeki kayma gerilmelerinin değişimi detaylı olarak incelenmiştir. Tüm analiz sonuçları kısaca özetlenecek olursa;

- Reynolds sayısının artmasıyla, ön ve arka kare silindirlerin ön, üst ve arka yüzeyleri için toplam ısı transfer katsayıları ve Nusselt sayısı değeri de artmaktadır. Kısaca Reynolds sayısının artması ile kanal içerisinde gerçekleşen ısı transferi miktarı artmaktadır. Sıcak hava kanalın iç bölümlerine daha çok ulaşmaktadır.
- Reynolds sayısının artması ile ön ve arka kare silindirler için, yeniden birleşme uzunluğu artmaktadır. Ancak $Re = 10$ değeri için hız çok düşük olduğundan yeniden birleşme söz konusu değildir.
- Reynolds sayısının artması ile ön ve arka kare silindir üzerinde oluşan basınç ve kayma gerilmeleri değerlerinde de önemli artışlar meydana gelmiştir.
- Kare silindirler arasındaki aralık değerlerinin artması ile ön kare silindir için, basınç değerleri $GAP = 1,75B$ aralık değerinden sonra değişmemektedir, ayrıca kare silindirler arasındaki mesafenin değişmesinden dolayı, yüzey kayma gerilmelerinde ve ısı transferi katsayısında herhangi bir bariz değişiklik meydana gelmemiştir.
- Kare silindirler arasındaki açıklığın artmasıyla arka kare için ısı transfer katsayısı düşmeye başlamıştır. Ancak $GAP = 2B$ aralık değerinden sonra, herhangi bir değişim meydana gelmemektedir. Arkadaki kare silindir de ön kare silindir gibi bağımsız bir silindir gibi davranmaktadır.

- Kare silindirler arasındaki aralığın artması ise, tüm yüzeylere etki eden basınç değerleri artmıştır. Ancak bu artış $GAP = 1,75B$ değerinden sonra değişmemektedir.
- Arka kare silindir kayma gerilmesi değerleri bakımından incelendiğinde, kare silindirler arasındaki mesafenin artmasından dolayı, yüzey kayma gerilme değerlerinde bir miktar artış meydana gelmektedir ancak bu artış $GAP = 1,75$ değerinden sonra sabit kalmaktadır.
- Sonuçlar kısaca özetlenecek olursa, Reynolds sayısının artması, incelenen tüm parametrelerin, arttığı gözlemlenmiştir. Kare silindirler arasındaki aralığın artmasıyla ön silindir için incelenen parametrelerde çok fazla değişiklik olmazken, arka silindirin daha çok etkilendiği görülmüştür. Ancak bu etkilenme, $GAP = 2B$ aralık değerinden sonra sona ermiş ve arka kare silindir de öndeki silindirden bağımsız olarak davranış sergilemiştir.

KAYNAKLAR

- Bhattacharyya, S., Dhinakaran, S. 2008.** Vortex shedding in shear flow past tandem square cylinders in the vicinity of a plane wall. *Journal of Fluids and Structures*, 24: 400–417.
- Breuer, M., Bernsdorf, J., Zeiser, T. 2000.** Accurate computations of the laminar flow past a square cylinder based on two different methods: Lattice-Boltzmann and finite-volume. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 21:186–196.
- Chatterjee, D., Amiroudine, S. 2010.** Two-dimensional mixed convection heat transfer from confined tandem square cylinders in cross-flow at low Reynolds numbers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37:7–16.
- Chatterjee, D., Biswas, G. 2011.** The effects of Reynolds and Prandtl numbers on flow and heat transfer across tandem square cylinders in the steady flow regime. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 59(6):421-437.
- Chatterjee, D., Mondali B. 2012.** Forced convection heat transfer from tandem square cylinders for various spacing ratios. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 61 (5):381-400.
- Çıbık, M. 2015.** Orta düzeyde blokajlı kanal içinde ardışık iki silindir etrafında akis. *Yüksek Lisans Tezi*, U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Dhiman, A.K., Chhabra, R.P., Eswaran, V. 2005.** Flow and heat transfer across a confined square cylinder in the steady flow regime: Effect of peclet number. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48:4598–4614.
- Dhiman, A.K. 2009.** Heat transfer to power-law dilatant fluids in a channel with a built-in square cylinder. *International Journal of Thermal Sciences*, 48:1552–1563.
- Dhiman, A.K., Chhabra, R.P., Eswaran, V. 2008.** Steady flow across a confined square cylinder: effects of power-law index and blockage ratio. *J. Non-Newtonian Fluid Mech.* 148:141–150.
- Guo, J., Xu, M., Cheng, L. 2011.** Second law analysis of curved rectangular channels. *Int. J. Therm. Sci*, 50:760–768.
- Güneş, N. 2015.** Yüksek Blokajlı kanal içinde ardışık iki silindir etrafında akış. *Yüksek Lisans Tezi*, U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Jiang, R., Lin J., Ku X. 2014.** Numerical Prediction of flows past two tandem cylinders of different diameters under unconfined and confined flows. *The Japan Society of Fluid Mechanics, Fluid Dyn. Res.*,46.
- Kılıç, M., Yigit, A. 2008.** Isı Transferi. Alfa Aktüel, Bursa, 490 s.
- Korukcu, M. O. 2015.** 2D temperature analysis of energy and exergy characteristics of laminar steady flow across a square cylinder under strong blockage. *Entropy*, 17: 3124-3151.
- Özalp, A. A., Dincer, İ. 2010.** Hydrodynamic thermal boundary layer development and mass transfer characteristics of a circular cylinder in confined flow. *Int. J. Of Thermal Sciences*, 49:1799-1812.
- Rahnama, M., Hadi-Moghaddam, H. 2005.** Numerical investigation of convective heat transfer in unsteady laminar flow over a square cylinder in a channel. *Heat Transf. Eng*, 26: 21–29.
- Rao, P.K., Sasmal, C., Sahu, A.K., Chhabra, R.P., Eswaran, V. 2011.** effect of power-law fluid behavior on momentum and heat transfer characteristics of an inclined

square cylinder in steady flow regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54:2854–2867.

Singha, S., Sinhamahapatra, K. P. 2010. Flow Past a circular cylinder between parallel walls at low Reynolds numbers. *Ocean Eng*, 37:757–69.

Umur, H. 2009. Akışkanlar Mekaniği, 4.Baskı, Dora Basımevi, 553s.

Zhou, S., Zhou Z., Yan S., Yuan Y., Xi G. 2014. Numerical study on characteristics of flow and thermal fields of tandem cylinders. Taylor and Francis. *Heat Transfer Engineering*, 35:1144-1151.



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Neşe ŞENTÜRK DOĞAN
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa 05/04/1992
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : Ulubatlı Hasan Anadolu Lisesi, 2011
Lisans : Bursa Uludağ Üniversitesi, 2015

Çalıştığı Kurum/Kurumlar :Bahattin Doğan Otokilit Yedek Parça Sanayi, Temmuz
2016 - 2016
Demo Plastik A.Ş. 2017- Devam

İletişim (e-posta) : senturk_143@hotmail.com

Yayınları : -