

T.C.  
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YIKAYICI KURUTUCULARDA KURUTMA PERFORMANSININ  
İYİLEŞTİRİLMESİ

Gizem BATMAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Özden AĞRA

Şubat, 2023

T.C.  
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YIKAYICI KURUTUCULARDA KURUTMA PERFORMANSININ  
İYİLEŞTİRİLMESİ

Gizem BATMAN tarafından hazırlanan tez çalışması 03.02.2023 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. Özden AĞRA  
Yıldız Teknik Üniversitesi  
Danışman

**Jüri Üyeleri**

Prof. Dr. Özden AĞRA, Danışman  
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ, Üye  
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Seyhan ONBAŞIOĞLU, Üye  
İstanbul Teknik Üniversitesi

---

---

---

Danışmanım Prof. Dr. Özden AĞRA sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Yıkayıcı Kurutucularda Kurutma Performansının İyileştirilmesi 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.

Gizem BATMAN

İmza



*Aileme ve dostlarıma.*

## TEŞEKKÜR

---

Yüksek lisans öğrenimim boyunca bilgi ve tecrübelerini esirgemedi bana her konuda katkıda bulunan, önerileri ve yapıcı eleştirileri ile çalışmalarımı destekleyen ve yol gösteren danışman hocam Sn. Prof. Dr. Özden AĞRA'ya en derin sevgi, saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam için tüm imkân ve olanaklarını sunarak bana destek olan Arçelik A.Ş. Çamaşır Makinesi İşletmesi Araştırma ve Geliştirme Direktörlüğü'ne teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans öğrenimim boyunca manevi desteği ile her zaman beni motive eden, beni cesaretlendiren değerli hocam Sn. Arş. Gör. Dr. Özlem EMANET'e sevgi, saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Her türlü problemimde yanımda olan ve teknik desteğini esirgemeyen, çalışmanın farklı aşamalarında verdiği bilgi ve önerileri ile çalışmama destek olan Atalay YILDIRIM'a katkılarından dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans öğrenimim boyunca bana moral kaynağı olan, tez çalışmam süresince her konuda yanımda olup beni cesaretlendiren, desteğini benden hiç esirgemeyen Yakup AKTAŞ'a en derin saygılarımı ve teşekkürlerimi sunarım.

Bugünlere gelmemde bana maddi ve manevi her türlü desteği sağlayan, verdiğim kararları destekleyen, her konuda yanımda olan çok değerli annem Nursen BATMAN'a, babam Ercan BATMAN'a, ablam Gözde ORHAN'a ve kardeşim Onur BATMAN'a en derin saygılarımı ve sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Gizem BATMAN

# İÇİNDEKİLER

<b>SİMGE LİSTESİ</b>	<b>vii</b>
<b>KISALTMA LİSTESİ</b>	<b>viii</b>
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b>	<b>ix</b>
<b>TABLO LİSTESİ</b>	<b>xiii</b>
<b>ÖZET</b>	<b>xiv</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>xvi</b>
<b>1 GİRİŞ</b>	<b>1</b>
1.1 Literatür Özeti.....	3
1.2 Tezin Amacı .....	17
1.3 Hipotez .....	18
1.4 Pazar Araştırması .....	18
<b>2 YIKAYICI KURUTUCU MAKİNELER VE ÖZELLİKLERİ</b>	<b>22</b>
2.1 Çamaşır Makineleri ve Yıkama Prosesi .....	22
2.2 Kurutma Makineleri ve Kurutma Prosesi .....	25
2.2.1 Bacalı Kurutma Makineleri .....	25
2.2.2 Kondenserli Kurutma Makineleri .....	26
2.2.3 Isı Pompalı Kurutma Makineleri .....	27
2.3 Yıkayıcı Kurutucu ve Yıkama-Kurutma Prosesi .....	29
2.4 Yıkayıcı Kurutucu Çeşitleri .....	30
2.4.1 Hava Soğutmalı Yıkayıcı Kurutucu .....	31
2.4.2 Su Soğutmalı Yıkayıcı Kurutucu .....	33
2.5 Su Soğutmalı Yıkayıcı Kurutucularda Proses Havaasının Termodinamik Özellikleri .....	36
2.6 Su Soğutmalı Yıkayıcı Kurutucularda Yer Alan Kurutma Sistemi Komponentleri .....	41
2.6.1 Isıtıcı Kanalı.....	41
2.6.2 Isıtıcı.....	41
2.6.3 Santrifüj Fan.....	42
2.6.4 Fan Motoru.....	43
2.6.5 NTC .....	43
2.6.6 Termikler.....	43
2.6.7 Kondenser .....	44

2.6.8 Kondenser Vanası .....	44
2.7 Su Soğutmalı Yıkayıcı Kurutucularda Kurutma Performansını Etkileyen Parametreler .....	45
<b>3 DENEYSEL ÇALIŞMALAR</b>	<b>50</b>
3.1 Rüzgar Tüneli Test Düzeneği ve Fan Karakteristik Eğrilerinin Çıkarılması .....	50
3.2 Deneysel Sonuçlar.....	52
3.3 Deneysel Sonuçların İstatistiksel Analizi .....	58
<b>4 SAYISAL ÇALIŞMALAR</b>	<b>61</b>
4.1 Türbülans Modelleri.....	61
4.1.1 Tek Denklemlili Türbülans Modeli.....	64
4.1.2 İki Denklemlili Türbülans Modelleri .....	64
4.2 Sayısal Analizde Kullanılan Geometri ve Çözüm Ağı .....	66
4.3 Sayısal Analizde Kullanılan Sınır Koşulları .....	67
4.4 Sayısal Analizde Kullanılan Çözüm Methodu .....	68
4.5 Sayısal Analizlerin Deneysel Çalışmalar ile Doğrulanması.....	69
4.6 Sayısal Analiz Sonuçları .....	70
<b>5 STANDART KURUTMA PERFORMANS TESTLERİ</b>	<b>81</b>
5.1 Standart Yıkama & Kurut Performans Testleri.....	81
<b>6 SONUÇ VE ÖNERİLER</b>	<b>92</b>
<b>KAYNAKÇA</b>	<b>96</b>
<b>TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR</b>	<b>98</b>

## SİMGE LİSTESİ

---

$\varphi$	Bağıl nem (%RH)
$\varepsilon$	Dissipasyon oranı
$D_1$	Fan kanadı iç çapı (mm)
$D_2$	Fan kanadı dış çapı (mm)
$c_{p,a}$	Havanın özgül ısısı, kJ/kg°C
$V$	Hız (m/s)
$\dot{Q}$	Isı miktarı (kW)
$N$	Kanat Sayısı (adet)
$\beta_1$	Kanat Giriş Açısı (°)
$\beta_2$	Kanat Çıkış Açısı (°)
$h_{kanat}$	Kanat yüksekliği (mm)
$c$	Kapasite (kg)
$\nu$	Kinematik viskozite (m <sup>2</sup> /s)
$\omega$	Kinetik enerjinin dissipasyonunun özgül oranı
$\dot{m}_a$	Kuru havanın kütleli debisi (kg/s)
$h_a$	Kuru havanın entalpisi (kJ/kg)
$\omega$	Özgül nem (kg su buharı/kg kuru hava)
$T$	Sıcaklık (°C)
$h_v$	Su buharının entalpisi (kJ/kg)
$h_{f,g}$	Su buharının entalpisi (kJ/kg)
$c_{p,w}$	Su buharının özgül ısısı (kJ/kg°C)
$P_g$	T sıcaklığında su buharının doyma basıncı (Pa)
$ty$	Tam yük
$P$	Toplam basınç (Pa)
$k$	Türbülans kinetik enerji
$W$	Tüketilen enerji miktarı (kWh)
$yy$	Yarım yük
$g$	Yerçekimi ivmesi (m/s <sup>2</sup> )
$\rho$	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )

## KISALTMA LİSTESİ

---

AMCA	Air Movement and Control Association
ANSI	American National Standards Institute
CFD	Computational Fluid Dynamics
DNS	Direct Numerical Simulation
DBA	Dil Bölgesi Açısı
EEI	Energy Efficiency Index
EN	European Standards
GFK	Growth for Knowledge
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
IEC	International Electrotechnical Commission
LES	Large Eddy Simulation
MRF	Moving Reference Frame
NTC	Negative Temperature Coefficient
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
RPM	Revolutions per Minute
SCE	Standard Cycle Energy Consumption
SST	Shear Stress Transport

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Fan konfigürasyonu .....	3
Şekil 1.2	Etkin olmayan bölgenin boyutu.....	4
Şekil 1.3	Fan kanadı genişliğindeki değişikliklerden kaynaklanan verimlilik eğrilerinin karşılaştırılması.....	5
Şekil 1.4	Modifiye edilmiş santrifüj fanlar .....	5
Şekil 1.5	Akım çizgileri: orjinal fan (sol), BVT fanı (sağ).....	7
Şekil 1.6	Radyal hız ve statik basınç karşılaştırması: (a) orijinal salyangoz dilli fan , (b) eğimli biyonomik salyangoz dilli fan.....	8
Şekil 1.7	Ayrıcı kanat ve ana kanat arasındaki açı ile verimliliğin değişimi ( $\theta$ ).10	
Şekil 1.8	(a) Orijinal ve optimize edilmiş fan kanat profilleri, (b) Orijinal ve optimize edilmiş fanların performans eğrileri .....	11
Şekil 1.9	Farklı tasarımlara sahip fanların HAD analizi sonuçlarına göre basınç-debi eğrileri .....	12
Şekil 1.10	Analiz edilen fan kanat yapıları: a) Naca 0006, b) E 387, c) Eppler 421, d) SG 6043 .....	13
Şekil 1.11	Airfoil ve sabit kalınlıklı kanat profilleri .....	14
Şekil 1.12	Farklı dil açısına sahip salyangoz modelleri: (a) 33° (b) 22° .....	15
Şekil 1.13	Orijinal fan kanadı ve uzatılmış fan kanadı: (a) orijinal kanat (b) uzatılmış kanat .....	15
Şekil 1.14	Orta düzlemdeki toplam basınç dağılımı: (a) orijinal kanatlı fan ve (b) uzatılmış kanatlı fan .....	16
Şekil 1.15	İncelenen fanın HAD analizleri için oluşturulmuş ağ yapısı.....	17
Şekil 1.16	Kapasite bazlı yıkayıcı kurutucu ürünlerin Avrupa'daki pazar payı....	19
Şekil 1.17	Pazardaki farklı yıkayıcı kurutucu firmalarının ısıtıcı kanalı görselleri: a) Firma A 10/6 kg, b) Firma B 9/6 kg, c) Firma C 10/7 kg, d) Firma D 8/5 kg, e) Firma E 8/5 kg, f) Firma E 9/6 kg .....	20
Şekil 1.18	Pazardaki farklı yıkayıcı kurutucu firmalarının fan kanadı görselleri: a) Firma A 10/6 kg, b) Firma B 9/6 kg, c) Firma C 10/7 kg, d) Firma E 8/5 kg, e) Firma E 9/6 kg.....	21
Şekil 2.1	Çamaşır makinesi.....	23
Şekil 2.2	Sinner diagramı .....	23
Şekil 2.3	Çamaşır makinesi yıkama çevrimi .....	24
Şekil 2.4	Kurutma makinesi kurutma mekanizması .....	25
Şekil 2.5	Bacalı kurutma makinesi kurutma çevrimi .....	26
Şekil 2.6	Kondenserli kurutma makinesi kurutma çevrimi .....	27

Şekil 2.7 Isı pompalı kurutma makinesi kurutma çevrimi .....	28
Şekil 2.8 Yıkayıcı kurutucu kurutma çevrimi .....	30
Şekil 2.9 Hava soğutmalı yıkayıcı kurutucuda hava akış yönleri .....	31
Şekil 2.10 Hava soğutmalı yıkayıcı kurutucuda hava akış yön numaraları .....	32
Şekil 2.11 Su soğutmalı yıkayıcı kurutucuda hava akış yön numaraları .....	34
Şekil 2.12 Yıkayıcı kurutucu makinede yıka+kurut çevrimi.....	34
Şekil 2.13 Yıkayıcı kurutucu makinede yıka+kurut çevriminde kurutma prosesi .....	36
Şekil 2.14 Faz 1 adımında sıcaklık ölçümleri .....	39
Şekil 2.15 Psikometrik diyagram faz 1 adımı .....	39
Şekil 2.16 Faz 2 adımında sıcaklık ölçümleri .....	40
Şekil 2.17 Psikometrik diyagram faz 2 adımı .....	40
Şekil 2.18 Isıtıcı kanalı.....	41
Şekil 2.19 Isıtıcı .....	42
Şekil 2.20 Salyangoz (sol) ve kanat/rotor (sağ) .....	42
Şekil 2.21 Fan motoru .....	43
Şekil 2.22 NTC .....	43
Şekil 2.23 Termik .....	43
Şekil 2.24 Harici kondenser .....	44
Şekil 2.25 Üçlü vana.....	44
Şekil 2.26 Salyangoz dil bölgesi.....	46
Şekil 2.27 Mevcut tasarım 65°(sol) ve diğer tasarım önerileri 55°-27,5°(orta-sağ) .....	47
Şekil 2.28 Fan kanadı parametreleri .....	48
Şekil 2.29 Tip 1 fan kanadı tasarımı (sol), Tip 2 fan kanadı tasarımı (sağ).....	49
Şekil 3.1 Rüzgar Tüneli Şematik Gösterimi.....	50
Şekil 3.2 Rüzgar Tüneli Deney Düzeneği .....	51
Şekil 3.3 Veri toplama sistemi (sol), mikro manometreler (sağ) .....	52
Şekil 3.4 Tip 1 kanat ile 65°, 55° ve 27,5° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalı kombinasyonlarının fan karakteristik eğrileri.....	53
Şekil 3.5 Tip 2 kanat ile 65°, 55° ve 27,5° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalı kombinasyonlarının fan karakteristik eğrileri.....	54
Şekil 3.6 65° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı tasarımı ile Tip 1 ve Tip 2 kanat tasarımı kombinasyonlarının fan karakteristik eğrileri .....	55
Şekil 3.7 55° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı tasarımı ile Tip 1 ve Tip 2 kanat tasarımı kombinasyonlarının fan karakteristik eğrileri .....	56

<b>Şekil 3.8</b>	27,5° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı tasarımı ile Tip 1 ve Tip 2 kanat tasarımı kombinasyonlarının fan karakteristik eğrileri .....	57
<b>Şekil 3.9</b>	Minitab Taguchi Analizi Sonuçları .....	59
<b>Şekil 3.10</b>	Minitab Taguchi Analizi S/N değerleri .....	60
<b>Şekil 3.11</b>	Minitab Taguchi Analizi S/N grafikleri.....	60
<b>Şekil 4.1</b>	Ağ bağımsızlığı çalışması.....	66
<b>Şekil 4.2</b>	Ağ yapısı: ısıtıcı kanalı (üstte), fan kanadı (altta) .....	67
<b>Şekil 4.3</b>	Tip 2 kanat tasarımı - 27,5° dil bölgesi açısı kombinasyonunda sayısal analiz ve deneysel sonuç karşılaştırması .....	69
<b>Şekil 4.4</b>	0 Pa noktasında sayısal analiz ile deneysel sonuç karşılaştırması .....	70
<b>Şekil 4.5</b>	Sayısal analizlerin incelendiği düzlemler: (a) ısıtıcı üst düzlem, (b) ısıtıcı alt düzlem.....	71
<b>Şekil 4.6</b>	Isıtıcı kanalı üst düzlem hız kontürleri: (a) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (b) 55° dil bölgesi açısı – Tip1 kanat tipi, (c) 65° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (d) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (e) 55° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (f) 65° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi .....	71
<b>Şekil 4.7</b>	Isıtıcı kanalı üst düzlem hız vektörleri: (a) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (b) 55° dil bölgesi açısı – Tip1 kanat tipi, (c) 65° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (d) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (e) 55° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (f) 65° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi .....	72
<b>Şekil 4.8</b>	Isıtıcı kanalı alt düzlem hız kontürleri: (a) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (b) 55° dil bölgesi açısı – Tip1 kanat tipi, (c) 65° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (d) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (e) 55° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (f) 65° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi .....	73
<b>Şekil 4.9</b>	Isıtıcı kanalı alt düzlem hız vektörleri: (a) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (b) 55° dil bölgesi açısı – Tip1 kanat tipi, (c) 65° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (d) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (e) 55° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (f) 65° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi .....	74
<b>Şekil 4.10</b>	X-Z düzlemi kesitlerindeki hız dağılım kontürleri: (a) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (b) 55° dil bölgesi açısı – Tip1 kanat tipi, (c) 65° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (d) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (e) 55° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (f) 65° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi.....	75
<b>Şekil 4.11</b>	Isıtıcı kanalı üst düzlem basınç dağılımları: (a) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (b) 55° dil bölgesi açısı – Tip1 kanat tipi, (c) 65° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (d) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (e) 55° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (f) 65° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi .....	76

- Şekil 4.12** Isıtıcı kanalı alt düzlem basınç dağılımları: (a) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (b) 55° dil bölgesi açısı – Tip1 kanat tipi, (c) 65° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (d) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (e) 55° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (f) 65° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi .....77
- Şekil 4.13** Isıtıcı kanalı üst düzlem türbülans kinetik enerji dağılımları: (a) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (b) 55° dil bölgesi açısı – Tip1 kanat tipi, (c) 65° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (d) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (e) 55° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (f) 65° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi.....78
- Şekil 4.14** Isıtıcı kanalı alt düzlem türbülans kinetik enerji dağılımları: (a) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (b) 55° dil bölgesi açısı – Tip1 kanat tipi, (c) 65° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (d) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (e) 55° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (f) 65° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi.....79
- Şekil 5.1** Test laboratuvarında yıkayıcı kurutucu makine.....82
- Şekil 5.2** Yıkayıcı kurutucu enerji etiketi (yıkama (sol), yıkama (sağ)) .....83

## TABLO LİSTESİ

---

<b>Tablo 2.1</b> EN IEC 61121:2013 kurutucu standardına göre kuruluk seviyeleri ....	35
<b>Tablo 2.2</b> Tip 1 ve Tip 2 tasarımlarına ait kanat parametreleri .....	48
<b>Tablo 3.1</b> Deneysel çalışma sonucunda elde edilen çalışma noktalarındaki debi ve basınç değerleri .....	57
<b>Tablo 5.1</b> Enerji etiketi sınıfları ve EEI değeri sınırları .....	85
<b>Tablo 5.2</b> Mevcut tasarımın kurutma performans testi sonuçları .....	86
<b>Tablo 5.3</b> Mevcut tasarımın hesaplanan ortalama ve ağırlıklı enerji tüketimleri, sabit SCE değeri ve EEI değeri .....	87
<b>Tablo 5.4</b> Yeni tasarımın kurutma performans testi sonuçları.....	87
<b>Tablo 5.5</b> Yeni tasarımın hesaplanan ortalama ve ağırlıklı enerji tüketimleri, sabit SCE değeri ve EEI değeri.....	88
<b>Tablo 5.6</b> Yeni tasarımın kısaltılmış faz 2 kurutma süresi ile kurutma performans testi sonuçları .....	89
<b>Tablo 5.7</b> Kısaltılmış faz 2 kurutma süresi ile test edilen yeni tasarımın hesaplanan ortalama ve ağırlıklı enerji tüketimleri, sabit SCE değeri ve EEI değeri .....	90

## Yıkayıcı Kurutucularda Kurutma Performansının İyileştirilmesi

Gizem BATMAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Özden AĞRA

Beyaz eşyalar, birçok insanın günlük hayatında etkileşim halinde olduğu dayanıklı tüketim ürünleridir. Yıkayıcı kurutucular, çamaşır yıkama ve kurutma görevlerini tek bir bölümde ister ayrı ayrı ister kesintisiz bir şekilde yerine getiren ürünlerdir.

Yıkayıcı kurutucu, temel olarak çamaşır makinesi içerisine kurutma sisteminin eklenmesiyle meydana gelmektedir. Santrifüj fan, ısıtıcı, kondenser ve ısıtıcı kanalı başlıca yıkayıcı kurutucu kurutma bileşenleri arasında sayılabilir. Burada her bileşenin sistem verimine etkisinin olması yanında ısıtıcı kanalı tasarımı ile emiş ve üfleme görevini gerçekleştiren fanın tasarımı kritik bir öneme sahiptir. Isıtıcı kanalının ve fan kanadının tasarımlarına bağlı olarak hava akışı ve hava basıncı etkilendiği için kurutma verimi de doğrudan etkilenmektedir.

Bu çalışmada da belirlenen sistem parametreleri ile kurutma verimi artırılarak üzerinde çalışılan ürünün enerji sınıfı iyileştirilecek ve bu sayede enerji verimliliğine ve sürdürülebilirliğe katkıda bulunulması amaçlanmıştır.

İlk olarak yıkayıcı kurutucu üründe kurutma sistemi verimini etkileyecek parametreler belirlenmiştir. Isıtıcı kanalında hava akışını etkileyen parametrelerden biri santrifüj fan kanadının bulunduğu salyangozdaki dil bölgesidir. Bu çalışmada, ısıtıcı kanalı dil bölgesinin hava debisi ve hava basıncı

gibi performans parametreleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bu amaçla dil bölgesinin tasarımı parametrik olarak ele alınmış ve 27,5°, 55° ve 65° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalları birbirleri ile mukayese edilmiştir. Dil bölgesinin yanında, kurutmayı doğrudan etkileyen santrifüj fan kanadı da ele alınmış ve Tip 1 ve Tip 2 olarak adlandırılan farklı tasarım kriterlerine sahip fan kanatlarının ısıtıcı kanalından geçen havanın debisi ve basıncı üzerine etkileri incelenmiştir. Isıtıcı kanalından geçen hava debisi ve hava basıncı anlamında optimum sonucu veren kombinasyon elde edilmiştir. Sonuç olarak mevcut kombinasyon olan 65° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalı ve Tip 1 fan kanadına sahip sisteme göre, 55° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalı ve Tip 1 fan kanadına sahip sistem debi anlamında %1,82, basınç anlamında ise %4,61 daha yüksek sonuçlar vermiştir. Sonuç olarak dil bölgesi açısı azaldıkça statik basınç farkının arttığı, geri dönüş ve ters akış bölgelerinin azaldığı görülmüştür. Diğer yandan düşük dil bölgesi açısı değerlerinde sistem kaybında artış meydana geldiği sonucuna da ulaşılmıştır.

Deneysel çalışmalar ve sayısal analizler sonucu elde edilen optimum tasarım ile mevcut tasarım, yıkayıcı kurutucu üzerinde karşılaştırmalı standart kurutma testleri yapılarak incelenmiştir. Testler sonucunda yeni yapılan tasarım ile mevcut kurutma çevrimi parametreleri ile mevcut tasarım arasında %3,66 daha düşük test sonu nem değeri elde edilmiştir. Bu doğrultuda kurutma süresi de kısaltılarak enerji verimliliği indeksinde mevcut tasarıma göre %4,48, ve yıllık enerji tüketiminde mevcut tasarıma göre %4,40 enerji tasarrufu sağlanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** HAD, Yıkayıcı Kurutucu, Isıtıcı Kanalı, Dil Bölgesi, Santrifüj Fan, Fan Kanadı, Debi, Basınç, Kurutma, Enerji Verimliliği, Enerji Tasarrufu.

## Improving Drying Performance in Washer Dryers

Gizem BATMAN

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Özden AĞRA

There are various electrical products that many people interact with in their daily lives. Washer dryers are products that perform washing and drying tasks in a single section, either separately or continuously.

Washer-dryer is basically formed by adding a drying system into the washing machine. Centrifugal fan, heater, condenser and heater channel can be counted among the main washer-dryer drying components. In addition to the fact that each component influences the system efficiency, the design of the heater channel and the design of the fan that performs the suction and blowing have a critical importance. Since air flow and air pressure are affected depending on the designs of the heating channel and fan blade, drying efficiency is also directly affected.

For this purpose, parameters that will affect the efficiency of the drying system in the washer-dryer product have been determined and it is aimed to make improvements in these parameters.

First, the parameters that will affect the drying system efficiency in the washer-dryer product were determined. One of the parameters affecting the air flow in the heater channel is the tongue region of the volute where the centrifugal fan blade is located. In this study, the effects of the heater channel tongue area on

performance parameters such as air flow and air pressure were investigated. For this purpose, the design of the tongue area was considered parametrically and the heater channels with 27,5°, 55° and 65° tongue area angles were compared. In addition to the tongue area, the centrifugal fan blade, which directly affects drying, is also discussed. The effects of fan blades with different design criteria, called Type 1 and Type 2, on the flow rate and pressure of the air passing through the heater channel were investigated.

The combination that gives the optimum result in terms of air flow rate and air pressure passing through the heater channel has been obtained. As a result, the system consisting of heater channel with 55° tongue area angle and Type 1 fan blade gave 1,82% higher results in terms of air flow rate and 4,61% higher results in terms of air pressure. In this way, it was observed that as the tongue area angle decreases, the static pressure difference increases, and the return and reverse flow regions decrease. On the other hand, it was concluded that there was an increase in system loss at low tongue area angle values.

The current design and the optimum design obtained by experimental works and numerical analyses were examined by performing comparative standard drying tests on the washer dryer. As a result of the tests, 3,66% lower test-end humidity value was obtained with the same drying cycle parameters with the new design. Accordingly, by shortening the drying time, energy savings of 4,48% in the energy efficiency index and 4,40% in annual energy consumption were achieved compared to the current design.

**Keywords:** HAD, Washer Dryer, Heater Channel, Volute Tongue, Tongue Area, Centrifugal Fan, Fan Blade, Flow Rate, Pressure, Drying, Energy Efficiency, Energy Saving.

Günümüzde hızla gelişen teknoloji ile birlikte son kullanıcının etkileşim halinde olduğu ürünlere yeni özellikler de eklenmektedir. Bunun başlıca sebeplerinden biri ilgili sektörlerdeki pazar rekabetidir. Üreticiler, müşteriyle buluşan ürünlerinde fark yaratarak rekabette öne geçmeyi hedeflemektedir. Kullanıcıların taleplerine bu yönde cevap vermeyi zorunlu hale getiren bu rekabet, bir bakıma teknolojinin de sürekli gelişmesini sağlamaktadır.

Beyaz eşya ürünleri de hemen her evde bulunan ve kullanıcının sürekli etkileşim halinde olduğu ürünlerdir. Kullanıcılar günlük yaşamında bu ürünleri kullanırken hem ürünlerde kullanım kolaylığı aramakta hem de teknolojik açıdan fonksiyonel olmasını beklemektedir. Nitekim ürün tercihlerini maliyet açısından değerlendirmenin yanında aynı zamanda fonksiyonel ürünlerden yana kullanmaktadırlar. Tek bir ürün içerisinde farklı fonksiyonel özelliklerin bulunması kullanıcıların seçimlerini büyük ölçüde etkilemektedir.

Beyaz eşya ürünleri arasında kullanıcıların sürekli etkileşimde bulunduğu ürünlerden biri de çamaşır makineleridir. Çamaşır makineleri temel işlev olarak kullanıcıların kullandığı kıyafetlerin temizlenmesini sağlamaktadır. Ancak teknolojinin beraberinde getirdiği rekabet ve kullanıcıların farklı taleplerine karşın çamaşır makineleri de giderek fonksiyonel bir ürün haline gelmiştir. Kablosuz iletişimle ürünü çalıştırmak, otomatik deterjan dozajlamak gibi kullanıcıların hayatını kolaylaştıran özellikler çamaşır makinelerinde giderek yaygınlaşmaktadır. Ancak kullanıcılar yıkadıkları kıyafetlerini kurutmak için de genellikle ekstra efor sarf etmekte ve kurutma işlemi için sererek kurutma yöntemine başvurmaktadırlar.

Sererek kurutma yöntemine alternatif olarak dayanıklı tüketim ürünleri olan beyaz eşyalardan kurutma makineleri öne çıkmaktadır. Kurutma makinelerinin temel işlevi ise ıslak ve yıkanmış çamaşıruları ısı enerjisi ve mekanik enerji

yardımıyla kurutmaktır. Kurutma makinelerinin tercih edilme sebeplerinden biri çamaşırların sererek kurutulmasına alternatif olmasının yanında, özellikle günümüz bykşehirlerindeki kk dairelerde balkon ya da benzeri çamaşır serme alanlarının kısıtlı olmasıdır. Diğer yandan kullanıcılar yıkadıkları çamaşırları daha hızlı kullanabilir hale getirmek için kurutma makinelerini de tercih etmektedirler. Yani efor tasarrufunun yanında kurutma makineleri kullanıcılar için zaman tasarrufu da sunmaktadır.

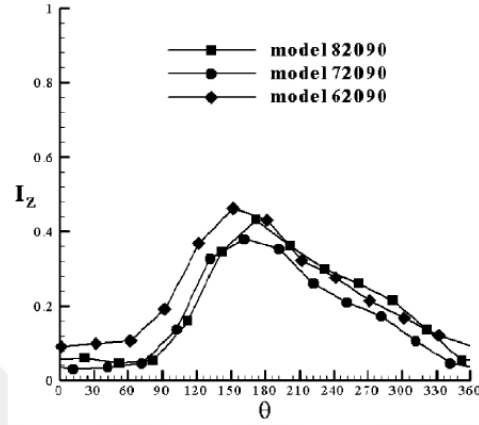
Diğer yandan ise gelişen teknolojinin getirdiği yeniliklerden biri olan yıkayıcı kurutucular hem çamaşır makinelerine hem de kurutma makinelerine aynı anda muadil olmaktadır. Özellikle evlerdeki kısıtlı alanlar içerisinde iki makineye yer bulamayan kullanıcılar yıkayıcı kurutucu ürünleri tercih etmektedir. Ayrıca kullanıcılar daha fazla fonksiyona daha düşük maliyetlerle ulaşmak istediğinden yıkayıcı kurutucu makinelere iki ayrı makinenin toplam maliyetinden daha düşük btçelerle sahip olabilmektedirler. Ek olarak yıkayıcı kurutucuların diğer bir avantajı da kullanıcının kıyafetlerini çamaşır makinesinden çıkarıp kurutma makinesine koyma ihtiyacını ortadan kaldırması ve tek bir işlev ile yıkama ve kurutmayı kesintisiz bir şekilde gerçekleştirebilmeleridir.

Bu nedenle yıkayıcı kurutucu ürünlerin sektördeki pazar payı giderek artmaktadır. Artan nüfus, büyüyen şehirler, şehir hayatındaki hızlı yaşam ve hızlı tüketim yıkayıcı kurutucu makinelerin de daha çok tercih edilmesini sağlamaktadır. Ancak artan tüketimin yanında ürünlerin verimliliği kullanıcı tercihlerinde büyük rol oynamaktadır. rnler, üreticiler tarafından sürekli geliştirmektedir ve daha verimli hale getirilmeye çalışılmaktadır.

Tüm beyaz eşya ürünlerinde olduğu gibi yıkayıcı kurutucu ürünler de belirli standartları sağlıyor olmalıdır. Standartlarda sağlanması gereken en önemli maddelerden biri de enerji tüketimidir. Gittikçe daha fazla insanın, iklim krizi ve doğal kaynakların azalması konusunda bilinçlenmesiyle, enerji tasarrufu insanların birinci önceliği haline gelmektedir. Böylelikle en düşük enerjiyi harcayarak beklenen verimi sağlayan ürünler kullanıcılar tarafından daha çok tercih edilmektedir. Aynı zamanda daha verimli ürünler sürdürülebilirlik



Çalışmada dil bölgesinin yatay temel çizgi ile yaptığı açığa göre 62°, 72° ve 82° koşulları birbirleri arasında kıyaslanmıştır. Çalışmada kıyaslamalar için hem sayısal HAD analizi sonuçları hem de rüzgar tüneli deneysel sonuçları kullanılmıştır. Şekil 1.2’de verildiği gibi, belirlenen üç dil bölgesi açı değeri için inaktif bölgeler incelendiğinde, 72°’deki dil bölgesinin salyangoz etrafında minimum inaktif bölgeye neden olduğu gösterilmiştir.



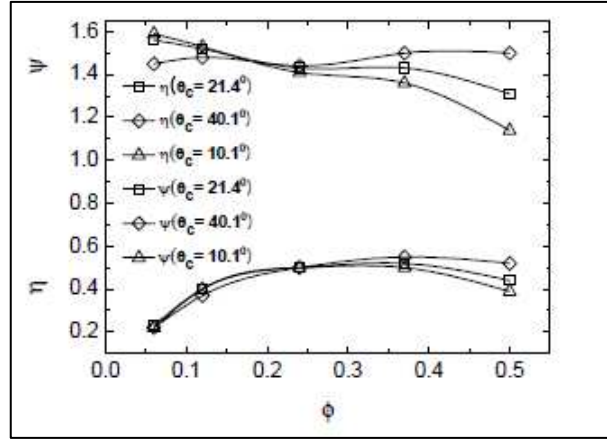
Şekil 1.2 Etkin olmayan bölgenin boyutu

Yapılan çalışma kıyaslanan dil bölgesi açıları için inaktif bölgede olduğu gibi, debi anlamında da en iyi sonucun 72° koşulunda elde edildiği ortaya koyulmuş ve geri dönüş bölgeleri ile inaktif bölgelerin azaltılarak dil bölgesinin çıkış debisine etkisi de böylelikle gösterilmiştir [1].

Jung ve Baek’in çalışmasında (2008) ise salyangoz dil bölgesinin ve fan kanadı genişliğinin, fan kanadının iç-dış çaplarına oranına göre fan kanadının parametrik tasarımları yapılarak optimum çalışma noktaları bulunmuştur. Fan kanalı salyangoz dil bölgesinin yatay eksenle yaptığı  $\theta$  açısının değişimine göre toplam basınç katsayısı, verimlilik ve akış katsayıları incelenerek optimum tasarım elde edilmiştir.

Optimum tasarım hedefine ulaşabilmek için HAD analizleri yapılarak belirlenen parametreler incelenmiştir. Analizlerde standart  $k - \epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. MRF (Hareketli Referans Modeli) sınır koşulu olarak kanatlarda kullanılmıştır. Sıkıştırılamaz ve sürekli olmayan akış kabulü ve girişte üniform akış kabulü yapılmıştır.

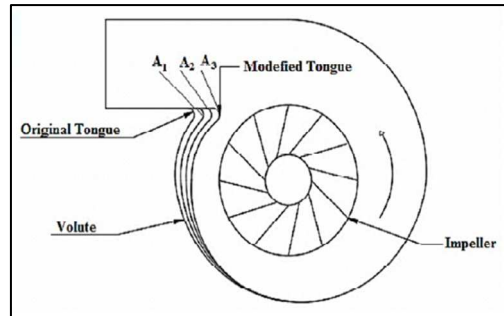
Kıyaslanan  $\theta$  değerlerine göre, yatay eksenin akış katsayısını, dikey eksenin ise aşağıdan yukarıya sırasıyla verimliliği ve toplam basınç katsayılarını gösterdiği grafik Şekil 1.3'te verilmiştir.



**Şekil 1.3** Fan kanadı genişliğindeki değişikliklerden kaynaklanan verimlilik eğrilerinin karşılaştırılması

Yapılan analizler sonucunda en geniş çalışma aralığına sahip; toplam basınç katsayısı ve verimlilik anlamında da en iyi sonuçları veren tasarım  $\theta$  açısının en büyük olduğu  $40,1^\circ$  olarak elde edilmiştir [2].

Patil ve diğ. ise 2018 yılında yaptıkları çalışmada geri eğimli santrifüj fanda dil bölgesindeki değişimin fan performansı üzerindeki etkisini incelemiştir. Çalışmalarda parametre olarak salyangoz dil bölgesindeki açıklık yüzdesel olarak ifade edilmiştir. Buna göre %12,5, %10, %8 ve %6 dil açıklık oranları için sayısal ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Şekil 1.4'te görüldüğü gibi orijinal dil bölgesi açıklığı ile yeni önerilen 3 farklı açıklık oranı ele alınmıştır.



**Şekil 1.4** Modifiye edilmiş santrifüj fanlar

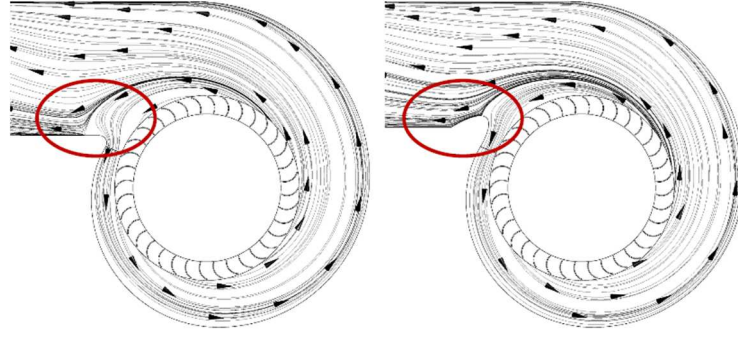
Sayısal hesaplamalarda standart  $k - \epsilon$  türbülans modeli kullanılmış olup MRF (Hareketli Referans Modeli) sınır koşulu olarak kanatlarda kullanılmıştır. Sıkıştırılmaz ve sürekli akış kabulü yapılmış ve analizlerde yer çekimi ihmal edilmiştir. Yapılan sayısal analiz sonuçları, rüzgar tüneline yapılan deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Toplam basınçta, sayısal ve deneysel sonuçlar arasındaki hesaplanan sapmaların %3 ile %5 arasında kaldığı gösterilmiştir.

Yapılan çalışmalar sonucunda, fan toplam basıncı, debisi ve verimi dil açıklık oranı azaldıkça artış göstermektedir. Dil açıklık oranı azaldıkça dil bölgesindeki ters hava akışı etkin bir şekilde azaldığından, fanın toplam basıncı ve verimliliği artmaktadır. Buna göre %6 dil açıklık oranına sahip modelin en iyi sonucu verdiği gösterilmiştir [3].

Wang ve diğ. 2019 yılındaki çalışmalarında fan kanalı salyangoz dil bölgesi için biyonomik bir yapı önermişler ve etkilerini incelemişlerdir. Çalışmada baykuş kanadının sahip olduğu üstün aerodinamik özelliklerden esinlenerek, kanat-dil eşleşmesini iyileştirmek için biyonomik dil tasarımı geliştirmek amaçlanmıştır. İnceleme için belirlenen parametreler devirdaim akış katsayısı ve ters akış katsayısıdır.

Yapılan sayısal analizlerde SST  $k - \omega$  türbülans modeli ve kanatlarda MRF (Hareketli Referans Modeli) sınır koşulu kullanılmıştır. Sıkıştırılmaz ve sürekli akış kabulü yapılmıştır. Ayrıca HAD analizleri için ağ yapısı bağımsızlığı da yapılmıştır.

Salyangoz çıkış genişliği olarak toplam basınç verimini maksimum yapan genişlik belirlenmiştir. Orijinal duruma göre, dil bölgesi eklenerek çıkış genişliği belirlenen durumda devirdaim akış katsayısının ve fan girişi ile çıkışındaki ters akış katsayılarının azaldığı görülmektedir. Aynı zamanda belirlenen yeni koşulda fan debisinin arttığı ve Şekil 1.5'te görüldüğü gibi akış hızının salyangoz dil bölgesinde daha üniform hale geldiği gösterilmiştir.



**Şekil 1.5** Akım çizgileri: orjinal fan (sol), BVT fanı (sağ)

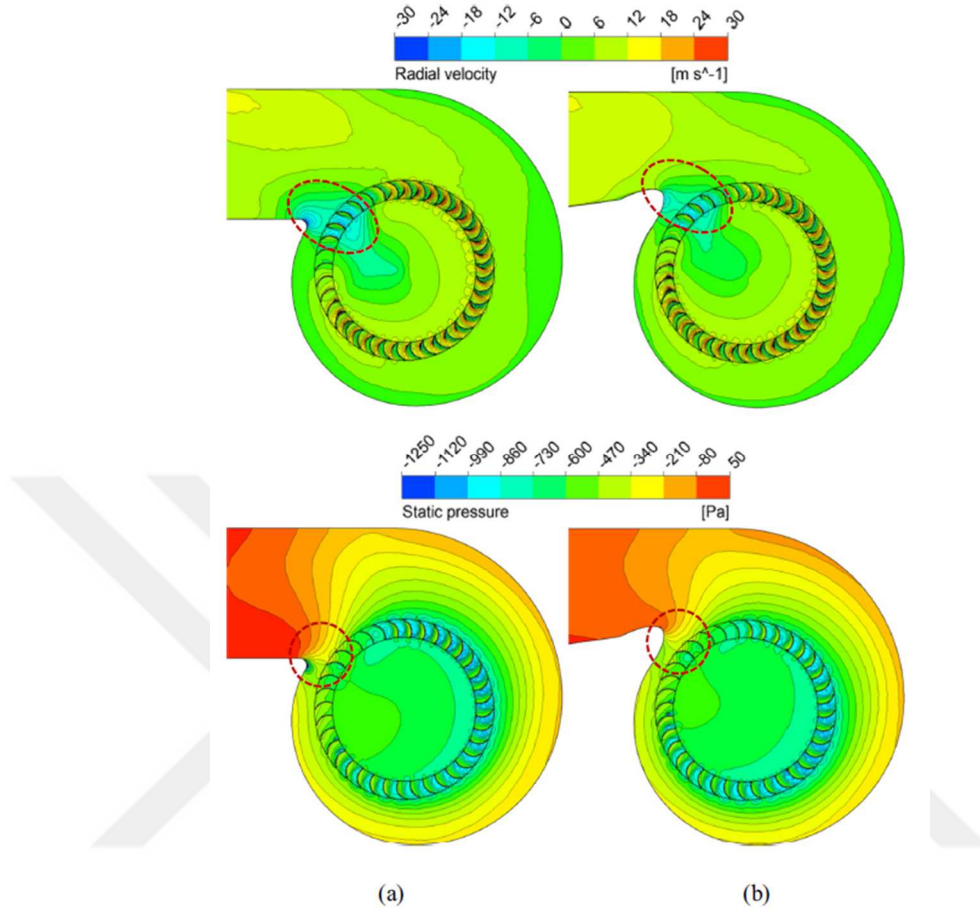
Elde edilen sonuçlara göre fanın toplam basınç verimi ve debisi salyangoz çıkış genişliği azaldıkça artmaktadır. Dil bölgesi eklenerek daraltılan salyangoz çıkışı sayesinde ters akış ve devirdaim akışları azaldığından, fanın toplam basınç verimliliği ve debisi artmaktadır [4].

Wang ve diğ. 2021 yılında ise daha önceden yaptıkları biyonomik dil önermesini geliştirerek yeni bir çalışma ortaya koymuşlardır. Yapılan çalışmada fan kanalındaki dil bölgesi tasarımının, ileri eğimli kanatlı santrifüj fanın iç akış koşulları ve aerodinamik performansı üzerinde önemli etkisi bulunduğu belirtilmiştir. Bu kapsamda yüksek aerodinamik performansı elde etmek için baykuş kanadından yola çıkarak eğimli bir biyonomik dil (IBVT) önerilmiştir.

Yapılan sayısal analizlerde SST  $k - \omega$  türbülans modeli ve kanatlarda MRF sınır koşulu kullanılmıştır. Sıkıştırılmaz ve sürekli akış kabulü yapılmıştır. Ayrıca HAD analizleri için ağ yapısı bağımsızlığı da yapılmıştır. Optimizasyon algoritmaları kullanılarak dil bölgesi açısı, dil bölgesi genişliği, dil bölgesi çıkış yüksekliği ve dil yarıçapı parametreleri için optimum değerler belirlenmiştir.

HAD analizi çalışmalarında, kanat giriş ve çıkışındaki kütle akışının üç boyutlu dağılımları incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre baykuş kanadı benzeri biyonomik dil bölgesi yapısını kullanarak, dil bölgesinin yakınındaki ters akışların hem pervane girişinde hem de çıkışında azaldığı belirtilmektedir. Hem mevcut hem de yeni önerilen biyonomik baykuş kanadı benzeri dil yapılarında, Şekil 1.6'da görüldüğü gibi kıvrım dilinin yakınında negatif radyal hıza sahip bölgeler vardır.

Bu negatif radyal hız bölgelerinin dil bölgesindeki ters akışları yansıttığı gösterilmiştir.



**Şekil 1.6** Radyal hız ve statik basınç karşılaştırması: (a) orijinal salyangoz dilli fan , (b) eğimli biyonomik salyangoz dilli fan

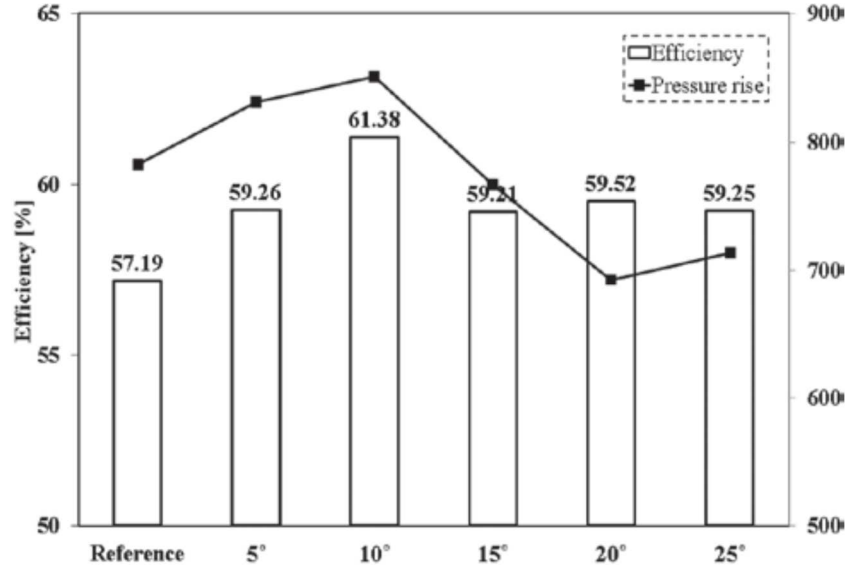
Biyonomik baykuş kanadı benzeri dil yapısı ile, ters akışlar, radyal hızın büyüklük düşüşleri açısından büyük ölçüde iyileştirildiği gösterilmiştir. Statik basınç için, ters gradyanın mevcut dil bölgesinin yakınında çok büyük olduğu gözlemlenmiştir ve bu durumun devirdaim akışına ve daha fazla güç tüketimine neden olduğu belirtilmiştir.

Sonuç olarak biyonomik dil önermesi sayesinde dil bölgesindeki basınç kayıpları ve geri dönüş bölgeleri azaltılmış ve daha üniform akış elde edilmiştir. Biyonomik baykuş benzeri dil bölgesi yapısının, ileri eğik kanatlı santrifüj fan ile daha yüksek toplam basınç verimliliği ve statik basınç artışı elde etmesini sağladığı ortaya koyulmuştur [5].

You ve diğ. 2013 yılında yaptıkları çalışmada yıkayıcı-kurutucudaki ısıtıcı kanalının sıcaklık alanının özelliklerini incelemek için, sıvı-katı bağlantılı ısı transferi teorisine göre hava akımı alanını ve sıcaklık alanını hesaplamak için sayısal bir model kurmuşlardır. Simülasyon, sonlu elemanlar yöntemine göre gerçekleştirilmiş ve testler ile doğrulanmıştır. En düşük, en yüksek ve ortalama sıcaklık hatalarının tümü %5,38 hata aralığı içindedir.

Simülasyon sonuçları, ısıtıcı kanalının dil bölgesi ile ısıtıcı arasındaki konfigürasyonunun enine kaymaya yol açtığını ve üçgen tümseğin uzunlamasına kaymaya yol açtığını göstermektedir. Bu yapıyı simüle etmek için giriş ve çıkıştaki akışkan bölgeleri incelenmiştir. Isıtıcı kanalının hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi için ağ yapısı oluşturulmuştur. Ağ yapısında ise yapının karmaşıklığından dolayı tetrahedron kullanılmıştır. Fanın kanatlarını çevreleyen bölgenin, kıvrımlı yüzeyler nedeniyle volütün dilinden ısıtıcıya kadar olan bölgenin, katı ve sıvının birleşmesi nedeniyle ısıtıcı ve ısıtıcı braketlerinin çevresinin ve diğer kırıklı yüzeylerin ağ yapısı sıklığı yüksek ayarlanmıştır. Yapılan nümerik analizler sonucu ısıtıcı kanalındaki hava akışı ve belirli kesitlerdeki sıcaklık dağılımları elde edilmiştir [6].

Heo, Kim ve Kim 2015 yılındaki çalışmalarında santrifüj yapıdaki fanın verimliliği ve basıncını artırmak için üç boyutlu Reynolds-ortalımalı Navier-Stokes denklemleri ve hibrit çok amaçlı evrimsel algoritma kullanarak fan optimizasyonu yapmışlardır. Çalışmada sıkıştırılmaz RANS denklemleri, sonlu hacim yaklaşımları kullanılarak ayrıklaştırılmıştır. Türbülans kapatma modeli olarak SST türbülans modeli kullanılmıştır. Bu model, çepere yakın bölgelerde türbülans/frekans tabanlı bir model ( $k-\omega$ ) olarak ve diğer bölgelerde  $k-\epsilon$  modelini çözerek çalışmaktadır. Çalışmada ana kanat ve ayırıcı kanat arasındaki açı ( $\theta$ ) ve çarkın çıkışının girişine olan yükseklik oranı ( $H_o/H_i$ ) tasarım değişkenleri olarak seçilmiştir. Elde edilen nümerik analiz sonuçlarına göre Şekil 1.7'de de görüldüğü gibi ana ve ayırıcı kanatlar arasındaki açı değeri  $10^\circ$  olan modelin verim ve basınç açısından optimum tasarım olduğu belirtilmiştir [7].



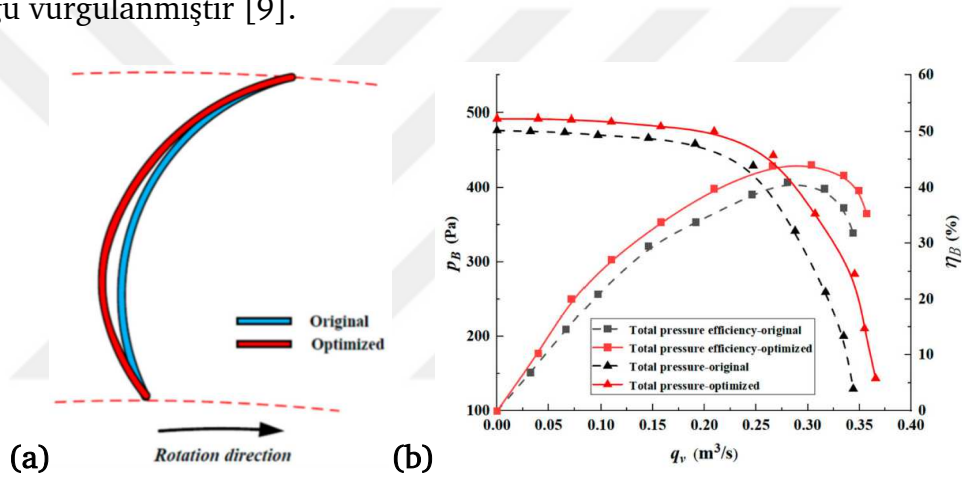
**Şekil 1.7** Ayırıcı kanat ve ana kanat arasındaki açı ile verimliliğin değişimi ( $\theta$ )

Heo ve diğ. 2016 yılındaki çalışmalarında konut havalandırması için kullanılan ileri eğimli santrifüj fan kanadının aerodinamik ve aeroakustik performansını artırmak için optimizasyon çalışması yapmışlardır. İleri eğimli kanatlara sahip bir santrifüj fanda akış analizi, kayma gerilimi taşınım türbülans modeli kullanılarak üç boyutlu sabit ve kararsız Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemleri çözülerek gerçekleştirilmiştir. Nümerik analiz sonuçları optimizasyon için yapay sinir ağları modeline aktarılmış ve modelin sonuçlarına göre optimum tasarım elde edilmesi amaçlanmıştır. Çalışmada farklı fan kanatlarının kanaldaki dil bölgesinde oluşturduğu basınç dağılımları farklı kanal yükseklikleri boyunca incelenmiştir. Mevcut tasarım ile önerilen tasarımlar yapay sinir ağı modeli çıktılarına göre kıyaslanmış ve sonuçta optimum sonucu veren yapının mevcut tasarımdan debi anlamında %2,4 ve verimlilik anlamında %5,5 daha yüksek sonuçlara sahiptir [8].

Zhou ve diğ. tarafından 2021 yılında yapılan çalışmada bozulma CST fonksiyonu kullanılarak bina havalandırma sistemlerinde kullanılan çok kanatlı bir santrifüj fanın optimizasyonu yapılarak tasarımı geliştirilmiştir. Çalışmanın fizibilitesini ve etkinliğini test etmek için sayısal simülasyon ve deneysel analizler yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre orijinal ve optimize edilmiş fanlar üzerindeki aerodinamik performans ve gürültü testleri, aralarında tutarlı karakteristik eğriler göstermiştir.

Çalışmada ele alınan fanın toplam basıncı ve verimliliği, farklı çalışma ortamlarında etkin bir şekilde iyileştirilmiştir. Tasarım çalışma noktasında hava hacmi  $1,4 \text{ m}^3/\text{dk}$  artarken, toplam basınç verimliliği %3,1 artmış ve düşük frekanslı gürültü 1,12 dB azaltılmıştır.

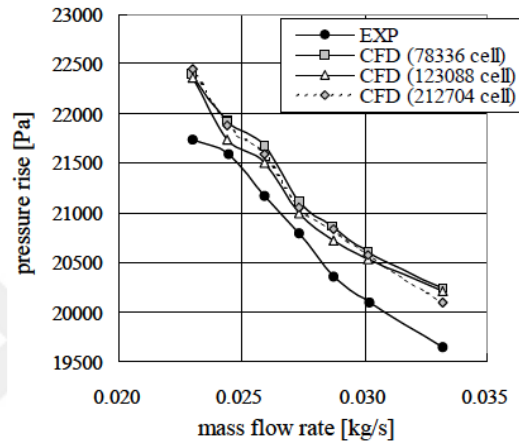
Bozulma CST fonksiyonu, çok kanatlı santrifüj fan kanatlarının optimal tasarımına uygulanmış ve parametrik kanat tasarımında kullanılan CST fonksiyonu ile çok amaçlı genetik algoritmanın çıktıları doğrulanmıştır. Önerilen optimizasyon tasarımının tamamı nispeten az sayıda tasarım değişkeni gerektirmektedir. Çalışmada ayrıca uygulanan bu yöntemin kompresörler, pompalar veya rüzgar türbinleri gibi akışkanlar ile çalışan kanat tasarımları için uygun bir yöntem olduğu vurgulanmıştır [9].



**Şekil 1.8** (a) Orijinal ve optimize edilmiş fan kanat profilleri, (b) Orijinal ve optimize edilmiş fanların performans eğrileri

2008 yılındaki Sugimura ve diğ. tarafından yayınlanan çalışmada ise yıkayıcı kurutucularda kullanılan fanın optimizasyonu yapılmıştır. Çalışmada çok amaçlı sağlam optimizasyon teknikleri ile veri madenciliği tekniklerinin birleştirildiği yeni bir tasarım yaklaşımı önerilmiştir. İlk önce çok amaçlı sağlam optimizasyon için geniş çapta uygulanabilir bir tasarım çerçevesi geliştirilmiştir. Bu çerçevede, tasarım değişkenlerinin olasılıksal temsili tanıtılmış ve belirsizlik içeren tasarım değişkenleri ve çoklu tasarım hedefleri arasındaki ilişkileri yaklaşık olarak tahmin etmek için Kriging modelleri kullanılmıştır. Daha sonra bu tasarım çerçevesi bir çamaşır yıkayıcı kurutucuda kullanılan santrifüj fanın tasarım problemine uygulanmıştır.

Çalışmada boyutsal belirsizlik hesaba katılarak, fan verimliliği ve türbülanslı gürültü seviyesinin ortaya çıkan dağılımlarının ortalamaları ve standart sapmaları optimize edilmiştir. Bu amaç fonksiyonlarına yaklaşan Kriging modelleri oluşturmak için sabit Reynolds ortalamalı Navier Stokes simülasyonları kullanılmıştır. Çalışmada ele alınan fanın deneysel ölçümü ile farklı ağ sayılarına sahip HAD analizi sonuçları doğrulanmış ve elde edilen basınç-debi eğrilerini içeren grafik Şekil 1.9'da verilmiştir.



**Şekil 1.9** Farklı tasarımlara sahip fanların HAD analizi sonuçlarına göre basınç-debi eğrileri

Ayrıca çeşitli veri madenciliği teknikleri uygulanarak tasarım bilgisi edinilmeye çalışılmıştır. Ek olarak yüksek boyutlu tasarım verilerini görselleştirmek ve yeniden kullanmak için kendi kendini güncelleyen haritalama yöntemi kullanılmıştır. Son olarak ürünün performansını iyileştirecek tasarım kurallarını elde etmek için karar ağacı analizi ve kaba küme teorisi kullanılmıştır. Her iki yöntemle elde edilen kural türlerindeki farklılıklar ortaya koyulmuştur [10].

2009 yılında Wang ve diğ.tarafından gerçekleştirilen çalışmada santrifüj tipli bir fanda kanat sayısı ve kanat çıkış açısı optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Santrifüj fanın üç boyutlu akış alanının özellikleri, ANSYS Fluent ile  $k - \epsilon$  türbülans modeli ile sayısal olarak simüle edilmiş ve ardından simülasyon sonuçları deneysel çalışmalar ile doğrulanmıştır. Verimlilik  $\eta$  maksimizasyonu fonksiyon hedefi olarak ve kanat sayısı ile kanat çıkış açısı değişkenler olarak ele alınarak fan çarkı parametreleri en küçük kareler yöntemine göre optimize edilmiştir.

Optimizasyon sonuçları, ikincil akış girdabı, volüt dili ve hücum açısının neden olduğu enerji kaybını azaltarak santrifüj fan performansının iyileştirildiğini göstermiştir. Optimizasyondan sonra toplam basıncın ve verimliliğin sırasıyla %3,7 ve %0,5 arttığı belirtilmiştir [11].

2022 yılında ise Kılıç ve Fidan radyal fan çarkında kullanılan kanat yapısının ve pozisyonunun sonuca olan etkisini incelemiştir. Çalışmada farklı tasarıma sahip 5 radyal fanda fan kanat yapısının ve pozisyonunun etkileri incelenmiştir. Teorik olarak çıkıştaki yüksek akışkan hızının olumlu sonuç verdiği ancak yüksek hız nedeniyle akışkanın sahip olduğu kinetik enerji potansiyel enerjiye dönüştürülerek statik basınç oluşturulduğunda yüksek kayıplara sebebiyet verdiği gözlemlenmiştir. Bu nedenle fan veriminin düştüğü gözlemlenmiştir. Bu nedenle fan çıkışındaki düşük hızın daha az kayba neden olacağı belirtilmiş ve verimin artacağı aktarılmıştır. Yüksek hızın kanatlarda yüksek sese neden olacağı da belirtilmiş ve kanatlarda hızın düşük olması gerektiği vurgulanmıştır. Uygun fan tercihi de bu doğrultuda yapılmıştır. Çalışmada analiz edilen fan kanadı profilleri Şekil 1.10'da verilmiştir.

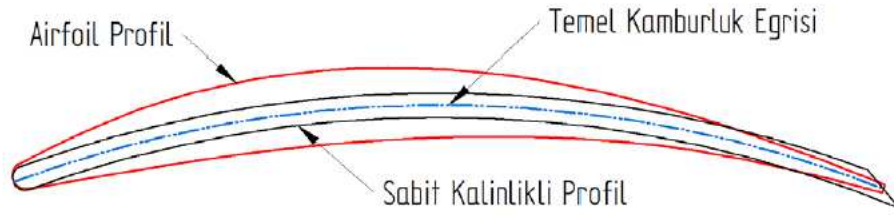


**Şekil 1.10** Analiz edilen fan kanat yapıları: a) Naca 0006, b) E 387, c) Eppler 421, d) SG 6043

Aktarılan sonuçlara göre çalışmada bahsedilen Naca 0006 kanat yapısında arka kenarının çark dışına konumlandırılmasıyla ortaya çıkan statik basınç miktarı yaklaşık %5 artmıştır. Diğer yandan Eppler 421 olarak isimlendirilen kanat profilinde firar kenarının çark dışına konumlandırılması tam tersi etki göstererek statik basınçta %6 azalmaya sebep olmuştur [12].

Develi ve Ayder'in 2019 yılında yayınladıkları çalışmada radyal tip fanlarda kanat profil şeklinin fan performansına etkisi ele alınmıştır. Airfoil profile ve sabit kalınlıklı profile sahip fan kanatları oluşturularak ve bu profiller için HAD analizleri yapılarak sayısal çözümler ortaya koyulmuştur.

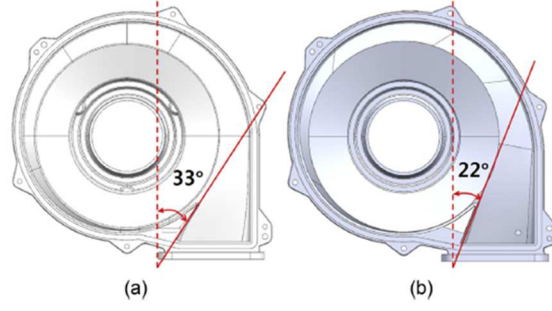
Sonuçlara göre airfoil kanat yapısındaki radyal fan, sabit kalınlıklı profilden fan verimi ve statik basınç artışı anlamında daha iyi sonuçlar vermiştir. Fandaki akış profili ele alındığında airfoil yapıda akışın kanat üst yüzeyinden ayrılmadığı, sabit kalınlıklı profilde ise akış ayrılmaları gözlemlenerek fan performansında düşüşe neden olduğu gözlemlenmiştir. Sonuçlara göre airfoil profil kullanımı, sabit kalınlıktaki profile göre %4-5 civarında verim artışı sağlayarak enerji tüketimini azaltmada etkili olmaktadır [13].



**Şekil 1.11** Airfoil ve sabit kalınlıklı kanat profilleri

Lee ve Lim 2015 yılında bir santrifüj tip fan içindeki çeşitli fan kanatlarının performans değerlendirmesini ortaya koymuşlardır. Çalışmada ticari kazanlarda kullanılan bir santrifüj fanın performans ve akış karakteristikleri sayısal olarak incelenmiş ve elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Çalışmanın ana odak noktası, iç bileşenlerinin çeşitli biçimleri için fan performansı değerlendirmesine dayalı olarak, bir santrifüj fan üfleyici içindeki fan kanatlarının akış karakteristiği üzerinde gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, yalnızca fan performans özellikleri değil, aynı zamanda çeşitli fanlardaki 3D akış özellikleri de analiz edilmiştir. Giriş ve çıkış basınçları, fanın debisi ve santrifüj fanın torku ve gücü de dahil olmak üzere performans parametrelerine göre çeşitli çalışma koşulları için konumlandırılmış salyangoz yapıları ve fan kanatları gibi çeşitli bileşenler için hem sayısal hem de deneysel yaklaşımlar gerçekleştirilmiştir. Deneysel ve sayısal hesaplamalar, özellikle atmosferik basınçta iyi bir uyum göstermiştir. Ancak çıkıştaki basınç arttıkça deney ile hesaplama arasındaki tutarsızlık giderek arttığı gözükmemektedir. Bu durumun, deneysel ve sayısal simülasyon koşulları arasındaki belirsiz farklar sebebiyle oluştuğu belirtilmiştir.

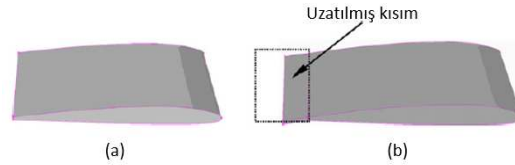
Şekil 1.12'de görüldüğü gibi iki farklı dil açısına sahip ( $33^\circ$  ve  $22^\circ$ ) tasarım üzerinde farklı kanat tipi ve kanat sayılarına sahip fanlar ile denemeler yapılmıştır.



**Şekil 1.12** Farklı dil açısına sahip salyangoz modelleri: (a) 33° (b) 22°

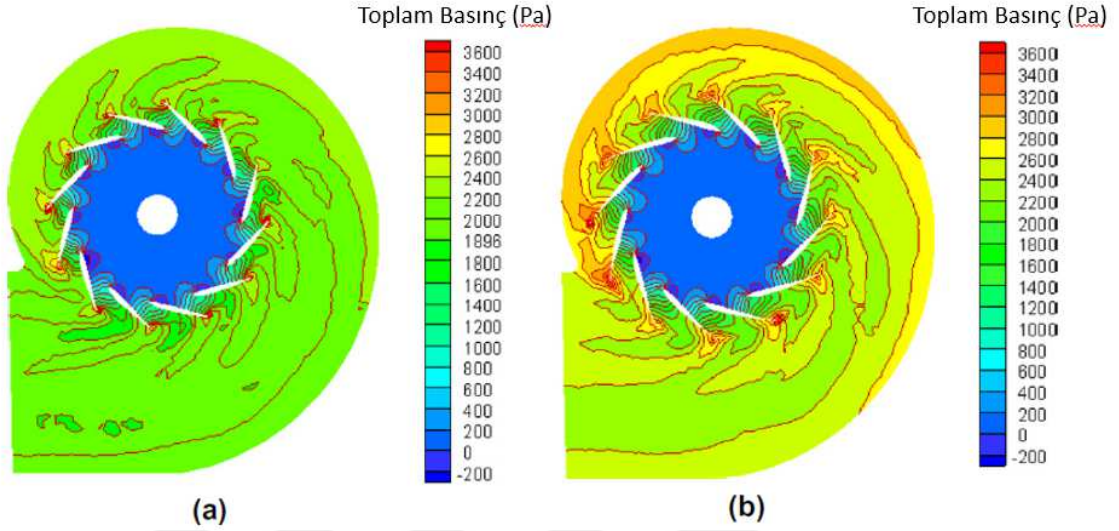
Analizlerin sonucuna göre, oluşan akış ayrılmalarının köşe noktalarda görüldüğü belirtilmiştir. Ayrıca akış dağılımının çıkışta üniform olarak gerçekleşmediği ve debinin çıkışta düştüğü gözlemlenmiştir. Yeni tasarımla dil bölgesi tekrar düzenlenmiş ve akış ayrılmaları önemli ölçüde azaltılmıştır. Salyangozdaki dil bölgesi açısının 33°'den 22°'ye düşürülmesiyle hedeflenen noktaya ulaşıldığı belirtilmiştir. Ek olarak öne eğimli kanat formlarında belirli basınç katsayısı için debi değeri daha yüksek olarak elde edilmiştir. Ancak fan devri arttıkça akış bölgelerinde uyumsuzluklar geldiği belirtilmiştir. Ayrıca çalışmada fan kanat sayısına bağlı olarak performansın çok az değiştiği vurgulanmıştır [14].

Chunxi ve diğ. ise 2011 yılında yayınladıkları çalışmalarında, fan kanadı uzunluğunun değiştirilmesinin fanın performansı üzerindeki etkisini ele almışlardır. Kanat uzunluğunun değiştirilmesinin dil bölgesi ile fan kanadı arasındaki mesafeyi değiştireceğinden fanın performansı ve fanın yaydığı gürültüyü etkilediğinden bahsetmişlerdir. Salyangoz yapısı ve dil bölgesi tasarımını değiştirmemek adına mevcut kanat ile yeni önerilen kanat arasındaki uzunluk farkı 100 mm ile sınırlandırılmıştır. Mevcut kanat ve uzatılmış kanadın görselleri Şekil 1.13'te gösterilmiştir.



**Şekil 1.13** Orijinal fan kanadı ve uzatılmış fan kanadı: (a) orijinal kanat (b) uzatılmış kanat

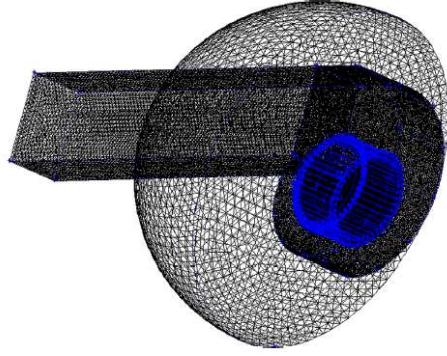
Çalışmada yeni tasarım ile mevcut tasarım toplam basın farkı dağılımı açısından kıyaslanmıştır. Önerilen tasarım olan uzatılmış kanat yapısına sahip fanda toplam basınçta artış gözlemlenmiştir. HAD analizleri sonucunda elde edilen toplam basınç dağılımları iki tasarım için de Şekil 1.14’te verilmiştir.



**Şekil 1.14** Orta düzlemdeki toplam basınç dağılımı: (a) orijinal kanatlı fan ve (b) uzatılmış kanatlı fan

Elde edilen sonuçlar incelendiğinde uzatılmış kanatlı fanda toplam basınç yüksek olmasına karşın akış dağılımının üniformdan daha uzak olduğu, bu sebeple kayıpların salyangozda artarak verimi düşüreceği belirtilmiştir. Kanat uzunluğunun yeni tasarımda artırılmış olmasıyla dil bölgesi ile fan kanatları arasındaki radyal boşluk azalmıştır. Mevcut tasarımda bu değer 100 mm iken, %5 artırılmış kanat uzunluğu ile 80 mm'ye, %10 artırılmış kanat uzunluğu ile ise 60 mm'ye düşmüştür. Ek olarak bunun sonucunda fanın yaydığı gürültü değeri de yükselmiştir [15].

Gholamian, Rao ve Panitapu 2013 yılında santrifüj fanlarda giriş nozülü ile kanat arasındaki aksenal boşluğun verim ve akış düzeni üzerindeki etkisini sayısal ve deneysel analizler ile incelemişlerdir. İlk aşamada elde edilen sonuçlar deneysel veriler ve sayısal simülasyonlar arasında iyi bir eşleşme olduğunu göstermiştir. Fanın sayısal analizler için oluşturulmuş ağ yapısı Şekil 1.15'te gösterilmiştir.



**Şekil 1.15** İncelenen fanın HAD analizleri için oluşturulmuş ağ yapısı

Sayısal simülasyonlar, 19 cm giriş çaplı (neredeyse pervane iç çapına eşit) Fan2'nin özel özelliklere sahip olduğunu göstermiştir. Fan2, analizde ele alınan diğer tüm durumlara kıyasla tüm eksen boşluklarında yaklaşık %44 ile en yüksek verimliliği göstermiştir. 19 mm giriş lülesi çapı esas alınarak, giriş çapının küçültülmesi ile aksenal aralığın 12 mm'ye kadar arttırılmasının performans ve verim üzerindeki etkisi verimliliğin artırılması yönünde daha belirgin olurken, giriş lülesi çapının arttırılması ile etki daha fazla olmuştur. Aksenal aralığın 12 mm'ye kadar arttırılmasının performans ve verim üzerinde etkisinin, verimin düşmesi açısından daha önemli olduğu vurgulanmıştır.

19 cm ve daha küçük giriş nozülü boyutu için, analizde dikkate alınan aksenal boşluklar için akış modelleri benzerdir, ancak çark girişine göre aksenal mesafenin azalmasıyla akış modelleri üniform akıştan uzaklaşmıştır. Bu farkın ve verimin düşük olmasının sebebi olarak ise çark girişindeki aksenal akış hızının yüksek olması gösterilmiştir [16].

## **1.2 Tezin Amacı**

Bu tez çalışmasında yıkayıcı kurutucu ürünlerde Avrupa Standartlar Komitesi'nin 2021 yılında yayınladığı KOMİSYON YETKİ YÖNETMELİĞİ (AB) 2019/2014 regülasyonuna göre deklare edilmesi hedeflenen enerji sınıfı için kurutma performansının iyileştirilmesi amaçlanmıştır [17]. Bu amaç doğrultusunda kurutma performansını etkileyen parametreler belirlenmiş olup bu parametreler arasından yıkayıcı kurutucu makine içinde yer alan ve kurutma prosesinde etkin komponent olan santrifüj fan ve hava kanalı incelenmiştir.

Kurutma performansının iyileştirilmesine yönelik optimum hava kanalı tasarımı yapılması amaçlanmıştır. Tasarım parametresi olarak hava kanalında yer alan dil bölgesi ve santrifüj fan kanat tasarımı belirlenmiş olup bu parametrelerle ilgili hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımıyla sayısal analizlerin ve rüzgâr tüneline fan karakteristik eğrilerinin çıkarılmasına yönelik çalışmaların yapılması planlanmış olup belirlenen optimum fan ile EN IEC 62512:2020 standardına göre kurutma performansı testlerinin yapılması planlanmıştır. Böylelikle E enerji etiketi sınıfına sahip bir yıkayıcı kurutucu ürünün kurutma performansı arttırılarak ve enerji tüketimi azaltılarak D enerji etiketi sınıfı olarak deklare edilmesi hedeflenmiştir.

### **1.3 Hipotez**

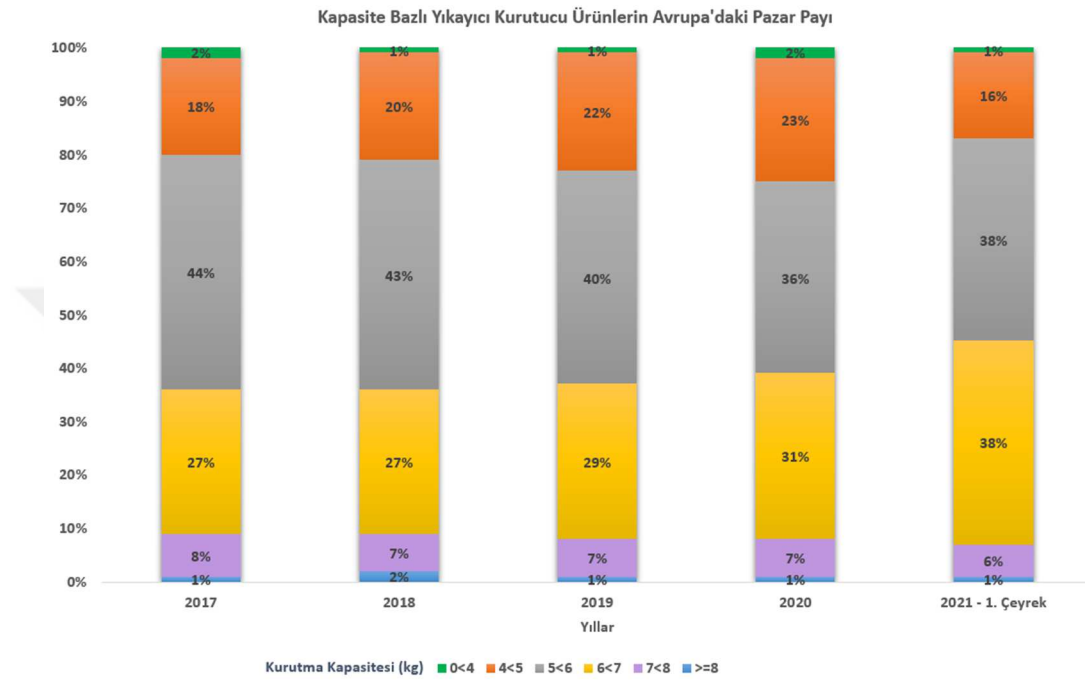
Bu yüksek lisans tezi kapsamında, yıkayıcı-kurutucu ürünlerde kurutma performansı üzerine etkisi açısından hava debisi seçilmiş olup, bu doğrultuda yıkayıcı kurutucu içerisinde yer alan ısıtıcı kanalı üzerine odaklanılmıştır. Isıtıcı kanalında yer alan santrifüj fan dil bölgesi açısı ve santrifüj fan içerisinde yer alan kanat tasarımı üzerine literatürde birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalar doğrultusunda santrifüj fanda dil bölgesi açısı azaldıkça hava akışında geri dönüş ve ters akım bölgelerinin azaldığı; debi, basınç ve verimin arttığı görülmüştür. Benzer şekilde kanat tasarımının da debi, basınç ve verim üzerinde etkili bir parametre olduğu görülmektedir. Bunların ışığında yıkayıcı kurutucu içerisinde yer alan santrifüj fan dil bölgesi açısının ve kanat tasarımının kurutma prosesinde kullanılan hava debisine etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiş ve yıkayıcı kurutucu ürünlerde kurutmayı sağlayan proses havasının debisi iyileştirilerek kurutma performansının iyileştirilmesi ve enerji tasarrufu sağlanması hedeflenmiştir.

### **1.4 Pazar Araştırması**

Tüm firmaların gelişen teknolojiyi takip etmesi ve rekabette geri planda kalmamaları açısından pazar araştırması yapılması rekabet açısından büyük öneme sahiptir. Bu kapsamda farklı kurutma kapasitesine yıkayıcı kurutucu

ürünlerin 2017 – 2021 1. Çeyrek yılları arasında Avrupa'daki pazar payları incelenmiştir.

Yıllara göre ve kurutma kapasitesi bazlı olarak yıkayıcı kurutucuların Avrupa pazarındaki payını gösteren ve GFK (Growth for Knowledge) pazar araştırması yapan firmadan alınan grafik Şekil 1.16'da gösterilmektedir [18].

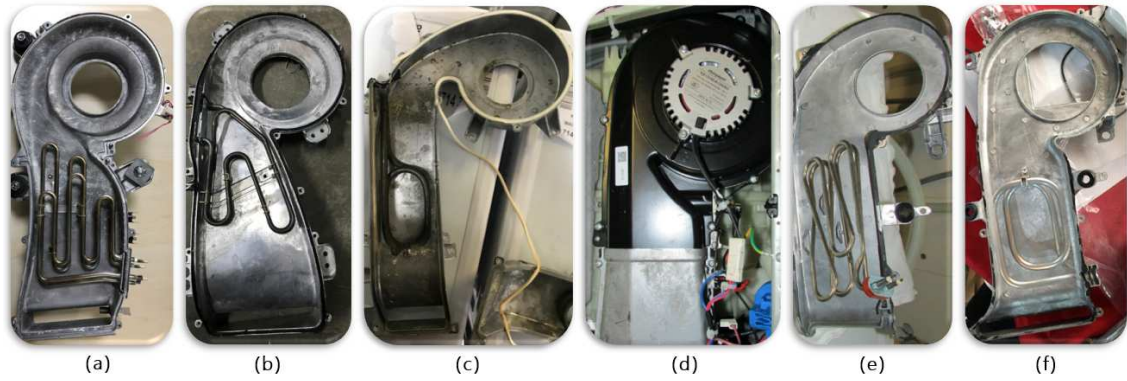


**Şekil 1.16** Kapasite bazlı yıkayıcı kurutucu ürünlerin Avrupa'daki pazar payı

Şekil 1.16'da verilen grafik incelendiğinde, Avrupa'da 2017 yılından 2021 1. çeyreğine kadar koyu yeşille gösterilen, 4 kg'dan az kurutma kapasitesine sahip ürünlerin pazar payı ile koyu maviyle gösterilen 8 kg ve 8 kg'dan fazla kurutma kapasitesine sahip yıkayıcı kurutucu ürünlerin pazar payı oldukça düşük olup bu ürünlerin pazar paylarının toplamının ortalama %3 olduğu ve son yılda %2'ye gerilediği görülmektedir. Ardından yıllara göre ortalama pazar payı %7 olan 7 ile 8 kg arasındaki kurutma kapasitesine sahip olan yıkayıcı kurutucu ürünler gelmektedir. 2017 yılından 2021 yılına kadar 4 ile 5 kg aralığında kurutma kapasitesine sahip ürünlerin pazar payının arttığı fakat 2021 yılına bakıldığında bir önceki yıla göre radikal bir düşüşün olduğu görülmektedir. 2021 yılına kadar 5 ile 6 kg aralığında kurutma kapasitesine sahip ürünlerin Avrupa pazarında en büyük paya sahip olduğu fakat 2021 yılı ile birlikte Pazar payında düşüş

göstererek zirveyi 6 ile 7 kg aralığında kapasiteye sahip ürünlerle paylaştığı görülmektedir. İçerisinde 6 kg kurutma kapasitesinin dahil olduğu 6 ile 7 kg aralığında kurutma kapasitesine sahip ürünlerin pazar payının yıldan yıla arttığı görülmektedir. Bu nedenle çalışmanın ilerleyen kısımlarında 10 kg yıkama kapasitesine ve 6 kg kurutma kapasitesine sahip 10/6 yıkayıcı kurutucu üründe kurutma performansını iyileştirmeye yönelik yapılan çalışmalara yer verilecektir.

Bunun yanında yapılacak iyileştirme çalışmaları için pazardaki farklı yıkayıcı kurutucu üretimi yapan firmaların ısıtıcı kanalları ve kanallarda bulunan fan kanatları incelenmiştir. Farklı firmalara ait ısıtıcı kanallarının görselleri Şekil 1.17’te verilmiştir.



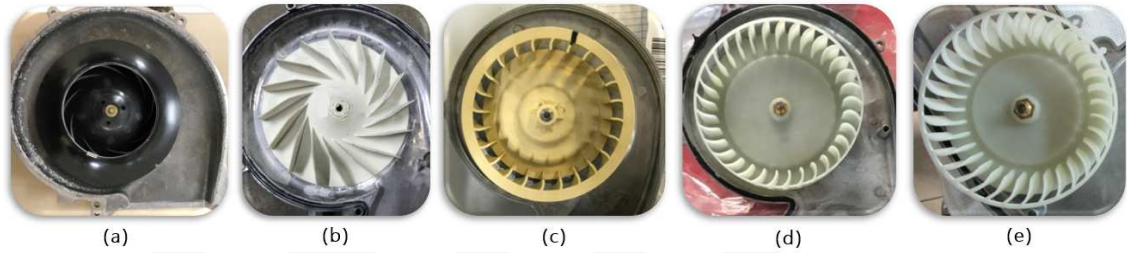
**Şekil 1.17** Pazardaki farklı yıkayıcı kurutucu firmalarının ısıtıcı kanalı görselleri:

- a) Firma A 10/6 kg, b) Firma B 9/6 kg, c) Firma C 10/7 kg, d) Firma D 8/5 kg,  
e) Firma E 8/5 kg, f) Firma E 9/6 kg

Şekil 1.17 incelendiğinde sektördeki birçok farklı firmanın ısıtıcı kanallarında farklı oranlarda dil bölgesine sahip tasarımlara yer verdiği görülmektedir. Firma A, 10/6 kg kapasiteli yıkayıcı kurutucu üründe kanal çıkış ağzından dil bölgesine doğru kavisli bir şekilde daralan yapı tercih etmiş ve dil bölgesinde kanal duvarları arasında en küçük mesafede bir tasarım ortaya koymuştur. Firma B de, 9/6 kg kapasiteye sahip ürünlerinde Firma A gibi benzer bir tasarıma yönelmiş, farklı olarak kavisli değil doğrusal eğimli kanal duvarları ile tasarım oluşturmuştur. Firma C ise, 10/7 kg kapasiteli üründe kanal çıkış ağzından dil bölgesine kadar sabit genişlikte bir ısıtıcı kanalı kullanmış, ancak salyangoz girişini dil yapısı ile oldukça daraltmıştır. Firma D ise, 8/5 kg kapasiteli yıkayıcı

kurutucusunda oldukça dar dil bölgesi genişliğine sahip ısıtıcı kanalı tasarımı kullanmıştır. Firma E'nin 8/5 kg'lık ilk modelinde dilsiz bir ısıtıcı kanalı tercih edilmiş, ancak daha sonra piyasaya sürdükleri 9/6 kg'lık üründe dil yapısına geçiş yapılmıştır. Bu da daha yüksek kurutma kapasitesi için sistemde iyileştirmeye ihtiyaç duyulup, dil bölgesi çözümü ile ilerlendiğinin bir göstergesidir.

Diğer yandan bu firmaların ısıtıcı kanalı tasarımlarının yanı sıra fan kanadı tasarımları da ele alınmıştır. Farklı firmalara ait fan kanadı tasarımları Şekil 1.18'de gösterilmiştir.



**Şekil 1.18** Pazardaki farklı yıkayıcı kurutucu firmalarının fan kanadı görselleri:  
a) Firma A 10/6 kg, b) Firma B 9/6 kg, c) Firma C 10/7 kg, d) Firma E 8/5 kg,  
e) Firma E 9/6 kg

Firma A, 10/6 kg kapasiteli ürününde süpürge tipi 9 kanatlı fana yer vermiştir. Kanat uzunlukları diğer tasarımlara göre uzun ve kanatlar arası boşluk daha fazladır. Bunun başlıca sebebi ısıtıcı kanalında kullanılan fırçasız doğru akımlı fan motoru kullanmaları ve bu sayede kontrol edilebilir yüksek hızlara çıkabiliyor olmalarıdır. Firma B, 9/6 kg kapasiteli yıkayıcı kurutucusunda geri eğimli, uzun kanatlara sahip ve kanat arası boşlukları nispeten fazla olan 16 kanatlı fan tasarımını seçmiştir. Bu tasarım debide düşüğe neden olmakla beraber çamaşırdan çıkan havlar nedeniyle oluşan tıkanmalara karşı daha dayanıklıdır. Firma C, 10/7 kg yıkayıcı kurutucusunda 24 kanatlı ileri eğimli fan kanadı tasarımını kullanmış ve tasarımda fanın orta bölgesine iki kademeli yükselti eklenmiştir. Firma E ise 8/5 kg ve 9/6 kg kapasiteli iki ürününde de bu çalışmada incelenecek olan fanın kanat sayısı ile aynı olarak 33 kanatlı ve orta yüzeyi düz olan bir fan tasarımı seçmiştir.

## YIKAYICI KURUTUCU MAKİNELER VE ÖZELLİKLERİ

---

Dayanıklı tüketim ürünlerinden biri olan yıkayıcı kurutucu, çamaşır yıkama ve kurutma görevlerini tek bir bölmede yerine getiren bir tür ev aletidir. Yıkayıcı kurutucu makinelerde, yıkama prosesi çamaşır makinelerindeki yıkama prosesi ile aynı olup kurutma prosesi ise kurutucu makinelerine benzemektedir.

Yıkayıcı kurutucular, çamaşır yıkama prosesinin ardından herhangi bir işlem yapmadan kurutma prosesine devam eden makineler olup çamaşır asma ihtiyacını ortadan kaldırıp çamaşırın direkt olarak kullanılmasını sağlamaktadır. Müşterinin tercihinine göre sadece çamaşır yıkama veya sadece kurutma prosesini de sağlayan çok özellikli bir üründür. Her iki fonksiyonun tek makinede verilmesi de büyük şehirlerde daralan yaşam alanları için oldukça büyük önem arz etmektedir.

Temel olarak yıkayıcı kurutucu, çamaşır makinesi ve kurutma makinesinin birleştiği tek bir ürün olarak düşünülebilir. Bu nedenle yıkayıcı kurutuculardan önce öncelikle çamaşır makineleri ve çamaşır makinelerindeki yıkama prosesi ile kurutma makineleri ve kurutma makinelerindeki kurutma prosesi detaylı olarak incelenmiştir.

### 2.1 Çamaşır Makineleri ve Yıkama Prosesi

Çamaşır makinesi, temel olarak tekstil üzerinde bulunan kir ve lekelerin çıkarılmasını sağlamak amacıyla çamaşırın temizlemek üzere kullanılan dayanıklı tüketim aletidir. Bütün çamaşır makineleri mekanik hareket, ısı enerjisi ve kir ve leke çıkarmayı sağlayan kimyasallarla çalışır. Örnek bir çamaşır makinesi Şekil 2.1'de görülmektedir.



**Şekil 2.1** Çamaşır makinesi

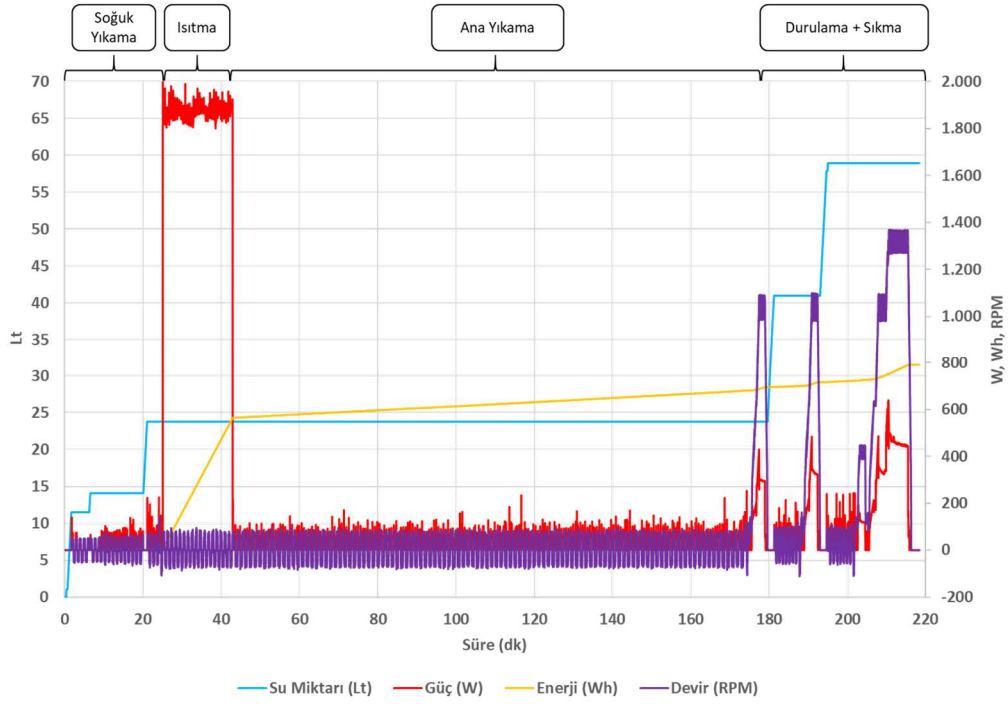
1960 yılında Sinner'ın yaptığı çalışmaya göre temizleme prosesi, temizlemeye etki eden dört ana bileşen ile sağlanmaktadır. Bunlar Şekil 2.2'de gösterildiği gibi mekanik etki, sıcaklık, kimyasal madde ve süreden oluşmaktadır [19]. Çamaşır makineleri de bu dört ana etkiyi temel alarak yıkama prosesini gerçekleştirmektedir.



**Şekil 2.2** Sinner diagramı

Çamaşır makinesinde bir yıkama çevrimi; soğuk yıkama, ısıtma, ana yıkama, durulama ve sıkma adımlarından oluşmaktadır. Soğuk yıkama adımında, alınan soğuk su ve deterjan ile çamaşırlar deterjan-su karışımıyla ıslatılır. Bu adımda soğuk suyla temizlenen kir ve lekelerin çıkarılması amaçlanmaktadır. Ardından kazan içerisindeki deterjanlı suyun sıcaklığı hedef sıcaklık değerine kadar ulaştırılarak ısıtma işlemi gerçekleştirilir. Isıtılmış su ile ana yıkama adımında belirli süre boyunca çamaşır mekanik harekete maruz bırakılarak temizleme işlemi tamamlanır.

Yıkama işlemi bittikten sonra deterjanlı ve kirli su tahliye edilerek durulama adımına geçilir. Bu adımda makine içine temiz su alınarak çamaşırların üzerindeki deterjanın uzaklaştırılması sağlanır. Son olarak sıkma adımında ise çamaşırın emdiği su merkezci kuvvet etkisiyle atılarak çamaşır üzerindeki fazla su uzaklaştırılmaktadır. Örnek bir yıkama çevrim grafiği Şekil 2.3'te gösterilmektedir.



**Şekil 2.3** Çamaşır makinesi yıkama çevrimi

Yıkama prosesinde mekanik etki, tambur dönüşü ve tambur üzerinde yer alan kanatların çamaşırları karıştırması sayesinde sağlanmaktadır. Böylelikle kirli ve lekeli çamaşırlar üzerinde sürtünme etkisiyle çitileme işlemi gerçekleştirilmektedir.

Bir diğer etki olan sıcaklık, kazan içinde yer alan boru tipi rezistans ısıtıcı ve sıcaklık sensörü olan NTC yardımı ile istenilen dereceye kadar kontrollü olarak ayarlanmaktadır. Sıcaklığın artmasıyla hem hijyen hem de bir diğer etki olan deterjanın çözdürülmesiyle etkin yıkama sağlanmaktadır.

Kimyasal etki olarak yıkama çevriminde kullanılan deterjanlar ise içerisinde bulunan yüzey aktif madde ve ağartıcıların etkisiyle leke ve kirlere tutunarak leke ve kirlerin çamaşırlardan uzaklaştırılmasında rol almaktadırlar.

Son olarak süre ele alındığında bu parametrenin uzunluğu ve kısalığı Sinner çemberinde yer alan diğer üç etkinin performansını doğrudan etkilemektedir. Aynı zamanda tekil etkiye bakıldığında süre artışıyla beraber yıkama performansı iyileşmektedir.

## 2.2 Kurutma Makineleri ve Kurutma Prosesi

Kurutma makinesi, nemli ve yıkanmış ıslak çamaşırların sıcak ve kuru hava yardımıyla kurutulmasını sağlayan dayanıklı tüketim cihazlarıdır.

Kurutma makinesinde çamaşırlardaki nemin buharlaşması için tamburda bulunan deliklerden sıcak hava verilir. Aynı zamanda tambur çamaşırların kuruması için yavaşça döner. Bu sayede hem sıcak hava etkisiyle hem de tamburun çamaşırları karıştırmasıyla çamaşırlar kurumaya başlar. Çamaşırın içinde bulunan nem miktarı azaldıkça kurutma süresi azalmaktadır. Kurutma makinesinde çamaşır kurutmak için kullanılan kurutma mekanizması Şekil 2.4'te verilmiştir.



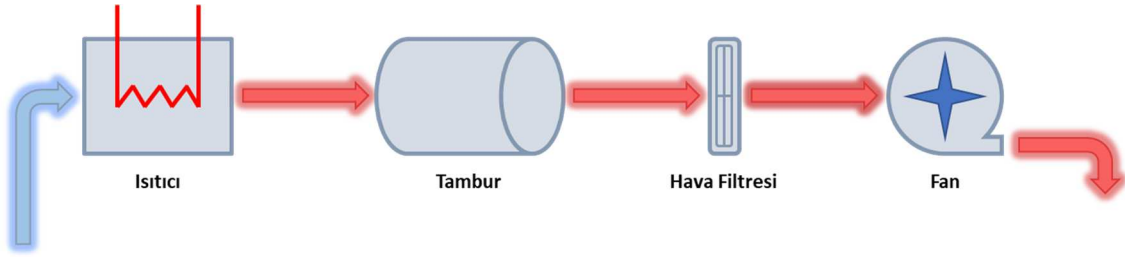
Şekil 2.4 Kurutma makinesi kurutma mekanizması

Kurutucu makinelerinin bacalı, kondenserli ve ısı pompalı olmak üzere üç farklı tipi bulunmaktadır.

### 2.2.1 Bacalı Kurutma Makineleri

Bacalı kurutma makinelerinde kurutma sistemi açık çevrim olarak gerçekleşmektedir. Kurutma havası, fan yardımıyla ısıtıcı üzerinden geçirilerek kurutma havasının sıcaklığı arttırılmaktadır. Sonrasında sıcaklığı arttırılmış olan kurutma havası, tambur içine gönderilip nemli veya ıslak çamaşırlarla temas eder.

Bu esnada tambur hareketiyle beraber hem çamaşırlar karıştırılıp hem de homojen bir şekilde çamaşırlardan nem alma işlemi gerçekleşir. Çamaşırlar üzerinden nemin bir kısmını alan kurutma havası, tamburdan çıktıktan sonra filtreden geçirilerek baca vasıtasıyla ortama gönderilir. Bu işlem kurutma sağlanana kadar tekrar etmektedir. Bacalı kurutma makinelerinde kurutma çevrimi Şekil 2.5'te gösterilmiştir.



Şekil 2.5 Bacalı kurutma makinesi kurutma çevrimi

### 2.2.2 Kondenserli Kurutma Makineleri

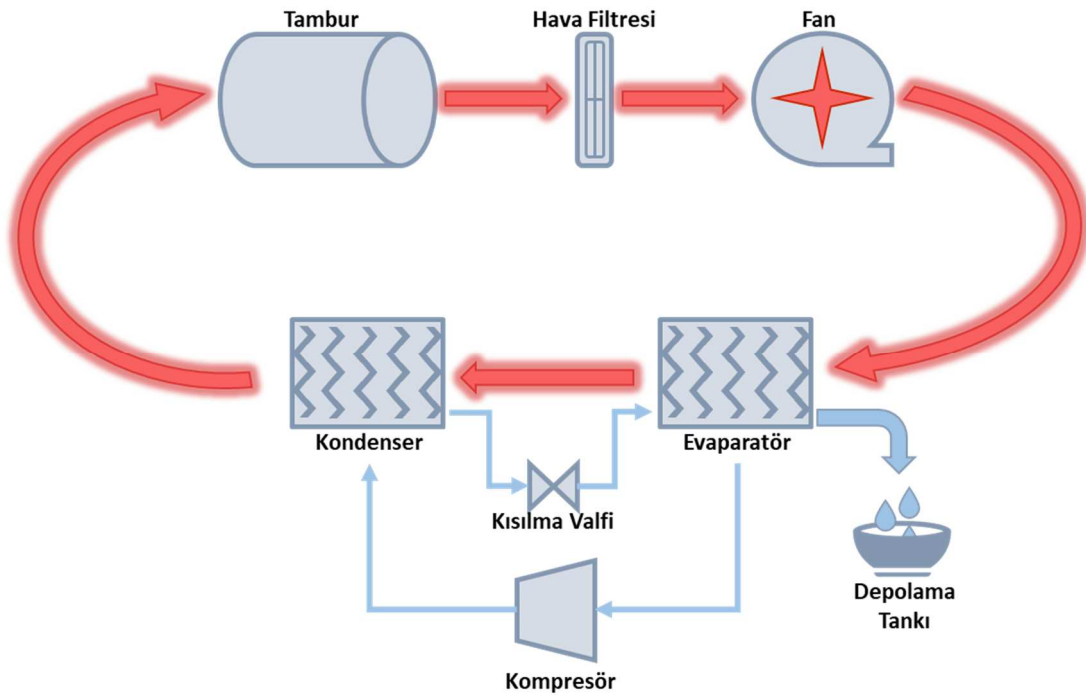
Kondenserli kurutma makinelerinde kurutma prosesi kapalı çevrim, soğutma/nem alma prosesi açık çevrim olmak üzere iki çevrim bulunmaktadır.

Kurutma mekanizması incelendiğinde öncelikle kurutma havası fan yardımıyla ısıtıcı üzerine gönderilerek ısıtılır. Böylelikle sıcaklığı artan kurutma havasının aynı zamanda nem tutma kapasitesi artar. Isınan ve nem tutma kapasitesi artan hava tambur arkasındaki deliklerden geçerek nemli çamaşırlarla temas eder. Tambur hareketinin de yardımıyla çamaşırlardaki nemin bir kısmını alan hava tamburdan çıktından sonra filtreden geçer. Liflerden temizlenen hava, kondensere gelmektedir. Hava soğutmalı kondenser içerisinde birbirine dik olan ince alüminyum kanallar bulunmaktadır.

Soğutucu fan ile dışarıdan alınan soğuk hava kondenser plakaları üzerinden geçirilmektedir ve soğutma görevini yaptıktan sonra dışarı ortama atılmaktadır. Nemli kurutma havası içerisinde yoğun olarak bulunan su buharı, soğuk alüminyum yüzeylere çarptırılarak yoğuşturulmaktadır. Yoğuşan su miktarı belirlenen değere ulaştığı zaman pompa yardımı ile su haznesine gönderilip depolanmaktadır. Kondenserde nemini kaybeden kurutma havasının, nem tutma kapasitesinin arttırılabilmesi için kurutma havası fan ile çekilerek tekrar ısıtıcı



Soğutucu akışkanın yer aldığı yardımcı sistemle hem kurutma havasının ısıtılması hem de kurutma havası soğutularak içindeki nemin yoğuşturulması sağlanmaktadır. Bu sistemde soğutucu akışkan olarak R134a gazı kullanılmaktadır. Gaz halinde bulunan soğutucu akışkanın kompresör yardımıyla sıkıştırılıp hem enerjisi hem de basıncı arttırılmaktadır. Isı enerjisi artan soğutucu gaz kondenserde yoğuşarak enerjisini kurutma havasına aktarmaktadır. Yoğuşan soğutucu gaz kısılma valfine gelir ve burada soğutucu gazın basıncı düşürülmektedir. Basıncı düşürülen soğutucu gaz evaporatörde buharlaşarak kurutma havasının soğuyup içindeki su buharının yoğuşmasını sağlamaktadır. Soğutucu akışkan ve kurutma havasının hal değişim prosesleri birbirine ters çalışmaktadır. Şekil 2.7'de ısı pompalı kurutma makinelerinde gerçekleşen kurutma ve soğutucu akışkan çevrimleri gösterilmektedir. Mavi ile belirtilmiş olan soğutucu akışkan çevrimi olup kırmızı ile belirtilmiş olan kurutma havası çevrimini göstermektedir.



Şekil 2.7 Isı pompalı kurutma makinesi kurutma çevrimi

### 2.3 Yıkayıcı Kurutucu ve Yıkama-Kurutma Prosesi

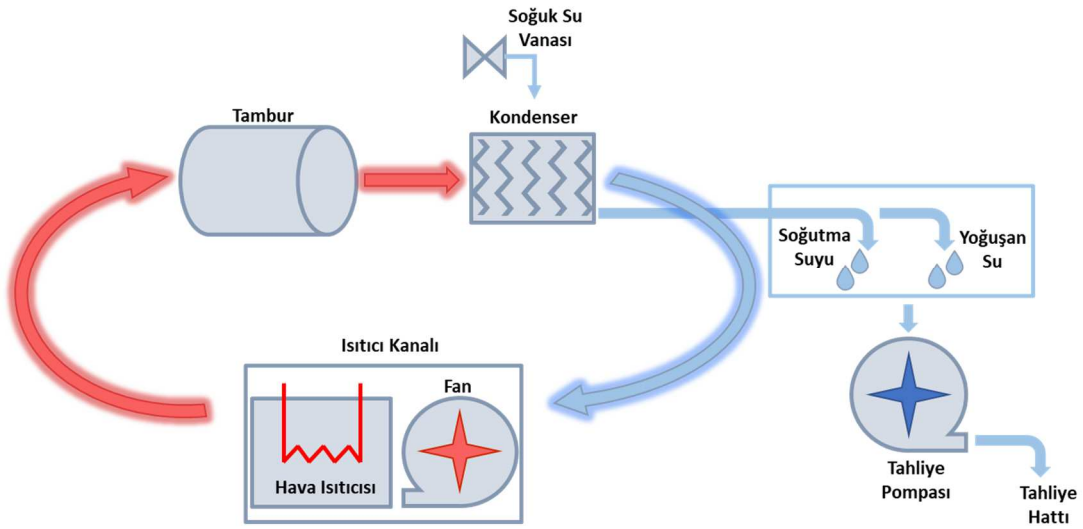
Yıkayıcı kurutucu makineler, kullanıcı tarafından herhangi bir müdahale olmadan yıkama ve kurutma proseslerini arka arkaya gerçekleştirip son kullanıcıya kullanıma hazır, temiz ve kuru çamaşır sunan dayanıklı tüketim aletleridir. Çamaşır makinesindeki gibi kirli veya lekeli çamaşırların sadece temizlenmesini sağlarken kurutma makinesindeki gibi ıslak, nemli çamaşırların sadece kurutulmasını da sağlayabilmektedir.

Yıkayıcı kurutucular, çamaşır makinesi içerisine kurutma grubunun eklenmesiyle oluşmaktadır. Bu ürünlerde çamaşır makinesi komponentlerine ek olarak kurutma komponentleri bulunmaktadır. Bunlar genel olarak proses (kurutma) fanı, ısıtıcı kanalı, hava ısıtıcısı, kondenserden oluşmaktadır.

Yıkayıcı kurutucu ürünlerde yıka+kurut gibi tek tuşla iki prosesi gerçekleştiren programları seçerek veya sonrasında kurutma yapılabilen herhangi bir yıkama programını seçtikten sonra Dolap Kuruluşu, Ütü Kuruluşu, Ekstra Kuruluk vb. yardımcı fonksiyonları seçerek yıkama ve kurutma proseslerini tek seferde gerçekleştiren programlar çalıştırılabilir. Bu programların yıkama ve kurutma mekanizmaları incelendiğinde yıkama çevrimi çamaşır makinesinde olduğu gibi soğuk yıkama, ısıtma, ana yıkama, durulama ve sıkma adımlarından oluşmaktadır. Soğuk yıkama adımında, alınan soğuk su ve deterjan ile çamaşırlar deterjan-su karışımıyla ıslatılır. Bu adımda soğuk suyla temizlenen kir ve lekelerin çıkarılması amaçlanmaktadır. Ardından kazan içerisindeki deterjanlı suyun sıcaklığı hedef sıcaklık değerine kadar ulaştırılarak ısıtma işlemi gerçekleştirilir. Isıtılmış su ile ana yıkama adımında belirli süre boyunca çamaşır mekanik harekete maruz bırakılarak temizleme işlemi tamamlanır. Yıkama işlemi bittikten sonra deterjanlı ve kirli su tahliye edilerek durulama adımına geçilir. Bu adımda makine içine temiz su alınarak çamaşırların üzerindeki deterjanın uzaklaştırılması sağlanır. Son olarak sıkma adımında ise çamaşırın emdiği su merkezci kuvvet etkisiyle atılarak çamaşır üzerindeki fazla su uzaklaştırılmaktadır. Çamaşır makinesindeki sıkma adımından farklı olarak yıkayıcı kurutucu ürünlerde daha uzun süre maksimum devirde kalınmaktadır. Bunun sebebi ise yıkayıcı kurutucu ürünlerde, yıkama

adımından hemen sonra başlayan kurutma adımına minimum nemle girerek maksimum kurutma verimi elde edebilmektedir. Sıkma adımından sonra kurutma prosesi başlamaktadır.

Kurutma prosesinin çalışma prensibi oldukça basittir. Tamburun üst bölgesinde yer alan ısıtıcı kanalı içerisinde asıl görevi havayı ısıtmak olan ikinci bir ısıtma elemanı vardır. Nem tutma kapasitesi arttırılmış olan sıcak hava çamaşırların üzerinden geçer ve nemin çamaşırdan buharlaşmasına neden olur. İşlem esnasında, tambur hafifçe döner, bu da ürünlerin sallanmasına ve sonuç olarak düzgün bir kurutma işlemine yol açar. Isıtılmış havanın ardından, buharla doymun hale getirilmiş olan proses havası, bir soğutma ve nem alma işlemine tabi tutulur. Proses hava içerisindeki su buharı yoğunlaşır ve kondenserden süzülerek makine alt bölgesinde yer alan ölü bölgede toplanıp ardından pompa yapılarak şebekeye verilir. Yıkayıcı kurutucudaki kurutma mekanizması Şekil 2.8'de gösterilmektedir.



Şekil 2.8 Yıkayıcı kurutucu kurutma çevrimi

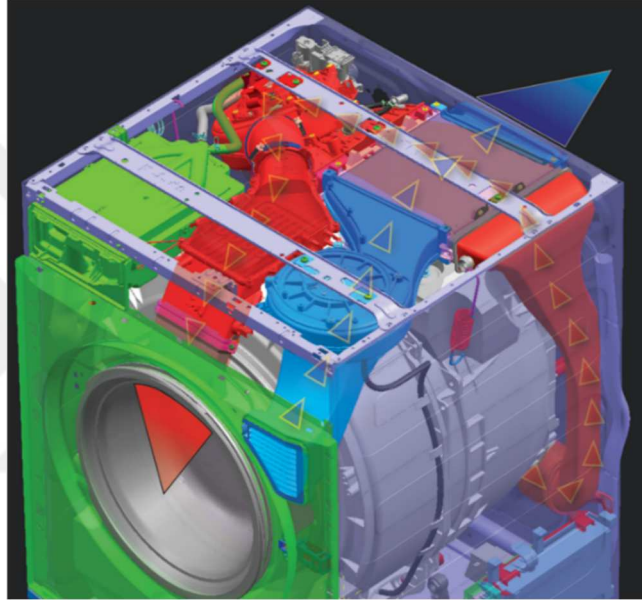
## 2.4 Yıkayıcı Kurutucu Çeşitleri

Yıkayıcı kurutucu ürünler, proses (kurutma) havası içerisindeki su buharını yoğunlaştırma şekline göre su soğutmalı yıkayıcı kurutucular ve hava soğutmalı yıkayıcı kurutucular olmak üzere ikiye ayrılmaktadır.

#### 2.4.1 Hava Soğutmalı Yıkayıcı Kurutucu

Hava soğutmalı yıkayıcı kurutucu, ıslak çamaşırlar üzerinden geçen nemli proses havasının içindeki nemin soğuk hava sayesinde yoğuşturulmasıyla kuru hava elde edilip kurutma prosesinin gerçekleşmesini sağlayan makinelerdir.

Havayla soğutma yapılan yıkayıcı kurutucularda kurutmanın yapılabilmesi için temel olarak makinede proses (kurutma) hava hattı ve soğutma hava hattı bulunmaktadır. Hava akış yönleri Şekil 2.9'da verilmiştir. Kırmızıyla kurutma hava hattı, maviyle ise soğutma hava hattı gösterilmiştir.

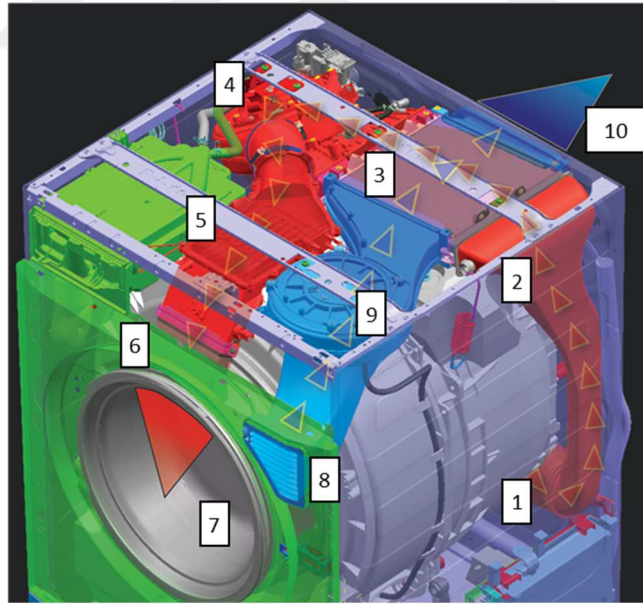


Şekil 2.9 Hava soğutmalı yıkayıcı kurutucuda hava akış yönleri

Soğutma hava hattı, ortamdan alınan soğutma havasıyla yoğuşturma işleminin gerçekleştirilmesini sağlayan açık sistemdir. Bu sistemde kullanılan soğutma havası, ön duvardaki ızgaradan girdikten sonra kondenser içinde yer alan soğutma plakalarını soğutarak kurutma havası içindeki su buharının yoğuşmasına yardımcı olur. Kondenserden geçen ve ısınan soğutma havası kondenserden çıktıktan sonra makinenin arka tarafından dışarı atılır. Bu sayede kondenser içindeki soğuk yüzey sağlanmış olur. Dışarıdan alınan soğutma havası, kondenzasyon işleminde görevini yaptıktan sonra ortama geri atıldığı için bu sistem açık çevrimdir.

Kurutma hava hattı ise proses havasının makine içindeki ıslak/nemli çamaşırların içinden su buharını alarak kurutmanın gerçekleşmesini sağlayan kapalı sistemdir.

Temel olarak kurutma prosesine bakıldığında, çamaşır üzerinden geçen proses havası 1 numara ile Şekil 2.10'da gösterilen kazan arka bölgesinden kazana bağlantılı hava kanalı giriş ağzından 4 numara ile gösterilen proses fanı yardımıyla emilerek 2 numara ile gösterilen parçaya iletilir. 2 numaralı üfleme ağzından 3 numaralı alüminyum soğutma yüzeyine sahip kondensere proses havası iletilir. Burada sıcak ve nemli havanın içindeki su buharı, soğutma havası ile soğutulmuş soğuk alüminyum yüzeyler sayesinde hızla yoğuşur. Nemi alınmış hava 4 numaralı fan yardımıyla ısıtıcı kanalına yönlendirilir. 5 numara ile gösterilen ısıtıcı kanalı içerisinde yer alan hava ısıtıcısıyla ısıtılıp nem tutma kapasite artırılan proses havası sonrasında 6 numaralı körük bölgesinden tekrar tamburun içerisine gönderilir. Nemli çamaşır üzerine gönderilen sıcak ve kuru olan proses havası, tambur hareketi sayesinde nemli çamaşırların üzerinden geçerken, çamaşırı ısıtmakta ve çamaşırlardan nem almaktadır. Nemli hava dışarı atılmayıp tekrar fan yardımıyla kazan arkasından emilip kondensere girmektedir. Çamaşırlarda istenilen kuruluk seviyesine ulaşılan kadar bu döngü devam etmektedir. Bu nedenle bu sistem kapalı çevrimdir.



**Şekil 2.10** Hava soğutmalı yıkayıcı kurutucuda hava akış yön numaraları

Hava yoğuşmalı kurutma teknolojisinde, yukarıda bahsedildiği gibi nemle yüklenen havayı yoğuşturmak için su yerine dış ortamda bulunan hava kullanılır,

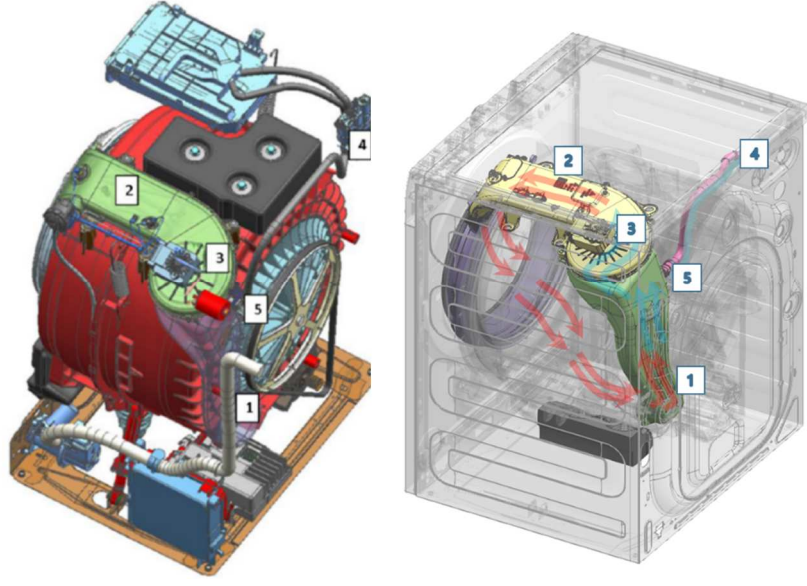
kurutma için su tüketilmez. Böylece kurutma kaynaklı su tüketimi ve çevresel kaynak kullanım maliyeti en aza indirilmiş olur.

#### **2.4.2 Su Soğutmalı Yıkayıcı Kurutucu**

Su soğutmalı yıkayıcı kurutucu, ıslak çamaşırlar üzerinden geçen doymuş proses havasının içindeki nemin soğuk su sayesinde yoğuşturulmasıyla kuru hava elde edilip kurutma prosesinin gerçekleşmesini sağlayan makinelerdir.

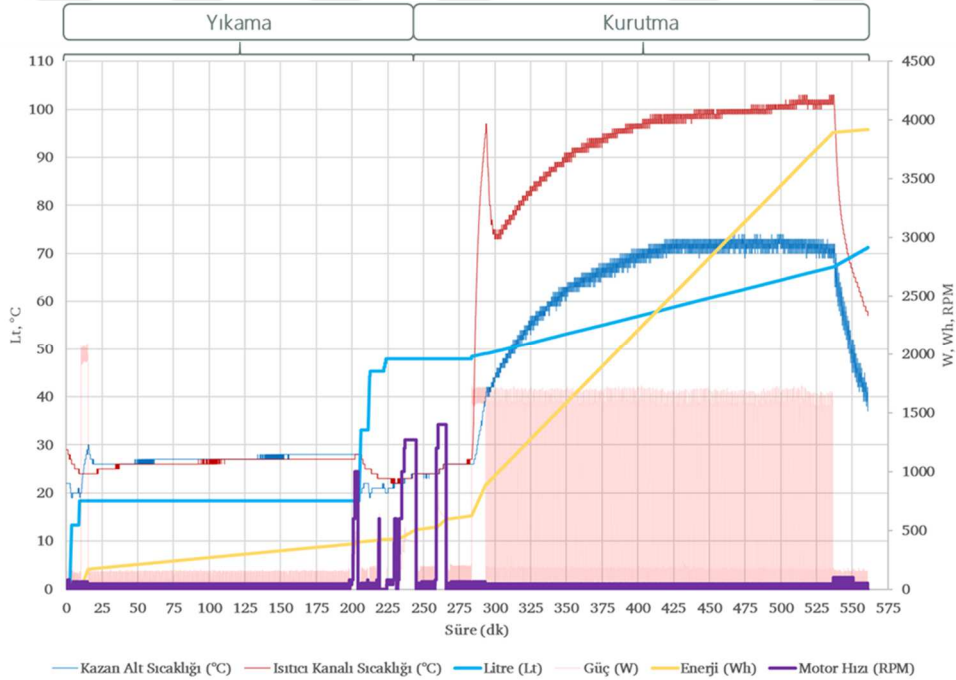
Suyla soğutma yapılan yıkayıcı kurutucularda kurutmanın yapılabilmesi için hava soğutmalı yıkayıcı kurutucudaki gibi proses (kurutma) hava hattı bulunmaktadır. Proses hava hattı, kurutma havasının makine içindeki ıslak/nemli çamaşırların içinden su buharını alarak kurutmanın gerçekleşmesini sağlayan kapalı sistemdir. Hava soğutmalı yıkayıcı kurutucudan farkı soğutma havası hattı yerine soğuk su hattı bulunmaktadır. Soğut su hattında belli aralıklarla kondenser vanasından kondenser içine su alınır ve bu alınan su belirli aralıkla tahliye hattına pompa vasıtasıyla gönderilir.

Temel olarak kurutma prosesine bakıldığında, çamaşır üzerinden geçen proses havası Şekil 2.11'de gösterilen kazan arka bölgesinden, 3 numara ile gösterilen proses fanı sayesinde emilerek 1 numara ile gösterilen kondensere iletilir. Burada sıcak ve nemli havanın içindeki su buharı yoğuşturulur. 4 numara ile gösterilen kondenser vanasıyla kondensere belirli aralıklarla su alınır. Böylelikle hem soğuyan kondenser yüzeyleri ile hem de kondenser içine alınan su ile direkt temas eden proses havası soğutulurak içindeki su buharı yoğuşmaktadır. Nemi alınmış hava, 3 numaralı fan yardımıyla ısıtıcı kanalına yönlendirilir. 2 numara ile gösterilen ısıtıcı kanalı içerisinde yer alan hava ısıtıcısıyla ısıtılıp nem tutma kapasite artırılan proses havası sonrasında körük bölgesinden tekrar tamburun içerisine gönderilir. Nemli çamaşırlar üzerine gönderilen sıcak ve kuru olan proses havası, tambur hareketi sayesinde nemli çamaşırların üzerinden geçerken, çamaşırı ısıtmakta ve çamaşırlardan nem almaktadır. Nemli hava dışarı atılmayıp tekrar fan yardımıyla kazan arkasından emilip kondensere girmektedir. Çamaşırlarda istenilen kuruluk seviyesine ulaşılan kadar bu döngü devam etmektedir. Bu nedenle bu sistem kapalı çevrimdir.



**Şekil 2.11** Su soğutmalı yıkayıcı kurutucuda hava akış yön numaraları

Su soğutmalı yıkayıcı kurutucularda, EN IEC 62512:2020 standardı gereği test edilen örnek bir Yıka+Kurut deklarasyon programı Şekil 2.12’de gösterilmektedir [20]. Şekil 2.12’de görüldüğü üzere yıkama ve kurutma çevriminden oluşmaktadır.



**Şekil 2.12** Yıkayıcı kurutucu makinede yıka+kurut çevrimi

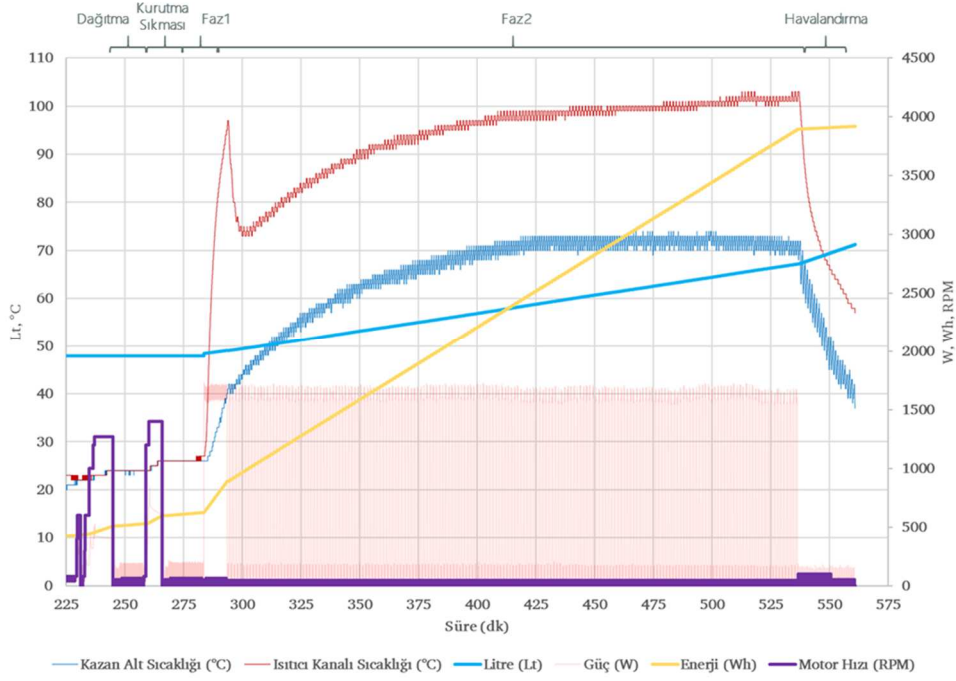
Yıkama çevrimi çamaşır makinesiyle aynı olup soğuk yıkama, ısıtma, ana yıkama, durulama ve sıkma adımlarından oluşmaktadır. Detayları “Çamaşır Makineleri ve Yıkama Prosesi” bölümünde bulunmaktadır. Kurutma çevrimi ise dağıtma, kurutma sıkması, faz 1, faz 2 ve havalandırma adımlarından oluşmaktadır. Dağıtma adımında yıkama çevriminin son adımı olan sıkma adımından sonra çepere yapışan çamaşırların açılması sağlanmaktadır. Dağıtma etkisiyle çamaşırlardaki lif gözeneklerinin daha fazla açılması sağlanarak çamaşırlardan daha fazla su atmak amacıyla kurutma sıkması işlemi uygulanmaktadır. Kurutma sıkmasında santrifüj kuvvet etkisi ile gözeneklerde kalan sular atılarak çamaşırlarda minimum nem olması sağlanır. Kurutma sıkması adımından sonra faz 1 adımına geçilir. Amaç, çamaşır sıcaklığını hedef sıcaklığa ulaştırmaktır. Böylelikle her çevrimde çamaşırların faz 2 adımına aynı sıcaklıkla başlanması sağlanmaktadır. Bu adımda aynı zamanda soğuk olan kazan içindeki hava ve tambur ısıtılmaktadır. Ardından faz 2 adımına geçilir, bu adım motor hareketiyle beraber fanın sürekli açık olduğu, ısıtıcı ve kondenser vanasının belirli periyotlarla devreye girdiği temel kurutma adımıdır. Faz 2 adımı kuruluk algılama işleminin yapıldığı adımdır.

Kuruluk seviyeleri de EN IEC 61121:2013 kurutucu standardında belirtilmiştir. EN IEC 61121:2013 kurutucu standardında belirlenen kuruluk seviyeleri Tablo 2.1’de verilmiştir [21]. Buna göre, extra ve dolap kuruluğu için kurutma sonu nem oranının  $\pm\%3$  aralığında, ütü kuruluğu için  $\%8$  ile  $\%16$  aralığında, hafif ütü gerektiren sentetik bazlı tekstiller için  $-\%1$  ile  $\%5$  aralığında olması gerekmektedir.

**Tablo 2.1** EN IEC 61121:2013 kurutucu standardına göre kuruluk seviyeleri

Program veya Kullanıcı İhtiyacı	Nominal Son Nem Oranı	Tolerans
Dolap Kuruluğu	0%	$-\%3 - \%3$
Ütü Kuruluğu	12%	$\%8 - \%16$
Sentetik Bazlı Kuruluk	2%	$-\%1 - \%5$

Faz 2 adımımda çamaşırın kuruduğu kararı verildikten sonra havalandırma adımına geçilmektedir. Havalandırma adımında kuruyan çamaşırlar soğutulurak kullanıcıya zarar vermeyecek sıcaklık değerine getirilmektedir. Örnek bir kurutma çevrimi grafiği Şekil 2.13'te gösterilmektedir.



Şekil 2.13 Yıkayıcı kurutucu makinede yıka+kurut çevriminde kurutma prosesi

## 2.5 Su Soğutmalı Yıkayıcı Kurutucularda Proses Havaasının Termodinamik Özellikleri

Yukarıdaki bölümde bahsedilen istenilen kuruluk seviyelerinin sağlanması için yıkayıcı kurutucu ürünlerde, bir yıka kurut çevrimi boyunca havanın nem tutma kapasitesi kritik bir parametredir. Özellikle kurutma prosesi süresince, havanın nem tutma kapasitesi ne kadar artarsa ıslak çamaşırlar üzerinden nem alma miktarı o oranda artacak olup, kurutma süresi kısalmaktadır. Kısılan süreyle beraber enerji tüketimi azalmaktadır.

Yıka+kurut programı boyunca, kurutma prosesinde kurutma havası kapalı çevrim olarak çalışmaktadır. Bir çevrim boyunca havanın termodinamik özellikleri ısıtma, nemlendirme, nem alma gibi bir takım proseslerden geçtiği için değişmektedir.

Bu özellikler sıcaklık, bağıl nem ve özgül nemdir. Belli bir sıcaklıktaki özgül nem ve bağıl nem değerleri sırasıyla (2.1) ve (2.2) eşitlikleri ile hesaplanmaktadır.

Özgül nem:

$$w = \frac{0.622\varphi P_g}{P - \varphi P_g} \quad (\text{kg su buharı/kg kuru hava}) \quad (2.1)$$

Bağıl nem:

$$\varphi = \frac{wP}{(0.622 + w)P_g} \quad (2.2)$$

Yıka+kurut programında kurutma prosesi incelendiğinde, nemli hava fan vasıtası ile ısıtıcı kanalına ulaşmaktadır. Isıtıcı kanalında yer alan rezistans ile nemli havanın sıcaklığı artırılıp bağıl nemi düşürülmektedir. Böylelikle proses havasının nem tutma kapasitesi artmaktadır. Özgül nemin sabit kaldığı, bağıl nemin düştüğü bu işleme duyulur ısıtma denilmektedir.

Duyulur ısıtma olduğu durumda enerji korunum denklemi (2.3)'teki gibidir.

$$\dot{Q} = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \quad (kW) \quad (2.3)$$

Denklemden yer alan entalpi değerleri ise aşağıdaki (2.4) ve (2.5) denklemleri ile hesaplanmaktadır.

T sıcaklığında nemli havanın entalpisi:

$$h = h_a + w h_v \quad (2.4)$$

$$h = c_{p,a} T + w (h_{f,g} + c_{p,w} T) \quad (2.5)$$

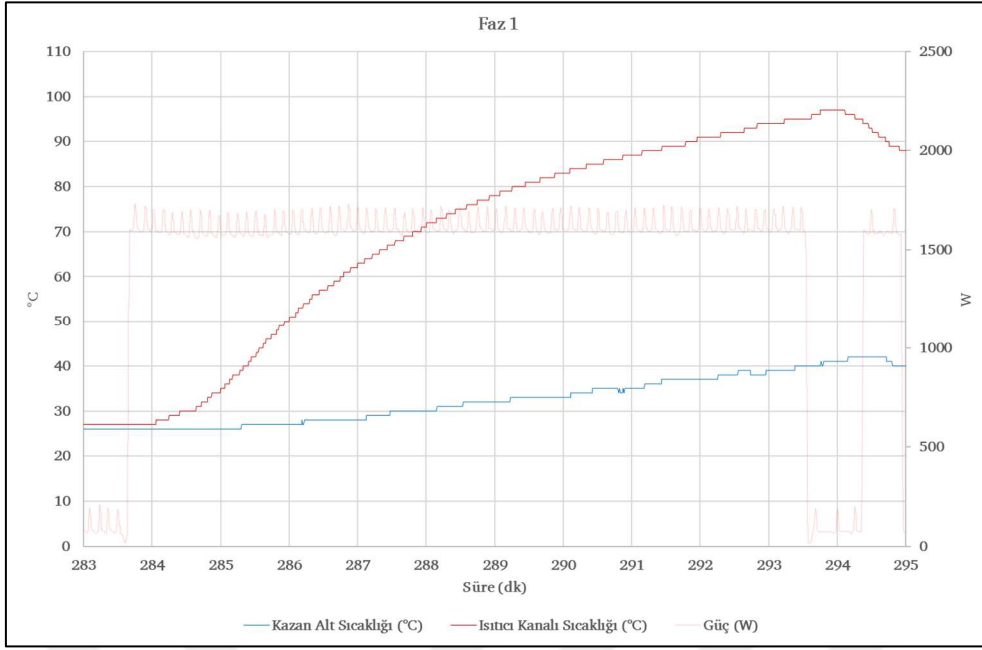
Bağıl nemi azalmış proses havası, ısıtıcı kanalı çıkışından tambur içine gönderilir. Islak çamaşırlar üzerinden geçen proses havası ıslak çamaşırların kurummasını yani çamaşır kılcallarındaki suyun buharlaşmasını sağlar. Buharlaşmanın gerçekleşmesi için havadan buharlaşma ısısı alınmaktadır, böylece proses havası hem soğumakta hem de çamaşır üzerinden nem aldığı için proses havasının bağıl nemi ve özgül nemi artmaktadır. Sabit entalpide (2.5) gerçekleşen bu proses, adyabatik nemlendirme olarak kabul edilebilir.

$$h \cong \text{sabit} \quad (2.6)$$

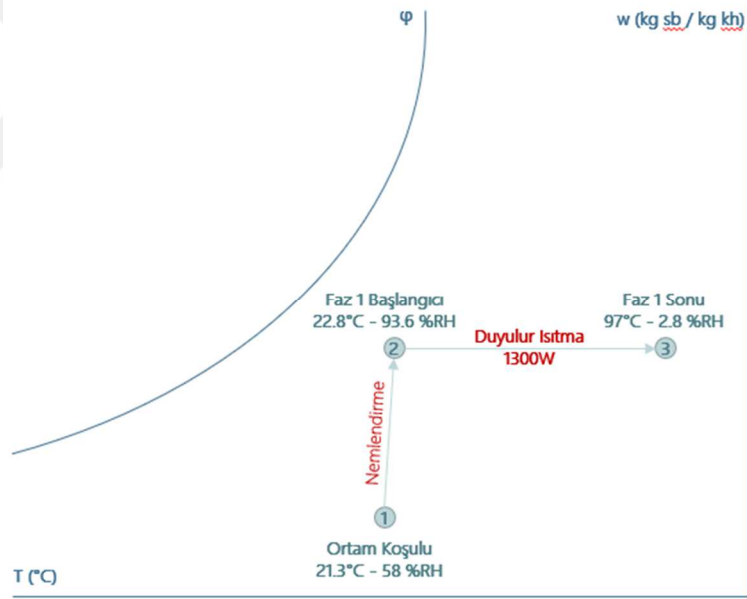
Islak amaşırlar üzerinden nem alan proses havası, yine fan yardımı ile kondensere girer. Buradaki kondenser yapısı, ters akışlı soğutma kulelerine benzer prensip ile çalışmaktadır. Proses havası, aşağıdan yukarı hareket ederken kondenser st bölgesinde yer alan vana vasıtası ile soğuk su aralıklı olarak yukarıdan aşağı gönderilmektedir. Bu esnada proses havası içinde yer alan su buharı yoğuşturulmaktadır. İstenilen kuruluk sağlanana kadar bu işlemler devam etmektedir.

Yukarıdaki denklemler kullanılarak ve makine üzerinden belli aşamalarda sıcaklık ile nem ölçümleri alınarak kurutma prosesinde kurutmanın gerçekleştiği faz 1 ve faz 2 adımlarında gerçekleşen iklimlendirme işlemleri psikometrik diyagram üzerinde Şekil 2.15 ve Şekil 2.17'de Şematik olarak gösterilmiştir.

Yıkama+kurut programı incelendiğinde, çevrim başında EN IEC 62512:2020 standardı gereği ortam sıcaklığı  $21 \pm 2$  C ve ortam bağıl nemi  $\% 65 \pm 5$  olmalıdır. Yapılan bir testte ortam sıcaklığı  $21,3$  C ve ortam bağıl nemi  $\%58$  olarak kaydedilmiştir. Yıkama prosesi sonunda ısınan motorun da etkisiyle, kurutma prosesi başında proses havasının sıcaklığı  $22,8$  C' ye ve proses fanının çalışmasıyla beraber ıslak çamaşır üzerinden geçen proses havasının bağıl nemi  $\%93.6$  olarak ölçüm cihazı ile kaydedilmiştir. Faz 1 adımında proses havasının, duyulur ısıtma ile hem sıcaklığı arttırılıp hem de bağıl nemi düşürülmektedir. Buradaki amaç ıslak çamaşırların kılcallarında ve yüzeye yakın bölgelerinde yer alan suyu hızlıca buharlaştırmak, çamaşır ve makine iini belli bir seviyeye kadar ısıtmaktır. Şekil 2.14'te sıcaklık ölçümleri verilen faz 1 adımında gerçekleşen duyulur ısıtma prosesi, psikometrik diyagramda Şematik olarak Şekil 2.15'te gösterilmiştir.



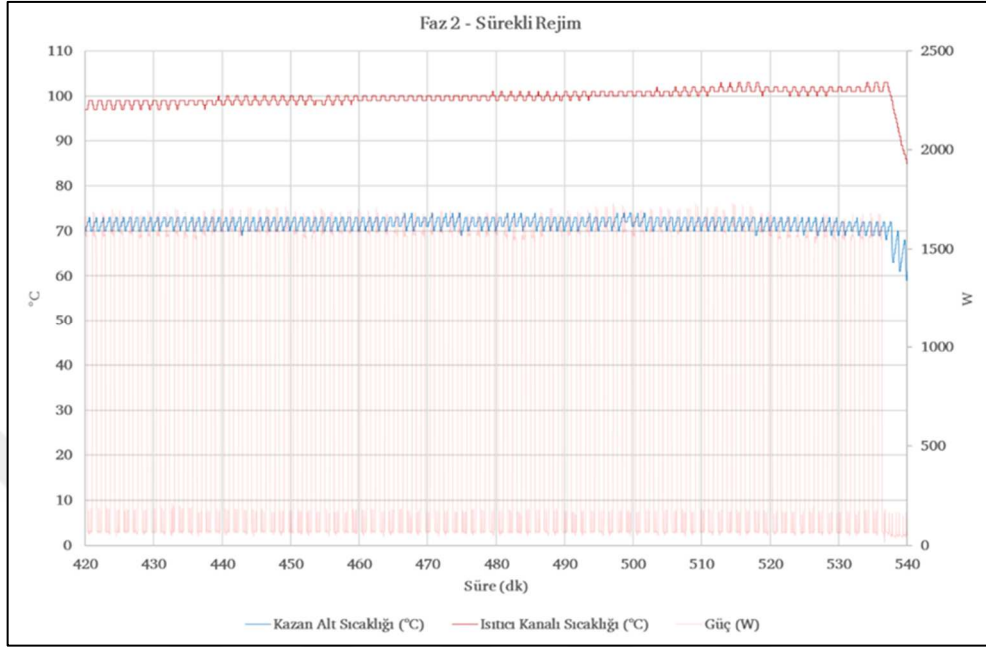
**Şekil 2.14** Faz 1 adımındaki sıcaklık ölçümleri



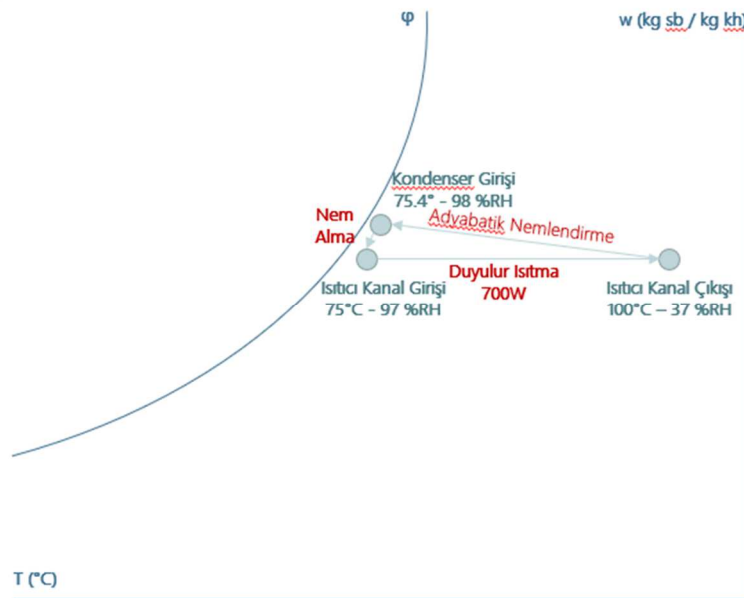
**Şekil 2.15** Psikometrik diyagram faz 1 adımı

Faz 1 adımı sonrasında faz 2 adımı gerçekleştirilmektedir, bu adım motor hareketiyle beraber fanın sürekli açık olduğu, ısıtıcı ve kondenser vanasının belirli periyotlarla devreye girdiği temel kurutma adımıdır.

Şekil 2.16'da sürekli rejimde iken sıcaklık ölçümleri verilen faz 2 adımı gerçekleştirilen duyulu ısıtma, adyabatik nemlendirme ve nem alma prosesleri, psikometrik diyagramda şematik olarak Şekil 2.17'de gösterilmiştir.



Şekil 2.16 Faz 2 adımı sıcaklık ölçümleri



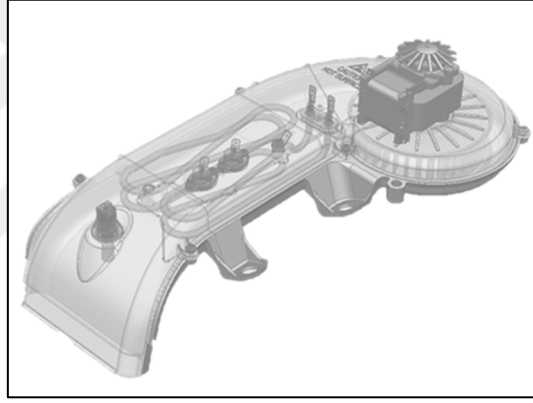
Şekil 2.17 Psikometrik diyagram faz 2 adımı

## 2.6 Su Soğutmalı Yıkayıcı Kurutucularda Yer Alan Kurutma Sistemi Komponentleri

Su soğutmalı yıkayıcı kurutucu makinelerde, çamaşır makinesinde bulunan komponentlere ek olarak kurutma sistemi için bazı komponentler yer almaktadır. Bu komponentler: ısıtıcı kanalı, ısıtıcı kanalı içinde yer alan hava ısıtıcısı, ileri eğimli santrifüj fan, kanal üzerinde yer alan fan motoru, NTC ve termikler, son olarak kondenser ve kondenser vanasıdır.

### 2.6.1 Isıtıcı Kanalı

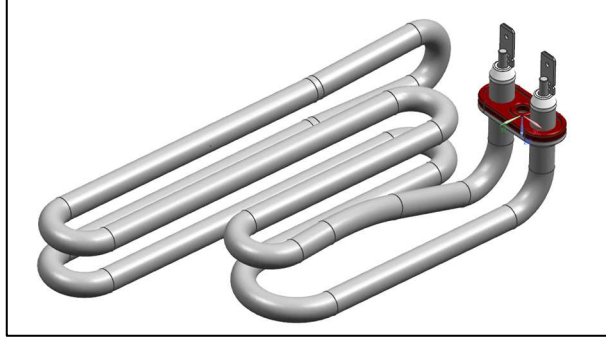
Isıtıcı kanalı; içerisinde ısıtıcının, ileri eğimli fanın üzerinde fan motorunun, NTC ve termiklerin yer aldığı komponentler bütünüdür. Alüminyum döküm olarak üretilmektedir. Şekil 2.18’de ısıtıcı kanal grubu gösterilmektedir.



Şekil 2.18 Isıtıcı kanalı

### 2.6.2 Isıtıcı

Yıkayıcı kurutucu ürün içinde yer alan ıslak veya nemli çamaşırlardan nem alma işlemi sıcak ve nem tutma kapasitesi arttırılan hava ile gerçekleşmektedir. Kurutma havasının nem tutma kapasitesi ise ısıtıcı kanal içerisinde yer alan ve Şekil 2.19’da gösterilen ısıtıcı ile duyulur ısıtma yapılarak arttırılmaktadır. Hava sıcaklığının çok yüksek olması durumunda tekstil hasarı meydana gelebilirken, hava sıcaklığının düşük olduğu durumda ise kurutma süresinde artış meydana gelmektedir. Isıtıcı, paslanmaz çelik malzemedan üretilmiş olup optimum ısı transferi ve hava akışına göre tasarlanmaktadır.

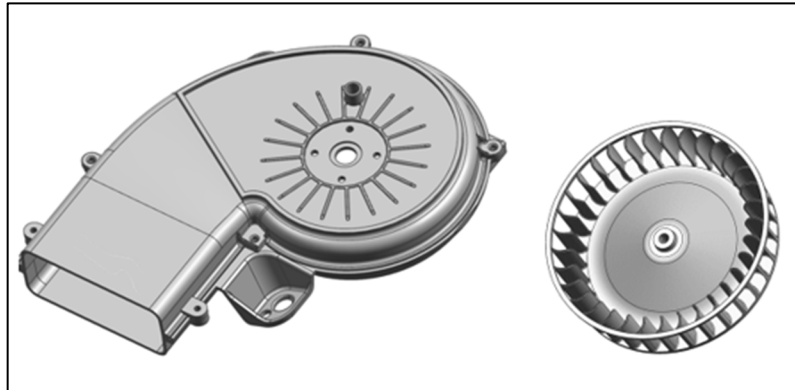


**Şekil 2.19** Isıtıcı

### 2.6.3 Santrifüj Fan

Yıkayıcı kurutucu içerisinde kurutma esnasında proses havasının devirdaim etmesini sağlayan komponenttir. Santrifüj fan, kondenserden emiş yaptığı havayı ısıtıcı üzerine yönlendirerek proses havasının ısıtılmasını sağlamaktadır. İçerisinde ileri eğimli kanatlar bulunmaktadır.

Şekil 2.20’de gösterildiği üzere santrifüj fan iki ana kısımdan oluşmaktadır. İlk kısım hava akışını başlatan ve dönen kısım olan rotordur. Rotor, dönme hareketiyle momentumunu durgun havaya aktararak akış oluşturur. Rotor üzerindeki ileri eğimli kanatlar sayesinde fanın bir ortamdan havayı emip basınçlandırarak istenilen debi ve basınçta proses havasının yönlendirilmesini sağlanmaktadır. Diğer kısım ise, hava akımının yönlendirilmesini sağlayan salyangoz kısmıdır. Salyangozun görevi ise rotor kanatlarından çıkan proses havasının fan çıkışına yönlendirilmesini sağlamaktır.



**Şekil 2.20** Salyangoz (sol) ve kanat/rotor (sağ)

#### 2.6.4 Fan Motoru

Santrifüj fan içerisinde yer alan ileri eğimli kanatların döndürülmesini sağlamaktadır. Gölge kutuplu, AC motordur. Şekil 2.21'de fan motoru gösterilmektedir.



Şekil 2.21 Fan motoru

#### 2.6.5 NTC

Kanal sıcaklığını ölçmeye yarayan sensördür. Sıcaklık arttıkça direncini düşürerek ölçüm yapmaktadır. Şekil 2.22'de NTC gösterilmektedir.



Şekil 2.22 NTC

#### 2.6.6 Termikler

Termik, ortamdaki sıcaklık değişimi nedeni ile kontaklarını açan ya da kapatan röle çeşididir. Makine içerisinde sıcaklık artışı belirlenen güvenlik sıcaklığı değerinin üzerine çıktığı durumda ısıtıcı devreden çıkarmaktadır. Şekil 2.23'te termik gösterilmektedir.



Şekil 2.23 Termik

### 2.6.7 Kondenser

Plastik malzemeden yapılan nemli proses havası ile soğutma suyunun aynı hacim içinde karşılıklı olarak aktıkları komponenttir. Soğutma suyu, yukarıdan aşağıya doğru akarken, kondenser yüzeylerini soğutmakta ve bu esnada aşağıdan yukarıya doğru akan nemli hava ise nemini bırakarak fan emiş bölgesine ulaşmaktadır. Harici ve entegre olmak üzere iki çeşit kondenser çeşidi bulunmaktadır. Şekil 2.24'te harici kondenser gösterilmektedir.



Şekil 2.24 Harici kondenser

### 2.6.8 Kondenser Vanası

Kondenser vanası, debisi düşük olup kurutma programında kondenseri soğutmak üzere su alma işleminde kullanılmaktadır. Şekil 2.25'te üçlü vana gösterilmektedir.



Şekil 2.25 Üçlü vana

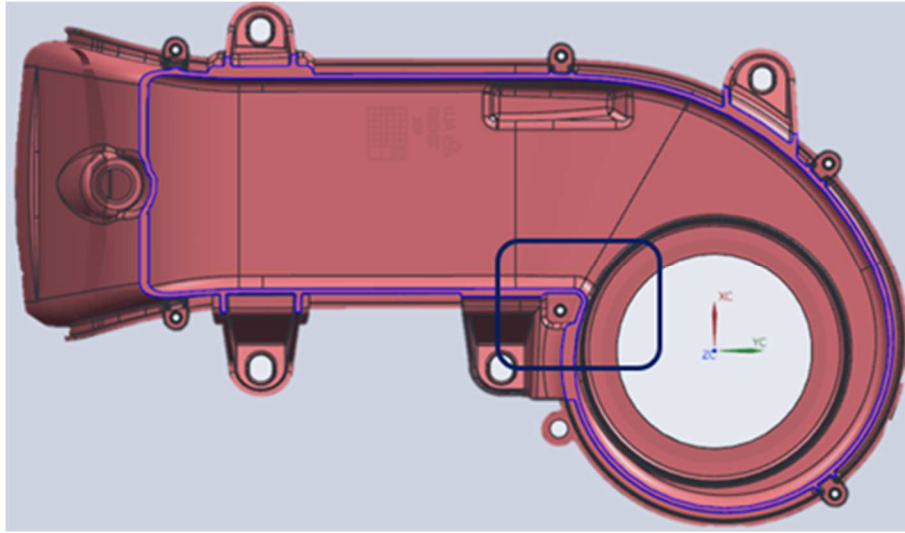
## 2.7 Su Soğutmalı Yıkayıcı Kurutucularda Kurutma Performansını Etkileyen Parametreler

Yıkayıcı kurutucu ürünler, ıslak çamaşırları mümkün olan en kısa sürede, en az enerji tüketimi ve en az tekstil hasarı ile istenilen kuruluk seviyesinin (dolap, ekstra, ütü vb.) elde edilmesini sağlayan dayanıklı tüketim aletleridir. Bu doğrultuda su soğutmalı yıkayıcı kurutucu ürünlerde kurutma performansını etkileyen birçok parametre bulunmaktadır. Bu parametreler çamaşır yükü özellikleri, sistem komponentleri ve sistem tasarımı kaynaklı etkilerden oluşmaktadır.

Çamaşır yükü özelliklerinden, kurutulacak yükün miktarı ve kurutulacak yükün cinsi, kurutma performansını etkileyen önemli parametrelerdendir. Yük miktarı arttıkça, kurutma prosesi için gerekli olan enerji ve kurutma süresi artmaktadır. Bunun yanı sıra yükün üretildiği kumaş tipi de kurutma prosesini etkileyen önemli etkilerdendir. Pamuklu bazlı yükler daha uzun sürede, daha yüksek sıcaklıklarda ve daha fazla enerji ile kurutulabilirken, sentetik bazlı yükler daha kısa sürede, daha düşük sıcaklıklarda ve daha az enerji ile kurutulabilmektedir. Yük miktarı ve yük cinsi parametreleri, kurutma sıcaklığını ve program süresini doğrudan etkilemektedir. Kurutma sıcaklığı ve program süresi ise istenilen kuruluk derecesi için gerekli olan enerji miktarının belirlenmesinde etkili, sistem tasarımında en kritik yere sahip olan parametrelerdir. Kurutulacak olan yükün yıkama çevrimi sonrasındaki nem miktarı, kurutma süresini ve kurutma prosesi için gerekli olan enerji miktarı için belirleyici bir role sahiptir. Tekstil kılcallarında kalan su miktarının az olması kurutma süresini kısaltmaktadır ve kurutma için gerekli olan enerjiyi azaltmaktadır. Yükün nem miktarı ise sıkma devri ve maksimum devirde kalma süresine bağlıdır. Sıkma devri ve maksimum devirde kalma süresi arttıkça yıkama çevrimi sonrasında yükün kılcallarında kalan su miktarı azalmaktadır. Böylece kurutma prosesi süresi ve kullanılması gereken enerji azalmaktadır. Bir diğer önemli parametrelerden biri kondenser su miktarıdır. Kurutma prosesi boyunca ıslak çamaşırlar üzerinden geçen ve çamaşırlardan nem alan havanın içindeki su buharının yoğuşturulması için yük miktarına, yük tipine ve istenilen

kuruluk derecesine göre kondensere alınan su miktarı değişkenlik göstermektedir. Sistem komponentleri olarak tambur, ısıtıcı ve ısıtıcı kanalı kurutma performansını etkileyen önemli parametreler içerisinde yer almaktadır. Tambur hacmi arttıkça ve ısıtıcı gücü arttıkça kurutma performansı iyileşmektedir, kurutma süresi kısalmış kurutma performansı için gerekli olan enerji miktarı azalmaktadır. Isıtıcı kanalının kurutma prosesine etkisi açısından en önemli faktörlerden biri ısıtıcı kanalının girişi ve çıkışı arasındaki basınç farkı, kanaldan geçen hava debisi miktarı ve fan verimidir. Bu parametreleri etkileyen en önemli faktörlerden biri arasında ısıtıcı kanalının tasarımı ve fan kanadının tasarımı yer almaktadır. Özellikle fan kanadının yer aldığı salyangoz bölgesi ve fan kanadı tasarımına bağlı olarak giriş ve çıkış arasındaki basınç farkı ve kanaldan geçecek hava debisi doğrudan etkilenmektedir.

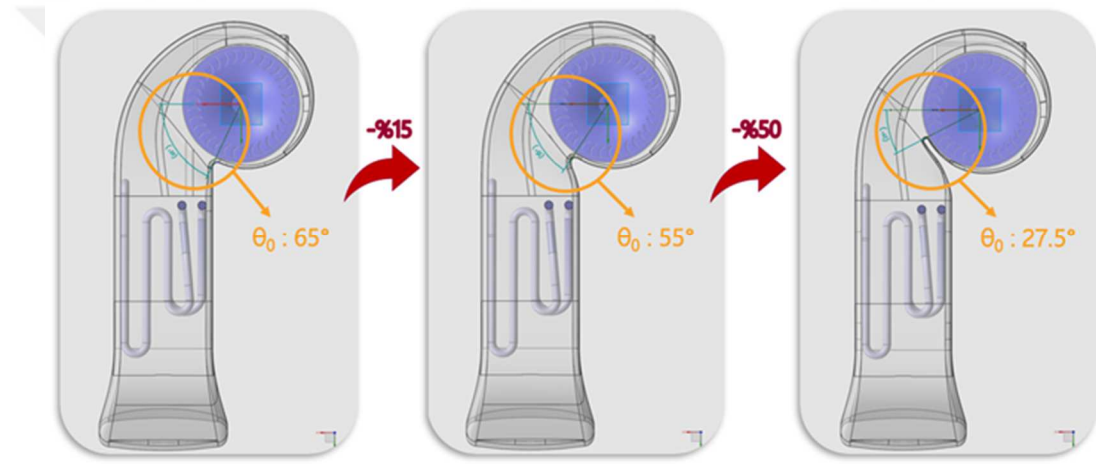
Isıtıcı kanalındaki salyangoz bölgesi tasarımı yapılırken dikkate alınan salyangoz çapı, salyangoz spiralinin açılma açısı, dil konumu, kanal uzunluğu, kanal genişliği vb. gibi birçok parametre bulunmasına karşın özellikle havanın basınçlandırılması, hava akışındaki ters akış ve geri dönüş bölgelerinin oluşması açısından dil bölgesi kritik öneme sahiptir. Salyangozda yer alan dil bölgesi Şekil 2.26'da işaretlenerek gösterilmiştir.



**Şekil 2.26** Salyangoz dil bölgesi

Mevcut ısıtıcı kanalı, kanal çıkış ağzından y-ekseni boyunca salyangoz bölgesine kadar y-eksenine paralel uzanmakta ve salyangoz dairesine doğrudan birleşmektedir. Salyangoz çıkışında dil bölgesinde ek bir daralma mevcut değildir. Ancak yapılan çalışmalar ve literatür araştırmaları sonucunda salyangoz tasarımında dil bölgesinin daralmasının hava akışına olumlu etkisi olduğu tespit edilmiştir.

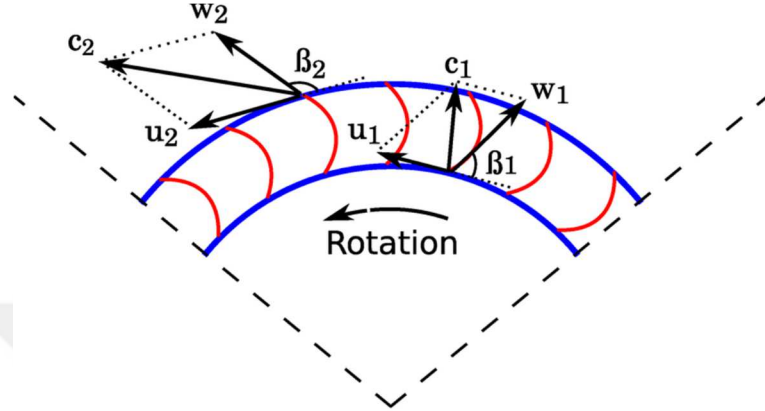
Mevcut ısıtıcı kanalında salyangoz dil bölgesi uç noktasının, fan kanadı merkezi ile x-eksenine göre yaptığı açı  $65^\circ$ 'dir. Bu açı değeri için öncelikle  $55^\circ$  ve  $27,5^\circ$ 'lik tasarım önermeleri yapılmıştır. Mevcut tasarım ve diğer tasarım önermeleri Şekil 2.27'de görülmektedir.



**Şekil 2.27** Mevcut tasarım  $65^\circ$ (sol) ve diğer tasarım önerileri  $55^\circ$ - $27,5^\circ$ (orta-sağ)

Kurutma performansına etkisi açısından en önemli faktörlerden biri kanaldan geçen hava debisi miktarı ve basıncıdır. Kurutma çevriminde kullanılan proses havasına verilen enerji, debi ve basınca dönüşmektedir. Debi ve basıncı etkileyen parametrelerden biri ise fan kanadının tasarımıdır. Fan kanatlarının giriş ve çıkış çapları, fan kanadının giriş çıkış açıları, kanat sayısı, kanat dizilimi ve fan kanadının yüksekliği gibi parametreler kurutma prosesinde kullanılan havanın debisine etki eden önemli tasarımsal parametrelerdir. Roth (1980) tarafından yapılan çalışma referans alınarak fan kanadına (fanın rotor kısmına) ait parametreler aşağıda verilmiş olup Şekil 2.28'de kanat giriş ve çıkış çapları gösterilmektedir [22].

- Kanat giriş açısı ( $\beta_1$ )
- Kanat çıkış açısı ( $\beta_2$ )
- Kanat yüksekliği ( $h_{kanat}$ )
- Fan iç çapı ( $D_1$ )
- Fan dış çapı ( $D_2$ )



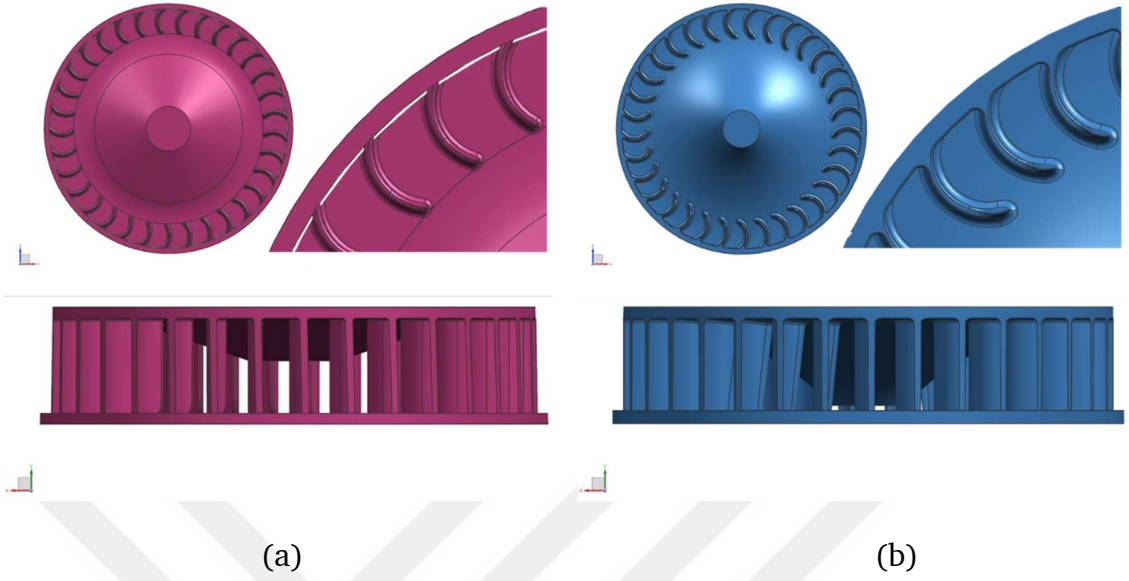
**Şekil 2.28** Fan kanadı parametreleri

Mevcut ısıtıcı kanalında yer alan fanda 33 adet kanat bulunmaktadır. Kanat giriş açısı ( $\beta_1$ )  $50^\circ$ , kanat çıkış açısı ( $\beta_2$ )  $143^\circ$ , fan dış çapı 111,5 mm, fan iç çapı 90mm ve kanat yüksekliği 24,25 mm'dir. Mevcut fana ait özellikler Tablo 2.2'de Tip 1 sütunun altında verilmiştir. Literatürdeki çalışmalar referans alınarak kanat giriş açısı azaltılmış ve fan iç çapı daraltılmış yeni bir tasarım önerisi yapılmıştır. Bu tasarıma ait özellikler Tablo 2.2'de Tip 2 sütunun altında verilmiştir.

**Tablo 2.1** Tip 1 ve Tip 2 tasarımlarına ait kanat parametreleri

Kanat Parametreleri	Tip 1	Tip 2
N	33	33
$\beta_1$	$50^\circ$	$35^\circ$
$\beta_2$	$143^\circ$	$143^\circ$
$D_1$	90 mm	87 mm
$D_2$	111,5 mm	111,5 mm
$h_{kanat}$	24,25 mm	24,25 mm

Her iki tasarıma ait görseller Şekil 2.29’da gösterilmiştir.



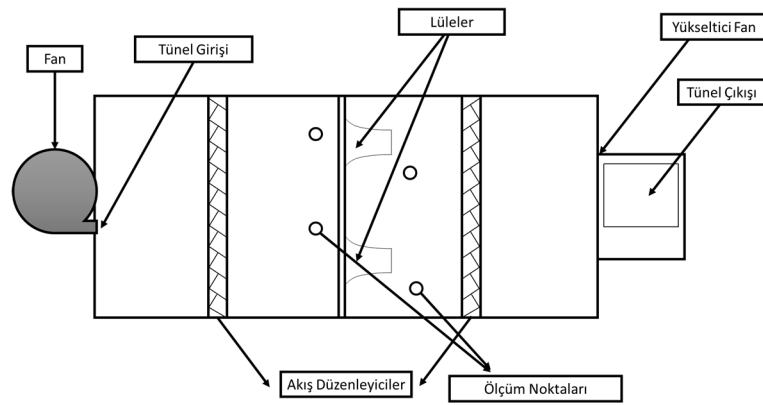
**Şekil 2.29** Tip 1 fan kanadı tasarımı (sol), Tip 2 fan kanadı tasarımı (sağ)

Bu çalışmada ısıtıcı kanalında yer alan dil bölgesi açısının ve fan kanadı giriş açısı ile fan iç çapının kurutma prosesinde kullanılan hava debisine etkisi ve buna bağlı olarak hava debisinin kurutma performansına etkisi incelenecektir.

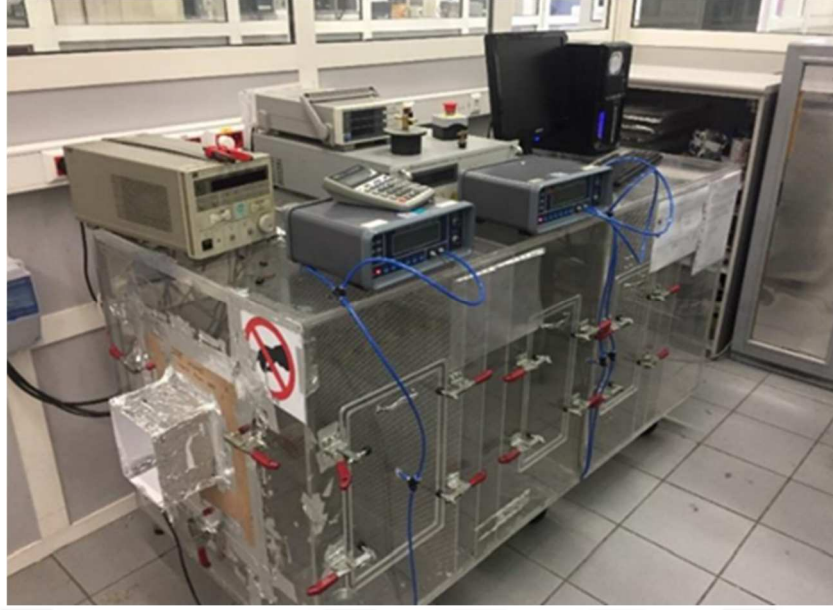
DeneySEL çalışmalar kapsamında yıkayıcı kurutucu içerisinde yer alan ısıtıcı kanalına entegre mevcut santrifüj fanın ve kanat şekli ile dil bölgesi değiştirilerek tasarımsal iyileştirmelerin yapıldığı santrifüj fan tasarımlarının karakteristik eğrilerinin elde edilmesi hedeflenmiştir. Rüzgar tüneline debi ölçümleri gerçekleştirildikten sonra, mevcut tasarım ve en iyi debi sonucunu veren tasarım ile kurutma deneyleri yapılmıştır.

### 3.1 Rüzgar Tüneli Test Düzenegi ve Fan Karakteristik Eğrilerinin Çıkarılması

Yapılan tasarımsal iyileştirmelerin fan performansına etkilerini anlayabilmek ve HAD sonuçlarının doğrulanması için mevcut santrifüj fanın ve diğer tasarımların fan karakteristik eğrilerinin elde edilmesi gerekmektedir. Fan debi ölçümleri ANSI/AMCA 210-07 (Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating) standardına uygun olarak hazırlanmış rüzgar tüneline yapılmıştır [23]. Debi ölçümleri için Şekil 3.1'de şematik gösterimi ve Şekil 3.2'de görseli verilen rüzgar tüneli kullanılmıştır.



Şekil 3.1 Rüzgar Tüneli Şematik Gösterimi



**Şekil 3.2** Rüzgar Tüneli Deney Düzeneği

Rüzgar tüneli ölçümlerinde kullanılan ekipmanlar aşağıda verilmiştir.

- Ölçüm Bilgisayarı
- Mikro manometreler
- AC Güç Kaynağı
- AC Santrifüj Fan (Booster)
- Frekans Dönüştürücü
- Datalogger

Rüzgar tüneli içerisindeki lülelerin çıkış ve giriş bölgelerinde oluşan ve mikro manometreler yardımıyla ölçülen statik basınç farkından hava debisi miktarı hesaplanmaktadır. Bu sayede santrifüj fanlı ısıtıcı kanalının debi-basınç eğrisi elde edilebilmektedir.

Testi yapılacak tüm ısıtıcı kanallarında gölge kutuplu, 50 Hz frekansta maksimum 2700 d/dk dönüş hızına sahip fan motorları kullanılmıştır. Fan karşı tork ile karşılaştığında dönüş hızı düşüş göstermektedir.

Fanların karakteristik eğrilerinin elde edilmesi için rüzgar tünelinin diğer ucunda yer alan başka bir fan (booster fanı) ile karşıt basınç oluşturulmaktadır. Santrifüj

fanın debisi ve devri, ayarlanan karşıt basıncın büyüklüğüne göre değişkenlik göstermektedir.

Rüzgar tüneli içerisindeki basınç değerleri, Şekil 3.3'te sağ tarafta görselleri verilmiş olan mikro manometreler yardımı ile ölçülmektedir. Isıtıcın kanalı çıkış ağzındaki karşıt basınç değiştirilerek verilen basınçlara karşılık gelen fan debileri tünele bağlı ve Şekil 3.3'te sol tarafta görseli paylaşılan veri toplama bilgisayarı ile kaydedilmiştir. İleri eğimli santrifüj kanadına dönüş hareketini vermek için kullanılan motor için harcanan güç veri toplama bilgisayarı ile kaydedilmiştir.



**Şekil 3.3** Veri toplama sistemi (sol), mikro manometreler (sağ)

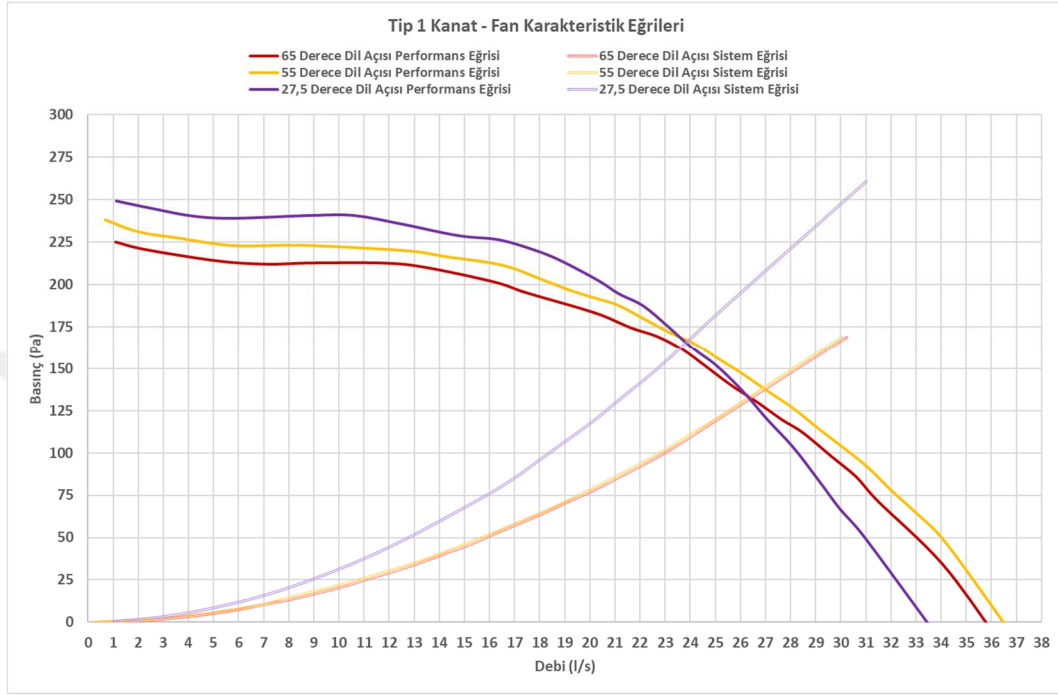
### 3.2 Deneysel Sonuçlar

Rüzgar tünelinde  $65^\circ$  dil bölgesi açısına sahip mevcut ısıtıcı kanalı ile  $55^\circ$  ve  $27,5^\circ$  dil bölgesi açısına sahip prototip olarak hazırlanan ısıtıcı kanalları, Tip 1 ve Tip 2 kanat tasarımlarıyla test edilmiştir. Tüm kombinasyonların fan karakteristik eğrileri elde edilmiştir.

Tip 1 kanat tasarımının kullanıldığı ve 3 farklı dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanallarının fan karakteristik eğrileri incelendiğinde dil bölgesi açısı azaldıkça statik basınç farkının 23 l/s debiye kadar arttığı ve 23 l/s debiden daha yüksek debilerde ise statik basınç farkının azaldığı görülmektedir. Bunun yanı sıra,  $65^\circ$  ve  $55^\circ$  dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanallarının sistem kayıplarının benzer olduğu, ancak  $27,5^\circ$  dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalının sistem kaybının debi arttıkça diğer iki tasarıma göre artan ivme ile arttığı görülmektedir.  $27,5^\circ$  dil bölgesi açısına sahip tasarımda karşıt basıncın ve sistem kayıplarının artması kaynaklı gerekli olan tork miktarı artmaktadır. Kullanılan gölge kutuplu motorun yüksek debide daha düşük devirde çalışmasından ve bu torku karşılayamamasından

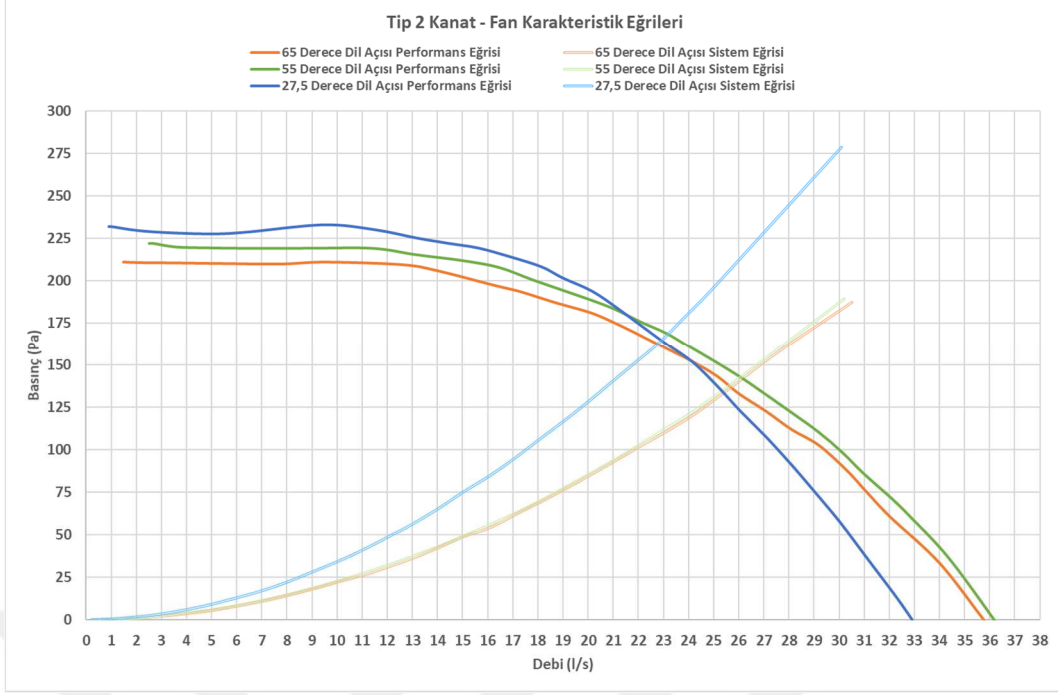
kaynaklı 27,5° dil bölgesi açısına sahip tasarımda yüksek debilerde diğer iki tasarıma göre statik basınç farkı azalmaktadır.

Tip 1 kanat tasarımının kullanıldığı ve 3 farklı dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanallarının fan karakteristik eğrileri Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



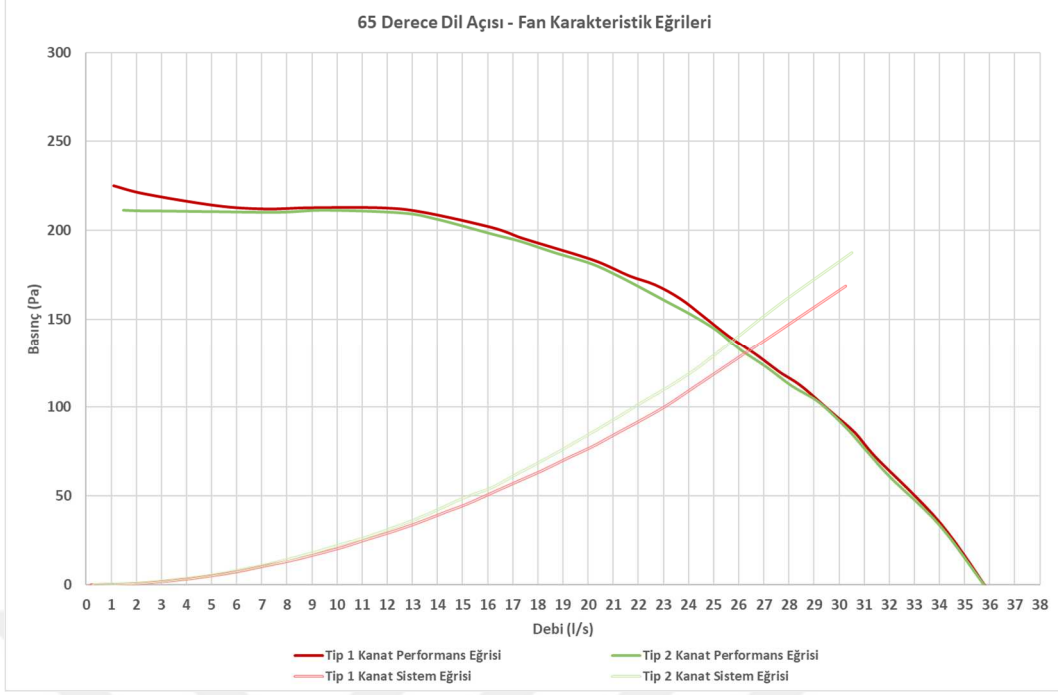
**Şekil 3.4** Tip 1 kanat ile 65°, 55° ve 27,5° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalı kombinasyonlarının fan karakteristik eğrileri

Şekil 3.5'te Tip 2 kanat tasarımı ve 27,5°, 55° ve 65° olmak üzere 3 farklı dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanallarının fan karakteristik eğrileri verilmiştir. Şekil 3.4'te gösterilen Tip 1 kanat tasarımının kullanıldığı ve 3 farklı dil bölgesi açısına sahip tasarımlara ait grafiklerle karşılaştırıldığında Tip 2 kanat tasarımı kullanıldığı durumda da benzer sonuçların elde edildiği görülmektedir. Dil bölgesi açısı azaldıkça 22 l/s debiye kadar statik basınç farkının arttığı ve 22 l/s debiden daha yüksek debilerde ise statik basınç farkının azaldığı görülmektedir. Yine benzer olarak 65° ve 55° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanallarının sistem kayıplarının benzer olduğu, ancak 27,5° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalının sistem kaybının debi arttıkça diğer iki tasarıma göre daha fazla arttığı söylenebilir.



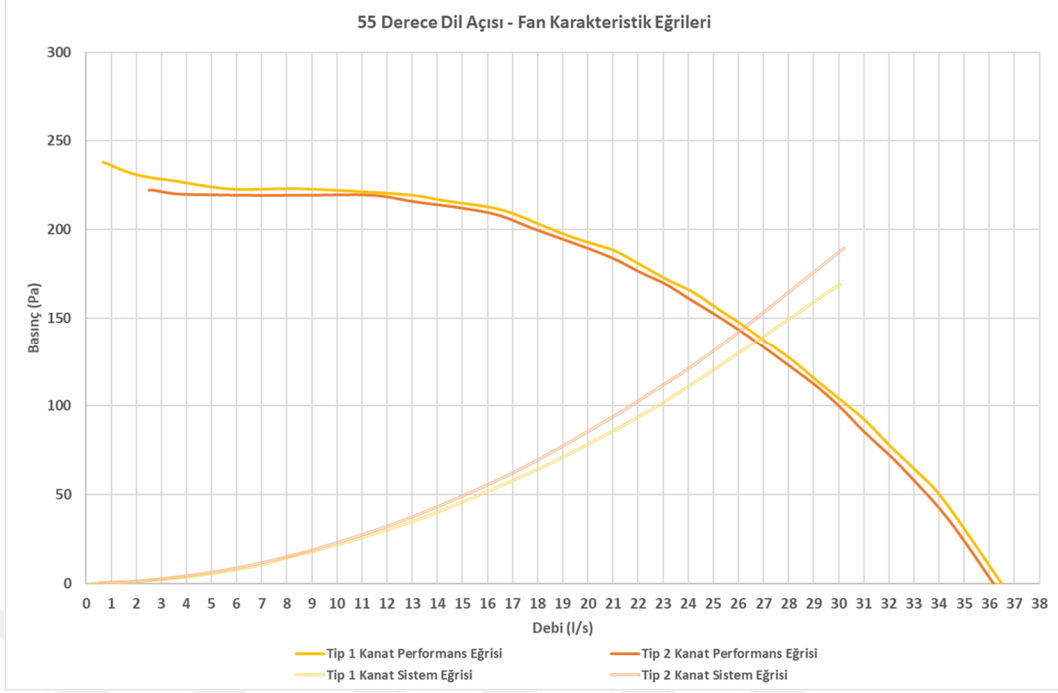
**Şekil 3.5** Tip 2 kanat ile 65°, 55° ve 27,5° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalı kombinasyonlarının fan karakteristik eğrileri

Aynı dil bölgesi açısına sahip tasarımlarda, Tip 1 ve Tip 2 kanat tasarımları kullanılarak elde edilen fan karakteristik eğrileri kıyaslanmıştır. Mevcut tasarım olan 65° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalında Tip 1 ve Tip 2 kanat tasarımları için rüzgar tüneline elde edilen grafikler incelendiğinde, Tip 1 ve Tip 2 kanat tasarımlarının aynı debide benzer statik basınç farkını verdiği Şekil 3.6'da görülmektedir. Tip 2 kanat tasarımında, fan kanadının uzatılması kaynaklı fan iç çapı azalmış ve kanat giriş açısı ( $\beta_1$ ) azaltılmıştır. Kanatlar arası alanın daralması kaynaklı Tip 2 kanat tipi kullanıldığı durumda, Tip 1 kanat tasarımına kıyasla, sistem kaybı artmaktadır.



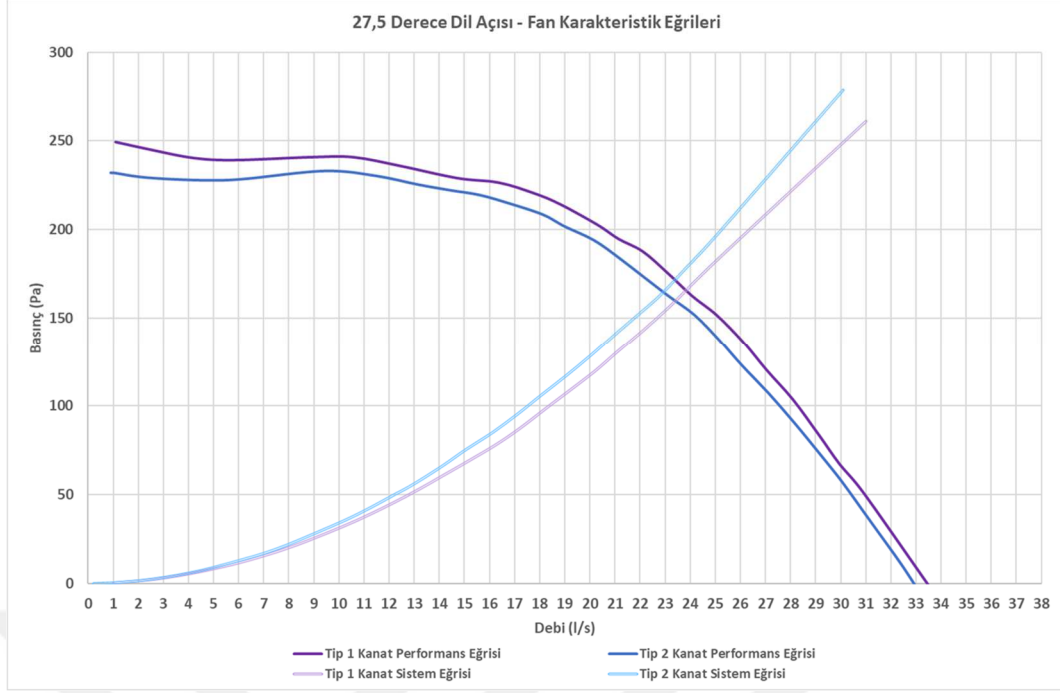
**Şekil 3.6** 65° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı tasarımı ile Tip 1 ve Tip 2 kanat tasarımı kombinasyonlarının fan karakteristik eğrileri

55° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalında iki farklı kanat tasarımı incelendiğinde 65° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalındaki sonuçlarla benzer sonuçlar elde edilmiştir. Tip 2 kanat tasarımı kullanıldığı durumda aynı debide Tip 1 kanat tasarımı ile benzer statik basınç farkı elde edilmiş olup, Tip 1 kanat tasarımına göre sistem kaybı artmıştır. 55° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalında kullanılan Tip 1 ve Tip 2 kanat tasarımına ait fan karakteristik eğrileri Şekil 3.7’de gösterilmiştir.



**Şekil 3.7** 55° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı tasarımı ile Tip 1 ve Tip 2 kanat tasarımı kombinasyonlarının fan karakteristik eğrileri

27,5° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalına Tip 1 ve Tip 2 kanat tasarımları takılıp rüzgar tüneline elde edilen grafikler incelendiğinde 65° ve 55° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanallarındaki sonuçlarla benzer sonuçlar elde edilmiştir. Tip 2 kanat tasarımı kullanıldığı durumda Tip 1 kanat tasarımına göre sistem kaybı artmıştır. Basınç farkına bakıldığında ise 65° ve 55° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanallarındaki sonuçlara kıyasla Tip 1 kanat tasarımı kullanıldığı durumda aynı debide elde edilen statik basınç farkı Tip 2 kanat tasarımına göre fazladır. 27,5° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalında dil bölgesinin etkisinden kaynaklı diğer tasarımlara göre statik basınç farkının açıldığı söylenebilir. 27,5° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalında kullanılan Tip 1 ve Tip 2 kanat tasarımına ait fan karakteristik eğrileri Şekil 3.8'de gösterilmiştir.



**Şekil 3.8** 27,5° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı tasarımı ile Tip 1 ve Tip 2 kanat tasarımı kombinasyonlarının fan karakteristik eğrileri

Buna göre elde edilen tüm deneysel sonuçların çalışma noktalarındaki hacimsel debi ve basınç farkı değerleri Tablo 3.1’de verilmiştir.

**Tablo 3.1** Deneysel çalışma sonucunda elde edilen çalışma noktalarındaki debi ve basınç değerleri

Deneysel Çalışma / Çalışma Noktaları						
Kanat Tipi	Tip 1 Kanat			Tip 2 Kanat		
Dil Bölgesi Açısı (°)	65	55	27,5	65	55	27,5
Hacimsel Debi (m <sup>3</sup> /s)	0,0264	0,0269	0,0238	0,0257	0,0261	0,0229
Hacimsel Debi (l/s)	26,42	26,90	23,84	25,66	26,06	22,93
Basınç Farkı (Pa)	132,4	138,50	165,6	136,9	142,8	164,7

Deneysel çalışma sonuçlarından hareketle, 27,5° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalı tasarımlarında en yüksek statik basınç farkı, 55° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalı tasarımlarında ise en yüksek debi elde edilmiştir. 27,5° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalı tasarımlarında, dil bölgesinin uzatılmasından kaynaklı sistem basınç kayıpları artmasından dolayı debi miktarlarında düşüş gerçekleşmektedir. Tablo 3.1 incelendiğinde çalışma noktasında en yüksek debi değerini veren tasarımın 26,90 l/s ile Tip 1 Kanat ve 55° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalı, en yüksek basınç farkını veren tasarımın ise 165,6 Pa ile Tip 1 Kanat ve 65° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalı olduğu görülmektedir.

### 3.3 Deneysel Sonuçların İstatistiksel Analizi

Deney sonuçlarının yorumlanmasında Taguchi metodundan yararlanılmıştır. Taguchi metodu süreçlerin yapısında var olan bir dizi değişikliği dikkate alan bir metodolojidir. Aynı anda birden fazla parametrenin ele alınmasını sağlarken, deney ve analiz ihtiyacını azaltarak optimum sonuca ulaşılmasını da sağlamaktadır. Metodolojide proses için sistem tasarımı, parametre tasarımı ve tolerans tasarımı olmak üzere 3 adet tasarım aşaması tanımlanmaktadır. Bu metodolojiye adını da veren Taguchi, kalite ölçüğü olarak sinyal-gürültü (S/N) oranını önermektedir. S/N oranı, standart sapma yerine bu yöntemde ölçülebilir bir değer olarak kullanılmaktadır. S/N oranı temel olarak, ortalamanın (sinyal) standart sapmaya (gürültü) oranıdır. S/N oranı özellikleri en düşük, en büyük ve nominal değerlerin en iyi olması durumlarına göre üç kategoriye ayrılır. Bunlardan en büyük (en yüksek) en iyi olması durumunda (3.1)'deki hesaplama kullanılmaktadır.

$$\frac{S}{N} = -10 \log \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right) \quad (3.1)$$

S/N oranının artması daha iyi kalite özelliklerine sahip olduğunun bir göstergesidir. Bu yüzden, proses parametrelerinin optimum seviyesi, daha yüksek S/N oranına sahip seviyedir.

Deneyisel çalışmalar sonucunda elde edilen çalışma noktasındaki debi ve basınç değerleri Minitab 21 istatistik programında analiz edilmiştir. Taguchi metodu kullanılarak duyarlılık analizi yapılmıştır.

Analiz sonuçlarına göre kanat tipi ve dil açısının çıktı değerleri olan debi ve basınç miktarı ile ilişkisi Şekil 3.9'da gösterildiği gibi %99,5'tir. Şekil 3.9'da verilen sinyal gürültü oranı tablosu incelendiğinde %95 güven aralığında ( $P < 0,05$ ) kanat tipi ve dil açısının deney çıktı değerleri olan debi ve basınç üzerinde etkili olduğu görülmektedir. P değerleri incelendiğinde 0,002 değerine sahip olan dil açısı parametresinin, 0,012 değerine sahip kanat tipi parametresine göre debi ve basınç çıktıları üzerinde daha etkili olduğu görülmektedir.

Linear Model Analysis: SN ratios versus Kanat Tipi; Dil Açısı

Model Summary

S	R-Sq	R-Sq(adj)
0,0364	99,80%	99,50%

Analysis of Variance for SN ratios

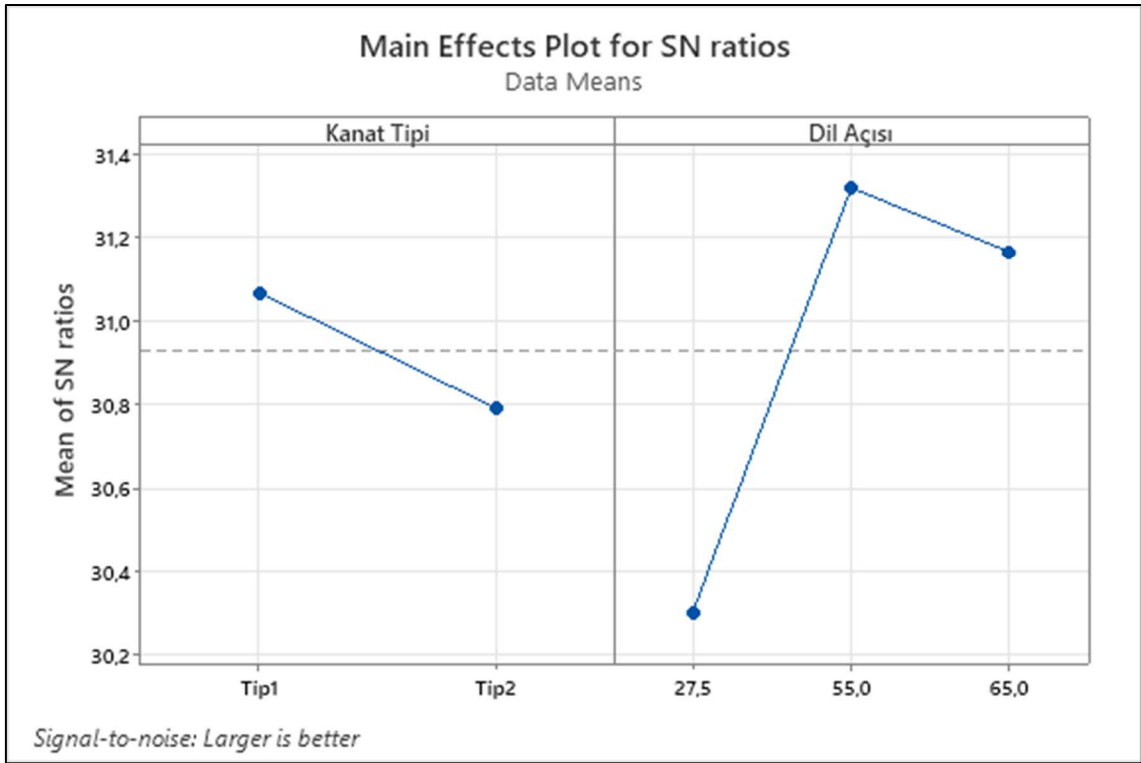
Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Kanat Tipi	1	0,11296	0,11296	0,112959	85,29	0,012
Dil Açısı	2	1,19684	1,19684	0,598422	451,83	0,002
Residual Error	2	0,00265	0,00265	0,001324		
Total	5	1,31245				

Şekil 3.9 Minitab Taguchi Analizi Sonuçları

Şekil 3.10'da verilmiş olan Minitab'te yapılan Taguchi analizi sonucunda daha büyük daha iyi optimizasyon koşulu seçildiğinde elde edilen S/N değerleri ve Şekil 3.11'de kanat tipi ve dil açısına göre sinyal gürültü oranı grafiği incelendiğinde en yüksek debiyi ve basıncı veren Tip 1 kanat tipinin ve dil bölgesi açısı olarak  $55^\circ$  açiya sahip tasarımın olduğu görülmektedir.

Response Table for Signal to Noise Ratios		
Larger is better		
Level	Kanat Tipi	Dil Açısı
1	31,06	30,30
2	30,79	31,32
3		31,16
Delta	0,27	1,01
Rank	2	1

Şekil 3.10 Minitab Taguchi Analizi S/N değerleri



Şekil 3.11 Minitab Taguchi Analizi S/N grafikleri

En yüksek debiyi ve basıncı veren tasarıma karar verilebilmesi için sayısal analiz çalışmaları ile ısıtıcı kanalı dil bölgesi çevresinde ve fan kanadında geri dönüşüm ve ters akış bölgeleri incelenecektir.

Bilgisayar sistemlerindeki gelişmeler sayesinde günümüzde HAD yönteminin önemini artırmıştır. HAD sayesinde, deneysel olarak ölçümü zor olan kanat bölgesindeki ve santrifüj fanın diğer bölgelerindeki akış çizgileri, basınç ve hız gradyanları elde edilebilmektedir. Böylece parametresel değişimlerin ısıtıcı kanalı, santrifüj fan içerisindeki akışa etkileri daha detaylı incelenebilmektedir.

Bu çalışmadaki sayısal analizler, sonlu hacimler yöntemiyle çözüm yapan “ANSYS 2022 R2 – FLUENT” paket programında yapılmıştır.

Akış geometrisi için oluşturulan çözüm ağında sonlu hacim yöntemi kullanılarak türbülanslı akışlara ait korunum denklemleri çözülerek ısıtıcı kanalındaki hava akışı sayısal olarak modellenmiştir.

#### 4.1 Türbülans Modelleri

Her akışın farklı başlangıç ve sınır şartlarına sahip olmasından kaynaklı türbülans hareketlerinin tam olarak anlaşılabilmesi ve tek bir genel bağıntı ile tanımlanamıyor olması nedeniyle, türbülansın modellenmesine gerek duyulmuştur. Türbülansın akış üzerindeki etkilerini anlayabilmek için birbirinden farklı akış türleri üzerinde araştırmalar yapılmış ve bu bağlamda çeşitli türbülans modelleri geliştirilmiştir. Türbülans modellerini üç kategoride incelemek mümkündür.

- RANS – Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes Sayısal Benzetim
- LES – Büyük Çalkantı Benzetimi
- DNS – Doğrudan Sayısal Benzetim

Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes Sayısal Benzetim türbülans modelleri; karmaşık, türbülanslı endüstriyel akışları hesaplamak için ekonomik bir yaklaşım sunmaktadır. RANS modelleri birçok mühendislik uygulaması için uygundur ve

tipik olarak gereken doğruluk seviyesini sağlar. Bundan dolayı problemlerin çözümünde daha çok tercih edilmektedir.

Aşağıda daimi ve sıkıştırılamaz akışlar için süreklilik, momentum ve Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes transport denklemleri verilmiştir.

Genel süreklilik denklemi (4.1)'deki gibidir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (4.1)$$

Daimi ve sıkıştırılamaz akış için süreklilik denklemi (4.2)'deki gibi elde edilmektedir.

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (4.2)$$

Kartezyen koordinatlarda daimi ve sıkıştırılamaz akış için süreklilik denklemi (4.3)'deki denklem olarak elde edilir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.3)$$

Cauchy denklemi olarak bilinen ve genel doğrusal momentum korunumu diferansiyel denklemi (4.4)'deki gibidir.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = \rho \vec{g} + \vec{\nabla} \cdot (\sigma_{ij}) \quad (4.4)$$

$\sigma_{ij}$ , akış içindeki bir noktada yüzey gerilmelerini ifade edebilmek için kullanılan ikinci mertebeden gerilme tensörüdür.

$\sigma_{ij}$  gerilme tensörünü, basınç gerilemeleri ve viskoz gerilmelere göre detaylandırarak Navier Stokes denklemi elde edilir. Daimi ve sıkıştırılamaz akış için Navier Stokes denklemi (4.5)'deki gibidir.

$$(\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \cdot \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P' + \nu \nabla^2 \vec{V} \quad (4.5)$$

Kartezyen koordinatlarda daimi ve sıkıştırılmaz akış için Navier Stokes denkleminin x bileşeni (4.6)'da y bileşeni (4.7)'de ve z bileşeni (4.8)'de verilmektedir.

- x bileşeni

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.6)$$

- y bileşeni

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4.7)$$

- z bileşeni

$$\rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4.8)$$

Daimi ve sıkıştırılmaz ve türbülanslı akış için Reynolds Ortamalı Navier-Stokes transport denklemi (4.9)'daki gibidir.

$$(\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \cdot \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P' + \nu \nabla^2 \vec{V} + \vec{\nabla} \cdot (\tau_{ij, \text{türbülans}}) \quad (4.9)$$

Özgül gerilme tensörü olarak adlandırılan ve türbülans çalkantılarını hesaba katan  $\tau_{ij, \text{türbülans}}$  ek terimi kartezyen koordinatlarda (4.10)'daki gibi ifade edilir.

$$\tau_{ij, \text{türbülans}} = - \begin{pmatrix} \overline{u'^2} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'^2} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'^2} \end{pmatrix} \quad (4.10)$$

Üst çizgi, çalkantı hızlarının zamana göre ortalamayı; üsler ise çalkantı hız bileşenlerini göstermektedir [24].

RANS türbülans modelleri, tek denklemlilik ve iki denklemlilik türbülans modelleri olarak ikiye ayrılmaktadır.

#### 4.1.1 Tek Denklemlı Türbülans Modeli

Tek denklemlı türbülans modeli, kinematik girdap (türbülans) viskozitesi için modellenmiş bir taşıma denklemlı çözen modeldir.

##### 4.1.1.1 Spalart – Allmaras Türbülans Modeli

Spalart – Allmaras türbülans modeli en kısa sürede çözüm sağlayan ve kinematik çalkantı (türbülans) viskozitesi için modellenmiş bir taşıma denklemlı çözen tek denklemlı basit bir modeldir. Bu türbülans modeli, sınır tabakanın viskoziteden etkilenen bölgesinin uygun şekilde çözülmesini gerektiren düşük Reynolds sayılı akışların çözümü için geliştirilmiştir. Ters basıncı gradyanlarına maruz kalan sınır tabakaları için iyi sonuçlar vermektedir. Genel olarak havacılık (uçak gövde ve kanadı etrafındaki akış), uzay ve otomotiv uygulamalarındaki problemlerin çözümünde kullanılmaktadır. Fakat üç boyutlu akışlarda, jet akışlarında, akış ayrılmalarının fazla olduğu akışlarda başarılı sonuçlar verememektedir.

#### 4.1.2 İki Denklemlı Türbülans Modelleri

Akışın türbülans özelliklerini temsil etmek için iki ekstra taşıma denklemlı içeren modellerdir. Denklemlerin ilki türbülanslı kinetik enerji eşitliği olup, türbülans kinetik enerji sembolü “k” olarak temsil edilir. İkinci denklemlde ise iki çeşit tanımlama bulunmaktadır. alkantı dağılımı için “ε” ve spesifik türbülans yayılım oranı için “ω” olarak temsil edilmektedir. İkinci değişken, türbülansın ölçeğini (uzunluk leği veya zaman leği) belirleyen değişken iken, ilk değişken olan k, ortamdaki enerjiyi belirler.

İki denklemlı türbülans modelleri  $k - \epsilon$  ve  $k - \omega$  olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır.

##### 4.1.2.1 $k - \epsilon$ Türbülans Modeli

Türbülans kinetik enerjisi (k) ve dissipasyon oranı (ε) için yazılan iki adet taşıma denklemlinin çözümünü ve türbülans viskozitesinin hesabını içerir. İki denklemlı türbülans modelleri arasında yaygın olarak kullanılan yarı ampirik bir modeldir.

$k - \epsilon$  modelleri sadece tam gelişmiş akışlar için uygundur. Duvardan uzak akışlarda ve karmaşık geometri içeren akış analizlerinde kullanılmaktadır.

Bazı  $k - \varepsilon$  modellerinin dezavantajı ise ters basınç gradyanlarını ve sınır tabaka ayrılmasını yeterince iyi çözememeleridir. Duvara yakın bölgeler için duvar fonksiyonuna ihtiyaç duymaktadır. Duvar fonksiyonları  $k - \varepsilon$  türbülans modelinde sınır tabakanın modellenmesine yardımcı olmaktadır.

$k - \varepsilon$  türbülans modelleri incelendiğinde Standart, RNG ve Realizable olmak üzere üç adet türbülans modeli bulunmaktadır.

#### **4.1.2.2 $k - \omega$ Türbülans Modeli**

$k - \omega$  türbülans modeli, kinetik enerji ve türbülans frekansı çözümlerine odaklanır.  $k - \varepsilon$  modellerine kıyasla bir çok avantajı bulunmaktadır. Bunlardan ilki, duvar çevresinde iyi sonuçlar vermekte ve geçişleri iyi tahmin etmektedir. Çoğunlukla duvar çevresi sınır tabaka incelemelerinde  $k - \omega$  türbülans modeli kullanılmaktadır. Sınır tabakalarda daha iyi sonuçların elde edilmesi, ters basınç gradyanı değişimlerine uygunluk, ayrılmış güçlü ters akışlarda iyi yakınsama ve jet akışlarında iyi sonuçlar alınması bu modelin kullanımını güçlendiren özelliklerdir. Dezavantajları ise uzun zaman gereksinimi, daha fazla hafıza ihtiyacı ve geniş çaplı ayrımları erkenden tahmin etmesidir. Bu özellikler göz önüne alındığında, bu modelin iç akışları, boru akışlarını, jet akışlarını, girdapları modellemek için faydalı bir seçim olduğu ve uygulandığı görülmektedir.

$k - \omega$  türbülans modelleri incelendiğinde Standart  $k - \omega$  ve  $k - \omega$  SST olmak üzere iki adet türbülans modeli bulunmaktadır.

#### **$k - \omega$ SST Türbülans Modeli**

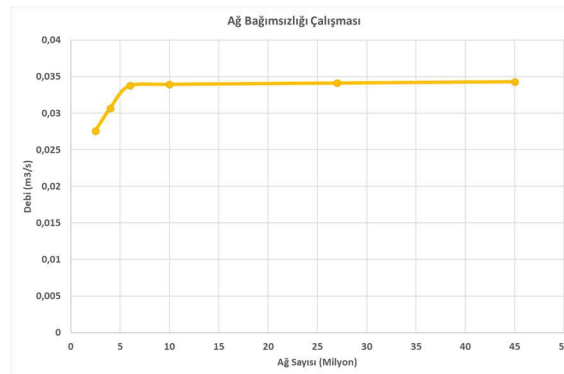
$k - \omega$  SST türbülans modeli, duvar çevresinde  $k - \omega$  türbülans modelini ve serbest akım alanında ise  $k - \varepsilon$  türbülans modelini temel alarak problemlere çözüm sunmaktadır. Ancak bu işlemleri gerçekleştirmek için  $k - \varepsilon$  türbülans modelinin gerektirdiği duvar fonksiyonuna ihtiyaç duymaz. Türbülans kayma gerilmelerini açıklamakla beraber ayrılma ve geçiş bölgelerinde yüksek doğrulukta tahminler vermektedir. Çok iyi serbest akış ve sınır tabaka sonuçları elde edilebilmektedir. Duvara yakın bölgelerde iyi bir çözüm elde etmek için bu alanlarda yüksek kaliteli bir ağ çözümüne ihtiyaç vardır. Yukarıda açıklanan özelliklere göre  $k - \omega$  SST

türbülans modeli, aerodinamik, ayrılmış akışlar, sınır tabakaları ve ters basınç gradyanları için önerilir [25, 26].

## 4.2 Sayısal Analizde Kullanılan Geometri ve Çözüm Ağı

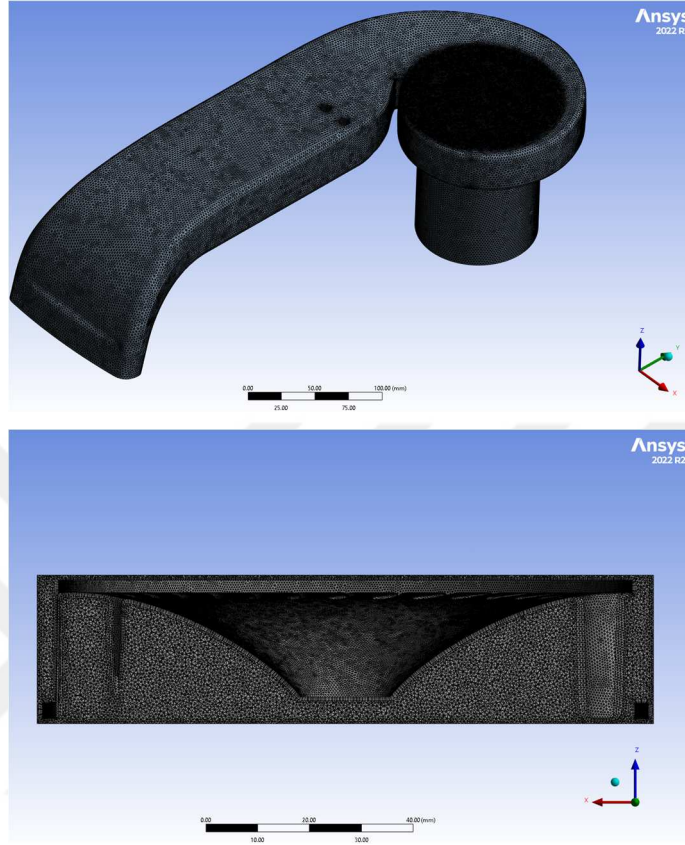
HAD çalışmalarında ilk aşama geometri hazırlama aşaması olup katı kısımları bulunan mevcut geometrilerden sadece akışın geçtiği alanların bulunduğu akış hacimlerinin çıkarılmasıdır. Siemens NX 12.0 paket programı ile katı modelden akış hacmi elde edilmiştir.  $65^\circ$ ,  $55^\circ$  ve  $27,5^\circ$  olmak üzere 3 farklı dil bölgesi açısı ile Tip 1 ve Tip 2 olmak üzere 2 farklı kanat tasarımına sahip ısıtıcı kanallarının akış hacimleri HAD analizleri için hazırlanmıştır.

Akış hacmi oluşturulduktan sonra çözüm ağları oluşturulmuştur. HAD analizlerinin başlangıcında en önemli noktalar çözüm ağlarının yapısı, çözüm ağı tipi, çözüm ağı sayısı ve oluşturulan çözüm ağının analiz edilen geometriye uygunluğudur. Bunun yanı sıra seçilen türbülans modeli de önemli bir parametredir. Model doğruluğu ve çözüm süresi, uygun sayıda ağ elemanı ve sınır koşulları ile iyileşmektedir. Deneysel sonuçlar ile tutarlı HAD sonuçları için, çözümün ağ sayısından bağımsız olmasına önem gösterilmiştir. Bu doğrultuda belirtilen parametreler göz önünde bulundurularak en uygun çözüm ağı sayısını belirleyebilmek için ağ sayısı bağımsızlığı çalışması yapılmıştır. Ağ eleman sayısının hava debisine etkisini incelemek için literatürde yapılan çalışmalar göz önünde bulundurularak  $k - \omega$  SST türbülans modeli seçilerek  $2,5 \times 10^6$ ,  $4 \times 10^6$ ,  $6 \times 10^6$ ,  $10 \times 10^6$ ,  $27 \times 10^6$  ve  $45 \times 10^6$  ağ sayısı olmak üzere altı farklı analiz yapılmıştır. Ağ bağımsızlığı çalışmasını gösteren grafik Şekil 4.1'de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Ağ bağımsızlığı çalışması

Analizler sonucunda optimum ağ elemanı sayısı 10 milyon adet olarak gerçekleşti. Ortaya çıkan ağ yapısının ortalama eğim değeri 0,23 ve maksimum eğim değeri 0,90'dır. 10 milyon adet çözüm ağına sahip geometri Şekil 4.2'de gösterilmektedir.



Şekil 4.2 Ağ yapısı: ısıtıcı kanalı (üstte), fan kanadı (altta)

### 4.3 Sayısal Analizde Kullanılan Sınır Koşulları

Santrifüj fandaki hava akışının sayısal modeli oluşturulurken süreklilik ve momentum denklemleri çözülmektedir. Isıtıcı kanalı içerisinde yer alan hava ısıtıcısından olan ısı aktarımı çözümlere dahil edilmemiş olup enerji denklemleri dahil edilmemiştir.

Santrifüj fanda gerçekleşen hava akışının modellenmesi için sınır koşullarının programda belirtilmesi gerekmektedir. Bu bağlamda ısıtıcı kanalının emiş yaptığı hava giriş bölgesi atmosferik koşullardadır ve gösterge basıncı 0 Pa olarak girilmiştir. Isıtıcı kanalının basma tarafı da maksimum debideki kayıplar görülmek istendiği için 0 Pa olarak girilmiştir. Analizlerin deneysel verilerle doğrulanması için Tip 2 kanat tasarımı ile 27,5° dil bölgesi açısına ısıtıcı kanalı tasarımı

kombinasyonunda basma ağızı için karşıt basınç değerleri girilerek fan karakteristik eğrisi elde edilmiştir. Fan hareketinin modellenmesi için dönme hareketi tanımlanmıştır. Rüzgar tüneline stroboskop takometre ile yapılan ölçümler sonucu elde edilen 2200 RPM fanın dönme hızı olarak belirlenmiştir. Fan gövdesi, fan kanatları, salyangoz duvarları, ısıtıcı duvarları ve hava kanalı duvarlarında kaymama koşulu verilmiştir. Bundan dolayı viskoz etkiler ihmal edilmemiştir.

#### 4.4 Sayısal Analizde Kullanılan Çözüm Methodu

Santrifüj fana sahip ısıtıcı kanalında gerçekleşen hava akışının modellenmesinde, sonlu hacimler methodu kullanılmış olup ANSYS 2022 R2 – FLUENT programında çözümlenmiştir. Hava akışı sürekli olarak kabul edilmiş olup buna uygun olarak fan ve kanatların hareketi için MRF olarak bilinen donmuş rotor-stator modeli kullanılmıştır. Bu modelde, iterasyonların başlayıp ilerlemesi ile çözüm ağındaki elemanlar fiziksel olarak hareket etmemektedir. Ancak sınır koşullarında tanımlanan fan dönüş devrine göre, momentum ve kütle akıları hesaplanarak dönen bölgeden dışarıya olan akılar hesaplanır ve fan ve kanatlar sanki dönüyormuş gibi sonuçlar elde edilmektedir.

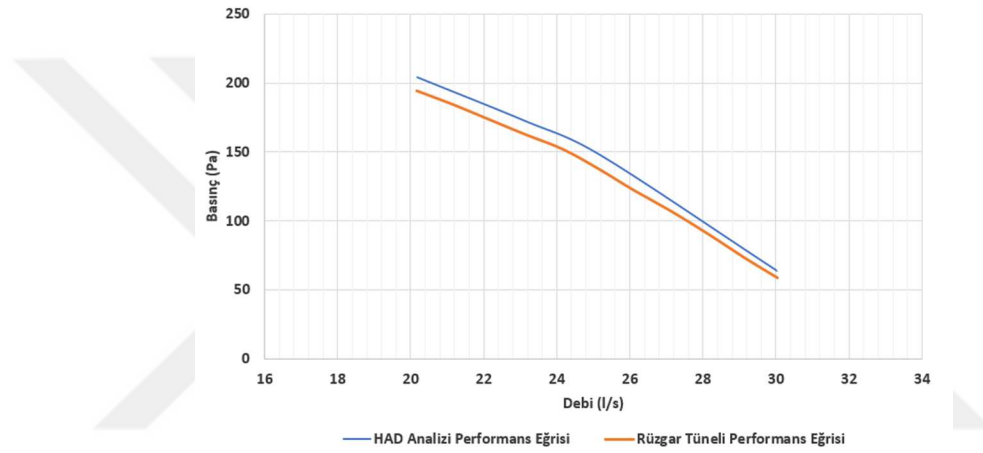
Santrifüj fana sahip ısıtıcı kanalında havanın hareketiyle beraber oluşan türbülanslı akışın modellenmesinde  $k - \omega$  SST türbülans modeli kullanılmıştır. Sayısal analiz çözümlerinde kullanılacak türbülans modeli belirlenirken literatürde yer alan çalışmalar referans alınmıştır.

Yapılan sayısal analizlerde her iterasyonda bir adet süreklilik denklemi, üç adet momentum denklemi ve iki adet türbülans taşıma denklemi dahil olmak üzere toplam altı denklem sistemi çözülmektedir.

Analizlerde basınç esaslı çözüm algoritması kullanılmış olup korunum denklemlerinin eş zamanlı olarak çözüldüğü birleşik çözüm algoritması kullanılmaktadır.

#### 4.5 Sayısal Analizlerin Deneysel Çalışmalar ile Doğrulanması

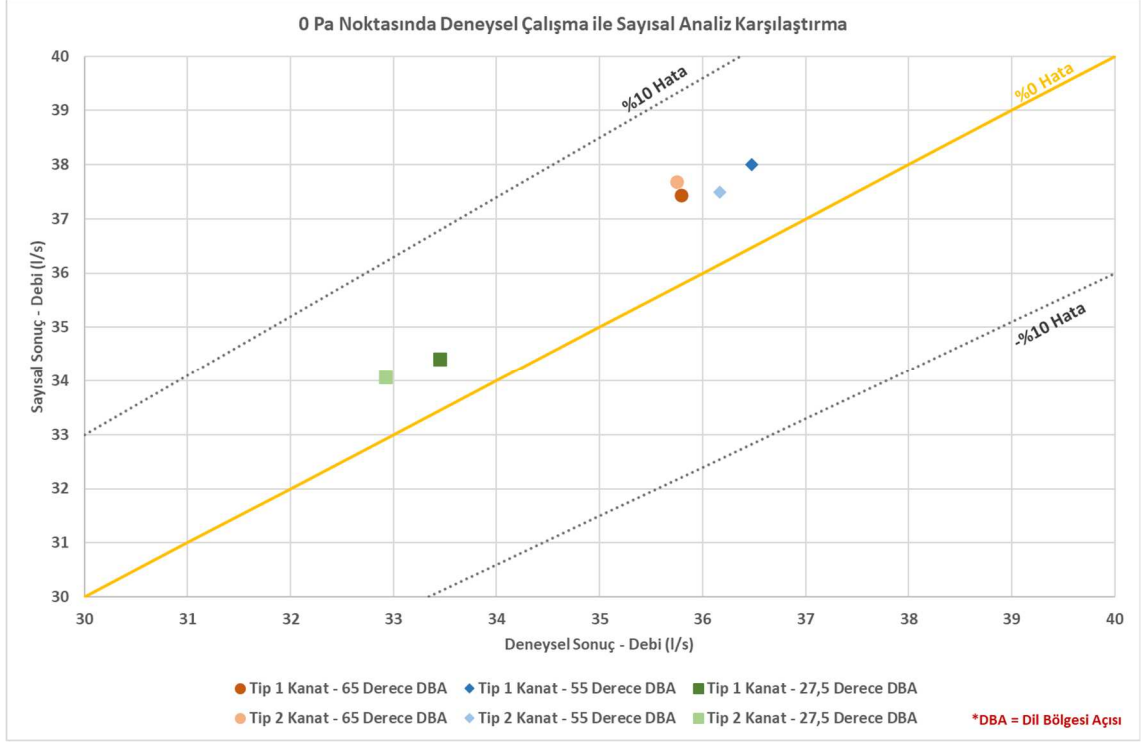
Ağ bağımsızlığı çalışması sonucu seçilen optimum çözüm ağı sayısına sahip geometri ile sayısal analizler yapılmış olup deneysel çalışmalar ile doğrulanmıştır. Öncül olarak doğrulama için Tip 2 kanat tasarımına ve 27,5° dil bölgesi açısına sahip tasarım ile analizler yapılmıştır. Sayısal modelin deneysel ölçümler ile doğrulanması için çalışma noktasına yakın 4 farklı nokta için debi ve basınç farkına göre çizilen fan karakteristik eğrileri kıyaslanmıştır. Şekil 4.3'deki grafikte deneysel çalışma ve sayısal analiz sonuçlarına göre elde edilen grafikler gösterilmiştir.



**Şekil 4.3** Tip 2 kanat tasarımı - 27,5° dil bölgesi açısı kombinasyonunda sayısal analiz ve deneysel sonuç karşılaştırması

Şekil 4.3'deki grafikler incelendiğinde HAD analizi sonucu ile deneysel ölçüm arasındaki fark maksimum %8,07'dir. Bu durumun başlıca sebepleri arasında sayısal model kurulurken oluşturulan çözüm ağı, sayısal analizde kullanılan türbülans modeli ve rüzgar tünelineki kayıplar yer almaktadır. Buna göre, %8,07'lik fark değerinin sayısal analiz modelinin kullanılabilmesi için kabul edilebilir olduğu söylenebilir.

Maksimum debinin elde edildiği, 0 Pa noktasındaki ters akış ve geri dönüşleri incelemek için bu tez kapsamında sayısal analizler yapılmıştır. 0 Pa noktasında elde edilen debi değerleri, 2 adet kanat tipi ve 3 adet dil bölgesi açısı olmak üzere 6 farklı kombinasyon için aynı noktadaki deneysel ölçüm sonuçları kıyaslanmıştır. Şekil 4.4'te kıyaslama sonucuna ait grafik gösterilmiştir.



**Şekil 4.4** 0 Pa noktasında sayısal analiz ile deneysel sonuç karşılaştırması

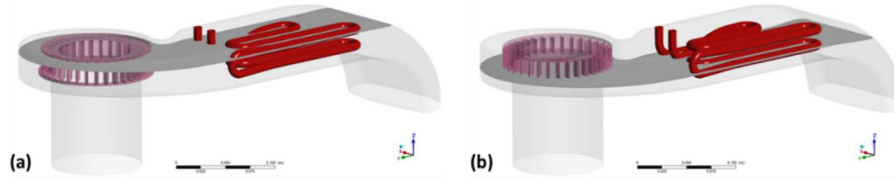
Şekil 4.4'teki grafik incelendiğinde sayısal analiz sonuçlarıyla deneysel ölçüm sonuçları arasındaki farkın %10'dan küçük olduğu görülmektedir. Sayısal analiz ile deneysel ölçüm arasındaki fark maksimum %5,43 çıkmış olup bu değer 65° dil bölgesi açısına ve Tip 2 kanat tasarımına sahip kombinasyon için hesaplanmıştır. Sonuç olarak maksimumda %5,43'lük fark değerinin sayısal analiz modelinin kullanılabilmesi için kabul edilebilir olduğu söylenebilir.

#### 4.6 Sayısal Analiz Sonuçları

Isıtıcı kanalı dil bölgesinde dil açısı azaltılarak yapılan tasarımlar ile dil bölgesi ve kanat çıkış bölgesinde oluşabilecek ters akış ve geri dönüş bölgeleri azaltılmaya çalışılmıştır. Yapılan HAD analizleri sonucunda 65°, 55° ve 27,5° dil bölgesi açıları ile Tip 1 ve Tip 2 kanat tasarımlarına sahip toplamda 6 farklı geometri için hız gradyanları, basınç kontürleri ve türbülans kinetik enerji kontürleri elde edilmiştir.

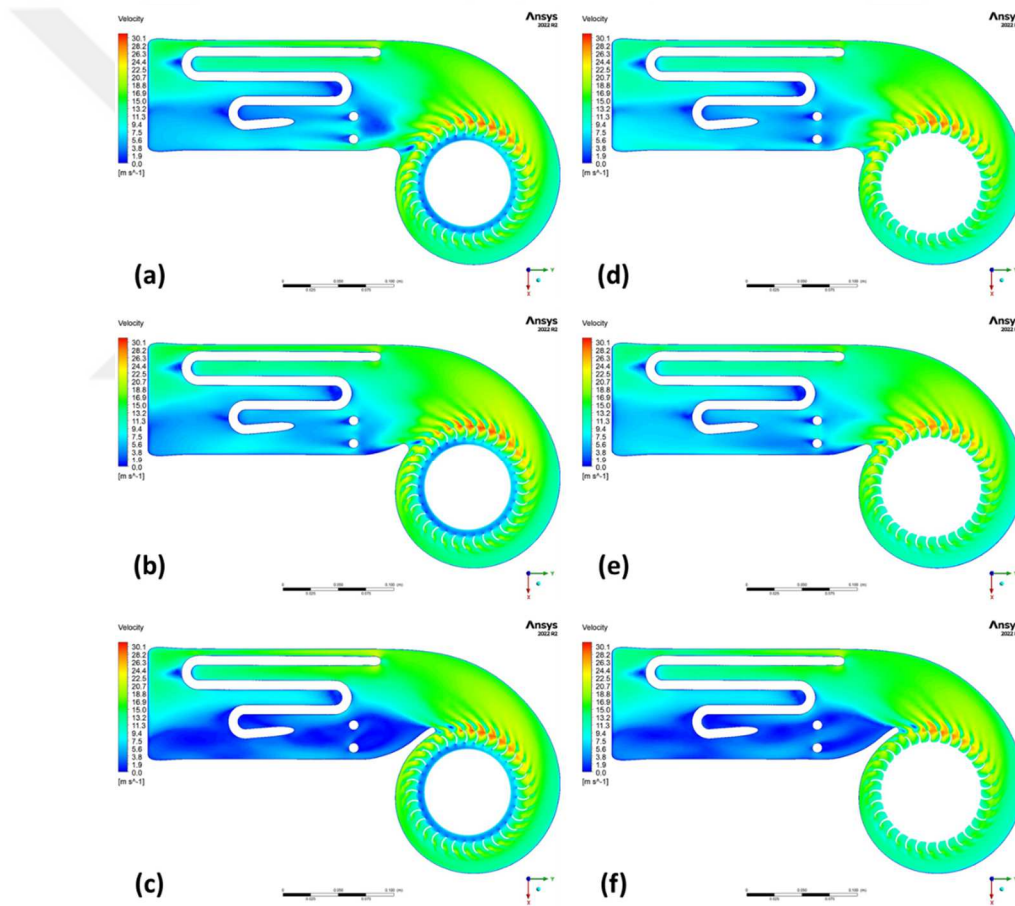
Yapılan HAD analizleri için ısıtıcı kanallarında enine kesit alınarak iki adet analiz düzlemi oluşturulmuştur. Isıtıcı kanalındaki hava ısıtıcısı sistemde kayıp yaratan başlıca etkenlerden biri olduğu için bu düzlemler ısıtıcı kanalının üst duvarına ve

alt duvarına yakın olan ısıtıcı borularının aksel merkezlerinden geçecek şekilde, X-Y düzleminde seçilmiştir. Seçilen düzlemlerin görüntüsü Şekil 4.5'te verilmiştir.

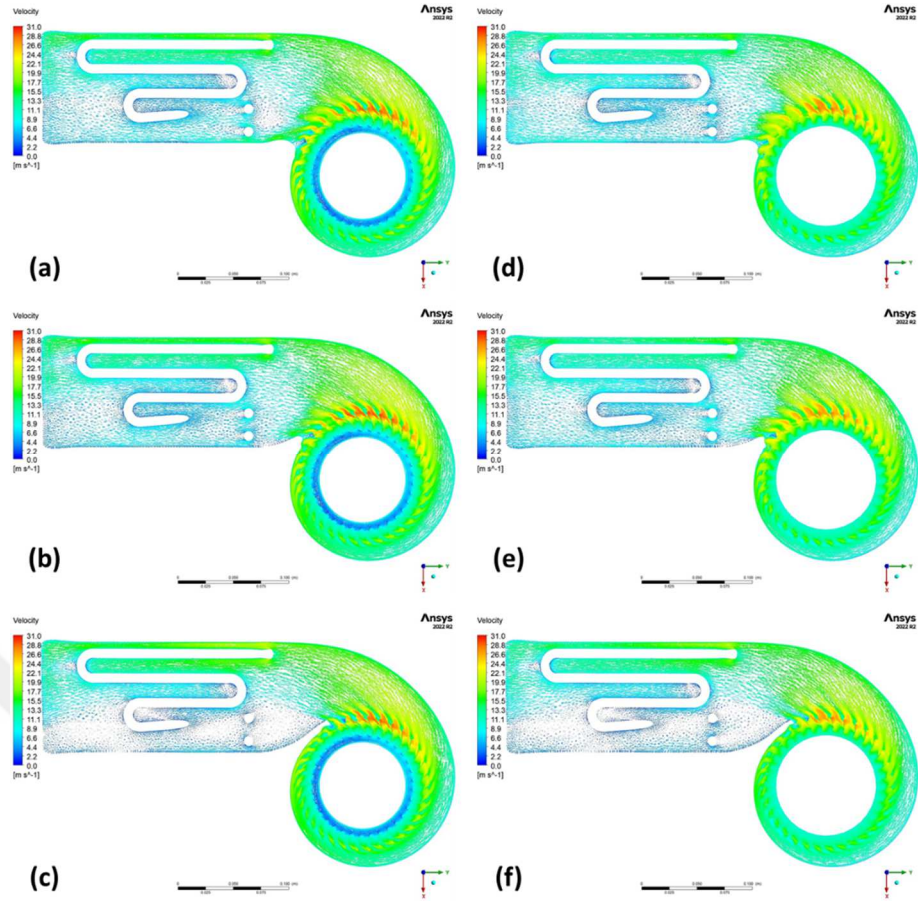


**Şekil 4.5** Sayısal analizlerin incelendiği düzlemler: (a) ısıtıcı üst düzlem, (b) ısıtıcı alt düzlem

Elde edilen sayısal analiz sonuçlarına göre Şekil 4.6'da hız kontürleri ve Şekil 4.7'de hız vektörleri ısıtıcı kanalı üst düzlemi için gösterilmiştir.



**Şekil 4.6** Isıtıcı kanalı üst düzlem hız kontürleri: (a) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (b) 55° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (c) 65° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (d) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (e) 55° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (f) 65° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi

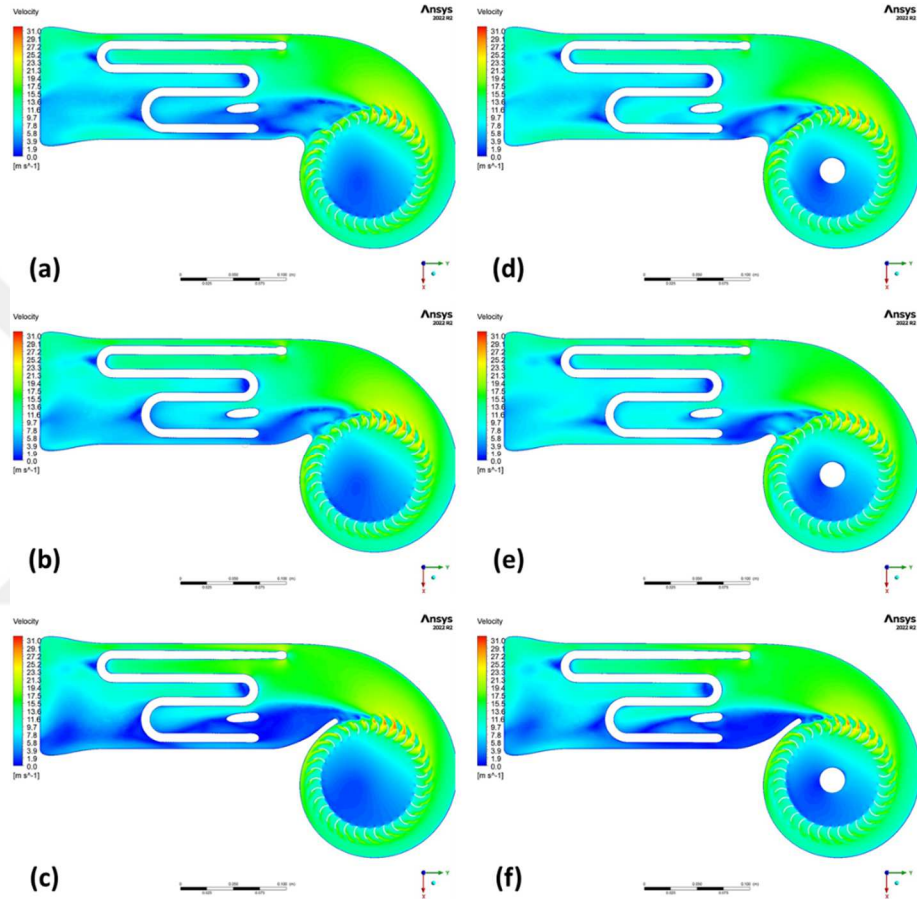


**Şekil 4.7** Isıtıcı kanalı üst düzlem hız vektörleri: (a) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (b) 55° dil bölgesi açısı – Tip1 kanat tipi, (c) 65° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (d) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (e) 55° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (f) 65° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi

Şekil 4.6'da gösterilmiş olan hız kontürleri incelendiğinde aynı dil bölgesi açısına sahip kanallar kıyaslandığında, Tip 1 kanat tasarımında elde edilen kanat çıkış hızlarının Tip 2 kanat tasarımında elde edilenlere göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Kanat çıkış bölgelerinde, dil bölgesi açısı azaldıkça ters akış ve geri dönüm bölgelerinde azalma olduğu görülmektedir. Ancak, dil bölgesi sonrası (-Y eksenine doğrultusunda) ısıtıcı yoğunluğunun az olduğu alan incelendiğinde ölü bölgenin 27,5° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanal tasarımında, diğerlerine oranla çok daha fazla olduğu görülmektedir. Bu da sistem kaybını artırarak debide azalmaya sebep olmakta ve hava ısıtıcısının bir kısmının ölü bölge içerisinde kalmasından dolayı üzerindeki ısı yükü atamamasına sebep olmaktadır.

55° ve 65° dil bölgesi açısına sahip tasarımlarda dil bölgesi sonrası hızlar incelendiğinde ise 27,5°lik tasarıma göre akışın daha üniform olduğu ve 55° dil bölgesi açısına sahip tasarımda geri dönüş ve ters akış bölgelerinin 65° dil bölgesi açısına sahip tasarıma göre daha az olduğu görülmektedir.

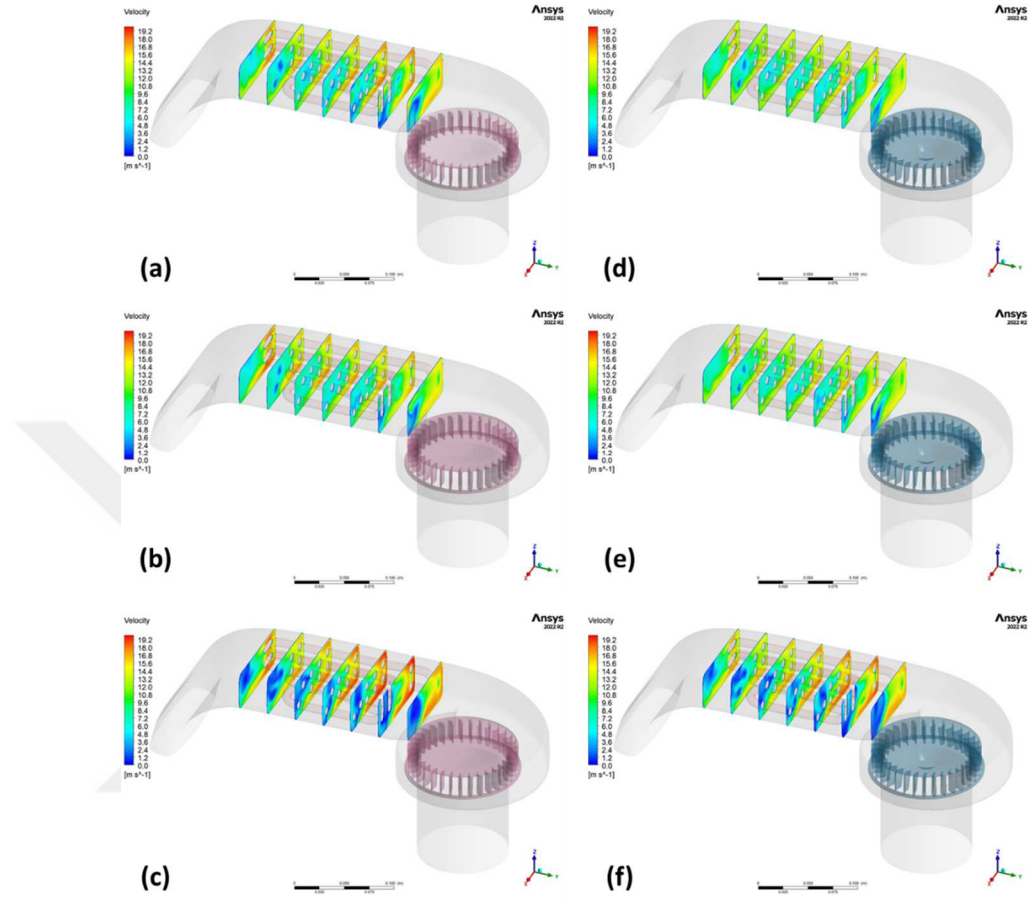
Isıtıcı kanalı alt düzleminde için elde edilen hız kontürleri Şekil 4.8’de ve hız vektörleri Şekil 4.9’da verilmiştir.



**Şekil 4.8** Isıtıcı kanalı alt düzlem hız kontürleri: (a) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (b) 55° dil bölgesi açısı – Tip1 kanat tipi, (c) 65° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (d) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (e) 55° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (f) 65° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi



HAD analizleri sonucunda ayrıca dil bölgesi ve sonrası için ısıtıcı kanalı boyunca alınan kesitlerde hız alanlarının incelemesi de yapılmıştır. X-Z düzleminde elde edilen ısıtıcı kanalı kesitlerindeki hız dağılımları Şekil 4.10'da gösterilmiştir.

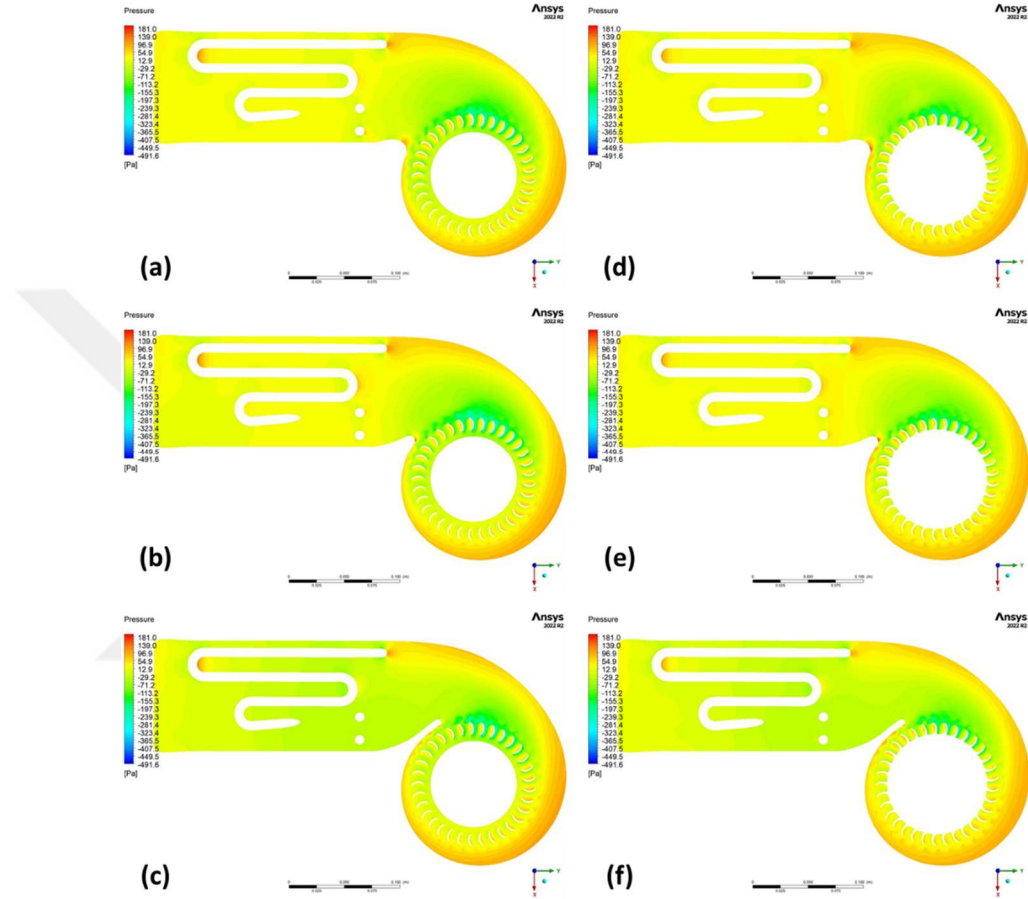


**Şekil 4.10** X-Z düzlemi kesitlerindeki hız dağılım kontürleri: (a) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (b) 55° dil bölgesi açısı – Tip1 kanat tipi, (c) 65° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (d) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (e) 55° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (f) 65° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi

Şekil 4.10'daki görseller incelendiğinde, aynı dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanallarının tümünde, Tip 1 fan kanadına sahip tasarımlarda Tip 2 fan kanadına göre ısıtıcı kanalı boyunca elde edilen hız değerleri daha yüksektir. 27,5° dil bölgesi açısına sahip tasarımlarda, ısıtıcı kanalı boyunca ısıtıcının uzun olduğu bölgelerden geçen akış hız değerleri yüksek olmasına karşın, dil bölgesi hizasından kanal çıkışına kadar oluşan ölü bölgelerin diğer tasarımla oranla daha fazla bir alana sahip olduğu net bir şekilde gözlenmektedir. En az ölü bölgenin oluştuğu ve daha üniform akışa sahip olan tasarımların 55° dil bölgesi açısına sahip tasarımlar

olduğu ve bu tasarımlarda Tip 1 fan kanadının Tip 2'ye göre kanal boyunca ve özellikle kanal çıkışında daha yüksek hız değeri sağladığı görülmektedir.

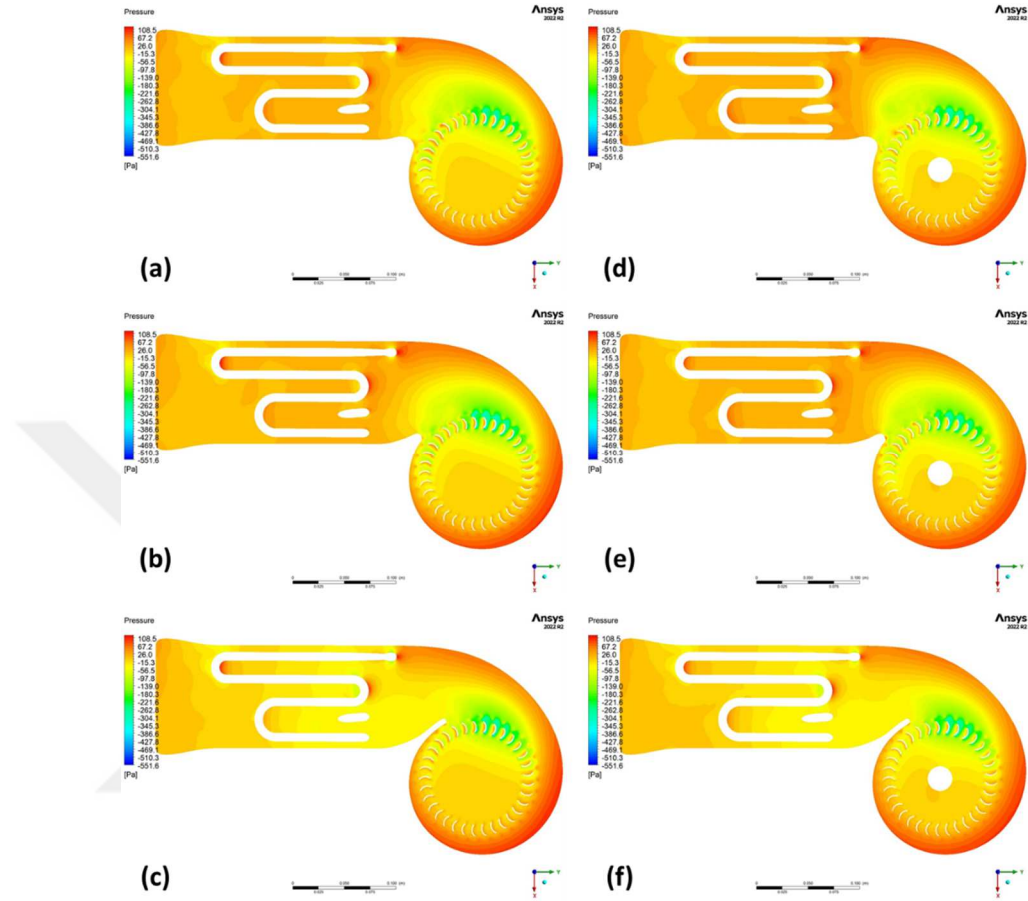
HAD analizleriyle 6 farklı tasarım için ısıtıcı kanalı üst ve alt düzlemlerinde basınç dağılımlarını veren sonuçlar elde edilmiştir. Isıtıcı kanalı üst düzlemindeki basınç dağılımları Şekil 4.11'de gösterilmiştir.



**Şekil 4.11** Isıtıcı kanalı üst düzlem basınç dağılımları: (a) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (b) 55° dil bölgesi açısı – Tip1 kanat tipi, (c) 65° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (d) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (e) 55° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (f) 65° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi

Elde edilen sonuçlar incelendiğinde, 27,5° dil bölgesi açısına sahip tasarımda ısıtıcı kanalı genelinde deneysel sonuçlara da benzer şekilde basıncın düşük olduğu görülmektedir. Bunun başlıca nedeni dil bölgesi açısı azaldıkça (dil uzunluğu arttıkça) bununla paralel olarak sistem kayıplarının da artmasıdır. 55° ve 65° dil bölgesine sahip tasarımların Tip 1 ve Tip 2 kanat kombinasyonları, deneysel sonuçlara paralel şekilde, genel olarak benzer basınç dağılımı göstermesine karşın,

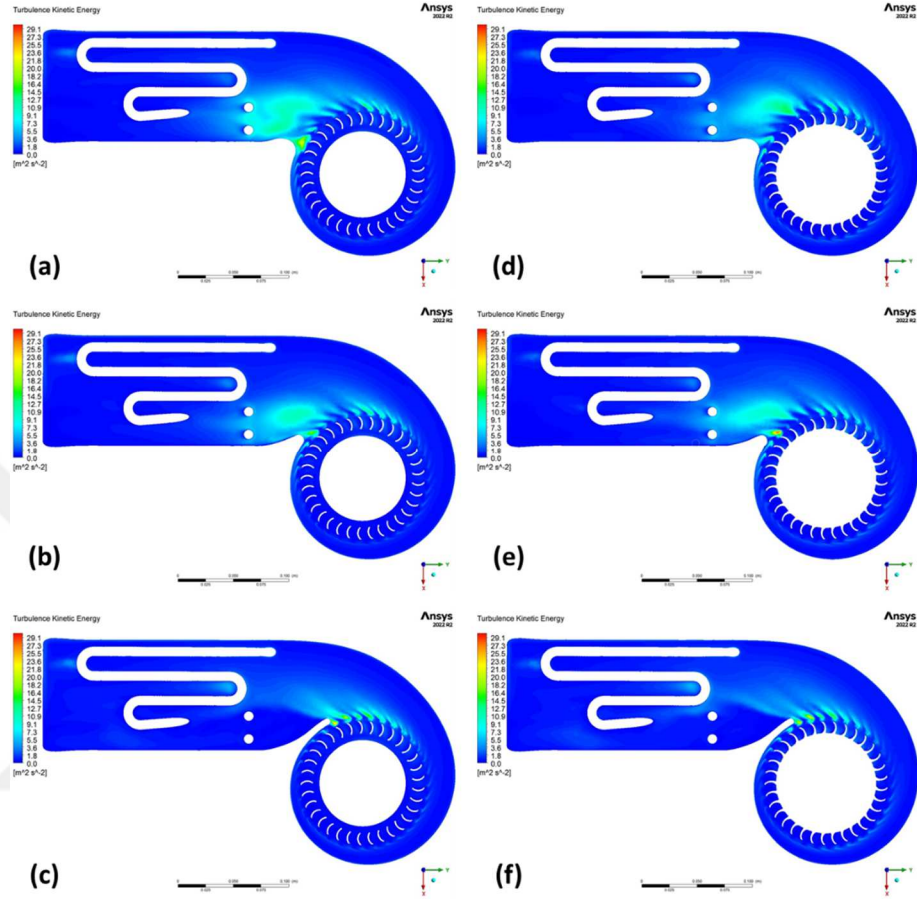
55°'lik tasarımda dil bölgesi etrafında daha üniform bir basınç dağılımı ortaya çıkmıştır. HAD analizleriyle elde edilen ısıtıcı kanalı alt düzlemindeki basınç dağılımları ise Şekil 4.12'de gösterilmiştir.



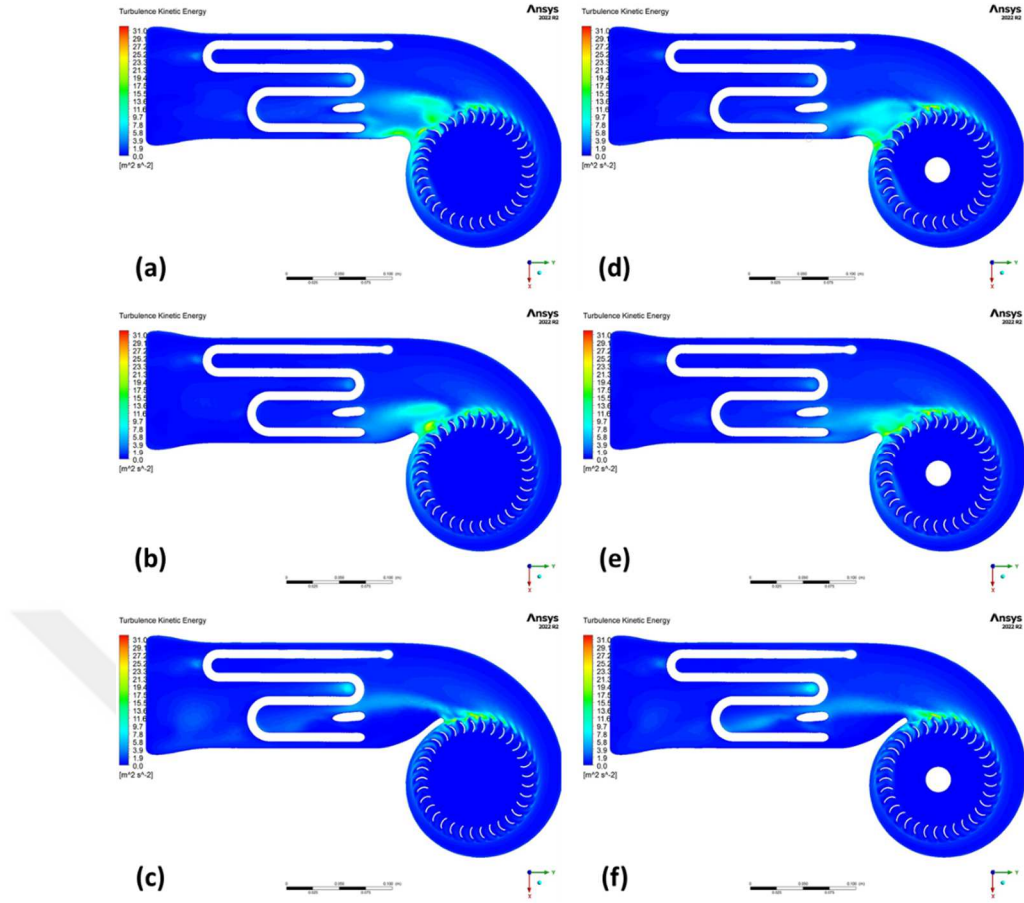
**Şekil 4.12** Isıtıcı kanalı alt düzlem basınç dağılımları: (a) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (b) 55° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (c) 65° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (d) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (e) 55° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (f) 65° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi

Isıtıcı kanalı alt düzlemindeki basınç dağılımı sonuçlarına göre fan kanadı çıkışlarında dil bölgesi açısı azaldıkça (dil bölgesi uzunluğu arttıkça) negatif basınç alanlarının da azaldığı görülmektedir. Ancak en uzun dil bölgesine sahip 27,5°'lik tasarımda üst düzlemdeki sonuçlar gibi alt düzlemde de kanal genelindeki basınç dağılımı diğer tasarımlara göre daha düşüktür. Diğer tasarımlar, üst düzlemdeki gibi basınç dağılımı anlamında birbirine benzer sonuçlar vermiştir.

Son olarak HAD analizleri ile 6 farklı tasarım için elde edilen türbülans kinetik enerji dağılımları ısıtıcı kanalı üst düzlem için Şekil 4.13'te ve ısıtıcı kanalı alt düzlem için Şekil 4.14'te verilmiştir.



**Şekil 4.13** Isıtıcı kanalı üst düzlem türbülans kinetik enerji dağılımları: (a) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (b) 55° dil bölgesi açısı – Tip1 kanat tipi, (c) 65° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (d) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (e) 55° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (f) 65° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi



**Şekil 4.14** Isıtıcı kanalı alt düzlem türbülans kinetik enerji dağılımları: (a) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (b) 55° dil bölgesi açısı – Tip1 kanat tipi, (c) 65° dil bölgesi açısı – Tip 1 kanat tipi, (d) 27,5° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (e) 55° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi, (f) 65° dil bölgesi açısı – Tip 2 kanat tipi

Isıtıcı kanalı üst düzlem ve alt düzlem türbülans kinetik enerji sonuçları birlikte incelendiğinde, fan kanadı çıkışının dil bölgesine yakın alanlarında dil bölgesi açısı azaldıkça (dil uzunluğu arttıkça) türbülansın, geri dönüm bölgelerinin ve ters akış bölgelerinin azaldığı görülmektedir. Fakat, 27,5° dil bölgesi açısına sahip tasarımlarda dil bölgesi sonrası oluşan ölü bölgede hız değerleri düşük olduğu için türbülans kinetik enerji değerleri de düşüktür. Çünkü bu bölgedeki hava akışı kanal geneline oranla çok daha az miktarda gerçekleşmektedir. Diğer yandan, 55° ve 65° dil bölgesi açısına sahip tasarımlar kıyaslandığında, 55°'lik tasarımda oluşan türbülans alanları 65°'lik tasarıma göre daha az olarak ortaya çıkmıştır.

Son olarak 55°lik tasarımda Tip 1 fan kanadı tasarımının dil bölgesine yakın kısımlarındaki çıkışında oluşan türbülansın ve bu nedenle oluşan geri dönüşüm ile ters akışların Tip 2 kanat tasarımına göre daha az olduğu söylenebilmektedir.

Buna göre elde edilen sayısal analiz sonuçları, deneysel sonuçlar ile birlikte incelendiğinde optimum tasarım seçimi yapılmıştır. Basınç değeri olarak 27,5° dil bölgesi açısına sahip tasarımların en yüksek değeri vermesine rağmen, oluşan sitem kayıplarının fazla olması ve HAD analizlerinin sonuçlarından elde edilen yorumlara göre 26,90 l/s değeri ile en yüksek debi değerini veren 55° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalı ve Tip 1 fan kanadının yer aldığı tasarım optimum tasarım olarak belirlenmiştir. Bu tasarım, mevcut durum olan 65° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalı ve Tip 1 fan kanadının yer aldığı tasarıma göre debide %1,82 ve basınçta %4,61 artış sağlamaktadır.

### 5.1 Standart Yıka & Kurut Performans Testleri

Yıkayıcı kurutucu makinelerin üretilerek müşteri ile buluşmasından önce belirli deklarasyon koşullarını, standartları ve regülasyonları sağlıyor olması gerekmektedir. Deklarasyon koşulları, standartlar ve regülasyonlar ülkelere veya bölgelere göre değişkenlik gösterebilmektedir. Bunlar içerisinde yıkayıcı kurutucular için yayınlanmış yıkama ve kurutma etkinliği testlerinin gerçekleştirilmesi için gerekli yönergeleri içeren EN IEC 62512:2020 standardı dünya genelinde en yaygın kullanılan standartlardan biridir ve Türkiye’de de yıkayıcı kurutucu ürünler için bu standart kullanılmaktadır. Standarda göre bir yıkayıcı kurutucu üründe kurutma deklarasyon kapasitesinin yarısı (yarım yük) ile 4 adet yıka-kurut testi ve kurutma deklarasyon kapasitesi (tam yük) ile 3 adet yıka-kurut testi olmak üzere toplam 7 adet test yapılmaktadır. Yıka-kurut testleri yıkama ve kurutmanın kesintisiz bir şekilde yapıldığı, yükün yıkamadan sonra makine içerisinde çıkarılmadan kurutma çevrimine devam ettiği testlerdir. Bu testlerin sonucunda enerji tüketiminin deklare edilecek enerji sınıfını karşılıyor olması, yıkama performansı sonucunun en az 1,035 değerini sağlıyor olması ve kurutma sonunda da çamaşır yükünün standart kurulum koşullarını (-%3 ila %3 nem aralığı) sağlıyor olması gerekmektedir [20].

Bu tez çalışmasında incelenen yıkayıcı kurutucu makinenin yıkama kapasitesi 10 kg, kurutma kapasitesi ise 6 kg’dır ve 10/6 kg yıkayıcı kurutucu olarak anılmaktadır. Buna göre bir makine için yıka-kurut testleri, yarım yük koşulu için 4 adet 3 kg yük ile yıka-kurut testi ve tam yük koşulu için 3 adet 6 kg yük ile yıka-kurut testi olmak üzere toplam 7 adet testten oluşmaktadır.

Standarda göre tüm testler öncesi çamaşır yükleri, belirlenmiş nem ve sıcaklık değerindeki şartlandırma odalarında belirli süre bekletilerek şartlandırılmaktadır. Bu sayede tüm testler aynı başlangıç koşullarında gerçekleştirilmiş olmaktadır.

Ayrıca testin yapıldığı ortamın nemi ve sıcaklığı ile testte kullanılan suyun giriş sıcaklığı ve basıncı da standart içerisinde belirtilen değer aralıklarında olmak zorundadır. Sabit sıcaklık ve nemdeki laboratuvar ortamında, standart yük, standart deterjan ve standart şebeke suyu koşullarında test edilen yıkayıcı kurutucu ürün görseli Şekil 5.1’de verilmiştir.



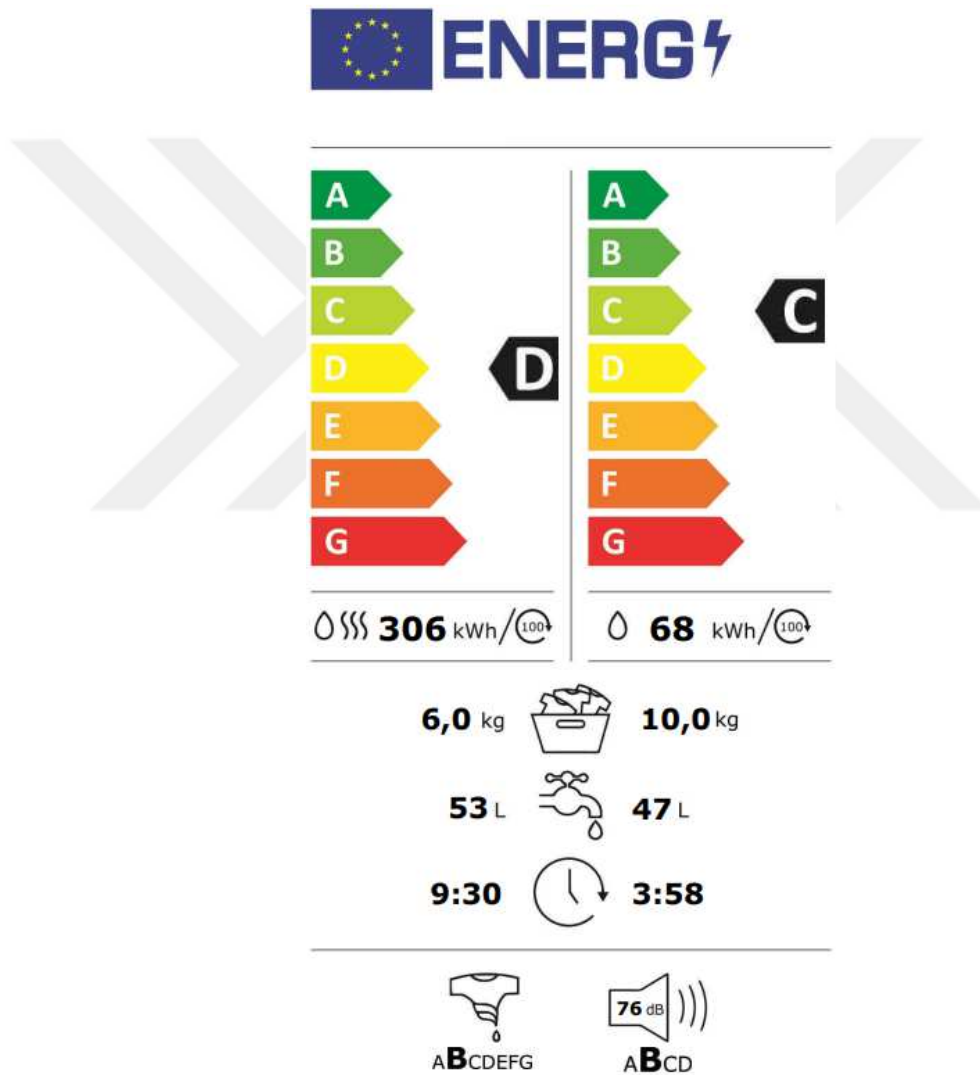
**Şekil 5.1** Test laboratuvarında yıkayıcı kurutucu makine

Test sisteminde zamana bağlı olarak su giriş basıncı, su sıcaklığı, makinenin çektiği elektrik akımı değeri, elektrik gücü değeri, şebeke voltaj değeri, kümülatif elektrik enerjisi tüketimi, tambur dönüş hızı ölçümleri anlık olarak ölçülüp kaydedilebilmektedir. Ayrıca yıkayıcı kurutucu ürünün kontrol kartından da elektromekanik komponent verileri, hata kodları, program detayları gibi veriler zamana bağlı olarak elde edilebilmektedir.

Yıka-kurut testleri sonunda yük üzerindeki nem miktarı, yükün test öncesi ve test sonrası ağırlıklarına göre hesaplanmaktadır. Test sonu nem miktarı hesabı (5.1)’de yer alan denklemde verilmiştir.

$$\%Kalan\ Nem = \frac{(\text{çamaşır yükü ağırlığı})_{son} - (\text{çamaşır yükü ağırlığı})_{ilk}}{(\text{çamaşır yükü ağırlığı})_{ilk}} \times 100 \quad (5.1)$$

Yıka-kurut testlerinde tüketilen enerji miktarları yıkayıcı kurutucu ürünün enerji etiketi sınıfını belirlemektedir. Kurutma özelliği olmayan çamaşır makinelerindeki gibi sadece yıkama çevrimi için verilen etiket sınıfının yanında yıka-kurut çevrimi için de etiket değeri verilmektedir. Avrupa 2020 yıkayıcı kurutucu standardına göre yıkayıcı kurutucu enerji etiketi sınıfları A, B, C, D, E, F ve G olmak üzere 7 adet enerji sınıfından oluşmaktadır. Burada enerji tüketimi en az olan sınıf A, en fazla olan sınıf ise F olmak üzere enerji tüketimine göre artan bir sıra söz konusudur. Örnek bir yıkayıcı-kurutucu enerji etiketi Şekil 5.2’de verilmiştir.



Şekil 5.2 Yıkayıcı kurutucu enerji etiketi (yıka kurut (sol), yıkama (sağ))

Enerji etiketi sınıfları, enerji verimliliği indeksi (EEI) sınırlarına göre belirlenmektedir. Enerji verimliliği indeksi ise hem yarım yük hem de tam yük için enerji tüketimlerinin ayrı ayrı hesaplanmasıyla elde edilir. Yarım yük (yy) testlerinde tüketilen enerji miktarlarının kWh cinsinden değerlerinin ortalaması ve tam yük (ty) testlerinde tüketilen enerji miktarlarının kWh cinsinden değerlerinin ortalaması ayrı ayrı (5.2)'de yer alan denklemdeki gibi bulunur:

$$W_{yy,ty} = \frac{1}{n_{yy,ty}} \sum_{i=1}^n W \quad (5.2)$$

Daha sonra bulunan ortalama enerji tüketimlerinin yük miktarlarına göre ağırlıklı ortalaması (5.3)'de yer alan denklemdeki gibi bulunur:

$$W = \frac{3 \times W_{ty} + 2 \times W_{yy}}{5} \quad (5.3)$$

EEI değerini hesaplayabilmek için makine kapasitesine bağlı olarak hesaplanan standart çevrim enerji tüketimi değerinin hesaplanmasına ihtiyaç vardır. 'c', deklare edilen kurutma kapasitesini belirtmek üzere, Avrupa standardında formülü verilen standart çevrim enerji tüketimi (SCE) (5.4)'de yer alan denklemdeki gibi hesaplanır:

$$SCE = -0,0502 \times c^2 + 1,1742 \times c - 0,644 \quad (5.4)$$

Buna göre 6 kg kurutma deklarasyon kapasitesine bağlı bir yıkayıcı kurtucu ürünü için SCE değeri 4,594 olarak bulunacaktır.

Elde edilen ağırlıklı enerji tüketimi ortalaması W ve standart çevrim enerji tüketimi SCE ile EEI değeri (5.5)'de yer alan denklemdeki gibi bulunur:

$$EEI = \frac{W}{SCE} \times 100 \quad (5.5)$$

Sonuç olarak 7 testten oluşan standart yıka-kurut testleri sonrasında belirtilen hesaplamalara göre bulunan EEI değeri ile yıkayıcı kurutucu ürünün enerji etiketi sınıfı belirlenebilmektedir. EEI değerine göre enerji etiketi sınıfları Tablo 5.1'de verilmiştir.

**Tablo 5.1** Enerji etiketi sınıfları ve EEI değeri sınırları

Enerji Etkiketi Sınıfı	Enerji Verimliliği İndeksi (EEI)
A	$EEI < 37$
B	$37 < EEI < 45$
C	$45 < EEI < 55$
D	$55 < EEI < 67$
E	$67 < EEI < 82$
F	$82 < EEI < 100$
G	$EEI > 100$

Bu çalışmada ele alınan 10/6 kg kapasiteli yıkayıcı kurutucu ürün için enerji etiketi sınıfı olarak D sınıfını sağlamak hedeflenmektedir. D enerji etiketi sınıfı için üst limit EEI değeri Tablo 5.1’de verildiği gibi 67’dir. Enerji etiketi sınıfını hesaplayabilmek için ise üründe standart kurutma performans testlerinin gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Buna göre, test sonuçlarından elde edilen EEI değerinin 67’den küçük olması gerekmektedir.

Bu amaçla, rüzgar tüneli deneylerinden ve HAD analizlerinden hareketle yeni tasarım olarak seçilen 55° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalı ve Tip 1 fan kanadı ile mevcut durum olan 65° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalı ve Tip 1 fan kanadı kombinasyonlarının kurutma performansları karşılaştırmalı olarak test edilmiştir. Kurutma performans testleri yıka-kurut çevrimi olarak 7 test şeklinde Avrupa standardına uygun şekilde gerçekleştirilmiştir.

Test algoritmasında 3 kg yarım yük koşulu için faz 2 kurutma süresi 125 dk, 6 kg tam yük koşulu için ise faz 2 kurutma süresi 245 dk'dır. Mevcut tasarım (65° Dil Bölgesi Açısı & Tip 1 Fan Kanadı) ile yapılan standart kurutma performans testi sonuçları Tablo 5.2'de verilmiştir.

**Tablo 5.2** Mevcut tasarımın kurutma performans testi sonuçları

Mevcut Tasarım (65° Dil Bölgesi Açısı & Tip 1 Fan Kanadı)					
Test No	Yük Miktarı (kg)	Yıka+Kurut Toplam Enerji Tüketimi (kWh)	Kurutma Enerji Tüketimi (kWh)	Faz 2 Kurutma Süresi (dk)	Test Sonu Nem Değeri (%)
Test - 1	3	2,180	1,842	125	1,77
Test - 2	3	2,181	1,844	125	1,91
Test - 3	3	2,192	1,851	125	0,72
Test - 4	3	2,207	1,872	125	0,47
Test - 5	6	3,829	3,352	245	1,96
Test - 6	6	3,853	3,364	245	0,68
Test - 7	6	3,838	3,358	245	1,02

Elde edilen sonuçlara göre tüm testlerde hedeflenen test sonu %nem değeri (-%3 ila %3 aralığı) sağlanmaktadır. Testlerin ortalama test sonu %nem değeri ise %1,22'dir. Mevcut tasarımla yapılan testlerin ortalama enerji tüketimi, ağırlıklı enerji tüketimi ve EEI değeri Tablo 5.3'te verilmiştir.

**Tablo 5.3** Mevcut tasarımın hesaplanan ortalama ve ağırlıklı enerji tüketimleri, sabit SCE değeri ve EEI değeri

Mevcut Tasarım (65° Dil Bölgesi Açısı & Tip 1 Fan Kanadı)				
Yük Miktarı (kg)	Ortalama Enerji Tüketimi (kWh)	Ağırlıklı Ortalama Enerji Tüketimi (kWh)	SCE	EEI
3	2,190	3,18	4,594	69,2 > 67 E
6	3,840			

Tablo 5.3 incelendiğinde mevcut tasarım ile test edilen yıkayıcı kurutucu ürünün EEI değeri 69,2 ile E sınıfı çıkmış ve 67 değerinden büyük olduğu için hedeflenen enerji sınıfı olan D sınıfını sağlayamayarak sınır değerden %3,3 yukarıdadır.

Daha sonra test edilen yıkayıcı kurutucu ürüne yeni tasarım (55° Dil Bölgesi Açısı & Tip 1 Fan Kanadı) ısıtıcı kanalı takılmıştır. Ürünün tüm yıkama ve kurutma algoritmaları sabit bırakılarak aynı koşullar altında yeni tasarım ile üründe 7 adet yıka+kurut testi yapılmıştır. Yeni tasarım ile yapılan yıka+kurut test sonuçları Tablo 5.4'te verilmiştir.

**Tablo 5.4** Yeni tasarımın kurutma performans testi sonuçları

Yeni Tasarım (55° Dil Bölgesi Açısı & Tip 1 Fan Kanadı)					
Test No	Yük Miktarı (kg)	Yıka-Kurut Toplam Enerji Tüketimi (kWh)	Kurutma Enerji Tüketimi (kWh)	Faz 2 Kurutma Süresi (dk)	Test Sonu Nem Değeri (%)
Test - 1	3	2,165	1,814	125	-2,76

**Tablo 5.4** Yeni tasarımın kurutma performans testi sonuçları (devamı)

Test - 2	3	2,160	1,809	125	-2,58
Test - 3	3	2,154	1,801	125	-2,41
Test - 4	3	2,181	1,835	125	-2,87
Test - 5	6	3,801	3,329	245	-2,03
Test - 6	6	3,818	3,345	245	-2,43
Test - 7	6	3,791	3,301	245	-1,98

Elde edilen sonuçlara göre tüm testlerde hedeflenen test sonu %nem değeri (-%3 ila %3 aralığı) sağlanmaktadır. Bunun yanında test sonu %nem değerleri ortalama -%2,44 ile mevcut tasarım sonucu olan %1,22'ye göre %3,66 azalmıştır. Yeni tasarımla yapılan testlerin ortalama enerji tüketimi, ağırlıklı enerji tüketimi ve EEI değeri Tablo 5.5'te verilmiştir.

**Tablo 5.5** Yeni tasarımın hesaplanan ortalama ve ağırlıklı enerji tüketimleri, sabit SCE değeri ve EEI değeri

Yeni Tasarım (55° Dil Bölgesi Açısı & Tip 1 Fan Kanadı)				
Yük Miktarı (kg)	Ortalama Enerji Tüketimi (kWh)	Ağırlıklı Ortalama Enerji Tüketimi (kWh)	SCE	EEI
3	2,165	3,15	4,594	68,5 > 67 E
6	3,803			

Tablo 5.5 incelendiğinde yeni tasarım ile test edilen yıkayıcı kurutucu ürünün EEI değeri 68,5 ile E sınıfı çıkmış ve 67 değerinden büyük olduğu için hedeflenen enerji sınıfı olan D sınıfını sağlayamayarak sınır değerden %2,2 yukarıdadır. Ancak mevcut tasarıma göre enerji tüketimlerinin ve buna bağlı olarak EEI

değerinin azaldığı görülmektedir. Bunun başlıca sebebi kurutma çevrimindeki faz 1 adımının adım sonlandırma koşulun olan hedeflenen sıcaklık değerine yeni tasarım ile daha çabuk ulaşılmasıdır. Sayısal analiz sonuçlarına göre artan debi ile birlikte makine kazanının alt bölgesinde bulunan sıcaklık sensörüne ısı yük daha hızlı ulaştırılmış ve faz 1 adımı mevcut tasarıma göre erken sonlanarak enerji tüketiminden tasarruf sağlanmıştır.

Mevcut kurutma algoritmasıyla elde edilen bu sonuçlar D sınıfını yakalamak için yeterli değildir. Ancak diğer yandan test sonu %nem değerleri mevcut duruma göre iyileşerek alt sınır değer olan -%3'e yakın çıktığı için kurutma algoritmasındaki faz 2 adımının kısaltılabileceği öngörülmüştür. Test sonu %nem değeri yine -%3 ve +%3 aralığında tutulacak şekilde faz 2 adımının süresi kısaltılarak enerjiden tasarruf elde edilerek D enerji etiketi sınıfının sağlanması amaçlanmıştır.

Bu amaçla yapılan tekrarlı denemelerin sonunda 3 kg yarım yük koşulundaki kurutma algoritmasının faz 2 süresi 7 dk kısaltılarak 118 dk'ya, 6 kg tam yük koşulundaki kurutma algoritmasının faz 2 süresi ise 12 dk kısaltılarak 233 dk'ya indirilmiştir. Bu süreler ile yapılan test sonuçları Tablo 5.6'da verilmiştir.

**Tablo 5.6** Yeni tasarımın kısaltılmış faz 2 kurutma süresi ile kurutma performans testi sonuçları

Yeni Tasarım (55° Dil Bölgesi Açısı & Tip 1 Fan Kanadı)					
Test No	Yük Miktarı (kg)	Yıka-Kurut Toplam Enerji Tüketimi (kWh)	Kurutma Enerji Tüketimi (kWh)	Faz 2 Kurutma Süresi (dk)	Test Sonu Nem Değeri (%)
Test - 1	3	2,082	1,703	118	1,48

**Tablo 5.6** Yeni tasarımın kısaltılmış faz 2 kurutma süresi ile kurutma performans testi sonuçları (devamı)

Test - 2	3	2,079	1,721	118	0,94
Test - 3	3	2,088	1,716	118	1,21
Test - 4	3	2,091	1,712	118	1,59
Test - 5	6	3,671	3,203	233	0,79
Test - 6	6	3,676	3,194	233	1,35
Test - 7	6	3,663	3,188	233	1,67

Elde edilen sonuçlara göre tüm testlerde hedeflenen test sonu %nem değeri aralığı sağlanmaktadır. Tüm testlerin ortalama test sonu %nem değeri ise %1,29'dur. Yeni tasarımla yapılan testlerin ortalama enerji tüketimi, ağırlıklı enerji tüketimi ve EEI değeri ise Tablo 5.7'de verilmiştir.

**Tablo 5.7** Kısaltılmış faz 2 kurutma süresi ile test edilen yeni tasarımın hesaplanan ortalama ve ağırlıklı enerji tüketimleri, sabit SCE değeri ve EEI değeri

<b>Yeni Tasarım (55° Dil Bölgesi Açısı &amp; Tip 1 Fan Kanadı)</b>				
<b>Yük Miktarı (kg)</b>	<b>Ortalama Enerji Tüketimi (kWh)</b>	<b>Ağırlıklı Ortalama Enerji Tüketimi (kWh)</b>	<b>SCE</b>	<b>EEI</b>
3	2,085	3,04	4,594	66,1 < 67 D
6	3,670			

Elde edilen sonuçlara göre Tablo 5.7 incelendiğinde faz 2 kurutma süresi kısaltılarak yeni tasarım ile test edilen yıkayıcı kurutucu ürünün EEI değeri 66,1 ile D sınıfı çıkmış ve 67 değerinden küçük olduğu için hedeflenen enerji sınıfı sağlamaktadır. Elde edilen EEI değeri sınır değerinin %1,34 altındadır. Ayrıca mevcut tasarıma göre EEI değeri %4,48 azaltılarak iyileştirilmiştir. Böylece hem hedeflenen kurutma nem değeri sağlanmış hem de hedeflenen enerji sınıfı yakalanarak üründe enerji tasarrufu gerçekleştirilmiştir.

Enerji sınıfı iyileştirmesinin yanında gerçekleşen tasarrufun reel değeri olarak yıllık enerji tüketimi, kWh cinsinden hesaplanabilmektedir. Yılda ortalama yıkayıcı kurutucu ürün kullanımı sektör kabulüne göre 200 çevrim olarak alınıp, ortalama enerji tüketimi için de ağırlıklı ortalama enerji tüketimi değeri olan  $W$  alındığında yıllık ortalama enerji tüketimi (5.6)'da yer alan denkleme göre hesaplanabilir.

$$\text{Yıllık Ortalama Enerji Tüketimi (kWh)} = 200 (\text{Çevrim}) \times W \quad (5.6)$$

Buna göre mevcut tasarıma sahip yıkayıcı kurutucu ürünün yıllık ortalama enerji tüketimi 636 kWh, yeni tasarıma sahip yıkayıcı kurutucu ürünün ise 608 kWh olarak elde edilmektedir. Böylece yıllık olarak ortalama 28 kWh, yani %4,4 enerji tasarrufu elde edilmiş olmaktadır.

Yapılan bu tez çalışması kapsamında kullanım oranı giderek artan ve günümüz yaşam alanları için pratik bir çözüm sağlayan yıkayıcı kurutucularda sistem veriminin iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Yıkayıcı kurutucu ürünlerde kullanılan ısıtıcı kanalı ve ısıtıcı kanalındaki santrifüj fan kanadında yapılabilecek iyileştirmeler ele alınmıştır. Kıyaslanan tasarım setleri arasından deneysel çalışmalar ve sayısal analizler sonucunda optimum sonucu veren tasarım seçilerek değişikliklerin ele alınan yıkayıcı kurutucuda sağladığı kurutma verimi incelenmiştir. Kurutma veriminin yanında sağlanan enerji tasarrufu ve iyileştirilen enerji etiketi çıktıları ortaya koyulmuştur. Bu sayede mevcut tasarıma kıyasla daha verimli bir yıkayıcı kurutucu elde edilerek enerji verimliliği ve çevre sürdürülebilirliğine katkıda bulunulmuştur. Çalışmada elde edilen çıktılar aşağıda maddeler halinde sıralanmıştır.

- Literatür araştırmaları sonucu çeşitli endüstriyel makineler ve yıkayıcı kurutucularda kullanılan salyangoz tipi santrifüj fanlı sistemlerde dil bölgesinin ve fan kanadının sistem verimine önemli derecede etkisi olduğu görülmüştür.
- Yıkayıcı kurutucu ürün pazarında 6 kg kurutma kapasitesine sahip modellerin kullanım oranının giderek arttığı ortaya koyulmuştur.
- Pazardaki yıkayıcı kurutucu ürün ortaya koyan farklı firmaların ısıtıcı kanal tasarımları incelendiğinde dil bölgesi genişliğinin daha dar olduğu tasarımların yaygınlaştığı görülmüştür.
- Yıkayıcı kurutucu ürünlerde kurutma esnasında gerçekleşen prosesler verilmiştir. Bu prosesler esnasında kurutma havasının termodinamik özellikleri psikometrik diyagram üzerinde sunulmuştur.

- Kıyaslanacak tasarım setlerini oluşturabilmek için ısıtıcı kanalı dil bölgesi açısı değerine göre ve fan kanadı ise giriş çıkış açlarına, çap değerlerine ve yükseklik değerlerine göre parametrik hale getirilerek yeni tasarım önerileri sunulmuştur.
- Oluşturulan tasarım setleri deneysel çalışmalar ile rüzgar tüneline test edilmiştir. Testler sonucunda mevcut tasarımın hacimsel debisi 26,42 l/s ve kanaldaki basınç farkı 132,4 Pa olarak elde edilmiştir. Önerilen tasarımlardan 55° dil bölgesi açısına sahip ısıtıcı kanalı ile Tip 1 fan kanadına sahip tasarımda ise en yüksek hacimsel debi değeri olan 26,90 l/s ve basınç farkı olarak da 138,50 Pa değerleri elde edilmiştir.
- Deneysel çalışmalar sonucunda en yüksek basınç farkı değerleri 27,5° dil bölgesi açısına sahip tasarımlarda, Tip 1 ve Tip 2 fan kanadı için sırasıyla 165,6 Pa ve 164,7 Pa olarak elde edilmiştir. Ancak bu tasarımlarda debi değerleri sırasıyla 23,84 l/s ve 22,93 l/s olarak ortaya çıkmıştır. Bu sonuçlardan hareketle dil bölgesi açısı azaldıkça basınç farkının arttığı, ancak beraberinde daha düşük dil bölgesi açısı değerinde sistem kayıplarının da arttığı sonucu elde edilmiştir.
- Deneysel sonuçlar ile yapılan Taguchi istatistiksel analiz sonuçlarına göre ise hem dil bölgesi açısının hem de kanat tipinin ısıtıcı kanalındaki hacimsel debiyi ve basınç farkını doğrudan etkilediği ortaya konulmuştur.
- HAD analizleri için yapılan eleman sayısı bağımsızlığı çalışması sonucunda, nümerik hesaplama sonucunun 10 milyon eleman sayısından sonra değişiklik göstermediği görülmüş ve yapılan HAD analizleri için eleman sayısı 10 milyon olarak belirlenmiştir.
- Sayısal analizlerin deneysel sonuçlar ile doğrulanması amacıyla iki yöntemle de elde edilen hacimsel debi ve basınç farkına bağlı performans eğrileri kıyaslanmıştır. Performans eğrileri genel olarak birbirine yakın ve hatanın en yüksek olduğu noktada hata oranı %8,07 olarak elde edilmiştir.
- Deneysel sonuçlardan ve sayısal analizlerden elde edilen hacimsel debi değerleri birbirleri ile kıyaslandığında ise yine sonuçlar kabul edilebilir

sınırlar içerisinde kalmış ve maksimum hata %5,43 oranında gerçekleşmiştir.

- Yapılan HAD analizleri sonucunda deneysel çalışmada görülen dil bölgesinin azalmasına bağlı olarak meydana gelen kayıplar daha net bir şekilde ortaya koyulmuştur. Dil bölgesi açısının düşük olduğu 27,5°'lik tasarımda ısıtıcı kanalında dil bölgesinden sonra oluşan ölü bölgeler hız kontürü grafiklerinde gösterilmiştir. Bu tasarımda dil bölgesi uzamasıyla beraber kanat çıkışlarındaki ters akış ve geri dönüş bölgelerinin azalmasıyla birlikte basıncın da arttığı görülmüş, ancak oluşan sistem kayıpları debinin düşük kalmasına sebep olmuştur.
- Tip 1 tasarımına sahip fan kanadının ise Tip 2 kanada göre akış hızı olarak daha yüksek hızlara çıktığı ve kanat çıkışlarında daha az geri dönüş ve ters akış bölgeleri oluşturduğu sonucuna varılmıştır.
- Elde edilen türbülans kinetik enerji grafiklerine göre de dil bölgesi açısının azalmasıyla dil bölgesinde oluşan ters akış ve geri dönüş bölgelerinin azaldığı gösterilmiştir.
- Deneysel çalışmalar ve HAD analizleri sonucunda optimum tasarım olarak 55° dil bölgesine sahip ısıtıcı kanalı ile Tip 1 fan kanadı kombinasyonu seçilmiştir. Bu kombinasyon, mevcut tasarıma göre hacimsel debide %1,82, basın farkında ise %4,61 artış sağlamıştır.
- Elde edilen optimum tasarım ile mevcut tasarım standart kurutma testleri yapılarak birbirleri ile kıyaslanmıştır. Sonuçlara göre optimum tasarım aynı koşullar altında mevcut tasarıma göre kurutma sonunda %3,66 daha az nemli çamaşırların elde edilmesini sağlamıştır. Bu sayede yapılan kurutma süresi kısaltılmasıyla enerji verimliliği indeksinde %4,48 ve yıllık enerji tüketiminde %4,4 enerji tasarrufu sağlanmış ve mevcutta E sınıfı enerji etiketine sahip yıkayıcı kurutucu ürün D sınıfını sağlıyor hale getirilmiştir.

Yapılan bu çalışma ile ele alınan yıkayıcı kurutucu ürünün enerji anlamında daha verimli hale gelmesi sağlanmış ve bu sayede ürünün enerji karbon ayak izi azaltılmış ve çevreci sürdürülebilirlik yaklaşımıyla doğaya katkıda bulunulmuştur.

Elde edilen sonuçlara göre gelecekte yapılacak çalışmalarda bir makine öğrenmesi algoritması ya da genetik algoritma yardımı ile optimizasyon modeli kurularak parametrik hale getirilmiş olan dil bölgesi açısı ve kanat tipinin farklı değerleri için en iyi sonucu veren tasarımlar ortaya koyulabilir. Bu sayede belirlenen parametre değerleri için tüm aralıklar taranmış olacak ve ortaya çıkan farklı tasarımların etkileri elde edilebilecektir. Ek olarak ısıtıcı kanalı ve fan kanadı için farklı tasarım parametreleri belirlenerek bu parametrelerin sistem verimine etkisinin incelenmesi de faydalı olacaktır. Bunun yanında yapılan çalışmalar akustik gibi konfor parametrelerinin kontrolü ile de desteklenirse hedeflenenin üzerinde bir optimum sonuca ulaşılabilir.



- [1] S.Y. Han and J.S. Maeng, "Shape optimization of cut-off in a multi-blade fan/scroll system using neural network." *International journal of heat and mass transfer* 46.15 (2003): 2833-2839.
- [2] Y. Jung and J. Baek, "A numerical study on the unsteady flow behavior and the performance of an automotive sirocco fan." *Journal of mechanical science and technology* 22.10 (2008): 1889-1895.
- [3] S.R. Patil, S.T. Chavan, N.S. Jadhav and S.S. Vadgeri, "Effect of volute tongue clearance variation on performance of centrifugal blower by numerical and experimental analysis." *Materials Today: Proceedings* 5.2 (2018): 3883-3894.
- [4] K. Wang, Y. Ju, and C. Zhang, "A quantitative evaluation method for impeller-volute tongue interaction and application to squirrel cage fan with bionic volute tongue." *Journal of Fluids Engineering* 141.8 (2019).
- [5] K. Wang, Y. Ju, and C. Zhang, "Aerodynamic optimization of forward-curved blade centrifugal fan characterized by inclining bionic volute tongue." *Structural and Multidisciplinary Optimization* 63.5 (2021): 2493-2507.
- [6] Q.X. You, F. Lu, Y.F. Chen and J.R. Zhang, "Simulation and analysis on the temperature distribution of the heating channel in a washer-dryer." *Applied Mechanics and Materials*. Vol. 437. Trans Tech Publications Ltd, (2013):226-230.
- [7] M.W. Heo, J.H. Kim and K.Y. Kim, "Design optimization of a centrifugal fan with splitter blades." *International Journal of Turbo & Jet-Engines* 32.2 (2015): 143-154.
- [8] M.W. Heo, J.H. Kim and K.Y. Kim, "Aerodynamic & aeroacoustic optimization for design of a forward-curved blades centrifugal fan." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 230.2 (2016): 154-174.
- [9] S. Zhou, et al., "Optimization of multi-blade centrifugal fan blade design for ventilation and air-conditioning system based on disturbance CST function." *Applied Sciences* 11.17 (2021): 7784.
- [10] K. Sugimura, et al., "Multi-objective robust design optimization & knowledge mining of a centrifugal fan that takes dimensional uncertainty into account." *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Vol. 43161. (2008): 2659-2668.
- [11] S. Wang, et al., "Optimization research of centrifugal fan with different blade number and outlet blade angle." *2009 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference*. IEEE, (2009):1-4.

- [12] M. Kılıç, ve S. Fidan, "Radyal fan çarkında kullanılan kanat yapısının ve pozisyonunun sonuca olan etkisi." Ankara/Turkey (2022): 437.
- [13] S.D. Develi ve E. Ayder, "Radyal fanlarda kanat profili biçiminin performansa etkisi." Tesisat Mühendisliği 2021.185 (2021): 21-26.
- [14] Y.T. Lee and H.C. Lim, "Performance assessment of various fan ribs inside a centrifugal blower." Energy 94 (2016): 609-622.
- [15] L. Chunxi, Li, W.S. Ling, and J. Yakui, "The performance of a centrifugal fan with enlarged impeller." Energy Conversion and Management 52.8-9 (2011): 2902-2910.
- [16] M. Gholamian, G.K.M. Rao and B. Panitapu, "Effect of axial gap between inlet nozzle and impeller on efficiency and flow pattern in centrifugal fans, numerical and experimental analysis." Case Studies in Thermal Engineering 1.1 (2013): 26-37.
- [17] Commission Delegated Regulation (EU) 2019/2014
- [18] "Customer Insights 2021", Growth for Knowledge (GfK).
- [19] H. Sinner, "Über das Waschen mit Haushaltswaschmaschinen: In welchem Umfang erleichtern Haushaltswaschmaschinen und-geräte das Wäschehaben im Haushalt." Haus & Heim Verlag: Hamburg, Germany (1960): 8.
- [20] IEC 62512. "Electric Clothes Washer-Dryers for Household Use–Methods for Measuring the Performance." (2020).
- [21] IEC 61121. "Tumble Dryers for Household Use–Methods for Measuring the Performance." (2013).
- [22] H. Roth, "Improvement of sirocco fan.", Diss. Ph. D. Thesis, TH Karlsruhe, (1980).
- [23] Air Movement & Control Association International, Inc. (2007). ANSI/AMCA Standard 210. Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating.
- [24] Y. Çengel, J.M. Cimbala and T. Engin, "Akışkanlar mekaniği: temelleri ve uygulamaları.", Güven Kitabevi, (2008).
- [25] ANSYS, Inc. (2013). ANSYS Fluent Theory Guide Release 15.0.
- [26] ANSYS, Inc. (2013). ANSYS Fluent User's Guide Release 15.0.

## TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

---

### Konferans Bildirileri

1. G. Batman ve Ö. Ağra," Yıkayıcı – Kurutucularda Yer Alan Santrifüj Fan Dil Bölgesinin Optimizasyonu", 9. Çukurova Uluslararası Bilimsel Araştırmalar Kongresi, 09 – 11 Ekim 2022, Adana, (2022):961 – 975.

