

**ÇAPRAZ AKIŞLI (HRV) SİSTEMİNDE ISI VE
AKIŞIN DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ**

Mansour NASİRİ KHALAJİ

**Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Doç. Dr. İsak KOTCİOĞLU
2013
Her hakkı saklıdır**

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**ÇAPRAZ AKIŞLI (HRV) SİSTEMİNDE ISI VE AKIŞIN DENEYSEL
VE SAYISAL İNCELENMESİ**

Mansour NASİRİ KHALAJİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**ERZURUM
2013**

Her hakkı saklıdır



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ ONAY FORMU

**ÇAPRAZ AKIŞLI (HRV) SİSTEMİNDE ISI VE AKIŞIN DENEYSEL VE
SAYISAL İNCELENMESİ**

Doç. Dr. İsak KOTCIOĞLU danışmanlığında, Mansour NASİRİ KHALAJİ tarafından hazırlanan bu çalışma 22...../01...../2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak ~~oybirliği/oy çokluğu~~ (.../...) ile kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. M. Sahin GÜLABOĞLU İmza :

Üye : Prof. Dr. Cihat ARLANTURK İmza :

Üye : Doç. Dr. İsak KOTCIOĞLU İmza :

Yukarıdaki sonucu onaylıyorum

Prof. Dr. İhsan EFEOĞLU
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

ÖZET

ÇAPRAZ AKIŞLI (HRV) SİSTEMİNDE FARKLI KANATÇIKLARIN ISI VE AKIŞIN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Mansour NASIRI KHALAJI

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. İsak KOTCIOĞLU

Yapılan bu tez çalışmasında, dikdörtgen kesitli düzgün sıralı ve kaydırılmış levha düzeninde kanal içerisine yerleştirilmiş içi borulu silindirik, altıgen ve kare kanatçıklı ve kanatçıksız (CHSF) geometriye sahip yönlendiriciler içeren HRV özelliklerinde tasarlanmış çapraz akışlı ısı değiştiricisinde akış ve ısı transferi analizi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Bu yönlendiriciler ısı değiştiricisi içerisinde alt ve üst plakalarına periyodik ve akışa dik olarak düzgün sıralı ve kaydırılmış levha düzeninde yerleştirilmiştir. Düzgün sıralı ve kaydırılmış diziler düzeninde yerleştirilmiş olan farklı yönlendiriciler kanal boyunca sistemdeki basınç düşüşü ve ısı transfer karakteristikleri farklı Reynolds sayısı aralıklarında deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deneylerde her iki akışkanın birbirine karışmadığı deneysel çalışmada, sıcak akışkan olarak hava ($\rho=1.164 \text{ kg/m}^3$ ve Pr sayısı = 0.7), soğuk akışkan olarak su ($\rho=999.98 \text{ kg/m}^3$ ve $Pr=2$) seçilmiş ve farklı sıcaklık ve akışkan debilerinde alınarak ölçümler gerçekleştirilmiştir. Deneyler; su için sabit kütleli akış debisi (6,9,12,15, ve 18) gr/s ve hava için hava hızı (2,3,5,7 ve 9) m/s aralıklarında yine sisteme giren sıcak havanın giriş sıcaklık değerleri (35,40,45,50 ve 55)° C ve farklı Reynolds sayısı aralıklarının da (5000-25000) gerçekleştirilmiştir. Yine bu çalışmada Taguchi metodu kullanılarak HRV sistemindeki tasarım parametrelerinin optimum değerleri belirlenmeye çalışılmış ve buna göre $[L_{25}(5^3)]$ ortogonal deneysel plan seçilmiştir. Deneylerden elde edilen veriler bu çalışma için yazılmış olan MATLAB programında hesaplanarak gerekli analizler yapılmıştır. Sayısal akışkanlar dinamiği (CFD) ile ANSYS-FLUENT version 14.0 paket programı kullanılarak, nümerik çalışma, çapraz akışlı ısı değiştiricisinde akış ve ısı transfer karakteristikleri, üretilen vorteksler, enerji ve Navier-Stokes denklemleri çözülmek suretiyle analiz edilir. Isı değiştiricilerinde akış alanı üzerinde türbülans dalgalanmalarını modellemek, sıcaklık ve hız alanı ile türbülans ısı transfer karakteristiklerini simule için standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. CFD kodları kullanılarak hız, sıcaklık ve basınç profillerini elde etmek için çözümler gerçekleştirilmiştir. Her bir kanat geometrisi için ısı transfer ve basınç düşüşünün etkileri Reynolds sayısının fonksiyonu olarak Nusselt sayısı, sürtünme faktörünü (f), Colburn faktörü (j) ve ısı transfer artış faktörünü (Nu/Nu_o) veren korelasyonlar elde edilmiştir. Yine her bir ısı değiştiricisinin ısı performans faktörü (η) ve ısı artış faktörleri (TEF) ile birlikte etkenlik (ε) ve tersinmezlik dağılım oranı ϕ_0 nin çeşitli değerleri için entropi analizi yapılarak entropi üretim sayıları (N) Termodinamiğin I ve II kanununa göre analizler yapılarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürle karşılaştırılmış ve literatürle uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Burada ısı transferi ve basınç düşüşü açısından en uygun geometrik modelin, kaydırılmış levha düzeninde altıgen ve kare açılı kanat modeli olduğu belirlenmiştir.

2013, 218 sayfa

Anahtar Kelimeler: MATLAB, CFD, ANSYS-FLUENT, Çapraz akışlı ısı değiştiricisi, Kanatçıklar, Etkenlik, Taşınım ısı transferi, Türbülans akış, $k-\varepsilon$ türbülans model.

ABSTRACT

Master Thesis

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF THE HEAT AND FLOW IN A CROSS-FLOW (HRV) HEAT EXCHANGER SYSTEM

Mansour NASIRI KHALAJI

Ataturk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Associated Prof. Dr. Isak KOTÇIOĞLU

In this thesis, the analysis of a cross flow heat exchanger having built in rectangular cross-section, inline and staggered duct with cylindrical, hexagonal and square pin-fins (CHSF) designed for the heat recovery ventilation were experimentally and numerically investigated. These pin-fins are placed as inline and staggered normal to flow and periodic to the bottom and top plates within the heat exchanger. The different pin-fins placed as inline and staggered arrays together with the pressure drop in the system along the duct/channel and the heat transfer characteristics are investigated experimentally and numerically for different Reynolds numbers steps. In the performed experiments, both of the fluids are assumed to be unmixed, where air ($\rho=1.164 \text{ kg/m}^3$ and Pr number = 0.7) is used as hot fluid and water ($\rho=999.98 \text{ kg/m}^3$ and $Pr=2$) is used as cold fluid and the measurements are undertaken for the various mass flow rate and temperatures. The experiments are performed for a constant mass flow rate (6, 9, 12, 15 and 18) g/sec for water, for the speed intervals of air (2, 3, 5, 7 and 9) m/sec according to the value of air temperature entering the system (35, 40, 45, 50 and 55° C) and various Reynolds numbers (5000-25000). Also in this work, the optimum values of the design parameters of the heat recovery system were determined by using Taguchi method, where $[L_{25}(5^3)]$ orthogonal experimental plan was chosen for the optimization. The required analysis is performed based on the data which are calculated with program written in Matlab obtained in the experiments. In order to model the turbulence fluctuations over the flow field in the heat exchangers and simulate temperature and flow field together with the turbulence heat transfer characteristics the standard k- ϵ turbulence model was used. By using computational fluid dynamics together with ANSYS-FLUENT version 14.0 package program, in this numerical work, flow and heat transfer characteristics in the cross-flow heat exchanger and generated vortices are analyzed through solving energy and Navier-Stokes equations. In order to obtain speed, temperature and pressure profiles the solutions are rationalized by using computational fluid dynamics codes. For each of fin geometry the correlations were obtained for the effect of the heat transfer and pressure drop, Nusselt number as a function of Reynolds number, friction factor (f), Colburn factor (j), heat transfer enhancement factor (Nu/Nu_o) are obtained. In addition, the thermal performance factor (η), the thermal enhancement factor (TEF), together with the various values of the effectiveness (ϵ) and irreversibility distribution rate ϕ_o , the entropi generation numbers (N) are determined by using the first and second laws of the thermodynamics through the entropi analysis. The obtained results are compared with the literature and a good agreement was observed. As a result of this thesis work, based on the agreement between the experimental and numerical results, the most suitable geometric model was found to be the staggered hexagonal and square angle fin from the heat transfer and pressure drop points of view.

2013, 218 pages

Keywords: MATLAB, CFD, ANSYS-FLUENT, Cross-flow heat exchangers, Fins, Effectiveness, Convection Heat transfer, Turbulance flow, Standart k- ϵ Turbulance Model

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada çalışma konusunun seçiminde bana yol gösteren, istenilen her anda ilgi ve yardımlarını esirgemedi büyük özveride bulunan tez danışmanım ve değerli hocam Sayın Doç. Dr. İsak KOTCİÖĞLU'na en içten teşekkürlerimi sunarım.

Mansour NASİRİ KHALAJİ

Ocak 2013

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
1. GİRİŞ	1
1.1. Isı Değiştiricilerinin Sınıflandırılması	3
1.1.1. Isı Direkt ve indirekt tip değiştiriciler	3
1.1.2. Konstrüksiyon geometrisi	3
1.1.3. Kompakt ısı değiştiriciler	4
1.1.4. Isı transferi mekanizmaları	4
1.1.5. Akış düzenlemeleri	4
1.2. Genişletilmiş Yüzeyler (Kanatçıklar)	7
2. KURAMSAL TEMELLER	9
3. MATERYAL ve METOD	19
3.1. Deney Sistemi	20
3.4. Isı Transfer İşlemleri	30
3.4.1. Taşınım ile ısı transfer işlemleri (Doğal, zorlanmış ve karışık taşınım)	30
3.4.2 Termodinamiğin II. Kanununun Analizi	42
3.4.3. Taguchi metodu ile optimizasyon için deney planı	51
3.4.3.a. Varyans analizi (ANOVA)	54
3.4.3.b. Deney sonuçlarının analizi	58
3.4.3.c. Taguchi sonuçları	83
3.4.4. Sayısal analiz	85
3.4.4.a. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin tanımı ve teorisi	85
3.4.4.b. Metodoloji	86
3.4.4.c. Modelin oluşturulması ve problemin tanımı	87
3.4.4.d. Temel fizik prensipleri ve sınır şartları	88

3.4.4.e. Akış denklemleri.....	90
3.4.4.f. Taşınım denklemleri (k - ε Model Equation)	97
3.4.4.g. Enerji denklemi	101
3.5. Geometri ve Mesh Modeli.....	102
3.5.1. Geometrik model	102
3.5.2. Mesh model	102
3.5.3. Kabuller	107
3.5.4. Çözüm	107
3.5.5. Sınır şartlarının tanımlanması	108
3.5.5.a. Başlangıç şartı.....	108
3.5.5.b. Sınır Şartları	108
3.5.5.c. Akışkanların özellikleri	109
3.6. Deneysel Belirsizliklerin Hesaplanması	109
3.7. Hesaplamalarda Kullanılan MATLAB R2011a programı	112
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....	113
4.1. Taguchi Metodu İle Optimizasyon.....	113
4.2. (ε -NTU) Yöntemi	115
4.3. Isı Transfer ve Sürtünme Kayıp Katsayısı	120
4.3.1. Sıcaklık dağılımı.....	120
4.3.2. Isı transfer analizi	122
4.3.3. Isı transferinde artış analizi	127
4.3.4. Performans analizi.....	131
4.3.5. Basınç düşüşü (ΔP), sürtünme kayıp katsayısı (f) ve colburn analojisi (j).....	137
4.3.5.a. Basınç düşüşü	137
4.3.5.b Sürtünme kayıp katsayısı (Friction Factor)	140
4.3.5.c Colburn analojisi (j).....	141
4.3.6. Denklemlerin sayısal çözümü	145
4.3.6.a. İterasyon sayısı ve yakınsama eğrileri.....	145
4.3.6.b. Sıcaklık dağılımı.....	169
4.3.6.c. Basınç dağılımı	179

5. SONUÇLAR.....	181
KAYNAKLAR	186
EKLER	190
EK 1	190
ÖZGEÇMİŞ	217

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

A	Isı Transfer Alanı (m^2)
A_f	Kanat Alanı (m^2)
A_{min}	Levhalar arasından Geçen Minimum Serbest Akış Alanı (m^2)
A_p	Plaka Alanı (m^2)
A_{tot}	Toplam Alanlar (m^2)
c	Akışkanın Özgül Isısı
C^*	Minimum Isı Kapasite Oranı (kJ/Ks)
$C_{1\epsilon}$	Türbülans Model Sabitler İçin Var Sayılan Değer
C_p	Özgül Isı (kJ/kgK)
D	Kanat Çapı (m)
D_{ch}	Hidrplik Çap (m)
DF_{Mse}	Hata Kareler Ortalamasının Serbestlik Derecesini
d_0	Borunun İç Çapı (m)
d_1	Borunun Dış Çapı (m)
E	Toplam Enerji
f	Sürtünme Katsayısı
G	Ortalama Hız Gradyentlerinden
g	Yer Çekim İvmesi
H	Kanatçık Yüksekliği (m)
h	Isı Transfer Katsayısı (W/m^2K)
h_e	Özgül Entalepi
j	Colburn Faktörü
K	Isı İletim Katsayısı (W/mK)
k	Türbülans Kinetik Enerji
L_1	İki Plaka Aralığı (m)
L_2	Plaka Uzuluğu (m)
L_3	Plaka Genişliği (m)
L_n	Seviyelerin Sayısı
$\dot{m}_s$	Kütlesel Debi
M_t	Türbülans Mach Sayısıdır
N	Entropi Üretim Sayısı
N_D	Toplam Deney Sayısını
NTU	Birim Geçiş Sayısı
Nu	Nusselt Sayısı
Nu_0	Boş Boru İçin Nusselt Sayısı
N_f	Yönlendirici Sayısı

N_m	Minimum Değer Sayısı
N_t	Alt ve Üst Plakalara Monte Edilen Kanatçıkların Sayısı
N_v	Kanallarda Değişkenlerin Sayısı
Pr	Prandtle Sayısı
Q_{tas}	Taşınılma Olan Isı Transfer Miktarı (W)
Q_{top}	Toplam Isı Transfer Miktarı (W)
q''_x	Net Isı Akısı (W/m^2)
Re	Reynolds Sayısı
Re_{dh}	Kanalın Hidrolik Çapına Dayalı Reynolds Sayısı
S_{ij}	Gerinme Tensörünün Ortalama Oranı
$\dot{S}_{gen}$	Entropi Üretim Oranı
$\dot{S}'_{gen}$	Entropi Oranı
S_T	Plaka Uzunluğunda Kanat Aralığı (m)
S_L	Plaka Genişliğinde Kanat Aralığı (m)
St	Stanton Sayısı
T	Sıcaklık (K)
T_f	Film sıcaklığı (K)
T_{ort}	Test Bölgesindeki Ortalama Film Sıcaklığı
TEF	Isıl Artış Faktörü
ΔP	Basınç Düşüşü
ΔTLM	Ortalama Logaritmik Sıcaklık
ΔT	Sıcaklık Farkı (K)
T_w	Yüzey Sıcaklığı (K)
T_∞	Akışkan Sıcaklığı (K)
t	Kanatçık Et Kalınlığı (m)
U_h	Toplam Ortalama Isı Transfer Katsayısı (W/m^2K)
U_{max}	Belirlilen Kanallar Arası Akışalanından Geçen Akışkanın Maksimum Hız (m/s)
U_{ort}	Ortalama Akışkan Hızı (m/s)
X_i	Deneyde Kullanılan Parametre Seviye Kombinasyonunun Etkisi
Y_M	Toplam Yayılım Üzerine Çalkantı Genişlemesinin (Dilatasyon) Katkısı
y_i	Deney Performans Değeri
z	Flowmetredeki Sıvı Yüksekliği
Z_H	En Büyük En İyi
Z_L	En Küçük En İyi
β	Isıl Genleşme Katsayısı
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
ϕ	Tersinmezliklerin Oranı
ε	Etkenlik

Ω	Yüzdelik Değerin Omega dönüşümü
η	Verim
η_v	Verimlilik Oranı
μ	Dinamik Viskozite
μ_t	Türbülans Veya Eddy Viskozitesi
ν	Kenetik Viskozite
σ_{ij}	Normal Gerilme Tensörü
δ_1	Kanatçık Et Kalınlığı (m)
δ_2	Kanatçık Boş Aralığı (m)

Kısaltmalar

a	Alt Plaka
C	Soğuk Akışkan
c	Silindirik
ç	Çıkışı
g	Giriş
H	Sıcak Akışkan
h	Altıgen
HRV	Isı Geri Kazanım
i	Giriş Şartları
O	Boş Boru
o	Çıkış Şartları
s	Kare
S/N	Signal Noise
ü	Üst Plaka
x	X eksen
y	Y Eksen
z	Z Eksen

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Çeşitli levha kanatlı ısı değıştircileri	6
Şekil 1.2. Çeşitli levha borulu kanatlı ısı değıştircileri	6
Şekil 3.1. Deney sisteminin şematik ve fotoğraf resmi	21
Şekil 3.2. Çeşitli borulu (a) kanatçıklı ve (b) kanatçıksız yönlendiriciler	22
Şekil 3.3. Çapraz akışlı ısı değıştircisinde alt ve üst plakaların düzgün sıralı ve kaydırılmış levha Düzeni	26
Şekil 3.4. Isı değıştircisi test bölümünün iki farklı görünüşü ve akış borularına montajı.....	26
Şekil 3.5a. Altıgen kanatçıklılar için SNR, f katsayıları ve Nu faktörlerin etkileri ve katkı oranları	74
Şekil 3.5b. Altıgen kanatçıksızlar için SNR, f katsayıları ve Nu faktörlerin etkileri ve katkı oranları	75
Şekil 3.6a. Kare kanatçıklılar için SNR, f katsayıları ve Nu faktörlerin etkileri ve katkı oranları	76
Şekil 3.6b. Kare kanatçıklı açılılar İçin SNR, f katsayıları ve Nu faktörlerin etkileri ve katkı oranları.....	77
Şekil 3.7. Silindirik kanatçıklılar İçin SNR, f katsayıları ve Nu faktörlerin etkileri ve katkı oranları.....	78
Şekil 3.8. Silindirik kanatçıksızlar için SNR, f Katsayıları ve Nu faktörlerin etkileri ve katkı oranları.....	79
Şekil 3.9a. Silindir kanatçıklılar için A, B, C faktörlerinin katkı yüzdeleri	80
Şekil 3.9b. Altıgen kanatçıksızlar için A, B, C faktörlerinin katkı yüzdeleri.....	81
Şekil 3.10a. Kare kanatçıklı açılılar için A, B, C faktörlerinin katkı yüzdeleri.....	81
Şekil 3.10c. Kare kanatçıksızlar için A, B, C faktörlerinin katkı yüzdeleri	82
Şekil 3.11a. Slindirik kanatçıklı için A, B, C faktörlerinin katkı yüzdeleri	82
Şekil 3.11b. Slindirik kanatçıklı için A, B, C faktörlerinin katkı yüzdeleri	82
Şekil 3.11c. Slindirik kanatçıksız için A, B, C faktörlerinin katkı yüzdeleri	83
Şekil 3.12. u Hız bileşeninin zamanla değışimi.....	96

Şekil 3.13. Sıralı ve kaydırılmış levha düzeninde borulu kanatçıklı HRV çapraz akışlı ısı değiştiricisinde perspektif görünüşte mesh üretimi	103
Şekil 3.14. Sıralı ve kaydırılmış levha düzeninde borulu kanatçıklı HRV çapraz akışlı ısı değiştiricisinde üstten görünüşte mesh üretimi	104
Şekil 3.15. Sıralı ve kaydırılmış levha düzeninde borulu kanatçıklı HRV çapraz akışlı ısı değiştiricisinde akışkan ve yüzeyin fiziksel özelliklerin davranışı	105
Şekil 3.16. İki ve üç boyutlu mesh örnekleri	106
Şekil 4.1. SNR oranları, f katsayıları ve Nu faktörlerin etkileri ve katkı oranları	114
Şekil 4.2. Sıralı düzlemde kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiricilerde ($\varepsilon - NTU$) değişimi	116
Şekil 4.3. Kaydırılmış düzlemde kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiricilerde ($\varepsilon - NTU$) değişimi.....	117
Şekil 4.4. Kanatçıklı ve kanatçıksız sıralı levha düzeninde N-Entropi üretimi sayısı ile Re sayısı arasındaki değişim	118
Şekil 4.5. Kanatçıklı ve kanatçıksız kaydırılmış levha düzeninde N-Entropi üretimi sayısı ile Re sayısı arasındaki değişim	119
Şekil 4.6. Kaydırılmış levha düzeninde alt ve üst plakalar boyunca sıcaklık değişimi	120
Şekil 4.7. Sıralı levha düzeninde alt ve üst plakalar boyunca sıcaklık değişimi	121
Şekil 4.8. Kanatçıklı sıralı levha düzeninde farklı yönlendiricilerin $Nu-Re$ değişimi ..	122
Şekil 4.9 Kanatçıksız kaydırılmış levha düzeninde farklı yönlendiricilerin $Nu-Re$ değişimi	123
Şekil 4.10. Kanatçıklı kaydırılmış levha düzeninde farklı yönlendiricilerin $Nu-Re$ değişimi	124
Şekil 4.11. Kanatçıksız kaydırılmış levha düzeninde farklı yönlendiricilerin $Nu-Re$ değişimi	124
Şekil 4.12. Kanatçıklı sıralı düzende ısı transfer artış faktörü (Nu/Nu_o) ile Re arasındaki değişim.....	130
Şekil 4.13. Kanatçıksız sıralı düzende ısı transfer artış faktörü (Nu/Nu_o) İle Re arasındaki değişim.....	130
Şekil 4.14. Kanatçıklı kaydırılmış düzende ısı transfer artış faktörü (Nu/Nu_o) ile Re arasındaki değişim.....	130

Şekil 4.15. Kanatçıksız kaydırılmış düzende ısı transfer artış faktörü (Nu/Nu_o) ile Re arasındaki değişim	131
Şekil 4.16. Farklı levha düzenleri ve kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiriciler için Reynolds sayısı ile Isıl artış faktörünün (Thermal Enhancement Factor TEF) değişim.....	134
Şekil 4.17. Farklı levha düzenleri ve kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiriciler için Reynolds sayısı ile Isıl performans faktörü (η) arasındaki değişim.....	136
Şekil 4.18. Farklı geometrik kanallar için kanatçıklı ve kanatçıksız levha düzenlerinde ΔP ile reynolds sayısı arasındaki değişim	139
Şekil 4.19. Farklı levha düzenleri ve anatçıklı ve kanatçıksız yönlendiriciler için Reynolds sayısı ile sürtünme kayıp katsayısı (f) ve Colburn Faktörü (j) arasındaki değişim.....	144
Şekil 4.20a. Altıgen kanatçıklı sıralı modelde çeşitli parametrelerin iterasyon sayısına bağlı yakınsama eğrileri	146
Şekil 4.20b. Altıgen kanatçıklı kaydırılmış modelde çeşitli parametrelerin iterasyon sayısına bağlı yakınsama eğrileri	146
Şekil 4.21. Altıgen kanatçıksız sıralı modelde çeşitli parametrelerin iterasyon sayısına bağlı yakınsama eğrileri	147
Şekil 4.22. Altıgen kanatçıksız kaydırılmış modelde çeşitli parametrelerin iterasyon sayısına bağlı yakınsama eğrileri	147
Şekil 4.23. Altıgen kanatçıklı sıralı levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı grafikleri	150
Şekil 4.24. Altıgen kanatçıksız sıralı levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı	151
Şekil 4.25. Altıgen kanatçıklı kaydırılmış levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı	154
Şekil 4.26. Altıgen kanatçıksız kaydırılmış levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı	155
Şekil 4.27. Kare kanatçıklı açılı sıralı levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı	156

Şekil 4.28. Kare kanatçıksız açılı sıralı levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı	157
Şekil 4.29. Kare kanatçıklı açılı kaydırılmış levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı.....	159
Şekil 4.30. Kare kanatçıksız açılı kaydırılmış levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı	160
Şekil 4.31. Kare kanatçıklı düz sıralı levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı	161
Şekil 4.32. Kare kanatçıksız düz sıralı levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı	162
Şekil 4.33. Kare kanatçıklı düz kaydırılmış levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı	163
Şekil 4.35. Silindirik kanatçıklı sıralı levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı	165
Şekil 4.36. Silindirik kanatçıksız sıralı levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı	166
Şekil 4.37. Silindirik kanatçıklı kaydırılmış levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı	167
Şekil 4.38. Silindirik kanatçıksız kaydırılmış levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı.....	169
Şekil 4.39. Altıgen kanatçıklı sıralı levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı.....	171
Şekil 4.40. Altıgen kanatçıksız sıralı levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı.....	171
Şekil 4.41. Altıgen kanatçıksız kaydırılmış levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı	173
Şekil 4.42. Kare kanatçıklı açılı sıralı levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı	174
Şekil 4.43. Kare kanatçıksız açılı sıralı levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı...	174
Şekil 4.44. Kare kanatçıklı açılı kaydırılmış levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı	175
Şekil 4.45. Kare kanatçıksız açılı kaydırılmış levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı	175
Şekil 4.46. Kare kanatçıklı düz sıralı levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı	176
Şekil 4.47. Kare kanatçıksız düz sıralı levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı	176

Şekil 4.48. Kare kanatçıklı düz kaydırılmış levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı	177
Şekil 4.49. Kare kanatçıksız düz kaydırılmış levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı	177
Şekil 4.50. Silindirik kanatçıklı sıralı levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı.....	178
Şekil 4.51. Silindirik kanatçıksız sıralı levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı....	178
Şekil 4.52. Silindirik kanatçıklı kaydırılmış levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı	179
Şekil 4.53. Altıgen kanatçıklı kaydırılmış levha düzeninde basınç dağılımının görüşleri contours	179
Şekil 4.54. Kare kanatçıklı açılı kaydırılmış levha düzeninde basınç dağılımının contours görüşleri.....	180

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Farklı geometrilerdeki borulu kanatçıklı çapraz akışlı ısı değıştircilerinin (HRV), geometrik özellikleri	25
Çizelge 3.2. Bu çalışmaya ait deneysel şartlar	56
Çizelge 3.3. $L_{25}(5^3)$ Deney planı	57
Çizelge 3.4a. Kanatçıklı sistemler için hesaplanan karakteristik büyüklükler ve bunların SNR değerleri	61
Çizelge 3.4b. Kanatçiksız sistemler için hesaplanan karakteristik büyüklükler ve bunların SNR değerleri	63
Çizelge 3.5. Sıralı ve kaydırılmış levha dizilerde farklı geometrik yönlendiriciler için f faktör, faktör etkileri ve katkı oranları	65
Çizelge 3.6. sıralı ve kaydırılmış levha dizilerde farklı geometrik yönlendiriciler için Nu sayısı faktör etkileri ve katkı oranları	65
Çizelge 3.7. Sıralı ve kaydırılmış levha dizilerde farklı geometrik yönlendiricilerin optimum şartları ve performans değerleri	69
Çizelge 3.8. Standart $k-\varepsilon$ modelde sabitlerin değerleri	100
Çizelge 3.9. Çeşitli parametrelerin belirsizlikleri	111
Çizelge 4.1. Farklı geometrilerde sıralı ve kaydırılmış levha düzeninde kanatçiksız ve kanatçıklı yönlendiriciler için korelasyonlar	125
Çizelge 4.2. Farklı geometrilerde sıralı ve kaydırılmış levha düzeninde kanatçiksız ve kanatçıklı yönlendiriciler için Nu / Nu_0 korelasyonlar	129
Çizelge 4.3. Farklı levha düzenleri ve kanatçıklı ve kanatçiksız yönlendiriciler için sürtünme kayıp katsayısı (f) korelasyonları ve katsayıları	141

1. GİRİŞ

Bu tezin amacına yönelik olarak, farklı tip kanatçıklı ve kanatçıksız geometrik özelliklere sahip yönlendiriciler içeren HRV özelliklerinde tasarlanmış çapraz akışlı ısı değiştiricisinde farklı parametrelere göre (yönlendiricilerin geometrisi, dizilişi, kanatçıklı ve kanatçıksız oluşu) tasarlanmıştır. Her iki akışkanın farklı hız ve sıcaklıklarda ayarlanarak ve nümerik olarak analiz edilerek ve elde edilen dataların eş zamanlı olarak bilgisayar ortamında incelenerek her bir ısı değiştiricisine ait termal performanslarını belirlemektir. Isı değiştiricisinin temel prensibi sıcak akışkandan soğuk akışkana verimli bir şekilde ısı akışını aktarmaktır. Bu ısı akışı ısı transfer alanının, akışkanın iletim ve taşınım özelliklerinin, akışın durumunun ve her iki akışkanın sıcaklık farkının direkt fonksiyonudur. Bu ilişki Newton'un soğuma kanunu ile aşağıdaki denklem ile verilir.

$$Q = hA(T_w - T_\infty) \quad (1)$$

Bu denklemde Q taşınım ile transfer edilen ısı miktarını (W), h ısı transfer katsayısını, A ısı transfer alanını, T_w yüzey sıcaklığını (K), T_∞ akışkan sıcaklığı (K)'nı ifade etmektedir. Isı transferini arttırmak için en etkin yollardan biri iki akışkan arasında sıcaklık farkını arttırmak, diğeri ise en etkin yollardan biri olan ısı transfer alanını arttırmaktır. Isı transfer alanını arttırmak için ise en genelinde çeşitli geometrilerde hazırlanan metal iç yüzeyli kanatçık elemanlarıdır. Bunlara arttırılmış yüzeyler denmektedir.

Günümüzde enerji darboğazında mevcut enerji kaynaklarının daha etkili ve verimli bir şekilde kullanımı, kıt olan enerji kaynaklarının değerlendirilmesi açısından çok büyük önem taşımaktadır. Dolayısıyla enerji maliyetlerini aşağı çekebilmek adına çeşitli yöntem ve tasarımların kullanımına ihtiyaç vardır. Bu yöntemlerden birçoğu ısı transferini iyileştirmeye yönelik çalışmalardır. Bunların başında aktif, pasif ve karma yöntemler gelir. Genelde aktif ve pasif yöntemler Çizelge 1.1'de verilmiştir. Bunlara

bağlı olarak, endüstri ve ileri teknolojilerin çeşitli uygulama alanlarında kullanılan ısı değiştiricilerinin tasarımını yaparken de en uygun akış biçimi, kullanılacak olan akışkan, geometrik özellikler vb. parametrelerin seçimi de ısı transferini iyileştirmeye yönelik çalışmalar olarak bilimsel çalışmaların temelini oluşturmaktadır. Aktif yöntem dış güç gerektiren, pasif yöntem ise dış güç gerektirmeyen, karma yöntem ise her iki yöntemin bir arada kullanılmasını gerektiren yöntemlerdir. Pasif yöntemlerde, akışta türbülans oluşturacak, sınır tabaka yenilenmesini sağlayacak ve ısı transferi aktarımını iyileştirecek elemanların uygulamadaki yeri açısından önemlidir.

Çizelge 1.1. Aktif Yöntemler ve Pasif Yöntemler

Aktif Yöntemler	Pasif Yöntemler
Emme veya Enjeksiyon	Yüzey gelirim aygıtları
Akışkan titreşimi	Dönmeli akış aygıtları
Mekanik yardımcılar	Genişletilmiş yüzeyler
Yüzey titreşimi	İşlenmiş yüzeyler
Jet çarpması	Pürüzlü yüzeyler
	Yerleşik iyileştirme aygıtları
	Bobinli borular
	Katkı maddeleri

Burada iki temel hedef vardır. Bunlar tasarlanan sistemde ısı transferini iyileştirmek ve basınç düşümünü en aza indirmektir. Ancak bu yöntemin kullanılmasında tasarlanan sistemin değerlendirilmesi aşamasında çözülmesi gereken problemleri de beraberinde getirmektedir. Bu problemler; akış kaynaklı titreşimler, rezonanslar, ölçüm zorlukları kirlenme vd. olumsuz problemlerdir. Yine bunlar zamanla sistem elemanları içinde yorulma, çatlama, bozulma ve ısı transferini kötüleştirme gibi olumsuz yöndeki etkiler oluşturmaktadır. Deneylerde kullanılmak üzere seçilen çalışma akışkanın özelliği itibarı ile de pasif yöntem açısından iyileştirmeyi etkileyecek olan parametrelerden biri olarak söylenebilir. Bir ısı değiştiricisi tasarlanırken ısı transfer ve basınç düşüşünün yanı sıra, boyutlarının optimizasyonu, ağırlığı ve maliyeti dikkate alınarak gerçekleştirilmelidir.

Isı değiştircisi uygulamalarında ısı transferi konusu oldukça önemlidir. Endüstriyel süreçte kullanım yerine göre giderek artan kompakt ısı değiştircilerine ihtiyaç duyulmaktadır. Kompakt ısı değiştircisinde ısı transfer artışı için iç akışta periyodik olarak periyodik olarak oluşturulan kanat ve kanatçık elemanlarını akışın kanal içinde yön değiştirmesi açısından popülerliğini artırmaktadır. Bu amaca yönelik literatürde uygulama alanı ve yerine bağlı olarak tasarlanarak üretilip, deneyler yapılarak Termodinamiğin İkinci Kanununa göre incelenip deneysel etkinliği literatürde yapılan çalışmaların etkinlikleri ile karşılaştırılır.

Isı değiştircisi olarak kullanılan kanal geometrisinin şekli, yerleşimi, boyutları ve içerisine yerleştirilen vortex elemanları ile içerisinden geçen akışkanın birbirleri ile olan ilişkileri önemlidir. Bu konuda literatürde şekil 1.1 ve şekil 1.2’de çok sayıda kısmen örnek resimleri verilmiş olan ısı değiştircileri verilmiştir. Kullanım amacına göre tasarlanmış literatürde çok sayıda ısı değiştircisi mevcuttur. Isı değiştirciler genellikle ısı transfer işlemlerine, konstrüksiyon geometrilerine, akış biçimine, ısı transfer mekanizmasına göre aşağıdaki sınıflandırılabilir.

1.1. Isı Değiştircilerinin Sınıflandırılması

1.1.1. Isı Direkt ve indirekt tip değiştirciler

- a. Direkt (Doğrudan temasın olduğu)
- b. İndirekt (Doğrudan temasın olmadığı) tip değiştirciler

1.1.2. Konstrüksiyon geometrisi

- a. Borulu (çift borulu, gövde borulu, spiral borulu vd.) değiştirciler
- b. Levhalı (contalı levhalı, spiral levhalı, lamelli vd.) değiştirciler
- c. Kanatlı yüzeyli (levha kanatlı, borulu kanatlı) değiştirciler
- d. Rejeneratif (sabit dolgulu ve döner dolgulu) değiştirciler
- e. Karıştırmalı kaplar

1.1.3. Kompakt ısı değiştiriciler

- a. Plakalı-Kanatlı Isı değiştiriciler
- b. Kanatlı Borulu Isı değiştiriciler

1.1.4. Isı transferi mekanizmaları

- a. Her iki tarafta da tek fazlı taşınım
- b. Bir tarafta tek fazlı diğer tarafta iki fazlı taşınım
- c. Her iki tarafta da iki fazlı taşınım
- d. Taşınım ve ışınlımla birlikte

1.1.5. Akış düzenlemeleri

- a. Paralel Akış
- b. Karşıt Akış
- d. Çapraz Akış

Yukarıda verilen genel düzenlemeye göre, tasarlanan kanal geometrisine ait kanat elemanlarının geometrik özellikleri kanal içerisinde meydana gelecek olan vortex oluşumuna, sınır tabakanın, ikincil akışların oluşmasına, hızın artması ve azalmasına dolayısıyla oluşacak basınç düşümüne etkisi açısından önemlidir. Kompakt ısı değiştiricisinde kanat geometrileri ve yerleşim şekillerine göre akan akış yönüne dik ikincil akışların ana akışın akış yönünü etkiler ve bozar. Bu etkileşimin sonucunda sınır tabaka yenilenmesi ile birlikte ısı transferinin artmasına ve ısı transfer katsayısının iyileşmesine neden olur. Bütün bunlar tasarlanan ısı değiştiricisinin ısı transferi karakteristiklerini iyileştirmede ve gerekli pompa gücünü belirlemede etkin parametrelerdir. Ayrıca meydana gelecek olan basınç kayıpları da yine iyileştirme tekniği açısından önemlidir. Bu manada bu tezin kapsamı kısaca şöyle özetlenebilir;

İlk önce, çalışma akışkanlarına (hava ve su) ait termo-fiziksel özellikler özellikle nümerik analiz için sabit kabul edildi (hava için $Pr = 0.7$, su için $Pr = 2$). Bu çalışmada termo-fiziksel özellikler sıcaklığa bağlı olarak alınmıştır (Eş.2).

Sonra, bu ısı değiştiricisi ile ilgili deneysel sonuçlarla uyumlu nümerik analiz yürütüldü. Deneysel ve teorik sonuçları bakımından her bir modelin verimliliğini belirlemek ve ANSYS-FLUENT hazır paket programında bu modellerin türbülans modellemesine ait sonuçların geniş bir şekilde sunmak.

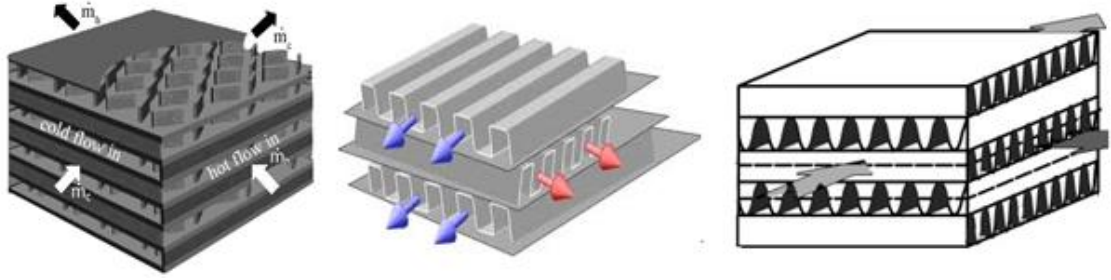
Bu modellerle ilişkili olarak genelde geçerli olabilecek tasarım koşullarını belirlemeye yönelik nümerik çözümler ile literatüre katkıda bulunmak, ısı transferi ve akışa ait korelasyonları elde etmek.

Deneylerin gerçekleştirebilmesi için kurulmuş olan bu deney düzeneğinin test bölümü, yuvarlak, kare ve altıgen tip kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiriciler içeren ve Şekil 3.1 (a ve b)'de fotoğraf ve şematik resmi verilen kompakt çapraz akışlı ısı değiştiricisinde iki akışkan çifti arasında ısı transferini incelemek için anlamlı konfigürasyonlar oluşturarak deneyler yapmak.

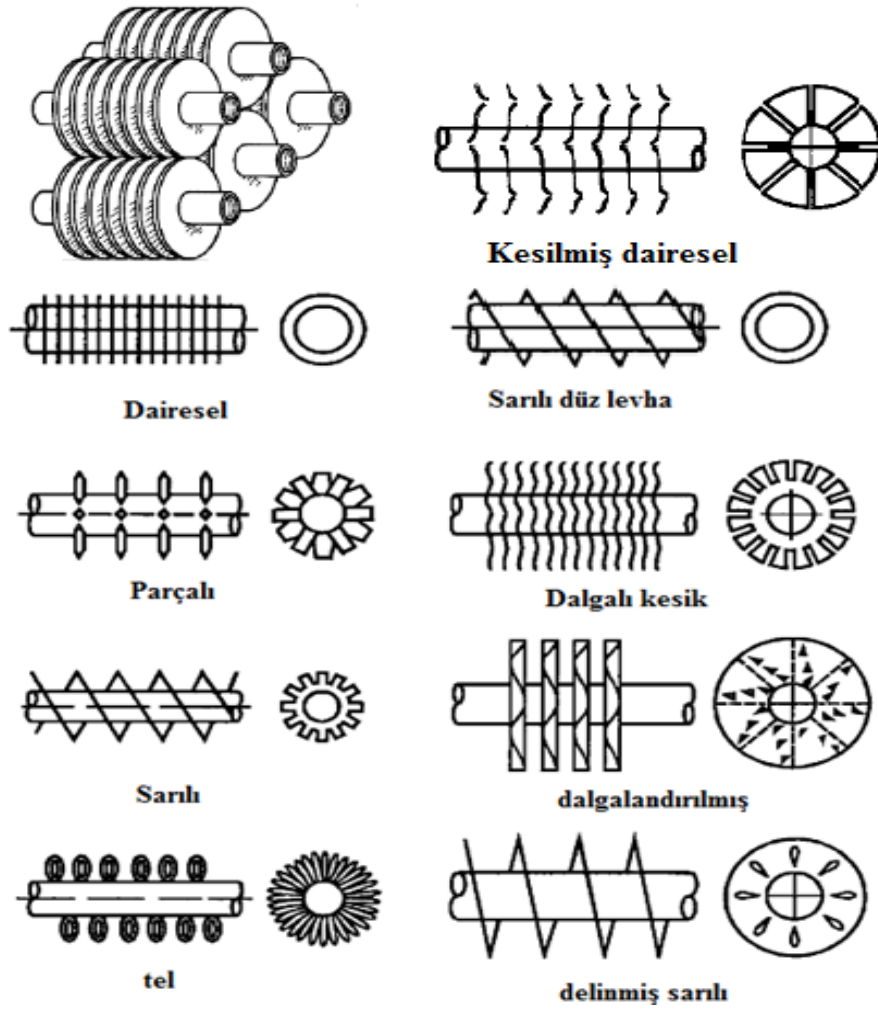
Şekil 3.2 (a ve b)'de kısmen sayısı ve detayları verilen kanatçıksız ve kanatçıklı yönlendirici elemanların boyutları ve kanal içindeki sayıları ve diziliş biçimlerine göre hız alanları ve sıcaklık değişimleri üzerindeki etkilerini incelemek. Farklı Reynolds sayılarında ortalama ısı transfer katsayısını ve basınç düşüşünü belirlemek.

Günümüzde ısı değiştiricileri çeşitli endüstriyel uygulamaların hemen hemen birçok dalında yıllardan beri farklı amaçlar için kullanılmaktadır. Çeşitli şekilde amacına yönelik geliştirilen kanatçık tip vortex elemanları üst ve alt plakalara yerleştirilerek oluşturulan yeni cidarlar ve akışkan arasında sınır tabaka ve ısı transfer artışı incelenmeğe çalışılmıştır.

Farklı sıcaklıklarda direkt temas olmaksızın iki veya daha fazla akışkan arasında ısı enerjisinin transferini gerçekleştiren bu elemanlar gelişen teknolojiye ve termal



Şekil 1.1. Çeşitli levha kanatlı ısı değıştircileri



Şekil 1.2. Çeşitli levha borulu kanatlı ısı değıştircileri

sistemlerde ki gelişmelere paralel olarak enerji problemlerinin yanı sıra çeşitli çözülmesi gereken problemleri de beraberinde getirmiştir. Bu konuda yarım asırdan beri ısı transferini iyileştirmeye yönelik çeşitli yöntemlerin geliştirilmesi için bilimsel araştırmalar devam ede gelmektedir. Isı değiştiricisi tasarımında hedeflenen amaç, daha küçük basınç kaybıyla daha yüksek oranda ısı transferi gerçekleştirmektir.

1.2. Genişletilmiş Yüzeyler (Kanatçıklar)

Genişletilmiş yüzeyler sürtünme faktöründe önemli bir artışa neden olmakla beraber ısı transferi katsayısını arttırmak için aşağıdaki şartların bir veya birkaç tanesini meydan getirebilir. Sınır tabaka yenilenmesi ve türbülans derecesinin artırılması, efektif ısı transferi alanının artırılması, dönen ve/veya ikincil akışların üretilmesi gibi faktörler ısı transfer katsayısının artmasına neden olur. Literatürde çeşitli şekillerde dizayn edilmiş türbülatorler (yönlendirici veya vortex elemanları) mevcuttur. Bunlar ısı transferini artırma elemanı olarak kullanılmaktadır. Basit bir ısı değiştirgeci düzeneğinde, ısı sıcak akışkandan soğuk akışkana metal duvar vasıtası ile transfer edilir. Isı akısı, duvarın ısı transfer alanı ve iki akışkan arasındaki sıcaklık farkı ile doğru orantılıdır. Bir ısı değiştiricisinde ısı akısını arttırmak için; ısı transfer yüzeyini, sıcaklık farkını, ısı değiştiricisinin malzemesi ve toplam ısı transferi katsayısını arttırmak gerekir. Sistemler genellikle verilen sıcaklık farklarında çalıştığından, pratikte sıcaklık farkı sınırlıdır. Bu durumda ısı akısını arttırmak için en uygun yöntem ısı transferi yüzeyini artırmaktır. Bu nedenle yüzeyler üzerine muhtelif şekillerde kanatçıklar eklenir. Kanatçıkların kesit alanları farklı olabileceği gibi, kanatçık malzemesi yüzey malzemesi ile aynı veya farklı olabilir. Kanatçıklı bir yüzeydeki ısı akısını belirleyebilmek için kanatçıklardaki sıcaklık dağılımlarının bilinmesi gerekir.

Bu çalışmada ki amaç; farklı deney şartlarında, farklı kanat özellikleri ve kanatların farklı dizilişlerine göre farklı şekillerde tasarımları ve üretimleri tarafımızdan gerçekleştirilmiş olan HRV özelliklerine sahip çapraz akışlı ısı değiştiricilerinin akış ve ısı transfer karakteristiklerini belirleyerek verim ve etkinliklerini hesaplayıp aralarında optimum olanı bulmaktır. Ayrıca TAGUCHİ yöntemi ile belirlenen ve yapılan deneysel

sonuçlara göre korelasyonlar elde ederek literatüre kazandırmaktır. Yine bu tezin amaçlarından biri de deneysel datalardan elde edilen sonuçları doğrulayan nümerik modeli oluşturmaktır. Dolayısıyla elde edilen toplu sonuçlarla ilgili olarak sonuçların literatüre kazandırılması ve literatürle olan uyumluluğu bu tez çalışmasının ele alınış biçimiyle de sonuçları açısından önemli olacağı kanısındayız. Bu konuda daha önce Kotcioğlu'nun (Ömeroğlu *et al.* 2007; Kotcioglu *et al.* 2011) danışmanlığında başka çalışmalar ele alınmış ve Yüksek Lisans tezi olarak ısı laboratuvarımızda bitirilmiştir. Bu çalışmada ise (Kotcioglu *et al.* 2011) çalışmasından farklı olarak benzer geometrilerden yola çıkarak farklı parametreler ele alınmış ve deneyler yapılmış olup elde edilen sonuçlara göre nümerik çözümler CFD ile ANSYS-FLUENT version 14.0 hazır paket programı yardımı ile gerçekleştirilmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER

Kanal içerisine yerleştirilen silindirik kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiriciler içeren ısı değiştiricileri ile ısı transferini artırmak sıklıkla kullanılan bir yöntemdir. Bu konuda literatür de çok sayıda çalışma mevcuttur. Yaklaşık son çeyrek yüzyıldan daha fazla bir zamandan beri ısı değiştiriciler konusunda ısı transferi ve akan akışkan ile ilgili olarak çok sayıda çalışmalar yürütüle gelmektedir. Genel manada ısı değiştiricilerin türleri ve uygulama alanları dikkate alındığında bu çalışmalar literatürde oldukça çok geniş bir yer tutmaktadır. Özellikle'de çeşitli özelliklere sahip silindirik, zikzak ve düz levha, borulu, iğneli vd. kanatlı ve kanatsız yönlendirici elemanların farklı şekillerde dizaynı ve üretilmesi açısından da bu alanda çok sayıda çalışma mevcut olup bu manada daha sonraki çalışmalara motivasyon etkisi yapmıştır. Bundan dolayı kaynak özetleri özellikle silindirik borulu kanatlı ve kanatsız yönlendiricileri içeren ısı değiştiriciler olarak nispeten sınırlandırılmaya çalışılmıştır. Kısa ve uzun silindirik yönlendiriciler konusundaki ilk çalışmalardan günümüze kadar olanlarından bazıları literatür olarak verilmeye çalışılmıştır.

Ömeroğlu *et al.* (2011) çapraz akışlı ve farklı kanatçıklar içeren bir ısı değiştiricisi ile yürüttükleri deneysel çalışmalarında iki farklı akışkan kullanarak Re sayısına bağlı olarak Nu sayısı ve friction faktör ile ilgili yeni korelasyonlar elde etmişlerdir. Aynı araştırmacılar, kanatçıklar kanal içerisinde düzgün ve kaydırılmış levha düzeninde yerleştirilmiş akış yönünde ve akışa dik olarak $S_T/D=2$ ve $S_L/D=2, 2.8, 3.5$ alınarak kanatların performansları incelenmiştir. Altıgen şekilli kanatçık elemanlarının diğerlerine göre ısı transferi açısından daha verimli olduğu ifade edilmiştir. Re sayısının fonksiyonu olarak ortalama Nu sayısı ve friction faktörle ilgili korelasyonlar ve ampirik ifadeler elde edilmiştir (Kotcioglu *et al.* 2011).

Metzger *et al.* (1982; 1984) silindirik kanatçıkların kanal içerisindeki farklı dizilişlerin ve şekillerin basınç düşüşü ısı transferi üzerine etkileri konusunda çalışmış ve kullanılan silindirik yönlendiricilerin düzgün sıralı ve kaydırılmış levha dizilişleri arasındaki

çalışmalarının sonuçlarına göre ısı transferinde %20, basınç düşüşünde ise %100 civarında bir artış olduğunu belirtmişlerdir.

Vanfossen (1982) çalışmasında dikdörtgen kanal içerisinde kaydırılmış levha düzeninde yerleştirilen kısa ve uzun yönlendiricilerin ortalama ısı transfer katsayılarını karşılaştırmak için deneysel çalışma yürütmüş ve çalışmasının sonucunda kısa yönlendiricilerin uzun yönlendiricilerden daha iyi bir ortalama ısı transferi etkisine sahip olduğunu sonucuna varmıştır.

Sparrow *et al.* (1978; 1980) yaptıkları araştırma çalışmalarında, kanal içerisine düzgün sıralı ve kaydırılmış levha dizilişleri şeklinde enine ve boyuna şeklinde yerleştirilen, yükseklikleri ise %29 ve %87.5 arasında değişen oranlarda yönlendiricilerin performansları her iki düzenleme için karşılaştırılmıştır. Sonuçlara göre düzgün sıralının performansının kaydırılmış levha dizilişindekine göre daha yüksek olduğunu ifade etmişlerdir. Kanat yüksekliğine göre düzgün sıralı ve kaydırılmış levha dizilişleri arasına ise kaydırılmış levha dizilişindekine kanatların %14 oranında daha kısa olması gerektiğini açıklamışlardır.

Tanda (2001) çalışmasında dikdörtgen kesitli kanal içerisini altıgen şekilli olarak sıralı bir biçimde yerleştirilmiş olan yönlendiriciler ile ilgili olarak ısı transferi ve sürtünme kaybı deneyleri yapmış ve çalışmasında kanatçıklı ve kanatçıksız kanal için performanslarını değerlendirmiştir. Sonuçta altıgen şekilli kanatlarda ısı transferi %4.4 oranında artarken gerekli olan pompa gücü ise %1.65 oranında artmış olduğunu göstermiştir.

Tahat *et al.* (1994; 2000) yine kısa boylu, çap ve boy oranları 1.05 oranında çeşitli enine ve boyuna şeklinde yüzey boşlukları olan yönlendiriciler üzerine deneyler yapmışlardır. Yapılan deneyler sonucu farklı Reynolds sayılarına bağlı olarak (çap ve boy oranları 1.05 için) Nusselt sayıları birbirine çok yakın, (çap ve boy oranları 5 için) için ise Nusselt sayıları arasında oldukça farklılıkların olduğu gözlenmiştir. Akış yönünde olmak üzere ilk üç sırada yerel 1.5 ile 2.5 oranları arasında arttığı gözlenmiştir, yine

daha sonraki sıralarda ise ısı transfer katsayısının akış yönünde giderek azaldığı gözlemlenmiştir. Düzgün sıralı ve kaydırılmış levha düzeninde optimum enine ve boyuna kanat aralıklarda çap ve boy oranlarının sırayla 1.3 ve 2.2 olması sonucu ısı transfer katsayısının maksimum olabileceğini araştırmalarında vurgulamışlardır.

You *et al.* (1997) çalışmalarında dikdörtgen bir kanal içerisine kare kanatçıklı yönlendiriciler yerleştirerek elde ettikleri deneysel datalarla ilgili olarak akan akış ve ısı transfer karakteristiklerini nümerik olarak çözmüşlerdir. Kanal içerisine yerleştirilen optimum kanat adımlarını belirlemişlerdir.

Goldstein *et al.* (1994) araştırmalarını dikdörtgen bir kanal içerisine yerleştirdikleri kısa kanatçıklı yönlendiricilerin transient single-blow technique kütle transferi ve basınç kayıpları üzerine kanatçık şeklinin etkisini belirlemek için yürütmüşlerdir. Genelde bu tür araştırmalarda (Zhukauskas *et al.* 1985; Kays *et al.* 1980) farklı kanat şekline bağlı olarak minimum basınç kaybı ve maksimum ısı transfer karakteristikleri uygulamalarına ait optimum parametreler elde edilmesi için çalışmalar yürütülmüştür. Bu araştırmalarda gerekli analiz yapılırken ısı transferi, boyutu, şekli ve gerekli olan pompa gücü arasında birbirleri ile olan ilişkileri bakımından araştırmalar yapılmış ve nümerik hesaplamalar yapmışlardır. Yine buna benzer çok geniş konularda ve Nusselt sayıları (Nu/Nu_0) ile ilgili olarak aynı kanalda farklı Reynolds sayıları ve S/d oranlarında (Nu/Nu_0) sayılarındaki artışlar incelenmiş bunların hesaplanmaları ile ilgili olarak çeşitli ampirik ifadeler ve korelasyonlar grafikleri ile birlikte geniş bir literatür verilmiştir.

Sparrow *et al.* (1980; 1984); farklı yüksekliklerde kare şeklinde düzenlenmiş kanat elemanları olan bir deney elemanında her biri için ısı transfer katsayılarını araştırmışlardır. Sonuçta farklı yüksekliklerdeki değişimlerde ısı transferi katsayısında artış eğilimlerini grafik olarak vermişlerdir. Keza düzgün sıralı ve kaydırılmış levha dizilişlerinde ısı transfer katsayısı ile ilgili olarak düzgün sıralılarınki kaydırılmış levha dizilişlere göre daha düşük olduğunu belirlemişlerdir.

Al-Jamal *et al.* (1988) sabit ısı akısında bir yüzeye tutturulmuş üçgen ve silindirik kanatçıklı bir sistemde Reynolds sayısı ve $Pr = 0.7$ için Nusselt sayısını deneysel olarak belirlemişler ve bunlarla ilgili olarak Reynolds sayısının 100-700 aralığında ölçümlerin ($\pm\%15$) tamlıkta regrasyon analizi yapmışlardır.

Lawson *et al.* (2011) deneylerinde Reynolds sayılarının 5000 ve 30000 aralıklarında kanat yüzeylerinin ısı transferi ve basınç kayıpları üzerine etkilerini incelemişlerdir. Sonuçlarında basınç kaybı yayılma yönünde, akım yönündekinden daha büyük olduğunu yine ısı transferi ile ilgili olarak ise aksine akım yönünde, yayılma yönündekinden daha büyük olduğunu belirlemişlerdir.

Chang *et al.* (2008), dikdörtgen kesitli kanal içerisine kaydırılmış levha dizilişinde yerleştirilen silindirik kanatların farklı C/d oranlarına ve Reynolds sayısının(10000-30000) farklı aralıklarına göre ısı transferi ve basınç kayıpları incelemişlerdir. İncelemelerinde kontrol parametresi olarak Re sayısı ve C/d ile Basınç kaybı ve ortalama Nu sayısı arasında korelasyonlar türetmişlerdir.

Jeng *et al.* (2007) dikdörtgen kesitli kanal içerisine düzgün sıralı ve kaydırılmış levha dizilişinde yerleştirilen silindirik ve kare kesitli kanatçıklara ait ısı transferi ve basınç kaybı ile ilgili yaptıkları deneysel çalışmada (farklı X_L ve X_T adım değerleri için) parametrelerine göre karşılaştırmalar yapılmıştır. Sonuçta basınç kaybı ve ısı transferi için ampirik formüller geliştirilmiş her bir düzenleme için aynı pompa gücünde en büyük Nusselt sayısı optimumu olarak belirlenmiştir.

Moore *et al.* (2009), dikdörtgen kesitli kanal içerisine kaydırılmış levha dizilişinde yerleştirilen silindirik kesitli kanatçıklarla ilişkili olarak C/H ve H/D parametrelerinin değişik oranlarına göre deneysel çalışma yürütmüşlerdir. Basınç kaybı Re sayısının $(2 \times 10^2 < Re_D < 2 \times 10^4)$ aralıklarında ölçülerek sıvı kristal termografy yöntemi ile sıcaklık dağılımları ve ortalama ısı transfer miktarı elde edilmiştir. Pompa

gücüne en önemli $Re_D < 1.5 \times 10^4$ aralığında ve yine en yüksek ısı transfer miktarı C/D 'nin 0.2'den daha az olduğu şartlarda olmuştur.

Rao *et al.* (2007) yaptıkları çalışmada silindirik kanatçıkların dikdörtgen kesitli kanal içerisine düzgün sıralı ve kaydırılmış levha dizilişinde yerleştirerek türbülans akışta ısı transfer karakteristiklerini deneysel ve nümerik olarak karşılaştırmalı bir araştırma yapmışlardır. Çalışmalarında, $S/D = 2.5$ ve $X/D = 2.5$ optimum parametreleri ve Re sayısı 8200-49500 aralığında türbülans karışımının artması ve ısı transfer miktarındaki artışla birlikte güçlü vortex akışların meydana gelmesine neden olduğu gözlemlenmiştir.

Liu *et al.* (2011) ısı çeken mikro kare kanatçıklı ve kaydırılmış levha dizilişinde yerleştirilmiş ve Re sayısı 60-800 aralığında iyonize edilmiş sıvı akışkanla çalışan bir sistemde ısı transfer performansını incelemişlerdir. İncelemelerinde ısı yayma kapasitesi artmış, basınç kaybı ile ısı direnci azalmış ve Re sayısı ile Nu sayısı ve basınç kaybı artmış yeni ürettikleri korelasyonlarla ilgili eşitlikleri vermişlerdir.

Dogruoz *et al.* (2005) farklı bir deneysel ve modelleme (by-pass) yaklaşımı ile Re sayısı ve by-pass yüksekliğine bağlı olarak basınç ve ortalama ısı direnci üzerine ölçümler gerçekleştirdiler. Çalışmalar sonucunda yüksek hızlarda deneysel data ve modele dayalı olarak sıcaklık tahminlerinde yüksek oranda uyum sağladıklarını ve optimum kanat yüksekliği alınarak kullanılan modelin geçerli olacağını vurgulamışlardır.

Bir başka çalışmada Wang *et al.* (1999) panjur-silindirik şekilli kanatçıklar ısı transferi ve sürtünme kaybı ile ilgili korelasyonlar geliştirmişler ve önerilen korelasyonların farklı geometrik parametreler içeren 49 örnekleme üzerinde Colburn factor (j) %95.5 ve friction factorlerinin (f) ise %90.8 geçerli olduğunu belirtmişlerdir.

Sertkaya *et al.* (2011) yaptıkları deneysel çalışma sonucu doğal taşınım da kanatçıklı yüzeylerin farklı açılarda dizilişi ve oryantasyon açısının ışınlama ısı transferi

performansı üzerine etkilerini incelemişlerdir. Kanatçıklı yüzeylerin kanatçıksız yüzeylere göre ısı transferinin artışına sebep olduğunu vurgulamışlardır.

Li *et al.* (2004) yaptıkları nümerik çalışmada iki ve üç boyutlu akış ve ısı transferi ile ilgili olarak zorlanmış taşınım da dikdörtgen kesitli mikro kanatçıkların sıcaklık ve ısı dağılımlarını incelemişlerdir. Kanalın geometrik ve sıvı akışkanında termo-fiziksel özelliklerinin akış ve ısı transferine olan etkileri de ayrıca ele alınmış çeşitli Re sayılarında literatürle karşılaştırılmış hidrodinamik ve tam gelişmiş laminar akışta nümerik sonuçlar erilmiştir. Yerel ısı transfer katsayısı ve ortalama Nu sayısı ilgili korelasyonlar elde edilmiştir.

Joardar *et al.* (2008) levha borulu kanatçıklı ısı değiştiricilerinde hava tarafına yerleştirilen vortex elemanların ısı transferine olan etkileri üzerine yaptıkları çalışmalar sonucunda Re sayısının 220-960 aralığında hidrolik çapa dayalı olarak ısı transferi ve basınç düşüşü ne ait performansları incelemişlerdir. Sonuçlarına göre ısı transfer katsayısında 16.5 ile 44 arasında ir artış ve basınç kaybında is 12 civarlarında bir artış olduğunu vurgulamışlardır. Sonuçta soğutma sistemlerinde hava tarafına yerleştirilen kanatçıkların yoğunluğu ısı değiştiricisinin performansında önemli bir artışa sebep olmuş olduğunu belirtmişlerdir.

Yakut *et al.* (2006) birlikte yürüttüğü deneysel çalışmalarında altıgen kanatçıklı ısı alıcıların ısı dirençleri ile ilgili olarak seçilmiş olan beş ayrı parametrenin TAGUCHİ deneysel dizayn metodu ile düzenlenerek seçilmiş kanat elemanları içindeki sıcaklık dağılımları performans istatistikleri dikkate alınarak belirlemişlerdir. Ayrıca bu çalışmada seçilen her bir parametre optimize edilmiştir. En etkin parametre olarak kanatçık yüksekliği, genişliği ve hız olduğu belirlenmiştir.

Sahin *et al.* (2005) yaptıkları deneysel çalışmalarında TAGUCHİ deneysel dizayn metodunu kullanarak üzerine levha tipi daralan-genişleyen yönlendiricilerin kanat açısı, yüksekliği, genişliği, ısı transferi ve basınç düşüşü gibi karakteristikleri incelemişlerdir. Performans parametreleri olarak Nu sayısı ve friction faktör dikkate alınmıştır.

Sonuçlara göre optimize sonuçlar, hız 4 m/s, kanatçık genişliği 15 mm yüksekliği 100mm ve açısı 15° için elde edilmiştir.

Kotcioglu *et al.* (2012); dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine periyodik olarak yerleştirilmiş levha tipi daralan-genişleyen yönlendiriciler içeren bir ısı değiştiricisinde kanat eğim açısı, yüksekliği, genişliği, akış hızı, ısı transferi ve basınç düşüşü gibi farklı dizayn parametrelerinin etkilerini araştırmışlar. TAGUCHİ deneysel dizayn metodunda performans parametreleri olarak Nu sayısı ve friction faktörüne dayalı dizayn parametreleri için bir deneysel plan $(L_{25}(5^6))$ seçmişlerdir. Sonuçta ısı değiştiricisi dizaynında TAGUCHİ deneysel dizayn metodunda minimum basınç düşüşü ve maksimum ısı transferine ulaşmak için bir optimizasyon yapmışlardır.

Kosar *et al.* (2005) küçük boylu mikro kanatçıkların düzgün sıralı ve kaydırılmış levha dizilişinde yerleştirilmiş elemanlarla, zorlanmış akışta düşük Re sayılarında (20-128) iyonize edilmiş su ile ilgili basınç düşüşü ve friction faktör deneysel olarak çalışmışlar ve sonuçta mikro akış testlerini değerlendirmek için mevcut korelasyonlara göre değerlendirilmiştir. Mikro ölçekte bu korelasyonlara göre değerlendirilme yapılması tahminen yeterli olmamış ve bu korelasyonlar modifiye edilerek mikro ölçekteki konfigürasyonlar ait hesaplamalar için yeniden önerilerde bulunulmuştur.

Saha *et al.* (2004) kararsız halde üç boyutlu ve türbülans akışta kanal içerisine periyodik olarak yerleştirilen kübik kanatçıklarda akış ve ısı transferi üzerine nümerik bir çalışma yürütmüşlerdir. Türbülans akışta Re sayısının 7090-13280 aralığında hesaplamalar yapılmış “unsteady Reynolds-averaged Navier–Stokes” (URANS) ve enerji denklemleri discretize edilerek çözülmüştür. Kararsız halde $k-\varepsilon$ turbulans modeli yardımı ile türbülans dalgalanmaları modellemek için kullanılmış ve Re sayısının 7090 değeri için büyük eddy simulasyonları (LES) yapmışlardır. Her iki yaklaşım sonucu sonuçlar çok iyi sonuç vermiş olduğunu belirtmişlerdir. Kanal cidarı,sadece kanatçık ve her ikisi birden olmak üzere üç ayrı sınır şartı çalışılmış ve sonuçta sadece boş kanal akışta ısı transferinde 1.8-2.0 oranında, kanatçıklı sistemde ise bu oran boş kanaldakinden % 5-9 oranında daha yüksek bulunduğunu ifade etmişlerdir. Bu araştırmacılar (Saha *et al.*

2004) benzer şekilde aynı kanal içerisine kare şeklindeki kanatçık elemanlarını periyodik olarak yerleştirerek su için $Pr = 6.99$ ve Re sayısının 150-600 aralıklarının da üç boyutlu akış ve eşlenik (conjugate) ısı transferi ile ilgili nümerik çalışmada simülasyonlar yapmışlardır. Kararsız akışta düzgün sıralı için kritik Re sayısı 400 iken kaydırılmış levha dizilişinde kararsız akışta Re sayısı 150 olarak belirlenmiştir. Yine bütün Re sayılarında ısı performansları açısından düzgün sıralı dizilişinki kaydırılmış levha dizilişine göre oldukça düşük olduğu çalışmalarında ifade edilmiştir.

Khan (2004) yaptığı tez çalışmasında entropi üretimi minimizasyonu yöntemini kanat geometrilerinin toplam performansını optimize etmek için kullanmış ve akış alanı civarında ısı direnç ve basınç düşüşünün etkilerini incelemiştir. Kontrol hacmi yaklaşımı ile kütle enerjisi ve entropi dengelerini kullanarak entropi üretim miktarı için yeni ifadeler geliştirmiştir. Entropi üretim miktarının iki ana parametreye bağlı olduğunu bunlarında ortalama ısı transfer ve friction faktörüne bağlı olan ısı direnç ve basınç düşüşünün olduğunu ifade etmiştir. Bunun için önce akış ve ısı transferi için analitik bir model oluşturmuş ve akışın kararlı laminar ve tam gelişmiş olduğu farz edilerek $Pr \geq 0.71$ olan herhangi bir akışkan için nümerik çözümleri yapmıştır. Seçilmiş olan nümerik çözümler mevcut analitik modelleri geçerli kılabilmek için yürütülmüş bunların mevcut nümerik simülasyonlarla uyumlu olduğunu çalışmasında bulmuştur.

Durmaz (2009) tez çalışmasında dengeli şerit tip kanatlara ait basınç düşüşü ve ısı transfer karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak yapmış ve bu çalışmada Re sayısının 150-3500 aralığında 3-D olarak sonlu hacim esasına dayalı birleşik bir problemi n deneylerini yaparak nümerik çözümlerini gerçekleştirmiştir. Bu modele ait akışın davranışının etkilerini, boyutsuz ısı transfer katsayısı olan Colbourn (j) faktörünü ve boyutsuz basınç düşüşü olan, friction (f) faktörünü araştırmıştır. Keza akışkanların ısı transfer sınır şartları ve Prandtl (Pr) sayılarının etkilerini, hava için, $0.707 < Pr < 0.71$ ve su için, $2 < Pr < 4.35$ ve etilen glikol için, $94 < Pr < 138$ incelemiştir. Elde edilen tüm sonuçlar irdelendiği zaman, çalışmada kullanılmış olan sayısal modelin ve yapılmış olan

deneylerin Reynolds sayısı 200 ile 5000 arasında oldukça güvenilir olduğu sonucuna varılmıştır.

Sparrow *et al.* (1977) çalışmalarında boyutsuz ($t/H = 0, 0.1, 0.2, 0.3 - L/H = 1$) formda [offset strips fins (OSF)] plaka kalınlıklarının ısı transferi ve basınç düşüşü üzerine etkilerini araştırmışlardır. Onların hesaplama metotları temelde periyodik olarak tam gelişmiş akışa dayalı olarak gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarını kararlı halde laminar akışta, sabit akış sınır şartında ve sabit bir sıcaklık şartlarında yürütmüşlerdir. Bu daha sonraki çalışmalara tekrarlanan akışlar için referans olmuştur. Keza onlar Kays *et al.* (1964)'nin çalışmaları ile karşılaştırmışlardır.

Shah *et al.* (2003) yaptıkları çalışmalarında malzemesi 6061-alaşımli alüminyum olan [offset strips fins (OSF)] tip elemanlarla ilgili sabit termo-fiziksel karakteristiklerini esas alarak sayısal hesaplamalar yapmışlardır. Keza üniform sıcaklık şartlarında çalışma akışkanının sıcaklığının artışı üstel olarak arttığı için ortalama sıcaklık değerinin hesaplanabilmesi için ilk kez logaritmik ortalama sıcaklık ΔT_{LM} yöntemi ile hesaplama yapmışlardır. Ortalama ısı transfer katsayısını hesaplamak için genel verimlilik ve toplam ısı transfer katsayısına bağlı olarak hesaplamalarını yürütmüşlerdir.

Kays *et al.* (1964) tarafından çok sayıdaki çeşitli çalışmalardan elde ettikleri deneysel verilerle ilgili olarak korelasyonlar üretmişlerdir. Kays *et al.* (1964) [Offset strips fins (OSF)] tip elemanlarla ilgili birkaç ayrı çalışma yürütmüş sonuçları hakkında bilgi vermişlerdir. *et al.* (1964) yine bir başka çalışmalarında çapraz akışlı bir ısı değiştiricisinde kararlı halde her iki akışkanın akış miktarlarının sabit olduğu şartlarda deneysel çalışmalar yürütmüş ve deneysel sonuçları ile ilgili olarak korelasyonlar elde etmişlerdir.

Nabati (2008) yapmış olduğu tez çalışmasında farklı kanatçık özelliklerine sahip bir ısı değiştiricisinde ısı transferi ve basınç düşüşünün nümerik sonuçlarını araştırmışlardır. Sayısal çalışmada üç boyutlu sonlu hacim yaklaşımı nümerik model FLUENT kullanarak sonuçlar analiz edildiğini ifade etmektedir. Bu çalışmanın sonucunda elde

edilen data ve sonuçlar yardımı ile endüstride kullanılan farklı ısı değiştiricileri için uygulanabileceğini ifade etmiştir. Mevcut dataların geçerliliği bir şirketteki uygulama yerinde uygulanarak geçerli olduğunu belirtilmiştir. Konusu itibari ile uygulama açısından çok geniş kullanım alanı olan farklı tip özelliklere sahip çapraz akışlı bir ısı değiştiricisi tasarlanarak bu ısı değiştiricilerine ait termodinamiğin ikinci kanun analizine göre optimum analizini yaparak performanslarını belirlemektir. Farklı geometrik özellikler, farklı akışkanlar, farklı kanat ve kanal yapısına göre elde edilecek akış ve ısı transfer karakteristiklerini belirleyerek toplu bir şekilde literatüre kazandırmak açısından bu tez çalışması ele alınış biçimiyle de sonuçları açısından önemli olacağı kanısındayız.

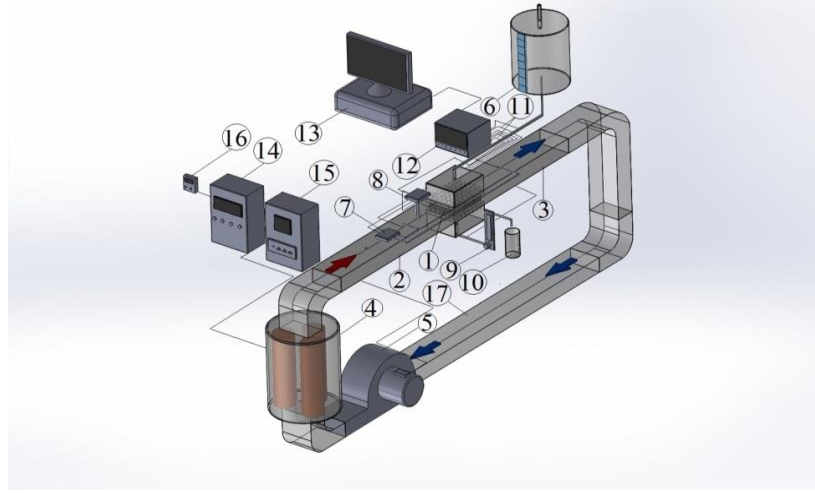
Yukarıda yazılı olan literatür taramasının ışığında ele alınan bu deneysel ve teorik çalışmada farklı kanatçık parametreleri alınarak çapraz akışlı kompakt ısı değiştiricisinde farklı debilerde ve farklı sıcaklıklarda iki ayrı akışkanla çalışarak deneyler yürütülmüştür. Bu çalışmada amaç, TAGUCHİ deneysel dizayn metodunu kullanarak performans parametreleri olarak Nu sayısı ve friction faktörüne dayalı dizayn parametreleri ve problem için en uygun $(L_{25}(5^3))$ ortogonal dizi deneysel bir plan seçmek ve bu plan çerçevesinde deneyler gerçekleştirmek, elde edilen deneysel verilere göre sonuçlar MATLAB programında hesaplanarak analiz etmektir. Sonuçta hesaplamalar sonucu korelasyonlar çıkarılmış ve deneylere dayalı ampirik ifadeler elde edilmiştir. Deneysel çalışmanın yanı sıra elde edilen bu sonuçlardan yola çıkarak ANSYS-FLUENT version 14.0 hazır paket programında nümerik olarak çözülmüş bunlarla ilgili basınç, hız ve sıcaklık grafikleri vektörel ve counter olarak her biri için elde edilmiş ve örnekler sunulmuştur. Keza TAGUCHİ deneysel dizayn metodu ile ilgili faktör etkileri, Signal/Noise (S/N) oranları, standart sapmanın logaritması grafikler şeklinde verilmiş ayrıca standart etkileşim, performans karakteristik faktörleri ve seviyeleri, faktör ve etkileşim, veri analiz, varyans analiz tabloları ayrı ayrı farklı geometriler için verilmiştir.

3. MATERYAL ve METOD

Yürütülen bu tez çalışması iki farklı çalışma akışkanı ile farklı şekillerde tasarlanmış ve hazırlanmış kanat geometrilerine göre imal edilmiş olan çapraz akışlı ısı değiştiricisinde ısı transferi ve akış deneylerini yapmak ve elde edilen verilere dayalı olarak sayısal çözümler yardımı ile optimum kanat geometrisini belirlemektir. Isı transferini arttırmak için farklı metotlar vardır. Bunlardan biri iki akışkan arasında sıcaklık farkını arttırmak, diğeri ise en etkin yöntemlerden biri olan ısı transfer alanını arttırmaktır. Bunlar içinde en çok tercih edileni ise genişletilmiş yüzeylere sahip çeşitli geometrilerde hazırlanan kanatçık elemanlarıdır. Tercih edilen yöntemin uygulamada verimli olarak çalışması için uygun kanat geometrisi seçilmelidir. Onun için gerekli olan ısı transfer oranını başarılı bir şekilde arttırmak için kanatçıkların mükemmel geometrik özellikleri uygulama açısından oldukça önemlidir. Yukarıda farklı şekillerde ifade edildiği gibi genişletilmiş yüzeyler olarak bilinen kanatçık teknolojisi de ısı artışını sağlayabilmek için bir metottur. Literatürde farklı özelliklerde hazırlanmış benzer geometrilerde farklı amaçlar için kullanılmış olan kanatçıklar mevcuttur. Bu çalışmada, literatürden yararlanarak bunlar üzerine diğer çalışılmamış farklılıkları derleyerek bunları farklı gruplar halinde farklı çalışma ve dizayn şartları altında geliştirerek farklı iki akışkanla çalışan kompakt çapraz akışlı Isı Geri Kazanım (HRV) özellikli ısı değiştiricisinde akış ve ısı transfer deneyleri gerçekleştirilmiştir. HRV sistemli uygulamaların, yatırım ekonomisi sağlamak amacına yönelik değil, enerji-işletme ekonomisi sağlamaya yönelik olduğu kabul edilmeli ve kendi başına bir yatırım olduğu bilinmelidir. Şekil 1.1’de hava akış yönü esas alınmak üzere belli bir sıcaklıkta sistemden çıkan nispeten soğumuş olan sıcak dışarı atılmadan tekrar sisteme ön ısıtma işlemi görmüş akışkan olarak girerek kapalı çevrimde sistemin verimini fazla enerji vermeden arttırmayı sağlar. Bu da azalan doğal enerji kaynaklarının korunmasına bir katkı sağlıyor ise, o ısı geri kazanım yatırımı fizibil bir yatırım demektir. HRV sistemlerinde kullanılan ısı değiştiricilerinin üretildikleri malzeme ve üretim tekniklerine bağlı olarak değişik endüstriyel alanlarda kullanma imkanı vardır.

3.1. Deney Sistemi

Bu tez çalışma ile ilgili deney düzeneğinin şematik ve fotoğraf resmi şekil 3.1(a ve b)'de verilmiştir. Çapraz akışlı ısı değiştiricisi sisteminde sıvı ve gaz akışkan ünitesi, sıvı ve gaz akışkanın birlikte ısı işleme tabi tutulduğu test bölgesi, akış kanalları, fan, akış ve sıcaklık ayarlama ünitesi, kontrol ve ölçüm ünitesi gibi ana bölümlerin yanı sıra Şekil 3.2 ve 3.4'de kullanılan kanatçıksız ve kanatçıklı yönlendiricilerin katı modelleri ile levha yüzeylerine montajına ait birkaç konfigürasyonu basitçe gösterilmiştir. Ayrıca Şekil 3.3'de; kanatçıklı yüzey elemanlarının ve termo-çiftlerin plakalara yerleştirilmesine ait tasarım resimleri bilgisayar AUTO-CAD çizim programında çizilmiştir. Şekil 3.2b'de borulu silindirik, kare ve altıgen kanatçıksız yönlendiriciler üzerine açılmış olan kanatçıklı yönlendiriciler ve borulu silindirik, kare ve altıgen kanatçıklı yönlendiriciler Şekil 3.2a'da görülmektedir. Bunlar Şekil 3.3'de sıralı ve kaydırılmış levha düzeninde hazırlanmış plakalara açılan deliklere göre sıralı levha düzeninde yönlendirici sayısı 48 ve kaydırılmış levha düzeninde yönlendirici sayısı 50 adet hazırlanmış ve yerleştirilerek Şekil 3.4 a ve b'deki gibi çapraz akışlı HRV sistemli ısı değiştiricisi elde edilmiştir. Tasarlanan kanal geometrisine ait kanat elemanlarının geometrik özellikleri kanal içerisinde meydana gelecek olan vortex oluşumuna, sınır tabakanın yenilenmesine hızın artması ve azalmasına dolayısıyla oluşacak basınç düşümüne etkisi açısından önemlidir. Bu tür kompakt ısı değiştiricilerinde akış yönüne dik ikincil akışlar ana akışın şeklini ve yönünü bozar ve ısı transfer katsayısını artırır. Bütün bunlar mevcut ısı değiştiricisinin ısı transferi karakteristiklerini iyileştirmede ve gerekli pompa gücünü belirlemede etkin parametrelerdir. Ayrıca meydana gelecek olan basınç kayıpları da iyileştirme tekniği açısından önemlidir. Bütünüyle ısı değiştiricisi kanat elemanları ve plakaları nispeten ucuz, düşük yoğunluklu ve iyi termo-fiziksel özelliklere sahip 6061 Alüminyum alaşımından imal edilmiştir. Alüminyum termo-fiziksel özelliklere $\rho_{Al} = 2719 \text{ kg/m}^3$, $C_{p,Al} = 871 \text{ J/kgK}$, $k_{Al} = 202.4 \text{ W/mK}$. Deneysel analizler için bu yönlendirici kanat elemanlarına ait geometrik parametreler Çizelge 3.1'de verilmiştir.



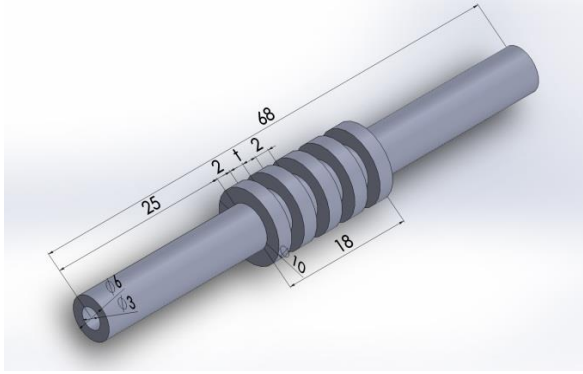
(a)



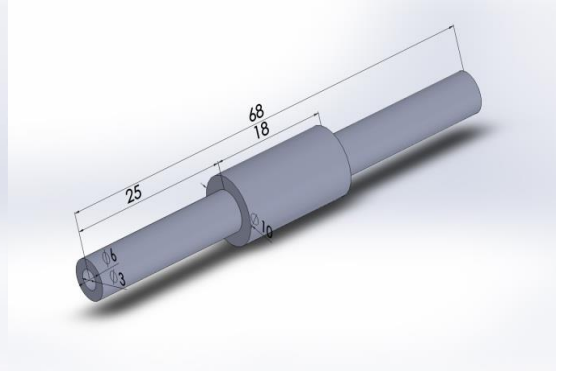
(b)

Şekil 3.1. Deney sisteminin şematik ve fotoğraf resmi

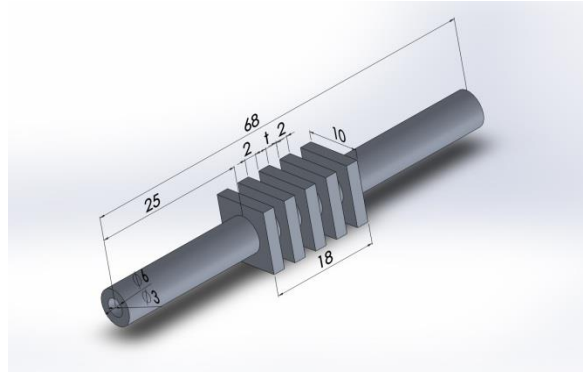
Deney Sistemi ve Elemanları;1-Test bölgesi 2- Hava giriş kanalı3- Hava çıkış kanalı 4- Isıtıcı devre 5- Fan 6- Su tankı 7- Basınç transduceri 8- Hız transduceri 9- Flowmetre 10- Beher 11- Terno-çiftler 12- Brain Chaild (Data-Logger) 13- Bilgisayar 14- Elektrik sayaç 15- Micromaster 16- Termostat 17- HRV Dönüş kanalı



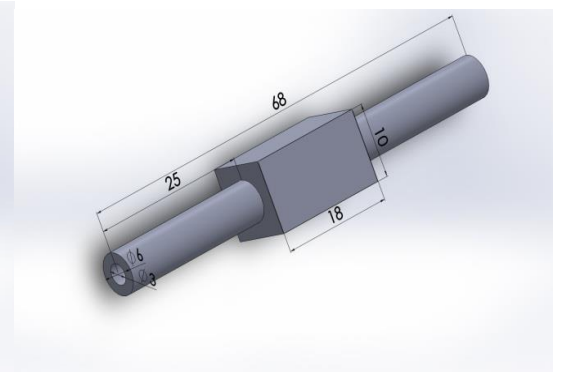
Borulu Silindirik Kanatçıklı Yönlendirici



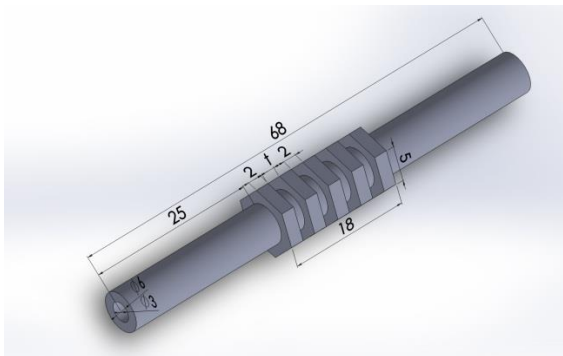
Borulu Silindirik Kanatçıksız Yönlendirici



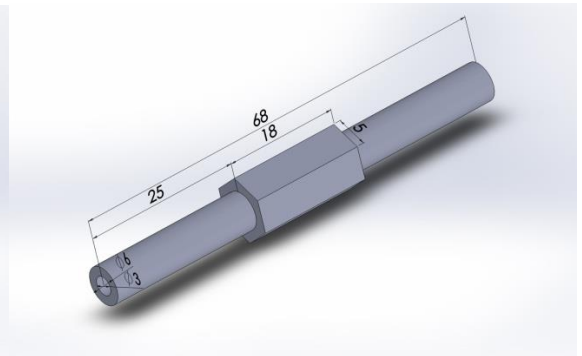
Borulu Kare Kanatçıklı Yönlendirici



Borulu Kare Kanatçıksız Yönlendirici



Borulu Altıgen kanatçıklı yönlendirici



Borulu Altıgen kanatçıksız yönlendirici

(a)

(b)

Şekil 3.2. Çeşitli borulu (a) kanatçıklı ve (b) kanatçıksız yönlendiriciler

Deneysel çalışmada kullanılan çalışma akışkanlarının termo-fiziksel özellikleri sıcaklığa bağımlı veya bağımsız olabilirler. Bu özellikler, yoğunluk (ρ), viskozite (μ), ısıl

iletkenlik (k) ve özgül ısı (C_p) amaçlanan hesaplamalar için gereklidir. Bu özellikler çok büyük sıcaklıklarda hataya sebep olabilir, çünkü akışkan özellikleri sıcaklıkla değişir. Sıvıların Prandtl sayısının sıcaklıkla değiştiği (viskozite) bilinmektedir. Bu özellikler kanal içindeki akışın hız ve sıcaklık profillerini etkiler. Kanal boyunca sıcaklık değiştiğinden dolayı termo-fiziksel özelliklerin de etkilendiği düşünülür. Deneylerde, havanın giriş sıcaklığı ($30-60^\circ\text{C}$) aralığında, suyun sıcaklığı ise 15°C olarak alınmıştır. Belli sıcaklık aralıklarında sıcaklığın fonksiyonu olarak termo-fiziksel özelliklere ait değerleri veren cebirsel ifade polinom olarak aşağıdaki eşitliklerle verilmiştir,

$$f(T) = A_1 + A_2T + A_3T^2 + \dots \quad (2)$$

bu eşitlikte (f) ilgili termo-fiziksel özellik, T ise sıcaklıktır (K). Hava için sıcaklığa bağlı termo-fiziksel özellikler aşağıda sıra ile verilmiştir.

Isı iletkenlik (W/mK),

$$k_h(T) = -5e^{-08}T^2 + 10731.5e^{-08}T - 148254.6125e^{-08} \quad (3)$$

Özgül ısı (J/kgK),

$$C_{ph}(T) = 0.0004T^2 - 0.20222T + 1031 \quad (4)$$

Yoğunluk (kg/m^3),

$$\rho_h(T) = 0.00001T^2 - 0.009963T + 3.277 \quad (5)$$

Dinamik viskozite (kg/ms),

$$\mu_h(T) = -4e^{-11}T^2 + 7085.2e^{-11}T + 86421.31e^{-11} \quad (6)$$

Su için sıcaklığa bağlı termo-fiziksel özellikler aşağıda sıra ile

Isı iletkenlik (W/mK),

$$k_s(T) = -7e^{-06}T^2 + 5.6241e^{-0.3}T - 0.44215 \quad (7)$$

Özgül ısı (J/kgK),

$$C_{ps}(T) = 3e^{-06}T^4 - 3.978e^{-0.3}T^3 + 1.9825T^2 - 440.1033T + 40776.983 \quad (8)$$

Yoğunluk (kg/m³),

$$\rho_s(T) = 6e^{-0.6}T^3 - 942e^{-0.6}T^2 + 3.755T - 544.91 \quad (9)$$

Dinamik viskozite (kg/ms),

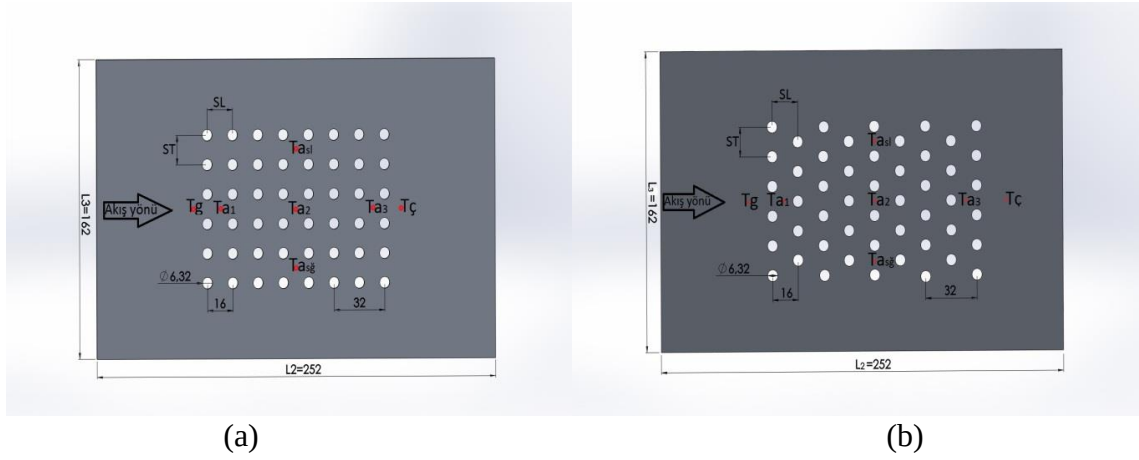
$$\mu_s(T) = -2e^{-09}T^3 + 0.0211e^{-04}T^2 - 7.4514e^{-04}T + 885.82e^{-04} \quad (10)$$

eşitlikleri ile elde edilir.

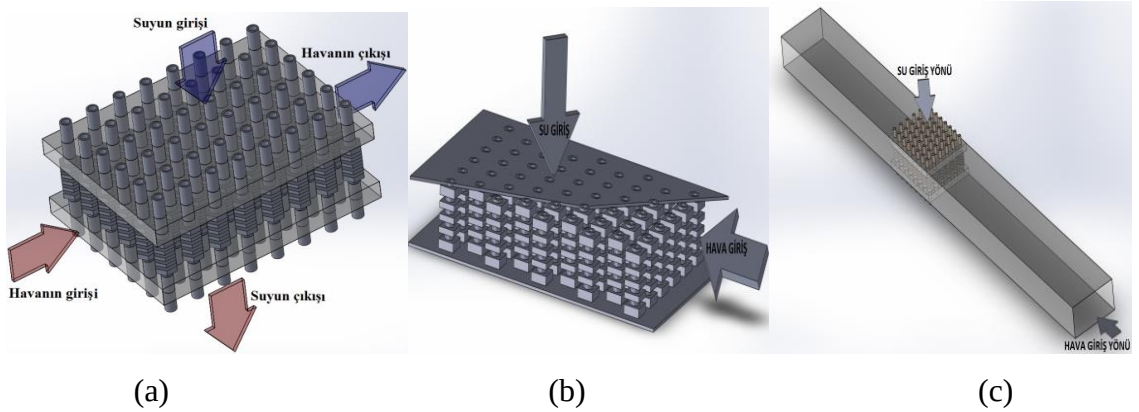
Bu termo-fiziksel özellikleri esas alan deneysel çalışmanın elemanları ve çalışma prensibi kısaca açıklanacak olursa; çapraz akışlı ısı değiştiricisinde su tankı ve ekipmanı sistemde açık çevrimde belli debilerde ve sıcaklıklarda dolaşmaktadır.

Çizelge 3.1. Farklı geometrilerdeki borulu kanatçıklı çapraz akışlı ısı değıştircilerinin (HRV), geometrik özellikleri (Şekil 3.3 ve 3.4)

		Kanatçık et kalınlığı (δ_1) mm	Kanatçık boş aralığı (δ_2) mm	Plakanın enine kanat aralığı (S_T) mm	Plakanın boyuna kanat aralığı (S_L) mm	Kanat çapı (D) mm	Borunun dış çapı (d_1) mm	Borunun iç çapı (d_0) mm	Plakalar arası yükseklik (L_1) mm	Plaka uzunluğu (L_2) mm	Plaka genişliği (L_3) mm	Bir finin alanı (A_f) mm ²	Plaka alanı (A_p) mm ²	Toplam alan (A_{tot}) mm ²
Sıralı	Altıgen kanatçıklı	2	2	16	16	5	6	3	20	252	162	815.5	39466.8	118077
	Kare kanatçıklı açılı	2	2	16	16	10	6	3	20	252	162	1268	39466.8	139797
	Kare kanatçıklı düz	2	2	16	16	10	6	3	20	252	162	1268	39466.8	139797
	Silindirik kanatçıklı	2	2	16	16	10	6	3	20	252	162	464.9	39466.8	101248
	Altıgen kanatçıksız	20	0	16	16	5	6	3	20	252	162	600	39466.8	107733
	Kare kanatçıksız	20	0	16	16	10	6	3	20	252	162	800	39466.8	117333
	Silindirik kanatçıksız	20	0	16	16	10	6	3	20	252	162	628.3	39466.8	109092
Kaydırılmış	Altıgen kanatçık	2	2	16	16	5	6	3	20	252	162	815.5	39410.3	119595
	Kare kanatçıklı açılı	2	2	16	16	10	6	3	20	252	162	1268	39410.3	142220
	Kare kanatçıklı düz	2	2	16	16	10	6	3	20	252	162	1268	39410.3	142220
	Silindirik kanatçıklı	2	2	16	16	10	6	3	20	252	162	464.9	39410.3	102065
	Altıgen kanatçıksız	20	0	16	16	5	6	3	20	252	162	600	39410.3	108820
	Kare kanatçıksız	20	0	16	16	10	6	3	20	252	162	800	39410.3	118820
	Silindirik kanatçıksız	20	0	16	16	10	6	3	20	252	162	628.3	39410.3	110235



Şekil 3.3. Çapraz akışlı ısı değiştiricisinde alt ve üst plakaların düzgün sıralı ve kaydırılmış levha Düzeni



Şekil 3.4. Isı değiştiricisi test bölümünün iki farklı görünüşü ve akış borularına montajı

6, 9, 12, 15 ve 18 gr/s debilerde akan akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçen termociftler ve akışkanın debisini ölçmek için bir flow-metreden ibarettir. Isı değiştiricisinin üst kısmındaki hidrostatik basınç tankında hidrostatik basıncı sabit kalacak şekilde suyun tank içindeki derinliği sabit tutulmuş olup atmosfere kapalıdır. Sıvı akışkan hidrostatik basınç etkisiyle test gövdesinde bulunan düşey kanatçıklar içindeki dairesel kesitlerden geçerek sistemin altındaki su çıkışından sıvı akışkanın debisi flow-metre ile istenen oranlarda gr/sn cinsinden ayarlanmaktadır. Burada sisteme giren ve çıkan akışkanın debisini ayarlamak için ayarlama vanası bulunmaktadır.

Basınç transduceri (KİMO-CP-100) yardımı ile boş boru(dikdörtgen kesitli kanal) ve kanatçıklı sistem giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkını ölçmek için kullanılmaktadır. Sapmayı ölçmek için direnç köprüsü oluşturan devreden oluşmuştur. Basınç farkı yüksek tamlıkta direnç teli yardımı ile elektronik BRAIN CHILD-VR18 data toplama ve hesaplama cihazına aktarılır. Şekil 3.1b’de görüldüğü gibi basınç transduceri test bölgesinin giriş ve çıkışına 5 mm lik mesafelerde yerleştirilen basınç prizlerine monte edilmiştir. Şekil 3.3a’da görüldüğü gibi; Düzgün sıralı ve kaydırılmış levha dizilimine göre alt ve üst plakalara X yönünde dokuz adet ve Y yönünde altı adet ve kanal giriş ve çıkışına yerleştirilen iki adet termo-çift yerleştirilmiştir. T-tipi(cu-constant) termo-çiftler sistem üzerindeki sıcaklık değerlerini ölçmek için kullanılır. Bu tip termo-çiftler bakır-constant olan iki farklı elemandan ibaret olup farklı noktalarındaki sıcaklık ölçme noktalarında birbirlerine bağlanırlar. Bu bağlantı ucu 0°C deki buza veya herhangi bir nesneye dokundurulursa, termal iletkenlikleri farklı olan malzemeden dolayı farklı malzemeler arasında oluşan potansiyel fark yine BRAIN CHILD (veri toplama ünitesi) cihaza aktarılarak direkt sıcaklık cinsinden okunması sağlanmış olur. Termo-çiftler ayrı ayrı veri toplama kartına diferansiyel olarak bağlanmıştır. Potansiyel fark sıcaklığa dönüştürmek için BRAIN CHILD’e transfer edilir.

Bunlar bilgisayara aktarılarak BRAIN CHILD (data logger) hız, basınç ve sıcaklık değerlerinin aktarılıp dönüştürüldüğü ve hesaplandığı bu değerleri direkt veren cihazdır. BRAIN CHILD cihazından elde edilen veriler bilgisayara aktarılarak MATLAB programında kullanılmak üzere toplanır ve ilgili formüller üzerinden hesapları yapılması sağlanır. Hız kontrol transduceri (KİMO-CTV-100), sistemden akan akışkanın (havanın) hızın ölçülmesini sağlar. Gaz akışkan giriş sıcaklıkları sırası ile; 35, 40, 45, 50 ve 55°C. Deneyler 2, 3, 5, 7 ve 9 m/s belirlenen akışkan hızlarında ölçülmüştür. Isıtıcı ve termostat, termostat yardımı ile sisteme giren akışkanın sıcaklığını istenen sıcaklıkta sabit tutulmasını sağlar. Giren akışkan önce ısıtıcı içerisinde ısıtılarak ısıtılan hava fan yardımı ile sisteme gönderilir. Fanın devri MICRO-MASTER-420-SIEMENS-11kW cihazı yardımı ile ayarlanır. HRV(ısı geri kazanımlı) özellikli kompakt ısı değiştiricisinde test bölgesini terk eden akışkan dışarı atılmadan termostatla istenen sıcaklıkta tekrar ısıtıcıdan geçirilerek sisteme gönderilmek sureti ile

çevrim tekrarlanır. Akışkan giriş ve çıkış kanalları, bu kanallar dikdörtgen kesitli kanallardan oluşmaktadır. Giriş ve çıkış kanalları üzerine test bölgesi öncesi ve sonrasına basınç prizleri yerleştirilmiştir. Yine giriş kanalı üzerine hız kontrol cihazı yerleştirilmiştir. Akış giriş kanalı akışın düzgün ve üniform şekilde oluşmasını sağlamak için yeterince (2m) uzunlukta ve ısı değiştiricisi kanal yüksekliğine eşit olacak şekilde alüminyum malzemeden imal edilmiştir. Yukarıda adları ve özellikleri ile ifade edilen ölçüm ve ayar cihazlarından oluşan deneysel sistemin çalışma prensibi, farklı sıcaklık ve debilerde ayarlanan sıcak akışkanın (hava) akış yönünde fan yardımı ile ısı değiştiricisine gönderilir. Bunlar belirlenmeğe çalışılırken, gerekli çalışma şartları sağlandıktan sonra aşağıdaki parametreler ölçülmüştür.

- Çapraz akışlı ısı değiştiricisinde gaz ve sıvı akışkana ait test bölgesi giriş çıkışı arasındaki basınç düşüşü,
- Sıvı akışkana ait akışkan debileri,
- Giriş ve çıkışta her iki akışkana ait sıcaklık değerlerinin yanı sıra test bölgesi boyunca yüzey sıcaklıkları,
- Deneysel araştırmanın sonucunda kanatçık tiplerine ait sisteme verilen ısı akısı miktarı ve akışkan debilerine ait;

- I. Basınç düşümü,
- II. Isı transferi,
- III. Alt ve üst plakalar boyunca sıcaklık değişimleri,
- IV. Akış karakteristikleri ve ilgili korelasyonlar
- V. Etkinliği ve verimliliği ayrıntılı bir şekilde incelenmiştir.

Yine aynı ısı değiştiricisine hava akışına dik yönde farklı debilerde soğuk akışkanın(su) geçtiği ısı değiştiricisinde sıcak akışkandan soğuk akışkana ısının transfer olduğu ve bu işlem esnasında çeşitli sıcaklık, hız ve basınç değerlerinin okunduğu ve elde edildiği bir sistemdir. Tasarlanan bu sistemle çalışmanın sonucunda farklı kanatçıklı geometrilerden oluşan kompakt çapraz akışlı ısı değiştiriciler arasında en uygun olanı seçilmesi düşünülmektedir. Deneysel çalışma esnasında, deney elemanına verilen ısının ne

kadarının kanaldan geçen akışkana geçtiğinin belirlemesi gerekir. Bunun için deney elemanından ısı iletimi yoluyla kaybedilen ısıнын bilmesi gerekir. Kayıp ısıнын hesaplanabilmesi için, ölçülen kanal yüzey sıcaklığı, kanal yüzey sıcaklığı ile çevre sıcaklığı arasındaki farkın hesaplanan kayıp ısı katsayısı ile çarpılması neticesinde bulunur.

3.2. Ölçüm Elemanları

Mevcut deneysel çalışmada akış ve ısı transfer ölçümleri ayrı ayrı yapılmıştır. Kanaldaki basınç kayıplarını ölçmek deney elemanının giriş ve çıkışına basınç prizleri arasına yerleştirilmiş olan basınç transduceri yardımıyla akış ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca sıcaklık ölçümleri Cu-Constant (T-tipi) olan Termo-çiftler yardımıyla deney sisteminde gösterildiği gibi gerekli yerlere yerleştirilerek ölçümlerin alınması sağlanmıştır. Bu Termo-çiftler (data-acquisition) veri toplama kartına diferansiyel bağlanarak veriler bilgisayara belirli aralıklarda kaydedilecek şekilde bağlanmıştır. Aynı şekilde sistem içerisinden geçen akışkanın hızı yine sistem girişine ve kanal eksenine yerleştirilen hız transduceri yardımıyla ölçülmüştür.

3.3. Deney Elemanı Isıtıcı Devresi ve Akış Kanalı

Deney elemanının girişinden önce ve fan çıkışından sonra Şekil 3.1’de görüldüğü ısıtıcı eleman yerleştirilmiştir. Farklı debilerdeki akışkanı ısıtmak için kullanılan ısıtıcı termostat farklı sıcaklıklar elde etmek için kullanılmaktadır. Kanalda meydana gelebilecek ısı kayıplarını minimize edebilmek için kanal etrafı önce kalınlığı 5 mm olan yanmaz taş yünü ile yatacaktır. Bunun üzerine kalınlığı 40 mm olan ve üzeri alüminyum folyo ile kaplı cam yünü malzemesiyle sarılmıştır. Isı değiştiricisinin gövde sıcaklığı, deney düzeneğine giren ve çıkan havanın sıcaklıkları ve çevre sıcaklığı T tipi bakır-constant (0.25mm) Termo-çiftleriyle ölçülmüştür. Kanaldaki basınç kayıplarını ölçmek için kanalın giriş ve çıkışına basınç prizleri yerleştirilmiştir. Bu prizlerin delik çapı ASME standartlarına uygun olarak 6 mm çapında seçilmiş, plastik hortumlarla basınç transducerine bağlanmıştır. Sistemde ikinci akışkan olarak su kullanılmıştır. Sıvı

(su) akışkan delik çapı $\phi=3\text{ mm}$ olan borulu kanatçık (sıralı levha düzeninde yönlendirici sayısı 48 ve kaydırılmış levha düzeninde yönlendirici sayısı 50 adet) deliklerinden geçerek sistemi terk etmektedir. Kontrol vanası ile akışkan debisi ayarlanarak akışkanın debisi flow-metre yardımı ile ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Herhangi bir ısı değiştiricisi çözümlemesinin en temel ve çoğunlukla en belirsiz bölümü, toplam ısı geçiş katsayısının bulunmasıdır. Yüzey üzerinde biriken bu film veya tabaka, akışkanlar arasında ki ısı geçişi direncini çok artırır. Bu etki ısı direnci tanımı ile göz önüne alınabilir. Bu faktörün değeri, çalışma sıcaklığına, akışkan hızına ve ısı değiştiricisinin işletmede kaldığı süreye bağlıdır. Diğer taraftan, çoğu zaman bir akışkana veya her iki akışkana ait yüzeylere eklenen kanatların, yüzey alanını artırdıkları ve sürtünme kaybına sebep olduğu bilinmektedir.

3.4. Isı Transfer İşlemleri

3.4.1. Taşınım ile Isı transfer işlemleri (Doğal, zorlanmış ve karışık taşınım)

Taşınım ile ısı transfer işlemleri; doğal, zorlanmış ve karışık taşınım olarak ayrılırlar. Taşınım ile ısı transferi işleminde, moleküler hareket sonucunda enerji aktarımı ile birlikte akışkanın kitle hareketi (adveksiyon) yardımı ile enerji aktarımı gerçekleşir. Taşınım ile ısı transferi, akışın türüne göre sınıflandırılabilir. Doğal (serbest) taşınım da akış, akışkan içindeki sıcaklık değişimlerinin neden olduğu yoğunluk farkından kaynaklanan kaldırma kuvvetleri ile yakından ilişkilidir. Akış, bir fan, bir pompa ve atmosferik rüzgarlar gibi dış etki ile oluşuyorsa, zorlanmış taşınım söz konusudur. Ayrıca zorlanmış ve doğal taşınımın birlikte yer aldığı durumlar da oluşabilir. Bu durum karışık taşınım olarak ifade edilir. Bu tez çalışmasında hava, fan vasıtasıyla kanatlar arasından geçilerek dış ortama aktarılmaktadır. Amaç, yerçekimi etkisinin ihmal edildiği durumlar ile yerçekiminin söz konusu olduğu karışık taşınım şartlarının karşılaştırılmasıdır. Bundan dolayı incelenecek akış için zorlanmış taşınım ve karışık taşınım şartları ayrı ayrı uygulanmıştır. Mevcut çalışma için hava ve su akışkanları ısı transfer modları, iletim, taşınım ve ışıdır. Bunların her biri sıcaklık, malzeme ve

kanat geometrisine bağlıdır. Dolayısıyla bütün sistemin ısı denkliği denklemi aşağıdaki eşitlikle verilmiştir.

$$Q_{top} = Q_{taş} + Q_{ışı} + Q_{kay} \quad (11)$$

Bu eşitlikte test yüzeyinden ışınlama ısı kaybı, toplam elektrik ısı girişinin aşağı yukarı % 5 civarındadır. Dolayısı ile bu miktarlar toplam ısı miktarının yanında ihmal edilebilecek seviyededir. Bu eşitlik aşağıdaki şekilde yazılır.

$$Q_{top} = Q_{taş} \quad (12)$$

Kararlı halde taşınım ($Q_{taş}$) ısı transferi,

$$Q_{taş} = h_{ort} A_{top} [\bar{T}_s - \frac{(\bar{T}_c - \bar{T}_g)}{2}] \quad (13)$$

eşitliği ile elde edilir. Bu eşitlikte, $\bar{T}_s$ ısı değiştiricisinde kanatçıkların monte edildiği alt ve üst plakaların yüzey sıcaklığı, $\bar{T}_g$ ve $\bar{T}_c$ sisteme giren ve sistemden çıkan akışkan havanın sıra ile ortalama sıcaklığıdır. h_{ort} , ortalama taşınım ısı transfer katsayısı A_{top} , kanatçıkların toplam ısıtılma alanı ($A_{top} = A_p + A_f$), A_p birincil yüzey alanı, A_f (A_{fs}, A_{fc}, A_{fh}) kanatçıkların ön yüzey alanıdır. Hesaplamalarda yüzey alanı olarak, test yüzeyinin tahmini veya toplam alan alınmıştır. Bütün hesaplamalarda akışkan havanın termo-fiziksel özelliklerinin değerleri ortalama akışkan sıcaklığına göre hesaplanır $[\bar{T}_s = (\bar{T}_g + \bar{T}_c)/2]$. A_p ve A_f alanları aşağıda ayrı ayrı verilmiştir.

$$A_p = \pi d_0 L_1 N_t + 2 [L_2 L_3 + 2 [L_2 L_3 - (\pi d_0^2 / 4) N_t]] = 89634,68 \text{ mm}^2 \quad (14)$$

A_f kanatçıkların ön yüzey alanı her bir kanatçık geometrisi için ayrı ayrı aşağıdaki gibi hesaplanır. Silindirik kanatçıklı yönlendiriciler için,

$$A_{fc} = \left[\frac{2\pi(D^2 - d_0^2)}{4} \right] N_t N_f L_1 + \pi D \delta N_f N_T + (\pi d_0 \delta)(N_f - 1)N_T = 103247,78 \text{ mm}^2 \quad (15)$$

Altıgen kanatçıklı yönlendiriciler için,

$$A_{fh} = \left[2.59h^2 - \frac{\pi d_0^2}{4} + (6h\delta) \right] N_t N_f L_1 = 483375 \text{ mm}^2 \quad (16)$$

Kare kanatçıklı yönlendiriciler için,

$$A_{fs} = \left[s^2 - \left(\frac{\pi d_0^2}{4} \right) + (4s\delta) \right] N_t N_f L_1 = 758628 \text{ mm}^2 \quad (17)$$

eşitlikleri ile hesaplanmıştır (Çizelge 3.1). Bu eşitliklerde L_1 , L_2 ve L_3 ısı değiştiricisinin sırası ile yüksekliği, uzunluğu ve genişliğidir (Şekil 3.4). d_0 kanatçıklı yönlendiricilerde kanatçıksız kısımların çapı, N_t alt ve üst plakalara monte edilen kanatçıkların sayısı (düzgün sıralıda=48, kaydırılmış levha diziliminde $N_t=50$ alınmıştır). N_f kanatçıklı yönlendiricilerdeki yönlendirici sayısı (5). D , h ve s sırası ile kanatçıkların çapı ve genişlikleri (Şekil 3.2). δ kanatçıklı yönlendiricilerin yönlendirici et kalınlığıdır (Şekil 3.2). Deneylerde kullanılan kanatçıkların sayısı (N_t) aşağıdaki eşitlikle verilmiştir.

$$N_t = \frac{L_2 L_3}{S_T S_L} \quad (18)$$

Bu eşitlikte S_T ve S_L mesafeleri sırası ile enine ve boyuna kanatçıklar arası mesafedir. Benzer şekilde kanatçıksız yönlendiriciler için A_{co} , A_{ho} , A_{so} alanları sıra ile aşağıda eşitliklerle verilmiştir.

$$A_{co} = \pi DL = 565,2 \text{ mm}^2 \quad (19)$$

$$A_{ho} = 6hL = 600 \text{ mm}^2 \quad (20)$$

$$A_{so} = 4sL = 800 \text{ mm}^2 \quad (21)$$

Kanatçıklı yönlendiricilerin alanları sıra ile aşağıdaki eşitliklerle verilmiştir.

$$A_{cpf} = A_{pf} + A_s + A_c = 5\pi DL + 4\pi DsL + 8\left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_o^2}{4}\right) = 867 \text{ mm}^2 \quad (22)$$

$$A_{hpf} = A_{pf} + A_s + A_e = 5 \times 2 \times 5 \times 6 + 4\pi \times 6 \times 2 + 8 \times \left[\left(\frac{3}{2} \times \sqrt{3} h^2 \right) - \left(\frac{\pi 6^2}{4} \right) \right] = 744 \text{ mm}^2 \quad (23)$$

$$A_{spf} = A_{pf} + A_s + A_e = 5 \times 2 \times 5 \times 6 + 4\pi \times 6 \times 2 + 8 \times \left(10 \times 10 - \frac{\pi 6^2}{4} \right) = 1124,6 \cong 1125 \text{ mm}^2 \quad (24)$$

Tüm bu eşitliklerde ((19)-(24)) D çap, L kanatçık(kanal) yüksekliği, d_o kanatçıklı yönlendiricilerde kanatçıksız silindirik kısmın dış çapı, h ve s altıgen ve kare kanatçıkların her bir kenar uzunlukları (Şekil 3.2) üzerinde belirtilmiştir. Levhalar arası ve kanaçıklar arasından geçen akışkan için minimum serbest akış alanı A_{min} ,

$$A_{\min} = \left[(S_T - d_0)L_1 - (D - d_0)\delta N_f L_1 \right] \frac{L_3}{S_T} \quad (25)$$

eşitliği ile verilmiştir. Bu eşitlikte, S_T kanatçıklar arası enine uzunluk olarak (Şekil 3.3) da gösterildiği gibi belirtilmiştir. Belirtilen kanallar arası akış alanından geçen akışkanın maksimum hızı $U_{\max}$,

$$U_{\max} = \left(\frac{A_{\text{tot}}}{A - A_f} \right) U_{\text{ort}} \quad (26)$$

eşitliği ile bulunur. Bu eşitlikte ($A = L_1 L_3$) test bölgesine giren akışkan için kanal kesit alanı ve U_{ort} test bölgesine girişte ortalama akışkan hızıdır, benzer şekilde kaydırılmış levha dizili kanal akışta akışkanın maksimum hızı $U_{\max}$,

$$U_{\max \text{ stag}} = \left(\frac{S_T}{S_T - D} \right) U_{\text{ort}} \quad (27)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Test bölgesinde yer alan kanat geometrisi ve dizilişlerine göre her birisi için akışkan kanalına ait hidrolik (eşdeğer çap) çaplar ayrı ayrı belirlenerek mevcut alanlar ve hidrolik çapların değerleri Çizelge 3.1’de olduğu gibi düzenlenmiştir. Sırasıyla boş boru deneyleri için kanal hidrolik çapı D_{cho} ,

$$D_{\text{cho}} = \frac{4A}{P} = \frac{4(L_1 L_3)}{2(L_1 + L_3)} \quad (28)$$

eşitliği ile bulunur. Benzer şekilde diğer kanatçıklı kanal geometrileri için hidrolik çap aşağıdaki eşitlikle verilmiştir.

$$D_{ch} = \frac{4A_{min}L}{A_{top}} \quad (29)$$

(29) eşitliğindeki alanlar sıra ile aşağıdaki denklemlerde verilmiştir.

$$A_{top} = A_p + A_f \quad (30)$$

Düzgün sıralıda minimum alan

$$A_{min} = N_x L_1 (S_T - D) \quad (31)$$

Kaydırılmış levha diziliminde minimum alan

$$A_{min} = \left[\left(\frac{W}{S_T} - 1 \right) + (S_T - D) \right] L_1 \quad (32)$$

eşitlikleri ile tanımlanmıştır. Mevcut deneysel çalışmada akış şartlarını karakterize etmek için geometrik kanalın hidrolik çapı, ortalama akışkan hızı, akışkanın yoğunluk ve viskozitesinden yola çıkarak Reynold sayısı Re,

$$Re = \frac{\rho D_{ch} U_{ort}}{\mu} \quad (33)$$

eşitliği ile belirlenir. Yönlendirici ve kanatçıklar arasından geçen akışkanın maksimum hızına bağlı olarak Reynolds sayısı Re,

$$Re_D = \frac{\rho D_{ch} U_{max}}{\mu} \quad (34)$$

eşitliği ile bulunur. Deneysel çalışmada ilgili geometrilerin kanal hidrolik çapı, akışkanın ortalama hızı, test kanalının uzunluğu (L_2), akışkanın yoğunluğu ve basınç düşüşüne (ΔP) göre sürtünme kayıp katsayısı (*friction factor*) f ,

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L_2}{D_{ch}}\right) \rho \frac{U_{ort}^2}{2}} \quad (35)$$

eşitliği ile tanımlanır. Çeşitli kanatçıklı yönlendiriciler arası mesafe ve kanat düzenlemelerine göre maksimum hız ve ısı transfer arası ilişkileri açıklamak için Nu_D ve Re_D sayıları bu kanat ve kanal kesit geometrilerine uygulanarak, literatürdeki diğer çalışmaların sonuçları ile mukayese etme imkanı verir. Onun için tek geçişli ve farklı özelliklere sahip kanat geometrilerinden oluşan kompakt çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde ısı transfer korelasyonlarını geliştirmek için ortalama ısı transfer katsayılarının hesaplanması gerekir. Bunun içinde deney setinde yer alan farklı kanatçık geometrilerine göre ortalama Nusselt sayılarının denklemi aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$Nu = \frac{h_{ort} D_{ch}}{k} \quad (36)$$

Bu eşitlikte h_{ort} ortalama taşınım katsayısı, k havanın ısıl iletkenlik katsayısıdır ve akışkanın ortalama film sıcaklığı test bölgesine giriş ve çıkış sıcaklığına göre hesaplanır.

$$T_{ort} = T_f = \frac{\bar{T}_g + \bar{T}_\zeta}{2} \quad (37)$$

Bu eşitlikte, $\bar{T}_\zeta$ akışkanın (havanın) test bölgesi çıkış sıcaklığı, $\bar{T}_g$ akışkanın (havanın) test bölgesine giriş sıcaklığıdır. Akışkanın termo-fiziksel özellikleri (2)-(10) eşitliklerinde verilen eşitlikler yardımı ile bu sıcaklık esas alınarak hesaplanır. $\bar{T}_g$ ve $\bar{T}_\zeta$

sıcaklıkları sırası ile, akış kanal giriş borusu ve test kanalı girişi arasındaki ortalama sıcaklık olarak,

$$\bar{T}_g = \frac{(T_{g1} + T_{g2})}{2} \quad (38)$$

şeklinde hesaplanır. Yine benzer şekilde test kanal çıkışı ile kanal çıkış borusu üzerinde alınan sıcaklıkların ortalaması olarak,

$$\bar{T}_\varsigma = \frac{(T_{\varsigma1} + T_{\varsigma2})}{2} \quad (39)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Ortalama ısı transfer katsayısı, taşınılma olan ısı transfer miktarı ($Q_{taş} = Q_{top}$), toplam ısı transfer yüzey alanı ve yüzey ile akışkan sıcaklıkları arasındaki fark ile yakından ilişkili olup aşağıdaki eşitlikten bulunur.

$$h_{ort} = \frac{Q_{taş}}{A_{tot} \left[\bar{T}_w - \left(\frac{\bar{T}_\varsigma + \bar{T}_g}{2} \right) \right]} \quad (40)$$

Bu eşitlikteki $\bar{T}_w$ test bölgesi kanal cidar duvar sıcaklığı, $Q_{taş}$ ısı taşınım miktarı, sisteme verilen ısı miktarıdır. Bu ısı miktarı deney sisteminde sisteme girmesi gereken ve termostat ile ayarlanabilen sabit akışkan sıcaklığına göre akışkanın hızı, MICROMASTER cihazında ayarlanarak ısıtıcı devreye verilen ısı miktarıdır. Her bir deneyde bu oran farklı akışkan hızı ve farklı akışkan giriş sıcaklığına bağlı olarak, TAGUCHİ metodu deney tasarım yöntemi esasına göre hazırlanan deney planına paralel yürütülmüştür. Test bölgesi duvar sıcaklığı $\bar{T}_w$ ise, test bölgesi kanal alt ve üst plakalarının ölçülen sıcaklık değerlerine bağlı olarak ortalama sıcaklık değerleri hesaplanarak bulunur ve aşağıdaki eşitliklerle bulunmuşturlar.

$$\bar{T}_w = \frac{\bar{T}_{\bar{u}} + \bar{T}_a}{2} \quad (41)$$

üst plakalarının ölçülen sıcaklık değerlerine bağlı olarak ortalama sıcaklık değeri,

$$\bar{T}_{\bar{u}} = \frac{(T_{1\bar{u}} + T_{2\bar{u}} + T_{3\bar{u}})}{3} \quad (42)$$

eşitliği ile ve alt plakalarının ölçülen sıcaklık değerlerine bağlı olarak ortalama sıcaklık değeri,

$$\bar{T}_a = \frac{(T_{1a} + T_{2a} + T_{3a})}{3} \quad (43)$$

eşitliği ile bulunur. Bütün bu sıcaklık değerleri sistem üzerinde ölçülmüş ve bu veriler (datalar) MATLAB hesaplama programında gerekli bütün akış ve ısı transfer hesaplamalarında kullanılmıştır.

Yukarıda verilen eşitliklerden yararlanarak sıcak akışkan hava için hesaplamalar yapılmıştır. Benzer şekilde verilen ısı alınan ısıya eşit olmasından yola çıkarak soğuk akışkan su içinde bu hesaplamaları yapılabilir. Şekil 3.1’de görüldüğü gibi, sabit su tankındaki su silindirik boru vasıtası ile test bölgesinin üst tankında belli bir seviyede kapalı kaplar esasına göre tutulmakta ve mevcut kanatçıkların her birinin içinden eşit miktarda geçmekte ve kanatçıkların dış yüzeyinden geçen sıcak akışkan havadan ısıyı alarak test bölgesi alt tankın çıkışından sistemi terk etmektedir. Akışkan giriş ve çıkışı arasına yerleştirilen flow-metre yardımı ile kanatçıklardan geçen ve her seferinde ayarlanabilen akışkanın toplam debisi ölçülmüştür. Ayrıca test bölgesinden geçen akışkanın debisi bir beher yardımı ile de ölçülmesi sağlanmıştır. Sistemdeki hidrostatik basınç,

$$P = \rho_s g z \quad (44)$$

genel ifadesi ile hesaplanmıştır. Bu eşitlikte ρ_s suyun yoğunluğu, g yer çekimi ivmesi, z flow-metredeki sıvı yüksekliğidir. Soğuk akışkanın hızı, akışkan debisinden yararlanarak

$$v_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s A_i} \quad (45)$$

eşitliği ile hesaplanır. Bu eşitlikte su giriş ve çıkış borusunun kesit alanı $A_i = \pi d_s^2 / 4$ ile belirlenirken, d_s silindirik borunun iç çapı olarak tanımlanmıştır. Yine bu eşitlikteki akışkanın kütleli debisi $\dot{m}_s$ flow-metreden geçen akış yardımı ile belirlenmiş ve deneyler beş farklı (6,9,12,15,ve 18) gr/sn debilerde gerçekleştirilmiştir. Soğuk akışkan suya ait Reynolds sayısı,

$$Re_s = \frac{\dot{m}_s d_i}{\mu_s A_i} \quad (46)$$

eşitliği ile hesaplanır. Bu eşitlikte, $\dot{m}_s$ sıvı akışkan suyun kütleli debisi, μ suyun dinamik viskozitesi, d_i (3 mm) sıvı akışkan suyun geçtiği borunun çapı olarak ifade edilmiştir. Sıcak akışkan (hava) için toplam ortalama ısı transfer katsayısı U_h ,

$$U_h = \frac{Q_h}{A_{top} \Delta TLM} \quad (47)$$

eşitliği ile hesaplanır. Bu eşitlikte, Q_h sıcak akışkan tarafındaki ısı transfer miktarı olup aşağıdaki eşitlikte hesaplanır.

$$Q_h = \dot{m}_h c_{ph} (\Delta T_h) = \dot{m}_h c_{ph} (T_{hç} - T_{hg}) \quad (48)$$

ve benzer şekilde soğuk akışkan tarafındaki ısı transfer miktarı aşağıdaki eşitlikle ifade edilir.

$$Q_s = \dot{m}_s c_{ps} (\Delta T_s) = \dot{m}_s c_{ps} (T_{sg} - T_{sç}) \quad (49)$$

Bu eşitlikte $\dot{m}_h$ ve $\dot{m}_s$ sıcak ve soğuk akışkan (havanın ve suyun) kütleli debisi olup $\dot{m} = \rho A_{top} U_{ort}$ şeklinde her bir akışkan debisi için hesaplanır. c_{ph} ve c_{ps} havanın ve suyun özgül ısısı, ΔTLM ısı transfer yüzeyi ve sıcak akışkan arasındaki logaritmik ortalama sıcaklık farkı olup aşağıdaki eşitlikle ifade edilir.

$$\Delta TLM = \frac{(T_w - T_{ç}) - (T_g - T_{ç})}{\ln \left(\frac{T_w - T_g}{T_w - T_{ç}} \right)} \quad (50)$$

Logaritmik ortalama sıcaklık farkında T_w , T_g ve $T_{ç}$ sıcaklıkları sıra ile kanal plakası yüzey sıcaklığı, sıcak havanın giriş sıcaklığı ve sıcak havanın çıkış sıcaklığıdır. (48) ve (49) eşitliklerindeki havanın ve suyun özgül ısılarına bağlı olarak sıra ile ısı kapasite debileri aşağıdaki eşitliklerle verilmiştir.

$$C_h = \dot{m}_h C_{ph} \quad (51)$$

$$C_s = \dot{m}_s C_{ps} \quad (52)$$

(51) ve (52) eşitlikler arasındaki ilişkiden $C_{min} = C_h / C_s$ elde edilir. Bu ısı kapasite debilerinden hangisi daha küçükse bu ısı kapasite debisi değerinden yola çıkarak mümkün olabilen maksimum ısı Q_{max} ,

$$Q_{max} = C_{min} (T_{hg} - T_{sg}) \quad (53)$$

eşitliği ile bulunur. ε - NTU yöntemi kullanılarak aynı gaye için kullanılabilecek farklı geometrilerdeki ısı değiştiricilerin birbirleri ile karşılaştırılmasını sağlar ve bunların içinden en uygun olan ısı değiştiricisinin seçimine imkan verir. Bu yöntem (ε - NTU)’de ε etkenliği,

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (54)$$

şeklinde tanımlanır. Bu eşitlikteki (51) ve (52) eşitliklerinden her bir akışkan için bulunur. Bu eşitliklerden ısıl kapasite debilerinden (C_h ve C_s) hangisi minimum ((51) ve (52)) ise o değer eşitlik (53)’de yerine yazılarak Q_{max} değeri hesaplanmış olur. ε etkenliği C_h ve C_s nin birbirinden büyük ve küçük ($C_h > C_s$) veya ($C_h < C_s$) olmasına bağlı olarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{hg} - T_{hç})}{C_{min} (T_{hg} - T_{sg})} = \frac{C_s (T_{sc} - T_{sg})}{C_{min} (T_{hg} - T_{sg})} \quad (55)$$

Yine (51) ve (52) eşitliklerinden bulunan C_{min} değeri, toplam ısı transfer yüzey alanı, toplam ısı transfer katsayısından yararlanarak *Etkenlik- birim geçiş sayısı* (ε - NTU)’daki NTU (*birim geçiş sayısı*) aşağıdaki eşitlikle

$$NTU = \frac{UA_{tot}}{C_{min}} \quad (56)$$

tanımlanır.

3.4.2 Termodinamiğin II. Kanun Analizi

Termodinamiğin II.kanunu (T.D.II.K), ısı transfer prosesleri ile ilişkili tersinmezlikleri değerlendirmek için kullanılır. Genellikle çeşitli akışkanlarla çalışan çapraz akışlı ısı değiştiricili ısıtma ve soğutma sistemlerinin analizinde de kullanılır. Bu analizde amaç enerjinin verimliliğinin artırılması yanı sıra yeni çalışmalara ışık tutması açısından da önemlidir. Çünkü ısı transferi alanında iyileştirme teknikleri kullanılarak geçen ısı miktarının artırılması konusunda hızlı gelişmeler günümüzde gittikçe büyük önem arz etmektedir. Bu konuda ilk çalışma 1861 yılında Joule tarafından yapılan çalışmadır. Hidrodinamik olarak artan tersinmezlikler sürtünme katsayısını da artırır. Isı transferini iyileştirmek için yapılan yeni bir işlemdeki amaç, ısı transfer miktarını daha da arttıracak ve ısı transferi ile ilgili tersinmezlikleri en aza indirmek yeni dizaynların geliştirilmesine imkan tanımaktır.

Değişik teknikler kullanarak ısı transferinde sağlanan iyileşmelere bağlı olarak beraberinde daha fazla sürtünme kayıpları da getirmektedir. Bunun için her biri tekniğin ısı transferi ve basınç kayıplarının artışında kendine has artışları da beraberinde getirebilir. Çok sayıda ve değişik tipde ısı transferi artırma tekniklerinin var olması bunun yanında verimlilik ve kullanılabilirlik gibi önemli faktörlerde göz önünde bulundurulursa değişik teknikler arasındaki iyileştirme oranının belirlenmesinin önemini daha artırmaktadır. Mevcut sistemlerle enerjinin daha verimli bir şekilde kullanılmasını sağlayan tasarımları geliştirmek önemlidir. Enerjinin verimli bir şekilde kullanılması diğer türlere dönüştürülmesine *Kullanılabilir enerji* veya *ekserji* denir. Dönüştürülemeyen kısmına ise *Anerji* denir. Bu ifade şu şekilde de izah edilebilir.

$$\text{Enerji} = \text{Kullanılabilir enerji} + \text{kullanılmayan Enerji} = \text{Ekserji} + \text{Anerji}$$

Termodinamiğin II.kanununa (T.D.II.K) göre, sadece tersinir proseslerde ekserji miktarı sabittir. Bu tür proseslerde ekserji Anerjiye dönüşür. Anerjinin ise ekserjiye dönüşmesi imkansızdır. Analizdeki amaç, analizin temelini oluşturan yaklaşımda iş, ısı, entalpi gibi değişik enerji türlerinin biri faydalı, diğeri faydasız iki değişik kısmı olduğunun kabul

edilmesidir. İyileştirme teknikleri açısından iki ana tipte (aktif ve pasif) iyileştirme tekniğinden bahsedilebilir. Kullanılan ısı değiştiricisinin toplam veriminin kullanılan teknikte artmadığının belirlenmesi önemlidir. Çünkü Nu sayısının artmasına neden olan teknikler, (f) sürtünme katsayısını da arttırmaktadır. Kullanılan teknikte eğer Nu sayısında olan artma hızı, (f) sürtünme katsayısında olan artma hızından fazla ise bu teknik avantajlıdır. Kullanılan tekniğin verimliliğini araştırmak için bilinen yöntemlerden biri de Burck tarafından önerilen verimlilik oranı tanımıdır. Bu tanım gereği verimlilik η_v ,

$$\eta_v = \frac{\frac{Nu_a}{f_a}}{\frac{Nu_o}{f_o}} \quad (57)$$

eşitliği ile verilmiştir. Burck'a göre, bu eşitlikte eğer $\eta_v > 1$ ise kullanılan teknik tamamıyla avantajlıdır ve kullanılmalıdır. Eğer $\eta_v < 1$ ise kullanılan tekniğin verimlilik oranı düşük olduğundan Nu sayısındaki artışa bakılmaksızın kullanılmaz. Burada (A) ve (B) gibi iki ayrı tekniğin karşılaştırılması aynı metotla yapılabilir. Eğer $\eta_{vA} > \eta_{vB}$ ise (A) tekniği (B) tekniğinden daha iyidir demektir. Onun için η_v metodu iyi bir değerlendirme yöntemidir. Isı sistemler için en optimum tasarım kriteri, ilgili sistemlerin içindeki entropi üretimini en aza indirerek başarılabılır (Kotcioglu *et al.* 2010). Tersinmezlik, entropi üretiminin belirlenmesi olarak tanımlanabilir. Kullanılabilir enerjinin korunması entropi üretimini minimize etmekle analog olduğundan burada önerilen değerlendirme yöntemi Bejan tarafından kullanılan entropi üretimini minimize etme yöntemidir. Entropi üretiminden dolayı, ısı transfer proseslerinde termodinamik tersinmezlikler söz konusudur. İkinci kanun ve entropi üretimi analizi, sistemdeki akış sürtünmesi ve sıcaklık farklarından dolayı termodinamik kayıpları ölçerek kanatçık dizilerinin geometrisini optimize etmek için kullanılan metottur. Isı değiştiricisinin etkenliği sadece sistemdeki ısı transfer yükünün nispi büyüklüğünü gösterir. Bir sistemin verimli olup olmadığını anlamak için ikinci kanun

analizi gereklidir. Isı değıştircisinin etkenliği, genellikle geçiş birim sayılarının (NTU) ve kütlesel akış kapasitesinin fonksiyonu olarak ifade edilir. Entropi üretimi ve ikinci kanun analizi ile ilgili olarak akış sistemleri ve bileşenlerindeki tersinmezliklerin kaynaklarının belirlenmesi konusunda literatürde çok sayıda yayınlanmış eser mevcuttur. Bu çalışmanın amaçlarından biriside en son gelişmiş ısı değıştircilerinin gelişimine nasıl katkıda bulunulacağını ve Termodinamiğin II.kanununa (T.D.II.K) göre farklı geometrilerde tasarlanan kanatçıklı çapraz akışlı ısı değıştircisinin ısı verimliliğini belirlemektir.

Entropi Üretimi Metodunda (EGM), ısı değıştircisinde oluşan toplam entropi üretimi sıcaklık ve sürtünme kayıplarından kaynaklanan ısı transferini arttırıcı teknik kullanarak standart şekildeki toplam entropi üretimi ilk önce karşılaştırılır. Bejan (1982) tarafından açıklanan bu yöntem, Termodinamiğin II.kanununun (T.D.II.K) basit bir uygulamasıdır. Genelde ısı transfer alanı ve basınç düşüşü arasında değışim söz konusudur. Taşınım ile ısı transfer işlemlerinde iki tip kayıp karakterize edilir; birisi akış sürtünmesinden dolayı diğeri ise sonlu sıcaklık farkında ısı transferinden dolayıdır. Bu kayıplar tersinmezliğin büyüklüğünü gösterir. Isı değıştircisinin toplam tersinmezliği işlevsel ve materyal kullanımından dolayıdır. Isı transfer ekipmanının daha iyi tasarlama işlemi olan Entropi Üretimi Metodu (EGM), gerçek sistemlerde faydalı enerjinin kaybolmasını minimize etmek veya termodinamik tersinmezliklerin minimizasyonudur. EGM sistemlerin termodinamik tersinmezliklerin derecesini ve sistemin seviyesini ölçmektir. Termodinamiğin II.kanunu (T.D.II.K) ısı sistemlerinin tasarımı için enerji bozulması olarak tanımlanan exerji dengesi kullanımıdır. Enerji bozulması gerçek sistemlerin tersinmezliklerinden dolayıdır. Sistemin toplam entropi üretim oranı, hem sıcak hem de soğuk akışkanının entropi oranlarının toplamıdır. Buda aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{gen,h} + \dot{S}_{gen,s} \quad (58)$$

Birim uzunluğ için entropi oranı, $(S'_{gen} = d\dot{S}_{gen}/dx)$ şeklinde akış sürtünmesi ve ortalama ısı transferini içeren genel korelasyonlara dayalı olarak yazılabilir. Optimum geometride

bu oran $\left(\dot{S}'_{gen} \right)$ minimumdur. Termodinamiğin II.kanununa (T.D.II.K) göre bu çalışmada sıcak(hava) ve soğuk(su) akışkan için birim uzunluk için entropi üretim oranı $\left(\dot{S}'_{gen} \right)$ ayrı ayrı aşağıdaki eşitliklerle verilmiştir.

$$\dot{S}'_{gen,h} = (\dot{S}'_{gen,h})_{\Delta T} + (\dot{S}'_{gen})_{\Delta P} \quad (59)$$

$$\dot{S}'_{gen,h} = (\dot{S}'_{gen,h})_{\Delta T} + (\dot{S}'_{gen})_{\Delta P} \quad (60)$$

Çapraz akışlı ısı değıştiricisi için birim uzunlukta Entropi Üretim Oranı

$$\dot{S}'_{gen} = \dot{m}C_p \ln \frac{T_{h,o}}{T_{h,i}} + \dot{m}C_p \frac{T_{s,o}}{T_{s,i}} - \dot{m}R \ln \frac{P_{h,o}}{P_{s,i}} - \dot{m}R \ln \frac{P_{s,o}}{P_{s,i}} \quad (61)$$

Bu ifade kanal kesit alanı içerisinde geçen akışkan kütleli debisine göre her iki akışkan arasında ısı transferini gerçekleşmesi durumunda ortalama ısı transferi ve sürtünme katsayısına bağılı olarak entropi üretimi aşağıdaki eşitlikle de tanımlanabilir.

$$(\dot{S}')_{gen} = \frac{q'^2}{4T_{ort}^2 mC_p} \frac{D_h}{St} + \frac{2\dot{m}}{\rho^2 T} \frac{f}{D_h A^2} \quad (62)$$

Bu eşitlikte c_p, ρ akışkanın ortalama T_{ort} sıcaklığına göre özgül ısı ve yoğunluk, St Stanton sayısı değerleridir. Eşitliği ile bulunur. Bu eşitlikte $(\dot{m}C_p)$ sıra ile sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasiteleri $P_{h,o} = P_{h,i} - \Delta P_h$ ve $P_{s,o}$ ve $P_{s,i} - \Delta P_s$ yine her iki akışkanın çıkış basınçlarıdır. Eğer giriş ve çıkış basınçları arasında $P_{h,o} \leq P_{h,i}$ ve $P_{s,o} \leq P_{s,i}$ ilişkisi varsa entropi üretim oranı pozitifdir. Denklem (3.52) nin sağ

tarafındaki ilk iki terim ısı transfer tersinmezliklerini hesaba katan ($S'_{gen,\Delta T}$) entropi oranı, son iki terim ise akış sürtünmesini hesaba katan ($S'_{gen,\Delta P}$) entropi oranıdır. Son iki oranın birbirine oranına, yani sürtünme nedeniyle oluşan tersinmezliğin sıcaklık farkından kaynaklanan tersinmezliğe oranı olan boyutsuz formda tersinmezlik dağılım oranı,

$$\phi = S'_{gen,\Delta P} / S'_{gen,\Delta T} \quad (63)$$

veya

$$\phi_0 = \left[\frac{\dot{m}T}{\Delta T q \rho} \left(\frac{-dp}{dx} \right) \right]_0 \quad (64)$$

eşitlikleri ile ifade edilir. Bu eşitliğe göre daha sonra çeşitli $\phi = \phi_0 = 0, 0.1, 0.5, 1, \dots$ değerleri için entropi üretim sayısı bulunur. İki akışkanlı ısı değiştiricilerinin performansını değerlendirmek için entropi üretim sayısı (N_s) kullanılır. Sürtünme tersinmezliği arttıkça tersinmezlik dağılım oranı artar. Tersinmezliklerden dolayı kayıpları minimize etmek için en çok entropi üretim sayısı kullanılır. Entropi üretim oranının minimum ısı kapasitesine oranına ($C^* = \dot{m}C_p$) bölünmesi ile elde edilir. ($C^* = \dot{m}C_p$) minimum ısı kapasite oranı, her bir Re sayısı için akışkanların özgül ısı kapasitesi ve kütleli debilerinin çarpımına eşittir. Entropi üretim sayısı,

$$N_s = \frac{S'_{gen}}{(\dot{m}C_p)_{min}} \quad (65)$$

eşitliği ile elde edilir. Sıcak akışkanın ısı kapasitesi oranı soğuk akışkanın ısı kapasitesine göre oldukça yüksektir. Entropi üretim sayısı ($N_s \rightarrow 0$) kayıplar sıfıra

yaklaşır, $(N_s \rightarrow \infty)$ sayısı arttıkça ısı transfer tersinmezlikleri artar. Benzer şekilde entropi üretim sayısı N_s , 0 ve ∞ arasında değişen ϕ için Re sayısına göre değişir. Re sayısı arttıkça, entropi üretim sayısı da artar. Entropi üretim oranı sıcaklık farkları ve basınç düşümleri ihmal edilmediği zaman (akışkanın ısı kapasitesi $C^* = 1$) çapraz akışlı ısı değiştiricisi için yazılabilir. Reynold ve Stanton sayıları, hidrolik çaplar, kesit alanı ve sürtünme kayıp katsayıları kullanılarak entropi üretim katsayısı sıcaklık farkı ve basınç düşüşü için sıra ile aşağıdaki eşitliklerle verilir.

$$N_T = \frac{St_0}{St_a} \frac{D_a}{D_0} \quad (66)$$

ve

$$N_P = \frac{f_a}{f_0} \frac{D_0}{D_a} \left(\frac{A_0}{A_a} \right)^2 \quad (67)$$

Son iki eşitlikten yola çıkarak entropi üretim sayısı aşağıdaki eşitlikle bulunur.

$$N_s = \frac{N_T + \phi N_P}{1 + \phi} \quad (68)$$

Bu eşitlikteki boyutsuz formda tersinmezlik dağılım oranı (ϕ) farklı bir şekilde aşağıdaki gibide yazılabilir. Bu denklemlerin elde edilmesinde çeşitli kabuller yapılmıştır. Isı değiştiricisi elemanları incelenirken (dx) boyunca ΔT sıcaklık farkının sabit olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca kütle debinin (m) , ısı transferi ve kullanılan akışkanın standart durumu ile iyileştirme tekniği kullanılmış durumda olan akışkanla aynı olduğu kabul edilmiştir. Eğer ısı transferi arttırıldığı durumda entropi üretim sayısı $(N_s > 1)$ (verilmiş bir ϕ_0 değeri) için daha çok entropi üretilir veya diğer bir ifade ile daha çok kullanılabilir enerji harcanır. Dolayısıyla bu durum tavsiye edilmez. Eğer

($N_s < 1$) ise entropi üretimi azaltılmış olur, bu durum ise tavsiye edilir. Şayet iki ayrı sistemin birbirine göre iyileştirme tekniğinden bahsedilirse yani sabit bir ϕ_0 değeri için ($N_x < N_y$) ise (x) tekniği (y) tekniğine tercih edilir.

Entropi üretim metodunun (EGM) uygulanmasında, iyileştirme tekniği için (N) değerinin ϕ_0 'ın değerine bağlı olarak değiştiği unutulmamalıdır. Bu bağıntı Bejan (1982) tarafından verilmiştir. İyileştirme tekniği kullanılmış durumdaki entropi üretimine oranı (N) Re sayısının fonksiyonu olduğunda (N) değerleri alınan her bir farklı iyileştirme tekniği için belirli ϕ_0 değerleri kullanılarak ($N - Re$) grafikleri vardır. ϕ_0 'ın alt ve üst limitleri ile ara değerleri (ki bunlar da sırasıyla $N_s = N_p$ ve $N_s = N_T$ olmaktadır) kullanılarak grafikler çizilmiştir. $N_s - Re$ grafikleri bize ϕ_0 'nin işletme şartları ve geometrinin ne derecede uygun olduğu ve ne kadar verim artışı olduğu hakkında bilgi verilir. Burada $N_T \left(\lim_{\phi_0 \rightarrow 0} N_s \right)$ verimliliği arttırmada herhangi bir tekniğin maksimum kullanılabilir enerjinin korunması miktarını belirler.

Metod, Şekil 1.2'deki deney elemanında gösterilen kanal içine yerleştirilen farklı geometrik kanatçıklı yönlendiriciler için uygulanmıştır. Kanatçıklı ve boş kanal için sürtünme kayıp katsayıları sırasıyla

$$f_a = a.Re^b \quad (69)$$

$$f_0 = a.Re^b \quad (70)$$

eşitlikleri ile ifade edilmiştir, yine aynı kanallar için ortalama Nu sayıları,

$$Nu_a = \frac{a.Re^b.Pr^c}{Re.Pr} \quad (71)$$

$$Nu_0 = \frac{a Re^b Pr^c}{Re Pr} \quad (72)$$

eşitlikleri ile hesaplanır. Test kanalı için hidrolik (eşdeğer) çap olarak $D_0 = D_a$ ve $A_0 = A_a$ yaklaşık olarak aynı alınmıştır. Buna göre (66) ve (67) denklemleri yeniden aşağıdaki,

$$N_p = \frac{f_a}{f_0} \quad (73)$$

$$N_T = \frac{St_0}{St_a} \quad (74)$$

eşitliklerle olduğu gibi tanımlanmıştır. (74) eşitliğindeki St_0 ve St_a sayıları sırası ile,

$$St_0 = \frac{Nu_0}{Re Pr} \quad (75)$$

$$St_a = \frac{Nu_a}{Re Pr} \quad (76)$$

eşitlikleri ile yeniden ifade edilir. Bu eşitlikteki boyutsuz Stanton sayısı ($St = h / CpG$) olup, G kütle hız ve h ortalama ısı transfer katsayısıdır. (69) ve (76) bağlantıları (68) eşitliğinde yerine yazılırsa, boyutsuz olarak entropi üretim sayısı,

$$N_s = \frac{a.Re^b + \phi_0.cRe^d}{1 + \phi_0} \quad (77)$$

eşitliği ile yazılır. Bu eşitliğe göre daha sonra çeşitli $\phi_0 = 0, 0.1, 0.5, 1, \dots$ değerleri için entropi üretim sayısı bulunur. Bu çözüm boş kanal ve kanatçıklı yönlendirici içeren akış sistemine uygulanarak entropi üretim sayıları her bir deney için bulunmuştur. Bulunan entropi üretim (N_s) sayıları ile Re sayısı arasında grafikler şekillerde ayrı ayrı verilmiştir. Isı değıştiricisinin verimi kullanılarak entropi üretim sayısı hesaplanabilir.

$\varepsilon - NTU$ metodu ısı değıştiricisinin performansını analiz etmek için kullanılmaktadır (Khan 2004). Bu tanıma göre $(1 - \varepsilon)$ terimi aşağıdaki eşitlikle verilmiştir.

$$1 - \varepsilon = 0.477(NTU)^{-0.4} \quad (78)$$

Boyutsuz sıcaklık farkı ve toplam basınç düşüşü tanımından yola çıkarak entropi üretim sayısı

$$N_s = 0.477(NTU)^{-0.4} (\Delta T^{*2}) + \frac{R}{C_p} \left(\frac{\Delta P}{P} \right)_{h,s} \quad (79)$$

eşitliği ile bulunur. (75) ve (76) eşitliklerinden yola çıkarak St sayısı ve hidrolik çap esas alınarak NTU geçiş birim sayısı

$$NTU = \frac{4L}{D_{ch}} \quad (80)$$

denklemleri ile hesaplanır. Entropi üretim sayısı ısı transfer kayıplarını azaltmak için minimize edilmesi gerektiğinden dolayı, herhangi bir ısı değıştiricisinin konstrüksiyon boyutlarının dikkate alınması gerekir.

3.4.3. Taguchi metodu ile optimizasyon için deney planı

Endüstriyel proses ve üretimde zaman ve maliyet açısından bilimsel metotların kullanılması önemli bir mecburiyettir. Günümüzde deneysel tasarım metotları, işletmelerin artan rekabet şartlarında piyasadaki pazar paylarını arttırabilmeleri ve etkin çalışabilmeleri açısından giderek önem kazanmaya başlamaktadır.

Taguchi metodunun parametre tasarımı aşamasında uygulanması, yani ürüne doğrudan müdahale yerine, üretimin başlamasından önce uygulanması işletmeler açısından büyük bir avantaj sağlamaktadır. Çünkü, daha işe başlamadan, sonuç hakkında bilgi sahibi olmak süreç ve işletme ile üretim açısından daha önemli hale gelmiştir. Böylece, işletmeler sistemlerini, zaman ve maliyet kaybı oluşturmada daha etkin ve daha verimli bir şekilde kurabilme imkanına sahip olabilirler. Deneysel çalışmalar bilimsel araştırmaların önemli bir parçasını oluşturmaktadır. Ancak gerekliliğinin yanında bir o kadar da zaman ve emek gerektiren çalışmalardır. Deneysel çalışmalarda doğru sonuca ulaşabilmek için doğru deney tasarımının yapılması gerekmektedir. Deney tasarımı yöntemleri bir sisteme uygulanırken istatistiksel yaklaşımlar kullanılır. Ancak deney tasarımı teknikleri sadece istatistiksel yaklaşım olarak düşünülmemelidir. Bu teknikler; bütün araştırma ve geliştirme faaliyetlerinde kullanılarak kaliteyi artıran, maliyetleri düşüren, deney sayısını önemli ölçüde azaltarak hem kaynakların verimli kullanılmasını hem de zamandan kazanç elde edilmesini sağlayan tekniklerdir. Bu avantajlarından dolayı da geniş bir uygulama alanına sahiptirler. Taguchi metodu çoğu işletmede henüz yeterince bilinmemekte bunun yerine daha fazla maliyet ve daha fazla zaman alan yöntemler kullanılmaktadır. Bu noktada Taguchi metodu uygulamalarının bilinmesi ve iyi bir şekilde uygulanması sanayimizin bir adım daha ileriye gitmesi açısından şüphesiz çok daha önemli bir hale gelmiştir.

Taguchi Metodu, ortogonal dizileri (OA) kullanarak kontrol edilemeyen faktörlerin etkilerini minimize etmeye çalışan bir deneysel tasarım tekniğidir. Onun geniş uygulamalarından dolayı endüstri ve mühendislik analizlerinde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Taguchi Metodu doğru kullanıldığında mühendisliğin kalitesi çok

etkin olabilir (Kotcioglu *et al.* 2013, Taguchi 1987). Taguchi tarafından geliştirilen metodoloji ile bir proses veya ürünün kalitesinin iyileştirilmesi istatistiksel kavramlara ve takım-malzemeye bağlıdır. Genichi Taguchi tarafından geliştirilen bu yaklaşımda, sonuçları analiz edebilmek için S/N oranı olarak bilinen bir istatistiksel performans ölçüsü kullanılır (Genichi *et al.* 1980, Bendell 1989). Bu metodoloji iki temel kavrama bağlıdır. Birincisi kalite kaybı, keyfi özelliklere uyumlu olmayan hedeflerden sapma olarak tanımlanabilir. İkincisi ise yüksek düzeylerde kaliteli sitemleri ekonomik olarak elde edebilen ürünü dizayn edebilecek kalite gerektirir. Taguchi Metodu, sistem dizaynı, parametre dizaynı ve toleranslardan oluşan üç tasarım aşamasını içeren çok aşamalı bir süreçtir, bunlarla ilgili geniş bilgi (Kotcioglu *et al.* 2013) kaynakta verilmiştir. Birçok problemde standart ortogonal dizilerden biri doğrudan deney planı olarak kullanılabilir. Bu metodoloji de faktör seviyelerinin tespit edilmesinde çeşitli yöntemler kullanılır. Taguchi metodu, üründe ve proseste, değişkenliği oluşturan ve kontrol edilemeyen faktörlere karşı, kontrol edilebilen faktörlerin düzeylerinin en uygun kombinasyonunu seçerek, ürün ve prosesteki değişkenliği en aza indirmeye çalışan bir deneysel tasarım metodudur (Canıyılmaz 2001). Bu metot; ürünlerin kalitesinin iyileşmesinde etkili olmasının yanı sıra, kalite geliştirmede çok daha az deneme ile daha iyi sonuç alma imkanını vermektedir. Bunun yanında felsefe olarak, kalitenin tasarım ve proseste sağlanmasını öngörmektedir. Bu metot'da faktör seviyelerinin tespit edilmesinde; gözlem yöntemi, sıralama yöntemi, sütun farkları yöntemi, varyans analizi yöntemi ve faktör etkilerinin grafiksel gösterimi yöntemlerinden birisi uygulanmaktadır. Taguchi Metoduna göre bir sürecin performansı ve süreci etkileyen faktörler önemlidir. Bu faktörler çevre şartları ve onların bileşenlerinden etkilenen, kontrol edilebilen ve edilemeyen olarak gruplandırılabilir. Kontrol edilebilen faktörler, kendi içinde Kontrol faktörleri Düzeltme faktörleri ve etkisiz faktörler olarak gruplandırılabilir.

Bu çalışmada sistem performansını etkileyen parametrelerle uygunluk açısından ortogonal dizi (OA) deney tasarım metodu seçilmiştir. Çalışmada üç parametre (Reynolds sayısı, kanat yüksekliği ve akış yönünde kanatlar arası mesafe) ve her bir parametrenin üç seviyesi mevcuttur. Seçilen üç parametre için her bir beş seviyede tam

faktöriyel dizayn için (5^3) deney gereklidir. Ortogonal dizi seçiminden önce yürütülecek minimum deney sayısı (N_m),

$$N_m = 1 + N_v[L_n - 1] \quad (81)$$

verilen eşitlikle tanımlanır. N_v kanallarda değişkenlerin sayısı, L_n seviyelerin sayısı olarak gösterilmiştir. Bu çalışmada kanallar için değişkenlerin sayısı $N_v = 3$ ve seviyelerin sayısı $L_n = 5$. Bu yüzden düşünülen dizayn ait minimum deney sayısı her bir deney elemanı için L_{25} ortogonal dizi seçilmiş ve Çizelge 3.3’de verilmiştir. Gürültü kaynaklarının ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkilerini gözlemleyebilmek için her bir deney farklı zamanlarda iki kez yapılmıştır. Çalışmada hedef fonksiyonlar ısı transferi ve basınç düşüşü olarak belirlenmiştir. Hedef fonksiyonlardan Nusselt sayısının maksimum ve olması ve sürtünme katsayısının minimum olması istenmiştir. Taguchi’ye göre, belirlenen bu hedefler “en küçük en iyi” ve “en büyük en iyi” durumları ile ifade edilmektedir. Bu durumlar aşağıdaki denklemler ile değerlendirilir:

$$Z_L = -10 \log \left(\frac{1}{n} \right) \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \quad (82)$$

$$Z_H = -10 \log \left(\frac{1}{n} \right) \sum_{i=1}^n y_i^2 \quad (83)$$

burada, Z performans istatistiğini, n denemelerin tekrar sayısını ve y_i , i . deneyin performans değerini göstermektedir. Optimum çalışma şartlarına ya da sistem performansını etkileyen parametrelerin optimum değerlerini sağlayan şartlar deney planı içinde her zaman yer almayabilir. Bu durumda optimum çalışma şartlarına karşılık gelen deney çalışma süresince yapılmamış ta olabilir. Onun için optimum şartlara karşılık gelen performans değeri aşağıda denklem (82) ile verilen ortogonal dizinin dengelenmiş karakteristiği kullanılarak tahmin edilebilir ve bu denklem yardımıyla nokta tahmini

yapılarak doğrulama deneyleri ile elde edilen sonuçların denklem (83) ile hesaplanan seçilmiş bir hata seviyesinde güven aralığında olup olmadıkları ve dolayısıyla elde edilen sonuçların anlamlı olup olmadıkları değerlendirilebilir.

$$y_i = \mu + X_i + e_i \quad (84)$$

$$y_i \pm \sqrt{F_{\alpha,1,DF_{MSe}} MSe \left(\frac{1+m}{N_D} + \frac{1}{n_r} \right)} \quad (85)$$

eşitlik (84)'de (X_i). deneyde kullanılan parametre seviye kombinasyonunun etkisini, (μ) toplam ortalama performans değerini, ve (e_i) deneydeki hatadır. Eşitlik (85)'deki (F), F tablosundaki değeri, (α) hata seviyesini, (DF_{MSe}) hata kareler ortalamasının serbestlik derecesini, (m) y_i nin tahmininde kullanılan serbestlik derecesini, (N_D) toplam deney sayısını ve (n_r) de doğrulama deneylerindeki tekrarların sayısını göstermektedir. Optimum şartları sağlayan deneyler, seçilen deney planında mevcut ise tahminde bulunmadan ve güven aralığı tahmini yapmadan önce aşağıdaki gibi Omega dönüşümü yapılır.

$$\Omega(db) = 10 \log(p / (1 - p)) \quad (86)$$

Bu eşitlik $\Omega(db)$ yüzdelik değerin omega dönüşümü ile bulunan debisel değeri, p deneysel olarak elde edilen ürünün yüzdelik değerini ifade etmektedir.

3.4.3.a. Varyans analizi (ANOVA)

Varyans Analizi Yöntemi (ANOVA) ile analizlerin yapılmasındaki amaç; deneylerin yapılması için seçilen parametrelerin, performans karakteristiği üzerinde nasıl bir etki meydana getirdiği ve parametrelerin farklı seviyelerinin performans karakteristiğinde ne gibi değişimlere sebep olduğunun belirlenebilmesidir. Bununla beraber, ANOVA

analizleri yaparken kullanmış olduğumuz parametrelerin sonuç üzerinde istatistiksel olarak önemli bir etkiye sahip olup olmadığını tespit edebilmek için verilen analizin yapılması gerekmektedir. Çünkü Varyans Analizi Yöntemi üretilen dizayn da ortogonal dizilere ait deneysel verilerin sonuçlarını analiz etmek ve en etkili faktörün katkısının ne kadar değiştiğini belirlemede kullanılır. Varyans analizinde, deneysel tasarımda bütün noktalarda (çeşitli faktörlerin çeşitli seviyelerinin kombinasyonlarında) değişkenliğin aynı olduğu farz edilmektedir. Fakat mühendislik tasarımlarında bu doğru olmayabilir. Deneysel tasarım kullanımının en önemli sebebi (Canıyılmaz 2001, Ross 1996, Roy 2001, Lochner *et al.* 1990), sonuçlardaki değişkenliği minimize edecek faktör seviyelerinin kombinasyonunu bulmaktır. Bu sebeple varyans analizi metodu yerine faktör etkilerinin grafiksel gösterimi tavsiye edilmektedir. Bu yöntem, önemli oranda deneysel araştırma için gerekli olan zamanı azaltır. Deneylerde bozucu ve tesadüfi faktörlerin etkisini gözlemleyebilmek için her deney farklı zamanlarda iki defa tekrarlanarak gözlemlenmiştir. Deneyler ve ölçümler yapıldıktan sonra, toplanan veriler ANOVA-TM paket programı ile analiz edilmiştir.

Deneylerden elde edilen sonuçlar (SNR) sinyal/gürültü oranı ve ortogonal dizi (OA) kullanılarak (S/N) çevrilip değerlendirme yapılır. S/N oranındaki S sinyal faktörünü, N ise gürültü faktörünü ifade etmektedir. Sinyal faktörü sistemden alınan gerçek değeri, gürültü faktörü ise deney tasarımına katılamayan fakat deney sonucuna etki eden faktörleri ifade etmektedir. Gürültü kaynakları, elde edilmek istenen performans karakteristiklerinin hedef değerden sapmasına sebep olan tüm değişkenlerdir. O halde S/N oranındaki gürültü faktörlerini ifade eden N değeri ne kadar küçük olursa istenen hedef değere o kadar yaklaşmış olur. Yani bu analizde amaç S/N oranının maksimize etmektir. Literatürde pek çok S/N oranı bulunmaktadır. Ancak bu çalışmada gözlemlene değerlerinin tümü, friction faktör için de “en küçük en iyi” kriteri, Nussetl için “en büyük en iyi” kriteri ilkesine dayalı olarak durumları ifade edilmektedir. Bu çalışmada, gerçek sistemden alınan veriler kullanılarak Varyans Analizi Yöntemi ile çözülmüş bir problem, Faktör Etkilerinin Grafiksel Gösterimi Yöntemi ile tekrar çözülmüştür. Elde edilen grafiklere dayalı tanımlanan ağırlıklar ve önceliklere göre problem, çok amaçlı karar verme problemi şeklinde tekrar modellenmiştir. Problem

verilerinin analizi ile istatistiksel fonksiyonları belirlemede ve gerekli grafiklerin çizdirilmesinde MİNİTAB 15 software hazır paket program kullanılmıştır. Yerleştirme işlemi yapılırken, öncelikle etkileşimli oldukları tahmin edilen faktörler yazılır ve bunların etkileşimleri tabloya bakılarak ilgili kolona atanır. Daha sonra kalan faktörler, mümkün olduğu kadar herhangi bir faktörün etkileşiminin olup olmadığı kolona denk gelecek şekilde yerleştirilir. Bu deney planı yardımıyla kontrol edilebilir optimum parametrelerin seviyeleri her biri için tespit edilmeye çalışılmıştır. Problem için faktör ve etkileşimlerin kolonlara atanması, Çizelge 3.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.2. Bu çalışmaya ait deneysel şartlar

Parametre	Değerler				
	1	2	3	4	5
Hava sıcaklığı (A)	35	40	45	50	55
Su debisi (B)	6	9	12	15	18
Hava hızı (C)	2	3	5	7	9

Bu çalışmada altıgen kare ve dairesel kesitli kanatlar kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiriciler olarak dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirilmiş olan sistemde ısı geçişi ve sürtünme karakteristikleri belirlenmiştir. Deneysel çalışmada tüm kanatçık tipleri için Çizelge 3.3’de L_{25} ortogonal diziler için deneylerin sırası deneysel plan yöntemine ile belirlenmiş ve bunlar L_{25} ortogonal dizisinin sütunlarına belirlenen parametrelerin her biri ayrı ayrı yerleştirilmiştir. Tablo 3’de gösterildiği gibi $L_{25}(5^3)$ deney planına göre toplam serbestlik derecesi 5 ve faktör sayısı ise 3 olarak bulunmuştur. Deneylerin sırası ortogonal dizi (OA) deney tasarım metodu ile belirlenen L_{25} ortogonal dizisinin sütunlarına parametreleri yerleştirilerek elde edilmiştir. Belirlenen probleme uygun ortogonal dizi (OA) seçiminde, öncelikle faktör grubunun toplam serbestlik derecesine bakılmıştır. Toplam serbestlik derecesi dizilerden hangisine uygunluk sağlıyorsa o tercih edilmiştir ve faktör grubunun toplam serbestlik derecesi; gruptaki tüm faktörlerin ve etkileşimlerin ayrı ayrı serbestlik dereceleri toplamıdır. Farklı geometrilerde kanatçıksız ve kanatçıklı yönlendiricilerle ilgili SNR değerleri Tablo 4a ve 4b de sıra ile her bir kanatçık modeli için verilmiştir. Taquchi analizinde

SNR değerleri olarak düşünülen hedef tasarımına ilişkin üç tür kalite özelliği mevcuttur. Deneylerden elde edilen sonuçlar sinyal/gürültü oranına (S/N) çevrilerek değerlendirme yapılır. S/N oranındaki S sinyal faktörünü, N ise gürültü faktörünü ifade etmektedir. Sinyal faktörü sistemden alınan gerçek değeri, gürültü faktörü ise deney tasarımına katılamayan fakat deney sonucuna etki eden faktörleri ifade etmektedir.

Çizelge 3.3. $L_{25}(5^3)$ Deney planı.

Deney numarası	Hava sıcaklığı (A)	Su debisi (B)	Hava hızı (C)
1	1	1	1
2	1	2	2
3	1	3	3
4	1	4	4
5	1	5	5
6	2	1	2
7	2	2	3
8	2	3	4
9	2	4	5
10	2	5	1
11	3	1	3
12	3	2	4
13	3	3	5
14	3	4	1
15	3	5	2
16	4	1	4
17	4	2	5
18	4	3	1
19	4	4	2
20	4	5	3
21	5	1	5
22	5	2	1
23	5	3	2
24	5	4	3
25	5	5	4

Gürültü kaynakları, elde edilmek istenen performans karakteristiklerinin hedef değerden sapmasına sebep olan tüm değişkenlerdir. O halde S/N oranındaki gürültü faktörlerini ifade eden N değeri ne kadar küçük olursa istenen hedef değere o kadar yaklaşımış olur. Yani bu analizde prensip olarak amaç S/N oranının maksimize etmektir. SNR

değeri yükseldikçe ürünün değeri de yükselir. Literatürde bu konuda pek çok S/N oranı ile ilgili çalışma bulunmaktadır. Bu çalışma ile ilgili yapılan analizde Nusselt sayısı, sürtünme faktörü gözlemlenen değerleri sırası ile maksimum ve minimum olarak ayarlanır. Nusselt sayısı ve friction faktör için hesaplanan S/N oranlarının optimal değerleri Çizelge 3.4’de verilmiştir. Parametrelerin optimum seviyeleri her zaman için S/N oranının en büyük olduğu seviyelerde gerçekleşmektedir. Bunu gerçekleştirebilmek için öncelikle eşitlik (82) ve (83)’lerin kullanılarak, S/N oranının değişkenliğini belirten kareler toplamının hesaplanması gerekmektedir. % SNR farklarından optimal işlem parametreleri doğrulanayan dizayn parametrelerinden elde edilir.

3.4.3.b. Deney sonuçlarının analizi

Bu çalışmada, gerçek sistemden elde edilen veriler kullanılarak, gözlemlenen değerlerin optimizasyonu standart Varyans Analizi Yöntemi (ANOVA) ile Faktör Etkilerinin Grafikselsel Gösterimi Yönteminin bir karşılaştırılması yapılmış ve elde edilen sonuçlara dayalı olarak problem, çok amaçlı karar verme problemi şeklinde tekrar modellenmiştir. Çizege 3.3’de verilen deney planına göre, deneylerden elde edilen verilerle bulunan Nusselt sayılarının ve sürtünme (friction) faktörünün deney planındaki karşılıkları ve Anova tablolarının oluşturulmasında esas alınan ortalama S/N oranları Çizelge 3.4a ve 4b’de her bir geometrik kanatçık için ayrı ayrı verilmiştir. Bu tablolarda kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiriciler için hesaplanan karakteristik büyüklükler ve bunların SNR değerlerinin sonuç tablosuna ait şartlar belirlenirken sonuç değişkeni üzerine parametrelerin etkinlikleri de dikkate alınmıştır. Çizelge 3.4’de hesaplanan SNR değerlerinin ortalama değerleri Çizelge 3.5 ve 3.6’da verieln A, B, C faktörleri ve S/N seviyelerine göre her bir faktör beş seviyede incelenmiş tablonun alt kısmında her biri için max.ve min. değerlerinin farkları verilmiştir. A,B,C faktörlerinin max. ve min. değerlerinin toplamının her birinin max. ve min. değerine bölünmesi ile her birinin etki sıralaması gösterilmiştir. Ayrıca bu optimum şartlar ve performans değerlerinin doğruluğunu test edebilmek için belirlenen optimum şartlarında doğrulama deneyleri yapılmış ve sonuçlar Çizelge 3.5 ve 3.6’da “Nu sayısı ve friction faktörü” sütunlarında verilmiştir. Çizelge 3.5’de friction faktör ve Çizelge 3.6’da Nu sayısı için doğrulama

deneylerinde elde edilen performans değerleri hesaplanan güven aralığı içinde olduğu için deneysel sonuçların %5 hata seviyesinde kabul edilebilir olduğu söylenebilir. Çizelge 3.4a ve 4b’de verilen SNR değerlerine bağlı olarak bütün faktörlerin katkı oranları Çizelge 3.5’de friction faktör ve Çizelge 3.6’da Nu sayısı için farklı durumlar için ayrı ayrı listelenmiştir. Bu tablolarda sıralı ve kaydırılmış levha dizilerde farklı geometrik yönlendiriciler ait f faktör Nu sayısı için faktör etkileri ve katkı oranları kullanılarak sistem parametrelerinin optimal bileşeni tahmin edilebilir.

Çalışmanın özelliğine bağlı olarak tabloda temelde 2 farklı amaç için (öncelik sırasına ve etki değerlerine göre Nusselt sayısının miktarının maksimum ve sürtünme katsayısının minimum yapılması) söz konusu olmuştur. Daha sonra bu iki amaç, öncelik sırası da göz önünde bulundurularak birlikte değerlendirilmiş ve belirlenen optimum şartlar Çizelge 3.7’de verilmiştir. Sıralı ve kaydırılmış levha dizilerde farklı geometrik yönlendiricilerin öncelikle diğer amaçlar hesaba katılmadan her amaç ayrı ayrı ele alınarak optimum seviyeleri ve performans değerleri performans istatistiğine göre hesaplanmış, bunların gerçek değerleri Çizelge 3.7’de her bir durum için verilmiştir.

Tekrarlanabilirliğinin doğrulanması için, optimum ve mevcut şartlar arasındaki S/N oranının farkı elde edilir ve dizayn parametrelerinden elde edilen optimum işlem değerleri SNR farklarından doğrulanır. Faktör etkilerinin grafiksel gösterimi metoduna uygun olarak her parametrenin optimizasyon kriteri üzerine etkileri Şekil 3.5-3.8’deki grafiklerde her bir durum için gösterilmiştir. Bu tabloda, her bir faktör ya da etkileşimin ortalama üzerindeki etkisi, grafiksel ve sayısal olarak gösterilmiştir. Parametrelerin optimum seviyeleri her zaman için S/N oranının en büyük olduğu seviyelerde gerçekleşmektedir. Bu grafiklerde görüldüğü gibi her bir parametrenin etki dereceleri ne ait maksimum noktanın sayısal değeri ile ilgili parametrenin en iyi değerini, minimum noktasının sayısal değeri ise ilgili parametrenin en kötü değerini göstermektedir. Bu parametrelerin farklı seviyelerinin performans karakteristiğine ne gibi değişimlere sebep olduğunun belirlenebilmesidir. Deney sonuçlarının analizi ile elde etmiş olduğumuz S/N oranları kullanılarak gerçekleştirilen ANOVA analizleri neticesinde; parametrelerin Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı (friction faktör) üzerindeki yüzde etkileri tespit

edilmiştir. Farklı seviyelerde her bir parametrenin performans karakteristiğine olan etkilerinin (Nusselt sayısı ve friction faktörü üzerine) katkı yüzdeleri her bir farklı geometrik durum için ayrı ayrı Şekil 3.9, 3.11'deki grafiklerde verilmiştir. Grafikler A,B,C faktörleri ile SNR yüzdeleri ve katkı yüzdeleri ilgili parametrenin performans istatistiği üzerindeki etkisini ve grafiklerde seçilen seviye aralıklarında optimum seviyeler gösterilmiştir.

Çizelge 3.4a. Kanatçıklı sistemler için hesaplanan karakteristik büyüklükler ve bunların SNR değerleri

Deney No	Altıgen sıralı				Altıgen kaydırılmış				Kare düz sıralı				Kare düz kaydırılmış			
	S-N	f	S-N	Nu	S-N	f	S-N	Nu	S-N	f	S-N	Nu	S-N	f	S-N	Nu
1	38.51	0.0119	24.32	16.45	48.33	0.0038	29.00	28.19	48.81	0.0036	25.97	19.89	48.30	0.0038	22.15	12.81
2	39.21	0.0109	27.73	24.36	49.26	0.0034	31.64	38.20	49.29	0.0034	28.90	27.85	49.29	0.0034	24.76	17.30
3	41.82	0.0081	31.51	37.63	50.21	0.0031	36.15	64.23	50.62	0.0029	32.82	43.74	49.51	0.0033	29.38	29.45
4	42.17	0.0078	33.91	49.60	51.01	0.0028	38.73	86.44	51.71	0.0026	35.40	58.89	50.98	0.0028	32.98	44.59
5	42.90	0.0072	35.85	62.04	51.51	0.0027	40.98	111.99	53.28	0.0022	37.27	73.00	51.68	0.0026	34.42	52.60
6	39.75	0.0103	27.36	23.34	49.27	0.0034	32.13	40.40	49.63	0.0033	29.66	30.42	48.82	0.0036	28.09	25.39
7	42.58	0.0074	32.43	41.81	50.09	0.0031	36.57	67.37	50.63	0.0029	33.75	48.72	50.19	0.0031	31.29	36.67
8	42.63	0.0074	33.96	49.90	50.80	0.0029	39.48	94.23	53.03	0.0022	36.38	65.93	51.32	0.0027	34.96	55.95
9	43.11	0.0070	35.79	61.59	51.60	0.0026	41.59	120.13	53.46	0.0021	37.98	79.22	51.63	0.0026	35.75	61.30
10	37.66	0.0131	23.76	15.42	48.31	0.0038	27.89	24.80	48.67	0.0037	26.12	20.22	48.01	0.0040	21.77	12.25
11	41.84	0.0081	31.46	37.43	50.05	0.0031	38.40	83.18	50.63	0.0029	34.62	53.80	50.06	0.0031	32.12	40.37
12	41.31	0.0086	34.15	50.96	50.72	0.0029	40.68	108.09	52.19	0.0025	37.16	72.10	50.34	0.0030	35.39	58.83
13	42.89	0.0072	36.44	66.34	51.55	0.0026	43.16	143.94	53.36	0.0021	38.64	85.53	51.43	0.0027	37.35	73.68
14	37.74	0.0130	24.33	16.46	47.69	0.0041	29.22	28.90	48.67	0.0037	25.98	19.92	47.77	0.0041	22.27	12.98
15	39.68	0.0104	27.59	23.95	49.02	0.0035	32.45	41.93	49.77	0.0032	28.81	27.59	48.94	0.0036	26.32	20.71
16	42.28	0.0077	35.27	58.00	51.26	0.0027	41.52	119.16	51.67	0.0026	36.66	68.10	51.05	0.0028	35.20	57.51
17	42.81	0.0072	37.77	77.40	51.43	0.0027	43.62	151.69	53.04	0.0022	38.03	79.70	51.34	0.0027	37.81	77.70
18	36.14	0.0156	25.87	19.65	48.00	0.0040	28.96	28.04	48.72	0.0037	26.35	20.78	47.89	0.0040	22.33	13.08
19	38.48	0.0119	29.34	29.31	48.89	0.0036	32.04	40.01	49.47	0.0034	29.30	29.18	48.89	0.0036	26.56	21.29
20	42.28	0.0077	33.39	46.70	49.88	0.0032	36.60	67.62	49.99	0.0032	33.53	47.49	49.74	0.0033	32.22	40.82
21	42.57	0.0074	37.68	76.53	51.57	0.0026	44.09	160.07	52.74	0.0023	38.48	83.99	51.39	0.0027	39.87	98.53
22	36.05	0.0158	24.93	17.65	48.48	0.0038	29.43	29.63	48.94	0.0036	25.29	18.38	47.97	0.0040	24.14	16.11
23	37.08	0.0140	28.60	26.92	48.71	0.0037	33.17	45.56	48.81	0.0036	30.06	31.85	48.77	0.0036	27.65	24.12
24	38.20	0.0123	32.99	44.59	49.72	0.0033	37.78	77.41	50.61	0.0029	34.03	50.32	50.44	0.0030	33.01	44.70
25	42.74	0.0073	35.88	62.24	50.82	0.0029	41.37	117.11	50.88	0.0029	35.43	59.05	50.20	0.0031	36.07	63.63

Çizelge 3.4a. (devamı)

Deney No	Kare açılı sıralı				Kare açılı kaydırılmış				Silindirik sıralı				Silindirik kaydırılmış			
	S-N	f	S-N	Nu	S-N	f	S-N	Nu	S-N	f	S-N	Nu	S-N	f	S-N	Nu
1	47.33	0.0043	29.10	28.49	48.29	0.004	23.22	14.48	49.90	0.0032	28.81	27.59	51.23	0.0027	23.49	14.94
2	48.55	0.0037	32.83	43.82	48.56	0.0037	25.74	19.36	51.13	0.0028	29.95	31.44	51.50	0.0027	25.14	18.06
3	49.65	0.0033	36.45	66.46	49.40	0.0034	32.14	40.45	52.54	0.0024	32.81	43.69	52.94	0.0023	30.97	35.37
4	50.48	0.0030	39.00	89.10	50.09	0.0031	33.54	47.55	54.14	0.0020	34.57	53.50	53.38	0.0021	33.62	47.99
5	52.01	0.0025	40.75	109.0	50.51	0.0030	35.56	59.99	54.73	0.0018	35.92	62.52	54.16	0.0020	34.70	54.30
6	48.77	0.0036	33.27	46.07	49.08	0.0035	28.61	26.95	51.14	0.0028	29.02	28.25	51.35	0.0027	27.37	23.36
7	49.66	0.0033	37.66	76.39	49.32	0.0034	32.36	41.50	52.64	0.0023	32.44	41.88	52.71	0.0023	29.64	30.34
8	50.89	0.0029	40.29	103.3	49.84	0.0032	34.71	54.36	53.81	0.0020	32.97	44.53	53.42	0.0021	30.86	34.90
9	51.95	0.0025	41.93	124.8	50.48	0.0030	36.48	66.65	55.19	0.0017	34.43	52.63	54.47	0.0019	33.51	47.38
10	47.77	0.0041	26.27	20.57	47.70	0.0041	21.91	12.45	49.65	0.0033	25.39	18.59	51.42	0.0027	20.92	11.12
11	49.64	0.0033	35.91	62.43	49.26	0.0034	32.81	43.71	52.51	0.0024	33.13	45.35	52.72	0.0023	32.28	41.11
12	51.19	0.0028	37.76	77.27	49.79	0.0032	35.67	60.73	53.89	0.0020	33.20	45.70	53.03	0.0022	33.88	49.46
13	51.86	0.0026	39.09	90.04	50.44	0.0030	38.90	88.13	54.33	0.0019	34.51	53.17	53.60	0.0021	36.33	65.55
14	47.80	0.0041	26.76	21.78	47.74	0.0041	21.63	12.07	49.86	0.0032	24.81	17.41	51.62	0.0026	21.53	11.92
15	48.29	0.0039	30.53	33.60	48.37	0.0038	25.68	19.23	50.97	0.0028	28.34	26.12	51.44	0.0027	25.74	19.36
16	49.73	0.0033	39.25	91.71	49.45	0.0034	37.68	76.54	54.04	0.0020	31.32	36.83	52.54	0.0024	32.62	42.77
17	51.45	0.0027	41.12	113.7	50.24	0.0031	39.78	97.46	54.95	0.0018	33.81	49.02	53.49	0.0021	38.37	82.89
18	47.43	0.0043	27.66	24.15	47.93	0.0040	22.73	13.69	49.50	0.0034	25.41	18.64	51.02	0.0028	23.14	14.35
19	48.37	0.0038	31.62	38.12	48.40	0.0038	26.86	22.03	51.10	0.0028	28.14	25.53	51.27	0.0027	27.38	23.39
20	49.64	0.0033	36.14	64.10	49.04	0.0035	31.90	39.37	52.39	0.0024	31.29	36.67	51.86	0.0026	30.92	35.15
21	51.23	0.0027	41.45	118.1	50.04	0.0031	39.49	94.27	54.22	0.0019	32.30	41.23	53.63	0.0021	35.46	59.33
22	47.92	0.0040	28.35	26.16	47.66	0.0041	24.25	16.31	49.51	0.0033	25.81	19.53	51.04	0.0028	22.39	13.17
23	48.67	0.0037	32.72	43.24	48.62	0.0037	26.90	22.12	50.61	0.0029	29.51	29.90	51.02	0.0028	25.62	19.09
24	49.34	0.0034	38.10	80.39	49.04	0.0035	31.75	38.69	52.54	0.0024	31.35	36.95	51.63	0.0026	30.29	32.70
25	50.00	0.0032	37.62	76.07	49.45	0.0034	37.53	75.21	53.43	0.0021	32.72	43.25	52.72	0.0023	33.07	45.02

Çizelge 3.4b. Kanatçksız sistemler için hesaplanan karakteristik büyüklükler ve bunların SNR değerleri

Deney No	Altgen sıralı				Altgen kaydırılmış				Kare sıralı				Kare kaydırılmış			
	S-N	f	S-N	Nu	S-N	f	S-N	Nu	S-N	f	S-N	Nu	S-N	f	S-N	Nu
1	48.86	0.0036	25.88	19.68	47.46	0.0042	26.97	22.32	48.33	0.0038	23.75	15.39	45.88	0.0051	24.25	16.31
2	49.38	0.0034	28.81	27.56	48.11	0.0039	29.20	28.85	48.61	0.0037	27.36	23.33	46.08	0.0050	28.34	26.13
3	50.30	0.0031	32.19	40.70	48.11	0.0039	33.33	46.41	49.42	0.0034	31.11	35.95	47.28	0.0043	33.01	44.74
4	50.89	0.0029	34.00	50.12	48.68	0.0037	36.35	65.71	51.12	0.0028	33.70	48.41	47.81	0.0041	36.00	63.10
5	51.21	0.0028	35.44	59.15	48.94	0.0036	37.92	78.68	52.11	0.0025	36.98	70.63	48.43	0.0038	38.23	81.56
6	49.36	0.0034	28.25	25.86	48.04	0.0040	30.71	34.33	48.79	0.0036	28.10	25.41	45.96	0.0050	29.23	28.93
7	49.66	0.0033	32.38	41.60	48.48	0.0038	34.92	55.72	50.09	0.0031	33.43	46.93	47.20	0.0044	33.68	48.29
8	50.57	0.0030	33.98	49.98	48.30	0.0038	37.06	71.24	51.59	0.0026	35.73	61.18	47.66	0.0041	36.76	68.83
9	51.05	0.0028	35.37	58.71	49.17	0.0035	38.68	85.93	51.28	0.0027	37.86	78.16	48.60	0.0037	38.48	83.92
10	48.91	0.0036	25.01	17.80	47.55	0.0042	25.43	18.69	48.86	0.0036	24.75	17.28	45.71	0.0052	22.92	14.00
11	49.96	0.0032	32.02	39.90	48.01	0.0040	34.98	56.13	50.27	0.0031	34.64	53.94	47.68	0.0041	32.66	42.97
12	50.79	0.0029	34.15	51.01	48.63	0.0037	38.15	80.78	51.19	0.0028	36.62	67.74	48.12	0.0039	36.11	63.90
13	51.27	0.0027	35.64	60.52	49.07	0.0035	39.73	96.94	51.87	0.0025	38.05	79.92	48.30	0.0038	38.13	80.68
14	48.89	0.0036	25.31	18.42	47.68	0.0041	26.36	20.80	48.79	0.0036	25.22	18.24	45.89	0.0051	24.06	15.96
15	48.58	0.0037	29.05	28.35	47.52	0.0042	28.15	25.57	48.99	0.0036	28.83	27.64	45.86	0.0051	28.55	26.75
16	50.39	0.0030	34.19	51.24	48.65	0.0037	40.52	106.1	51.51	0.0027	36.68	68.22	47.85	0.0041	35.58	60.13
17	51.08	0.0028	35.21	57.64	48.88	0.0036	40.58	106.8	51.75	0.0026	38.84	87.53	48.24	0.0039	39.29	92.10
18	48.93	0.0036	25.52	18.88	47.29	0.0043	26.72	21.69	48.62	0.0037	26.11	20.21	45.96	0.0050	24.70	17.18
19	48.92	0.0036	28.46	26.48	47.55	0.0042	30.06	31.85	48.81	0.0036	29.79	30.86	46.27	0.0049	28.22	25.77
20	49.59	0.0033	32.09	40.21	48.06	0.0040	34.66	54.07	49.91	0.0032	34.02	50.23	47.16	0.0044	34.55	53.38
21	51.31	0.0027	35.23	57.76	48.96	0.0036	40.98	111.9	51.59	0.0026	39.94	99.30	48.23	0.0039	39.96	99.56
22	48.78	0.0036	25.80	19.49	47.59	0.0042	26.91	22.17	48.31	0.0038	25.65	19.17	45.86	0.0051	24.35	16.49
23	48.86	0.0036	28.78	27.49	47.59	0.0042	30.19	32.33	48.70	0.0037	28.94	27.99	45.70	0.0052	27.95	24.99
24	49.71	0.0033	31.88	39.25	47.66	0.0041	34.80	54.96	49.63	0.0033	33.37	46.60	47.32	0.0043	32.10	40.27
25	49.69	0.0033	34.14	50.96	48.34	0.0038	37.63	76.13	51.57	0.0026	35.56	59.99	47.29	0.0043	35.07	56.70

Çizelge 3.4b. (devamı)

Deney No	Silindirik sıralı				Silindirik kaydırılmış			
	S-N	f	S-N	Nu	S-N	f	S-N	Nu
1	48.31	0.0038	13.86	4.93	48.93	0.0036	16.96	7.05
2	49.54	0.0033	16.59	6.75	49.26	0.0034	19.74	9.71
3	50.95	0.0028	20.46	10.55	50.18	0.0031	24.21	16.23
4	52.55	0.0024	23.56	15.07	50.55	0.0030	26.98	22.33
5	53.15	0.0022	24.51	16.80	51.25	0.0027	31.25	36.54
6	49.56	0.0033	17.13	7.18	49.54	0.0033	19.27	9.19
7	51.05	0.0028	20.52	10.62	50.23	0.0031	24.53	16.85
8	52.22	0.0024	23.09	14.27	50.16	0.0031	27.98	25.07
9	53.61	0.0021	24.59	16.97	50.77	0.0029	29.65	30.36
10	48.07	0.0040	14.42	5.26	49.88	0.0032	20.10	10.12
11	50.93	0.0028	20.93	11.13	50.32	0.0030	26.70	21.63
12	52.31	0.0024	22.55	13.41	50.85	0.0029	28.98	28.13
13	52.75	0.0023	24.60	16.98	50.96	0.0028	31.16	36.13
14	48.28	0.0039	14.39	5.24	48.96	0.0036	16.02	6.32
15	49.39	0.0034	17.18	7.23	49.76	0.0033	19.60	9.55
16	52.46	0.0024	22.95	14.04	50.52	0.0030	29.40	29.52
17	53.36	0.0021	24.68	17.14	51.32	0.0027	31.83	39.03
18	47.91	0.0040	14.46	5.28	49.09	0.0035	16.85	6.96
19	49.52	0.0033	18.30	8.23	49.73	0.0033	20.25	10.29
20	50.80	0.0029	20.96	11.17	49.73	0.0033	26.67	21.54
21	52.64	0.0023	24.11	16.05	50.56	0.0030	32.56	42.48
22	47.93	0.0040	14.64	5.39	48.73	0.0037	17.61	7.59
23	49.02	0.0035	17.54	7.53	49.80	0.0032	20.79	10.95
24	50.96	0.0028	21.08	11.33	49.83	0.0032	25.66	19.18
25	51.84	0.0026	23.28	14.59	49.96	0.0032	28.53	26.69

Çizelge 3.5. Sıralı ve kaydırılmış levha dizilerde farklı geometrik yönlendiriciler için f faktör, faktör etkileri ve katkı oranları

5a) Altıgen kanatçıklı düzlem sıralı levha dizilimi f faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	40.92	40.99	37.22
	2	41.14	40.39	38.84
	3	40.69	40.11	41.34
	4	40.40	39.94	42.23
	5	39.33	41.05	42.86
Delta		1.82	1.11	5.64
Rank		2	3	1

Çizelge 3.6. sıralı ve kaydırılmış levha dizilerde farklı geometrik yönlendiriciler için Nu sayısı faktör etkileri ve katkı oranları

6a) Altıgen kanatçıklı düzlem sıralı levha dizilimi Nu faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	30.67	31.22	24.64
	2	30.66	31.40	28.12
	3	30.79	31.27	32.35
	4	32.33	31.27	34.63
	5	32.02	31.29	36.71
Delta		1.67	0.18	13.06
Rank		2	3	1

5b) Altıgen kanatçıksız sıralı levha dizilimi f faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	50.13	49.98	48.87
	2	49.91	49.94	49.02
	3	49.90	49.99	49.84
	4	49.78	49.89	50.47
	5	49.67	49.60	51.18
Delta		0.46	0.39	2.31
Rank		2	3	1

6b) Altıgen kanatçıksız sıralı levha dizilimi Nu faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	31.26	31.12	25.50
	2	31.00	31.27	28.67
	3	31.23	31.22	32.11
	4	31.09	31.00	34.09
	5	31.17	31.15	35.38
Delta		0.27	0.27	9.88
Rank		3	2	1

5c) Altıgen kanatçıklı kaydırılmış levha dizilimi f faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	50.06	50.10	48.16
	2	50.01	50.00	49.03
	3	49.81	49.85	49.99
	4	49.89	49.78	50.92
	5	49.86	49.91	51.53
Delta		0.26	0.31	3.37
Rank		3	2	1

6c) Altıgen kanatçıklı kaydırılmış levha dizilimi Nu faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	35.3	37.03	28.9
	2	35.53	36.39	32.29
	3	36.78	36.19	37.1
	4	36.55	35.87	40.36
	5	37.17	35.86	42.69
Delta		1.86	1.17	13.79
Rank		2	3	1

5d) Altıgen kanatçıksız kaydırılmış levha dizilimi f faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	48.26	48.22	47.51
	2	48.31	48.34	47.76
	3	48.18	48.07	48.07
	4	48.09	48.15	48.52
	5	48.03	48.08	49.01
Delta		0.28	0.26	1.49
Rank		2	3	1

6d) Altıgen kanatçıksız kaydırılmış levha dizilimi Nu faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	32.76	34.83	26.48
	2	33.36	33.95	29.66
	3	33.48	33.41	34.51
	4	34.51	33.25	37.94
	5	34.10	32.76	39.58
Delta		1.75	2.07	13.10
Rank		3	2	1

Çizelge 3.5. (devam)

5e) Kare kanatçıklı açılı kaydırılmış levha dizilimi f faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	49.37	49.23	47.86
	2	49.28	49.11	48.61
	3	49.12	49.25	49.21
	4	49.01	49.15	49.72
	5	48.96	49.02	50.34
Delta		0.41	0.23	2.48
Rank		2	3	1

Çizelge 3.6. (devam)

6e) Kare kanatçıklı açılı kaydırılmış levha dizilimi Nu faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	30.04	32.36	22.75
	2	30.81	31.56	26.76
	3	30.94	31.07	32.19
	4	31.79	30.05	35.82
	5	31.98	30.52	38.04
Delta		1.94	2.31	15.29
Rank		3	2	1

5f) Kare kanatçıksız sıralı levha dizilimi f faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	49.92	50.10	48.58
	2	50.12	49.99	48.78
	3	50.22	50.04	49.86
	4	50.12	49.93	51.39
	5	49.96	50.29	51.72
Delta		0.30	0.36	3.14
Rank		3	2	1

6f) Kare kanatçıksız sıralı levha dizilimi Nu faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	30.58	32.62	25.10
	2	31.97	32.38	28.60
	3	32.67	31.99	33.31
	4	33.09	31.99	35.66
	5	32.69	32.03	38.34
Delta		2.51	0.63	13.24
Rank		2	3	1

5g) Kare Kanatçıksız kaydırılmış levha dizilimi f faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	47.09	47.12	45.86
	2	47.03	47.10	45.97
	3	47.17	46.98	47.33
	4	47.10	47.18	47.75
	5	46.88	46.89	48.36
Delta		0.29	0.29	2.50
Rank		2	3	1

6g) Kare Kanatçıksız kaydırılmış levha dizilimi Nu faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	31.97	32.34	24.06
	2	32.21	32.35	28.46
	3	31.90	32.11	33.20
	4	32.47	31.77	35.90
	5	31.89	31.86	38.82
Delta		0.58	0.58	14.76
Rank		2	3	1

5h) Kare Kanatçıklı kaydırılmış levha dizilimi f faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	50.74	50.70	48.76
	2	51.08	50.82	49.39
	3	50.92	50.91	50.49
	4	50.58	50.78	51.89
	5	50.40	50.52	53.18
Delta		0.69	0.39	4.41
Rank		2	3	1

6h) Kare Kanatçıklı kaydırılmış levha dizilimi Nu faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	32.07	33.08	25.94
	2	32.78	32.63	29.35
	3	33.04	32.85	33.75
	4	32.78	32.54	36.21
	5	32.66	32.23	38.08
Delta		0.97	0.85	12.14
Rank		2	3	1

Çizelge 3.5. (devam)

5i) Kare kanatçıklı düz kaydırılmış levha dizilimi f faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	49.95	49.92	47.99
	2	49.99	49.83	48.94
	3	49.71	49.78	49.99
	4	49.78	49.94	50.78
	5	49.76	49.71	51.49
Delta		0.28	0.23	3.50
Rank		2	3	1

Çizelge 3.6. (devam)

6i) Kare kanatçıklı düz kaydırılmış levha dizilimi Nu faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	28.74	31.49	22.53
	2	30.37	30.68	26.68
	3	30.69	30.33	31.60
	4	30.82	30.11	34.92
	5	32.15	30.16	37.04
Delta		3.41	1.37	14.51
Rank		2	3	1

5j) Kare Kanatçıklı açılı sıralı levha f faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	49.61	49.34	47.65
	2	49.81	49.75	48.53
	3	49.76	49.70	49.59
	4	49.32	49.59	50.46
	5	49.43	49.54	51.70
Delta		0.49	0.41	4.05
Rank		2	3	1

6j) Kare Kanatçıklı açılı sıralı levha Nu faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	35.63	35.79	27.63
	2	35.88	35.54	32.19
	3	34.01	35.24	36.85
	4	35.16	35.48	38.78
	5	35.65	34.26	40.87
Delta		1.87	1.53	13.24
Rank		2	3	1

5k) Silindirik kanatçıklı sıralı levha dizilimi f faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	52.49	52.36	49.68
	2	52.49	52.42	50.99
	3	52.31	52.16	52.52
	4	52.39	52.57	53.86
	5	52.06	52.23	54.68
Delta		0.43	0.41	5.00
Rank		2	3	1

6k) Silindirik kanatçıklı sıralı levha dizilimi Nu faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	32.41	30.92	26.05
	2	30.85	31.04	28.99
	3	30.80	31.04	32.20
	4	29.99	30.66	32.96
	5	30.34	30.73	34.19
Delta		0.43	0.41	5.00
Rank		2	3	1

5l) Silindirik kanatçıksız sıralı levha dizilimi f faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	50.90	50.78	48.10
	2	50.90	50.84	49.41
	3	50.73	50.57	50.94
	4	50.81	50.98	52.28
	5	50.48	50.65	53.10
Delta		0.43	0.41	5.00
Rank		2	3	1

6l) Silindirik kanatçıksız sıralı levha dizilimi Nu faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	19.80	19.79	14.35
	2	19.95	19.80	17.35
	3	19.93	20.03	20.79
	4	20.27	20.39	23.09
	5	20.13	20.07	24.50
Delta		0.47	0.59	10.14
Rank		3	2	1

Çizelge 3.5. (devam)

5m) Silindirik kanatçıklı kaydırılmış levha dizilimi f faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	52.64	52.29	51.26
	2	52.67	52.35	51.32
	3	52.48	52.40	52.37
	4	52.03	52.47	53.02
	5	52.01	52.32	53.87
Delta		0.67	0.18	2.60
Rank		2	3	1

5n) Silindirik kanatçıksız kaydırılmış levha dizilimi f faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	52.49	52.36	49.68
	2	52.49	52.42	50.99
	3	52.31	52.16	52.52
	4	52.39	52.57	53.86
	5	52.06	52.23	54.68
Delta		0.43	0.41	5.00
Rank		2	3	1

Çizelge 3.6. (devam)

6m) Silindirik kanatçıklı kaydırılmış levha dizilimi Nu faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	29.58	30.24	22.29
	2	28.46	29.88	26.25
	3	29.95	29.38	30.82
	4	30.49	29.27	32.81
	5	29.37	29.07	35.67
Delta		2.03	1.18	13.38
Rank		2	3	1

6n) Silindirik kanatçıksız kaydırılmış levha dizilimi Nu faktör etkileri ve katkı oranları				
Level		A	B	C
SNR	1	32.41	30.92	26.05
	2	30.85	31.04	28.99
	3	30.80	31.04	32.20
	4	29.99	30.66	32.96
	5	30.34	30.73	34.19
Delta		0.43	0.41	5.00
Rank		2	3	1

Çizelge 3.7. Sıralı ve kaydırılmış levha dizilerde farklı geometrik yönlendiricilerin optimum şartları ve performans değerleri

7a) Altıgen kanatçıklı düzlem sıralı levha dizilimi optimum şartları ve performans değerleri						
Parametreler		A	B	C	Gerçek	
		Sıcaklık Değeri	Su Debisi	Reynolds Sayısı	Nusselt Sayısı	Sürtünme Katsayısı
Nusselt Sayısı	Optimum Seviye	4 ^b	2 ^c	5 ^a	77.39	0.00217
	Optimum Değer	50	9	6938.51		
Sürtünme Katsayısı	Optimum Seviye	5 ^b	4 ^c	1 ^a	44.59	0.00309
	Optimum Değer	55	15	1541.89		

7b) Altıgen kanatçıksız sıralı levha dizilimi optimum şartları ve performans değerleri						
Parametreler		A	B	C	Nusselt Sayısı	Sürtünme Katsayısı
		Sıcaklık Değeri	Su Debisi	Reynolds Sayısı		
Nusselt Sayısı	Optimum Seviye	3 ^c	2 ^b	5 ^a	51.01	0.00289
	Optimum Değer	45	9	6938.51		
Sürtünme Katsayısı	Optimum Seviye	5 ^c	5 ^b	1 ^a	50.96	0.00328
	Optimum Değer	55	18	1541.89		

7c) Altıgen kanatçıklı kaydırılmış levha dizilimi optimum şartları ve performans değerleri						
Parametreler		A	B	C	Nusselt Sayısı	Sürtünme Katsayısı
		Sıcaklık Değeri	Su Debisi	Reynolds Sayısı		
Nusselt Sayısı	Optimum Seviye	5 ^b	1 ^c	5 ^a	160.07	0.00264
	Optimum Değer	55	6	6938.51		
Sürtünme Katsayısı	Optimum Seviye	3 ^c	4 ^b	1 ^a	42	0.00354
	Optimum Değer	45	15	1541.89		

Çizelge 3.7. (devam)

7d) Altıgen kanatçiksız kaydırılmış levha dizilimi optimum şartları ve performans değerleri						
Parametreler		A	B	C	Nusselt Sayısı	Sürtünme Katsayısı
		Sıcaklık Değeri	Su Debisi	Reynolds Sayısı		
Nusselt Sayısı	Optimum Seviye	2 ^c	4 ^b	5 ^a	58.7	0.0028
	Optimum Değer	35	15	6938.51		
Sürtünme Katsayısı	Optimum Seviye	5 ^b	5 ^c	1 ^a	27.49	0.0036
	Optimum Değer	55	18	1541.89		

7e) Kare kanatçıklı açılı düz sıralı levha dizilimi optimum şartları ve performans değerleri						
Parametreler		A	B	C	Nusselt Sayısı	Sürtünme Katsayısı
		Sıcaklık Değeri	Su Debisi	Reynolds Sayısı		
Nusselt Sayısı	Optimum Seviye	5 ^b	1 ^c	5 ^a	118.12	0.00274
	Optimum Değer	55	6	6938.51		
Sürtünme Katsayısı	Optimum Seviye	4 ^b	1 ^c	1 ^a	38.12	0.0033
	Optimum Değer	50	6	1541.89		

7f) Kare kanatçıklı açılı kaydırılmış levha dizilimi optimum şartları ve performans değerleri						
Parametreler		A	B	C	Nusselt Sayısı	Sürtünme Katsayısı
		Sıcaklık Değeri	Su Debisi	Reynolds Sayısı		
Nusselt Sayısı	Optimum Seviye	5 ^b	1 ^c	5 ^a	94.27	0.00314
	Optimum Değer	55	6	6938.51		
Sürtünme Katsayısı	Optimum Seviye	5 ^b	2 ^c	1 ^a	22.12	0.0037
	Optimum Değer	55	9	1541.89		

Çizelge 3.7. (devam)

7g) Kare kanatçksız düz sıralı levha dizilimi optimum şartları ve performans değerleri						
Parametreler		A	B	C	Nusselt Sayısı	Sürtünme Katsayısı
		Sıcaklık Değeri	Su Debisi	Reynolds Sayısı		
Nusselt Sayısı	Optimum Seviye	4 ^b	1 ^c	5 ^a	87.52	0.00259
	Optimum Değer	50	6	6938.51		
Sürtünme Katsayısı	Optimum Seviye	1 ^c	5 ^b	1 ^a	15.39	0.00383
	Optimum Değer	50	18	1541.89		

7h) Kare kanatçksız kaydırılmış levha dizilimi optimum şartları ve performans değerleri						
Parametreler		A	B	C	Nusselt Sayısı	Sürtünme Katsayısı
		Sıcaklık Değeri	Su Debisi	Reynolds Sayısı		
Nusselt Sayısı	Optimum Seviye	4 ^b	1 ^c	5 ^a	92.1	0.00387
	Optimum Değer	50	6	6938.51		
Sürtünme Katsayısı	Optimum Seviye	5 ^b	5 ^c	1 ^a	24.98	0.00519
	Optimum Değer	55	18	1541.89		

7i) Kare kanatçıklı düz sıralı levha dizilimi optimum şartları ve performans değerleri						
Parametreler		A	B	C	Nusselt Sayısı	Sürtünme Katsayısı
		Sıcaklık Değeri	Su Debisi	Reynolds Sayısı		
Nusselt Sayısı	Optimum Seviye	3 ^b	1 ^c	5 ^a	85.53	0.00214
	Optimum Değer	45	6	6938.51		
Sürtünme Katsayısı	Optimum Seviye	5 ^b	5 ^c	1 ^a	18.38	0.0036
	Optimum Değer	55	6	1541.89		

Çizelge 3.7 (devam)

7j) Kare kanatçıklı düz kaydırılmış levha dizilimi optimum şartları ve performans değerleri						
Parametreler		A	B	C	Nusselt Sayısı	Sürtünme Katsayısı
		Sıcaklık Değeri	Su Debisi	Reynolds Sayısı		
Nusselt Sayısı	Optimum Seviye	5 ^b	1 ^c	5 ^a	98.53	0.0027
	Optimum Değer	55	6	6938.51		
Sürtünme Katsayısı	Optimum Seviye	3 ^b	3 ^c	1 ^a	20.71	0.00357
	Optimum Değer	45	12	1541.89		

7k) Silindirik kanatçıklı düzlem sıralı levha dizilimi optimum şartları ve performans değerleri						
Parametreler		A	B	C	Nusselt Sayısı	Sürtünme Katsayısı
		Sıcaklık Değeri	Su Debisi	Reynolds Sayısı		
Nusselt Sayısı	Optimum Seviye	1 ^b	2 ^c	5 ^a	62.51	0.183
	Optimum Değer	35	9	6938.51		
Sürtünme Katsayısı	Optimum Seviye	5 ^b	5 ^c	1 ^a	29.89	0.00294
	Optimum Değer	55	18	1541.89		

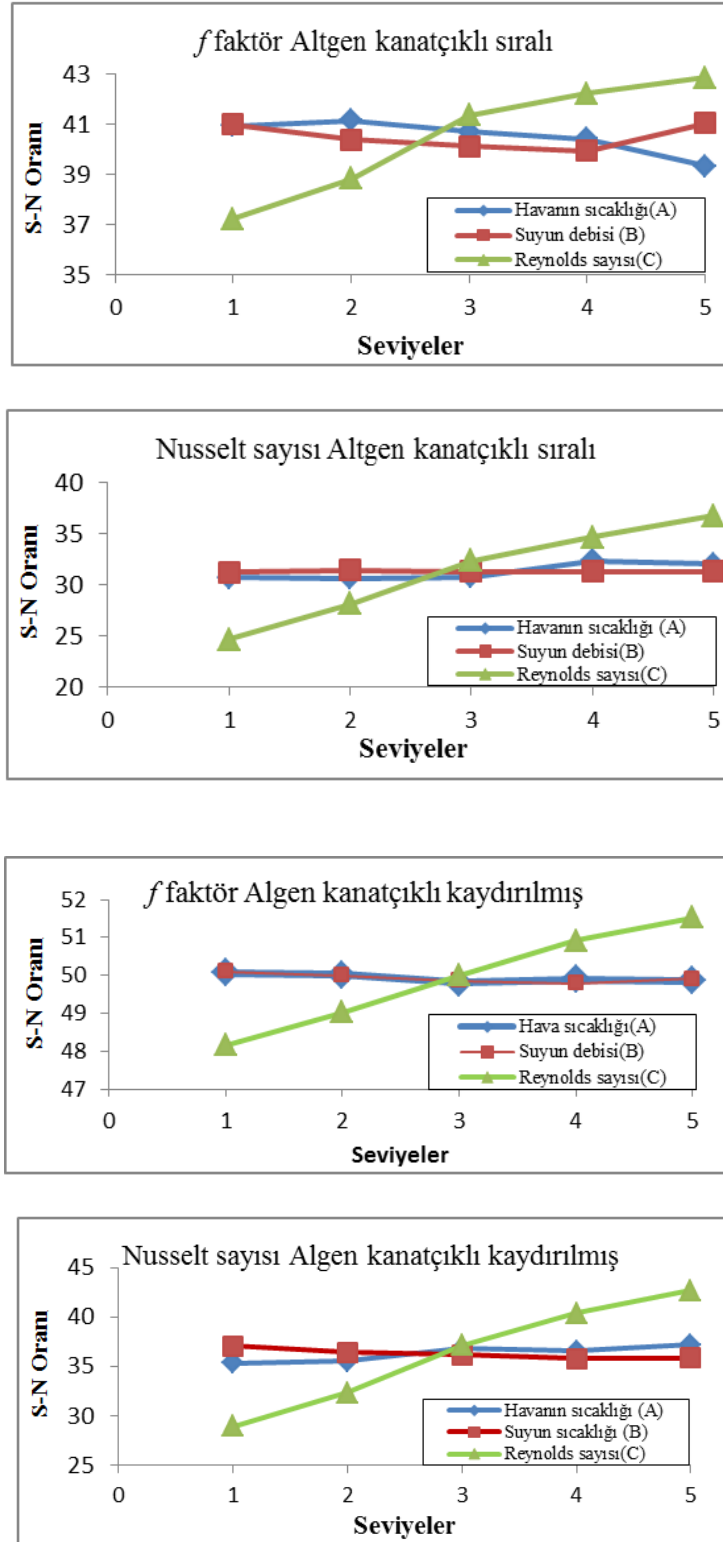
7l) Silindirik kanatçıksız düzlem sıralı levha dizilimi optimum şartları ve performans değerleri						
Parametreler		A	B	C	Nusselt Sayısı	Sürtünme Katsayısı
		Sıcaklık Değeri	Su Debisi	Reynolds Sayısı		
Nusselt Sayısı	Optimum Seviye	4 ^c	4 ^b	5 ^a	17.13	0.00215
	Optimum Değer	50	15	6938.51		
Sürtünme Katsayısı	Optimum Seviye	5 ^b	3 ^c	1 ^a	7.53	0.00354
	Optimum Değer	55	12	1541.89		

Çizelge 3.7 (devam)

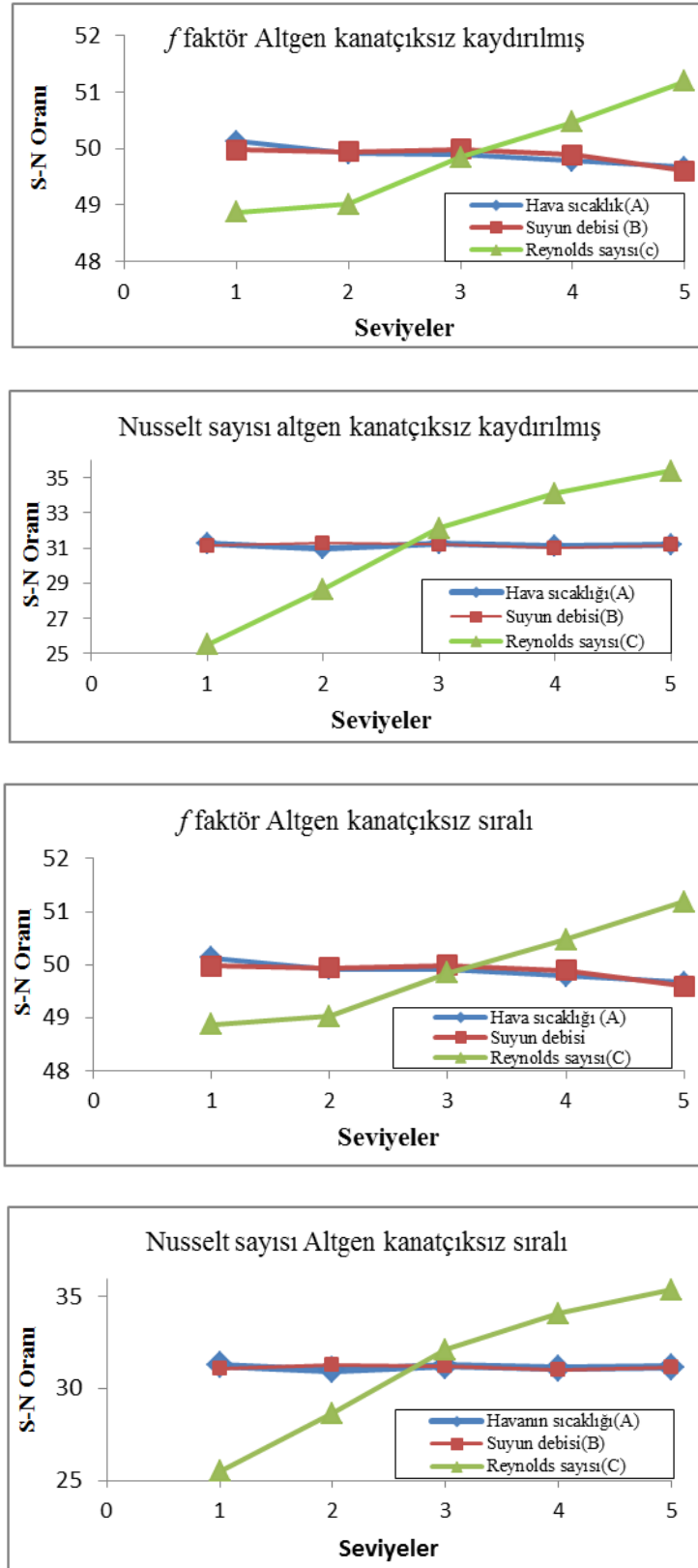
7m) Silindirik kanatçıklı kaydırılmış levha dizilimi optimum şartları ve performans değerleri						
Parametreler		A	B	C	Nusselt Sayısı	Sürtünme Katsayısı
		Sıcaklık Değeri	Su Debisi	Reynolds Sayısı		
Nusselt Sayısı	Optimum Seviye	4 ^b	1 ^c	5 ^a	59.32	0.0028
	Optimum Değer	50	6	6938.51		
Sürtünme Katsayısı	Optimum Seviye	5 ^b	5 ^c	4 ^c	45.01	0.00231
	Optimum Değer	55	15	1541.89		

7n) Silindirik kanatçıksız kaydırılmış levha dizilimi optimum şartları ve performans değerleri						
Parametreler		A	B	C	Nusselt Sayısı	Sürtünme Katsayısı
		Sıcaklık Değeri	Su Debisi	Reynolds Sayısı		
Nusselt Sayısı	Optimum Seviye	5 ^c	1 ^b	5 ^a	42.48	0.00296
	Optimum Değer	55	6	6938.51		
Sürtünme Katsayısı	Optimum Seviye	5 ^b	4 ^c	1 ^a	7.59	0.00336
	Optimum Değer	55	15	1541.89		

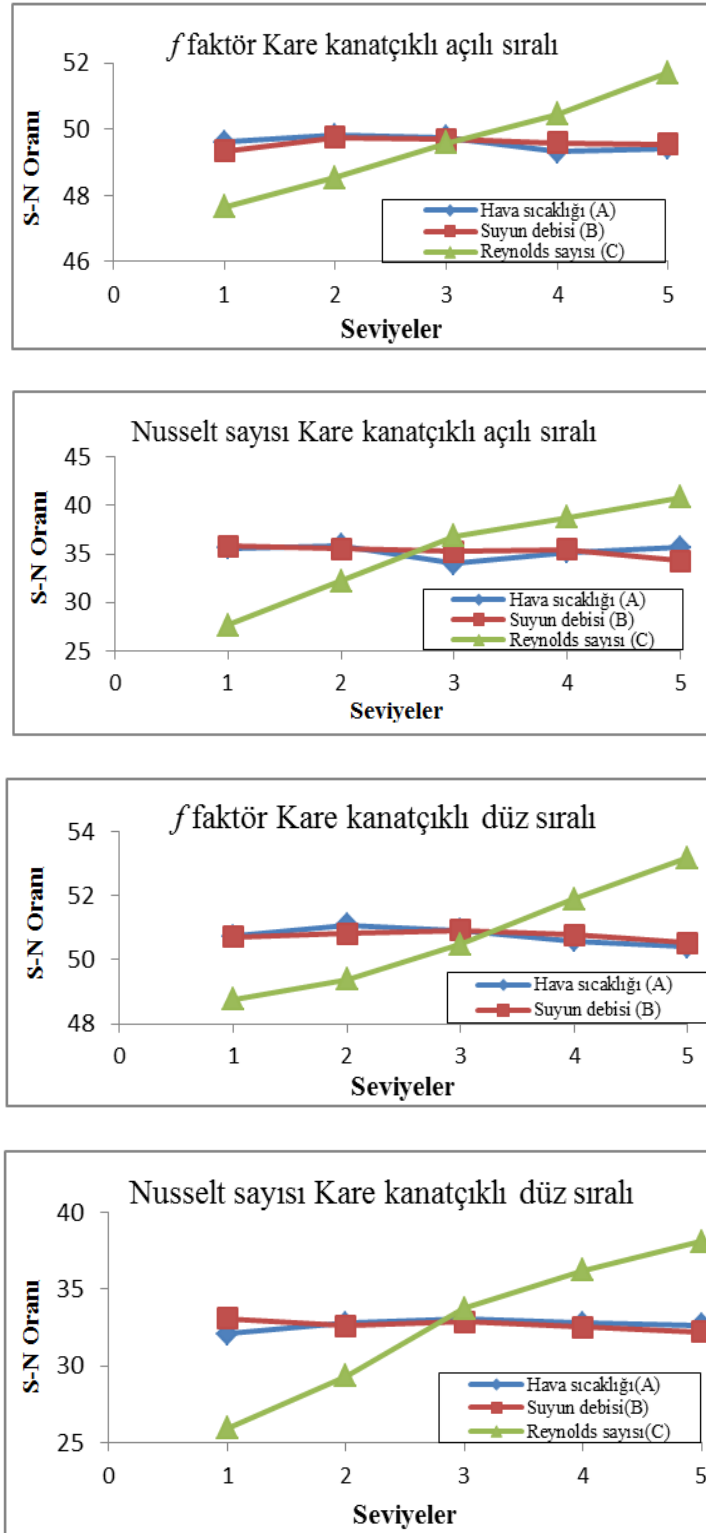
^a En etkili parametre ^b İkinci etkili parametre ^c Üçüncü etkili parametre



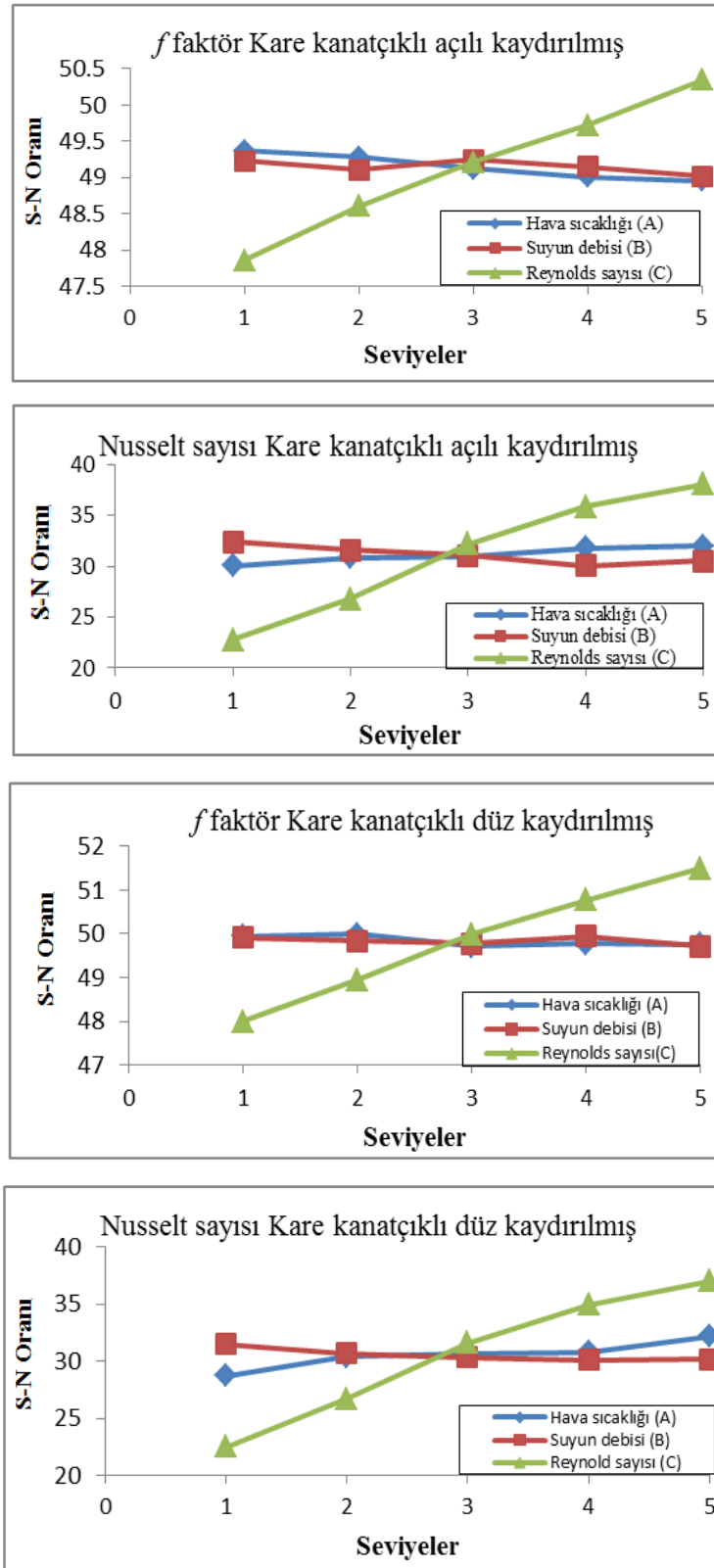
Şekil 3.5a. Altgen kanatçıklılar için SNR, f katsayıları ve Nu faktörlerin etkileri ve katkı oranları



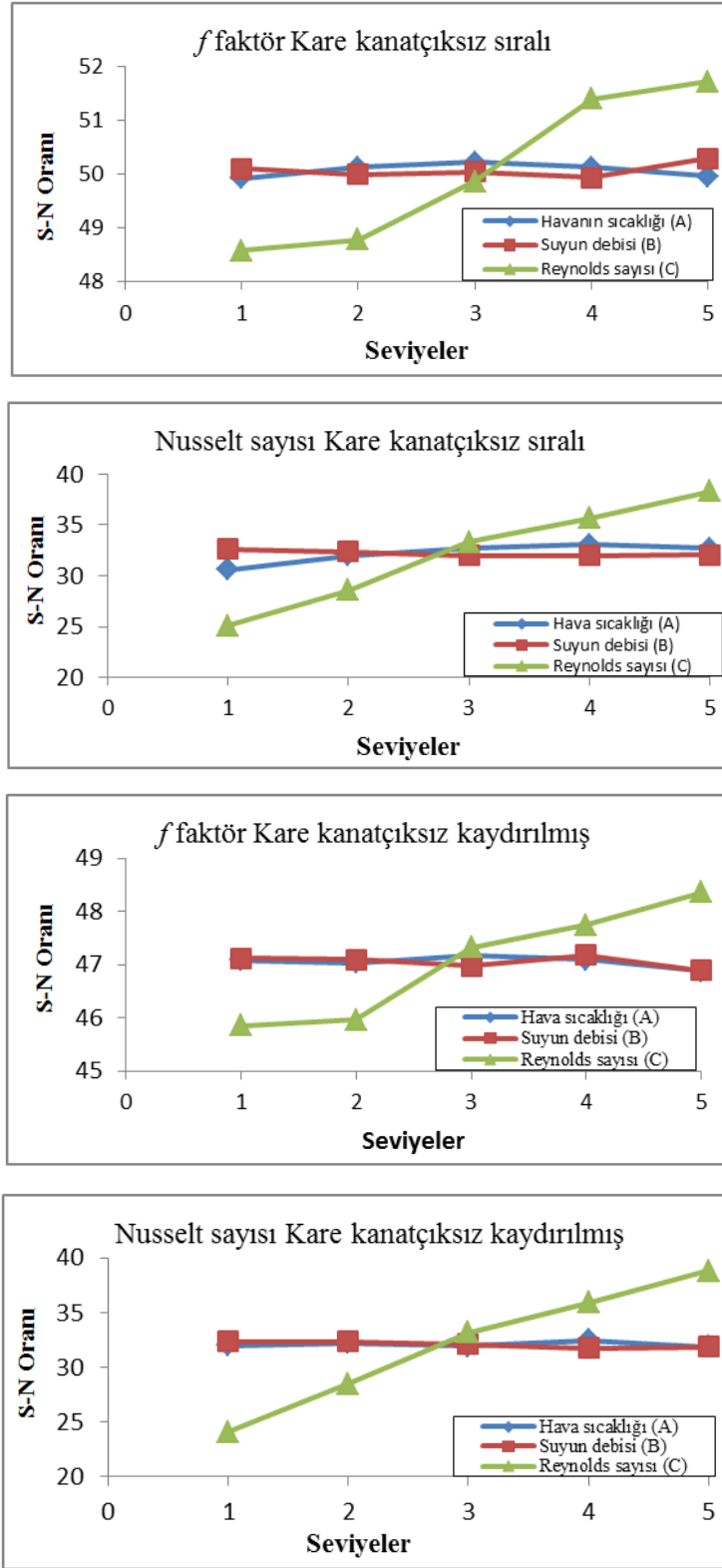
Şekil 3.5b. Altgen kanatçiksızlar için SNR, f katsayıları ve Nu faktörlerin etkileri ve katkı oranları



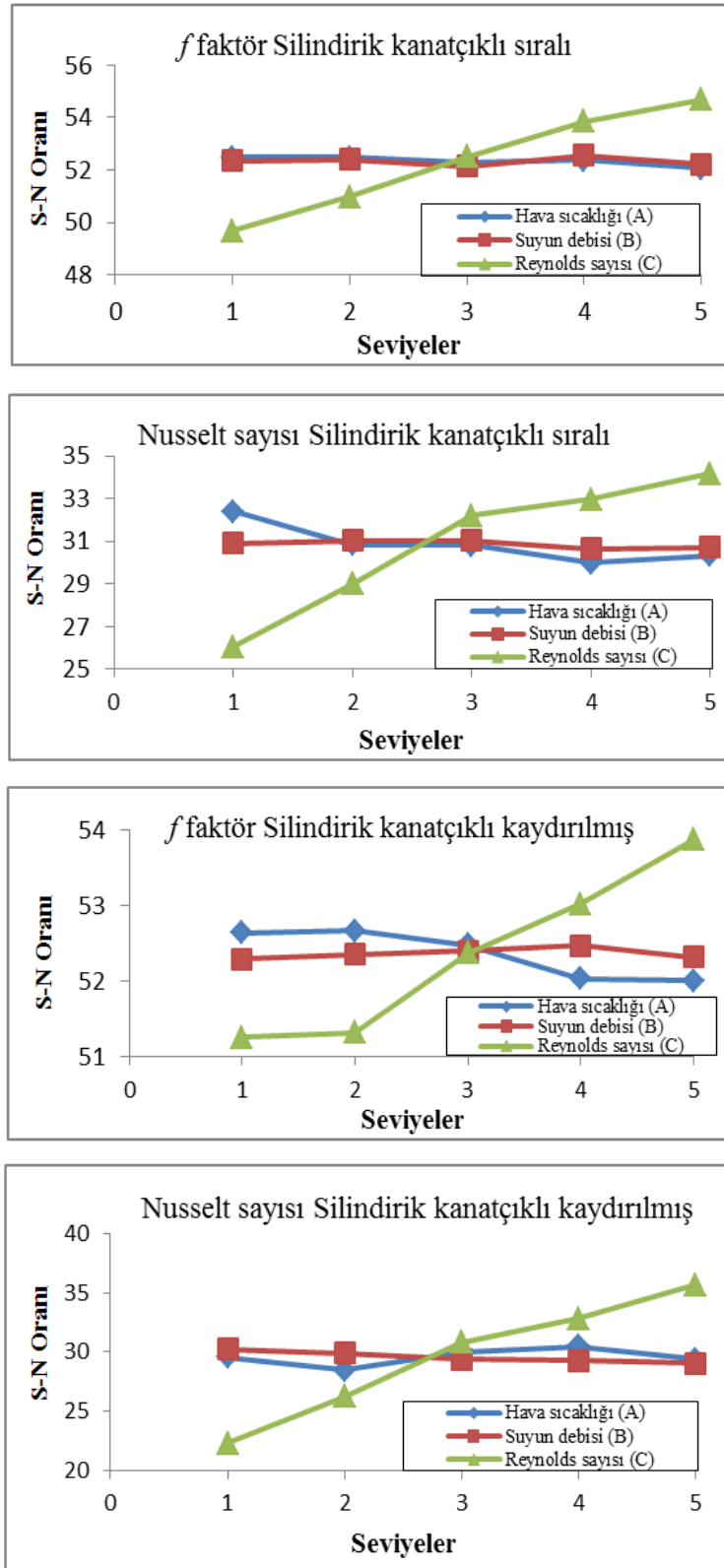
Şekil 3.6a. Kare kanatçıklılar için SNR, f katsayıları ve Nu faktörlerin etkileri ve katkı oranları



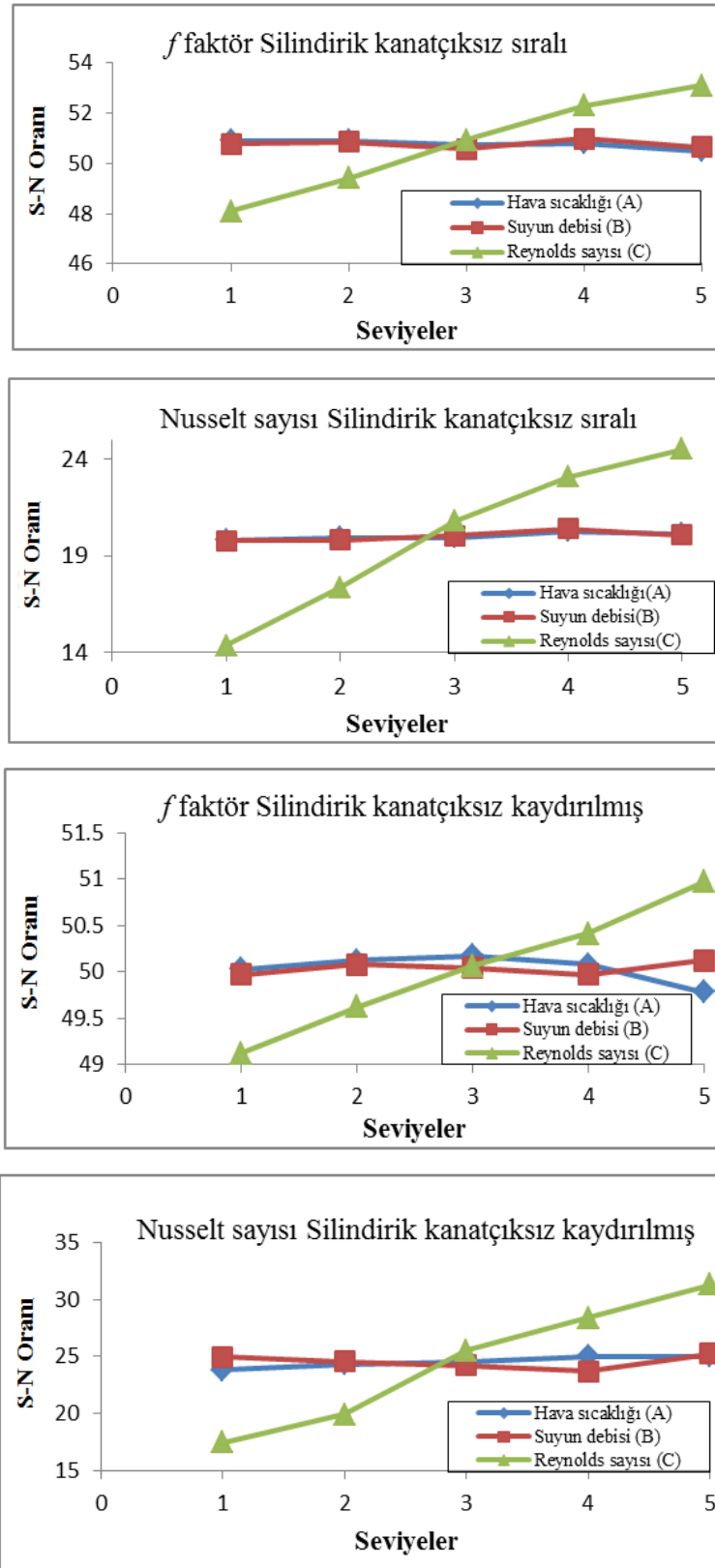
Şekil 3.6b. Kare kanatçıklı açılılar için SNR, f katsayıları ve Nu faktörlerin etkileri ve katkı oranları



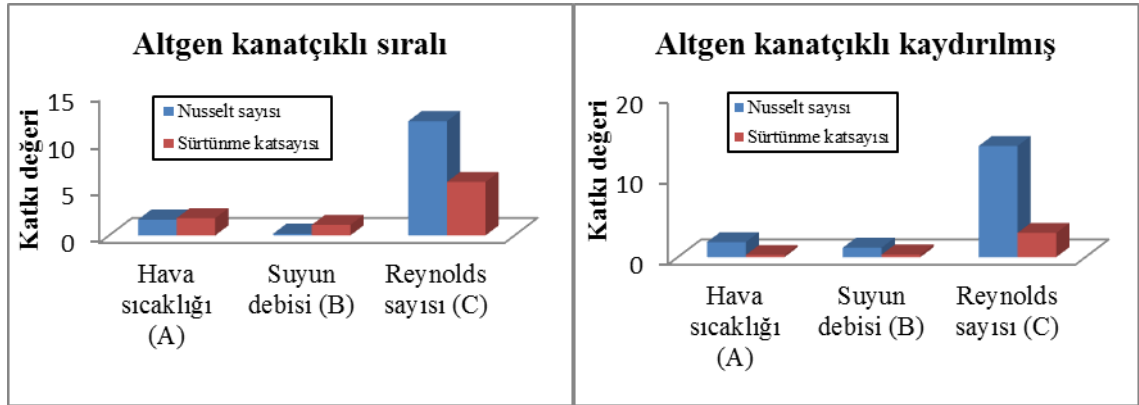
Şekil 3.7. Silindirik kanatçıklılar için SNR, f katsayıları ve Nu faktörlerin etkileri ve katkı oranları



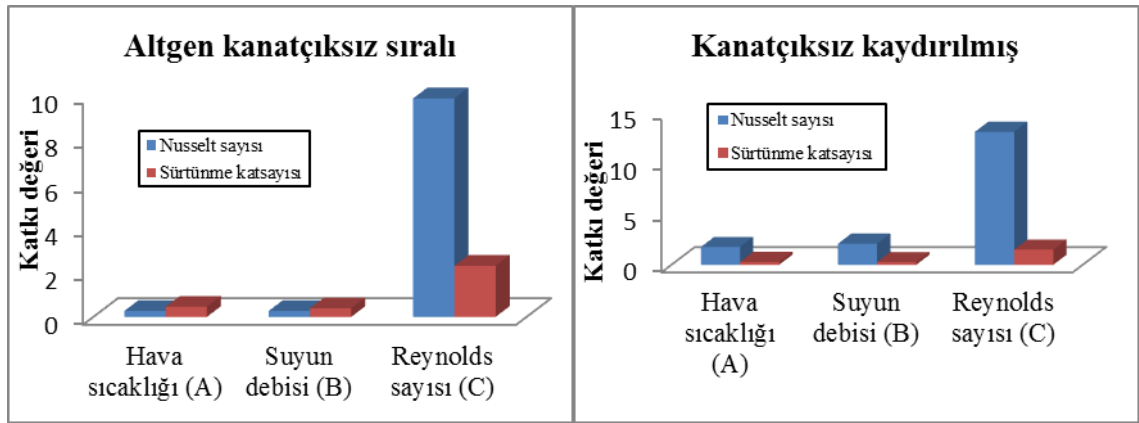
Şekil 3.8. Silindirik kanatçüksızlar için SNR, f Katsayıları ve Nu faktörlerin etkileri ve katkı oranları



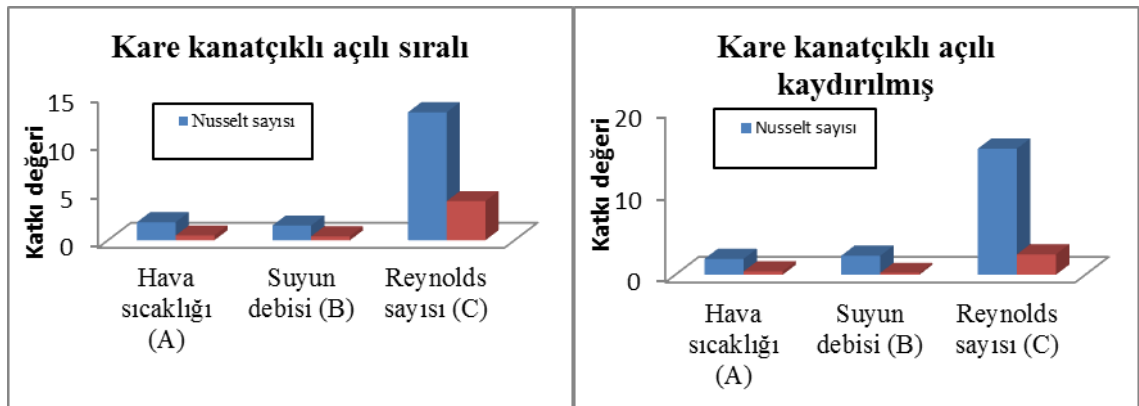
Şekil 3.9a. Silindirik kanatçıklılar için A, B, C faktörlerinin katkı yüzdeleri



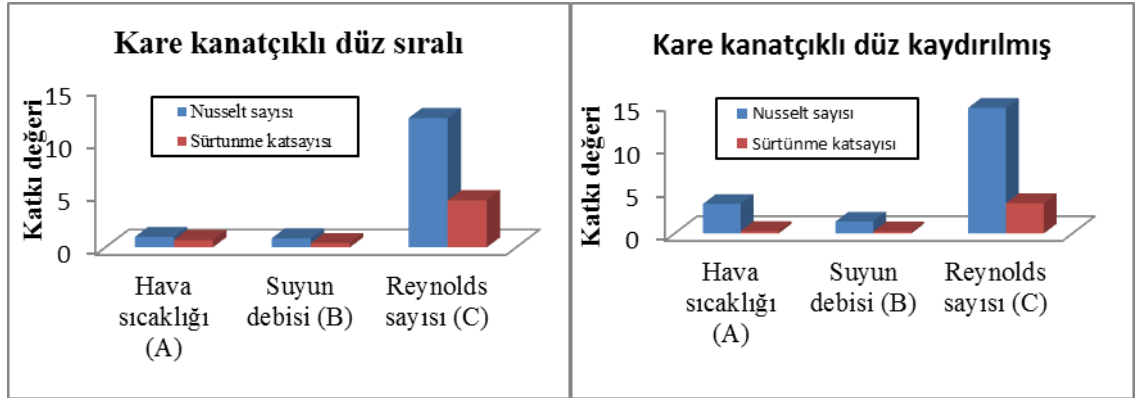
Şekil 3.9b. Altıgen kanatçıklı sıralı için A, B, C faktörlerinin katkı yüzdeleri



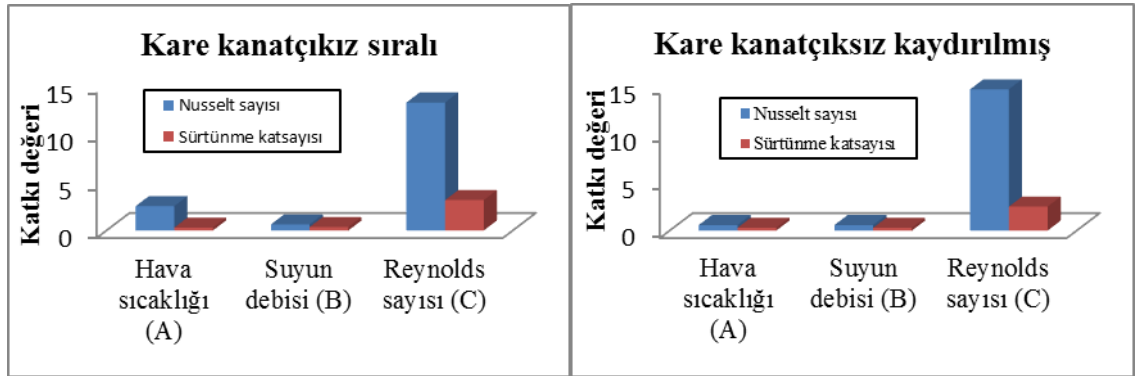
Şekil 3.10a. Kare kanatçıklı sıralı için A, B, C faktörlerinin katkı yüzdeleri



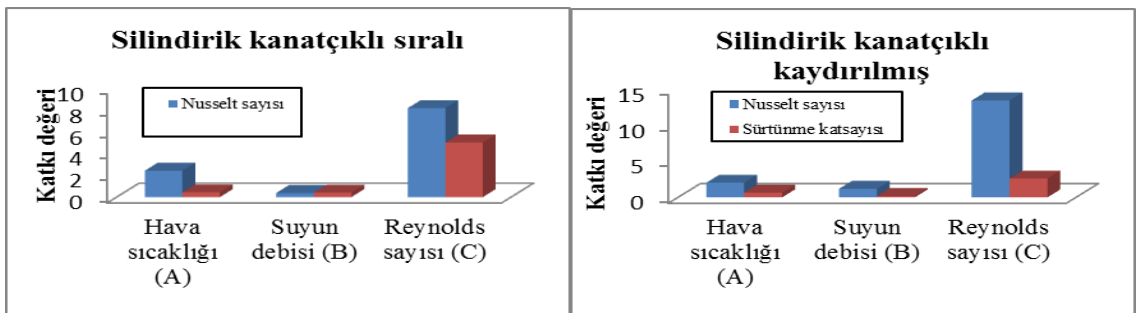
Şekil 3.10b. Kare kanatçıklı açılı için A, B, C faktörlerinin katkı yüzdeleri



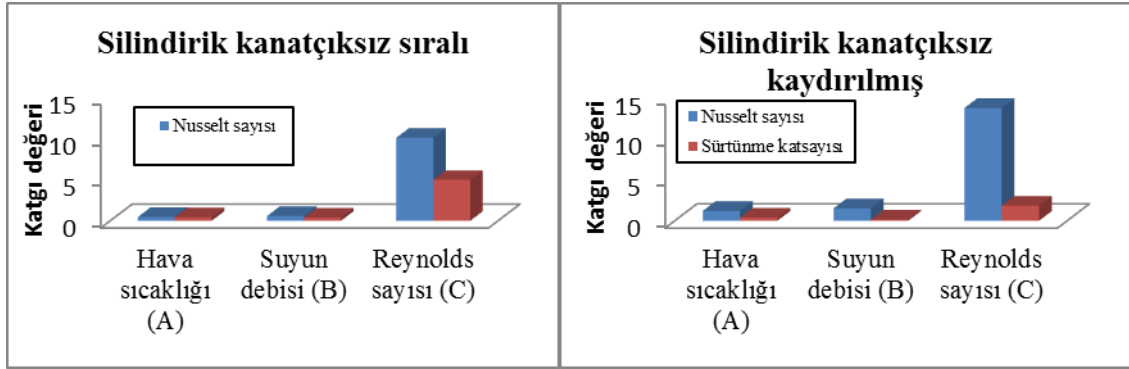
Şekil 3.10c. Kare kanatçiksızlar için A, B, C faktörlerinin katkı yüzdeleri



Şekil 3.11a. Silindirik kanatçıklı için A, B, C faktörlerinin katkı yüzdeleri



Şekil 3.11b. Silindirik kanatçıklı için A, B, C faktörlerinin katkı yüzdeleri



Şekil 3.11c. Silindirik kanatçksız için A, B, C faktörlerinin katkı yüzdeleri

3.4.3.c. Taguchi sonuçları

Bu çalışmada özellikle farklı geometrik özelliklere göre dizayn edilmiş olan dikdörtgen kesitli çapraz akışlı HRV sistemin analizi yapılırken tek bir yöntemle bağlı kalınmamış farklı metodlar uygulanmaya çalışılmıştır. Her yöntemin kendi açısından iyi sonuçlar verdiği durumlar olabilir. Nitekim bu çalışmada faktör etkilerinin grafiksel gösterimi yöntemi, yanı sıra varyans analizi yöntemi de uygulanmıştır. Deneysel çalışmalara başlamadan önce yapılan deney tasarımı ile deney sayısını önemli ölçüde azaltan ve parametrelerin optimize edilmesini sağlayan Taguchi deneysel tasarım metodu, bu çalışmada başarılı bir şekilde uygulanmıştır. Taguchi yaklaşımı ve doğrulama deneyleri sonuçlarının karşılaştırılması neticesinde, iki sonucunda birbirine son derece yakın olduğu tespit edilmiştir. Bu sonuçlara göre, Taguchi deneysel tasarım metodunun, bir ısı değiştiricisindeki optimum tasarım parametrelerinin belirlenmesinde başarılı bir şekilde uygulanabileceği görülmüştür. Bundan dolayı, farklı geometrik özelliklere sahip borulu kanatçıklı yönlendiricilerin dikdörtgen kesit içerisine yerleştirilmesi ile oluşturulan çapraz akışlı HRV sisteminde, Taguchi deneysel tasarım metodu ile incelenmiş ve optimum parametreler belirlenmiştir. Bu analizlere ilave olarak ANOVA analizleri yapılmış ve parametrelerin friction faktör ve Nusselt sayısı üzerindeki etkileri yüzde olarak belirlenmiştir. Buna göre;

Çizelge 3.4’de kanatçıklı ve kanatçksız yönlendiricilerin deney planına göre f ve Nu değerleri için S/N oranları gösterilmiş ve deney planına göre beş deney seviyesi için

Signal-Noise değerlerinin ortalama değerleri Çizelge 3.5’de friction faktör ve Çizelge 3.6’da Nusselt sayısına ait faktör etkileri ve katkı oranları A, B, C faktörleri için verilmiştir.

A, B, C faktörlerinin max. ve min. değerlerinin toplamının her birinin max-min. değerine (Delta) bölünmesi ile her birinin etki sıralaması (Rank) gösterilmiştir. Bu tablolardan yola çıkarak A, B, C faktörlerinin Nu sayısı ve friction faktör için optimum seviye ve değerlerine karşılık gelen seviye ve etki derecelerine ait bütün sonuçlar Çizelge 3.7’de verilmiştir. Ayrıca bu optimum şartlar ve performans değerlerinin doğruluğunu test edebilmek için belirlenen optimum şartlarında doğrulama deneyleri yapılmış ve onları gerçek sonuçları Çizelge 3.7’de “Nu sayısı ve friction faktörü” sütunlarında verilmiştir. Çizelge 3.7’de friction faktör ve Nu sayısı için doğrulama deneylerinde elde edilen performans değerleri hesaplanan güven aralığı içinde olduğu için deneysel sonuçların % 5 hata seviyesinde kabul edilebilir olduğu söylenebilir.

Ortalama S/N oranlarının en yüksek değerlerinin alınmasıyla elde edilen optimum değerler incelendiğinde; Reynolds sayısının beşinci seviyesinde ısı transferinin en iyi sonucu verdiği Şekil 3.5-3.8’deki grafiklerde her bir durum için ayrı ayrı gösterilmiştir. Bu grafikler incelendiğinde, friction faktör ve Nusselt sayısı üzerinde en etkili parametrenin Reynolds sayısı olduğu gözlemlenmiştir. Bu sonuçlar ısı transferi analizindeki değerlendirmelerle aynı olduğunu göstermiştir. Çünkü friction faktör (sürtünme kaybı) Reynolds sayısının artışı ile minimize edilir. Yine Reynolds sayısının artışı ile Nusselt sayısı (ısı transfer miktarı) arttığı bilinmektedir. Hava sıcaklığı ve suyun debisinin bu iki özelliğin üzerine etkileri birbirine çok yakın olup S/N yüzdesi çok düşüktür.

Gerçekleştirilen ANOVA analizleri neticesinde ısı transferi üzerindeki en etkili olan parametrenin Reynold sayısı olduğu Şekil 3.9-3.11’deki grafiklerde belirtilmiştir. Bu grafiklerde farklı seviyelerde her bir parametrenin performans karakteristiğine olan etkilerinin (Nusselt sayısı ve friction faktörü üzerine) katkı yüzdeleri her bir farklı geometrik durum için ayrı ayrı Şekil 3.9-3.11’deki grafiklerde verilmiştir. Grafikler A,

B, C faktörleri ile SNR yüzdeleri ve katkı yüzdeleri ilgili parametrenin performans istatistiği üzerindeki etkisini ve grafiklerde seçilen seviye aralıklarında optimum seviyeler gösterilmiştir. Çalışmamızda faktör etkileri ve katkı yüzdelerinin grafiksel gösterimi metodu ve varyans analizi metodu kullanılarak elde edilen sonuçlar, daha önce modelin tanımlandığı MİNİTAB version 15 paket programında % 95 güvenlik düzeyinde tahmin sonucu elde edilen sonuçlar Çizelge 3.5 ve 3.6 'da gösterilmiştir.

3.4.4. Sayısal analiz

3.4.4.a. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin tanımı ve teorisi

Bu bölümün amacı hesaplanan analitik sonuçlarla nümerik sonuçları karşılaştırarak çözümlerin sonuçlarını geçerli kılmaktır. Genel olarak Hesaplamalı (Sayısal) Akışkanlar Dinamiği (HAD veya SAD) veya Computational Fluid Dynamics (CFD) olarak bilinen hesaplama yöntemi kullanılarak her türlü akışkan ve akışın değişik şartlardaki analizini yapmaya yarayan bir yöntemdir. CFD, sonlu hacim elemanı kullanarak bütün durumlar için modeller oluşturur. Probleme ait üç temel fiziksel özellik olan, kütlelerin korunumu, Newton'un ikinci hareket kanunu ve enerjinin korunumunu denklemleri sayısal çözümlerle akış içindeki genel sıcaklık, hız ve basınç dağılımlarının genel davranışı konusunda detaylı verilere ulaşma imkanı sağlar. CFD belli şartlarda tanımlanmış sınır şartlarına göre farklı noktalardaki değerleri elde etmek için algoritmalar ve sayısal yöntemler kullanarak bu denklemleri çözen tekniktir. CFD endüstrinin çeşitli dallarında (*Aerospace, Automotive, Biology, Building, Civil Engineering, Chemical Process, Electrical, Environmental, Mechanical, Turbomachinery, Oceanography, Marine*, gibi) çok amaçlı problemlerin çözümünde araştırma geliştirme ve ürün tasarımında temel araştırmaları yürütmek için modern bilgisayarlar yardımı ile hızlı bir şekilde çözmeye çalışır (Zhukauskas 1972, Durmaz 2009, Wang 2010). Son yıllarda CFD teorisi ve yazılım programlarındaki gelişmeler yüksek türbülanslı akışların ve dinamik sistemlerin nümerik olarak incelenmesine ve sanal ortamda simüle edilmesine imkan sağlamıştır. CFD günümüzde çok güncel hale gelmiş bu konuda branşlaşmaya gidilmeğe çalışılmaktadır. Simülasyon teknikleri açısından büyük önem arz etmesi çözüm

metodolojisinin önemini arttırmıştır. Onun için bir problemin çözümünde metodoloji olarak aşağıdaki temel işlemlerin takip edilmesi sıralama açısından dikkate alınmalıdır.

3.4.4.b. Metodoloji

a) Ön İşlem

- 1- Nümerik çözüm işleminden önce akış problemine ait başlıca hesaplama bölgesi için geometrik cismin temsili modeli oluşturularak tanımlanır.
- 2- Akışkan bulunduğu hacim çok sayıda küçük bölgelere bölünür (kontrol hacmi vya elemanlar) cell er ve grid ler(mesh) oluşturulur.
- 3- Matematiksel denklemler ile fiziksel modelin veya olayın tanımı
- 4- Akışkan özelliklerinin tanımlanması
- 5- Kontrol hacminde uygun sınır şartlarının belirlenmesi.

Ön işlemden önce akış probleminin CFD çözümünün doğruluğu açısından hücre veya elemanların sayısı önemli rol oynamaktadır (Zhukauskas 1972, Durmaz 2009) CFD çözümünün hassasiyeti grid teki hücrelerin sayısı ile yakından ilgilidir. Genelde hücre (cell) sayısı arttıkça çözüm hassasiyeti daha iyi olmaktadır, bu her zaman geçerli olmayabilir.

b) Çözüm

Denklemlerin nümerik çözüm tekniklerine göre türünü belirlemek. Nümerik çözüm teknikleri açısından üç farklı yöntem vardır. Bunlar; *Sonlu farklar*, *Sonlu Hacim* ve *Sonlu elemanlar* yöntemi olmak üzere. Bunun içinde önce basit fonksiyonlar yardımı ile akışa ait bilinmeyenler için bir yaklaşımı. Mevcut akış denklemlerine (süreklilik, momentum ve enerji) yaklaşımların yerine konması ve sonrası değişkenlere ait matematiksel işlemlerin ve cebirsel denklemlerin çözülmesi.

c) İşlem Sonrası

Bu basamak CFD analizinde son işlemdir ve CFD'nin görüntüleri ve animasyonları ile tahmini akış datalarının yorumlanmasını içerir. CFD görüntüleri tahmini datalardan elde edilir. Data sonuçları itibarı ile, akış bölgesinin geometrisi ve grid(mesh-örgü) görüntüsü, vektör grafikleri, contour (gölgeli) grafikleri, partikül izleme, görüntü düzenlemeleri ve renk komutları gibi sonuçlanan çözümleri analiz etmek ve görselleştirmektir.

3.4.4.c. Modelin oluşturulması ve problemin tanımı

Bu çalışmada borulu kanatçıklı çapraz akışlı bir ısı değiştiricisinde tasarım parametrelerinin kapasiteye ve basınç düşümüne olan etkilerinin, sayısal analizde incelenebilmesi için ilk aşama modelin oluşturulmasıdır. Model oluşturulurken ısı değiştiricisinin tamamının modellenmesi hem zahmetli, hem de analiz aşamasında hayli zaman alan bir işlemdir. Bu sebeple ısı değiştiricisinin tüm özelliklerini taşıyan, indirgenebilecek en küçük simetrik parça seçilip model oluşturulmuştur dolayı. Nümerik modelin hassas olmasından dolayı ısı transferi ile ilgili detaylı bilgi elde edilebilir. Diğer taraftan deneysel sonuçlar nümerik sonuçların doğruluğundan emin olmak kullanılır. Deneysel analizlerin sonuçları nümerik olanlarla doğrulanırsa, incelenen ısı değiştiricisi sayısal modeli kullanarak güvenli bir şekilde analiz edilebilir. Aşağıda Şekil 3.4'de analiz edilen çapraz akışlı ısı değiştiricisinin görüntüsü verilmiştir. Soğuk akışkan(su), yönlendiricilerin yüzeylerinden ve yönlendiricilerin içinde bulunduğu kanal içerisinden geçen sıcak akışkandan(hava) ısıyı taşınılma alır. Şekil 3.3 ve 3.4'de yönlendiricilerin akış yönü doğrultusunda plaka üzerine yerleşimi ve geometrik özellikleri Çizelge 3.2'de verilmiştir. Burada iki farklı şekilde dizayn edilmiş kanal plakaları ile yönlendiricilerin yerleşimi ve altı farklı yönlendiricinin geometrik özellikleri gösterilmiştir. Yönlendiriciler ve plakalar ısı iletkenlikleri iyi olan alüminyum alaşımından (6061) yapılmıştır. Yine çalışma akışkanı olarak düşünülen havanın yoğunluğu, viskozitesi, ısı iletkenliği özgül ısı kapasitesi gibi fiziksel özellikler aşağıdaki eşitlikte her birisi için yerine yazılarak hesaplanır.

$$f(T) = A_1 + A_2T + A_3T^2 + \dots \quad (87)$$

bu eşitlik yardımı ile bütün fiziksel özellikler (verilen eşitlikler (2) ve (10)'a göre) test bölgesine girişteki akışkanın giriş sıcaklığına göre hesaplanır. Çünkü çoğu akışkanların fiziksel özellikleri sıcaklıkla değişmektedir. Sıvı akışkanların viskozitesi ve Prandtl sayısı sıcaklıkla değişir. Bu değişiklikler hem sıcaklık hem de hız profillerini etkiler. Hesaplama yükünü kolaylaştırmak için tanımlanan modele ait bazı tahmin ve basitleştirmeler yapılır. Isı değiştiricisinin bütün geometrisini tam olarak temsil eden model üzerinde akış yönü doğrultusunda akış giriş ve gelişmiş hidrodinamik bölgeye ait etkileri nümerik olarak analiz bulunur. Aynı zamanda alt ve üst plakalar ile yönlendiricilerin mesh (örgü-grid) sayıları ve yapısı hesaplama hassasiyetine göre belirlenebilir. Farklı yönlendiriciler içeren ısı değiştiricisi kanalın üzerinde alınan simetrik kesitlerde akışa ait farklı fiziksel davranışına ait ANSYS-FLUENT görüntüleri Şekil 15a ve b'de verilmiştir. Bu görüntüler farklı geometriler için aynı analiz şartlarında incelenerek analiz edilmeye çalışılmıştır. Yine bunlara ait vektörel ve contour grafiklerinin yanı sıra akım çizgileri, momentum, süreklilik, enerji ısı transferinin iterasyon sayısına bağlı yakınsama eğrileri ayrı ayrı belirlenmiş ve sonuçlar kısmında analiz edilerek verilmeye çalışılmıştır.

3.4.4.d. Temel fizik prensipleri ve sınır şartları

Genelde ele alınan fiziksel modele ait sayısal problemin çözümünde akışın incelenmesi için süreklilik, momentum (Navier Stokes denklemleri) ve enerji denklemlerinin çözümünde, dikkatli bir şekilde belirlenen uygun başlangıç ve sınır şartları ile beraber çözülmesi gerekir. Bir problem ele alınırken, giriş sınır şartı, çıkış sınır şartı, simetri sınır şartı, duvar (cidar) sınır şartı, ısıl sınır şartları, adyabatik duvar sınır şartı ve ara yüzey sınır şartları her bir durum için ayrı ayrı tanımlanması gerekir.

Giriş sınır şartı, akışkan giriş sıcaklığında ($T_g = 320K$) viskozite ve kanalın hidrolik çapına dayalı Re sayısından ($Re_{dh} \cong 3854$) hesaplanan başlangıçtaki tahmini üniform

hava hızı ($u_g=5$ m/sn) dir. Kartezyen koordinatlarda x yönündeki akışkanın hız vektörü bileşenleri her üç yönde $(u_i) = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k}$ şeklinde yazılır. y ve z yönlerinde $v = 0$, $w = 0$ olarak tanımlanmıştır. Yine türbülans akış için türbülanslı kinetik enerji üretimi $(k_g = 1 \text{ m}^2/\text{s}^2)$ ve türbülanslı kinetik enerji yayımı $(\varepsilon_g = 1 \text{ m}^2/\text{s}^2)$ şartlarında verilmiştir.

Çıkış sınır şartı, bütün analizlerde dış yüzeyde çıkış basıncı statik basınç değerinde tutulmuş olup, $P_c = 0$ (Pa) ve yine türbülans akış için türbülanslı kinetik enerji üretimi ve yayımı sırası ile $\frac{\partial k}{\partial y} = 0$ ve $\frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = 0$ olarak verilmiştir.

Simetri sınır şartı, Çözümün kolaylaştırılması için bütün kontrol hacmi yerine simetriklikten yararlanarak model daha küçük hacimlerde ele alınmaya çalışılır. Bu sınır şartında convective ısı akısı yoktur dolayısıyla normal hız bileşeni sıfırdır. Normal z yönündeki simetri şartları, $w=0$, $\partial u / \partial z = 0$, $\partial v / \partial z = 0$ ve $\partial T / \partial z = 0$ 'dır ve türbülans akış için, $\frac{\partial k}{\partial z} = 0$ ve $\frac{\partial \varepsilon}{\partial z} = 0$ yazılır. Keza yan yüzeyler için x yönünde simetri şartları, $u=0$, $\partial v / \partial x = 0$, $\partial w / \partial x = 0$ ve $\partial T / \partial x = 0$, ve türbülans akış için, $\frac{\partial k}{\partial x} = 0$ ve $\frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0$ sınır şartları yazılır.

Cidar SınırŞartı, bu sınır şartında katı ve akış bölgelerinin sınırları kullanılır, cidarlarda bütün hız bileşenlerinin değerleri sıfırdır.

Isıl sınır şartları, kanal cidarlarında sabit ısı akısı ve üniform sıcaklık söz konusudur. Sabit sıcaklık sınır şartı cidara uygulandığında, cidar sınırından katı hücreye ısı akısı,

$$q = -\frac{k_{Al}}{\Delta n} (T_{wall} - T_{solid}) \quad (88)$$

eşitliği ile tanımlanır, bu eşitlikten sabit ısı akısı sınır şartından cidar yüzey sıcaklığı da yazılabilir. Bu eşitlikte Δn cidar yüzey ve katı hücre merkezi arasındaki normalin yönündeki mesafe ve yüzey için ısı sınır şart olarak üniform sıcaklık $T_{x,y} = 320 \text{ K}$, yine yüzeyler için sabit ısı akısı sınır şartı, $q_x = \frac{Q}{A} = q_y = 50.07 \frac{\text{W}}{\text{cm}^2}$, $q_z = 0$ şeklin de verilmiştir.

Adyabatik duvar sınır şartı, test bölgesi kanal cidarları yalıtıldığından dolayı adyabatik sınır şartı ile tanımlanmıştır, bilindiği üzere yüzeylerde istenen akışkanın adyabatik sınır şartı, $-k_{Al} \frac{\partial T}{\partial n_{solid}} = 0$, n normalin doğrultusu yönüdür.

Ara yüzey sınır şartları, bu yüzeyler akışkanla temas eden katı bölgenin yüzeylerine denir. Ara yüzeyler için hızlar, $u = v = w = 0$, iletim için,

$$-k_{Al} \frac{\partial T}{\partial n_{solid}} = -k_{fluid} \frac{\partial T}{\partial n_{fluid}} \quad (89)$$

$$h_{fluid} (T_{wall} - T_{solid}) = -k_{Al} \frac{\partial T}{\partial n_{solid}} \quad (90)$$

sınır şartları yazılır. h_{fluid} akışkanın ısı transfer katsayısı, sıcaklık ve hız profilleri, basınç değerleri ve türbülans seviyeleri de hesaplanabilir.

3.4.4.e. Akış denklemleri

Bu bölümde farklı akış şartlarında (laminar-türbülans) düşünülen herhangi bir problem için denklemlerin en genel halleri ise sıra ile aşağıda verilmiştir.

a. Kütlenin Korunumu Kanunu (Süreklilik Denklemi)

Hareket halindeki herhangi bir akış için temel fizik ilkeleri uygulandığında kontrol hacmine ait temel akış denklemi olarak bilinen süreklilik denklemi veya kütlenin korunumu kanunu olarak bilinir. Bu denklemin herhangi bir kararlı hal durumunda sisteme giren kütle sistemden çıkan veya ayrılan kütleye eşittir. Bu denklem sıkıştırılabilir akışkan ve kararsız akışlar için aşağıdaki eşitlikle ifade edilir,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (91)$$

Bu eşitliğin sol tarafındaki ilk terim yoğunluğun zamana göre değişimi, ikinci terim ise konvektif (taşınım) terimidir. Son denklem sıkıştırılamaz akışlar için ise

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (92)$$

eşitliği ile ifade edilir. ρ akışkanın yoğunluğu, V akışın hız bileşeni, u_i akışın x yönündeki hız vektörünün tensör notasyonu şeklinde kartezyen koordinatlarda ifade edilmiş hali ise aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$u_i = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k} \quad (93)$$

Yukarıdaki son ifade kartezyen koordinatlar için süreklilik denklemi,

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (94)$$

bu denklem kararlı ve kararsız hal akışlar için yazılır.

b. Momentum Denklemleri

Hareket halindeki akışın dinamik davranışını ifade eden Newton'un ikinci kanununun uygulaması olarak ifade edilen denklemlere momentum denklemleri denir. Momentum denklemi kontrol hacmi içindeki akışkanın çok küçük kütlesi ile hareketin momentumunun artması şeklinde ifade edilip, kontrol hacmi içindeki net momentum akısı ve kontrol hacmini hareket ettiren kuvvetlerin toplamına eşittir. Bu denklemin en genel formu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] + \rho F_i \quad (95)$$

bu eşitlikte $\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & i=j \\ 0 & i \neq j \end{cases}$ olarak tanımlanmıştır. Bu eşitlik kartezyen koordinatlarda x,y ve z yönleri için kayma gerilmeleri cinsinden

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u V) &= -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + (\rho f_x) \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v V) &= -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + (\rho f_y) \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w V) &= -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + (\rho f_z) \end{aligned} \quad (96)$$

eşitlikleri ile verilir. Bu eşitlikte P statik basınç, τ_{ij} kayma gerilme tensörlerini, F_i birim kütle için akışkan elemanını hareket ettiren gövde kuvvetidir. $(F_i = f_x \vec{i} + f_y \vec{j} + f_z \vec{k})$ bağıntısı ile verilmiştir. Bu denklemler Navier-stokes denklemleri olarak ta bilinen denklemlerdir. τ_{ij} kayma gerilme tensörlerinin elemanları

$$\tau_{ij} = \mu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] \quad (97)$$

eşitliği ile elde edilir.

c. Enerjinin Korunumu

Akışla hareket eden akışkan elemanının akış modeline uygulanan, akışkan elemanı içindeki enerjinin değişim miktarı, gövde ve yüzey kuvvetlerinden dolayı eleman üzerine yapılan işin miktarı ve eleman içine olan net ısı akısının toplamına eşittir. Yani kütlenin diferansiyel elemanına termodinamiğin birinci kanununu (T.D.I.K) uygulayarak ta elde edebiliriz. T.D.I.K akışkanın entalpisine göre yazılan enerji denklemi olarak ta ifade edilebilir veya T.D.I.K *Elemandaki enerji artış miktarı = Elemana verilen ısı miktarı - Eleman tarafından yapılan iş* olarak ta ifade edilebilir. Entalpi ifadesi, $dU = cdT$ iç enerji olmak üzere,

$$I = U + \frac{P}{\rho} \quad (98)$$

eşitlikleri ile tanımlanmıştır, c akışkanın özgül ısısı olarak bilinmektedir. Genele enerji denklemi

$$\rho \frac{DI}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\rho E \mathbf{V}) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \frac{DP}{Dt} + \Phi + \dot{q} \quad (99)$$

şeklinde ifade edilir, bu eşitliği sol tarafındaki ilk terim konvektif terim, sağ tarafındaki birinci terim difüzyonla ısı, ikincisi sıkıştırma sonucu akışkan partiküllerine yapılan tersinir işi, üçüncüsü birim hacim için viskoz dağılım(bozunma) miktarı, son terim ise birim hacimde ısı üretim miktarı olarak bilinmektedir. Bu eşitlikte E toplam enerji, $\dot{q}$ ısı akısı, k ısı iletim katsayısıdır. Toplam enerji ise aşağıdaki eşitlikle tanımlanır,

$$E = h_e - \frac{P}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \quad (100)$$

verilen eşitlikte h_e özgül entalpi, $P = \bar{P} + P'$, $u_i = \bar{u}_i + u'_i$ şeklinde tanımlanmıştır.

$\bar{P}$ ve $\bar{u}$ ortalama ve P' ve u'_i çalkantı değerlerdir, Yukarıdaki denklemler nonlineer olup, sadece ele alınan problemin akışkan tarafı için geçerlidir. Daha sonra kütle ve momentumun korunumu sırası ile aşağıdaki eşitlikler şeklinde yeniden düzenlenir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (101)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_j} \quad (102)$$

burada σ_{ij} normal gerilme tensörü ve R_{ij} Reynolds gerilme olarak adlandırılır ve sırası ile aşağıdaki şekilde ifade edilirler.

$$\sigma_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] \quad (103)$$

$$R_{ij} = -\overline{\rho u'_i u'_j} \quad (104)$$

$\overline{u'_i u'_j}$ zaman ortalamasını gösterir. Boussinesq hipotezine dayalı olan (isotropik gerilme) hız gradiyenti ve türbülans veya eddy viskozitesi kullanılarak (104) eşitliği

$$R_{ij} = (-\overline{\rho u'_i u'_j}) = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (105)$$

elde edilir. Bu eşitlikte μ_t türbülans veya eddy viskozitesi ve k türbülans kinetik enerjidir ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

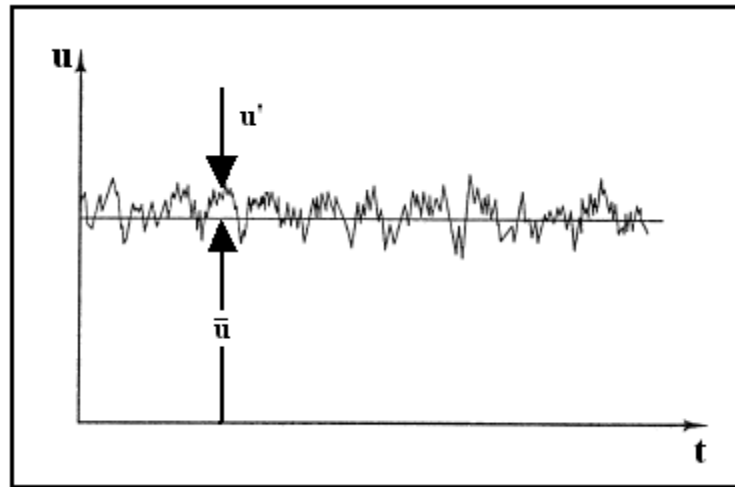
$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_j} \quad (106)$$

Analiz edilmek istenen akışkan için termo-fiziksel ($\rho, \mu, \nu, c, k..$) özelliklerin alınması gerektiğine dikkat edilmesi gerekir. Yine bu denklemlerin çözümünde beş (u, v, w, P, T) bilinmeyen vardır ve akış bölgesinde bu bilinmeyenlerin dağılımını sağlayan denklemlerin çözümü analiz edilmelidir. Keza ısı değiştiricisinin katı bilgeleri için eşitlik (98)'deki hız terimleri ihmal edilerek kullanılır ve bu denklemdeki sağdaki ilk terim (iletim denklemi) ve alüminyuma ait sabit termo-fiziksel özellikler alınır.

3.4.4.f. Türbülans Akış

Türbülans akışta, akışkan akım çizgileri karmaşık ve rastgele birbirine karışarak, akış rejimini karakterize eden bir akış türüdür. Bu akışlar, yüksek hızlardan dolayı genellikle türbülanslıdır. Akışı karakterize eden boyutsuz sayı Reynolds sayısına bağlı olarak laminar veya türbülans akış olup olmadığına karar verilir. Türbülanslı akışların incelenmesi laminar akışlara oranla oldukça zordur. Dolayısıyla bu tip problemlerde türbülansın etkisini katmak ve araştırmak için modeller geliştirilmiştir. Bu modeller düşük difüzyon momentumu, yüksek taşınım momentumu ve zamana ve konuma bağlı olarak değişen basınç ve hız ifadelerini içerir. Bu nedenle türbülanslı akışlarda süreklilik ve momentum denklemlerine, türbülans kinetik enerji ve yayılım denklemleri de eklenmekte, çözülmesi gereken denklemlerin sayısı artmakta ve bu da denklem sisteminin çözümünü zorlaştırmaktadır. Bu denklemlerin çözümü için kontrol hacmini çevreleyen akışa ait sınır şartlarının doğru bir şekilde verilmesi gerekir. Kontrol hacmi olarak test bölgesinden akışkanın geçtiği kontrol hacmi esastır. Bu sistemde sınır şartı olarak Δp basınç farkı, kütsel debi veya akışkanın hızı, sisteme giriş ve çıkış hızları, plaka yüzey sıcaklıkları, ortam sıcaklıkları çözümde girilmektedir. Yine bu modellerde akışkanın fiziksel viskozitesine ilave olarak, akışın özelliklerine bağlı diğer bir viskozite

terimi tanımlanmakta ve ona türbülans viskozitesi denilmektedir. Bu ek viskozite terimini hesaplamak için araştırmacılar tarafından değişik modeller sunulmakta, bu modellerin arasında ise "standart $k-\varepsilon$ modeli" yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu modelde " k " türbülansın kinetik enerjisini, " ε " ise türbülansın yayılımını belirtir. Standart $k-\varepsilon$ modeli türbülans akışı modellemede kullanılır. Türbülans akışın temel fiziksel özellikleri Navier-Stokes denklemleri ile tanımlanır. Türbülans akışta değerler her zaman zamanla değişir. Bu değişimler şekil de görüldüğü gibi düzensiz dalgalanmalar şeklinde modellenmişlerdir. Bu şekilde u hız bileşeni $u_i = \bar{u}_i + u'_i$ ile verilmiştir. Bu eşitlik ortalama ve çalkantı hızları zaman ve konuma bağlı olarak $u(x, y, z, t) = \bar{u}(x, y, z, t) + u'(x, y, z, t)$ şeklinde yazılır. Benzer şekilde (v, w, P, T) değerleri içinde, $v_j = \bar{v}_j + v'_j$, $w_k = \bar{w}_k + w'_k$, $P = \bar{P} + P'$ ve $T = \bar{T} + T'$ yazılabilir. Bu ifadelerde $\bar{u}$, $\bar{v}$, $\bar{w}$, $\bar{P}$ ve $\bar{T}$ ortalama ve u'_i , v'_i , w'_i , P' ve T' ise çalkantı değerleridir.



Şekil 3.12. u Hız bileşeninin zamanla değişimi (Kakac *et al.* 1995)

Şekil 3.12'den görüleceği üzere hızın çalkantı bileşeni u' pozitif ve negatif değer alabilir. Ortalama hızın değeri zamana göre aşağıdaki eşitlikle verilir.

$$\bar{u} \cong \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} u dt \quad (107)$$

Akış bileşenlerinin ortalamasını doğru olarak elde etmek için türbülansla uyumlu ifade aşağıdaki eşitlikle verilir.

$$\overline{u'} \cong \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} u' dt \cong 0 \quad (108)$$

Akış alanı ile ilgili diğer değişkenler (basınç, sıcaklık gibi) içinde aynı şekilde ifadeler yazılabilir. Türbülans akışta akış alanı ile ilgili değişkenlerin ortalama değerleri zamanla değişmezler (Kakac *et al.* 1995), bu yüzden bütün büyüklüklerin ortalama zaman aralığına göre çalkantıların tanımında sifıra eşit alınır. Bu tanımlamalardan yola çıkarak (Bejan 1993),

$$\overline{u'} = 0, \quad \left(\overline{\frac{\partial u}{\partial x}} \right) = \frac{\partial \overline{u}}{\partial x}; \quad \frac{\partial \overline{u}}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial \overline{u}}{\partial x} = 0 \quad (109)$$

$$\overline{uu'} = 0; \quad \overline{uv} = \overline{u}\overline{v} + \overline{u'v'}; \quad \overline{u+v} = \overline{u} + \overline{v}; \quad \overline{u^2} = (\overline{u})^2 + \overline{(u')^2}$$

Elde edilen yeni cebirsel ifadelere göre süreklilik, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri ortalama ve çalkantı hızlarına bağlı olarak yeniden yazılarak elde edilebilir (Kakac *et al.* 1995, Bejan 1993).

3.4.4.f. Taşınım denklemleri (k - ε Model Equation)

Yapılan bu tez çalışmasında türbülans model olarak standart k - ε model denklemleri kullanıldı. Akışa ait ısı iletkenlik sabit olup, ısı dağılımı, ısı üretimi ve sıkıştırma işinin olmadığı kabul edilmiştir. k - ε modelde k türbülans kinetik enerjiyi, ε ise türbülans yayılım oranını ifade etmektedir ve bunlar sırası ile aşağıdaki taşınım (Kline 1955) denklemlerinden çözülebilir.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (110)$$

bu eşitlikte ε çalkantı davranışlarından dolayı negative işaretlidir, çünkü akışın kinetic enerjisinin azlabileceğinden göstermektedir, bu yüzden kinetic enerjinin değişim oranı negative olur. Fiziksel olarak akışkanın özelliğinden dolayı deformasyon direncindeki çalkantı viskoz direnci tarafından yapılan işten dolayı enerji yayılır.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \left[C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k) + C_{3\varepsilon} G_b \right] - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (111)$$

bu eşitliklerde, S_k ve S_ε kaynak terimlerini, σ_s ve σ_k sırası ile k ve ε için türbülans Prandtl sayılarını, $C1\varepsilon$, $C2\varepsilon$ ve $C3\varepsilon$, türbülans model sabitler için var sayılan değerler olup Çizelge 3.8’de verilmiştir. G_k ortalama hız gradientlerinden dolayı türbülans kinetik enerji üretimi,

$$G_k = R_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = -\rho \overline{u'_i u'_j} \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (112)$$

veya Boussinesq hipotezi kullanılarak G_k

$$G_k = \mu_t S^2 = 2\mu_t S_{ij} S_{ij} \quad (113)$$

eşitlikleri ile tanımlanabilir, Bu eşitlikte S gerinme tensörünün ortalama oranı olup aşağıdaki eşitlikle verilmiştir.

$$S = \sqrt{2S_{ij} S_{ij}} \quad (114)$$

ve bu eşitlikten S_{ij} ,

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (115)$$

Eşitliği ile tanımlanmıştır. Benzer şekilde eşitlik (113)'de verilen eddy viskozitesi

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (116)$$

eşitliği ile verilmiştir, buradan k türbülans kinetik enerji olarak aşağıdaki eşitlikle verilmiştir.

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (117)$$

k - ε modelde, ε türbülans yayılım oranı,

$$\varepsilon = 2\mu \overline{S'_{ij} S'_{ij}} \quad (118)$$

ifadesi ile verilir. ε negatif değildir, çünkü büyüklüklerin karelerinin toplamıdır. Eşitlik (110)'da kaldırma kuvvetinden dolayı verilen G_b türbülans kinetik enerji üretimi,

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} + \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (119)$$

eşitliği ile verilmiştir. Bu eşitlikte $Pr_t = 0.85$ türbülans Prandtl (Schmitt) sayısıdır, Prandtl (Schmitt) sayısı kavramı; türbülans kinetik enerji ve yerçekimi ivmesi

vektörünün (g_i) bileşeninin fonksiyonu olarak tanımlanır. Son eşitlikteki ısı genleşme katsayısı β ,

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (120)$$

sabit basınçta yoğunluğun sıcaklığa göre değişimi şeklinde tanımlanır. Yine eşitlik (110)'da verilen Y_M toplam yayılım üzerine çalkantı genişlemesinin (dilatasyon) katkısı,

$$Y_M = 2\rho\epsilon M_t^2 \quad (121)$$

denklemleri ile verilir. Bu eşitlikte M_t türbülans Mach sayısıdır ve Mach sayısı,

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (122)$$

eşitliğine göre hesaplanır, bu eşitlikte $a = (\sqrt{\gamma RT})$ ses hızıdır. Türbülans modelde çeşitli sabitler özetlenmeye çalışılmış ve k - ϵ modelde verilen sabitler $C1\epsilon$, $C2\epsilon$ ve $C3\epsilon$, türbülans model sabitleri için var sayılan değerler olup Çizelge 3.8'de verilmiştir, S_k ve S_ϵ kaynak terimlerini, σ_s ve σ_k sırası ile k ve ϵ için türbülans Prandtl sayıları olarak tanımlanır. $C1\epsilon$, $C2\epsilon$ ve $C3\epsilon$, türbülans model sabitlerine standart k - ϵ model sabitleri denir.

Çizelge 3.8. Standart k - ϵ modelde sabitlerin değerleri

$C_{1\epsilon}$	$C_{2\epsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ϵ
1.44	1.92	0.09	1.0	1.3

Diğer benzer olan türbülans model sabitinin $C3\varepsilon$ değeri ise aşağıdaki eşitlikte olduğu gibi tanımlanabilir.

$$C3\varepsilon = \tanh\left|\frac{v}{u}\right| \quad (123)$$

Bu eşitlikte v ve u sırası ile yerçekimi vektörüne paralel ve dik olan akış hızının bileşenidir.

3.4.4.g. Enerji denklemi

Enerjinin korunumu için genel ifade (99) eşitliğinden yola çıkarak aşağıdaki gibi yazılır.

$$\nabla \cdot (\mathbf{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j J_j + (\tau_{eff} \cdot \mathbf{v}) \right) + S_h \quad (124)$$

bu eşitlikte, etkin iletkenlik $k_{eff} = k + kt$ olarak tanımlanır, burda kt türbülans ısı iletkenliğidir, yine bu eşitlikte J_j difüzyon akısıdır. Bu denklemin sağındaki ilk üç terim sırası ile, iletimden dolayı enerji transferini, difüzyon türünü ve viskoz yayılımını göstermektedir. En son ki terim S_h herhangi bir kimyasal reaksiyonun ısını içermektedir. Bu denklemde ki ideal gazlar için duyulur entalpi $h = h_{hava}$

$$h = \sum_j Y_j h_j \quad (125)$$

eşitliği ile verilmiştir.

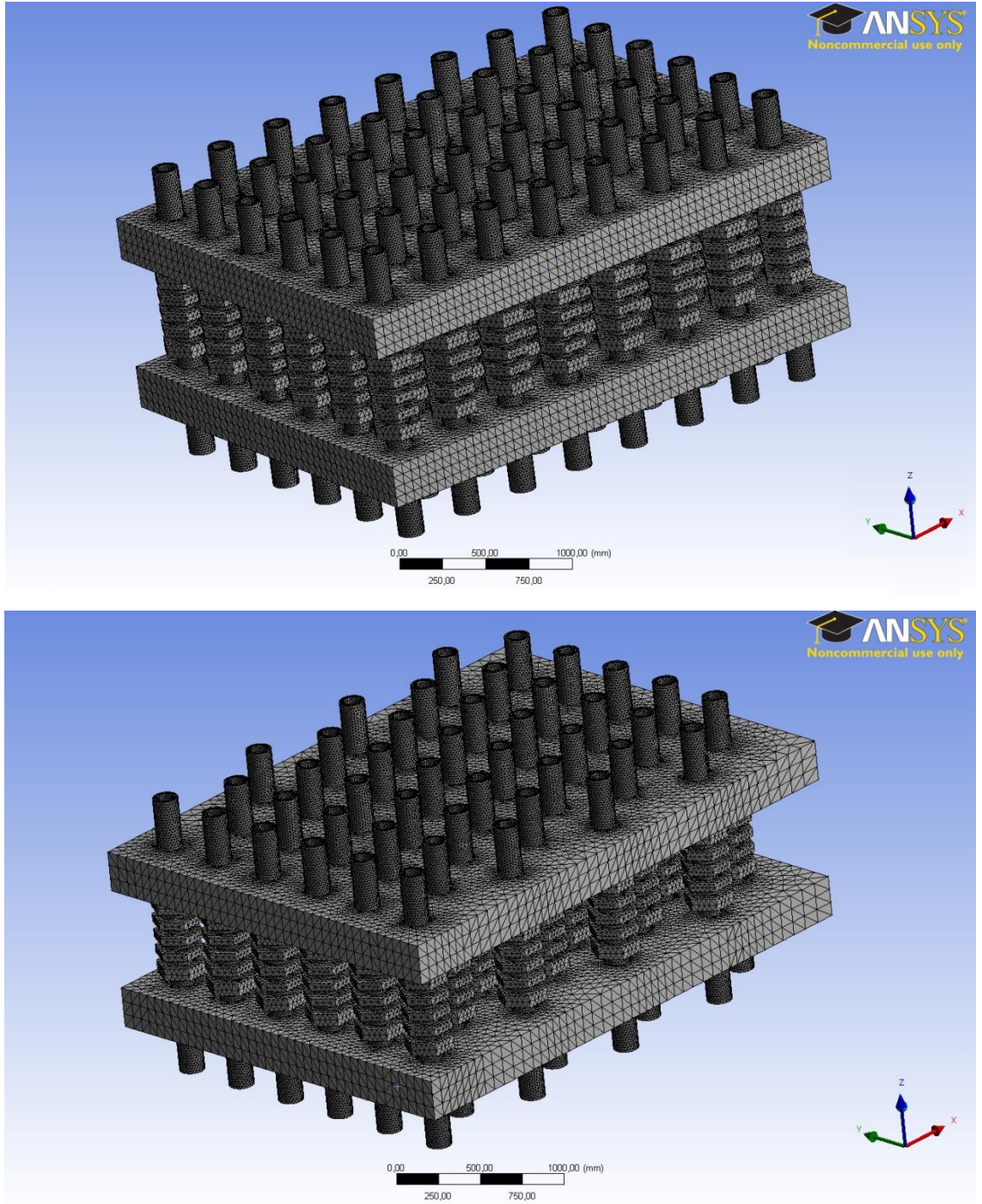
3.5. Geometri ve Mesh Modeli

3.5.1. Geometrik model

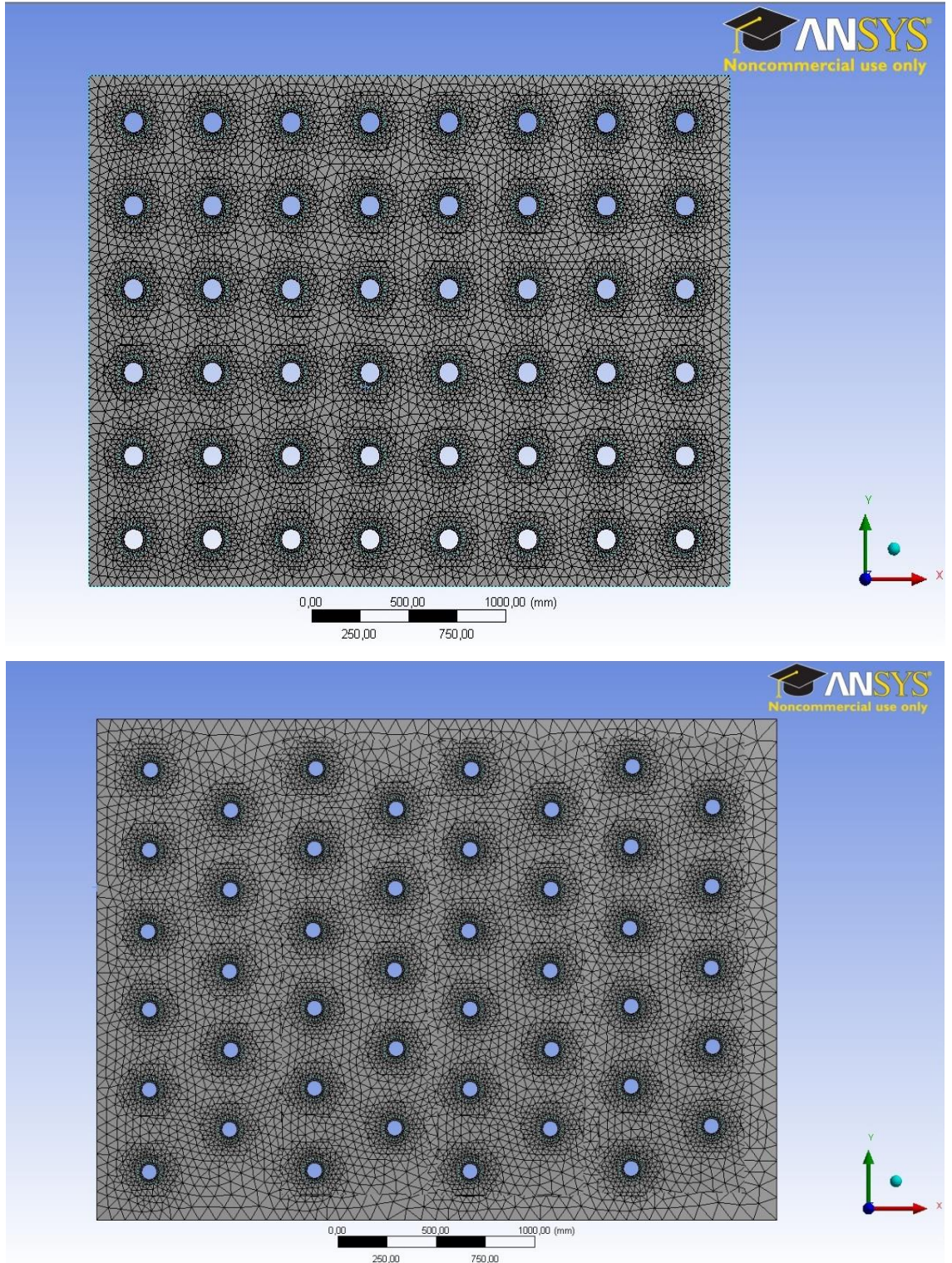
Bu bölümde modellemedeki amaç, akış ve yapının özelliklerinin şekillendirilmesi ile mesh üretiminin etkisi mümkün olduğu kadar iyi modellenmesi gerektiği üzerinde durulmuştur. Sonlu hacim elemanı yöntemi kullanılarak sayısal sonuçların doğrulanması ve viskoz etkilerin iyi belirlenmesi için sınır şartlarının doğru oluşturulması gerekir. Aşağıdaki Şekil 3.13’de çözülecek olan problem için sıralı ve kaydırılmış levha düzeninde 3D katı modeli çizilmeye çalışılmış olan örnek borulu kanatçıklı çapraz akışlı ısı değiştiricilerinden birine ait geometrik model gösterilmiştir

3.5.2. Mesh model

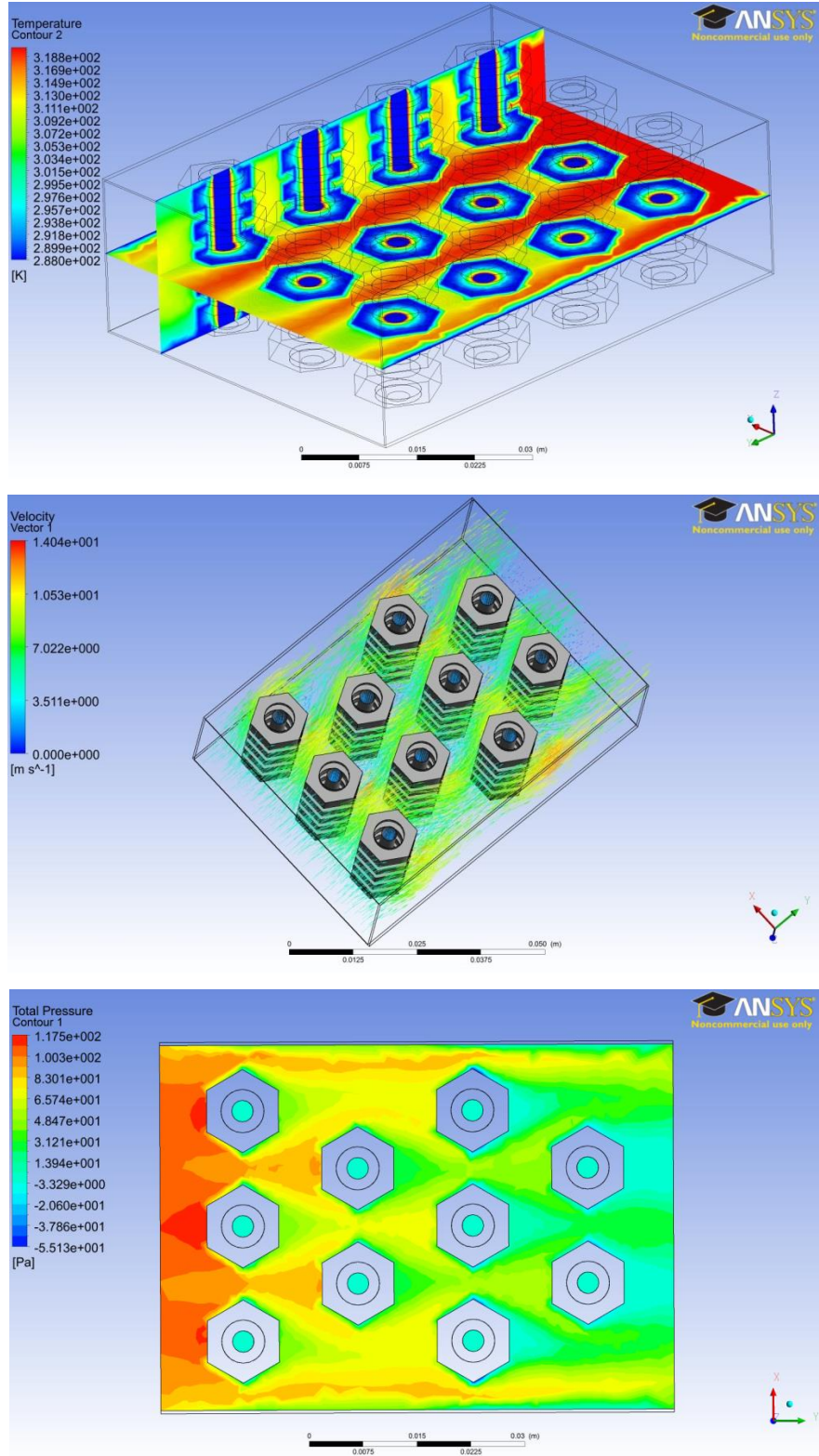
Yüksek kalitede mesh üretimi ve modeli, belirlenen amacın davranışını başarılı bir şekilde belirleyen önemli faktörlerden biridir. Mesh üretimi tamamen otomatiktir ve üretilen meshler otomatik olarak Şekil 13’de görüldüğü gibi ilgili gövde üzerine eklenir. Test bölgesindeki akış, sistem içindeki bütün akış alanı ile karakterize edilir. Dolayısıyla test bölgesini temsil eden hücreler ve düğümler çok sayıda ayrıklaştırılarak basınç, hız, sıcaklık gibi bilinmeyenlerin hücrelerdeki dağılımını belirlemeye çalışır. Bu yaklaşımla akan akışın ve ısı transferinin matematiksel denklemleri doğru bir şekilde tanımlanması gerekir. Çünkü türbülans akış için bu eşitlikler analitik olarak çözülemez, ancak bu denklemler akan akışla ilgili problemleri araştırmak için çözülmesi gerekir. Onun için bu denklemlerin nümerik çözümü, ısı değiştiricisi üzerinde çözüm bölgesi çok küçük hacimler olan mesh’lere bölünür.



Şekil 3.13. Sıralı ve kaydırılmış levha düzeninde borulu kanatçıklı HRV çapraz akışlı ısı değiştiricisinde perspektif görünüşte mesh üretimi

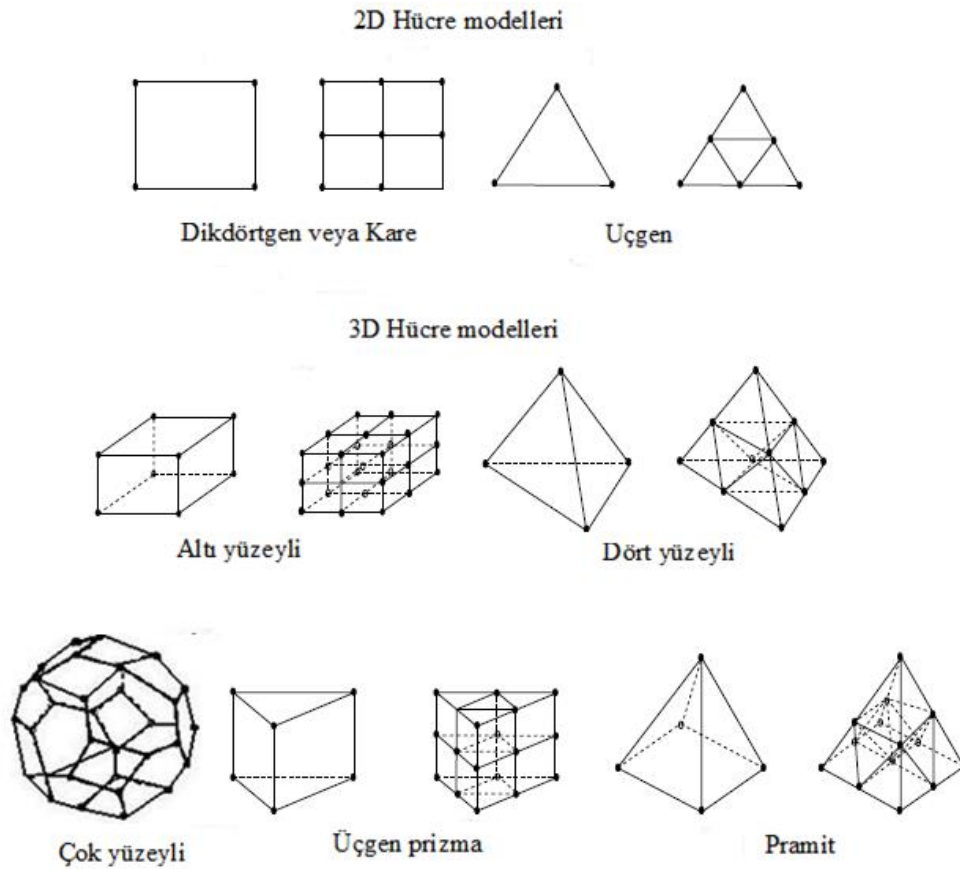


Şekil 3.14. Sıralı ve kaydırılmış levha düzeninde borulu kanatçıklı HRV çapraz akışlı ısı değıştiricisinde üstten görünüşte mesh üretimi



Şekil 3.15. Sıralı ve kaydırılmış levha düzeninde borulu kanatçıklı HRV çapraz akışlı ısı değişiricisinde akışkan ve yüzeyin fiziksel özelliklerin davranışı

Mesh'ler Şekilde 3.14'de görüldüğü gibi her tarafta eşit olmak zorunda olmayıp düzgün olan ve olmayan yapılarda oluşturulur. Bu çalışmaya ait uygun mesh modeli aşağıdaki şekilde verilmiştir. Control hacmi üzerinde Mesh sayısı arzu edilen miktarda üretilebilir. Bu modele ait Mesh yaklaşık 314769-1329376 arasında hücre ve 81795-352394 arasında düğüm içermektedir. Kontrol hacmi üzerinde her bir yönde meshlerin maksimum ölçüsü arzu edilen büyüklükte belirlenebilir. Gerektiğinde özel durumlar için nesnenin yerine bağlı olarak meshlerin sayısı artırılabilir. Mesh üretme bir teknik çerçevesinde adım adım üretilmesinde yarar vardır. Şekil 3.14'de bakıldığında ısı değiştiricisi test bölgesi için olabildiğince yüksek kalitede mesh modeli üretmek için Triangle (üç düğümlü) hacim mesh elemanları seçilmiştir. Ticari CFD yazılımı olan ANSYS-FLUENT ön işlemcisinde iki ve üç boyutlu mesh örnekleri Şekil 3.16'da verilmiştir (ANSYS FLUENT 12.0-Theory Guide, 2009).



Şekil 3.16. İki ve üç boyutlu mesh örnekleri

ANSYS-FLUENT iki ayrı sayısal yöntem içerir, bunlar düşük hızlı sıkıştırılamaz akışlar için basınca dayalı (süreklilik ve momentum denklemi), diğeri ise yüksek hızlı sıkıştırılabilir akışlar için olan yoğunluğa dayalı (süreklilik denklemi) çözücü söz konusudur. Bunların her ikisinde de hız alanı momentum denklemlerinden elde edilir. ANSYS-FLUENT programı, momentum, kütlenin korunumunu ve enerji için integral eşitliklerinin çözümleri ile elde edilir.

3.5.3. Kabuller

Akış hacmi bölündükten sonra yüzeylerdeki sınır şartının tipi bilgi olarak programa verilmelidir. Akış hacminin hangi bölgelerinin akışkan, hangi bölgelerinin katı sınırlar ile çevrili olduğu bu aşamada tanımlanır. Hangi yüzeyden akış hacmine akışkan aktığı, hangi yüzeyden akışkanın çıkacağı, akış hacminin duvar yüzeyleri ve ara yüzeyler bilgi olarak programa bu aşamada verilmektedir. Sayısal simülasyonlar da kanatçıkların dışında sıcak akışkan (hava) iç boru kısmında ise soğuk akışkan (su) kararlı halde 3D türbülans akış olduğu kabul edilmiştir. Test bölgesi cidarları yalıtılmış, problem zorlanmış taşınım problemidir. Akış yüzeylerindeki pürüzlülükler ihmal edilmiş cidarda viskozite hesaba katılmıştır. Hesaplamalarda ortalama zaman değerleri kullanılarak kararlı hal için kabuller yapılmıştır.

3.5.4. Çözüm

Bu tez çalışmasında kullanılan türbülans model, standart $k-\epsilon$ modelidir. Çalışmada, akışkan hızı 5 m/s olup cidardan uzaktaki bölgede akış türbülans akıştır. Birinci dereceden upwind düzeninde yoğunluğa dayalı çözücü kullanıldı

3.5.5. Sınır şartlarının tanımlanması

3.5.5.a. Başlangıç şartı

Kararlı akış problemi için, verilen her başlangıç şartı durumunda çözüm söz konusudur. Ancak uygun ve doğru bir başlangıç şartı sonuçların daha yakınsak olmasını hızlandıracaktır. Başlangıç şartı ANSYS-FLUENT de standart olarak tanımlanmaktadır.

3.5.5.b. Sınır Şartları

a. Giriş Sınır Şart

Hava hızı: 4.8775m/s

Suyun kütleli debisi: 12gr/s

Havanın giriş sıcaklığı T_{hg} : 319.98 K

Suyun giriş sıcaklığı T_{sg} : 288,75 K

Havanın giriş basınçları P_{hg} : 101487Pa

Suyun giriş basıncı P_{sg} : 101370 Pa

b. Çıkış sınır şartı

Havanın çıkış basıncı P_{hc} : 101324 Pa

Suyun çıkış basıncı P_{sc} : 101370 Pa

Suyun çıkış sıcaklığı T_{sc} : 306.35K

Havanın giriş sıcaklığı T_{hg} : 310.875 K

c. Cidar (Duvar) sınır şartı

Üst plaka cidar sıcaklığı $T_{wü}$: 288 K

Alt plaka cidar sıcaklığı T_{wa} : 300K

Havanın giriş sıcaklığı T_g : 319.98 K için ısı taşınım katsayısı 4170W/m² K

3.5.5.c. Akışkanların özellikleri

Havanın giriş sıcaklığı T_{hg} : 319.875 K $\cong$ 320 K sıcaklığına göre

Havanın yoğunluğu: 1.146 kg/m³

Dinamik vizkositesi: 165x10⁻⁷ kg/m.s

Isı iltim katsayısı: 0.026 W/mK

Özgül ısı : 1.005 kJ/kg K

Suyun yoğunluğu: 1000 kg/m³ (T_{sg} : 289 K için)

Özgül ısı : 4.184 kJ/kg K

3.6. Deneysel Belirsizliklerin Hesaplanması

Bu tez çalışmasında deneysel çalışmaya başlanmadan önce ölçüm yapılmadan önceölçüm aletlerinin kalibrasyonu yapıldı. Kullanılan çeşitli ölçüm (hız ve basınç transduserleri, differansiyel manometre sıcaklık veri toplama cihazı, Brain Child, Micromaster,) aletleri ile ölçüm işlemlerinde belli aralıklarda hatalar içeriyor olabilirler. Bu hatalar; çözüm, karar verme, tekrarlanabilirlik, duyarlılık, doğrusallık, hassasiyet gibi hataları içerebilir. Yine deneylerdeki bu hatalar ve belirsizlikler cihaz seçiminden, cihazın çalışma şartları ve kalibrasyonundan, çevre şartlarından, gözlemleğici.okuyucu ve planlayıcıdan kaynaklanabilir ve bütün bunların ayrı ayrı bileşenleri olabilir. Deneysel ölçümlerde yüksek tamlıkta ve güvenilirlikte parametrelerin ölçülen ve hesaplanan parametrelerle ilgili belirsizlikler belirlendi. Deneysel büyüklüklerin belirsizlikleri Kline and McClintock (Al-Jamal *et al.* 1998) tarafından ortaya konan metod kullanılarak hesaplandı. Belirsizliklerin hesaplama metodu her bir deneysel büyüklüye ve bilinen belirsizliklere uygulanmasına göre arzu edilen değişkenin türevini almayı gerektirir. Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, friction faktör, kütleli akış debisi gibi ölçümler bu mantıkla çözülür. Bütün bu belirsizlikler belirlenecek olan korelasyonların güvenilirliğinin bir şekilde belirlenmesi için temel esastır. İlk önce bağımsız parametrelerin belirsizlikleri hesaplanır, sonra bağımlı parametrelerin belirsizlikleri bağımsız parametrelerle olan ilişkilerine bağlı olarak hesaplanır. Buna hata yayılma prensibi de denmektedir bu karelerinin toplamının kara kökü (RSS)

alınarak hesaplanmasına dayalıdır. Deneysel çalışma ile ilgili olarak hesaplanan parametrelere ait belirsizlik değerleri Çizelge 3.9'da verilmeye çalışılmıştır. Bu tablodan da görülebileceği gibi sisteme ait hataların ortalaması genellikle yüzde (± 5) civarlarında olabileceği bulunduğundan, bu sınırlar içerisinde deneylerin yürütülebileceği mantığından yola çıkılarak deneyler yapılmıştır. Örneğin eğer Y , X_1 , X_2 , X_3 , ...'e bağımlı bir parametre ise Y nin belirsizliğini belirlemek için aşağıdaki RSS eşitliği kullanılarak elde edilir.

$$U_y = \sqrt{\left(\frac{\partial Y}{\partial X_1} U_{X_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial X_2} U_{X_2}\right)^2 + \dots} \quad (126)$$

Bağımsız parametrelerin belirsizlikleri U_{X_1} , U_{X_2} , U_{X_3} deneyler boyunca bulunan sapmalara ve hatalara dayalı olarak belirlenir. Dolayısıyla belirsizlik göreceli olarak aşağıdaki eşitlikle belirlenir.

$$\frac{U_y}{\bar{Y}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{\partial Y}{\partial X_1} U_{X_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial X_2} U_{X_2}\right)^2 + \dots}{[f(X_1, X_2, X_3, \dots)]^2}} \quad (127)$$

Genellikle göreceli olarak belirsizlik doğru bir şekilde yüzde ile ifade edilir. Deneysel belirsizlikler bütün cihaz hatalarını, geometrik toleransları ve diğer hataların tümü tahmin edilir. Belli başlı parametrelerin belirsizlik yüzdeleri Tablo 9'da verilmiştir. Aşağıda ölçülen değerlere göre deneysel belirsizlikle ilgili olarak Nusselt sayısı için belirsizliğin hesaplanması:

$$Nu = \frac{2q_{net}'' * L1 * L3}{k(L1 + L3) * (T_w - T_f)} \quad (128)$$

Bu eşitlikte q_{net}'' net ısı akısı, L_1 kanalın yüksekliği, L_2 kanalın genişliği, k ısı iletim katsayısı, T_w yüzey sıcaklığı, T_f film sıcaklığıdır.

$$u_{Nu} = \sqrt{\left(\frac{\partial Nu}{\partial q_{net}''} u_{q_{net}''}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial W} u_W\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial H} u_H\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_w} u_{T_w}\right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_f} u_{T_f}\right)^2} \quad (129)$$

Başka bir örnek; Isı transfer artışı (Nu/Nu_0) için belirsizlik Reynolds sayılarının sonucu olarak ısı transfer artışındaki belirsizlik hesaplanması da aşağıdaki örnekle verilmiştir.

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \frac{Nu}{0.022 Re^{0.8} Pr^{0.5}} \quad (130)$$

$$\frac{U_{Nu}}{Nu_0} = \sqrt{\left(\frac{\partial \frac{Nu}{Nu_0}}{\partial Nu} u_{Nu}\right)^2 + \left(\frac{\partial \frac{Nu}{Nu_0}}{\partial Re} u_{Re}\right)^2} \quad (131)$$

Çizelge 3.9. Çeşitli parametrelerin belirsizlikleri

Değişken	Notasyon	Değeri	Toplam belirsizlik (±%)
Nusselt sayısı	Nu	44,13	1.12(4.15%)
Isı akısı	$q_{net}'', [W/m^2]$	57	2.16(3.81%)
Kanal yüksekliği	$L_1, [m]$	0.020	2.498×10^{-5} (0.125%)
Kanal genişliği	$L_3, [m]$	0.162	2.023×10^{-4} (0.125%)
Duvar sıcaklığı	$T_w, [^{\circ}C]$	36.5	1.46 (0.53%)
Film sıcaklığı	$T_f, [^{\circ}C]$	45,75	1.15(0.52%)
Kütleli debi	$\dot{m}, [kg/s]$	0.186	1.73(3.21%)
Friction faktör	f	0.0035	2.065×10^{-4} (5.90%)
Isı transfer katsayısı	$h, [W/m^2K]$	4.553	0.261(4.75%)
Reynolds sayısı	Re	3778,6	105.04(2.78%)
Kesit alan	$A, [m^2]$	0.1422	0.411(2.893%)
Isı transfer artışı	Nu/Nu_0	2.87	0.21(5.35%)

3.7. Hesaplamalarda Kullanılan MATLAB R2011a programı

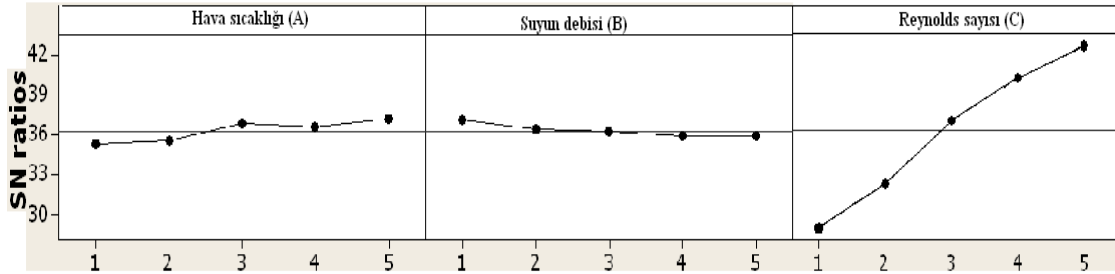
MATLAB nümerik hesaplamalar ve programlama yapmak için kullanılan interaktif bir bilgisayar yazılımıdır. MATLAB'le çok basit nümerik hesaplamalar yapılacağı gibi, kompleks istatistiksel problemlerde çözülebilir ve grafikleri oluşturulabilir. MATLAB üst seviye matris ve dizi işlemlerini yapabileceğiniz, kontrol komutları, fonksiyonlar, veri yapıları, input/output işlemleri ve nesne tabanlı programlama özelliklerini barındıran bir dildir. Farklı geometrilerde hazırlanmış olan borulu kanatçıklı çapraz akışlı ısı değiştiricisi ile ilgili yapılan deneysel çalışmaya ait deneylerin sonuçlarının (elde edilen dataların) değerlendirilmesi için yazılan MATLAB programı yardımı ile mevcut bunların değerleri ayrı ayrı hesaplanmıştır. Hesaplamalar sonucu farklı ısı değiştirici geometrileri ile ilgili elde edilen sonuç verileri değerlendirilmiş, sonuçlardan yola çıkarak grafikler ve tablolar hazırlanmıştır. Hesaplamaları yapan MATLAB programının yazılımı **EK 1'de** ayrıca verilmiştir. Ayrıca MATLAB programında hesaplama sonucu elde edilen ısı transferi ve sürtünme katsayısı ile ilgili verilerden faydalanarak Nusselt sayısı ile Reynolds sayısı ve friction faktör ile Reynolds sayısı arasında her bir kanatçık ve yerleşim planı için korelasyonlar elde edilmiştir. İlgili korelasyonlar Çizelge 4.1'de düzenli bir şekilde verilmiştir.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

4.1. Taguchi Metodu İle Optimizasyon

Sunulan bu çalışmada, dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirilen farklı geometrideki kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiricilerin yerleştirildiği ısı değiştiricisi Şekil 3.4’de gösterilmiştir. Isı değiştiricisine ait ısı transferi ve sürtünme katsayısı üzerinde etkili parametrelerin optimum seviyelerinin belirlenmesi için Taguchi metodu ve termodinamik optimizasyon yöntemleri kullanılmıştır. Çizelge 3.3’de verilen $L_{25}(5^3)$ Deney Planına göre elde edilen deneysel verilere ait Nusselt sayısı ve Sürtünme katsayısının deney planındaki değerleri ile ANOVA tabloları oluşturulmuş ve kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiriciler için S/N oranları Çizelge 3.4a ve 4b’de verilmiştir. Sonra kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiriciler için Nusselt sayısı ve Sürtünme katsayısına etki eden faktörler, bunların seviyeleri, katkı oranları ve Signal-Noise (S/N) değerlerinin ortalamaları alınarak her bir seviyeye karşılık gelen oranların maksimum-minimum değerlerinin farkı Delta olarak Çizelge 3.5 ve 3.6’da verilmiştir. Çizelgelerden görüldüğü üzere Deltanın en büyük değeri Rankın birinci yani en etkili değerine, Deltanın en küçük değeri Rankın üçüncü yani en az etkili değerine karşılık gelmektedir. Daha sonra Çizelge 3.5 ve 3.6’da verilmiş olan her bir faktör için en etkili ve en az etkili olan Delta ve Rank değerlerinden yola çıkarak Çizelge 3.7’de optimum seviye ve optimum şartlar değerlendirilirken Şekil 3.5-3.8’deki grafikler birlikte incelenerek değerlendirilir. Bu çizelge ve grafiklerden yola çıkarak tablodaki optimum seviye (5) ve etki derecesi (a) ve buna karşılık gelen optimum şarttaki Reynolds sayısı (6938,51) birlikte ele alınarak grafiklerde görüldüğü üzere S-N oranlarına karşılık gelen Reynolds sayısının (5). değeri en yüksek değer olarak yerini almıştır. Benzer şekilde bu tablo ve grafiklerden suyun debisi ve havanın sıcaklığı ile ilgili olarak davranışlar izah edilebilir. Sonuçta Çizelge 3.5 ve 3.6’daki $\Delta = (\max - \min)$ değerlerine göre hedef faktörler üzerine etkili olan parametrelerin (A, B ve C) katkı değerleri ve bunların grafik olarak gösterimi Şekil 3.9-3.11’de ayrı ayrı gösterilmiştir. Bu grafiklerden de görüldüğü üzere hedef faktörler üzerine en etkili parametrenin Reynolds sayısı olduğu görülmektedir. Bu

ısı değiştiricisine ait ısı transferi (Nu) ve sşrtşnme katsayısı (f), hedef fonksiyonlar alınarak sistem performansı şzerinde etkili parametrelerin (A, B ve C) her bir seviyesi için performans değerleri şekil 3.5-3.8'deki grafiklerde ve izelge 3.6'da verilmiştir. Bu şekiller ayrı ayrı incelendiğinde Nusselt sayısı Reynolds sayısının artması ile arttığı ve Nusselt sayısı maksimum değerini Reynolds sayısının $Re=6938,51$ değerinde almaktadır. Benzer şekilde sşrtşnme katsayıları şzerinde parametre seviyeleri için performans değerleri şekil 3.5-3.8'deki grafiklerde ve izelge 3.5'de verilmiştir. Bu grafikler başka bir versiyonu aşağıda şekil 17'deki gibi her bir faktör için verilebilir.



şekil 4.1. SNR oranları, f katsayıları ve Nu faktörlerinin etkileri ve katkı oranları

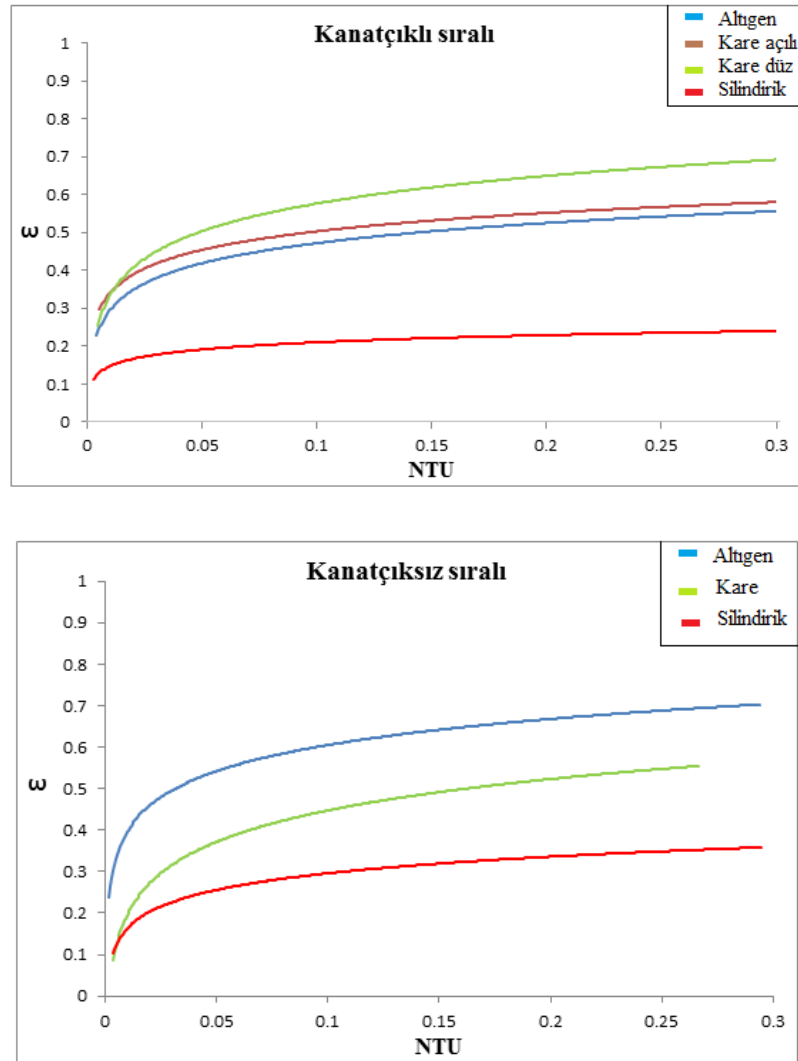
Bu şekiller ayrı ayrı incelendiğinde Sşrtşnme katsayısı (f) Reynolds sayısının artması ile arttığı ve Sşrtşnme katsayısı minimum değerini Reynolds sayısının $Re=6938,51$ değerinde almaktadır. Her bir parametrenin ısı transferi (Nu) ve sşrtşnme katsayısı (f) şzerine karşılık gelen katkı değerleri şekil 3.9, 3.11'de ki grafiklerde farklı durumlar için verilmiştir. Bu grafikler incelendiğinde ısı transferi açısından en etkili parametre Reynolds sayısı (C), ikinci sırada en etkili parametre hava sıcaklığı (A), üçşncü sırada en az etkili olan parametre ise suyun debisi (B) olduğu gşrşlmektedir. Çizelge 3.5 ve 3.6'da bu parametrelerin faktör etkileri ve katkı oranları her seviye için kanat tipine gşe verilmiştir. Parametrelerin optimum seviyeleri ve bunlara karşılık gelen optimum değerleri Nusselt sayısı (1, 2, 3, 4 ve 5 seviyeleri - a, b ve c ise etki dereceleri) ve sşrtşnme katsayısı (1, 2, 3, 4 ve 5 seviyeleri - a, b ve c ise etki dereceleri) hedef fonksiyonlarına gşe ayrı ayrı tahmini değerlendirilmeleri neticesinde gerçek optimum şartlar ve değerleri elde edilmektedir. Bu optimum şartlar ve optimum değerler izelge 3.7'de kanat geometrisine gşe ayrı ayrı verilmiştir. Ancak, her iki hedef fonksiyonun

birlikte değerlendirilmesi ve genel optimum koşulların elde edilmesi gerekir. Aynı ayrı elde edilen optimum şartlar için yapılan tahminin doğrulama deneyleri ile elde edilen gerçek değerlere çok yakın olması gerektiği ve tahmini değerler ile elde edilen gerçek değerlerin güven aralığı içerisinde olduğuna dikkat edilmesi gereklidir. Aynı değerlendirmeler aynı tablodaki genel optimum şart için de geçerli olduğunun bilinmesi gerekir. Sonuçta TAGUCHİ yönteminde hedef fonksiyonların optimum şartları sağlama durumuna, yani Nusselt sayısının maksimum ve sürtünme sayısının minimum olmasına bakılmaktadır.

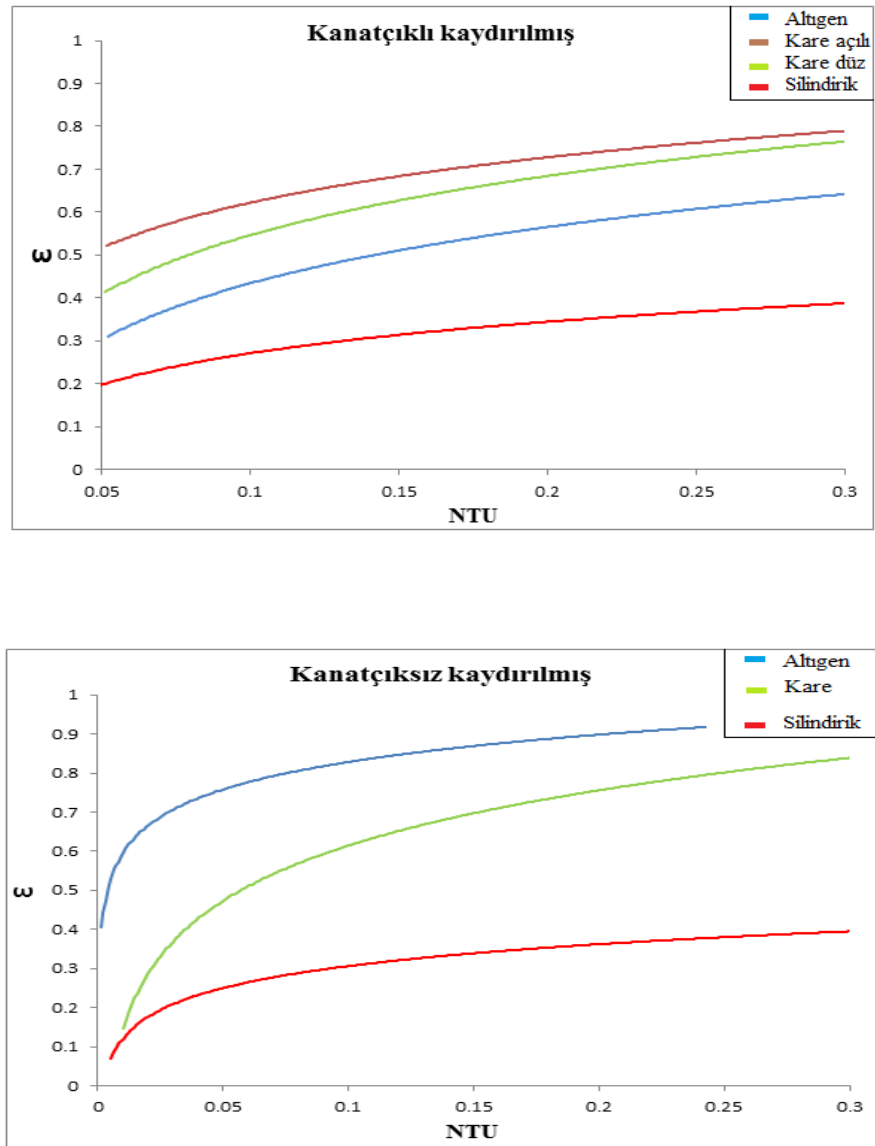
4.2. (ϵ -NTU) Yöntemi

Bu çalışmada tasarlanan ısı değiştiricisinin termodinamik optimizasyonu için entropi üretim miktarı belirlenmeye çalışılmıştır. Isı değiştiricisinin performansını belirlemek için entropi üretim miktarı değerlendirilmiştir. Isı transferi ve akan akışla ilgili termodinamik tersinmezlikler bakımından farklı debilerde farklı iki akışkanla çalışılan bu çapraz akışlı ısı değiştiricisinde değişik geometrilerin etkinliği incelenmiştir. Bölüm 3.4.2’de tanımlanmış boyutsuz gruplar entropi minimizasyon yönteminde dikkate alınmıştır. Deneysel çalışmalarda En etkin sonuç veren geometrik modelin belirlenebilmesi için ısı transfer kayıpları ve basınç düşüşünü ez aza indirmek ve çapraz akışlı ısı değiştiricisinin etkinliğini arttırmak için entropi minimizasyon yöntemi kullanılır, dolayısı ile entropi üretim sayısı minimize edilmelidir. Bu deneysel çalışmada tasarlanan farklı geometriler arasında çapraz akışlı ısı değiştiricisinin performansını değerlendirmek için (ϵ -NTU) tekniği kullanılmıştır. (NTU) değerleri 0.01- 0.3 arasında değişmektedir. Hesaplanan etkenlik ve NTU sonuçlarına göre aralarındaki değişim grafik olarak Şekil 4.2 ve 4.3’de farklı sıra ve kanatçık geometrileri için verilmiştir. Şekil 4.2’deki grafiklerden de görüldüğü gibi, kanatçıklı sıralı levha düzeninde en etkin olan kare düz, kanatçiksız sıralı levha düzeninde olanda ise en etkin olan altıgen geometrili olan kanat modeli olduğu görülmektedir. Şekil 4.3’deki grafiklerden de görüldüğü gibi, kanatçıklı kaydırılmış levha düzeninde en etkin olan kare düz, kanatçiksız sıralı levha düzeninde olanda ise en etkin olan altıgen geometrili olan kanat modeli olduğu görülmektedir. Ayrıca kanaçıklı ve kanatçiksız

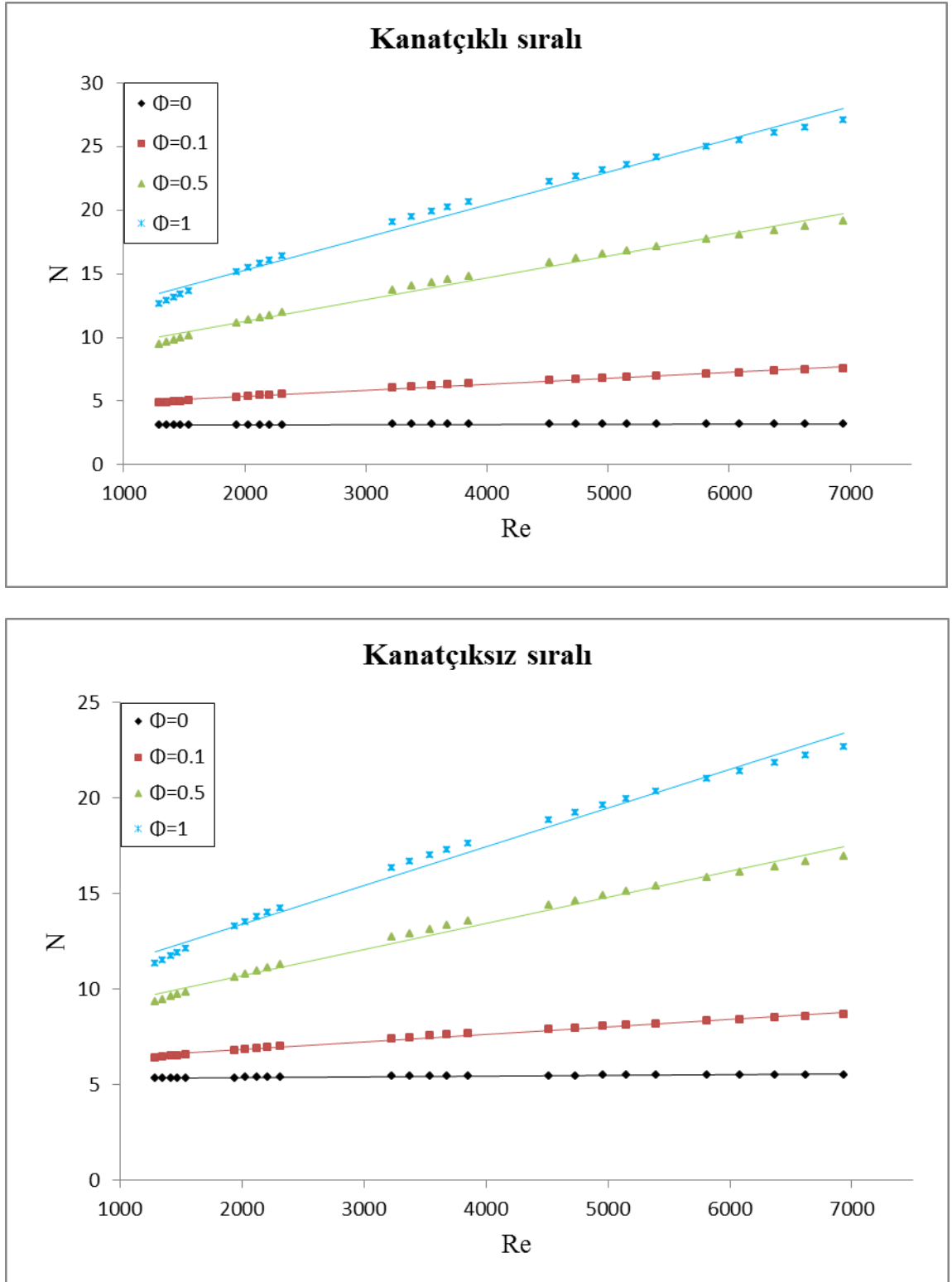
yönlendiricilerin sıralı ve kaydırılmış levha düzenleri arasında etkenlik karşılaştırması yapılırsa her iki şekildeki grafiklerden de görüleceği üzere, özellikle NTU'nun düşük değerlerinde kaydırılmış levha düzenindeki etkenlik oranı sıralı düzlem levha düzenindeki etkenlik oranının yaklaşık iki katına denk gelmektedir. Sonuçta çapraz akışlı ısı değiştiricisinin termodinamik optimizasyonu Termodinamiğin İkinci Kanununa dayalı olduğu vurgulandıktan sonra ısı transferi ve basınç kayıp katsayısını esas alan entropi bağıntısında (Eşitlik (77)) bu iki parametrenin ayrı ayrı değil birlikte neden oldukları entropi üretimine bakılmaktadır.



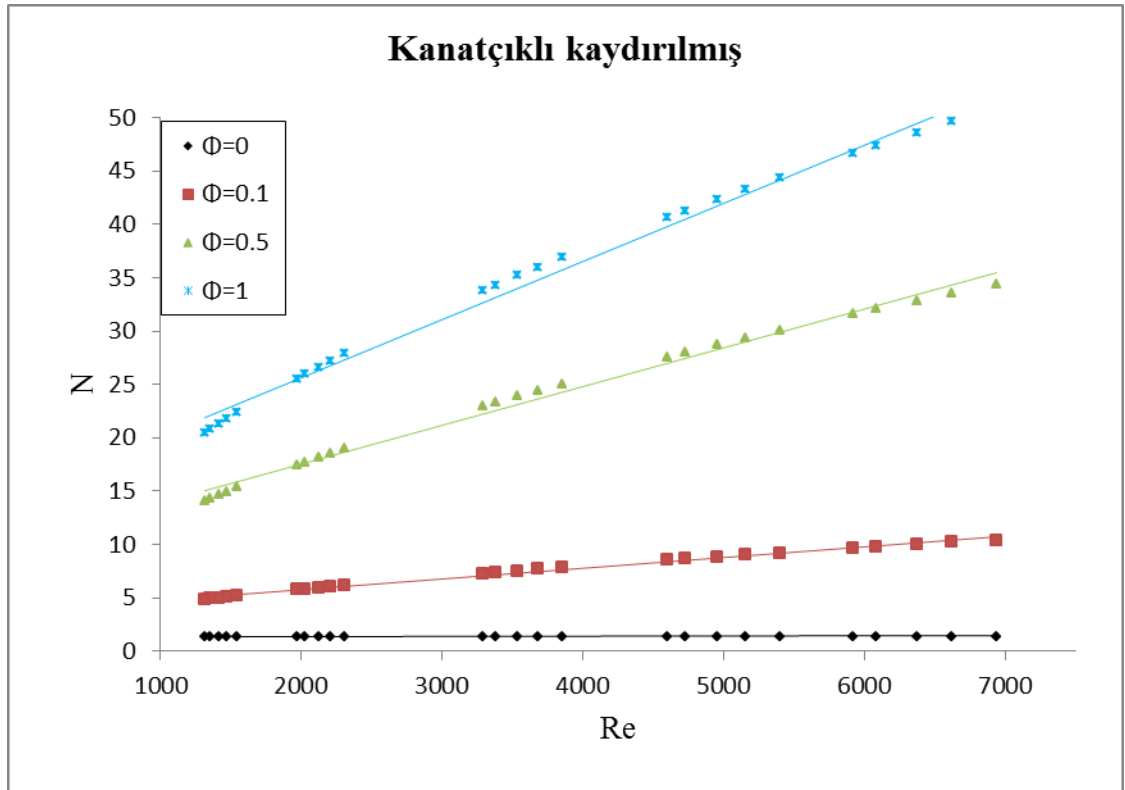
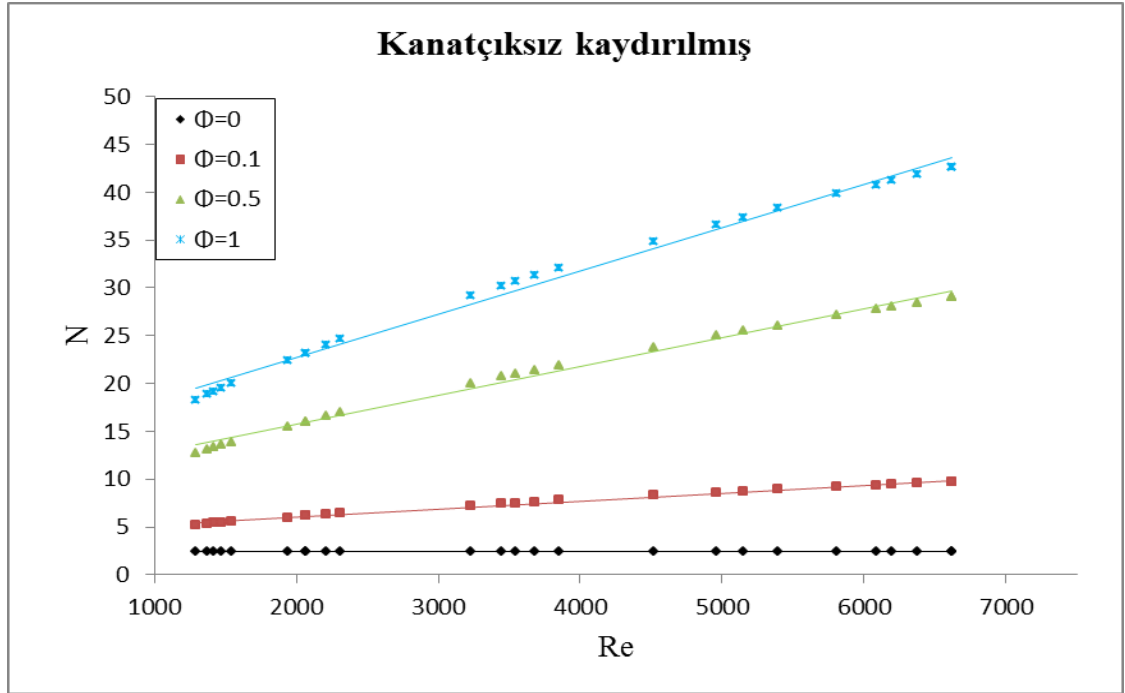
Şekil 4.2. Sıralı düzlemde kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiricilerde (ε - NTU) değişimi



Şekil 4.3. Kaydırılmış düzlemde kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiricilerde (ε - NTU) değişimi



Şekil 4.4. Kanatçıklı ve kanatçıksız sıralı levha düzeninde N-Entropi üretimi sayısı ile Re sayısı arasındaki değişim

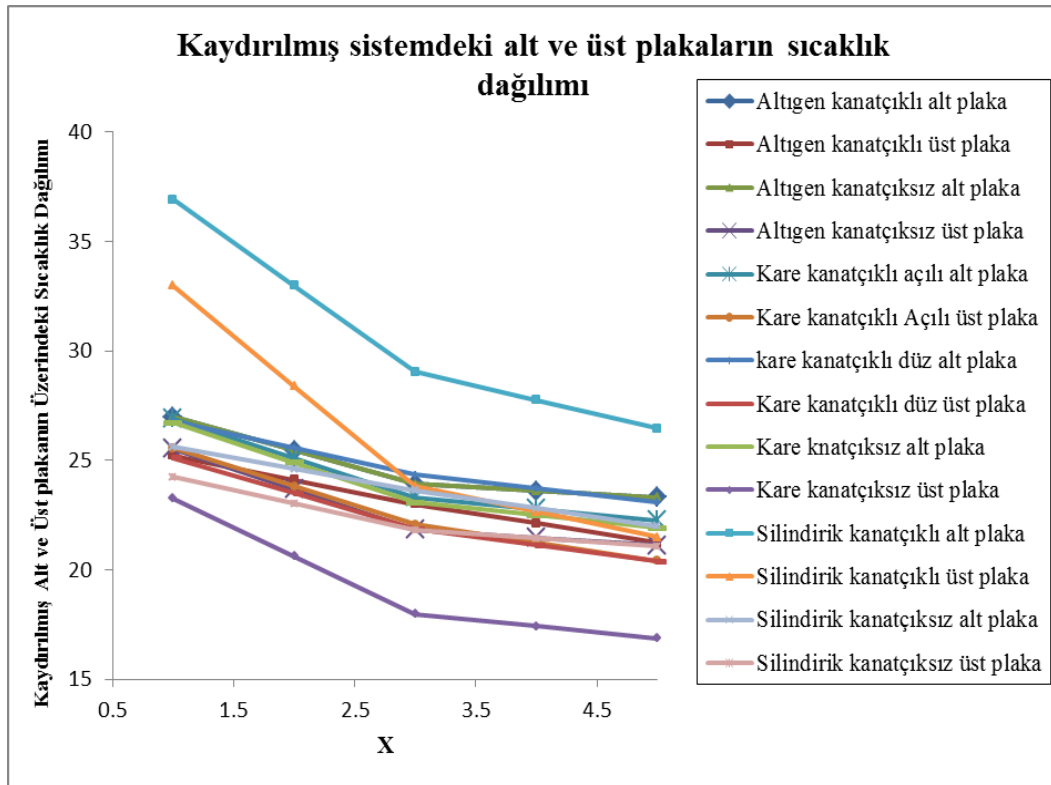


Şekil 4.5. Kanatçıklı ve kanatçksız kaydırılmış levha düzeninde N-Entropi üretimi sayısı ile Re sayısı arasındaki değişim

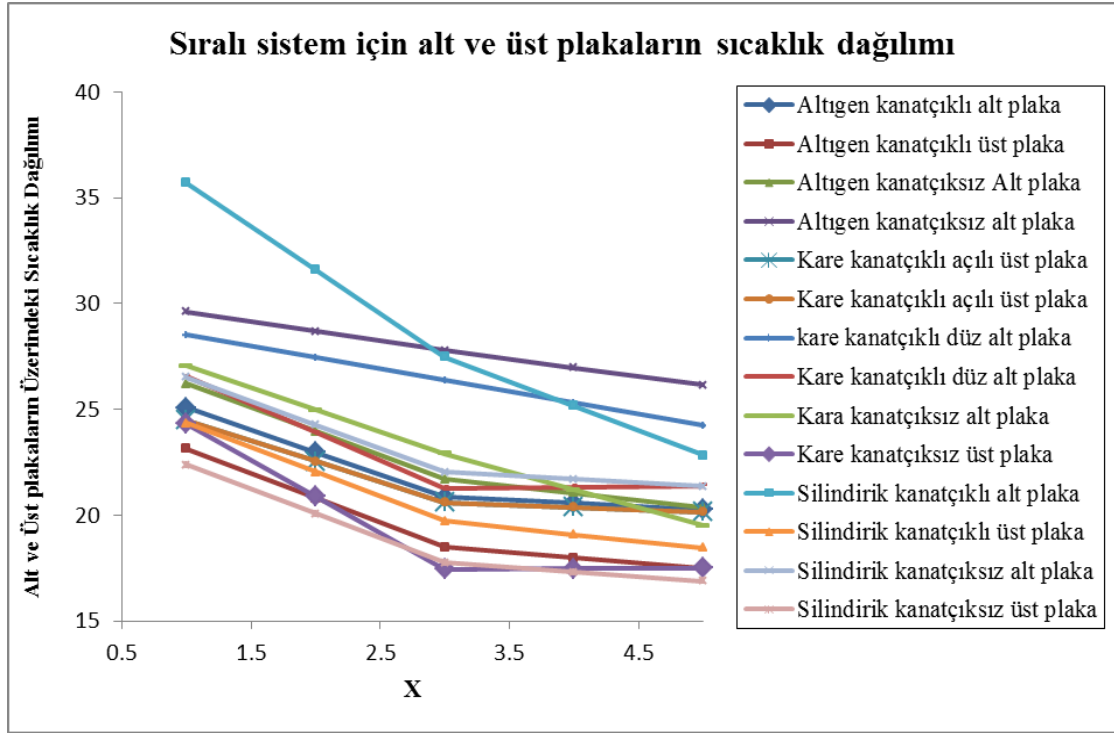
4.3. Isı Transfer ve Sürtünme Kayıp Katsayısı

4.3.1. Sıcaklık dağılımı

Deney seti test bölgesi kanal alt ve üst plakalarda akış yönünde kanal boyunca sıcaklık değişimi farklı geometriler için incelenmiş ve bunlar Şekil 4.6 ve 4.7’de kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiriciler için sıralı ve kaydırılmış levha düzenlerine göre gösterilmiştir. Beklenildiği gibi her iki grafikte de görüldüğü üzere teste giriş bölgesinden itibaren akış yönünde sıcaklık değişimi giderek azalmaktadır. Yine bu şekillerden görüleceği üzere alt plakaların sıcaklıkları üst plakaların sıcaklıklarından yüksektir.



Şekil 4.6. Kaydırılmış levha düzeninde alt ve üst plakalar boyunca sıcaklık değişimi

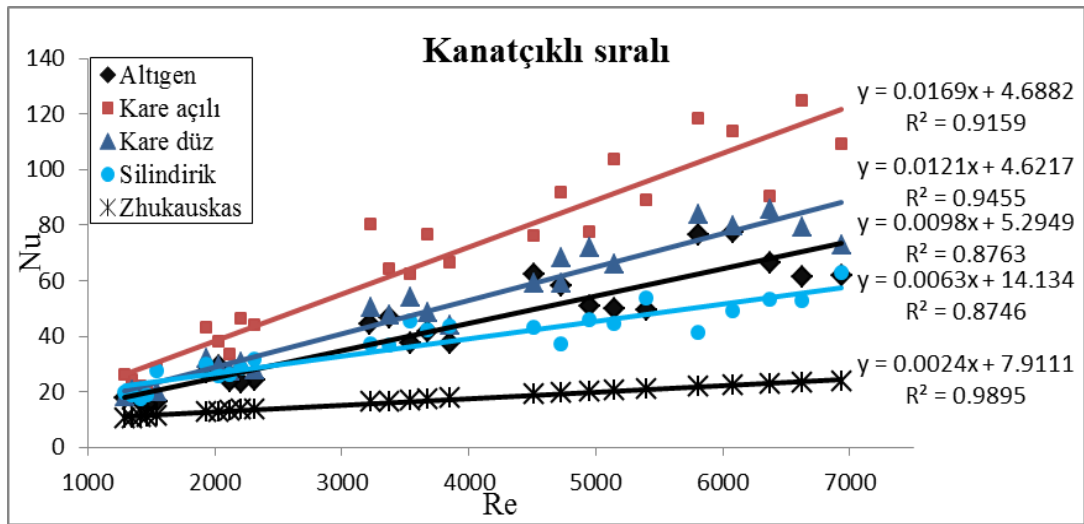


Şekil 4.7. Sıralı levha düzeninde alt ve üst plakalar boyunca sıcaklık değişimi

Bunun sebebi soğuk (su) akışkanın giriş ve çıkışta sıcak akışkanla olan sıcaklık farklarının sonucudur, yani üst plaka üzerinde bulunan giriş suyunun (15°C) üst plaka yüzeyi ile olan direkt teması olarak izah edilebilir. Geometrilere arasında iki plaka arasında en büyük sıcaklık farkı hem sıralıda hem de kaydırılmış levha düzeninde silindirik kanatçıklı yönlendirici içeren modelde olduğu gözlemlenmiştir. Bunun sebebi tasarlanan bu geometrik model sıcak akışkan ve soğuk akışkan arasında daha az ısı transferi gerçekleştirmektedir. Buda ısı transfer analiz grafiklerinde Şekil 4.8, 4.11’de de ayrıca görülmektedir. Diğerlerinde bu sıcaklık değişimi sıralıda ortalama yaklaşık olarak 22°C ile 28°C arasında, kaydırılmışta ise bu aralık 23°C ile 28°C arasında değişmektedir. Bu değişimlerde akışkan giriş sıcaklıkları ve akan akışkana ait kütle debiler veya Reynolds sayılarının etkilerinin de önemli olduğu ayrıca vurgulanmaktadır (Ömeroğlu *et al.* 2007). Çünkü ısı transfer miktarı girişte sıcak ve soğuk akışkan arasındaki soğutma kapasitesi oranına bağlı olarak değişmektedir. Alt ve üst plakalardaki bu değişimin eğilimi sıcak akışkanın Reynolds sayısındaki artış ile giderek azalma eğilimindedir.

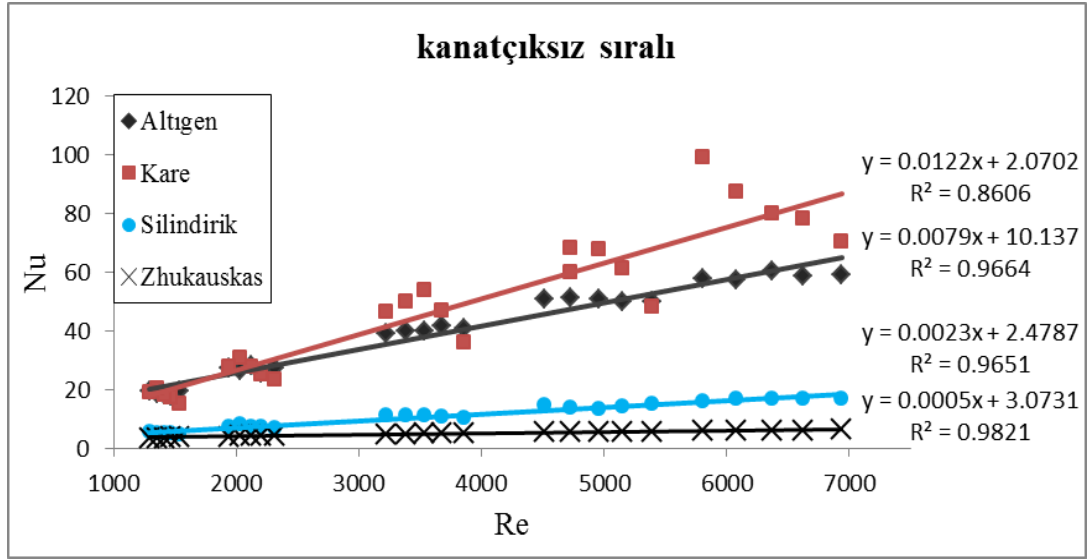
4.3.2. Isı transfer analizi

Bu çalışmada boş boru deneyleri deney setinin bir anlamda kalibrasyonu için yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar literatürdeki ampirik bağıntılarla karşılaştırılarak deney elemanının performansının yeri belirlenmeye çalışılmıştır. Aynı çapraz akışlı HRV ısı değiştiricisi test kanalı içerisine periyodik olarak yerleştirilen kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiriciler içeren elemanlardan oluşan her bir deney elemanlarına ait ısı transfer sonuçları incelenmeye çalışılmıştır. Bu farklı geometrilerdeki yönlendiriciler önce kendi aralarında kanatçıklı ve kanatçıksız sıralı levha düzeni için ve yine kanatçıklı ve kanatçıksız kaydırılmış levha düzeni için gruplandırılarak incelenmeye çalışılmıştır.



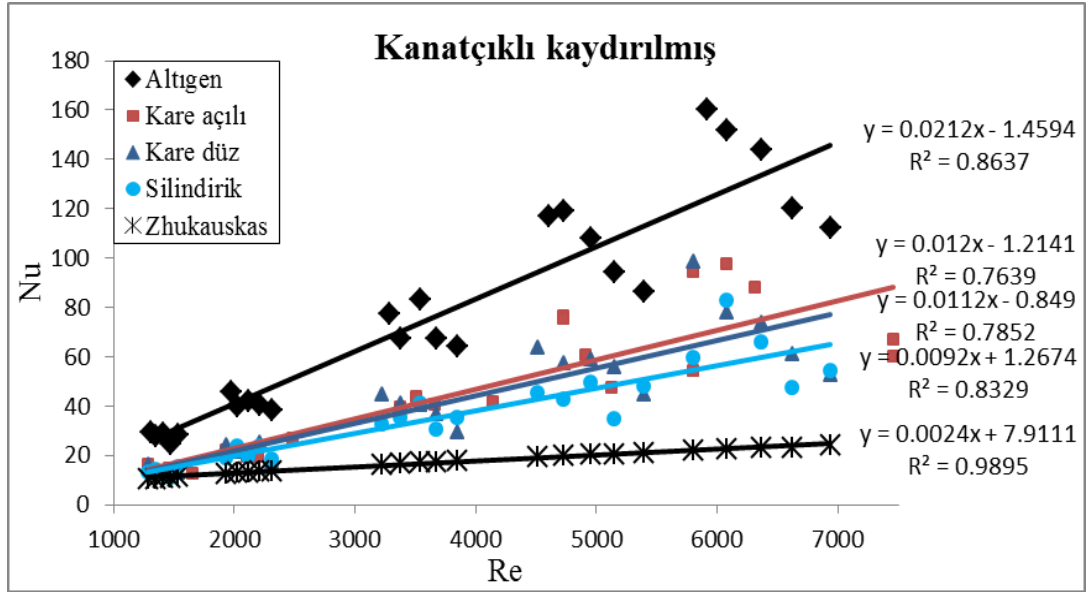
Şekil 4.8. Kanatçıklı sıralı levha düzeninde farklı yönlendiricilerin Nu - Re değişimi

Isı transfer analizinde farklı kanatçık geometrilerine sahip sıralı ve kaydırılmış levha düzenlerine göre incelendiğinde sıra ile Şekil 4.8 ve 4.9'da kanatçıklı ve kanatçıksız sıralı levha düzeninde akış geometrisi için değerlendirmeler yapılmıştır. Bu değerlendirmeler sonucunda Şekil 4.8'den görüldüğü üzere kanatçıklı sıralılarda Reynolds sayısı ve Nusselt sayısı arasındaki değişimlerden kare açılı ve kare düz geometrili yönlendiriciler ısı transferi açısından daha iyi olduğu gözlenmiştir.

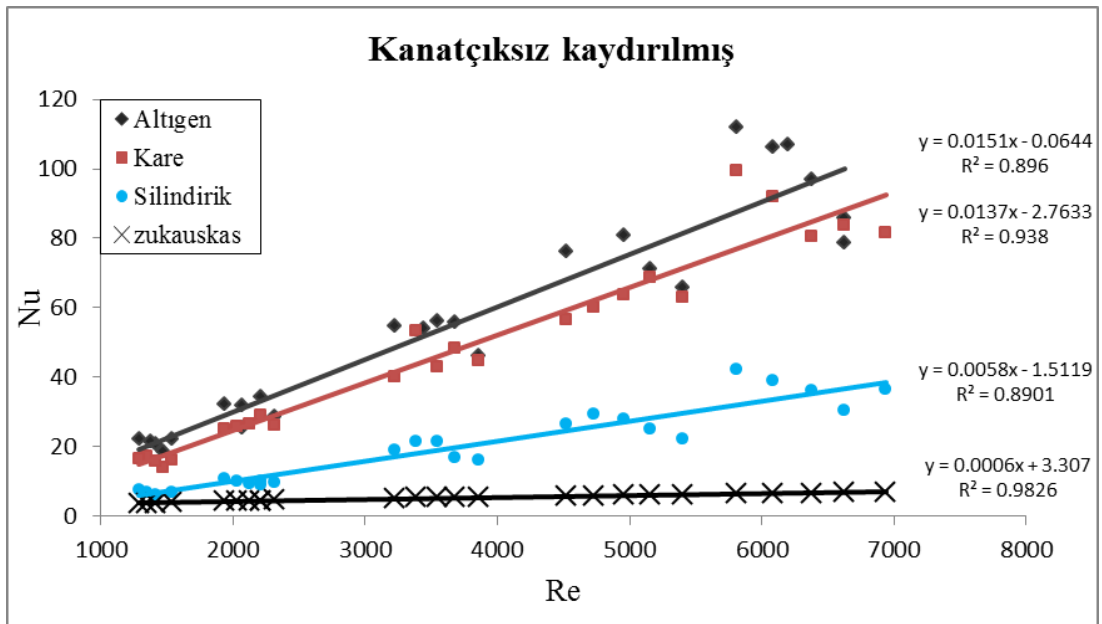


Şekil 4.9 Kanatçksız kaydırılmış levha düzeninde farklı yönlendiricilerin Nu - Re değişimi

Benzer şekilde Şekil 4.9'dan görüldüğü üzere kanatçksız sıralılar da Reynolds sayısı ve Nusselt sayısı arasındaki değişimlerden kare düz ve altıgen geometrili yönlendiriciler ısı transferi açısından daha iyi olduğu gözlenmiştir. Aynı şekilde Şekil 4.10 ve 4.11'den görüleceği üzere kaydırılmış levha düzenlerinde kanatçıklı ve kanatçksız yönlendiriciler için Nusselt sayısı ve Reynolds sayısı arasındaki değişimler grafik olarak verilmiştir. Bu grafiklerden görüleceği üzere kanatçıklı ve kanatçksız yönlendiricilerin her iki durumu için ısı transferi açısından en iyi modelin altıgen geometrili yönlendiricilerin olduğu görülmektedir. Isı transferi açısından en az performansı ise silindirik kanal göstermektedir. Yine bu dört ayrı grafikten görüleceği üzere akışkan hızı yani Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının da arttığı gözlenmiştir. Bu sonuçlar literatürle verilen (Zhukauskas *et al.* 1985) karşılaştırıldığında aynı Reynolds sayılarına karşılık gelen Nusselt sayıları arasında bir iyileşmenin olduğu grafiklerdeki sonuçlarda belirtilmektedir. Yine elde edilen sonuçlarla ilgili olarak bütün geometriler ve levha düzenleri için çıkarılan korelasyonlar Çizelge 4.1'de toplu halde verilmiştir.



şekil 4.10. Kanatçıklı kaydırılmış levha düzeninde farklı yönlendiricilerin Nu - Re değişimi



şekil 4.11. Kanatçıksız kaydırılmış levha düzeninde farklı yönlendiricilerin Nu - Re değişimi

Çizelge 4.1. Farklı geometrilerde sıralı ve kaydırılmış levha düzeninde kanatçıksız ve kanatçıklı yönlendiriciler için korelasyonlar

Geometrik Model		Nu (Nusselt sayısı)	a	b	c	d	R^2	No:
Sıralı	Altıgen kanatçıklı	$Nu = aRe^b Pr^c \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^d$	0.34	0.63	0.09	0.25	0.876	Eş. (132)
	Kare açılı kanatçıklı	$Nu = aRe^b Pr^c \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^d$	0.43	0.80	0.14	0.25	0.915	Eş. (133)
	Kare düz kanatçıklı	$Nu = aRe^b Pr^c \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^d$	0.39	0.75	0.13	0.25	0.945	Eş. (134)
	Silindirik kanatçıklı	$Nu = aRe^b Pr^c \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^d$	0.31	0.55	0.08	0.25	0.874	Eş. (135)
	Altıgen kanatçıksız	$Nu = aRe^b Pr^c \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^d$	0.21	0.61	0.72	0.25	0.966	Eş. (136)
	Kare kanatçıksız	$Nu = aRe^b Pr^c \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^d$	0.27	0.67	0.89	0.25	0.860	Eş. (137)
	Silindirik kanatçıksız	$Nu = aRe^b Pr^c \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^d$	0.21	0.55	0.69	0.25	0.965	Eş. (138)
Kaydırılmış	Altıgen kanatçıklı	$Nu = aRe^b Pr^c \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^d$	0.78	0.67	0.77	0.25	0.863	Eş. (139)
	Kare açılı kanatçıklı	$Nu = aRe^b Pr^c \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^d$	0.64	0.61	0.47	0.25	0.763	Eş. (140)
	Kare düz kanatçıklı	$Nu = aRe^b Pr^c \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^d$	0.49	0.58	0.5	0.25	0.785	Eş. (141)
	Silindirik kanatçıklı	$Nu = aRe^b Pr^c \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^d$	0.44	0.53	0.48	0.25	0.832	Eş. (142)
	Altıgen kanatçıksız	$Nu = aRe^b Pr^c \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^d$	0.44	0.69	0.77	0.25	0.896	Eş. (143)
	Kare kanatçıksız	$Nu = aRe^b Pr^c \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^d$	0.44	0.61	0.72	0.25	0.938	Eş. (144)
	Silindirik kanatçıksız	$Nu = aRe^b Pr^c \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^d$	0.44	0.55	0.70	0.25	0.890	Eş. (145)
	Zhukauskas	$Nu_0 = aRe^b Pr^c \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^d$	0.95	0.6	0.36	0.25	0.982	Eş. (146)

Yapına çalışmaya ait deneysel çalışma sonucu elde edilen datalar MATLAB programında hesaplanıp elde edilen sonuçlara göre EXCEL programında gerekli olan grafikler tek tek gruplandırılarak çizilmiştir. Şekil 4.8, 4.11'deki grafikler grafik olarak çizilirken her birinin denklemi ve standart sapmaları verilmiştir. Benzer şekilde Bu geometrilerin her birisine ait ısı transfer korelasyonları MATLAB programında hesaplanarak elde edilmiş ve bunların her biri Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Zhukauskas (Eşitlik (146)) ifadesine göre elde edilen grafiklerde deneysel dataların R^2 değerleri $R^2 \geq 0.86-0.96$ arasında olduğu tespit edilmiştir. Bu değerler ideal olan Zhukauskas (Eşitlik (146)) ifadesine göre elde edilen regresyon $R^2 \geq 0.98$ değerine oldukça eşdeğerdir. Eşitlik (146)'ya göre elde edilen regresyon parametreleri Çizelge 4.1'de verilmiştir. Bu tablodan regresyon modelleri göre en ideal değerleri arasında en küçük sapma gösteren a 'nın değeri 0.21, b 'nin değeri 0.55, c 'nin değeri 0.08 ve d 'nin değeri 0.25 olarak bulunmuştur. Bu nedenle Nusselt sayısı ve Reynolds sayısı arasındaki ilişkiyi (Eş.7.15)'den tahmin etmede uygun bir denklemdir. Bu tabloda verilen korelasyonlar da Prandtl sayısı (Pr) test bölgesine giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalamasına göre termodinamik tablolardan bakılır. Pr_s ise plaka gövde sıcaklığına göre bakılır. Korelasyonlardaki Prandtl sayıları arasındaki oranlama yapıldığında $\left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^d$ csonuçta değer yaklaşık olarak birdir. Çizelge 4.1'de eşitlik (132)-(145)'de

verilmiş olan korelasyonlar literatürden Zhukauskas'ın (Zhukauskas *et al.* 1985) Nusselt sayısı için geliştirmiş olduğu korelasyonlarla karşılaştırılarak Şekil 4.8-4.11'deki grafikler elde edilmiştir. Deneylerden elde edilen sıcaklık değerlerine dayalı olarak hesaplanan ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısı değerleri ile basınç değerlerine dayalı olarak elde edilen Reynolds sayısı değerleri arasındaki ilişki verilen korelasyonlarına göre tahmin edilmiş olup, yüksek Reynolds sayılar için deneysel veriler, (Eşitlik (146)) tarafından tahmin edilen değerlerle iyi bir şekilde uyumlu olduğu gözlenmiştir. Bu çalışmaya ait tüm geometrik modeller için Nusselt sayısı ile ilgili elde edilen

korelasyonlar Tablo 10'da, ısı transfer artışı (Nu/Nu_o) ile ilgili korelasyonlar Çizelge 4.2'de ve Sürtünme kayıp katsayısı (f) ile ilgili korelasyonlar Çizelge 4.3'de verilmiştir.

4.3.3. Isı transferinde artış analizi

Dikdörtgen kesitli kanalda tam gelişmiş bölgede türbülans akış için, ısı transfer artışını göstermek ve karşılaştırmak için ısı transfer artış faktörü (Nu/Nu_o) kullanılır. Isıl artış faktöründeki yerel Nusselt sayısının dağılımı (Nu), kanal içi akışta tam gelişmiş türbülans akış için (Nu_o) Nusselt sayısına oranı olup bu ifade Zhukauskas'ın korelasyonu olarak Eşitlik (147) ile verilmiştir.

$$Nu_o = 0.95 Re^{0.6} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} \quad (147)$$

Bu çalışmada tam gelişmiş türbülans akışta ısı transferi Zhukauskas'ın geliştirmiş olduğu korelasyonla ifade edilebilir ve aşağıdaki denklemle tam gelişmiş akışta (ısı transfer artış faktörü yani ısı transfer artış derecesini) Nusselt sayılarının oranı (Nu/Nu_o),

$$\frac{Nu}{Nu_o} = \left(\frac{h D_h}{k} \right) \left[\frac{1}{0.95 Re^{0.6} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}} \right] \quad (148)$$

eşitliği ile verilmiştir ve bu eşitlikle ilgili korelasyonlar Çizelge 4.2'de verilmiştir. Benzer şekilde bu korelasyona benzer diğer araştırmacı Sieder-Tate tarafından geliştirilen korelasyon ise aşağıdaki eşitlikle tanımlanmıştır. Reynolds sayısının fonksiyonu olarak (Nu/Nu_o) oranlarının her bir durum ve geometri için grafikleri Şekil 4.12, 4.15'de verilmiştir. Bu grafiklerden incelendiğinde, $Re=1200$ ile 7000 arasındaki aynı akış şartlarında (Nu/Nu_o) oranları yaklaşık olarak kanatçıklı sıralılarda 1.3 ile 5.4 arasında, kanatçıksız sıralılarda 1.2 ile 15.6 arasında, kanatçıklı kaydırılmışta 1 ile 7.4 arasında ve kanatçıksız kaydırılmışta 1.8 ile 17.9 arasında değişmektedir. Bütün

grafiklerden görüleceği üzere Reynolds sayısındaki artışla (Nu/Nu_o) ısı transfer artış faktörü de artmaktadır. Mevcut çalışmada kullanılan Reynolds sayısı yardımı ile ortalama ısı transfer artış oranının tahmini için faydalı olabilecek korelasyonlar gösterilmiştir.

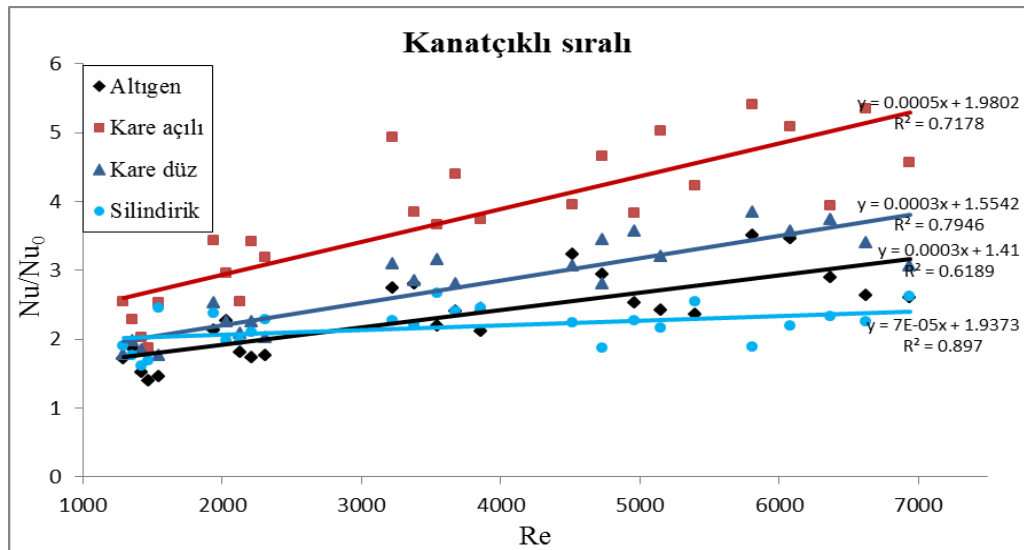
$$\frac{Nu}{Nu_o} = a Re^b \quad (149)$$

Ayrıca yukarıdaki grafiklerde görüldüğü üzere, kanatçıksız sıralıların kanatçıklı sıralılara göre ve yine kaydırılmış levha düzeninde kanatçıksız kaydırılmışların kanatçıklı kaydırılmışlara göre, aynı yönlendiriciler içeren test modellerde aynı Reynolds sayısına göre ısı transfer artış faktörün (Nu/Nu_o) deki oran daha fazladır. Yine kaydırılmış levha düzenlerinde en yüksek ısı transfer artış faktörün (Nu/Nu_o) altıgen geometrilide, sıralıda ise ısı transfer artış faktörün (Nu/Nu_o) kare geometrilide en yüksek olduğu gözlenmiştir. Aynı Reynolds sayıları için her iki levha düzeninde silindirik geometrilide en düşüktür. Grafiklerden görüleceği üzere Nusselt sayısı ile Reynolds sayısı arasındaki ilişki incelendiğinde kanat geometrilerindeki yüksek temas yüzeyi ve akışkanın yeterince yüzey ve kanatçıklar arasında karışması, türbülans etkisi oluşturması ile birlikte ikincil akışların meydana gelmesi Reynolds sayısının artışı ile Nusselt sayısında giderek artış gözlenmiştir. Reynolds sayısı arttıkça ısı sınır tabaka kalınlığının giderek incelmesi sonucu Nusselt'teki bu artış gözlenebilir. Bu türbülansın artması ile taşınım la ısı transfer katsayısının artmasını gösterir. Ayrıca bu oran ısı performans ve pompa gücü açısından bilgi verir.

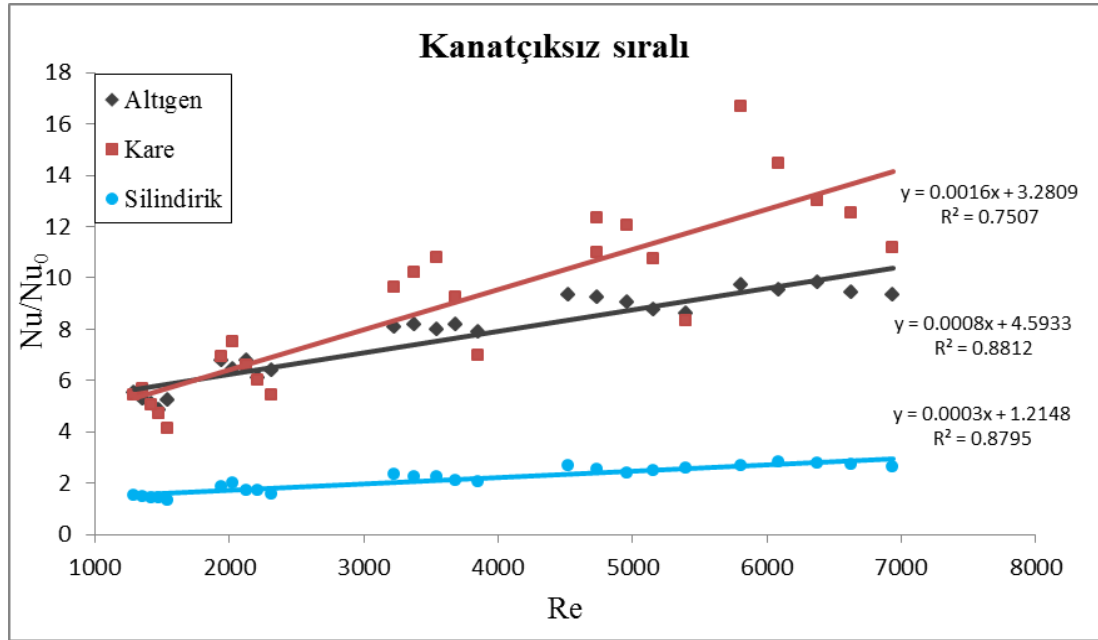
Eşitlik (147), (148) ve (149)'da verilen formüllerden elde edilen grafiklerde deneysel dataların R^2 değerleri ortalama $R^2 \approx 0.66$ civarında olduğu tespit edilmiştir. Bu eşitliklere göre elde edilen regresyon parametreleri Tablo 11'de verilmiştir. Bu tablodan regresyon modelleri göre en ideal değerleri arasında en küçük sapma gösteren a 'nın değeri 0.005, b 'nin değeri ise 0.1499 olarak bulunmuştur. Bu nedenle (Eşitlik 149) Nu / Nu_o ısı transfer artış faktörünü tahmin etmede uygun bir denklemdir.

Çizelge 4.2. Eşitlik (149)'a göre, farklı geometrilerde sıralı ve kaydırılmış levha düzeninde kanatçıksız ve kanatçıklı yönlendiriciler için Nu / Nu_0 korelasyonlar

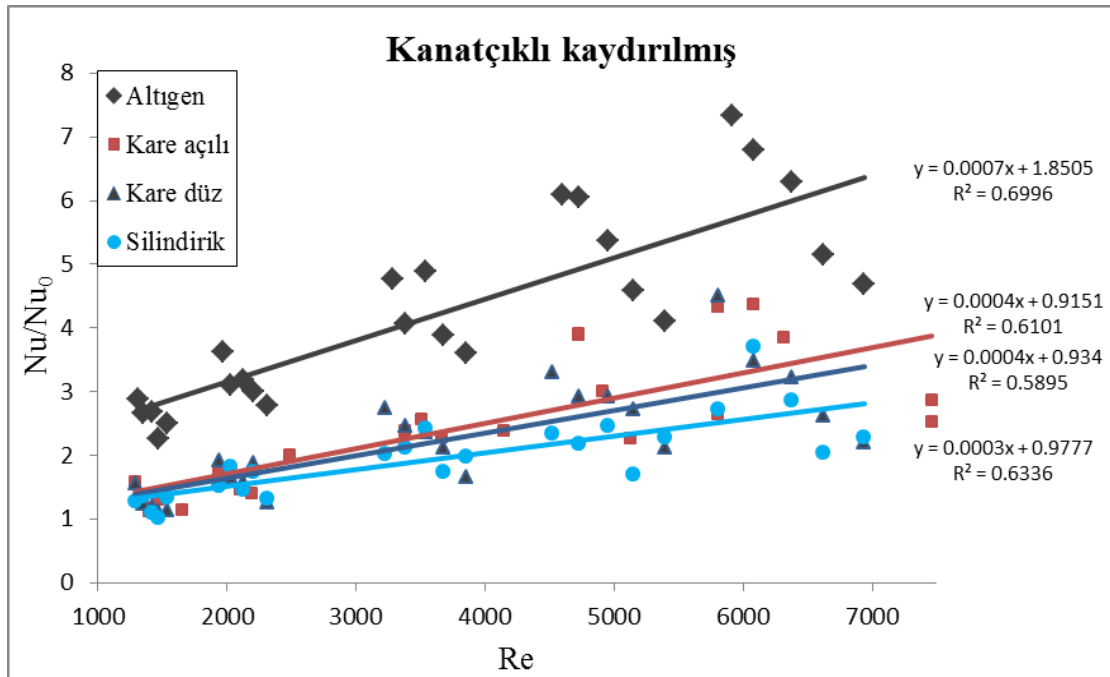
Geometrik Model		Nu / Nu_0	a	b	R^2	Eş.No:
Sıralı	Altıgen kanatçıklı	$Nu / Nu_0 = a Re^b$	0.0381	0.5102	0.618	Eş.(150)
	Kare açılı kanatçıklı	$Nu / Nu_0 = a Re^b$	0.0433	0.5460	0.717	Eş.(151)
	Kare düz kanatçıklı	$Nu / Nu_0 = a Re^b$	0.0517	0.4802	0.794	Eş.(152)
	Silindirik kanatçıklı	$Nu / Nu_0 = a Re^b$	0.6414	0.1499	0.897	Eş.(153)
	Altıgen kanatçıksız	$Nu / Nu_0 = a Re^b$	0.1824	0.4537	0.881	Eş.(154)
	Kare kanatçıksız	$Nu / Nu_0 = a Re^b$	0.0289	0.7042	0.750	Eş.(155)
	Silindirik kanatçıksız	$Nu / Nu_0 = a Re^b$	0.0272	0.5415	0.879	Eş.(156)
Kaydırılmış	Altıgen kanatçıklı	$Nu / Nu_0 = a Re^b$	0.0227	0.6424	0.699	Eş.(157)
	Kare açılı kanatçıklı	$Nu / Nu_0 = a Re^b$	0.0093	0.6758	0.610	Eş.(158)
	Kare düz kanatçıklı	$Nu / Nu_0 = a Re^b$	0.01	0.6687	0.589	Eş.(158)
	Silindirik kanatçıklı	$Nu / Nu_0 = a Re^b$	0.0157	0.5953	0.633	Eş.(160)
	Altıgen kanatçıksız	$Nu / Nu_0 = a Re^b$	0.0226	0.7379	0.801	Eş.(161)
	Kare kanatçıksız	$Nu / Nu_0 = a Re^b$	0.0125	0.7928	0.886	Eş.(162)
	Silindirik kanatçıksız	$Nu / Nu_0 = a Re^b$	0.0050	0.7955	0.814	Eş.(163)



Şekil 4.12. Kanatçıklı sıralı düzende ısı transfer artış faktörü (Nu/Nu_0) ile Re arasındaki değişim

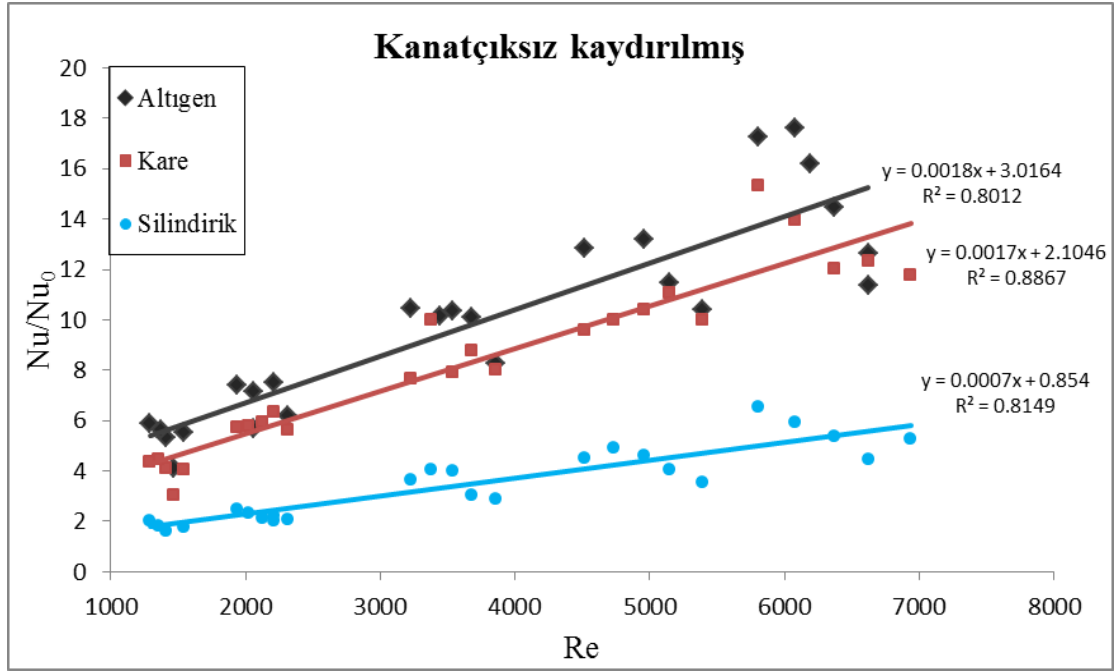


Şekil 4.13. Kanatçıksız sıralı düzende ısı transfer artış faktörü (Nu/Nu_0) ile Re arasındaki değişim



Şekil 4.14. Kanatçıklı kaydırılmış düzende ısı transfer artış faktörü (Nu/Nu_0) ile Re

arasındaki değişim



Şekil 4.15. Kanatçksız kaydırılmış düzende ısı transfer artış faktörü (Nu/Nu_0) ile Re arasındaki değişim

4.3.4. Performans analizi

Şekil 4.16'da Reynolds sayısı ile ısı artış faktörünün (Thermal Enhancement Factor TEF) değişimi gösterilmiştir. Isıl artış faktörü, ısı transfer artış faktörünün sürtünme kayıp katsayılarının oranına eşittir. Bu eşitlik aşağıda verildiği gibi tanımlanmıştır (Jedsadaratanachai *et al.* 2012).

$$TEF = (\overline{Nu} / Nu_0) / (f / f_0)^{1/3} \quad (164)$$

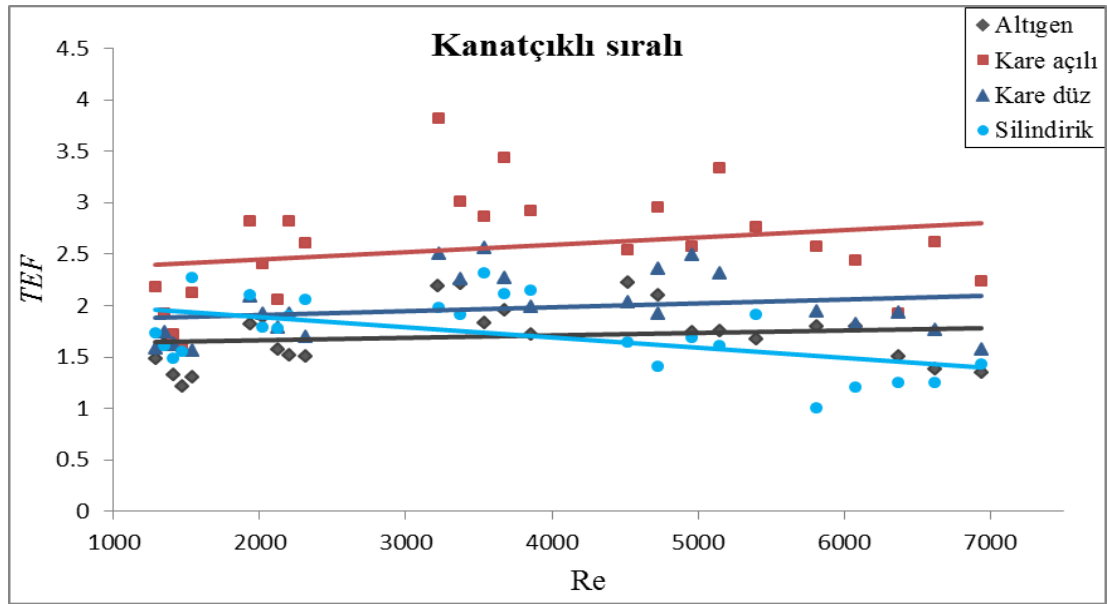
bu eşitlikte Nu_0 ve f_0 sıra ile boş dikdörtgen kesitli kanal için Nusselt sayısı ve sürtünme kayıp katsayısı, $\overline{Nu} = \frac{1}{A} \int Nu_x dA$ ve f ise ortalama Nusselt sayısı ve sürtünme kayıp katsayısıdır.

Yukarıda bu çalışmada kullanılan kanat geometrileri dikkate alınarak çapraz akışlı ısı değiştiricisi için performans değerlendirilmesi yapılmış ve Eşitlik (164)'den yola çıkarak hesaplamalar yapılarak sonuçlar değerlendirilmiştir. Şekil 4.16'daki grafiklerden görüleceği aşağıdaki grafiklerde görüldüğü üzere kanatçiksız levha düzenlerinde aynı Reynolds ayısına göre ısı artış faktörün (TEF) deki değişim (1.6-3.8) daha fazladır. Yine kaydırılmış levha düzenlerinde en yüksek ısı transfer artış faktörün (TEF) altıgen geometrilide, sıralıda ise ısı transfer artış faktörün (TEF) kare geometrilide en yüksek olduğu gözlenmiştir. Aynı Reynolds sayıları için her iki levha düzeninde silindirik geometrilide en düşüktür. Benzer şekilde aynı çapraz akışlı ısı değiştiricisi tipleri için verimlilik (η) analizi yapılmış ve Reynolds sayısına veya pompa gücüne göre değişimi Şekil 4.17'de verilmiştir.

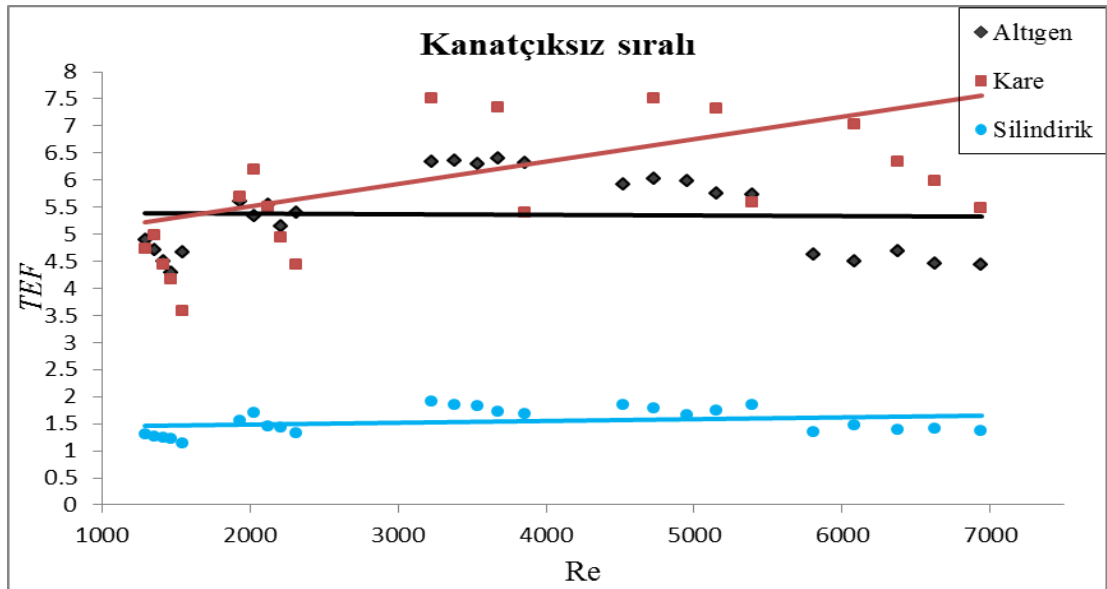
Verimlilik ifadesi aşağıdaki eşitlikle tanımlanmıştır.

$$\eta = (Nu / Nu_0) / (f / f_0) \quad (165)$$

Şekil 4.17'de verilen (η) ve Re grafiklerinde bu çalışmada kullanılan bütün kanat geometrileri dikkate alınarak çapraz akışlı ısı değiştiricisi için ısı transferi ve sürtünme kayıp katsayısının aynı akış şartlarında verim (ısı performans faktör-Thermal Performance Faktör) analizi yapılmış ve Eşitlik (165)'den yola çıkarak hesaplamalar yapılarak sonuçlar değerlendirilmiştir.

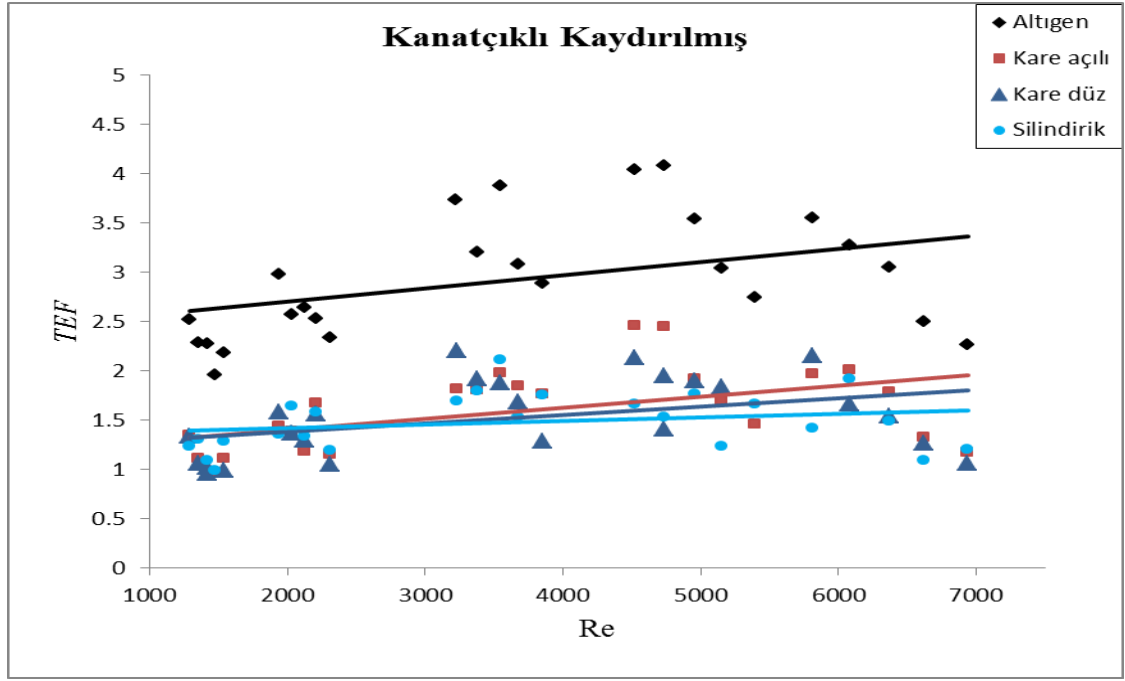


(a)

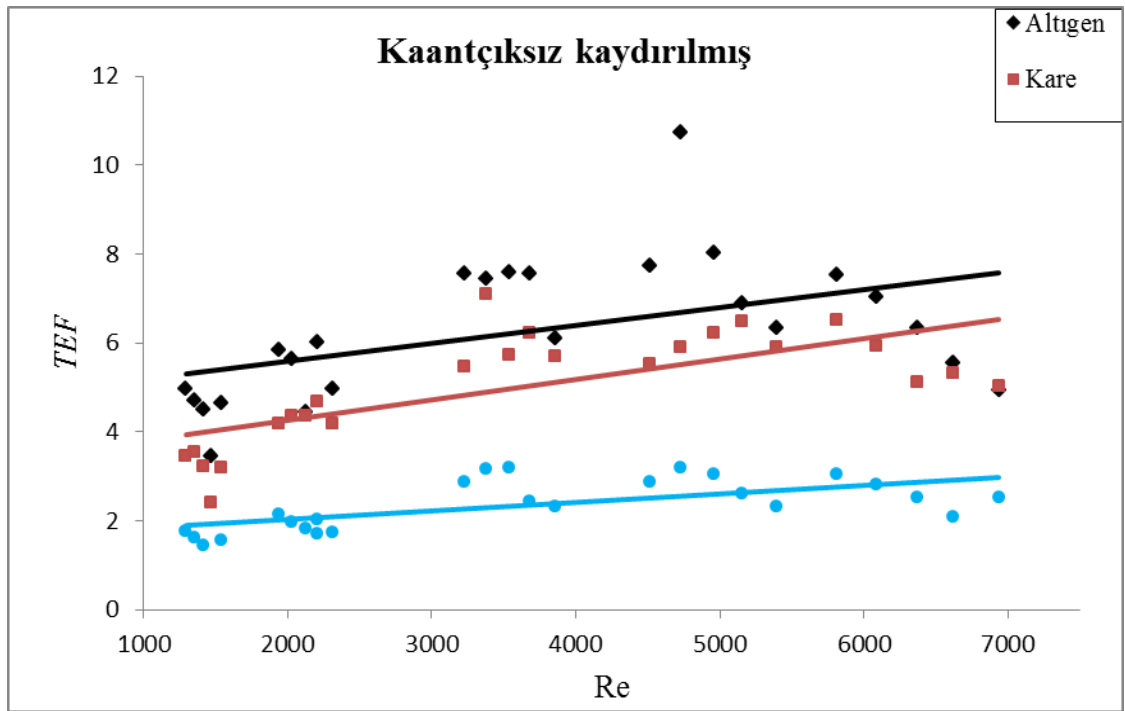


(b)

Şekil 4.16. (devam)

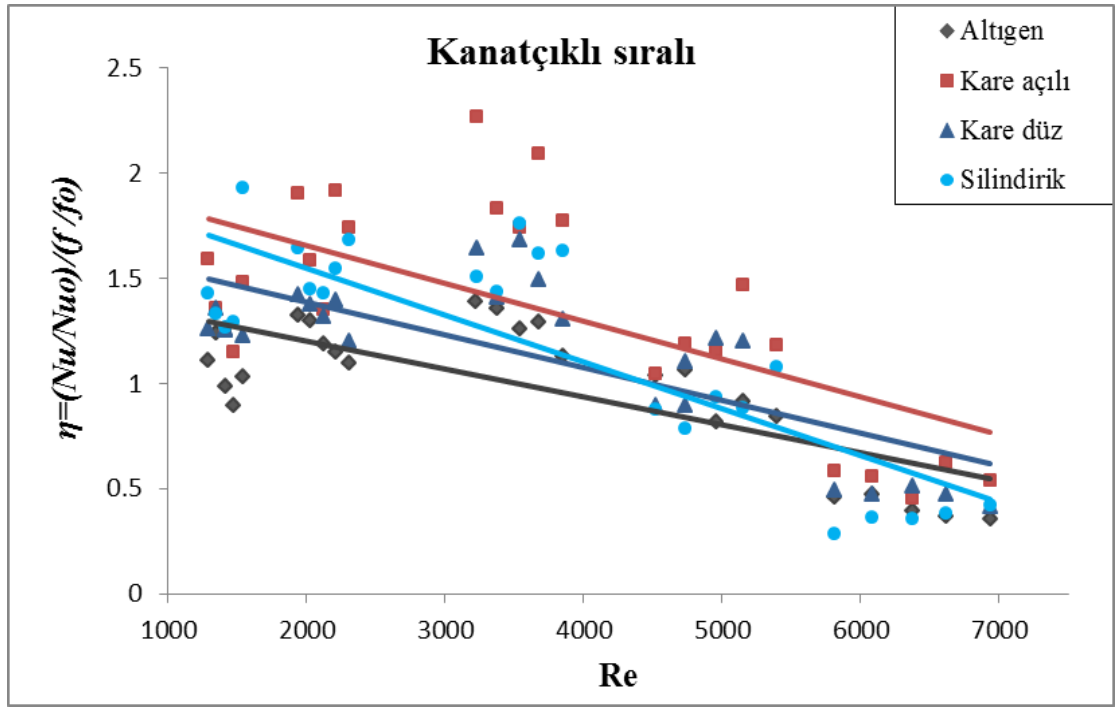


(c)

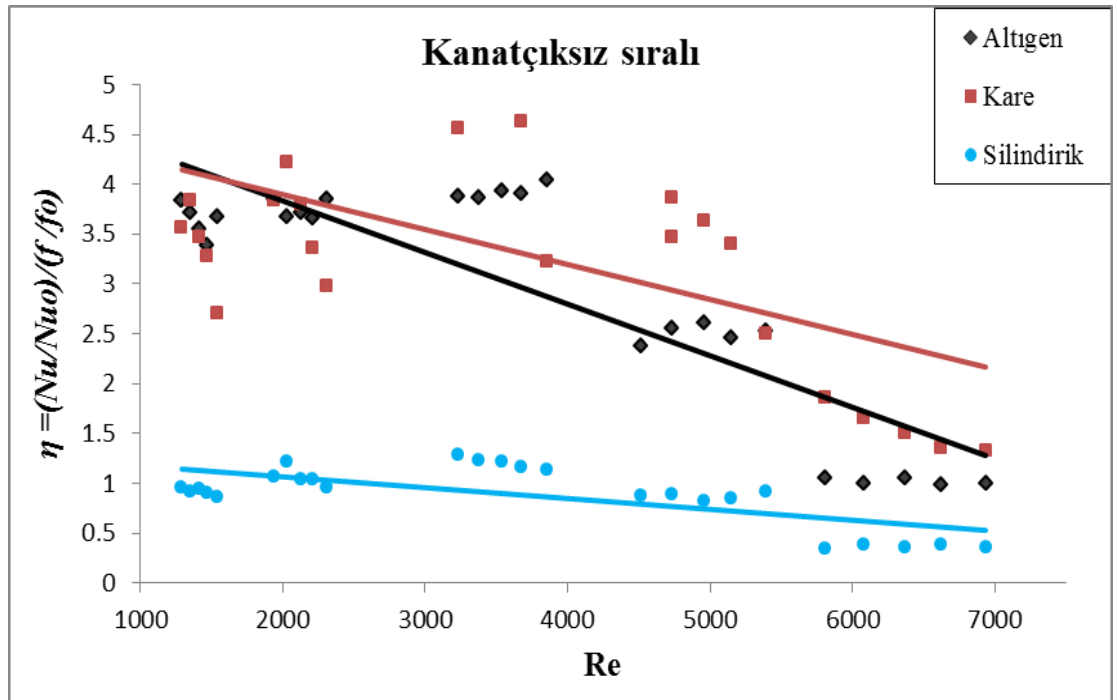


(d)

Şekil 4.16. Farklı levha düzenleri ve kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiriciler için Reynolds sayısı ile Isıl artış faktörünün (Thermal Enhancement Factor TEF) değişim

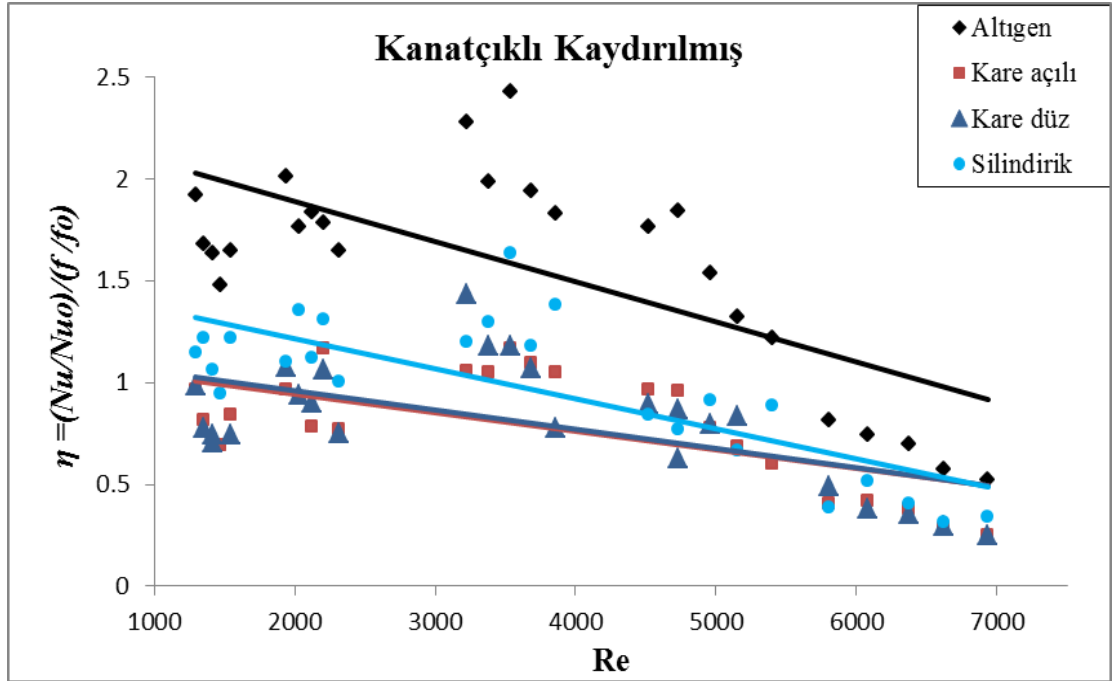


(a)

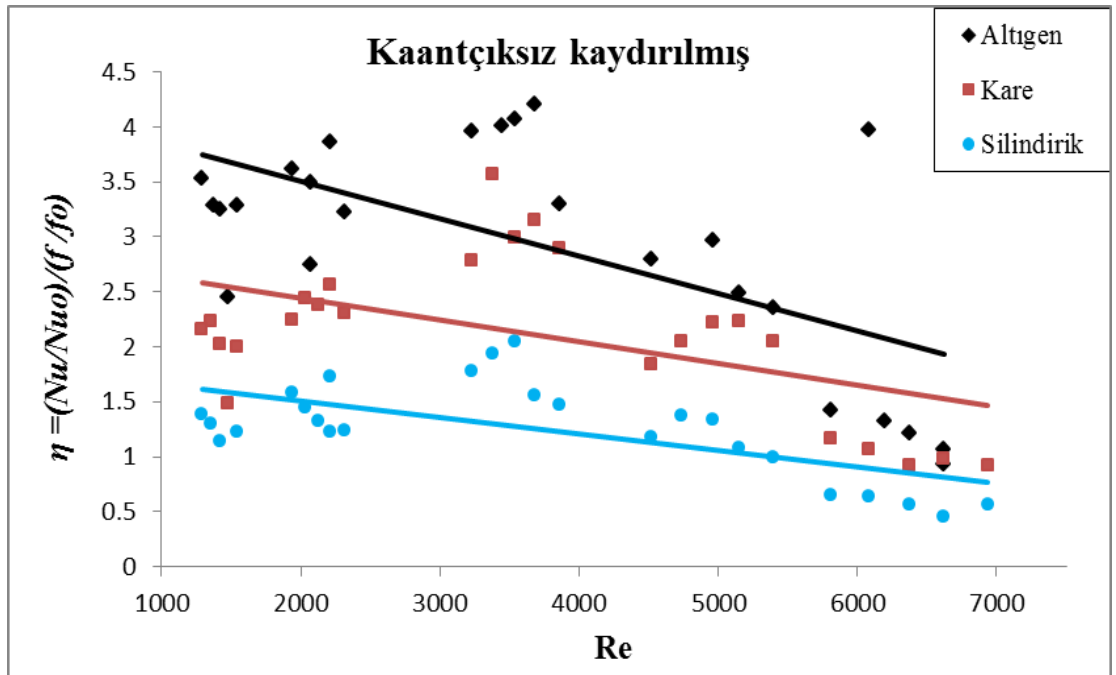


(b)

Şekil 4.17 (devam)



(c)



(d)

Şekil 4.17. Farklı levha düzenleri ve kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiriciler için Reynolds sayısı ile Isıl performans faktörü (η) arasındaki değişim

Şekil 4.17'deki grafiklerden görüleceği görüldüğü üzere en iyi performansı, kanatçıksız levha düzenlerinde aynı Reynolds sayısına veya pompa gücüne göre ısı performans faktörün (η) 'deki değişim (1.6-3.8) daha fazladır. Yine kaydırılmış levha düzenlerinde en iyi performansı en yüksek ısı performans faktörü (η) ile altıgen geometrilide, sıralıda ise en iyi performansı, ısı performans faktörü (η) kare geometrilide en yüksek olduğu gözlenmiştir.

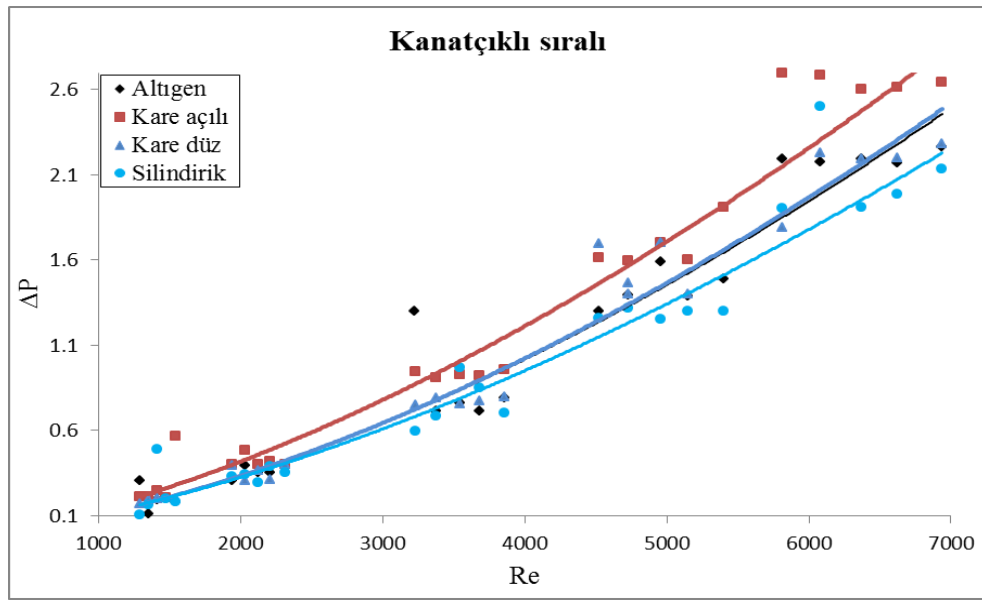
Keza bunlar en yüksek ısı artış faktörü (TEF) içinde aynı olduğu söylenebilir. Aynı Reynolds sayıları için her iki levha düzeninde silindirik geometrilide en düşüktür. Reynolds sayısı arttıkça ısı performans faktörünün (η) eğimi giderek azalma eğilimindedir. Şekil 4.16 ve 4.17'deki grafiklerden görüleceği üzere (TEF) ısı artış faktörü ve ($\eta \geq 1$) ısı performans faktörü ile Reynolds sayısı arasındaki ilişkiden tasarlanan farklı geometrilerin düşük Reynolds sayılarında, enerji tasarrufu açısından performanslarının uygun olduğunu göstermektedir. Ayrıca düşük Reynolds sayısında pompa gücü açısından ideal olduğu söylenebilir.

4.3.5. Basınç düşüşü (ΔP), sürtünme kayıp katsayısı (f) ve Colburn analojisi (j)

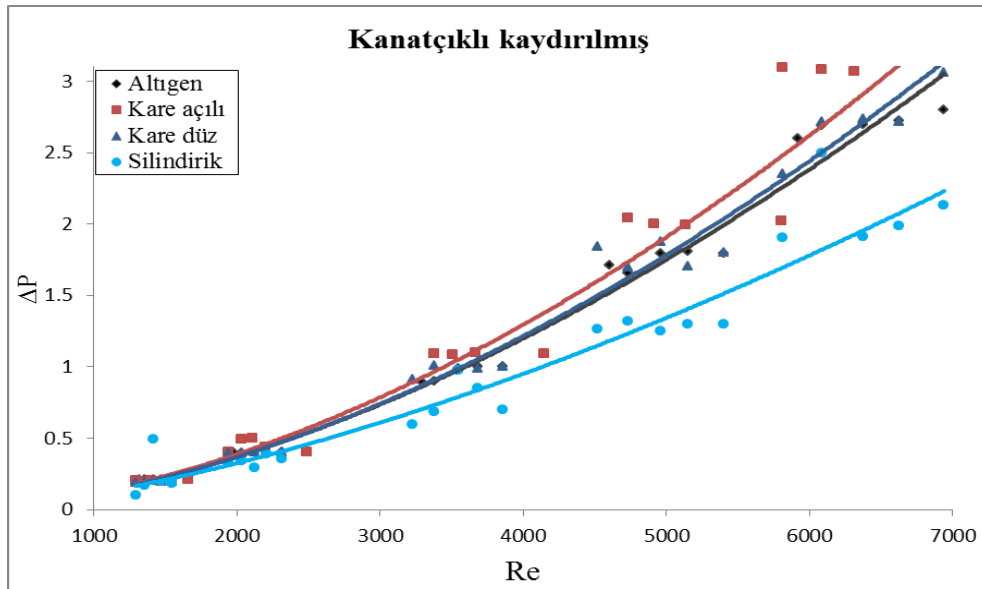
4.3.5.a. Basınç düşüşü

Şekil 4.18'de farklı kanat tipleri için deneysel ölçümler esnasında girişteki Reynolds sayısına karşılık gelen basınç düşüşünün değişimi verilmiştir. Beklenildiği gibi, ΔP Reynolds sayısının artışı ile artmaktadır. Kanatçık geometrisi ve levha düzenine göre basınç düşüşü en yüksek model Kare kanatçıklı açılı kanat modeli olduğu ilgili grafiklerden gözlenmektedir. Basınç düşüşü periyodik olarak tasarlanan modeller gereği kanatçık giriş ve çıkışlarındaki daralma ve genişleme neticesinde basınç düşüşü ve geri kazanımlarından yola çıkarak belirlenir. Şekillerde görüldüğü gibi Aynı Reynolds sayılarında basınç düşüşü daha yüksek ısı akıları için hafifçe yükselmektedir. Akışkan kanatçıklar arasından geçtiği zaman geometrik özellik ve kontrol hacmi özelliğinden

dolayı kanatçıklar arasında oluşan yeni kanallar içinde akışkanın karışmasına yol açar. Dolayısıyla ANSYS grafiklerinde görüldüğü gibi kanatçıklar arkasında vorteksler oluşur. Buda kanatçıklarda meydana gelen basınç düşüşünde bozulmalara yol açar. Daha yüksek hızlar ve daha yüksek basınçlarda daha güçlü vortekslerin oluşmasına sebep olmaktadır.

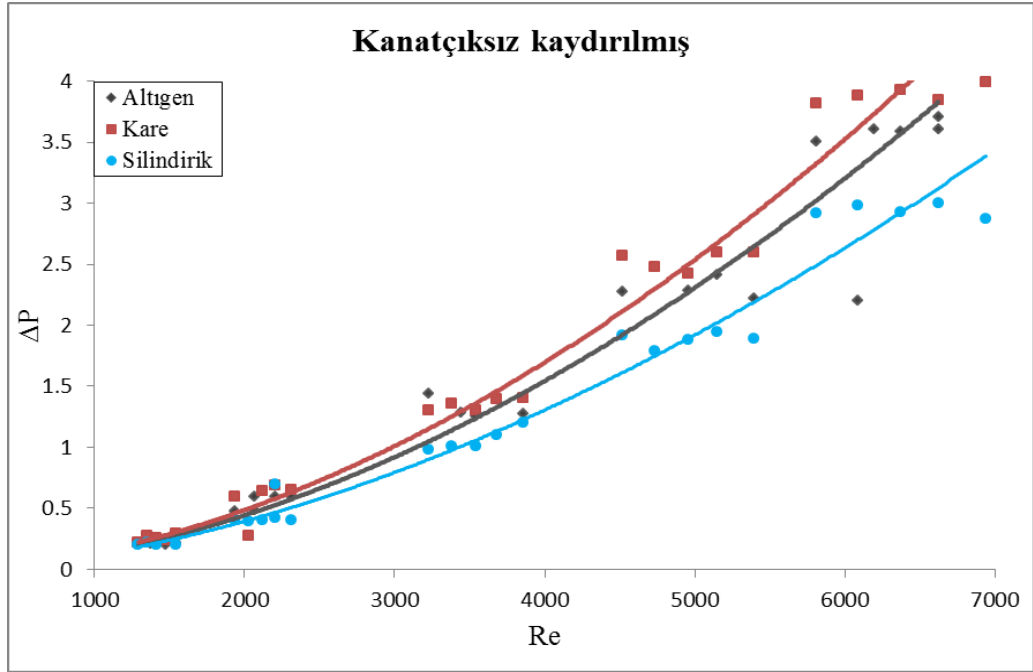


(a)

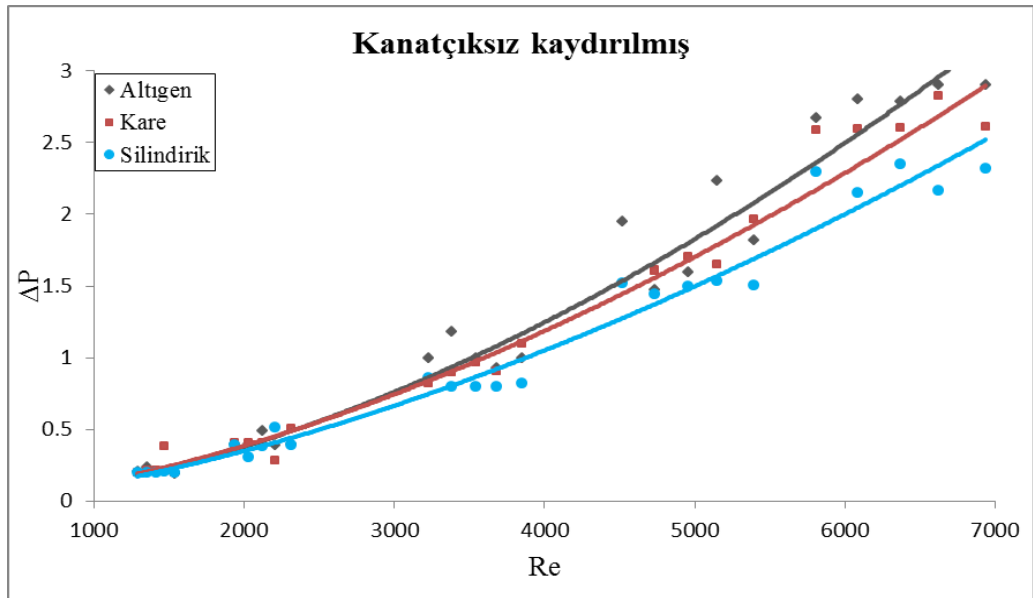


(b)

Şekil 4.18. (devam)



(c)



(d)

Şekil 4.18. Farklı geometrik kanallar için kanatçıklı ve kanatçıksız levha düzenlerinde ΔP ile reynolds sayısı arasındaki değişim

4.3.5.b Sürtünme kayıp katsayısı (Friction Factor)

Farklı geometrilerde tasarlanan çapraz akışlı ısı değiştiricisinde sürtünme kayıp katsayısının değerlerini elde etmek için önce farklı akış şartlarında basınç düşüşü ile ilgili akış deneyleri yapılmıştır. Sonra Reynolds sayısı hesaplandı. Ölçümlerde basınç transduceri (KİMO-CP-100) yardımı ile boş boru(dikdörtgen kesitli kanal) ve kanatçıklı sistem giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı ölçülmüştür. Sapmayı ölçmek için direnç köprüsü oluşturan devreden oluşmuştur. Basınç farkı yüksek tamlıkta direnç teli yardımı ile elektronik BRAIN CHILD-VR18 data toplama ve hesaplama cihazına aktarılır. Sürtünme kayıp katsayısı, Laminar akış için genel Reynolds sayısının fonksiyonu olarak Blasius eşitliği ile aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$f = 0.31Re^{-0.25} \quad (166)$$

bu eşitlikte $Re = \rho D_{ch} U_{max} / \mu$ (Eşitlik (33)) ile hesaplanmıştır. Bu çalışmaya ait türbülans akış için sürtünme kayıp katsayısının hesabında her bir geometri için Çizelge 4.3’de verilen korelasyonlar elde edilmiştir.

Şekil 4.19’da deneysel sonuçlara ait sürtünme kayıp katsayısı ile Reynolds sayısı arasındaki ilişkiler her bir farklı model için grafik olarak sunulmuştur. Blasius (Eşitlik (166)) ifadesine göre grafiklerde deneysel dataların R^2 değerleri $R^2 \geq 0.87 - 0.92$ arasında olduğu tespit edilmiştir. Eşitlik (166)’ya göre elde edilen regresyon parametreleri Tablo 12’de verilmiştir. Bu tablodan regrasyon modelleri göre en ideal değerleri arasında en küçük sapma gösteren a ’nın değeri 0.0112, b ’nin değeri ise -0.739 olarak bulunmuştur. Bu nedenle bulunan Reynolds aralıklarında (Eşitlik (166)) sürtünme katsayılarını tahmin etmede uygun bir denklemdir.

Çizelge 4.3. Farklı levha düzenleri ve kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiriciler için sürtünme kayıp katsayısı (f) korelasyonları ve katsayıları

Geometrik Model		f	a	b	R^2	Eş. No:
sıralı	Altıgen kanatçıklı	$f = a Re^b$	0.2071	-0.5054	0.948	(167)
	Kare açılı kanatçıklı	$f = a Re^b$	0.3887	-0.6002	0.914	(168)
	Kare düz kanatçıklı	$f = a Re^b$	0.3064	-0.565	0.961	(169)
	Silindirik kanatçıklı	$f = a Re^b$	1.0240	-0.739	0.925	(170)
	Altıgen kanatçıksız	$f = a Re^b$	0.0494	-0.3354	0.927	(171)
	Kare kanatçıksız	$f = a Re^b$	0.0440	-0.3136	0.916	(172)
	Silindirik kanatçıksız	$f = a Re^b$	0.0418	-0.3038	0.925	(172)
Kaydırılmış	Altıgen kanatçıklı	$f = a Re^b$	0.0418	-0.3038	0.908	(174)
	Kare açılı kanatçıklı	$f = a Re^b$	0.0440	-0.3136	0.905	(175)
	Kare düz kanatçıklı	$f = a Re^b$	0.0366	-0.2776	0.925	(176)
	Silindirik kanatçıklı	$f = a Re^b$	0.1237	-0.4883	0.926	(177)
	Altıgen kanatçıksız	$f = a Re^b$	0.0112	-0.1243	0.914	(178)
	Kare kanatçıksız	$f = a Re^b$	0.0875	-0.3650	0.893	(179)
	Silindirik kanatçıksız	$f = a Re^b$	0.0117	-0.1565	0.835	(180)
Blasius Eşitliği		$f = a Re^b$	0.31	-0.25	0.993	(181)

4.3.5.c Colburn analojisi (j)

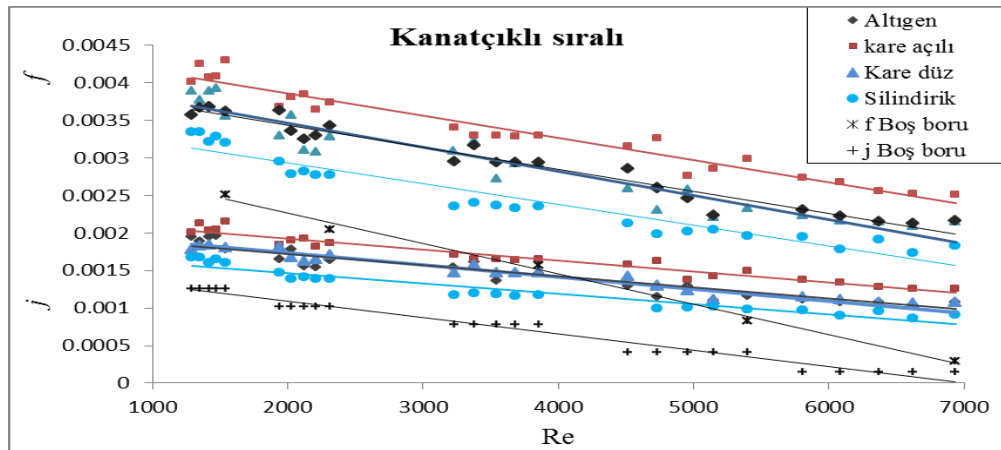
Colburn j -faktör analojisi; genelde ısı transferinde kullanılır. Bu ifade ısı, momentum ve kütle transferi analizinde geniş çapta kullanılmaktadır. Bu faktör, ısı, momentum ve kütle transfer katsayıları arasındaki ilişkiyi çok küçük hatalarla en doğru ve tamlikta veren bir yaklaşımdır. Isı transferi ve sürtünme kayıp katsayısı deneysel verilerden yararlanarak elde edildi. Bu faktörde Nusselt sayısı yerine Stanton sayısı kullanılır. Aşağıdaki eşitlikler ve momentum transferi için birlikte verilmiştir.

$$j = \frac{f}{2} = 0.023Re^{-0.2} \quad (182)$$

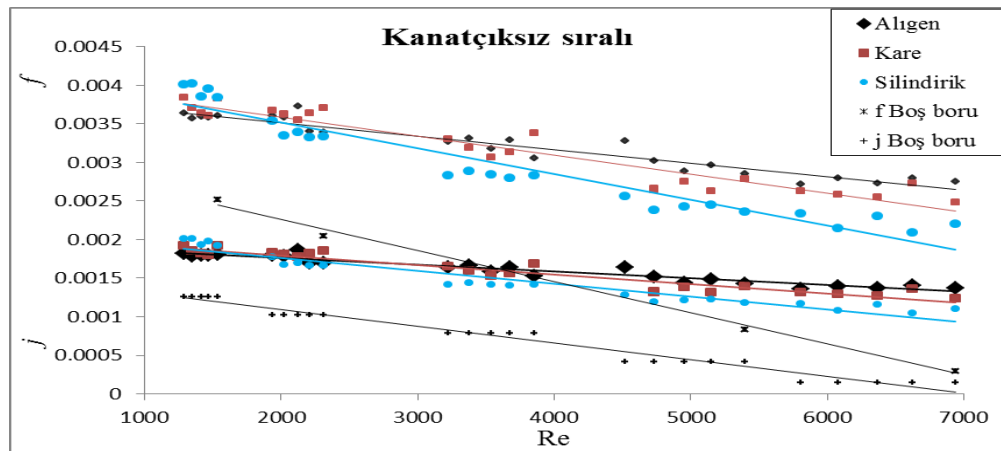
$$j = \frac{f}{2} = StPr^{2/3} \quad (183)$$

Bu eşitlik katsayılarından biri bilindiğinde, diğer bilinmeyen transfer katsayılarının tahmininde fayda sağlar. Şekil 4.18’de bu çalışmada incelenen HRV sistemli çapraz akışlı ısı değıştiricisine ait verilerden elde edilen farklı şartlardaki basınç düşüşü ve ısı transferine göre sürtünme kayıp katsayısı (f) ve Colburn faktörünün (j) değışimi çizilmiştir. (166) ve (182), (183) eşitliklerinden elde edilen korelasyonlar göre Şekil 34’deki grafiklerden görüleceğı üzere ile sürtünme kayıp katsayısı (f) ve Colburn faktörü (j), incelenen aralıklara göre Reynolds sayısının artması ile azalmaktadır. Grafiklere bakıldığında en önemli etki kanat içeren yönlendiricilerin geometrik şeklidir. Bunlar arasında basınç düşüşü en fazla olan kare ve altıgen kanatçıklardır, dolayısıyla sürtünme kayıp katsayıları ve Colburn faktörü de en yüksek olan yönlendiricilerdir. Ayrıca kanatçıklı ve kanatçiksızlar arasındaki fark incelendiğinde sürtünme kayıp katsayıları ve Colburn faktörü de en yüksek olanlar olarak değeriendirilebilir. Bu durumu ayrıca kaydırılmış levha düzenleri içinde söyleyebiliriz. Keza, Blasius (Eşitlik (166)) ifadesine göre bu grafiklerden görüleceğı üzere aynı akış şartlarında boş boru deneyleri yapılmış ve elde edilen verilere göre çizilen bu grafiklerde, sonuçlar her bir durum için gösterilmiştir. Dolu (yönlendirici içeren) ve boş boru (yönlendirici içermeyen) deneyler arasındaki farklar gösterilmiştir. Dolayısıyla bu iki farklı durum arasındaki fark incelendiğinde dolu boru (yönlendirici içeren)’lar da sürtünme kayıp katsayısı (f) ve Colburn faktörü (j) daha fazladır. Bunun sebebi dolu boru deneylerinde basınç düşüşü daha fazla olduğundan dolayı ve ikincil akışların meydana gelmesi ile karışım etkisinin de (f) ve (j) değerielerini arttırdığı belirlenmiştir. Düşük Reynolds sayılarında (f) ve (j) değeri daha da artar. Fakat Reynolds sayısı arttıkça (f) ve (j) değeri türbülansın artması ile giderek azalmaktadır. Sonuçta bu ifade edilen gözlemler ve ifade edilen bulgular ile ikincil akışlar ve karışım etkileri nümerik analizlerin sonuçları ile de ayrıca doğrulanmıştır. Colburn faktörü (j) ve sürtünme kayıp katsayısı (f) bu grafikler incelendiğinde her bir kanat modeli ve levha düzeni için ayrı

ayrı gösterilmiştir. Geometrik ve yerleşim farklılığından dolayı aralarında farklar olmasına rağmen bütün (f) ve (j) faktörleri için sonuçların eğilimleri aynıdır. Aynı Reynolds sayılarında Colburn faktörünün değeri, hava giriş sıcaklığı arttıkça artmaktadır. Bunun sebebi Stanton sayısı ($St = Nu / Re.Pr$) ile yakından ilişkilidir. Çünkü Nusselt sayısının artması ısı transfer katsayısının artmasından dolayıdır. Isı transfer katsayısı da özellikle giriş sıcaklığı ile yakından ilgilidir. Bu nedenle ısı transfer katsayısı arttıkça Nusselt sayısı artar, Nusselt sayısı arttıkça Stanton sayısı artar ve sonuçta Stanton sayısı arttıkça Eşitlik (183)'ye göre Colburn faktörü de artar. Sonuçta Reynolds sayısı ile sürtünme kayıp katsayısı (f) ve Colburn anolojisi (j) arasındaki ilişki basınç düşüşü ve ısı transfer katsayıları arasındaki en iyi açıklayabilen anolojidir.

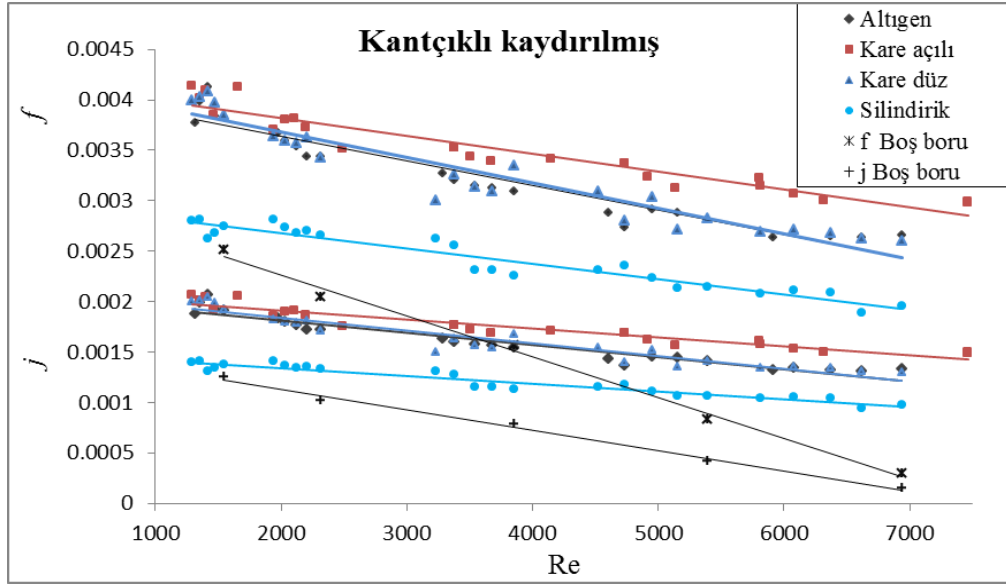


(a)

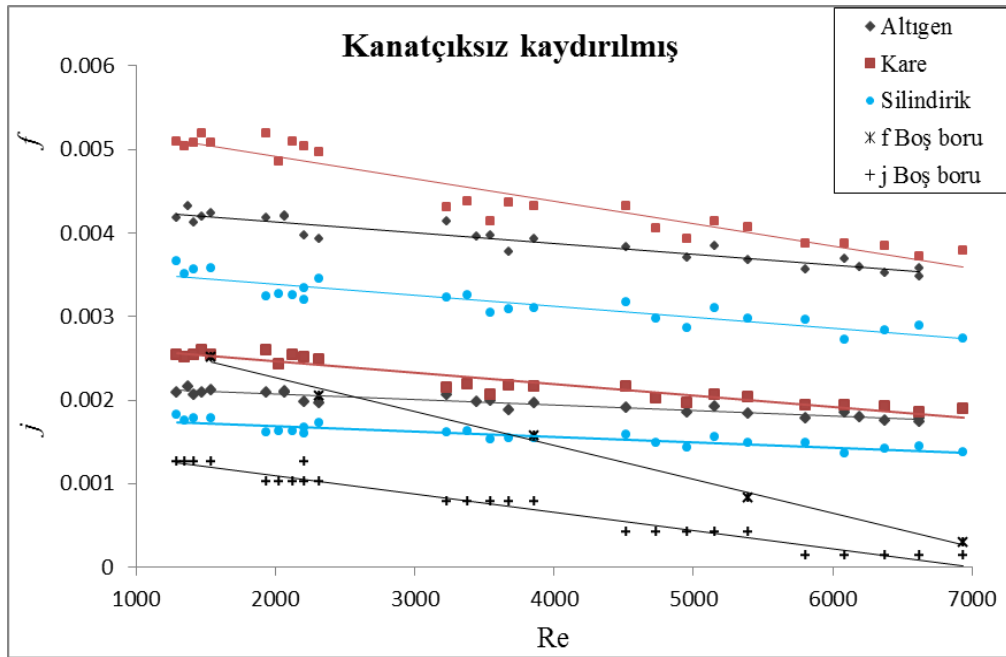


(b)

Şekil 4.19. (devam)



(c)



(d)

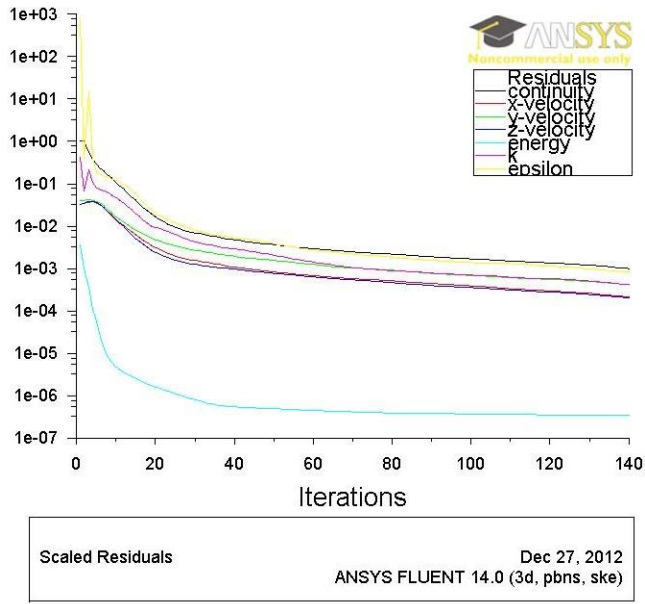
Şekil 4.19. Farklı levha düzenleri ve anatçıklı ve kanatçksız yönlendiriciler için Reynolds sayısı ile sürtünme kayıp katsayısı (f) ve Colburn Faktörü (j) arasındaki değişim

4.3.6. Denklemlerin sayısal çözümü

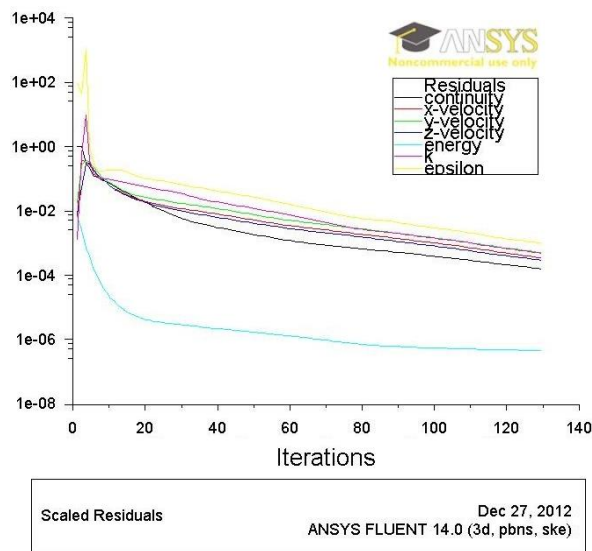
4.3.6.a. İterasyon sayısı ve yakınsama eğrileri

Sayısal simülasyon, Laminar veya Türbülans akışı içeren çeşitli akış problemlerini simüle etmek için CFD software ANSYS-FLUENT kullanılarak gerçekleştirilir. Çalışma için kullanılan türbülans model Standart $k-\varepsilon$ modeldir. Bölüm 3’de Geometrik ve Mesh modelleri ile ilgili olarak verilen sınır şartlarını esas alarak ANSYS-FLUENT’te oldukça yüksek kalitede mesh modeli ile çalışılan duruma bağlı olarak yaklaşık 130-140 iterasyon arasında çözümler ortalama 55 dakikada belli bir yakınsama ile Şekil 4.20-4.22’de görüldüğü gibi elde edilmiştir. Bu çalışmada alınan örnek altıgen kanatçıklı sıralı ve kaydırılmış ile kanatçıksız sıralı ve kaydırılmış levha düzenleri için Şekil 3.13’te verilen geometrik modeller ve Şekil 3.14’te mesh modelleri verilmiştir. Benzer şekilde diğer geometrik modelli yönlendiriciler içinde ANSYS-FLUENT’te Workbench’te mesh modelleri oluşturularak akış alanı içinde hız, sıcaklık ve basınç alanları ayrı ayrı her birisi için analiz edilmiştir. Basınç ve hız alanlarının hesabı sıcaklıktan bağımsız olduğundan dolayı bu iki alanın simülasyon sonuçları sadece üç ısı sınır şartı için verilmiştir. Akış hacmini sonlu hacimlere böldükten sonra elde edilen sayısal ağ ilgili çözücü programa sınır şartları tanımlanarak sonlu hacimler yöntemine göre çözülür. Çözüm için doğru yöntem seçildikten sonra iterasyona başlanır. Şekil 4.20-4.22’deki yakınsama grafiklerinde çözümün zamanın fonksiyonu olarak nasıl işlediğini göstermektedir. Çözüm işlemleri sonucunda yakınsama eğrilerine bakacak olursak, süreklilik değişkeni (residual) oldukça yakınsak değildir, yakınsama seviyesi giderek $1e^{-03}$ ’lere yaklaşmaktadır. Fakat diğer değişkenler (residuals) iterasyon sayısı arttıkça ardışık iterasyonlar arasında değişim azalmakta ve program yakınsamaktadır, yani yakınsama toleransının altına $1e^{-35}$ ’lere varmaktadır. Enerji değişkeni için bu değer $1e^{-065}$ seviyelerinde yakınsamaktadır. Bu ise çözümün çok etkili olduğunu göstermektedir. İterasyon işlemi yapılırken süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini sayısal ağda bulunan bütün sonlu hacimler için çözer. Akışa bağlı olan bir parametrenin değerindeki maksimum fark kullanıcı tarafından belirlenen değerden daha küçük olduğunda çözüm yakınsamış kabul edilir ve sonuçlar değerlendirmeye alınır.

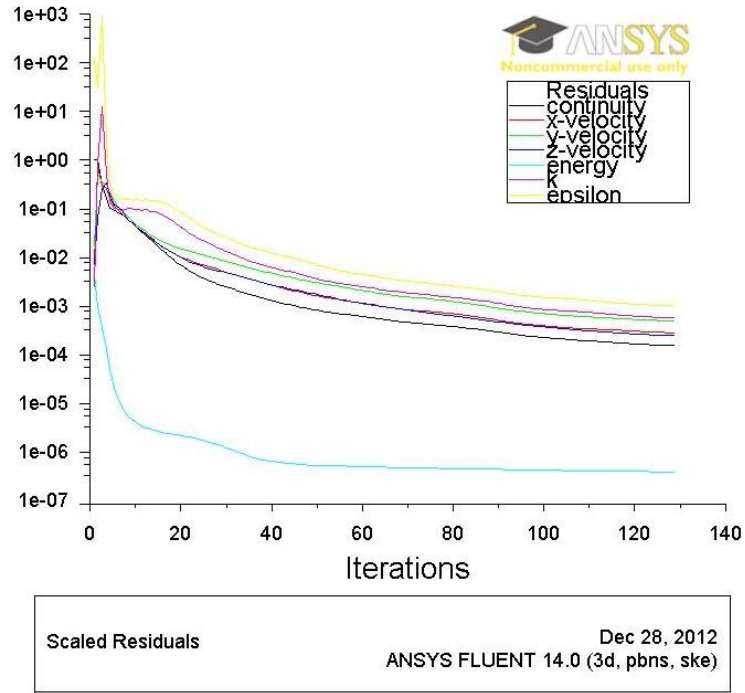
Aksi takdirde, herhangi bir nedenle girdilerde yanlışlık varsa veya bölünme işlemi hatalı yapıldı ise program yakınsamaz veya yanlış sonuç verir. Bu durumda problemin ve girdilerin tekrar gözden geçirilip, hataların bulunması gerekir.



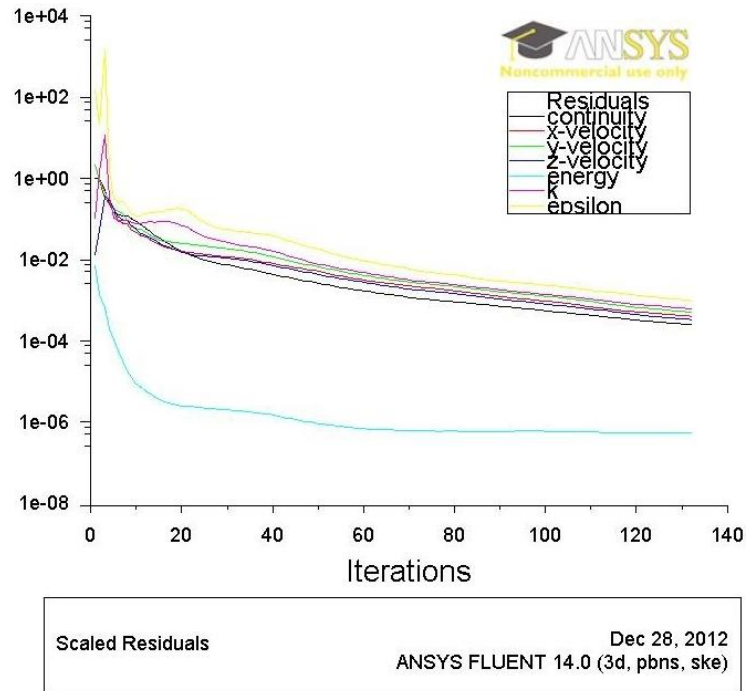
Şekil 4.20a. Altıgen kanatçıklı sıralı modelde çeşitli parametrelerin iterasyon sayısına bağlı yakınsama eğrileri



Şekil 4.20b. Altıgen kanatçıklı kaydırılmış modelde çeşitli parametrelerin iterasyon sayısına bağlı yakınsama eğrileri



Şekil 4.21. Altıgen kanatlıksız sıralı modelde çeşitli parametrelerin iterasyon sayısına bağlı yakınsama eğrileri

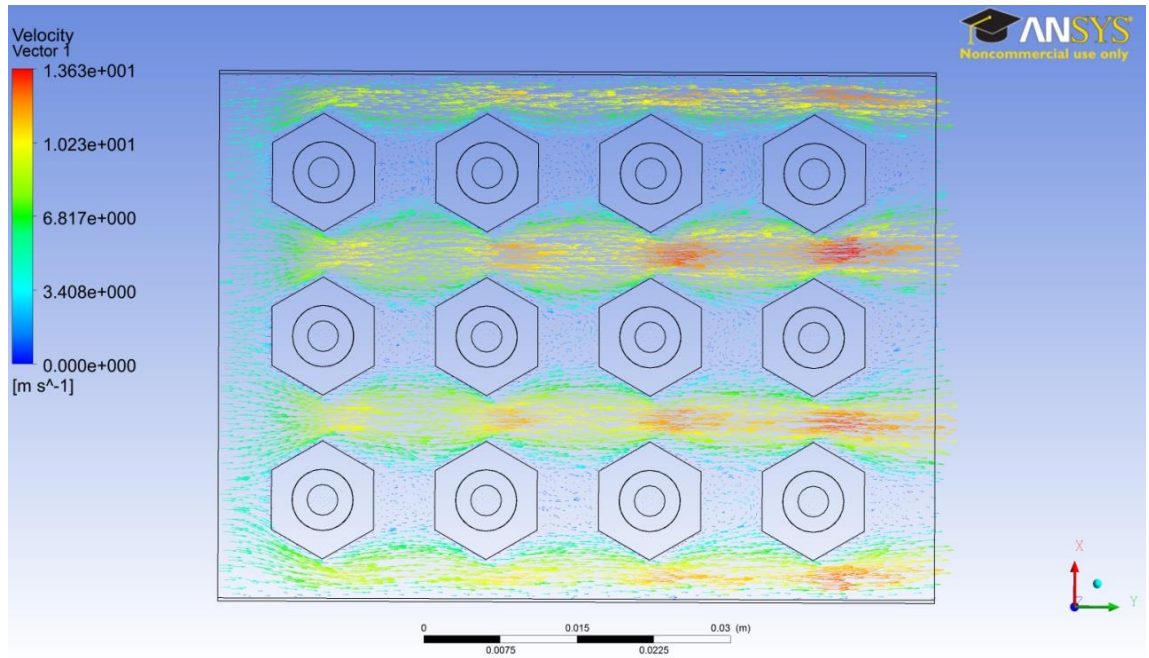


Şekil 4.22. Altıgen kanatlıksız kaydırılmış modelde çeşitli parametrelerin iterasyon sayısına bağlı yakınsama eğrileri

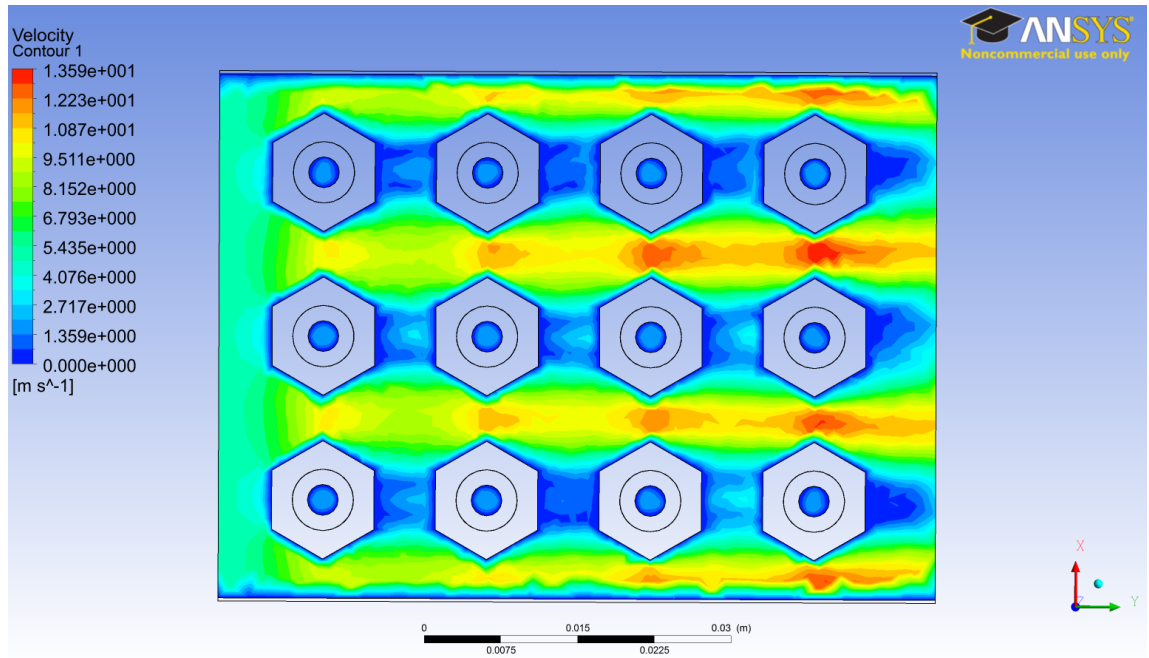
4.3.5.b. Hız dağılımı

Akış sistemlerinde ANSYS-FLUENT kullanılarak kanatçık yönlendiriciler içeren kanallarda geometrik özelliklerden dolayı üç boyutlu türbülans akış davranışı ve ısı transfer problemini çözmek için önce ANSYS Workbench içinde geometri ve mesh araçları kullanılarak Şekil 3.13 ve 3.14'te görüldüğü gibi hesaplama meshine karşılık gelen kanal geometrisi oluşturulmuştur. Çözülmesi düşünülen problemin temel parametreleri Şekil 3.4'te ve Çizelge 3.2'de verilmiştir. Oluşturulmuş olan akış alanı içinde hız, sıcaklık ve basınç alanları ayrı ayrı her birisi için analiz edilmiştir. Bu şekillerde simetrik düzlemde hız büyüklüğünün vektörel ve contours görüntülerine bakıldığında kanal içerisine yerleştirilmiş olan kanatçıkların sıralı ve kaydırılmış levha düzenine göre akışın davranışı görülmektedir. ANSYS-FLUENT'de sonuçları görüntülemek için akış kontrol hacminde simetri düzleminde hız ve sıcaklıklara ait vektörel ve contourlarının değerlendirilmesi için elde edilen sonuç görüntüleri Şekil 4.23, 4.38 arasında farklı geometrik modellerde tasarlanmış olan kanal akışlar için ayrı ayrı elde edilmiştir. Standart $k-\epsilon$ model göre belirlenen akım çizgilerine ekran görüntüleri Şekil 4.23, 4.38'deki resimlerde hem vektörel hem de contour olarak verilmiştir. Bu şekillerde açıkça standart $k-\epsilon$ modeli hesaplama modelinin güçlü bir etkisi görülmektedir. Standart $k-\epsilon$ model, her bir kanatçık etrafında ve ardında oldukça dikkate değer bir şekilde uzanan akım çizgilerin varlığını gösterir. Farklı geometriler ile farklı levha dizilişlerinde ve sabit Reynolds sayılarında ($Re=3854$) hız ve sıcaklık dağılımları vektörel hız çizgileri ve contourslar farklı durumlar için akış bölgesi boyunca gösterilmiştir. CFD kodları kullanılarak hız ve sıcaklık profillerini elde etmek için çözümler gerçekleştirilmiştir. Farklı geometri ve yerleşim düzeni için akış alanı ve modelleri belirlenen sınır şartlarına göre sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal olarak belirlenen hız dağılımları Şekil 4.23, 4.38'deki ekran görüntülerinde gösterildiği gibidir. Akışa ait akım çizgilerin kanatçıklı ve kanatçıksız yönlendiricilerin akış yüzeylerine temas ettikçe akış yönleri değişmektedir. Akış yönünün değişimi sonucunda akış yönüne dik ikincil akışlar meydana gelerek akış bölgesinde vortekslerin oluşması ve yoğun karışım etkisi oluşturması sonucunda taşınım ile ısı transferi katsayısının artmasına sebep olması bu tür tasarımların en büyük avantajı olarak değerlendirilebilir. Bu

vorteksler birbirlerine paraleldir. Keza bu şekillerden kanatçık art bölgelerinde ortalama hız profilleri tam gelişmiş akışta oldukça yavaş hareket edeceğini gösterir. Bu daha çok kayma kuvvetini veren büyük oranda akış hızlarının etkisinden dolayıdır. Aynı şekillerden görüleceği üzere her bir kanatçık arası her adımda kanatçık etkisinden dolayı akış çizgileri yoğun bir şekilde bozunma (deforme) olduğu özellikle contour resimlerde daha açık bir şekilde görülmektedir. Her bir adımda hız dağılımı kanatçıklar arası giriş ve çıkışta oldukça üniform haldedir. Ancak bu dağılım her bir kanatçık yüzeyi uç kısımlarında akış oldukça dik hız gradiyentlerine bağlı olarak hızlı bir şekilde değişmektedir. Bu boşalma katsayısını etkileyen ve her bir kanatçığın köşe yüzeylerinden ayrılan ve sınır tabaka yenilenmesini sağlayan ikincil akışlara benzerliği açısından önemlidir. Şekil 4.23, 4.38'deki grafikler her bir model kendi aralarında önce sıralı levha düzeninde kanatçıklı ve kanatçıksız sonra kaydırılmış levha düzeninde kanatçıklı ve kanatçıksız olarak karşılaştırılacak sonra sıralı ve kaydırılmış levha düzenleri birbirleri ile mukayese edilecektir. Şekil 4.23'da altıgen kanatçıklı sıralı levha düzeni ve Şekil 4.24'de altıgen kanatçıksız sıralı levha düzeninde vektörel (a) ve contour (b) grafikler görülmektedir. Her iki şekilde (a)'daki vektörel ve (b)'deki contour grafiklerde görüldüğü gibi kanatçıklı sıralı levha düzeninde akış çizgilerinin davranışı, kanatçıksız sıralı levha düzeninde akış çizgilerinin davranışı birbirinden farklı davranış içinde olduğu gözlenmektedir. Bu davranış Şekil 3.3'te verilen kanatçıkların geometrik özelliklerinden kaynaklanmaktadır. Çünkü kanatçıklı yönlendiricilerde kanatçık gövdesi üzerine 2 mm kalınlığında 5 adet akışı ayıran, akışın karışmasını sağlayan, sınır tabakayı yenileyen ve ısı transfer yüzeyini artıran ince kanatçık bulunmaktadır. Bu Şekil 4.25c'de verilen üç boyutlu grafikte daha belirgin bir şekilde verilmiş olup bütün geometrik modeller için elde edilebilir. Akışın yüzeyden ayrılması ve meydana gelen vorteksler (b)'de verilen contour grafiklerinde daha belirgin bir şekilde görülmektedir. Bu analizler her bir adımda ele alınan kontrol bölgesi (domain) için değerlendirildiğinde kontrol bölgesini sınırlayan hız dalgalanmaları daha net gözlemlenmektedir.

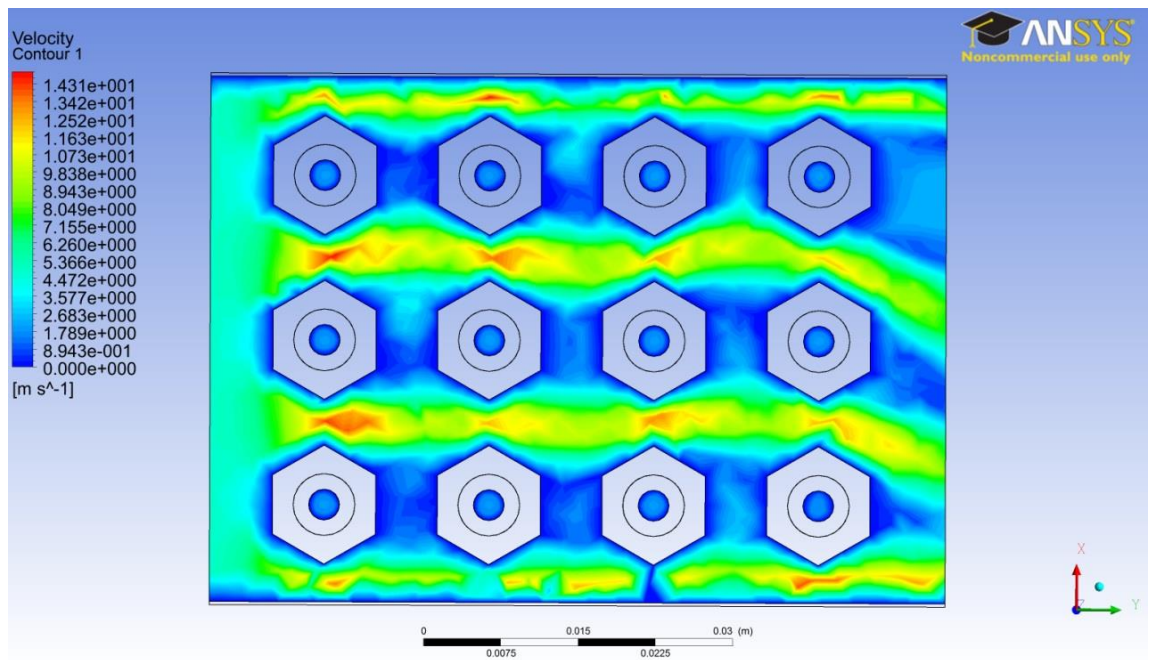
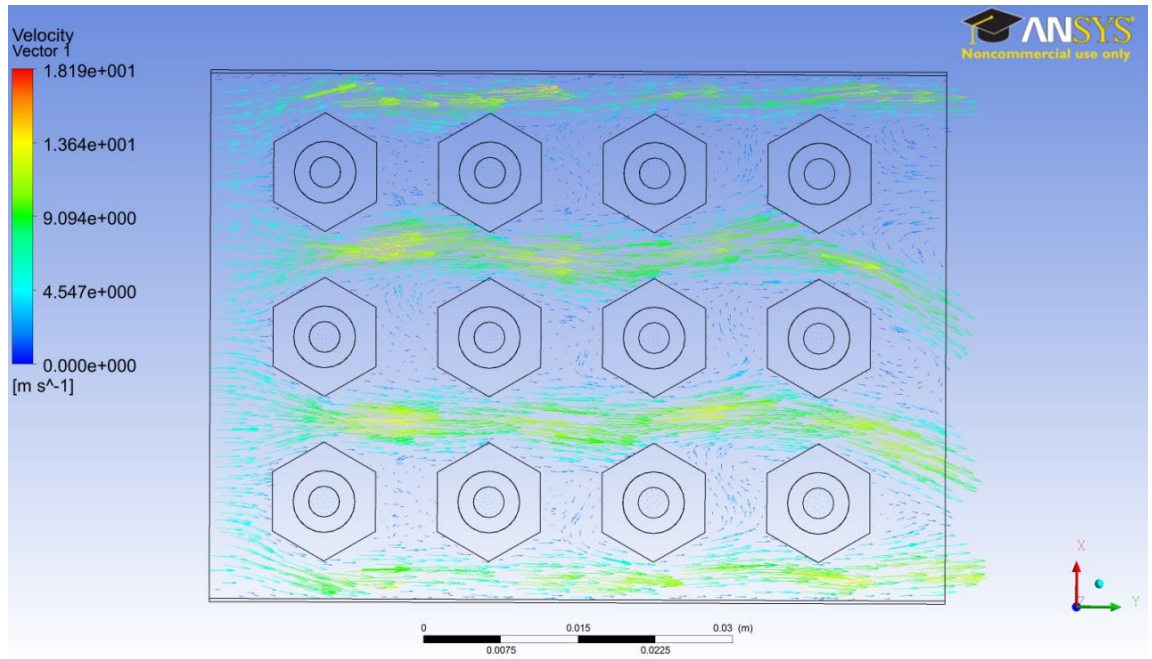


(a)



(b)

Şekil 4.23. Altıgen kanatçıklı sıralı levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı grafikleri



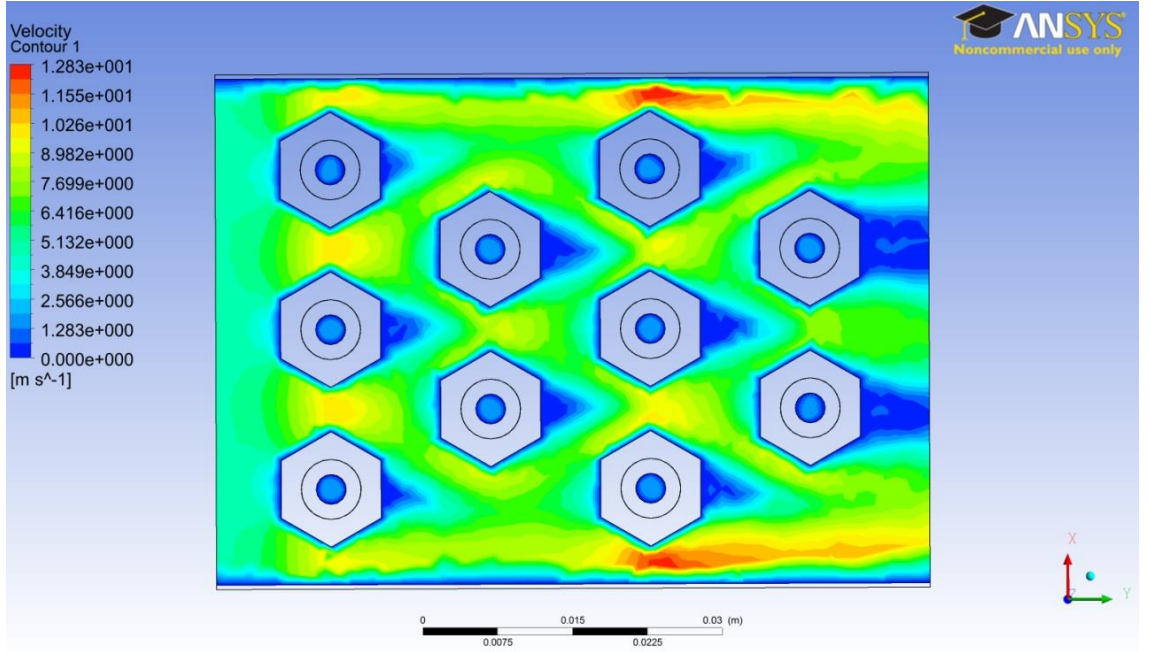
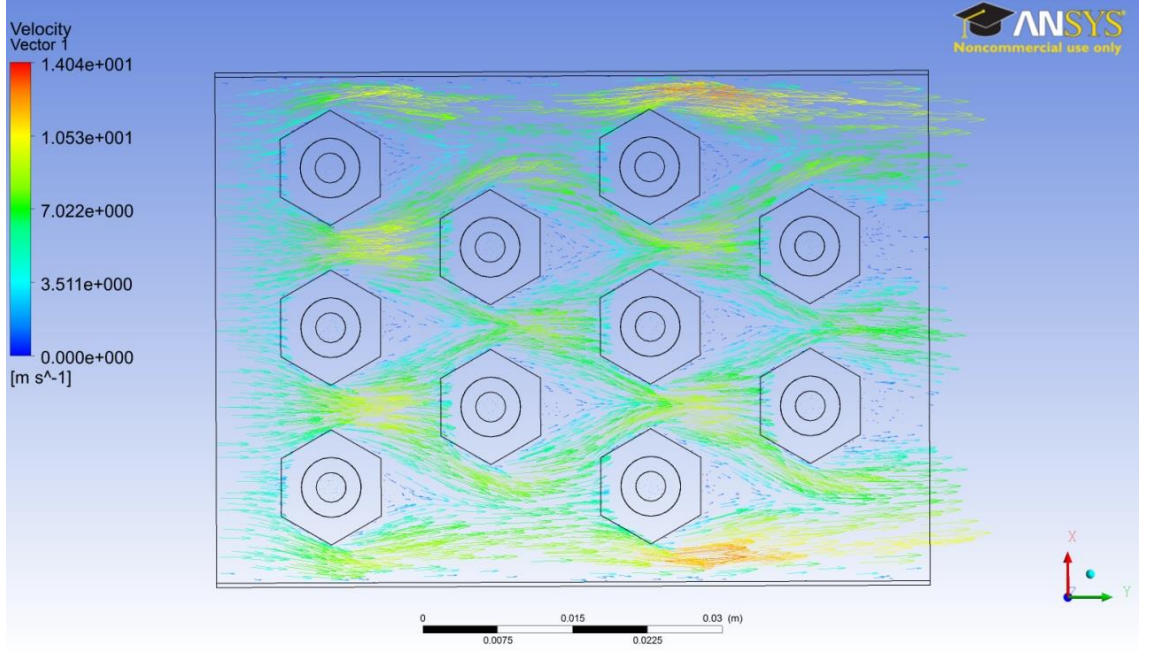
Şekil 4.24. Altıgen kanatçiksız sıralı levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı

Tasarlanan geometrilerin ve yerleşim düzenleri gereği her bir kontrol hacmi giriş ve çıkışı dikkate alındığında hızın artması ve azalması sıcaklığın ve basıncında o kontrol bölgesinde tersi olarak azalması ve artmasına neden olmaktadır. Akış yönünde her iki kanat arasında meydana gelen yakınsak ve ıraksak lüle yapısı, akışa itici güç etkisi oluşturarak akışın tam gelişmiş türbülans akış davranışı sergileyerek deneysel ve teorik çözümlerin CFD’de çözülen sayısal analiz yöntemi ile ne kadar uyumlu olduğu mevcut grafiklerden daha da iyi görülmektedir. Benzer şekilde aynı kanatçıkların kaydırılmış levha düzeni ile ilgili grafikleri Şekil 4.25 ve 4.26’da (a) ve (b)’de verilmiştir. Bu grafiklerde görüldüğü üzere özellikle her bir kanatçık sırasından sonra gelen diğer kanatçık sırası bir önceki yakınsak ve ıraksak lüleden gelen akış çizgilerini simetrik şekilde ikiye ayırarak daha yoğun karışım sağlamakta ve tekrar akış birleşmesi sağlamaktadır. Bu birleşim çok kanat sonrası art izlerin (ölü bölgelerin) daha az ve küçük bölgeler şeklinde oldukça etkisiz hale getirilerek akışın daha yoğun karışması ve sürtünmenin de etkisi ile iç enerji artışına neden olmaktadır. Bu durum basınç düşüşünü arttırmaktadır. Bu artış sürtünmeden dolayı olduğundan entropi artışına sebep olmaktadır. Bu art izlerin sınırladığı bölge kanatçıksız yönlendiricilerde giderek büyümüş olduğu Şekil 4.26’da görülmektedir, bu olumsuz bir durumdur. Yukarıda ifade edilen kavramlar bu iki şekil (Şekil 4.25 ve 4.26) arasında bariz bir şekilde görülmektedir.

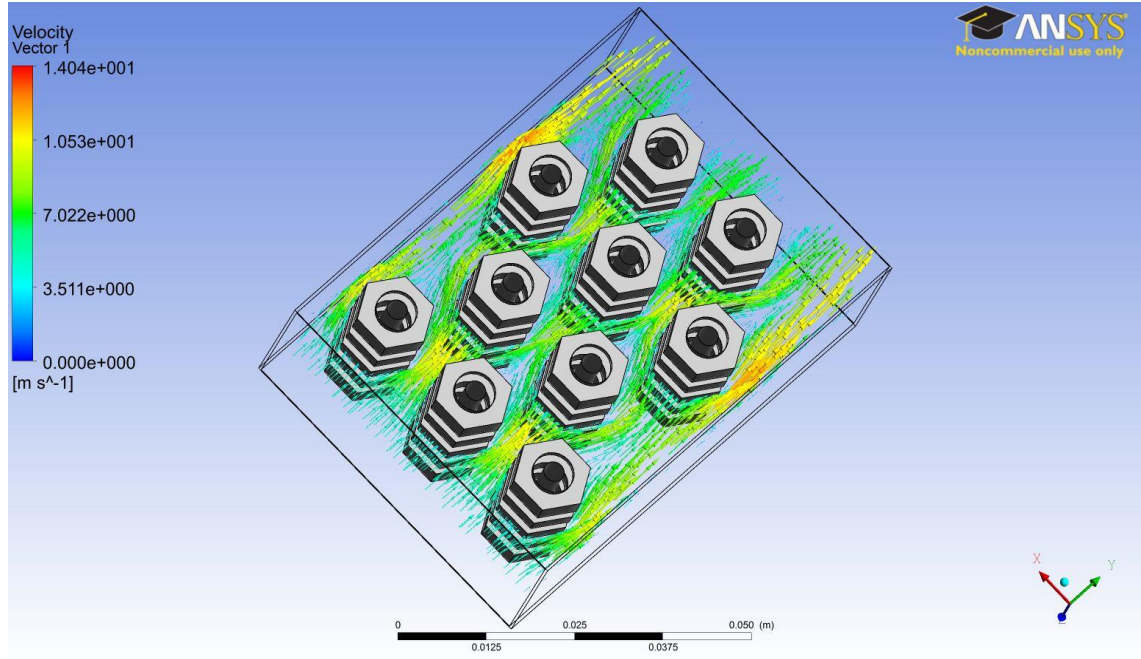
Şimdi, Şekil 4.23 ve Şekil 4.24 ile Şekil 4.25 ve 4.26’daki grafikler birlikte değerlendirilirse en etkili karışım, akışın gelişmesi ve sınır tabaka yenilenmesi Şekil 4.25a’da verilen kaydırılmış levha düzeninde gerçekleşmektedir. Bunun aksine daha az etkili olan ise Şekil 4.26b’da verilen kanatçıksız kaydırılmış levha düzeninde gerçekleşmektedir. Çünkü bu şekilde karışımın çok etkili olmadığı, art izlerin büyük olduğu ölü bölgeler çok belirgin bir şekilde gözükmemektedir.

Şekil 4.27 ve 4.28’de Kare kanatçıklı ve kanatçıksız açılı sıralı levha düzeninde hızın vektör ve contour grafikleri verilmiştir. Bu grafikler kendi aralarında davranış açısından altıgen modele benzemektedir. Ancak grafikler incelendiğinde bu modelin her iki türünde de akış ayrılması ve ikincil akış davranışları biraz daha farklı olup sürtünme

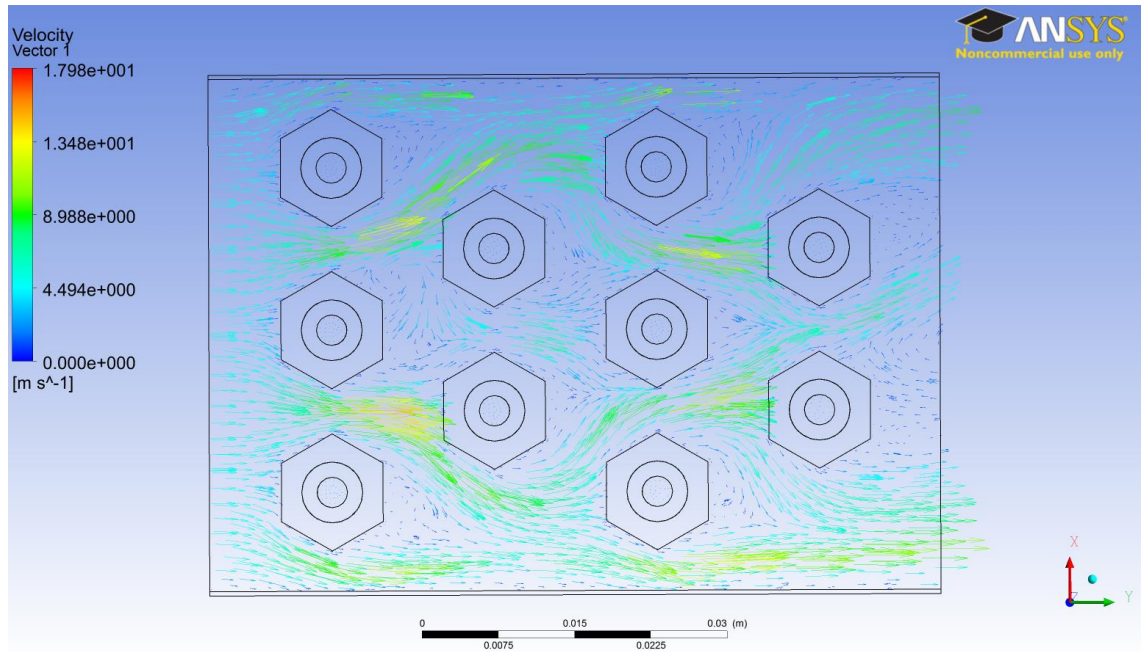
kaybı (basınç düşüşü) oldukça fazladır. Kanat ve kanal cidarlarında türbülans ne kadar artarsa basınç düşüşü de o derece artar.



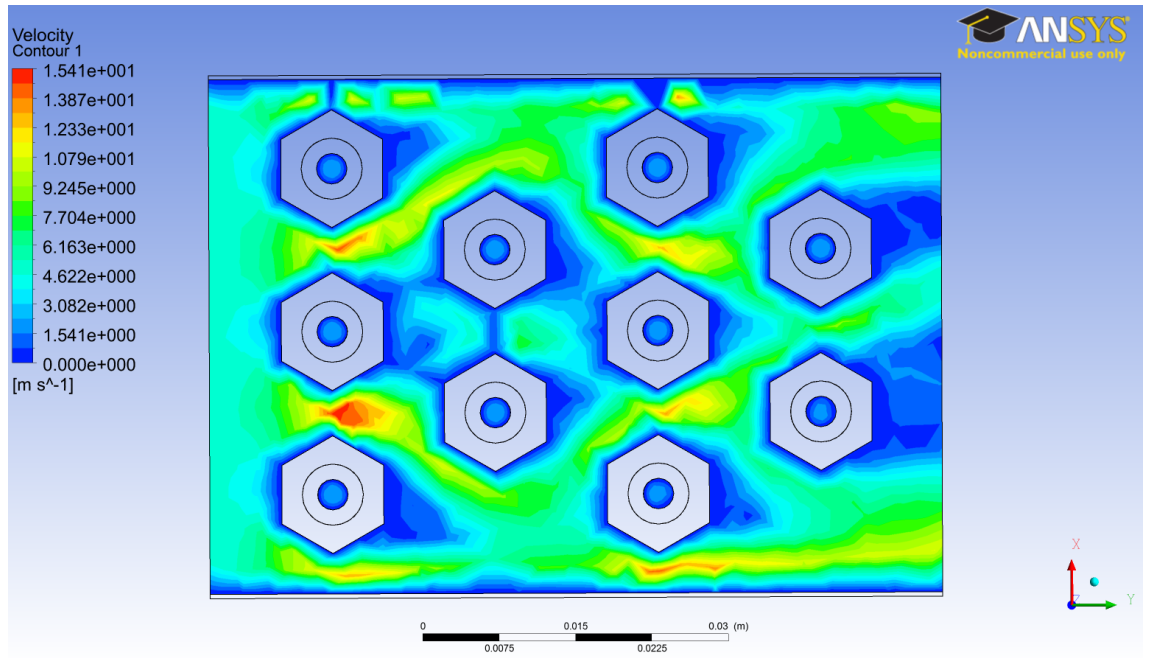
Şekil 4.25. (devam)



Şekil 4.25. Altıgen kanatçıklı kaydırılmış levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı



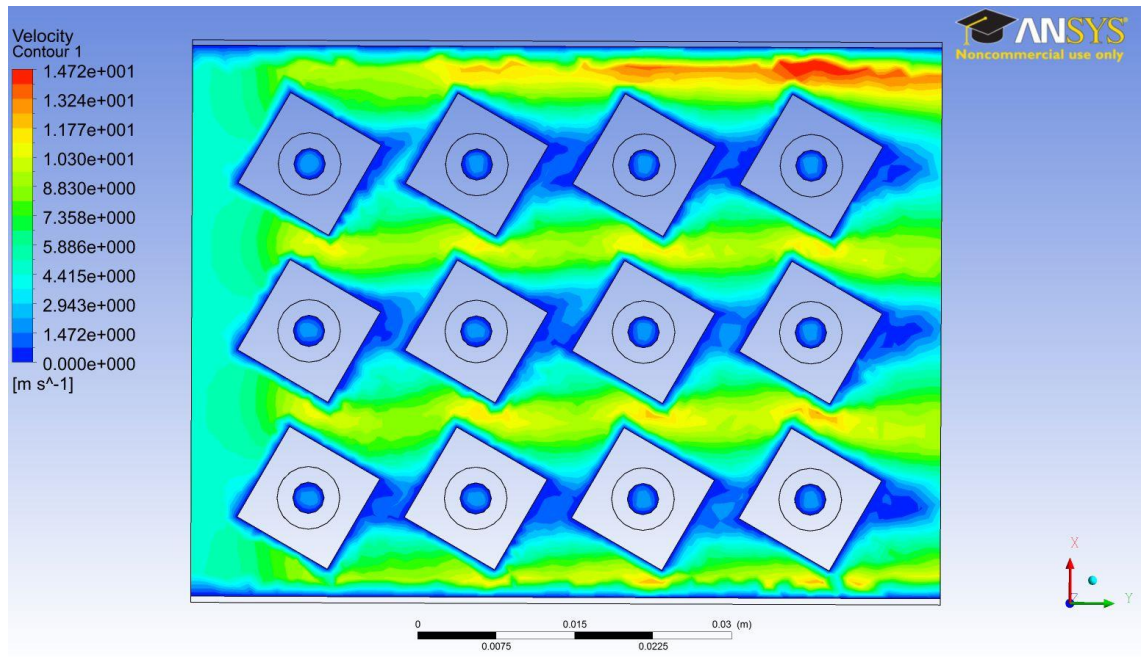
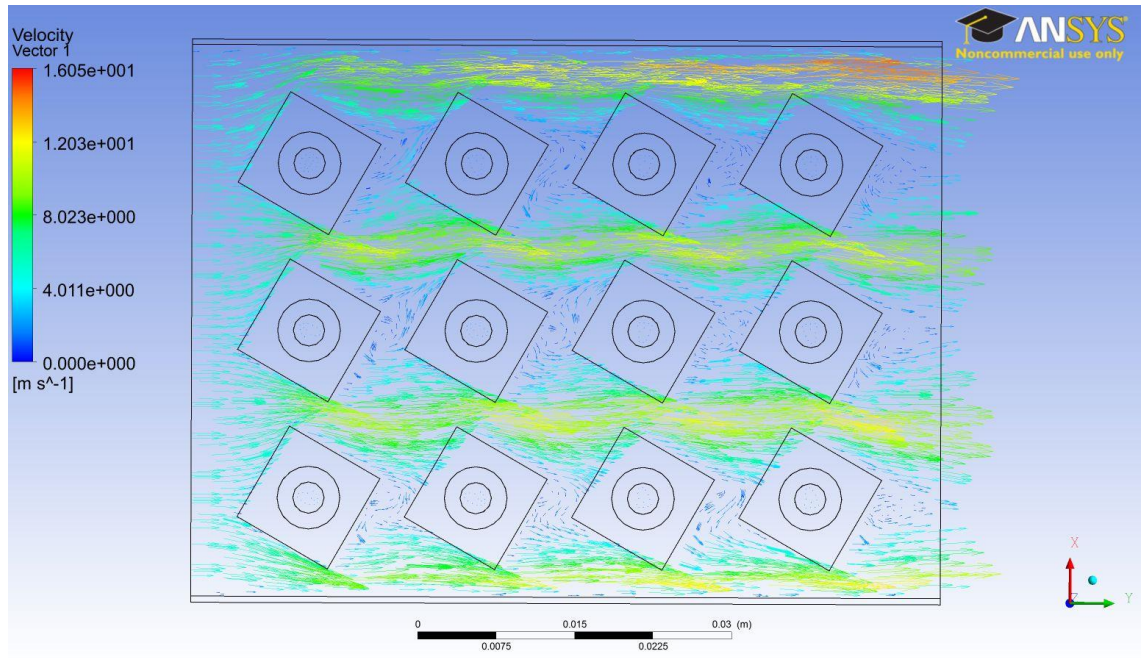
Şekil 4.26 (devam)



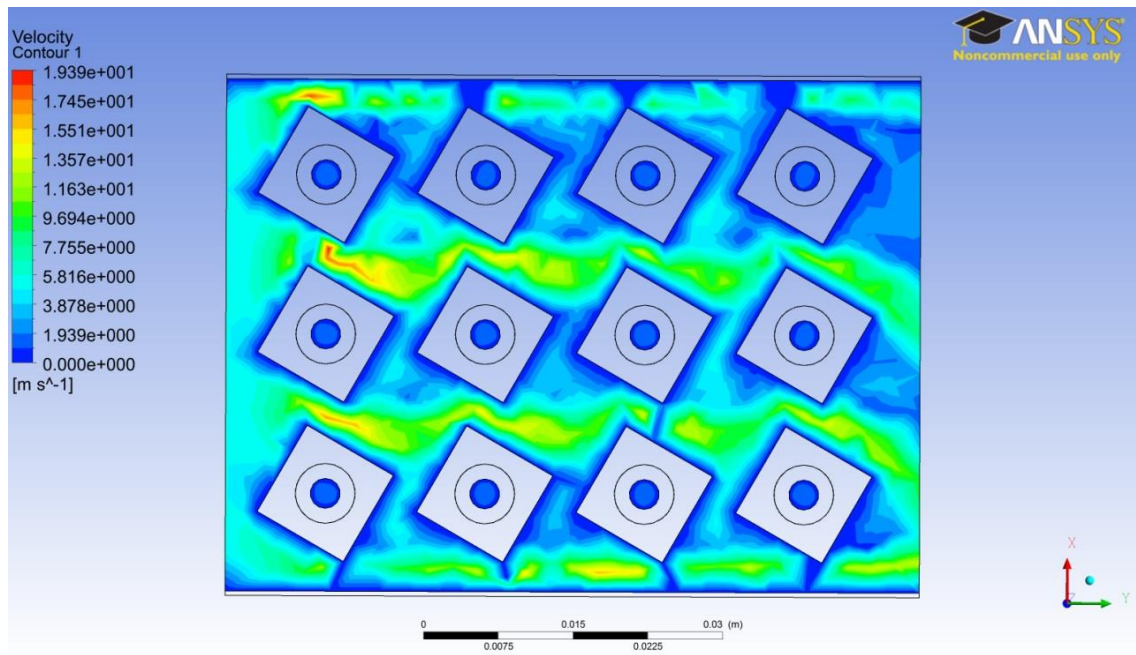
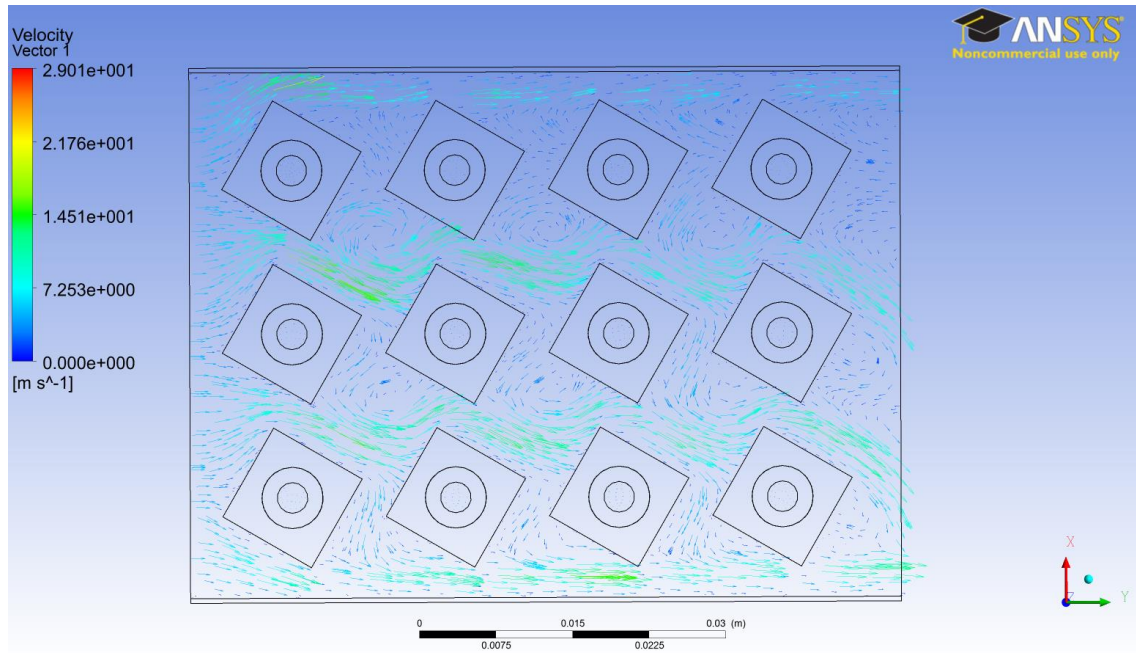
(b)

Şekil 4.26. Altıgen kanatçiksız kaydırılmış levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı

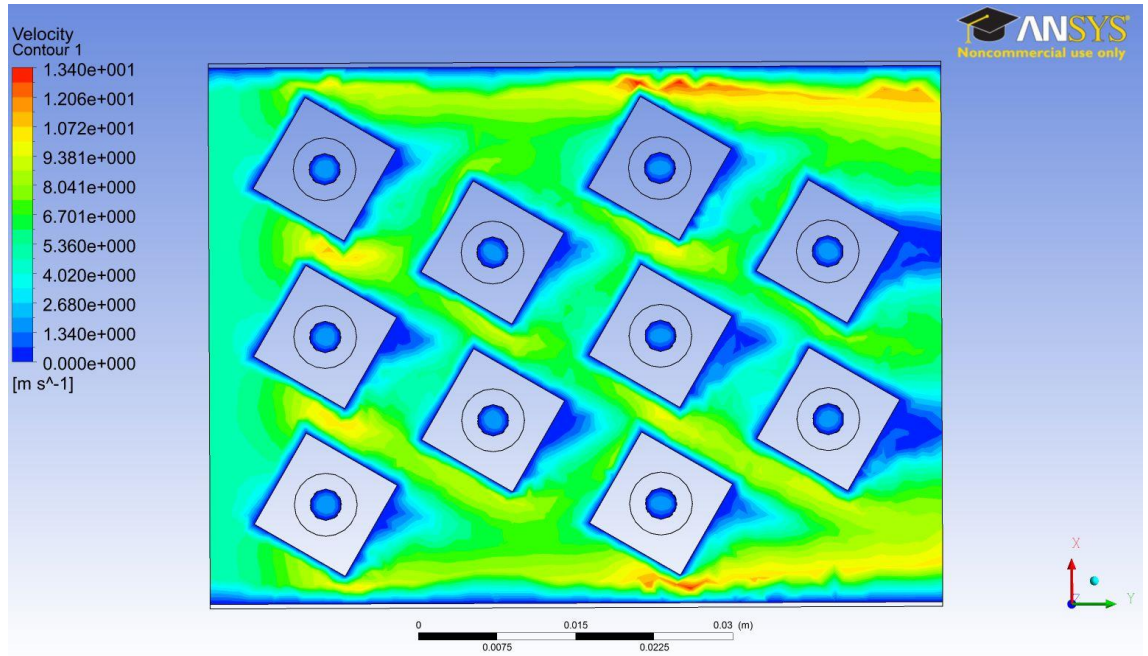
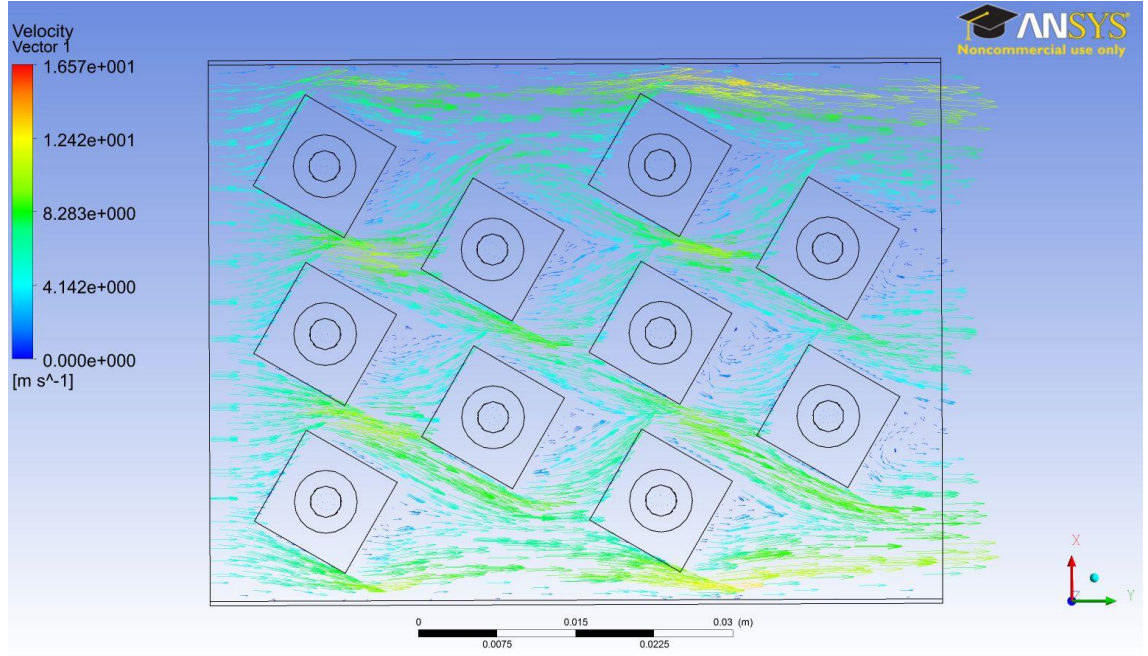
Bu davranış özellikleri ile Şekil 4.18'deki grafiklerle de uyumlu olduğunu ifade edebiliriz. Aynı kanat geometrisine sahip fakat levha düzeni farklı olan kaydırılmış açılı levha düzenindeki akış hızının kanal içerisindeki davranışı Şekil 4.29 ve 4.30'da verilmiştir. Yine Şekil 4.31 ve 4.32'de kare kanatçıklı düz sıralı levha düzeninde akışın davranışı, Şekil 4.33 ve 4.34'de kare kanatçiksız düz sıralı levha düzeninde akışın davranışı ile ilgili bilgi vermektedir. kare kanatçıklı ve kanatçiksız düz sıralı levha düzeninde akışın davranışı incelendiğinde akışın gelişmesine ikincil akışların oluşmasına pek imkan vermemektedir. Ancak Şekil 4.29 ve 4.30'da görüldüğü gibi kaydırılmış açılı levha düzeninde akış hızının kanal içerisindeki davranışı diğer tasarımlara göre oldukça farklıdır. Bu model ve kanatçıkların sıralanış biçiminde akış ayrılmaları ve ikincil akışların oluşumu oldukça daha etkindir. Fakat bu modelde basınç düşüşü diğer modellerden oldukça yüksektir. Şekil 4.16'da ısı artış faktörü (TEF) ve Şekil 4.17'de Isıl Performans faktörü (η), grafiklerinde de görüleceği üzere aynı Reynolds sayıları için kare kanatçıklı açılı kaydırılmış düzeninde akış ve ısı transferi açısından en iyi olduğu gözlenmektedir.



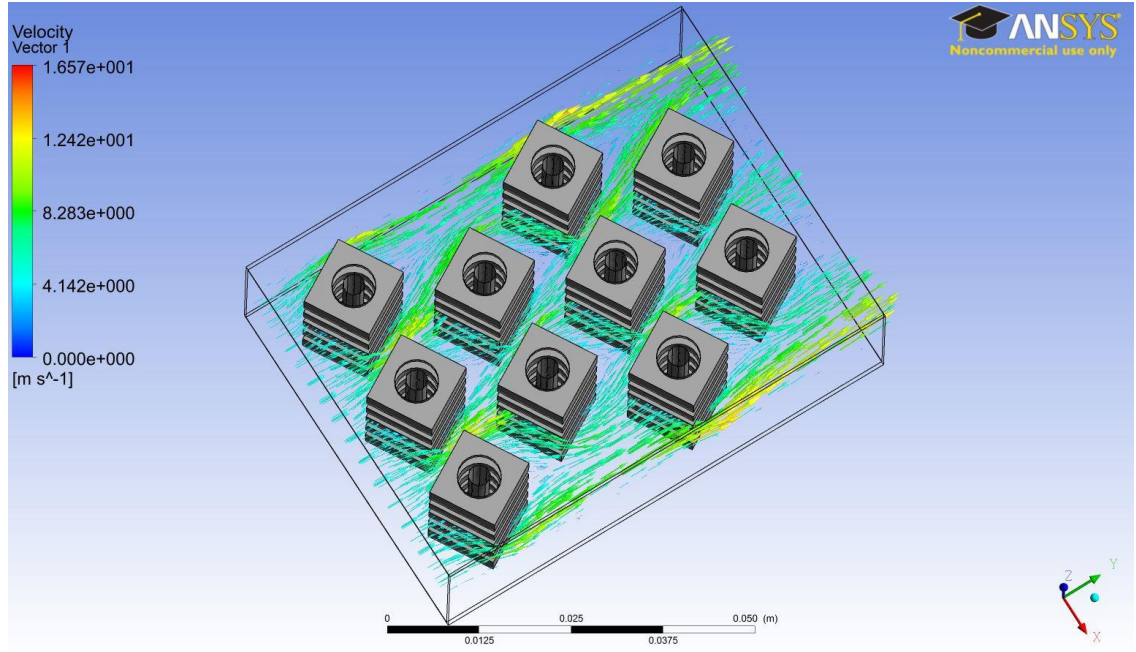
Şekil 4.27. Kare kanatçıklı açılı sıralı levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı



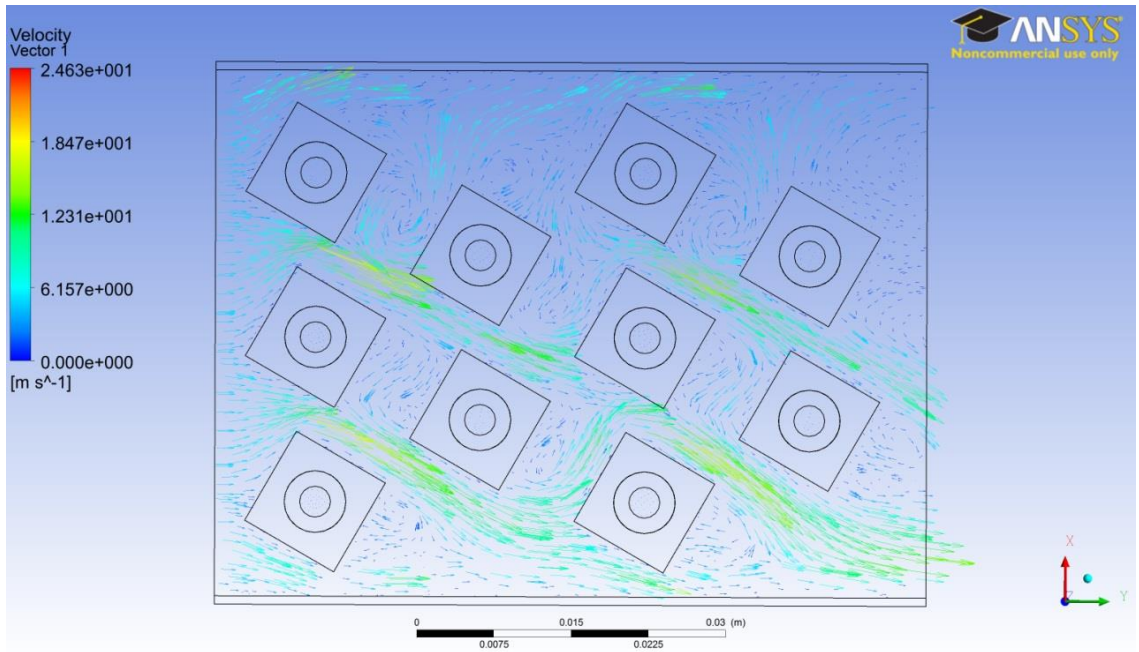
Şekil 4.28. Kare kanatlıksız açılı sıralı levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı



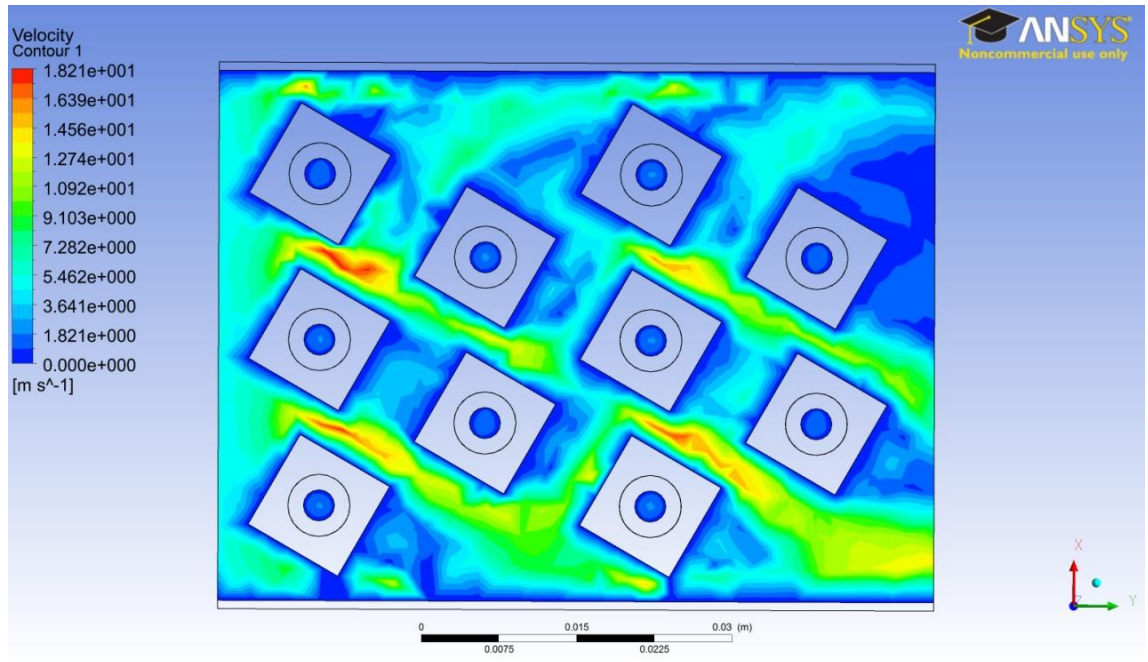
Şekil 4.29 (devam)



Şekil 4.29. Kare kanatçıklı açılı kaydırılmış levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı

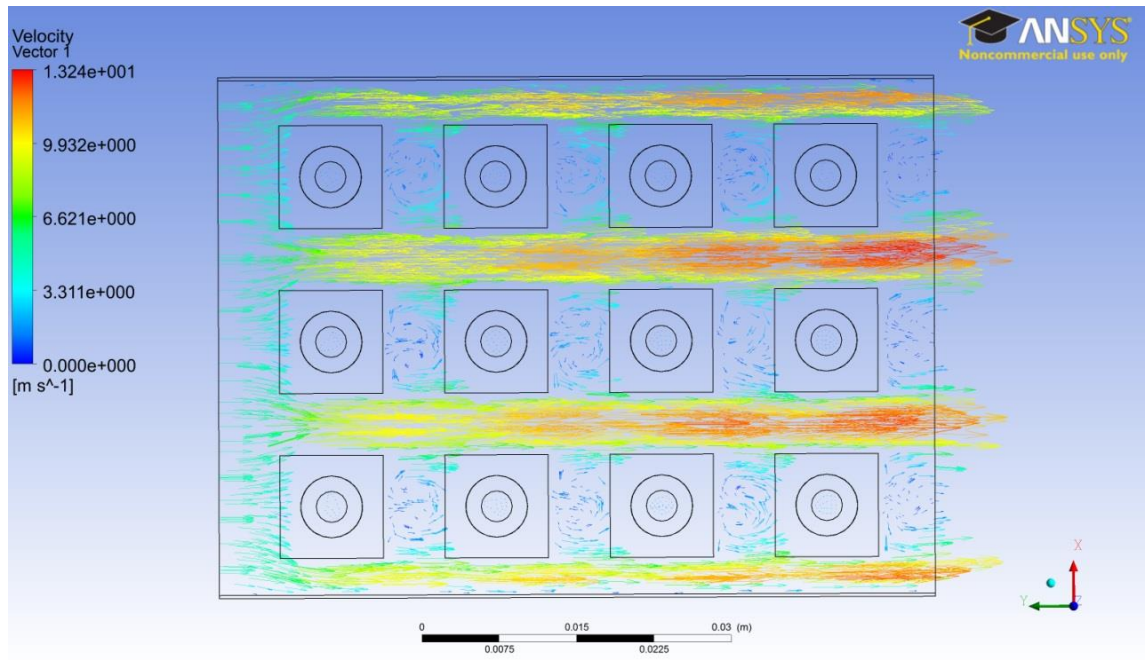


Şekil 4.30. (devam)



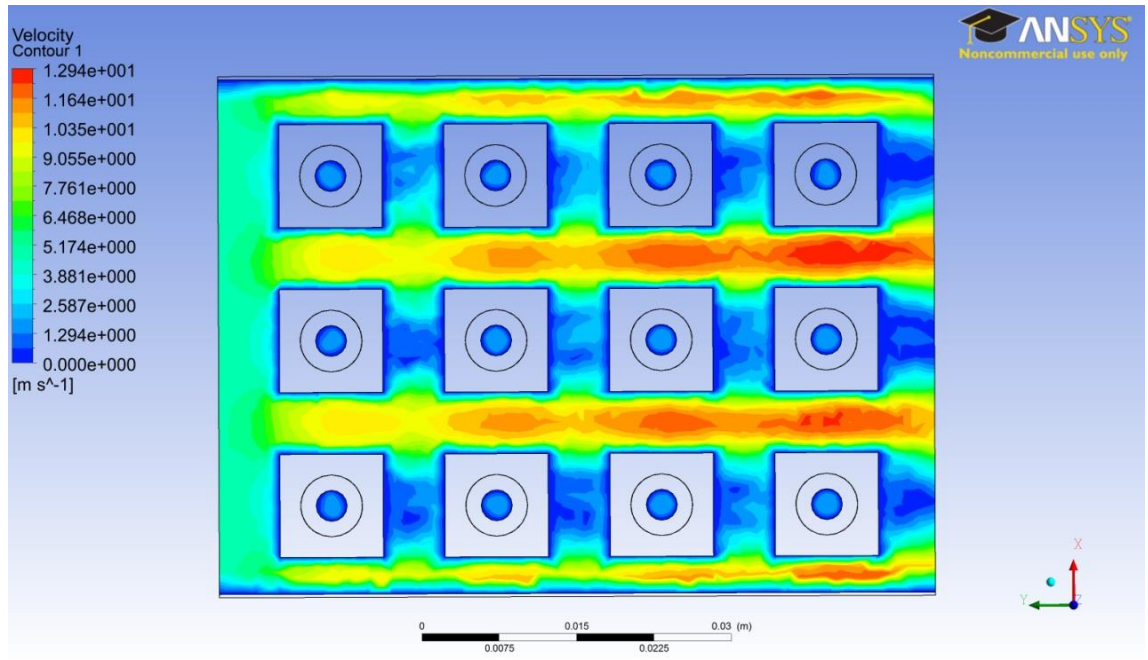
(b)

Şekil 4.30. Kare kanatçksız açılı kaydırılmış levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı



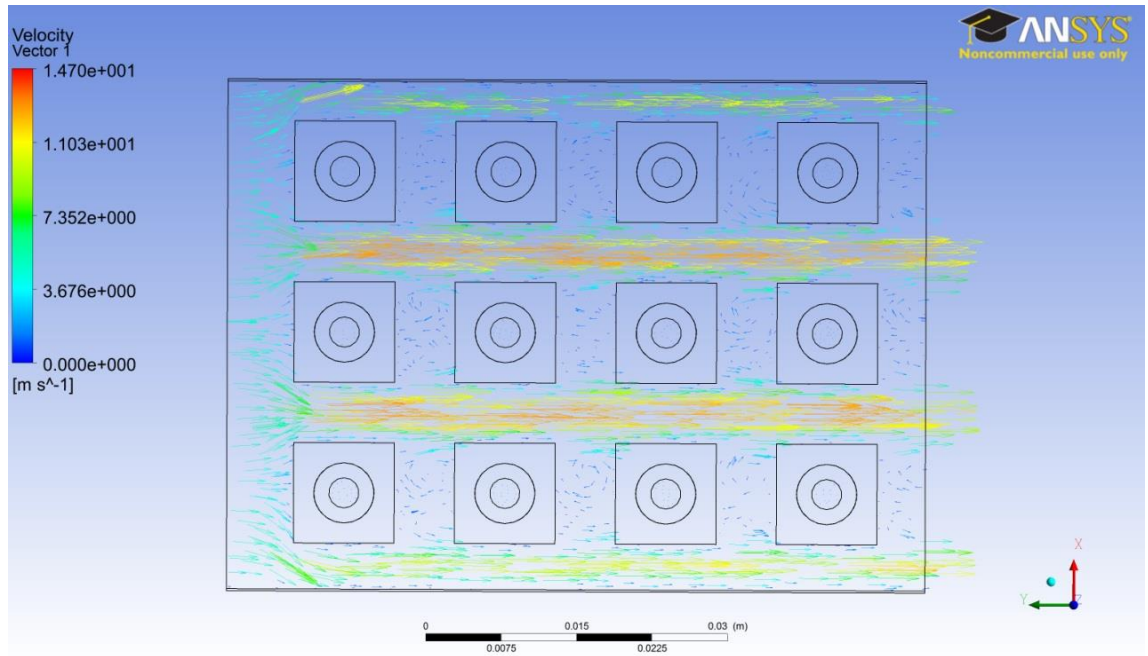
(a)

Şekil 4.31 (devam)



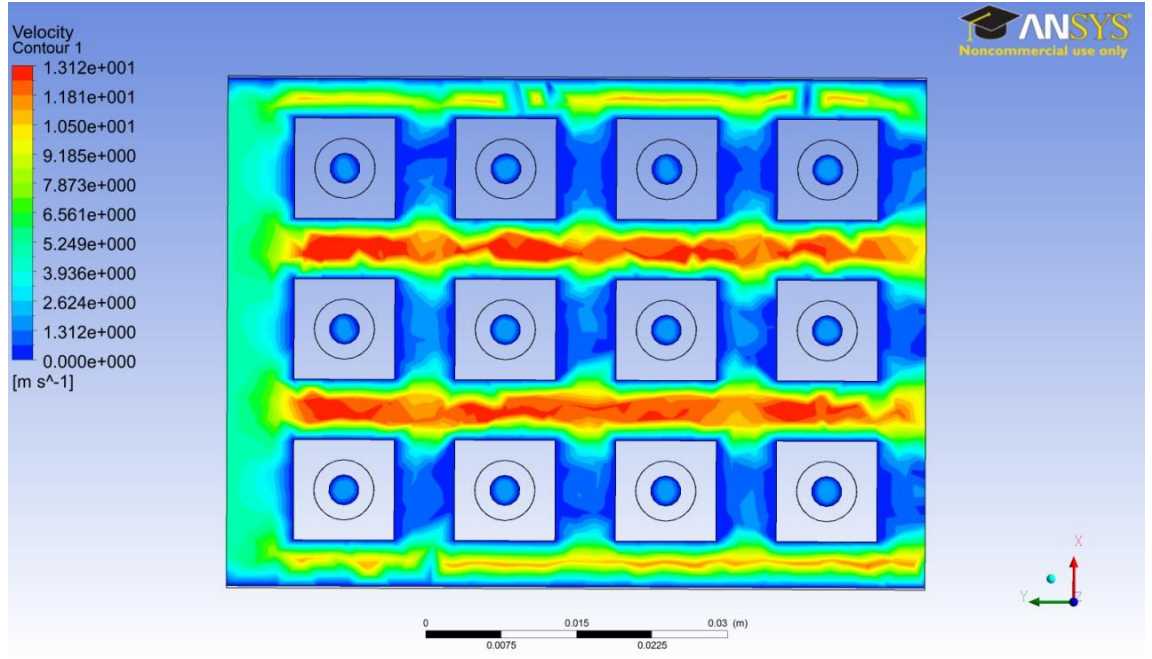
(b)

Şekil 4.31. Kare kanatçıklı düz sıralı levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı

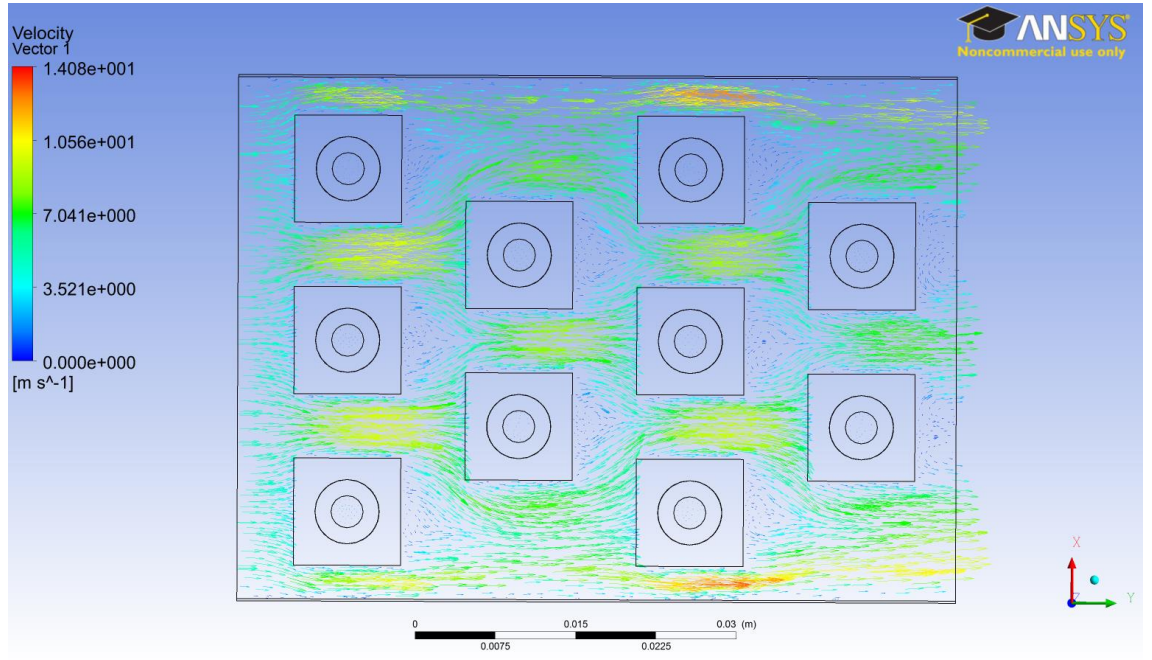


(a)

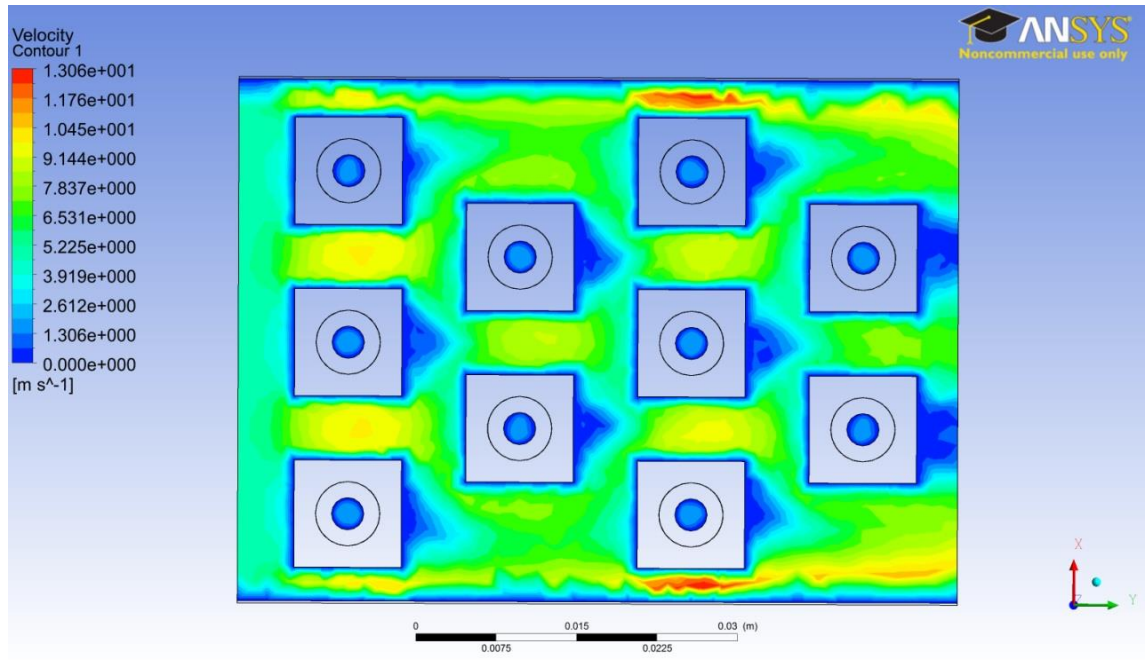
Şekil 4.32 (devam)



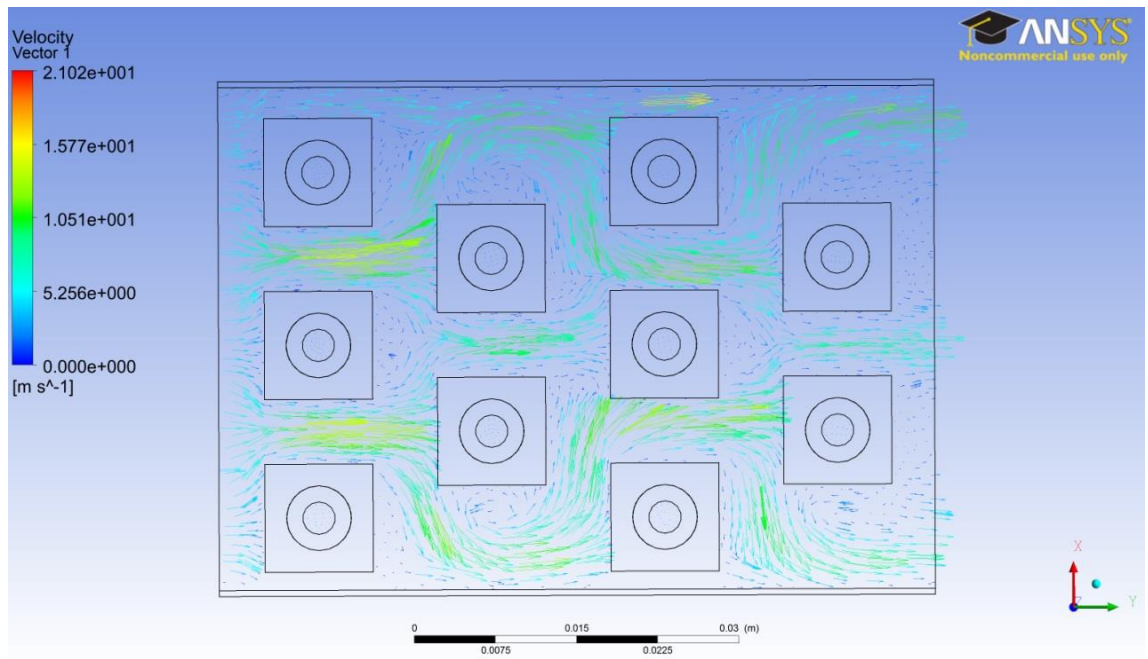
Şekil 4.32. Kare kanatçksız düz sıralı levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı



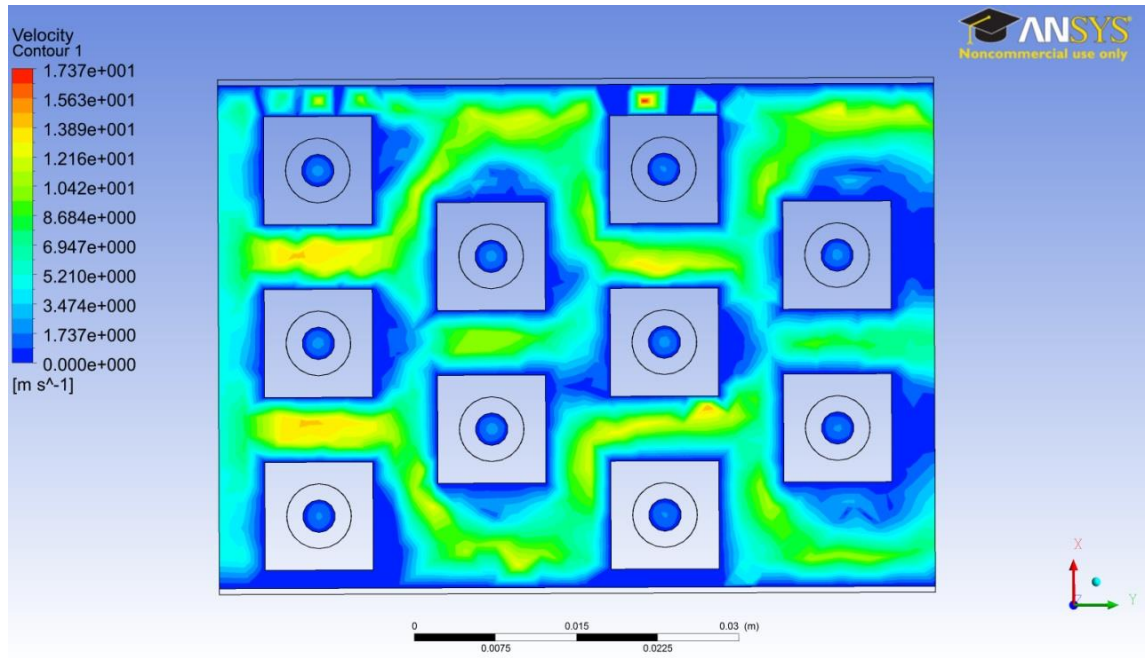
Şekil 4.33 (devam)



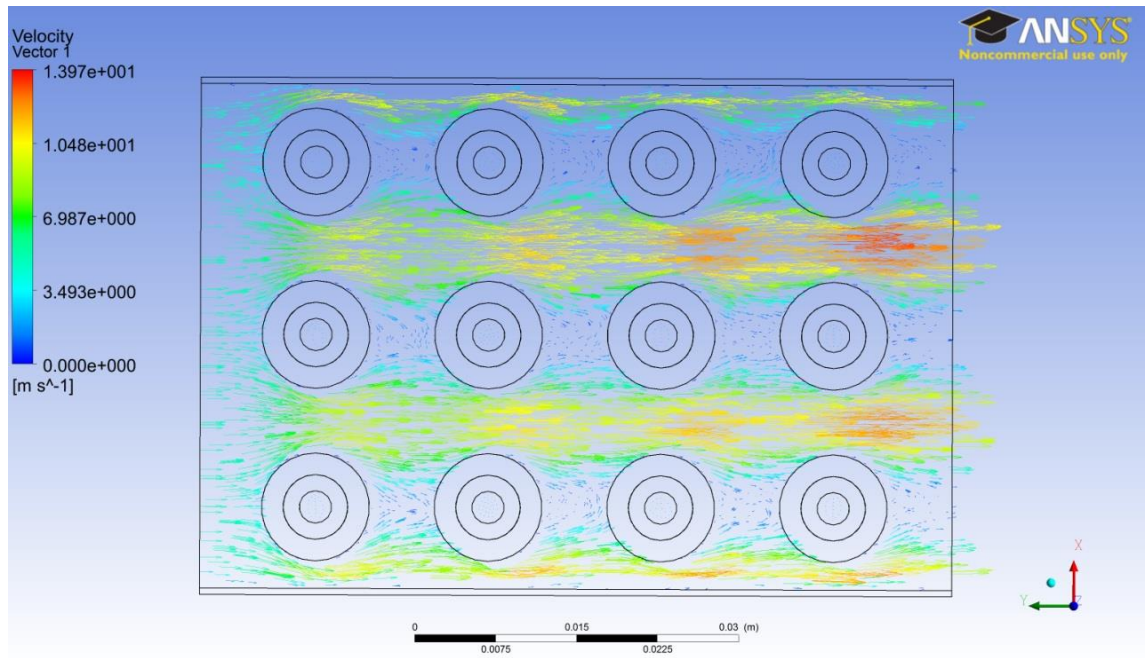
Şekil 4.33. Kare kanatçıklı düz kaydırılmış levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı



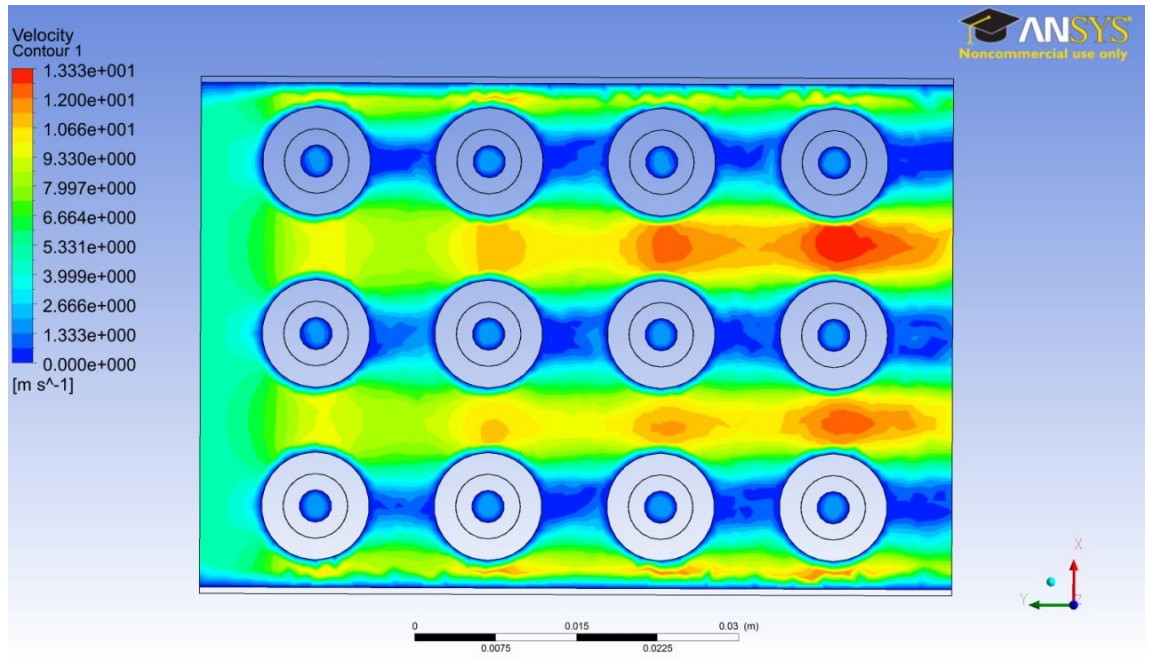
Şekil 4.34 (devam)



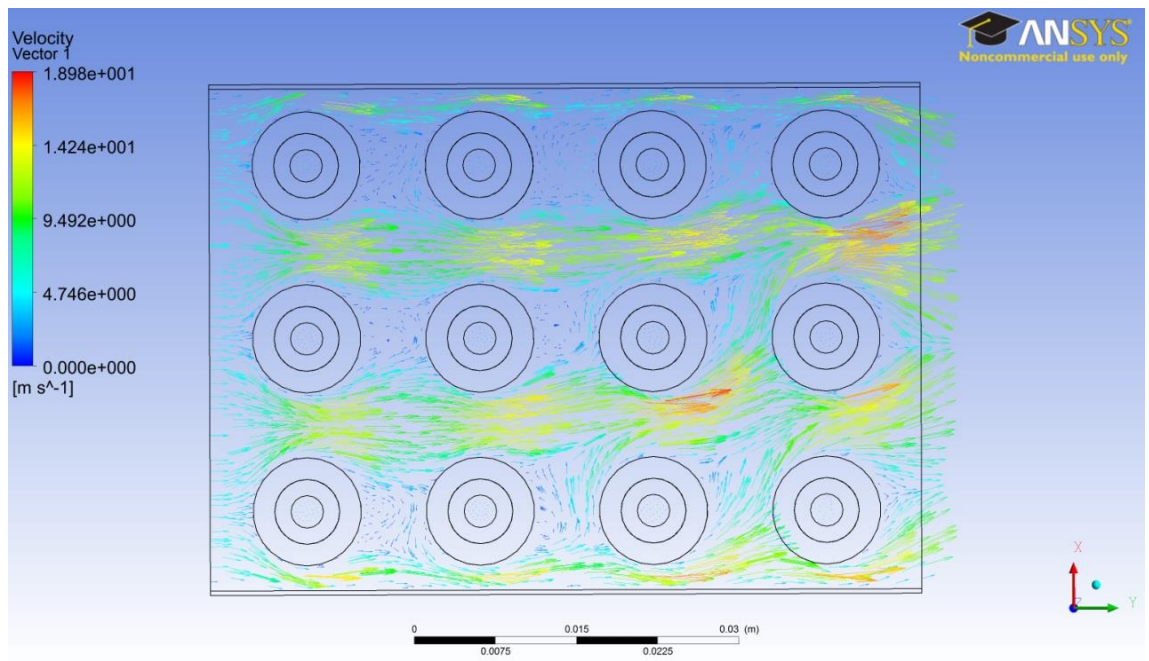
Şekil 4.34. Kare kanatçksız düz kaydırılmış levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı



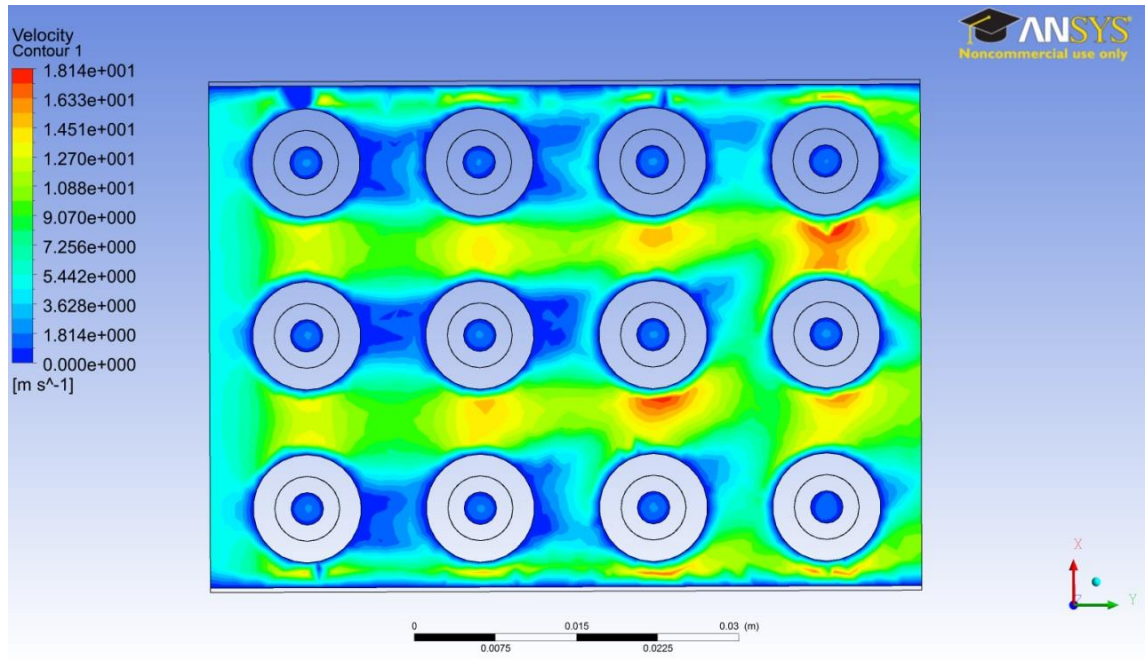
Şekil 4.35 (devam)



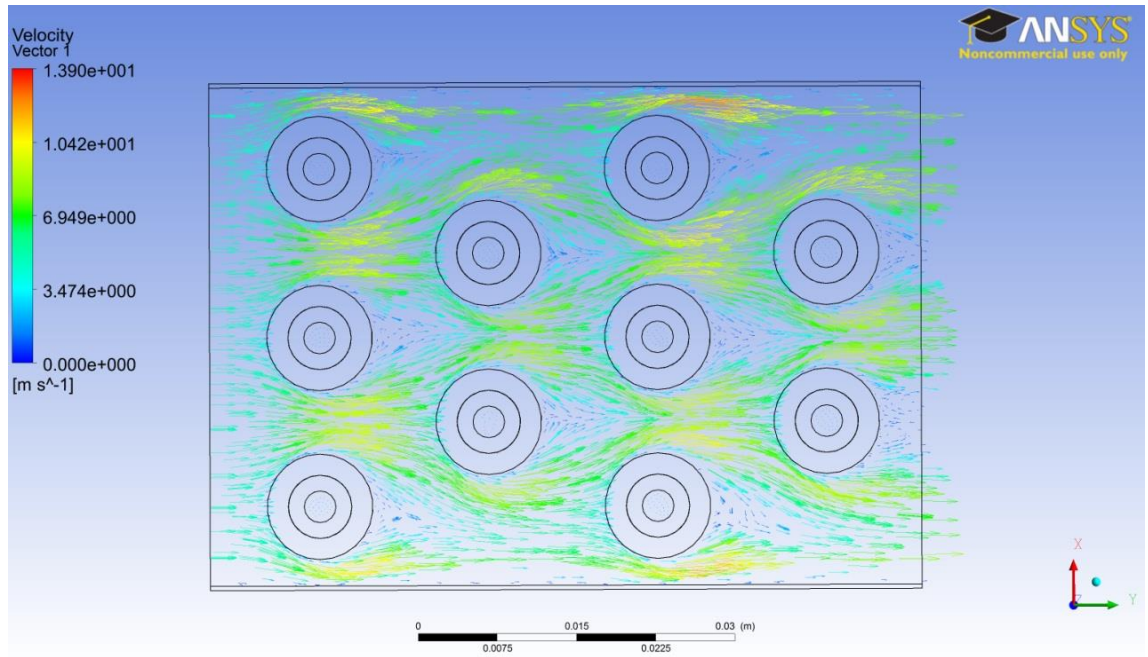
Şekil 4.35. Silindirik kanatçıklı sıralı levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı



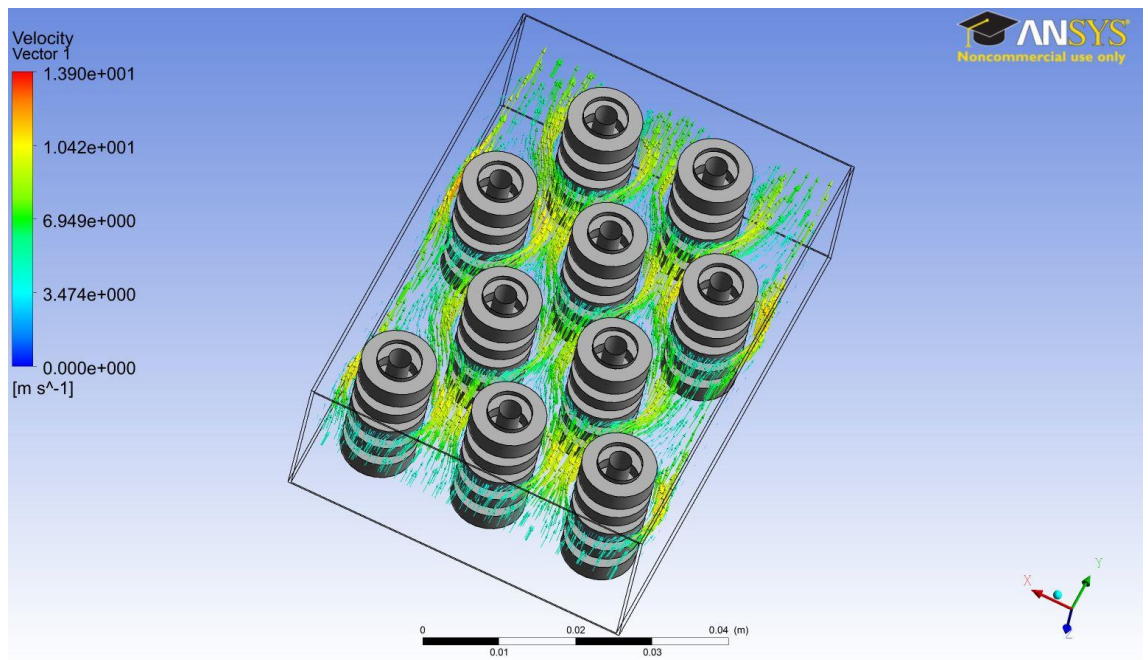
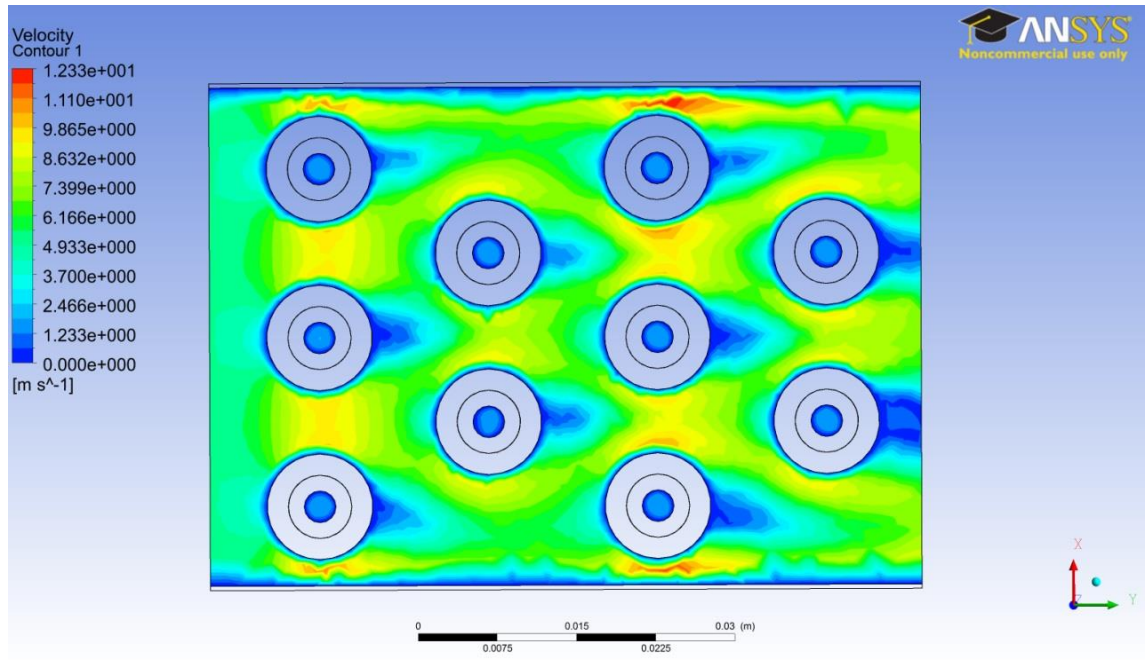
Şekil 4.36 (devam)



Şekil 4.36. Silindirik kanatçiksız sıralı levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı

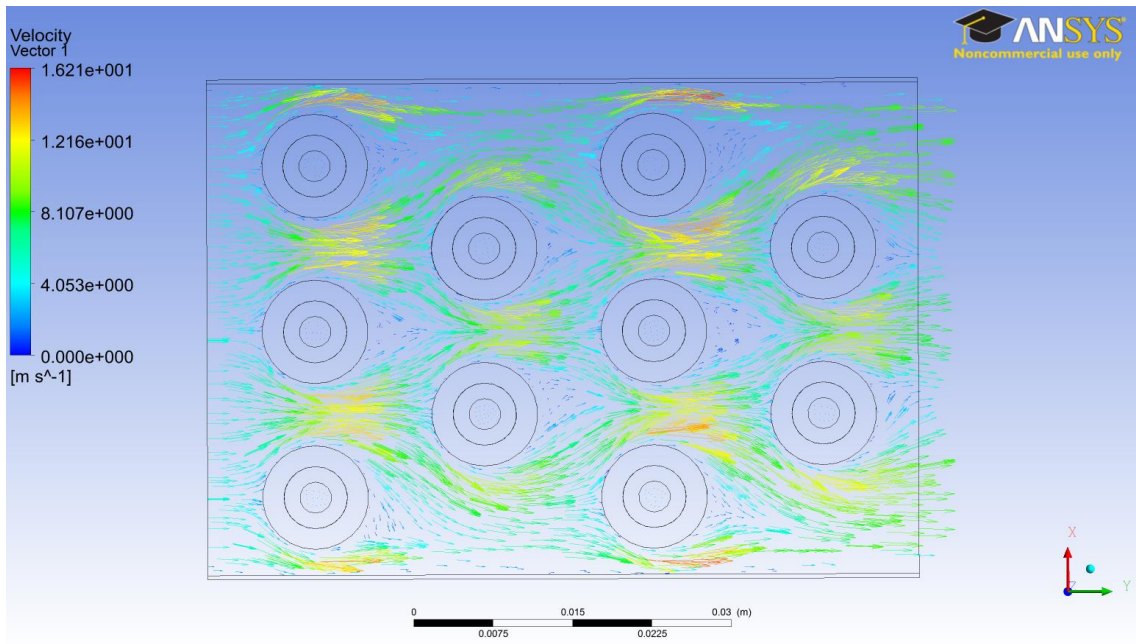


Şekil 4.37 (devam)



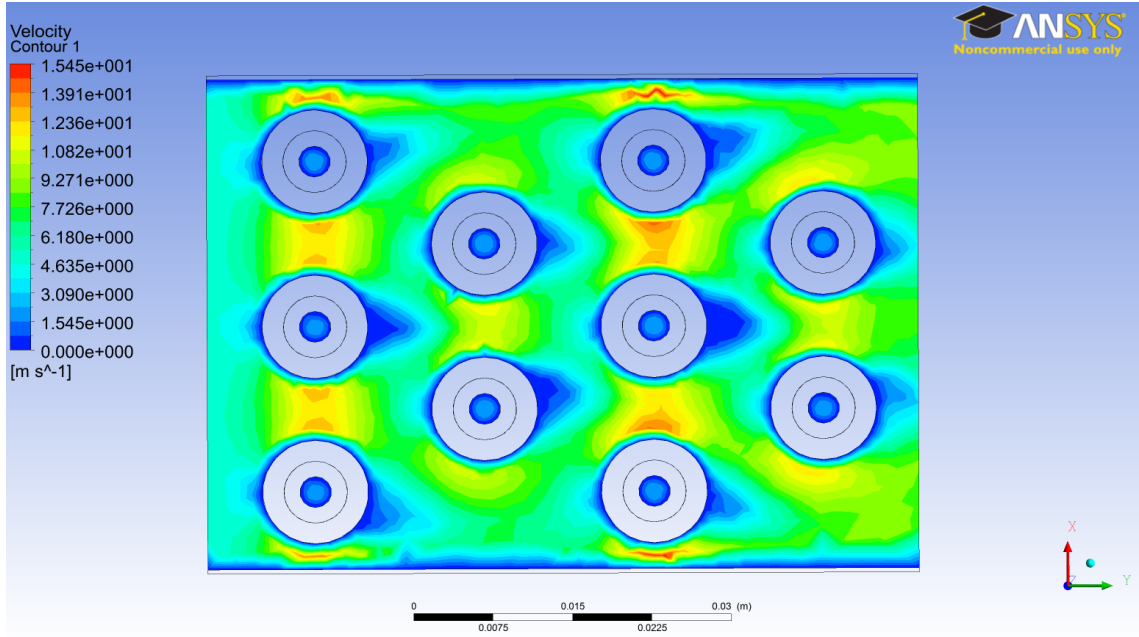
Şekil 4.37. Silindirik kanatçıklı kaydırılmış levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı

Şekil 4.35 ve 4.36’da silindirik kanatçıklı ve kanatçıksız sıralı levha düzeninde ve Şekil 4.37 ve 4.38’de silindirik kanatçıklı ve kanatçıksız kaydırılmış levha düzeninde hızın vektörel ve contour görünüşleri verilmiştir. Silindirik kanatçıksız modellerde sürtünme kaybı en az olan model olup akış ayrınması açısından en az etkili olandır. Silindirik kanatçıklı sıralı ve kaydırılmış modellerde bu etkiler kanatçıksızlara göre daha iyi olduğu mevcut grafiklerden daha iyi görülmektedir.



(a)

Şekil 4.38 (devam)



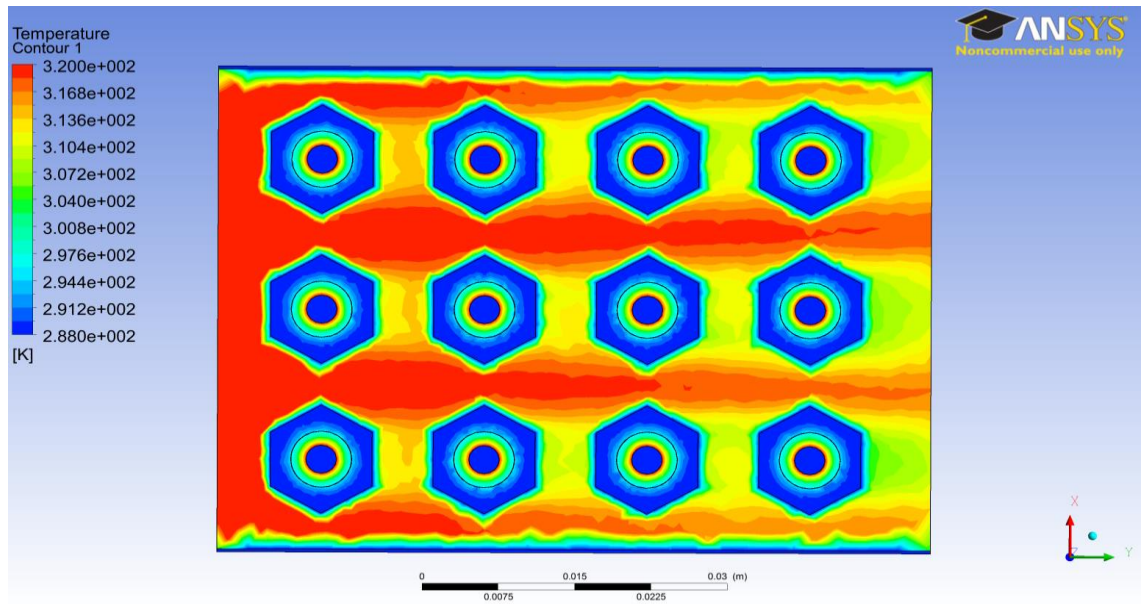
(b)

Şekil 4.38. Silindirik kanatçiksız kaydırılmış levha düzeninde vektörel ve contours hız dağılımı

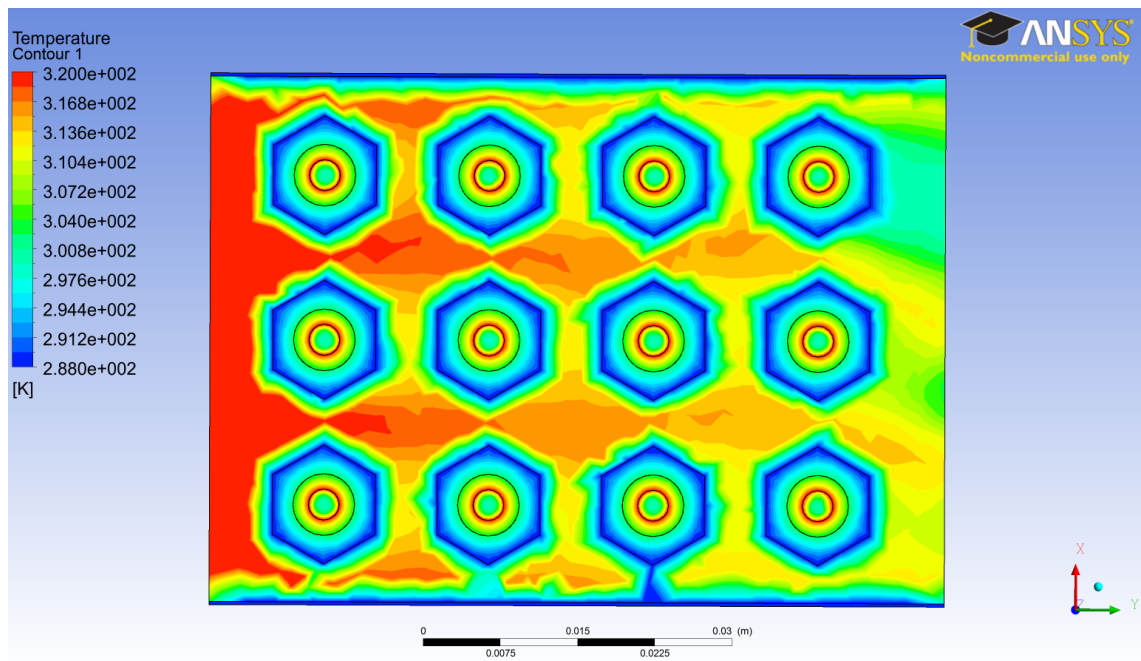
4.3.6.b. Sıcaklık dağılımı

Belli kanat geometrileri ve levha düzenleri için düzenlenmiş olan akış bölgesine ait sıcaklık profilleri aynı Reynolds sayıları için contor grafikleri çizilmiştir. Çünkü sıcaklık skaler büyüklük olduğundan dolayı vektörel grafikleri çizilemez. Dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akış alanı incelendiğinde periyodik olarak yerleştirilmiş olan yönlendiricilerin arka art iz bölgelerinde oluşan vorteksler ve bunların yüzeyle olan etkileşimleri grafiklerde farklı levha düzeni ve farklı geometrik özellikler sahip kanat modelleri için ayrı ayrı Şekil 4.39-4.54 grafiklerinde verilmiştir. Bu grafikler incelendiğinde başlangıçta termal contourslar akış yönünde ($y \rightarrow$ yönünde) sanki bir periyodik dağılımı andırmaktadır. Yine aynı şekiller incelendiğinde periyodik kontrol hacimleri, dolayısı ile yerel akış alanlarında önemli sıcaklık değişimleri contourlar şeklinde sıcaklık değerlerine bağlı olarak ANSYS-FLUENT programında CFD’de hesaplanmıştır. Akışkanın, kanatlar, alt ve üst plaka yüzeyleri ile temasta olması ve sıcaklık farkından dolayı ısı geçişindeki değişkenlik vortekslerle birlikte iki ve üç boyutlu olarak aynı grafiklerde gösterilmiştir. $x \rightarrow$ yönünde de yine akış bölgesinde

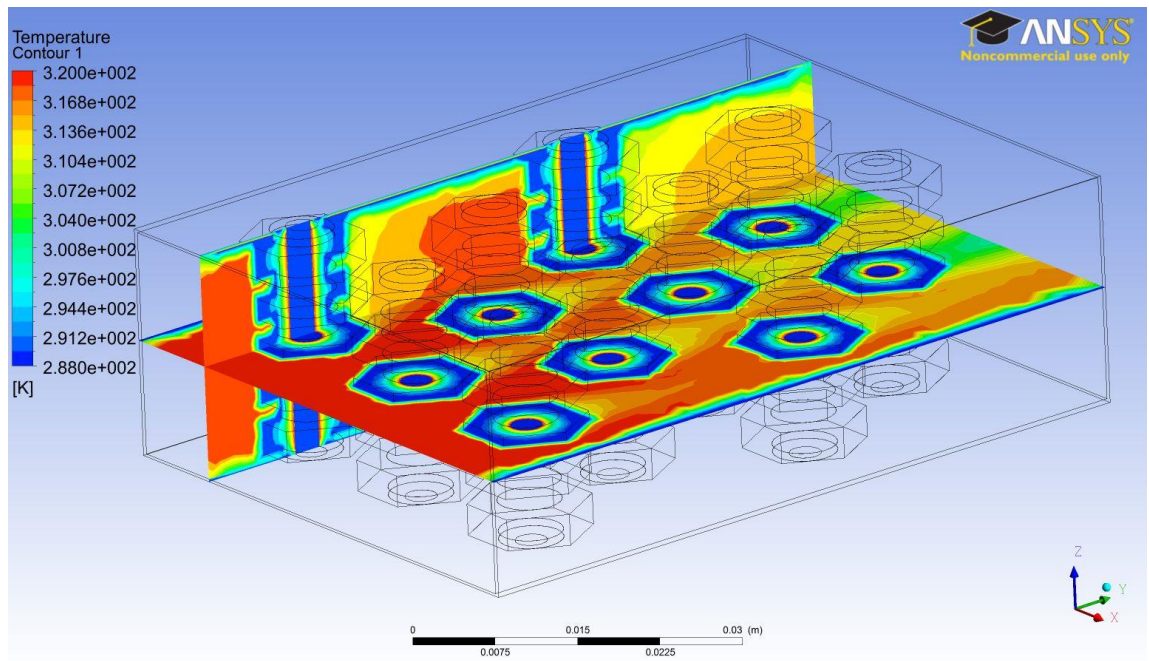
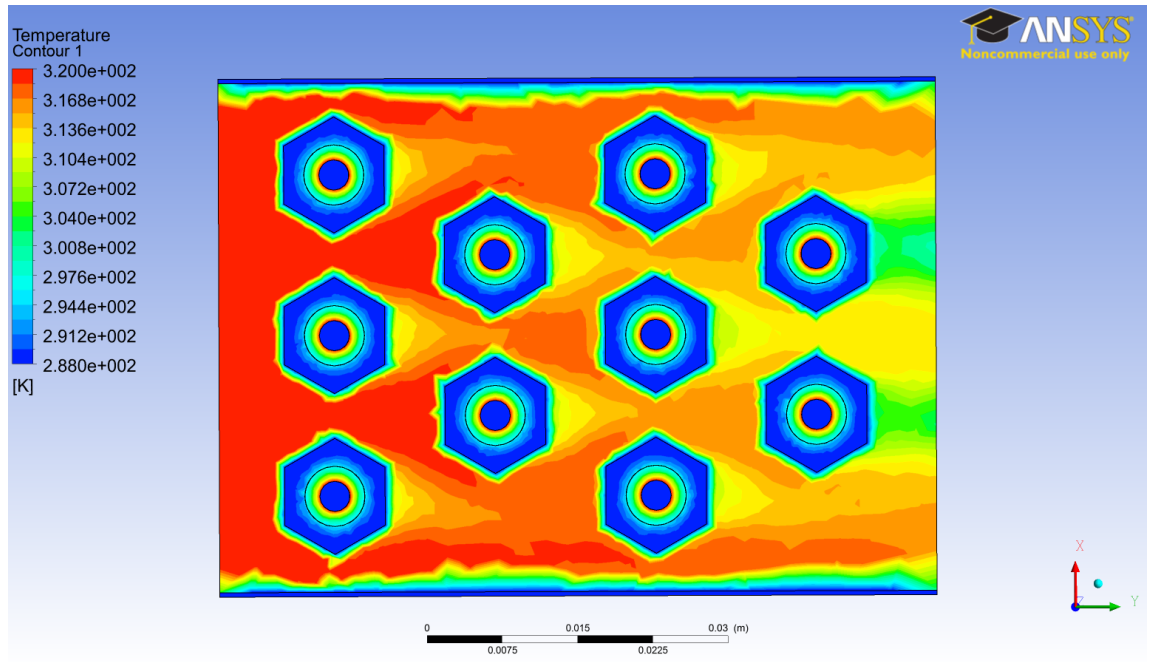
kanat cidarları etrafında meydana gelen contourslar gösterilmiştir. Şekil 4.41’de verilen grafiklerde altıgen kanatçıklı kaydırılmış levha düzeni için $y \rightarrow$ yönünde iki boyutlu (a), yine x , y ve $z \rightarrow$ yönünde farklı düzlem yüzeylerde (b) ve z ve $y \rightarrow$ yönünde (c) iki boyutlu olarak akış bölgesinde akışkanın sıcaklık davranışı gösterilmiştir. Yönlendiricilerin bu şekillerde tasarlanmasından dolayı kanat ve yüzey cidarlarında meydana gelen sınır tabaka değişimi ve türbülans etkisi, akışın karışması ve vortakslerin oluşumu iç enerjinin artması ve sıcaklık değişimine etkisi yine bu grafiklerde gözlemlenebilmektedir. Akışkan akış yönünde akarken yönlendirici yüzeylerine ve dolayısıyla borulu kanatçıkların iç kısmından geçen sıvı akışkana ısı verdiği için gaz akışkanın sıcaklığı giderek azalmakta, bunun aksine sıvı akışkanın sıcaklığı ise giderek artmakta olduğu Şekil 4.41b’de gösterilmiştir. Cidarda iki ayrı akışkan arasındaki sıcaklık gradiyenti ne kadar yüksek olursa ısı transfer miktarı da o kadar artmaktadır. Farklı tasarımlar için Şekil 4.39-4.54’de verilen grafiklerde genel ortak özellikler yukarıda anlatılanlarla özdeştir. Ancak geometrik fark ve yüzey etkilerinden dolayı doğal olarak farklılar göstermektedir. Bu farklılıklar ayrı ayrı incelendiğinde kanatçıklı yönlendiriciler kanatçıksız yönlendiricilere göre ısı transferi açısından daha etkin olduğu ifade edilebilir. Keza kaydırılmış levha düzeninde ısı transferi sıralı levha düzenlerine göre ısı transferi açısından daha etkin olduğu söylenebilir. Yine MALAB’ta hazırlanmış olan ve Şekil 4.41d’de verilen grafik incelendiğinde iki ayrı durum izlenebilir. Birincisi sıcak akışkanla yönlendirici arasındaki sıcaklık değişimi, ikincisi ise ısıyı alan yönlendirici ile soğuk akışkan arasındaki değişim contour haritası üzerinde mutlak sıcaklık olarak verilmiştir. Bu grafikteki sıcaklık değişimleri incelendiğinde her iki akışkanın akış yönünde bütün yönlendiriciler üzerindeki ısı alış verişi sağlayan sıcaklık değişimleri periyodik olarak kotlanmış olduğu görülmektedir. Sıcaklık dağılımları incelendiğinde ısı transfer artış faktörü (Nu/Nu_o), ısı performansları (TEF ve η) açısından da Şekil 4.16 ve 4.17’deki grafiklerle uyumlu olduğu gözlenmiştir. Akış alanındaki sıcaklık değişimi ve ısı transferi ile ilgili kanatçıklar arasındaki karşılaştırmalar yapıldığında yine kare ve altıgen kanatçıklı kaydırılmış levha düzenlerinde tasarlanmış olan modellerde daha iyi ısı transferi gerçekleştiği Nu-Re grafiklerinde gözlenmiş yine bunlar ilgili sıcaklık contour grafikleri ile uyumlu olduğu belirlenmiştir.



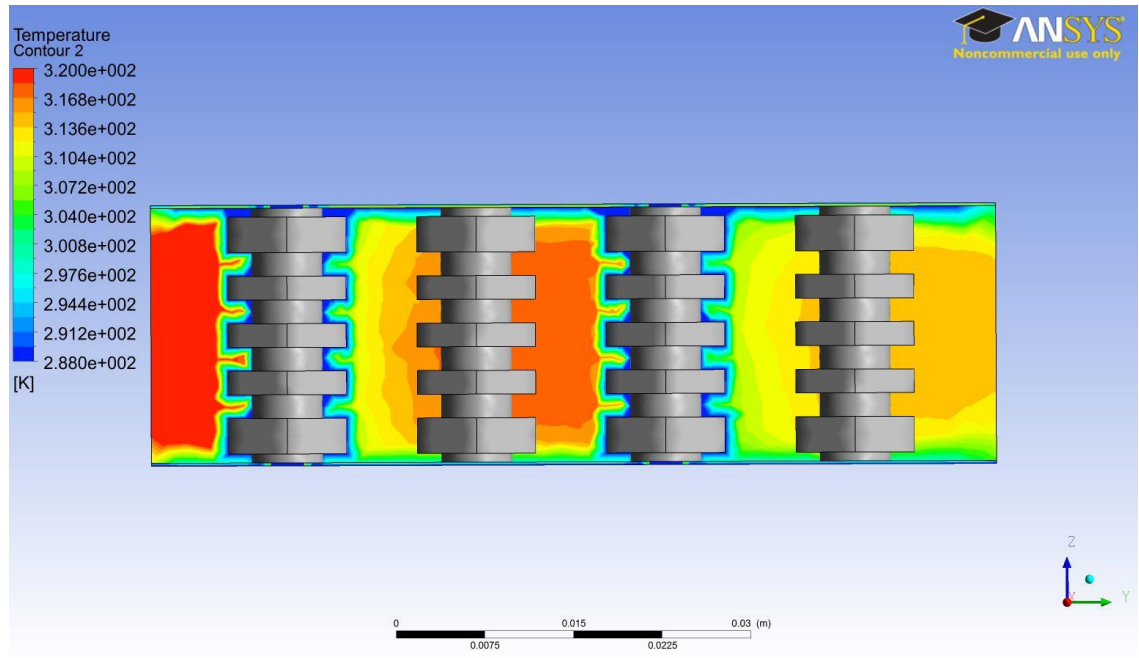
Şekil 4.39. Altıgen kanatçıklı sıralı levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı



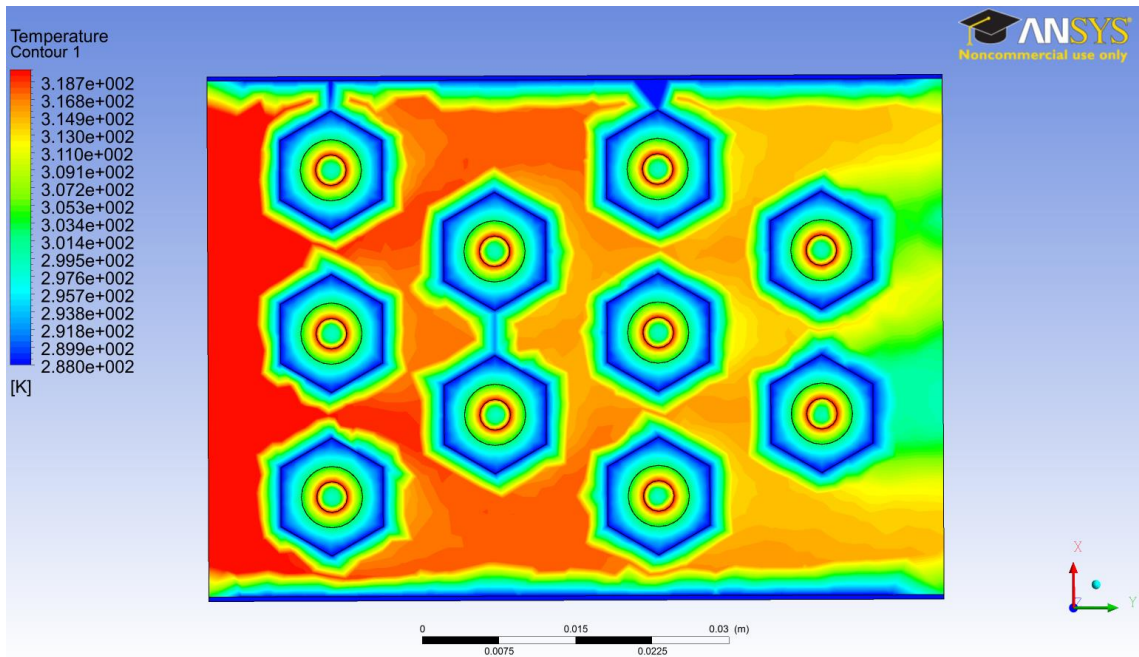
Şekil 4.40. Altıgen kanatçıksız sıralı levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı



Şekil 4.41 (devam)

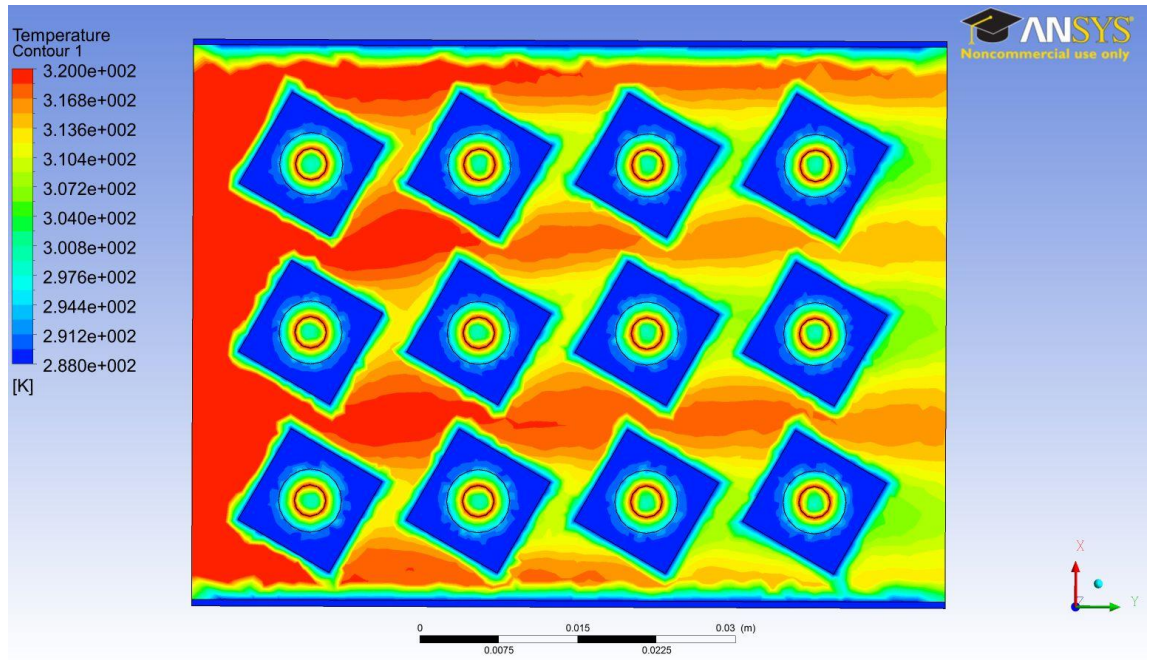


(c)

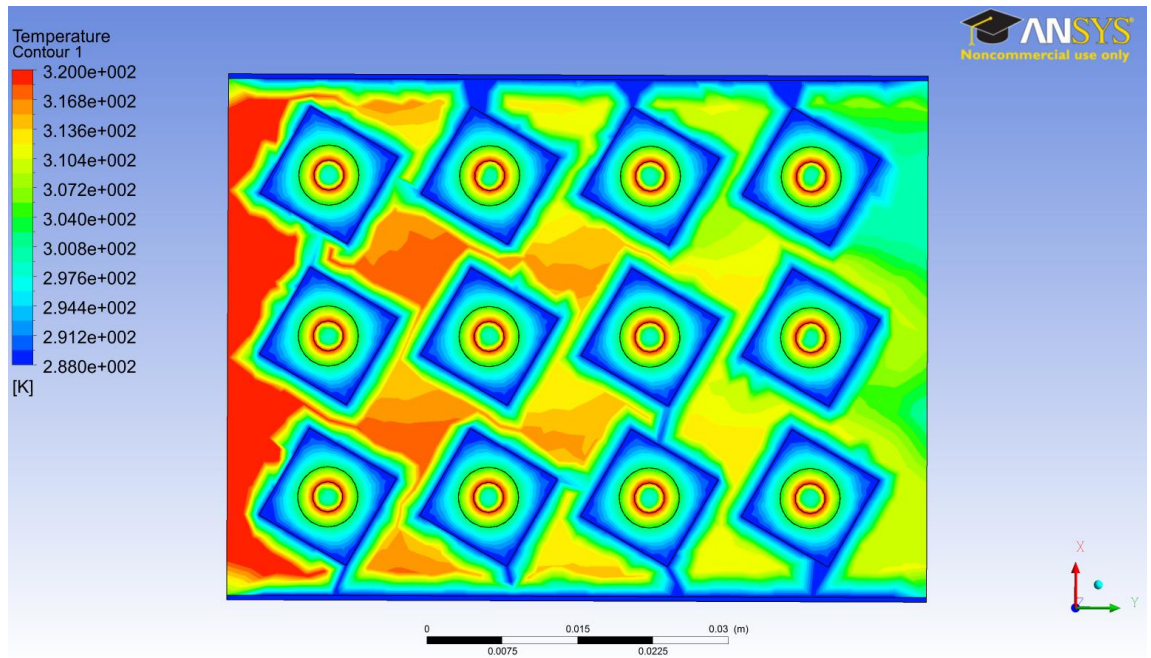


(d)

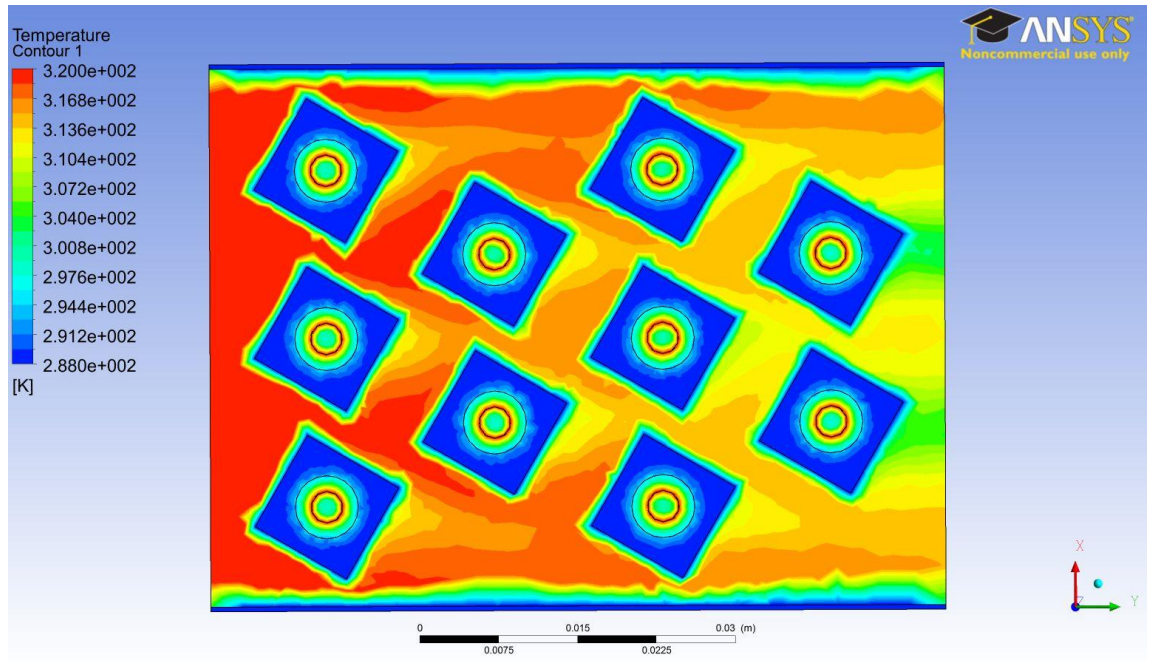
Şekil 4.41. Altıgen kanatçiksız kaydırılmış levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı



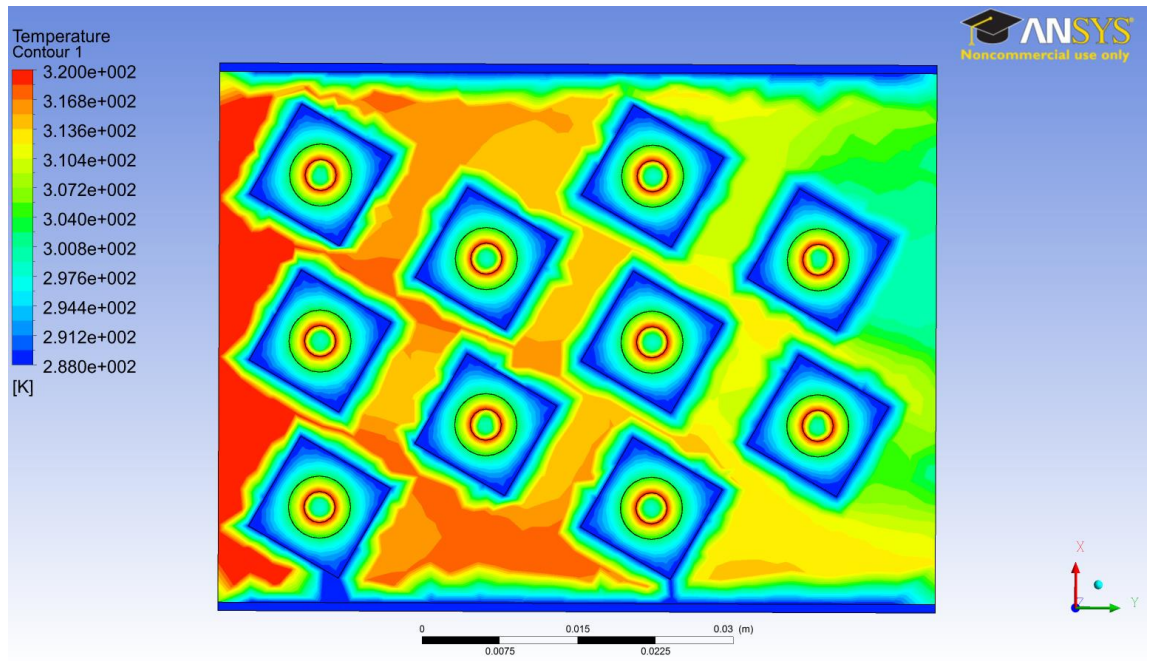
Şekil 4.42. Kare kanatçıklı açılı sıralı levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı



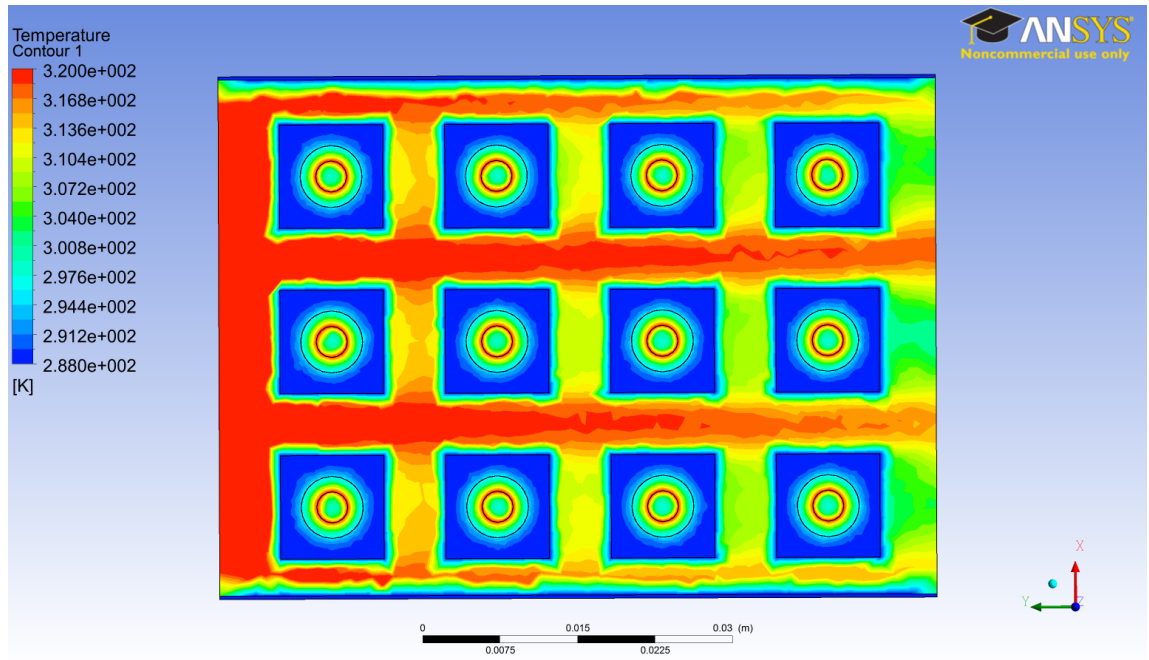
Şekil 4.43. Kare kanatçıksız açılı sıralı levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı



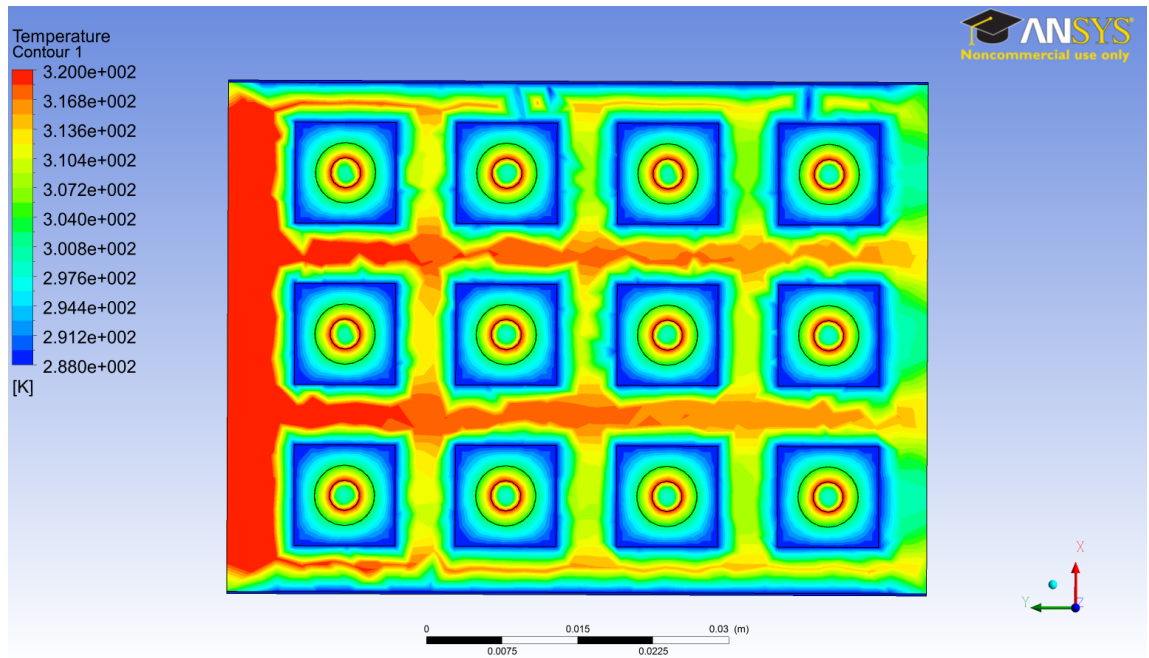
Şekil 4.44. Kare kanatçıklı açılı kaydırılmış levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı



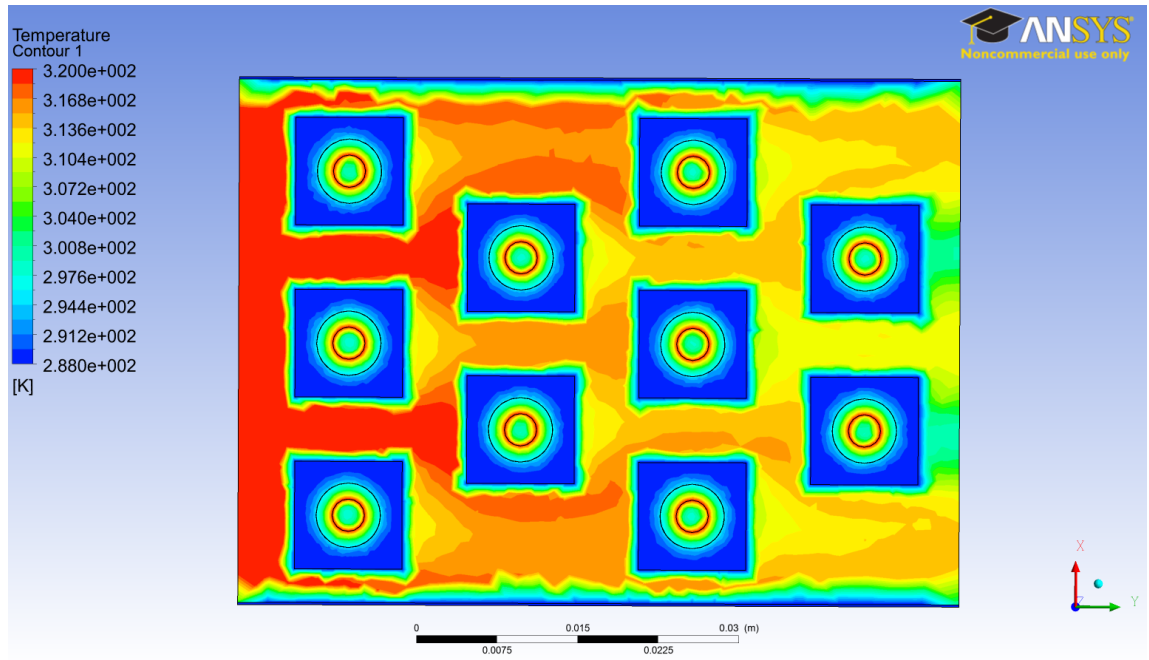
Şekil 4.45. Kare kanatçıksız açılı kaydırılmış levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı



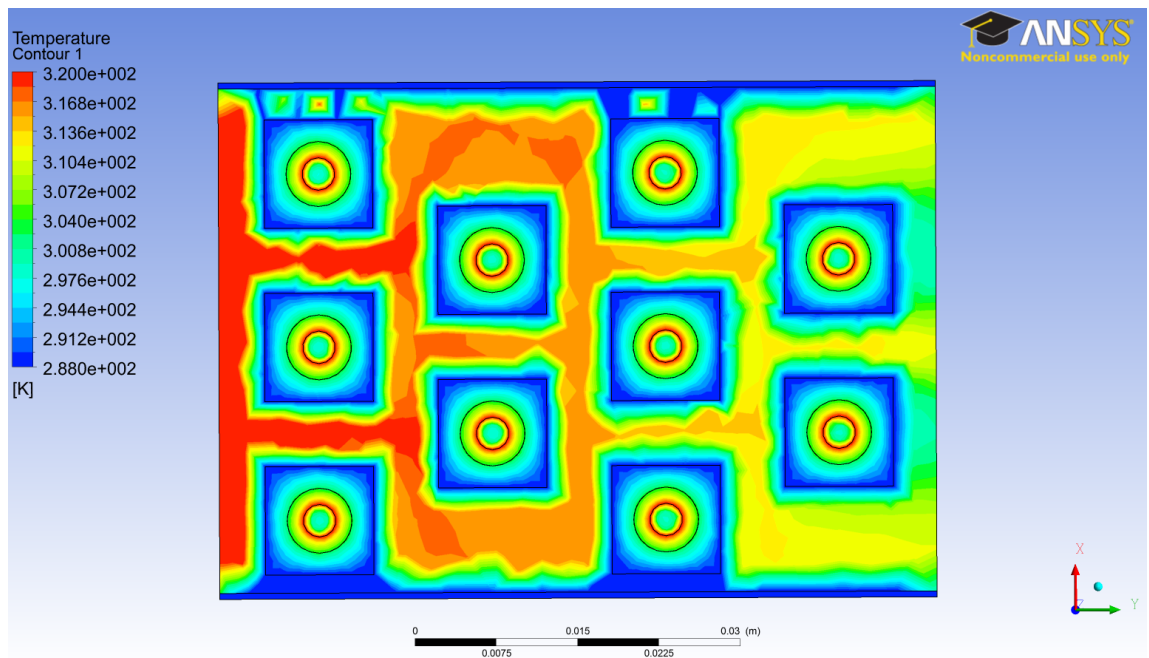
Şekil 4.46. Kare kanatçıklı düz sıralı levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı



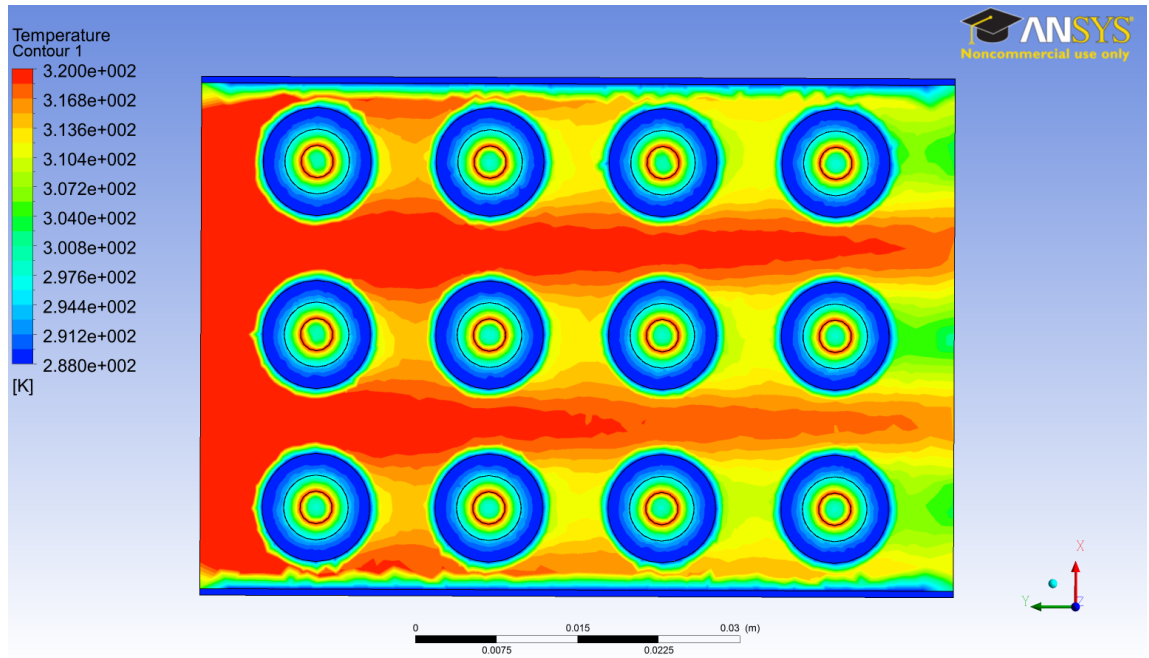
Şekil 4.47. Kare kanatçıksız düz sıralı levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı



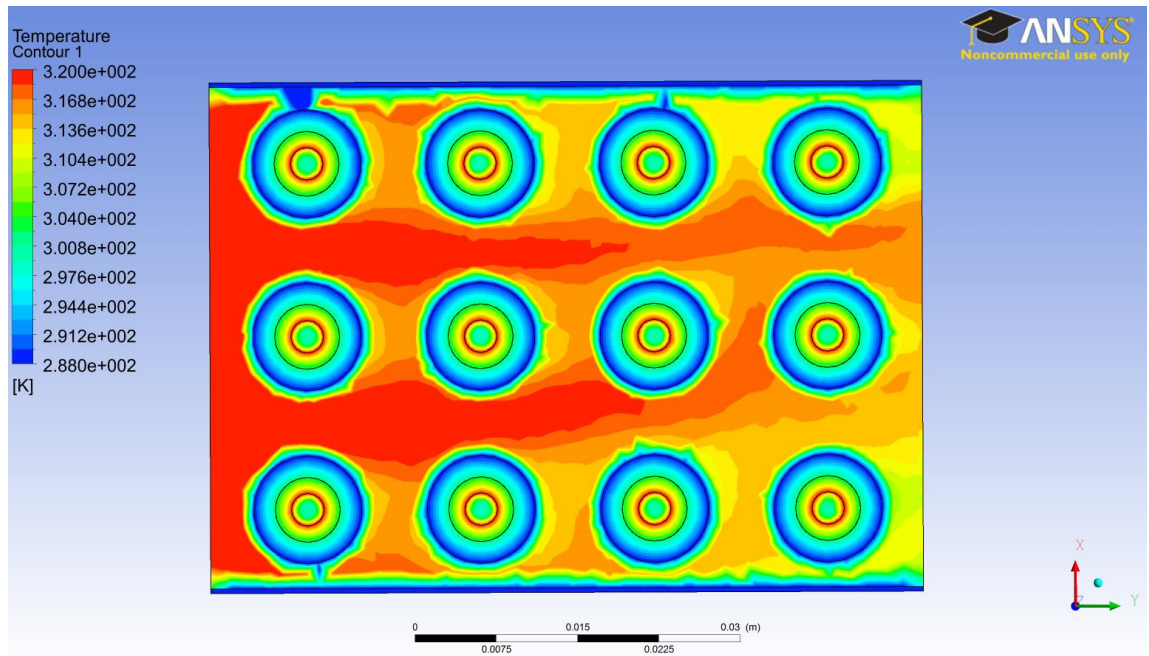
Şekil 4.48. Kare kanatçıklı düz kaydırılmış levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı



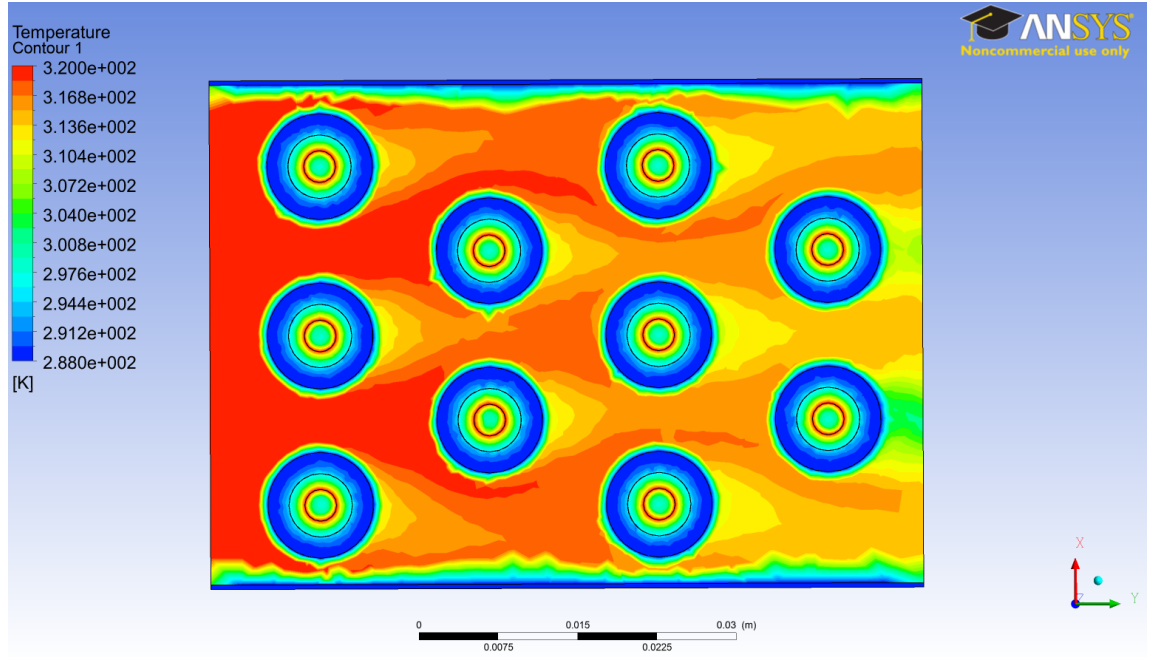
Şekil 4.49. Kare kanatçıksız düz kaydırılmış levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı



Şekil 4.50. Silindirik kanatçıklı sıralı levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı

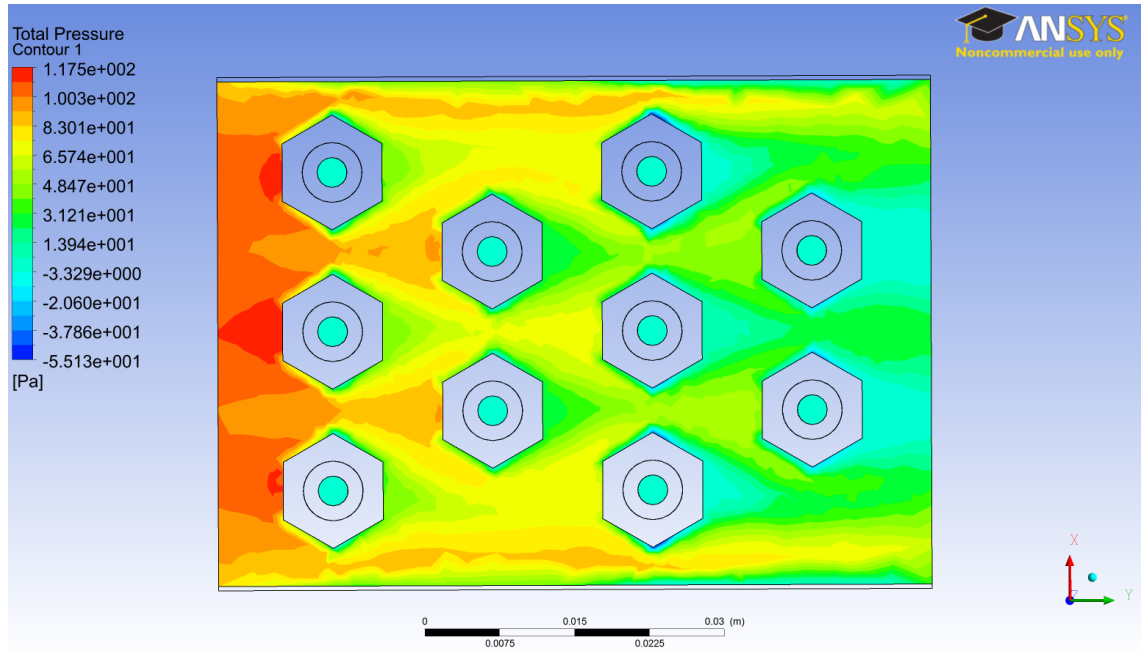


Şekil 4.51. Silindirik kanatçıksız sıralı levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı

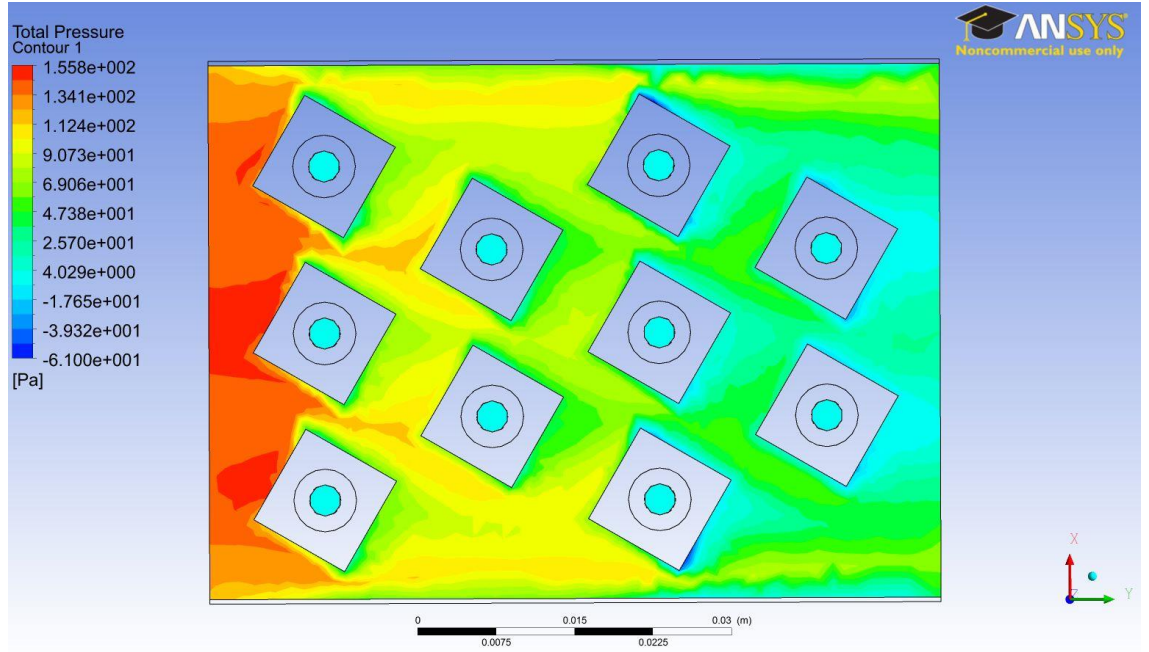


Şekil 4.52. Silindirik kanatçıklı kaydırılmış levha düzeninde contours sıcaklık dağılımı

4.3.6.c. Basınç dağılımı



Şekil 4.53. Altıgen kanatçıklı kaydırılmış levha düzeninde basınç dağılımının görünümleri contours



Şekil 4.54. Kare kanatçıklı açılı kaydırılmış levha düzeninde basınç dağılımının contours görüntüleri

Şekil 4.54, 4.55’de altıgen kanatçıklı kare kanatçıklı açılı kaydırılmış levha düzeninde basınç dağılımına ait contours görüntüleri verilmiştir. Isı transferi açısından bu model daha etkin olduğu için diğerlerine ait contours ANSYS ekran sonuçları tein hacminden dolayı verilmemiştir. Her ikisine ait cotours görüntüler incelendiğinde kare kanatçıklı açılıda basınç düşüşü daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu Şekil 4.18’de verilen analiz sonuçları ile aynı olduğu görülmektedir.

5. SONUÇLAR

Yapılan bu tez çalışmasında, dikdörtgen kesitli düzgün sıralı ve kaydırılmış levha düzeninde kanal içerisine yerleştirilmiş içi borulu silindirik, altıgen ve kare kanatçıklı ve kanatçiksiz geometriye sahip yönlendiriciler içeren HRV özelliklerinde tasarlanmış çapraz akışlı ısı değiştiricisinde akış ve ısı transferi analizi sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Bu yönlendiricilerin ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerini belirlemeye yönelik deneysel ve sayısal bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Deneysel sonuçlarla sayısal hesaplamaların sonuçları birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Deneyler Taguchi deneysel tasarım metodu kullanılarak her bir geometri için optimum şartlar belirlenmiştir. Deneyler $[L_{25}(5^3)]$ ortogonal deneysel planına göre gerçekleştirilmiştir.. Deneylerden elde edilen datalar bu çalışma için yazılmış olan MATLAB programında hesaplanarak gerekli analizler yapılmıştır. Enine ve boyuna kanatçıklardan oluşan akış alanı üzerinde akışı simule etmek için CFD kullanılır. Akış alanı üzerinde akış yapısı ve ısı transfer karakteristikleri, üretilen vorteksler, enerji ve Navier-Stokes denklemleri çözülmek suretiyle analiz edilir. Çalışılan kanat geometrilerine ait Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için genel korelasyonlar çıkarılmıştır. Deneyler sonunda elde edilen veriler ve bunlarla ilgili analiz sonuçlarından çıkarılan sonuçlar,

➤ Taguchi deney metodu ile toplam ısı transferi alanı dikkate alınarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için optimum şartlar belirlenmiştir. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için en etkin parametre Reynolds sayısı olduğu gözlemlenmiştir. Reynolds sayısının artışı ile Nusselt sayısının giderek arttığı, sürtünme faktörünün de ise giderek azaldığı gözlemlenmiştir.

➤ Termodinamiğin birinci ve ikinci kanuna göre literatürde önerilmiş olan $\varepsilon - NTU$ verim analizi, entropi minimizasyon yöntemi veya enerji kayıp yöntemlerinden biri ile performans analizi yapılabilir. $\varepsilon - NTU$ yöntemine göre tasarlanmış olan farklı yönlendiricilerin kullanıldığı HRV özellikli çapraz akışlı ısı değiştiricisinin performans analizleri yapılmıştır (Eşitlik (54)-(55)). Analiz sonuçlarına göre ısı değiştiriciler

içerisinde kanatçıklılar kanatçıksızlara göre daha etken, yine kaydırılmış levha düzeni ise düzgün sıralılara göre daha etkindir. Bunların hepsi içinde ise etkenlik katsayısı en yüksek olan kanatçıksız kaydırılmış levha düzeninde altıgen kanatçık ($\varepsilon = 0.4 - 0.9$) olandır. Bundan sonra ise kanatçıklı kaydırılmış levha düzeninde kare açılı ($\varepsilon = 0.52 - 0.8$) olan gelmektedir. Termodinamiğin ikinci kanuna göre (N) entropi üretim sayısı analiz edilmiştir (Eşitlik (77)). $\phi = \phi_0 = 0, 0.1, 0.5, 1, \dots$ için (N) entropi üretim sayısı ile çeşitli Reynolds (1000-7000) aralıklarında grafikler çizilmiştir. Kanatçıklı kaydırılmış levha düzeninde (N) entropi üretim sayısı diğerlerine göre oldukça yüksektir. Kanatçıklı ve kanatçıksız kaydırılmış levha düzeninde (N) entropi üretim sayısı $\phi_0 = 1$ için 20 - 44 arasında Reynolds sayısına göre değişirken, Kanatçıklı ve kanatçıksız kaydırılmış düzgün sıralıda ise (N) entropi üretim sayısı $\phi_0 = 1$ için 15-18 arasında Reynolds sayısına göre değişmektedir.

➤ Şekil 4.16'da farklı geometrilerdeki yönlendiriciler için düzdün sıralı (inline) ve kaydırılmış levha düzeninde (staggered) ısı artış faktörünün (Thermal Enhancement Factor TEF) Reynolds sayısına göre değişimi (Eşitlik (164)) grafiklerde verilmiştir. Kanatçıklı ve kanatçıksız kaydırılmış levha düzeninde altıgen kanatçık modeli en iyi olup Reynolds sayısı artarken TEF'te giderek artmakta, Kanatçıklı ve kanatçıksız kaydırılmış düzgün sıralıda ise kare açılı kanatçık modeli daha iyi performans gösterdiği gözlemlenmiştir.

➤ Şekil 4.17'de verilen (η) ve Re grafiklerinde bu çalışmada kullanılan bütün kanat geometrileri dikkate alınarak çapraz akışlı ısı değiştiricisi için ısı transferi ve sürtünme kayıp katsayısının aynı akış şartlarında verim (ısı performans faktör-Thermal Performance Factor) analizi yapılmış ve Eşitlik (165)'den yola çıkarak hesaplamalar yapılarak sonuçlar değerlendirilmiştir. Kanatçıklı ve kanatçıksız kaydırılmış levha düzeninde altıgen kanatçık modeli, Kanatçıklı ve kanatçıksız kaydırılmış düzgün sıralıda ise kare açılı kanatçık modeli daha iyi performans gösterdiği gözlemlenmiştir.

➤ Isı transferi ve akış analizlerinde önce boş boru deneyleri deney setinin kalibrasyonu için yapılmış, aynı şekilde borulu kanatçıklı ve kanatçıksız çapraz akışlı HRV ısı değiştiricisi test kanalı ısı transfer sonuçları incelenmeye çalışılmıştır. Isı transfer analizi sonucu Nusselt sayısı ve Reynolds sayısı ile ilgili kanatçıklı ve kanatçıksız düzgün sıralı ve kaydırılmış levha düzeninde farklı geometrik kanatçıklı modeller için korelasyonlar elde edilmiş ve bunlar Çizelge 4.1’de (Eşitlik (132)-(145)) eşitlikleri ile verilmiştir. Yine Şekil 4.8-4.11’deki grafiklerde Nu ve Re sayıları arasındaki değişimler gösterilmiştir. Şekil 4.8-4.9’deki grafiklerde kanatçıklı ve kanatçıksız düzgün sıralı ısı değiştiricileri arasında ısı transferini en iyi gerçekleştiren model kare açılı kanatçık modeli sonra ise altıgen kanatçık modeli gelmektedir. Kanatçıklı ve kanatçıksız kaydırılmış levha düzeninde ise en iyi gerçekleştiren model altıgen kanatçık modeli sonra ise kare açılı kanatçık modeli gelmektedir. Grafiklerden görüleceği üzere Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısı da artmakta olup sonuçlar literatürle (Eşitlik (146)) uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

➤ Isı transferinde artış analizinde, tam gelişmiş bölgede türbülans akış için, ısı transfer artışını göstermek ve karşılaştırmak için ısı transfer artış faktörü (Nu/Nu_o) kullanılmıştır (Eşitlik (148)). Kanatçıklı ve kanatçıksız düzgün sıralı ve kaydırılmış levha düzeninde farklı geometrik kanatçıklı modeller için (Nu/Nu_o) korelasyonlar elde edilmiş Çizelge 4.2’de (Eşitlik (149)-(163)) eşitlikleri ile verilmiştir. Kanatçıklı ve kanatçıksız düzgün sıralı ısı değiştiricileri arasında ısı transferini en iyi gerçekleştiren model kare açılı kanatçık modeli sonra ise altıgen kanatçık modeli gelmektedir. Isı transfer artışı kanatçıklı ve kanatçıksız kaydırılmış levha düzeninde ise en iyi gerçekleştiren model altıgen kanatçık modeli sonra ise kare açılı kanatçık modeli gelmektedir.

➤ Şekil 34’de farklı kanat tipleri için deneysel ölçümler esnasında girişteki Reynolds sayısına karşılık gelen ΔP basınç düşüşünün değişimi verilmiştir. Beklenildiği gibi, ΔP ’nin değişimi Reynolds sayısının artışı ile artmaktadır. Aynı Reynolds sayılarında basınç düşüşü daha yüksek ısı akıları için hafifçe yükselmektedir. Daha yüksek hızlar ve daha yüksek basınçlarda daha güçlü vortekslerin oluşmasına sebep olmaktadır. Kanatçıklar arasından akışkanın karışmasından dolayı ANSYS grafiklerinde görüldüğü

gibi kanatçıklar arkasında vorteksler oluşur. Buda kanatçıklarda meydana gelen basınç düşüşünde bozulmalara yol açar.

➤ Sürtünme kayıp katsayısı ve Colburn analojisinde elde edilen sonuçlar Şekil 4.19’da grafik olarak gösterilmiş ve bunlarla ilgili korelasyonlar her bir geometrik model için Çizelge 4.3’de (Eşitlik (167)-(181)) eşitlikleri ile verilmiştir. Kanat etkileri, karışım etkileri ve ikincil akışların etkilerinin önemli olduğu bu geometriler için, sürtünme kayıp katsayısı (f) ve Colburn faktörünün (j) Reynolds sayısına göre değişimi verilmiştir. Reynolds sayısı giderek arttıkça sürtünme kayıp katsayısı (f) ve Colburn faktörü (j) de giderek azalmaktadır. Sürtünme kayıp katsayısı (f) genelde basınç kaybında, Colburn j - faktör analojisi; genelde ısı transferinde kullanılır. Sonuçta Reynolds sayısı ile sürtünme kayıp katsayısı (f) ve colburn analojisi (j) arasındaki ilişki basınç düşüşü ve ısı transfer katsayıları arasındaki en iyi açıklayabilen anaolojidir. Aynı Reynolds sayılarında Colburn faktörünün değeri, Prandtl sayısının artması ile artar. Bu nedenle ısı transfer katsayısı arttıkça Nusselt sayısı artar, Nusselt sayısı arttıkça ($St = Nu / Re.Pr$) Stanton sayısı artar ve sonuçta Stanton sayısı arttıkça Eşitlik (183)’e göre Colburn faktörü de artar. Bunlar arasında basınç düşüşü en fazla olan kare ve altıgen kanatçıklardır, dolayısıyla sürtünme kayıp katsayıları ve Colburn faktörü de en yüksek olan yönlendiricilerdir.

➤ Sayısal analizde kullanılan türbülans model Standart $k-\varepsilon$ modeldir. Bu tezde 3-D nümerik model kullanılarak bu kanatçıklar için analizler yapılmıştır. Akan akışın ve ısı transferinin sayısal simülasyonları farklı geometriler ile farklı levha dizilişlerinde ve sabit Reynolds sayılarında ($Re=3854$) hız ve sıcaklık dağılımları vektörel hız çizgileri ve contourslar farklı durumlar için akış bölgesi boyunca gösterilmiştir. Belirlenen geometrik ve mesh modelleri verilen sınır şartlarına göre yaklaşık 130-140 iterasyon arasında çözümler ortalama 55 dakikada belli bir yakınsama ile Şekil 4.20-4.22’de görüldüğü gibi iterasyon eğrileri elde edilmiştir. CFD kodları kullanılarak hız, sıcaklık ve basınç profillerini elde etmek için çözümler gerçekleştirilmiştir. Standart $k-\varepsilon$ modeline göre CFD simülasyon sonuçları farklı geometri ve yerleşim düzeni için akış

alanı ve modelleri belirlenen sınır şartlarına göre sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal olarak belirlenen akış yapılarından hız sıcaklık ve basınç dağılımlarına ait CFD simülasyon sonuçları Şekil 4.23-4.55'deki ANSYS çözüm ekranı görüntülerinde gösterildiği gibidir. CFD kullanılarak deneysel çalışma desteklenmiş simülasyon sonuçları ile uyumlu davranış içerisinde olduğu gözlemlenmiştir.

KAYNAKLAR

- Al-Jamal, K. and Khashashneh, H., 1998. Experimental investigation in heat transfer of triangular and pin fin arrays. *Heat and Mass Transfer*, 34, 159-162.
- ANSYS FLUENT 12.0, Theory Guide, April 2009 by ANSYS, Inc.
- Bejan, A., 1982. *Entropy Generation through Fluid Flow*, Wiley, New York, 98-134.
- Bejan, A., 1993. *Heat Transfer*. New Jersey, John Wiley & Sons Inc.
- Bendell, Disney & Pridmore, 1989. *Taguchi Methods-Applications in World Industry*. IFS Series.
- Chang, S.W., Yang, T.L., Huang, C.C. and Chiang, K.F., 2008. Endwall heat transfer and pressure drop in rectangular channels with attached and detached circular pin-fin array. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 5247-5259.
- Canıylmaz, E., 2001. *Kalite Geliştirmede Taguchi Metodu ve Bir Uygulama*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara.
- Chen, T.Y. and Shu, T.H., 2003. Flow structures and heat-transfer characteristics in fan flows with and without delta-wing vortex generators. *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 28, 273-82.
- Dogruoz, M.B., Urdaneta, M. and Ortega, A., 2005. Experiments and modeling of the hydraulic resistance and heat transfer of in-line square pin fin heat sinks with top by-pass flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 5058-5071.
- Durmaz, G., 2009. *Experimental And Numerical Analysis Of Heat Transfer Performance Of Off-Set Strip Fins*. Yüksek Lisans Tezi, İzmir Institute of Technology, İzmir, Turkey.
- Durmaz, G. and ÖZKOL, Ü., 2009. *Experimental and numerical analysis of heat transfer performance of off-set strip fins*. Master Of Science, İzmir Institute of Technology, İZMİR.
- El-Sayed, S.A., Mohamed, M.S., Abdel-latif, A.M. and Abouda, A.E., 2002. Investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in longitudinal rectangular-fin arrays of different geometries and shrouded fin array. *Exp. Therm Fluid Sci*, 26, 879-900.
- Genichi, T. and Clausing, D., 1990. Robust Quality, *Harvard Business Review*, 65- 76.
- Goldstein, R.J., Jabbari, M.Y. and Chen, S.B., 1994. Convective mass transfer and pressure loss characteristics of staggered short pin– fin arrays. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37, 149-160.
- Jedsadaratanachai, W., Wongpueng, J., Boonloi, A., Jayranaiwachira, N. and Promvonge, P., 2012. *Numerical Analysis Of Laminar Heat Transfer In A Square Duct With Incline Diagonally Angles – Ribs*. 1st Mae Fah Luang University International Conference.
- Jeng, T.M. and Tzeng, S.C., 2007. Pressure drop and heat transfer of square pin-fin arrays in in-line and staggered arrangements. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 2364-2375.
- Jeng, T.M. and Tzeng, S.C., 2007. Pressure drop and heat transfer of square pin–fin arrays in in-line and staggered arrangements. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 50, 2364-2375.

- Joardar, A. and Jacobi, A.M., 2008. Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers. *International journal of refrigeration*, 31, 87-97.
- Kakaç, S. and LIU, H., Selection, Rating and Thermal Design of Heat Exchangers, CRC Press, Florida, ABD.
- Kakac, S., Shah, R.K. and Aung, W., 1987. *Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer*. Wiley, New York, 62-63.
- Kakac, S. and Yener, Y., 1995. *Convective Heat Transfer*, 2nd Edition, CRC Press, Inc.
- Kays, W.M. and Crawford, M.E., 1980. *Convective Heat and Mass Transfer*. Second ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 238-244.
- Kays, W. M. and London, A. L., 1964. *Compact Heat Exchangers*. 2nd edition, New York, McGraw Hill.
- Kline, S. J. and Mc Clintock, F. A., 1953. Describing Uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical Engineering*, 75, 3-9.
- Kline, S.J. and McClintock F.A., 1955. Describing uncertainties in single sample experiments. *Mech Eng.*, 75, 3-8.
- Kor, O. and KUMLUTAŞ, D., 2008. Kanatlı borulu ısı değiştirgeçlerinin karışık taşınım şartları için sayısal analizi. Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, İZMİR.
- Kosar, A. and Peles, CM.Y., 2005. Laminar flow across a bank of low aspect ratio micro pin fins. *Journal of Fluids Engineering*, 127, 419-430.
- Kotcioglu, I., Caliskan, S. and Baskaya, S., 2011. Experimental study on the heat transfer and pressure drop of a cross-flow heat exchanger with different pin-fin arrays. *Heat Mass Transfer*, 47, 1133-1142.
- Kotcioglu, I., Cansiz, A. and Khalaji, M.N., 2013. Experimental investigation for optimization of design parameters in a rectangular duct with plate-fins heat exchanger by Taguchi method. *Applied Thermal Engineering*, 50, 604-613.
- Kotcioglu, I., Caliskan, S., Cansiz, A. and Baskaya, S., 2010. Second law analysis and heat transfer in a cross-flow heat exchanger with a new winglet-type vortex generator. *Energy*, 35, 3686-3695.
- Lawson, S.A., Thrift, A.A., Thole, K.A. and Kohli, A., 2011. Heat transfer from multiple row arrays of low aspect ratio pin fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 4099-4109.
- Li, J., Peterson, G.P. and Cheng, P., 2004. Three-dimensional analysis of heat transfer in a micro-heat sink with single phase flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 4215-4231.
- Liu, M., Liu, D., Xu, S. and Chen, Y., 2011. Experimental study on liquid flow and heat transfer in micro square pin fin heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 5602-5611.
- Lochner, J.H. and Matar, J.E., 1990. *Designing for Quality*, ASQC Quality Press, 190.
- Metzger, D.E., Berry, R.A. and Bronson, J.P., 1982. Developing heat transfer in rectangular ducts with staggered arrays of short pin fins. *ASME J. Heat Transfer*, 104, 700-706.
- Metzger, D.E., Fan, Z.X. and Haley, S.W., 1984. Effects of pin shape and array orientation on heat transfer and pressure loss in pin fin arrays. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 106, 252-257.

- Moore, K.A., Kim, J. and Joshi, Y.K., 2009. Heat transfer and fluid flow in shrouded pin fin arrays with and without tip clearance. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 5978-5989.
- Nabati, H., 2008. Optimal Pin Fin Heat Exchanger Surface. Tez, Malerdalen University, Sweden.
- Ömeroglu, G. and Kotcioglu, I., 2007. Farklı tipte kanatçıkların çapraz akışlı ısı değiştiricisinde deneysel olarak incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Patankar, S.V., 1980. Numerical heat transfer and fluid flows. McGraw-Hill, New York.
- Rao, Y., Wan, C., Xu, Y. and Zang, S., 2011. Spatially-resolved heat transfer characteristics in channels with pin fin and pin fin-dimple arrays. *International Journal of Thermal Sciences*, 50, 2277-2289.
- Ross, P.J., 1996. Taguchi Techniques for Quality Engineering. McGraw-Hill, New York.
- Roy, R.K., 2001. Design of Experiments Using the Taguchi Approach. John Wiley & Sons Inc.
- Saha, A.K. and Acharya, S., 2004. Unsteady simulation of turbulent flow and heat transfer in a channel with periodic array of cubic pin-fins. *Numerical Heat Transfer*, 46, 731-763.
- Shah, R.K. and Sekulic, D.P., 2003. Fundamentals of heat exchangers design. Books, 563-598.
- Saha, A.K. and Acharya, S., 2004. Unsteady flow and heat transfer in parallel-plate heat exchangers with in-line and staggered arrays of posts. *Numerical Heat Transfer*, 46, 731-763.
- Shah, R.K. and Sekulic, D.P., 2003. Fundamentals of heat exchangers design. New Jersey, John Wiley & Sons Inc.
- Sahin, B., Yakut, K., Kotcioglu, I. and Celik, C., 2005. Optimum design parameters of a heat exchanger, *Applied Energy*, 82, 90-106.
- Sertkaya A.A., Bilir, S.E. and Kargıcı, S., 2011. Experimental investigation of the effects of orientation angle on heat transfer performance of pin-finned surfaces in natural convection. *Energy*, 36, 1513-1517.
- Sparrow, E.M. and Ramsey, J.W., 1978. Heat transfer and pressure drop for a staggered wall-
- Sparrow, E.M., Ramsey, J.W. and Altemani, C.A.C., 1980. Experiments on in-line pin fin arrays and performance comparison with staggered arrays. *ASME J. Heat Transfer*, 102, 44-50.
- Sparrow, E.M., Yanezmoreno, A.A. and Otis, D.R., 1984. Convective heat transfer response to height differences in an array of block-like electronic components. *Journal of Heat Mass Transfer*, 27, 469-473.
- Sparrow, E.M., Ramsey, J.W. and Altemani, C.A.C., 1980. Experiments on in-line pin an arrays and performance comparisons with staggered arrays. *ASME J. Heat Transfer*, 102, 44-50.
- Sparrow, E. M., Baliga, B. R. and Patankar S. V., 1977. Heat Transfer and Fluid Flow Analysis of Interrupted – wall Channels, with Application to Heat Exchangers. *Journal of Heat Transfer* , 99, 4-11.
- Tanda, G., 2001. Heat transfer and pressure drop in a rectangular channel with diamond-shaped elements. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 44, 3529-3541.

- Tahat, M.A., Babus'Haq, R.F. and Probert, S.D., 1994. Forced steady-state convections from pin-fin arrays. *Appl. Energy*, 48, 335-351.
- Tahat, M.A, Kodah, Z.H., Jarrah, B.A. and Probert, S.D., 2000. Heat transfer from pin-fin arrays experiencing forced convection. *Appl. Energy*, 67, 419-442.
- Taguchi, G., 1987. *Taguchi Techniques for Quality Engineering*. Quality Resources, New York.
- Vanfossen, G.J., 1982. Heat transfer coefficients for staggered arrays of short pin-fins. *Trans. ASME J. Heat Transfer*, 104, 268-274.
- Wang, C.C., Lee, C.J., Chang, C.T. and Lina, S.P., 1999. Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 1945-1956.
- Wang, Q., 2010. *Numerical Analysis Of Cooling Effects Of A Cylinder Head Water Jacket*. Masters of Science in Applied and Computational Mathematics.
- Waqar, A.K., 2004. *Modeling of Fluid Flow and Heat Transfer for Optimization of Pin-Fin Heat Sinks*. Doctor thesis, Mechanical Engineering University of Waterloo, Ontario, Canada.
- Yakut, K., Alemdaroglu, N., Kotcioglu, I. and Celik, C., 2006. Experimental investigation of thermal resistance of a heat sink with hexagonal fins" *Applied Thermal Engineering*, 26, 2262-2271.
- You, H.I. and Chang, C.H., 1997. Numerical prediction of heat transfer coefficient for a pin-fin channel flow. *ASME J. Heat Transfer*, 119, 840-843.
- Zhukauskas, A. and Ulinskas, R., 1985. Efficiency parameters for heat transfer in tube banks. *Heat Transf . Eng.*, 6, 19-25.
- Zhukauskas, A., 1972. Heat Transfer from Tubes in Cross Flow. in: J.P. Hartnett and T.F. Irvine, Jr., Eds. *Advances in Heat Transfer*, 8, Academic Press, New York.

ÖZGEÇMİŞ

1983 yılında İran' ın Makü şehrinde doğdu. Şehit Rejayı İlköğretim Okulu' ndan 1995 yılında ve İmam Khomeyni Ocak Çok Programlı Lisesi' nden 1999 yılında mezun oldu. 2001 yılı Ekim ayında İsfahan Azad İslami Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği bölümünde lisans eğitimine başladı. 2005 yılında Makine Mühendisliği bölümü olarak mezun oldu. Şubat 2011 yılında Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Termodinamik Bilim Dalı' nda yüksek lisans eğitimine başladı.