

Rekuperatör Boru Konstrüksiyonunun Verime Olan Etkisinin Deneysel ve Sayısal
Yöntemlerle Araştırılması

Hamdi Selçuk Çelik

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Aralık 2016

Numerical and Experimental Investigation of Effects of Recuperator Pipe Construction on
Efficiency

Hamdi Selçuk Çelik

MASTER OF SCIENCE THESIS

Department of Mechanical Engineering

December 2016

Rekuperatör Boru Konstrüksiyonunun Verime Olan Etkisinin Deneysel ve Sayısal
Yöntemlerle Araştırılması

Hamdi Selçuk Çelik

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

Danışman: Prof. Dr. L. Berrin Erbay

Aralık 2016

ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans öğrencisi Hamdi Selçuk ÇELİK'in YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı "Rekuperatör Boru Konstrüksiyonunun Verime Olan Etkisinin Deneysel ve Sayısal Yöntemlerle Araştırılması" başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek oy birliği ile kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. L. Berrin ERBAY

İkinci Danışman : -

Yüksek Lisans Tez Savunma Jürisi:

Üye: Prof. Dr. L. Berrin ERBAY

Üye : Prof. Dr. Ö. Mete KOÇKAR

Üye : Prof. Dr. Haydar ARAS

Üye : Doç. Dr. M. Ertunç TAT

Üye : Yrd. Doç. Dr. Ümit ER

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

Prof. Dr. Hürriyet ERŐAHAN
Enstitü Müdürü

ETİK BEYAN

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre, Prof. Dr. L. Berrin ERBAY danışmanlığında hazırlamış olduğum ‘‘Rekuperatör Boru Konstrüksiyonunun Verime Olan Etkisinin Deneysel ve Sayısal Yöntemlerle Araştırılması’’ 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. 29/11/2016

Hamdi Selçuk ÇELİK

ÖZET

Bu çalışmada bir hermetik kombide baca gazıyla atmosfere atılan ısı enerjisinin sisteme daha geri kazandırılması amacıyla kullanılan reküperatif dairesel borulu alüminyum bir eşanjörde boru geometrisi üzerinde değişiklikler yapılmıştır. Bu değişikliklerin ısı transfer performansı ve eşanjörün kullanıldığı kombiye olan etkileri yorumlanmıştır. Mevcut reküperatörün 4 adet kanatlı dairesel boruları vardır. Boru geometrisi elips yapılarak boru sayısı 6'ya yükseltilmiştir. Tasarlanmış olan elips boru ile dairesel boru iç ve dış akışı üzerine analitik analiz yapılmıştır. Dizayn parametreleri belirlendikten sonra sayısal analizler yapılmıştır. Sayısal analizlerde, yoğuşma olayı ihmal edilmiştir. Reküperatörün kombi üzerinde çalışma sınır şartları tanımlanarak kanatlı ve kanatsız olmak üzere, sayısal analizler iki senaryoda tamamlanmıştır. Kanatların dış yüzey alanları aynı olacak şekilde tasarım parametreleri belirlenmiştir. Kanatsız elips borulara ordinat düzleminde 0°, 35°, 40°, 45° eğim verilerek baca gazı hız bileşke vektörleri, basınç ve sıcaklık dağılımı üzerindeki değişiklikler yorumlanmıştır. Bu senaryolar içinden kombi kullanım şartlarında basınç kaybının en az olduğu tespit edilen, düz, 0° eğimli elips borulu reküperatör seçilmiştir. Kanatlı olarak mevcut dairesel borulu reküperatör ve seçilen düz elips borulu reküperatör sayısal analizleri yapılmıştır. Sayısal analiz sonuçlarında ısı transfer performansında yaklaşık %10 artış olacağı ve baca gazı direnç kaybında dairesel borulu reküperatöre göre yaklaşık %8 azalma olacağı tespit edilmiştir.

Değişikliğin yoğuşma performansına olan etkilerinin de incelenmesi amacıyla geliştirilmiş elips borulu reküperatöre aynı malzemeden olacak şekilde prototip yaptırılmış ve deneysel analiz yapılmıştır. Boru konstrüksiyonunun elips yapılarak adetinin arttırılması sonucunda mevcut duruma göre tüm reküperatörde ısı transfer yüzey alanı %3,5 arttırılırken, ısı transfer performansında dairesel borulu reküperatöre göre %18 artış olduğu tespit edilmiştir. Yoğuşan su debisinde %42'lik bir artış ölçülmüş reküperatör verimi ise mevcuta göre %12 arttırılarak CO emisyonlarının %43 oranda azaldığı ölçülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Isı transferi, Verimlilik, Reküperatör, Yoğuşma

SUMMARY

In this study, there is an aluminium heat exchanger which has been used in a combi-boiler in order to gain waste heat of flue gas energy to the system. The target of this study, measuring the affection of pipe construction change on system heat transfer efficiency. The current recuperator have 4 pcs circular finned pipes, These pipes were converted as 6 pcs elliptical provided that fin surface area is same, as result of calculation on heat transfer performance. After design parameters are defined, a numerical analysis is done in purpose of examining angle of elliptical pipes as 0° , 35° , 40° , 45° without condensing case. In conclusion, velocity streamlinmes, pressure and temperature contours were overviewed and 0° angled elliptical pipe structure was chosen because of having least pressure loss for the flue gas. For the second numerical analysis was done without condensing case between two recuperators, one has current circular finned pipes and the another has 0° angled elliptical finned pipes. Consequently, by elliptical pipe heat transfer performance is increased %9 and pressure loss for the flue gas is less about %10 than current circular finned pipe.

After all these efforts, experimental analysis was done in order to surveying certain optimizations of choosing elliptical pipes particularly on condensing case. Because condensing is very crucial for heat transfer performance. Prototype was produced with using same material and have compliance with geometry. Experiments were done with existing circular pipe and new developed elliptical pipe recuperator. According to test results, eventhough total heat transfer surface area is increased about %3,5 heat transfer performance is %18 better than current recuperator. About condensing flow, elliptical pipe has more %42 condensing water flow than existing recuperator. Efficiency of recuperator was optimized about %12 and emissons of combi boiler is better CO is less about %43 than utilisation of current recuperator. By this way, new more efficient recuperator was improved for a combi boiler.

Key Words: Heat transfer, Effectiveness, Recuperator, Condensing

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim ve tez çalışmam süresince yardımlarını esirgemeyen, bilgi ve fikir alışverişinde çok anlayışlı olan değerli hocam Prof. Dr. L. Berrin Erbay'a teşekkür ve şükranlarımı sunarım.

Yüksek lisans eğitimimi tamamlayabilmem için beni teşvik eden ve her aşamada destek olan değerli yöneticim Demirdöküm Ar-Ge Merkezi Direktörü Ahmet Şen'e, her zaman anlayış ve desteğini esirgemeyen Ar-Ge Ürün Geliştirme Müdürü yöneticim Burak Güven'e teşekkür ederim. Tez çalışmam süresince tasarım çalışmalarında her aşamada destek olan bölüm yöneticisi Serkan Sakarya'ya ve ekibinden başta Ersen Köse olmak üzere tüm Demirdöküm Ar-Ge Merkezi Tasarım ekibine, sayısal analiz çalışmalarının yapılmasında yardımlarını esirgemeyen bölüm yöneticisi Emine Cerit'e ve ekibinden başta Mehmet Uçar olmak üzere tüm Demirdöküm Ar-Ge Merkezi Simülasyon ekibine, tüm prototip ve deney çalışmalarının yapılmasında bölüm yöneticisi Muhterem Zülkar'a ve ekibinden başta, Ertan Yeni, Alperen Özçine, ve Cengiz Yeni olmak üzere tüm Demirdöküm Ar-Ge Merkezi Laboratuar ekibine ve tüm Demirdöküm Ar-Ge Merkezi ailesindeki diğer yönetici ve çalışma arkadaşlarıma değerli desteklerinden dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Tüm eğitim hayatım süresince olduğu gibi lisansüstü eğitimim süresince maddi manevi desteklerini benden esirgemeyen aileme ve benimle beraber bu yola çıkan, ve bana her zaman destek olan kıymetli eşim Zeynep Çelik'e çok teşekkür ederim.

Hamdi Selçuk Çelik

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
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. KOMBİLER	9
3.1. Bacalı Kombiler	9
3.2. Hermetik Kombiler	10
3.2.1. Yoğuşmasız kombiler	11
3.2.2. Yoğuşmalı kombiler	11
<u>3.2.2.a. Yarı yoğuşmalı kombiler</u>	11
<u>3.2.2.b. Tam yoğuşmalı kombiler</u>	11
4. KOMPACT EŞANJÖRLER VE REKÜPERATİF SİSTEMLER	13
4.1. Plakalı Kanatlı Isı Eşanjörleri	14
4.2. Kanatlı Borulu Isı Eşanjörleri	14
5. REKÜPERATÖR SİSTEMİNDE ANALİZ EDİLEN PARAMETRELER	16
5.1. Analizi Yapılacak Reküperatör ve Kullanılan Kombi	16
5.2. Farklı Reküperatör Senaryoları	20
6. SİSTEMİN ANALİTİK YÖNTEMLE ÇÖZÜMLENMESİ	24
6.1. Sistemin Çözümlemesinde Kullanılacak Denklemler	24
6.1.1. Dış akışın analiz edilmesi	25
6.1.2. İç akışın analiz edilmesi	27
6.2. Mevcut Reküperatörün Analitik Yöntemlerle Analiz Edilmesi	28
6.2.1. Mevcut reküperatörün iç akış analizinin yapılması	30
6.2.2. Mevcut reküperatörün dış akış analizinin yapılması	31
6.3. Elips 6 Borulu Reküperatörün Analitik Analiz Edilmesi	34

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
6.3.1. İç akış analizinin yapılması	34
6.3.2. Dış akış analizinin yapılması	36
6.4. Yoğuşma ve Hal Değişimi Hesaplamaları	38
6.4.1. Havanın özgül ve bağıl nemi	39
6.5. Analitik Analiz Sonuçlarının Yorumlanması	42
6.6. Elips Borulara Eğim Verilmesinin Analitik Analiz Edilmesi.....	43
7. SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİNİN KULLANILMASI	44
7.1. Elips Borulu Kanatsız Reküperatörün Sayısal Analizinin Yapılması	46
7.1.1. Düz borulu reküperatörün sayısal analizinin yapılması	47
<u>7.1.1.a. Geometrik modelin tanımlanması</u>	47
<u>7.1.1.b. Oluşturulan geometrinin eleman sayısının tanımlanması</u>	47
<u>7.1.1.c. Geometriye uygun sınır şartlarının tanımlanması</u>	49
<u>7.1.1.d. Sistemin çözümlenmesi</u>	49
7.1.2. Elips borulu reküperatörün sayısal analiz edilmesi: (35° eğimli)	51
<u>7.1.2.a. Geometri ve eleman yapısının oluşturulması</u>	51
<u>7.1.2.b. Sistemin çözümlenmesi</u>	52
7.1.3. Elips borulu reküperatörün sayısal analiz edilmesi: (40° eğimli)	53
<u>7.1.3.a. Geometri ve eleman yapısının oluşturulması</u>	53
<u>7.1.3.b. Sistemin çözümlenmesi</u>	54
7.1.4. Elips borulu reküperatörün sayısal analiz edilmesi: (45° eğimli)	56
<u>7.1.4.a. Geometri ve eleman yapısının oluşturulması</u>	56
<u>7.1.4.b. Sistemin çözümlenmesi</u>	57
7.2. Kanatsız Reküperatör Sayısal Analiz Sonuçlarının Kıyaslanması	58
7.2.1. Hız vektörlerinin tüm eğimli senaryolar için karşılaştırılması	58
7.2.2. Basınç dağılımının tüm eğimli senaryolar için karşılaştırılması	60
7.2.3. Sıcaklık dağılımının tüm eğimli senaryolar için karşılaştırılması	62
7.3. Sonuçların Yorumlanması	62
7.4. Dairesel ve Elips Borulu Reküperatörün Sayısal Analizinin Yapılması	64
7.4.1. Dairesel borulu kanatlı reküperatörün analizinin yapılması	64
<u>7.4.1.a. Geometrik modelin tanımlanması</u>	66

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
7.4.1.b. Isıl model eleman yapısının oluşturulması	66
7.4.1.c. Sistemin çözümlenmesi	67
7.4.2. Elips borulu kanatlı reküperatörün sayısal analizinin yapılması	69
7.4.2.a. Geometrik modelin tanımlanması	69
7.4.2.b. Isıl modelin eleman yapısının tanımlanması	69
7.4.2.c. Sistemin çözümlenmesi	71
7.5. Sayısal Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması	73
7.5.1. Hız vektörlerinin kanatlı reküperatörler için karşılaştırılması	73
7.5.2. Basınç dağılımının kanatlı reküperatörler için karşılaştırılması	74
7.5.3. Sıcaklık dağılımının kanatlı reküperatörler için karşılaştırılması	75
7.6 Sayısal Analiz Sonuçlarının Yorumlanması	76
8. MATERYAL VE YÖNTEM	78
8.1. Mevcut Dairesel Borulu Reküperatörün Deneysel Analiz Edilmesi	79
8.1.1. Deney ekipmanları	79
8.1.1.a. Isıl çift	79
8.1.1.b. Anenometre	79
8.1.1.c. Debi ölçer	80
8.1.1.d. Kombi, test standı ve gaz analiz cihazı	80
8.1.2. Deney düzeneğinin kurulması	82
8.1.3. Deney sonuçları	85
8.2. Geliştirilmiş Elips Borulu Reküperatörün Deneysel Analiz Edilmesi	87
8.2.1. Deney ekipmanları	88
8.2.2 Deney düzeneğinin kurulması	89
8.2.3. Deney sonuçları	92
9.BULGULAR VE TARTIŞMA	95
10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	97
KAYNAKLAR DİZİNİ	100

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
3.1 Bacalı kombi çalışma prensibi	10
3.2 Hermetik kombi çalışma prensibi	10
3.3 Tam yoğuşmalı kombi yapısı	12
4.1 Kanatlı borulu eşanjör	15
5.1 Mevcut reküperatör iç eşanjörü	16
5.2 Bağlantı elemanlarıyla reküperatör iç eşanjörü	17
5.3 Reküperatör üst kapak	17
5.4 Reküperatör alt kapak	17
5.5 Reküperatör çalışma prensibi	18
5.6 Reküperatörlü kombi komponentleri	19
5.7 Analiz edilecek dairesel ve elips formlu boru senaryoları	20
5.8 Elips borulu reküperatör iç eşanjörü	21
5.9 Reküperatör iç eşanjör kesit görünümü: a) dairesel, b) elips	21
5.10 Elips borulu reküperatör iç eşanjörü kesit görünümü	22
5.11 Eğim açılı elips borulu eşanjör yapısı	22
5.12 Eğim açılı elips borulu reküperatör eşanjörü	23
6.1 Mevcut 4 adet dairesel borulu reküperatör çalışma parametreleri	28
6.2 Silindir boru kesiti	32
6.3 Örnek elips geometri yapısı	34
6.4 Psikometrik diyagramda çevrimin gösterilmesi	41
7.1 Reküperatör iç eşanjör ve su hacmi modeli	47
7.2 Reküperatör hava hacmi ve ısı modeli	47
7.3 Kanatsız elips borulu geometri eleman sayısı eleman sayısı iyileştirilmesi	48
7.4 Isıl modelin Eleman sayısı kesiti; (elips 0°)	48
7.5 İç ortamdaki baca gazı hareketleri	49
7.6 Hız vektörleri ve vorteks bölgeleri; elips 0°	50
7.7 Baca gazı basınç dağılımı	50

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
7.8 Baca gazı sıcaklık dağılımı	50
7.9 Geometrinin oluşturulması; elips 35°	51
7.10 Geometrinin eleman sayısı kesit gösterimi, elips 35°	52
7.11 Hız vektörleri ve vorteks bölgeleri, elips 35°	52
7.12 Basınç dağılımı, elips 35°	53
7.13 Sıcaklık dağılımı, elips 35°	53
7.14 Geometrinin oluşturulması, elips 40°	54
7.15 Geometrinin eleman sayısı görünümü; elips 40°	54
7.16 Hız vektörleri ve vorteks bölgeleri, elips 40°	55
7.17 Basınç dağılımı, elips 40°	55
7.18 Sıcaklık dağılımı, elips 40°	55
7.19 Geometrinin oluşturulması, elips 45°	56
7.20 Geometrinin eleman sayısı görünümü; elips 45°	56
7.21 Hız vektörleri ve vorteks bölgeleri, elips 45°	57
7.22 Basınç dağılımı, elips 45°	58
7.23 Sıcaklık dağılımı, elips 45°	58
7.24 Hız vektörleri ve dağılımı, elips 0°	59
7.25 Hız vektörleri ve dağılımı, elips 35°	59
7.26 Hız vektörleri ve dağılımı, elips 40°	59
7.27 Hız vektörleri ve dağılımı, elips 45°	60
7.28 Basınç dağılımı görünümü: a) 0° elips, b)35° elips, c) 40° elips, d) 45° elips	61
7.29 Sıcaklık dağılımı görünümü a) 0° elips, b) 35° elips, c) 40° elips, d)45° elips	62
7.30 Dairesel reküperatör hava hacmi ve iç eşanjör modeli	65
7.31 Dairesel reküperatör boru ve ısııl modeli	65
7.32 Kanatlı dairesel borulu reküperatör eleman sayısı iyileştirmesi	66
7.33 Geometrinin eleman sayısı görünümü	66
7.34 Hız vektörleri ve vorteks bölgeleri	67
7.35 Basınç dağılımı	68

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
7.36 Sıcaklık dağılımı	68
7.37 Geometrinin oluşturulması	69
7.38 Kanatlı elips borulu reküperatör eleman sayısı iyileştirmesi	70
7.39 Modelin eleman sayısı görünümü	70
7.40 Hız vektörleri ve vorteks bölgeleri	71
7.41 Basınç dağılımı	72
7.42 Sıcaklık dağılımı	72
7.43 Hız vektörleri görünümü: a) dairesel borulu, b) elips borulu	73
7.44 Hız dağılımı görünümü: a) dairesel borulu, b) elips borulu	74
7.45 Basınç dağılımı görünümü: a) dairesel borulu, b) elips borulu	75
7.46 Sıcaklık dağılımı görünümü: a) dairesel borulu, b) elips borulu	76
8.1 Isıl çift	79
8.2 Anenometre	80
8.3 Debiölçer	80
8.4 Kombi, test standı ve gaz analiz cihazı görseli	81
8.5 Veri kayıt cihazı ve kombinin test standına bağlanması	82
8.6 Mevcut reküperatör iç eşanjörü üzerinde ölçüm noktalarının belirlenmesi	82
8.7 Mevcut reküperatör üzerine sıcaklık ölçüm elemanlarının yerleştirilmesi	83
8.8 Reküperatör ve ölçüm sensörlerinin kombi üzerine yerleştirilmesi	83
8.9 Yoğuşma suyu debi ölçümü	84
8.10 Ölçekli kaptaki debi ölçümü	84
8.11 Geliştirilmiş eşanjör modeli	87
8.12 Geliştirilmiş eşanjör prototipi	87
8.13 Prototip eşanjör alt yüzeyi	88
8.14 Prototip eşanjör üst yüzeyi	88
8.15 Yeni reküperatör iç eşanjörü üzerinde ölçüm noktalarının gösterilmesi	89
8.16 Yeni reküperatör üzerinde ölçüm elemanlarının yerleştirilmesi	90
8.17 Yeni reküperatör ve ölçüm sensörlerinin kombi üzerine yerleştirilmesi	90

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>		<u>Sayfa</u>
8.18	Yeni reküperatör deney ölçümleri	91
8.19	Yeni reküperatör yoğuşma debisi	91

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Cizelge</u>	<u>Sayfa</u>
6.1 Dairesel silindir üzerinden akış için sabitler	26
6.2 Mevcut reküperatör dizayn ve çalışma parametreleri	29
6.3 Akışkanların termofiziksel özellikleri.....	30
6.4 Elips boru iç boyutları dizayn parametreleri	35
6.5 Elips boru dış boyutları dizayn parametreleri	37
6.6 Yanma gazları bileşimi	39
6.7 Dairesel ve elips borulu reküperatör sonuç kıyaslaması	42
7.1 Sayısal analiz sınır şartları gösterimi	49
7.2 Dairesel ve elips borulu reküperatörün sayısal analiz sonuçları	77
8.1 Dairesel borulu reküperatör ölçüm parametreleri	85
8.2 Dairesel borulu eşanjör deney sonuçları	86
8.3 Hesaplamalarda kullanılacak parametreler	86
8.4 Elips borulu reküperatör ölçüm parametreleri	92
8.5 Elips borulu eşanjör sıcaklık parametreleri	92
8.6 Elips borulu eşanjör ölçüm parametreleri	93
9.1 Deneysel analiz sonuçlarının kıyaslanması	95

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
U	Toplam ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
ΔT_m	Logaritmik sıcaklık farkı (K)
F	Çapraz akışlı ısı değiştiricileri için düzeltme faktörü
A_{toplam}	Toplam ısı transfer yüzey alanı (m ²)
R	Kapasite oranı
P	Etkenlik
\dot{m}_{su}	Su kütleli debisi (kg/s)
\dot{m}_{gaz}	Baca gazı kütleli debisi (kg/s)
c_{psu}	Su özgül ısısı (kJ/kg°C)
c_{pgaz}	Baca gazı özgül ısısı (kJ/kg°C)
Nu	Nusselt sayısı
Re	Reynolds sayısı
Pr	Prandtl sayısı
D_{hi}	Boru iç yüzey hidrolik çap (m)
D_{hd}	Boru dış yüzey hidrolik çap (m)
h_i	İç akış için taşınım ile olan ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
h_d	Dış akış için taşınım ile olan ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
ϑ	Kinematik viskozite (m ² /s)
M	Dinamik viskozite (kg/ms)
K_f	Isı iletim katsayısı (W/mK)
V	Akışkan hızı (m/s)
D_i	Boru iç çapı (m)
D_d	Boru dış çapı (m)
$\sum A_{\text{kanat}}$	Kanatların toplam ısı transfer yüzey alanı (m ²)
$\sum A_{\text{boru}}$	Boruların toplam ısı transfer yüzey alanı (m ²)
A_i	Boruların toplam iç yüzey alanı (m ²)
A_d	Boruların toplam dış yüzey alanı (m ²)
C_i	Boru iç yüzey çevresi (m)
C_d	Boru dış yüzey çevresi (m)
L	Boru uzunluğu (m)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

Simgeler

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
T_{mo}	Suyun eşanjör giriş ve çıkış ortalama sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
T_{ms}	Baca gazının eşanjör giriş ve çıkış ortalama sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
R_f	Kirlilik direnci
w	Özgül nem (kgsuharı/kg hava)
P_v	Belirli sıcaklıkta olan havanın doyma basıncı (kPa)
P	Dış ortam basıncı (kPa)
Φ	Bağıl nem (%)
u	Akışkanın x eksenine doğrultusundaki hız bileşeni (m/s)
v	Akışkanın y eksenine doğrultusundaki hız bileşeni (m/s)
w	Akışkanın z eksenine doğrultusundaki hız bileşeni (m/s)
$\text{H}_2\text{O}_{(g)}$	Su buharı
N_2	Azot
CO_2	Karbondioksit
CO	Karbonmonoksit
L_y	Yoğuşma ısısı (kJ/kg)
Q	Toplam ısı güç (W)
η	Verim

Kısaltmalar

<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklama</u>
ERP	Energy Related Products, Ürün Enerji Verimliliği deklarasyonu
kW	Kilowatt
pH	Hidrojen iyonu (H^+) ile hidroksil iyonu (OH^-) derişimleri oranı
ppm	Parts per million
TSE	Türk Standartları Enstitüsü
W	Watt

1.GİRİŞ VE AMAÇ

Küreselleşen dünyada enerji ihtiyaçları günden güne artarken, kullanılmakta olan enerji kaynakları da hızla tükenmektedir. Dünya üzerindeki sınırlı ve hızla tükenmekte olan fosil yakıt rezervleri, bilim adamlarını fosil yakıtın yerini alacak yenilenebilir kaynaklara ve var olan mevcut kaynakların daha verimli kullanılması için araştırmalara yöneltmiştir. Teknolojik gelişmeler, bu doğal kaynakların gereksiz ve aşırı tüketimini olumsuz bir şekilde etkilemektedir. Enerjiyi ucuza üretmek kadar kullanmak, çevre ve insan sağlığı açısından tehlike arz etmeyecek şekilde enerji üretimi yapmak, sürdürülebilir bir kalkınma anlayışı bakımından kaçınılmaz olmuştur. Enerji; bir ülkenin sosyal, kültürel ve ekonomik yönden kalkınabilmesi için çok büyük önem teşkil etmektedir.

Teknolojik gelişmeler bir yandan enerji tasarrufunu teşvik ederken insanlığın yaşamını kolaylaştırıcı birçok yeni ürünü kullanıma sunmaktadır. Bu durum enerji tüketimini her geçen gün arttırıcı yönde etki etmektedir. Isıl uygulamalar insanlığa sürekli hizmet eden, özellikle enerji ihtiyacı konusunda büyük öneme sahip olan kavramlardır. Isıl uygulamalarda sistemleri meydana getiren en önemli elemanlardan biri de ısı değiştiricileridir. Bu nedenle ısı değiştiricilerinin optimum dizaynı sistemin verimini doğrudan etkilemesinden dolayı bu sistemlerin verimi üzerinde önem arz etmektedir. (Dal, 2007)

Genellikle ısı veren ve alan akışlar sürekli hareket halindedirler. Bu akış sırasında ısı transferi de vardır. Isı veren akışkanın sıcaklığı düşerken, ısı alan akışkanın sıcaklığı yükselmektedir. Çoğunlukla ısı değiştiricilerinde akışkanlar, birbirleri ile karışmayacak şekilde ısı iletiminin doğrudan yapıldığı ve metal malzemenin tercih edildiği bir yüzey ile birbirinden ayrılırlar. Bu tip ısı değiştiricileri reküperatif olarak bilinirler. (Daloğlu ve Ayhan, 1999)

Reküperatif eşanjör uygulamaları baca gazı atık ısısının sisteme geri kazandırılması amacıyla kombilerde kullanılmaktadır. Kombilerde yanma sonucu ortaya çıkan enerjinin suya aktarımı yanma odası üzerine konumlandırılan bir eşanjör yardımıyla yapılmaktadır. Yanma enerjisinin tamamı suya aktarılamayıp kullanılmayan enerjinin büyük çoğunluğu

bacadan yüksek sıcaklıklarda atmosfere atılmaktadır. Bacadan olan bu kaybı engellemek amacıyla kompakt reküperatif ısı değiştiricileri baca çıkışına konumlandırılarak baca gazı içindeki buhar fazındaki su buharının gizli ve duyulur ısılarını suya tekrar kazandırmayı hedeflediğinden kombinin verimini önemli ölçüde arttırmakta ve kayıpları azaltmaktadır.

Reküperatif eylemlerden sorumlu olan kompakt eşanjörlerin ısı verimliliği eşanjörlerin geometrik yapısına bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Özellikle boru geçiş sayısının basınç kaybı kontrollü olarak artırılması, boru ve kanat formları ve eğim açıları ısı transfer performansını üzerinde büyük önem arz etmektedir. (Genceli, 1999)

Bu çalışmanın amacı, dairesel borulu geometriye sahip olan bir reküperatörün boru konstrüksiyonunun diğer parametreler sabit tutularak elips olarak değiştirilmesinin reküperatör ısı performansına olan etkilerini araştırmaktır. Yapılan değişikliklerin etkilerinin kombi performansına olan fonksiyonel etkileri yorumlanmıştır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Atık gaz baca donanımı için reküperatör geliştirilmesi konulu çalışmada kombi atık gaz baca çıkışına uygun olarak dizayn edilmiş plakalı eşanjörün iç ve dış konstrüktif yapılarını sayısal analizlerle geliştirilmiş, sıcaklık artışı, basınç kaybı parametreleri değerlendirilerek verimli modelin kombide %8 verim artışı sağlayan kompakt plakalı ve yeni nesil bir reküperatör olduğu gösterilmiştir. (Yılmaz, 2015)

Bir kombi eşanjörünün verimini arttırmayı hedefleyen bir akademik çalışmada; düz plakalı borulu ısı değiştiricisi kanatçık ve borularında yapılan değişiklikler ile ısı transferi ve basınç düşümünün etkisi üzerine araştırma yapılmıştır. Gerçek bir ısı değiştiricisinde, arasından yanmış gazların geçtiği iki yarım kanatçık ve borudan oluşan bir model seçilmiştir. Yanmış gazın sıcaklık dağılımı, hız dağılımı ve basınç düşüşü değerleri incelenmiştir. Elde edilen modellerde kanatçık açılarının dikey eksene göre değişimi, kanatçıklar arasındaki mesafenin optimum tespiti ve kanatçık ortasındaki borunun y ekseni boyunca değişiminin ısı transferine etkisi değişik model üzerinde incelenmiştir. Yapılan sayısal hesaplamalarda, bir sayısal analiz programı olan Fluent, model çizimi ve ağ oluşumunda Gambit paket programı kullanılarak, temel korunum denklemleri kararlı rejimde, 3 boyutlu ve laminer akış şartlarında çözülmüştür. Tüm modellerde hem taşınım hem de iletimin olduğu bileşik ısı transferi çözümü yapılmıştır. Sayısal analizler sonucunda, ısı transferinin kanatçıkların eksenle yapmış olduğu $\theta = 30^\circ$ eğik açıda, kanatlar arasındaki $L_z = 2,75 - 3$ mm ara mesafede ve boru ekseninin $c_1 = 16$ mm değerlerinde maksimum ısı transferi elde edildiği ispatlanmıştır. (Şahin vd., 2007)

Kombide kullanılan kanatlı borulu ısı eşanjörü üzerinde yapılan değişikliklerin yanma ve verim üzerine üç farklı parametrik inceleme gerçekleştiren bir çalışma yapılmıştır. Bu parametrelerden bir ve ikincisinde, boru üzerine yerleştirilen kanatlar, mevcut düzenden daha sıkı bir biçimde yerleştirilmiş ve azaltılan kanat arası mesafenin yanma olayı ve sonrasında meydana gelen ısı transferleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. İkinci parametrik incelemede ise, kanatlar üst kısımlarında yer alan balkon benzeri çıkıntılarının yok edilmesinin, yanma olayı ve ısı değiştirici kapasitesi üzerindeki etkileri

incelenmiştir. Gerçekleştirilen birinci parametrik inceleme neticesinde, gerçekte 2.7 mm olan kanatlar arası mesafenin 2.2 mm'ye, ikinci parametrik incelemede ise 2.0 mm'ye indirilmiştir. Bu değişikliklerin yanma olayı üzerinde olumsuz etkilerinin olmadığı gibi ısı değiştirici kapasitelerini artırdıkları sonucuna varılmıştır. Üçüncü parametrik incelemede, kanatların üst kısmında yer alan balkon benzeri çıkıntıların yok edilmesiyle gerçekleştirilen çözümlenelerde, bu değişikliğin yanma olayı üzerinde olumsuz bir etki meydana getirmediği, ısı değiştirici kapasitesinde ise yüzde 1'lik bir azalmaya sebep olduğu anlaşılmıştır. (Özçelik, 2012)

Yoğuşmalı kombiler için çok geçişli kompakt yoğuşmalı bir ısı değiştiricisi tasarlamayı hedefleyen bir akademik çalışmada, sisteme uygun yarı küresel metal matrix yakıcının geliştirilmesiyle ilgili tasarlanan sistemin parçalarını paslanmaz çelik sactan ticari firmalara imal ettirerek deneysel çalışmalar yapmışlardır. Geliştirilen çok geçişli kompakt ısı değiştirici içine yerleştirilen yarı küresel metal matrix yakıcının simülasyonu Ansys Fluent programı ile yapılmıştır. Teorik sonuçlar kombi üzerinde yapılan deneysel çalışma ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Yapılan bu çalışmada yarı küresel metal matrix yakıcı ile açık ortamda 1274 K sıcaklık elde edilerek, tasarlanan yoğuşturucu ile egzoz gazından % 43' lik enerji geri dönüşümü sağlanmış, CO emisyon değerleri sınır değerinin % 77,5 altına indiği sonucuna varılmıştır. (Omar, 2014)

Bir deneysel analiz çalışmasında 10 farklı senaryoda 45 derece bükümlü olan elipsoidal boruların konumlandırmasına göre 1-5 m/s arasında değişken hava hızlarında deney çalışmaları yapılarak ısıl performansı en iyi olan senaryo araştırılmıştır. Boruların konumlandırılması yapılırken şaşırtmalı ve düz dizilim senaryolarında analizler yapılmıştır. S_L boruya yatay yönde ardışık olan boruyla merkezler arası uzaklığı S_T ise borular arası dikey yönlü olan uzaklığı temsil etmektedir. D_{minor} eliptik boruların küçük çapıdır. Şaşırtmalı boru dizilimi için çalışma yapıldığında S_T/D_{minor} : 3.125 ve S_L/D_{minor} : 1.875 konumlandırmalarının en iyi durum olduğu tespit edilmiş ve patlatmalı boru yüzeyinde düz boru yüzeyine göre %15,8 daha fazla ısı transferi olduğu bulunmuştur. S_T/D_{minor} : 1.875 ve S_L/D_{minor} : 1.875 olduğu düz dizilim şartlarında ise patlatmalı boru yüzeyinde düz boru yüzeyine göre %21.7 daha verimli olduğu hesaplanmıştır. (Katkhaw vd.,2014)

Rich (1973) yaptığı akademik çalışmada 21 farklı kanat ara mesafesinde ısı geçişi ve basınç kaybına etkisini, levha kanatlı boru demetlerinde deneysel olarak araştırmıştır. Çalışmada ısı taşınım katsayısının kanat adımı 8.33 ila 1.2 kanat/cm arasındaki ısı değiştiricilerinde aynı kütle hızında kanat aralığından bağımsız olduğunu tespit etmiştir. Sürtünme faktörünün ise kanat adımı 5.55 ila 1.20 kanat/cm arasındaki ısı değiştiricilerinde aynı kütle hızında kanat aralığından bağımsız olduğunu gösteren çalışmalar yapmıştır. Ayrıca, levha kanatlı boru demetlerinde üçgen dizilmiş boru sıra sayısını birden altı sıralıya kadar ısı taşınım katsayısına etkisi üzerinde araştırmalar yaparak, yüksek Reynolds sayısı olması halinde ($Re > 1500$) ısı taşınım katsayısının; sıra sayısı arttıkça arttığını, düşük Reynolds sayısı olması halinde ise ısı taşınım katsayısının; sıra sayısı arttıkça azaldığını bulmuştur.

Wang ve Chi (2000) yaptıkları bir akademik çalışmada düz kanatçıklı borulu ısı değiştiricileri için gelecekte araştırmacıların yeni deneysel çalışmalarda yararlanacakları verileri sağlamışlardır. Çalışmalarında, Colburn faktörünü Reynolds sayısına bağlı araştırma yaparak, ısı transfer katsayısının $300 < Re < 3000$ aralığında olduğunu hesaplamışlardır. Ayrıca, tüp sıra sayısının sürtünmeye olan etkisini karşılaştırmalı olarak analiz etmişlerdir.

Köseoğlu vd., (2014) yaptıkları çalışmalarda, üç farklı model kombi cihazının özellikleri ile ısı eşanjör performanslarını deneysel olarak incelemiştir. Test edilen kombilerin teknik özellikleri birbirlerine çok yakın ve performans değerleri açısından hepsi aynı güçtedirler. Cihazlar arasındaki en önemli fark ısı eşanjör tasarımlarıdır. Testleri gerçekleştirilen kombilerin ilki (K_1) bileşik ısı eşanjörü, ikincisi (K_2) düz ısı eşanjörü ve üçüncüsü (K_3) çift ısı eşanjörü ihtiva etmektedirler. Performans belirlemeye yönelik olarak yapılan deneylerde bitermik, monotermik eşanjörlerin kullanım suyu ve tesisat dolaşım suyu performanslarına etkileri araştırılarak bileşik ısı eşanjörlü kombi cihazının (K_1) diğer test edilen kombi cihazlarından ısı enerjisi transfer özellikleri bakımından üstünlükleri ve avantajları olduğu tespit edilmiştir.

Kays ve London (1984) yaptıkları çalışmalarda ısı değiştiricilerinin yassı borulu levha kanatlı genişletilmiş yüzeyli deneysel araştırmalar yaparak, Colburn ve sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimini, ayrıca çeşitli ısı değiştiricilerinde NTU (Etkinlik Geçiş Birimi Sayısı Yaklaşımı) ve LMTD (Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı) metodların uygulanmasında sayısal ve analitik yöntemler geliştirmiştir. Kompakt ısı değiştiricileri, hava akışı ve entalpinin yüksek olduğu olaylarda kullanılmaktadır. Kompakt ısı değiştiricilerinin incelenmesi ve farklı dizilimli kanat ve boru yüzeyleri konusunda, belirlenmiş sürtünme faktörü ve taşınım transfer edilen ısının entalpi kapasitesine oranı olarak tanımlanan Stanton sayısı için fonksiyon elde etmişlerdir.

Chang ve Wang (1996) yaptıkları çalışmada dalgalı şekilli kanatçık geometrisine sahip büyük bir boru-tüp demetli ısı değiştiricisinde ısı transferi parametrelerini araştırmak için 8,43 ile 35 ° arasında değişen kanatçık dalga açısı, 1,8 ile 5,02 mm arasında değişen boru hidrolik çapı, 7,8 ile 19 arasında kanatçık dalga uzunluğu, 20,32 ile 40 arasında değişen kanatçık yüksekliği ve 1,005 ile 2,2 arasında değişen kanatçık adımları gibi farklı şartlarda değişen parametrelere göre ısı değiştiricisi performansını 91 farklı senaryoda incelemişlerdir. Yapılan hesaplama sonuçları deney ölçüm sonuçlarıyla kıyaslandığında dalgalı kanatlı ve panjur fin dizilimli geometrilere hesaplamalar $\pm\%15$ sınırları içinde ortalama %7,55 sapma olduğu, düz kanatlı ve panjur finli geometrilere ise %8,21 sapma olduğu çıkarımına varılmıştır.

Kılıçarslan ve Saraç (1998) yaptıkları çalışmada; basınç düşümünde kanallardaki ısı transferinin iyileştirilmesini deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışmada silindirik ve üçgen yapısında iki çeşit kanatçık geometrisi kullanılmıştır. Optimum kanatçığın bulunması amaçlanmış olup, çalışma hem laminar hem de türbülanslı akışta, Reynolds sayısının 250-7000 aralığında yapılmıştır. Sabit duvar sıcaklığı sınır şartı kullanılarak yapılan araştırmada, silindirik kanatçığın ısı transferinin iyileştirilmesi açısından daha iyi olduğu sonucuna varmışlardır.

Kuck, (1996) yaptığı çalışmada kombilerdeki yanma sonu gazlarındaki su buharının taşıdığı ısının değerlendirilmesi üzerinde çalışmış ve patentini aldığı bu çalışmasında yanma havasının egzoz gazı ile ısıtarak yoğuşma ısısından yararlanma olanaklarını

hesaplamıştır. Yakma havasının baca gazı içinde atmosfere atılan su buharının gizli ısısının kullanılarak değişen şartlara göre farklı oranlarda arttırıldığını ispatlamıştır.

Şara vd., (2001) yaptıkları akademik çalışmada; düz yüzeyle kanal içerisine dikdörtgen kesitli bloklar yerleştirilerek ısı transferini incelemişlerdir. Çalışmada, ısı transferinin bloklar arasındaki boşluğa, blokların pozisyonuna ve dizilişine göre artabileceği veya azalabileceği tespitini yapmışlardır. Belirli bir oranda basınç düşümünde, bloksuz duruma göre en iyi ısı transferi artışı, blokların akışa paralel ve birbirine göre gelişigüzel dizilişinde elde edilmiştir. Isı transferindeki iyileşmeyi, Reynolds sayısını, blokların akış yönündeki yerleşiminin ve blok sayısının fonksiyonu olarak bulmuşlardır.

Lee vd., (2001) yaptıkları çalışmada; plakalı bir ısı değiştiricisinde; kanal içerisine kanatçık yerleştirilerek ısı transferi ve basınç kaybını sayısal olarak incelemişlerdir. Kanal içerisine gelişigüzel dizilen kanatçıkların en başarılı geometri ve dizilişi bulunmuştur. Çalışma Reynolds sayısının 500 ile 1500 aralığında yapılmıştır. Farklı değişkenler kullanılarak kanatçıkların ısı transferi ve basınç kaybı karakteristiklerinin en iyi performansı sağladığı geometriyi tespit etmişlerdir.

Kim vd., (2003) yaptıkları akademik çalışmada kanatçık borulu ısı değiştiricilerinde ısı direnç değerleri ile ilgili olarak yeni deneysel ve sayısal incelemeler yapmışlardır. Kanatçık borulu ısı değiştiricilerinde farklı boru büyüklük oranlarına, kanatçık arasındaki mesafeye ve kanatçık tiplerine göre araştırma yaparak, ısı temas etkinliği ile ilgili sayısal ve deneysel sonuçlarının birbiri ile örtüştüğünü bulmuşlardır.

Abu Madi vd., (1998) yaptıkları akademik çalışmalarında 28 ısı değiştiricisi örneği ile, 1-20 m/s hıza kadar ulaşabilen dairesel rüzgar tüneline test yapmışlardır. Bu örnekler geometrik değişimi boru sıra sayısı, kanat kalınlığı ve kanatlar arası boşlukları içermektedir. Düz ve buruşuk kanatçıklarda, ısı değiştiricisi geometrik parametreleri ve Reynolds sayısının bir fonksiyonu olan Colburn ve sürtünme faktörü ile ilişkilendirerek test yapmışlardır. Kanatçık tipinin ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisini, boru sıra sayısına bağlı olarak ihmal edilebilir, fakat, boru sıra sayısının kanatçık, boru geometrisi ve Reynolds sayısı etkisinde olduğunu bulmuşlardır.

Şahin vd., (2007) düz plakalı kanatçıklı borulu tipteki geometrik yapıya sahip bir sıra borulu ısı değıştircilerinde sonlu hacimler metodu tekniği kullanılarak kanatçıkların ısı transferine etkisini analiz yapmışlardır. Çalışmada, $\theta = 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ$ eğik açı değerlerinde oluşturulan yedi adet yeni geometrik model yapı için çalışma yapılmıştır. İki kanat arasındaki mesafe farklılığının açı büyüdükçe azaldığı dikkate alınarak ve ayrıca her bir açı değerinde iki kanatçık arasındaki mesafenin sabit olduğu durumda ($L_z = 3,5 \text{ mm}$) karşılaştırma yapmışlardır. Modellerde $\theta = 30^\circ$ eğik açı olması durumunda toplam ısı transferi normalize değerinde % 105.24 seviyesinde bir artışın olduğunu sayısal olarak bulmuşlardır.

Kor ve Kumlutaş (2008) yapmış oldukları akademik çalışmada kanatlı borulu ısı değıştirgeçlerinin indirgenebileceği en küçük simetrik parçanın patlatmasız ve değışken boyutlarda patlatmalı uygulamalarını ANSYS ortamında modellemişlerdir. Hava giriş sıcaklığı 300 K ve boru tarafının sıcaklığı 280 K alınarak, hava tarafındaki sıcaklık düşümünün en uygun hangi modelde gerçekleştiğine yönelik analizler yapılarak 3 farklı eksende 0,6 ve 0,9 mm'lik patlatma boyutlarına bağlı olarak ısı transfer veriminde meydana gelecek olan etkileri yorumlamışlardır.

3. KOMBİLER

Kombi kelimesi ingilizce Combi Boiler (birleşik ısıtıcı) anlamına gelir. Combi Boiler'in tam açılımı ise "Gas-fired Combination Boiler" şeklindedir. Bu ifade içinde combination kelimesinin kısaltılması ile combi ifadesinin kullanımı yaygınlık kazanmıştır. (Özçelik, 2012)

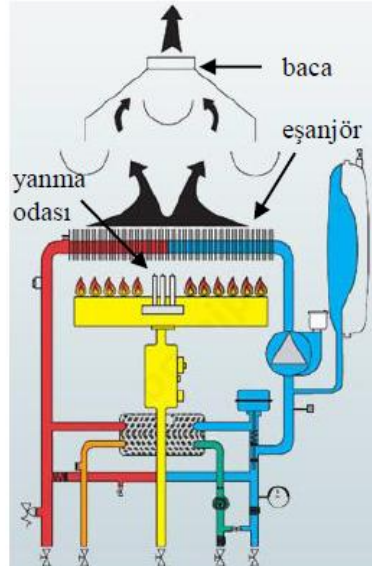
Konutların, ısınma ve sıcak su ihtiyacını karşılayan kombilerde yakıt olarak doğalgaz veya LPG kullanılır. Kombiler tek başına kullanılabildikleri gibi birkaç kombi seri şekilde bağlanarak daha fazla enerjinin gerektiği merkezi ısıtma sisteminin uygulandığı yerlerde de kullanılabilir. Böylelikle enerji ihtiyacına paralel olarak çalışan kombi sayısı değişkendir. (Omar, 2014)

Kombiler baca tiplerine göre aşağıdaki gibi sınıflandırılmaktadır.

- 1- Bacalı (Atmosferik) Kombiler
- 2- Hermetik Kombiler

3.1 Bacalı Kombiler

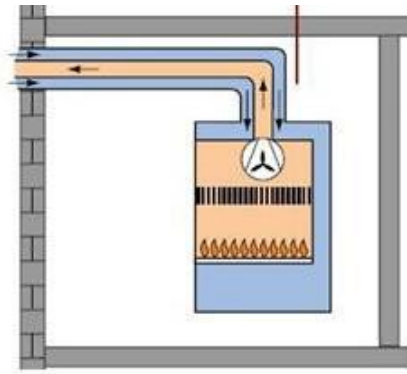
Bu tip kombilerde yanma sonucu sıcak gazlar, içinden su geçen eşanjörden geçtikten sonra suya enerjilerinin büyük bir kısmını aktararak sistemi davlumbaz olarak isimlendirilen bir yapıyı kullanarak terk ederler. Davlumbazın geometrik yapısı sayesinde basınç farklılığından ötürü yanmış gazlar atmosfere atılırken kombinin bulunduğu ortamdan yakma havası yanma odasına alınır. Bacalı kombiler bulunduğu ortamdan yalıtılmış bir yanma odasına sahip olmadığı ve yanmada ortam oksijenini kullandığı için son zamanlarda kullanımı azalmaktadır. Şekil 3.1'de bacalı kombiye ait çalışma prensibi verilmiştir.



Şekil 3.1. Bacalı kombi çalışma prensibi (Omar, 2014)

3.2 Hermetik Kombiler

Bu tip kombilerde yanma odası gerekli sızdırmazlık şartlarını sağlayan kabin kapağıyla yalıtılmıştır. Yanmış gazlar bir fan yardımıyla sistemden uzaklaştırılır. Kullanılan atık gaz baca düzeneği çift cidarlı olup iç borudan yanmış gazlar, dış borunun iç boru ile arasından ise dış ortamdan yakma havası temin edilmektedir. Yanmada kullanılacak olan taze hava dış ortamdan alındığı için bacalı kombiye göre kullanıcı güvenliği açısından daha güvenlidirler. Şekil 3.2’de hermetik kombiye ait çalışma prensibi verilmiştir.



Şekil 3.2. Hermetik kombi çalışma prensibi (Omar ve Altınışık,2014)

3.2.1. Yoğuşmasız kombiler

Bu tip kombilerde yanma sonrasında, enerjisinin büyük çoğunluğunu birincil eşanjöre aktaran yanmış gazlar sistemi yüksek sıcaklıklarda terk ederler. Normal bir yoğuşmasız kombide ayarlandığı sıcaklık değerine göre baca gazı sıcaklığı 80-130° C civarındadır.

3.2.2. Yoğuşmalı kombiler

Bu kombilerde çalışma prensibi yoğuşmasız olan cihazlarla aynıdır. Fakat bu kombilerde atmosfere yaklaşık 80-130 °C atılacak olan baca gazı enerjisi ekstra bir ısı değiştirici yardımıyla sisteme geri kazandırılmaktadır. Bu işlem yapılırken yanmış gazlar içindeki yanma sonucu oluşan su buharının da gizli ısısı geri kazanıldığı için yoğuşma olayı meydana gelmektedir. Bu yolla kombinin verimi yükselirken atmosfere salınımı yapılan baca gazının sıcaklığı da düşürülerek küresel ısınmayı engelleyici bir önlem alınmış olmaktadır. Yoğuşmalı kombiler kendi içlerinde yarı ve tam yoğuşmalı olarak iki sınıfa ayrılmaktadır. (Omar, 2014)

3.2.2.a Yarı yoğuşmalı kombiler

Bu kombilerin yapısı yoğuşmasız hermetik bir kombiyle aynıdır. Tek fark fan çıkışına ilave ısı değiştirici eklenerek birincil eşanjöre girecek olan su önce kapalı bir hacimde baca gazı ile karşılaştırılarak atık gaz içindeki duyulur ve gizli ısı enerjisinin bir kısmı bu suya aktarılır. Bu amaçla kullanılan eşanjörler reküperatör olarak adlandırılmaktadır.

3.2.2.b. Tam yoğuşmalı kombiler

Bu tip kombilerde yanma odası ve eşanjör grubu tamamen farklı bir tasarımda modül olarak düşünülerek aynı yapı içinde atık gaz baca gazının kazanılacağı yoğuşma ünitesi de eklenmiştir. Tüm yanma sistemi birleşik olarak yönetildiği için bu tip kombilerin

verimi yarı yoğuşmalı olan kombilere daha yüksektir. Fakat bu kombilerin yanma grupları yurtdışından ithal edildiği ve modüler olmadığı için servis edilebilirliği ile ilgili maliyetleri çok yüksektir. Bu nedenle yüksek verimli kompakt reküperatörlü yoğuşmalı kombilerin geliştirilmesi finansal açıdan daha avantajlıdır.



Şekil 3.3. Tam yoğuşmalı kombi yapısı

4. KOMPAKT EŞANJÖRLER VE REKÜPERATİF SİSTEMLER

Kompakt veya diğer adıyla genişletilmiş yüzeyli bir ısı eşanjöründe ısı transferi miktarını arttırmak amacıyla birincil ısı transfer yüzeyi (borular veya plakalar) üzerine kanatlar ve eklentileri olan cihazlardır. Gaz tarafındaki ısı transferi katsayısı sıvı tarafındaki ısı transferi katsayısından küçük olduğundan ısı transferi miktarını arttırmak için gaz tarafında kanatlı ısı transferi yüzeyleri kullanılır. Kanatlar genellikle sıvı ile gaz veya gaz ile gaz akışkanların olduğu ısı eşanjörlerinde kullanılır. Daha küçük hacimlerden oluşan geçiş sayısı ve kanat yapısının artırılarak ısı transferi veriminin artırıldığı reküperatörlerdir. (Genceli,1999)

$$\beta = \frac{\text{Isı Transferi Yüzey Alanı}}{\text{Isı Değiştiricisinin Hacmi}}, \quad \beta > 700 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3} \quad (4.1)$$

Genceli'ye (1999) göre Denklem 4.1'de bir ısı değiştiricisinin kompakt olabilmesi için ısı transfer yüzey alanının toplam hacme oranı $\beta > 700$ olması şartının gerekliliğini belirtmiştir. Kompakt bir reküperatörün tasarım parametrelerinde bu eşitlik dikkate alınarak hesaplamalar yapılmalıdır.

Kompakt ısı değiştiricileri yoğun kanat yapısına ve geçiş sayısına sahip olmaları sebebiyle akış halinde ısı transferine maruz kalan komponentlerde basınç kaybına neden olurlar. Bu ısı değiştiricileri kullanım alanları şartlarına uygun olacak şekilde tasarlanmalıdır.

Plakalı kanatlı ve kanatlı borulu olmak üzere 2 tip kompakt ısı değiştirgeci bulunmaktadır. (Kor ve Kumlutaş, 2008)

4.1 Plakalı Kanatlı Isı Eşanjörleri

Plakalı-kanatlı ısı eşanjörleri öncelikli olarak her iki akışkanın da gaz olduğu uygulamalarda, kanatlı-borulu eşanjörler ise akışkanlardan birinin hava diğerinin ise sıvı olduğu uygulamalarda kullanılır. Çoğu uygulamada eşanjörün hacminin azaltılması önemlidir. Plakalı-kanatlı ısı eşanjörlerinin kullanım alanları, gaz ve buhar türbinleri, otomobil, kamyon, uçak motorları soğutma sistemleri, ısı pompaları, soğutma ve iklimlendirme tesisleri, elektronik devrelerin soğutma devreleri ile enerji geri kazanım sistemleridir.

Bu eşanjörlerin üretim prosesi teknoloji gerektirmektedir. Kanatlar, paralel plakalar halindeki yüzeyler arasına mekanik olarak preslenerek, lehimlenerek veya kaynak yapılarak sabitlenir. Kanatlar, düz, delikli, tırtıklı, zikzak vs. şekillere sahiptir. İki tarafında da gaz akışkan bulunan ısı değiştiricilerinde ısı geçiş yüzeyinin iki tarafına da kanat, gaz ve sıvı akışkanlar ile çalışan ısı değiştiricilerinde ise genellikle sadece gaz tarafına kanat konulur. Maksimum basınç 80 bardır. Sıcaklık aralığı: Alüminyumda $-2000\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $+150\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişir. Paslanmaz çelikte $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar çıkabilir. Küçük boyut ve ağırlık için kullanılır. Tipik olarak $500\text{ m}^2/\text{m}^3$ hacim kompaktlığa sahiptir fakat $1800\text{ m}^2/\text{m}^3$ hacim kompaktlığa kadar ulaşılabilir. Tek fazlı ve çift fazlı akışlarda kullanılabilir. Çapraz-akışlı veya karşıt-akışlı akış uygulamalarına sahip olabilir. Düşük ağırlığa sahiptir. Kullanılan kanatlar ısı değiştirgecinin rijitliğini artırır ve yüksek basınçlara dayanımı sağlar.

Plakalı-kanatlı ısı eşanjörleri küçüktürler ve bu aşırı basınç düşümlerinden kaçınmak için küçük kütleli debilerin (10 ile $300\text{ kg}/\text{m}^2\text{s}$) olması gerektiği anlamına gelir. Küçük kütleli debilerin olması kanalların kirlenmeye karşı direncini azaltır. Mekanik olarak temizlenmesi zor olan bu eşanjörler temiz akışkanların kullanılmasını zorunlu kılar. (Kor ve Kumlutaş, 2008)

4.2 Kanatlı Borulu Isı Eşanjörleri

Bir tarafında gaz, diğer tarafında sıvı akan ısı değiştiricilerinde, sıvı tarafındaki ısı taşınım katsayısı yüksektir, bu nedenle çoğunlukla sıvı akışkan tarafı kanat gerektirmez.

Kanatlı borulu ısı eşanjörleri dış kısımlarına kanatların sabitlendiği bir dizi borudan oluşur. Yüksek basınçlı akışkan genellikle boru içinden geçirilir. Özellikle dairesel veya oval kesitli boru dışındaki kanatlı yüzeyler ile daha çok karşılaşılır. Kanatlar boru ile birlikte imal edilebildiği gibi, sonradan boru üzerine döküm, kaynak, lehim veya sıkı geçme tekniği ile tespit edilebilir. Bu eşanjörlerin kompaktlığı $3300 \text{ m}^2/\text{m}^3$ değerine kadar ulaşabilir. Kullanım alanları, güç santralleri, pervaneli soğutma grupları, taşıt araçları, iklimlendirme ve soğutma tesisatlarıdır. Isı değiştiricinin kullanılabilme sıcaklığı kanatların boruya tespit şekline bağlıdır. Tasarımlarında kanatların ve boru yapılarının oluşturduğu ilave basınç kayıpları göz önüne alınmalıdır. (Kor ve Kumlutaş, 2008)



Şekil 4.1. Kanatlı borulu eşanjör

Şekil 4.1’de kanatlı borulu bir ısı eşanjörü görülmektedir. Bu tip eşanjörler kombilerde primer eşanjör olarak adlandırılan yanma odası üzerine konumlandırılmış bakır malzemeden üretilmiş yüksek verimli kompakt yapılı eşanjörlerdir.

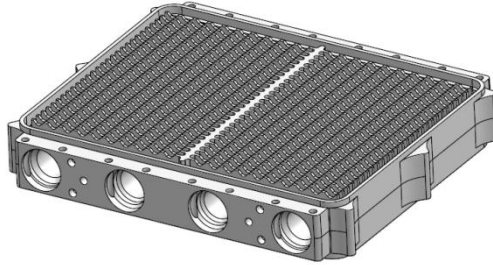
Bir kombi sisteminde baca gazı atık ısı enerjisinin geri kazanılması amacıyla ilave kompakt eşanjör kullanılması sonucunda baca gazı sıcaklığı ile dönüş suyunun karşılaştırılması ile su sıcaklığı arttırılmaktadır. Bu olaya reküperasyon, kullanılan eşanjöre ise reküperatör denir. Bu yöntemle kombiden atmosfere atılacak yüksek sıcaklıklı baca gazının sıcaklığı düşürülerek duyulur ısı kazanımı, yanmış gaz içindeki su buharının sıcaklık düşümüne bağlı olarak yoğuşma olayının meydana gelmesiyle gizli ısı kazanımı olacaktır.

5. REKÜPERATÖR SİSTEMİNDE ANALİZ EDİLEN PARAMETRELER

Bu bölümde analizi yapılacak reküperatör senaryoları belirtilerek reküperatörün kombi üzerindeki çalışma prensibi gösterilmiştir.

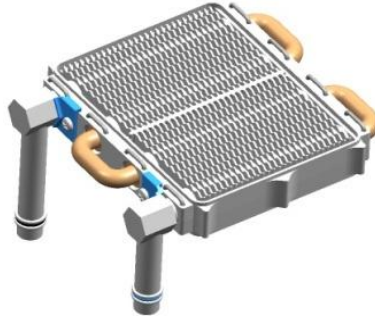
5.1 Analizi Yapılacak Reküperatör ve Kullanılan Kombi

Kombi komponentleri içinde bilinen reküperatörün yapısında dönüş suyunun içinden geçtiği Alüminyum iç eşanjör ve baca gazının hava hacmini oluşturduğu Alüminyum alt ve üst kapak bulunmaktadır. İç eşanjör alüminyum enjeksiyon yöntemiyle üretilmektedir. Boru giriş formlarında talaşlı işleme yapılarak suyun geçişlerini sağlayan dirsekler ve sızdırmazlık elemanları montajı yapılmaktadır.



Şekil 5.1. Mevcut reküperatör iç eşanjörü

Şekil 5.1’de gösterilen reküperatör modeli, analitik, sayısal ve deneysel yöntemlerle analiz edilerek geliştirme senaryoları oluşturulmuştur. Yeni geliştirilmiş ve daha yüksek verimli dizayn alternatiflerinin de aynı üretim yöntemiyle üretilmesi hedeflenmiştir. Boru geometrisinde olan değişkenliğin verimli şekilde kıyaslanabilmesi için kanatların toplam ısı transfer yüzey alanı aynı kalacak şekilde dizayn parametrelerinde ayarlama yapılmıştır.



Şekil 5.2. Bağlantı elemanlarıyla reküperatör iç eşanjörü

Şekil 5.2’de mevcut 4 adet dairesel borulu reküperatörün iç eşanjörünün bağlantı ve sızdırmazlık elemanlarıyla birlikte gösterimi verilmiştir.



Şekil 5.3. Reküperatör üst kapak

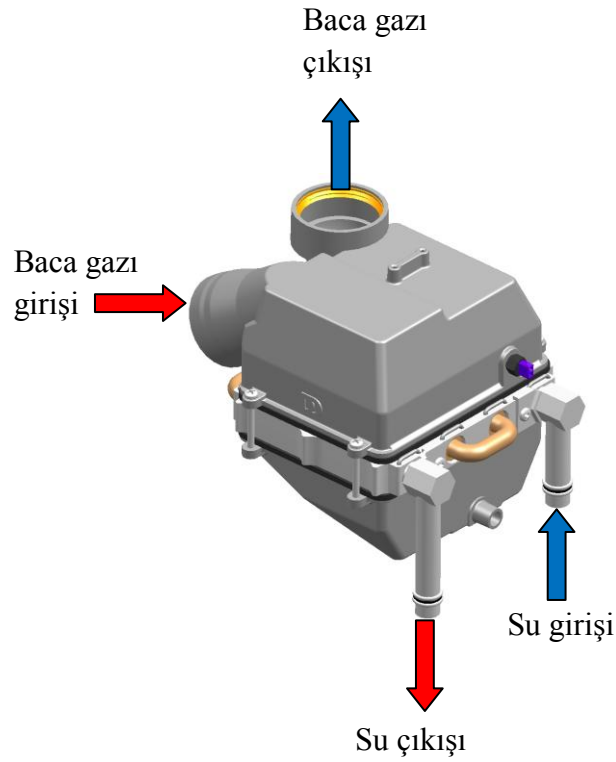


Şekil 5.4. Reküperatör alt kapak

Şekil 5.3 ve Şekil 5.4’de gösterilen reküperatöre ait üst ve alt kapağı, baca gazı hacminin muhafaza edildiği ve içinde suyun dolaştığı iç eşanjörü kapsayan komponentlerdir. Bu alan içine yerleştirilmiş olan iç eşanjörden geçen suya ısı transferi olurken baca gazı soğutulmuş şekilde atmosfere atılmaktadır. Soğutulan baca gazının içindeki buhar fazındaki su yoğunlaştırılarak gizli ısı kazanımı meydana gelmektedir. Yoğuşan su, yerçekimi kuvveti etkisiyle alt kapağa inerek alt kapak üzerindeki yönlendirme sayesinde alt kapak tahliye kanalına doğru ilerleyerek tahliye borusu ve sifon yardımıyla uzaklaştırılmaktadır.

Kombi şartlarında yoğuşma olayı sonrasında oluşan su $pH < 7$ yani asidik özelliklere sahiptir. Bu nedenle reküperatör sistemi içinden suyun en kısa yoldan tahliyesi büyük önem arz etmektedir. Ayrıca iç eşanjör üzerinde yoğuşmuş su damlacıklarının reküperatör

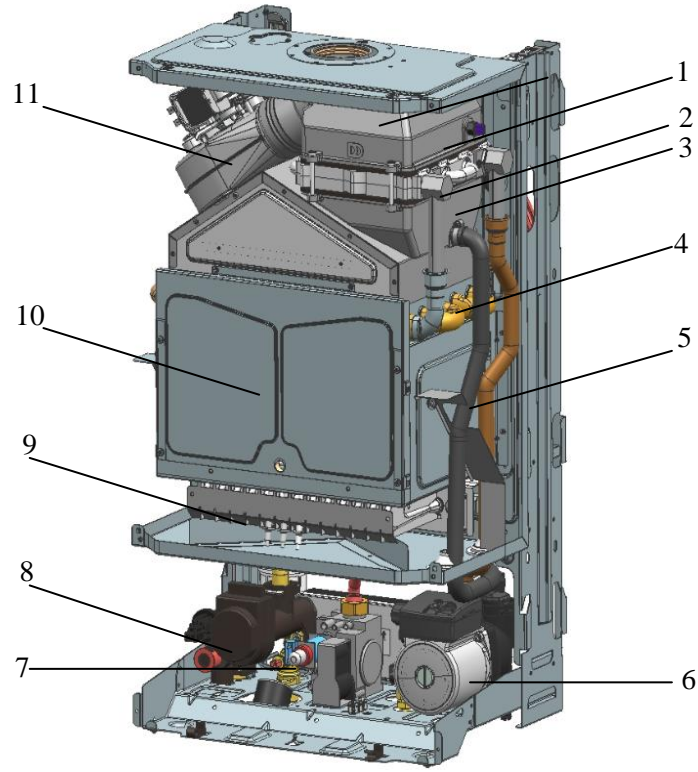
alt kapağına geç damlaması sonucunda eşanjörün ısı transfer verimliliğini olumsuz etkileyici şekilde etki etmektedir. Bu nedenle yeni tasarımlar yapılırken dizayn parametrelerinde bu husus da dikkate alınmıştır.



Şekil 5.5. Reküperatör çalışma prensibi

Şekil 5.5’de mevcut 4 geçişli dairesel borulu reküperatör iç eşanjörü ve atık gazın giriş ve çıkışında görev alan üst kapak gösterilmektedir. Üst kapak ikiye ayrılarak sıcak baca gazının sistemi çok kısa sürede terk etmesi engellenmiştir. Yanma sonucu oluşan sıcak baca gazı sisteme girip soğuyarak sistemi terk etmektedir. Enerjisinin bir kısmını iç eşanjöre giren kombi tesisat suyuna vererek suyun ön ısıtılması sayesinde kombi verimi artırılmaktadır.

Baca gazı emisyonlarında bulunan su buharı iç hacimde oluşan soğuma etkisiyle hal değişimine uğrayarak gizli ısı enerjisinin de suya kazandırılması hedeflenmiştir.



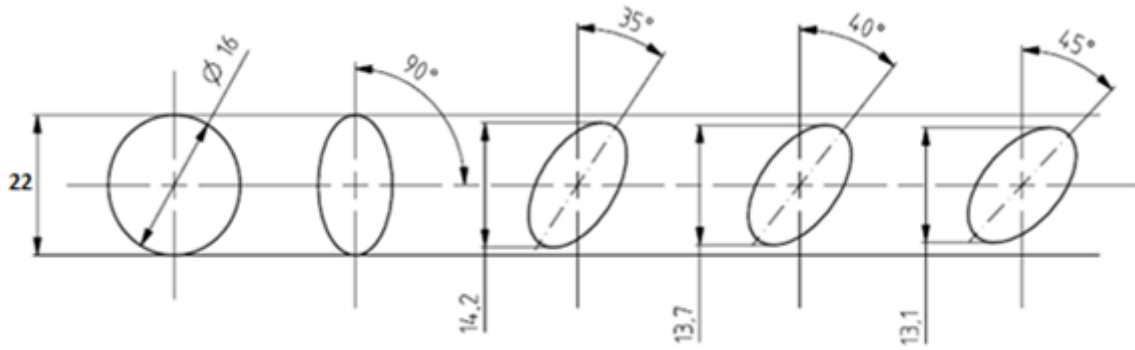
Şekil 5.6. Reküperatörlü kombi komponentleri

1. Reküperatör Üst Dış Kapağı
2. Reküperatör İç Eşanjörü
3. Reküperatör Alt Dış Kapağı
4. Birincil Eşanjör
5. Reküperatör Yoğuşma Suyu Tahliye Hortumu
6. Pompa
7. Gaz Valfi
8. Üç yollu Vana Motoru
9. Brülör
10. Yanma Odası
11. Fan

Şekil 5.6'da iç yapısı gösterilen kombiye ait komponentler verilmiştir. Baca gazı atık ısı enerjisiyle kombi dönüş suyu ön ısıtma yapılmaktadır. Soğuyan baca gazı içinde bulunan su buharı yoğuşmaktadır. Yoğuşan su, reküperatör sisteminden tahliye borusu ve sifon yardımıyla kombiden uzaklaştırılmaktadır.

5.2 Farklı Reküperatör Senaryoları

Mevcut geometrisi verilen reküperatörün aynı alt ve üst kapak kullanılacak şekilde iç eşanjör dairesel boru geometrik yapısı değiştirilerek tasarıma uygun olan elips formu borular kullanılacaktır. Geçiş sayısının 4 yerine 6'ya çıkarılması ve hava basınç kaybını arttırmadan ısı transfer verimini iyileştirmek amaçlanmıştır. Ayrıca aynı toplam dış boru alanına sahip elips borulara 35°, 40°, 45° ordinat düzleminde açı verilmesiyle dış akışın sayısal analizi yapılmıştır.

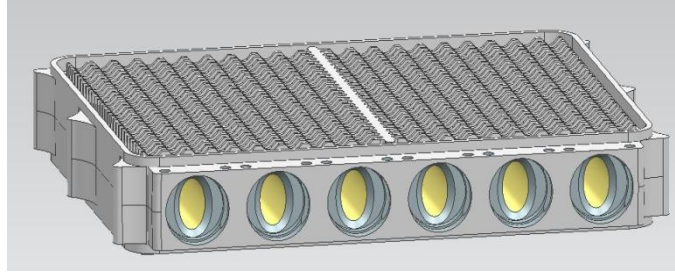


Şekil 5.7. Analiz edilecek dairesel ve elips formu boru senaryoları

Şekil 5.7'de gösterilen elips borular eşanjör üzerinde 6 adet olacak şekilde dizilim yapılmıştır. Bu boruların boyutları aynı bırakılarak ordinat düzleminde borulara eğim verilmesinin dış akışa olan etkileri 3 boyutlu sayısal analiz edilerek, sonuçlar yorumlanmıştır. Kombi verimine en uygun olan senaryonun prototipi yaptırılarak mevcut dairesel borulu reküperatörle karşılaştırmalı olarak deneysel doğrulaması yapılmıştır.

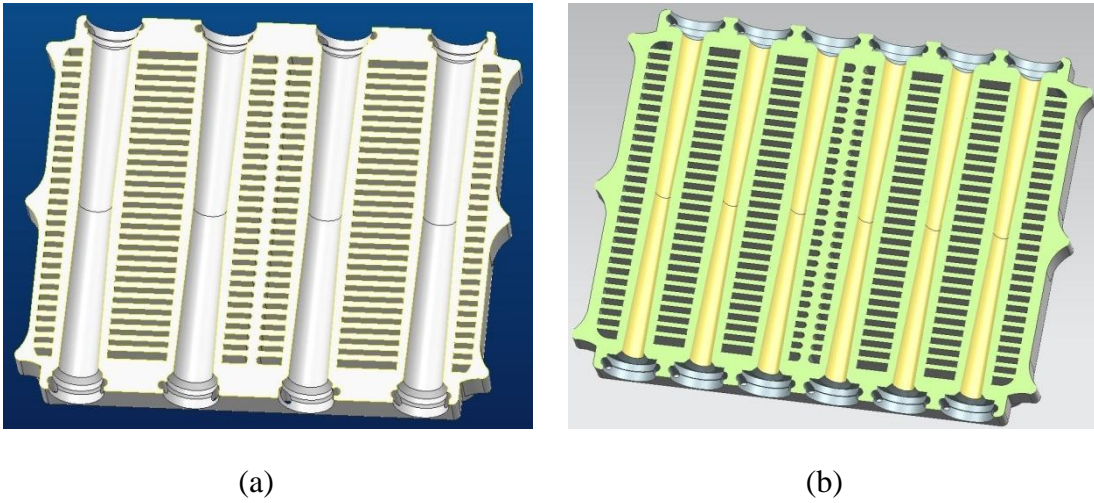
Geliştirilmiş senaryoda elips borular dizayn edilirken 6 adet elips borunun toplam dış yüzey alanı mevcut 4 adet dairesel borunun toplam dış yüzey alanından daha fazla olduğu için toplam kanat ısı transfer yüzey alanlarında azalma olmuştur. Bu nedenle kanat yüksekliği yeni tasarımda 2 mm arttırılmıştır. Bu sayede toplam kanat ısı transfer yüzey alanları eşitlenmiştir. Böylece boru geometrisinde yapılan değişikliğin ısı performansına olan etkileri yorumlanmıştır.

Boru formunun dairesel formdan elips forma dönüştürülmesiyle reküperatörün ısı transfer verimine olan etkisi analitik ve sayısal yöntemlerle incelenerek deneysel yöntemlerle karşılaştırmalı olarak doğrulanmıştır.



Şekil 5.8. Elips borulu reküperatör iç eşanjörü

Şekil 5.8’de gösterilen görünümünden suyun geçiş kanallarındaki mevcut duruma göre oluşan daralma gösterilmiştir. Suyun hızında oluşacak artışla iç akışın daha türbülanslı olması hedeflenmiştir. Dış akışa olan etkiler analitik olarak sürekli rejim koşullarında hesaplanarak, sayısal yöntemlerle karşılaştırma yapılmıştır.



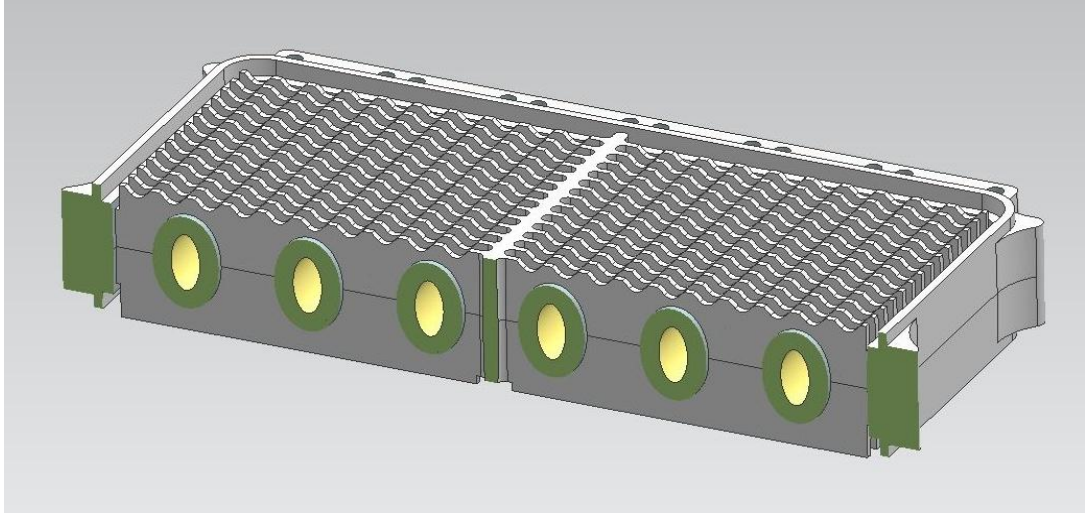
(a)

(b)

Şekil 5.9. Reküperatör iç eşanjör kesit görünümü: a) dairesel, b) elips

Şekil 5.9’da dairesel 4 adet ve elips 6 adet borulu reküperatör kesit görselleri verilmiştir. Her iki geometride de kanatların toplam ısı transfer dış yüzey alanları eşit olacak şekilde dizayn parametreleri ayarlanmıştır. Elips borulu geometride suyun geçeceği kanalların dairesel geometri yapıya göre iç yüzey alanlarında daralma görülmektedir.

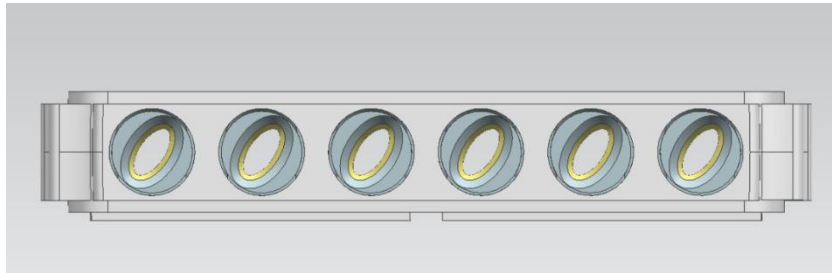
İç akışta su hızının artış göstermesi beklenirken elips formlu borular üzerinden akan baca gazından ısı transferinin daha verimli olarak geri kazanılması hedeflenmiştir.



Şekil 5.10. Elips borulu reküperatör iç eşanjörü kesit görünümü

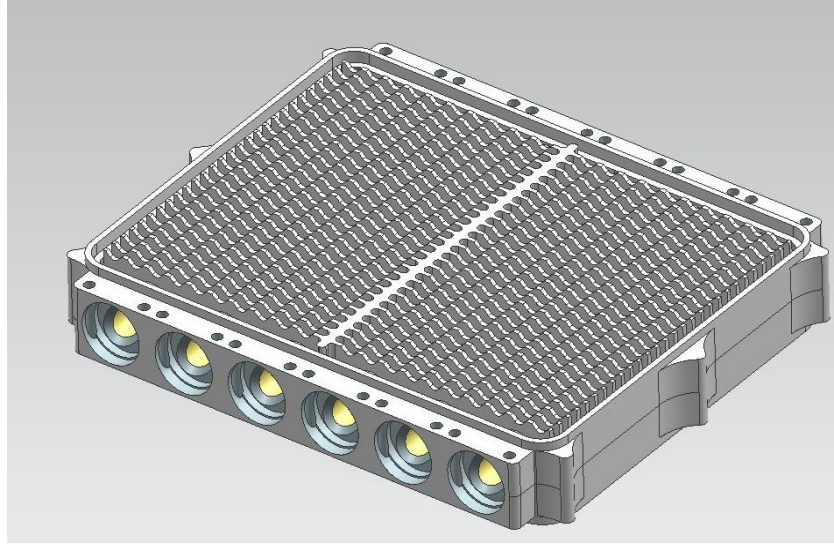
Şekil 5.10'da elips borulu 6 geçişli reküperatörün kesit görünümü incelenmiştir. Tüm elips geometrilerde aşağıdaki dizayn parametreleri aynı olarak seçilmiştir.

- Elips borulu reküperatör alternatifleri kanat adımı ve genişliği mevcut dairesel borulu reküperatörle aynı kalacak şekilde tasarlanmıştır.
- Kanat yüzey alanı sabit tutulmuştur. Boru toplam dış yüzey ısı transfer alanlarının elips yapılarak artırılmasına bağlı olarak kanat toplam ısı transfer yüzey alanı sabit kalacak şekilde ayarlanmıştır.



Şekil 5.11. Eğim açılı elips borulu eşanjör yapısı

Şekil 5.11’de elips borulara ordinat düzleminde $35^\circ, 40^\circ, 45^\circ$ olmak üzere farklı senaryolarda açı verilerek eğim etkisinin akış üzerine olan etkileri sayısal yöntemlerle analiz edilmiştir.



Şekil 5.12. Eğim açılı elips borulu reküperatör eşanjörü

Şekil 5.12’de elips konstrüksiyonlu 6 borulu reküperatörün 3 boyutlu görseli verilmiştir. Düz elips borulu reküperatörde olduğu gibi eğimli senaryolarda da toplam ve kanat dış yüzey alanları mevcut dairesel 4 borulu reküperatörle eşit olacak şekilde tasarım parametreleri belirlenmiştir. Amaç, boru konstrüksiyon ve adetinde yapılan değişikliğin ısı verime olan etkisinin analiz edilmesidir.

6. SİSTEMİN ANALİTİK YÖNTEMLE ÇÖZÜMLENMESİ

Mevcut dairesel borulu reküperatörle yapılan deney çalışmasında, analitik analizde kullanılacak tüm parametreler ölçülmüş ve hesaplanmıştır. Analitik analiz dairesel ve dik elips borulu senaryolar için yapılarak toplamda aynı kanat fakat yüksek boru dış yüzey alanlarına sahip olan geometrilerin ısı transfer performansında oluşacak olan değişiklik yorumlanmıştır.

6.1 Sistemin Çözülmesinde Kullanılacak Denklemler

Reküperatör sistemi analitik analizi için sistem içinde çapraz akış olduğu için Denklem 6.1, toplamda transfer olan ısı enerjisinin hesaplanmasında kullanılmaktadır.

$$Q_{\text{toplam}} = FU A_{\text{toplam}} \Delta T_m \quad (6.1)$$

Denklem 6.1'de incelenen sistem eşanjör olduğu için sıcak hava ve suyun logaritmik sıcaklık farkı (ΔT_m) alınmıştır. U toplam eşdeğer ısı geçiş katsayısı F ise logaritmik sıcaklık farkı için düzeltme katsayısıdır. F düzeltme katsayısı çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde hesaplanmalıdır. (Genceli, 1999)

$$F = f(P, R, \text{akış düzeni}) \quad (6.2)$$

Denklem 6.2'de R; kapasite oranı, P ise etkenliktir. Düzeltme katsayısı bu değerlerin fonksiyonudur. (Genceli, 1999)

$$R = \frac{\dot{m}_{\text{su}} c_{\text{psu}}}{\dot{m}_{\text{gaz}} c_{\text{pgaz}}} = \frac{(t_{\text{gazgiren}} - t_{\text{gazçıkan}})}{(t_{\text{sugiren}} - t_{\text{suçıkan}})} \quad (6.3)$$

$$P = \frac{\dot{m}_{\text{su}} c_{\text{psu}} (t_{\text{suçıkan}} - t_{\text{sugiren}})}{\dot{m}_{\text{gaz}} c_{\text{pgaz}} (t_{\text{gazgiren}} - t_{\text{gazçıkan}})} = \frac{(t_{\text{suçıkan}} - t_{\text{sugiren}})}{(t_{\text{gazgiren}} - t_{\text{gazçıkan}})} \quad (6.4)$$

$$F(P, R) = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \frac{\ln\left(\frac{1 - P}{1 - PR}\right)}{\ln\left[\frac{2 - P(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right]} \quad (6.5)$$

Denklem 6.3 ve 6.4 'de sırasıyla kapasite oranı ve etkenliğin bulunma eşitlikleri verilmiştir. Denklem 6.5'de ise bu değerlerin kullanılarak F, düzeltme katsayısı eşitliği verilmiştir. (Genceli, 1999)

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T' - \Delta T''}{\ln\left(\frac{\Delta T'}{\Delta T''}\right)} \quad (6.6)$$

Borunun içinden başlayarak akan suyun iç taşınım katsayısı silindirik borunun iletim katsayısı ve dış akış taşınım katsayıları hesaplanarak eşdeğer taşınım katsayısı (U) bulunacaktır. (Genceli, 1999)

$$\Delta T_m = \frac{(T_{\text{gazgiriş}} - T_{\text{sugiriş}}) - (T_{\text{gazçıkış}} - T_{\text{suçıkış}})}{\ln\left(\frac{T_{\text{gazgiriş}} - T_{\text{sugiriş}}}{T_{\text{gazçıkış}} - T_{\text{suçıkış}}}\right)} \quad (6.7)$$

Toplam ısı transfer yüzey alanı (A) tüm senaryolar için hesaplanarak iletim ve taşınım yoluyla havadan eşanjör içindeki suya aktarılacak olan ısı transferi hesaplanır. Hesaplamalarda sürekli rejim koşulları kabul edilmiştir.

6.1.1 Dış akışın analiz edilmesi

Baca gazının reküperatörün boru ve lamellerinin arasından geçerek boru dışındaki suya karşı oluşan taşınım ile ısı transferini hesaplamak için aşağıdaki adımlar izlenmelidir.

$$Re = \frac{VD_{hd}}{\nu} \quad (6.8)$$

Denklem 6.8'in sonucunda dış akış şartlarında eğer Reynolds sayısı (Re) $>5 \times 10^5$ ise akış türbülanslıdır, küçükse akış laminerdir. Bu denklemde V akışkan hızı (m/s) D_{hd} hidrolik dış çap, ν ise kinematik viskozitedir. (Incropera ve DeWitt, 2006)

$$Nu = \frac{h_d D_{hd}}{K_f} \quad (6.9)$$

Denklem 6.9'da Nusselt sayısı (Nu) akış tipine göre uygun olan eşitlikten bulunarak dış akış taşınım katsayısı h_d bulunabilir. K_f kullanılan malzemenin ısı iletim katsayısıdır.

$$Pr = \frac{c_p M}{K_f} \quad (6.10)$$

Denklem 6.10'da verilen Prandtl sayısı boyutsuz bir sayıdır. Taşınım olayında Nusselt sayısının uygun şartlara göre hesaplanmasında kullanılmaktadır. Özgül ısı ile dinamik viskozitenin çarpımının malzemenin ısı iletim katsayısına oranlanmasıyla hesaplanmaktadır.

$$Nu_D = C Re_D^m Pr^{\frac{1}{3}} \quad (6.11)$$

Akışın laminer veya türbülanslı olmasına göre Denklem 6.11'de verilen silindirik borulu sistemlerde yerel Nusselt sayısının Nu_D 'nin bulunması için Hilbert ampirik bağıntısı kullanılmaktadır. (Incropera ve DeWitt, 2006)

Çizelge 6.1'de Denklem 6.11'de kullanılacak 'c' ve 'm' sabitleri verilmiştir. Hesaplanan Reynolds sayısı uygun aralığına göre bu değerlerin seçilmesi gerekir.

Çizelge 6.1. Dairesel silindir üzerinden akış için sabitler (Incropera ve DeWitt, 2006)

Re_D	C	m
0,4-4	0,989	0,33
40-40	0,911	0,385
40-4000	0,683	0,466
4000-40000	0,193	0,618
40000-400000	0,027	0,805

Silindirik yassı borulu eşanjörlerin dış akış analizi için Denklem 6.8 - 6.11 kullanılabilir. (Incropera ve DeWitt, 2004)

6.1.2 İç akışın analiz edilmesi

Eşanjörün içinde dolaşarak ısı kazanan suyun iç ortam şartlarında hareketine bağlı olarak incelenmesi bu yolla yapılabilir.

$$Re = \frac{VD_{hi}}{\nu} \quad (6.12)$$

$$D_h = \frac{4 \text{ Akım Kesit Alanı}}{\text{Islak Çevre}} \quad (6.13)$$

Denklem 6.13'de verilen D_h hidrolik çap ısı transfer hesaplarında akışkanın temas ettiği yüzeylerin hesaplanması amacıyla verilmiştir. Bu çap dış akışta baca gazının temas ettiği boru dış çevresi iç akışta ise suyun temas ettiği boru iç yüzey çevresidir.

$Re < 2300$ ise akış laminerdir. Bu durumda Nusselt sayısının bulunması için aşağıda verilen Denklem 6.14 kullanılır. (Incropera ve DeWitt, 2004)

$$Nu = 1,86 \left(Re Pr \frac{D_i}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (6.14)$$

$2300 < Re < 10000$ ise akış geçiş fazındadır. Bu durumda Nusselt sayısının bulunması için aşağıda Denklem 6.15'de verilen eşitlik kullanılmalıdır. (Incropera ve DeWitt, 2006)

$$Nu = 0,116 \left(Re^{\frac{2}{3}} - 125 \right) Pr^{\frac{1}{3}} \quad (6.15)$$

$Re > 10000$ ise akış türbülanslıdır. Bu durumda Nusselt sayısının bulunması için aşağıda verilen Denklem 6.16'daki eşitlik kullanılmalıdır (Incropera ve DeWitt, 2006)

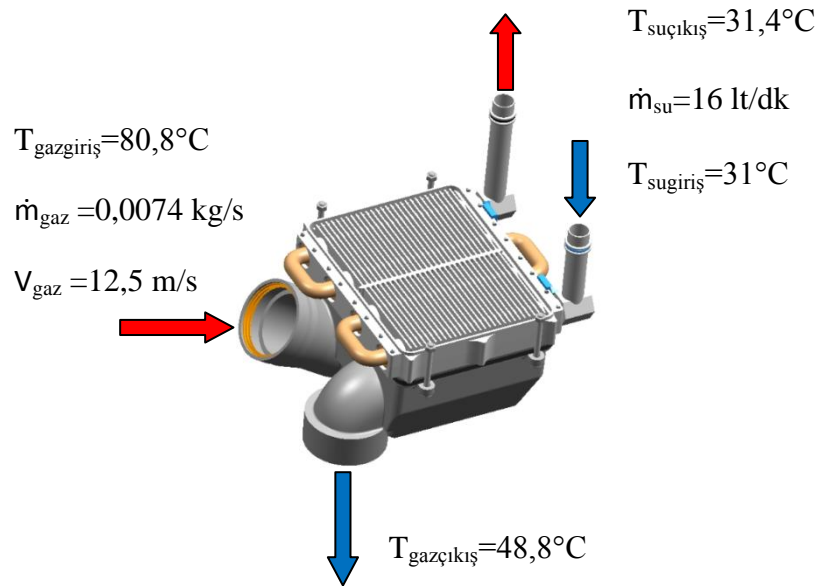
$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^n \quad (6.16)$$

Denklem 6.16'da n sabiti ısı transferi olayında iç akışta dolaşana su eğer ısınyorsa 0,4 eğer soğuyorsa 0,3 olarak alınır.

Mevcut reküperatörün ısı transfer performansı deneysel çalışmalarla hesaplanmıştır. Analitik ve sayısal analiz çalışmalarında ihtiyaç duyulacak olan tüm girdiler bu deneysel çalışma sonuçlarından elde edilmiştir.

6.2 Mevcut Reküperatörün Analitik Yöntemlerle Analiz Edilmesi

Deneysel analizi yapılan mevcut reküperatörün geliştirilmesi için sayısal analiz öncesinde analitik analizinin yapılarak özellikle boru iç ve dış akış analizleri yapılmıştır. Bu sayede boru konstrüksiyonunda yapılacak değişikliklerin sayısal analizlerinde de aynı veriler sınır şartlarının tanımlanmasında kullanılacaktır.



Şekil 6.1. Mevcut 4 adet dairesel borulu reküperatör çalışma parametreleri

Şekil 6.1'de dairesel borulu reküperatöre suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları gösterilmektedir. Bu değerler Bölüm 8'de yapılmış deneysel analiz sonuçlarına bağlı olarak tanımlanmıştır.

Çizelge 6.2’de mevcut dairesel borulu reküperatörün dizayn ve çalışma parametreleri verilmiştir. Bu değerler geometri üzerinden ölçüm ve hesaplamalar yapılarak bulunmuştur.

Çizelge 6.2. Mevcut reküperatör dizayn ve çalışma parametreleri

\dot{m}_{su} (lt/dak)	16
$T_{sugiriş}$ (°C)	30
$T_{suçıkış}$ (°C)	31,4
ΔT (°C)	1,4
D_d (m)	0,022
D_i (m)	0,016
\dot{m}_{su} (lt/dk)	16
A_d (m ²)	0,000201
V_{su} (m/s)	1,326
L (m)	0,15
K_f (W/mK)- Alüminyum (AlSi12Fe)	174

Ortalama sıcaklıklar (T_{mo} ve T_{ms}) giriş ve çıkış sıcaklıklarına göre hesaplanarak logaritmik sıcaklık farkı bulunmuştur. Yapılan deney ölçümleri sonucu reküperatöre 31°C giren suyun 31,4 °C olarak 80,8 °C olarak giren havanın ise 48,8 °C olarak sistemi terk ettiği ölçülmüştür. Eşanjörler için analitik hesaplamalarda kullanabilmek amacıyla eşanjör yapısında ΔT_m logaritmik sıcaklık farkı kullanılmaktadır. (Genceli, 1999)

$$T_{mo} = \frac{T_{sugiriş} + T_{suçıkış}}{2} = \frac{30 + 31,4}{2} = 30,7 \text{ °C}$$

$$T_{ms} = \frac{T_{gazgiriş} + T_{gazçıkış}}{2} = \frac{80,8 + 48,8}{2} = 64,8 \text{ °C}$$

Çizelge 6.3’de reküperatörde dolaşan akışkanların termofiziksel özellikleri verilmiştir. Analitik analiz çalışmalarında reküperatör içindeki baca gazı termofiziksel özellikleri havanın özellikleriyle aynı olarak kabul edilmiştir. Bu özellikler analitik iç ve dış akış analizlerinde yapılacak hesaplamalarda kullanılacaktır. (Incropera and Dewitt, 2006; Çengel ve Boles , 1996)

Çizelge 6.3. Akışkanların termofiziksel özellikleri

	Soğuk Akışkan H ₂ O(sıvı)	Sıcak Akışkan Hava (Gaz)
T (°C)	30,7	64,8
ρ (kg/m ³)	995,7	1,067
c_p (kJ/kg°C)	4.178	1,0084
K_f (W/m°C)	0,609	0,026
$M \cdot 10^{-3}$ (kg/ms)	0,798	0,0000208
$\nu \cdot 10^{-6}$ (m ² /s)	0,00000801	0,0000191
Pr	5,43	0,7

6.2.1 İç akış analizinin yapılması

Hesaplamalarda kullanılacak olan tüm parametreler hesaplandıktan sonra boru içindeki iç akış analitik olarak analiz edilmiştir.

$$A_i = \pi r^2 \quad (6.17)$$

Denklem 6.17 kullanılarak dairesel borulu reküperatörde boru için iç kesit alanı (A_i) bulunabilir.

$$D_i = 0,016 \text{ m}$$

$$r = \frac{0,016}{2} = 0,008 \text{ m}$$

$$A_i = \pi(0,008)^2 = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Yapılan deneyde ölçülen su debisi;

$$\dot{m}_{su} = 0,266 \text{ kg/s} = 2,66 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = \frac{2,66 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{2 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 1,326 \text{ m/s}$$

olarak bulunur.

$$D_{hi} = 0,016 \text{ m}$$

$$Re = \frac{0,016 \times 1,326}{0,000000801} = 26486$$

$Re > 10000$ olduğundan iç akış türbülanslıdır. Bu durumda aşağıdaki eşitlik kullanılarak Nusselt sayısı bulunmuştur

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^n \quad n = 0,3 \text{ veya } n = 0,4 \quad (6.18)$$

Denklem 6.18'de n sabiti ısı transferi olayında iç akışta dolaşana su eğer ısıniyorsa 0,4 eğer soğuyorsa 0,3 olarak alınır.

$$Nu = 0,023 \times 26486^{0,8} \times 5,43^{0,4} = 156,3$$

olarak bulunur.

$$h_i = 156,3 \times \frac{0,609}{0,016} = 5950 \frac{W}{m^2K} \text{ olarak bulunur.}$$

Bulunan h_i değeri mevcut dairesel borulu reküperatör içinde dolaşan suyun boru içindeki ısı transfer taşınım katsayısı değeridir. Aynı toplam boru kesit yüzey alanı için mevcut dairesel 4 borulu reküperatörün 6 adet elips boruya çevrilmesi sonucunda iç taşınım katsayısında oluşacak değişiklik bulunarak kıyaslama yapılacaktır.

6.2.2 Dış akış analizinin yapılması

Bu analizin amacı her iki geometrinin aynı şartlarda analitik olarak kıyaslanmasıdır. Dış akış analizi yapılırken dairesel yassı dizilimli silindirik borular için uygun olan eşitlikler kullanılacaktır. Akışın her yönde sabit olduğu sürekli rejim koşulları kabul edilmiştir.

$$D_d = 0,022 \text{ m}$$

$$r_d = \frac{0,022}{2} = 0,011 \text{ m}$$

$$A_i = \pi r_i^2 \quad (6.19)$$

Denklem 6.19'da dairesel geometrili borunun iç alan formülü verilmiştir.

$$A = \pi \times (0,011)^2 = 3,8 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$V_{\text{bacagazı}} = 12,5 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{12,5 \times 0,022}{0,0000191} = 14397$$

bulunur.

Reynolds sayısı Hilpert'in silindirik borularda dış akış ilkesine göre $\leq 10^5$ olduğundan laminerdir.

Denklem 6.11 kullanılarak Nusselt sayısı bulunmuştur.

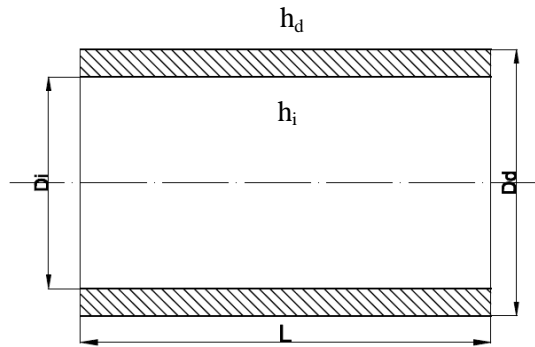
C boyutsuz direnç katsayısı 0,193 ve m sabiti=0,618 Reynolds sayısı 4000-40000 arasında olduğundan Çizelge 6.1'den seçilmiştir.

$$Nu = 0,193 \times 14397^{0,618} \times 0,7^{1/3} = 63,64$$

Nu= 63,64 olarak bulunur.

$$K_f = 0,026 \frac{W}{mK} \text{ olduğundan}$$

$h_d=75,2 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak hesaplanmıştır. Silindir boruların dış yüzeyinden akan havanın taşınım katsayısı hesaplanmıştır.



Şekil 6.2. Silindir boru kesiti

Şekil 6.2'de silindir boru kesit görünümü gösterilmiştir. Silindirik yüzeylerde toplam ısı geçiş katsayısı aşağıda verilen denklemlerle hesaplanabilir. Denklem 6.20 ve 6.21'de verilen R_f borunun kirlilik direncidir. (Genceli, 1999)

Silindir iç yüzeyine göre:

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + R_f + \frac{\ln\left(\frac{r_d}{r_i}\right)}{2\pi Lk} A_i + \frac{A_i}{h_d A_d} \quad (6.20)$$

Silindir dış yüzeyine göre:

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{h_i} \frac{A_d}{A_i} + R_f + \frac{\ln\left(\frac{r_d}{r_i}\right)}{2\pi Lk} A_d + \frac{1}{h_d} \quad (6.21)$$

$$\sum A_d = \text{Boru Adeti} * \pi D_d L \quad (6.22)$$

$$\sum A_d = 4\pi D_d L = 4\pi \times 0,022 \times 0,15 = 0,041 \text{ m}^2$$

Kanat Adeti=28

Kanat Kalınlığı= 0,0012 m

Kanat Boyu= 0,175 m

Kanat Yüksekliği= 0,03 m

$$A_{kanat} = (2 \times 0,0012 \times 0,15 + 2 \times 0,0012 \times 0,03 + 2 \times 0,15 \times 0,03) - 0,041 = 0,266 \text{ m}^2$$

Toplam Kanat Alanı; 0,266 m² olarak hesaplanmıştır.

$$\sum A_{Toplam} = \sum A_{kanat} + \sum A_{boru} = 0,266 + 0,041 = 0,307 \text{ m}^2$$

U=64,5 W/m²K olarak Denklem 6.21 kullanılarak bulunmuştur.

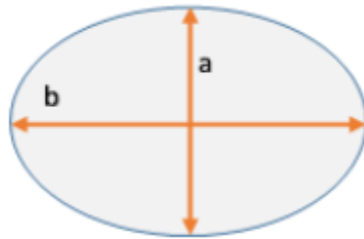
- Sürekli rejim koşulları sabit alınarak duyulur ısı transferi hesaplanmıştır.
- Tüm hesaplamalarda yoğuşma olayı ihmal edilmiştir.
- Tüm yüzeylerde baca gazı hız ve sıcaklığı sabit kabul edilmiştir.
- Hesaplamalarda ışınlama olan ısı transferi ihmal edilmiştir.

Yapılan analitik hesaplamalarda elips borulu ve dairesel borulu senaryo için dış yüzey toplam ısı transfer yüzey alanı eşittir. Bu nedenle dış akış ve iç akış ısı taşınım katsayılarındaki farklılık yapılan analitik hesaplamalarda ısı transfer performansı açısından yorum yapılmasına yardımcı olacaktır.

6.3 Elips 6 Borulu Reküperatörün Analitik Analiz Edilmesi

6.3.1 İç akış analizinin yapılması

Borular elips konstrüksiyona sahip olduğu için geometriye ait alan ve çevre formülleri Şekil 6.3'de gösterilerek verilmiştir.



Şekil 6.3. Örnek elips geometri yapısı

$$A_i = \frac{\pi a_i b_i}{4} \quad (6.23)$$

$$C_i = \pi \frac{(a_i + b_i)}{2} \quad (6.24)$$

Denklem 6.23 ve 6.24’de elips boru iç kesit alanı (A_i) ve iç çevre uzunluğu (C_i) hesaplama formülleri verilmiştir.

$$A_i = \pi \times 0,009 \times \frac{0,016}{4} = 0,0001131 \text{ m}^2$$

$$C_i = \pi \times \frac{0,009 + 0,016}{2} = 0,03927 \text{ m}$$

$$D_{hi} = \frac{4 \times 0,000131}{0,03927} = 0,01152 \text{ m}$$

Çizelge 6.4’de bulunan termofiziksel özellikler suyun ortalama çalışma sıcaklığı, koşulların aynı olmasından dolayı mevcut durumla aynı kabul edilmiştir. Dizayn parametreleri hesaplanarak bulunmuştur.

Çizelge 6.4. Elips boru iç boyutları dizayn parametreleri

a_i (m)	0,009
b_i (m)	0,016
\dot{m}_{su} (m ³ /s)	0,000267
A_i (m ²)	0,0001131
$\sum A_i$ (m ²)	0,035
C_i (m)	0,03927
D_{hi} (m)	0,01152
V_{su} (m/s)	2,358
L (m)	0,15
ϑ (m ² /s)	0,000000801
Pr	5,43
c_{psu} (kJ/kg)	4.178
M_{su} (kg/ms)	0,798
K_f	0,609

$$Re = \frac{2,358 \times 0,01152}{0,000000801} = 33910$$

olarak bulunmuştur.

Reynolds sayısı 10.000’den büyük olduğundan iç akış türbülanslıdır. Buna göre;

Denklem 6.16 kullanılarak Nusselt sayısı bulunmuştur.

$Nu=190,5$ olarak hesaplanmıştır.

$h_i= 10071$ W/mK olarak hesaplanmıştır.

6.3.2 Dış akış analizinin yapılması

Dış akış analitik analizi yapılırken silindirik dairesel yassı borulu akış eşitlikleri kullanılmıştır.

$$A_d = \frac{\pi a_d b_d}{4} \quad (6.25)$$

$$C_d = \pi \frac{(a_d + b_d)}{2} \quad (6.26)$$

Denklem 6.25 ve Denklem 6.26' da verilen eşitlikler elips geometrili boruların dış akış taşınımıyla meydana gelen ısı transferi hesaplamalarında D_{hd} dış hidrolik çap hesaplamalarında kullanılmıştır.

Denklem 6.25'e göre elips boru dış yüzey alanı aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$A_d = \pi \times 0,015 \times \frac{0,022}{4} = 0,00026 \text{ m}^2$$

Denklem 6.26'ya göre elips boru dış yüzey çevresi aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$C_d = \frac{\pi(0,015 + 0,022)}{2} = 0,058 \text{ m}$$

$$D_{hd} = 4 \times \frac{0,00026}{0,058} = 0,0178 \text{ m}$$

olarak bulunmuştur.

Kanat adeti=28

Kanat kalınlığı= 0,0012 m

Kanat boyu= 0,175 m

Kanat yüksekliği= 0,032 m

$$\sum A_{kanat} = 28[2 \times 0,0012 \times 0,032 + 2 \times 0,0012 \times 0,175 + 2 \times 0,175 \times 0,032] - 0,052$$

$$\sum A_{kanat} = 0,266 \text{ m}^2$$

$$\sum A_{Toplam} = \sum A_{kanat} + \sum A_{boru} = 0,266 + 0,052 = 0,318 \text{ m}^2$$

Elips ve dairesel borulu eşanjörde boru ısı transfer yüzey alanlarında oluşan farklılık kanatların 2 mm uzatılmasıyla ısı transfer yüzey alanlarında aynı miktarda değişikliğe sebep olacağından toplam ısı transfer yüzey alanlarında her iki senaryo içinde değişiklik yoktur.

Çizelge 6.5’de hesaplamalarda kullanılacak parametreler bulunmaktadır.

Çizelge 6.5. Elips boru dış boyutları dizayn parametreleri

a_d (m)	0,015
b_d (m)	0,022
A_d (m ²)	0,00026
C_d (m)	0,058
V_d (m/sn)	12,50
$\sum A_{kanat}$ (m ²)	0,266
L_{boru} (m)	0,15
$\sum A_{boru}$ (m ²)	0,052
D_{hd} (m)	0,0178
Pr	0,7
v (m ² /s)	0,0000191
K_f (W/m ² K)	0,026

$$Re = \frac{12,5 \times 0,0178}{0,0000191} = 11650$$

Reynolds sayısı, Hilpert'in silindirik borularda dış akış ilkesine göre $\leq 10^5$ olduğundan dış akış laminerdir.

Denklem 6.11 ve Çizelge 6.1 kullanılarak Nusselt sayısı bulunmuştur.

C boyutsuz direnç katsayısı 0,193 ve m sabiti=0,618 Reynolds sayısı 4000-40000 arasında olduğundan Çizelge 6.1'den alınmıştır. (Çengel ve Boles, 1996)

$$Nu = 0,193 \times 11650^{0,618} \times 0,7^{1/3} = 55,83$$

olarak bulunur.

$h_d = 81,549 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak hesaplanmıştır.

$U = 67,11 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak hesaplanmıştır. Denklem 6.21 kullanılarak bulunmuştur.

Elips geometrili borular üzerinde aynı toplam ısı transfer yüzey alanı için 35°, 40°, 45° eğim açılı borular için hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle analiz edilecektir.

6.4 Yoğuşma ve Hal Değişimi Hesaplamaları

Kombi bacasından yaklaşık 81 °C olarak reküperatöre giren sıcak gazın içinde belli bir oranda yanma sonucu oluşan su buharı vardır. Baca gazı sıcaklığı 48 °C 'ye düşürüldüğünde su buharının belli bir bölümü yoğuşarak hal değişimine uğramaktadır. Baca gazından geri kazanılan enerjinin büyük bir kısmı da hal değişimi sayesinde gizli ısı olarak geri kazanılmaktadır. Bu durumda yanma sonrasında baca gazının içinde ne oranda su buharı bulunduğu hesaplanmalıdır.

Yanma gazı olarak doğalgaz bileşimine en yakın olarak Metan gazı (CH₄) kullanılmıştır. Çizelge 6.6'da incelenen reküperatörün kullanıldığı baca gazından atılan bileşimi ölçülmüş yanmış gazların yüzdelik oranları verilmiştir. Yapılan deney

çalışmasında baca gazı analizinde $H_2O_{(g)}$ 'nin tüm baca gazı içindeki toplam debisi %15 oranındadır.

Çizelge 6.6. Yanma gazları bileşimi

Baca Gazı Bileşenleri	
CO_2	7%
$H_2O_{(g)}$	15%
O_2	4%
N_2	74%

Baca gazı yoğuşma hesaplamaları yapılabilmesi için baca gazı için havanın nem özelliklerinin kullanılması kabulü yapılmıştır.

$$\dot{m}_{hava} = 0,0074 \text{ kg/s} = 26,4 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{buhar} = 26,4 * 0,15 = 3,96 \text{ kg/h}$$

Toplam baca gazı içinde bulunan su buharı saatlik debisi bulunmuştur.

6.4.1 Havanın özgül nemi ve bağıl nemi

Havadaki su buharı miktarı değişiklik biçimlerde belirtilebilir. Bunun en doğrudan yolu bir birim kuru hava kütleinde bulunan su buharı kütleini belirtmektir. Bu değer mutlak veya özgül nem olarak adlandırılır. (Çengel ve Boles, 1996)

$$w = \frac{m_v}{m_a} \left(\frac{\text{kg subuharı}}{\text{kg kuruhava}} \right) \quad (6.27)$$

Denklem 6.27'de özgül veya mutlak nemin hesap yöntemi gösterilmiştir. (Çengel ve Boles,1996)

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{\frac{P_v V}{R_v T}}{\frac{P_a V}{R_a T}} = \frac{P_v/R_v}{P_a/R_a} = 0,622 \frac{P_v}{P_a} \quad (6.28)$$

Denklem 6.28’de verilen eşitliklerin tamamı çözüldüğünde özgül nem (ω) bulunur.

$$\omega = \frac{0,622 P_v}{P - P_v} \quad (6.29)$$

Denklem 6.29’da verilen ifade özgül nemin hesaplanması açısından Denklem 6.28’in sadeleştirilmesiyle elde edilir. Bu denklemde P_v belirli sıcaklık şartlarında havanın doyma basıncı, P ise dış ortam basıncıdır. Bu denklem sayesinde havanın incelenen şartlar altında özgül nem miktarı (ω) bulunabilir. (Çengel ve Boles, 1996)

81°C sıcaklığındaki havanın maksimum olarak taşıyabileceği su buharı bulunabilir.

$P_v = 49$ kPa (Çengel ve Boles, 1996)

$P = 101,325$ kPa (Normal şartlar altında atmosfer koşulları kabul edilmiştir.)

Denklem 6.29’da verilen eşitlik kullanılarak özgül nem hesaplanabilir.

$$\omega = \frac{0,622 \times 49}{101,325 - 49} = 0,58 \text{ kg su buharı/kg hava}$$

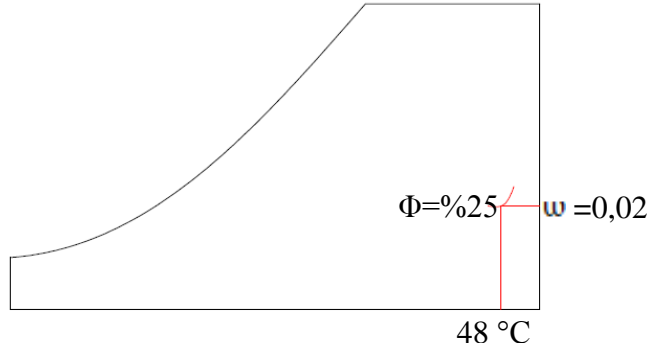
$\dot{m}_{\text{max,buhar}} = 26,4 * 0,58 = 15,312$ kg su buharı 81 °C doymuş hava içinde bulunabilir.

$$\Phi = \frac{\dot{m}_{\text{buhar}}}{\dot{m}_{\text{max.buhar}}} \quad (6.30)$$

Denklem 6.30’da havanın bulunduğu şartlar altında sahip olduğu su buharı miktarının (\dot{m}_{buhar}), taşıyabileceği maksimum su buharına ($\dot{m}_{\text{max.buhar}}$) oranıyla bağıl nem (Φ) elde edilmektedir. (Çengel ve Boles, 1996)

$\Phi = 3,96 / 15,312 = 0,25$ bağıl nem değeri bulunur.

Bağıl nem oranının reküperatör içinde sabit kalacağı kabul edilmiştir. Sisteme 81°C olarak giren baca gazı soğuyarak 48°C olarak atmosfere atılmaktadır. %25 bağıl neme sahip olan bu şartlardaki havanın taşıyabileceği özgül nem miktarı psikometrik diyagramdan okunmuştur.



Şekil 6.3. Psikometrik diyagramda çevrimin gösterilmesi

Şekil 6.3’de psikometrik diyagram üzerinde ölçüm alınmış ve kombi reküperatör sistemi içinde 48 °C’ye soğutulan havanın %25 bağıl nem şartlarında taşıdığı su buharı 0,02 kgsuharı/kg hava olarak okunmuştur. (Çengel ve Boles, 1996)

$$\dot{m}_{\text{buhar}} = 26,4 \times 0,02 = 0,528 \text{ kg/h}$$

Bu durumda hava yaklaşık 81 °C’den 48 °C’ye soğutulduğunda tüm su buharının yoğuştuğu kabul edilirse;

$$3,96 - 0,528 = 3,432 \text{ kg/h}$$

Reküperatör içinde hava sıcaklığı değişimine bağlı olarak 3,432 kg/h su buharı yoğuşacağı hesaplanmıştır.

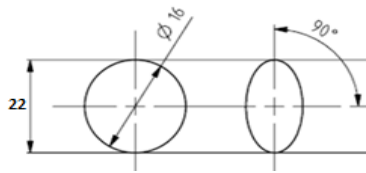
Reküperatör verimi hesaplanırken tüm su buharının yoğuştuğu kabul edilerek sisteme yoğuşma yoluyla aktarılan ısı enerjisi değerlendirilmiştir. Bulunan bu değer kombi yanma odasından 81 °C olarak reküperatör sistemine girip 48 °C olarak sistemi terk eden baca gazının taşıdığı su buharı miktarıdır. Mevcut ve yeni geliştirilen reküperatör

dizaynlarının deneysel analizlerinde reküperatör verimin bulunması amacıyla bulunan bu değerin tamamen yoğunlaştırılmasıyla elde edilecek olan ısı kazancı hesaplanmış olacaktır.

6.5 Analitik Analiz Sonuçlarının Yorumlanması

Dairesel ve elips borulu reküperatörün boru alanı ve kanat yüksekliğinin artırılması sonucunda yapılan nümerik analizler sonucunda ısı transfer performansında artış olacağı hesaplanmıştır. Çizelge 6.7’de analitik hesaplamalar sonucunda her iki geometriye ait olan sonuçlar kıyaslanmıştır.

Çizelge 6.7. Dairesel ve elips borulu reküperatör sonuç kıyaslaması

	4 Adet Dairesel Borulu	6 Adet Elips Borulu	Fark(%)
Boru Kesit Kalınlığı (m)	0,003	0,003	+0,0
Kanat Kalınlığı (m)	0,00012	0,00012	+0,0
$\sum A_{kanat}$ (m ²)	0,266	0,266	+0,0
Kanat Adımı (m)	0,004	0,004	+0,0
\dot{m}_{su} (lt/dk)	16	16	+0,0
Kanat Yüksekliği (m)	0,03	0,032	+6,0
$\sum A_{boru}$ (m ²)	0,041	0,052	+26,8
$\sum A_t$ (m ²)	0,307	0,318	+3,5
h_i (W/m ² K)	5.951	10.071	+69,2
V_{su} (m/s)	1,326	2,358	+77,8
h_d (W/m ² K)	75,2	81,2	+8,0
U (W/m ² K)	64,5	67,11	+4,0

Yapılan karşılaştırma analiz sonuçları aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- Analitik analiz sonuçlarına göre boruların ısı transfer yüzey alanlarında oluşan artış sonucu $\sum A_{kanat}$ toplam kanat yüzey alanında değişiklik olmaması için kanat yüksekliği 2 mm arttırılmıştır.

- Dairesel boru formunun elips yapılarak geçiş sayısının arttırılması, su akışkanı için çap daralmasına bağlı olarak hız artışından dolayı türbülanslı bir akış oluşmasına ve bu yolla da ısı transfer iç taşınım katsayısında %69,2'lik bir artışa sebep olmuştur.
- Dış akışın incelenmesi amacıyla yapılan analitik analizlerde elips boruların hidrolik çap farklılığından doğan %8,0 dış taşınım katsayısında artış olacağı hesaplanmıştır.
- İki eşanjörün U toplam eşdeğer ısı transfer katsayılarında ise elips borulu yapıda %4,0 artış olacağı analitik yöntemlerle hesaplanmıştır.
- Dairesel yerine elips boru kullanılması durumunda toplam dış yüzey ısı transfer alanları arasında %3,5'luk fark vardır. Bu sonucun ısı transfer performansına olan etkileri sayısal analiz karşılaştırması yapıldıktan sonra yorumlanacak ve deney sonuçlarıyla doğrulanmış olacaktır.
- Analitik dış akış hesaplamalarında farklı konstrüksiyondaki boruların hidrolik çapları hesaplanırken tüm yüzeyler ısı transferine sabit rejimde aynı şartlarda temas ediyormuş gibi kabul edilmiştir. Olası farklılıklar eşanjörün dış yüzeylerinde baca gazı hareketleri, yani hız vektörlerinin davranışı sayısal analizlerle kesin olarak anlaşılacak ve yorumlanabilecektir.

6.6 Elips Borulara Eğim Verilmesinin Analitik Analiz Edilmesi

Elips borulu 6 geçişli geometride boru hacimleri aynı kalacak şekilde borulara ordinat düzleminde 35°-40°-45°eğim verilerek reküperatör performansına olan etkileri araştırılmıştır.

Boru boyutları ve uzunlukları aynı kalacağından iç akış taşınım katsayısında değişiklik olmayacağı kabul edilmiştir. Kanat yapı ve boyutlarında değişiklik yapılmayacağından kanat alanlarında borulara eğim verilmesi sonucunda oluşan değişiklikler ihmal edilmiştir.

Elips yassı boruların eğimli olması sonucu dış akışta oluşacak değişkenliklerin çözümlenmesi için analitik analiz yöntemleri yeterli değildir. Dış akışta olan değişiklikler üç boyutlu olarak modellenemediği için bu yöntemle çözümlenememiştir.

7. SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİNİN KULLANILMASI

Geliştirilmiş elips boruların eğim açılarında yapılacak olan değişikliğin sisteme olan etkilerinin anlaşılması amacıyla 3 boyutlu sayısal analiz yapılmıştır. Sayısal çözüm, üç boyutlu bu geometrideki kütle korunumu, momentum ve enerji korunumu denklemlerinin çözülmesinde kullanılan bir yöntemdir.

Süreklilik denklemi kütle korunumu prensibinden elde edilmektedir. Sabit bir kontrol hacmi için, kütle korunumu oluşturulursa, giren ve çıkan akışkan kütlelerin kontrol hacmindeki zamanla değişimi süreklilik denklemini verir. Kartezyen koordinatlardaki kütle korunumu denklemi aşağıda belirtilen şekildedir. (Dal ve Şahin, 2007)

$$\nabla(\rho\vec{V}) + \frac{\partial\rho}{\partial t} = 0 \quad (7.1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} + \frac{\partial\rho}{\partial t} = 0 \quad (7.2)$$

Denklem 7.2'de ρ akışkan yoğunluğunu, u , x doğrultusundaki, v , y doğrultusundaki ve w , z doğrultusundaki akışkan hız bileşenlerini, t ise zamanı ifade etmektedir.

Akışın sürekli olduğu hallerde;

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad \left(\frac{\partial\rho}{\partial t} = 0 \right) \quad (7.3)$$

Sayısal modellemede kullanılan momentumun korunumu denklemleri sürekli şartlarda aşağıda Denklem 7.4 , 7.5 , 7,6'da verilmiştir. (Dal ve Şahin, 2007)

x doğrultusundaki momentum denklemi:

$$\left(u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} \right) + \frac{\partial P}{\partial x} = \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (7.4)$$

y doğrultusundaki momentum denklemi:

$$\left(u \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho v)}{\partial z} \right) + \frac{\partial P}{\partial y} = \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho g \beta (T - T_1) \quad (7.5)$$

z doğrultusundaki momentum denklemi:

$$\left(u \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho w)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right) + \frac{\partial P}{\partial w} = \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (7.6)$$

P statik basınç, μ moleküler viskozite, y yönündeki momentum denkleminde bulunan $\rho g \beta (T - T_1)$ ifadesi fiziksel olarak kaldırma kuvveti ile ilgili terim olup, akışkanın doğal konveksiyon nedeniyle ivmelendiğini gösterir. g yerçekimi ivmesi, β ısı genleşme katsayısı, T_1 ise giriş sıcaklığını ifade etmektedir.

Enerjinin korunumu eşitliği, ısı üretimi olmadığı durum dikkate alınarak, basınç ve dış kuvvetler ihmal edilirse,

$$\frac{DT}{Dt} = \frac{k}{\rho c_p} \text{div}(\text{grad}T) \quad (7.7)$$

şeklinde ifade edilir. Entalpinin korunumu şartlarında yukarıdaki varsayımları dikkate alarak, basınç ve dış kuvvetler ihmal edilirse bu denklem aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (7.8)$$

Denklem 7.8'de verilen ρ akışkan yoğunluğu, u , x doğrultusundaki, v , y doğrultusundaki ve w , z doğrultusundaki akışkan hız bileşenleridir. k ısı iletim katsayısı, T sıcaklık, c_p ise özgül ısıdır.

Sonlu hacimler yöntemiyle yapılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinde kanat konstrüksiyonlarında dış akışa etki edecek bir değişiklik olmadığından kanatların iptal edilmesiyle boru eğimlerindeki değişkenliklerin etkileri karşılaştırmalı olarak yorumlanmıştır.

Aşağıda sayısal analizlerde kullanılan yöntemler ve kabuller belirtilmiştir.

- Yapılan analizlerde tüm alt ve üst parametreler belirlendikten sonra aynı sınır şartlarındaki hava akış çizgileri, basınç ve sıcaklık dağılımı analiz görselleri incelenerek sonuçlar yorumlanmıştır.
- Nümerik analiz hesaplamalarında kullanılan ve mevcut reküperatörün çalışma şartlarını simüle eden tüm veriler sayısal analizlerde kullanılmıştır.
- Tüm sayısal analizlerde sınır şartları mevcut reküperatör deney verilerine uygun olacak şekilde tanımlanmıştır.
- Tüm sayısal çözüm yönteminde yoğuşma olayı ihmal edilmiştir. Bu nedenle sayısal yöntemler sonrasında kombide kullanılmak üzere en uygun olarak belirlenmiş olan reküperatör iç eşanjör modelinin deneysel doğrulması yapılacaktır.

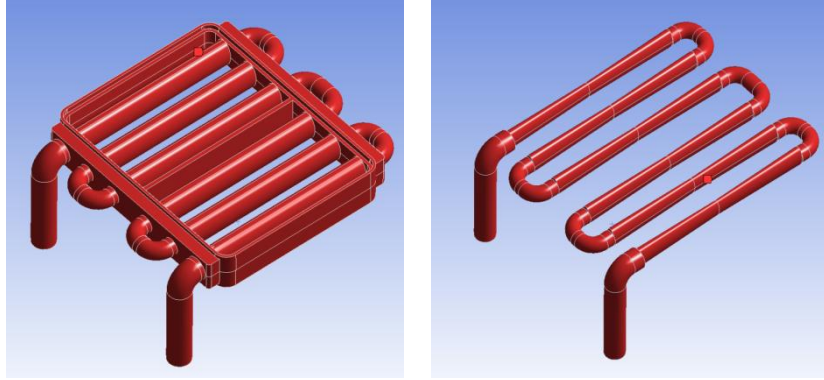
7.1. Elips Borulu Kanatsız Reküperatörün Sayısal Analizinin Yapılması

İlk durumda sayısal analiz elips formlu borular içine açılı kıyaslamalarla yapılmıştır. Elips borulara ordinat düzlemine göre $0^\circ, 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ$ eğim verilerek hız, basınç ve sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Sonuçlar tamamlandıktan sonra en verimli senaryo seçilerek sistem kanatlı olarak analiz edilmiştir.

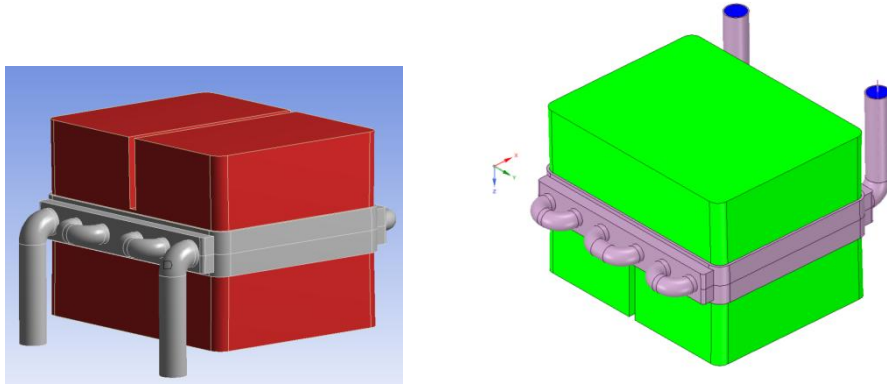
7.1.1 Düz borulu reküperatörün sayısal analizinin yapılması

7.1.1.a Geometrik modelin tanımlanması

Geometrinin tanımlanması ve eleman sayılarının oluşturulması işlemi yapılmıştır.



Şekil 7.1. Reküperatör iç eşanjör ve su hacmi modeli



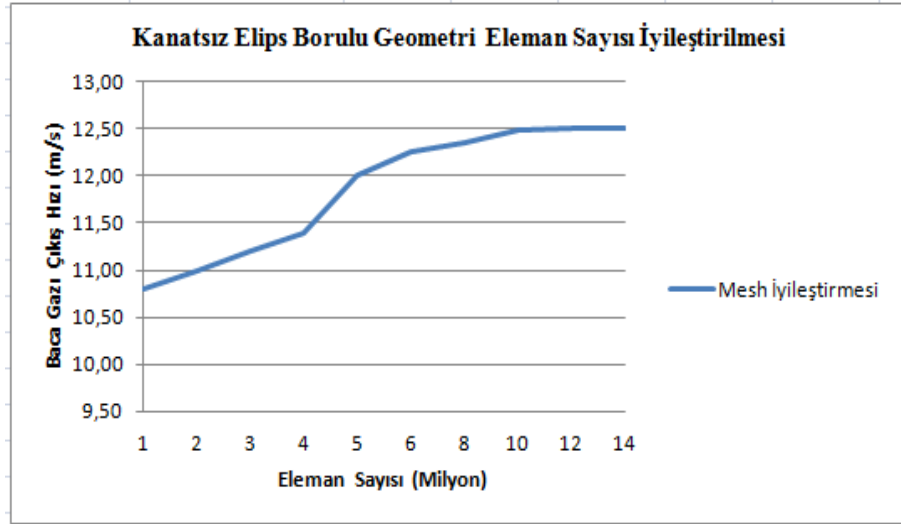
Şekil 7.2. Reküperatör hava hacmi ve ısı modeli

Şekil 7.1 ve Şekil 7.2’de reküperatör iç eşanjör kanatsız geometrisi ile dış hava hacmi görselleri gösterilmektedir. Bu komponentleri içeren ısı model oluşturulmuştur.

7.1.1.b Oluşturulan geometrinin eleman sayısının tanımlanması

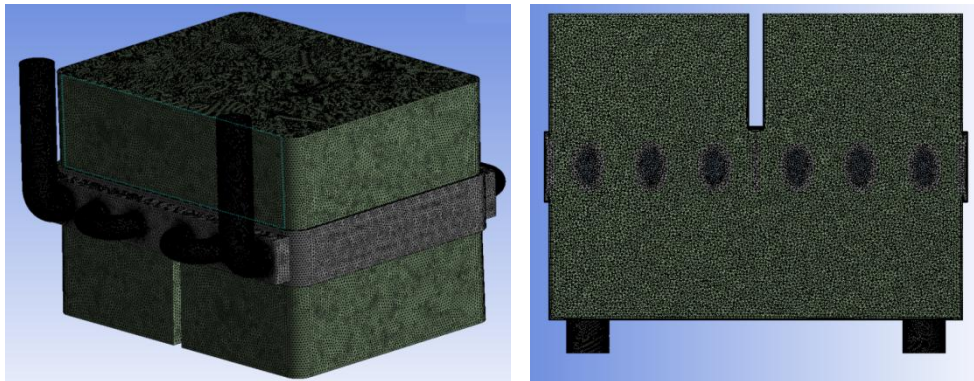
Geometriye uygun olacak şekilde çözüme yakınsama yapacak şekilde eleman sayısı yapısı oluşturulmuştur. En ideal eleman sayısının bulunması için çalışma yapılmıştır.

$V_{\text{Bacagazi}}=12,5$ m/s olarak sistemin sınır şartları içinde tanımlanmıştır. İdeal eleman sayısının belirlenebilmesi için hava giriş hızı olarak tanımlanan değerin aynı kesitte hava çıkışında da aynı hızla sistemi terk etmesi beklenmektedir. Değişken eleman sayısı adetleriyle yapılan denemelerde 12 milyon eleman adetinden az olan durumlarda hava giriş hızı \neq hava çıkış hızıdır. Bu nedenle ideal eleman sayısı 12 milyon olarak seçilmiştir.



Şekil 7.3. Kanatsız elips borulu geometri eleman sayısı iyileştirilmesi

Şekil 7.3’de belirlenen eleman sayılarına göre baca gazı çıkış hızında yaşanan değişiklik gösterilmiştir. 12 milyon eleman adetinden itibaren program çözüme ulaştığında elde edilen sonuçlarda baca gazı çıkış hızının giriş hızına bindelik oranda yakınsadığı tespit edilmiştir. Diğer senaryolarda da ısıl model geometrisi aynı olduğu için belirlenen ideal eleman sayısı ile aynı değerlerle çözüm yapılmıştır.



Şekil 7.4. Isıl modelin eleman sayısı kesiti; (elips 0°)

7.1.1.c Geometriye uygun sınır şartlarının tanımlanması

Mevcut reküperatör deney sonuçlarıyla aynı olacak şekilde sınır şartları tanımlanmıştır.

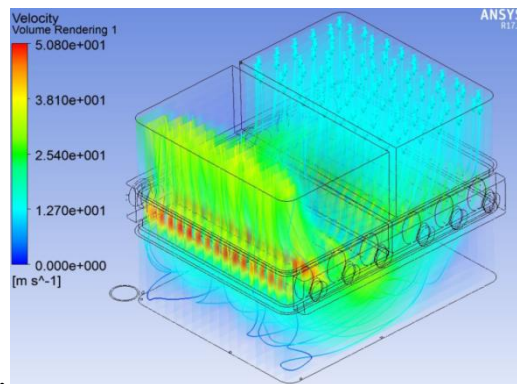
Çizelge 7.1’de sayısal analizlerde tüm senaryolar için kullanılan sınır şartları yapılan deney sonuçlarına bağlı olarak tanımlanmıştır.

Çizelge 7.1. Sayısal analiz sınır şartları gösterimi

	Sıcaklık (°C)	\dot{m}_{hava} (kg/s)	Kimyasal Bileşimi
Alt Kapak	48	-	Alüminyum
Üst Kapak	60	-	Alüminyum
Baca Gazı	81	0,0074	% 15 H ₂ O, %4 O ₂ , %7 CO ₂ ve %74 N ₂
Su	30	0,266	H ₂ O

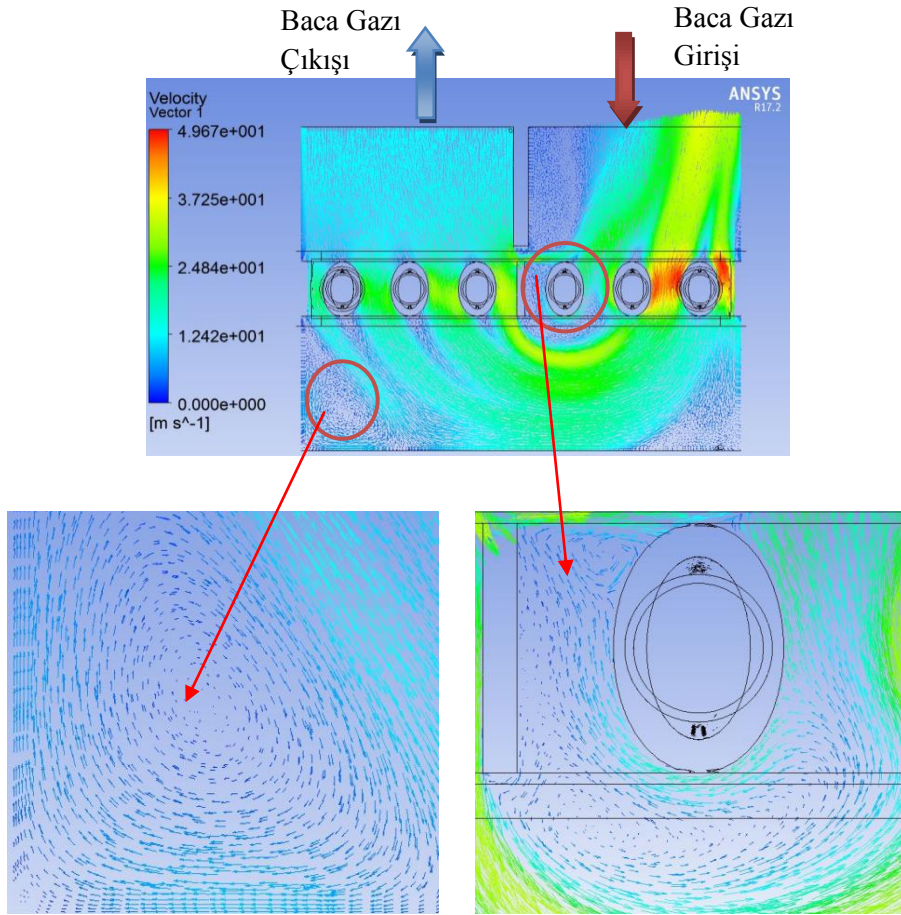
7.1.1.d Sistemin çözümlenmesi

Sistem çözüme ulaştıktan sonra hız, basınç ve sıcaklık açısından karşılaştırma yapılmasına yardımcı olan sonuçlar alınmıştır. Tüm yassı elips borularda iç akış hareketlerinin benzer olacağı düşünülmektedir. Fakat sayısal analiz sonuçlarında baca gazı akış davranışı boruların eğim açlarına bağlı olarak değişmiştir.



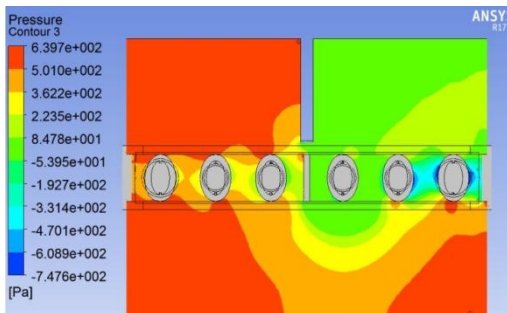
Şekil 7.5. İç ortamdaki baca gazı hareketleri

Şekil 7.5’de verilen 3 boyutlu olarak görülen baca gazı hareketleri detaylı incelenebilmesi ve karşılaştırma yapılabilmesi amacıyla kesit görselleri de alınmıştır.

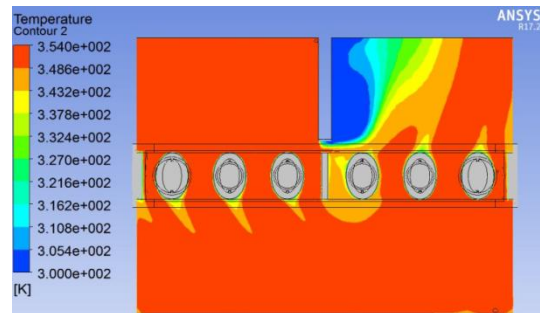


Şekil 7.6 Hız vektörleri ve vorteks bölgeleri; elips 0°

Şekil 7.6’da elips düz borulu eşanjörün hız vektörleriyle birlikte büyütülmüş vorteks detayları gösterilmiştir. Baca gazı giriş ve çıkış yönleri de gösterilmiştir. Borular üzerinde hız dağılımları analiz edildiğinde işaretli olan boru etrafında ve alt kapağın hava girişi yapılan bölgesinde vorteks bölgeleri oluştuğu anlaşılmıştır. Bu bölgelerin optimize edilmesi eşanjör ısı transfer verimliliğinin artırılması açısından önemlidir.



Şekil 7.7 Baca gazı basınç dağılımı



Şekil 7.8 Baca gazı sıcaklık dağılımı

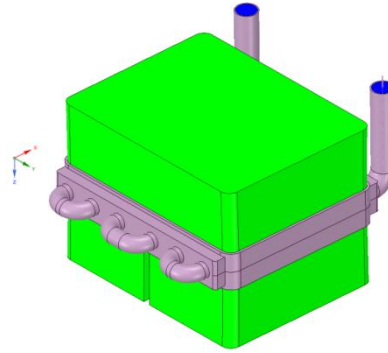
Şekil 7.7 ve Şekil 7.8’de verilen baca gazı basınç dağılımı ve sıcaklık görselleri verilmiştir. Özellikle hız vektörlerinin çevresinde vorteks tespit edilen boru etrafında sağında bulunan diğer iki boruya göre yüksek basınç ve düşük sıcaklık olduğu tespit edilmiştir. Böylece bu vorteks bölgesinde hava hızı ve sıcaklığında azalma olurken basınçta ise artma olacağı gözlemlenmiştir.

7.1.2 Elips borulu reküperatörün sayısal analiz edilmesi: (35° eğimli)

Bu senaryoda düz 6 geçişli reküperatörle aynı sınır şartları ve geometri yapısında analiz yapılmıştır. Kanatlar tüm geometrilerde ihmal edildiğinden baca gazı akışının boru üzerindeki davranışı araştırılmıştır.

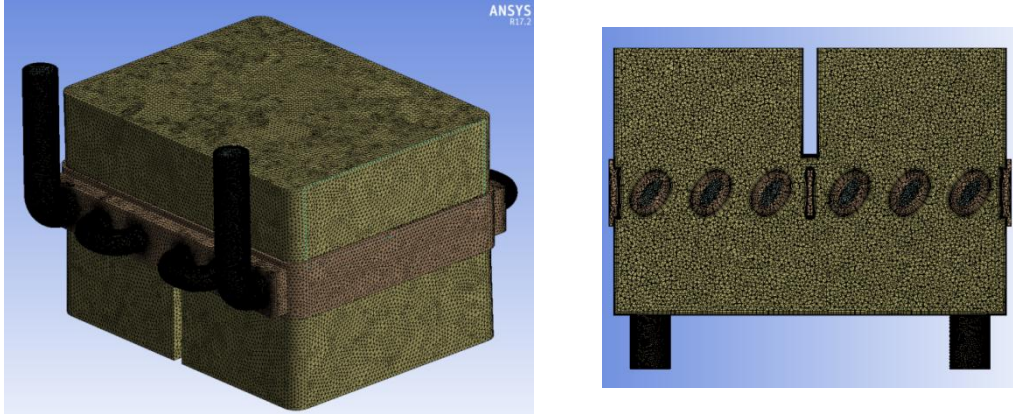
7.1.2.a Geometri ve eleman yapısının oluşturulması

Tüm sınır şartları aynı olduğundan geometri aynı şartlarda tanımlanmıştır.



Şekil 7.9. Geometrinin oluşturulması, elips 35°

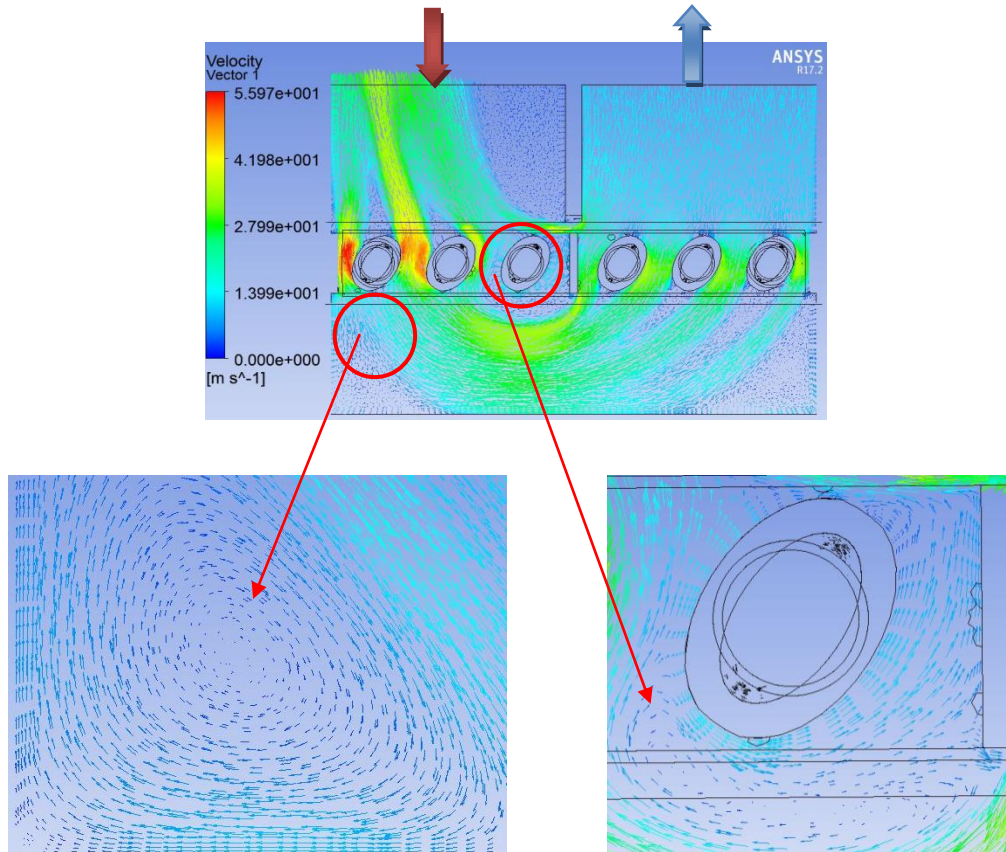
Şekil 7.9’da gösterilen geometri parametreleri tüm senaryolarda aynıdır. Eleman sayısı başlangıçta iyileştirme yapılarak 12 milyon olarak belirlenmiştir.



Şekil 7.10. Geometrinin eleman sayısı kesit gösterimi, elips 35°

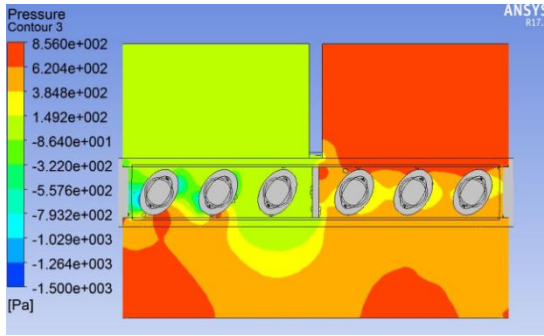
7.1.2.b Sistemin çözümlenmesi

Sistemin aynı sınır şartlarında çözümlenmesi hava hız vektörleri, basınç ve sıcaklık dağılımı için yapılmıştır. Eğimli geometrilerde borularda açılı yönüne göre hava girişi ve çıkışı kombi üzerindeki durumla aynı olacak şekilde simüle edilmiştir.

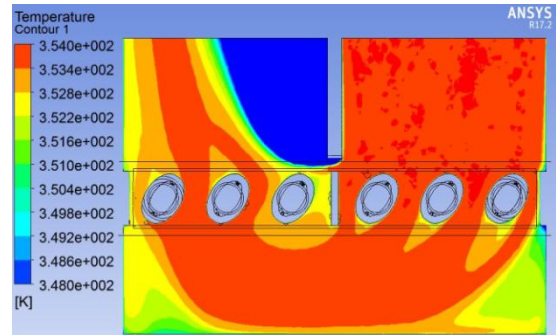


Şekil 7.11. Hız vektörleri ve vorteks bölgeleri, elips 35°

Şekil 7.11’de geometri üzerinde vorteks bölgeleri işaretlenerek, akış çizgilerinin davranışı gösterilmiştir. Düz elips borulu geometri ile aynı şekilde alt kapağın aynı köşe bölgesinde vorteks akış çizgileri oluşmuştur. Özellikle hava girişi bölgesinde bulunan borularda eğim olmasının düz yüzeye göre hava hızını arttırdığı ve bu sayede o bölgede düz borulara göre daha türbülanslı bir akışın oluştuğu gözlemlenmiştir.



Şekil 7.12. Basınç dağılımı, elips 35°



Şekil 7.13. Sıcaklık dağılımı, elips 35°

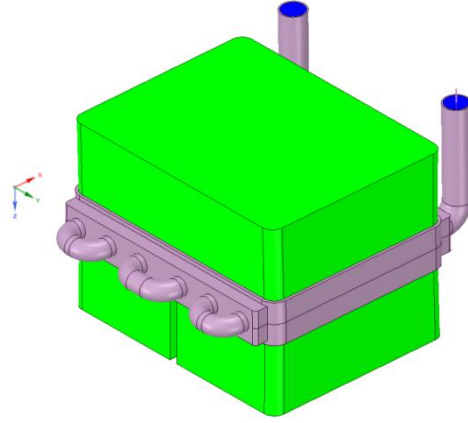
Şekil 7.12 ve Şekil 7.13’de gösterilen basınç dağılımı incelendiğinde belirtilen vorteks bölgelerinde basıncın yükselirken sıcaklığın düştüğü gözlemlenmiştir. Ayrıca basınç dağılımı sonucundan havanın sistemden çıkışında basıncın düz elips boru geometrisine göre daha yüksek olduğunu göstermiştir. Bu durum havanın daha yavaş hızla sistemi terk etmesine örnektir.

7.1.3. Elips borulu reküperatörün sayısal analiz edilmesi: (40° eğimli)

Bu senaryoda düz 6 geçişli reküperatörle aynı sınır şartları ve geometri yapısında analiz yapılmıştır. Kanatlar tüm geometrilerde ihmal edilerek boruların dışındaki akışa olan eğim etkisi araştırılmıştır.

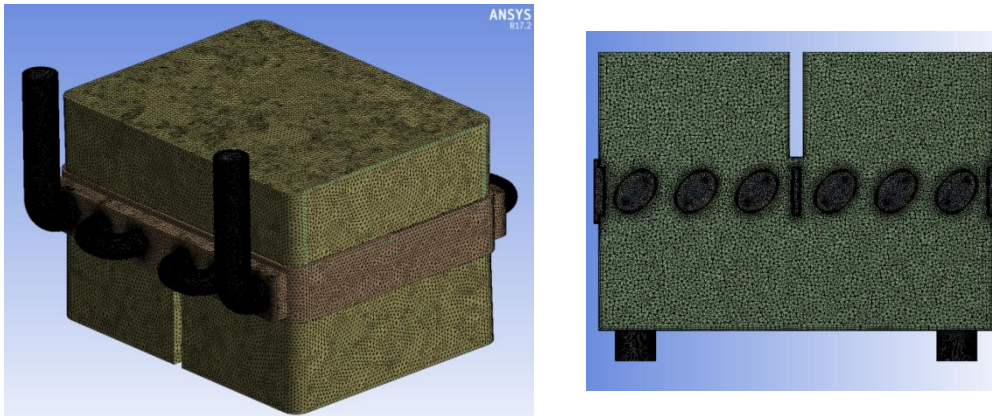
7.1.3.a Geometri ve eleman sayısı yapısının oluşturulması

Tüm sınır şartları aynı olduğundan geometri aynı şartlarda tanımlanmıştır. Şekil 7.14’de geometri aynı şekilde oluşturulmuştur.



Şekil 7.14. Geometrinin oluşturulması, elips 40°

Eleman sayısı başlangıçta iyileştirme yapılarak 12 milyon olarak tanımlanmıştır.

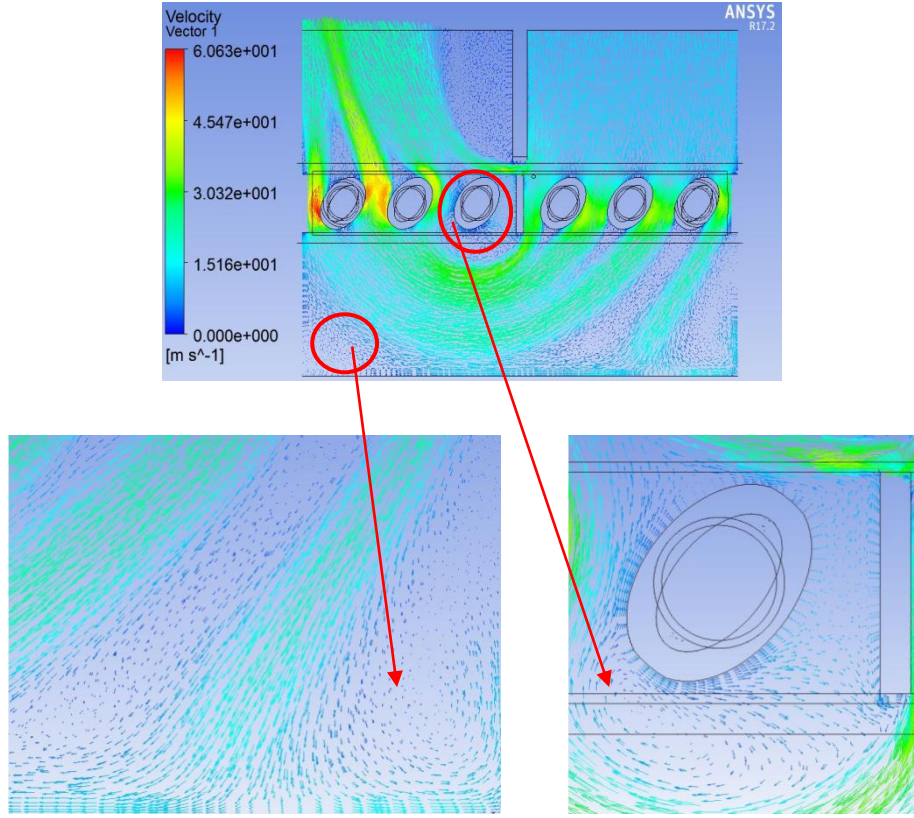


Şekil 7.15. Geometrinin eleman sayısı görünümü, elips 40°

Şekil 7.15’de elips boruların eleman görselleri bulunmaktadır. (40 ° eğimli)

7.1.3.b Sistemin çözümlenmesi

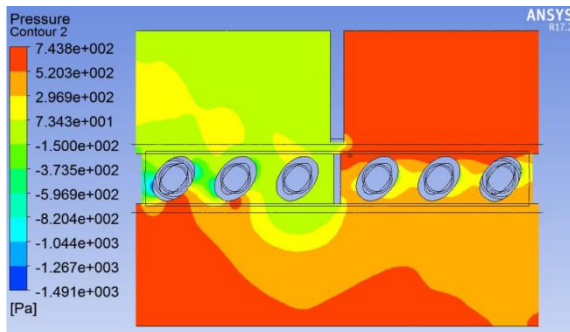
Sistemin çözümlenmesi sonrasında hız vektörleri ile basınç ve sıcaklık dağılım görselleri alınmıştır.



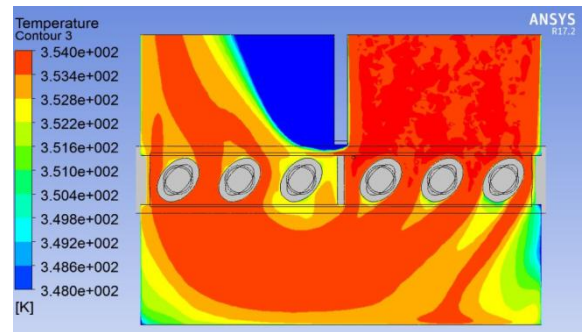
Şekil 7.16. Hız vektörleri ve vorteks bölgeleri: elips, 40°

Şekil 7.16'da 40° eğimli elips borulu eşanjör üzerinde hız vektörlerinin davranışı gösterilmiştir. Bu senaryoda da 0° ve 35° eğimli senaryolarda görülen hava girişi bölgesinde alt köşedeki vorteksli hava hareketleri gözlemlenmiştir. Ayrıca 35° eğim açılı senaryo da olduğu gibi işaretli aynı boru etrafında vorteks bölgesi oluşmuştur.

40 ° eğimli borulu senaryoda hava akış hızı ilk giriş bölgelerdeki borulara 35° eğim açılı olan senaryoya göre daha yüksek hızlarda temas etmiştir.



Şekil 7.17. Basınç dağılımı; elips 40°



Şekil 7.18. Sıcaklık dağılımı; elips 40°

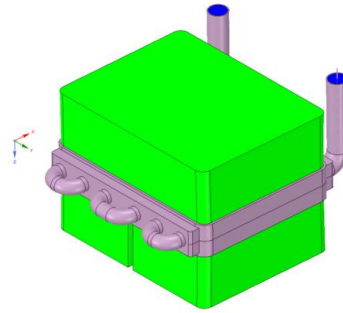
Şekil 7.17 ve Şekil 7.18’de sırasıyla basınç ve sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Özellikle alt kapak bölgesi içinde yüksek basınç alan bölgeleri oluşmuş bu nedenle bu bölgelerde hızın yavaşladığı anlaşılmaktadır. Sıcaklık dağılım gösteriminde vorteks hareketlerinin olduğu hava giriş bölgesindeki borunun etrafında sıcaklığın düştüğü görülmüştür. Bu durum hız vektörlerinin vorteks etkisiyle ısı transferi üzerine olan olumsuz etkilerini göstermektedir.

7.1.4. Elips borulu reküperatörün sayısal analiz edilmesi (45° eğimli)

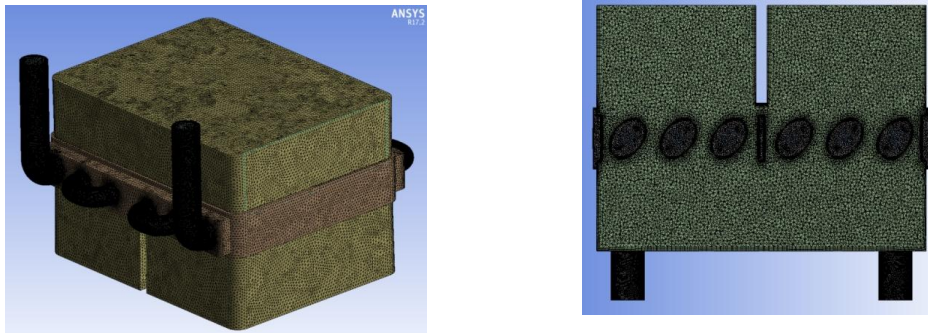
Bu senaryoda düz 6 geçişli reküperatörle aynı sınır şartları ve geometri yapısında analiz yapılmıştır.

7.1.4.a Geometri ve eleman sayısı yapısının oluşturulması

Tüm sınır şartları aynı olduğundan geometri aynı şartlarda tanımlanmıştır.



Şekil 7.19. Geometrinin oluşturulması, elips 45°

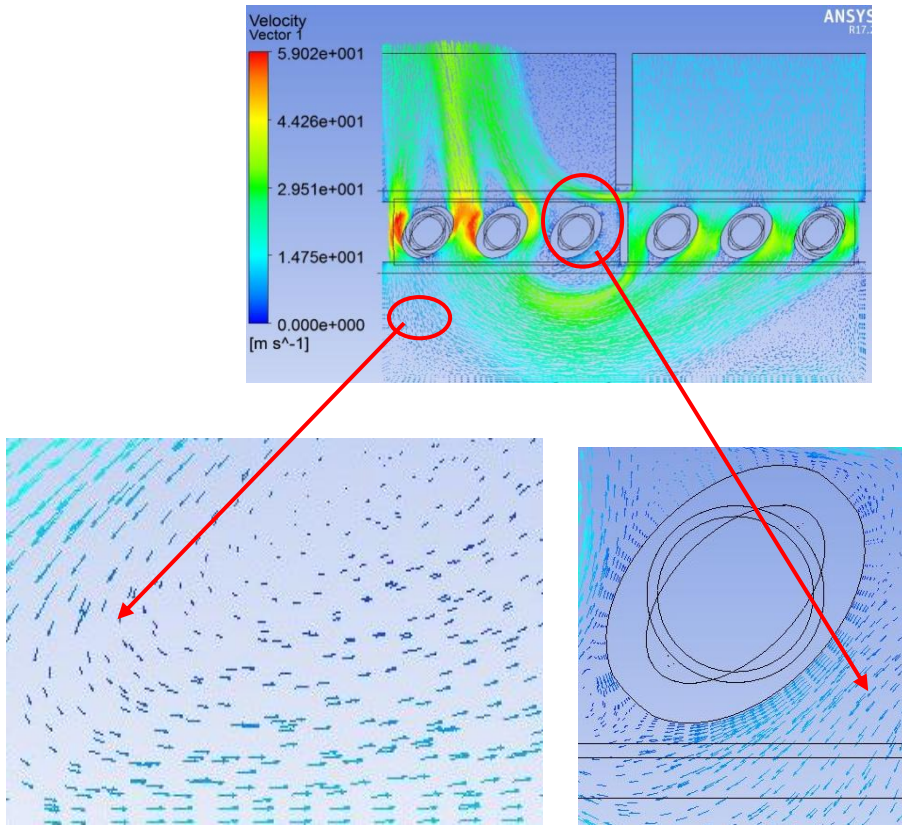


Şekil 7.20. Geometrinin eleman sayısı görünümü; elips 45°

Şekil 7.20’de eleman sayısı gösterimleri yer almaktadır. Özellikle eleman kesit görünümünde elips boruların eğim açılı oldukları gösterilmiştir.

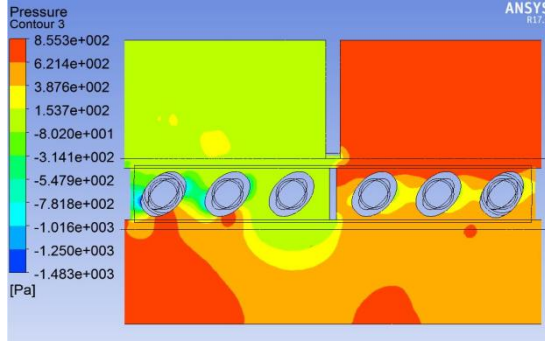
7.1.4.b Sistemin çözümlenmesi

Sistem çözüme ulaştıktan sonra önce hız vektörleri içinde kayba neden olan vorteks bölgeler tanımlanmıştır. Sonrasında basınç ve sıcaklık dağılım gösterimleri yorumlanmıştır.

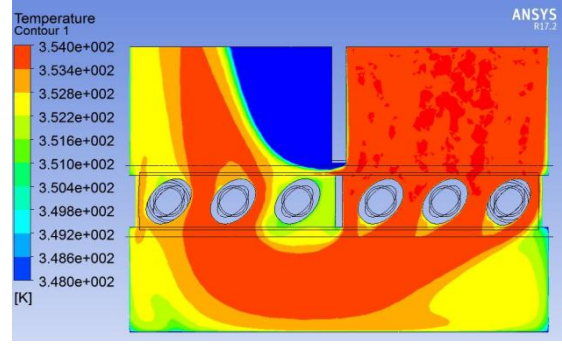


Şekil 7.21. Hız vektörleri ve vorteks bölgeleri, elips 45°

Şekil 7.21’de gösterilen hız vektörleri ile vorteks bölgeleri büyütülerek gösterilmiştir. Hava girişinde alt kapak köşe bölgesinde vorteks alanının oluştuğu ve hız vektörlerinin kontrolsüz olarak hareket ettiği tespit edilmiştir. Tüm 35°- 40°- 45° eğim açılı olan senaryolarda aynı boru etrafında vorteks alanının oluştuğu gözlemlenmiştir.



Şekil 7.22. Basınç dağılımı, elips 45°



Şekil 7.23. Sıcaklık dağılımı, elips 45°

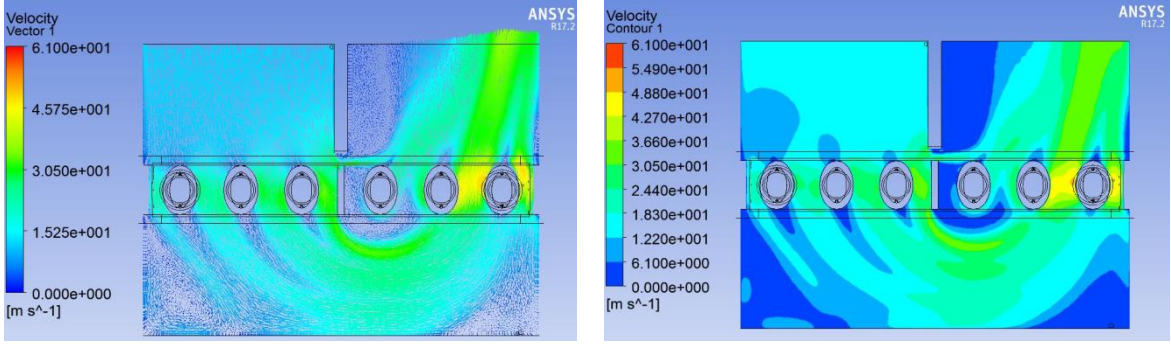
Şekil 7.22 ve Şekil 7.23’de 45° eğimli elips boruların sayısal analiz çözümüne ait basınç ve sıcaklık dağılımı verilmiştir. Basınç dağılımına göre vorteks bölgelerinde hızın azalmasına bağlı olarak yüksek basınç noktalarının oluştuğu gözlemlenmektedir. Bu olayın etkisi sıcaklık dağılım gösteriminde ise ilgili bölgelerde sıcaklığın düşmesiyle doğrulanmaktadır. Bu sonuçtan akış içinde oluşan vorteks bölgelerinin ısı transfer verimliliğine olan olumsuz etkileri anlaşılmıştır.

7.2 Kanatsız Reküperatör Sayısal Analiz Sonuçlarının Kıyaslanması

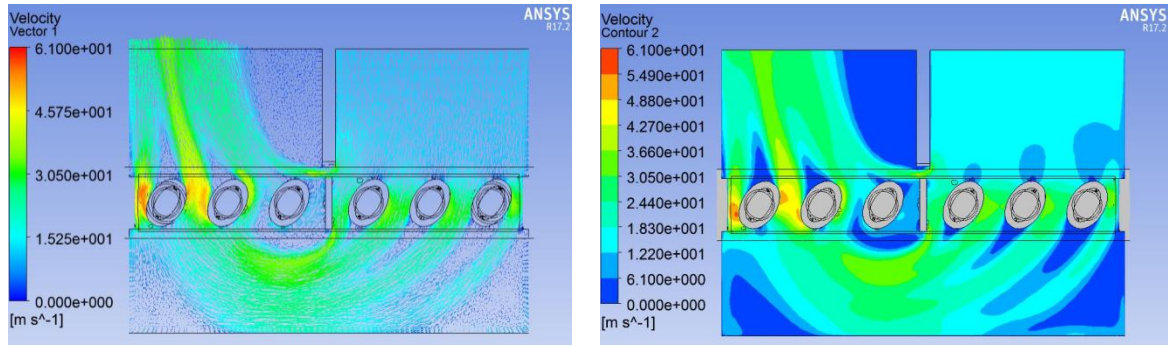
0°, 35°, 40°, 45° ordinat düzleminde eğim açılı olan elips yassı boru yapılı kanatsız eşanjör analiz sonuçlarının karşılaştırılmalı olarak renkler üzerinden değerlendirilebilmesi için hız, basınç ve sıcaklık sınırları tüm senaryolar için ortak seçilmiştir. Bu bölümde hız vektör gösterimine ilave olarak hız akış dağılımı da verilmiştir.

7.2.1 Hız vektörlerinin 0°, 35°, 40°, 45° eğimli senaryolar için karşılaştırılması

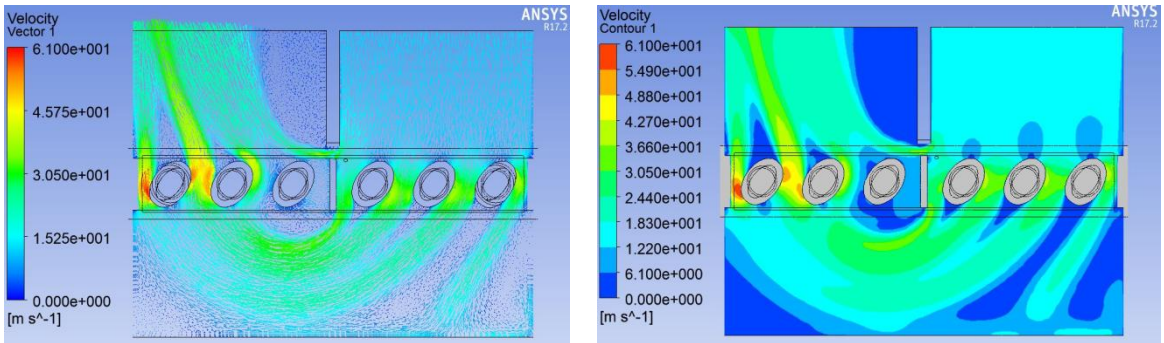
Tüm senaryolara ait analiz sonuçları incelendiğinde hava hızının alt limiti 0 m/sn üst limiti 6,1 m/s olarak belirlenmiştir.



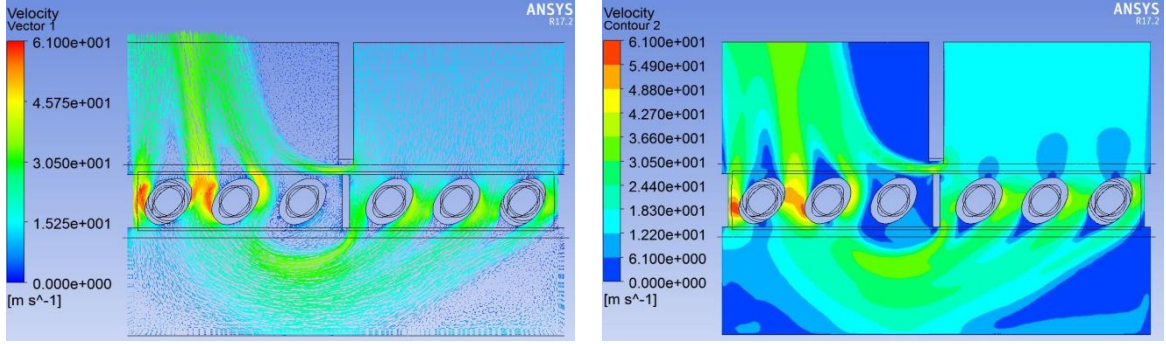
Şekil 7.24. Hız vektörleri ve dağılımı, elips 0°



Şekil 7.25. Hız vektörleri ve dağılımı, elips 35 °



Şekil 7.26. Hız vektörleri ve dağılımı, elips 40°

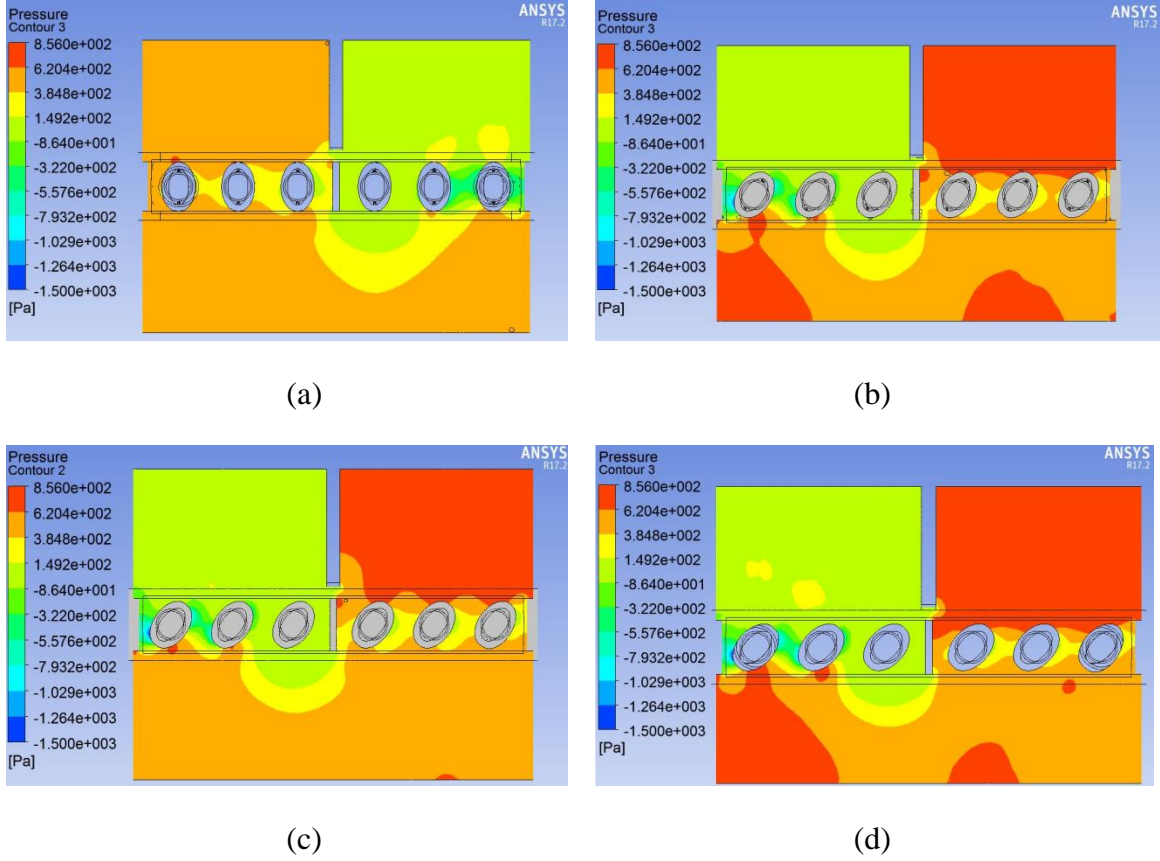


Şekil 7.27. Hız vektörleri ve dağılımı, elips 45°

Aynı hız sınırları dahilinde değişken eğim açıları için kıyaslama yapıldığında eğim açısı arttıkça elips boru uç bölgelerinde baca gazının daha hızlı olduğu gözlemlenmektedir. Özellikle fanla direkt temas halinde olan ilk üç boruda hızın artması dış akışın türbülanslı olma eğiliminde olmasına sebep olmaktadır. Bu etki boru dış yüzeylerinde ısı transferini artırıcı etki göstermektedir. Hız akış çizgilerinde vorteks bölgeleri gösterilmiştir. Eğimli olan yapılarda düz elips yapıya göre baca gazı sistemi daha yavaş terk etmektedir. Bu durum eğim açılı olan senaryolarda akışın direnç etkisiyle daha fazla yavaşladığını göstermektedir.

7.2.2 Basınç dağılımının 0°, 35°, 40°, 45° eğimli senaryolar için karşılaştırılması

Değişken senaryoların basınç dağılımına olan etkisinin renklerle kolay anlaşılabilmesi için aynı alt ve üst limit sınırları tanımlanmıştır. Tüm senaryolara ait analiz sonuçları incelendiğinde basınç dağılımının alt limiti -150 Pa üst limiti 856 Pa olarak belirlenmiştir.



Şekil 7.28. Basınç dağılımı görünümü: a) 0° elips, b)35° elips, c) 40° elips, d) 45° elips

Şekil 7.28’de 0 ° , 35° , 40° , 45° eğim açılı senaryolar için elips boru basınç dağılım görseli verilmiştir.

Basınç dağılımı aynı şartlar altında her senaryo için aynı sınırlarda gösterilmiştir. Eğim açısı arttıkça bölgesel olarak basınç farklılıkları artmaktadır. Borularda eğim açısı arttıkça dış akışta tüm geometri üzerinde ortalama direnç kaybı artacaktır. Tüm eğimli elips borulu senaryolarda baca gazının çıkış noktasında basıncın düz elips borulu yapıya göre daha yüksek olması hava çıkış hızının azaldığını göstermektedir.

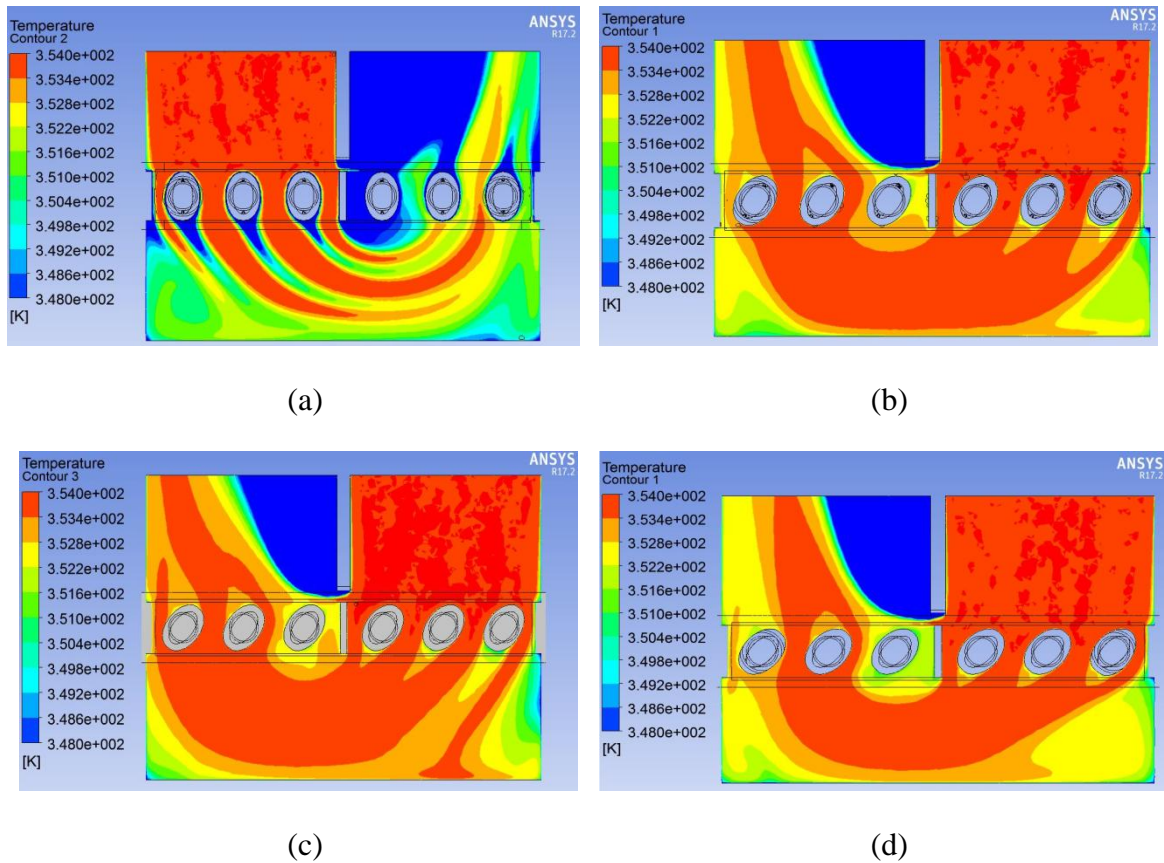
Düz elips borulu reküperatörde renklerden de anlaşılacağı üzere değişken basınç bölgeleri diğer senaryolara göre en azdır. Bu durum aynı şartlar altında hız vektörlerinin daha homojen dağılım göstermesine bağlı olarak bu yapıda hava direncinin minimum olduğunu göstermektedir. Bu durum kombi kullanım şartları için önemlidir.

Baca gazı hızının yavaşlamasına bağlı olarak kombi fanının büyütülmesi sonucunda kombinin toplam elektriksel tüketimi arttırıldığında bu durum cihaz verimliliğine olumsuz

olarak etki göstermektedir. Ayrıca reküperatörün hava direnci arttıkça, yakma havası debisi etkileneceği için kombinin yanma emisyonlarına olumsuz etki edeceği bilinmektedir.

7.2.3 Sıcaklık dağılımının 0°, 35°, 40°, 45° eğim açılı senaryolar için karşılaştırılması

Tüm senaryolara ait analiz sonuçları incelendiğinde sıcaklık dağılımının alt limiti 348 K üst limiti 354 K olarak belirlenmiştir.



Şekil 7.29. Sıcaklık dağılımı görünümü a) 0° elips, b) 35° elips, c) 40° elips, d)45° elips

Şekil 7.29'da 0° , 35° , 40° , 45° eğim açılı senaryolar için elips boru sıcaklık dağılım görseli verilmiştir.

Düz elips borulu yapıda eğimli senaryolara göre baca gazı çıkışında daha düşük sıcaklıklarda sistemi terk etmektedir. Bu sayede iç hacimde ısı dağılımın daha homojen olduğu görülmektedir. Düz borularda alt kapak bölgesinde sıcaklığın diğer senaryolara

göre daha düşük olması alt kapaktan diğer senaryolara göre daha az ısı kaybı olacağını göstermektedir.

7.3 Sonuçların Yorumlanması

Sayısal analizler yapılırken eşanjör kanatları tüm geometrilere aynı ısı transfer yüzey alanına sahip olduğu için ihmal edilmiştir. Bu analizlerin amacı tamamen elips borulu reküperatör modelinde borulara açılı verilmesinin dış akışa olan etkilerinin anlaşılması ve yorumlanmasıdır.

- Bu analizler sonucunda borulardaki eğim açısı arttıkça dış akışın daha türbülanslı davranış gösterdiği fakat akışta direnç artışına bağlı daha fazla hız kaybı olduğu anlaşılmıştır. Hız vektörlerinde eğim açısı arttırıldıkça vorteks alanların arttığı görülmektedir.
- Sıcaklık dağılımı açısından inceleme yapıldığında ise düz elips borularda sıcaklığın daha homojen dağılım gösterdiği diğer senaryolarda ise dış kapak yüzeylerinde daha yüksek sıcaklıklı baca gazı dolaştığından dış cidardan olan ısı kayıplarının daha fazla olacağı düşünülmektedir.
- Tüm kanatsız elips borulu değişken eğim açılı senaryoların dış akış analizlerinden kombine çalışma şartlarına en uygun olan senaryonun düz elips borulu senaryo olduğu düşünülmektedir. Mevcut 4 adet dairesel borulu reküperatöre göre aynı ısı transfer yüzey alanına sahip 6 adet düz elips borulu reküperatörün kullanılması sonucu sistemde oluşacak ısı transferinin artacağı düşünülmektedir.
- Tüm kanatsız analiz sonuçlarına bağlı olarak; düz elips borulu reküperatörün prototibinin yaptırılmasına karar verilmiştir. Mevcut reküperatörle prototibi yaptırılan tasarlanmış reküperatörün performansının deneysel analiz yoluyla karşılaştırması sağlanmıştır.

Deneysel analiz yapılmadan önce mevcut 4 adet dairesel borulu reküperatörle yeni geliştirilmiş düz elips borulu reküperatör kanatlı olarak sayısal analizler yapılmıştır. Bu analizlerde reküperatör alt, üst kapak ve kanat geometrileri de aynı şekilde tanımlanmıştır. Eleman sayısı iyileştirmesiyle iki farklı senaryonun tüm hız vektörleri, basınç ve sıcaklık dağılımları yorumlanmıştır.

7.4 Mevcut Dairesel ve Geliştirilmiş Elips Borulu Modelin Sayısal Analizinin Yapılması

Mevcut daireysel borulu reküperatöre göre elips borulu reküperatörün ısı transfer performansının daha yüksek olacağı analitik yöntemlerle hesaplanmıştır. Bu nedenle aynı sınır şartları altında elips borulara eğim açısı verilmesi sonucunda dış akışın sıcaklık basınç ve hız dağılımına olan etkileri araştırılmıştır.

Kanatsız olarak eğimli elips borular için yapılan sayısal analizlere ilave olarak, reküperatörün mevcut ve yeni senaryo için kombi üzerindeki çalışma şartlarını tamamen simüle edebilmek amacıyla geometrilerde değişiklik yapılmadan sayısal analizleri yapılmıştır.

Kanatlı ve kanatsız geometrilerin sayısal analizleri aynı sınır şartları altında yapılmıştır.

Analiz senaryolarında mevcut daireysel borulu kanatlı reküperatör, yeni geliştirilmiş kanatlı düz elips borulu reküperatör bulunmaktadır.

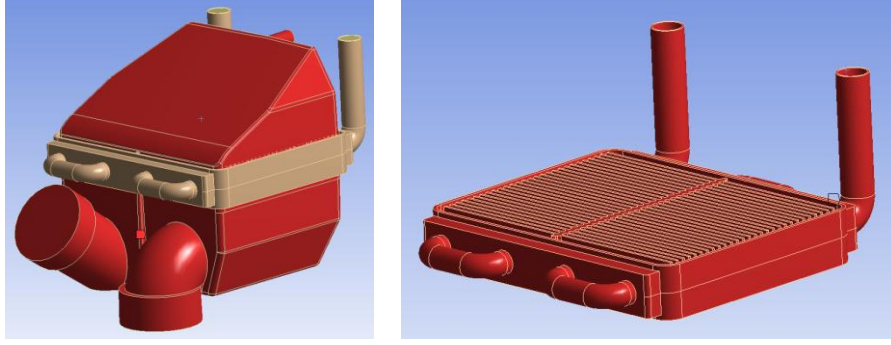
Kanatlı sayısal analizlerde yoğuşma olayı modellenemediği için ihmal edilmiştir.

7.4.1 Mevcut 4 daireysel borulu kanatlı reküperatörün analiz edilmesi

Mevcut 4 geçişli daireysel borulu reküperatörün, Çizelge 6.1'de verilen aynı sınır şartları tanımlanarak geometri değiştirilmeden sayısal analizi yapılmıştır.

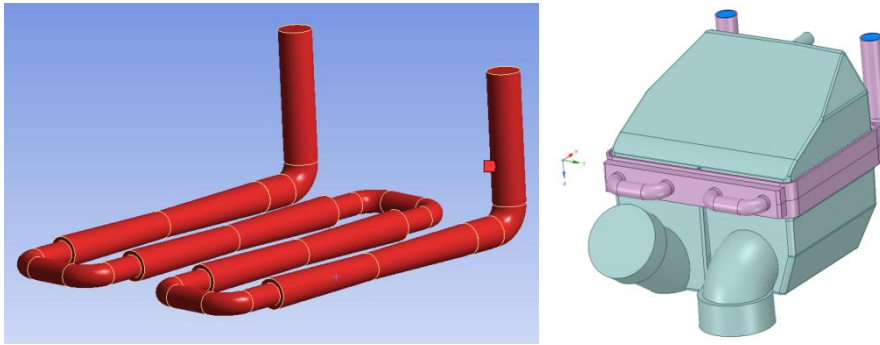
7.4.1.a Geometrik modelin tanımlanması

Geometrinin tanımlanması oluşturulması işlemi yapılmıştır.



Şekil 7.30. Dairesel reküperatör hava hacmi ve iç eşanjör modeli

Şekil 7.30’da iç eşanjör modeli ile reküperatörün hava hacmi modeli gösterilmektedir. Alt ve üst kapaklar geometrilerinde değişiklik yapılmadan modellenmiştir. İç eşanjörde ise kanatlar dairesel borularla birlikte olduğu gibi modellenmiştir.

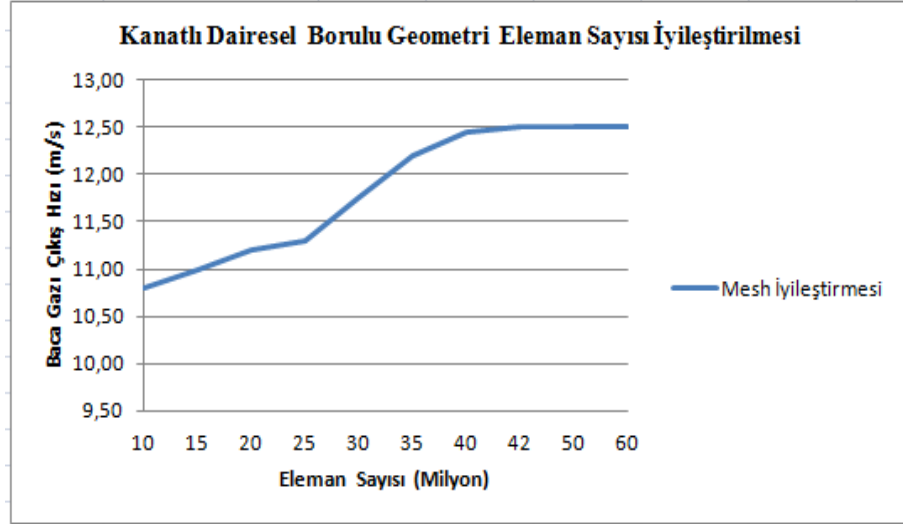


Şekil 7.31. Dairesel reküperatör boru ve ısı modeli

Şekil 7.31’de eşanjörde dolaşan su hacmi ve ısı model gösterilmektedir. Boru dirsek bağlantılarının tamamen aynı şekilde çizilerek gerçek duruma en yakın sonuçların elde edilmesi hedeflenmiştir.

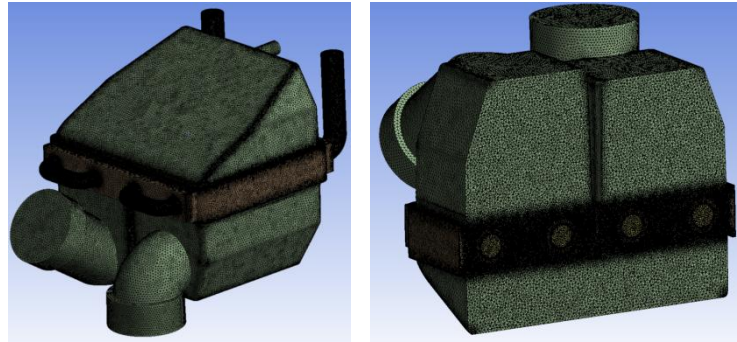
7.4.1.b Isıl modelin eleman yapısının oluşturulması

Geometriye uygun olacak şekilde çözüme yakınsama yapacak şekilde eleman yapısı oluşturulmuştur. Eleman sayısı iyileştirmesi yapılarak sayısal çözümün gerçeğe en yakın yöntemlerle yapılması hedeflenmiştir.



Şekil 7.32. Kanatlı dairesel borulu reküperatör eleman sayısı iyileştirmesi

Şekil 7.32’de belirlenen eleman adetlerine göre giriş hızı olarak 12,5 m/s tanımlanan baca gazı çıkış hızına eleman sayısına göre olan yaklaşım gösterilmiştir. 42 milyon eleman sayısında bindelik dilimde yaklaşım tespit edildiği için optimum eleman sayısı olarak bu değer kabul edilmiştir.

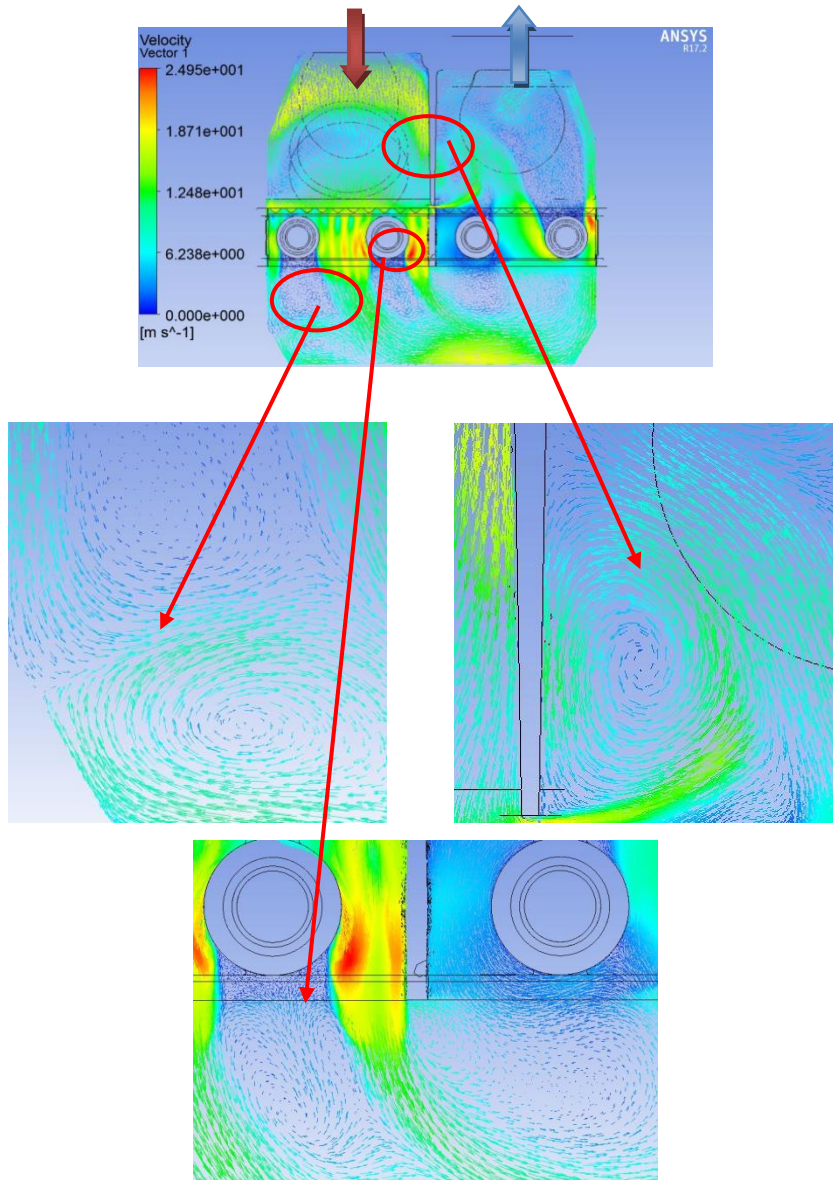


Şekil 7.33. Geometrinin eleman sayısı görünümü

Şekil 7.33 'de ısııl modelin eleman sayısı ve kesit gösterimi bulunmaktadır.

7.4.1.c Sistemin çözümlenmesi

Sistem çözüme ulaştıktan sonra hız, basınç ve sıcaklık açısından karşılaştırma yapılmasına yardımcı olan sonuçlar alınmıştır.

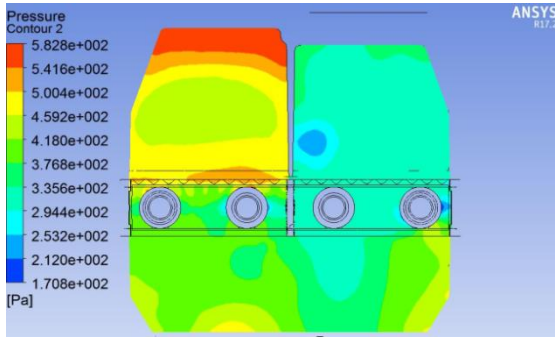


Şekil 7.34. Hız vektörleri ve vorteks bölgeleri

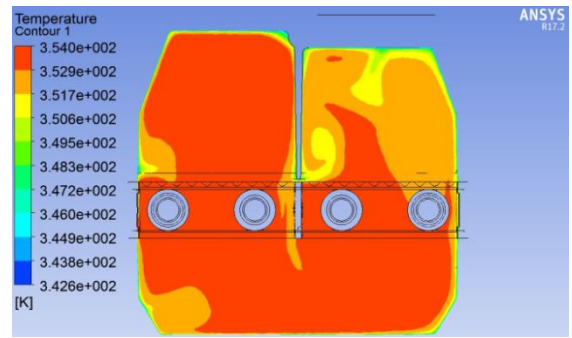
Şekil 7.34'de hız vektörleri incelendiğinde mevcut dairesel formulu kanatlı borulu reküperatörde vorteks bölge alanlarının yoğun ve fazla olduğu görülmektedir.

Bu bölgelerde akışın ısı transfer verimliliği azalmaktadır. Dairesel formun direncinden ötürü hava hızında akış çizgilerinin az temas ettiği bölgelerde hızın yavaşladığı tespit edilmiştir.

Özellikle iç hacimde yoğuşma bölgeleri meydana geldiğinden vorteks alanlarının hacim içinde yoğun olması yoğuşma suyu tahliyesini de olumsuz etkileyerek bu suyun ısı transferine karşı ilave direnç etki gösterdiği bilinmektedir.



Şekil 7.35. Basınç dağılımı



Şekil 7.36. Sıcaklık dağılımı

Şekil 7.35 ve Şekil 7.36'da sırasıyla basınç ve sıcaklık dağılımı incelendiğinde özellikle dairesel boruların hız vektörleriyle temas ettiği yüzeylerin altında kalan alanların vorteksli akış eğiliminde olduğu tespit edilmiştir.

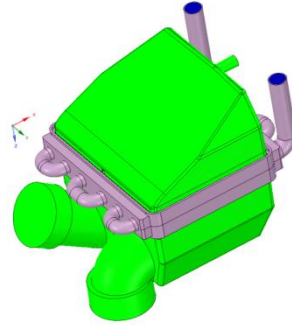
Ayrıca sıcaklık dağılımı incelendiğinde özellikle alt kapak bölgesinde sıcaklığın yüksek olması sebebiyle reküperatör kapalı hacmine olan ısı kayıplarının olduğu anlaşılmaktadır.

7.4.2 Kanatlı düz elips borulu reküperatörün sayısal analiz edilmesi

Sayısal analizlerde Çizelge 6.1’de verilen aynı sınır şartları kullanılmıştır. Bu yolla iki farklı geometrinin sonuçlarının değerlendirilmesi aynı şartlarda yapılmıştır.

7.4.2.a Geometrik modelin tanımlanması

Geometrinin tanımlanması ve eleman sayılarının oluşturulması işlemi yapılmıştır. İç eşanjör boyutları mevcut reküperatörle aynı olduğundan aynı dış kapaklar kullanılmaktadır.

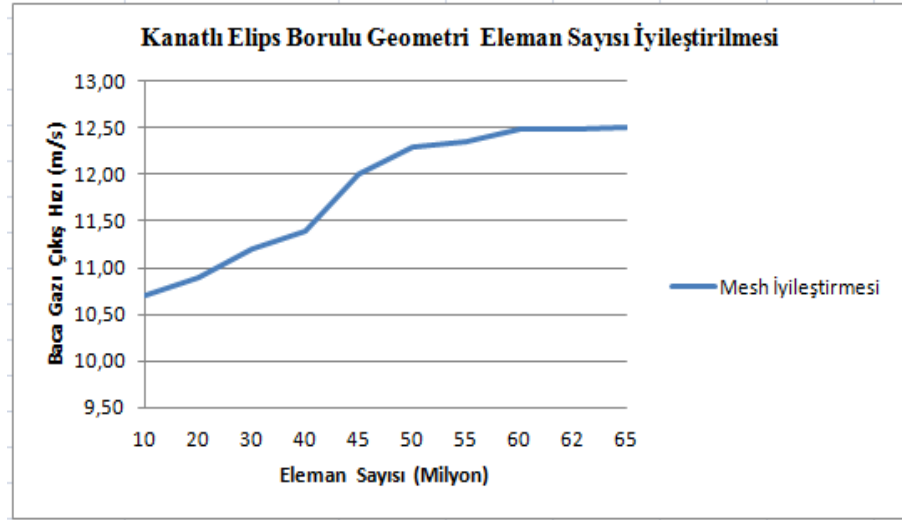


Şekil 7.37. Geometrinin oluşturulması

Şekil 7.37’de düz elips borulu reküperatörün ısısal model geometrisi görülmektedir. Boru ve dirsek bağlantıları dizaynın gerçek duruma en yakın olacak şekilde tasarlanarak sayısal analiz sonuçlarının gerçeğe en yakın olarak bulunması hedeflenmiştir.

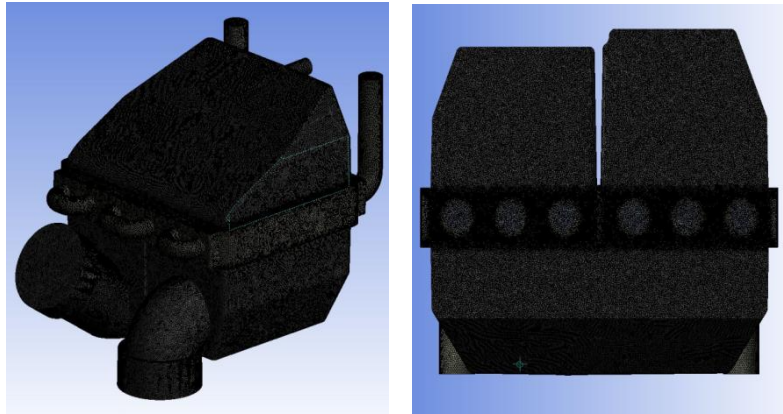
7.4.2.b Isıl modelin eleman yapısının oluşturulması

Geometri için çözüme yakınsama yapacak şekilde eleman yapısı oluşturulmuştur. Baca gazı giriş-çıkış hızları yaklaşımıyla ideal eleman sayısı belirlenmiştir.



Şekil 7.38. Kanathlı elips borulu reküperatör eleman sayısı iyileştirilmesi

Şekil 7.38’de ısıl model geometrisine uygun gerçeğe yakın sayısal analiz sonuçları elde edebilmek için sisteme ilk durumda 12,5 m/s olarak tanımlanan baca gazı giriş hızının değişken eleman sayılarında çıkış hızıyla yakınsadığı durumlar gösterilmiştir. Bu nedenle ideal eleman sayısı 62 milyon adet olarak belirlenmiştir.

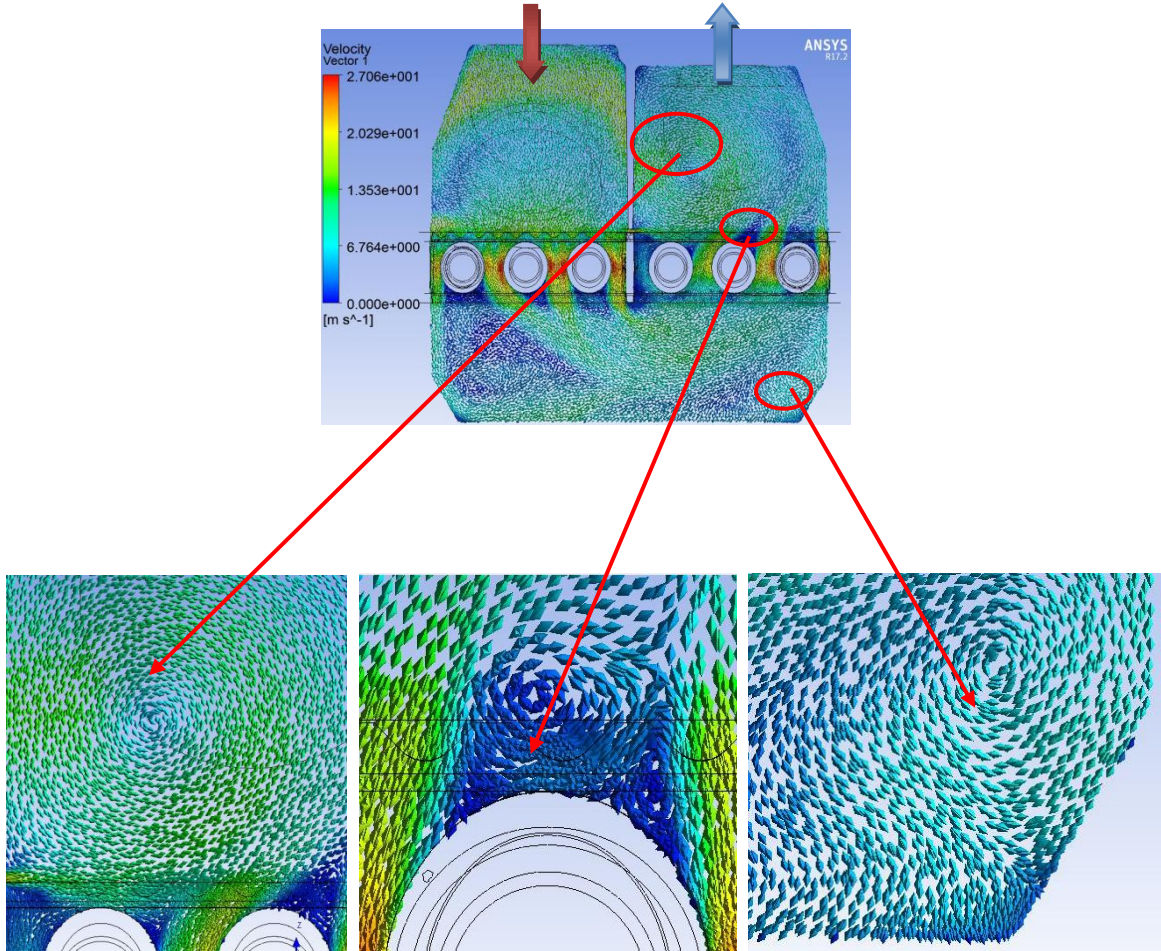


Şekil 7.39. Modelin eleman sayısı görünümü

Şekil 7.39’da ısıl modelin eleman sayısı kesit gösterimi yer almaktadır.

7.4.2.c Sistemin çözümlenmesi

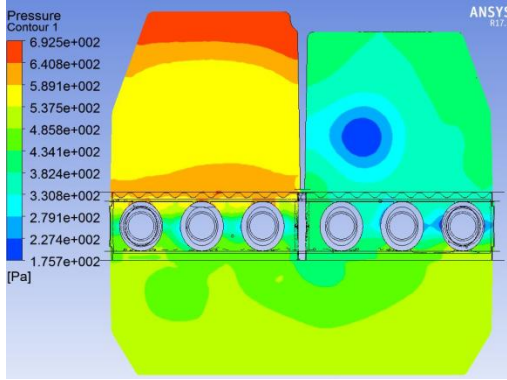
Sistem çözüme ulaştıktan sonra hız, basınç ve sıcaklık açısından karşılaştırma yapılmasına yardımcı olan sonuçlar alınmıştır. Kanatlar ihmal edilmediği ve dış kapak geometrileri değiştirilmeden sisteme tanımlandığından dolayı gerçeğe en yakın sonuçların elde edilmesi hedeflenmiştir.



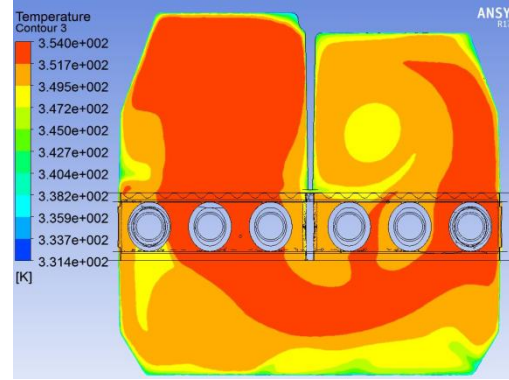
Şekil 7.40. Hız vektörleri ve vorteks bölgeleri

Şekil 7.40'da hız bileşke vektörleri ve vorteks bölgelerinin büyütülmüş görselleri bulunmaktadır. Hız vektörlerinde vortekslerin olduğu bölgeler gösterilmiştir. Hava çıkış bölgesinde ilk boru etrafında hız vektörlerinin şiddetinde azalma olduğu tespit edilmiştir. Yapılan kanatsız sayısal analizlerde aynı bölgede bileşke hız vektörlerinde aynı sonuçlar görülmüştür. Vorteks bölgeleri sadece hava çıkışı bölgesinde meydana gelmiştir.

Aynı şartlar altında akışın ulaştığı maksimum hız, mevcut dairesel borulu geometriden daha fazladır. Dış akışın daha türbülanslı olması elips boru yüzey geometrilerinin dairesel borulu konstrüksiyona göre daha avantajlı olduğunu göstermektedir. Bunun yoğunlaşma verimliliğine avantajlarının olacağı düşünülmektedir.



Şekil 7.41. Basınç dağılımı



Şekil 7.42. Sıcaklık dağılımı

Şekil 7.41 ve Şekil 7.42’de sırasıyla ısıl model içinde basınç ve sıcaklık dağılım gösterimi yer almaktadır. Basınç dağılım gösteriminde reküperatör alt kapak yüzeylerinde yüksek basınç bölgelerinin oluştuğu görülmektedir. Bu bölgelerde hızın düşük olduğu anlaşılmaktadır. Baca gazı çıkış bölgesinde hızın yavaşladığı ilk boru bölgesinde diğer borulara göre yüksek basınç oluşmuştur. Bu durum hızın yavaşlaması anlamına gelmektedir.

Sıcaklık dağılımı incelendiğinde vorteks bölgelerinin sıcaklıklarında düşüş olduğu görülmektedir. Özellikle hız vektörlerinin yavaşlama gösterdiği boru yüzeyleri etrafında sıcaklıkta düşme olduğu görülmüştür.

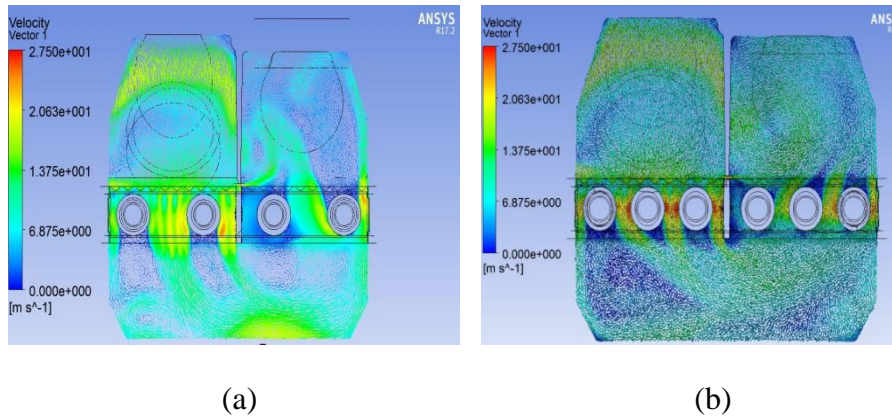
6 adet elips borulu reküperatör sisteminde mevcut 4 adet dairesel borulu reküperatöre göre vorteks alan bölgeleri toplamda daha küçüktür.

7.5 Sayısal Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

İki farklı senaryonun daha detaylı karşılaştırılabilmesi için hız, basınç ve sıcaklık dağılımlarında analiz sonuçlarına göre alt ve üst limitler seçilmiştir. Böylece tüm parametreler için kıyaslama renkleri üzerinden daha kolay şekilde yapılabilmektedir.

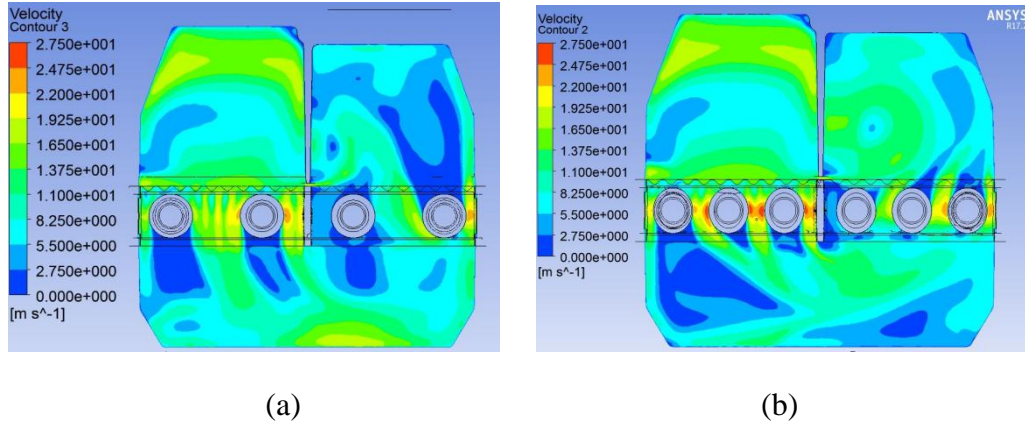
7.5.1 Hız vektörlerinin dairesel ve elips borulu reküperatör senaryoları için karşılaştırılması

İki farklı senaryonun daha detaylı karşılaştırılabilmesi için hava hızının alt limiti 0 m/sn üst limiti 2,75 m/s olarak belirlenmiştir.



Şekil 7.43. Hız vektörleri görünümü: a) dairesel borulu, b) elips borulu

Şekil 7.43'de aynı sınır değerleri için hız vektörlerinin gösterimi yapılmıştır. Elips boru yüzeylerinde akışın daha türbülanslı olduğu anlaşılmıştır. Ayrıca elips geometrilili borular üzerinde akışın daha fazla yüzeye temas ettiği görülmektedir. Bu durum ısı transfer verimliliğini artırıcı yönde etki edecektir.



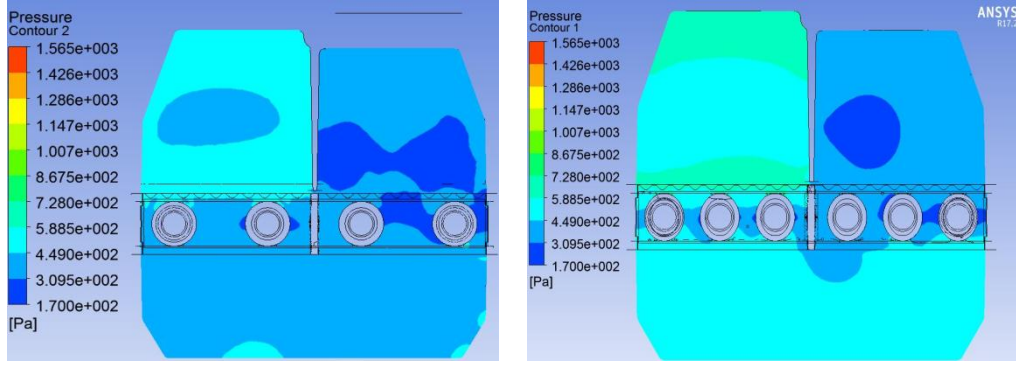
Şekil 7.44. Hız dağılımı görünümü: a) dairesel borulu, b) elips borulu

Şekil 7.44’de iki farklı senaryoya ait hız dağılım gösterimi aynı alt ve üst limitlerde verilmiştir. Vorteks bölgelerinin mevcut dairesel borulu reküperatörde elips borulu geometriye göre daha yoğun şekilde oluştuğu anlaşılmıştır.

Dairesel borulu reküperatörde baca gazı boruya temas ettikten sonra elips geometriye göre daha fazla hız kaybı yaşamaktadır. Bu durum dairesel boru geometrisinin dış akış halindeki hava üzerinde daha fazla direnç oluşturduğunu göstermektedir. Bu nedenle baca gazının elips borulu reküperatörü daha yüksek hız dağılımında terk ettiği görülmektedir. Bu durum toplam boru dış yüzey alanının artmasına bağlı olarak sürtünmeye bağlı direnç oluşumu etkilerinin dış akış hızını geometrik farklılıktan dolayı düşürmediğini göstermektedir. Kombi şartlarında kullanımda daha düşük direnç oluşumunda yanma emisyonlarında iyileşme görülmesi beklenmektedir.

7.5.2 Basınç dağılımının dairesel ve elips borulu reküperatör senaryoları için karşılaştırılması

İki farklı senaryonun basınç dağılımının aynı alt ve üst limitlerde kıyaslanabilmesi için basınç alt limiti 170 Pa üst limiti ise 1565 Pa olarak seçilmiştir.



(a)

(b)

Şekil 7.45. Basınç dağılımı görünümü: a) dairesel borulu, b) elips borulu

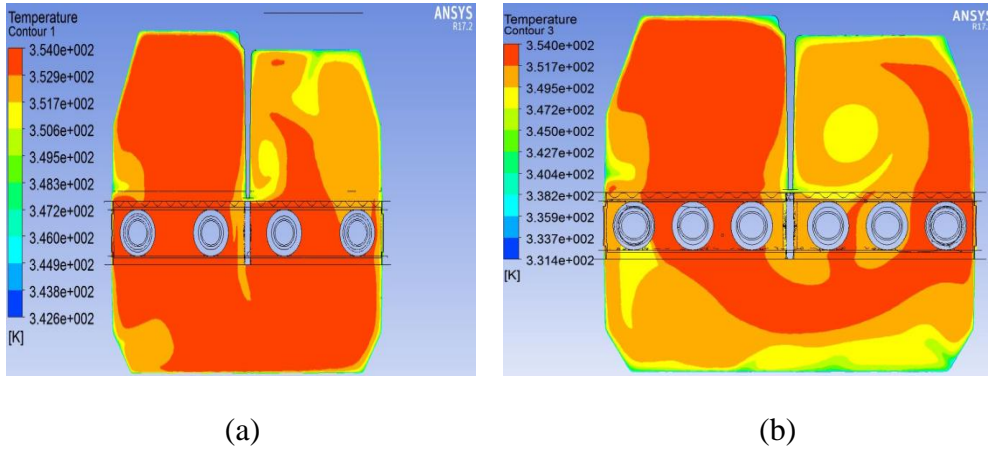
Şekil 7.45’de dairesel ve elips borulu reküperatör senaryoları içindeki basınç dağılımı gösterilmektedir. Dairesel borulu reküperatörde alt kapak bölgesinde basıncın elips reküperatöre göre daha düşük olduğu anlaşılmaktadır. Basıncın düşük olması hızın daha fazla olduğu anlamına gelmektedir.

Özellikle kanatların içinden ve boruların üzerinden baca gazının geçişi kıyaslandığında dairesel borulu reküperatörde basıncın daha düşük olduğu görülmektedir. Denklem 6.29’da verilen eşitliğe göre dış ortam basıncı arttıkça akışkanın taşıyabileceği su buharı miktarı azalmaktadır. Yani ilgili bölgelerde basıncı yüksek olan elips borulu geometride daha yüksek miktarda yoğuşma olacağı düşünülmektedir.

Elips geometride hava giriş bölgesinden çıkış bölgesine göre basınç dağılımı daha homojendir. Her iki bölgede de hızın artış gösterdiği yüksek basınç bölgeleri oluşmuştur. Fakat elips boru geometrisinin sonuçlarında bu bölgeler dairesel borulu reküperatöre göre daha azdır.

7.5.3 Sıcaklık dağılımının dairesel ve elips borulu reküperatör senaryoları için karşılaştırılması

İki farklı senaryo için baca gazı hacmi içinde aynı alt ve üst limitler dahilinde kıyaslama yapılmıştır. Bu kıyaslanmanın amacı sıcaklık dağılımının reküperatör içinde aynı şartlar altında kıyaslanarak ısı transferine olan etkilerinin yorumlanmasıdır.



Şekil 7.46. Sıcaklık dağılımı görünümü: a) dairesel borulu, b) elips borulu

Şekil 7.46’da iki farklı senaryonun aynı sınır şartlarında sayısal analiz edilmesi sonucunda sıcaklık dağılımını göstermektedir. Baca gazının giriş bölgesinde sıcaklık dağılımı hemen hemen aynıdır, fakat alt kapağın dış yüzey sınırlarında dairesel borulu geometrinin sıcaklığı elips borulu modele göre yüksektir. Bu durum alt kapaktan hava hacmi dış ortamına daha fazla ısı transferi olmasına neden olacaktır. Çünkü dairesel geometrili model alt kapak yüzey sıcaklığı elips borulu modelden daha yüksektir. Reküperatörün dış ortamının iki senaryo içinde aynı sıcaklıkta olduğu kabul edilirse sıcaklık farkı dairesel borulu senaryoda daha fazla olacağından verimsizliğe sebep olan ısı kaybı da daha fazla olacaktır. Elips borulu geometride dış ortama olan ısı kaybının daha az olmasından dolayı reküperatör veriminde yükselme olacaktır.

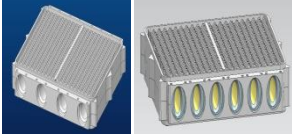
Hız vektörleri analizi sonucunda Şekil 7.43’de tespit edilen vorteks bölgelerinde her iki senaryo içinde sıcaklıkta düşmeler meydana gelmiştir.

7.6 Sayısal Analiz Sonuçlarının Yorumlanması

Mevcut ve yeni dizayn edilmiş reküperatör sayısal analiz sonuçlarına göre yorumlanmıştır. Aynı su ve gaz debisi (\dot{m}_{su} , $\dot{m}_{bacagazi}$) ile aynı baca gazı giriş sıcaklığında ($T_{gazgiriş}$) sayısal analizler her iki senaryo içinde yapılmıştır.

Çizelge 7.2’de ölçülen iki durum içinde sayısal çözüm sonuçları verilmiştir. Bu sonuçlara göre yeni reküperatörün hava basınç kaybının daha az olduğu ve ısı transfer performansının daha yüksek olduğu görülmüştür.

Çizelge 7.2 Dairesel ve elips borulu reküperatörün sayısal analiz sonuçları

	$\dot{m}_{\text{bacagazi}}$ (kg/s)	$T_{\text{gazgiriş}}$ (°C)	$T_{\text{gazçıkış}}$ (°C)	ΔP_{gaz} (Pa)	\dot{m}_{su} (kg/s)	$T_{\text{sugiriş}}$ (°C)	$T_{\text{suçıkış}}$ (°C)
Dairesel Borulu	0,0074	81	48,12	33,2	0,266	30	31,1
Elips Borulu	0,0074	81	47,47	30,9	0,266	30	31,25

Yeni reküperatör için hız vektörlerinin sistemi daha hızlı terk etmesi sistemde basınç kaybının daha düşük olduğunun göstergesidir.

Su sıcaklık farklılıkları açısından belirlenen debide reküperatöre gönderilen su yeni reküperatörde 1,25 °C mevcut reküperatörde ise 1,1 °C artış göstermiştir. Fakat sıcaklıkta oluşacak olan artışın yaklaşık değerinin bulunabilmesi için yoğuşmanın da modellenmesi gerekmektedir. Sayısal analiz çalışmalarında yoğuşma modellenemediği için ısıl performansta elde edilecek olan artış, aynı şartlarda yapılacak deneysel analizlerde ölçülmüştür.

8. MATERYAL VE YÖNTEM

Tüm analitik ve sayısal analizlerde mevcut dairesel borulu reküperatörün deneysel analiz sonuçları kullanılmıştır. Yapılan tüm analizler sonrasında mevcut ve yeni reküperatörün deneysel analizi aynı şartlarda yapılarak seçilen senaryonun kombi ısı performansına olan etkileri yorumlanmıştır. Deneyler EN 15502 standardına göre yoğuşmalı kombinin en verimli olduğu 50-30 °C çevrim şartlarında yapılmıştır.

Bu bölümde ölçülen parametreler ile yapılan tüm analitik, sayısal analizlerin sonuçlarının doğrulanması yapılacaktır. Analizlerde mevcut reküperatörün deneysel analiz sonuçları kullanılmıştır. Fakat yapılan analizlerle seçilmiş olan 6 adet elips borulu düz reküperatörün prototipinin aynı şartlarda denenmesiyle performans artışı hesaplanmış olacaktır.

Bu çalışmada incelenen reküperatör modelinin deneysel ve sayısal yöntemler kullanılarak karşılaştırıldığı kombi cihazı aşağıdaki özelliklere sahiptir.

- Kullanılan yakıtın cinsine göre: Doğalgaz yakıtlı
- Taze hava alış – atık gaz çıkış sistemine göre: C tipi hermetik
- Isıl gücüne göre: 24 kW
- Ateşleme sistemlerine göre: Elektronik ateşlemeli
- Baca gazından yararlanma durumuna göre: Yarı yoğuşmalı - reküperatörlü
- Sera gazı salınımı miktarlarına göre: Düşük emisyon salınımlı

Deneysel çalışmalarda aşağıdaki ölçüm ve incelemeler yapılmıştır.

- Doğalgaz debisi ölçümü (m^3/s)
- Isıtma hattında dolaşan su debisi ölçümü (kg/s)
- Baca gazı emisyon analizi (ppm)
- Fan yardımıyla tahliye edilen hava hızı (m/s)
- Baca gazının reküperatöre giriş ve çıkış sıcaklık değerleri ($^{\circ}C$)
- Reküperatörün boru giriş ve çıkışlarında su sıcaklığı ($^{\circ}C$)
- Reküperatöre giren dönüş suyu sıcaklığı ($^{\circ}C$)

Tüm analitik ve sayısal analizlerde mevcut dairesel borulu reküperatörün deneysel analiz sonuçları kullanılmıştır. Yapılan tüm analizler sonrasında mevcut ve yeni reküperatörün deneysel analizi aynı şartlarda yapılarak seçilen senaryonun kombi ısı performansına olan etkileri yorumlanmıştır.

8.1 Mevcut Dairesel Borulu Reküperatörün Deneysel Analiz Edilmesi

Bu bölümde mevcut reküperatörün deneysel analizi yapılmıştır. Deneysel analizin çıktıları analitik ve sayısal analiz yapılmasına girdi oluşturmuştur. Deney ekipmanları ve deneyin nasıl yapıldığı anlatılmıştır.

8.1.1 Deney ekipmanları

8.1.1.a Isıl çift

Deneylerin yapılabilmesi için bazı ekipmanlara ihtiyaç vardır. Laboratuarda yapılacak testler kapsamında hassas sıcaklık ölçümlerinin noktasal olarak alınması amacıyla kullanılmaktadır. Seçilen modeller $\pm 0,05^{\circ}\text{C}$ ölçüm hassasiyetli -10°C ile 200°C aralığında sıcaklığa duyarlı ekipmanlardır. Deneyler sırasında özellikle reküperatör üzerinde belli geçiş noktalarında ve hava için fan direkt çıkışı ve reküperatör sonrası çıkış sıcaklığının ölçülmesinde kullanılmaktadır.



Şekil 8.1. Isıl çift

8.1.1.b Anenometre

Anenometre fan hava hızının ölçülebilmesi için kullanılmıştır. $\pm\%2$ ölçüm hassasiyetinde $0,4 \text{ m/s}$ ile 20 m/s 'ye kadar olan hızları ölçebilmektedir.

Belli bir zaman aralığında birden fazla ölçümler alıp bunların ortalamasının hesaplanması gibi fonksiyonları vardır.



Şekil 8.2. Anenometre

8.1.1.c Debi ölçer

Debi ölçer suyun reküperatöre girmeden önceki ve sonraki hızlarının ölçülmesi amacıyla kullanılmıştır. Isıl çift yerleşimi yapıldığından cihazın yanma koşullarında test edilmesi sırasında kaçak olma ihtimaline karşı kullanılmıştır.



Şekil 8.3. Debi ölçer

8.1.1.d Kombi, test standı ve gaz analiz cihazı

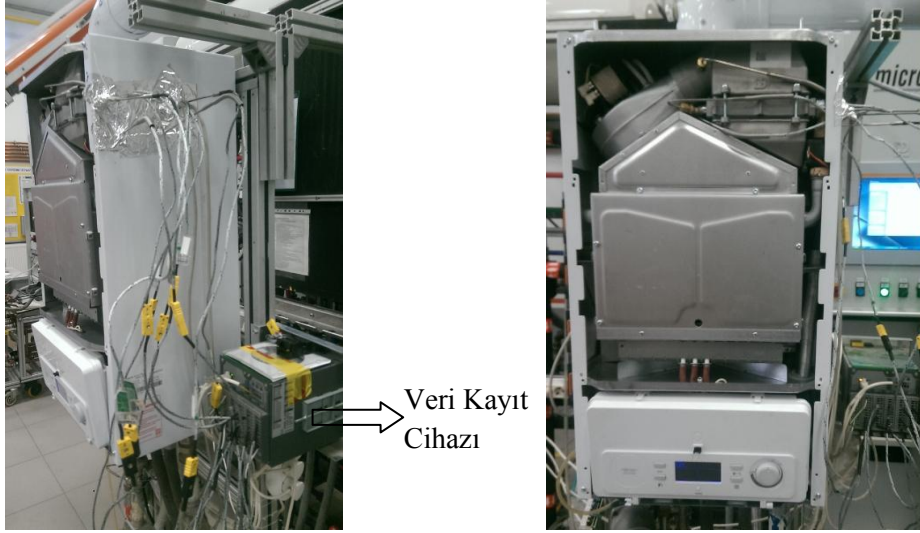
Deneyler esnasında kombinin baca donanımına bağlanarak atık gazın kimyasal bileşimi ve sıcaklığının ölçülmesi amacıyla kullanılmaktadır. Deney yapılırken anlık olarak ekranında ölçüm sonuçlarını göstermektedir.



Şekil 8.4. Kombi, test standı ve gaz analiz cihazı görseli

Deneyde kullanılan ve Şekil 8.4'de görülmekte olan kombi cihazı, EN 15502 standardına uygun olarak imal edilmiştir. Bu standart, sıcak kullanım suyu üretimi için kullanılan, gaz yakan merkezi ısıtma kazanlarının (anma ısı yükü 70 kW'ı aşmayan kombine kazanlar) sıcak kullanım suyu devresinin imalatı, emniyetli, enerjinin faydalı kullanımı, amaca uygunluk, sınıflandırma ve işaretlemesiyle ilgili ilave şartları ve deneyleri belirtmektedir. (TSE, 2013) Kombininin verim ve emisyon değerleri ile ilgili farklı senaryolarda yapılan deneylerde sonuçlar değerlendirilecektir.

Adaptif gaz sayacı ve termometerleriyle ısıtıcı cihazın verimini ölçebilen ve suyu kapalı çevrimde dolaştırarak soğutma yapıp müşteri kullanım şartlarını simüle eden gelişmiş test standı kullanılmıştır. Bu sayede rekuperatör üzerinde yapılan değişikliklerin kombi verimine olan etkisi ölçülebilmektedir.



Şekil 8.5. Veri kayıt cihazı ve kombinin test standına bağlanması

Şekil 8.5’de gösterilen veri kayıt cihazı ile sıcaklık ve su hızı değerleri 10 saniyede bir ölçüm alınarak bir excel tablosunda biriktirilmektedir. Deney süresince kombi rejime girdikten sonra yaklaşık 120 dakika boyunca ölçümler alınıp ortalamaları kullanılmıştır.

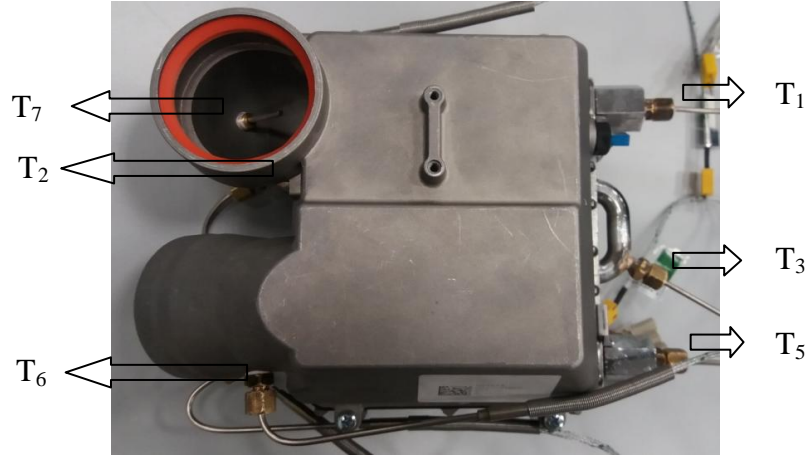
8.1.2 Deney düzeneğinin kurulması

Rekuperatör üzerinde belirlenen tüm ölçüm noktalarına göre daldırma tipi ısıl çiftler Şekil 8.5’de gösterildiği gibi eklenmiştir. Ayrıca çevrimde dolaşan su için rekuperatör kaynaklı yaşanan basınç ve debi kaybının anlaşılması açısından rekuperatör önce ve sonrasına akış ölçer yerleştirilmiştir.



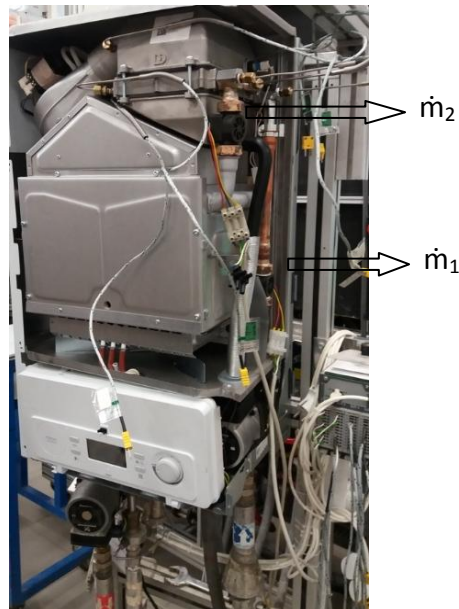
Şekil 8.6. Mevcut rekuperatör iç eşanjörü üzerinde ölçüm noktalarının belirlenmesi

Şekil 8.6'da 4 adet dairesel borulu reküperatör üzerinde sıcaklık ölçüm noktaları gösterilmiştir. Suyun her boru geçişindeki sıcaklık değişimi ölçülmüştür.



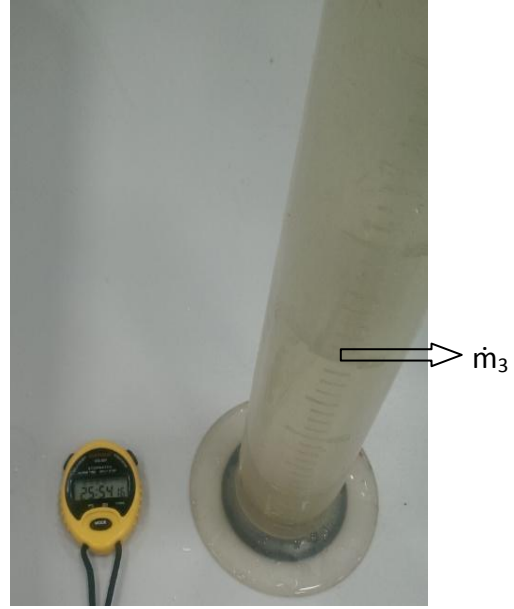
Şekil 8.7 Mevcut reküperatör üzerine sıcaklık ölçüm elemanlarının yerleştirilmesi

Şekil 8.7'de alt ve üst kapağının montajı yapılmış olan reküperatörün üzerinde ısı çiftlerinin yerleştirildiği sıcaklık ölçüm noktaları gösterilmiştir. Baca gazının fan yoluyla reküperatöre giriş sıcaklığı T_6 ve reküperatörden çıkış noktaları sıcaklığı T_7 'de noktaları da sistem üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 8.8 Reküperatör ve ölçüm sensörlerinin kombi üzerine yerleştirilmesi

Şekil 8.8’de üzerine reküperatör yerleştirilmiş olan kombi cihazı gösterilmiştir. Suyun pompadan reküperatöre gidiş (\dot{m}_1) ve reküperatörden çıkış debileri (\dot{m}_2) ısı çift bölgelerinde kaçak olması durumunda farkedilmesini sağlamak amacıyla eklenmiştir. Veri kayıt cihazıyla kombi yanmaya başladıktan sonra rejime girince ölçümler veri toplama cihazı tarafında yoluyla alınmaya başlanmıştır. 10 saniye aralıklarla alınan yaklaşık 1200 adet ölçümün sonuçlarının ortalaması alınmıştır.



Şekil 8.9 Yoğuşma suyu debi ölçümü Şekil 8.10 Ölçekli kaptaki yoğuşma suyu miktarının ölçülmesi

Şekil 8.9’da yoğuşan suyun debisinin ölçülmesi için ölçekli kap kombi rejime girdikten sonra sıcaklık ölçümleri alınırken yoğuşma tahliye borusunun altına eklenmiştir. Şekil 8.10’da yaklaşık 26 dakika bekleme sonrasında ölçekli kaptaki yoğuşma suyu biriktiği gözlemlenmiştir. Aynı şartlarda mevcut reküperatörde saatte ne kadar yoğuşma olacağı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_3 = \frac{60}{26} * 0,5 = 1,15 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{saat}}$$

Sayısal analizlerde yoğuşma olayı ihmal edildiği için mevcut durum ve elips borulu eşanjör prototipi arasında yoğuşan su debisi yüzdelerle analiz edilecektir. Aynı kontrol

şartları altında sistem içinde ne kadar fazla yoğuşma varsa reküperatörde o kadar fazla gizli ısı kazancı olduğu yorumu yapılabilir.

Çizelge 8.1’de ölçüm noktalarının reküperatör üzerindeki konumlarının tarifi yapılmıştır. Reküperatör iç eşanjörü için her su geçiş noktasındaki sıcaklık artışı ölçülmüştür.

Çizelge 8.1. Dairesel borulu reküperatör ölçüm parametreleri

Parametre Adı	Ölçülen Parametre
T ₁	Suyun reküperatöre ilk giriş sıcaklığı (°C)
T ₂	Suyun ilk geçiş sonrası dönüş sıcaklığı (°C)
T ₃	Suyun ikinci geçiş sonrası dönüş sıcaklığı (°C)
T ₄	Suyun üçüncü geçiş sonrası dönüş sıcaklığı (°C)
T ₅	Suyun reküperatörden ayrılma sıcaklığı (°C)
T ₆	Baca gazının reküperatöre giriş sıcaklığı (°C)
T ₇	Baca gazının reküperatörden ayrılma sıcaklığı (°C)
ΔT	Suyun reküperatöre ilk giriş ve çıkış sıcaklık farkı (°C)
m ₁	Suyun reküperatöre giriş debisi (lt/dk)
m ₂	Suyun reküperatörden çıkış debisi (lt/dk)
m ₃	Reküperatörde yoğuşan su debisi (lt/saat)

8.1.3 Deney sonuçları

Yapılan ölçümler sonrasında reküperatörün performansı değerlendirilerek verimi hesaplanmış ve sayısal analiz sonuçlarıyla bulgular kıyaslanmıştır.

Çizelge 8.2’de performans kıyaslaması için gerekli olan tüm değerler verilmiştir. Sonuç olarak reküperatöre 80,8 °C olarak giren baca gazı 48,8 °C’ye düşerek sistemi terk etmekte bu durumda reküperatöre 30°C olarak giren dönüş suyu 31,4 °C’ye yükselerek ana eşanjöre giriş yapmıştır.

Çizelge 8.2. Dairesel borulu eşanjör deney sonuçları

T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	ΔT	m ₁ (lt/dk)	m ₂ (lt/dk)	m _H (kg/s)
30	30,6	30,9	31,2	31,4	80,8	48,8	1,4	16,0	16,0	0,0074

Çizelge 8.3’de hesaplamalarda kullanılacak ortalama sıcaklıklara göre belirlenmiş termofiziksel özellikler verilmiştir.

Çizelge 8.3 Hesaplamalarda kullanılacak parametreler

T ₁	T ₅	C _{psu} (kj/kg°C)	m ₁ (kg/s)	C _{pH} (kj/kg°C)	m ₃ (m ³ /saat)
30	31,4	4,178	0,266	1,0084	1,15x10 ⁻³

Baca gazının hava olarak düşünülmesiyle soğumayla suya transfer edilen ısı miktarı hesaplanırsa;

$$Q_{\text{Duyulur}} = \dot{m}_H C_{pH} \Delta T = 0,0074 \times 1,0084 \times (80,8 - 48,8) = 239 \text{ W}$$

Yoğuşma olayından transfer edilen ısı transferinin hesaplanması amacıyla havanın ortalama sıcaklığı 338 K’de suyun buhar fazında entalpisi 2345,4 kj/kg olarak alınmıştır. (Termodinamik Tablo A4)

Aynı kombide yoğuşma olmadan yanma sonucunda atmosfere %15,4 H₂O gaz fazında bırakılmaktadır. Bölüm 5.0’de baca gazı özellikleri hava şartlarıyla aynı kabul edilerek hesaplama yapılmıştır. Bu durumda baca gazı içinde sıcaklığın 80,8 °C’den 48,8 °C’ye düşürülmesi durumunda 3,432 kg/h yoğuşma olacağı hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_{\text{buhar}} = 3,432 \text{ kg/h} = 0,0095 \text{ kg/s}$$

$$Q_{\text{yoğ.}} = \dot{m}_{\text{buhar}} \cdot L_y = 0,00095 \times 2345,4 = 2236 \text{ W}$$

$$Q_{\text{verilen}} = 2236 + 238 = 2474 \text{ W}$$

Hesaplamalar yapılırken baca gazı termofiziksel özellikleri havanın özellikleriyle özdeş olarak kabul edilmiştir.

$$Q_{\text{alınan}} = \dot{m}_{\text{su}} c_{\text{psu}} \Delta T = 0,266 \times 4,178 \times (31,4 - 30) = 1555,8 \text{ W}$$

Bu durumda 4 adet dairesel borulu mevcut reküperatörün verimi hesaplanabilir.

$$\eta = \frac{Q_{\text{alınan}}}{Q_{\text{verilen}}} = \frac{1556}{2474} = 0,62$$

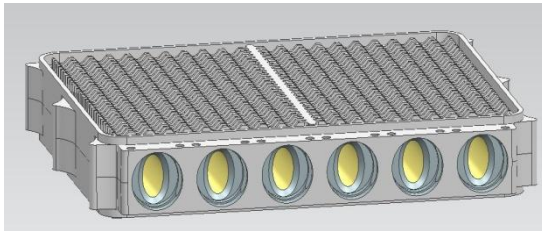
Reküperatör verimi **%62** olarak hesaplanmıştır.

8.2 Geliştirilmiş, Elips Borulu Reküperatörün Deneysel Analiz Edilmesi

Yapılan analitik ve sayısal analizler sonrasında elips borulu senaryolar içinde kombi çalışma şartlarına en uygun olan geometrinin düz borulu olan senaryonun olduğu görülmüştür. Bu analizlerin sonucuna bağlı olarak uygun geometri modelinin prototipinin tedarik edilmesi için çalışma başlatılmıştır.

Kalıp yatırımı yapılmadan geliştirilmiş tasarımın aynı malzemeden üretilmesinin Alüminyum kütüğün alınarak CNC’de modelle birebir aynı olacak şekilde talaş kaldırılmasıyla mümkün olacağı, yapılan üretim teknolojileri araştırmaları sonrasında anlaşılmıştır. Prototip reküperatörün üretilmesi sonrasında mevcut durumla aynı alt ve üst kapakla bağlantısının yapılabilmesi ve dirsek elemanlarının prototipleriyle bağlantı da sızdırmazlık sağlanmalıdır.

Çizilmiş olan üç boyutlu modelin birebir aynı olacak şekilde prototipinin üretiminin yapılması oldukça işçilik ve zaman gerektirmiştir. Fakat deneysel analiz yapılarak farklılığın kıyaslanması açısından bu husus önem arz etmektedir.

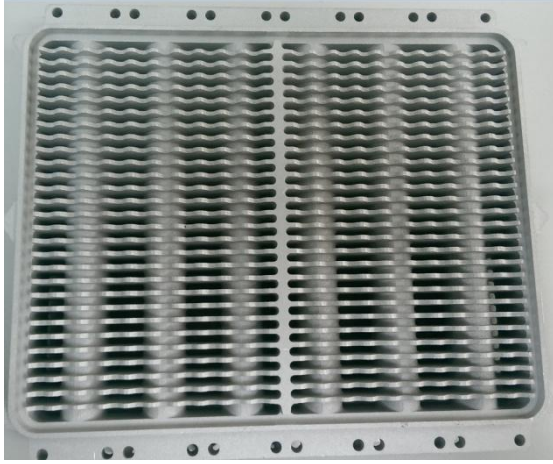


Şekil 8.11. Geliştirilmiş eşanjör modeli

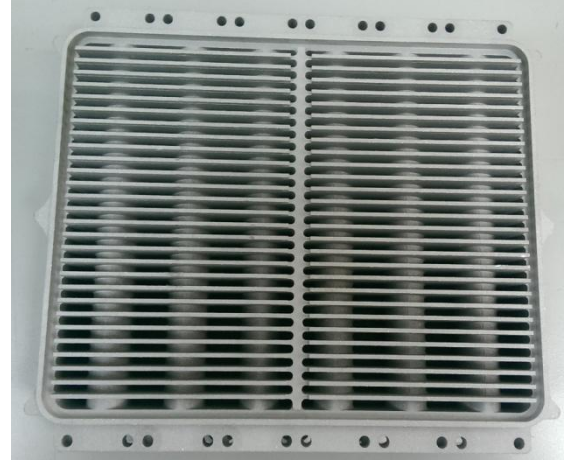


Şekil 8.12. Geliştirilmiş eşanjör prototipi

Şekil 8.11 ve Şekil 8.12’de sırasıyla elips düz borulu reküperatör iç eşanjör modeli ile yaptırılan prototipin aynı bakış açısından görselleri görülmektedir. Dirsek borularının montajının yapıldıktan sonra sabitlenmesi için klips oturma yüzeyleri hazırlanmıştır.



Şekil 8.13. Prototip eşanjör alt yüzeyi



Şekil 8.14. Prototip eşanjör üst yüzeyi

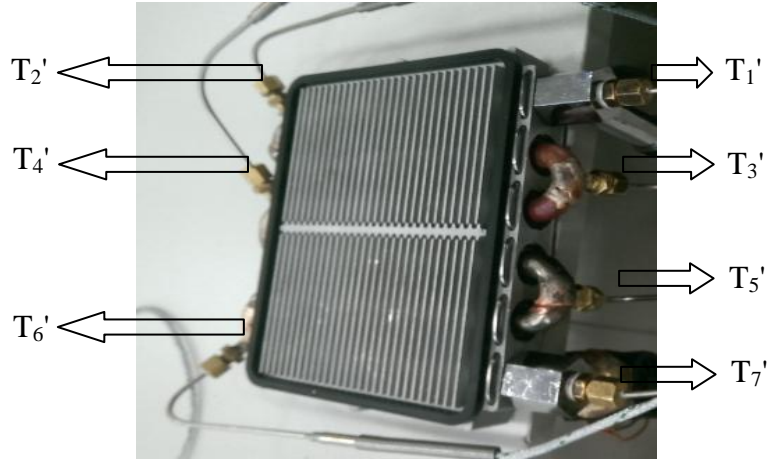
Şekil 8.13 ve Şekil 8.14’de prototipi yaptırılmış olan reküperatör iç eşanjörünün kombi yerleşim pozisyonuna göre alt ve üst yüzeyden görünüm fotoğrafı verilmiştir. 6 adet yassı şekilde dizilmiş elips formlu borular görülmektedir. Prototip numuneyle mevcut reküperatörün toplam kanat ısı transfer yüzey alanları aynıdır. Boru formunun elips yapılarak geçiş sayısının artırılmasıyla toplam ısı transfer yüzey alanında %3,5 artış hesaplanmıştır. Deneysel analiz sonrasında performansta oluşan artış aynı şartlar altında analiz edilmiş olacaktır.

8.2.1 Deney ekipmanları

Deney ekipmanları mevcut reküperatör analizinde kullanılan komponentlerin aynısıdır. Her iki deneyde karşılaştırmanın efektif yapılabilmesi için aynı komponentlerin kullanılarak testlerin eş laboratuvar şartlarında yapılması hedeflenmiştir.

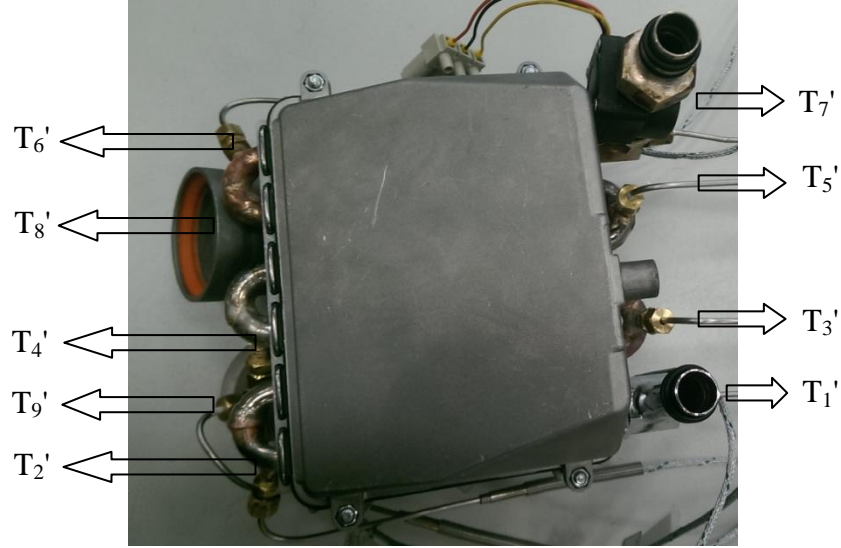
8.2.2 Deney düzeneğinin kurulması

Rekuperatör üzerinde belirlenen tüm ölçüm noktalarına göre daldırma tipi ısı çiftleri eklenmiştir. Ayrıca çevrimde dolaşan suda rekuperatör kaynaklı yaşanan basınç ve debi kaybının anlaşılması açısından rekuperatör önce ve sonrasına akış ölçer yerleştirilmiştir.



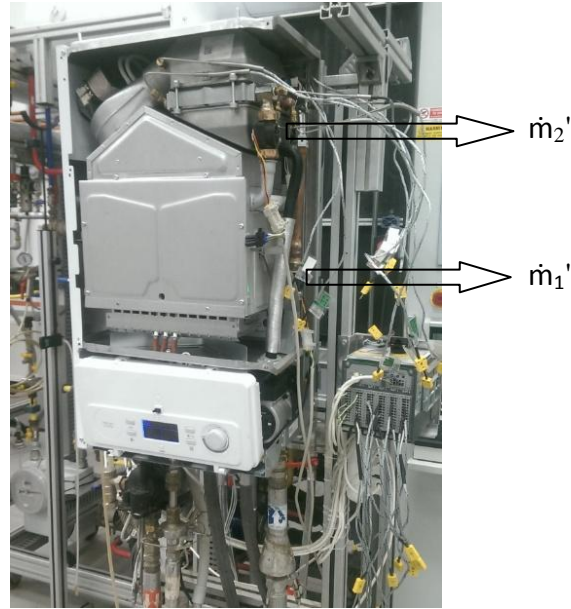
Şekil 8.15. Yeni rekuperatör iç eşanjörü üzerinde ölçüm noktalarının gösterilmesi

Şekil 8.15'de 6 borulu elips rekuperatör iç eşanjör prototipi üzerinde su sıcaklık ölçüm noktaları gösterilmiştir. Tüm dirseklere sıcaklık ölçümü için ısı çifti yerleştirilmiştir. Bunun sebebi suyun ilk giriş ve son çıkış bölgesindeki sıcaklık farkının analiz edilmekle kalmayıp geçişler arasındaki değişikliğin sayısal analiz sonuçlarıyla kıyaslama yapılmasıdır.



Şekil 8.16. Yeni reküperatör üzerinde ölçüm elemanlarının yerleştirilmesi

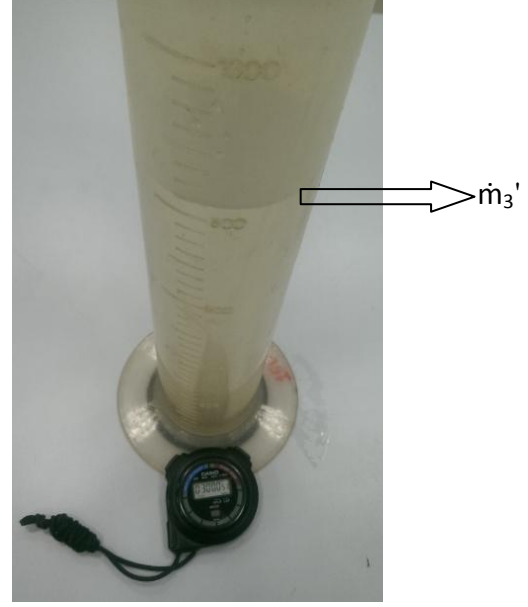
Şekil 8.16'da yeni elips borulu reküperatör üzerine mevcut alt ve üst kapak eklendikten sonra sıcaklık sensörleri dizilimini gösterilmektedir. Mevcut duruma göre boru geçiş sayısı fazla olduğu için sisteme 2 adet daha sıcaklık sensörü eklenmiştir.



Şekil 8.17. Yeni reküperatör ve ölçüm sensörlerinin kombi üzerine yerleştirilmesi

Şekil 8.17'de yeni reküperatörün kombi üzerine yerleştirildiği ve sıcaklık sensörlerinin veri kayıt cihazına bağlandığı görsel verilmiştir. Sıcaklık ölçümlerinin alınması için kombinin rejime girmesi beklenmiştir. Kombiden reküperatöre giden su debisi \dot{m}_1' ve reküperatörden kombi primer eşanjörüne giden su debisi \dot{m}_2' olarak

ölçülmüştür. Debi farkının ölçülme sebebi kombinin deney için panelleri kapatıldığında sıcaklık ölçüm noktalarında kaçak olup olmadığının takibinin yapılması içindir.



Şekil 8.18. Yeni reküperatör deney ölçümleri Şekil 8.19 Yeni reküperatör yoğuşma debisi

Şekil 8.18'de kombiye montajı yapılmış olan yeni reküperatörün deneysel ölçümleri kombi rejime girdikten sonra ilk deneyle aynı şartlarda yapılmıştır. Veri kayıt cihazında aynı şekilde 10 saniyede 1 olmak üzere ölçümler alınmıştır. Toplamda alınan 1200 adet ölçümün ortalaması alınarak hesaplamalarda kullanılmıştır.

Şekil 8.19'da ise yeni reküperatörde oluşan yoğuşma suyu debisinin ölçülmesi açısından ölçekli kap yoğuşma gider tahliye borusu çıkışına eklenmiştir. 30 dakika beklendikten sonra ölçekli kaptaki 825 ml yoğuşma suyu biriktiği ölçülmüştür. Bu durumda saatte olan yoğuşma miktarı hesaplanmıştır.

$$\dot{m}'_3 = \frac{60}{30} \times 825 = 1,65 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{saat}$$

Çizelge 8.4'de deneysel ölçümü yapılarak konumu gösterilen parametre isimleri verilmiştir.

Çizelge 8.4. Elips borulu reküperatör ölçüm parametreleri

Parametre Adı	Ölçülen Parametre
T_1'	Suyun reküperatöre ilk giriş sıcaklığı (°C)
T_2'	Suyun ilk geçiş sonrası dönüş sıcaklığı (°C)
T_3'	Suyun ikinci geçiş sonrası dönüş sıcaklığı (°C)
T_4'	Suyun üçüncü geçiş sonrası dönüş sıcaklığı (°C)
T_5'	Suyun dördüncü geçiş sonrası dönüş sıcaklığı (°C)
T_6'	Suyun beşinci geçiş sonrası dönüş sıcaklığı (°C)
T_7'	Suyun reküperatörden ayrılma sıcaklığı (°C)
T_8'	Baca gazının reküperatöre giriş sıcaklığı (°C)
T_9'	Baca gazının reküperatörden ayrılma sıcaklığı (°C)
$\Delta T'$	Suyun reküperatöre ilk giriş ve çıkış sıcaklık farkı (°C)
\dot{m}_1'	Suyun reküperatöre giriş debisi (lt/dk)
\dot{m}_2'	Suyun reküperatörden çıkış debisi (lt/dk)
\dot{m}_3'	Reküperatörde yoğuşan su debisi (lt/saat)

8.2.3 Deney sonuçları

Yapılan ölçümler sonrasında yeni reküperatörün performansı değerlendirilerek verimi hesaplanmış ve sayısal analiz sonuçlarıyla bulgular kıyaslanmıştır. Özellikle mevcut reküperatörle ısı transfer performansı açısından kıyaslama yapılmıştır.

Çizelge 8.5'de yapılan deneyde belirlenen sıcaklık noktalarının değerleri verilmiştir. Aynı su debisi şartlarında ΔT mevcut reküperatörden daha fazladır.

Çizelge 8.5 Elips borulu eşanjör sıcaklık parametreleri

T_1'	T_2'	T_3'	T_4'	T_5'	T_6'	T_7'	$\Delta T'$
30	30,3	30,8	31,1	31,2	31,5	31,65	1,65

Çizelge 8.6'da baca gazının reküperatöre giriş ve çıkış sıcaklıkları ile reküperatör önce ve sonrası için su debisi ölçümleriyle yoğuşma suyu debisi verilmiştir. Yeni reküperatörde daha fazla yoğuşmanın olduğu anlaşılmıştır. Tüm ölçümler hesaplamalara dahil edilerek yeni reküperatörün verimi hesaplanmıştır.

Çizelge 8.6 Elips borulu eşanjör ölçüm parametreleri

T_8'	T_9'	\dot{m}_1'	\dot{m}_2'	\dot{m}_3'	C_{psu} (kJ/kg°C)	C_{pH} (kJ/kg°C)
81	47,7	16	16	1,65	4,178	1,0084

Baca gazının havanın özelliklerine sahip olduğu kabul edildiğinde soğumayla suya transfer edilen ısı miktarı hesaplanırsa;

$$Q_{duyulur} = \dot{m}_H C_{pH} \Delta T = 0,0074 \times 1,0084 \times (81 - 47,7) = 248 \text{ W}$$

Yoğuşma olayından transfer edilen ısı transferinin hesaplanması amacıyla havanın ortalama sıcaklığı 338 K'de suyun buhar fazında entalpisi 2345,4 kJ/kg olarak alınmıştır. (Termodinamik Tablo A4)

Aynı kombide yoğuşma yapılmadan yanma sonucunda atmosfere %15,4 H₂O gaz fazında bırakılmaktadır. Bölüm 6.0'de baca gazı özellikleri hava şartlarıyla aynı kabul edilerek hesaplama yapılmıştır. Bu durumda baca gazı içinde sıcaklığın 80,8 °C'den 48,8 °C'ye düşürülmesi durumunda yaklaşık olarak 3,432 kg/h yoğuşma olacağı hesaplanmıştır. Baca gazı sıcaklıkları mevcut durumla hemen hemen aynı olduğundan ortalama sıcaklıklar aynıdır. Yani bu değer yeni reküperatör şartlarında da kullanılabilir.

$$\dot{m}_{buhar} = 3,432 \text{ kg/h} = 0,00095 \text{ kg/s}$$

$$Q_{yoğuşma} = \dot{m}_{buhar} L_y = 0,00095 \times 2345,4 = 2236 \text{ W}$$

olarak bulunur.

$$Q_{verilen} = 2236 + 248 = 2484 \text{ W}$$

Hesaplamalar yapılırken baca gazı termofiziksel özellikleri havanın özellikleriyle özdeş olarak kabul edilmiştir.

$$Q_{\text{alınan}} = \dot{m}_{\text{su}} c_{\text{psu}} \Delta T = 0,266 \times 4,178 \times (31,65 - 30) = 1833 \text{ W}$$

olarak hesaplanmıştır.

Bu durumda yeni 6 adet elips düz borulu reküperatörün verimi hesaplanabilir.

$$\eta = \frac{Q_{\text{alınan}}}{Q_{\text{verilen}}} = 1833/2484 = 0,74$$

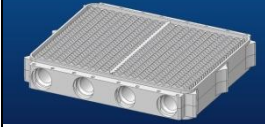
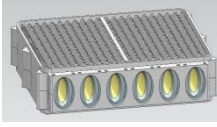
Reküperatör verimi **%74** olarak hesaplanmıştır.

9. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde deneysel analiz sonuçları yorumlanmıştır. Aynı şartlarda mevcut dairesel 4 adet borulu reküperatörle bu çalışmada geliştirilmiş 6 adet düz elips boruya sahip olan reküperatörün deneysel analiz sonuçları kıyaslanmıştır.

Çizelge 9.1’de yapılan deneysel analiz sonucunda mevcut ve yeni reküperatörün kıyaslaması verilmiştir. Deneysel analiz çalışması öncesinde yapılan tüm çalışmalar prototip modelin belirlenmesi için yapılmıştır. Prototip modelin üretilmesi ile deneysel analiz çalışmasında nihai sonuçlar bulunmuştur. Bulgulara göre kanat dış yüzey alanları eşit tutularak boru geometrisinde ve adetinde yapılan değişiklikten dolayı reküperatörün toplam ısı transfer dış yüzey alanı %3,5 artarken aynı şartlar altında yapılan deneysel analizde ısı performansında %18 artış olduğu görülmüştür.

Çizelge 9.1 Deneysel analiz sonuçlarının kıyaslanması

50°C-30°C Çevriminde Yapılan Deneysel Analiz Sonuçları	Mevcut Reküperatör 	Tasarlanmış Reküperatör 	Fark (%)
Test Şartlarında Kombi Nominal Gücü (kW)	24	24	0,00
Fan Gücü (W)	48	48	0,00
Pompa Su Debisi (lt/dak)	16	16	0,00
Toplam Kanat Isı Transfer Yüzey Alanı (m ²)	0,266	0,266	0,00
Toplam Boru Isı Transfer Yüzey Alanı (m ²)	0,041	0,052	+26,8
Toplam Isı Transfer Yüzey Alanı (m ²)	0,307	0,318	+3,5
CO Emisyonu (ppm)	42	24	-43,0
Yoğuşma Debisi (lt/saat)	1,15	1,65	+43,0
Suya Aktarılan Toplam Isı Enerjisi (W)	1556	1833	+18,0
Reküperatör Verimi (%)	62	74	+12,0

Ayrıca emisyon değerlerinde aynı şartlar altında iyileşme olduğu tespit edilmiştir. Bu durumun yeni reküperatöre aynı şartlarda giren havanın sistemi daha hızlı sistemi terk ettiğinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Çünkü yanma odasına bu sayede daha fazla

yakma havası girmektedir. Yapılan sayısal analizlerde deney sonuçlarını desteklemektedir. Yeni reküperatörün yoğuşma suyu debisinde aynı şartlar altında mevcut reküperatöre göre yaklaşık %43 artış ölçülmüştür. Bu durum yeni reküperatörde gizli ısı kazancının daha yüksek olduğunu ispatlamaktadır. Gizli ısı kazancının oldukça yüksek olması kombi üzerinde kullanılan reküperatörler arasında verim değerlerinde kayda değer farklılık olmasına yol açmaktadır.

Reküperatör ısı transfer iç bölge alanında değişik basınç bölgeleri olmasının özgül nem'de oluşacak değişiklikten dolayı yoğuşma performansını doğrudan etkilediği yapılan termodinamik analitik analizlerinde görülmüştür. Özellikle hız vektörlerinin vorteks yapıda akış içinde olması yoğuşmanın iç eşanjör yerine istenmeyen dış yüzeylerde meydana gelmesine bağlı olarak enerji kaybına sebep olacağı anlaşılmıştır.

Deneysel çalışmalarda aynı şartlarda iki farklı reküperatör senaryosunun karşılaştırılması aynı kombiyle yapılmıştır. Test standından alınan toplam kombi verim değeri yeni reküperatörde mevcut reküperatöre göre %1,15 daha yüksek olarak ölçülmüştür. Tüm kombi veriminde oluşan bu artışın sebebi reküperatörün geliştirilmesidir. Test standının verim üzerine hesaplamalarından reküperatör eşanjörleri üzerinden alınan ölçümlere paralel bulgular elde edilmiştir.

Tüm bulgular elips borulu reküperatörün dairesel borulu konstrüksiyona göre kombi şartlarında kullanıma her parametre açısından daha uyumlu olduğunu göstermektedir. Üretilbilirlik anlamında elips yapı değerlendirildiğinde su geçiş bağlantılarının uyumluluğunun seri üretim şartlarına uygun olduğu da deneysel analizler süresince anlaşılmıştır. Hava ve su akışkanlarına sahip ısı değiştiricilerinde elips geometrili boruların ısı transfer performansı ve direnç kaybı açısından daha avantajlı olduğu anlaşılmıştır.

10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada kombi baca gazı atık ısını kullanarak ısı geri kazanımı sağlayan reküperatörün dairesel borulu geometrisinin elips forma dönüştürülmesiyle kombi için ısı transfer performansının arttığı yapılan analitik, sayısal ve deneysel analizler sonucunda anlaşılmıştır. Tüm analizler sonucunda aşağıda maddeler halinde verilen bulgular elde edilmiştir.

- Yapılan analitik analizlerde dairesel boru formundan elips forma geçilmesi çap daralmasından ötürü su hızında artış olacağı hesaplanmıştır. İç akışın türbülanslı olma derecesi bu yolla arttırılmıştır. Bu sayede iç akışta meydana gelen ısı transfer taşınım katsayısında artış olacağı hesaplanmıştır. Yapılan bu analizler sayesinde iç akışta türbülator kullanımına gerek kalmayacağı için dizayn parametreleri bu doğrultuda oluşturulmuştur.
- Termodinamik yöntemlerle yapılan yoğuşma analizlerinde baca gazı özelliklerinin havayla aynı olduğu kabul edilmiştir. Bu sayede baca gazının reküperatör iç basıncı sabit kabul edilerek soğutulmasına bağlı olarak su buharı yoğuşma debisi hesaplanmıştır. Yapılan deneysel analizlerde ölçülen yoğuşma debileri hesaplanan miktardan oldukça azdır. Bunun sebebinin sayısal analiz sonuçlarına göre mevcut reküperatör iç hava hacmi basıncında oluşan değişkenlikten olduğu anlaşılmıştır. Tasarlanan reküperatörde yoğuşma debisinin mevcut reküperatöre göre %43 daha fazla olması yeni reküperatör içinde basınç dağılımının daha homojen olduğunu göstermektedir. Bu durum yapılan sayısal analizler sonucunda basınç dağılım görsellerinde de anlaşılmıştır.
- Tasarlanan reküperatörün, mevcut reküperatöre göre ısı transfer yüzey alanında toplamda %3,5'luk bir artış yapılmıştır. Elips boru formuyla geçiş sayısının toplam kanat yüzey alanı sabit kalacak şekilde arttırılması sonucunda yapılan sayısal analizlerde ısı performansında mevcut duruma göre yaklaşık %10'luk bir artış olacağı görülmüştür. Yapılan deneysel analiz çalışmalarında ise iki senaryonun ısı

performans artışının %18 olduğu ölçülmüştür. Bu sapmanın sebebi sayısal analizlerde yoğunlaşmanın modellenememesinden kaynaklanmaktadır.

- Yoğuşan su debisinin yeni reküperatörde mevcut duruma göre %43 oranda arttığı yapılan deneysel çalışmalarda görülmüştür. Yoğuşma performansının yeni elips borulu reküperatörde daha yüksek olmasından dolayı gizli ısı kazancı mevcut duruma göre daha yüksek olacaktır. Deneysel analizlerde toplamda ısı geri kazanımı farklılığı %18 olarak gerçekleşmiştir.
- Elips boru geometrisine boru boyutlarında değişiklik yapılmadan 35°,40° ve 45° eğim açısı verilmesi sonucunda yapılan sayısal analizlerde reküperatör hava hacmi içinde baca gazının eğim açısı arttırıldıkça havanın hız artış eğiliminde bulunduğu anlaşılmıştır. Fakat bu durumun baca gazının reküperatör içinden geçerken direnç kaybını arttırdığı ve buna bağlı olarak daha güçlü fan kullanılmasına sebep olacağı düşünülmüştür. Kombi sistemlerde elektrik tüketiminin arttırılmasının ERP'ye sezonsal verimliliğe negatif yönde etki etmesinden dolayı bu elips senaryoların eğim açılı olarak kullanılmalılarının mevcut kombinin parametrelerine uygun olmadığı anlaşılmıştır.
- Reküperatör sistemi kaynaklı baca gazı hızındaki yavaşlamadan doğan basınç kaybının kombi yanma emisyonlarına olumsuz yönde etki ettiği yapılan aynı şartlardaki deneysel analiz çalışmalarında anlaşılmıştır. Bu nedenle elips geometriye açı verilmesi senaryoları düz elips geometrisine göre tercih edilmemiştir.
- Yapılan sayısal analizlerde yeni geliştirilmiş reküperatörde mevcut reküperatörle aynı akış şartlarında % 8 oranda daha az baca gazı direnç kaybı olduğu görülmüştür. Basınç kaybında oluşan azalma hermetik kombilerde daha fazla yakma havası alımına sebep olduğu için yanma emisyonlarına olan olumlu etkisi aynı şartlarda yapılan deneysel analiz çalışmalarıyla doğrulanmıştır. Aynı laboratuvar şartlarında mevcut reküperatörde CO emisyonu 42 ppm olarak ölçülürken yeni reküperatörde bu değer 29 ppm'e düştüğü görülmüştür. Bu

durum elips borulu eşanjör sistemlerinin dış akış sürtünme katsayılarının dairesel geometrilere göre daha düşük olduğunu ispatlamıştır.

- Mevcut reküperatöre göre yeni reküperatörde yoğuşma suyunun daha düzenli frekanslarda tahliye edildiği yapılan deneysel analizlerde gözlemlenmiştir. Bu gözlemden reküperatörün ısıl performansı üzerinde yoğuşma suyu tahliyesinin büyük önem arz ettiği anlaşılmıştır. Çünkü yoğuşarak gizli ısı enerjisini verip tahliye olamadan boru yüzeylerinde kalan su damlacıkları tekrar buhar fazına geçebilmek için eşanjör içinde ısı transferi yüzeylerinde direnç oluşturduğu düşünülmüştür. Özellikle deneyler esnasında mevcut reküperatörde yoğuşan su damlacıklarının yeni duruma göre kesintili olarak gelmesi bu çıkarıma örnek teşkil etmektedir.
- Kombilerde kullanılmak üzere yeni bir reküperatör dizaynı yapılması düşünüldüğünde, reküperatörün dizayn parametreleri sadece ısıl performansı arttırıcı yönde şartlandırılmamalıdır. Analitik ve sayısal analizler yapılarak geometri içinde basınç ve sıcaklık dağılımının yoğuşmaya olan etkileri yorumlanmalıdır. Yoğuşma olayı sayısal analiz yöntemiyle modellenemediğinden hız vektörleri içinde vorteks akış eğilimiyle, toplam baca gazı hacminde olan basınç ve sıcaklık dağılımı yorumlanmalıdır. Farklı model senaryolarının yapılan sayısal analizlerde giriş -çıkış hız, sıcaklık ve basınç dağılımlarındaki değişiklik tasarıma en uygun dizayn parametrelerinin optimize edilmesine önemli katkıda bulunacaktır.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Abu Madi, M., Johns R.A., Heikal, M.R., 1998, Performance charecteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 21, p. 507-514
- Chang, Y.C., Wang, C. C., 1997, Generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, *International Journal Heat and Mass Transfer*, 40, p.533-544
- Çengel, Y., ve Boles M., 1996, *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, (Çev. T. Derbentli), İstanbul Literatür Yayıncılık 2. baskı, s.627, s.635, s.794, s.818
- Dal, A.R., 2007, Kombilerde kullanılan ısı değiştiricisi farklı kanatçık geometrilerinin kombi verimine etkisinin sayısal analizi, Doktora tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 101 s. (yayımlanmış)
- Daloğlu, A., Ayhan, T. 1999, Natural Convection in a periodically finned vertical channel, *Heat and Mass Transfer*, 30, p. 1175-1182
- Erek A., Özerdem B., Bilir L., İlken Z., 2005, Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plane fin and tube heat, *Applied Thermal Engineering*, 25, 2421-2431
- Forgo, L., 1974, Some extra high capacity heat exchangers of special design in heat exchanger, N.H Afgan and EU Schlinder, Hemisphere, Washington, 101-120
- Genceli, O., 1999, *Isı Değiştiricileri*, Birsen Yayınevi, s.11, s.93-104.
- Halıcı, F., Taymaz, İ., Gündüz M., 2001, The effect of tube rows on heat, mass and momentum transfer in plate-plate finned tube heat exchangers, *Energy*, 26, p. 963-972
- Incropera, F.P., ve DeWitt D.P., 2006, *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri*, (Çev. T. Derbentli vd.), İstanbul Literatür Yayıncılık, 4. baskı, s.395-396, s.479
- Katkhaw, N., Vorayos, N., Kiatsiriroat T., Khunatorn Y., Bunturat D., 2014, Heat transfer behaviour of flat plate having 45° elipsoidal dimpled surfaces, *Case Studies in Thermal Engineering*, 2, p. 67-74
- Kays, W.M., London, A.L., 1984, *Compact heat exchangers*, Mc Graw Hill publish, third edition, New York, p. 156-161
- Kim, C.N., Jeong, J., Youn, B., 2003, Evaluation of thermal contact conductance using a new experimental-numerical method in fin-tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 26, 900-908
- Kor, O., Kanatlı borulu ısı değiştirgeçlerinin karışık taşınım şartları için sayısal analizi, lisans bitirme tezi, DEÜ Makine Mühendisliği Bölümü, 69s. (yayımlanmamış)

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Kotcioğlu, İ., Bölükbaşı A., 2003, Düşey dikdörtgen kesitli bir kanalda farklı kanatçıklı yüzeylerde ısı transferinin incelenmesi, DEU Fen ve Mühendislik Dergisi, 2 s. 89-102
- Köseoğlu, M.F., Başkaya Ş., Çalışır T., 2015, Farklı ısı eşanjörlerine sahip kombi cihazlarının performanslarının deneysel olarak karşılaştırılması, Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 30, s. 29-37
- Kuck, J., 1996, Efficiency of vapour-pump-equipped condensing boilers, Applied Thermal Engineering, 16, p. 233-244
- Lee, K., Kim, W., Si, J., 2001, Optimal shape and arrangement of staggered pins in the channel of a plate heat exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44, p. 3223-3231
- Mendes, P.S., Sparrow E.M., 1984, Periodically converging-diverging tubes and their turbulent heat transfer, pressure drop, fluid flow and enhancement characteristics International Journal of Heat and Mass Transfer, 106, p. 55-63
- Omar, M.A., 2014, Yoğuşmalı kombiler için çok geçişli kompakt ısı değiştiricisi ve yarı küresel metal matrix yakıcının geliştirilmesi, Doktora tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 134 s. (yayımlanmamış)
- Özçelik, M.O., 2012, Doğrudan ateşlemeli, kanatlı borulu ısı değiştiricinin modellenmesi, Yüksek lisans tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 87 s. (yayımlanmamış)
- Rich, D.G., 1973, The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of Multirow, Smooth Plate Fin Tube Heat Exchanger, Ashrae Transactions, 79(2): p. 137-145
- Rocha, L.A.O., Saboya F.E.m., Vargas, J.V.C., 1997, A comparative study of elliptical and circular sections in one and two row tubes and plate fin heat exchangers, International Journal of Heat Fluid Flow, 18, p. 247-252
- Romero-Mendez, R., Sen M., Yang, K.T., McClain, R., 2000, Effect of spacing convection in a plate fin and tube heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer, 43, p. 39-51
- Şahin, H.M., Dal, A.R., and Baysal, E., 2007, 3-D Numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behaviour in plate tube, Applied Thermal Engineering, 27, 1806-1816
- Şara, O.N., Pekdemir, T., Yapıcı, S., Yılmaz, M., 2001, Enhancement heat transfer from a flat surface in a channel flow by attachment of rectangular blocks, International Journal of Energy Research, 25, p. 563-576

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- TS EN 15502, 2013 Anma ısı yükü 70 kW'ı aşmayan kombine kazanlar için belirli şartlar, TSE.
- Turaga, M., Lin, S., Fazio, P.P., 1988, Performance of direct expansion plate finned tube coils for air cooling and humidification, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 11, p. 78-86
- Yılmaz, O.T., 2015, Doğalgazlı ısıtma xihazlarında (kombi) atık gazdan enerji kazanımı sağlayan yeni nesil plakalı reküperatörün simülasyon tabanlı geliştirilmesi, Teskon, İzmir, s. 593-614
- Wang, C.C., Chi, K.Y., 2000, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, *International Journal Heat Mass Transfer*, 43, p. 2681-2691
- Wang, C.C., Lee, W.S., Sheu, W.J., 2001, A comparative study of compact enhanced fin and tube heat exchangers, *International Journal Heat Mass Transfer*, 44, p. 3565-3573