



16 PA4 V185 TİPİ DİZEL LOKOMOTİF MOTORUNDA DOLGU HAVASI
SOĞUTUCUSUNUN MODERNİZASYONU

Şule APAYDIN

Doktora Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Şubat - 2018

16 PA4 V185 TİPİ DİZEL LOKOMOTİF MOTORUNDA DOLGU HAVASI
SOĞUTUCUSUNUN MODERNİZASYONU

Şule APAYDIN

Dumlupınar Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Lisansüstü Eğitim Öğretim ve Sınav Yönetmeliği Uyarınca
Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında

DOKTORA TEZİ

Olarak Hazırlanmıştır.

Danışman: Prof. Dr. Ramazan KÖSE
Ortak Danışman: Doç. Dr. Özer AYDIN

Şubat - 2018

KABUL VE ONAY SAYFASI

Şule APAYDIN'ın DOKTORA tezi olarak hazırladığı "16 PA4 V185 TİPİ DİZEL LOKOMOTİF MOTORUNDA DOLGU HAVASI SOĞUTUCUSUNUN MODERNİZASYONU" başlıklı bu çalışma, jürimizce Dumlupınar Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Öğretim ve Sınav Yönetmeliğın ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

21/ 02 /2018

(Sınav Tarihi)

Prof. Dr. Önder UYSAL
Enstitü Müdürü, Fen Bilimleri Enstitüsü

Prof. Dr. Ramazan KÖSE
Bölüm Başkanı, Makina Mühendisliği Bölümü

Prof. Dr. Ramazan KÖSE
Danışman, Makina Mühendisliği Bölümü

Doç. Dr. Özer AYDIN
Ortak Danışman, Makina Mühendisliği Bölümü

Sınav Komitesi Üyeleri

Prof. Dr. Ramazan KÖSE
Makina Mühendisliği Bölümü, Dumlupınar Üniversitesi

Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU
Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Gazi Üniversitesi

Doç. Dr. Hamit SOLMAZ
Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Gazi Üniversitesi

Doç. Dr. H. Abdullah YILDIZ
Makine Mühendisliği Bölümü, Uşak Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. M. Akif KUNT
Motorlu Araçlar ve Ulaştırma Teknolojileri Bölümü, Dumlupınar Üniversitesi

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

Bu tezin hazırlanmasında Akademik kurallara riayet ettiğimizi, özgün bir çalışma olduğunu ve yapılan tez çalışmasının bilimsel etik ilke ve kurallara uygun olduğunu, çalışma kapsamında teze ait olmayan veriler için kaynak gösterildiğini ve kaynaklar dizininde belirtildiğini, Yüksek Öğretim Kurulu tarafından kullanılmak üzere önerilen ve Dumlupınar Üniversitesi tarafından kullanılan intihal Programı ile tarandığını ve benzerlik oranının % 11 çıktığını beyan ederiz. Aykırı bir durum ortaya çıktığı takdirde tüm hukuki sonuçlara razı olduğumuzu taahhüt ederiz.

Danışman
Prof. Dr. Ramazan KÖSE

Öğrenci
Şule APAYDIN

16 PA4 V185 TİPİ DİZEL LOKOMOTİF MOTORUNDA DOLGU HAVASI SOĞUTUCUSUNUN MODERNİZASYONU

Şule APAYDIN

Makine Mühendisliği, Doktora Tezi, 2018

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ramazan KÖSE

Ortak Danışman: Doç. Dr. Özer AYDIN

ÖZET

Günümüzde ulaşım sektörünün hızla gelişen bir kolu olan raylı sistem araçlarında kullanılan dizel motor aşırı doldurma sistemlerindeki ara soğutucunun seçilmesi veya tasarlanması motor verimi ve yakıt tüketimi açısından önem arz etmektedir.

Bu çalışmada, turbo şarjlı ve ara soğutuculu 16 silindirli dizel lokomotif motorunda kullanılmak üzere 12 farklı ara soğutucu tasarımı üzerinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizi yapılmıştır. Tasarımlar, mevcut ara soğutucu ile sıcaklık ve basınç kaybı açısından karşılaştırılarak optimum tasarımın prototip imalatı yapılmıştır. Mevcut ara soğutucu ile optimum tasarım ara soğutucusunun motor üzerine montajı yapılarak motorun maksimum gücünü elde ettiği devir sayısında, farklı yüklerde performans testleri gerçekleştirilmiştir. Mevcut ara soğutucusunun kullanıldığı duruma göre, optimum tasarım ara soğutucusunun kullanılması durumunda ara soğutucu çıkış sıcaklığının 7 °C daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Mevcut ara soğutucu için etkenlik değeri 0,88 optimum tasarım ara soğutucusu için etkenlik değeri 0,96 olarak hesaplanmıştır. Test motorlarında 1500 d/d sabit devir ve 4 farklı yük değerinde test verileri değerlendirildiğinde; maksimum yükte optimum tasarım ara soğutucusunun kullanıldığı durumda motorun yakıt sarfiyatının mevcut ara soğutucusunun kullanıldığı motora göre % 6,22 daha düşük değer aldığı görülmüştür. Mevcut ara soğutucunun kullanıldığı motorun efektif verimi % 31,6 optimum tasarım ara soğutucusunun kullanıldığı motorun efektif verimi ise % 33,74 olarak hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Dizel Motor, Ara Soğutucu, HAD Analizi

16 PA4 V185 TYPE DIESEL LOCOMOTIVE MOTOR AIR COOLER MODERNIZATION

Şule APAYDIN

Mechanical Engineering, PhD Thesis, 2018

Thesis Supervisor, Prof. Dr. Ramazan KÖSE

Co-Supervisor, Assoc. Dr. Özer AYDIN

SUMMARY

The choice or design of the intercooler in the diesel engine overfill system, which is used today in the railway system vehicles, which is a rapidly developing sector of the transportation sector, is important in terms of engine efficiency and fuel consumption.

In this study, 12 different intercooler model were designed for turbo charged and intercooled 16-cylinder diesel locomotive engines and Computational Fluid Dynamics (CFD) of analysis of each design was use. Designs were produced with prototype of optimum design compared with existing intercooler in terms of temperature and pressure loss. With the present intercooler, the optimum design intercooler was mounted on the motor and performance tests were carried out at different loads at the speed at which the motor achieved maximum power. According to the situation where the present intercooler is used, it is determined that the intercooler outlet temperature is 7 °C lower when the optimum design intercooler is used. The efficiency value for the current intercooler was calculated to be 0,88 and the efficiency value for the optimum design intercooler was calculated to be 0,96. When test motors of 1500 rpm constant speed and 4 different load values are evaluated in test engines, when the optimum design intercooler was used at maximum load, the current intercooler of the engine fuel consumption was found to be % 6,22 lower than that of the engine used. Effective efficiency of the engine in which the present intercooler is used is calculated as % 31,6 and the effective efficiency of the engine in which the optimum design intercooler is used is calculated as %.33,74.

Keywords: Diesel Engine, Intercooler, CFD Analysis

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam boyunca bana destek veren üniversite hayatım boyunca her zaman yol gösteren, desteğini esirgemeyen, bilgi birikimleri ve hayat tecrübeleri ile hayatıma yön vermemde bana yardım eden değerli danışman hocam Prof. Dr. Ramazan KÖSE' ye teşekkürü bir borç bilirim. Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU, Doç Dr. Özer AYDIN ve Yrd. Doç Dr. M. Akif KUNT hocalarıma teşekkürlerimi sunarım. Değerli arkadaşım Sinem AKSAN'a ayrıca teşekkür ederim.

TÜLOMSAŞ Genel Müdürü Hayri AVCI'ya, Genel Müdür Yardımcılarına, birlikte çalıştığım müdürlerime ve çalışma arkadaşlarıma yardımlarından dolayı teşekkür ederim.

Hayatım boyunca, desteklerini ve ilgilerini hiçbir zaman esirgemeyen, bugünlere gelmemde maddi ve manevi desteğini hep yanımda hissettiren babam Hasan SERT'e, annem Asiye SERT'e ve çalışmalarımda beni teşvik eden eşim Fatih APAYDIN'a şükranlarımı sunarım. Hayatımın anlamı canım oğluma ve canım kızıma sabırları için çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	v
SUMMARY	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
3. DİZEL MOTORLARLARDA AŞIRI DOLDURMA SİSTEMLERİ	11
3.1. Aşırı Doldurma Sistemlerinin Sınıflandırılması.....	12
3.2. Aşırı Doldurmalı Motorlarda Ara Soğutma.....	12
3.2.1. Hava soğutmalı ara soğutucu	13
3.2.2. Su soğutmalı ara soğutucu	15
3.3. Ara Soğutucuların Yapısı	17
3.3.1. Hava soğutmalı ara soğutucu yapısı	18
3.3.2. Su soğutmalı ara soğutucu yapısı.....	19
4. ARA SOĞUTUCU ANALİTİK HESAPLARI	20
4.1. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkının Kullanılması.....	21
4.2. ϵ -NTU Metodu	27
4.3. Boyutsuz Isı Değiştirici Hesap Parametreleri	28
4.4. Basınç Kaybı Hesabı	29
5. ARA SOĞUTUCU TASARIMLARININ HAD ANALİZLERİ.....	32
5.1. Sonlu Hacimler Yöntemi.....	32
5.2. Ağ Yapısı ile İlgili Kavramlar	35
5.3. Kullanılacak Türbülans Modelinin Seçilmesi	36
5.4. k-e Türbülans Modelleri.....	38
5.5. k- ω Türbülans modelleri	41
5.6. Sayısal Analiz İşlemleri.....	43

İÇİNDEKİLER(devam)

	<u>Sayfa</u>
5.7. Ara Soğutucu Tasarımlarının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri.....	43
5.7.1. Türbülans modeli çalışması	44
5.7.2. Ağ yapısından bağımsızlık ve sayısal ağ seçimi	44
5.7.3. Geometrik boyutları ve sınır şartları	45
5.7.4. HAD analiz sonuçları.....	48
6. TASARIM HESAPLARI VE İMALAT AŞAMALARI	62
6.1. Tasarım 4 Basınç Kaybı Hesabı	64
6.2. Tasarım 8 Basınç Kaybı Hesabı	65
6.2. Prototip İmalatı	65
7. MATERYAL VE METOD	69
7.1. Dizel Test Motoru	69
7.1.1. Aşırı doldurma	71
7.2.2. Egzoz donanımları	72
7.1.3. Motor soğutma sistemi.....	72
7.2. Motor Test Ünitesi.....	75
7.3. Deneysel Ölçümlerin Değerlendirilmesi	90
7.3.1. Geometrik özellikler	90
7.3.2. Motor momenti	91
7.3.3. Efektif güç (Pe).....	92
7.3.4. Ortalama efektif basınç	92
7.3.5. Özgül yakıt tüketimi.....	92
7.3.6. Efektif verim.....	93
7.4. Ara Soğutucuların Motor Üzerindeki Testleri ve Test Sonuçları	93
8. BULGULAR VE TARTIŞMA	97
9. SONUÇLAR	103
KAYNAKLAR DİZİNİ.....	105
EKLER	
ÖZGEÇMİŞ	

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
3.1. Hava soğutmalı direkt sistemin şematik görünümü	14
3.2. Hava soğutmalı indirekt sistemin şematik görünümü	15
3.3. Su soğutmalı tek soğutma devreli sistem	16
3.4. Su soğutmalı çift soğutma devreli sistem.....	17
3.5. Hava soğutmalı ara soğutucunun kesit görünüşü	18
3.6. Su soğutmalı kanatlı-borulu ara soğutucu kesit görünüşü	19
4.1. Aynı yönlü paralel akım hali	25
4.2. Zıt yönlü ters akım hali	25
4.3. Çapraz akım hali	26
5.1. x, y, z üç boyutlu ve N, S, E, W, T ve B yüzlerine göre koordinat sistemleri	34
5.2. Türbülanslı akışta u hızının değişimleri	36
5.3. Ara soğutucunun ana hesaplama alanı ve geometrik parametreleri	46
5.4. Ara soğutucunun sınır koşulları	46
5.5. Basınç konturları (Pa) a) Tasarım 1, b) Tasarım 2, c) Tasarım 3	48
5.6. Hız konturları (m/s) a) Tasarım 1, b) Tasarım 2, c) Tasarım 3	49
5.7. Sıcaklık değişim konturları(K) a) Tasarım 1, b) Tasarım 2, c) Tasarım 3	50
5.8. Basınç konturları (Pa) a) Tasarım 4, b) Tasarım 5, c) Tasarım 5	51
5.9. Hız konturları (m/s) a) Tasarım4, b) Tasarım5 ve c) Tasarım 5	52
5.10. Sıcaklık değişim konturları (K) a) Tasarım 4, b) Tasarım 5, c) Tasarım 5	53
5.11. Basınç konturları (Pa) a) Tasarım 7, b) Tasarım 8, c) Tasarım 9	54
5.12. Hız konturları (m/s) a) Tasarım 7, b) Tasarım 8, c) Tasarım 9	55
5.13. Sıcaklık değişim konturları (K) a) Tasarım 7, b) Tasarım 8, c) Tasarım 9	56
5.14. Basınç konturları (Pa) a) Tasarım 10, b) Tasarım 11, c) Tasarım 12	57
5.15. Hız konturları (m/s) a) Tasarım 10, b) Tasarım 11, c) Tasarım 12	58
5.16. Sıcaklık değişim konturları (K) a) Tasarım 10, b) Tasarım 11, c) Tasarım 12	59
5.17. Analizi yapılan tasarımların sıcaklık değişim değerleri	60
5.18. Analizi yapılan tasarımların basınç değişim değerleri	61
6.1. Ara soğutucunun motor üzerine yerleşimi	63
6.2. Boru demetinde şaşırtmalı diziliş.....	64
6.3. Prototip imalatı gerçekleştirilen ara soğutucular.....	66

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

Şekil	Sayfa
6.4. 16 PA4 V185 dizel motor gövdesi	67
6.5. 16 PA4 V185 dizel motor gövdesi üzerine montajı yapılan ara soğutucular	67
6.6. 16 PA4 V185 dizel motor ara soğutucu bağlantıları	68
6.7. 16 PA4 V185 dizel motor	68
7.1. 16 PA4 V 185 tipi dizel motor boyutları	70
7.2. 16 PA4 V 185 tipi dizel motor aşırı doldurma ve egzoz donanımı	71
7.3. 16 PA4 V 185 tipi dizel motor yüksek sıcaklık su devresi	73
7.4. 16 PA4 V 185 tipi dizel motor alçak sıcaklık su devresi	74
7.5. Lokomotif soğutma suyu şeması	75
7.6. Motor test ünitesi veri göstergesi ekranı ve kontrol masası	76
7.7. Soğutma sistemi veri görüntüleme ekranı motor test alanı görüntüleme ekranı	77
7.8. Test verilerinin alındığı sistem ekranı	77
7.9. Motor test ünitesinde bulunan dinamometre	82
7.10. Motor test ünitesi ve ekipmanları	83
7.11. Test motorunun oturduğu alan	83
7.12. Motor test ünitesi test motorunun emisyon çıkış boruları	84
7.13. Motor test ünitesi soğutma sistemi	85
7.14. Motor test ünitesi soğutma sistem şeması	86
7.15. Motor ölçüleri	90
7.16. Test motorunun test ünitesinde bağlantı yapılmış hali	93
7.17. Ara soğutucu üzerinde sıcaklık ölçüm noktaları	94
8.1. Tasarımların sıcaklık ve basınç değişimleri	97
8.2. Tasarımların hava soğutucu giriş sıcaklığı değişimi	98
8.3. Tasarımların hava soğutucu çıkış sıcaklığı değişimi	98
8.4. Tasarımların farklı ortalama efektif basınç değerleri için efektif verimi	99
8.5. Tasarımların farklı ortalama efektif basınç değerleri için özgül yakıt tüketimi	100
8.6. Tasarımların farklı ortalama efektif basınç değerleri için efektif verim ve hava soğutucu çıkış sıcaklığı	101
8.7. Tasarımların farklı ortalama efektif basınç değerleri için özgül yakıt tüketimi ve efektif verimi	102

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Cizelge</u>	<u>Sayfa</u>
5.1. Çarpıklık ölçüsü değerlerinin derecelendirilmesi	35
5.2. Diklik ölçüsü değerlerinin ölçülerle derecelendirilmesi	35
5.3. Standart k-epsilon türbülans modeli denklemleri için sabit değerler	39
5.4. RNG k-ε türbülans modeli denklemleri için sabit değerler	40
5.5. Realizable k -ε türbülans modeli denklemleri için sabit değerler	41
5.6. SST k -ω türbülans modeli denklemleri için sabit değerler	43
5.7. Türbülans modeli çalışmasında elde edilen sonuçlar	44
5.8. Mesh sayısının ara soğutucu çıkış sıcaklığına etkileri	45
5.9. Ara soğutucu farklı tasarım ölçüleri	47
6.1. Prototip imalatı yapılan ara soğutucu özellikleri.....	66
7.1. 16 PA4 V 185 dizel motor karakteristikleri.....	70
7.2. Motor test ünitesi sıcaklık ölçerlerin teknik özellikleri.....	78
7.3. Motor test ünitesi silindir başlığı egzoz çıkış sıcaklığı sıcaklık ölçerlerin teknik özellikleri	79
7.4. Motor test ünitesi turbo kompresör egzoz giriş ve çıkış sıcaklığını ölçen termokupulların teknik özellikleri	80
7.5. Motor test ünitesi üzerindeki basınç ölçerlerin ölçüm yeri, marka, model ve teknik özellikleri	81
7.6. Motor Test Ünitesi üzerindeki elektronik akış sensör – transduceri marka, model ve teknik özellikleri	82
7.7. Alçak sıcaklık (LT) su soğutma eşanjörü teknik özellikleri	87
7.8. Yüksek sıcaklık (HT) su soğutma eşanjörü teknik özellikleri.....	87
7.9. Yüksek sıcaklık (HT) yağ soğutma eşanjörü teknik özellikleri	88
7.10. Türbin sirkülasyon suyu eşanjör teknik özellikleri	88
7.11. Test motorunun geometrik özellikleri ve temel karakteristikleri.....	91
7.12. PA4-D1 test motorunun 1500 d/d devirde son yükleme programına ait test verileri	95
7.13. PA4-D2 test motorunun 1500 d/d devirde son yükleme programına ait test verileri	95
7.14. PA4-D1 test motorunun 1500 d/d devirde özgül yakıt sarfiyatı.....	96
7.15. PA4-D2 test motorunun 1500 d/d devirde özgül yakıt sarfiyatı.....	96

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simge	Açıklama
A_0	Kanat olmayan taban alanı (m^2)
A_c	Akış kesit alanı (m^2)
A_d	Dış yüzey alanı (m^2)
A_i	İç yüzey alanı (m^2)
A_k	Kanat alanı (m^2)
b_e	Efektif özgül yakıt tüketimi (g/kWh)
β	Isı plakaları arası hacim
c	Özgül ısı(kJ/kgK)
F	Düzeltilme katsayısı
h	Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)
h_0	Taban alanındaki ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
h_k	Kanat üzerindeki ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
gc	Yerçekimi ivmesi(N/kg)
K	Isı iletim katsayısı (W/mK)
H_u	Alt ısı değer (kJ/kg)
m_1	Isı veren akışkan miktarı (kg/s)
m_2	Isı alan akışkan miktarı(kg/s)
M_e	Döndürme momenti (Nm)
η_k	Isı değiştirici kanat etkenliği
η_e	Motor efektif verimi
σ	Minimum serbest akış bölgesinin ön alana oranıdır.
Nu	Nusselt sayısı (Boyutsuz)
Pr	Prandtl sayısı (Boyutsuz)
P_e	Efektif güç (kW)
P_{me}	Ortalama efektif basınç (bar)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ(devam)

<u>Simge</u>	<u>Açıklama</u>
ΔP	Basınç düşüşü (bar)
Q	Transfer edilen ısı miktarı (kW)
Re	Reynolds sayısı (Boyutsuz)
R_f	Kirlilik faktörü
R_t	İki yüzey arasındaki temas direnci
St	Stanton sayısı (Boyutsuz)
ΔT	Sıcaklık farkı ($^{\circ}C$, K)
$T_{1ç}$	Isı veren akışkanın çıkış sıcaklığı ($^{\circ}C$, K)
T_{1g}	Isı veren akışkanın giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$, K)
$T_{2ç}$	Isı alan akışkanın çıkış sıcaklığı ($^{\circ}C$, K)
T_{2g}	Isı alan akışkanın giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$, K)
δ	Yüzey et kalınlığı (m)
ν	Kinematik viskozite (m^2/s)
μ	Dinamik viskozite (Ns/m^3)
ρ	Yoğunluk(kg/m^3)
ϵ	Isı değiştirici etkenliği
ζ_g	Genişlemedeki yerel kayıp katsayısı
ζ_d	Daralmadaki yerel kayıp katsayısı
λ_s	Sürtünme katsayısı
R_p	Sıkıştırma oranı

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ(devam)

<u>Kısaltma</u>	<u>Açıklama</u>
AÖN	Alt Ölü Nokta
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LES	Büyük-Eddy Benzeşimi
LMTD	Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı
NTU	Etkinlik Geçiş Birimi Sayısı
RANS	Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes
TÜLOMSAŞ	Türkiye Lokomotif Motor Sanayi Anonim Şirketi
ÜÖN	Üst Ölü Nokta

1. GİRİŞ

Ekonominin gelişimi ulaşım faaliyetlerinin gelişmesine bağlıdır. Toplumlarda sanayinin ve ticari faaliyetlerin gelişmesi ulaşımın gelişmesine paralel bir gelişme göstermektedir. Demiryolu ulaşımı, diğer ulaşım sistemleriyle karşılaştırıldığında daha güvenli olması, çevreye verdiği zararın nispeten daha az olması ve enerjiden tasarruf sağlaması gibi avantajları nedeniyle tercih edilebilir. Ülkemizde, başlangıçta çok hızlı bir gelişme kaydeden, gerek demir yolu ulaşım ağı, gerekse demiryolu ulaşımında kullanılan raylı araçlar diğer ulaşım sistemlerindeki gelişmeler karşısında günümüz teknolojisine tam manasıyla ayak uyduramayıp geride kalmıştır. Gelişmiş ülkelerin imalat sanayilerinde teknoloji, son yıllarda hızlı bir gelişme göstermiştir. Özellikle AR-GE faaliyetleri ile elde edilen sonuçlar ticarileştirilerek modern ve bilgi teknolojilerin kullanıldığı sistemler benimsenmiştir. Dünyada, ekonomilerin üstünlüğünü artık teknolojik yapılar belirler hale gelmiştir. Teknolojik bilgiyi üretmek ileri teknolojilere ulaşmak ve rekabet edebilirliği artırmak için, üniversite, özel sektör ve kamunun birlikteliği ile yapılan akademik çalışmaların önemi artmıştır. Kamu ve üniversite işbirliği ile yapılan bu çalışmadan elde edilecek sonuçların mevcut lokomotif motorunda uygulanarak ülke ekonomisine katkısı sağlanacaktır.

Bu çalışmada, ülkemizin demiryolu ulaşımında kullanılan raylı araçlar üretiminde önde gelen sanayi kuruluşlarından biri olan TÜLOMSAŞ'ın 1970 yılından bugüne üretimine devam ettiği 16 PA4 V185 tipi motorlarında ara soğutucu olarak kullanılan ısı değiştiricilerin yeniden tasarımı yapılarak tasarımın motor performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bölüm 2'de literatürde ısı değiştiriciler, ısı değiştiricilerin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri ve motor verimi üzerine yapılan çalışmalar incelenmiş ve özetlenmiştir. Bölüm 3'te dizel motorlar, dizel motorlarda aşırı doldurma ve aşırı doldurmalı motorlarda ara soğutma hakkında bilgiler verilmiştir. Bölüm 4'te ara soğutucu olarak kullanılan ısı değiştiriciler, ısı değiştiricilerin ısı hesapları ile ilgili bilgilere değinilmiştir. Bölüm 5'te HAD analizleri hakkında genel bilgiler verilmiştir. Turbo şarjlı ve ara soğutuculu dizel lokomotif motoru için, 12 farklı ara soğutucu tasarımı yapılarak her bir tasarımın HAD analizi yapılmıştır. Ayrıca bu bölümde tasarımlar mevcut ara soğutucu ile karşılaştırılmış, sıcaklık ve basınç kaybı açısından en uygun tasarım seçilmiş ve seçilen tasarımın prototip imalatı yapılmıştır. Bölüm 6'da mevcut ara soğutucu ile yeni ara soğutucunun motor üzerine montajı yapılarak motorun maksimum gücünü elde ettiği devir sayısında farklı yüklerde ayrı ayrı testleri gerçekleştirilmiş ve test sonuçları sunulmuştur. Bölüm 7'de ara soğutucuların bağlı olduğu motorların test verilerine

göre yakıt tüketimi, özgül yakıt tüketimi, motor gücü, ortalama efektif basıncı ve efektif verimi açısından karşılaştırılmalarına yer verilmiştir.

16 PA4 V185 motorlarında yapılacak iyileştirme, lokomotif motoru dışındaki sektörlerde de daha geniş kapsamlı olarak kullanılabilmesine imkân verecektir.



2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Isı değiştiriciler ile gerçekleştirilen, dizel motor dolgu havasının soğutulması yani ara soğutma işleminin performansının artırılması için yapılan tez çalışmasının bu bölümünde; ısı değiştiriciler, ısı değiştiricilerin HAD analizleri ve motor verimi üzerine yapılan çalışmalar incelenmiş ve özetlenmiştir.

Shepherd vd. (1956), ısı değiştiricilerde tek sıralı sargıda değişiklik yaparak hava tarafındaki transfer oranı ve ısı transfer katsayısı ile ilgili 38 farklı deney yapmışlardır. Isı transfer katsayıları ile kanatçık verimleri üzerine yaptıkları çalışmada, hava tarafındaki ısı transfer katsayısını kullanarak ısıl direnci hesaplamışlardır.

Gebhart (1961), kanatlı boru demetlerinin ısı geçişi ve basınç kaybına etkilerini delinmiş düz levha üzerinde deneysel olarak incelemiştir. Sınır tabakayı ayırmak ve ısıl sınır tabakayı yok etmek için bu delikleri tasarladığını belirtmiş ve deneylerde, düz levha kanatlı boru demetlerinde kanat aralığı 4 kanat/cm olan bir ve iki boru sıralı delinmiş kanatlar kullanmıştır. Sonuçta ısı taşınım katsayısının delinmiş levha kanatlı boru demetlerinde % 25 daha büyük olduğunu belirlemiştir. Delinmiş levha kanatlı boru demetlerinde delik kısımların türbülansı artırdığı ve basınç kaybının düz levha kanatlı boru demetlerine göre daha fazla olduğunu tespit etmiştir.

Rich (1973), kanat ara mesafesinin ısı geçişi ve basınç kaybına etkisini 21 farklı kanat ara mesafesi için, levha kanatlı boru demetlerinde deneysel olarak araştırmıştır. Isı değiştiricilerinde aynı kütle hızında, taşınım katsayısının 8,33 -1,2 kanat/cm arasındaki kanat aralığından bağımsız olduğunu bulmuştur. Aynı kütle hızında sürtünme faktörünün ise 7,55 -1,20 kanat/cm arasındaki kanat aralığından bağımsız olduğunu gösteren çalışmalar yapmıştır.

Rich (1975), gen dizilmiş levha kanatlı boru demetlerinde, boru sıra sayısının ısı taşınım katsayısına etkisi üzerine araştırmalar yapmıştır. Reynolds >1500 olması durumunda; sıra sayısı arttığı ısı taşınım katsayısının arttığı, Reynolds sayısının düşük olması durumunda ise; sıra sayısı arttığı ısı taşınım katsayısının azaldığını tespit etmiştir.

Forgo (1974), levha kanatlı boru demetlerinde yaptığı deneysel çalışmada, kanat üzerine ilave çıkıntılar ile ısı taşınım katsayısını yükseltmeyi amaçlamıştır. Isı taşınım katsayısı ve kanat veriminin düz levha kanatlı boru demetinin, çıkıntılı levha kanatlı boru demetine göre % 50

daha büyük olduğunu, basınç kaybının ise çıkıntılı levha kanatlarda daha fazla olduğunu belirlemiştir.

Kays ve London (1984), genişletilmiş yüzeyli ve yassı borulu levha kanatlı, ısı değiştiricileri üzerinde deneysel araştırmalar yapmışlar, Reynolds sayısına göre Colburn ve sürtünme faktörünün değişimini araştırmışlardır. Ayrıca ısı değiştiricilerinde NTU ve LMTD metodlarının uygulanmasında analitik ve sayısal yöntemler geliştirmişlerdir. Kompakt ısı değiştiricilerinin incelenmesi ve tasarımları konusunda, Reynolds sayısını çeşitli yüzey geometrilerine göre belirlemişler, sürtünme faktörü ve Stanton sayısı için fonksiyonlar elde etmişlerdir.

Haight ve Engelmann (1988), ısı transferini ve akışı sonlu elemanlar metodunu kullanarak düz kanatlı, tek sıra tüplü ısı değiştirici için üç boyutlu olarak 7 model üzerinde analiz etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçları yaptıkları deneysel çalışmalarla karşılaştırmışlardır.

Fossa ve Tagliafico (1995), ısı değiştiricilerde tek geçişli çapraz akımlı düz boru tipinde bir ısı değiştiricisi üzerinde sürtünme kaybı ve ısı transferi etkisini suya ilave edilen polimer ile araştırmışlardır. Farklı boyutlardaki düz, kanatlı ve oluklu borular üzerinde yaptıkları deneyler sonucunda polimer kullanımının genel olarak sürtünme kaybı ve ısı transferi etkisi üzerine iyi sonuç vermediğini tespit etmişlerdir.

Fiebig vd. (1995), kanatlı borulu ısı değiştiricilerde akış ve ısı transferini sonlu hacimler metodu kullanarak hesaplamışlardır. Nusselt sayısını, akış değişimini, basıncın azalmasını Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak kanatçığa olan etkisini üç boyutlu hesaplamalar yaparak belirlemişlerdir.

Chan ve Wang (1997), kanatçık geometrisi dalgalı şekilli olan boru demetli ısı değiştiricisinde boru demeti, boru genişliği, kanatçık dalga uzunluğu, kanatçık dalga açısı, kanatçık adımları ve kanatçık uzunluğu gibi farklı geometrik yapıları incelemişlerdir.

Syed vd. (1997), kanatlı borulu ısı değiştiricinin gövde tarafındaki laminar ve zorlanmış taşınım problemlerinde kanatlı boruların ısı transfer ve hidrolik performans üzerine etkisini incelemişlerdir. Sistemin enerji ve momentum denklemlerini sonlu farklar metodunu esas alan sayısal bir yöntemle çözmüşler ve ısı değiştiricisinin performans parametrelerini, ısı transfer oranı ile karşılaştırmışlardır.

Kundu ve Das (1997), ısı değiştiricilerinin üçgen ve dörtgen sıralı borularla optimum boyutlandırmasını yapmışlardır. Kanatlı borulu ısı değiştiricilerin değişmeyen kanatçık hacmindeki, kanatçık levha uzunluğu ve kanatçık kalınlığı üzerinde çalışarak maksimum ısı kaybını matematiksel olarak tespit etmişlerdir.

Kılıçaslan ve Saraç (1998), kanatlardaki ısı transferini ve basınç azalmasını deneysel olarak araştırmışlardır. Optimum kanatçığın belirlenmesini amaçladıkları çalışmalarında silindirik ve üçgen iki çeşit kanatçık geometrisi kullanmışlardır. Laminer ve türbülanslı akışta, sınır şartı olarak sabit duvar sıcaklığını kullandıkları çalışmalarında silindirik yapıdaki kanatçığın ısı transferi açısından daha iyi olduğunu belirtmişlerdir.

Valencia (1999), kanal içerisine yerleştirdiği ters girdap yayıcı çubukların akış yapısı ve ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemiştir. Reynolds sayısı 10-400 aralığında, Navier-Stokes ve enerji denklemlerini sonlu hacimler metodu kullanılarak çözümlü yapıtığı çalışmada kullanılan geometrik yapıyı kompakt ısı değiştiricilerde önermişir.

Blomerius ve Mitra (2000), ısı transferinin basınç düşümüne oranı olarak tanımlanan performans değerlendirme kriterinde optimizasyon çalışmışlardır. İki boyutlu HAD analizleriyle boyutsuz parametreler belirledikleri çalışmada iki boyutlu HAD analizlerinin sonuçlarından yararlanarak, üç boyutlu analizler için geometri tanımlamışlardır. Üç boyutlu analizlerde boyutsuz kanal yüksekliği, dalga boyu ve plaka deseni olarak kullanılan kıvrımların açısını incelemişler 45° ve 90° kıvrım açıları için oluşturulan geometrilerde, 90° için elde edilen HAD sonuçlarının 45° için olanlardan daha doğru sonuçlar verdiğini belirlemişlerdir.

Wang vd. (2000), veri indirgeme metodunu kullanarak kanatlı borulu tipteki ısı değiştiricilerin hava tarafı performansını araştırmışlardır. Boru tarafındaki ısı transfer katsayısının hesaplanması, giriş ve çıkış kaybının sürtünme faktörünün azalmasına eklenerek elde edilebileceğini belirtmişler ve kullandıkları yöntem ile performans karşılaştırma için önemli bilgiler sağlamışlardır.

Romero-Mendez vd. (2000), düz kanatlı tek sıra borulu ısı değiştiricisinde kanatçık aralığının etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Kanatçıklar arasındaki mesafeyi tüp çapına bağlı olarak boyutsuzlaştırma yapmışlardır. Tüpün akışa göre arka tarafındaki bölgede akıntıya karşı oluşturduğu vorteksin arttığını ve Nusselt sayısının en yüksek değerinde at nalı girdap oluşturduğunu tespit etmişlerdir.

Lee vd. (2001), plakalı bir ısı değiştiricisinde ısı transferi ve basınç kaybını nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışma, Reynolds sayısının 500 ile 1500 aralığında, kanal içerisine dizilen kanatçıkların ısı transferi ve basınç kaybının optimum değeri için, en uygun geometri ve dizilişini tespit etmişlerdir.

Lozza ve Merlo (2001), düz ve dalgalı kanatçık yapılarına sahip ısı değiştiricilerinde, ısı transferi artışı ile ilgili araştırmalar yapmışlardır. Aynı tür boru kullanarak düz veya dalgalı kanatçık yüzey geometrisine sahip kanatçıkların ısı değiştiricisine etkisini incelemişlerdir.

İslamoğlu ve Parmaksızıoğlu (2003), kıvrımlı plakalardaki kanal yüksekliğinin ısı tranferi ve basınç dūřümü üzerine etkisini incelemişlerdir. Reynolds sayısı 1200-4000 aralığında, chevron açısını 20° olarak belirlemişlerdir. Deneylerde kullandıkları akışkan hava olup sabit kanal genişliği için farklı kanal yükseklikleri olarak 5 mm ve 10 mm değerleri seçilmiştir. Sıcaklık ve basınç ölçümleri kanalın içinden yaptıkları çalışmanın sonucunda, Colburn faktörünün (j) sürtünme katsayısına (f) oranlanmasıyla tespit ettikleri performans incelendiğinde 5mm'lik kanal yüksekliğinin daha iyi olduğu görülmüştür. Ayrıca kanal yüksekliğinin artmasıyla hem sürtünme katsayısı hem de Nusselt sayısının arttığını tespit etmişlerdir.

Kim vd. (2003), kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde ısı direnç değerleri üzerinde deneysel ve sayısal incelemeler yapmışlardır. Isıl temas etkinliğinin, kanatçık arasındaki mesafeye, kanatçık tiplerine ve çeşitli boru büyüklük oranlarına göre değişiminde sayısal ve deneysel sonuçların birbirini desteklediğini tespit etmişlerdir.

Kotcioğlu ve Bölükbaşı (2003), düzlem yüzey kanatlı, silindirik kanatlı ve akış yönünde birbirleri ile 60 derecelik açı yapan daralan-genişleyen kanatlı, üç farklı tipte kanat yüzey geometrisine sahip elemanlar kullanarak deneyler yapmışlardır. Etkinlik ve performans bakımından kanatlı elemanlar arasında sırasıyla, daralan-genişleyen kanatlı, daha sonra silindirik kanatlı ve düzlem kanatlı elemanların ısı transferi açısından iyi performans gösterdiğini tespit etmişlerdir.

Akkoca (2004), dalgalı plakadan oluşan saptırmalı dizilişe sahip kanat borulu ısı değiştiriciyi laminer ve türbülanslı olarak Reynolds sayısının 100 ile 4000 aralığında sayısal olarak analiz etmiştir. Kanatlı borulu ısı değiştiriciler için ısı transferi özelliklerinin belirlenmesinde laminer akış ve türbülanslı akış için modellemeyi incelemiştir. Çalışmada, LES

ve RANS simülasyon sonuçlarını deneysel sonuçlarla karşılaştırarak, LES türbülans modeli ile yapılan analiz sonuçlarının deneysel sonuçlara daha yakın çıktığını tespit etmiştir.

Leu vd. (2004), ısı değiştiricilerde akış ve ısı transferini düz kanatlı ve borulu tip ısı değiştiriciler için sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. 30° , 45° ve 60° değişen açılar ile boruların arkalarına yerleştirilen engellerin türbülans oluşturarak, açıyla ısı transfer oranının değişimini incelemiştir. Reynolds sayısının 400 ile 3000 aralığında incelendiği durumlarda; Reynolds sayısının 500 olduğu durumda, engel açısının 45° olduğu durumda ısı transferi artışının en iyi olduğunu tespit etmişlerdir.

Jeong vd. (2004), kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde boru çapını 9,52 mm alarak, genişleme oranı, kanatçık tipi ve kanatçık yeri gibi faktörler ile ısı direnç arasındaki bağıntıları deneysel olarak araştırmışlardır.

Mon vd. (2004), yaptıkları çalışmada boru demetindeki kanat aralığının etkisini, düz ve çapraz dizilişte sahip ısı değiştirici üzerinde üç boyutlu sayısal analiz ile incelemiştir. Analizi yapılan ısı değiştiricilerin sonuçlarına göre sınır tabakası oluşumları ve kanatlar arasındaki vortekslerin Reynolds sayısına ve kanat aralığına bağımlı olduğunu belirtmişlerdir. Farklı kanat aralıkları için ısı transferi ve basınç düşüşü sonuçlarını verdikleri çalışmalarını mevcut korelasyonlar ile karşılaştırmışlardır.

Erek vd. (2005), sayısal bilgisayar tekniği kullanılarak düz plakalı, kanatlı borulu tipteki farklı geometrik yapılara sahip ısı değiştiricilerinde analiz yapmışlardır. Farklı ısı değiştiricilerde; iki kanat arasındaki mesafe farkı, boru merkezindeki yer değişikliği, kanat yüksekliği, boru eliptikliği ve boru et kalınlığının ısı transferi ve basınç düşümü üzerine etkisini on farklı model üzerinde sayısal olarak incelemiştir.

Tao vd. (2005), delikli ve düz plakalı kanat yüzeyli ısı değiştiricilerindeki ısı transferini ve basınç düşümünü üç boyutlu, sayısal ve deneysel ve olarak incelemiştir. Kanatçık yüzeylerindeki performansı, sürtünme faktörü bağlantısı ile karşılaştırmışlardır.

Pelletier vd. (2005), plakalı ısı değiştiricilerin ısı transfer karakteristiğini belirlemek için yaptıkları çalışmada fluent kodunun kullanılıp kullanılmayacağı üzerine çalışmışlardır. Çalışılan akışkan olarak su kullanılmış ve termofiziksel özellikleri, duvar sıcaklığı ve ısı akısı sabit sınır koşulu olarak belirlenmiştir. HAD analizlerinin sonuçlarını aynı geometrik özelliklere sahip plakalarla yapılan deneysel sonuçlarla kıyaslamışlardır.

Şahin vd. (2007), sonlu hacimler metodunu kullanarak düz plakalı kanatlı bir sıra borulu ısı değıştiricilerinde kanatçıkların ısı transferine etkisini analiz etmişlerdir. Farklı açı değerlerinde oluşturulan yedi model için yaptıkları çalışmada iki kanatçık arasındaki mesafenin sabit olduğu durumda karşılaştırmalara vermişlerdir. Çalışmalarında, 30° eğik açı olması durumunda toplam ısı transferi değerinde % 107.24 artış olduğunu tespit etmişlerdir.

Fernandes vd. (2007), yaptıkları çalışmada 6 değışik ısı değıştirici için düşük Re sayılarında, HAD analizleri yardımıyla Kozeny (K) katsayısı için korelasyon elde etmişlerdir. Çalışmanın sonucunda chevron açısının ve kanal boyut oranının (γ) artmasıyla τ ve K arttığını tespit etmişlerdir. Ayrıca HAD sonuçlarından elde edilen K katsayısını deneysel sonuçlarla kıyasladıklarında % 3,5 farklılık gösterdiğini belirtmişlerdir.

Sunden (2007), çalışmasında ısı değıştirici tasarımında HAD yöntemini, denklemlerin elde edilmesini ve temelini anlatmıştır. Ayrıca uygulamalarından birinde biri çapraz kıvrımlı bir plaka içindeki hücre üzerinde, RANS türbülans modelleri yardımıyla, plakanın ısı ve hidrolik performansını belirlemiştir. SST k- ω dışındaki bütün RANS modellerinin sürtünme katsayısı için iyi sonuçlar verdiğini belirtmiştir.

Abbas (2008), ısı değıştiricisinde kanat geometrisi değışimlerinin ısı transferi üzerindeki etkilerini ve basınç düşümüne etkilerini düz kanatlı borulu tip ısı değıştiricisi için sayısal olarak incelemiştir. Sayısal sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırdığı çalışmada, düz kanatlı ve tek sıra borulu tip ısı değıştiricisi, farklı geometrik değışkenler için sayısal olarak analiz etmiştir. HAD analizi kullanılarak yapılan çalışmada iki kanat arası mesafenin, kanat yüksekliğinin, boru merkezinin yerinin, boru kalınlığı ve boru eliptikliğinin ısı transferi ve basınç düşümüne etkilerini incelenmiştir. Kanatlar arası mesafenin basınç düşümü üzerine önemli bir etkisi olduğu belirtmiştir. Ayrıca boru kesitindeki eliptikliğin artmasının ısı transferini artırdığını, basınç düşümünün ise önemli miktarda azaldığını belirlemiştir.

Miura vd. (2008), düz plakalar üzerinde akışı deneysel olarak, bir boyutlu modelleme ve üç boyutlu HAD analizleri ile incelemiştir. Analizlerindeki çözüm ağını oluşturmak için GAMBIT, HAD çözücü olarak fluent kullanmışlar ve türbülans modeli olarak ise k- ϵ modelini seçmişlerdir. Akışkan olarak su kullandıkları, dört kanallı ısı değıştiricilerinde seri ve paralel akış düzeninde kanal içindeki akış dağılımı ve farklı kanallardaki eşit olmayan debi dağılımını incelemiştir. Seri akış düzeninde, deneyler ile HAD analiz sonuçları arasında farkın %8,

paralel akış düzeninde ise deneyler ile HAD analizi arasındaki farkın %12 olduğunu belirtmişlerdir.

Babu vd. (2009), kompakt bir ısı geri kazanım sisteminde yüzey hacim oranını belirlemek için HAD analizlerinden yararlanmışlardır. Çözüm ağı GAMBIT, HAD çözücü olarak fluent kullanmışlar ve analizlerde k- ω SST türbülans modelini seçmişlerdir. Akışkan olarak hava ve argon gazı kullanılmıştır. HAD sonuçlarına göre yüzeydeki sürtünme katsayısı arttıkça çekirdek hacminin arttığını tespit etmişlerdir. Hesaplamalar ve HAD analizleri sonucunda birbirini destekleyici sonuçlar elde edilmiş, geometri seçiminde seçenekleri azaltmak için HAD kullanılmasının daha uygun olacağını belirtmişlerdir.

Tsai vd. (2009), çalışmalarında basınç düşüşünü ve akış dağılımını incelemişlerdir. Yaptıkları deneysel çalışma sırasında kütleli debi ve basınç fark ölçerler kullanarak farklı debiler için basınç değişimlerini belirlemişlerdir. Deneylerde kullandıkları ısı değiştiricinin plaka kalınlığını 0,3 mm, plakalar arası kanal yüksekliğini 2 mm ve chevron açısını 65 derece olarak belirlemişlerdir. HAD analizlerinde çözücü olarak Fluent, çözüm ağı oluşturmak için GAMBIT kullanmışlar ve realizabl k- ϵ türbülans modelini seçmişlerdir. HAD sonuçları ile deneysel sonuçları kıyaslamışlar %20'lik bir fark olduğunu tespit etmişlerdir.

Wang vd. (2009), çalışmalarında sürekli helisel yönlendirme plakalı ve parçalı yönlendirme plakalı gövde boru tipi ısı değiştiricisinde ısı ve hidrolik performansın nasıl değişeceğini HAD yardımıyla incelemişlerdir. Aynı debi ve ısı transferi koşullarında sürekli helisel yönlendirme plakalı ısı değiştiricisinin gövde tarafındaki toplam basınç düşümü, parçalı yönlendirme plakalı gövde boru tipi ısı değiştiricisine göre %13 oranında daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir. Aynı basınç düşümü koşulu sağlandığında helisel plakalı parçalı plakalı ısı değiştiricisine göre ısı transferi miktarının %5,6 arttığını tespit etmişlerdir.

Khaled vd. (2010), kompakt ısı değiştiricilerinde ısı transferi için analitik bir çözüm geliştirmişlerdir. Termal performans açısından analitik yaklaşım ile nümerik hesaplama arasında bağıl hatanın % 0.5 olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmada kullanılan panjurlu kanatlı tip ısı değiştiricilerin ısı performans açısından, soğutan akışkanının hız dağılımına bağlı olduğunu belirtmişlerdir.

Han vd. (2010), çalışmalarında ticari bir plakayı 1/3 oranında küçülterek ısı ve hidrolik performansını HAD analizlerini yaparak belirlemeye çalışmışlardır. Çözüm ağını oluşturmak için GAMBIT programını kullanmışlar, türbülans modeli olarak ise RNG k- ϵ seçmişlerdir. Elde

edilen sonuçları deneysel verilerle kıyaslamışlar, sıcaklık değerlerinin en fazla 2 °C farklı olduğunu belirtmişlerdir. Basınç düşümlerinin %35 hatayla tahmin edildiğini, HAD sonuçlarının deneysel verilerden düşük olduğunu belirlemişlerdir.

Aslam Bhutta vd.(2012), ısı değiştiricilerdeki basınç düşümü, ısı performans, kirlenme ve akış yanlış dağılımını HAD analizleri ile tahmin eden çalışmaları derlemişlerdir. Basınç düşümü üzerine yaptıkları çok çeşitli geometrilerdeki çalışmalarını, plakalı ısı değiştiricileri için yaptıkları basınç düşümü çalışmalarını, ısı performans tahmini çalışmalarını çizelgeler halinde özetlemişlerdir.

Han vd.(2013), Çalışmalarında kanatlı borulu tip ısı değiştiricilerde ısı transfer karakteristiklerini ve akışkan akış özelliklerini oval borular ve dairesel boruları için sayısal olarak incelemişlerdir. Kanatlı oval borulu ısı değiştiricilerinde, akış direncinin düşmediğini ve kanat etkenliğinin, ısı transfer kapasitelerinin de arttığını belirlemişlerdir. Daire borulu kanatlı ısı değiştirici ile karşılaştırıldığında basınç düşüşünün %22-31,8 aralığında azaldığını belirlemişlerdir.

Liu vd. (2016), hava tarafı ısı transfer performansının iyileştirilmesini, geniş kanat aralıklı kanatlı borulu tip ısı değiştiriciler için, delikli kanatları kullanarak sayısal olarak araştırmışlardır. Kanatlardaki deliklerin boyutu ve sayısını farklı kanat aralıklarında analiz etmişlerdir. Yaptıkları çalışma sonucunda en uygun delik boyut ve şeklinin en fazla j-faktör artışı sağlayacak olan tasarım olduğunu belirtmişlerdir. Reynolds sayısının artmasıyla j-faktörünün de arttığını belirtmişlerdir.

Lofti vd. (2016), bu çalışmalarında farklı kanat geometrilerine sahip üç yeni tip vorteks üretici ile birlikte düz dalgalı kanatlı ve eliptik borulu ısı değiştiricilerin ısı ve hidrolik karakteristiklerini HAD analizi kullanarak üç boyutlu incelemişlerdir. Analizler sonucunda Reynolds sayısının ve kanat yüksekliğinin artması, boru eliptiklik oranının azalması, düz dalgalı kanatlı ve eliptik borulu ısı değiştiricinin ısı transfer performansını artırdığı sonucuna varmışlardır. Ayrıca Nusselt Sayısı, sürtünme faktörü ile Reynolds sayısı, boru eliptiklik oranı, kanat giriş açısı ve kanat dalga yüksekliği ile ilgili veriler elde etmişlerdir.

3. DİZEL MOTORLARDA AŞIRI DOLDURMA SİSTEMLERİ

Günümüzde ulaşım sektörünün hızla gelişen bir kolu olan raylı sistemler alanındaki lokomotiflerde kullanılan dizel motorların tarihi 1800 ‘lü yılların sonuna doğru dayanmaktadır. Rudolf Diesel tarafından bulunan dizel motor, yıllar sonra gemi ve lokomotifler de kullanılmaya başlanmıştır.

Dizel motorda motorun herhangi bir zamandaki çıkış gücü, yeterli yakıtı yakmak için gerekli olan hava miktarına bağlıdır. Belirli bir yük durumunda yetersiz hava alınması durumunda verimde hızlı bir düşüş meydana gelir. Normal emişli bir dizel motorda maksimum hava kütlesi akışı, motor silindirlerinin yer değiştirme miktarı ile sınırlıdır. Çıkış gücünü yükseltmek için, motor hızı veya motor strok hacminin artırılması gereklidir (Hitomi vd.,1989).

İçten yanmalı motorların araştırma ve geliştirme çalışmalarında en önemli hedeflerden birisi de motorun ısı kayıplarını azaltarak, verim ve gücü artırmak suretiyle, emisyonları birim güç başına azaltmaktır. Bu durum aşırı doldurma sistemi ile gerçekleştirilebilmektedir. Doğal emişli bir motora göre, kompresörle silindire bir çevrimde alınan hava miktarı artırılan motora “aşırı doldurmalı motor”, yapılan bu işleme de “aşırı doldurma” denir (Balci, 1985).

Aşırı doldurmanın amacı, silindir içine giren havanın basıncını ve yoğunluğunu artırarak volümetrik verimi arttırmaktır. Aşırı doldurma ile bir motorun hızı arttırılmadan, gücü arttırılabilir veya belirli bir çıkış gücü için motorun ağırlık ve hacmi azaltılabilir. Aynı zamanda yanma verimi iyileştirilerek egzoz emisyonlarında bir düzelme elde edilebilir (Balci, 1994).

Dizel motorlarında aşırı doldurma ile motor performansını, motor emme manifoldu ile turbo arasına bir ara soğutucu yerleştirerek iyileştirmek mümkün olmaktadır. Aşırı doldurmalı dizel motorlarda, basıncı artırılmış havanın sıcaklığının yükselmesi ile doldurma havasının yoğunluğu ve motor gücü azalmaktadır. Bu durumu önlemek için doldurma havasını motora göndermeden önce soğutmak gerekmektedir. Dolgu havasının soğutulması ile aynı doldurma basıncı için, havanın miktarı arttığından ortalama efektif basınç artmaktadır. Ayrıca sıcaklığın düşmesi ile ısı kaybı azalmakta ve motor veriminde de artış sağlanmaktadır. Sıcaklık seviyesi düştüğünden motorun soğutma sisteminin işi hafiflemektedir (Özülkü, 2002).

Bu çalışmada, üzerinde çalışılacak olan 16 PA4 V185 dizel motorun üretimi, TCDD ve Fransız MTE firması arasında 1968 yılında imzalanan sözleşme kapsamında, 1970 yılından bugüne Türkiye Lokomotif ve Motor Sanayi A.Ş. (TÜLOMSAŞ) tarafından yapılmaktadır.

(www.tulomsas.com.tr/tulomsas-kurumsal). Bir aşırı doldurma sisteminde en uygun ara soğutucunun seçilmesi veya tasarlanması da ülkemizde geliştirilmesi gereken konulardan biridir. Bu çalışma kapsamında 16 PA4 V185 dizel motorun aşırı doldurma sistemindeki ara soğutucu üzerinde analiz ve testler gerçekleştirilmiştir.

3.1. Aşırı Doldurma Sistemlerinin Sınıflandırılması

Aşırı doldurma sistemlerinde; havanın yoğunluğunu ve basıncını arttırmak için kullanılan kompresörde hava sıkıştırılarak silindire gönderilir. Aşırı doldurma sistemleri aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir (Balcı, 1994).

- Kompresörün hareket etme şekline göre sınıflandırma yapılırsa;
- Mekanik aşırı doldurma
- Turbo doldurma
- Harici aşırı doldurma
- Sıkıştırma dalgalı aşırı doldurma

Mekanik aşırı doldurma; kompresör motor krank miline bağlanmıştır, güç motor krank milinden sağlanmaktadır ve bu sistemde türbin bulunmamaktadır.

Turbo doldurma; kompresör türbine bağlanmıştır ve güç motor krank milinden alınmaktadır. Sistemde motor krank milinden bağımsız, serbest dönen bir turbo kompresör bulunmaktadır.

Kompresörün, tahrik edilmesi iki şekilde olmaktadır. Birincisi, krank milinden hareket almak suretiyle kompresörün tahrik edilmesi, buna mekanik aşırı doldurma denir. Diğeri ise, egzoz gazlarının enerjisinden yararlanılarak kompresörün döndürülmesi, bu tip aşırı doldurmaya ise turbo aşırı doldurma adı verilir. Turbo aşırı doldurmalı motorlar kompresör ve türbinin kompakt halde bulunduğu motorlardır. Aşırı doldurma sistemini oluşturan elemanlar şunlardır: Türbin, kompresör, mil, yataklardır (Balcı, 1994).

3.2. Aşırı Doldurmalı Motorlarda Ara Soğutma

İçten yanmalı bir motordan alınabilecek maksimum güç; silindir içine bir çevrimde alınan yakıtın yanmasını sağlayacak hava ve yanan yakıtın miktarı ile ilgili olduğundan, silindir içerisine daha fazla hava alma aşırı doldurma sistemleri ile gerçekleşir.

Aşırı doldurmalı motorlarda basınçla beraber sıcaklığın artması dolgu havasının yoğunluğunu azaltır ve bu durumda volümetrik verim düşer ve motor gücünde azalma görülür. Sıcaklığa bağlı olarak yoğunluğu azalan havanın, silindire gönderilmeden soğutulması gerekir. Bu soğutma işlemi, bir ara soğutucu ile sağlanabilmektedir (Andeersson vd., 1985).

Ara soğutucular genellikle yolcu taşıtlarında, gemilerde, demiryolu araçlarında ve ağır yük taşıtlarında kullanılmaktadır.

Bir ara soğutucu tasarımı yapılırken göz önünde bulundurulması gerekli hususlar aşağıda verilmiştir.

- Giriş ve çıkış sıcaklıkları,
- Boyutları,
- Hava debisi,
- Soğutma gücü,
- Türbin verimi,
- Kompresör verimi.

Ara soğutucu, emme manifoldu ile aşırı doldurma sisteminin arasına yerleştirilmiş bir ısı değiştiricisi olarak tanımlanabilir. Isı değiştiricisinin bir ara soğutucu olarak kullanılması ilk olarak, çift turboşarjlı uçak motorlarında gerçekleştirilmiştir. İki aşırı doldurma sisteminin arasına yerleştirilmiş olan ısı değiştirici “intercooler” yani ara soğutucu olarak isimlendirilmiş ve daha sonra aşırı doldurma sistemiyle emme manifoldu arasına yerleştirilen ısı değiştirici ise “aftercooler” yani son soğutucu olarak adlandırılmıştır. Endüstride ara soğutucu adıyla benimsenmiş ve bu isim aşırı doldurma sistemlerinde kullanılan ısı değiştiriciler için kullanılmaya başlanmıştır (Nakamura, 2006).

Isı değiştiricilerin kullanıldığı ara soğutmada, kullanılan akışkanlara göre; “Hava-Hava” ara soğutucular ve “Sıvı-Hava” ara soğutucular olarak ayrılmaktadır (Ergeneman, 1990).

3.2.1. Hava soğutmalı ara soğutucu

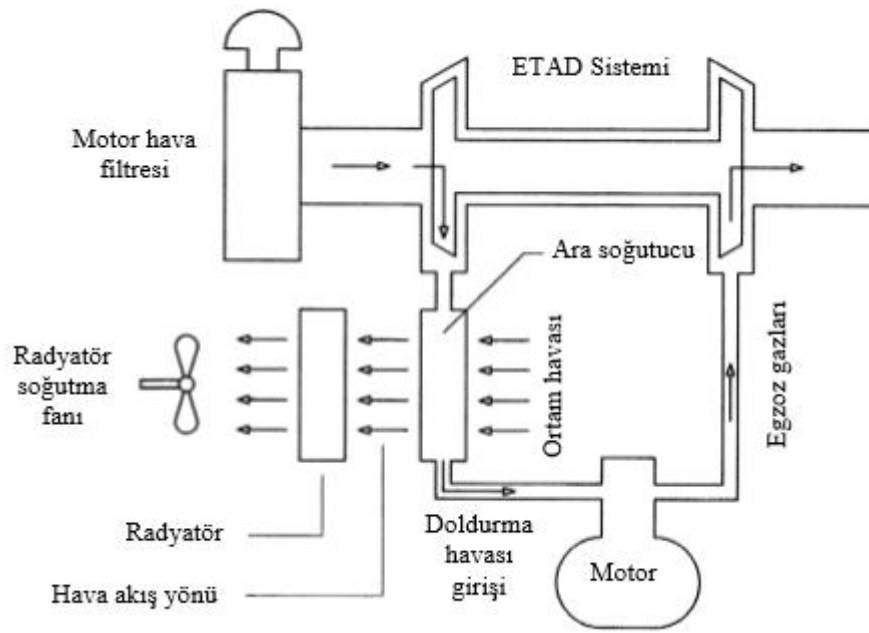
Hava-hava ara soğutucuları, genellikle kanatlı ve dikdörtgen kesitli tüplerden oluşan ve soğutucu akışkan olarak atmosfer havasını kullanan ısı değiştiricilerdir. Su-hava ısı değiştiricilerine göre daha fazla hacme sahip olup, motordan daha uzakta konumlandırılma gerekliliği vardır. Basınç kaybı daha fazla olmaktadır fakat ucuz ve ek sistem gerektirmemesi avantajı olarak sayılabilmektedir (Holmer, 1979).

Hava soğutmalı sistemler;

Hava soğutmalı direkt sistemler;

Hava soğutmalı indirekt sistemler olarak iki farklı sistem olarak incelenmektedir.

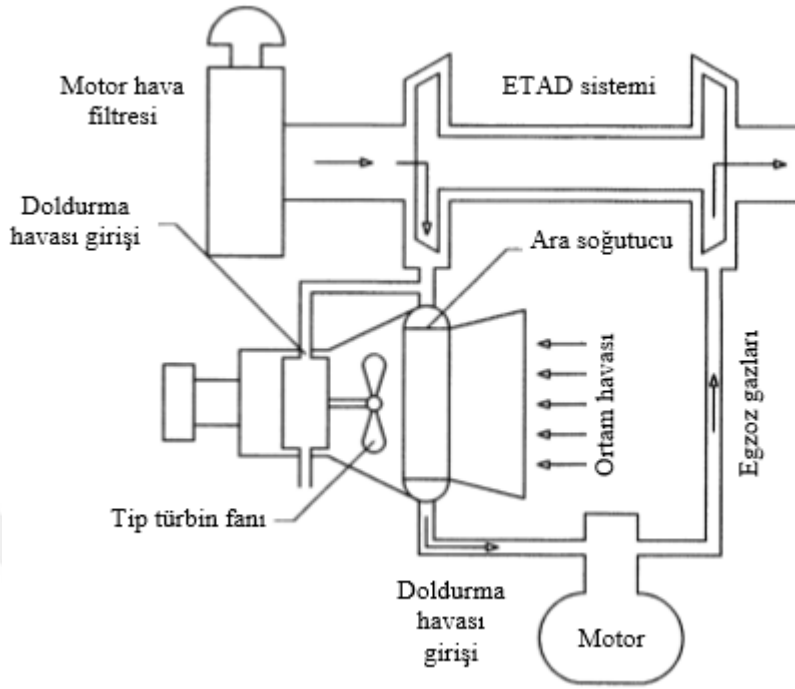
Hava soğutmalı direkt sistemlerde, şasi üzerinde radyatör önüne hava soğutmalı bir ara soğutucu yerleştirilir. Doldurucu çıkışındaki havanın soğutulması, radyatör soğutma fanı tarafından emilen havanın ara soğutucu üzerinden geçmesiyle gerçekleşir (Kern, 1984) Şekil 3.1’de hava soğutmalı direkt sistemin şeması verilmiştir.



Şekil 3.1. Hava soğutmalı direkt sistemin şematik görünümü (Watson, vd., 1982).

Hava soğutmalı indirekt sistemde; şasi bağlantılı ve radyatörden bağımsız olan yardımcı bir fan veya tip-türbin fanlı sistemlerdir. Bu tip sistemlerde radyatör soğutma fanından bağımsız ayrı bir fan sistem üzerinde bulunur. Bu sistemde türbine akuple olan ilave fan yardımıyla soğutma havası ara soğutucu üzerinden geçirilir ve doldurma havası soğutulur (Kern, 1984).

Şekil 3.2’de şasi bağlantılı, radyatörden bağımsız, -türbin fanlı, hava soğutmalı indirekt, sistem şematik olarak verilmiştir.



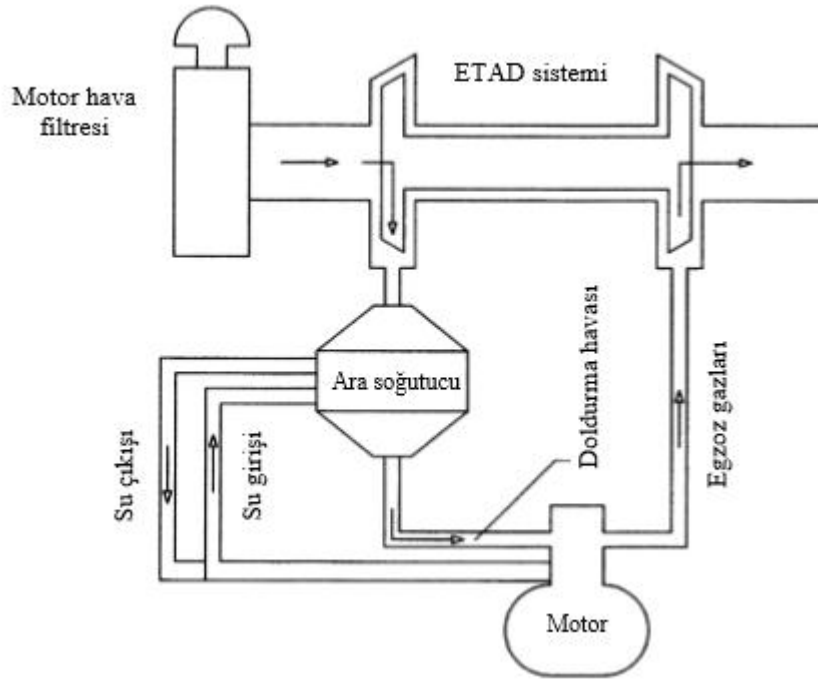
Şekil 3.2. Hava soğutmalı indirekt sistemin şematik görünümü (Watson, vd., 1982).

3.2.2. Su soğutmalı ara soğutucu

Su soğutmalı ara soğutucular, yük taşıtlarında ve yolcu taşımacılığındaki araçlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Gemi ve lokomotif dizellerinde yaygın olarak kullanılan bir uygulamadır. Bu tip ara soğutma büyük hacimli motorların aşırı doldurmasında kullanılır (Holmer,1979).

Su-hava ara soğutucularında, ısı değiştirici motora yakın konumlandırıldığı için basınç kaybı da az olmaktadır. Genellikle havanın plakalar arasından geçtiği ve sıvının oval veya dik kesitli tüplerden aktığı ısı değiştiriciler yaygın olarak kullanılmaktadır (Holmer,1979). Su soğutmalı ara soğutucu sistemlerinin iki farklı tipi bulunmaktadır.

Motor soğutma sistemindeki su kullanılarak yapılan su soğutmalı sistem gemi ve lokomotiflerde daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 3.3'de motor soğutma devresine bağlı su soğutmalı ara soğutma sistemi şematik olarak görülmektedir.



Şekil 3.3. Su soğutmalı tek soğutma devreli sistem (Watson, vd., 1982).

Su soğutmalı tek soğutma devreli sistemde, sistemden bağımsız bir radyatör ve su pompası kullanılmaktadır. Sistemde çıkış havasını soğutmak için kullanılan ikinci radyatör motor soğutma radyatörüne bağlanarak sistem tamamlanmaktadır.

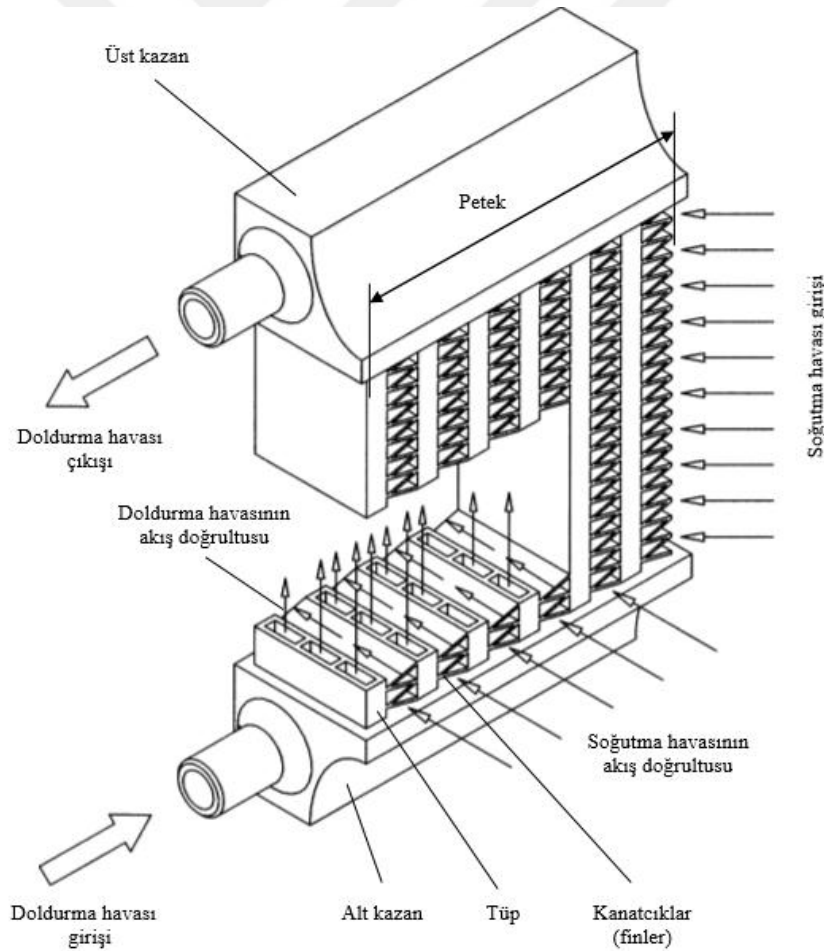
Suyun ısı iletim katsayısının ($0,64 \text{ W/m}^0\text{C}$), havanın ısı iletim katsayısından ($0,027 \text{ W/m}^0\text{C}$) daha büyük olması nedeniyle su soğutmalı ara soğutucunun boyutları hava soğutmalı ara soğutuculara göre daha küçüktür ve bu durum ara soğutucunun motor üstüne konumlandırılmasını kolaylaştırmaktadır (Watson, vd., 1982).

Şekil 3.4'de motor soğutma devresinden bağımsız ayrı bir radyatör ve su pompası kullanılarak su soğutmalı çift soğutma devreli sistem şeması görülmektedir.

3.3.1. Hava soğutmalı ara soğutucunun yapısı

Hava soğutmalı ara soğutucuların motor performansı üstündeki etkileri dikkate alındığında hacimlerinin küçük ve verimlerinin yüksek olması tercih edilir. Bu ara soğutucular yüksek kompaktlığa sahip ($\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$) ısı değiştiricileri olmalıdır. Aşırı doldurmalı dizel motorlarında kullanılan hava soğutmalı ara soğutucular; genellikle çapraz akımlı ve akışkanların birbirleriyle karışmadığı levha-kanatlı kompakt ısı değiştiricileridir. Hava soğutmalı ara soğutucular finler, kollektörler ve tüpler olmak üzere üç ana bölümden oluşmaktadır.

Ara soğutucu verimini artırmak için tüplerin dış yüzeylerine kanatçıklar (finler) ilave edilerek tasarlanmaktadır. Kanatçıklar, düz, delikli, tırtıllı vb farklı şekillerde olabilmektedir. Şekil 3.5’de çapraz akımlı, tek geçişli levha-kanat şeklindeki hava soğutmalı bir ara soğutucu şematik olarak verilmiştir.

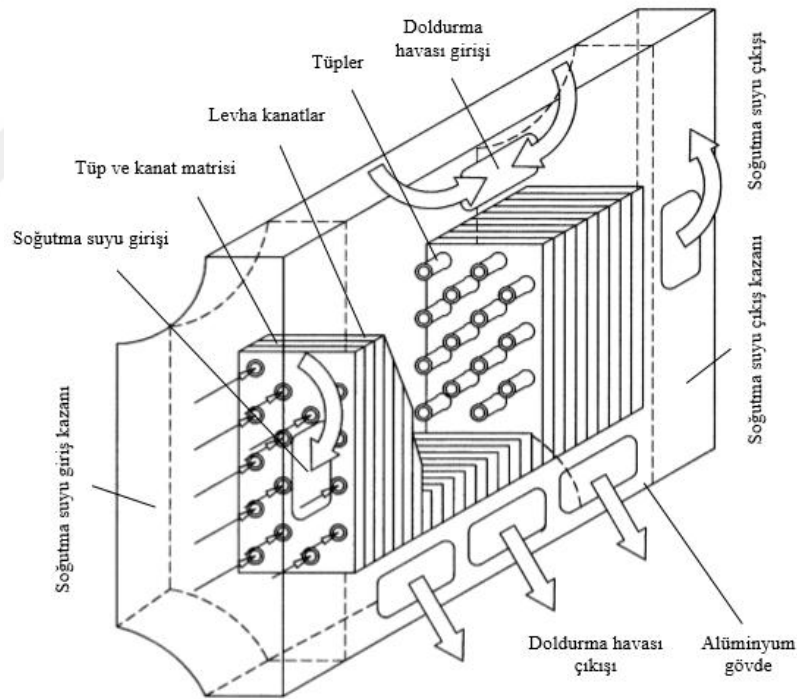


Şekil 3.5. Hava soğutmalı ara soğutucunun kesit görünüşü (Heisler, Arnold, 1999).

3.3.2. Su soğutmalı ara soğutucunun yapısı

Su soğutmalı ara soğutucu, kanatlı borulu ve çapraz akışlı kompakt bir ısı değiştiricisidir. Bu tipteki ara soğutucular içerisinden soğutma suyu geçen ve yatay olarak konumlandırılmış dairesel tüpler ile tüplerin üzerine yerleştirilmiş levha kanatlardan meydana gelmektedir. Doldurucu ıkış havasının soğutulması farklı şekillerdeki tüpler ve kanatların bulunduğu bölgeler arasından geçerek taşınım ve iletimle sağlanmaktadır. Su soğutmalı tipteki ara soğutucunun doldurma havası tarafındaki basınç kayıpları aynı soğutma kapasitesi için hava soğutmalı ara soğutuculara göre % 20 daha azdır. Ayrıca, su soğutmalı sistemler motor üstünde daha az yer kapladığından tercih sebebi olmaktadır (Balcı, 1985).

şekil 3.6'da su soğutmalı bir ara soğutucunun kesit görünüşü şematik olarak görülmektedir.



şekil 3.6 Su soğutmalı kanatlı-borulu ara soğutucu kesit görünüşü (Heisler, Arnold, 1999).

4. ARA SOĞUTUCU ANALİTİK HESAPLARI

Farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimi, mühendislik uygulamalarının en çok karşılaşılan işlemlerinden biridir. Isı değişimini gerçekleştiren cihazlar, ısı değiştirici olarak adlandırılmakta olup santrallerde, birçok endüstrileri alanında, ısıtma ve soğutma tesisatlarında, taşıtlarda, lokomotiflerde, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında vb. birçok yerde kullanılmaktadır (Genceli, 2010).

Aşırı doldurmalı dizel motorlarında, motor dolgu havasının soğutulması işlemi turbo ile motor emme manifoldu arasına yerleştirilen ve “ara soğutucu” olarak adlandırılan ısı değiştiricisiyle sağlanır.

Isı değiştiricilerin ısı hesaplarını yaparken gerekli olan değişkenler arasından en önemlileri; toplam ısı geçiş katsayısı, ısı geçişinin olduğu yüzeyin toplam alanı ve akışkanların giriş-çıkış sıcaklıklarıdır. Isı değiştiricilerde hesaplamalar; farklı sıcaklıklardaki akışkanların birbirlerine göre akış durumu göz önüne alınır.

- Toplam ısı geçiş katsayısı

Bir ısı değiştiricinin ısı hesabı yapılırken toplam ısı geçiş katsayısını bulmak en temel ve en belirsiz bölümlerden biridir. Akışkanlar arasındaki ısı geçişindeki toplam ısı geçiş katsayısını ısı dirençler belirler ve bu dirençler; iletim, taşınım dirençlerinden ve kirlilik faktöründen oluşmaktadır. Buna göre toplam ısı geçiş katsayısı aşağıdaki denklemler yardımıyla hesaplanır (Genceli, 2010).

$$R_f = \frac{1}{K_{kirli}} - \frac{1}{K_{temiz}} \quad (4.1)$$

Yüzeylerde pürüzlülük nedeniyle bir temas direnci oluşur ve bu temas direnci yüzeylerde bir sıcaklık atlamasına neden olur. Örneğin A ve B yüzeyleri için;

$$R_t = \frac{T_A - T_B}{Q/A} \quad (4.2)$$

Bu direnç; yüzey malzemelerinin cinsine, yüzeyin pürüzlülük miktarına, yüzeylerin birbirine göre basıncına, pürüzlülük içinde bulunan gaz sıvı ve katı gibi dolgu maddelerinin

cinsine bağlıdır. Düzlemsel veya silindirik kabul edilen bir ısı değiştirici yüzeyindeki toplam ısı geçiş katsayıları;

Düzlemsel yüzeylerde;

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + R_f + \frac{\delta_1}{k_1} + R_{t1-2} + \frac{\delta_2}{k_2} + R_{t2-3} + \frac{\delta_3}{k_3} + R_{f2} + \frac{1}{h_2} \quad (4.3)$$

Silindirik yüzeylerde;

Silindir iç yüzeyine göre;

$$\frac{1}{K_i} = \frac{1}{h_1} + R_{f1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_1} A_i + R_{t1-2} \frac{A_i}{A_{1-2}} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi L k_2} A_i + R_{t2-3} \frac{A_i}{A_{2-3}} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi L k_3} A_i + R_{f2} \frac{A_i}{A_d} + \frac{1}{h_2} \frac{A_i}{A_d} \quad (4.4)$$

Silindir dış yüzeyine göre;

$$\frac{1}{K_d} = \frac{1}{h_1} \frac{A_d}{A_i} + R_f \frac{A_d}{A_i} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_1} A_d + R_{t1-2} \frac{A_d}{A_i} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi L k_2} A_d + R_{t2-3} \frac{A_d}{A_{2-3}} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi L k_3} A_d + R_{f2} + \frac{1}{h_2} \quad (4.5)$$

Birçok ısı değiştiricisinde olduğu gibi ısı geçiş yüzeyleri üzerinde kanatlar bulunabilir. Bu durumda kanatlı yüzeyler ile akışkan arasındaki ısı geçişini hesaplamak için aşağıdaki denklemlerden yararlanılır.

$$Q = (\eta_k A_k + A_0 h_0)(t_0 - t_\infty) \quad (4.6)$$

Kanattaki ısı taşınım katsayısı ile tabandaki ısı taşınım katsayılarının birbirine eşit olduğu kabul edilirse kanatlı yüzeyin toplam etkinliği aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$\eta_k = \frac{Q}{Ah(t_0 - t_\infty)} = \eta_k \frac{A_k}{A} + \frac{A_k}{A} \quad (4.7)$$

4.1. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı Metodu

Bu metodu kullanırken önce logaritmik sıcaklık farkı bulunur, gerektiği durumlarda akışın şekline bağlı olarak bir F düzeltme faktörü hesaplanır. Paralel akıştaki logaritmik sıcaklık farkı, giriş ve çıkış sıcaklıklarının aynı olduğu durumda, ters akıştakinden daha küçüktür. Buna

göre paralel akışa sahip ısı değiştiricisindeki ısı geçiş alanı, belirli bir ısı geçişi ve aynı toplam ısı geçiş katsayısı için, ters akışlıya göre daha büyüktür.

Isı veren akışkanın verdiği ısı miktarı

$$Q = m_1 c_{p1} (T_{1g} - T_{1ç}) \quad (4.8)$$

ısınan akışkanın aldığı ısı miktarı

$$Q = m_2 c_{p2} (T_{2ç} - T_{2g}) \quad (4.9)$$

Isı değiştirici çevresi arasında ısı geçişi olmadığı varsayılırsa, akışkanlar arasında alınan ve verilen ısı miktarı aynı olduğundan

$$Q = m_1 c_{p1} (T_{1g} - T_{1ç}) = m_2 c_{p2} (T_{2ç} - T_{2g}) \quad (4.10)$$

Yüzeyle ısı değiştiricilerinde transfer edilen ısı miktarı, ısı geçişinin A yüzeyinden gerçekleştiği düşünülürse;

$$Q = K A \Delta T_m \quad (4.11)$$

olarak ifade edilir.

ΔT_g ve $\Delta T_ç$ sıcaklık farkları akış cinsine göre belirlenir. Aynı yönlü paralel akış hali için

$$\Delta T_g = T_{1g} - T_{2g} \quad (4.12)$$

$$\Delta T_ç = T_{1ç} - T_{2ç} \quad (4.13)$$

Zıt yönlü paralel akış hali için

$$\Delta T_g = T_{1g} - T_{2ç} \quad (4.14)$$

$$\Delta T_ç = T_{1ç} - T_{2g} \quad (4.15)$$

Isı değiştiricide ısı alışverişi yapan akışkanların, giriş ve çıkış sıcaklıkları farklıdır. Isı veren akışkan 1 ile ısı alan akışkan ise 2 indisleri ile gösterilecek olursa; her iki akışkan arasındaki sürekli ısı alışverişi T_1 ve T_2 sıcaklıkları, F yüzeyi boyunca değişir. Bu sıcaklık değişimleri akışkanların akış yönlerine göre dört sınıfta incelenebilir.

1- Aynı Yönlü Paralel Akım

2- Zıt Yönlü Paralel Akım

3- Çapraz Akım

4- Karışık Akım

Aynı yönlü paralel akım;

Aynı yönlü paralel akım durumunda ısı veren ve ısı alan akışkanlar aynı yönde paralel olarak akmaktadır. Akışkan sıcaklıkları, herhangi bir F yüzeyinden sonra T_1 ve T_2 değerlerini alırlarsa;

Isı alan akışkanın aldığı ısı;

$$dQ = m_2 c_2 dT_2 \quad (4.16)$$

Isı veren akışkanın verdiği ısı ise;

$$-dQ = m_1 c_1 dT_1 \quad (4.17)$$

Eşitlikleri ile belirlenebilir. dF yüzey elemanı boyunca ısı alınıp verildiği göz önüne alınırsa aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$dQ = K dF (T_1 - T_2) \quad (4.18)$$

$$dQ = K \cdot dF \cdot \Delta T \quad (4.19)$$

(4.19) eşitliğindeki ΔT (sıcaklık farkı) sürekli olarak değişmektedir. Bu sıcaklık farkı değişimi ise aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$d\Delta T = d(T_1 - T_2) = dT_1 - dT_2 \quad (4.20)$$

şeklinde olup, 1 ve 2 nolu ifadeler gözönünde bulundurularak,

$$d\Delta T = \left(\frac{1}{m_1 c_1} + \frac{1}{m_2 c_2} \right) dQ \quad (4.21)$$

$$\mu = \frac{1}{m_1 c_1} + \frac{1}{m_2 c_2} \quad (4.22)$$

$$d\Delta T = -\mu \cdot dQ \quad (4.23)$$

Eşitliği elde edilir ve bulunan son ifadede yerine konulursa,

$$d\Delta T = -\mu \cdot K \cdot dF \cdot \Delta T \quad (4.24)$$

$$\frac{d\Delta T}{\Delta T} = -\mu \cdot K \cdot dF \quad (4.25)$$

Eşitliği yazılabilir. Sınır şartları aşağıda verildiği gibi olduğunda,

$$F = 0 \text{ için, } \Delta T|_{F=0} = \Delta T_g \quad (4.26)$$

$$F = F_t \text{ için, } \Delta T|_{F=F_t} = \Delta T_\zeta$$

son ifadenin integrasyonu yapılarak,

$$\ln \frac{\Delta T_\zeta}{\Delta T_g} = -\mu \cdot K \cdot F_t \quad (4.27)$$

$$\mu = -\frac{\ln \frac{\Delta T_\zeta}{\Delta T_g}}{K \cdot F_t} \quad (4.28)$$

bulunur ve çıkıştaki sıcaklık farkı için;

$$\Delta T_\zeta = \Delta T_g e^{-\mu K F_t} \quad (4.29)$$

eşitliği de yazılabilir ve sınır şartlarından faydalanılarak integrasyon yapılırsa,

$$\Delta T_g - \Delta T_\zeta = \mu \cdot Q \quad (4.30)$$

$$Q = K \cdot F \cdot \frac{\Delta T_g - \Delta T_\zeta}{\ln \left(\frac{\Delta T_g}{\Delta T_\zeta} \right)} \quad (4.31)$$

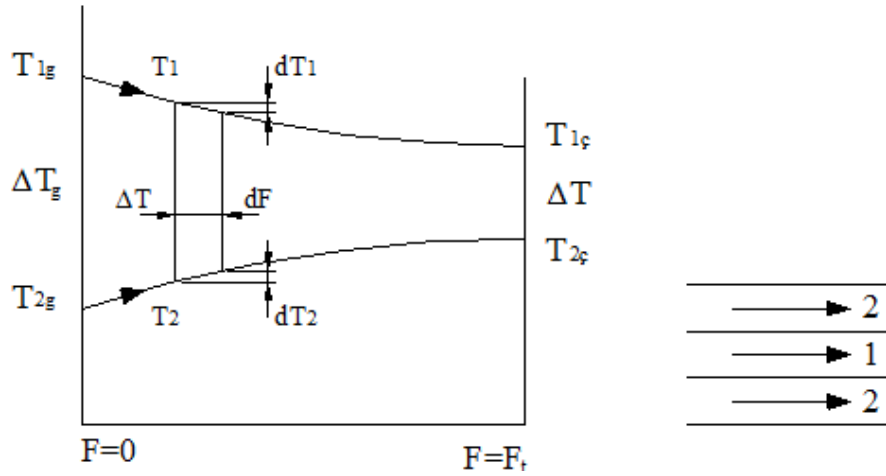
eşitliği elde edilir. Son ifadedeki terim,

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_g - \Delta T_\zeta}{\ln \left(\frac{\Delta T_g}{\Delta T_\zeta} \right)} \quad (4.32)$$

bulunur ve logaritmik ortalama sıcaklık farkı olarak adlandırılır. Buradan, geçen ısı miktarı için genel olarak,

$$Q = K \cdot F_t \Delta T_m \quad (4.33)$$

eşitliği yazılır.

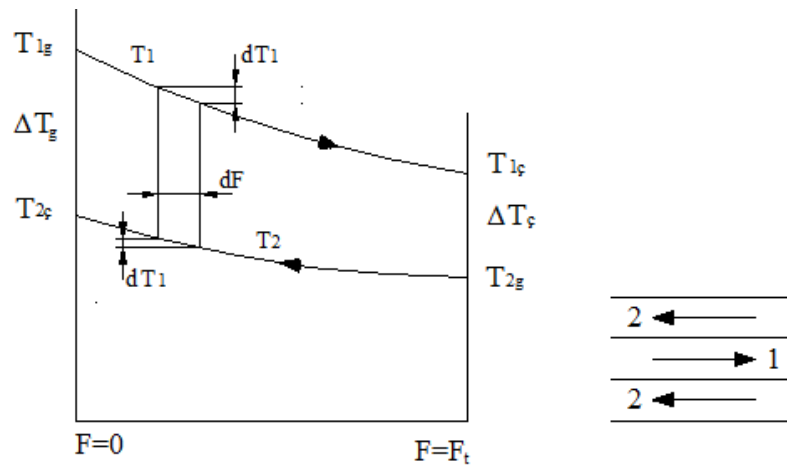


Şekil 4.1. Aynı yönlü paralel akım hali.

Zıt yönlü ters akım;

Zıt yönlü akım halinde her iki akışkanın sıcaklık değişimleri Şekil 4.2’de verilmiştir. Bu durumda, aynı yönlü paralel akım haline göre hesaplamalarda, yönler zıt olduğu ve soğutan akışkanın artan F yönüne göre sıcaklığı düştüğü için, ifadenin önüne (-) işareti getirilir. Aritmetik sıcaklık ortalaması aşağıda verilmiştir.

$$\Delta T_a = \frac{\Delta T_g - \Delta T_ç}{2} \quad (4.34)$$



Şekil 4.2. Zıt yönlü ters akım hali.

Çapraz akım;

Akışkanların birbirine dik olarak geçmesi durumunda çapraz akım söz konusudur. Şekil 4.2’de çapraz akım hali verilmiştir. Çapraz akım halinde;

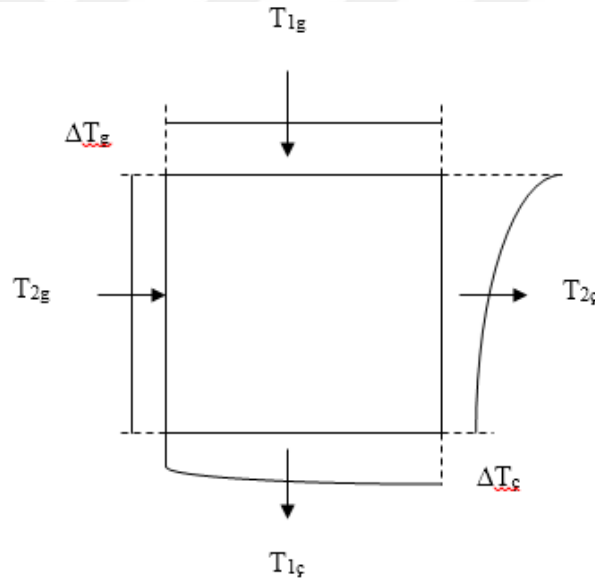
$$Q = A.K.F. (\Delta T_m)_ç \quad (4.35)$$

eşitliği verilmektedir. Bu ifadedeki $(\Delta T_m)_ç$ çapraz akım logaritmik sıcaklık farkı;

$$Y = \frac{T_{1g} - T_{2g}}{T_{1g} - T_{2ç}} \quad (4.36)$$

$$X = \frac{T_{1g} - T_{2g}}{T_{1ç} - T_{2g}} \quad (4.37)$$

$$(\Delta T_m)_ç = (\Delta T_m)_g X^{-0,61 \log Y} \quad (4.38)$$



Şekil 4.3. Çapraz akım hali.

Çapraz akımda akışkanlar birbirini bir defa kesmektedir ve kesme (geçiş) sayısı $n=1$ 'dir. Bu halde,

$$(\Delta T_m)_ç = \varepsilon_n = 1. (\Delta T_m)_g \quad (4.39)$$

şeklinde ifade edilir..

Karışık akım;

Çapraz ve paralel yönlü akımların aynı anda buldukları akımdır. Bu akım şeklinde de,

$$(\Delta T_m)_\zeta = \varepsilon' (\Delta T_m)_g \quad (4.40)$$

eşitliği kullanılır. Burada ε' düzelme faktörü olup, boru sayısına ve dizilişine göre değişir.

4.2. ε -NTU Metodu

Isı değıştiricisinin etkenliğinin hesabı için literatürlerde en sık rastlanan yöntem NTU metodudur. Isı değıştiricilerinin etkenliği alınan ısımin alınabilecek maksimum ısıya oranı olarak tanımlanır.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (4.41)$$

Burada geçen ısı;

$$Q = m_1 c_{p1} (T_{1g} - T_{1\zeta}) = m_2 c_{p2} (T_{2g} - T_{2\zeta}) \quad (4.42)$$

Bu metotta 1 indisi sıcak akışkan için 2 indisi soğuk akışkan için kullanılmıştır. Maksimum ısı miktarı Q_{max} , C_1 ve C_2 değerlerinden hangisi küçük ise sıcak akışkan girişi ile soğuk akışkanın girişi arasındaki sıcaklık farkı ile çarpılarak bulunur.

$$C_2 < C_1 \rightarrow Q_{max} = C_2 (T_{1g} - T_{2g})$$

$$C_1 < C_2 \rightarrow Q_{max} = C_1 (T_{1g} - T_{2g})$$

$$Q_{max} = C_{min} (T_{1g} - T_{2g})$$

$$\varepsilon = \frac{C_1 (T_{1g} - T_{2g})}{C_{min} (T_{1g} - T_{2g})} \quad (4.43)$$

Isı değıştiricisinin etkenliği $0 \leq \varepsilon \leq 1$ aralığındadır. Transfer birim sayısı (NTU);

$$NTU = \frac{A \cdot K}{C_{min}} \quad (4.44)$$

olarak bulunur.

$C=C_{min}/C_{max}$ olmak üzere ters akımlı paralel akış için;

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C)]}{1 - C \exp[-NTU(1 - C)]} \quad (4.45)$$

Aynı yönlü paralel akış için;

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C)]}{1 + C} \quad (4.46)$$

Bağıntıları bulunur.

4.3. Boyutsuz Isı Değiştirici Hesap Parametreleri

Reynolds sayısı, akıştaki atalet kuvvetlerin viskoz kuvvetlere oranı olup, akışın yapısını belirler. Eğer iki sistemde de Reynolds sayıları aynı ise dinamik benzerlik vardır, yani hız dağılımları aynıdır.

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{min} \cdot D_c}{\mu} \quad (4.47)$$

Burada V minimum serbest akış havası hızıdır ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$V_{min} = V \cdot \left(\frac{P_t F_p}{P_t F_p - D_c F_p - t(P_t - D_c)} \right) \quad (4.48)$$

Isı değiştirici boyutsuz hesap parametrelerinden olan sürtünme katsayısı f ve Colburn j -faktörü aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A_0 \rho_{in}} \left[\frac{2 \rho_{in} \Delta \rho}{G^2} - (K_c + \sigma^2) - 2 \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) + (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} \right] \quad (4.49)$$

$$j = \frac{Nu}{Re_{D_c} Pr^{\frac{1}{3}}} \quad (4.50)$$

Isı geçişinin meydana geldiği yüzeyde taşınım yoluyla geçen ısının iletim yoluyla geçen ısıya oranı olarak bilinen diğer boyutsuz parametre de Nusselt sayısı (Nu) dir.

$$Nu = \frac{h}{\frac{k}{D_h}} \quad (4.51)$$

Nusselt sayısı hidrolik çap D_h 'ye bağlı olarak aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmaktadır.

$$D_h = \frac{4(F_p - t)(P_t - D_c)P_t}{2\left(P_t P_t - \frac{\Pi D_c^2}{4}\right) + \Pi D_c(F_p - t)} \quad (4.52)$$

Prandtl sayısı (Pr) kinematik viskozitenin ısı yayılım katsayısına oranı olup, akışkanın ısı geçişi özelliğini karakterize eder.

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \mu \frac{c_p}{k} \quad (4.53)$$

4.4. Basınç Kaybı Hesabı

Isı değiştiricilerinin genellikle kapalı çevrimler içinde kullanıldıkları düşünüldüğünde ısı değiştiricinin çalışma basıncını koruması önemlidir. Basınç düşümü için hesaplamalar incelenen ısı değiştiricinin türüne bağlıdır. Bu çalışmada incelenen kanatlı borulu ısı değiştirici için basınç kaybı 4.55'de verilmiştir (Genceli, 2010).

$$\frac{\Delta\rho}{\rho_{in}} = \frac{G^2}{2g_c \rho_{in}} \left[(K_c + 1 - \sigma^2) + 2\left(\frac{v_2}{v_1} - 1\right) + f \frac{A}{A_c} \frac{v_m}{v_1} - (1 - \sigma^2 - K_E) \frac{v_2}{v_1} \right] \quad (4.54)$$

veya

$$\Delta P = \frac{\left(\frac{m_h}{A_{min}}\right)}{\rho_g} \left\{ \left[\zeta d + 1 - \left(\frac{A_{min}}{A_{ön}}\right)^2 \right] + \lambda s \frac{A}{A_{min}} - \left[1 - \zeta g - \left(\frac{A_{min}}{A_{ön}}\right)^2 \right] \right\} \quad (4.55)$$

Ara soğutucu analitik hesapları;

Bu çalışmada üzerinde çalışılacak olan motorda ulaşılmak istenilen dolgu havasının ara soğutucudan çıktıktan sonraki sıcaklığı 318 K dir. Mevcut motorun motor test ünitesindeki test verileri referans alınarak hesaplamalar yapılmıştır.

Isı değiştiricileri hakkında yapılan çalışmalardan, bir ısı değiştiricisi için çözümlenme yapmanın bazı kabuller yapılarak kolaylaştırıldığı bilinmektedir. Yapılan kabuller, pratikteki uygulamalardan çok farklı sonuçlara neden olmayacak şekilde oluşturulmuşlardır. Isı değiştiricisinin çevreye karşı kaybetmiş olduğu ısı, küçük bir miktar olacağından göz ardı edilerek hesaplamalar yapılabilir. Ayrıca kabuller ısı değiştiriciye ve tasarım yöntemine göre farklılıklar göstermesine rağmen bir genelleme yapılması mümkündür (Eryener, 2003). Bu çalışma kapsamında incelenen ısı değiştiricilerinde aşağıdaki kabuller yapılmaktadır.

- Isı değiştiricinin sürekli akış koşullarında çalıştığı,
- Isı değiştiricinin çevreye karşı ısı olarak yalıtılmış olduğu ve ısı geçişinin sadece sıcak -soğuk akışkanlar arasında olduğu,
- Isı değiştirici cidarlarında ve akışkanlarda ısı enerjisi kaynağı olmadığı,
- Isı değiştiricide akan akışkanlarda faz değişikliği olmadığı,
- Isı değiştiricide kullanılan malzemelerin ısı iletim katsayılarının sıcaklığın fonksiyonu olmadığı,
- Potansiyel ve kinetik enerji değişimlerinin göz ardı edildiği kabul edilmiştir.

Isı değiştiricide giriş hava sıcaklığı 438 K, kütlesel debi 1,8 kg/s olarak motor test ünitesinde motor zrindeki ekipmanlara göre belirlenmiş ve bu değerler kullanılmıştır. Soğutma suyunun sıcaklığı için 313 K olarak alınmıştır. Havanın ortalama sıcaklık 378 K değerinde termofiziksel zellikleri (EK1)

$$\mu = 2,193 \cdot 10^{-5} \text{ Ns/m}^2, c_p = 1.014 \text{ kJ/kg. K}, P_r = 0,692, k = 0,032 \text{ W/m.K dir.}$$

Isı veren akışkanın verdiği ısı miktarı eşitlik (4.8) kullanılarak hesaplanmıştır.

Havanın verdiği ısı;

$$Q = m_1 c_{p1} (T_{1g} - T_{1})$$

Suyun aldığı ısı miktarı eşitlik (4.9) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$Q = m_2 c_{p2} (T_{2} - T_{2g})$$

Isı değiştirici çevresi arasında ısı geçişi olmadığı varsayılırsa, akışkanlar arasında alınan ve verilen ısı miktarı aynı olduğundan aşağıda verilen eşitlik (4.10) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$Q = m_1 c_{p1} (T_{1g} - T_{1}) = m_2 c_{p2} (T_{2} - T_{2g})$$

Isı değiştirici kapasitesi; $Q = 2,19 \cdot 10^5 \text{ W}$ ve ısınan suyun kütlesel debisi $m_2 = 2,6 \text{ kg/s}$ olarak bulunur. Suyun termofiziksel zellikleri (EK2) kullanılarak bulunmuştur.

Çapraz akış, iki akışkanında karışmadığı kanatlı borulu ısı değiştirici için ortalama logaritmik sıcaklık farkı;

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_g - \Delta T_}{\ln \left(\frac{\Delta T_g}{\Delta T_} \right)}$$

$\Delta T_m = 32,84$ C olarak hesaplanmıştır. Düzeltme katsayısı F; EK 3'deki eğriden 0,98 olarak bulunmuştur. $K=150\text{W/m}^2\text{°C}$ olarak alınmış, buradan

$$Q = A \cdot K \cdot F \cdot (\Delta T_m)_\zeta$$

eşitliğinden $A=44,6$ m² olarak hesaplanmıştır.

Motor üzerinde bulunan mevcut hava soğutucu ölçüleri kullanılarak ısı değiştirici hacmi bulunmuştur.

$$V = 0,04921 \text{ m}^3 \text{ kullanılarak;}$$

$\beta=A/V$ eşitliğinden $\beta=906$ olarak bulunmuştur. $\beta \geq 700$ olduğundan ısı değiştirici kompakt bir ısı değiştirici olması gerektiği belirlenmiştir.

Isı değiştiriciye havanın girdiği ön yüzdeki hız;

$$V_{min} = \frac{m_h}{A_{\text{ön}} \cdot \rho}$$

$V_{min}=10$ m/s olarak hesaplanmıştır. Akışın belirlenmesi için;

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{min} \cdot D_c}{\mu}$$

Reynolds sayısı $2,1 \times 10^5$ olarak hesaplanmış ve akışın yapısının türbülanslı olduğu tespit edilmiştir. Bundan sonraki bölümde yapılacak olan HAD analizlerinde akış türbülanslı olarak alınacaktır.

5. ARA SOĞUTUCU TASARIMLARININ HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI ANALİZLERİ

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), akışkan problemlerini sayısal olarak analiz etme yöntemidir. Bilgisayar programlarının geliştirilmesiyle HAD programlarından elde edilen verilerin deneyler sonucu elde edilen verilerle uyumlu olduğu görülmektedir. HAD programları, deney sayısının azaltılması ile birlikte incelenmesi zor ve pahalı, olan imalatların analizi için iyi bir çözüm sunar. Akışkanların hareketini belirlemek için temel denklemler kullanılarak geliştirilmiş bu teknikte, sonlu elemanlar veya sonlu hacimler yöntemlerinin uygulanmasıyla çözülmesi zor akışların sayısal çözümlenmesi yapılabilmektedir.

5.1. Sonlu Hacimler Yöntemi

Sonlu hacimler yöntemi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği programlarının kullandığı yöntemdir. Bu yöntem, bütünü belirli sayıda sonlu parçalara ayırarak çözüm sağlamak için kullanılan bir ayırma yöntemidir. Sonlu sayıda hacimlere bölünen bir bütünün her parçasına korunum denklemleri uygulanır. Hesaplanacak değişkenler sonlu hacmin merkezindeki kontrol noktasındaki değer ile ifade edilerek hesaplanır. Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemlerinin veya genel skaler transport denkleminin sayısal olarak çözülebilmesi için ayrıklaştırma işleminin gerçekleştirilmesi gerekmektedir (Ferziger ve Peric, 1999).

Genel denklemler ;

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğindeki sayısal analiz; kütle, momentum, enerji korunum denklemlerinin sayısal çözümü ile yapılır. Korunum denklemleri süreklilik prensibinin geçerli olduğu en küçük akışkan hacmi dikkate alınarak çıkarılmaktadır. Newton'un yasasına uyan akış hareketi Navier-Stokes denklemleri ile diferansiyel olarak tanımlanır. Navier-Stokes denklemleri Kartezyen koordinatlarda aşağıdaki gibi ifade edilir (Munson vd., 2006).

Çalışmalarda kullanılan genel denklemler süreklilik, momentum, enerji ve genel transport denklemleri eşitlik (5.1), (5.2), (5.3) ve (5.4)'de verilmiştir.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (5.1)$$

Momentum denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial \rho}{\partial x_j} \quad (5.2)$$

Enerji denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (5.3)$$

Genel transport denklemi:

$$\frac{\partial (\rho u_i \phi)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi \quad (5.4)$$

Kartezyen koordinatlarda x , y ve z yönündeki momentum denklemleri, aşağıda verilmiştir.

x yönünde momentum denklemi;

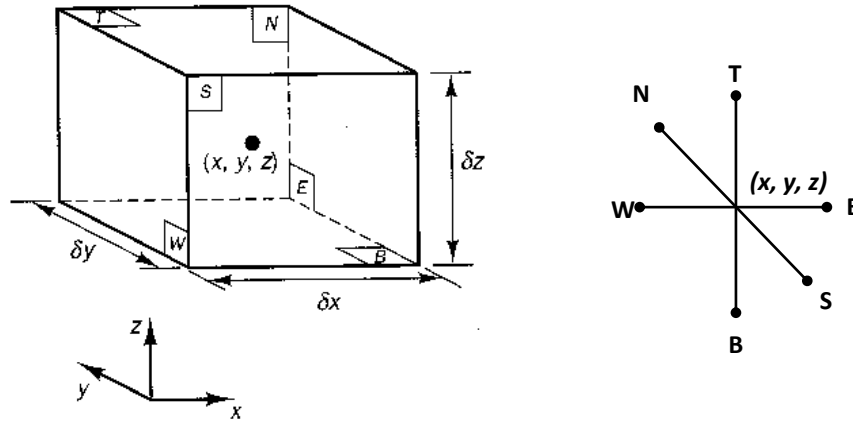
$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial (-\rho + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x \quad (5.5)$$

y yönünde momentum denklemi;

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial (-\rho + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y \quad (5.6)$$

z yönünde momentum denklemi

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial (-\rho + \tau_{zz})}{\partial z} + F_z \quad (5.7)$$



Şekil 5.1. x, y, z üç boyutlu ve N, S, E, W, T ve B yüzlerine göre koordinat sistemleri.

Hesaplamalar için verilen δx , δy ve δz boyutlarına sahip, merkez noktası (x, y, z) ve altı yüz N, S, E, W, T ve B (Kuzey, Güney, Doğu, Batı, Üst, Alt) olan, elemanın gösterimi, Şekil 5.1'de verilmiştir. Akışkan özellikleri (hız, basınç, yoğunluk, viskozite, ısıl iletkenlik ve sıcaklık) (x, y, z, t) , $p(x, y, z, t)$, $\rho(x, y, z, t)$, $\mu(x, y, z, t)$, $k(x, y, z, t)$, ve $T(x, y, z, t)$ şeklinde verilmiştir.

Burada u , v , w sırasıyla x , y ve z yönündeki hızları, ρ yoğunluğu, P basıncı, F kuvveti gösteren parametrelerdir

Kartezyen koordinatlardaki süreklilik denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (5.8)$$

Bir akış alanındaki sıcaklık dağılımı enerji denklemiyle tanımlanır. Enerji denklemi ise Termodinamiğin birinci kanunun bir akışkan hacim elemanına uygulanması ile elde edilmektedir. Termodinamiğin birinci kanununa göre söz konusu akışkan hacim elemanının enerjisindeki değişim, hacim elemanına verilen ısı miktarı ile bu hacim elemanının maruz kaldığı dış kuvvetler nedeniyle yapmış olduğu işe eşittir. Burada sınır tabakası içinde alınan kontrol hacminden taşıdığı enerji;

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_j e)}{\partial x_j} = \frac{\partial(q_j)}{\partial x_j} - \rho \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \dot{S} \quad (5.9)$$

şeklinde ifade edilir.

5.2. Ağ Yapısı İle İlgili Kavramlar

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde, problemin çözümünde kullanılan denklemler ile çözümü daha da kolaylaştırmak için problemin sınır şartları içerisinde sonlu sayıda nokta oluşturulur ve noktalarından bir bölge seçilerek hesaplama bölgesi belirlenir. HAD analizinde bu işleme ağ yapısı oluşturma (meshing) denir. Ağ yapısındaki sonlu noktaların her birine grid noktası, çözüm noktası veya düğüm noktası adı verilir.

Oluşturulan ağ yapısının kalitesi HAD analizlerinin sonucunu etkilediği için önemli olup HAD yazılımlarında ağ kalitesini gösteren parametreler vardır. Bu parametrelerden birisi oluşturulan ağ yapısındaki hücrelerin geometrik yapısı ile çarpıklık ölçüsü (skewness) değeridir. Çarpıklık ölçüsü, ideal geometrik yapıların (kare, üçgen, çokgen vb.) ne kadar yakın olduklarının anlaşılmasına yarayan bir değerdir.

Çizelge 5.1. Çarpıklık ölçüsü değerlerinin derecelendirilmesi (ANOVA Mühendislik, 2017).

0-0,25	0,25-0,50	0,50-0,80	0,80-0,94	0,95-0,97	0,98-100
Mükemmel	Çok iyi	İyi	Vasat	Yetersiz	Kötü

Ağ yapısının kalitesini anlamak için diğer bir parametre de hücre iç yüzeylerinin vektörleri ile normal yüzey vektörleri arasındaki açı değeri olarak bilinen diklik kalitesidir.

Çizelge 5.2. Diklik ölçüsü değerlerinin derecelendirilmesi (ANOVA Mühendislik, 2017).

0-0,001	0,001-0,14	0,15-0,20	0,20-0,69	0,70-0,95	0,95-100
Kötü	Yetersiz	Vasat	İyi	Çok İyi	Mükemmel

Diklik ölçüsü 0-1 arasında değerler alır. Fakat çarpıklık ölçüsü değerlerinden farklı şekilde diklik kalitesinde değerler 0'a yaklaştıkça ağ yapısının iyi olmadığını ifade ederken 1'e yaklaşıncaya kadar ise ağ yapısındaki kaliteli hücre bölümlerinin daha çok olduğunu belirtmektedir.

5.3. Kullanılacak Türbülans Modelinin Seçilmesi

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile laminar akış kolayca çözümlenebilirken, türbülanslı akışları ancak türbülans modelleri kullanarak çözmek mümkündür (Çengel vd, 2004).

Akışın türbülanslı olduğu durumda Navier-Stokes denklemleri zaman ortalaması alınmış denklemlere dönüştürülür. Bu denklemler türbülans modelleri kullanılarak çözülür. Kullanılan türbülans modelleri genel olarak aşağıdaki gibidir;

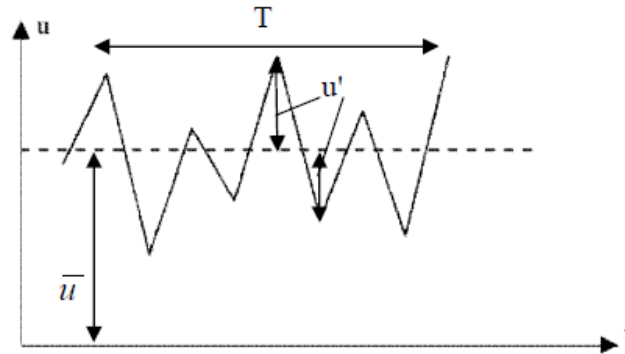
İstatistiksel modeller ($k-\epsilon$, $k-\omega$, Spalart Allmaras)

Büyük-eddy benzeşimi (Large-eddy simulation-LES)

Direkt benzeşim (DNS)

Navier–Stokes denklemlerinin çözümünün doğrudan sayısal simülasyon ile gerçekleştirilmesi mümkündür. Reynolds sayıları büyüdükçe problemin çözümünü zorlaştırdığından yüksek Reynolds sayılı türbülanslı akışlar için basitleştirilmiş Navier – Stokes denklemleri geliştirilmiştir. Türbülans modeli kullanılırken daimi Navier-Stokes denklemi yerine Reynolds-ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemi kullanılır.

Reynolds-Ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemleri türbülans modelleri kullanılarak çözülen Navier-Stokes denklemleridir.



Şekil 5.2. Türbülanslı akışta u hızının değişimleri (Hjertager, 2005).

Türbülanslı bir akışta “u” hızının değişimi Şekil 5.2’de gösterilmiştir. Ölçüm noktasında, hızın bir T periyodu içerisinde anlık hız değerleri alınmaktadır. T integrasyon zamanı olup Şekil 5.2’de zaman ortalama hız büyüklükleri, anlık hız ölçümlerinin sonrasında

elde edilmektedir. Ayrıca anlık hız değerleri ölçüldüğünden u' ve buna bağlı türbülans şiddeti değerleri de elde edilebilmektedir. Anlık akım hızı u , ortalama akım hızı \bar{u} ve u' arasındaki ilişki aşağıdaki gibi ifade edilmektedir

$$u = \bar{u} + u' \quad (5.10)$$

Zaman Ortalamalı Kütle Dengesi

Yoğunluk ρ ve hız bileşenleri u , v , ve w sabit ortalama bileşen toplamı olarak $\bar{\rho}$ ve dalgalı zamana göre değişen ρ' , değerler süreklilik denkleminde (eşitlik 5.8) eklendiğinde;

$$\frac{\partial(\rho + \rho')}{\partial t} + \frac{\partial\rho(u + u')}{\partial x} + \frac{\partial\rho(v + v')}{\partial y} + \frac{\partial\rho(w + w')}{\partial z} = 0 \quad (5.11)$$

Eşitlik 5.11 elde edilir ve zaman ortalamalı terimlerle değiştirilirse aşağıdaki eşitlik meydana gelir.

$$\frac{\partial(\bar{\rho})}{\partial t} + \frac{\partial\rho(\bar{u})}{\partial x} + \frac{\partial\rho(\bar{v})}{\partial y} + \frac{\partial\rho(\bar{w})}{\partial z} = 0 \quad (5.12)$$

Zaman Ortalamalı Momentum Denklemleri

x-yönünde momentum denklemi için çıkan denklem aşağıdaki şekilde verilir:

$$\frac{\partial(\bar{\rho}u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}\cdot\bar{u})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho\bar{w}\cdot\bar{u})}{\partial z} \quad (5.13)$$

Diğer yöndeki (y ve z) denklemleri aynı işlem kullanılarak bulunmaktadır. Yoğunluk sabit kabul edilir ve yeni terimler zaman ortalamasının işlenmesi sonucunda elde edilmektedir. Gerilme tensörü (3 normal gerilme ve 3 kayma gerilmesinden oluşur) ile tanımlanır ve (5.14) denklemi elde edilir.

$$\tau_{ij} = -\rho\bar{u}'_i\bar{u}'_j \quad (5.14)$$

Zamanla Ortalamalı Genel Transport Denklemi

Zaman ortalamalı genel transport denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\frac{\partial(\rho\bar{\phi})}{\partial t} + \text{div}(\rho\bar{\phi}\bar{u}) = \text{div}(\Gamma_{\bar{\phi}}\text{grad}\bar{\phi}) + \left[-\frac{\partial u'\phi'}{\partial x} + \frac{\partial v'\phi'}{\partial y} - \frac{\partial w'\phi'}{\partial z} \right] + S_{\phi} \quad (5.15)$$

Zaman ortalamalı kütle, momentum ve skalar taşıma denklemleri için RANS denklemleri türbülans modellerinde akış özelliklerini hesaplamak için kullanılmaktadır.

Kinetik enerji

HAD hesaplamaları yapmak için türbülans modellemesinde kullanılmak üzere bir akışkan elemanındaki belirli bir noktadaki birim kütle başına toplam türbülans kinetik enerjisi ve türbülans yoğunluğu I belirlenir. Bunlar aşağıdaki ifadelerle tanımlanır:

$$k = \frac{1}{2}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) = \frac{1}{2}(\overline{u_i'^2} + \overline{u_i'^2}) \quad (5.16)$$

$$I = \frac{\left(k \frac{2}{3}\right)^{\frac{1}{2}}}{U_{ref}} \quad (5.17)$$

k-epsilon ve k-omega türbülans modelleri için hız dalgalanmaları eşitlik (5.16) kullanılarak hesaplanır. Türbülans yoğunluğu ise eşitlik (5.17) ile hesaplanan k değeri ve referans ortalama akış hızı U_{ref} kullanılarak bulunmaktadır (Versteeg and Malalasekera, 2007) .

5.4.k- ε Türbülans Modelleri

Türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun kayıp oranı ε için olmak üzere iki adet transport denklemi Navier-Stokes denklemlerine ek olarak çözülmektedir. Ttransport denklemi Navier-Stokes denklemlerinden bulunmaktadır k- ε modellerinde türbülans viskozitesi, Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes denklemleri, türbülans kinetik enerjisi k ve türbülans dağılım hızı ε için taşıma denkleminin çıkartılması için kullanılır.

Standart k- ε modeli;

Türbülans modelleri arasında yaygın olarak kullanılan Standart k- ε modeli için aşağıdaki denklemler verilmiştir.

Türbülans kinetik enerjisi:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (5.18)$$

Kayıp oranı:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (5.19)$$

Burada; ortalama hız gradyanlarından dolayı türbülans kinetik enerji üretimini G_k , sıcaklık farklarından dolayı oluşan yoğunluk değişimlerine bağlı olarak türbülans kinetik enerji üretimini G_b göstermektedir. Eddy viskozitesi olan μ_t aşağıdaki eşitlik(5.20) ile hesaplanır.

$$\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon \quad (5.20)$$

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (5.21)$$

$$G_b = -\beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (5.22)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (5.23)$$

$$Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2 \quad (5.24)$$

Bu denklemden Pr_t enerji için türbülans Prandtl sayısı, g_i i-yönündeki yerçekimi vektör bileşenidir.

Çizelge 5.3. Standart k-epsilon türbülans modeli denklemleri için sabit değerler.

C_μ	C_1	C_2	σ_k	σ_ε
0,09	1,44	1,92	1,0	1,3

RNG k-ε modeli;

RNG (Renormalization Group Theory) k-ε modelinin kullanıldığı istatistiksel tekniklerden üretilmiştir. Standart k-ε modeli ile benzerlik gösteren modelde, RNG teorisine göre Prandtl sayısı sabit alınmayarak hesap yapılmaktadır.

Türbülansın kinetik enerjisi, k;

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i} \quad (5.25)$$

Olarak ifade edilmektedir. Türbülansın yayılımı, ε ;

$$\varepsilon_{ij} = 2\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} \quad (5.26)$$

şeklinde tarif edilmektedir. RNG k-ε türbülans modelinde k için transport denklemi yazılacak olursa aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (5.27)$$

ε için transport denklemi ;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (5.28)$$

Burada Y_M , sıkıştırılabilir akışlarda genişlemenin toplam değişime etkisinin oranıdır. α_k ve α_ε değerleri k ve ε için Prandtl sayılarını göstermektedir.

Çizelge 5.4. RNG k-ε türbülans modeli denklemleri için sabit değerler.

C_μ	C_1	C_2	σ_k	σ_ε
0,0845	1,42	1,68	0,719	0,719

Realizable k-ε model;

Realizable k-ε modeli diğer k-ε modelleri ile benzerlik göstermekle birlikte yeni bir modeldir. Model, türbülans viskozitesi için yeni bir formül içerir ve ε için yeni bir taşınım denklemi içerir.

Türbülans modelinde k için transport denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (5.29)$$

ε için transport denklemi ;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S_\varepsilon - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (5.30)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.31)$$

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (5.32)$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \widetilde{\Omega}_{ij}\widetilde{\Omega}_{ij}} \quad (5.33)$$

$$\widetilde{\Omega}_{ij} = \overline{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega_k - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (5.34)$$

Ω ; ω açısal hızla dönen ortalama hız tensörü olarak tanımlanabilir. $A_0=5.04$, $A_s=\sqrt{6} \cos \phi$;

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1} \left(\sqrt{6} \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\overline{S}^3} \right) \quad (5.35)$$

Çizelge 5.5. Realizable k - ε türbülans modeli denklemleri için sabit değerler.

C_μ	C_1	C_2	σ_k	σ_ε
0,09	1,44	1,9	1,0	1,2

5.5. k- ω Türbülans modelleri

İncelenecek ikinci türbülans modeli k-omega türbülans modelidir. Modelinin bu bölümde anlatılacak iki varyasyonu vardır; standart k- ω modeli ve kayma gerilimi taşıma SST k- ω modeli. Bu modellerin her ikisi de k ve ω için benzer transport denklemlerini kullanmaktadır.

- Standart k- ω modeli;

Standart k- ω türbülans modelinin duvar sınırlı akım problemlerinde ölçülmüş verilerle iyi uyum sağladığı bilinmektedir ve bu problemler için tavsiye edilmektedir. Bu modelde kullanılan ω parametresi k ile benzerlik gösteren bir diferansiyel denklemdir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (5.36)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_M + S_\omega \quad (5.37)$$

Viskozite aşağıdaki gibi bulunur;

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (5.38)$$

Sönüm katsayısı α^* ;

$$\alpha^* = \alpha^* \left(\frac{\alpha^* + \frac{Re_t}{R_k}}{1 + \frac{Re_t}{R_k}} \right) \quad (5.39)$$

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega}$$

$R_k=6$, $\alpha_\infty^* = \frac{\beta_i}{3}$, $\beta_i=0,0072$ sabit değerler için;

$$Y_k = \rho \beta^* f_\beta k \omega \quad (5.40)$$

$$Y_\omega = \rho \beta f_\beta k \omega^2 \quad (5.41)$$

- SST k- ω modeli;

Sınır tabaka akışlarında yüksek başarı sağlayan standart k- ω model için denklemler aşağıda verilmiştir.

k- ω modeli k için taşıma denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) grad(k) \right) + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad (5.42)$$

k- ω modeli ω için taşıma denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \omega u_i) \\ = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) grad(\omega) \right) + \gamma_2 \left(2\rho \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta_2 \rho \omega^2 \\ + 2 \frac{\rho}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_k} \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (5.43)$$

Çizelge 5.6. SST k - ω türbülans modeli denklemleri için sabit değerleri.

β^*	β_2	σ_k	$\sigma_{\omega,1}$	$\sigma_{\omega,2}$	γ_2
0,09	0,083	1,0	2,0	1,17	0,44

5.6. Sayısal Analiz İşlemleri

HAD analizlerinde, ağ yapısının oluşturulması ve kalitesinin incelenmesinin ardından ağ yapısına karar verilip sayısal analize geçilmektedir. Bu çalışmada sayısal analiz işlemleri ANSYS Fluent 15.0 kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu modülde, birinci işlem olarak ağ yapısı kontrol edilerek ve herhangi bir sorun olmadığı görüldükten sonra ısı transferi hesabı yapmak için enerji denklemi aktif hale getirilmiştir. İkinci olarak türbülanslı akış için türbülans modeli seçimi yapılmış ve hava özellikleri tanımlanmıştır. Üçüncü işlemde sınır şartları sekmesinden havanın giriş sıcaklığı ve kütleli debi değeri girilerek; modeldeki duvar sıcaklığı ve simetri şartları girilmiş ve sonrasında çözüm metodları seçilmiştir. İterasyon sayıları girilerek analiz yapılmıştır. Çözüm sonrasındaki analiz sonuçları değerlendirilirken, doğru sonuca ulaşmak için alan ağırlıklı ortalama, debi, kütleli debi oranı, kütle ağırlıklı ortalamalara bakılarak sonuçlar değerlendirilmiştir.

5.7. Ara Soğutucu Tasarımlarının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri

Kanatlı borulu çapraz akışlı ısı değiştirici grubundaki ara soğutucuların 2 boyutlu HAD analizleri ANSYS Fluent 15.0 kullanılarak yapılmıştır. Analizlerden elde edilen sonuçların soğutucu çıkış sıcaklıkları ve basınç kayıpları birbirleri ile kıyaslanmıştır.

HAD analizlerinin gerçekleştirilmesi için ilk adım olarak çalışılan geometriye uygun model oluşturulmuştur. Bu modelleme birebir ölçülerde olabileceği gibi geometrinin çok büyük olması, hesaplama hacmini ve ihtiyaç duyulan bilgisayar kaynağının artmasına neden olduğundan, kaynakların etkin kullanılması için çalışılan modelin boyutlarında birebir küçültme yapılabilmektedir. Modelin oluşturulması sonrasında çözümün gerçekleştirilebilmesi için geometri içindeki hacim için çözüm ağırlığının oluşturulması yapılmıştır. Oluşturulan ağ yapısının kalitesi HAD analizlerinden çıkarılan sonucun niteliğini etkilediği için bu yapının ağ kalitesi önemlidir ve yapılan çalışmada ağ kalitesini gösteren parametrelerden olan hücre iç yüzeylerinin vektörleri ile normal yüzey vektörleri arasındaki açı değeri olarak bilinen diklik kalitesi 0,20 – 0,69 aralığında, ağ yapısındaki hücrelerin geometrik yapısı ile çarpıklık ölçüsü

(skewness) değeri ise 0,50-0,80 aralığında çıktığından bu değerlere göre öncelikle türbülans modeli belirlenmiş ve sonrasında ağdan bağımsızlaştırma yapılmıştır.

5.7.1. Türbülans modeli çalışması

Bu çalışmada, öncelikle türbülans modelinin belirlenmesiyle başlanmıştır. Türbülans modeli seçim çalışmasında, lokomotif motoru üzerindeki mevcut ara soğutucunun deneysel verileri kullanılarak türbülans modellerinin karşılaştırılması yapılmış, deneysel sonuçlara en yakın sonuçlar veren model seçilerek sonraki analizlerde bu model kullanılmıştır. Türbülans modeli çalışmasından elde edilen sayısal sonuçlar Çizelge 5.1 de verilmiştir.

Türbülans modeli çalışmasında 1,8 kg/s debi, 438 K sıcaklık değeri girilerek yapılan analizler 5 farklı türbülans modeli için ayrı ayrı incelenmiş ve sonuçlar karşılaştırılarak mevcut ara soğutucudan alınan verilere en yakın sonuçları veren ve basınç farkı en az olan Realizable k- ϵ modeli seçilmiştir. Bundan sonraki tasarımlarda da Realizable k- ϵ modeli kullanılarak analiz yapılacaktır.

Çizelge 5.7. Türbülans modeli çalışmasında elde edilen sonuçlar.

Türbülans Modeli	Sıcaklık (K)	ΔP (Pa)
Standart k- ϵ	418,12	116,42
RGN k- ϵ	418,58	118,75
Realizable k- ϵ	417,88	115,96
Standart k- ω	414,13	193,25
SST k- ω	416,04	168,12

5.7.2. Ağ yapısından bağımsızlık ve sayısal ağ seçimi

HAD analizinde Design Modeler ile oluşturulan geometriye ait sayısal analizin yapılabilmesi için sayısal ağ yapısı oluşturulmuş ve sonrasında türbülans modeli seçilerek ağdan bağımsızlaştırma işlemine geçilmiştir. Modelin doğruluğunu ispat etmek için gerekli olan basamaklardan bir tanesi de modelin sayısal ağdan bağımsız olduğunu göstermektedir. Modelin eleman sayıları farklı da olsa, çözümlerin birbirine yakın sonuçlar vermesine sayısal ağdan bağımsızlık denilmektedir. Çözümün kabul edilebilen bir sınır içerisinde yapılabilmesi ve işlem

süresinin de göz önünde bulundurulmasıyla birlikte eleman sayısı ile işlem süresi arasında bir optimizasyon yapmak gerekmektedir.

Çizelge 5.8. Mesh sayısının ara soğutucu çıkış sıcaklığına etkileri.

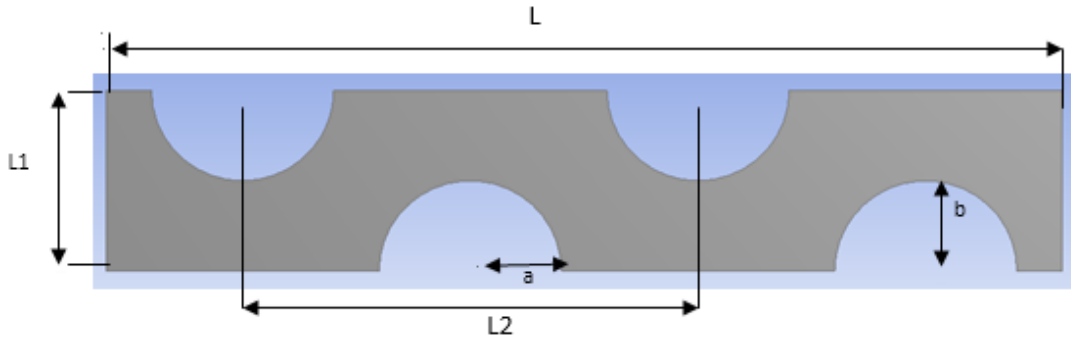
	Çarpıklık Değeri	Diklik Kalitesi	Eleman Sayısı	Düğüm Sayısı	Çıkış Sıcaklığı (K)
Mesh-1	0,65	0,44	1.186.826	813.759	417,992
Mesh-2	0,66	0,45	530.412	407.876	417,869
Mesh-3	0,69	0,48	267.335	155.705	417,741
Mesh-4	0,68	0,46	146.869	91.284	417,798
Mesh-5	0,78	0,58	88.121	52.539	416,989

Yapılan çözüm ağından bağımsızlaştırma çalışmasında 5 farklı sayısal modelde işlem yapılmıştır. Oluşturulan ağ yapıları, eleman sayıları ve elde edilen sıcaklık değerleri Çizelge 5.2’de verilmiştir. Seçilecek en uygun eleman sayısı 146.869 olarak belirlenmiştir. Çünkü bu noktadan sonra sıcaklık değişimi kayda değer bir artış göstermemektedir ve sıcaklık değişimleri arasında çok fark görülmemiştir. Eleman sayısı arttıkça sayısal analizin süresi de arttığından Çizelge 5.8’de verilen mesh 4 seçilmiştir. Bundan sonraki bütün tasarımlar için hücre yüzey alanı $0,00027 \text{ mm}^2$ olarak belirlenerek analiz yapılacaktır.

5.7.3. Geometrik boyutları ve sınır şartları

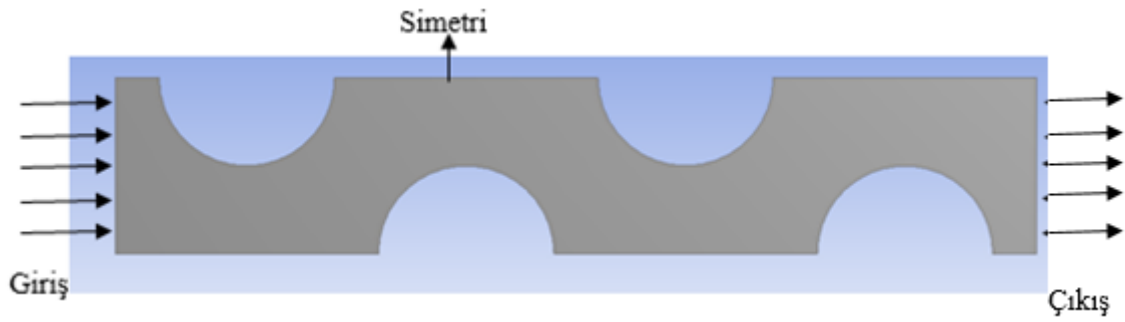
Hava soğutucu tasarım çalışmalarında, HAD alanında ticari bir yazılım olan ANSYS Fluent 15.0 kullanılarak iki boyutlu çözümler yapılmış ve türbülans modeli olarak k- ϵ realizable modeli seçilmiştir.

Çalışılan ara soğutucunun 2 boyutlu ana hesaplama alanı ve geometrik parametreleri Şekil 5.3’de sınır şartları Şekil 5.4’de verilmektedir



Şekil 5.3. Ara soğutucunun ana hesaplama alanı ve geometrik parametreleri.

Tasarımın geometrisi ve ağ yapısı oluşturulduktan sonra Fluent programında, oluşturulan 12 farklı tasarımın çözümü yapılmıştır. 12 farklı tasarım ölçüsü Çizelge 5.9’da verilmiştir.



Şekil 5.4. Ara soğutucunun sınır koşulları.

Ara soğutucunun sınır koşulları, boru ile suyun temas ettiği yüzey ve kanatçıkların alt ve üst yüzey duvar şartları “wall” giriş şartı “velocity inlet” çıkış şartı “pressure outlet” olarak belirlenmiştir.

Çizelge 5.9. Ara soğutucu farklı tasarım ölçüleri.

Tasarım	L (mm)	L1 (mm)	L2 (mm)	b/a
1	52,5	7,5	12,5	1
2	52,5	7,5	12,5	0,8
3	52,5	7,5	12,5	0,6
4	52,5	10	12,5	1
5	52,5	10	12,5	0,8
6	52,5	10	12,5	0,6
7	52,5	12,5	12,5	1
8	52,5	12,5	12,5	0,8
9	52,5	12,5	12,5	0,6
10	52,5	15	12,5	1
11	52,5	15	12,5	0,8
12	52,5	15	12,5	0,6

Hesaplamalarda uygulanan bazı kabuller;

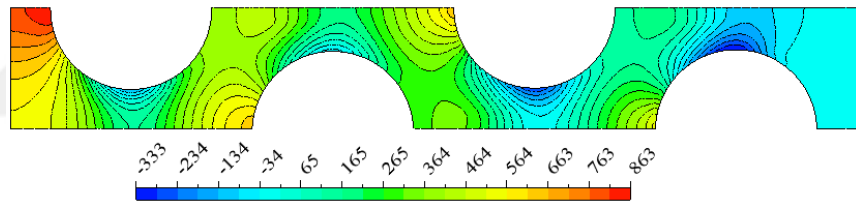
- Sürekli rejim hali,
- Havanın giriş sıcaklığı 438 K, kütleli debi 1,8 kg/s
- Havanın giriş hızı 10 m/s
- Reynolds sayısının en yüksek değeri $2,3 \times 10^5$ bulunmuş, böylece akış türbülanslı seçilmiştir.
- Sıkıştırılabilir akışkan
- Gazın termodinamik özellikleri sıcaklığın fonksiyonu,
- Boru ve kanatçıklar bakır malzeme,
- Bakır malzemenin termodinamik özellikleri sabit.

5.7.4. HAD analiz sonuçları

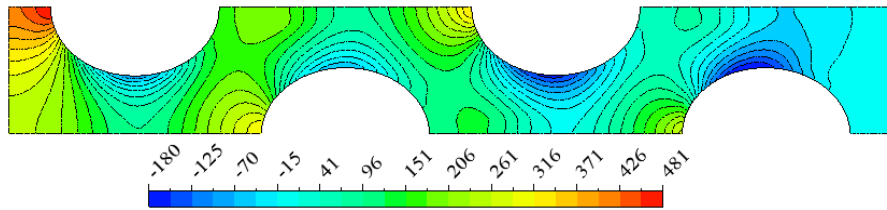
Geometrik parametreleri üzerinde değişiklik yapılan 12 farklı tasarım üzerinde analizler yapılmıştır. Birinci olarak tasarımlar 4 ayrı gruba bölünerek analizler karşılaştırılmış, daha sonra tasarımların tamamı grafiklerle sunularak tasarımların karşılaştırılmaları gerçekleştirilmiştir. Birinci grup Tasarım 1-3'ten, ikinci grup Tasarım 4-6'dan, üçüncü grup Tasarım 7-9'dan ve son olarak dördüncü grup Tasarım 10-12'den oluşmaktadır.

Soğutulacak akışkan olan havanın, soğutucuya en yüksek giriş sıcaklığı 438 K olarak alınmıştır. Havanın debisi 1,8 kg/s olarak tespit edilmiştir. Soğutucu akışkan olarak su kullanılacaktır ve suyun giriş sıcaklığı 313 K olarak belirlenmiştir.

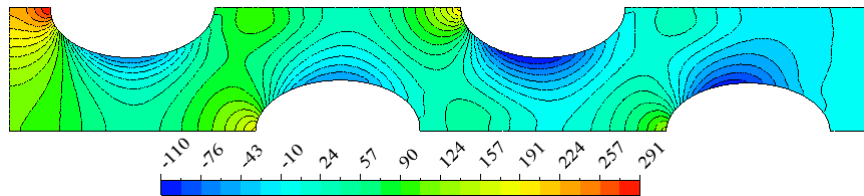
Birinci grupta; Tasarım 1, Tasarım 2 ve Tasarım 3 için boru merkezleri arasındaki dikey mesafe 7,5 mm, yatay mesafe 12,5 mm, kullanılan boruların b/a oranı Tasarım 1 için 1, Tasarım 2 için 0,8 ve Tasarım 3 için 0,6 olarak belirlenmiştir.



(a)



(b)



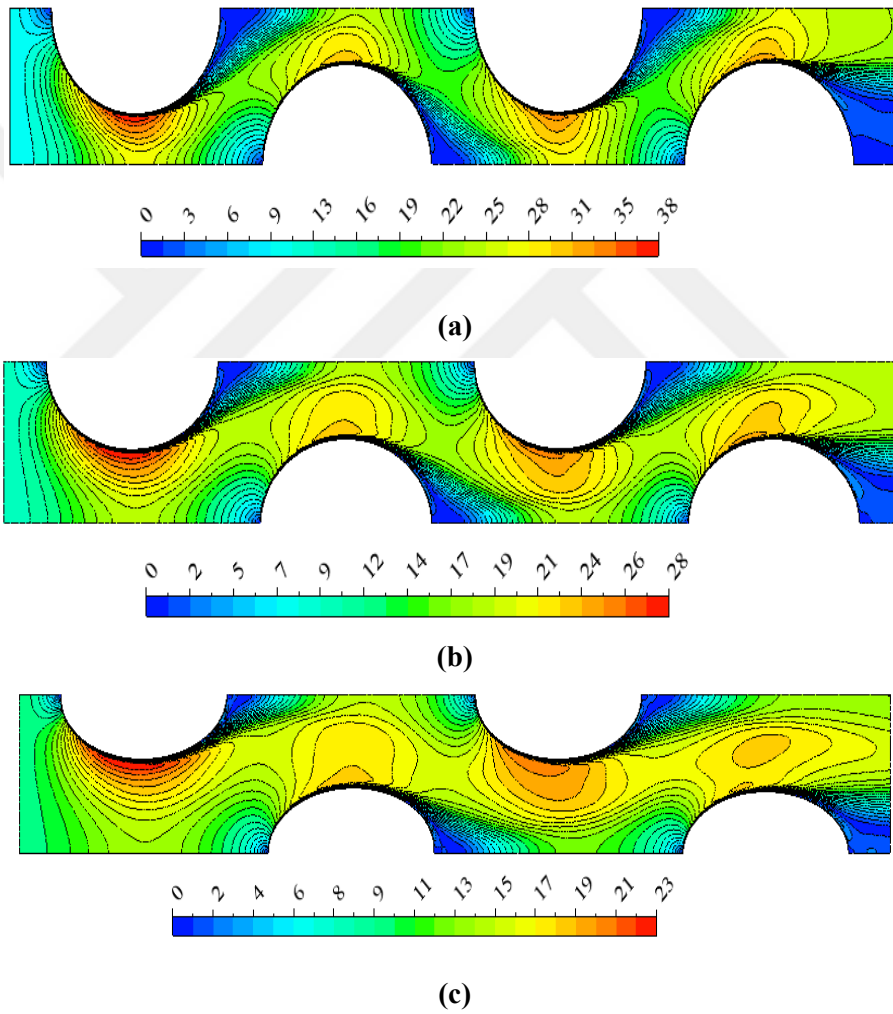
(c)

Şekil 5.5. Basınç konturları (Pa) a) Tasarım 1, b) Tasarım 2, c) Tasarım 3.

Ara soğutucunun 438 K giriş sıcaklığı ve 10 m/s hız değerinde Tasarım 1-3 için bulunan basınç konturları Şekil 5.5’de verilmektedir.

Tasarım 2’nin ΔP değerinin Tasarım 1’den % 43,39 daha düşük olduğu, Tasarım 3’ün ΔP değerinin ise Tasarım 2’ye göre % 39,96 ve Tasarım 1’e göre % 66,02 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

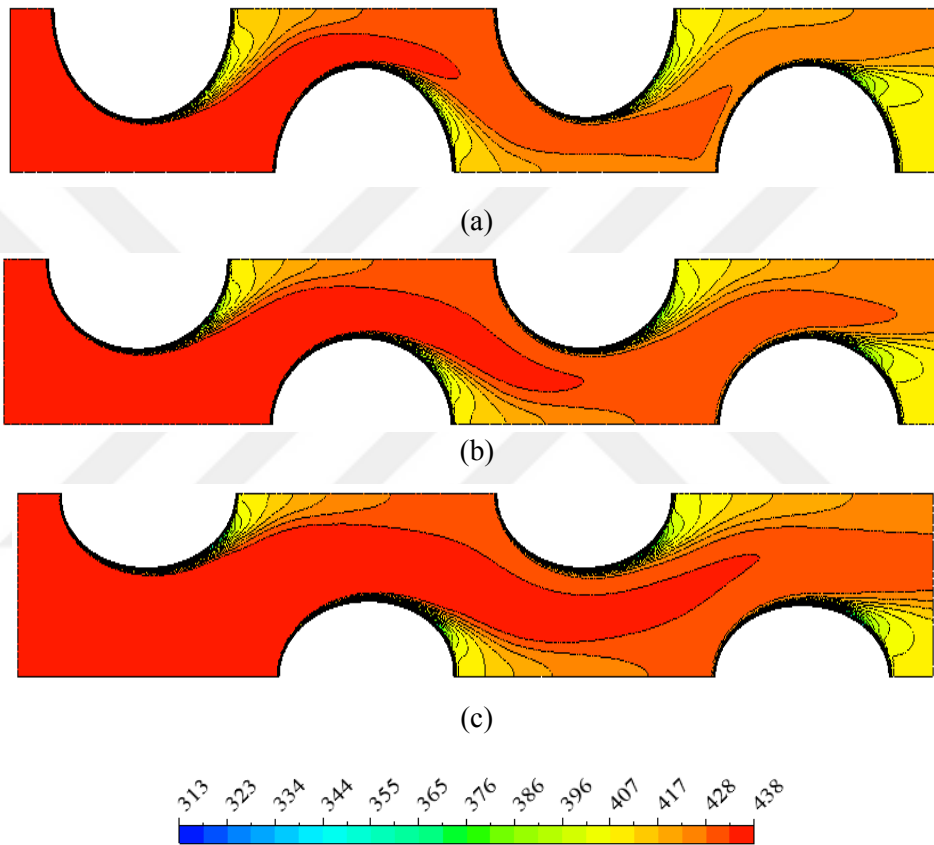
Şekil 5.6’da 438 K hava giriş sıcaklığı ve 10 m/s hız değeri için hız konturları verilmiştir.



Şekil 5.6. Hız konturları (m/s) a) Tasarım 1, b) Tasarım 2, c) Tasarım 3.

Tasarım 2'nin ortalama hız değerinin Tasarım 1'den % 24,29 düşük olduğu, Tasarım 3'ün ortalama hız değerinin ise Tasarım 2'ye göre % 20,14 ve Tasarım 1'e göre ise % 39,53 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

Şekil 5.7'de 438 K hava giriş sıcaklığı ve 10 m/s hız değeri için sıcaklık konturları verilmiştir.

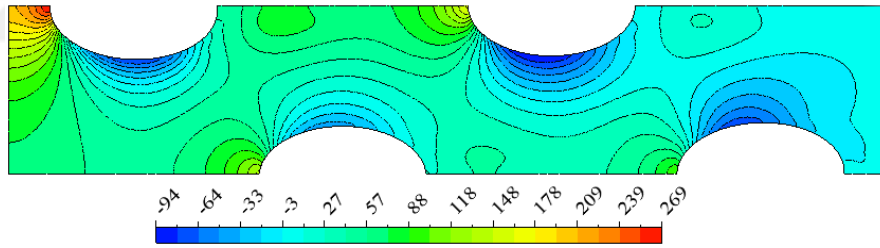
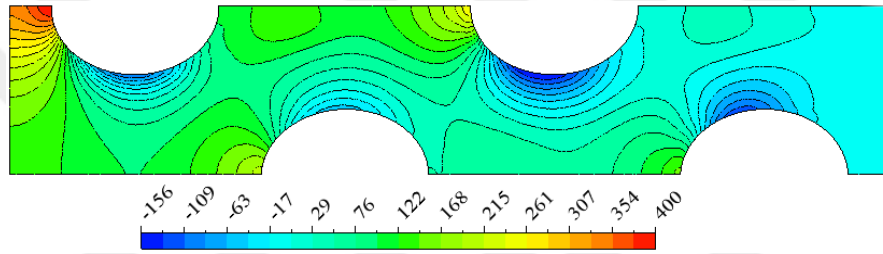
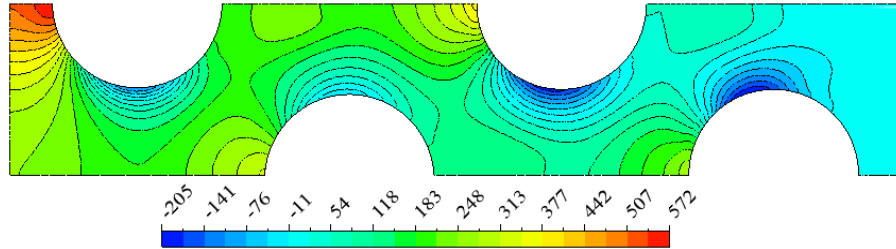


Şekil 5.7. Sıcaklık değişim konturları(K) a) Tasarım 1, b) Tasarım 2, c) Tasarım 3.

Hava giriş sıcaklığının 438 K ve hızın 10 m/s alındığı, Tasarım 1, Tasarım 2 ve Tasarım 3'ün sıcaklık değişimi değerlendirildiğinde, Tasarım 1 in sıcaklık değişiminin % 4,44; Tasarım 2'nin sıcaklık değişiminin ise % 4,11 ve Tasarım 3'ün sıcaklık değişiminin % 3,73 olarak gerçekleştiği tespit edilmiştir.

İkinci grupta ise, Tasarım 4, Tasarım 5 ve Tasarım 6 için boru merkezleri arasındaki dikey mesafe 10 mm, yatay mesafe 12,5 mm ve kullanılan boruların b/a oranı, Tasarım 4 için 1, Tasarım 5 için 0,8 ve Tasarım 6 için 0,6 olarak alınmıştır.

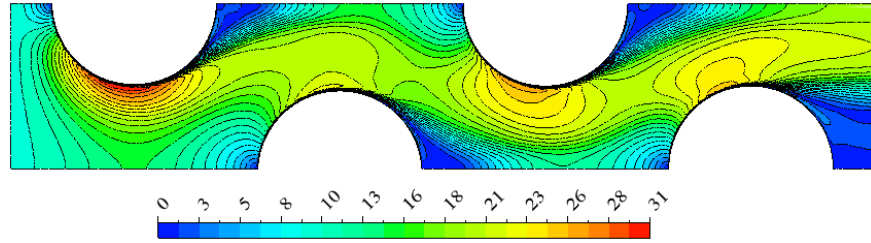
Ara soğutucunun 438 K hava giriş sıcaklığı ve 10 m/s hız değerinde ise Tasarım 4-6 için bulunan basınç konturları Şekil 5.8’de verilmektedir.



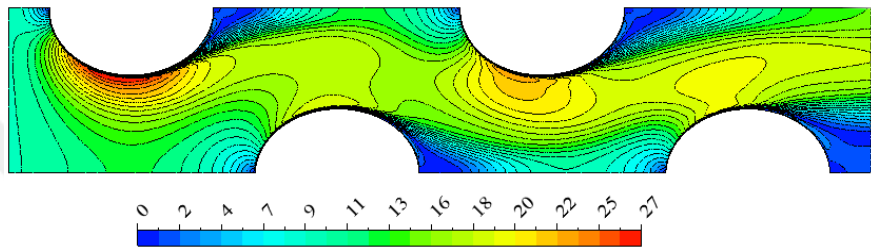
Şekil 5.8. Basınç konturları (Pa) a) Tasarım 4, b) Tasarım 5, c) Tasarım 6.

Tasarım 4, Tasarım 5 ve Tasarım 6’daki ΔP değerleri incelendiğinde; Tasarım 5’in ortalama ΔP değerinin Tasarım 4’ten % 33,43 daha düşük olduğu, Tasarım 6’nın ΔP değerinin Tasarım 5’e göre % 28,14 ve Tasarım 4’e göre % 52,16 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

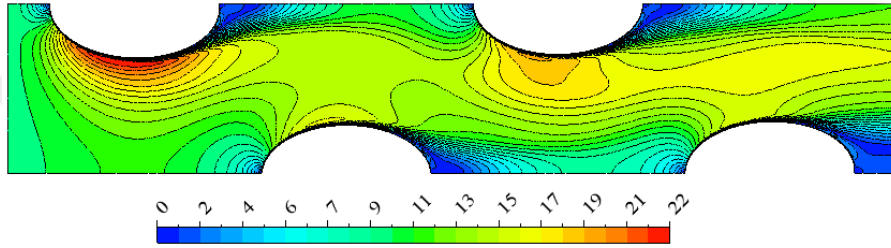
Şekil 5.9’de 438 K hava giriş sıcaklığı ve 10 m/s hız değerinde elde edilen hız konturları verilmiştir.



(a)



(b)

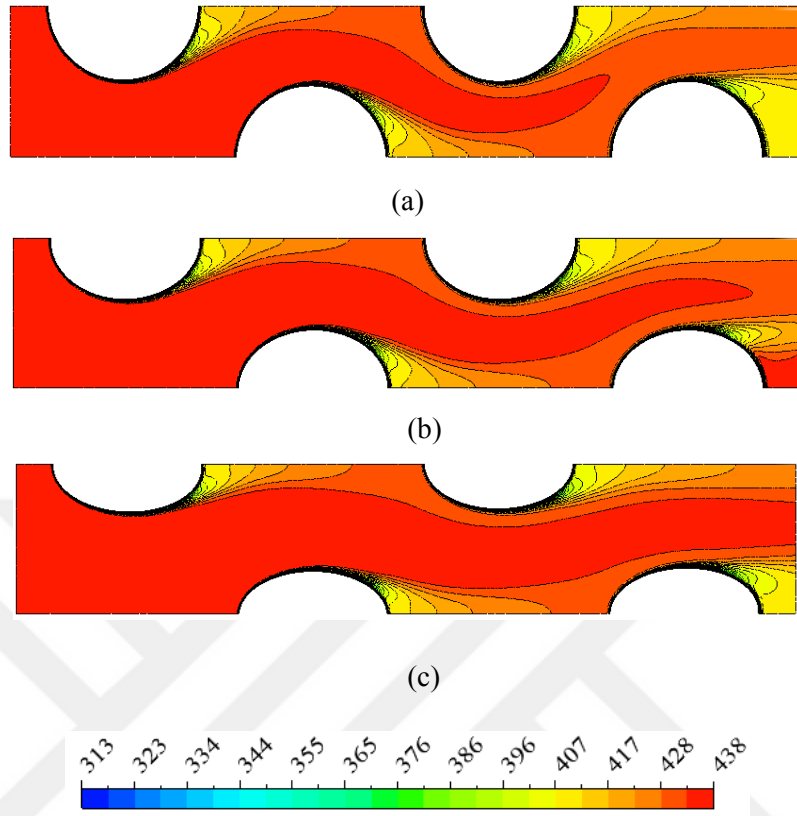


(c)

Şekil 5.9. Hız konturları (m/s) a) Tasarım 4, b) Tasarım 5, c) Tasarım 6.

Tasarım 5'in ortalama hız değerinin, Tasarım 4'ten %13,84 daha düşük olduğu, Tasarım 6'nın ortalama hız değerinin ise Tasarım 5'e göre % 16,06 Tasarım 4'e göre ise % 29,03 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

Şekil 5.10' da 438 K hava giriş sıcaklığı ve 10 m/s hız değeri için Tasarım 4, Tasarım 5 ve Tasarım 6'nın sıcaklık konturları verilmiştir.

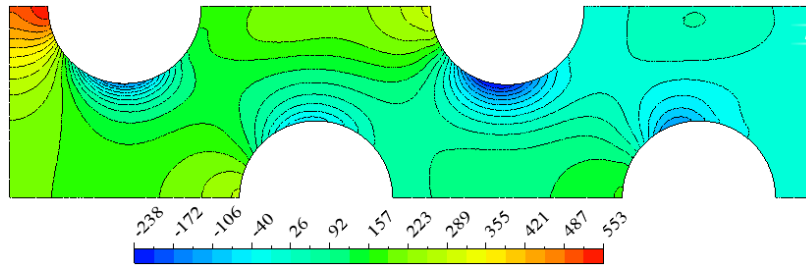


Şekil 5.10. Sıcaklık değişim konturları (K) a) Tasarım 4, b) Tasarım 5, c) Tasarım 6.

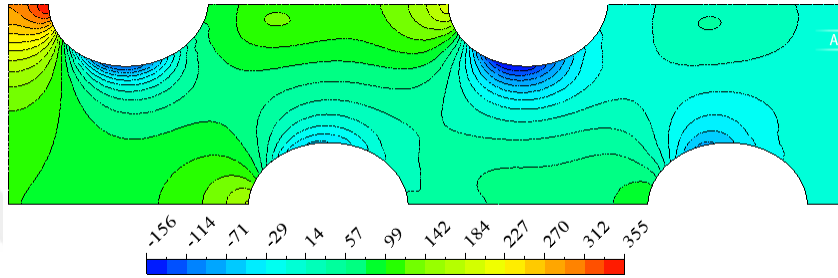
Tasarım 4'ün sıcaklık değişiminin % 3,64; Tasarım 5'in sıcaklık değişiminin % 3,25 ve Tasarım 6'nın sıcaklık değişiminin ise % 3,07 olarak gerçekleştiği görülmektedir.

Tasarım 7, Tasarım 8 ve Tasarım 9'dan oluşan üçüncü grup için boru merkezleri arasındaki dikey mesafe 12,5 mm, yatay mesafe 12,5 mm ve kullanılan boruların b/a oranı Tasarım 7 için 1, Tasarım 8 için 0,8 ve Tasarım 9 için 0,6 olarak alınmıştır.

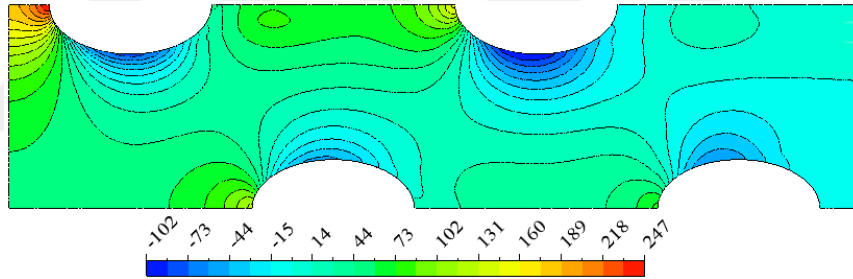
Ara soğutucunun 438 K hava giriş sıcaklığı ve 10 m/s hız değerinde Tasarım 7-9 için basınç konturları Şekil 5.11'de verilmektedir.



(a)



(b)

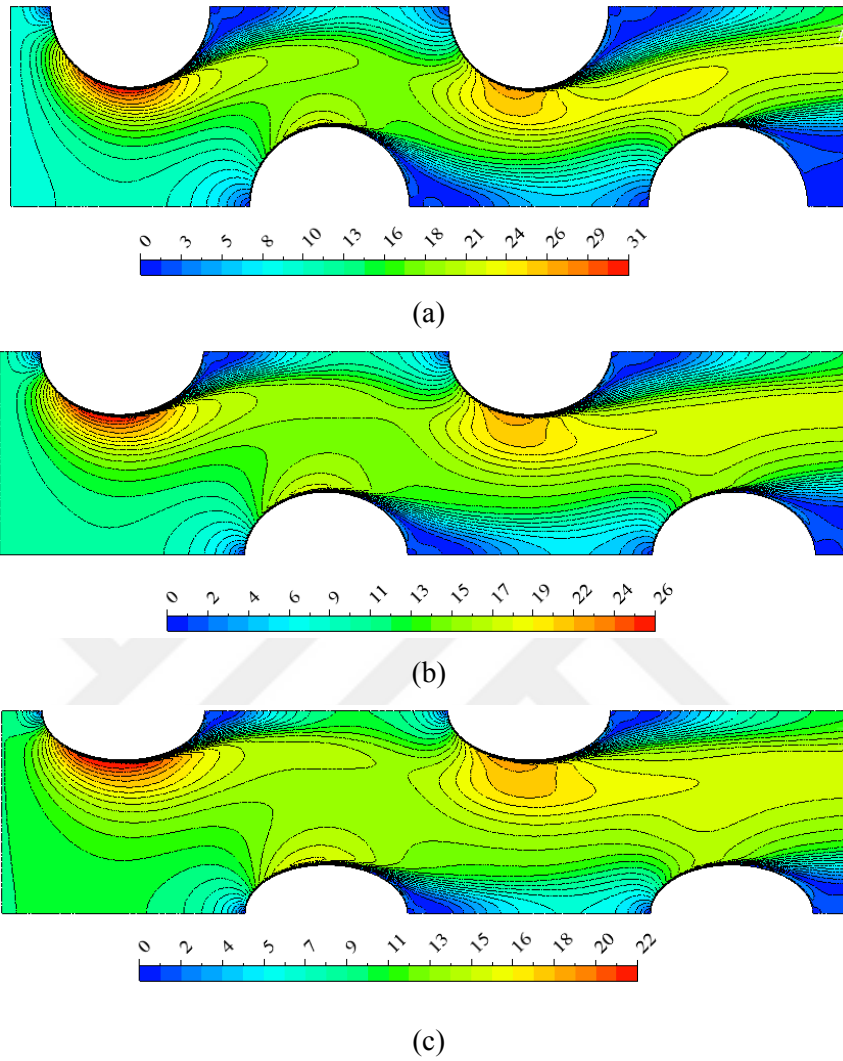


(c)

Şekil 5.11. Basınç konturları (Pa) a) Tasarım 7, b) Tasarım 8, c) Tasarım 9.

Tasarım 7-9 için bulunan basınç değerleri incelendiğinde; Tasarım 8'in ΔP değerinin Tasarım 7'den % 36,98 daha düşük olduğu, Tasarım 9'un ΔP değerinin ise Tasarım 8'e göre % 26,82 ve Tasarım 7'ye göre % 53,88 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

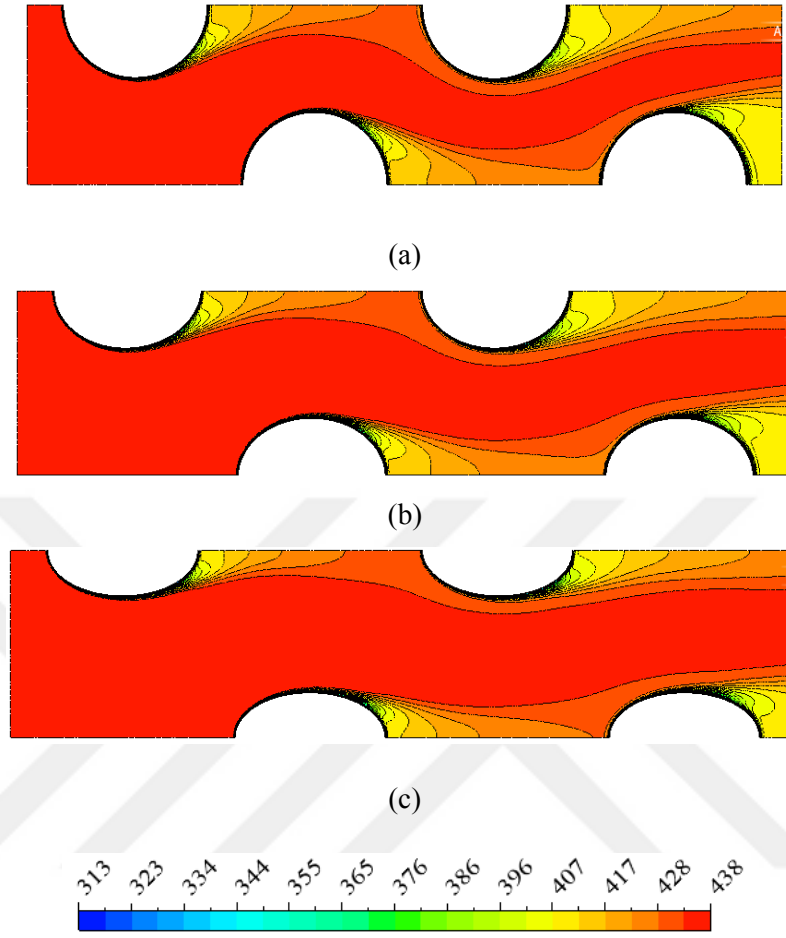
Şekil 5.12'de 438 K hava giriş sıcaklığı ve 10 m/s hız değeri için hız konturları verilmiştir.



Şekil 5.12. Hız konturları (m/s) a) Tasarım 7, b) Tasarım 8, c) Tasarım 9.

Tasarım 8'in ortalama hız değerinin Tasarım 7'den % 18,84 daha düşük olduğu, Tasarım 9'un ortalama hız değerinin ise Tasarım 7'ye göre % 32,16 ve Tasarım 8'e göre % 16,40 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

Şekil 5.13'de 438 K hava giriş sıcaklığı ve 10 m/s hız değeri için Tasarım 7, Tasarım 8 ve Tasarım 9'un sıcaklık konturları verilmiştir.

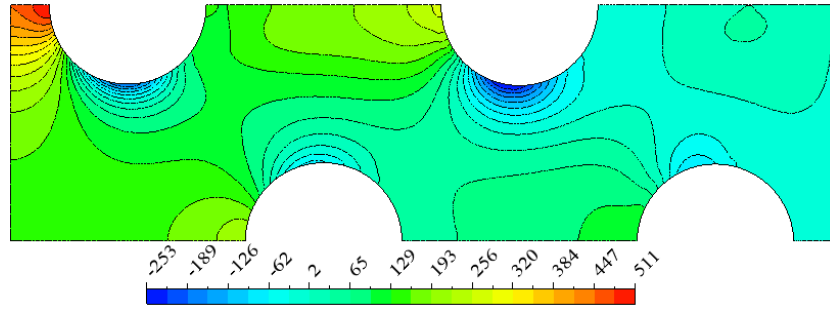


Şekil 5.13. Sıcaklık değişim konturları (K) a) Tasarım 7, b) Tasarım 8, c) Tasarım 9.

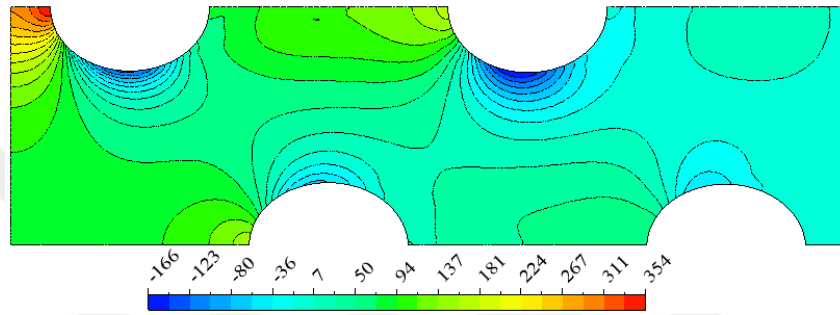
Tasarım 7, Tasarım 8 ve Tasarım 9'un sıcaklık değişimleri incelendiğinde; Tasarım 7'nin sıcaklık değişiminin % 3,74 Tasarım 8'in sıcaklık değişiminin % 3,47 ve Tasarım 9'un sıcaklık değişiminin ise % 2,97 olarak gerçekleştiği görülmektedir.

Dördüncü grup; Tasarım 10-12'den oluşmakta olup boru merkezleri arasındaki dikey mesafe 15 mm, yatay mesafe 12,5 mm ve kullanılan boruların b/a oranı Tasarım 10 için 1, Tasarım 11 için 0,8 ve Tasarım 12 için 0,6 olarak belirlenmiştir.

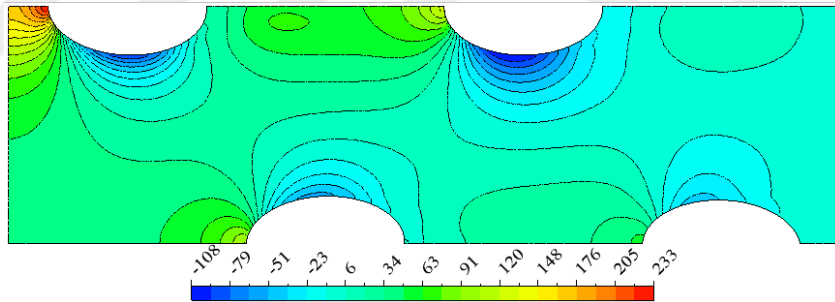
Hava giriş sıcaklığı 438 K ve 10 m/s hız değerinde Tasarım 10-12 için basınç konturları Şekil 5.14'de verilmektedir.



(a)



(b)

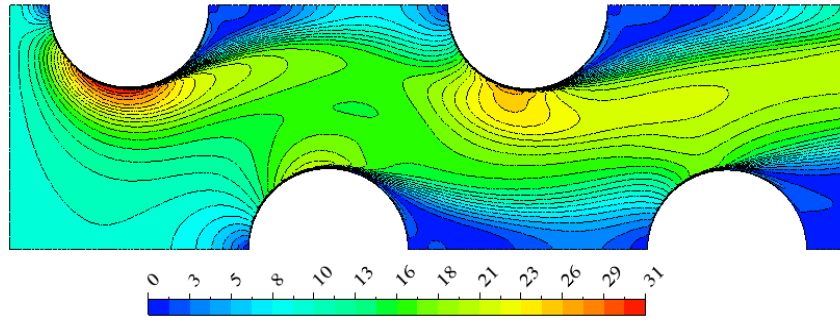


(c)

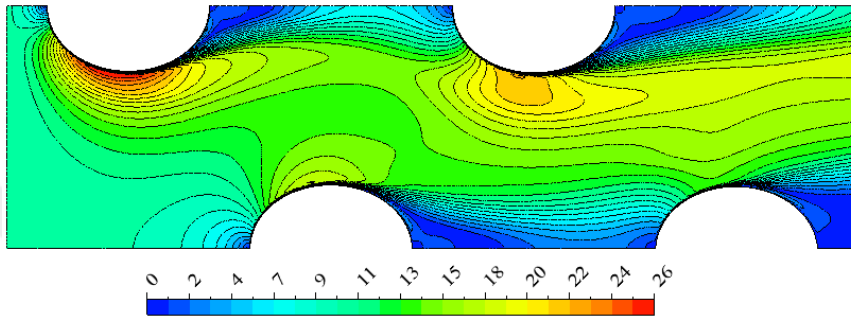
Şekil 5.14. Basınç konturları (Pa) a) Tasarım 10, b) Tasarım 11, c) Tasarım 12.

Tasarım 10, Tasarım 11 ve Tasarım 12'deki ΔP değerleri incelendiğinde; Tasarım 11'in ΔP değerinin Tasarım 10' dan %22,48 daha düşük olduğu, Tasarım 12'nin ΔP değerinin ise Tasarım 11'e göre % 37,16 ve Tasarım 10' a göre %51,28 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

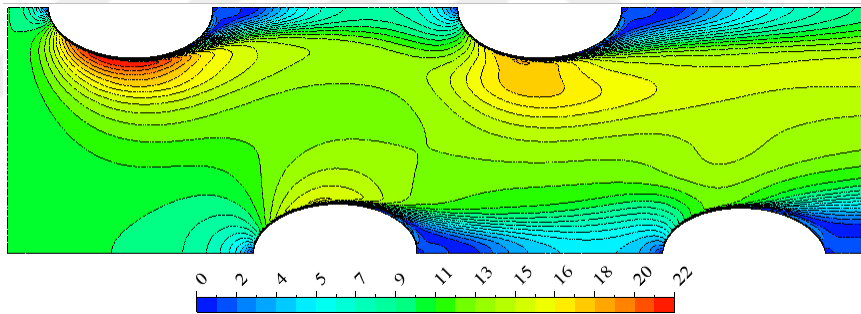
Şekil 5.15'de Tasarım 10, Tasarım 11 ve Tasarım 12'nin hız konturları verilmiştir.



(a)



(b)

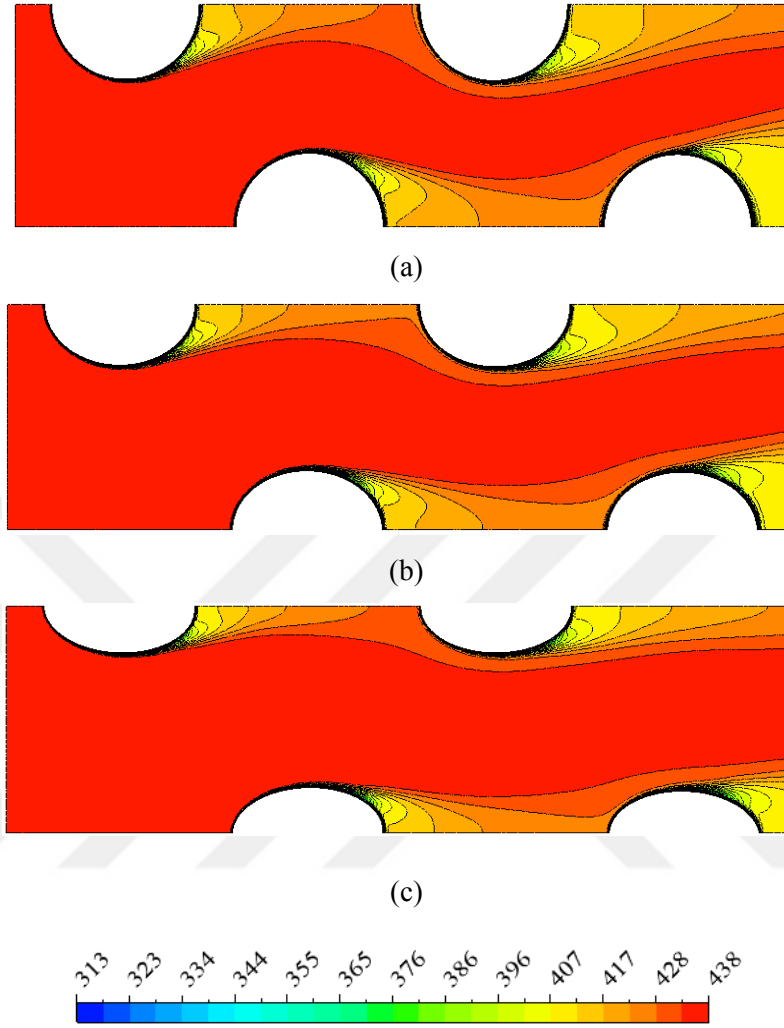


(c)

Şekil 5.15. Hız konturları (m/s) a) Tasarım 10, b) Tasarım 11, c) Tasarım 12.

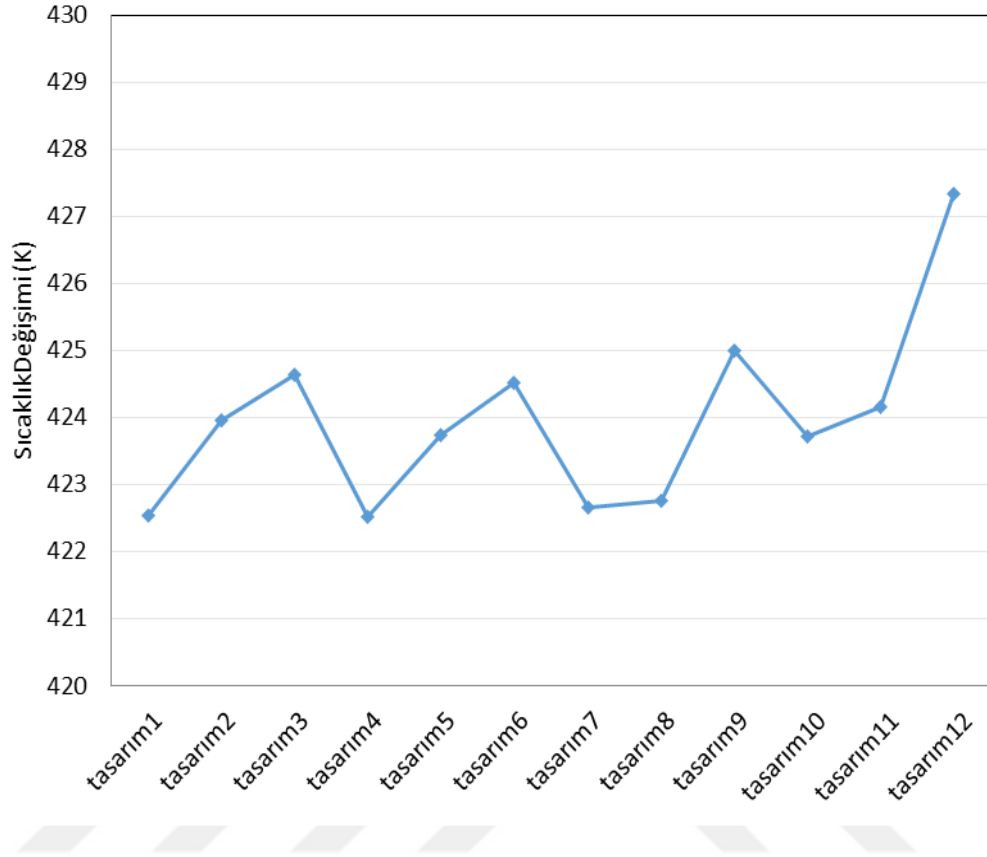
Tasarım 11'in ortalama hız değerinin Tasarım 10' dan % 13,45 daha düşük olduğu, Tasarım 12'nin ortalama hız değerinin ise Tasarım 11'e göre % 19,31 ve Tasarım 10'a göre % 30,17 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

Şekil 5.16'da 438 K hava giriş sıcaklığı ve 10 m/s hız değeri için Tasarım 10, Tasarım 11 ve Tasarım 12' nin sıcaklık konturları verilmiştir.



Şekil 5.16. Sıcaklık değişim konturları (K) a) Tasarım 10, b) Tasarım 11, c) Tasarım 12.

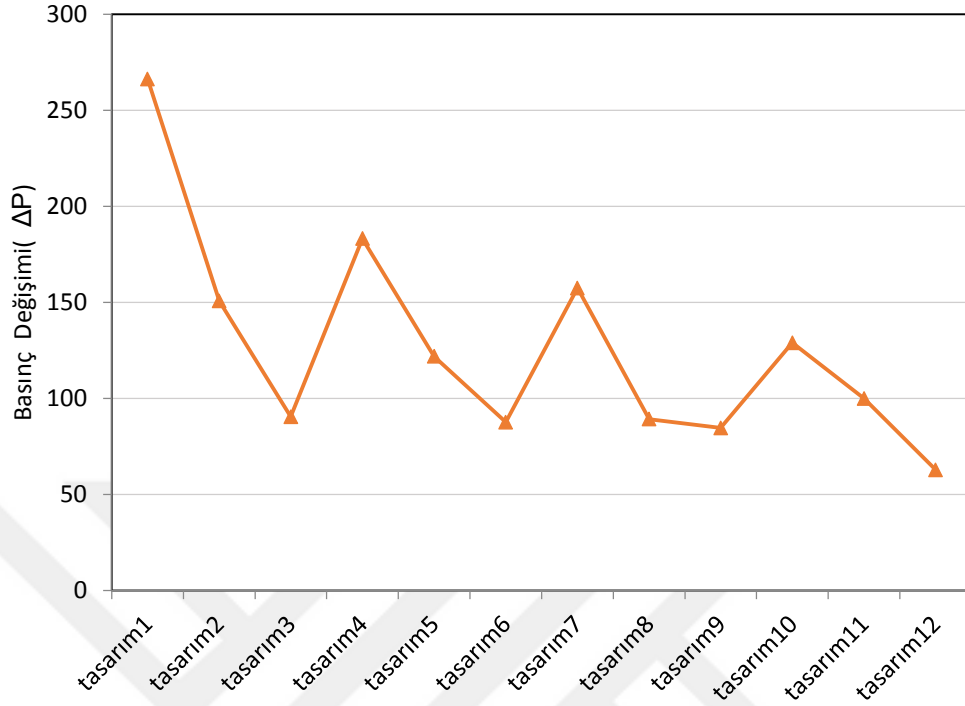
Tasarım 10, Tasarım 11 ve Tasarım 12' nin sıcaklık değişimleri incelendiğinde, Tasarım 10'un sıcaklık değişimi % 3,26 Tasarım 11'in sıcaklık değişimi % 3,16 ve Tasarım 12'nin sıcaklık değişimi ise azalarak % 2,43 olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 5.17. Analizi yapılan tasarımların sıcaklık değişim değerleri.

Şekil 5.17 incelendiğinde sıcaklık değişiminin en fazla Tasarım 4, Tasarım 7 ve Tasarım 8'de olduğu görülmektedir.

Tasarımlar basınç farkı açısından değerlendirildiğinde; Tasarım 3, Tasarım 6, Tasarım 8 ve Tasarım 9'daki basınç değişiminin birbirine yakın olduğu Şekil 5.18'de görülmektedir. Tasarım 4 ve Tasarım 8 karşılaştırıldığında, sıcaklık değişimleri açısından yakın değerlere sahip oldukları fakat basınç farkı açısından değerlendirildiğinde Tasarım 8'in avantajlı olduğu görülmektedir.



Şekil 5.18. Analizi yapılan tasarımların basınç değişim değerleri.

Lokomotif motoru dolgu havası soğutucusu için yapılan analizlerde mevcutta kullanılan soğutucu Tasarım 4 olarak verilmiş ve analiz sonuçları da bu soğutucu ile karşılaştırıldığında en uygun soğutucunun Tasarım 8 olarak adlandırılan soğutucu olduğu tespit edilmiştir. Çalışmanın bundan sonraki aşamasında Tasarım 4 mevcutta kullanılan hava soğutucu ve prototip imalatı yapılan Tasarım 8 arasında deneysel karşılaştırmalara yer verilecektir.

6.TASARIM HESAPLARI VE İMALAT AŞAMALARI

Çapraz akışlı ısı değiştiricisi için enerji korunumu ve daha sonraki çözümler için aşağıdaki kabuller yapılmıştır;

Isı değiştiricisi çevreye karşı ısı olarak yalıtılmış olup, ısı geçişi sadece sıcak ve soğuk akışkanlar arasında olmaktadır.

Borular boyunca aksel ısı iletimi ihmal edilmektedir.

Potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilmektedir.

Toplam ısı geçiş katsayısı sabittir.

Isı değiştiricilerinin ısı hesaplarında ortalama sıcaklık farkının hesaplanması gerekir. Çeşitli düzenlemeler halinde, ısı değiştiricisi içindeki akışkanların sıcaklıkları ve sıcaklık farkları, ısı değiştiricisi boyunca değişir. Her kesitte sıcaklık farkının değişken olması, akışkanların ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları cinsinden ifade edilebilen, bir ortalama sıcaklık farkının kullanılması gerekir.

Lokomotif motoru dolgu havası soğutucusu için HAD analizleri ile mevcutta kullanılan soğutucu Tasarım 4 ve en uygun ara soğutucu olarak belirlenen Tasarım 8 in hesapları yapılacaktır.

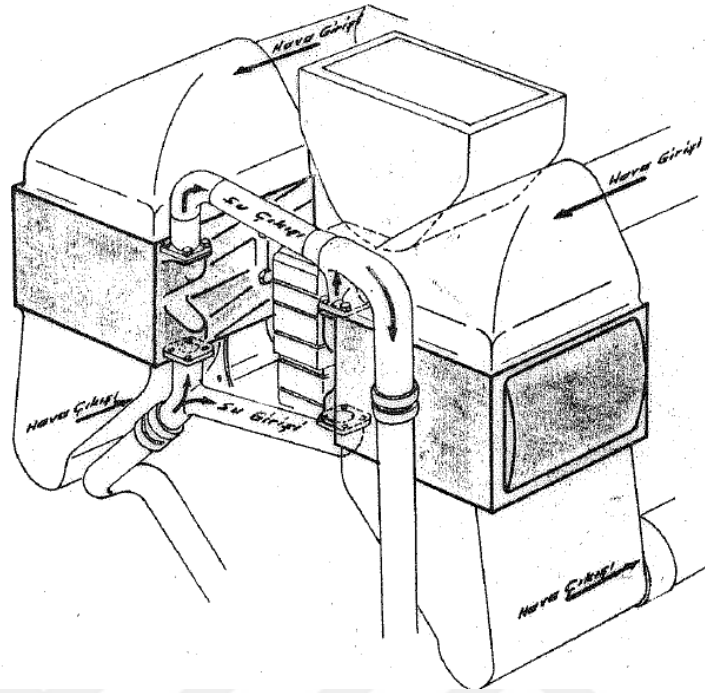
Soğutulacak akışkan hava bilgileri;

Havanın soğutucuya giriş sıcaklığı 438 K

Hava debisi 1,8 kg/s

Soğutucu akışkan su bilgileri;

Suyun soğutucuya giriş sıcaklığı 313 K olarak alınmıştır.



Şekil 6.1. Ara soğutucunun motor üzerine yerleşimi

16 PA4 V185 dizel lokomotif motorunda kullanılan mevcut ara soğutucu, motor üzerinde yeterli yer olmadığından ve soğutucu öncesi ve sonrasındaki bağlantıların değiştirilmesi çok kapsamlı ve pahalı bir çalışma gerektireceğinden, dış boyutları değiştirilmeden içyapısı üzerinde değişiklikler yapmak suretiyle tasarımlar yapılmıştır. Tasarımlar çapraz akışlı akışkanların karışmadığı su hava tipi ara soğutucu olarak belirlenmiştir.

Ara soğutucuyu tasarlamak için; yüzeyin akış karakteristikleri, temel ısı transferi denklemleri belirlenir ve ara soğutucunun verimliliğinin belirlenmesi, basınç düşümlerinin belirlenmesi gerekir (Şen, 2009).

Tasarım aşamasında yapılacakları tanımlamak gerekirse;

Yüzey karakteristikleri,

Isı geçiş ve serbest akış alanları,

Akışkan özellikleri,

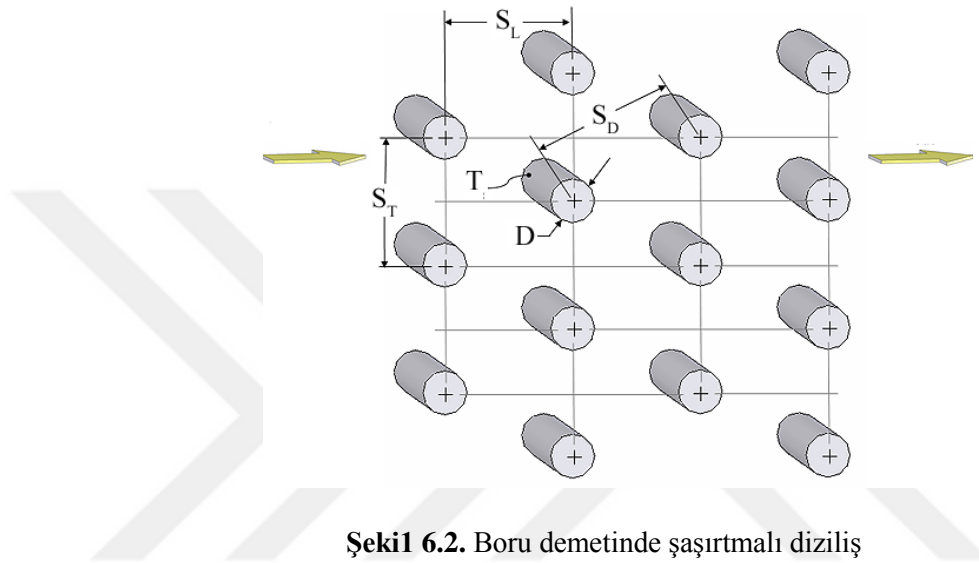
Reynolds sayısı,

Basınç düşümlerinin belirlenmesi olarak yazılabilir (Şen, 2009).

6.1.Tasarım 4 Basınç Kaybı Hesabı

Tasarım 4; akışkanların karışmadığı çapraz akışlı, dairesel borulu, şaşırtmalı boru dizilişine sahip kanatlı borulu kompakt ısı değıştirici tipindedir.

$S_T=20$ mm, $S_L=12,5$ mm, $D=10$ mm, kanat kalınlığı 0,16 mm olarak alınmıştır.



Şekil 6.2. Boru demetinde şaşırtmalı diziliş

$A_{min}/A_{ön} = 0,593$ olarak tespit edilmiştir. Minimum kesitteki hava hızı eşitlik (5.56) kullanılarak;

$$V_{min} = \frac{m_h}{A_{ön} \cdot \rho}$$

$V_{min} = 18,6$ m/s olarak bulunmuştur.

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{min} \cdot D_c}{\mu}$$

Eşitlik (4.47) kullanılarak Reynolds sayısı 135.320,8 olarak hesaplanmış ve bu değeri için, ζ_g : 0,16; ζ_d : 0,16, λ_s :0,026 değeri alınarak eşitlik (4.56) kullanılarak ΔP hesaplanmıştır. ζ_g : genişlemedeki yerel kayıp katsayısı, ζ_d : daralmadaki yerel kayıp katsayısı, λ_s : sürtünme katsayısı EK 4 kullanılarak bulunmuştur.

$$\Delta P = \frac{\left(\frac{m_h}{A_{min}}\right)}{\rho_g} \left\{ \left[\zeta d + 1 - \left(\frac{A_{min}}{A_{ön}}\right)^2 \right] + \lambda_s \frac{A}{A_{min}} - \left[1 - \zeta g - \left(\frac{A_{min}}{A_{ön}}\right)^2 \right] \right\}$$

$\Delta P = 169,19$ Pa olduğu matematiksel hesaplar sonucu bulunmuştur.

6.2.Tasarım 8 Basınç Kaybı Hesabı

Tasarım 8; akışkanların karışmadığı çapraz akışlı, borulu, şaşırtmalı boru dizilişine sahip kanatlı borulu kompakt ısı değiştirici tipindedir.

$S_T = 25$ mm, $S_L = 12,5$ mm, eliptiklikdeğeri 0,8, kanat kalınlığı 0,16 mm olarak alınmıştır.

$A_{min}/A_{ön} = 0,765$ olarak tespit edilmiştir. Minimum keitteki hava hızı eşitlik (4.55) kullanılarak;

$$V_{min} = \frac{m_h}{A_{ön} \cdot \rho}$$

$V_{min} = 20,15$ m/s olarak bulunmuştur.

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{min} \cdot D_c}{\mu}$$

Eşitlik (4.47) kullanılarak Reynolds sayısı 173.058,48 olarak hesaplanmış ve bu değer için, $\zeta g : 0,05$; $\zeta d : 0,09$, $\lambda_s : 0,016$ değerleri alınarak eşitlik (4.56) kullanılarak ΔP hesaplanmıştır. Matematiksel hesaplar sonucunda $\Delta P = 60,16$ Pa bulunmuştur. Bulunan matematiksel sonuçlar ile HAD analizi sonuçları karşılaştırıldığında birbirine paralel sonuçlar elde edildiği görülmüştür.

6.3.Prototip İmalatı

Tasarım 8; çapraz akışlı, şaşırtmalı boru dizilişine sahip kanatlı borulu kompakt ısı değiştirici tipindedir.

$S_T = 25$ mm, $S_L = 12,5$ mm, boru eliptiklik değeri 0,8, kanat kalınlığı 0,16 mm olarak alınmıştır.

Çizelge 6.1. Prototip imalatı yapılan ara soğutucu özellikleri.

	Bakır Boru	Bakır Levha
Malzeme	SF Cu F25	SF Cu F25
Kimyasal bileşim	DIN EN 1976 (DIN 1708)	DIN EN 1976(DIN 1708)
Boyut ve Toleranslar	DIN EN 12449 (DIN 1754)	DIN EN 1652 (DIN 1791)
Fiziksel Özellikler	DIN EN 12451(DIN 1785)	DIN EN 1652(DIN 17670)

Isı değiştiricinin yüzey alanları ve hacmi;

$$A_{fth} = 0,384 \times 0,466 \text{ m}^2$$

$$A_{frs} = 0,275 \times 0,384 \text{ m}^2$$

$$A_{fth} = 0,1789 \text{ m}^2$$

$$A_{frs} = 0,1056 \text{ m}^2$$

$$V = 0,275 \times 0,384 \times 0,466 = 0,04921 \text{ m}^3$$

A_{fth} havanın aktığı ön yüzey alanı, A_{frs} suyun aktığı ön yüzey alanıdır. Kanat malzemesi ve borular bakırdır. İmalata ait bazı teknik resimler EK 5’de verilmiştir.

Şekil 6.19’da prototip imalatı gerçekleştirilen ara soğutucular görülmektedir.

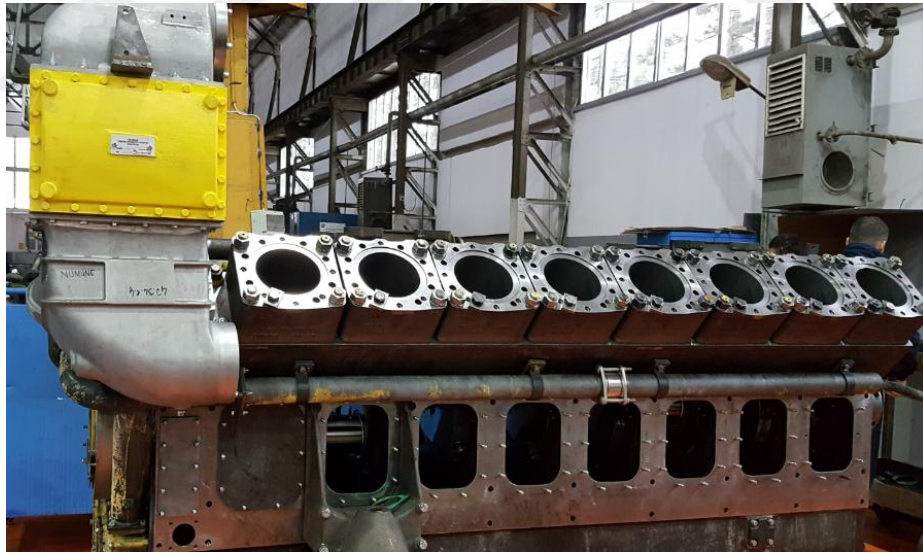


Şekil 6.3. Prototip imalatı gerçekleştirilen ara soğutucular.



Şekil 6.4. 16 PA4 V185 dizel motor gövdesi.

Şekil 6.3’de prototipleri görülen ara soğutucuların Şekil 6.4’de görülen motor gövdesi üzerine diğer ekipmanlar ile birlikte montajı yapılmıştır. Şekil 6.5’de ara soğutucuların montajı yapılmış durumu görülmektedir.



Şekil 6.5. 16 PA4 V185 dizel motor gövdesi üzerine montajı yapılan ara soğutucular.



Şekil 6.6. 16 PA4 V185 dizel motor ara soğutucu bağlantıları.

Şekil 6.6'da dizel motor üzerine montajı yapılan ara soğutucular ve ara soğutucu bağlantıları görülmektedir. Şekil 6.7'de teste hazır hale getirilmiş dizel motor görülmektedir.



Şekil 6.7. 16 PA4 V185 dizel motor.

7. MATERYAL VE METOD

Bu çalışmada; turbo şarjlı ve ara soğutuculu dizel lokomotif motorunun hava soğutucu modernizasyonu kapsamında ilk olarak, 12 farklı ara soğutucu tasarımı üzerinde her bir tasarımın hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi yapılmıştır. Tasarımlar mevcut ara soğutucu ile sıcaklık ve basınç değişimleri açısından karşılaştırılarak, seçilen en iyi tasarımın prototip imalatı yapılmıştır. İkinci olarak lokomotif motorunun bölümleri ve çalışmasının yer aldığı bu bölümde motor test ünitesinin tanıtımına yer verilmiştir. Mevcut ara soğutucu ile yeni ara soğutucunun motor üzerine montajı yapılarak motor test ünitesinde ayrı ayrı testleri gerçekleştirilmiştir. Daha sonra ara soğutucuların bağlı olduğu motorların test verilerine göre yakıt tüketimi ve efektif verimi açısından karşılaştırılmaları yapılmıştır.

7.1. Dizel Test Motoru

Tasarımları incelenen ve seçilen ara soğutucunun kullanıldığı PA4 V185 dizel motorunun tanıtılması, bölümleri ve karakteristikleri aşağıda verilmiştir.

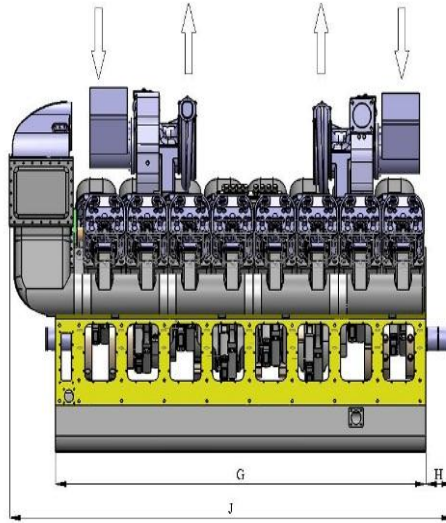
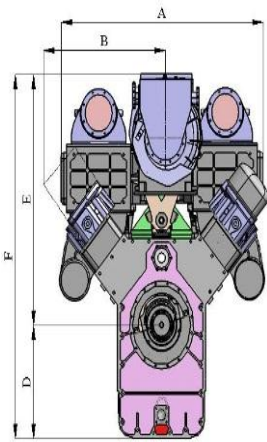
Motor gövdesi “Tünel Tipi” dizaynı şeklindedir. Gövdenin yapısı çelik sac plakalar ve çelik döküm parçalardan oluşmaktadır V formundaki gövdenin üst bölümüne uzanan silindir yuvaları, piston, gömlek, su ceket ve piston kolundan oluşan güç paketinin montajı yapılmaktadır (T.C.D.D, 1974).

16 PA4 V185 dizel motoru tümleşik jeneratör setinin montajına uygundur. Jeneratör elastik flanş ile direk motora bağlıdır, bu uygulama jeneratör setinin dört ayak üzerinde durmasını sağlamaktadır.

16 PA4 V185 dizel motorun adlandırılmasında; 16 silindir sayısını, PA motor gücünü, 4 zaman sayısını V şeklini ve 185 ise silindir çapını ifade etmektedir. 2400 HP gücündeki lokomotiflerinde kullanılan 16 PA4 V185 tipi dizel motorlara ait karakteristik özellikleri Çizelge 7.1’de görülmektedir.

Çizelge 7.1. 16 PA4 V185 dizel motor karakteristikleri.

Model	16 PA4 V 185	
Güç	2400 HP	
Hız	1500 d/d	
Silindir Sayısı	16	
Çalışma Metodu	4 stroklu	
Soğutma Sistemi	Su soğutmalı	
Piston Soğut.Sist.	Yağ soğutmalı	
Boş Motor Ağırlığı	7120 kg	

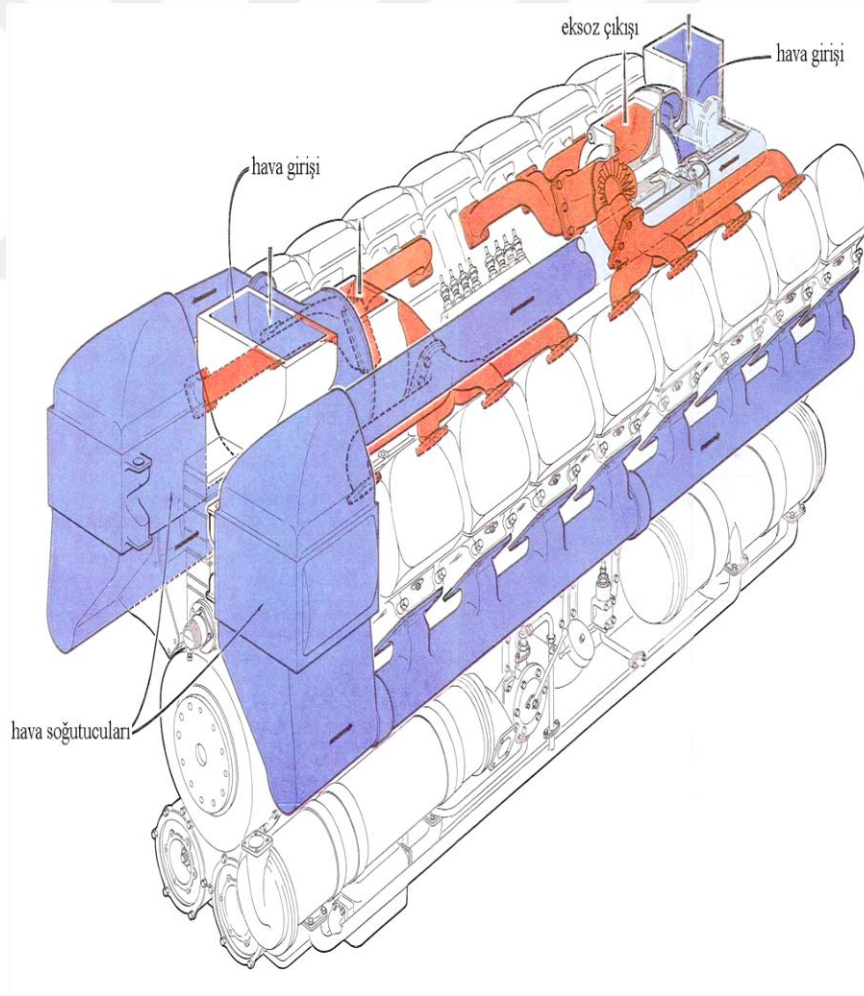


16 PA4 V185 Tipi Dizel Motor	
Boyutlar (mm)	
A	1450
B	930
C	620
D	605
E	1258
F	1863
G	2605
H	198
J	3126

Şekil 7.1. 16 PA4 V 185 Tipi dizel motor boyutları.

7.1.1. Aşırı doldurma

Lokomotif motorunda turbo şarj sistemi, aynı mil üzerine tespit edilerek bir muhafaza içine alınmış iki kısımdan oluşmaktadır. Motorun çalışmasıyla çıkan egzoz gazları, türbünün kanatlarına çarparak türbini döndürüp egzoz çıkışından dışarı atılmaktadır. Turbolar motor soğutma sistemine bağlı soğutma suyu ile soğutulmaktadır. Ayrıca, turbo yatakları motor yağlama donanımlarına bağlı basınçlı yağ ile yağlanmaktadır. Turbolar dizel motorun boylamasına aksel merkezinde, üst kısımda yer almaktadır. 16 silindirli dizel motorda, yerleştirilen 2 turbo her 8'li dizinin emme manifoldlarını karşılıklı besleyecek şekilde çalışmaktadır. Ara soğutucuları bakır tüplerin içinde bulunan düşük sıcaklık soğuk su devresine ait arıtılmış su ile soğutulmaktadır (TCDD, 1974).



Şekil 7.2. 16 PA4 V185 tipi dizel motor aşırı doldurma ve egzoz donanımı (TCDD, 1974).

7.1.2. Egzoz donanımları

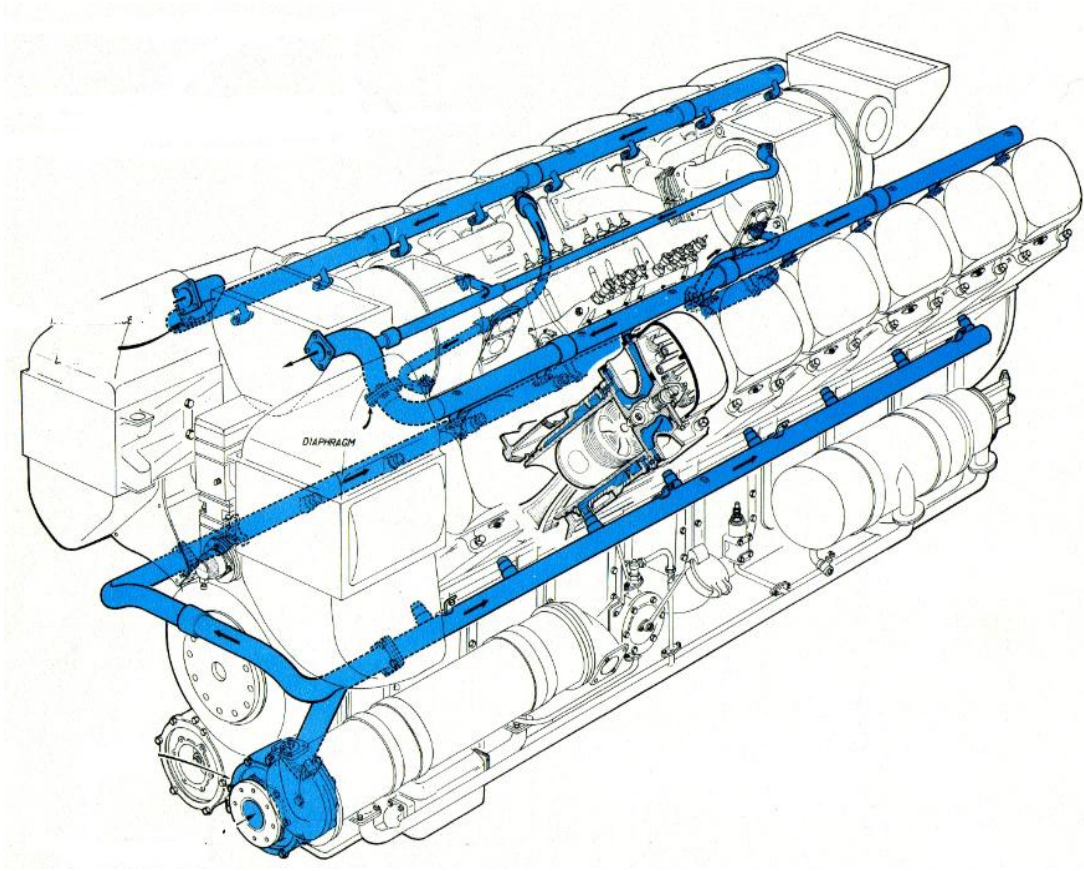
Silindirlerde elde edilen gazların lokomotifin terk edinceye kadar geçtikleri sisteme egzoz sistemi denilmektedir. Silindir içerisindeki yanma sonucunda oluşan yanmış gazlar egzoz manifoldları yoluyla silindir içini terk ederken turbo kompresörün egzoz türbinine çarparak türbini çevirerek buradan dışarıya atılmaktadır.

Motor yanma havası, filtrelerden temizlenerek alternatör bölgesine girmektedir. Tavanda bulunan 9 adet filtreden süzülerek geçen hava ve turbo şarj kanatçıklarının hareketiyle emilerek soğutulmak üzere ara soğutucuya gelmektedir. Temizlenmiş ve soğutulmuş yanma havası buradan, emme manifoldlarına ve supapların açılması ile silindirler içerisine gönderilmektedir.

7.1.3. Motor soğutma sistemi

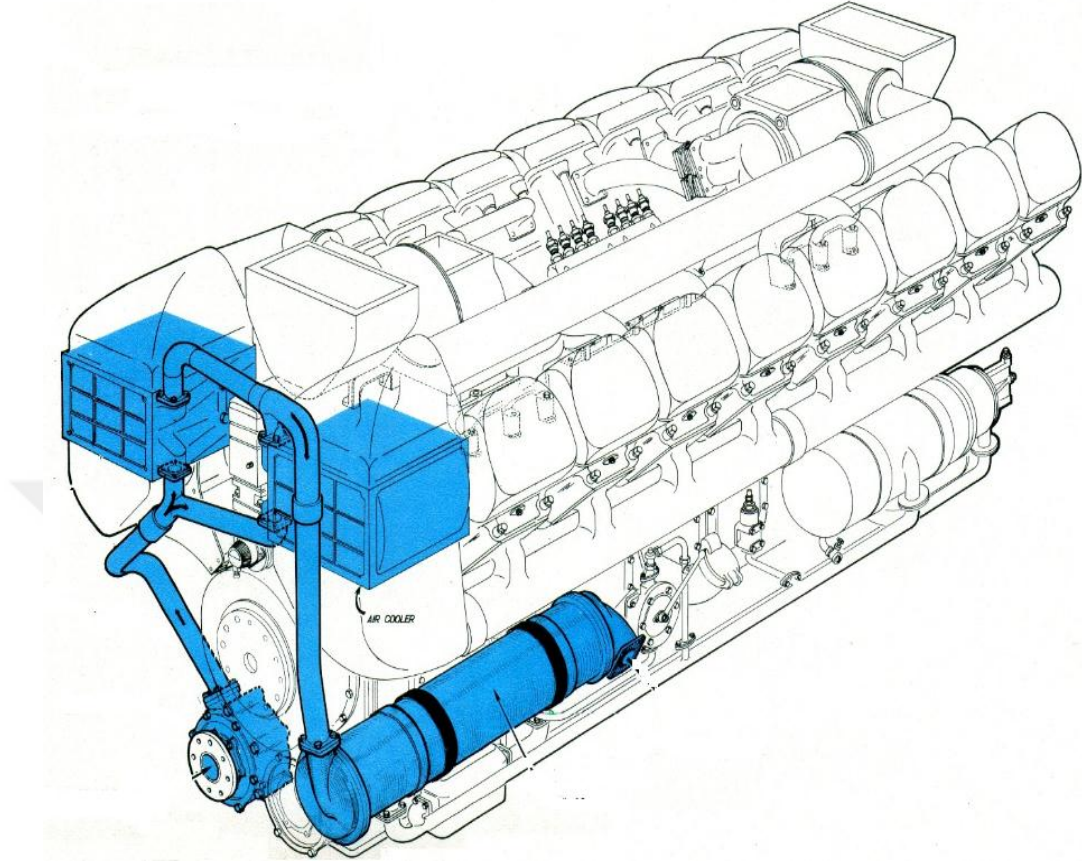
Motor soğutma sistemi yüksek sıcaklık su devresi ve alçak sıcaklık su devresi olarak ayrılmaktadır.

Yüksek sıcaklık su devresi; silindir ceketleri, silindir başlıkları ve turboların soğutulduğu devredir. Bu devre motora ait su pompaların bir tarafından su akışı sağlanmakta olan kapalı devre ve işlenmiş (sertliği alınmış, antifriz, vs kimyasal katılmış) su ile çalışmakta ve ısınan su, hava üfleyen fan radyatörleri veya tüplü ısı değiştiriciler ile soğutulmaktadır. Şekil 7.19'da PA4 V 185 tipi dizel motor yüksek sıcaklık su devresi şeması verilmiştir (TCDD, 1974).



Şekil 7.3. 16 PA4 V185 tipi dizel motor yüksek sıcaklık su devresi (TCDD, 1974).

Alçak sıcaklık soğutma suyu devresi, su pompası ile beslenmekte ve ardı ardına önce hava soğutucusundan, gereken durumlarda yağ soğutucusundan geçerek sonunda sıcak su devresine ait ısı değiştiricisine varır. Bazı uygulamalarda (demiryolları, paket elektrik santrallerinde) alçak sıcaklık su devresi fan tarafından soğutulan bir kapalı devre sistemi oluşturur. Çok nadir uygulamalarda (deniz kuvvetleri, yerleşik güç santralleri) olsa alçak sıcak su devresi ham su veya deniz suyu tarafından açık devre olarak kullanıldığı gibi bir soğutma kulesi ile beraber çalıştığı sıcak su devresinden tamamen bağımsız dizaynları da vardır. Şekil 7.3 'de alçak sıcaklık su devresi şeması verilmiştir (TCDD, 1974).



Şekil 7.4. 16 PA4 V185 tipi dizel motor alçak sıcaklık su devresi (TCDD, 1974).

- Su pompaları

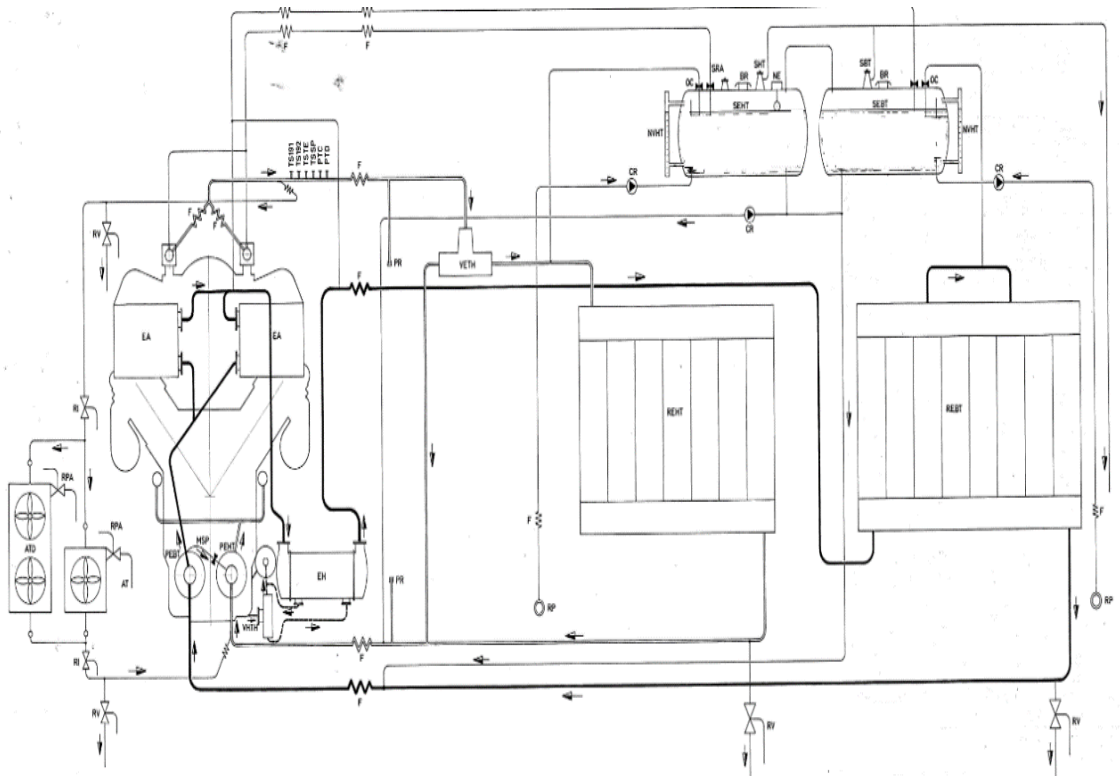
Motor tahrikli iki su pompası su devresinde merkezci dizayn sayesinde ve açık uçlu radyal bıçaklar sayesinde her dönüş yönüne göre çalışma yeteneği vardır. Motor silindir sayısına bakılmaksızın ve hangi su devresine baktığınızda su pompaları birbirinin aynısıdır. Pompalar motorun ön tarafında alt kısımda ve krank tarafından tahrik edilmektedir.

- Soğutma sistemi parçalarının görevleri

Soğutma sistemi parçalarına bakacak olursak; kompresör bölmesinin bulunduğu alanda birbirine irtibatlı 650 litre kapasiteli iki adet su deposu bulunmaktadır. Genleşme tanklarının iki ucunda su seviye kontrolü yapmak için, seviye göstergeleri vardır.

Motor gövdesi arka ucunda, peteklerden çektikleri suyu motora ve diğer ünitelere gönderen iki adet devir-daim pompası bulunmaktadır. Isınan motor suyunun soğutulması için

petekler içerisinde su devir-daim ettirilmektedir. Fan bölmesinde sağ ve sol tarafta dikey durumda bulunan petekler üzerinden hava emilerek, suyun soğuması sağlanmaktadır. Radyatör peteklerinde devir-daim olan suyun soğuması için iki adet fan vardır. Fanlar havayı dışarıdan alır ve ısınan havayı dışarı atarlar. Motor yanma havasını soğutan ara soğutucular, turboların emmiş olduğu havanın soğutulması sağlamaktadır. Isınan dizel motor yağı ise alçak hararet devresi suyu ile soğutulmaktadır. Dizel motor blokundan çıkan sıcak su, markizin ısıtılmasında kullanılmaktadır. Şekil 7. 4’de lokomotif soğutma suyu şeması verilmiştir.



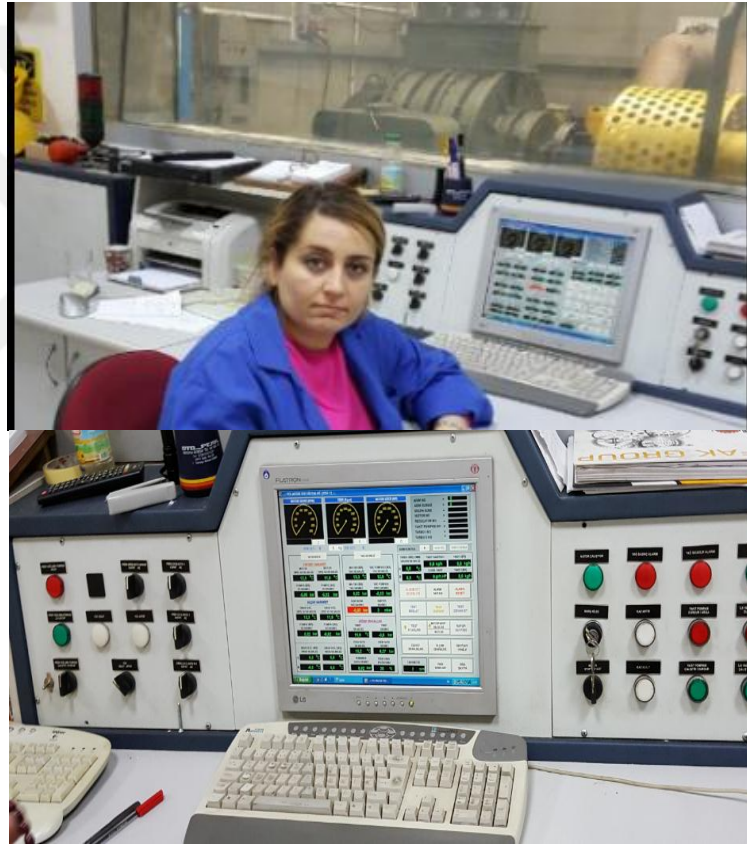
Şekil 7.5. Lokomotif soğutma suyu şeması.

7.2. Motor Test Ünitesi

Motor montaj atölyesinde imalatı, bakımı ve revizyonu yapılan dizel motorların test işlemleri motor test ünitesinde yapılmaktadır. Motor test ünitesinde Motor 1 ve Motor 2 test bölümü mevcuttur. Test sırasında, alçak ve yüksek sıcaklık giriş çıkışları, yağ giriş çıkış sıcaklıkları, emme ve egzoz sıcaklıkları, emme havası, soğutucu giriş ve çıkış basınç değerleri, güç, devir, yük ve yakıt değerleri tespit edilebilmektedir. Motor test ünitesinde; PA 4 tipi 1800 ve 2400 beygir gücündeki dizel motorların çeşitli devir ve yük altında denenmesi sırasında;

motor ve motor test tesisatı üzerinden alınacak sıcaklık, basınç, güç ve akış ölçümlerinin bilgisayar destekli toplanıp verilerin ekrandan görüntülenebileceği, bir yazıcı vasıtasıyla raporlanabileceği bir sistem bulunmaktadır. Sistem ölçümlerin alınacağı sensörler, 4 – 20 mA çıkış veren transmitterler, ölçümlerin okunacağı, görüntüleneceği ekran ve göstergeler, kayıtların depolanacağı bilgisayar, tüm ara devre donanımlarından ve yazılımlardan oluşmaktadır.

Şekil 7.5’de görülen motor test ünitesi veri gösterge ekranı ve kontrol masası bölümünden motor test verileri görülebilmektedir.



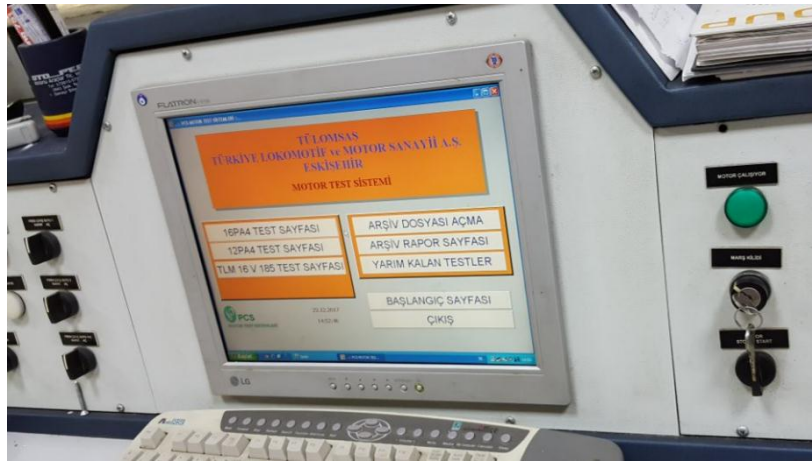
Şekil 7.6. Motor test ünitesi veri gösterge ekranı ve kontrol masası.

Şekil 7.7’de görülen soğutma sistemi veri görüntüleme ekranı motor test alanı görüntüleme ekranlarından kumanda odasında sistemin kontrolü yapılabilmektedir.



Şekil 7.7. Soğutma sistemi veri görüntüleme ekranı motor test alanı görüntüleme ekranı.

Şekil 7.8’de test verilerinin alındığı sistem ekranı görülmektedir. Sistemde test edilen tüm motorlara ait veriler görüntülenebilmekte ve arşivlenebilmektedir.



Şekil 7.8. Test verilerinin alındığı sistem ekranı.

Motor test işlemi esnasında ölçümü yapılacak olan sıcaklık, basınç, güç değerlerinin alınması için kullanılan ekipmanlar, ölçüm aralıkları ve değerleri ile teknik özellikleri Çizelge 7.2-7.6 arasında verilmiştir. Sıcaklık ölçüm yerleri, marka ve modeli, teknik özellikleri Çizelge 7.2’de verilen Rezistanslı termometreler ile 14 yerden ölçüm yapmaktadır.

Çizelge 7.2. Motor Test Ünitesi sıcaklık ölçerlerin teknik özellikleri.

Sıra No	Cihazın Adı	Ölçüm Noktaları	Üretici Firma	Modeli	Teknik Özellikler
1	Sıcaklık Ölçer (PT 100)	Hava Soğutucusu Su Giriş Sıcaklığı (TT01)	PCS	PC75 Converter	0-150°C
2	Sıcaklık Ölçer (PT 100)	Hava Soğutucusu Su Çıkış Sıcaklığı (TT02)	PCS	PC75 Converter	0-150°C
3	Sıcaklık Ölçer (PT 100)	Yüksek Sıcaklık Devresi Su Giriş Sıcaklığı (TT03)	PCS	PC75 Converter	0-150°C
4	Sıcaklık Ölçer (PT 100)	Yüksek Sıcaklık Devresi Su Çıkış Sıcaklığı (TT04)	PCS	PC75 Converter	0-150°C
5	Sıcaklık Ölçer (PT 100)	Motor Yağ Giriş Sıcaklığı (TT05)	PCS	PC75 Converter	0-150°C
6	Sıcaklık Ölçer (PT 100)	Yağ Pompası Yağ Çıkış Sıcaklığı (TT06)	PCS	PC75 Converter	0-150°C
7	Sıcaklık Ölçer (PT 100)	Hava Soğutucusu Hava Giriş Sıcaklığı (TT07)1	PCS	PC75 Converter	0-200°C
8	Sıcaklık Ölçer (PT 100)	Hava Soğutucusu Hava Giriş Sıcaklığı (TT08)2	PCS	PC75 Converter	0-200°C
9	Sıcaklık Ölçer (PT 100)	Hava Soğutucusu Hava Çıkış Sıcaklığı (TT09)1	PCS	PC75 Converter	0-150°C
10	Sıcaklık Ölçer (PT 100)	Hava Soğutucusu Hava Çıkış Sıcaklığı (TT010)2	PCS	PC75 Converter	0-150°C
11	Sıcaklık Ölçer (PT 100)	Turbo Emme Hava Giriş Sıcaklığı (TT11)1	PCS	PC75 Converter	0-150°C
12	Sıcaklık Ölçer (PT 100)	Turbo Emme Hava Giriş Sıcaklığı (TT12)2	PCS	PC75 Converter	0-150°C
13	Sıcaklık Ölçer (PT 100)	Yakıt Sıcaklığı (TT13)	PCS	PC75 Converter	0-150°C
14	Sıcaklık Ölçer (PT 100)	Frenleme Su Sıcaklığı (TT14)	PCS	PC75 Converter	0-150°C

Sıcaklık ölçüm yerleri, marka ve modeli, teknik özellikleri Çizelge 7.2’de verilen termokupl ile 26 adet noktadan ölçüm yapılmaktadır. Ölçüm yeri silindir başlığı egzoz çıkış sıcaklığı olan, K Tipi ölçüm aralığı 0-1200 °C olan 16 adet sıcaklık ölçerin marka modeli ve teknik özellikleri çizelge 7.3’de verilmiştir.

Çizelge 7.3. Motor Test Ünitesi Silindir başlığı egzoz çıkış sıcaklığı sıcaklık ölçerlerin teknik özellikleri.

Sıra No	Cihazın Adı	Ölçüm Noktası	Üretici Firma	Modeli
1	Sıcaklık Ölçer(K Tipi)	Silindir Başlığı Egzoz Çıkış Sıcaklığı (TT015)1	PCS	PC75 Converter
2	Sıcaklık Ölçer(K Tipi)	Silindir Başlığı Egzoz Çıkış Sıcaklığı (TT016)2	PCS	PC75 Converter
3	Sıcaklık Ölçer(K Tipi)	Silindir Başlığı Egzoz Çıkış Sıcaklığı (TT017)3	PCS	PC75 Converter
4	Sıcaklık Ölçer(K Tipi)	Silindir Başlığı Egzoz Çıkış Sıcaklığı (TT018)4	PCS	PC75 Converter
5	Sıcaklık Ölçer(K Tipi)	Silindir Başlığı Egzoz Çıkış Sıcaklığı (TT019)5	PCS	PC75 Converter
6	Sıcaklık Ölçer(K Tipi)	Silindir Başlığı Egzoz Çıkış Sıcaklığı (TT020)6	PCS	PC75 Converter
7	Sıcaklık Ölçer(K Tipi)	Silindir Başlığı Egzoz Çıkış Sıcaklığı (TT021)7	PCS	PC75 Converter
8	Sıcaklık Ölçer(K Tipi)	Silindir Başlığı Egzoz Çıkış Sıcaklığı (TT022)8	PCS	PC75 Converter
9	Sıcaklık Ölçer(K Tipi)	Silindir Başlığı Egzoz Çıkış Sıcaklığı (TT023)9	PCS	PC75 Converter
10	Sıcaklık Ölçer(K Tipi)	Silindir Başlığı Egzoz Çıkış Sıcaklığı (TT024)10	PCS	PC75 Converter
11	Sıcaklık Ölçer(K Tipi)	Silindir Başlığı Egzoz Çıkış Sıcaklığı (TT025)11	PCS	PC75 Converter
12	Sıcaklık Ölçer(K Tipi)	Silindir Başlığı Egzoz Çıkış Sıcaklığı (TT026)12	PCS	PC75 Converter
13	Sıcaklık Ölçer(K Tipi)	Silindir Başlığı Egzoz Çıkış Sıcaklığı (TT027)13	PCS	PC75 Converter
14	Sıcaklık Ölçer(K Tipi)	Silindir Başlığı Egzoz Çıkış Sıcaklığı (TT028)14	PCS	PC75 Converter
15	Sıcaklık Ölçer(K Tipi)	Silindir Başlığı Egzoz Çıkış Sıcaklığı (TT029)15	PCS	PC75 Converter
16	Sıcaklık Ölçer(K Tipi)	Silindir Başlığı Egzoz Çıkış Sıcaklığı (TT030)16	PCS	PC75 Converter

Ölçüm yerleri, marka ve modeli, teknik özellikleri Çizelge 7.4’de verilen turbo kompresör egzoz giriş sıcaklığını ölçen termokupl 8 yerden, turbo kompresör egzoz çıkış sıcaklığını ölçen termokupllar 2 yerden ölçüm yapmaktadır.

Çizelge 7.4. Motor Test Ünitesi turbo kompresör egzoz giriş ve çıkış sıcaklığını ölçen termokuplların teknik özellikleri.

Sıra No	Cihazın Adı	Ölçüm Noktası	Üretici Firma	Modeli
1	Sıcaklık Ölçer (K Tipi)	Turbo Egzoz Giriş Sıcaklığı (TT31)1	PCS	PC75 Converter
2	Sıcaklık Ölçer (K Tipi)	Turbo Egzoz Giriş Sıcaklığı (TT32)2	PCS	PC75 Converter
3	Sıcaklık Ölçer (K Tipi)	Turbo Egzoz Giriş Sıcaklığı (TT33)3	PCS	PC75 Converter
4	Sıcaklık Ölçer (K Tipi)	Turbo Egzoz Giriş Sıcaklığı (TT34)4	PCS	PC75 Converter
5	Sıcaklık Ölçer (K Tipi)	Turbo Egzoz Giriş Sıcaklığı (TT35)5	PCS	PC75 Converter
6	Sıcaklık Ölçer (K Tipi)	Turbo Egzoz Giriş Sıcaklığı (TT36)6	PCS	PC75 Converter
7	Sıcaklık Ölçer (K Tipi)	Turbo Egzoz Giriş Sıcaklığı (TT37)7	PCS	PC75 Converter
8	Sıcaklık Ölçer (K Tipi)	Turbo Egzoz Giriş Sıcaklığı (TT38)8	PCS	PC75 Converter
9	Sıcaklık Ölçer (K Tipi)	Turbo Egzoz Giriş Sıcaklığı (TT39) sol	PCS	PC75 Converter
10	Sıcaklık Ölçer (K Tipi)	Turbo Egzoz Giriş Sıcaklığı (TT40) sağ	PCS	PC75 Converter

Basınç Ölçüm yerleri, marka ve modeli, teknik özellikleri Çizelge 7.5’de verilen basınç transmitterleri 16 yerden ölçüm yapmaktadır.

Çizelge 7.5. Motor Test Ünitesi üzerindeki basınç ölçerlerin ölçüm yeri, marka, model ve teknik özellikler.

Sıra No	Cihazın Adı	Üretici Firma	Modeli	Ölçüm Aralığı
1	Hava Soğutucusu Hava Giriş Basınç Sensörü (PT01)1	Siemens	P transmitter, Z-Serisi	0-6 bar
2	Hava Soğutucusu Hava Giriş Basınç Sensörü (PT02)2	Siemens	P transmitter, Z-Serisi	0-6 bar
3	Hava Soğutucusu Hava Çıkış Basınç Sensörü (PT03)1	Siemens	P transmitter, Z-Serisi	0-6 bar
4	Hava Soğutucusu Hava Çıkış Basınç Sensörü (PT04)2	Siemens	P transmitter, Z-Serisi	0-6 bar
5	Kumanda Hava Basınç Sensörü(PT05)	Siemens	P transmitter, Z-Serisi	0-6 bar
6	Yakıt Basınç Sensörü (PT06)	Siemens	P transmitter, Z-Serisi	0-6 bar
7	Alçak Hararet Pompa Giriş Basınç Sensörü (PT07)	Siemens	P transmitter, Z-Serisi	0-6 bar
8	Yüksek Hararet Pompa Giriş Basınç Sensörü (PT09)	Siemens	P transmitter, Z-Serisi	0-6 bar
9	Frenleme Türbin Su Basınç Sensörü (PT16)	Siemens	P transmitter, Z-Serisi	0-6 bar
10	Alçak Hararet Su Devresi Pompa Çıkış Basınç Sensörü (PT08)	Siemens	P transmitter, Z-Serisi	0-10 bar
11	Yüksek Hararet Pompa Çıkış Basınç Sensörü (PT10)	Siemens	P transmitter, Z-Serisi	0-10 Bar
12	Son Yatak Yağ Basınç Sensörü (PT13)	Siemens	P transmitter, Z-Serisi	0-10 bar
13	Motor Giriş Yağ Basınç Sensörü (PT11)	Siemens	P transmitter, Z-Serisi	0-25 bar
14	Motor Çıkış Yağ Basınç Sensörü (PT12)	Siemens	P transmitter, Z-Serisi	0-25 bar
15	Karter Basınç Sensörü (PT14)	Sensortecnics	BTE5000	0-500 mbar
16	Dış Çevre Hava Basınç Sensörü (PT15)	Sensortecnics	CTE9000	0-1 bar

Motor giriş ve çıkışında bulunan marka ve modeli, teknik özellikleri Çizelge 7.6'da verilen 2 adet elektronik akış sensör transduceri motorda harcanan yakıt miktarını ölçülmekte kullanılmaktadır.

Çizelge 7.6. Motor Test Ünitesi üzerindeki elektronik akış sensör – transduceri marka, model ve teknik özellikleri.

Cihazın Adı	Üretici Firma	Model	Ölçüm Aralığı
Yakıt Akış Sensör Transduceri (N75)1	Macnaught	M4 serisi	1-30 lt/dak
Yakıt Akış Sensör Transduceri (N75)2	Macnaught	M4 serisi	1-30 lt/dak

Şekil 7.9’da motor test ünitesinde bulunan dinamometre ve bağlantılarının görüldüğü resimler verilmiştir.



Şekil 7.9. Motor test ünitesinde bulunan dinamometre.

Şekil 7.10’da motor test ünitesinde bulunan ekipman ve bağlantılarının görüldüğü resimler verilmiştir



Şekil 7.10. Motor test ünitesi ve ekipmanları.

Şekil 7.11'de test motorunun oturduğu alan ve hava su giriş borularının görüldüğü resimler verilmiştir.



Şekil 7.11. Test motorunun oturduğu alan.

Şekill 7.12'de görülen test motorunun emisyon çıkış bağlantıları test motoru yerleştirildikten sonra bağlanarak emisyonun dışarı atılması sağlanmaktadır.



Şekil 7.12. Motor test ünitesi test motorunun emisyon çıkış boruları.

Motor test ünitesinde test işleminin yapılabilmesi için frenleme ünitesindeki türbine gerekli fren suyunu sağlayan ayrıca test edilen dizel motorun su yağ ve hava sistemlerinin soğutulmasını sağlayan motor test ünitesine bağlı bir soğutma sistemi bulunmaktadır.

Soğutma sistemi ve otomasyon sistemine ait malzeme grupları aşağıda verilmiştir;

Alçak sıcaklık (LT) Su soğutma eşanjörü grubu,

Yüksek sıcaklık (HT) Su soğutma eşanjörü grubu,

Yağ soğutma eşanjörü grubu,

Dizel motor suyu kapalı tip soğutma kuleleri,

Kapalı tip soğutma kuleleri su kolektörü,

Dizel motor eşanjörleri soğutma suyu sirkülasyon sistemi,

Türbin soğutma suyu açık tip kuleli soğutma grubu,

Türbin Dönüş Suyu Deposu ve Sirkülasyon Sistemi,

Yumuşatma sistemi,

Otomasyon sistemi,

Elektrik sistemi,

Borulama ve mekanik sistem

Şekil 7.13’de test ünitesi için kurulmuş olan motor test ünitesi soğutma sistemi görülmektedir.



Şekil 7.13. Motor test ünitesi soğutma sistemi.

Alçak sıcaklık (LT) su soğutma eşanjörü grubu; motor test ünitesine ait soğutma sisteminde motor 1 ve motor 2 test ünitesi için teknik özellikleri Çizelge 7.10’da verilen toplam 2 adet LT su soğutma eşanjörü bulunmaktadır. LT devresi su soğutma eşanjörlerinde; Soğutma kulesinden gelen soğutma suyu ile motor testi yapılan dizel motorlara ait pompalar ve hava soğutuculara ait su devresindeki sıcak suyun soğutulması sağlanmaktadır.

Çizelge 7.7. Alçak sıcaklık (LT) su soğutma eşanjörü teknik özellikleri.

LT Su Eşanjörü	Birim	Primer Devre	Sekonder Devre
Akışkan Cinsi		Su	Su
Akış Miktarı	kg/h	167.000	267.000
Giriş Sıcaklığı	°C	49	29
Çıkış Sıcaklığı	°C	40	34
Basınç Düşümü	mSS	2,95	6,75
Isı Değişimi	kcal/h	1327740	
Yoğunluk	kg/m ³	990,15	994,79

Yüksek sıcaklık (HT) su soğutma eşanjörü grubu; yüksek sıcaklık (HT) su soğutma devresinde motor 1 ve motor 2 test ünitesi için teknik özellikleri Çizelge 7.8’de verilen toplam 2 adet HT su soğutma eşanjörü bulunmaktadır. Bu su soğutma eşanjörlerinde; su soğutma kulesinden gelen soğutma suyu ile motor testi yapılan dizel motora ait pompalar ve basınçlandırılmış HT devresi sıcak suyunun soğutulması sağlanmaktadır.

Çizelge 7.8. Yüksek sıcaklık (HT) su soğutma eşanjörü teknik özellikleri.

HT Su Eşanjörü	Birim	Primer Devre	Sekonder Devre
Akışkan Cinsi		Su	Su
Akış Miktarı	kg/h	170.099	267.200
Giriş Sıcaklığı	°C	80	29
Çıkış Sıcaklığı	°C	72	34
Basınç Düşümü	mSS	3,01	6,75
Isı Değişimi	kcal/h	1327740	
Yoğunluk	kg/m ³	974,49	994,65

HT su eşanjörünün soğutma suyu girişinde, çıkışında ve motor tarafı su girişinde ve çıkışında 1'er adet transmitter bulunmaktadır. HT su eşanjörün giriş çıkışında 0 -120 °C aralıklı termometre ve 0 -6 bar aralıklı manometre kullanılmaktadır.

Yağ soğutma eşanjör grubu; yağ soğutma; motor 1 ve motor 2 test ünitesi için teknik özellikleri Çizelge 7.9'da verilen 2 adet yağ soğutma eşanjörü bulunmaktadır. Bu yağ soğutma eşanjörlerinde; su soğutma kulesinden gelen soğutma suyu ile motor testi yapılan dizel motora ait pompalar ve basınçlandırılmış yağın soğutulması sağlanmaktadır.

Çizelge 7.9. Yüksek sıcaklık (HT) yağ soğutma eşanjörü teknik özellikleri.

HT Yağ Eşanjörü	Birim	Primer Devre	Sekonder Devre
Akışkan Cinsi		SAE40	Su
Akış Miktarı	kg/h	50.000	80.000
Giriş Sıcaklığı	°C	49	29
Çıkış Sıcaklığı	°C	41	34
Basınç Düşümü	mSS	3,14	0,61
Isı Değişimi	kcal/h	164292	
Yoğunluk	kg/m ³	882,55	994,79

Türbin sirkülasyon suyu eşanjörlü soğutma sistemi; türbinde sirküle olan açık sistem soğutma suyunu kapalı çevrim soğutma kulelerinden gelen su ile soğutmaya sağlayacak eşanjör ve öncesindeki armatürlerin bulunduğu gruptur.

Çizelge 7.10. Türbin sirkülasyon suyu eşanjör teknik özellikleri.

Türbin Eşanjörü	Birim	Primer Devre	Sekonder Devre
Akışkan Cinsi		Su	Su
Akış Miktarı	kg/h	107.450	428.000
Giriş Sıcaklığı	°C	52	29
Çıkış Sıcaklığı	°C	32	34
Basınç Düşümü	mSS	0,57	6,86
Isı Değişimi	kcal/h	2126769	
Yoğunluk	kg/m ³	974,49	994,65

Türbin sirkülasyon suyu eşanjörünün soğutma suyu girişinde, çıkışında ve motor tarafı su girişinde ve çıkışında 1'er adet transmitter bulunmaktadır. HT su eşanjörün giriş çıkışında 0 - 120 °C aralıklı termometre ve 0 -6 bar aralıklı manometre kullanılmaktadır.

Türbin dönüş suyu deposu ve dalgıç frekans kontrollü hidrofor sistemi; sistemde 1 takım frekans sürücülü hidrofor sistemi bulunmaktadır ve sistem basınç transmitterinden gelen bilgi ile scada sisteminden gelen basınç bilgisine istinaden çalışmaktadır. Tank içerisinde su seviyesi sabit kalacak şekilde yumuşatma sisteminden su beslemesi yapılmaktadır. Sistemde 60 m³/saat debi, 42 mSS kapasiteli 3 adet pompa bulunmaktadır.

Soğutma suyu sirkülasyon sisteminde; sistemde; soğutma kulelerinden gelen soğutma suyunun LT, HT soğutma grubuna sirkülasyonunu sağlayacak tek kademeli, eksenal emme hatlı, radyal basma hatlı ve yatay şaftlı 3 adet santrifüj pompa bulunmaktadır.

Yağ eşanjörü soğutma suyu sirkülasyon sisteminde; sistemde; soğutma kulelerinden gelen soğutma suyunun yağ eşanjörüne sirkülasyonunu sağlayacak tek kademeli, eksenal emme hatlı, radyal basma hatlı ve yatay şaftlı 3 adet santrifüj pompa bulunmaktadır.

Soğutma kulesi sirkülasyon devresinde; sistemde soğutma suyunun soğutulmak üzere soğutma kulelerine sirkülasyonunu sağlayan 13,5 mSS çalışma noktasını sağlayacak 3 adet pompa bulunmaktadır.

Soğutma suyunun soğutulduğu 3 adet soğutma kulesi bulunmaktadır. Sistemdeki her bir soğutma kulesinde kapalı devre olan sistemde 6 adet 7,5 kW fan motoru, 2 adet max 11 kW 'lık pompa kullanılmaktadır. Kulelerde 1450 d/d Gamak ve Volt marka fan motorları kullanılmaktadır.

Sistemde; şebekeden gelecek olan kireçli su içerisindeki kalsiyum magnezyum gibi sertlik oluşumuna neden olabilecek sudaki mineralleri reçine sistemi ile alan ve "0" sertlikte su üretilmesini sağlayan yumuşatma sistemi bulunmaktadır.

Otomasyon ve otomatik kontrol ekipmanlarını içeren sistemde; 1 adet 18,5 kW, 4 adet 7,5 kW, 2 adet 2,2 kW, 3 adet 11 kW motor için frekans sürücü kullanılmaktadır. Frekans Sürücüler farklı noktalardan gelecek olan sıcaklık, basınç ve debi transmitterlerinden gelen sinyal bilgisine göre merkez scada'dan kontrol edilmektedir. 3 adet 18,5 kW, 24 adet 7,5 kW, 6 adet 11 kW ve 3 adet 2,2 kW motor için yumuşak yol verici ile Scada'dan ayarlanan set değerlerini sağlayacak şekilde PLC'den otomatik olarak kontrol edilebilmektedir. Toplamda 34

Çizelge 7.11. Test motorunun geometrik özellikleri ve temel karakteristikleri.

Çevrim	4-stroklı, tek etkili
Silindir sayısı	16
Silindir Düzeni	90° V formu
Silindir çapı	185 mm
Piston kurs boyu	210 mm
Kurs hacmi (Her silindir için)	0,0056 mm ³
Yanma odası hacmi (Her silindir için)	0,00045 mm ³
Sıkıştırma oranı	13,5/1

7.3.2. Motor momentı

Moment (tork), motor tarafından üretilen ve bir dinamometre ile çıkış milinden ölçülen değerdir. Dinamometre güç ölçümünde kullanılan cihazdır. Dinamometreler gücün hesaplanmasına yarayan kuvveti veya torku (momenti) ölçmeye yarar. Faydalı gücün bulunmasında kullanılan dinamometrelerin; prony freni, hidrolik dinamometre elektrikli dinamometre gibi çeşitleri vardır.

Motor test ünitesinde motorun yüklenmesi ve döndürme momentinin belirlenmesi için su freni kullanılmaktadır. Su freni motor miline bağlı olarak dönen özel kanatlı bir rotordan, rotoru çevreleyen yataklar üzerine oturtulmuş bir statordan ve kuvvet ölçme düzeneğinden oluşmaktadır. Hidrolik dinamometrenin içindeki su miktarı arttıkça yutulan enerji de artar. Su girişine yerleştirilen ayarlanabilir bir vana ile su miktarı ve sonuçta motorun yüklenmesi istenilen şekilde değiştirilebilmektedir.

Motorun döndürme kuvveti F , moment kolu uzunluğu ise R olarak alınırsa ;

$$M_e = F \cdot R \quad (7.4)$$

şeklinde ifade edilir.

7.3.3. Efektif güç (P_e)

Krank mili çıkışından alınan motor gücüne; efektif veya fren gücü denir ve P_e ile gösterilir. Motorun döndürme kuvveti F_T, bir devirde alınan yol 2 π r olarak alındığında efektif güç,

$$P_e = \frac{F_T \cdot 2\pi r n}{60} \quad (7.5)$$

veya;

$$P_e = \frac{M_e n}{9549} \quad (7.6)$$

Şeklinde yazılabilir.

7.3.4. Ortalama efektif basınç

Genişleme süresince pistonu sabit olarak etki ettiği düşünülen ve bir iş çevrimi sonunda krank milinden elde edilen net (efektif) işi veren basınç değerine ortalama efektif basınç denir. Motorun efektif gücünden yararlanarak P_{me} ortalama efektif basıncı bulunabilir.

$$P_{me} = \frac{60P_e}{V_H n f} \quad (7.7)$$

Burada; P_{me} fren ortalama efektif basıncı, P_e efektif güç, V_H toplam strok hacmi, n motor hızı, f çevrim sayısıdır.

7.3.5. Özgül yakıt tüketimi

Bir motorun 1 kW güç elde etmek için bir saat boyunca harcadığı yakıt miktarıdır. Burada B toplam yakıt tüketimi olarak ifade edilirse, özgül yakıt tüketimi b_e ;

$$b_e = \frac{B}{P_e}$$

veya

$$b_e = \frac{\dot{m}_f}{P_e} \cdot 3600 \quad (7.8)$$

şeklinde ifade edilir.

7.3.6. Efektif verim

Bir motorun efektif verimi (η_e), motorun efektif gücünün (P_e) birim zamanda motora yakıtla verilen ısıya ($B.H_u$) oranıdır. Burada H_u , kullanılan yakıtın ısıl değeridir ve yapılan hesaplamalarda bu değer 44631 kJ/kg olarak alınmıştır.

$$\eta_e = \frac{3600P_e}{BH_u} \quad (7.9)$$

şeklinde ifade edilir.

7.4. Ara Soğutucuların Motor Üzerindeki Testleri ve Test Sonuçları

HAD analizleri yapılan 12 farklı ara soğutucu arasında yapılan karşılaştırma sonucu, en uygun tasarımın Tasarım 8 olduğu tespit edilmiştir. Mevcut ara soğutucu olan ve Tasarım 4 olarak adlandırılan ara soğutucu ile Tasarım 8 olarak adlandırılan ara soğutucular lokomotif motoru üzerinde motor test ünitesinde test edilmiştir.



Şekil 7.16 Test motorunun test ünitesinde bağlantı yapılmış hali

Önce mevcut ara soğutucu olan Tasarım 4 daha sonra optimum ara soğutucu olarak seçilen Tasarım 8 motora bağlanarak ayrı ayrı motor test ünitesinde test edilmiştir. Test Motorları sırasıyla Tasarım 4 'ün kullanıldığı motor PA4-D1 ve Tasarım 8'in kullanıldığı motor PA4-D2 olarak adlandırılmıştır.

Motor kaldırma kolaylığı ile test standına bağlanan motora, bütün bağlantıların yapılması sonucu kumanda masası ile irtibatlandırılması sağlanmıştır. Yağlama yapıldıktan sonra havalı marş motoruyla motora yol verilerek motor testine başlanmıştır.

Rölantiyi 640 ± 5 d / d olacak şekilde ayarlanarak motor 640 ± 5 d / d'da çalıştırılmıştır. Yüksüz çalışma programı 2 saat 10 dakika boyunca uygulandıktan sonra ön yükleme programı 4 saat süreyle uygulanmıştır. Daha sonra rodaj programı 2 saat 10 dakika süreyle uygulanarak silindir ve türbin egzoz sıcaklıklarının alınabilmesi için motorla kumanda masası bağlantıları yapılmış ve son yükleme için yağ, su ve yakıt kontrolleri yapılarak motora yol verilmiştir. 16 PA 4 motorları için son yükleme programı 2 saat 10 dakika süreyle uygulanmıştır.



Şekil 7.17 Ara soğutucu üzerinde sıcaklık ölçüm noktaları.

PA4 -D1 lokomotif motoru önce Tasarım 4 olarak adlandırılan hava soğutucu bağlanarak test gerçekleştirilmiş ve elde edilen deneysel veriler Çizelge 7.12'de verilmiştir.

Çizelge 7.12. PA4-D1 test motorunun 1500 d/d devirde son yükleme programına ait test verileri.

Yük(%)	Güç (kW)	Yakıt Sarfıyatı (kg/h)
% 25	453	121
% 50	913	236
% 75	1359	349
% 100	1765	450

PA4 –D2 lokomotif motoru Tasarım 8 olarak isimlendirilen ara soğutucu bağlanarak test edilen motora ait deneysel veriler Çizelge 7.13’de verilmiştir.

Çizelge 7.13. PA4-D2 test motorunun 1500 d/d devirde son yükleme programına ait test verileri.

Yük(%)	Güç (kW)	Yakıt Sarfıyatı (kg/h)
% 25	471	119
% 50	916	226
% 75	1351	329
% 100	1765	422

Motora uygulanan sabit devir ve farklı yük değerleri için yakıt sarfıyatı ölçümleri yapılmıştır. Tasarım 4 ve Tasarım 8’in bağlı olduğu test motorlarına 1500 d/d sabit hız ve 4 farklı yük değeri için yapılan testlerde, maksimum yükte Tasarım 8’in bağlı olduğu motora ait yakıt sarfıyatınının Tasarım 4’in bağlı olduğu motora ait yakıt sarfıyatına göre % 6,22 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

Test verilerine göre; eşitlik 7.7 kullanılarak efektif basınç değerleri, eşitlik 7.8 kullanılarak özgül yakıt sarfıyatı ve eşitlik 7.9 kullanılarak efektif verim hesaplanmıştır. Çizelge 7.14’de PA4-D1 test motoru için, Çizelge 7.15’de PA4-D2 test motoru için hesaplanan değerler verilmiştir.

Çizelge 7.14. PA4-D1 test motorunun 1500 d/d devirde özgül yakıt sarfiyatı.

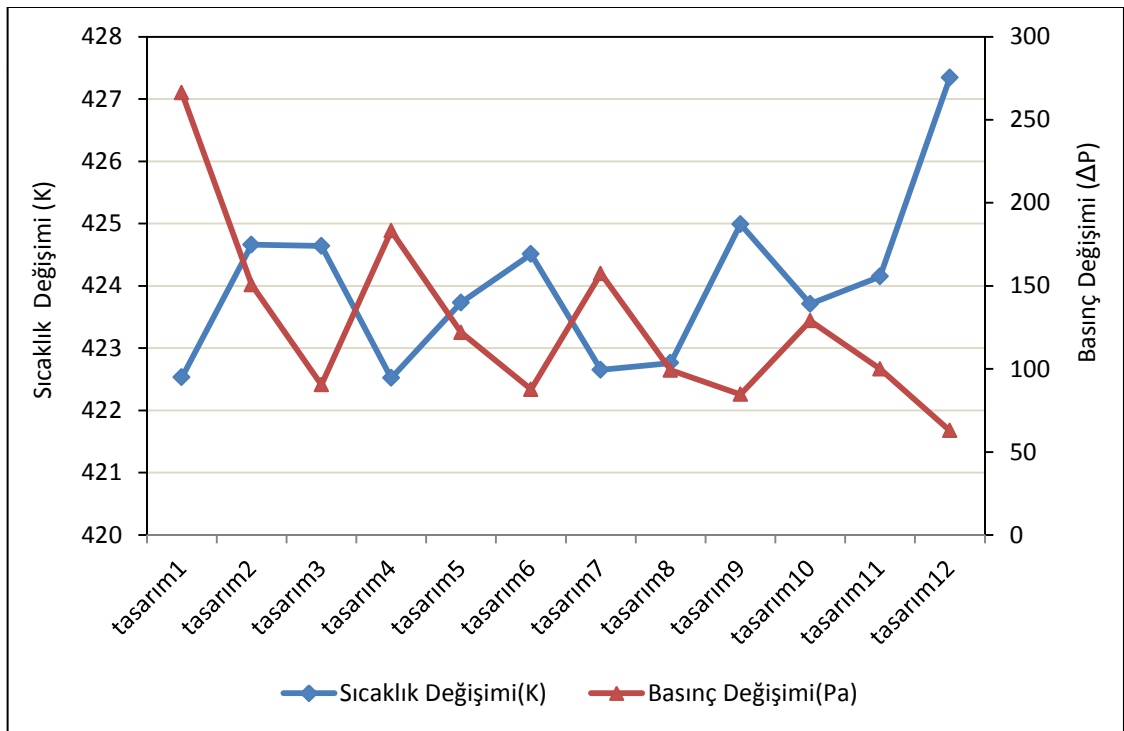
Güç (kW)	Özgül Yakıt Sarfiyatı (g/kWh)	Ortalama Efektif Basınç (bar)	Efektif Verim (%)
453	256	4,02	31,5
913	244	8,11	32,9
1359	252	12,07	32,0
1765	255	15,68	31,6

Çizelge 7.15. PA4-D2 test motorunun 1500 d/d devirde özgül yakıt sarfiyatı.

Güç (kW)	Özgül Yakıt Sarfiyatı (g/kWh)	Ortalama Efektif Basınç (bar)	Efektif Verim (%)
471	252	4,18	31,8
916	246	8,14	32,7
1351	243	12,00	33,1
1765	239	15,68	33,7

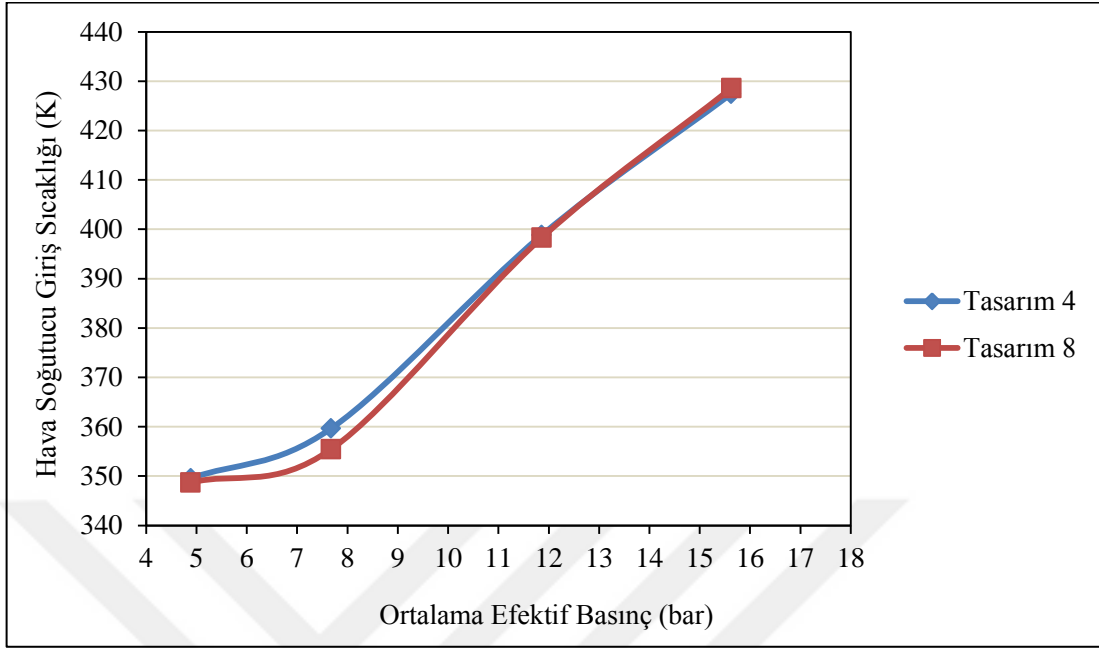
8. BULGULAR VE TARTIŞMA

Tasarımları yapıldıktan sonra HAD analizleri yapılan ara soğutucular sıcaklık değişimi ve basınç kayıpları açısından değerlendirilmiş ve sonuçlar Şekil 8.1’de verilmiştir. Şekil 8.1 incelendiğinde; Tasarım 3, Tasarım 6, Tasarım 8 ve Tasarım 9 ve Tasarım12’deki basınç değişiminin yakın olduğu görülmektedir. Tasarım 4 ve Tasarım 8 karşılaştırıldığında ise sıcaklık değişimleri açısından yakın değerlere sahip oldukları fakat basınç kaybı açısından değerlendirildiğinde ise Tasarım 8 ‘in en uygun tasarım olduğu görülmektedir.



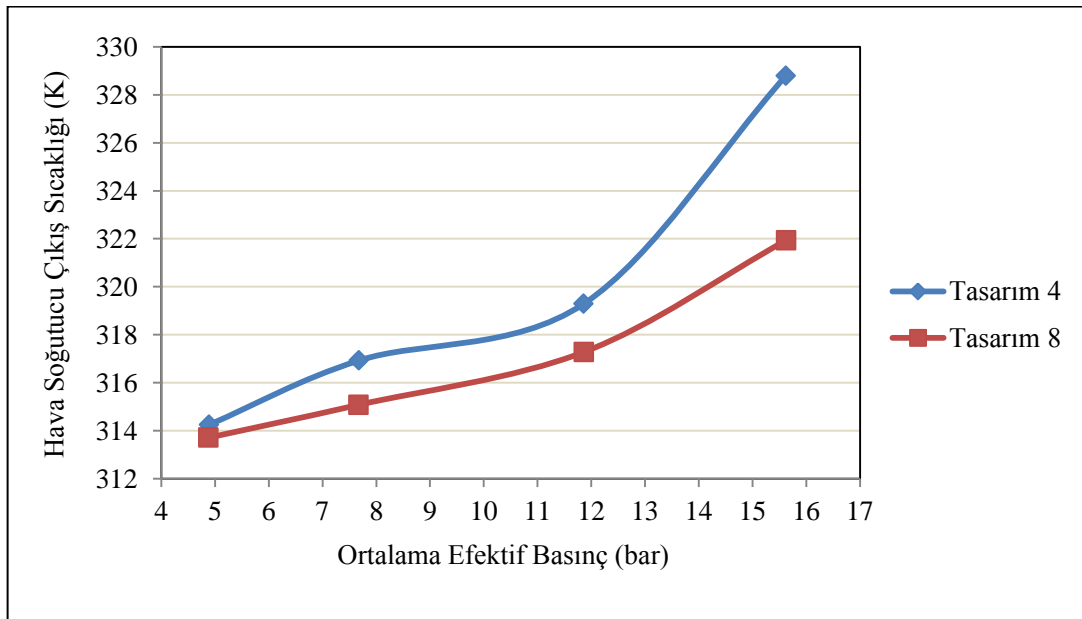
Şekil 8.1. Tasarımların sıcaklık ve basınç değişimleri.

Mevcut ara soğutucu olan ve Tasarım 4 olarak adlandırılan ara soğutucu ile Tasarım 8 olarak adlandırılan ara soğutucular lokomotif motoru üzerinde motor test ünitesinde test edilmiştir. Tasarımların 1500 d/d ve farklı yüklerdeki hava soğutucu giriş sıcaklığı değişimi Şekil 8.2’de verilmiştir.



Şekil 8.2. Tasarımların hava soğutucu giriş sıcaklığı değişimi.

Tasarımların 1500 d/d ve farklı yüklerdeki hava soğutucu çıkış sıcaklığı değişimi Şekil 8.3’de verilmiştir.

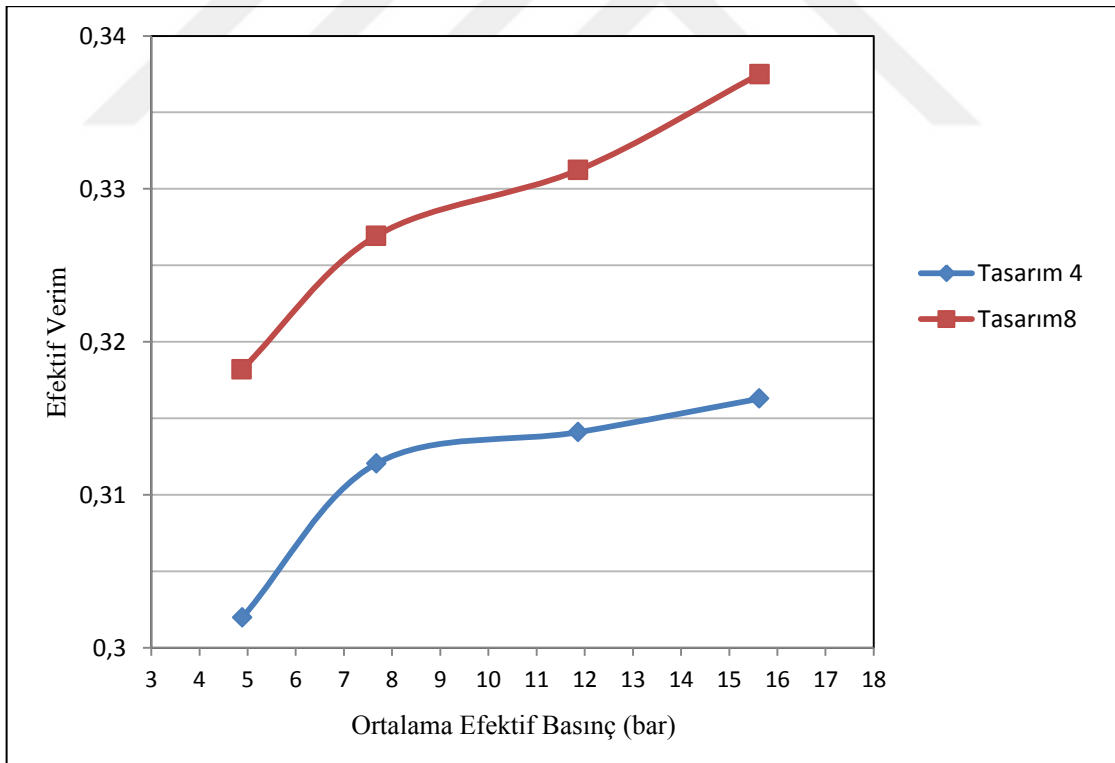


Şekil 8.3. Tasarımların hava soğutucu çıkış sıcaklığı değişimi.

PA4-D1 ve PA4-D2 test motorlarında maksimum devirdeki test programında, Tasarım 4 hava soğutucusunun bağlı bulunduğu PA4-D1 motoruna göre, Tasarım 8 hava soğutucusunun bağlı olduğu PA4-D2 motorunda hava soğutucu çıkış sıcaklığının 7 °C daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

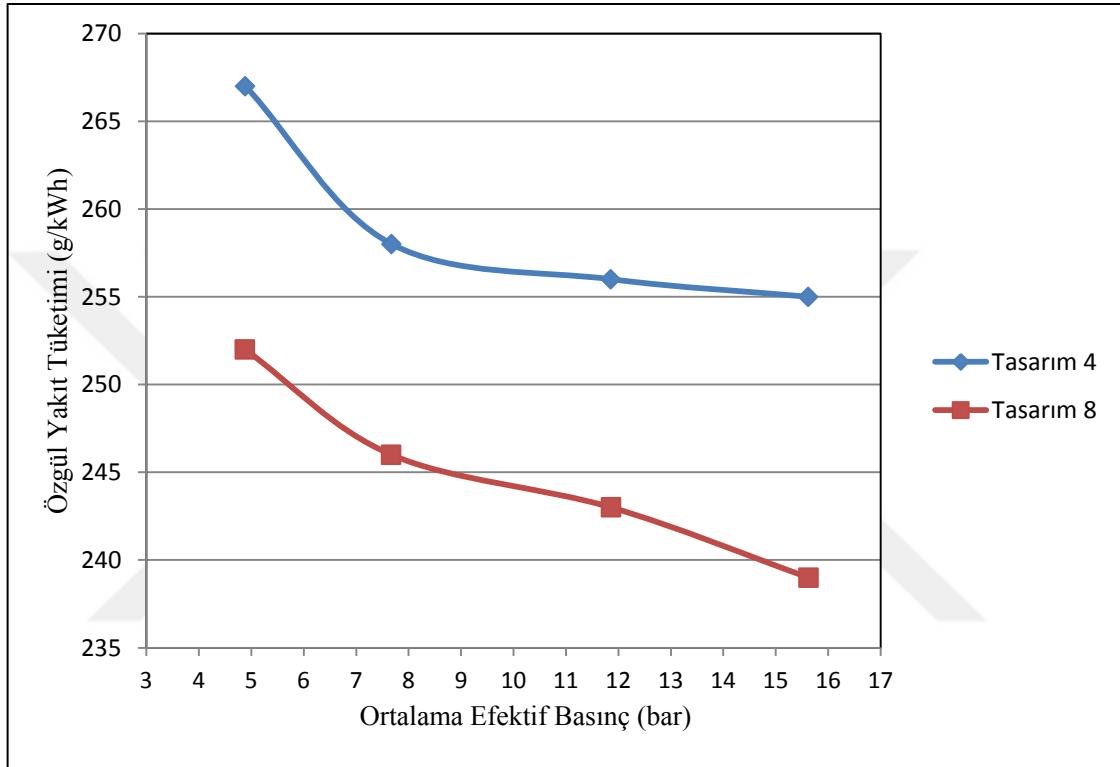
Motora uygulanan sabit devir ve farklı yük değerleri için yakıt sarfiyatı ölçümleri yapılmıştır. Tasarım 4 ve Tasarım 8'in bağlı olduğu test motorlarına 1500 d/d sabit hız ve 4 farklı yük değeri için yapılan testlerde, maksimum yükte Tasarım 8'in bağlı olduğu motora ait yakıt sarfiyatının Tasarım 4'ün bağlı olduğu motora ait yakıt sarfiyatına göre % 6,22 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

Tasarım 4 ve Tasarım 8'in bağlı olduğu test motorlarında maksimum yükte, Şekil 8.4.'de tasarımların farklı ortalama efektif basınç değerleri için efektif verimleri incelendiğinde Tasarım 8'in bağlı olduğu motora ait efektif verimin % 33,74 Tasarım 4'ün bağlı olduğu motora ait efektif verimin ise % 31,62 olduğu görülmektedir.



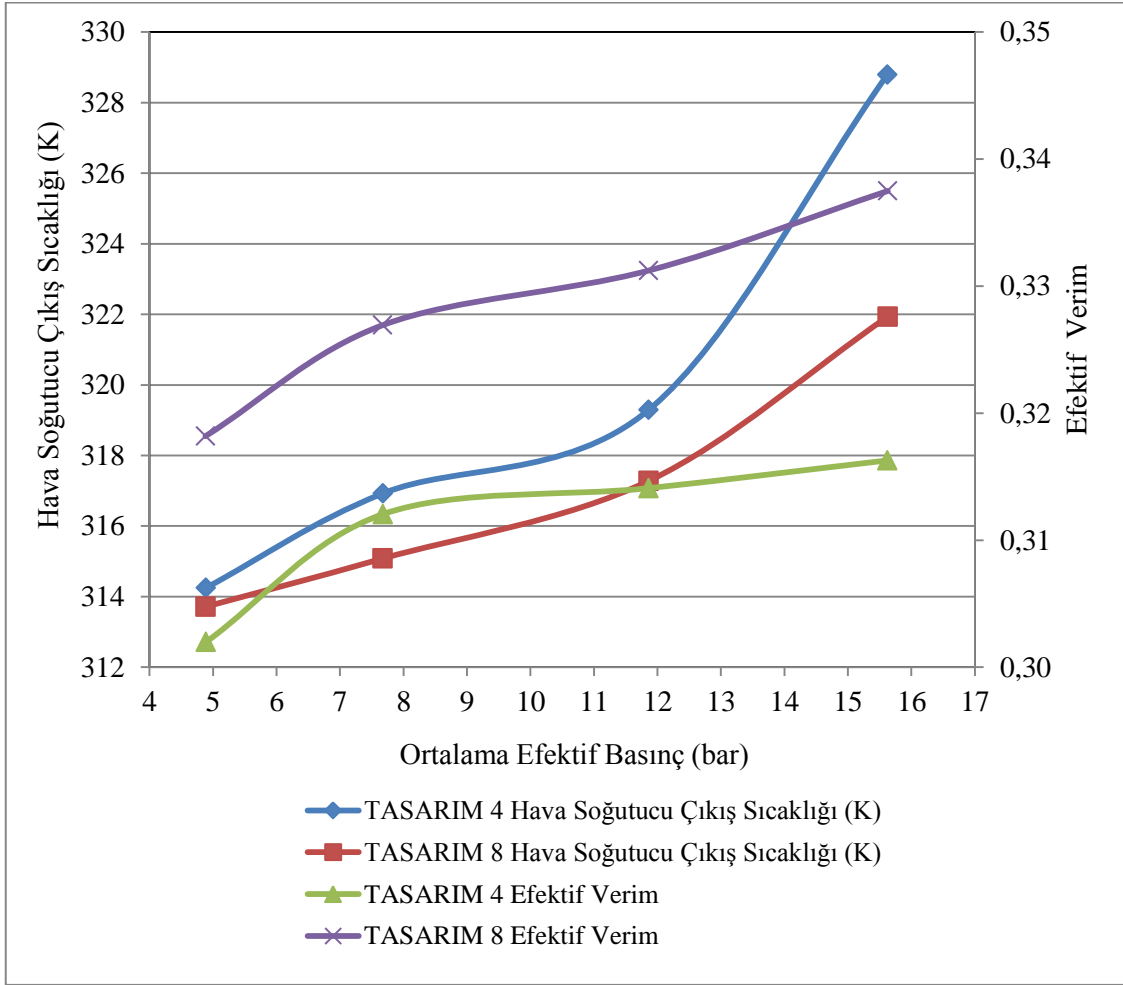
Şekil 8.4. Tasarımların farklı ortalama efektif basınç değerleri için efektif verimi.

Tasarımların farklı ortalama efektif basınç değerleri için özgül yakıt tüketimleri Şekil 8.5.'de incelendiğinde, Tasarım 8'in bağlı olduğu motora ait özgül yakıt tüketiminin Tasarım 4'ün bağlı olduğu motora ait özgül yakıt tüketiminden % 6,28 daha düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 8.5. Tasarımların farklı ortalama efektif basınç değerleri için özgül yakıt tüketimi.

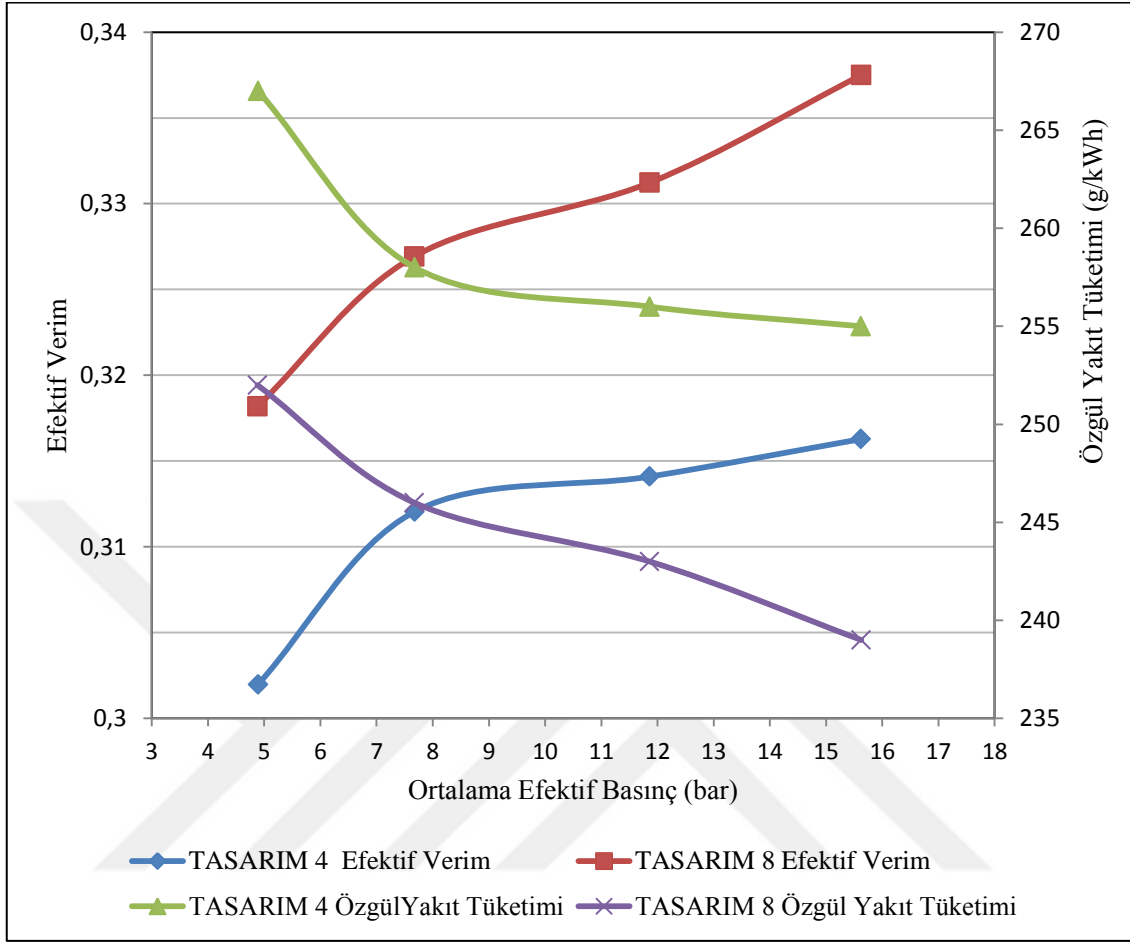
Tasarımların farklı ortalama efektif basınç değerleri için efektif verim ve hava soğutucu çıkış sıcaklığı Şekil 8.6'da verilmiştir.



Şekil 8.6. Tasarımların farklı ortalama efektif basınç değerleri için efektif verim ve hava soğutucu çıkış sıcaklığı.

Şekil 8.6 incelendiğinde; hava soğutucu çıkış sıcaklığı yüksek olan Tasarım 4 ‘ün bağlı olduğu test motorunda efektif verimin daha düşük olduğu görülmektedir. Hava soğutucu çıkış sıcaklığı düşük olan Tasarım 8’in bağlı olduğu test motorunda efektif verimin daha yüksek olduğu görülmektedir.

Motora uygulanan sabit devir ve farklı yük değerleri için Şekil 8.7’de tasarımların farklı ortalama efektif basınç değerleri için özgül yakıt tüketimi ve efektif verimi görülmektedir.



Şekil 8.7. Tasarımların farklı ortalama efektif basınç değerleri için özgül yakıt tüketimi ve efektif verimi.

Sabit devir ve farklı yük değerleri için Şekil 8.7 incelendiğinde; Tasarım 8'in bağlı olduğu motora ait özgül yakıt tüketiminin Tasarım 4'in bağlı olduğu motora ait özgül yakıt tüketimine göre daha düşük olduğu ve Tasarım 4'ün bağlı olduğu motorun efektif veriminin % 31,62 Tasarım 8'in bağlı olduğu motorun efektif veriminin %33,74 olduğu görülmektedir.

9. SONUÇLAR

Ülkemizin demiryolu ulaşımında kullanılan raylı araçlar üretiminde önde gelen sanayi kuruluşlarından biri tarafından üretilen lokomotif motorlarında ara soğutucu olarak kullanılan ısı değiştiricilerin farklı tasarımları yapılarak sistem veriminin artırılması planlanmış ve 12 farklı ara soğutucu üzerinde her bir tasarımın hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi yapılmıştır. Ara soğutucunun motor üzerindeki konumu ve dışboyutları değiştirilemediğinden mevcut ara soğutucunun dış boyutları ile aynı boyutlarda olan tasarımlar yapılmıştır. Tasarlanan ara soğutucunun boru mesafeleri ve şekilleri üzerinde değişikliğe gidilerek tasarımlar yapılmıştır. Tasarımlar mevcut ara soğutucu ile sıcaklık ve basınç farkları açısından karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar sonucunda optimum tasarımın Tasarım 8 olduğu tespit edilmiştir. Optimum tasarımın prototip imalatı yapılmış ve mevcut ara soğutucu ile motor üzerine montajı yapılarak motor test ünitesinde ayrı ayrı testleri gerçekleştirilmiştir. Ara soğutucuların bağlı olduğu motorların test verilerine göre hava soğutucu çıkış sıcaklığı, yakıt tüketimi, özgül yakıt tüketimi ve efektif verimi açısından karşılaştırmaları yapılmıştır.

PA4-D1 ve PA4-D2 test motorlarında maksimum devirdeki test programında, Tasarım 4 hava soğutucusunun bağlı bulunduğu PA4-D1 motoruna göre, Tasarım 8 hava soğutucusunun bağlı olduğu PA4-D2 motorunda hava soğutucu çıkış sıcaklığının 7 °C daha düşük olduğu tespit edilmiştir. PA4-D1 ve PA4-D2 test motorlarına bağlı soğutucular için deney sonuçlarına bakılarak etkenlik hesaplanırsa PA4-D1 test motoruna bağlı Tasarım 4 için etkenlik 0,88 çıkarken PA4-D2 test motoruna bağlı Tasarım 8 için etkenlik 0,96 olarak bulunmuştur.

PA4-D1 ve PA4-D2 test motorlarında 1500 d/d sabit hız ve 4 farklı yük değerinde test verilerine bakıldığında; maksimum yükte Tasarım 8'in bağlı olduğu motora ait yakıt sarfiyatının Tasarım 4'ün bağlı olduğu motora ait yakıt sarfiyatına göre % 6,22 daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Motora uygulanan sabit devir ve farklı yük değerleri için özgül yakıt tüketimine bakıldığında; Tasarım 8'in bağlı olduğu motora ait özgül yakıt tüketiminin Tasarım 4'ün bağlı olduğu motora ait özgül yakıt tüketimine göre % 6,28 daha düşük olduğu görülmüştür. Tasarım 4'ün bağlı olduğu motorun efektif veriminin % 31,62 Tasarım 8'in bağlı olduğu motorun efektif veriminin %33,74 olduğu hesaplanmıştır.

Motor üzerinde farklı turbo şarj sistemlerinin tasarımı ve denenmesi, yeni manifold tasarımı üzerinde çalışmalar yapılması, ara soğutucu öncesi ve sonrasında yer alan ekipmanların da modernize edilerek ara soğutucu dış boyutlarının da değiştirilmesine imkan verilecek

tasarımlar yapılması sonrasında bir bütün olarak motor testlerinin yapılması, motor performansının artırılması açısından bundan sonraki çalışmalar için önerilmektedir.



KAYNAKLAR DİZİNİ

Abbas, A. J., (2008), Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, 1-11.

Akkoca A., (2004), Kanat-borulu ısı eşanjörlerinin akış ve ısı transfer özelliklerinin belirlenmesinde laminar ve türbülans modellemenin etkisi, Ç.Ü. Müh. Mim. Fak. Dergisi, 19, 2, 27-41

ANOVA Mühendislik (2017), EğitimNotları, Ankara.

ANSYS Fluent 15.0, Bilgisayar Destekli Yazılım ve Analiz.

Aslam Bhutta, M. M., Hayat, N., Bashir, M. H., Khan, A. R., Ahmad, K. N., ve Khan, S., (2012), CFD applications in various heat exchangers design: A review, Applied Thermal Engineering, 32, 1-12.

Babu, T. A., ve Talekala, M. S., (2009), Evaluation of heat transfer surfaces for compact recuperator using a CFD code Heat and mass transfer, 45(6), 767-774. 0

Balcı, M., (1985), Dizel motorlarında süperşarj ve türboşarj, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Vakfı yayınları, Ankara.

Balcı, M., (1994), İçten yanmalı motorlarda aşırı doldurma, Teknik Eğitim Vakfı Yayınları, Ankara.

Blomerius H., Mitra N. K., (2000), Numerical Investigation of Convective Heat Transfer and Pressure Drop in Wavy Ducts, Numerical Heat Transfer, Part A, 37-54.

Chang, Y.C., Wang, C.C., (1997), Generalized Heat Transfer Correlation for Louver Fin Geometry, International Journal Heat and Mass Transfer, 533-544.

Çengel Y., Cimbala J., (2004), Fluid mechanics fundamentals and applications, Hardcover.

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 Exchangers, Applied Thermal Engineering, 25: 2421-2431.

Ergeneman M., (1990), içten Yanmalı Pistonlu Motorlarda Aşırı Doldurma, İTÜ, İstanbul

Eryener, D., (2003), Türbülanslı Cebri Konveksiyonla Isı Geçişi Sağlayan Isıl Sistemlerin Ekserji Ekonomik Analizi, Doktora Tezi, Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Fernandes C.S., Dias R.P., Nobrega M.J., Maia J.M., (2007), Laminar Flow in Chevron-Type Plate Heat Exchangers CFD Analysis of Tortuosity, Shape Factor and Friction Factor, Chemical Engineering and Processin, 46, 825-833.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Ferziger, J:H., Peric, (1999), Computational methods for fluid dynamics, Springer, Berlin.

Fiebig, M., Gross-Gorgemenn, A., Chen, Y., Mitra, N.K., (1995), Conjugate Heat Transfer of a Finned Tube Part A: Heat Transfer Behavior and Occurrence of Heat Transfer Reversal, Numerical heat Transfer, Part A, 28: 133-146.

Forgo, L., (1974), Some Extra High Capacity Heat Exchangers of Special Design in Heat Exchanger, N.H. Afgan and EU Schliinder, Hemisphere, Washigton, 101- 120.

Fossa, M., Tagliafico, L. A., (1995), Experimental Heat Transfer of Drag-Reducing Polymer Solutions in Enhanced Surface Heat Exchangers, Experimental Thermal and Fluid Science, 10: 221-228.

Gebhart, B., (1961), Flow and Heat Transfer Characteristics of Finned Tube Exchanger, Ashrae Transactions, 67:133-153

Genceli, O., (2010), Isı değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul.

Han, H., He, Y.L., Li, Y.S., Wang, Y., Wu, M., (2013), A numerical study on compact enhanced fin-and-tube heat exchangers with oval and circular tube configurations, International Journal of Heat and Mass Transfer, 65, 686–695

Han, X. H., Cui, L. Q., Chen, S. J., Chen, G. M., Wang, Q., (2010), A numerical and experimental study of chevron, corrugated-plate heat exchangers. International Communications in Heat and Mass Transfer, 37(8), 1008-1014.

Haight, A., Engelmann, M.S., (1988), Numerical and Experimental Simulation for Airflow and Heating in a Tube Fin Heat Exchanger, Heat Transfer in Gas Turbines and Three-Dimensional Flows HTD, 103: 107-113

Heisler, H. , Arnold E., (1999), Advanced Engine Technology, London

Hitomi, M., Yuzuriha, Y., and Tanaka, K.,(1989), The Characteristics of PressureWave Supercharged Small Diesel Engine, Sayfa No: 89054.

Hjertager, Bjørn H.,(2005), Turbulence Theory and Modelling”, Lecture Notes, Aalborg University Esbjerg, Denmark.

Holmer, E.,(1979), Air – to – air Charge Cooling for Truck Engines, SAE Paper 790110

<https://www.tulomsas.com.tr/tulomsas-kurumsal>

İslamoğlu, Y., Parmaksızıoğlu, C., (2003), The Effect of Channel Height on the Enhanced Heat Transfer Characteristics in a Corrugated Heat Exchanger Channel, Applied Thermal Engineering 23, 979-987.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Jeong, J., Kim, C.N., Youn, B., Kim, Y.S., (2004), A Study on the Correlation Between the Thermal Contact Conductance and Effective Factors in Fin-Tube Heat Exchangers With 9,52 mm Tube, *International Journal of Heat and Mass Flow*, 25: 1006–1014.
- Kays, W. M., London, A.L., (1984), *Compact Heat Exchangers*, 3rd ed., Mc Graw Hill, Newyork, 156-161.
- Kern J., ve Wallner R., (1984), The Selection and Evaluation of Charge Air Coolers for Vehicle Engines, SAE Paper, 840350.
- Khaled, M., Harambat, F. ve Peerhossaini, H., (2010), Analytical and empirical determination of thermal performance of louvered heat exchanger – Effects of air flow statistics, *International Journal of Heat and Mass Transfer* .
- Kılıçaslan, İ., Saraç, H. İ., (1998), Enhancement of Heat Transfer in Compact Heat Exchanger by Different Type of Rib With Holographic Interferometry, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 17: 339-346
- 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
- Kotcioğlu, İ., Bölükbaşı, A., (2003), Düşey dikdörtgen kesitli bir kanalda farklı kanatçıklı yüzeylerde ısı transferinin incelenmesi, *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 5 (2): 89-102
- Kundu, B., Das, P.K., (1997), Optimum Dimensions of Plate Fins for Fin-Tube Heat Exchangers”, *International Journal Heat Fluid Flow*, 18: 530–537
- 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: 3223-3231
- Leu, J.S., Wu, Y.H., Jang, J.Y., (2004), Heat transfer and fluid flow analysis in plate-fin and tube heat exchangers with a pair of block shape vortex generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 4327–4338
- Liu, X., Yu, J., Yan, G., (2016), A numerical study on the air-side heat transfer of perforated finned-tube heat exchangers with large fin pitches, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 100, 199–207
- Lofti, B., Sunden, B., Wang, Q., (2016), An investigation of the thermo-hydraulic performance of the smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers utilizing new type vortex generators, *Applied Energy*, 162, 1282–1302

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Lozza, G., ve Merlo, U., (2001), An Experimental Investigation of Heat Transfer and Friction Losses of Interrupted and Wavy Fins for Fin-And-Tube Heat Exchangers”, International Journal of Refrigeration, 24: 409-416
- Miura, R. Y., Galeazzo, F. C. C., Tadini, C. C., Gut, J. A. W., (2008), The effect of flow arrangement on the pressure drop of plate heat exchangers, Chemical Engineering Science, 63, 5386-5393.
- Mon, M. S., Gross, U., (2004), Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer, 47, 1953–1964
- Munson B. R., Young D. F., Okiishi T. H., (2006), Fundamentals of Fluid Mechanics, 5th Edition, John Wiley & Sons Inc., U.S.A.
- Nakamura, D., (2006), Optimization of intercoolers and their effects on volumetric efficiency, MAE 221A – Convective Heat Transfer, 1-16
- Özülkü, H., (2002), Aşırı Doldurmalı Dizel Bir Motorda Ara Soğutmanın Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkisinin Deneysel Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi
- Pelletier, O., Stromer, F., Carlson, A., (2005), CFD Simulation of Heat Transfer in Compact Brazed Plate Heat Exchangers, ASHRAE Transactions. 111 (1), 846-854.
- Rich, D. G., (1973), The Effect of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multirow, Smooth Plate Fin Tube Heat Exchange, Ashrae Transactions, 79(2): 137-145
- Rich, D. G., (1975), The Effect of the Number Tube Rows on Heat Transfer Performance of Smooth Plate Fin Tube Heat Exchanger, Ashrae Transactions, 81(1):307-317 .
- Romero-Mendez, R., Sen, M., Yang, K.T., McClain, R., (2000), Effect of Fin Spacing on Convection in a Plate Fin and Tube Heat Exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer, 43: 39–51
- Shepherd, D. G., (1956), Performans of One Row Tube Coils With Thin Plate Fins Low Velocity Forced Convections, Heating Piping & Air Conditioning, 28:137-144
- Syed, K. S., Tupholme, G. E., Wood, A. S., Heggs, P. J., (1997), Laminer Forced Convection on the Shell-Side of a Finned Double-Pipe Heat Exchanger, 94 International Symposium on Advances in Computational Heat Transfer, Çeşme, Turkey, 26- 30 Mayıs, 659-665.
- Şahin, H. M., Dal, A. R., ve Baysal, E., (2007), 3-D Numerical Study on the Correlation Between Variable Inclined Fin Angles and Thermal Behavior in Plate Fin-Tube, Applied Thermal Engineering, 27: 1806-1816

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Şen, Y.(2009), Traktör Motorunda Turboşarj ve Ara Soğutma Uygulamasının Teorik Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

T.C.D.D., (1974), SEMT Pielstick Diesel Engines Handbook PA4 185 Type, Chantiers de l'Atlantique Engines Department, France.

Tao, W. Q., Qu, Z. G., He, Y. L., (2005), Experimental and 3d Numerical Study of Air Side Heat Transfer and Pressure Drop of Slotted Fin Surface, Proceeding of Fifth 95 International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers, Science, Engineering and Technology, Fairfax, VA, USA, September, 15.

Tsai, Y. C., Liu, F. B., Shen, P. T., (2009), Investigations of the pressure drop and flow distribution in a chevron-type plate heat exchanger, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 36(6), 574-578.

Valencia, A., (1999), Heat Transfer Enhancement of Heat Transfer Due to Self-Sustained Oscillating Transverse Vortices in Cannel With Periodically Mounted Rectangular Bars, International Journal Heat and Mass Transfer, 42: 2053- 2062.

Versteeg, H.K. and Malalasekera, W.,(2007), An introduction to computational fluid Dynamics, England.

Wang, C. C., Webb, R. L., Chi, K. Y., (2000), Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchangers, Experimental Thermal and Fluid Science, 21, 218-226.

Wang, Q., Chen, Q., Chen, G., ve Zeng, M., (2009), Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52(5), 1214-1222.

Watson, N., and Janota, M.S., (1982), Turbocharging The Internal Combustion Engines, Wiley-interscience Publications, John Wiley, New York.

Webb, R.L., (1994) Principles of Enhanced Heat Transfer, Wiley, New York.

EKLER

EK 1

Atmosferik Basıncıta Havanın Fiziksel Özellikleri

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg.°C)	$\mu \cdot 10^5$ (Pa.s)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	k (W/m.°C)	$\alpha \cdot 10^4$ (m ² /s)	Pr
100	3.6010	1.0266	0.6924	1.923	0.009246	0.02501	0.770
150	2.3675	1.0099	1.0283	4.343	0.013735	0.05745	0.753
200	1.7684	1.0061	1.3289	7.490	0.01809	0.10165	0.739
250	1.4128	1.0053	1.488	9.49	0.02227	0.13161	0.722
300	1.1774	1.0057	1.983	15.68	0.02624	0.22160	0.708
350	0.9980	1.0090	2.075	20.76	0.03003	0.2983	0.697
400	0.8826	1.0140	2.286	25.90	0.03365	0.3760	0.689
450	0.7833	1.0207	2.484	28.86	0.03707	0.4222	0.683
500	0.7048	1.0295	2.671	37.90	0.04038	0.5564	0.680
550	0.6423	1.0392	2.848	44.34	0.04360	0.6532	0.680
600	0.5879	1.0551	3.018	51.34	0.04659	0.7512	0.680
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.682
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.9672	0.684
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.686
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.689
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.692
900	0.3925	1.1212	3.899	99.3	0.06279	1.4271	0.696
950	0.3716	1.1321	4.023	108.2	0.06525	1.5510	0.699
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.8	0.06752	1.6779	0.702
1100	0.3204	1.160	4.44	138.6	0.0732	1.969	0.704
1200	0.2947	1.179	4.69	159.1	0.0782	2.251	0.707
1300	0.2707	1.197	4.93	182.1	0.0837	2.583	0.705
1400	0.2515	1.214	5.17	205.5	0.0891	2.920	0.705
1500	0.2355	1.230	5.40	229.1	0.0946	3.262	0.705
1600	0.2211	1.248	5.63	254.5	0.100	3.609	0.705
1700	0.2082	1.267	5.85	280.5	0.105	3.977	0.705
1800	0.1970	1.287	6.07	308.1	0.111	4.379	0.704
1900	0.1858	1.309	6.29	338.5	0.117	4.811	0.704
2000	0.1762	1.338	6.50	369.0	0.124	5.260	0.702
2100	0.1682	1.372	6.72	399.6	0.131	5.715	0.700
2200	0.1602	1.419	6.93	432.6	0.139	6.120	0.707
2300	0.1538	1.482	7.14	464.0	0.149	6.540	0.710
2400	0.1458	1.574	7.35	504.0	0.161	7.020	0.718
2500	0.1394	1.688	7.57	543.5	0.175	7.441	0.730

Not: μ , k , c_p ve Pr basınçla-fazla değişmediğinden, basınçın oldukça geniş bir aralığında bu değerler sabit varsayılabilir.

EK 2

Suyun Fiziksel Özellikleri

Sıcaklık T (K)	Basınç p (bar)	Özgül hacim (m^3/kg)		Gizli ısı r (kJ/kg)	Özgül ısı (kJ/kg.°C)		Viskozite (Pa.s)		Isı iletim katsayısı (W/m.°C)		Prandtl sayısı		Yüzeysel gerilimi $\sigma_{suy} \cdot 10^3$ (N/m)	Genleşme Katsayısı $\beta_{suy} \cdot 10^6$ (K ⁻¹)
		$v' \cdot 10^3$	v''		$c_{p, suv}$	$c_{p, buhar}$	$\mu_{suy} \cdot 10^6$	$\mu_{buhar} \cdot 10^6$	$k_{suy} \cdot 10^3$	$k_{buhar} \cdot 10^3$	Pr_{suy}	Pr_{buhar}		
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2	

EK 3

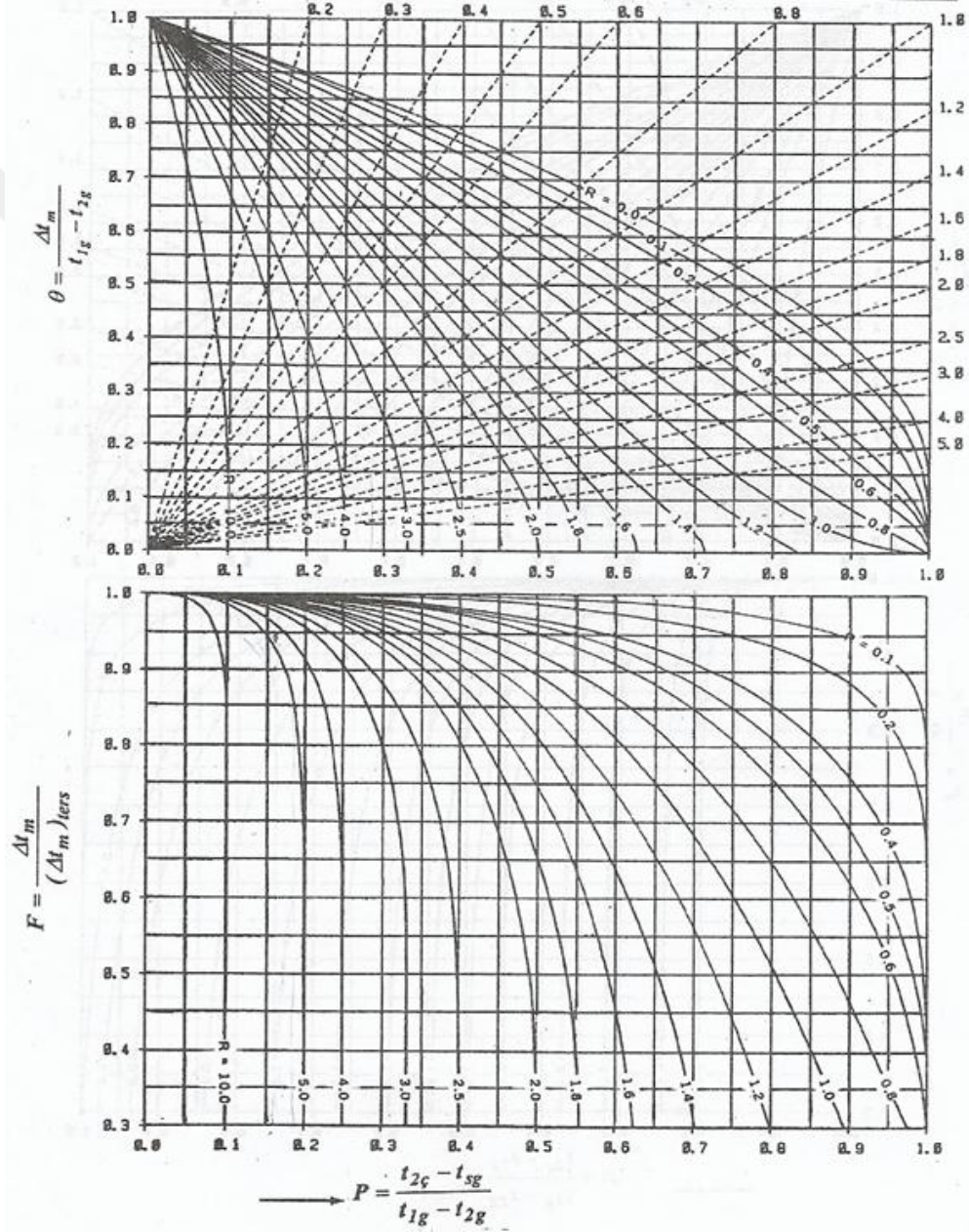
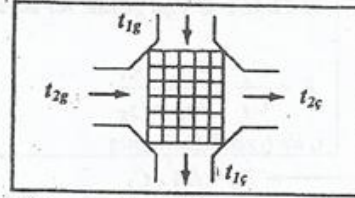
Çeşitli Isı Değiştiricilerde Sıcaklık Düzeltme Çarpanı

1) Çapraz akım, iki akışkan da karışmıyor

$$R = \frac{C_2}{C_1} = \frac{t_{1g} - t_{1ç}}{t_{2ç} - t_{2g}}$$

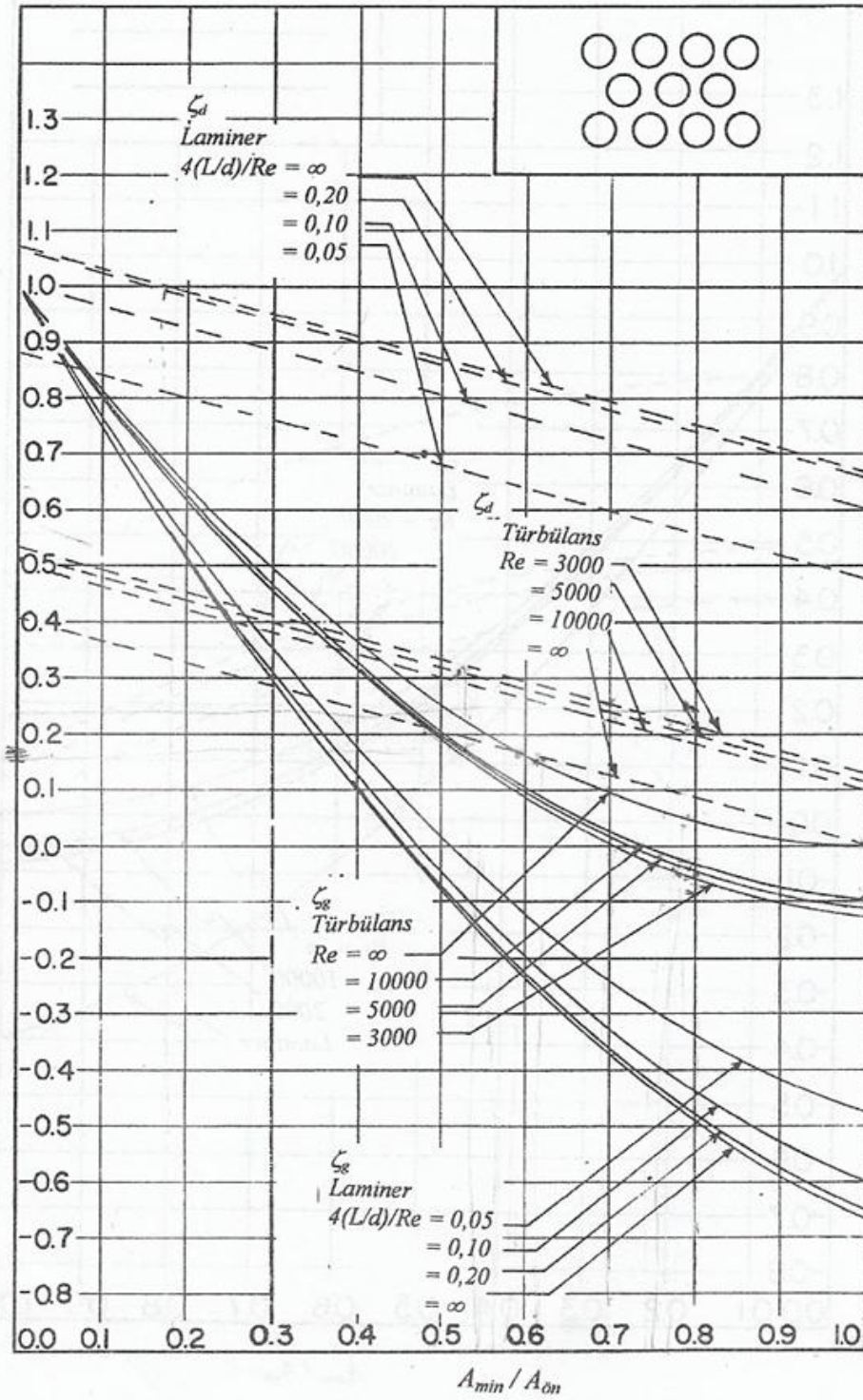
 t_1 ile t_2 yerdeğiştirilebilir

$$N_2 = KA / C_2$$

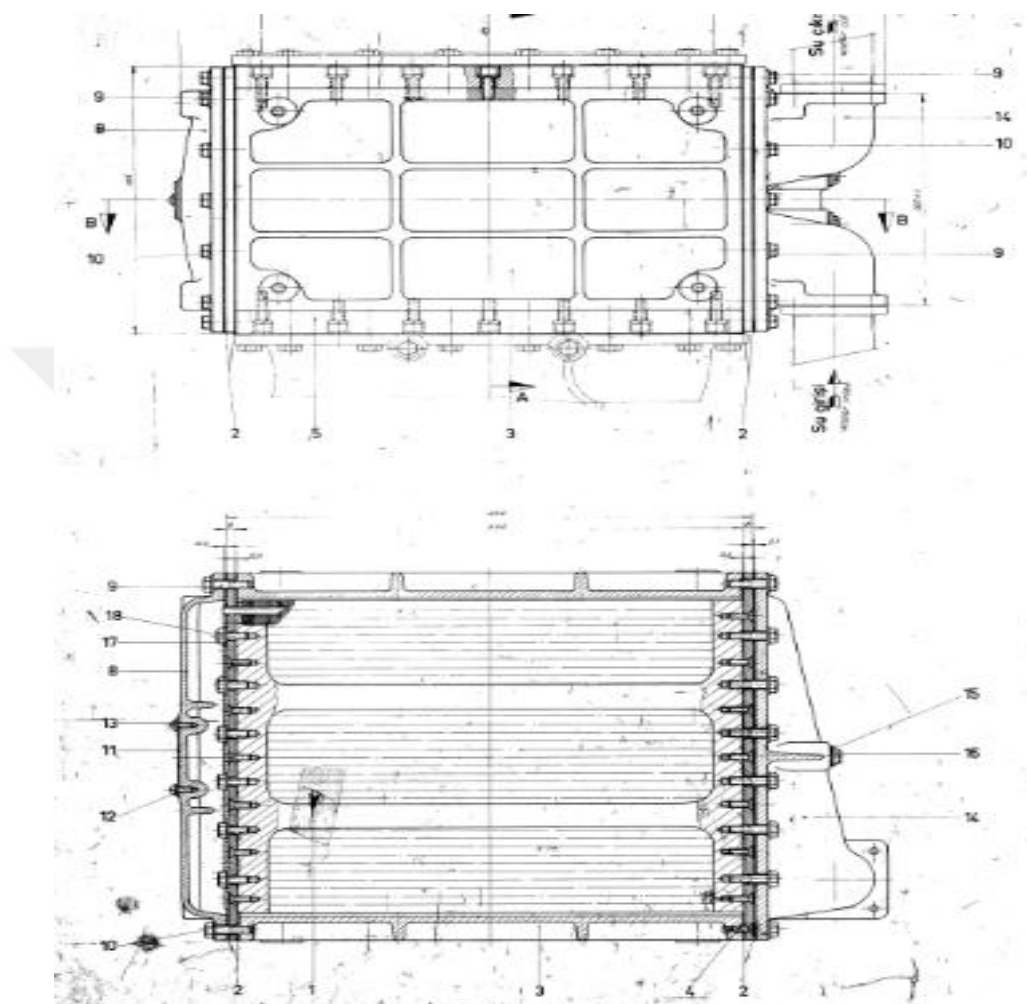


EK 4

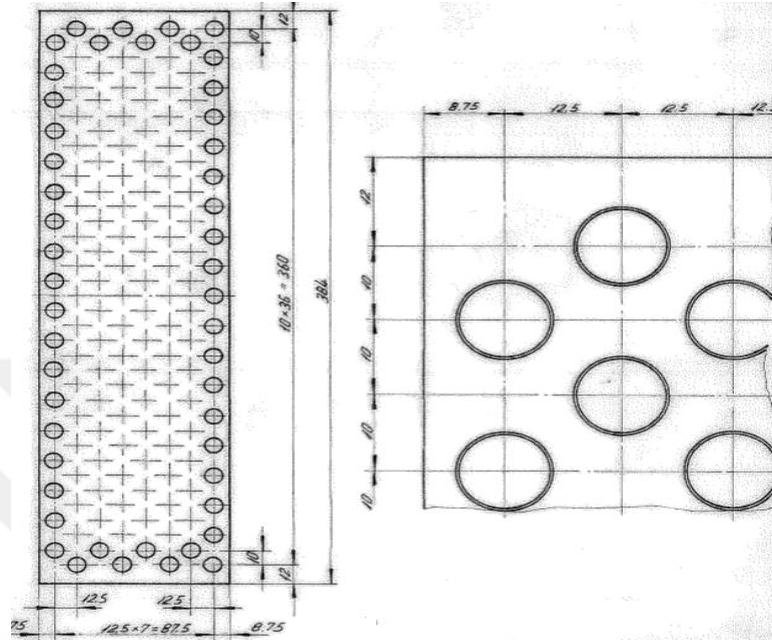
boru demetine giriş ve çıkış basınç kayıpları



EK 5



EK 5(devam)



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİ

Doğum: Eskişehir

Medeni Durum : Evli

EĞİTİM

- 2009 -2011 Yüksek Lisans ; Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim Dalı -Kütahya
- 1996-2001 Lisans; Dumlupınar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine
Mühendisliği Bölümü -Kütahya

İŞ DENEYİMİ

- 2015-devam TÜLOMSAŞ Makine Mühendisi
- 2014-2015 Bartın Üniversitesi Yapı İşleri Teknik Dairesi Başkanlığı-Makine Mühendisi
- 2010- 2014 Bartın Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü -Uzman
- 2002-2009 Kütahya Porselen San. AŞ.Seramik Fabrikaları; Makine Mühendisi