

Kompakt Isı Değiştiricilerde Kanat Tasarım Parametrelerin Isı Değiştirici Verimine Etkisi

Zeynep elik

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Mayıs 2017

The Effect of Fin Design Parameters on Efficiency of Compact Heat Exchanger

Zeynep Çelik

MASTER OF SCIENCE THESIS

Department of Mechanical Engineering

May 2017

Kompakt Isı Değiştiricilerde Kanat Tasarım Parametrelerin Isı Değiştirici Verimine Etkisi

Zeynep elik

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

Danışman: Prof. Dr. Zekeriya ALTAÇ

Mayıs 2017

ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans öğrencisi Zeynep Çelik'in YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı "Kompakt Isı Değiştiricilerde Kanat Tasarım Parametrelerin Isı Değiştirici Verimine Etkisi" başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek oy birliği ile kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Zekeriya Altaç

İkinci Danışman : -

Yüksek Lisans Tez Savunma Jürisi:

Üye: Prof. Dr. Zekeriya Altaç

Üye : Doç. Dr. Necati Mahir

Üye : Doç. Dr. Özer Aydın

Üye :

Üye :

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Hürriyet ERŞAHAN
Enstitü Müdürü

ETİK BEYAN

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre, Prof. Dr. Zekeriya ALTAÇ danışmanlığında hazırlamış olduğum ‘Gövde Borulu Eşanjörlerde Kanat Tasarım Parametrelerinin Eşanjör Verimine Etkisi’ başlıklı YÜKSEK LİSANS tezimin özgün bir çalışma olduğunu; tez çalışmamın tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı; tezimde verdiğim bilgileri, verileri akademik ve bilimsel etik ilke ve kurallara uygun olarak elde ettiğimi; tez çalışmamda yararlandığım eserlerin tümüne atıf yaptığımı ve kaynak gösterdiğimi ve bilgi, belge ve sonuçları bilimsel etik ilke ve kurallara göre sunduğumu beyan ederim. 09/05/2017

Zeynep ÇELİK

ÖZET

Bu çalışmada şofben ısı değıştiricisi üzerinde ısı verimi artırmak için yapılan değışikliklerin etkisi incelenmiştir. Bu tasarım değışikliklerinin, ele alınan mevcut ısı değıştiricisindeki kanat sayısını, boru profilini, kanat dış boyutlarını, boru geçiş sayısı gibi parametreleri değıştirmeden, sadece kanat üzerinde yer alan yanma gazlarının akışını düzenleyen yönlendiriciler üzerinde değışiklik yapılarak verim üzerindeki etkisi incelenmiştir. FLUENT ticari yazılımı kullanılarak bu tasarım değışikliklerinin akış ve ısı performansını belirlemek için sayısal analizler yapılmıştır. Sayısal modelleme için gerekli sınır koşullarını belirlemek için deneysel olarak ölçülen değerler kullanılarak mevcut durum öncelikle analiz edilmiştir. Toplamda altı adet yeni kanat tipi önerilmiş ve bu önerilen kanat tipine göre oluşturulan Deneme-1, -2, -3, -4, -5 ve Deneme-6 olarak adlandırılan modellerin sayısal analizi yapılmıştır. Bu modellerden ilk dört kanat tipinde, boruların arasında ikişer adet L bükümlü yönlendirici kullanılmıştır. Bu yönlendiricilerin konumları yukarı ve aşağı olarak değıştirilerek dört farklı model (Deneme-1, -2, -3 ve -4) oluşturulmuştur. Deneme-5 ve Deneme-6 olarak adlandırılan modellerde ise iki borunun tam arasına farklı genişliklerde hava kanalı eklenmiştir. Deneme-4, mevcut durumdan daha kötü sonuç vermiştir. Diğer modellerin ısı verimi mevcut duruma göre sayısal analizde % 3-6 arasında artarken, Deneme-2 modelinde %10,5 artış ile en iyi sonuç elde edilmiştir. Şofben baca çıkışında emisyon değerinin artmaması performans açısından bir diğer önemli kriterdir. Ortalama çıkış hızının azalması, emisyon değerini artırabilmektedir. Mevcut durumda ortalama çıkış hızı 0.48 m/s iken en iyi sonuç veren Deneme-2'de 0.4 m/s'e düşmüştür. İlk dört denemede çıkış hızı azalmaktadır. Hava kanallı Deneme-5 ve Deneme-6 kanat tipi modellerinde, mevcut tasarıma oranla sırasıyla %5 ve %6 daha iyi sonuç vermiştir. 0.478 m/s olan Deneme-5'in çıkış hızı, mevcut durumdaki çıkış hızına çok yakın olduğundan emisyonu artırmayacağı düşünülmektedir. Deneme-2 ve Deneme-5'in deneysel olarak analizlerinin de yapılarak performansının deneysel olarak teyid edilmesi gerektiği önerilmektedir.

Anahtar Kelimeler: Isı Değıştirici, Kanat Verimliliği, FLUENT 3D Isıl Analiz.

SUMMARY

In this study, the effect of the changes made to increase the thermal efficiency on the gas water heater was examined. The effects of the design changes on the thermal efficiency were examined by modifying the turbulators that regulate the flow of combustion gases only on the fins, without making any changes on the parameters such as number of fins, pipe configuration, fin outer dimensions, number of pipe passes, etc. in the current heat exchanger. Numerical analyzes were performed to determine the flow and thermal performance of these design changes using FLUENT commercial software. The present design was first analyzed by using the values measured experimentally to determine the boundary conditions necessary for numerical models. Total of six new fin types were proposed, and numerical analysis of the models so-called Trial-1, -2, -3, -4, -5 and Trial-6 were performed. A couple of L-shaped deflectors were used in the first four fin models. The four models (Trial-1, -2, -3 and -4) were formed by changing up and down positions of the couple of deflectors. In the models, named Trial-5 and Trial-6, small air ducts of different widths were added between the two tubes. Trial-3 gave worse results than the present fin design. The thermal efficiency of the other three models increased by 3-6% in the numerical analysis with respect to the present design, while the best results were obtained with a 10.5% increase in thermal efficiency in the Trial-2 model. Another important criterion for the performance of the gas water heater is that the emission value should not increase at the outlet (chimney) of the heater. Decreasing mean output velocity at the outlet can increase emission value. In the present design, the mean output velocity is 0.48 m/s, while the best result is obtained as 0.4 m/s in Trial-2. The outlet velocity is decreased in the first four trial models. In the Trial-5 and Trial-6 models where air ducts are used, these designs yielded 5% and 6% better results in comparison to the present design, respectively. It is considered that the outlet velocity of the Trial-5 with 0.478 m/s is not going to increase the emissions since it is very close to that of the velocity of the present design. It is suggested that the performance of Trial-2 and Trial-5 should be confirmed by further experimental analysis.

Keywords: Heat Exchanger, Fin Efficiency, FLUENT 3D Thermal Analysis.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisansım ve tez çalışmam boyunca benden yardımlarını esirgemeyen ve her aşamada destekleyen saygıdeğer danışmanım Prof. Dr. Zekeriya Altaç' a teşekkür eder ve şükranlarımı sunarım.

Bu proje kapsamında Demir Döküm bünyesinde çalışma imkanı sunan başta Ar-Ge Merkezi Direktörü Ahmet Şen' e teşekkür ederim. Her türlü teknik açıdan destek olan Ar-Ge Mekanik Tasarım Ekibi Yöneticisi Serkan Sakarya ve ekibinden Ersen Köse'ye ve Proje Mühendisi Hamdi Selçuk Çelik'e, sayısal çalışmalarım sırasında yardımlarını esirgemeyen Ar-Ge Simülasyon Yöneticisi Emine Cerit ve ekibinden Mehmet Uçar'a, mevcut şofben deneysel analiz çalışmalarının tamamlanmasında destek olan Ar-Ge Laboratuvar Yöneticisi Muhterem Zülkar ve ekibinden Erman Güngör'e teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca eğitim hayatım boyunca beni her türlü desteklerini esirgemeyen değerli aileme ve benimle beraber bu yola çıkan ve bana her açıdan destek olan değerli eşim Hamdi Selçuk Çelik'e çok teşekkür ederim.

Zeynep ÇELİK

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	vi
SUMMARY	vii
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xv
1. GİRİŞ VE AMAÇ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
3. ŞOFBENLER	12
3.1. Bacalı Şofbenler	12
3.2. Hermetik Şofbenler	13
4. KOMPAKT ISI DEĞİŞTİRİCİLER	14
4.1. Levhalı Kanatlı Isı Değiştiriciler	14
4.2. Borulu Kanatlı Isı Değiştiriciler	15
4.3. Isı Değiştirici Kanat Yapısı	18
5. MATERYAL VE YÖNTEM	20
5.1. Deneysel Ölçümler	20
5.2 Sayısal Çözüm Yöntemi	24
6. FLUENT İÇİN SAYISAL MODEL OLUŞTURMA	28
6.1 Isı Değiştirici Sınır Şartlarının Belirlenmesi	28
6.1.1. Yanmış gazların ısı değiştiriciye giriş hızının hesaplanması	28
6.1.2. Yanmış gazların ısı değiştiriciye giriş sıcaklığının hesaplanması	30
6.1.3. Kanat yan yüzeyleri için ısı taşınım katsayı hesabı	32
6.1.4. Boruların geçtiği kısmın sabit sıcaklıklarının belirlenmesi	34
6.2. Geometrinin Oluşturulması ve Düzenlenmesi	35
6.3. Geometrinin Eleman Sayısının Belirlenmesi	36
6.4. Geometrinin FLUENT’te Model Kısmının Oluşturulması	38

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
7. BULGULAR VE TARTIŞMALAR	42
7.1. Yeni Kanat Modelleri ve Sayısal Analizi	45
7.2. Deneme-1 Analizi	48
7.3. Deneme-2 Analizi	50
7.4. Deneme-3 Analizi	53
7.5. Deneme-4 Analizi	55
7.6. Deneme-5 Analizi	57
7.7. Deneme-6 Analizi	60
7.8. Yeni Kanat Tiplerinin Sayısal Analiz Sonuçlarının Kıyaslanması	62
7.8.1. Yeni kanat tiplerinde aynı aralıkta sıcaklığın incelenmesi	62
7.8.2. Yeni kanat tiplerinde aynı aralıkta kanattaki sıcaklığın incelenmesi.....	64
7.8.3. Yeni kanat tiplerinde aynı aralıkta kanattaki hızın incelenmesi	65
7.8.4. Yeni kanat tiplerinde aynı aralıkta kanattaki basıncın incelenmesi	67
8. SONUÇ VE ÖNERİLER	71
KAYNAKLAR DİZİNİ	73

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
3.1. C 275 SEI model bacalı şofben (Demir Döküm A.Ş.)	12
3.2. C 275 F model hermetik şofben (Demir Döküm A.Ş.)	13
4.1. Levhalı kanatlı ısı değiştirici (Ipek, 2015).	15
4.2. Borulu kanatlı ısı değiştirici (Demir Döküm A.Ş.)	16
4.3. Şofben ısı değiştirici sistemi (Demir Döküm A.Ş.)	16
4.4. Şofben ısı değiştirici (Demir Döküm A.Ş.)	17
4.5. Şofben ısı değiştirici dış boyutları (ölçüler mm cinsinden verilmiştir). (Demir Döküm A.Ş.)	17
4.6. Şofben ısı değiştirici kanat aralığı (ölçüler mm cinsinden verilmiştir). (Demir Döküm A.Ş.)	18
4.7. Mevcut ısı değiştirici kanat geometrisi (ölçüler mm cinsinden verilmiştir). (Demir Döküm A.Ş.)	19
4.8. Mevcut ısı değiştirici kanadının izometrik görünüşü	19
5.1. Şofben deney cihazı (Demir Döküm A.Ş.)	20
5.2. Debi ölçer	20
5.3. Anemometre	21
5.4. Isıl çift	21
5.5. Sıcaklık ölçülen bölgelerin gösterimi	22
5.6. Isı değiştirici giriş bölgesi sıcaklık ölçüm noktaları	22
5.7. Isı değiştirici çıkış bölgesi sıcaklık ölçüm noktaları	23
6.1. Yanma odası üzerinden alınan sıcaklık değerleri	32
6.2. Şematik ısı değiştirici boyutları ve analiz yapılacak lamel yerinin gösterimi	34
6.3. Sabit sıcaklığa sahip bölgeler	35
6.4. Kanat ve yanmış gazlardan oluşan hesaplama bölgesi izometrik görünüşü	36
6.5. Mesh yapısı a) Hesaplama bölgesinde aksenal düzlemdeki mesh yapısı, b) Kanat bölgesindeki mesh yapısı c) Kanat ve boru birleşme bölgesindeki mesh yapısı, d) c' deki kısmın üç boyutlu mesh yapısı	37

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
7.1. Mevcut model için XY kesitteki sıcaklık dağılımı	42
7.2. Mevcut model için kanat hizasındaki XY kesitinde sıcaklık dağılımı	43
7.3. Mevcut model için kanattaki sıcaklık dağılımı	43
7.4. Mevcut model için hızın vektörel dağılımı (sürate göre renklendirilmiş)	44
7.5. Mevcut model için basınç dağılımı	44
7.6. Deneme-1 modeli lamelin önden ve üstten görünümü	45
7.7. Deneme-1 lamelin izometrik gösterimi	46
7.8. Deneme-1, Deneme-2, Deneme-3 ve Deneme-4 modellerinin aynı kanat üzerinde ölçülerinin gösterimi	46
7.9. Deneme-5 kanat modelinin önden ve üstten görünüşü	47
7.10. Deneme-5 kanat modelinin izometrik görünüşü	47
7.11. Deneme-5 ve Deneme-6 modellerinin aynı kanat üzerinde ölçülerinin gösterimi ..	47
7.12. Deneme-1 modeli için XY kesitteki sıcaklık dağılımı	48
7.13. Deneme-1 modeli için kanattaki sıcaklık dağılımı	49
7.14. Deneme-1 modeli için hızın vektörel dağılımı (sürate göre renklendirilmiş)	49
7.15. Deneme-1 modeli için basınç dağılımı	50
7.16. Deneme-2 modeli için XY kesitteki sıcaklık dağılımı	51
7.17. Deneme-2 modeli için kanattaki sıcaklık dağılımı	51
7.18. Deneme-2 modeli için hızın vektörel dağılımı (sürate göre renklendirilmiş)	52
7.19. Deneme-2 modeli için basınç dağılımı	52
7.20. Deneme-3 modeli için XY kesitteki sıcaklık dağılımı	53
7.21. Deneme-3 modeli için kanattaki sıcaklık dağılımı	54
7.22. Deneme-3 modeli için hızın vektörel dağılımı (sürate göre renklendirilmiş)	54
7.23. Deneme-3 modeli için basınç dağılımı	55
7.24. Deneme-4 modeli için XY kesitteki sıcaklık dağılımı	56
7.25. Deneme-4 modeli için kanattaki sıcaklık dağılımı	56
7.26. Deneme-4 modeli için hızın vektörel dağılımı (sürate göre renklendirilmiş)	56
7.27. Deneme-4 modeli için basınç dağılımı	57
7.28. Deneme-5 modeli için XY kesitteki sıcaklık dağılımı	58

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
7.29. Deneme-5 modeli için kanattaki sıcaklık dağılımı	58
7.30. Deneme-5 modeli için hızın vektörel dağılımı (sürate göre renklendirilmiş)	59
7.31. Deneme-5 modeli için basınç dağılımı	59
7.32. Deneme-6 modeli için XY kesitteki sıcaklık dağılımı	60
7.33. Deneme-6 modeli için kanattaki sıcaklık dağılımı	60
7.34. Deneme-6 modeli için hızın vektörel dağılımı (sürate göre renklendirilmiş)	61
7.35. Deneme-6 modeli için basınç dağılımı	61
7.36. Mevcut durum sıcaklık görseli	62
7.37. XY kesitteki sıcaklık görselleri a) Deneme-1, b) Deneme-2, c) Deneme-3, d) Deneme-4, e) Deneme-5, f) Deneme-6	63
7.38. Mevcut durum kanat sıcaklık görseli	64
7.39. Kanat sıcaklık görselleri a) Deneme-1, b) Deneme-2, c) Deneme-3, d) Deneme-4, e) Deneme-5, f) Deneme-6	65
7.40. Mevcut durum hız görseli	66
7.41. Hız görselleri a) Deneme-1, b) Deneme-2, c) Deneme-3, d) Deneme-4, e) Deneme-5, f) Deneme-6	67
7.42. Mevcut durum basınç görseli	67
7.43. Basınç görselleri a) Deneme-1, b) Deneme-2, c) Deneme-3, d) Deneme-4, e) Deneme-5, f) Deneme-6	68

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
5.1. Isı değiştirici giriş bölgesi sıcaklık ölçümleri	22
5.2. Isı değiştirici çıkış bölgesi sıcaklık ölçümleri	23
5.3. Mevcut ısı değiştirici deneyinde ölçülen su sıcaklıkları ve debisi	24
6.1. Baca gazı termofiziksel özellikleri (Aralsan, 2008)	31
6.2. şofben yan yüzey sıcaklık ölçümleri	32
6.3. FLUENT için model tipleri	38
6.4. Bakırın yayıcılık değeri	39
6.5. FLUENT sınır koşulları	39
6.6. Çizelge 6.6. Yanmış gaz ürünleri miktarı	39
7.1. Sayısal analiz sonuçlarının ısı yüklerinin kıyaslanması	69
7.2. Max hıza oranla, verim artış oranı	70

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

T

 T_s T_∞ T_f \dot{m}

c

 ΔT η \dot{Q} ρ

Ac

U

Re

 D_h μ ν

P

g

Ra

 β

L

Nu

Pr

k

h

 ε

Açıklama

Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$, K)Yüzey sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$, K)Ortam sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$, K)Film sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$, K)

Kütleli debi (kg/s)

Özgül ısı (kJ/kg. $^{\circ}\text{C}$)Ortalama sıcaklık farkı ($^{\circ}\text{C}$)

Verim

Birim zamandaki ısı geçişi (kW)

Yoğunluk (kg/m³)Kesit alan (m²)

Hız (m/s)

Reynolds Sayısı

Hidrolik çap (m)

Dinamik viskozite (N.s/m²)Kinematik viskozite (m²/s)

Çevre (m)

Yerçekimi kuvveti (m/s²)

Rayleigh Sayısı

Genleşme katsayısı (1/K)

Uzunluk (m)

Nusselt Sayısı

Prandtl Sayısı

Isı transfer katsayısı (W/m.K)

Isı taşınım katsayısı (W/m².K)

Yayma oranı

Kısaltmalar

DO

FHEX

HAD (CFD)

LES

RANS

Açıklamalar

Discrete Ordinates, Kesikli Ordinatlarda Metodu

Finned-Tube Heat Exchanger, Kanatlı Borulu Isı Değiştirici

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Large Eddy Simulation, Geniş Türbülans Simülasyonu

Reynolds Averaged Navier-Stokes, Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes

1. GİRİŞ VE AMAÇ

Farklı sıcaklıklara sahip iki akışkan arasında, birbirlerine karışmalarına müsaade etmeden ısı transferini gerçekleştiren cihazlara ısı değiştiriciler denir ve yaygın olarak hacim ısıtmasında, iklimlendirme tesislerinde, termik santrallerde, atık ısının geri kazanılmasında ve kimyasal proseslerde kullanılırlar. Isı değiştiriciler genellikle ısı değişim şekline, farklı akışkan sayısına, ısı geçiş şekline, ısı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına, konstrüksiyon veya akışkanların faz değişimlerine göre çeşitli şekillerde sınıflandırılabilirler.

Isı değiştiricilerin kullanılmasının asıl amacı, ısı enerjisinden en yüksek seviyede faydalanarak ve yakıt tasarrufu sağlamaktır. Giderek artan enerji ihtiyacı ve azalan enerji kaynakları göz önüne alındığında daha verimli ısı değiştiriciler üretmenin önemi anlaşılmaktadır. Bunun içinde, akışkanlar arasındaki ısı transferinin mümkün olduğunca artırılması gerekmektedir. Isı taşınım katsayısının iyileştirilmesi için akışın türbülansının artırılması gerekmektedir. Bunun nedeni, laminer akışta ısı geçişi sadece düzenli sınır tabaka içinde akışa dik doğrultuda meydana gelirken, türbülanslı akışta ısı düzensiz sınır tabaka içinde oluşan mini vorteksler nedeniyle her doğrultuda taşınabilmektedir. Akışta türbülansın artmasıyla ısı geçiş katsayısının artması, ısı transferi için gerekli yüzey alanı küçüleceğinden, malzemenin ve enerjiden tasarruf sağlanmış olacaktır.

Isı değiştiriciler genellikle konstrüksiyon özelliklerine göre karakterize edilirler. Borulu, levhalı, kanatlı ve rejeneratif olarak gruplara ayrılırlar. Borulu ve levhalı ısı değiştiricilerinde genel olarak verim %60 değerinden daha küçüktür ve eğer bu ısı değiştiricilerin verimleri ve kompaktlıkları artırılmak istenirse asıl ısıtma yüzeylerine kanat eklenerek ısıtma yüzey alanı artırılabilir. Kanatlar genellikle ısı taşınım katsayısının küçük olduğu akışkan tarafına eklenirler. Bir tarafında gaz diğer tarafında sıvı akan ısı değiştiricilerinde, sıvı tarafın ısı taşınım katsayısı daha yüksek olduğundan kanat gerektirmez. Diğer yandan mukavemet bakımından uygun geometri silindir olduğundan, ısı değiştiricilerinde yüksek basınçlı akışkan boru içinden akıtılır. Bu nedenle pratikte dairesel ve oval kesitli boru dışındaki kanatlı yüzeyler ile daha çok karşılaşılır. Bu tip ısı

değiştiricilerde kanatların sebep olduğu basınç kayıpları da göz önüne alınarak kanat tasarımı yapılmalıdır (Genceli, 2005).

Bu çalışmanın amacı, konutlarda kullanım suyunun ısıtma sistemleri arasında en yaygın kullanılan elemanları olan hermetik şofbenlerin ısı değiştiricilerinde farklı türbülantörlü kanat tasarımlarının FLUENT yazılımı yardımıyla akış ve ısı geçişinin sayısal analizini yaparak daha verimli bir ısı değiştirici tasarımı ele alınmaktadır. Bu çalışma Demir Döküm A.Ş.'nin C 275 F model hermetik şofben ürününün kanat tasarımında değişikliklerin, ısı performansına etkisi incelenmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Jakobi ve Shah (1995) akım yönü kesilmiş ya da geliştirilmiş ısı değiştirici sayesinde kanalın karmaşıklaştığını ve büyük oranda ısı transferini artıran girdapların doğal yolla oluşmasının sağlandığını açıklamışlardır. Girdap kaynaklı ısı transfer artışı, akıştaki büyük boyutlu aksel girdapların kasıtlı üretimi yolu ile olduğu belirtilmiş ve bu çalışmada bunun teorik metodu tartışılıp hem aktif hem de pasif uygulamaları incelenmiştir.

Wang vd., (2000) çalışmalarında kanatlı borulu ısı değiştiricilerin hava tarafı performansını bulmak için veri indirgeme metoduna odaklanmışlardır. Literatürde hava tarafı ısı transfer katsayısı için uygun bir veri indirgeme metodolojisi bulunmamaktadır. İçinden su geçen kuru yüzeyli kanatlı borulu ısı değiştiriciler için standart prosedürler önerilmiştir. Tutarsızlıkların, ϵ -NTU ilişkisinden kaynaklandığı, boru tarafı ısı transfer katsayısının hesaplanması, kanat etkenliğinin hesaplanması ve giriş ve çıkış kaybının sürtünme faktörünün azalmasına dahil edilebileceğini belirtmişlerdir. Önerilen standardize edilmiş metodolojinin kullanımıyla, performans karşılaştırma amacıyla veya korelasyonları geliştirmek için önemli bilgiler sağlanmıştır.

Wang vd., (2002) çalışmalarında girdap üreteci olan ve olmayan genişletilmiş kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin akış görselini ve sürtünme sonuçlarını sunmuşlardır. İki tip girdap üreteci ve düz kanat geometrisi incelenmiş ve düz kanatlı geometri için $Re=500$ için boru sırası ile üretilen at-nalı şeklinde girdapların çok belli olmadığı ve ikinci bir akış varmış gibi at-nalı şeklindeki girdapların ikiye ayrılarak girdap güçlerini kayb ettikleri belirtilmiştir. Dairesel girdap üreteçleri ile birlikte boruların arkasında aksel vorteks çiftlerinin oluştuğu gösterilmiştir. Ters dönüşlü girdapların gücü dairenin yüksekliği ile artar ve aksel girdapların gücü ve diğer akış çizgileri ve at nalı şeklindeki girdapları döndürebilecek kadar çok güçlüdür. Aynı zamanda aynı kanat yüksekliği için delta kanatlar daha yoğun girdaplar gösterir ve dairesele kanatlarda akış kararsızlığının olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca basınç düşüşünün delta kanatlarda dairesele kanatlı olana göre daha az olduğu belirtilmiştir. Düz kanatlı geometri ile kıyaslandığında vorteks üreteçlerinin

tahmin edilen fazladan basınç düşüşü dezavantajının Reynolds sayısının değişmesi durumundan bağıl olarak etkilenmeyeceği sonucuna varılmıştır.

Kızılkın (2007) en yaygın olarak kullanılan ısı değiştiricilerinden biri olan gövde borulu ısı değiştiriciler olduğu belirtilen ve gövde borulu bir ısı değiştiricisinde bulunan saptırma levhası kesmesinin ve aralığının, ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümüne etkisini araştırmıştır. Bu çalışmada standart boyutta bir ısı değiştiricisi için farklı saptırıcı ve değişken aralıklar kullanılarak analitik analiz yapılmıştır. Saptırıcı ve aralık genişliğinin artmasıyla ısı taşınım katsayısı ve basınç düşmesinin azaldığı belirtilmiştir.

Akkoca (2004) kanat borulu ısı değiştiricilerinin akış ve ısı transferi özelliklerinin belirlenmesinde laminer ve türbülans modellemenin etkilerini detaylı olarak araştırmıştır. Bu çalışmada ısı değiştiricideki akışın tam olarak laminer veya düşük Reynolds Sayılı türbülanslı akış olarak değerlendirilmesine karar verilemediğinden, 4 borulu saptırmalı dizilişe sahip dalgalı plakadan oluşan kanat borulu ısı değiştiriciyi, hem laminer hem de türbülanslı olarak 100 ile 4000 Reynolds Sayısı değerleri aralığında sayısal olarak analiz edilmiştir. Çalışmada, LES (Large Eddy Simulation) ve RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) simülasyon sonuçları deneysel sonuçlarla kıyaslayarak, LES türbülans modelinin deneysel sonuçlara daha yakın çıktığını gösterilmiştir.

Mon ve Gross (2004) yaptıkları çalışmada düz ve çapraz dizilişte dört sıra halka kanatlı boru demetindeki kanat aralığının etkisini, üç boyutlu sayısal analizini yapmıştır. k-ε türbülans modeli tabanlı yeniden normalleştirme grup teorisinin, birleşik ısı transferi ve zamana bağlı akışın tahmin edilmesine izin verdiğini belirtmişlerdir. Görselleştirilen akış sonuçlarına göre sınır tabakası oluşumları ve kanatlar arasındaki U-biçimli vorteksleri aslında Reynolds sayısı, yükseklik oranı ve kanat aralığına bağımlı olduğu bulunmuştur. Çeşitli kanat aralıklarında ısı transfer ve basınç düşüşü sonuçlarını sunmuşlar ve yaptıkları çalışmayı var olan korelasyonlar ile kıyaslamışlardır.

Erek vd., (2005), düz kanatlı ve borulu ısı değiştiricilerin basınç düşüşü ve ısı transferinde kanat geometrisinin değişikliğinin etkisini sayısal olarak araştırmıştır. Bu çalışmada, simetrik koşullar sayesinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) FLUENT yazılımı ile kanadın onda biri alınarak sayısal analizler yapılmıştır. On farklı kanat

geometrisi üzerinde ısı transferi, statik ve toplam basınç düşümü sonuçlarını kıyaslayabilme açısından sonuçlar tablo halinde ve normalleştirilmiş değerler ile verilmiştir. Bu sonuçlardan kanatlar arasındaki mesafenin basınç düşümünü önemli derecede etkilediği sonucuna varılmıştır. Bu çalışmada vardıkları diğer önemli sonuç ise kanat borularının eliptiklik oranı arttıkça ısı transferinin arttığı ve basınç düşüşünün azaldığıdır.

Wu ve Tao (2007) girdap üreteçli kanatlı borulu yüzeylerin laminar akış ısı transferi için üç-boyutlu sayısal simülasyon sonuçlarını bu çalışmada göstermişlerdir. Delta kanatlı girdap üreteçlerinin 800-2000 arasındaki Reynolds sayısının ve 30° - 45° arasındaki hücum açısının etkileri araştırılmıştır. Eksenel girdaplar ile olan ısı transfer artışının doğal mekanizması alan sinerji prensibi ile açıklanabilir ve girdap üreteçleri ile ikinci akım üretimi akış sıcaklık gradyanı ve hız arasındaki kesişen açının azalmasıyla sonuçlanır. Ek olarak, akışın 45° ile kanada çarptığı durumda delta kanadın ısı transfer artışının, akışın kanada 30° ile çarptığı duruma göre daha büyük olduğu ancak 45° ile akışın kanada çarptığı durumda basınç düşüşünün arttığı fakat 30° deki durumla kıyaslandığında bu miktarın küçük olduğu gösterilmiştir.

Kahraman vd., (2008) türbülansı artırmak amacıyla boru içine yerleştirilen paslanmaz çelikten imal edilmiş olan, iki farklı kanat açıklığına ($b=0.1$ ve 0.2 m) ve üç farklı kanatçık açısına ($\theta=30^\circ$, 45° ve 60°) sahip olan türbülator kullanılarak ısı transferindeki artışı FLUENT yazılımı ile üç-boyutlu sayısal analizini yapmışlardır. Reynolds Stress Modeli kullanılan bu analizde, Nusselt Sayısının arttığı ve ayrıca türbülatorün kanat mesafesi ve kanat açısının ısı transferini etkilediği kanıtlanmıştır. Reynolds Sayısı artarken Nusselt Sayısının arttığı, sürtünme katsayısının azaldığı belirtilmiştir.

Çankaya (2009) doğalgaz yanması esnasında verimde azalma olmadan, en az emisyon için optimum yanma durumunu sayısal olarak araştırmıştır. Optimum yanmanın yakıt ekonomisini de beraberinde getireceği de belirtilmiştir. Hava fazlalık katsayısı, yanma odası büyüklüğü, yanma gazlarının geri beslenmesi, alev sıcaklığı ve yanma gazlarının soğutulması gibi etkenlerin, emisyon üzerindeki etkisinden bahsedilmiştir. Tez çalışmasında ise daha önceden alev sıcaklığı ve hava fazlalık katsayısı parametreleri ile

ilgili yapılmış deneysel ve modelleme çalışmaları kıyaslanarak, bu parametrelerin emisyonlar üzerindeki etkileri analitik olarak hesaplanmıştır.

Han vd., (2013) bu çalışmalarında, kanatlı borulu ısı değıştiricilerde akışkan akışı ve ısı transfer karakteristiklerini farklı oval ve dairesel boruları inceleyerek sayısal olarak araştırmışlardır. Çalışmada üç çeşit boru hava delikli (panjurlu) ve dalgalı kanatlı olarak iki çeşit kanatlı ısı değıştiriciler kullanılmıştır. Çalışma sonunda, oval ve kanatlı borulu ısı değıştiricilerinde, sadece akış direncinin düşmediğini aynı zamanda kanat etkenliğinin artarak ısı transfer kapasitelerinin de arttığını tespit etmişlerdir. Büyük daire borulu ve hava delikli kanatlı ısı değıştirici ile kıyaslandığında, basınç düşüşünün %22-31,8 arasında azalırken, ısı transfer oranının kanatlı oval boruda %1,5-4,9 arasında arttığı sonucuna ulaşılmıştır.

Lin vd., (2014) çalışmasında, akışkan kanal boyunca dairesel boru demetli kanatlar arasından geçerken, akış hattı modelini geliştirmek için çalışmışlardır. Kesilen yarım halka şeklindeki yivli kanat yapısı genellikle kullanılan kanat dizilişlerinden farklı tutulmuştur. Bu çalışmada birleştirilmiş ısı transferi sayısal metodu, kesilen yarım halka şeklindeki yivli kanat ile kanatlı çapraz dairesel boru demetinin ortalama akışkan akışı ve ısı transferi karakteristiğini araştırmak için kullanılmıştır. Referans olarak, uygun şekilde düzenlenmiş düzlem kanatları almışlardır. Halka şeklindeki yivler, radyal ve dairesel olarak yerleştirilerek üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışma sonucunda şu sonuçlara ulaşılmıştır: yarım-halka şeklindeki yivlerin, akışkan akışını ve girdaplı bölgenin boyutunu azaltmak için ayrılmış eddy engellemesine çift etki ettiği, düşük Reynolds sayılarında kanat yüzeyleri, aynı pompalama gücü kriteri altında etkin bir şekilde ısı transferini artıramadığı ve yüksek Reynolds sayılarında, kesilmiş halka şekilli kanatların mükemmel performans gösterdikleri sonucuna varılmıştır. Bunun da ortalama Reynolds sayısı 600 den 2500 'e değışirken, ortalama Nusselt sayısı %10-40 artarken ve termal performans faktörü oranı %7-27 arasındayken, sürtünme faktörünün %35 arttığını kanıtlamışlardır. Ayrıca halka şeklindeki yivlerin radyal ve dairesel olarak yerleşimi ortalama akışkan akışı ve ısı transferi karakteristiği üzerinde oldukça sınırlı etkiye sahip olduğunu belirtilmiştir.

Gong vd., (2015) çalışmalarında dairesel boru demeti kanatlı ısı değıştiricilerin kanat yüzeylerine uygulanan vorteks üreteçleri ikincil akışın yoğunluğunu artırabileceğini

ve dairesel borunun arkasındaki girdaplı bölge boyutlarını azaltabileceğini belirtmişler ve bükümlü dikdörtgenel vorteks üreteçlerinin delindiği yeni tip kanat şeklerinden bahsetmişlerdir. Kanadın akışkan akışı ve ısı transfer karakteristikleri araştırılmak üzere sayısal metot kullanılmıştır. Ortalama Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve ikincil akış yoğunluğu, farklı Reynolds sayısı ve sırasıyla diğerlerinde, referans olan düz kanada göre daha büyük bulunmuştur. Girdaplı bölgeye temas eden kanat yüzeyindeki yerel Nusselt sayısı önemli derecede artmıştır. Çevresel pozisyon, radyal pozisyon, vorteks üreteçlerinin temel yay uzunluğu ve yüksekliği ve kanat boşlukları, kanatların ısı transfer performansında etkilerini göstermek için araştırılan ana parametrelerdir. Vorteks üreteçlerinin hücum kenarı enine eksenel şekilde yerleştirilmesi, vorteks üreteçlerinin ana yay uzunluğu çapının büyük, vorteks üreteçlerinin yüksekliği kanat aralığının yaklaşık 0.8 katı civarında, ısı transfer performansı uygun, ve vorteks üreteçlerinin ana yay uzunluğu uygun vorteks üreteci yüksekliğinin 3.8 katı civarında daha iyi ısı transfer performansı elde edilebileceği belirtilmiştir. Farklı Reynolds Sayılarında çalışma koşullarında, boru dış çapı ile kanat aralığı oranı 0.239 olduğunda daha iyi ısı transfer performansı olduğunu elde etmişlerdir.

Lin vd., (2015) kanatlı boru demeti ısı değiştiricide, kullanılan dairesel borunun arkasında eksenel doğrultuda vorteks üretimi ve girdaplı alanı azaltmak için kanat yüzeyi delikli, eğimli üçgen kanatlı vorteks üreteçli kanat dizilişini öneren çalışmayı yapmıştır. Birleşik ısı transfer sayısal metodunu eğimli üçgen kanatlı vorteks üreteçli, çapraz dizilmiş dairesel kanatlı borulu ısı değiştiricinin ısı transfer performansını araştırmak için kullanmıştır. Temel olarak kanatların radyal ve çevresel yerleşimi ve yükseklik ve boyları araştırılan çalışmada, eğimli üçgen kanatlı vorteks üreteçlerinin yalnızca akışta girdaplı bölgelerin boyutunu azaltmak için değil aynı zamanda kanat yüzeyinde ısı transferini artırmak için ikincil akışı ürettiği ve eşit pompalama gücü ve kütle akış oranında ısı transfer oranını etkin olarak artırdığı gösterilmiştir. Eğimli üçgen kanatlı vorteks üreteçlerinin çoğunlukla çalışılan Reynolds sayıları için uygun pozisyon ve geometri parametreleri bulunmuştur. Eğer ısı transferinde temel çalışma, geometri ve pozisyon parametrelerinin etkisi ikincil akış yoğunluğu ve Nusselt sayısı arasındaki ilişki ile değişiyorsa ikincil akışın yoğunluğunun temel olarak kanat yüzeyindeki ısı transfer kabiliyetini tanımladığı belirtilmiştir.

Liu vd., (2016) çalışmalarında geniş kanat aralıklı kanatlı borulu ısı değiştiriciler (Finned-Tube Heat Exchanger, FHEX) için delikli kanatları kullanarak hava tarafı ısı transfer performansının iyileştirilmesini sayısal olarak araştırmıştır. Farklı kanat aralıklarında FHEX ısı transfer oranı ve hava alanı çevresi j-faktöründe deliklerin boyutu ve sayısını detaylı olarak analiz etmişler ve sayısal simülasyon sonuçları ile en uygun delik dizaynını ararken, deliksiz düz FHEX ile kıyaslandığında en fazla j-faktör artışı sağlayacak olan tasarım olması gerektiğini belirtmişlerdir. Bu çalışmada j-faktörü ile beraber Reynolds sayısının da arttığını ve j-faktörün artmasının da daha küçük kanat aralıklarına bağlı olduğunu tespit etmişlerdir. Aynı zamanda deliklerden kaynaklanan ısı transfer yüzey alanı küçülmesinin, j-faktörü bir miktar küçülttüğünü fark edip, bunu telafi etmek için de çalışma yapmışlardır.

Lofti vd., (2016) bu çalışmalarında üç-boyutlu HAD sayısal simülasyonu, dikdörtgensel yamuk kanat, açılı dikdörtgensel kanat ve kavisli açılı dikdörtgensel kanat isimleriyle üç yeni tip vorteks üretici ile birlikte düz dalgalı kanatlı ve eliptik borulu yeni ısı değiştiricilerin termo-hidrolik karakteristiklerini araştırmıştır. Bu çalışmada hidrolik çapa bağlı, Reynolds sayısı (500 ile 3000), kanatların geometrik yapısı, kanatlara giriş (hücum) açısı ($15-75^{\circ}$), kanatların yeri (yukarı-aşağı, akış yönünde), borunun eliptiklik oranı (0,65-1) ve kanat dalga yüksekliği (0,8-1,6) gibi pek çok parametrenin etkisi incelenmiştir. Yapılan analizler ile Reynolds sayısı ve dalgalı kanat yüksekliğinin artması, boru eliptiklik oranının azalması, yeni düz dalgalı kanatlı ve eliptik borulu ısı değiştiricinin ısı transfer performansını artırdığı sonucuna varılmıştır. Aynı zamanda, kavisli açılı dikdörtgensel kanatlı ısı değiştiricisinin küçük giriş (hücum) açısı ile, dikdörtgensel yamuk kanatlı ısı değiştiricisinin de daha büyük giriş (hücum) açısı ile termo-hidrolik performansını artırdığı sonucuna varılmıştır. Sonuç olarak bu çalışmada Nusselt Sayısı, sürtünme faktörü, sinerji açısı θ baz alınarak Reynolds sayısı, kanat giriş (hücum) açısı, boru eliptiklik oranı ve kanat dalga yüksekliği değerleri üzerinde tahminsel önerilerde bulunulmuştur.

Joardar ve Jakobi (2008) çalışmalarında hava tarafında ısı transferini artırmak için kanat tip vorteks üreteçlerinin diziliminin potansiyeli, küçültülmüş düz kanatlı ve boru ısı değiştiricinin büyük çaplı rüzgar tüneli ile deneysel olarak değerlendirmişlerdir. Vorteks üreteçlerinin, üç vorteks üreteçli farklı tüp düz dizilişinin etkinliği, ana konfigürasyon ve

tek sıra vorteks üretici dizaynı ile kıyaslamışlardır. Kanatlar, boru girdap yönetimini geliştirmek için akışın çıkış yönünde konumlanmıştır. Toplam ısı transferini ve basınç düşüş performansını hidrolik çap baz alınarak $Re=200-960$ için kuru yüzey koşulları altında incelenmiştir. Basınç düşüşünün %12'den daha az arttığı tek sıra kanat düzenlemesi için hava tarafı ısı transfer katsayısının %16,5'ten %44'e yükseldiği sonucunu elde etmişlerdir. Üç sıra vorteks üretici dağılımı için, $Re=220$ için %87.5, $Re=960$ için %26 basınç düşüşü dezavantajı ile birlikte ısı transfer katsayısını Reynolds sayısının %29.9'dan %68.8'e artırdığı görülmüştür. Sonuç olarak vorteks üretici dizilişinin, hava soğutma ve soğutma uygulamalarında kullanılan karakteristik kanat yoğunluğu ve akış yoğunluğu ile kanatlı boru ısı değiştiricinin performansının iyileşmesinde önemli yeri olduğunu tespit edilmiştir.

Tajwar vd., (2010) çalışmalarında ısıl ve yanma verimleri sırasıyla %35 ve %67,4 olan geleneksel su ısıtıcıların verimlerini türbülans, sıcaklık ve zaman faktörleri üzerinde çalışarak artırmışlardır. Tipik bir su ısıtıcı setinde su ısıtıcılarının yanma verimi, ısıl verimi, iyileşme oranı ve hava akımı belirlenmiştir. Önemli performans artışıyla sonuçlanan bu deneysel çalışma dikenli tel, düz ve konik kanatlı gibi çeşitli tiplerde akış saptırıcı içeren baca gazı borusu ile gerçekleştirilmiştir. Bu başarının sebebinin, baca gazının artan tutulma zamanı, egzoz gazının sıcaklığının düşmesi ve egzoz borusundaki hızlı türbülanslanma olduğunu belirtilmiş ve en iyi sonucu dikenli telin verdiğini gösterilmiştir. Bu durumda yanma ve ısıl verimlerinin sırasıyla %68'den %88'e ve %35'den %68'e arttığını göstermişlerdir.

Kiatpacha vd., (2015) çalışmalarında spiral kanatlı ve borulu ısı değiştiricilerle, atık ısı geri kazanım ünite sistemleri için tercih edilen ısı değiştirici olarak kullanılmıştır. Bu çalışmada yüksek Reynolds sayıları (4000-15000) aralığında iki sıra borulu ve Z-şeklinde akış düzenlemesine sahip olan testere dişli kaynaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştiricinin hava tarafı performansında kanat aralığı etkisi araştırılmıştır. Test için hazırlanan numuneler 3.6, 4.2 ve 6.2 mm kanat aralıklarında ve çelikten hazırlanmışlardır. Deneysel sonuçlar ile hava tarafı performansta kanat aralığının önemli etken olduğu gösterilmiştir. Kanat aralıkları 6.2 mm ye çıktığında sürtünme faktörünün (f) belli derecede arttığı bulunmuştur. Ayrıca testere dişli kaynaklı spiral kanatlı borulu ısı değiştiricinin hava tarafı performans korelasyonları pratik endüstriyel uygulama için önerilmiştir. Önerilen

korelasyonların %100 j-Colburn faktörünü, %10 sürtünme faktörünü tanımladığı ileri sürülmüştür.

Leu vd., (2004) düz kanatlı ve borulu ısı değiştiricilerde akış ve ısı transferini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Bu çalışmada, boruların arkasına açıları 30° , 45° ve 60° olarak değişen engeller yerleştirilip akışta türbülans oluşturma yoluna gidilerek, açıyla ısı transfer oranının değişimi incelenmiştir. Kızılötesi termal sistemler ile sıcaklık dağılımı ve lokal akışı görselleştirmişlerdir. Reynolds sayısının 400 ile 3000 arasında incelendiği durumlarda en iyi ısı transferi artışı $Re=500$, engel açısının 45° olduğu duruma karşılık geldiğini tespit edilmiştir.

Baysal (2008) eş merkezli boru tipi bir ısı değiştiricisinde sürekli rejim şartlarında türbülans akışlı farklı hacimsel debilerdeki sıcak hava ile sabit debili soğuk suyun ısı transferi değerleri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Bu çalışmada, Reynolds sayısının 2500 ile 19200 olarak değiştiği aralıkta oluşan ısı transferi, Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve basınç kayıpları FLUENT yazılımı ile sayısal analizinden elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmış ve sonuçların birbirleriyle uyumlu çıktığı gösterilmiştir.

Liu vd., (2013) ön karışımly yanma teorisi tabanlı düşük NO_x brülör enjektörü tasarlamışlardır. Yeni tasarım brülör akışa odaklanmıştır ve havagazı ejektörünün karıştırma prosesi CFD yaklaşımıyla ve deneyler ile optimize edilmiştir. Ejektör çıkışında metanın mol oranı benzerliği ve hava ve metanın statik basınçlarında geometrik parametrelerinin etkisini anlamak için kapsamlı bir çalışma yapılmıştır. Dağıtım haznesine basınç dengesi uygulanmış ve yanma deliği önündeki hava ve metanın karışma prosesi geliştirilmiştir. Akış düzenini geliştirmek için ejektör çıkışına 7 delikli orifis dağıtım plakası konulmuştur. Tasarlanan ejektörde akış düzenini ve ön karıştırmalı yanmayı geliştirebilmek için nozül çıkış pozisyonu 5mm ve nozül çapı $d>1.3$ mm olması gerektiği belirtilmiştir. Yeni tasarım brülör $a>1.5$, nozül çıkış pozisyonu 5 mm ve $d>1.3$ mm olduğunda NO_x emisyonu 40ppm daha az olduğunu bulunmuştur.

Carija vd., (2014) çalışmalarında çok sıralı kanat ve borulu ısı değiştiricilerin hava bölgesinde akışkan akışı ve ısı değiştirici analizini yapmıştır. Reynolds sayısı ile

tanımlanan çalışma koşullarının geniş aralığında düz ve havalandırma delikli kanat ile kanatlı boru ısı değiştirici karakteristikleri arasında kanat aralığı ve hava ön hızı baz alınarak kıyaslama yapılmıştır. Çalışmada, havalandırma delikli ısı değiştirici için hesaplanmış verilerin sunumu, daha az yüksek basınç düşümü ve önemli ölçüde daha fazla ısı transferi olduğunu gösterilmiştir. Sayısal simülasyon sonuçları ile neredeyse aynı basınç düşümü ve ortalama Nusselt sayısının minimum saptığını gösteren deneysel sonuçlar ile kıyaslayarak CFD analizi doğrulanmıştır.

Arora vd., (2016) çalışmalarında kanatlı ve borulu ısı değiştiricilerde aksenal vortekslerin oluşumları sayesinde ısı transferinin arttığını ve bununda büyük oranda bu vorteks üreticilerinin yerine bağlı olduğunu belirtmişlerdir. Bu çalışmada delta tip kanatlar vorteks üretici olarak kullanılmış ve Reynolds Sayısının 1415-7075 aralığında değiştiği deneysel ve sayısal analizler yapılmıştır. Bu kapsamlı araştırmada delta kanatçıklar ilerleyen akış üzerinde 15-60 derece arasındaki geniş aralıkta tasarlanmışlardır. İki ardışık tüp arasındaki boşluğa aynı hizadaki her bir tüpün girdabı etki etmesiyle, kanat üzerinde düşük ısı transfer katsayısı meydana gelmekte ve düşük ısı verimliliğe yol açmaktadır. Bu nedenle kompakt ısı değiştirici tasarımlarında boru girdaplarının, ısı transferini artırma oranı açısından önemli olduğunu vurgulamışlar ve iyi konumlandırılmış kanatçıklar sayesinde eş-sıcaklık eğrilerinin ovalliğinin azaltılmasında etkili olduğunu kanıtlamışlardır.

3. ŞOFBENLER

Şofben insanların sıcak su ihtiyacını karşılamak amacıyla, şebeke suyunun gaz ya da elektrikle ısınmasını sağlayan cihazdır. Gaz kullanımı içeren şofbenlerde, brülörde yanma olayından sonra açığa çıkan ve yükselen sıcak gazlar sayesinde, ısı değiştirici içindeki borulardan geçen şebeke suyu ısınır ve kullanım yerlerine dağılır. Sadece evlerde değil berber, lokanta, otel, tamirhane, spor tesisleri vb. yerlerde kullanılabilirler. Şofbenler kullanılacakları yere (mutfak, banyo, lavobo gibi) yakın bir yere ve iyi çeken bir bacaya monte edilirler.

Gazlı olan şofbenler çalışma prensibi ve baca tipi açısından bacalı ve hermetik şofben olarak ikiye ayrılmaktadır.

3.1. Bacalı Şofbenler

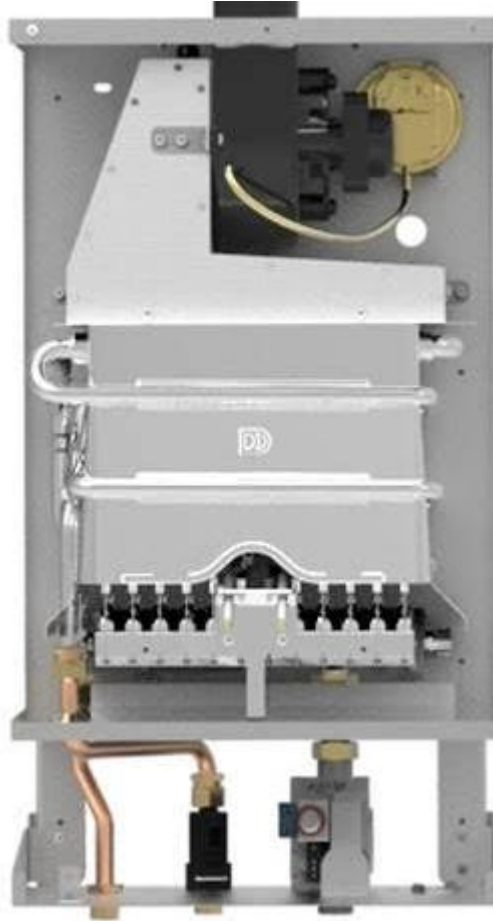
Bacalı şofbenler (Şekil 3.1) yanmış gazları bir baca sistemine verirler ancak yanma için gerekli olan oksijeni buldukları ortamdan alırlar. Bu nedenle tehlike arz ederler ve banyolarda kullanılması yasaklanmıştır. Günümüzde daha az kullanılmaktadırlar.



Şekil 3.1. C 275 SEI model bacalı şofben (Demir Döküm A.Ş.)

3.2. Hermetik Şofben

Hermetik şofbenler (Şekil 3.2) ise yanma için gerekli olan havayı dış ortamdan alırlar ve bu sayede iç ortamdaki oksijeni tüketmemiş olurlar. Hava, dış ortama açılan borunun iç kısmından emilir ve yanmış gazlar dıştaki borudan atmosfere bırakılır. Bu şofbenlerin en yaygın kullanılan tipi fanlı olan tam hermetik şofbenlerdir. Kapasiteleri 6-24 lt/dk olan şofbenlerde en çok 11 ve 14 lt/dk olanlar tercih edilmektedir.



Şekil 3.2. C 275 F model hermetik şofben (Demir Döküm A.Ş.)

4. KOMPAKT ISI DEĞİŞTİRİCİLER

Isı değiştirciler, şofbenlerin ana bileşenlerinden biridir; yzeyi genişletilen borular içinden geçen şebeke suyuna, boruların dışında meydana gelen yanma ve yksek sıcaklıktaki yanma gazlarından akışı ile ısı geçişi sağlanmaktadır. Bir akışkandan diğerine ısı geçişini sağlayan ısı değiştirciler genellikle iklimlendirme, ısıtma ve soğutma cihazları yzerinde yaygın olarak kullanılırlar. Isı değiştirciler, imalat ozelliklerine gze sınıflandırılırlar. Borulu ve levhalı ısı değiştircilerin yzerine kanatlar eklenerek yretilen ve bu sayede yzey alanın artırılmasıyla elde edilen ısı değiştircilere "kompakt ısı değiştirciler" denir. Isı geçiş yzey alanını artırmak için kullanılan kanatlar genel olarak, ısı transfer katsayısının kyk olduğu gaz-akışkan tarafına eklenir. Kompakt ısı değiştirciler sayesinde, çok daha kyk boyutlara sahip bir ısı değiştirciden yksek verim almak mümkündür. Ancak kyk bir alana çok fazla akışı engelleyecek kanat koyulduğundan, basınç düşüşü dikkate alınmalıdır (Genceli, 2005).

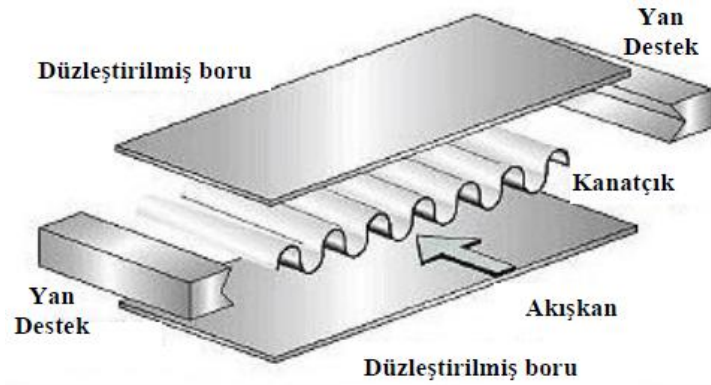
Isı geçişi yzeyinin ısı geçişi hacmine oranına kompaktlık denir ve β ile gsterilir. $\beta > 700 \text{ (m}^2/\text{m}^3\text{)}$ olan değerleri arasında olana kompakt, $\beta < 700 \text{ (m}^2/\text{m}^3\text{)}$ olanlara ise kompakt olmayan ısı değiştirici denmektedir.

Kompaktlık ozelliğine sahip olan kanatlı yzeyli ısı değiştirciler, levhalı (plakalı) kanatlı ve borulu kanatlı olmak yzere ikiye ayrılırlar.

4.1. Levhalı Kanatlı Isı Değiştirciler

Levha kanatlı ısı değiştircilerde (şekil 4.1), levha bükülüp değişik formlar verilerek, ısı transferi artırılır. Gaz tarafındaki ısı transfer katsayısı, sıvı tarafındakinden çok düşük olduğundan kanatlar genelde gaz-sıvı akışkanlar ile çalışan ısı değiştircilerde gaz tarafına konulurlar. İki tarafında da gaz olan ısı değiştircilerde de genelde iki tarafa da kanat konulmaktadır. Bu ısı değiştirciler yksek basınçlarda çalışabilirler. Isı değiştiricinin rijidliğini de artırılırlar.

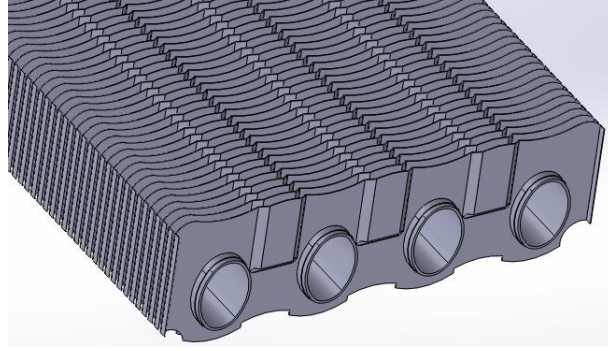
Levha kanatlı ısı değiştiricilerin kompaktlıkları ortalama $\beta = 2000 \text{ (m}^2/\text{m}^3)$ olmakla beraber $5900 \text{ (m}^2/\text{m}^3)$ 'e ulaşabilmektedirler. Isı değiştiricinin kullanılabilme sıcaklığı kanatların birleşme şekline bağlı olarak 800°C civarındır. Soğutma sistemleri, ısı pompası, gaz ve buhar türbinleri, otomobil, kamyon ve uğak motorlarının soğutma sistemlerinde, elektronik devrelerin soğutulmasında ve enerji geri kazanım sistemleri gibi pek çok alanda kullanılırlar (Genceli, 2005).



şekil 4.1. Levhalı kanatlı ısı değiştirici (Ipek, 2015).

4.2. Borulu Kanatlı Isı Değiştiriciler

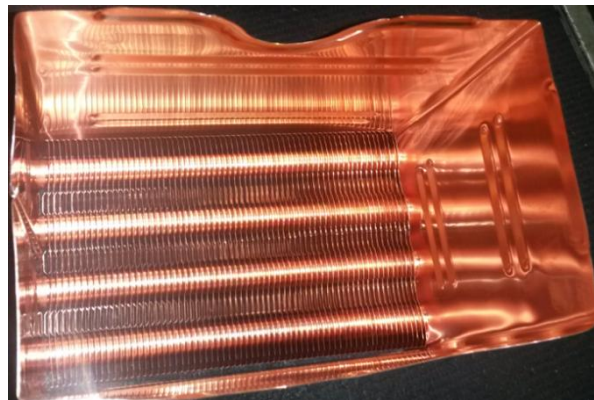
Borulu kanatlı ısı değiştiriciler (şekil 4.2), boru etrafına sıkı geçmiş ya da lehimlenmiş olan farklı geometrilerdeki kanatlardan oluşurlar. Genellikle sıvı gaz bulunan ısı değiştiricilerde, gazın ısı taşınım katsayısı daha düşük olduğundan, kanatlar dışarıdadır. Genellikle yüksek basına sahip olan sıvı akışkan boru içerisinden geçirilir. Bu nedenle uygulamalarda genellikle dairesel ve oval kesitli borular kullanılır. Kanatlar ile borunun birleşme şekline bağlı olarak kullanılabilme sıcaklıkları değişir. Kompaktlıkları ise $\beta = 3300 \text{ (m}^2/\text{m}^3)$ 'ye kadar ulaşabilir. Güç santralleri, pervaneli soğutma grupları, iklimlendirme ve soğutma tesisatları gibi alanlarda kullanılırlar.



Şekil 4.2. Borulu kanatlı ısı değiştirici (Demir Döküm A.Ş.)

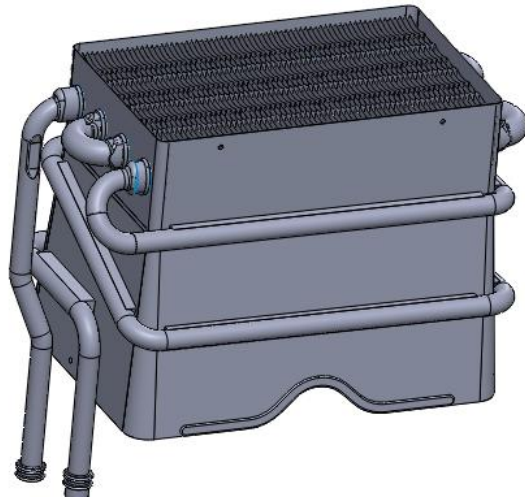
Bu çalışmada Demir Döküm firmasının C 275 F ve C 350 F model olarak piyasaya sürdüğü şofbenin ısı veriminin artırılması araştırılmıştır. Analizi yapılan şofben modelinde borulu kanatlı tip ısı değiştirici kullanılmaktadır. Isı değiştiriciye şebeke suyu yaklaşık 25°C'de girmektedir. Su soğutmalı ısı değiştirici sayesinde, şebeke suyu yanma odası etrafında dolaşarak bir miktar ısınır ve 28°C civarında ısı değiştiriciye girmektedir. Kullanılan kanat ve borular bakır olduğu için ısı geçişi yüksek olmaktadır. Kanatlar kalıp, borular ise bükme yöntemiyle üretilmektedir.

Şekil 4.3' de verilen ısı değiştirici sayısal olarak incelenmiş ve daha verimli çalışan ısı değiştirici sistemi elde etmek için farklı kanat geometrileri oluşturularak FLUENT yazılımı ile sayısal analizi yapılmıştır. Boru profilinde hiçbir değişiklik yapılmadan sadece kanat üzerinde tasarım değişikliğine gidilerek, kanatlar arasında daha türbülanslı akış sağlanarak daha fazla ısı transferi amaçlanmıştır.



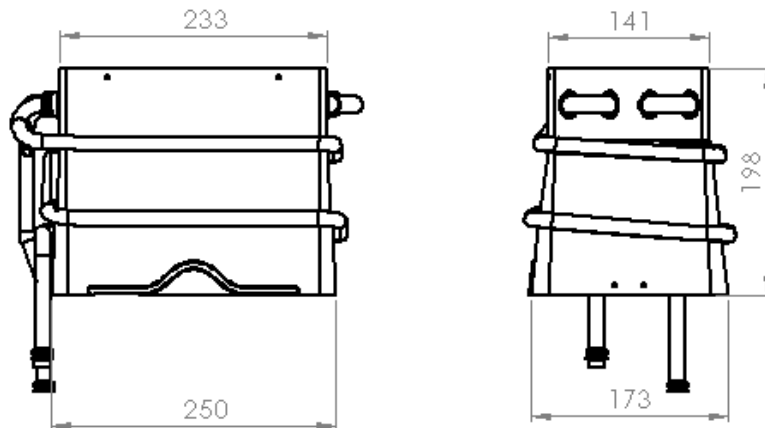
Şekil 4.3. Şofben ısı değiştirici sistemi (Demir Döküm A.Ş.)

Mevcut ısı değiştiricideki kanatlar, 0,2 mm bakır sacdan imal edilmektedirler. 11 lt/dk kapasitedeki bir şofben ısı değiştiricisinde yaklaşık 70 adet kanat olduğu göz önünde bulundurulduğunda, sac kalınlığının çok ince olmasından ötürü FLUENT yazılımında ısı değiştiricisinin tamamını analiz etmek çok fazla zaman almaktadır. Ayrıca kanatlar eşit aralıkta dizildiklerinden ve aynı sınır koşullarına sahip olduklarından, tek bir kanat üzerinde analiz yapılacaktır. Şekil 4.4'te şofben ısı değiştiricisinin üç boyutlu görünüşü verilmiştir.

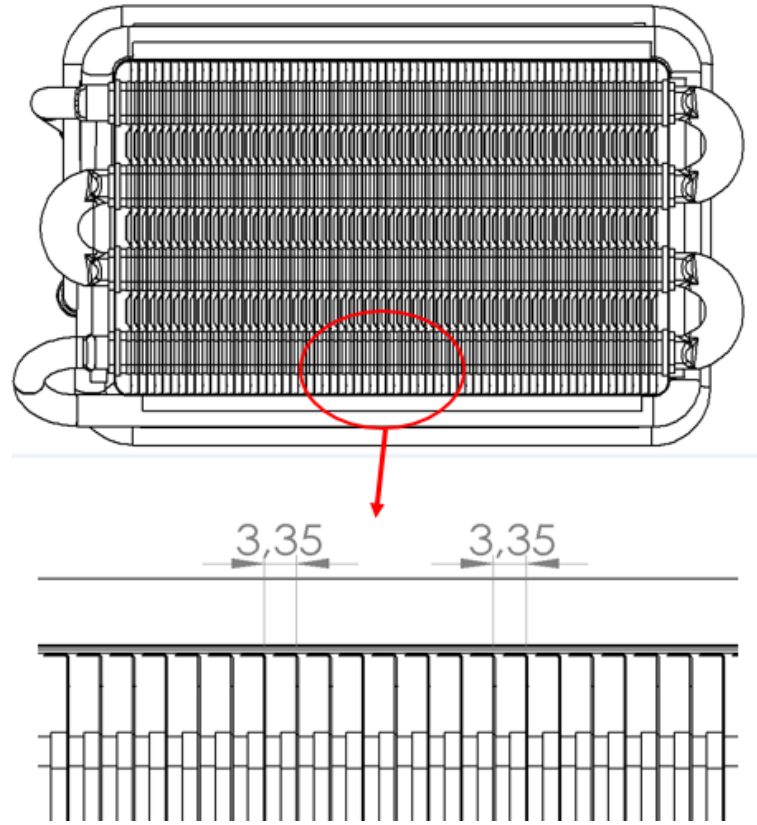


Şekil 4.4. Şofben ısı değiştirici (Demir Döküm A.Ş.)

Yanma odasının alt tarafı bir miktar genişletilmiştir. Yanma odası sac kalınlıkları dahil dış ölçüleri Şekil 4.5' deki gibidir. Şekil 4.6' da iki kanat arasındaki mesafe verilmiştir.



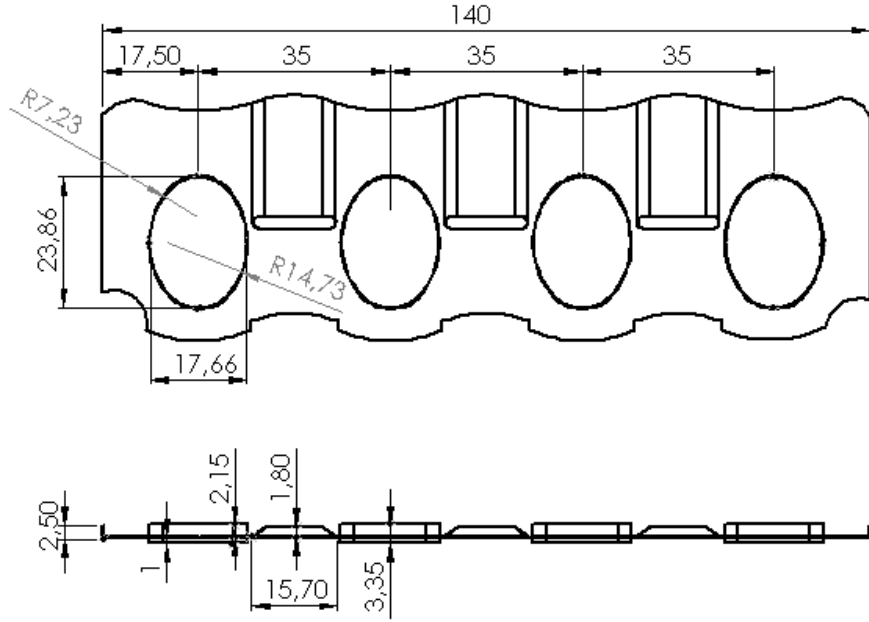
Şekil 4.5. Şofben ısı değiştirici dış boyutları (ölçüler mm cinsinden verilmiştir). (Demir Döküm A.Ş.)



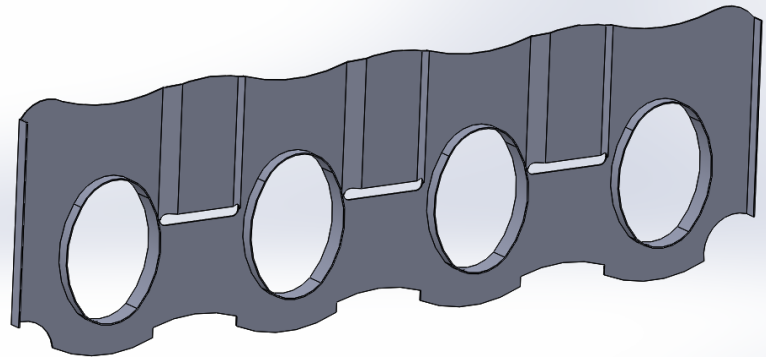
Şekil 4.6. Şofben ısı değiştirici kanat aralığı (ölçüler mm cinsinden verilmiştir).
(Demir Döküm A.Ş.)

4.3. Isı Değiştirici Kanat Yapısı

Mevcut ısı değiştiricinin bir kanadı analiz edilerek, şu anki durumda CFD analiz ile deneysel veriler kıyaslanarak en doğru sonuç bulunmaya çalışılmıştır. Bulunan sonuçlara göre ısı değiştiricinin verimi hesaplanarak, yeni tasarımların sonuçları ile kıyaslamaya imkan sağlanmış olacaktır. Şekil 4.7’de mevcut ısı değiştiricinin kanat geometrisi, Şekil 4.8’de ise kanadın izometrik görünüşü verilmiştir. Kanat geometrisinde verilen üstten görünüşteki 3,35 mm genişlik, iki kanat arasındaki mesafe ve kanat kalınlığının toplamıdır. Mevcut kanatta bu çıkıntı, daha kısa olmasına rağmen, analizde gerçek aralığı temsil edebilmesi için bu şekilde değiştirilmiştir.



Şekil 4.7. Mevcut ısı değiştirici kanat geometrisi (ölçüler mm cinsinden verilmiştir). (Demir Döküm A.Ş.)



Şekil 4.8. Mevcut ısı değiştirici kanadının izometrik görünüşü

5. MATERYAL VE YÖNTEM

5.1. Deneysel Ölçümler

Sayısal analizde sınır koşulları olarak kullanılacak sıcaklık, hız, debi gibi veriler Türk Demir Döküm A. Ş. fabrikasının Test ve Analiz laboratuvarlarında elde edilmiştir. Gerekli değerleri ölçebilmek için şofben deney düzeneği kurulmuştur. Deneysel düzenek Şekil 5.1' deki gibidir:



Şekil 5.1. Şofben deney cihazı (Demir Döküm A.Ş.)

Deneyde hermetik şofben kullanılmış ve yakıt olarak doğalgaz yakılmıştır. Isı değiştirici içinde dolaşan suyun debisini ölçmek için kullanılan Elorion Marka EF15 model debi ölçer Şekil 5.2'de verilmiştir.



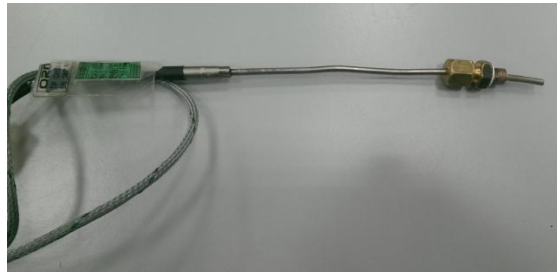
Şekil 5.2. Debi ölçer

Yanma odasında ısı değiştiriciye giren yanmış gazların sıcaklığını bulabilmek için, çıkıştaki baca gazının hızını ölçen Testo Marka 410-1 model anemometre kullanılmıştır (Şekil 5.3).



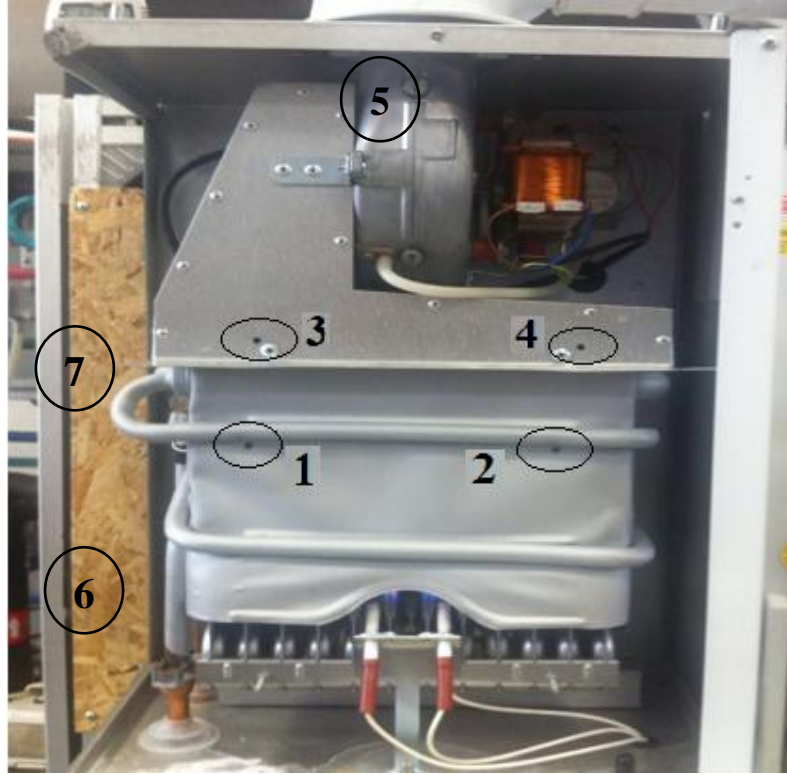
Şekil 5.3. Anemometre

Isı değiştirici boruları üzerinden su sıcaklıklarını ölçebilmek için kullanılan Ordel Marka OM04 model ısıł ift Őekil 5.4'te gösterilmiştir. Bu ısıł iftler 1000°C' ye kadar hassas ölçüm yapmaktadırlar. 200°C' ye kadar olan ölçümlerde $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$, 800 °C' ye kadar yapılan ölçümlerde $\pm 3,2^{\circ}\text{C}$ hassasiyette ölçüm yapabilmektedirler.

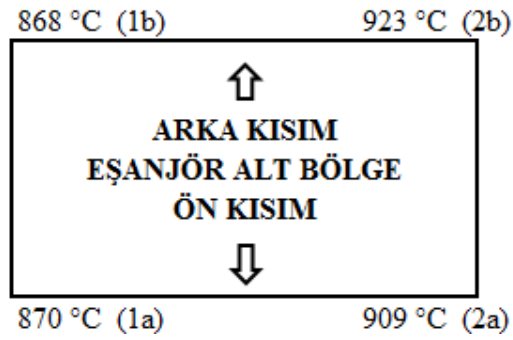


Őekil 5.4. Isıł ift

Mevcut durumun sayısal analizini yapabilmek için gereken ortalama ısı değiştirici giriş sıcaklığı, Őekil 5.5' de 1 ve 2 numaralar ile gösterilen deliklerden iç ortama ısıł çiftler yerleştirilerek yapılmıştır. n duvara yakın ve uzak ikişer noktadan alınmak üzere toplam 4 adet sıcaklık değeri alınmıştır. Buradan elde edilen sonuçlar Őekil 5.6' da gösterilmiş ve izelge 5.1' de verilmiştir.



Şekil 5.5. Sıcaklık ölçülen bölgelerin gösterimi

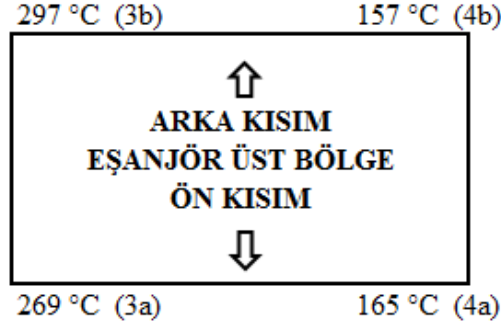


Şekil 5.6. Isı değiştirici giriş bölgesi sıcaklık ölçüm noktaları

Çizelge 5.1. Isı değiştirici giriş bölgesi sıcaklık ölçümleri

Nokta	Sıcaklık (°C)
1a	870
1b	868
2a	909
2b	923
Ortalama	892,5

Mevcut kanat analizi yapılırken, giriş sıcaklığı verilip çıkış sıcaklığı araştırılacaktır. Bu nedenle yapılan analizin doğruluğunu kontrol etmek amacıyla, ısı değiştiriciden çıkış sıcaklıkları da, giriş sıcaklığı ölçümü ile aynı şekilde, 3 ve 4 numaralı deliklerden iç ortama ısı çift yerleştirilerek yapılmıştır. Isıl çiftler ön ve arka bölgede olmak üzere ikişer ölçüm yapmışlardır. Elde edilen sonuçlar Şekil 5.7' de ve Çizelge 5.2' de gösterilmiştir.



Şekil 5.7. Isı değiştirici çıkış bölgesi sıcaklık ölçüm noktaları

Çizelge 5.2. Isı değiştirici çıkış bölgesi sıcaklık ölçümleri

Nokta	Sıcaklık (°C)
3a	269
3b	297
4a	165
4b	157
Ortalama	222

Şekil 5.5' de görülen 5 numaralı bölge, baca gazı çıkış bölgesidir. Bu bölgeden ölçülen çıkış hızı yaklaşık 20 m/s' dir. 6 numara şofbene ilk giren suyun ölçüldüğü, 7 numara ise yanma odası etrafında dolaştıktan sonra bir miktar ısınan ancak henüz ısı değiştiriciye girmemiş olan suyun sıcaklığının ölçüldükleri noktalardır. Bu iki sıcaklık değeri arasında ortalama 3 °C fark olmaktadır. Test edilen üç adet şofben de, sisteme giren suyun 6 noktasındaki sıcaklığı ile ısı değiştiriciden çıkan suyun ölçülen sıcaklıkları Çizelge 5.3' de verilmiştir.

Çizelge 5.3. Mevcut ısı değiştirici deneyinde ölçülen su sıcaklıkları ve debisi

Numune Sayısı	Su Giriş Sıcaklığı (°C)	Su Çıkış Sıcaklığı (°C)	ΔT (°C)	Su debisi (kg/s)
1	28,7	59	30,3	0,156
2	28,1	60	31,9	0,146
3	29,2	60,5	31,3	0,148
Ortalama	28,67	59,83	31,17	0,150

5.2. Sayısal Çözüm Yöntemi

Sayısal analizde çözülen denklemler, ısı değiştiricilerde akışkanlar arası ısı geçişi hesaplanmasında sıkıştırılmaz akışlar için süreklilik denklemi, Navier-Stokes denklemlerinin zaman ortalamalı denklemleri ve ortalama türbülanslı akış için temel denklemler kullanılır. Bu denklemler aşağıda verilmiştir.

Zaman ortalaması alabilmek için anlık değer, değişken değer ve ortalama değere ayrılır. Anlık hız bileşeni u , zaman ortalamalı değer olarak \bar{u} , değişken hız olarak u' şeklinde gösterilir. Bu tanımlama yardımıyla ayrılma matematiksel olarak,

$$u = \bar{u} + u', v = \bar{v} + v', w = \bar{w} + w', p = \bar{p} + p' \quad (5.1)$$

şeklinde yazılır. Benzer olarak yoğunluk ve sıcaklık için;

$$\rho = \bar{\rho} + \rho', T = \bar{T} + T', \quad (5.2)$$

ilerleyen kısımda sabit kabul edilecektir.

Seçilen ortalama metodu uzayda bir yerde ortalama değer alır ve ortalama bir süre boyunca bağımsız ortalama değerler için yeterince büyüktür.

$$\bar{u} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} u dt \quad (5.3)$$

Değişken değerlerin zaman ortalamalı değerleri 0 olarak tanımlandığında,

$$\bar{u}' = 0, \bar{v}' = 0, \bar{w}' = 0, \bar{p}' = 0 \quad (5.4)$$

yazılır.

İlk olarak süreklilik denkleminin ortalaması alınmıştır. Eğer denklem 5.1' deki hız ifadeleri, süreklilik denkleminde yerine yazılırsa, aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial z} = 0 \quad (5.5)$$

Zaman ortalamalı son denklem şu şekildedir;

$$\overline{\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial z}} = 0 \quad (5.6)$$

Bu denklemi küçültme ya da dönüştürme işleminden önce, zaman ortalamalı kuralların özeti verilmelidir;

$$\overline{\frac{\partial u}{\partial x}} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+t_1} \frac{\partial u}{\partial x} dt = \frac{\partial}{\partial x} \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+t_1} u dt = \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \quad (5.7)$$

$$\overline{\frac{\partial u'}{\partial x}} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+t_1} \frac{\partial u'}{\partial x} dt = \frac{\partial}{\partial x} \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+t_1} u' dt = 0 \quad (5.8)$$

$$\overline{f} = \bar{f}, \overline{f+g} = \bar{f} + \bar{g}, \overline{f \cdot g} = \bar{f} \cdot \bar{g}, \overline{\frac{\partial f}{\partial s}} = \frac{\partial \bar{f}}{\partial s}, \overline{\int f ds} = \int \bar{f} ds \quad (5.9)$$

fakat, $\overline{f \cdot g} \neq \bar{f} \cdot \bar{g}$ eşitliği sağlanmaz.

Değişkenlerin ortalama türevleri, bu kurallara göre 0'dır. Bu nedenle zaman ortalamalı süreklilik denkleminin Denklem 5.10' daki gibidir.

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (5.10)$$

Burada Navier-Stokes denklemlerinin zaman ortalaması alınmıştır. Ortalama x-momentum denklemini için ispat edilmiş olacaktır.

$$\begin{aligned} u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} &= \frac{\partial(u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} + \frac{\partial(uw)}{\partial z} - u \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \\ &= \frac{\partial(u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} + \frac{\partial(uw)}{\partial z} \end{aligned} \quad (5.11)$$

Zaman ortalamalı Navier–Stokes denklemleri x, y, z momentum denklemleri aşağıdaki şekilde yazılır:

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + u \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + v \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + w \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = F_x - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \Delta \bar{u} - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'u'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z} \right) \quad (5.12)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + u \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + v \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + w \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) = F_y - \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \Delta \bar{v} - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial z} \right) \quad (5.13)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + u \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + v \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + w \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = F_z - \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \Delta \bar{w} - \rho \left(\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'w'}}{\partial z} \right) \quad (5.14)$$

Analizde kullanılan standart k-ε modeli için FLUENT taşınım denklemleri çözmektedir. Bu modelde k türbülans kinetik enerji ve ε yayılma oranını olup, aşağıda verilen kısmi diferansiyel denklemler ile temsil edilmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (5.15)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (5.16)$$

Bu denklemlerde G_k türbülans kinetik enerjisi oluşumunu, G_b yüzdürme nedeniyle türbülans kinetik enerjisi oluşumunu, Y_m toplam yayılma oranı için sıkıştırılabilir türbülans dalgalandırma genişlemenin katkısını temsil etmektedirler. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ sabit değerlerdir. σ_k ve σ_ε , k ve ε için türbülans Prandtl sayıdır. S_k ve S_ε kullanıcı kaynaklı terimlerdir.

Türbülans modeline ek olarak analizde ölçeklenebilir duvar fonksiyonları yaklaşımı kullanılmıştır. Ölçeklenebilir duvar fonksiyonlarının amacı, standart duvar fonksiyonları yaklaşımı ile birlikte log kuralının kullanımını zorlar. Bu da y^* hesaplamalarında sınırlayıcının tanıtılmasıyla başarılmıştır.

$$\tilde{y}^* = \max(y^*, y^*_{\text{limit}}) \quad (5.17)$$

Burada $y^*_{\text{limit}} = 11.225$ dir. Bu denklemin ölçeklenebilir duvar fonksiyonu kavramının içeriği açıktır; yani, herhangi bir standart duvar fonksiyonu için kullanılan y^* , \tilde{y}^* ile yer değişebilir.

6. FLUENT İÇİN SAYISAL MODEL OLUŞTURMA

Yeni şofben ısı değiştirici tasarımı yapılırken, toplam lamel sayısı, lamel kalınlığı, boru geçiş sayısı ya da boru profili gibi parametreler değiştirilmeden, yani lamel üretimi esnasında oluşacak farklı operasyonlar ve maliyet eklemekten, sadece lamel üzerindeki türbülator tasarımlarında değişiklik yapılmıştır. Farklı türbülator tasarımları ile akışı daha fazla türbülanslandırıp, daha verimli bir ısı değiştirici elde edilmeye çalışılmıştır. Amaç, analizde ısı değiştiriciye giriş çıkış sıcaklık farkını artırarak, suya geçen ısı miktarını artırmaktır.

6.1. Isı Değiştirici Sınır Şartlarının Belirlenmesi

Bu çalışmada, mevcut durumdan daha verimli kanat tasarımı sayısal yöntemle araştırıldığından, öncelikle mevcut durumun analizde doğrulanması gerekmektedir. Bu nedenle öncelikle mevcut durumdaki sınır koşullarını belirlemek gerekmektedir.

Yanmış gazların termofiziksel özellikleri hesaplanırken, Mathematica yazılımı ile polinom şeklinde fonksiyonlara yaklaşımda bulunulmuş ve bu polinomlar üzerinden integral ortalamalı sonuçlara ulaşılmıştır. Örneğin, Denklem 7.1’de ortalama dinamik viskozite, Denklem 7.2’de özgül ısı için elde edilen polinom denklemleri verilmiştir.

$$\int_{T_1}^{T_2} (1.652212 + 0.05821x - 0.000023x^2 + 5.448717 \times 10^{-9} x^3) dx \quad (6.1)$$

$$\int_{T_1}^{T_2} (0.983614 + 0.000168x + 1.892478 \times 10^{-7} x^2 - 9.527972 \times 10^{-11} x^3) dx \quad (6.2)$$

6.1.1. Yanmış gazların ısı değiştiriciye giriş hızının hesaplanması

Bu sistemde en önemli sınır koşullarından biri hızdır. Girişteki hızın hesaplanmasında, bacadan çıkan gazın hızı ölçülmüş ve buradan yola çıkılarak yaklaşık

olarak yanma gazlarının ısı değiştiriciye giriş hızı hesaplanmıştır. Buna göre kütlenin korunumundan;

$$\dot{m}_g = \dot{m}_\zeta \quad (6.3)$$

$$\rho_g A_{c,g} U_{g,ort} = \rho_\zeta A_{c,\zeta} U_{\zeta,ort} \quad (6.4)$$

hesaplanır.

Yanma odasının en geniş bölgesinde bulunan brlrdeki yanma sonucunda ortaya çıkan gazlar, bu hacim 250mm \times 173 mm lik alandan girmekte, 56 mm çapındaki bacadan çıkmaktadır. Hesaplanan giriş ve çıkış sıcaklıklarındaki yanmış gazların yoğunlukları 1000K için $\rho_g = 0,36$ (kg/m³), 500 K için $\rho_\zeta = 0,685$ (kg/m³), dinamik viskozite $\mu=33,94 \times 10^{-6}$ alınmıştır. $A_{c,g}=250\text{mm}\times 173 \text{ mm}=0,04325 \text{ m}^2$ olduğundan, $U_{g,ort} = 2,1$ m/s giriş hızı yaklaşık olarak hesaplanmıştır. Giriş hızı llrken, bacanın tam ortasından llmştr. Ancak akışlarda tam orta bölge, en hızlı bölgedir. Bu nedenle ortalama giriş hızı için trblanslı akışta,

$$\frac{U_{ort}}{U_{max}} = 0,79 - 0,85 \quad (6.5)$$

aralığında olduğundan, $U_{g,ort}=2,1 \times 0,79 = 1,659$ m/s olarak bacaya girişteki bölgenin hızı hesaplanmıştır.

Asıl analizin yapıldığı yanma odasındaki hızı hesaplayabilmek için, yanma gazlarının kanatlara henüz gelmediği bölgedeki akışın türüne karar verilmelidir. 1000 K de giren, 500 K' de çıkan yanmış gazların integral ortalamalı olarak yoğunluğu $\rho = 0,475$ kg/m³ hesaplanmıştır. Bu bölgedeki dış akış için Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{\rho U_{ort} D_h}{\mu} \quad (6.6)$$

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4(0,25\text{m}\times 0,173\text{m})}{2(0,25+0,173)\text{m}} = 0,204\text{m}$$

$$Re = \frac{\left(1,659 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) \left(0,475 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) (0,204\text{m})}{33,94 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}} = 4737$$

Reynolds sayısı göz önüne alındığında lamellere kadar olan bölgede akış laminerdir. Laminer akışlarda da tam orta bölge en hızlı bölgedir. Laminer akışlarda maksimum hız ortalama hızın 2 katıdır.

$$\frac{U_{max}}{U_{ort}} = 2 \quad (6.7)$$

Bu nedenle yanma odasındaki bölgede yanmış havanın hızı $1,659/2=0,823$ m/s dir.

6.1.2. Yanmış gazların ısı değiştiriciye giriş sıcaklığının hesaplanması

Isı değiştiriciye giriş ortalama gaz sıcaklığı 892°C (1165 K) olarak ölçülmüştür. Isı değiştirici, su soğutmalı olduğu için ısının bir kısmı, yanma odası etrafında dolaşan borulardaki suya aktarılacaktır. FLUENT programında tek bir lamel analiz edildiğinden, yanma odası etrafında dolaşan su boruları simüle edilmemiştir. Bu bölgede kaybolan ısıya karşılık gelen sıcaklığı bulmak için, deney düzeneğinden, suyun sisteme ilk girdiği noktadan ve yanma odasının etrafında dolaştıktan sonra ısı değiştiriciye girdiği ilk kısmın sıcaklıkları ölçülmüştür. Su sıcaklığı bu bölgede yaklaşık 3°C artmaktadır. Yanma odasındaki gazın verdiği ısı, ısı değiştiriciye girmeden yanma odası etrafında dolaşan suyun aldığı ısıya eşittir (Çengel ve Boles, 2008).

$$Q_{su} = Q_{gaz} \quad (6.8)$$

$$\dot{m}_{su} c_{su} \Delta T_{su} = \dot{m}_{gaz} c_{gaz} \Delta T_{gaz} \quad (6.9)$$

Bu bölgede suya geçen ısı:

$$Q_{su} = \left(0,15 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(4186,8 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}\right) (3\text{K}) = 1884 \text{ W}$$

Suya geçen ısıyı karşılayan sıcaklık:

$$Q_{gaz} = \dot{m}_{gaz} c_{gaz} \Delta T \quad (6.10)$$

$$\dot{m}_{gaz} = \rho \dot{V} = \rho U A_c \quad (6.11)$$

Burada A_c yanmış havanın kesit alanı olup, $A_c = 250\text{mm} \times 173\text{mm} \times 10^{-6} = 0,04325\text{mm}^2$ dir. Gerekli olan termofiziksel özellikleri hesaplamak için baca gazının termofiziksel özellikleri Çizelge 6.1'deki veriler üzerinden Mathematica ile yapılan regresyon kullanılarak 1000 K de giren, 500 K de çıkan yanmış gazların integral ortalamalı termofiziksel özellikleri $\rho = 0,475$ (kg/m³); $C_p = 1175$ (kJ/kgK), girişteki 1000K için yoğunluk $\rho = 0,36$ (kg/m³) hesaplanmıştır.

Çizelge 6.1. Baca gazı termofiziksel özellikleri (Aralsan, 2008)

Sıcaklık	Özgül Kütle	İletim Katsayısı	Özgül Isı	Dinamik Viskozite	Kinematik Viskozite	Prandtl
T	ρ	k	c_p	$\mu \times 10^6$	$\nu \times 10^4$	Pr
(°C)	(kg/m ³)	(kcal/mh°C)	(kcal/kg°C)	(kg.s/m ²)	(m ² /s)	
0	1,295	0,0196	0,249	1,611	0,122	0,72
100	0,950	0,027	0,256	2,081	0,215	0,69
200	0,748	0,0345	0,262	2,499	0,328	0,67
300	0,617	0,0417	0,268	2,876	0,458	0,65
400	0,525	0,0491	0,275	3,233	0,604	0,64
500	0,457	0,0565	0,283	3,549	0,763	0,63
600	0,405	0,0639	0,29	3,865	0,936	0,62
700	0,363	0,0712	0,296	4,151	1,121	0,61
800	0,330	0,0788	0,302	4,426	1,318	0,60
900	0,301	0,0861	0,309	4,681	1,525	0,59
1000	0,275	0,0939	0,312	4,936	1,743	0,58
1100	0,257	0,1012	0,317	5,171	1,971	0,57
1200	0,240	0,1087	0,321	5,405	2,210	0,56

$$\dot{m}_{gaz} = \left(0,36 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \times \left(0,04325 \text{m}^2\right) \times \left(0,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) = 0,01245 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

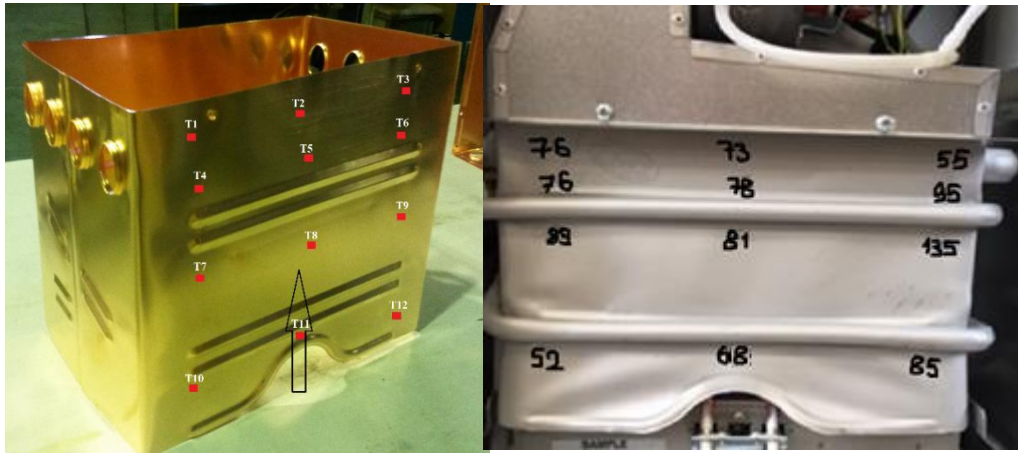
$$Q_{su} = Q_{gaz}$$

$$1881 = 0,01245 \times 1175 \times \Delta T \rightarrow \Delta T = 128 \text{ K dir.}$$

1165-128=1037 K Analizlerde giriş sıcaklığı 1000 K olarak alınmıştır.

6.1.3. Kanat yan yüzeyleri için ısı taşınım katsayı hesabı

Yanma odası yan kenarlardan kaybolan ısı oranını hesaplayabilmek için, yanma odası dışı ısı transfer katsayısını belirlemek gerekmektedir. Yan taraflarda doğal taşınım vardır. Şofben ısı değiştirici dış yüzeyinden Şekil 6.1’de görüldüğü gibi ölçümler alınarak ortalama yüzey sıcaklığı bulunmuştur (Çizelge 6.2). Bu sıcaklıkların ortalamasından yüzey sıcaklığı 80,25°C bulunmuştur.



Şekil 6.1. Yanma odası üzerinden alınan sıcaklık değerleri

Çizelge 6.2. Şofben yan yüzey sıcaklık ölçümleri

T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	Tort
76	73	55	76	78	95	89	81	135	52	68	85	80,25

Yanma odasının dışına ısı geçişinin hava akımları nedeniyle doğal taşınımından dolayı meydana geldiği kabul edildiğinde (328 K de baca gazlarının termofiziksel özellikleri hesaplandığında kinematik viskozitesi $\nu=17,337 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$; ısı iletim katsayısı

$k=0,02752$ W/mK; $Pr=0,7065$ hesaplanmıştır. Isı transferinin olduğu dikey yüzeyin yüksekliği 198 mm dir. Yerçekimi ivmesi $9,81$ m/s²dir.) Rayleigh sayısı;

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (6.12)$$

$$Ra = \frac{\left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \left(\frac{1}{328} \text{K}^{-1}\right) (353 - 303) \text{K} (0,198 \text{m})^3}{\left(17,337 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)^2} = 3,862 \times 10^7$$

olarak hesaplanır. Dikey plakalardan doğal taşınım ile ısı geçişini veren korelasyonlardan nispeten diğerlerine göre daha iyi sonuç veren, tüm Rayleigh sayıları için geçerli olan (aşağıda verilen) Chirchill and Chu korelasyonu kullanılarak ısı değiştirici dış yüzeyi için ısı taşınım katsayısı hesaplanmıştır (Incropera ve DeWitt, 2006). Buna göre;

$$\sqrt{Nu_L} = 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{16}\right]^{1/27}} \quad (6.13)$$

korelasyonundan ortam sıcaklığının 30°C olarak kabulüyle baca gazlarının termofiziksel özellikleri film sıcaklığında;

$$T_f = \frac{(353 + 303) \text{K}}{2} = 328 \text{K}$$

hesaplanmıştır. Buradan Nusselt sayısı ve ısı taşınım katsayısı;

$$\sqrt{Nu_L} = 0,825 + \frac{0,387 \times 38620050,77^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{0,7065}\right)^{16}\right]^{1/27}} = 6,787$$

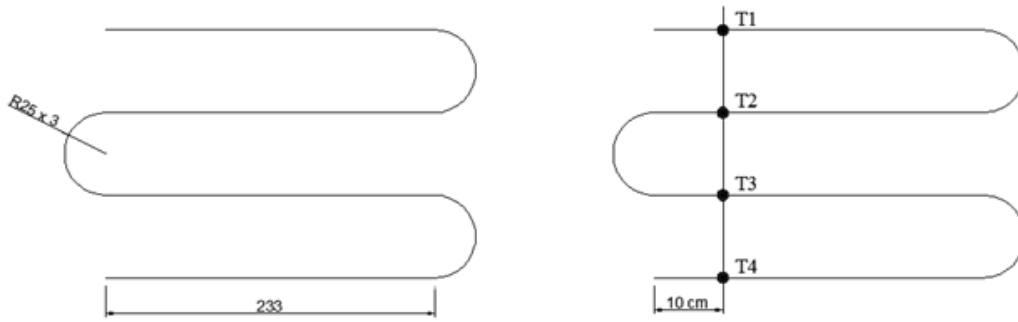
ve

$$\overline{Nu}_L = 46,07 \text{ ve } h = 6,4 \frac{W}{m.K}$$

olarak hesaplanmıştır.

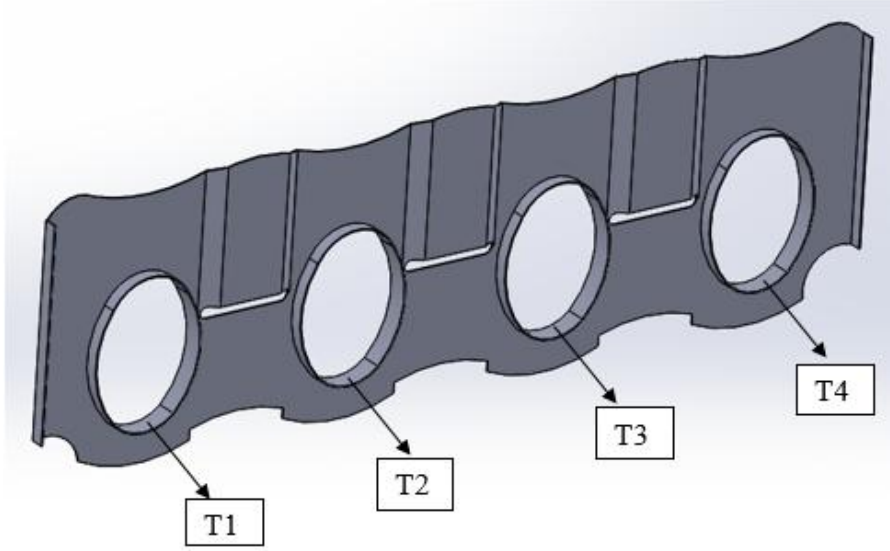
6.1.4. Boruların geçtiği kısmın sabit sıcaklıklarının belirlenmesi

Bu sistemde sadece dış akış analiz edildiğinden, suyun akışı analiz edilmemiş olup o bölgeye sınır şartı olarak sabit sıcaklıklar tanımlanmıştır. Su ısı değiştiriciye 28°C de girmekte ve 60°C de çıkmaktadır. Analizde tek bir kanat ele alındığından, bu kanat boyunca geçen dört borudaki suyun sıcaklığı hesaplanmıştır. Bu hesap yapılırken borudaki su sıcaklığının lineer olarak değiştiği kabul edilmiş ve girişten 10cm ötedeki su sıcaklıkları hesaplanmıştır.



Şekil 6.2. Şematik ısı değiştirici boyutları ve analiz yapılacak lamel yerinin gösterimi

Toplam ısı değiştirici boru uzunluğu; 1.168 m olup, Şekil 6.2' de görülen T1, T2, T3 ve T4 noktalarına karşılık gelen ortalama cidar sıcaklıkları sırasıyla 304, 313,3, 321 ve 330,4 K olarak hesaplanmıştır. Bu şekilde hesaplanan sabit sıcaklık verileri programda sabit sıcaklık sınır koşulu olarak girilmiştir. Şekil 6.3'de, T1, T2, T3 ve T4 sabit sıcaklık bölgeleri üç boyutlu kanat üzerinde gösterilmiştir.

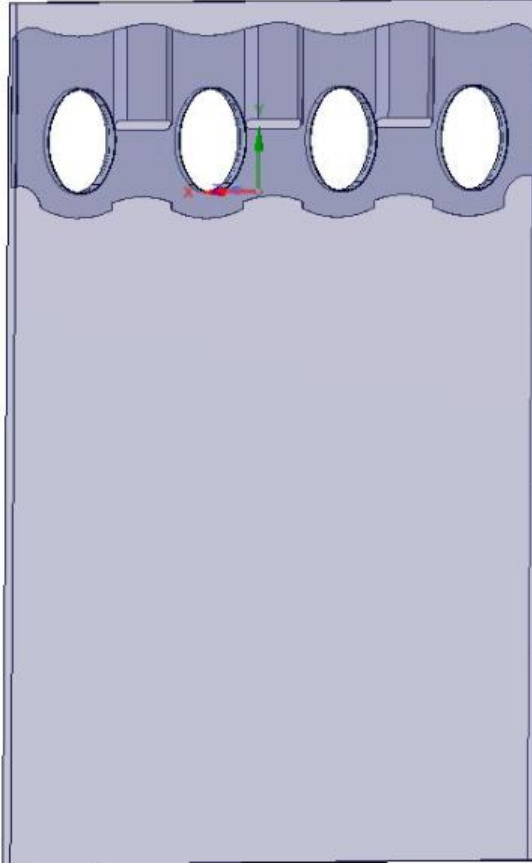


Şekil 6.3. Sabit sıcaklığa sahip bölgeler

FLUENT analizinde girilmesi gereken veriler ile deneylerde ölçülebilen verilerin farklı olmasından ötürü, deney verilerini analizde kullanabilmek için bazı hesaplar yapmak gerekmiştir. Hem mevcut hem de diğer tasarımların analizlerinde sınır şartları, mevcut şofbenin deneylerinden elde edilen sonuçlara göre hesaplanmıştır. Mevcut şofbende deneyler tam yük için yapılmış olup, tüm sonuçlar tam yük içindir. Bu nedenle FLUENT programında analiz değerlerini girerken, hesaplanan değerler üzerinde bu durum göz önüne alınarak bazı sonuçlarda yuvarlamalar yapılmıştır.

6.2. Geometrinin Oluşturulması ve Düzenlenmesi

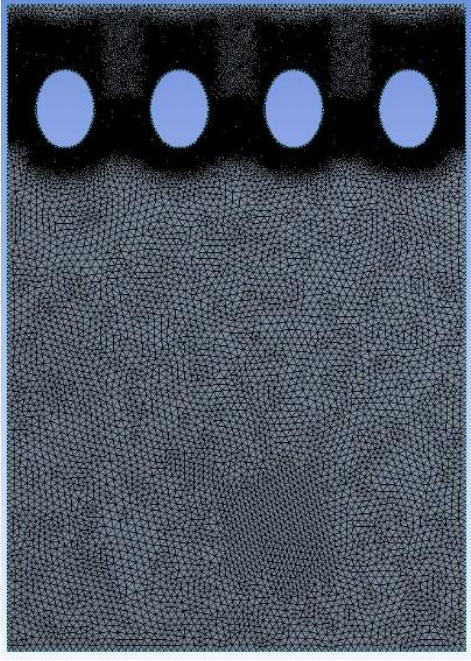
Mevcut ısı değiştiricinin analizi için 3D çizim programında çizilen lamel, FLUENT SCDM (Space Claim Design Modeler) ara yüzünde açılarak, önce problemlerli bölgelerde düzeltmeler yapılmıştır. Sonra lamel etrafına, onu çevreleyen yanmış gazlar tanımlanmış ve gaz sınırları ölçülendirilerek hesaplama bölgesi boyutlarına getirilmiştir. Hesaplama bölgesinin üç boyutlu görünüşü Şekil 6.4'de verilmiştir.



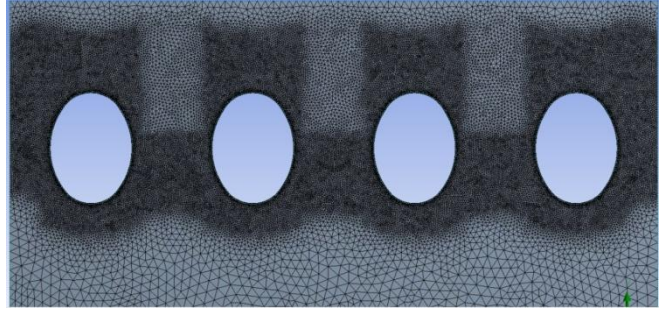
Şekil 6.4. Kanat ve yanmış gazlardan oluşan hesaplama bölgesi izometrik görünüşü

6.3. Geometrinin Eleman Sayısının Belirlenmesi

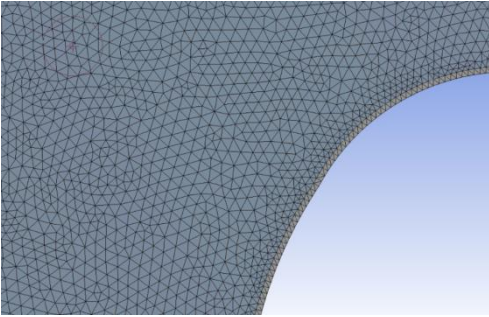
Bu aşamada FLUENT WORKBENCH versiyonundaki MESH ara yüzü kullanılarak, lamel ve hava kısmına en uygun ızgara yapısı oluşturulmuştur. En dar uzunluğu 0,2 mm olan geometride, bu bölgeden bir aralık sırası geçecek ve geniş yüzeyde bir miktar daha boyutları artacak şekilde ızgara yapısı kullanılmıştır. Şekil düzgünlük faktörü 0 ile 1 arasında değişmekte olup, bu değer 0,9' dan küçük olması ızgara yapısının düzgün olması anlamına gelir. Bu modelde oluşturulan ızgara yapısı için en yüksek 0,88 elde edilmiştir. Tek lamelden oluşan analizde toplam 1.085.281 adet düğüm, 6.153.644 adet prizmatik hücre elde edilmiştir. İki malzemenin, düğüm noktalarının birbiriyle örtüştüğü, en küçük bölgeye de düğümler yerleştirecek şekilde yapılan bu strateji, diğer geometrik simülasyonlarda da aynen kullanılmıştır. Mevcut kanat üzerindeki mesh yapısı, kanat ile yanmış gaz arasında oluşan mesh uyumu Şekil 6.5'deki görsellerden görülebilmektedir.



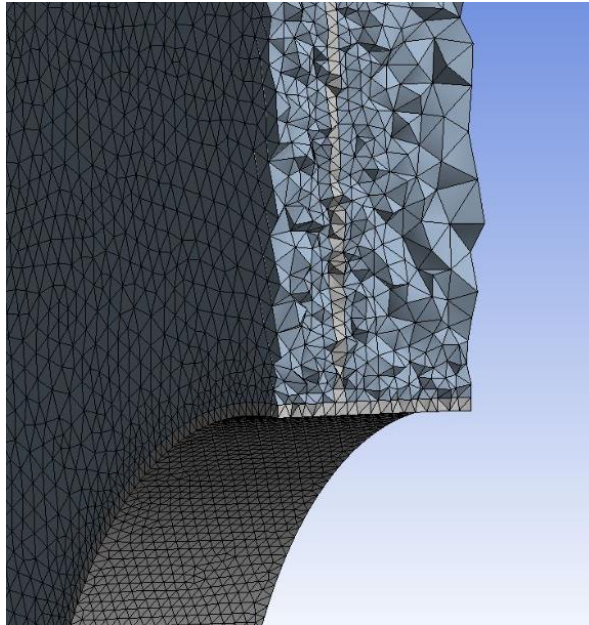
(a)



(b)



(c)



(d)

Şekil 6.5. Mesh yapısı a) Hesaplama bölgesinde aksel düzlemdeki mesh yapısı, b) Kanat bölgesindeki mesh yapısı c) Kanat ve boru birleşme bölgesindeki mesh yapısı, d) c' deki kısmın üç boyutlu mesh yapısı

6.4. Geometrinin FLUENT'te Model Kısımının Oluşturulması

FLUENT'de oluşturulan sayısal model de Standard k- ϵ ile Ölçeklenebilir Duvar Fonksiyonu (Scalable Wall Function) modeli birlikte kullanılmıştır. Girişte akış laminer olsa da lameller arasında akışın türbülanslı bir karaktere girdiği anlaşıldığından model genelinde türbülanslı akış modeli benimsenmiştir. Çizelge 6.3'de FLUENT analizi kısmında gerekli olan model tipleri verilmiştir. Workbench ara yüzünde oluşturulan hücre yapısı, FLUENT yazılımında polyhedra hücre yapısına dönüştürülerek hücre sayısı 1.600.000' e düşürülmüştür. Ancak polyhedra çok yüzeyle hücre yapısı olduğundan düğüm sayısı 8.000.000' a çıkmıştır. Isı değiştiricinin gaz akış tarafında yüksek sıcaklıklar oluşumu ve yanma gazlarının katılımcı gaz olması dikkate alınarak ayrıca Kesikli Ordinatlarda (Discrete Ordinates) metodu kullanılarak ışıınım ısı geçişinin de hesabı yapılmaktadır. Hava ve yanma gazları karışımı için gerekli ilave özellikler soğurma katsayısı (κ) ve saçılma katsayısı (σ) olup, bu çalışmada ortalama değerler olarak sırasıyla 3 ve 5 m^{-1} alınmıştır. Bakırdan yapılmış lameller için yüzeyin yama oranı (ϵ) hesabında 600-1000K arasında sıcaklığa sahip ve oksitlenmiş bakırın yayıcılığı 0,5-0,8 arasında olduğu göz önüne alınarak (Çengel, 2012) 0,65 ortalama değeri analizde kullanılmıştır (Çizelge 6.4). Ayrıca FLUENT analizinde kullanılan sınır koşulları Çizelge 6.5'de verilmiştir.

Çizelge 6.3. FLUENT için model tipleri

Türbülans Akış Modeli	k-epsilon
Duvar Cidarı Yaklaşımı	Ölçeklenebilir Duvar Fonksiyonu
Işınım Modeli	Kesikli Ordinatlarda (DO) Metodu
Kanat (lamel) Malzemesi	Bakır
Işınıma Katılan Malzeme	Yanmış Gaz Ürünleri

Çizelge 6.4. Bakırın yayıcılık değeri

Bakır	Sıcaklık (K)	Yayıcılık (ϵ)
İyi Parlatılmış	300	0,02
Parlatılmış	300-500	0,04-0,05
Ticari Levha	300	0,15
Oksitli	600-1000	0,5-0,8
Siyah Oksitli	300	0,78

Çizelge 6.5. FLUENT sınır koşulları

YÜZEY	SINIR TİPİ	VERİLER
Giriş	Sabit sıcaklık ve hız	1000 K ve 0,8 m/s
Çıkış	Mutlak basınç	0 atm
Dış Yan Duvarlar	Taşınım	$T_s=30^\circ\text{C}$, $h=6.4 \text{ W/m}^2\text{K}$
Ön ve Arka Duvarlar	Simetri	-
Kanat Dış Yüzeyi	Işınım, yayıcılık	0,65
Yanmış Gaz Ürünleri	CO_2 ve H_2O	%8 ve %16
4 Adet Boru Geçiş Yüzeyi	Sabit sıcaklık	304, 313.3, 321 ve 330.4 K

Çizelge 6.6. Yanmış gaz ürünleri miktarı

Yanmış Gaz Ürünleri	Miktarı (%)
CO_2	8
H_2O	16
N_2	76

FLUENT Modelinin oluşturulmasında ayrıca yanma gazları mevcut olduğu için sayısal analizde gaz türleri de eklenmiştir. Akışkan için Türler (Species) paneli de açılarak, akışkanlara CO_2 eklenmiş ve karışım akışkan H_2O , O_2 , CO_2 , N_2 olarak belirlenmiştir. Şofben üzerinde yapılan deneysel ölçümlerde CO_2 molar yüzdesi maksimum durumda %11,7 olmak üzere %7,62 çıkmıştır. Bu modelde molar %8 CO_2 alınmıştır. O_2 emisyonu yoktur ve CO emisyonu da yok denecek kadar azdır bu nedenle analize eklenmemişlerdir.

H₂O miktarı ise CO₂ değerinin iki katı olarak %16 alınmıştır. Sonuç olarak analizde kullanılan yanmış gaz ürünlerinin miktarları Çizelge 6.6'da yüzde olarak verilmiştir. Aşağıda CH₄ yanma denklemi verilmiştir.



Gerçek sistemde boruların içinden su geçmektedir. Ancak lameller çok ince ve çok sayıda olduğundan tamamının analizi yerine birbirini takip eden lamellerden sadece bir tanesi hesaplama bölgesi olarak alınmıştır. Bu nedenle iç akışın simülasyonu yapılmamıştır. Suyun geçtiği boru bölgesine bu nedenle sabit sıcaklık sınır koşulu verilmiştir. Suyun sisteme giriş sıcaklığı her durumda aynı kalacak ve sistemden çıkış sıcaklığı aynı olsun istenecektir. Bu nedenle daha önceden yukarıda hesaplanan değerler, 4 adet borunun geçtiği yere sabit sıcaklık sınır koşulu olarak verilmiştir.

Bu sınır koşulları ile yapılan analizde ağırlık ortalamalı çıkış sıcaklığı 534,6 K bulunmuştur. Gerçek durumda deneysel olarak elde edilen, ısı değiştirici çıkışındaki 4 köşeden ölçüm alınarak bulunan ortalama sıcaklık değeri ise 495 K ölçülmüştür. Mevcut durumda ısı değiştirici çıkışındaki ağırlık ortalamalı hız ise 0,48 m/s çıkmıştır. Diğer analizlerde bulunan sonuçlar, mevcut duruma göre kıyaslanmaktadır.

FLUENT programında sayısal çözümden sonra analiz sonuçları değerlendirilirken, doğru sonuca ulaşmak için alan ağırlıklı ortalama, debi, kütleli debi oranı, kütle ağırlıklı ortalamalara bakılır. Bu ortalamaları hesaplarken programın kullandığı denklemler aşağıda verilmiştir.

Sıcaklık, ısı taşınım katsayısı, basınç gibi miktarların ortalama değerleri, Alan Ağırlıklı Ortalama (Area-Weighted Average) ile hesaplanır. Ortalama değer hesaplanacağı kesit veya yüzey alanında ortalaması hesaplanacak değişkenin hücre kesit alan ile çarpımlarının toplamının, aşağıdaki gibi, toplam yüzey alanına bölünmesiyle hesaplanır.

$$\frac{1}{A} \int \phi dA = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^n \phi_i |A_i| \quad (6.15)$$

Bir yüzey alan boyunca debisi (Flow Rate), yoğunluğun ürünü ve kesit hız vektör ve kesit alan vektörünün skaler çarpımı ile birlikte seçilmiş alan değişkeninin çarpımlarının toplanmasıyla hesaplanır.

$$\int \phi \rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A} = \sum_{i=1}^n \phi_i \rho_i \mathbf{V}_i \cdot d\mathbf{A}_i \quad (6.16)$$

Yüzey boyunca kütleli debi oranı (Mass Flow Rate) kesit hız vektörü ve kesit alan vektörünün skaler çarpımı ile yoğunluğun çarpımının toplamı olarak hesaplanmaktadır.

$$\int \rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A} = \sum_{i=1}^n \rho_i \mathbf{V}_i \cdot d\mathbf{A}_i \quad (6.17)$$

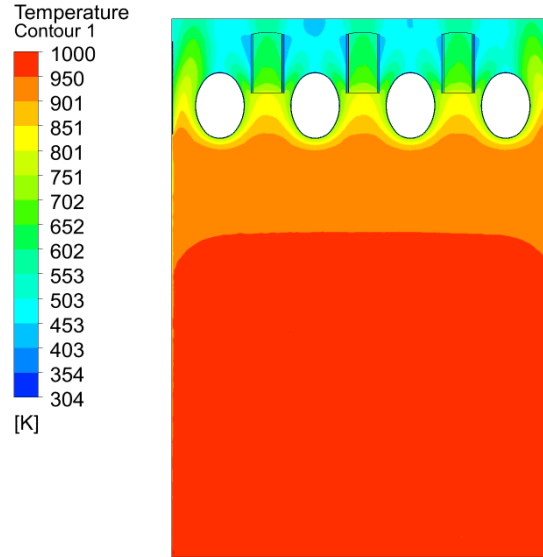
Bir akış alanındaki ortalama sıcaklık, kütle ağırlık ortalaması (Mass-Weighted Average), ile seçilen alan değişkeninin (örneğin sıcaklık), kesit alanın skaler çarpımının ve momentum vektörlerinin mutlak değerlerinin toplamının, momentum vektörleri ve kesit alanın skaler çarpımının mutlak değerlerinin toplamına bölünmesiyle hesaplanmaktadır.

$$\frac{\int \phi \rho |\mathbf{V} \cdot d\mathbf{A}|}{\rho |\mathbf{V} \cdot d\mathbf{A}|} = \frac{\sum_{i=1}^n \phi_i \rho_i |\mathbf{V}_i \cdot d\mathbf{A}_i|}{\sum_{i=1}^n \rho_i |\mathbf{V}_i \cdot d\mathbf{A}_i|} \quad (6.18)$$

7. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

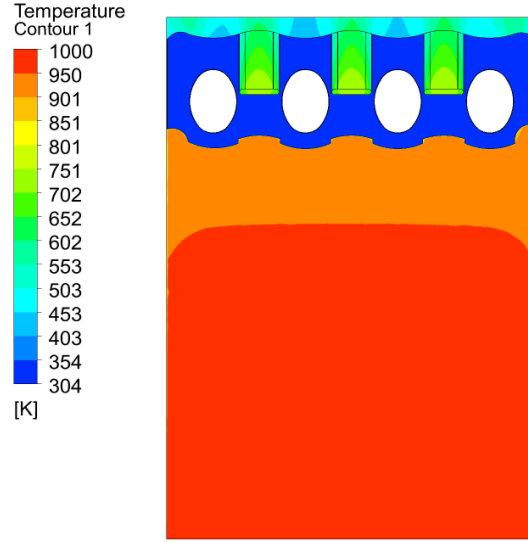
FLUENT programının CFD-POST ara yüzü ile yapılan analizlerin sonuç görselleri istenen bölge ve aralıkta gösterilebilmektedir. Aşağıdaki şekillerde mevcut durum analizinin sıcaklık, hız ve basınç görselleri verilmiştir.

Şekil 7.1' de mevcut modelin XY kesiti boyunca sıcaklık dağılımı verilmiştir. En alttaki kenarda yanmanın meydana geldiği bölgede yanma gazı karışımı 1000 K' de olup gaz şofben içinde yukarı doğru çıktıkça şofben haznesine olan ısı kayıpları nedeniyle sıcaklığı 901 K'e kadar düşmektedir. Kanat ve borudan geçen suya olan ısı geçişinde meydana gelen artışla, gaz ısı yükünün bir kısmını suya aktararak çıkıştaki sıcaklığı 534 K' e kadar düşmektedir.

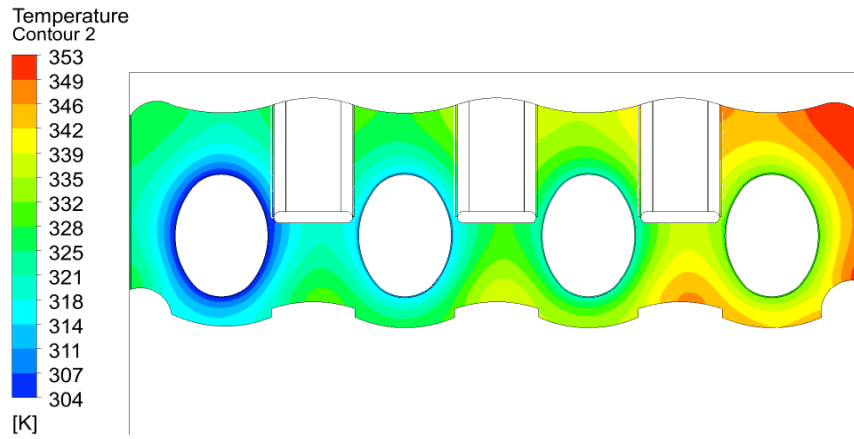


Şekil 7.1. Mevcut model için XY kesitteki sıcaklık dağılımı

Şekil 7.2'de kanat üzerinden geçecek şekilde alınan XY kesitinde tüm hesaplama hacmi için sıcaklık dağılımı verilmiştir. Şekil 7.3'te ise sadece kanat üzerinden kesit alınarak, kanadın en düşük ve en yüksek sıcaklık değerleri arasındaki dağılımı verilmiştir.



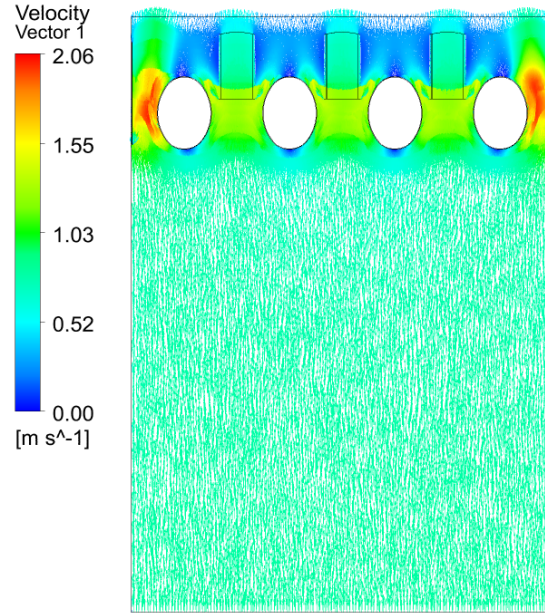
Şekil 7.2. Mevcut model için kanat hizasındaki XY kesitinde sıcaklık dağılımı



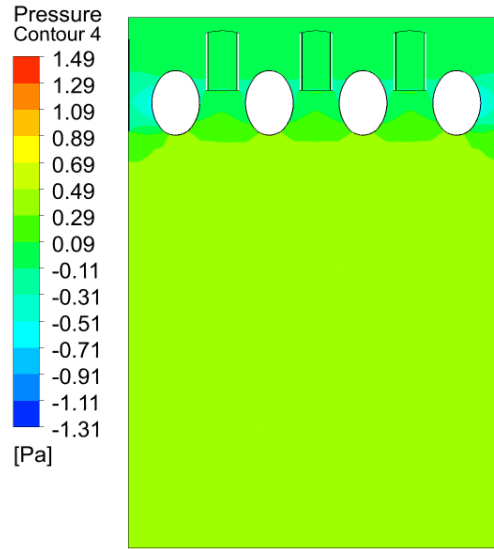
Şekil 7.3. Mevcut model için kanattaki sıcaklık dağılımı

Sadece tam hesaplama bölgesine bakıldığı zaman, kanat üzerindeki değişikliği net olarak görmek mümkün değildir çünkü bu yüksek sıcaklık aralığında, kanadın sıcaklığı havaya göre düşük kaldığından mavi olarak görünmektedir. Bu nedenle sadece kanat üzerindeki sıcaklık değişimini görebilmek adına, kanattaki sıcaklık dağılımı görselleri de eklenecektir.

Şekil 7.4'te gaz akışının vektörel dağılımı sürat ile renklendirilerek verilmiştir. Borular ve kanal arasında kesit daralması nedeniyle gazın hızlandığı ve yön değiştirdiği gözlemlenmektedir.



Şekil 7.4. Mevcut model için hızın vektörel dağılımı (sürate göre renklendirilmiş)



Şekil 7.5. Mevcut model için basınç dağılımı

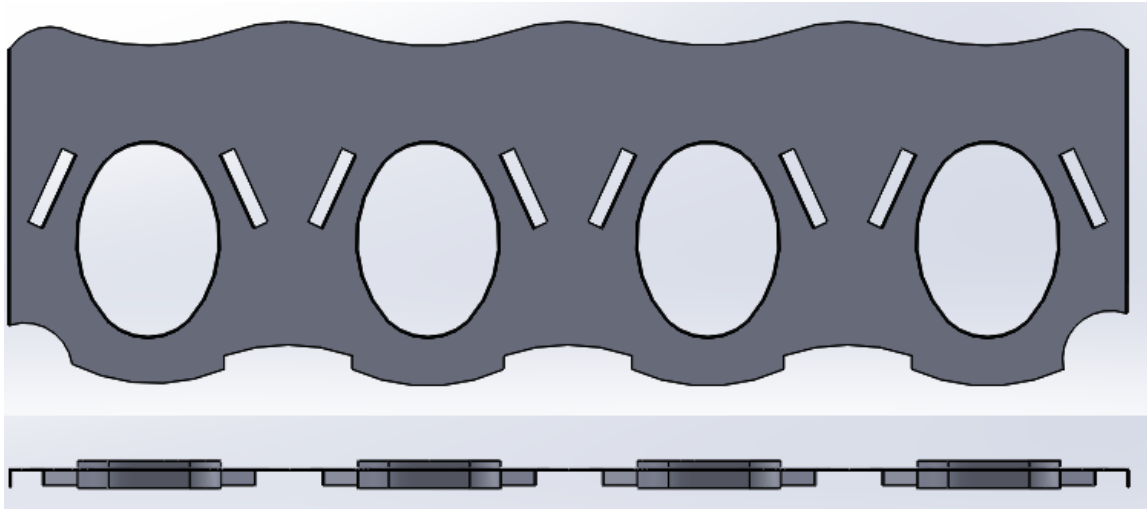
Şekil 7.5' de mevcut kanat bölgesindeki mutlak basınç dağılımı verilmiştir. Giriş ve çıkış arasında basınç düşüşünün bu tasarım için 0,33 Pa olduğu tespit edilmiştir.

Mevcut kanadın sayısal analizi sonucunda elde edilen değerler ile, yeni tasarlanan kanatların sayısal analiz sonuçları kıyaslanacaktır.

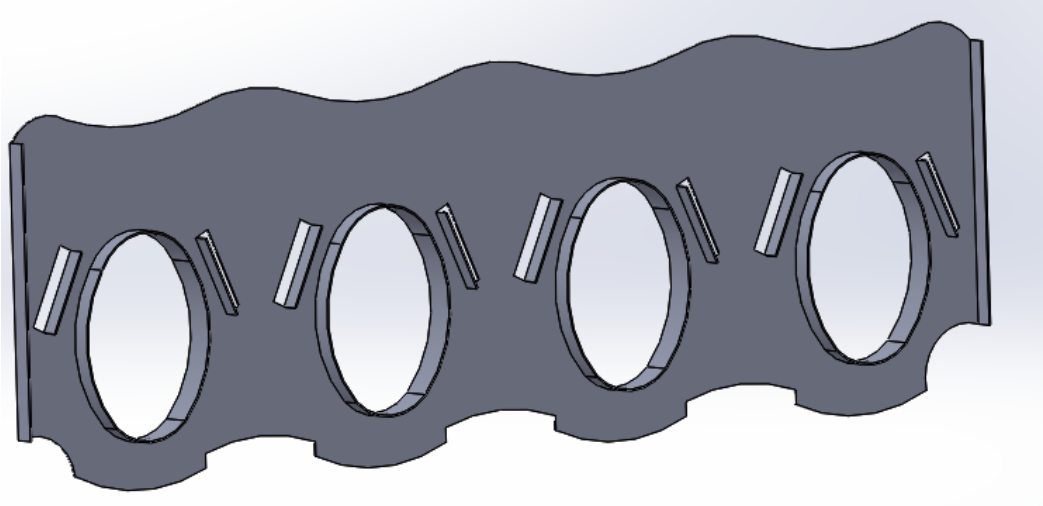
7.1. Yeni Kanat Modelleri ve Sayısal Analizi

Bu kısımda kanat geometrileri üzerinde yapılan değişiklikler ve bunların ısı performansına etkileri incelenmiştir. Tüm analizlerde kullanılan sınır koşulları Çizelge 7.4’te verilmiştir.

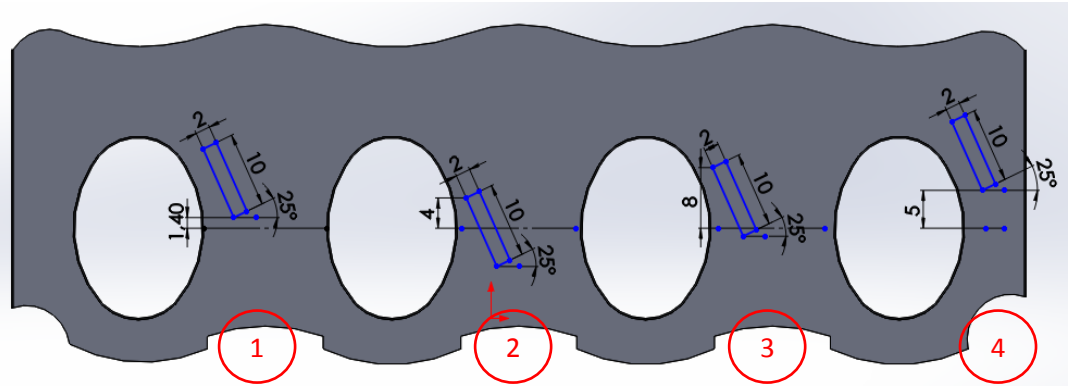
İlk dört kanat tasarımı, mevcut durumdaki lamelde bulunan hava kanalı yerine, belli bir dikdörtgen profilin kesilerek 90° bükülmesi ile yönlendiriciler oluşturulmuştur. 2×10 mm olan bu yönlendiricilerin yükseklik ve genişlikleri aynıdır. Bükümlerin açıları, hava, boru ile büküm arasından geçerken havanın hızını artırarak, Reynolds sayısının ve dolayısıyla türbülansın artmasını sağlayacak şekilde seçilmiştir. Yönlendiriciler, alt ve üst boru yüksekliği arasında dört farklı konumda denenmiştir (Deneme-1, Deneme-2, Deneme-3 ve Deneme-4). Şekil 7.6’da Deneme-1 adını verdiğimiz lamelin (kanat modelinin) önden ve üstten görünümü, Şekil 7.7’de ise lamelin izometrik görünümü verilmiştir. Şekil 7.8’de aynı lamel üzerinde yönlendirici konumları değiştirilerek dört kanat modeli (yerleri belirtebilmek açısından her boru arasına yönlendiriciler eklenerek) oluşturulan tasarımlar gösterilmiştir.



Şekil 7.6. Deneme-1 modeli lamelin önden ve üstten görünümü

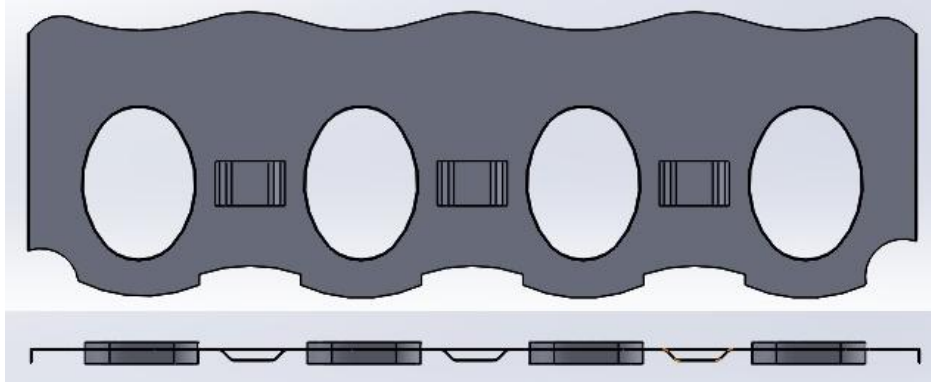


Şekil 7.7. Deneme-1 lamelin izometrik gösterimi

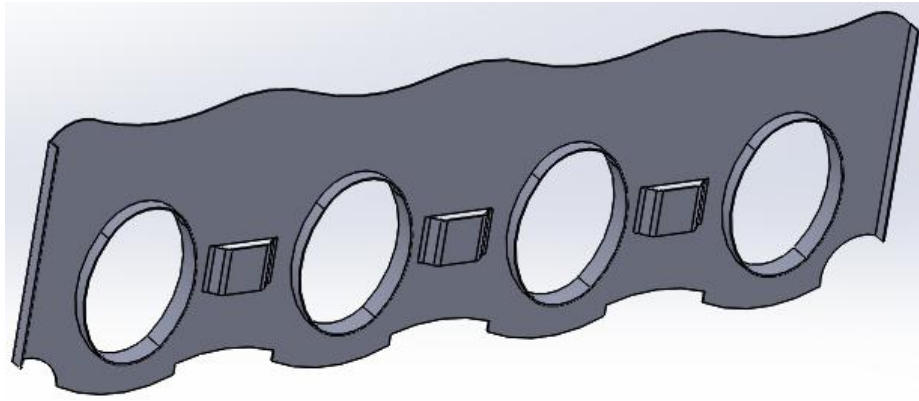


Şekil 7.8. Deneme-1, Deneme-2, Deneme-3 ve Deneme-4 modellerinin aynı kanat üzerinde ölçülerinin gösterimi

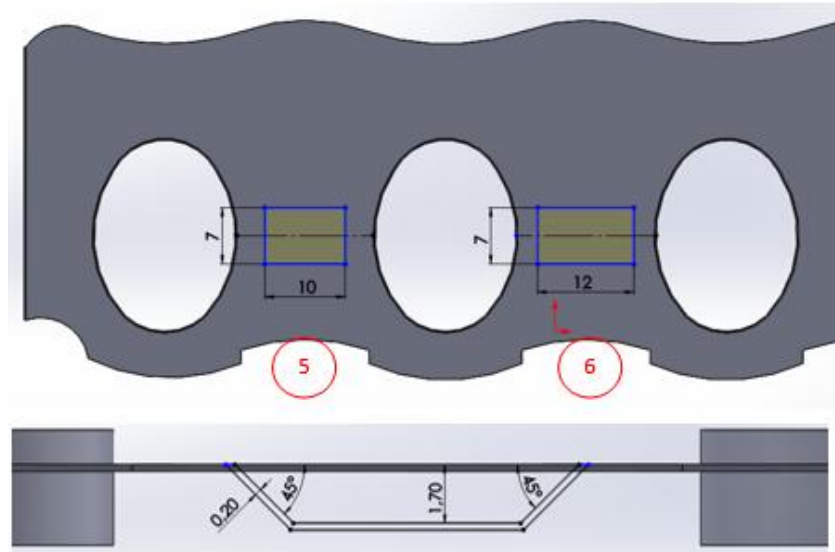
Bu tasarımlara ek olarak mevcut lamel tasarımına benzeyen ancak daha küçük bir kanal kullanımı da ele alınmıştır (Deneme-5). Deneme-5'te kullanılan ölçüler 7×10 mm dir. Bu kanalın derinliği mevcut ısı değiştiricideki hava kanalı derinliği ile aynıdır. Genişliği değiştirilip, yüksekliği aynı tutularak bir versiyonu daha oluşturulmuştur (Deneme-6). Kanal, boruların birbirine en yakın olduğu yere konumlandırılmış olduğundan, havanın en hızlı akacağı bölgededir. Bu nedenle konumu aşağı yukarı yönde değiştirilmemiştir. Şekil 7.9' da Deneme-5 lamelin önden ve üstten görünümü, Şekil 7.10' da ise lamelin izometrik görünümü verilmiştir. Şekil 7.11' de ise hava kanalı genişliği değiştirilerek oluşturulan Deneme-5 ve Deneme-6' daki yönlendiricilerin, tek bir kanat üzerinde ölçüleri gösterilmiştir.



Şekil 7.9. Deneme-5 kanat modelinin önden ve üstten görünüşü



Şekil 7.10. Deneme-5 kanat modelinin izometrik görünüşü

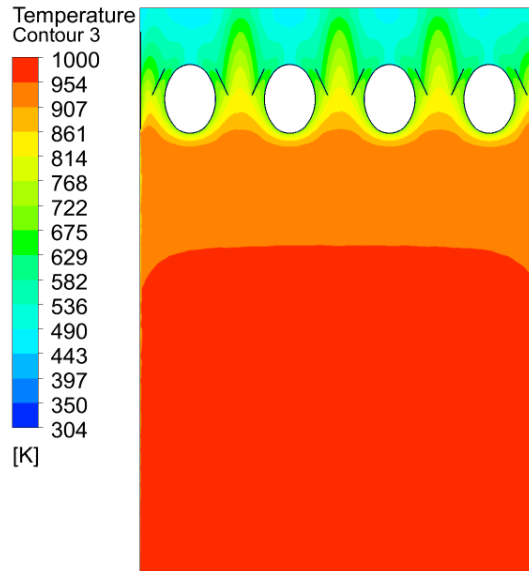


Şekil 7.11. Deneme-5 ve Deneme-6 modellerinin aynı kanat üzerinde ölçülerinin gösterimi

7.2. Deneme-1 Analizi

Mevcut kanat analizindeki kullanılan sınır koşullar kullanılarak, hava kanalı kaldırılıp, borular arasına eklenen iki adet L şeklindeki bükümün olduğu kanat modelinin sayısal analizi yapılmıştır.

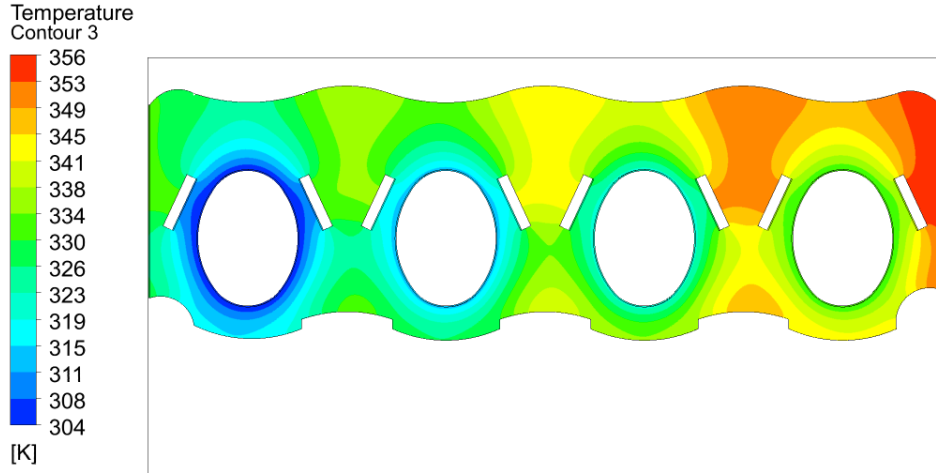
Şekil 7.12' de Deneme-1 modelinin XY kesiti boyunca sıcaklık dağılımı verilmiştir. En alttaki kenarda yanmanın meydana geldiği bölgede yanma gazı karışımı 1000 K' de olup gaz şofben içinde yukarı doğru çıktıkça şofben haznesine olan ısı kayıpları nedeniyle sıcaklığı 907 K'e kadar düşmektedir. Kanat ve borudan geçen suya olan ısı geçişinde meydana gelen artışla, gaz ısıl yükünün bir kısmını suya aktararak çıkıştaki sıcaklığı 520 K' e kadar düşmektedir. Oysa mevcut geometrinin analizde çıkış sıcaklığı 534 K'dir. Çıkış sıcaklığında meydana gelen düşüş, suya geçen ısı miktarının arttığı anlamına gelmektedir. Bu denemenin mevcut duruma göre daha iyi sonuç verdiği görülmektedir.



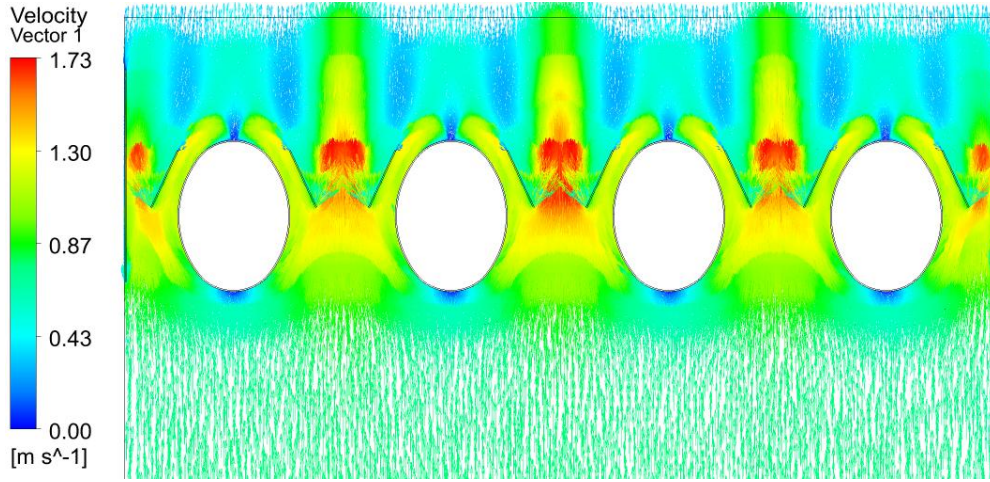
Şekil 7.12. Deneme-1 modeli için XY kesitteki sıcaklık dağılımı

Şekil 7.13' de Deneme-1 modeli kanatta oluşan sıcaklık dağılımı verilmiştir. Kanattaki max ve min sıcaklık aralığı 50°C kadar olması dolayısıyla Şekil 7.13' de verilen sıcaklık dağılımının çözünürlüğü Şekil 7.12' dekinden daha iyidir. Kanatların bağlı bulunduğu boruların içinden geçen suyun sıcaklığı girişte (en soldaki) kanal bölgesinin

giriş suyunun soğuk olması nedeniyle daha soğuk olduğu gözlenmektedir. Ancak boru çıkışına doğru (sağ kanal bölgesinde) kanat sıcaklığında artış olduğu gözlenmektedir.

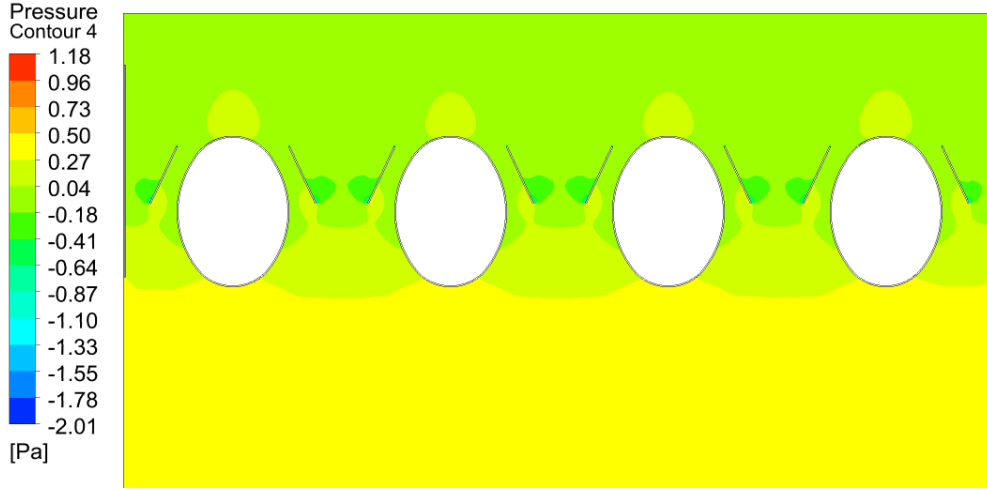


Şekil 7.13. Deneme-1 modeli için kanattaki sıcaklık dağılımı



Şekil 7.14. Deneme-1 modeli için hızın vektörel dağılımı (sürate göre renklendirilmiş)

Şekil 7.14' de Deneme-1 için vektörel hız dağılımı sürat baz alınarak renklendirilmiştir. Yönlendiricilerin, boru ile arasında kesit daralmasına neden olması dolayısıyla bu bölgede gaz hızının 1.73 m/s' e kadar arttığı gözlenmektedir. Akış bölgesinde vorteks alanlarının çok olması vorteks bölgesinde ısı geçişini düşüreceğinden ısıl performansı olumsuz etkilediği bilinmektedir. Bu nedenle, vorteks bölgelerinin az olması arzu edilir.

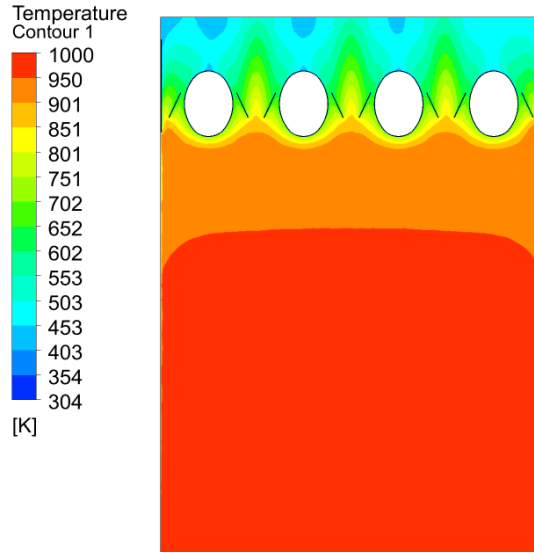


Şekil 7.15. Deneme-1 modeli için basınç dağılımı

Şekil 7.15' de Deneme-1 için kanat bölgesindeki mutlak basınç dağılımı verilmiştir. Basınç düşüşünün bu tasarım için 0,34 Pa olduğu tespit edilmiştir.

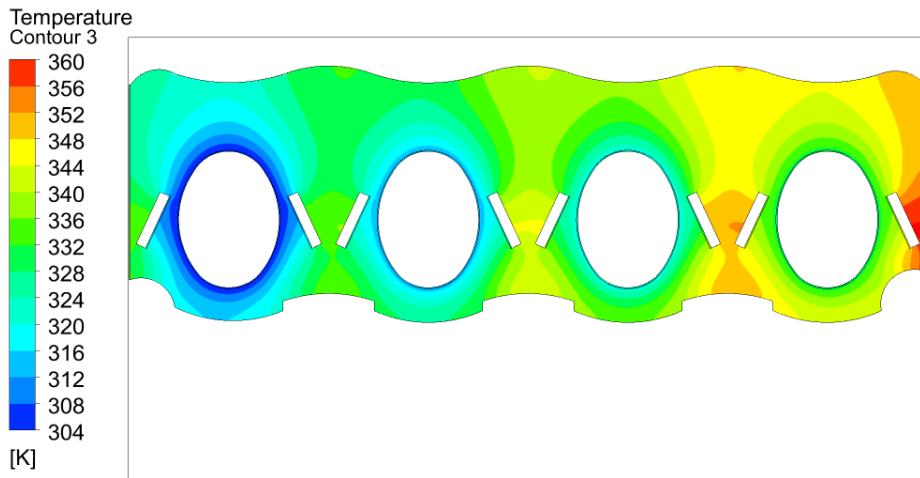
7.3. Deneme-2 Analizi

Deneme-1' e göre L bükümleri daha aşağıda olan Deneme-2 kanat modeli aynı koşullarda analiz edildiğinde ortalama çıkış sıcaklığı yaklaşık 480 K çıkmıştır. Bu durumda ortalama çıkış sıcaklığı 543 K olan mevcut duruma göre ve 520 K olan Deneme-1 modeline göre daha iyi sonuç verdiği görülmektedir. Bu da gazın ısısının diğerlerine göre daha büyük miktarını yanma odası içerisinde bırakarak, boru içinden geçen suya daha fazla ısı verdiği anlamına gelmektedir. Şekil 7.16'da Deneme-2 modeli için XY kesitteki sıcaklık dağılımı verilmiştir. Şekil 7.16' dan da görüldüğü üzere, yanmış gazların sıcaklığı, yukarı doğru çıktıkça eşanjöre ulaşana kadar şofben haznesine olan ısı kayıpları nedeniyle 1000K' den 950 K'e kadar düşmüştür.

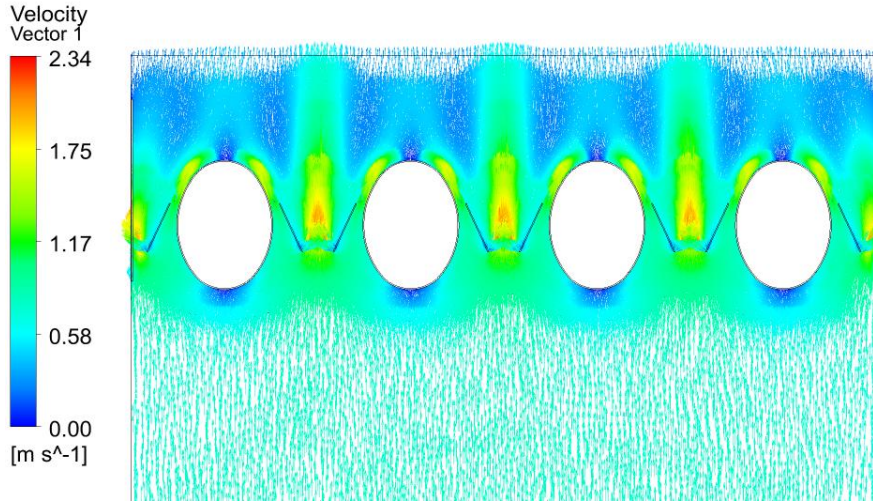


Şekil 7.16. Deneme-2 modeli için XY kesitteki sıcaklık dağılımı

Şekil 7.17' de Deneme-2 modeli kanatta oluşan sıcaklık dağılımı verilmiştir. Kanattaki max ve min sıcaklık aralığı 55°C kadar olması dolayısıyla Şekil 7.17' de verilen sıcaklık dağılımının çözünürlüğü Şekil 7.16' dakine göre daha iyidir. Kanatların bağlı bulunduğu boruların içinden geçen suyun sıcaklığı girişte (en soldaki) kanal bölgesinin giriş suyunun soğuk olması nedeniyle daha soğuk olduğu gözlenmektedir. Ancak boru çıkışına doğru (sağ kanal bölgesinde) kanat sıcaklığında artış olduğu gözlenmektedir.

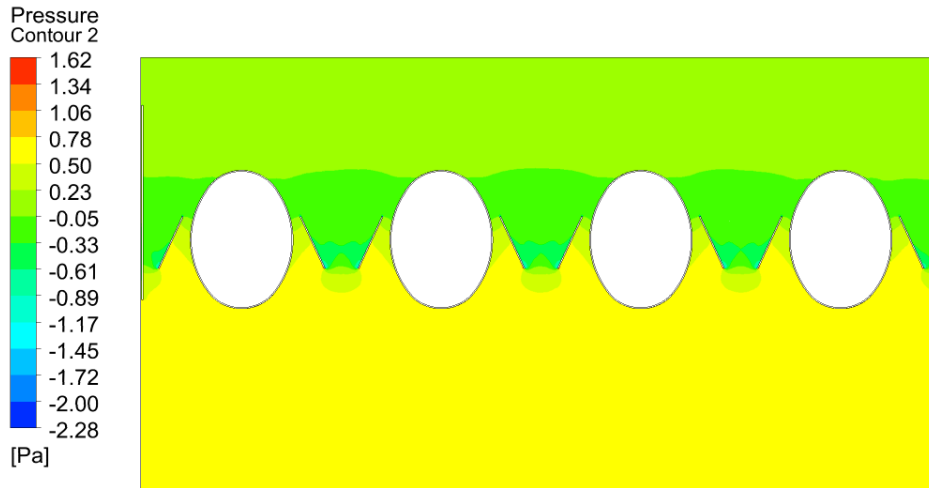


Şekil 7.17. Deneme-2 modeli için kanattaki sıcaklık dağılımı



Şekil 7.18. Deneme-2 modeli için hızın vektörel dağılımı (sürate göre renklendirilmiş)

Şekil 7.18' de Deneme-2 için vektörel hız dağılımı sürat baz alınarak renklendirilmiştir. Bu kanattaki hız görseline bakıldığında, bir önceki ile aynı yerlerde hız artışları oluşmuştur. Yönlendiricilerin, boru ile arasında kesit daralmasına neden olması dolayısıyla bu bölgede gaz hızının 2.34 m/s' e kadar arttığı gözlenmektedir.



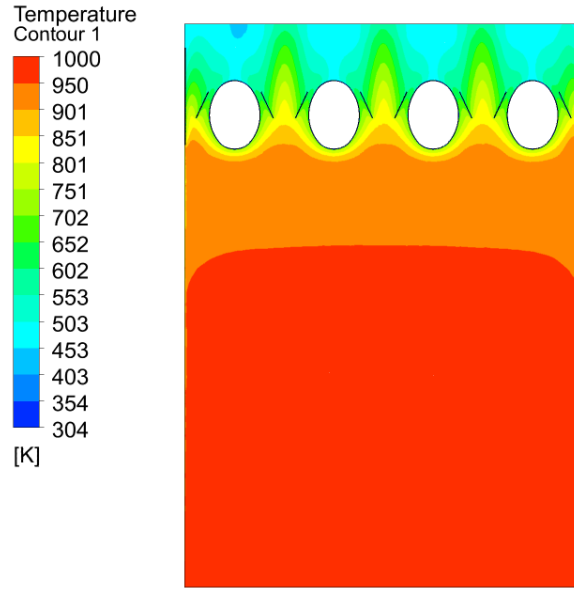
Şekil 7.19. Deneme-2 modeli için basınç dağılımı

Şekil 7.19' da Deneme-2 için kanat bölgesindeki mutlak basınç dağılımı verilmiştir. Basınç düşüşünün bu tasarım için 0,63 Pa olduğu tespit edilmiştir.

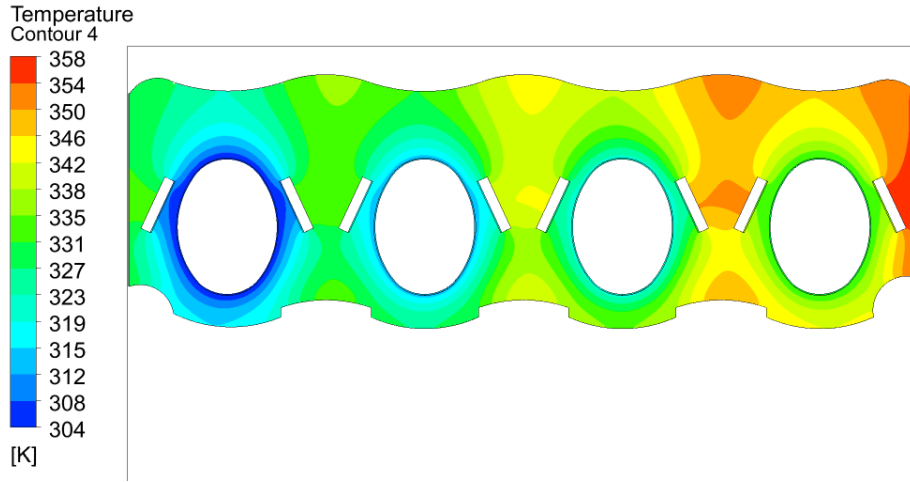
7.4. Deneme-3 Analizi

Deneme-1' e göre L bükümleri daha yukarıda olan Deneme-3 kanat modeli aynı koşullarda analiz edildiğinde ortalama çıkış sıcaklığı yaklaşık 505 K'dir. Bu durumda Deneme-3 modelinin, ortalama çıkış sıcaklığı 543 K olan mevcut duruma göre ve 520 K olan Deneme-1 modeline göre daha iyi sonuç verdiği görülmektedir. Bu da gazın ısısının diğerlerine göre daha büyük miktarını yanma odası içerisinde bıraktığı anlamına gelmektedir. Deneme-2 modelinin çıkış sıcaklığı 480 K olduğundan, Deneme-3' ten daha iyi sonuç vermiştir.

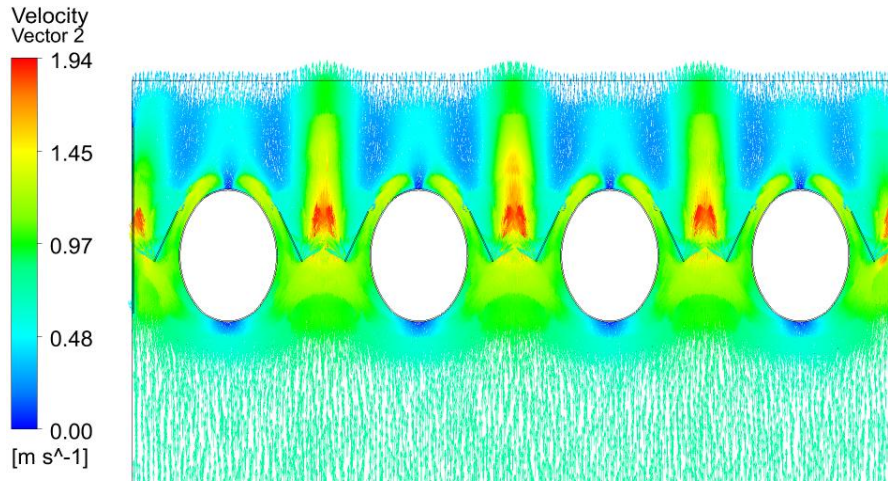
Şekil 7.20'de Deneme-3 modeli için XY kesitteki sıcaklık dağılımı, Şekil 7.21'de ise kanat üzerindeki sıcaklık dağılımı verilmiştir. Kanat üzerinde, suyun girişinden çıkışına doğru (soldan sağa doğru) sıcaklığın arttığı gözlemlenmektedir.



Şekil 7.20. Deneme-3 modeli için XY kesitteki sıcaklık dağılımı

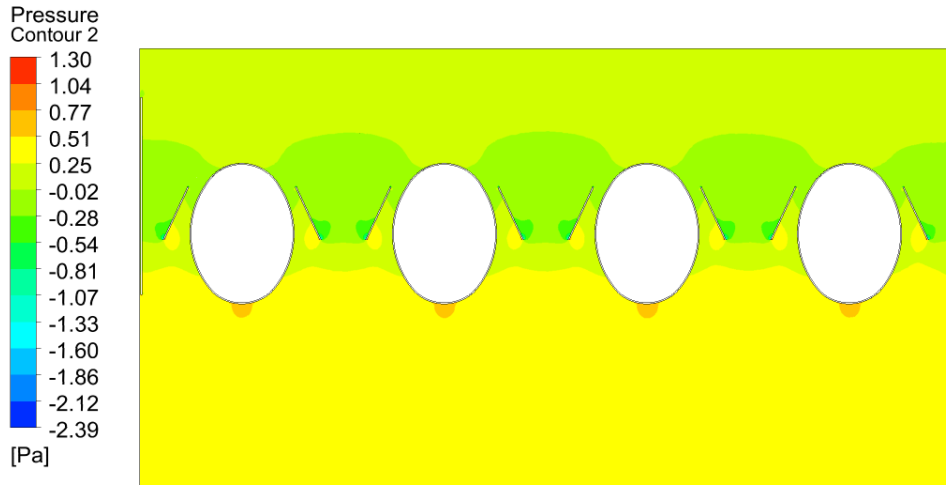


Şekil 7.21. Deneme-3 modeli için kanattaki sıcaklık dağılımı



Şekil 7.22. Deneme-3 modeli için hızın vektörel dağılımı (sürate göre renklendirilmiş)

Şekil 7.22' de Deneme-3 için vektörel hız dağılımı sürat baz alınarak renklendirilmiştir. Bu kanattaki hız görseline bakıldığında, benzer kanat tasarımından ötürü aynı bölgelerde hız artışları oluşmuştur. Yönlendiricilerin, boru ile arasında kesit daralmasına neden olması dolayısıyla bu bölgede gaz hızının 1.94 m/s' e kadar arttığı gözlenmektedir.

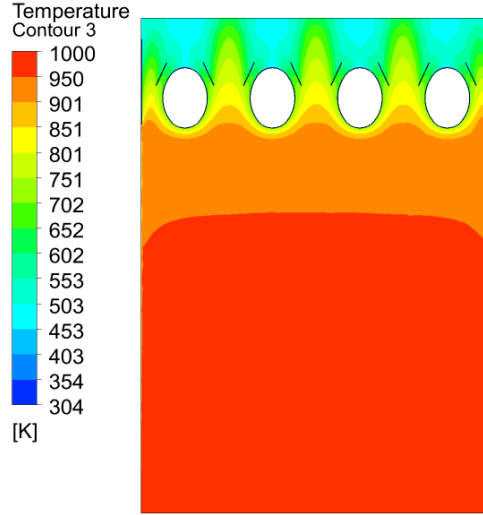


Şekil 7.23. Deneme-3 modeli için basınç dağılımı

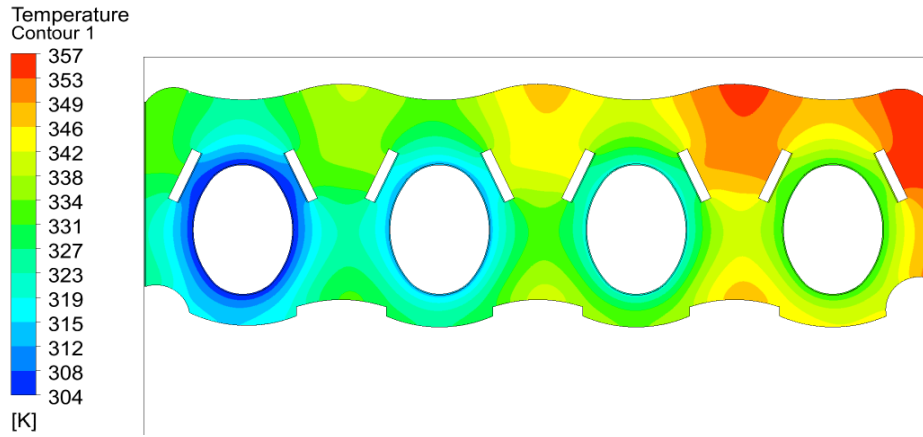
Şekil 7.23' de Deneme-3 için kanal bölgesindeki mutlak basınç dağılımı verilmiştir. Basınç düşüşünün bu tasarım için 0,44 Pa olduğu tespit edilmiştir.

7.5. Deneme-4 Analizi

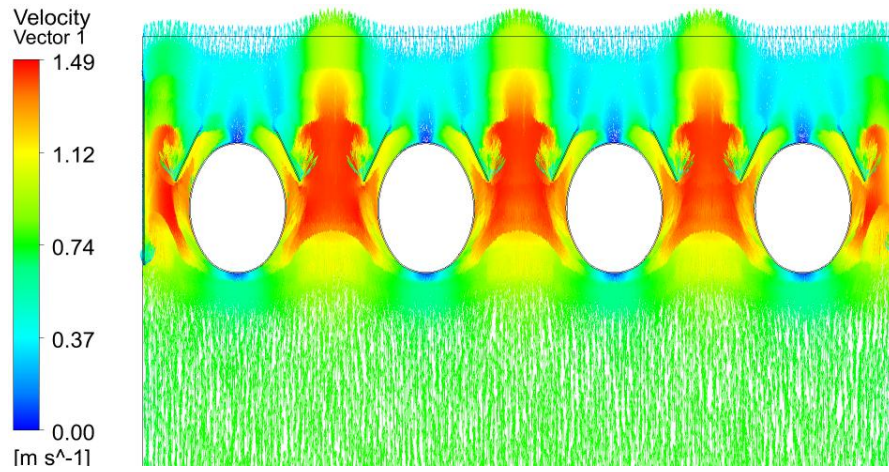
Bu geometride, bükümler mümkün olduğunca yukarıda tutularak, bu konumdaki sonuçları incelenmiştir. Bu sayede bükümlerin konumunun, boruyla mesafesi arasındaki ilişki daha iyi yorumlanabilmiştir. Engeller birbirine yaklaştıkça, aralarındaki mesafe azalarak, hızı artırmıştır. Ancak bu geometride engeller hem birbirine daha uzak olduğundan hem de yanmış gazların giriş yönüne göre boruyla mesafesi arttığından, yanmış gazların çıkış sıcaklığı 540 K olarak, çıkış sıcaklığı 534 K olan mevcut durumdan biraz daha yüksek çıkmıştır. Ancak bizim isteğimiz, yanmış gazların ısınısını içerde bırakarak dışarı çıkması olduğundan, bu geometri istenen sonucu vermemiştir. Mevcut durumdan daha kötü bir yapıdadır. Şekil 7.24'te Deneme-4 modeli için XY kesitteki sıcaklık dağılımı, Şekil 7.25'te ise kanattaki sıcaklık dağılımı verilmiştir.



Şekil 7.24. Deneme-4 modeli için XY kesitteki sıcaklık dağılımı

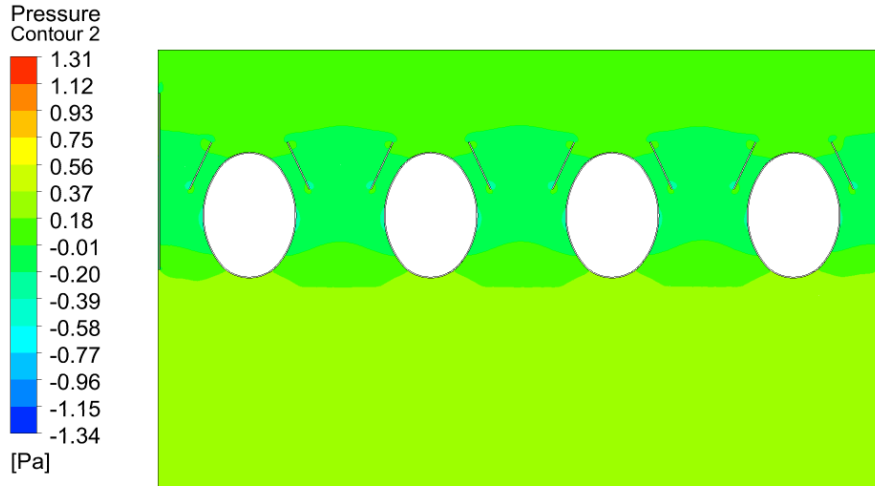


Şekil 7.25. Deneme-4 modeli için kanattaki sıcaklık dağılımı



Şekil 7.26. Deneme-4 modeli için hızın vektörel dağılımı (sürate göre renklendirilmiş)

Şekil 7.26' da Deneme-4 için vektörel hız dağılımı sürat baz alınarak renklendirilmiştir. Bu kanattaki hız görseline bakıldığında, benzer kanat tasarımından ötürü aynı bölgelerde hız artışları oluşmuştur. Yönlendiricilerin, boru ile arasında kesit daralmasına neden olması dolayısıyla bu bölgede gaz hızının 1.49 m/s' e kadar arttığı gözlenmektedir ancak bu hız diğer üç modele göre çok düşüktür. Ortalama çıkış sıcaklığı gibi, max hız da diğerlerine göre düşük çıkmıştır.



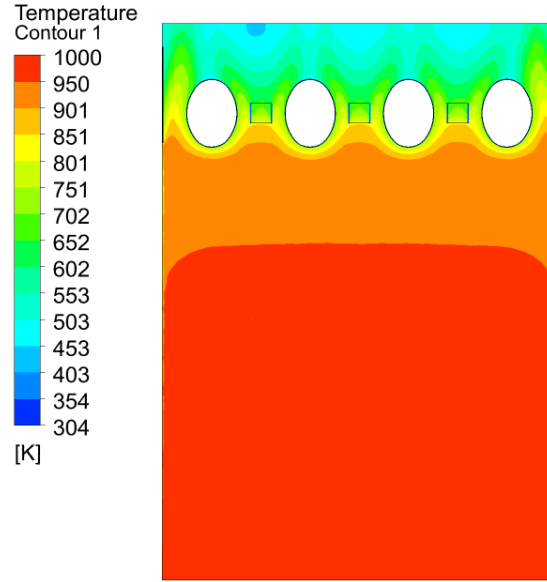
Şekil 7.27. Deneme-4 modeli için basınç dağılımı

Şekil 7.27' de Deneme-4 için kanal bölgesindeki mutlak basınç dağılımı verilmiştir. Basınç düşüşünün bu tasarım için 0,25 Pa olduğu tespit edilmiştir.

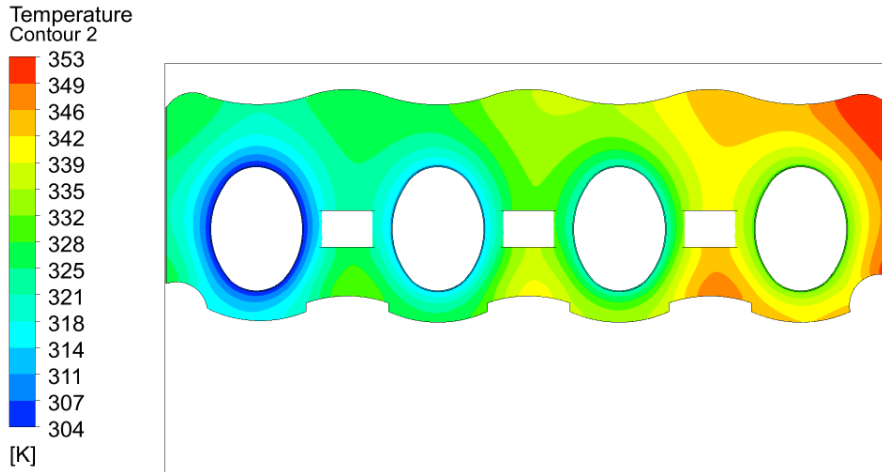
7.6. Deneme-5 Analizi

İlk dört denemeden, mevcut duruma kıyasla daha iyi sonuç veren kanat bulunmuş olmasına rağmen, başlangıçta tasarlanan bu iki kanatta analiz edilmiştir. Şekil 7.28' de Deneme-5 modelinin XY kesiti boyunca sıcaklık dağılımı verilmiştir. En alttaki kenarda yanmanın meydana geldiği bölgede yanma gazı karışımı 1000 K' de olup gaz şofben içinde yukarı doğru çıktıkça şofben haznesine olan ısı kayıpları nedeniyle sıcaklığı 901 K'e kadar düşmektedir. Kanat ve borudan geçen suya olan ısı geçişinde meydana gelen artışla, gaz ısı yükünün bir kısmını suya aktararak çıkıştaki sıcaklığı 510 K' a kadar düşmektedir. Çıkış sıcaklığı 534 K olan mevcut duruma göre daha iyi sonuç verdiği görülmektedir.

Bu geometride asıl önemli olan şey, ortalama çıkış hızı mevcut lamelin ortalama çıkış hızıyla neredeyse aynıdır. Yani basınç düşümü olması istenmeyen yerde kullanılması uygun görülmektedir.

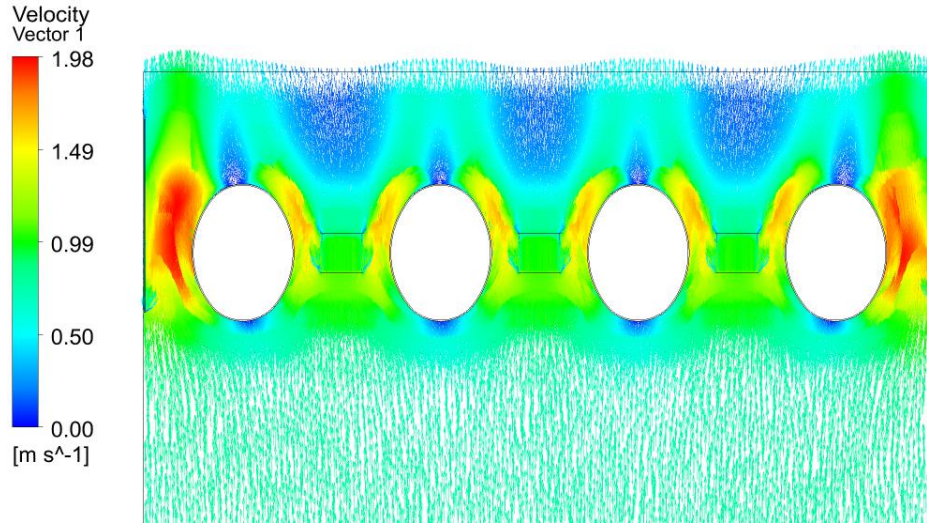


Şekil 7.28. Deneme-5 modeli için XY kesitteki sıcaklık dağılımı



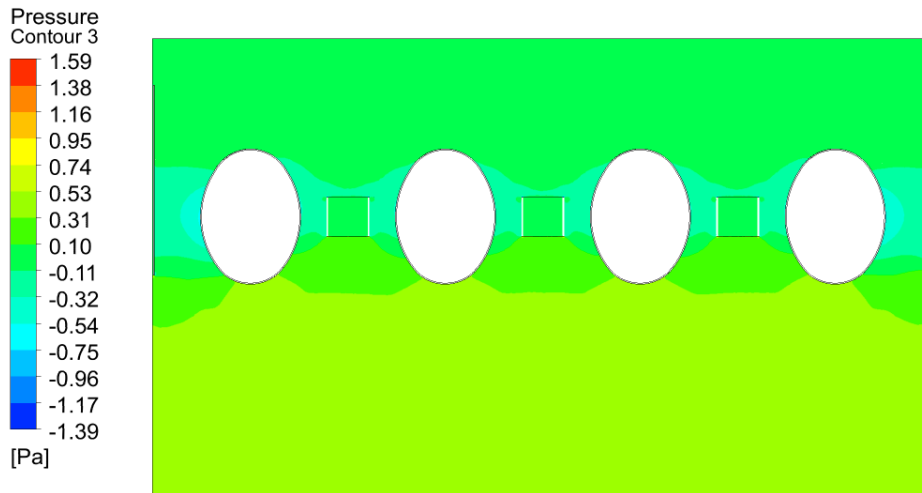
Şekil 7.29. Deneme-5 modeli için kanattaki sıcaklık dağılımı

Şekil 7.29’da Deneme-5 modeli için kanattaki sıcaklık dağılımı verilmiştir. Kanat üzerindeki sıcaklığın suyun girişinden çıkışına doğru (soldan sağa doğru) sıcaklığın arttığı gözlenmektedir.



Şekil 7.30. Deneme-5 modeli için hızın vektörel dağılımı (sürate göre renklendirilmiş)

Şekil 7.30' da Deneme-5 için vektörel hız dağılımı sürat baz alınarak renklendirilmiştir. Bu kanattaki hız görseline bakıldığında, yönlendiricilerin, boru ile arasında kesit daralmasına neden olması dolayısıyla bu bölgede gaz hızının 1.98 m/s' e kadar arttığı gözlenmektedir.



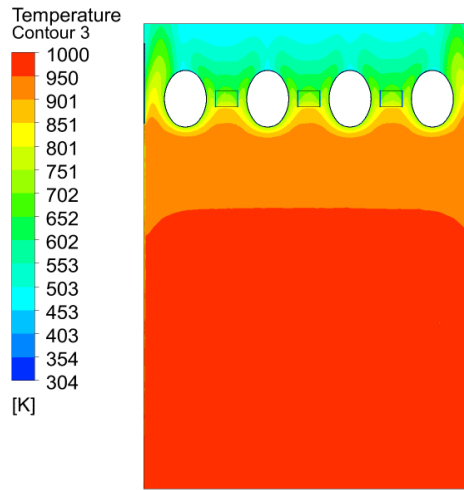
Şekil 7.31. Deneme-5 modeli için basınç dağılımı

Şekil 7.31' de Deneme-5 için kanal bölgesindeki mutlak basınç dağılımı verilmiştir. Basınç düşüşünün bu tasarım için 0,37 Pa olduğu tespit edilmiştir.

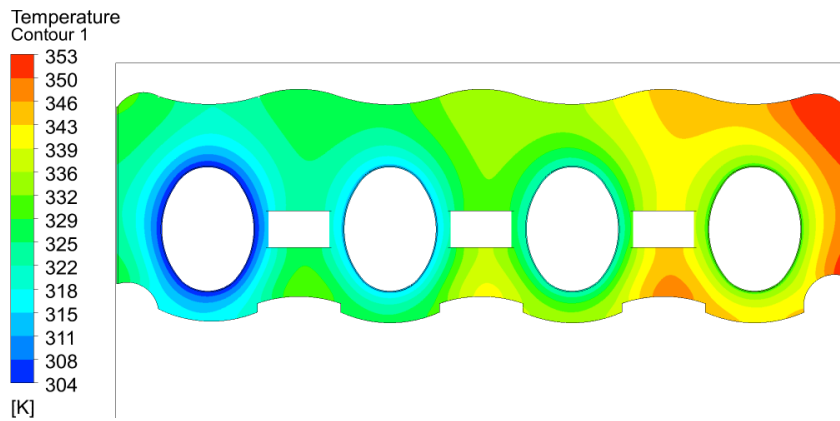
7.7. Deneme-6 Analizi

Hava kanalının diğere göre bir miktar daha büyütülmesiyle elde edilen bu geometride yanmış gazların, çıkıntı ile boru arasındaki dar bölgeden geçerken hızının artması ve bu sayede de akışın daha türbülanslanıp ısı transferinin daha fazla olması sağlanmıştır. Şekil 7.32' de Deneme-6 modelinin XY kesiti boyunca sıcaklık dağılımı verilmiştir. Çıkış sıcaklığı 505 K' dir ve mevcut durumdan daha iyi sonuç verdiği görülmektedir. Deneme-5' te çıkış ortalama hızı 0,478 m/s ile mevcut durumun çıkış hızına çok yakınken, burada biraz daha düşerek 0,46 m/s olmuştur.

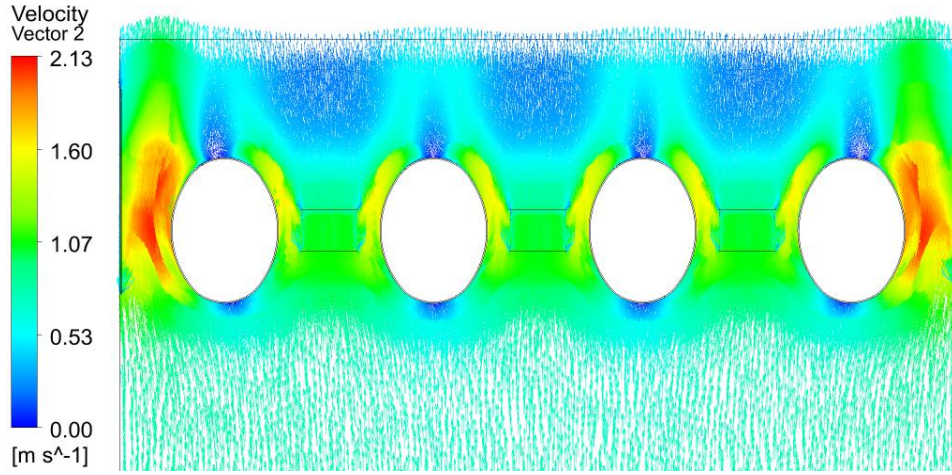
Şekil 7.33'de Deneme-6 modeli için kanattaki sıcaklık dağılımı verilmiştir ve diğer modeller gibi suyun girişinden çıkışına doğru sıcaklık artışı gözlemlenmektedir.



Şekil 7.32. Deneme-6 modeli için XY kesitteki sıcaklık dağılımı

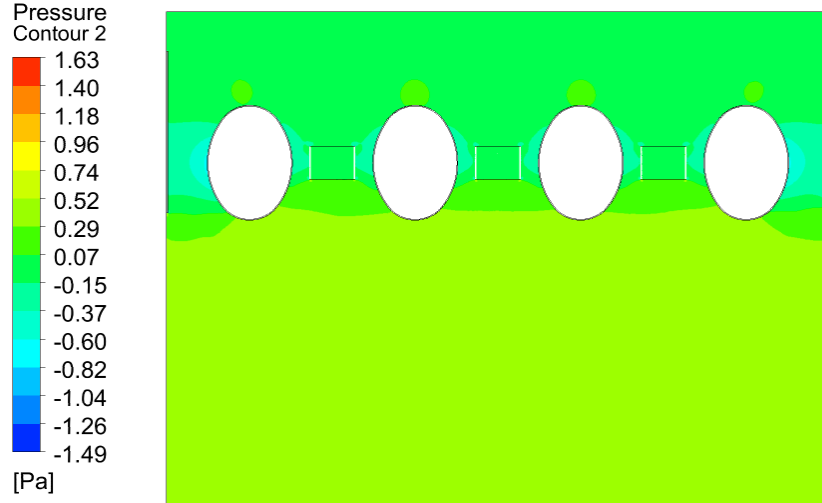


Şekil 7.33. Deneme-6 modeli için kanattaki sıcaklık dağılımı



Şekil 7.34. Deneme-6 modeli için hızın vektörel dağılımı (sürate göre renklendirilmiş)

Şekil 7.34' de Deneme-6 için vektörel hız dağılımı sürat baz alınarak renklendirilmiştir. Bu kanattaki hız görseline bakıldığında, bir önceki ile aynı yerlerde hız artışları oluşmuştur. Yönlendiricilerin, boru ile arasında kesit daralmasına neden olması dolayısıyla bu bölgede gaz hızının 2.13 m/s' e kadar arttığı gözlenmektedir.



Şekil 7.35. Deneme-6 modeli için basınç dağılımı

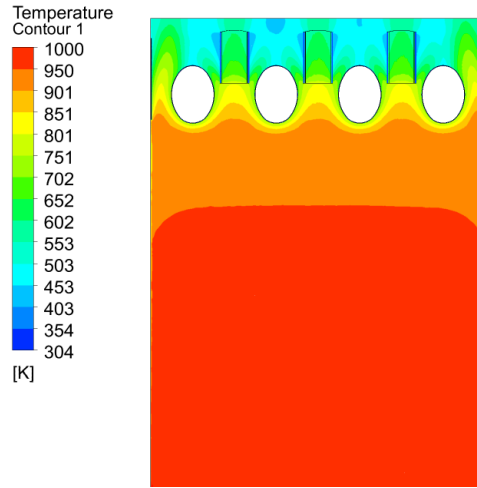
Şekil 7.35' de Deneme-6 için kanal bölgesindeki mutlak basınç dağılımı verilmiştir. Basınç düşüşünün bu tasarım için 0,40 Pa olduğu tespit edilmiştir.

7.8. Yeni Kanat Tiplerinin Sayısal Analiz Sonuçlarının Kıyaslanması

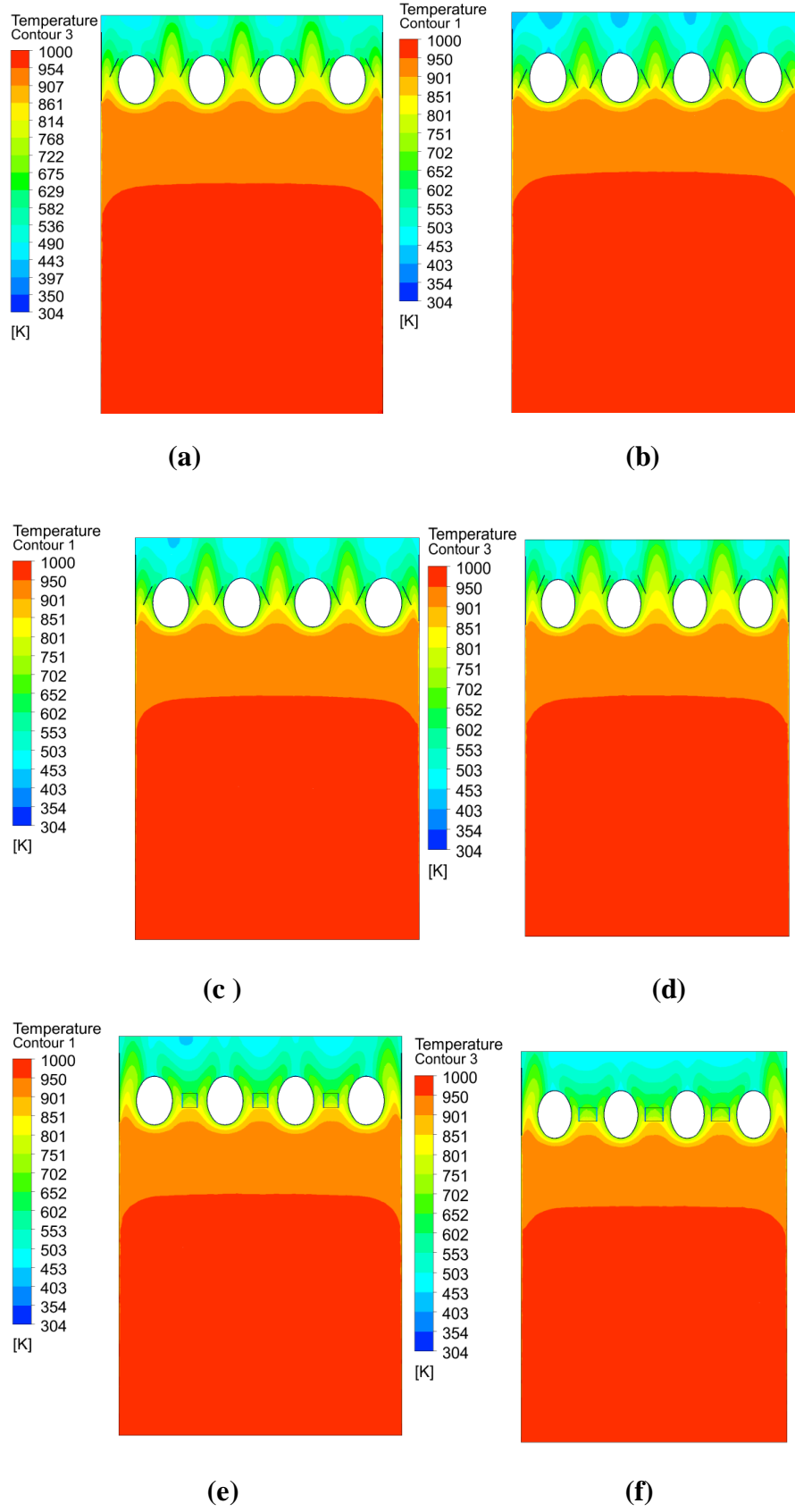
Mevcut kanat ile yeni geometrilerin analizlerinin daha kolay kıyaslanabilmesi için sıcaklık, hız ve basınç değerleri tüm geometrilere aynı aralıkta görseller alınarak incelenmiştir.

7.8.1. Yeni kanat tiplerinde aynı aralıkta sıcaklığın incelenmesi

Tüm kanat analizlerine bakıldığında sıcaklık aralığı sistemdeki en küçük sıcaklık olan suyun giriş sıcaklığı 304 K ile sistemdeki en büyük sıcaklık olan yanmış gazların ilk sıcaklığı 1000K arasında seçilmiştir. Şekil 7.36’da mevcut durumun, Şekil 7.37’de ise yeni kanat modellerinin XY kesitteki sıcaklık dağılımları aynı aralıkta verilmiştir. Tüm hesaplama bölgesinin sıcaklık görselleri bu aralıkta olduğundan, diğer modeller ile sıcaklık açısından kıyaslanması daha kolay olmuştur.



Şekil 7.36. Mevcut durum sıcaklık görseli

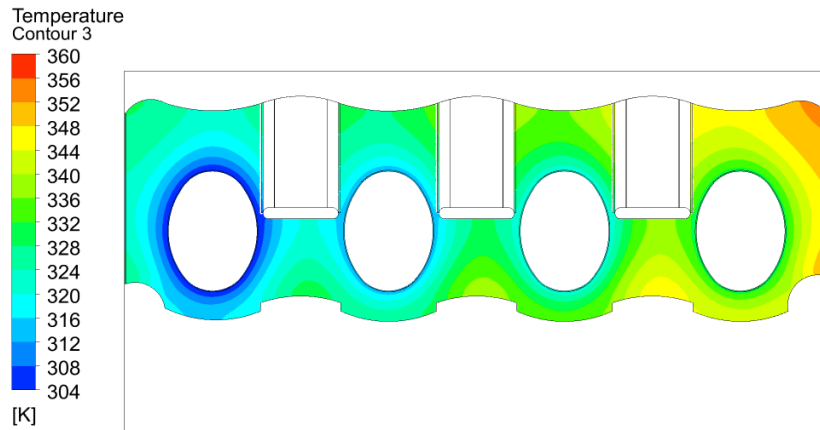


Şekil 7.37. XY kesitteki sıcaklık görselleri a) Deneme-1, b) Deneme-2, c) Deneme-3, d) Deneme-4, e) Deneme-5, f) Deneme-6

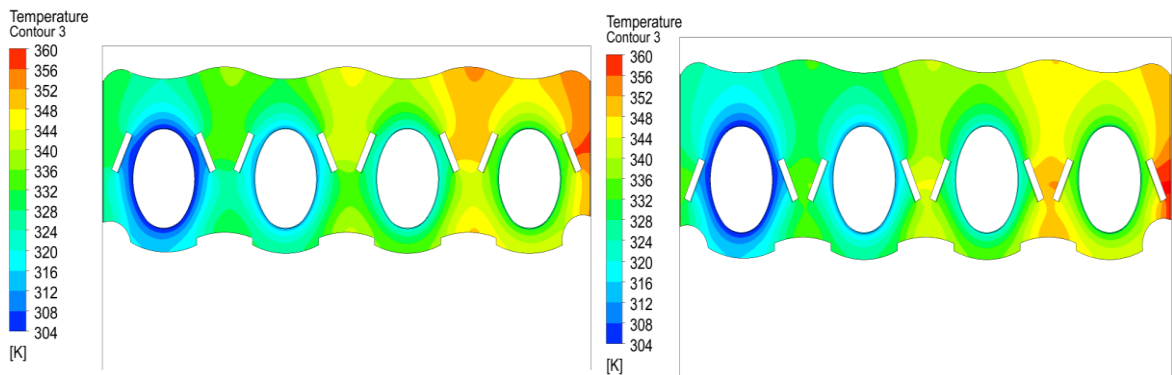
Aynı sıcaklık değerleri arasındaki görseller incelendiğinde, çıkış sıcaklığı en düşük olan geometrinin, Deneme-2 olduğu, diğerlerine göre üst bölgedeki daha koyu mavi bölgelerden anlaşılmaktadır.

7.8.2. Yeni kanat tiplerinde aynı aralıkta kanattaki sıcaklığın incelenmesi

Yapılan analizlerde kanat üzerinde değişen sıcaklıklar göz önüne alınarak, sıcaklıkları 304 – 360 K aralığında seçilip, tüm kanat tiplerinin görselleri incelenmiştir. Şekil 7.38’de mevcut durumun, Şekil 7.39’da ise yeni kanat modellerinin kanat üzerindeki sıcaklık değişimleri verilmiştir.

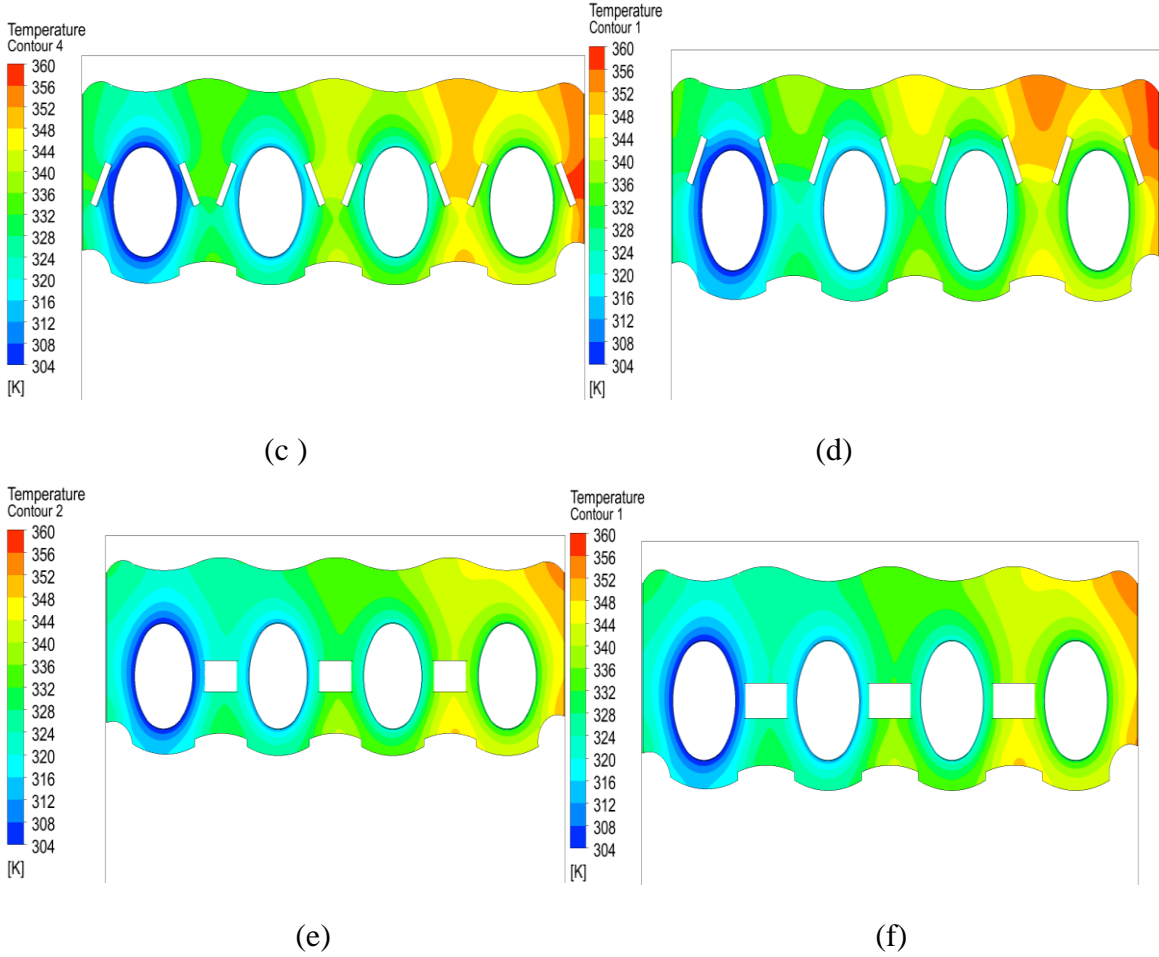


Şekil 7.38. Mevcut durum kanat sıcaklık görseli



(a)

(b)



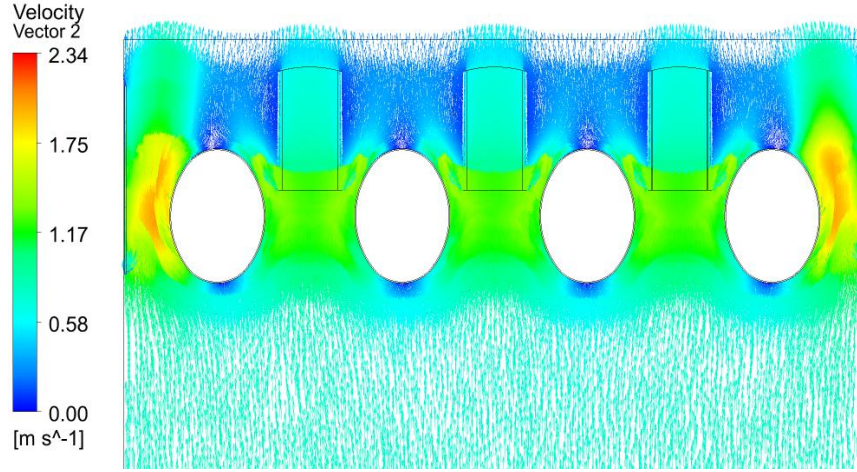
Şekil 7.39. Kanat sıcaklık görselleri a) Deneme-1, b) Deneme-2, c) Deneme-3, d) Deneme-4, e) Deneme-5, f) Deneme-6

Kanatlardaki sıcaklık değişimleri için, kanadın üst bölgesine bakıldığında, gazın sistemden çıkış sıcaklığı yorumlanabilmektedir. Buna göre, analizlere bakıldığında Deneme-2, Deneme-5 ve Deneme-6'nın kanat üst kısım sıcaklığının diğerlerine göre daha az olduğu görülmektedir.

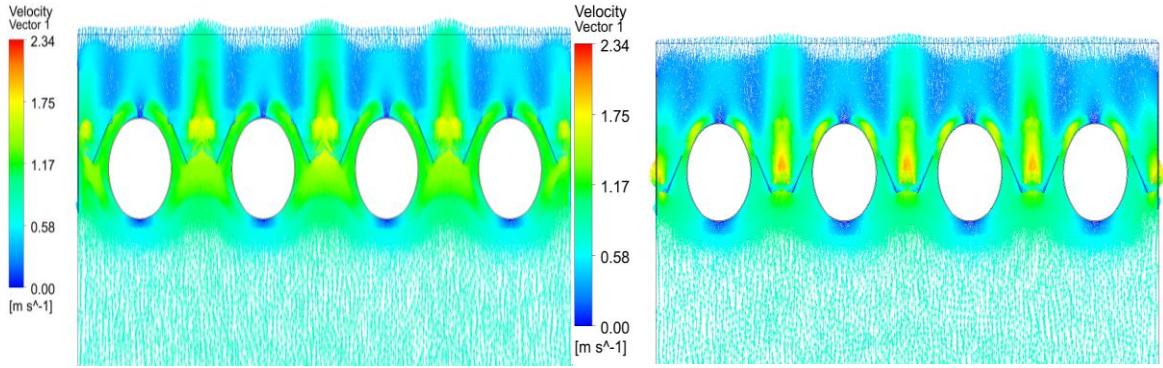
7.8.3. Yeni kanat tiplerinde aynı aralıkta kanattaki hızın incelenmesi

Hız, akış problemlerinde, Reynolds sayısını dolayısıyla akışın tipini ve ısı transfer oranını değiştirdiği için çok önemlidir. Tüm analiz sonuçları göz önüne alınarak, hız değerleri 0 ile 2.34 m/s arasında seçilmiştir. Hız büyüklüğü, giriş bölgeden kanada ve türbülötlere çarpma kadar sabit devam etmektedir. Bu nedenle kanat bölgesindeki değişimleri daha yakından görebilmek adına, görseller alınırken kanat bölgesi alınarak,

hızın değişmediği bölgelerin tamamı alınmamıştır. Şekil 7.40'da mevcut durumun, Şekil 7.41'de ise yeni kanat modellerinin hız görselleri verilmiştir.

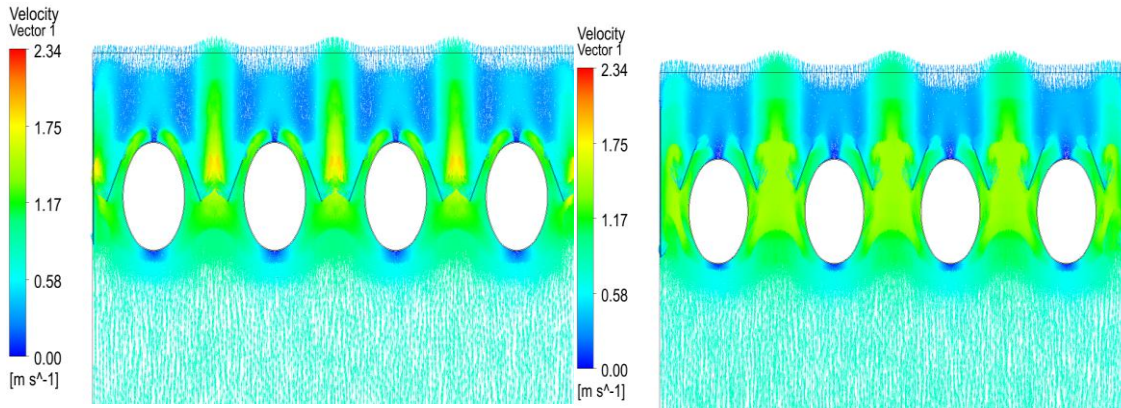


Şekil 7.40. Mevcut durum hız görseli



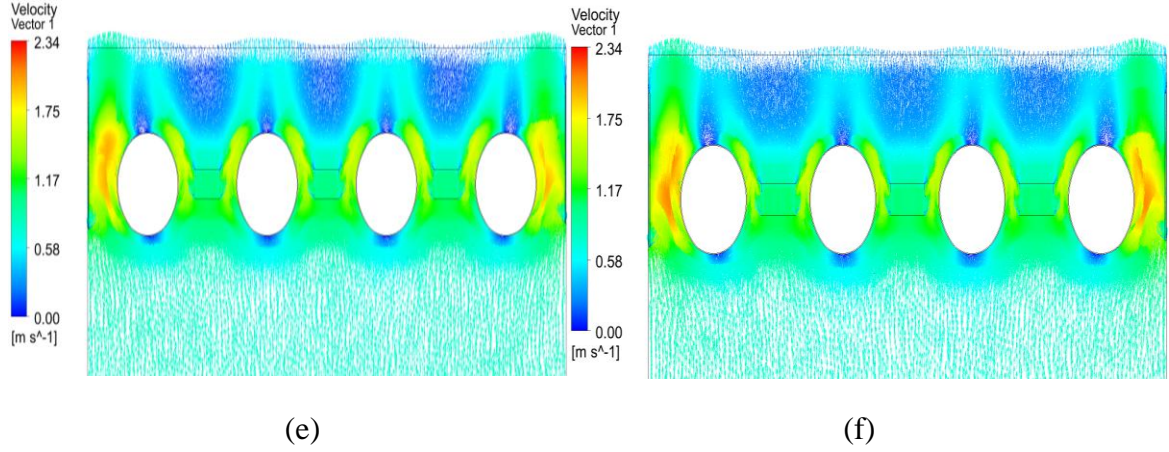
(a)

(b)



(c)

(d)

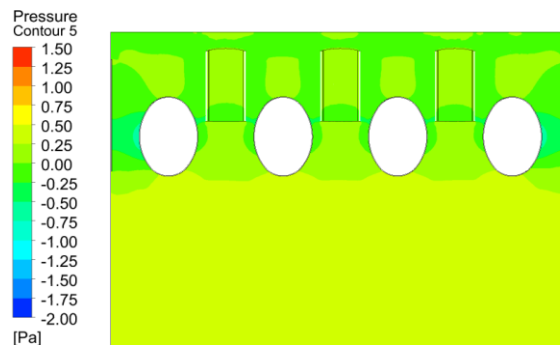


Şekil 7.41. Hız görselleri a) Deneme-1, b) Deneme-2, c) Deneme-3, d) Deneme-4, e) Deneme-5, f) Deneme-6

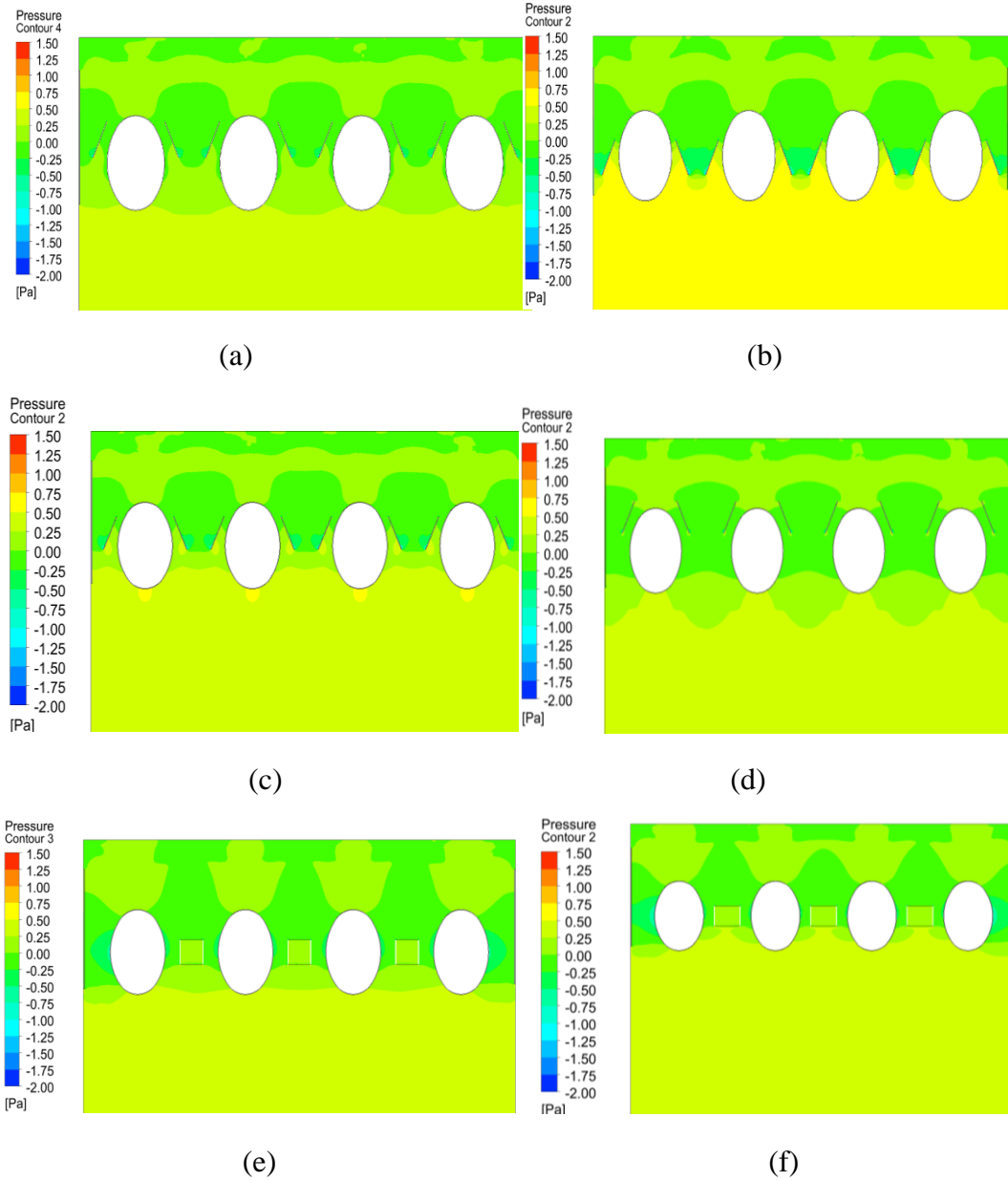
Yukarıda bahsettiğimiz sebeplerden ötürü, akışın türbülans oranının artmasını hız sağlamaktadır. Analizlere bakıldığında hız bölgesinin fazla olduğu geometriler yine Deneme-2, Deneme-5 ve Deneme-6 olmaktadır.

7.8.4. Yeni kanat tiplerinde aynı aralıkta kanattaki basıncın incelenmesi

Bu geometrilerde basıncın da aynı hız gibi giriş bölgesinden kanada ulaşana dek değeri değişmemektedir. Bu nedenle basınç görsellerinde de alt kısımlar alınmayarak, kanat aralıklarındaki değişimin daha iyi görülmesi sağlanmaya çalışılmıştır. Basınç değerleri de tüm analizlere bakılarak -2 ile 1.5 Pa arasında değerlendirilmiştir. Şekil 7.42'de mevcut durum basınç görseli, Şekil 7.43'de ise yeni kanat modelleri için basınç görselleri verilmiştir.



Şekil 7.42. Mevcut durum basınç görseli



Şekil 7.43. Basınç görselleri a) Deneme-1, b) Deneme-2, c) Deneme-3, d) Deneme-4, e) Deneme-5, f) Deneme-6

Şekillerden görüldüğü üzere genelde kanatlarda çok fazla basınç düşümü yoktur. Ancak şu ana kadar, ısı geçişi açısından en iyi olduğunu düşünülen Deneme-2 analizinde basınç düşümü en fazladır ve bu renk farklılıklarından belli olmaktadır. Aynı aralıkta sonuçlar değerlendirildiğinden, sarı renge karşılık gelen 0,75 Pa basınç, yeşile doğru gittikçe 0 Pa yaklaşmaktadır. Çıkış mutlak basınç tüm denemelerde 0 Pa'dır. Giriş bölgesinde oluşan basıncın renk karşılığı, diğerlerinde 0,5 Pa'dan düşük olan açık yeşil renge tekabül ederken, Deneme-2 analizinde, 0,63 Pa civarındaki sarı bölge tekabül etmektedir.

Sayısal analizlere ait sayısal değerler (çıkış sıcaklığı, sıcaklık düşüşü, ısı geçişi ve mevcut duruma oranla ısı geçiş artış oranı) Çizelge 7.1’ de verilmiştir.

Çizelge 7.1. Sayısal analiz sonuçlarının ısı yüklerinin kıyaslanması

Tasarım	Isı değiştirici giriş sıcaklığı (K)	Isı değiştirici giriş hızı (m/s)	Çıkış sıcaklığı (K)	Çıkış hızı (m/s)	ΔT (K)	Hava debisi (kg/h)	Q (kW)	Artış Oranı (%)
Mevcut	1000	0,8	534	0,48	466	44,841	6,78	-
Deneme-1	1000	0,8	519,8	0,44	480,2	44,841	6,99	3
Deneme-2	1000	0,8	480	0,4	520	44,841	7,57	10,5
Deneme-3	1000	0,8	505,3	0,433	494,7	44,841	7,2	6
Deneme-4	1000	0,8	540	0,47	460	44,841	6,69	-2
Deneme-5	1000	0,8	510,5	0,478	489,5	44,841	7,12	5
Deneme-6	1000	0,8	505	0,464	495	44,841	7,2	6

Sonuçları daha iyi yorumlayabilmek için FLUENT programında analiz edilen yeni modellerin, giriş çıkış sıcaklıkları arasındaki farka göre sonuçları kıyaslanmıştır. Çizelge 7.1’de mevcut durumun analiz sonuçlarına göre, FLUENT programından kanat için elde ettiğimiz farklı tasarımların analiz sonuçlarının kıyaslaması bulunmaktadır. Tüm yeni tasarımların kıyaslanarak, çıkış sıcaklığı en düşük olan, yani yanma odası içerisindeki sıcaklığımı en çok bırakan sistem, en verimli kabul edilmiştir. Buna göre en verimli kanat tipi Deneme-2 kanat tipidir. Diğerlerine bakıldığında sadece Deneme-4’ teki kanat tipinin mevcut kanada oranla çıkış sıcaklığının daha yüksek olmasından dolayı verimsiz olduğu görülmüştür. Bu nedenle verimi negatif ile gösterilmiştir.

En verimli olmasına rağmen Deneme-2’ de dikkate alınması gereken bir nokta çıkış hızındaki düşüştür. Mevcut duruma göre ve diğer kanatlara oranla en düşük ağırlık ortalamalı çıkış hızına sahiptir. Bu durum, şofben baca gazı emisyon değerlerini olumsuz yönde değiştirebilir. Deneysel olarak analiz edilerek, sonucun değerlendirilmesi gerekmektedir. Eğer hızlarda dikkate alınırsa, alternatif diğer kanat tipi ise Deneme-5’ teki

kanat tipi olur. Nedeni çıkış sıcaklığı düşerken, çıkış hızının düşmemesi neredeyse mevcut durum ile aynı kalmasıdır.

İlk olarak kanat tasarımı aşamasında, yanma gazlarının ısı değiştiriciden geçerken hızlanacağı dar bölgeler olması gerektiği düşünölmüş ve yönlendiriciler buna göre tasarlanmışlardır. İlk dört denemede, L bükümler dört farklı yükseklikte sıralandığından, Deneme-4 diğerlerine oranla biraz daha yukarı kalmıştır. Bu nedenle hızın artarak türbölanslı akış oluşturacağı bölge ilk üç denemedeki kadar iyi oluşamamıştır. Hava kanalı farkı ile ilk dört denemeden ayrılan Deneme-5 ve Deneme-6’ da hız aralıkları birbirine yakın çıkmıştır. Yapılan analizlerin hız görsellerinde de bu durum açıkça görölmüştür. Mevcut durumda, kanat tasarımı yeni tasarımlardan çok farklı olduğundan, kanatta max hız bölgesi sadece en kenarlardaki küçük bölgededir ve max hız ile verim arasındaki kıyaslamayı doğru sonuca götürmeyecektir. Bu nedenle Çizelge 7.2’ de göröldüğü gibi Deneme-1 baz alınarak max hıza göre verimdeki artış hesaplanmıştır. Buna göre, Deneme-2, Deneme-3 ve Deneme-4’ te ortalama %3,5 max hız artışı, verimde %1’ lik artış sağlamaktadır. Yine Deneme-1 baz alınarak yapılan hesaplamada, Deneme-5 ve Deneme-6 da ortalama % 6,5’lik hız artışının verimi %1 artırdığı saptanmıştır.

Çizelge 7.2. Max hıza oranla, verim artış oranı

Tasarım	Q (kW)	Verim Artış Oranı (%)	Max Hız	Hızdaki % Artış	$\frac{\% \text{ Hız}}{\% \text{ Verim Artış Oranı}}$
Deneme-1	6,98	0	1,73	0	0
Deneme-2	7,56	7,65	2,34	26,07	3,41
Deneme-3	7,19	2,93	1,94	10,82	3,69
Deneme-4	6,69	-4,39	1,49	-16,11	3,67
Deneme-5	7,12	1,89	1,98	12,63	6,65
Deneme-6	7,2	2,99	2,13	18,78	6,28

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada şofben ısı değiştirici kanadı FLUENT programında analiz edilerek Deneme-2' nin ısı verimi en çok artıracığı sayısal analiz yöntemiyle anlaşılmıştır. Boru profilinde, kanat büyüklüğünde, boru geçiş sayısında, kanatlar arası mesafede, ısı değiştiricideki kanat toplam sayısı gibi parametrelerde değişiklik yapılmadan, sadece kanat üzerindeki borular arasında bulunan yönlendirici (türbülötör) tasarımlarında değişiklikler yapılarak daha verimli kanat tasarımı araştırılmıştır. Yapılan analizlerden elde edilen sonuçlar şu şekildedir;

a) Yeni kanat modelleri tasarlanırken, yanmış gazların geçerken hızlanacağı dar bölgeler oluşturulmuştur. Çünkü, max hız arttıkça ısı geçişi daha fazla olmaktadır. Bu durumda Çizelge 7.2'de, Deneme-1 baz alınarak yapılan kıyaslamada, Deneme-2, Deneme-3, Deneme-5 ve Deneme-6 modellerinin, max hızının Deneme-1' den fazla olduğu, bu nedenle de daha verimli olduğu görülmektedir. Deneme-1'e göre max hızı düşük olan Deneme-4 modelinin verim artışı negatif olarak hesaplanmıştır. Verim ile max hızlar kıyaslandığında, artan hız ile beraber veriminde arttığı görülmektedir. Ancak birbirine benzer 3 modeldeki artış (Deneme-1, Deneme-2 ve Deneme-3) birbirine yakın oranlarda iken, diğer iki modeldeki artış da (Deneme-5 ve Deneme-6) kendi gruplarında birbirine yakın, ancak diğer grup ile kıyaslandığında farklılık gösterdiği görülmektedir. Bu aşamada da, verimde tasarımın etkisi fark edilmektedir.

b) Bu sayısal analizlerden bağımsız olarak, daha önceden Demir Döküm bünyesinde yapılan deneylerde çıkış hızı azaldıkça, baca gazı emisyon değerinin arttığı görülmüştür. Bu nedenle, ısı değiştirici analizlerinde sadece ısı verime bakarak kanat tipine karar vermek yerine, emisyon değerinin artmaması için ortalama çıkış hızına da bakılarak optimum seçeneğin seçilmesi gerekmektedir. Buna göre Deneme-5' in çıkış hızı değerinin, mevcut durumdaki çıkış hızı değeriyle neredeyse aynı olmasından ötürü, baca gazı emisyon değerini artırmayacağı öngörülmektedir. Bu nedenle bu çalışmadaki sayısal analiz sonuçlarına göre, Deneme-5' in, hem verimi artıracığı, hem de baca gazı emisyonunu artırmayacağı sonucuna varılmıştır.

c) FLUENT programı sayesinde daha fazla kanat tipi geliştirilerek verimin daha fazla artırılması sağlanabilir ve bu çalışmada yapılan analizler yeni araştırmalara yardımcı olabilir. Ayrıca, sadece kanat tipinde yapılan değişiklikler dışında, boru profili yani eliptikliği, boru geçiş sayısı (bu çalışmada 4 geçişli), kanat sayısı, kanatlar arası mesafe belirleme gibi çalışmalar yapılabilir.

Bütün sonuçlar göz önüne alındığında, yapılan sayısal analizlerde Deneme-2 modelinin verimi diğerlerine oranla çok daha fazla olduğundan, deneysel olarak analizinin yapılarak, hem verim hem de emisyon değerlerinin kontrol edilmesi gerekmektedir. Ayrıca, Deneme-5'te, mevcut duruma çok yakın çıkmış olan çıkış hızının, emisyon değerini artırmayacağı düşünüldüğünden, Deneme-2'de emisyonundan dolayı sorun çıkması durumunda alternatif tasarım olacağından, Deneme-5'in de prototipinin yapılarak deneysel analizinin yapılması uygun görülmektedir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Aralsan A.Ş., 2008, Baca Gazının Sıcaklığa Bağlı Değişen Fiziksel Özellikleri, <http://www.aralsan.com/tr/baca-gazinin-sicakliga-bagli-degisen-fiziksel-ozellikleri>, erişim tarihi: 10.03.2017
- Arora, A., Subbarao, P.M.V., Agarwal, R.S., 2016, Development of parametric space for the vortex generator location for improving thermal compactness of an existing inline fin and tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 98, 727–742
- Azize Akkoca, 2004, kanat-borulu ısı eşanjörlerinin akış ve ısı transfer özelliklerinin belirlenmesinde laminar ve türbülans modellemenin etkisi, *Ç.Ü. Müh. Mim. Fak. Dergisi*, 19, 2, 27-41
- Baysal, E., 2008, Eşmerkezli Boru Tipli Isı Değiştiricilerinde Deneysel ve Sayısal Isı Transferi Sonuçlarının Karşılaştırılması, *Politeknik Dergisi*, 11, 4, 345-352
- Carija, Z., Frankovic, B., Percic, M., Cavrak, M., 2014, Heat transfer analysis of fin-and-tube heat exchangers with flat and louvered fin geometries, *International Journal of Refrigeration*, 45, 160-167
- Çankaya, O., 2009, Doğalgaz Yanmasında Emisyonlar Üzerine Parametrik Çalışma, Yüksek Lisans Tezi, DPÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 59s.
- Çengel, Y., ve Boles M., 2008, Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, (Çev.A.Pınarbaşı), İzmir Güven Kitabevi, s.230.
- Çengel, Y., 2012, Isı ve Kütle Transferi: Pratik bir Yaklaşım, (Çev.V.Tanyıldızı), İzmir Güven Kitabevi, s.864.
- Erek, A., Ozerdem, B., Bilir, L., Ilken, Z., 2005, Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 25, 2421–2431.
- FLUENT, Inc. FLUENT Kullanım Kılavuzu, 2006, Standart k-ε Model, Lebanon, NH. USA.
- FLUENT, Inc. FLUENT Kullanım Kılavuzu., 2009, Reynolds (Ensemble) Averaging, Lebanon, NH. USA

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- FLUENT, Inc. FLUENT Kullanım Kılavuzu,, 2009, Scalable Wall Functions, Lebanon, NH. USA
- Genceli, O., 2005, Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, s. 20-58.
- Gong, B., Wang, L.B., Lin, Z.M., 2015, Heat transfer characteristics of a circular tube bank fin heat exchanger with fins punched curve rectangular vortex generators in the wake regions of the tubes, Applied Thermal Engineering, 75, 224-238
- Han, H., He, Y.L., Li, Y.S., Wang, Y., Wu, M., 2013, A numerical study on compact enhanced fin-and-tube heat exchangers with oval and circular tube configurations, International Journal of Heat and Mass Transfer, 65, 686–695
- Incropera, F.P., DeWitt D.P., 2006, Isı ve K tle Geişinin Temelleri, (ev. T. Derbentli vd.,) İstanbul Literat r Yayıncılık, 4. baskı, s.303-555.
- Ipek, M. Y., 2015, Isı Değiştiricilerinde Ashby Yaklaşımı İle Malzeme Seimi, Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü, 122s.
- Jakobi, A.M., Shah, R.K., 1995, Heat Transfer Surface Enhancement through the Use of Longitudinal Vortices: A Review of Recent Progress, Experimental Thermal and Fluid Science, 11, 295-309
- Joardar, A., Jacobi, A.M., 2008, Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers, International Journal of Refrigeration, 31, 87–97
- Kahraman N., Sekmen, U., eper, B., Akansu, S.O., 2008, Boru içi akışlarda türbülatörlerin ısı transferine olan etkisinin sayısal incelenmesi, Isı Bilimi Ve Tekniği Dergisi, 28, 2, 51-59.
- Kiatpacha, P., Pikulkajorn, S., Wongwises, S., 2015, Air-side performance of serrated welded spiral fin-and-tube heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer, 89, 724–732

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Kızılkın. Ö., 2007, Gövde Borulu Bir Isı Değistircisinde Şasırtma Levhasının Isı Tasınım Katsayısına ve Basınç Düşümüne Etkisinin İncelenmesi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 11, 3, 246-251
- Leu, J.S., Wu, Y.H., Jang, J.Y., 2004, Heat transfer and fluid flow analysis in plate-fin and tube heat exchangers with a pair of block shape vortex generators, International Journal of Heat and Mass Transfer, 47, 4327–4338
- Lin, Z.M., Wang, L.B., Zhang, Y.H., 2014, Numerical study on heat transfer enhancement of circular tube bank fin heat exchanger with interrupted annular groove fin, Applied Thermal Engineering 73, 1465-1476
- Lin, Z.M., Liu, C.P., Lin, M., Wang, L.B., 2015, Numerical study of flow and heat transfer enhancement of circular tube bank fin heat exchanger with curved delta-winglet vortex generators, Applied Thermal Engineering, 88, 198-210
- Liu, F.G., You, X.Y., Wang, Q., Zhang, R., 2013, On optimal design and experimental validation of household appliance burner of low pollutant emission, Energy Conversion and Management, 76, 837-845.
- Liu, X., Yu, J., Yan, G., 2016, A numerical study on the air-side heat transfer of perforated finned-tube heat exchangers with large fin pitches, International Journal of Heat and Mass Transfer, 100, 199–207
- Lofti, B., Sunden, B., Wang, Q., 2016, An investigation of the thermo-hydraulic performance of the smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers utilizing new type vortex generators, Applied Energy, 162, 1282–1302
- Mon, M.S., Gross, U., 2004, Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer, 47, 1953–1964
- Tajwar, S., Saleemi, A.R., Ramzan, N., Naveed, S., 2010, Improving thermal and combustion efficiency of gas water heater, Applied Thermal Engineering, 31, 1305-1312.
- Wang, C.C., Webb, R.L., Chi, K.Y., 2000, Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchangers, Experimental Thermal and Fluid Science, 21, 218-226

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Wang, C.C., Lo,J., Lin, Y.T., Wei, C.S., 2002, Flow visualization of annular and delta winlet vortex generators in fin-and-tube heat exchanger application, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, 3803–3815.
- Wu, J.M., Tao, W.Q., 2007, Investigation on laminar convection heat transfer in fin-and-tube heat exchanger in aligned arrangement with longitudinal vortex generator from the viewpoint of field synergy principle, *Applied Thermal Engineering*, 27, 2609–2617.