



T.C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ARA SOĞUTUCU AMAÇLI KULLANILAN ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN KARAKTERİSTİKLERİNİN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Eyüb CANLI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

ARALIK-2011
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ARA SOĞUTUCU AMAÇLI KULLANILAN ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN KARAKTERİSTİKLERİNİN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Eyüb CANLI

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Selçuk DARICI

2011, 146 Sayfa

Jüri
Yrd. Doç. Dr. Selçuk DARICI
Prof. Dr. Saim KOÇAK
Yrd. Doç. Dr. Kemal BİLEN

İçten yanmalı motorlarda hızla yaygınlaşmakta olan aşırı doldurma sistemlerinin büyük çoğunluğunda ara soğutucu olarak adlandırılan ısı değiştiriciler kullanılmaktadır. Bir aşırı doldurma sisteminde en uygun ara soğutucunun seçilmesi veya tasarlanması, ara soğutucuların çalışma şartlarında ısıl ve hidrolik performansının tespit edilmesine bağlıdır.

Bu tez çalışması kapsamında, ara soğutucu olarak kullanılan ısı değiştiricilerin ısıl ve hidrolik performanslarının test edilmesi için bir deney düzeneği tasarlanmış ve imal edilmiştir. Pratikte yaygın olarak kullanılan, çok yakın kompaktlık oranı ve boyutlara sahip, üç farklı tipte kanatçıklı ara soğutucu deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel ölçümler sonucunda ara soğutuculara ait etkenlik, ısı transferi, basınç düşüşü gibi performans göstergeleri hesaplanmıştır. Ayrıca ara soğutuculara ait toplam ısı transferi katsayısı, transfer birimi sayısı, ısı taşınım katsayısı, Nusselt sayısı ve Colburn faktörü gibi ısı transferi büyüklükleri hesaplanmıştır. Bu süreçte etkenlik-transfer birimi yönteminden faydalanılmıştır. Elde edilen sonuçlar literatürden seçilen, çalışma aralığına uygun bazı ampirik bağıntıların sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Deneysel olarak incelenen ara soğutucular 651-673 kompaktlık oranına sahiptir. Kapasite oranının 0.03 ile 0.16 arasında değiştiği deneylerde en iyi ısıl ve hidrolik performansı panjur kanatlı plakalı ara soğutucu göstermiştir. Deneylerin yapıldığı aralıkta panjur kanatlı plakalı ara soğutucu ile diğer ara soğutucuların soğutma kapasiteleri arasında yaklaşık %30 fark bulunmaktadır. Ara soğutucuların etkenlik değerleri %60 ile %98 arasında bulunmuştur. Üç ara soğutucu için dolgu havasında ölçülen basınç düşüşü %5-9 arasında değişmektedir. Basınç düşüşünden kaynaklanan ek pompalama gücünün soğutma kapasitesine oranı hesaplandığında %10-19 ile en az değeri panjur kanatlı plakalı ara soğutucu sağlamıştır. Akışkanlar arasında sıcaklık farkının arttığı ve kapasite oranının azaldığı durum için yassı borulu kanatlı ara soğutucu ile panjur kanatlı plakalı ara soğutucu arasındaki performans farkı azalmaktadır. Ara soğutucuların soğutma kapasitesinde, literatürden seçilen ampirik ifadelerin sonuçları ile deneysel ölçüm sonuçları arasında %0.3 ile %19 arasında değişen oranlarda farklılıklar bulunmaktadır. En uzak sonucu %19 değeriyle dairesel borulu kanatlı ara soğutucu verirken en yakın sonucu %0.3 ile panjur kanatlı plakalı ara soğutucu vermiştir. Ara soğutucuların ekserji verimleri %15 ile %40 arasında değişmektedir. Soğutma kapasitelerine çok az miktarda etki eden soğutma havası hızının azaltılmasıyla, üretilen tersinmezliklerde %30 ile %54 arasında azalma elde edilebileceği bulunmuştur. Deneysel sonuçlarda kütlesel debi için ±%0.4, ısı transferi için ±%4 ve etkenlik değeri için ±%4 belirsizlik bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Ara soğutucu, basınç düşüşü, etkenlik, etkenlik transfer birimi yöntemi, ısı transferi, kompakt ısı değiştirici

ABSTRACT

MS THESIS

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT EXCHANGER CHARACTERISTICS USED FOR INTERCOOLER PURPOSES

Eyüb CANLI

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF SELÇUK UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN MECHANICAL ENGINEERING

Advisor: Assist. Prof. Dr. Selçuk DARICI

2011, 146 Pages

Jury
Assist. Prof. Dr. Selçuk DARICI
Prof. Dr. Saim KOÇAK
Assist. Prof. Dr. Kemal BİLEN

Heat exchangers named intercoolers are used in a huge part of supercharging systems which are rapidly become widespread in internal combustion engines. Selecting or designing of the most suitable intercooler for a supercharging system depends on determination of thermal and hydraulic performance of intercoolers at their operational conditions.

An experimental test setup was designed and constructed for testing thermal and hydraulic performances of heat exchangers used for intercooling purposes in the scope of this dissertation work. Three different types of practically used finned intercoolers having very similar compactness and sizes were experimentally analyzed. Performance indicators such as effectiveness, heat transfer and pressure drop were calculated by means of experimental results. Also heat transfer indicators such as overall heat transfer coefficient, number of transfer units, heat convection coefficient, Nusselt number and Colburn factor of intercoolers were calculated. During this process, effectiveness-number of transfer unit method was used. The obtained data and results were compared with results of empirical equations available in the literature and with respect to operation range of the intercoolers.

Compactness values of experimentally investigated intercoolers were in range of 651-673. The best thermal and hydraulic performance was obtained by louvered fin plate intercooler at the experiments in which capacity rate was changing between 0.03 and 0.16. It was found that there are 30% difference between cooling capacities of the louvered fin plate intercooler and other intercoolers. Effectiveness values of the intercoolers were found to be between 60-98%. Measured pressure drops in charge air line were changing between 5-9% for three intercoolers. When ratio of additional pumping power arising from the pressure drop to cooling capacity was calculated, the louvered fin plate intercooler provided the least value with 10-19%. For the situation that temperature difference between fluids was increased and capacity rate was decreased, performance difference between the louvered fin plate intercooler and finned flat tube intercooler was decreased. There were differences changing 0.3 to 19% between results of empirical equations selected from literature and experimental results for cooling capacity of the intercoolers. The closest result was provided by the louvered fin plate intercooler while the distant result was provided by finned circular tube intercooler. Exergy efficiency of the intercoolers was changing between 15 to 40%. It was found that by decreasing mass flow rate of cooling air, 30 to 54% decrease can be achieved in irreversibility generation although the cooling capacity varied very little. Uncertainties at experimental measurements were found as ±0.4% for mass flow rate, ±4% for heat transfer and ±4% for the effectiveness.

Keywords: Intercooler, pressure drop, effectiveness, effectiveness number of transfer units method, heat transfer, compact heat exchanger

ÖNSÖZ

Üniversitelerin öğretim görevlerinin yanında son yıllarda sanayiye yaptığı ve yapabileceği katkılar ön plana çıkarılmaktadır. Günümüzde yaşanan büyük endüstriyel ve ekonomik gelişmelerin temelinde üniversiteler, araştırma projeleri, üniversite sanayi iş birlikleri önemli katkılar sağlamaktadır. Ülkemizde konunun önemi son yıllarda daha iyi anlaşılmıştır. Artık her yıl tamamlanmakta olan çok sayıda yüksek öğrenim tez çalışmalarının ülkemiz sanayisine doğrudan bir katkısının olması beklenmektedir.

Bu tez çalışması, yerel bir sanayi kuruluşunun karşılaştığı pratik bir sorun ile fikren ortaya çıkmış ve geliştirilmiştir. Çalışmada ara soğutucu olarak kullanılan ısı değiştirici yapılarının ısıl ve hidrolik davranışları deneysel ve teorik olarak incelenmiş ve pratiğe dönük analizler yapılmıştır. Çalışma boyunca Selçuk Üniversitesi'nin, devletimizin ve firmanın kaynakları kullanılmıştır. Kurulan deney düzeneği ile gelecekte hem bilimsel nitelikli hem de doğrudan endüstride kullanılabilecek birçok çalışma yapılabilecektir.

Yapılan çalışmaya dâhil olma fırsatı veren, değerli önerilerinden çok faydalandığım ve yardımlarını aldığım danışmanlarım Yrd. Doç. Dr. Selçuk DARICI'ya ve Doç. Dr. Muammer ÖZGÖREN'e teşekkürü bir borç bilirim. Bu çalışmanın planlanması sırasında yüksek lisans tez çalışmasından faydalandığım, çalışmanın değerlendirme sürecinde değerli görüşlerini bizimle paylaşan Yrd. Doç. Dr. Kemal BİLEN'e ve yine çalışmanın değerlendirilmesine kıymetli öneri ve eleştirileriyle katkıda bulunan Prof. Dr. Saim KOÇAK'a teşekkürlerimi sunarım. Yine bu çalışmanın deneysel süreci boyunca yardımlarını esirgemeyen Nur Toprak Ltd. Şti. çalışanlarına ve deneysel süreçte çok emeği geçen İsmail ATEŞ'e, Yusuf KARAKUŞ'a ve Mustafa KARAKUŞ'a, çalışmam boyunca anlayışlı davranarak bana kolaylık sağlayan S.Ü. Makine Eğitimi Bölümü ve çalışanlarına, Arş. Gör. Hüseyin KÖSE'ye, Arş. Gör. Özgür SOLMAZ'a, Arş. Gör. Soner ŞEN'e ve Öğr. Gör. Dr. Şerafettin EKİNCİ'ye teşekkür ederim. Deneysel ve teorik süreçte sürekli yanımda olan ve benimle beraber çalışan meslektaşım, dostum Arş. Gör. Sercan DOĞAN bu süreçte büyük özveri göstermiştir. Çalıştığım süreç boyunca ailemin, babam Burhan CANLI'nın ve eşim Özge CANLI'nın desteği hiç eksik olmamıştır. Onlara şükranlarımı sunuyorum.

Selçuk Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü'nün 10101045 nolu projesi, TÜBİTAK'ın "Yağ Soğutucu Birimi Tasarımı ve Geliştirilmesi" başlıklı ve 7100227 numaralı TUBİTAK-TEYDEB projesi ve Nur Toprak Ltd. Şti.nin finansal destekleri ile tamamlanan bu tez çalışmasının çıktıları ve teorik sonuçlarının gelecekte ülkemize faydalı olmasını temenni ederim.

Eyüb CANLI
KONYA-2011

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**

ABSTRACT ..... **v**

ÖNSÖZ ..... **vi**

İÇİNDEKİLER ..... **vii**

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... **ix**

1. GİRİŞ **1**

1.1. Aşırı Doldurma Sistemleri 4
1.2. Ara Soğutma Düzenekleri 10
1.3. Isı Değiştiricileri 17
1.3.1. Çalışma prensiplerine göre ısı değiştiricileri 17
1.3.2. Konstrüksiyonlarına göre ısı değiştiricileri 18
1.3.3. Akış şekillerine göre ısı değiştiricileri 18
1.3.4. Akışkanların cinsine göre ısı değiştiricileri 19

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **21**

2.1. Aşırı Doldurma Sistemleri ve Ara Soğutucular 21
2.2. Kompakt Isı Değiştiricilerde Isı Transferi ve Basınç Düşüşü 25

3. MATERYAL VE YÖNTEM **38**

3.1. Materyal 38
3.1.1. Ara soğutucular, akış hatları, ölçme ve kontrol sistemi 39
3.1.2. Deney düzeneği 55
3.2. Yöntem 58
3.2.1. Deneysel yöntem 58
3.2.2. Deneysel verilerin belirsizlik analizi 68
3.2.3. Ekserji analizi 73
3.2.4. Ampirik ifadelerin ε-NTU yönteminde kullanılması 78

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA **93**

4.1. Dairesel Borulu Kanatlı Ara Soğutucu 93
4.1.1. Isıl performans 93
4.1.2. Hidrolik performans 100
4.2. Panjurlu Kanatlı Plakalı Ara Soğutucu 102
4.2.1. Isıl performans 102
4.2.2. Hidrolik performans 108
4.3. Yassı Borulu Kanatlı Ara Soğutucu 110
4.3.1. Isıl performans 110
4.3.2. Hidrolik performans 116

4.4. Ara Soğutucuların Karşılaştırılması 118

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 123

5.1. Sonuçlar 123
5.2. Öneriler 125

KAYNAKLAR 127

ÖZGEÇMİŞ.....135

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A	: Alan (m^2)
λ	: Hava fazlalık katsayısı
b	: Isı değiştiricideki plakalar arası mesafe (m)
C	: Isıl kapasite (kW/K)
C_d	: Boşalma katsayısı
c	: Özgül ısı (kJ/kgK)
D_h	: Hidrolik çap (m)
Δ	: Fark, değişim
ε	: Isı değiştirici etkenliği
f	: Sürtünme faktörü
G	: Kütlesel akı (kg/m^2s)
H	: Yakıt alt ısıl değeri (J/kg)
h	: Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)
HY	: Hava yakıt oranı
j	: Colburn faktörü
Kc	: Daralma basınç kayıp katsayısı
Ke	: Genişleme basınç kayıp katsayısı
k	: Özgül ısılar oranı (izentropik üs)
k_f	: Kanatçık malzemesinin ısı iletim katsayısı (W/mK)
L	: Isı değiştiricinin uzunluğu (m)
L_f	: Kanatçık uzunluğu (m)
$\dot{m}$	: Kütlesel debi (kg/s)
m	: Kanatçık parametresi
n	: Motor devri (d/d)
μ	: Dinamik viskozite (kg/ms)
η	: Verim
P	: Basınç (Pa)
$\dot{Q}$	: Birim zamanda geçen ısı miktarı (W)
R	: Gaz sabiti
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
σ	: Kesit daralma oranı
T	: Sıcaklık (^oC-K)
t_f	: Kanatçık kalınlığı (m)
U	: Toplam ısı transfer katsayısı (W/m^2K)
υ	: Hız (m/s)
Y	: Sıkıştırılabilirlik katsayısı

Kısaltmalar

ε-NTU	: Etkenlik-transfer birimi (yöntemi)
ICE	: İçten yanmalı motor

NTU	: Transfer birimi sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
Pr	: Prandtl sayısı
Re	: Reynolds sayısı
St	: Stanton sayısı

Alt indisler

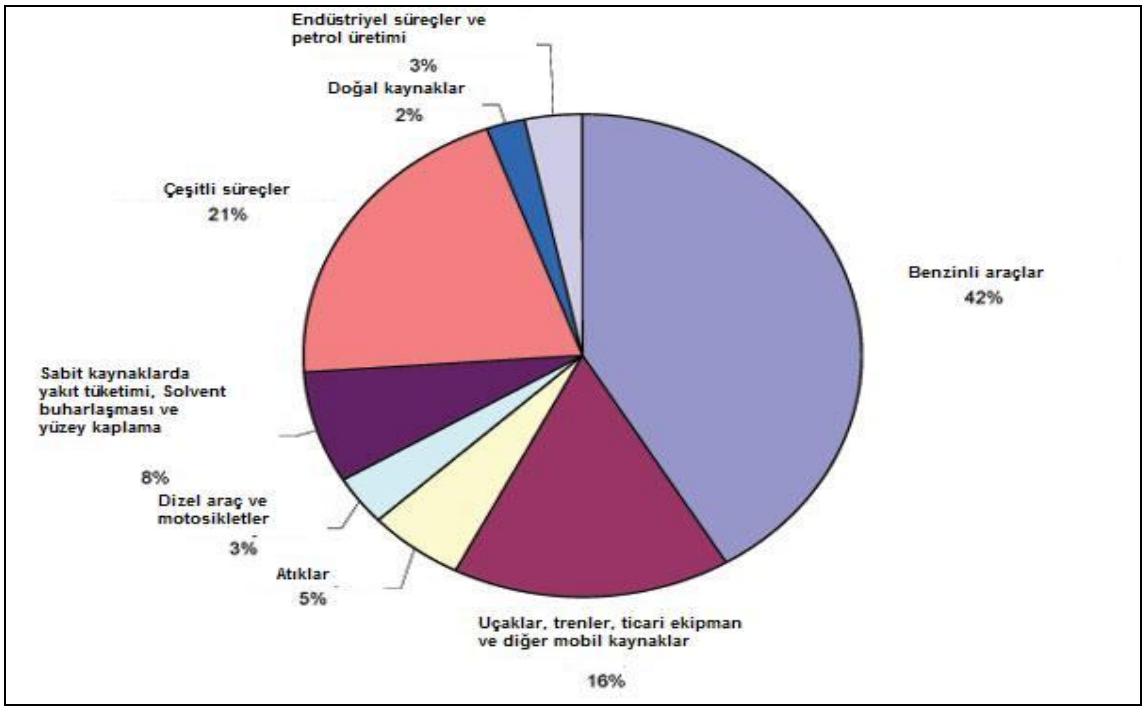
ad	: Adyabatik
c	: En dar kesit
ç	: Çıkan
D	: Dolgu havası
f	: Kanat
fr	: Kesit
g	: Giren
H	: Hava
M	: Motor
min	: Minimum
O	: Ortalama
o	: Toplam yüzey
p	: Sabit basınçta
r	: Oran
Top	: Toplam
Y	: Yakıt

1. GİRİŞ

Günümüzün en güncel ve popüler sorunlarını enerji ve ekonomi sorunları oluşturmaktadır. Bu iki sorun kendi arasında yüksek oranda ilişkiye sahiptir ve birbirini doğrudan etkilemektedir. Birçok küresel aksiyonun temelinde enerji ve ekonomi konuları yatmaktadır. Özellikle enerjinin fosil kaynaklardan elde edilmesi ve bu kaynakların kontrolü bugünkü küresel politikayı şekillendirmektedir. Ayrıca bilinen fosil yakıt rezervleri hızla tükenmektedir. Bu nedenlerden, ülkelerin enerji kullanımlarını en verimli düzeye getirmeleri bir zorunluluk halini almıştır.

Mevcut enerji kaynakları içerisinde en önemli yeri petrol ürünleri tutmaktadır. Petrol ürünlerinin bir kısmı üretimde ham madde olarak yer alsa da büyük bir kısmı yakıt olarak kullanılmaktadır. Petrol türevi yakıtlar akışkan özelliğe sahip olduğundan dolayı "akaryakıt" olarak isimlendirilmektedir. Küresel boyutta tüketilen akaryakıtların yaklaşık yarısı içten yanmalı motorlara sahip taşıtlar tarafından tüketilmektedir (Uzun, 1998). Dolayısıyla içten yanmalı motorların yakıt sarfiyatları ve enerji verimlilikleri hem enerji politikalarını hem de bireysel kullanımı yakından ilgilendirmektedir. Gelecekte içten yanmalı motorların yerini alternatif yakıtlar ve çevrimler ile çalışan araçların alması beklenmektedir. Fakat önümüzdeki 10 ile 30 yıl arasındaki yakın gelecekte geleneksel içten yanmalı motorlara sahip taşıtların yaygın biçimde kullanılmaya devam edeceği öngörülmektedir (Canlı ve ark., 2010).

İnsanlığı tehdit eden ve varlığını son yıllarda daha somut hissettiren bir diğer sorun ise çevre kirliliğidir. İçten yanmalı motorlara sahip taşıtların çevre kirliliğinde de önemli bir payı bulunmaktadır. Özellikle bu araçlardan atmosfere yaşama zararlı özelliği olan gazların salınması büyük bir sorun teşkil etmektedir. Karbon monoksit salınımlarının %70'i, azot oksitlerin %50'si ve uçucu organik bileşenlerin (hidrokarbonlar) %42'si içten yanmalı motorlara sahip taşıtlardan kaynaklanmaktadır. Yine içten yanmalı motorlardan salınan zararlı gazlarla ilgili ilk düzenlemeleri yapan merkezlerden Kaliforniya şehir merkezine ait rakamlar incelendiğinde, hava kirleticilerin %61'inin içten yanmalı motorlar tarafından salındığı anlaşılmaktadır (California Air Resource Board, 2010). Şekil 1.1.'de bu dağılım görülmektedir. Çizelge 1.1.'de ise ülkemizin egzoz salınımları ile ilgili düzenlemelerine uyum sürecinde olduğu Avrupa Birliği'nin egzoz salınımları ile ilgili takip ettiği süreci özetleyen göstergeler verilmiştir.



* Çeşitli süreçler artık yakıtların yanmasını, tarımsal süreçleri, inşaat, toz, yangınlar, çöp yangınları gibi süreçleri kapsamaktadır.

Şekil 1.1. Kaliforniya'daki hava kirleticilerin kaynakları – (California Air Resource Board - 2010)

Çizelge 1.1. Avrupa egzoz emisyon standartlarındaki değişim

Euro 1 ve Euro 6 emisyon standartlarının dizel ve benzinli yolcu araçları için karşılaştırması
Dizel yolcu araçları; • CO – Euro 6 = 0.5 g/km < Euro 1 = 3.16 g/km • HC+NOx – Euro 6 = 0.17 g/km < Euro 1 = 1.13 g/km • Partikül madde – Euro 6 = 0.005 g/km < Euro 1 = 0.18 g/km
Benzinli yolcu araçları; • CO – Euro 6 = 1 g/km < Euro 1 = 3.16 g/km • HC+NOx – Euro 6 = 0.16 g/km < Euro 1 = 1.13 g/km • Partikül madde – Euro 6 = 0.005 g/km

İçten yanmalı motorların enerji verimliliklerini ve egzoz salınımlarını iyileştirmek için çeşitli çözümler üzerinde çalışılmaktadır. Fakat üretilen çözümlerin sağladığı faydaların kabul görmesi için bazı koşulların sağlanması gerekmektedir. Bu koşullar genel olarak performans, konfor ve maliyet olarak özetlenebilir. İçten yanmalı motorların (ICE) enerji verimliliğini arttıran bir çözüm eğer uygun bir maliyete sahip değilse veya büyük performans kayıplarına yol açıyorsa kabul görmemektedir. Bu

nedenle önerilen çözümlerin bahsedilen üç koşulda en azından kabul edilebilir kayıplara neden olması veya bu üç koşulda da iyileştirmelere yol açması gerekmektedir.

Aşırı doldurma sistemleri içten yanmalı motorlarda enerji verimliliğini arttırması, egzoz salınımlarını iyileştirmesi ve bunların yanında ekonomik bir çözüm olması, konfor şartlarını bozmaması ve performansı iyileştirmesi bakımından ideal bir çözümdür. Her teknoloji gibi aşırı doldurma sistemleri de kullanım süreçleri içerisinde iyileştirilmektedir. Ara soğutucular aşırı doldurma sistemleri içerisinde sistem verimini ve aşırı doldurma sistemlerinin faydalarını arttıran önemli bileşenlerdir.

İçten yanmalı pistonlu motorlarda birim zamanda yapılan işi arttıran, özgül yakıt tüketimi ve egzoz salınım değerlerini düşüren aşırı doldurma uygulamaları, hem kullanıcı hem üretici hem de çevre şartları için önemli bir iyileştirmedir. Genel olarak aşırı doldurma işlemi, bir kompresör (sıkıştırıcı) ile içten yanmalı pistonlu motorların silindirlerine atmosfer basıncından daha yüksek basınçlarda ve dolayısı ile daha yüksek yoğunlukta hava doldurulması anlamına gelir. Bu sayede sabit hava yakıt oranında, silindir içine daha fazla hava alınır, hava yakıt oranı arttırılarak daha iyi yanma sağlanır ve atmosfer basıncına olan bağımlılık nispeten azaltılmış olur. Aşırı doldurma yapılarak daha küçük hacimlerle aynı güç değerleri elde edilebilir. Bu sayede motor ağırlığı azaltılmış olur. Mekanik kayıplar azalır ve daha yüksek motor devirlerine çıkılabilir. Bu iyileştirmeler ile genel motor veriminde artış ve özgül yakıt tüketiminde azalma elde edilmektedir. Yanma kalitesinin artması egzoz salınımlarını da olumlu etkiler. Özellikle Hidrokarbon (HC) salınımları büyük ölçüde önlenir (Alan 2006, Arslan 2006). Aşırı doldurmanın egzoz salınım değerleri açısından en büyük dezavantajı ise, yüksek sıcaklıktaki egzoz gazlarında oluşan azot oksit miktarını (NOx) arttırmasıdır. Bu sorunu önlemek için daha fakir karışımların kullanılması ya da homojen karışımların sıkıştırılarak alevsiz yakılması gibi çözümler üzerinde halen çalışılmaktadır. Aynı zamanda üç yollu katalizörlerle egzoz salınımları içerisindeki azot oksitler azaltılmaktadır (Andersson 2005).

İş makinelerinde, yüksek hız istenen uygulamalarda ve coğrafi yüksekliklerin fazla olduğu bölgelerdeki düşük hava yoğunluklarında genellikle aşırı doldurma kullanılır (Darıcı ve ark., 2010).

Aşırı doldurma sistemleri tahrik edildikleri kaynaklara ve çalışma şekillerine göre sınıflara ayrılırlar. Farklı sistemlerin ihtiyaçlarına göre bu sınıflandırma dikkate alınarak aşırı doldurma sistemleri arasında tercih yapılmaktadır. Yine farklı sınıflara sahip aşırı doldurma sistemlerinin birbirlerine göre fayda ve zararları mevcuttur.

Bilimsel ve endüstriyel çalışmalar, aşırı doldurma sistemlerinin eksik kalan yönleri için çözüm üretmeye odaklanmıştır. Bütün aşırı doldurma sistemleri için ortak bir çözüm de ara soğutma sistemleridir.

Aşırı doldurma sistemlerinde sıkıştırılan havanın sıcaklığı artar ve yoğunluğu azalır. Motor silindirleri sabit hacme sahip olduğu için silindirlere dolan hava miktarı ve motorun performansı azalır. Normal şartlarda atmosfer basıncındaki havanın sıcaklığı, aşırı doldurma sistemlerinde sıkıştırılan havanın sıcaklığından düşüktür. İçten yanmalı motorlara sahip araçların atmosfer havası içinde hareket ettiği düşünülürse, atmosfer havasının aşırı doldurma sistemleri için doğal bir soğutucu akışkan olduğu anlaşılmaktadır. Aşırı doldurma sistemlerinde kompresör ile motor arasına yerleştirilen ısı değiştiricilerde atmosfer havası soğutucu akışkan olarak, sıkıştırılan hava ise soğutulacak akışkan olarak kullanılmaktadır. Bu ısı değiştiricilere "Ara Soğutucu" ismi verilmektedir.

Aşırı doldurma sistemleri ve ara soğutucular kendi alt başlıklarında tanıtılmıştır.

1.1. Aşırı Doldurma Sistemleri

Aşırı doldurma sistemleri en temel hali ile harici bir kaynak kullanılarak motor silindirlerine dolan hava dolgusunun basıncının atmosfer basıncından daha büyük değerlere yükseltildiği sistemlerdir. Motor silindirleri sabit bir hacme sahip oldukları için, dolgu basıncı arttıkça dolgu kütlesi de artmaktadır. Dolgu kütlesinin artması ile silindire dolan havanın içindeki oksijen miktarı da artacaktır. Bir yakıtın tam olarak yanması için yeterli miktarda oksijenin silindir içerisinde bulunması gerekmektedir. Dolayısı ile aşırı doldurma uygulaması ile belirli bir silindir hacmi için yakıt miktarı arttırılabilir. Ayrıca belirli bir yakıt miktarı için oksijen artışı, yanma kalitesini arttırmaktadır.

Aşırı doldurma sistemlerinin sağladığı bazı faydalar şu şekilde sıralanabilir: Belirli bir motor hacmi için motordan elde edilen güç arttırılabilir. Belirli bir güç değeri için motor daha küçük hacimlerde imal edilebilir. Coğrafi yükseklik arttıkça azalan hava yoğunluğunun ortaya çıkardığı zararlar engellenebilir. Bu faydaların aynı zamanda yan faydaları mevcuttur. Daha küçük hacimlerde imal edilen motorların ağırlıkları azaldığı ve düşen motor boyutlarından dolayı mekanik kayıplar azalacağı için özgül

yakıt sarfiyatları da azalır. Hava fazlalık katsayısı güç düşümüne neden olmadan arttırılabilir. Böylece yanma kalitesi artar ve egzoz salınımlarına ait oranlar iyileştirilir.

Bir ICE'den elde edilen güç şu şekilde ifade edilebilir;

$$W_M = \dot{Q}_g \, \eta_{Top.} \tag{1.1}$$

Burada W_M motor gücünü, Q_g birim zamanda motora giren enerjiyi, $\eta_{Top.}$ ise toplam motor verimini göstermektedir. Birim zamanda motora giren enerji, kullanılan yakıtın kütlesel debisi ($\dot{m}_Y$) ve yakıtın alt ısıl değeri (H_Y) ile hesaplanmaktadır;

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_Y \, H_Y \tag{1.2}$$

(1.2) ifadesinden de anlaşılacağı üzere motora birim zamanda giren enerji yakıt türü değiştirilerek veya yakıt miktarı arttırılarak arttırılabilir. Fakat birden fazla yakıt çeşidi ile çalışan çok az sayıda motor bulunmaktadır ve ICE'nin çok büyük bir kısmı sadece tek bir yakıt ile çalışacak şekilde tasarlanmıştır. Bu durumda motor gücünü arttırmak için yakıt miktarının arttırılması gerekir. Yakıtın tam olarak yakılması için gerekli olan minimum oksijenin sağlanması durumunda oluşan yanmaya stokiyometrik yanma denmektedir. Hava miktarının, yaktığı yakıt miktarına oranı "Hava-Yakıt" oranı olarak bilinmektedir. Stokiyometrik yanmanın gerçekleştiği hava yakıt oranı tamamen yakıtın kimyasal bileşimine bağlıdır ve (1.3) numaralı kimyasal eşitlik ile bulunur.

$$_p(H_mC_n) +_v (3.76N_2 + O_2) \rightarrow_x (H_2O) +_y (CO_2) +_z (N_2) \tag{1.3}$$

Uygulamada içten yanmalı motorlarda (ICE) stokiyometrik yanma görülmez. Pratikte stokiyometrik orandan daha fazla ya da daha az hava yanma odasına gönderilir. Yanma odasına gönderilen dolgu havasının stokiyometrik hava yakıt oranınından ne kadar farklı olduğunu gösteren katsayıya "hava fazlalık katsayısı" adı verilir ve λ ile gösterilir. Dolayısı ile bir ICE de bir çevrimde içeri alınabilecek en fazla yakıt miktarı (1.4) de ifade edilmiştir.

$$\dot{m}_Y = \left(\dot{m}_H \Big/ HY \times \lambda \right) \tag{1.4}$$

Burada HY hava yakıt oranını, $\dot{m}_H$ ise yanma odasına birim zamanda giren hava kütlesini göstermektedir. (1.4) eşitliğinde tam yanma için değiştirilebilecek değerin hava debisi olduğu anlaşılmaktadır.

$$\dot{m}_H = \frac{V_M n_M \rho_H}{120000} \tag{1.5}$$

Yukarıdaki eşitlikte V_M motor hacmini (lt), n_M motor devrini (dev/dak) ve ρ_H havanın yoğunluğunu (kg/m^3) göstermektedir. Bu eşitlik ile birim zamanda yanma odasına alınan havan miktarı (kg/s) bulunmaktadır.

(1.2) – (1.5) arasındaki eşitlikler kullanılarak (1.1) tekrar yazılırsa;

$$W_M = \left(\left(\frac{V_M n_M \rho_H}{120000} \right) \Big/ HY\lambda \right) H_Y \eta_{Top.} \tag{1.6}$$

(1.6) eşitliği incelendiğinde motor gücünün her motor devrinde etkin biçimde arttırılması için hava yoğunluğunun arttırılması gerekmektedir. Havanın yoğunluğu ideal gaz hal denkleminden hesaplanır.

$$\rho_H = \frac{P_H}{T_H R_H} \tag{1.7}$$

İdeal gaz denklemine göre, havanın yoğunluğunun arttırılması için sıcaklığı düşürülmeli ya da basıncı arttırılmalıdır. Atmosfere açık alanlarda çalışan ve özellikle taşıtlarda kullanılan ICE için dolgu havasının atmosfer havasının sıcaklığı altına düşürülmesi uygulanabilir bir çözüm değildir. Dolayısıyla havanın yoğunluğunun arttırılması, basıncının arttırılmasına bağlıdır. Aşırı doldurma sistemleri bir kompresör yardımıyla dolgu havasının basıncını arttırarak motor gücünün arttırılabilmesine imkân vermektedir.

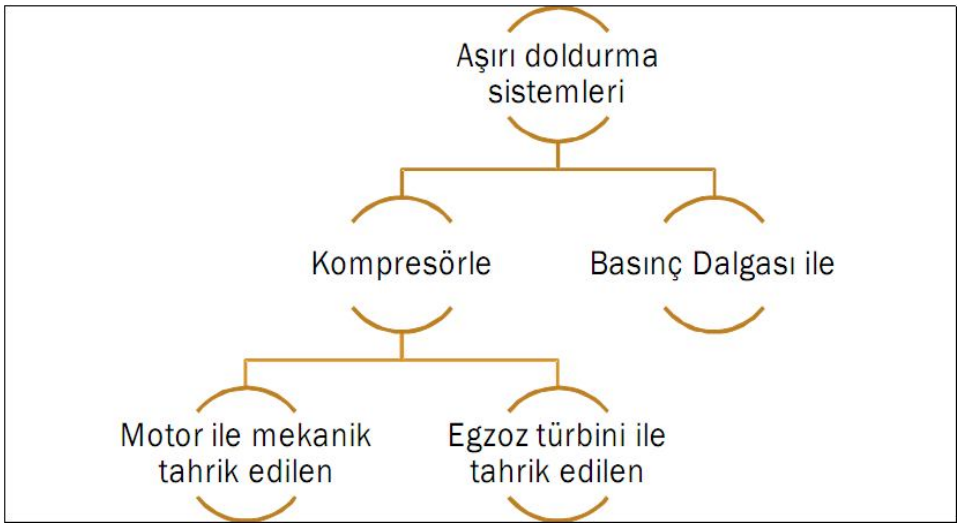
Farklı ICE'ler için farklı aşırı doldurma stratejileri benimsenebilir. Bu tercih çalışma şartlarına, uygulamanın şekline ve araştırma geliştirme çalışmalarının sonuçlarına göre yapılmaktadır. Göz önüne alınması gereken diğer bir husus ise aşırı doldurma sistemlerinin özellikleridir. Çalışmanın devamında aşırı doldurma sistemleri özelliklerine göre sınıflandırılmış, fayda ve zararlarından bahsedilmiştir.

Aşırı doldurma sistemleri çalışma prensiplerine göre ikiye ayrılabilir (Şekil 1.2.);

1. Basınç dalgası ile aşırı doldurma
2. Kompresör ile aşırı doldurma
   a. Mekanik tahrikli kompresör ile aşırı doldurma
   b. Egzoz gazları enerjisi kullanılarak tahrik edilen kompresör ile aşırı doldurma

Aşırı doldurma sistemlerinde kullanılan kompresörler aşağıdaki gibi sıralanabilir;

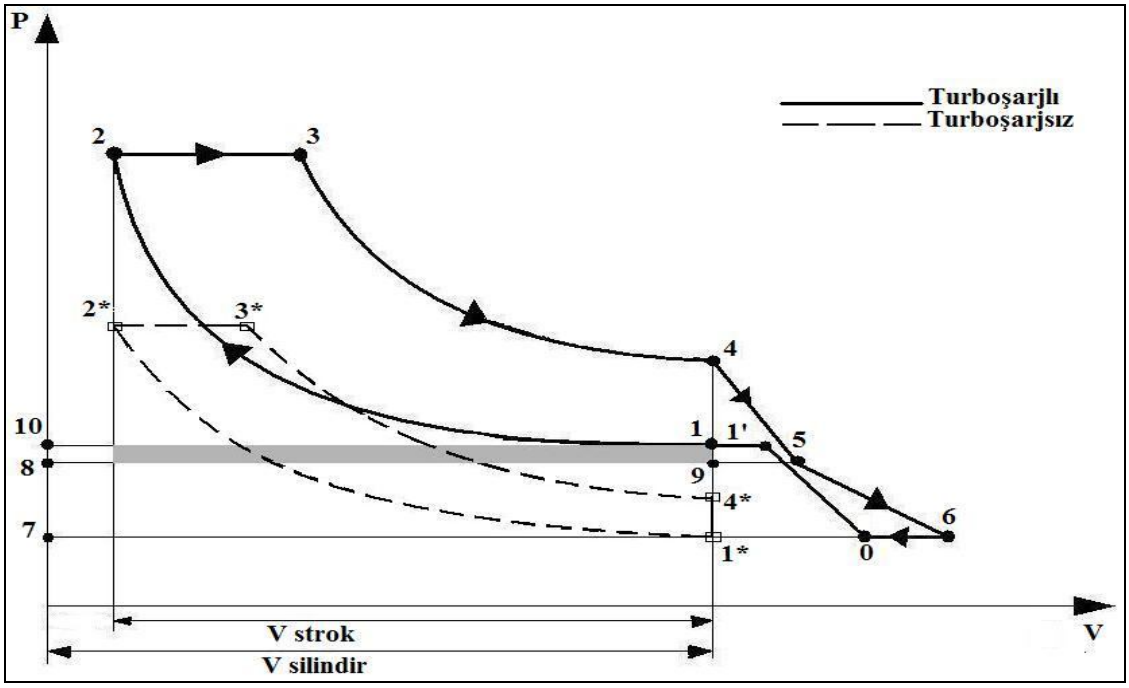
- Pozitif yer değiştirmeli kompresörler:
  - Roots tipi
  - Döner paletli
  - Pistonlu
  - Vida tipi
  - Spiral tip
  - Wankel tipi
  - Pierburg tipi
- Santrifüj (merkezkaç) kompresörler:
  - Radyal merkezkaç kompresör
  - Eksenel merkezkaç kompresör



Şekil 1.2. Aşırı doldurma sistemlerinin sınıflandırılması (Canlı, 2010)

Son olarak aşırı doldurma sistemlerinin büyük bölümünde bulunan ara soğutma elemanlarından bahsetmek doğru olacaktır. Turboşarj sistemlerinde kompresör çıkışında basıncı arttırılmış havanın sıcaklığı artış gösterir. Özellikle gerçek sistemlerde sürtünme gibi tersinmezliklerden dolayı bu artış daha fazla olacaktır. Sıcaklığı artan havanın yoğunluğu düştüğü için dolgu miktarı azalır. Bu nedenle bir ısı değiştirici yardımıyla atmosfer havası kullanılarak dolgu havasının sıcaklığını düşürmek uygun bir çözümdür.

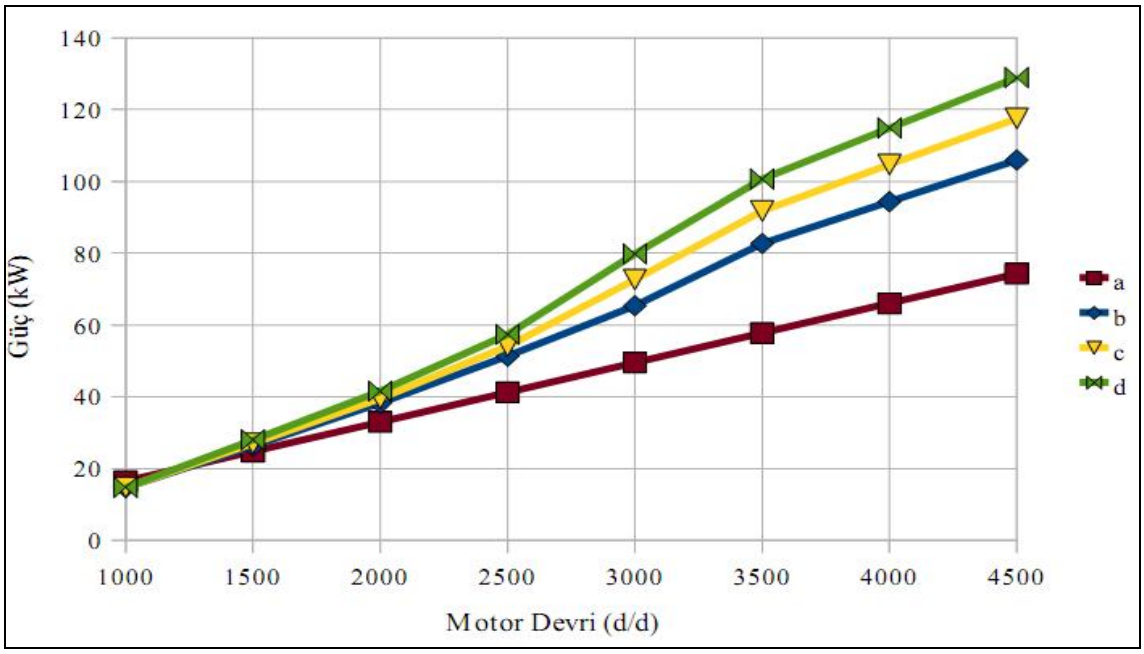
Turboşarjlı aşırı doldurma sisteminin bir içten yanmalı motorda sağlayabileceği güç artışını anlamak için Darıcı ve ark. (2010), seçtikleri bir ICE'nin özelliklerini ve turboşarj sisteminin performans haritalarını kullanarak teorik hesaplamalar yapmışlardır. Şekil 1.3.'te hesaplamalar sırasında takip edilen termodinamik çevrime ait çizim, Şekil 1.4.'te farklı sıkıştırma oranlarına sahip turboşarj seçeneklerinin motor gücüne etkisinin teorik sonuçları ve Şekil 1.5.'te turboşarj kullanılarak motor boyutunda yapılabilecek küçültme hakkında bir grafik gösterilmektedir.



Şekil 1.3. Turboşarjlı ve turboşarjsız motorlara ait güç çevrimleri (Canlı, 2010)

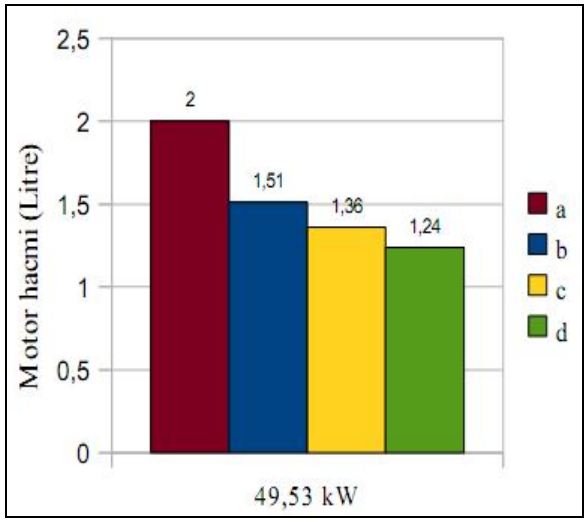
Şekilde turboşarjlı motor çevrimi sürekli çizgilerle, turboşarjsız çevrim ise kesikli çizgilerle gösterilmiştir. 4-5 noktaları arasında egzoz gazları türbin giriş basıncına kadar genişlemekte ve türbinde atmosfer basıncına kadar genişleyerek iş üretmektedir. Üretilen iş kompresörde kullanılarak atmosfer basıncındaki hava 1'

noktasına kadar sıkıştırılmakta ve ara soğutucuya girerek sabit basınçta soğutulup 1 noktasına gelmektedir. 1-9-8-10 noktaları arasındaki alan kompresör çıkış basıncı ile türbin giriş basıncı arasındaki fark kullanılarak hesaplanmaktadır. Kompresör çıkış basıncının türbin giriş basıncından büyük olduğu durumlarda pozitif iş elde edilirken, kompresör çıkış basıncının türbin giriş basıncından küçük olduğu durumlarda piston tarafından fazladan süpürme işi yapılır.



a) Turboşarjsız b) 1.6 kompresör sıkıştırma oranı, c) 1.8 kompresör sıkıştırma oranı, d) 2.0 kompresör sıkıştırma oranı

Şekil 1.4. Turboşarjın motor efektif gücüne etkisi (Canlı, 2010)



a) Turboşarjsız b) 1.6 kompresör sıkıştırma oranı, c) 1.8 kompresör sıkıştırma oranı, d) 2.0 kompresör sıkıştırma oranı

Şekil 1.5. 3000 d/d motor devrinde üretilen güce göre motorda boyutlarında yapılabilecek küçültme işlemi (Canlı, 2010)

1.2. Ara Soğutma Düzenekleri

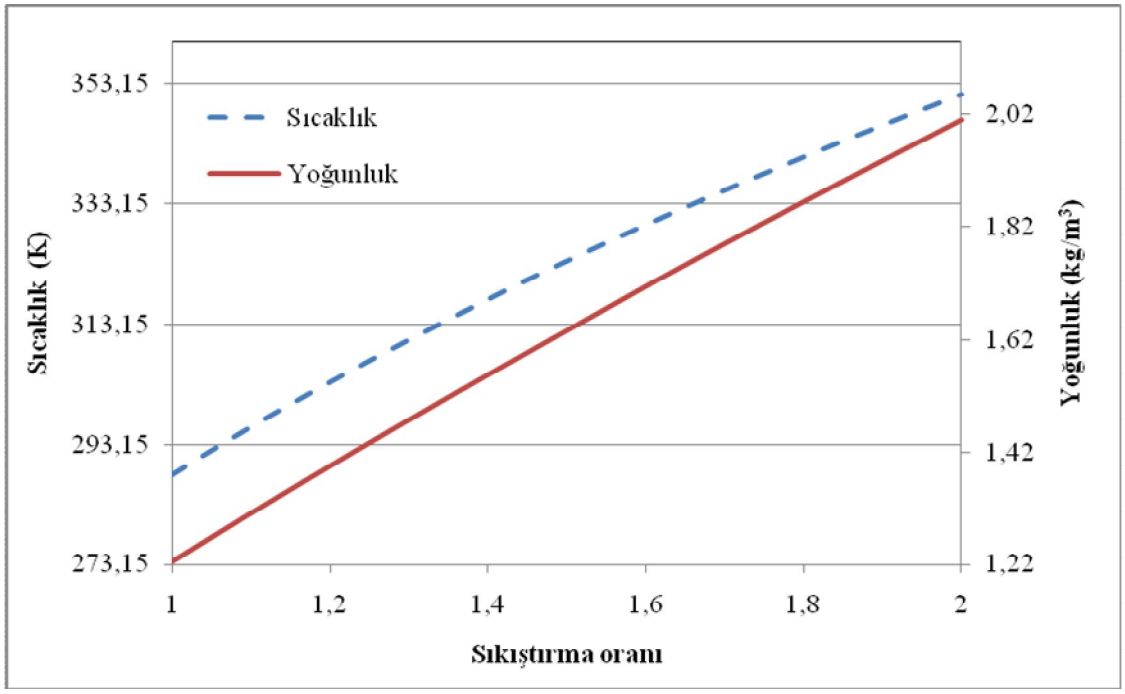
Bir ara soğutucu, aşırı doldurma sistemi ile emme manifoldu arasına yerleştirilmiş bir ısı değiştiricisidir. İlk ara soğutma örnekleri 20 yy. başlarında yarış arabalarının emme manifolduna giden boruların üzerine yerleştirilen kanatçıklar ile kendini göstermiştir (Özülkü, 2002). Fakat bir ısı değiştiricisinin kullanılması çift turboşarjlı aşırı doldurma sistemine sahip uçak motorlarında görülmüştür. Tasarımcıları iki aşırı doldurma sisteminin arasına bir ısı değiştirici yerleştirerek "intercooler" yani ara soğutucu olarak isimlendirmişler ve ikinci aşırı doldurma sistemiyle emme manifoldu arasına yerleştirdikleri ısı değiştiriciye ise "aftercooler" yani sonra soğutucu ismini takmışlardır. Bugünkü otomotiv endüstrisinde kullanılan ara soğutucular aslında teknik olarak sonra soğutucu olsa da endüstri ara soğutucu ismini benimsemiş ve bu isim aşırı doldurma sistemlerinde kullanılan ısı değiştiriciler için kullanılmaya başlamıştır (Nakamura, 2006). Dolgu havasının 1.5 kat basınçlandırıldığı aşırı doldurma sistemlerinden itibaren ara soğutma işlemi ekonomik olmakta, 2 kattan sonra ise kullanılması ile çok büyük fayda elde edilmektedir (Özülkü, 2002).

Bir aşırı doldurma düzeneğinde dolgu havasının adyabatik izentropik sıkıştırılması neticesinde dolgu havası sıcaklığı artmaktadır. (1.8) ifadesinde sıkıştırılma işlemi sonunda dolgu havasının sıcaklığı, (1.9) ifadesinde ise dolgu havasının sıkıştırılma sonucundaki yoğunluğu görülmektedir.

$$T_{Hç,ad} = T_{Hg}\left(\frac{P_{Hç}}{P_{Hg}}\right)^{1-1/k} \tag{1.8}$$

$$\rho_{Hç,ad} = \rho_{Hg}\left(\frac{P_{Hç}}{P_{Hg}}\right)^{1/k} \tag{1.9}$$

Yukarıdaki ifadelerde "*H*" indisi havayı, "*g*" doldurucu girişini, "*ç*" doldurucu çıkışını ve "*ad*" ise adyabatik sıkıştırma işlemini göstermektedir. "*k*" izentropik üs olmak üzere hava için "1.4" alınarak Şekil 1.6'da farklı sıkıştırma oranları için dolgu havasının çıkış sıcaklığı ve yoğunluğu gösterilmektedir.



Şekil 1.6. Dolgu havasının adyabatik sıkıştırma sonunda sıcaklığının ve yoğunluğunun değişimi

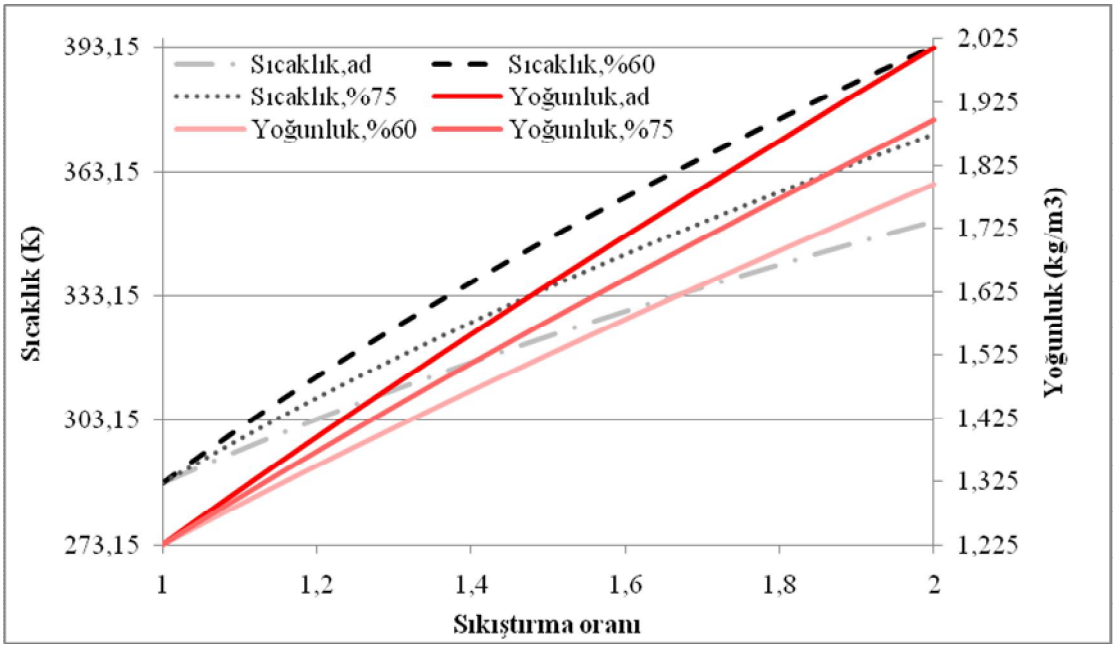
Aşırı doldurma sistemlerinde kullanılan kompresörler için adyabatik verim ifadesi (1.10) daki gibi yazılabilir.

$$\eta_{ad} = \frac{\left(T_{Hç,ad} - T_{Hg}\right)}{\left(T_{Hç} - T_{Hg}\right)} \tag{1.10}$$

Bütün sıkıştırıcıların verimi 1'den küçüktür ve adyabatik verim sıkıştırıcı tipine ve çalışma aralığına büyük oranda bağlıdır. (1.10) eşitliği göz önüne alındığında sıkıştırıcı çıkışında dolgu havası sıcaklığının daha yüksek ve yoğunluğunun daha düşük olacağı anlaşılmaktadır. Adyabatik sıkıştırıcı vermindeki %13-14 değerindeki bir artış, sıcaklıkta %8-10 değerinde bir azalmaya neden olmaktadır (Uzun, 1998). Şekil 1.7.'de %60 ve %75 sıkıştırıcı verimi için dolgu havası sıcaklığında ve yoğunluğundaki değişim gösterilmektedir.

Canlı ve ark. (2010), bir içten yanmalı motor için gerçek bir turbo aşırı doldurma sisteminin performans haritalarını kullanarak ideal bir ara soğutucunun motor gücü ve olası motor küçültme imkânları üzerine etkisini incelemişlerdir. Bu çalışmanın sonuçlarından motor gücü ile ilgili grafik Şekil 1.8.'de görülmektedir.

Araçlarda ara soğutma yöntemleri üç ana başlıkta toplanabilir. Bunlar ısı değiştiricileri ile ara soğutma, soğutma türbini ile ara soğutma ve doğrudan yakıt püskürtme ile ara soğutmadır (Şekil 1.9.).

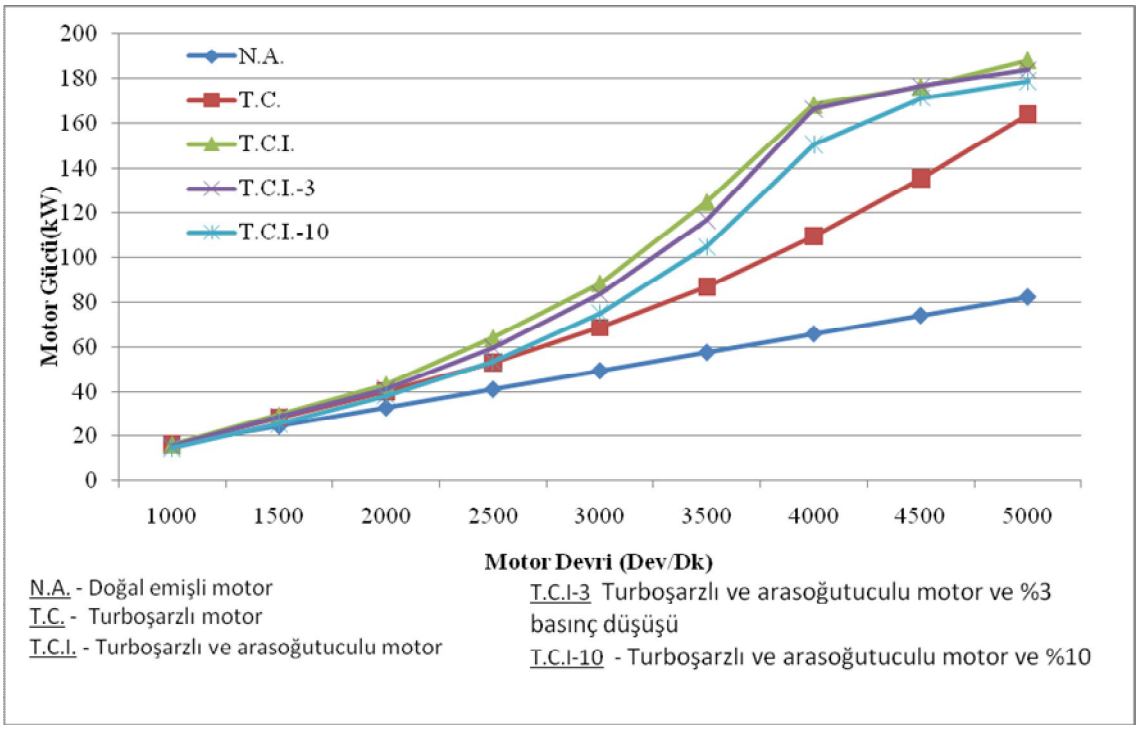


Şekil 1.7. %60 ve %75 adyabatik kompresör verimi için dolgu havası sıcaklığında ve yoğunluğunda gerçekleşen değişim

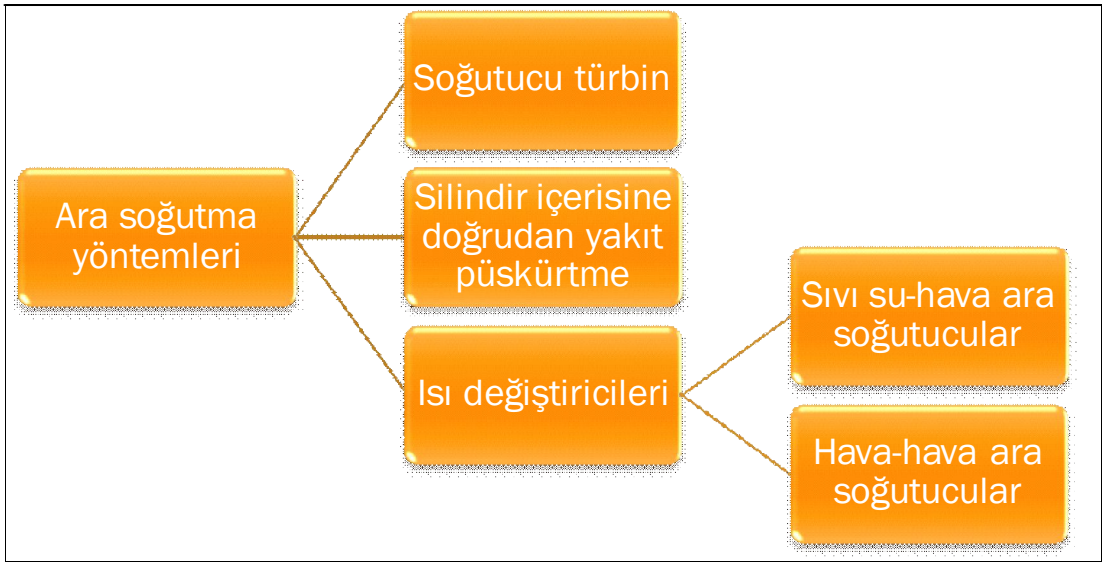
Bu yöntemlerden;

Soğutucu türbin, bir ısı değiştiricide soğutulan havanın sıcaklığını atmosfer havasının sıcaklığının altına düşürmek için kullanılır. Kavram ilk olarak Turner ve ark., (2003), tarafından ortaya atılmıştır (Taitt ve ark., 2006). Konu hakkında bilimsel çalışmalar halen devam etmektedir ve henüz seri üretime dönük otomotiv uygulaması bulunmamaktadır.

Doğrudan yakıt püskürtme yöntemi ise daha çok benzinli motorlarda vuruntu ve ön yanma olaylarını önlemek için geliştirilmiştir. Bu yöntemde yakıt, piston üst ölü noktaya yaklaşana kadar püskürtülmez. Silindir çeperlerinden gelen ısıyla ve pistonun sıkıştırmasıyla ısınan hava, silindir içerisine püskürtülen yakıtın buharlaşması ile tekrar soğutulmuş olur. Şekil 1.10'da Mitsubishi firmasının GDI (gasoline direct injection – benzinin doğrudan püskürtülmesi) teknolojisi ile sağladığı sıkıştırma oranı artışının tork üzerindeki etkisi gösterilmektedir.

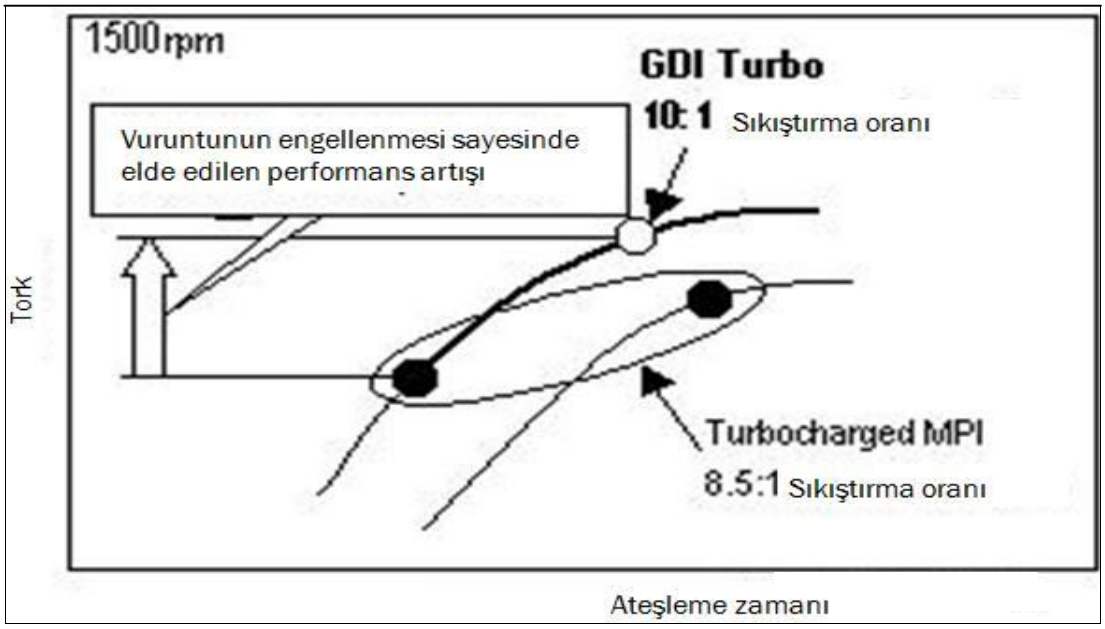


Şekil 1.8. İdeal bir ara soğutucunun motor gücü üzerine etkisi (Canli ve ark., 2010)



Şekil 1.9. Araçlarda kullanılan ara soğutma yöntemleri (Canlı, 2010)

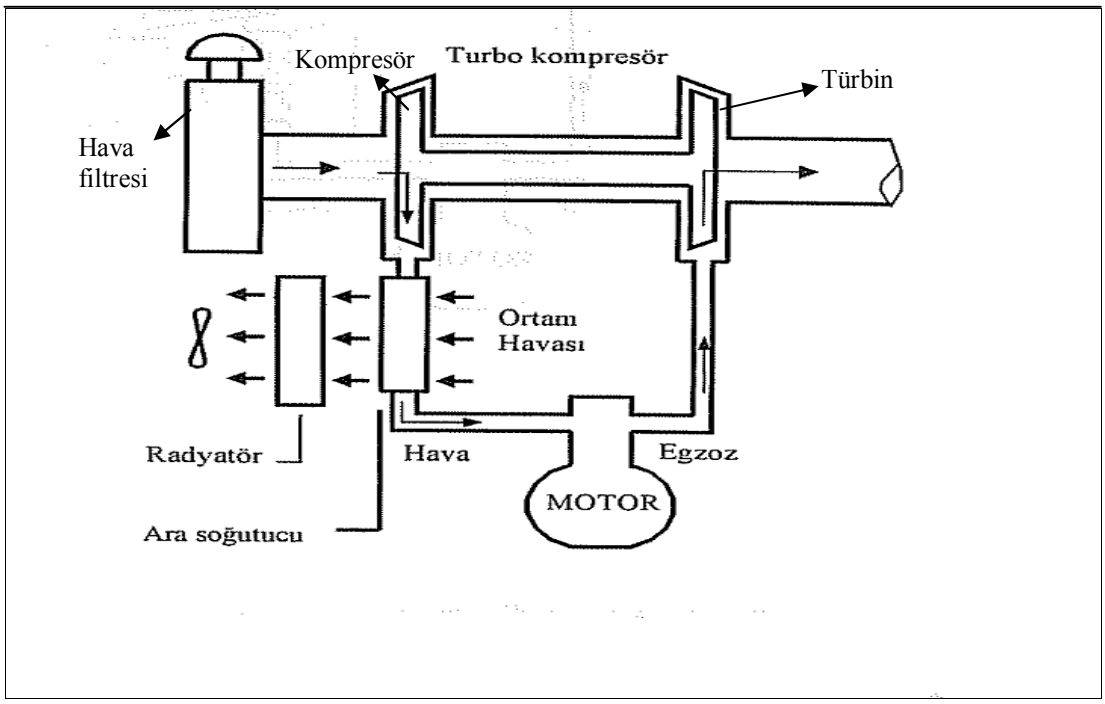
Isı değiştiriciler ile gerçekleştirilen ara soğutma işleminde ise akışkanlarına göre iki tip ısı değiştirici kullanılmaktadır. Bunlar "Hava-Hava" ara soğutucular ve "Sıvı su-Hava" ara soğutuculardır.



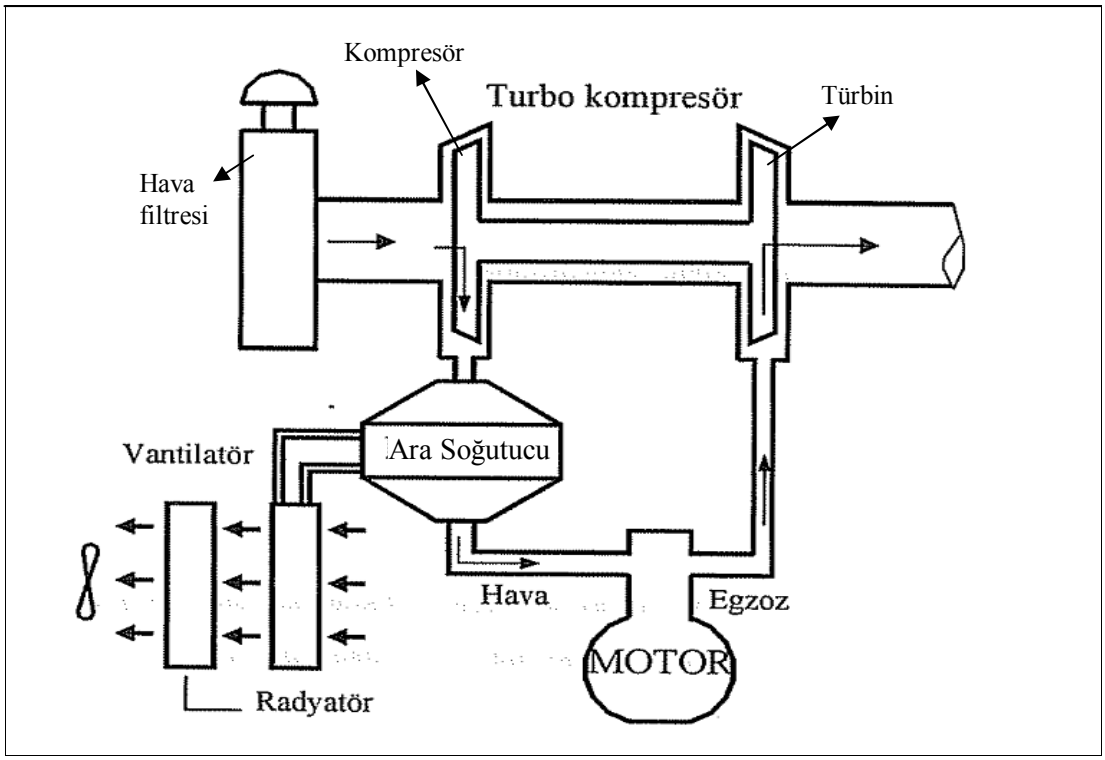
Şekil 1.10. GDI ile elde edilen tork artışı (Mitsubishi, 2011)

Hava-hava ara soğutucuları, soğutucu akışkan olarak atmosfer havasını kullanmaktadırlar. Bu ara soğutucular için genellikle kanatlı ve dikdörtgen kesitli tüplerden oluşan ısı değiştiriciler tercih edilmektedir. Bu ısı değiştiriciler, araç seyir halinde iken hava akışından faydalanabilmeleri için radyatör önüne ya da aracın ön kısmında uygun bir konuma yerleştirilmektedir. Su-hava ısı değiştiricilerine göre daha fazla hacme sahiptirler ve motordan daha uzak konumlanmışlardır. Dolayısıyla basınç kaybı daha fazla olur. Bu ısı değiştiriciler ucuzdur ve ek sistem bileşeni gerektirmezler (Şekil 1.11).

Su-hava ara soğutucularında, sıvı akışkanın ısıl taşınım katsayısının yüksek oluşundan dolayı sıvı akışkan tarafına genellikle kanatçık koyulmamaktadır. Dolayısıyla ısı değiştiricinin boyutları küçülmekte ve basınç kaybı azalmaktadır. Ayrıca ısı değiştirici motora yakın konumlandırılabileceği için basınç kaybı daha da azaltılmış olmaktadır. Fakat bu ısı değiştiricileri, soğutucu akışkanı olan sıvı suyu soğutmak için ikinci bir ısı değiştiriciye ve devir daim pompasına ihtiyaç duymaktadır. Genellikle sıvının oval ya da dik kesitli tüplerden aktığı ve havanın plakalar arasından geçtiği ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. Plakaların arasına kanatçıklar yerleştirilmiştir (Şekil 1.12).

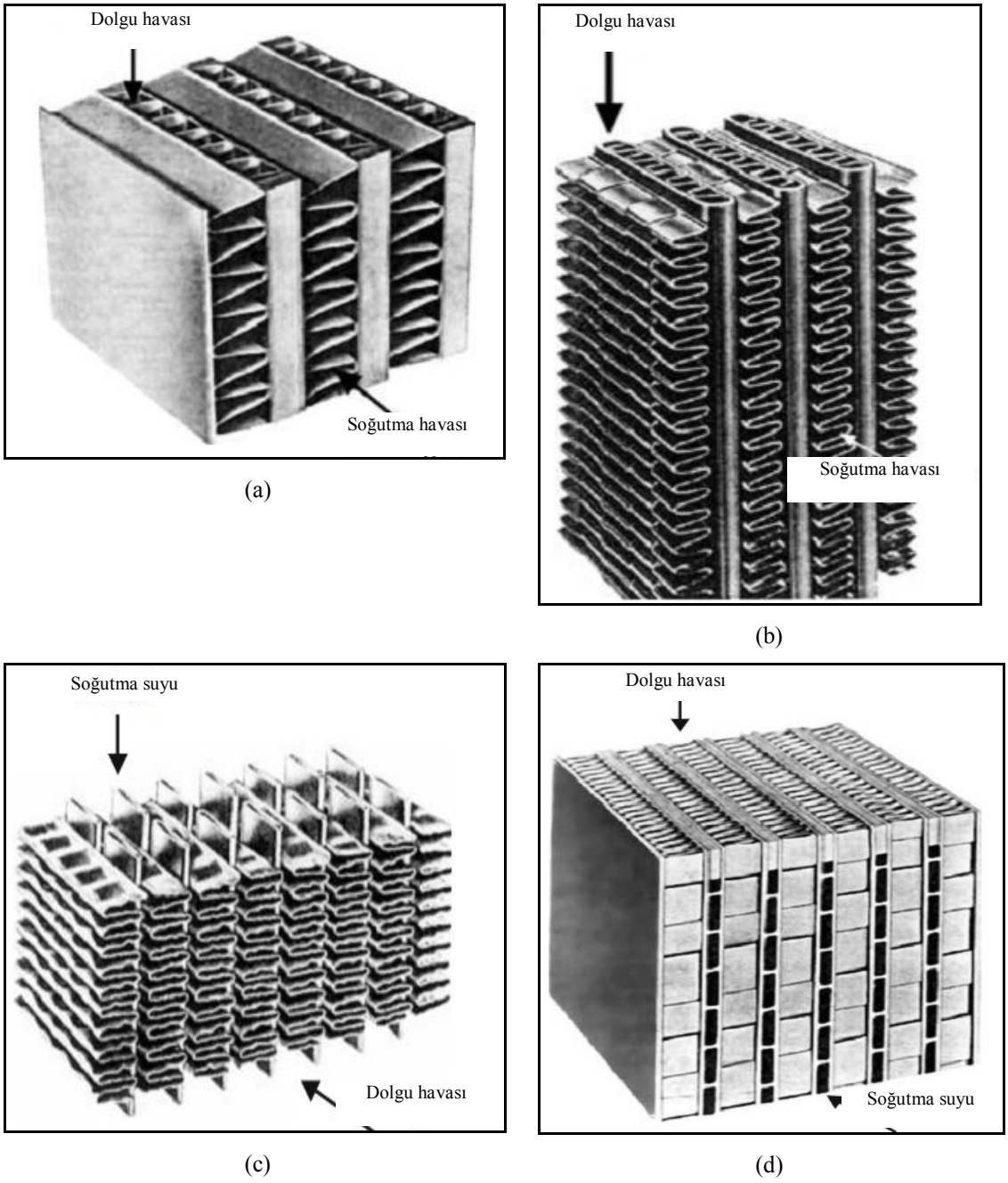


Şekil 1.11. Hava-hava ara soğutucunun şematik gösterimi (Akıcı, 1999)

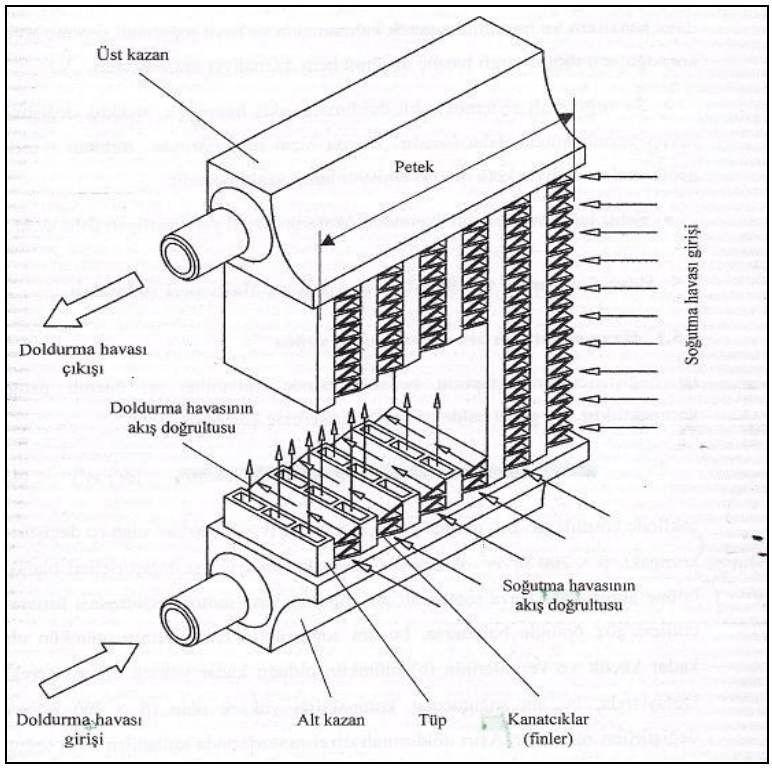


Şekil 1.12. Su-hava ara soğutucunun şematik gösterimi (Akıcı, 1999)

Şekil 1.13.'te sırası ile hava-hava ara soğutucu, katmanlı oval tüp ve kanatçıklara sahip hava-hava ara soğutucu, kanatçıksız oval tüplere sahip su-hava ara soğutucu ve çubuk sac plakalar arasında dik kesitli tüplere sahip su-hava ara soğutucu petekleri görülmektedir. Şekil 1.14.'te tipik bir ara soğutucu, akış hatları ve kısmi kesiti gösterilmiştir.



Şekil 1.13. a) Hava-hava ara soğutucu, b) Oval tüp ve kanatçıklara sahip hava-hava ara soğutucu, c) Kanatçıksız oval tüplere sahip su-hava ara soğutucu, d) Çubuk sac plakalar arasında dik kesitli tüplere sahip su-hava ara soğutucu (Hiereth and Prenninger, 2003)



Şekil 1.14. Tipik bir ara soğutucu, akış hatları ve kısmi kesiti (Özülkü, 2002)

1.3. Isı Değiştiricileri

Isı değiştiricilerinin sınıflandırıldığı bu bölümde Bilen (1998)'in yaptığı sınıflandırmadan faydalanılmıştır. Bilindiği gibi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasında ısı geçişini sağlayan cihazlara ısı değiştiricileri denmektedir. Uygulamada oldukça geniş bir kullanım alanına sahip olan ısı değiştiricilerinin, otomobil radyatörlerinden, soğutma kulelerine kadar birçok çeşidi bulunmaktadır. Bu nedenle ısı değiştiricileri endüstride büyük öneme sahiptirler.

Isı değiştiricilerinde genellikle, akışkanları birbirinden ayıran yüzeyler mevcuttur. Isı değiştiricileri; konstrüksiyonlarına, akış şekillerine ve değiştiricide kullanılan akışkanların cinsine göre sınıflandırılırlar;

1.3.1. Çalışma prensiplerine göre ısı değiştiricileri

- Yüzeyli ısı değiştiricileri (Reküperatörler):

Bu ısı değiştiricilerinde her iki akışkan değiştiricinin birbirinden ayrılmış (sınırlandırılmış) bölgelerinden aynı anda geçerek ısı alış verişi olur. Otomobil radyatörleri, bu tip ısı değiştiricilerine örnek olarak verilebilir.

- Karışımlı (Direkt temaslı) ısı değiştiricileri:

Bu ısı değiştiricilerinde her iki akışkan ısı değiştiricisi içinde karışarak ısı alış verişi olur. Soğutma kuleleri, bu tip ısı değiştiricilerine örnek olarak verilebilir.

- Dolgu maddeli ısı değiştiricileri (Rejeneratörler):

Her iki akışkan sıra ile kanallardan geçerek, sıcak olan akışkanın bıraktığı ısıyı soğuk olan akışkan alır. İklimlendirme sistemleri gibi düşük sıcaklık uygulamalarında tercih edilen rejeneratif tip ısı eşanjörleri, bu tip ısı değiştiricilerine örnek olarak verilebilir.

1.3.2. Konstrüksiyonlarına göre ısı değiştiricileri

A) Borulu ısı değiştiricileri
   1. Çift borulu ısı değiştiricileri
   2. Gövde borulu ısı değiştiricileri
   3. Spiral borulu ısı değiştiricileri

B) Levhalı ısı değiştiricileri

C) Yüzeyi Genişletilmiş Isı Değiştiricileri
   1. Levha kanatlı ısı değiştiricileri
   2. Boru kanatlı ısı değiştiricileri

D) Dolgu maddeli ısı değiştiricileri
   1. Statik olanlar
   2. Döner hareketli olanlar

1.3.3. Akış şekillerine göre ısı değiştiricileri

A) Tek geçişli ısı değiştiricileri
   1. Paralel akımlı ısı değiştiricileri
      a) Aynı yönlü paralel akımlı ısı değiştiricileri
      b) Ters yönlü paralel akımlı ısı değiştiricileri
   2. Dik akımlı ısı değiştiricileri

a) Akışkanların kendi aralarında karıştırılmadığı ısı değiştiricileri

b) Akışkanların kendi aralarında karıştırıldığı ısı değiştiricileri

c) Akışkanlardan birinin kendi arasında karıştırıldığı, diğerinin karıştırılmadığı ısı değiştiricileri

B) Çok geçişli ısı değiştiricileri

1. Aynı ve ters yönlü paralel akımların bir arada olduğu ısı değiştiricileri
2. Paralel akımın dik akım ile bir arada olduğu ısı değiştiricileri

1.3.4. Akışkanların cinsine göre ısı değiştiricileri

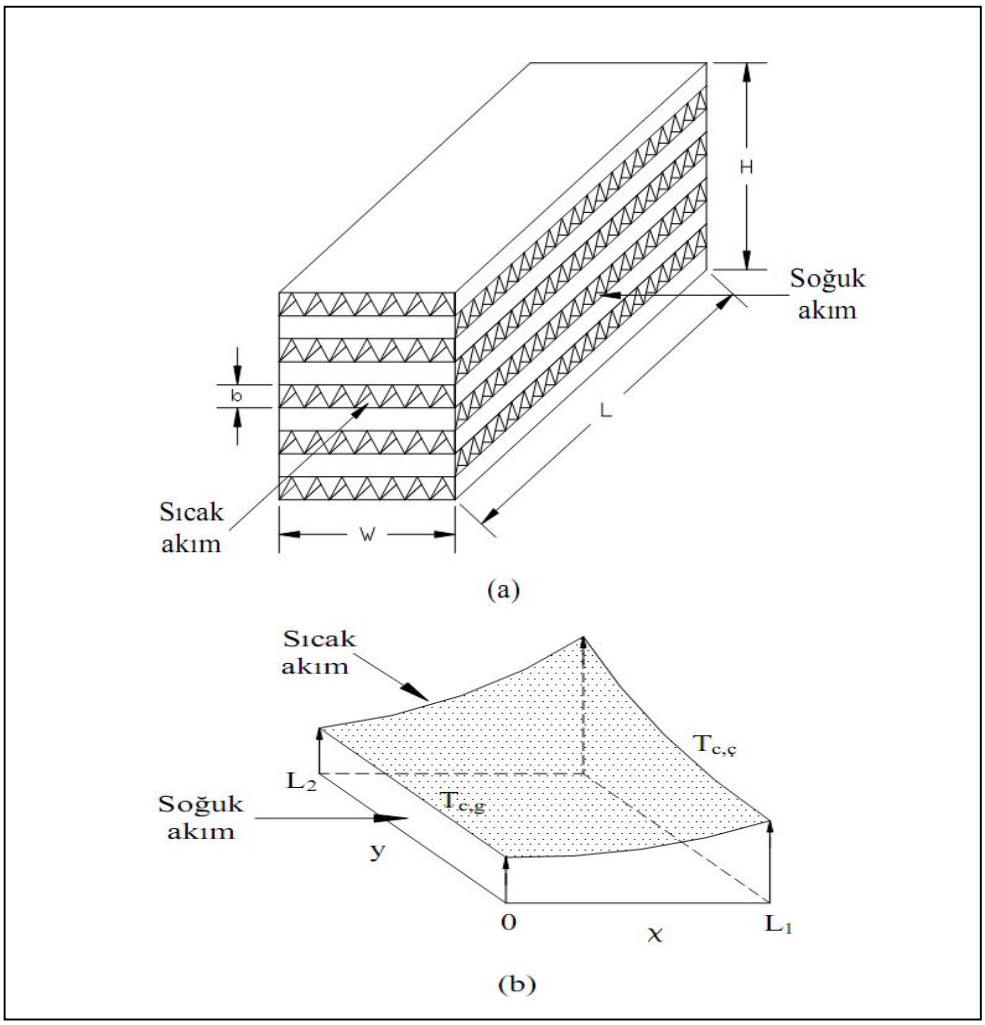
Yüzeyli ısı değiştiricileri, kullanılan akışkanların cinsine göre de aşağıdaki gibi sınıflandırılabilirler:

1) Sıvı-sıvı ısı değiştiricileri
2) Gaz-gaz ısı değiştiricileri
3) Sıvı-gaz ısı değiştiricileri

Gaz akışkanların kullanıldığı ısı değiştiricilerde, gaz akışkanların düşük ısı taşınım katsayılarından dolayı, ısı değiştiricilerin ısıl ve hidrolik performanslarının iyileştirilmesi için kompakt ısı değiştiriciler tercih edilmektedir. Bu gibi durumlarda, yüksek ısı transfer yüzeyine sahip ve buna karşılık akış doğrultusunda fazla uzun olmayan ısı değiştiricilerinin (kompakt) kullanılması kaçınılmazdır (Bilen, 1998). Şekil 1.15.'te Bilen (1998)'in hazırladığı kompakt ısı değiştirici temsili ve çapraz akışlı ısı değiştiricide sıcaklık dağılımı görülmektedir.

Bu tez çalışmasında ara soğutucu olarak kullanılan ısı değiştiricilerin performans karakteristikleri deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Deneysel inceleme için özel bir deney düzeneği tasarlanmış ve uygulamada sıkça kullanılan ara soğutucu örnekleri test edilmiştir. Deneyler sonucunda ara soğutucuların soğutma kapasiteleri ve basınç düşüş performansları grafiksel formda sunulmuştur. Deneysel sonuçlar kullanılarak bazı eğri denklemleri elde edilmiştir. Teorik incelemede ise test edilen ara soğutucuların incelendikleri aralıklara uygun analitik ve ampirik eşitlikler literatürden seçilmiş, bu eşitlikler kullanılarak elde edilen taşınım katsayıları ve ε-NTU yöntemi kullanılarak

teorik sonuçlara ulaşılmıştır. Elde edilen teorik sonuçlar ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Çalışma kapsamında ara soğutucuların ekserji analizi gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışma sonuçları için belirsizlik analizi yapılmıştır. Çalışma sonunda deneysel olarak incelenen ara soğutucuların performansları karşılaştırılmıştır.



Şekil 1.15. (a) Üçgen kanallardan oluşan bir kompakt ısı değiştiricisi (b) a'da gösterilen ısı değiştiricisi boyunca akışkan sıcaklıklarındaki değişim (Bilen, 1998)

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Ara soğutucuların performans karakteristiklerinin deneysel ve teorik olarak belirlenmesi için yapılan bu çalışma hem aşırı doldurma ve ara soğutma işlemleri hem de kompakt ısı değiştiricilerinde ısı transferi hakkında çeşitli araştırmaların sonucunda ortaya çıkmıştır. Bu nedenle kaynak araştırması aşırı doldurma ve ara soğutma ile kompakt ısı değiştiricileri adı altında iki alt başlıktan oluşmaktadır.

2.1. Aşırı Doldurma Sistemleri ve Ara Soğutucular

1970'lerde baş gösteren petrol krizi ile aşırı doldurma ve ara soğutma sistemleri ile ilgili araştırma ve geliştirme çalışmaları yoğunlaşmış, 2000'li yıllardan itibaren tekrar artış göstermeye başlamıştır.

Benson ve ark. (1965), iki zamanlı turboşarjlı motorların egzoz borularının kısaltılması ile gazların dalga hareketlerinin ilişkisini deneysel olarak incelemiştir.

Rubayi (1972), emme ve egzoz manifoldlarındaki akustik titreşimlerin dolgu miktarına etkilerini, buji ile ateşlemeli bir motorun farklı manifold boy ve çapları için incelemiştir.

McKeon ve Turney (1979), 163 HP gücündeki bir traktör motoruna hava-hava tipi ara soğutucu entegre etmiş ve malzeme dayanımları üzerine herhangi bir yan etki olmaksızın motor gücünde artış tespit etmişlerdir.

Andersson ve ark. (1984), 2.3 litrelik Volvo 760 motoru için turboşarj ve ara soğutucu kullanarak motor gücünde artış ve egzoz salınım oranlarında iyileşme elde etmişlerdir.

Thomson ve ark. (1987), gaz türbini ile çalışan gemi motorları üzerine yaptıkları çalışmada ara soğutucu ve rejeneratör kullanarak 20,000 BHP nin üzerinde güç artışı ve yakıt tüketiminde %30 azalma tespit etmişlerdir.

İbrim (1989), Bayrakçı (1998), Arslan (2006), dizel motorlarında aşırı doldurmanın motor performansına etkisini incelemiştir. Yaptıkları çalışmalarda deney motorlarını aşırı doldurmalı ve aşırı doldurmasız olarak motor dinamometresinde test etmişler ve aşırı doldurmalı motorların daha yüksek güç ve daha düşük özgül yakıt tüketimi sağladığı ve hidrokarbon emisyonlarını azalttığı sonucuna varmışlardır.

Turboşarjlı bir dizel motorunda zamana bağlı kararsız akış modellemesi Yumuşak (1993) tarafından yapılmıştır.

Buji ile ateşlemeli motorlarda aşırı doldurmanın motor performansına etkileri Döngeloğlu (1994) ve Altay (1997) tarafından incelenmiştir.

Aşırı doldurmanın motor boyutlarına etkisi Taç (1994) tarafından araştırılmıştır.

İçingür (1996), doğal EGR (egzoz gazlarının tekrar çevrime sokulması) özelliğine sahip basınç dalgaları ile çalışan bir aşırı doldurma sistemi tasarlamış ve deneysel olarak incelemiştir. Bu çalışmada turboşarj sistemlerinin dezavantajlarından biri olan geç tepki süresine karşı daha iyi tepki süreleri elde edilmiştir.

Dizel bir motorda ara soğutucu kullanımının motor performansına ve emisyon değerlerine etkileri Uzun (1998), Akıcı (1999) ve Özülkü (2002) tarafından incelenmiştir. Ara soğutucu kullanıldığında motor gücü artmış, özgül yakıt tüketimi, hidrokarbon ve is salınımları azalmıştır. Akıcı (1999), is salınımında %15.78 iyileşme, özgül yakıt tüketiminde %9.5 azalma ve motor gücünde %3 artış rapor etmiştir. Özülkü (2002), güç artışında ve özgül yakıt tüketiminde benzer sonuçlar bulurken parçacık salınımının %20-50, azotoksit (NO_x) salınımının %4-24 ve hidrokarbon (HC) salınımının %20-24 arasında azaldığını ifade etmiştir.

Hyvönen ve ark. (2003), HCCI (homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemeli) bir motor için deneysel olarak mekanik aşırı doldurma ve simülasyon olarak turbo doldurma yapmış ve doğal emişli benzinli bir motor ile çalışma aralıkları açısından karşılaştırma yapmışlardır.

İçingür ve ark. (2003), egzoz gazlarının basınç dalgaları ile aşırı doldurma yönteminin egzoz emisyonlarına etkisini incelemişlerdir.

Andersson (2005), yaygın olarak kullanılan turboşarjlı buji ateşlemeli motorların emisyonlarının kontrol edilebilmesi için geliştirilen üç yollu katalizörün ve motorun etkin çalışmasının, anlık olarak silindire alınan dolgunun doğru tahmini ile gerçekleştirilebileceğini belirtmiş ve kapalı döngü kontrol sistemi ile beraber çalışabilecek bir matematiksel model geliştirmiştir.

Turner ve ark. (2005), turbo genişleme kavramını incelemişler ve turboşarjlı buji ile ateşlemeli benzinli motorlarda hava sıcaklığını atmosfer hava sıcaklığının altına düşürmek için kullanılan genişletici türbin bileşenini araştırmışlardır. Genişletici türbin kullanıldığında VGT (değişken geometrili turboşarj sistemi) sisteme göre daha fazla güç artışı elde edilmiştir.

Alan (2006), dizel bir motor için değişken geometrili turboşarj sistemlerini geleneksel turboşarj sistemleri ile karşılaştırmıştır.

Giakoumis ve ark. (2007), termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarına göre bilgisayarda hazırlanan bir model ile geçici şartlarda turboşarj sistemine sahip dizel bir motorda turboşarjın ve ara soğutucunun tersinmezliklerini analiz etmişlerdir.

Yang (2008), GT-Suite 6.0 yazılımı kullanarak değişken geometrili ve farklı soğutma sistemlerine sahip iki turboşarj sistemini bir içten yanmalı motor için modellemiştir. Tasarlanan sistemlerden birinci sistemin emme tarafında bir hava genişletici türbin, emme kanalı ve kompresör bulunmakta, egzoz tarafında ise değişken geometrili turboşarj (VGT) bulunmaktadır. İkinci sistemde aynı şaft üzerinde emme tarafında hava genişletici türbin ve egzoz tarafında VGT bulunmaktadır.

Turboşarj sistemlerinde kompresör performansını daha doğru tahmin edebilmek için iki alanlı model sistemi Yang ve ark. (2008) tarafından geliştirilmiştir. Model için kompresör Reynolds sayısı ile egzoz gazlarının yeniden kullanılmasının doğurduğu kayıp arasında bir korelasyon elde edilmiştir.

Chen ve ark. (2008), titreşimli (pulsating) akış sırasında turboşarj sisteminin türbin kısmındaki akışı aerodinamik olarak üç boyutlu nümerik analiz ile incelemişlerdir.

Verhelst ve ark. (2008), hidrojenle çalışabilen buji ile ateşlemeli motorların gücünü arttırmak için aşırı doldurmalı, EGR ve üç yollu katalizör kullanan bir deney motorunda ölçümler yapmış ve güç artışıyla beraber emisyonlarda düşüş elde etmişlerdir.

Doenitz ve ark. (2009), boyutları büyük oranda küçültülmüş aşırı doldurmalı buji ile ateşlemeli motorlarla pnömatik sistemlerin birleştirilmesi ile elde edilen hibrid pnömatik sistemleri deneysel olarak incelemişlerdir.

Knutsson ve ark. (2009), ara soğutuculardaki akustik kaynaklı sorunları incelemek için üç boyutlu akustik sonlu eleman modeli kullanmış, vizkoz ve ısıl sınır katmanlarını içeren akustik iki giriş ile yapılan analiz sonuçlarını deneysel veriler ile karşılaştırmıştır.

Marelli ve ark. (2009), turboşarjlı benzinli bir motorda turboşarj sistemindeki anlık kararsız akış ölçümlerini iyileştirerek kararsız türbin performansını tahmin etmek için gereken parametreleri deneysel olarak incelemişlerdir.

Uzun ve ark. (2009), silindire dolan havanın dizel motorun performansına etkisinin analizinde kullanılabilecek bir yazılım geliştirmişlerdir.

Vestrelli ve ark. (2009), C sınıfı bir araçta klima soğutucu akışkanına ısı kaynağı oluşturacak şekilde bir ısı değiştirici kullanarak ve bu ısı değiştirici içerisinden dolgu havasını geçirerek ikinci bir ara soğutma hattı oluşturup deneysel olarak incelemişlerdir. Sistem sayesinde emme manifoldunda sabit sıcaklıklar ve yakıt tüketiminde azalma elde edilmiştir.

Zaccardi ve ark. (2009), istatistiksel bir yöntem geliştirerek yüksek seviyelerde aşırı doldurma ile boyutları küçültülmüş motorlarda ortaya çıkan ve çok zararlı olan ön yanma olayı için güvenilir ve tekrarlanabilir bir kriter geliştirmişlerdir.

Divekar ve ark. (2010), turboşarj ve mekanik aşırı doldurma sistemlerinin faydalarını birleştirmek için türbinden elektrik üreten ve depolayan, sonrasında elde ettiği enerjiyi sıkıştırıcıda kullanan bir sistem tasarlamışlar ve bir simülasyon modeli kullanarak geleneksel turboşarj sistemleri ile karşılaştırmışlardır.

Kulzer ve ark. (2010), tek silindirli ve 4 silindirli motor verilerine dayanarak benzin kullanan HCCI motorlar için turboşarj sistemlerini analiz etmişlerdir.

Verhelst, ve ark. (2010), hidrojen yakıtlı buji ile ateşlemeli motorlarda karşılaşılan sorunları çözmek için tek silindirli ve emme portuna püskürtme yapan bir motorda deneysel olarak farklı aşırı doldurma seçeneklerini incelemişler ve fakir karışımlı mekanik aşırı doldurma sisteminin en iyi sonucu verdiğini belirlemişlerdir.

Mamalis ve ark. (2010), HCCI motorlarında turboşarj ile çalışma aralığının genişlediğini belirtmiş ve motorun çalışma prensibinden dolayı turboşarj eşlenmesi ve yüksek geri basınç sorunlarını yorumlamışlardır.

Dahnz ve ark. (2010), yüksek oranda aşırı doldurma yapılmış buji ile ateşlemeli motorlarda ön ateşlemenin ortaya çıkma nedenini eş zamanlı olarak deneysel ve sayısal yöntemlerle incelemişlerdir. Daha önce tanımlanan birçok mekanizmanın geçerli olmadığını görmüşler ve yakıtın yatay olarak püskürtülmesinin yağ damlalarını seyrelttiğini ve sonuç olarak ön yanma oluşturduğunu öne sürmüşlerdir.

Watson ve Mehrani (2010), çok fakir karışımlı buji ateşlemeli motorlar için turboşarj ile aşırı doldurma uygulayarak deneysel çalışmalar yapmış ve sonuç olarak, yakıt tüketiminde % 50 azalma ve 147 kW'lık güç elde etmişlerdir. Ölçülen motor emisyonları ise Euro 6 standart değerlerine uygundur.

Millo ve ark. (2010), doğrudan yakıt püskürtmeli turboşarjlı benzinli motorlar için optimizasyon yöntemlerini incelemiş ve motor performansını belirlemek için bir boyutlu akışkan dinamiği modeli kullanmışlardır. Farklı optimizasyon stratejilerine göre hava yakıt oranı, ateşleme avansı, dolgu basıncı ve supab zamanı optimize edilmiştir.

Whitaker ve ark. (2010), E85 (% 85 etanol, % 15 benzin) kullanan turboşarjlı motorlarda yeni bir yanma sistemi geliştirmek için eş çalışan iki adet tek silindirli motor kullanmışlar ve yanma prosesini izlemek amacı ile motorlardan birini şeffaf olarak tasarlamışlardır.

2.2. Kompakt Isı Değiştiricilerde Isı Transferi ve Basınç Düşüşü

Nuntaphan ve ark. (2010), tüp üzeri kablo ısı değiştiricilerinde kablonun salınım yapan ısı borusu olarak seçildiği çalışma şekli için deneysel test düzeneği kullanarak ısı değiştiricinin performansını incelemişlerdir. Ayrıca çalışmalarında etkenlik ve hava tarafında toplam ısı transferi katsayısını değerlendirmek için matematiksel model geliştirmişlerdir. Geliştirilen modellerin sonuçları ile deneysel veriler arasında çok iyi bir uyum olduğu belirtilmiştir. Deneyler sırasında ısı değiştiricinin test edilmesi için rüzgâr tüneli kullanılmıştır. Isı değiştirici tüplerinin içerisinden sıcak su akarken tüplerin dış yüzeyinden soğutma için kullanılan ortam havası geçirilmiştir. Soğutma havasının sıcaklığı 25 ^{o}C da tutulurken, sıcak suyun sıcaklığı 45 ile 85 ^{o}C arasında değiştirilmiştir. Salınım yapan ısı borusunda ise R123, metanol ve aseton akışkan olarak kullanılmıştır. Özellikle sıcak suyun 60 ^{o}C sıcaklığında bütün soğutucu akışkanlarla salınım yapan ısı borularının kullanılması ile %10 ısı transferi artışı elde edilmiştir.

Rao ve Patel (2010), yaptıkları çalışmada plakalı ve kanatlı ağır iş ısı değiştiricilerinin tasarım optimizasyonunda parçacık yığını yöntemini kullanmışlardır. Kendilerinden önce genetik algoritma kullanarak plakalı ve kanatlı ısı değiştiricilerin entropi üretim yöntemine göre boyut, maliyet ve tersinmezlikler açısından optimizasyonunu yapmış olan çalışmaları referans alarak kendi optimizasyon çalışmalarının sonuçlarını referansları ile karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak plakalı ve kanatlı ısı değiştiricilerin tasarımında entropi üretimi bağıntılarını kullanan parçacık yığın yönteminin genetik algoritmaya göre kimi hesaplamalarda 13 kat daha az döngü gerektirdiğini, %16 daha az entropi üretimi elde edildiğini bulmuşlardır. Ayrıca çalışmada parçacık yığını yönteminin ısı değiştiricileri gibi çok değişkenli ve karmaşık termodinamik sistemlere de kolayca uygulanabileceği vurgulanmıştır.

Ismail ve ark. (2010), kompakt ısı değiştiricilerden dalgalı ve ofset kanatlı ve plakalı ısı değiştiriciler ve bu ısı değiştiricilerin iç akışındaki değişen durumlara bağlı

olarak pompalama kayıplarını (basınç düşüşü cinsinden) ve ısı transferi iyileştirmelerini inceleyen çalışmalar arasında bir derleme yapmışlardır. Çalışmalarında, konuyla ilgili bilimsel literatürde en son ortaya koyulan sayısal ve deneysel bağıntılara yer vermişlerdir. Çalışmaları dalgalı kanat profili, ofset kanat profili ve değişen iç akış olmak üzere üç ana kısımdan oluşmaktadır. Çalışma sonucunda Kays ve London (1998) tarafından bildirilen deneysel verilerle bilim adamları tarafından türetilen korelasyonlar arasında *f* faktörü için yaklaşık %30, *j* faktörü için yaklaşık %20 sapma bulunmuştur. Bu durumun tasarımcıların hangi korelasyonları seçeceği konusunda karmaşa olduğunu öne sürmüşlerdir. Ayrıca dalgalı kanatların köşelerinin yuvarlatılması ile Nusselt sayısında azalma olduğunu çeşitli kaynaklardan öğrenmişlerdir.

Li ve Wang (2010), brezing kaynak yöntemi ile üretilmiş alüminyum panjur kanatlı (louvered) ve yassı tüplü ısı değiştiricilerde hava tarafındaki ısı transferini ve basınç düşümünü hazırladıkları deney setinde bulmuşlar ve sonuçları etkenlik-transfer birimi yöntemi ile incelemişlerdir. Deneysel çalışmalarını hava tarafında 400-1600 Reynolds sayısı aralığında farklı kanat sayı ve uzunluklarında gerçekleştirmişlerdir. Farklı geometri parametrelerine sahip panjurlu kanatlar için ısı transferi karakteristiklerini ve basınç düşümünü Colburn faktörü *j* ve Fanning sürtünme faktörü *f* ile Reynolds Sayısının fonksiyonu olarak ifade edildiğini bildirmişlerdir.

Wisten ve El Haj Assad (2010), dalgalı kanatlı borulu ısı değiştiriciler için bir tarafta nemli hava diğer tarafta sıvı akışkan kullanarak hava tarafında ıslak yüzeyin modellemesini farklı bir açıdan ele almışlardır. "Islanabilirlik" adını verdikleri bir parametreyi tanımlamışlar ve tam ıslak ısı değiştirici yüzeyini dikkate alarak türetilen ısı ve kütle transferi eşitliklerine bu parametreyi eklemişlerdir. Konuyla ilgili elde edilen deneysel verilerle çalışmada teorik olarak elde edilen sonuçların iyi bir uyuma sahip olduğunu bildirmişlerdir. Sınır şartlarına göre eşitlikler sonlu fark nümerik metodu ile çözülmüştür. Modelin doğruluğu sayesinde deneysel çalışmaya olan ihtiyacı azaltacağı öne sürülmüştür. Çalışmalarında tanımladıkları ıslanabilirlik parametresinin sadece deneysel olarak belirlenebildiğini ve gelecek çalışmalarda püskürtme memesinin debisi ile bu parametrenin teorik olarak belirlenebileceğini belirtmişlerdir.

Dong ve ark. (2010), çalışmalarında dalgalı kanatlı düz plaka ısı değiştiricilerde hava akışı ve ısı transferini deneysel ve nümerik üç boyutlu simülasyonunu incelemişlerdir. Çalışma sonucunda ısı transferi ve kütle akışı konusunda daha derin değerlendirme yetisi ve tasarımda optimizasyon hedeflenmiştir. Deneysel sonuçlar ile sayısal analiz sonuçlarının birbiri ile uyumlu olduğu bildirilmiştir. 1000-5500 Reynolds

sayısı aralığında dalgalı kanatlar için hava akışında ısı ve kütle transferi tahmininin *k-e* modu ile daha doğru yapıldığını öne sürmüşlerdir. Isı değiştiriciye ait geometrik parametreler arasında ise en çok etkinin dalga kanatların dalga boylarına ait olduğu belirtilmiştir.

Mavridou ve ark. (2010), içten yanmalı motorlar ile çalışan taşıtların egzoz gazlarındaki ısıl enerjiyi kullanmak için gerekli olan ısı değiştiricilere odaklanmıştır. Çalışmalarında geleneksel ve günümüzün gelişmiş ısı transferi arttırma yöntemlerini kullanarak altı adet farklı ısı değiştirici için tasarım karşılaştırması yapmışlardır. Karşılaştırma yapılan tasarımlar arasında kanatlı borulu geleneksel ısı değiştiriciler olduğu gibi metal köpüğünden imal edilen yüksek kompaktlığa sahip ısı değiştiricilerde bulunmaktadır. Teorik olarak hesaplanan ısı değiştirici boyutları ve ısıl performanslarına göre en düşük basınç kaybı plakalı kanatlı ısı değiştiricide ve metal köpük matrisli ısı değiştiricisinde %38 hacimsel azalma elde edilmiştir. Yazarlar egzoz parçacık tutucuların yaygınlaşması ile yakın gelecekte kanatlı borulu ısı değiştiricilerin daha kompakt tasarımlar ile yer değiştireceğini öngörmektedirler.

Khaled ve ark. (2010), çapraz geçişli kompakt ısı değiştiricilerinde ısı transferi modellemesi için analitik bir yaklaşım geliştirmişler ve bu yaklaşımda soğutma havasının akış istatistiklerini kullanmışlardır. Isı değiştiricilerin konumlandığı taşıtların alt kısımdaki şasi yerleri gibi farklı konumları da modele entegre eden iki boyutlu bir hesaplama dili çıkarmışlardır. Nümerik hesaplama ile analitik yaklaşım arasında termal performans açısından ortalama bağıl hata %0.5 bulunmuştur. Yazarlar sonuçların çok iyi bir uyuma sahip olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmalarında kullandıkları kanat tipi panjurlu kanattır. Panjurlu kanatlara sahip ısı değiştiricilerin ısıl performanslarının soğutma akışkanının hız dağılımının topolojisine yüksek oranda bağlı olduğunu öne sürmüşlerdir. Hesaplamalarda ısı değiştirici hücreleri matrislere bölünmüştür. Sonuç olarak soğutma havasının hız dağılımında düzensizliğin artışının bozulmasının, ısı değiştirici ısıl performansını iyileştirdiğini bulmuşlardır.

Shi ve ark. (2010), duyulur ve gizli ısının yeniden kullanılması için ısı geri kazanım buhar üreteci (IGBÜ) olarak tasarlanan borulu kanatlı ısı değiştiricileri deneysel ve teorik olarak incelemiştir. Basınç düşüşü ve ısı transferi için çeşitli modellerden taşınım ve yoğuşmalı ısı transferi korelasyonu derlenmiştir. Deneysel sonuçlar ile *j* ve *f* faktörlerinin nemli havada kuru havaya göre daha yüksek değerlere sahip olduğu bildirilmiştir. Artan Reynolds sayısı ile kuru hava ile nemli hava arasındaki *f* faktörü farkı azalmış ve hem *j* hem de *f* faktörleri nem miktarının artmasıyla

artmıştır. Türetilen korelasyonun taşınım-yoğuşma ısı transferi açısından su miktarının etkisini iyi bir şekilde ortaya koyduğu belirtilmiştir. *j* faktörü için türetilen korelasyonun azami sapması ± %7.3 olarak bulunmuştur.

Ismail ve ark. (2009), kompakt ısı değiştiricilerin termal ve hidrolik performanslarını iyileştirmek için ısı değiştirici giriş ve çıkışlarında oluşan kötü dağılımı analitik ve nümerik olarak incelemişlerdir. Toplam 19 adet olmak üzere üç adet ofset kanatlı, 16 adet dalgalı kanatlı plakalı ısı değiştiriciyi Fluent yazılımı kullanarak nümerik ve analitik olarak analiz etmişlerdir. Akış dağılımını iyileştirmek için toplayıcı kazanlara yönlendiriciler yerleştirilmiştir. Akışın dağılımının etkisini görmek için yönlendiriciler yerleştirilmiş ve yerleştirilmemiş tasarımlar incelenmiştir. Analizler sadece türbülanslı akış için gerçekleştirilmiştir. Nümerik ve analitik sonuçların iyi bir uyum içerisinde olduğu belirtilmiştir. İdeal şartlar ile gerçek şartlar karşılaştırıldığında basınç düşüşünün gerçek şartlarda birinci tip tasarımda %16, ikinci tip tasarımda %6 ve üçüncü tip tasarımda %34 daha fazla olduğu bildirilmiştir.

Wen ve Ho (2009), çalışmalarında borulu kanatlı ısı değiştiricilerin elemanlarına ait tasarım parametreleri üzerine deneysel bir düzenek kurulumu hakkında bilgi vermişlerdir. Soğutma havasının 600-2000 Reynolds sayısı ve 1-3 m/s aralığında borulu kanatlı ısı değiştiricilerde kullanılan düz, dalgalı ve basamaklı kanatlarda basınç düşüşünü, *j* katsayısı, *f* katsayısını ve ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Ayrıca akış görselleştirme teknikleri kullanılarak farklı kanatlardaki akışı gözlemlemişlerdir. Dalgalı kanat ile düz kanat sonuçları arasında karşılaştırma yapıldığında sırasıyla %10.9-%31.9 basınç düşüşü artışı, %11.8-%24.0 ısı transferi katsayısı artışı, %2.2-%27.5 *f* faktörü artışı ve %0.5-%2.7 *j* faktörü artışı bulunmuştur. Basamaklı ile düz kanat sonuçları arasında karşılaştırma yapıldığında sırasıyla %33.5-%63.1 basınç düşüşü artışı, %27.0-%45.5 ısı transferi katsayısı artışı, %6.9-%71.1 *f* faktörü artışı ve %9.4-%13.2 *j* faktörü artışı bulunmuştur. Sonuç olarak yazarlar basamaklı kanatların borulu kanatlı ısı değiştiricilerinde kullanımını önermektedir.

Zhang (2009), plakalı kanatlı ısı değiştiricilerde giriş ve çıkış noktalarındaki akış dağılımını ve petek içerisindeki ısı transferini nümerik ve deneysel olarak incelemiştir. Giriş ve çıkışlara Z-tipi konstrüksiyon uygulanmıştır. Çalışmalarında ısı değiştirici peteğini gözenekli ortam olarak varsayıp hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanarak akış dağılımını hesaplamışlardır. Daha sonra iki farklı akış için bir ısı transferi modeli kullanmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile öngörülen akış dağılımına göre ısı değiştirme etkenliği ve ısıl performans bozulma faktörü sonlu fark

şeması ile bulunmuştur. Akış dağılımı ve ısıl performans ile ilgili öngörü ve hesaplamaları doğrulamak için deneyler yapılmıştır. Deney sonuçlarına göre kanal açıklığı 2mm den küçük olan giriş ve çıkış durumlarında akış dağılımındaki bozulma göz ardı edilebilecek seviyededir. Fakat kanat açıklığının 2mm nin üzerinde olduğu durumlarda akış dağılımındaki bozulmanın ısıl performansa etkisi %10 -20 arasında değişmektedir.

Peng ve Ling (2009), yapay sinir ağları kullanarak plakalı kanatlı kompakt ısı değiştiricilerde ısı transferi ve basınç düşüşünü incelemişlerdir. Yapay sinir ağlarında ısı değiştiriciler için kullanılan geri ilerleme algoritmalı ileri beslemeli yöntemi tercih etmişlerdir. Yapay sinir ağını eğitmek için sınırlı sayıda deneysel veri kullanmışlardır. Bu sayede gelecekte deneysel çalışmaların maliyetinin düşürülmesi hedeflenmiştir. Yapay sinir ağları kullanılırken farklı ağların etkisini göstermek için farklı ağlar da denenmiştir. Öngörülen değerler ile gerçek değerler arasında j faktörü için %1.5 den f faktörü için %1 den daha az ortalama hataların karesi değeri bulunmuştur.

Güney (2008), kanatlı – borulu ısı değiştiricilerinin en yüksek verimde çalışacak şekilde tasarlanmaları için gerekli optimizasyonları, bilgisayar destekli hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile yapmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı olarak Fluent 6.3.26 programı kullanılmıştır. Yapılan çalışmalarda, ısı değiştiricisinin geometrik parametrelerinden silindir çapı, kanat aralığı ve silindir merkezleri arasındaki uzaklık değerleri sabit tutulup, silindir merkezleri arasındaki açının değiştirilmesi suretiyle ısı transferinin ve oluşan basınç farkının gelişmesi incelenmiştir. Çalışmaların sonucu olarak maksimum ısı transferinin 20^{o}'de gerçekleştiği saptanmıştır. Aynı açıda, basınç düşüşü maksimum seviyede olmaktadır. Açının yükselmesi ile hem ısı transferi, hem de basınç farkı düşmüştür.

Abbas (2008), düz kanat-boru tipi ısı değiştiricisinde kanat geometrisi değişimlerinin ısı transferi ve basınç düşümüne etkilerini sayısal olarak incelemiştir. 3 sıralı düz kanat-boru tipi ısı değiştirici içindeki sıcaklık dağılımları ve kanat üzerindeki yerel ısı taşınım katsayıları için elde edilen sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Düz kanat ve tek sıra borulu ısı değiştirici, farklı geometrik parametreler için sayısal olarak analiz edilmiştir. Tüm analizlerde, FLUENT adlı, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) programı kullanılmıştır. İki kanat arası mesafe, boru merkezin yeri, kanat yüksekliği, boru kalınlığı ve boru eliptikliğinin ısı değiştirici boyunca, ısı transferi ve basınç düşümüne etkileri incelenmiştir. Kanatlar arası mesafenin basınç düşümü üzerine önemli bir etkisi olduğu bulunmuştur. Borunun akış

boyunca ileride yerleştirilmesinin ısı transferine olumlu etkisi olduğu gözlenmiştir. Bu çalışmanın bir diğer önemli sonucu, boru kesitindeki eliptikliğin artmasıyla ısı transferinin artması, basınç düşümünün ise önemli miktarda azalmasıdır.

Metin (2008), yaptığı çalışmada alüminyum ısı değiştiricilerin ısıl verimlerini incelemiştir. Serpantin ısıl verim deneyi yapılmış ve sonrasında ölçme belirsizlik analizi Minitap programı yardımıyla tamamlanmıştır. Isı değiştirici kanadı Solidworks programı ile modellenmiş ve Gambit programı ile sayısal ağ yapısı oluşturulmuştur. Hava akışı ve hava tarafındaki ısı geçişi, HAD programı (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) ile analiz edilmiş ve sonrasında HAD sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonuçları HAD programının serpantin geliştirmesinde kullanılabilir bir metod olduğunu doğrulamıştır. En uygun serpantin değişkenlerini bulabilmek için, kanat boyu, panjur kanat uzunluğu değiştirilerek, HAD programı yardımıyla analizler yapılmıştır. NTU (Number of Transfer Unit) yöntemi kullanılarak hava ve soğutucu akışkan çıkış sıcaklıkları hesaplanmış ve NTU sonuçları ile deney sonuçları karşılaştırılmıştır.

Corberan ve ark. (2008), tipik kanatlı plakalı ısı değiştiricilerde, düz kanat ve iki ayrı ofset kanat kullanarak toplamda üç farklı yapıda hava ve pentan akışkanlarını kullanarak kanallar boyunca tek fazlı basınç düşüşünü deneysel olarak araştırmıştır. Araştırmalarını geniş bir aralık olan 20-5000 Reynolds sayısı aralığında gerçekleştirmişlerdir. Literatürden aldıkları farklı korelasyonların sonuçları ile deneysel verilerini karşılaştırmışlardır. Elde edilen verilere uyan korelasyonlar çalışmalarında verilmiştir. Ayrıca ilk defa hesaplanan bazı Colburn faktörü değerleri de çalışma içerisinde verilmiştir.

Elyyan ve ark. (2008), laminer, geçiş ve türbülanslı akışları dikkate alarak 200 den 15000 Reynolds sayısı aralığında oluklu kanatlar arasında doğru ve Large-Eddy simülasyonlar yapmışlardır. Oluklu kanatların ısı transferi artışındaki rolünün belirlenmesi çalışmanın amacı olarak tanımlanmıştır. İki farklı kanat açıklığı seçilmiştir. Birinci durumdaki kanat açıklığı ikinci durumdakinin iki katı kadar seçilmiştir. Her iki durumda da kanat şablonu aynı kullanılmıştır. İkinci durumdaki akışın geçiş noktasına ulaşması Re=450 iken birinci durumda geçiş noktasına Re=900 de ulaşılmıştır. Tam türbülanslı rejimde iki durum arasında Nussetl sayısı ve sürtünme faktörü arasındaki fark dikkate değer oranda azalmıştır. Bu durumdan önce ikinci düzendeki düşük Re sayılarında Nu ve f faktörü birinci düzenin türbülanslı akışa geçmeden hemen önceki değerlerine göre daha yüksektir. Tipik kompakt ısı değiştiricilerin çoğunlukla çalıştığı

aralık olan Re<2000 aralığında ikinci düzendeki geometrinin daha iyi performans sergilediğini öne sürmüşlerdir.

Xie ve ark. (2008), genetik algoritma kullanarak plakalı kanatlı kompakt ısı değiştiricilerin optimize edilmesini araştırmışlardır. Hedef fonksiyon olarak bir yıllık maliyeti ve ısı değiştirici boyutlarını kullanmışlardır. İki farklı kanat profili sabit olarak tutulurken üç farklı kanat boyutu değiştirilmiş ve basınç düşüşünü ekleyerek ve eklemeden optimizasyon çalışması yapılmıştır. Genetik algoritmanın oluşturduğu boyutlardaki kompakt ısı değiştiricilerin performansları değerlendirilmiş ve bu değerlendirmeye karşılık gelen hacimler ve maliyetler hesaplanmıştır. Çalışma sonucunda literatürde sunulanlara göre basınç düşüşü sınırlaması durumunda %30 düşük hacimde ve %15 düşük maliyette, basınç düşüşü sınırlaması olmaması durumunda %49 düşük hacimde ve %16 düşük maliyette optimize edilmiş ısı değiştiriciler elde edilebilmektedir.

Tao ve ark. (2007a), kanat verimi etkisini dikkate alıp gövdeye sabitlenmiş kordinatlar metodunu kullanarak (body-fitted coordinates) borulu kanatlı ısı değiştiricilerde laminer akış için üç boyutlu nümerik simülasyon yapmışlardır. Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve kanat verimi için tahmin edilen değerler, literatürdeki ampirik korelasyonların sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Boruların dış çaplarındaki 500-4000 Reynolds sayısı aralığında ortalama sapma Nusselt sayısı için %3.3, sürtünme faktörü için %1.9 ve kanat verimi için %3.6 dır. 0, 10 ve 20 derece kanat açılarında yerel Nusselt sayıları ve kanat verimleri araştırılmıştır. Yerel Nusselt sayısı akış doğrultusunda azalmaktadır fakat kanat verimi genellikle akış doğrultusunda artmaktadır. Kanat dalga açısının Nusselt sayısı ve kanat verimi dağılımını çok büyük oranda etkilediğini ve değerlerinin dalgalandığını belirtmişlerdir. Aynı bölgede dalgalı kanat girişinin düz kanat girişine oranla daha yüksek kanat verimine sahip olduğu bildirilmiştir. Artan Reynolds sayısı ile bahsedilen etkilerin daha belirgin olduğu yazarlar tarafından öne sürülmüştür.

Ko ve Cheng (2007), sayısal yöntemler kullanarak dalgalı kanallarda laminer zorlanmış taşınım ve entropi üretimini araştırmışlardır. Yazarlar ana sorular olarak dalga açısı (En/Yükseklik) ve Reynolds sayısının entropi üretimine etkilerini belirlemişlerdir. Çalışmalarını E/B için 1, 2 ve 4, Re için 100-400 aralığında gerçekleştirmişlerdir. Akış özellikleri, ikinci akış hareketi, sıcaklık dağılımı ve sürtünme ve ısı transferi tersinmezliklerine göre yerel entropi üretimi bildirilmiştir.

Kanat açısı ve Reynolds sayısı büyüdükçe toplam entropi üretiminin azaldığını belirtmişlerdir.

Jungi ve ark. (2007a), 11 farklı çapraz geçişli dalgalı kanatlı ve yassı tüplü ısı değiştiriciyi deneysel olarak incelemişlerdir. Yassı tüp içerisinden 2.5 m^3 sabit debide sıcak su geçirmişlerdir. Soğutma havası tarafında ise 800-6500 Re sayısı aralığında farklı kanat geometrileri ile deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Hava tarafındaki termal performans etkenlik transfer birimi yöntemi ile analiz edilmiştir. Reynolds sayısının bir faktörü olarak *j* ve *f* faktörleri hesaplanmıştır. F testi ve çoklu lineer regresyonlar ile çeşitli korelasyonlar elde edilmiştir. Yapılan çalışmada elde edilen korelasyonlar ile +/- %10 olmak üzere %95 doğrulukta tahmin yapılabildiği bildirilmiştir.

Tao ve ark. (2007b), 500-5000 Re sayısı, 0.4 ten 5.2 mm ye kanat açıklığı, 1 den 4 sıraya kadar kadar boru demeti ve 0 dan 50^0 ye kadar kanat açısı aralığında Reynolds sayısı, kanat açıklığı, dalga açısı ve boru demeti değişkenlerinin borulu kanatlı kompakt ısı değiştiricilerin performansına etkilerini üç boyutlu sayısal simülasyon ile incelemişlerdir. Nümerik sonuçlar ile deneysel verilerin uyum içerisinde olduğunu belirtmişlerdir. Yazarlar ayrıca alan sinerji prensibine göre incelemişlerdir. Alan sinerji prensibine göre boru demeti ile hidro-termal performansın ters orantılı bildirmişlerdir.

Khaled (2007), kare kanatlar arasına yerleştirdiği daire kesitli ince çubukları "saçlı kanat" olarak adlandırdıktan sonra bu kanatlara ait termo-hidrolik performansı bir ve iki boyutlu analitik analizler ile incelemiştir. Çalışması sonucunda çubukların çaplarında ve ana taşınım katsayısında bir azalma olduğunda ya da çubukların iletim katsayısı arttığında kanatlar arasında ısı transferi iyileştirmesinin arttığını ifade etmiştir. Bulunan sonuçlar ile saçlı kanat sisteminin termal sistemlerde uygulanabilecek bir sistem olduğunu bildirmiştir.

Nasiruddin ve Kamran Siddiqui (2007), bir ısı değiştirici tüpü içerisine saptırıcı koyarak ısı transferindeki artışı incelemişlerdir. Dik ve iki farklı açıda olmak üzere üç farklı saptırıcı yerleşimini parametre olarak almışlardır. Dik yerleştirilen saptırıcının Nusselt sayısını ve basınç düşüşünü dramatik oranda arttırdığını bildirmişlerdir. Meyilli yerleşimde ise meyil açısının neredeyse etkisinin olmadığı belirtilmiştir. Saptırıcı olan durumda olmayan duruma göre azami %120, ortalama %70 daha fazla Nusselt sayısının bulunduğu ifade edilmiştir. Seçilen saptırıcı yerleşimlerinden herhangi biri için Re sayısı 20000 den 5000 e düşürüldüğünde Nusselt sayısındaki artış faktörü 2 den fazla olmuştur. Yazarlar akış doğrultusuna yerleştirilecek bir saptırıcının kompakt ısı

değiştiricilerinde en az basınç kaybı ile büyük oranda ısı transferi artışı sağlayacağını öne sürmüşlerdir.

Jungi ve ark. (2007b), plakalı kanatlı kompakt ısı değiştiriciler için 20 farklı çoklu panjurlu kanat profili kullanarak deneyler yapmışlardır. Plakalar arasında 2.8m^3/saat sabit debide sıcak su dolaştırırken soğutma havası tarafında panjurlu kanatların panjur açıklıkları, açıları, kalınlıkları, en ve yükseklikleri gibi değerleri değiştirirken Reynolds sayısı aralığı olarak ta 200-2500 aralığını tercih etmişlerdir. Çalışmaları sonucunda ampirik olarak türettikleri korelasyonlarda *j* faktörü için yaklaşık %10 rms ve %4.1 ortalama sapma, *f* faktörü için %12 rms ve %5.6 ortalama sapma bulmuşlardır.

Navarro ve Cabezas-Gómez (2007), kompakt ısı değiştiricilerde farklı ve karışık akış düzenlemelerine sahip ısı değiştiricilerin etkenlik transfer birimi ilişkileri için bir matematiksel modeli incelemişlerdir. Model peteğin akış doğrultusunda ayrıklaştırıldığı ve ısı değiştiriciden akışkanın çıkış sıcaklığının elde edildiği tüp elemanı yaklaşımı temeline dayanmaktadır. Elemanın her kesitinde tüp tarafındaki akışkanın sıcaklığının sabit olduğu kabul edilir, çünkü kritik ısıl kapasite sıfıra yaklaşmaktadır. Bu yüzden sıcaklık bir ısı değiştirici elemanının etkenliği ile kontrol edilmektedir. Model çapraz tek geçişli bir veya daha fazla sıraya sahip kompakt ısı değiştiriciler için geliştirilen cebirsel eşitlikler ile doğrulanmıştır. Elde edilen bağıl hataların çok küçük olduğu ve modelin doğruluğuna işaret ettiği belirtilmektedir.

Dal (2007), düz plakalı borulu ısı değiştiricisi kanatçık ve borularında yapılan değişikler ile ısı transferi ve basınç düşümünün etkisi üzerine araştırma yapılmıştır. Gerçek bir ısı değiştiricisinde, arasından yanmış gazların geçtiği iki yarım kanatçık ve borudan oluşan bir model seçilmiştir. Yanmış gazın sıcaklık dağılımı, hız dağılımı ve basınç düşüşü değerleri incelenmiştir. Elde edilen modellerde kanatçık açılarının dikey eksene göre değişimi, kanatçıklar arasındaki mesafenin optimum tespiti ve kanatçık ortasındaki borunun y ekseni boyunca değişiminin ısı transferine etkisi değişik model üzerinde incelenmiştir. Sayısal hesaplar sonunda, ısı transferinin kanatçıkların eksenle yapmış olduğu $\theta = 30^0$ eğik açıda, kanatlar arasındaki Lz = 2,75 - 3 mm ara mesafede ve boru ekseninin c_1 = 16 mm değerlerinde maksimum ısı transferi bulunmuştur. Üç farklı model için ortalama Nusselt sayıları sayısal olarak bulunarak, Reynolds ve Prandtl boyutsuz sayıları cinsinden korelasyon eşitlikleri verilmiştir. Ayrıca basınç düşümünden dolayı gerekli olan ilave enerji miktarı, kazanılan ısı transferi miktarına göre çok az değerde kaldığı tespit edilmiştir.

Ömeroğlu (2007), borulu silindirik, altıgen ve kare kanatçıklı geometriye sahip çapraz akışlı ısı değiştiricisinde akış ve ısı transferi deneysel olarak incelemiştir. Bu çalışmada, kanatçıklar ısı değiştiricisi içerisinde alt ve üst plakalara paralel olarak yerleştirilmiştir. Her iki akışkanın karışmadığı hava ve su akışkan çiftinin farklı sıcaklık ve akışkan debilerinde ölçümler gerçekleştirilmiştir. Sıcak akışkan olarak hava, soğuk akışkan olarak su seçilmiştir. Deneyler; su için sabit akış debisi 0,00124 kg/sn de ve hava için Re sayısının çeşitli aralıklarında (3000<Re<27000) gerçekleştirilmiştir. Hava tarafında ısı değiştiricisinin termal performansı ε-NTU yöntemi kullanılarak analiz edilmiştir. Farklı tip çapraz akışlı ısı değiştiricileri arasında altıgen kanatçıklı ısı değiştiricisinin daha yüksek performansa sahip olduğu belirtilmiştir. Bunun için aynı NTU ya karşılık gelen en yüksek etkenlik (ε) değeri C*=0,25 için olan en yüksek ısı geçişine sahip altıgen kanatçıklı çapraz akışlı ısı değiştiricisinde gerçekleşmiştir. Farklı geometriler için ısı transfer ve basınç düşümünün etkileri Reynolds sayısının fonksiyonu olarak incelenmiştir.

Irmakoğlu (2006), iki sıralı alüminyum kanatlı ve bakır borulu bir ısı değiştirici, değişik geometrik parametreler için nümerik olarak incelenmiştir. Kanat aralığı, kanat kalınlığı, kanat malzemesi, boru çapı, yatay ve dikey boru aralıkların ısı transferi ve basınç düşümüne etkisi 14 değişik geometrideki modelde gerçek sınır şartları ve türbülanslı akış için Fluent yardımıyla incelenmiştir. Evaporatör girişi hava hızları 2 ila 4 m/s arasında seçilmiştir. Yapılan teorik çalışma, nümerik çalışmayla karşılaştırılmış ve çok yakın sonuçlar elde edilmiştir. Çalışmanın sonucunda, kanat aralığının ısı transferi ve basınç düşümüne önemli ölçüde etkisi olduğu görülmüştür. Kanat aralığı azaldıkça ısı transferinin ve basınç düşümünün arttığı gözlemlenmiştir. Kanat kalınlığının ısı transferi ve basınç düşümüne önemli bir etkisinin olmadığı belirtilmiştir.

Demir (2006), dikdörtgen, yatay bir plaka üzerine yerleştirilen kare ve dairesel kesite sahip iğne kanatların deliksiz ve yanal yüzeylerine delik açılmış tiplerinin ısı transfer ve sürtünme karakteristikleri deneysel olarak belirlemiştir. Reynolds sayısı aralığının 13500–42000, açıklık oranının (H C /) 0, 0.33, 1 ve kanatlar arası akış doğrultusundaki mesafenin (D S y /) 1.208, 1.524, 1.944 ve 3.4 olarak belirlendiği çalışmada ortalama Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için korelasyonlar geliştirilmiştir. Ayrıca Taguchi deney tasarım yöntemi kullanılarak her bir kanat tipi için optimum dizayn parametreleri ve seviyeleri belirlenmiştir. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü performans istatistiği olarak belirlenmiş ve Taguchi tarafından

önerilen L9 (3^3) ortogonal dizisi deney planı olarak seçilmiştir. Kare kesitli kanatlarda ısı transferinin dairesel olanlara göre daha büyük olduğu gözlenmiş, aynı kesite sahip kanatlarda delikli olanların ısı transferinin deliksiz olanlardan daha büyük olduğu gözlenmiştir. Sürtünme faktörü deliksiz kanatlarda daha büyük olmuştur. Sürtünme faktörü için delik etkisi kare kesitli kanatlarda daha belirgin olmuştur.

Polat (2006), dikdörtgen kesitli düz ve dairesel kanatçıklar ile silindirik iğne kanatçığın üç farklı sınır şartına göre analitik olarak bir boyutlu analizleri yapılarak, sıcaklık dağılımı, ısı geçişi, verimlilik ve etkenlik formülleri elde edilmiş ve daha sonra belirli çevre şartlarında kanatçıktan istenen ısı geçişine göre minimum ağırlıkta olacak şekilde kanatçıkların optimum ebatlarını veren formüller analitik olarak belirlenip bilgisayar programına aktarılmıştır. Çalışma sonucunda verilen ısı geçişi ve sabit çevre şartlarında dikdörtgen kesitli düz ve dairesel kanatçıkların optimum kanatçık boyunu belirlemede ısı iletim katsayısının etkisinin olmadığı, ısı taşınım katsayısının ise ters oranda etkili olduğu görülmüştür. Silindirik iğne kanatçık optimizasyonunda ise ısı iletim katsayısı ve ısı taşınım katsayısının optimum iğne kanatçık boyu ve çapını belirlemede çok büyük etkisi olduğu tespit edilmiştir.

Benli ve ark. (2006), ondulin ve yıldız olarak adlandırılan iki farklı plakalı ısı değiştiricilerinin yüzey geometrilerinin ısı transferi ve sürtünme katsayısı üzerine etkileri deneysel olarak incelenmişlerdir. İki tip ısı değiştiricisi imal edilmiş ve plakaların yan yana monte edilmesiyle, elde edilen ısı değiştiricisinde sıcak ve soğuk akışkan tarafından, Nusselt sayısının Reynolds sayılarına göre değişimleri araştırılmıştır. Aynı yönlü paralel akış ve zıt yönlü paralel akış için, ısı değiştiricisi etkinliğinin, NTU'ya göre değişimi bulunmuştur. Laminar akış şartlarında yapılan bu çalışmada Reynolds sayısı $50 \leq Re \leq 1000$ ve Prandtl sayısı ise $3 \leq Pr \leq 7$ arasında seçilmiştir. Deney sonuçlarından, ısı transferi, etkinlik ve basınç kaybı için deneysel bağıntılar elde edilmiştir.

San ve Huang (2006), ısı değiştiricilerinde kullanılan dairesel tüplerin iç kısımlarında enine çıkıntılar olması halinde ısı transferi ve basınç düşüşünü deneysel olarak incelemişlerdir. Çıkıntıların uzunluk/çap oranı 87 olarak seçilmiştir. Isı transferi ve basınç düşümü performansları giriş noktasından itibaren hava akışı tarafında kaydedilmiştir. İzotermal yüzey durumu düşünülmüştür. 0.304-5.72 aralığında çıkıntı açıklığı tüp çapı oranı seçilmiştir. Benzer şekilde çıkıntı yüksekliğinin tüp çapına oranı olarak 0.015 den 0.43 e kadar bir aralık seçilmiştir. Reynolds sayısı 4608 den 12936 arasında değişirken Nusselt sayısı ve sürtünme faktörleri bahsedilen üç değişkenin birer

fonksiyonu olarak korelasyon halinde ifade edilmiştir. Çıkıntı yüksekliği, tüp çapı oranı için 0.057 değeri kritik değer olarak bulunmuştur. Bu kritik değerin altında *f* faktörü çıkıntı yüksekliği ile doğru oranda artmakta, kritik değerin üzerinde ise 2.55 lik kuvvet ile doğru oranda artmaktadır. Ayrıca ısı transferi ve etkenlik artışı için iki ayrı performans haritası çıkarılmıştır.

Sanders ve Thole (2006), daha önce panjurlu kanatlara sahip kompakt ısı değiştiriciler ile ilgili yapılan deneysel ve teorik çalışmaların panjur geometrilerine odaklanarak verim artışı aradıklarını belirttikten sonra kendi çalışmalarında panjurlu kanatlar üzerine küçük saptırıcılar yerleştirerek kanat boyunca oluşan ısı transferini arttırmayı hedeflediklerini bildirmişlerdir. Deneyler 20 kat büyütülmüş bir modelde geliştirilmiştir. Deneylerinde 27^0 açıda ve 0.76 kanat açıklığı panjur açıklığı oranında geometri kullanmışlardır. 230-1016 Re aralığında yapılan deneylerde saptırıcılar ve hidro-termal performans parametreleri değerlendirilmiştir. Çalışma sonuçlarına tipik bir örnek olarak saptırıcılar ile *f* faktöründe %23 artışa karşılık %39 ısı transferi artışı elde edildiği ifade edilmiştir.

Joen ve ark. (2006), borulu kanatlı kompakt ısı değiştiricilerde eğimli panjur saptırıcıların ısı transferi performansına ve basınç düşüşüne etkisini deneysel olarak analiz etmek için öncelikle bir deney düzeneği tasarlamış, imal etmiş ve deneysel sonuçları doğrulamak için kapsamlı bir hata analizi gerçekleştirmişlerdir. 1000 Reynolds sayısının üzerinde incelenen panjur kanat tipinin ortalama %18 basınç kaybı artışına ve ortalama %10 ısı taşınımı artışına neden olduğunu bulmuşlardır.

Manglik ve ark. (2005), 10-1000 Reynolds sayısı aralığındaki Pr=0.7 durumunda dalgalı kanatlı plakalı peteğe sahip kompakt ısı değiştiricilerindeki kararlı zorlanmış taşınımı incelemişlerdir. Orthagonal olmayan ve şaşırtma kullanılmayan ağ için sonlu hacim tekniği kullanılarak sabit özellik hesaplamalı çözümleri elde edilmiştir. Sonuçlar kanat yoğunluğunun etkisini göstermiştir. Sonuçları ifade ederken *f* ve *j* faktörünün kullanıldığı bildirilmiştir. Ayrıca dalgalarda oluşan dönümler ve bu sayede ısı transferinde yaşanan artışı incelemişlerdir.

Navarro ve Gomez (2005), çapraz akışlı kompakt ısı değiştiriciler için yeni bir nümerik performans hesaplama yöntemi geliştirmişlerdir. Bu metot kullanılarak hem karmaşık hem de standart birçok akış düzenlemesinde etkenlik transfer birimi verileri elde edilmiştir. Sonuçlar tek geçişli çapraz akışlı birden dörde kadar sırası bulunan kompakt ısı değiştiricilerin analitik sonuçları ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Çalışmaları sayesinde karmaşık dizilimlere de çözüm üretilebileceğini belirtmişlerdir.

Pavel ve Mohamad (2004), metallerin gözeneklerinin boru içerisindeki ısı transferine etkisini deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında boruya sabit ve üniform ısı akısı uygulamışlardır. Isı transferi ve basınç düşüşüne etkiyen parametreler olarak Reynolds sayısı, gözeneklilik, gözenek çapı ve ısıl iletkenlik alınmıştır. Sonuçlar gözenekli metalin kullanılmadığı durum ile karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda gözenekli malzeme durumunda sayısal simülasyonun daha dikkatli tasarlanması gerektiğini ve ısı transferi artışına karşılık önemli bir basınç düşüşü ile karşılaşıldığından bahsetmişlerdir.

Tiwari ve ark. (2003), gövde üzerinde bir ağ ve sonlu hacim metodu yardımı ile Navier-Stokes ve enerji denklemlerini çözerek delta saptırmalı kanatlı ve oval tüplü çapraz geçişli ısı değiştiricilerde üç boyutlu nümerik analiz ile ısı transferini incelemişlerdir. Sıvı tarafına göre daha düşük taşınım katsayısına sahip hava tarafında ısı transferini arttırmak için oval tüplerin ve kanatlar üzerinde delta saptırma geometrisinin kullanılması önerilmiştir.

Bilen (1998), etkenlik-transfer birimi yöntemini kullanarak hazırladığı bilgisayar programında altı farklı kanatçık tipi kullanarak, belirli bir içten yanmalı motor için ara soğutucu boyutlandırmıştır. Hesaplamalarda farklı aralıklara sahip 4 düzlem kanatçık ve iki panjurlu kanatçık kullanılmıştır. Hedeflenen dolgu sıcaklığı için yapılan analitik hesaplamalar sonucunda panjurlu kanatçık tipi en uygun sonucu vermiştir.

Woodcock ve ark. (1997), bir ara soğutucunun soğutma havası ve dolgu havası akış kanallarında üç boyutlu simülasyonunu incelemişlerdir. Simülasyonun amacı, ısı değiştiricilerde ikincil ısı transferi yüzeylerine nümerik ve analitik hesap yöntemlerinin uygulamalarını göstermektir. Çalışma için piyasada kullanılmakta olan bir ara soğutucu seçilmiştir ve teorik sonuçlarla karşılaştırmak için deneysel veriler elde edilmiştir. PROSTAR/sT yazılımı kullanılarak elde edilen CAD verilerinden çok katmanlı bir ağ geliştirilmiştir. Daha sonra STAR-CD/sT nin sonlu hacim Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı kullanılarak akış alanları hesaplanmıştır. Daha sonra simülasyonda kanatçıklar yerine gözenekli bileşenler yerleştirilmiştir. Deneysel veriler ile öngörülen değerler karşılaştırıldığında ara soğutucunun ısıl performansının %10 doğruluğa kadar tahmin edilebildiği görülmüştür.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde, yapılan araştırmanın hedefinde olan değişkenler listelenmekte, bu değişkenlerin incelenmesi sırasında kullanılan deneysel ekipmanlar ve teorik yöntemler tanıtılmaktadır. Deney düzeneği ve teorik yöntemlerin uygulanma şekli "yöntem" alt başlığı altında detaylandırılmaktadır.

Çalışma kapsamında ara soğutucu olarak kullanılan ve sektörün belli başlı tasarımları arasından seçilmiş kompakt ısı değiştiricilerine ait basınç kaybı ve ısı transferi davranışları araştırılmıştır. Bu davranışlar hakkında fikir sahibi olabilmek için Reynolds, Nusselt, Stanton ve Prandlt sayıları, Fanning sürtünme faktörü *f*, Colburn faktörü *j*, ısı değiştirici etkenliği gibi göstergeler türetilmektedir. Bu göstergeler hem deneysel hem de teorik çalışma sırasında ölçülen basınç, sıcaklık ve debi değerlerini ilgili bağıntılarda kullanarak türetilmektedir. Bundan dolayı temelde hem teorik hem de deneysel süreçlerin başlangıcında basınç, sıcaklık ve debi değerleri kaydedilmiştir. Kanat geometrisi ve boyutlar gibi tasarım parametreleri de ölçülen değerlerle birlikte teorik analizin başlangıcını oluşturmaktadır. Çizelge 3.1'de ölçümlerin ve bu ölçümler kullanılarak türetilen ısı değiştirici davranış değişkenlerinin bir listesi verilmektedir.

Çizelge 3.1. Kompakt ısı değiştiricilerin incelenmesi sırasında kullanılan tasarım değişkenleri, ölçülen değerler, hesaplanan göstergeler ve değişkenler

Tasarım Değişkenleri	Ölçülen Değerler	Hesaplanan Parametreler	Değişkenler
Isı değiştirici hacmi	Basınç	Nusselt sayısı	Hacimsel debi
Isı değiştirici boyutları	Sıcaklık	Reynolds sayısı	Kütlesel debi
Kanat profili	-	Basınç kayıp katsayısı	Akışkan hızı
Kanat boyutları	-	Toplam ısı geçiş katsayısı	Isı değiştiriciye giriş basıncı
Isı değiştirici malzemesi	-	Etkenlik	Isı değiştiriciye giriş sıcaklığı
Akışkan cinsi	-	Isı transferi	-
Akışkan debi ve hızı	-	Isı değiştirici gücü	-
Isı değiştirici çıkışında istenen akışkan termofiziksel özellikleri	-	Basınç düşüşü	-

3.1. Materyal

Yapılan çalışma deneysel ve teorik olarak iki farklı şekilde gerçekleştirilmiş ve iki çalışmanın sonuçları karşılaştırılmıştır. Dolayısıyla materyal kısmında Çizelge 3.1'de verilen inceleme konuları için hazırlanan deney düzeneği tanıtılmakta ve

ayrıntıları verilmektedir. Bu kısımda ayrıca deneyleri yapılan ısı değiştiriciler de tanıtılmaktadır.

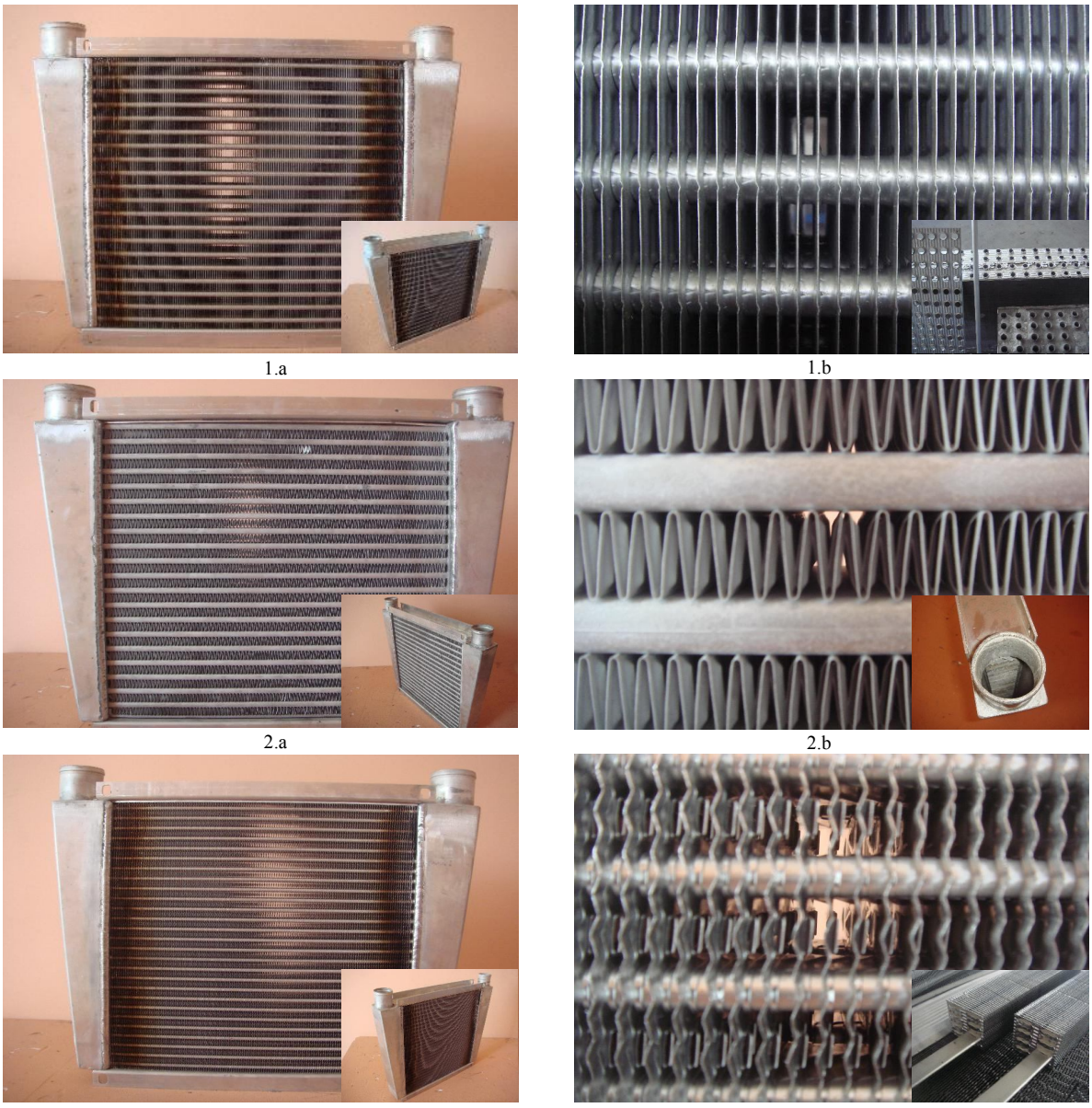
3.1.1. Ara soğutucular, akış hatları, ölçme ve kontrol sistemi

3.1.1.1. Ara soğutucular

Ara soğutucuların çalışma şekillerinin uygun biçimde deneneceği bir deney düzeneğinin hazırlanabilmesi için öncelikle bu ısı değiştiricilerin yapılarının incelenmesi gerekmektedir. Deneyleri yapılan ara soğutucular Şekil 3.1'de görülmektedir. Şekil 3.2'de ise bu ısı değiştiricilerin kanat ve geçiş yollarının detayları ve ölçüleri gösterilmiştir.

Deneylerde kullanılan ara soğutucular alüminyum malzemeden imal edilmiştir. Kullanılan alüminyum alaşımları ve kullanıldıkları elemanlar Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Deneylerde kullanılan ara soğutuculardan dairesel kesite sahip olan ısı değiştiricilerin kanatları, içlerinden dolgu havası geçen tüplerin üzerine oturtulmaktadır. Daha sonra bu tüpler dönen bir mil ile dışa doğru bir miktar şişirilmektedir. Bu sayede kanatlar iç akışın geçtiği tüplere tutturulmuş olur. Bu işlemin diğer bir faydası ise ısı iletimi için çok önemli olan temas noktalarını arttırmasıdır. Fakat kanat metali ile tüp arasında her zaman temas etmeyen noktalar bulunmaktadır. Dolayısıyla teorik hesaplamalarda bir bütün olarak kabul edilen ve buna göre et kalınlığı değeri hesaplamalara katılan alüminyum malzemenin ısı iletkenlik sayısı, deneysel bir çalışma sırasında daha düşük bulunabilir. Sanayi uygulamalarında dolgu havasının aktığı tüp ile kanat metalinin farklı tip alüminyumdan imal edildiği durumlara da rastlamak mümkündür. Böyle bir durumda da teorik olarak tek bir ısı iletim katsayısı kullanmak bir miktar hataya neden olmaktadır.



1.a 1.b 2.a 2.b 3.a 3.b

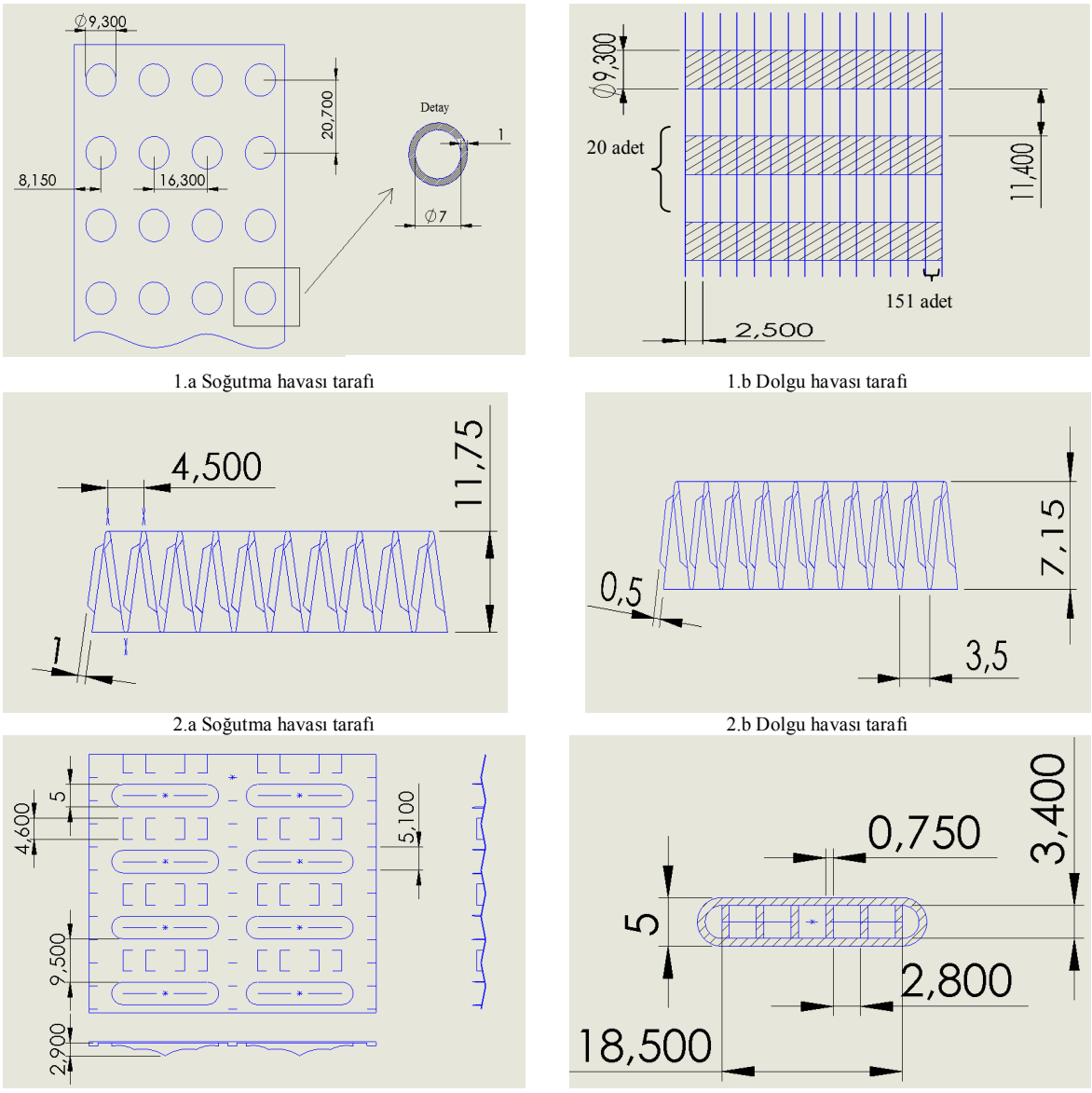
Her ara soğutucu tipi bir harf ve rakam ile işaretlenmiştir. 1) Dairesel borulu kanatlı ara soğutucu, 2) Panjurlu kanatlı plakalı ara soğutucu, 3) Yassı borulu kanatlı ara soğutucu

Şekil 3.1. Deneyleri yapılan ısı değiştiricilere ait fotoğraflar

Deneylerde kullanılan ara soğutucuların peteklerine ait üç görünüş Şekil 3.3.'te, aynı peteklerin performans hesaplamalarında kullanılan ısı değiştirici boyutları ise Çizelge 3.3.'te verilmiştir.

Çizelge 3.2. Deneylerde kullanılan ara soğutucuların imal edildiği alüminyum alaşımlar

Dairesel borulu	Dolgu havası boruları	1070	Kanatlar	8016
Plakalı	Dolgu havası boruları	6063	Kanatlar	6011
Yassı borulu	Dolgu havası kanalı	3003	Soğutma havası kanalı	3003



1.a Soğutma havası tarafı

1.b Dolgu havası tarafı

2.a Soğutma havası tarafı

2.b Dolgu havası tarafı

3.a Soğutma havası tarafı

3.b Dolgu havası tarafı

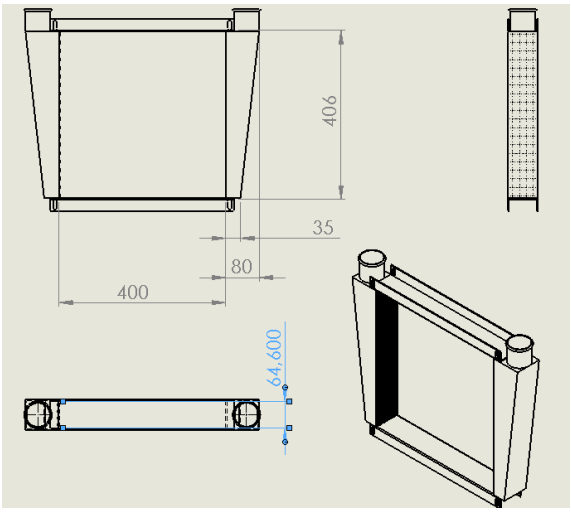
Her ara soğutucu tipi bir harf ile işaretlenmiştir. a) Dairesel borulu kanatlı ara soğutucu, b) Panjurlu kanatlı plakalı ara soğutucu, c) Yassı borulu kanatlı ara soğutucu. (Ölçülerin birimi milimetredir)

Şekil 3.2. Deneyleri yapılan ısı değiştiricilerin kanat boyutları

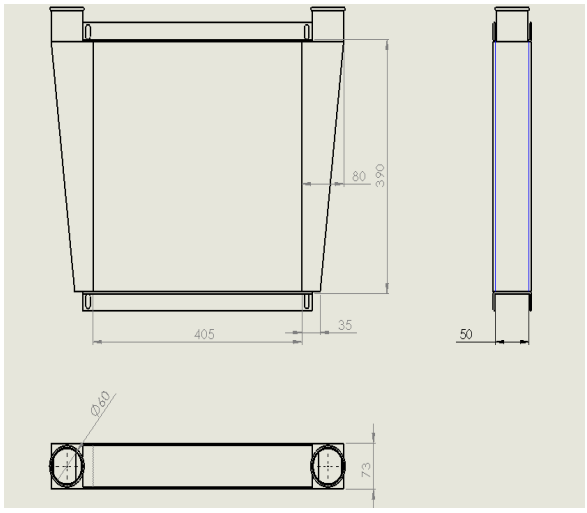
Çizelge 3.3. Ara soğutucuların performans hesabında kullanılan boyutlar

Ara soğutucu tipi	Dairesel borulu	Plakalı	Yassı borulu
Ara soğutucu toplam hacmi V (m^3)	0.0118	0.0113	0.0119
Dolgu havasının aktığı hacim V_D (m^3)	0.001232	0.00278	0.0037
Soğutma havasının aktığı hacim V_H (m^3)	0.01032	0.00789	0.0103
Dolgu havası toplam ısı transfer yüzey alanı A_D (m^2)	0.703	4.2688	1.9342
Dolgu havası kanat ısı transfer yüzey alanı A_{fD} (m^2)	-	3.343	0.8922
Soğutma havası toplam ısı transfer yüzey alanı A_H (m^2)	6.98625	3.25	6.0867

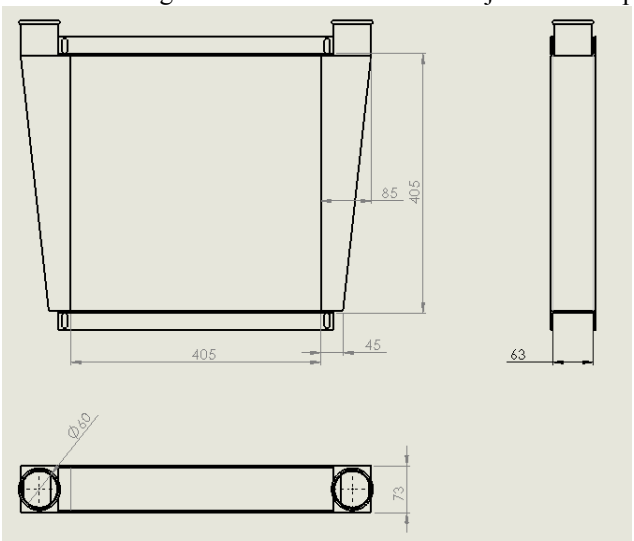
Soğutma havası kanat ısı transfer yüzey alanı A_{fH} (m^2)	6.1098	2.378	5.022
Kompaktlık oranı (m^2/m^3)	651.62	664.6	673.67
Dolgu havası akış ön alanı A_{frD} (m^2)	0.0276	0.027	0.0287
Soğutma havası akış ön alanı A_{frH} (m^2)	0.16	0.1579	0.164
Dolgu havası serbest akış alanı A_{cD} (m^2)	0.003079	0.00509	0.00306
Soğutma havası serbest akış alanı A_{cH} (m^2)	0.089411	0.03075	0.0959
Dolgu havası hidrolik çap Dh_D (m)	0.007	0.00186	0.00256
Soğutma havası hidrolik çap Dh_H (m)	0.0033	0.00189	0.00397



Dairesel borulu kanatlı ara soğutucu



Panjurlu kanatlı plakalı ara soğutucu



Yassı borulu kanatlı ara soğutucu

Şekil 3.3. Ara soğutucuların genel görünüşlerinin teknik çizimleri

3.1.1.2. Akış hatları

Şekil 3.1. ve Şekil 3.2.'den anlaşılacağı gibi, ara soğutucuların içerisinden iki akışkan geçmekte ve bu akışkanlar birbirleri ile karışmamaktadır. Şekiller incelendiğinde akışkanların birbirlerine dik doğrultuda aktığı görülmektedir. Isı değiştiricilerin bu yapısından dolayı iki akış tarafı için de özel birer hat hazırlanmıştır. Soğutma havası tarafında havanın geçtiği kesit alanı, ara soğutucunun kapladığı hacim düşünüldüğünde ara soğutucunun en büyük kesitidir. Buna rağmen soğutma havasının ara soğutucuda aldığı mesafe çok kısadır. Çünkü dolgu havasının olabildiğince soğutulması istenmektedir ve bu nedenle soğutma havasının uzun bir mesafe boyunca ısınmasına ve sıcaklık farkının azalmasına izin verilmez. Soğutma havası akışının gelişebilmesi için havanın aktığı kanala ait hidrolik çap hesaplanmış ve soğutma havası debisinin ölçüldüğü kesitten önce hidrolik çapın 10 katı uzunluğunda kesintisiz bir akış yolu düzenlenmiştir. Hidrolik çap ve kanal uzunluğu aşağıdaki eşitliklerle hesaplanmaktadır.

$$D_h = 4AcL \diagup A \tag{3.1}$$

$$L_{Kanal} = 10D_h \tag{3.2}$$

Soğutma havası kanalında havanın hareketi için 8,000 m^3/saat debide hücreli tip aspiratör fan kullanılmıştır. Fanın hücresi içerisinde Nicotra marka salyangoz ve rotor bulunmaktadır. Fan maksimum hava debisinde çalıştırıldığında 500 Pa statik basınç elde edilebilmektedir. Akışın debisi bir kayış kasnak mekanizması vasıtası ile fanın devri yükseltilerek arttırılabilmektedir, fakat bu durumda statik basınç düşecektir. Kullanılan fana ait fotoğraf Şekil 3.4.'te ve teknik özellikler Çizelge 3.4.'te verilmiştir. Soğutma havasının kararlı hale gelmesi ve debisinin ölçülmesi için tasarlanan akış kanalı ısı değiştiriciden önce yerleştirilmiştir. Isı değiştirici ile debi ölçüm noktası arasında $1D_h$ mesafe bırakılmıştır. Çünkü ısı değiştirici incelemesinde akışkan debileri önem arz etmektedir ve bu nedenle debinin ölçüldüğü noktadan sonra uzun mesafeler kullanılması halinde sızıntılardan dolayı yanlış debi değerleri ölçülebilir (Aydın ve ark., 2003). Kullanılan hücreli tip aspiratör fan ısı değiştiriciden sonra yerleştirilmiştir. Fan ile ısı değiştirici arasındaki mesafe, fan girişindeki hava düzensizliğinin ısı değiştiricisinden geçen havaynın akışınıetkilememesi için $5D_h$ olarak belirlenmiştir. Bu mesafeler ASHRAE 111 standardına uygundur. DW/142 standardına, üretilen hava

kanalı düşük basınç sınıfına (A sınıfı) girmektedir. Hava kanalı ileride yapılabilecek değişikliklere müsaade edecek şekilde flanşlı bağlantılara sahip 1m'lik parçalardan imal edilmiştir. Böylece gerek duyulduğu hallerde akış düzenleyicilerin kullanılmasına ve kanalın uzatılıp kısaltılmasına imkân tanınmıştır. Soğutma havasına ait hava kanalının detay resimleri Şekil 3.5.'te verilmiştir. Hava kanalı yüzeyi oksitlenmemesi için galvanizli sacdan bükülerek kare profil şeklinde üretilmiştir. Flanşların aralarına hava kaçağını önlemek için polimer contalar yerleştirilmiştir. Sızdırmazlığı arttırmak için iki flanş arasında kalan alanın dış kenarlarına ayrıca silikon sıkılmıştır.

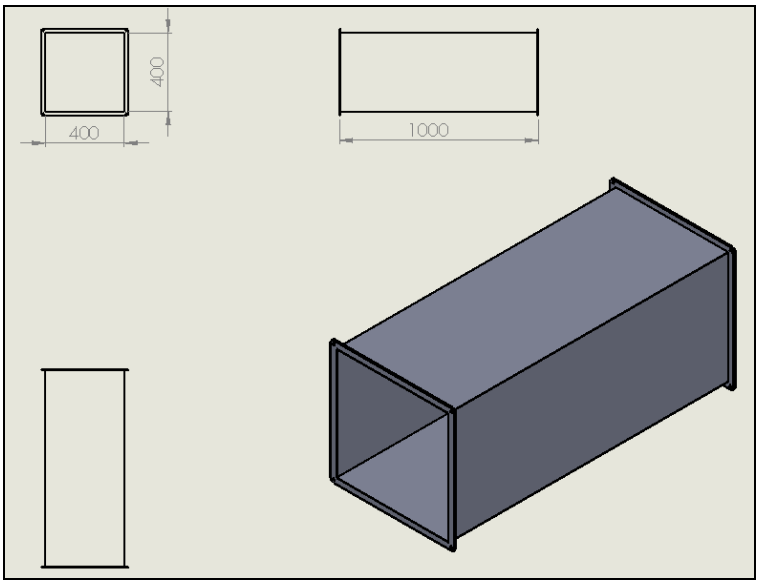


Şekil 3.4. Deney düzeneğinde hücreli tip aspiratör fan

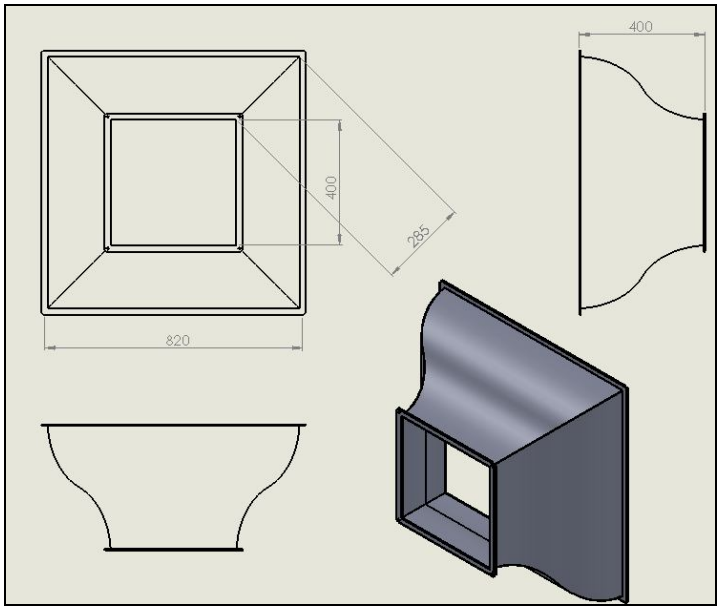
Çizelge 3.4. Deney düzeneğinde kullanılan hücreli tip aspiratör fanın teknik özellikleri

Toplam verim	% 69.7	Fan dönüş hızı	934 d/d
Statik verim	% 55.3	Sıcaklık	20.5 ^{0}C
Statik basınç	500 Pa	Yükseklik	0 m
Dinamik basınç	130 Pa	Yoğunluk	1.2 kg/m^3
Toplam basınç	630 Pa	Motor verimi	% 85
Fan gücü	2,01 kW	Özgül fan gücü	1.064 kW/(m^3/s)
Motor gücü	2,412 kW	Azami güç	5.5 kW
Hacimsel debi	8000 m^3/saat	Azami fan hızı	2000 d/d
Hava hızı	14.7 m/s	Azami sıcaklık	85 ^{0}C

Soğutma havasına ait hava kanalının girişinde büyük basınç kayıplarının oluşmaması ve deney düzeneğinde kullanılan fanın zorlanmaması için kanal girişine polinomal eğriye sahip difüzör kullanılmıştır. Şekil 3.6.'da difözür tasarımı görülmektedir.



Şekil 3.5. Soğutma havasına ait hava kanalı detayları



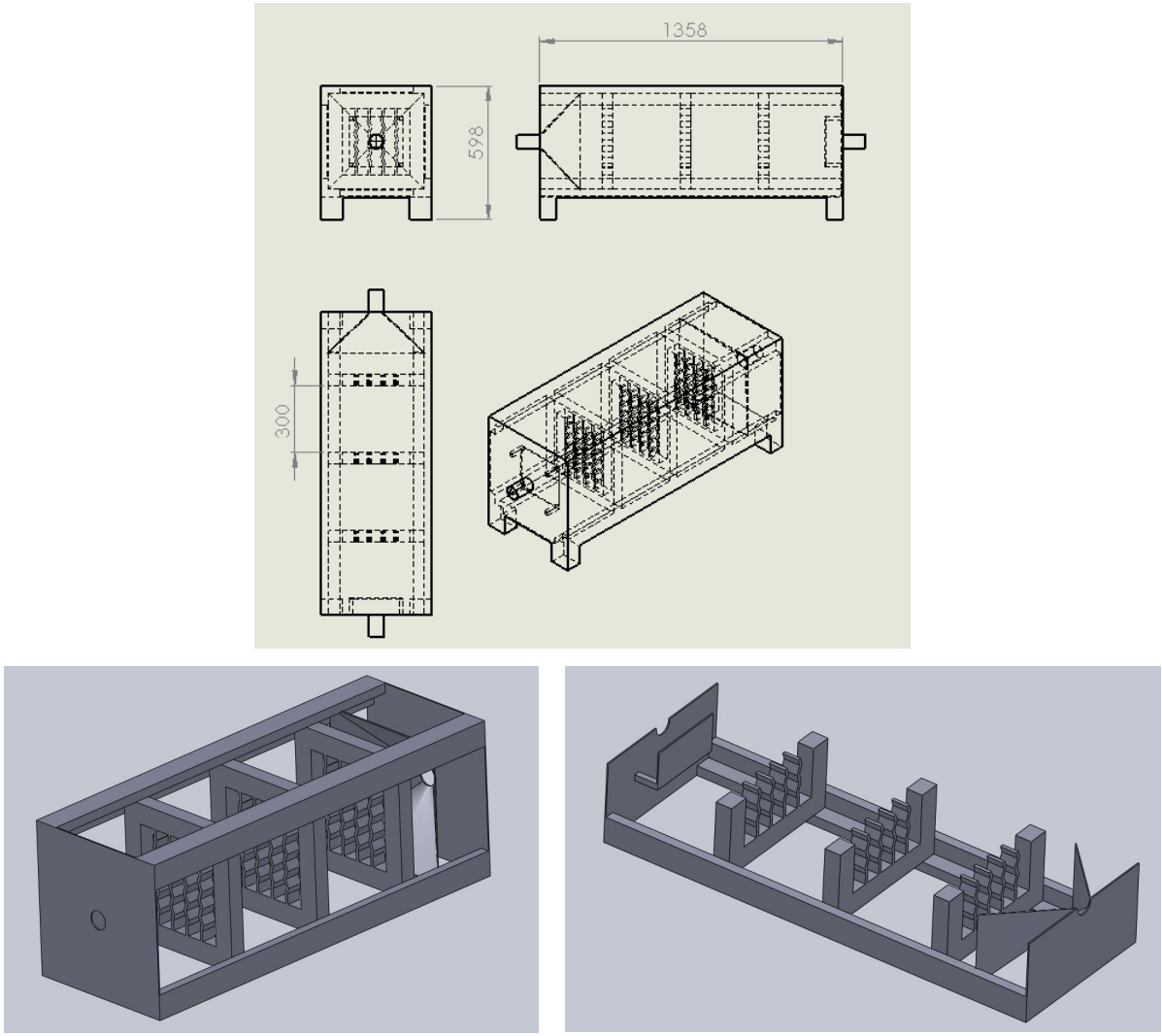
Şekil 3.6. Soğutma havası kanalı girişinde kullanılan difüzör tasarımı

Ara soğutucudan geçen diğer akışkan dolgu havasıdır. Uygulamada dolgu havası basınçlı ve sıcaktır. Dolgu havasının bu özelliklerini deney düzeneğinde elde edebilmek için dolgu havası hattı kurulmuştur. Düşük dolgu havası debilerinde havanın istenen basınçlara getirilebilmesi için vidalı kompresör kullanılmıştır. Dolgu havası debisinin daha yüksek olması istendiği durumlarda ise yaygın olarak dökümhanelerde kullanılmakta olan santrifüj tipte salyangoz fan kullanılmıştır. Deney düzeneğinde kullanılan salyangoz fan Şekil 3.7.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Dolgu havasının yüksek debilerde ara soğutucuya gönderilmesi için kullanılan santrifüj salyangoz fan

Havanın istenilen basınçta ara soğutucuya girmesini sağlamak için iki küresel vana kullanılmıştır. Bu küresel vanalardan birincisi ara soğutucudan önce ısıtma birimine girmeden yerleştirilmiştir. Bu küresel vana ile dolgu havasının debisi ayarlanmaktadır. Diğer küresel vana ise ısı değiştirici çıkışında dolgu havasının debisini belirlemek için yerleştirilen ventüriden sonra yerleştirilmiştir. İkinci küresel vana ile dolgu havasının basıncı ayarlanmaktadır. Dolgu havası hattında basınç kayıplarını azaltmak için hatta kullanılan borular ara soğutucu girişi ve çıkışı ile eşit çapta seçilmiştir. Dolgu havasını istenen sıcaklığa getirmek için 24 kW gücünde elektrikli ısıtıcılar kullanılmıştır. Bu ısıtıcılar yalıtımlı bir bölme içerisine yerleştirilmiştir. Isıtma ünitesinin girişinde dolgu havasını türbülanslı hale getirmek ve ısıtıcılarla temasını daha iyi hale getirmek için saptırıcılar yerleştirilmiştir. Isıtıcı ünite çıkışında ise bir lüle kullanılmıştır. Böylece ısıtıcı çıkışında en az basınç kaybı ile dolgu havasının tekrar basınçlı hatta iletilmesi amaçlanmıştır. Isıtmanın gerçekleştiği hacmin üzeri polistren plakalar ile yalıtılmış, yalıtımın üzeri ise çelik sac ile kapatılarak boyanmıştır. Isıtıcılar üç adet 8 kW lık ısıtıcı olarak seçilmiştir. Böylece yüksek akım çeken ısıtma ünitesi üç adet katı durum rölesi ile (Solid State Relay) kontrol edilebilmiştir. Isıtma biriminin hızlı tepki verebilmesi için geleneksel serpantinli ısıtıcılar yerine özel tel sargılar kullanılmıştır. Üç ayrı ısıtıcıya birer faz verilerek üç fazda 380 V ile ısıtma işlemi gerçekleştirilmiştir. Isıtma ünitesinin tasarımına ait detay çizimleri ve ısıtma ünitesi Şekil 3.8.'de gösterilmektedir.



Şekil 3.8. Deney düzeneğinde dolgu havasını ısıtmak için kullanılan ısıtıcı ünitesi

3.1.1.3. Ölçme sistemi

Deney düzeneğinde temelde iki fiziksel özelliğin ölçümü yapılmakta, diğer özellikler bu iki fiziksel özellikten türetilmektedir. Bu fiziksel özellikler sıcaklık ve basınçtır. Bu nedenle ölçme sisteminde sıcaklık ölçme sondaları ve basınç transmiterleri kullanılmıştır. Her ne kadar diğer özellikler bu iki özellik kullanılarak türetilse de akışkanların hacimsel debilerinin belirlenebilmesi için uygulamada da sıklıkla kullanılan ölçme cihazları kullanılmıştır.

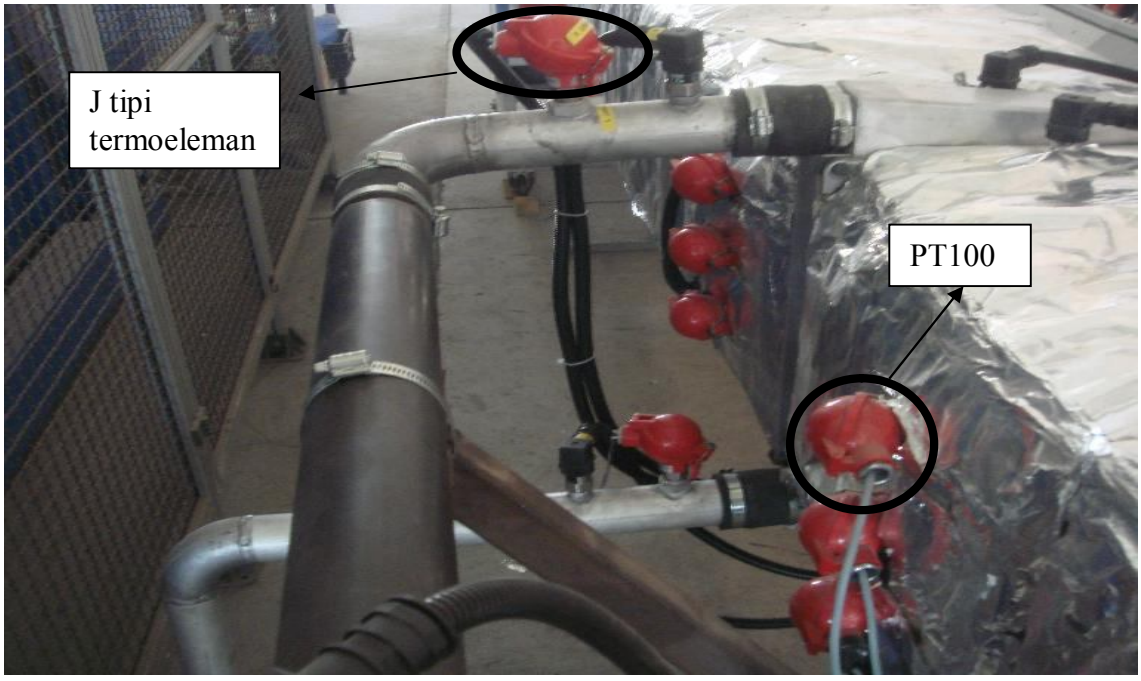
Sıcaklık Ölçümleri;

Bilimsel literatürde sıcaklık ölçümü için çeşitli metotlar mevcuttur. Yaygın olarak elektrik direnç termometreleri ve ısıl çiftler (termoelemanlar) kullanılmaktadır.

Deneyler sırasında dolgu havasının yüksek sıcaklık değerleri göz önüne alınarak dolgu havası hattında "J tipi" ısıl çiftler, soğutma havası hattında ve ortam sıcaklığı ölçülürken bir elektrik direnç termometresi olan "PT 100" ler kullanılmıştır. Hem ısıl çiftler hem de elektrik direnç termometreleri çevresel etkilerden ve elektriksel kaçaklardan korunmak için özel koruma haznelerinde kullanılmışlardır. Ayrıca ölçüm sondalarından çıkan değerlerin elektriksel gürültüden etkilenmemeleri için gürültüyü önleyen yalıtımlara sahip kablolar tercih edilmiştir. Sıcaklık ölçümlerinde kullanılan termoelemanlar Şekil 3.9.'da gösterilmişlerdir.

Basınç Ölçümleri;

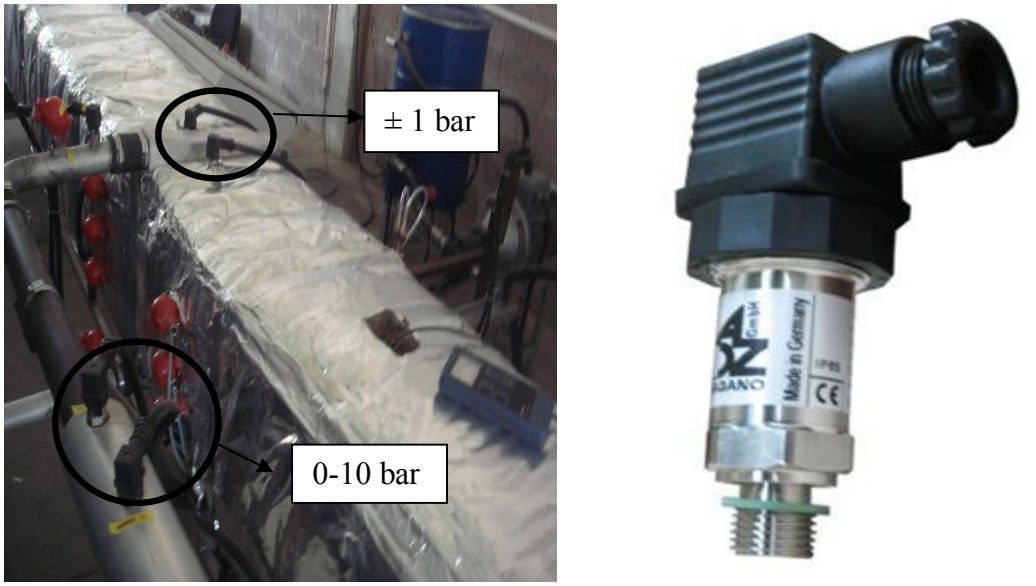
Sıcaklık ölçümüne nazaran basınç ölçümü daha karmaşık ve maliyetlidir. Sıcaklık ölçümünde farklı elektriksel özelliklere sahip bir ya da daha fazla iletken kullanılırken basınç ölçümünde farklı elektro-fiziksel özelliklere sahip malzemeler elektriksel akım üretecek şekilde düzenlenmişlerdir. Basınç karşısında elektriksel akım üreten birimlere basınç transmiteri adı verilmektedir. Maalesef karmaşık yapılarından dolayı ülkemizde basınç transmiteri konusunda pek fazla seçenek bulunmamaktadır. Bu nedenle yabancı menşeli ürünler tercih edilmektedir. Deney düzeneğinde basınç ölçümleri için Trafag'ın Nagano SML-10 kodlu basınç transmiterleri kullanılmıştır. Kullanılan basınç transmiterlerinin basınç ölçüm aralıkları ve teknik özellikleri Çizelge 3.5.'te verilmiştir. Basınç transmiterleri ise Şekil 3.10.'da gösterilmiştir.



Şekil 3.9. Deney düzeneğininde sıcaklık ölçümü için kullanılan termoelemanlar

Çizelge 3.5. Basınç transmiterlerinin ölçüm aralıkları ve teknik özellikleri

Soğutma havası hattı		Dolgu havası hattı	
Ölçüm aralığı	+/- 1 bar	Ölçüm aralığı	0-10 bar
Çıkış sinyali	4-20 mA	Çıkış sinyali	4-20 mA
Mekanik bağlantı	G ¼”	Mekanik bağlantı	G ¼”
Elektriksel bağlantı	MVS DIN EN 175 301-803	Elektriksel bağlantı	MVS DIN EN 175 301-803
Besleme gerilimi	24 V	Besleme gerilimi	24 V
Ölçüm ve cevaplama hızı	>1ms	Ölçüm ve cevaplama hızı	>1ms
Doğruluk	%0.5	Doğruluk	%0.5
Çalışma sıcaklığı	- 40/+ 125 ^{0}C	Çalışma sıcaklığı	- 40/+ 125 ^{0}C



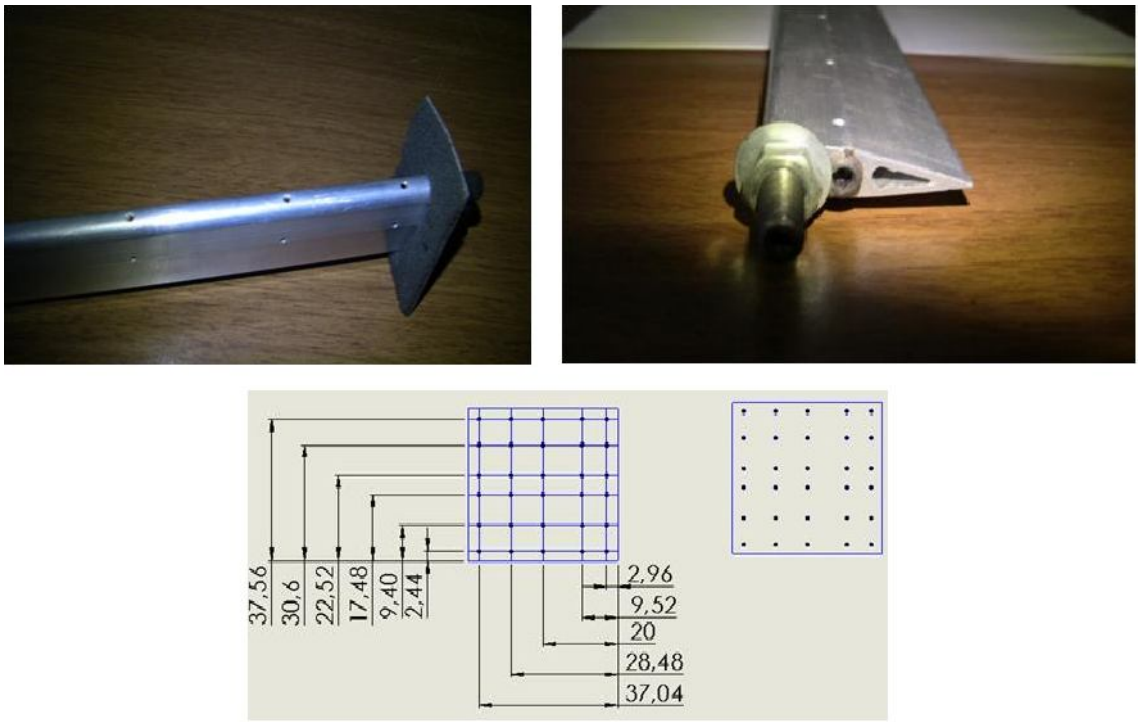
Şekil 3.10. Deney düzeneğinde kullanılan basınç transmiterleri

Debi ölçümü;

Bu çalışmada incelenen ara soğutuculardaki kullanılan akışkanlar sıkıştırılabilir bir gaz akışkan olan havadır. Havanın hacimsel ve kütlesel debisinin bulunabilmesi için soğutma havası hattında ve dolgu havası hattında aynı çalışma prensibine dayanan iki

farklı makine elemanı kullanılmıştır. Soğutma havası kanalında ortalama pitot tüpü, dolgu havası hattında ise ventüri kullanılmıştır.

Soğutma havası geniş bir kanalda aktığı için ortalama hava hızının bulunması gerekmektedir ve bu nedenle çok noktadan hız ölçümü yapılmalıdır. Deney düzeneğine ait soğutma havası kanallarında çok noktadan hız ölçümü için ortalama pitot tüpü tercih edilmiştir. Ortalama pitot tüpü Şekil 3.11'de gösterilmiştir. Pitot tüpleri alüminyum malzemeden ekstrüzyon kalıbı kullanılarak imal ettirilmiştir. Daha sonra toplam ve statik basınçların ölçüleceği delikler matkap kullanılarak açılmış ve çapaklar temizlenmiştir. Ekstrüzyonla imalat nedeniyle tüplerin her iki yönü de açıktır. Bu nedenle ölçüm alınan deliklerin karşısında bulunan delikler, pitot tüplerini hava kanalına montaj edilirken cıvatalar yardımı ile kapatılmıştır.

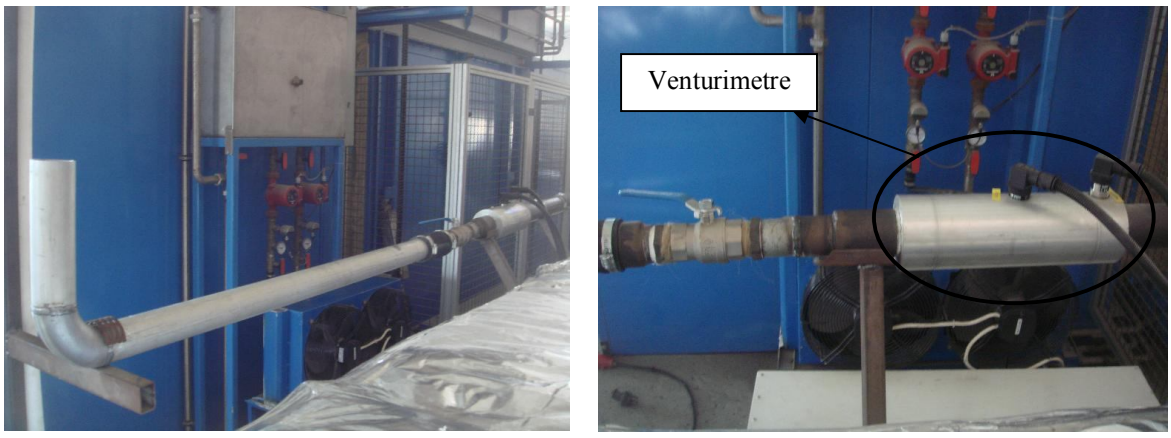


Şekil 3.11. Ortalama pitot tüpü

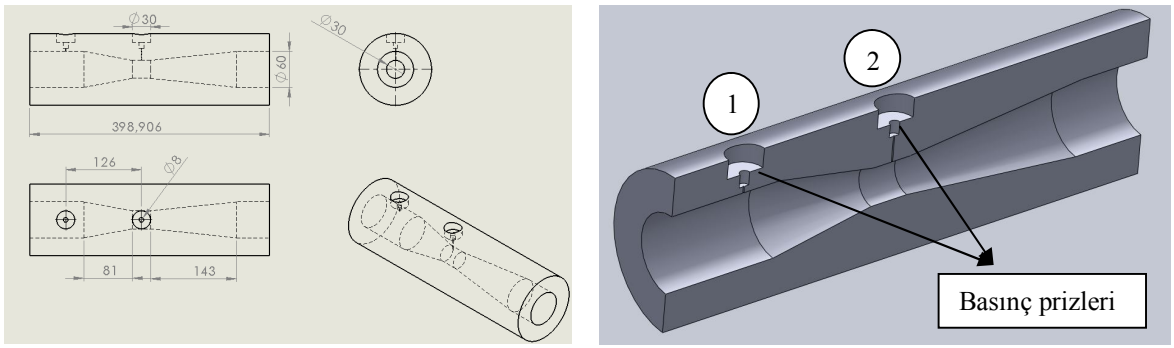
Ortalama pitot tüplerinden çıkan toplam basınç ve statik basınç değerlerinin ölçülmesi için iki yol benimsenebilir. Bunlardan birincisi her ortalama pitot tüpü için iki adet basınç transmiteri ya da bir adet fark basınç transmiteri kullanılması, diğeri ise ortalama pitot tüpü çıkışlarının yine birer tüp kullanılarak ortalamalarının alınması ve bu ortalamaların iki adet basınç transmiteri ya da bir adet fark basınç transmiteri yardımı ile ölçülmesidir. İlk seçenek için toplam 10 adet basınç transmiteri ya da 5 adet fark basınç transmiteri gerekeceği için deney düzeneğinde ikinci çözüm tercih

edilmiştir. Toplam 5 adet ortalama pitot tüpü kullanıldığı için 5 adet toplam basınç çıktısı bakır bir tüpte, 5 adet statik basınç çıktısı diğer bir bakır tüpte toplanmıştır. Bakır tüpler basınç girişleri için aynı hizada 5 noktadan tüp eksenine dik doğrultuda delinmiştir. Tüplerin eksenleri doğrultusunda iki ucu da açık olduğu için uçlardan bir tanesi kapatılmıştır. Diğer uç ise basınç transmiteri bağlanacak şekilde açık bırakılmıştır. Bakır tüpler ile ortalama pitot tüpleri plastik hortumlar vasıtası ile birbirine bağlanmıştır. Sızdırmazlığı sağlamak için ortalama pitot tüpleri ve kanala bağlantılarının yapıldığı noktalarda sıvı contalar kullanılmıştır. Ortalama pitot tüpleri üst akışta 10 D_h , alt akışta ise 1 D_h mesafede konumlandırılmıştır.

Dolgu havasına ait debilerin bulunabilmesi için venturimetre kullanılmıştır. Ventürimetrenin tasarımı için Genceli (2000)'den alınan ve TS 1424 ve ASME standartları kullanılarak hazırlanmış ventüri tüpü tasarımı kullanılmıştır. Dolgu havası debi ölçümünde kullanılan ventürimetre, silindirik bir alüminyum kütüğünden talaş kaldırma yöntemi ile imal edilmiştir. Tüm ventürimetre yekparedir. Ventüri eksenine dik doğrultuda basınç ölçümü için açılan delikler üzerinde basınç transmiterlerinin oturacağı yuvalar açılmıştır. Ventüri girişinden önce 10 D_h, çıkışından sonra ise 3 D_h uzunluğunda dikişsiz, iç yüzeyi honlanmış paslanmaz çelik borular kullanılmıştır. Boruların iç çapı ile ventüri giriş ve çıkış çapları eşittir. Böylece ventüri girişinde ve çıkışında akışı rahatsız edecek setler önlenmiştir. Deney düzeneğinde kullanılan ventüri Şekil 3.12'de, ventüriye ait teknik çizimler ise Şekil 3.13'te verilmiştir.



Şekil 3.12. Dolgu havası debi ölçümünde kullanılan ventürimetre ve yerleşimi



Şekil 3.13. Ventürimetreye ait tasarım ve katı model çizimleri

3.1.1.4. Kontrol sistemi

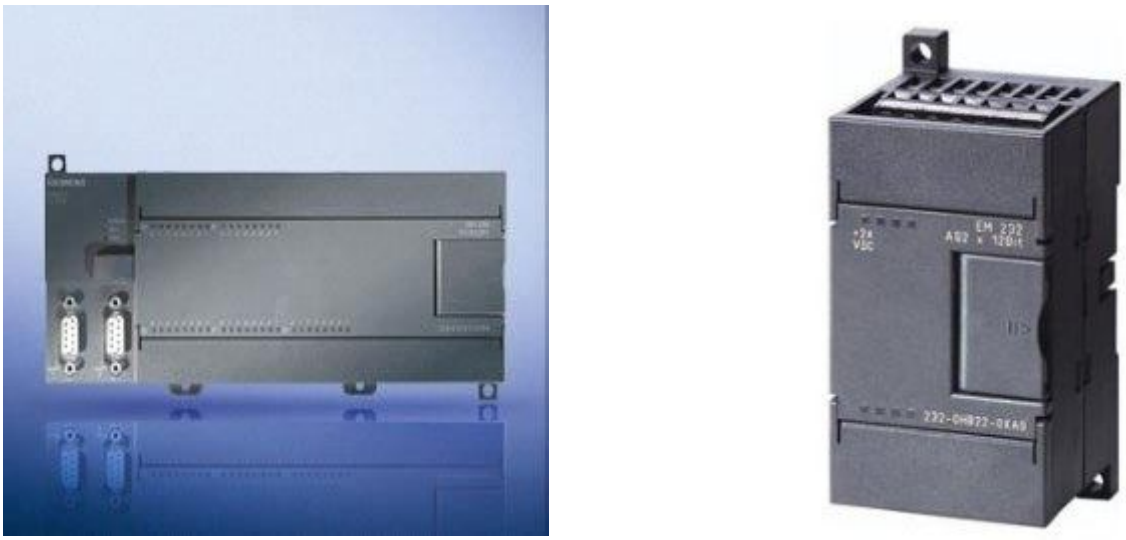
Kontrol sistemi akış hatları, ölçme araçları ve kullanıcı ara yüzü olmak üzere üç bölümden oluşmaktadır. Deney düzeneğinde bulunan motorların çalışma aralıkları, ölçme sisteminden gelen veriler ve kullanıcının sistem ile etkileşimi kontrol sistemi ile sağlanmaktadır. Bütün kontrol sisteminin programlanabilmesi ve işletilmesi için Siemens S7-200 PLC birimi tercih edilmiştir.

Programlanabilir Mantıksal Kontrol Birimi: Deney düzeneğinde kullanılan ölçme uçları, elektriksel bağlantılar, elektrik motorlarına ait sürücüler, katı hal röleleri, kullanıcı ara yüzü gibi donanımlar, bir programlanabilir mantıksal kontrol birimi ile yönetilmektedir. Bu iş için endüstriyel uygulamalarda kullanılan Siemens S7-200 seçilmiştir. Deney düzeneğindeki farklı elektriksel birimlerin PLC ye bağlantılarının yapılabilmesi için 8 adet dönüştürücü modül kullanılmıştır. PLC nin tasarlanan şekilde çalışması için Siemens yetkili temsilcilerinden Samur Elektronik ile çalışılmıştır. Siemens S7-200'e ve kullanılan analog modüllere ait görseller Şekil 3.14'te gösterilmiştir.

Kullanıcı ara yüzü: Deneysel parametrelerin değiştirilmesi ve ölçüm değerlerinin anlık gösterimi için Delta marka dokunmatik LCD ekran kullanılmıştır. Kullanılan ekran sayesinde ölçüm değerleri anlık olarak takip edilebilmekte, istenildiği durumlarda bazı deneysel parametreler için ekran üzerinden girdi verilebilmektedir. LCD ekran da PLC ile bağlantılıdır.

Elektrik motorlarının ve ısıtıcıların kapatılıp açılması için mekanik düğmeler kullanılmıştır. Böylece LCD ekran üzerinde çalışma noktası düzenlenen bir ısıtıcı ve elektrik motoru, mekanik düğme ile aktif hale getirilmediği sürece çalışmamaktadır. İş

güvenliğinin tesis edilmesi için böyle bir uygulamaya gidilmiştir. Ayrıca LCD ekranın ve mekanik düğmelerin yanına acil durumlarda sistemin hızlı bir şekilde durdurulabilmesi için "Acil Durum" düğmesi yerleştirilmiştir. Şekil 3.15'te LCD ekran ve kontrol panelinin farklı görselleri bulunmaktadır.



-a- -b-

Şekil 3.14. a- Siemens S7-200 PLC, b- Siemens analog modül

Elektrikli motor sürücüsü: Soğutma havasına hareket vermek için kullanılan aspiratörlü hücreli tip radyal fan 5.5 kW gücünde elektrikli motor ile çalıştırılmaktadır. Farklı soğutma havası debilerinin elde edilebilmesi için motor devri Delta marka 5.5 kW bir sürücü ile değiştirilmiştir. Sürücünün frekans kontrol, vektör kontrol seçenekleri bulunmaktadır. Deneyler sırasında fan devri, elektrik motorunun frekansı değiştirilerek kontrol edilmiştir. Sürücünün Şekil 3.16.'da, teknik özellikleri ise Çizelge 3.6.'da verilmiştir. Elektrikli sürücü LCD ekran ile ayarlanabildiği gibi üzerinde bulunan ekran ve ayar düğmeleri ile de kontrol edilebilmektedir. Fan elektrik motoru ile sürücü ilk çalışma sırasında eşleştirilmiş ve elektriksel ölçümleri yapılmıştır.

Çizelge 3.6. Sürücünün teknik özellikleri

V/F ve Vektör Kontrolü 0-10 V Analog çıkış PLC Fonksiyonu ile dahili program yazılabilir NPN/PNP Dijital input RS-485 Haberleşme portu (RJ-45) IP20 Koruma	0-10 V, 4~20 mA Analog giriş Ayarlanabilir V/F eğrisi Taşınabilir Keypad ve dahili potansiyometre 0.2 ~ 11 kW güç aralığı MODBUS ASCII/RTU 4800~38400 bps CE, UL onayı	Tork kayma, karşılama Dahili EMI Filtre DC BUS Paylaşımı 0~600 Hz Çıkış frekansı 16 Step Hız & 2 S-curve seçimi



Şekil 3.15. Kontrol paneli ve kullanıcı ara yüzü



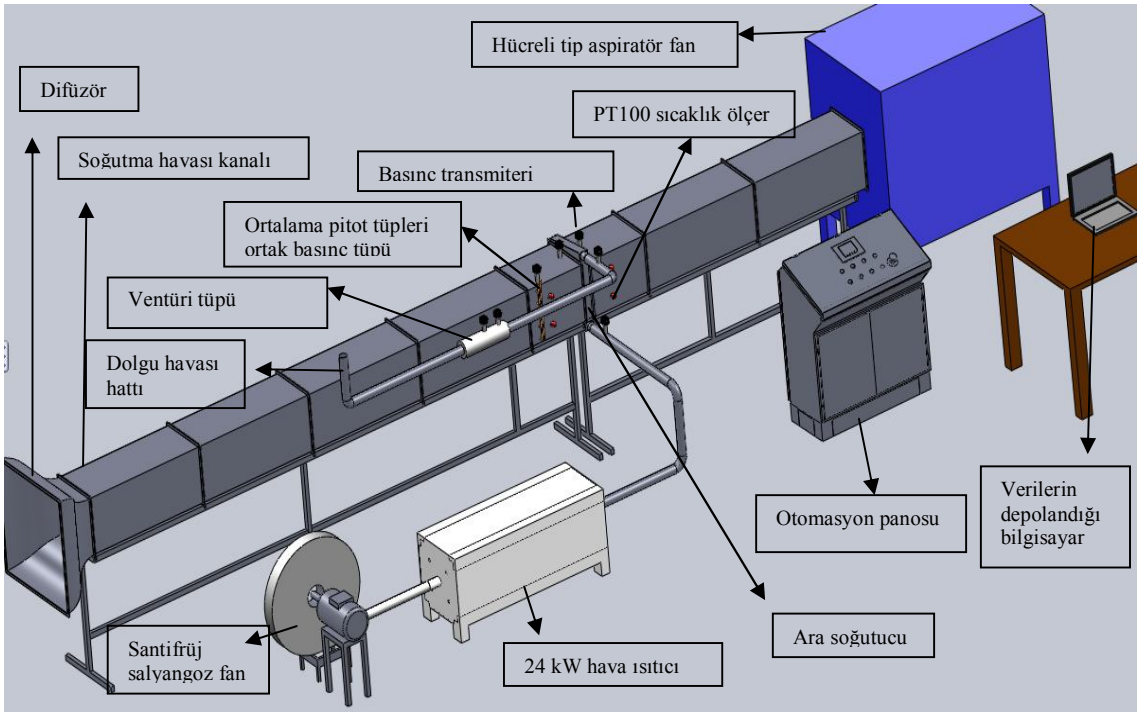
Şekil 3.16. 5.5 kW lık motor sürücüsü

Katı hal röleleri ve oransal tümleşik türetici (PID): Dolgu havası sıcaklığı istenen değere ulaştığında elektrikli ısıtıcıların kapatılması, 0.1 ^{o}C soğuduğunda ise tekrar açılması gerekmektedir. Kullanılan ısıtıcıların toplam gücü 24 kW olduğu için trifaz elektrik şebekesinde toplam 63 amper akımın kesilip tekrar verilmesi söz konusudur. Bu durumda geleneksel kontaktörlerin kullanılması durumunda kısa zamanda kontaktörler bozulmaktadır. Diğer taraftan dolgu havasının istenen sıcaklığa gelme süresi değişmektedir. Ayrıca hava sıkıştırılabilir bir gaz olduğu ve deneyler sırasında seçilen aralıklar genellikle türbülanslı olduğu için havanın ısınma hızı farklı debiler için doğrusal değişmemektedir. Bu sebeple ısıtıcıların dolgu havasını istenen değerde tutabilmeleri için oransal tümleşik türetici (proportional integral derivative –

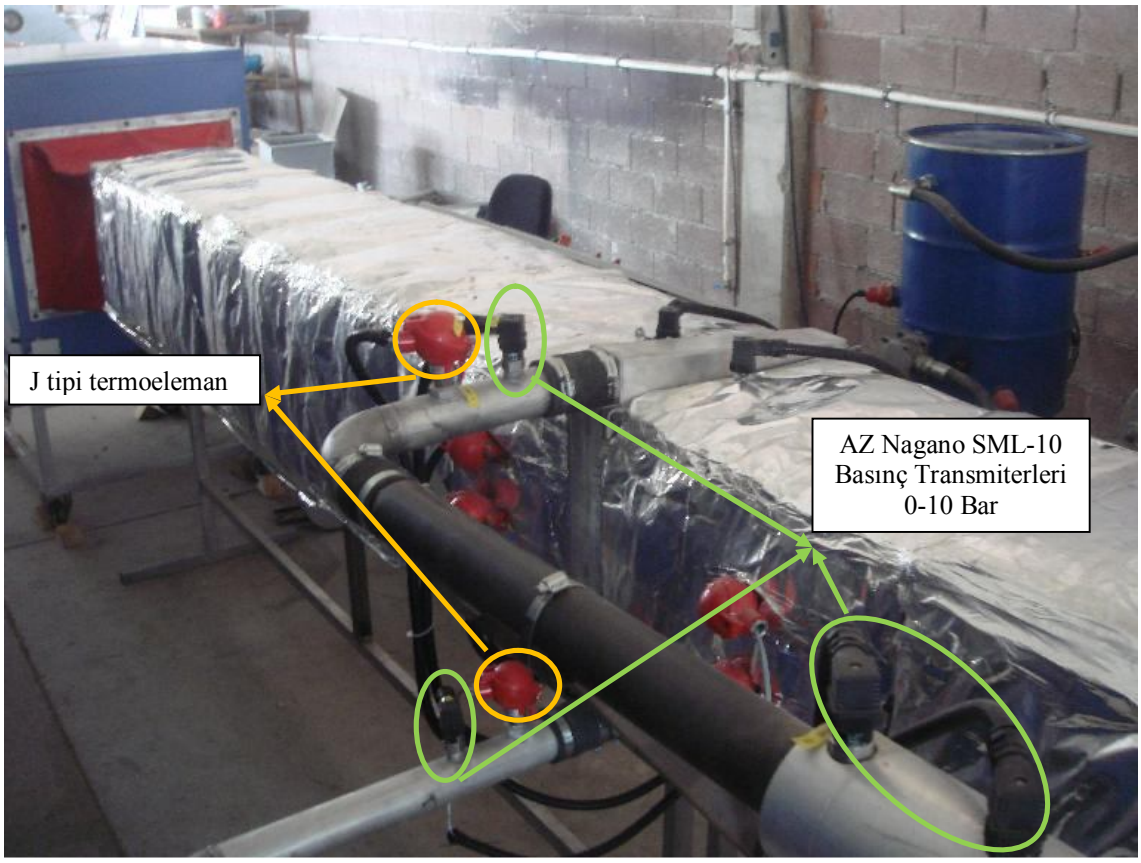
PID) kullanılmıştır. PID sayesinde dolgu havası istenen sıcaklığı geldiğinde ısıtıcılar kapatılmaktadır. Bu sırada dirençler üzerindeki ısı dolgu havasına geçmeye devam eder. Bu nedenle dolgu havası sıcaklığı istenen değerin üzerine çıkar. PID bu fazlalığı hesaplar. Isıtıcılar kapalı olduğu için bir süre sonra dolgu havası istenen sıcaklığın altına düşer ve ısıtıcılar tekrar çalıştırılır. Fakat bu sefer PID nin daha önceden hesaba kattığı fazla sıcaklık değerinden dolayı ısıtıcılar istenen sıcaklığa erişilmeden bir süre önce kapatılır. Birkaç döngü sonra istenen sapma aralığında kalınması halinde PID ne kadar zaman önce ısıtıcıları açması gerektiğini öğrenmiş olur. Bu sayede hassas şekilde akışkan sıcaklığı ayarlanır. PID istenen sıcaklık düzeyinde ısıtıcıları sık aralıklarla ısıtıcıları açıp kapatmaktadır. Bu nedenle ısıtıcılara dağıtılan üç faz için 50 A lik üç katı hal rölesi (solid state relay – SSR) kullanılmıştır.

3.1.2. Deney düzeneği

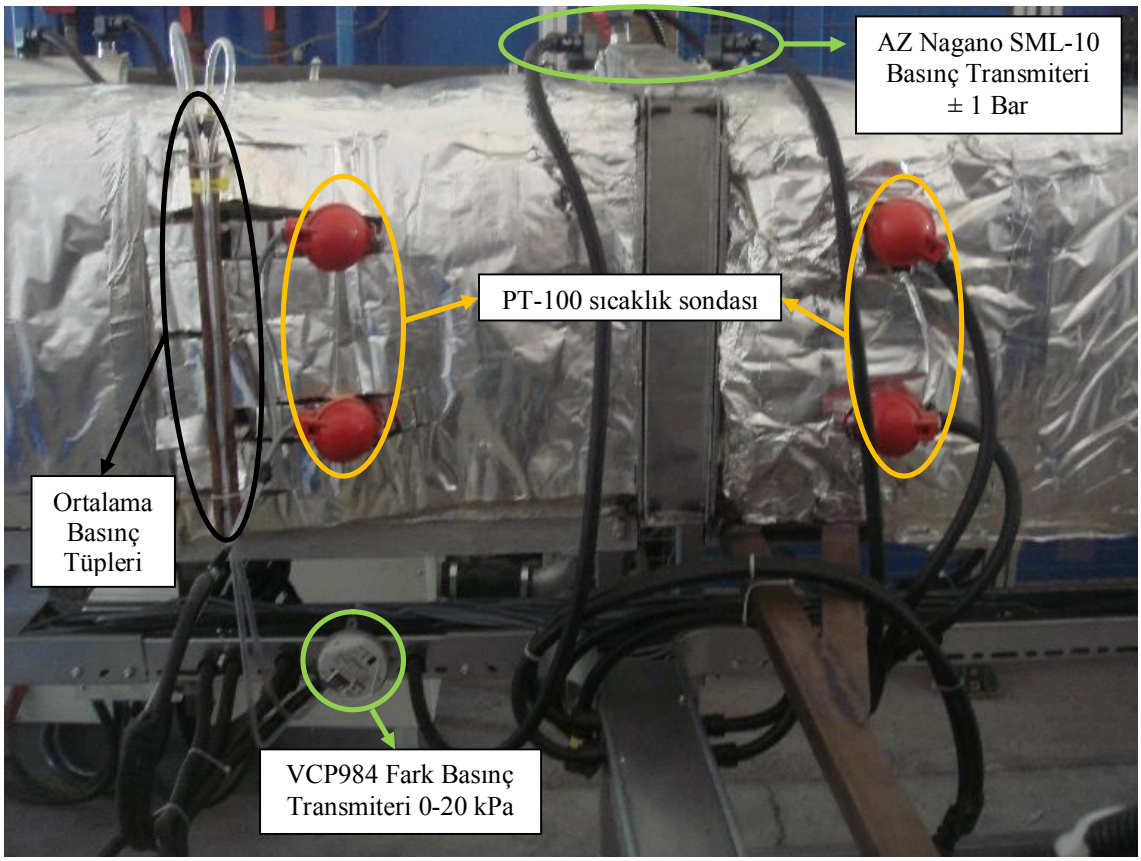
Yukarıda detayları verilen deney düzeneğinin katı modeli Şekil 3.17'de, ölçüm noktaları Şekil 3.18'de ve çeşitli görselleri Şekil 3.19'da gösterilmektedir. Şekillerden de anlaşılabileceği gibi hava kanalları, ara soğutucular kolaylıkla kanalların arasına yerleştirilip sökülebilecek şekilde tasarlanmıştır.



Şekil 3.17. Deney düzeneğinin katı modeli



-a-



-b-

Şekil 3.18. a) Dolgu havası ölçüm elemanlar b) Soğutma havası ölçüm elemanları



-a-



-b-

Şekil 3.19. Deney düzeneğine ait görseller

3.2. Yöntem

Bu çalışma deneysel ve teorik olarak iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Çalışma sırasında takip edilen yöntem deneysel ve teorik olarak iki ayrı başlıkta açıklanacaktır. Deneysel yöntem işlem basamaklarını ve deneyler sırasında yapılanları anlatmaktadır. Teorik yöntem ise tercih edilen inceleme yollarını ve bu yolların nasıl kullanıldığını izah etmektedir.

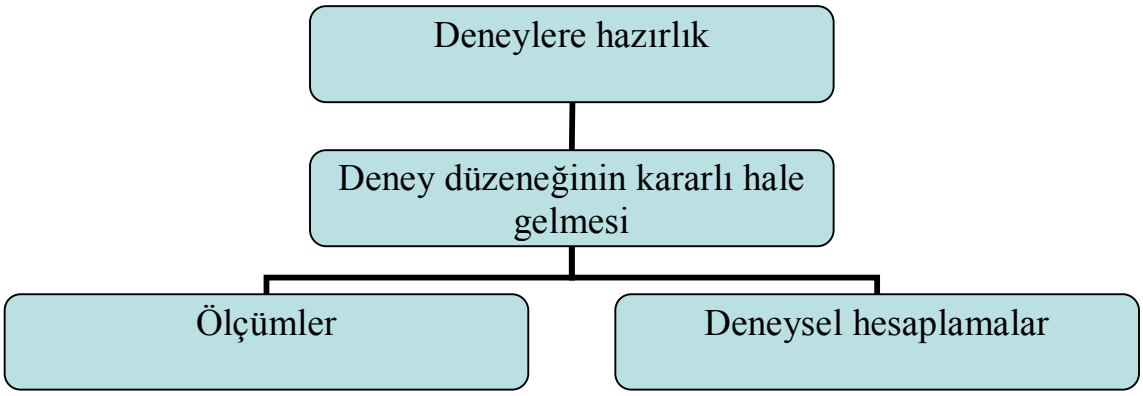
3.2.1. Deneysel yöntem

Deneyler yapılırken genellikle birden fazla görev eş zamanlı olarak yürütülmektedir. Deneylerden önce ve sonra yapılan işlemler düşünüldüğünde ortaya tek başlık altında toplanamayacak kadar çok adım çıkmaktadır. Bu adımlar şematik olarak Şekil 3.20.'de belli başlıklar olarak gösterilmiştir.

Deneylere hazırlık aşaması ve deney düzeneğinin kararlı hale gelmesi için uygulanan işlemler bu başlık altında anlatılacaktır. Ölçümler ve deneysel hesaplamalar ise kendi alt başlıkları altında açıklanacaktır.

Deneylerde üç farklı tipte ara soğutucu kullanılmıştır. Bu ara soğutucular materyal bölümünde tanıtılmıştır. Ara soğutucuların deney düzeneğinde incelenebilmesi için soğutma havasının aktığı kanala sabitlenmesi gerekmektedir. Deney düzeneği, istenildiği durumlarda birden fazla ısı değiştiricinin birlikte çalışma şekillerinin incelenebileceği şekilde tasarlanmıştır. Fakat bu çalışmada bahsedilen düzen incelenmemiştir. Bu nedenle bir ara soğutucu inceleneceğinde diğerinin soğutma havası kanalı üzerinden sökülmesi gerekmektedir. Isı değiştiricinin üst akımının geldiği ve dış ortam havasının emildiği 10 D_h uzunluğundaki hava kanalı hareket ettirilebilir şekilde yerden bağımsızdır. Isı değiştirici sökülürken öncelikle emiş kanalı çekilir. Fanın bağlı olduğu, ısı değiştiricinin aşağı akım kanalı yere sabitlenmiştir. Bu kanalın altında bulunan tablaya otomasyon sisteminin kablolarının yerleştirildiği raylar da monte edilmiştir. Ara soğutucu soğutma havası kanalına takıldıktan sonra dolgu havasının aktığı alüminyum borular ile ara soğutucunun giriş ve çıkış kazanları arasındaki bağlantılar gerçekleştirilmektedir. İki boru arasındaki bağlantıyı sağlamak için kauçuktan imal edilen ve sağlamlığının arttırılması için içerisine pamuk iplikler, dışına da bez yerleştirilen hortumlar ve çelik ayarlı kelepçeler kullanılmaktadır. Elektriksel

bağlantılar yapıldıktan sonra deney yapılacak aralıkta sistemin kararlı hale getirilmesi için deney düzeneği çalıştırılmaktadır.



Şekil 3.20. Deneysel adımların toplandığı ortak başlıklar

Deney sırasında dolgu havasının debisi, ara soğutucuya giriş basıncı ve ara soğutucuya giriş sıcaklığı, soğutma havasının ise debisi değiştirilebilmektedir. Deneysel sonuçların doğru bir şekilde elde edilebilmesi için sistemin kararlı hale geçmesi beklenmelidir. Çünkü bu çalışmanın odağı kararlı çalışma şartlarıdır. Geçiş şartlarının incelenebilmesi için hem algılayıcılar hem de işlemcilerin daha hassas ve hızlı olması gerekmektedir. Sistemin kararlı hale gelmesini beklemeye başlamadan önce yukarıda sayılan dört parametre ayarlanmalıdır. Bahsedilen parametreler arasından en kolay ayarlanılabilen parametre soğutma havası debisidir. Doğrudan fan motorunun frekans değeri değiştirilerek soğutma havası debisi istenen değere getirilir. Debi değerleri LCD ekrandan okunarak kontrol edilir. Dolgu havası sıcaklığı ve debisine bağlı olarak soğutma havası kütlesel debisi değişmektedir. Dolayısıyla sabit hacimsel debi değeri çok hızlı bir şekilde elde edilirken sabit kütlesel debide deney yapılmak istendiğinde, ısınan soğutma havasının kütlesel debisi kontrol edilerek yeniden ayarlanması gerekmektedir. Yeniden ayarlama dolgu havasındaki soğutmayı da bir miktar etkileyeceği için kütlesel debi ayarı birden fazla yapılabilir. Sonuç olarak istenen kütlesel debi ayarına gittikçe küçülen aralıklarla yaklaşılmış olur.

Dolgu havasını ısıtan elektrikli ısıtıcılar ve ısıtma düzeneği çok kısa bir sürede havayı istenilen sıcaklığa getirebilmektedirler. SSR'ler sayesinde, dolgu havasının basıncında ve debisinde değişiklik yapıldığında sıcaklık değeri hızlı bir şekilde kendini düzeltebilmektedir. Bu yüzden soğutma havası debisi ayarlandıktan sonra dolgu havasının sıcaklığı ayarlanmaktadır. Sıcaklık değeri ayarlandıktan sonra dolgu

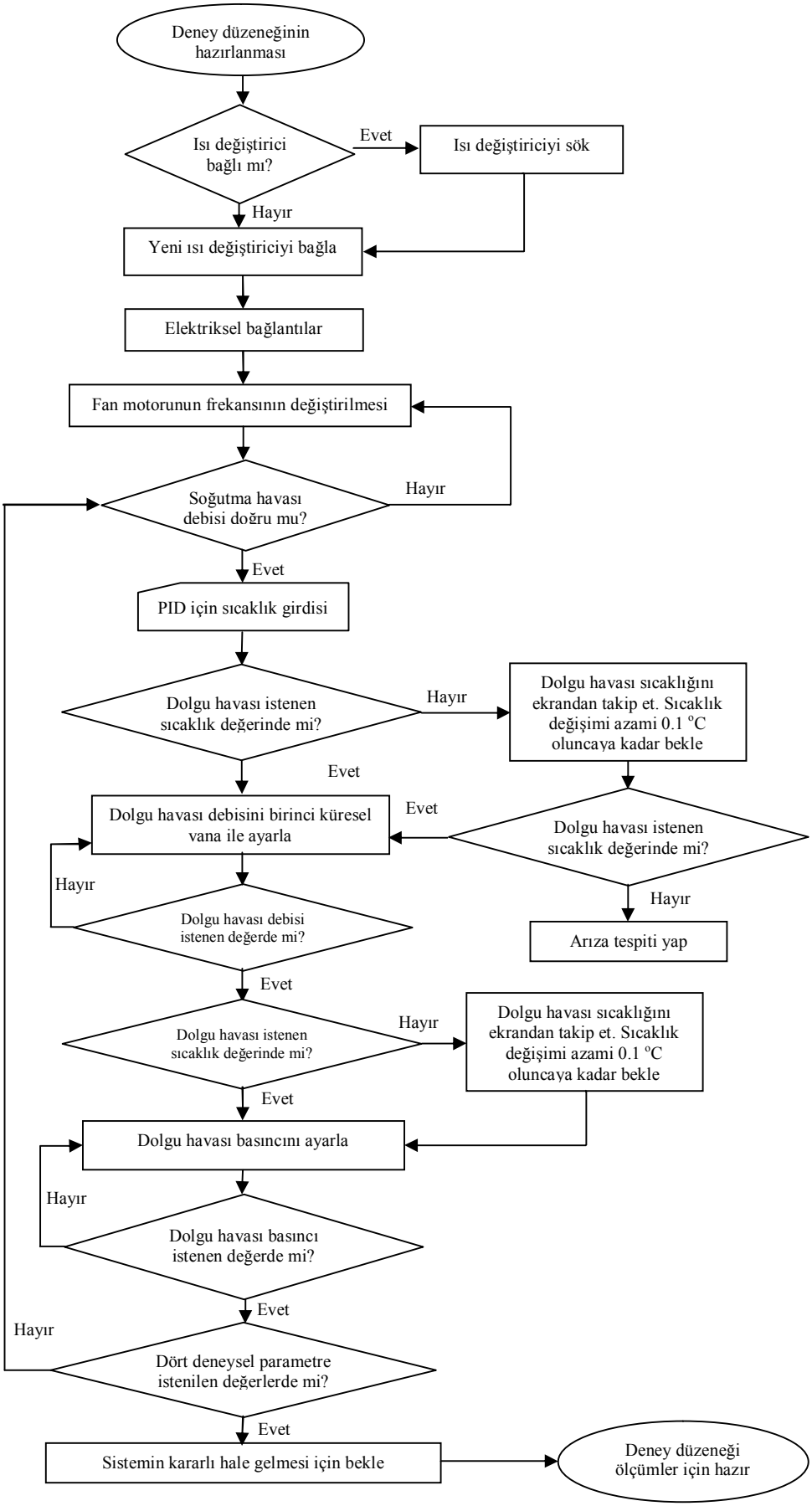
havasının basıncı ya da debisi değiştirildiğinde PID dolgu havası sıcaklığını kısa sürede istenen değere getirmektedir.

Dolgu havasının basıncı ve debisi iki adet küresel vana ile kontrol edilmektedir. Küresel vanalardan ilki 8 bar basınçtaki dolgu havasının debisinin ayarlanmasında kullanılmakta, diğeri ise havanın istenen basınca gelmesi için dolgu havası hattını kısmaktadır. Bu işlemler elle gerçekleştiği için kullanıcı ara yüzünden basınç ve debi değerleri sürekli olarak kontrol edilmekte ve istenen değer elde edilene kadar el ile ayar yapılmaktadır. Basınç ve debi değeri ayarlandıktan sonra soğutma havasının kütlesel debisi kontrol edilmekte ve eğer bir değişim gerekiyorsa işlemler tekrarlanmaktadır.

Deneysel parametreler istenen şekilde ayarlandığında sistemin kararlı hale geldiğinden emin olmak için sıcaklık değişimleri kontrol edilmektedir. Böylece ısı değiştirici, akış kanalları, kontrol elemanları gibi malzemelerin ilk ısıl durumlarından kaynaklanabilecek ölçüm hatalarının önüne geçilmektedir. Sistemin kararlı hale geçmesi için beklenen süre sonunda 240 ms boyunca ölçme işlemleri gerçekleştirilmektedir. Ölçme işlemleri tamamlandıktan sonra incelenecek diğer çalışma şartları için deney düzeneği tekrar ayarlanmakta ve bu iş için yukarıda bahsedilen işlemler tekrarlanmaktadır. Şekil 3.21.'de deneylere hazırlık süreci ve sistemin kararlı hale gelmesi için yapılanlar bir akış şeması ile gösterilmiştir.

3.2.1.1. Deneysel ölçme yöntemleri

Çizelge 3.5.'te gösterilen ölçme aralıklarındaki basınç transmiterleri, ölçüm değerindeki basınca karşılık 4-20 mA arasında elektrik akımı üretmektedir. 16 mA lik akım aralığı PLC modülünün çözünürlüğü olan 27648 değerine bölünmektedir. Dolayısıyla 16 mA lik basınç aralığı da 27648 birime bölünmektedir. 0-10 bar aralığında elektrik akımı üreten basınç transmiterinin ölçüm çözünürlüğü 36.17 Paskaldır. ± 1 bar aralığını ölçen basınç transmiterinin ölçüm çözünürlüğü ise 7.23 Paskaldır. Basınç transmiterleri doğrusal ölçüm yaptığı için ve iki farklı tipte basınç transmiteri kullanıldığı için iki adet doğrusal denklem ile elektrik akımı değerlerine karşılık gelen basınç değerleri bulunabilmektedir.



Şekil 3.21. Deneylere hazırlık süreci

(3.3) numaralı doğrusal denklem 0-10 bar aralığını ölçen basınç transmiteri için ve (3.4) numaralı doğrusal denklem ± 1 bar aralığını ölçen basınç transmiteri için verilmiştir.

$$P = (62500 \times I) - 250000 \quad (3.3)$$

$$P = (12500 \times I) - 150000 \quad (3.4)$$

(3.3) ve (3.4) numaralı denklermlerde "P" Pa cinsinden basıncı, "I" ise mA cinsinden elektriksel akımı göstermektedir.

Sıcaklık ölçümlerinde 11 adet PT-100 ve 2 adet J tipi ısıl çift sıcaklık sondası kullanılmıştır. PT-100 sıcaklık sondalarından direnç değeri okunurken J tipi ısı çiftlerden gerilim değeri okunmaktadır. Basınç ölçümüne benzer şekilde burada okunan değerlerde PLC modülünün çözünürlüğü olan 27648 birimine bölünerek sıcaklık karşılıkları bir doğrusal denklem ile bulunmaktadır. Dolayısıyla PT-100 sıcaklık sondasının çözünürlüğü 0,003 ^{o}C ve J tipi ısıl çiftin çözünürlüğü 0,02 ^{o}C dır.

Deneysel hesaplamalarda Kelvin kullanılması gereken durumlarda sıcaklık ölçümlerine 273.15 K değeri ilave edilmiştir.

Deney düzeneğinde temelde sadece sıcaklık ve basınç ölçümü yapılmıştır. Akışkanların hızları, hacimsel ve kütlesel debileri ise ortalama pitot tüpü ve ventüri ile ölçülmektedir. Ortalama pitot tüplerine ait görseller Şekil 3.11.'de verilmiştir. Pitot tüplerinin toplam basınç ve statik basınç ölçüm noktaları Log-Thebychef yöntemine göre belirlenmiştir. Bu yöntem kanal içerisinde gelişmiş hız profilini dikkate alarak geliştirilmiştir. Kanal cidarlarına doğru hava hızı düşmekte ve cidarda sıfırlanmaktadır. Bahsedilen yöntemde kesit alanda ölçüm noktaları ortalama hızı ölçmek için sıralanmıştır. Bu sebeple ölçüm noktalarının birbirine olan uzaklıkları eşit değildir. Hava kanallarında basınç ve buna bağlı olarak debi ölçümü için farklı standartlar yayınlanmıştır. Başlıcaları ASHRAE Fundamentals Handbook, AMCA 203, 40 CFR 60 Ek-A, ANSI/ASHRAE 111 (1989), ISO 3966 , SMACNA ve AABC olarak özetlenebilir (Schwenk D. M., 1997). Bahsi geçen standartlarda Log-Thebychef yöntemi tanıtılmakta, ayrıca havalandırma kanallarında kesit alan içerisinde basınç ve hız ölçümünün nasıl yapılacağı ve akışı rahatsız eden elemanlardan aşağı akımda ve yukarı akımda hangi mesafede ölçümün yapılacağı yer almaktadır. Standartlarda yer alan sayılar asgari sayılardır. Örneğin ASHRAE akışı rahatsız eden bir elemanın aşağı

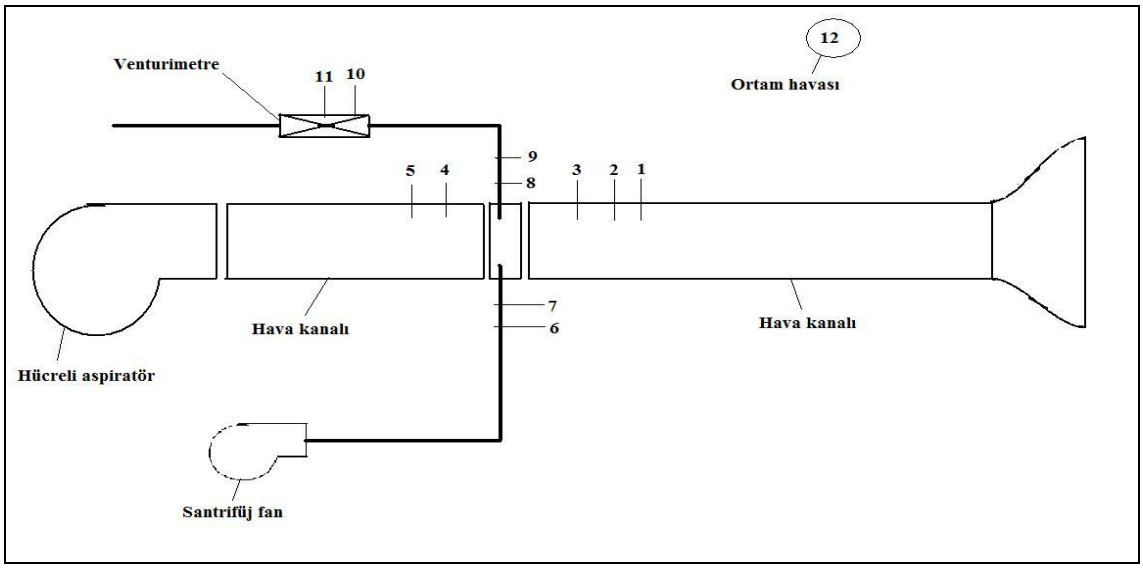
akımında yapılacak bir ölçümde en az 7.5 D_h uzaklaşılmasını önermiştir. Daha uzak mesafede yapılmasında bir sakınca yoktur. Benzer şekilde debi ölçümü için ortalama pitot tüpü ile yapılacak basınç ölçümünde belirlenen noktalar da asgari olarak belirtilmiştir. Daha çok ölçüm ile daha hassas ve doğru sonuçlara ulaşılabilir. Fakat asgari ölçüm noktaları ile %0-9 aralığında bir hata ile ölçüm yapmak mümkün olmaktadır. Çizelge 3.7.'de Log-Thebychef yöntemi için ASHRAE, SMACNA ve AABC nin farklı kesit alanlarında kullanılabilecek asgari ölçüm noktası sayıları gösterilmiştir.

Çizelge 3.7. Log-Thebychef yöntemi ölçüm noktalarının ASHRAE, SMACNA ve AABC için karşılaştırılması, (Schwenk, 1997)

Kanal Alanı	ASHRAE	SMACNA	AABC
< 0.21 m^2	Eş alan yöntemi kullanılmalıdır	25 ila 47 noktada	25 noktada
< 0.372 m^2	25 ila 49 noktada	25 ila 47 noktada	25 noktada
0.372–1.488 m^2	25 ila 49 noktada	25 ila 47 noktada	25 ila 49 noktada

3.2.1.2. Deneysel verilerin hesaplanması

Deneysel ölçümlerin kullanıldığı eşitliklerin tarif edilebilmesi için eşitliklerde kullanılan sıcaklık ve basınç noktalarının numaralandırılması gerekmektedir. Şekil 3.22.'de kullanılan şematik deney düzeneği çiziminde bu numaralandırma gösterilmiştir.



Şekil 3.22. Deney düzeneğinin şematik gösterimi ve ölçüm noktaları

Deneyler sırasında elde edilen sıcaklık ve basınç değerleri kullanılarak soğutma havası hattında yapılan hesaplamalar;

Soğutma havasının yoğunluğunun ideal gaz kabulü ile basınç ve sıcaklığa göre değişimi;

$$\rho_H = \frac{P_3}{RT_2} \tag{3.5}$$

Soğutma havası ortalama hızının ortalama pitot tüpü basınç farkına göre değişimi;

$$\upsilon_{H,O} = \sqrt{\frac{\left[2\left(P_{1Toplam} - P_{1Statik}\right)\right]}{\rho_H}} \tag{3.6}$$

Soğutma havasının hacimsel debi değeri;

$$\dot{V}_H = A_H \upsilon_{H,O} \tag{3.7}$$

Soğutma havasının kütlesel debi değeri;

$$\dot{m}_H = \dot{V}_H \rho_H \tag{3.8}$$

Soğutma havasının ısı değiştirici giriş ve çıkışındaki sıcaklık farkı;

$$\Delta T_H = T_5 - T_2 \tag{3.9}$$

Soğutma havasının ısı değiştirici giriş ve çıkışındaki basınç farkı;

$$\Delta P_H = P_3 - P_4 \tag{3.10}$$

Soğutma havasının ısı değiştirici girişindeki özgül ısısının sabit basınçta sıcaklığa göre değişimi;

$$c_{p2} = \left\{28.11 + \left[0.1967 \times 10^{-2}\left(T_2\right)\right] + \left[0.4802 \times 10^{-5}\left(T_2\right)^2\right] + \left[-1.966 \times 10^{-9}\left(T_2\right)^3\right]\right\} \Big/ 28.84 \tag{3.11}$$

Soğutma havasının ısı değiştirici girişindeki özgül ısısının sabit basınçta sıcaklığa göre değişimi;

$$c_{p5} = \left\{28.11 + \left[0.1967 \times 10^{-2}\left(T_5\right)\right] + \left[0.4802 \times 10^{-5}\left(T_5\right)^2\right] + \left[-1.966 \times 10^{-9}\left(T_5\right)^3\right]\right\} \Big/ 28.84 \tag{3.12}$$

Soğutma havasına ait özgül ısı değerlerinin ortalaması;

$$c_{p,OH} = \left(c_{p2} + c_{p5}\right) \Big/ 2 \tag{3.13}$$

Soğutma havasına transfer edilen ısı;

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_H \, c_{p,OH} \Delta T_H \tag{3.14}$$

Akışkanlar arasındaki logaritmik ortalama sıcaklık farkı;

$$T_{\log} = \frac{\left(T_7 - T_5\right) - \left(T_9 - T_2\right)}{\ln\left[\left(T_7 - T_5\right) \Big/ \left(T_9 - T_2\right)\right]} \tag{3.15}$$

dir.

Dolgu havası için;

Dolgu havasına ait yoğunluk değerinin ideal gaz kabulü ile sıcaklığa ve basınca bağlı olarak değişimi;

$$\rho_D = \frac{P_{10}}{R T_9} \tag{3.16}$$

Dolgu havasının ventüri tüpü içerisindeki hızının hesaplanmasında kullanılan çap oranı;

$$\beta = D_{11} \Big/ D_{10} = \sqrt{A_{11} \Big/ A_{10}} \tag{3.17}$$

Ventüri içerisinde ortalama dolgu havası hızı;

$$\upsilon_{D,O} = \frac{\sqrt{\left[2\left(P_{10} - P_{11}\right)\right] \Big/ \rho_D}}{\sqrt{1 - \beta^4}} \tag{3.18}$$

Dolgu havasının dinamik viskozitesinin sıcaklığa bağlı olarak değişimi;

$$\mu_D = \left(0.4 \times 10^{-7} T_9\right) + \left(0.2 \times 10^{-4}\right) \tag{3.19}$$

Ventüri içerisinde dolgu havasına ait Reynolds sayısı;

$$\mathrm{Re}_{11} = \left(\rho_D \upsilon_{D,O} D_{11}\right) \Big/ \mu_D \tag{3.20}$$

Re < 100000 için Ventüri boşaltma katsayısı;

$$C_d = \left(3\times10^{-29}\ \mathrm{Re}_{11}{}^5\right) - \left(4\times10^{-23}\ \mathrm{Re}_{11}{}^4\right) + \left(2\times10^{-17}\ \mathrm{Re}_{11}{}^3\right) - \left(7\times10^{-12}\ \mathrm{Re}_{11}{}^2\right) + \left(1\times10^{-6}\ \mathrm{Re}_{11}\right) + 0.9294 \tag{3.21}$$

Re > 100000 için Ventüri boşaltma katsayısı;

$$C_d = 0.984 \tag{3.22}$$

Sıkıştırılabilir akış olmasından dolayı dolgu havası kütlesel debisinin ventüri ile ölçümünde kullanılan genişleme katsayısı (Genceli, 2000);

$$Y = \sqrt{\left(\frac{P_{11}}{P_{10}}\right)^{2/\gamma} \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{1-\left(P_{11}/P_{10}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1-\left(P_{11}/P_{10}\right)} \frac{1-\beta^4}{1-\left[\beta^4\left(P_{11}/P_{10}\right)^{\frac{2}{\gamma}}\right]}} \tag{3.23}$$

Dolgu havasının hacimsel debisi;

$$\dot{V}_D = A_{11}\upsilon_{D,O} \tag{3.24}$$

Dolgu havasının kütlesel debisi;

$$\dot{m}_D = \dot{V}_D \rho_D C_d Y \tag{3.25}$$

Dolgu havasının ısı değiştirici girişindeki ve çıkışındaki sıcaklık farkı;

$$\Delta T_D = T_7 - T_9 \tag{3.26}$$

Dolgu havasının ısı değiştirici girişindeki ve çıkışındaki basınç farkı;

$$\Delta P_D = P_6 - P_8 \tag{3.27}$$

Dolgu havasının giriş özgül ısısının sıcaklık ile değişimi;

$$c_{p7} = \left\{28.11 + \left[0.1967\times10^{-2}\left(T_7\right)\right] + \left[0.4802\times10^{-5}\left(T_7\right)^2\right] + \left[-1.966\times10^{-9}\left(T_7\right)^3\right]\right\} \Big/ 28.84 \tag{3.28}$$

Dolgu havasının çıkış özgül ısısının sıcaklık ile değişimi;

$$c_{p9} = \left\{28.11 + \left[0.1967 \times 10^{-2}\left(T_9\right)\right] + \left[0.4802 \times 10^{-5}\left(T_9\right)^2\right] + \left[-1.966 \times 10^{-9}\left(T_9\right)^3\right]\right\} \Big/ 28.84 \tag{3.29}$$

Dolgu havası özgül ısı değerlerinin ortalaması;

$$c_{p,OD} = \left(c_{p7} + c_{p9}\right) \Big/ 2 \tag{3.30}$$

Dolgu havasından ısı değiştiricide transfer edilen ısı;

$$\dot{Q}_D = \dot{m}_D \, c_{p,OD} \Delta T_D \tag{3.31}$$

olmaktadır.

Ara soğutucuların deneysel etkenlik hesabı için;

Havanın ısıl sığası "C_{Hava}" ;

$$C_H = \dot{m}_H \, c_{p,OH} \tag{3.32}$$

Dolgu havasının ısıl sığası "C_{Dol}" ;

$$C_D = \dot{m}_D \, c_{p,OD} \tag{3.33}$$

ε (etkenlik);

Eğer $C_H > C_D$ =>

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_H}{C_D\left(T_7 - T_2\right)} \quad \text{veya} \quad \varepsilon = \frac{\dot{Q}_D}{C_D\left(T_7 - T_2\right)} \tag{3.34}$$

Eğer $C_D > C_H$ =>

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_H}{C_H\left(T_7 - T_2\right)} \quad \text{veya} \quad \varepsilon = \frac{\dot{Q}_D}{C_H\left(T_7 - T_2\right)} \tag{3.35}$$

Çapraz akışlı ısı değiştiricilerin her iki akışın karışmaması durumunda analitik etkenlik formülü (Bilen, 1998);

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{NTU^{0.22}}{Cr}\left[\exp\left(-CrNTU^{0.78}\right) - 1\right]\right\} \tag{3.36}$$

Bu formül etkenlik ve kapasite oranlarının bilinmesi halinde iterasyon ile çözülebilir.

Transfer birimi sayısı;

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \tag{3.37}$$

dir. (3.37) eşitliği kullanılarak toplam ısı transfer katsayısı bulunabilir.

Ara soğutucunun sıcak ve soğuk akışkan tarafındaki basınç kayıp katsayılarının bulunması için aşağıdaki eşitlikler kullanılmıştır (Bilen, 1998);

$$f_H = \frac{\left[\left(\frac{\Delta P_H}{\frac{G^2}{\rho_{H2}}}\right) - \left(1 - \sigma_H{}^2 + Kc_H\right) - 2\left(\frac{\rho_{H2}}{\rho_{H5}} - 1\right) + \frac{\rho_{H2}}{\rho_{H5}}\left(1 - \sigma_H{}^2 - Ke_H\right)\right]}{\left(\frac{1}{4}\frac{\rho_{H2}}{\rho_{HO}}\frac{A_H}{A_{c,H}}\right)} \tag{3.38}$$

$$f_D = \frac{\left[\left(\frac{\Delta P_D}{\frac{G^2}{\rho_{D7}}}\right) - \left(1 - \sigma_D{}^2 + Kc_D\right) - 2\left(\frac{\rho_{D7}}{\rho_{D9}} - 1\right) + \frac{\rho_{D7}}{\rho_{D9}}\left(1 - \sigma_D{}^2 - Ke_D\right)\right]}{\left(\frac{1}{4}\frac{\rho_{D7}}{\rho_{DO}}\frac{A_D}{A_{c,D}}\right)} \tag{3.39}$$

3.2.2. Deneysel verilerin belirsizlik analizi

Bu çalışma kapsamında yapılan belirsizlik analizi için Bilen (2011)'den faydalanılmıştır.

Deneysel çalışmaların tümü, çeşitli nedenlerden dolayı hata içerir. Deneysel çalışmalarda yapılan bu hatalar genellikle üç gurupta toplanabilir. Bunlardan birincisi

deneyi yapan araştırmacının dikkatsizlik ve tecrübesizliğinden ileri gelen hatalardır. Deney tesisatlarında kullanılan ölçme cihazlarının yanlış seçiminden veya ölçme sistemlerinin yanlış tasarımından kaynaklanan hatalar bu gurup içinde düşünülebilir. İkinci gurup hatalar sabit veya sistematik olarak adlandırılan hatalardır. Bunlar genellikle tekrar edilen okumalarda görülen ve nedenleri çoğunlukla tespit edilemeyen hatalardır. Üçüncü gurup hatalar ise rastgele hatalardır. Bunlar ise; deneyi yapan kişilerin değişmesinden, deneyi yapanların dikkatlerinin zamanla azalmasından, elektrik geriliminin değişmesinden, ölçme aletlerindeki histerizis olaylarından veya cihazların ısınması nedeniyle elektronik ölçme aletlerinde oluşan salınımlardan kaynaklanabilmektedir (Bilen, 2011).

Deneysel sonuçların geçerliliğinin belirlenebilmesi için mutlaka bir hata analizi yapmak gerekmektedir. Deneylerden elde edilen veriler kullanılarak hesaplanan parametrelere ait hata miktarlarının/oranlarının tespiti için pratikte bir kaç yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntemler içerisinde, akılcı yaklaşım (*commonsense basis*) ve belirsizlik analizi (*uncertainty analysis*) yöntemleri en çok kullanılanlarıdır. Son yıllardaki çalışmalarda hata analizinde; ilk olarak Kline ve McClintock tarafından ortaya atılan ve diğerlerine göre daha hassas bir yöntem olan belirsizlik analizi yöntemi daha çok tercih edilmektedir (Bilen, 2011).

Akılcı yaklaşım hata analiz yönteminde, ölçme sisteminde bulunan bütün ölçüm cihazlarının aynı anda (*pozitif veya negatif yönde*) maksimum hatayı yaptığı kabul edilir. Örnek olarak; bir elektrik devresindeki güç, gerilim ve akım şiddeti çarpımı olan; $P = E\,I$ bağıntısı yardımıyla hesaplanmak istensin. Elektrik gerilimi ve akım şiddetini ölçen cihazların sabit hata miktarları (*belirsizlikleri*) sırasıyla, $\pm w_E$ ve $\pm w_I$ şeklinde verilmiş olsun. Bu durumda; ölçme esnasında elektrik gerilimi e olarak ve elektrik akımı da i olarak okunmuş ise, E ve I için şu ifadeler yazılabilir. $E = e \pm w_E$; $I = i \pm w_I$ Böyle bir ölçmede nominal güç (*anma gücü*); $P_N = e\,i$ değerindedir. Böyle bir deney sonucundan hareketle akılcı yaklaşıma göre elde edilebilecek en hatalı iki değer:

$P_{maks.} = (e + w_E)(i + w_I)$; $P_{min.} = (e - w_E)(i - w_I)$ şeklinde olacaktır. Bu tip bir ölçmede belki hiçbir zaman böyle bir hataya ulaşılamayacaktır. Çünkü; tesadüfi olarak, gerilimi ölçen cihaz ile yapılan ölçümde ortaya çıkan hata en büyük değerde iken, akımı ölçmede kullanılan cihaz ile yapılan ölçümde de ortaya çıkan hatanın en büyük değerde

olacağı şüphelidir. Bu durum, hata analizinde akılcı yaklaşımı kullanmanın sakıncasını açıkça göstermektedir.

Belirsizlik analizi yönteminde ise herhangi bir deney tesisatı aracılığı ile tespit edilmesi/hesaplanması gereken büyüklük *R*, bu büyüklüğe etki eden *n* adet bağımsız değişkenler ise; $x_1,\ x_2,\ x_3,.....,x_n$ olduğunda; $R = R(x_1,\ x_2,\ x_3,.....,x_n)$ yazılabilir. Deneylerde etkili olan her bir bağımsız değişkene ait sabit hata miktarları (*belirsizlikler*); $\pm w_{x_1}$, $\pm w_{x_2}$, $\pm w_{x_3}$,....., $\pm w_{x_n}$ ise, *R* büyüklüğünün sabit hata miktarı (*belirsizliği*) $\pm w_R$ ise;

$$w_R = \frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1} + \frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2} + \frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3} + ... + \frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n}$$ şeklinde yazılabilir.

Bu durumda, *R* büyüklüğüne ilişkin maksimum belirsizlik aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$w_{R_{maks.}} = \left|\frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1}\right| + \left|\frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2}\right| + \left|\frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3}\right| + ... + \left|\frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n}\right|$$

Bu durum, mümkün olabilecek en kötü durum olup, olasılığı en küçüktür. Bu durumu iyileştirebilmek için, Pythagorean Teoremine göre belirsizlik aşağıdaki gibi yazılır.

$$w_R = \pm \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3}\right)^2 + ... + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n}\right)^2 \right]^{1/2}$$

Yukarıdaki bağıntı dikkatle incelendiği zaman, belirsizlik analizi yönteminin diğer yöntemlere göre en önemli üstünlüklerinden birinin, deneylerde en büyük hataya neden olan değişkenin hemen tespit edilebilmesinin olduğu görülecektir. Böylece hatayı azaltmak için, söz konusu bu değişkenin ölçümünde kullanılan cihaz üzerine yoğunlaşılabilir. Ayrıca, yukarıdaki bağıntıda yer alan terimlerin eş boyutluluk ilkesi açısından uyumlu olduğuna dikkat edilmelidir.

Deneylerde kullanılan ölçüm cihazlarında meydana gelebilecek belirsizlikler (*sabit hata miktarları*), bu cihazların kalibrasyonu yapılmak suretiyle belirlenir. Buna göre; bağımsız değişkenlere (*ölçülen parametrelere*) ilişkin belirsizlikler bilindiğinden, yukarıdaki bağıntı kullanılmak suretiyle bağımlı değişkenlere (*hesaplanan parametrelere*) ilişkin belirsizlikler tespit edilebilir.

Yapılan çalışmada ölçülen veriler ve hesaplanan sonuçlar büyük oranda bu çalışma kapsamında imalatı yapılan deney düzeneğinden elde edilen ölçümlere

dayanmaktadır. Bu nedenle deneysel ölçümlerde ve bu ölçümlerden hesaplanan büyüklüklerde ne kadar deneysel belirsizlik bulunduğunun hesaplanması gerekmektedir. Bu nedenle belirsizlik analizi kullanılmıştır.

Belirsizlik analizinde ölçüm yapılan sondalardaki hatalar kullanılarak ilk ölçümlerden en son hesaplanan sonuçlara kadar bu hataların etkileri hesaplanmaktadır. Dolayısıyla yapılan her hesaplama için bir işlem yapılmakta, bulunan belirsizlik değeri hesaplama sonucunun kullanıldığı bir sonraki hesaplamanın belirsizliğinde kullanılmaktadır. Bununla beraber belirsizlik analizinde takip edilen süreç değişmediği için yazının devamında izlenen yöntemi göstermek amacı ile dolgu havası kütlesel debisinin ventürimetre ile ölçülmesi işleminin belirsizliğin hesaplanması gösterilmiştir.

Dolgu havasının kütlesel debisini veren bağıntı;

$$\dot{m}_D = A_{11} C d Y \rho_D \frac{\sqrt{\left[2\left(P_{10} - P_{11}\right)\right] / \rho_D}}{\sqrt{1-\beta^4}} \tag{3.40}$$

dır.

(3.40) eşitliğinde de görüldüğü gibi, dolgu havasına ait kütlesel debi eşitliğinde 7 değişken bulunmaktadır. Dolgu havasının kütlesel debi değerinin belirsizliğinin bulunmasında bütün değişkenler için (3.40) eşitliğinin türevlerinin alınması gerekmektedir. Bu türevler sonuçları ile değişkenin hata miktarı çarpılır. Böylece değişkenin hata miktarının sonucu hangi oranda etkileyeceği belirlenmiş olur. Hata oranlarıyla çarpılan türev sonuçlarının kareleri alınarak hepsi toplanır ve sonucun karekökü alınır. Sonuçların karelerini alarak toplamanın ve sonra kareköklerini almanın nedeni, toplam belirsizliği belirlemek için yapılacak toplama işleminde negatif ve pozitif sonuçların toplam değerlerinin mutlak değerlerinden küçük olabilmesidir. İşlem sırası şu şekildedir;

$$\frac{\partial \dot{m}_D}{\partial Cd} = A_{11} Y \rho_D \frac{\sqrt{\left[2\left(P_{10} - P_{11}\right)\right] / \rho_D}}{\sqrt{1-\beta^4}} \tag{3.41}$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial A_{11}} = C d Y \rho_D \frac{\sqrt{\left[2\left(P_{10} - P_{11}\right)\right] / \rho_D}}{\sqrt{1-\beta^4}} \tag{3.42}$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial Y} = CdA_{11}\rho_D \frac{\sqrt{\left[2(P_{10}-P_{11})\right]/\rho_D}}{\sqrt{1-\beta^4}} \tag{3.43}$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial \rho_D} = 0.5CdYA_{11}\rho_D{}^{-0.5} \frac{\sqrt{\left[2(P_{10}-P_{11})\right]}}{\sqrt{1-\beta^4}} \tag{3.44}$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial P_{10}} = \frac{CdA_{11}\rho_D{}^{0.5}Y}{\sqrt{(1-\beta^4)\left[2(P_{10}-P_{11})\right]}} \tag{3.45}$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial P_{11}} = -\frac{CdA_{11}\rho_D{}^{0.5}Y}{\sqrt{(1-\beta^4)\left[2(P_{10}-P_{11})\right]}} \tag{3.46}$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial \beta} = CdA_{11}\rho_D{}^{0.5}Y\sqrt{\left[2(P_{10}-P_{11})\right]}\frac{2\times\beta^3}{(1-\beta^4)\sqrt{1-\beta^4}} \tag{3.47}$$

$$\delta \dot{m}_D = \left[\begin{array}{l}\left(\frac{\partial m}{\partial A_{11}}\delta A_{11}\right)^2 + \left(\frac{\partial m}{\partial Y}\delta Y\right)^2 + \left(\frac{\partial m}{\partial \rho_D}\delta \rho_D\right)^2 + \left(\frac{\partial m}{\partial Cd}\delta Cd\right)^2 + \left(\frac{\partial m}{\partial \beta}\delta \beta\right)^2 \\ + \left(\frac{\partial m}{\partial P_{10}}\delta P_{10}\right)^2 + \left(\frac{\partial m}{\partial P_{11}}\delta P_{11}\right)^2\end{array}\right]^{0.5} \tag{3.48}$$

Dolayısıyla dolgu havası kütlesel debisinin belirsizliği $\dot{m}_D \pm \delta\dot{m}_D$ veya $\frac{\delta\dot{m}_D}{\dot{m}_D} = \%...$ olarak yazılabilir.

Çizelge 3.8.'de deneysel ölçümler sonucunda hesaplanan büyüklüklerin deneysel belirsizlikleri verilmiştir.

Çizelge 3.8. Deneysel ölçümler kullanılarak hesaplanan verilerin deneysel belirsizliği

$\rho_H = \pm\%0{,}03$	$\dot{m}_H = \pm\%0{,}6$	$\Delta P_H = \pm\%1$	$\varepsilon = \pm\%4$
$\rho_D = \pm\%0{,}1$	$\dot{m}_D = \pm\%0{,}4$	$\Delta P_D = \pm\%1$	$\dot{Q} = \pm\%4$

3.2.3. Ekserji analizi

Termodinamiğin birinci kanununa dayanan ε-NTU yöntemi, ısı değiştiricilerin tasarımında enerjinin niteliğini, üretilen düzensizliği ve bunların sonucu oluşan maliyeti dikkate almamaktadır. Etkenlik ısı geçişi hakkında bilgi verirken, basınç düşüşünün ısı geçişi üzerine etkisi hakkında bilgi vermemektedir (Eryener, 2003). Bu nedenle ısı değiştiricilerle ilgili yapılan bilimsel çalışmalarda 1950'lerden itibaren entropi üretimi analizi de yapılmaya başlamıştır. Günümüzde ise bu çalışmaların bir bölümünü ekserji analizi oluşturmaktadır.

Bu tez çalışmasında incelenen ara soğutucuların ısıl ve hidrolik performanslarının yanı sıra ekserjilerinin ve entropi üretimlerinin de incelenmesi hedeflenmiştir. Eryener (2003), ısı değiştiricilerin ekserji analizinin, entropi üretimi analizi ile neredeyse özdeş olduğunu belirtmektedir. Isı değiştiricilerinde sadece akışkanlar arasında ısı geçişi olduğu, basınç düşüşü gerçekleştiği ve herhangi bir iş etkileşimi olmadığı kabulü ile bu saptamanın doğruluğu anlaşılmaktadır.

Literatürde entropi üretimi ve ekserji için boyutsuz sayılar tanımlanmıştır. Bu sayıların amacı, ısı değiştirici tasarımı sırasında kullanılan parametrelerin ekserji ve ekserji maliyeti açısından incelenebilmesidir. Örneğin Bejan (1977) entropi üretimini minimum ısıl kapasiteye bölerek entropi üretimi sayısını tanımlamıştır. Bu çalışma sonucunda elde edilen sonuçlar entropi üretimi miktarı ve (1985)'ın tanımladığı rasyonel verim ile ifade edilmiştir.

Ekserji analizini kolaylaştırma amacıyla aşağıdaki kabuller yapılmıştır;

- Ara soğutucular çok iyi yalıtıldığından, dış ortama ısı geçişi olmamaktadır.
- Ara soğutucu girişinde ve çıkışında akışkanların hızı aynıdır.
- Kontrol hacmi ara soğutucu sınırları olarak seçilmiştir.
- Ara soğutucu içerisinde bir iş etkileşimi olmamaktadır.
- Yukarıdaki kabullerden dolayı potansiyel, kinetik ve kimyasal ekserji değişimleri ihmal edilmiştir.

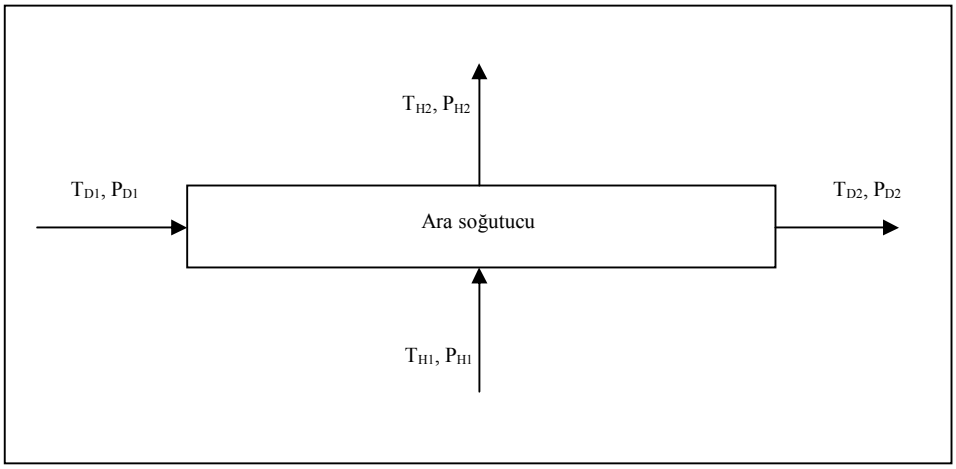
Kotas (1985), iki akışkan arasında gerçekleşen ısı transferi sırasında bir akışkanın ekserjisine ait ısıl bileşenin, diğer akışkanın ekserjisine ait ısıl bileşenin azalmasına karşılık arttığını ifade etmiştir. Dolayısıyla bir ısı değiştiricide iletim,

taşınım ve ışınım yolu ile ekserji transfer edilmektedir. Ekserji açısından kullanılabilir bir büyüklük hesaplanabileceği için burada rasyonel verimden söz edilebilmektedir.

Bir ısı değiştiricide karşılaşılabilecek tersinmezlikler sonlu bir sıcaklık farkında ısı transferi, basınç düşüşleri, çevre ile ısı veya iş alışverişi ve akış yönünde ısı değiştirici duvarlarında ısı iletimi olarak sıralanabilir. Sonlu bir sıcaklık farkından kaynaklanan tersinmezlikler, yüksek sıcaklıktaki daha kaliteli enerjinin düşük sıcaklıktaki daha kalitesiz enerjiye dönüşmesinden kaynaklanmaktadır. Doğal olarak bu tarz bir tersinmezlik, önlenemez tersinmezlik olarak sınıflandırılır (Kotas, 1985). Sonlu sıcaklık farkı için ısı değiştirici içerisinde ısı geçişine bağlı olarak tersinmezlik üretimi, diğer bir değişle ekserji kaybı Gouy-Stodola eşitliği ile şu şekilde ifade edilebilir;

$$\dot{I}_{\Delta T} = T_0 \dot{\Pi}_{\Delta T} \tag{3.49}$$

(3.49) eşitliğinde I tersinmezliği, T_0 referans ortam sıcaklığını, $\Pi_{\Delta T}$ ise sıcaklığa bağlı olarak üretilen entropiyi göstermektedir. Şekil 3.23.'teki şematik çizime göre (3.49) eşitliği yeniden yazıldığında (3.50) elde edilir.

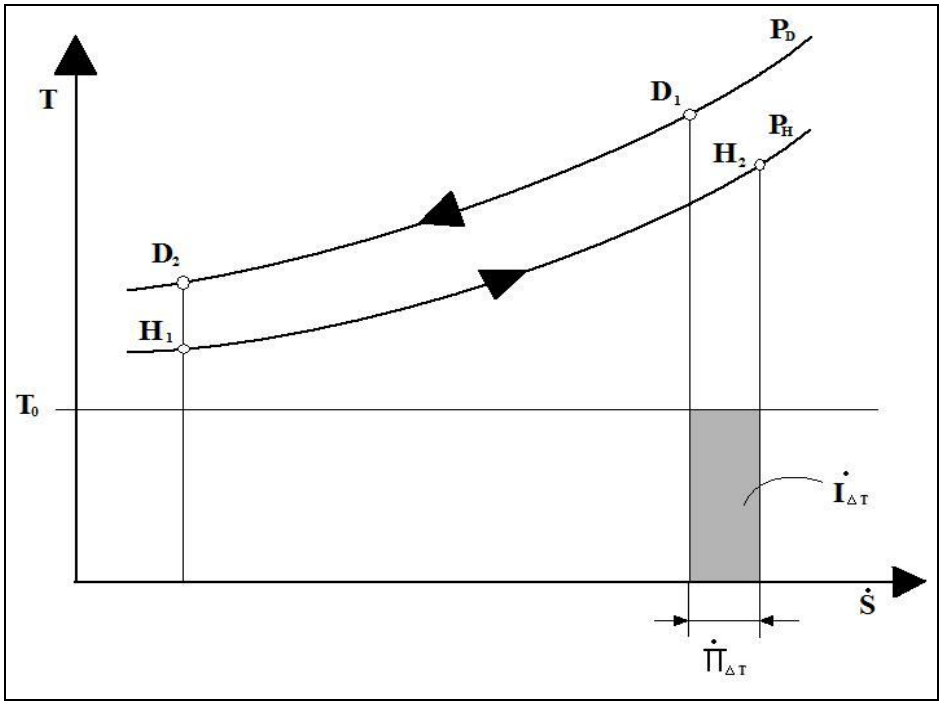


Şekil 3.23. Ara soğutucuya giren ve çıkan akışkanların şematik gösterimi

$$\dot{I}_{\Delta T} = T_0 \left[\left(\dot{S}_{D2} - \dot{S}_{D1} \right) + \left(\dot{S}_{H2} - \dot{S}_{H1} \right) \right] \tag{3.50}$$

Bu şartlar altında her iki akış için gerçekleşen ısı transferi, T-S diyagramında proses eğrisi altında kalan alandır. Bu nedenle entropi üretimi, izobar ısı geçişi için çizilen T-S diyagramında Şekil 3.24.'teki gibi gösterilebilir. İzobar ısıtma ve soğutma

şartlarında akışların ekserjilerindeki değişim, ekserji değişiminin ısıl bileşenine eşittir. Bu durum (3.51) ve (3.52)'de gösterilmiştir.



Şekil 3.24. Çapraz akışlı ara soğutucuda izobar ısı geçişi için akışkanların T-S değişimi

$$\dot{E}_{D1} - \dot{E}_{D2} = \Delta \dot{E}_{D,\Delta T} \tag{3.51}$$

$$\dot{E}_{H2} - \dot{E}_{H1} = \Delta \dot{E}_{H,\Delta T} \tag{3.52}$$

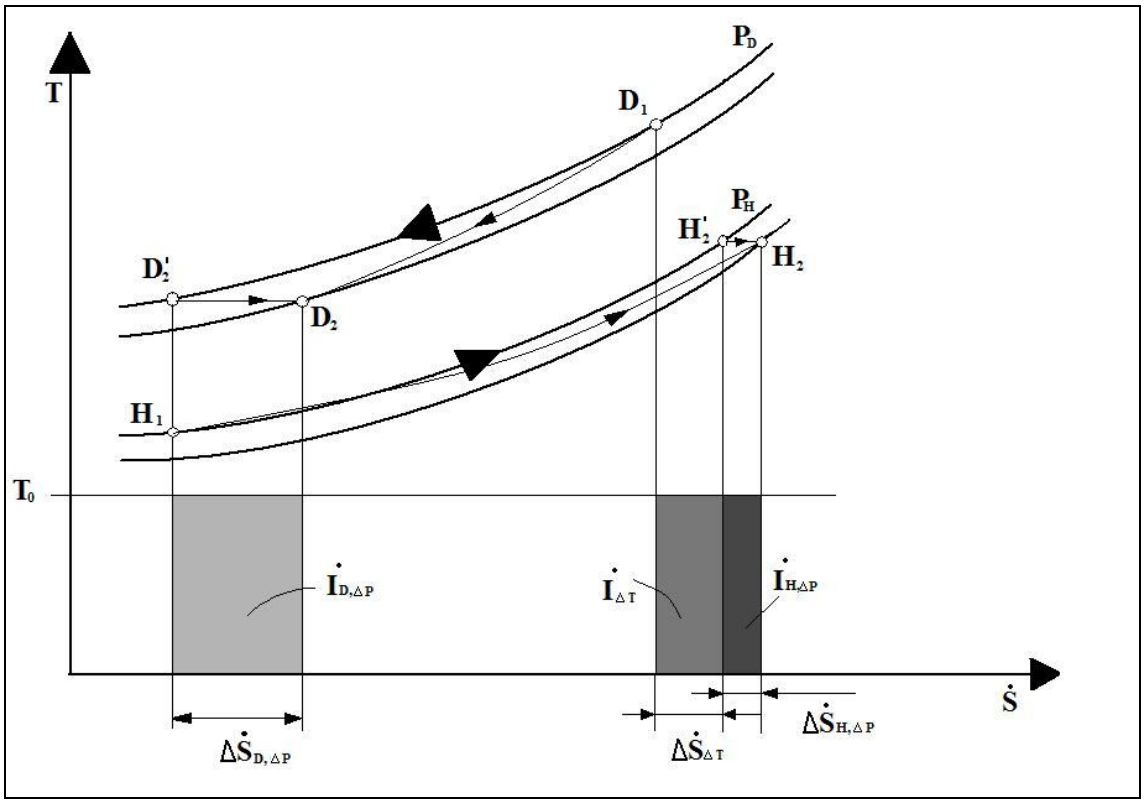
Akışkanlar arasında bir iş etkileşimi olmadığı ve çevreyle bir ısı geçişi olmadığı kabulü göz önüne alındığında, ısı değiştirici ekserji dengesinin sadece akışkanlar arasındaki ısı geçişinden kaynaklanan tersinmezliğe maruz kaldığı ortaya çıkmaktadır ve ekserji dengesi (3.53)'teki gibi yazılabilir;

$$\Delta \dot{E}_{D,\Delta T} - \Delta \dot{E}_{H,\Delta T} = \dot{I}_{\Delta T} \tag{3.53}$$

Özellikle gaz akışkanların incelendiği ara soğutucularda basınç düşüşleri göz ardı edilemeyecek büyüklükte tersinmezliğe neden olmaktadır. (3.53) ifadesi, ekserjinin basınç bileşeni de dikkate alınarak (3.54)'teki gibi yazılabilir.

$$\left(\Delta \dot{E}_{D,\Delta T} + \Delta \dot{E}_{D,\Delta P}\right) - \left(\Delta \dot{E}_{H,\Delta T} - \Delta \dot{E}_{H,\Delta P}\right) = \dot{I} \tag{3.54}$$

(3.54) ifadesi T-S diyagramında Şekil 3.25'teki gibi gösterilebilir.



Şekil 3.25. Çapraz akışlı ara soğutucuda gerçekleşen ısı geçişi ve basınç düşüşü için akışkanların T-S değişimi

Eğer (3.54) ifadesi düzenlenirse;

$$\underbrace{\left(\Delta \dot{E}_{D,\Delta T} - \Delta \dot{E}_{H,\Delta T}\right)}_{\dot{I}_{\Delta T}} + \underbrace{\left(\Delta \dot{E}_{D,\Delta P} + \Delta \dot{E}_{H,\Delta P}\right)}_{\dot{I}_{\Delta P}} = \dot{I} \tag{3.55}$$

(3.55) ekserji eşitliği Gouy-Stodola eşitliği ile (3.56)'daki gibi yazılabilir;

$$\dot{I} = T_0\left[\left(\dot{S}_{H2} - \dot{S}_{H1}\right) - \left(\dot{S}_{D1} - \dot{S}_{D2}\right)\right] \tag{3.56}$$

Gerçek proses, izotermal ve izobar süreçlerle yer değiştirildiğinde entropi değişimini (3.57) ve (3.58)'deki gibi ifade edilebilir;

$$\dot{S}_{D1} - \dot{S}_{D2} = \left(\dot{S}_{D1} - \dot{S}_{D2'}\right) - \left(\dot{S}_{D2} - \dot{S}_{D2'}\right) \tag{3.57}$$

$$\dot{S}_{H2} - \dot{S}_{H1} = \left(\dot{S}_{H2'} - \dot{S}_{H1} \right) + \left(\dot{S}_{H2} - \dot{S}_{H2'} \right) \tag{3.58}$$

Gouy-Stodola eşitliğine (3.57) ve (3.58) eşitlikleri yerleştirilebilir ve (3.55)'teki gibi ısıl ve basınç bileşenlerine ayrılabilir. Bunun için entropi değişimleri (3.59), (3.60) ve (3.61) eşitlikleri gibi düzenlenebilir;

$$\Delta \dot{S}_{\Delta T} = \left(\dot{S}_{H2'} - \dot{S}_{H1} \right) - \left(\dot{S}_{D1} - \dot{S}_{D2'} \right) \tag{3.59}$$

$$\Delta \dot{S}_{D,\Delta P} = \dot{S}_{D2} - \dot{S}_{D2'} \tag{3.60}$$

$$\Delta \dot{S}_{H,\Delta P} = \dot{S}_{H2} - \dot{S}_{H2'} \tag{3.61}$$

Dolayısıyla Gouy-Stodola eşitliği (3.62)'deki gibi yazılabilir;

$$\dot{I} = T_0 \left[\Delta \dot{S}_{\Delta T} + \Delta \dot{S}_{D,\Delta P} + \Delta \dot{S}_{H,\Delta P} \right] \tag{3.62}$$

Dolayısıyla Şekil 3.25.'te gösterildiği gibi, çapraz akışlı ara soğutucudaki tersinmezlikler (3.63)'teki gibi birbirinden ayrı hesaplanabilir. Böylece toplam tersinmezliğin bileşenlere göre dağılımı belirlenebilir. Ayrıca ısı değiştiricide yapılabilecek olası iyileştirmeler ile basınç düşüşünün azaltılmasıyla tersinmezliklerin ne oranda azaltılabileceği saptanabilir.

$$\dot{I} = \dot{I}_{\Delta T} + \dot{I}_{D,\Delta P} + \dot{I}_{H,\Delta P} \tag{3.63}$$

Gerçek bir gazda, basınç düşüşüne bağlı olarak gaz akışın sıcaklığı artacağı için ekserjinin ısıl bileşeninin büyüklüğü değişecektir. Fakat ideal bir gaz için entalpi sadece sıcaklığın bir fonksiyonu olduğu için ve bu etki ortalama yoğunluktaki gaz akışlarında küçük olduğu için tersinmezliklerin ısıl ve basınç bileşeni ayrı incelenebilir (Kotas, 1985). Hem ekserji dengesinden hem de Gouy-Stodola eşitliğinden tersinmezliğin ısıl ve basınç bileşenleri için aynı eşitlikler elde edilir. Tersinmezliğin ısıl bileşeni için (3.64), dolgu havası tarafındaki basınç bileşeni için (3.65) ve soğutma havası tarafındaki basınç bileşeni için (3.66) verilmiştir.

$$\dot{I}_{\Delta T} = T_0\left[\left(\dot{m}_H\, c_{pH} \ln\frac{T_{H2}}{T_{H1}}\right) - \left(\dot{m}_D\, c_{pD} \ln\frac{T_{D1}}{T_{D2}}\right)\right] \tag{3.64}$$

$$\dot{I}_{D,\Delta P} = T_0\, \dot{m}_D\, R_D \ln\frac{P_{D1}}{P_{D2}} \tag{3.65}$$

$$\dot{I}_{H,\Delta P} = T_0\, \dot{m}_H\, R_H \ln\frac{P_{H1}}{P_{H2}} \tag{3.66}$$

Tersinmezliğin basınç bileşenleri, basınç düşüşünün etkisini tersine çevirebilecek minimum gerekli güç olarak düşünülebilir. Kotas (1985)'in tanımladığı rasyonel verim ifadesi (3.67)'de gösterilmiştir.

$$\psi = 1 - \frac{\dot{I}}{E_g} \tag{3.67}$$

Bu çalışma kapsamında test edilen ve incelenen ara soğutucuların çalışma aralıklarında ekserji kaybı, tersinmezlik üretimi olarak ifade edilmiştir. Ayrıca tersinmezliklerin kaynağa göre dağılımı ve ekserji verimi (rasyonel verim) sonuçlar kısmında verilmiştir.

3.2.4. Ampirik ifadelerin ε-NTU yönteminde kullanılması

Deneysel sonuçlar ile literatürden seçilen ampirik ifade sonuçlarının karşılaştırılması için Bilen (1998) in kullandığı işlem adımları kullanılmıştır. Deneysel sonuçlar ile ε-NTU yöntemi ve deneysel eşitliklerin beraber kullanılmasıyla elde edilen teorik sonuçların karşılaştırılması için aynı kütlesel debi ve giriş özelliklerine sahip akışkan değerlerinin kullanılması gerekmektedir. Isı değiştirici boyutları da aynı olduğu için ısı değiştirici etkenliği tahmini çıkış sıcaklıkları ile belirlenebilir;

$$\varepsilon_{gç} = \frac{C_{Hava}(T_{HavaÇ,gç} - T_{HavaG})}{C_{\min}(T_{DolG} - T_{HavaG})} \tag{3.68}$$

$$\varepsilon_{gç} = \frac{C_{Dol}(T_{DolG} - T_{DolÇ,gç})}{C_{\min}(T_{DolG} - T_{HavaG})} \tag{3.69}$$

Isı değiştirici içerisindeki geçici basınç kaybının bulunabilmesi için basınç kayıp katsayının bulunması gerekmektedir. Akışkanların çıkış ve ortalama yoğunlukları

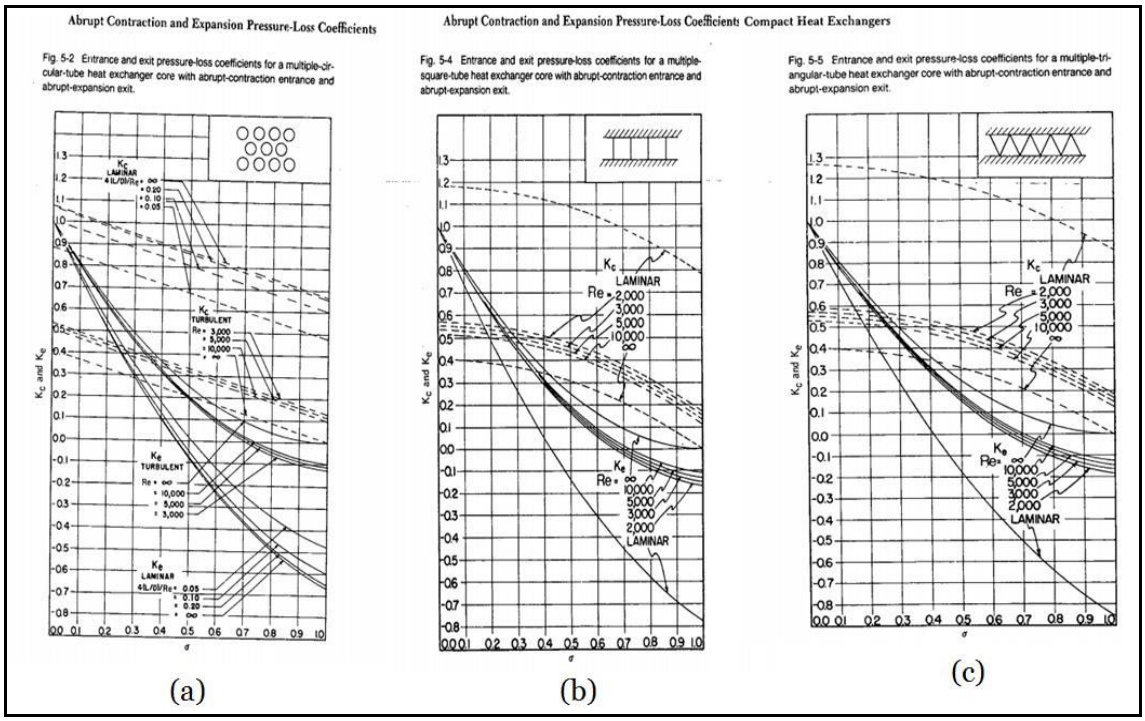
basınç düşüşüne bağlı olduğu için basınç düşüşleri ve yoğunluk değerleri iterasyon yapılarak bulunur. Isı değiştirici içerisinde geçici ortalama sıcaklıkları ve basınçları belirlenen akışkanların geçici yoğunluk, dinamik viskozite, kinematik viskozite, ısı iletkenli katsayıları belirlenebilir. Akışkan özellikleri belirlendikten sonra akışkanların Reynolds sayıları bulunabildiği için her iki taraftaki sürtünme katsayısı ve ısıl taşınım katsayıları literatürden seçilen analitik ve ampirik ifadelerden hesaplanabilir.

Her iki akışkan tarafında analitik ve ampirik ifadelerden elde edilen sürtünme katsayıları kullanılarak basınç düşüşlerinin hesaplanabilmesi için soğutma havası tarafında (3.70), dolgu havası tarafında ise (3.71) kullanılmıştır.

$$\Delta P_H = \frac{G^2}{\rho_{H,1}}\left[\left(1-{\sigma_H}^2+Kc_H\right)\left(\frac{f}{4}\frac{\rho_{H,1}}{\rho_{H,O}}\frac{A_c}{A_{c,H}}\right)+2\left(\frac{\rho_{H,1}}{\rho_{H,2}}-1\right)-\frac{\rho_{H,1}}{\rho_{H,2}}\left(1-{\sigma_H}^2-Ke_H\right)\right] \quad (3.70)$$

$$\Delta P_D = \frac{G^2}{\rho_{D,1}}\left[\left(1-{\sigma_D}^2+Kc_D\right)\left(\frac{f}{4}\frac{\rho_{D,1}}{\rho_{D,O}}\frac{A_D}{A_{c,D}}\right)+2\left(\frac{\rho_{D,1}}{\rho_{D,2}}-1\right)-\frac{\rho_{D,1}}{\rho_{D,2}}\left(1-{\sigma_D}^2-Ke_D\right)\right] \quad (3.71)$$

(3.70) ve (3.71) eşitliklerinde yer alan Kc ve Ke katsayıları Kays ve London (1998) den belirlenmiştir. Kullanılan grafikler Şekil 3.26.'da verilmiştir.



Şekil 3.26. a) Dairesel borulu ara soğutucu b) yassı borulu ara soğutucu c) plakalı ara soğutucu (Kays ve London, 1998)

Isı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi için literatürden seçilen analitik ve ampirik ifadelerden elde edilen *Nu* sayısı (3.72)'de, Colburn faktörü (*j*) (3.73)' te, *St* sayısı (3.74)'te ve *Pr* sayısı (3.75)'te gösterilmiştir.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \tag{3.72}$$

$$j = St\,\mathrm{Pr}^{2/3} \tag{3.73}$$

$$St = \frac{h}{Gc_p} \tag{3.74}$$

$$\mathrm{Pr} = \frac{\mu c_p}{k} \tag{3.75}$$

Laminer akış için literatürden seçilen ifadeler ve geçerli oldukları aralıklar sürtünme katsayısı için (3.76)'da, Nu sayısı için (3.77)'de verilmiştir.

$$f = 64/\mathrm{Re}\ , \quad \mathrm{Re} \le 2300 \tag{3.76}$$

$$Nu = 3.66 + \left(\frac{(0.065(\mathrm{D_h/L})\mathrm{RePr})}{1 + 0.04((\mathrm{D_h/L})\mathrm{RePr})^{2/3}}\right)\ , \quad \mathrm{Re} \le 2300 \tag{3.77}$$

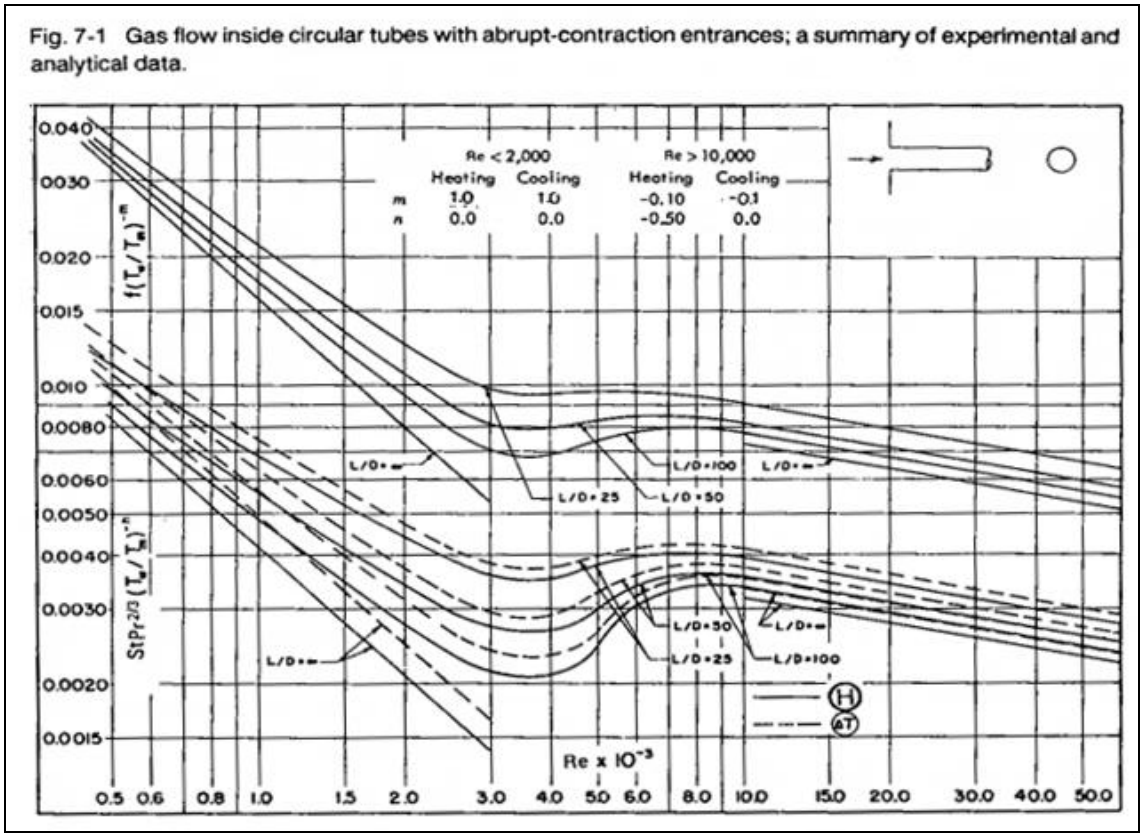
Geçiş bölgesi için literatürden seçilen ampirik ifadeler ve geçerli oldukları aralıklar sürtünme katsayısı için (3.78)'de, *Nu* sayısı için (3.79)'da verilmiştir. (3.79)'da verilen *Nu* ifadesi için Mills (1999), (3.78) deki *f* faktörünün kullanılmasını önermiş ve bu eşitliğin % 20 sapma ile birçok deneysel veriyle uyumlu olduğunu ifade etmiştir.

$$f = \left(0.79\ln \mathrm{Re} - 1.64\right)^{-2}\ , \quad 10^4 < \mathrm{Re} < 5\times 10^6 \tag{3.78}$$

$$Nu = \frac{(\mathrm{f/8})(\mathrm{Re} - 1000)\mathrm{Pr}}{1 + (12.7\sqrt{\mathrm{f/8}})((\mathrm{Pr}^{2/3}) - 1)}\ , \quad 3000 < \mathrm{Re} < 10^6 \tag{3.79}$$

Kays ve London (1998) den seçilen analitik ve deneysel sonuçların grafikleri eğri uydurma ve bu eğrilerin denklemleri ile kullanılmıştır. Dairesel borulu, plakalı ve yassı borulu ara soğutucularda sırası ile dolgu havası ve soğutma havası için kullanılan eğri denklemleri ve kullanım aralıkları (3.80)-(3.101) arasında gösterilmiştir.

Dairesel borulu kanatlı ara soğutucu için Kays ve London (1998)'den seçilen analitik veri grafiği Şekil 3.27.'de, bu şekil kullanılarak dolgu havası için hazırlanan f faktörü eğri denklemi (3.80)'de, j faktörü eğri denklemi (3.81)'de verilmiştir.



Şekil 3.27. Dairesel borulu kanatlı ara soğutucu için Kays ve London (1998)'den seçilen analitik veri grafiği

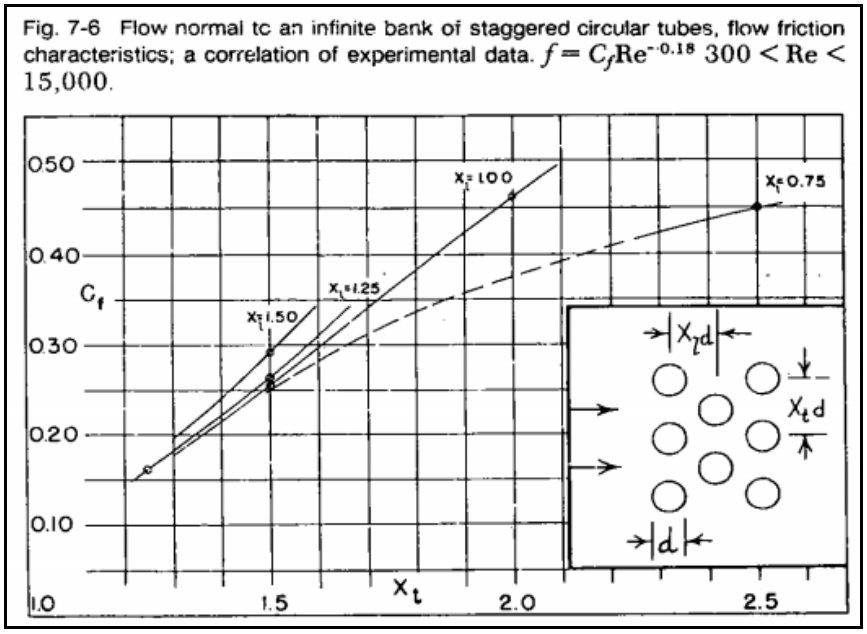
$$f = 0.06545\exp(-0.001785\mathrm{Re}) + (0.008536\exp(-0.0000041\mathrm{Re}))$$

$$500 < \mathrm{Re} < 7000 \qquad (3.80)$$

$$j = 7.165\times10^{-24}\,\mathrm{Re}^6 - 1.753\times10^{-19}\,\mathrm{Re}^5 + 1.693\times10^{-15}\,\mathrm{Re}^4$$
$$- 8.23\times10^{-11}\,\mathrm{Re}^3 + 2.139\times10^{-7}\,\mathrm{Re}^2 - 2.898\times10^{-5}\,\mathrm{Re} + 0.01982$$

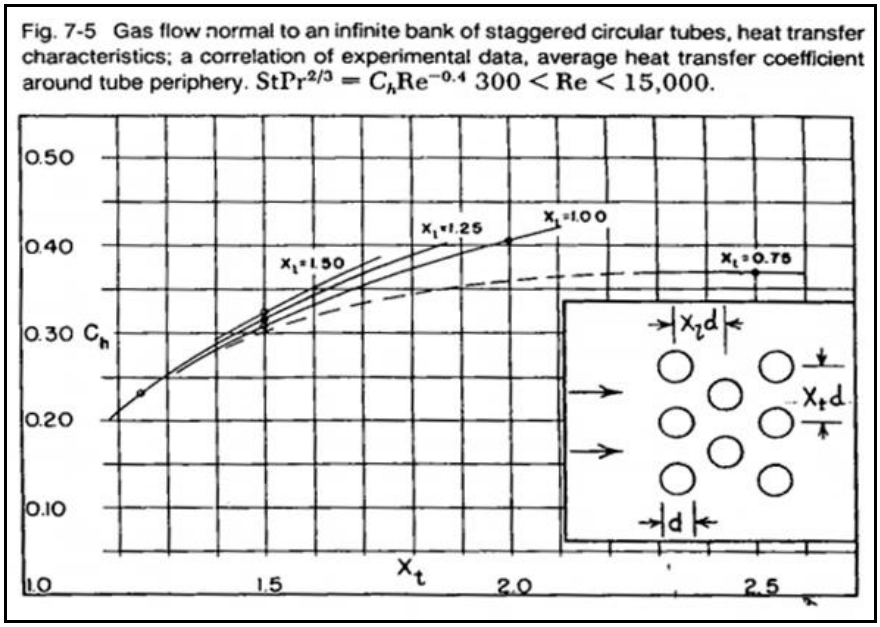
$$500 < \mathrm{Re} < 7000 \qquad (3.81)$$

Dairesel borulu kanatlı ara soğutucu için Kays ve London (1998)'den seçilen soğutma havası için kullanılan f faktörü deneysel veri grafiği Şekil 3.28.'de, eğri denklemi (3.82)'de, j faktörü deneysel veri grafiği Şekil 3.29.'da, eğri denklemi (3.83)'te verilmiştir.



Şekil 3.28. Dairesel borulu kanatlı ara soğutucu için Kays ve London (1998)'den seçilen soğutma havası için kullanılan *f* faktörü deneysel veri grafiği

$$f = 0.7\mathrm{Re}^{(-0.18)}, \quad 300 < \mathrm{Re} < 15000 \tag{3.82}$$

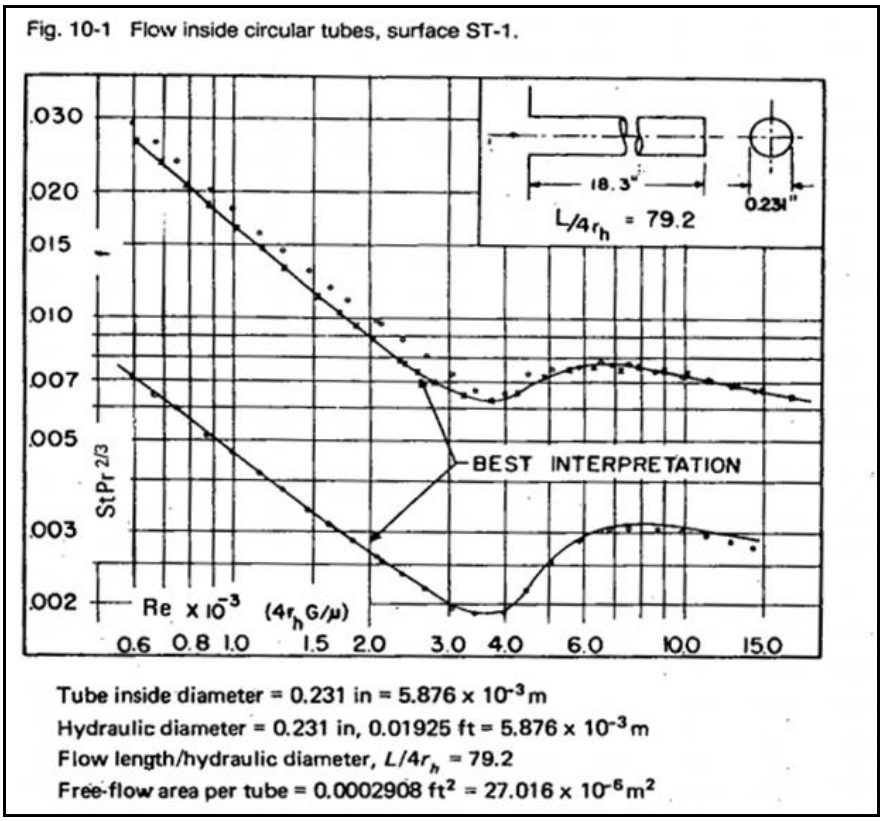


Şekil 3.29. Dairesel borulu kanatlı ara soğutucu için Kays ve London (1998)'den seçilen soğutma havası için kullanılan *j* faktörü deneysel veri grafiği

$$j = 0.45\mathrm{Re}^{-0.4}, \quad 300 < \mathrm{Re} < 15000 \tag{3.83}$$

Dairesel borulu kanatlı ara soğutucuda dolgu havası tarafı için Kays ve London (1998) un yaptığı deneysel çalışmalardan seçilen deneysel veri grafiği Şekil 3.30.'da, bu

şekil kullanılarak dolgu havası için hazırlanan *f* faktörü eğri denklemi (3.84)'te, *j* faktörü eğri denklemi (3.85)'te verilmiştir.

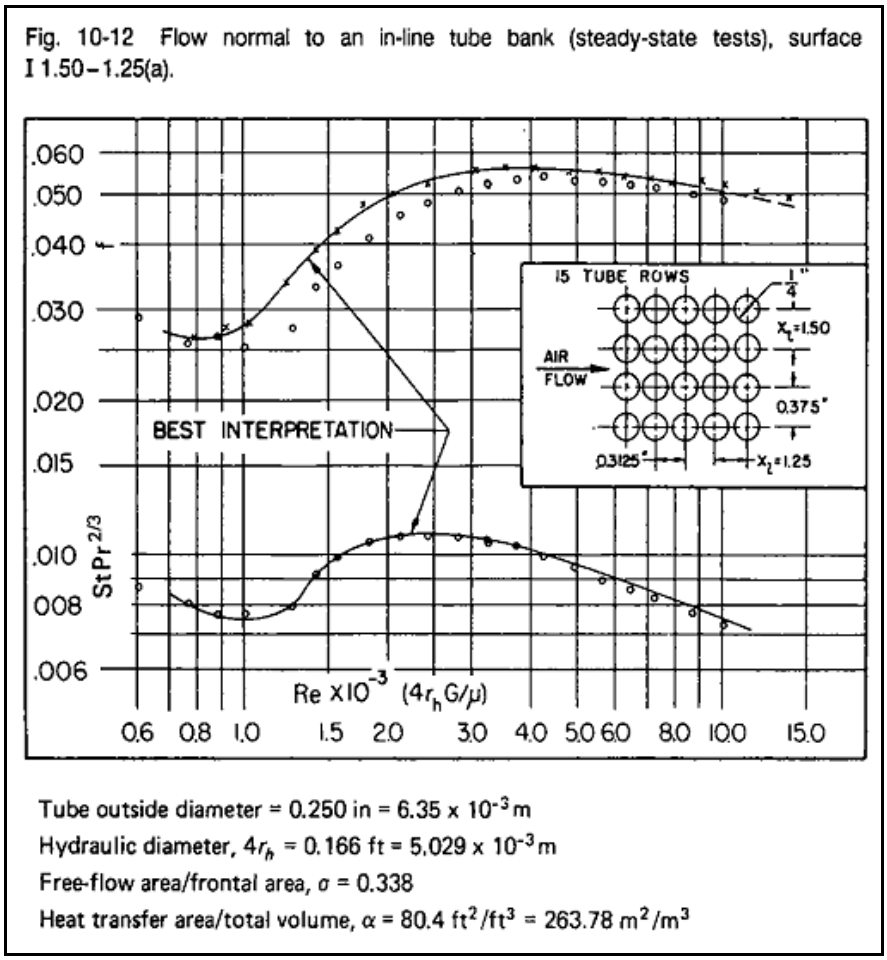


Şekil 3.30. Dairesel borulu kanatlı ara soğutucuda dolgu havası tarafı için Kays ve London (1998)'un yaptığı deneysel çalışmalardan seçilen deneysel veri grafiği

$$f = 1.452\times10^{-23}\,\mathrm{Re}^6 - 3.672\times10^{-19}\,\mathrm{Re}^5 + 3.659\times10^{-15}\,\mathrm{Re}^4 - 1.85\times10^{-11}\,\mathrm{Re}^3 + 5.109\times10^{-8}\,\mathrm{Re}^2 - 0.00007615\mathrm{Re} + 0.05722$$
$$600 < \mathrm{Re} < 8000 \qquad (3.84)$$

$$j = -6.835\times10^{-28}\,\mathrm{Re}^7 + 2.286\times10^{-23}\,\mathrm{Re}^6 - 3.092\times10^{-19}\,\mathrm{Re}^5 + 2.177\times10^{-15}\,\mathrm{Re}^4 - 8.6\times10^{-12}\,\mathrm{Re}^3 + 1.937\times10^{-8}\,\mathrm{Re}^2 - 2.427\times10^{-5}\,\mathrm{Re} + 0.01624$$
$$600 < \mathrm{Re} < 8000 \qquad (3.85)$$

Dairesel borulu kanatlı ara soğutucuda soğutma havası tarafı için Kays ve London (1998) un yaptığı deneysel çalışmalardan seçilen deneysel veri grafiği Şekil 3.31.'de, bu şekil kullanılarak dolgu havası için hazırlanan *f* faktörü eğri denklemi (3.86)'da, *j* faktörü eğri denklemi (3.87)'de verilmiştir.

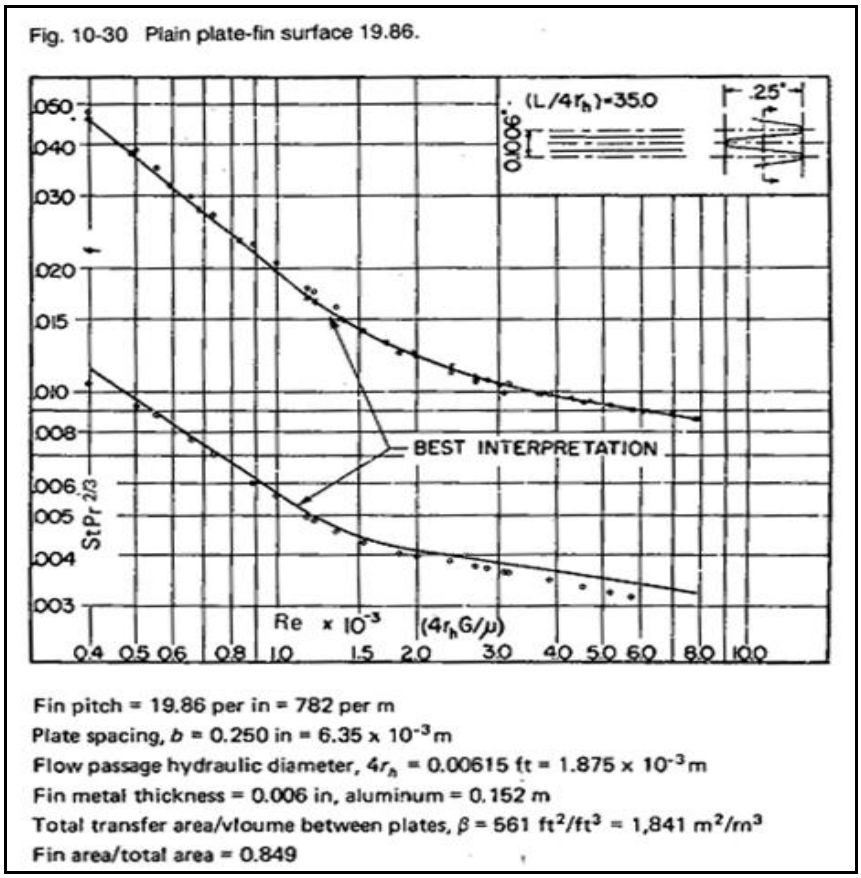


Şekil 3.31. Dairesel borulu kanatlı ara soğutucuda soğutma havası tarafı için Kays ve London (1998)'un yaptığı deneysel çalışmalardan seçilen deneysel veri grafiği

$$f = -4.405\times10^{-26}\,\mathrm{Re}^{7} + 1.186\times10^{-21}\,\mathrm{Re}^{6} - 1.301\times10^{-17}\,\mathrm{Re}^{5} + 7.477\times10^{-14}\,\mathrm{Re}^{4} - 2.397\times10^{-10}\,\mathrm{Re}^{3} + 4.169\times10^{-7}\,\mathrm{Re}^{2} - 0.0003377\mathrm{Re} + 0.1254$$
$$600 < \mathrm{Re} < 7000 \qquad (3.86)$$

$$j = 1.152\times10^{-31}\,\mathrm{Re}^{8} + -8.035\times10^{-27}\,\mathrm{Re}^{7} + 1.778\times10^{-22}\,\mathrm{Re}^{6} + -1.911\times10^{-18}\,\mathrm{Re}^{5} + 1.138\times10^{-14}\,\mathrm{Re}^{4} + -3.858\times10^{-11}\,\mathrm{Re}^{3} + 7.14\times10^{-8}\,\mathrm{Re}^{2} + -6.256\times10^{-5}\,\mathrm{Re} + 0.02794$$
$$600 < \mathrm{Re} < 7000 \qquad (3.87)$$

Panjur kanatlı plakalı ara soğutucuda dolgu havası tarafı için Kays ve London (1998) un yaptığı deneysel çalışmalardan seçilen birinci deneysel veri grafiği Şekil 3.32.'de, bu şekil kullanılarak dolgu havası için hazırlanan f faktörü eğri denklemi (3.88)'de, j faktörü eğri denklemi (3.89)'da verilmiştir.



Şekil 3.32. Panjur kanatlı plakalı ara soğutucuda dolgu havası tarafı için Kays ve London (1998) un yaptığı deneysel çalışmalardan seçilen birinci deneysel veri grafiği

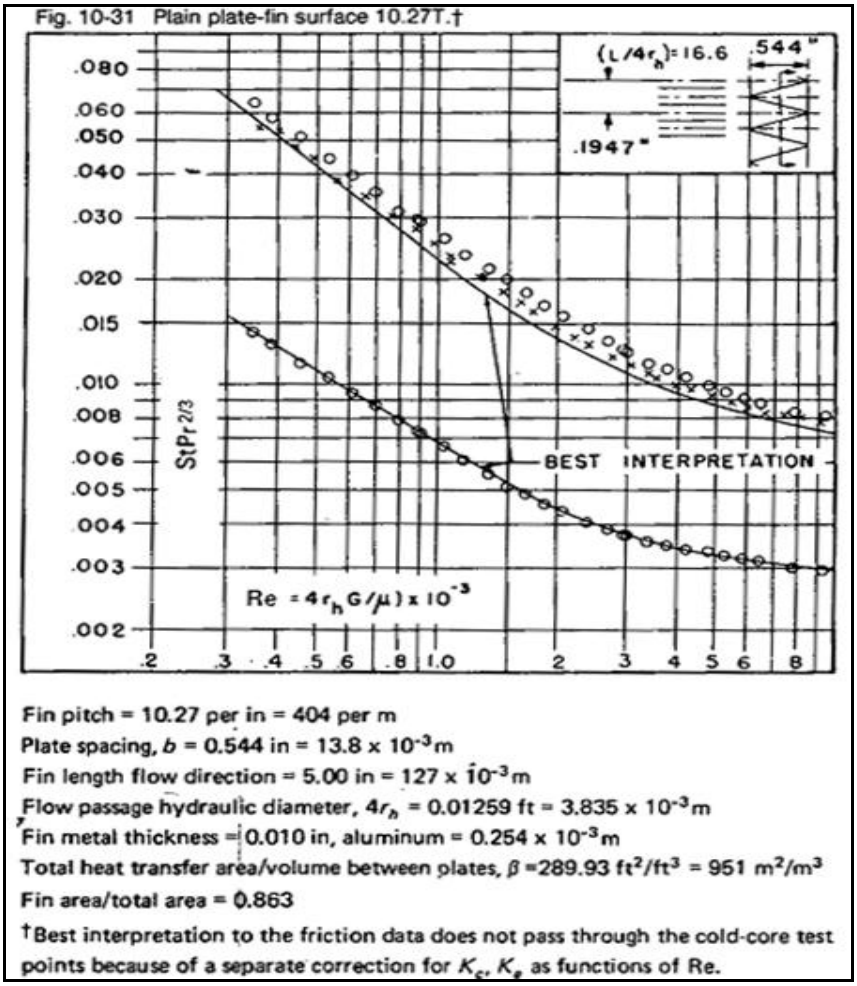
$$f = 0.09564\exp(-0.002725\mathrm{Re}) + 0.0142\exp(-0.00008613\mathrm{Re})$$
$$400 < \mathrm{Re} < 6000 \qquad (3.88)$$

$$j = 0.02378\exp(-0.00294\mathrm{Re}) + 0.004525\exp(-0.00005133\mathrm{Re})$$
$$400 < \mathrm{Re} < 6000 \qquad (3.89)$$

Panjur kanatlı plakalı ara soğutucuda soğutma havası tarafı için Kays ve London (1998) un yaptığı deneysel çalışmalardan seçilen birinci deneysel veri grafiği Şekil 3.33.'te, bu şekil kullanılarak dolgu havası için hazırlanan f faktörü eğri denklemi (3.90)'da, j faktörü eğri denklemi (3.91)'de verilmiştir.

$$f = 0.124\exp(-0.003325\,\mathrm{Re}) + 0.02062\exp(-0.0001681\,\mathrm{Re})$$
$$300 < \mathrm{Re} < 7000 \qquad (3.90)$$

$$j = 0.01994\exp(-0.002252\mathrm{Re}) + 0.004884\exp(-0.0000727\mathrm{Re})$$
$$300 < \mathrm{Re} < 7000 \qquad (3.91)$$



Şekil 3.33. Panjur kanatlı plakalı ara soğutucuda soğutma havası tarafı için Kays ve London (1998) un yaptığı deneysel çalışmalardan seçilen birinci deneysel veri grafiği

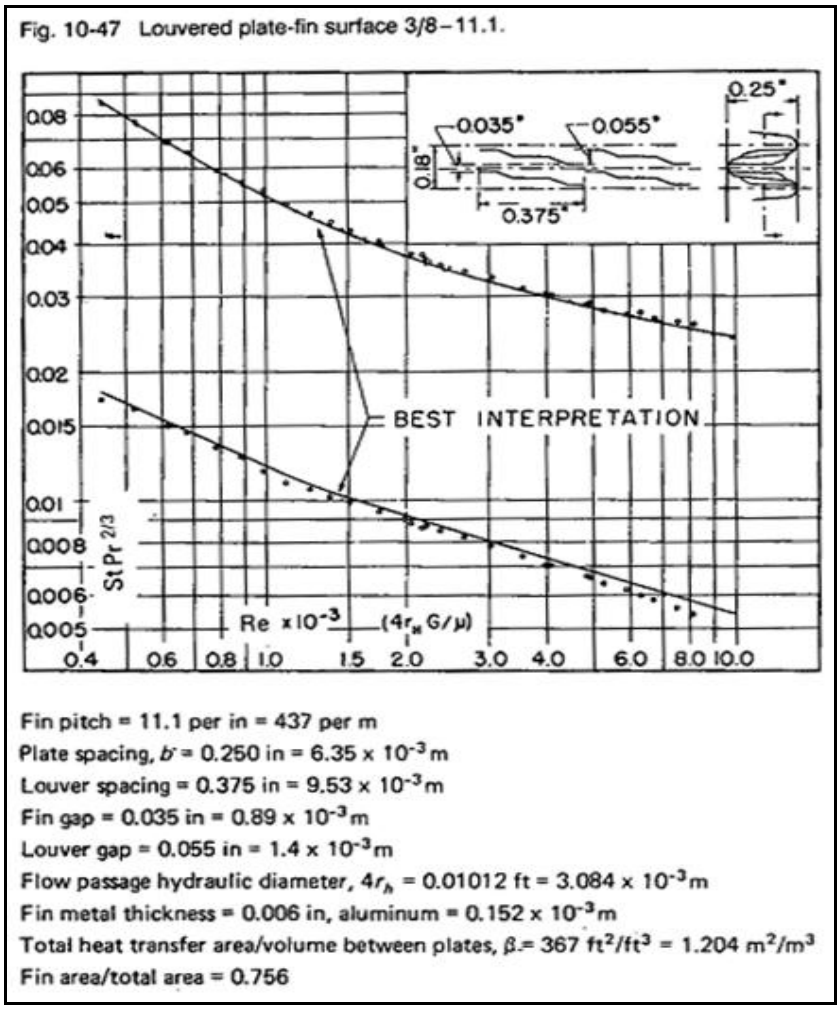
Panjur kanatlı plakalı ara soğutucuda dolgu havası tarafı için Kays ve London (1998) un yaptığı deneysel çalışmalardan seçilen ikinci deneysel veri grafiği Şekil 3.34.'te, bu şekil kullanılarak dolgu havası için hazırlanan *f* faktörü eğri denklemi Eş. (3.92)'de, *j* faktörü eğri denklemi Eş. (3.93)'te verilmiştir.

$$f = 0.126\exp(-0.002553.\mathrm{Re}) + 0.04714\exp(-0.0001194\mathrm{Re})$$

$$500 < \mathrm{Re} < 3000 \qquad (3.92)$$

$$j = 0.02139\exp(-0.002244\mathrm{Re}) + 0.01089\exp(-0.0001064\mathrm{Re})$$

$$500 < \mathrm{Re} < 3000 \qquad (3.93)$$

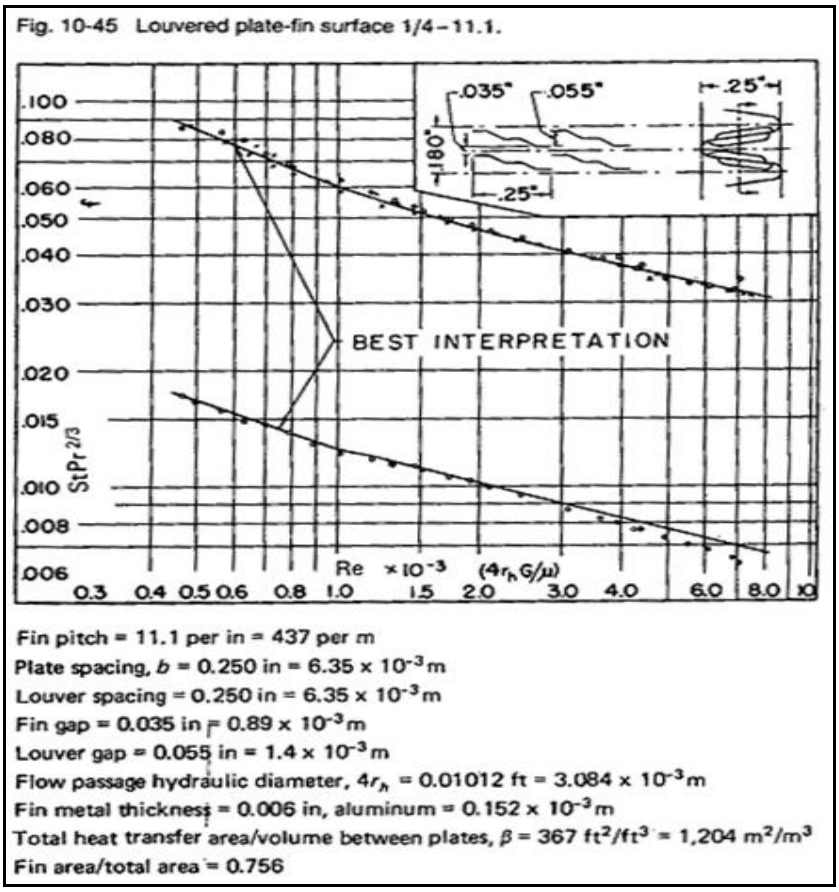


Şekil 3.34. Panjur kanatlı plakalı ara soğutucuda dolgu havası tarafı için Kays ve London (1998) un yaptığı deneysel çalışmalardan seçilen ikinci deneysel veri grafiği

Panjur kanatlı plakalı ara soğutucuda soğutma havası tarafı için Kays ve London (1998) un yaptığı deneysel çalışmalardan seçilen ikinci deneysel veri grafiği Şekil 3.35.'te, bu şekil kullanılarak dolgu havası için hazırlanan f faktörü eğri denklemi Eş. (3.94)'te, j faktörü eğri denklemi Eş. (3.95)'te verilmiştir.

$$f = 0.09864\exp(-0.002084\mathrm{Re}) + 0.05191\exp(-0.00007916\mathrm{Re})$$
$$500 < \mathrm{Re} < 6000 \qquad (3.94)$$

$$j = 0.01304\exp(-0.000991\mathrm{Re}) + 0.008402\exp(-0.00002074\mathrm{Re})$$
$$500 < \mathrm{Re} < 6000 \qquad (3.95)$$



Şekil 3.35. Panjur kanatlı plakalı ara soğutucuda soğutma havası tarafı için Kays ve London (1998) un yaptığı deneysel çalışmalardan seçilen ikinci deneysel veri grafiği

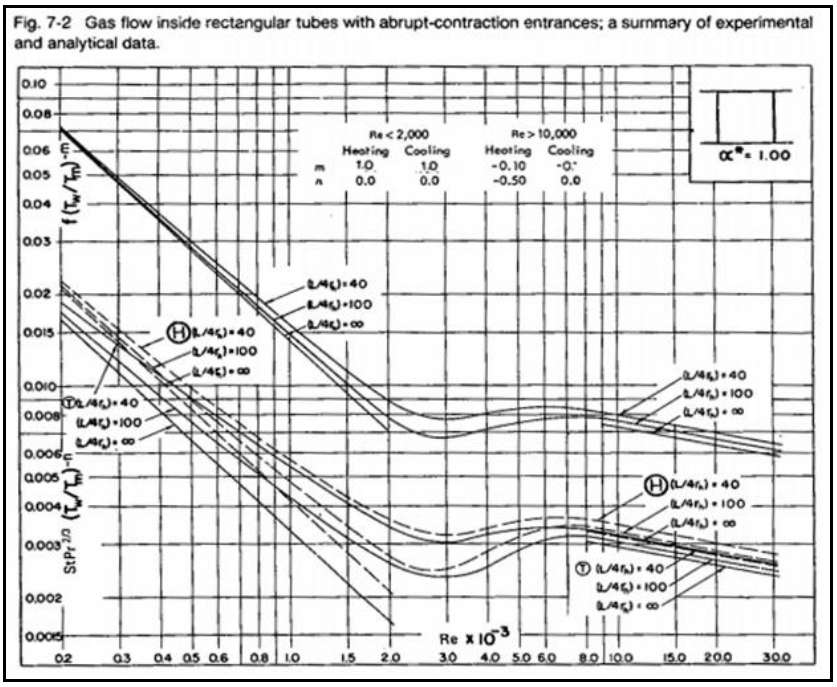
Yassı borulu kanatlı ara soğutucu için Kays ve London (1998)'den seçilen analitik veri grafiği Şekil 3.36.'da, bu şekil kullanılarak dolgu havası için hazırlanan f faktörü eğri denklemi Eş. (3.96)'da, j faktörü eğri denklemi Eş. (3.97)'de verilmiştir.

$$f = 0.1236\exp(-0.003947\mathrm{Re}) + 0.01291\exp(-0.00007666\mathrm{Re})$$

$$200 < \mathrm{Re} < 8000 \qquad (3.96)$$

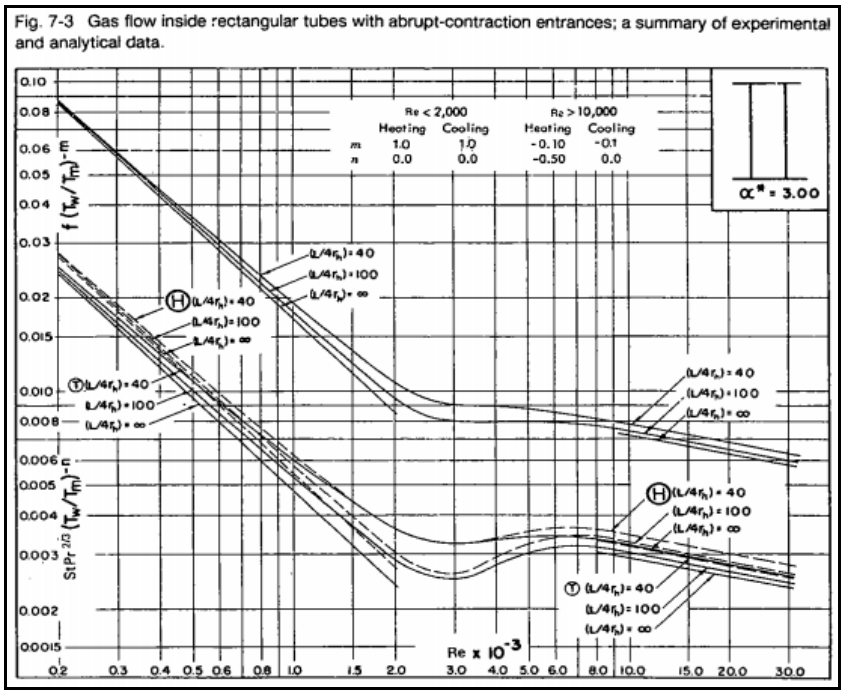
$$\begin{aligned} j = {} & 2.241\times10^{-30}\mathrm{Re}^8 + -7.416\times10^{-26}\mathrm{Re}^7 + 1.016\times10^{-21}\mathrm{Re}^6 \\ & + -7.468\times10^{-18}\mathrm{Re}^5 + 3.186\times10^{-14}\mathrm{Re}^4 + 8.008\times10^{-11}\mathrm{R}^3 \\ & + 1.154\times10^{-7}\mathrm{Re}^2 + -0.00008926\mathrm{Re} + 0.03418 \end{aligned}$$

$$200 < \mathrm{Re} < 8000 \qquad (3.97)$$



Şekil 3.36. Yassı borulu kanatlı ara soğutucuda dolgu havası tarafı için Kays ve London (1998)'den seçilen analitik veri grafiği

Yassı borulu kanatlı ara soğutucuda soğutma havası tarafı için Kays ve London (1998)'den seçilen analitik veri grafiği Şekil 3.37.'de, bu şekil kullanılarak soğutma havası için hazırlanan *f* faktörü eğri denklemi Eş. (3.98)'de, *j* faktörü eğri denklemi Eş. (3.99)'da verilmiştir.

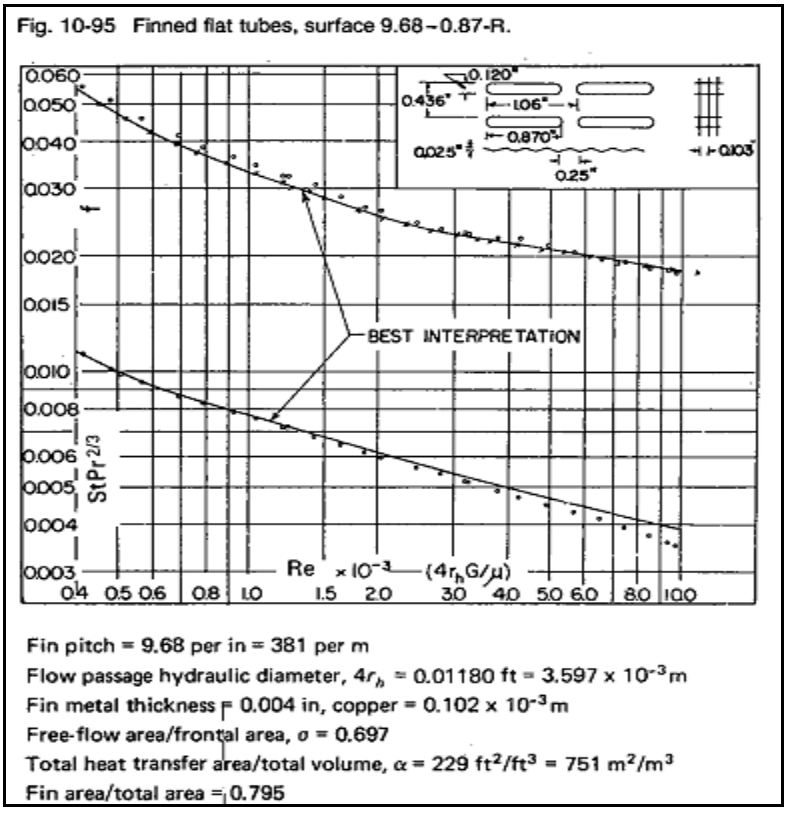


Şekil 3.37. Yassı borulu kanatlı ara soğutucuda soğutma havası tarafı için Kays ve London (1998)'den seçilen analitik veri grafiği

$$f = 0.1419\exp(-0.003801\mathrm{Re}) + 0.01659\exp(-0.0001189\mathrm{Re})$$
$$200 < \mathrm{Re} < 8000 \qquad (3.98)$$

$$j = 0.04576\exp(-0.003525\mathrm{Re}) + 0.004486\exp(-0.00003828\mathrm{Re})$$
$$200 < \mathrm{Re} < 8000 \qquad (3.99)$$

Yassı borulu kanatlı ara soğutucuda dolgu havası tarafı için Kays ve London (1998) un yaptığı deneysel çalışmalardan Şekil 3.30.'daki deneysel veri grafiği tekrar kullanılmıştır. Dolayısıyla dolgu havası için hazırlanan f faktörü eğri denklemi Eş. (3.84) ile, j faktörü eğri denklemi ise Eş. (3.85) ile aynı kullanılmıştır. Yassı borulu kanatlı ara soğutucuda soğutma havası tarafı için Kays ve London (1998) un yaptığı deneysel çalışmalardan seçilen deneysel veri grafiği Şekil 3.38.'de, bu şekil kullanılarak dolgu havası için hazırlanan f faktörü eğri denklemi Eş. (3.100)'de, j faktörü eğri denklemi Eş. (3.101)'de verilmiştir.



Şekil 3.38. Yassı borulu kanatlı ara soğutucuda soğutma havası tarafı için Kays ve London (1998) un yaptığı deneysel çalışmalardan seçilen deneysel veri grafiği

$$f = 0.06619\exp(-0.002521\mathrm{Re}) + 0.02924\exp(-0.000064\mathrm{Re})$$
$$400 < \mathrm{Re} < 8000 \qquad (3.100)$$

$$j = 0.008878\exp(-0.001709\mathrm{Re}) + 0.006544\exp(-0.00006467\mathrm{Re})$$
$$400 < \mathrm{Re} < 8000 \qquad (3.101)$$

Boyutsuz ısı transfer sayılarından ısı taşınım katsayıları bulunan akışkanların kanatçık parametreleri (3.102) ve (3.103)'deki gibi hesaplanmıştır.

$$m_D = \sqrt{\frac{2h_D}{k_{f,D}t_{f,D}}} \tag{3.102}$$

$$m_H = \sqrt{\frac{2h_H}{k_{f,H}t_{f,H}}} \tag{3.103}$$

Kanatçık parametresi kullanılarak kanatçık verimi (3.104) ve (3.105)'teki gibi hesaplanmıştır.

$$\eta_{f,D} = \frac{\tanh(m_D L_{f,D})}{m_D L_{f,D}} \tag{3.104}$$

$$\eta_{f,H} = \frac{\tanh(m_H L_{f,H})}{m_H L_{f,H}} \tag{3.105}$$

Ara soğutucunun dolgu ve soğutma havası tarafındaki toplam ısı transfer katsayısının hesaplanabilmesi için toplam yüzey veriminin bulunması gerekmektedir. Eşitlik (3.106) ve (3.107)'de toplam yüzey veriminin hesaplandığı eşitlikler verilmiştir.

$$\eta_{o,D} = 1 - \frac{A_{f,D}}{A_D}(1 - \eta_{f,D}) \tag{3.106}$$

$$\eta_{o,H} = 1 - \frac{A_{f,H}}{A_H}(1 - \eta_{f,H}) \tag{3.107}$$

Her iki akışkan tarafındaki toplam ısı transfer yüzey alanına göre toplam ısı transfer katsayıları hesaplanmıştır. (3.108)'de dolgu havası tarafı için, (3.109)'da ise soğutma havası tarafı için toplam ısı transfer katsayısı ifadeleri verilmiştir.

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{\eta_{o,D}h_D} + \frac{1}{\left(A_H / A_D\right)\eta_{o,H}h_H} \tag{3.108}$$

$$\frac{1}{U_H} = \frac{1}{\eta_{o,H} h_H} + \frac{1}{\left(A_D / A_H \right) \eta_{o,D} h_D} \tag{3.109}$$

Toplam ısı transfer katsayıları bulunan akışkanlar için (3.37) eşitliği kullanılarak NTU hesaplanmıştır. Daha sonra, hesaplanan NTU ve Cr değerleri (3.36) eşitliğinde kullanılarak etkenlik değerlerine ulaşılmıştır. Geçici etkenlik değerleri ve ampirik ifadelerden elde edilen taşınım katsayıları ile hesaplanan etkenlik değerleri eşit oluncaya kadar akışkanların çıkış sıcaklıkları değiştirilerek iterasyon yapılmıştır. Etkenlik değerleri eşitlendiğinde bulunan değerler ampirik ifadeler ile hesaplanan ısı değiştirici performans verileri olarak kaydedilmiştir.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Araştırma sonuçları ve tartışma bölümünde performans karakteristikleri incelenen ara soğutuculara ait sonuçlar ve göstergeler, öncelikle yapılarına göre kendi alt başlıkları altında verilmiş daha sonra üç ara soğutucunun karşılaştırılması için ilgili alt başlıkta birleştirilmiştir. Her ara soğutucuya ait alt başlık içerisinde ara soğutucuların ısıl ve hidrolik performansları ayrı alt başlıklar altında incelenmiştir.

Araştırma sonuçları içerisinde deneysel sonuçlara, grafiklerdeki eğrilerden elde edilen denklemlere, tersinmezlik üretim değerlerine ve literatürden belirlenen ampirik ifade sonuçları ile deneysel sonuçların karşılaştırılmasına yer verilmiştir. Daha sonra bu çalışmadaki deneysel sonuçlara göre üç ara soğutucu, ısıl ve hidrolik performansları açısından karşılaştırılmıştır.

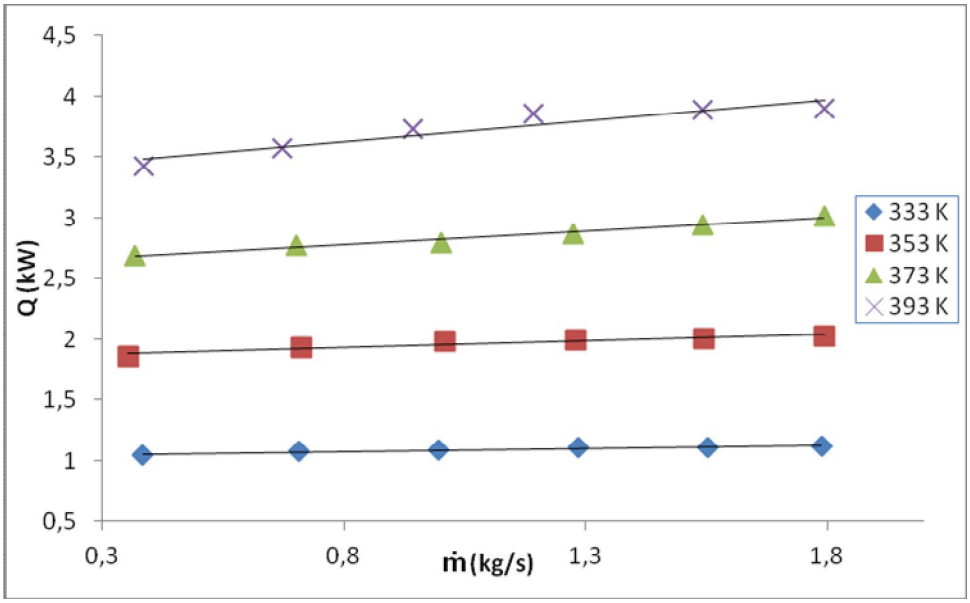
4.1. Dairesel Borulu Kanatlı Ara Soğutucu

Materyal bölümünde Şekil 3.1.'de "1" numara ile gösterilen çapraz akışlı, dairesel borulu kanatlı ısı değiştiricisine ait ısı transferi, etkenlik ve ekserji göstergeleri "Isıl Performans" alt başlığı içerisinde, basınç düşüşü ve sürtünme katsayısı göstergeleri ise "Hidrolik Performans" alt başlığı içerisinde verilmiştir.

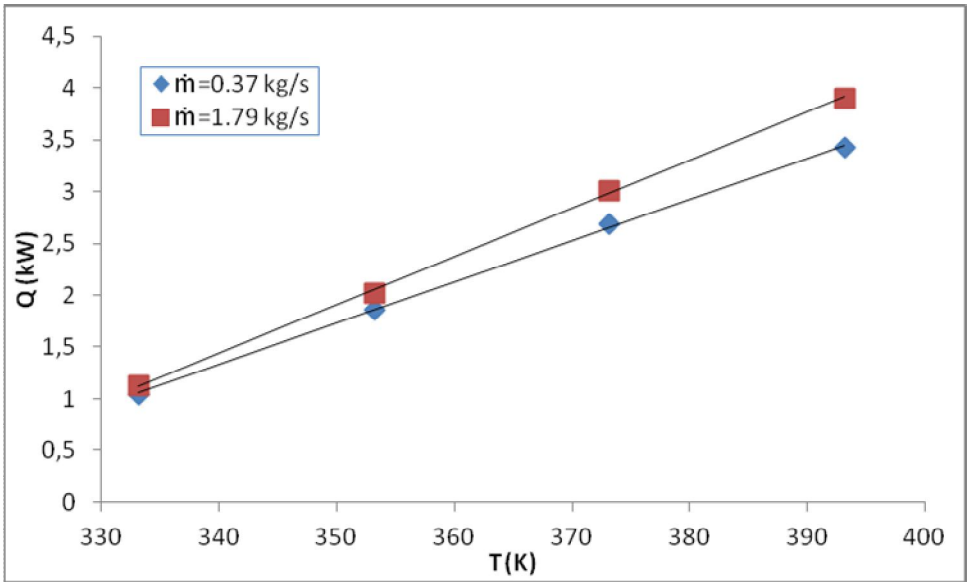
4.1.1. Isıl performans

Dairesel borulu kanatlı ara soğutucunun dört farklı dolgu havası giriş sıcaklığında, soğutma havası kütlesel debisine göre soğutma kapasitesindeki değişim Şekil 4.1.'de gösterilmiştir. Dolgu havasının ara soğutucuya giriş sıcaklığı yükseldikçe doğru orantılı olarak ara soğutucunun soğutma kapasitesi de yükselmektedir. Bununla beraber soğutma havası kütlesel debisinin soğutma kapasitesine etkisi bu grafikten anlaşılamamaktadır. Bu nedenle soğutma havası kütlesel debisindeki artışın ara soğutucunun soğutma kapasitesi üzerindeki etkisini incelemek için Şekil 4.2. hazırlanmıştır. Şekil 4.2.'de deneyler sırasında soğutma havasının en düşük ve en yüksek debilerine karşılık dolgu havası sıcaklığındaki artışın dairesel borulu kanatlı ara soğutucunun soğutma kapasitesini nasıl etkilediği gösterilmektedir. Şekilden farklı

soğutma havası kütlesel debilerinde dolgu havası giriş sıcaklığındaki artışın hemen hemen aynı oranda soğutma kapasitesini arttırdığı görülmektedir. Dolayısıyla Şekil 4.2.'deki eğrilerin denklemleri ara soğutucunun test edildiği aralıkta dolgu havası sıcaklığına bağlı olarak gerçekleşecek ısı transferinin hesaplanmasında kullanılabilir.



Şekil 4.1. Dairesel borulu kanatlı ara soğutucunun farklı dolgu havası giriş sıcaklıklarında soğutma havası kütlesel debisine bağlı olarak değişen soğutma kapasitesi

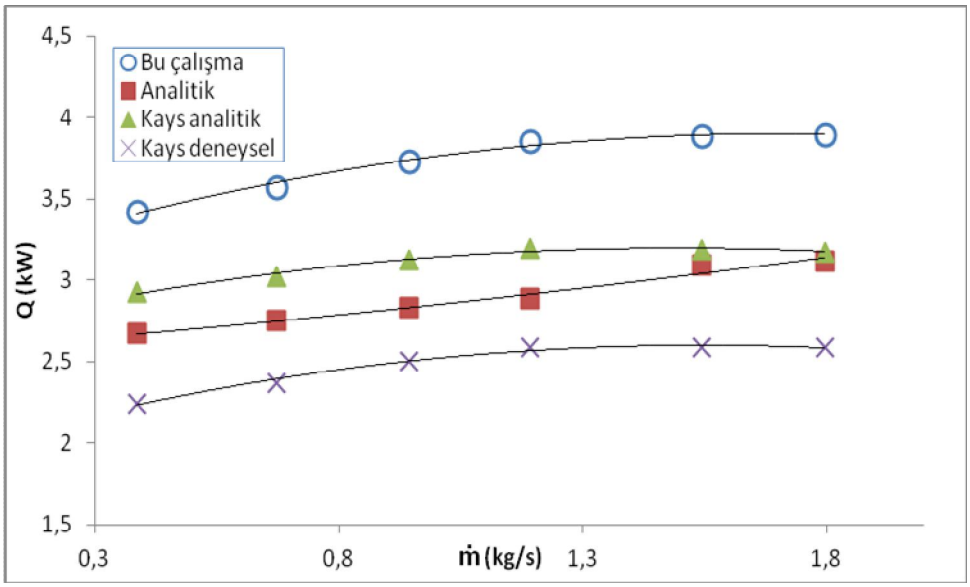


Şekil 4.2. Dairesel borulu kanatlı ara soğutucunun maksimum ve minimum soğutma havası kütlesel debilerinde dolgu havası giriş sıcaklığına bağlı olarak değişen soğutma kapasitesi

Şekil 4.2.'deki eğrilerin denklemlerine göre yazılan (4.1), ara soğutucunun test edildiği aralıkta dolgu havası sıcaklığına bağlı olarak gerçekleşecek ısı transferinin hesaplanmasında yaklaşık olarak doğru sonuç verecektir.

$$\dot{Q} = 4.65 \times 10^{-2} T - 14.382 \qquad (4.1)$$

Dairesel borulu kanatlı ara soğutucu için literatürden seçilen analitik ve deneysel ısı taşınım katsayılarına ve ε-NTU yöntemine göre hesaplanan soğutma kapasitesi değerleri ile bu çalışma kapsamında bulunan deneysel soğutma kapasitesi değerlerinin karşılaştırılması Şekil 4.3.'de verilmiştir.

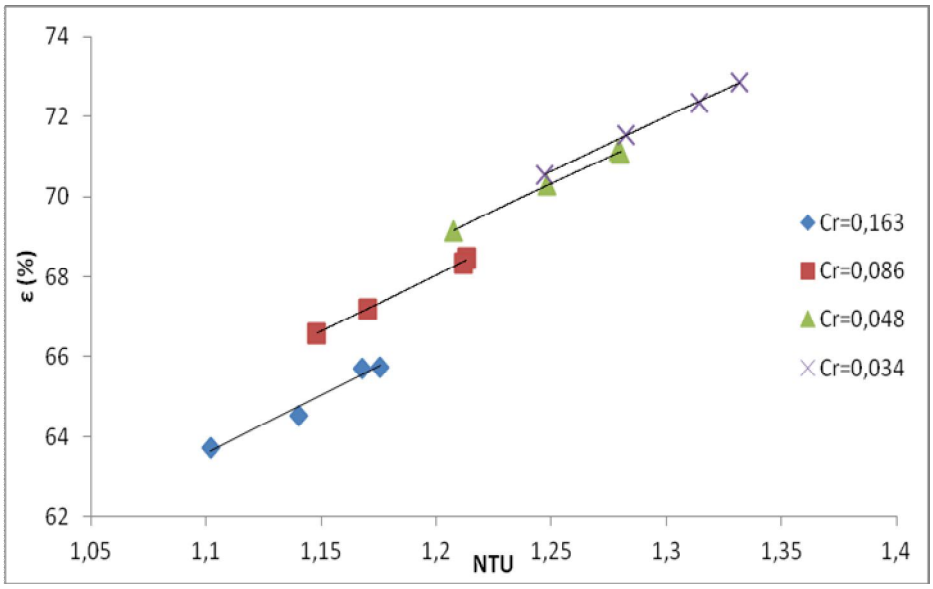


Şekil 4.3. Analitik ve deneysel ısı taşınım katsayılarına göre hesaplanan soğutma kapasiteleri ile çalışmadaki deneysel soğutma kapasitesi değerlerinin karşılaştırılması

Bu çalışma kapsamında dairesel borulu kanatlı ara soğutucu için deneysel olarak bulunan soğutma kapasitesi değerleri ile en yakın soğutma kapasitesi değerleri, Kays ve London (1998)'dan seçilen ve yazarların çalışmalarında literatürdeki analitik ve deneysel ısı taşınım katsayılarını dairesel borulu ısı değiştiriciler için grafik formatında sundukları veri grafiğinden ε-NTU yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Sonuçlar arasında yaklaşık %13-19 fark (yaklaşık 0.5-0.7 kW) bulunmaktadır. Sonuçlar arasında ortaya çıkan bu fark bazı deneysel şartların farklılığından (sabit yüzey sıcaklığında ısı transferi, ölçülerdeki farklılıklar v.b.), deneysel belirsizliklerden ve ısı değiştiricilerin dağıtıcı ve toplayıcı tasarımlarından kaynaklanmaktadır. Bununla beraber dairesel borulu kanatlı ara soğutucunun performansını öngörmek için Kays ve London (1998)

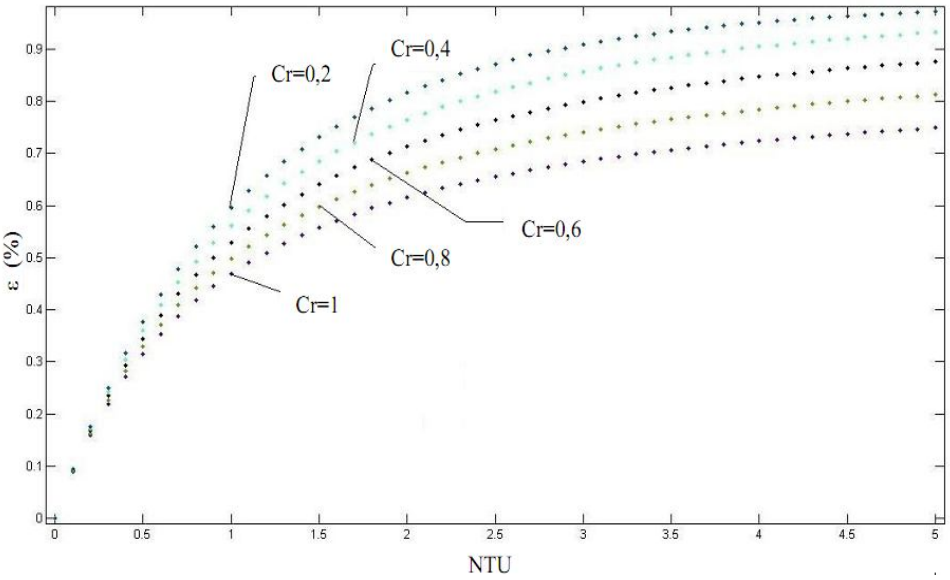
dan seçilen ve bu çalışmadaki deneysel sonuçlara en yakın sonucu veren veri grafiği kullanılabilir.

Deneysel veriler kullanılarak hesaplanan ε-NTU değişimi Şekil 4.4.'te gösterilmiştir. Şekil 4.4.'te görülen etkenlik değerlerinin değişimi ısı değiştiricilerine ait literatürde çapraz akışlı ve akışkanların birbirine karışmadığı durum için farklı Cr oranlarında çizilen ε-NTU grafikleri ile benzerlik göstermektedir. Bu grafiklere Kays ve London (1998), Altınışık (2003) ve Mills (1999) kaynaklarından ulaşılabilir. Şekil 4.5.'te çapraz akışlı bir ısı değiştiricide akışkanların birbirine karışmadığı durum için farklı kapasite oranlarında ε-NTU grafiği çizilmiştir. Özellikle deneylerin yapıldığı Cr oranlarına yakın olan Cr=0.2 eğrisinin 1-2 NTU aralığına bakıldığında hem eğim hem de etkenlik değerleri büyük oranda benzeşmektedir.

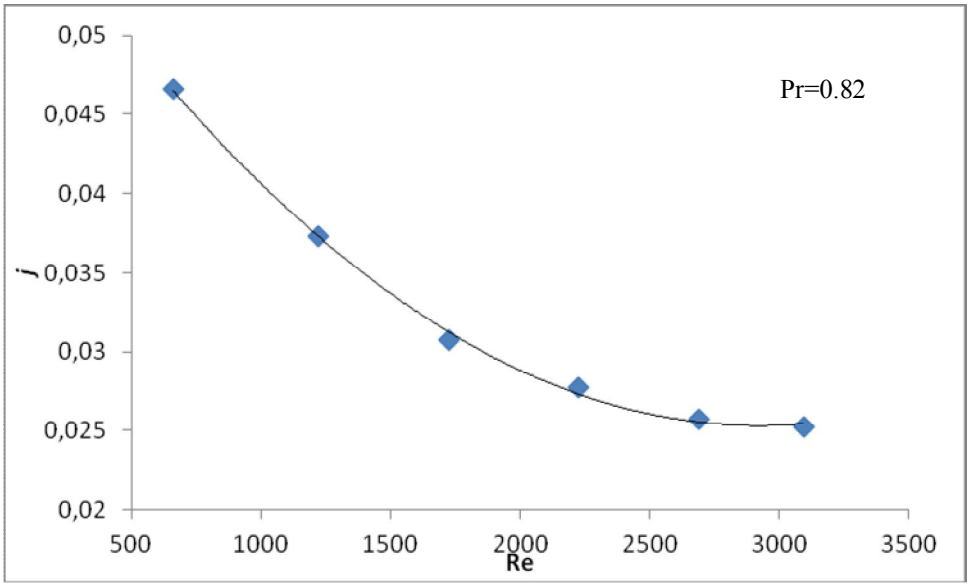


Şekil 4.4. Dairesel borulu kanatlı ara soğutucuya ait ε-NTU grafiği

Dairesel borulu kanatlı ara soğutucuda, soğutma havası tarafındaki ısı transfer yüzey alanı kanatlarla arttırılmıştır. Bu kanatlar üzerinde dalgalı formda sınır tabakayı bozacak saptırıcılar bulunmaktadır. Bu saptırıcıların amacı ısı taşınım katsayısının ve dolayısıyla ısı transferinin iyileştirilmesidir. Farklı soğutma havası kütlesel debi değerlerine bağlı olarak farklı fin içi Re sayısı değerleri oluştuğu için soğutma havası tarafındaki ısı taşınım katsayısı kullanılarak hesaplanan *j* faktörünün Re sayısı ile değişimi Şekil 4.6.'da, Nu sayısının Re sayısı ile değişimi Şekil 4.7.'de verilmiştir.



Şekil 4.5. Çapraz akışlı bir ısı değiştiricide akışkanların birbirine karışmadığı durum için farklı kapasite oranlarında ε-NTU

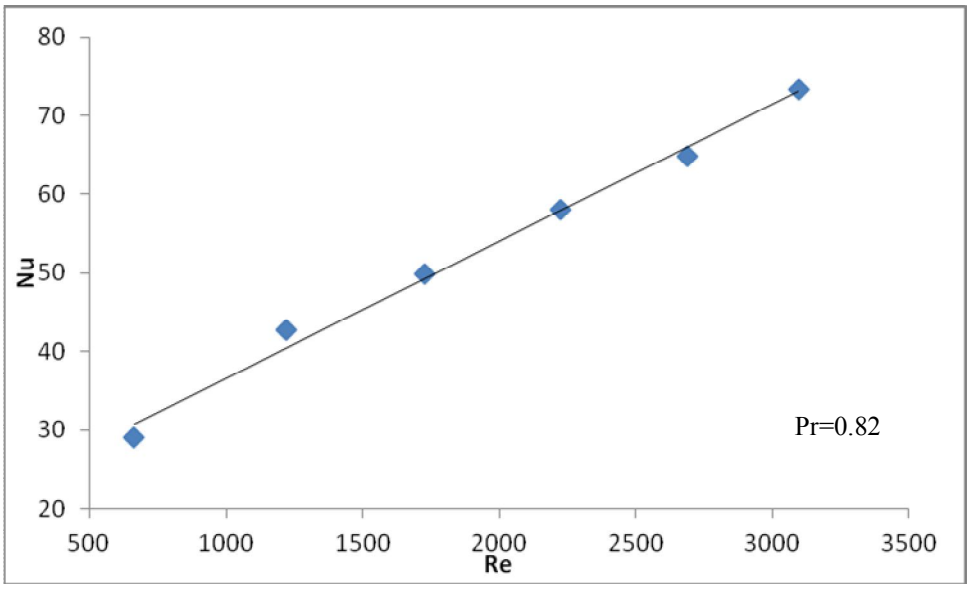


Şekil 4.6. Soğutma havası tarafında hesaplanan *j* faktörünün Re sayısı ile değişimi

Dairesel borulu kanatlı ara soğutucunun test edildiği aralıkta, hesaplanan bir Re sayısına göre *j* ve Nu değerini bulabilmek için Şekil 4.6. ve Şekil 4.7.'de verilen eğrilerin denklemleri kullanılabilir. Re sayısı kullanılarak *j* faktörünün hesaplanacağı eşitlik (4.2)'de, Nu sayısının hesaplanacağı eşitlik ise (4.3)'de verilmiştir.

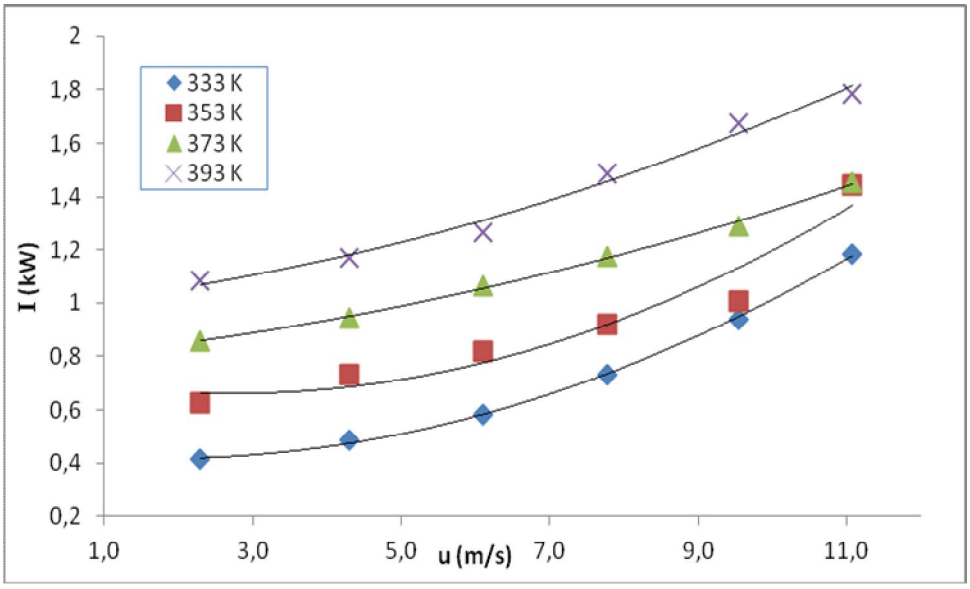
$$j = \left(4\times10^{-9}\,\mathrm{Re}^{2}\right) - \left(2\times10^{-5}\,\mathrm{Re}\right) + 0.06 \tag{4.2}$$

$$Nu = \left(0.0174\,\mathrm{Re}\right) + 19.317 \tag{4.3}$$



Şekil 4.7. Soğutma havası tarafında hesaplanan Nu sayısının Re sayısı ile değişimi

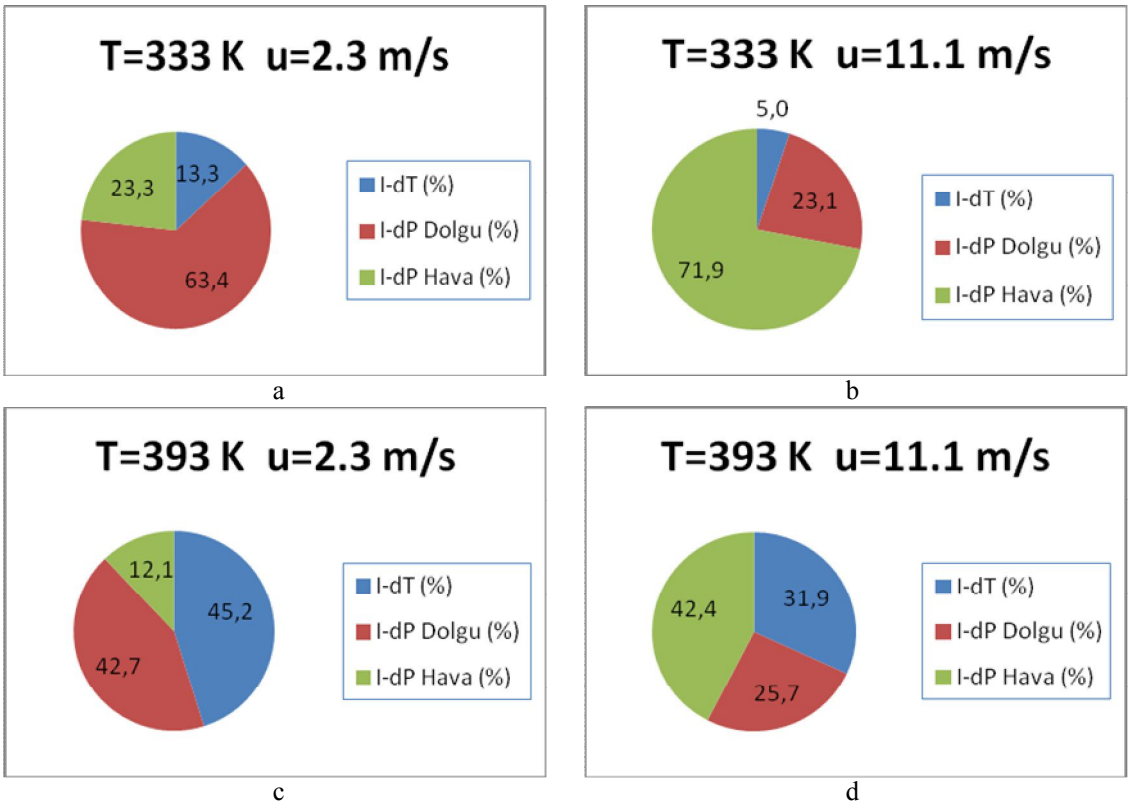
Deneylerin yapıldığı aralıkta ara soğutucu içerisinde üretilen toplam tersinmezlik değerlerinin, dört farklı dolgu havası giriş sıcaklığında soğutma havasının ara soğutucuya giriş hızına göre değişimi Şekil 4.8.'de verilmiştir.



Şekil 4.8. Üretilen toplam tersinmezlik değerlerinin dört farklı dolgu havası giriş sıcaklığında soğutma havasının ara soğutucuya giriş hızına göre değişimi

Ara soğutucu içerisinde üretilen tersinmezliğin soğutma havası hızı ile arttığı görülmektedir. Bu artış özellikle 333 K ve 353 K dolgu havası giriş sıcaklıklarında daha belirgindir. Bunun sebebi, bu sıcaklıklarda akışkanlar arasında daha az bir ısı transferi

gerçekleşirken, hemen hemen aynı oranda basınç düşüşüne bağlı olarak gerçekleşen tersinmezlik üretiminin büyüklüğüdür. Tersinmezlik üretimi, soğutma havası ortalama hızı ile artmaktadır. Çünkü soğutma havasının ortalama hızındaki artışa bağlı olarak soğutma havası tarafında basınç düşüşü ve tersinmezlik artmaktadır. Üretilen tersinmezliğin bileşenlerine ayrılmış olarak gösterimi Şekil 4.9.'da verilmiştir.

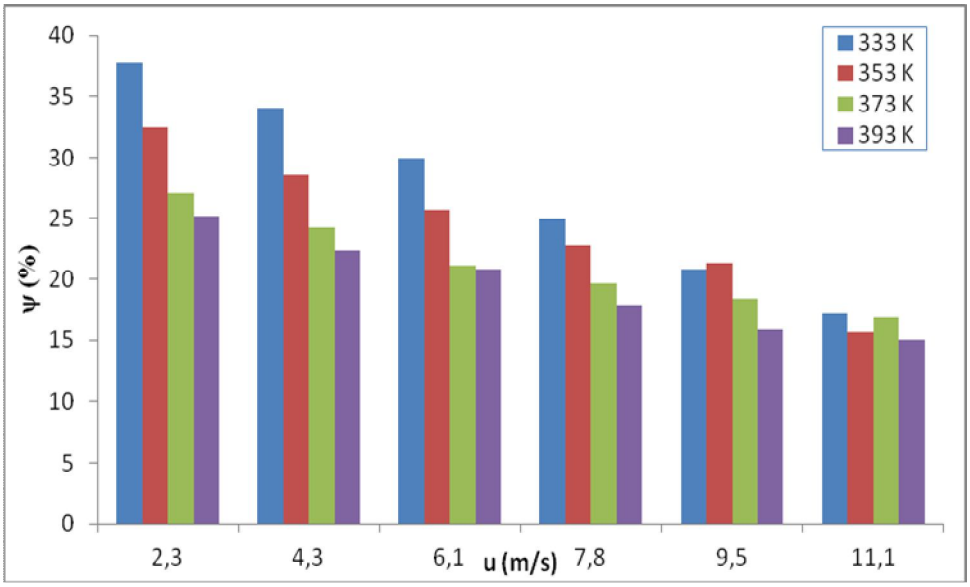


Şekil 4.9. Dairesel borulu kanatlı ara soğutucu içerisinde üretilen tersinmezliğin ısı geçişi ve basınç düşüşü bileşenlerine ayrılmış olarak gösterimi

Şekil 4.9.'dan da görüleceği üzere, yüksek sıcaklık farkında artan ısı transferi nedeniyle, önlenemez tersinmezlik bileşeni olan sonlu sıcaklık farkında ısı geçişinden kaynaklanan tersinmezlik bileşeni artmaktadır. Bununla beraber önemli bir tersinmezlik kaynağı olan soğutma havası basınç düşüşü, soğutma havası hızı azaltılarak belirli oranda önlenebilir. Şekil 4.1.'de soğutma havası kütlesel debi değerinin dairesel borulu kanatlı ara soğutucuda deneyler sırasında test edilen kapasite oranlarında soğutma kapasitesini fazla etkilemediği gösterilmiştir. Soğutma havası hızı azaltılarak üretilen tersinmezliğin maksimum %45'i, minimum %30'u önlenebilir.

Şekil 4.10.'da dairesel borulu kanatlı ara soğutucu için ekserji veriminin (rasyonel verim) soğutma havası hızına göre değişimi gösterilmiştir. Ara soğutucunun

ekserji verimi %20-40 arasında değişmektedir. Bu aralıkta en yüksek değer, akışkanlar arası sıcaklık farkının en az olduğu dolgu havası sıcaklığının 333 K değeridir. Artan soğutma havası hızlarında verim değerleri birbirine çok yaklaşmaktadır. Özellikle yüksek soğutma havası hızlarında verim değerleri arasındaki dalgalanma, deneysel belirsizlik ile açıklanabilir.

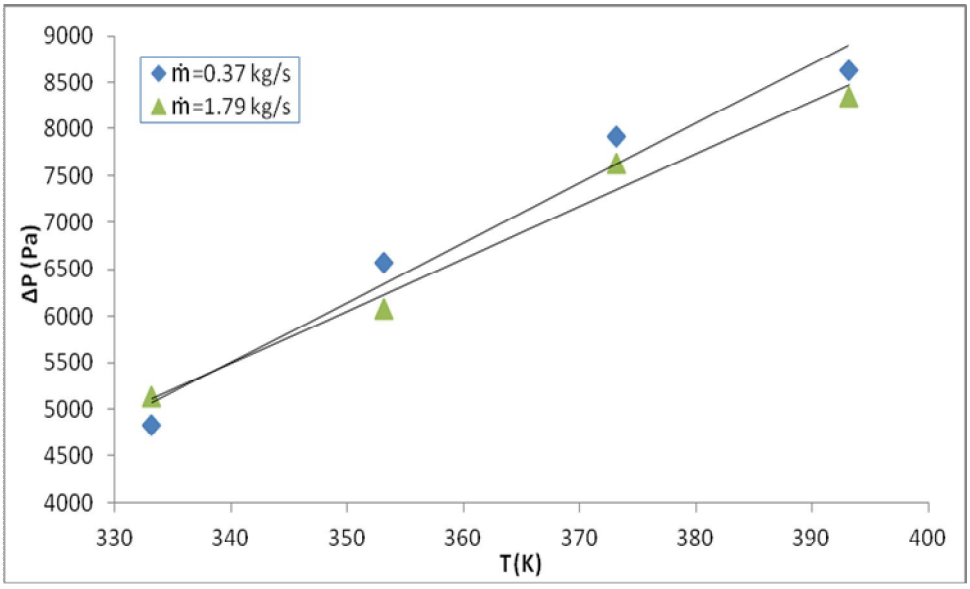


Şekil 4.10. Dairesel borulu kanatlı ara soğutucu için ekserji veriminin (rasyonel verim) soğutma havası hızına göre değişimi

4.1.2. Hidrolik performans

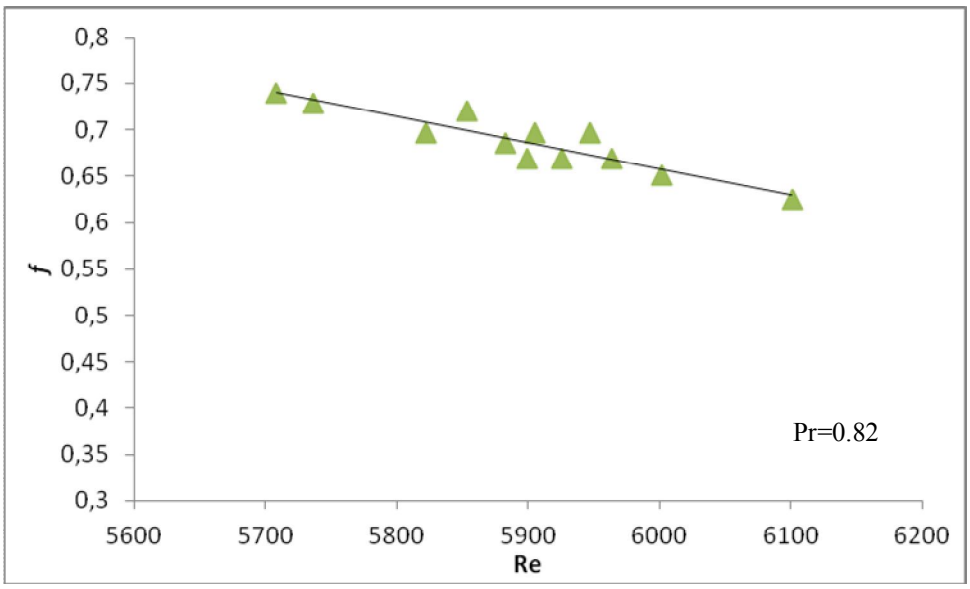
Dairesel borulu kanatlı ara soğutucunun maksimum ve minimum soğutma havası kütlesel debi değerlerinde dolgu havası giriş sıcaklığına bağlı olarak basınç düşüşündeki değişim Şekil 4.11.'de gösterilmiştir. Gazlarda sıcaklık artışı dinamik viskoziteyi arttırdığı için yüksek sıcaklıklarda basınç düşüşü artmaktadır. Şekil 4.11.'de de benzer bir durum söz konusudur. Soğutma havası kütlesel debisindeki değişimin dolgu havası basınç düşüşü üzerine ciddi bir etkisinin olmadığı şekilde görülmektedir. Şekildeki eğrilerin denklemleri, ara soğutucunun test edildiği aralıkta dolgu havası giriş sıcaklığına bağlı olarak basınç düşüşünün hesaplanmasında kullanılabilir. (4.4) bu amaçla verilmiş bir eşitliktir.

$$\Delta P = \left(63.714T\right) + 16151 \tag{4.4}$$

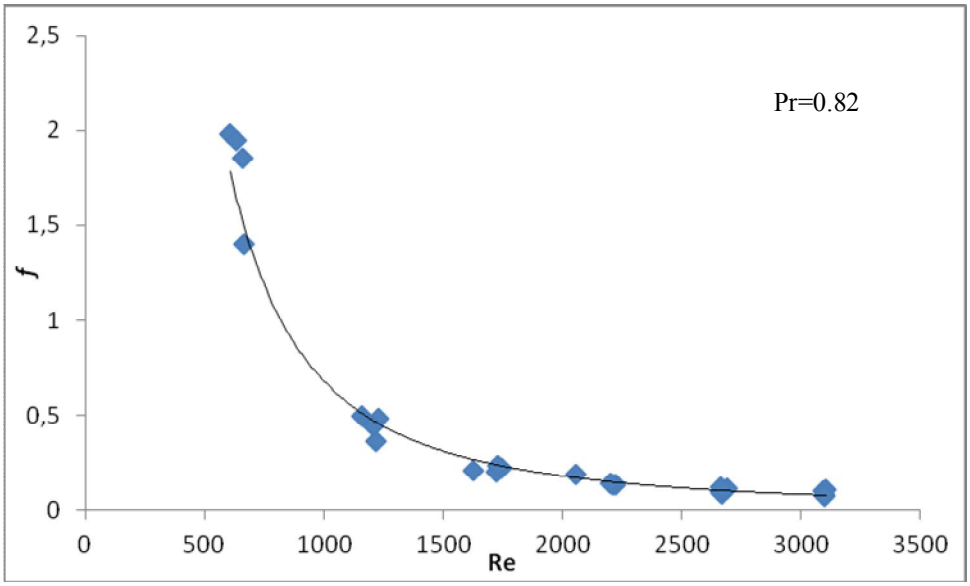


Şekil 4.11. Dairesel borulu kanatlı ara soğutucunun maksimum ve minimum soğutma havası kütlesel debi değerlerinde dolgu havası giriş sıcaklığına bağlı olarak basınç düşüşündeki değişim

Isı değiştiricilerin hidrolik performansları literatürde sıklıkla *f* sürtünme faktörünün Re sayısı ile dağılımı şeklinde gösterilmektedir. Bu nedenle dolgu havası tarafındaki *f* faktörünün dolgu havasının kanat içindeki Re sayısı ile değişimi Şekil 4.12.'de, soğutma havası tarafındaki *f* faktörünün soğutma havasının kanat içindeki Re sayısı ile değişimi Şekil 4.13.'de, bu şekillerden elde edilen eğrilerin denklemleri ise sırasıyla (4.5) ve (4.6) da verilmiştir.



Şekil 4.12. Dolgu havası tarafındaki *f* faktörünün dolgu havasının kanat içindeki Re sayısı ile değişimi



Şekil 4.13. Soğutma havası tarafındaki *f* faktörünün soğutma havasının kanat içindeki Re sayısı ile değişimi

$$f = \left(-3\times10^{-4}\,\mathrm{Re}\right) + 2.3419 \tag{4.5}$$

$$f = 438031\,\mathrm{Re}^{-1.937} \tag{4.6}$$

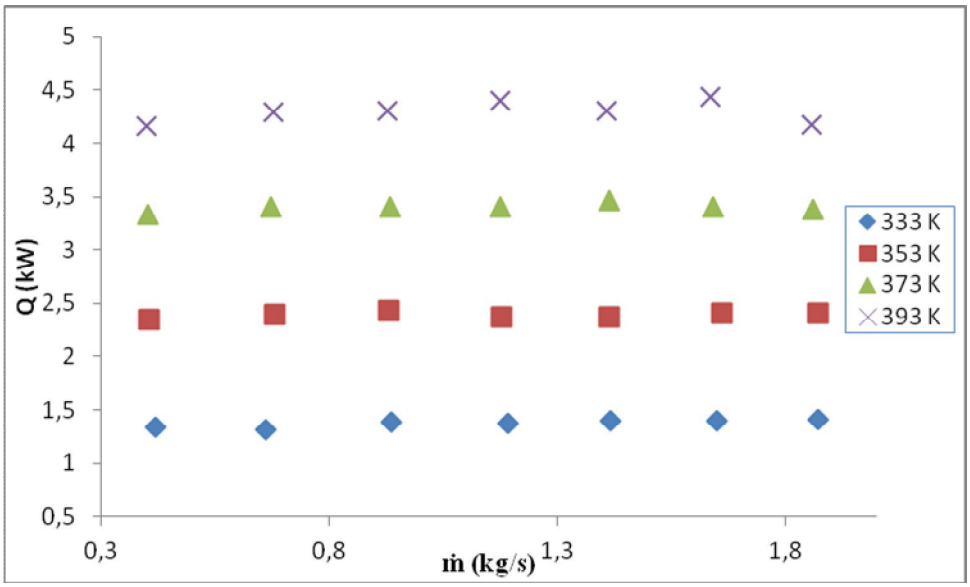
4.2. Panjurlu Kanatlı Plakalı Ara Soğutucu

Şekil 3.1.'de "2" numara ile gösterilen çapraz akışlı, plakalı ve panjur kanatlı ara soğutucunun ısıl ve hidrolik performansı bu kısımda incelenmiştir.

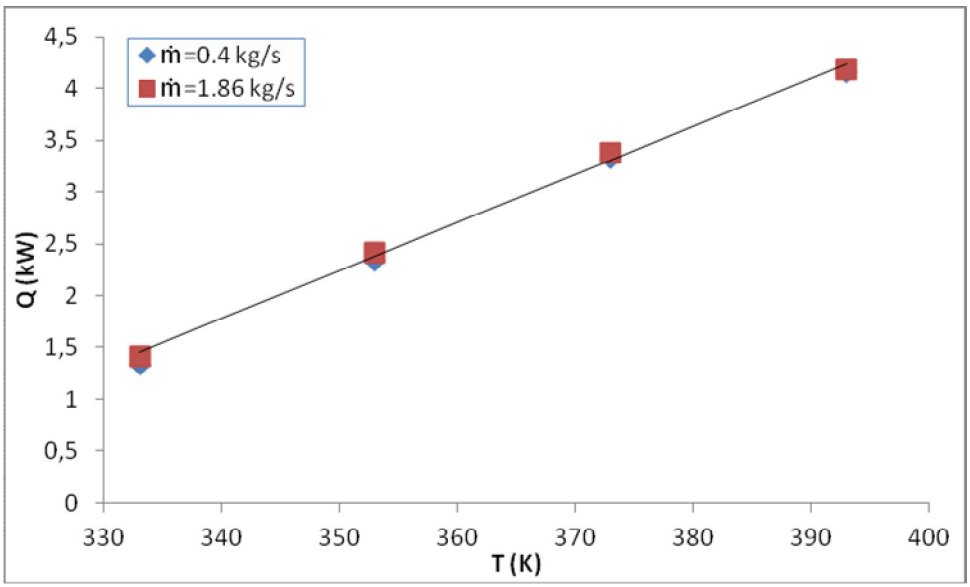
4.2.1. Isıl performans

Panjur kanatlı plakalı ara soğutucunun dört farklı dolgu havası giriş sıcaklığında, soğutma havası kütlesel debisine göre soğutma kapasitesindeki değişim Şekil 4.14.'te gösterilmiştir. Dolgu havasının ara soğutucuya giriş sıcaklığı 20 K lik aralıklarla arttıkça, ara soğutucunun soğutma kapasitesinin yaklaşık 1 kW arttığı, bununla beraber soğutma havası kütlesel debisine bağlı olarak soğutma kapasitesinin çok az değiştiği görülmektedir. Soğutma havası kütlesel debisindeki artışın ara soğutucunun soğutma kapasitesi üzerindeki etkisini incelemek için Şekil 4.15. verilmiştir. Şekil 4.15.'te deneyler sırasında soğutma havasının en düşük ve en yüksek debilerine karşılık dolgu

havası sıcaklığındaki artışın panjur kanatlı plakalı ara soğutucunun soğutma kapasitesini nasıl etkilediği gösterilmektedir. Şekilden maksimum ve minimum soğutma havası debisi aralığında ara soğutucunun soğutma kapasitesinin dolgu havası giriş sıcaklığına bağlı olarak değişimi birbirine çok yakın olarak görünmektedir. Şekil 4.15.'teki eğrinin denklemi ara soğutucunun test edildiği aralıkta dolgu havası sıcaklığına bağlı olarak gerçekleşecek ısı transferinin hesaplanmasında kullanılabilir.



Şekil 4.14. Panjur kanatlı plakalı ara soğutucunun farklı dolgu havası giriş sıcaklıklarında soğutma havası kütlesel debisine bağlı olarak değişen soğutma kapasitesi

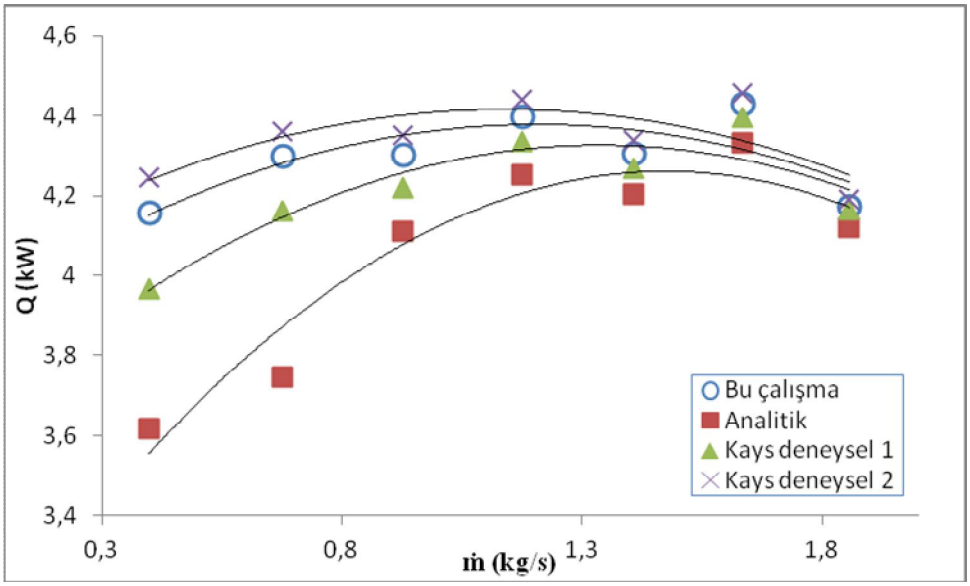


Şekil 4.15. Panjur kanatlı plakalı ara soğutucunun maksimum ve minimum soğutma havası kütlesel debilerinde dolgu havası giriş sıcaklığına bağlı olarak değişen soğutma kapasitesi

Panjur kanatlı plakalı ara soğutucu aynı dolgu havası giriş sıcaklıklarında dairesel borulu kanatlı ara soğutucuya göre yaklaşık 0.5 kW daha iyi sonuç vermiştir. Ara soğutucunun soğutma kapasitesinin dolgu havsı giriş sıcaklığına bağlı olarak hesaplanabileceği Şekil 4.15.'teki eğrinin denklemi, (4.7) deki gibi tekrar yazılmıştır.

$$\dot{Q} = 4.62 \times 10^{-2}\, T - 13.927 \qquad (4.7)$$

Panjur kanatlı plakalı ara soğutucu için literatürden seçilen ampirik ve deneysel ısı taşınım katsayılarına ve ε-NTU yöntemine göre hesaplanan soğutma kapasitesi değerleri ile bu çalışma kapsamında bulunan deneysel soğutma kapasitesi değerlerinin karşılaştırılması Şekil 4.16.'da verilmiştir.

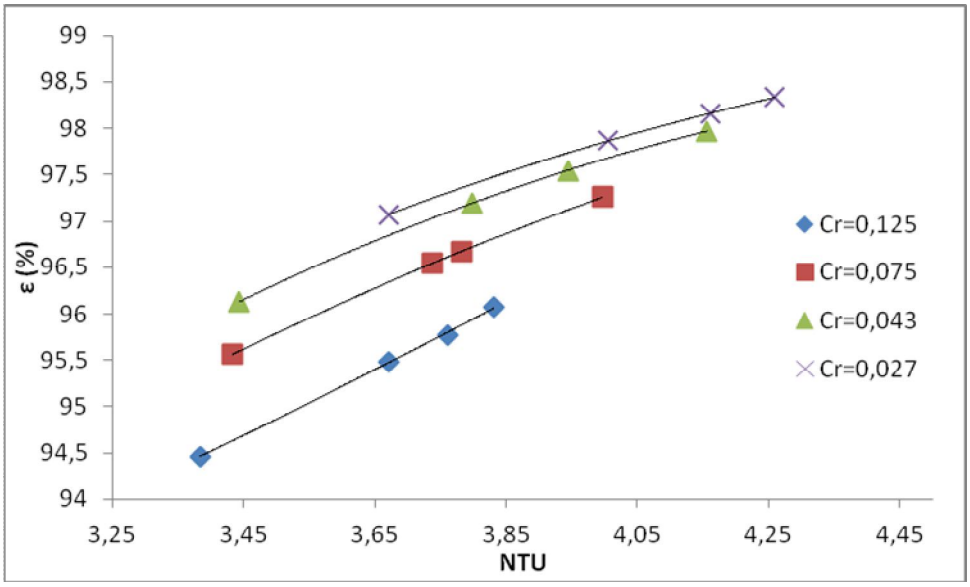


Şekil 4.16. Ampirik ve deneysel ısı taşınım katsayılarına göre hesaplanan soğutma kapasiteleri ile çalışmadaki deneysel soğutma kapasitesi değerlerinin karşılaştırılması

Panjur kanatlı plakalı ara soğutucunun deneysel soğutma kapasitesi değerlerinin karşılaştırmak için laminer ve geçiş bölgesi akışı için seçilen iki ifadenin sonuçları "Analitik" etiketiyle, Kays ve London (1998)'dan seçilen iki ayrı ısı değiştirici konfigürasyonu ise "Kays deneysel 1" ve "Kays deneysel 2" etiketleriyle Şekil 4.16.'da işaretlenmiştir. Deneysel sonuçların en çok yaklaştığı literatür sonucu Kays ve London (1998)'den bu ara soğutucu için seçilen ikinci ısı değiştirici konfigürasyonunun sonucu olmuştur. Bu çalışma kapsamında panjur kanatlı plakalı ara soğutucuya ait test sonuçları ile en yakın sonuçları veren literatür konfigürasyonu arasında %0,3 ile %3 arasında fark bulunmaktadır. Özellikle NTU değerinin çok yükseldiği ve Cr değerinin azaldığı yüksek

hava kütlesel debisi değerlerinde fark kapanmaktadır. Çünkü bu aralıkta ısı transferinde ciddi değişiklikler olması için toplam ısı transfer katsayısında büyük artışlar ya da azalışlar olmalıdır. Bu çalışmadaki bulunan taşınım katsayıları ile yakın değerlere sahip literatür verileri bu nedenle özellikle panjur kanatlı plakalı ara soğutucuda çok yakın sonuçlar vermektedir.

Deneysel veriler kullanılarak hesaplanan ε-NTU değişimi Şekil 4.17.'de gösterilmiştir.



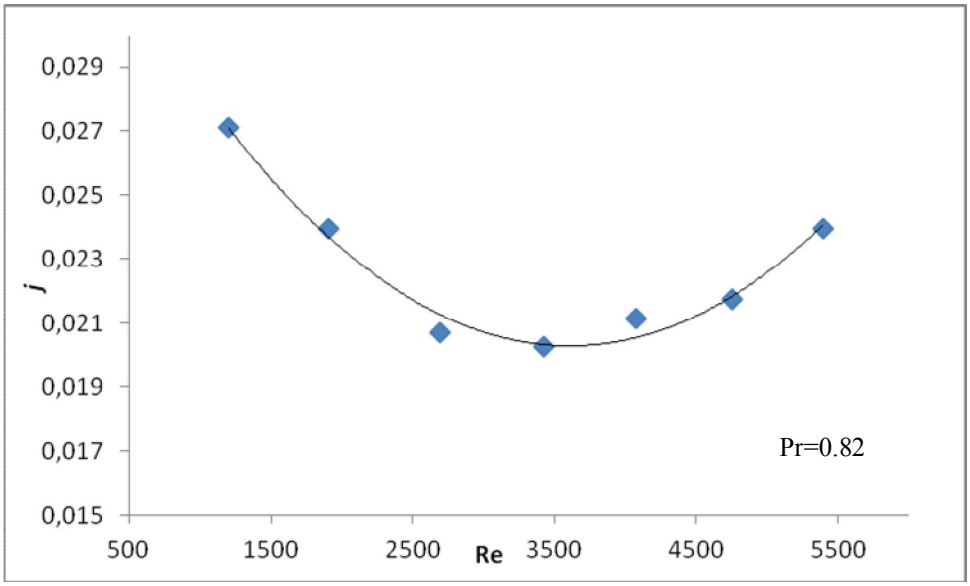
Şekil 4.17. Panjur kanatlı plakalı ara soğutucuya ait ε-NTU grafiği

Ara soğutucunun soğutma havası tarafındaki ısı taşınım katsayısı kullanılarak hesaplanan *j* faktörünün Re sayısı ile değişimi Şekil 4.18.'de, Nu sayısının Re sayısı ile değişimi Şekil 4.19.'da verilmiştir.

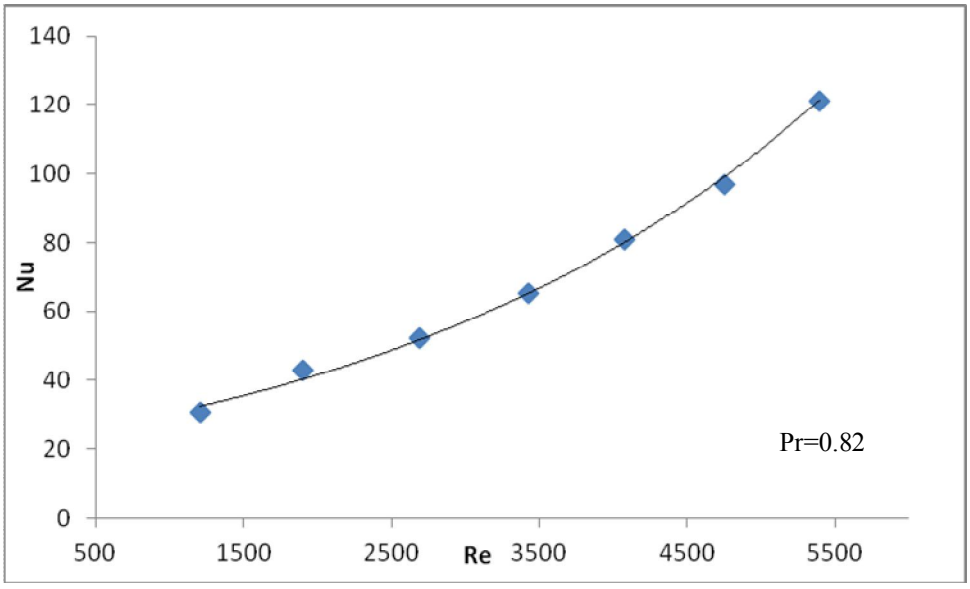
Hesaplanan bir Re sayısına göre *j* ve Nu değerini bulabilmek için Şekil 4.18. ve 4.19.'da verilen eğrilerin denklemleri kullanılabilir. Re sayısı kullanılarak *j* faktörünün hesaplanacağı eşitlik (4.8)'de, Nu sayısının hesaplanacağı eşitlik ise (4.9)'da verilmiştir.

$$j = \left(1\times10^{-9}\,\mathrm{Re}^{2}\right) - \left(9\times10^{-6}\,\mathrm{Re}\right) + 0.0356 \tag{4.8}$$

$$Nu = 22.147\exp\left(3\times10^{-4}\,\mathrm{Re}\right) \tag{4.9}$$



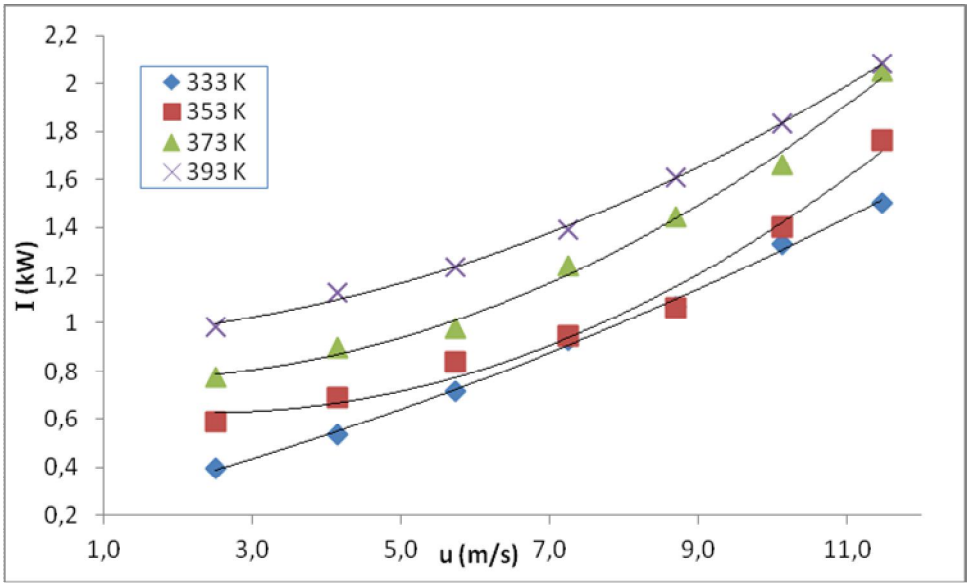
Şekil 4.18. Soğutma havası tarafında hesaplanan *j* faktörünün Re sayısı ile değişimi



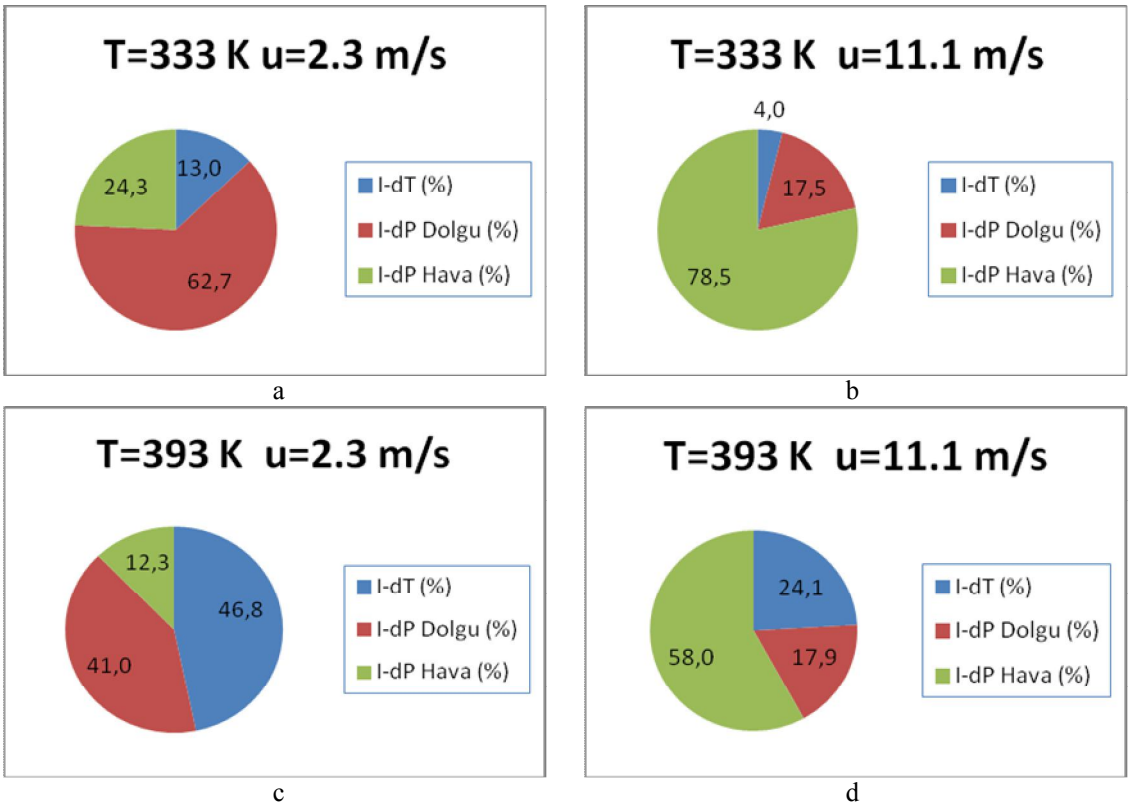
Şekil 4.19. Soğutma havası tarafında hesaplanan Nu sayısının Re sayısı ile değişimi

Deneylerin yapıldığı aralıkta ara soğutucu içerisinde üretilen toplam tersinmezlik değerlerinin, dört farklı dolgu havası giriş sıcaklığında soğutma havasının ara soğutucuya giriş hızına göre değişimi Şekil 4.20.'de verilmiştir. Ara soğutucu içerisinde üretilen tersinmezliğin soğutma havası hızı ile arttığı görülmektedir. Panjur kanatlı plakalı ara soğutucudaki tersinmezlik üretimi, dairesel borulu kanatlı ara soğutucuya göre yaklaşık %10 daha fazla olmuştur. Kanatlarda yer alan panjurlar ve dolgu havası tarafındaki kanatların basınç düşüşünü arttırması nedeniyle böyle bir sonuç

çıkmıştır. Üretilen tersinmezliğin bileşenlerine ayrılmış olarak gösterimi Şekil 4.21.'de verilmiştir.



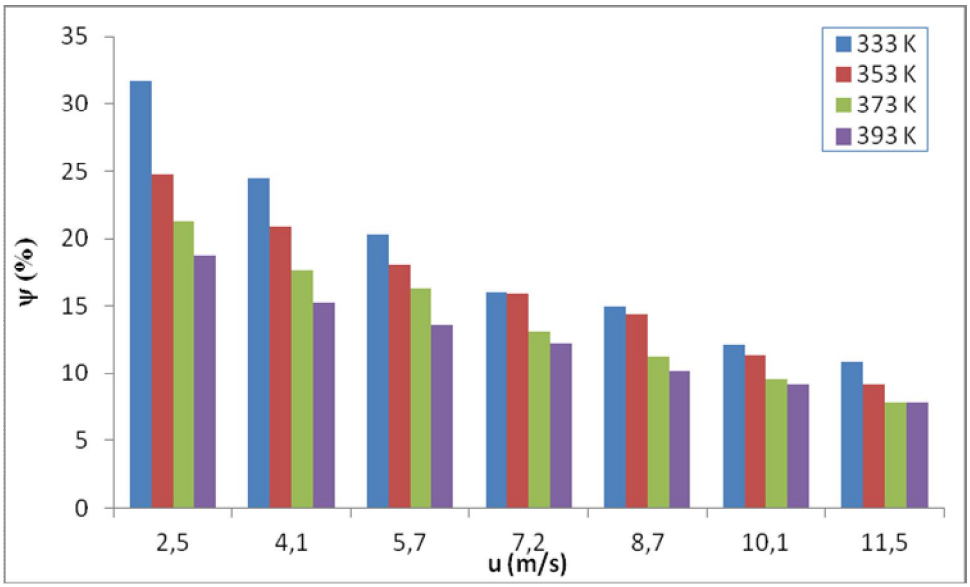
Şekil 4.20. Üretilen toplam tersinmezlik değerlerinin dört farklı dolgu havası giriş sıcaklığında soğutma havasının ara soğutucuya giriş hızına göre değişimi



Şekil 4.21. Panjur kanatlı plakalı ara soğutucu içerisinde üretilen tersinmezliğin ısı geçişi ve basınç düşüşü bileşenlerine ayrılmış olarak gösterimi

Dairesel borulu kanatlı ara soğutucuya benzer şekilde panjurlu kanatlı ara soğutucu için de deneylerin yapıldığı kapasite oranı aralığında soğutma havası hızı azaltılarak üretilen tersinmezliğin yaklaşık olarak maksimum %54'i, minimum %45'u engellenebilir.

Şekil 4.22.'de panjur kanatlı plakalı ara soğutucu için ekserji veriminin (rasyonel verim) soğutma havası hızına göre değişimi gösterilmiştir. Ara soğutucunun ekserji verimi %15-35 arasında değişmektedir. Bu aralıkta en yüksek değer, akışkanlar arası sıcaklık farkının en az olduğu dolgu havası sıcaklığının 333 K değeridir. Artan soğutma havası hızlarında verim değerleri birbirine çok yaklaşmaktadır.

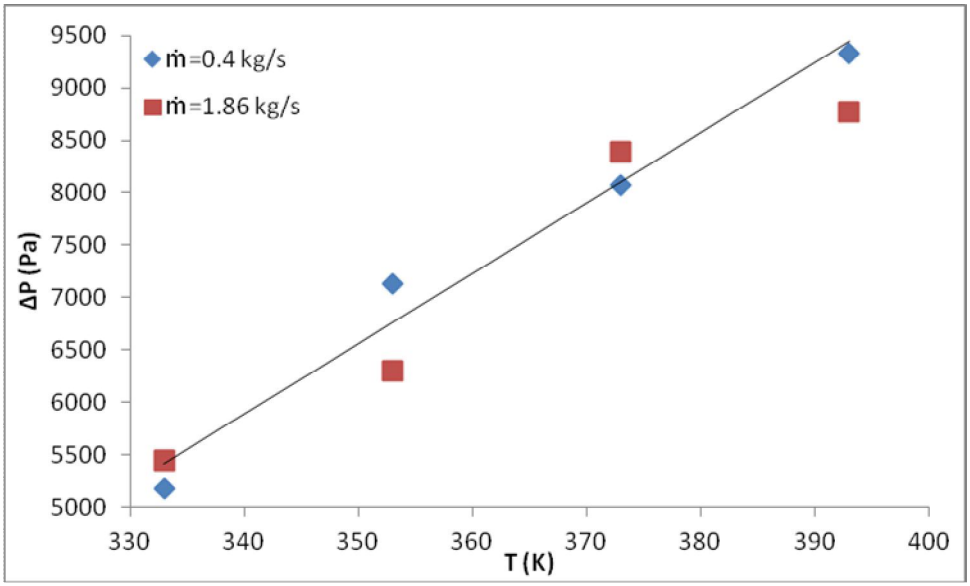


Şekil 4.22. Panjur kanatlı plakalı ara soğutucu için ekserji veriminin (rasyonel verim) soğutma havası hızına göre değişimi

4.2.2. Hidrolik performans

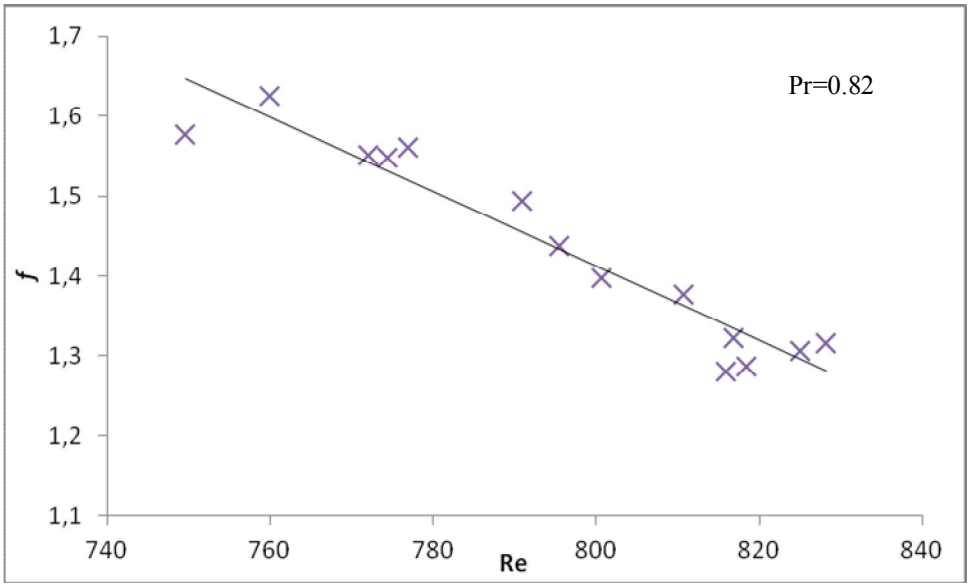
Panjur kanatlı plakalı ara soğutucunun maksimum ve minimum soğutma havası kütlesel debi değerlerinde dolgu havası giriş sıcaklığına bağlı olarak basınç düşüşündeki değişim Şekil 4.23.'te gösterilmiştir. Soğutma havası kütlesel debisindeki değişim ara soğutucudaki ısı transferini fazla değiştirmediği için benzer bir durum basınç düşüşünde de görülmektedir. Şekildeki eğrinin denklemi (4.10)'daki gibi yeniden yazılmıştır.

$$\Delta P = (67.146T) + 16945 \quad (4.10)$$

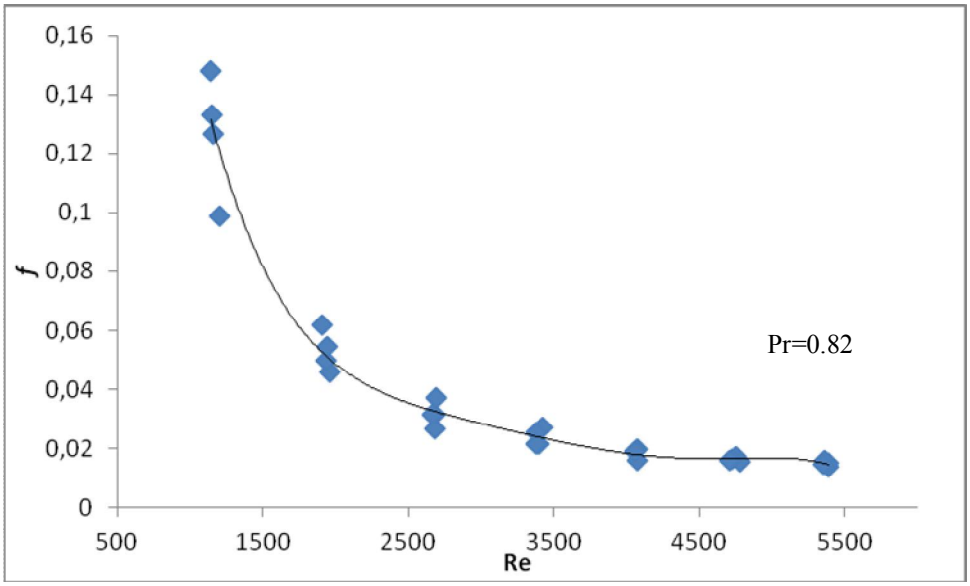


Şekil 4.23. Panjur kanatlı plakalı ara soğutucunun maksimum ve minimum soğutma havası kütlesel debi değerlerinde dolgu havası giriş sıcaklığına bağlı olarak basınç düşüşündeki değişim

Ara soğutucunun dolgu havası tarafındaki *f* faktörünün dolgu havasının kanat içindeki Re sayısı ile değişimi Şekil 4.24.'te ve soğutma havası tarafındaki *f* faktörünün soğutma havasının kanat içindeki Re sayısı ile değişimi Şekil 4.25.'te verilmiştir. Bu şekillerden elde edilen eğrilerin denklemleri ise sırasıyla (4.11) ve (4.12)'de verilmiştir.



Şekil 4.24. Dolgu havası tarafındaki *f* faktörünün dolgu havasının kanat içindeki Re sayısı ile değişimi



Şekil 4.25. Soğutma havası tarafındaki *f* faktörünün soğutma havasının kanat içindeki Re sayısı ile değişimi

$$f = \left(-4.6\times10^{-4}\,\mathrm{Re}\right)+5.1315 \tag{4.11}$$

$$f = \left(-1\times10^{-18}\,\mathrm{Re}^{5}\right)+\left(2\times10^{-14}\,\mathrm{Re}^{4}\right)-\left(1\times10^{-10}\,\mathrm{Re}^{3}\right)+\left(5\times10^{-7}\,\mathrm{Re}^{2}\right) -\left(8\times10^{-4}\,\mathrm{Re}\right)+0.6426 \tag{4.12}$$

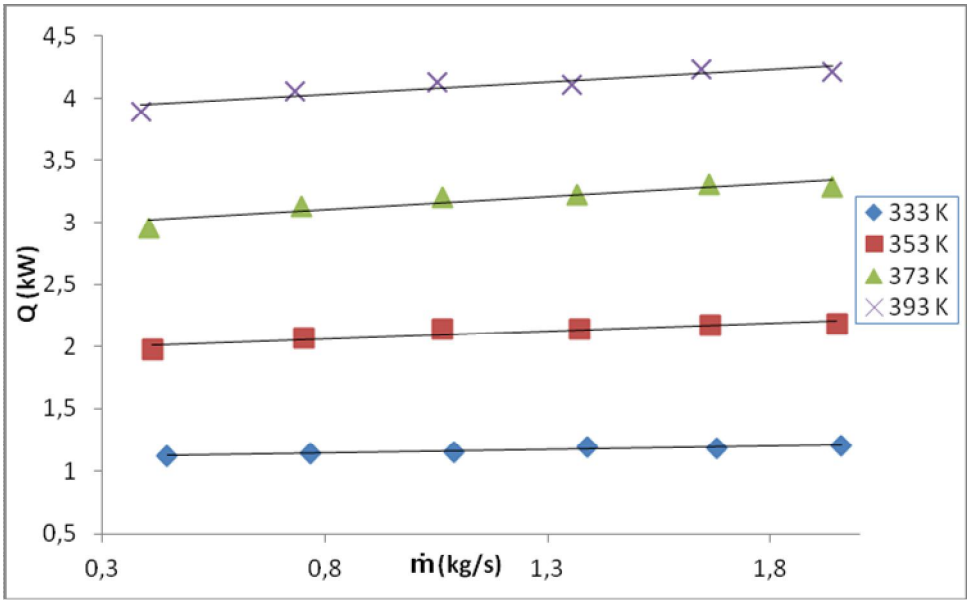
4.3. Yassı Borulu Kanatlı Ara Soğutucu

Şekil 3.1.'de "3" numara ile gösterilen çapraz akışlı, yassı borulu kanatlı ara soğutucunun ısıl ve hidrolik performansı bu bölümde incelenmiştir. Yassı borulu kanatlı ara soğutucunun yapısı dairesel borulu kanatlı ara soğutucu ile benzeşmektedir. İki ara soğutucu arasındaki en büyük fark dolgu havasının aktığı boruların yassı borulu kanatlı ara soğutucuda diğer ara soğutucuya göre çok daha dar olmasıdır.

4.3.1. Isıl performans

Yassı borulu kanatlı ara soğutucunun dört farklı dolgu havası giriş sıcaklığında, soğutma havası kütlesel debisine göre soğutma kapasitesindeki değişim Şekil 4.26.'da gösterilmiştir. Dolgu havasının ara soğutucuya giriş sıcaklığı 20 K lik aralıklarla

arttıkça, ara soğutucunun soğutma kapasitesinin yaklaşık 1 kW arttığı görülmektedir. Soğutma havası kütlesel debisine bağlı olarak soğutma kapasitesi bir miktar artmaktadır. Soğutma havası kütlesel debisindeki artışın ara soğutucunun soğutma kapasitesi üzerindeki etkisini incelemek için Şekil 4.27. verilmiştir. Şekilden maksimum ve minimum soğutma havası debisi aralığında ara soğutucunun soğutma kapasitesinin bir miktar arttığı fakat artış eğiminin neredeyse değişmediği görülmektedir. Ara soğutucunun test edildiği aralıkta dolgu havası sıcaklığına bağlı olarak gerçekleşecek ısı transferinin hesaplanması için (4.13) kullanılabilir.

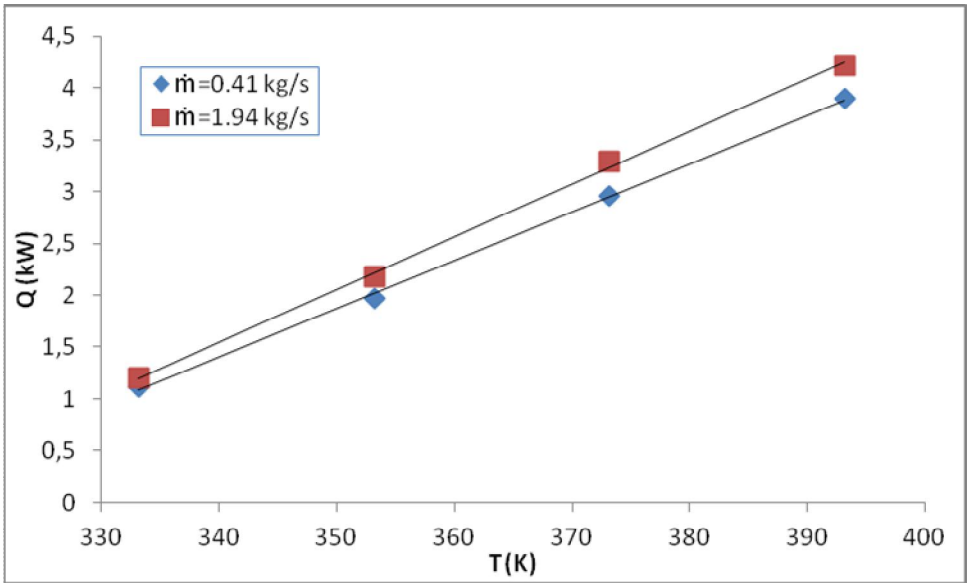


Şekil 4.26. Yassı borulu kanatlı ara soğutucunun farklı dolgu havası giriş sıcaklıklarında soğutma havası kütlesel debisine bağlı olarak değişen soğutma kapasitesi

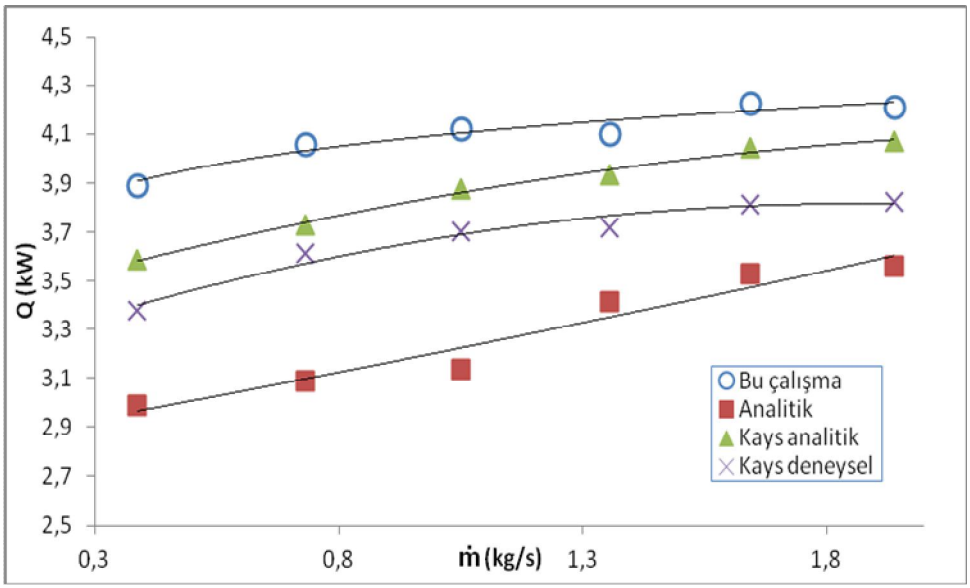
$$\dot{Q} = 4.65 \times 10^{-2} T - 14.404 \qquad (4.13)$$

Yassı borulu kanatlı ara soğutucu için literatürden seçilen ampirik ve deneysel ısı taşınım katsayılarına ve ε-NTU yöntemine göre hesaplanan soğutma kapasitesi değerleri ile bu çalışma kapsamında bulunan deneysel soğutma kapasitesi değerlerinin karşılaştırılması Şekil 4.28.'de verilmiştir. Yassı borulu kanatlı ara soğutucunun deneysel soğutma kapasitesi değerlerini karşılaştırmak için laminer ve geçiş bölgesi akışı için seçilen iki ifadenin sonuçları "Analitik" etiketiyle, Kays ve London (1998)'dan seçilen analitik veri grafiği sonuçları "Kays analitik" etiketiyle ve Kays ve London (1998)'dan seçilen ısı değiştirici konfigürasyonuna ait veri grafiklerinin sonuçları "Kays deneysel" etiketleriyle Şekil 4.28.'de işaretlenmiştir. Deneysel

sonuçların en çok yaklaştığı literatür sonucu Kays ve London (1998)'dan bu ara soğutucu için seçilen analitik veri grafiği sonuçları olduğu görülmektedir. Bu çalışma kapsamında yassı borulu kanatlı ara soğutucu için deneysel olarak bulunan sonuçlar ile en yakın sonucu veren literatür verileri arasında %1.5-4.5 fark bulunmaktadır.

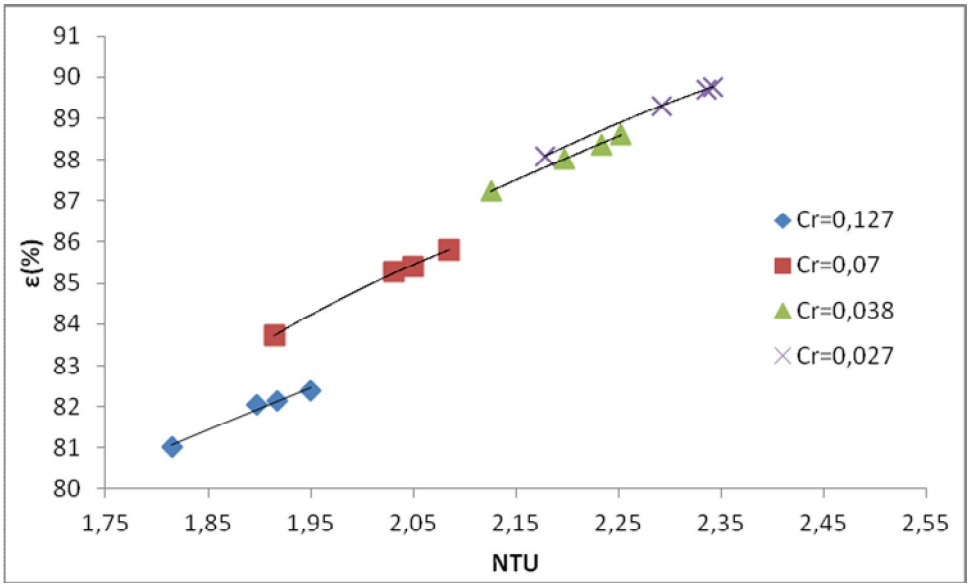


Şekil 4.27. Yassı borulu kanatlı ara soğutucunun maksimum ve minimum soğutma havası kütlesel debilerinde dolgu havası giriş sıcaklığına bağlı olarak değişen soğutma kapasitesi

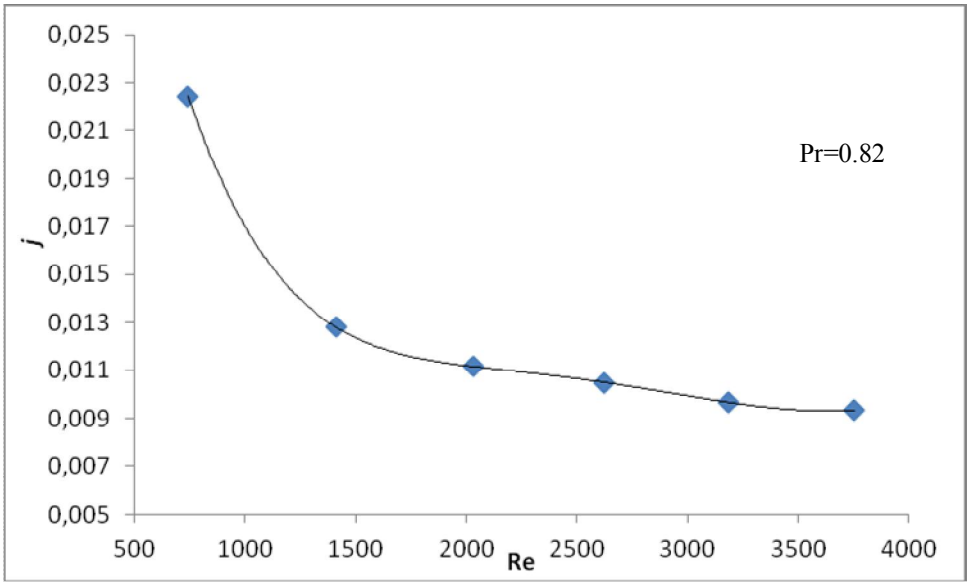


Şekil 4.28. Ampirik ve deneysel ısı taşınım katsayılarına göre hesaplanan soğutma kapasiteleri ile çalışmadaki deneysel soğutma kapasitesi değerlerinin karşılaştırılması

Deneysel veriler kullanılarak hesaplanan ε-NTU değişimi Şekil 4.29.'da gösterilmiştir. Ara soğutucunun soğutma havası tarafındaki ısı taşınım katsayısı kullanılarak hesaplanan *j* faktörünün Re sayısı ile değişimi Şekil 4.30.'da, Nu sayısının Re sayısı ile değişimi Şekil 4.31.'de verilmiştir.



Şekil 4.29. Yassı borulu kanatlı ara soğutucuya ait ε-NTU grafiği



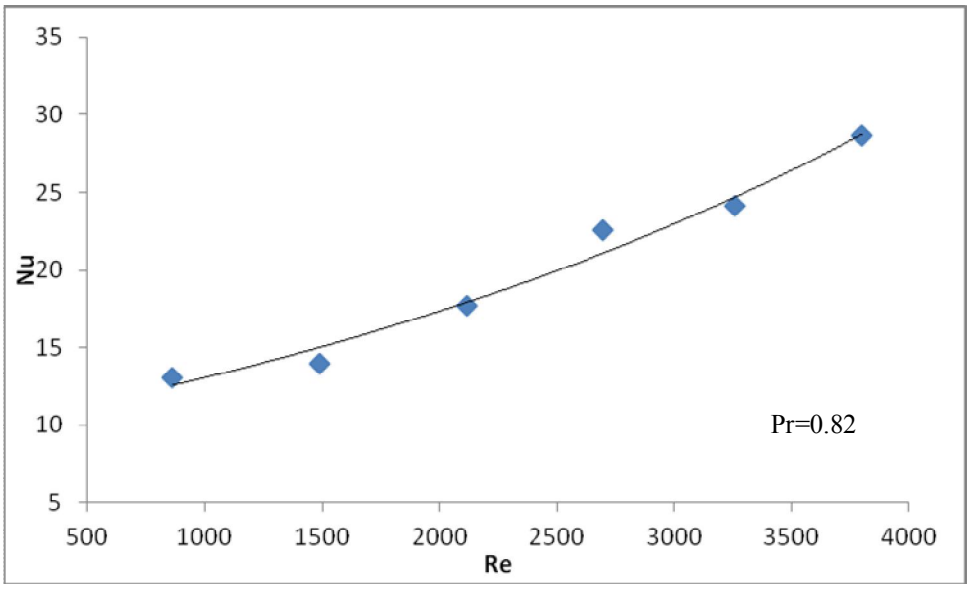
Şekil 4.30. Soğutma havası tarafında hesaplanan *j* faktörünün Re sayısı ile değişimi

Hesaplanan bir Re sayısına göre *j* ve Nu değerini bulabilmek için Şekil 4.30. ve 4.31.'de verilen eğrilerin denklemleri kullanılabilir. Re sayısı kullanılarak *j* faktörünün

hesaplanacağı eşitlik (4.14)'te, Nu sayısının hesaplanacağı eşitlik ise (4.15)'te verilmiştir.

$$j = \left(-2\times10^{-19}\times \mathrm{Re}^{5}\right)+\left(4\times10^{-15}\times \mathrm{Re}^{4}\right)-\left(2\times10^{-11}\times \mathrm{R}^{3}\right)+\left(6\times10^{-8}\times \mathrm{R}^{2}\right) - \left(9\times10^{-5}\times \mathrm{Re}\right)+0.062956 \tag{4.14}$$

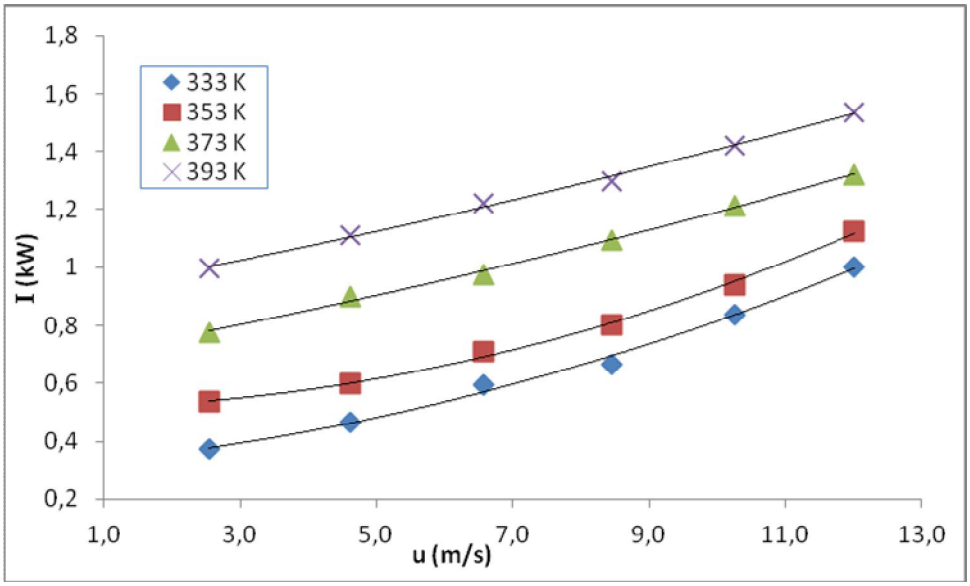
$$Nu = 9.8792\times\exp\left(3\times10^{-4}\times \mathrm{Re}\right) \tag{4.15}$$



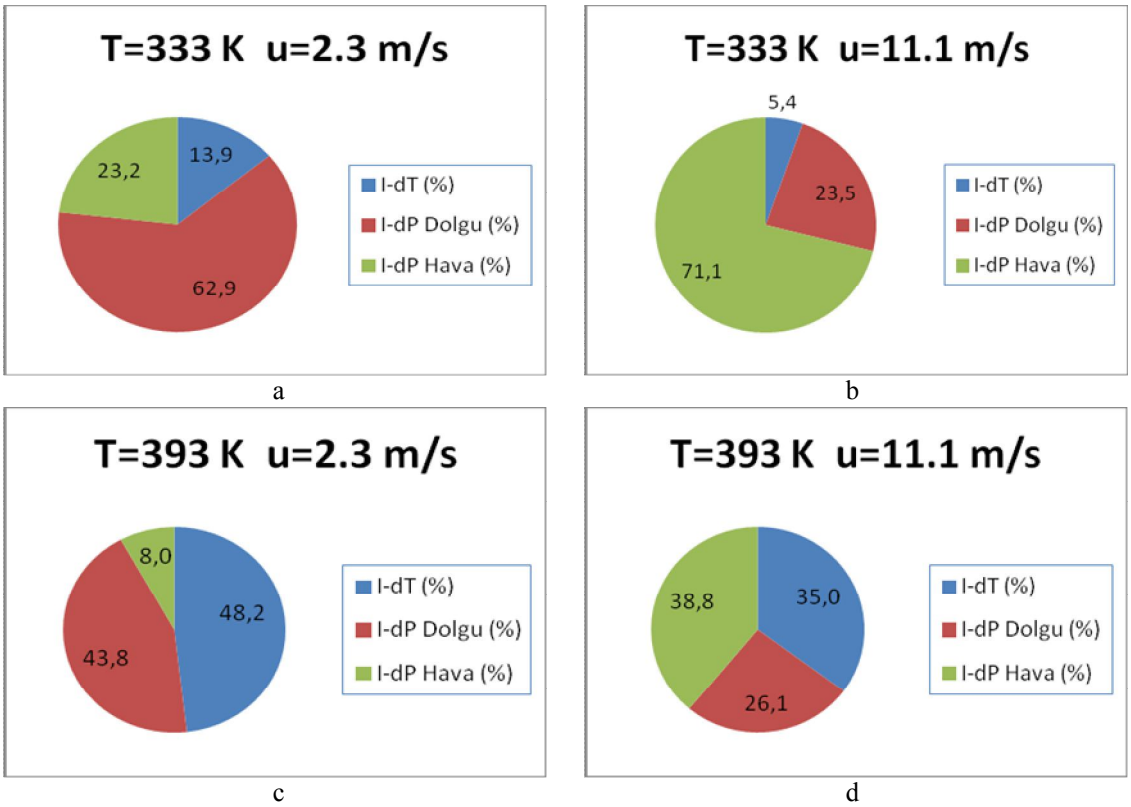
Şekil 4.31. Soğutma havası tarafında hesaplanan Nu sayısının Re sayısı ile değişimi

Deneylerin yapıldığı aralıkta ara soğutucu içerisinde üretilen toplam tersinmezlik değerlerinin, dört farklı dolgu havası giriş sıcaklığında soğutma havasının ara soğutucuya giriş hızına göre değişimi Şekil 4.32.'de verilmiştir. Ara soğutucu içerisinde üretilen tersinmezliğin soğutma havası hızı ile arttığı görülmektedir. Yassı borulu kanatlı ara soğutucudaki tersinmezlik üretimi, dairesel borulu kanatlı ara soğutucuda gerçekleşen tersinmezlik üretimi ile benzeşmektedir. Üretilen tersinmezliğin bileşenlerine ayrılmış olarak gösterimi Şekil 4.33.'te verilmiştir.

Dairesel borulu kanatlı ara soğutucuya benzer şekilde yassı borulu kanatlı ara soğutucu için de deneylerin yapıldığı kapasite oranı aralığında soğutma havası hızı azaltılarak üretilen tersinmezliğin yaklaşık olarak maksimum %47'si, minimum %30'u engellenebilir.

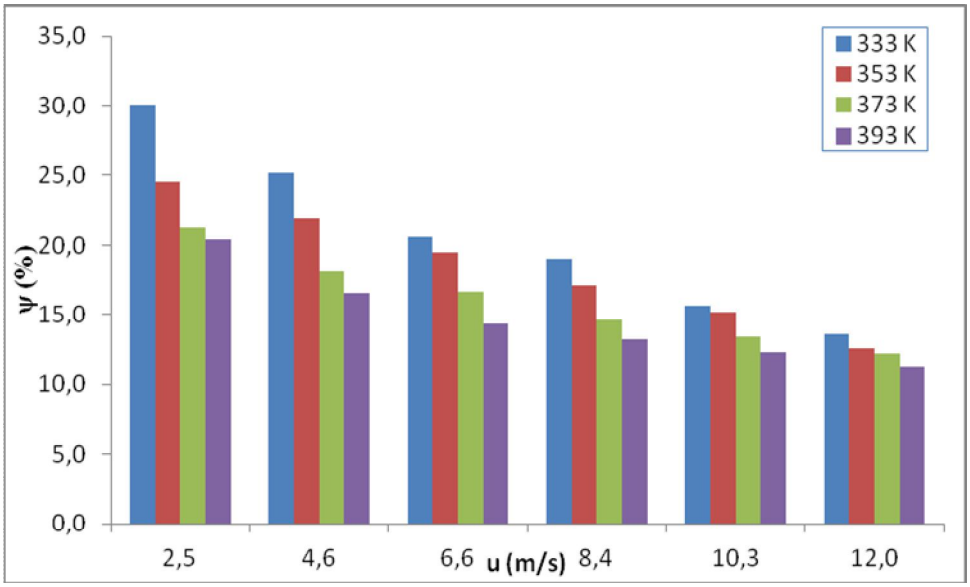


Şekil 4.32. Üretilen toplam tersinmezlik değerlerinin dört farklı dolgu havası giriş sıcaklığında soğutma havasının ara soğutucuya giriş hızına göre değişimi



Şekil 4.33. Yassı borulu kanatlı ara soğutucu içerisinde üretilen tersinmezliğin ısı geçişi ve basınç düşüşü bileşenlerine ayrılmış olarak gösterimi

Şekil 4.34.'te yassı borulu kanatlı ara soğutucu için ekserji veriminin (rasyonel verim) soğutma havası hızına göre değişimi gösterilmiştir. Ara soğutucunun ekserji verimi %10-30 arasında değişmektedir. Düşük dolgu havası giriş sıcaklıklarında soğutma havası hızının artışı, ekserji verimini daha çok azaltmaktadır.



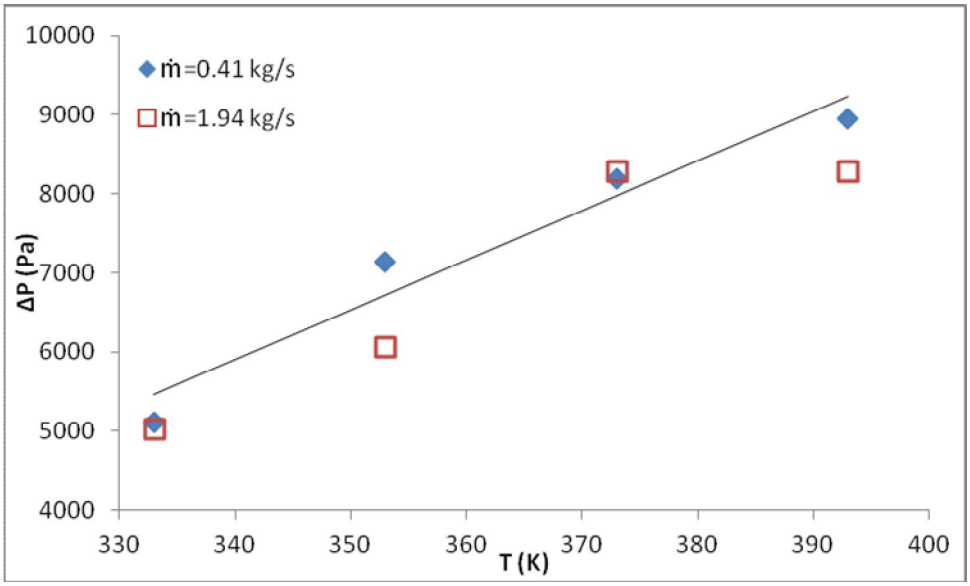
Şekil 4.34. Yassı borulu kanatlı ara soğutucu için ekserji veriminin (rasyonel verim) soğutma havası hızına göre değişimi

4.3.2. Hidrolik performans

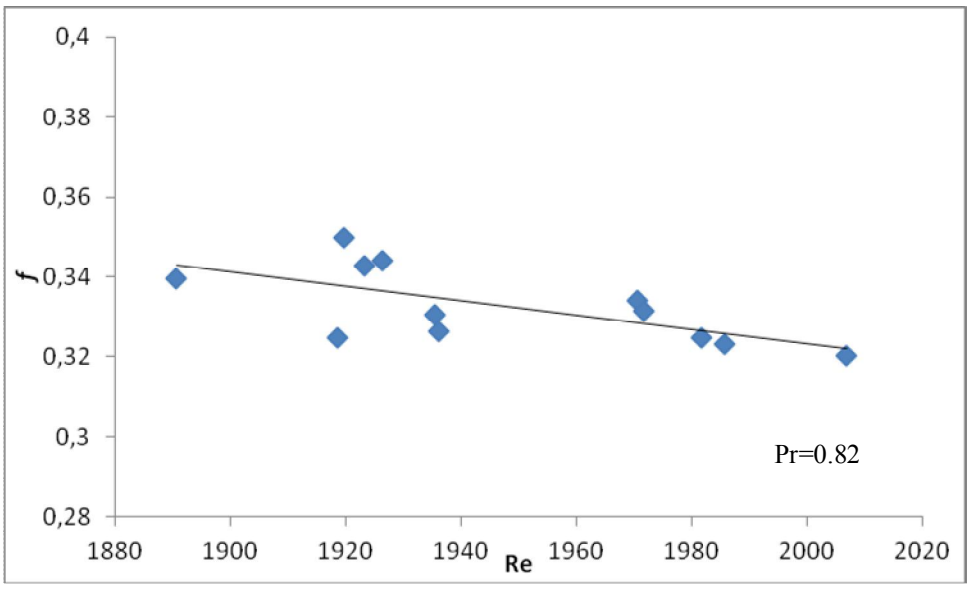
Yassı borulu kanatlı ara soğutucunun maksimum ve minimum soğutma havası kütlesel debi değerlerinde dolgu havası giriş sıcaklığına bağlı olarak basınç düşüşündeki değişim Şekil 4.35.'te gösterilmiştir. Soğutma havası kütlesel debisindeki değişim ara soğutucudaki ısı transferini fazla değiştirmediği için benzer bir durum basınç düşüşünde de görülmektedir. Şekildeki eğrinin denklemi (4.16)'daki gibi yeniden yazılmıştır.

$$\Delta P = \left(62.873T\right) + 15472 \tag{4.16}$$

Ara soğutucunun dolgu havası tarafındaki f faktörünün dolgu havasının kanat içindeki Re sayısı ile değişimi Şekil 4.36.'da ve soğutma havası tarafındaki f faktörünün soğutma havasının kanat içindeki Re sayısı ile değişimi Şekil 4.37.'de verilmiştir. Bu şekillerden elde edilen eğrilerin denklemleri ise sırasıyla (4.17) ve (4.18)'da verilmiştir.



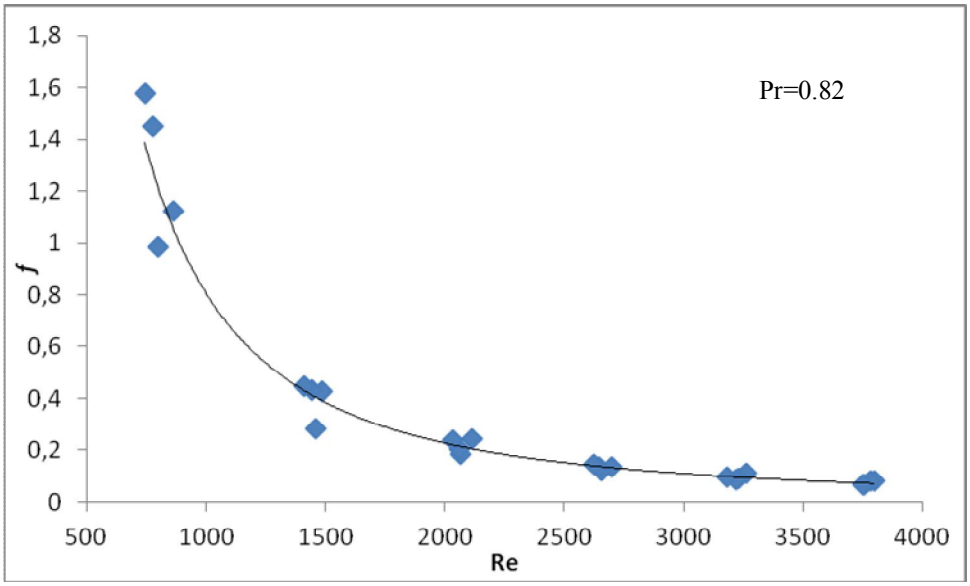
Şekil 4.35. Yassı borulu kanatlı ara soğutucunun maksimum ve minimum soğutma havası kütlesel debi değerlerinde dolgu havası giriş sıcaklığına bağlı olarak basınç düşüşündeki değişim



Şekil 4.36. Dolgu havası tarafındaki *f* faktörünün dolgu havasının kanat içindeki Re sayısı ile değişimi

$$f = \left(-2\times10^{-4}\,\mathrm{Re}\right) + 0.681 \tag{4.17}$$

$$f = 239877\,\mathrm{Re}^{-1.825} \tag{4.18}$$

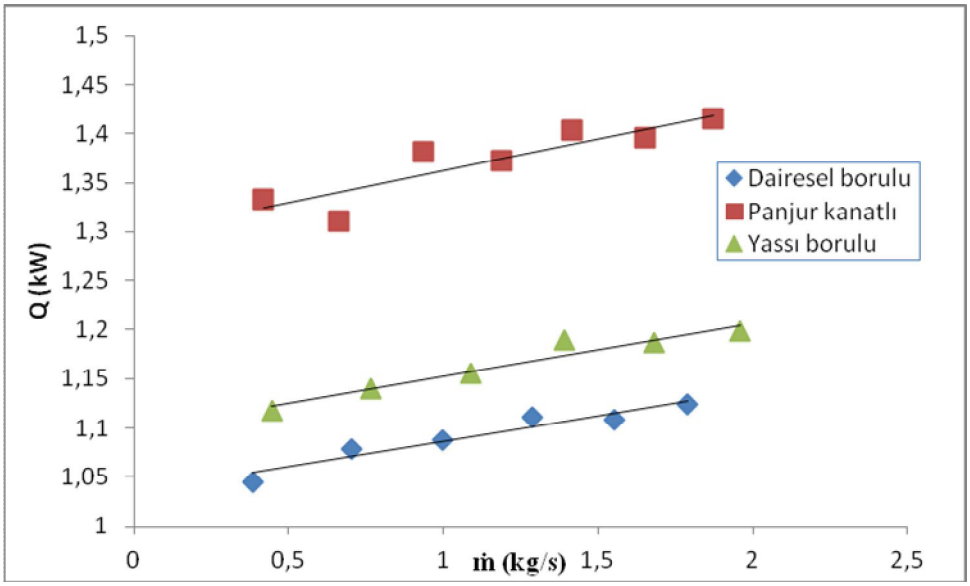


Şekil 4.37. Soğutma havası tarafındaki *f* faktörünün soğutma havasının kanat içindeki Re sayısı ile değişimi

4.4. Ara Soğutucuların Karşılaştırılması

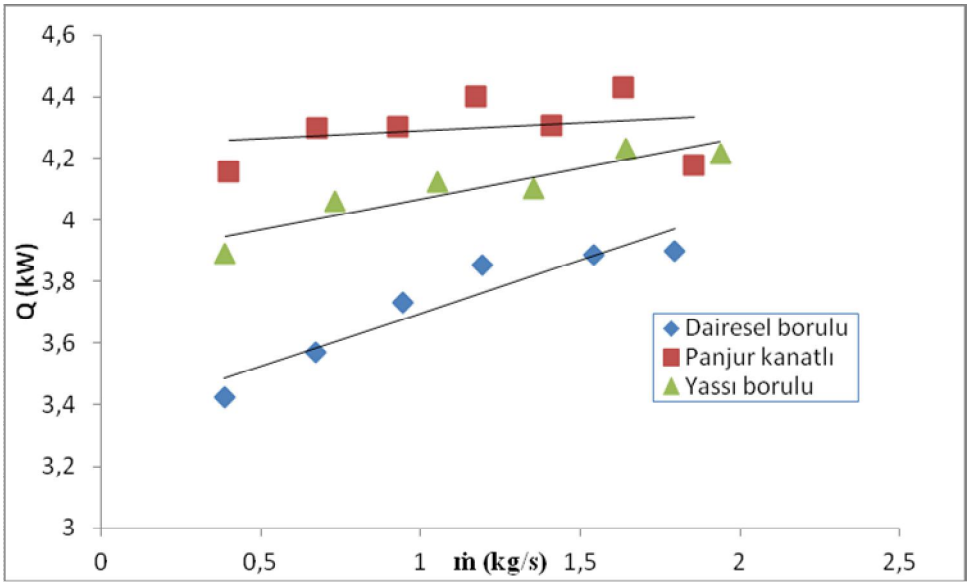
Ara soğutucuların ısıl performaslarının karşılaştırılması için soğutma kapasitelerinin en düşük dolgu havası giriş sıcaklığı olan 333 K deki ve en yüksek dolgu havası giriş sıcaklığı olan 393 K deki değerleri, değişen soğutma havası kütlesel debi değerlerinde sırasıyla Şekil 4.38. ve 4.39.'da gösterilmiştir. Düşük sıcaklık farklarında panjur kanatlı plakalı ara soğutucunun ısı performansı diğer iki ara soğutucuya göre yaklaşık %30 oranında fazla olmaktadır. Akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı arttıkça bu fark özellikle yassı borulu kanatlı ara soğutucu ile panjur kanatlı plakalı ara soğutucu arasında azalmaktadır.

Isı değiştiricilerin performansları değerlendirilirken basınç düşüşleri, özellikle gaz akışkanların varlığında, önem arz etmektedir. Ara soğutucular düşünüldüğünde, dolgu havasının basınç düşümünün değerlendirilmesi gerekmektedir. Çünkü dolgu havasındaki basınç düşüşü ek bir sıkıştırma işi gerektirecektir. Isıl performans karşılaştırmasına benzer şekilde dolgu havası giriş sıcaklıklarının en küçük ve en büyük değerlerinde üç ara soğutucunun basınç düşüş değerleri sırasıyla Şekil 4.40. ve 4.41.'de karşılaştırılmıştır.

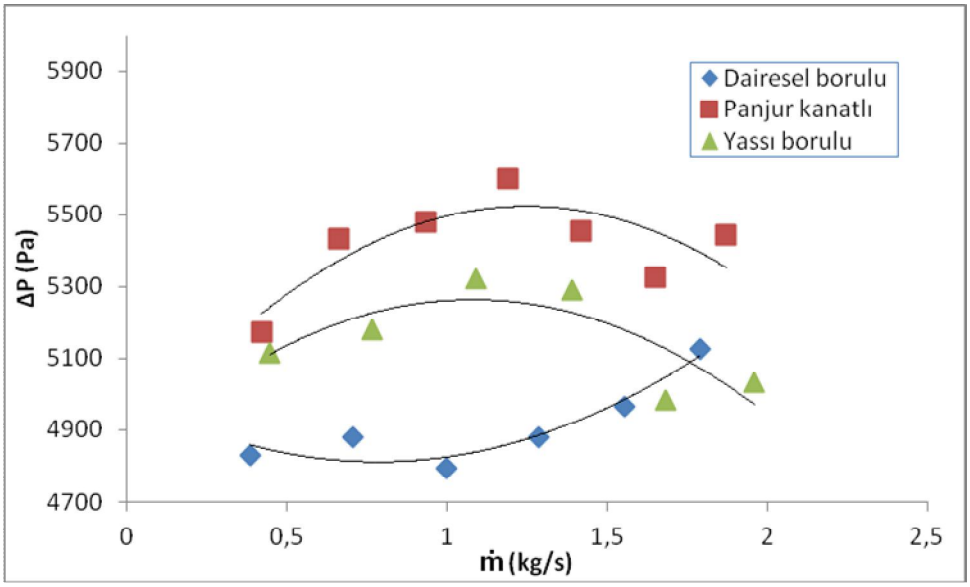


Şekil 4.38. 333 K dolgu havası giriş sıcaklığında üç farklı ara soğutucunun soğutma kapasiteleri

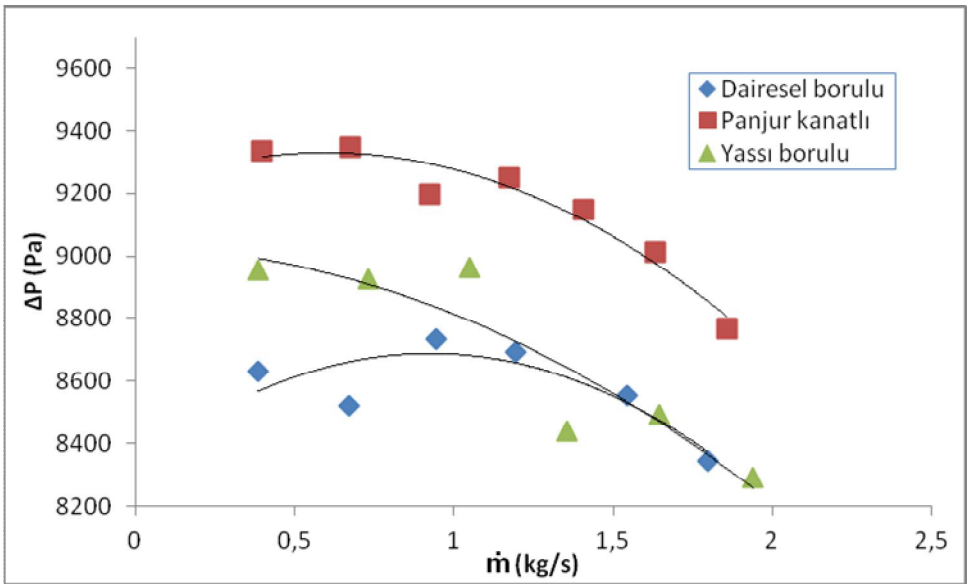
Literatürde kompakt ara soğutucularda dolgu havası tarafındaki basınç düşüşünün %1-3 arasında olduğu vurgulanmıştır. Bu çalışmada incelenen ara soğutucularda deneysel olarak bulunan basınç düşüşleri, dolgu havası basıncının %5-9 değeri arasında değişmektedir. Panjur kanatlı plakalı ara soğutucunun basınç düşüşündeki artış, ısıl performansında diğer ara soğutuculara göre elde edilen artış dikkate alındığında kabul edilebilir bir artış olmaktadır. Bu durumu açıklanabilmesi için gerekli ek sıkıştırma işinin ısı transferine oranı 333 ve 393 K dolgu havası giriş sıcaklıkları için Şekil 4.42. ve 4.43.'te gösterilmiştir.



Şekil 4.39. 393 K dolgu havası giriş sıcaklığında üç farklı ara soğutucunun soğutma kapasiteleri



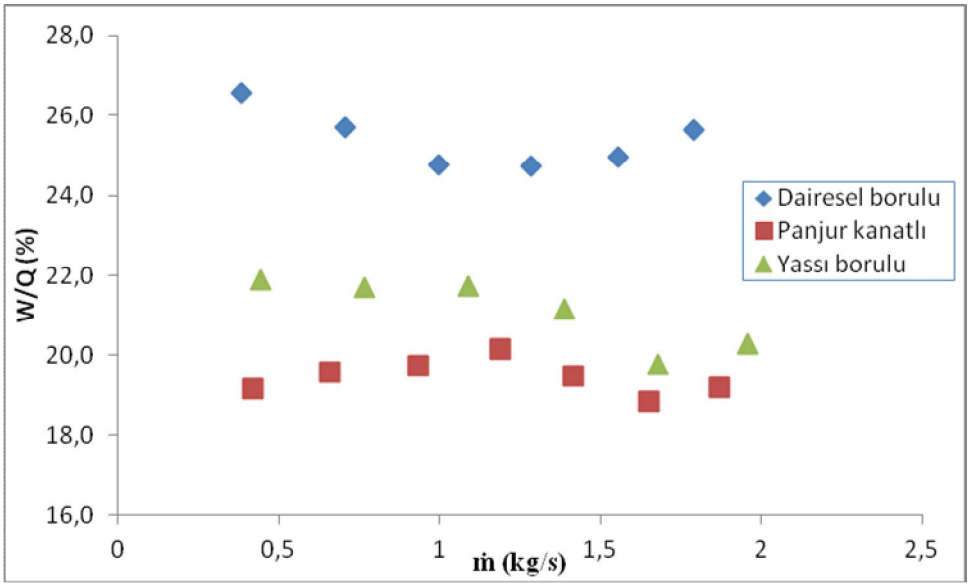
Şekil 4.40. 333 K dolgu havası giriş sıcaklığında üç farklı ara soğutucunun basınç düşüşleri



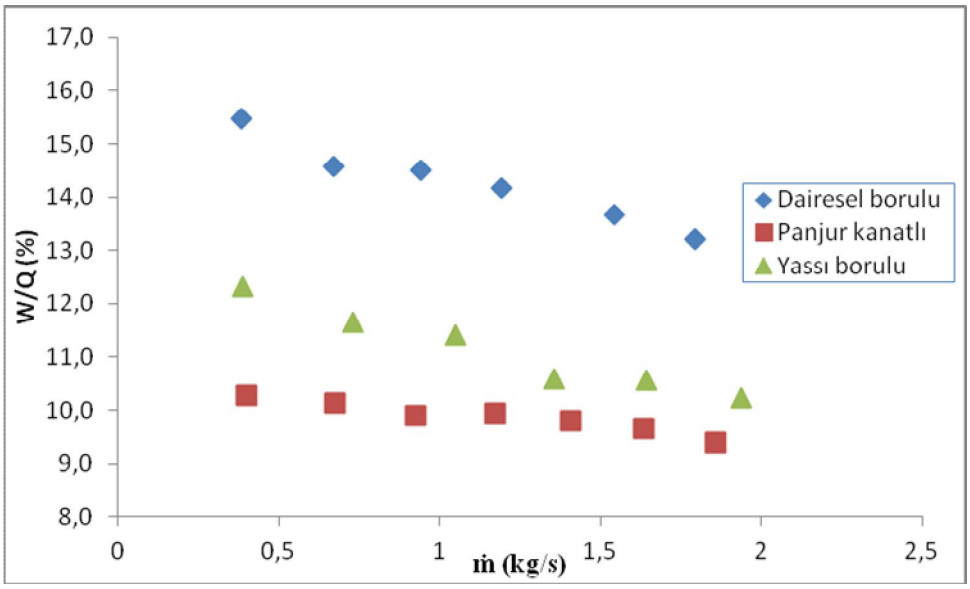
Şekil 4.41. 393 K dolgu havası giriş sıcaklığında üç farklı ara soğutucunun basınç düşüşleri

Dairesel borulu kanatlı ara soğutucu, soğutma kapasitesinin az olduğu ve basınç düşüşü bağıl olarak diğer ara soğutuculara yakın olduğu için oransal olarak daha fazla ek sıkıştırma işi gerektirmektedir. Dolayısıyla bu ara soğutucunun diğer ara soğutuculara kıyasla daha az tercih edilebilir olduğu düşünülmektedir. Bununla beraber panjur kanatlı plakalı ara soğutucu ile yassı borulu kanatlı ara soğutucu arasındaki

performans farkı özellikle yüksek dolgu havası giriş sıcaklıklarında çok azalmaktadır. Bu sıcaklıklarda seçim yapmak için ara soğutucuların maliyeti kullanılabilir.



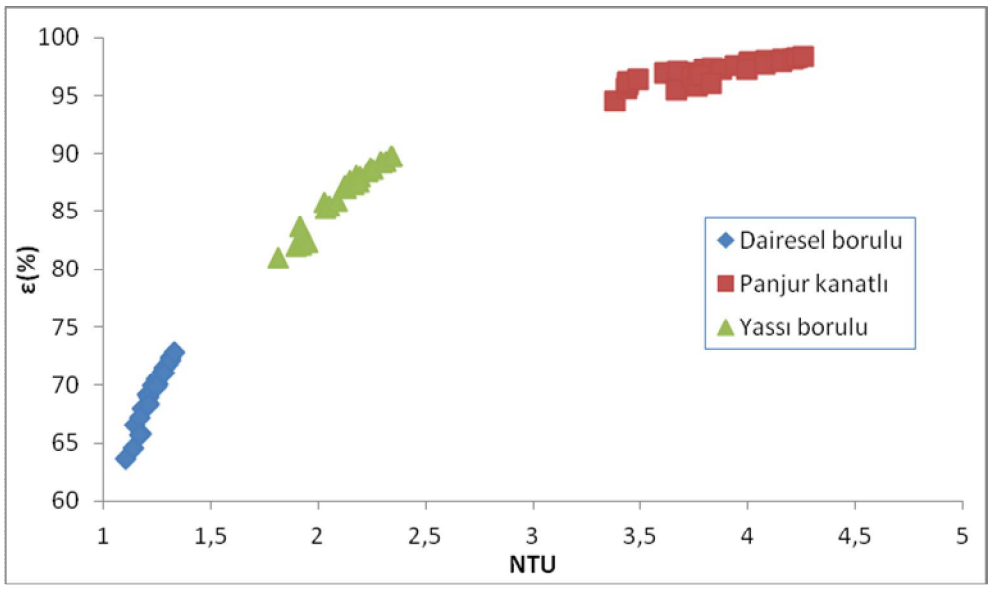
Şekil 4.42. 333 K dolgu havası giriş sıcaklığında gerekli ek sıkıştırma işinin ısı transferine oranı



Şekil 4.43. 393 K dolgu havası giriş sıcaklığında gerekli ek sıkıştırma işinin ısı transferine oranı

Aynı Cr aralığında ara soğutucuların etkenliklerini karşılaştırabilmek için Şekil 4.44. hazırlanmıştır. Akışkanların birbirine karışmadığı çapraz geçişli ısı değiştiricilerin tipik ε-NTU grafiğine uygun olarak bulunan Şekil 4.44. incelendiğinde, panjur kanatlı

plakalı ara soğutucunun etkenliğinin dairesel borulu kanatlı ara soğutucuya göre %30, yassı borulu kanatlı ara soğutucuya göre yaklaşık %5 daha iyi olduğu bulunmuştur. Ara soğutucular çok yakın kompaktlık oranlarına ve ölçülere sahip oldukları halde böyle yüksek bir performans farkının çıkmasının iki önemli nedeni bulunmaktadır; Çizelge 3.3.'te görüldüğü gibi panjur kanatlı plakalı ara soğutucunun ısı transfer yüzey alanı diğer ara soğutuculara göre daha dengeli dağılmıştır ve panjur kanatlarda bulunan panjur açıklıkları ve kanat yapısı daha iyi bir ısı taşınım katsayısı sağlamaktadır. Dolayısıyla panjur kanatlı plakalı ara soğutucunun toplam ısı transfer katsayısı ve transfer birimi sayısı büyümekte, aynı kapasite oranı için diğer iki ara soğutucuya göre daha iyi bir etkenliğe sahip olmaktadır.



Şekil 4.44. Aynı Cr aralığında üç ara soğutucunun etkenlik değerleri

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada ara soğutucu olarak kullanılan kompakt ısı değiştiricilerin performans karakteristiklerinin deneysel olarak incelenebilmesi için bir deney düzeneği tasarlanmış ve imal edilmiştir. Pratikte yaygın olarak kullanılan üç ara soğutucu seçilerek farklı soğutma havası debilerinde ve dolgu havası giriş sıcaklıklarında deneyler yapılmıştır. Deneysel sonuçlar etkenlik-transfer birimi yöntemi kullanılarak incelenmiştir. İnceleme sonucunda ara soğutucuların soğutma kapasiteleri, basınç düşüş değerleri, etkenlikleri, tersinmezlik üretimleri çeşitli grafiksel gösterimlerle sunulmuştur. Ara soğutucuların soğutma kapasiteleri, literatürden seçilen bazı analitik ve ampirik ifadeler kullanılarak elde edilen taşınım katsayıları ve ε-NTU yöntemi kullanılarak hesaplanan soğutma kapasiteleri ile karşılaştırılmıştır. Basınç düşüşü ve ısı taşınım katsayısı kullanılarak hesaplanan sürtünme faktörü (f), Collburn faktörü (j) ve Nusselt sayısı (Nu) boyutsuz ısıl performans grafiklerinde kullanılmıştır. Ayrıca deneylerde kullanılan ısı değiştiricilerin incelenen aralıktaki performanslarını belirlemek için bazı korelasyonlar elde edilmiştir.

Deneysel çalışma sonuçlarına ait belirsizliğin saptanması için kapsamlı bir belirsizlik analizi gerçekleştirilmiştir.

Düşük sıcaklık farklarında panjur kanatlı plakalı ara soğutucunun ısı performansı diğer iki ara soğutucuya göre yaklaşık %30 oranında fazla olmaktadır. Akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı arttıkça bu fark özellikle yassı borulu kanatlı ara soğutucu ile panjur kanatlı plakalı ara soğutucu arasında azalmaktadır.

Bu çalışma kapsamında dairesel borulu kanatlı ara soğutucu için deneysel olarak bulunan soğutma kapasitesi değerleri ile en yakın soğutma kapasitesi değerleri, Kays ve London (1998)'dan seçilen ve yazarların çalışmalarında literatürdeki analitik ve deneysel ısı taşınım katsayılarını dairesel borulu ısı değiştiriciler için grafik formatında sundukları veri grafiğinden ε-NTU yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Sonuçlar arasında yaklaşık %13-19 fark (yaklaşık 0.5-0.7 kW) bulunmaktadır. Bununla beraber dairesel borulu kanatlı ara soğutucunun performansını öngörmek için Kays ve London (1998) dan seçilen ve bu çalışmadaki deneysel sonuçlara en yakın sonucu veren veri grafiği kullanılabilir.

Deneysel veriler kullanılarak hesaplanan ε-NTU değişimi ısı değiştiricilerine ait literatürde çapraz akışlı ve akışkanların birbirine karışmadığı durum için farklı Cr oranlarında çizilen ε-NTU grafikleri ile benzerlik göstermektedir. Özellikle deneylerin yapıldığı Cr oranlarına yakın olan Cr=0.2 eğrisinin 1-2 NTU aralığına bakıldığında hem eğim hem de etkenlik değerleri büyük oranda benzeşmektedir.

Bu çalışma kapsamında panjur kanatlı plakalı ara soğutucuya ait test sonuçları ile en yakın sonuçları veren literatür konfigürasyonu arasında %0,3 ile %3 arasında fark bulunmaktadır. Özellikle NTU değerinin çok yükseldiği ve Cr değerinin azaldığı yüksek hava kütlesel debisi değerlerinde fark kapanmaktadır. Çünkü bu aralıkta ısı transferinde ciddi değişiklikler olması için toplam ısı transfer katsayısında büyük artışlar ya da azalışlar olmalıdır. Bu çalışmadaki bulunan taşınım katsayıları ile yakın değerlere sahip literatür verileri bu nedenle özellikle panjur kanatlı plakalı ara soğutucuda çok yakın sonuçlar vermektedir.

Yassı borulu kanatlı ara soğutucu için deneysel olarak bulunan sonuçlar ile en yakın sonucu veren literatür verileri arasında %1.5-4.5 fark bulunmaktadır.

Isı değiştiricilerin performansları değerlendirilirken basınç düşüşleri, özellikle gaz akışkanların varlığında, önem arz etmektedir. Ara soğutucular düşünüldüğünde, dolgu havasının basınç düşümünün değerlendirilmesi gerekmektedir. Çünkü dolgu havasındaki basınç düşüşü ek bir sıkıştırma işi gerektirecektir. Literatürde kompakt ara soğutucularda basınç düşüşünün %1-3 arasında olduğu vurgulanmıştır. Bu çalışmada incelenen ara soğutucularda deneysel olarak bulunan basınç düşüşleri, dolgu havası basıncının %5-9 değeri arasında değişmektedir. Panjur kanatlı plakalı ara soğutucunun basınç düşüşündeki artış, ısıl performansında diğer ara soğutuculara göre elde edilen artış dikkate alındığında kabul edilebilir bir artış olmaktadır.

Dairesel borulu kanatlı ara soğutucu, soğutma kapasitesinin az olduğu ve basınç düşüşü bağıl olarak diğer ara soğutuculara yakın olduğu için oransal olarak daha fazla ek sıkıştırma işi gerektirmektedir. Dolayısıyla bu ara soğutucunun diğer ara soğutuculara kıyasla daha az tercih edilebilir olduğu düşünülmektedir. Bununla beraber panjur kanatlı plakalı ara soğutucu ile yassı borulu kanatlı ara soğutucu arasındaki performans farkı özellikle yüksek dolgu havası giriş sıcaklıklarında çok azalmaktadır. Bu sıcaklıklarda seçim yapmak için ara soğutucuların maliyeti değerlendirilebilir.

Ara soğutucuların etkenlikleri karşılaştırıldığında panjur kanatlı plakalı ara soğutucunun etkenliğinin dairesel borulu kanatlı ara soğutucuya göre %30, yassı borulu kanatlı ara soğutucuya göre yaklaşık %5 daha iyi olduğu bulunmuştur. Ara soğutucular

çok yakın kompaktlık oranlarına ve ölçülere sahip oldukları halde böyle yüksek bir performans farkının çıkmasının iki önemli nedeni bulunmaktadır; Çizelge 3.3.'te görüldüğü gibi panjur kanatlı plakalı ara soğutucunun ısı transfer yüzey alanı diğer ara soğutuculara göre daha dengeli dağılmıştır ve panjur kanatlarda bulunan panjur açıklıkları ve kanat yapısı daha iyi bir ısı taşınım katsayısı sağlamaktadır. Dolayısıyla panjur kanatlı plakalı ara soğutucunun toplam ısı transfer katsayısı ve transfer birimi sayısı büyümekte, aynı kapasite oranı için diğer iki ara soğutucuya göre daha iyi bir etkenliğe sahip olmaktadır.

Ara soğutucuların ekserji verimleri %15 ile %40 arasında değişmektedir. Yüksek sıcaklık farkında artan ısı transferi ile önlenemez tersinmezlik bileşeni olan sonlu sıcaklık farkında ısı geçişinden kaynaklanan tersinmezlik bileşeni artmaktadır. Bununla beraber önemli bir tersinmezlik kaynağı olan soğutma havası basınç düşüşü, soğutma havası hızı azaltılarak belirli oranda önlenebilir. Soğutma havası kütlesel debi değerinin ara soğutucuların deneyler sırasında test edilen kapasite oranlarında soğutma kapasitesini fazla etkilemediği gösterilmiştir. Soğutma havası hızı azaltılarak üretilen tersinmezliğin dairesel borulu kanatlı ara soğutucu için maksimum %45'i, minimum %30'u, yassı borulu kanatlı ara soğutucu için maksimum %47'si, minimum %30'u panjurlu kanatlı ara soğutucu için de maksimum %54'i, minimum %45'u engellenebilir.

5.2. Öneriler

Deney düzeneğinde kullanılan PLC'nin kapasitesi ve mali kısıtlamalar nedeniyle kanat içi ve kanat yüzeyi sıcaklık ölçümü gerçekleştirilememiştir. Gelecek çalışmalarda kanat içi ve kanat yüzeyi sıcaklık değerlerinin ölçülmesi ile deneysel ısı taşınım katsayıları belirlenebilir. Deneysel olarak elde edilecek ısı taşınım katsayıları ile boyutsuz ısı transferi katsayıları hesaplanabilir ve boyutsuz göstergeler kullanılarak ifade edilen çalışma sonuçlarından daha geniş bir bilimsel topluluk faydalanabilir.

Deney düzeneğinde ölçülen basınç düşüşü, ara soğutucu dağıtıcılarında (ısı değiştirici peteğine girişte ve çıkışta bulunan difüzörler) ve ara soğutucuya giriş ve çıkışta gerçekleşen basınç düşüşünü de kapsadığından literatürde bulunan ampirik eşitliklerin sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırılamamıştır. Ara soğutucu kazanlarına eklenecek birer basınç transmiteri ile ısı değiştirici peteğinde gerçekleşen basınç düşüşü değeri de ölçülebilecek ve elde edilen sonuçlar literatürdeki ampirik

eşitliklerin sonuçları ile karşılaştırılabilecektir. Ayrıca ara soğutucu geometrisine özgü korelasyonlar türetilirken ısı değiştirici peteğinde gerçekleşen basınç düşüşü dikkate alınacaktır.

Çalışma kapsamında yapılan deneysel çalışmanın ısıl sığa oranı aralığını arttırmak için dolgu havası hattında yüksek kapasiteli "blower" tarzı bir kompresör ve yüksek güçlü (10-20 kW) bir elektrik motoru kullanılabilir. Böylece gelecek çalışmalarda üretilecek ampirik korelasyonların, içten yanmalı motor simülasyonlarına uygulanmasına imkan tanınmış olur.

Kurulan deney düzeneğinde yapılacak çalışmalarda parametrelerin değişim aralıkları genişletilerek daha büyük bir alan için sonuçlar elde edilebilir. Deney düzeneğinde çok farklı ara soğutucu veya ısı değiştirici tipleri incelenebilir. Belirli bir sektörde yaygın olarak kullanılan ısı değiştiriciler için (özellikle ara soğutucular), Kays ve London (1998) deki gibi deney düzeneğinde incelenerek referans bir kaynak üretilebilir. Bu çalışmalarda istatistiksel deney tasarımı, regresyonla matematiksel modelleme, yapay zekâ ile modelleme ve istatistikî inceleme yöntemleri de kullanılabilir.

Ara soğutucu amaçlı olarak geliştirilen ısı değiştiricilerin, gerçek motor uygulamaları ile test edilmesi, ara soğutucuların motor performansı ve egzoz emisyon değerlerine etkisinin belirlenmesi, bu çalışmanın bir sonraki döneminde değerlendirilecektir.

KAYNAKLAR

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

Akıcı, S., 1999, (Intercooler) Ara soğutucunun dizel motor performansına etkileri, Yüksek Lisans Tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 3-45.

Alan, R. F., Dizel Motorlarında Değişken Geometrili Turbokompresör Kullanımının Motor Karakteristiklerine Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 7-58.

Altay, F. E., 1997, Dört Stroklu Otto Motorunda Aşırı Doldurma Uygulaması ile Değişen Parametrelerin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 2-10.

Altınışık, K., 2003, Uygulamalarla ısı transferi, *Nobel Yayın Dağıtım*, Konya

Andersson, J., Bengtsson, A. and Eriksson, S., 1984, The turbocharged and intercooled 2.3 liter engine for the volvo 760, *Sae Papers*, 840253

Andersson, P., 2005, Air Charge Estimation In Turbocharged Spark Ignition Engines, Doktora Tezi, Linköping, 4-20.

Anonim, 2010, Air pollution sources - sources of all air pollutants measured in California, Department of consumer affairs, http://www.autorepair.ca.gov/80_BARResources/02_SmogCheck/Air_Pollution_Sources.html , [01 Temmuz 2011 tarihinde erişilmiştir]

Arslan, A., 2006, Doğal Emişli Bir Dizel Motora Aşırı Doldurmanın Uygulanması, Yüksek Lisans Tezi, *İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 5-42.

ASHRAE Standard 111, 1989, Practices for measurement, testing, adjusting and balancing of building heating, ventilation, air-conditioning and refrigeration systems, *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc.*, Atlanta, ABD.

Aydın, Ç., Aktakka, S., Kılınç, K. ve Özerdem, B., 2003, Havalandırma kanallarında meydana gelen kaçak miktarının tesbit edilmesi ve bunu önlemeye yönelik uygulamalar, *VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir

Bayrakçı, H. C., 1998, Aşırı doldurmalı bir diesel motorunun güç eğrisinin elde edilmesinde parametrelerin incelenmesi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 1-10.

Bejan., A., 1977, The concept of irreversibility in heat exchanger design: counterflow heat exchangers for gas-to-gas applications", *Journal of Heat Transfer*, Vol 99, pp. 374-380.

Benli, H., Gül, H. ve Durmuş, A., 2006, Değişik yüzey profiline sahip tek geçişli plaka tipli ısı değiştiricilerinde ısı transferinin incelenmesi, *Fırat Üniv. Fen ve Müh. Bil. Dergisi,* 18 (4), 569-575.

Benson, R. S., Garg, R. D. and Woods W. A., 1965, An experimental investigation on short exhaust pipes in a two-stroke cycle engine model, *International Journal of Mechanical Sciences*, 399-414.

Bilen, K., 1998, Türbo Doldurmalı Bir Dizel Motoru İçin Ara Soğutucu Dizaynı, Yüksek Lisans Tezi, *Kırıkkale Üniversitesi*, Kırıkkale, 1-45.

Bilen, K., 2011, Ölçme Teknikleri Ders Notları, Ders Notu, *Kırıkkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi,* Kırıkkale, 11-13 (Yayımlanmamış).

Canlı, E., 2010, İçten yanmalı motorlarda aşırı doldurma ve ara soğutma sistemleri, Yüksek Lisans Semineri, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya, 1-50.

Canlı, E., Darıcı, S. ve Özgören, M., 2010, Intercooler effect on conventional supercharging systems, *International Scientific Conference Unitech-10*, (II), 242-248.

Chen, L., Zhuge, W., Zhang, Y., Li, Y. and Zhang, S., 2008, Investigation of flow structure in a turbocharger turbine under pulsating flow conditions, *2008 SAE International Powertrains Fuels and Lubricants Congress*, Çin.

Corberán, J. M., Cuadros, E. and González, K., 2008, Pressure drop characterısatıon of compact heat exchanger channels, *5th European Thermal-Sciences Conference*, The Netherlands.

Dahnz, C., Han, K.-M., Spicher, U., Magar, M., Schiessl, R. and Maas, U., 2010, Investigations on pre-ignition in highly supercharged SI engines, *SAE 2010 World Congress & Exhibition*, ABD.

Dal, A. R., 2007, Kombilerde kullanılan ısı değiştiricisi farklı kanatçık geometrilerinin kombi verimine etkisinin sayısal analizi, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 2-11.

Darıcı, S., Canlı, E. ve Özgören M., 2010, İçten Yanmalı Motorlarda Turbo Doldurucuların Motor Performansına Etkisinin Teorik Analizi, *2. Ulusal Konya Ereğli Kemal Akman Meslek Yüksek Okulu Tebliğ Günleri*, Konya, 18-19.

Demir, A., 2006, Kanatlı bir ısı değiştiricisi için optimum dizayn parametrelerinin belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Erzurum, 1-21.

Divekar, P. S., Ayalew, B.and Prucka, R., 2010, Coordinated electric supercharging and turbo-generation for a diesel engine, *SAE 2010 World Congress & Exhibition*, ABD.

Doenitz, C., Vasile, I., Onder, C. H. and Guzzella, L., 2009, Realizing a concept for high efficiency and excellent driveability: the downsized and supercharged hybrid pneumatic engine, *2009 SAE World Congress & Exhibition*, ABD.

Dong, J., Chen, J., Zhang, W. and Hu, J., 2010, Experimental and numerical investigation of thermal -hydraulic performance in wavy fin-and-flat tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 30, 1377-1386.

Döngeloğlu, M., 1994, Klasik karbüratörlü motorlarda intercooling aşırı doldurma, Yüksek Lisans Tezi, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,* 5-25.

DW 142, 1982, Specification for sheet metal duct work.

Elyyan, M.A., Rozati, A. and Tafti, D.K., 2008, Investigation of dimpled fins for heat transfer enhancement in compact heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 2950–2966.

Eryener, D., 2003, Türbülanslı cebri konveksiyonla ısı geçişi sağlayan ısıl sistemlerin ekserji ekonomik analizi, Doktora Tezi, *Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,* 2-38.

Genceli, O. F., 2000, Ölçme tekniği, *Birsen Yayınevi*, İstanbul, 159-177.

Giakoumıs, E. G. and Andritsakis, E. C., 2007, Irreversibility production during transient operation of a turbocharged diesel engine, *Int. J. Vehicle Design*, 128-149.

Goldstein, R.J., Eckert, E.R.G., Ibele, W.E., Patankar, S.V., Simon, T.W., Kuehn, T.H., Strykowski, P.J., Tamma, K.K., Heberlein, J.V.R., Davidson, J.H., Bischof, J., Kulacki, F.A., Kortshagen, U. and Garrick, S., 2003, Heat transfer—a review of 2001 literature, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 1887–1992.

Güney, E., 2008, Kompresörlerin ara soğutucularındaki boru diziliş şeklinin akışa etkisi ve optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, *Mustafa Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Hatay, 3-8.

Hiereth, H., and Prenninger P., 2003, Charging The Internal Combustion Engine, *SpringerWienNewYork*, Avusturya, 208-213.

Hyvönen, J., Haraldsson, G., Johansson, B., 2003, Supercharging hcci to extend the operating range in a multi-cylinder vcr-hcci engine, *SAE 2003 Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition*, ABD.

Irmakoğlu, B., 2006, Computer aided design and optimization of heat exchangers, Yüksek Lisans Tezi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir, 2-8.

Ismail, L. S., Ranganayakulu, C. ve Shah, R.K., 2009, Numerical study of flow patterns of compact plate-fin heat exchangersand generation of design data for offset and wavy fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 3972–3983.

Ismail, L. S., Velraj, R. and Ranganayakulu, C., 2010, Studies on pumping power in terms of pressure drop and heat transfercharacteristics of compact plate-fin heat exchangers—A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 478–485.

İbrim, O., 1989, Dizel motorlarında aşırı doldurmanın motor performansına etkisi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-5.

İçingür, Y., 1996, Dizel motorların aşırı doldurmasında kullanılan bir basınç dalga makinasının tasarımı ve kullanılabilirliğinin deneysel analizi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 3-8.

İçingür, Y., Haşimoğlu, C. and Salman, M. S., 2003, Effect of comprex supercharging on diesel emissions, *Energy Conversion and Management*, 44, 1745–1753.

Joen, C. T., Steeman, H.-J., Willockx, A. and De Paepe, M., 2006, Determination of heat transfer and friction characteristics of an adapted inclined louvered fin, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 30, 319–327.

Junqi, D., Jiangping, C., Zhijiu, C., Yimin, Z. and Wenfeng, Z., 2007a, Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 27, 2066–2073.

Jungi, D., Jiangping, C., Zhijiu, C., Wenfeng, Z. and Yimin, Z., 2007b, Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers, *Energy Conversion and Management*, 48, 1506–1515.

Kays, W.M. and London, A.L., 1998, Compact heat exchangers, Reprint 3rd ed., *FL: Krieger, Malabar Florida USA*, 2-332.

Khaled, M., Harambat, F. and 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* (doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.09.036).

Khaled, A.R.A., 2007, Heat transfer enhancement in hairy fin systems, *Applied Thermal Engineering*, 27, 250–257.

Knutsson, M. and Åbom, M., 2009, Sound propagation in narrow tubes including effects of viscothermal and turbulent damping with application to charge air coolers, *Journal of Sound and Vibration*, 289-321.

Ko, T.H. and Cheng, C.S., 2007, Numerical investigation on developing laminar forced convection and entropy generation in a wavy channel, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 34, 924–933.

Kotas, T.J., 1985, The exergy method of thermal plant analysis, *Anchor Brendon Ltd*, Tiptree, Essex, UK, 84-147.

Kulzer, A., Lejsek, D. and Nier, T., 2010 A thermodynamic study on boosted HCCI: motivation analysis and potential, *SAE 2010 World Congress & Exhibition*, ABD.

Li, W. and Wang, X., 2010, Heat transfer and pressure drop correlations for compact heat exchangers with multi-region louver fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 2955–2962.

Mamalis, S., Nair, V., Andruskiewicz, P., Assanis, D., Babajimopoulos, A., Wermuth, N. and Najt, P., 2010, Comparison of different boosting strategies for homogeneous charge compression ıgnition engines - a modeling study, *SAE 2010 World Congress & Exhibition*, ABD.

Manglik, R.M., Zhang, J. and Muley, A., 2005, Low Reynolds number forced convection in three-dimensional wavy-plate-fin compact channels: fin density effects, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 1439–1449.

Marelli, S. and Capobianco, M., 2009, Measurement of instantaneous fluid-dynamic parameters in automotive turbocharging circuit, *9th International Conference on Engines and Vehicles*, İtalya.

Mavridou, S., Mavropoulos, G.C., Bouris, D., Hountalas, D.T. and Bergeles, G., 2010, Comparative design study of a diesel exhaust gas heat exchanger for truck applications with conventional and state of the art heat transfer enhancements, *Applied Thermal Engineering*, 30, 935–947.

McKeon, C. E. and Turney, R. E., 1979, Ford tw-30 tractor with air-to-air ıntercooled engine, *Sae Papers*, 790888

Metin, M., 2008, Ağır taşıt serpantinlerinin tasarımı, Doktora Tezi, *Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kocaeli, 2-12

Millo, F., Perazzo, A. and Pautasso, E., 2010, Optimizing the calibration of a turbocharged GDI engine through numerical simulation and direct optimization, *SAE 2010 World Congress & Exhibition*, ABD.

Mills, A.F., 1999, Heat transfer, *Prentice Hall,*New Jersey ABD.

Mitsubishi, 2011, World-first 1.8-l GDI Turbo, http://www.mitsubishi-motors.com/en/corporate/pressrelease/products/detail446.html , [27 Temmuz 2011 tarihinde erişilmiştir]

Nasiruddin, Kamran Siddiqui M.H., 2007, Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28, 318–328.

Nakamura, D., 2006, Optimization of intercoolers and their effects on volumetric efficiency, *MAE 221A – Convective Heat Transfer,* 1-16.

Navarro, H. A. and Cabezas-Gómez, L. C., 2007, Effectiveness-ntu computation with a mathematical model for cross-flow heat exchangers, *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, 24(04), 509 – 521.

Navarro, H.A. ve Gomez L.C., 2005, A new approach for thermal performance calculation of cross-flow heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 3880–3888.

Nuntaphan, A., Vithayasai, S., Vorayos, N. and Kiatsiriroat, T., 2010, Use of oscillating heat pipe technique as extended surface in wire-on-tube heatexchanger for heat transfer enhancement, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 287-292.

Özülkü, M., 2002, Aşırı doldurmalı dizel bir motorda ara soğutmanın motor performansı ve emisyonlara etkisi, Yüksek Lisans Tezi, *İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü,* İstanbul, 2-163.

Ömeroğlu, G., 2007, Farklı tipte kanatçıkların çapraz akışlı ısı değiştiricisinde deneysel olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Erzurum, 1-8.

Pavel, B.I. and Mohamad, A.A., 2004, An experimental and numerical study on heat transfer enhancement for gas heat exchangers fitted with porous media, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 4939–4952.

Peng ,H. and Ling, X., 2009, Neural networks analysis of thermal characteristics on plate-fin heat exchangers with limited experimental data, *Applied Thermal Engineering*, 29, 2251–2256.

Polat, Y., 2006, Değişik kanat profilli ısıtıcı ve soğutucu elemanlarda yüzeyden olan ısı transferinin sayısal analizi ve modellemesi, Yüksek Lisans Tezi, *İnönü Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Malatya, 1-7.

Rao, R.V. and Patel, V.K., 2010, Thermodynamic optimization of cross flow plate-fin heat exchangerusing a particle swarm optimization algorithm, *International Journal of Thermal Sciences*, 49, 1712-1721.

Rubayı, N. A., 1972, Acoustic vibrations in intake manifold system and the supercharging of engines, *Applied Acoustics*, 39-53.

Watson, H. C. and Mehrani, P., 2010, The performance and emissions of the turbocharged always lean burn spark ignition (TC-ALSI) engine**,** *SAE 2010 World Congress & Exhibition***,** ABD.

Wen, M.Y. and Ho, C.Y., 2009, Heat-transfer enhancement in fin-and-tube heat exchanger with improved fin design, *Applied Thermal Engineering*, 29, 1050–1057.

Whitaker, P., Agarwal, A., Spanner, C., Byrd, K., Shen, Y. and Fuchs, H., 2010, Development of the combustion system for a flexible fuel turbocharged direct injection engine, *SAE 2010 World Congress & Exhibition*, ABD.

Wiksten, R. and El Haj Assad, M., 2010, Heat and mass transfer analysis of a wavy fin-and-tube heat exchanger under fully and partially wet surface conditions, *International Journal of Thermal Sciences*, 49, 349–355.

Woodcock, J., Baxendale, A. J. and Fish, G. R., 1997, An evaluation of the use of CFD for investigating the performance of intercooler assemblies, *Sae Papers*, 971856.

San, J.Y. and Huang, W.C., 2006, Heat transfer enhancement of transverse ribs in circular tubes with consideration of entrance effect, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 2965–2971.

Sanders, P.A. and Thole K.A., 2006, Effects of winglets to augment tube wall heat transferin louvered fin heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 4058–4069.

Schwenk, D.M., 1997, Air flow measurement accuracy, *US Army Corps of Engineers Construction Engineering Research Laboratories,* ABD

Shi, X., Che, D., Agnew, B. and Gao, J., 2010, An investigation of the performance of compact heat exchanger for latent heat recovery from exhaust flue gases, *International Journal of Heat and Mass Transfer* (doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.09.009).

Taç, C., 1994, Aşırı doldurma sistemlerinin incelenmesi ve aşırı doldurmanın motor büyüklüklerine etkilerinin teorik etüdü, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 1-15.

Tao, Y.B., He, Y.L., Huang, J., Wu, Z.G. and Tao, W.Q., 2007a, Numerical study of local heat transfer coefficient and fin efficiency of wavy fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 768–778.

Tao, Y.B., He, Y.L., Huang, J., Wu, Z.G. and Tao, W.Q., 2007b, Three-dimensional numerical study of wavy fin-and-tube heat exchangers and field synergy principle analysis, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 1163–1175.

Thomson, G. A., Pratley, D. J. and Owen, D. A., 1987, Intercooling and Regenerating the Modern Marine Gas Turbine Propulsion System, *Sae Papers*, 871379

Tiwari, S., Maurya, D., Biswas, G. and Eswaran, V., 2003, Heat transfer enhancement in cross-flow heat exchangers using oval tubes and multiple delta winglets, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 2841–2856.

Turner, J.W.G., Pearson, R.J., Bassett, M.D., Blundell, D.W. and Taitt, D. W., 2005, The turboexpansion concept - initial dynamometer results, *SAE 2005 World Congress & Exhibition*, ABD.

Uzun, A., 1998, Aşırı doldurmalı bir dizel motorunda ara soğutmanın motor performansına etkileri, Doktora Tezi, *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Sakarya, 1-95.

Uzun, A., Vatansever F., 2009, Arasoğutmalı-turboşarj dizel motorlarda bilgisayar destekli performans analizleri, *5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu*, Karabük.

Xie, G.N., Sunden, B. and Wang, Q.W., 2008, Optimization of compact heat exchangers by a genetic algorithm, *Applied Thermal Engineering*, 28, 895–906.

Verhelst, S., Demuynck, J., Martin, S., Vermeir, M. and Sierens, R., 2010, Investigation of supercharging strategies for PFI hydrogen engines, *SAE 2010 World Congress & Exhibition*, ABD.

Verhelst, S., De Landtsheere, J., De Smet, F., Billiouw, C., Trenson, A. and Sierens, R., 2008, Effects of supercharging, egr and variable valve timing on power and emissions of hydrogen internal combustion engines, *SAE 2008 World Congress & Exhibition*, ABD.

Vestrelli, F., Monforte, R. and Sciullo, F. D., 2009, Secondary cooling circuit for turbocharged engines: estimation of the fuel consumption reduction in real use according to the LCCP method, *Sae Papers*, 2009-01-3066.

Yang, S., 2008, Modeling of two charge-air cooling turbo-charging systems for spark ignition engines, *2008 SAE International Powertrains Fuels and Lubricants Congress*, Çin.

Yang, M., Zheng, X., Zhang, Y. and Li, Z., 2008, Improved performance prediction model for turbocharger compressor, *2008 SAE International Powertrains Fuels and Lubricants Congress*, Çin.

Yumuşak, M. E., 1993, Simulation of unsteady flow in a turbocharged engine, Yüksek Lisans Tezi, *ODTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-10.

Zaccardi, J.-M., Pagot, A. and Duval, L., 2009, Development of specific tools for analysis and quantification of pre-ignition on a supercharged SI engine, *Powertrains Fuels and Lubricants Meeting*, İtalya.

Zhang, L. Z., 2009, Flow maldistribution and thermal performance deterioration in a cross-flow air to air heat exchanger with plate-fin cores, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 4500–4509.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Eyüb CANLI
Uyruğu : T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi : Cihanbeyli/1984
Telefon : 0 332 223 33 38
Faks : 0 332 241 21 79
e-mail : ecanli@selcuk.edu.tr

EĞİTİM

Derece		**Adı, İlçe, İl**	**Bitirme Yılı**
Lise	:	Selçuklu Anadolu Lisesi, Selçuklu, Konya	**2002**
Üniversite	:	Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	**2008**
Yüksek Lisans	:		
Doktora	:		

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	**Kurum**	**Görevi**
2007	Özgüvençler Ltd. Şti.	İhracat
Devam ediyor	Selçuk Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

İLGİ ALANI

- Termodinamik
- İçten yanmalı motorlar
- Isı transferi
- Akışkanlar mekaniği
- Enerji
- Yanma

YABANCI DİLLER

- İngilizce

BELİRTMEK İSTEĞİNİZ DİĞER ÖZELLİKLER

YAYINLAR

1. Darıcı, S., **Canlı, E.** ve Özgören, M., 2010, İçten Yanmalı Motorlarda Turbo Doldurucuların Motor Performansına Etkisinin Teorik Analizi, 2.Ulusal Konya Ereğli Kemal Akman Meslek Yüksekokulu Tebliğ Günleri, 18-19, Konya.
2. **Canlı, E.,** Darıcı, S. and Özgören, M., 2010, Intercooler Effect on Conventional Supercharging Systems, 10th Aniversary International Scientific Conference, Volume-II 242-248, Bulgaristan.
3. Asiltürk, İ., Çelik, L., **Canlı, E.** and Önal, G., 2011, "Regression Modeling of Surface Roughness in Grinding", Advanced Materials Research Vols. 271-273 pp 34-39, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.271-273.34
4. Ciniviz, M., Köse, H., **Canli, E.** and Solmaz, Ö., 2011, "An experimental investigation on effects of methanol blended diesel fuels to engine performance

and emissions of a diesel engine", Scientific Research and Essays Vol. 6(15), pp. 3189-3199

5. **Canlı, E.**, Darıcı, S., Doğan S. and Özgören, M., 2011, " Experimental Performance Analysis Of Finned In Line Circular Tube Bank Intercooler Configuratıon At Low Range Thermal Capacıty Ratios", 11th Aniversary International Scientific Conference, Volume-II 377-382, Gabrovo BULGARIA
6. Doğan, S., **Canlı, E.**, Özgören, M. and Erdoğan, K., 2011, "A Test Setup For Oil Coolers And Offset-Offset Fin Configuration Test", 11th Aniversary International Scientific Conference, Volume-II 386-391, Gabrovo BULGARIA