

Boru Demeti Üzerinden Akışta Taşınım ve Işınım ile Isı Geçişinin İncelenmesi

Hakan Sertel

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Kasım 2020

The Investigation of Convective and Radiative Heat Transfer from Tube Banks

Hakan Sertel

MASTER OF SCIENCE THESIS

Department of Mechanical Engineering

November 2020

Boru Demeti Üzerinden Akışta Taşınım ve Işınım ile Isı Geçişinin İncelenmesi

Hakan Sertel

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji – Termodinamik Bilim Dalında
YÜKSEK LİSANS TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Prof. Dr. Zekeriya ALTAÇ

Kasım 2020

ETİK BEYAN

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre, Prof. Dr. Zekeriya ALTAÇ danışmanlığında hazırlamış olduğum “Boru Demeti Üzerinden Akışta Taşınım ve Işınım ile Isı Geçişinin İncelenmesi” başlıklı YÜKSEK LİSANS tezimin özgün bir çalışma olduğunu; tez çalışmamın tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı; tezimde verdiğim bilgileri, verileri akademik ve bilimsel etik ilke ve kurallara uygun olarak elde ettiğimi; tez çalışmamda yararlandığım eserlerin tümüne atıf yaptığımı ve kaynak gösterdiğimi ve bilgi, belge ve sonuçları bilimsel etik ilke ve kurallara göre sunduğumu beyan ederim. 05/11/2020

Hakan SERTEL

ÖZET

Bu çalışmada, katılımcı ortamda yer alan, düzgün sıralı boru demeti üzerinden taşınım ve ışınlım ile ısı geçişi incelenmiştir. Katılımcı ortamın transparan ortamdaki en belirgin farkı ortamın da ışınlımla ısı geçişine katılması ve sıcaklık dağılımına etki etmesidir. Bu sebeple, ısı geçişinin detaylı bir şekilde incelenmesi amacıyla, Reynolds sayısının 100 ile 300, boru aralıklarının 1,5 ile 3, iletim – ışınlım parametresinin 0,0367 ile 0,5080 arasında ve saçılma albedosunun da 0 ve 1 değerleri arasında değiştirildiği 180 farklı durum analiz edilmiştir. Analizler, iki boyutlu geometri için sürekli rejim ve sıkıştırılmaz akış şartlarında gerçekleştirilmiş olup yayan, soğuran ve izotropik saçılma yapan ortam kabulü yapılmıştır. Çözümler, sonlu hacimler yöntemi ve ışınlım için P_1 yaklaşımı kullanılarak ticari bir yazılım vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Analizlerden elde edilen veriler ile sıcaklık kontur grafikleri oluşturulmuştur. Böylece, farklı parametrelerin sıcaklık ve ısı geçişine etkisi ortaya konulmuştur. Ayrıca tüm durumlar için toplam ve ışınlım Nusselt sayıları grafik üzerinde verilmiş olup, sonuçlar detaylı olarak incelenmiştir.

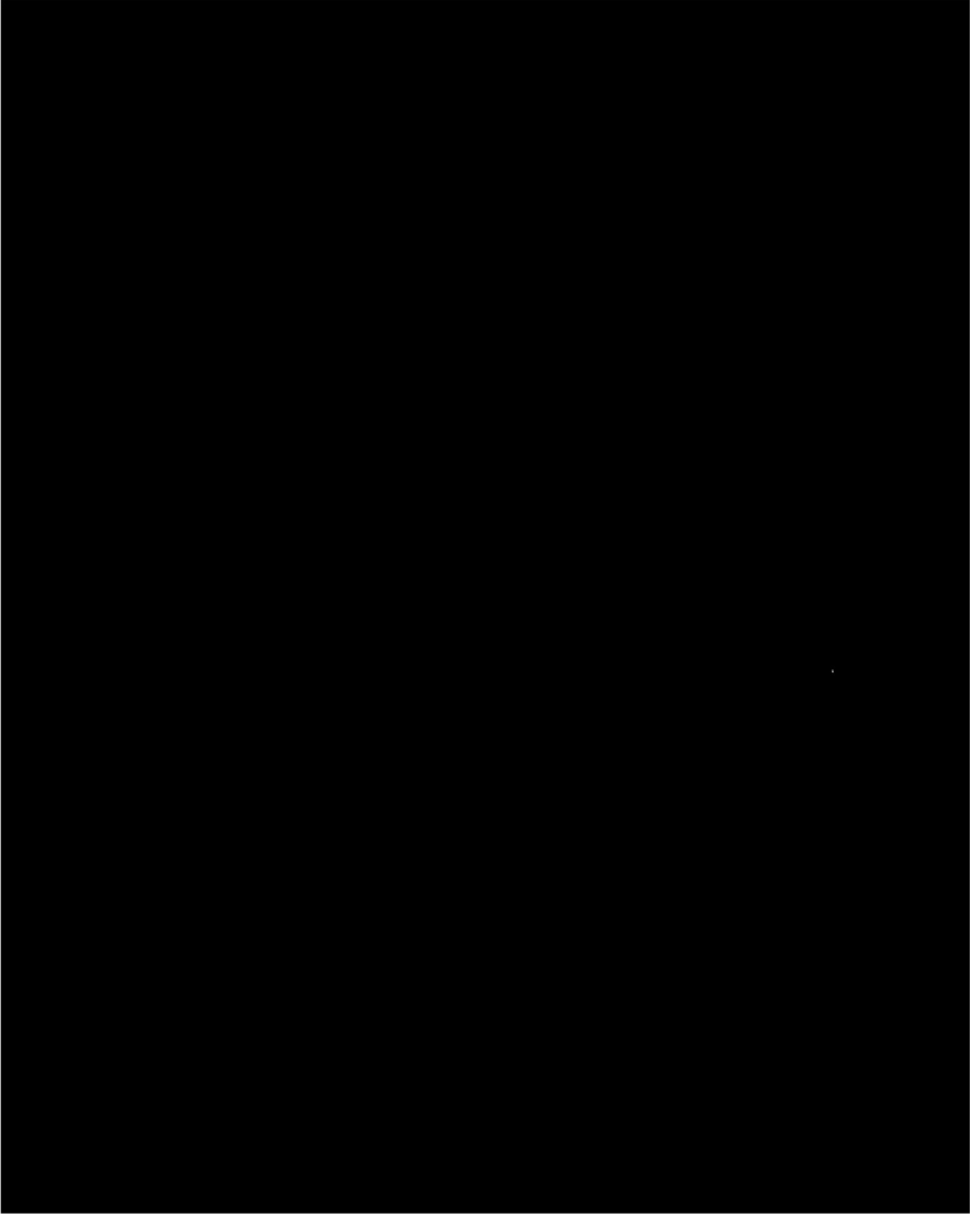
Anahtar Kelimeler: Boru Demeti, Taşınım, Işınım, Katılımcı Ortam, Sonlu Hacimler Yöntemi, P_1 Yaklaşımı

SUMMARY

In the scope of the study, in a participating media, heat transfer from aligned tube banks by convection and radiation was investigated. The most obvious difference of participating media than transparent medium is that the medium participates in radiative heat transfer and affects temperature distribution. Hence, to elaborately examine the heat transfer mechanism, Reynolds number was chosen between 100 – 300, the pitch of tubes was chosen between 1.5 and 3, the conduction – radiation parameter was chosen between 0.0367 – 0.5080 and the single scattering albedo was chosen between 0 and 1, which encompasses 180 different analyses. Analyses were accomplished for two dimensional, steady – state and incompressible flow and emitting, absorbing and isotropically scattering medium. The problem was numerically solved using finite volume method and P_1 approximation through a commercial software. Temperature contour graphs were drawn using results of analyses. Thus, the effects of different parameters on temperature and heat transfer were evaluated. Moreover, total and radiative Nusselt number values were graphically illustrated and elaborately investigated for all the situations.

Keywords: Banks of Tubes, Convection, Radiation, Participating Media, Finite Volume Method, P_1 Approximation

TEŞEKKÜR



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	vi
SUMMARY	vii
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
ÇİZELGELER DİZİNİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ VE AMAÇ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
3. METHOD VE YÖNTEM	21
3.1. Yönetici Denklemler	21
3.1.1. Navier – Stokes denklemleri	21
3.1.2. Işınım transfer denklemi.....	22
3.1.3. Boyutsuz denklemler.....	30
3.2. Problemin Tanıtılması	31
3.2.1. Tek boru üzerinden akış ve ısı transferi	32
3.2.2. Boru demeti üzerinden akış	35
3.3. Ağ Yapısının İncelenmesi	42
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	45
4.1. Doğrulama Çalışmaları	45
4.1.1. Tek silindir için doğrulama çalışmaları.....	45
4.1.2. Boru demeti için doğrulama çalışmaları	47
4.2. Mevcut Çalışma – Akış Görüntülemesi	52
4.2.1. Basınç konturları	52
4.2.2. Hız konturları	54
4.2.3. Akış çizgileri	55
4.2.4. Sıcaklık dağılımı	56
4.3. Nusselt Sayısının Değişimi	64
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	72
KAYNAKLAR DİZİNİ	74

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Su borulu kazan (Anonim'den, 2015)	1
1.2. Boru yerleşim düzenleri (Shah ve Sekulic'den, 2003)	1
3.1. Dışa – saçılma ve soğurulma sebebiyle ışınım şiddetinde azalma (Modest'dan, 2013).....	23
3.2. Bir başka kaynaktan diferansiyel elemana gelen ışınımın saçılması.....	24
3.3. Enerji dengesi için ışın huzmesi.	24
3.4. Isı transfer denkleminin türetilmesi için gerekli kapalı alan.	25
3.5. a) Silindir üzerinde sınır tabaka oluşumu b) Silindir üzerinde, farklı noktalardaki hız profilleri (Incropera vd.'den, 2011).....	32
3.6. Tek silindir üzerinden akış ve ısı transferi analizi için gerekli akış hacmi.....	35
3.7. a) Düzgün sıralı, b) kaydırılmış sıralı boru yerleşim düzenleri (Incropera vd.'den, 2011).....	36
3.8. Boru demeti üzerinden akış ve ısı transferi analizi için gerekli akış hacmi	36
3.9. a) En küçük kesitteki maksimum hız b) En küçük kesitteki hız ve sıcaklık profilleri.	37
3.10. Tek silindir üzerinden akışta ızgara yapısı: a) akış hacmi boyunca b) silindir çevresinde	43
3.11. a) Akış hacmi boyunca kaba ızgara yapısı, silindir çevresinde: b) kaba ızgara yapısı c) kaba ızgara yapısı – 2 d) orta ızgara yapısı e) ince ızgara yapısı	44
4.1. $Re_{maks} = 300$, $S_T^* = 1,5$ değerleri için a) sıra 1 b) sıra 2 ve c) sıra 3'te bulunan silindirlere ait C_f değerleri.....	48
4.2. a) $Re_{maks} = 120$, $S_T^* = 1,5$, sıra-1 b) $Re_{maks} = 120$, $S_T^* = 1,5$, sıra-2 c) $Re_{maks} = 300$, $S_T^* = 1,5$, sıra-1, d) $Re_{maks} = 300$, $S_T^* = 1,5$, sıra-2, e) $Re_{maks} = 300$, $S_T^* = 1,5$, sıra-5, f) $Re_{maks} = 300$, $S_T^* = 2$, sıra-1 durumları için $Nu_{ış.-boru}$ değerleri	49
4.3. a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ d) $S_T^* = 3$ için sürtünme faktörü, f değerleri	50
4.4. a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ d) $S_T^* = 3$ için Colburn J – faktörü değerleri	51
4.5. $Re_{maks} = 100$ için a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ d) $S_T^* = 3$ durumlarındaki boyutsuz basınç dağılımları	53
4.6. $S_T^* = 2$ için a) $Re_{maks} = 100$ b) $Re_{maks} = 150$ c) $Re_{maks} = 200$ d) $Re_{maks} = 250$ e) $Re_{maks} = 300$ durumlarındaki boyutsuz basınç dağılımları.....	53
4.7. $Re_{maks} = 250$ için a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ d) $S_T^* = 3$ durumlarındaki boyutsuz hız dağılımları	54
4.8. $Re_{maks} = 200$ için a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ d) $S_T^* = 3$ durumlarındaki akış çizgileri	55
4.9. $S_T^* = 1,5$ için a) $Re_{maks} = 100$ b) $Re_{maks} = 150$ ve c) $Re_{maks} = 200$ durumlarında 5. silindir arkasındaki çevrim bölgeleri	56

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.10. $Re_{maks} = 100$, $S_T^* = 1,5$ ve $N_R = 0,1034$ şartlarında ve a) yalnızca taşınım b) $\omega = 1$ c) $\omega = 0,5$ ve d) $\omega = 0$ durumlarındaki boyutsuz sıcaklık dağılımları.....	57
4.11. $Re_{maks} = 250$, $S_T^* = 2,5$ ve $N_R = 0,0367$ şartlarında ve a) $\omega = 1$ b) $\omega = 0,5$ c) $\omega = 0$ durumlarındaki boyutsuz sıcaklık dağılımları.....	58
4.12. $Re_{maks} = 100$, $S_T^* = 2$ ve $\omega = 0$ şartlarında ve a) $N_R = 0,5080$ b) $N_R = 0,1034$ c) $N_R = 0,0367$ silindir yüzey sıcaklığı şartlarındaki boyutsuz sıcaklık dağılımları.....	59
4.13. $Re_{maks} = 200$, $S_T^* = 2$ ve $\omega = 0$ şartlarında ve a) $N_R = 0,5080$ b) $N_R = 0,1034$ c) $N_R = 0,0367$ silindir yüzey sıcaklığı durumlarındaki boyutsuz sıcaklık dağılımları.....	60
4.14. $S_T^* = 2$ $\omega = 0$ ve $N_R = 0,1034$ şartlarında ve a) $Re_{maks} = 100$ b) $Re_{maks} = 150$ c) $Re_{maks} = 200$ d) $Re_{maks} = 250$ e) $Re_{maks} = 300$ durumlarındaki boyutsuz sıcaklık dağılımları.....	61
4.15. $S_T^* = 3$ $\omega = 0$ ve $N_R = 0,1034$ şartlarında ve a) $Re_{maks} = 100$ b) $Re_{maks} = 150$ c) $Re_{maks} = 200$ d) $Re_{maks} = 250$ e) $Re_{maks} = 300$ durumlarındaki boyutsuz sıcaklık dağılımları.....	62
4.16. $Re_{maks} = 100$ $\omega = 0,5$ ve $N_R = 0,1034$ şartlarında ve a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ d) $S_T^* = 3$ durumlarındaki boyutsuz sıcaklık dağılımları.....	62
4.17. $Re_{maks} = 300$ $\omega = 0,5$ ve $N_R = 0,0367$ şartlarında ve a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ d) $S_T^* = 3$ durumlarındaki boyutsuz sıcaklık dağılımları.....	63
4.18. $\omega = 0$ durumundaki a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ ve d) $S_T^* = 3$ için $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ değerleri.....	65
4.19. $\omega = 0,5$ durumundaki a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ ve d) $S_T^* = 3$ için $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ değerleri.....	66
4.20. $\omega = 1$ durumundaki a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ ve d) $S_T^* = 3$ için $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ değerleri.....	67
4.21. $\omega = 0$ durumundaki a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ ve d) $S_T^* = 3$ için $\overline{Nu}_{ış.-bdem}$ değerleri.....	68
4.22. $\omega = 0,5$ durumundaki a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ ve d) $S_T^* = 3$ için $\overline{Nu}_{ış.-bdem}$ değerleri.....	69
4.23. $\omega = 1$ durumundaki a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ ve d) $S_T^* = 3$ için $\overline{Nu}_{ış.-bdem}$ değerleri.....	70

ÇİZELGELER DİZİNİ**Çizelge****Sayfa**

- 4.1. Tek silindir üzerinden akışta sürüklenme katsayısı ve Nusselt değerleri ($Re_D = 100$) 46
- 4.2. Tek silindir yüzeyinden taşınım ve ışınım ile ısı geçişi durumunda Nusselt sayıları... 46
- 4.3. Nusselt sayılarının ağ yapısına bağlı olarak değişimi 52

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
A_s	Yüzey alanı (m^2)
c	Işık hızı (m/s)
c_p	Özgül ısı ($J/kg \cdot K$)
C_D	Sürüklenme katsayısı
C_f	Sürtünme katsayısı
C_L	Kaldırma katsayısı
D	Silindir çapı (m)
f	Sürtünme faktörü
F_D	Sürüklenme kuvveti (N)
F_L	Kaldırma kuvveti (N)
G	Gelen ışınım (W/m^2)
\bar{G}	Boyutsuz gelen ışınım
\bar{h}	Ortalama ısı taşınım katsayısı ($W/m^2 \cdot K$)
I	Işınım şiddeti ($W/m^2 \cdot sr$)
\bar{I}	Boyutsuz ışınım şiddeti
J	Colburn J – faktörü
k	Isı iletim katsayısı ($W/m \cdot K$)
L	Silindir uzunluğu (m)
\dot{m}	Kütleli debi (kg/s)
n	Normal birim vektörü
n_L	Boru demetindeki sıra sayısı
N_R	İletim – ışınım parametresi (Planck sayısı)
P	Basınç (N/m^2)
\bar{P}	Boyutsuz basınç

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
q	Isı transferi (W)
q''	Isı akısı (W/m ²)
\mathbf{q}''	Isı akısı vektörü
Q	Boyutsuz ısı akısı
\mathbf{r}	Konum vektörü
$\bar{\mathbf{r}}$	Boyutsuz konum
s	Optik yol
\mathbf{s}	Yön birim vektörü
S_T	Boru demetinde, borular arası dikey mesafe
S_L	Boru demetinde, borular arası yatay mesafe
S_T^*	Borular arası boyutsuz dikey mesafe
S_L^*	Borulara arası boyutsuz yatay mesafe
$S_\lambda(\tau_\lambda, \mathbf{s})$	Kaynak fonksiyonu
T	Sıcaklık (°C, K)
t	Zaman (s)
u	x koordinatı yönündeki hız bileşeni
\bar{u}	\bar{x} koordinatı yönündeki hız bileşeni
U	Hız (m/s)
\bar{U}	Boyutsuz hız
v	y koordinatı yönündeki hız bileşeni
\bar{v}	\bar{y} koordinatı yönündeki hız bileşeni
x, y	Kartezyen koordinatlar
\bar{x}, \bar{y}	Boyutsuz koordinatlar

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklama</u>
Bo	Boltzmann sayısı
CO_2	Karbondiyoksit
DOM	Kesikli ordinatlar metodu (discrete ordinates method)
H_2O	Su buharı
Nu	Yerel Nusselt sayısı
\overline{Nu}	Ortalama Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
P_N	Küresel harmonikler metodu (spherical harmonics method)
Re	Reynolds sayısı
Re_D	Tek silindir üzerinden akışta Reynolds sayısı
St	Stanton sayısı
<u>Yunan Harfleri</u>	<u>Açıklama</u>
ΔT_{lm}	Logaritmik sıcaklık farkı
β	Yok olma katsayısı (m^{-1})
ε	Yayma oranı
θ	Zenit açısı,
Θ	Boyutsuz sıcaklık
κ	Soğurma katsayısı
λ	Dalga boyu
μ	Dinamik viskozite ($kg/m \cdot s$)
ν	Kinematik viskozite (m^2/s)
ω	Kuadratür ağırlıkları
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

Yunan Harfleri

Açıklama

σ	Stefan Boltzmann sabiti ($W/m^2 \cdot K^4$)
σ_s	Saçılma katsayısı (m^{-1})
τ	Optik kalınlık
τ_d	Silindir yüzeyindeki kayma gerilmesi (N/m^2)
Ψ	Azimet açısı
Φ	Saçılma faz fonksiyonu
ω	Saçılma albedosu
Ω	Katı açı (sr)

Alt İndis

Açıklamalar

atm	Atmosfer
b	Siyah cisim (black body)
ζ	Çıkış
d	Duvar/yüzey
ış.	Tek borudan ışınlam ile ısı geçişi durumu
ış.-bdem	Boru demetinden ışınlam ile ısı geçişi durumu
ış.-boru	Boru demeti içerisindeki herhangi bir borudan ışınlam ile ısı geçişi durumu
maks	Maksimum
taş.	Tek borudan taşınım ile ısı geçişi durumu
taş.-bdem	Boru demetinden taşınım ile ısı geçişi durumu
taş.-boru	Boru demeti içerisindeki herhangi bir borudan taşınım ile ısı geçişi durumu
top.	Tek borudan taşınım ve ışınlam ile ısı geçişi durumu

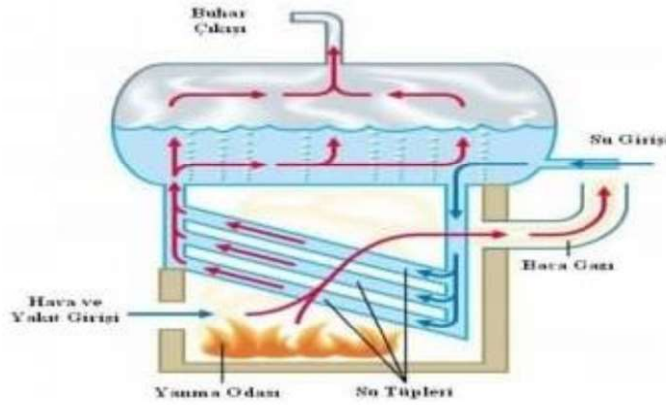
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Alt İndis</u>	<u>Açıklamalar</u>
top.-bdem	Boru demetinden taşınım ve ışıınım ile ısı geçişi durumu
top.-boru	Boru demeti içerisindeki herhangi bir borudan taşınım ve ışıınım ile ısı geçişi durumu
γ	Yığın
λ	Spektral
∞	Giriş/serbest akış

1. GİRİŞ VE AMAÇ

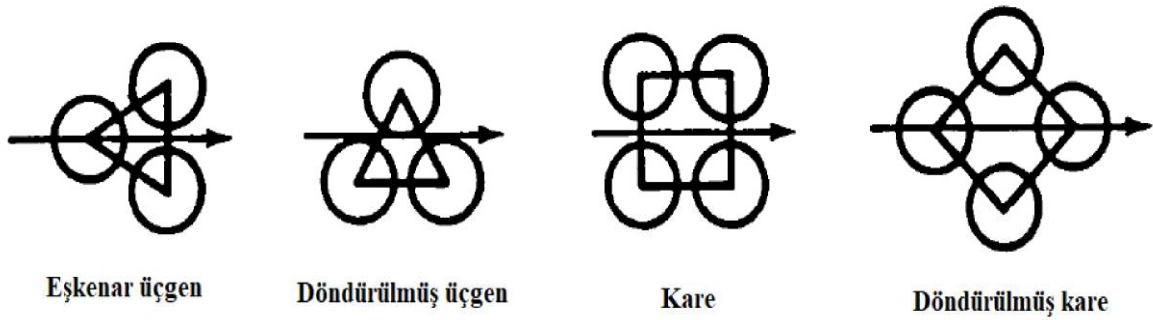
Mevcut çalışmada katılımcı ortama maruz kalan boru demeti üzerinden taşınım ve ışınlımla ısı geçişi incelenmiştir.

Çalışma kapsamında, belli oranlarda H₂O (su buharı) ve CO₂ içeren yanma sonucu gazları ile içerisinden su buharının geçtiği borular arasındaki ısı geçişi incelenmiştir. Bu tarz ısı geçiş mekanizmaları endüstriyel kazanlar ve ısı kazanım sistemleri gibi ısı değiştiricilerinde gerçekleştirilmektedir (Şekil 1.1).



Şekil 1.1. Su borulu kazan (Anonim'den, 2015)

Bu tarz ısı değiştiricilerinde, boru yerleşimi hem ısı transferi miktarı hem de basınç düşümü açısından önem arz etmektedir. Şekil 1.2'de yaygın olarak kullanılan boru yerleşim düzenleri gösterilmiştir.



Şekil 1.2. Boru yerleşim düzenleri (Shah ve Sekulic'den, 2003)

İlgili çalışmada, boru demetinin ışınım ile ısı geçişi açısından katılımcı özellik gösteren akışkan ile temas ettiği düşünülmüştür. Dolayısıyla, ısı transferi, taşınım ile ısı geçişi yanında ışınım ile de gerçekleşmektedir. Işınım ile ısı geçişi için iki tür ortam söz konusudur. Bunlar, ışınım açısından katılımcı özellik gösteren ortam ve katılımcı özellik göstermeyen ortamlardır. Katılımcı özellik göstermeyen ortamlarda, ışınım tamamen yüzeylerin yayma oranına, sıcaklığa ve yüzeylerin birbirlerine göre olan durumlarına bağlıdır. Yüzeylerin birbirlerine göre olan durumları ya da bir başka deyişle bir yüzeyden çıkan ışınım enerjisinin ne kadarının kendisini çevreleyen diğer yüzeylere ulaşacağı şekil faktörü ile hesaplanır. Katılımcı ortam içerisindeki ışınım ile ısı geçişi ise yüzey ışınımına göre pek çok açıdan farklılıklar göstermektedir. En temel farklılık, katılımcı olmayan ortamda, katı yüzeyler tarafından sınırlanan ortam vakum yani içerisinde hava barındırmayan ve iletim ya da taşınım ile ısı geçişinin olmadığı ortam ya da transparan bir gaz içeren ortam olabilir. Her iki durumda da ortam ışınım ile ısı geçişine katkıda bulunmaz ve bu yüzden katılımcı olmayan ortam olarak isimlendirilir. Katılımcı ortamda ise ortam içerisinde H₂O (buhar) ve CO₂ gibi sera gazları bulunmaktadır. Böyle bir ortamda, gaz molekülleri kendilerine gelen fotonları soğurabilir ya da saçabilir veya enerji yayabilirler. Dolayısıyla, ortam da ışınım ile ısı geçişine katkıda bulunmuş olur. İlgili çalışmada, katılımcı özellik gösteren gaza maruz kalan düzgün sıralı düzende yerleştirilmiş boru demetinden taşınım ve ışınım ile ısı geçişi, farklı boru aralıkları, Reynolds sayıları ve farklı boru yüzey sıcaklıkları için incelenmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Boru demeti üzerinden akış, araştırmacılar tarafından çok uzun zamandır çalışılan bir konudur. Araştırmacılar ilgili problemi farklı boru dizilimleri, farklı boru aralıkları ve farklı akış rejimlerini göz önünde bulundurarak gerek deneysel gerekse de sayısal olarak incelemişlerdir. Bu kapsamda, konunun derinliği açısından pek çok farklı çalışmaya yer verilmiştir.

Deneysel olarak incelenmiş çalışmalar: Özellikle bilgisayar teknolojisinin git gide gelişme göstermesiyle birlikte araştırmacıların deneysel çalışmalara olan rağbetinin azaldığını söylemek yanlış olmayacaktır. Ancak, geçmiş yıllarda ve nispeten günümüzde de boru demeti üzerinden akış ve ısı geçişinin deneysel olarak incelendiği görülmektedir. Bu bölümde bu tarz çalışmalara yer verilmiştir.

Boru demeti üzerinden akışta ses ve titreşim faktörleri önemli rol oynamaktadır. Özellikle titreşimin yüksek olması sistemin etkili biçimde çalışmasına engel olmaktadır. Chen (1968) düzgün ve kaydırılmış sıralı düzende yerleştirilmiş boru demetini titreşim ve ses açısından incelemiştir. Yapılan deneylerde Reynolds sayısı 15000 ile 60000 arasında değiştirilmiştir. Chen, titreşimin baskılanması açısından bazı tasarım önerileri ortaya koymuştur. Bir diğer çalışmada, Weaver vd. (1987) türbülanslı rejimde düzgün sıralı konfigürasyonda sıralanmış boru demetini akustik rezonans açısından incelemişlerdir. Yazarlar bu çalışmada, Strouhal sayısı verilerinden faydalanarak titreşime karşı daha dirençli bir tasarım üzerinde çalışmışlardır. Bu amaçla sekiz farklı boru dizilimi çalışılmıştır. Ziada vd. (1989) ise düzgün ve kaydırılmış sıralı düzende yerleştirilmiş boru demetini akustik rezonans açısından incelemişlerdir. Yazarlar, deneylerini düzgün sıralı düzende $S_L^*/S_T^* = 1,35/1,6$ için kaydırılmış sıralı düzende ise $S_L^*/S_T^* = 2,7/1,6$ için gerçekleştirmişlerdir. Reynolds sayısı arttıkça rezonansın gerçekleşmesinin de o kadar muhtemel olduğu belirtilmiştir. Kaydırılmış sıralı düzende akustik rezonansın akış periyodikliğine bağlı olduğu fakat düzgün sıralı düzende bu durumun geçerli olmadığı belirtilmiştir.

Aiba vd. (1982) kaydırılmış sıralı düzende sıralanmış ve borular arası mesafelerin $S_T^* = S_L^* = 1,2$ ve $1,6$ olduğu boru demetini incelemiştir. $1,2 \times 1,2$ olduğu durumda Nusselt sayısının ikinci silindirden itibaren hemen hemen aynı olduğu ancak bu değerlerin birinci silindire ait değerden oldukça fazla olduğu belirtilmiştir. $1,6 \times 1,6$ durumunda ise en yüksek ısı transfer performansının üçüncü silindirden elde edildiği ifade edilmiştir. Birinci silindirden elde edilen ısı transferinin diğerlerine göre %45 – 50 oranında daha düşük olduğu, tek silindirin incelendiği duruma göre ise %20 daha düşük olduğu kaydedilmiştir.

Traub (1990) yaptığı çalışmada doymuş buhar ile hava arasında ısı geçişini sağlayan ve birden üçe kadar sıra dizisi içeren hem düzgün hem de kaydırılmış sıralı düzende yerleştirilmiş boru demetlerini $Re = 1,5 \times 10^4 - 1,5 \times 10^5$ durumları için incelemiştir. Borular arası yatay ve dikey mesafeler ise $1,54$ ve $3,07$ arasında değiştirilmiştir. Sürüklenme kuvvetinin girişteki türbülans yoğunluğundan ve Reynolds sayısından bağımsız olduğu ifade edilmiş ancak çok yüksek Reynolds sayılarında ve türbülans seviyelerinde azalacağı belirtilmiştir. Bu durum ise borular arasındaki akışın değişimi ile açıklanmıştır. Bununla birlikte Nusselt değerlerinde tek sıra için %14 üç sıra için ise %42'ye kadar artışlar elde edilmiştir.

Murray (1993) içerisinde katı partikülleri bulunan gazın düzgün ve kaydırılmış sıralı düzende konumlandırılmış boru demeti üzerinden akışını incelemiştir. Murray, çalışmasında 10 sıra ve 8 sütun halinde eş kenar üçgen şeklinde dağılım ve 10 sıra 9 sütun halinde kare dağılım kullanmıştır. Katı partikül olarak ise küresel cam boncuklar kullanılmıştır. Katı partiküllerin akışkanın termal özelliklerini ve akış yapısını çeşitli şekillerde değiştirdiği için ısı geçişinde etkili olduğu belirtilmiştir. Çoğu akış koşulları için düzgün sıralı boru demeti için elde edilen ısı transfer performansının kaydırılmış sıralı için elde edilene göre daha iyi olduğu ifade edilmiştir.

Yoo vd. (2007) kaydırılmış sıralı düzende sıralanmış boru demetini incelemiştir. Yazarlar, ısı transfer katsayılarını naftalin süblimleşme tekniği vasıtasıyla ısı ve kütle transferi arasındaki benzeşimi kullanarak elde etmişlerdir. Reynolds sayısı 7700 ile 30300 arasıdayken borular arası mesafeler, $S_T^* = S_L^* = 1,5 - 2$ olarak belirlenmiştir. İkinci sıradaki tüp için yerel ısı transfer katsayılarının birinciyle karşılaştırıldığında daha fazla üçüncüde ise

dağılımın ikinciyile benzer olduğu fakat değer olarak daha fazla olduğu ifade edilmiştir. Üçüncü sıradaki tüpten sonraki tüplerde ise çok küçük farklılıklar görülmüş ve bu durum da tam gelişmiş akış ile açıklanmıştır. Birinci tüp ile kıyaslandığında tüm tüp aralıkları için ikinci ve üçüncü tüplere ait ortalama Nusselt sayılarında %30 ve %65'ten fazla artış elde edilmiştir.

Mavridou vd. (2015) çeşitli boru aralıkları için farklı çaplardaki silindirleri içeren düzgün sıralı dağılımdaki boru demetinin yanında yatay pozisyonda arka arkaya sıralanmış biri küçük biri büyük olan silindirlerin analizlerini de gerçekleştirmişlerdir. Silindirlerin dış kısmından hava akışı ortadaki üç sıra silindir içerisinden ise su akışı söz konusudur. Hava akan kısım için $Re = 3100 - 12500$ olan durumlar dikkate alınmıştır. Yazarlar, küçük ve büyük silindirlerin arka arkaya dizildiği 7 sıra ($AA - S_T^* = 3,6, S_L^* = 1,5$) ve 9 sıra dizi ($AB - S_T^* = 2,5, S_L^* = 1,5$), aynı büyüklükteki silindirleri içeren 7 sıra dizi ($AC - S_T^* = 3,6, S_L^* = 2,5$) konfigürasyonlarını incelemişlerdir. Küçük ve büyük silindirlerin arka arkaya dizildiği durumda, borular arası mesafenin $S_L^* = 1,5$ olduğu durumda tek silindir üzeri akışa benzerlik söz konusudur. Aralık arttığında ise silindirler tek bir büyük obje gibi davranmaktadır. AA için Colburn faktörü değerinin AC'ye göre %5 – 10 daha düşük olduğu ifade edilmiştir. Silindirler arası dikey mesafe azaltıldığında ya da Reynolds sayısı arttığında AB için olan Colburn faktörünün AC için olan değere düştüğü vurgulanmıştır. AA ve AC için basınç düşümü değerlerinin oldukça yakın olduğu belirtilmiştir.

Sürekli rejimde incelenmiş sayısal çalışmalar: Sürekli rejimde düzgün ve kaydırılmış sıralı boru demeti üzerinden akış ve ısı geçişi analizlerini içeren çalışmalara da rastlanmaktadır.

Fujii vd. (1984) düzgün sıralı düzendeki boru demetini Reynolds sayılarının 60 ile 300 arasında değiştiği ve Prandtl sayısının da 0,7 olduğu durum için incelemişlerdir. Yazarlar, en yüksek Nusselt değerlerinin boruların 70° lik kısmına karşılık gelen noktada elde edildiğini ve boru sayısının artmasıyla bu değerlerin bir miktar azaldığını ifade etmişlerdir.

Dhaubhadel vd. (1986) boyutsuz boru aralıklarının 1,25 – 1,8 ve Reynolds sayılarının ise 100 – 600 arasında olduğu şartlar için düzgün sıralı düzende konumlandırılmış boru

demeti üzerinden akış ve ısı geçişini laminer rejimde incelemişlerdir. Yazarlar, ikinci silindirden sonra neredeyse akışın tam gelişmiş olduğunu belirtmişlerdir. Yazarlar, yüksek Reynolds sayısında, ısı geçişindeki artışın durulma ve ayrılma noktalarının yer değişiminden kaynaklandığını belirtmişlerdir.

Chen vd. (1986) laminer rejimde, düzgün sıralı ve kaydırılmış sıralı düzende yerleştirilmiş boru demeti üzerinden akış ve ısı geçişinin analizini sonlu elemanlar yöntemi kullanarak gerçekleştirmişlerdir. $Re = 20$ olduğu durumda, borular arası mesafenin artmasıyla birlikte Nu , C_f , C_p ve C_D değerlerinin de birinci silindir için arttığı, ikinci silindir için ise Nu ve C_f değerleri artarken C_p ve C_D değerlerinin azaldığı belirtilmiştir. Ayrıca, Reynolds sayısının artmasıyla birlikte Nu sayısının arttığı, ancak C_f , C_p ve C_D değerlerinin azaldığı vurgulanmıştır. Bu durum için istisna ise $Re > 80$ için kaydırılmış sıralı düzendeki ikinci silindire ait C_p ve C_D değerleridir.

Faghri ve Rao (1987) düzgün sıralı düzende yerleştirilmiş boru demetini tam gelişmiş ve laminer rejimdeki akış için incelemişlerdir. Yazarlar, söz konusu analiz için boruların kanatçıklı olduğu durumu da dikkate almışlardır. Elde edilen sonuçlara göre, kanatçık kullanımı ile birlikte Nusselt sayısında azalma gözlemlenmiştir. Buna sebep olarak ise kanatçıkların durma noktalarına yerleştirildiği ve ısı geçiş alanının efektif şekilde kullanılmadığı gösterilmiştir. Bu durumun kaydırılmış sıralı düzendeki boru demetinde kanatçık kullanımıyla çeliştiği vurgulanmıştır.

Chang vd. (1989) boyutsuz boru aralıklarının 1,5 ve 2 olduğu düzgün sıralı düzende konumlandırılmış boru demetinin analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu analiz için, yazarlar Reynolds sayısının 50 ile 1000 arasında olduğu durumu, Galerkin sonlu elemanlar yöntemini kullanarak incelemişlerdir. Yazarlar, Reynolds sayısının 1000 olduğu durumu laminer rejimde analiz etmekle birlikte $300 \leq Re \leq 3000$ arası durumda laminer türbülans arası geçişlerin olduğunu belirtmişlerdir. Ancak, $Re = 1000$ olan duruma kadar elde edilen ortalama değerlerin güvenilir olduğunu ifade etmişlerdir.

Chen ve Wung (1989) düzgün ve kaydırılmış sıralı düzende yerleştirilmiş boru demetini Reynolds sayılarının 40 – 800 olduğu durum için incelemişlerdir. Prandtl sayıları

için ise 0,1, 1 ve 10 değerlerini kullanmışlardır. Yazarlar, düşük Peclet sayılarında, sıcaklık dağılımının oluşumunda ısıl difüzyonun hâkim olduğunu ancak yüksek değerlerde, taşınım ile ısı geçişinin etkin olduğunu vurgulamışlardır. Yazarlar düzgün sıralı düzende, aynı Peclet sayısı için Re ve Pr sayılarından bağımsız olarak, sıcaklık dağılımlarının çok benzer olduğunu ancak çevrim şiddetlerinin farklı olduğunu vurgulamışlardır.

Zdravistch vd. (1995) laminer ve türbülanslı rejimde kaydırılmış ve düzgün sıralı düzende konumlandırılmış boru demeti üzerinden akış ve ısı geçişini incelemişlerdir. Yazarlar, iki boyutlu analizler dışında üç boyutlu hesaplamalara da yer vermişlerdir. Laminer ve düzgün sıralı düzende yerleştirilmiş boru demeti için akıştaki periyodikliğin 7. borudan sonra elde edildiği vurgulanmıştır. Türbülanslı akış durumunda laminer akışa göre ayrılma noktasının akış yönünde yer değiştirdiği ve bu durumun da iz bölgesi (wake region) boyutunun küçülmesine sebebiyet verdiği vurgulanmıştır.

Wang vd. (2000) laminer rejim koşulları altında ve sürekli rejimde, boru demeti üzerinden akış ve ısı geçişini incelemişlerdir. Söz konusu çalışmada, yazarlar, 2 boyutta sonlu hacimler yöntemini kullanarak aralarında 1,25, 1,5 ve 2 nominal boyutsuz aralık kadar mesafe bulunan ve eşkenar üçgen ile döndürülmüş kare düzeninde yerleştirilmiş 10 tane borunun analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada, Re_{maks} değeri 100 ve 300 alınırken Prandtl sayısı 0,71 değerinde sabit tutulmuştur. Yapılan analizler sonucunda, son borunun arkasında oluşan çevrim bölgesinin $Re_{maks} = 300$ için $Re_{maks} = 100$ olduğu duruma göre çok daha geniş olduğu belirtilmiştir. Bununla birlikte, Reynolds sayısının artışıyla, boru üzerindeki akış ayrılması daha küçük açılarda gerçekleşmektedir. Örneğin, $Re_{maks} = 100$ değerinde 160° 'de gerçekleşen akış ayrılmasının $Re_{maks} = 300$ değerinde 120° 'de gerçekleştiği vurgulanmıştır. Son olarak, Wang vd. (2000) yerel Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı değerlerinin aynı nominal boru mesafesi için genel olarak, eşkenar üçgen düzeninde, döndürülmüş kare tarzında boru yerleşimine göre daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir.

Wilson ve Bassiouny (2000) düzgün sıralı ve kaydırılmış sıralı düzende yerleştirilmiş 2 sıralı ve tek sıralı boru demetinin laminer ve türbülanslı rejimde enerji transferi ve akış açısından analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Tek sıralı durum için, laminer akışta, Reynolds

sayısının artışıyla birlikte sürtünme faktörünün azaldığı, türbülanslı akışta ise $Re = 10000$ 'e kadar yine azalma gösterdiği ve bu değerde minimuma ulaşıldığı daha sonra tekrar artış gözlemlendiği vurgulanmıştır. Nusselt sayısı için ise dikey yöndeki mesafenin önemli olduğu ve artan dikey mesafe ile Nusselt sayısının azaldığı belirtilmiştir. İki sıralı durumu ele alan analizler incelendiğinde ise, düzgün sıralı dağılımda, yatay yöndeki mesafenin artışıyla sürtünme faktörünün de arttığı vurgulanmıştır. Nusselt sayısındaki artışın ise temel olarak Reynolds sayısından kaynaklandığı ve yatay yöndeki mesafenin etkisinin olmadığı ifade edilmiştir. Kaydırılmış sıralı düzende konumlandırılmış borular için ise yatay mesafenin dikey mesafeye oranının 1'den küçük ve 1'den büyük olduğu durumlarda sürtünme faktörünün azaldığı gözlemlenmiştir.

Buyruk (2002) arka arkaya sıralı iki silindirin, Reynolds sayısının 400 olduğu ve boyutsuz mesafe, S_L^* 'nin 1,13 ile 6 arasında değiştiği durumu incelemiştir. Bunun yanında, $S_T^* \times S_L^*$ 'nin 2×2 olduğu durum için düzgün sıralı ve kaydırılmış sıralı düzende yerleştirilmiş boruların analizi gerçekleştirilmiştir. Bu analizler için ise Reynolds sayısı 80 ile 200 arasında değiştirilmiştir. Yazar iki silindirin arka arkaya sıralı olduğu durum için silindirler arasındaki mesafenin artmasıyla, sıcaklıktaki azalmanın önemli hale geldiğini belirtmiştir. Bu durum, silindirler arasındaki mesafenin azalmasıyla iki silindirin akışa engel olduğu sonucuyla açıklanmıştır. Diğer durumlar için ise, düzgün sıralı durumda birinci sırada bulunan silindir, ikinci sırada bulunana göre ısı geçişi açısından daha yüksek performans gösterirken, kaydırılmış sıralı durumda tam tersi görülmektedir.

El-Shaboury ve Ormiston (2005), yaptıkları çalışmada, düzgün olarak sıralanmış ve aralarında 1,25, 1,5 ve 2,0 kadar boyutsuz mesafe bulunan 5 tane borunun laminer rejimde, akış ve ısı geçişi yönünden analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu analiz için, yazarlar, Re_{maks} değerinin 100 ve 300 olduğu ve Prandtl sayısının ise 0,71 olduğu durumu ele almışlardır. Yazarlar, birinci borunun ön yüzeyindeki yani akışla ilk karşılaşan yüzeydeki ısı geçişinin ikinci borunun ön yüzeyinde gerçekleşen miktara göre daha fazla olduğunu ifade etmişlerdir. Ayrıca, her iki borunun arka kısımlarında da ısı geçişinde azalma gözlemlenmişlerdir. Bu sonuç arka kısımlarda oluşan çevrim bölgeleriyle açıklanmıştır. Buna ek olarak, birinci borunun ön yüzeyinde herhangi bir çevrim görülmediği için, sürtünme faktörü birinci borunun ön yüzeyinde daima pozitifdir. Ancak, örneğin, $Re_{maks} = 300$ için diğer borularda,

çevrim bölgelerinden dolayı, boruların 50°'lik kısmına kadar olan bölgede sürtünme katsayıları negatiftir. Sürtünme katsayısındaki negatiflik, akış ayrılmasının başladığı 120°'de tekrar gözlemlenir. Ayrıca, yazarlar, beşinci borunun arkasında oluşan çevrim bölgesinden dolayı Nusselt sayısında bir artış meydana geldiğini belirtmişlerdir. Yazarlar, Reynolds sayısının değişimiyle ilgili ise iki önemli sonuca değinmiştir. Bunlar, kayma gerilmesinin sürtünme faktörünün azalmasına rağmen Reynolds sayısı ile artışı ve yüksek Reynolds sayılarında, akış ayrılmasının daha erken meydana gelmesi olarak belirtilmiştir. Bu çalışmada hem dikey hem de yatay yöndeki borular arası mesafe incelenmiştir ve ayrılma noktası ile yeniden bağlanma noktalarının yatay yöndeki mesafeyle değişim gösterdiği ancak dikey yöndeki mesafeyle değişimin ihmal edilebilir olduğu belirtilmiştir. Yerel Nusselt sayısı ise daha düşük dikey mesafe ile artış göstermektedir. Son olarak, yazarlar, düşük dikey mesafede basınç düşümünün daha büyük olduğunu ve sabit dikey mesafe için artan yatay mesafe ile basınç düşümünün az da olsa artış gösterdiğini vurgulamışlardır.

Taler ve Taler (2009) yaptıkları çalışmada radyant platen kızdırıcılarda ışıınım ısı transfer katsayısının belirlenmesi üzerine araştırma yapmışlardır. Yazarlar, ışıınım ısı geçiş katsayısının hesaplanabilmesi için, bir formül ortaya atmışlardır. Bu formül, P_1 yöntemi kullanılarak türetilmiştir. Elde edilen formülün doğrulunu saptayabilmek için ticari bir yazılımdan da faydalanılmıştır.

Ibrahim ve Al-Qassimi (2010) kutu tipi yanmalı ısıtıcılarda taşınım ve yüzey ışıınımıyla ısı geçişini incelemişlerdir. İncelenen ısıtıcılar taşınım, ışıınım ve kalkan olmak üzere toplam üç bölümden oluşmaktadır. Taşınım kısmında borular tarafından taşınan akışkan yanma gazları tarafından ısıtılırken ışıınım kısmında ısı geçişi borular ve alevler arasında ışıınımla gerçekleşmektedir. Yapılan çalışmada, yanmalı ısıtıcıların veriminin büyük oranda taşınım kısmında baca gazlarından elde edilen ısı kazanımına bağlı olduğu ifade edilmiştir. Yazarlar, taşınım kısmında, çivili boru kullanımıyla birlikte verimin arttığını belirtmişlerdir. Çalışmada, efektif gaz sıcaklığı Newton-Raphson yöntemi ile belirlenmiştir.

Floan ve Sparrow (2012) yaptıkları çalışmada üç meseleyi incelemişlerdir. Bunlar, standart bir ticari yazılımda kullanılan periyodiklik ile ilgili model, sürtünmenin baskın olduğu laminer rejim ve son olarak da periyodik yapı içerisinde maksimum hızın yerinin

tespiti. Yazarlar, boru demeti üzerinden akışın geçmişte birçok kez çalışılmasına rağmen bazı noktaların doğru anlaşılmadığını vurgulamışlardır. Bunlardan biri maksimum hızın yeridir. Yazarlar maksimum hızın en küçük kesit alanda oluşmadığını ifade etmişlerdir. Bunun yerine, örneğin $Re = 50$ ve borular arası boyutsuz mesafenin 1,25 olduğu durumda en küçük kesit alanının daha ilerisinde, $Re = 1125$ ve borular arası mesafenin 2 olduğu durumda ise en küçük kesit alanının daha gerisinde oluştuğunu tespit etmişlerdir.

Huang ve Jang (2012) laminer rejimde, düzgün ve kaydırılmış sıralı düzende konumlandırılmış boru demeti üzerinden, içerisinde Al_2O_3 nano parçacıkları bulunan su akışını incelemişlerdir. Yazarlar, tıpkı diğer çalışmalarda olduğu gibi kaydırılmış sıralı düzende elde edilen ısı geçişinin düzgün sıralı düzende elde edilenden daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir. Bunun yanında, basıncın da ısı geçişinin tersi yönünde davranış gösterdiği belirtilmiştir. Ayrıca, nano parçacık konsantrasyonunun artmasının ısı geçişinde artış getirmesinin yanında basınç düşümünü de arttırdığı ifade edilmiştir.

Sahel vd. (2015) düzgün sıralı düzende yerleştirilmiş ve üzerlerinde ikiz kenar üçgen ve dikdörtgen şeklinde girdap üreticiler bulunan boru demetini incelemişlerdir. Yazarlar, klasik boru dağılımında, boru arkalarında akışkan durgun vaziyette olduğundan dolayı sıcak noktaların buralarda gözlemlendiğini ifade etmişlerdir. Ancak, girdap üreticiler kullanıldığında boru arkalarındaki sıcak bölgelerin önemli derecede kaybolduğunu ve ısı performansın da arttığını ifade etmişlerdir. Ayrıca, Nusselt sayısının, Reynolds sayısının 400 ile 800 arasında değiştiği durum için girdap üreticilerinin tüm hücum açılarında, neredeyse aynı olduğunu ve 9,5 ile 14,5 arasında değiştiği vurgulanmıştır. Isı transferindeki en fazla iyileşmenin hücum açısının 0° olduğu girdap üreticide elde edildiği ve ısı transfer katsayısının dikdörtgen girdap üretici kullanıldığı duruma göre %69, girdap üretici kullanılmadığı duruma göre %95 oranında daha fazla olduğu belirtilmiştir. Basınç düşümü açısından bakıldığında ise, basınç faktörünün en yüksek olduğu durumun girdap üretici kullanılmadığı durumun 3 katı fazlası olan dikdörtgen girdap üretici kullanıldığı durum olduğu belirtilmiştir.

Ahmed vd. (2017) alüminyum oksit (Al_2O_3) parçacıkları içeren suyun laminer rejimde, kaydırılmış sıralı düzende yerleştirilmiş boru demeti üzerinden aktığı problemin çözümünü gerçekleştirmişlerdir. Bu analizde, Reynolds sayısı 100 ile 600 arasında

değiştirilirken, nano parçacıkların hacimsel oranı ise 0 ile 0,05 arasında değiştirilmiştir. Yazarlar, nano parçacık konsantrasyonunun %5 olduğu ve $S_T^* = 2$ ve $S_L^* = 1,5$ olduğu durum için yaptıkları analizde, Reynolds sayısının artışı ile birlikte boruların arkasında oluşan çevrim bölgelerinin genişlediğini belirtmişlerdir. Ayrıca, yine aynı boru aralıkları için artan nano parçacık oranı ile birlikte Nusselt sayısının da arttığı ifade edilmiştir. Sürtünme faktörü için ise artan nano parçacık oranının akışkan viskozitesini arttırdığı ve bu durumun da sürtünme faktörünün artmasına sebebiyet verdiği belirtilmiştir. Yazarlar, yaptıkları analizler sonucunda, en iyi termo-hidrolik performansın nano parçacık oranının %5 ve $S_T^* = 2,5$ ve $S_L^* = 1,5$ olduğu durumda elde edildiğini ifade etmişlerdir.

Wang vd. (2017) metal köpük ile kaplanmış ve kaydırılmış sıralı düzende sıralanmış boru demetinin analizini gerçekleştirmişlerdir. Yazarlar, köpük kalınlığının artışı ile sıcaklığın daha fazla ve hızlı düştüğünü belirtmiş ve bu durumun daha iyi ısı transfer performansı sağladığını ifade etmişlerdir. Köpük kalınlığının artışıyla basınç düşümünün ise yine arttığı belirtilmiştir. Isı transfer performansının metal köpük kullanıldığı durumda kullanılmadığı duruma göre daha iyi olduğu görülmüş ve bununla birlikte basınç düşümünün de yine daha yüksek olduğu ifade edilmiştir. Colburn faktörü ile basınç faktörü arasındaki ilişkiyi veren ifadenin ise boyutsuz köpük kalınlığının 0,15 olduğu durumda en yüksek değerini aldığı vurgulanmıştır.

Bender vd. (2018) yeni bir yaklaşım olarak trapez düzende sıralanmış dokuz borunun ısı ve hidrodinamik açıdan analizini gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca, trapez faktörünün bir fonksiyonu olan entropi üretimi, ikinci yasa analizi açısından hesaplanmıştır. Yapılan analizlerde, akışkan hızı türbülanslı rejim altında 4 ile 11 m/s arasında değiştirilirken girişteki türbülans yoğunluğu %1 olarak kabul edilmiştir. Boru yüzeyleri için ise sabit ısı akısı uygulanmıştır. Yeni trapez yaklaşımın, hidrodinamik ve ısı açıdan değerlendirildiğinde düzgün ve kaydırılmış sıralı dizilim arasında bir performans gösterdiği belirtilmiştir. En iyi ısı performansın trapez parametresinin, 12/16 olduğu durumda elde edildiği ancak basınç düşümünün de maksimum olduğu belirtilmiştir. Aynı zamanda entropi üretimi açısından en iyi konfigürasyon, trapez parametresinin 3/16 olduğu durum olarak ifade edilmiştir.

Gorman vd. (2019) 1 ile 20 boru sayısı arasında değişen ve Re_{maks} değerinin 100 – 1000 arasında olduğu durum için düzgün sıralı düzendeki boru demetini incelemişlerdir. Yazarlar, tam gelişmiş akış için laminer ve türbülanslı akış modellerinde elde edilen Nusselt sayılarının birbirinden çok farklı olmadığı ve en yüksek farklılığın %22 olduğunu ayrıca Re_{maks} değerinin 100 ile 800 arasında olduğu durumda bu farkın %6 – 7 arasında olduğunu vurgulamışlardır. Ayrıca, türbülanslı durumda, laminer rejime göre daha az tüp sayısından sonra tam gelişmiş akışa ulaşıldığından bahsedilmiştir. Bununla birlikte tek tüpün ısı açıdan aktif olduğu durumda elde edilen Nusselt sayısının tüm tüplerin aktif olduğu duruma göre daha büyük olduğu ifade edilmiştir.

Sahamifar vd. (2019) kaydırılmış sıralı düzende yerleştirilmiş boru demetinin yatay ve dikey yöndeki boru aralıkları açısından optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Optimizasyon işlemi türbülanslı akışta icra edilmiştir. Buna ek olarak, optimum yerleşim düzeninde, Reynolds ve Prandtl sayılarının etkisi de ayrı ayrı incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda borular arası mesafenin Prandtl ve Reynolds sayısından bağımsız olduğu ve optimum değerlerin $S_L^* \cong 1$, $S_T^* \cong 1,3$ olduğu vurgulanmıştır. Ayrıca bu boru yerleşimi için kompaktlık değerinin ise 0,6 olduğu ifade edilmiştir.

Liesche ve Sundmacher (2019) hidrojen siyanür (HCN) üretimi amacıyla kullanılan reaktörlerdeki fırınlar içerisinde yer alan boru demetinin optimize edilmesi üzerine çalışmışlardır. Bu çalışma için hem düzgün hem de kaydırılmış sıralı boru demeti dikkate alınmıştır. Optimizasyon için iki önemli parametre öne çıkarılmıştır. Bunlar, yüzey ve gaz tabakası yarma oranı ve toplam şekil faktörüdür. Yazarlar, ışınımın fırının her yerinde baskın olmadığını ancak yanma sonu gazlarının hız dağılımına bağlı olarak %60 – 95 oranlarında olduğunu ifade etmişlerdir. Genel itibariyle, kaydırılmış sıralı düzenin düzgün sıralıya göre ısı açıdan daha baskın olduğu ifade edilmiştir.

Geçici rejimde incelenmiş sayısal çalışmalar: Boru demeti üzerinden akış ve ısı geçişinin geçici rejimde sayısal olarak incelendiği çalışmalar da mevcuttur. Boru demetinin yanında tek silindir ya da hem yatay hem de dikey yönde arka arkaya sıralı silindirlerin analizleri de gerçekleştirilmiş olup silindir arkasındaki girdap kopmaları (vortex shedding) incelenmiştir.

Slaouti ve Stansby (1992) $Re = 200$ olduğu durum için yatay ve dikey yönde konumlandırılmış iki silindir etrafından akışı incelemişlerdir. Dikey pozisyonda konumlandırılmış silindirler için $S_T^* > 3,5$ olduğu durumda silindirler arasındaki etkileşimin ihmal edilebilir düzeyde olduğu vurgulanmıştır. $2 < S_T^* < 3,5$ olduğu durumda her bir silindir tarafından girdap caddesi oluştuğu ifade edilmiştir. $1,2 < S_T^* < 2$ olduğu durumda ise silindirler arası etkileşimin güçlü olduğu ve bir tane dar iz bölgesi bir tane de geniş iz bölgesi oluştuğu vurgulanmıştır. $1 < S_T^* < 1,2$ durumunda ise geniş ölçekte bir girdap caddesi oluştuğu vurgulanmıştır. Yatay pozisyonda konumlandırılmış silindirler için ise silindirler arası kritik mesafenin $3,4 < S_L^* < 3,8$ olduğu duruma karşılık geldiği ifade edilmiştir. $S_L^* < 3,4$ 'nin girdap kopması olmadığı durum, $S_L^* > 3,8$ 'in ise her bir silindirin ayrı ayrı girdap oluşturduğu durum olduğu ifade edilmiştir.

Kaminski vd. (1995) propanın yanması sonucu ortaya çıkan yanma sonu gazlarının oluşturduğu katılımcı ortamda tek silindirden taşınım ve ışıınım ile gerçekleşen ısı geçişini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Yapılan analizlerde $Re = 500$ durumu incelenmiş ve gri olmayan ve saçılma yapmayan ortam kabulü yapılmıştır. Sayısal çalışma için yazarlar, sonlu elemanlar yöntemini kullanmış olup ışıınım denklemlerinin çözümü için küresel harmonikler metodu (spherical harmonics method) altında P_1 yaklaşımından faydalanmışlardır. Sayısal ve deneysel analizlerin kıyası sonucunda, yazarlar birbirine yakın sonuçlar elde etmişlerdir. Nusselt sayısının CO_2 ve H_2O oranları ile mutlaka artış göstermediği belirtilmiş olup bu oranlar sıfıra yaklaştığında ise Nusselt sayısının yalnızca taşınım incelenen duruma yaklaştığı ifade edilmiştir. Ayrıca, gaz sıcaklığının 746 K olduğu durumda CO_2 ve H_2O oranları yüksek olmasına rağmen, yalnızca taşınım ve taşınım ile ışıınının birlikte olduğu durumların yerel Nusselt sayısının birbirine oldukça yakın olduğu belirtilmiştir.

Mittal vd. (1997) yatay pozisyonda arka arkaya konumlandırılmış ve kaydırılmış sıralı düzendeki iki silindir üzerinden akışı incelemişlerdir. Arka arkaya sıralı silindirler için aradaki boyutsuz mesafeler 2,5 ve 5,5 olarak ayarlanırken, kaydırılmış sıralı düzende yatay mesafe 5,5 ve dikey mesafe 0,7 olarak ayarlanmıştır. Çözümler, $Re = 100$ ve 1000 için

gerçekleştirilmiştir. Yazarlar, arka arkaya sıralı durum için $S_L^* = 2,5$ ve $Re = 100$ değerinde birinci silindir arkasında girdap kopması gözlemlenmediğini ifade etmişlerdir. $Re = 100$ ve $S_L^* = 5,5$ olduğu durumun ise $Re = 1000$ ve $S_L^* = 2,5$ olduğu durumla oldukça benzer olduğu belirtilmiştir. $Re = 1000$ ve $S_L^* = 5,5$ olduğu durumda ilk silindirin ikinci silindirden pek fazla etkilenmediği ve sanki tek silindirmiş gibi davrandığı vurgulanmıştır. Fakat ikinci silindirin ilk silindirden dolayı büyük kuvvetlere maruz kaldığı ifade edilmiştir. $Re = 100$, $S_T^* = 0,7$ ve $S_L^* = 5,5$ durumunda arka arkaya sıralı durumdan farklı olarak her iki silindirden de girdap kopmaları gözlemlenmiştir.

Gowda vd. (1998) düzgün sıralı düzende konumlandırılmış boru demeti üzerinden akış ve ısı geçişini, Reynolds sayısının 100, Prandtl sayısının 0,7 ve boyutsuz aralıkların 1,5 ile 2 olduğu durumlar için incelemiştir. $S_L^* = S_T^* = 1,5$ olduğu durum için boyutsuz zaman parametresi, $\tau = 0,1$ 'de C_f 'nin tüm silindirler için aynı olduğu, $\tau = 1,0$ 'de ise ilk silindirin ön yarısı ile son silindirin arka yarısı haricinde tüm silindirler için yine aynı değeri aldığı ifade edilmiştir. $\tau = 1,0$ 'de maksimum yerel Nusselt sayısının 50° 'de olduğu $\tau = 15,0$ 'de (sürekli rejim) ise 60° 'de olduğu vurgulanmıştır.

Meneghini vd. (2001) yatay ve dikey yönde arka arkaya konumlandırılmış silindirler etrafından akışı $Re = 100$ ve 200 durumları için incelemiştir. Yazarlar, söz konusu analiz için Galerkin sonlu elemanlar yöntemini kullanmışlardır. Yatay pozisyonda konumlandırılmış silindirler için $S_L^* = 3$ olduğu durumda, sürüklenme katsayısının çıkışa yakın silindir için negatif, girişe yakın silindir için ise pozitif olduğu vurgulanmıştır. Silindirler arası boşluk arttığında ise ikinci silindire ait değerin de arttığı ifade edilmiştir. $S_L^* = 1,5$ ve 2 olduğu durumlarda kaldırma katsayısına ait genlik değerlerinin her iki silindir için de düşük olduğu, $S_L^* = 3$ 'e çıkarıldığında ise çıkışa yakın bölgedeki silindire ait genlik değerinin tek silindire ait olan genlik değerine ulaştığı vurgulanmıştır. Küçük boşluklarda, Strouhal sayısının tek silindirin incelendiği duruma göre oldukça küçük, $S_L^* = 3$ durumunda ise tek silindir için elde edilen değerin %65'i olduğu ifade edilmiştir. Dikey pozisyonda konumlandırılmış silindirler için silindirler arasında bir itme kuvveti olduğu vurgulanmıştır.

Sharman vd. (2005) $Re = 100$ için yatay pozisyonda arka arkaya sıralı iki silindirin analizini gerçekleştirmişlerdir. Silindirler arası mesafe $2 - 10$ çap mesafesi olarak belirlenmiştir. Yapılan analizler, yazarlar tarafından yeni geliştirilen hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kodu ile çözdürülmüştür. Birinci silindirin alt ve üst kısmında oluşan ayrılma noktalarının $S_L^* = 2$ durumunda 133 ile 138° arasında değiştiği $S_L^* = 4$ için ise 118 ile 125° arasında değiştiği vurgulanmıştır. İkinci silindir için ise ikişer ayrılma ve tekrar bağlanma noktalarının olduğu vurgulanmıştır. Ayrılma noktalarının $S_L^* = 2$ olduğu durumda 133 ile 138° arasında değiştiği yeniden bağlanma noktalarının ise 56 ile 58° arasında değiştiği ifade edilirken $S_L^* = 4$ durumunda, yalnızca birer ayrılma ve yeniden bağlanma noktası olduğu ifade edilmiştir. Silindirler arası kritik mesafenin ise $S_L^* = 3,75 - 4$ arasında elde edildiği vurgulanmıştır. Bu noktada sürüklenme katsayısının her iki silindir için de ani artış gösterdiği belirtilmiştir.

Mahir ve Altaç (2008) arka arkaya dizilmiş, aralarında $S_L^* = 2 - 10$ mesafe bulunan iki silindirin, Reynolds sayısının 100 ve 200 olduğu laminer rejimde analizini gerçekleştirmişlerdir. Yazarlar, birden fazla silindir incelenmesi durumunda, iz bölgesinin tek silindir arkasında oluşan iz bölgesine göre farklı olduğunu belirtmişlerdir. Yazarlar, $S_L^* = 2$ olduğu durumda $Re = 100$ için silindirler arasında girdap kopması gözlemlenmediğini ancak ikinci silindir arkasında, akışta dalgalanma olduğunu belirtmişlerdir. $Re = 200$ olduğu durumda ise akıştaki dalgalanmanın girdap kopmasına dönüştüğü vurgulanmıştır. Ayrıca, maksimum ısı transferinin birinci silindirdeki durma noktasında olduğu, minimum değer ise ayrılma noktaları ile ikinci silindirdeki durma noktası arasında olduğu vurgulanmıştır. İncelenen her iki Re değeri için de hem birinci hem de ikinci silindirlerdeki ortalama Nusselt değerlerinin $S_L^* = 4$ olduğu duruma kadar arttığı $S_L^* \geq 4$ durumunda ise sabit kaldığı belirtilmiştir.

Cho ve Son (2008) dikey pozisyonda konumlandırılmış 8 tane tüpün akış ve ısı geçişi açısından analizini gerçekleştirmişlerdir. Söz konusu analizler $20 \leq Re \leq 180$ ve $Pr = 0,71$ için gerçekleştirilmiştir. $Re = 20$ ve 40 olan durumda akışın tam rejimde olduğu ve 2. ve 7. tüpler arasında bir etkileşim olmadığı yalnızca 1. tüp ile üst duvar ve 8. tüp ile alt duvar arasında etkileşimler olduğu vurgulanmıştır. $Re \geq 60$ durumunda ise girdap kopmaları

gözlemlenmiştir. $Re = 60$ olduğu durumda iz bölgesindeki vorteksler akış ilerledikçe merkezde birleşir. $Re = 180$ durumunda ise vorteksler tüm akış bölgesinde dağılırlar. $Re = 20$ olduğu durumda 1. tüpün üst kısmında ve 8. tüpün alt kısmında herhangi bir ayrılma gözlemlenmezken Reynolds sayısı arttıkça tüplerin alt ve üst kısımlarında oluşan akış ayrılmaları giriş yönüne kaymaktadır. Ayrıca, yazarlar, 1. tüpe ait sürüklenme katsayısının 2, 3 ve 4'e ait olan değerden küçük olduğunu ve bunun sebebinin de üst duvarda oluşan hız sınır tabakadan dolayı 1. tüp etrafında oluşan hızın düşük olması olarak belirtmişlerdir. Aynı durumun 5, 6, 7 ve 8. tüpler için de geçerli olduğu ifade edilmiştir. 1. silindire ait kaldırma katsayısının $Re \geq 40$ için pozitif olduğu $Re = 20$ durumunda ise negatif olduğu ifade edilmiştir. Ayrıca, Reynolds sayısı arttıkça 2, 3 ve 4. silindire ait kaldırma katsayılarının sıfıra yaklaştığı vurgulanmıştır. 5, 6 ve 7. silindire ait kaldırma katsayısı değerlerinin ise 2, 3 ve 4. silindire ait değerlerle aynı fakat negatif işaretlisi olduğu belirtilmiştir. Bunun haricinde 2, 3 ve 4. silindirlere ait Nusselt değerlerinin birbirine yakın ve 1. silindire ait değerden fazla olduğu vurgulanmıştır.

Liang vd. (2009) boru aralıklarının girdap kopmasına etkisini araştırmak amacıyla yatay pozisyonda arka arkaya sıralanmış 6 borunun Reynolds sayısının 100 olduğu durum için analizini gerçekleştirmişlerdir. Borular arası mesafenin $S_L^* = 2,1$ olduğu durumda silindirler arasında çevrim bölgeleri olduğu son silindirin arkasında ise zayıf bir girdap kopması gözlemlendiği ifade edilmiştir. Borular arası mesafe $S_L^* = 2,3$ olduğunda ise 3 tane simetrik girdap bölgesi ve son 3 silindirde de simetrik olmayan vorteks bölgeleri olduğu kaydedilmiştir. Borular arası mesafenin $S_L^* = 2,5$ olduğunda da ilk iki boşlukta hemen hemen simetrik iki tane vorteks ve 3. ve 4. silindirler arasındaki boşlukta ise simetrik olmayan vorteks oluşumu gözlemlenmektedir. Sürüklenme katsayısının S_L^* 'nin değişimiyle birlikte ilk iki silindir için benzer davranış gösterdiği, 3. silindire ait değer ise lineer olarak arttığı ve sonraki silindirlere ait değerlerin de benzerlik gösterdiği ifade edilmiştir.

Luo vd. (2015) paslanmaz çelikten üretilmiş 10×10 düzgün sıralı düzende konumlandırılmış boru demetini analiz etmiş olup orta sırada bulunan ısı değiştiricisi tüplerine kömür külleri sebebiyle çarpma ve aşınma durumlarını incelemiştir. Aşınmanın kömürle çalışan güç santrallerinde ve kimyasal reaktörlerde ciddi bir problem olduğu ifade edilmiştir. Yazarlar, $Re = 2000$ durumunu ve Stokes sayılarının $0,01 - 10$ olduğu durumları

incelemişlerdir. 1800 tane partikül homojen olarak 0,2'lik zaman periyotlarıyla girişten serbest bırakılmıştır. Partikül dağılımında girdap kopması yapılarının ve partikül duvar etkileşimlerinin etkili olduğu vurgulanmıştır. Farklı partikül dağılımlarının çeşitli partikül etkileşimlerine sebebiyet vereceği ve farklı aşınma karakteristiklerinden sorumlu olabileceği ifade edilmiştir. Birinci tüpteki aşınmanın partikül boyutunun artmasıyla arttığı, orta büyüklükteki partiküllerin $St = 1,6$ 'da diğer tüpler için en büyük etkiyi yaptığı vurgulanmıştır. Ayrıca maksimum yerel aşınmanın her tüpün ön yüzünde gözlemlendiği belirtilmiştir.

Pachpute vd. (2015) yaptıkları çalışmada katılımcı ortam içerisinde tek silindir üzerinden taşınım ve ışıınım ile ısı geçişini incelemişlerdir. Bu çalışmada Reynolds sayıları laminer rejim için 100 ile 500, türbülanslı rejim için 7190 – 50350 olarak alınmıştır. Saçılma katsayısı ve soğurma katsayısı için ise $0 - 60 \text{ m}^{-1}$ durumları ele alınmıştır. Işınım ile ısı geçişini kapsayan denklemlerin çözülebilmesi için kesikli ordinatlar metodu yani discrete ordinates method (DOM) kullanılmıştır. Yazarlar, 2B ve 3B modeller arasındaki farkı görebilmek amacıyla yalnızca taşınım ile ısı geçişinin aktif olduğu durum için bir karşılaştırma yapmışlar ve Nusselt sayısının 2B durumda 3B duruma göre %2.5 daha fazla olduğunu belirtmişlerdir. $Re = 100$ olduğu durumda sadece taşınım ile ve hem taşınım hem de ışıınım ($\kappa = 1 \text{ m}^{-1}$, $\sigma_s = 0 \text{ m}^{-1}$) ile ısı geçişinin incelendiği durumlar kıyaslandığında silindire yakın bölgede sıcaklık farklılığının $10 \text{ }^\circ\text{C}$ olduğu $Re = 21580$ 'de ise bu farkın $5 \text{ }^\circ\text{C}$ olduğu ifade edilmiştir. Buna göre, Reynolds'un artışıyla birlikte soğurma katsayısının etkisinin azaldığı belirtilmiştir. $Re = 500$ olduğu durumda soğurma katsayısının 0 'dan 60 m^{-1} 'e artışıyla birlikte ışıınım Nusselt sayısında %30 azalma görülmüştür. Ayrıca, saçılma katsayısının 0 'dan 10 m^{-1} 'e çıktığı durumda da ısı geçişinde azalma görülürken 10 m^{-1} 'den sonraki değerler ısı geçişinde neredeyse değişime sebebiyet vermemiştir.

Panda (2017) ortaya koyduğu çalışmada, mevcut literatür taramasında yer verilen çalışmalardan farklı olarak Newtonyan akışkan yanında kayma gerilmesi altında incelen ve kalınlaşan akışkanları da incelemiştir. Yazar, bu çalışma için $0,2 \leq n \leq 1,8$, $0,1 \leq Re \leq 100$ ve $1,2 \leq S_T^* \leq 4$ durumlarını incelemiştir. Akışkan tiplerine göre, $n = 1$ Newtonyan, $n < 1$ kayma gerilmesi altında incelen, $n > 1$ ise kayma gerilmesi altında kalınlaşan akışkanı temsil etmektedir. $S_T^* = 1,2$ olduğu durumda silindirlerin tek bir silindir gibi davrandığı ve

silindirler arasındaki dar boşluğun iz bölgesi üzerinde gerçek bir etkisi olmadığı belirtilmiştir. $Re = 100$, $S_T^* = 1,7$ durumunda hayli düzensiz bir girdap kopması gözlenirken, $S_T^* = 2,5$ durumunda girdaplar başlangıçta birbirleriyle birleşirken daha sonra ayrıldıkları belirtilmiştir. $S_T^* = 4$ durumunda ise her iki silindirden de ayrı olarak iz bölgeleri oluştuğu ifade edilmiştir. Son olarak $Re = 40$ ve $S_T^* = 2$ olduğu durumda ise akışın tam rejimde ve simetrik olduğu belirtilmiştir. Sabit n ve S_T^* değerleri için artan Re değeri ile C_D 'nin azaldığı belirtilmiştir ve tüm akışkanlar için yüksek Re değerlerinde C_D 'de azalma gözlemlenmiştir. C_D değerinin $Re = 15 - 40$ ve $S_T^* = 1,7 - 4$ olduğu durum haricinde $n = 0,2$ 'den 1'e arttığı durumda azaldığı ifade edilmiştir. C_L değerinin ise $0,1 \leq Re \leq 2$ durumunda tüm akışkanlar için neredeyse sabit kaldığı Newtonyan akışkan için ise Re değerinin artmasıyla birlikte azaldığı vurgulanmıştır. $2 \leq Re \leq 20$ durumunda ise $S_T^* = 1,2 - 1,7$ olduğunda C_L değerinin Re 'nin artmasıyla birlikte azaldığı, $S_T^* = 4$ durumunda $n = 0,2$ hariç olmak üzere tüm akışkanlar için yine benzer sonucun elde edildiği vurgulanmıştır. $20 \leq Re \leq 40$, $S_T^* = 1,2$ durumunda C_L değerinin $n = 0,2$ 'den 0,6'ya çıkmasıyla arttığı ifade edilmiştir ve ayrıca $S_T^* = 4$, $Re = 40$ 'da C_L değerinin tüm n değerleri için sıfır olduğu vurgulanmıştır.

Kumar ve Jayavel (2017) yaptıkları çalışmada girdap kopmasının ısı transferi altında etkisini incelemek amacıyla boru demeti üzerinden akışı çalışmışlardır. Blokaj oranları (borular arası mesafeler) 1,54 ile 5 arasında değişirken, Reynolds sayısının 50 ile 200 arasında olduğu durumlar ve blokaj oranının 1,54 ve 2 olduğu düzende Reynolds sayısının 1000'e kadar olduğu durumlar incelenmiştir. Yazarlar, Reynolds sayısındaki artışla birlikte silindir arkasında oluşan ikili vortekslerin hem genişliğinin hem de uzunluğunun arttığını belirtmişlerdir. Reynolds sayısının 300, blokaj oranının 1,54 olduğu durumda vortekslerin genişliği ve uzunluğunun daha fazla artmadığı ifade edilmiştir. Reynolds sayısının 400 – 1000 olduğu durumda ise çıkış yönünde pek çok vorteks gözlemlenmektedir. Geçiş bölgesi olan $Re = 300 - 400$ durumunda ise girdap kopması olmadan oluşan çoklu vortekslerin türbülans göstergesi olduğu ifade edilmiştir. Blokaj oranının 2 olduğu durumda ikili vortekslerin $Re = 60$ 'a kadar gözlemlendiği girdap kopmasının ise $Re = 500$ 'e kadar devam

ettiği ve ayrıca 500'den büyük değerlerde $Re = 1000$ 'e kadar çoklu vortekslerin görüldüğü ifade edilmiştir. Blokaj oranının 1,54 – 5, $Re = 50 - 200$ olduğu durumlarda basınç direncinin sürtünme direncine baskın geldiği ifade edilmiştir. Genel itibariyle, Reynolds sayısının 50'den 200'e arttığı durumda Nusselt sayısının da arttığı, blokaj oranının 5 olduğu durumda ise iki katına çıktığı belirtilmiştir. Blokaj oranının 4 ve 5 olduğu durumda girdap kopması olan bölgede hem Nusselt hem de kopma frekansının arttığı ifade edilmiştir.

Erguvan (2018) yaptığı tez çalışmasında, borular arası boyutsuz mesafenin 1,3 ile 3 arasında değiştiği ve boruların düzgün sıralı düzende sıralandığı boru demetinin analizini gerçekleştirmiştir. Analizler, Reynolds sayısının 500 ile 30000 arasında değiştiği türbülanslı rejim altında gerçekleştirilmiştir. Söz konusu problem, akış ve ısı geçişinin yanında termodinamik açıdan da incelenmiştir. Ekserji veriminin %26 – 70 arasında değiştiği belirtilmiştir ve bu durumun da ekserji yıkımından kaynaklandığı ifade edilmiştir. Ayrıca, hem ekserji verimi hem de ısı geçişi artan boru sayısı ile artış göstermektedir. Enerji açısından en verimli sistem, 3 borulu ve borular arası mesafenin 1,3, Reynolds sayısının 500 ve giriş sıcaklığının da 500 K olduğu durum olarak ifade edilmiştir. Ekserji açısından ise en verimli sistem, 8 borulu, borular arası mesafenin 1,3, Reynolds sayısının 500, giriş sıcaklığının ise 400 K olduğu durum olarak vurgulanmıştır.

Mirhosseini vd. (2018) dönen silindir üzerinden doğal ve zorlanmış taşınım ve yüzey ışınlımını türbülanslı rejim altında incelemişlerdir. Bunun yanında, silindirin belli bir mesafe üzerine yerleştirilen soğurucunun ısı transferine etkisi incelenmiştir. Yayma oranı silindir yüzeyi için 0,81, soğurucu yüzeyi için ise 1 olarak alınmıştır. Soğurucu kullanıldığı durumda silindir ile soğurucu arasında basınç artmakta ve soğurucunun arka yüzeyinde ters basınç gradyanı oluşmakta ve bu durum ilgili bölgede akış ayrılmasına sebebiyet vermektedir. Ayrıca soğurucunun iç ve dış yüzeyleri arasındaki basınç farkı fazla olduğundan soğurucuya büyük bir sürüklenme kuvveti etki etmektedir. Silindirin arka kısmında ortalama taşınım ısı akısının yoğun girdap hareketi ve yüksek türbülans yoğunluğundan dolayı arttığı ifade edilmiştir. Silindir üzerine sabit sıcaklık yerine sabit ısı akısı uygulandığı durumda silindir sıcaklığı ve ışınlım ısı akısının aynı eğilimde olduğu fakat taşınım ısı akısının ters eğilim gösterdiği ifade edilmiştir.

Gao vd. (2019) süper kritik basınçtaki karbondioksitin düzgün sıralı ve kaydırılmış sıralı düzendeki boru demeti üzerinden akışını türbülanslı rejimde incelemiştir. Ayrıca, dikey yönde kaydırılmış yatay yönde ise düzgün sıralı olan “yarı düzgün sıralı” düzende konumlandırılmış boru demeti de incelenmiştir. Yazarlar 3. sütun ve 12. sıradaki tüp için düzgün ve yarı düzgün sıralı düzende, maksimum ısı akısının 108° ’de oluştuğunu ve kaydırılmış sıralı düzende ise maksimum değerin 180° ’de elde edildiğini ifade etmişlerdir. Isı geçişinin kaydırılmış sıralı düzende diğer konumlandırmalara göre daha yüksek olduğu ve ayrıca düzgün sıralı ve yarı düzgün sıralı düzenin Nusselt açısından aynı dağılıma sahip olduğu belirtilmiştir. Borular arasındaki yatay ve dikey mesafelerin düzgün sıralı düzende ısı geçişine neredeyse etkisi olmadığı fakat daha büyük dikey mesafe ile daha küçük yatay mesafenin, kaydırılmış sıralı düzende elde edilen ısı geçişinde tam tersi duruma göre daha iyi etki oluşturduğu ifade edilmiştir.

3. METHOD VE YÖNTEM

Bu bölümde, boru demeti üzerinden akış ve ısı geçişinin çözümünde kullanılacak olan korunum denklemlerinin yanında analiz sonucunda elde edilen verilerden faydalanılarak ortaya koyulan Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü gibi parametrelerin hesabında kullanılan denklemler verilmiştir. Bunun yanında çözüm için kullanılan ağ yapıları da incelenmiştir.

3.1. Yönetici Denklemler

Navier – Stokes denklemleri ve ışınlımla ısı geçişi bu bölümde verilmiştir. İncelenen problemde katılımcı ortamda ışınlımla ısı geçişi ele alınmıştır ve ışınlımla ısı geçişi, problemin önemli bir kısmını oluşturduğu için gerekli denklemler ayrı bir bölüm içerisinde incelenmiştir.

3.1.1. Navier – Stokes denklemleri

Mevcut çalışmada, iki boyutta, boru demeti üzerinden akış ve boru cidarlarından ortama olan taşınım ve ışınlım ile ısı geçişinin analizi gerçekleştirilmiştir. Bununla birlikte boru demetinden yalnızca taşınım ile ısı geçişinin gerçekleştiği ve tek silindirden hem taşınım hem de ışınlım ile ısı geçişinin gerçekleştiği durumlar mevcut çalışmanın doğrulanması amacı ile kullanılmıştır. Bu analiz için gerekli denklemler, süreklilik, momentumun korunumu ve enerjinin korunumundan oluşan Navier – Stokes denklemleridir. Gerekli denklemler, iki boyutta, zamandan bağımsız (sürekli rejimde – steady state) ve sıkıştırılamaz akış için türetilmiştir.

Kütlenin korunumu:

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

Momentumun korunumu:

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

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

Görüldüğü üzere, Denklem (3.2) ve (3.3)'de gövde kuvvetleri denklemlere dahil edilmemiştir.

Enerjinin korunumu:

Enerji denklemi sıkıştırılmaz, iki boyutlu ve sürekli rejimde akış için Denklem (3.4)'de verilmiştir.

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) - \left(\frac{\partial q_{ış..x}''}{\partial x} + \frac{\partial q_{ış..y}''}{\partial y} \right) \quad (3.4)$$

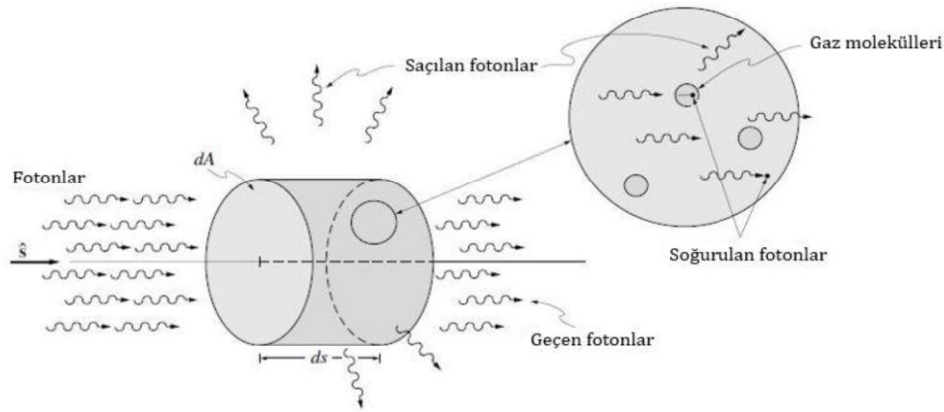
Denklem (3.4) katılımcı ortam şartlarında hem taşınım hem de ışınlam ile ısı geçişinin gerçekleştiği durumu ele almaktadır. Işınlam ile ısı geçişinin gerçekleşmediği ($q_{ış}'' = 0$) durumlarda yani yalnızca taşınım ile ısı geçişinin incelendiği durumlarda Denklem (3.5)'den faydalanılmıştır.

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.5)$$

3.1.2. Işınlam transfer denklemi

Bu bölümde katılımcı ortam içerisinde gerçekleşen ışınlamla ısı geçişinin hesaplanabilmesi için gerekli denklemler verilmiştir (Modest, 2013; Howell vd., 2016). Katılımcı ortam içerisinde ışınlam ile ısı geçişi yüzeyden yüzeye olan ışınlamdan farklı olarak içerisinde hem integral hem de diferansiyel ifade barındıran (integro – diferansiyel denklem) “ışınlam transfer denklemi” olarak ifade edilen denklemin çözümünü gerektirir. Bu

denklemin çözümü ile birlikte konum, \mathbf{r} , yön, \mathbf{s} ve dalga boyu λ 'a bağlı olan ışınım şiddeti, I_λ elde edilmiş olur. Işınım şiddeti kullanılarak ısı transferi hesaplanabilir. Katılımcı ortam içerisinde, ortamda bulunan gaz molekülleri ve atomlarının davranışına bağlı olarak ışınım şiddetinde azalma (attenuation) ya da artış (augmentation) görülmektedir. Örneğin, Şekil 3.1'de görüldüğü üzere kontrol hacminin içerisine giren fotonların bir kısmı dışa – saçılma sebebiyle kontrol hacminin dışına çıkmışlar bir kısmı ise gaz molekülleri tarafından soğurulmuştur. Dolayısıyla Kontrol hacminin çıkışında, toplam enerjide bir azalma söz konusudur. Benzer şekilde, içe – saçılma ve gaz moleküllerinin enerji yayması ile birlikte enerjide bir artış gerçekleşir.



Şekil 3.1. Dışa – saçılma ve soğurulma sebebiyle ışınım şiddetinde azalma (Modest'dan, 2013).

Azalma ve artış dolayısıyla, ışınım şiddetindeki değişimler, Denklem (3.6), (3.7), (3.8) ve (3.9)'da verilmiştir.

$$(dI_\lambda)_{soğ} = -\kappa_\lambda I_\lambda ds \quad (3.6)$$

$$(dI_\lambda)_{dışa-saç} = -\sigma_{s,\lambda} I_\lambda ds \quad (3.7)$$

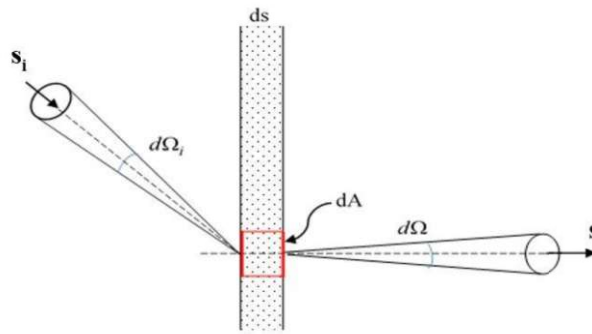
$$(dI_\lambda)_{yay} = j_\lambda ds, \quad j_\lambda = \kappa_\lambda I_{b\lambda} \quad (3.8)$$

$$(dI_\lambda)_{içe-saç} = ds \frac{\sigma_{s,\lambda}}{4\pi} \int_{4\pi} I_\lambda(\mathbf{r}, \mathbf{s}_i) \Phi_\lambda(\mathbf{s}_i, \mathbf{s}) d\Omega_i \quad (3.9)$$

Denklemlerde geçen Ω , \mathbf{s}_i ve Φ_λ ifadeleri sırasıyla alanın, yarıçapın karesine bölünmesiyle elde edilen katı açıyı (steradyan, sr), diferansiyel elemana doğru olan saçılma yönünü (Şekil 3.2) ve saçılma faz fonksiyonunu temsil etmektedir. İzotropik saçılma için $\Phi \equiv 1$ iken lineer anizotropik saçılma durumunda $\Phi(\mathbf{s}, \mathbf{s}') = 1 + A_1 \mathbf{s} \cdot \mathbf{s}'$ 'dir. Denklem (3.8)'deki j_λ ifadesi ise yayma katsayısıdır. Soğurma katsayısı ve saçılma katsayısının toplamı olarak ifade edilen yok olma katsayısı (extinction coefficient) ve yok olma katsayısının integrali olarak tanımlanan optik kalınlık ifadeleri Denklem (3.10) ile (3.11)'de verilmiştir.

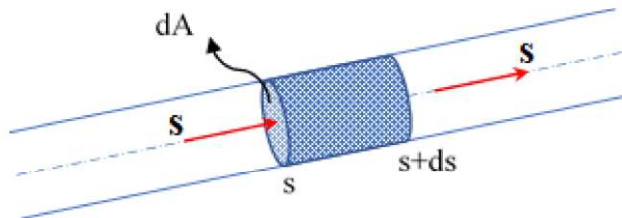
$$\beta_\lambda = \sigma_{s,\lambda} + \kappa_\lambda \quad (3.10)$$

$$\tau_\lambda = \int_0^s \beta ds \quad (3.11)$$



Şekil 3.2. Bir başka kaynaktan diferansiyel elemana gelen ışınının saçılması.

Şekil 3.3'de verilen ışınlar topluluğu ya da ışın huzmesinin sahip olduğu enerjide, söz konusu noktaya ulaşıncaya kadar azalma ve artışlar meydana gelecektir.



Şekil 3.3. Enerji dengesi için ışın huzmesi.

Işınım şiddetindeki bu değişimler göz önünde bulundurularak ışınım transfer denkleminin elde edilebilmesi için Denklem (3.12)'de verildiği gibi, bir enerji dengesi kurulur.

$$I_{\lambda}(s+ds, \mathbf{s}, t+dt) - I_{\lambda}(s, \mathbf{s}, t) = j_{\lambda}(s, t)ds - \kappa_{\lambda}I_{\lambda}(s, \mathbf{s}, t)ds - \sigma_{s,\lambda}I_{\lambda}(s, \mathbf{s}, t)ds + \frac{\sigma_{s,\lambda}}{4\pi} \int_{4\pi} I_{\lambda}(\mathbf{s}_i)\Phi_{\lambda}(\mathbf{s}_i, \mathbf{s})d\Omega_i ds \quad (3.12)$$

Diferansiyel elemanı terk eden ışınım şiddeti Denklem (3.13)'de verildiği gibi Taylor seri açılımından faydalanılarak elde edilir.

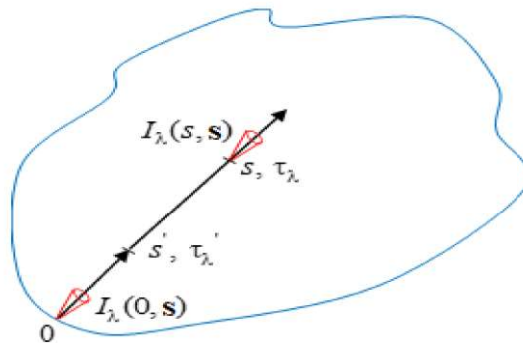
$$I_{\lambda}(s+ds, \mathbf{s}, t+dt) = I_{\lambda}(s, \mathbf{s}, t) + \frac{\partial I_{\lambda}}{\partial s} ds + \frac{\partial I_{\lambda}}{\partial t} dt \quad (3.13)$$

Denklem (3.13) yardımıyla ışınım transfer denkleminin zamana bağlı formu Denklem (3.15)'de verildiği gibi elde edilir.

$$I_{\lambda}(s, \mathbf{s}, t) + \frac{\partial I_{\lambda}}{\partial s} ds + \frac{\partial I_{\lambda}}{\partial t} dt - I_{\lambda}(s, \mathbf{s}, t) = j_{\lambda}(s, t)ds - \kappa_{\lambda}I_{\lambda}(s, \mathbf{s}, t)ds - \sigma_{s,\lambda}I_{\lambda}(s, \mathbf{s}, t)ds + \frac{\sigma_{s,\lambda}}{4\pi} \int_{4\pi} I_{\lambda}(\mathbf{s}_i)\Phi_{\lambda}(\mathbf{s}_i, \mathbf{s})d\Omega_i ds \quad (3.14)$$

$$\frac{1}{c} \frac{\partial I_{\lambda}}{\partial t} + \frac{\partial I_{\lambda}}{\partial s} = j_{\lambda} - \kappa_{\lambda}I_{\lambda} - \sigma_{s,\lambda}I_{\lambda} + \frac{\sigma_{s,\lambda}}{4\pi} \int_{4\pi} I_{\lambda}(\mathbf{s}_i)\Phi_{\lambda}(\mathbf{s}_i, \mathbf{s})d\Omega_i \quad (3.15)$$

Denklem (3.15)'in çözümü için ışınım şiddetinin bilinmesi gerekir. Işınım şiddeti, Şekil 3.4'de verildiği gibi ortama bir yüzeyden girer ve çözüm için konuma bağlı değişiminin bilinmesi gerekir.



Şekil 3.4. Işınım transfer denkleminin türetilmesi için gerekli kapalı alan.

Çoğu mühendislik uygulamasında, ışık hızı, zaman ve uzunluk ölçeklerinden büyük olduğu için, Denklem (3.15)'in sol tarafında bulunan ilk terim ihmal edilebilir. Böylece ışınım transfer denkleminin “quasi-steady” (sözde sürekli rejim) formu Denklem (3.16)'da verildiği gibi elde edilir.

$$\frac{dI_\lambda}{ds} = \mathbf{s} \cdot \nabla I_\lambda = \kappa_\lambda I_{b\lambda} - \beta_\lambda I_\lambda + \frac{\sigma_{s,\lambda}}{4\pi} \int_{4\pi} I_\lambda(\mathbf{s}_i) \Phi_\lambda(\mathbf{s}_i, \mathbf{s}) d\Omega_i \quad (3.16)$$

Işınım transfer denklemi, $d\tau_\lambda = \beta_\lambda ds$ bağıntısı kullanılarak boyutsuz optik koordinat sistemi cinsinden de elde edilebilir.

$$\frac{dI_\lambda}{ds} = \frac{dI_\lambda}{d\tau_\lambda} \frac{d\tau_\lambda}{ds} = \beta_\lambda \frac{dI_\lambda}{d\tau_\lambda} \quad (3.17)$$

Denklem (3.17)'de verilen ifade kullanılarak Denklem (3.20)'de verilen optik koordinata bağlı ışınım transfer denklemi elde edilmiş olur.

$$\beta_\lambda \frac{dI_\lambda}{d\tau_\lambda} = \kappa_\lambda I_{b\lambda} - \beta_\lambda I_\lambda + \frac{\sigma_{s,\lambda}}{4\pi} \int_{4\pi} I_\lambda(\mathbf{s}_i) \Phi(\mathbf{s}_i, \mathbf{s}) d\Omega_i \quad (3.18)$$

$$\frac{dI_\lambda}{d\tau_\lambda} = \left(\frac{\kappa_\lambda}{\beta_\lambda} + \frac{\sigma_{s,\lambda}}{\beta_\lambda} - \frac{\sigma_{s,\lambda}}{\beta_\lambda} \right) I_{b\lambda} - \frac{\beta_\lambda}{\beta_\lambda} I_\lambda + \frac{\sigma_{s,\lambda}}{\beta_\lambda} \frac{1}{4\pi} \int_{4\pi} I_\lambda(\mathbf{s}_i) \Phi(\mathbf{s}_i, \mathbf{s}) d\Omega_i \quad (3.19)$$

Burada, ω_λ saçılma albedosu olup $\omega_\lambda = \sigma_{s,\lambda}/\beta_\lambda$ olarak tanımlanmaktadır. Bu durumda, Denklem (3.18),

$$\frac{dI_\lambda}{d\tau_\lambda} = (1 - \omega_\lambda) I_{b\lambda} - I_\lambda + \frac{\omega_\lambda}{4\pi} \int_{4\pi} I_\lambda(\mathbf{s}_i) \Phi(\mathbf{s}_i, \mathbf{s}) d\Omega_i \quad (3.20)$$

olarak yazılabilir. Yalnızca saçılma yapan ortamlar için $\omega_\lambda = 1$ iken saçılma yapmayan yani sadece yayma ve soğurma yapan ortamlarda $\omega_\lambda = 0$ 'dır. Burada, tanımlanması gereken bir diğer ifade de kaynak fonksiyonu, S_λ 'dur ve Denklem (3.21)'de verilmiştir.

$$S_\lambda(\tau_\lambda, \mathbf{s}) = (1 - \omega_\lambda) I_{b\lambda} + \frac{\omega_\lambda}{4\pi} \int_{4\pi} I_\lambda(\mathbf{s}_i) \Phi(\mathbf{s}_i, \mathbf{s}) d\Omega_i \quad (3.21)$$

Denklem (3.21) kullanılarak ışınım transfer denkleminin en basit hali Denklem (3.22)'de ifade edildiği gibi elde edilir.

$$\frac{dI_\lambda}{d\tau_\lambda} + I_\lambda = S_\lambda(\tau_\lambda, \mathbf{s}) \quad (3.22)$$

Denklem (3.22)'de verilen ifade her ne kadar birinci dereceden adi diferansiyel denklem gibi gözükse de aslında integro – diferansiyel denklemdir. Bu diferansiyel denklemin çözümü için denklemin her iki tarafı $e^{\int d\tau_\lambda} = e^{\tau_\lambda}$, integral çarpanı ile çarpılır ve Denklem (3.23)'de verilen bağıntı elde edilmiş olur.

$$I_\lambda(\tau_\lambda) = I_\lambda(0)e^{-\tau_\lambda} + \int_0^{\tau_\lambda} S_\lambda(\tau_\lambda', \mathbf{s})e^{-(\tau_\lambda - \tau_\lambda')} d\tau_\lambda' \quad (3.23)$$

Şekil 3.4'de gösterildiği gibi τ_λ' , yüzey (0 noktası) ile τ_λ noktası arasında herhangi bir noktadır. $S_\lambda(\tau_\lambda', \mathbf{s})d\tau_\lambda'$ diferansiyel optik kalınlık olan $d\tau_\lambda'$ üzerinde serbest bırakılır ve incelenen noktaya ulaşmaya kadar (τ_λ' ile τ_λ arasında) soğurma ve dışa – saçılmaya maruz kalır. Dolayısıyla, ancak $S_\lambda(\tau_\lambda', \mathbf{s})e^{-(\tau_\lambda - \tau_\lambda')}d\tau_\lambda'$ kadarlık enerji ilgili noktaya ulaşır.

Işınım şiddetinden faydalanılarak, gelen ışınım ve ışınım ısı akısı ifadeleri Denklem (3.24) ve Denklem (3.25)'de gösterildiği gibi elde edilir.

$$G_\lambda = \int_{4\pi} I_\lambda(\mathbf{s})d\Omega \quad (3.24)$$

$$\mathbf{q}_{i\lambda}'' \cdot \mathbf{n} = \int_{4\pi} I_\lambda \mathbf{n} \cdot \mathbf{s} d\Omega, \quad \mathbf{n} \cdot \mathbf{s} = \cos \theta \quad (3.25)$$

Denklem (3.16) ve Denklem (3.25) kullanılarak ve izotropik saçılma kabulü ile birlikte toplam net ışınım enerjisi Denklem (3.26)'da verildiği şekliyle elde edilir.

$$\nabla \cdot \mathbf{q}_{i\lambda}'' = 4\pi\kappa_\lambda I_{b\lambda} - \kappa_\lambda \int_{4\pi} I_\lambda(\mathbf{s})d\Omega = \kappa_\lambda (4\pi I_{b\lambda} - G_\lambda) \quad (3.26)$$

Denklem (3.26)'ın dalga boyuna göre integre edilmesi ile birlikte toplam ışınım enerjisi “gri ortam için” Denklem (3.27)'de verildiği gibi elde edilir.

$$\nabla \cdot \mathbf{q}_{i\lambda}'' = 4\pi\kappa I_b - \kappa \int_{4\pi} I(\mathbf{s})d\Omega = \kappa(4\pi I_b - G) = \kappa(4\sigma T^4 - G) \quad (3.27)$$

Işınım şiddeti, 3 koordinata (x, y, z) ve 2 yöne (θ , φ) bağlı olduğundan ve ışınım transfer denklemi de integro – diferansiyel denklem olduğundan dolayı bu denklemin çözümü oldukça zordur. Bu denklemin çözümü için küresel harmonikler metodu (spherical harmonics method, P_N), kesikli ordinatlar metodu (discrete ordinates method, DOM) ve bazı diğer yöntemler geliştirilmiştir. Bu yöntemler kullanılarak ışınım transfer denklemi bir grup kısmi diferansiyel denkleme dönüştürülür ve yaklaşık çözüm elde edilir. Mevcut çalışmada, boru demetinin incelendiği durum için küresel harmonikler metodunun bir türü olan P_1 yaklaşımı kullanılmıştır. Tek silindirin incelendiği doğrulama çalışması için ise DOM yaklaşımı kullanılmıştır.

P_N yaklaşımı ışınım transfer denklemini bir dizi kısmi diferansiyel denkleme dönüştüren yaklaşık bir çözümdür. Bu yöntemde, ışınım şiddeti Fourier serileri yardımıyla Denklem (3.28)'de verildiği gibi formüle edilir.

$$I(\mathbf{r}, \mathbf{s}) = \sum_{l=0}^{\infty} \sum_{m=-l}^l I_l^m(\mathbf{r}) Y_l^m(\mathbf{s}) \quad (3.28)$$

Denklem (3.28)'de $I_l^m(\mathbf{r})$ ifadesi konuma bağlı iken $Y_l^m(\mathbf{s})$ ifadesi ise yöne bağlı küresel harmonikleri temsil etmektedir ve Denklem (3.29)'da verildiği gibi hesaplanır.

$$Y_n^m(\theta, \psi) = \begin{cases} \cos(m\psi) P_n^m \cos \theta, & m \geq 0 \\ \sin(m\psi) P_n^m \cos \theta, & m < 0 \end{cases} \quad (3.29)$$

P_n^m ifadesi, Legendre polinomlarını temsil eder ve Denklem (3.30)'da verilen ifade kullanılarak hesaplanır.

$$P_n^m(\mu) = (-1)^m \frac{(1-\mu^2)^{|m|/2}}{2^n n!} \frac{d^{n+|m|}}{d\mu^{n+|m|}} (\mu^2 - 1)^n \quad (3.30)$$

P_N yaklaşımının en basit hali P_1 yaklaşımı olarak isimlendirilir. P_1 yaklaşımında, Denklem (3.28)'de verilen seri $l = 1$ ile sınırlıdır. Bu yaklaşım kullanılarak, ışınım şiddeti, Denklem (3.31)'de verildiği gibi elde edilir.

$$I(\mathbf{r}, \theta, \psi) = I_0^0 + I_1^0 \cos \theta + I_1^{-1} \sin \theta \sin \psi + I_1^1 \sin \theta \cos \psi \quad (3.31)$$

Denklem (3.31), Denklem (3.32)'de verilen şekli ile tekrardan yazılabilir.

$$I(\mathbf{r}, \mathbf{s}) = a(\mathbf{r}) + \mathbf{b}(\mathbf{r}) \cdot \mathbf{s} \quad (3.32)$$

Denklem (3.32) kullanılarak, gelen ışınım ve ışınım ısı akısı ifadeleri Denklem (3.33) ve (3.34)'de verildiği gibi yazılabilir.

$$G(\mathbf{r}) = \int_{4\pi} I(\mathbf{r}, \mathbf{s}) d\Omega = a(\mathbf{r}) \int_{4\pi} d\Omega + \mathbf{b}(\mathbf{r}) \cdot \int_{4\pi} \mathbf{s} d\Omega = 4\pi a(\mathbf{r}) \quad (3.33)$$

$$\mathbf{q}_{\text{ış.}}''(\mathbf{r}) = \int_{4\pi} I(\mathbf{r}, \mathbf{s}) \mathbf{s} d\Omega = a(\mathbf{r}) \int_{4\pi} \mathbf{s} d\Omega + \mathbf{b}(\mathbf{r}) \cdot \int_{4\pi} \mathbf{s} \mathbf{s} d\Omega = \frac{4\pi}{3} \mathbf{b}(\mathbf{r}) \quad (3.34)$$

Boyutsuz optik kalınlık cinsinden ışınım ısı akısının diverjansı Denklem (3.35)'de verilmiştir ki bu ifade Denklem (3.27)'deki ifadenin boyutsuz optik kalınlıklar cinsinden elde edilmiş halidir.

$$\nabla_{\tau} \cdot \mathbf{q}_{\text{ış.}}'' = (1 - \omega) [4\pi I_b - G(\mathbf{r})] \quad (3.35)$$

Denklem (3.35)'in çözümü için gerekli sınır koşulu ise Denklem (3.36)'da verilmiştir.

$$2\mathbf{q}_{\text{ış.}}'' \cdot \mathbf{n} = 4J_d - G = \frac{\varepsilon}{2 - \varepsilon} (4\pi I_{bd} - G) \quad (3.36)$$

DOM yaklaşımında ise ışınım transfer denklemi “n” farklı yön için çözülür (\mathbf{s}_i , $i = 1, 2, 3, \dots, n$) ve denklem içerisindeki integraller de Denklem (3.37)'de belirtildiği gibi toplam ifadeleri ile değiştirilir.

$$\int_{4\pi} f(\mathbf{s}) d\Omega \cong \sum_{i=1}^n \varpi_i f(\mathbf{s}_i) \quad (3.37)$$

Burada, ϖ_i ifadesi \mathbf{s}_i yönüyle ilişkili kuadratür ağırlıklarını temsil etmektedir. Buradan yola çıkarak ışınım transfer denklemi Denklem (3.38)'de verildiği gibi düzenlenir.

$$\mathbf{s}_i \cdot \nabla I(\mathbf{r}, \mathbf{s}_i) = \kappa(\mathbf{r}) I_b(\mathbf{r}) - \beta(\mathbf{r}) I(\mathbf{r}, \mathbf{s}_i) + \frac{\sigma_s(\mathbf{r})}{4\pi} \sum_{j=1}^n \varpi_j I(\mathbf{r}, \mathbf{s}_j) \Phi(\mathbf{r}, \mathbf{s}_j, \mathbf{s}_i) \quad (3.38)$$

i=1, 2, ..., n

Sınır koşulu için her yöne aynı şiddette ışınım yayan ve yansıtan (diffusely emitting and diffusely reflecting) duvarlar seçildiğinde, sınır koşulu Denklem (3.39)'daki gibi ifade edilir.

$$I(\mathbf{r}_d, \mathbf{s}_i) = \varepsilon(\mathbf{r}_d) I_b(\mathbf{r}_d) + \frac{\sigma_s(\mathbf{r})}{4\pi} \sum_{\mathbf{n} \cdot \mathbf{s}_j < 0} \varpi_j I(\mathbf{r}_d, \mathbf{s}_j) |\mathbf{n} \cdot \mathbf{s}_j| \quad \mathbf{n} \cdot \mathbf{s}_i > 0 \quad (3.39)$$

Işınım şiddeti Denklem (3.38) ve Denklem (3.39) vasıtasıyla belirlendiğinde ışınım ısı akısı ve gelen ışınım değeri, sırasıyla, Denklem (3.40) ve Denklem (3.41)'den faydalanılarak bulunur.

$$\mathbf{q}_{ış.}''(\mathbf{r}) = \int_{4\pi} I(\mathbf{r}, \mathbf{s}) \mathbf{s} d\Omega \cong \sum_{i=1}^n \varpi_i I_i(\mathbf{r}) \mathbf{s}_i \quad (3.40)$$

$$G(\mathbf{r}) = \int_{4\pi} I(\mathbf{r}, \mathbf{s}) d\Omega \cong \sum_{i=1}^n \varpi_i I_i(\mathbf{r}) \quad (3.41)$$

3.1.3. Boyutsuz denklemler

Boyutsuz Navier – Stokes denklemleri ve ışınım transfer denklemleri Denklem (3.42)'de verilen boyutsuz parametreler vasıtasıyla elde edilmiştir.

$$\bar{x} = x/D, \quad \bar{y} = y/D, \quad \bar{u} = u/U_\infty, \quad \bar{v} = v/U_\infty, \quad \bar{P} = P/\rho U_\infty^2, \quad \Theta = T/T_d, \quad Q = q''/4\sigma T_d^4$$

$$\bar{G} = G/4\sigma T_d^4, \quad \bar{I} = I/4\sigma T_d^4, \quad N_R = k/4\sigma T_d^3 D, \quad Bo = N_R Re_D Pr = N_R Pe_D, \quad \tau_D = D\beta \quad (3.42)$$

Denklem (3.42)'de verilen N_R ve Bo ifadeleri sırası ile iletim – ışınım parametresi ve Boltzmann sayısıdır.

Kütlenin korunumu:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}} = 0 \quad (3.43)$$

Momentumun korunumu:

$$\bar{x}\text{-momentum: } \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{x}} + \frac{1}{\text{Re}_D} \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{y}^2} \right) \quad (3.44)$$

$$\bar{y}\text{-momentum: } \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{y}} + \frac{1}{\text{Re}_D} \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial \bar{y}^2} \right) \quad (3.45)$$

Enerjinin korunumu:

$$Bo \left(\bar{u} \frac{\partial \Theta}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \Theta}{\partial \bar{y}} \right) = N_R \left(\frac{\partial^2 \Theta}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial \bar{y}^2} \right) - \left(\frac{\partial Q_{i_s, x}}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial Q_{i_s, y}}{\partial \bar{y}} \right) \quad (3.46)$$

Işınım transfer denkleminin boyutsuz hali ise Denklem (3.47) ve Denklem (3.48)'de verilmiştir.

$$\nabla^* \bar{I}(\bar{\mathbf{r}}, \mathbf{s}) - \tau_D \bar{I}(\bar{\mathbf{r}}, \mathbf{s}) = \tau_D (1 - \omega) \bar{I}(\bar{\mathbf{r}}) + \tau_D \omega \bar{G}(\bar{\mathbf{r}}) \quad (3.47)$$

$$\nabla^* \cdot \mathbf{Q}_{i_s} = \tau_D (1 - \omega) (4\pi \bar{I}_b - \bar{G}) \quad (3.48)$$

Burada, $\bar{\mathbf{r}}$, boyutsuz konum vektörünü ifade etmektedir. Yalnızca taşınım ile ısı geçişinin incelendiği durumlarda ise Denklem (3.49)'dan faydalanılmıştır.

$$\left(\bar{u} \frac{\partial \Theta}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \Theta}{\partial \bar{y}} \right) = \frac{1}{Pe_D} \left(\frac{\partial^2 \Theta}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial \bar{y}^2} \right) \quad (3.49)$$

İncelenen problemin akış ve ısı analizi, HAD (hesaplmalı akışkanlar dinamiği) vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Bilindiği üzere HAD analizleri sonlu farklar, sonlu elemanlar ya da sonlu hacimler gibi nümerik yöntemler kullanılarak icra edilmektedir. Söz konusu problemin çözümü için ise sonlu hacimler tabanlı bir ticari yazılım olan ANSYS Fluent programı kullanılmıştır.

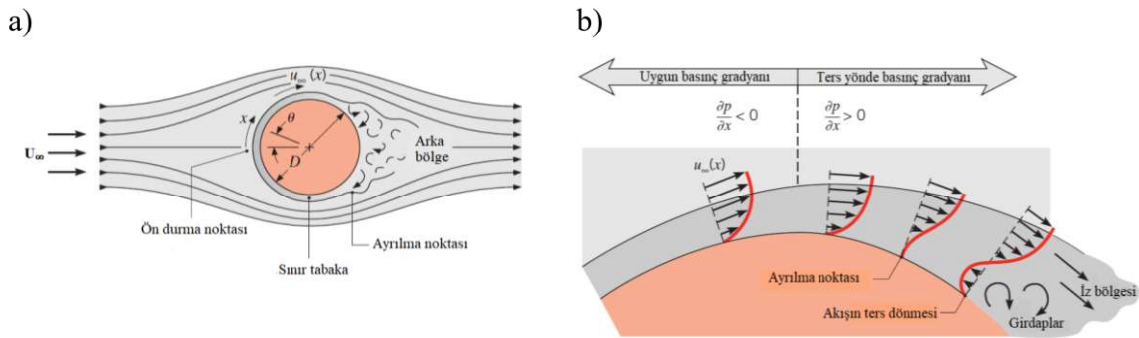
3.2. Problemin Tanıtılması

Bu çalışmada, katılımcı ortam içerisindeki boru demeti üzerinden akış ve hem taşınım hem de ışınım ile ısı geçişi incelenmiştir. Ayrıca, boru demeti üzerinden yalnızca

taşıyım ile ısı geçişi olan durumlar ile tek boru üzerinden hem taşıyım hem de ışıyım ile ısı geçişi olan durum, analizlerin doğrulanması açısından incelenmiştir. İncelenen problem için gerekli parametreler, sınır koşulları ve termofiziksel özellikler bu bölümde verilmiştir. Ayrıca, Nusselt sayısı, Colburn J – faktörü, sürüklenme katsayısı, kaldırma katsayısı, sürtünme katsayısı ve sürtünme faktörü gibi parametreler bu kısımda tanımlanmıştır.

3.2.1. Tek boru üzerinden akış ve ısı transferi

Özellikle, silindir arkasında iz bölgesinde (wake region) oluşan girdap kopmaları açısından, tek silindir üzerinden akış, araştırmacılar tarafından çokça çalışılmıştır. Şekil 3.5a ve 3.5b’de tek silindir üzerinden akış, akışın ayrıldığı noktalar ve silindir arkasında oluşan iz bölgesi tasvir edilmiştir.



Şekil 3.5. a) Silindir üzerinde sınır tabaka oluşumu b) Silindir üzerinde, farklı noktalandaki hız profilleri (Incropera vd.’den, 2011).

Şekil 3.5a’da silindir üzerinde oluşan sınır tabaka gösterilmiştir. Bu görsel incelendiğinde akışın silindir ile ilk temas ettiği noktanın silindirin ön bölgesi olduğu görülmektedir. Ön bölgede akış, silindire çarpar ve burada bir basınç oluşur. Bu noktaya durma noktası denir ve silindir üzerinde basıncın en yüksek olduğu nokta burası iken hız da bu noktada sıfırdır. Daha sonra, Şekil 3.5b’den görüldüğü üzere durma noktasından sonra, basınç azalma eğilimindedir ve bu bölgede basınç gradyanı negatiftir ($\partial P/\partial x < 0$, uygun basınç gradyanı). Bu bölge basınç gradyanının sıfır olduğu ($\partial P/\partial x = 0$) ana kadar devam eder ki bu noktada hız maksimumdur. Hız daha sonra azalmaya başlar ve bu bölgede basınç gradyanı pozitifdir ($\partial P/\partial x > 0$, ters yönde akış gradyanı) yani basınç artış eğiliminde olacaktır. Bir diğer yandan da akış yavaşlama eğilimi gösterecektir. Hız gradyanının sıfır olduğu ($\partial u/\partial y|_{y=0} = 0$)

noktada ise akış ayrılması gerçekleşecektir. Silindirin alt ve üst kısmında akış ayrılmasının gerçekleştiği noktalardan itibaren, silindir arkasında bir girdap bölgesi oluşmaktadır. Bu bölge iz bölgesi olarak tasvir edilir.

Tek silindir üzerinden akış durumunda Reynolds sayısı, silindir çapı ve serbest akış hızına (free stream velocity) göre Denklem (3.50)'de verildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$Re_D = \frac{\rho U_\infty D}{\mu} = \frac{U_\infty D}{\nu} \quad (3.50)$$

Reynolds sayısının değerine bağlı olarak silindir etrafındaki akış (özellikle silindir arkasında) farklı eğilimlerde olabilmektedir. Örneğin $Re_D = 40$ olan duruma kadar akışta herhangi bir dalgalanma gözlemlenmediğinden dolayı $0 \leq Re_D \leq 40$ aralığı sürekli laminer rejim olarak kabul edilmiştir. Slaouti ve Stansby (1992) $Re_D = 40$ olduğu durumda kaldırma kuvvetindeki dalgalanmaların ihmal edilebilir olduğunu ve bu durumda akışın neredeyse sürekli rejimde olduğunu belirtmişlerdir. Daha yüksek Reynolds sayılarında ise akışta dalgalanmalar söz konusudur ve akış zamana bağlıdır. Özellikle, $100 \leq Re_D \leq 200$ olan durum araştırmacılar tarafından zamana bağlı olarak laminer rejimde incelenmiştir (Slaouti ve Stansby, 1992; Meneghini vd., 2001; Sharman vd., 2005; Mahir ve Altaç, 2008).

Herhangi bir obje üzerinden akışta (silindir, küre, airfoil) kayma gerilmesinden dolayı sürtünme direnci akış ayrılmasından kaynaklı olarak ise basınç direnci oluşmaktadır. Bu iki direncin toplamı ise sürüklenme kuvvetini oluşturmaktadır. Bir diğer önemli parametre ise objenin üst ve alt kısımlarındaki basınç farkından kaynaklı olarak oluşan kaldırma kuvvetidir. Silindir için, sürüklenme kuvvetinden kaynaklı sürüklenme katsayısı ve kaldırma kuvvetinden kaynaklı kaldırma katsayısı sırasıyla Denklem (3.51) ve Denklem (3.52)'de verilmiştir.

$$C_D = \frac{F_D}{(\rho U_\infty^2 / 2) DL} \quad (3.51)$$

$$C_L = \frac{F_L}{(\rho U_\infty^2 / 2) DL} \quad (3.52)$$

Burada, F_D ve F_L sürüklenme ve kaldırma kuvvetini verirken D silindir çapını L ise silindir uzunluğunu ifade etmektedir.

Taşınım ile ısı geçişinin iletim ile ısı geçişine oranını veren boyutsuz parametre Nusselt sayısı olarak tanımlanmaktadır. Genel itibariyle, taşınım ile ısı geçişinde kullanılan Nusselt sayısı, silindir yüzeyinden hem taşınım hem de ışınlam ile ısı geçişini inceleyen çalışmalarda, ışınlam ile ısı geçişi için de tanımlanmıştır. Söz konusu denklemler Denklem (3.53) ve Denklem (3.54)'de ifade edilmiştir.

$$Nu_{tas.} = \frac{q''_{tas.} D}{k(T_d - T_\infty)} \quad (3.53)$$

$$Nu_{ış.} = \frac{q''_{ış.} D}{k(T_d - T_\infty)} \quad (3.54)$$

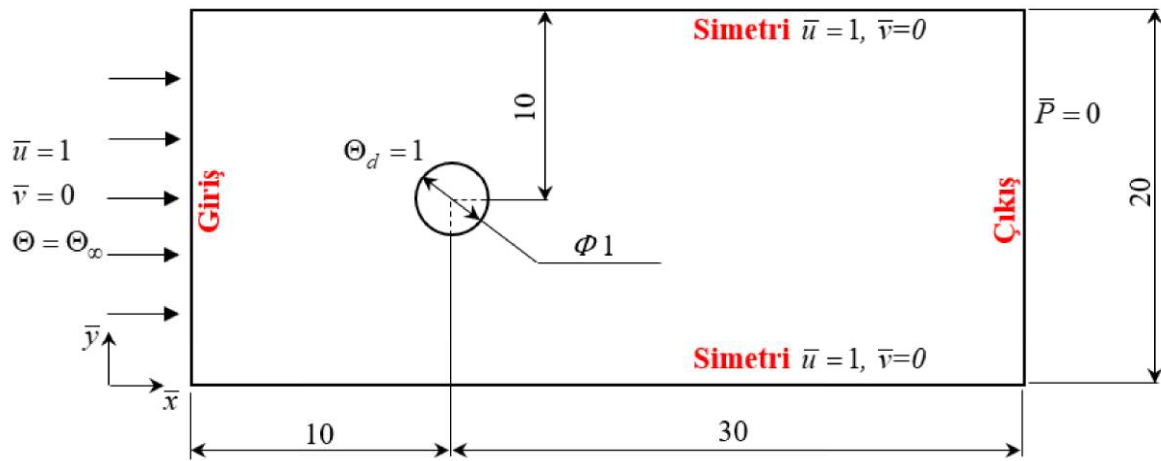
$$Nu_{top.} = Nu_{tas.} + Nu_{ış.} \quad (3.55)$$

$Nu_{tas.}$ ve $Nu_{ış.}$ ifadeleri sırasıyla taşınım ve ışınlam ile ısı geçişi durumunda yerel Nusselt sayılarını temsil etmektedir. Ortalama Nusselt sayısı değerlerini elde edebilmek için, bu ifadeler, Denklem (3.56)'da verildiği gibi θ açısına göre integre edilmelidir.

$$\overline{Nu}_{top.} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} Nu_{top.} d\theta \quad (3.56)$$

Tek silindir üzerinden akış ve silindir yüzeylerinden taşınım ve ışınlam ile ısı geçişi için gerekli akış hacmi Şekil 3.6'da gösterilmiştir. Akış hacmi üzerinde boyutsuz sınır koşulları gösterilmiştir. Girişte hız sınır koşulu uygulanmıştır ve analizler $Re_D = 100$ ve 500 durumları için laminer rejimde gerçekleştirilmiştir. Akış hacminin üst ve alt kısımlarında simetri sınır koşulu uygulanmıştır. Çıkışta ise basıncın atmosfer basıncına eşit olma durumundan faydalanılmıştır. Çözüm için iki boyutlu zamana bağlı, sıkıştırılamaz akış kabulü yapılmıştır. Ayrıca, silindir yüzeyinden ortama olan ısı geçişinin yalnızca taşınım ile gerçekleştiği durum ve hem taşınım hem de ışınlam ile gerçekleştiği durum ele alınmıştır. Işınlam ile ısı geçişi durumunda, incelenen akışkan, belli oranlarda sera gazları içerdiği için katılımcı ortamdaki ışınlam etkileri incelenmiştir. Işınlam transfer denkleminin çözümü için

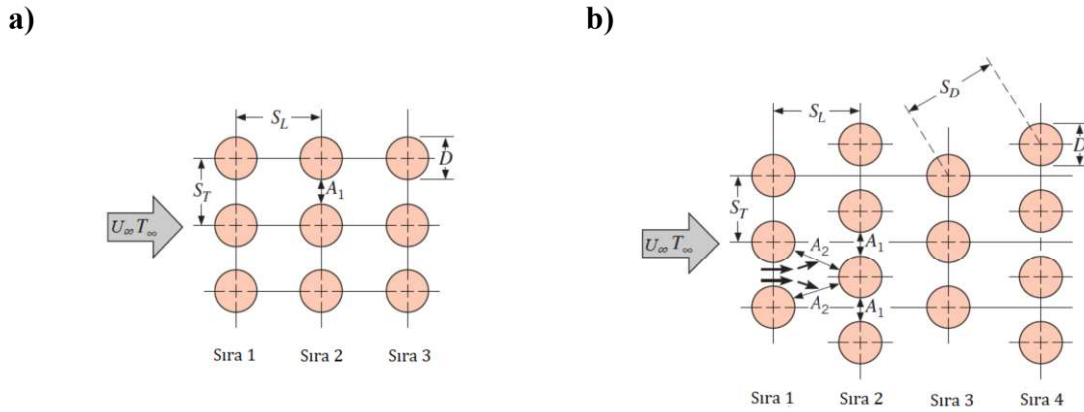
DOM yaklaşımı kullanılmıştır. Analizlerde, $Pr = 0,7$ olarak alınmıştır. Taşınım ve ışınımın birlikte incelendiği çalışmada, $N_R = 0,1034$ olan durum analiz edilmiştir. Yapılan analizlerde, giriş ve silindir yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı $50\text{ }^\circ\text{C}$ olarak alınmıştır. Nümerik çözümde, momentum, enerji ve DOM denklemlerinin ayrıklaştırılması için ikinci dereceden upwind (second order upwind) yöntemi kullanılmıştır. Ayrıca, basınç – hız kupağı (pressure – velocity coupling) için SIMPLEC algoritması kullanılmıştır. Işınım ile ısı geçişi için gri ortam kabulü yapılmakla birlikte $\omega = 0$ olan ortamdaki ısı geçişi incelenmiştir. Buna ek olarak silindir yüzeyi ve akış hacminin giriş ve çıkış kısımları için siyah yüzey ($\epsilon = 1$) kabulü yapılmıştır.



Şekil 3.6. Tek silindir üzerinden akış ve ısı transferi analizi için gerekli akış hacmi.

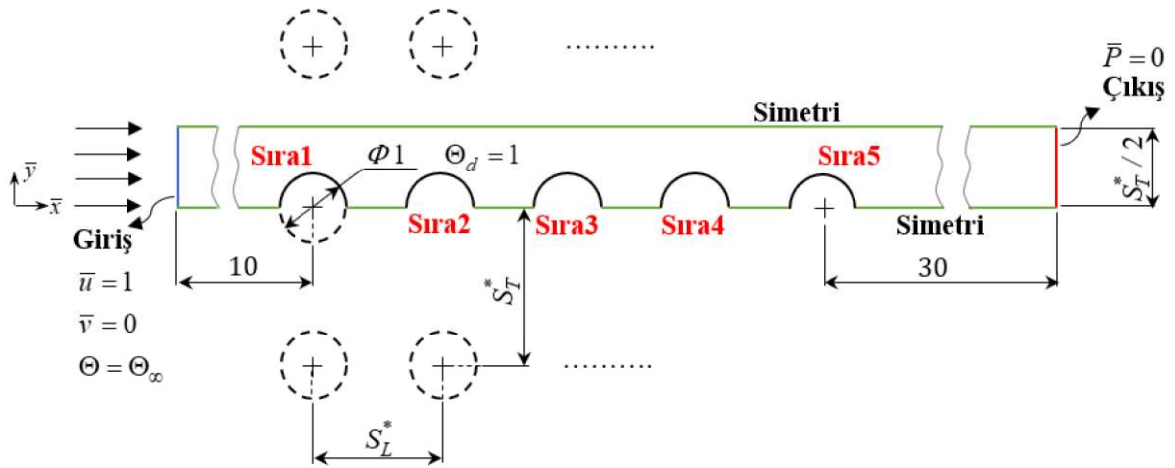
3.2.2. Boru demeti üzerinden akış

Boru demeti üzerinden akış, basınç düşümü, boru arkalarında oluşan akış karakteristiği, akış sebebiyle sistemde oluşacak titreşim ve gürültü ve boru cidarlarından olan ısı geçişi dolayısıyla literatürde önemli bir yer tutmaktadır. Boru yerleşimi açısından iki durum söz konusudur. Bunlar, Şekil 3.7a ve 3.7b’de verilen düzgün sıralı ve kaydırılmış sıralı yerleşim düzenleridir. Boru demeti üzerinden akışta ısı transfer performansı ve basınç düşümü gibi durumları etkileyen pek çok parametre söz konusudur. Özellikle, düzgün sıralı ve kaydırılmış sıralı düzen için hem akış karakteristiği hem de ısı transfer performansı açısından belirgin farklar söz konusudur. Bununla birlikte, belli bir boru yerleşimi için, boru aralıklarına göre akış karakteristiği ve ısı geçişinin nasıl değişim gösterdiği de önemlidir.



Şekil 3.7. a) Düzgün sıralı, b) kaydırılmış sıralı boru yerleşim düzenleri (Incropera vd.'den, 2011).

Laminer rejimde ve düzgün sıralı düzende yerleştirilmiş boru demetinin analizi, Şekil 3.8'de görüldüğü gibi 5 tane yarım daireyi içerisine alan akış hacmi için gerçekleştirilmiştir. Analizler hem yalnızca taşınım hem de taşınım ve ışıınının birlikte incelendiği durumlar için gerçekleştirilmiştir. Boru demeti üzerinden akış için de giriş, çıkış ve alt ve üst yüzeylerde tek silindir üzerinden akışta uygulanan sınır koşulları uygulanmıştır.



Şekil 3.8. Boru demeti üzerinden akış ve ısı transferi analizi için gerekli akış hacmi

Borular arasındaki yatay ve dikey mesafeler tüm durumlar için birbirine eşit alınmıştır ve $S_T / D = S_T^* = S_L^* = 1,5, 2, 2,5$ ve 3 durumları incelenmiştir. Giriş sıcaklığı ve silindir yüzey sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı tüm durumlar için $50 \text{ }^\circ\text{C}$ 'de tutulurken toplamda üç farklı yüzey sıcaklığı incelenmiş olup bu sıcaklıklara karşılık gelen iletim – ışıınınım parametreleri, $N_R = 0,0367, 0,1034$ ve $0,5080$ şeklindedir. Prandtl sayısı ise $0,7$ olarak alınmıştır. Ayrıca,

momentum ve enerji denklemlerinin ayrıklaştırılmasında yine ikinci dereceden upwind metodu kullanılmış ve basınç – hız kuplajı için ise SIMPLEC algoritması seçilmiştir. Tek silindir üzerinden akıştan farklı olarak, çözüm, sürekli rejim şartlarında gerçekleştirilmiştir. Işınım ile ısı geçişinin de incelendiği durum için gri ortam kabulü yapılmıştır ve ışınım transfer denkleminin çözümü için P_1 yaklaşımı kullanılmıştır. Ayrıca silindir yüzeyleri ve akış hacminin giriş ve çıkış kısımları için siyah yüzey ($\varepsilon = 1$) kabulü yapılmıştır. Saçılma için ise izotropik saçılma kabulü yapılmıştır. Bununla birlikte katılımcı ortam için $\omega = 0$, $\omega = 0,5$ ve $\omega = 1$ durumları incelenmiştir ve toplamda 180 tane analizin çözümü gerçekleştirilmiştir.

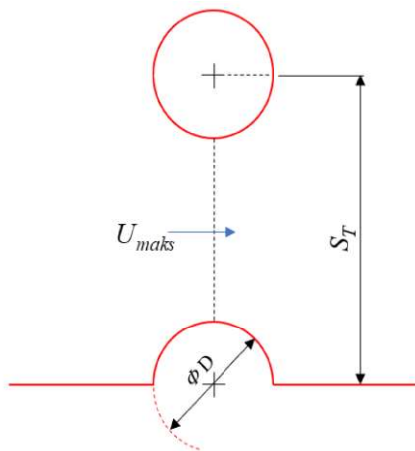
Boru demeti üzerinden akışlarda, Reynolds sayısı, genellikle giriş hızından ziyade en küçük kesitteki ortalama hıza göre hesap edilmiştir ki bu maksimum hızı vermektedir (Şekil 3.9a). Maksimum Reynolds sayısı ve U_{maks} , Denklem (3.57) ve Denklem (3.58)'de verilmiştir.

$$U_{maks} = \frac{S_T}{S_T - D} U_\infty \quad (3.57)$$

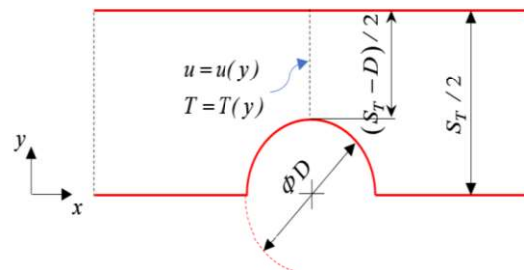
$$Re_{maks} = \frac{U_{maks} D}{\nu} \quad (3.58)$$

Söz konusu analizlerde, $Re_{maks} = 100, 150, 200, 250$ ve 300 olduğu durumlar incelenmiştir.

a)



b)



Şekil 3.9. a) En küçük kesitteki maksimum hız b) En küçük kesitteki hız ve sıcaklık profilleri.

Genel algı, maksimum hızın iki boru arasındaki en küçük kesitte elde edildiği şeklinde olsa da Floan ve Sparrow (2012) maksimum hızın oluştuğu konumla ilgili farklı sonuçlar elde etmiştir. Ancak, Gorman vd. (2019), literatürdeki çalışmalarla bir paralellik sağlayabilmek için mevcut çalışmada olduğu gibi yine de standart maksimum hız tanımını kullanmıştır.

Denklem (3.59) ve Denklem (3.60)'da yerel sürtünme katsayısı, C_f ve sürtünme faktörü, f değerleri tanımlanmıştır.

$$C_f = \frac{\tau_d}{(1/2)(\rho U_{maks}^2)} \quad (3.59)$$

$$f = \frac{P_\infty - P_{atm}}{2\rho U_{maks}^2 n_L} \quad (3.60)$$

Verilen denklemlerde τ_d silindir yüzeyindeki kayma gerilmesini, P_∞ girişteki basıncı n_L toplam sıra sayısını ifade etmektedir (mevcut çalışma için $n_L = 5$).

$$\frac{f}{k_1} = 0,25 \left[0,263 + \frac{0,867 \cdot 10^2}{Re_{maks}} - \frac{2,02}{Re_{maks}^2} \right], \quad \left\{ \begin{array}{l} S_T^* = 1,5 \\ 3 < Re_{maks} < 2000 \end{array} \right\} \quad (3.61)$$

$$\frac{f}{k_1} = 0,25 \left[0,188 + \frac{0,566 \cdot 10^2}{Re_{maks}} - \frac{0,646 \cdot 10^3}{Re_{maks}^2} + \frac{0,601 \cdot 10^4}{Re_{maks}^3} - \frac{0,183 \cdot 10^5}{Re_{maks}^4} \right] \quad (3.62)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} S_T^* = 2 \\ 7 < Re_{maks} < 800 \end{array} \right\}$$

$$f = 0,25 \left\{ \xi_{i,l} + (\xi_{i,t} + f_{n,t}) \left[1 - \exp \left(\frac{-(Re_{maks} + 1000)}{2000} \right) \right] \right\} \quad (3.63)$$

Burada,

$$\xi_{i,l} = \frac{1}{Re_{maks}} \frac{280\pi \left\{ \left[(S_L^*)^{0,5} - 0,6 \right]^2 + 0,75 \right\}}{(4S_T^* S_L^* - \pi)(S_T^*)^{1,6}} \quad (3.64)$$

$$\xi_{i,t} = \frac{\left\{ \left[0,22 + \frac{1,2(1-0,94/S_L^*)^{0,6}}{(S_T^* - 0,85)^{1,3}} \right] 10^{0,47[(S_L^*/S_T^*)-1,5]} + 0,03(S_T^* - 1)(S_L^* - 1) \right\}}{Re_{maks}^{0,1(S_L^*/S_T^*)}} \quad (3.65)$$

$$f_{n,t} = \frac{1}{(S_T^*)^2} \left(\frac{1}{n_L} - \frac{1}{10} \right) \quad (3.66)$$

Literatürde, sürtünme faktörü ile ilgili korelasyonlardan bazıları Denklem (3.61) ve (3.62)'de verilen Zukauskas ve Ulinskas korelasyonları (HEDH) ve Denklem (3.63)'de verilen Gaddis ve Gnielinski korelasyonu şeklindedir. Denklem (3.61) ve (3.62)'de verilen denklemlerde geçen k_1 ifadesi düzeltme faktörüdür ve ilgili boru aralıkları için elde edilen sürtünme faktörü değerinin kare düzende yerleştirilmiş boru düzeninde elde edilen sürtünme faktörü değerine oranını vermektedir. Mevcut çalışmada, kare düzende boru demeti incelendiğinden dolayı, $k_1 = 1$ olacaktır. Ayrıca, Denklem (3.63)'de geçen ifadeler, Denklem (3.64), (3.65) ve (3.66)'da tanımlanmıştır.

Boru demeti ısı transfer performansını değerlendirebilmek amacıyla hem her bir boruya ait yerel Nusselt sayısı hem de boru demetinin bütününe ait ortalama Nusselt sayısı değerleri hesaplanmıştır. Denklem (3.67) ve (3.68)'de taşınım ve ışıınım için verilen yerel Nusselt sayılarına ait denklemler ifade edilmiştir.

$$Nu_{taş.-boru} = \frac{q''_{taş.-boru} D}{k(T_d - T_y)} \quad (3.67)$$

$$Nu_{ış.-boru} = \frac{q''_{ış.-boru} D}{k(T_d - T_y)} \quad (3.68)$$

$$Nu_{top.-boru} = Nu_{taş.-boru} + Nu_{ış.-boru} \quad (3.69)$$

Denklem (3.67) ve (3.68)'de geçen T_y , yığın sıcaklığı (bulk temperature) ifadesi, Şekil 3.9b'den anlaşılacağı üzere en küçük kesitteki ortalama sıcaklığı ifade etmektedir. Yığın

sıcaklığının hesaplanabilmesi için en küçük kesitteki y koordinatına bağlı sıcaklık ve hız denklemlerine ihtiyaç vardır. Bu ifadeler kullanılarak, T_y değeri,

$$T_y = \frac{\int_{y=D/2}^{y=S_T/2} \rho u T dy}{\rho (S_T / 2) U_\infty} \quad (3.70)$$

ile hesaplanır. Boru demeti üzerinden akışta, yalnızca taşınım ile ısı geçişi durumunda toplam ısı transferi,

$$q_{\text{taş.-bdem.}} = \bar{h} A_s \Delta T_{lm} \quad (3.71)$$

ifadesinden hesaplanır. Burada, \bar{h} , ortalama ısı taşınım katsayısını, A_s , toplam yüzey alanını (tüm silindirlere ait) ve ΔT_{lm} de logaritmik ortalama sıcaklık farkını ifade etmekte olup,

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_d - T_\infty) - (T_d - T_\zeta)}{\ln \left[(T_d - T_\infty) / (T_d - T_\zeta) \right]} \quad (3.72)$$

şeklinde tanımlanır. Isı transferi, giriş ve çıkıştaki entalpi farkından faydalanılarak,

$$q_{\text{taş.-bdem}} = \dot{m} c_p (T_\zeta - T_\infty) \quad (3.73)$$

ifadesi ile de hesaplanabilir. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve ısı transferi denklemleri kullanılarak, ortalama Nusselt sayısı,

$$\bar{Nu}_{\text{taş.-bdem}} = \frac{\bar{h} D}{k} = \frac{q_{\text{taş.-bdem}} D}{k A_s \Delta T_{lm}} \quad (3.74)$$

vasıtasıyla hesaplanabilir. Bu ifade, boru demetinden olan ısı geçişinin yalnızca taşınım ile gerçekleştiği durumdaki ortalama Nusselt sayısını vermektedir. Hem taşınım hem de ışınım ile ısı geçişi olması halinde, toplam ortalama Nusselt sayısı,

$$\bar{Nu}_{\text{top.-bdem}} = \frac{q_{\text{top.-bdem}} D}{k A_s \Delta T_{lm}} = \frac{q_{\text{taş.-bdem}} D}{k A_s \Delta T_{lm}} + \frac{q_{\text{ış.-bdem}} D}{k A_s \Delta T_{lm}} \quad (3.75)$$

$$\bar{Nu}_{\text{top.-bdem}} = \bar{Nu}_{\text{taş.-bdem}} + \bar{Nu}_{\text{ış.-bdem}} \quad (3.76)$$

şeklinde hesaplanır. Burada, $q_{top.-bdem}$ ifadesi hem taşınım hem de ışınlam ile ısı geçişi durumunda $q_{taş.-bdem}$ ve $q_{ış.-bdem}$ değerlerinin toplamını yani toplam ısı geçişini verir. $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ ise hem taşınım hem de ışınlam ile ısı geçişi durumunda toplam ortalama Nusselt sayısını vermektedir.

Isı transfer performansı için diğer boyutsuz parametreler ise akışkana olan ısı geçişinin akışkanın ısı kapasitesine oranını veren Stanton sayısı, St ve değiştirilmiş Stanton sayısı olarak ifade edilen Colburn J – faktörüdür, J .

$$St = \frac{\bar{h}}{\rho U_{maks} c_p} = \frac{\overline{Nu}_{taş.-bdem}}{Re_{maks} Pr} \quad (3.77)$$

$$J = \frac{\overline{Nu}_{taş.-bdem}}{Re_{maks} Pr^{1/3}} \quad (3.78)$$

Literatürde verilen ve yalnızca taşınım ile ısı geçişi durumu için geçerli olan bazı Nusselt korelasyonları bu kısımda verilmiştir.

$$\frac{\overline{Nu}_{taş.-bdem}}{Re_{maks} Pr^{1/3}} = 0,9 Re_{maks}^{-0,6} Pr^{0,0267}, \quad \{1 \leq Re_{maks} \leq 100\} \quad (3.79)$$

$$\frac{\overline{Nu}_{taş.-bdem}}{Re_{maks} Pr^{1/3}} = 0,52 Re_{maks}^{-0,5} Pr^{0,0267}, \quad \{100 < Re_{maks} \leq 1000\} \quad (3.80)$$

Zukauskas vd. korelasyonları (HEDH), Denklem (3.79) ve (3.80)'de verilmiştir.

$$\frac{\overline{Nu}_{taş.-bdem}}{Re_{maks} Pr^{1/3}} = \frac{F_N}{(\pi / 2) Re_{maks} Pr^{1/3}} \left\{ 0,3 + \left[(Nu_{L,lam})^2 + (Nu_{L,türb})^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (3.81)$$

$$\{10 \leq Re_{\psi,L} \leq 10^5\}$$

Denklem (3.81), Gnielinski korelasyonu (HEDH) olup, bu denklemde geçen ifadeler,

$$Nu_{L,lam} = 0,664 Re_{\psi,L}^{0,8} Pr^{1/3} \quad (3.82)$$

$$Nu_{L,türb} = \frac{0,037 Re_{\psi,L}^{0,5} Pr}{\left[1 + 2,443 Re_{\psi,L}^{-0,1} (Pr^{2/3} - 1) \right]} \quad (3.83)$$

$$F_N = \frac{1}{n_L} + \frac{(n_L - 1)}{n_L} \left[1 + \frac{0,7}{\psi^{1,5}} \frac{\left(\frac{S_L^*}{S_T^*} - 0,3 \right)}{\left(\frac{S_L^*}{S_T^*} + 0,7 \right)^2} \right] \quad (3.84)$$

$$Re_{\psi,L} = \left[\frac{\pi (S_T^* - 1)}{2 \psi S_T^*} \right] Re_{maks} \quad (3.85)$$

$$\psi = \left(1 - \frac{\pi}{4} \frac{1}{S_T^*} \right) \quad (3.86)$$

şeklinde hesaplanabilir.

$$\frac{\overline{Nu}_{taş.-bdem}}{Re_{maks} Pr^{1/3}} = \left(0,742 Re_{maks}^{-0,569} Pr^{0,00667} \right) F_2 \quad \left\{ \begin{array}{l} 10 \leq Re_{maks} \leq 300 \\ S_L^* \geq 1,15, 1,2 \leq S_T^* \leq 4 \\ S_T^*/S_L^* \geq 0,6 \end{array} \right\} \quad (3.87)$$

$$\frac{\overline{Nu}_{taş.-bdem}}{Re_{maks} Pr^{1/3}} = \left(0,211 Re_{maks}^{-0,349} Pr^{0,00667} \right) F_2 \quad \left\{ \begin{array}{l} 300 \leq Re_{maks} \leq 20000 \\ S_L^* \geq 1,15, 1,2 \leq S_T^* \leq 4 \\ S_T^*/S_L^* \geq 0,6 \end{array} \right\} \quad (3.88)$$

Burada,

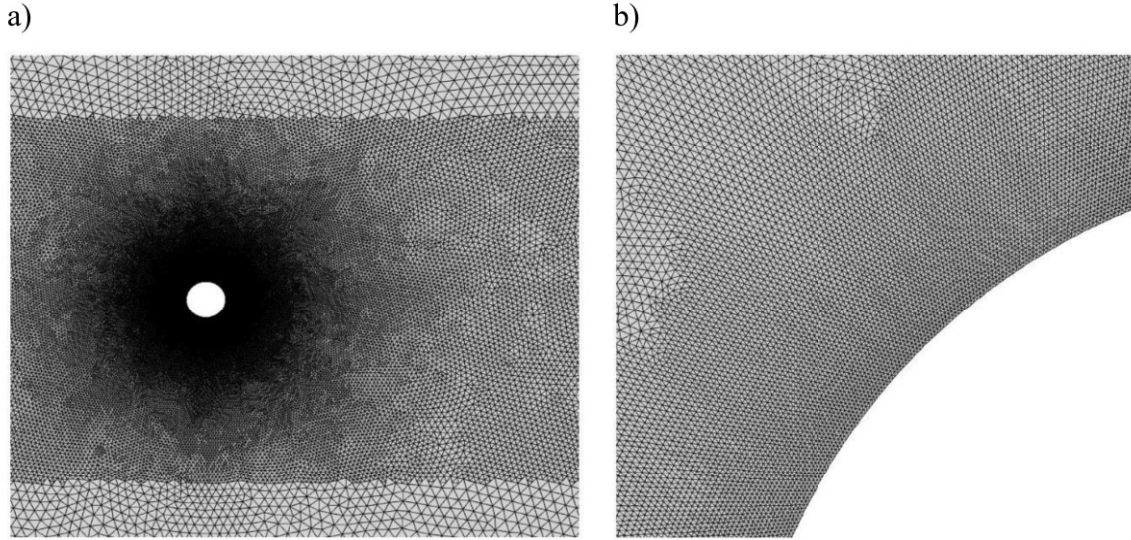
$$F_2 = \left(1,055 + \frac{0,548}{n_L} - \frac{14,7}{n_L^2} + \frac{37,3}{n_L^3} \right) \quad (3.89)$$

Şeklinde verilmiştir. Denklem (3.87) ve (3.88)'de ESDU korelasyonları verilmiştir.

3.3. Ağ Yapısının İncelenmesi

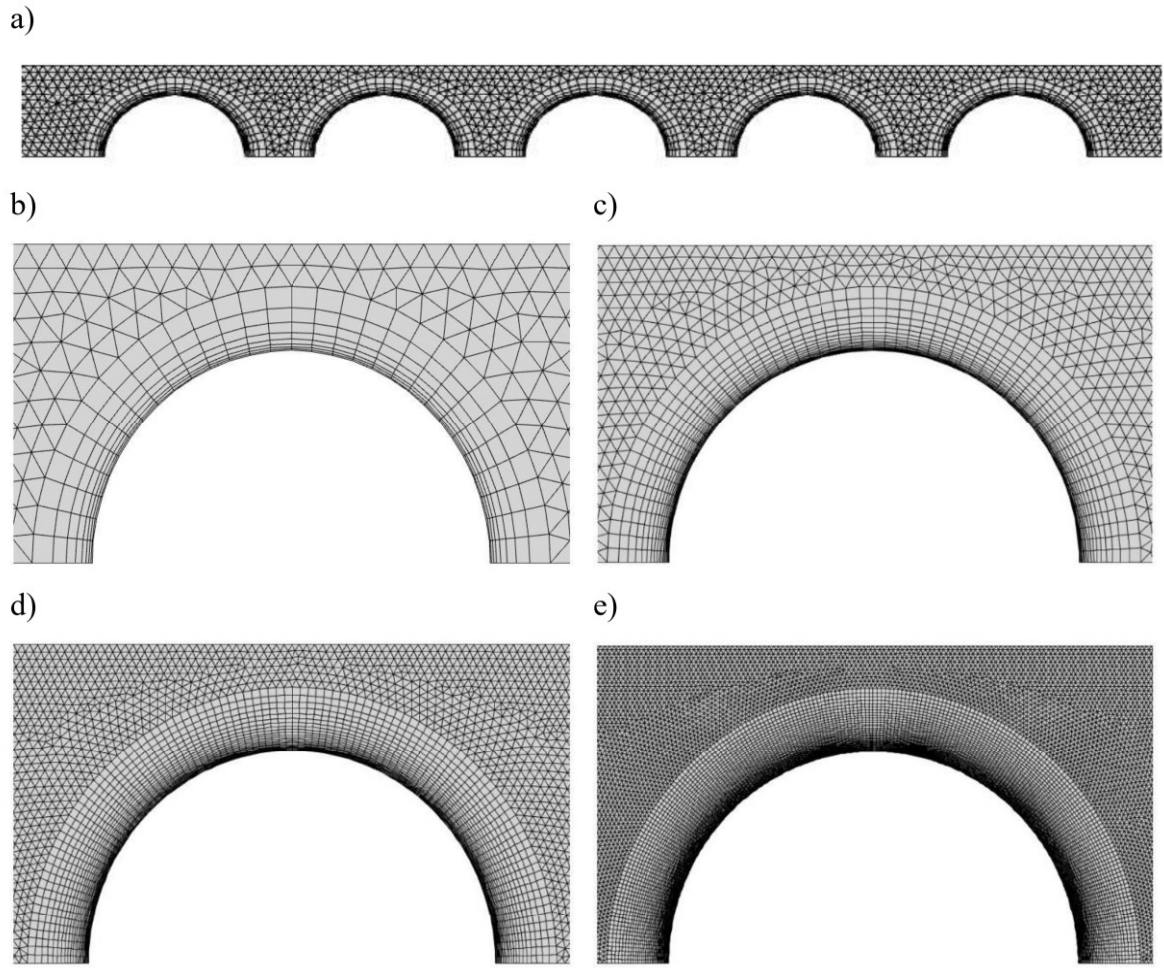
Bu bölümde tek silindir üzerinden ve boru demeti üzerinden akış ve ısı geçişi analizlerinde kullanılan ızgara ya da ağ yapısı incelenmiştir. Tek silindir üzerinden akış ve ısı geçişi için kullanılan ızgara yapısı Şekil 3.10'da verilmiştir. Şekil 3.10a'dan görüldüğü gibi, tek silindir için yapılan çalışmada, ızgara yapısı için akış hacminin her tarafında üçgen elemanlar kullanılmıştır. Silindir etrafındaki akış ve özellikle silindir arkasında oluşacak Von Karman caddesi (silindir arkasındaki girdap kopmaları) bu tür analizler için önemli

olduğundan dolayı üst ve alt simetri noktalarından belli mesafe uzaklıkta, orta kısma bir şerit atılmıştır (bu kısımda ızgara yapısı yoğunlaştırılmıştır). Bununla birlikte, silindir etrafında oluşacak sınır tabakanın tespiti için, bu bölgede de yoğun bir ağ yapısı kullanılmıştır (Şekil 3.10b). Görseldeki ızgara yapısı için kullanılan düğüm sayısı 129000 civarındadır.



Şekil 3.10. Tek silindir üzerinden akışta ızgara yapısı: a) akış hacmi boyunca b) silindir çevresinde

Boru demeti üzerinden akışta ise Şekil 3.11’de görüldüğü üzere, öncelikle sonuçların ağ yapısından bağımsızlığını sağlayabilmek amacıyla, toplamda dört farklı ızgara yapısı kullanılmıştır. Şekil 3.11a’dan anlaşılacağı üzere, borular etrafında bir halka oluşturulmuş ve bu halka içerisinde, silindir yüzeyinden başlayarak artan büyüklükte dikdörtgen elemanlar kullanılmıştır ki bu ızgara yapısı eğrisel ağ yapısı olarak isimlendirilir (curvilinear grid). Halkaların dışında ise akış boyunca üçgen elemanlar kullanılmıştır. Toplam düğüm sayısı olarak, kaba ızgara yapısı için 10360 düğüm noktası (Şekil 3.11b), kaba ızgara yapısı – 2 için 38780 düğüm noktası (Şekil 3.11c), orta ızgara yapısı için 108000 düğüm noktası (Şekil 3.11d) ve ince ızgara yapısı için ise yaklaşık 373000 düğüm noktası (Şekil 3.11e) kullanılmıştır. Verilen ağ yapılarına göre sonuçların nasıl değiştiği bir sonraki bölümde verilmiştir.



Şekil 3.11. a) Akış hacmi boyunca kaba ızgara yapısı, silindir çevresinde: b) kaba ızgara yapısı c) kaba ızgara yapısı – 2 d) orta ızgara yapısı e) ince ızgara yapısı

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde, katılımcı ortam içerisindeki boru demeti üzerinden akış ve ısı geçişinin farklı durumlar için analizi yer almaktadır. Bununla birlikte, boru demeti üzerinden akış ve yalnızca taşınım ile ısı geçişi ve tek boru üzerinden akış ve hem taşınım hem de ışınım ile ısı geçişi analizlerini içeren doğrulama çalışmalarına da bu bölümde yer verilmiştir. Ayrıca, boru demetinden hem taşınım hem de ışınım ile ısı geçişinde kullanılan modelin ağ yapısından bağımsızlığının irdelenmesi de bu bölümde icra edilmiştir. Mevcut çalışmada, akış ve ısı geçişinin görüntülenmesi, hız, sıcaklık ve basınç konturları ve akış çizgileri ile irdelenmiştir. Görsel canlandırmaya ek olarak, sayısal bağlamda Nusselt sayısının boru aralıkları, Reynolds sayısı, silindir yüzey sıcaklığı ve katılımcı ortamın durumu gibi etkenlere bağlı olarak değişimi de incelenmiş olup elde edilen veriler detaylı bir şekilde analiz edilmiştir.

4.1. Doğrulama Çalışmaları

Boru demeti üzerinden akış ve boru yüzeylerinden taşınım ve ışınım ile ısı geçişinin incelendiği çalışmaya temel oluşturacak analizlerin doğrulaması bu bölümde verilmiştir. Örneğin, literatürde, katılımcı karakterdeki gaz akışları koşullarında, boru demetinden ısı geçişinin analiz edildiği herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bunun yerine, araştırmacılar, boru demeti üzerinden akış ve taşınım ile ısı geçişini incelemişlerdir, tek boru için ise hem yalnızca taşınım hem de taşınım ve ışınım ile ısı geçişinin incelendiği çalışmalar mevcuttur.

4.1.1. Tek silindir için doğrulama çalışmaları

Boru demeti üzerinden zorlanmış akış durumunda hem taşınım hem de ışınımın birlikte incelendiği bir çalışmaya rastlanmadığı için, literatürde, tek silindir yüzeyinden hem taşınım hem de ışınım ile ısı geçişinin incelendiği bir çalışmadan (Pachpute vd., 2015) faydalanılmıştır. Boru demeti için yapılan analizlerde herhangi bir hata olmaması açısından tek boru yüzeyinden hem yalnızca taşınım hem de taşınım ve ışınım ile ısı geçişinin birlikte incelendiği çalışmalar literatür ile karşılaştırılmıştır. Öncelikle, tek silindir üzerinden

yalnızca taşınım ile ısı geçişi olan durum incelenmiş olup sürüklenme katsayısı ve Nusselt sayısı değerleri Çizelge 4.1’de verildiği gibi literatürdeki çalışmalarla karşılaştırılmıştır.

Çizelge 4.1. Tek silindir üzerinden akışta sürüklenme katsayısı ve Nusselt değerleri ($Re_D = 100$)

Çalışma	C_D	Çalışma	$\overline{Nu}_{taş.}$
Mevcut çalışma	$1,38 \pm 0,0073$	Mevcut çalışma	$5,164 \pm 0,002$
Liu vd. (1998)	$1,35 \pm 0,012$	Jain ve Goel (1976)	5,632
Meneghini vd. (2001)	1,37	Churchill ve Bernstein (1977)	5,16
Ding vd. (2007)	$1,356 \pm 0,01$	Nakamura ve Igarashi (2004)	6,21
Mahir ve Altaç (2008)	$1,368 \pm 0,029$	Mahir ve Altaç (2008)	$5,179 \pm 0,003$
Pachpute vd. (2015)	$1,365 \pm 0,011$	Pachpute vd. (2015)	5,1685

Çizelge 4.1’de verilen sürüklenme katsayısı değerleri incelendiğinde, mevcut çalışmada elde edilen değerle, literatür verilerinin oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Öyle ki, maksimum farkın %2,2 civarında olduğu ifade edilebilir. Yalnızca taşınım ile ısı geçişinin incelendiği durumda tek silindire ait $\overline{Nu}_{taş.}$ değerinin literatürle yine uyum içinde olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.2. Tek silindir yüzeyinden taşınım ve ışınlım ile ısı geçişi durumunda Nusselt sayıları

		$\overline{Nu}_{taş.}$	$\overline{Nu}_{ış.}$	$\overline{Nu}_{top.}$
$Re_D = 100$	Mevcut çalışma	5,47	6,68	12,15
$Re_D = 500$		12,05	7,73	19,78
$Re_D = 100$	Pachpute vd. (2015)	5,18	6,93	12,12
$Re_D = 500$		12,17	7,53	19,72

Çizelge 4.2’de ise hem taşınım hem de ışınlım ile ısı geçişinin incelendiği tek silindir için $Re_D = 100$ ve 500 değerlerine karşılık gelen Nusselt sayısı değerleri verilmiştir. Verilen bu değerler, $N_R = 0,1034$ durumu için gerçekleştirilmiştir. $Re_D = 100$ için mevcut çalışmaya ve Pachpute vd.’ne (2015) ait $\overline{Nu}_{top.}$ değerleri arasında %0,25 gibi bir fark söz konusuyken

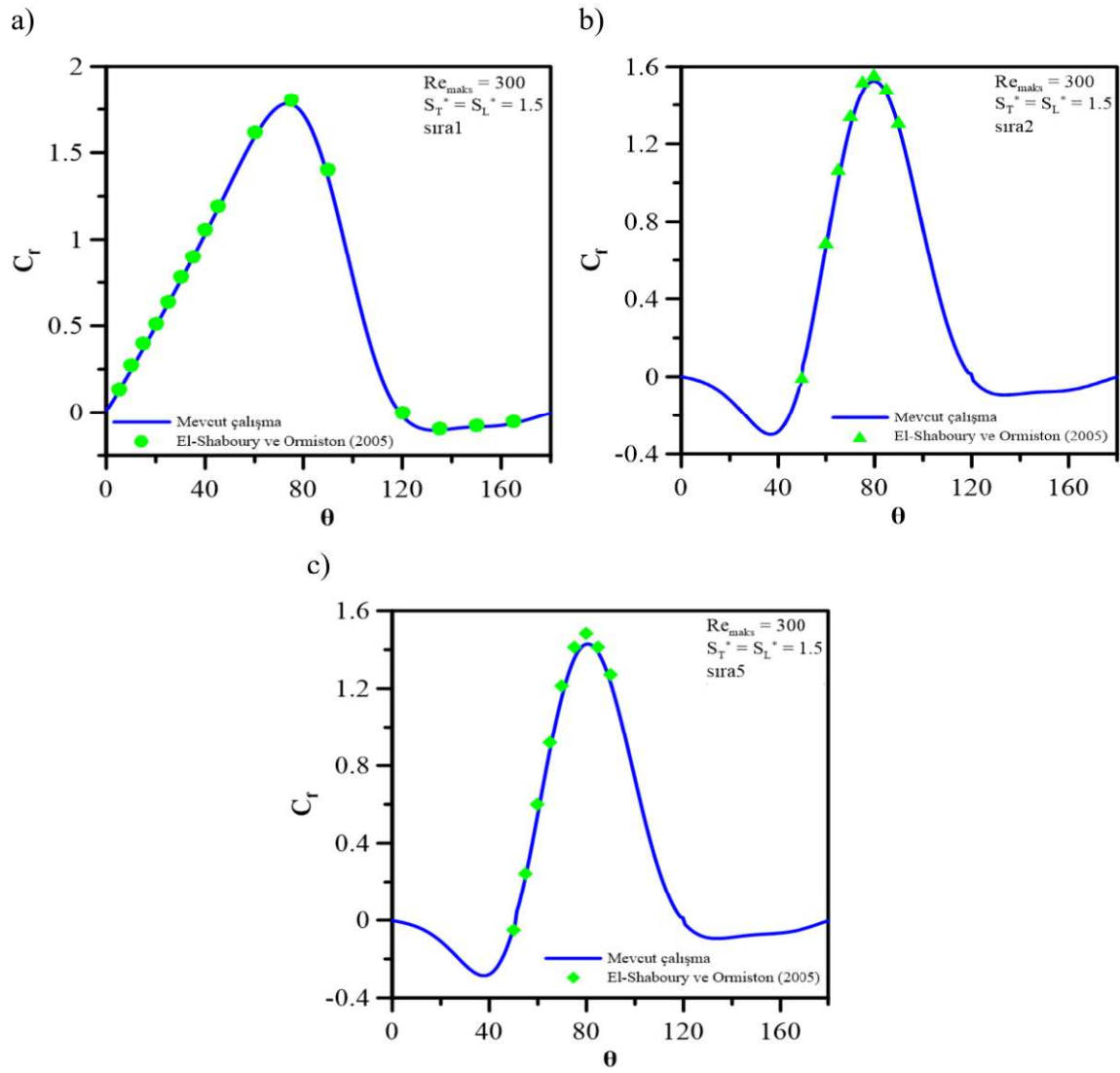
$\overline{Nu_{taş.}}$ ve $\overline{Nu_{ış.}}$ değerleri de kendi içerisinde yine az da olsa farklılık göstermektedir. Benzer durumun $Re_D = 500$ için de geçerli olduğu görülmektedir.

4.1.2. Boru demeti için doğrulama çalışmaları

Boru demeti üzerinden akış ve ısı geçişine ait yapılan analizler $S_T^* = S_L^* = 1,5, 2, 2,5$ ve 3 olan boyutsuz boru aralıklarında düzgün sıralı 5 boru için gerçekleştirilmiş olup Re_{maks} değerleri ise 100, 150, 200, 250 ve 300 olarak seçilmiştir. Yalnızca taşınım ile ısı geçişinin incelendiği durumda $N_R = 0,1034$ olarak alınmıştır. Yapılan analizlerde, önceki bölümde verilen 108000 düğüm noktasına sahip orta ızgara yapısı kullanılmıştır (bu ızgara yapısının seçilme sebebi sonraki kısımlarda açıklanmıştır). Doğrulama çalışması için farklı sıralarda bulunan borulara ait sürtünme katsayısı, C_f ve yerel Nusselt sayısı, $Nu_{taş.-boru}$ değerleri El-Shaboury ve Ormiston'un (2005) yaptığı çalışma ile karşılaştırılmıştır. Buna ek olarak, tüm boru demetine ait olan sürtünme faktörü, f ve Colburn J – faktörü, J değerleri de literatürdeki farklı çalışmalarla kıyas edilmiştir.

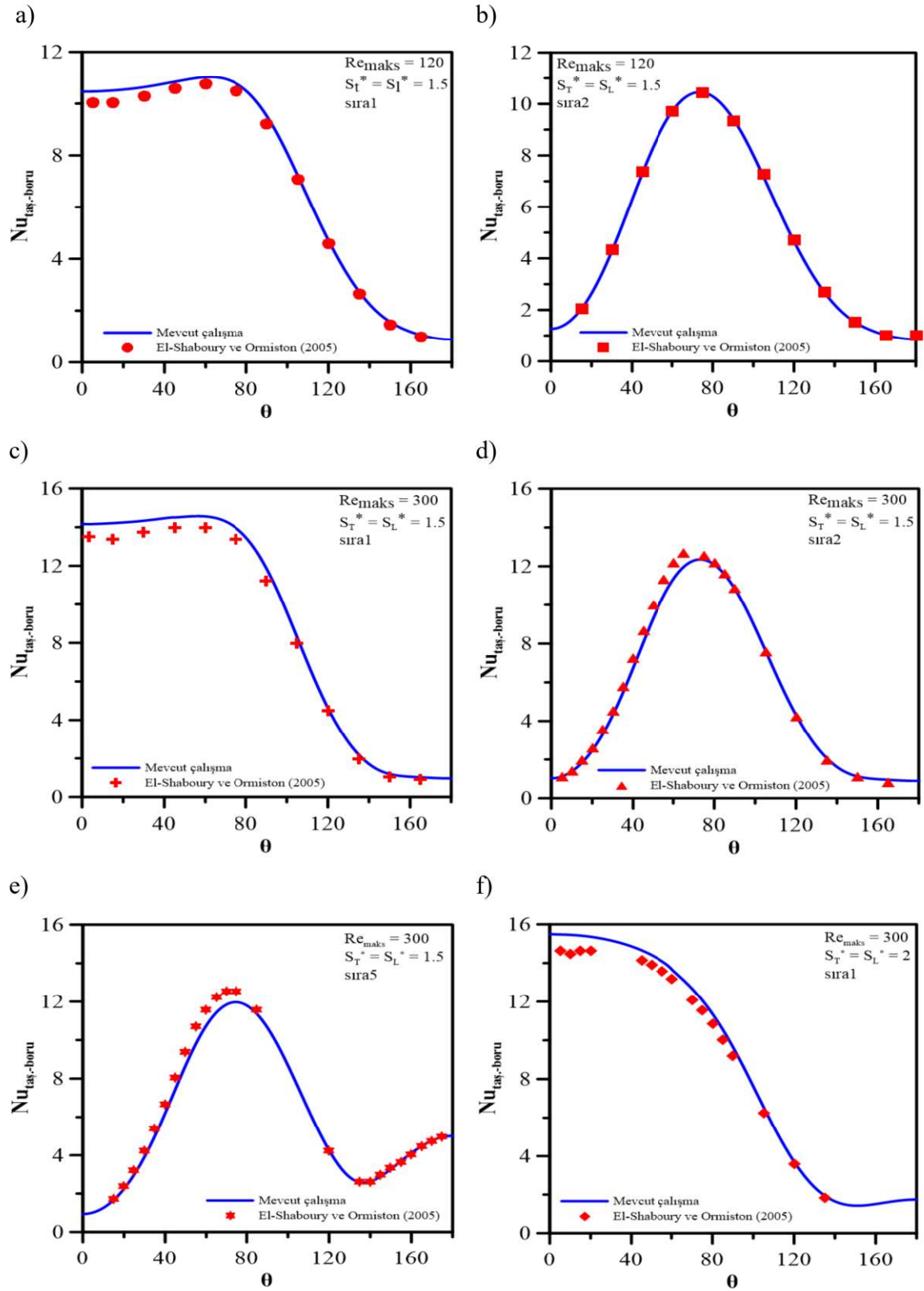
Şekil 4.1a, 4.1b ve 4.1c'de $Re_{maks} = 300$ ve $S_T^* = 1,5$ için sırasıyla 1., 2. ve 5. sıradaki silindirlere ait yerel sürtünme katsayısı değerleri θ açısına bağlı olarak çizdirilmiştir (θ açısı durma noktasından itibaren saat yönünde alınmaktadır ve Şekil 3.15a'da gösterilmiştir). C_f değerleri açısından, El-Shaboury ve Ormiston'un (2005) çalışması ile mevcut çalışma arasında maksimum fark %4 olarak saptanmıştır.

Şekil 4.2'de $Re_{maks} = 120$, $S_T^* = 1,5$, durumunda 1 ve 2. sıralarda, $Re_{maks} = 300$, $S_T^* = 1,5$ durumunda 1, 2 ve 5. sıralarda ve $Re_{maks} = 300$, $S_T^* = 2$ durumunda 1. sırada olan silindirler için hesaplanan $Nu_{taş.-boru}$ dağılımları El-Shaboury ve Ormiston (2005) ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Elde edilen sonuçlar, El-Shaboury ve Ormiston'un (2005) sonuçları ile kıyaslandığında, sayısal simülasyon sonuçlarının referans çalışma ile oldukça uyumlu olduğu gözlenmiş olup maksimum fark %7 olarak tespit edilmiştir.

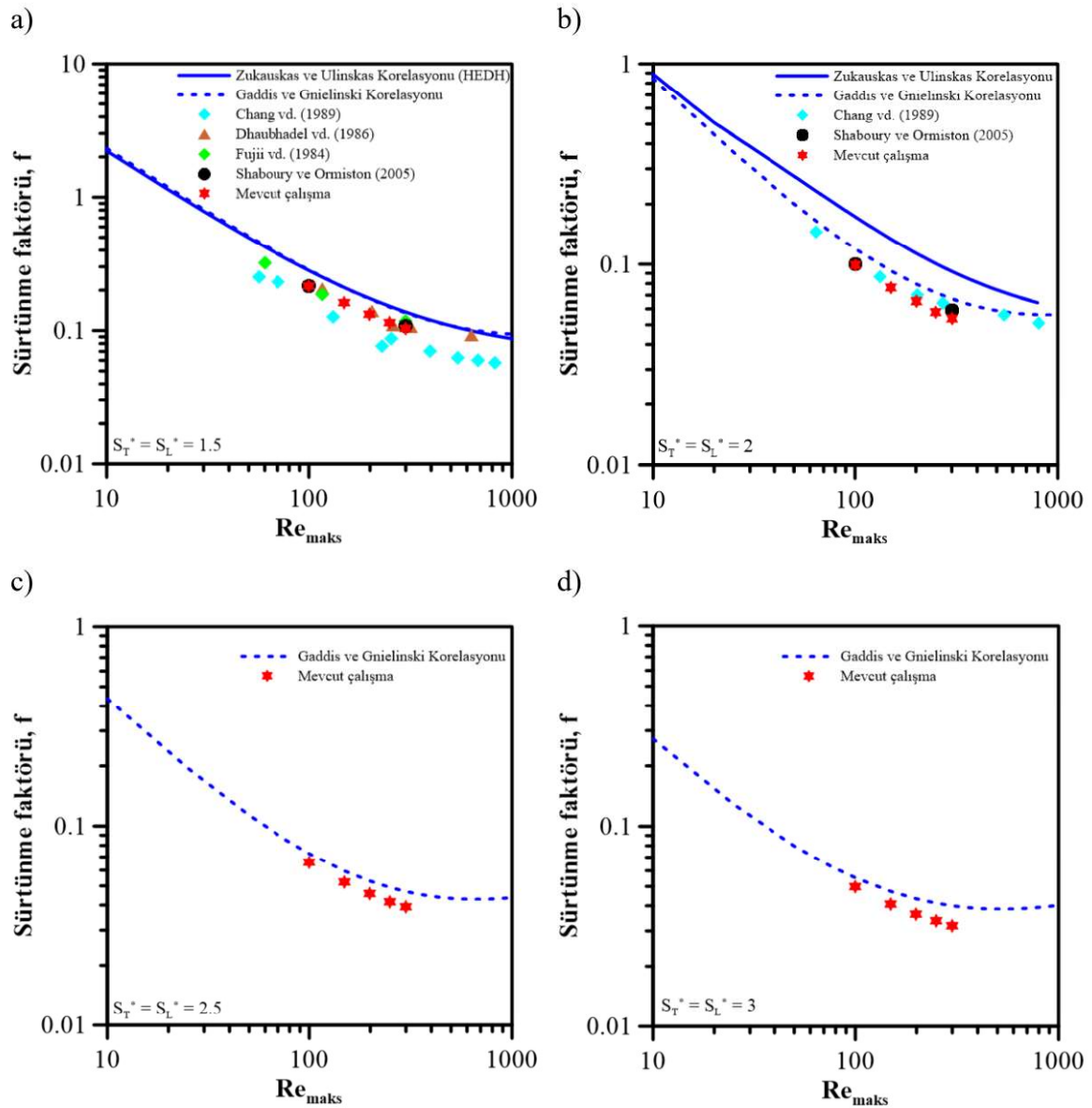


Şekil 4.1. $Re_{maks} = 300$, $S_T^* = 1,5$ değerleri için a) sıra 1 b) sıra 2 ve c) sıra 3'te bulunan silindirlere ait C_f değerleri

Şekil 4.3'de sürtünme faktörünün Re_{maks} ve S_T^* değerleri için değişimleri, literatürdeki sayısal ve deneysel çalışmalarla kıyaslamalı olarak verilmiştir. Görüldüğü üzere, simülasyon çalışmalarında elde edilen sonuçlar genel itibariyle literatür çalışmalarıyla birbirine oldukça yakındır. Literatür ile mevcut çalışma arasındaki en büyük fark %24,5 ile $S_T^* = 3$ durumunda meydana gelmiştir.

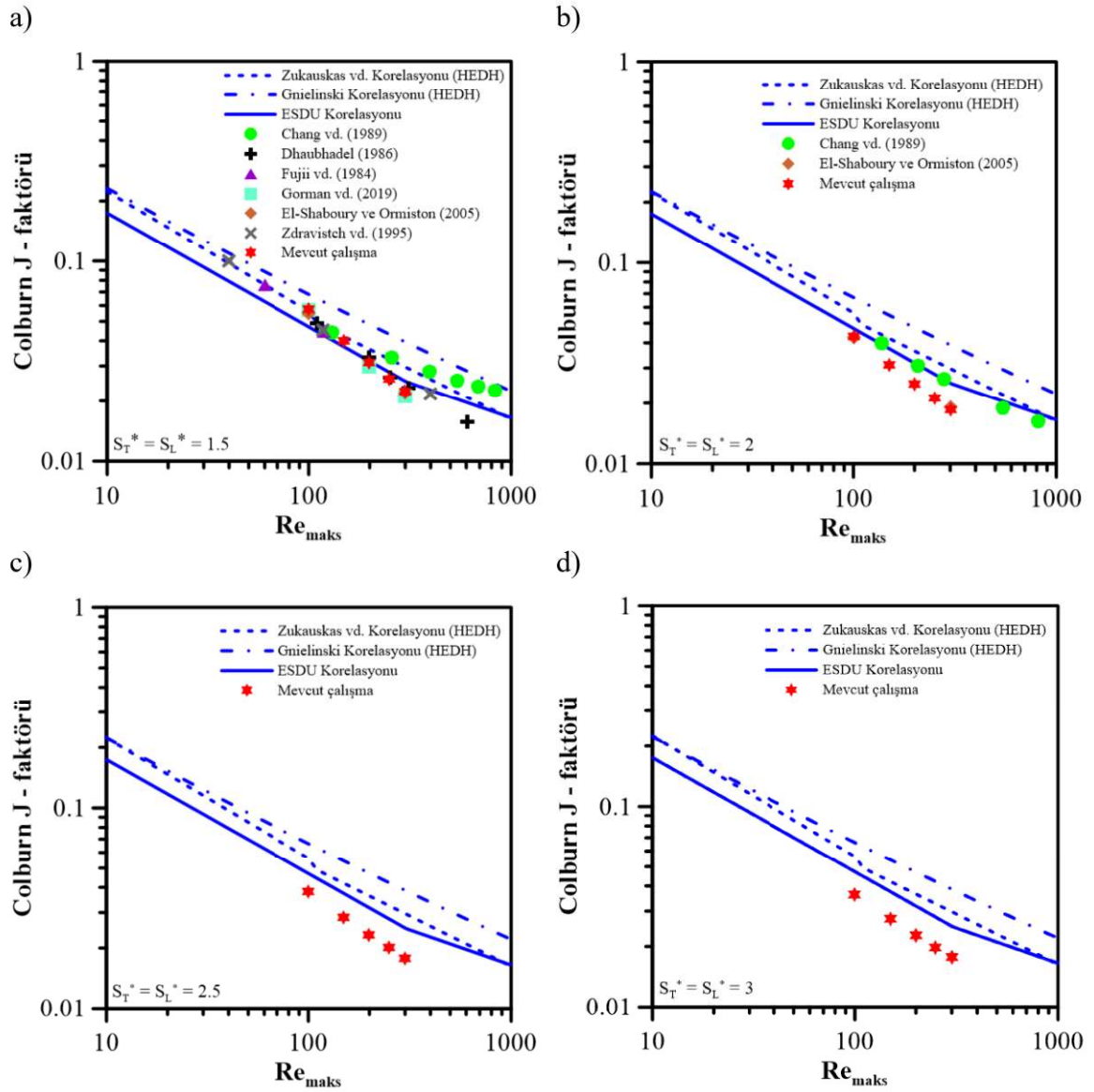


Şekil 4.2. a) $Re_{maks} = 120$, $S_T^* = 1,5$, sıra-1 b) $Re_{maks} = 120$, $S_T^* = 1,5$, sıra-2 c) $Re_{maks} = 300$, $S_T^* = 1,5$, sıra-1, d) $Re_{maks} = 300$, $S_T^* = 1,5$, sıra-2, e) $Re_{maks} = 300$, $S_T^* = 1,5$, sıra-5, f) $Re_{maks} = 300$, $S_T^* = 2$, sıra-1 durumları için $Nu_{tas.-boru}$ değerleri



Şekil 4.3. a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ d) $S_T^* = 3$ için sürtünme faktörü, f değerleri

Şekil 4.4'de $S_T^* = 1,5, 2, 2,5$ ve 3 için Colburn J – faktörünün Re_{maks} ile değişimi literatürdeki sayısal ve deneysel çalışmalarla kıyaslamalı olarak verilmiştir. Özellikle, $S_T^* = 1,5$ ve $S_T^* = 2$ durumlarında, mevcut çalışma ile literatür arasında iyi bir uyum yakalandığı söylenebilir. Ancak, S_T^* 'nin artması ile birlikte aradaki farkın da arttığı ifade edilebilir. Öyle ki, maksimum fark %42 ile $S_T^* = 3$ durumunda meydana gelmiştir.



Şekil 4.4. a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ d) $S_T^* = 3$ için Colburn J – faktörü değerleri

Bu bölümde son olarak ağ yapısından bağımsızlık amacıyla taşınım ve ısı iletimle ısı geçişinin incelendiği boru demeti analizinde, ağ yapısına bağlı olarak bazı önemli parametrelerdeki değişimler ortaya konulmuştur. Çizelge 4.3’de verilen değerler incelendiğinde ızgara yapısından bağımsız olarak verilerin birbirine oldukça yakın olduğu görülmektedir. Ancak son üç ağ yapısı için veriler arasındaki yakınlığın daha fazla olduğu söylenebilir. Uzun çözüm süresi göz önünde bulundurulduğunda 108000 düğüm noktasına sahip orta ızgara yapısı seçilmiştir.

Çizelge 4.3. Nusselt sayılarının ağ yapısına bağlı olarak değişimi

	Düğüm sayısı	$\overline{Nu}_{tas.-bdem}$	$\overline{Nu}_{ış.-bdem}$	$\overline{Nu}_{top.-bdem}$
Kaba ızgara yapısı	10360	6,261	5,523	11,785
Kaba ızgara yapısı – 2	38780	6,239	5,493	11,732
Orta ızgara yapısı	108000	6,239	5,489	11,728
İnce ızgara yapısı	373000	6,240	5,489	11,728

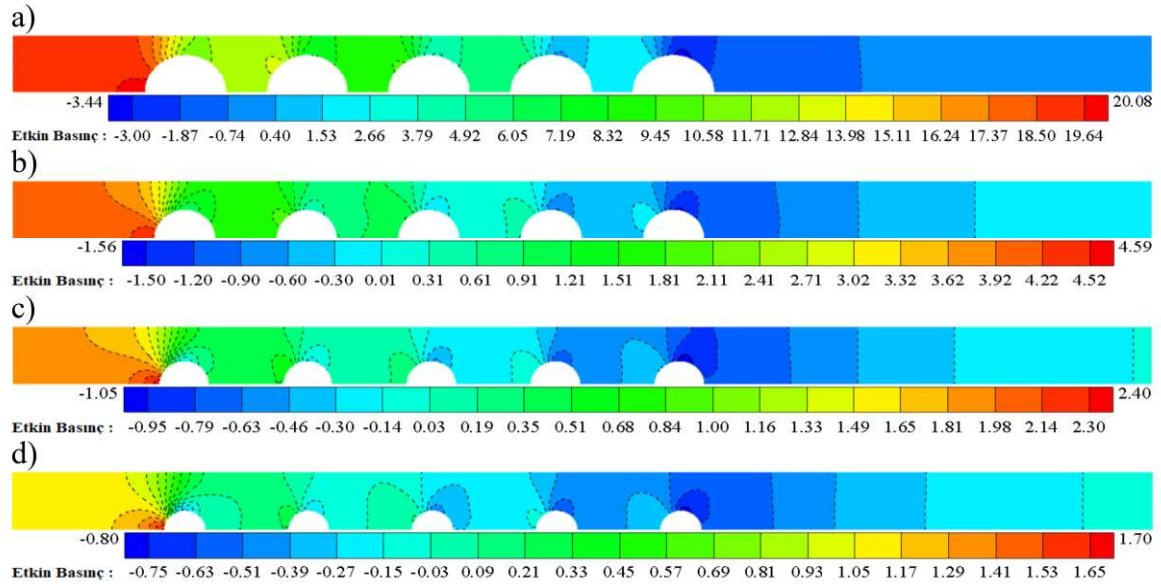
4.2. Mevcut Çalışma – Akış Görüntülemesi

Katılımcı ortam içinde yer alan boru demeti üzerinden taşınım ve ışıınım ile ısı geçişi incelenmiş olup, yapılan analizlere ait hız, basınç ve sıcaklık görselleri, kontur grafikleri ve akış çizgisi grafikleri olarak bu kısımda verilmiştir. Katılımcı ortamda zorlanmış taşınım gerçekleşirken ışıınım ile ısı geçişinin hız ya da basınç üzerinde bir etkisi nispeten ‘yok’ sayılacak mertebelere sahiptir. Ancak ışıınımın sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi hassasiyetle incelenmeyi gerektirmektedir. Bu yüzden, sıcaklık konturları üzerinde daha fazla durulmuştur.

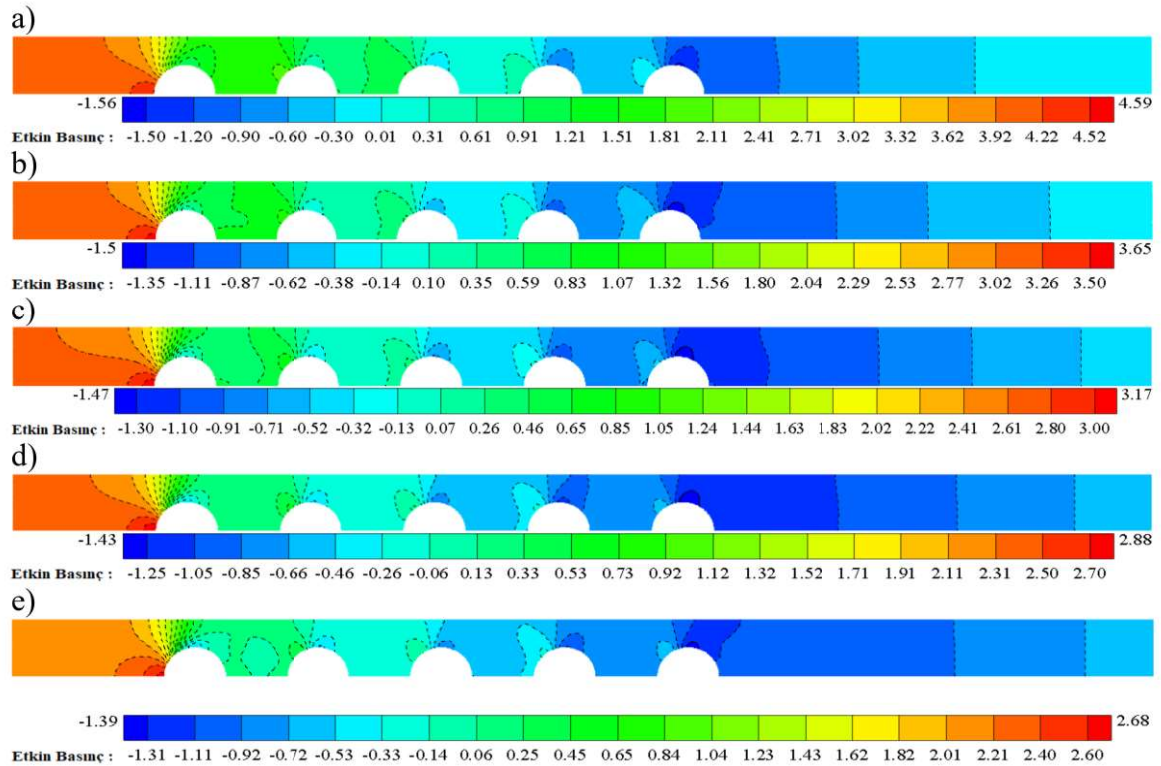
4.2.1. Basınç konturları

Şekil 4.5’de $S_T^* = S_L^* = 1,5, 2, 2,5$ ve 3 ve $Re_{maks} = 100$ için tipik akış kanalı içinde oluşan boyutsuz basınç (\bar{P}) dağılımı görselleştirilmiştir. Her dört durumda da akış boyunca en yüksek basıncın görüldüğü yer 1. silindirin ön kısmıdır ki burası aslında akışa karşı set görevi gören “durma noktası”dır. Diğer silindirler için böyle bir durum söz konusu olmadığı için silindirlerin ön kısımlarındaki basınç ilk silindire nazaran oldukça düşüktür. Silindirlerin arka kısımlarında ise basıncın düşük olduğu görülmektedir. Ayrıca, boru aralıklarının artması ile birlikte şekilden görülebileceği üzere boyutsuz basınç düşümü, $\Delta\bar{P}$ ’nin azaldığı söylenebilir. El-Shaboury ve Ormiston’a (2005) göre borular arası dikey mesafenin azalması ile birlikte basınç düşümü artmakta, bunun yanında, sabit dikey mesafe ve artan yatay mesafe ile birlikte yine artış göstermektedir. S_T^* ’yi arttırmak akışkanın borular arasından daha rahat geçmesine olanak sağlar ve böylece basınç düşümünü azaltırken S_L^* ’yi arttırmak aynı zamanda boru (kanal) boyunu artırır ve bu da basınç düşümünü artırır. Bu çalışmada, dikey

ve yatay boru mesafeleri birbirine eşit alındığı için her iki mesafede de artış olduğunda S_T^* 'deki değişimin daha baskın olduğu ifade edilebilir.



Şekil 4.5. $Re_{maks} = 100$ için a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ d) $S_T^* = 3$ durumlarındaki boyutsuz basınç dağılımları

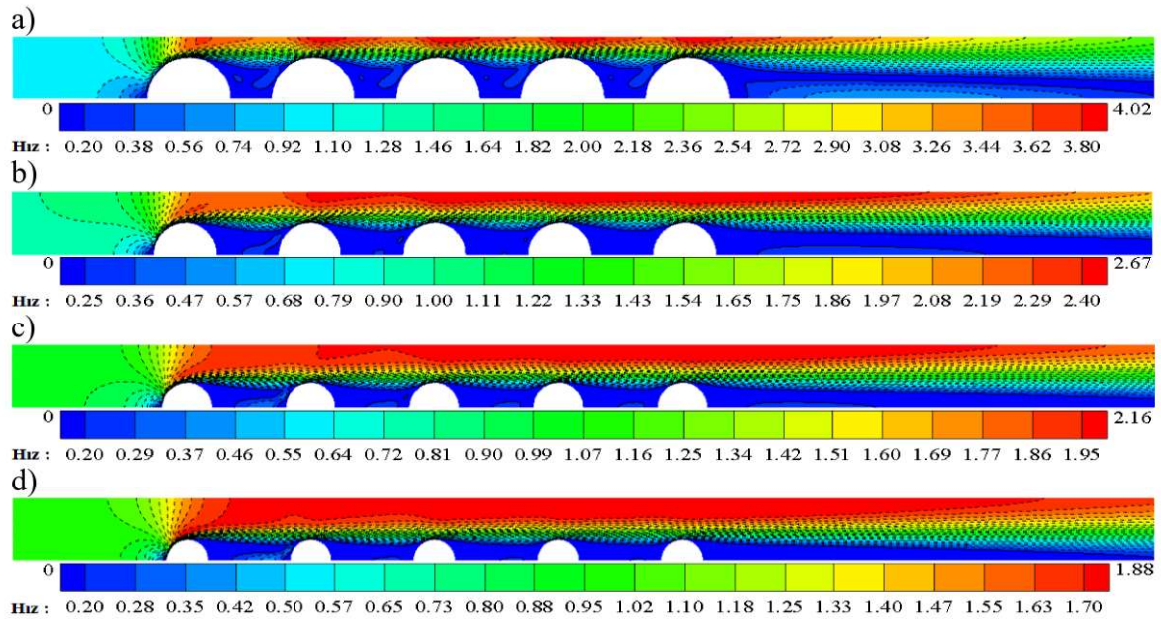


Şekil 4.6. $S_T^* = 2$ için a) $Re_{maks} = 100$ b) $Re_{maks} = 150$ c) $Re_{maks} = 200$ d) $Re_{maks} = 250$ e) $Re_{maks} = 300$ durumlarındaki boyutsuz basınç dağılımları

Şekil 4.6'da $S_T^* = 2$ ve Reynolds sayısı ile değişimin ($Re_{maks} = 100, 150, 200, 250$ ve 300) tipik akış kanalı içinde oluşan boyutsuz basınç (\bar{P}) dağılımı üzerindeki etkisi görselleştirilmiştir. Görüldüğü üzere Re_{maks} değerindeki artış ile birlikte $\Delta\bar{P}$ değerinde azalma gözlemlenmektedir.

4.2.2. Hız konturları

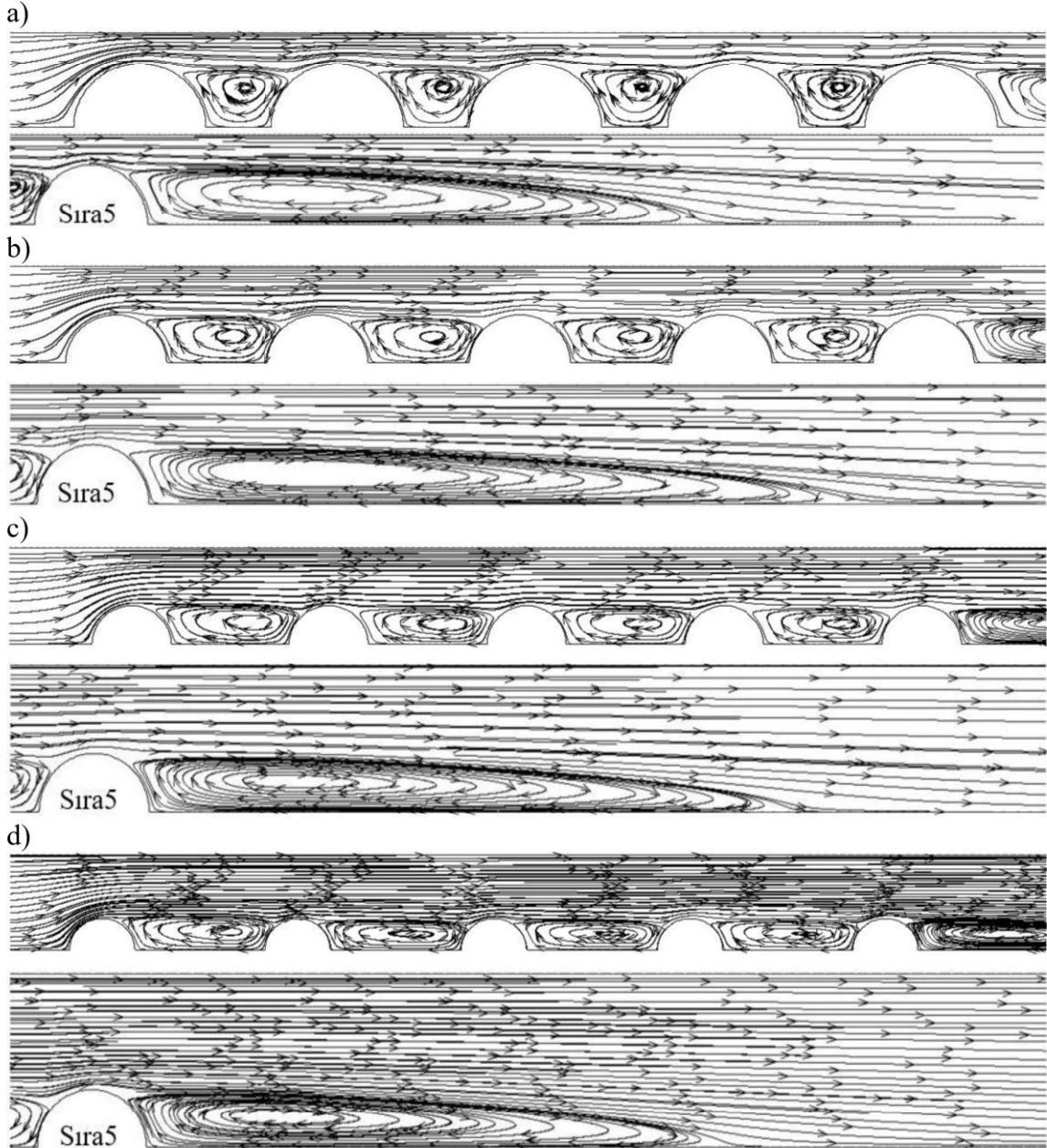
Şekil 4.7'de $Re_{maks} = 250$ için S_T^* silindirler arası mesafe ($S_T^* = 1,5, 2, 2,5$ ve 3) ile tipik akış kanalı içinde oluşan boyutsuz mutlak hız ($|\bar{U}|$) dağılımları verilmiştir. Görüldüğü üzere, borular arası aralıklarda akış hızı oldukça yavaştır. Çünkü, bu bölgeler, oldukça yavaş hızdaki çevrim bölgelerinin oluştuğu kısımlardır. Silindirlerin üst kısımlarında ise kesit alan daraldığı için akışın hızlandığı görülmektedir. Bir başka deyişle silindirlerin arka kısımlarında hız gradyanları düşükken üst bölgelerde yüksektir. Ayrıca, silindirlerin ön kısımlarında da hız gradyanları düşük olmakla birlikte ilk silindir için pozitif diğer silindirlerin ön kısımları için belli bir θ açısına kadar negatiftir. Bunun sebebi silindirler arasındaki çevrim bölgelerinin varlığıdır. Böylece, burada verilen hız dağılımlarının Şekil 4.1'de verilen C_f grafiklerini doğrular nitelikte olduğu söylenebilir.



Şekil 4.7. $Re_{maks} = 250$ için a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ d) $S_T^* = 3$ durumlarındaki boyutsuz hız dağılımları

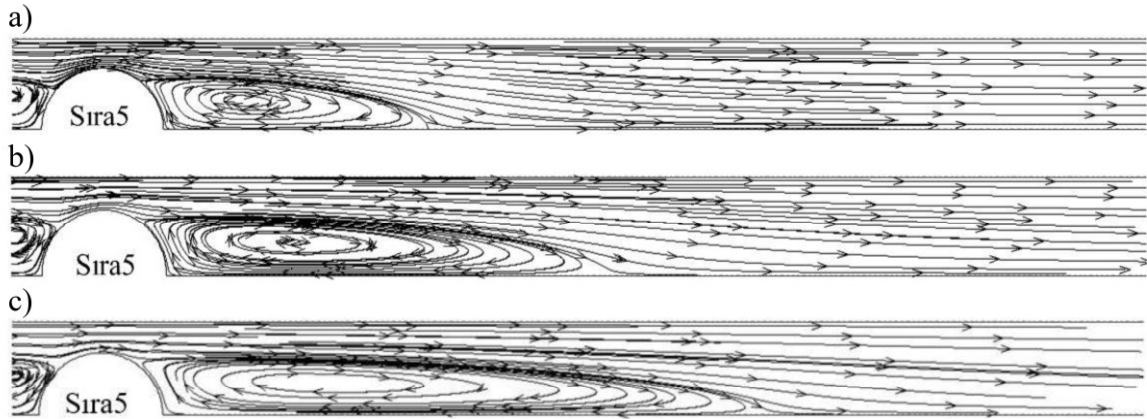
4.2.3. Akış çizgileri

Şekil 4.8'de $Re_{maks} = 200$ ve $S_T^* = 1,5, 2, 2,5$ ve 3 durumları için tipik akış kanalında oluşan akış çizgileri görselleri verilmiştir. Bu şekilden görüleceği üzere borular arasındaki mesafe arttıkça bu bölgelerdeki çevrim bölgeleri de genişlemektedir.



Şekil 4.8. $Re_{maks} = 200$ için a) $S_T^* = 1.5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ d) $S_T^* = 3$ durumlarındaki akış çizgileri

İlk silindirin ön kısmı hariç, tüm silindirlerin ön ve arka kısmı çevrim bölgelerine maruz kalmaktadır ve bu bölgeler Nusselt sayısı ve C_f değerlerini Şekil 4.1 ve 4.2’de gösterildiği gibi önemli derecede etkilemektedir. Son sıradaki silindir arkasında oluşan girdap bölgeleri ise önce $S_T^* = 1,5$ ’den $S_T^* = 2$ ’ye geçişte artış göstermekte daha sonra ise tekrar azalmaktadır.



Şekil 4.9. $S_T^* = 1,5$ için a) $Re_{maks} = 100$ b) $Re_{maks} = 150$ ve c) $Re_{maks} = 200$ durumlarında 5. silindir arkasındaki çevrim bölgeleri

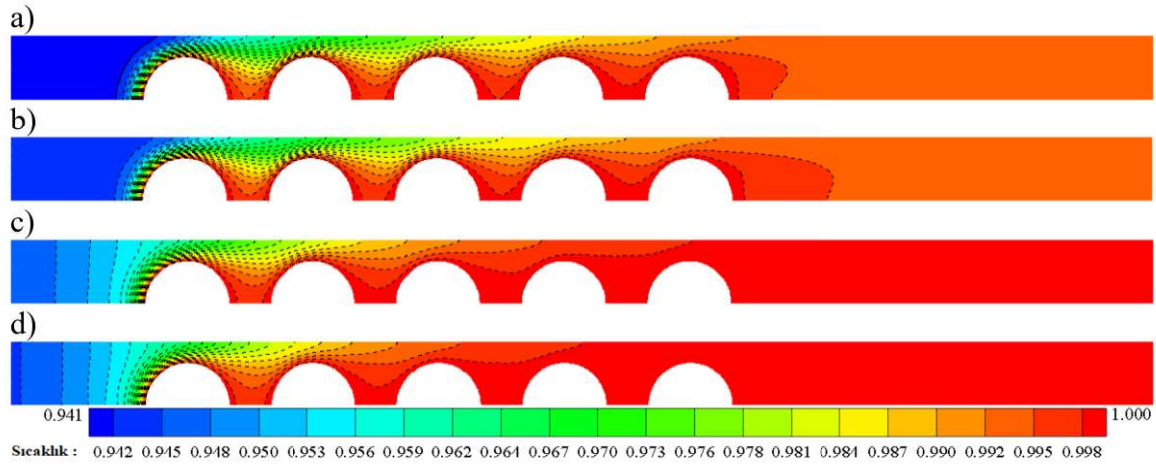
Şekil 4.9’da $S_T^* = 1,5$ ve $Re_{maks} = 100, 150$ ve 200 durumları için son silindirin arkasındaki akış çizimleri görselleştirilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi Re_{maks} değerlerinin artması ile birlikte silindir arkasında oluşan girdap bölgelerinin (yeniden birleşme uzunluğu – reattachment length) uzunluğu artmaktadır.

4.2.4. Sıcaklık dağılımı

Boru demeti çevresindeki sıcaklık dağılımı ısı geçişi ile ilgili fikir vermesi açısından oldukça önemlidir. Bu yüzden, ω , N_R , Re_{maks} ve S_T^* değerlerinin değişimine göre sıcaklık dağılımları verilmiş ve bu durumlar arasında karşılaştırma yapılmıştır. N_R değerleri belirlenirken akışkanın ısı iletim katsayısı ve boru çaplarında herhangi bir değişiklik yapılmayıp yalnızca boru yüzey sıcaklıkları değiştirilmiştir. Bu yüzden, N_R değerindeki değişimler yüzey sıcaklığındaki değişimleri yansıtmaktadır. İncelenen problemde, yüksek sıcaklıktaki silindir yüzeylerinden daha düşük sıcaklıktaki akışkana doğru taşınım ile ısı geçişi gerçekleşecektir. Bununla birlikte, yüksek sıcaklıktaki silindir yüzeylerinden çıkan

ışınım şiddeti akışkan içerisinde, ortam durumuna bağlı olarak içe – dışa saçılma ve soğurulmaya maruz kalacaktır ve ışınlam enerjisi daha düşük sıcaklıktaki akışkana geçecektir.

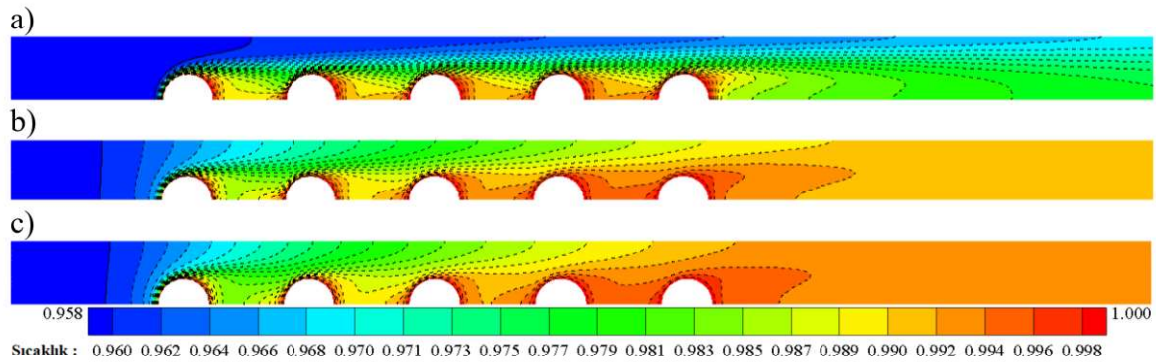
Şekil 4.10'da $Re_{maks} = 100$, $S_T^* = 1,5$ ve $N_R = 0,1034$ durumu için ve $\omega = 0, 0,5$ ve 1 değerleri altında boyutsuz sıcaklık dağılımları verilmiştir. Şekil 4.10a ve 4.10b'de sırasıyla, yalnızca taşınım ile ısı geçişinin incelendiği ortam ve tamamen saçıcı ortam ($\omega = 1$) içerisindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. Her iki durumda da sıcaklık dağılımlarının birbirine yakın olduğu görülmektedir. Öyle ki yalnızca taşınım ile ısı geçişi durumunda çıkıştaki ortalama akışkan sıcaklığı 0,99496 iken, tamamen saçıcı ortam için bu değer 0,99403'dür.



Şekil 4.10. $Re_{maks} = 100$, $S_T^* = 1,5$ ve $N_R = 0,1034$ şartlarında ve a) yalnızca taşınım b) $\omega = 1$ c) $\omega = 0,5$ ve d) $\omega = 0$ durumlarındaki boyutsuz sıcaklık dağılımları

Kumar ve Eswaran (2008) tarafından yapılan konik yayıcı (difüzör) içerisindeki ışınlam etkisi ile ilgili çalışmada, araştırmacılar, sıcaklık dağılımının yalnızca taşınım ile ısı geçişi olduğu durumda ve tamamen saçıcı ortamda aynı olduğunu göstermişlerdir. Şekil 4.10c ve 4.10d'de ise sırasıyla, $\omega = 0,5$ ve $\omega = 0$ durumları incelenmiştir. Verilen sıcaklık konturlarına göre $\omega = 1$ olan durumda, son silindir arkasındaki akışkan sıcaklığı yüzey sıcaklığına yaklaşmış iken $\omega = 0$ ve $\omega = 0,5$ durumlarında sıcaklık dağılımı birbirine oldukça benzer olmakla birlikte ortalama akışkan sıcaklığı üçüncü silindirin sonlarına doğru yüzey sıcaklığına oldukça yaklaşmıştır ve çıkıştaki akışkan sıcaklığı yüzey sıcaklığı ile neredeyse aynıdır ($\omega = 0$ için, $\Theta_c = 0,99958$ iken $\omega = 0,5$ için $\Theta_c = 0,99905$). Borular arasındaki akışkan sıcaklığının silindir yüzey sıcaklığı ile neredeyse aynı olması hem taşınım hem de ışınlam ile

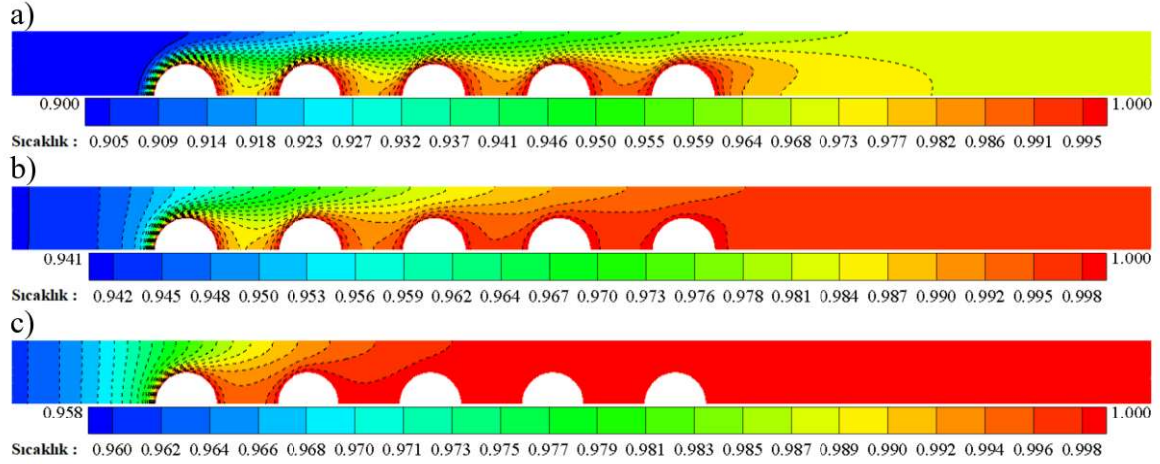
ısı geçişi açısından engelleyici bir faktördür. Bununla birlikte, $\omega = 0$ ve $\omega = 0,5$ durumlarında ilk silindirin ön tarafındaki sıcaklık sınır tabaka kalınlığının yalnızca taşınım ile ısı geçişinin incelendiği duruma göre çok daha fazla olduğu görülmekte olup bu durumun sebebinin ışınım olduğu söylenebilir. Buradan yola çıkarak katılımcı ortamın silindir yüzeylerinden taşınım ile olan ısı geçişini Re_{maks} 'ın yüksek ve boru aralıklarının geniş olduğu durumlar haricinde gözle görülür miktarda azalttığı söylenebilir.



Şekil 4.11. $Re_{maks} = 250$, $S_T^* = 2,5$ ve $N_R = 0,0367$ şartlarında ve a) $\omega = 1$ b) $\omega = 0,5$ c) $\omega = 0$ durumlarındaki boyutsuz sıcaklık dağılımları

Şekil 4.11'de $Re_{maks} = 250$, $S_T^* = 2,5$, $N_R = 0,0367$ için ve $\omega = 0, 0,5$ ve 1 durumları için boyutsuz sıcaklık konturları verilmiştir. Bu şekilde incelenen durumlarda, Şekil 4.10'da incelenen durumlara kıyasla hem akış hızı hem de borular arası mesafe arttırılmıştır. Dolayısıyla bu iki etki de yüzey sıcaklığından bağımsız olarak akışkanın çıkışta daha düşük sıcaklıklara ulaşmasına katkıda bulunacaktır. Görüldüğü gibi 5. Silindirden sonraki akışkan sıcaklığı her ne kadar $\omega = 0$ olan durumda, $\omega = 0,5$ olan duruma kıyasla daha yüksek olsa da her iki durumda da çıkıştaki akışkan sıcaklığı yüzey sıcaklığının gözle görülür şekilde altındadır. Bununla birlikte, $\omega = 1$ olan durumda akışkan çok daha düşük sıcaklıkta boru demetini terk etmektedir. Çıkıştaki ortalama akışkan sıcaklıkları $\omega = 0$ ve $\omega = 0,5$ için sırası ile $\Theta_{\zeta} = 0,99533$ ve $0,99144$ olmaktadır. Görüldüğü üzere, Re_{maks} ve S_T^* değerlerindeki artış ile $\omega = 0$ ve $\omega = 0,5$ durumlarındaki sıcaklık dağılımları, Şekil 4.10'da verilen duruma göre birbirlerinden daha farklı bir hal almıştır. Ayrıca, $\omega = 0$ ve $\omega = 0,5$ durumlarında boruların üzerindeki ısı sınır tabakanın üstteki boruların alt yüzeylerinden dolayı gelişecek ısı sınır tabakayla temas edeceği söylenebilir. Bu durumun da taşınım ile ısı geçişini azaltıcı yönde rol oynayacağını söylemek gerekir. Zira, hem $\omega = 0$ hem de $\omega = 0,5$ olan durumda

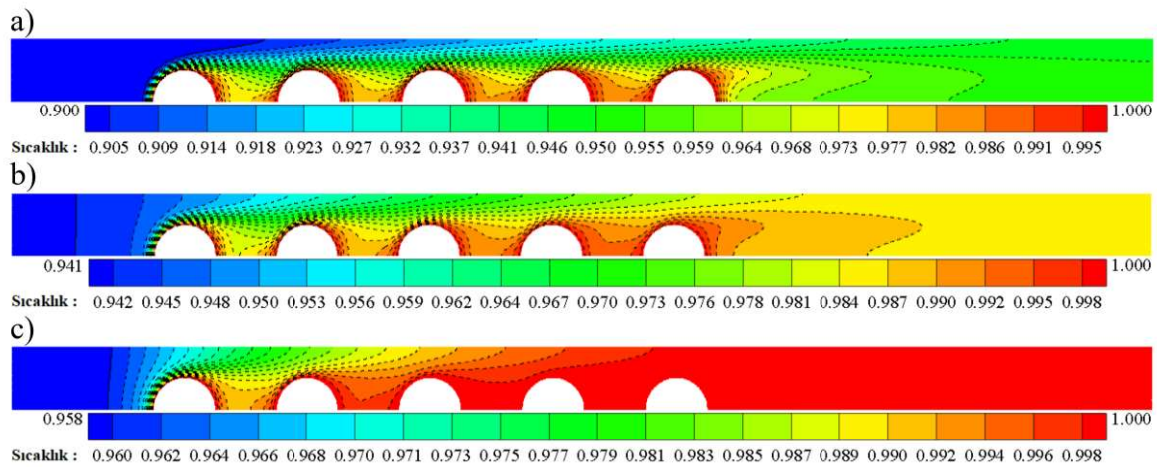
elde edilen taşınım ile ısı geçişi değerleri yalnızca taşınım ile ısı geçişinin incelendiği duruma göre sırası ile %16,4 ve %25 oranında daha düşüktür.



Şekil 4.12. $Re_{maks} = 100$, $S_T^* = 2$ ve $\omega = 0$ şartlarında ve a) $N_R = 0,5080$ b) $N_R = 0,1034$ c) $N_R = 0,0367$ durumlarındaki boyutsuz sıcaklık dağılımları

Şekil 4.12’de $Re_{maks} = 100$, $S_T^* = 2$ ve $\omega = 0$ durumunda $N_R = 0,5080$, $0,1034$ ve $0,0367$ olduğu durumlar incelenmiştir. Bu şekilden görüldüğü üzere yüzey sıcaklığının yüksek olduğu durumlarda ($N_R = 0,1034$ ve $0,0367$) borular arasındaki akışkan sıcaklığının S_T^* ve Re_{maks} değerlerine bağlı olarak yüzey sıcaklığına oldukça yaklaştığını söylemek gerekir. Bu durum, $N_R = 0,1034$ için 4. ve 5. boru yakınlarında gözlemlenmeye başlarken $N_R = 0,0367$ durumunda 2. boru arkasından itibaren akışkan sıcaklığının yüzey sıcaklığına oldukça yakın olduğu söylenebilir. $N_R = 0,1034$ durumunda çıkıştaki ortalama akışkan sıcaklığı $0,99628$ iken $N_R = 0,0367$ durumunda $0,99986$ ’dır. Yüksek yüzey sıcaklıklarında, borular arasında ve çıkışta akışkan sıcaklığının da yüksek olması ışıının bir sonucudur. Çünkü, yalnızca taşınım ile ısı geçişinin incelendiği hiçbir durumda akışkan sıcaklığının boru cidarlarına yakın bölgeler haricinde yüzey sıcaklığına bu derece yaklaştığı söylenemez. Ayrıca, $N_R = 0,5080$ olduğu durumda taşınım ile ısı geçişi daha baskın olduğundan çıkıştaki akışkan sıcaklığının $0,97093$ civarlarında olduğu söylenebilir. Katılımcı ortam şartlarında, akışkan sıcaklığının yüksek olmasının sebebi ortamın da ışıının ile ısı geçişine katkı yapmasıdır. Diğer yandan transparan ortamlarda, ortam, ışıının ile ısı geçişine katılmadığı için akışkan sıcaklığında değişim gözlenmez.

Şekil 4.13'de $Re_{maks} = 200$, $S_T^* = 2$ ve $\omega = 0$ şartlarında, $N_R = 0,5080$, $0,1034$ ve $0,0367$ olduğu durumlar incelenmiştir. Her üç durumda da Şekil 4.12'de verilen durumlara göre, Re_{maks} 'ın artması ile akışkan sıcaklığında düşüş görüldüğü söylenebilmekle birlikte ışıının en baskın olduğu $N_R = 0,0367$ durumunda, çıkıştaki ortalama akışkan sıcaklığı yine de yüzey sıcaklığına oldukça yakındır (0,99820). Her üç durumda da Şekil 4.12'de incelenen durumlara göre nispeten daha yüksek olan akış hızı, yüksek sıcaklığın dağılmasına katkı sağlamıştır.

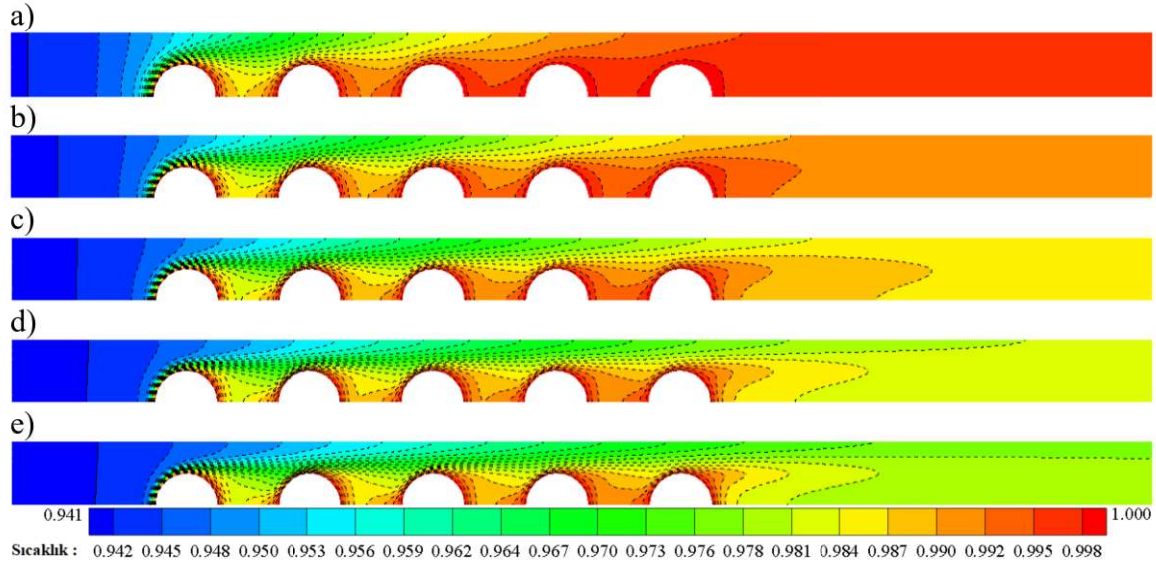


Şekil 4.13. $Re_{maks} = 200$, $S_T^* = 2$ ve $\omega = 0$ şartlarında ve a) $N_R = 0,5080$ b) $N_R = 0,1034$ c) $N_R = 0,0367$ durumlarındaki boyutsuz sıcaklık dağılımları

Bu durumun hem taşınım hem de ışıının ile ısı geçişini arttırdığını söylemek gerekir. Taşınım ile ısı geçişinin artmasının sebebi ısı sınır tabaka kalınlıklarının özellikle $N_R = 0,5080$ olan durumda incelmeye başladığı söylenebilir. Diğer durumlarda da Şekil 4.12 ile kıyaslandığında akışkan sınır tabakaları içerisindeki sıcaklıklarda gözle görülür bir azalma olduğu ifade edilebilir. Bu durum da sıcaklık gradyanını artırır ve böylece taşınım ile ısı geçişini artırıcı bir etki yapar.

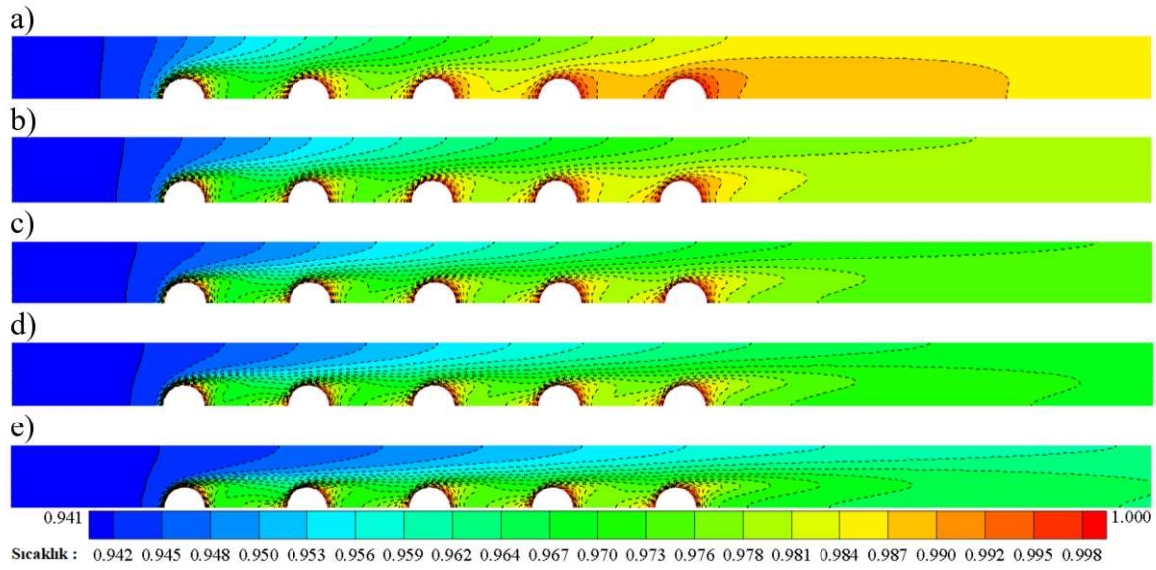
Şekil 4.14'de $S_T^* = 2$, $\omega = 0$ ve $N_R = 0,1034$ olduğu durumdaki $Re_{maks} = 100, 150, 200, 250$ ve 300 değerleri için boru demeti çevresindeki boyutsuz sıcaklık dağılımları verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere yalnızca taşınım ile ısı geçişinin incelendiği durumdaki gibi hem taşınım hem de ışıının incelendiği durumunda da akışkan sıcaklığı Re_{maks} değerinin artması ile birlikte azalmaya başlamıştır. Bu durumun da hem taşınım hem

de ışı nım ile ısı ge çişini arttırıcı yönde etki etti ği söylenebilir. Örne k vermek gerekirse, $Re_{maks} = 100$ oldu ğu durumda, $Q_{taş.-bdem} = 0,01017$, $Q_{ış.-bdem} = 0,01522$, $Re_{maks} = 200$ oldu ğunda, $Q_{taş.-bdem} = 0,01789$, $Q_{ış.-bdem} = 0.02352$ ve son olarak $Re_{maks} = 300$ oldu ğu durumda da $Q_{taş.-bdem} = 0.02338$ ve $Q_{ış.-bdem} = 0.02796$ olmaktadır. Isı ge çiş miktarlarından anlaşılacağı üzere Re_{maks} de ğerindeki artış S_T^* , ω ve N_R de ğerlerinden ba ğımsız olarak taşınım ile ısı ge çişini hem miktar olarak hem de toplam ısı ge çışı içerisindeki yüzde olarak arttırmaktadır. Buradan hareketle daha yüksek akışkan hızlarında ışı nımın etkisinin azalacağı ya da önemsiz hale gelebilece ği söylenebilir.

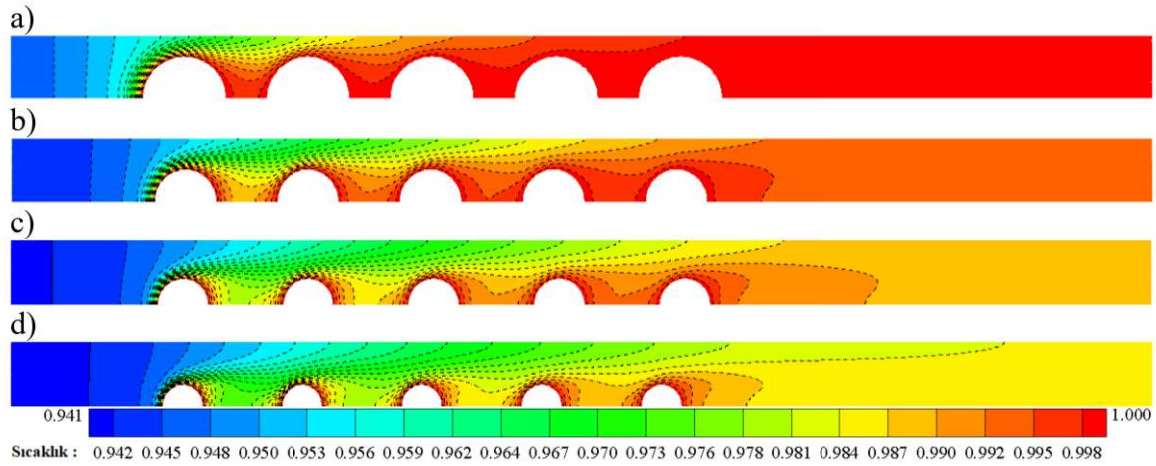


Şekil 4.14. $S_T^* = 2$ $\omega = 0$ ve $N_R = 0,1034$ şartlarında ve a) $Re_{maks} = 100$ b) $Re_{maks} = 150$ c) $Re_{maks} = 200$ d) $Re_{maks} = 250$ e) $Re_{maks} = 300$ durumlarındaki boyutsuz sıcaklık dağılımları

Şekil 4.15'de $S_T^* = 3$, $\omega = 0$ ve $N_R = 0,1034$ durumunda $Re_{maks} = 100, 150, 200, 250, 300$ de ğerleri için sıcaklık dağılımları verilmiştir. Şekilde görüldü ğü gibi boru aralıklarının genişlemesi ile akışkan sıcaklıklarının, Şekil 4.14 ile karşılaştırıldığında, çok daha düşük olduğunu söylemek mümkündür. Dolayısıyla, S_T^* de ğerindeki artış da Re_{maks} de ğerindeki artış gibi ısı ge çiş miktarına pozitif yönde etki etmektedir. Örne ğin, $S_T^* = 2$, $\omega = 0$, $N_R = 0,1034$ ve $Re_{maks} = 150$ durumunda $Q_{top.-bdem} = 0,03449$ iken $S_T^* = 3$ olduğunda $Q_{top.-bdem} = 0,05208$ olmaktadır.



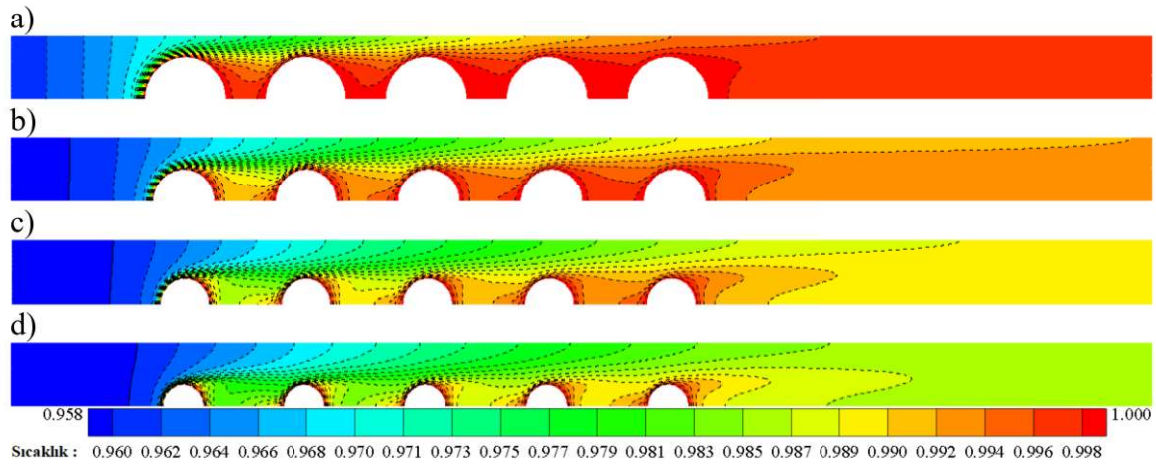
Şekil 4.15. $S_T^* = 3$ $\omega = 0$ ve $N_R = 0,1034$ şartlarında ve a) $Re_{maks} = 100$ b) $Re_{maks} = 150$ c) $Re_{maks} = 200$ d) $Re_{maks} = 250$ e) $Re_{maks} = 300$ durumlarındaki boyutsuz sıcaklık dağılımları



Şekil 4.16. $Re_{maks} = 100$ $\omega = 0,5$ ve $N_R = 0,1034$ şartlarında ve a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ d) $S_T^* = 3$ durumlarındaki boyutsuz sıcaklık dağılımları

Şekil 4.16'da $Re_{maks} = 100$, $\omega = 0,5$ ve $N_R = 0,1034$ şartlarında ve $S_T^* = 1,5, 2, 2,5$ ve 3 durumları için boyutsuz sıcaklık dağılımları verilmiştir. Şekil 4.16a'dan görüldüğü üzere $S_T^* = 1,5$ durumunda akışkan sıcaklığı 4. borudan sonra neredeyse yüzey sıcaklığına eşittir. Bu durumda hem taşınım ile hem de ışınlam ile ısı geçişinin düşük seviyede olduğu söylenebilir. Hatta, taşınım ile ısı geçişi, borular arasındaki çok yüksek sıcaklıktan dolayı yalnızca taşınım ile ısı geçişinin incelendiği duruma göre büyük oranda düşüktür. Örnek

vermek gerekirse, $Re_{maks} = 100$, $\omega = 0,5$, $N_R = 0,1034$ ve $S_T^* = 1,5$ durumunda $Q_{taş.-bdem} = 0,00682$ iken yalnızca taşınım ile ısı geçişinin incelendiği durumda $Q_{taş.-bdem} = 0,01217$ 'dir. Borular arası mesafe arttıkça kütsel debinin artması ile boru çevrelerindeki akışkan sıcaklığının azaldığı ve bu sayede taşınım ve ışınım ile ısı geçişinin arttığı ifade edilebilir (Şekil 4.16d). İncelenen durum için $S_T^* = 2$ olduğunda $Q_{taş.-bdem} = 0,01003$ ve $Q_{ış.-bdem} = 0,01429$ iken $S_T^* = 3$ için bu değerler $Q_{taş.-bdem} = 0,01392$ ve $Q_{ış.-bdem} = 0,02575$ olmaktadır. Değerler incelenecek olursa, S_T^* değerindeki artış ile birlikte ışınım ile ısı geçişi %58,75'den %64,9'a çıkmıştır. Bir genelleme yapılacak olursa Re_{maks} , ω ve N_R değerlerinden bağımsız olarak S_T^* değerindeki artış ile birlikte ışınım ile ısı geçişinin toplam ısı geçişine oranı artmaktadır.



Şekil 4.17. $Re_{maks} = 300$ $\omega = 0,5$ ve $N_R = 0,0367$ şartlarında ve a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ d) $S_T^* = 3$ durumlarındaki boyutsuz sıcaklık dağılımları

Şekil 4.17'de $Re_{maks} = 300$, $\omega = 0,5$ ve $N_R = 0,0367$ durumunda $S_T^* = 1,5, 2, 2,5$ ve 3 değerleri için sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. $N_R = 0,0367$ olduğu durum, ışınım ile ısı geçişinin en baskın olduğu durumdur. Yalnızca, taşınım ile ısı geçişinin incelendiği durumda yüzey sıcaklığı ve akışkanın giriş sıcaklığı arasındaki fark tüm durumlarda aynı olduğu için taşınım ile ısı geçişi de sabit kalmaktadır. Ancak hem taşınım hem de ışınımın incelendiği durumlarda olay daha farklıdır. Örneğin, Şekil 4.17a'da boru etrafındaki akışkan sıcaklığı çok yüksek olduğu için buradaki taşınım ile ısı geçişi yalnızca taşınım ile ısı

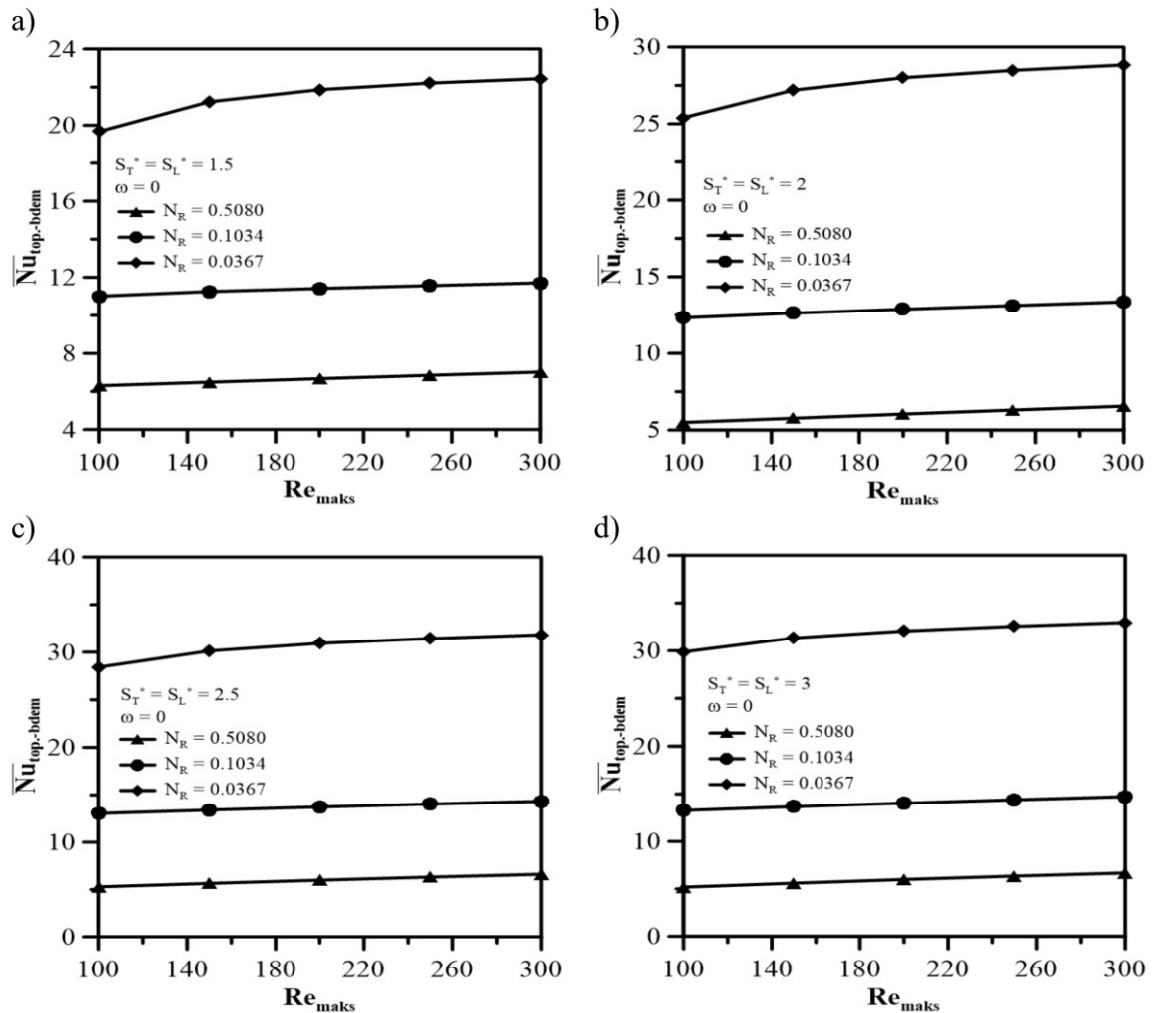
geçişinin incelendiği duruma göre düşüktür. $Re_{maks} = 300$, $\omega = 0,5$, $N_R = 0,0367$ ve $S_T^* = 1,5$ durumunda $Q_{taş.-bdem} = 0,00312$ iken yalnızca taşınım ile ısı geçişinin incelendiği durumda bu değer $Q_{taş.-bdem} = 0,00599$ olmaktadır ki bu da taşınım ile ısı geçişinde yaklaşık yarı yarıya bir azalmayı ifade etmektedir. Aynı zamanda, boru çevresindeki akışkan sıcaklığının yüksek olması ışınlam ile ısı geçişini de olumsuz etkilemektedir. Dolayısıyla, ışınlam miktarını arttıran faktör, borular etrafındaki akışkanın yüksek sıcaklığı değil boru yüzeylerinin yüksek sıcaklığa sahip olmasıdır. Buradan yola çıkarak incelenen durumlar arasında, ısı geçişi açısından en baskın durumun borular arasındaki aralıkların en geniş olduğu yani Şekil 4.17d’de verilen durum olduğu ifade edilebilir.

4.3. Nusselt Sayısının Değişimi

Farklı S_T^* , ω ve N_R parametreleri için Re_{maks} sayılarına karşılık gelen $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ ve $\overline{Nu}_{ış.-bdem}$ değerleri Şekil 4.18 – 4.23’de incelenmiştir.

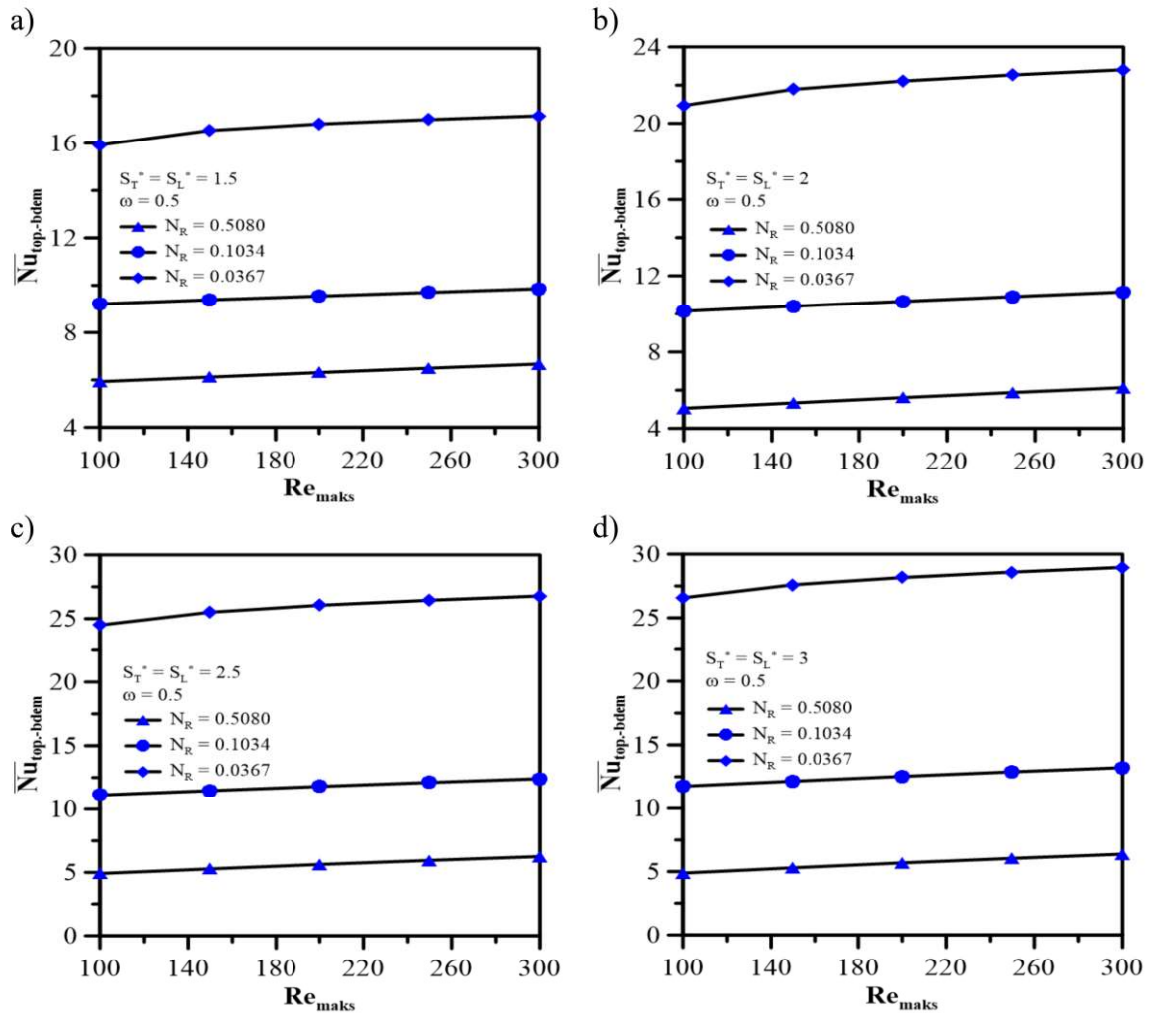
Şekil 4.18a, 4.18b, 4.18c ve 4.18d’de verilmiş olan $\omega = 0$ ve boru aralıklarının sırasıyla $S_T^* = 1,5, 2, 2,5$ ve 3 olduğu durumlara ait toplam ortalama Nusselt sayıları, $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ her dört grafikte de hemen hemen aynı karakteri göstermektedir. Şöyle ki, Re_{maks} değerinin artışı ile N_R değerinden bağımsız olarak $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ değerleri de artış göstermektedir. Boru demeti çevresindeki akışkan sıcaklığının Re_{maks} değeri ile azaldığı ve bunun da ısı geçişini arttırdığı daha önce belirtilmiş olup, $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ değerlerinin de benzer şekilde davranış gösterdiği görülmektedir. Her üç N_R değeri için de durumun benzer olduğunu söylemek mümkündür. $N_R = 0,0367$ durumunda borular arası mesafeden bağımsız olarak $Re_{maks} = 100$ ’den 150 ’ye geçişte nispeten daha keskin bir artış görülmektedir. Ayrıca, N_R değerine bağlı olarak ışınlam etkisi arttıkça $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ değerleri arasındaki farkın açıldığı söylenebilir. Örneğin, $S_T^* = 1,5$ ve $Re_{maks} = 300$ için $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ değerleri sırası ile $7, 11,7$ ve $22,4$ şeklinde iken $S_T^* = 3$ olduğunda bu değerler $6,7, 14,74$ ve $32,95$ olarak değişmektedir. Burada, Nusselt değerlerinin $N_R = 0,1034$ durumunda boru

aralığının genişlemesi ile artış gösterdiği, $N_R = 0,0367$ durumunda ise artışın, çok daha gözlemlenebilir olduğunu söylemek mümkündür. Ayrıca, $N_R = 0,5080$ durumunda, boru aralıklarının genişlemesi ile Nusselt değerinde azalma söz konusudur. Yalnızca taşınım ile ısı geçişinin incelendiği durumda da boru aralıklarının genişlemesi ile Nusselt değerlerinde azalma görülmektedir. Bu yüzden, $N_R = 0,5080$ durumunda, ışınım etkisinin oldukça düşük olduğu düşünüldüğünde bu durumun mantıklı olduğu söylenebilir. Diğer yandan, N_R değerlerinin daha düşük olduğu ya da ışınımın daha baskın olduğu durumlarda yalnızca taşınım ile ısı geçişinin incelendiği durumdan farklı olarak, $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ değerleri S_T^* ile artış göstermektedir.



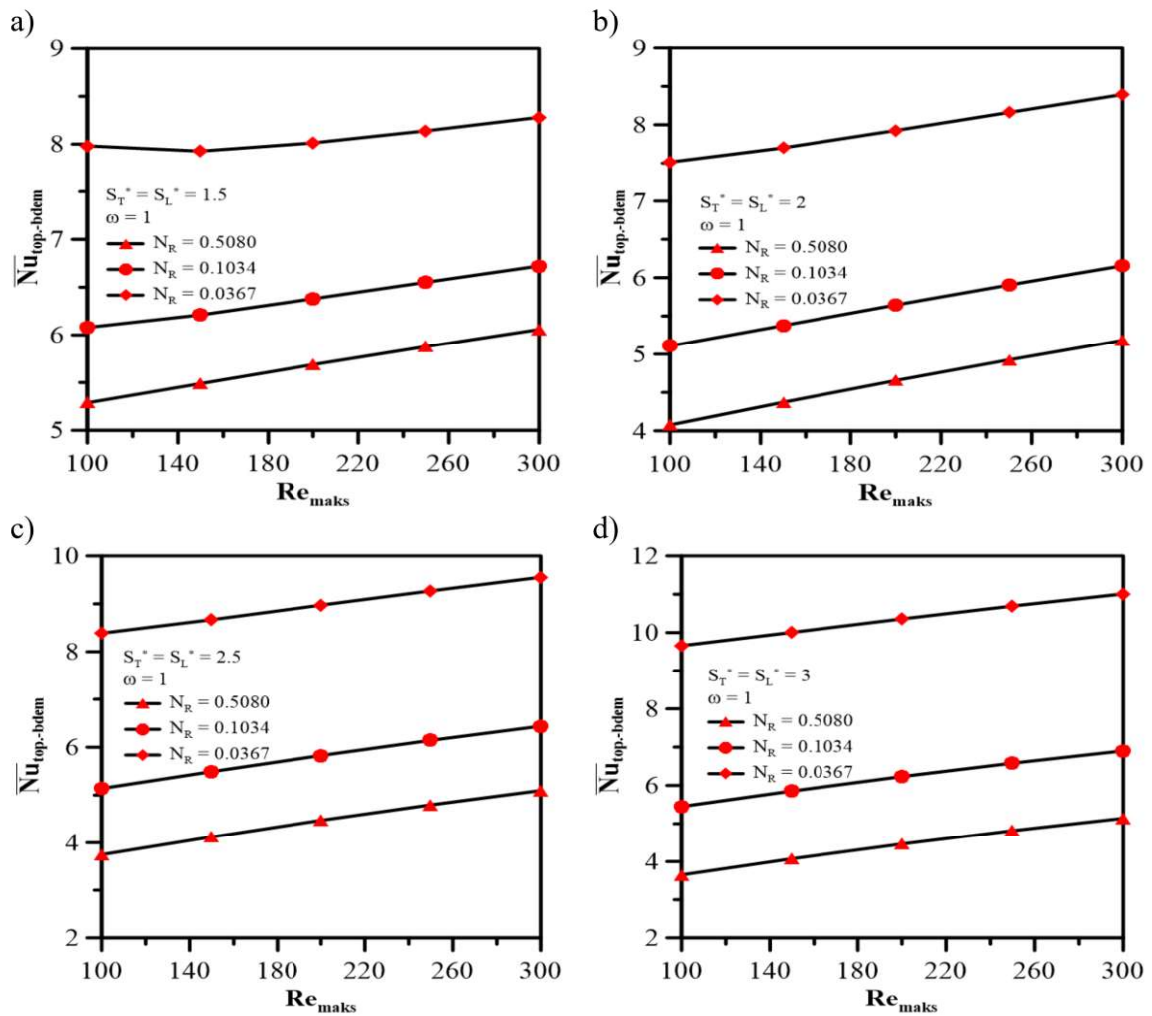
Şekil 4.18. $\omega = 0$ durumundaki a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ ve d) $S_T^* = 3$ için $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ değerleri

Şekil 4.19a, 4.19b, 4.19c ve 4.19d'de verilen $\omega = 0,5$ durumundaki $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ değerlerinin $\omega = 0$ durumundaki ile benzerlik gösterdiği görülmektedir. Ancak, $\omega = 0,5$ durumunda değerlerin daha düşük olduğunu ifade etmek gerekir. Buradan yola çıkarak soğurma katsayısının azalmasının $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ değerlerini de azalttığı söylenebilir. Örneğin, Nusselt değerleri $Re_{maks} = 100$, $S_T^* = 2$ ve $\omega = 0$ durumunda $N_R = 0,5080$, $0,1034$ ve $0,0367$ için sırasıyla $5,5$, $12,3$ ve $25,4$ iken $\omega = 0,5$ olduğunda bu değerler $5,06$, $10,14$ ve $20,94$ olmaktadır. Görüldüğü üzere, söz konusu azalma ışınım ile ısı geçişinin baskın olduğu durumlarda çok daha gözlemlenebilir iken, ışınımın etkisinin azalması ile $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ değerindeki azalmanın da daha önemsiz boyutta olduğu söylenebilir.



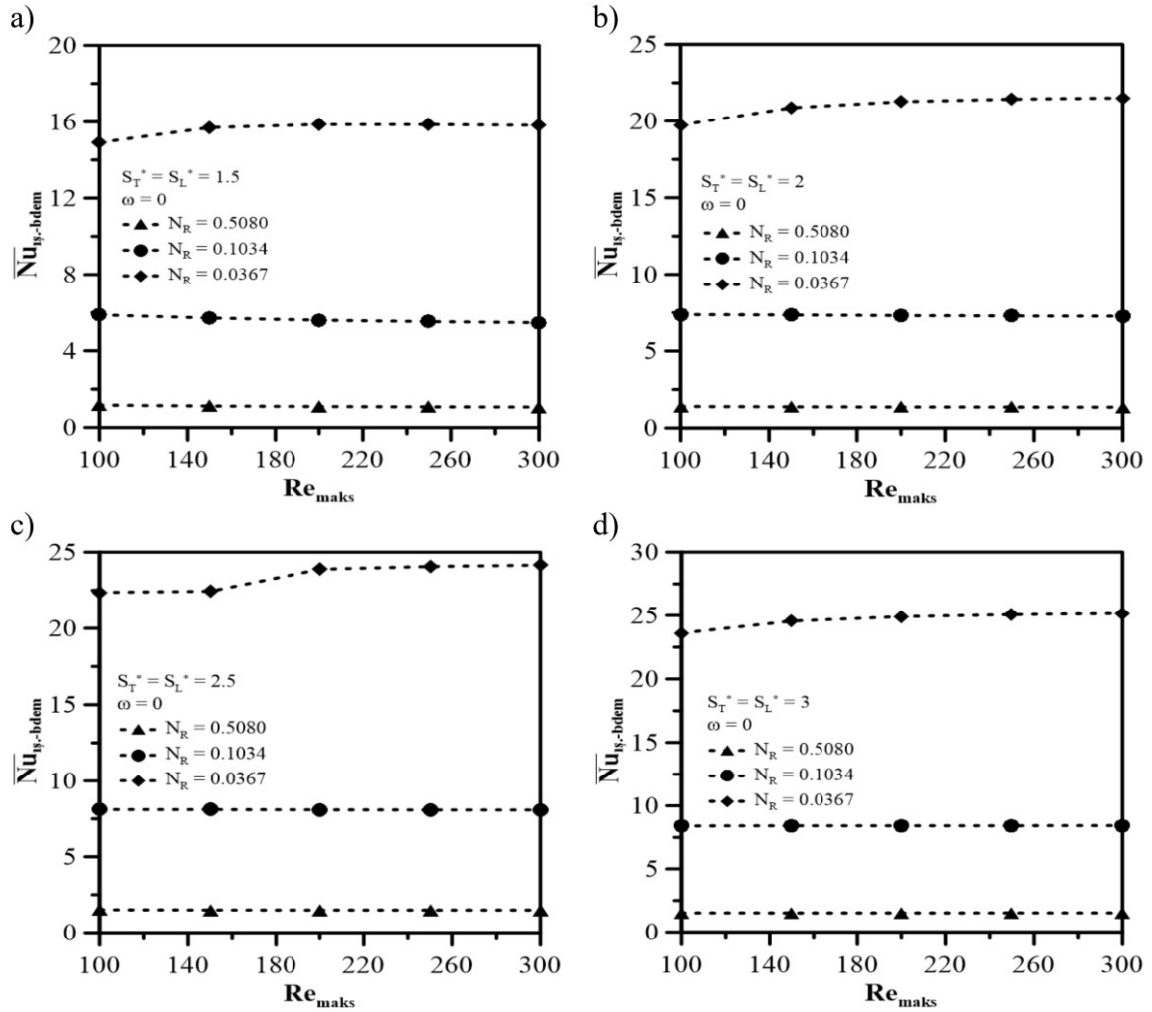
Şekil 4.19. $\omega = 0,5$ durumundaki a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ ve d) $S_T^* = 3$ için $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ değerleri

Bir diğerkatılımcı ortam olan tamamen saçıcı ortam, $\omega = 1$ durumundaki $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ değerleri Şekil 4.20a, 4.20b, 4.20c ve 4.20d'de verilmiştir. Şekil 4.20a'da $N_R = 0,0367$ durumunda, $Re_{maks} = 100$ 'den 150'ye geçişte $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ değerindeki hafif azalma haricinde, $\omega = 1$ durumunda da diğerkatılımcı ortam durumlarında olduğu gibi Nusselt değeri Re_{maks} ile artış göstermektedir. Saçılma durumu soğurmaya göre ışınlama ısı geçiş miktarına daha az etki ettiği için $\omega = 1$ durumundaki Nusselt değerleri diğerkı duruma göre çok daha düşüktür. Örneğın, $S_T^* = 2,5$, $Re_{maks} = 200$ ve $N_R = 0,0367$ durumunda, $\omega = 0,5$ ve 1 için $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ değerleri sırasıyla 30,98, 26,06 ve 8,96 şeklindedir.



Şekil 4.20. $\omega = 1$ durumundaki a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ ve d) $S_T^* = 3$ için $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ değerleri

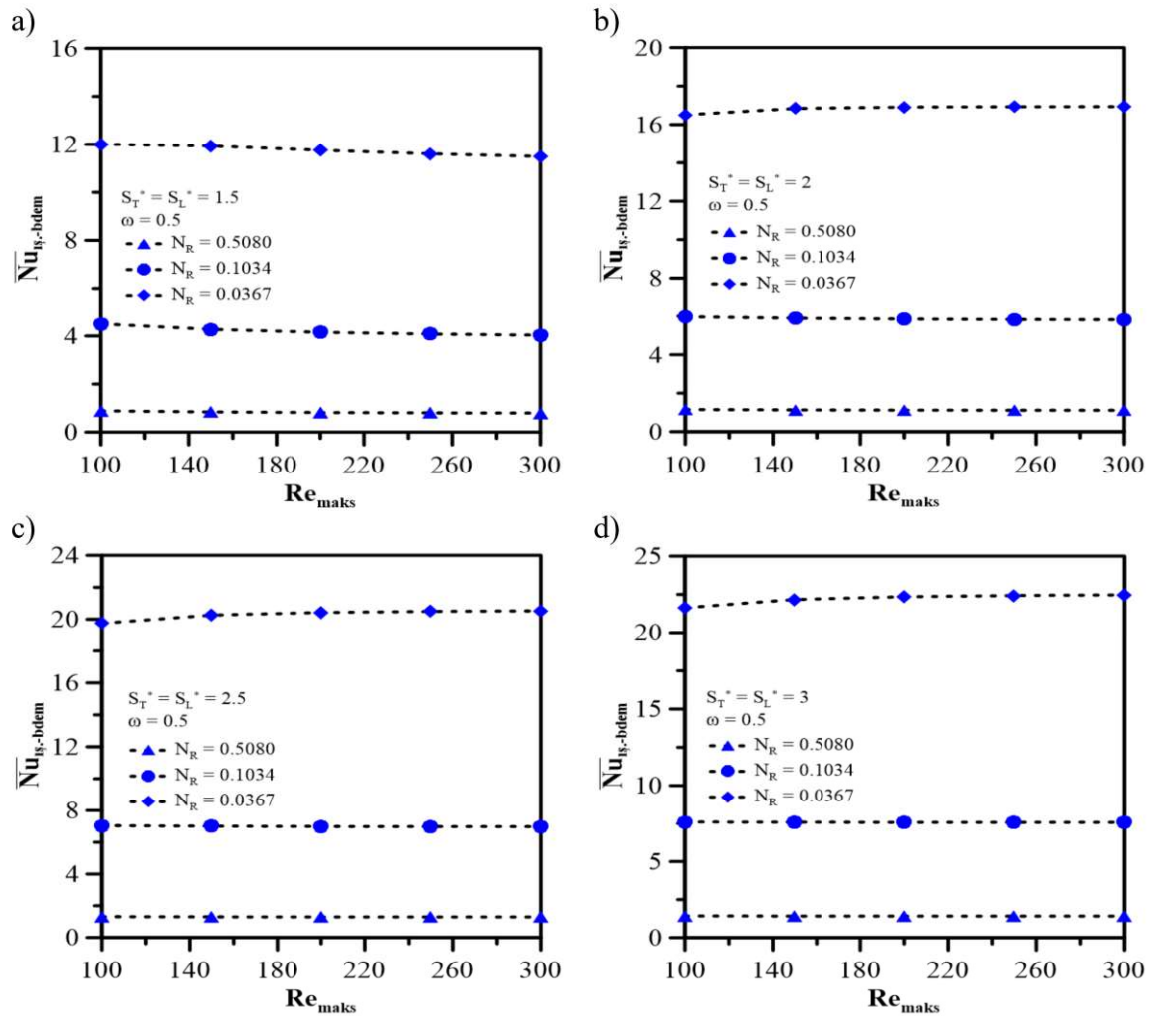
Işınım ortalama Nusselt sayıları, $\overline{Nu}_{i\dot{s}.-bdem}$ da gerçekleşen ısı geçişinin ne kadarının ışınım ile gerçekleştiğini tespit etmek açısından önem teşkil etmektedir. Şekil 4.21a, 4.21b, 4.21c ve 4.21d’de verilen grafiklerde $\omega = 0$ durumu ve farklı boru aralıkları için $\overline{Nu}_{i\dot{s}.-bdem}$ değerleri verilmiştir. $N_R = 0,5080$ ve $0,1034$ değerleri için, bazı durumlarda farklılıklar olsa da $\overline{Nu}_{i\dot{s}.-bdem}$ değerleri, Re_{maks} ile azalma eğiliminde iken $N_R = 0,0367$ değerinde ise genel olarak bir artış eğiliminde oldukları söylenebilir. $N_R = 0,5080$ durumunda ısı geçişinin %18 – 23’lük bir kısmı ışınım ile gerçekleşiyorken $N_R = 0,1034$ durumunda ısı geçişinin yarıya yakını ya da daha fazlası ışınım ile gerçekleşmektedir. $N_R = 0,0367$ durumunda ise ısı geçişinin %70 – 79’a yakını ışınım ile gerçekleşmektedir.



Şekil 4.21. $\omega = 0$ durumundaki a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ ve d) $S_T^* = 3$ için $\overline{Nu}_{i\dot{s}.-bdem}$ değerleri

Burada, her ne kadar $N_R = 0,0367 \overline{Nu}_{i\vartheta.-bdem}$ değerlerinde Re_{maks} ile artış gözlemlense de ışınlım ile ısı geçişinde yüzdesel olarak bir azalma olduğu açıktır. Çünkü, daha önceki bölümlerde belirtildiği üzere Re_{maks} değerindeki artış taşınlım ile ısı geçişinde, artışı tetiklemektedir.

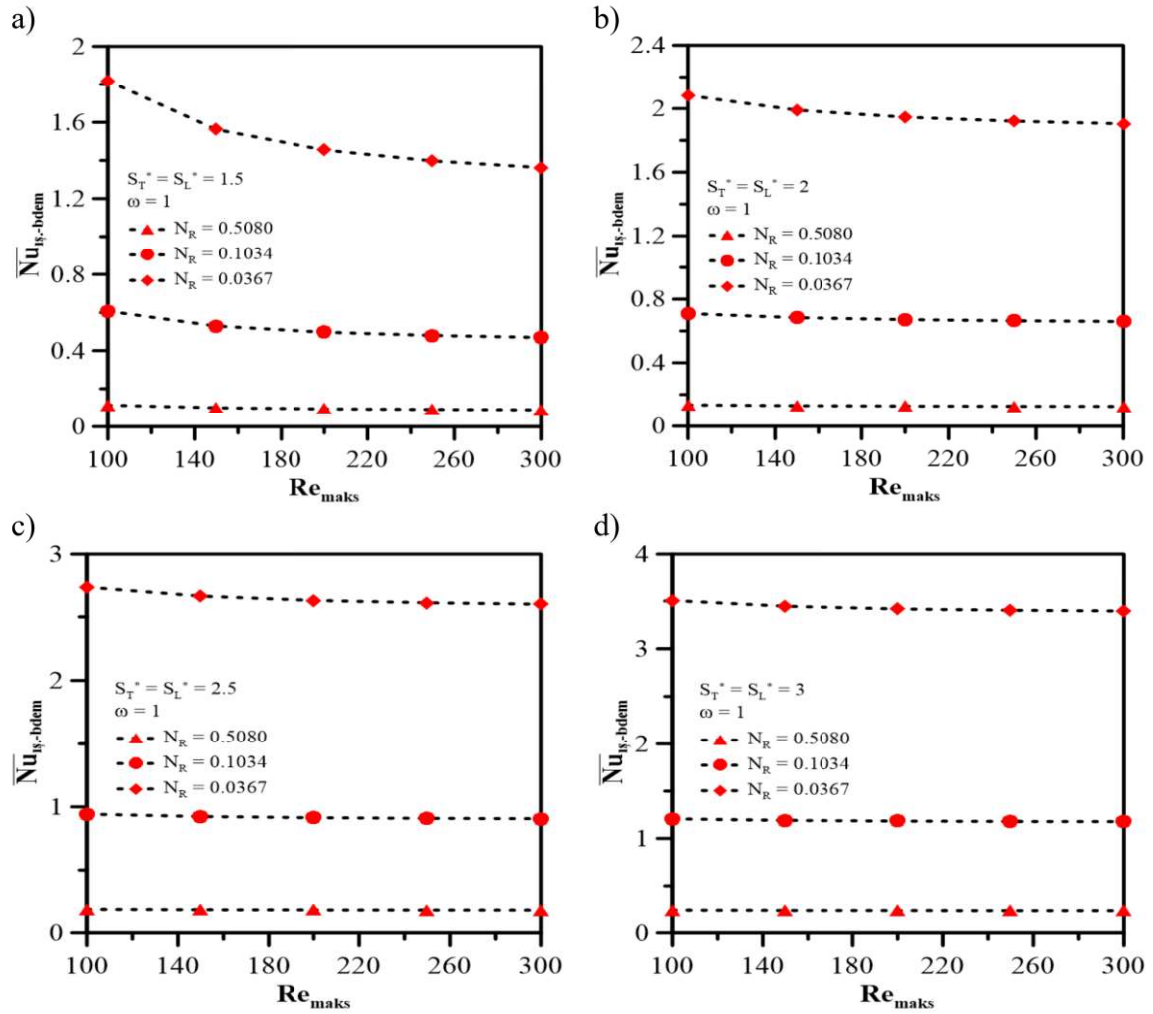
Şekil 4.22a, 4.22b, 4.22c ve 4.22d'de ise $\omega = 0,5$ durumuna ait $\overline{Nu}_{i\vartheta.-bdem}$ değerlerini içeren grafikler verilmiştir. $N_R = 0,5080$ durumunda ısı geçişinin %15 ile %22'lik bir kısmı ışınlım ile gerçekleşmekte olup $N_R = 0,1034$ durumunda ise ısı geçişinin yarıya yakını ya da biraz daha fazlası ışınlım ile gerçekleşmektedir.



Şekil 4.22. $\omega = 0,5$ durumundaki a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ ve d) $S_T^* = 3$ için $\overline{Nu}_{i\vartheta.-bdem}$ değerleri

$N_R = 0,0367$ durumunda ise ısı geçişinin %75 – 80'ine yakını ışınlam ile gerçekleşmektedir. Görüldüğü üzere her ne kadar $\omega = 0$ ve $\omega = 0,5$ durumlarındaki ısı geçiş miktarları farklı olsa da yüzdesel olarak ışınlam ile olan ısı geçiş miktarları birbirine yakın olmakla birlikte aynı karakterde oldukları söylenebilir. İki durum arasındaki en belirgin fark, $\omega = 0,5$ ve $S_T^* = 1,5$ durumunda $\overline{Nu}_{ış.-bdem}$ değerinde azalma gözlenirken $\omega = 0$ ve $S_T^* = 1,5$ durumunda artış gözlemlenmesidir. Bu durum hem soğurma katsayısının hem de borular arası mesafenin azalması ile açıklanabilir.

Şekil 4.23a, 4.23b, 4.23c ve 4.23d'de ise $\omega = 1$ durumundaki $\overline{Nu}_{ış.-bdem}$ değerleri verilmiştir.



Şekil 4.23. $\omega = 1$ durumundaki a) $S_T^* = 1,5$ b) $S_T^* = 2$ c) $S_T^* = 2,5$ ve d) $S_T^* = 3$ için $\overline{Nu}_{ış.-bdem}$ değerleri

Tamamen saçıcı ortamda, $\overline{Nu}_{ış.-bdem}$ değerlerinin N_R değerinden bağımsız olarak Re_{maks} ile azalma eğiliminde olduğu görülmektedir. Azalma eğilimi, $N_R = 0,0367$ durumunda daha gözlemlenebilir iken N_R değeri düştüğünde azalma devam etse de değerler birbirine çok daha fazla yaklaşmaktadır. Örneğin, $N_R = 0,0367$ durumunda, boru aralıkları dar iken yani ışıınım etkisi daha zayıf iken azalma daha belirgin boru aralıklarının daha geniş olduğu durumda ise söz konusu azalma daha önemsiz bir hal almaktadır. Diğer durumlarda ($\omega = 0$ ve $\omega = 0,5$), $N_R = 0,0367$ iken, $\overline{Nu}_{ış.-bdem}$ değerleri Re_{maks} ile artış eğiliminde iken $\omega = 1$ durumunda bunun tersi olması da ışıınımın etkisinin zayıf olması ile açıklanabilir.

Genel olarak soğurmanın yüksek olduğu durumlarda ışıınım ile ısı geçişinin etkisinin daha net görülebildiği söylenebilir. Ancak, soğurma büyük oranda azaldığında (sıfıra yaklaştığında) ya da tamamen saçıcı ortam durumlarında ışıınım etkisi de bu duruma paralel şekilde azalmaktadır. Ayrıca, Re_{maks} ve S_T^* artışı da hem taşınım hem de ışıınım ile ısı geçişi artışını tetiklemektedir. Burada hangi ısı geçiş mekanizmasının daha baskın olacağı yüzey sıcaklığı ve akışkan hızı gibi parametrelere bağlıdır. Her ne kadar Re_{maks} 'ın yüksek olması incelenen durumlar içerisinde ışıınım ile ısı geçişine de miktar olarak olumlu yönde etki etse de daha yüksek değerlerde ya da türbülanslı akış durumlarında taşınım ile ısı geçişi daha baskın hale gelecektir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Boru demeti çevresinden yanma sonu gazlarının aktığı bir başka deyişle boru demetinin katılımcı ortam içerisinde bulunduğu çalışmalar, literatürde henüz kendine yeteri kadar yer bulamamıştır. Oysa, özellikle, boru içlerinden su buharı ve boru dışından ise sera gazlarının geçtiği tipteki ısı değiştiricilerinin ısı analizi özellikle yüksek akışkan sıcaklıklarında büyük önem arz etmektedir. Bu amaçla, mevcut çalışmada, düzgün sıralı tipteki boru demetinin farklı akışkan hız ve sıcaklıklarında, farklı boru aralıklarında ve farklı ortam durumlarında detaylı olarak analizi gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizlerle ilgili sonuçlar bu bölümde özetlenmiştir.

Söz konusu çalışmanın doğruluğunu teyit edebilmek amacı ile tek boru üzerinden hem yalnızca taşınım hem de taşınım ve katılımcı ortamdaki ışıyım etkilerinin birlikte incelendiği analizler icra edilmiştir. Bunun yanında, düzgün sıralı şekilde konumlandırılmış boru demeti üzerinden yalnızca taşınım ile ısı geçişi de incelenmiştir. Yapılan analizler literatürdeki çalışmalar ile karşılaştırılmış olup, tatmin edici sonuçlar elde edilmiştir.

Hem taşınım hem de ışıyım ile ısı geçişinin incelendiği çalışmalarda, $\omega = 0$, $\omega = 0,5$ ve $\omega = 1$ olmak üzere üç farklı katılımcı ortam incelenmiştir. Boru demeti çevresindeki akışkan sıcaklığının $\omega = 0$ ve $\omega = 0,5$ durumlarında, yalnızca taşınım etkilerinin incelendiği duruma göre boru yüzey sıcaklıklarına bağlı olarak daha yüksek olduğu söylenebilir. Çünkü bu iki durumda da soğurma etkisi ve buna bağlı olarak ışıyım ile ısı geçişi miktarı yine yüzey sıcaklıklarına bağlı olarak oldukça yüksektir. Diğer bir ortam olan $\omega = 1$ durumunda ise taşınım etkileri ışıyımına nazaran çok daha öne çıkmaktadır. Diğer parametrelerden bağımsız olarak $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ değerleri ω değerinin azalması ile birlikte artış göstermektedir. $\overline{Nu}_{ış.-bdem}$ değeri ise $\omega = 0$ ve $\omega = 0,5$ durumlarında ışıyım etkisinin düşük olduğu yüzey sıcaklıklarında azalma eğiliminde iken yüksek yüzey sıcaklığında artmaktadır. Tamamen saçıcı ortamda ($\omega = 1$) ise $\overline{Nu}_{ış.-bdem}$ değerleri yüzey sıcaklığından bağımsız olarak azalma eğilimindedir.

Boru yüzey sıcaklıkları, ışıınım ile ısı geçişi miktarını doğrudan etkileyen en önemli parametredir. Düşük yüzey sıcaklıklarında, ortam durumu, akış hızı ve borulara arası mesafe gibi değişkenlere bağlı olarak taşınım etkileri çok daha baskın olabilirken, yüksek yüzey sıcaklıklarında genellikle diğer parametrelerden bağımsız olarak ışıınım etkileri çok daha baskındır. Dolayısıyla, yüzey sıcaklığı arttıkça hem $\overline{Nu}_{top.-bdem}$ hem de $\overline{Nu}_{ış.-bdem}$ değerlerinde önemli artış gözlemlenmektedir.

Diğer iki parametre olan S_T^* ve Re_{maks} değerlerinin her ikisi de hem taşınım hem de ışıınım etkilerini pozitif yönde etkilemektedir. Şöyle ki, S_T^* değerinin artması ile birlikte boru demeti çevresindeki yüksek sıcaklıklar kütle sel debinin artması ile birlikte azalır. Bu şekilde hem taşınım hem de ışıınım ile ısı geçiş miktarları artmaktadır. Ancak, ışıınım etkisi taşınım ile ısı geçişine göre daha baskın olmaktadır. Re_{maks} değerinin artması ile birlikte ise yine taşınım ve ışıınım etkileri artsa da bu sefer taşınım ile ısı geçişinin çok daha baskın hale geldiği ve daha yüksek değerlerde ışıınımın önemsiz hale gelebileceği vurgulanmalıdır.

Yapılan analizler ile birlikte katılımcı ortam içerisindeki düzgün sıralı boru demetinin taşınım ve ışıınım ile ısı geçiş açısından kapsamlı analizi gerçekleştirilmiştir. Gelecekteki çalışmalar için, bu araştırmada elde edilen sonuçlar ışığında, farklı boru dağılımları denenerek optimum bir yaklaşım elde edilmesi önerilebilir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Ahmed, M.A., Yaseen, M.M., Yusoff, M.Z., 2017, Numerical study of convective heat transfer from tube bank in cross flow using nanofluid, *Case Studies in Thermal Engineering*, 10, 560-569.
- Aiba, S., Tsuchida, H., Ota, T., 1982, Heat transfer around tubes in staggered tube banks, *Bulletin of JSME*, 25, 927-933.
- Anonim, 2015, Kazanlar ve Kazan Çeşitleri, <https://www.thesisat.org/kazanlar-ve-kazan-cesitleri.html>, erişim tarihi: 22.09.2020
- Anonymous, 1973, Convective Heat Transfer during Crossflow of Fluids over Plain Tube Banks, *Engineering Sciences Data Unit (ESDU)*.
- Bender, A., Meier, A.M., Vaz Jr, M., Zdanski, P.S.B., 2018, A numerical study of forced convection in a new trapezoidal tube bank arrangement. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 91, 117-124.
- Buyruk, E., 2002, Numerical study of heat transfer characteristics on tandem cylinders, inline and staggered tube banks in cross-flow of air, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 29, 355-366.
- Chang, Y., Beris, A.N., Michaelides, E.E., 1989, A numerical study of heat and momentum transfer for tube bundles in crossflow, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 11, 1381-1394.
- Chen, C.J., Wung, T.S., 1989, Finite analytic solution of convective heat transfer for tube arrays in crossflow: Part II—Heat transfer analysis, *Journal of Heat Transfer*, 111, 641-648.
- Chen, C.K., Wong, K.L., Cleaver, J.W., 1986, Finite element solutions of laminar flow and heat transfer of air in a staggered and an in-line tube bank. *International journal of heat and fluid flow*, 7, 291-300.
- Chen, Y.N., 1968, Flow-induced vibration and noise in tube-bank heat exchangers due to Von Karman streets, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 90, 134-146.
- Cho, J., Son, C., 2008, A numerical study of the fluid flow and heat transfer around a single row of tubes in a channel using immerse boundary method, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 22, 1808-1820.
- Churchill, S.W., Bernstein, M., 1977, A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow, *Journal of Heat Transfer*, 99, 300-306

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Dhaubhadel, M.N., Reddy, J.N., Telionis, D.P., 1986, Penalty finite-element analysis of coupled fluid flow and heat transfer for in-line bundle of cylinders in cross flow. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 21, 361-373.
- Ding, H., Shu, C., Yeo, K.S., Xu, D., 2007, Numerical simulation of flows around two circular cylinders by mesh-free least square-based finite difference methods, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 53, 305-332.
- El-Shaboury, A.M.F., Ormiston, S.J., 2005, Analysis of laminar forced convection of air crossflow in in-line tube banks with nonsquare arrangements. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 48, 99-126.
- Erguvan, M., 2018, Numerical and thermodynamic analysis of external flow over tube banks for waste heat recovery, PHD thesis, University of Alabama, 114 p. (unpublished).
- Faghri, M., Rao, N., 1987, Numerical computation of flow and heat transfer in finned and unfinned tube banks, *International Journal of Heat and Mass transfer*, 30, 363-372.
- Floan, B.W., Sparrow, E.M., 2012, Fluid flow in heat exchangers whose flow passages contain periodically deployed tubes, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 62, 81-94.
- Fujii, M., Fujii, T., Nagata, T., 1984, A numerical analysis of laminar flow and heat transfer of air in an in-line tube bank, *Numerical Heat Transfer*, 7, 89-102.
- Gaddis, E.S., Gnielinski, V., 1985, Pressure drop in cross flow across tube bundles, *Int. Chem. Eng.*, 25.
- Gao, W., vd., 2019, Heat transfer characteristics of carbon dioxide cross flow over tube bundles at supercritical pressures, *Applied Thermal Engineering*, 158, 113786.
- Gorman, J.M., Sparrow, E.M., Ahn, J., 2019, In-line tube-bank heat exchangers: Arrays with various numbers of thermally participating tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 132, 837-847.
- Gowda, Y.K., Patnaik, B.S.V.P., Narayana, P.A., Seetharamu, K.N. 1998, Finite element simulation of transient laminar flow and heat transfer past an in-line tube bank. *International journal of heat and fluid flow*, 19(1), 49-55.
- Howell, J.R., Menguc, M.P., Siegel, R., 2016, *Thermal radiation heat transfer*, CRC Press, p. 573-656.
- Huang, J.B., Jang, J.Y., 2012, Numerical investigation of nanofluids laminar convective heat transfer through staggered and in-lined tube Banks, *2nd International Congress on Computer Applications and Computational Science*, 1, 483-490.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Ibrahim, H.A.H., Al-Qassimi, M., 2010, Simulation of heat transfer in the convection section of fired process heaters, *Periodica Polytechnica Chemical Engineering*, 54, 33-40.
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S., 2011, *Fundamentals of Heat and Mass transfer*, John Wiley & Sons, p. 455-473.
- Jain, P.C., Goel, B.S., 1976, A numerical study of unsteady laminar forced convection from a circular cylinder, *Journal of Heat Transfer*, 98, 303-307.
- Kaminski, D.A., Fu, X.D., Jensen, M.K., 1995, Numerical and experimental analysis of combined convective and radiative heat transfer in laminar flow over a circular cylinder, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 38, 3161-3169.
- Kumar, P., Eswaran, V., 2008, The effect of radiation on flow in a conical diffuser, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 54, 962-982.
- Kumar, R.S., Jayavel, S., 2017, Influence of flow shedding frequency on convection heat transfer from bank of circular tubes in heat exchangers under cross flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 105, 376-393.
- Liang, C., Papadakis, G., Luo, X., 2009, Effect of tube spacing on the vortex shedding characteristics of laminar flow past an inline tube array: A numerical study, *Computers & Fluids*, 38, 950-964.
- Liesche, G., Sundmacher, K., 2019, Radiation-based model reduction for the optimization of high temperature tube bundle reactors: Synthesis of hydrogen cyanide, *Computers & Chemical Engineering*, 127, 186-199.
- Liu, C., Zheng, X., Sung, C.H., 1998, Preconditioned multigrid methods for unsteady incompressible flows, *Journal of Computational Physics*, 139, 35-57.
- Luo, K., Wu, F., Qiu, K., Wang, Z., Fan, J., 2015, Effects of preferential concentration on collision and erosion between solid particles and tube bank in a duct flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 83, 372-381.
- Mahir, N., Altaç, Z., 2008, Numerical investigation of convective heat transfer in unsteady flow past two cylinders in tandem arrangements, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29, 1309-1318.
- Mavridou, S.G., Konstandinidis, E., Bouris, D.G., 2015, Experimental evaluation of pairs of inline tubes of different size as components for heat exchanger tube bundles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 90, 280-290.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Meneghini, J.R., Saltara, F., Siqueira, C.L.R., Ferrari, J.A., 2001, Numerical simulation of flow interference between two circular cylinders in tandem and side-by-side arrangements. *Journal of Fluids and Structures*, 15, 327-350.
- Mirhosseini, M., Rezaniakolaei, A., Rosendahl, L., 2018, Numerical study on heat transfer to an arc absorber designed for a waste heat recovery system around a cement kiln, *Energies*, 11, 671.
- Mittal, S., Kumar, V., Raghuvanshi, A., 1997, Unsteady incompressible flows past two cylinders in tandem and staggered arrangements, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 25, 1315-1344.
- Murray, D.B., 1993, A comparison of heat transfer in staggered and inline tube banks with a gas-particle crossflow, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 6, 177-185.
- Modest, M.F., 2013, *Radiative Heat Transfer*, Academic Press, p. 279-300.
- Nakamura, H., Igarashi, T., 2004, Variation of Nusselt number with flow regimes behind a circular cylinder for Reynolds numbers from 70 to 30 000, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 5169-5173.
- Pachpute, S., Premachandran, B., Talukdar, P., 2015, A numerical study of combined forced convection and gas radiation from a circular cylinder in cross flow, *Heat Transfer Engineering*, 36, 135-151.
- Panda, S.K., 2017, Two-dimensional flow of power-law fluids over a pair of cylinders in a side-by-side arrangement in the laminar regime, *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, 34, 507-530.
- Sahamifar, S., Kowsary, F., Mazlaghani, M.H., 2019, Generalized optimization of cross-flow staggered tube banks using a subscale model. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 105, 46-57.
- Sahel, D., Benzeguir, R., Baki, T., 2015, Heat transfer enhancement in a fin and tube heat exchanger with isosceles vortex generators, *Mechanics*, 21, 457-464.
- Shah, R.K., Sekulic, D.P., 2003, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons, p. 12-22, 680-693.
- Sharman, B., Lien, F.S., Davidson, L., Norberg, C., 2005, Numerical predictions of low Reynolds number flows over two tandem circular cylinders, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 47, 423-447.
- Slaouti, A., Stansby, P.K. 1992, Flow around two circular cylinders by the random-vortex method, *Journal of Fluids and Structures*, 6, 641-670.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Taler, D., Taler, J., 2009, Simplified analysis of radiation heat exchange in boiler superheaters, *Heat Transfer Engineering*, 30, 661-669.
- Traub, D., 1990, Turbulent heat transfer and pressure drop in plain tube bundles, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 28, 173-181.
- Wang, Y., et al., 2017, Simulation and optimization of metal-foam tube banks for heat transfer enhancement of exhaust heat exchangers, *Energy Procedia*, 142, 3863-3869.
- Wang, Y.Q., Penner, L.A., Ormiston, S.J., 2000, Analysis of laminar forced convection of air for crossflow in banks of staggered tubes, *Numerical Heat Transfer: Part A: Applications*, 38, 819-845.
- Weaver, D.S., Fitzpatrick, J.A., Elkashlan, M., 1987, Strouhal numbers for heat exchanger tube arrays in cross flow, *Journal of Pressure Vessel Technology*, 109, 219-223.
- Wilson, A.S., Bassiouny, M.K., 2000, Modeling of heat transfer for flow across tube banks, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 39, 1-14.
- Yoo, S.Y., Kwon, H.K., Kim, J.H., 2007, A study on heat transfer characteristics for staggered tube banks in cross-flow, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 21, 505-512.
- Zdravistch, F., Fletcher, C.A., Behnia, M., 1995, Numerical laminar and turbulent fluid flow and heat transfer predictions in tube banks, *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 5, 717-733.
- Ziada, S., Oengören, A., Bühlmann, E.T., 1989, On acoustical resonance in tube arrays part I: experiments, *Journal of Fluids and Structures*, 3, 293-314.
- Zukauskas, A., Skrinska, A., Ziugzda, J., Gnielinski, V., 1998, Single-Phase Convective Heat Transfer: Banks of Plain and Finned Tubes, in G. Hewitt (ed.), *Heat Exchanger Design Handbook (HEDH)*, Begell House, chap. 2.5.3.
- Zukauskas, A., Ulinskas, R., 1983, Single-Phase Fluid Flow: Banks of Plain and Finned Tubes, in G. Hewitt (ed.), *Heat Exchanger Design Handbook (HEDH)*, Begell House, chap. 2.2.4.