T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE DEVRELEMENİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Faruk TEMEL

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ

Temmuz, 2022

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE DEVRELEMENİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Faruk TEMEL tarafından hazırlanan tez çalışması 21.07.2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYIMAZ
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Hakan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Ali İhsan KOCA
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ sorumluluğunda tarafımca hazırlanan kanatlı borulu ısı değiştiricilerde devrelemenin deneysel incelenmesi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Faruk TEMEL

İmza

Bu çalışma, ayrıca DAIKIN Türkiye Isıtma ve Soğutma Sistemleri San. Tic. A.Ş. AR-GE departmanı soğutma bölümü tarafından desteklenmiştir.

Başta Aileme

ve

biricik eşime

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam kapsamında desteklerini asla esirgemeyen ve her fırsatta bana sonsuz destekte bulunan başta danışman hocam Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ ve çalışmalarımda destekte bulunan Prof. Dr. Hakan DEMİR e teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca tez savunma sınavımda sayın üyemiz Doç. Dr. Ali İhsan KOCA' ya da teşekkürlerimi sunarım.

Tez sürecimde çalışmalarıma katkı da bulunan ve halı hazırda çalışmaya devam ettiğim DAIKIN R&D soğutma ekibine, başta da yöneticimiz Mitsutoshi KURASAWA ve Sinem Vildan AKANNAÇ, değerli laboratuvar ekibimize teşekkürlerimi sunarım.

Hayatımın zorlu süreçlerinde her daim yanımda olan aileme teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarımın sürecinde bana her zaman göstermiş olduğu desteğe ve her daim yanımda hissettiğim değerli sevgili eşim Özge Sena'ya ayrıca teşekkürlerimi ve minnetlerimi sunarım.

Faruk TEMEL

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ viii
KISALTMA LİSTESİ ix
ŞEKİL LİSTESİ x
TABLO LİSTESİ xiii
ÖZET xiv
ABSTRACT xvii
1 GİRİŞ 1
1.1 Giriş ... 1
1.2 Literatür Özeti ... 2
1.3 Bulgular ... 12
1.4 Tezin Amacı ... 12
1.5 Hipotez ... 13
2 DENEYSEL ÇALIŞMALAR 14
2.1 Çalışmanın İçeriği ... 14
2.1.1 Deney Düzeneği ... 14
2.2 Deney Düzeneğinde Kullanılan Isı Değiştiriciler ... 18
2.3 Deney Şartları ve Deneysel Çalışmalar ... 23
2.4 Hava Debisi Deneyleri ... 24
2.5 Isıl Kapasite Deneyleri ... 27
3 DENEYSEL ÇALIŞMALARIN DEĞERLENDİRİLMESİ 34
3.1 Deneysel Sonuçlar ... 34
3.1.1 Düz Kanatlı Isı Değiştirici Deney Sonuçları ... 34
3.1.2 Dalgalı Kanatlı Isı Değiştirici Deney Sonuçları ... 39
3.1.3 Panjur Kanatlı Isı Değiştirici Deney Sonuçları ... 44
3.2 Kanat Tiplerine Göre Deneysel Sonuçlarının Karşılaştırılması ... 50
3.3 Belirsizlik Analizi ... 59
3.4 Isı Transferinin İncelendiği Deneylerin Belirsizlik Analizi ... 60
4 POMPA GÜCÜ HESAPLAMASI 62
4.1 Hidrolik Verim Önemi ... 62
4.1.1 Pompa Gücü Hesabı ve Kıyaslaması ... 62
4.1.2 Su Tarafı Basınç Kaybı ... 62
4.2 Pompa Gücü ... 65

5 SONUÇLAR VE ÖNERİLER **69**
5.1 Sonuçlar 69
5.2 Öneriler 70
KAYNAKÇA **72**
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR **75**

SİMGE LİSTESİ

$D_ç$	Bakır Boru Dış Çapı
t	Boru Et Kalınlığı
T	Boru Sayısı
V_1	Düşük Fan Hızı
L	Efektif Boru Uzunluğu
$\dot{Q}$	Hava Debisi
D_{hid}	Hidrolik Çap
V	Hava Hızı
f_p	Kanat Adımı
S_L x S_H	Kanat Geometrisi
ΔT_{log}	Logaritmik Sıcaklık Farkı
V_2	Orta Fan Hızı
Re_{su}	Reynolds Sayısı Su Tarafı
R	Sıra Sayısı
$T_ç$	Su Çıkış Sıcaklığı
$\dot{V}$	Su Debisi
T_g	Su Giriş Sıcaklığı
v	Su Kinematik Viskozite
c_p	Su Özgül Isısı
ΔT	Su Sıcaklık Farkı
$\ddot{V}$	Su Tarafı Akışkan Hızı
D_{pc}	Su Tarafı Basınç Kaybı
ρ_s	Su Yoğunluğu
$Q_{ısı}$	Toplam Isı Transferi
V_3	Yüksek Fan Hızı

KISALTMA LİSTESİ

DB	Kuru Termometre Sıcaklığı (Dry Bulb)
ESP	Kanal Statik Basınç (External Static Pressure)
FCU	Fan Coil Cihazı
FS	Ölçüm Aralığındaki Sapma (Full Scale Deviation)
NC	Devre Sayısı (Number of Circuit)
PI	AC Motor Güç Girişi (Power Input)
RD	Okunan Değer Üzerinde Sapma (Read Value Deviation)
RPM	AC Motor Devri Sayısı dakika/ devir (Revolutions Per Minute)
WB	Yaş Termometre Sıcaklığı (Wet Bulb)
WPD	Su Tarafı Basınç Kaybı (Water Pressure Drop)

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 İki Özdeş devrelemeli ısı değiştirici [4] 3

Şekil 1.2 Geleneksel 1 devreli (1) ve çoklu devreleme (2-4) [5] 4

Şekil 1.3 Kanatlı borulu ısı eşanjörlerinin soğutucu devre şeması [6] 4

Şekil 1.4 (a) Mevcut panjur kanat konfigürasyonunun detayı, (b) Panjur kanat geometrisi ve yuvarlak boru konfigürasyonu [13] 6

Şekil 1.5 Test edilen panjur kanat geometrisi [14] 7

Şekil 1.6 Test edilen panjur kanat geometrisi şeması [15] 7

Şekil 1.7 (a) Tek geçişli çift sıralı ısı eşanjörü, (b) Fin geometrisi [17] 8

Şekil 1.8 Isı değiştirici geometrisi [18] 9

Şekil 1.9 Isı değiştirici kanat geometrisi [19] 9

Şekil 2.1 (a) Deneylerin gerçekleştirildi laboratuvar ortamının görsel şeması, (b) Deneylerin gerçekleştirildi laboratuvar ortamının yandan görünüş 14

Şekil 2.2 Deney tesisatındaki ölçüm noktaları a) Fan coil cihazı bağlantısı, b) Fan coil cihazına giren havanın sıcaklık ölçümü, c) Şebeke kısmı, güç ölçümü, d) Voltaj bilgisi kontrol panosu, e) İç odanın sıcaklık ölçümü, f) Entalpi hücresi nozzle ve hava hızının ölçüldüğü kısım, g) Su borularının bağlantısı, h) Sıcak su sağlayan kazan sistemi bağlantısı, j) Çıkış hava sıcaklığının ölçümü, k) Hava debisinin izlediği yol, m) Dış fan statik basınç ayarlanması 18

Şekil 2.3 (a) 2 devreli simetrik devreleme şeması, (b) 3 devreli simetrik olmayan devreleme şeması, (c) 4 devreli simetrik devreleme şeması 19

Şekil 2.4 Kanatlı borulu ısı değiştirici efektif boru uzunluğu 21

Şekil 2.5 (a) Ø 9.52 mm bakır boru görseli, (b) Ø 7.00 mm bakır boru görseli 21

Şekil 2.6 Fan coil deneysel çalışmalarda kullanılan cihaz 21

Şekil 2.7 (a) Düz kanat, (b) Panjur kanat,(c) Dalgalı kanat 22

Şekil 2.8 Laboratuvar iç oda 24

Şekil 2.9 Isıl kapasite deneylerinde su giriş sıcaklığının dalgalanması 28

Şekil 2.10 Isıl kapasite deneylerinde su çıkış sıcaklığının dalgalanması 28

Şekil 2.11 Su tarafı basınç kaybını ölçmek için yerleştirilen tüplerin konumlandırılması 29

Şekil 3.1 2,3,4 NC düz kanat ısı değiştirici de $Q_{ısı}$ / hava debisi 36

Şekil 3.2 2,3,4 NC düz kanat ısı değiştirici de $Q_{ısı}$ / hava hızı 36

Şekil 3.3 2,3,4 NC düz kanat ısı değiştirici de hava debisi / PI 37

Şekil 3.4 2,3,4 NC düz kanat ısı değiştiricide $Q_{ısı}$ / su debisi 37

Şekil 3.5 2,3,4 NC düz kanat ısı değiştiricide $Q_{ısı}$ / $Resu$ 38

Şekil 3.6 2,3,4 NC düz kanat ısı değiştiricide su debisi / D_{pc} 38

Şekil 3.7 V_1, V_2 ve V_3 Fan hızları düz kanat ısı değiştiricide kuru hava debisi ve ısıtma prosesi deney anındaki hava debisi ilişkisi 39

Şekil 3.8 2,3,4 NC dalgalı kanatlı ısı değiştirici de $Qısı$ / hava debisi 41

Şekil 3.9 2,3,4 NC dalgalı kanatlı ısı değiştirici de Qısı / hava hızı 41

Şekil 3.10 2,3,4 NC dalgalı kanat ısı değiştiricide hava debisi / PI 42

Şekil 3.11 2,3,4 NC dalgalı kanat ısı değiştiricide $Q_{ısı}$ / su debisi 42

Şekil 3.12 2,3,4 NC dalgalı kanat ısı değiştiricide su debisi / D_{pc} 43

Şekil 3.13 2,3,4 NC dalgalı kanat ısı değiştiricide su debisi / D_{pc} 43

Şekil 3.14 V_1, V_2 ve V_3 fan hızları için dalgalı fin ısı değiştiricide kuru hava debisi ve ısıtma prosesi deney anındaki hava debisi ilişkisi 44

Şekil 3.15 3 sıra 3 NC ve 2 sıra 5 NC panjur kanat $Q_{ısı}$ / hava debisi 46

Şekil 3.16 3 sıra 3 NC ve 2 sıra 5 NC panjur kanat $Q_{ısı}$ / hava hızı 46

Şekil 3.17 V3 fan hızında 3 Sıra 3 NC ve 2 sıra 5 NC panjur kanatlı ısı değiştiricide $Q_{ısı}$ / hava debisi 47

Şekil 3.18 3 sıra 3 NC ve 2 sıra 5 NC panjur kanatı ısı değiştiricide PI / hava debisi ... 47

Şekil 3.19 3 sıra 3 NC ve 2 sıra 5 NC panjur kanatı ısı değiştiricide Qısı / su debisi 48

Şekil 3.20 V3 3 sıra 3 NC ve 2 sıra 5 NC panjur kanat ısı değiştirici $Q_{ısı}$/su debisi 48

Şekil 3.21 3 sıra 3 NC ve 2 sıra 5 NC panjur kanat ısı değiştirici D_{pc} / su debisi 49

Şekil 3.22 V3 3 sıra 3 NC ve 2 sıra 5 NC panjur kanatlı ısı değiştiricide D_{pc} / su debisi 49

Şekil 3.23 3 sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları ve 2 sıra V_3 fan hızları panjur kanatlı ısı değiştiricide hava debisi ve ısıtma prosesi deney anında ölçülen hava debisi ilişkisi 50

Şekil 3.24 3 Sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 2 NC li düz kanat ve dalgalı kanat ısı değiştiricilerinde hava debisi ısıl kapasite değişimi 51

Şekil 3.25 3 Sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 2 NC düz ve dalgalı kanat ısı değiştiricilerinde hava hızı ısıl kapasite değişimi 51

Şekil 3.26 3 sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 3 NC li düz ve dalgalı kanatlı ısı değiştiricisinde hava debisi ısıl kapasite değişimi 52

Şekil 3.27 3 sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 4 NC li düz ve dalgalı kanatlı ısı değiştiricisinde hava debisi ısıl kapasite değişimi 52

Şekil 3.28 3 sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 3 NC li düz , dalgalı ve panjurlu kanat tipinde hava debisi kapasite değişimi 53

Şekil 3.29 3 sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 3 NC li düz kanat, dalgalı kanat ve panjurlu kanat tipinde hava hızı kapasite değişimi 54

Şekil 3.30 3 sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 3 NC düz ,dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştiricilerinde su debisi su basınç kaybı değişimi 54

Şekil 3.31 3 sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 2, 3 ve 4 NC düz kanat ve dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerinde su debisi su basınç kaybı değişimi 55

Şekil 3.32 3 sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 2, 3 ve 4 NC düz ve dalgalı kanat ısı değiştiricilerin rpm-hava debisi değişimi 56

Şekil 3.33 3 Sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 3 NC düz , dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştiricilerinde rpm hava debisi değişimi 57

Şekil 3.34 3 Sıra V1, V2 ve V3 fan hızları 3 NC düz , dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştiricilerinde hava debisi motor gücü değişimi 58

Şekil 3.35 3 Sıra V1, V2 ve V3 fan hızları 3 NC düz , dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştiricilerinde $Resu$ / Qısı değişimi 59

Şekil 4.1 3 Sıralı V_3 hava hızında NC devre sayısı ve kanat tipine göre su debisi su tarafı basınç kaybı illişkisi 64

Şekil 4.2 3 Sıralı Düz, Dalgalı ve Panjur Kanatlı Isı Değiştiriciler Su Debisi Devre Sayısı ve Yıllık Pompa Enerji Sarfiyatı 68

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Deneylerin gerçekleştirildiği laboratuvarın ölçüm aralıkları ve değerleri..... 15

Tablo 2.2 Laboratuvardaki ölçüm aletleri..... 16

Tablo 2.3 Deneylerin gerçekleştirildiği laboratuvarın ölçüm hassasiyeti..... 17

Tablo 2.4 Deney şartları..... 20

Tablo 2.5 Deneylerde kullanılan ısı değiştiricilerini özellikleri..... 20

Tablo 2.6 Deneysel çalışmaların parametre listesi..... 22

Tablo 2.7 Deneysel çalışmaların sonuç parametresi..... 23

Tablo 2.8 Düz kanatlı ısı değiştirici hava debisi deneysel sonuçları 25

Tablo 2.9 Dalgalı kanatlı ısı değiştirici hava debisi deneysel sonuçları 25

Tablo 2.10 Panjurlu kanat ısı değiştirici hava debisi deneysel sonuçları..... 26

Tablo 2.11 2 sıralı panjurlu kanatlı ısı değiştirici hava debisi deneysel sonuçları..... 27

Tablo 2.12 Düz kanatlı ısı değiştirici 2 devreli ısıl kapasite deney sonuçları tablosu ... 30

Tablo 2.13 Düz kanatlı ısı değiştirici 3 devreli ısıl kapasite deney sonuçları tablosu ... 30

Tablo 2.14 Düz kanatlı ısı değiştirici 4 devreli ısıl kapasite deney sonuçları tablosu ... 30

Tablo 2.15 Dalgalı kanatlı ısı değiştirici 2 devreli ısıl kapasite deney sonuçları tablosu 31

Tablo 2.16 Dalgalı kanatlı ısı değiştirici 3 devreli ısıl kapasite deney sonuçları tablosu 31

Tablo 2.17 Dalgalı kanatlı ısı değiştirici 4 devreli ısıl kapasite deneyi sonuçları tablosu 31

Tablo 2.18 Panjur kanatlı ısı değiştirici 3 devreli 3 sıralı ısıl kapasite deneyi sonuçları32

Tablo 2.19 Panjur kanatlı ısı değiştirici 2 sıralı 5 devreli ısıl kapasite deneyi sonuç 32

Tablo 3.1 Düz kanatlı ısı değiştiricide hava hızı deneysel sonuçları 34

Tablo 3.2 2,3 ve 4 NC düz kanatlı ısı değiştiricide ısıl kapasite, hava debisi, su tarafı basınç düşümü ve AC motor çekilen güç değerleri 35

Tablo 3.3 Dalgalı kanatlı ısı değiştirici hava hızı deneysel sonuçları..... 40

Tablo 3.4 2,3 ve 4 NC dalgalı kanatlı ısı değiştiricide ısıl kapasite, hava debisi, su tarafı basınç düşümü ve AC motor çekilen güç değerleri 40

Tablo 3.5 Panjur kanatlı 3 sıralı ısı değiştiricisinde hava hızı deneysel sonuçlar..... 45

Tablo 3.6 3 NC 3 sıralı ve 5 NC 2 sıralı panjur kanatlı ısıl kapasite, hava debisi, su tarafı basınç düşümü ve motorda çekilen güç değerleri 45

Tablo 3.7 3 NC 3 Sıralı Dalgalı Kanatlı Deneysel Sonuç Tablosu..... 61

Tablo 4.1 2,3,4 NC 3 sıralı düz, dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştirici tipinin su debisi ve su basınç kaybı değerleri..... 63

Tablo 4.2 3 NC 3 sıralı ve 5 NC 2 sıralı panjur kanat tipi ısı değiştiricilerinde su debisi ve su basınç kaybı değeri 64

Tablo 4.3 3 Sıralı düz, dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştiriciler devre sayısına göre pompa gücü..... 66

Tablo 4.4 3 Sıralı düz, dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştiriciler devre sayısına göre yıllık pompa enerji sarfiyatı..... 67

ÖZET

Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerde Devrelemenin Deneysel İncelenmesi

Faruk TEMEL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ

Günümüzde enerji tasarrufunun ve buna bağlı olarak optimizasyon çalışmalarının önemi gün geçtikçe artmaktadır. Bununla birlikte ısıtma ve soğutma prosesi uygulamalarında enerji tasarrufu konusu ve en ideal ısı değiştirici tasarımı çalışmaları incelenmektedir . Fancoil cihazları bu kapsamda hem ısıtma hem de soğutma uygulamalarında çalışmalara ciddi oranda dahil edilmiştir. Geliştirilen regülasyon şartları, kombi (ısıtma) ve soğutma sistemlerindeki çalışmaları daha çok sulu sistemlere doğru yönlendirmektedir. Küresel ısınma, yanma sonucu oluşan gazlar ve diğer atmosferi kirletici etmenlerden dolayı, soğutucu akışkan ve doğal gazlar yerine , ısıtma ve soğutma uygulamalarında suyun kullanımını ön plana çıkarmıştır. Bu çalışma da iç tarafta su kullanılarak hem ısıtma hem soğutma prosesini gerçekleştirecek 2 borulu fancoil cihazlarında, ısıtma prosesi üzerinde devre sayısı etkisi ve devreleme metotları incelenmiştir. Farklı kanat tipi ve boru çapları da dahil edilerek hem kanat tipi hem de boru çapı etkisi deneysel çalışmalarla ortaya konulmuştur. Ayrıca devre sayısının değişiminin toplam ısıtma kapasite üzerindeki etkisi, çıkış hava sıcaklığı ve su tarafı basınç kaybı değişimi aktarılmıştır. Tüm deneysel çalışmalar aynı şartlarda ve Eurovent tarafından belirlenmiş genel geçerliliği bulunan hava ve su tarafı için ayrı ayrı verilen şartlarında gerçekleştirilmiştir. Düz, dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştiricilerde 3 farklı hava hızında deneyler gerçekleştirilerek ısı değiştirici yüzeyindeki hava hızı -ısıtma kapasitesi ilişkisi de ortaya konulmuştur. Pompa gücünün elde edilen kapasiteye ve hava hızına göre karşılaştırılması yapılmış, enerji

tasarrufu çalışmalarındaki etkisi ilişkilendirilerek yorumlanmıştır. Tüm bu etmenler bir araya getirilerek ısıtma prosesinde ısı değiştirici tasarımında devre sayısı, devreleme metodu, kanat tipi, boru çapı, hava hızı ve pompa gücü bir arada değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı değiştiriciler, sulu sistem, devreleme metodu, kanat yapısı, devre sayısı

ABSTRACT

Experimental Investigation of Circuitry in Finned Tube Heat Exchangers

Faruk TEMEL

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ

Today, the importance of energy saving and, accordingly, optimization studies is increasing day by day. In addition, energy saving and optimization studies in heating and cooling process applications are examined. Fancoil devices have also been seriously included in these studies carried out in both heating and cooling applications. This development in both the combi boiler (heating) used, the air conditioner and larger cooling devices, with the improved regulation conditions, directs the studies towards more watery systems. Due to global warming, gases formed as a result of combustion and other atmospheric polluting factors, the use of water for heating and cooling applications has come to the fore instead of refrigerants and natural gases. In this study, the effect of the number of circuits on the heating process and the circuit methods were investigated in fancoil devices, which use water as the internal fluid and designed as 2 pipes, which can both heat and cool. By including different fin types and pipe diameters, the effect of both fin type and pipe diameter has been demonstrated by experimental studies. In addition, with this study, the effect of the change in the number of circuits on the total heating capacity, the effect on the outlet air temperature and the change in water side pressure loss are conveyed. All experimental studies were carried out under the same conditions and generally valid air and water side conditions determined by Eurovent. The

relationship between air flow rate and heating capacity is also revealed by considering the air flow rate at three different speeds. The pump power was compared according to the capacity obtained and the air flow rate, and its effect on energy saving and optimization studies was correlated. All these factors were brought together and the number of circuits, circuit method, fin type, pipe diameter, air velocity and pump power were evaluated together in the heat exchanger design in the heating process.

Keywords: Heat exchanger, water system, circuit method, fin geometry, number of circuits

1 GİRİŞ

1.1 Giriş

Benzer türden iki ya da ikiden daha fazla akışkanın veya farklı türlerde iki ya da daha fazla akışkanı bulunduran, akışkanların birbiri arasında ısı transferini gerçekleştirmesini sağlayan bu cihazlara genel olarak ısı değiştiriciler denilebilmektedir. Günümüzde kullanılan ve her geçen gün geliştirilmek amacıyla üzerinde birçok iyileştirme çalışmaları yapılan ısı değiştiriciler, özellikle de mühendislik çalışmalarında, soğutma ve ısıtma sektörlerin de önem arz etmektedir. Ayrıca enerji verimliliğinin de günümüzde çok değerli görülmesinden dolayı da ısı değiştiriciler üzerine çalışmalar daha da ileriye götürülmüştür. Isı değiştiricileri, daha çok mahal şartlandırılmasında, iklimlendirme sektöründe, ilaç sanayi olarak kimyasal sektöründe ve enerji güç üreten birkaç alanda, araç otomotiv alanında, beyaz eşya çalışmalarında, enerji kaynaklarına alternatif olabilecek alanlar da ve uçak savunma sanayi gibi havacılık alanında, sanayinin daha birçok çeşitli alanlarında ve yan dallarında kullanılmaktadır. [1]

Isı eşanjörlerinin tasarım aşamasında birçok parametre aynı anda göz önünde bulundurulmalıdır. Genel olarak sadece kullanılan borunun malzeme cinsi ve boru iç yapısı, kanat türü, kanat geometrisi haricinde, devreleme sayısı, devreleme şekli ve akış türü de (ters akış, çapraz akış, paralel akış) ciddi oranda ısı değiştiricinin kapasitesini, verimini etkilemektedir.

Günümüzde daha çok soğutma cihazlarında, ısı değiştirici tasarımlarında akış türü olarak çapraz akış tercih edilmektedir. Fakat bu akışın düzenlenmesi sırasında tasarlanan devre sayısı ve devreleme metodu da önemli ölçüde tasarımı etkilemektedir.

Genel itibari ile aynı tip boru kullanılarak kanat tipinin etkisini, devreleme sayısı ve devreleme şeklinin değişimi ile ısı değiştiriciler üzerinde enerji verimliliğini, enerji kazanımını artırmak adına birçok farklı devreleme metotları uygulanmaktadır. Devreleme şeklinin değiştirilmesi ile logaritmik sıcaklık farkı, su tarafı basınç düşüşü ve aynı zaman da hava tarafı basınç kaybını da en ideal biçimde seçmek mümkün olacaktır. Tüm bu etkenler, enerji verimliliği düşünülerek dikkate alındığında, aslında devreleme

metotlarının değiştirilerek daha etkin bir ısı değiştirici tasarımı gerçekleştirmenin mümkün olacağı ifade edilmektedir.

1.2 Literatür Özeti

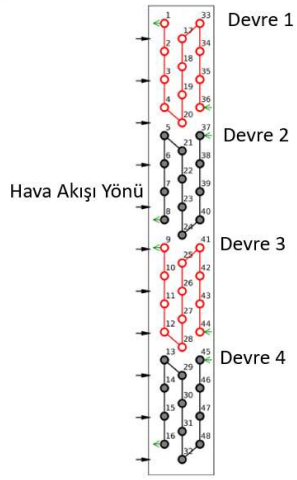
Literatür genel olarak incelendiğinde, soğutucu akışkan kullanılan sistemler ve sulu sistemlerde, kanatlı borulu ısı değiştiricilerin kapasite düzensizliklerini ve ısı transferini iyileştirmek için gerçekleştirilen çalışmalar görülmektedir. Bu geliştirme aşamaları genel itibari ile iki basamakta değerlendirilmekte olup, dış taşınım hava tarafı ve iç zorlanmış taşınım olarak iki ana başlıkta karşımıza çıkmaktadır.

Bu çalışmaların bir kısmında sadece devreleme metotlarının iyileştirilip iç akışta basınç kaybını düşürmek ve dış akış da ısı transferini artırmak adına logaritmik sıcaklık farkının iyileştirildiği ve aynı zamanda hava tarafının ısı taşınım katsayısının artırıldığı gözükmektedir. Ayrıca bu geliştirme çalışmalarının birçoğunda devreleme metodunun kapasite üzerinde etkisini incelemek adına soğutucu akışkan içeren sistemler tercih edilmiştir. Bunun yanı sıra tek fazlı yani hal değişiminin gerçekleşmediği akışkanlar üzerine çalışma ciddi oranda az sayıdadır. Soğutucu akışkan tercih edilmesinin temel sebeplerinden biri de hal değişimi sırasında sıcaklığının sabit olması ile boru ve kanat yüzeyinde de sıcaklığının sabit kalması etkili olmuştur. Bu çalışma da ise soğutucu akışkan yerine, su kullanılarak devreleme sayısı ve metotları incelenecek, ayrıca su giriş çıkış sıcaklığını da sabit tutarak devre sayısına, devreleme şekline göre hem su debisi hem de iç taraftaki basınç kaybı irdelenecektir. Bunlara ek olarak da aynı devreleme için, farklı kanat tipleri de karşılaştırılarak maliyet analizi, ısıl kapasite, su tarafındaki basınç kaybı ve nümerik çalışması ile de ön görülebilecek yeni devreleme metotları üzerine veriler karşılaştırılacaktır. Bu çalışma da daha önceden literatürde, üzerinde çalışılmış farklı kanat tipleri, devreleme şekilleri ve ısı değiştiricilerin optimizasyonları üzerine çalışmaları irdeleyeceğiz.

Buna ek olarak yapılan çalışmalarda aynı zaman da CO_2 Brayton çevrimi de artmaktadır ve günümüzde enerji verimliliği en üst safhalara tutulmaktadır. Yanma sonucu çıkan ve enerji üretimi için kullanılan yakıtların emisyon miktarını da azaltmak ayrıca enerji verimliliği yönünde ciddi olarak etkisi bulunmaktadır. Güneş enerjisi sistemleriyle birlikte desteklenerek verimlilik daha üst noktalara taşınmıştır. Sheng-hui Liu ve arkadaşları bu konu üzerinde düz kanallı devreli eşanjörde (PCHE Plate Coil Heat Exchanger) akışkan üzerine deneysel çalışmalar yapmışlar ve akışkan olarak CO_2

kullanılmış, belirli reynolds sayısı üzerine deneyler yapmışlardır. Çıkan sonuçlar irdelendiğinde ise sonuçlarda genel olarak ortalama %4,6 sapma bulunarak yeni bir korelasyon çalışması ile desteklenmiştir. Aynı şekilde bu çalışmaya benzeyen literatür de diğer bir çalışma ise NG (doğal gaz) ile yapılan çalışmadır. Bu çalışmada da kanat çeşitliliği üzerine çalışılmış ve hem ısı transfer hem de hidrolik olarak bilinen tarafta performanslar üzerine iyileştirme gerçekleştirilmiştir. [2-3]

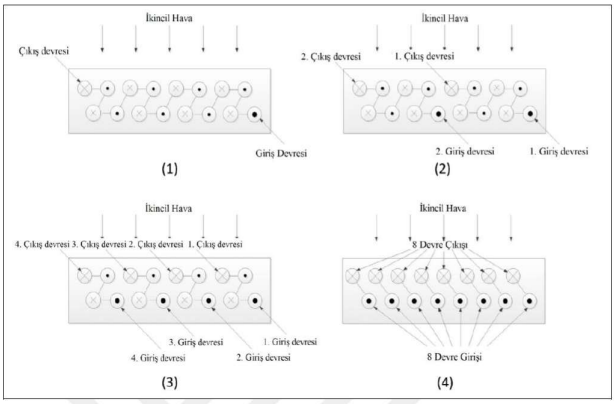
Omer Sarfraz ve çalışma arkadaşları 2019 yılında yapmış oldukları çalışma da ise devreleme şekillerinin çeşitliliği ve devre sayısındaki farklılığa göre elde edilen kapasite farklarını ele almışlardır. Çalışmada temel amaç çok devreli bir ısı değiştirici özdeş yapılar haline döndürerek çalışma sürelerini azaltmak ve simülasyon süresini kısaltmak üzerine çözümler elde etmektir. Bunu gerçekleştirirken de özdeş yapıyı kullanarak en iyi devrelemeyi belirlemektir. 25 devreli olarak tasarlanan bir değiştiriciyi, 7 adet birbirine benzeyen öz devreye indirgeyerek, yapılacak olan yeni çalışmalarda %70 den fazla zaman yönünden kazanç sağlamak ve kapasite tarafında ise %2 bir sapma oranıyla sonuçları karşılaştırmaktır. Buradaki temel amaç simülasyonu sağlayarak zamandan kazanım sağlamak ve bununla birlikte ideal devreyi belirlemektir. Bu çalışma ile de bunu gerçekleştirmişlerdir. [4]



Şekil 1.1 İki Özdeş devrelemeli ısı değiştirici [4]

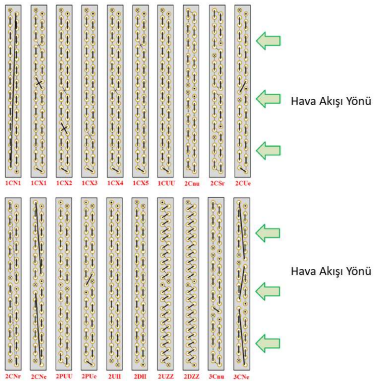
Can Chen, Youyi Wang ve arkadaşları yapmış oldukları çalışma da 4 farklı devre sayısını karşılaştırmışlardır. Bu devre sayıları 1,2,4, ve 8 devrelidir. Bu tasarlanan dört farklı ısı değiştirici de farklı su debisi ve basınç kaybı göz önüne alınarak kapasite üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sonuçlardan düz 2 sıralı 4 farklı ısı değiştiriciyi farklı su debisi altında

incelemişlerdir. Çıkan sonuçlarda 1 devreli tasarım ısı transferi yönünden daha etkin olmasına rağmen daha optimum tasarımın 2 devreli olduğu sonucuna varılmıştır. [5]



Şekil 1.2 Geleneksel 1 devreli (1) ve çoklu devreleme (2-4) [5]

Bu konuda diğer bir örnek çalışma soğutucu akışkanlar üzerine Won-Jong Lee ve ekibi tarafından yapılmıştır. Asıl çalışma soğutucu akışkanlar üzerinde optimum devre sayısını belirlemektir. Isı değiştiriciyi en verimli alanda kullanım amaçlanmıştır. Bu çalışma ile hem hava tarafı hem akışkan yani iç taşınım tarafından ki maksimum ısı transfer katsayısını elde etmek olmuştur. Bu çalışma da hem farklı devre sayıları denenmiş hem de devre sayıları aynı tutularak farklı devreleme metotları ile testler yapılmıştır. Genel olarak sıra sayısı, boru sayısı ve kanat tipi aynı tutularak optimum devre sayısı ve devreleme şekli belirlenmek istenmiştir. Çıkan sonuç irdelendiğinde sayısal modelleme olarak geçerliliği ispatlanmıştır. En ideal devrelemenin hava tarafı yani dış taşınım ile, soğutucu akışkan tarafı içi taşınım hA katsayısının birbirine eşit olabildiği devre sayısı optimum kabul edilmiştir. [6]



Şekil 1.3 Kanatlı borulu ısı eşanjörlerinin soğutucu devre şeması [6]

Diğer bir çalışma da akışkan olarak su kullanılıp sayısal çalışmalarda bulunulmuştur. Bu çalışmalar da devre sayısı ve sıra sayısının değiştirilerek devreleme üzerine etkisi sayısal model üzerinde incelenmiştir. Gerçekleştirilen çalışmayla her bir devrede akışkanın sıcaklık dağılımı elde edilmek istenmiştir.[7]

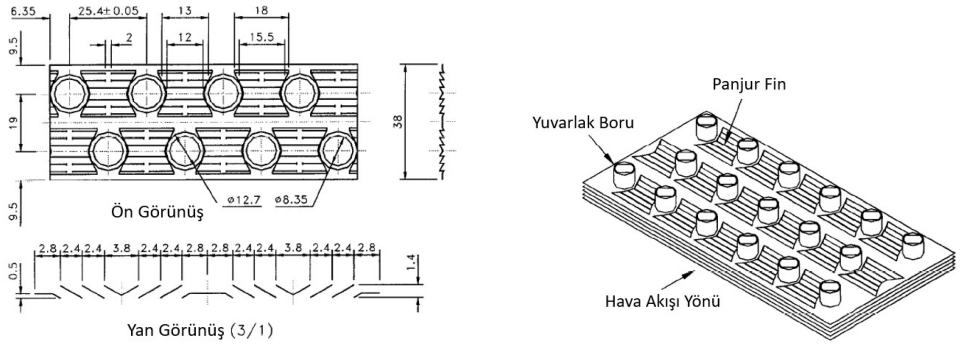
Abhay Vardhan ve arkadaşı (1997) ısı değiştiricilerinde teorik analizini ve deneysel doğrulamasını gerçekleştirmişlerdir. Geliştirilmekte olan model, mevcut verilerle ve elde edilen verilerle doğrulanmıştır. Toplam soğutma kapasitesindeki sapma, oluşturulan model tarafından tahmin edilen sapma, daha önceden bulunan Gray 3 korelasyonu kullanılarak %0,2 ile %16 arasında elde edilmiştir. Ayrıca diğer taraftan dış taşınım hava tarafı için de McQuiston 6 korelasyonunu kullanarak %0,6-%11 arasında bir iyileştirme söz konusudur. Çok fazla geliştirilen korelasyonların olduğu göz önünde bulundurulduğunda ısı transfer katsayısının belirlenmesinde ve hava tarafı basınç düşüşü için tahmini olarak en az ± %10 belirsizlik oranı dikkate alındığında, elde edilen bu çalışmalardaki sonuçlar modeli doğruladığı söylenebilmektedir. [8]

Ahmadali Gholami ve arkadaşları ısı değiştiricilerde verimliliği artırmak adına dalgalı (corrugate) kanat tipleri üzerine çalışmış ve yeni desenler üzerinde simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışma ile yeni farklı desenlerde ısı transferinin ve basınç kaybının optimizasyonu gerçekleştirilmiş ve iyileştirilmeye çalışılmıştır. Zhao-gang ve grubu 15 farklı örnek kullanarak ısı transferinin etkileyen etmenler üzerinde çalışmışlardır. Bu çalışmada beş temel değişken ele alınmıştır. Bu etkenler kanat aralığı, kanat kalınlığı, kanat açısı, panjur sayısı ve akış derinliğidir. Dalgalı (corrugate) kanat tipinde bu beş temel etken değiştirilerek toplam ısı transferi üzerine etkileri incelenmiştir. Taguchi yöntemi kullanarak deneyler gerçekleştirilmiş elde edilen bulgular karşılaştırılarak basınç düşüşü ve kapasite grafikleri oluşturulmuştur. Elde edilen bulgulara göre akış uzunluğu %31,27, kanat aralığı ve kanat kalınlığı %21,53 ve panjur sayısı %20,34 oranlarında ısı transferi etkilediği gözlemlenmiştir. Bu bulgular ile ısı değiştiricinin optimizasyonu aşamasında önemli ölçüde rol göstermektedir. [9-10]

Panjur kanatlı ısı değiştiriciler için yapılan bir çalışma da Kijung Ryu ve arkadaşları tarafından optimizasyon çalışması denemeleri için sayısal modelleme çalışmalarıdır. Bu çalışma da parametreler değiştirilerek panjur desenli kanatlar için iyileştirme ve optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre JF faktörü sonucu %14 ile %32 oranında bir iyileştirme gerçekleştirilmiştir. Bir çalışma da yine Kijung Ryu ve Kwan-Soo Lee tarafından Fp/Lp> 1 kanat adımı ve borular arasındaki mesafe oranı göz

önünde bulundurularak panjur kanatlı ısı değiştiriciler için hem deneysel hem de sayısal modelleme çalışması yapılmıştır. Sürtünme faktörü f ve Colburn faktörü j'yi sayısal modelleme ile panjurlu kanatçık özellikleri incelenerek ve bu sonuçlar aynı zaman da deneysel sonuçları kullanarak desteklenip ortaya konulmuştur. F ve j korelasyonları kanat aralığının panjur aralığına oranı cinsinden ortaya çıkarılmıştır. Yeni geliştirilen f ve j korelasyonları sadece Fp/Lp <1 değil, aynı zamanda ayrıca 100 <Re <3000 gibi Re aralığında tanımlanmaktadır. F ve j korelasyonları basınç düşüşü ve ısı transferi özellikleri çalışmaların sonuçlarına istinaden %5 küçüktür. Ayrıca geçerli olan bu akış verimliliği farkı da ayrıca bir korelasyonla desteklenmiştir. [11-12]

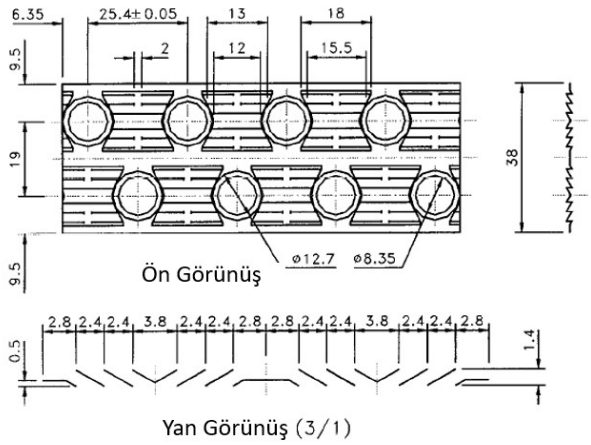
Chı-Chuan Wang ve arkadaşları 1997 yılında panjur kanat tip kullanarak sürtünme katsayısı ve ısı transferi arasındaki ilişkiyi incelemişlerdir. Bu çalışmada 17 farklı ısı eşanjörü deneysel çalışmada kullanılmıştır. Tekrardan kanat kalınlığı, kanat aralığı ve sıra sayıları değiştirilerek hava tarafındaki sürtünme katsayısı ve ısı transferi arasındaki ilişki deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada kabul görülen Re>2000 için sürtünme katsayısı faktörünün sıra sayısından etkilenmediği ortaya çıkmıştır. Reynold sayısının 2000'den düşük olduğu altı sıralı ısı eşanjör için ciddi bir oranda ısı transfer katsayısının düştüğü ortaya çıkmıştır. Re>1000 için kanat aralığının ciddi oranda ısı transfer üzerinde etkisinin olmadığı da ayrıca gözlemlenmiştir. [13]



(a) (b)

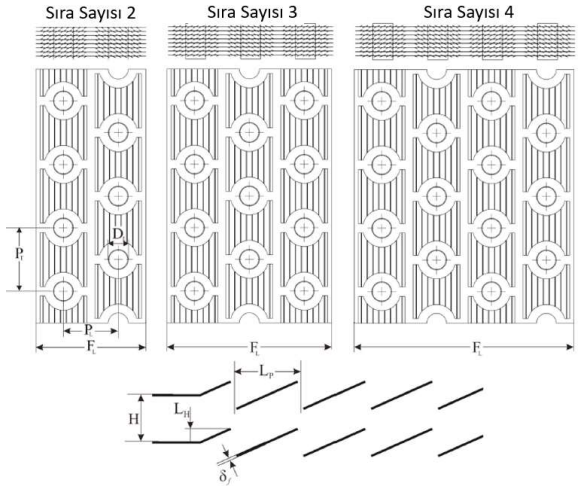
Şekil 1.4 (a) Mevcut panjur kanat konfigürasyonunun detayı, (b) Panjur kanat geometrisi ve yuvarlak boru konfigürasyonu [13]

Chi-Chuan Wanga ve çalışma arkadaşları 1999 yılında soğutma prosesi üzerine yoğuşma olacak şekilde panjurlu kanat üzerine çalışmalarda bulunmuştur. Bu çalışma da kanat aralığı azaldıkça sürtünme faktöründe artma gözlenmiştir. Duyulur ısı transferi giriş bağıl neminden etkilenmemiştir. Çalışmaya göre ısı ve kütle transferi ilişkilendirildiğinde panjur kanatlı ile %5,94 ve %6,1 sapma gözlemlenmiştir. [14]



Şekil 1.5 Test edilen panjur kanat geometrisi [14]

Abdulkerim Okbaz, Ali Pınarbaşı ve diğer çalışma arkadaşları ile birlikte 2018 yılında panjur kanatlı ısı değiştirici üzerine deneysel çalışmalar yapıp bunları aynı zamanda CFD olarak bilinen sayısal çalışmalar ile göstermişlerdir. Çıkan sonuçlara göre en düşük elde edilebilecek basınç düşüşüne oranla ısı transferini iyileştirmek ve optimum yapıyı belirlemek mümkündür. Kaç adet panjur sayısı kullanılacağı, ideal panjur açısı, kanat aralığı dikkate alınarak sonuçlar göz önüne alınarak irdelenmiştir. Bunlara ek olarak kanat etrafındaki akış daha düzenli hale getirilip, iyileştirilerek ısı transferi artırılmak amaçlanırken bununla birlikte basınç düşüşü optimum seviye de tutulmuştur.[15]

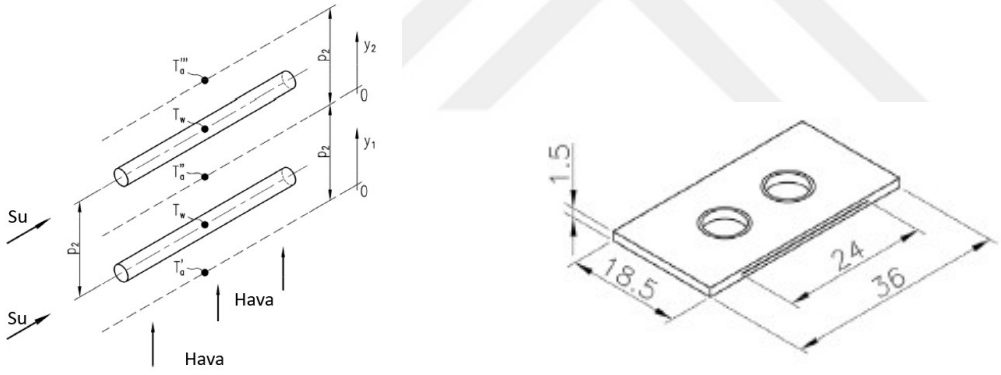


Şekil 1.6 Test edilen panjur kanat geometrisi şeması [15]

Bu alanda bir diğer çalışma da literatürde son zamanlarda ilgi çekici olarak üzerine yapılan çalışmalardan çıkarılan girdap oluşturma yöntemidir. Oluşturulan bu girdaplar ısı transferini artırdığı yönde hem sayısal hem de deneysel olarak kanıtlanmıştır. Ahmadali Gholami bu alanda CFD çalışması yapmış ve ayrıca 3 oluklu olarak ısı değiştirici

modellerinin sayısal modelleme yöntemi ile karşılaştırmıştır. Çıkan sonuçlar irdelendiğinde hava tarafında %20 oranına varan bir basınç düşüşü aktarılmıştır. Bu sayede ısı transferi ve hidrolik basınç kaybı iyileştirilmesi gerçekleştirilmiştir. [16]

Dawid Taler ve diğerleri 2020 yılında düz kanat kullanarak her borudaki sıraya göre farklı ısı transferi hızlarını incelerek toplam ısı transfer miktarı üzerindeki bu etmenlerin etkilerini incelemişlerdir. Akışkan olarak su tercih edilerek ısıtma için gerekli olan enerji ihtiyacı ve fanların enerji tüketimi göz önünde bulundurularak çalışma gerçekleştirilmiştir. Eşanjör üzerindeki hava hızı ilk sıralarda ısı değiştiriciye havanın girdiği ilk alanlarda 3,5 m/s olup daha sonraki sıralarda stabil duruma gelmektedir. Toplam ısı transfer katsayısı (HTC Heat Transfer Coefficient) incelenmiş ve bununla birlikte plakalı düz kanatlı ısı eşanjöründe (PFTHE) ısı transferi hesaplama yöntemi belirlenmiştir. Bununla birlikte eldeki bulgular sayısal çalışmalar ile karşılaştırılmış ve doğrulanmıştır. Çalışmanın sonunda yeni bir korelasyonda elde edilmiştir. Tüm bunlarla birlikte yakıt tüketimi azaltıldığı vurgulanmış ve ısınma için daha az enerji gereksinimi olduğu gösterilmiştir. [17]

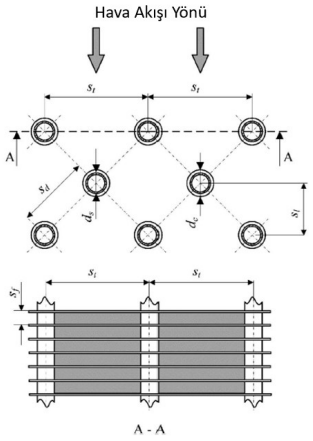


(a) (b)

Şekil 1.7 (a) Tek geçişli çift sıralı ısı eşanjörü, (b) Fin geometrisi [17]

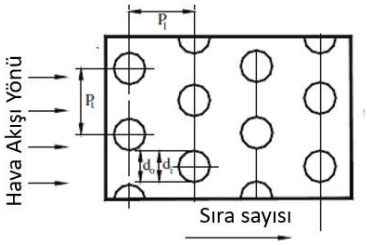
Diğer bir çalışma Miloš Mihailović ve arkadaşlarının tamamlamış olduğu plakalı kanatlı ısı değiştiricisinde hava tarafı için belirlenen ısı transfer katsayısının eşanjörler üzerinde deneysel çalışmalar sonucu elde edilen verilen üzerine olmuştur. Genel olarak 3,4 ve 8 borulu düz plakalar üzerindeki ısı değiştiricilerinde ısı transferi incelenmiştir. Isı transferini etkileyen faktörler üzerinde durulmuştur. Araştırmanın genel amacı kanatlı çapraz akışlı ısı değiştiricilerde daha gerçeğe yakın olacak şekilde ısı transferini göstermektir. Hava tarafının ısı transfer katsayısını hesaplama üzerine durulmuştur. Reynolds sayısında 57'den 11100 arasında geniş bir aralıkta olacak şekilde çalışılabilecek

yeni bir korelasyon geliştirilmiştir. Hava hızı ısı değiştirici üzerinde 0,24 m/s ile 14,57 m/s arasında korelasyon geçerliliği ispatlanmıştır.[18]



Şekil 1.8 Isı değiştirici geometrisi [18]

Worachest Pirompugd ve arkadaşları 2010 yılında düz kanat ve düz olmayan şaşırtmalı olarak bilinen diziliş kullanarak soğutma prosesi üzerinde çalışmışlardır. Toplam da 15 düz kanatlı borulu ısı eşanjörü deneye alınmıştır. Fin kalınlığı, kanat aralığı ve sıra sayısı değiştirilerek testler uygulanmıştır. Bunlara ek olarak kanat geometrisi de değiştirilmiştir. Elde edilen deneysel sonuçlar ile birlikte yoğuşma prosesine göre yüzey korelasyonu oluşturulmuş ve bu korelasyon %10 tolerans içinde geçerli olduğu bildirilmiştir. Diğer sonuçlar ise ister kanat sayısı artırılsın yani kanat aralığı azaltılsın ya da sıra sayısı artırılsın her ikisi içinde ısı transferine olumlu yönde etki etmiş ve sıcaklık dağılımını daha da aşağı indirgendiği görülmüştür. [19]



Şekil 1.9 Isı değiştirici kanat geometrisi [19]

Literatürde bulunan bir diğer çalışma da yine FCU cihazı ile alakalı olabilecek kabin soğutma sistemi hesaplaması ve verim artırmaya yönelik gerçekleştirilen çalışmalardır. Saranmanduh Borjigin ve arkadaşları 2019 yılında bu konuda bir çalışma yapmışlardır. Kabin tarzında soğutma sistemini ele alarak farklı ε-NTU yöntemi geliştirmişler ve aynı zaman da geleneksel ε-NTU yöntemi ile coupling ε-NTU yöntemini karşılaştırmışlardır.

Bu çalışma da birçok parametreyi değiştirmişlerdir. Plakalı olarak gerçekleştirilen ısı değiştiricinin efektif uzunluğu, yüksekliği ve farklı plakalar arası boşluklarla deney modellerini sayısal yöntemlerle de ispatlamışlardır. Bu çalışma günümüzde fan-coil olarak bildiğimiz soğutma cihazları üzerinde de etkisi olmuştur. Tasarım konusunda bu çalışmadan da örnekler alınabilir. Çıkan sonuçlarda coupling ε-NTU yöntemini sonuçlarının geleneksel ε-NTU yöntemini göre daha küçük olduğu görünmektedir.[20]

Şevket Özgür Atayılmaz ve çalışma arkadaşları tarafından, ısı kapasitesi oranı ve en iyi ısı eşanjörü tipini belirleyip, bununla birlikte en yüksek şekilde elde edilebilecek ısı transferi katsayısı belirleme üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışma jeotermal üzerine olmuştur. Yeraltında biriken ısıyı optimum şekilde ele alarak, ısıtma proseslerinde kullanmak amaçlanmıştır. Bu yöntemle ısı transferi hesaplama yöntemi üzerinde de çalışılmıştır. Farklı akışlar denenmiştir. Çıkan sonuçlar karşılaştırılmıştır ve en iyi sonucun ε*Cr en yüksek olduğu nokta olarak belirlenmiştir. [21]

Çok borulu kanatlı ısı değiştiricilerde aynı zamanda matematiksel modelleme üzerine de çok fazla çalışma yapılmıştır. Özellikle de hem basınç düşüşlerini azaltmak hem de optimizasyon yani yüksek oranda ısı transferi sağlamak amacıyla colburn faktörü ve fanning faktörü üzerine çalışılmıştır. Bu çalışma Miftah Altwieb ve arkadaşları tarafından hem test metodu oluşturarak hem de matematiksel modelleme ile kıyaslama yapılmıştır. Çıkan sonuçlar irdelendiğinde %10 hata oranı ile yeni ve daha çok geliştirilmiş korelasyon katsayıları elde edilmiştir. Buna ilave ayrıca ısı transfer hızını artırmak adına türbülatör çalışmaları da yapılmıştır. Bu çalışma ile ısı transferi oranı normal düz bir yapıya göre yaklaşık olarak iki katına çıkarmaktadır. Belirli Reynolds sayılarında, 2588-7045 aralığındaki Reynolds sayıları için, yeni parametreler önerilmiştir. Bunun sonucunda %93,75 varan bir oranda, 2588-7045 aralığındaki Reynold değerleri için ,%13 sapma olarak korelasyonların sapma oranları belirlenmiştir. Aynı zaman da yine basınç düşüşü ve ısı transferini incelemek için sayısal çalışma yapılmış ve çaprak akışlı ısı değiştirici kullanılmıştır. Çalışma da farklı boru şekilleri üzerinde ısı transferi geçişi oranı incelenmiştir. Üç farklı boru tipi kullanılmıştır. Bunlar elips, dairesel ve rüzgâr şeklindedir. Her bir geometri için çalışma tamamlanmış ve genel korelasyonlar elde edilmiştir. Sonuç olarak eliptik şekil en verimli olarak karşıma çıkmıştır. [22-24]

Devreleme üzerine bir çalışma da Hussam Jouhara ve arkadaşları tarafından hem deneysel hem de teorik olarak ısı transferi artırmak için farklı devre sayısı ve pas sayısı yaptırarak performans üzerindeki etkisinin incelenmesidir. Çok geçişli bir ısı borusu

tabanlı ısı değiştiricinin (HPHE) performansı incelenmiştir. Isı borularının malzemesi ise bakır borulardan oluşmaktadır. Bir taraftan sıcak hava gönderilirken diğer taraftan su geçirilerek ısı transfer geçişi incelenmiştir. Burada Reynolds sayısının da etkisi göz önünde bulundurulmuş ve üzerine çalışılmıştır. %25'ten fazla ısı geçişi artışı sağlanmıştır. Geçiş sayısının artmasının Reynolds sayısını arttırdığı gösterilmiştir. HPHE genel performansının yanı sıra iç akışta kullanılan sıvıların çıkış sıcaklıkları farklılıkları da gösterilmiştir. Log Ortalama Sıcaklık Farkı (LMTD) yöntemine dayalı iki teorik model ve Etkinlik-Transfer Birim Sayısı (ε-NTU) yöntemi kullanılarak ısı transferi katsayısı hesaplanmıştır. Daha sonra bu hesaplanan değerler deney sonuçları ile de kıyaslanmıştır. ε-NTU modeli maksimum %19 hata ile sonucu gösterirken hem hava hem de su akışlarının çıkış sıcaklıkları en çok ±0,7 C kadar sapma ile doğrulanmıştır. [25]

Ismail Teke ve arkadaşları ısı geri kazanımı için en iyi ısı eşanjör tipinin belirlenmesi üzerine çalışmışlarıdır. Bu çalışma da ciddi bir problem olan ısı geri kazanım cihazlarında ısı eşanjörünün seçimindeki problemler üzerine gidilmiştir. Bununla birlikte en uygun yerleşim yeri ve tipine göre bir modelleme geliştirilmiştir. Çalışmalar örnek bir vaka ile desteklenmiştir. Sonuçlarda NTU ve ısı oranının bir fonksiyonu olacak şekilde grafikler elde edilmiştir. Bu grafiklerle hareketle en iyi ve en uygun ısı değiştirici modeli geliştirilmiştir. [26]. Aynı zamanda bir başka çalışma da eşanjörlerin boyutlandırılması, karşılaştırılması ve seçimi için işaretlenen alana karşılık gelen en düşük tasarruf-yatırım oranına sahip ısı eşanjörünün tasarımı üzerine olmuştur. Bu çalışma da atık ısı geri kazanımlı ısı eşanjörlerinin alanını belirlemek için yeni bir yöntem geliştirildi. Bu yöntem de "Teke Sayısı" olarak önerilen ve NTU yöntemine göre türevi olarak sunulmuştur. Burada E olarak simgelenen birimsiz bir parametre ile değerler hesaplanıp farklı tip ısı eşanjörleri için ε veya NTU değerleri ile kıyaslanmaktadır. Bunlara ek olarak yine yalıtım kalınlığı ve seçimi üzerine de çalışılmıştır. Çalışma da asıl hedef ısı transferinin etkilerini göz önünde bulundurularak ısıtma-soğutma gibi proseslerde optimum kalınlığı hesaplayabilmek amaçlanmıştır. Modelleme yöntemi ile sonucu ulaşılmıştır. Çıkan sonuçlar da bu çalışmada, optimum dağılımın genel bir çözümü ve bununla birlikte toplam ısı transferi dikkate alınarak ısı yalıtım malzemesi transfer ve toplam enerji maliyeti miktarı üzerine dağılımı gösterilmiştir. [27-28]

Bir diğer çalışma da gene hem deneysel hem de sayısal model üzerine ısı transferini incelemek ve artırmak adına hem de enerji verimliliği yönünden değerlendirilmek üzere yer altında kurulu ısı eşanjörleri üzerine yapılmıştır. Bu çalışma toprak kaynağı ısıları için

yeni bir yöntem önermektedir. Aynı zamanda çevreci bir sistem kurmak amaçlanmıştır. Çalışma sayısal model ile de desteklenmiştir. Elde edilen sonuçlar da toprak altında kalan kısım için ölçülen değerler arasında maksimum fark ve hesaplanan ortalama iç akış sıvı giriş ve çıkış sıcaklıkları sapmaları genel de %8,36 ve %5,58 olarak bulunmuştur.[29]

Bir çalışmada literatürde Ali ihsan Koca, Ş. Özgür Atayılmaz ve Özden Ağra'nın yapmış olduğu yeni model ile yoğuşmanın (nem alma prosesi) ve ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi adınadır. Çalışmada deney düzeneğinde, yüzey sıcaklıklarının nem alma prosesinde ve duyulur soğutmadaki etkisi ve ısı transferi hızı incelenmiştir. Sonuçlara göre konveksiyon, gizli ve radyasyon (ışınım ile) olmak üzere üç farklı yapıda model ve denklem türetilmiştir. [30]

1.3 Bulgular

Literatürde gerçekleştirilen çalışmalar, devre sayısı arttıkça kapasitenin arttırıldığı ve kapasite artışının iç taşınımda gerçekleşen basınç kaybının da arttırdığı sonucuna varılarak devre sayısının bu konudaki etkisini gösterilmektedir. Yapılan çalışmalarda soğutucu akışkan daha çok tercih edilmiş, yüzey sıcaklığının sabit olması kabulünden hareket edilerek çalışmalar devam ettirilmektedir. Gerçekleştirilecek bu çalışma ise, iç akışkan su kullanılarak ve su giriş çıkış stabil sıcaklık şartına göre, en ideal devre sayısı ve metodunun belirlenmesi üzerine deneysel çalışmalarda sonuçlar gösterilecektir. Yeni modeller veya mevcut modeller üzerinde, devreleme sayısının ve devreleme metodunun farkı kanat tiplerindeki deneysel sonuçları yorumlanacaktır.

1.4 Tezin Amacı

Gerçekleştirmiş olduğumuz deneysel çalışmamızda ,kanatlı borulu ısı değiştiricilerde iç akışkanın su kullanılarak, ısı transferinin devre sayısına ve devreleme metoduna göre artırılması, su tarafının basınç düşüşünün devre sayısının ve devreleme metodunun değiştirilmesiyle azaltılması ,bununla birlikte hava tarafı basınç kaybı düşüşünün kanat tiplerine göre yorumlayarak azaltılması, uygun kanat tipinin ve devre sayısının belirlenerek ısı değiştirici tasarımını en ideal durumu belirlemektir. Bu geliştirmeyi ideal devre sayısı ve devreleme metodu farkını gözlemleyerek, sonuçları irdelemek ve ısı değiştiricinin her bölgesinde olabilecek şekilde stabil bir ısı transferi sağlamaktır. Sıcaklık dağılımın boru yüzeyinde dengelenmiş şekilde oluşturulabilmesi ve ısı transferinin çapraz akışlı (cross flow) ısı değiştiricilerde dengelenebilmesi adına, ısı değiştiricilerin farklı devre sayılarında ve devreleme metotlarında değerlendirilmesi

amaçlanmıştır. İdeal devre sayısı ve devreleme metodu ile su ve hava arasındaki ortalama sıcaklık farkını ΔT_{log} (Logaritmik Sıcaklık Farkı) en yüksek noktada elde etmek bu çalışmadaki diğer hedeflerimizdendir. Bununla birlikte farklı kanat tipleri kullanılarak da devreleme metodunun ve devre sayısının ısı transferi üzerindeki etkisi de gösterilecektir. Sulu sistemlerde giriş çıkış sıcaklıkları sabit tutularak hava debisi değiştirilip ısı eşanjörü yüzeyindeki hava hızını da değiştirerek kanat tipi-devre sayısı ve devreleme metodu belirlenecektir. AC Motor devrine bağlı olarak devir artışında hava debisi değişimi de bu çalışmada gösterilecektir. Su giriş çıkış şartı her bir deneysel çalışmamızda aynı ve sabit kabul edilecek, bununla birlikte de ihtiyaç duyulan pompa gücü de hesaplanacak ve kendi aralarında enerji sarfiyatı yönünden karşılaştırılması yapılacaktır. Genel itibari ile ısıtma prosesi üzerinde, elde edilen sonuçların daha sonraki dönemlerde yapılacak olan çalışmalar için bir alt yapı oluşturması amaçlanmıştır.

1.5 Hipotez

Gerçekleştirilen deneysel çalışmamızda ısıtma prosesinde devre sayısının ısıl kapasite ve su tarafı basınç kaybı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ayrıca kanat tipindeki farklılıklar, kanat geometrisi, bir sıradaki boru sayısı, sıra sayısı ve boru çaplarına göre de ısıl kapasite ve su tarafı basınç kaybı değerlendirilmiştir. Üç farklı hava hızında ısıl kapasite deneyleri gerçekleştirilmiş ve hava hızı ile ısıl kapasite arasındaki ilişki de grafiker üzerinde gösterilmiştir. Isıl kapasite arttıkça sabit delta T su giriş-çıkış sıcaklık farkı ve su giriş çıkış sıcaklıkları sabit kalmak şartıyla, kapasite artışında su tarafı basınç kaybı artacaktır. Bu durumda su tarafındaki basınç kaybının da artması beklenilmektedir. Deneysel çalışmamızda ısıl kapasite artışını, uygun devre sayısı ve devreleme metodu ile su tarafındaki basınç kaybını en ideal noktayı belirlemek üzerine olacaktır. Boru çapı ve kanat tipi farklılıklarıyla ısıl kapasite artışını tekrardan su tarafı basınç kaybını en ideal noktaya yakın olacak şekilde devre sayısını kanat tipi ve boru çapına göre belirlenebilir hale getirmek mümkün olacaktır. Elde edilen deneysel sonuçlar ile kanat tipine ve kullanılan boru çapına göre devre sayısı belirlenebilir. Ayrıca ısı kapasitesi ve devre sayısı bilinen ısı değiştiricinin farklı şartlarda, su tarafı giriş çıkış sıcaklıkları ya da hava tarafı hava hızının artış ya da azalış durumlarında, elde edilebilecek ısıl kapasite hesaplanabilir ve su tarafı basınç kaybı için ideal devre sayısı belirlenebilecektir. Deneysel çalışmamız, arge sürelerinin de kısaltılması için geliştirme projelerinde kullanılabilir.

2
DENEYSEL ÇALIŞMALAR

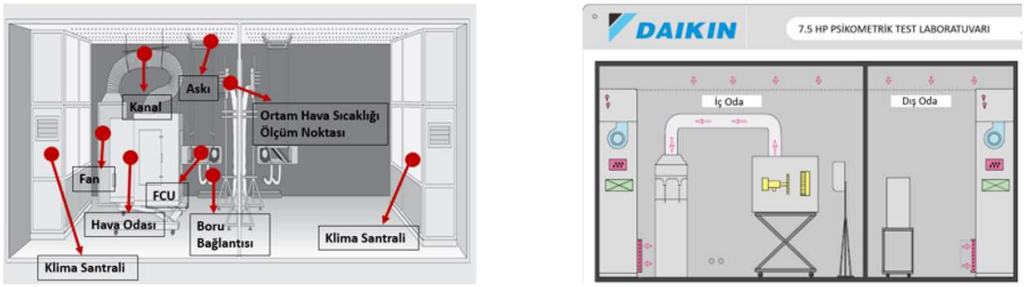
2.1 Çalışmanın İçeriği

Bu bölümde hazırlamış olduğumuz 3 farklı tip ısı değiştiricinin 3 farklı hava hızında, aynı devre sayısı ve devreleme şeması ile birlikte DAIKIN Hendek ARGE merkezi laboratuvarlarında Eurovent koşulları dikkate alınarak ısıtma prosesi için ilgili deneylerin yapılarak sonuçları verilmiştir.

Elde edilen sonuçlar birbiri arasında kıyaslanarak, aralarındaki en ideal durumun devre sayısı ve devreleme şekli ile farklı kanat tiplerini göre arasındaki ilişki gösterilecektir.

2.1.1 Deney Düzeneği

Isıtma deneyleri Daikin Hendek Fabrikası'nın ARGE laboratuvarlarında gerçekleştirilmiştir. Laboratuvarda hava debisi ve kapasite ölçümleri için entalpi yöntemi kullanılmaktadır. Deneysel çalışmalarda kullanılacak ısı değiştiriciler için aynı tip ve özelliklerde cihazlar içine yerleştirilerek entalpi laboratuvarında ısıtma prosesleri için boru bağlantıları gerçekleştirilmektedir. Elde edilen deneysel sonuçlar sistemden alınarak rapor olarak sunulmaktadır. Kullanılan laboratuvar 5,22 kW ısıl kapasite gücündedir. Ölçüm sınırları 5,59 kW kadardır.



(a) (b)

Şekil 2.1 (a) Deneylerin gerçekleştirildi laboratuvar ortamının görsel şeması, (b) Deneylerin gerçekleştirildi laboratuvar ortamının yandan görünüş

Deneysel çalışmalarda kullanılan laboratuvarın ölçüm özellikleri ve ölçüm aralıkları Tablo 2.1'de verilmektedir.

Tablo 2.1 Deneylerin gerçekleştirildiği laboratuvarın ölçüm aralıkları ve değerleri

Ölçüm Metotları	Hava Entalpi Yöntemi
	Su Sistemi Ölçüm Yöntemi
Test Edilecek Ünitelerin Özellikleri	FCU
	Kanallı Sistem FCU
	Caset tipi FCU
Isıtma ve Soğutma Kapasiteleri	0,5 HP ~ 7,5 HP
İç Ünite Hava Debisi Ölçüm Aralığı	200 m^3 / h ~ 3500 m^3 / h
Su tarafı Ölçüm Aralığı	0,15 m^3 / h ~ 5,0 m^3 / h
Kuru Termometre Ölçüm Aralığı	10,0 °C ~ 50 °C ± 0,2 °C
Bağıl Nem Ölçüm Aralığı	35 % ~ 90 % RH ± 0,2 °C (Yaş Termemotre)
Su tarafı Su Sıcaklık Aralığı	5,0 °C ~ 65 °C
Standartlar	ASHRAE 37, ASHRAE 51, ASHRAE 79
	EN 14511, EN 14825, EN1397

Yukarıda verilen tablo deneylerin yapılmış olduğu laboratuvarın ölçüm aralıklarını ve uygun olduğu standartları göstermektedir. Sıcaklıklar için sapma oranı, belirsizlik ± 0,2 °C olarak verilmiştir. Bağıl nem için sapma miktarı, yaş termometre sıcaklığı göz önünde bulundurularak ± 0,2 °C verilmiştir. Hava debisi ve su debisi ölçümleri tabloda verilen aralıklar göz önünde bulundurularak su debisi minimum değerinin +300% ve maksimum değerinin -40% olarak kabul alınmıştır. Hava debisi için de tekrardan su debisinde verilen oranlar göz önüne alınarak ölçümler gerçekleştirilmiştir.

Deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği laboratuvar ortamının cihaz listesi ve çalışmayı etkileyecek cihazların belirsizlik oranları ayrı tablolarda belirtilmiştir. Hesaplamalarda ve deneysel sonuçlarının değerlendirilmesinde bu belirsizlik oranları da göz önünde bulundurulmuştur.

Ayrıca tüm bu deneysel çalışmalar gerçekleştirilirken, ekran üzerinden su giriş çıkış sıcaklığı , laboratuvarın hava tarafı için mahal (iç) ortam sıcaklığı, AC motorun şebekeden çektiği güç, giriş gücü, fancoil cihazından atış ağzından çıkan havanın sıcaklığı takip edilmiştir. Deneysel çalışmalarda sürekli rejim şartları gözlemlendiğinde sonuçlar alınmıştır.

Laboratuvarda kullanılan ölçüm aletlerinin marka ve modelleri Tablo 2.2'de verilmektedir.

Tablo 2.2 Laboratuvardaki ölçüm aletleri

Ölçüm Ekipman Adı	Ölçüm Ekipman	Model
PT (100)	Chino	ClassA
Fan Motor	Orix	MB1255-D
PT (100) DB	Chino	ClassA
PT (100) WB	Chino	ClassA
Termokulp	-	Type T
Nemlendirici	VAISALA	HMD60Y
Dijital Güç Ölçer	Yokogawa	WT333E
Barometrik Basınç	Druck	PTX5072
Nozzle Fark Basıncı	Yokogawa	EJA110E
Statik Basınç	Yokogawa	EJA120E
Su Debisi Ölçer	Yokogawa	AXF010G
Basınç Farkı Su Tarafı	Yokogawa	EJA110E Style S1
Parametre Regülatörü	Iron Tower	-
Frekans Dönüştürücü	Ainuo	ANFC045T
RPM ölçer	EXTECH	461995

Laboratuvar ortamında kullanılan ölçüm aletlerinin hassasiyet oranlarının da bilinmesi, deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçların doğru olarak yorumlanabilmesi için gereklidir. Belirtilen hassasiyet oranlarına göre deneysel sonuçların değerlendirilerek, hata oranlarının ayrıca hesaplanmasına ihtiyaç vardır. Deneysel sonuçlarda yorumlamanın doğru yapılabilmesi adına ölçüm aletlerinin belirsizlik oranları önemli parametredir. Deneysel sonuçların doğru yorumlanması için laboratuvarda kullanılan cihazların hassasiyet oranlarının tablosu da paylaşılmıştır. Tablodaki değerlere göre hata oranı hesaplanmış ve bir sonraki Bölüm 3 'te verilmiştir. En yüksek hata oranına sahip parametreye göre deney sonuçları değerlendirilmiştir. Deney sonuçlarının güvenilirliği ve elde edilen sonuçların birbiri arasında daha hassas karşılaştırmak için cihazların hassasiyet değerleri de Tablo 2.3 'de gösterilmiştir.

Tablo 2.3 Deneylerin gerçekleştirildiği laboratuvarın ölçüm hassasiyeti

Cihaz Listesi	Belirsizlik Oranları (Hassasiyet)
RTD Sıcaklık Hassasiyeti (PT100)	≤ ±0,1 °C
Statik Basınç Farkı (EJA120E)	≤ ± (± 0,5%RD) + (± 0,5%FS)
Nozzle Fark Basınç (EJA110E)	≤ ± (± 0,25%RD) + (± 0,25%FS)
Giriş ve Çıkış Farkı	≤ ± (± 0,25%RD) + (± 0,25%FS)
Elektriksel Güç Farkı (WT333E)	≤ ± (± 0,25%RD) + (± 0,25%FS)
Termokupl (Type T)	≤ ±0,5 °C
Su tarafı Ölçüm Farkı (AXF010G)	≤ ± (± 0,25%RD) + (± 0,25%FS)
Bağıl Nem Verici (HMD60Y)	10,0 °C ~ 50 °C ± 0,2 °C
Bağıl Nem Ölçüm Aralığı	≤ ±3,0 RH

Tablo 2.3 de belirtilen sapma değerleri göz önünde bulundurularak deney sonuçlarında elde edilen çıktılar incelenmiştir.

Deneylerin gerçekleştiği laboratuvarın genel olarak özelliği paylaşıldıktan sonra, laboratuvardaki cihaz listesi ve markaları, bununla birlikte ayrıca cihazların kendi içindeki hassasiyet verileri de deney düzeneğinin özellikleri arasında paylaşılmıştır.

Laboratuvardaki ölçüm cihazlarının ve özellikle de ölçüm noktalarının gösterilmesine ayrıca ihtiyaç duyulmaktadır. Genel olarak Şekil 2.1 de laboratuvar iç ortamı aktarılıp şematik olarak gösterimi ile birlikte cihazların konumları da her biri için daha ayrıntılı işaretlenmiştir. İşaretlenen noktalar deney aşamasında önemli bulunan noktaların ölçüm yerlerini göstermektedir. Ölçüm cihazların yerleri ve daha çok hangi noktalar için ölçüm aldıkları da Şekil 2.2'de verilmektedir.

Şekil 2.2'de laboratuvar ortamının görselleri ve deney anındaki ölçüm noktalarını göstermektedir. Deneylerin gerçekleştirilirken belirtilen noktaların hassasiyeti hesaplanmalıdır.



Şekil 2.2 Deney tesisatındaki ölçüm noktaları a) Fan coil cihazı bağlantısı, b) Fan coil cihazına giren havanın sıcaklık ölçümü, c) Şebeke kısmı, güç ölçümü, d) Voltaj bilgisi kontrol panosu, e) İç odanın sıcaklık ölçümü, f) Entalpi hücresi nozzle ve hava hızının ölçüldüğü kısım, g) Su borularının bağlantısı, h) Sıcak su sağlayan kazan sistemi bağlantısı, j) Çıkış hava sıcaklığının ölçümü, k) Hava debisinin izlediği yol, m) Dış fan statik basınç ayarlanması

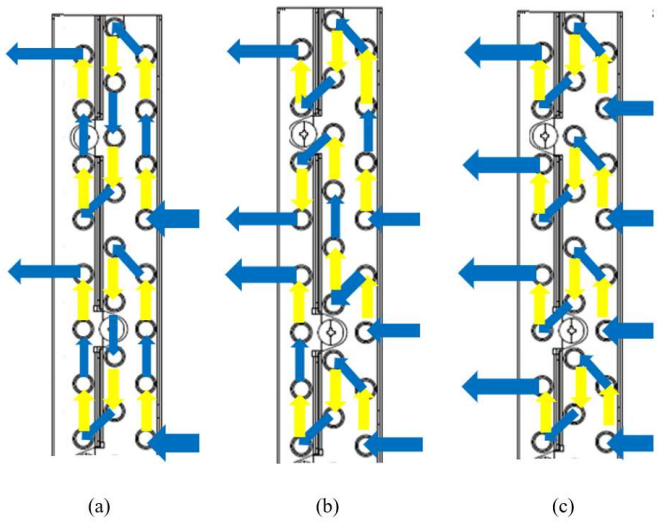
2.2 Deney Düzeneğinde Kullanılan Isı Değiştiriciler

Deneysel çalışmalarda toplamda 9 adet farklı ısı değiştirici hazırlanmıştır. Bu ısı değiştiriciler kanat özelliklerine göre üç grupta toplanmıştır. Düz kanat, dalgalı kanat ve panjurlu kanat olmak üzere üç farklı ısı değiştiricisi hazırlanıp FCU cihazının içine yerleştirilmiştir. Deney sırasında ısı değiştiriciler haricinde diğer tüm parametreler, AC motor, fan, su giriş çıkış sıcaklıkları, mahal (iç)ortam hava sıcaklığı ve bağıl nemi, şebeke gerilimi 230 V/ 50 Hz tek faz , akış türü (cross flow) ve su yoğunluğu aynı alınmıştır .

Daha önceden seçilmiş olan bir adet AC motorlu ve 2 adet radyal fanlı FCU cihazı hazırlanmıştır. Fan coil cihazı AC motoru üç adet farklı hızlarda çalıştırılabilmektedir. Deneysel çalışmalarda üç farklı hızda hava debisi deneyleri gerçekleştirilmiştir. Toplamda 27 adet üç farklı kanat tipiyle deney yapılmıştır. Deneysel çalışmalarda ısıtma prosesinde su sıcaklıkları ve ortam sıcaklıkları belirlenmiştir ve tüm deneyler aynı şartlarda yapılmıştır.

Isı değiştiricilerde sıra sayısı aynı tutulmuş ve 3 sıralı olarak hazırlanmıştır. 3 sıralı eşanjörlerinin dışında ayrıca da 2 sıralı olarak aynı şekilde hazırlanan ısı değiştiriciler deneysel çalışmalarda kullanılarak sıra sayısının da etkisi gözlemlenmiştir.

Kanat tiplerine göre ısı değiştiriciler 2,3 ve 4 devreli olarak hazırlanmıştır. Devrelemede simetri devre yapısı da korunmuştur. Bu sayede homojen bir ısı dağılımı elde edilmek istenmiştir. Simetrik devreleme metodunun yanında simetrik olmayan 3 NC devreli ısı değiştirici de hazırlanmıştır. Hazırlanan simetrik olmayan 3 NC devreli ısı değiştirici ile simetrik olmayan devrelemede ısı transferi değişimi de gözlemlenmiştir. Boru dış çapı 9,52 mm ve 7,00 mm olan düz bakır borular kullanılmış ve boru et kalınlığı 0,30 mm'dir. Kanat malzemesi alüminyum seçilmiş ve kalınlığı 0,10 mm ısı değiştiriciler için sabittir. Devreleme esnasında özellikle cross flow (çapraz akış) dikkate alınarak counter flow bir yapı verilmiştir. Kanat aralıkları 1,80 mm olarak hepsi için aynıdır. Tüm bu değişkenlerle birlikte sabitler belirlendikten sonra deneyde kullanılacak ısı değiştiriciler üç farklı hava hızında deneysel olarak incelenmiştir.



Şekil 2.3 (a) 2 devreli simetrik devreleme şeması, (b) 3 devreli simetrik olmayan devreleme şeması, (c) 4 devreli simetrik devreleme şeması

Hazırlanan ısı değiştiriciler için kullanılacak olan devreleme metotları, 2,3 ve 4 NC sayılı ısı değiştiriciler, her bir deneysel çalışma da aynı tutulmuştur. Devreleme modeli tüm ısı değiştiricilerde ayrı ayrı olarak, su giriş çıkış sıcaklığı, iç ortam hava şartı, şebeke voltajı ve frekansı aynı tutularak deneylerde kullanılmıştır. Üç farklı hava hızında deney sonuçları irdelenmiştir. Deney esnasında sadece ısı değiştiriciler değiştirilmiştir.

Tablo 2.4 Deney şartları

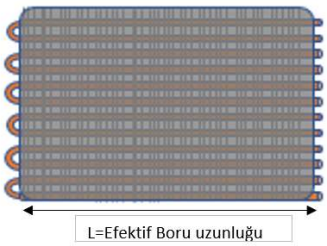
Fan Hızı Parametresi	Hava DB	Hava WB	Su Giriş Sıcaklığı	Su Çıkış Sıcaklığı
V_1	20 °C	15 °C	45 °C	40 °C
V_2	20 °C	15 °C	45 °C	40 °C
V_3	20 °C	15 °C	45 °C	40 °C

Deney şartları Tablo 2.4'te belirtilen, gerçekleştirilen tüm deneysel çalışmalarda stabil tutulmuştur. Deneyler çalışmalarda kullanılacak ısı değiştiriciler Tablo 2.5'te verilmiştir.

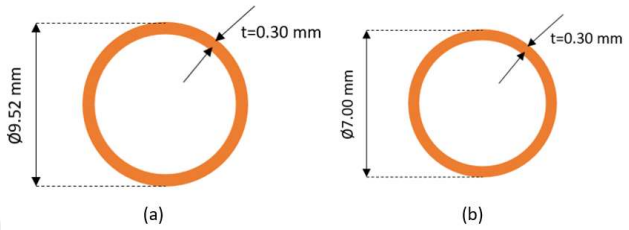
Tablo 2.5 Deneylerde kullanılan ısı değiştiricilerini özellikleri

Akış Türü	Çapraz Akış (Cross Flow)				
Kanat Tipi	Düz	Dalgalı		Panjur	
Boru Dış Çapı	Ø 9,52 mm			Ø 7,00 mm	
Boru Kalınlığı (t)	0,30 mm			0,30 mm	
Kanat Adımı (f_p)	1,80 mm			1,80 mm	
Boru Uzunluğu (L)	755 mm			755 mm	
Kanat Geometrisi S_L x S_H	25 x 22 mm			21 x 12 mm	21 x 12 mm
Sıra Sayısı (R)	3			3	2
1 Sırada(R) Boru Sayısı (T)	8			10	10
Toplam Boru Sayısı	24			30	30
Devre Sayısı (NC)	2	3	4	3	5

Boru çapı, et kalınlığı, efektif boru uzunluğu ve deney aşamasında kullanılan fancoil cihazının da görselleri Şekil 2.4 ve Şekil 2.5'te paylaşılmıştır.



Şekil 2.4 Kanatlı borulu ısı değiştirici efektif boru uzunluğu



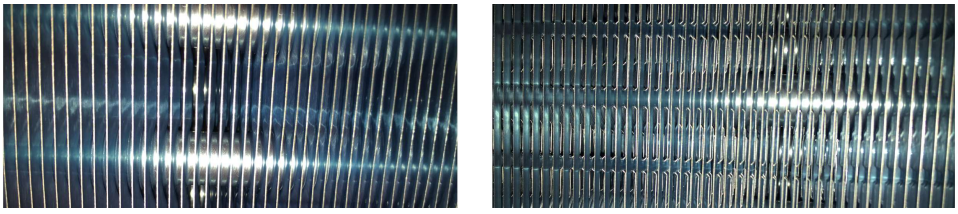
Şekil 2.5 (a) Ø 9.52 mm bakır boru görseli, (b) Ø 7.00 mm bakır boru görseli

Hazırlanan ısı değiştiriciler 2,3 ve 4 devreli olacak şekilde tasarımları tamamlandıktan sonra deneyler Eurovent koşulu dikkate alınarak yapılmıştır. Standart Eurovent şartı hava tarafı kuru termometre sıcaklığı 20 °C ve bağıl nem RH %50, su tarafı şartları sırasıyla su giriş sıcaklığı 45 °C ve su çıkış sıcaklığı 40 °C olarak set edilmiştir. Burada diğer bir amaç delta T sıcaklığını 5 °C yaparak su tarafı basınç kaybını da irdelemektir. Sabit su giriş-çıkış şartı ile birlikte Delta ΔT sıcaklığını 5 °C olması hava hızı değişimine göre gerekli olan su miktarını da ve aralarındaki ilişkiyi de gösterecektir. Isınan havanın yoğunluğunun değişimi ısı değiştirici ve diğer komponentlerden üzerindeki hava tarafındaki basınç kaybı katsayısını da etkileyeceğinden dolayı aynı zamanda da AC motorun çekmiş olduğu güç değerine göre sıcaklığa bağlı olarak basınç kaybı değişimi hakkında sonuçları da elde edeceğiz. Bu değişimdeki açı günümüzde de önemli bir noktada olan enerji tasarrufu ve optimizasyon konusunda ilerleyişimiz için yeni parametreler sunacaktır.

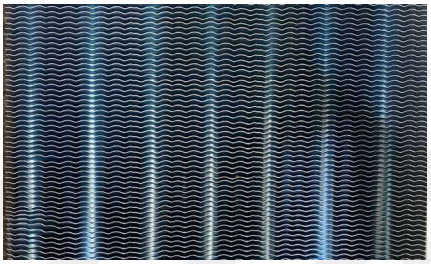


Şekil 2.6 Fan coil deneysel çalışmalarda kullanılan cihaz

Deneysel çalışmalarda kullanılan kanat tiplerinin görselleri Şekil 2.7'de paylaşılmıştır. Kanat tipleri düz, dalgalı ve panjur tip kanatlardır. Kanat aralıkları 1,80 mm ve kanat malzemeleri alüminyumdur. Kanat kalınlığı her bir hazırlanan ısı değiştiriciler için 0,10 mm olarak hazırlanmıştır.



(a) (b)



(c)

Şekil 2.7 (a) Düz kanat, (b) Panjur kanat,(c) Dalgalı kanat

Şekil 2.3'te gösterilen devreleme şemasına göre ısı değiştiriciler genel olarak aşağıdaki tablo da gösterilen parametrelere göre test edilmiştir. Bu parametre listesi tüm deneysel çalışmalarda ortak uygulanmıştır.

Tablo 2.6 Deneysel çalışmaların parametre listesi

No	Test Parametre Listesi
1	Fan hızı (Hava Debisi) 3 farklı hız
2	Hava Kuru Termometre Sıcaklığı 20 °C
3	Hava Bağıl Nem Miktarı 50 %
4	Su Giriş Şartı 45 °C
5	Su çıkış Şartı 40 °C
6	Delta T (su sıcaklık farkı) 5 °C

Yukarıda belirtilen deney parametrelerine göre irdelenecek olan parametreler aşağıdaki tabloda deney sonuçlarında alınacak parametreler olarak verilmiştir.

Tablo 2.7 Deneysel çalışmaların sonuç parametresi

No	Test Sonucunda Elde Edilecek Değerler ve Karşılaştırma Noktaları
1	Ürünün Toplam Isıtma Kapasitesi
2	Çıkış Hava Sıcaklığı
3	Gerekli olan su debisi
4	Su tarafı basınç kaybı
5	Motor güç tüketimi

Yukarıda belirtilen deney şartlarının ve sonuçlarının detaylı irdelenmesi Bölüm 3' te yapılmıştır. Isı değiştiricilerde deneysel sonuçların değerlendirilmesi bölümünde tüm bu parametre çıktıları ayrı ayrı olarak değerlendirilmiş ve birbirileri arasında kıyaslanarak ısı değiştiricinin modeli belirlenmiştir.

2.3 Deney Şartları ve Deneysel Çalışmalar

Bu bölümde deneylerin koşulları, yapılacak olan deneylerin ısı değiştiricilere göre nasıl hazırlandığı ve deneylerin nasıl yapıldığı detaylı açıklanacaktır.

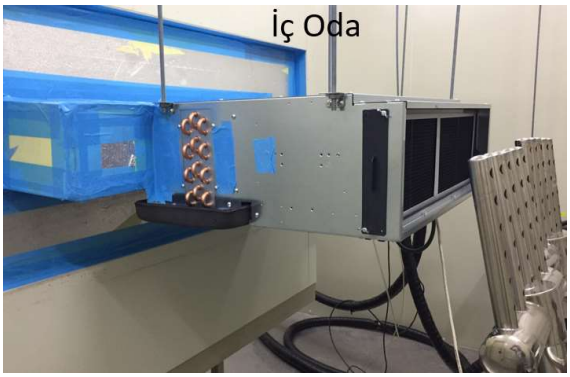
Hazırlanan örnek ısı değiştiricileri her bir koşul hava tarafı iç mahal için kuru ve termometre sıcaklığı 20 °C / 15 °C , su şartı giriş çıkış sıcaklıkları 45 °C / 40 °C ve şebeke gerilimi 230 V / 50 Hz tek faz aynı olacak şekilde deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler entalpi laboratuvarında daha önceki bölümde de belirtildiği gibi 7,5 HP güç ölçümü yapabilen entalpi odasındaki cihazların kullanımı ile yapılmıştır. Laboratuvardaki deneyler, daha önceden yapılmış olan bağımsız Eurovent test uygulaması laboratuvarları ile karşılaştırılmış ve belirsizlik sapma oranı ± 0,1% olarak belirlenmiştir. Laboratuvar ortamı yani iç oda mahal ortamı daha önceden belirlenen Eurovent şartına uygun olarak şartlandırılmıştır.

Cihazın bulunduğu oda 20°C kuru termometre sıcaklığı ve 15°C yaş termometre sıcaklığına set edildikten sonra laboratuvar çalıştırılmış ve ortam şartının kararlı hale gelmesi beklenilmiştir. Ortam şartı kararlı halle geldikten sonra deneylerde kullanılan FCU cihazı en düşük fan hızı parametresi V_1 hızına şebeke kablosu bağlanarak çalıştırılmıştır. Deneylerde şebeke gücü ve frekans voltaj ayarlanması için regülatör kullanılmış ve güç sağlayıcı frekans dönüştürücü regülatör 230 V/ 50 Hz tek faz seçilerek set edilmiştir. Tüm deneyler boyunca sistemden çekilen güç ve akım değerleri kontrol edilmiştir. Güç faktörü (FK) oranı da 0,98 ve üzeri olarak dikkat edilmiştir.

Kapasite deneylerine geçmeden önce, ısı değiştiricide herhangi iç akış sağlanmadan önce, her bir fan hızı parametresi için de hava hızı ve hava debisi ölçümleri yapılmış ve bu ölçümler tamamen ortam mahal şartı 20 °C kuru termometre sıcaklığı ve 15 °C yaş termometre olarak set edilen laboratuvar ortamında hava giriş sıcaklığı 20 °C ve çıkış sıcaklığı en fazla + 0,4 °C olacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Hava debisi deneyleri yapılırken nozzle üzerindeki hava hızları birbirine yakın tutulmuş ve bu hızı ayarlamak için bazı durumlar da nozzle değiştirmekte gerekmiştir. Yapılan deneylerde tek bir nozzle kullanılmış ve nozzle üzerindeki hava hızı ortalama 20 m/s ~ 23 m/s olarak dikkate alınmıştır. Kullanılan nozzle çapları hava hızına göre Ø80 mm, Ø100 mm ve Ø110 olarak seçilmiştir. Yapılan deneyler boyunca hava hızı dikkate alınarak her bir fan hızında nozzle üzerindeki hava hızı ve hava sıcaklığı takip edilmiştir. Hava debisi deneysel çalışmalarında kuru ısı değiştirici üzerindeki havanın yoğunluğu da laboratuvar ortamında takip edilmiş ve 1,198 kg/m^3 olarak set edilmiştir.

2.4 Hava Debisi Deneyleri

Hava debisi deneyleri üç farklı tip ısı değiştiriciler için, düz kanat, dalgalı kanat ve panjurlu kanat tipli ısı değiştiriciler için aynı ortamda değişiklik yapılmadan sadece ısı değiştiriciler değiştirilerek deneysel çalışmalar yapılmıştır. Yukarıda bahsedilen tüm parametreler iç ortam mahal sıcaklığı kuru termometre sıcaklığı 20˚C ve şebeke gerilimi 230 V /50 Hz deneyler boyunca her bir ısı değiştirici için aynı tutulmuş ve sapma değerleri dikkate alınmıştır.



Şekil 2.8 Laboratuvar iç oda

Hava hızları her bir ısı değiştirici üzerinde ölçümleri tamamlandıktan sonra kanat tipine göre ölçülen hava hızları ve AC motorların sistemden çektiği güç aşağıdaki tablo da belirtilmiştir. Tüm bu deneyler de aynı zamanda sabit olarak tutulan devir ölçer cihazı EXTECH 461995 cihazı ile devir değerleri de ilk başta tabloda yerleştirilmiştir.

Hava debisi deneylerinde devreleme sayısının bir etkisi yoktur. Ortam şartı aynı tutulduğundan ve aynı zaman da ısı değiştirici içinde sıcak su dolaştırılmadığından dolayı hava debisi deneylerinde devreleme sayısının ve modelinin değişikliği etkisiz kabul edilmiştir.

Tablo 2.8 Düz kanatlı ısı değiştirici hava debisi deneysel sonuçları

Fan Hızı Parametresi	ESP Pa	İç Oda Şartı DB/WB	Kanat Tipi	Hava Debisi	RPM	PI (Watt)
V_1	0 Pa	20 °C/15 °C	Düz	531,23	580	61,0
V_2	0 Pa	20 °C/15 °C	Düz	671,42	710	71,0
V_3	0 Pa	20 °C/15 °C	Düz	907,02	920	93,9

Deneysel çalışmalarda ısı değiştiricide su dolaşmamaktadır. Sadece fan çalışır duruma getirilip iç oda mahal şartı 20 °C/15 °C olduğu durumdaki üç farklı hızda hava debisi ölçümü yapılmıştır. Bunun sebebi teorik olarak ısı değiştiricide su dolaşmadığı durumda giriş ve çıkış sıcaklıklarının değişmediği kabul edilerek fan hızlarının hava debisini belirlemek ve elde edilen deneysel sonuçlardan hareketle ısı değiştirici üzerindeki hava tarafı için basınç kaybını yorumlamak olacaktır.

Daha sonradan aynı deney tekrardan sadece ısı değiştirici değiştirilip düz kanat yerine dalgalı kanat bulunan ısı değiştirici yerleştirilerek hava debisi deneyi tekrarlanmıştır ve çıkan sonuçlar tablo halinde Tablo 2.9 da gösterilmiştir.

Tablo 2.9 Dalgalı kanatlı ısı değiştirici hava debisi deneysel sonuçları

Fan Hızı Parametresi	ESP Pa	İç Oda Şartı DB/WB	Kanat Tipi	Hava Debisi (m3/h)	RPM	PI (Watt)
V_1	0 Pa	20 °C/15	Dalgalı	490,0	655	60,0
V_2	0 Pa	20 °C/15	Dalgalı	614,5	785	70,0
V_3	0 Pa	20 °C/15	Dalgalı	819,53	1000	91,0

Bir önceki Tablo 2.8’ de yapılmış olan açıklama dalgalı kanat ısı değiştirici hava debisi deneyi için de geçerlidir. Fan dalgalı kanat tipli ısı değiştiricisinde çalıştırılarak kanat tipindeki değişikliğin hava debisi üzerindeki etkisi gösterilmek istenmiştir. Bir sonraki Bölüm 3’te bu farklılık grafik üzerinde de gösterilecektir.

Dalgalı kanat tipli ısı değiştirici deneysel çalışmasından sonra tekrardan ısı değiştirici panjur kanatlı ısı değiştirici tipi ile değiştirilmiştir. Burada bazı farklılıklar vardır. Düz ve dalgalı kanat tipinde sıra sayısı 3 dür. Kanat geometrisi ise 25x22 mm 'dir. Panjur kanatlı ısı değiştiricisinde ise dış boru çapı diğerlerinden farklı olarak Ø7,00 mm olarak seçilmiştir. Bu durumda boru çapı ve kanat tipinin farkından dolayı kanat geometrisi de 21x12 mm olarak tasarlanmış ve bir sırada bulunan toplam boru sayısı 10 olarak değiştirilmiştir. Panjur kanatlı ısı değiştiricisinde bir sırada bulunan boru sayısının değiştirilmesinin temel sebebi, ısı değiştirici üzerinde hava giriş kesit alanının eşit olmasının amaçlanmasından dolayıdır. Isı değiştiricilerin hepsinde efektif L uzunluk 750 mm ve ısı değiştirici total yüksekliği 210 mm olarak tüm ısı değiştiricilerde sabit tutulmuştur. Sadece kanat geometrisi farklıdır.

Panjur kanatlı ısı değiştiricinin hava debisi deneyleri gerçekleştirilmiş ve Tablo 2.10 da gösterilmiştir. Tablo 2.10 'da kanat geometrisi değiştirilerek hava debisi ve havanın doğrudan geçmiş olduğu mesafe ve hava tarafındaki basınç düşüşü gösterildi.

Tablo 2.10 Panjurlu kanat ısı değiştirici hava debisi deneysel sonuçları

Fan Hızı Parametresi	ESP Pa	İç Oda Şartı DB/WB	Kanat Tipi	Hava Debisi (m3/h)	RPM	PI (Watt)
V_1	0 Pa	20 °C/15 °C	Panjur	507,38	615	60,0
V_2	0 Pa	20 °C/15 °C	Panjur	646,19	743	70,0
V_3	0 Pa	20 °C/15 °C	Panjur	868,61	920	93,9

Son olarak da panjur kanatlı ısı değiştiricide yukarıda Tablo 2.5'te belirtildiği gibi sıra sayısında bir değişiklik yapılmıştır. 3 sıralı olarak hazırlanan ısı değiştiricilere ayrıca panjur kanatlı 2 sıralı ısı değiştirici de deneysel çalışmalarda kullanılmıştır. Bu sıra sayısının değişiminden dolayı hava debisinin ve devir sayısının değerlerinin değişeceği de ön görüldüğünde (AC motor kullanımından dolayı) tekrardan sadece V_3 fan hızında hava debisi deneyi yapılmıştır. Daha sonraki kapasite deneylerinde sıra sayısının değişiminin sebebi anlatılacaktır.

Bununla birlikte sıra sayısının değişiminden dolayı kapasite deneyine başlamadan önce tekrardan kuru ısı değiştirici üzerinde sadece V_3 hava hızında hava debisi deneysel sonuçları Tablo 2.11 de verilmiştir.

Tablo 2.11 2 sıralı panjurlu kanatlı ısı değiştirici hava debisi deneysel sonuçları

Fan Hızı Parametresi	ESP Pa	İç Oda Şartı DB/WB	Kanat Tipi	Hava Debisi (m^3/h)	RPM	PI (Watt)
V_3	0	20 °C/15 °C	Panjur	938,2	900	94,0

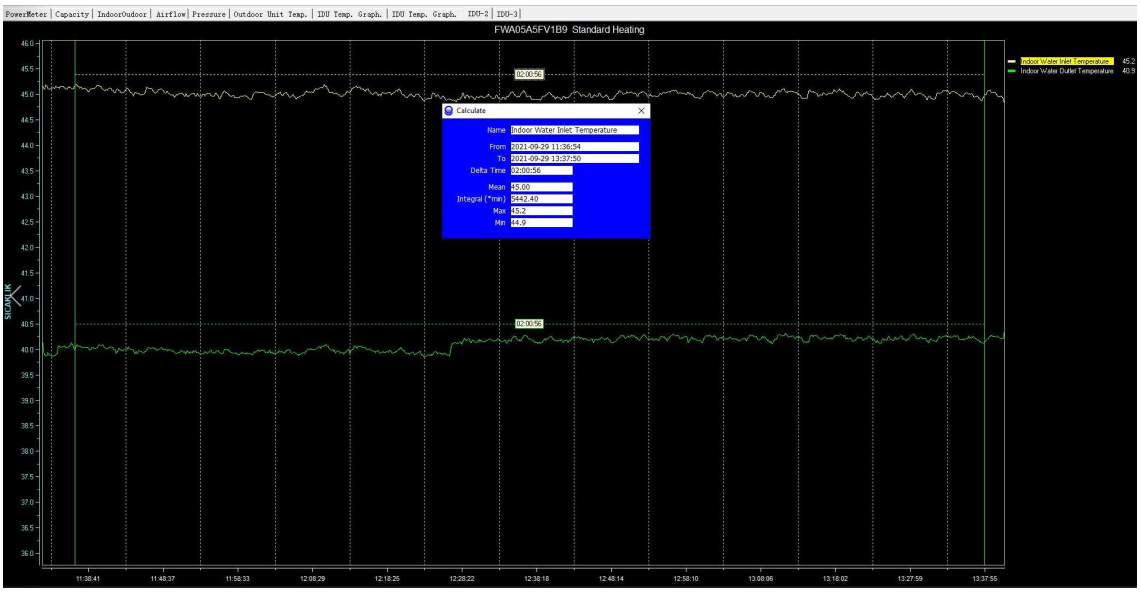
Yukarıda ayrı ayrı olarak deneysel çalışmalarda kullanılmış düz, dalgalı ve panjurlu kanat ısı değiştirici tiplerine göre hava debisi deney sonuçları gösterilmiştir. Daha ayrıntılı olarak deneysel çalışmaların sonuçlarının karşılaştırılması ve grafikler Bölüm 3'te ayrıntılı olarak verilecektir.

2.5 Isıl Kapasite Deneyleri

Hava tarafı kuru ısı değiştirici üzerinde hava debisi deneyleri tamamlandıktan sonra ısıl kapasite deneylerine geçilmiştir. Bir önceki konu başlığında anlatıldığı gibi iç oda standart Eurovent koşullarında şartlandırıldıktan sonra kararlı hale geldikten sonra sıcak su kazanından 45 °C sıcaklığındaki su, ısı değiştiricinin içine FCU ünitesine bir pompa yardımıyla gönderilmiştir. Kazan suyu sıcaklığı bir miktar sapmadan dolayı 50 °C olarak ayarlanmıştır. Boruların üzerine yerleştirilen daldırma tip PT100 ile fancoil cihazına gönderilen suyun giriş çıkış sıcaklıkları ölçülmüş ve su giriş şartı 45 °C, Delta ΔT 5 °C olacak şekilde ısı değiştiriciden çıkan su sıcaklığı 40 °C set edilmiştir. Deney anında bu sıcaklık değişimleri sürekli gözlemlenmiş ve sapma oranı ± 0,2 °C olarak ayarlanmıştır.

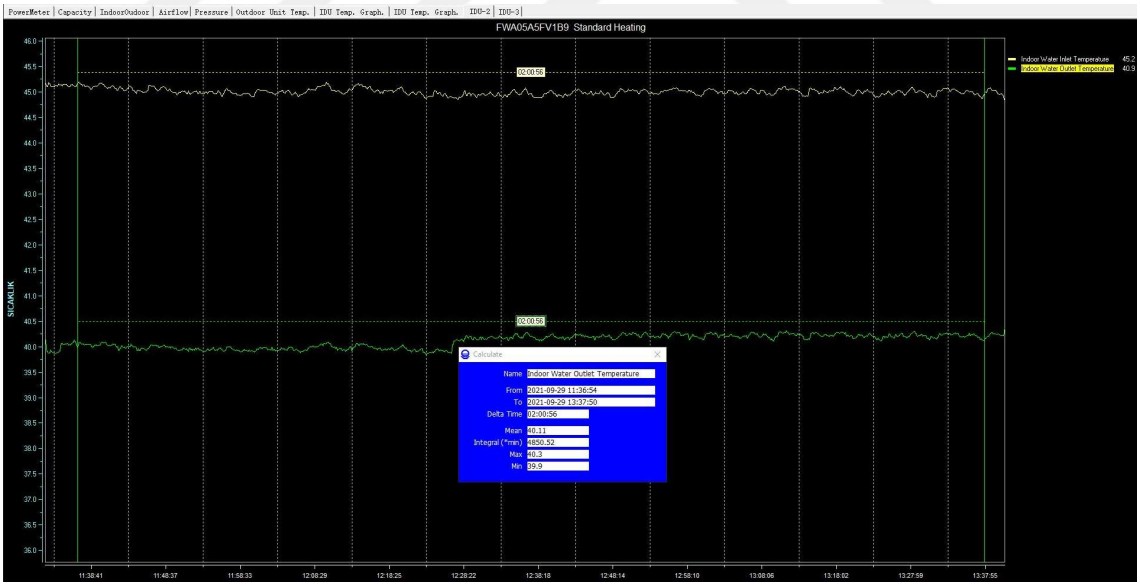
Su koşulları daha önceden kazan sisteminde su giriş sıcaklığı 45 °C olarak hazırlanmış ve cihazdan dönüş suyu 40 °C olacak şekilde sisteme gönderilip, sadece su tarafı akış değişimi devre sayısına göre gözlemlenmiştir. Burada su ve hava şartı kararlı hale geldikten sonra, su debisi değişkenini ve bu değişkene bağlı olarak su tarafı basınç kaybı da ayrıca gözlemlenmiş ve deney sonuçlarında incelenmiştir.

Isıl kapasite deneysel çalışmalarında ayrıca su giriş çıkış sıcaklıklarının dalgalanması da gözlemlenir. Dalgalanmanın büyük fark yaratması gerçekleştirilmekte olan ısıl kapasite deney sonuçlarını büyük oranda etkilemektedir. Sapma oranının ve su giriş çıkış tarafındaki sıcaklık dalgalanmasının en düşük seviye de tutulmalıdır.



Şekil 2.9 Isıl kapasite deneylerinde su giriş sıcaklığının dalgalanması

Şekil 2.9'da ısıl kapasite deneylerinde su giriş şartının sıcaklık dalgalanması gösterilmiştir. Su giriş sıcaklığı 45,0 °C ve dalgalanması ±0,2 °C olarak gösterilir. En yüksek su giriş sıcaklığı 45,2°C ve en düşük giriş sıcaklığı 44,9 °C olarak ölçümler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.10 Isıl kapasite deneylerinde su çıkış sıcaklığının dalgalanması

Şekil 2.10'da ısıl kapasite deneylerinde su çıkış şartının sıcaklık dalgalanması gösterilmiştir. Su çıkış sıcaklığı 40,11 °C ve dalgalanması ±0,2 °C olarak gösterilir. En yüksek su çıkış sıcaklığı 40,3°C ve en düşük çıkış sıcaklığı 39,9 °C olarak ölçümler gerçekleştirilmiştir.

Su tarafı basınç kaybı ısı değiştirici tasarımlarında önemli bir parametredir. Bu sebeple ısı değiştiricinin borulara bağlandığı kısımdan yaklaşık boru dış çapı x10 katı göz önünde bulundurularak yerleştirilmiştir. Yerleştirilen kısım düz boru üzerinde ve tekrardan yine basınç ölçerlerin yerleştirildiği noktadan itibaren x10 katı kadarda yine düz boru kullanılmıştır. Buradaki temel amaç akışı kararlı hale getirerek ısı değiştirici içinde gerçeğe en yakın su tarafı basınç kaybını gözlemlemektir.



Şekil 2.11 Su tarafı basınç kaybını ölçmek için yerleştirilen tüplerin konumlandırılması

Yukarıdaki bilgilere istinaden yapılan deneylerde elde edilen sonuçlar tüm bu değişkenlerinde sapma değerleri göz önünde bulundurularak hazırlanmıştır. Aynı zaman da deney sırasında üç farklı hava hızına göre ısıl kapasite deney sonuçları da alınmıştır. Yapılan deneylerde AC motorların çekmiş olduğu elektriksel güçte göz önünde bulundurularak motorların enerji tüketimi ve toplamdaki basınç kaybı, hava tarafı için yorumlanmıştır. Diğer bir taraftan su tarafı içinde basınç kaybı göz önünde bulundurularak sistemin dışında bulunan, fan coil cihazının dışındaki sistem, kullanılan pompa gücü de su tarafı basınç kaybı sonuçları ile yorumlanmıştır. Deney sonuçları incelendiğinde devre sayısının değişiminin genel olarak aynı tip ısı değiştiricilerde su tarafı için ciddi bir etkisi yoktur. Fakat devre sayısının artırılması ısıtma prosesinde daha çok su tarafı basınç kaybını ciddi oranda düşürdüğünden dolayı inceleme alanı su tarafı basınç kaybı üzerine olmuştur. Bölüm 3'te daha ayrıntılı olarak işlenen verilerde ve grafiklerde görüleceği gibi, ısı değiştirici üzerinde hava debisi değiştikçe doğrusal olarak su tarafı kapasite değişimi de gerçekleşmektedir. Bu değişim de su tarafı basınç kaybını etkilemektedir. Tüm deneyler tekrardan 230 V/50 Hz tek faz da gerçekleştirilmiş.

Sadece fan debisi için ölçümler tamamlandıktan sonra ısıl kapasite deneylerine geçilmiştir. Isıl kapasite deneylerinde daha önceden de belirtildiği gibi Eurovent şartları dikkate alınmıştır. Bu deneylerden elde edilmek istenen amaç hava debisi ile ısıl kapasitesi arasındaki ilişkiyi gözlemlemektir. Bir sonraki bölüm 3 'te bu kıyaslama daha net gösterilmiştir.

Tablo 2.12 Düz kanatlı ısı değiştirici 2 devreli ısıl kapasite deney sonuçları tablosu

Fan Hızı	Hava Şartı (°C)	Su Şartı (°C)	ESP (Pa)	Devre Sayısı	Kanat Tipi	Isıl kapasitesi (Watt)	Hava Debisi (m^3/h)	WPD (Kpa)
V_1	20/15	45/40	0	2	Düz	3708,8	556,92	35,5
V_2	20/15	45/40	0	2	Düz	4458,7	701,37	49,3
V_3	20/15	45/40	0	2	Düz	5618,4	944,00	72,1

Tablo 2.13 Düz kanatlı ısı değiştirici 3 devreli ısıl kapasite deney sonuçları tablosu

Fan Hızı	Hava Şartı (°C)	Su Şartı (°C)	ESP (Pa)	Devre Sayısı	Kanat tipi	Isıl kapasitesi (Watt)	Hava debisi (m^3/h)	WPD Kpa
V_1	20/15	45/40	0	3	Düz	3672,0	552,63	13,2
V_2	20/15	45/40	0	3	Düz	4432,7	700,87	18,3
V_3	20/15	45/40	0	3	Düz	5566,2	942,24	28,3

Tablo 2.14 Düz kanatlı ısı değiştirici 4 devreli ısıl kapasite deney sonuçları tablosu

Fan Hızı	Hava şartı (°C)	Su şartı (°C)	ESP (Pa)	Devre Sayısı	Kanat tipi	Isıl kapasitesi (Watt)	Hava Debisi (m^3/h)	WPD (Kpa)
V_1	20/15	45/40	0	4	Düz	3655,3	551,76	8,0
V_2	20/15	45/40	0	4	Düz	4427,6	701,94	11,1
V_3	20/15	45/40	0	4	Düz	5562,6	941,00	16,0

Aynı deney şartları tekrar edilerek dalgalı kanat tipi ısı değiştiriciler için aynı devre sayıları ve devreleme metotları uygulanarak tekrardan ısıl kapasite deneyleri gerçekleştirilmiştir. FCU cihazı aynıdır. Sadece ısı değiştirici değiştirilmiştir. Deney sonuçlarında kanat tipinin hava debisine ve ısıl kapasiteye etkisi gözlemlenecektir. Su tarafı basınç kaybı da dalgalı kanat ısı değiştirici için yorumlanacaktır.

Tablo 2.15 Dalgalı kanatlı ısı değiştirici 2 devreli ısıl kapasite deney sonuçları tablosu

Fan Hızı	Hava şartı (°C)	Su şartı (°C)	ESP (Pa)	Devre Sayısı	Kanat tipi	Isıl kapasitesi (Watt)	Hava Debisi (m^3/h)	WPD (Kpa)
V_1	20/15	45/40	0	2	Dalgalı	3663,2	505,39	34,0
V_2	20/15	45/40	0	2	Dalgalı	4506,0	644,65	50,5
V_3	20/15	45/40	0	2	Dalgalı	5684,6	856,89	73,7

Tablo 2.16 Dalgalı kanatlı ısı değiştirici 3 devreli ısıl kapasite deney sonuçları tablosu

Fan Hızı	Hava şartı (°C)	Su şartı (°C)	ESP (Pa)	Devre Sayısı	Kanat tipi	Isıl kapasitesi (Watt)	Hava Debisi (m^3/h)	WPD (Kpa)
V_1	20/15	45/40	0	3	Dalgalı	3655,5	510,92	13,4
V_2	20/15	45/40	0	3	Dalgalı	4447,7	643,7	19,3
V_3	20/15	45/40	0	3	Dalgalı	5602,2	853,95	29,9

Tablo 2.17 Dalgalı kanatlı ısı değiştirici 4 devreli ısıl kapasite deneyi sonuçları tablosu

Fan Hızı	Hava şartı (°C)	Su şartı (°C)	ESP (Pa)	Devre Sayısı	Kanat tipi	Isıl kapasitesi (Watt)	Hava Debisi (m^3/h)	WPD (Kpa)
V_1	20/15	45/40	0	4	Dalgalı	3613,4	510,95	7,2
V_2	20/15	45/40	0	4	Dalgalı	4386,9	642,44	10,4
V_3	20/15	45/40	0	4	Dalgalı	5515,2	853,40	15,8

Panjur kanatlı ısı değiştiricide ısıl kapasite deneyleri de aynı koşullarda gerçekleştirilmiştir. 2 NC devreli 3 sıralı panjur kanatlı ısı değiştiricisinde su tarafı basınç kaybı çok yüksek gelmiştir. Bu durumda deneysel çalışma 3 NC devreli için devam edilerek yapılmıştır. Üç sıralı ve 3 devreli ısı değiştirici aynı su ve hava tarafı şebeke gücü şartları altında deneysel olarak incelenmiştir. Daha önceden de bahsedildiği gibi panjur kanatlı ısı değiştiricisinde Ø7,00 mm dış çapında boru kullanılmıştır. Deneye başlamadan önce hesaplamalar yapılarak elde edilecek su tarafı basınç kaybının çok yüksek olacağı

ön görüldüğünden 3 devreli ile deney başlanmıştır. Elde edilen 3 NC 3 sıralı panjur kanatlı ısı değiştirici su tarafı basınç kaybı değerlerine bakılarak tekrardan farklı devre sayılarında denemeler yapılmıştır.

Tablo 2.18 Panjur kanatlı ısı değiştirici 3 devreli 3 sıralı ısıl kapasite deneyi sonuçları

Fan Hızı	Hava şartı (°C)	Su şartı (°C)	ESP (Pa)	Devre Sayısı	Kanat tipi	Isıl kapasitesi (Watt)	Hava Debisi (m^3/h)	WPD (Kpa)
V_1	20/15	45/40	0	3	Panjurlu	3811,4	522,36	70,4
V_2	20/15	45/40	0	3	Panjurlu	4699,0	688,88	102,3
V_3	20/15	45/40	0	3	Panjurlu	5981,5	900,41	153,0

Elde edilen deneysel sonuçlar su tarafındaki basınç kaybı için kabul edilemez değerlerdedir. Bu sebeple 3 sıralı 3 NC devreli ısı değiştirici ,5 devreli ve 2 sıralı olarak tekrardan tasarlanıp deneysel çalışmaya dahil edilmiştir. Bu deneyde öncelikle sadece devre sayısı değiştirilmeyip, aynı zamanda sıra sayısı da değiştirilmiştir uzunluk ve yükseklik ısı değiştiricide sabit tutulmuştur. Eğer sıra sayısını 3 NC olarak tasarlasaydık, bu durumda su tarafı basınç kaybı yine de beklenen düzeylere gelmeyecekti. Kabul edilebilen değer aralığımızın 4 katı civarı yüksek elde edilecektir. Devre sayısını çok fazla arttırdığımızda ise, bu durumda akış türü bozulacaktır. Akış türü değişimi deneysel çalışmamızda bizlere doğru bir yaklaşım sunmayacaktır. Bu sebeple sıra sayısını da azaltarak benzer ısıl kapasiteyi elde edilebileceğini ama daha küçük hacimli ve su tarafı basınç kaybı kabul edilebilir seviyelerde tasarımın mümkün olduğunu irdeleyeceğiz.

Tablo 2.19 Panjur kanatlı ısı değiştirici 2 sıralı 5 devreli ısıl kapasite deneyi sonuç

Fan Hızı	Hava şartı (°C)	Su şartı (°C)	ESP (Pa)	Sıra Sayısı	Devre Sayısı	Kanat tipi	Isıl kapasitesi (Watt)	Hava Debisi (m^3/h)	WPD (Kpa)
V_3	20/15	45/40	0	2	5	Panjurlu	5081,9	973,79	27,4

Genel olarak hava debisi deneylerinden sonra ısıl kapasite deneylerinin de sonuçları özet tablolarla bu bölümde verilmiştir. Detaylı kıyaslama ve grafikler Bölüm 3'te verilecektir.

Bu bölümdeki temel amaç, deneylerin gerçekleştirildiği şartları ayrıntılarıyla aktarmaktır. Tablolarda da gözüktüğü gibi düz ve dalgalı kanatlı ısı değiştiricide elde edilen ısıl kapasiteler birbirine çok yakın iken, hava debisi 3 farklı fan hızında farklılık

göstermektedir. Isı değiştiricideki kanat tipindeki değişiklik hava tarafı basınç kaybını etkilediğini göstermektedir.

Panjur kanatlı ısı değiştiricide ise ısıl kapasite deneysel sonuçlarda yakın olarak elde edilirken, hava debisi tarafında ve özellikle de su tarafı basınç kaybında ciddi oranda değişiklik göstermektedir. Hava debisi deneylerinde, panjur kanatlı ısı değiştiricilerde hava tarafı basınç kaybının, düz ve dalgalı kanatlı ısı değiştirici türlerine göre daha yüksek çıkmaktadır. Panjur kanatlı ısı değiştiricisinde kullanılacak AC motorun gücünün artırılmasına sebep olacaktır. Enerji sarfiyatı değerleri de motorun gücünün artırılmasından dolayı doğrusal olarak artacaktır.

Isıl kapasite deneysel çalışmalar üç farklı kanat tipi içinde tamamlandı. Sıra sayısı değişikliği yapılarak özellikle de panjur tip kanatlı ısı değiştiriciler için sıra sayısının değişiminin ısıl kapasite üzerindeki etkisi gösterildi.

Bu bölümde çıkarılabilecek sonuç , deneysel sonuçlarda da görüldüğü gibi toplam ısıl kapasite ve toplam ısı transfer katsayısını havanın hızı etkilemektedir. Devre sayısındaki değişiklik ve devreleme metodundaki farklılık kanat tiplerinden bağımsız olarak toplam ısıl kapasiteyi neredeyse etkilememektedir. Elde edilen deneysel sonuçlar Bölüm 5'te verilecektir.

3
DENEYSEL ÇALIŞMALARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

3.1 Deneysel Sonuçlar

Bölüm 2 de deneylerin tanımı, koşulları ve deney metotları anlatıldıktan sonra bu bölümde 27 adet farklı deneyin sonuçları detaylı olarak paylaşılmıştır. Aynı kanat geometrisi, farklı kanat geometrisi ve bunlara ilave olarak da Ø7,00 mm dış çaplı borunun farklı devre sayısı ile hava debisi ve ısıl kapasite deney sonuçları verilmiştir. Detaylı olarak deney sonuçlarında hava debisi- ısıtma kapasitesi, su ve hava tarafı basınç kaybının toplam ısı transfer ile ilişkisi ve sistemden çekilen güç ısıl kapasite ilişkileri üzerine grafikler sunulmuştur. Bu karşılaştırmalardan sonra elde edilen sonuçların ve grafiklerin bütünü ile en ideal ısı değiştirici devreleme yöntemi varsayımı çıkarılmıştır.

Bu bölümde deneysel sonuçların hepsi ayrı ayrı değerlendirilmiş ve daha sonradan da kendileri arasında kanat tipine göre karşılaştırılıp optimum ısı değiştirici tasarımı elde edilmek istenmiştir.

3.1.1 Düz Kanatlı Isı Değiştirici Deney Sonuçları

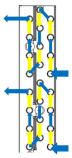
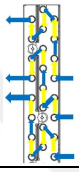
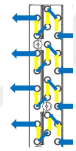
Düz kanatlı borulu ısı değiştiricide toplamda 9 adet ısıl kapasite deneyi yapılmıştır. İlk olarak ısıl kapasite deneysel sonuçları paylaşılmadan önce hava debisi deneysel sonuçları hava hızı üzerinden paylaşılmıştır. Hava hızı ısıl kapasite grafiklerinde ifade edilir.

Tablo 3.1 Düz kanatlı ısı değiştiricide hava hızı deneysel sonuçları

Fan Hızı Parametresi	ESP Pa	İç Oda Şartı DB/WB (°C)	Kanat Tipi	V (m/s)	RPM	PI (Watt)
V_1	0	20 / 15	Düz	0,98	580	61,0
V_2	0	20 / 15	Düz	1,24	710	71,0
V_3	0	20 / 15	Düz	1,67	920	93,9

Hava hızı değerleri ısıl kapasite karşılaştırılmalarında kullanılır. Reynolds sayısına göre ısıl kapasite grafikleri çıkartılarak hava hızı ısıl kapasite ve su tarafın basınç kaybı ilişkilendirilir.

Tablo 3.2 2,3 ve 4 NC düz kanatlı ısı değiştiricide ısıl kapasite, hava debisi, su tarafı basınç düşümü ve AC motor çekilen güç değerleri

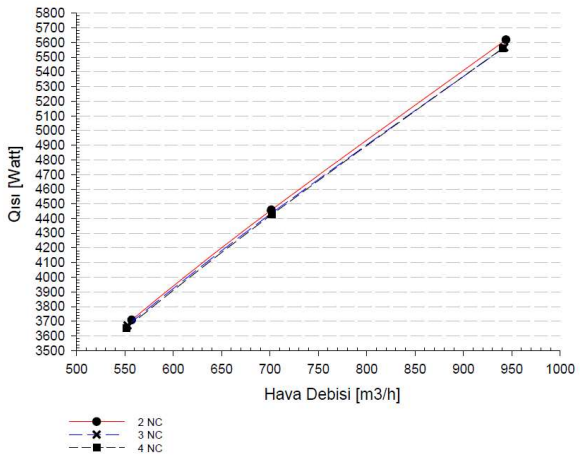
NC	NC şeması	$\dot{Q}$ (m^3/h)	V (m/s)	$Q_{ısı}$ (Watt)	$\dot{V}$ (m^3/h)	$\ddot{V}$ (m/s)	D_{pc} (kPa)	PI (Watt)
2		556,92	1,02	3708,8	0,647	1,26	35,5	61,0
2		701,37	1,29	4458,7	0,778	1,52	49,3	71,0
2		944,00	1,74	5618,4	0,964	1,88	72,1	93,6
NC	NC şeması	$\dot{Q}$ (m^3/h)	V (m/s)	$Q_{ısı}$ (Watt)	$\dot{V}$ (m^3/h)	$\ddot{V}$ (m/s)	D_{pc} (kPa)	PI (Watt)
3		552,63	1,02	3672,0	0,637	0,83	13,2	59,9
3		700,87	1,29	4432,7	0,763	0,99	18,3	70,0
3		942,24	1,73	5566,2	0,965	1,26	28,3	93,0
NC	NC şeması	$\dot{Q}$ (m^3/h)	V (m/s)	$Q_{ısı}$ (Watt)	$\dot{V}$ (m^3/h)	$\ddot{V}$ (m/s)	D_{pc} (kPa)	PI (Watt)
4		551,76	1,02	3655.3	0,639	0,62	8,0	59,4
4		701,94	1,29	4427.6	0,774	0,76	11,1	69,8
4		941,00	1,73	5562.6	0,952	0,93	16,0	92,5

Tablo 3.2'de hava ve su tarafının hızları dahil edilir. Isıl kapasite ve su tarafı basınç kaybı hızlar üzerinden değerlendirilir. Su tarafı için Reynold hesaplanır, ısıl kapasite su tarafı için Reynold sayısı ile birlikte verilir.

$$Re_{su} = \frac{\ddot{V} \times D_{hi}}{v} \tag{3.1}$$

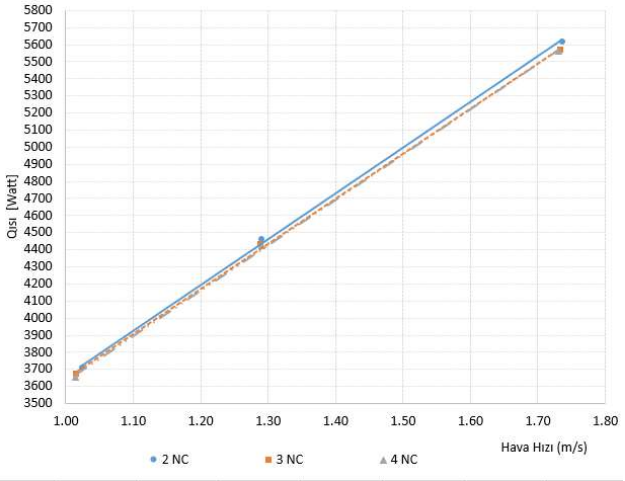
Su tarafı için Denklem 3.1 kullanılır. Su tarafı kinematik viskozite değeri ortalama su giriş çıkış sıcaklığı @ 42,5° C için $v = 0{,}638 \times 10^{-6} \frac{m^2}{sn}$ olarak paylaşılır. D_{hid} için sayısal değer, silindir borular için çap değerine eşittir. D_{hid} çap borunun iç çapına eşittir. Deneyse çalışmalarda kullanılan boruların et kalınlığı mevcuttur. Et kalınlığından dolayı bakır borunun iç çapı düşmektedir.

Yukarıda Tablo 3.2'deki deneysel sonuçlara göre grafikler aşağıda gösterilmiştir. Grafikler 4 grupta ısıl kapasite -hava debisi, ısıl kapasite -su tarafı basınç kaybı, hava debisi-sistemden çekilen güç ve su debisi-su tarafı basınç kaybı grafikleri hazırlanmıştır.



Şekil 3.1 2,3,4 NC düz kanat ısı değiştirici de $Q_{ısı}$ / hava debisi

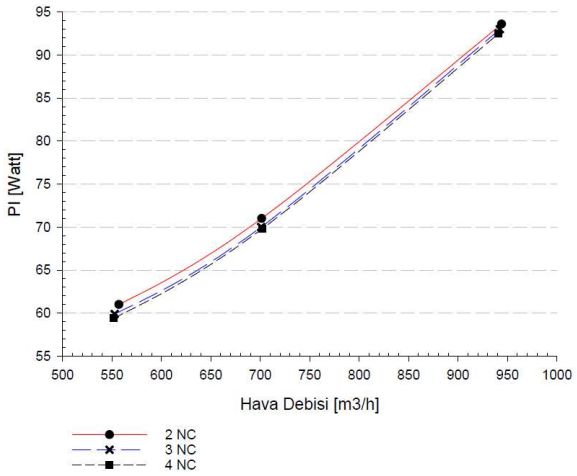
Grafikten anlaşıldığı gibi hava debisi arttıkça ısıl kapasite de artmaktadır. Her üç noktada fan hızları V_1 , V_2 ve V_3 olarak ifade edilmektedir. Bu artış doğrusal olmakta ve devre sayısı, devreleme metodundan bağımsızdır. Hava debisi 700 m^3 /h alındığında elde edilen ısıl kapasite 4450 Watt. Belirsizlik hesabı bölümünde ±%2,85 sapma hesaplanmıştır. Bu belirsizlik oranından hareketle Şekil 3.1'de çıkan ısıl kapasiteleri her bir fan hızı için kendi aralarında oranlayabiliriz. Çıkan oran ±%2,85 oranının içinde kaldığından dolayı ısıl kapasite artışını ya da düşüşünü dikkate alamayız. Bu durumda ısıl kapasite sadece fan hızına , hava debisine göre değiştiğini ve bu değişimin hava debisi ile doğrusal olduğu sonucu çıkmaktadır.



Şekil 3.2 2,3,4 NC düz kanat ısı değiştirici de $Q_{ısı}$ / hava hızı

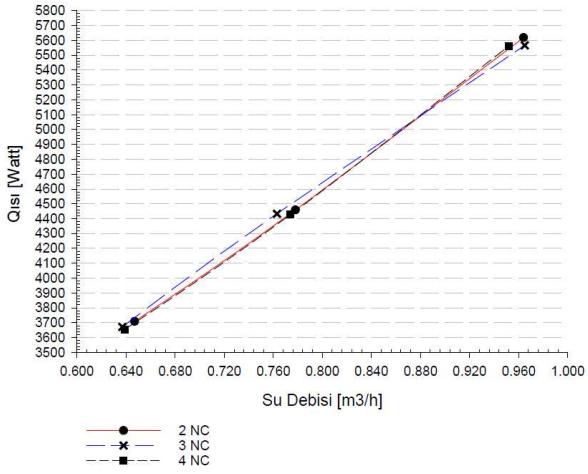
Şekil 3.2'de hava hızı toplam ısı transferi arasındaki doğrusal ilişki gösterilir. Hava hızı arttıkça transfer edilen ısı miktarı da artmaktadır. Hava hızı ısıtma prosesinde devre sayısı ve devreleme şekillerinden etkilenmemektedir. Hava hızı doğrusal olarak artmaktadır.

Deneysel çalışmalarda kullanılan ısı değiştiricilerin kesit alanları aynı ve sabittir. Isı değiştirici kesit alanı aynı olduğundan dolayı hava hızı arttıkça doğrusal olarak aynı oranda hava debisi de artacaktır.



Şekil 3.3 2,3,4 NC düz kanat ısı değiştirici de hava debisi / PI

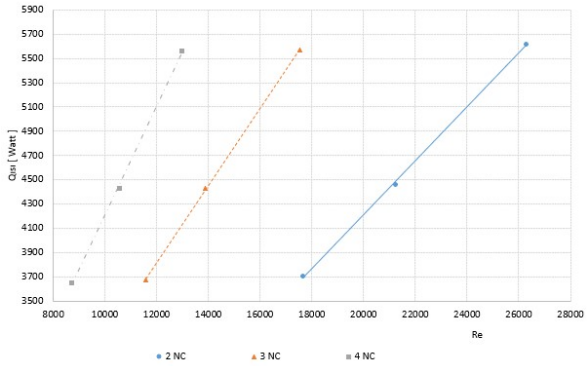
AC motorlar da çekilen güç değerleri gösterilmiştir. Hava debisine bağlı olarak çekilen güç değerleri üstel fonksiyon olarak devir sayısına bağlı artmaktadır.



Şekil 3.4 2,3,4 NC düz kanat ısı değiştiricide $Q_{ısı}$ / su debisi

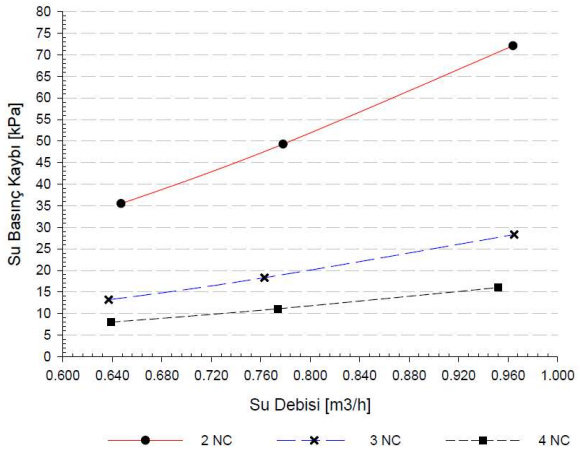
Şekil 3.4'te anlaşıldığı gibi su sıcaklık değerleri giriş çıkış için aynı olduğundan ve yoğunluğunun değişmediği kabul edilerek devre sayısından bağımsız olarak kapasite arttıkça su debisi de artmıştır. Su debisindeki artış su tarafı Reynolds sayısını etkilemektedir. Su debisi arttıkça su tarafının hızı artmakta ve kinematik viskozite ve D_{hid} değişmediğinden dolayı doğrusal artış göstermektedir.

Isıl kapasitenin su tarafı reynolds sayısına bağlı olarak değişiminin incelenmesi gerekir. Devre sayısı arttıkça su tarafı Reynolds sayısının değişimini kapasite üzerindeki etkisi gösterilmiştir.



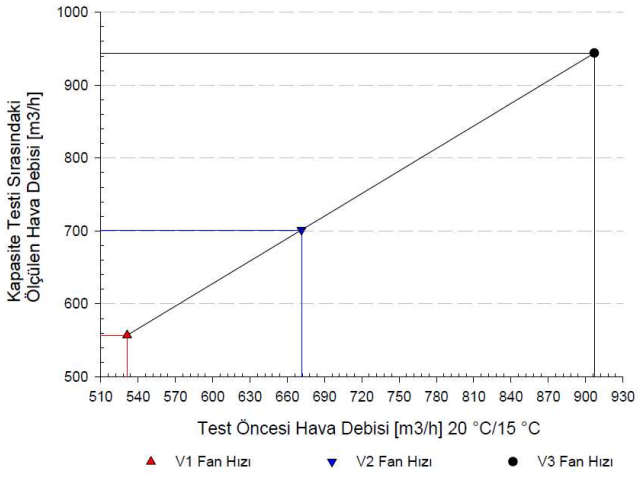
Şekil 3.5 2,3,4 NC düz kanat ısı değiştiricide $Q_{ısı}$ / Re_{su}

Reynolds sayısı arttıkça aynı devrelemede kapasite suyun hızının artışından dolayı hacimsel debi artışından dolayı artmaktadır. Aynı ısıl kapasite $Q_{ısı}$ 5600 Watt için 4 NC devreli ısı değiştirici 2 NC devreli ısı değiştiriciye göre düşük su tarafı basınç kaybında elde edilir.



Şekil 3.6 2,3,4 NC düz kanat ısı değiştiricide su debisi / D_{pc}

Devre sayısının değişimin su tarafı basınç kaybına etkisi gösterildi. Devre sayısı arttıkça su tarafı basınç kaybı ciddi oranda değişmektedir. Toplam su debisi, devrelemeden ve devre sayısından bağımsız olarak, ısı değiştirici toplam yüzey alanı ve hava tarafı ısı taşınım katsayısında aynı hava hızında ciddi bir değişim gerçekleşmediğinden dolayı, ısıl kapasite devre sayısından ve devreleme metodundan etkilenmemektedir. Akış türü değiştirilmediği sürece ısıtma prosesinde devre sayısı aynı hava hızında kapasiteyi etkilemez.



Şekil 3.7 V_1, V_2 ve V_3 Fan hızları düz kanat ısı değiştiricide kuru hava debisi ve ısıtma prosesi deney anındaki hava debisi ilişkisi

Şekil 3.7' ten yola çıkarak fan hızları arasında Denklem 3.2 kullanılarak her bir fan hızı için aralarında ne kadarlık fark olduğunu ve ısı değiştirici üzerindeki hava tarafında basınç kaybı değişimini yorumlayabiliriz.

$$\tan x = \frac{dy}{dx} = \frac{(V2-V1)_y}{(V2-V1)_x} \tag{3.2}$$

Sonuçlar göz önünde bulundurulduğunda devre sayısındaki değişim ısıl kapasiteyi etkilememektedir. Küçük bir değişim söz konusudur fakat bu değişimdeki oran, belirsizlik analizi konu başlığı altında hesaplanan ±%2,85 değerinin içinde kaldığından dolayı ısıtma prosesinde kapasite değişiminin devre sayısından etkilendiği söylenemez. Su tarafından ciddi bir basınç kaybı değişiminin olduğunu deneysel sonuçlarda elde edilmiştir. Ayrıca ısınan havanın ilk başta ölçülen hava debisinden daha fazla olarak ölçüldüğü sonucuna varılmaktadır. Bu etkenler göz önünde bulundurularak ısı değiştirici tasarımında ısıtma prosesi için asıl etmenin su tarafı basınç kaybı olduğu gözükmektedir.

Düz kanatlı ısı değiştiriciler için deneysel çalışmanın sonuçları her biri için ayrı ayrı paylaşılmıştır. Diğer hazırlanan dalgalı kanatlı ısı değiştirici deneysel sonuçları ve panjur kanatlı ısı değiştirici deneysel sonuçları ,ayrıca panjur kanatlı ısı değiştirici de sıra sayısı değişiminin etkisinin sonuçları da ayrı ayrı diğer sayfalarda gösterilmiştir.

3.1.2 Dalgalı Kanatlı Isı Değiştirici Deney Sonuçları

Dalgalı kanat tipinde toplamda 9 adet ısıl kapasite deneyleri yapılmıştır ve elde edilen sonuçlar aşağıdaki tablolarda paylaşılmıştır. Hava debisi deney sonuçlarında da anlaşıldığı gibi, dalgalı kanatlı ısı değiştiricide hava tarafı basınç kaybı , düz kanatlı ısı

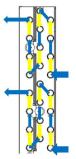
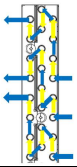
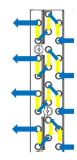
değiştiriciye göre yüksektir. Denklem 3.2'de kullanılarak hesaplanan tanjant değerinden de basınç kaybının daha yüksek olduğu anlaşılmaktadır.

Tablo 3.3 Dalgalı kanatlı ısı değiştirici hava hızı deneysel sonuçları

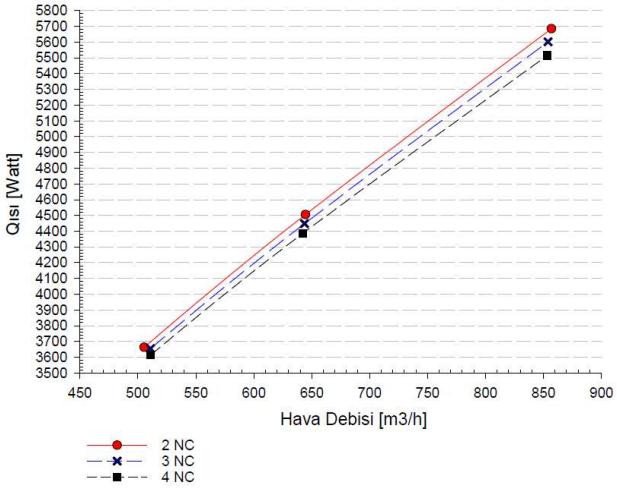
Fan Hızı Parametresi	ESP Pa	İç Oda Şartı DB/WB (°C)	Kanat Tipi	V (m/s)	RPM	PI (Watt)
V_1	0	20 /15	Dalgalı	0,90	655	60,0
V_2	0	20 /15	Dalgalı	1,13	785	70,0
V_3	0	20 /15	Dalgalı	1,51	1000	91,0

Hava hızı deneysel sonuçları yukarıdaki Tablo 3.3'te paylaşıldıktan sonra ısıl kapasite deney sonuçları Tablo 3.4 'te 2,3 ve 4 NC ısı değiştiriciler için hazırlanmıştır.

Tablo 3.4 2,3 ve 4 NC dalgalı kanatlı ısı değiştiricide ısıl kapasite, hava debisi, su tarafı basınç düşümü ve AC motor çekilen güç değerleri

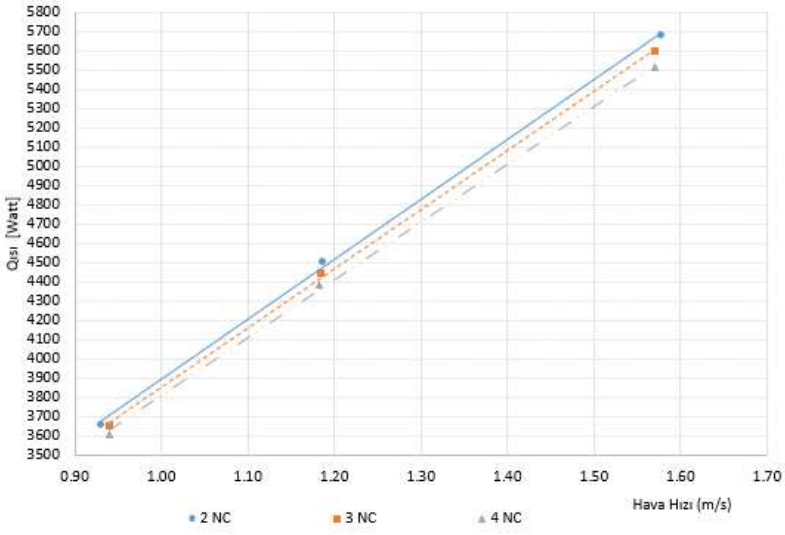
NC	NC şeması	$\dot{Q}$ (m^3/h)	V (m/s)	$Q_{ısı}$ (Watt)	$\dot{V}$ (m^3/h)	$\ddot{V}$ (m/s)	D_{pc} (kPa)	PI (Watt)
2		505,39	0,93	3663,2	0,636	1,24	34,0	59,0
2		644,65	1,19	4506,0	0,793	1,55	50,5	68,0
2		856,89	1,58	5684,6	0,976	1,90	73,7	90,1
NC	NC şeması	$\dot{Q}$ (m^3/h)	V (m/s)	$Q_{ısı}$ (Watt)	$\dot{V}$ (m^3/h)	$\ddot{V}$ (m/s)	D_{pc} (kPa)	PI (Watt)
3		510,92	0,94	3655,5	0,635	0,83	13,4	60,0
3		643,70	1,18	4447,7	0,778	1,01	19,3	69,7
3		853,95	1,57	5602,2	0,978	1,27	29,9	91,0
NC	NC şeması	$\dot{Q}$ (m^3/h)	V (m/s)	$Q_{ısı}$ (Watt)	$\dot{V}$ (m^3/h)	$\ddot{V}$ (m/s)	D_{pc} (kPa)	PI (Watt)
4		510,95	0,94	3613,4	0,625	0,61	7,2	60,0
4		642,44	1,18	4386,9	0,763	0,74	10,4	69,7
4		853,4	1,57	5515,2	0,961	0,94	15,8	91,0

Yukarıda Tablo 3.4'teki deneysel sonuçlara göre grafikler aşağıda gösterilmiştir. Grafikler 4 grupta ısıl kapasite -hava debisi, ısıl kapasite -su tarafı basınç kaybı, hava debisi-sistemden çekilen güç ve su debisi-su tarafı basınç kaybı grafikleri hazırlanmıştır.



Şekil 3.8 2,3,4 NC dalgalı kanatlı ısı değiştirici de $Qısı$ / hava debisi

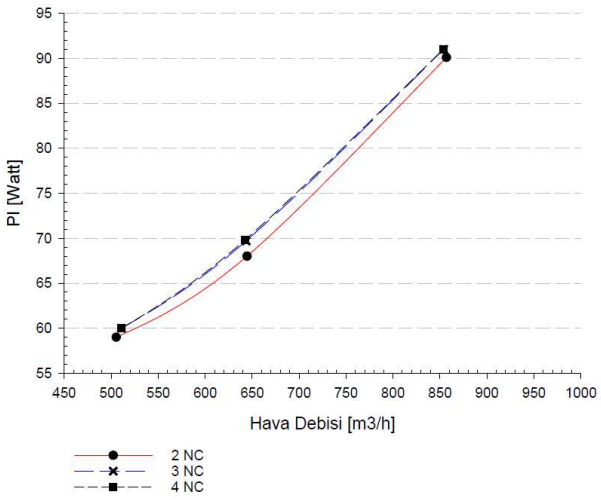
Hava debisi $Qısı$ ilişkisi Şekil 3.8'te gösterildiği üzere hava hızı ilişkisi de incelenecektir. Düz kanatlı ısı değiştirici de yapılan yorum bölümde de geçerlidir.



Şekil 3.9 2,3,4 NC dalgalı kanatlı ısı değiştirici de Qısı / hava hızı

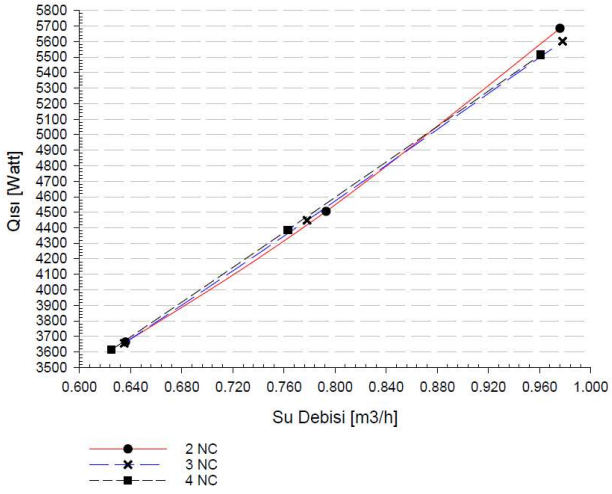
Hava hızı arttıkça ısıl kapasite de doğrusal olarak artmaktadır. Devre sayısına göre hava hızları arasındaki değişim Şekil 3.9'ta daha ayrıntılıdır. Hava hızındaki değişimin kapasiteyi arttırmış ve dalgalı kanat ısı değiştiricinin düz kanatlı ısı değiştiriciye oranla daha verimli olduğu ortaya çıkmıştır. Devre sayısı ısıl kapasite deneylerinde hava debisini çok küçük oranda etkilemiştir.

Dalgalı kanatlı ısı değiştirici deneysel sonuçlarından da anlaşıldığı gibi elde edilen ısıl kapasite hava debisine bağlı olarak doğrusal artarak elde edilmiştir.



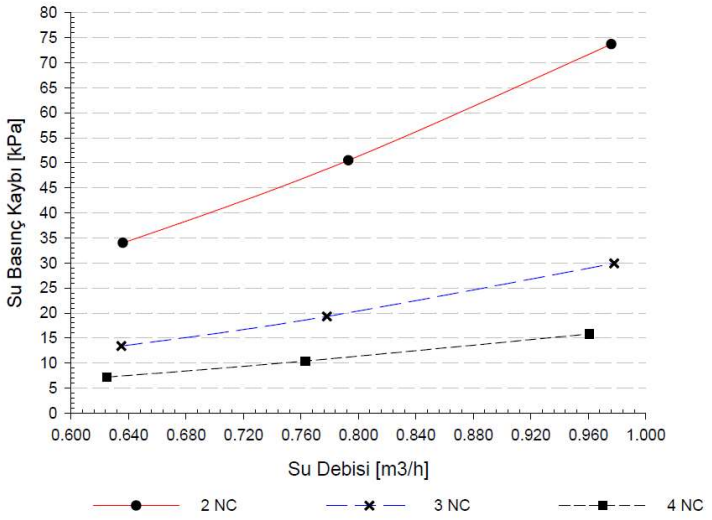
Şekil 3.10 2,3,4 NC dalgalı kanat ısı değiştiricide hava debisi / PI

AC motorlar da çekilen güç değerleri gösterilmiştir. Hava debisine bağlı olarak çekilen güç değerleri üstel fonksiyon olarak devire bağlı artmaktadır. Hava debisinin artışı devir sayısının artışı ile doğru orantılıdır. Devir sayısının artışının karesi ise fanların yapmış olduğu toplam basıncı etkilemektedir. Teorik olarak hava debisi x basınç değeri ihtiyaç duyulan hidrolik gücü ifade eder. Bu durumda devir sayısı artışının küpü , motorun çektiği gücü üstel fonksiyon olarak etkilemektedir.



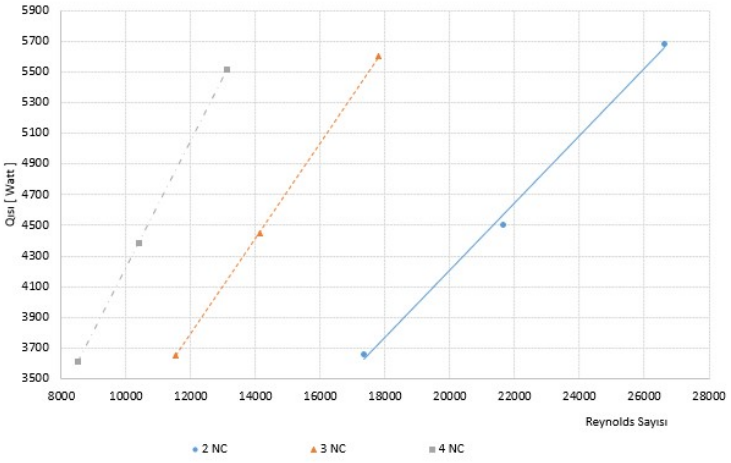
Şekil 3.11 2,3,4 NC dalgalı kanat ısı değiştiricide $Q_{ısı}$ / su debisi

Şekil 3.11'te anlaşıldığı gibi su sıcaklık değerleri giriş çıkış için aynı olduğundan ve yoğunluğunun değişmediği kabul edilerek devre sayısından bağımsız olarak kapasite arttıkça su debisi de artmıştır.



Şekil 3.12 2,3,4 NC dalgalı kanat ısı değiştiricide su debisi / D_{pc}

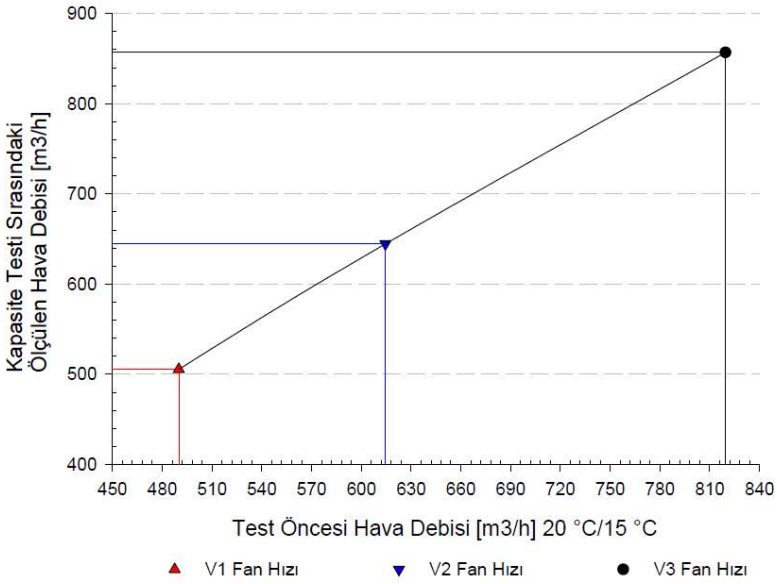
Isıl kapasitenin su tarafı reynolds sayısına bağlı olarak değişiminin incelenmesi gerekir. Devre sayısı arttıkça su tarafı Reynolds sayısının değişimini kapasite üzerindeki etkisi gösterilmiştir.



Şekil 3.13 2,3,4 NC dalgalı kanat ısı değiştiricide su debisi / D_{pc}

Reynolds sayısı arttıkça aynı devrelemede kapasite suyun hızının artışından dolayı hacimsel debi artışından dolayı artmaktadır. Aynı ısıl kapasite $Q_{ısı}$ 5700 Watt için 4 NC devreli ısı değiştirici 2 NC devreli ısı değiştiriciye göre düşük su tarafı basınç kaybında elde edilir.

Devre sayısının değişimin su tarafı basınç kaybına etkisi gösterildi. Devre sayısı arttıkça su tarafı basınç kaybı ciddi oranda değişmektedir. Devre sayısının değişimi kapasite tarafını etkilemediğini ve nedenini düz kanat Şekil 3.4'te aktarılmıştır.



Şekil 3.14 V_1, V_2 ve V_3 fan hızları için dalgalı fin ısı değiştiricide kuru hava debisi ve ısıtma prosesi deney anındaki hava debisi ilişkisi

Şekil 3.14'ten hareketle fan hızları arasında eşitlik Denklem 3.2 kullanılarak her bir fan hızı için aralarında ne kadarlık fark olduğunu ve ısı değiştirici üzerindeki hava tarafında basınç kaybı değişimini yorumlayabiliriz.

Sonuçlar göz önünde bulundurulduğunda dalgalı kanat tipi için devre sayısındaki değişim toplam ısı transfer miktarını etkilemezken, su tarafından ciddi bir basınç kaybı değişiminin bulunduğunu göstermektedir.

3.1.3 Panjur Kanatlı Isı Değiştirici Deney Sonuçları

Panjur kanatlı ısı değiştirici deneylerimizde ilk aşama da daha önceden de bahsedildiği gibi 3 sıra, bir sırada 10 borulu ve 3 devreli üzerinde çalışma yapılmıştır. Daha öncesinde 2 devreli çalışma da denenmiş ve en düşük fan hızında su tarafı basınç kaybı çok yüksek olduğundan, yaklaşık 210 Kpa, 2 devreli 3 sıralı deneysel çalışma sonuçları bu çalışmanın içeriğine işlenmemiştir. Su tarafı basınç kaybı kabul edilen değerin çok dışında olduğundan 2 devreli panjur kanatlı ısı değiştirici sonuçları alınmamıştır.

Daha sonradan deneysel çalışmanın sonuçlarını kıyaslayabilmek ve incelemek adına 3 NC olarak devam edilmiştir. Devreleme metodunun simetri olması adına ve karşılaştırmanın daha sağlıklı yürütülmesi için 3 NC ile deney gerçekleştirilmiştir. Tamamen buradaki amaç devrelemeyi simetri yapısını korumak ve düz, dalgalı kanat tipi ile karşılaştırmak adına bu devreleme kabul edilmiştir.

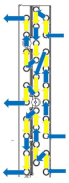
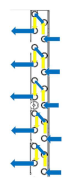
Tablo 3.5 Panjur kanatlı 3 sıralı ısı değiştiricisinde hava hızı deneysel sonuçlar

Fan Hızı	ESP (Pa)	İç Oda Şartı DB/WB (°C)	Kanat Tipi	Sıra Sayısı	Devre Sayısı	V (m/s)	RPM	PI (Watt)
V_1	0	20 /15	Panjur	3	3	0,89	615	60,0
V_2	0	20 /15	Panjur	3	3	1,19	743	70,0
V_3	0	20 /15	Panjur	3	3	1,60	955	93,0
V_3	0	20/15	Panjur	2	5	1,73	900	94,0

Daha sonradan panjur kanatlı ısı değiştirici sıra sayısı 2 ye düşürülmüştür. Devre sayısı da 4 NC den 5 NC ye çıkarılmıştır. Akış türü daha önceki hazırlanan ısı değiştiriciler ile çapraz akış (cross flow) olarak aynı tutulmuştur.

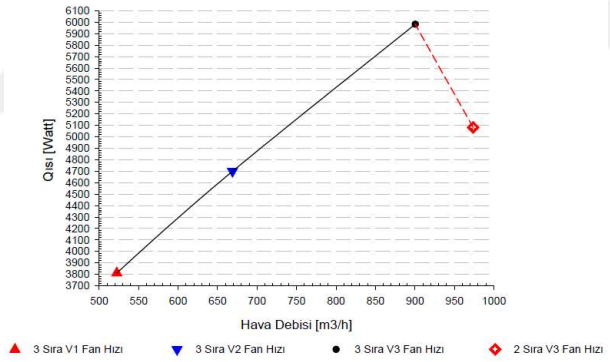
Sıra sayısı azaldıkça hava debisi miktarı artırmaktadır. Aynı zamanda AC motorun çekmiş olduğu güç artmaktadır. Hava debisindeki artış ve bununla beraber motor gücündeki değişim ısı değiştirici üzerindeki hava tarafı basınç kaybının da azaldığının bir göstergesi olmuştur. Bilindiği üzere basınç kaybı artıkça hava debisi düşer ve bununla beraber AC motor gücünde de düşme meydana gelir.

Tablo 3.6 3 NC 3 sıralı ve 5 NC 2 sıralı panjur kanatlı ısıl kapasite, hava debisi, su tarafı basınç düşümü ve motorda çekilen güç değerleri

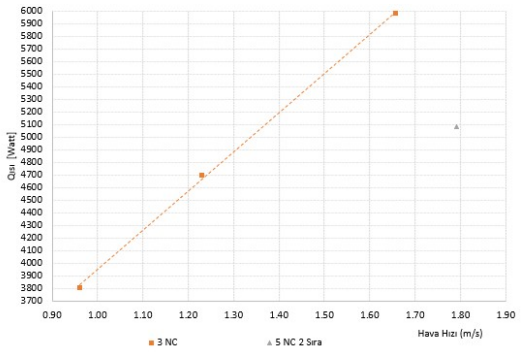
NC	Sıra Sayısı	NC	$\dot{Q}$ (m^3/h)	V (m/s)	$Q_{ısı}$ (Watt)	$\dot{V}$ (m^3/h)	$\ddot{V}$ (m/s)	D_{pc} (kPa)	PI (Watt)
3	3		522.36	0,96	3811.4	0.672	2,43	70.4	59.5
3	3		668.88	1,23	4699.0	0.826	2,98	102.3	69.7
3	3		900.41	1,66	5981.5	1.031	3,72	153	92.2
NC	Sıra Sayısı	NC	$\dot{Q}$ (m^3/h)	V (m/s)	$Q_{ısı}$ (Watt)	$\dot{V}$ (m^3/h)	$\ddot{V}$ (m/s)	D_{pc} (kPa)	PI (Watt)
5	2		-		-	-		-	-
5	2		-		-	-		-	-
5	2		973.79	1,79	5081.9	0.881	3,18	27.4	94.3

Tablo 3.6 de panjur kanatlı ısı değiştirici deneyse çalışması için sonuçlar paylaşılmıştır. Panjur kanatlı ısı değiştirici de sıra sayısı değiştirilmiştir. Değiştirilmesinin sebebi 3 sıralı ısı değiştiricinin su tarafı basınç kaybının çok yüksek gelmesidir. Eğer su tarafı basınç kaybını makul seviyelere getirmek istenseydi bu durumda devre sayısı 6 veya daha üstü kullanılmalıydı. Bu durumda ise deneysel çalışmalarımızda belirlemiş olduğumuz karşıt akış teorimi bozulacaktı. Tüm bu nedenlerden dolayı sıra sayısı bir azaltılmış ve devre sayısı 5 NC yapılmıştır. Akış türü bu sayede korunmuştur. Bu çalışmamızda diğer bir sonuçta sıra sayısındaki değişimin ısıl kapasite üzerindeki etkisini bizlere göstermiştir.

Şekil 3.15'te hava debisi- ısıl kapasite ilişkisi gösterilmiştir. Kırmızı nokta doğrusal çizginin dışında bir noktadır. 2 sıralı 5 devreli V_3 hava hızına ait ısıl kapasite hava debisi deney sonucunu göstermektedir. Grafikten de anlaşıldığı gibi hava debisi artmıştır. 2 sıralı panjur kanatlı ısı değiştirici de ısıl kapasite 3 sıralı V_3 hava hızındaki ısıl kapasiteye göre düşmüştür. Düşüş oranı yaklaşık olarak alanları oranına eşittir. Fakat hava debisindeki artış ısı değiştirici yüzeyindeki hava hızını arttırdığından dolayı kapasiteyi bir miktar artmıştır.

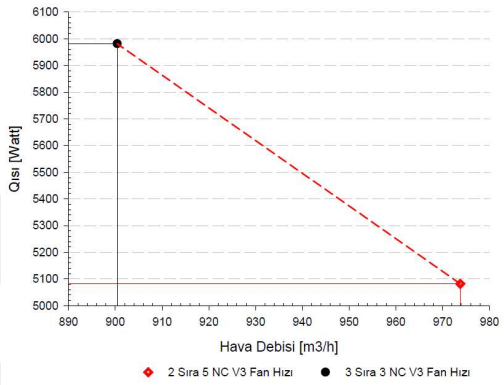


Şekil 3.15 3 sıra 3 NC ve 2 sıra 5 NC panjur kanat $Q_{ısı}$ / hava debisi



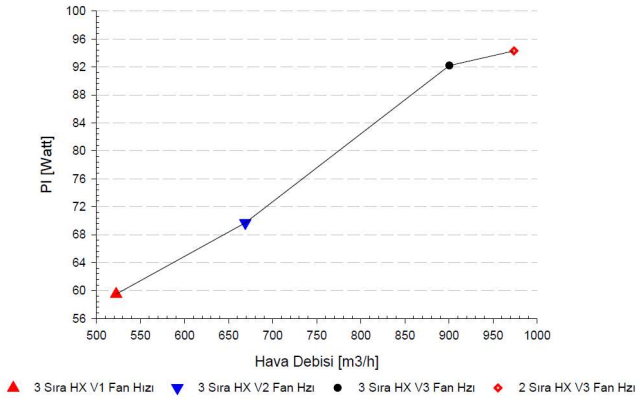
Şekil 3.16 3 sıra 3 NC ve 2 sıra 5 NC panjur kanat $Q_{ısı}$ / hava hızı

Sıra sayısı 3 sıradan 2 sıraya indirildiğinde aynı V_3 fan hızında ölçülen hava debisi ve ısıl kapasite sonuçları verilmiştir. Deneysel sonuçlar da hava debisi artmış olmasına rağmen ısıl kapasite düşmüştür. Hava debisi ısı değiştirici üzerindeki hava tarafı basınç kaybı düşüşünden dolayı artmaktadır. Isıl kapasite düşmesinin nedeni toplam ısı transfer yüzey alanının azalmasından kaynaklanır. Toplam yüzey alanı ısı transferini doğrusal olarak etkiler. Hava hızındaki artış reynolds sayısını arttırmıştır. Reynolds sayısındaki artış yüzey alanının değişim oranından daha düşük kaldığından dolayı da ısı transferi düşmektedir. Bu sıra sayısının etkisini göstermektedir.



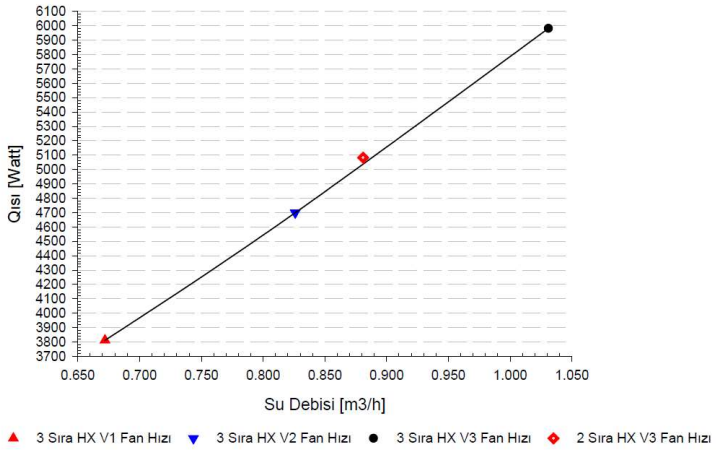
Şekil 3.17 V3 fan hızında 3 Sıra 3 NC ve 2 sıra 5 NC panjur kanatlı ısı değiştiricide $Q_{ısı}$ / hava debisi

Hava debisi- çekilen motor gücü aşağıdaki Şekil 3.13'te gösterilmiştir. Kırmızı nokta 2 sıralı panjur kanatlı ısı değiştirici deneysel sonucudur. Hava debisi artışı motorun çekmiş olduğu gücü de arttırmıştır.



Şekil 3.18 3 sıra 3 NC ve 2 sıra 5 NC panjur kanatı ısı değiştiricide PI / hava debisi

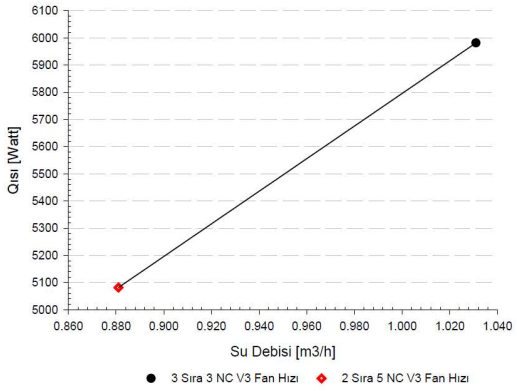
Sıra sayısındaki değişim ısıl kapasiteyi etkilemiştir. Fakat Şekil 3.14'te görüldüğü gibi doğrusal olarak ısıl kapasiteyi etkilemektedir. Deney sonuçlarından elde edilen grafikte doğrusal çizginin üzerinde yine su debisi elde edilmiştir.



Şekil 3.19 3 sıra 3 NC ve 2 sıra 5 NC panjur kanatı ısı değiştiricide Qısı / su debisi

Su debisi toplam ısıtma kapasitesine bağlıdır.2 sıra 5 NC ısı değiştiricisinde elde edilen ısıtma kapasitesi, 3 sıralı 3 NC panjur kanatlı ısı değiştiricisinde V_2 ve V_3 hava hızlarındaki elde edilen ısıtma kapasite arasında kaldığından dolayı grafikte de su debisinin bu fan hızlarının arasında kaldığı sonucu elde edildi.

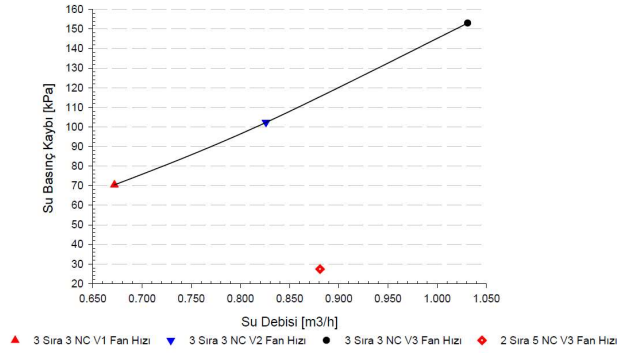
V_3 hava hızında su debisi- ısıl kapasite ilişkisi 2 sıralı 5 NC ve 3 sıralı 3 NC için Şekil3.15'te paylaşılmıştır.



Şekil 3.20 V3 3 sıra 3 NC ve 2 sıra 5 NC panjur kanat ısı değiştirici $Q_{ısı}$/su debisi

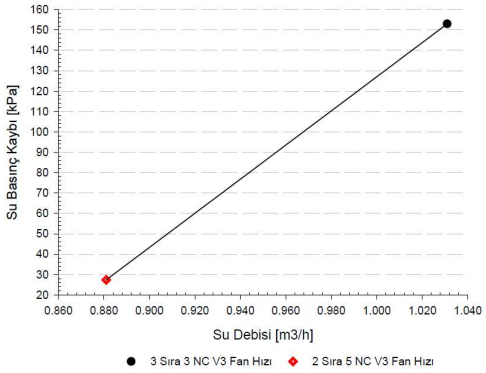
Şekil 3.20'ta aynı fan hızında V_3 deneysel sonuçlar gösterilmiştir. Sıra sayısı 1 sıra azaltılıp devre sayısı 3'ten 5'e NC çıkarılmasına rağmen su debisi doğrusal olarak değişim gösterdi. Bu durumda sıra sayısı artırılmış olursa yine bu grafikte doğrusal üzerinde artmış olarak sonuç elde edilecektir.

Daha sonraki değerlendirme noktası su tarafı basınç kaybıdır. Daha önceki bölümde de belirtildiği gibi boru çapının 9.52 mm'den 7.00 mm değiştirilmesi su tarafı basınç kaybını arttırmıştı. Bu kısımda ise panjur kanatlı ısı değiştirici de sıra sayısının değişimin su tarafı basınç kaybını nasıl etkileneceğini grafik üzerinden Şekil 3.16 'dan yorumlanır.

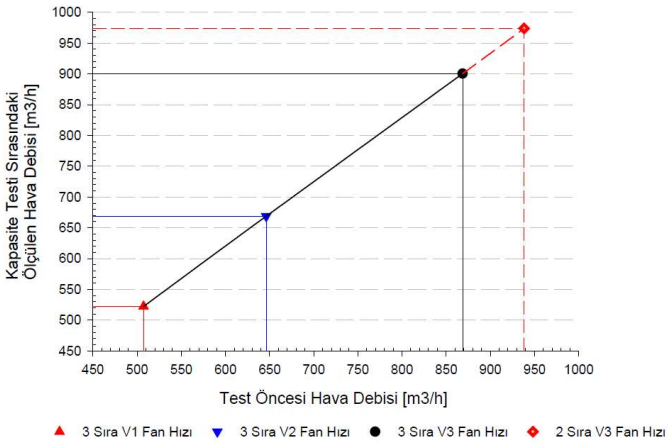


Şekil 3.21 3 sıra 3 NC ve 2 sıra 5 NC panjur kanat ısı değiştirici D_{pc} / su debisi

Şekil 3.21'de belirtilen kırmızı nokta 2 sıralı ısı değiştiricinin basınç kaybını göstermektedir. Grafikten de görüldüğü gibi kırmızı nokta çizginin dışındadır ve değeri diğerlerine oranla küçüktür. Bunun sebebi 3 sıralı ısı değiştirici de bir devre de 10 boru dolaşırken, 2 sıralı 5 NC ısı değiştirici de bir devre de 4 boru dolaşmaktadır. Bu durumda su dört borudan dolaşıp ısı değiştiriciden çıktığı için toplam boru uzunluğu dirsek sayısı azalmıştır. Bu etmenlerde basınç kaybını değiştirmiş ve aynı karakterde basınç kaybı göstermemiştir. Bu durumda kullanılan korelasyon değişmelidir.



Şekil 3.22 V3 3 sıra 3 NC ve 2 sıra 5 NC panjur kanatlı ısı değiştiricide D_{pc} / su debisi



Şekil 3.23 3 sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları ve 2 sıra V_3 fan hızları panjur kanatlı ısı değiştiricide hava debisi ve ısıtma prosesi deney anında ölçülen hava debisi ilişkisi

Hava hızı arttıkça hava tarafındaki basınç kaybı da artmaktadır. Bununla birlikte ısınan hava da yoğunluk değişiminden dolayı basınç kaybı da etkileneceğinden yukarıdaki Şekil 3.18' te grafik paylaşıldı. Bu grafikten hareketle sadece fan hızındaki hava debisi arttıkça ısıtma prosesi esnasındaki ölçülen hava debisi miktarı da artacak ve bu fark en çok hava debisi artışının olduğu nokta da gözlemlenecektir.

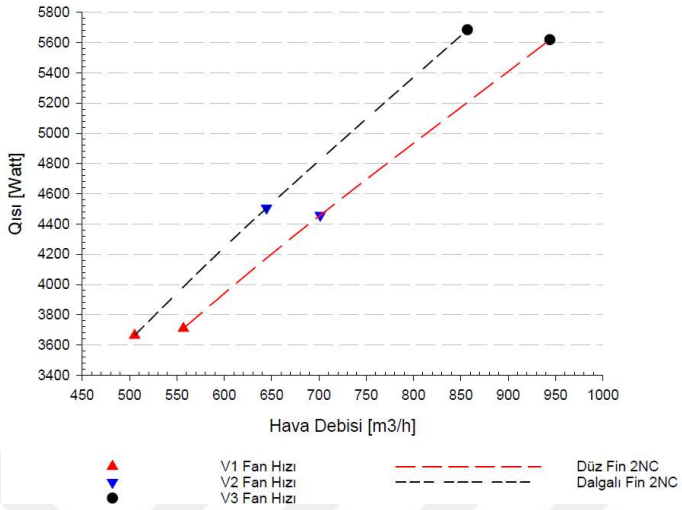
3.2 Kanat Tiplerine Göre Deneysel Sonuçlarının Karşılaştırılması

Bir önceki bölümde gerçekleştirilen tüm deneysel çalışmalar, kanat tipleri aynı olmak şartı ile hava debisi (hava hızı) ve devre sayısı-metodu değişkenliğine göre karşılaştırılmıştır. Bu bölümde ise optimum kanat tipi ve devre sayısının ilişkisini görmek amacıyla kanat tipleri kendi içinde devre sayıları aynı olmak şartı ile karşılaştırılmış ve sonuçlar grafikler üzerinde gösterilmiştir.

Elde edilen tüm sonuçlar bir araya getirilip değerlendirildiğinde ısıtma prosesi üzerinde devre sayısının etkisi, devreleme şekli ve kanat tipinin hava debisi üzerindeki etkisi deneysel sonuçlarıyla birlikte sunulmaktadır.

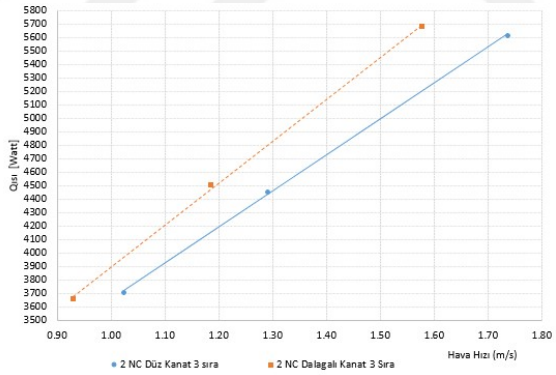
Deneysel çalışmalar su tarafı Reynolds sayısı ve hava hızı üzerinden de incelenerek akış türüne göre yorumlanır. Su tarafı için deney sonuçlarından $Re_{su} \geq 8716$ sonucu çıkmaktadır. Akış türü türbülanslı alandadır. Reynolds sayısı $8716 \leq Re_{su} \geq 37325$ için deneysel sonuçlar karşılaştırılır. Hava tarafı için hava hızı $0{,}93 \leq V \geq 1{,}79$ aralığında çalışılmıştır. Geniş bir reynolds alanında ve hava hızında deneysel sonuçlar sunulmuştur. Boru çapının değişimi, Ø 9,52 mm'den Ø 7,00 mm ye kadar 2 ,3 ve 4 NC için sonuçlar irdelenir. Kanat tiplerinin kendi aralarında kıyaslanmasında düz ve dalgalı kanat tipi

arasındaki farkı ifade edilmektedir. Düz ve dalgalı kanat ısı değiştiriciler için aynı kıyaslama yapılmasının nedeni ısı değiştirici boyu ve yüksekliğinin aynı olmasından kaynaklıdır.



Şekil 3.24 3 Sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 2 NC li düz kanat ve dalgalı kanat ısı değiştiricilerinde hava debisi ısıl kapasite değişimi

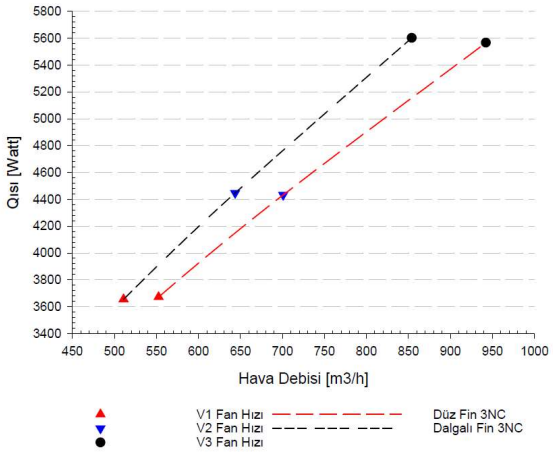
Hava debisi karşılaştırılmasından sonra hava hızları içinde ısıl kapasite hava hızı eğilimi Şekil 3.25'te gösterilmiştir.



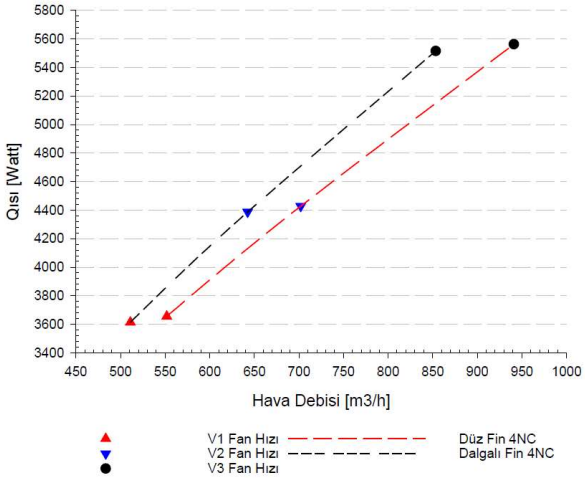
Şekil 3.25 3 Sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 2 NC düz ve dalgalı kanat ısı değiştiricilerinde hava hızı ısıl kapasite değişimi

Düz ve dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerinde hava debisi ve hava hızı aynı fan hızında (V_1, V_2, V_3) karşılaştırıldığında dalgalı kanat ısı değiştirici tipinde hava hızı düşmektedir. Dalgalı kanatlı ısı değiştiricide hava hızı düşmesine rağmen elde edilen toplam ısıl kapasite hemen hemen aynı kalmaktadır. AC motor yerine DC motor kullanılsaydı, devir sayısı aynı kalacağından dolayı ve hava debisi de düz kanatlı ısı değiştiricisindeki elde edilen hava debisine eşit olarak deneysel çalışma gerçekleştirilseydi , dalgalı kanat ısı değiştirici , düz kanatlı ısı değiştiricisin daha verimli ısı transferi sağladığı gözükecekti.

Şekil 3.19 da 3 sıralı 2 NC devreli düz kanatlı ısı değiştiricisinde V_2 hava hızı 700 m^3/h. V_2 hava debisine karşılık gelen ısıl kapasite düz kanatlı ısı değiştiricisinde 4440 Watt. Aynı hava debisi 700 m^3/h dalgalı kanatlı ısı değiştiricisinde 4800 Watt ısıl kapasiteye denk gelmektedir. Elde edilen bu ısıl kapasiteleri (4800 / 4440)-1) oranı, 8.108 % ısıl kapasite artış oranı belirsizlik oranı ±2.85 % daha büyüktür. Bu sonuçlarda deneysel çalışmamızda dalgalı kanatlı ısı değiştiricinin, düz kanatlı ısı değiştiricisinden daha verimli olduğunu göstermiştir. Diğer 3 NC ve 4 NC devreli ısı değiştiriciler için deneysel sonuçlar Şekil 3.20 ve Şekil 3.21'te paylaşıldı. Her iki deneysel sonuçlar içinde dalgalı kanatlı ısı değiştirici , düz kanatlı ısı değiştiricisinden devre sayısından bağımsız olarak daha verimli olduğu gözükmektedir.

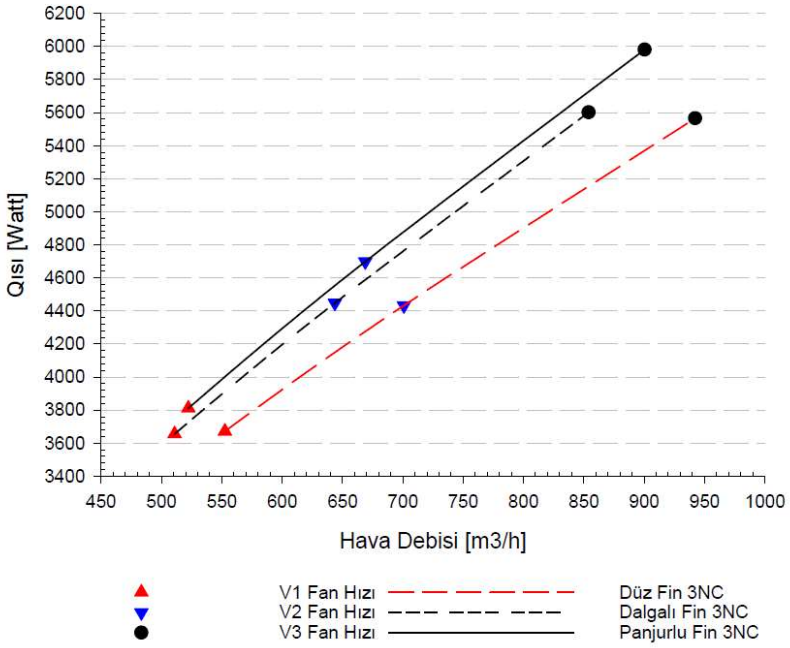


Şekil 3.26 3 sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 3 NC li düz ve dalgalı kanatlı ısı değiştiricisinde hava debisi ısıl kapasite değişimi



Şekil 3.27 3 sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 4 NC li düz ve dalgalı kanatlı ısı değiştiricisinde hava debisi ısıl kapasite değişimi

Şekil 3.28’ te üç farklı kanat tipinin hava debisi ısıl kapasite grafiği paylaşıldı. Aynı hava debisinde en verimli olabilecek ısı değiştirici tipi belirlenecektir. Grafik aynı zaman da hava tarafındaki basınç kaybı düşüşünün en çok hangi tip ısı değiştirici de olduğunu gösterir.



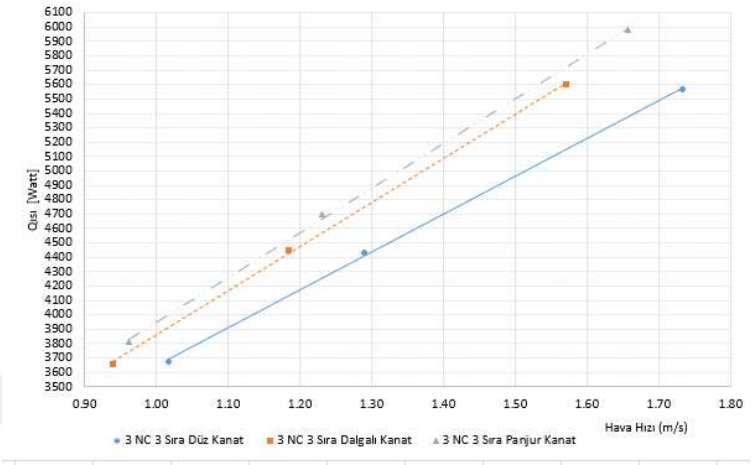
Şekil 3.28 3 sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 3 NC li düz , dalgalı ve panjurlu kanat tipinde hava debisi kapasite değişimi

Şekil 3.22 de deneysel sonuç 3 farkı kanat tipi içinde grafikte gösterildi. Elde edilen sonuçlara bakıldığında en çok hava debisi düz kanatlı ısı değiştiricisinde ve en az hava debisi dalgalı kanatlı ısı değiştiricisinde elde edilmiştir.

Fakat panjur kanatlı ısı değiştiricisinde kanat geometrisi farklıdır. Panjur kanatlı ısı değiştiricisinin kanat geometrisi havanın hareket ettiği doğrultu dikkate alındığında en az olanıdır. Bu durumu dikkate alarak değerlendirme yapıldığında dalgalı kanat ısı değiştirici tipinde hava debisinin en az olması panjur kanatlı ısı değiştirici tipinde mesafenin az olmasından dolayı kaynakladığını söyleriz.

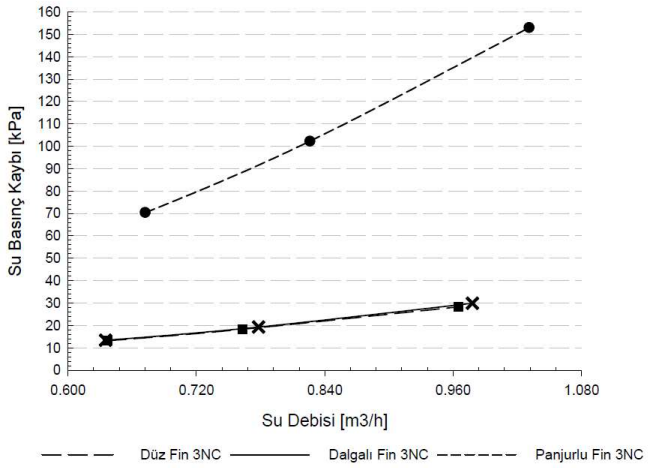
Sonuçlar incelendiğinde aynı hava debisinde en verimi ısı değiştirici panjur kanatlı ısı değiştirici olur. Önceki Şekil 3.19 da alınan hava debisinden hareketle , 700 m^3/h hava debisi, düz kanatlı ısı değiştiricisinde ısıl kapasite 4440 Watt, dalgalı kanatlı ısı değiştiricisinde ısıl kapasite 4800 Watt. Panjur kanatlı ısı değiştiricisinde ise 700 m^3/h hava debisine karşılık gelen ısıl kapasite 4860 Watt. Daha önceden hesaplanmış ısıl kapasite artışı 8.108 % oran düz ve kanatlı kanat ısı değiştiriciler arasındaki artış oranıydı.

Panjur kanatlı ısı değiştirici dalgalı kanatlı ısı değiştiricisinden daha verimli ısıl kapasite sağladığı da grafikte gösterildi ve sayısal değerlerle karşılaştırıldı. Belirsizlik oranının da dışında bir artış söz konusudur. Bu durumda panjur kanatlı ısı değiştirici hava debisi – ısıl kapasite yönünden verimlidir.



Şekil 3.29 3 sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 3 NC li düz kanat, dalgalı kanat ve panjurlu kanat tipinde hava hızı kapasite değişimi

Hava debi ve hava hızına göre verimli olacak ısı değiştirici tipini belirledikten sonra su tarafı basınç kaybı sonuçlarının da değerlendirilmesi gerekir. Daha önceki bölümlerde aktarıldığı gibi hava debisi arttıkça kapasite değerleri de buna bağlı olarak doğrusal artmaktadır. Kapasite tarafındaki artış su debisini de doğrusal olarak etkilemektedir. Bu sonuçlardan hareketle Şekil 3.30 ve Şekil 3.31 'te su debisi ve su tarafı basınç kaybını her tip ısı değiştirici için değerleri gösterilmiştir.

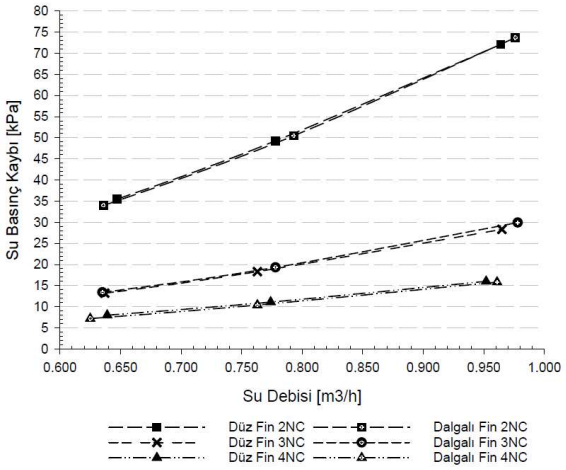


Şekil 3.30 3 sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 3 NC düz ,dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştiricilerinde su debisi su basınç kaybı değişimi

3 sıra 3 NC için ısı değiştiricilerin deneysel sonuçları Şekil 3.23'te gösterilmiştir. Aynı devre sayısına sahip hazırlanmış olan ısı değiştirici tiplerinde en çok basınç kaybının panjur kanatlı ısı değiştirici tipinde görünmüştür ve grafikten elde edilen veriler kabul edilebilirliğin dışındadır. D_{pc} değerleri düz ve dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerine oranla 5 katı daha fazladır. Bunun sebebi panjur kanatlı kanat tipinde Ø7.00 mm çaplı bakır borunun kullanılmasıdır. Kanat geometrisine bağlı olarak kullanılacak bakır boru çapları da belirlenmektedir. Bu sebeple seçilmiş olan panjur kanat ısı değiştiricisinde Ø7.00 mm çaplı bakır boru kullanılması gerekmektedir. Bunun sonucunda da alanın azalması ve akışkan hızının boru içerisinde artmasından dolayı su tarafı basınç kaybı çok yüksektir.

Basit bir teorem ile aktarılması gerekirse, (9.52 mm / 7.00 mm)^2 ifadesinden hareketle sadece boru çapının 9.52 mm 7. 00 mm çekilmesi su tarafı basınç kaybını 1.84 katına çıkarmıştır. Bu artışa suyun toplam dolaştığı boru sayısı (10/8) ve suyun dönmüş olduğu U boru sayısı da (9 / 7) eklendiğinde bu oran 2.97 katına kadar çıkmaktadır. Bu sadece aynı su debisinde basınç kaybının ne kadar değişeceğini göstermektedir.

Diğer bir nokta ise düz ve dalgalı kanatlı ısı değiştirici tiplerinde su tarafı basınç kaybı değerleri neredeyse aynıdır. Bu durumda kanat tipi su tarafı basınç kaybını etkilemediği sonucuna varılır. Önemli etken su tarafı için kullanılacak olan bakır boru çapıdır. Düz ve dalgalı kanatlı ısı değiştirici tiplerinin diğer devre sayıları içinde grafik hazırlandı. Şekil.3.24'te devre sayısına bağlı olarak basınç kaybı değişimi gösterilmiştir. Bu iki tip arasında kıyaslama yapılmasının sebebi sadece kanat tiplerinin farkı olması ve diğer tüm parametrelerin hazırlanan ısı değiştiriciler için aynı kalmasından dolayıdır.



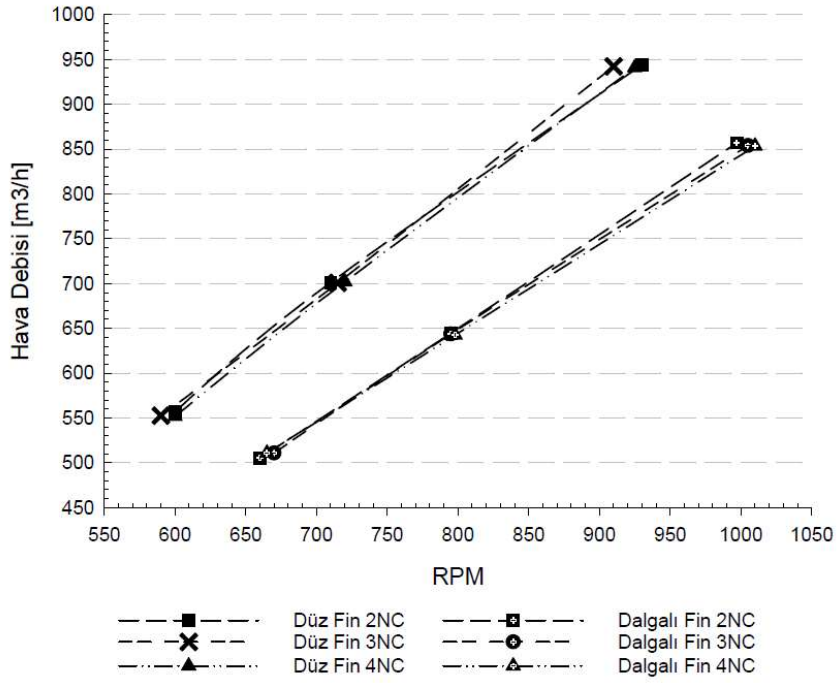
Şekil 3.31 3 sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 2, 3 ve 4 NC düz kanat ve dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerinde su debisi su basınç kaybı değişimi

Şeki.3.24 ten hareketle devre sayısı arttıkça su tarafı basınç kaybı düşmektedir. Hava debisine göre düz ve dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerinde dalgalı kanatlı ısı değiştirici verimli seçildiğinden, dalgalı kanatlı ürün 4 NC devreli ısı değiştirici su tarafı basınç kaybı değerlendirilmesi yönünden en verimli tiptir.

Şekil 3.25'te hava debisi devir sayısı ilişkisi gösterilmiştir. Dalgalı ve düz kanatlı ısı değiştiriciler için hava debisine bağlı devir sayısındaki değişiminin ilişkisi grafikte anlatıldı. Devre sayısındaki değişikliğin, bu iki kanat tipindeki etkisi, hava debisi-devir sayısı ilişkisi üzerinde incelendi.

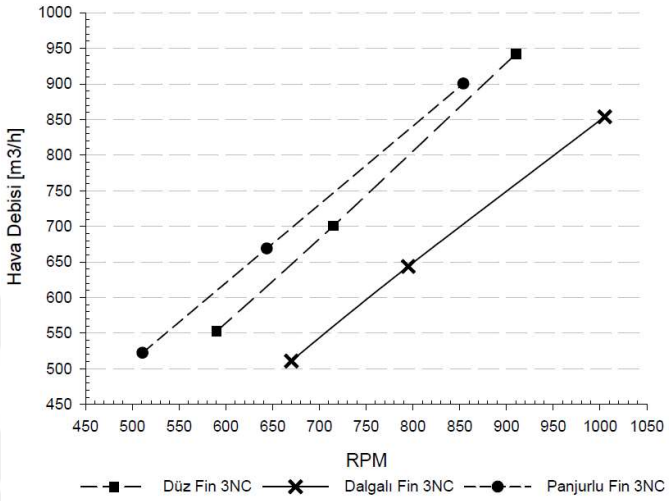
Panjur kanatlı ısı değiştirici grafiğe dahil edilmemiştir. Elde edilen su tarafı basınç kaybı değeri çok yüksek olduğundan 3 sıralı olarak değil 2 sıralı olarak hazırlanan panjur kanatlı ısı değiştiricinin deneysel sonuçları üzerinden devam edilecektir. Panjur kanatlı ısı değiştiricinin çıkarılmasından dolayı da düz ve dalgalı kanat ısı değiştiriciler üzerinde durulmuş ve verimli olarak seçilmiş dalgalı kanat ısı değiştirici tipi için rpm-hava debisi ilişkisine bakılmıştır.

Düz ve dalgalı kanatlı ısı değiştiriciler için devre sayısına bağlı olarak her bir fan hızında devir sayısı-hava debisi grafiği hazırlandı.



Şekil 3.32 3 sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 2, 3 ve 4 NC düz ve dalgalı kanat ısı değiştiricilerin rpm-hava debisi değişimi

Şekil 3.32'e göre düz kanatlı ısı değiştirici tipinde AC motor devir sayısı değerleri dalgalı kanatlı ısı değiştirici tipine göre daha düşüktür. Aynı devirde değerinde düz kanatlı ısı değiştiricisindeki hava debisi dalgalı kanatlı ısı değiştirici tipine göre daha yüksek elde edilecektir. 800 devirde dalgalı kanatlı ısı değiştiricinde hava debisi 650 m^3/h iken , düz kanatlı ısı değiştiricisinde 800 devirde hava debisi 800 m^3/h. Artış oranı, (800 /650) hava debisi oranı, 23% daha artmıştır. Bu artış oranı ısıl kapasiteyi de artıracaktır.

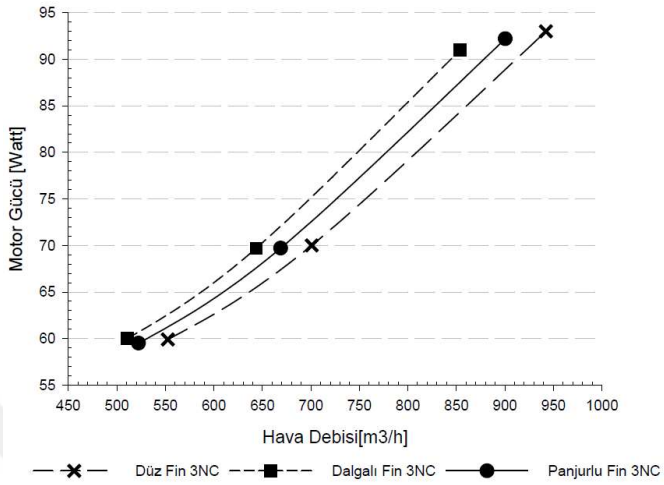


Şekil 3.33 3 Sıra V_1, V_2 ve V_3 fan hızları 3 NC düz , dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştiricilerinde rpm hava debisi değişimi

Şekil 3.33'da 3 sıra için 3 farklı kanat tipinde devir sayısı hava debisi ilişkisi ek olarak sunulmuştur. Grafikten elde edilecek olan sonuç daha önceki bölümlerde de belirtildiği gibi, panjur kanatlı ısı değiştiricide havanın hareket ettiği doğrultuda mesafenin diğerlerine oranla az olmasından dolayı, hava tarafı basınç kaybı da düşmektedir. Kanat geometrisini diğerlerinden farklı olarak 21x12 tasarlanması ısı değiştiricide mesafeyi azaltmıştır. Bu durumda aynı devir sayısında değeri alınıp üçü için kıyaslamada en çok hava debisi panjur kanatlı ısı değiştirici tipinde elde edilecektir. Önceki Şekil 3.25'te verilen örnekte 800 devirde için düz kanatlı ısı değiştiricisinde hava debisi 800 m^3/h, dalgalı kanatlı ısı değiştiricinde 800 devirde hava debisi 650 m^3/h iken , panjur kanatlı ısı değiştiricisinde 800 devirde hava debisi 840 m^3/h. Bu durumda aynı devirde hava debisi olarak panjur kanatlı ısı değiştirici verimlidir.

Hava debisi kıyaslaması yapıldıktan sonra devir sayısı hava debisi ilişkisine bağlı olarak da motorun çektiği güç değerleri de önemlidir. Aynı devir e hava debisi en çok panjur kanatlı ısı değiştiricisinde elde edilir. Eğer aynı hava debisi hazırlanan 3 farklı kanat tipli ısı değiştiricisinde geçirilseydi bu durumda motor güçleri değişecektir. Şekil 3.34 aynı

hava debisi kullanıldığında AC motorların şebekeden çekeceği gücü göstermektedir. Bu kıyaslama su tarafı basınç kaybında belirtildiği gibi, enerji sarfiyatı yönünden önemlidir. Yüksek oranda enerji tüketimi verimliliği azaltmaktadır. Tüm sistem geri ödeme süresi ve verimliliği dikkate alındığında fanların (AC Motor) çektiği güç önem arz etmektedir.



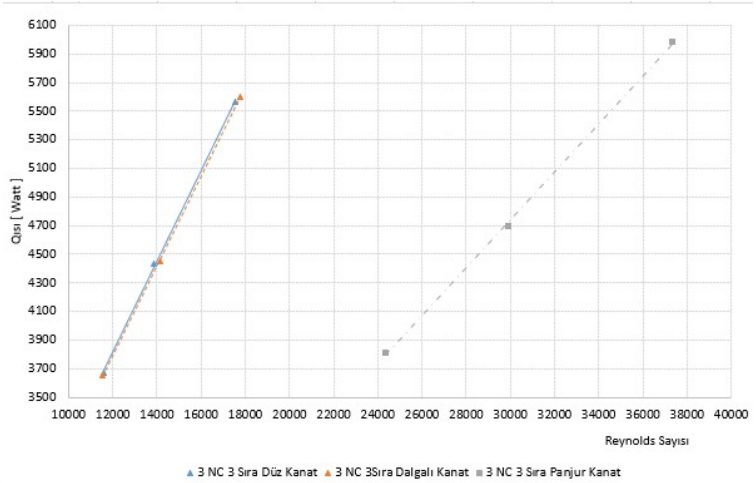
Şekil 3.34 3 Sıra V1, V2 ve V3 fan hızları 3 NC düz , dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştiricilerinde hava debisi motor gücü değişimi

Şekil 3.34 'te deneysel sonuçların hava debisi ve AC motor gücü verileri gösterilmiştir. Deney sonuçlarına göre düz kanatlı ısı değiştiricisinde yüksek hava debisi düşük motor gücünde elde edilebilmektedir. Düz kanatlı ısı değiştiricinde hava tarafı için basınç kaybı katsayısı diğer hazırlanan dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştiricilerine göre daha düşüktür. Hava hızı diğerlerine oranla artmakta ve bununla birlikte hava debisi artmaktadır. Bu sebeple de daha düşük devirde yüksek hava debisi elde edilebilmektedir.

Eğer aynı hava debisinde, hazırlanan üç tip kanatlı ısı değiştiriciler için, hava debisi motor gücü grafiğine bakıldığında en yüksek motor gücü dalgalı kanatlı ısı değiştiricisinde olacaktır. AC motor gücünü eksi efekt olarak kabul ettiğimizde, ısı değiştiricinin enerji sarfiyatını ve kazançlarını etkileyecektir. Şekil 3.34 ten hareketle 800 m^3/h hava debisinde düz kanatlı ısı değiştiricinde motor gücü 79 Watt, 800 m^3/h hava debisinde dalgalı kanatlı ısı değiştiricinde motor gücü 86 Watt ve 800 m^3/h hava debisinde panjur kanatlı ısı değiştiricinde motor gücü 82.5 Watt .Bu durumda en verimsiz olan dalgalı kanatlı ısı değiştiricidir. Enerji sarfiyatı yönünden de bu parametre ısı değiştirici tasarımlarında dikkate alınmalıdır.

Son konuda da su tarafı Reynolds sayısına göre 3 NC 3 Sıra düz, dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştirici için ısıl kapasite Reynolds sayısı sonuçları paylaşılmıştır. Hazırlanan ısı

değiştiriciler için ortak tasarım için 3 NC 3 sıra ısı değiştiriciler seçilmiştir. Hava hızından bağımsız olarak ısıl kapasite artışının Reynolds sayısı üzerindeki ilişkisi gösterilmiştir.



Şekil 3.35 3 Sıra V1, V2 ve V3 fan hızları 3 NC düz , dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştiricilerinde Re_{su} / Qısı değişimi

Şekil 3.35 'te Re_{su} / Qısı değişimi gösterilmiştir. Düz ve dalgalı kanat ısı değiştirici tipleri için kanat tipinden Re_{su} sayısı kanat tipinden bağımsızdır. Isı değiştiricideki kullanılan boru çapı ve devre sayısı Re_{su} sayısını etkilemektedir. Panjur kanat tipi için Re_{su} değeri çok yüksek elde edilmiştir. Panjur kanatlı ısı değiştirici boru çapı Ø 7,00 mm olduğundan düz ve dalgalı kanat tipindeki boru çaplarından Ø 9,52'den küçük olduğundan Re_{su} daha büyük elde edilir. Boru çapı küçüldükçe aynı su debisinde Re_{su} artar.

3.3 Belirsizlik Analizi

Burada gerçekleştirilen deneysel çalışmalarının asıl hedefi devre sayısı ve devreleme metotlarının farklarına göre toplam ısı transferinin incelenmesidir. Tüm deneysel çalışmalar aynı şartlarda yapılmıştır. Fakat bu deneysel çalışmada kullanılan cihazlarının da sapmaları söz konusudur. Bu sebeple bu bölümde de yapılan deneysel çalışmalar için belirsizlik analizi çalışması yapılmıştır.

Deneylerin gerçekleştiği deney düzeneğinde birtakım parametreler bulunmaktadır. Bu parametreler deney esnasında ve deney sonucunda belirli oranlarda etkilemektedir. Bu etkilemenin sonucunda her bir parametrenin kendi içinde hata oranları ile birlikte değerlendirilerek tekrardan sonuçların gözden geçirilmesi gerekmektedir. Deneysel çalışmaların hata analizi için geliştirilen ve ilk olarak Klinic ve McClintock tarafından ortaya konulan belirsizlik analizi (uncertainty analysis) yöntemi tercih edilmiştir. Bu yöntem yaygın olarak deneysel çalışmalarda kullanılmaktadır.

Bu durumda deney sonucunda elde edilmesi gereken sonuçlar K ve her bir etken $x_1, x_2, x_3, x_4, \ldots, x_n$

$K=K(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, \ldots x_n)$

Her bir değişken için belirlenmiş, önceden gösterilmiş hata oranları ise $w_1, w_2, w_3, \ldots w_n$ ve ulaşmak istediğimiz sonuç K büyüklüğü için toplam hata oranı w_K olarak,

$$w_K = \pm \left[\left(\frac{\partial K}{\partial x_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial K}{\partial x_2} w_2\right)^2 + \left(\frac{\partial K}{\partial x_3} w_3\right)^2 + \ldots + \left(\frac{\partial K}{\partial x_n} w_n\right) \right]^{1/2} \quad (3.2)$$

Yukarıda Denklem 3.2 yardımıyla deneysel sonuçların belirli parametrelere bağlı olarak hata oranları da deneysel sonuçların değerlendirilmesi adına sunulmuştur.

3.4 Isı Transferinin İncelendiği Deneylerin Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışmalarda hatalara neden olacak parametreler belirlenerek genel olarak tek bir formülde elde edilmiştir. Bu formül su tarafında toplam ısı transferinin bulunması için kullanılmıştır.

Su tarafı toplam ısı transferi aşağıdaki gibidir,

$$Q_{ısı} = \dot{V} \times \rho_s \times c_p \times (T_g - T_ç) \quad (3.3)$$

Genel itibari ile denklem aşağıdaki formattadır.

$$Q = \dot{V} \times \rho \times c \times (T_g - T_ç) \quad (3.4)$$

Denklem 3.3 ten hareketle ρ ve c katsayılarının değişmediğini ve deneysel çalışmalar için bu değişkenlerin eşit kabul alınarak,

ρ = 990,6 kg/m3 ve c =4,174 kj/kg*K

Denklem 3.4 yardımıyla sabit katsayıların değişmediğini ve bu sebeple hata oranlarının 0 (sıfır) olacağından diğer parametreler üzerinde hacimsel debi , T giriş ve T çıkış sıcaklıklarına göre toplam hata oranını hesaplıyoruz.

Belirsizlik analizi için 3 NC devreli ve dalgalı kanatlı ısı değiştirici deney sonuçlarından V_2 hava hızındaki deney sonucunun değerlerini alarak inceleyeceğiz. Bu deneyi seçmemizin sebebi yapılan tüm deneysel çalışmalarda toplamda 27 adet için ortalama değer olarak kabul edilmesi ve 3 farklı kanat tipi içinde ortalama değer olarak kabul alınması ile hareket ederek bu deney sonucu dikkate alınmıştır.

Belirsizlik analizi hesaplamaları tamamlandıktan sonra deney sonuçları hesaplanan değerlere göre tekrardan gözden geçirilir.

Tablo 3.7 3 NC 3 Sıralı Dalgalı Kanatlı Deneysel Sonuç Tablosu

NC	$\dot{Q}$ (m^3/h)	$Q_{ısı}$ (Watt)	$\dot{V}$ (m^3/h)	D_{pc} (kPa)	PI (Watt)
3	643.70	4447.7	0.778	19.3	69.7

$$w_Q = \pm \left[\left(\frac{\partial Q}{\partial \dot{V}} \, w_{\dot{V}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_g} \, w_{T_g} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_ç} \, w_{T_ç} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.5)$$

$$w_Q = \pm \left[(11.17)^2 + (89.36)^2 + (89.36)^2 \right]^{1/2} \quad (3.6)$$

$w_Q = \pm$ **126,86** Watt veya ±**2,85%** kabul edilebilir.

Elde edilen hata oranı %2,85 olarak hesaplanır. Isıl kapasiteler her biri için kendi aralarında oranlandığında eğer elde edilen artış ya da azalış değeri ± **2,85%** içinde kalıyor ise bu değişim kabul edilmemelidir. Çünkü artış değeri ± **2,85%** den küçük ise burada deney anında sapmalar olmuş olabilir. Bu artış kesin olmuştur yorumu yapılmamalıdır. Örnek olarak Şekil 3.19 da 3 sıralı 2 NC devreli düz kanatlı ısı değiştiricisinde V_2 hava hızı 700 m^3/h hava debisinde ısıl kapasiteler verilmiştir.V_2 hava debisine karşılık gelen ısıl kapasite düz kanatlı ısı değiştiricisinde 4440 Watt. Aynı hava debisi 700 m^3/h dalgalı kanatlı ısı değiştiricisinde 4800 Watt ısıl kapasiteye denk gelmekteydi. Elde edilen bu ısıl kapasiteleri (4800 / 4440)-1) oranı, **8,108** % ısıl kapasite artış oranına denk gelmektedir. Bu **8,108** % artış oranı belirsizlik oranı ±2,85 % daha büyüktür. Bu durumda ısı kapasite artış yorumu yapılmış ve kabul edilmiştir.

En yüksek hata oranı sıcaklık ölçümüne aittir. Bu durumda sıcaklık ölçümü için kullanılan PT100 daldırma tipi ölçüm cihazlarının kalibrasyonu gözden geçirilebilir. Daha hassas şekilde düzenlenip deney sonuçla iyileştirilecektir.

Elde edilen bu sonuç diğer tüm deneysel sonuçlar için uygulanabilir. Fakat çıkan sonuç dikkate alındığında en büyük hata oranına sıcaklık ölçümü sebep olduğundan tüm deneyler için değerlendirmeye gerek olmamıştır.

4
POMPA GÜCÜ HESAPLAMASI

4.1 Hidrolik Verim Önemi

Giriş bölümünde bahsedildiği gibi sadece ısı değiştirici verimini artırmak günümüzde yeterli olmamaktadır. Tasarlanan sistemlerde hidrolik güç tüketimi de önemli bir noktadadır. Bu sebeple hazırlamış olduğumuz ve deneysel olarak incelediğimiz ürünlerin aynı zaman da su tarafı basınç kaybı yönünden de etkisini ayrıca kıyaslamak gerekmektedir. Bu bölümde elde etmiş olduğumuz deneysel sonuçları kapasite su debisi ve su tarafı basınç kaybı yönünden de grafikler ve hesaplamalar üzerinden karşılaştıracağız.

4.1.1 Pompa Gücü Hesabı ve Kıyaslaması

Deneysel çalışmalardan elde etmiş olduğumuz sonuçları bu bölümde grafikler üzerinden ve formüller ile kıyaslaması, güç tüketimleri ve yıllık enerji sarfiyatları belirlenmiştir.

Düz, dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştiricilerde ve farklı boru çaplarına göre su tarafı basınç kaybı ilişkisi incelenip, pompa gücü yönünden değerlendirilmesi yapılacaktır.

3 sıralı 3 devreli ve 3 farklı hava debisi için (V_1, V_2, V_3) düz, dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştiricilerin deneysel sonuçları elde edilmiştir. Burada düz ve dalgalı kanat tipi için Ø9,52 mm çaplı bakır boru kullanılırken, panjur kanatlı ısı değiştirici de Ø7.00 mm çaplı bakır boru kullanılmaktadır. Bu deneysel sonuçlar ile bakır boru çapındaki değişimini hem kapasite hem de su tarafı basınç kaybı için etkisi grafikler üzerinde gösterilmiştir

4.1.2 Su Tarafı Basınç Kaybı

Deneyde kullanılan ısı değiştiricilerin bakır boruların çapları Ø9,52 mm ve Ø7,00 mm boru et kalınlıkları eşit 0.30 mm kalınlığındadır. Bu durumda akışkanın boru içindeki basınç kaybını boru çapına bağlı olarak hızı ciddi oranda etkili olacaktır. Hidrolik çap olarak tanımladığımız D_{hid} borunun iç yüzeyine karşılık gelecektir.

$$D_{hid} = D_{ç} - (2t) \tag{4.1}$$

$$D_{hid} = \frac{4 \times ISLAK\ ALAN}{ISLAK\ YÜZEY} \tag{4.2}$$

Hazırlanan ısı değiştiriciler V_3 fan hızında devre sayısına göre deneysel çalışmanın sonuçları Tablo 4.1'te paylaşılmıştır.

Tablo 4.1 2,3,4 NC 3 sıralı düz, dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştirici tipinin su debisi ve su basınç kaybı değerleri

Kanat Tipi	Fan Hızı	NC	Su Debisi (m^3 /h)	D_{pc} (kPa)
Düz	V_3	2	0.964	72.1
Düz	V_3	3	0.965	28.3
Düz	V_3	4	0.952	16.0
Dalgalı	V_3	2	0.976	73.7
Dalgalı	V_3	3	0.978	29.9
Dalgalı	V_3	4	0.961	15.8
Panjurlu	V_3	3	1.031	153

Yukarıda Tablo 4.1 de göründüğü gibi panjur kanatlı ısı değiştirici de aynı hava hızında (V_3) sadece 3 devreli için deney yapılmıştır. Elde edilen su basınç kaybı kabul edilebilir değerin çok üstünde, 5 katından kadar büyük, olduğundan panjur kanatlı ısı değiştirici de 2 devreli deneyi tamamlanmamıştır.

Bununla birlikte 4 devreli içinde deney devam ettirilmemiştir. Eğer ki 4 devreli olarak devam etseydik bu durumda yine beklenilen basınç su tarafı basınç kaybı %56 kadar düşecektir. Bu beklentiden yola çıkarak 4 devreli için su tarafı basınç kaybı 86 kPa civarı olacaktır. Bu değer de 4 devreli bir tasarım için oldukça yüksektir.

Tüm bu sebeplerden dolayı 2 ve 4 devreli panjur kanat deneyleri devam ettirilmemiş bunun yerine sıra sayısı azaltılıp ve devre sayısı daha çok artırılarak (4NC <yeni devre sayısı) olacak şekilde deneyler gerçekleştirilmiştir.

Bu deneysel çalışmadan çıkan bir diğer sonuç ise boru çapı su tarafı basınç kaybını ciddi oranda etkilemektedir. İç akışkanın hızı arttıkça iç basınç kaybı karesi ile artmaktadır.

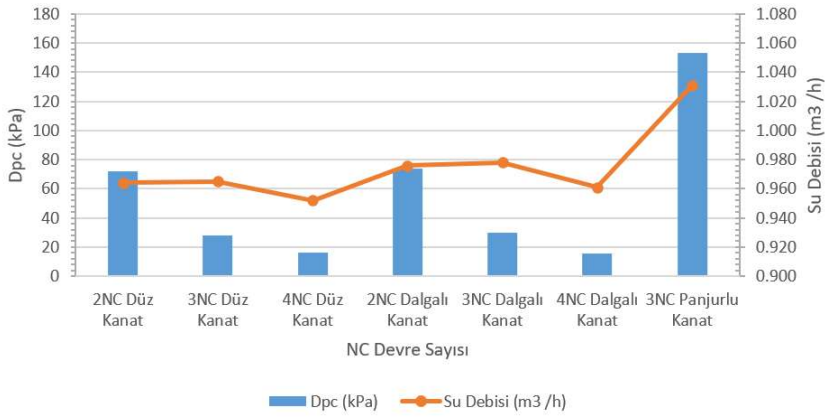
Deneysel çalışmalarda panjur kanatlı ısı değiştirici tipinde sıra sayısı değiştirilmiş ve devre sayısı 5 NC ye çıkarılmıştır. Bunun sebebi su tarafı basınç kaybının 3 sıra 3 NC panjur kanatlı ısı değiştirici için çok yüksek olmasıydı. Devre sayısının daha da artırılması gerekmekteydi. NC sayısı daha fazla artırıldığından (Yeni NC>5) akışın türü

bozuluyordu. Akış çapraz akış (cross flow) olarak tasarlanmıştır ve bu tüm deneylerde aynı tutulmalıydı.

Tablo 4.2 3 NC 3 sıralı ve 5 NC 2 sıralı panjur kanat tipi ısı değiştiricilerinde su debisi ve su basınç kaybı değeri

Kanat Tipi	Fan Hızı	NC	Su Debisi (m^3 /h)	D_{pc} (kPa)
Panjurlu	V_3	3	1.031	153
Panjurlu	V_3	5	0.881	27.4

Deneysel sonuçlar incelenirken kapasite tarafında değişikliğin olmadığı kabul edilmiştir. Isıl kapasite V_3 hava hızında aynı gelmektedir. Bu durumda su şartı ve dış ortam hava şartı her bir deneysel çalışma için aynı olduğundan, sadece su debisi ve su tarafı basınç kaybı incelemesi yeterli olacaktır.



Şekil 4.1 3 Sıralı V_3 hava hızında NC devre sayısı ve kanat tipine göre su debisi su tarafı basınç kaybı illişkisi

Yukarıdaki Şekil 4.1'ten anlaşıldığı gibi devre sayısı arttıkça su debisinde ciddi oranda bir değişiklik gözlenmemiştir. Özellikle de düz ve dalgalı kanat tipi için toplam elde edilen ısıl kapasite birbirine yakınken ve su debisinde ciddi oranda farklılık elde edilmemişken devre sayısında artış su tarafı basınç kaybını karesiyle orantılı olacak şekilde düşürmüştür.

3NC panjur kanatlı ısı değiştiricisinde ise su debisinde bir miktar artış olmuştu. Bu artış elde edilen toplam ısıl kapasiteyi de etkilemiş diğerlerine oranla artırmıştır. Fakat boru çapındaki farklılık Ø9,52 mm bakır boru çapından Ø7,00 mm geçilmiş olması tekrardan akışkanın boru içindeki hızını artırmış ve bu artışta tekrardan karesi ile su tarafı basınç kaybını etkilemiştir. Ayrıca panjur kanatlı ısı değiştirici de 3 devreli için pas (suyun

dolaştığı toplam boru sayısı) sayısındaki artış bu durumda doğrusal olaraktan basınç kaybını artırmıştır.

4.2 Pompa Gücü

Deneysel çalışmalardaki elde edilen sonuçlar değerlendirilirken, ısıl kapasitenin hava debisi ile doğrusal olarak birinci dereceden denklem şeklinde değiştiğini göstermiştik. Bu bilgiler doğrultusunda pompa gücünün hesabında ortak bir hava hızı alınmış (V_3) ve bununla birlikte devre sayısı ve boru çapındaki değişikliğe göre basınç kaybı ilişkisi Şekil 4.1'te gösterilmiştir.

Elde edilen sonuçlardan hareketle kanat tipindeki değişiklik, dolaylı olarak toplam ısıtma kapasite üzerinde etkisi olduğundan su debisini de doğrusal olarak artırıp ya da azaltacaktır. Fakat bu durum bizim deneysel çalışmalarımızda AC motor kullanımından dolayı hava debisini etkileyeceğinden, genel olarak su tarafı basınç kaybını kanat tipinin etkilemediği kanıtlanmıştır.

Aynı su giriş çıkış şartı ve kullanılan pompanın da farklılık göstermediği varsayılarak bununla birlikte pompa gücü hesabı için su yoğunluğu ve pompa mil verimi, hacimsel verim ve diğer etmenler aynı kabul edilmiştir. Çünkü su giriş çıkış sıcaklığı her bir deney için aynı ve iç basıncın deney tesisatları için değişmediği kabul edildiğinden su yoğunluğu parametresi deneysel çalışmalarda $\rho = 990$ kg/ m^3 kabul alınmıştır.

Seçilecek pompa türü hazırlanmış olan ısı değiştiriciler için tek tip özelliklerde kabul edilmiştir. İşlem kolaylığı olması adına tüm verim $\eta_p = 0{,}70$ kabul alınmıştır. (Santrifüj pompa)

Pompa gücü hesabı için kullanılan formül aşağıda Denklem 4.3'te gösterilmiştir. Birimi kW dır.

$$P_{pgüç} = \frac{\mathbf{V^* * D_{pc}}}{(\mathbf{3.6 \times 10^3})(\eta_p)} \tag{4.3}$$

Denklem 4.3 yardımıyla su debisi ve su tarafı basınç kaybı değerlerini doğrudan kullanarak, pompanın tüm kayıplarını da $\eta_p = 0{,}70$ verim olarak dikkate alınarak hesaplanmıştır.

Tablo 4.3 3 Sıralı düz, dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştiriciler devre sayısına göre pompa gücü

Kanat Tipi	Hava Hızı	Devre Sayısı	Su debisi (m^3/h)	Pompa Gücü (kW)
Düz	V_3	2	0.964	0.028
Düz	V_3	3	0.965	0.011
Düz	V_3	4	0.952	0.006
Dalgalı	V_3	2	0.976	0.029
Dalgalı	V_3	3	0.978	0.012
Dalgalı	V_3	4	0.961	0.006
Panjurlu	V_3	3	1.031	0.063

Yukarıdaki Tablo 4.3'te tek bir fan hızı dikkate alınmıştır. Devre sayısındaki değişimin ve kanat tipi farklılıklarına göre toplam ısıl kapasitenin ciddi oranda değişimin geçekleşmediğini daha önceki bölümlerde de gösterdiğimizden dolayı kıyaslamak adına bu tablo V_3 hava hızında pompa gücü hesaplanmıştır.

Hesaplanan pompa güçleri anlık değerlerdir. Bu cihazların çalışma süreleri de dikkate alınarak bir yıl içinde sistemden çekeceği elektrik gücü kWh olarak gösterilmelidir. Bu sebeple çalışma süresini, hepsi için bir yıl boyunca toplamda 6 ay ve günlük çalışma süresini ortalama olarak 12 saat kabul edersek Tablo 4.3'te elde ettiğimiz değerleri kullanaraktan bir yıl içinde sadece pompanın ne kadar enerji tüketeceği aşağıda Tablo 4.4 de hesaplanmıştır.

Deneysel sonuçlara göre hazırlanan ısı değiştiriciler için talep edilen toplam ısıtma kapasitesi ihtiyacı ve ihtiyaç duyulan hava debisi dikkate alınarak bir sene içinde sadece iç akışkan su için enerji tüketimi hesaplanmıştır. Bu hesaplama ile birlikte pompa tarafı için enerji tüketimi gösterilmiştir. İlk başta da ifade edildiği gibi bu enerji sarfiyatı günümüzde önemi bir noktadadır. Özellikle de turbo makinalar olarak bilinen, pompa ,kompresör , fan ciddi oranda enerji sarfiyatı yapmakta ve verimleri de oldukça düşüktür.

Tablo 4.4 3 Sıralı düz, dalgalı ve panjur kanatlı ısı değiştiriciler devre sayısına göre yıllık pompa enerji sarfiyatı

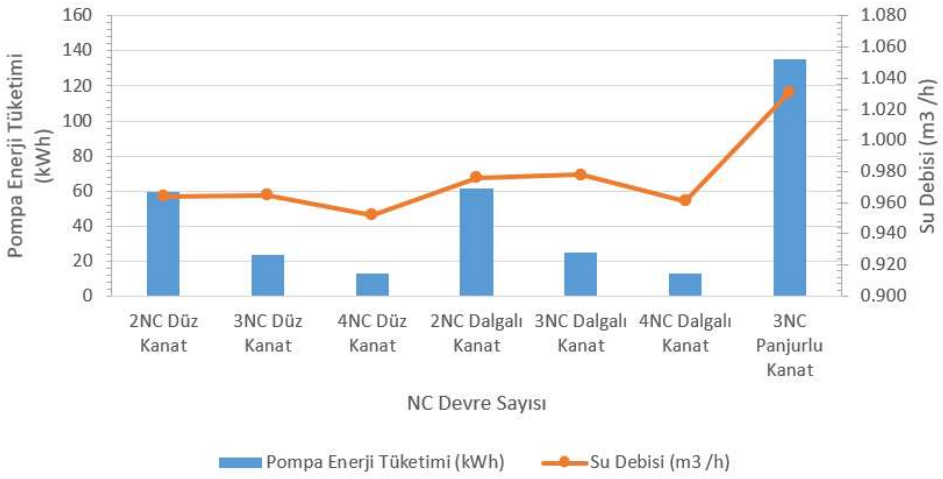
Kanat Tipi	Hava Hızı	Devre Sayısı	Su debisi (m^3/h)	Pompa Enerji Tüketimi (kWh)
Düz	V_3	2	0.964	59.58
Düz	V_3	3	0.965	23.41
Düz	V_3	4	0.952	13.06
Dalgalı	V_3	2	0.976	61.66
Dalgalı	V_3	3	0.978	25.06
Dalgalı	V_3	4	0.961	13.01
Panjurlu	V_3	3	1.031	135.21

Tablo 4.4'te gösterildiği gibi en küçük hacim / yüzey oranına sahip panjur kanatlı ısı değiştirici için bir sene içinde en yüksek enerji sarfiyatı elde edilmiştir. Bu durumda boru çapı Ø7,00 mm olan ısı değiştiricilerinde boru çapı Ø9,52 mm ye göre avantajını kaybetmektedir.

Düz ve dalgalı kanat tipleri içinde devre sayısının enerji tüketimindeki etkisi gösterilmiştir. Devre sayısı artışı kapasite üzerinde etkisi olmamıştır. Fakat iç akışkan tarafında su için enerji tüketiminde etkisi oldukça fazladır.

Devre sayısı 2 NC den 4 NC ye doğru arttıkça enerji tüketimi de düşmektedir. Bununla birlikte seçilecek olan pompanın da kapasitesi değişecektir.

Şekil 4.2 de su debisine bağlı olarak deneysel çalışmalardan elde edilen su tarafı basınç kaybı değerlendirilmiştir. Bu sonuçlar yıllık çalışma saati 2160 kabul edilerek pompanın yıllık enerji sarfiyatı hesaplanmıştır. Şekil 4.2 de anlatıldığı gibi devre sayısı arttıkça basınç kaybı düşmüştür. Bu durumda pompanın yıllık enerji sarfiyatını etkilemiş, daha verimli cihaz halline getirmiştir.



Şekil 4.2 3 Sıralı Düz, Dalgalı ve Panjur Kanatlı Isı Değiştiriciler Su Debisi Devre Sayısı ve Yıllık Pompa Enerji Sarfiyatı

Panjur kanatlı ısı değiştirici en küçük genişliğe sahiptir. Fakat boru çapının değişikliği Ø7,00 mm olarak tasarlanması pompa tarafında enerji tüketimini artmıştır seçilecek olan pompayı da diğerlerine oranla daha büyük olmasına sebep olmuştur. Bu durum ilk yatırım olarak maiyeti de arttırmaktadır.

5
SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Deneysel olarak çalışılmış bu tez çalışmasında genel itibariyle , ısıtma prosesi üzerinde devre sayısının etkisi ve devreleme metodu farklılıkları üzerinde çalışılmıştır. Bu temel çalışmanın yanında ayrıca kanat tipindeki farklılıklarında ısıl kapasitesi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bakır boru çaplarını iki farklı tür de kullanarak , Ø 9.52 mm ve Ø 7.00 mm, su tarafı basınç kaybının da boru çaplarına bağlı olarak değişimi ve devre sayısının da bu değişimdeki etkisi gösterilmiştir.

Farklı kanat geometrileri kullanılarak , havanın geçtiği yüzey alanı aynı kalmak şartı ile yüzey hacim oranı ilişkisi ve kazanımı deneysel sonuçlardan ortaya konulmuştur.

Aynı zaman da hava debisi üzerindeki değişimin ısıl kapasite üzerindeki etkisi grafikler üzerinde gösterilmiş ve tekrardan kanat tipine bağlı olarak aynı hava debisinde elde edilebilecek ısıl kapasiteler ve farkları grafikler üzerinde gösterilmiştir.

Verimli kanat tipi, boru sayısı, devre sayısı ve devreleme metodu deneysel çalışmalarının sonucunda ısıtma prosesi için ortaya konulmuştur. Bu sonuçlar yorumlanarak ısı değiştiriciler için özellikle de ısıtma prosesinde araştırma geliştirme çalışmalarını hızlandıracaktır.

Elde edilen sonuçlar ve öneriler kısmı aşağıdaki bölümde daha detaylı verilmiştir.

Bu tez çalışmasında genel olarak ısıtma prosesi üzerinde durulmuştur. Elde edilen sonuçlar araştırma-geliştirme çalışmalarının sürelerinin kısaltılabilmesine, tasarım konusunda seçimlerin daha optimize edilebilmesine ve enerji sarfiyatı yönünden kazanım sağlayacak sonuçlar elde edilmiştir.

Deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi ;

- Isıtma prosesinde bir ısı değiştirici de ısı transfer hızına devre sayısının, su tarafı giriş çıkış sıcaklıkları aynı kalmak şartı ile herhangi bir etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir.

- Devre sayısındaki değişim ısıtma prosesinde ısı transfer hızını neredeyse etkilemezken su tarafı basınç kaybını ciddi oranda düşürmektedir.
- Isı transfer hızı hava debisine bağlı olarak doğrusal denkleme yakın olacak şekilde elde edilmiştir.
- Isıtma prosesinde hava debisi ısı transfer hızını hem aynı devre sayısında hem de farklı devre sayılarında doğrusal olarak arttırmaktadır.
- Devreleme metotlarının simetri ya da simetrik olmayan yapıda olması, ısıtma prosesinde ciddi bir etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir.
- Hava debisine bağlı olarak su debisi de doğrusal olarak artmaktadır.
- Devre sayısı arttıkça su tarafı basınç kaybı ciddi oranda azalmaktadır.
- Fin tiplerinin farklılığı ısı transfer oranını ciddi oranda etkilemektedir.
- Panjur kanat tip diğer iki kanat tipine oranla en verimli kanat tip sonucu çıkarılmıştır.
- Panjur kanat tipinde hava tarafı basınç kaybı ciddi oranda yüksektir.
- Şartlanan hava, ısıtma prosesinde, havanın yoğunluğunun düşmesinden ve rpm artışından dolayı hava debisi artışı gözlemlenmiştir.
- Boru çapı su tarafı basınç kaybını aynı devre sayısında ve metotlarında olmasına rağmen çok ciddi etkilemektedir.
- Motor gücü aynı hava debisinde dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerinde en yüksektir.
- RPM arttıkça hava debisi de artmaktadır.
- Aynı RPM değerlerinde en çok hava debisi panjur kanatlı ısı değiştiricisinde geçmektedir.
- Deneysel sonuçlardan hareketle sıcaklık sensörlerinin hassasiyeti, belirsizlik oranı deney sonuçlarını ciddi oranda etkilemektedir.
- Kapasite artışı aynı hava debisinde %8.108 olarak gösterilmiştir.
- Aynı devir değerlerinde hava debisi artışı %23,0.

5.2 Öneriler

Deneysel çalışmalarının sonucunda elde edilen tüm bulgular ısıtma prosesi üzerinde devre sayısının ve devreleme metodunun etkisini göstermiştir.

Bu sonuçlar ile bundan sonraki çalışmalarda yol göstermek ve daha ileriye gitmesi adına aşağıdaki öneriler sunulmaktadır;

- Isıtma prosesi için ısı değiştirici tasarımlarında devre sayısı arttıkça su tarafı basınç kaybı düşmekte fakat hedeflenen kapasite aynı kalmaktadır. Bu sebeple ısıtma prosesinde devre sayısı mümkün olduğunca artırılabilir.
- Fakat devre sayısındaki bu artış akış türü değiştirilmeden yapılmalıdır. Akış karşı akıştan diğer bir akış türüne çapraz akış ya da paralel akışa dönerse ya da karşı akışı bozacak herhangi bir etki oluşursa devre sayısındaki artış kapasiteyi de olumsuz etkileyecektir.
- Düz, dalgalı ve panjurlu kanat tiplerinde üçü arasında en verimli bulunan panjurlu kanat tipi olacaktır. Düz ve dalgalı kanat de 3 sıra olan ısı değiştirici de 2 sıra panjurlu kanat tipiyle elde etmek mümkündür.
- Isı değiştirici üzerindeki devre metodunun simetrik ya da simetrik olmaması önemli değil fakat devrelemenin çapraz akış (cross flow) olmasına dikkat edilmelidir.
- Bu tezin içeriğinde paylaşılmamış olmasına rağmen, eğer aynı ısı değiştirici hem ısıtma hem soğutma prosesi yapılacaksa bu durumda devre sayısı artırılmamalı su tarafı basınç kaybı değerinin kabul edilebilir noktalarına göre devre sayısı düşük tutulmalıdır. Çünkü soğutma prosesin de devre sayısı arttıkça tam tersi kapasite sabit kalmaz ciddi oranda neredeyse %5~6 arasında her bir devre artışında düşmektedir.
- Fin tipi ile birlikte kullanılan boru çaplarında basınç kaybını etkilemektedir. Ø7.00 mm çaplı bakır boru kullanımda devre sayısı normal duruma kısasla artırılmalıdır.
- Dalgalı kanat tipi düz kanat tipine göre daha verimlidir. Fakat hava tarafı basınç kaybı daha yüksektir. Daha az enerji tüketimi için düz kanat tercih edilebilir. Devre sayısı her iki kanat tipi için aynı olacağından motor tarafında enerji tüketimi için düz kanat daha avantajlı olacaktır.
- Eğer alan olarak bir kısıtlama olması durumunda panjurlu kanat tipine geçiş olur. Daha az sıra sayısında aynı kapasiteler elde edilecektir. Ayrıca yükseklik ve uzunluk değişkenleri panjurlu kanat tipinde daha etkin olduğundan tasarım aşamasında alan konusu için panjurlu kanat tercih edilir.

KAYNAKÇA

[1] O.F.Genceli, "Isı Değiştiricileri", Birsen Yayınevi, İstanbul,2010

[2] Sheng-hui Liu, Yan-ping Huang, Jun-feng Wang, Rui-long Liu, "Experimental study on transitional flow in straight channels of printed circuit heat exchanger" Applied Thermal Engineering 181, 2020

[3] Linghong Tang, Lu Cui, Bengt Sundén, "Optimization of fin configurations and layouts in a printed circuit heat exchanger for supercritical liquefied natural gas near the pseudo-critical temperature" Applied Thermal Engineering 172, 2020

[4] Ö. Sarfraz, Cristian K. Bach, Craig R. Bradshaw, "Reduce order modeling for multi-circuit fin-and-tube heat exchangers with multiple identical circuit types" International Journal of Refrigeration 106, pp. 236-247, 2019

[5] Can Chen, Wenjian Cai, Youyi Wang, Chen Lin., "Performance comparison of heat exchangers with different circuitry arrangements for active chilled beam applications" Energy and Buildings, 79, pp. 164-172,2014

[6] Won-Jong Lee, Hyun Jung Kim, Ji Hwan Jeong, "Method for determining the optimum number of circuits for a fin-tube condenser in a heat pump" International Journal of Heat and Mass Transfer 98, pp. 462-471, 2016

[7] Atalay Yıldırım, Şevket Özgür Atayılmaz,"Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde devrelemenin ısı transferi ve basınç düşümüne etkisinin sayısal olarak incelenmesi ve optimizasyonu" ,Yüksek Lisans Tez, 2018

[8] Abhay Vardhan, P.L. Dhar, "A new procedure for performance prediction of air conditioning coils" , Int J.Refrig. ,pp.77-83,1998

[9] Ahmadali Gholami, Hussein A. Mohammed, Mazlan A. Wahid, Mehdi Khiadani, "Parametric design exploration of fin-and-oval tube compact heat exchangers performance with a new type of corrugated fin patterns" International Journal of Thermal Sciences 144, pp. 173-190, 2019

[10] Zhao-gang Qi, Jiang-ping Chen, Zhi-Jiu Chen, "Parametric study on the performance of a heat exchanger with corrugated louvered fins" Applied Thermal Engineering, pp. 539-544,2007

[11] Kijung Ryu, Se-Jin Yook, Kwan-Soo Lee, "Optimal design of a corrugated louvered fin" Applied Thermal Engineering, pp. 76-79,2014

[12] Kijung Ryu, Kwan-Soo Lee, "Generalized heat-transfer and fluid-flow correlations for corrugated louvered fins" International Journal of Heat and Mass Transfer 83, pp. 604-612, 2015

[13] Chi-Chuan Wang, Kuan-Yu Chi, Yu-Juei Chang, "An experimental study of heat transfer and friction characteristics of typical louver fin-and-tube heat exchangers" International Journal of Heat and Mass Transfer, pp. 817-822, 1998

[14] Chi-Chuan Wang, Yur-Tsai Lin, Chi-Juan Lee, "Heat and momentum transfer for compact louvered fin-and-tube heat exchangers in wet conditions" International Journal of Heat and Mass Transfer, pp. 3443-3452, 2000

[15] Abdulkerim Okbaz, Ali Pınarbası, Ali Bahadır Olcay, Muharrem Hilmi Aksoy, "An experimental, computational and flow visualization study on the air-side thermal and hydraulic performance of louvered fin and round tube heat exchangers" International Journal of Heat and Mass Transfer, pp. 153-169, 2018

[16] Ahmadali Gholami, Mazlan A. Wahid, H.A. Mohammed, "Thermal–hydraulic performance of fin-and-oval tube compact heat exchangers with innovative design of corrugated fin patterns" International Journal of Heat and Mass Transfer, pp.573-592, 2017

[17] Dawid Taler, Jan Taler, Marcin Trojan, "Thermal calculations of plate fine and-tube heat exchangers with different heat transfer coefficients on each tube row" Energy, 2020

[18] Miloš Mihailović, Uroš Milovančević, Srbislav Genić, Branislav Jaćimović, Milena Otović, Petar Kolendić, "Air side heat transfer coefficient in plate finned tube heat exchangers", Experimental Heat Transfer, 2019

[19] Worachest Pirompugd, Chi-Chuan Wang, Somchai Wongwises, "Correlations for wet surface ratio of fin-and-tube heat exchangers" International Journal of Heat and Mass Transfer, pp.568-573, 2010

[20] Saranmanduh Borjigin, Shuxiong Zhang, Min Zeng, Qiuwang Wang, Ting Ma, "Coupling ε-NTU method for thermal design of heat exchanger in cabinet cooling system" Applied Thermal Engineering, 2019

[21] Ozden Agra, Hasan Hüseyin Erdem, Hakan Demir, Ş. Özgür Atayılmaz, Ismail Teke, "Heat capacity ratio and the best type of heat exchanger for geothermal water providing maximum heat transfer" Energy, pp.1-6,2015

[22] Miftah Altwieb, Krzysztof J. Kubiak, Aliyu M. Aliyu, Rakesh Mishra, "A new three-dimensional CFD model for efficiency optimisation of fluid-to-air multi-fin heat exchanger" Thermal Science and Engineering Progress, 2020

[23] Fabio Ribeiro (M.Sc.), Kevin E. de Conde (Dr.), Ezio Castejon Garcia (Dr.), "Heat transfer performance enhancement in compact heat exchangers by the use of turbulator in the inner side" Applied Thermal Engineering, 2020

[24] Najla El Gharbi, Abdelhamid Kheiri, Mohammed El Ganaoui, Ryan Blanchard, "Numerical optimization of heat exchangers with circular and non-circular shapes" Case Studies in Thermal Engineering, pp.194-203, 2015

[25] Hussam Jouhara, Sulaiman Almahmoud, Daniel Brough, Valentin Guichet, Bertrand Delpech, Amisha Chauhan, Lujean Ahmed, Nicolas Serey, "Experimental and theoretical investigation of the performance of an air to water multi-pass heat pipe-based heat exchanger" Energy 219, 2021

[26] Ismail Teke, Ozden Agra, Ş. Ozgur Atayılmaz, Hakan Demir, "Determining the best type of heat exchangers for heat recover" Applied Thermal Engineering, pp.577-583, 2010

[27] Ismail Teke, Ozden Agra, Ş. Ozgur Atayılmaz, Hakan Demir, "Sizing, selection, and comparison of heat exchangers considering the lowest saving-investment ratio corresponding to the area at the tag end of the heat exchanger" Energy 78, pp.114-121, 2014

[28] M. Kemal Sevindir, Hakan Demir, Ozden Agra, Ş. Ozgür Atayılmaz, Ismail Teke, "Modelling the optimum distribution of insulation material" Renewable Energy, pp.74-84,2017

[29] Nurullah Kayaci, Hakan Demir, Barış Burak Kanbur, Şevket Özgur Atayilmaz, Ozden Agra, Ruşen Can Acet, Zafer Gemici, "Experimental and numerical investigation of ground heat exchangers in the building foundation" Energy Conversion and Management, pp.162-176,2019

[30] Ali Ihsan Koca, Ş. Özgür Atayılmaz, Özden Ağra, "Experimental investigation of heat transfer and dehumidifying performance of novel condensing panel" Energy and Buildings, pp.120-137,2016

[31] Ş. Özgür Atayılmaz, "Soğutuculardа kondenser performansının iyileştirilmesi", Doktara Tezi, Tez Merkezi,2007

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Uluslararası Bildirileri

1. Faruk Temel , Şevket Özgür Atayılmaz " Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerde Devreleme Sayısı ve Metotları Çalışması",7. Uluslararası Mühendislik ve Teknolojileri Yönetim Kongresi , pp.619-625 , pp.860, 16-17-18 Nisan, 2022, İSTANBUL

Makaleler

1. Faruk Temel , Şevket Özgür Atayılmaz "Investigation of Number and Methods of Circuit In Finned Tube Heat Exchanger", RASE -21-001, Recent Advances in Science & Engineering ,Yıldız Technical University, RASE Journal ,pp 24-32 ,2022,