

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DALGALI KANATLI ISI DEĞİŞTİRİLERİNİN ISIL VE HİDROLİK
PERFORMANSININ HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YAKLAŞIMI İLE
İNCELENMESİ**

ABDULLAH TEKİN BARDAKCI

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. ALİ PINARBAŞI**

İSTANBUL, 2018

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DALGALI KANATLI ISI DEĞİŞTİRİLERİNİN ISIL VE HİDROLİK
PERFORMANSININ HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YAKLAŞIMI İLE
İNCELENMESİ**

Abdullah Tekin BARDAKCI tarafından hazırlanan tez çalışması 11.06.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Ali PINARBAŞI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ali PINARBAŞI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Nader JAVANI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Ali Bahadır OLCAY
Yeditepe Üniversitesi

Isı değiştiricileri, jeotermal enerji santrallerinden buzdolaplarına, kimya endüstrisinden uzay araçlarına kadar birçok enerji dönüşüm sistemlerinde kullanılmaktadır. Enerji tasarrufu üzerine dünya genelinde bilinçlenme her geçen yılda artmakta ve devletler sanayiden konutlara, konutlardan araçlara ve konfor şartlarını sağlayan HVAC tesisatına kadar enerji verimliliği üzerine çalışmalar sürdürmektedir.

Endüstride sıvı-sıvı, gaz-sıvı ve gaz-gaz arasındaki ısı transferini sağlayan ısı değiştiricilerinin performansının artırılması üzerine çeşitli tasarım çalışmaları hız kazanmıştır.

Bu tez çalışmada Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanarak dalgalı-kanatlı ısı değiştiricilerinin farklı dalga boyları, dalga yükseklikleri ve farklı çalışma şartlarında ısı ve hidrolik performansları incelenmiştir.

Tez çalışmam boyunca ısı değiştiricileri üzerine değerli fikir ve tecrübelerini esirgemeyerek üniversitemize ait 64 GB RAM Workstation ile analizlerimi yapma imkanı sunan tez danışmanım Sayın Prof. Dr Ali PINARBAŞI hocama, akış modellemesi üzerine yardımlarını esirmeyen FRİTERM Termik Cihazlar A.Ő'de ısı değiştiricileri üzerine tasarım ve geliştirme çalışmaları yapan değerli dostum Arge Mühendisi Yük. Müh. Abdulkerim OKBAZ'a sonsuz teşekkür ederim.

Ayrıca, beni bugünlere kadar yetiştiren ve her zaman bana güvenen sevgili babacığım Mustafa BARDAKCI'ya, eksikliklerimi gideren ve desteğini esirgemeyen cefakâr sevgili annem Meryem BARDAKCI'ya ve tüm aile fertlerime; beni yetiştirip emek verdikleri için sonsuz teşekkürlerimi borç ederim.

Haziran, 2018

A. Tekin BARDAKCI

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT.....	xiv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	8
1.3 Hipotez	9
BÖLÜM 2	
KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ	10
2.1 Plaka Kanatlı Borulu Isı Değıştiricileri	11
2.2 Kanatlı Borulu Isı Değıştircisini Oluşturan Parçalar ve Geometriler.....	12
2.3 Kanatlı Borulu Isı Değıştiricilerde Isıl ve Hidrolik Performansı Etkileyen Parametreler.....	15
2.3.1 Boru Diziliş Konfigürasyonunun Etkisi (Düz ve Şaşırtmalı Diziliş).....	15
2.3.2 Boru Dış Çapının Etkisi	15
2.3.3 Kanat Hatvesinin Etkisi	15
2.3.4 Kanat Kalınlığının Etkisi.....	16
2.3.5 Kanat Formunun Etkisi.....	16
2.3.6 Hava Hızının Etkisi.....	17
2.4 Kanatlı Borulu Isı Değıştiricileri	17
2.5 Isı Değıştiricileri Hesaplamalarında Kullanılan Boyutsuz Parametreler	17
2.5.1 Reynolds Sayısı (Re)	17

2.5.2	Prandtl Sayısı (Pr).....	18
2.5.3	Nusselt Sayısı (Nu)	18
2.5.4	Stanton Sayısı (St)	19
2.5.5	Colburn j Faktörü ve Fanning f Sürtünme Faktörü	19
2.6	Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerinde Basınç Düşümünün Hesaplanması ...	21
BÖLÜM 3		
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ve SAYISAL YÖNTEMLERİN TEMELİ.....		23
3.1	Sayısal Yöntemlerin Temeli.....	24
3.2	Sayısal Yöntemler Metodolojisi	24
3.3	Mesh Oluşturma (Çözüm Ağının Oluşturulması)	25
3.4	Sınır Şartları.....	26
3.4.1	Duvar Sınır Şartları.....	26
3.4.2	Giriş-Çıkış Sınır Şartları.....	27
3.4.3	Periyodik ve Simetri Sınır Şartları	28
3.5	Yönetici Denklemler.....	30
3.6	Türbülans Modelleri.....	30
3.6.1	Standart k - ϵ türbülans modeli	31
3.6.2	RNG k - ϵ Türbülans Modeli	31
3.6.3	Realizable k - ϵ Türbülans Modeli.....	31
BÖLÜM 4		
SAYISAL MODELLEME ve SAYISAL SONUÇLAR		34
4.1	Modellerin Tanıtılması	35
4.2	Mesh Oluşturulması	36
4.2.1	A1 ($\lambda=20$ ve $h=1,25$) Modelinin Mesh Değerleri:	37
4.2.2	B1 ($\lambda=15$ ve $h=1,25$) Modelinin Mesh Değerleri:	37
4.2.3	C1 ($\lambda=12$ ve $h=1,25$) Modelinin Mesh Değerleri:.....	38
4.2.4	D1 ($\lambda=8$ ve $h=1,25$) Modelinin Mesh Değerleri:	38
4.2.5	A2 ($\lambda=20$ ve $h=0,6$) Modelinin Mesh Değerleri:	38
4.2.6	B2 ($\lambda=15$ ve $h=0,6$) Modelinin Mesh Değerleri:.....	39
4.2.7	C2 ($\lambda=12$ ve $h=0,6$) Modelinin Mesh Değerleri:.....	39
4.2.8	D2 ($\lambda=8$ ve $h=0,6$) Modelinin Mesh Değerleri:	39
4.3	Sayısal Çözümler	40
4.3.1	ANSYS Fluent Modülünde Yapılan Adımlar	40
4.3.2	Çözüm Modelinin Seçilmesi.....	40
4.4	Çözüm Sonuçları	42
4.4.1	Case 1 Çözümleri ($H=0,004$ m hatve için).....	42
4.4.1.1	Dalga Yüksekliğinin $h=1,25$ mm Olduğu Modellerin Sonuçları.....	43
4.4.1.2	Dalga Yüksekliğinin $h=0,6$ mm Olduğu Modellerin Sonuçları	45
4.4.1.3	Modellerin Colburn j ve Fanning f faktörlerinin İncelenmesi	48
4.4.1.4	Sabit Dalga Boyundaki Modellerin Kıyaslanması	54
4.4.2	Case 2 Çözümleri ($H=0,006$ m hatve için).....	57
4.5	Sayısal Çalışmaların Literatürdeki Korelasyon ile Validasyonu	59

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER	Hata! Yer işareti tanımlanmamış.
KAYNAKLAR	66
ÖZGEÇMİŞ	70



SİMGE LİSTESİ

A_{min}	Minumum serbest akış alanı
$A_{önyüz}$	Ön yüzey alanı
c_p	Özgül ısı
D_h	Hidrolik çap
f	Boyutsuz Fanning faktörü
G, G_k	Kaynak terimleri
H	Kanat hatvesi
h	Isı taşınım katsayısı
h	Dalga yüksekliği
j	Boyutsuz Colburn faktörü
k	Isıl iletkenlik katsayısı
Nu	Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
S	Dalga uzunluğu
St	Stanton sayısı
$T_{c,g}$	Soğuk hava giriş sıcaklığı
$T_{c,ç}$	Soğuk hava çıkış sıcaklığı
$T_{h,g}$	Sıcak hava giriş sıcaklığı
$T_{h,ç}$	Sıcak hava çıkış sıcaklığı
U	Hız
w	Kanat genişliği
ΔP	Basınç farkı
α	Termal difüzyon katsayısı
σ	Boş hacmin toplam hacme oranı
$\dot{m}$	Kütleli debi
$\dot{Q}$	Isı transfer miktarı
μ	Dinamik vizkozite
ρ	Havanın yoğunluğu
Φ	Dalga kanat açısı
λ	Dalga boyu
ε	Etkenlik

KISALTMA LİSTESİ

BHT	Basınçlı hava kurutucuları
CFD	Computational Fluid Dynamics
CPU	Central processing Units
DNS	Direct Numerical Solution
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
NTU	Number of Transfer Unit
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
RNG	Renormalization Group Theory
SEY	Sonlu elemanlar yöntemi
SHY	Sonlu hacimler yöntemi
SYF	Sonlu yüzeyler yöntemi

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1	Kompakt ısı değıştircileri örnekleri..... 11
Şekil 2. 2	(a) Düz kanatlı ısı değıştircisi. (b) Dalga kanatlı ısı değıştircisi..... 12
Şekil 2. 3	Kanatlı Borulu Isı Değıştircisi 13
Şekil 2. 4	Batarya temel bileşenleri: boru, kanat ve kurve dizilişleri 14
Şekil 2. 5	Kanatlı borulu bataryalarda kullanılan a) kollektör b) devreleme 14
Şekil 2. 6	Çeşitli kanat yüzetleri a) Düz b) Dalgalı c) Patlatmalı yüzey..... 16
Şekil 2. 7	Bhowmink ve Lee'nin performans faktörleri 20
Şekil 3. 1	Üç boyutlu ağ yapısı çeşitleri..... 25
Şekil 3. 2	Skewness ölçülendirme skalası 26
Şekil 3. 3	Dalga kanatlı-borulu ısı Değıştircisi 28
Şekil 3. 4	İki kanat arasının hesaplama alanı olması durumu..... 29
Şekil 3. 5	Katı kanadı içine alan hesaplama alanının gösterilmesi ve sınır şartları 29
Şekil 4. 1	Üç boyutlu modelin tanıtımı 35
Şekil 4. 2	Dalgalı kanatlara ait genel geometrik ölçü ve parametreler 35
Şekil 4. 3	8 adet modelin akış hacmindeki ağ yapısı..... 37
Şekil 4. 4	$h=1,25$ mm ve serbest akım hızı $U=1$ m/s için hız vektörleri sonuçları..... 43
Şekil 4. 5	$h=1,25$ mm ve serbest akım hızı $U=4$ m/s için hız vektörleri sonuçları..... 43
Şekil 4. 6	$h=1,25$ mm ve serbest akım hızı $U=1$ m/s için akım çizgileri sonuçları..... 45
Şekil 4. 7	$h=1,25$ mm ve serbest akım hızı $U=4$ m/s için akım çizgileri sonuçları..... 45
Şekil 4. 8	$h=0,6$ mm ve serbest akım hızı $U=1$ m/s için hız vektörleri 46
Şekil 4. 9	$h=0,6$ mm ve serbest akım hızı $U=4$ m/s için hız vektörleri 46
Şekil 4. 10	$h=0,6$ mm ve serbest akım hızı $U=1$ m/s için akım çizgileri 47
Şekil 4. 11	$h=0,6$ mm ve serbest akım hızı $U=4$ m/s için akım çizgileri 47
Şekil 4. 12	$h=1,25$ mm ve serbest akım hızı $U=1$ m/s için sıcaklık eş düzey eğrileri ... 48
Şekil 4. 13	$h=0,6$ mm ve serbest akım hızı $U=1$ m/s için sıcaklık eş düzey eğrileri..... 48
Şekil 4. 14	$h=1,25$ mm için dört modelin Colburn j faktörlerinin Re ile değışimi..... 49
Şekil 4. 15	$h=1,25$ mm için dört modelin Fanning f faktörlerinin Re ile değışimi 50
Şekil 4. 16	$h=1,25$ mm için dört modelin $j/f^{1/3}$ değışlerinin Re ile değışimi..... 51
Şekil 4. 17	$h=0,60$ mm için dört modelin Colburn j faktörlerinin Re ile değışimi..... 51
Şekil 4. 18	$h=0,60$ mm için dört modelin Fanning f faktörlerinin Re ile değışimi 52
Şekil 4. 19	$h=0,60$ mm için dört modelin $j/f^{1/3}$ değışlerinin Re ile değışimi..... 53
Şekil 4. 20	Bhowmink ve Lee'nin performans eğrileri..... 54
Şekil 4. 21	A1 ve A2 modellerinin $j/f^{1/3}$ değışlerinin Re ile değışimi 55
Şekil 4. 22	B1 ve B2 modellerinin $j/f^{1/3}$ değışlerinin Re ile değışimi 55

Şekil 4. 23	C1 ve C2 modellerinin $j/f^{1/3}$ değerlerinin Re ile değişimi.....	56
Şekil 4. 24	D1 ve D2 modellerinin $j/f^{1/3}$ değerlerinin Re ile değişimi	56
Şekil 4. 25	8 modelin $j/f^{1/3}$ değerlerinin Re ile değişimi	57
Şekil 4. 26	A1 modeline ait $j/f^{1/3}$ değerinin korelasyon ile kıyaslanması.....	61
Şekil 4. 27	B1 modeline ait $j/f^{1/3}$ değerinin korelasyon ile kıyaslanması.....	62
Şekil 4. 28	C1 modeline ait $j/f^{1/3}$ değerinin korelasyon ile kıyaslanması.....	62
Şekil 4. 29	D1 modeline ait $j/f^{1/3}$ değerinin korelasyon ile kıyaslanması	62



ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 4. 1	8 adet kanat modeline ait geometrik parametreler.....36
Çizelge 4. 2	A1 modeline ait mesh bilgileri.....37
Çizelge 4. 3	B1 modeline ait mesh bilgileri.....37
Çizelge 4. 4	C1 modeline ait mesh bilgileri.....38
Çizelge 4. 5	D1 modeline ait mesh bilgileri.....38
Çizelge 4. 6	A2 modeline ait mesh bilgileri.....38
Çizelge 4. 7	B2 modeline ait mesh bilgileri.....39
Çizelge 4. 8	C2 modeline ait mesh bilgileri.....39
Çizelge 4. 9	D2 modeline ait mesh bilgileri.....39
Çizelge 4. 10	Case 2 için toplam 8 adet kanat modeline ait sonuçlar.....58
Çizelge 4. 11	U=1 m/s hız için Case 1 ve Case 2 sonuçları.....59
Çizelge 4. 12	U=4 m/s hız için Case 1 ve Case 2 sonuçları.....59
Çizelge 4. 13	HAD analizleri ile Korelasyon Sonuçlarının Kıyaslanması.....61

**DALGALI KANATLI ISI DEĞİŞTİRİLERİNİN ISIL VE HİDROLİK
PERFORMANSININ HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YAKLAŞIMI İLE
İNCELENMESİ**

Abdullah Tekin BARDAKCI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ali PINARBAŞI

Bu tez çalışmasında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemiyle, HVAC sistemlerinden termik ve nükleer santrallere, sanayideki buhar prosesinden buzdolaplarına kadar birçok alanda kullanılan ısı değiştiricilerinin bir çeşidi olan dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerinin farklı dalga boyları, dalga yükseklikleri ve çalışma şartlarında ısı ve hidrolik performansları parametrik olarak incelenmiştir. Akım çizgisi, hız vektörleri ve sıcaklık eş düzey eğrileri gibi akış görselleştirme sonuçları kullanılarak akış fiziğinin ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri üzerine etkisi tartışılmış, ısı ve hidrolik performans sonuçları Colburn j faktörü, Fanning sürtünme faktörü f ve $j/f^{1/3}$ oranı şeklinde nicel olarak verilmiştir.

Sabit dalga boylarında dalga yüksekliği artırıldıkça türbülans üretiminin artması ve akış yolunun uzamasından dolayı ısı transfer katsayıları artış gösterirken basınç düşüşleri de artmıştır. Dalga boyunun düşürülmesi ile akış kanat cidarlarını takip edememiş ters basınç gradyanının etkisi ile akış ayrılmaları gerçekleşmiştir.

Analiz sonuçlarında ısı transfer karakteristiği Colburn j faktörü, dalga yüksekliğinin $h=1,25$ mm olduğu modellerde yüksek, $h=0,6$ mm olan modellerde daha düşük çıkmıştır. Isıl-hidrolik performans $j/f^{1/3}$ sonuçları genel olarak dalga yüksekliğinin $h=1,25$ mm olduğu modellerde daha düşük çıkmıştır. Dalga yüksekliği $h=0,6$ mm'ye düşürüldüğünde ise $j/f^{1/3}$ değerleri genel olarak daha yüksek çıkmıştır. Kanat hatvesinin artırılmasıyla tüm modeller için j , f ve $j/f^{1/3}$ karakteristiklerinde düşüş gözlemlenmiştir.

Isıl-hidrolik performans $j/f^{1/3}$ sonuçları genel olarak dalga yüksekliğinin $h=1,25$ mm olduğu modellerde daha düşük çıkmıştır. Dalga yüksekliği $h=0,6$ mm'ye düşürüldüğünde ise $j/f^{1/3}$ değerleri genel olarak daha yüksek çıkmıştır.

Anahtar Kelimeler: basınç düşüşü, Colburn faktörü j , sürtünme faktörü f , dalgalı kanatlar, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD)



ABSTRACT

INVESTIGATION OF THERMAL AND HYDROIC PERFORMANCE OF WAVY FINNED HEAT EXCHANGERS BY THE APPROXIMATE COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS APPROACH

Abdullah Tekin BARDAKCI

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Ali PINARBAŞI

In this study, the thermal and hydraulic performances of the wavy fin heat exchangers with different wave lengths, wave heights and operating conditions were investigated parametrically via Computational Fluid Dynamics method. The effect of the flow physics on heat transfer and pressure drop characteristics was discussed using flow visualization results such as streamlines, velocity vectors and temperature contours, thermal and hydraulic performance results were reported quantitatively as Colburn j factor, Fanning friction factor f and $j/f^{1/3}$ ratio.

As the wave height increases at constant wave lengths, the pressure drops and the heat transfer coefficients increase due to turbulence production and the extension of the flow length. By decreasing the wave length, the fluid flow could not follow fin walls and flow separations occurred by the effect of an adverse pressure gradient.

According to the results obtained from the analyzes, the heat transfer characteristics Colburn j factor generally has higher values where in the models where the wave height h is equal to 1,25 mm Colburn j factor and Fanning friction factor f values decreased when the wave height was decreased to $h=0,6$ mm.

Thermal-hydraulic performance of $j/f^{1/3}$ results are generally lower for models with wave height $h = 1,25$ mm. The $j/f^{1/3}$ values are generally higher when the wave height is reduced to $h = 0,6$ mm.

Key Words: pressure drop, Colburn factor j , Fanning friction factor f , wavy fins, Computational Fluid Dynamics



1.1 Literatür Özeti

Kanatlı borulu ısı değıştircileri, konut, ticari ve endüstriyel HVAC sistemlerinde birçok yönden yaygın olarak kullanılmaktadır. Klimalar, su soğutma grupları, ısı pompaları, fancoil üniteleri, pervaneli hava ısıtıcıları vs gibi cihazların hepsi ısı transferi yüzeyini büyötmek için kanatlı-borulu ısı değıştircisi kullanmaktadır. Termal direncin çoğı hava tarafında olduğı için ısı değıştircisinin hava tarafının ısı transfer oranının iyileştirilmesi, bir ısı değıştircisinin genel performansını artırmada en iyi yoldur. Hava tarafındaki ısı transfer katsayısının iyileştirilmesine ilişkin geleneksel yöntemlerin arasında boru geometisinin farklı varyasyonlarının (flat tube, eliptic tube, circular tube) yanısıra kanat geometrisindeki değışiklikler de bulunmaktadır. Bunlar slot yani yarık kanatlı, wavy yani dalgalı kanatlı, herringbone yani balık sırtı kanatlar olmak üzere genişletilmiş kanat yüzeyler endüstride en çok kullanılan kanat formlarıdır. Kanatlı ısı değıştircilerinde hava ile kanat arasındaki ısı transferi mekanizması ısı transferi alanında en komplike inceleme konularından biridir ve boru içindeki akışa göre çözümlenmesi zordur. Boru içindeki ısı transferi ve basınç düşüşünün hesaplanması geleneksel hesaplama yöntemleriyle daha kolay hesaplanabilirken, hava tarafındaki ısı transferi ve hidrolik proseslerin kavranması zordur. Bu nedenle literatürdeki çoğı çalışma hava tarafındaki akış fiziğı ve ısı transferi mekanizmasını kavramaya dönük makale ve tezlerden oluşmaktadır. Bu tez çalışmasında hava tarafındaki ısı transferi ve basınç düşümü incelenecek olup, literatüre katkı bakımından hava tarafıyla birlikte boru tarafındaki mekanizmanın da çalışıldığı çalışmalar da sunulacaktır.

Glazar vd. [1] dalgalı kanatlı ısı değıştircileri için üç boyutlu sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Farklı hava hızlarında ve kanat adımlarında yapmış oldukları çalışmada ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini araştırmışlar, farklı hava hızları için farklı kanat adımlarının daha yüksek performans gösterdiğini belirtmişlerdir. CFD hesaplamalarını ortalama Nu sayılarıyla yaparak daha önce yayınlanmış sonuçlar ile iyi bir mutabakat sağladığını göstermişlerdir. 0,5 m/s – 5m/sn arası değışen hava giriş hızının ve 0,4-4 mm arası değışen kanat hatvesinin ısı transferi ve basınç düşümüne olan etkisi toplam 110 tane sayısal analiz yapılarak incelenmiştir.

Bhuiyan vd. [2] dalgalı kanatlı borulu eşanjörün termal ve hidrolik özelliklerinin etkilerini ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiğı programı ANSYS CFX12.0 ile türbölanslı akış olarak incelemişlerdir. Türbölanslı akış rejimi ($2100 \leq Re \leq 7000$) için analizler yapılmış ve yazarların laminar ($400 \leq Re \leq 1200$) ve geçişli ($1300 \leq Re \leq 2000$) akış rejimi için yapmış oldukları başka bir çalışmayla kıyaslamışlardır. Türbölans ile ilgili olarak, türbölans yoğunluğunun % 5 olduğu türbölanslı akış karakteristiklerini tahmin etmek için k- ω modeli kullanılmıştır. Analiz sonuçlarını doğrulamak amacıyla deneysel verilerle karşılaştırıldı ve % 10'luk fark bulundu. Yapılan türbölanslı çalışmada verilen türbölans aralığı için elde edilen akış karakteristiklerinin, yazarların daha önceki çalışmaları olan laminar ve geçiş aralıklarına uyum içinde olduğunu göstermişlerdir.

Chavan ve Arakerimath [3] dalga kanatlı borulu ısı değıştircisinin performansını farklı sıcaklıklar ve 0° , 10° ve $17,44^\circ$ dalga açıları için CFD çalışması yapmış olup en büyük ısı akısını $17,44^\circ$ açısında ve su giriş sıcaklığının 70° olduğu durumda 12227 W/m^2 olarak elde etmişlerdir. Isı akısı, kanat açısı ile birlikte artarken, basınç kaybında da arttığı görölmüştür. Maksimum basınç kaybı, su giriş sıcaklığının 70° ve hava akış hızı 3 m/s olduğu ve $17,44^\circ$ kanat açısı olduğu şartta olmuştur.

Aliabadi vd. [4] dalgalı kanatlı yassı borulu ısı değıştircisi için Colburn faktörü (j) ve Fanning sürtünme faktörü (f) davranışlarını tahmin etmek için üç boyutlu (3D) hesaplamalı akışkan dinamiğı (CFD) simölasyonu ve bir sinir ağı (neural network) modeli çalışması yapmışlardır. Kanat hatvesi, kanat yüksekliğı, kanat uzunluğı, kanat kalınlığı ve dalga genliğı gibi beş geometrik faktörün etkileri, geniş bir Reynolds sayısı ($600 \leq Re \leq 7000$) aralığında araştırılmıştır. Bu çalışmada 15 dalgalı kanat modeli çalışılmış

olup bu modellerin 11 tanesi, Dong ve arkadaşlarının 2007 yılındaki deneysel çalışmasında incelenen modellerle aynı geometrik parametrelere ve çalışma koşullarına sahiptir. Diğer dört model üzerinde de, kanat kalınlığının ve dalga genliğinin dalgalı kanatlı ısı eşanjörlerinin karakteristiklerine etkileri araştırılmıştır. Üçgen sinüzoidal dalgalı kanat kanalında laminar türbülans akış rejimi geçişine ilişkin deneysel gözlemler ve veriler çok iyi tanımlanmamıştır. Analizlerde türbülans modeli olarak, gerçekleştirilebilir $k-\epsilon$ ve $k-\omega$ modelleriyle karşılaştırıldığında daha az hesaplama zamanı sağladığı için (RNG) $k-\epsilon$ modeli ile yaptıkları analiz sonuçları Dong ve arkadaşlarının 2007 yılında yaptıkları deneysel çalışmalarla uyum içinde olduğu sunulmuştur.

Zhang vd. [5] gözenekli ortam yaklaşımını benimseyerek yapmış oldukları sayısal çalışmada, hava debisinin ısı transferi performansı ve basınç düşümüne etkisini incelemişlerdir. Simülasyon sonuçlarında hava akış debisi arttıkça basınç düşümünün ve ısı transfer kapasitesinin arttığı göz önüne serilmiştir.

Tsai vd. [6] ısı transferini artırmak için genişletilmiş yüzeyler üzerine yaptıkları çalışmada düz kanat formundaki bir modeli baz alarak yaptıkları kıyas çalışmasında sonuçları Nusselt sayısı, ısı akısı ve basınç düşümü olarak sunmuşlardır.

Jang ve Chen [7]'e ait çalışmada farklı boru sıra sayısı, farklı dalga açıları ve farklı dalga uzunluluğu gibi parametrelerin 400-1200 Reynolds sayısı aralığı için ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerine etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal sonuçlar, dalgalı kanatlı ısı değiştiricisinde boru sıra sayısının etkisinin düz kanatlı emsaline kıyasla çok daha az önemli olduğunu göstermiştir. Eşit dalga yüksekliği için dalga açısı arttıkça hem Nusselt sayısının hem de basınç katsayısının arttığı göz önüne serilmiştir. $\Phi=8,95^\circ$ ve $S=1,50$ mm parametresine sahip modelin en yüksek ısı-hidrolik performansı (j/f) verdiği tespit edilmiştir.

Wolf vd. [8] dalga kanatlı ısı değiştiricisinin hava tarafındaki ısı transferini zikzaklı boru dizilişi durumunda analizler yapmışlardır. Üç boyutlu sürekli akışın akış ve ısı transferi matematiksel modeli kontrol hacmi methodu kullanarak Ansys Fluent ile hesaplanmış ve sayısal sonuçlar, Wang'ın ünlü ampirik korelasyonları ile kıyaslanmıştır.

Dwivedive Rai [9], otomotiv endüstrisinde giderek artan daha verimli motor ihtiyacının motor soğutma sisteminin iyileştirilmesine de dayandığı düşüncesiyle dalga kanatlı radyatör üzerine çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında daha yüksek soğutma kapasitesi için ısı transferi akışkanı olarak “Silisyum Carbur nano-fluids” kullanımıyla ısı transferisini %15-25 arası iyileştirdiklerini sunmuşlardır.

Bhuiyan vd [10] yaptıkları sayısal çalışmada, sürekli, sıkıştırılamaz ve üç boyutlu akış göz önüne alınmış olup dört boru sıralı konfigürasyonuna sahip dalga kanatlı borulu ısı eşanjörünün hava tarafı performansı incelenmiştir. Enine ve boyuna boru hatvesi, kanat hatvesi ve dalga açısı olmak üzere geometrik parametlerin ısı ve hidrolik performansa etkileri analiz edilmiştir. CFD analizinde $k-\omega$ türbülans modeli %5 türbülans yoğunluğu seçilerek kullanılan çalışmada sonuçlar, sürtünme faktörü (f), Colburn faktörü (j) ve ısı-hidrolik performansı indeksi (j/f) şeklinde sunulmuştur. Hem laminar hem türbülanslı akış analizinde zikzaklı boru dizilişinde nispeten daha fazla ısı transferi ve daha çok basınç düşümü gözlemlenmiştir. Enine ve boyuna boru hatvesinin artmasıyla, akış serbestleştiği için Colburn ve fanning sürtünme faktörü azalırken, verimliliğin arttığı gözlenmiştir.

Sarıçay ve Erbay [11] derin dondurucularda kullanılan levha kanatlı borulu buharlaştırıcıları, kanat hatvesi değişiminin, farklı hava giriş hızlarında hava tarafı ısı performansı üzerine etkileri, soğutma kapasitesini artıracak uygun geometriyi bulmak amacıyla incelemişlerdir. Buharlaştırıcı, kanat hatvesi 2-15 mm arasında değiştirilerek sayısal olarak Ansys Fluent programıyla modellenmiştir. Zikzaklı boru dizilişli buharlaştırıcı 50 mm yüksekliğe, 247 mm derinliğe ve 485 mm kanatlı boru uzunluğuna sahiptir. Yapılan çalışmada kanat hatvesinin azaltılması ısı transferi katsayısını küçültmesine rağmen toplam alan arttığı için ısı transferini arttırdığı ileri sürülmüştür.

Chokeman vd. [12] çeşitli kanat kalınlığına sahip balıksırtı dalga kanatlı ısı değiştiricileri için kanat hatvesi ve boru sıra sayısının hava tarafı ısı transferi performansına etkisini incelemişlerdir. Dış boru çapı, enine ve boyuna boru hatvesi sırasıyla 9,53 mm, 25,4 mm ve 19,05 mm olan toplam 10 adet ısı değiştiricisi iyi izole edilmiş bir rüzgar tüneline test edilmiştir. İş akışkanı olarak hava ve sıcak suyun kullanıldığı sistemin ana bileşenleri ısı eşanjörü, su akış döngüsü, hava besleme aparatlarından ve veri

toplama sisteminden oluşmaktadır. Isı değıştiricisinin kanatları alüminyum ve borular bakırdan imal edilmiştir. Hava akışını ısı değıştiricisinden geçirmek için aeroflex standart levha ile izole edilmiş 0,43 x 0,48 m boyutunda açık tip kanal kullanılmıştır. Chokeman vd. yaptığı bu deneysel çalışmada; kanat hatvesi değışiminin Colburn faktörünü önemli ölçüde etkilemedi tespit edilmiştir. Reynolds sayısı (Re) 2500'den yüksek olduğu durumda kanat hatvesinin artırılmasıyla sürtünme faktörü artarken, Reynolds sayısının 4000'den daha az olduğu durumlarda sürtünme faktörünün boru sıra sayısının artmasıyla azaldığı sunulmuştur.

Jungi vd. [13] dalga kanatlı yassı borulu toplam 11 çapraz akışlı ısı değıştiricisini deneysel olarak incelemişlerdir. Sabit 2,5 m³/h su debisi ve 800- 6500 Reynolds sayısı aralığında farklı kanat hatvesi, farklı kanat uzunluğu ve farklı kanat yüksekliği için yapılan testlerde hava tarafındaki ısı performans verileri ϵ -NTU yöntemi kullanılarak hesaplanarak farklı geometrik parametreler için ısı transferi ve basınç düşüşü özellikleri Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak Colbourn j faktörü ve Fanning sürtünme f cinsinden sunulmuştur. 800-6500 Reynolds sayısı aralığında Reynolds sayısı değeri artmasıyla j ve f faktörlerinin arttığını grafiklerle çizdirmişlerdir. Bu grafik incelendiğinde aynı Reynolds sayısında kanat hatvesinin artmasıyla j ve f faktörlerinin artmış olduğu gözlemlenmektedir. İkinci grafiklerde kanat yüksekliğinin ısı performansına etkisinin olumlu etki yaparken, hidrolik performansa daha az katkı sağladığı görülmektedir.

Wang vd. [14] düz ve zikzaklı boru dizilişine sahip 1-4 arası boru sıra sayılı 18 farklı dalgalı kanatlı ısı değıştiricisini rüzgar tüneli içinde test ederek, kanat hatvesinin ısı transferi ve basınç düşümünü geniş kapsamlı bir çalışmayla incelemişlerdir. Boru dış çapı baz alınarak hesaplanmış Reynolds sayısı (400-8000) ve Fanning f sürtünme faktörü ve Colbourn j faktörünün korelasyonu olarak grafiklerle sundukları çalışmada kanat hatvesinin Colbourn j faktörü üzerinde ihmal edilebilir bir etkisi olduğunu ifade etmişlerdir. Yüksek Reynolds sayılarında, aşağıakım türbülansının boru sıra sayısının artmasıyla daha yüksek bir ısı transfer katsayısına neden olmuştur. Düz ve zikzaklı boru diziliş için ısı transferi karakteristiğinin kanat hatvesinden bağımsız olduğu da sunulmuştur.

Jabardo vd. [15] dış bükey panjur kanatlı (convex louver) ve zikzaklı dalgalı (herringbone wavy) ısı değıştircileri için hava tarafının ısı performansını deneysel olarak test etmişlerdir. Çalışmada kullanılan tüm bataryaların 12,7 mm boru çapı sabit tutularak, farklı kanat hatvesinde ve boru sıra sayısında hatve ve boru sıra sayısının ısı performansa etkileri araştırılmıştır. Çalışmalarda, 1-6 m/s giriş hızlarına takabül eden 1000–6000 aralığında Reynolds sayılarıyla testler yapılmış olup; kanat hatvesinin 3,17 mm'den 1,81 mm'ye azalmasıyla %10 mertebesinde ısı transferinin iyileştirdiği tespit edilmiştir. Ama kanat hatvesinin azaltılması hem dalga kanatlı hem panjur kanatlı bataryalarda sürtünme faktörünü artırarak ters eğilim sergilediği görülmüştür. Üç ve daha fazla boru sıra sayılı bataryalarda kanat konfigürasyonlarının her birinde sıra sayısının ısı performansı etkilemediğini analiz etmişlerdir.

Nae-Hyun Kim vd. [16] kanat hatvesi 1,34 - 2,54 mm arası ve boru sıra sayısı 1-4 arası değışen toplam 18 tane balıksırtı dalgalı ısı değıştircisi üzerine yaptıkları deneysel çalışmada dalga açısı sabit tutulmuştur. Sonuçlar kanat hatvesinin artmasıyla Fanning sürtünme faktörünün arttığını, buna rağmen Colburn faktörünün kanat hatvesi değışiminden neredeyse etkilenmediğini göstermişlerdir. Boru sıra sayısının artmasıyla hem Colburn faktörünün hem de Fanning sürtünme faktörünün azaldığı görülen bu çalışmada mevcut korelasyonlara dayanılarak yeni korelasyonlar sunulmuştur.

Rathod vd. [17] farklı kanat konfigürasyonlarına ve yassı borulara sahip olan kanatlı-yassı borulu ısı eşanjörlerinin performans değerdirmesiyle ilgili yaptıkları çalışmada her bir konfigürasyonun ısı performansını ϵ - NTU yöntemine göre hesaplamışlardır. Kays ve London'ın grafikler halinde sundukları kapsamlı deneysel araştırma verileri, hesaplama modelleri geliştirmek için cebirsel ilişkilere dönüştürüldü. Mevcut çalışmada, ısı eşanjörünün etkinliği için geometrik parametrelere dayanılarak genelleştirilmiş bir ısı transfer korelasyonları önerilmiştir. Geometrik parametrelere dayanan korelasyonları kullanarak kanatlı-borulu ısı değıştircisi tasarlamak için kolay bir yol önerilmiş olup, bu korelasyonlar geleneksel ϵ -NTU yöntemi sonuçlarıyla da kıyaslanmıştır.

Wang vd. [18] boru sıra sayısı 1 ile 16 arasında değışen 16,59 mm çaplı boruya sahip dalgalı kanatlı-borulu ısı değıştircilerinin hava tarafı ısı ve hidrolik performansını

incelemişlerdir. Bu çalışmada boru sıra sayının ısı performans için önemli bir etken olduğu ve boru sıra sayısı arttıkça özellikle düşük Reynolds sayılarında ısı transferinin kötüleştiği, aynı şekilde boru sıra sayısı arttıkça sürtünmelerden kaynaklı basınç düşümünün arttığı ortaya konulmuştur. Kanat hatvesinin hava tarafı ısı performansına etkisi 1 ve 2 boru sıra sayılarında nispeten çok küçükken sıra sayısının artmasıyla kayda değer ısı performans düşümü gözlemlenmiştir.

Canbaz [19] yüksek lisans tezinde CFD paket programı ANYSYS ile kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan düz, dalgalı ve patlatmalı olmak üzere üç farklı kanat formu üzerinde sayısal çalışma yapmıştır. Bu üç farklı kanat formunda oluşan ısı transferi ve basınç düşümü değerleri dört farklı hava giriş hızı için hesaplanmıştır. Düz lamel modelinde sweep mesh kullanılmış olup oluşturulan ağ yapısındaki düğüm noktası ve eleman sayısı sırasıyla 652.695 ve 1.597.744'dir. Dalgalı lamel modelinde tetra elemanlar kullanılmış olup oluşturulan ağ yapısındaki düğüm noktası ve eleman sayısı sırasıyla 330109 ve 1217005'dir. Patlatmalı lamel modelinde ağ yapısındaki düğüm noktası ve eleman sayısı sırasıyla 319895 ve 1223802 'dir. Canbaz [19] tarafından kanatlı borulu ısı değiştiricisindeki farklı kanat formları üzerine yapılan bu çalışmada elde edilen sonuçlarda dalgalı modelde düz lamele oranla yaklaşık %12, patlatmalı modelde ise düz lamele oranla yaklaşık %26 ısı transferi iyileşmesi sağlanmıştır. Sayısal analizler sonucu elde edilen sonuçların literatürdeki sonuçlarla uyum içinde olduğunu ispat edilen bu çalışmada, sayısal analizi yapılan bu üç modelden sadece dalgalı yüzeyin sonuçlarını, aynı ebatlara sahip dalgalı ısı değiştiricinin laboratuvarında yapılan deneysel test sonucuyla uyum içinde olduğu ortaya konmuştur. Bu tez çalışmasında tek bir test sonucu üzerinden yapılabilen karşılaştırmada yaklaşık %17'lik bir sapma elde edilmiştir. Canbaz, bu sapma miktarının nedeninin sayısal çözümlemede boru cidar sıcaklığının sabit alınırken, test edilen bataryada bunun değişken olmasından kaynaklandığını savunmuştur. Karşılaştırmaların daha doğru olarak yapılabilmesi için sayısal çözüm modelinin oluşturulmasında gerçek sınır koşullarının daha sağlıklı verilebileceği modelin oluşturulması ve çözüm modelinin değiştirilerek sayısal çözümlerin karşılaştırılabileceği bilgisayar kaynağının sağlanması gerekmektedir ileri sürülmüştür.

Özel [20] kombi cihazlarındaki ısı değiştiricilerinin performansını farklı kanat formları için CFD modellemesi yapmıştır. ısı değiştiricisinde düz kanat formu referans alınarak

dalgalı kanatlar için ısı transferi ve basınç düşümü değerlerinin değişimi iki yarım kanat ve arasından geçen sıcak gaz akışının modellenmesiyle incelenmiştir. Üç boyutlu modelde yapılan sayısal çalışmada türbülans modeli olarak k- ϵ seçilmiş olup hem taşınım hem iletimle olan birleşik ısı transferi çözdürülmüştür. Farklı dalga açısı ve dalga yarıçaplarında analizler yapılmış olup, düz kanat formu referans alınarak sonuçlar verilmiştir. Düz kanatlar ile karşılaştırıldığında dalgalı kanatlarda yanma sonu gazları çıkış sıcaklığında ortama 4 K ve suya geçen ısı miktarında ortalama 0.68 W düşüş elde edilmiştir. Bununla birlikte ısı değiştiricisindeki basınç düşüşü ise ortalama % 70 oranında arttığı hesaplanmıştır.

Yıldız [21] Türkiye’de sanayide yaygın olarak ihtiyaç duyulan basınçlı havanın temininde, havanın nemini uzaklaştırmak için kullanılan basınçlı hava kurutucuları (BHK) üzerine tasarım ve optimizasyon çalışması yapmıştır. Basınçlı hava kurutucuları, ısı geri kazanımını sağlayan hava-hava tipi ve basınçlı havanın çığ noktasının altına kadar soğutulduğu hava-soğutucu akışkan tipi olarak çapraz akışlı 2 farklı ısı değiştiricisi içermektedir. Bu tez çalışmasında, BHK sistemlerinde kullanılan ısı değiştiricilerinin ekonomik ve performans açısından optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Dalga kanat tipi kompakt ısı değiştiricisi 3 boyutlu modellenmiş ve kanal içindeki akış laminar ve türbülans olarak incelenmiş ve yerel Nusselt sayılarının kanal uzunluğu boyunca değişimi grafikler halinde sunulmuştur. Türbülanslı akış, hem genişletilmiş duvar fonksiyonu özelliğiyle kullanılan RNG k-epsilon modeliyle hem de düşük Reynolds sayıları ile kullanılan SST k-w modeli ile analiz edilmiştir. Analizler, en-boy oranı 2 ile 8 arasında değişen kesit geometriler için 500-5000 arasında değişen Reynolds sayısı için yapılmıştır.

1.2 Tezin Amacı

Kanatlı yüzeyler üzerine literatür ve kaynak araştırması yaparken literatürdeki çalışmaların kabaca % 60’ının düz kanat formu, % 20’sinin dalgalı, patlatmalı ve panjurlu kanat formu üzerine yapıldığı tespit edilmiştir. Son yıllarda dalgalı formlar üzerine giderek yaygınlaşmaya başlayan çalışmaların önümüzdeki yıllarda da devam edeceği açıktır. Dalga-kanatlı ısı değiştiricileri üzerine literatürdeki çalışmaların neredeyse tamamı Türkiye dışındaki çalışmalardır. Bu çalışmaların ekseriyeti ise kanat

hatvesi ve boru sıra sayısının performans üzerine etkilerini kapsamaktadır. Mevcut yüksek lisans tez çalışmasında farklı dalga boyları ve dalga yükseklikleri farklı çalışma şartları için modellenmiş, bu parametrelerin hava tarafı ısı karakteristiği j ve sürtünme karakteristiği f üzerindeki etkisi araştırılacaktır. 8 farklı kanat için ısı ve hidrolik performans analizleri yapılarak literatürde sayıca çok az olan dalga boyu ve dalga yükseklikleri baz alınan çalışmalara katkıda bulunulmak istenmiştir.

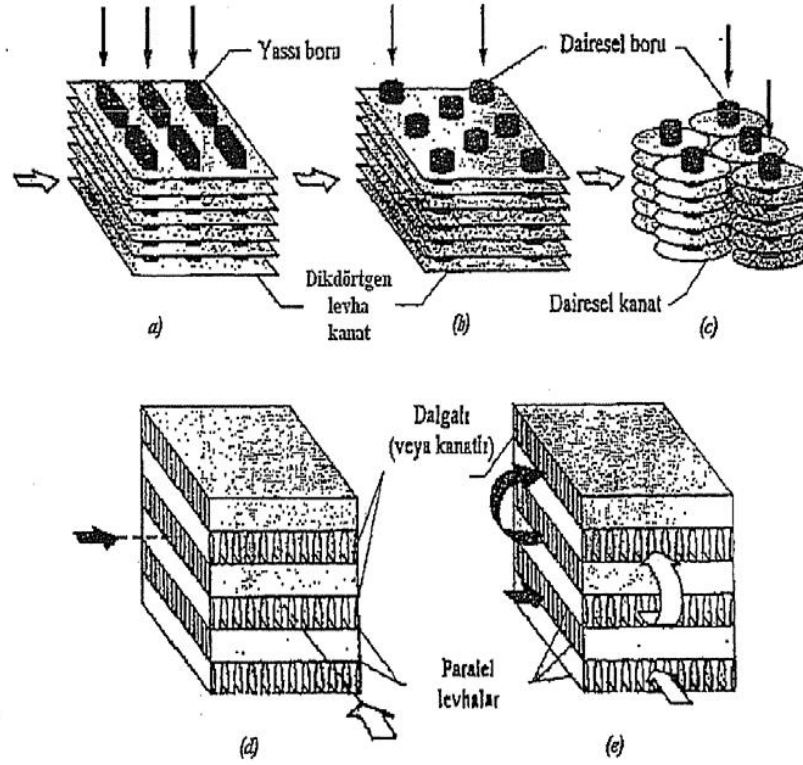
1.3 Hipotez

Isı değıştircilerin performansında elde edilecek bir verim artışının, enerjinin ekonomik kullanımı açısından büyük faydalar getireceği aşıkardır. Isı değıştircilerinde ısı direncin en fazla olduğu kısım ısının hava akışkanı ile temas ettiği yüzeylerdir. Bu nedenle ısı ve hidrolik performansı artırma çabaları, eşanjörün hava tarafında, yani kanat yüzeylerine odaklanmaktadır. Literatür araştırmalarından anlaşıldığı üzere düz kanat formlarının dalgalı hale getirilmesiyle, ısı transfer yüzey alanını ve akış yolunu uzattığı için aynı zamanda akış içinde kararsızlıklar oluşturması nedeniyle yüksek ısı transfer oranlarına ulaşılmaktadır. Bu çalışmada, dört farklı dalga boyu, iki farklı dalga yüksekliğine sahip (A1, B1, C1, D1, A2, B2, C2, D2) toplam 8 model için analizler yapılarak sabit dalga boyunda, dalga yüksekliği arttıkça türbölans üretiminin ve akış yolunun uzamasından kaynaklanan ısı transferi katsayısındaki artış ispatlanmak istenmektedir. Aynı şekilde, dalga boyunun küçölmesiyle sabit dalga yüksekliğine sahip modellerde akışın kanat yüzeyini takip edemeyip, akış ayrılmasına daha erken uğrayarak türbölans üretiminin artacağı ispatlanacaktır.

KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Sadece borulu ve sadece plakalı ısı değıştircilerinin kompaktlığı ve ısı etkenliği iyileştirilmek istenirse genel olarak gaz tarafının aktığı tarafa *kanat* adı verilen çıkıntılar eklenerek ısı transfer yüzeyleri artırılmaktadır. Hava vb. tüm gazların ısı iletkenliği doğal olarak ısı taşınım katsayısının düşük olması nedeniyle gaz akışı kanatlı yüzeylerden akmaktadır. Bu şekilde gaz tarafındaki ısı direnç kanatlar aracılığıyla azaltılmış ve birim hacimdeki ısı transfer yüzey alanı artırılarak daha fazla ısı transferi sağlanarak ısı performansta ciddi iyileşmeler elde edilmektedir. Genişletilmiş dış akışkan yüzeyleriyle ısı transferi artırılmış olsa da bu yüzeylerin oluştuğu ilave basınç kayıpları tasarımda dikkate alınmalıdır. Genişletilmiş yüzeyli ısı değıştircileri, kanatların profillerine göre plakalı (levhalı) ısı değıştircileri ve kanatlı-borulu ısı değıştircileri olarak ikiye ayrılabilir [39]. Daha öncede bahsedildiği gibi bu tip ısı değıştircileri kompakt ısı değıştircileri sınıfına girer ve tasarlanacak olan her türlü ısı değıştircilerinde olduğu gibi basınç düşümü artacağı için dış tarafta ΔP hesaplamaları önem arz etmektedir.

Türkçe ve yabancı literatürdeki kompakt ısı değıştircileri denilince Türk öğrencilerde kafa karışıklı gözlenebilmektedir. Kompakt ısı değıştircileri, sadece plakalı ısı değıştircilerinden yada sadece dairesel kanatlı-borulu ısı değıştircilerinden veya plaka kanatlı borulu ısı değıştircilerinden herhangi biri olabilir. Aşağıdaki Şekil 2. 1’de bu farklar görülebilir. Bu tez kapsamındaki dalga kanatlı borulu ısı değıştircileri, a ve b şıklarında gösterilen plaka kanatlı-borulu ısı değıştircisi grubuna aittir.

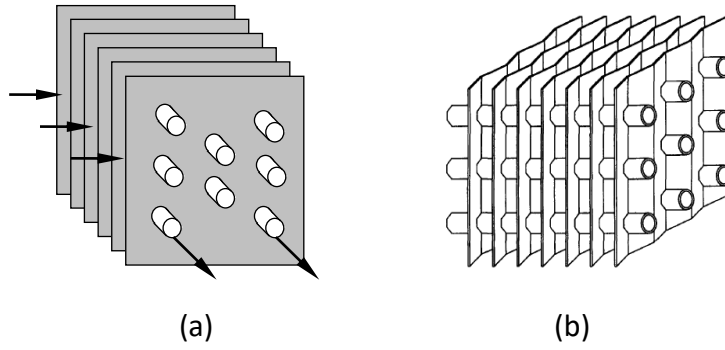


Şekil 2. 1 Kompakt ısı değıştircileri örnekleri a) Plaka kanatlı-yassı borulu eşanjör, b) Plaka kanatlı-dairesel borulu eşanjör, c) Dairesel kanatlı-borulu eşanjör, d ve e) Plakalı ısı değıştircileri [22]

2.1 Plaka Kanatlı Borulu ısı Değıştircileri

Plaka kanatlı ısı değıştircileri, akışkanların birinin kanatlar arasından, diğer akışkanın borulardan geçtiği çapraz akışlı ve kompakt sınıf ısı değıştircileridir. Daha önce bahsedildiği gibi literatür çalışmalarına yeni başlayan bir kişide ısı değıştircilerinin sınıflandırmasını yaparken kavramsal sorunlar yaşamaktadır. Plaka kanatlı-borulu ısı değıştirciler ile plakalı ısı değıştircileri farklı tiplerdir. Plakalı ısı değıştircilerinde, birbirine eksenel olarak dik konumlanmış plakaların içinden geçerek ısı transferi sağlanır, dolayısıyla borulardan bahsedilmez (Şekil 2.1 d ve e). Plaka kanatlı-borulular ise Şekil 2.1a ve b’de gösterildiği boruların, birbirine belirli mesafede dizilmiş kanatlara mekanik usullerle sıkı geçirilmesiyle oluşturulur.

Bundan sonra plaka kanatlı-borulu ısı değıştirci denilince, sadece *kanatlı borulu ısı değıştircisi* veya sektöründeki ifadeyle batarya (coil) kastedilecektir.



Şekil 2. 2 (a) Düz kanatlı ısı değıştircisi. (b) Dalga kanatlı ısı değıştircisi

Şekil 2.2’de şematik gösterimi verilen kanatlı borulu ısı değıştircilerinde boru içindeki akışkanın (genelde sıvı) enerjisi ısı taşınımı ile boru iç içeperine, boru iç içeperinden radyal yönde boru dış içeperine ısı iletimi ile ve dış içeperinde ise kanatla temas olduğu noktalarda iletimle, direkt boru ve dış akışkan (genelde gaz, hava) arasında ise taşınım ile transfer olur. Enerji geçişi kanatın kendi içinde iletimle olurken, kanat yüzeyiyle dış akışkan arasında taşınım ile ve ısı ışıınımı ile gerçekleşir. Bu süreçte, termodinamiğin birinci kanunu gereğince sıcak akışkanın verdiği enerji, soğuk akışkanın aldığı enerjiye eşit olur.

$$\dot{Q} = \dot{m}_p (T_{c,\zeta} - T_{c,g}) = \dot{m}_p (T_{h,g} - T_{h,\zeta}) \quad (2.1)$$

Aynı kapasiteyi sağlamak için sıcak akışkanın geçtiği sadece çıplak boruların üzerinden dış akışkanın (hava) geçirilmesiyle tasarlanan bir eşanjör, kanatlı-borulu eşanjöre göre daha çok hacim ve yüzey alanı kaplar. Kanatlı borulu eşanjörlerin dış kanat yüzey alanı (lamel yüzeyi) boru iç yüzey alanının 8-50 kat daha fazla olabilir.

2.2 Kanatlı Borulu ısı Değıştircisini Oluşturan Parçalar ve Geometriler

Bu tez kapsamındaki dalga kanatlı borulu ısı değıştircileri, çapraz akışlı ve kompakt ısı değıştircileridir. Kanatlı-borulu ısı değıştircileri, bakır veya alüminyum kanatlar içine düz veya u şeklinde kıvrılmış boruların mekanik olarak sıkı temasıyla üretilirler. Boru şişirme işlemi olarak bilinen bu işlem ısı transferi ve eşanjör verimliliği açısından önemlidir [19].

Bataryayı oluşturan parçalar şu şekilde sıralanabilir:



Şekil 2. 3 Kanatlı Borulu Isı Değişiricisi [23]

-Aynalar:

Ayna boruların tespit ediliği yüzeylerdir. Ön ayna, giriş ve çıkış bağlantılarının bulunduğu taraftayken, arka ayna, kurvelerin bulunduğu taraftaki aynadır.

- Kurveler:

Bataryaların devrelenmesinde kullanılan bağlantı elemanlarıdır.

- Kapaklar:

Kapaklar, hava by-passını önlemek için böylece bataryadan verim alınmasını sağlamak için batarya alın kesitini alt ve üstten sınırlayarak tarifler. Ancak asıl görevi, bataryanın mukavemetini artırmak ve fan gibi elemanların tespit edilmesi amacıyla kullanılırlar [19].

- Borular :

Kanatlı borulu ısı değişiricilerinde borular içinden genellikle sıcak akışkan geçer, boru tarafı ısı performansını artırmak için boru içinde türbülans artırıcı etki yaratmak için yivli üretilirler. Borular, dairesel (circular veya round) boru veya yassı (flat) boru olarak tercih edilebilir [19].



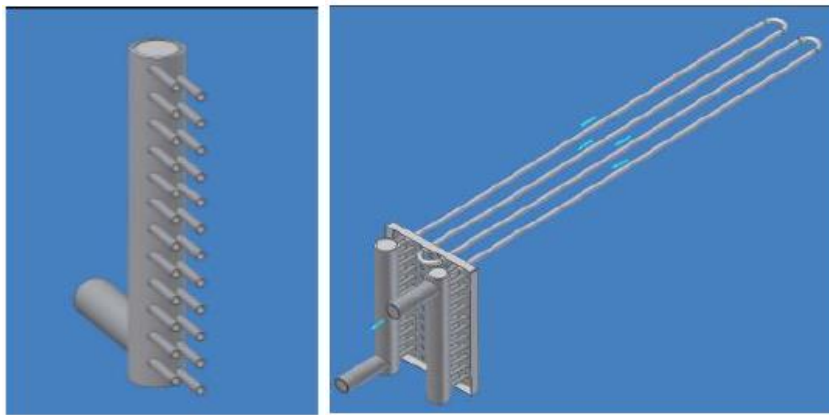
Şekil 2. 4 Batarya temel bileşenleri: boru, kanat ve kurve dizilişleri [19]

-Kanatlar:

Daha öncede bahsedildiği plaka kanatlar, mekanik olarak borulara sıkı tespit edilirler. Uygulamalarda çok çeşitli kanat formları (lamel) kullanılmaktadır. Bunlar; düz kanat (plain fin), dalgalı kanat (wavy fin), panjurlu kanat (louvered fin) ve patlatmalı kanat (slit fin) olmak üzere sınıflandırılabilir. İleride kanat formları daha ayrıntılı incelenecektir.

-Kollektörler

Genellikle çelik ve bakır borular kollektör yapımında tercih edilir. Eşanjörde, akışkanın dağıtılması ve toplanması için kullanılır. Sulu bataryalarda çelik, buhar ve freon grubu bataryalarında bakır boru tercih edilir.



Şekil 2. 5 Kanatlı borulu bataryalarda kullanılan a) kollektör b) devreleme [19]

2.3 Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerde Isıl ve Hidrolik Performansı Etkileyen

Parametreler

Kanatlı borulu ısı değiştiricisindeki ısı transfer kapasitesini ve basınç düşümünü etkileyen parametreler, boru içi akışkan tarafı ve hava tarafı dirençlerini etkileyenler olmak üzere birbirinden ayrılabilir. Literatür araştırmaları bölümünde bahsedilen dalga kanatlı yüzeyler üzerine yapılan çalışmaların yanı sıra, tüm çeşitteki kanatlı-borulu ısı değiştiriciler için aşağıdaki parametreler literatürden çıkarılmıştır.

2.3.1 Boru Diziliş Konfigürasyonunun Etkisi (Düz ve Şaşırtmalı Diziliş)

Boru dizilişi iki türlü tercih edilmektedir. Düz (inlined) konfigürasyon ile şaşırtmalı yada çarpıtmalı (staggared) konfigürasyon olmak üzere iki tür boru dizilişi vardır. Şaşırtmalı dizilişte dış akış boruların sadece arka tarafında resirkülasyon bölgeleri oluşur. Düz konfigürasyonda ise hem ön hem arka tarafta oluşur. Şaşırtmalı dizilişte akımın daha iyi karışması nedeniyle daha iyi ısı performans gözlemlenirken basınç düşümü de bir o kadar artar. Kısaca, şaşırtmalı boru konfigürasyonu düz olanına göre daha çok verimlidir.

2.3.2 Boru Dış Çapının Etkisi

Isı transferi doğrudan Reynolds sayısına bağlıdır. Boru tarafındaki akışı incelerken Reynolds sayısında hidrolik çap olarak boru dış çapı baz alınır. Boru çapı büyüdükçe boru arkasında sirkülasyon bölgesi artacağından basınç düşümü de artacaktır [24].

2.3.3 Kanat Hatvesinin Etkisi

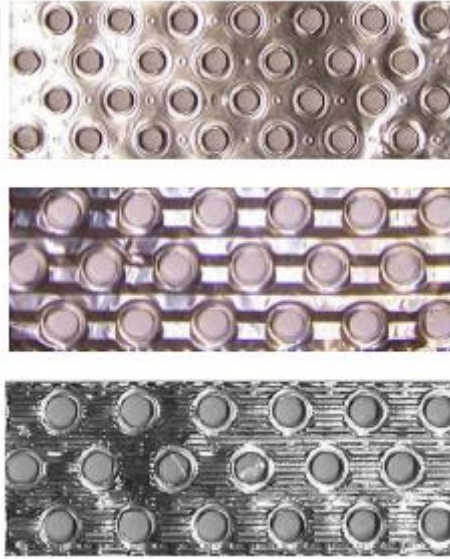
Kanat hatvesinin değeri azaldıkça havanın daha küçük kesitteki hızı ve ısı transfer alanının artmasıyla ısı kapasite artacaktır. Ama kanat hatvesi özellikle basınç düşümü açısından performansı etkileyen en önemli parametrelerdendir. Birbirine yakın kanatlar arasındaki ısı transfer katsayısının daha seyrek kanatlar arasındaki ısı transfer katsayısından daha düşük olduğu görülmektedir. Kanat hatvesi azaltılırsa yüksek basınç düşüşleri gözlemlenebilir ve daha yüksek fanlara ihtiyaç duyulur [24], [25].

2.3.4 Kanat Kalınlığının Etkisi

Kanat kalınlığının artmasıyla verimin arttığından söz edilebilir. Fakat, kanat kalınlığının iki kat artmasının kapasiteyi yaklaşık %10 oranında artırdığı gözlemlendiği için genel bir bakış açısıyla kanat kalınlığının performansı pek etkilemediği belirlenmiştir [19], [24].

2.3.5 Kanat Formunun Etkisi

Borularla sıkı geçme usulüyle birleştirilen plaka tip kanatların düz olabildiği gibi çeşitli formlar verilerek de imal edildiklerinden bahsedilmiştir. Kanata verilen formlar, hava akışının iyi bir karışım oluşturarak yoluna devam ederek türbülans oluşturmaya neden olur. Kanata verilen bu formlar, türbülans artırıcı etki nedeniyle düz tipe göre daha yüksek ısı transfer katsayısı sağlarken, daha yüksek hava tarafı direnci ve bu da daha yüksek basınç düşümü de oluşturur. Literatür çalışmalarında düz (plain), dalgalı (wavy), panjurlu (louvered) olarak rastlanabilen kanat formlarının genel mantığı aynıdır. Şekil 2.6'da kanat formları gösterilmektedir.



Şekil 2. 6 Çeşitli kanat yüzetleri a) Düz b) Dalgalı c) Patlatmalı yüzey [19]

Canbaz [19] tarafından 2011 yılında yapılan “Kanatlı Borulu Bir Isı Eşanjöründeki Isı Geçişinin Sayısal Olarak İncelenmesi” adlı yüksek lisans tezinde düz, dalgalı ve patlatmalı üç yüzey için sayısal çalışma yapılmış olup, elde edilen sonuçlarda dalgalı modelde düz lamele oranla yaklaşık %12, patlatmalı modelde ise düz lamele oranla yaklaşık %26 ısı transferi iyileşmesi sağlanmıştır.

2.3.6 Hava Hızının Etkisi

Kanat ve boruların üzerinden geçen dış akışkanın (çoğunlukla hava) dış taraf ısı transfer katsayısını etkileyen diğer bir parametredir. Sınır tabakaların meydana gelmesini doğrudan hava akış hızı belirler. Boru içi akışı incelerken “boru içi Reynolds sayısının” boru dış çapı bazlı hesaplandığı ifade edilmişti, hava tarafı Reynolds sayısını ise hava giriş hızı ve minimum kesitteki hızı kullanılır [24]. Hava hızının artırılması fanın daha çok enerji harcayacağı anlamına geldiği için kapasite artışı ile fanların çektiği gücün optimize edilmesi gerekmektedir [19].

2.4 Kanatlı Borulu Isı Değiştiricileri

Kanatlı borulu bir ısı değiştiricisinde, akışkanlar arasında geçen ısı miktarı, toplam ısı transfer katsayısına, ısı transfer alanına ve logaritmik sıcaklık farkına (LOSF) bağlıdır. Isı değiştiricileri, akış tiplerine göre, paralel aynı yön akışlı, paralel zıt yön akışlı ve çapraz akışlı ısı değiştiricileri olarak sınıflandırılır. Bu üç akış için LOSF değerleri birbirinden farklıdır.

En yüksek LOSF paralel zıt akışta elde edileceğinden, aynı ısı transfer katsayısı ve ısı transfer alanında en yüksek ısı geçişi zıt akışlı bir ısı değiştiricisinde olacaktır. Bu nedenle çapraz akışlı olan kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde LOSF değeri zıt akış kabulü yapılarak hesaplanır ve daha sonra bir düzeltme katsayısıyla düzeltilir.

2.5 Isı Değiştiricileri Hesaplamalarında Kullanılan Boyutsuz Parametreler

Kompakt ısı değiştiricilerinin geometrik ve çalışma parametrelerinin arasında lineer olmayan ilişkiler vardır. Bu nedenle boyutsuz ısı transferi ve akışkan parametreleri dikkate alınmaktadır.

2.5.1 Reynolds Sayısı (Re)

Akışın türbülanslı yada laminar olup olmadığı atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranı olarak tanımlanan Reynolds sayısı ile tespit edilir.

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad (2.2)$$

olarak gösterilir. Burada ρ havanın öz kütlesi, U havanın akış hızı, D_h hidrolik çap olup bu çalışmada H kanat hatvesi olarak alınacaktır, μ ise havanın dinamik viskozitesidir.

Atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetine oranının daha büyük olduğu akışlar türbülanslı, daha küçük olduğu akışlar ise laminerdir.

2.5.2 Prandtl Sayısı (Pr)

Hız ve ısı sınır tabakaların birbirine göre kalınlıklarını en iyi tanımlayan boyutsuz parametre Prandtl sayısıdır.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.3)$$

Burada, kinematik viskoziteyi, α termal difüzyonu, k ısı iletim katsayısını, c_p ısı kapasitesini ve μ akışkanın dinamik viskozitesini ifade etmektedir. Termal sınır tabaka ısı transferi için engel niteliğindedir.

Prandtl sayısının düşük olması ısıнын momentumdan yani hızdan daha hızlı yayıldığı anlamına gelmektedir. Momentum ve ısı gibi iki önemli fiziksel özelliğe bağlı olan Prandtl sayısı sınır tabakasının büyümesini ve ısı transfer yüzeyi ile ısı tabaka arasındaki nispi kalınlığı ifade etmektedir. Prandtl sayısını malzemeye nüfuz eden viskoz kuvvetlerin hızının malzemeye nüfuz eden termal enerji hızına oranı olarak da görmek mümkündür [28].

Pr sayısı, sıvı metaller için 0,01'in altındayken ağır yaklar için 100.000 civarındır. Hava gibi gazlarda ise Pr sayısı 1 civarındadır. Bunun anlamı gazlarda momentum ve ısı yayılımının yaklaşık eşit olduğu anlamı çıkar. Sonuç olarak ısı sınır tabaka hız sınır tabakasına göre sıvı metallerde daha çok kalınken yağlarda ise daha incedir [27], [28].

2.5.3 Nusselt Sayısı (Nu)

Bir akışkan tabakası üzerinde taşınımın iletme oranının sonucu olarak tanımlanır. Nusselt sayısı ne kadar fazla ise taşınım da o kadar fazla olur. Nusselt sayısının $Nu=1$ olması, o akışkan tabakası içinde tüm ısı transferinin sadece iletimle olduğunu gösterir.

$$Nu = \frac{hD_c}{k} \quad (2.4)$$

Nusselt sayısı Denklem 2.4'te gösterilmektedir.

2.5.4 Stanton Sayısı (St)

"Modifiye edilmiş nusselt sayısı" olarak da geçer. Değeri Nusselt, Reynolds ve Prandtl sayılarına bağlıdır. Bu sayı aracılığıyla akışkanın özelliklerinin bilinmesine gerek kalmadan ısı transferinde taşınımın rolü hakkında çıkarımda bulunmak mümkün olmaktadır.

$$St = \frac{h}{\rho c_p U} = \frac{Nu}{Re Pr} \quad (2.5)$$

G (kg/m²s) kütle hız olmak üzere Stanton sayısı Denklem 2.5'ten aşağıdaki Denklem 2.6'daki gibi tekrar yazılabilir.

$$St = \frac{h}{G c_p} \quad (2.6)$$

2.5.5 Colburn j Faktörü ve Fanning f Sürtünme Faktörü

Kompakt ısı değiştiricisi yüzeylerinin ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerinde kullanılan veriler, çoğunlukla deneysel olarak elde edilmiş ve bu nedenle Reynolds sayısının fonksiyonları olan boyutsuz parametrelerle ortaya konmuştur.

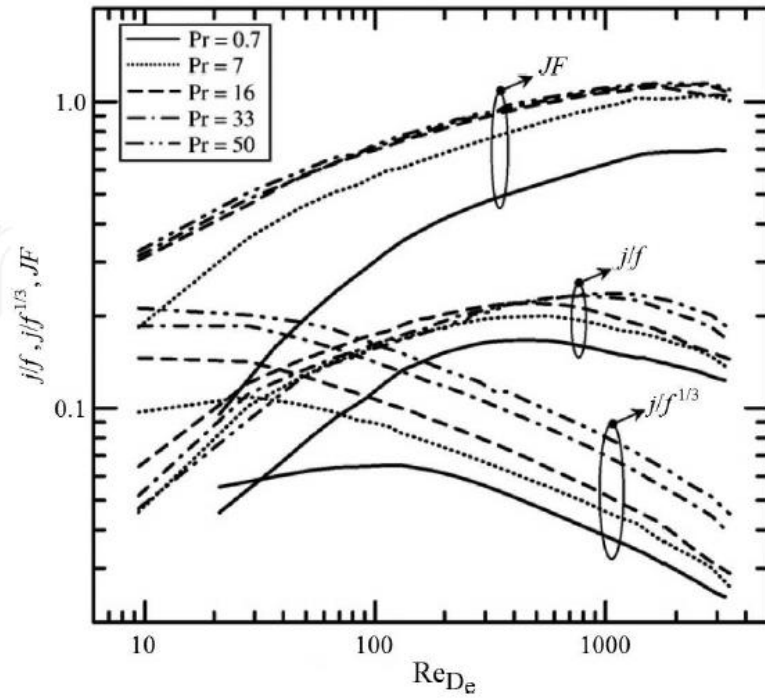
Bu parametreler Colburn j faktörü ve Fanning sürtünme f faktörü sırasıyla Denklem 2.7 ve Denklem 2.8'deki gibi hesaplanır.

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} = St Pr^{2/3} \quad (2.7)$$

$$f = \frac{2\Delta P}{\rho U^2} \frac{D_h}{4L} \quad (2.8)$$

Literatür araştırmalarında, hava tarafı performans parametreleri olarak bilinen "Colburn j faktörü" ve sürtünme karakteristiği olarak bilinen "Fanning f faktörü", ısı

değiştiricilerin performanslarını hesaplarken kullanılan önemli parametrelerdir. Bu parametreler, ısı değiştirici kanat hatvesi (açıklığı), ısı değiştirici kanat kalınlığı, kanat formu geometrisi tipi ve hava tarafı çalışma koşulları gibi birçok değişkenden etkilenebilmektedir. Bu etkiler, literatür çalışmaları kapsamında detaylı olarak anlatılmıştır. Son zamanlarda bazı performans kriterleri de ortaya atılmıştır. Bhowmik ve Lee [29] j/f , $j/f^{1/3}$ ve JF faktörleri tanımlamıştır. Şekil 2.7’de beş farklı Prandtl sayısı için bu üç faktörün değişimi sunulmuştur.



Şekil 2. 7 Bhowmink ve Lee’nin performans faktörleri [29]

JF faktörü su akışkanı için tavsiye edilirken; Area Goodness faktörü j/f , akışkanlar için iyi bir performans kriteri olarak kullanılması tavsiye edilmemektedir [29]. Bu tez kapsamında kanat tarafındaki hava akışı inceleneceği için sıvı-gaz için tavsiye edilen Volume Goodness faktörü $j/f^{1/3}$ faktörü kullanılacaktır.

Bu tez çalışmasında, dalga kanatlı-borulu ısı değiştiricilerinin farklı dalga kanat geometrilerinin (dalgaboyu, dalga yüksekliği) performans parametreleri üzerine etkileri incelenmiştir. Farklı geometri ve farklı çalışma koşullarının performansa olan etkileri Colburn j faktörü, Fanning f faktörü ve ısıl-hidrolik performans kriteri $j/f^{1/3}$ faktörüne etkileri incelenecektir.

2.6 Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerinde Basınç Düşümünün Hesaplanması

İster boru içi olsun ister açık kanal akışında olsun tüm akışlarda basınç düşümü önemlidir. Sürtünmeden kaynaklanan bu basınç düşümü önemi fan veya pompa gücüyle ilgilidir. Isı değiştiricilerinin hepsi kapalı çevrimler olarak kullanıldığı için eşanjörün çalışma basıncının korunması gerekir [30].

İster plaka kanatlı-borulu, ister sadece plakalı ısı değiştiricilerinde olsun tüm kompakt ısı değiştiricilerinde geometrik ve çalışma parametreleri arasında lineer olmayan ilişkiler vardır. Bu yüzden boyutsuz ısı transferi ve akışkan parametreleri tanımlanır. Kompakt yüzeyler daha yüksek pompalama veya fan gücüne ihtiyaç duyarlar. Basınç düşümü, ısı değiştiricinin şekli ve boyutu açısından önemli bir etkidir [40]. Bir yüzey boyunca akışkanın basınç düşümü ΔP aşağıdaki Denklem 2.9'da tanımlanmıştır [31], [32].

$$\Delta P = f \frac{\rho U^2}{2} \frac{4L}{D_h} \quad (2.9)$$

Bu denklemdeki f , Fanning sürtünme faktörüdür ve Darcy sürtünme katsayısı ile karıştırılmamalıdır. Fanning sürtünme faktörü, Darcy sürtünme faktörünün 1/4'üne eşittir. Tablolarda veya literatürde sürtünme faktörü olarak geçen ifadenin hangisi olduğuna dikkat edilmesi gerekir. Literatürde bazı karışıklıklar gözlemlenmiştir, bazen f ile gösterilen sürtünme faktörünün Darcy sürtünme faktörü olarak alındığı ve yukarıdaki denklemdeki 4 katsayısının olmadığı ifadeler kafa karışıklığına neden olmamalıdır. Burada L , akışkanın akış uzunluğu, D_h hidrolik çaptır. Bu tez çalışmasında kanat hatvesi (H), hidrolik çap olarak tanımlanmıştır.

Kanatlı boru demeti üzerindeki toplam basınç düşümü, giriş ve çıkış basınç farkı Kays ve London [33] tarafından aşağıdaki şekilde verilmiştir:

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[f \frac{A_i \rho_i}{A_{\min} \rho} + (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \quad (2.9)$$

Denklemdeki σ , boş hacmin toplam iç hacme veya matris hacmine oranıyla tanımlanır ve aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\sigma = \frac{A_{\min}}{A_{\text{önyüz}}} \frac{\text{Minumum serbest akış alanı}}{\text{Ön yüzey alanı}} \quad (2.10)$$

$A_t / A_{\min}$ oranı ise toplam ısı transfer alanının minumum akış alanına oranıdır.

$$\frac{A_t}{A_{\min}} = \frac{4L}{D_h} \quad (2.11)$$

G kütleli akış hızı [$\text{kg}/\text{m}^2 \text{ s}$] olup aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$G = \frac{\rho U A_{\text{önyüz}}}{A_{\min}} = \frac{\rho U}{\sigma} \quad (2.12)$$

Aynı denklemdaki ρ , giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalamasına göre belirlenmiş ortalama yoğunluktur veya akışkanın giriş ve çıkış özgül hacim ortalamasıyla da hesaplanabilir [33].

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o} \right) \quad (2.13)$$

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI ve SAYISAL YÖNTEMLERİN TEMELİ

Akışkan akışının olduğu mühendislik sistemlerinin dizayn ve analizinde iki temel yaklaşımdan bahsedilebilir [27]. Birincisi, otomobil, uçak veya klima santrali gibi binlerce çeşit cihazın prototipini yaparak rüzgar tüneli veya şartlandırılmış laboratuvar ortamları yaratılmasıdır. İkincisi ise süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin diferansiyel formlarının analitik veya sayısal çözümlenmesidir. Yüksek kapasiteli bilgisayarların geliştirilmesiyle deneysel ve analitik çalışmalar yerini Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, (HAD) (Computational Fluids Dynamics, CFD) almaktadır. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizleri, belirli sayısal hassasiyetli bir bilgisayar veya birden fazla bilgisayarın paralel hesaplama yöntemiyle akışkanın hareket ve enerji denklemlerinin çözümünü kapsamaktadır [34]. 1980'li yıllardan beri sürekli geliştirilmekte olan HAD yöntemi, deneysel yöntemlerle çözümü belki de yıllarca süren mühendislik problemlerini, saatler mertebesine düşürerek hızlı, düşük maliyetli ve güvenilir sonuçlar vermektedir.

Mühendisler, deneysel analizle bir sisteme ait kaldırma, direnç, basınç düşümü veya güç gibi değerleri eldeabilirken, kayma gerilmeleri, hız ve basınç dağılımlarının yanı sıra akışa ait akım çizgilerini, kontur grafiklerini elde etmek için HAD yazılımlarını kullanırlar. HAD çözümleri akışkan alanını etkileyen denklemlerin çözümlenmesi yoluyla modellenir. Bir HAD model, akış içerisindeki önemli noktaların simülasyonunu barındırır.

Günümüzde HAD sayısal çözümleri için geliştirilen çok sayıda kod program bulunmaktadır. Bu çalışmada dünya çapında kullanılan paket programlarından biri olan ANSYS FLUENT 16.2 kodu kullanılmıştır.

3.1 Sayısal Yöntemlerin Temeli

HAD sayısal çözümlemesinde temel konu, analizi yapılacak sistem ve cihaza ait çözüm bölgesi tanımlamaktır. Bu hesaplama alanının iki boyutlu çalışmalarda “yüzey” , üç boyutlu çalışmalarda ise “hacim” denilen mesh veya grid denilen alt bölgelere ayrılarak, seçilen differansiyel formdaki korunum denklemlerinin bu hesaplama alanı için ayrıklaştırılıp doğrusal (lineer) denklem sistemlerine dönüştürülür. Sayısal analiz yönteminin genel adımları şöyle sıralanabilir:

- ✓ Modelin oluşturulması; çözülmek istenen sistem veya cihaza ait hesaplama alanının katı veya fluid olarak en doğru ve en az bilgisayar gücü kullanacak şekilde Geometrinin çizilmesi
- ✓ Ağ oluşturma (mesh); Seçilen modelin sonlu sayıda kontrol hacmine (alt bölgelere) bölünmesi
- ✓ Ayrıklaştırma; Çözülecek korunum denklemlerinin doğrusal denklem sistemine dönüştürülmesi
- ✓ Ayrıklaştırılmış doğrusal denklemlerin çözdürülmesi
- ✓ Analiz sonuçlarının akış fiziği açısından uyumlu olup olmadığının değerlendirilmesi

3.2 Sayısal Yöntemler Metodolojisi

Mühendislik problemlerinin analizinde kullanılan üç temel yöntemden bahsedilebilir.

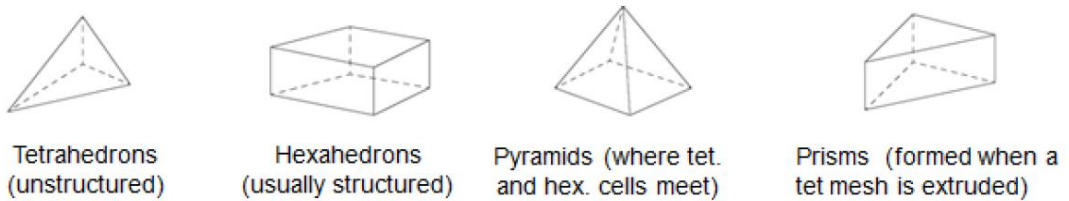
Sonlu elemanlar yöntemi : Belirli bir problem alanı için oluşturulan kısmi differansiyel denklemlerin yaklaşık çözümüdür. İlk adım, problemin matematiksel fonksiyon haline getirilmesiyle karmaşık problemlerin çözümü yaklaşık olarak yapılır. Lineer, non-lineer, termal, dinamik ve yorulma analizleri bu yöntemle verilebilecek örneklerdir.

Sonlu farklar yöntemi : Sonlu elemanlar yöntemine benzemekle beraber, differansiyel denklemlerin ayrıklaştırılmasıdır. SFY (sonlu farklar yöntemi) differansiyel denklemlerin Taylor serisiyle cebirsel ifadelerle dönüştürülmesidir.

Sonlu hacimler yöntemi: Kısmi diferansiyel denklemlerin cebirsel denklemler ile çözülmesidir. Sonlu farklar yöntemine oldukça benzerdir. Sonlu hacimler yönteminde (SHY) kısmi diferansiyel denklemlerde sapma terimi içeren hacim integralleri, sapma teoremi (divergence theorem) ile yüzey integrallerine dönüştürülmektedir. Bu terimler, her bir sonlu hacmin yüzeydeki akış olarak değerlendirilmektedir. Bu yöntem, özellikle hesaplamalı akışkanlar mekaniği problemlerinde kullanılmaktadır. [35].

3.3 Mesh Oluşturma (Çözüm Ağının Oluşturulması)

Mesh üretimi ve mesh kalitesi HAD simülasyonlarında üzerinde durulan en önemli işlemlerden biridir. İki boyutlu simülasyonlarda yüzey meshin, üç boyutlu simülasyonlarda hacimsel meshin cinsi, ölçüsü ve sayıları mesh kalitesini etkiler. Üç boyutlu HAD analizlerinde en önemli adımlardan birisi geometrinin meshlenmesi yani sonlu sayıda çok kenarlı hacimlere ayrılmasıdır. Böylelikle korunum denklemleri, sonlu sayıdaki bu küçük hacimler için ayrı ayrı çözülerek toplam akış alanı için genel çözüme ulaşılır. Bu küçük mesh (grid) en küçük elamanına hücre, hücreyi çeviren bölge yüzey, yüzeylerin ortak noktalarına da düğüm (nod) denir. Bu çalışmada daha önceki yıllarda kullanılan Gambit programına göre daha pratik olan ANSYS FLUENT 16.2 kendi içindeki Meshing modülüyle ağ oluşturulmuştur. Mesh modülünde yüzeylerde quad/tri/map gibi alternatifler mevcut iken hacimsel ağlar oluşturmak için “tetra, hexa, pyramid” gibi meshleme çeşitleri mevcuttur. 3 boyutlu mesh yapıları temel olarak aşağıda yer aldığı gibi gruplandırılmaktadır.



Şekil 3. 1 Üç boyutlu ağ yapısı çeşitleri [19]

Sayısal analiz çözümünün doğru tanımlanması oluşturulan meshin kalitesiyle paralellik gösterir. Doğru mesh tipi ve sayısının seçilmemesi ayrıklaştırılmış denklemler çözülürken çözümün yakınsamama veya gereksiz yere uzatarak zaman kaybına neden olabilir. Bu yüzden ANSYS programının Mesh Metrics bölümünde meshin kalitesinin kontrolü yapılabilir. Burada Skewness değeri meshin çarpıklık ölçüsü olup 0 ile 1 arasında değişir. Bu kontrol panelinde o geometriye uygulanan mesh yapısı 0 ise mükemmel, 1 ise kabul edilemez olarak değerlendirilir. Doğru sonuca yakın sonuçlar veren bir analiz için iki ve üç boyutlu tüm çalışmalarda maksimum Skewness değerinin 0,5'i geçmemesi tavsiye edilmektedir [19], [26].

0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.95	0.95-0.98	0.98-1.00
Excellent	very good	good	acceptable	bad	Unacceptable

Şekil 3. 2 Skewness ölçülendirme skalası

Mesh oluştururken karşılaşılan bir durumda modelin karmaşık olmasından dolayı direkt meshleme yapılamamasıdır. Bunu sağlamanın yolu ise split, boolean, plain gibi komutlarla yapısal olarak meshlenebilecek parçalara ayırmaktır. Mesh hücresinin kenar ebatı yarıya düşürülmesiyle iki boyutlu çalışmalarda mesh sayısı dörde katlanırken, üç boyutlu çalışmalarda ise sekiz kat artırılır. Özellikle, yüksek hız ve sıcaklık gradyanlerinin olacağı duvara yakın bölgeler, *-bu çalışmada kanat yüzeylerine yakın bölgeler-* yoğun meshlenirken, duvardan uzaklaştıkça meshin kalınlığı artabilir. Bu amaçla, dalga kanat yüzeyli bu çalışmada “inflation” komutu kullanılarak, sınır tabakanın doğru çözülmesi amaçlanmıştır.

3.4 Sınır Şartları

HAD çözümü için uygun sınır şartları seçilmelidir. HAD çözümünde differansiyel denklemler, hesaplama alanı ve mesh sayısı aynı olabilmesine rağmen modellenen akışın türü uygulanan sınır şartlarıncı belirlenir [27].

3.4.1 Duvar Sınır Şartları

En basit sınır şartı çepere ait olan sınır şartıdır. Akışkan duvardan (wall boundary) geçemeyeceği için duvara göre hızın normal bileşeni sıfır alınır. Buna ek olarak,

kaymama koşulundan ötürü teğetsel hız bileşeni de sıfır alınır. Bir duvar, ısı enerjisi oluşturuyor veya duvar ile akışkan arasında enerji transferi varsa enerji denklemlerinin de çözdürülmesi gerekir. Bir türbülans modeli kullanılacaksa türbülans transport denklemleri çözdürülür ve türbülanslı sınır tabakalar duvar pürüzlülüğünden etkileneceği için duvar pürüzlülüğü de girilmelidir. ANYSYS Fluent 16.2 kodunda türbülanslı duvar fonksiyonlarından birini seçilmesi gerekir.

HAD çözümlerinde türbülansın duvarlardan etkilenmesi sebebiyle duvara yakın bölgelerin analizi kritik öneme sahiptir. Duvar yüzeyinde kaymama şartı sağlanması gerektiği için duvara yakın bölgelerde vizkoz etkiler nedeniyle teğetsel hız azalırken dışa doğru kinematik etkiler ise duvara dik yöndeki çalkantıları azaltır. Duvar fonksiyonları duvarlarla türbülans bölgesi arasında vizkozite etkilerini ilişkilendirerek duvara (çeper, cidar) yakın bölgelerin daha sık meshlere bölünmesine gerek bırakmaz. ANSYS Fluent programında *Standart Wall Function*, *Non-equilibrium Wall Function* ve *Enhanced Wall Function* olmak üzere üç tane seçenek arasından problemin hassasiyetine göre seçim yapılır. Standart Duvar Fonksiyonu, çok yaygın olarak kullanılmakta ve genellikle yeterli doğrulukta sonuçlar vermektedir. Ancak cidara yakın yüksek hız ve basınç değişimlerinin olduğu akışlarda ise standart duvar fonksiyonu yaklaşımının kullanılması elde edilen sonuçları büyük ölçüde etkilemekte ve doğru sonuçlardan uzaklaşmaktadır[36]. Non-equilibrium Duvar Fonksiyonu, duvara yakın bölgeyi iki tabakaya ayırarak geliştirilmiştir. Standart Wall Function'da ihmal edilen yüksek hız ve basınç gradyanlarının de etkisini hesaplar.

Enhanced Duvar Fonksiyonu ise daha ince meshler için iki tabakalı modelin doğruluğunu pekiştirmek için kullanılır. Bu tez çalışmasında literatürdeki Okbaz ve Pınarbaşı'nın [37] kanatlı-borulu ısı değiştiricilerinin analizinde tavsiye edildiği gibi kanat yüzeyindeki laminar tabakayı hassas şekilde analiz etmek için Enhanced Wall Function seçeneği kullanılmıştır.

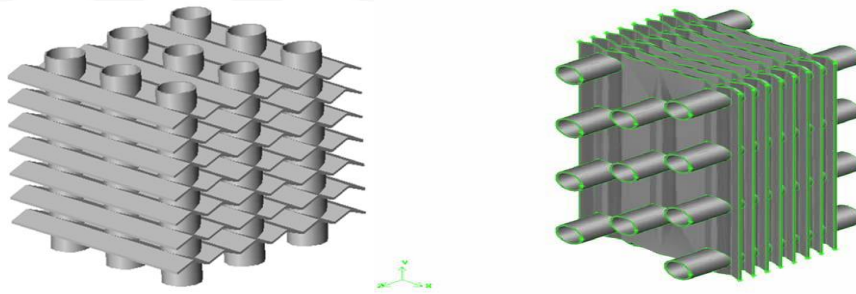
3.4.2 Giriş-Çıkış Sınır Şartları

Modellenen geometriyi kapsayan hesaplama alanına akış girer ve çıkar. Hesaplama alanına giriş-çıkış sınır şartları için akışın *hız* veya *basınç* şartları olarak iki seçenek vardır. Hız giriş şartı (velocity inlet condition) kullanılacaksa, hesaplama alanı ön

yüzünden giren akışın üniform olduğu kabulüyle, akışın hızı belirlenir. Akışkan akış özelliklerinin yanı sıra ısı transferi de hesaplanacaksa akışın sıcaklık, ısı akısı ve türbülans özellikleri de programa girilir. Basıncı bilinen bir tankta veya basıncı bilinen bir ortamdan hesaplama alanına akan akışın basıncı bilindiği durumlarda ise giriş yüzü boyunca basınç giriş şartı (pressure boundary condition) uygulanabilir [27]. Genelde çıkış basıncı ise atmosferik basınca açıktır ve etkin basınç sıfır girilir, böylelikle hesaplama alanına giriş ve çıkışta basınç farkı hesaplanmış olur. Böylelikle, giriş şartında akışa ait hız, çıkış sınır şartı da etkin basınç sıfır pascal girilerek, giriş şartındaki basınç değerinden kurtularak aşırı matematiksel ifadelerden kurtulunmuş olunur.

3.4.3 Periyodik ve Simetri Sınır Şartları

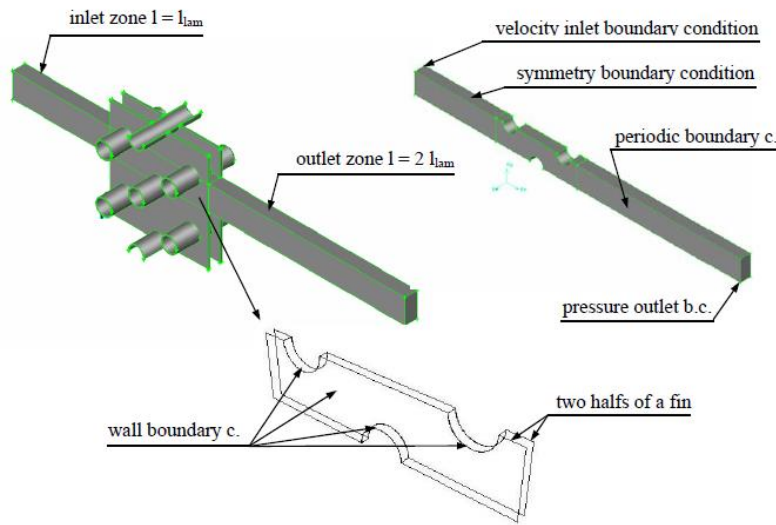
Analizi yapılacak modelin veya modeli de içinde kapsayan hesaplama alanında sadece giriş, çıkış ve duvar sınır şartları olmayabilir. Şekil 3.3'de gösterilen kanatlı-borulu ısı değiştiricisi durumunda aynı geometriye sahip kanatlar üst üste bindirilmiş ve dikey yönde borulardan oluşan dalga kanatlı ısı değiştiricisi gösterilmiştir.



Şekil 3. 3 Dalga kanatlı-borulu ısı Değiştiricisi [38]

Şekil 3.3'de üç boyutlu ve gerçek boru ve kanat sayısına göre gösterilen dalga kanatlı borulu ısı değiştiricisinin HAD analizi için tahmin edilemeyecek kadar bilgisayar kaynağı ve zamana ihtiyaç duyulur. Wolf ve Frankovicin [38] üç boyutlu çalışmasındaki onlarca bazen yüzlerce kanatın tekrarlanmasıyla oluşan bu gerçek modelden HAD analizi için aşağıdaki Şekil 3.4'de taralı alanla gösterilen iki kanat arasından akan akış hacmi hesaplama alanı olarak belirlenerek, hesaplama alanının her iki yüzüne periyodik sınır şartı (periodic boundary condition) tanımlanır. Ansys Fluent programı, periyodik sınırın

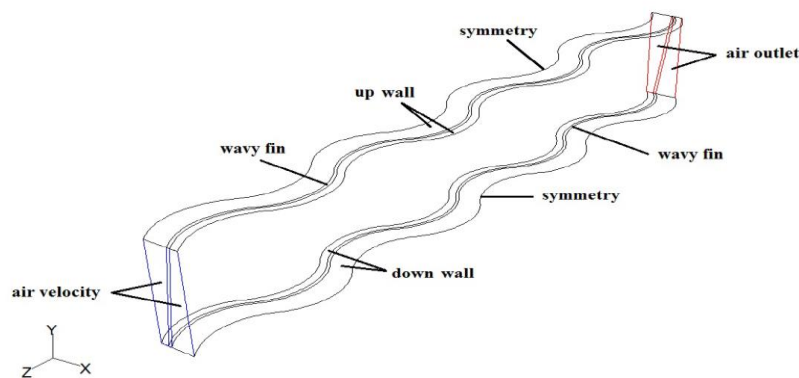
bir yüzü boyunca olan akış alanı değişkenlerini, aynı şekle sahip ikinci yüze sayısal olarak bağlayıp çözüm yaparak, bilgisayar kaynaklarından tasarruf sağlanır.



Şekil 3. 4 İki kanat arasının hesaplama alanı olması durumu

Yukardaki hesaplama alanının, gerçek bir ısı değiştiricisine ait toplam kanat yüzeyinde birbirinin ayna görüntüsünden oluşan yüzeylerden sadece birinin ANSYS Fluent'te çözdüreleceği görülür, burada hesaplama alanının üst ve alt yüzeylerine simetri sınır şartı (symmetry boundary condition) konularak akışı sadece hesaplama alanı içinde çözdürülerek doğru ve daha az bilgisayar kaynağı kullanılmış olur. HAD analizlerinde periyodik ve simetri sınır şartları probleminden istenene göre ayrı ayrı veya birlikte çalıştırılabilir.

Aliabadi vd. [4] yapmış olduğu çalışmada ise Şekil 3.5'te gösterildiği gibi kanat yüzeyi katı model olarak tanımlanarak, kanatın etrafından akış geçirilerek hesaplama alanı oluşturulması da literatürde tercih edilmektedir.



Şekil 3. 5 Katı kanadı içine alan hesaplama alanının gösterilmesi ve sınır şartları

3.5 Yönetici Denklemler

Kanatlı borulu ısı değıştiricilerindeki konjuge (taşınım+iletim beraber) ısı transferi ve akış analizinde laminar, sıkıştırılmaz ve sürekli rejimde Süreklilik, Momentum ve Enerji denklemleri kartezyen koordinatlarda aşağıdaki şekilde verilmektedir.

$$\text{Süreklilik Denklemi} : \vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad \text{veya} \quad \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

$$\text{Momentum Denklemi} : \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} \quad (3.2)$$

$$\text{Enerji Denklemi} : \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x}(u(\rho E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3.3)$$

Yukarıdaki laminar akış için yazılan denklemlerde ρ yoğunluk, p basınç, μ dinamik viskozite, u_i hız vektörü, τ_{ij} gerilme tansörü, T sıcaklık, k ısı iletkenlik ve E toplam enerjidir.

HAD analizinde bir türbölans modeli kullanılacaksa, sürekli ve sıkıştırılmaz akışın momentum denkleminin en sağına, türbölans çalkantılarını hesaba katan Özgöl Reynolds gerilme tensörü adı verilen $\vec{\nabla} \cdot (\tau_{ij, \text{türbölans}})$ terimi eklenerek RANS *Reynolds-Ortalamalı Navier Stokes* Denklemi oluşur ve aşağıdaki gibi gösterilir [27].

$$(\vec{\nabla} \cdot \vec{V}) \cdot \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P + \nu \nabla^2 \vec{V} + \vec{\nabla} \cdot (\tau_{ij, \text{türbölans}}) \quad (3.4)$$

3.6 Türbölans Modelleri

Türbölanslı akışın HAD analizleri ortalama olarak akış alanının sürekli olduğı durumlarda bile laminar akış simölasyonlarından daha çok karmaşıktır. Bunun nedeni türbölanslı akış alanının sürekli olarak daimi olmaması ve üç boyutlu olmasıdır [27]. HAD hesaplamalarında türbölanslı akışların simölasyonu için üç tür yaklaşım standartlaştırılmıştır. Bunlardan ilki türbölanslı akışın tüm ölçeklerinin daimi olmayan hareketini çözmek için *Doğrudan Sayısal Simölasyonu (DNS)*'tir. Akışın Reynolds sayısı arttıkça en büyük ve en küçük girdap arasında mertebe ve zaman ölçeğı farkı olabilir. DNS yaklaşımının maliyeti Re^3 ile orantılı olarak değışim gösterdiği için, özellikle uygulamadaki karmaşık türbölanslı akışlar için uygun değildir. Yüksek Reynolds sayılı

türbülans akışlar için daha basit kabuller yapılarak Büyük Girdap Simülasyonu (LES) geliştirilmiştir. LES yöntemiyle türbülans girdaplarının büyük ölçekli daimi olmayan özellikleri çözülerek basitleştirme yapılmış olur. Akış alanındaki daha küçük girdapların çözülmesi zorunluluğunu ortadan kaldıran bu yöntemle bilgisayar kaynakları daha az kullanılır. Bu iki yaklaşımdan daha düşük zorluk derecesi olan akışlar ise Reynold-Ortalama Yaklaşımlı (RANS) türbülans modelleriyle çözdürülür. RANS modelleriyle hiçbir girdabın hatta en büyüklerinin bile daimi olmayan özellikleri için girişimde bulunulmaz, türbülans girdaplarının yol açtığı artan karışım ve difüzyonu dikkate almak için matematiksel modeller kullanılır [26], [27]. RANS türbülans modellerinin en çok kullanılan üçü, k- ϵ modeli, k-w ve q-w modelleridir. İki denklemlilik türbülans modelleri denilen bu modeller, kütle, doğrusal momentum ve enerji denklemlerinin yanı sıra çözülmesi gereken iki tane daha denklem getirir [27]. Bu ek denklemlerle birlikte iki tane sınır şartı yani k (türbülans kinetik enerjisi) ve ϵ (türbülans yitim hızı) belirtilir.

3.6.1 Standart k- ϵ türbülans modeli

İki denklemlilik türbülans modelleri arasında bir çok akış olaylarında kabul edilebilir doğrulukta sonuç vermesi ve ekonomikliğı açısından yaygın olarak kullanılır. Yarı ampirik bu model, jet akışı, borulardaki akış ve düzlem kayma tabakalı türbülansların modellenmesinde kullanılır [39].

3.6.2 RNG k- ϵ Türbülans Modeli

RNG k- ϵ modeli türbülanslı akışlar için Yakhot ve Orszag tarafından geliştirilmiş ve Navier Stokes denklemlerinden renormalizasyon grubu teorisi kullanılarak düşük Reynolds sayılı akışlar için elde edilmiştir.

3.6.3 Realizable k- ϵ Türbülans Modeli

Realizable -gerçekleştirilebilir- terimi, bu modelin türbülanslı akışların fiziğı ile uyumlu olan Reynolds gerilmeleri üzerindeki belirli matematiksel kısıtlamaları tatmin etmesi anlamına gelir. Realizable türbülans modelinin bir avantajı, hem düzlemsel hem de

yuvarlak jetlerin yayılma oranını daha doğru tahmin etmesidir. Güçlü ters basınç gradyentleri altındaki dönümlü, sınır katmanlı, akış ayrılmalı ve resirkülasyon içeren akışlar için üstün performans sağlaması da olasıdır.

Realizable k-ε modeli için transport denklemleri aşağıda verilmiştir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_m + S_k \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1s} \frac{\varepsilon}{k} C_{3s} G_b + S_\varepsilon \quad (3.6)$$

$$C_1 = \max[0.43, \frac{n}{n+5}], n = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (3.7)$$

Burada G_k , ortalama hız gradyanlarından ötürü türbülans kinetik enerjisinin üretimini temsil ederken, G_b yerçekimi kuvveti etkisiyle türbülans kinetik enerjisinin üretilmesidir. Y_m sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgalı genişlemenin toplam dağılma oranına katkısını temsil eder. $C_1 \varepsilon$, $C_2 \varepsilon$, $C_{3s} \varepsilon$ sabitler olup, S_k ve S_ε kullanıcı tarafından tanımlanan kaynak terimleridir.

Standart k-ε, RNG k-ε ve Realizable k-ε modelleri hakkında daha geniş bilgiler için Wilcox (1998)'a ait "Turbulence Modelling for CFD" kitabına veya Chen ve Jaw (1998)'a ait Fundamentals of Turbulence Modelling kitaplarına başvurulabilir. Tüm türbülans denklemlerinin çözülmesi için dünya genelinde kabul edilen kesin bir çözüm modeli olmadığının altının çizilmesi gerekmektedir. Hangi modelin seçileceği, akışın fiziği, istenilen hassasiyet ve eldeki bilgisayar CPU kaynakları gibi parametrelere ve literatürdeki çalışmalardan yola çıkarak belirlenebilir.

Bu parametrik tez çalışmasında, analizi yapılan geometrik kanat modellere havanın ön giriş hızı ve kanat hatvesi bazlı tanımlanan Reynolds sayısına göre akışın laminar veya türbülanslı oluşuna göre ANSYS Fluent kodu kullanılmıştır. FLUENT çözücüsünde laminar olduğu hesaplanan akışlar "laminar" modülü seçilerek çözdürülmüş olup, türbülanslı akışları çözmek için ise sınır tabaka akışlarında ve düşük Reynolds sayılarında başarılı sonuçlar veren "Realizable k-ε türbülans modeli" kullanılmış ve

kanat üzerindeki laminar bölgeyi hassas bir şekilde dikkate alabilmek için “Enhanced Wall Treatment” (Geliştirilmiş Duvar Fonksiyonu) yöntemi kullanılmıştır.



SAYISAL MODELLEME ve SAYISAL SONUÇLAR

Isı değıştircilerinin performansında elde edilecek bir verim artışının, enerjinin ekonomik kullanımı açısından büyük faydalar getireceğı aşıkardır. Isı değıştircilerinde ısıl direncin en fazla olduğı kısım ısının hava akışkanı ile temas ettiğı yüzeylerdir. Bu nedenle ısıl ve hidrolik performansı artırma çabaları, eşanjörün hava tarafında, yani kanat yüzeylerine odaklanmaktadır. Bu çalışmada, dört farklı dalga boyu, iki farklı dalga yüksekliğine sahip (A1, B1, C1, D1, A2, B2, C2, D2) toplam 8 model için analizler yapılmıştır. Çalışmanın özünü aşağıdaki adımlar oluşturmaktadır:

- ✓ Problem tanımı: Sayısal çözümün hedefleri belirlendi ve modeller tanımlandı.
- ✓ Ön İşlemci:
 - Katı model oluşturuldu.
 - Mesh oluşturuldu.
 - Malzemelere ait fiziksel değerler belirlendi.
 - Çözüm yöntemlerinden bir tanesi seçildi.
 - Fluent Setup çalıştırıldı.
- ✓ Son İşlemci:
 - Analiz sonuçları yorumlandı.

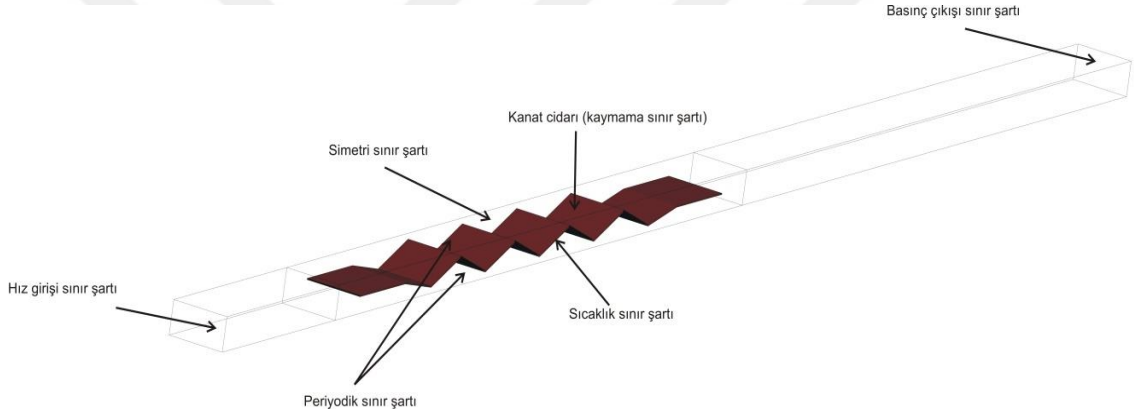
Bu çalışmada HAD yöntemi , farklı çalışma şartlarında 8 farklı model için farklı dalga boyları, dalga yüksekliklerinin dört farklı giriş hızında ısıl ve hidrolik performansı iki case ile incelenmiştir. Birinci case’de tüm modeller $H=0,004$ m kanat hatvesine göre

çözdürülmüş olup, kanat hatvesinin 0,006 m'ye yükseltilmesiyle modellerdeki ısı transferi ve basınç düşümü değişiklikleri ikinci case sonuçları olarak sunulmuştur.

4.1 Modellerin Tanıtılması

Kanatlı ısı değiştiricilerde model oluşturulurken iki adet hesaplama alanı seçilebileceği Bölüm 3.4.3'de incelenmişti. Bu tez kapsamında tüm modeller için Aliabadi'nin [4] çalışmasındaki gibi kanat yüzeyi katı model olarak belirlenip, kanat yüzeyinin her iki tarafından akış geçinin olduğu durum hesaplama alanı (computational domain) olarak seçilmiştir.

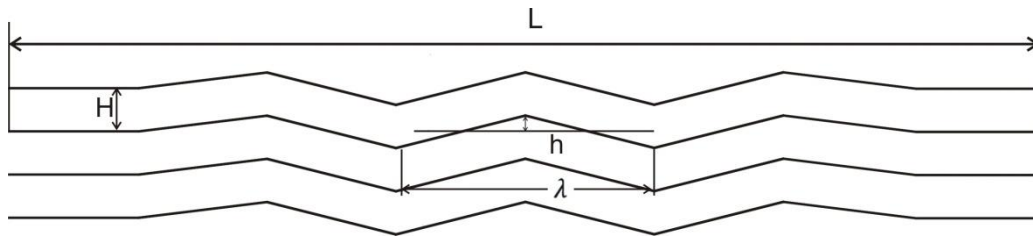
Şekil 4.1'de üç boyutlu akış hacminin üst ve alt kısımlarına periyodik sınır şartı uygulanırken, yan yüzeylere ise simetri sınır şartı tanımlanmıştır.



Şekil 4. 1 Üç boyutlu modelin tanıtımı

Modeller, SolidWORKS 2014 programında çizdirilmiş olup, .x.t uzantısında kaydedilerek ANSYS Workbench Geometri Modülüne aktarılarak hesaplama alanı oluşturulmuştur.

Dalgalı forma sahip kanatlara ait geometrik ölçü ve parametreler Şekil 4.2'de gösterilmektedir.



Şekil 4. 2 Dalgalı kanatlara ait genel geometrik ölçü ve parametreler

Çalışmada Çizelge 4.1’de sunulan ölçülerde modeller Solidworks’ta çizilmiş ve ANSYS Geometri ile akış hacmi oluşturulmuştur. 1,25 mm dalga yüksekliğine sahip dört farklı dalga boyunda ve 0,60 mm dalga yüksekliğine sahip dört farklı dalga boyunda toplam 8 adet modele ait bilgiler aşağıdadır. Tüm modellere ait kanat akış uzunluğu (L) 80 mm, kanat genişliği (w), 7,5 mm ve kanat kalınlığı 0,15 mm’dir.

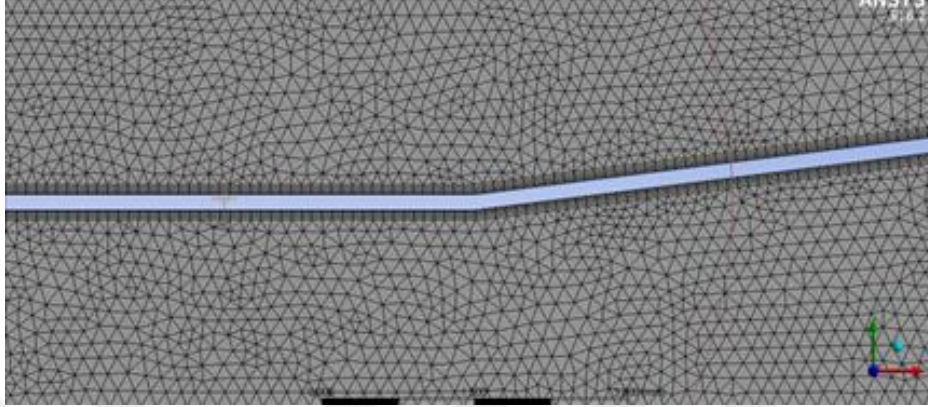
Çizelge 4. 1 8 adet kanat modeline ait geometrik parametreler

Model Adı	Dalga Yüksekliği h (mm)	Dalga Boyu λ (mm)
A1	1,25	20
B1	1,25	15
C1	1,25	12
D1	1,25	8
A2	0,60	20
B2	0,60	15
C2	0,60	12
D2	0,60	8

4.2 Mesh Oluşturulması

Bu çalışmada daha önceki yıllarda kullanılan Gambit programına göre daha pratik olan ANSYS FLUENT 16.2 kendi içindeki Meshing modülüyle ağ oluşturulmuştur. Çalışma kapsamındaki tüm modellerde (A1, B1, C1, D1, A2, B2, C2, D2) akış hacmi *tetrahedron* elemanlara bölünmüştür. Kanat cidarlarında sınır tabaka hız profillerini daha iyi yakalamak için 5 tabakadan oluşan *inflation* komutu tercih edilmiştir. Mesh Metric bölümünden Skewness değerlerinin kontrolü yapılmıştır. HAD çalışmalarında, çözümlerin mesh boyutu ve sayısından bağımsız olması gerekir. Öncelikle kaba

(coarse), orta (medium) ve ince (fine) mesh seçimleriyle tüm modeller için sadece maksimum hız $U=4$ m/s için analizler yaptırılmış ve mesh bağımsızlığı Colburn j faktörlerinin sabitlendiği çizelgelerde verilen mesh sayıları tercih edilerek diğer hız değerleri için analizlere devam edilmiştir.



Şekil 4. 3 8 adet modelin akış hacmindeki ağ yapısı

4.2.1 A1 ($\lambda=20$ ve $h=1,25$) Modelinin Mesh Değerleri:

A1 modeline ait düğüm nokta sayısı, eleman sayısı ve minumum/maksimum skewness aralığı Çizelge 4.2’de sunulmuştur. Elde edilen mesh sayısı ve skewness aralığı göz önüne alınarak mesh yapısının analiz için uygun olduğu görülmektedir.

Çizelge 4. 2 A1 modeline ait mesh bilgileri

A1	Düğüm (node) noktası sayısı		15.053.627
	Eleman (mesh) Sayısı		9.530.985
	Skewness	Minumum	3,9679e-005
		Maksimum	0,89566

4.2.2 B1 ($\lambda=15$ ve $h=1,25$) Modelinin Mesh Değerleri:

B1 modeline ait düğüm nokta sayısı, eleman sayısı ve minumum/maksimum skewness aralığı Çizelge 4.3’de sunulmuştur. Elde edilen mesh sayısı ve skewness aralığı göz önüne alınarak mesh yapısının analiz için uygun olduğu görülmektedir.

Çizelge 4. 3 B1 modeline ait mesh bilgileri

B1	Düğüm (node) noktası sayısı		15.230.409
	Eleman (mesh) Sayısı		9.816.924
	Skewness	Minumum	8,7348e-008
		Maksimum	0,89071

4.2.3 C1 ($\lambda=12$ ve $h=1,25$) Modelinin Mesh Değerleri:

C1 modeline ait düğüm nokta sayısı, eleman sayısı ve minimum/maksimum skewness aralığı Çizelge 4.4’de sunulmuştur. Elde edilen mesh sayısı ve skewness aralığı göz önüne alınarak mesh yapısının analiz için uygun olduğu görülmektedir.

Çizelge 4. 4 C1 modeline ait mesh bilgileri

C1	Düğüm (node) noktası sayısı		14.123.046
	Eleman (mesh) Sayısı		8.812.301
	Skewness	Minumum	4,5123e-008
		Maksimum	0,89651

4.2.4 D1 ($\lambda=8$ ve $h=1,25$) Modelinin Mesh Değerleri:

D1 modeline ait düğüm nokta sayısı, eleman sayısı ve minimum/maksimum skewness aralığı Çizelge 4.5’de sunulmuştur. Elde edilen mesh sayısı ve skewness aralığı göz önüne alınarak mesh yapısının analiz için uygun olduğu görülmektedir.

Çizelge 4. 5 D1 modeline ait mesh bilgileri

D1	Düğüm (node) noktası sayısı		14.424.481
	Eleman (mesh) Sayısı		8.934.435
	Skewness	Minumum	4,3123e-008
		Maksimum	0,89651

4.2.5 A2 ($\lambda=20$ ve $h=0,6$) Modelinin Mesh Değerleri:

A2 modeline ait düğüm nokta sayısı, eleman sayısı ve minimum/maksimum skewness aralığı Çizelge 4.6’da sunulmuştur. Elde edilen mesh sayısı ve skewness aralığı göz önüne alınarak mesh yapısının analiz için uygun olduğu görülmektedir.

Çizelge 4. 6 A2 modeline ait mesh bilgileri

A2	Düğüm (node) noktası sayısı		10.221.189
	Eleman (mesh) Sayısı		5.858.243
	Skewness	Minumum	7,2491e-008
		Maksimum	0,84136

4.2.6 B2 ($\lambda=15$ ve $h=0,6$) Modelinin Mesh Değerleri:

B2 modeline ait düğüm nokta sayısı, eleman sayısı ve minumum/maksimum skewness aralığı Çizelge 4.7’de sunulmuştur. Elde edilen mesh sayısı ve skewness aralığı göz önüne alınarak mesh yapısının analiz için uygun olduğu görülmektedir.

Çizelge 4. 7 B2 modeline ait mesh bilgileri

B2	Düğüm (node) noktası sayısı		10.706.175
	Eleman (mesh) Sayısı		6.144.193
	Skewness	Minumum	7,2491e-008
		Maksimum	0,85654

4.2.7 C2 ($\lambda=12$ ve $h=0,6$) Modelinin Mesh Değerleri:

C2 modeline ait düğüm nokta sayısı, eleman sayısı ve minumum/maksimum skewness aralığı Çizelge 4.8’de sunulmuştur. Elde edilen mesh sayısı ve skewness aralığı göz önüne alınarak mesh yapısının analiz için uygun olduğu görülmektedir.

Çizelge 4. 8 C2 modeline ait mesh bilgileri

C2	Düğüm (node) noktası sayısı		12.752.104
	Eleman (mesh) Sayısı		7.202.367
	Skewness	Minumum	2,3138e-005
		Maksimum	0,84898

4.2.8 D2 ($\lambda=8$ ve $h=0,6$) Modelinin Mesh Değerleri:

D2 modeline ait düğüm nokta sayısı, eleman sayısı ve minumum/maksimum skewness aralığı Çizelge 4.9’da sunulmuştur. Elde edilen mesh sayısı ve skewness aralığı göz önüne alınarak mesh yapısının analiz için uygun olduğu görülmektedir.

Çizelge 4. 9 D2 modeline ait mesh bilgileri

D2	Düğüm (node) noktası sayısı		11.264.334
	Eleman (mesh) Sayısı		6.469.966
	Skewness	Minumum	2,53138e-005
		Maksimum	0,85948

Bir model çizilip, mesh oluşturma tamamlandıktan sonra ANSYS Workbenchin FLUENT modülünde sınır koşulları verilecek olan hava giriş ve çıkış şartları, kanat yüzeyleri ve periyodik/simetri sınır şartları için yüzeyler isimlendirilmiştir.

Her bir model için oluşturulan mesh dosyası FLUENT alt modülüne aktarılarak sayısal analizlere geçilmiştir.

4.3 Sayısal Çözümler

Bu parametrik tez çalışmasında, kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde ısıl direncin ve basınç kaybının en çok olduğu dış taraf yani kanat tarafı incelenmiştir. Dolayısıyla modellemelerde sıvı akışkanın geçtiği boru içi akış incelenmeyecek olup, sabit kanat yüzeyi varsayımıyla kanat tarafındaki karakteristik özellikler çalışılmıştır.

4.3.1 ANSYS Fluent Modülünde Yapılan Adımlar

Bir modele ait mesh dosyası sayısal analiz yapan çözücü modül olan FLUENT'e aktarılır ve 3 boyutlu (3ddp) başlatılır.

- ✓ Çözüm Hassasiyeti: Fluent kullanıcıya Double Precision ve Serial olmak üzere seçenek sunar. Serialı seçersek, bilgisayarın tek çekirdeği kullanılırken, paralel seçilirse, bilgisayarın kaç çekirdeği varsa hepsini seçme şansı olur. Tüm çekirdekler kullanılırsa aynı anda birden fazla analiz için çekirdek kullanılır.
- ✓ Check ve Scale : Check butonuna basılarak mesh yapısı ve koordinatlarda kayma olup olmadığı kontrol edilir.
- ✓ Report Quality : Fluent çözücüsünde meshin kalite özelliklerini ekranda okuyabilmemizi sağlar. Orthogonal Quality 0 ile 1 arasında değişen bir değer olup, 1'e yakın değer olması iyi bir meshleme yapılmış olduğu anlamına gelir. Mesh modülündeki Mesh Metric gibi mesh hakkında bilgi verir.
- ✓ General modülünde Solver tipi tüm analizlerde akış sıkıştırılamaz ve sürekli olduğu için Pressure-based ve Steady seçilmiştir.

4.3.2 Çözüm Modelinin Seçilmesi

Çözümlerde kullanılan dört farklı hız için ($U=1$ m/s, $U=2$ m/s, $U=3$ m/s, $U=4$ m/s) ve 0,004 m hatve için hesaplanan Reynolds sayıları dikkate alındığında tüm modeller için akışın girişte laminar olduğu görülmektedir. Ama Fluent her hız için öncelikle Laminer çalıştırılmış ve residual grafikleri sabitlemediği görülen hızlar için analiz tekrar

türbülanslı çözdürülmüştür. Residual grafikleri sabitlenen hızlar için laminar çözdürülmüştür. Türbülanslı akışları çözmek için ise sınır tabaka akışlarında ve düşük Reynolds sayılarında başarılı sonuçlar veren “*Realizable k-ε türbülans modeli*” seçilmiş ve kanat üzerindeki laminar bölgeyi hassas bir şekilde dikkate alabilmek için “*Enhanced Wall Treatment*” (*Geliştirilmiş Duvar Fonksiyonu*) yöntemi seçilmiştir.

- ✓ **Energy on/off** : Sabit sıcaklık kabulü yapılan dalgalı kanat yüzeyi ile akış hacminden geçen hava arasındaki konjuge ısı transferinin hesaplanması için enerji modülü aktifleştirildi.
- ✓ **Materials (Malzeme Seçimi)** : Fluent çözücüsünde malzeme kütüphanesinde dış akışkan olarak hava ve kanat malzemesi olarak da alüminyum seçilmiştir. Havanın termofiziksel özellikleri ortalama sıcaklık değerlerine göre sabit olarak kabul edilmiştir. Havanın özgül ısısı (c_p), 1007 J/kgK ve viskozitesi (μ) 0,00001895 kg/ms dir. Alüminyumun ısı iletkenliği (k) 0,02625 W/mK alınmıştır.
- ✓ **Hız ve sıcaklık sınır koşullarının seçilmesi** : Her model için dört farklı hava giriş hızı (1,2,3,4 m/s) için analiz yapılmıştır. Her modelin giriş şartı *velocity inlet*, çıkış şartı olarak *pressure outlet* sınır şartı tanımlanmıştır. Hava giriş hızı (T_{ai}) tüm modeller için 30 °C ve kanat yüzeyleri ise sabit kabul edilerek (T_f) 40 °C olarak Fluent çözdürülmüştür. Kanat için kaymama koşulu için *No-Slip* modülü seçilmiştir.
- ✓ **Periyodik sınır koşulunun seçilmesi** : *Mesh Interfaces* sekmesinde modelin periyodik sınır koşulu kabulü yapılacak ilgili yüzeylerin tanımı yapılmıştır. Akış hacminin üst ve alt yüzeyi (bottomtop, bt) sol ve sağ yüzeyi için (leftright, lr) periyodik arayüz tanımı yapılmıştır.
- ✓ **Solutions Method**: Hangi methodun kullanılacağına seçileceği sekmedir. *Couple* ve *Simple* benzer özelliklerle gösterir. *Simple* seçilirse, çözümün yakınsaması için daha fazla iterasyon yapılır. Daha hızlı iterasyon yaparken daha fazla iterasyon yaptırır. *Couple* ise daha az sayıda iterasyonla sonuca ulaşabilirken bir iterasyonu yapması daha uzun sürer. Hangisinin daha üstün olduğu tamamen kullanıcıya aittir. Birden fazla model çözdürülmek isteniyorsa *Simple* kullanılması tavsiye edilir, çünkü birden çok analiz yapılırken bilgisayar

kaynağı (RAM) daha çok kullanılır. Bu çalışmada tüm model analizleri için *Couple* seçilmiştir.

- ✓ **Solution initialization** : *Hybrid* ve *Standart* olmak üzere iki seçenek mevcuttur. *Standart Initialization* seçilirse, Fluent çözücüsü her bir hücreye aynı değerleri vererek çözümü başlatır. *Hybrid Initialization* da ise her bir hücreye, olması gereken değeri program kendisi hesaplayarak atayarak çözümü başlatır. Initialization önemi, sayısal HAD çözümlerinde iterasyon yapılırken başlangıç koşulları ne kadar mantıklı seçilirse sonuca o kadar hızlı ulaşılır, bu nedenle programın her bir hücre için hesaplama yapması tercih edilerek, tüm modellerin çözümünde Hybrid İnitiazation seçilmiştir.
- ✓ **Monitors ve Run Calculation** : İterasyon, yaklaşık sayısal çözümlerden kesin matematiksel problemler elde etmek için kullanılan tekraralama işlemidir. İterasyonlar, sonuca tamamen ulaşıldığında biter, ama sayısal çözümlerde süreklilik, momentum ve enerji denklemleri çözülürken residualslar 10^{-7} 'ye ulaşıldığında hesaplama durur. Her bir analiz için 1000 adet iterasyon yaptırılmıştır.

4.4 Çözüm Sonuçları

A1, B1, C1 ve D1 modellerinin dalga yüksekliği ($h=1,25$ mm) sabit olup, dalga boyları (λ) sırasıyla 20 mm, 15 mm, 12 mm ve 8 mm'dir. A2, B2, C2 ve D2 modellerinin dalga yüksekliği ($h=0,60$ mm) sabit olup, dalga boyları (λ) sırasıyla 20 mm, 15 mm, 12 mm ve 8 mm'dir. Birinci Case çalışmasında kanatlar arası açıklık (H , kanat hatvesi) 4 mm'dir.

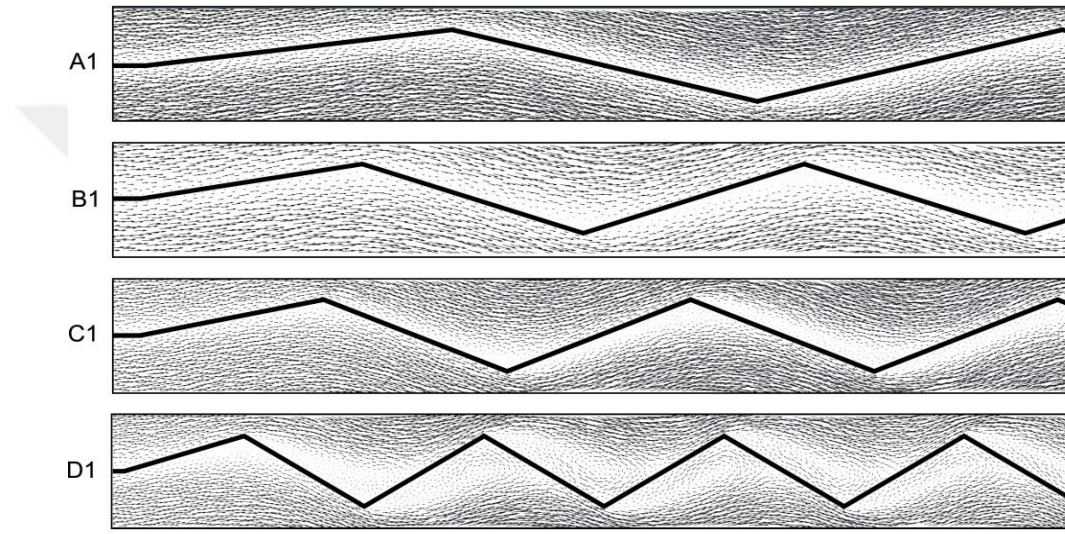
Birinci Case çalışmasında toplam sekiz adet modelin dört farklı hız için 32 adet analiz yapılarak akış görselleştirme sonuçları ve ısı transferi-basınç düşümü sonuçları birlikte değerlendirilecektir.

4.4.1 Case 1 Çözümleri ($H=0,004$ m hatve için)

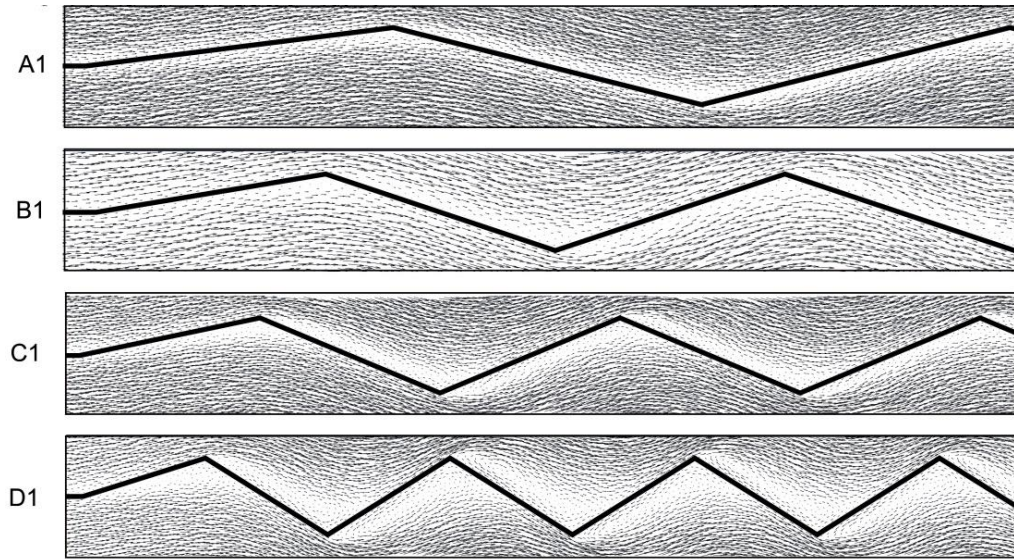
Her bir model için dört farklı hızla yapılan analizlerin akış görselleri $U=1\text{m/s}$ ve $U=4\text{m/s}$ için sunulmuş olup, diğer hızlar için analizlerin sayısal çözümleri EK'te tablolar halinde verilmiştir.

4.4.1.1. Dalga Yüksekliğinin $h=1,25$ mm Olduğu Modellerin Sonuçları

Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te dalga yüksekliği $h=1,25$ mm için A1 ($\lambda =20$ mm), B1 ($\lambda =15$ mm), C1 ($\lambda =12$ mm) ve D1 ($\lambda =8$ mm) modelleri için serbest akım hızı $U=1$ m/s ve $U=4$ m/s için hız vektörleri verilmiştir. Serbest akım hızı 1 m/s iken A1 modelinde hava akışkanı kanat yüzeyinden ayrılmadan yoluna devam edebilmektedir. Aynı hızda B1 modelinde akış ayrılmalarının başladığı görülmektedir ve D1 modelinde ise akış kanat yüzeyinden ilk dalgadan sonra büyük miktarda ayrılmaktadır. Hava hızı 4 m/s'ye artırıldığında ise havanın kanat yüzeyini takip etme eğiliminin arttığı görülebilmektedir.



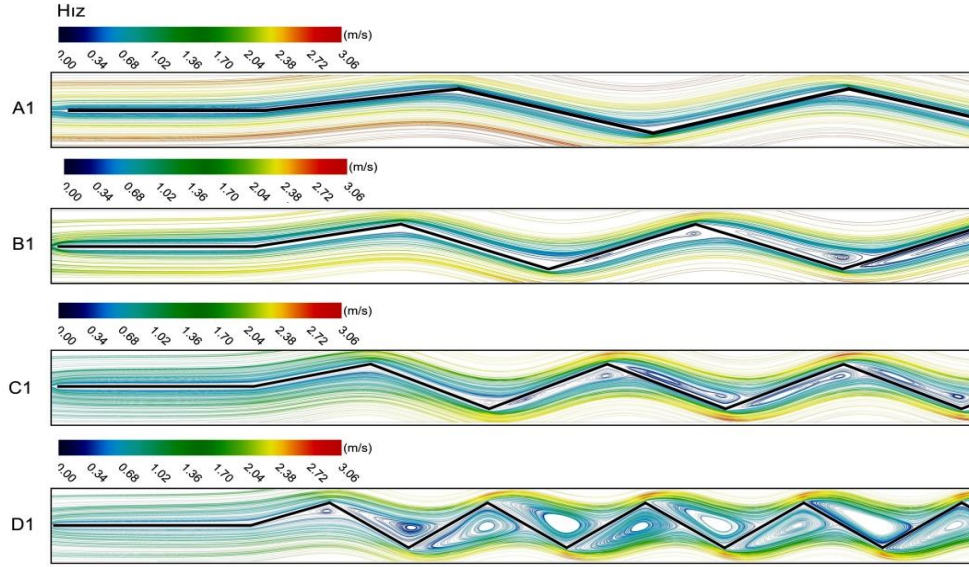
Şekil 4. 4 $h=1,25$ mm ve serbest akım hızı $U=1$ m/s için hız vektörleri sonuçları



Şekil 4. 5 $h=1,25$ mm ve serbest akım hızı $U=4$ m/s için hız vektörleri sonuçları

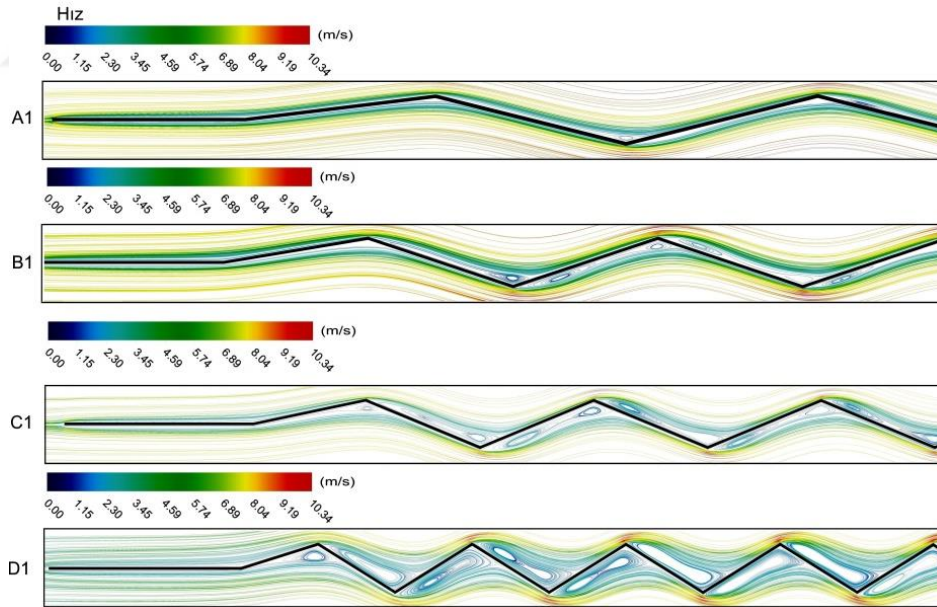
Şekil 4.6 ve 4.7’de ise aynı modeller için akım çizgileri sonuçları sırasıyla hava hızı 1m/s ve 4 m/s için verilmiştir. Akım çizgileri hava hızlarının değerlerine göre farklı renk ölçeklerinde renklendirilmiştir. A1 modelinde hava hızının 1 m/s değeri için akım çizgileri net bir şekilde göstermektedir ki akış kanat yüzeyinden ayrılmadan yoluna devam etmektedir. Dalga boyunun daha kısa olduğu B1 ve C1 modellerinde ise akım yönünde birinci dalgada akış ayrılması görülmezken ikinci dalgada akış ayrılması başlamış, kanat yüzeyine çok yakın bir bölgede dönümlü akış bölgeleri oluşmuştur. Dalga boyunun en düşük olduğu D1 modelinde ise akış ayrılması hemen birinci dalgaının ilk yarısında küçük bir ayrılma baloncuğu oluşturmuş, aşağı akım yönünde ise daha büyük çapta dönümlü akış bölgeleri oluşmuştur. Hava akış hızı 4 m/s’ye çıkarıldığında A1 modelinde hala her hangi bir akış ayrılması görülmezken B1 ve C1 modellerinde akış ayrılmaları 1 m/s hızdaki duruma göre daha erken oluşmaya başlamıştır. D1 modelinde ilk dalgada oluşan ayrılma baloncuğu büyürken diğer dalgalarındaki ayrılma baloncuklarının boyutları küçülmüştür.

Dalgalı kanatların dalga boyları sabit tutulup dalga yükseklikleri azaltıldığında akış yapıları da büyük miktarda değişmiştir. Dalga boyunun azaltılması dolayısıyla kanatların dalga açısının artması kanatlar arasındaki mesafeyi düşürdüğü için hava hızlarının dar açılarda daha çok olması beklenen bir durumdur. Ancak akışın kanat yüzeyini takip edememesinden kaynaklı akış ayrılmaları kanat üzerinde ölü akış bölgeleri oluşturmaktadır. Kütlenin korunumu ilkesi gereği böyle bir durumda kanatlar arasındaki akışın maksimum hızlarında değişimler olmaktadır. D1 modelinde hava giriş hızının 1 m/s olduğu durumda maksimum hava hızı yaklaşık 3 m/s’ye yükselmiştir. Hava hızı 4 m/s’ye çıkarıldığında ise havanın maksimum hızı 10.34 m/s olmuştur.



Şekil 4. 6 $h=1,25$ mm ve serbest akım hızı $U=1$ m/s için akım çizgileri sonuçları

Şekil 4.6 ve Şekil 4.7'deki akım çizgilerinden de görülebileceği gibi hava giriş hızının 4 m/s olduğu durumda kanat yüzeyindeki akış ayrılmalarından kaynaklı ölü akış bölgesinin boyutları küçülmüştür. Bu nedenle 1 m/s hızla giren havanın hızı yaklaşık 3 kat artarken, 4 m/s hızla giren havanın hızı yaklaşık 2,5 kat artmıştır.

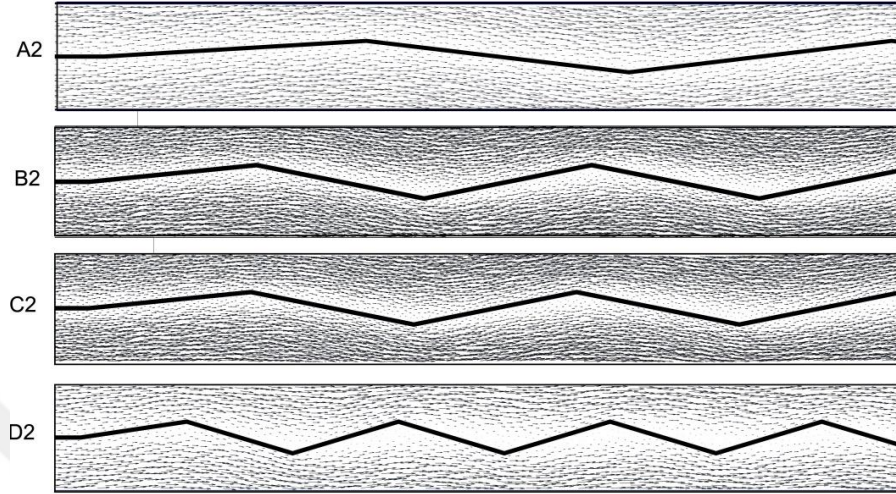


Şekil 4. 7 $h=1,25$ mm ve serbest akım hızı $U=4$ m/s için akım çizgileri sonuçları

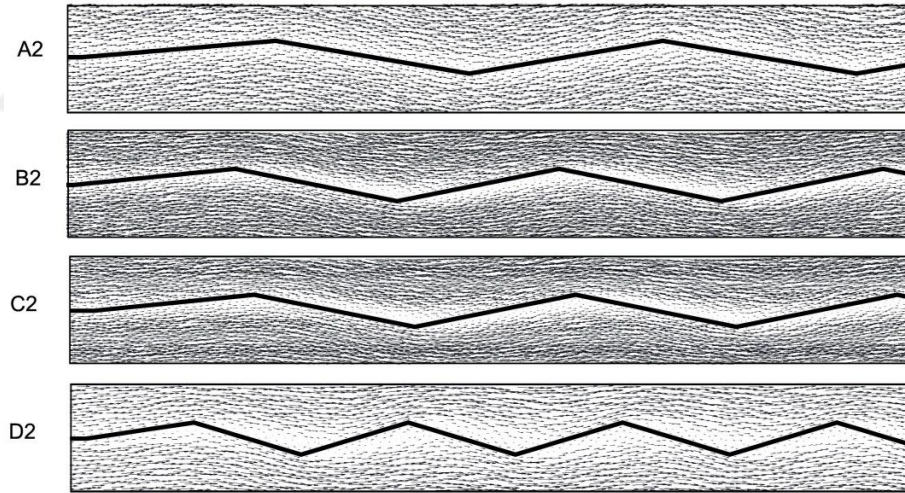
4.4.1.2 Dalga Yüksekliğinin $h=0,6$ mm Olduğu Modellerin Sonuçları

Dalga yüksekliğinin yarıya düşürülmesi kanatların açısını değiştirmiş akışın kanat yüzeyini takip edebilme eğilimi daha da artmıştır. Şekil 4.8 ve 4.9'da dalga yüksekliği

$h=0,6$ mm için A2 ($\lambda =20$ mm), B2 ($\lambda =15$ mm), C2 ($\lambda =12$ mm) ve D2 ($\lambda =8$ mm) serbest akım hızı $U=1$ m/s ve $U=4$ m/s için hız vektörleri verilmiştir. Hava giriş hızının 1 m/s olduğu durumda hava kanatları dalga boyu $\lambda=8$ mm'ye (D2) düşünceye kadar takip edebilirken hız 4 m/s'ye çıkarıldığında $\lambda =12$ mm'de (C2) akış ayrılmaları başlamıştır.



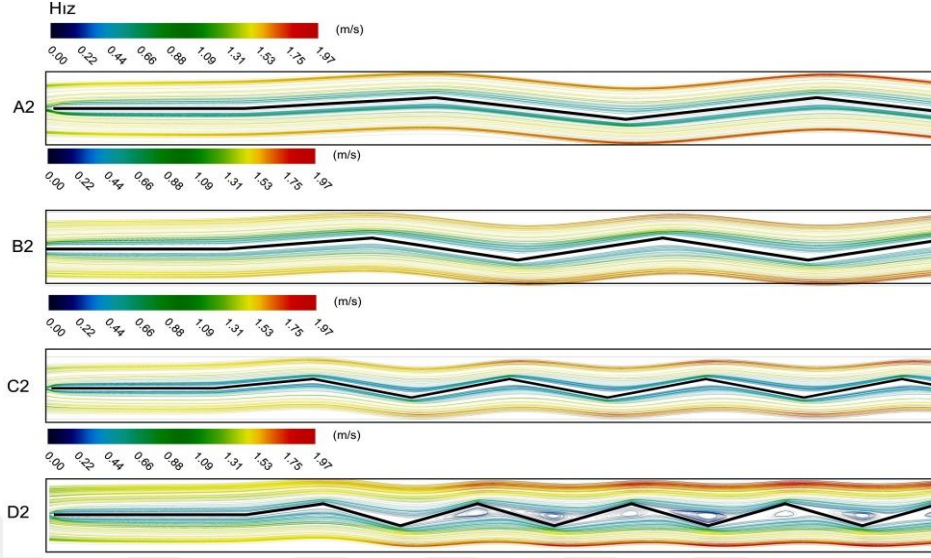
Şekil 4. 8 $h=0,6$ mm ve serbest akım hızı $U=1$ m/s için hız vektörleri



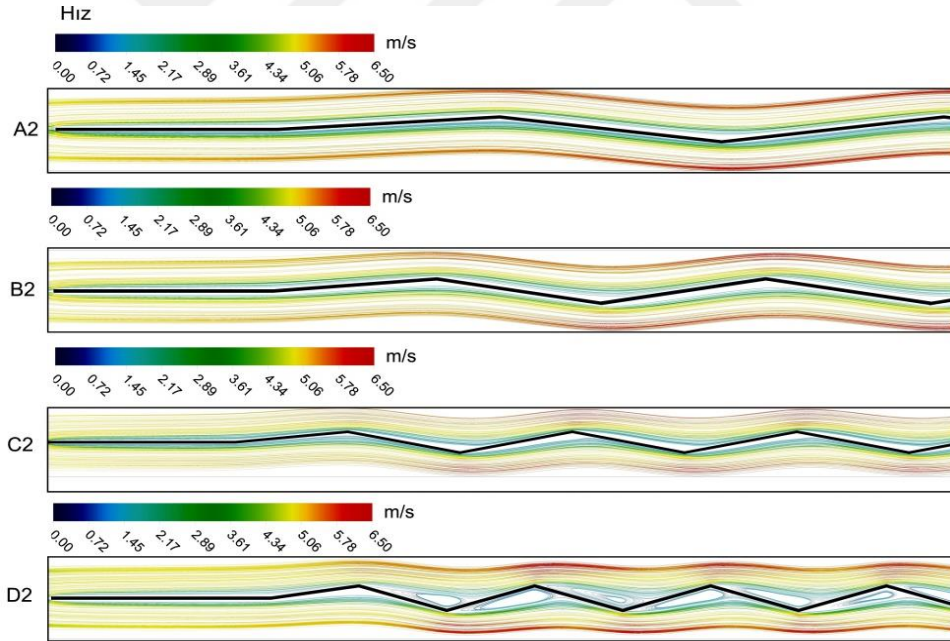
Şekil 4. 9 $h=0,6$ mm ve serbest akım hızı $U=4$ m/s için hız vektörleri

Şekil 4. 10 ve Şekil 4. 11'de sırasıyla hava giriş hızlarının 1 m/s ve 4 m/s değerleri için akım çizgileri verilmiştir. Hız vektörleri sonuçlarında daha önce de belirtildiği gibi hava hızının 1 m/s değerinde A2, B2 ve C2 modellerinde akış tamamen dalga yapısıyla aynı doğrultuda hareket etmektedir. Dalga boyunun en küçük olduğu D2 ($\lambda=8$ mm) modelinde ikinci dalgadan itibaren akış ayrılmaları başlamıştır. Hava hızı 4 m/s'ye

çıkarıldığında akış ayrılması C2 modelinde çok az miktarda oluşmuş, D2 modelinde ise ilk dalgada oluşmuş daha sonraki dalgalarda daha da büyümüştür.



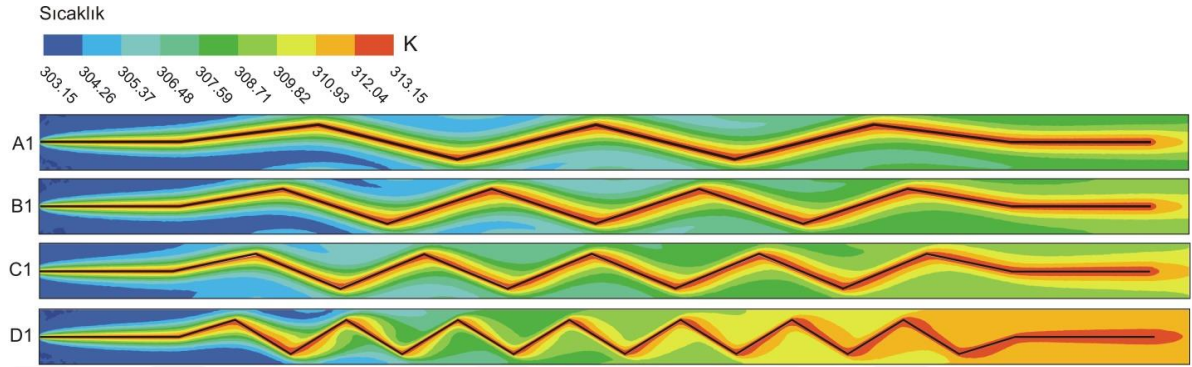
Şekil 4. 10 $h=0,6$ mm ve serbest akım hızı $U=1$ m/s için akım çizgileri



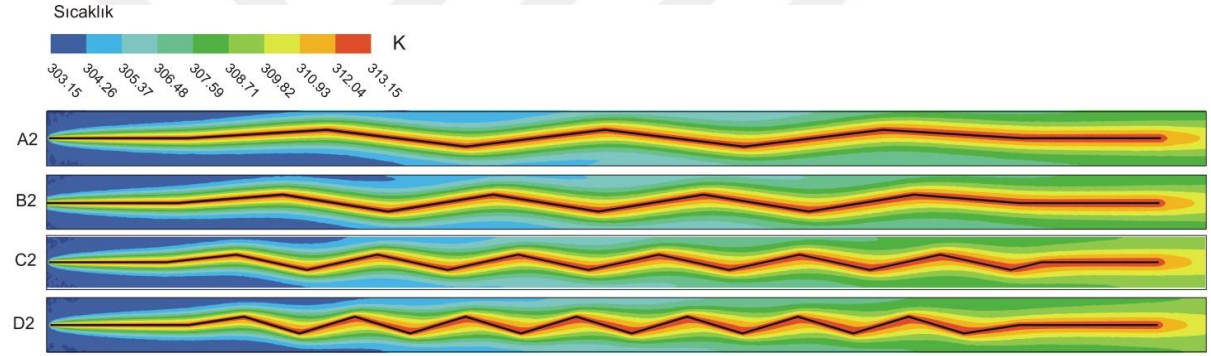
Şekil 4. 11 $h=0,6$ mm ve serbest akım hızı $U=4$ m/s için akım çizgileri

Dalgalı kanatlar akış yolunu uzatırken aynı zamanda türbülans oluşturu yapılar olarak da işlev görmekte sıcak akışkan ve soğuk akışkanın karışımını artırmaktadır. Bunun için sıcaklık eş düzey eğrileri sonuçları hava giriş hızının 1 m/s değeri için Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'te dalga yüksekliğinin sırasıyla $h=1,25$ mm ve 0,6 mm değerleri için verilmiştir. A2 modeli kanat dalga açısının en yüksek olduğu modeldir. Kanat cidarındaki ısıl sınır

tabaka kırılmadan büyüyerek devam ederken dalga boyu küçüldükçe akışkan karışım miktarının arttığı görülebilmektedir. D2 ve D1 modellerinde (en düşük dalga boyunda) akış ayrılmalarından meydana gelen ısı art izleri soğuk ve sıcak akışkan karışım miktarını da azaltmaktadır.



Şekil 4. 12 h=1,25 mm ve serbest akım hızı U=1 m/s için sıcaklık eş düzey eğrileri



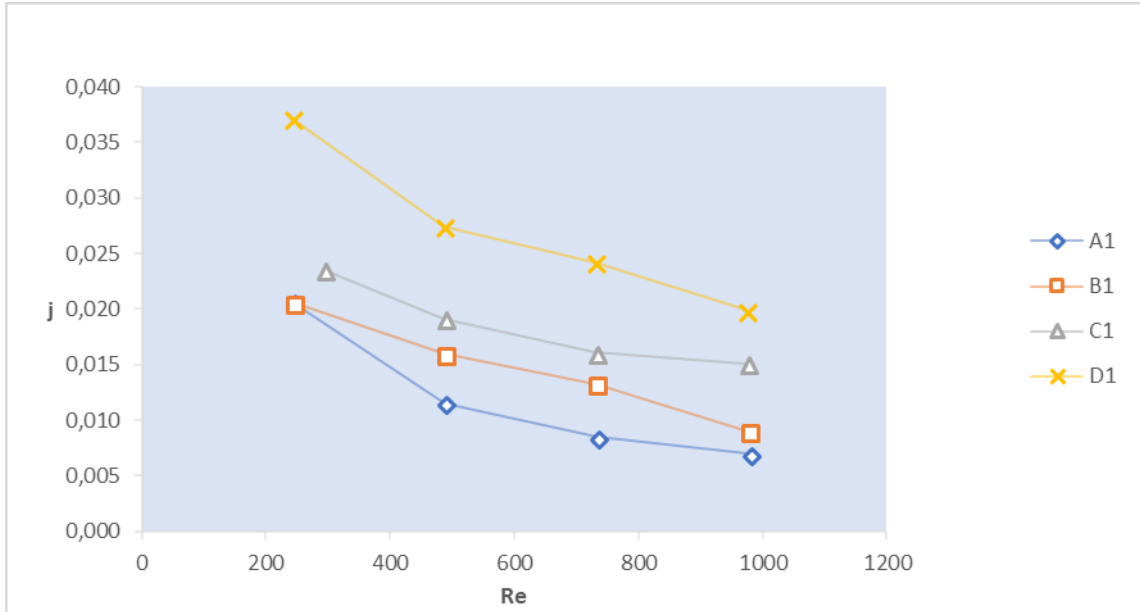
Şekil 4. 13 h=0,6 mm ve serbest akım hızı U=1 m/s için sıcaklık eş düzey eğrileri

4.4.1.3 Modellerin Colburn j ve Fanning f faktörlerinin İncelenmesi

A1, B1, C1 ve D1 modellerinin ısı ve hidrolik performanslarını nicel olarak değerlendirebilmek için farklı dalga boylarında, dalga yüksekliklerinde ve hava hızlarında (Re sayılarında) Colburn j faktörü, Fanning sürtünme faktörü f ve ısıl-hidrolik performansı veren $j/f^{1/3}$ oranları grafikler halinde verilmiştir. Grafiklerin elde edildiği tüm modellere ait hesaplamalar EK'te verilmiş olup grafiklerle birlikte sunulmuştur.

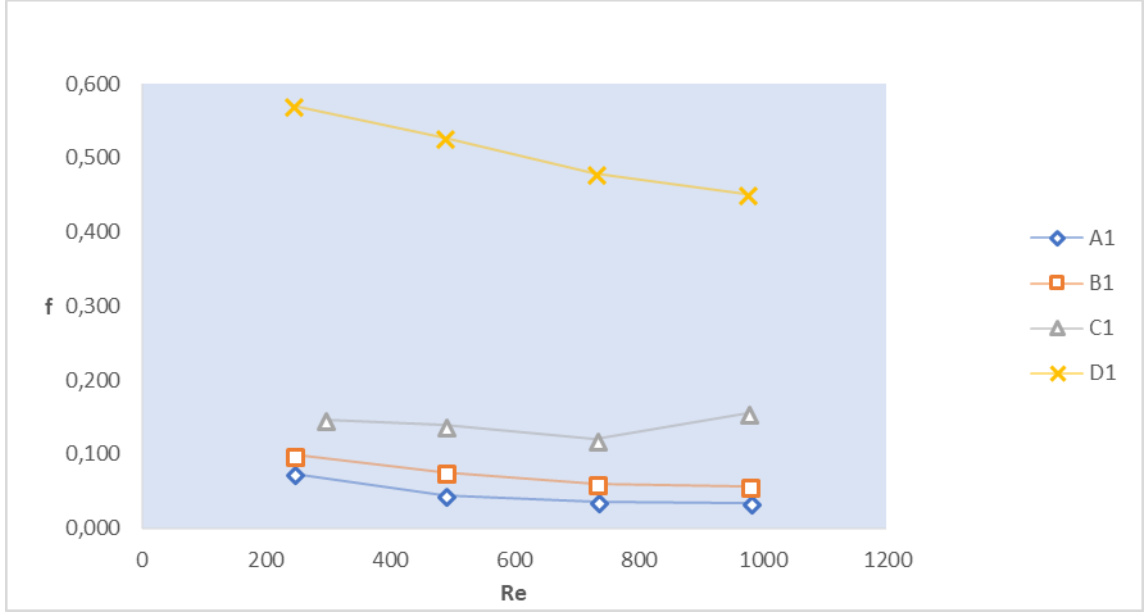
Kanat dalga yüksekliğinin $h=1,25$ mm değeri için farklı kanat dalga boylarında ısı transferi karakteristiği Colburn j faktörü sonuçlarına göre en yüksek ısı performans D1($\lambda=8$ mm) modelinde elde edilmiştir. Dalga boyu $\lambda=8$ mm'den (D1) 20 mm'ye (A1) yükseltildiğinde Colburn j faktörü değerleri Reynolds sayısının en küçük ve en büyük

değerleri için (242, 933) sırasıyla 0,037 ve 0,020 değerlerinden 0,021 ve 0,007 değerlerine düşmüştür.



Şekil 4. 14 h=1,25 mm için dört modelin Colburn j faktörlerinin Re ile değişimi

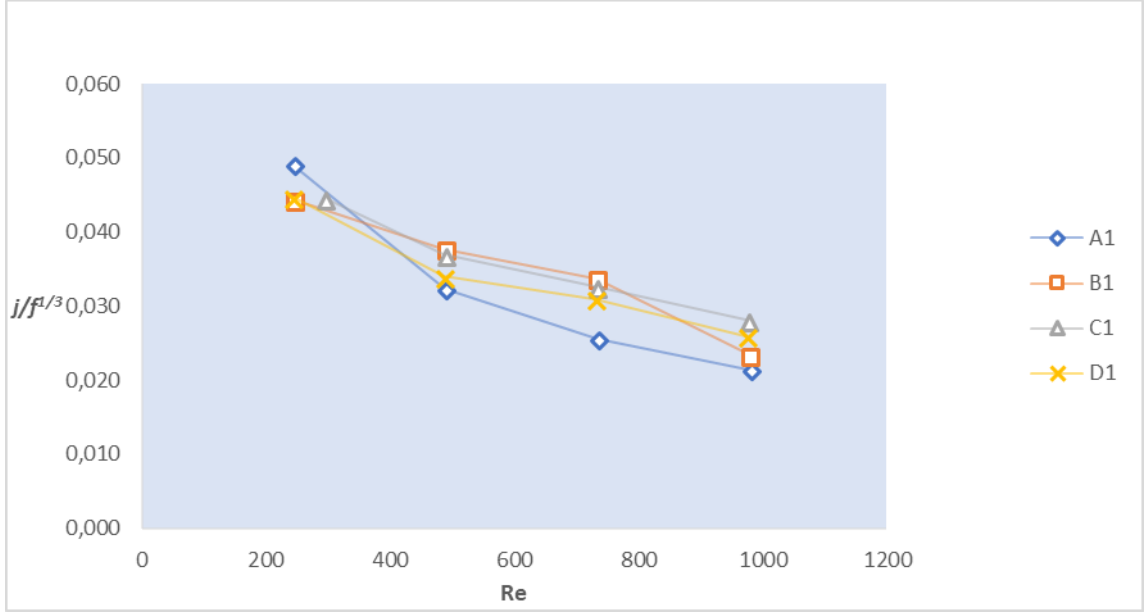
Şekil 4. 15'te aynı modeller için basınç düşüşü karakteristiği olan Fanning sürtünme faktörü f değerleri de j değerleri gibi benzer özellik göstermiş en yüksek değerlerini D1 modelinde, en küçük değerini A1 modelinde almıştır. Tıpkı ısı transferi karakteristiklerinde olduğu gibi dalga boyu en büyük değerinden en küçük değerine küçülürken diğer modellerde sonuçlar bir birine yakın çıkarken D1 modelinde basınç düşüşü aniden artış göstermiştir. Bunun nedeni akım çizgileri sonuçlarından anlaşılabilmektedir. D1 modelinde dalga açısı o kadar daralmıştır ki akış kanat cidarını takip edememiş akış ayrılmaları meydana gelmiştir. Gerek akış uzunluğunun artması, gerek akış ayrılmasından kaynaklı türbülans ve girdap üretimi ısı transferini ve basınç düşüşünü artırmıştır.



Şekil 4. 15 h=1,25 mm için dört modelin Fanning f faktörlerinin Re ile değişimi

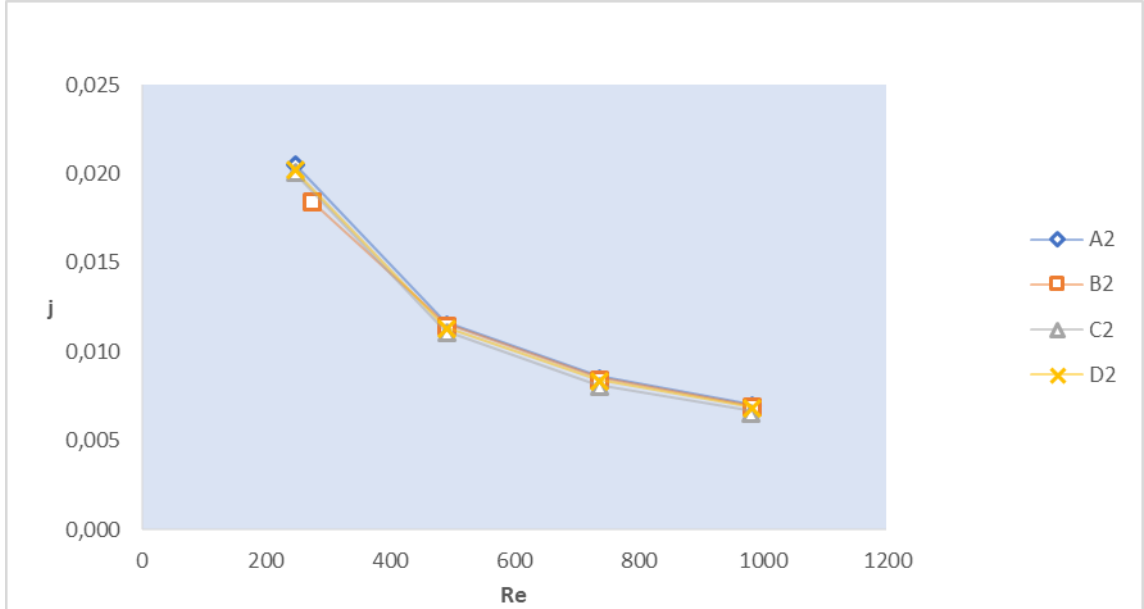
Isı transferi iyileşmesini basınç düşüşünü de dikkate alarak incelemek için ısıl-hidrolik verimi performansı veren Şekil 4.16'daki $j/f^{1/3}$ değerlerine bakmak gerekmektedir. D1 modelinin ısıl performansı en yüksek olsa da basınç düşüşünün yüksek olmasından ötürü ısıl-hidrolik performansı en düşük çıkan model olmuştur. En düşük kanat dalga boyuna sahip D1 modelinin Reynolds sayısının en küçük ve en yüksek değerleri için $j/f^{1/3}$ 0,045 ve 0,026 çıkmıştır. En büyük ısıl-hidrolik performans değerleri A1 modeli için Reynolds sayısının en küçük ve en yüksek değerleri için 0,049- 0,021 aralığında çıkmıştır. A1, B1, C1 ve D1 modellerinde akışkan hızı, dolayısıyla Reynolds sayısı arttıkça ısıl-hidrolik performansı $j/f^{1/3}$ değerleri azalmıştır.

Kanat dalga yüksekliği h=0,60 mm'ye düşürüldüğünde ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerinde değişimler meydana gelmiştir. Şekil 4.17'deki grafik ve Çizelge 4.1 incelendiğinde 0,60 mm dalga yüksekliğinde en yüksek ısı transferi miktarları A2 modelinde gözlemlenmiş, dalga boyu azaldıkça ısı transferi miktarı D2'de en düşük değerlere ulaşmıştır.



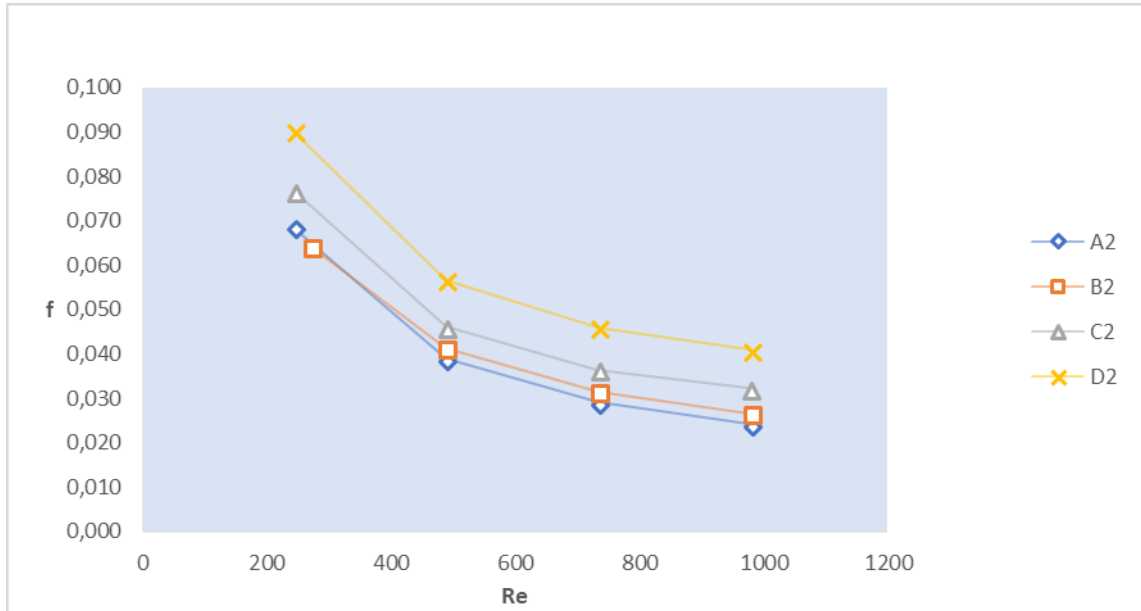
Şekil 4. 16 h=1,25 mm için dört modelin $j/f^{1/3}$ değerlerinin Re ile değişimi

Düşük hızlarda A2 modelinde A1 modeline göre çok az miktarda ısı transferi miktarı artışı olmuştur. B2 modelinde B1 modeline göre en düşük Reynolds sayısında neredeyse sabit bir ısı transferi olmuşken, hız arttıkça ısı transferi miktarı düşmüştür. C2 ve D2 modellerinde, C1 ve D1 modellerine göre ısı transferi miktarı tüm hızlar için gözle görülür şekilde düşmüştür.



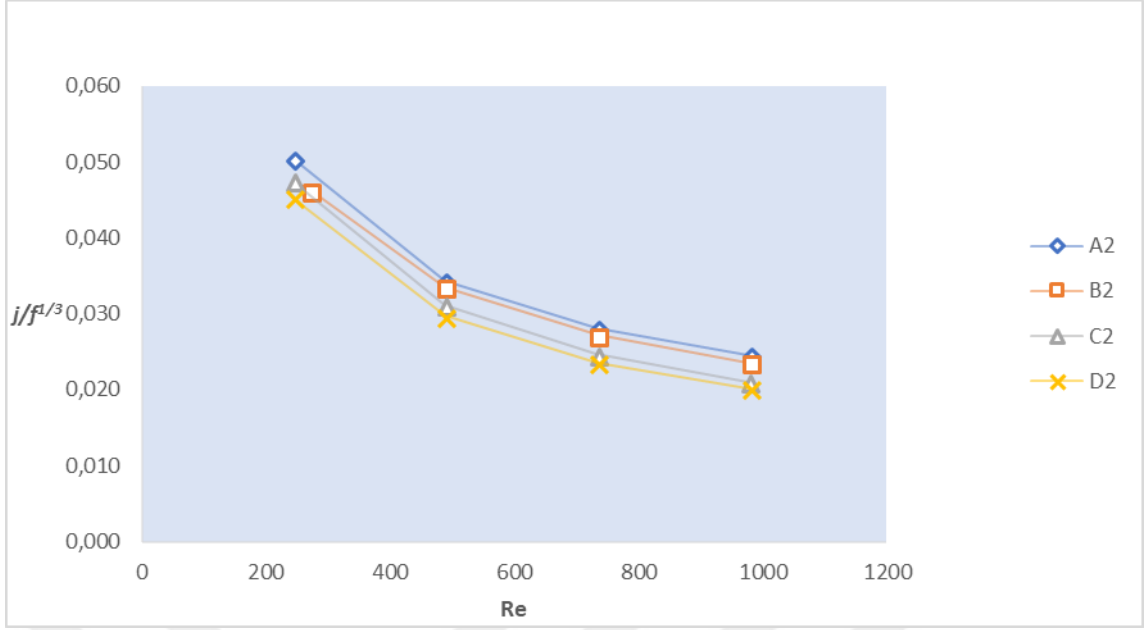
Şekil 4. 17 h=0,60 mm için dört modelin Colburn j faktörlerinin Re ile değişimi

Şekil 4. 18'deki grafikte ve Çizelge 4. 10'da sürtünme faktörü f değerlerine göre de en yüksek basınç düşüşü yine D2 modelinde meydana gelmiştir. Tüm modeller için j değerleri bir birine yakın ölçüde Reynolds sayısı arttıkça azalmıştır.



Şekil 4. 18 $h=0,60$ mm için dört modelin Fanning f faktörlerinin Re ile değişimi

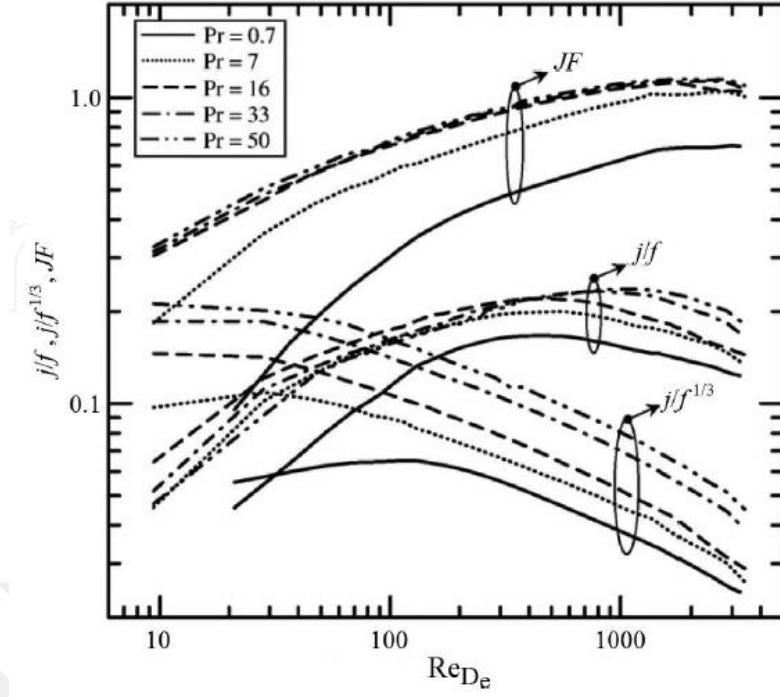
Basınç düşüşü karakteristiği olan f faktörü dalga boyu düştükçe artış göstermiş en büyük değerini dalga boyunun $\lambda=8$ mm olduğu D2 modelinde almıştır. D2 modelindeki basınç düşüşü değeri diğer modellere göre ani artış göstermiş Reynolds sayısının en büyük 978 değeri için ise A2 modeline göre basınç düşüşü daha fazla olmuştur.



Şekil 4. 19 h=0,60 mm için dört modelin $j/f^{1/3}$ değerlerinin Re ile değişimi

Şekil 4.19’de dalga yüksekliği h=0,60 mm için dört modelin ısı-hidrolik performans $j/f^{1/3}$ değerlerinin Re ile değişimi görülmektedir. Dalga yüksekliği yarıya düşürülünce yani A2, B2, C2, D2 modellerinde, bir önceki A1, B1, C1, D1 modellerine göre $j/f^{1/3}$ değerlerinin düştüğü görülmektedir. Dalga yüksekliği yarıya düşürülen dört model arasında tüm hızlar için A2 modelinin ısı performansı en yüksek çıkmasının yanı sıra en düşük basınç kayıplarına sahip olması nedeniyle en iyi ısı-hidrolik performansa sahip olmuştur. Aynı hızlarda dolayısıyla aynı Reynolds sayılarında dalgaboyu azaldıkça ısı-hidrolik performans $j/f^{1/3}$ değerleri düşmektedir.

Bu tez çalışmasında Bölüm 2.5’te Bhowmik ve Lee [29] tarafından uyarlanan üç farklı performans kriterinden (j/f , JF ve $j/f^{1/3}$) akışkan çifti olarak hava-sıvının kullanıldığı ısı değiştiricileri için önerilen $j/f^{1/3}$ ısı-hidrolik performans faktörü tercih edilmiştir. Çalışmalarda elde edilen $j/f^{1/3}$ değerlerinin, Şekil 4.20’deki Bhowmik ve Lee’nin Performans Kriterlerininin değişim grafiğinde olduğu gibi Reynolds sayılarıyla eksponansiyel olarak azaldığıda görülmektedir.



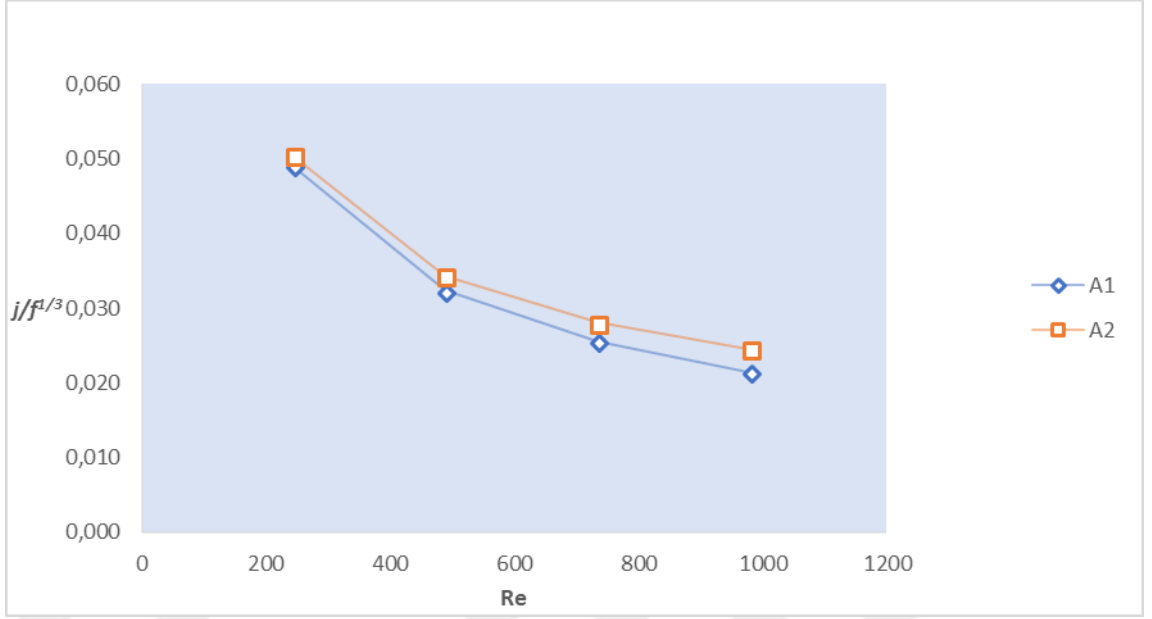
Şekil 4. 20 Bhowmink ve Lee'nin performans eğrileri [29]

4.4.1.4 Sabit Dalga Boyundaki Modellerin Kıyaslanması

Sabit dalga boyuna sahip modelleri ayrı ayrı inceleyerek ısı-hidrolik performans $j/f^{1/3}$ değerlerinin değişimi ayrı grafiklerle sunulmuştur.

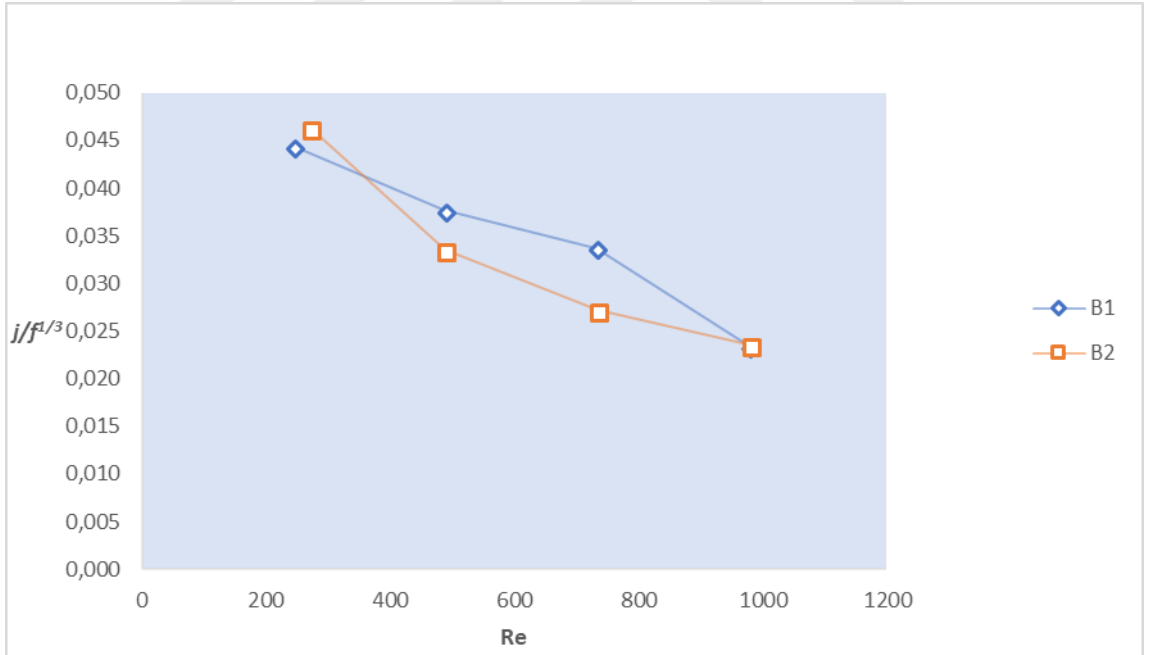
Şekil 4. 21'de dalga boyunun ($\lambda=20$ mm) olduğu A1 ve A2 modellerinde, dalga yüksekliğinin yarıya düşürüldüğü A2 modelinde tüm Reynolds sayılarında ısı-hidrolik performansının üstün olduğu görülmektedir. A2 modelinde A1 modeline göre ısı-hidrolik performansta en düşük ve en yüksek Reynolds sayıları için % 2 – 19 arası iyileşme olmuştur.

Bunun nedeni dalga yüksekliğinin yarıya düşürülmesiyle akış ayrılmalarının daha erken oluşmasından kaynaklandığı ön görülmektedir.



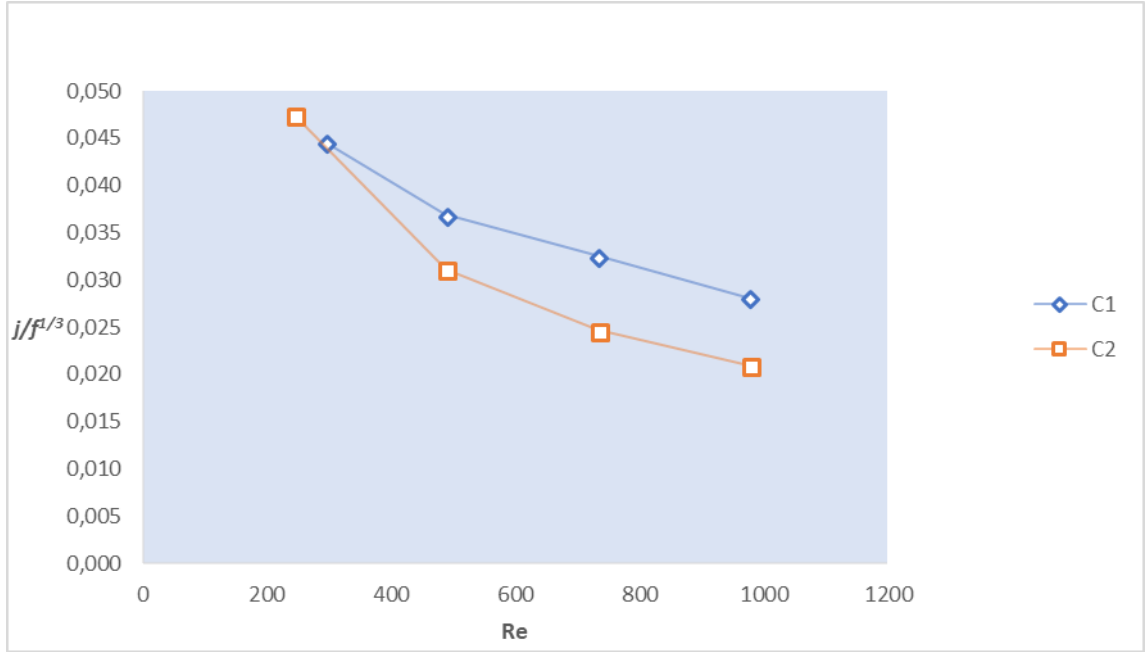
Şekil 4. 21 A1 ve A2 modellerinin $j/f^{1/3}$ değerlerinin Re ile değişimi

Şekil 4.22’de dalga boyunun ($\lambda = 15$ mm) olduğu B1 ve B2 modelleri incelendiğinde, en düşük hava giriş hızında B2 modelinde daha yüksek performans gözlenirken, hava giriş hızı arttıkça performansında da düşüş gözlemlenmektedir.



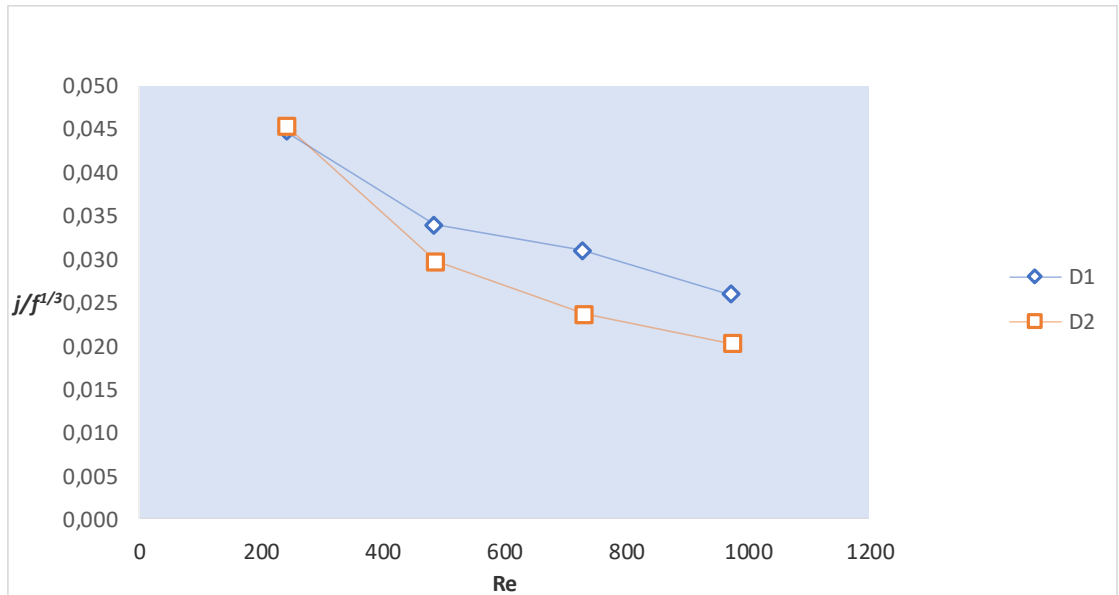
Şekil 4. 22 B1 ve B2 modellerinin $j/f^{1/3}$ değerlerinin Re ile değişimi

Şekil 4.23’de dalga boyunun ($\lambda=12$ mm) olduğu C1 ve C2 modellerinde, dalga yüksekliğinin yarıya düşürüldüğü C2 modelinde aynı hava giriş hızları için performansın kötüleştiği görülmektedir.



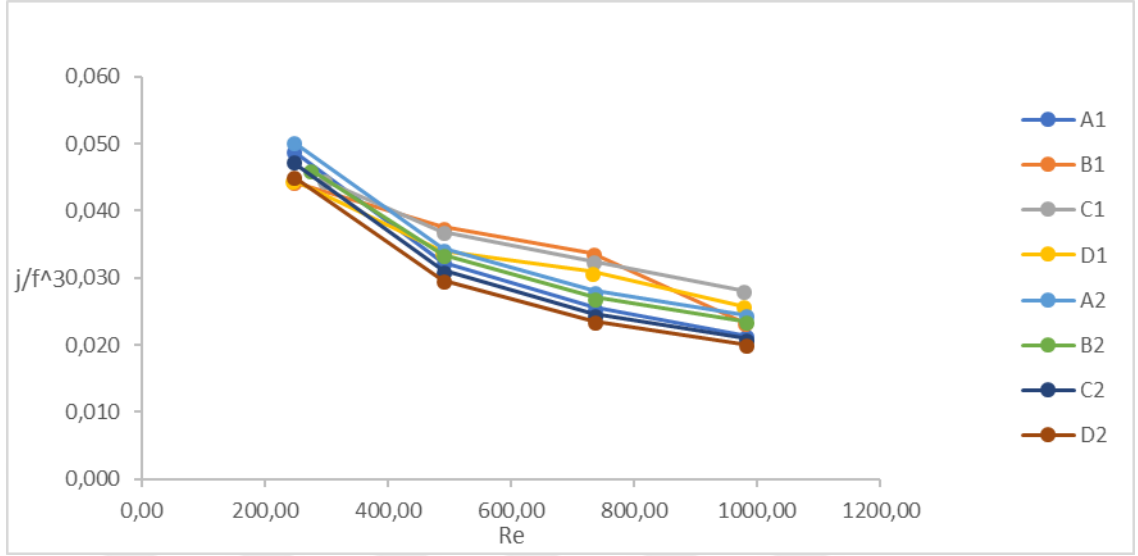
Şekil 4. 23 C1 ve C2 modellerinin $j/f^{1/3}$ değerlerinin Re ile değişimi

Şekil 4. 24’de dalga boyunun ($\lambda=8$ mm) olduğu D1 ve D2 modellerinde, dalga yüksekliğinin yarıya düşürüldüğü D2 modelinde aynı hava giriş hızları için performansın kötüleştiği görülmektedir.



Şekil 4. 24 D1 ve D2 modellerinin $j/f^{1/3}$ değerlerinin Re ile değişimi

Şekil 4. 25'te yukarıda incelenen tüm modellerin ısıl-hidrolik performanslarının Reynolds sayısı ile değişimi toplu grafik halinde tekrar sunulmuştur.



Şekil 4. 25 8 modelin $j/f^{1/3}$ değerlerinin Re ile değişimi

4.4.2 Case 2 Çözümleri (H=0,006 m hatve için)

Bu parametrik tez çalışmasında ana problem tanımı olarak iki farklı dalga yüksekliği için dört farklı dalga boyunda toplam 8 model için sabit kanat hatvesinde (H=0,004 m) analizler yapılmıştı. Dalga yüksekliği ve dalga boyuna göre farklı hava hızlarındaki ısı transfer ve basınç düşümleri hız vektörü, serbest akım çizgileri ve sıcaklık eş yüzey eğrileri gibi akış görselleştirme verileri yorumlanmış ve ANSYS Fluent sonuçlarından alınan değerlerle Excelde işlenen sonuçlar grafikler halinde yukarıda verilmiştir.

Farklı dalga yüksekliği ve dalga boyundaki kanatların hatvesi artırılırsa sonuçlardaki değişimler merak edilmiş ve aynı modeller H=0,006 m hatve için tekrar analizler yapılmıştır. Case 2 analiz sonuçları Çizelge 4. 10'da sunulmuştur.

Çizelge 4. 10 Case 2 için toplam 8 adet kanat modeline ait sonuçlar

CASE 2		U	Q	ΔP	ho	j	f	j/f	j/f ^{1/3}
		(m/s)	(W/m ²)	(Pa)	(W/m ² K)				
h=1,25 mm	A1	1	169,316	0,926	21,23	0,014	0,056	0,248	0,036
	$\lambda=20$	2	225,016	2,895	26,08	0,008	0,043	0,195	0,024
		3	272,186	6,744	30,84	0,007	0,045	0,149	0,019
		4	455,970	8,224	52,51	0,009	0,031	0,277	0,027
	B1	1	172,714	1,357	22,19	0,015	0,085	0,180	0,035
	$\lambda=15$	2	337,565	5,239	43,02	0,015	0,082	0,181	0,034
		3	430,267	11,332	55,26	0,013	0,079	0,161	0,030
		4	555,680	19,048	67,30	0,012	0,074	0,156	0,028
	C1	1	190,360	1,717	24,53	0,017	0,106	0,160	0,036
	$\lambda=12$	2	380,109	9,148	50,75	0,018	0,141	0,125	0,034
		3	507,549	19,181	65,11	0,015	0,131	0,114	0,029
		4	612,841	31,474	76,39	0,013	0,121	0,109	0,027
	D1	1	227,324	14,722	53,422	0,037	0,856	0,043	0,039
	$\lambda=8$	2	407,578	54,564	79,160	0,027	0,792	0,035	0,030
		3	560,903	111,499	98,542	0,023	0,718	0,032	0,025
		4	697,385	187,108	114,928	0,020	0,677	0,029	0,023
h=0,6 mm	A2	1	175,753	0,790	22,501	0,016	0,051	0,305	0,042
	λ	2	234,807	1,982	27,507	0,009	0,032	0,297	0,030
		3	279,641	3,525	31,756	0,007	0,025	0,289	0,025
		4	317,289	5,361	35,418	0,006	0,022	0,283	0,022
	B2	1	175,357	0,833	22,461	0,015	0,053	0,290	0,041
	$\lambda=15$	2	233,910	2,135	27,405	0,009	0,034	0,276	0,029
		3	278,045	3,877	31,577	0,007	0,028	0,262	0,024
		4	314,989	6,015	35,167	0,006	0,024	0,251	0,021
	C2	1	162,244	1,023	21,463	0,015	0,055	0,268	0,039
	$\lambda=12$	2	215,337	2,657	25,676	0,009	0,036	0,247	0,027
		3	288,019	4,291	33,390	0,008	0,026	0,299	0,026
		4	323,164	6,720	36,504	0,006	0,023	0,278	0,022
	D2	1	171,018	0,956	21,884	0,015	0,060	0,251	0,039
	$\lambda=8$	2	226,540	2,532	26,504	0,009	0,040	0,230	0,027
		3	268,504	4,705	30,468	0,007	0,033	0,213	0,022
		4	304,012	7,425	33,940	0,006	0,029	0,201	0,019

Aynı dalga boyunda aynı dalga yüksekliğine sahip modellerin kanat hatvesinin artırılması durumundaki performans değişimini kıyaslamak üzere $U=1$ m/s hızı için sonuçlar Çizelge 4. 11’de verilmiştir.

Çizelge 4. 11 $U=1$ m/s hız için Case 1 ve Case 2 sonuçları

	U=1 m/s	Case 1 (4 mm hatve için)			Case 2 (6 mm hatve için)		
		j	f	$j/f^{1/3}$	j	f	$j/f^{1/3}$
$h=1,25$	A1	0,021	0,074	0,049	0,014	0,056	0,036
	B1	0,021	0,099	0,044	0,015	0,085	0,035
	C1	0,024	0,147	0,045	0,017	0,106	0,036
	D1	0,037	0,571	0,045	0,037	0,856	0,039
$h=0,60$	A2	0,021	0,069	0,050	0,016	0,051	0,042
	B2	0,019	0,064	0,046	0,015	0,053	0,041
	C2	0,020	0,077	0,047	0,015	0,055	0,039
	D2	0,020	0,090	0,045	0,015	0,060	0,039

Aynı dalga boyunda aynı dalga yüksekliğine sahip modellerin kanat hatvesinin artırılması durumundaki performans değişimini kıyaslamak üzere $U=1$ m/s hızı için sonuçlar Çizelge 4. 12’de verilmiştir.

Çizelge 4. 12 $U=4$ m/s hız için Case 1 ve Case 2 sonuçları

	U= 4 m/s	Case 1 (4 mm hatve için)			Case 2 (6 mm hatve için)		
		j	f	$j/f^{1/3}$	j	f	$j/f^{1/3}$
$h=1,25$	A1	0,007	0,034	0,021	0,009	0,031	0,027
	B1	0,009	0,057	0,023	0,012	0,074	0,028
	C1	0,015	0,155	0,028	0,013	0,121	0,027
	D1	0,020	0,452	0,026	0,020	0,677	0,023
$h=0,60$	A2	0,007	0,024	0,025	0,006	0,022	0,022
	B2	0,007	0,027	0,024	0,006	0,024	0,021
	C2	0,007	0,032	0,021	0,006	0,023	0,022
	D2	0,007	0,041	0,020	0,060	0,029	0,019

4.5 Sayısal Çalışmaların Literatürdeki Korelasyon ile Validasyonu

Sayısal veya deneysel çalışmalarda kullanılan methotların ne kadar doğru, tutarlı ve güvenilir olduğu çok önemlidir. Bu nedenle, bu sayısal çalışmada Case 1 için modellenen geometriler ile birebir aynı geometrik ölçülere sahip dalgalı yüzeyler için

literatürde yapılmış deneysel sonuçlarla, Case 1'e ait HAD sonuçlarını kıyaslamak en doğru *validasyon* yöntemidir. Literatürde, iki farklı dalga yüksekliği (1,25 mm ve 0,60 mm) ve dört farklı dalga boyundaki (20 mm, 15 mm, 12 mm, 8 mm) 8 adet modelin tamamı veya herhangi biriyle birebir aynı ölçülere sahip bir tasarım bulunamamıştır.

Bu nedenle, Junqi vd.[13]' ye ait yayında 10,8mm dalga boyu ve 1,50 mm dalga yüksekliği ve 8 mm kanat genişliği için yapılan deneysel çalışmaya ait dalgalı-kanatlı ısı değiştiricilerinin hava tarafı performans korelasyon ifadeleri [13] validasyon için kullanılmıştır.

$$j = 0,0836 \text{ Re}^{-0,2309} \left(\frac{Fp}{Fh}\right)^{0,1284} \left(\frac{Fp}{2A}\right)^{-0,153} \left(\frac{Ld}{L}\right)^{-0,326} \quad (4.1)$$

$$f = 1,16 \text{ Re}^{-0,309} \left(\frac{Fp}{Fh}\right)^{0,3703} \left(\frac{Fp}{2A}\right)^{-0,25} \left(\frac{Ld}{L}\right)^{-0,1152} \quad (4.2)$$

Junqi vd.'nin j ve f korelasyonunda F_p kanat hatvesini, L_d kanat uzunluğunu, L dalga boyunu, F_h kanat genişliğini, $2A$ dalga yüksekliğini tanımlamaktadır. Denklem 4.3 ve 4.4'de, yukardaki korelasyon ifadeleri bu tez çalışmasında tercih edilen simge ve indislerle tekrar yazılmıştır.

$$j = 0,0836 \text{ Re}^{-0,2309} \left(\frac{H}{w}\right)^{0,1284} \left(\frac{H}{h}\right)^{-0,153} \left(\frac{L}{\lambda}\right)^{-0,326} \quad (4.3)$$

$$f = 1,16 \text{ Re}^{-0,309} \left(\frac{H}{w}\right)^{0,3703} \left(\frac{H}{h}\right)^{-0,25} \left(\frac{L}{\lambda}\right)^{-0,1152} \quad (4.4)$$

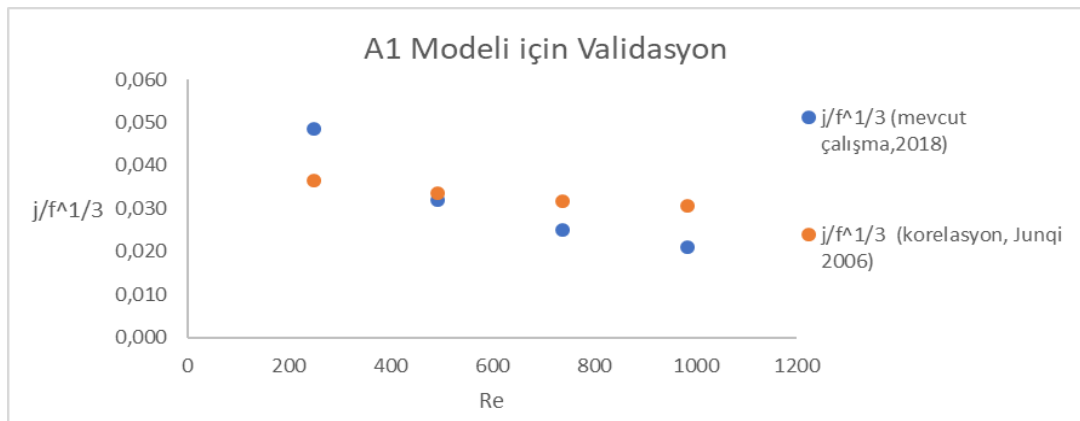
$$I_{\text{OrtalamaSapma}} = \frac{1}{N} \left[\sum \frac{j / f^{1/3}_{\text{Junqi,korelasyon}} - j / f^{1/3}_{\text{mevcutcalisma}}}{j / f^{1/3}_{\text{mevcutcalisma}}} \right] \quad (4.5)$$

Case 1 analiz sonuçlarıyla Junqi'nin korelasyonu ile elde edilen sonuçların kıyası Çizelge 4.13'te sunulmuştur.

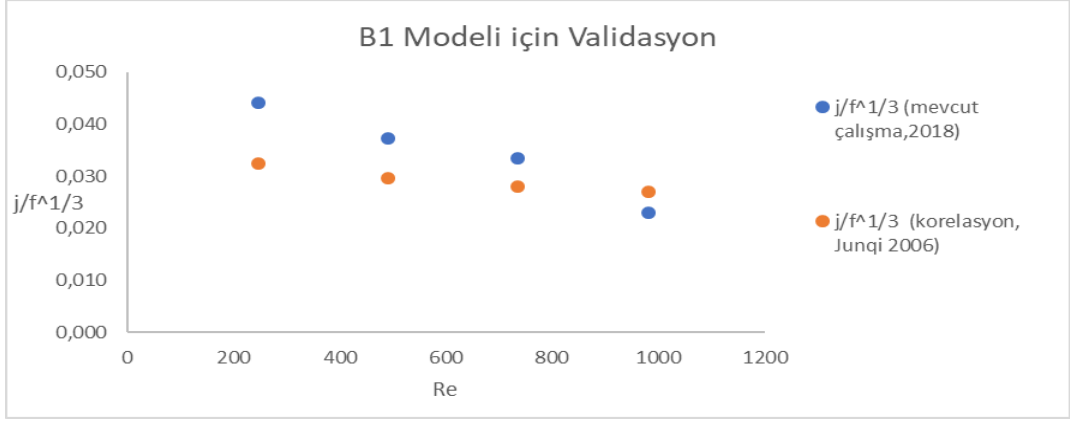
Çizelge 4. 13 HAD analizleri ile Korelasyon Sonuçlarının Kıyaslanması

		U	Reynolds	$j/f^{1/3}$	$j/f^{1/3}$	Sapma	İOrt.Sapma
		(m/s)	Sayısı	2018, Mevcut Çalışma	2006, Junqi		
h=1,25 mm	A1	1	243	0,049	0,037	-0,24	0,12
	λ=20	2	488	0,032	0,034	0,05	
		3	733	0,026	0,032	0,26	
		4	978	0,021	0,031	0,45	
	B1	1	243	0,044	0,033	-0,26	0,11
	λ=15	2	487	0,038	0,030	-0,20	
		3	732	0,034	0,028	-0,16	
		4	977	0,023	0,027	0,17	
	C1	1	294	0,045	0,029	-0,35	0,23
	λ=12	2	487	0,037	0,027	-0,26	
		3	731	0,033	0,026	-0,21	
		4	975	0,028	0,025	-0,12	
	D1	1	242	0,045	0,025	-0,45	0,32
	λ=8	2	486	0,034	0,023	-0,33	
		3	729	0,031	0,022	-0,30	
		4	974	0,026	0,021	-0,20	

A1 modelinin HAD sonuçlarından hesaplanan j/f değeriyle, Junqi'ye ait korelasyona ait sonuçlar birbiriyle uyumlu olup, ortalama sapma ise % 12 olarak hesaplanmıştır.

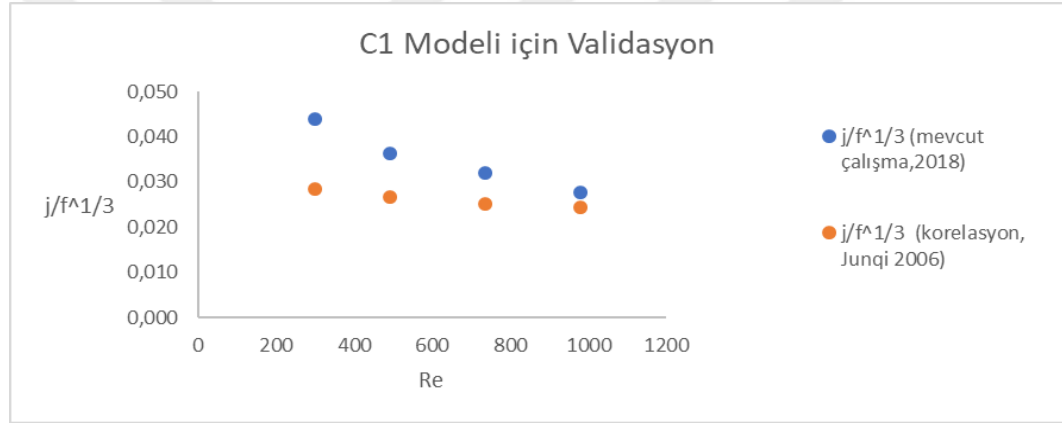


Şekil 4. 26 A1 modeline ait $j/f^{1/3}$ değerinin korelasyon ile kıyaslanması



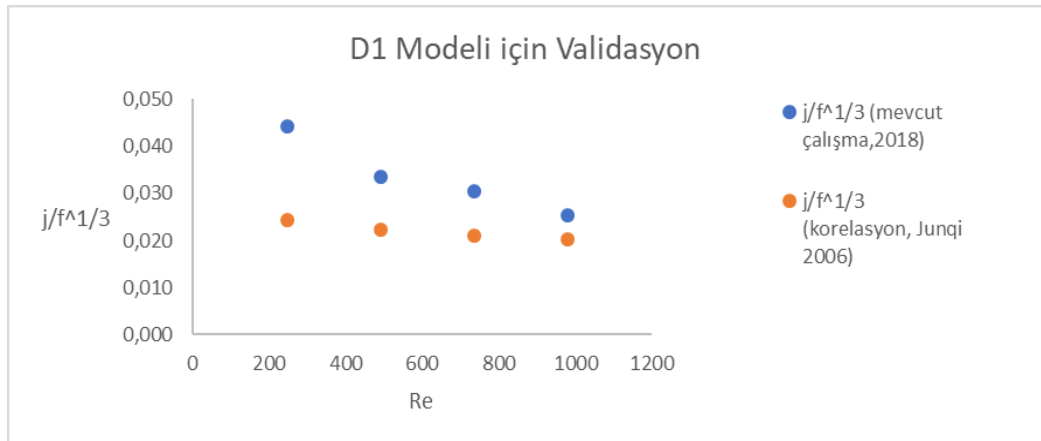
Şekil 4. 27 B1 modeline ait $j/f^{1/3}$ değerinin korelasyon ile kıyaslanması

B1 modelinin HAD sonuçlarından hesaplanan $j/f^{1/3}$ değeriyle, Junqi'ye ait korelasyona ait sonuçlar birbiriyle uyumlu olup, ortalama sapma ise % 11 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4. 28 C1 modeline ait $j/f^{1/3}$ değerinin korelasyon ile kıyaslanması

C1 modelinin HAD sonuçlarından hesaplanan $j/f^{1/3}$ değeriyle, Junqi'ye ait korelasyona ait sonuçlar birbiriyle uyumlu olup, ortalama sapma ise % 23 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4. 29 D1 modeline ait $j/f^{1/3}$ değerinin korelasyon ile kıyaslanması

D1 modelinin HAD sonuçlarından hesaplanan $j/f^{1/3}$ değeriyle, Junqi'ye ait korelasyona ait sonuçlar birbiriyle uyumlu olup, ortalama sapma ise % 32 olarak hesaplanmıştır.



SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu parametrik tez çalışmasında dalgalı-kanatlı ısı değıştircilerinin ısı ve hidrolik performansları farklı dalga boyları ve dalga yükseklikleri için değışik hava hızlarında üç boyutlu olarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğı yöntemiyle incelenmiştir. Sonuçlar akım çizgileri, hız vektörleri, sıcaklık eş düzey eğrileri gibi akış görselleştirme yöntemiyle akış fiziğı açısından değerlendirilmiş, ısı ve hidrolik performans ise ısı transferi karakteristiğı Colburn j faktörü, basınç düşüşü karakteristiğı olan sürtünme faktörü f ve bunların oranı olan $j/f^{1/3}$ olarak sunulmuştur.

Sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- ✓ Sabit dalga yüksekliğinde dalga boyunun azaltılması akış ayrılmalarının daha erken olmasına neden olmuştur. Akış ayrılmasının daha erken oluşması türbölans üretimini artırırken aynı zamanda akış ayrılması baloncuklarının ve dolayısıyla ısı art izlerinin büyümesine neden olmuştur.
- ✓ Kanat dalga yüksekliğinin $h=1,25$ mm değeri için farklı kanat dalga boylarında ısı transferi karakteristiğı Colburn j faktörü ve basınç düşüşü karakteristiğı olan sürtünme faktörü f sonuçlarına göre en yüksek ısı performans ve en yüksek basınç düşüşü dalga boyunun $\lambda = 8$ mm olduğu D1 modelinde elde edilirken en düşük ısı performans ve en düşük basınç düşüşü değeri dalga boyunun $\lambda = 20$ mm olduğu A1 modelinde elde edilmiştir. Isıl-hidrolik performansın birlikte sunulduğu $j/f^{1/3}$ değeri ise en yüksek A1 modelinde elde edilmiştir.

- ✓ Kanat dalga yüksekliği $h=0,6$ mm'ye düşürüldüğünde ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerinde değişimler meydana gelmiştir. Bu dalga yüksekliğinde genel olarak dalga boylarındaki modellerde ısı transferi ve basınç düşüşü değerleri azalmıştır. Bu dalga yüksekliğinde Colburn j değerlerine göre en yüksek ısı transferi dalga boyunun en küçük olduğu D2 ($\lambda=8$ mm) modelinde elde edilirken, sürtünme faktörü f değerlerine göre de en yüksek basınç düşüşü yine D2 modelinde meydana gelmiştir. Isıl-hidrolik performansın birlikte sunulduğu $j/f^{1/3}$ değeri ise en yüksek A2 modelinde elde edilmiştir
- ✓ Isıl-hidrolik performans $j/f^{1/3}$ sonuçları genel olarak dalga yüksekliğinin $h=1,25$ mm olduğu modellerde daha düşük çıkmıştır. Dalga yüksekliği $h=0,6$ mm'ye düşürüldüğünde ise $j/f^{1/3}$ değerleri genel olarak daha yüksek çıkmıştır.
- ✓ Kanat hatvesinin 4 mm'den 6 mm'ye çıkarıldığı Case 2 analizlerinde ise tüm hız değerlerinde j , f ve $j/f^{1/3}$ performans faktörleri her iki dalga yüksekliğinde (1,25 ve 0,60 mm) genellikle düşük çıkmıştır.
- ✓ Parametrik tez çalışmasına ait HAD çözüm yöntemi ve ısıl-hidrolik $j/f^{1/3}$ performans sonuçlarının uygulabilirliğinin doğrulanması için 0,15 kanat kalınlığı ve 1,25 mm dalga yüksekliğe sahip modellere (A1,B1,C1,D1) en yakın ölçülere Junqi vd.'ne ait çalışmada rastlanılmıştır. HAD analizlerinin doğrulanması için Junqi'ye ait yayındaki 0,20 mm kanat kalınlığı ve 10,8 mm dalga boyuna sahip dalgalı yüzeyler için önerilen deneysel çalışmanın korelasyonları kullanılmıştır. A1 modeli için $j/f^{1/3}$ ortalama sapma % 12, B1 modeli için % 11, C1 modeli için % 23 ve D1 modeli için ise % 32 olarak hesaplanıp çizelge ve grafikler halinde sunulmuştur. HAD analizlerine ait ısıl-hidrolik $j/f^{1/3}$ değerlerinin Junqi'nin korelasyon sonuçlarından biraz daha fazla olmasının nedeninin birebir aynı geometriye sahip olmayan dalgalı yüzeylerden olduğu açıktır. Buna rağmen dört model için %11-32 arasında uyumluluk gözlemlenmesi mevcut tez çalışmasında kullanılan HAD çözüm yöntemlerinin uygun olduğunu göstermektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Glazar, V., Trp, A. ve Lenic, K., (2012). "Numerical Study of Heat Transfer and Analysis of Optimal Fin Pitch in a Wavy Fin-and-Tube Heat Exchanger," Heat Transfer Engineering, 33: 88–96.
- [2] Bhuiyan, A. A., Ruhulamin, M., Naser, J. ve Sadrulislam, A. K. M, (2015). "Effects of Geometric Parameters for Wavy Finned Tube Heat Exchanger in Turbulent Flow: A CFD Modeling," Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT), 6: 5.
- [3] Chavan, V., ve Arakerimath, (2016). "CFD Based Heat Transfer analysis of various Wavy Fin-and-Tube Heat Exchanger", International Journal of Current Engineering and Technology, 5: 258-261
- [4] Aliabadi, M. K., Samani, M.G., Hormozi, F. ve Haghighi. A., (2011). "3D CFD Simulation and Neural Network Model for the j and f factors of the Wavy Fin and Flat Tube Heat Exchangers", Brazilian Journal of Chemical Engineering, vol 28:3: 505-520.
- [5] Zhang, Q., Quin S. ve Ma, R., (2016). "Simulation and Experimental Investigation of the Wavy Fin and tube Intercooler," Case Studies in Thermal Engineering, 8:32-40.
- [6] Tsai, S.F., Sheu T.W.H. ve Lee, S. M., (1999). "Heat Transfer in a Conjugate Heat Exchanger with a Wavy Fin Surface," International Journal of Heat and Mass Transfer, 42:1735-1745.
- [7] Jang, J. Y. ve Chen, L. K., (1996). "Numerical Analysis of Heat Transfer and Fluid Flow in a Three-Dimensional Wavy Fin and Tube Heat Exchanger," International Journal Heat Mass Transfer, 40:16, 3981-3990.
- [8] Wolf, I., Frankovic B. ve Vilicic, I., (2006). "A Numerical and Experimental Analysis of Heat Transfer in a Wavy Fin and Tube Heat Exchanger", Energy and the Enviromental, 91-101
- [9] Dwivedi, V. D. ve Rai R., (2015). "Modeling and Fluid Flow Analysis of Wavy Fin Based Automotive Radiator", International Journal of Engineering Research and Applications, 5: 17-26.

- [10] Bhuiyan, A.A., Ruhul Amin M., Naser J. ve Sadrul Islam A. K. M., (2015). "Effects of Geometric Parameters for Wavy Finned Tube Heat Exchanger in Turbulent Flow: A CFD Modeling," *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*, 6: 5.
- [11] Sarıçay, T. ve Erbay, B., (2008). "Bir Derin Dondurucu Buharlaştırıcısının Isıl Hidrolik Performansının Sayısal Değerlendirilmesi", *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 28: 33-41
- [12] Wongwises, S. ve Chokeman, Y., (2005). "Effect of fin pitch and number of tube rows on the air side performance of herringbone wavy fin and tube heat exchangers", *Energy Conversion and Management*.
- [13] Jungi, D., Jiangping, C., Zhijiu, C., Yimin, Z. ve Wenfeng, Z., (2007). "Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for the Wavy Fin and Flat Tube Heat Exchangers", *Applied Thermal Engineering*, 27: 2066-2073.
- [14] Wang, C.C, Fu, W.L. ve Chang, C.T. (1997). "Heat transfer and Friction Characteristics of Typical Fin and Tube Heat Exchangers", *Experimental Thermal and Fluids Science*, 14: 174-186.
- [15] Jabardo, J.M.S., Filho, J.R. ve Salamanca A. (2006). "Experimental study of the air side performance of louver and wave fin-and-tube coils", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 30: 621–631
- [16] Kim, N.H., Ham, J.H., Cho, J.P., (2008). "Experimental investigation on the airside performance of fin-and-tube heat exchangers having herringbone wave fins and proposal of a new heat transfer and pressure drop correlation", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 22 : 545-555
- [17] Rathod, M.K., Niyati, K.S. ve Prabhakaran, P., (2007). "Performance evaluation of flat finned tube fin heat exchanger with different fin surface", *Applied Thermal Engineering*, 27: 2131–2137
- [18] Wang, C.C., Liaw, J.S. ve Yang B.C., (2011). "Airside performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers data with larger diameter tube", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54: 1024-1029.
- [19] Canbaz, H., (2011). Kanatlı Borulu Bir Isı Değiştiricisindeki Isı Geçişinin Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [20] Özel, G., (2015). Kombilerde kullanılan ısı değiştiricisinin sayısal analizi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.
- [21] Yıldız, A. B., (2013). Basıncılı Hava Kurutucusu Isı Geri Kazanım Ünitesi Isı Değiştiricisi Tasarımı ve HAD kullanılarak Sayısal Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
- [22] Incropera, F. P. ve DeWitt, D.P., (2002), *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley, New York.
- [23] <http://www.smartclima.com/finned-u-tube-air-cooled-heat-exchanger.htm>

- [24] Mon, S., (2003), Numerical Investigation of Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop in Circular Finned-Tube Heat Exchangers, Doktora Tezi, Bergakademie Freiberg Üniversitesi, Almanya.
- [25] Kocaman, Y. ve Tosun, H., (2013). “Kanatlı Borulu Isı Değiştiricileri”, Mühendis ve Makina, 54(646): 27-36.
- [26] Yeşil, Ç., (2007), Kanatlı Borulardaki Dış Akış ve Konjuge Isı Transferi Mekanizmasının Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [27] Çengel, Y., (2014). Isı ve Kütle Transferi: Pratik Bir Yaklaşım, Üçüncü Baskı, İzmir, Türkiye.
- [28] Genç, Y., (2014). Plakalı Isı Değiştiricilerin HAD Simülasyonlarının Yapılması ve Deneysel Verilerle Doğrulanması, Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [29] Bhowmik, H. ve Lee, K.S., (2009). Analysis of heat transfer and pressure drop characteristics in an offset strip fin heat exchanger, International Communications in Heat and Mass Transfer. 36(3):259–263.
- [30] Wang, L., Sundén, B., Manglik, R.M., (2007). Plate Heat Exchangers Design, Applications and Performance, WIT Press, Boston.
- [31] Kakaç, S., Hongtan, L., Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design, CRC Press, ABD, 2002.
- [32] Shah, R.K., Sekulić, D.P, Fundamentals of Heat Exchanger Desing, Birinci Baskı, John Wiley & Sons, Inc., New Jersey, 2003.
- [33] Kays W. M. ve London, A. L., (1998). Compact Heat Exchangers, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, ABD.
- [34] Kaykayoğlu, C.R., Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniğine Giriş Ders Notları, İstanbul, 1994.
- [35] <http://analizsimulasyon.com/2014/12/29/muhendislik-problemleri-cozum-yontemleri/>
- [36] Kaya, F. ve Karagöz, İ., (2007). “Girdaplı Akışlarda Türbülans Modellerinin Uygunluğunun İncelenmesi”, Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 12(1): 85-96.
- [37] Okbaz, A., Olcay, A. B. ve Pınarbaşı, A., (2017). “Panjur Kanatlı Isı Değiştiricilerin Performansının Deneysel ve HAD Yaklaşımıyla İncelenmesi”. Mühendis ve Makine, 58(687): 41-55.
- [38] Wolf, I., Frankovic, B. ve Vilicic, I. (2006). Energy and the Environment, 91-101.
- [39] Durmaz, M., (2007). Isı Geri Kazanım Isı Değiştiricilerinin Bilgisayar Yardımıyla Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- [40] Erbay, B., (2013). “Kompakt Isı Değiştiricileri”, Mühendis ve Makine, 54(646): 37- 48.



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Abdullah Tekin BARDAKCI
Doğum Tarihi ve Yeri : 05. 02. 1987 Konya İli / Seydişehir İlçesi
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : atekinbardakci@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Isı Proses	Yıldız Teknik Üniversitesi	2018
Lisans	Isı Proses	Yıldız Teknik Üniversitesi	2012
Lise	Fen Bilimleri	Mahmut Esat Anadolu Lisesi	2005

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2015	NKÜ Yapı İşleri ve Teknik Daire Başk.	Mekanik Tesisat Müh.
2017	Makina ve Kimya Endüstrisi, Ankara	Üretim ve Planlama Müh.

YAYINLARI

Makale

1. Bardakcı, A. T., Kürekçi, A. ve Emanet, Ö., (2012). “Türkiye’nin Tüm İlleri İçin Optimum Yalıtım Kalınlığının Belirlenmesi”, MMO Tesisat Mühendisliği Dergisi, 131: 5-21.
2. Bardakcı, A. T., Okbaz, A., Doğan, A. ve Pınarbaşı, A., (2017). “Dalgalı Kanatlı Isı Değiştiricilerinin Isıl ve Hidrolik Performansının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yaklaşımı ile İncelenmesi”, MMO Tesisat Mühendisliği Dergisi, 159: 5-14.

