



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**WOT TİPİ YOĞUŞTURUCU TASARIM PARAMETRELERİNİN ISIL
PERFORMANSA ETKİSİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ**

Görkem BAYRAKTAR
0000-0002-5905-1318

Doç. Dr. Gökhan SEVİLGEN
0000-0002-7746-2014
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

TEZ ONAYI

Görkem BAYRAKTAR tarafından hazırlanan “WOT TİPİ YOĞUŞTURUCU TASARIM PARAMETRELERİNİN ISIL PERFORMANSA ETKİSİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Gökhan SEVİLGEN
0000-0002-7746-2014

Başkan : Doç. Dr. Gökhan SEVİLGEN
0000-0002-7746-2014
Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Erol SOLMAZ
0000-0001-9369-3552
Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Halil BAYRAM
0000-0002-4664-3883
Amasya Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

İmza

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

.....

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

.../.../.....

Görkem BAYRAKTAR

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

WOT TİPİ YOĞUŞTURUCU TASARIM PARAMETRELERİNİN ISIL PERFORMANSA ETKİSİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Görkem BAYRAKTAR

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Gökhan SEVİLGEN

Bu çalışmada ev tipi ankastre soğutucularda kullanılan wot tipi yoğuşturucu tasarım parametrelerinin ısı performans etkisi incelenmiştir. Isıl performans testleri laboratuvar ortamında gerçekleştirilmiş olup elde edilen deneysel sonuçlar mevcut literatürdeki verilerle karşılaştırılarak yorumlanmıştır. Isıl performans parametreleri, boru çapı, kanatçık çapı ve kanatçıklar arası mesafe olarak belirlenmiştir. Ayrıca elde edilen bulgular neticesinde maliyete de değinilmiştir. Optimizasyonu yapılan yoğuşturucunun tel çapı ve tel sayısı azaltılıp tel aralığı artırılarak kullanılan malzeme oranı düşürülmüş, buna bağlı olarak ağırlık ve maliyetten tasarruf sağlanmıştır. Bu çalışma, ev tipi ankastre soğutucunun belirli bir limit enerji değerinden en fazla %1 oranında düşmesi sağlanarak yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Enerji verimliliği, ısı eşanjörü, ısı transfer katsayısı, kanatçık çapı, sarım sayısı, wot tipi yoğuşturucu
2019, xi + 68 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF HEAT TRANSFER PERFORMANCE OF WOT CONDENSER BY USING DESIGN PARAMETERS

Görkem BAYRAKTAR

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Automotive Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Gökhan SEVİLGEN

The heat rejection performance of wot type condenser design parameters of a household built in refrigerator is evaluated at this study. The results have been determined from laboratory. These results will be correlated to formulas in literature and will be corrected the error degree. The optimized parameters have been obtained by evaluating the correlate between design parameters and energy efficiency of household refrigerator. In addition, effects of the design parameters to the cost have been evaluated. The material ratio has been decreased by reducing wire diameter and amount, based on that changings wire spacing has been enhanced. As a result, weight and cost has been economized and saved. In this study, a household build-in refrigerator has been provided to drop %1 at lower limit of the specified limit of energy.

Key words: Energy efficiency, fin diameter, heat exchanger, heat transfer coefficient, wire quantity, wot type condenser

2019, xi + 68 pages.

TEŞEKKÜR

Eğitim-öğretim hayatımda desteklerini esirgemeyen aileme, ilk öğretmenim ve daimi hocam olan babam Doç. Dr. Hakan Bayraktar'a ve annem Yasemin Bayraktar'a, yüksek lisans sürecimin her adımında bilgi ve tecrübesini aktaran ve motivasyon sağlayan danışman hocam Doç. Dr. Gökhan Sevilgen'e, tez kontrollerinde ayrıca desteklerini esirgemeyen Dr. Öğr. Üyesi Halil Bayram'a, tez konumun belirlenmesinde bana ilham veren, ilerlemesini ve doğru sonuçlar almamı sağlayan BSH şirketine, özellikle Soğutucu Geliştirme Fonksiyonel Test Birimi'ndeki arkadaşlarıma desteklerinden dolayı samimi ve en içten teşekkürlerimi sunarım.

Görkem BAYRAKTAR

.../.../.....

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ VE/VEYA TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
1. GİRİŞ	1
1.1. Termodinamiğin Birinci ve İkinci Kanunu	1
1.2. Tersine Carnot Çevrimi	1
1.3. İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi.....	3
1.4. Soğutma Çevrimi Elemanları.....	7
1.4.1. Kompresörler	7
1.4.2. Yoğuşturucu (Kondenser).....	9
1.4.3. Yağ ayrıştırıcıları.....	10
1.4.4. Buharlaştırıcılar (Evaporatörler)	11
1.4.5. Manyetik valfler	13
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	15
2.1. Yoğuşturucu Elemanın Tanıtımı ve Soğutucu İçerisindeki Yerleşimi	15
2.2. Collicott, Witzell ve Fontaine'in Yaptıkları Test Çalışması	18
2.3. Teori Araştırması	22
2.4. Borulardaki Isı Transferi Faktörü	26
2.5. Yoğuşturucu Tasarım Parametreleri	28
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	30
3.1. Test Şartları.....	32
3.1.1. Kompartıman sıcaklıkları	32
3.1.2. Test ölçümleri	33
3.1.3. Performans	38
3.2. Gerçekleştirilen Testler	38
3.2.1. Buharlaştırma performans testi	38
3.2.2. Pull-Down testi	40
3.3. Test Düzeneginin Tanıtımı	40
4. BULGULAR.....	49
4.1. Tasarım Tiplerinin Yorumlanması	50
4.1.1. Tasarım-a	50
4.1.2. Tasarım-b	50
4.1.3. Tasarım-c	50
4.1.4. Tasarım-d	51
4.2. Tel Çapının Etkisi	53
4.3. Kanatçık Aralığının Enerjiye Etkisi	53
4.4. Boru Büküm Merkezleri Arasındaki Mesafenin Enerjiye Etkisi	55
4.5. Borular Arasındaki Enerjinin Enerjiye Etkisi.....	56
4.6. Yüzey Alanının Enerjiye Etkisi	57
4.7. Teorik Değerlendirme ve Deneysel Sonuçlar ile Kıyaslama.....	58
4.7.1. Eski yoğuşturucunun teorik değerlendirmesi.....	59
4.7.2. Yeni yoğuşturucunun teorik değerlendirmesi	60
4.7.3. Teorik değerlendirme ve deneysel sonuçlar ile kıyaslama	63

	Sayfa
5. SONUÇ	64
KAYNAKLAR.....	65
EKLER.....	68
ÖZGEÇMİŞ.....	69

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
Q	Birim zamanda transfer edilen ısı miktarı (W)
V _a	Debi (L min ⁻¹)
t _{a,i}	Giriş sıcaklığı (°C)
t _{a,o}	Çıkış sıcaklığı (°C)
c _p	Sabit basınçta özgül ısı (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
h _w	Su soğutmalı ısı transferi katsayısı (W m ⁻² K ⁻¹)
h _o	Bileşik ısı transfer katsayısı (W m ⁻² K ⁻¹)
Re	Reynolds sayısı
T _m	Herhangi bir z noktasındaki ortalama karışım sıcaklığı (°C)
T(z)	Herhangi bir z kesitinde boru yüzeyi ve merkezi arasında sıcaklık değişkeni (°C)
D _i	Boru iç çapı (m)
D _e	Boru spiral çapı (m)
(Re) _c	Kritik Reynolds sayısı
e	Boru katman boşluğu (m)
e _e	Borular ile merkez boru arasındaki boşluk (m)
e _s	Borular ile dış kabuk arasındaki çap farkı (m)
D ₀	Boru dış çapı (m)
D _s	Isı değiştirici kabuğu iç çapı (m)
D _c	Merkez tüp çapı (m)
S _T	Boruların merkezleri arasındaki mesafe (m)
S _L	Aynı katmandaki boruların merkezleri arasındaki mesafesini (m)
N	Katman sayısı
N _{mid}	Tüpler arasındaki bağlantı sayısı
D _e	Orta katmanın spiral çapı (m)
h _{mid}	Ortalama ısı transfer faktörü (W m ⁻² K ⁻¹)
d	Tel çapı (mm)
g	İki tel arası mesafe (mm)
W	Tel uzunluğu (mm)
Wire amount	Tel miktarı (adet)
T	Test periyodu süresi (dakika)
1440	Günlerin dakika cinsinden dönüşüm faktörü
ΔT	Sıcaklık farkı (°C)
ṁ	Kütleli debi (kg s ⁻¹)
Ç	Çevre (m)
T _y	Yüzey sıcaklığı (°C)
L	Uzunluk (m)
T _{m,g}	Girişteki ortalama sıcaklık (°C)

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

$T_{m,\zeta}$	Çıkıştaki ortalama sıcaklık (°C)
ΔT_{ln}	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı (°C)
ΔT_1	Girişteki sıcaklık farkı (°C)
ΔT_2	Çıkıştaki sıcaklık farkı (°C)

Kısaltmalar Açıklama

LMTD	Logaritmik sıcaklık farkı
Nu	Nusselt sayısı
Pr	Prandtl Sayısı
F	Dondurucu kompartıman sayısı
TF_i	Dondurucu kompartıman sıcaklığı
VFi	Dondurucu kompartıman hacmi
ET	Test çevriminde tüketilen enerji
EP	Test periyodu boyunca tüketilen enerji
K1	Dondurucu doğrulama faktörü
ET2	Eritme sırasındaki enerji tüketimi
ET1	Stabil çalışma esnasındaki enerji tüketimi

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Ters carnot soğutma makinasının tesisat şeması	2
Şekil 1.2. Ters Carnot soğutma çevriminin T-s diyagramı	2
Şekil 1.3. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin tesisat şeması	4
Şekil 1.4. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı.....	4
Şekil 1.5. Bir ev tipi soğutucu	6
Şekil 1.6. Ev tipi ankastre soğutucu şematik gösterimi	6
Şekil 1.7. Soğutma çevrimi ve elemanları	7
Şekil 1.8. Bir kompresörün 3 boyutlu görseli	8
Şekil 1.9. Kompresör yapısal parçaları	9
Şekil 1.10. Yoğuşturucu.....	10
Şekil 1.11. Yağ ayrıştırıcı.....	11
Şekil 1.12. Buharlaştırıcı.....	12
Şekil 1.13. Manyetik valf	13
Şekil 2.14. Ev tipi soğutucunun makine odası	15
Şekil 2.15. Ev tipi soğutucunun arkadan görünümü ve yoğuşturucu konumu.....	16
Şekil 2.16. Ankastre tipi soğutucunun görünümü	17
Şekil 2.17. Makine odasının görünümü ve yerleşim düzeni	17
Şekil 2.18. Test düzeneği şeması.....	19
Şekil 2.19. Test odası şeması.....	20
Şekil 2.20. Hidrodinamik sınır tabaka gelişimi ve tam gelişmiş akış bölgesi gelişimi .	24
Şekil 2.21. Boru dizilimi	27
Şekil 3.22. Wot tipi yoğuşturucu CAD modeli	31
Şekil 3.23. Yoğuşturucunun açık hali	31
Şekil 3.24. Yoğuşturucunun yandan görünüşü.....	32
Şekil 3.25. Defrostun enerjiye etkisi.....	35
Şekil 3.26. Taze gıda bölmesi ısı çifti dizilimi.....	37
Şekil 3.27. Soğutucunun test odasındaki yerleşimi	40
Şekil 3.28. Pirinç ölçüm silindiri	42
Şekil 3.29. Dolap içerisinde ısı çifti ile sıcaklık ölçümü	42
Şekil 3.30. Isıl çifti görüntüsü	43
Şekil 3.31. Pirinç ölçüm silindiri	43
Şekil 3.32. Us standardına göre test elemanları bağlantısı.....	44
Şekil 3.33. Makine odasındaki ısı çifti bağlantısı.....	45
Şekil 3.34. Isıl çiftin yoğuşturucu girişi bağlantısı	45
Şekil 3.35. Isıl çiftin buharlaştırıcı çıkış bağlantısı	46
Şekil 3.36. Veri ünitesi.....	46
Şekil 3.37. Isıl çiftinin yoğuşturucu çıkış bağlantısı.....	47
Şekil 3.38. Test odası.....	47
Şekil 3.39. Fiş ve voltaj panosu.....	48
Şekil 3.40. Test odası ve elemanlarının şematik görünümü.....	48
Şekil 4.41. Çap değişiminin enerjiye etkisi.....	53
Şekil 4.42. Kanatçık aralığının enerjiye etkisi	54
Şekil 4.43. g ile değişen yüzey alanının enerjiye etkisi	55
Şekil 4.44. d ve g sabit tutulup H değiştirildiğinde enerjiye etkisi.....	56
Şekil 4.45. P' nin enerjiye etkisi	57

	Sayfa
Şekil 4.46. Yüzey alanı azalışının enerjiye etkisi.....	57
Şekil 4.47. Sabit yüzey sıcaklığında sıcaklık artışının boru boyunca değişimi	577

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Buharlaştırma performans test parametreleri	39
Çizelge 3.2. Pull down test sonuçları.....	500
Çizelge 4.3. Kullanılan yoğuşturucu tasarım değerleri.....	50
Çizelge 4.4. Alternatif değerler	50
Çizelge 4.5. Optimize edilmiş yoğuşturucu tasarım değerleri	49
Çizelge 4.6. Tasarım-a tipine ait değerler	50
Çizelge 4.7. Tasarım-b tipine ait değerler	51
Çizelge 4.8. Tasarım-c tipine ait değerler	520
Çizelge 4.9. Tasarım-d tipine ait değerler	52
Çizelge 4.10. Tasarım-e tipine ait değerler	52
Çizelge 4.11. Farklı parametrelere göre elde edilen enerji değerleri.....	52
Çizelge 4.12. Çapa bağlı olarak değişen değerler	53
Çizelge 4.13. Kanatçık aralığı değişimi	54
Çizelge 4.14. Borular arasındaki mesafenin enerjiye etkisi.....	56
Çizelge 4.15. Eski yoğuşturucunun farklı noktalarından alınan sıcaklık ölçümleri.....	59
Çizelge 4.16. Eski yoğuşturucunun farklı noktalarından alınan hız ölçüm değerleri.....	60
Çizelge 4.17. Yeni yoğuşturucunun farklı noktalarından alınan sıcaklık ölçümleri	61
Çizelge 4.18. Yeni yoğuşturucunun farklı noktalarından alınan hız ölçüm değerleri	61
Çizelge 4.19. Isı Transferi Hesaplama Sonuçları	63

1. GİRİŞ

1.1. Termodinamiğin Birinci ve İkinci Kanunu

Termodinamiğin birinci yasası deneysel gözlemlere dayanarak, enerjinin var veya yok edilemeyeceğini, ancak bir biçimden diğerine dönüşebileceğini vurgular. Bir hal değişiminin gerçekleşebilmesi için birinci yasanın sağlanması gerektiği söylenebilir. Fakat sadece birinci yasanın sağlanması hal değişiminin gerçekleşmesi için yeterli değildir (Çengel 2008).

Termodinamiğin ikinci kanunu Kelvin-Planck tarafından, yalnız bir sıcak kaynaktan ısı olarak bu ısıya eşdeğer bir işveren ve bundan başka bir şey yapamayan akışkanla çalışan bir makine yapılamaz şeklinde ifade edilmektedir. Clausius ise termodinamiğin ikinci kanunu, akışkanın çalıştığı devredeki makine ile dışardan güç alandan bir kaynaktan ısı olarak daha yüksek sıcaklıktaki kaynağa ısı verilemez şeklinde ifade edilmektedir ki, bu ikinci tarif soğutma devreleriyle ilgilidir (Dağsöz 1981).

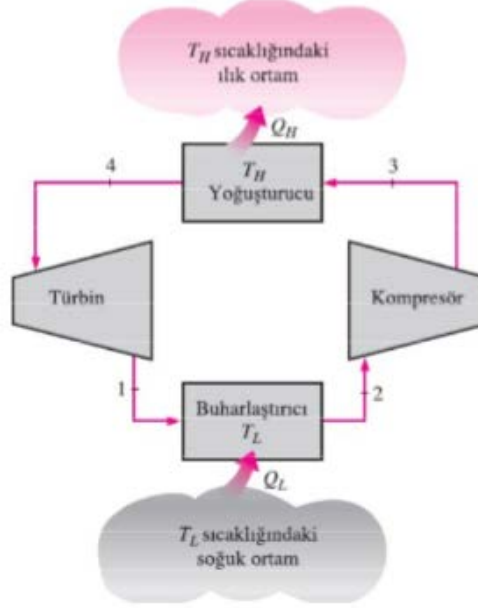
1.2. Tersine Carnot Çevrimi

İdeal soğutma çevrimi, ters Carnot çevrimidir. Carnot çevrimi, iki tersinir izotermal ve iki izantropik hal değişimlerinden oluşan tümenden tersinir bir çevrimdir. Dikkate alınan sıcaklık sınırları için en yüksek ısıl verime sahip olup, gerçek güç çevrimlerinin kıyaslanabileceği bir standart görevini yerine getirir.

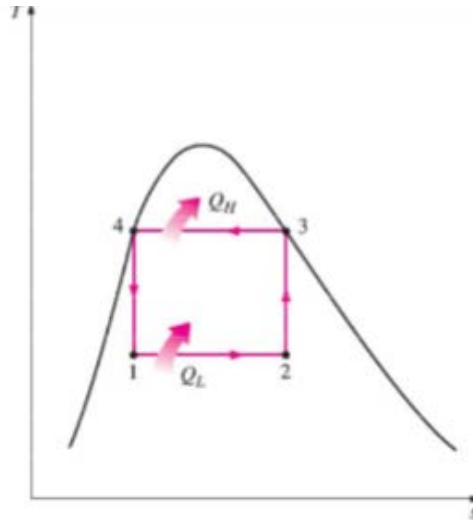
Carnot çevrimi tersinir olduğu için, çevrimi oluşturan dört hal değişimi ters yönde de gerçekleşebilir. Çevrimin tersine çevrilmesi, ısı ve iş etkileşimlerinin de yönlerinin tersine olmasını sağlar. Sonuç olarak T-s diyagramında saatin tersi yönünde işleyen bir çevrim elde edilir ve tersine Carnot çevrimi olarak tanımlanır. Söz konusu çevrimde çalışan soğutma makinası veya ısı pompasına, Carnot soğutma makinası veya Carnot ısı pompası adı verilir.

Doyma bölgesinde bulunan bir soğutkanla çalışan tersine Carnot çevrimi dikkate alınsın. Soğutkan T_L sıcaklığında bulunan düşük sıcaklık kaynağından Q_L ısını

izotermal olarak alır (1-2) ve 3 haline (sıcaklık T_H 'ye yükselir) izantropik olarak sıkıştırılır. Burada T_H sıcaklığındaki yüksek sıcaklık kaynağına Q_H ısıyı verir (3-4) ve 1 haline (sıcaklık T_L 'ye düşer) izantropik olarak genişler. Yoğuşturucuda gerçekleşen 3-4 hal değişimi sırasında soğutucu akışkan doymuş buhar halinden doymuş sıvı haline geçer.



Şekil 1.1. Ters Carnot soğutma makinasının tesisat şeması (Çengel 2008)



Şekil 1.2. Ters Carnot soğutma çevriminin T-s diyagramı (Çengel 2008)

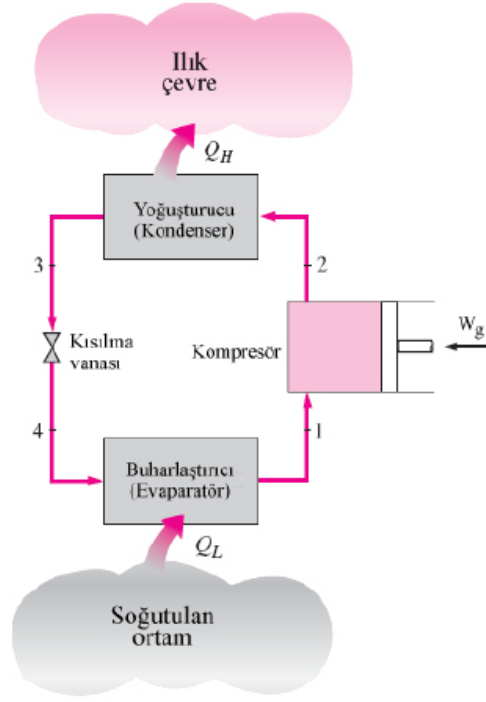
Tersine Carnot çevrimi iki belirli sıcaklık seviyesi arasında çalışan en etkin soğutma çevrimidir. Bu nedenle soğutma makinaları ve ısı pompaları için olası ideal çevrim olarak ilk önce onun incelenmesi doğaldır. Eğer mümkün olabilseydi, ideal bir çevrim olarak mutlaka uygulamaya alınabilirdi. Fakat soğutma çevrimleri için tersine Carnot çevrimi dikkate alınabilecek bir örnek değildir.

Uygulamada iki izotermal ısı aktarımı işleminin elde edilmesi zor değildir. Çünkü doyma bölgesinde basıncın sabit tutulması doğrudan iki evreli karşımın sıcaklığını da sabit hale getirir. Bu nedenle 1-2 ve 3-4 hal değişimleri gerçek buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcıdaki duruma oldukça yakındır. Diğer taraftan 2-3 ve 4-1 hal değişimlerinin sağlanması uygulamada pek mümkün değildir. Çünkü 2-3 hal değişiminde sıvı-buhar karşımının sıkıştırılması gerekmekte ve bunun için de iki evreli akışkanla çalışan bir kompresöre ihtiyaç duyulmaktadır. Diğer taraftan 4-1 hal değişimi sırasında sıvı oranı yüksek olan soğutkanın türbinde genişmesi gerekir.

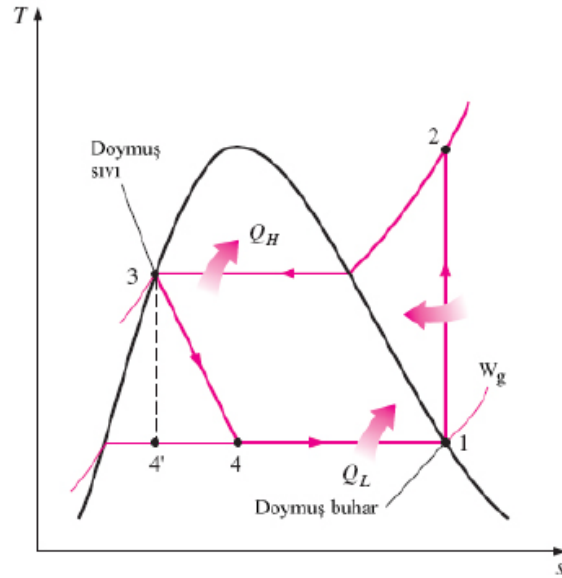
Sıralanan bu sorunların tersine Carnot çevriminin doyma bölgesinin dışında gerçekleştirilmesi durumunda ortadan kaldırılabilceği düşünülebilir. Fakat bu durumda da ısının alındığı ve verildiği işlemler sırasında sıcaklığın sabit tutulmasında sorunlar yaşanacaktır. O yüzden tersine Carnot çevriminin gerçek cihazlarla uygulanmasının sağlanamayacağı, soğutma çevrimleri için gerçekçi bir örnek olmadığı sonuçlarına varılır. Bununla birlikte tersine Carnot çevrimi gerçek soğutma çevrimlerinin kıyaslanabileceği bir standart görevi yerine getirir.

1.3. İdeal Buhar Sıkıştırımalı Soğutma Çevrimi

Tersine Carnot çevriminin uygulanması sırasında karşılaşılan çok sayıdaki güçlükler, sıkıştırılmadan önce soğutkanın tümüyle buharlaştırılması ve türbin yerine genişleme vanası veya kılcal boru gibi bir kısılma cihazı kullanılması ile aşılabılır. Bu şekilde elde edilen çevrime ideal buhar sıkıştırımalı soğutma çevrimi adı verilir ve genel çizimi ile T-s diyagramında gösterimi aşağıdaki şekilde verilmiştir.



Şekil 1.3. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin tesisat şeması (Çengel 2008)



Şekil 1.4. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin T-s diyagramı (Çengel 2008)

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi soğutma makinalarında, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en çok kullanılan çevrimdir. Bu çevrim dört hal değişiminden oluşur;

1-2: Kompresörde izantropik sıkıştırma

2-3: Yoğuşturucuda çevreye sabit basınçta ısı verilmesi

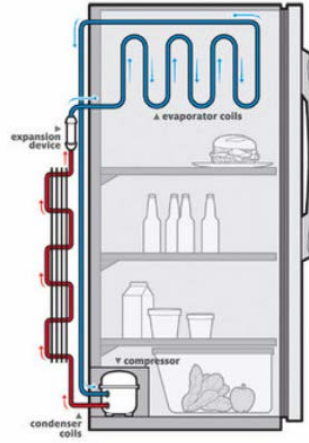
3-4: Genleşme cihazında kısılma

4-1: Buharlaştırıcıda sabit basınçta ısı alınması

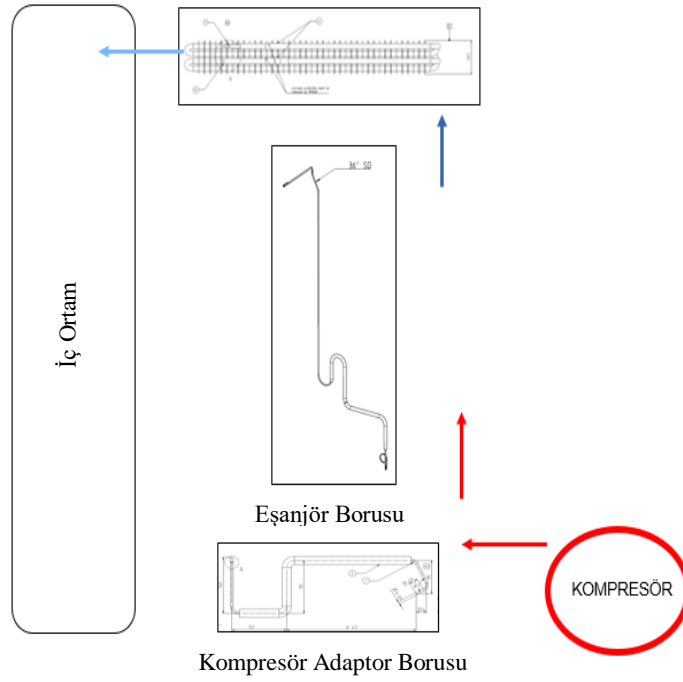
İdeal buhar sıkıştırırmalı bir soğutma çevriminde, soğutkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izantropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Bu izantropik sıkıştırma sırasında, soğutkanın sıcaklığı çevre ortamı sıcaklığının oldukça üzerine çıkar. Daha sonra soğutkan 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve çevreye ısı verilmesi ile 3 halinde doymuş sıvı olarak çıkar. Bu durumda da soğutkanın sıcaklığı hala çevre ortamının sıcaklığının üzerindedir.

Doymuş sıvı olarak 3 halinde bulunan soğutkan, genleşme vanası veya kılcal borudan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kadar kısıılır. Bu işlem sırasında soğutkanın sıcaklığı soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Daha sonra soğutkan 4 halinde, düşük kuruluk derecesinde doymuş sıvı olarak buharlaştırıcıya girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak tümüyle buharlaşır. Soğutkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre tekrar girerek çevrimi tamamlar.

Bir ev tipi soğutucusunda, soğutucu akışkan tarafından ısının alındığı derin dondurucudaki borular buharlaştırıcı görevini yerine getirirler. Isının mutfak havasına aktarıldığı, soğutucunun arkasında görülen borular yoğuşturucu olarak görev yaparlar.



Şekil 1.5. Bir ev tipi soğutucu (<https://www.realsimple.com/food-recipes/tools-products/appliances/how-does-refrigerator-work>, 2017)
Buharlaştırıcı



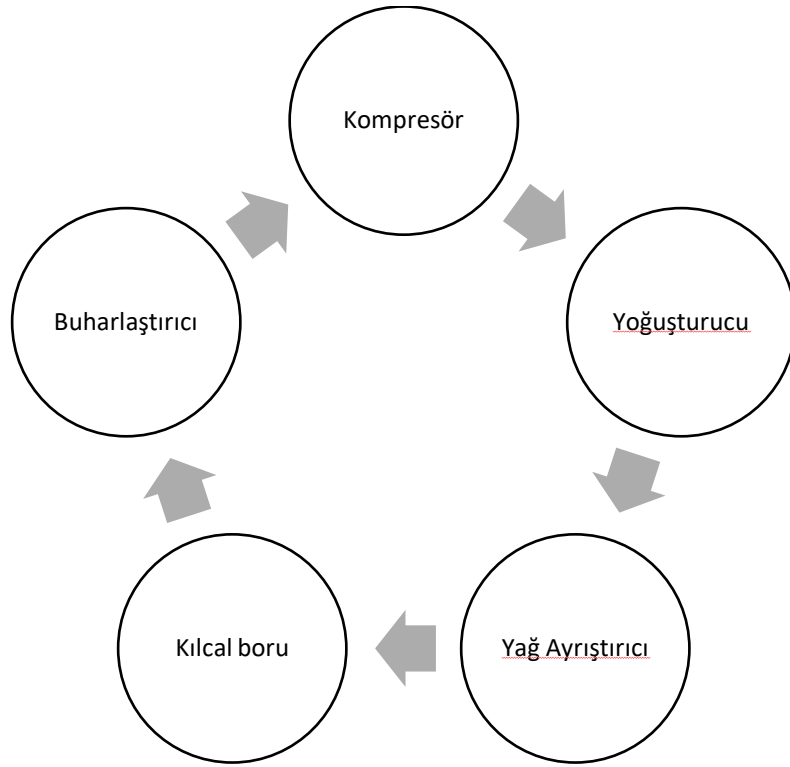
Şekil 1.6. Ev tipi ankastre soğutucu şematik gösterimi

4-1 hal değişimi eğrisi altında kalan alan buharlaştırıcıda soğutkan tarafından alınan ısıyı, aynı şekilde 2-3 hal değişimi eğrisi altındaki alan da yoğunlaştırıcıdan atılan ısıyı temsil eder. Pratik bir kural olarak, buharlaştırıcı sıcaklığındaki her 1°C artma veya yoğunlaştırıcı sıcaklığındaki her 1°C azalma etkinlik katsayısını %2-4 mertebelerinde iyileştirir. (Çengel 2008)

1.4. Soğutma Çevrimi Elemanları

Ev tipi soğutucularda soğutma sistemi elemanları sırasıyla aşağıdaki gibidir;

1. Kompresör
2. Yağ ayrıştırıcı
3. Yoğuşturucu (Kondenser)
4. Kılcal Boru
5. Buharlaştırıcı (Evaporatör)



Şekil 1.7. Soğutma Çevrimi ve Elemanları

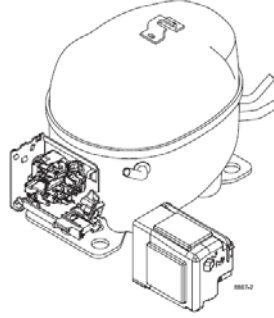
1.4.1. Kompresörler

Kompresörler soğutma devrelerinde buharlaştırıcıda bulunan alçak basınç ve buhar halindeki soğutucu akışkanı emerek daha yüksek basınçta olan yoğuşturucu kısmına gönderen iş makinalarıdır (Dağsöz 1981).

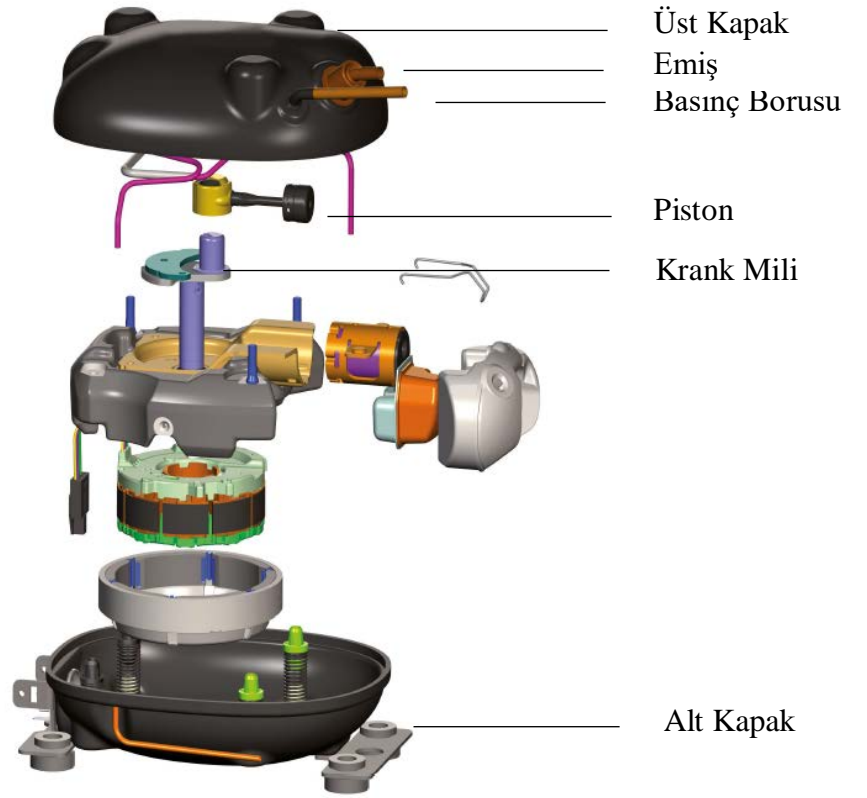
Soğutma tesisinin cinsine ve büyüklüğüne göre muhtelif kompresörler kullanılabilir. Bu kompresörleri başlıca 4 ana grupta toplamak yeterlidir.

1. Pistonlu kompresörler
2. Rotatif kompresörler
3. Turbo kompresörler
4. Hermetik kompresörler

Hermetik kompresörler: Küçük soğutma tesisleri, klima tesisleri ile soğutma vagon ve kasalarında tercih edilirler. Tam hermetik kompresörlerde silindir, biyel, tahrik için kullanılan elektrik motoru ile yağ kısmı tamamen kapalı ve sızdırmazlığı tam olan çelik kap içinde bulunurlar. Tam hermetik kompresörler bilhassa soğutucular ile evlerdeki soğuk muhafaza dolapları için uygundur. Kayış kasnak mekanizması yoktur ve elektrik motorunun sargısı silikon lak ile özel olarak yalıtılmıştır. Sızdırmaz kabın dip tarafında bulunan yağ hem yağlama hem de motorun soğuma vazifesini görür (Dağsöz 1981).



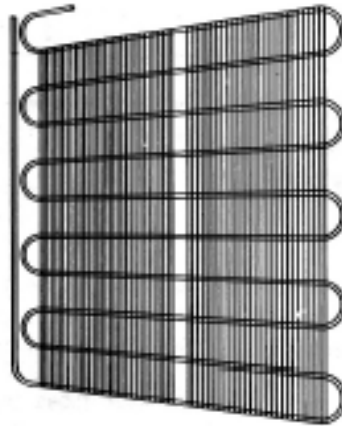
Şekil 1.8. Bir kompresörün 3 boyutlu görseli
(https://www.secop.com/fileadmin/user_upload/technical-literature/single-pack-instructions/kappa_compressors_04-2018_desi200p102.pdf, 2018)



Şekil 1.9. Kompresör yapısal parçaları
(https://www.secop.com/fileadmin/user_upload/solutions/compressor-q-and-a/pdf-files/secop_xv_compressor_exploded_view.pdf, 2018)

1.4.2. Yoğuşturucu (Kondenser)

Kompresörden kızgın buhar olarak basılan soğutucu akışkanın kızgınlığının alındığı, yoğuştuğu ısı değiştiricileridir. Yoğuşturucularda, buharlaştırıcılardan alınan ısı ile kompresör yoluyla sisteme verilen enerji toplamı dışarıya atılmaktadır (Dağsöz 1981).



Şekil 1.10. Yoğuşturucu (https://www.secop.com/fileadmin/user_upload/technical-literature/danfoss-lectures/condensers_for_refrigeration_appliances.pdf, 2018)

Yüksek basınç ve sıcaklıktaki kızgın buhar haldeki soğutucu akışkanın ısını dış ortama vererek akışkanın sıvı hale gelmesini sağlar. Sistemin yüksek basınç tarafına monte edilir. Buharlaştıracıdan aldığı ısı ile buharlaşan, kompresör sayesinde de basıncı artırılan soğutucu akışkan burada sıvı hale geçer. Ortam ile yoğuşturucu yüzeyinde ısı alışverişı meydana gelir. Yoğuşturucu ilk olarak ısıyı yoğuşturucu borularının cidarlarına ve sonra yoğuşturucu borularından soğuk ortama transfer ederek uzaklaştırır. Soğuk ortam hava, su veya bu ikisinin karışımı da olabilir. Isı alışverişı yoğuşturucunun tasarımına bağılı olarak yoğuşturucunun %5 kadar kısmı kullanılarak soğutucu akışkanın kızgınlığı alınır. %85'lik bir kısmında yoğuşma gerçekleşir. Geriye kalan yaklaşık %10'luk alanda da aşırı soğutma meydana gelir.

Uygulamalarda birçok durumda toplam ısı geçiş katsayıları hesaplanırken aşırı ısıtma ve aşırı soğutma bölgeleri hesaplanmaz. Çünkü yoğuşturucu bölgesi daha uzundur.

Yoğuşturucu kapasitesi, yoğuşturucunun yapımında kullanılan malzemeye, ortam ile yoğuşturucu arasındaki temas alanına, ortam ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkına ve yoğuşturucu yüzeyinin temizliğine bağılıdır. İyi bir yapı ve malzeme seçimiyle istenilen yoğuşma sağlanabilir. Daha iyi bir malzemeyle daha küçük boyutlarda yoğuşturucu imal edilebilir. Ev tipi soğutucularında yoğuşturucu yüzeyine yapışan toz, kir, pamukçuk ısı transferini engellediğinden yoğuşturucu verimini düşürmektedir (Karataş 2018).

1.4.3. Yağ ayrıştırıcıları

Soğutucu akışkana kompresör çıkışında karışan yağ sistemi kirlettiğı, kontrol ile ayar cihazlarını bozduğı ve yoğuşturucu ile buharlaştıracıda ısı geçişini güçleştirdiğı için yağ ayrıştırıcılar soğutma devrelerinde önemli yer tutarlar.

Yağ ayrıştırıcılar, sürüklenen yağın kompresör çıkışında hemen ayrılması ve ayrılan yağın tekrar kompresörün yağ karterine dönmesi üzere iki ödevi yerine getirirler. Soğutma devrelerinde yağın sürüklenerek yoğuşturucu ile buharlaştıracının iç

yüzeylerinde ince bir tabaka meydana getirmeleri sonucunda ısı geçişi güçleştiğinden yoğuşturucu basıncı yükselir ve buharlaştırıcı basıncı düşer. Yoğuşturucu basıncının yükselmesi ile buharlaştırıcı basıncının düşmesi ise kompresör tahrik gücünün artmasına sebebiyet verdiği gibi soğutma tesisinde istenilen soğutma yükü temin edilemez. Küçük soğutma tesislerinde ise yağ ayırıcı vazifesini iyi yapmazsa, büyük soğutma tesislerine nazaran kompresöre daha sık şekilde ilave yağ konulması gerekir.

Yağ ayırıcılar soğutma tesislerinde soğutucu akışkan hızının düşmesine sebep olmaktadır.



Şekil 1.11. Yağ ayırıcı (<https://www.danfoss.com/en-us/products/filter-driers-and-strainers/dcs/filter-driers/dml-dcl-hermetic-filter-driers-hfc-optimized/eliminator-15-cu-in-filter-driers/#tab-overview>, 2018)

1.4.4. Buharlaştırıcılar (Evaporatörler)

Genişleme valfinde basıncı düşürülmüş olan soğutucu akışkanın ortamdan ısı alarak buharlaştığı elemanlardır. Soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak muhtelif malzemeden yapılırlar. Genellikle bakır veya çelik boru kullanılır. Korozyona mukavemeti arttırmak için dış yüzeyler bakır boru halinde kalaylanır, çelik boru halinde galvanize edilir (Dağsöz 1981).

Düşük sıcaklık ve basınçtaki akışkan buharlaştırıcıya gider. Akışkan soğutulacak ortamdan ısıyı çekerek buharlaşır ve akışkan kompresör tarafından çekilir (Sarthak ve ark. 2017).



Şekil 1.12. Buharlaştırıcı

(<https://www.geapplianceparts.com/store/parts/spec/WR85X10017>)

Kısılma vanasında doyma sıcaklığının altına soğutulmuş aşırı soğutulmuş soğutucu akışkan, düşük basınçta buharlaştırıcıya girmektedir. Düşük basınçtaki akışkan sürekli kaynatarak buharlaştırıcı ilerlerken buharlaştırıcıdan çıkarken tamamen buharlaşır.

Buhar halindeyken bile soğutulan ortamdaki daha soğuk olduğunda ısı çekmeye devam eder. Buhar buharlaştırıcıdan ayrılana kadar sıcaklığı sürekli artacak, buharın sıcaklığı doyma noktasının sıcaklığının üzerine çıkacak ve buhar aşırı kızdırılmış olacaktır. Buharlaşma esnasında sıvının sıcaklığında bir değişim olmayıp, entalpi artacaktır. Fakat aşırı kızdırma bölgesinde hem sıcaklık hem entalpi beraber artacaktır. Bu sayede buharlaştırıcıdan çıkana kadar soğutucu akışkanın tamamı buharlaşmıştır.

Buharlaştırıcılar genellikle iletkenliği yüksek olan alüminyum, demir, çelik, bakır gibi malzemelerden imal edilirler. Dış yüzeyinde kir ve buz tabakası oluşma ihtimali vardır. Buharlaştırıcı üzerinde bulunan 1cm kalınlığındaki buz tabakası, ısı transferinin yarıya düşmesine neden olmaktadır. Soğutmayı aynı performansta yapabilmek için kompresör daha fazla çalışmak zorunda kalacak ve daha çok güç çekecektir.

Hava soğutucu buharlaştırıcılar, belirli bir derecenin altındaki oda sıcaklığında kar eritme (defrost) düzeneğiyle donatılmalıdır. Aksi halde kanatçıklar arasında su donarak, hava hareketi azalır ve soğutma işlevini yerine getirememektedir. Elektrik ile kar eritme en fazla kullanılan eritme yöntemidir. Buharlaştırıcının soğutucu akışkan borularından

sistemde dolaşan iki ucuna ve boruların iç kısmına yalıtımlı borunun içine girecek şekilde elektrikli rezistanslar yerleştirilerek yapılır. Genellikle otomatik olarak eritme zamanları ayarlanmaktadır.

1.4.5. Manyetik valfler

Otomatik genişleme valfi ile termik genişleme valfi gibi soğutucu akışkanın geçmesine kumanda eder. Soğutucu akışkanın geçtiği boruda bulunan valfin açılıp kapanmasını elektromanyetik yoldan sağlar.

Manyetik valflerin montajında boruların bilhassa yatay olmasına ve akışkanın valfe girişinin valf kapakçığının üst kısmına gelmesine dikkat edilmeli ve elektrik sargısı rutubetten korunmalıdır.

Manyetik valflerin seçiminde kullanılan soğutucu akışkanın cinsi, miktarı, çalışma basıncı, elektrik akımının gerilimi ile cinsi göz önünde tutulmalıdır.



Şekil 1.13. Manyetik valf (<https://www.sanhuausa.com/us/en/products/products-for-household-refrigerator/bdf-kmv-bi-stable-solenoid-valve>)

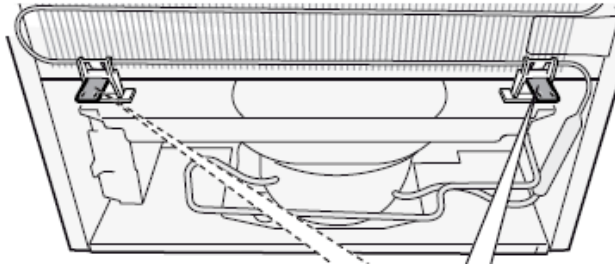
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Yoğuşturucu Elemanının Tanıtımı ve Soğutucu İçerisindeki Yerleşimi

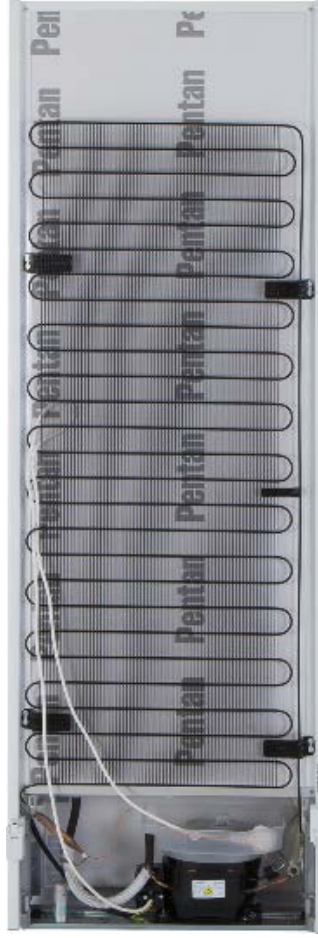
Bu çalışmada kanatçıklı wot tipi yoğuşturucular ele alınmıştır. Bu yoğuşturucu tipi, piyasada yaygın kullanılan diğer yoğuşturucular gibi çelik borulardan meydana gelmektedir.

Wot tipi yoğuşturucuların ev tipi soğutucularda kullanımı, alan-soğutma verimine göre performansı yüksek yoğuşturucu tipi olduğundan yaygınlaşmaya başlamıştır. Silindirik yapısı makine odasında daha az yer kapladığından hem ısının dışarıyı atımı için gerekli alan açılmış olacak hem de buna bağlı olarak dolabın soğutma performansına etkisi artacaktır. Bu yoğuşturucu tipinin seçilmesinin diğer sebebi ise üretim maliyetlerinin düşük olmasıdır.

Soğutucu akışkanın içerisinden geçtiği eşanjör tüpleri üzerine, ısı transferini artırarak, kompresörden yüksek sıcaklıkta gelen akışkanın fan ile birlikte soğutulmasını sağlayan kanatçık denilen daha küçük çaplı teller kaynak ile yerleştirilir. Buraya kadar anlatılan yapı, sarımsız olup açık halde olup bu yapı daha çok ev tipi soğutucuların arkasındaki yoğuşturucularda görülmektedir. Ev tipi solo soğutucularının makine odası çok dar olduğundan sadece kompresör, yağ ayırıştırıcılar, manyetik valf gibi soğutma sisteminin elemanları bulunur. Yoğuşturucu ise arka tarafında konumlandırılmış olup sarımsız açık haldedir.

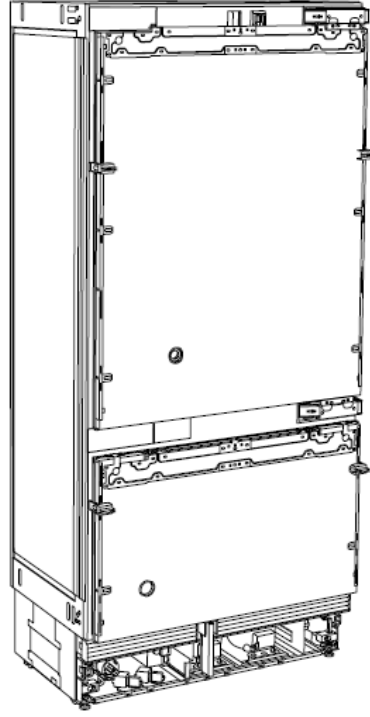


Şekil 2.14. Ev tipi soğutucunun makine odası

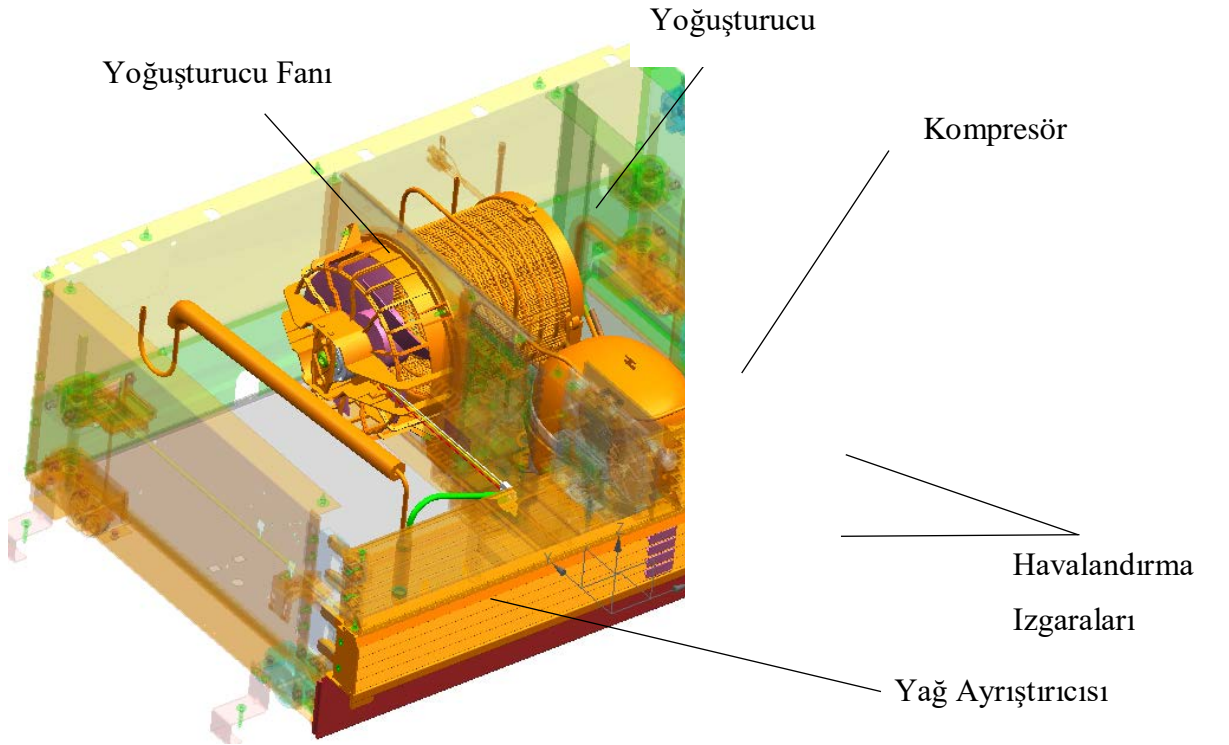


Şekil 2.15.Ev tipi soğutucunun arkadan görünümü ve yoğuşturucu konumu

Bu çalışmada testi yapılan cihaz tipi ankastredir ve yoğuşturucu tipi, ev tipi soğutucusuna göre farklılıklar göstermektedir. Ayrıca yapısı ve dolap içerisindeki yerleşimi farklıdır. Burada gösterilen ankastre cihazlarda wot tipi yoğuşturucu kullanılmaktadır. Solo tipi soğutucu için anlatılan yoğuşturucu, sarılarak ve bazı bükme işlemleri yapılarak testte kullanılan yoğuşturucu tipi elde edilmiş olur. Bu yapıyı elde etmemizin amacı, ankastre tipi soğutucuları isteğe göre mobilya ile giydirilerek kapalı bir alan içerisinde montajı yapılabilir. Aynı zamanda solo soğutucuları gibi arkası açık, hava giriş çıkışını sağlayabilecek boş bir hacim yoktur. Bundan dolayı makine odaları alt tarafta bulunur ve ızgara kapaklar ile önden kapatılarak hava giriş-çıkışı sağlanır. Bu yapı ile birlikte yoğuşturucu, kompresör ve manyetik valf bir arada aynı kısımda bulunur. Bu düzen beraberinde yoğuşturucuyu ayrıca soğutacak yoğuşturucu fan elemanını da bünyesine katmaktadır.



Şekil 2.16. Ankastrre Tipi Soğutucunun Görünümü



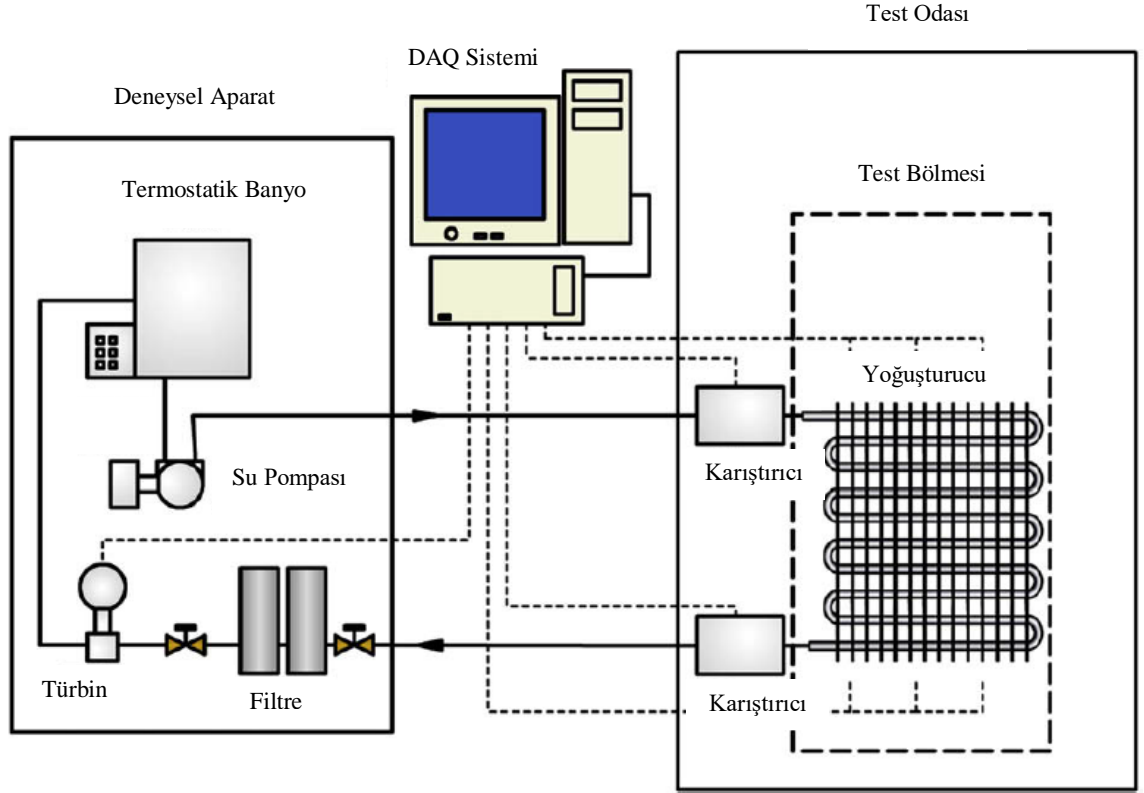
Şekil 2.17. Makine odasının görünümü ve yerleşim düzeni

Kanatçık borulu ısı eşanjörleri, sanayide, buzdolaplarında ve havalandırma gibi pek çok çeşitli uygulama alanlarında kullanımı vardır (Wang ve ark. 1998).

2.2. Collicott, Witzell ve Fontaine'in Yaptıkları Test Çalışması

Collicott et al (1963), Witzell ve Fontaine (1957) çalışmalarına ithafen eşanjörlerin şekil parametreleri üzerine çalışmalar yapıldı. Bu çalışmaların yürütüleceği bir test odası kuruldu. Boru çapları aynı olan 12 adet ve bazılarının çap ve mesafeleri farklı çeşitlerde eşanjör kullanıldı. Isı transferi, su debisinden ve giriş-çıkış sıcaklıkları ölçülerek hesaplandı. Efektif şekil faktörü, tüp ve tellerin çap ve aralık mesafelerinin bir fonksiyonu olarak hesaplandı ve grafik haline getirildi. Diğer test kısmında, eşanjör eğim açısına göre ısı taşınımı da hesaplandı. Test sonuçlarına göre ısı transferi direkt olarak tel çapı ve teller arası mesafesi ile Rayleigh sayısının bir fonksiyonudur. Yatay eşanjör için ısı transferi, Rayleigh sayısından ve tel çapı ile teller arası mesafeden bağımsız olduğu görülmüştür. Bunun yanı sıra ısı transferinin, eşanjörün eğim açısının artmasıyla azaldığı ve bu ilişkinin Rayleigh sayısından etkilendiği görülmüştür (Melo ve ark. 2007).

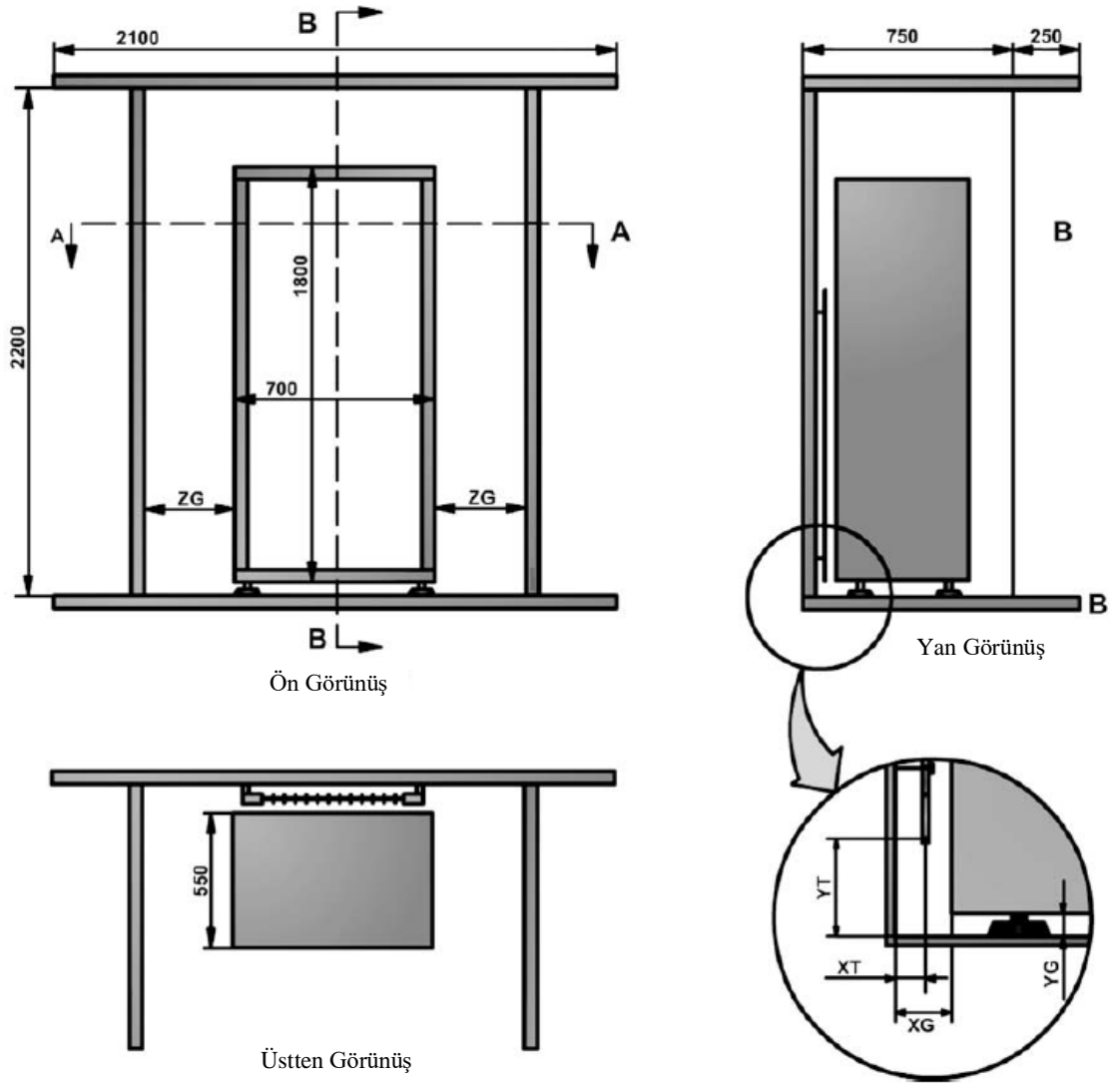
Test düzeneği aşağıdaki şekilde de görüleceği üzere; termostatik banyo, döner vanalı pompa, su saati, kontrol valfi, filtre, mikser ve veri toplama sisteminden oluşmaktadır.



Şekil 2.18. Test düzeneği şeması (Melo ve ark. 2007)

Test odası, ısı ve nem kontrollüdür ve ISO 15502 (2005) spesifikasyonuna göre kurulmuş bir odadır. Bütün ısı dağılımı, eşanjör giriş-çıkış su sıcaklarından ve su kütle debisinden edinilmiştir. Su kütle debisi, debi metre ile ve sıcaklık ise iki mikser arasındaki ısı çift ile ölçülmüştür. Kütle debisi ve sıcaklık, sırasıyla $\pm 0.3 \text{ kg h}^{-1}$ ve $\pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$ maksimum hata oranı ile ölçülmüştür.

Şekil 2.19'da test odasında bulunan, yoğuşturucu pozisyonu, yan ve üst duvarlar ile soğutucu gösterilmektedir. Test odası siyah mat boya ile boyanmış 18 mm kalınlığında ahşap plakalardan inşa edilmiştir. Prototip buzdolabı da tahtadan yapılmıştır ve 430 litrelik bir no-frost soğutucu ile benzer ölçülere sahiptir. Yan duvarlar, ISO 15502 (2005) spesifikasyonlarına göre inşa edilmiştir. Üst duvar, test odasına sevk edilen havanın yaratabileceği uygunsuz koşulları engelleyebilecek ve ideal mutfak ortamını sağlayabilecek özelliktedir.



Şekil 2.19. Test odası şeması (Melo ve ark. 2007)

Giriş ve çıkış sıcaklıkları 8 adet ısı çifti ile ölçülmüştür. Her bir ısı çifti, ortam havası ile iyi temas kurabilmesi için bakır silindire yerleştirilmiştir. Test odasının giriş sıcaklığı, yan duvarlar ile soğutucu arasında yerleştirilen 4 adet ısı çifti ile ölçülmüştür, arka duvar ile arasında 1m mesafe bırakılmıştır. Soğutucunun arka duvarı 3 ısı çifti ile ölçülmüştür, zeminden 470, 950 1390 mm yüksekliklere yerleştirilmiştir. Üç ısı çifti hem de yoğuşurucu sıcaklıklarını, uzunluk boyunca eşit dağılımlı ölçmek amacıyla yerleştirilmiştir (Melo ve ark. 2007).

Isı transferi hesaplamalarında kullanılan uygun korelasyonlar, deneysel verilerden elde edilmiştir. Örneklemeler, 4.8 mm'den 6.2 mm'ye kadar değişen tüp dış çapları, 13'ten 25'e kadar tüp sayısı, 10'dan 90'a kadar tel sayısı, 50'den 100 adete kadar tüp aralığı, 4.9 mm'den 48.9 mm'ye kadar tel aralıklarının bulunduğu 24 adet örnek üzerinden yapılmıştır. Örneklerde tel adetleri 0, 10, 30, 60, 90, tüp sayısı 9, 13, 17, 21, 25, tüp dış çapı 4.8 mm ve 6.2 mm değerleri kullanılmıştır. Yoğuşturucu uzunluğu ve genişliği sırasıyla 1200mm ve 440mm kısıt şartı olarak korunmuştur.

Test odası 32 °C sıcaklığa getirilmiştir, yoğuşturucu ile ortam havası arasındaki sıcaklık, ortalama sıcaklık sağlayabilmek için 20 ve 35 °C'ye kurulmuştur. Giriş ve çıkış arasındaki sıcaklık farkı 35 °C için su debisi 0.24 Lmin⁻¹ 'de tutulmuştur. 20 ve 35 °C için 0.48 Lmin⁻¹ 'de tutulmuştur.

Tüm ısı transferi miktarı (Q), debi (V_a) ve giriş (T_{a,i})-çıkış (T_{a,o}) sıcaklık farklarından hesaplanmıştır;

$$Q = \rho c_p V_a (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (2.1)$$

ρ ve c_p , suyun akış ortalama sıcaklığında değerlendirilmiştir. Ortam hava sıcaklığı üniform kabul edilmiştir, böylece LMTD (logarithmic mean temperature difference, ΔT) denklem 2'de ifade edilmiştir;

$$\Delta T = \frac{T_{a,i} - T_{a,o}}{\ln\left(\frac{T_{a,i} - T_{air}}{T_{a,o} - T_{air}}\right)} \quad (2.2)$$

Hava soğutmalı ısı transferi katsayısı, toplam ısı iletkenlikten, Gnielinski korelasyonunda önerilen su soğutmalı ısı transferi katsayısı (h_w) çıkarılarak hesaplanmıştır;

$$UA = Q / \Delta T \quad (2.3)$$

$$h_o = h_c + h_r = \frac{1}{A_t + A_w} \left[\frac{1}{UA} - \frac{1}{h_a \pi d_i L_t} - R_{cond} \right]^{-1} \quad (2.4)$$

Yoğuşturucu boruları boyunca olan ısı iletimi (R_{cond}) düşük Biot sayısından dolayı ihmal edilmiştir. Ayrıca hava soğutmalı ısı transferi katsayısı kanatçık verimini içermektedir. Yoğuşturucu ortalama sıcaklığı (T_{avg});

$$T_{avg} = T_{air} + \frac{Q}{h_o (A_t + A_w)} \quad (2.5)$$

Aşağıdaki diyagramda deneysel ısı iletim değerleri (h_c), ışınım iletimi (h_r) ve bileşik ısı transfer katsayısı (h_o) değerlerinin grafiği gösterilmektedir. Işınım etkisinin %25'ten %85'e kadar olduğu unutulmamalıdır. h_o artmasıyla h_c artarken h_r azalmaktadır. Tel sayısının artmasıyla h_c 'nin ve h_o 'nun azaldığı, h_r 'nin ise sabit kaldığı görülmüştür. Yani büyük sayıdaki tel adetlerinde ışınım ile ısı transferi, iletimle ısı transferinden fazladır.

$\pi_0 = (h_c + h_r) / h_r$: Toplam ısı transfer katsayısı

$\pi_1 = A_w / (A_t + A_w)$: Isı transfer alanı

$\pi_2 = (p_t - d_t) / d_t$: Boru aralığı

$\pi_3 = (p_w - d_w) / d_t$: Tel aralığı

$\pi_4 = (t_{avg} - t_{air}) / t_{film}$: Boyansı

2.3. Teori Araştırması

Wang'ın test sonuçlarına göre, $N=1$ olduğunda kanatçık aralığı azaldıkça ısı transferi performansının arttığı görülmektedir. $N \geq 4$ olduğu durumda, kanatçık aralığının ısı transfer performansına etkisi ayrı tutulmaktadır. Kanatçık aralığının etkisine ek olarak, boru sayısının artmasıyla ısı transfer performansının düştüğü görülmektedir ve sürtünme faktörü boru sayısından bağımsızdır (Wang ve ark. 1999).

Kompakt yoğuşturucularda hava akışının, kanatçık dizilimleri ile etkileşiminden dolayı çok karmaşık olduğu bilinmektedir. Tüm performansı etkileyebilmek adına fazlaca genişletilmiş yüzey kullanımına gidilmiştir. Son yıllarda, kanatçık çeşitlerine göre performans araştırması yapılmıştır (Wang ve ark. 1999).

Kanatçık aralığı 1.2 mm olduğunda ısı transfer performansı, boru sayısına bağlı olarak keskin bir şekilde düşmektedir. Bu etki, Suzuki tarafından önerilen ‘‘düğüm etkisi’’ (slit kanatçık) ile açıklanabilir. Slit kanatçık tipi yoğuşturuculardaki hız sapmaları ve sıcaklıktaki aşırı yükselmeler, verimli ısı transfer karakteristiklerini düşüren her bir kanatçık düğüm noktasında olabilir. Düğüm efekti yukarı yönden birikebilir ve atık ısıya sebep olabilir. Bu etki özellikle boru sayısının daha fazla olduğu durumlarda ve girdap salınımlı akış durumunda görülür.

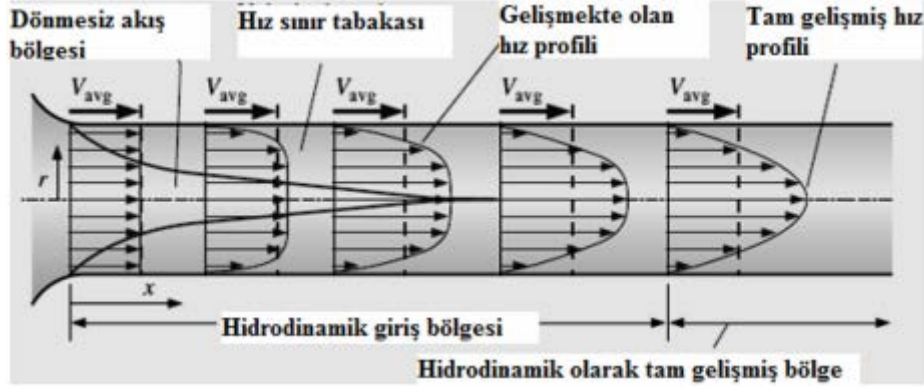
Wang’in çalışmasında da boru sayısının artmasıyla kanatçık aralığının ısı transfer performansına etkisi korunduğu görülmektedir. Sebebi, serbest akış türbülansının çok küçük kanatçık aralıklarında kaybolmasıdır. Sonuç olarak ısı transfer performansında azalma olduğu görülmektedir.

Bu çalışma, slit kanatçık geometrili bir eşanjörün ısı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri üzerine bir deneysel çalışmayı kapsamaktadır. Sonuçlara bakıldığında; fin aralığının azalmasıyla ısı transferinin arttığı, $N \geq 4$ olduğunda kanatçık aralığının ısı transferine etkisi korunmaktadır. Isı transferi, boru sayısının artmasıyla azalmaktadır. Sürtünme faktörü göreceli olarak boru sayısından bağımsızdır. Kullanılan uygun korelasyonlar ile deney sonuçları arasındaki hata oranı %5.5 ve %3.8 olduğu hesaplanmıştır.

Kanallar içinde zorlanmış akış halinde akış laminer veya türbülanslı olabilir. Petrol rafinerilerinde, ağır yağların soğutulmasında ve ısıtılmasındaki akışlarda daha çok laminer akışla karşılaşmaktadır. Türbülanslı akış ise birçok problemde karşımıza çıkmaktadır. Eşanjör, kazan, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu gibi birçok önemli uygulama alanında türbülanslı akışla karşılaşmaktadır.

Taşınım problemlerinde, ısı transferinin yanında basınç düşümü de önemlidir. Isı transferini artıran sebepler ve metotlar aynı zamanda basınç düşümünü de artırmaktadır. Kanallar içinde akışta, akışın tam gelişmiş olması ve gelişmekte olan akış gibi kavramların anlaşılabilmesi için hidrodinamik ve ısı giriş bölgelerinin tarif edilmesi

gerekir. Kanallar içinde akış için verilen ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü bağıntılarında, akışın tam gelişmiş olup olmadığı önemlidir.



Şekil 2.20. Hidrodinamik sınır tabaka gelişimi ve tam gelişmiş akış bölgesi gelişimi (Çengel 2008)

Türbülanslı akışta hidrodinamik giriş bölgesinin uzunluğu Re sayısından bağımsız olmaktadır ve Kays tarafından şu bağıntı verilmiştir;

$$10 \leq (L_h/D) \leq 60 \quad (2.6)$$

Boru içinden tam gelişmiş akışta sıcaklık değişimi incelendiğinde, sıcaklığın yarıçap ve uzunluk boyunca değiştiği görülür. Bu durumda, boyutsuz sıcaklık Q şu şekilde ifade edilir;

$$Q(r,z) = \frac{T(r,z) - T_y(z)}{T_m(z) - T_y(z)} \quad (2.7)$$

Burada T_m herhangi bir z noktasındaki ortalama karışım sıcaklığıdır. $T(z)$ herhangi bir z kesitinde boru yüzeyi ve merkezi arasında sıcaklık değişkendir.

Kanallar içinden türbülanslı akış, uygulamada, taşınım problemlerinde çok karşımıza çıkan bir akış şeklidir. Türbülanslı akış, akışın çok karmaşık olduğu ve birçok dönme hareketlerinin bulunduğu bir akıştır. Dolayısıyla akışın analitik olarak analizi çok

zordur. Dolayısıyla deneysel ifadelere başvurulur. Bu deneysel ifadeler sürtünme faktörü ve ısı taşınım katsayısı için verilecektir (Wang ve ark. 1999).

2.3.1. Sürtünme faktörü ve basınç düşümü

Kanallar içinde akışta basınç düşümünün bulunabilmesi için öncelikle sürtünme faktörünün bulunması gerekir. Sürtünme faktörüne bağlı olarak da basınç düşümü;

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (2.8)$$

İfadesinden bulunur.

Eşanjör performansı hesabı için, eğer sadece giriş sıcaklık değeri biliniyorsa, karmaşık akış performansını öngören transfer birim metodu verimlilik sayısı (ϵ -NTU) kullanılabilir. Matematiksel ϵ -NTU bağıntısı, tasarım ve deneysel çalışmalarının sayısal hesaplamaları için yararlıdır. Kompakt eşanjörlerin ısı transfer mekanizması ve basınç düşümleri de öngörüleceği üzere karmaşıktır ve sonuç olarak ϵ -NTU bağıntısının analitik hesabı da zor olacaktır. Bir eşanjör boyutlandırmak için uygun ısı transferi korelasyonuna başvurmadan önce ϵ -NTU bağıntısının doğru kullanımına dikkat edilmelidir.

Bensafi çalışmasında, ısı eşanjörünü tüp elementlerine ayırtıran bir model sunulmaktadır. Bunun yanında bobin geometrisi, çevrim ve operasyonel parametrelerin (sıcaklık, debi ve basınç) olduğu hesaplamalı yöntem sunulmaktadır.

Vardhan ve Dhar çalışmasında, bobini tüp sarımı boyunca düğüm noktalarına ayırtıran ve giriş-çıkış tüp elementleri arasında tekrarlı hareket yapan bir model sunulmaktadır. Her bir element, ϵ -NTU bağıntısından minimum ısı kapasitesi oranı ile hesaplanabilir.

Isı transfer faktörü $100 \text{ Re} \text{ (Re)}_c \ll$ olduğunda;

$$Nu = 3.65 + 0.08 \left[1 + 0.8 \left(\frac{D_i}{D_e} \right)^{0.9} \right] Re^i Pr^{1/3} \quad (2.9)$$

Isı transfer faktörü $(Re)_c < Re < 22000$ olduğunda;

$$Nu = 0.023 \left[1 + 14.8 \left(1 + \frac{D_i}{D_e} \right) \left(\frac{D_i}{D_e} \right)^{1/3} \right] Re^i Pr^{1/3} \quad (2.10)$$

Isı transfer faktörü $Re > 22000$ olduğunda;

$$Nu = 0.023 \left[1 + 3.6 \left(1 - \frac{D_i}{D_e} \right) \left(\frac{D_i}{D_e} \right)^{0.8} \right] Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (2.11)$$

Burada,

D_i : Boru iç çapı

D_e : Boru spiral çapı

Nu: Nusselt sayısı

Pr: Prandtl sayısı

Re: Reynolds sayısı

$(Re)_c$: Kritik Reynolds sayısını

göstermektedir.

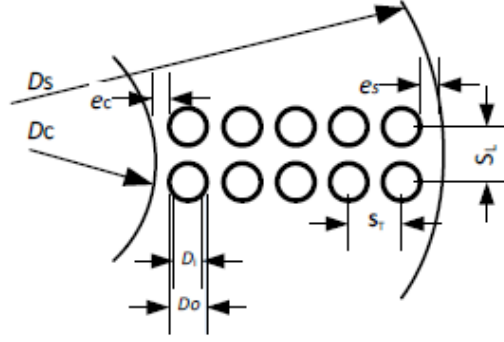
$(Re)_c$ bağıntısı aşağıdaki gibidir;

$$(Re)_c = 2300 \left[1 + 8.6 \left(D_i/D_e \right)^{0.45} \right] \quad (2.12)$$

Bu bağıntılardan görüldüğü gibi konvektif ısı transfer faktörü spiral sarım açısına (D_e) bağlıdır. Toplam ısı transfer alanını hesaplamak için bütün spiral ısı transfer faktörü hesaplanmalıdır (Wang ve ark. 1999).

2.4. Borulardaki Isı Transferi Faktörü

Her bir katmandaki, sarım açısı ve boru sayısı farklı olduğundan, ısı transfer verimi de farklı olacaktır. Aşağıdaki şekilde boru dizilimi gösterilmektedir.



Şekil 2.21. Boru dizilimi (Cai ve ark. 2014)

Burada,

e: Boru katman boşluğu

ec: Borular ile merkez boru arasındaki boşluk

es: Borular ile dış kabuk arasındaki çap farkı

D0: Boru dış çapı

Ds: Isı değiştirici kabuğu iç çapı

Dc: Merkez tube çapı

ST: Boruların merkezleri arasındaki mesafe

SL: Aynı katmandaki boruların merkezleri arasındaki mesafesini

göstermektedir.

n sayıdaki katmandaki boruların spiral medyan çapı hesabı;

$$(D_e)_n = D_c + 2e_c + D_e + 2(n-1)S_T \quad (2.13)$$

Her bir katmandaki ısı değiştiricisi boruların sayısı N_n olarak, genelde bir ısı değiştiricisinin boyutu boru dış çapı, spiral açısı ve spiral iç çapına göre belirlenir.

Konvektif ısı transferi formülü aşağıdaki gibidir;

$$h = \frac{0.023\lambda}{D_i} 0.023 \left[1 + 3.6 \left(1 - \frac{D_i}{D_e} \right) \left(\frac{D_i}{D_e} \right)^{0.8} \right] Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (2.14)$$

Spiral sarımlı ısı değiştiricisi katmanlarında farklı uzunluklar olduğundan, ısı transfer faktörü farklıdır, burada hesaplamak için spiral boru ortalama çap ve ortalama ısı transfer faktörüne başvurulur. Isı transfer tüplerindeki ısı transfer faktörü, denklem 3'e göre hesaplanır ve aşağıdaki gibi formölüze edilebilir;

$$(D_e)_{mid} = D_c + 2e_c + D_o + (N-1) S_T \quad (2.15)$$

Tüm ısı değiştiricisinde bulunan borulardaki ısı transfer miktarı hesabı;

$$Q_{mid} = N h_{mid} N_{mid} \pi^2 D_i (D_e)_{mid} (t_\infty - t_i) \quad (2.16)$$

burada,

N: Katman sayısı

N_{mid}: Tübler arasındaki bağlantı sayısı

D_e: Orta katmanın spiral çapı

h_{mid}: Ortalama ısı transfer faktörünü

göstermektedir.

Formüller birleştirildiğinde;

$$Q = \eta Q_{mid} \quad (2.17)$$

H: Isı transferi düzeltme faktörü

Yukarıdaki formüller düzeltilip sadeleştirildiğinde;

$$\eta = \frac{\sum_{N=1}^N h_n N_n (D_e)_n}{N h_{mid} N_{mid} (D_e)_{mid}} \quad (2.18)$$

(Cai ve ark. 2014)

2.5. Yoğuşturucu Tasarım Parametreleri

2.5.1. Kanatçık verimi

Kanatçıklı ısı değiştiricilerinde bütün yüzey verimini belirlemek için, kanatçık verimini bilmek gerekir. Kanatçık verimi, Schmidt korelasyonundan hesaplanır;

$$\frac{Re}{r} = 1.27 \psi(\beta - 0.3)^{1/2} \quad (2.19)$$

$$\psi = \frac{X_t}{2r} \quad (2.20)$$

$$\beta = \frac{1}{X_t} \left(X_t^2 + \frac{X_t^2}{4} \right)^{1/2} \quad (2.21)$$

Kanatçık verimi;

$$\eta_f = \frac{\tanh(m.l)}{m.l} \quad (2.22)$$

$$l = Re-r \quad (2.23)$$

Toplam kanatçık yüzey verimi;

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad (2.24)$$

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Genel olarak yoğuşturuculardaki optimizasyon çalışmaları, boru dış çapı, kanatçık boyutu ve yoğuşturucu sarım sayısı gibi geometrik parametreler değiştirilerek yapılmaktadır. Kullanılan yoğuşturucunun maliyet kaygıları sebebiyle tel çapı ve aralığı değerleri üzerinde azaltmaya gidilmiş olup, optimum değerlerin soğutucunun enerji verimini minimuma düşürecek aralıkta tayin edilmesiyle soğutma performansına olumsuz etki göstermemesi amaçlanmıştır. Bu değer, üzerinde çalıştığımız soğutucular için maksimum %3 olarak belirlenmiş olup amaç minimum enerji düşümü olan %1'i yakalamaktır.

Yoğuşturucu üzerinde bulunan teller, ısı atımına yardımcı olarak buharlaştırıcıya giden akışkanın yeterli miktarda soğumasına yardımcı olmaktadır. Bu ısı atımının yine aynı seviyelerde tutacak yeni tel sayısı ve aralıklarının optimize edilerek maliyete etkisi incelenmiştir.

Tek çevrimli ve çift çevrimli olmak üzere 2 tip yoğuşturucuda aşağıdaki ölçüler üzerinde değişiklik yapılmıştır;

d: Tel çapı (mm)

g: İki tel arası mesafe (mm)

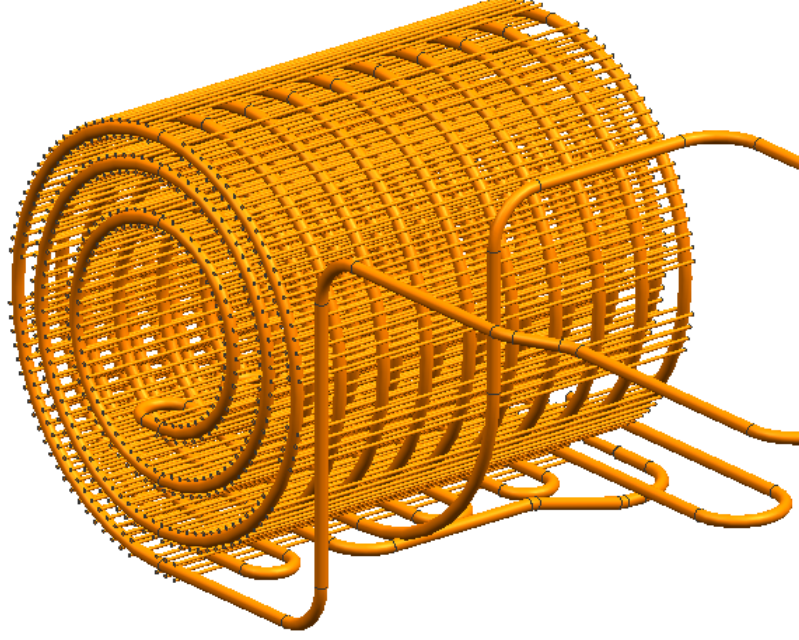
W: Tel uzunluğu (mm)

Wire amount: Tel sayısı (adet)

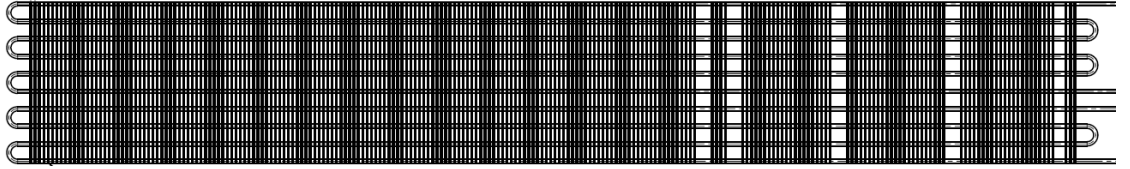
Test, 2 tip yoğuşturucu üzerinden toplamda 12 çeşit versiyon oluşturulmuş ve yapılan test türüne göre farklı ortam koşulları (test odası sıcaklığı, voltaj değeri gibi) sağlanarak test odasından alınan ölçüm değerleri Sigma Data programında yorumlanarak sonuçlar elde edilmiştir.

Tel çapı 1.3-1.6mm, tel aralığı 4-7mm, tel adeti 271-562 aralığında değiştirilerek test örnekleri oluşturulmuştur. Her bir örnekte soğutucudan alınan enerji değeri, giriş-çıkış sıcaklık ve basınç değerleri gibi değerler üzerinden seçilen yoğuşturucuların US

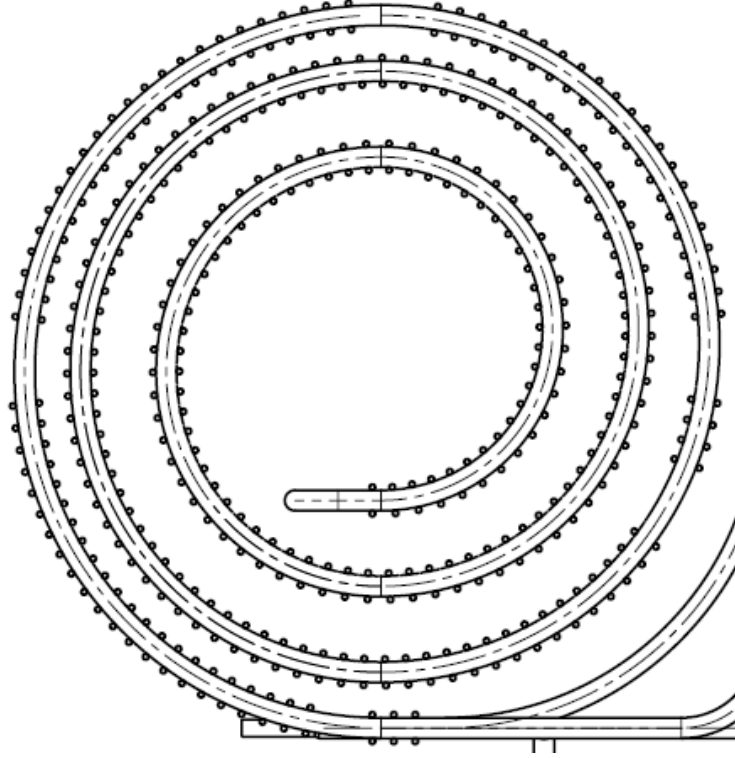
standartına göre sunulan enerji değerlerinden ne kadar farkı olduğuna bakılarak en uygun optimize edilmiş yoğuşturucu versiyonuna, maliyet açısından karar verilmiştir.



Şekil 3.22. Wot tipi yoğuşturucu CAD modeli



Şekil 3.23. Yoğuşturucunun açık hali



Şekil 3.24. Yoğuşturucunun yandan görünüşü

3.1. Test Şartları

Dondurucu kompartıman sıcaklık ölçümü aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi 3 ya da 5 noktadan yapılır. Eğer kompartıman ayarlamaları aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi olmaz ise ölçümler, tüm dondurucu kompartımanında aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi uygulanmalıdır. Kaydedilen sıcaklıklar, bir çevrim boyunca okunan sıcaklıkların ortalaması olarak alınmalıdır.

Bir çevrim; 24 saatlik periyod boyunca müşterinin ayarladığı kompartıman sıcaklığı değerinde harcanan enerji olarak tanımlanır.

3.1.1. Kompartıman sıcaklıkları

Bir soğutucuda besinlerin soğutulması gereken ortalama sıcaklıklar 0°C 'den daha sıcak ve 3.9°C 'den daha soğuk olacak şekilde tasarlanır. Dondurucu kompartımanı - 13.3°C 'de daha soğuk olacak şekilde tasarlanır.

3.1.2. Test ölçümleri

Sıcaklık Ölçümleri:

Sıcaklık ölçümleri Şekil 3.26'da gösterilen noktalara göre alınır. Sıcaklık değerleri gerçek değerın ± 0.6 °C toleransı içerisinde tanımlanır.

Ölçülen sıcaklıklar, belirli zaman aralığında tüm sensörlerden okunan değerlerin ortalaması alınarak kaydedilir. Kompartıman sıcaklığı her bir çevrim tamamlandığında okunan sıcaklık değerlerinin ortalaması alınarak kaydedilir.

Dondurucu kompartıman sıcaklığı hesabı;

$$TF = \frac{\sum_{i=1}^F (TF_i) \times (VF_i)}{\sum_{i=1}^{FR} (VR_i)} \quad (3.25)$$

Formülünden hesaplanır.

F: Dondurucu kompartıman sayısı

TF_i: Dondurucu kompartıman sıcaklığı

VF_i: Dondurucu kompartıman hacmi

Enerji Tüketimi:

Günlük enerji tüketimi, her bir test periyodunun kWh/gün cinsinden enerji tüketimi, 24 saatlik periyod baz alınarak hesaplanır. Enerji tüketimi hesabı;

$$ET = \frac{1440 \times EP \times K_1}{T} \quad (3.26)$$

ET: Test çevriminde tüketilen enerji (kWh/gün)

EP: Test periyodu boyunca tüketilen enerji (kWh/gün)

T: Test periyodu süresi (dakika)

1440: Günlerin dakika cinsinden dönüşüm faktörü

K₁: Dondurucu doğrulama faktörü (burada 0.85 alınmıştır)

Her Bir Çevrimdeki Ortalama Enerji Tüketim Sonuçlarının Belirlenmesi:

Çevrimdeki ortalama enerji tüketimi 0.01kWh'e en yakın olan değer ile ifade edilir ve kompartıman sıcaklık aralıklarına göre değişir;

Eğer kompartıman sıcaklığı -17.8°C'den soğuk olursa enerji formülü;

$$E = ET1 + IET \quad (3.27)$$

E: Her bir çevrimin toplam enerji tüketim değeri (kWh/gün)

1 sayısı en yüksek sıcaklık değeri okunan çevrim sayısını gösterir.

Eğer kompartıman sıcaklığı -17.8°C'den sıcak olursa enerji formülü;

$$E = ET1 + \left[(ET2 - ET1) \times \frac{(0.0 - TF1)}{(TF2 - TF1)} \right] + IET \quad (3.28)$$

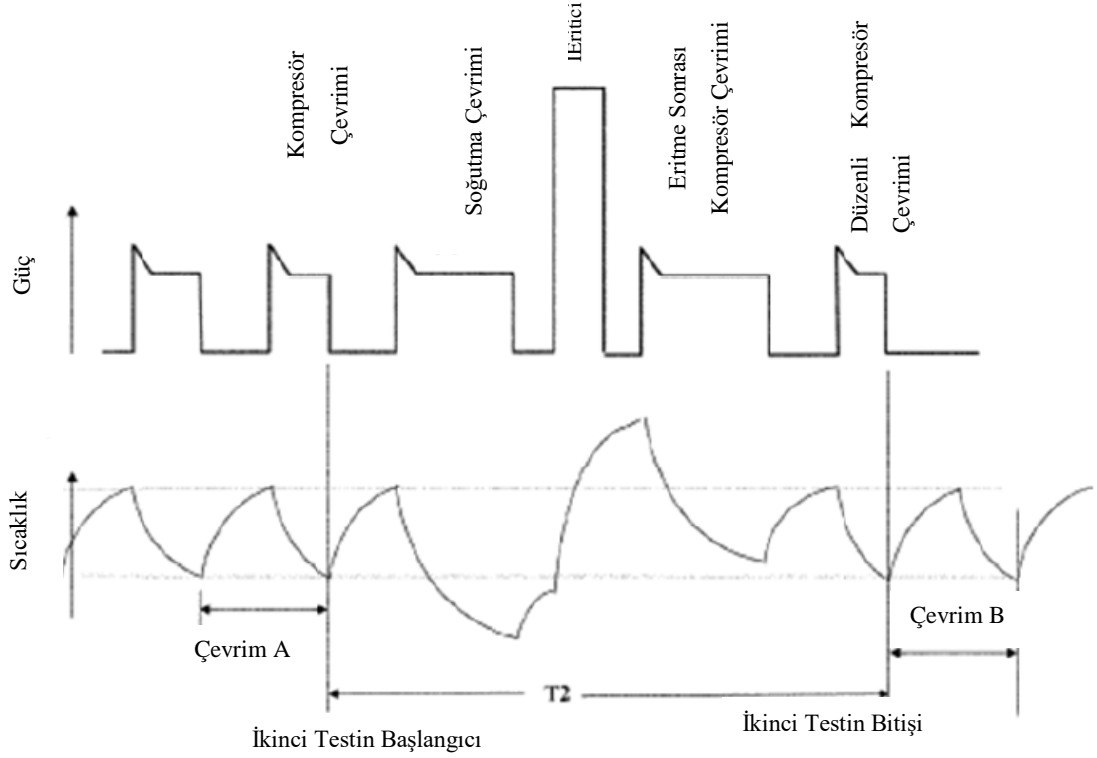
TF: Dondurucu kompartıman sıcaklığı (°F)

ET2: Eritme sırasındaki enerji tüketimi (kWh/gün)

ET1: Stabil çalışma esnasındaki enerji tüketimi (kWh/gün)

1 ve 2 sayıları, birinci ve ikinci test periyodları boyunca alınan değerleri göstermektedir.

0.0: Standart kompartıman sıcaklığı (°F)



Şekil 3.25. Defrostun enerjiye etkisi

Test, aşağıdaki standart test koşulları baz alınarak yapılmalıdır;

- Taze besin kompartımanı için 3.9 °C
- Dondurucu kompartımanı sıcaklığı için -9.4 °C
- Her iki kompartıman türünü içeren modeller için sırasıyla 3.9 °C ve -17 °C

Otomatik eritmeli soğutucularda test, düzenli ideal ortam şartları sağlandığında başlanılmalıdır. Eğer model, uzun zamanlı otomatik ya da çeşitli eritme çevrimlerine sahipse (örnek olarak 2 ya da daha fazla kompresörlüye) farklı eritme frekanslarına ayarlanır. Soğutucunun enerji tüketim değerlerinin belirlenme metodu:

Bu metodu oluşturmaktaki amaç, çeşitli kontrol değerlerinde düzgün ve tekrarlanabilir prosedür oluşturarak elektrik enerjisi tüketimini ölçmektir.

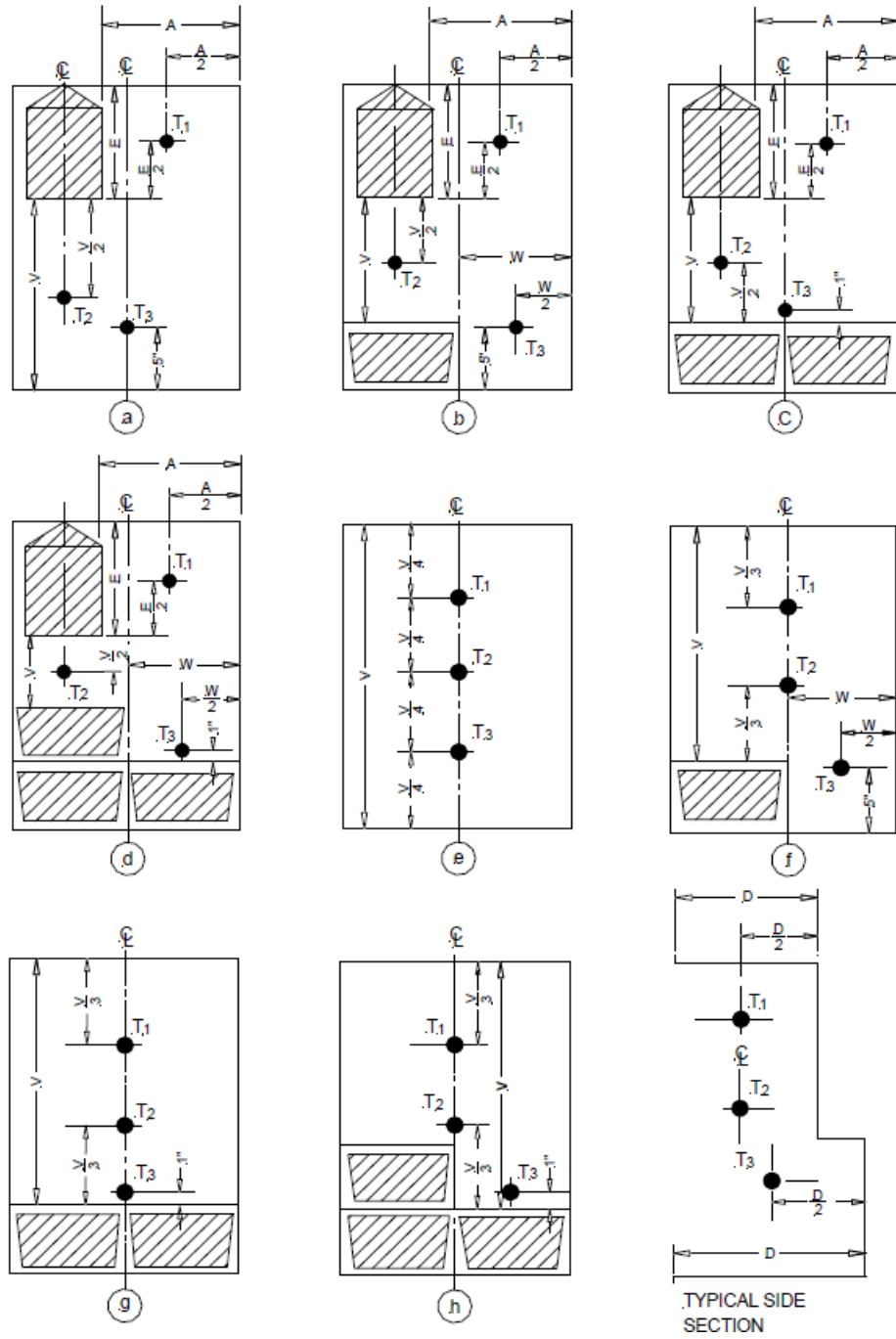
Test şartları:

Test odası sıcaklığı, zeminden 91.5cm yükseklikten ve merkezden 25.4 cm mesafeden ölçülmelidir. Oda sıcaklığı stabilizasyon periyodu boyunca $32.2 \pm 0.6^{\circ}\text{C}$ olmalıdır. Sıcaklık ölçüm aletleri, hiç bir etkenden etkilenmemesi için korunaklı olmalıdır.

Sıcaklık: Okunan sıcaklık değerleri $\pm 0.6^{\circ}\text{C}$ tolerans aralığında olmalıdır.

Elektrik: Elektriksel ölçümler aşağıdaki elemanlarla yapılmalıdır;

- a) Watt-saat metre 0.001 kWh hassasiyetinde olmalıdır.
- b) Voltmetre hassasiyeti 0.1 V olmalıdır.
- c) Zaman ölçümleri 1 dakika/24 saat içerisinde alınmalıdır.



Şekil 3.26. Taze gıda bölümü ısı çifti dizilimi

A, D, E, W ve V noktaları, ölçülecek sıcaklıkların isteğe bağlı pozisyon tanımlamalarıdır. T1, T2 ve T3 noktaları ısı çifti pozisyonlarını göstermektedir.

3.1.3. Performans

Soğutucu kapasitesi COP olarak tanımlanır, test şartları EN12900 ya da CECOMAF/CECED GT 4-001 standartlarına göre belirlenir.

Soğutma kapasitesi ölçümleri aşağıdaki şartlara göre yapılır;

R600a için:

Yüksek basınç 7.73 bar (+55 °C)

Düşük basınç 1.079 bar (-10 °C)

0.579 bar (-25°C)

0.462 bar (-30°C)

R134a için:

Yüksek basınç 14.8 bar (+55 °C)

Düşük basınç 2.010 bar (-10 °C)

1.065 bar (-25°C)

0.850 bar (-30°C)

Emiş sıcaklığı 32°C

3.2. Gerçekleştirilen Testler

Bu çalışmada aşağıdaki testler yapılmıştır;

- Pull-down testi
- Kapı açma-kapama testi
- Buharlaştırma testi
- Enerji testi
- Sünger testi

Bu testlerden Pull-down ve enerji testleri zorunlu testlerdir ve her test soğutucuya uygulanmıştır. Kapı açma-kapama, buharlaştırma ve sünger testleri ise zorunlu olmayıp doğrulama amaçlı bazı soğutuculara uygulanmıştır.

3.2.1. Buharlaştırma performans testi

Buharlaştırma testi, müşterinin evinde olabilecek su taşmasının önüne geçebilmek amacıyla buharlaşma performansını test etmek amacıyla yapılması zorunludur.

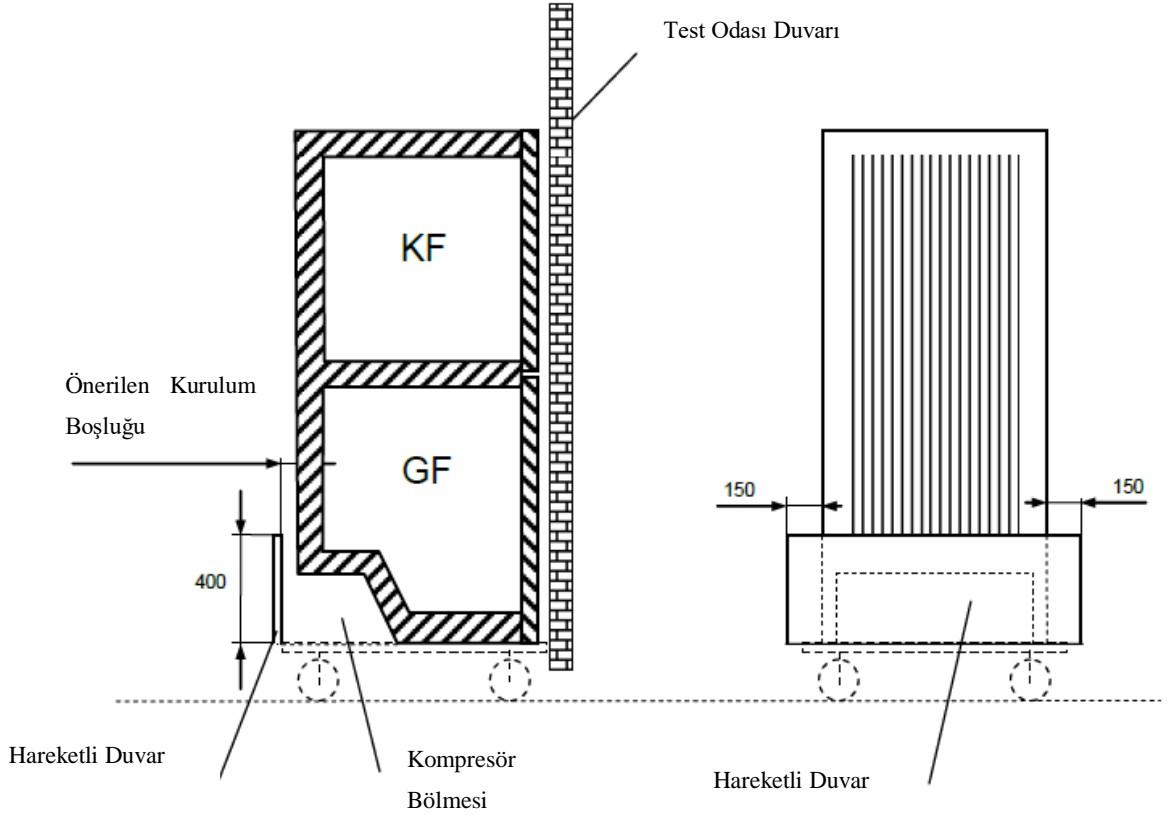
Buharlaşma performansı, 24 saat içerisinde buharlaşan su miktarı ile ölçölür. Bu test için ankastre soğutucu nişin içine konumlandırılır.

Soğutucunun bulunduğu test odası, izelge 3.1'deki standartlarda belirtilen ortam sıcaklıkları ayarlanarak şartlandırılır ve soğutucu i sıcaklıkları da çalışma koşullarına getirilir.

Buharlaştırma kabı, düşük yüzey gerilimli su ile doldurulur. Her 1 L su için 3 damla (~0.15l) sıvı sabun ile yüzey gerilimi kırılır. Ortam sıcaklığı ile aynı düzeye getirebilmek için düşük yüzey gerilimli su 24 saat bekletilir. Soğutucu da 24 saat süre ile çalışması sağlanır.

Çizelge 3.1. Buharlaşma performans test parametreleri

Hazırlık Süresi	24h
Test Süresi	72h
Voltaj	230V
Taze Besin Kompartıman Sıcaklığı	4°C
Dondurucu Kompartıman Sıcaklığı	(-)18°C
Ortam Bağıl Nemi	80±2%
Ortam Sıcaklığı	25°C
Test Suyu Karışım Oranı	3 damla/ L



Şekil 3.27. Soğutucunun test odasındaki yerleşimi

3.2.2. Pull-Down Testi

Kompresörün düzenli çalıştığından emin olmak için çalıştırma, aşağıdaki ortam sıcaklıklarında ve voltajlarda test edilmelidir, bu parametreler bölgeye göre değişiklik göstermektedir.

Avrupa:

Voltaj: 195V/253V

Ortam sıcaklığı: 32°C, 38 °C ve 43 °C

Türkiye:

Voltaj: 187V/253V

Ortam sıcaklığı: 43 °C

Seçilen bölgelerde görülen, düşük voltajın en düşüğü, yüksek voltajın ise en yükseği alınmalıdır.

Kompresörün çalışmaya başlamasıyla kısa süreli voltaj düşüşü görülür. Eğer gerekirse, alınan voltaj, kompresörün ilk çalışmaya başlarken okunan değere çekilir. Testler bölgelere göre, 50Hz ya da 60 Hz veya her ikisi 50 Hz ve 60 Hz frekansları ile yürütülür.

Test başlamadan önce, soğutucunun kapıları açık, ortam sıcaklığıyla aynı seviyeye gelmesi sağlanır. Bu süre minimum 16 saattir. Kompresör çalışmaya başladıktan sonra güç 20 saniye süre ile kesilir ve tekrar çalıştırılır.

Test başlangıcından, ayarlanan kompartman sıcaklığına ulaşılan kadar (5K daha düşük sıcaklığa gelene kadar) termostattan alınan değerler okunur. Elde edilen bu sonuçlar ile soğutma performansı değerlendirilebilmektedir.

Eski yoğuşturucu ölçüleri, optimize edilmiş yeni ölçüler ve test odasından elde edilen ölçüm değerleri Çizelge 3.2’de gösterilmektedir.

Çizelge 3.2. Pull Down test sonuçları

Soğutucu Tipi	Kondenser Tipleri	Kondenser Giriş Sıcaklığı (°C)	Kondenser Çıkış Sıcaklığı (°C)	Enerji Farkı (kWh/gün)	Yıllık Enerji (kWh/yıl)	Limite Yakınlık Oranı (%)	
Tek Kapılı 18"	690.16 Pilot			0.978	300.4	0.9	
				0.820			
	691.16 Pilot			0.917	284.0	5.2	
				0.795			
	692.16 Pilot			0.921	272.7	8.2	
				0.762			
	693.16 Pilot			0.927	282.1	5.7	
				0.787			
		mevcut kondenser	52.2	39.1	0.979	0.0	0.0
		c-tipi kondenser	51.7	38.9	0.979	293.8	0.3
	53.3		40.0	0.803			

3.3. Test Düzeninin Tanıtımı

Sıcaklık ölçümleri ısı çift cihazları ile yapılır. Isıl çiftler soğutucuya bağlanmadan önce PT100 ısı çifti ile kalibrasyonu yapılır.

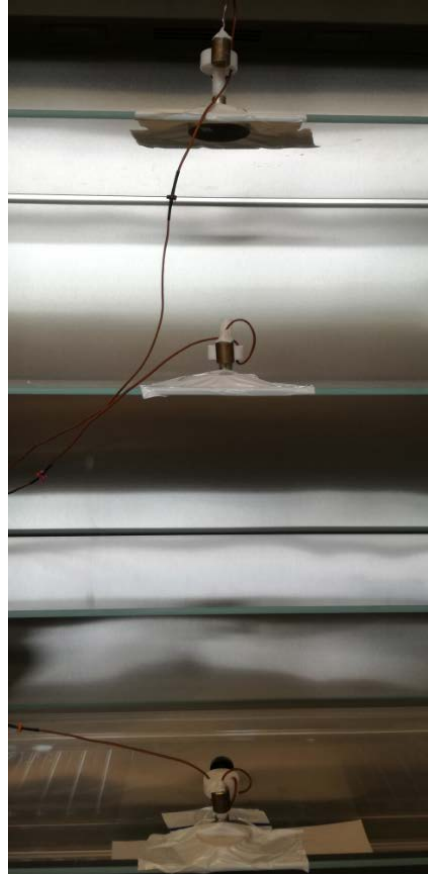
Ölçüm için T tipi ısı çifti kullanıldı.

US standartına göre ısı çifti pirinç ölçüm silindirin (küçük olanlar) dış etkenlerden korunması sağlanır.



Şekil 3.28. Pirinç ölçüm silindiri

Test odalarında bulunan ünitelerde maksimum 22 ısı çifti bağlantısı yapılabilir ve uçlar 24V'luk voltaj değerlerinde kullanılır.



Şekil 3.29. Dolap içerisinde ısı çifti ile sıcaklık ölçümü



Şekil 3.30. Isıl çifti görüntüsü



Şekil 3.31. Pirinç ölçüm silindiri

Yoğuşturucunun giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek için ısıl çift pirinç ölçüm silindiri kullanılmadan çıplak ucu, Al bant ile temas ettirilir.



Şekil 3.32. US standardına göre test elemanları bağlantısı

Uçların bağlı olduğu üniteden alınan ölçüm değerleri Sigma Data programına aktarılır.



Şekil 3.33. Makine odasındaki ısıl çift bağlantısı

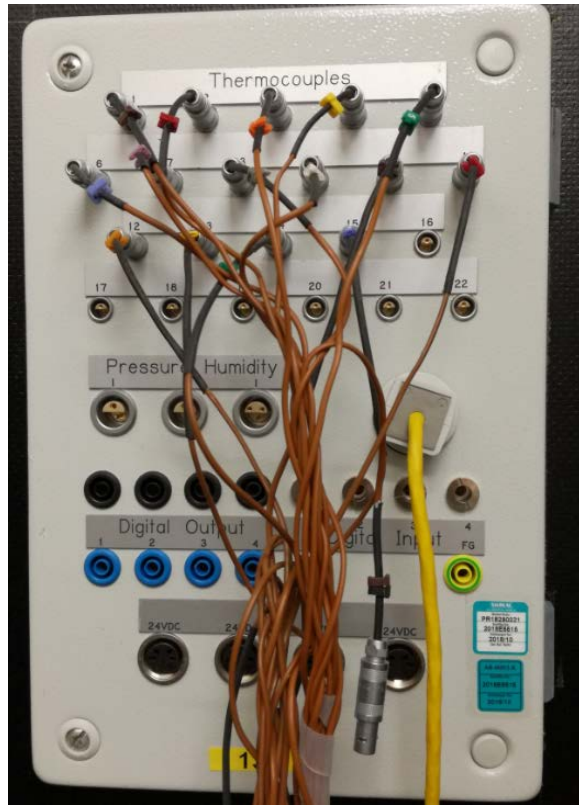


Şekil 3.34. Isıl çiftin yoğuşturucu girişi bağlantısı



Şekil 3.35. Isıl çiftin buharlaştırıcı çıkışı bağlantısı

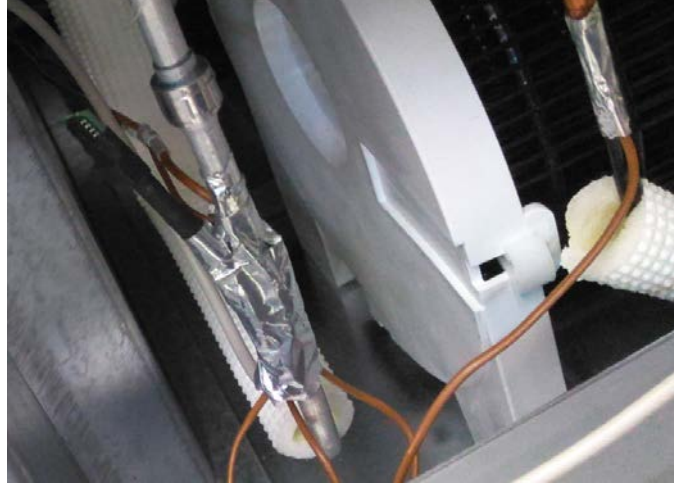
Şekil 3.35'te görünen buharlaştırıcı Al malzeme olup kılcal ve emiş borusu Cu malzemedir.



Şekil 3.36. Veri ünitesi

Test odasının dışında bulunan panoda, yapılacak test tipine göre voltaj ayarlanır. İnverterin, panonun üzerindeki fişler ile bağlantısı yapılır. Odanın dışındaki panoda

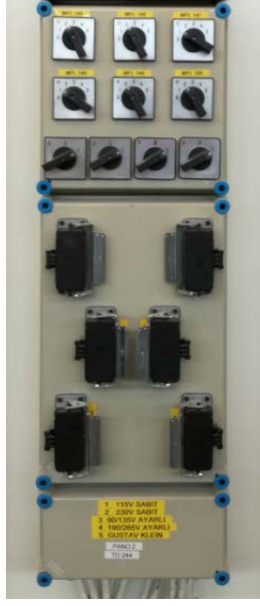
ayarlanan voltaj değeri belirli bir çarpan ile çarpılarak çıkan değeri inverter üzerinde ayarlanır.



Şekil 3.37. Isıl çiftinin yoğuşturucu çıkış bağlantısı



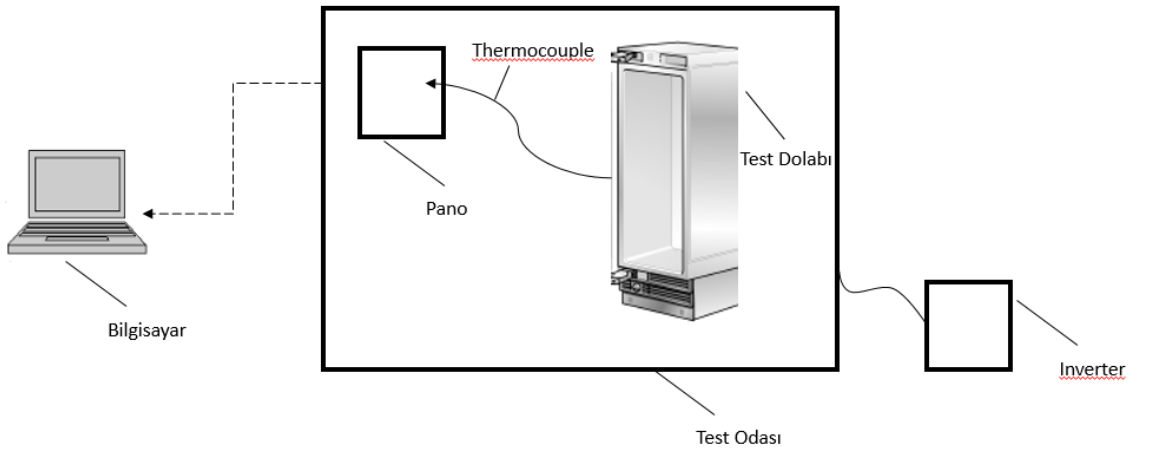
Şekil 3.38. Test odası



Şekil 3.39. Fiş ve voltaj panosu

Pulldown testi için, test odasına konulan dolabın oda ile aynı sıcaklığa gelmesi beklenerek şartlandırılır.

UDA, enerjiyi daha efektif kullanabilmek için ideal şartların sağlanması için kullanılır. Rpm, kompresör çalışması-durması, sıcaklık zamanlaması, gecikme süreleri, fan motorlarının çalışma zamanı, ısıtıcı çalışma süreleri gibi parametreleri değiştirilebilmektedir.



Şekil 3.40. Test odası ve elemanlarının şematik görünümü

4. BULGULAR

Mevcut yoğuşturucu tasarımında değişkenler, tel çapı, teller arası mesafe ve tel adetlerindeki azaltmadır. Bu değişiklikler ile toplam yüzey alanı 569443 mm^2 'den $449,763 \text{ mm}^2$ 'ye düşmektedir. %21'lik yüzey alanı kaybı %7'lik kapasite kaybına ve %1.4' lük enerji kaybına yol açmıştır. Aynı zamanda ~%0'lık enerji kaybı sonucu ile enerjiye etkisi olmadığı görülmüştür. %37 oranında yüzey alanı azalması ise %15'lik kapasite kaybına ve %3'lük enerji kaybına yol açmış ve ~%3'lük enerji kaybına neden olduğu görülmüştür. %23 oranında yüzey alanı azalması, %8'lik kapasite kaybına ve %1.6'lık enerji kaybına yol açmıştır. Bu değişiklikler yukarıdaki tablodaki gibi belirlendiğinde deneysel test sonuçlarından da görüleceği üzere ısı çiftten okunan buharlaştırıcı giriş ve buharlaştırıcı çıkış sıcaklık değerlerinde önemsenmeyecek derecede değişim olmuş, basınç değerinde ise %5'lik azalma ile $59.7 \text{ }^\circ\text{C}$ 'den $56.7 \text{ }^\circ\text{C}$ 'ye düşmüştür. Yoğuşturucu giriş sıcaklığı $52.2 \text{ }^\circ\text{C}$ 'den $51.7 \text{ }^\circ\text{C}$ 'ye, yoğuşturucu çıkış sıcaklık değeri 39.1°C 'den 38.9°C 'ye düştüğü görülmüştür. Giriş ve çıkış sıcaklık değerleri arasındaki farkın oranına bakıldığında;

Girişte (ΔT_g): %0.95

Çıkışta ($\Delta T_ç$): %0.51

Sıcaklık düşümleri olduğu görülmüştür.

Mevcut tasarımda yoğuşturucu giriş ile çıkış sıcaklıkları arasındaki değişim %25 iken, optimize edilmiş yoğuşturucuda %24.75 olduğu görülmüş olup, ilk sıcaklık farkları, yeni yoğuşturucu ölçülerinde de korunduğu görülmüştür. Aşağıdaki Çizelge 4.4'te testlerde denenmiş alternatif tasarım parametreleri, Çizelge 4.3'te halen kullanılan yoğuşturucu tasarım parametreleri gösterilmiştir.

Bu çalışmadaki tasarım parametrelerinin karşılaştırılması, yoğuşturucu fan kapasitesi sabit alınarak yapılmıştır.

Çizelge 4.3. Kullanılan yoğuşturucu tasarım değerleri

Tanımı	Toplam Boru Uzunluğu (mm)	d (mm)	g (mm)	W (mm)	P (mm)	H (mm)	Tel Adedi	Fiyat (€)	Yüzey Alanı (mm ²)
Tek Çevrimli Eşanjör	11066	1.4	4	140	20	1224	562	6.49 €	569
Çift Çevrimli Eşanjör	5701+8313	1.6	4	180	20	1224	562	6.49 €	726525

Çizelge 4.4. Alternatif değerler

Tasarım Tipleri	Toplam Boru Uzunluğu (mm)	Tel Çapı d (mm)	g (mm)	W (mm)	P (mm)	H (mm)	Tel Adedi	Yüzey Alanı (mm ²)	Yüzey Alanındaki Azalma (%)
a	11066	1.3	7	140	20	1224	326	356037	63
b	11066	1.6	6	140	20	1224	379	437664	77
c	11066	1.4	5	140	20	1224	452	449763	79
d	8474	1.6	6	140	20	900	271	321273	56
e	8618	1.4	5	140	28	1224	452	413156	73

Çizelge 4.5. Optimize edilmiş yoğuşturucu tasarım değerleri

Tanımı	Toplam Boru Uzunluğu (mm)	d (mm)	g (mm)	W (mm)	P (mm)	H (mm)	Tel Adedi	Fiyat (€)	Yüzey Alanı (mm ²)
Tek Çevrimli Eşanjör	11066	1.4	5	140	20	1224	452	6.49 €	449763
Çift Çevrimli Eşanjör	5701+8313	1.4	5	180	20	1224	452	6.49 €	573369

4.1. Tasarım Tiplerinin Yorumlanması;

4.1.1. Tasarım-a

Çizelge 4.6. Tasarım-a tipine ait değerler

Tasarım Tipleri	Toplam Boru Uzunluğu (mm)	Tel Çapı d (mm)	g (mm)	W (mm)	P (mm)	H (mm)	Tel Sayısı	Yüzey Alanı (mm ²)	Yüzey Alanındaki Azalma (%)
b	11066	1.3	7	140	20	1224	326	356037	63

Farklı olarak yarıçap 1.3 mm, g=7mm, tel adeti 326'ya düşürülerek optimize edilme yoluna gidilmiştir. Sonuç verilerine baktığımızda yüzey alanında 569443mm² 'den 356037mm² 'ye düşüş ile %37'lük yüzey alanı azalması, %15'lik kapasite kaybına ve %3 enerji kaybına sebep olduğu test sonuçlarında görülmektedir.

4.1.2. Tasarım-b

Çizelge 4.7. Tasarım-b tipine ait değerler

Tasarım Tipleri	Toplam Boru Uzunluğu (mm)	Tel Çapı d (mm)	g (mm)	W (mm)	P (mm)	H (mm)	Tel Sayısı	Yüzey Alanı (mm ²)	Yüzey Alanındaki Azalma (%)
b	11066	1.6	6	140	20	1224	379	437664	77

Sadece g=6mm ve tel adeti 379'a düşürülerek optimize edilme yoluna gidilmiştir. Test sonuçlarına bakıldığında, yüzey alanında 569443 mm² 'den 437664 mm² 'ye düşüş ile %23'lük yüzey alanı azalması, %8'lik çap kaybına ve %1.6 enerji kaybına sebep olduğu görülmektedir.

4.1.3. Tasarım-c

Çizelge 4.8. Tasarım-c tipine ait değerler

Tasarım Tipleri	Toplam Boru Uzunluğu (mm)	Tel Çapı d (mm)	g (mm)	W (mm)	P (mm)	H (mm)	Tel Sayısı	Yüzey Alanı (mm ²)	Yüzey Alanındaki Azalma (%)
c	11066	1.4	5	140	20	1224	452	449763	79

4.1.4. Tasarım-d

Tasarım-c'den farklı olarak H=1224'ten 900mm'ye düşürülmüş, tel adeti 271'e düşürülmüş yüzey alanı 321.273mm² 'ye düşürülerek %44'lük bir alan kaybına gidilmiştir. Bu verileri ile test sonuçlarında %5 kapasite kaybına ve %1 enerji kaybına sebep olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.9. Tasarım-d tipine ait değerler

Tasarım Tipleri	Toplam Boru Uzunluğu (mm)	Tel Çapı d (mm)	g (mm)	W (mm)	P (mm)	H (mm)	Tel Sayısı	Yüzey Alanı (mm ²)	Yüzey Alanındaki Azalma (%)
d	8474	1.6	6	140	20	900	271	321273	56

Çizelge 4.10. Tasarım-e tipine ait değerler

Tasarım Tipleri	Toplam Boru Uzunluğu (mm)	Tel Çapı d (mm)	g (mm)	W (mm)	P (mm)	H (mm)	Tel Sayısı	Yüzey Alanı (mm ²)	Yüzey Alanındaki Azalma (%)
e	8618	1.4	5	140	28	1224	452	413156	73

Tasarım-c'den (testi geçen tip) farklı olarak sadece P=28mm'ye artırıldığından toplam boru boyu 8618 mm'ye düşürülmesiyle yüzey alanı %27 azalma ile 413156 mm² 'ye düşmektedir. Sonuç verilerine baktığımızda kapasite kaybı %7, enerji kaybı %1.4 olmaktadır.

Çizelge 4.11. Farklı parametrelere göre elde edilen enerji değerleri

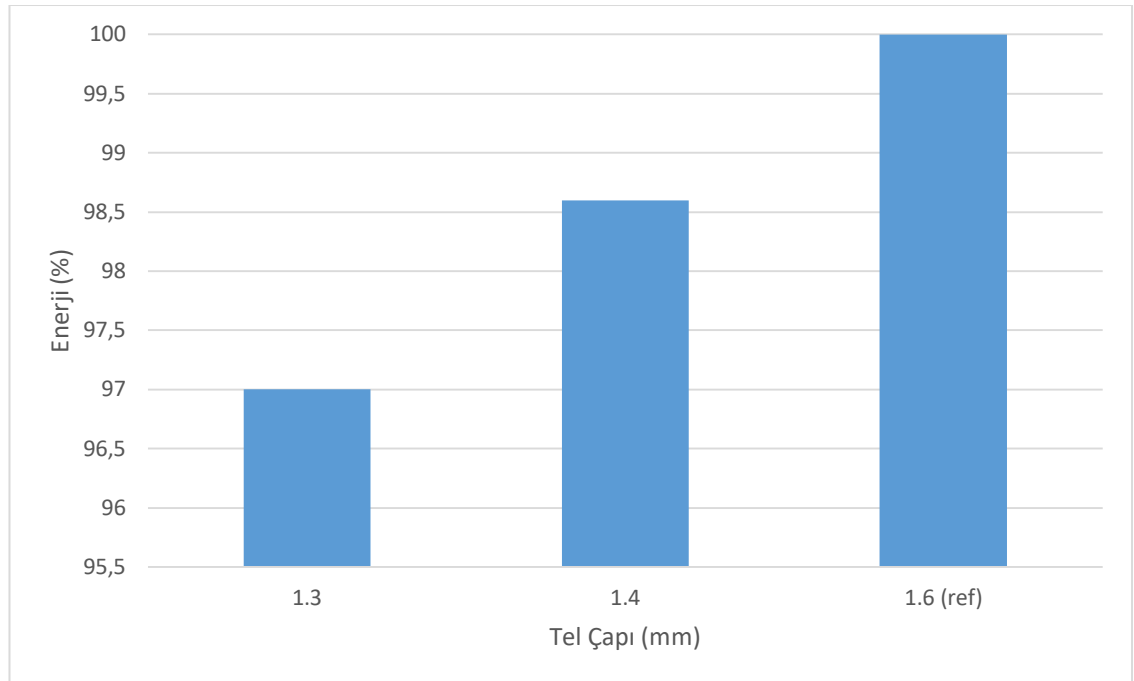
Tasarım Tipleri	d(mm)	g(mm)	H(mm)	P(mm)	Tel Adedi	Yüzey Alanı(mm ²)	Enerji (%)
Ref.	1.6	4	1224	20	562	569443	100
a	1.4	5	1224	28	452	413156	98.6
b	1.3	7	1224	20	326	356037	97
c	1.6	6	1224	20	379	437664	98.4
d	1.6	6	900	20	271	321273	99
e	1.4	5	1224	20	452	449763	98.6

4.2. Tel Çapının Etkisi

Parametre olarak tel çapını ele aldığımızda yoğunlaştırıcı ölçülerinde aşağıdaki gibi değişiklikler meydana gelmiş olup şekildeki d-Enerji grafiği elde edilmiştir.

Çizelge 4.12. Çapa bağlı olarak değişen değerler

Tasarım Tipleri	d(mm)	g(mm)	H(mm)	P(mm)	Tel Adedi	Yüzey Alanı(mm ²)	Enerji (%)
Ref.	1.6	4	1224	20	562	569443	100
b	1.3	7	1224	20	326	356037	97
e	1.4	5	1224	20	452	449763	98.6



Şekil 4.41. Çap değişiminin enerjiye etkisi

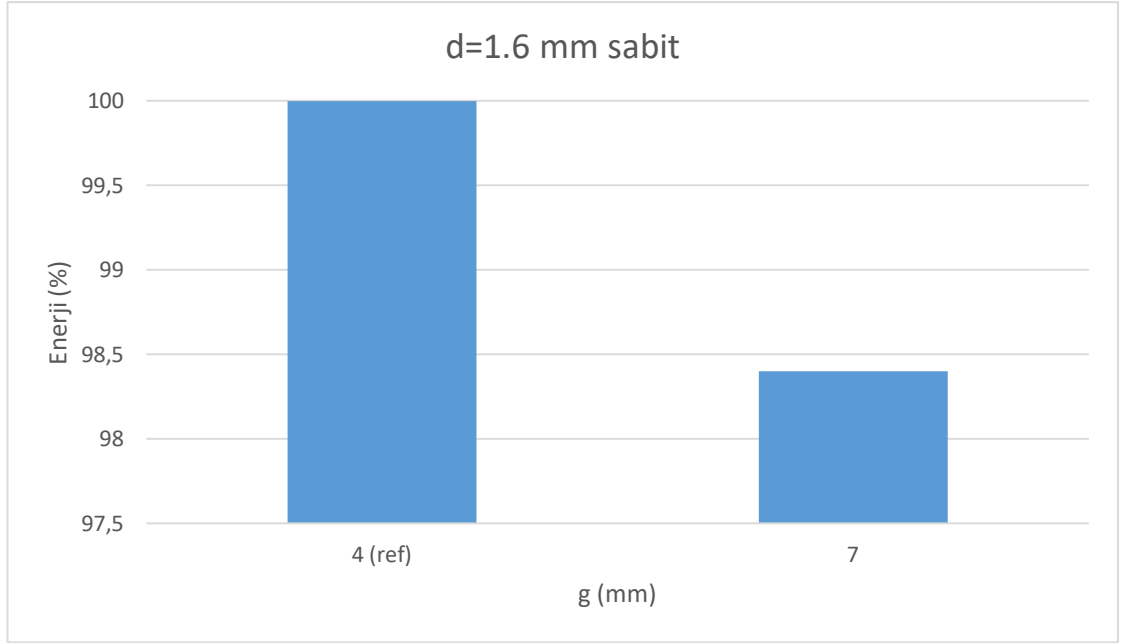
Çap, 1.6mm'den 1.4'mm'ye düşürüldüğünde yoğunlaştırıcı tasarımından ötürü g=4mm'den 5mm'ye çıkacak, 1.3mm'ye düşürüldüğünde ise 7mm'lik bir g değeri olacaktır. Yüzey alanı da aynı oran ile değişim eğrisi gösterecektir.

4.3. Kanatçık Aralığının Enerjiye Etkisi

Parametre olarak kanatçık aralığını ele aldığımızda yoğunlaştırıcı üzerindeki değişimler, aşağıdaki tabloda gösterilmekte olup şekildeki g-Enerji grafiği elde edilmiştir.

Çizelge 4.13. Kanatçık aralığı değişimi

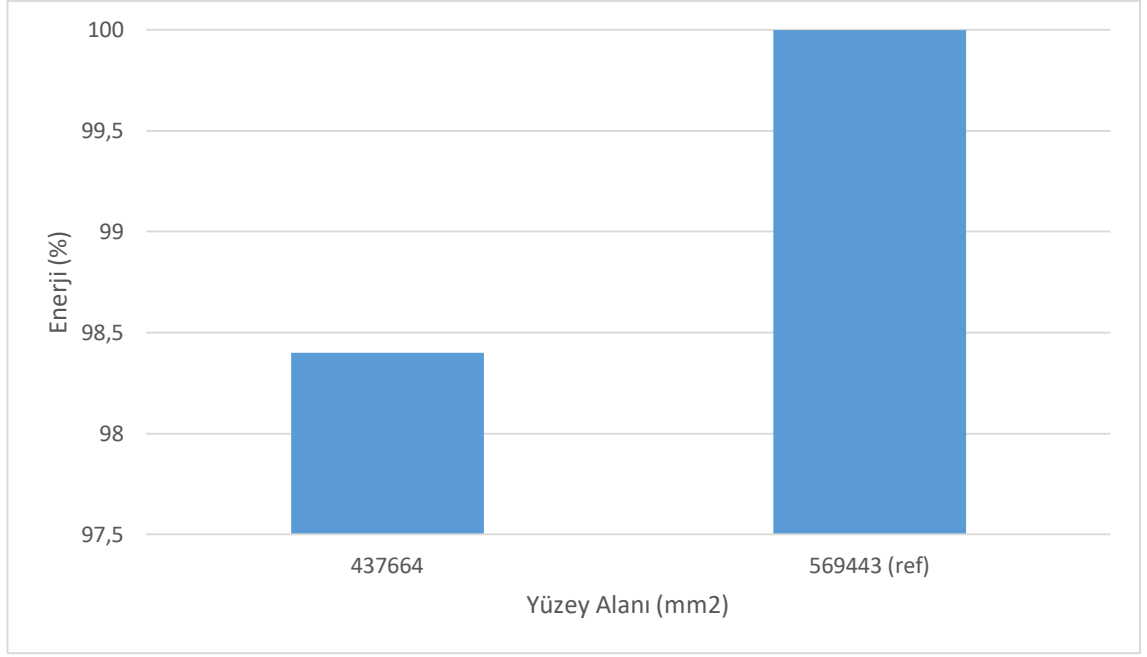
Tasarım Tipleri	d(mm)	g(mm)	H(mm)	P(mm)	Tel Adedi	Yüzey Alanı(mm ²)	Enerji (%)
Ref.	1.6	4	1224	20	562	569443	100
b	1.3	7	1224	20	326	356037	97



Şekil 4.42. Kanatçık aralığının enerjiye etkisi

g=4mm'den 6mm'ye çıkarıldığında tel sayısı 562'den 379'a düşecek ve yüzey alanı da buna bağlı olarak azalacaktır.

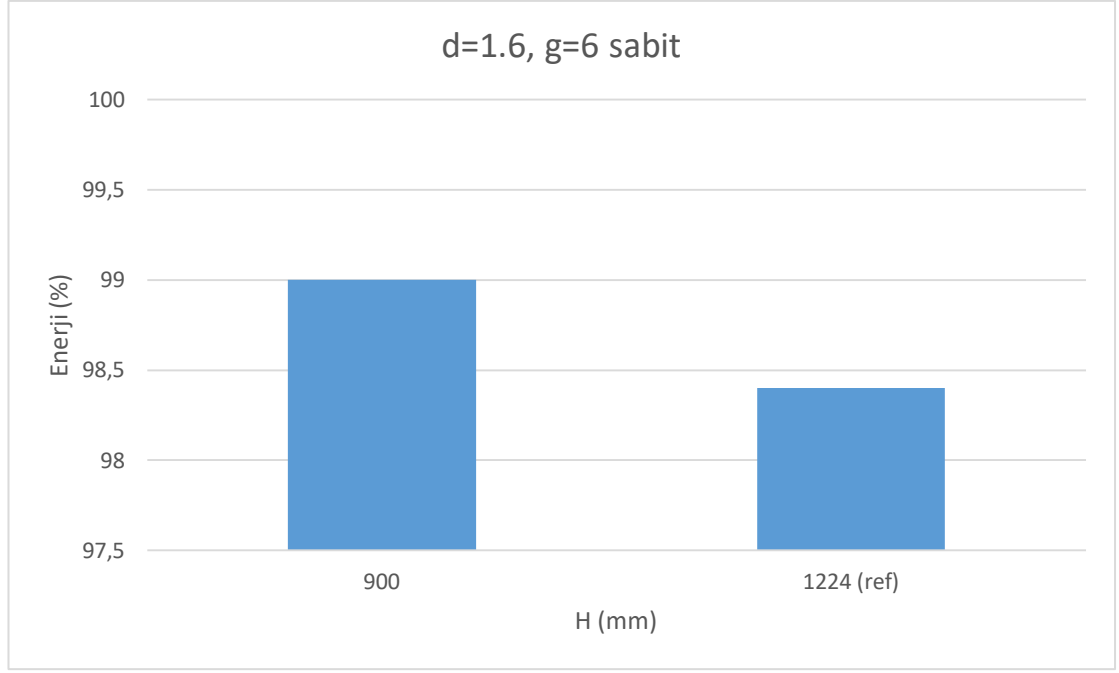
Aşağıdaki şekilde g'ye bağlı olarak azalan yüzey alanı ile enerji değişimi arasındaki ilişki gösterilmektedir. Yüzey alanı grafiklerine bakıldığında d ve g'de yapılan değişikliklerin yüzey alanına aynı oranda yansıdığı görülmektedir.



Şekil 4.43. g ile değişen yüzey alanının enerjiye etkisi

4.4. Boru Büküm Merkezleri Arasındaki Mesafenin Enerjiye Etkisi

Çap 1.6 mm ve kanatçıklar arasındaki mesafe 6 mm ölçülerinde sabit tutularak boru büküm merkezleri arasındaki mesafenin ölçüsü 1224 mm'den 900 mm'ye düşürüldüğünde, tel sayısı 379'dan 271 adete düşecek ve yüzey alanı da 437664 mm² 'den 321273 mm² 'ye düşmüş olacaktır. Buna göre enerjideki değişiklik aşağıdaki şekildeki gibidir.



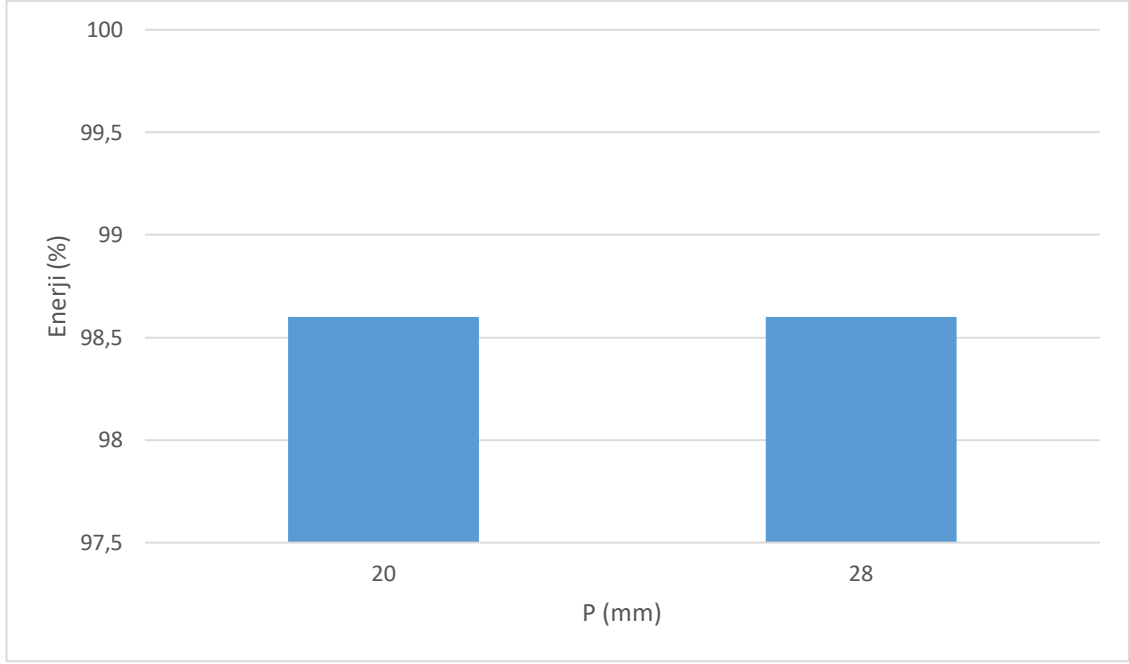
Şekil 4.44. d ve g sabit tutulup h değiştirildiğinde enerjiye etkisi

4.5. Borular Arasındaki Mesafenin Enerjiye Etkisi

d, g, H ölçüleri sabit tutulup sadece P ölçüsü 20 mm'den 28 mm'ye artırıldığında Çizelge 4.14'te de gösterildiği gibi tel sayısı da değişmeyecektir, fakat yüzey alanı 449763 mm² den 413156 mm² 'ye düşecektir. Test sonuçlarına göre aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi enerji değişmemektedir.

Çizelge 4.14. Borular arasındaki mesafenin enerjiye etkisi

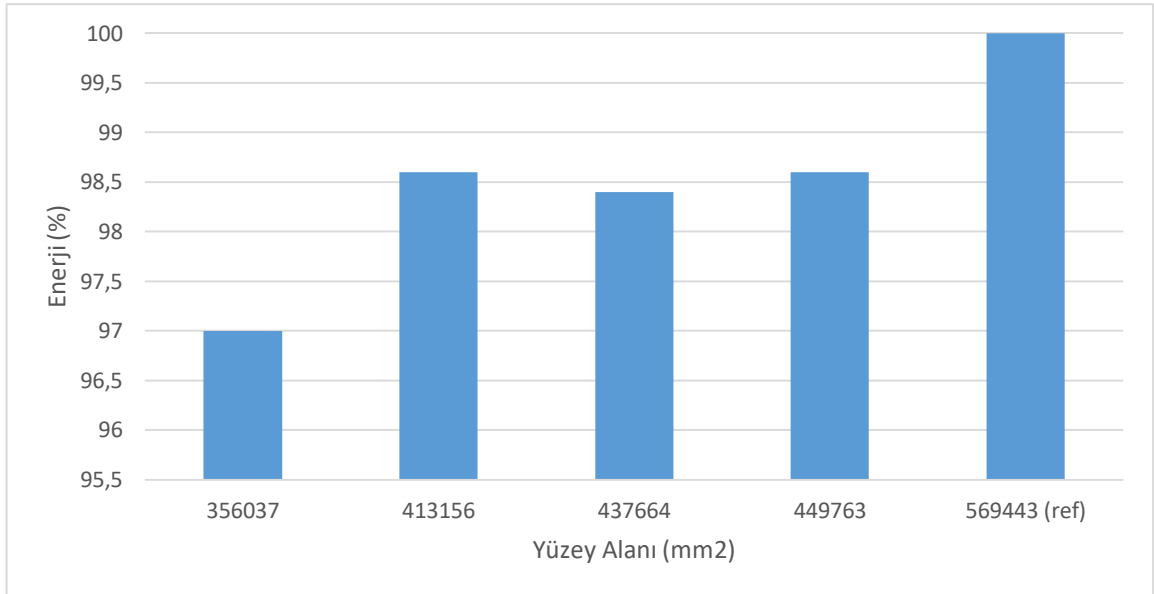
Tasarım Tipleri	d(mm)	g(mm)	H(mm)	P(mm)	Tel Adedi	Yüzey Alanı(mm ²)	Enerji (%)
a	1.4	5	1224	28	452	413156	98.6
e	1.4	5	1224	20	452	449763	98.6



Şekil 4.45. P' nin enerjiye etkisi

4.6. Yüzey Alanının Enerjiye Etkisi

Bütün test sonuçlarından yüzey alanı değişiminin enerjiye etkisi incelendiğinde aşağıdaki grafikte gösterilen sonuç çıkmaktadır. Yüzey alanı azalmaya devam ederken bazı versiyonlarda enerjinin arttığı görülmektedir.



Şekil 4.46. Yüzey alanı azalışının enerjiye etkisi

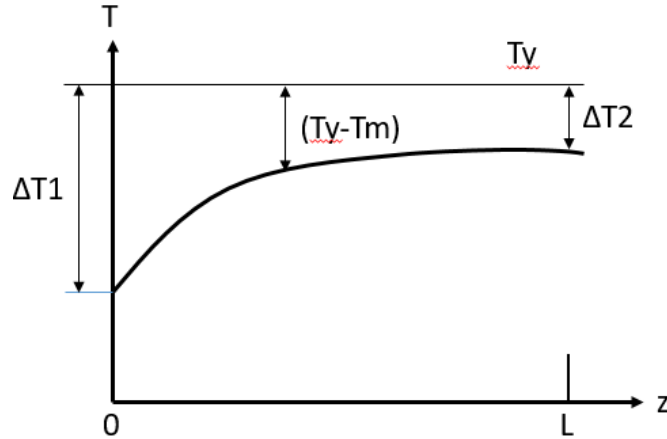
4.7. Teorik Değerlendirme ve Deneysel Sonuçlar ile Kıyaslama

Teorik hesaplamalar, ısıl ve hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış kabulü ile yapılmıştır. Testi yapılan eşanjörde, yoğuşma hal değişimi olduğundan sabit yüzey sıcaklığı şartı için çıkarılan formüller ile deney desteklenmiştir.

Sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı için;

$$\frac{dT_m}{dz} = -\frac{d(\Delta T)}{dz} = \frac{\zeta}{\dot{m}c_p} h \Delta T \quad (4.29)$$

Aşağıdaki şekilden görüleceği üzere boru boyunca sıcaklık ve sıcaklık farkı değişmektedir. Girişteki sıcaklık farkı ΔT_1 , çıkıştaki sıcaklık farkı ΔT_2 olarak tarif edilmiştir.



Şekil 4.47. Sabit yüzey sıcaklığında sıcaklık arkının boru boyunca değişimi

(29) eşitliğinin 0' dan L boru boyunca integrali alınırsa,

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -\frac{\zeta L}{\dot{m} c_p} h_m, T_y = \text{sabit} \quad (4.30)$$

Eşitliği elde edilir. Burada h_m boru boyunca ortalama ısı taşınım katsayısıdır.

Taşınım ile olan ısı transferi ise,

$$Q_t = \dot{m} c_p (T_{m,g} - T_{m,\zeta}) = \dot{m} c_p [(T_y - T_{m,\zeta}) - (T_y - T_{m,g})] \quad (4.31)$$

Eşitliğinden bulunur. Bu eşitlik düzenlenirse,

$$Q_t = \dot{m} c_p (\Delta T_2 - \Delta T_1) \quad (4.32)$$

Elde edilir. (30) eşitliğinden $\dot{m} c_p$ çekilip bu eşitlikte yerine konulursa taşınım ile ısı transferi için şu eşitlik bulunur:

$$Q_t = h_m A \Delta T_{ln}, T_y = \text{sabit} \quad (4.33)$$

Burada A yüzey alanı ($A = \pi D L$) ve ΔT_{ln} ise logaritmik sıcaklık farkıdır ve şu şekilde tarif edilir:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (4.34)$$

Yukarıda çıkartılan (4.34) eşitliği Newton'un soğuma kanununa uygun bir eşitliktir. Burada sadece sıcaklık farkı yerine ortalama logaritmik sıcaklık gelmiştir. Bunun sebebi de sabit yüzey sıcaklığı için sıcaklık farkının boru boyunca logaritmik değişim göstermesidir.

4.7.1. Eski Yoğuşturucunun Teorik Değerlendirmesi

Çizelge 4.15. Eski yoğuşturucunun farklı noktalarından alınan sıcaklık ölçümleri

Yoğuşturucudan Alınan Noktalar	Deneme Sayısı		
	1. (°C)	2. (°C)	3. (°C)
1	36.6	38.3	38.9
2	36.3	38.1	39.2
3	32.2	37.1	39.2
4	40.4	44.2	46.7
5	36.4	38.2	38.9
6	36.4	37.9	38.9

Çizelge 4.16. Eski yoğuşturucunun farklı noktalarından alınan hız ölçüm değerleri

Yoğuşturucudan Alınan Noktalar	Deneme Sayısı		
	1. (m/s)	2. (m/s)	3. (m/s)
1	0.84	0.86	0.89
2	2.3	2.47	2.44
3	0.26	0.29	0.27

Çizelge 4.16'daki verilere göre $T_{ort} = 38.55 \text{ }^\circ\text{C}$ ' dir.

$$K = \text{ }^\circ\text{C} + 273.15$$

$$K = 38.55 + 273.15 = 311.7 \text{ K}$$

Ek 2'ye göre atmosfer basıncında gazların termofiziksel özelliklerinden 311.7 K için;

$$\rho = 1.16 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 26 \times 10^{-3}$$

$$c_p = 1.007 \text{ kJ/kgK}$$

$$\nu = 15.82 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0.707$$

Kütleli debi;

$$\dot{m} = \rho A u_m$$

$$A = \pi R^2 L$$

$$\dot{m} = 1.16 \times (\pi \times 0.093^2 \times 0.14) \times 1.17$$

$$\dot{m} = 0.04 \text{ kg/s}$$

Logaritmik ısı transferi;

$$Q_t = h_m A \Delta T_{ln}$$

$$Re = \frac{u D}{\nu}$$

$$Re = \frac{1.17 \times 0.186}{15.82 \times 10^{-6}}$$

$$Re = 13,756$$

$Re > 2300$ olduğundan Nu sayısı hesaplanarak h_m çekilir.

$$Nu_D = (0.4 Re^{0.5} + 0.06 Re^{2/3}) Pr^{0.4}$$

$$= (0.4 \times 13,706^{0.5} + 0.06 \times 13,706^{2/3}) \times 0.707^{0.4}$$

$$Nu_D = 70.67$$

$$h_m = \frac{Nu k}{D_h}$$

$$h_m = \frac{70.67 \times 26 \times 10^{-3}}{0.186}$$

$$h_m = 9.878 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$Q_t = 9.878 \times 0.003 \times 284.78$$

$$Q_t = 8.44 \text{ W}$$

4.7.2. Yeni yoğuşturucunun teorik değerlendirmesi

Çizelge 4.17. Yeni yoğuşturucunun farklı noktalarından alınan sıcaklık ölçümleri

Yoğuşturucudan Alınan Noktalar	Deneme Sayısı		
	1. (°C)	2. (°C)	3. (°C)
1	35.4	37.1	37.7
2	35.1	36.9	38
3	30.6	35.5	37.6
4	38.8	42.6	45.1
5	35.2	37	37.7
6	35.2	36.7	37.7

Çizelge 4.18. Yeni yoğuşturucunun farklı noktalarından alınan hız ölçüm değerleri

Yoğuşturucudan Alınan Noktalar	Deneme Sayısı		
	1. (m/s)	2. (m/s)	3. (m/s)
1	0.84	0.86	0.89
2	2.3	2.47	2.44
3	0.26	0.29	0.27

Çizelge 4.17' deki verilere göre $T_{ort} = 37.2 \text{ °C}$ ' dir.

$$K = \text{°C} + 273.15$$

$$K = 37.2 + 273.15 = 310.3 \text{ K}$$

Test aşamasındaki kısıtlayıcılarımız;

- EAN < %1
- Tasarım parametrelerinin, yoğuşturucu üretim proseslerine uygunluğu

Ek 2'ye göre atmosfer basıncında gazların termodinamik özelliklerinden 310.3 K için;

$$\rho = 1.16 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 26 \times 10^{-3}$$

$$c_p = 1.007 \text{ kJ/kgK}$$

$$\nu = 15.82 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Pr} = 0.707$$

Kütleli debi;

$$\dot{m} = \rho A u_m$$

$$A = \pi r^2 L$$

$$\dot{m} = 1.16 \times (\pi \times 0.093^2 \times 0.14) \times 1.17$$

$$\dot{m} = 0.0051 \text{ kg/s}$$

Logaritmik ısı transferi;

$$Q_t = h_m A \Delta T_{\ln}$$

$$\text{Re} = \frac{u D}{\nu}$$

$$\text{Re} = \frac{1.17 \times 0.186}{15.82 \times 10^{-6}}$$

$$\text{Re} = 13.756$$

Re > 2300 olduğundan Nu sayısı hesaplanarak h_m çekilir.

$$\text{Nu}_D = (0.4 \text{Re}^{0.5} + 0.06 \text{Re}^{2/3}) \text{Pr}^{0.4}$$

$$= (0.4 \times 13,706^{0.5} + 0.06 \times 13,706^{2/3}) \times 0.707^{0.4}$$

$$\text{Nu}_D = 70.67$$

$$h_m = \frac{\text{Nu} k}{D_h}$$

$$h_m = \frac{70.67 \times 26 \times 10^{-3}}{0.186}$$

$$h_m = 9.878 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$Q_t = 9.878 \times 0.003 \times 266.66$$

$$Q_t = 7.90 \text{ W}$$

4.7.3. Teorik Değerlendirme ve Deneysel Sonuçlar ile Kıyaslama

Aşağıdaki tabloda tam gelişmiş akışta, sabit yüzey sıcaklığı şartında teorik hesaplarla elde edilmiş değerler ile deneyden alınan ölçüler gösterilmiştir. h_m ve c_p değerleri Tablo 14'teki termofiziksel özelliklere göre alınmıştır.

Bu çalışma, en fazla %1'lik enerji kaybı olması ve yoğuşturucu üretim proseslerine uygunluğu kısıtlarına göre tasarım parametreleri belirlenerek yapılmıştır.

Çizelge 4.19. Isı Transferi Hesaplama Sonuçları

Yoğuşturucu Tanımı	T_g ($^{\circ}C$)	$T_{ç}$ ($^{\circ}C$)	T_y ($^{\circ}C$)	h_m (kJ/kg)	c_p (kJ/kgK)	$Q_t, \Delta T_{ln}$ (W)	ΔQ_t (%)
Ref.	52.2	39.1	38.55	9.878	1.3	8.44	-
c	51.7	38.9	37.2	9.878	1.007	7.9	6.17

5. SONUÇ

Deneysel çalışma, BSH soğutma laboratuvarında maliyet düşürme, enerji verimi ve ağırlık azaltma için yapılmıştır. Laboratuvarda test düzeneğine bağlanan ankastre tipi soğutucuyla deneyler gerçekleştirilmiş olup ısıl çiftlerin kullanılmasıyla yoğuşturucu girişinde, çıkışında ve soğutucu kompartımanın içerisindeki sıcaklık değerleri elde edilmiştir.

Testlerde kullanılan soğutucu tipi, tek kapılı donduruculu ankastre olup, 135g R134a gazı doldurulmuş bir soğutucudur.

Belirlenen optimum değerler ile tek çevrimli yoğuşturucular için %0.3 enerji düşüşü, çift çevrimli yoğuşturucular için yaklaşık %0.8'e yakın enerji düşüşü görülmüştür.

Bu çalışmada incelenen tek kapılı donduruculu ankastre tipi soğutucusunun enerji değerleri limitleri temel alındığında en fazla %1 oranında bir enerji düşüşü veren tasarım ölçüleri kabul edilmiştir.

Yüzey alanının azalmasıyla enerji değerleri düşerken, bazı noktalarda aksine yükseliş gözlemlenmiştir. Bunun nedeni olarak bu noktalarda tel çapı, tel aralığı ve tel sayısının değişiminin yanın da hava akış karakteristiklerinin de etkili olduğu düşünülmektedir.

Hem yoğuşturucu üretim prosesine uygun hem de enerji değerlerini efektif şekilde düşüren $d=1.4\text{mm}$, $g=5\text{mm}$ olan 452 tel adetine sahip c tipi yoğuşturucu örneği testlerden geçmiş ve maliyeti azaltmıştır.

KAYNAKLAR

Anonim,2018.<https://www.realsimple.com/food-recipes/tools-products/appliances/how-does-refrigerator-work> -(Erişim tarihi: 10.01.2019)

Anonim,2017.https://www.secop.com/fileadmin/user_upload/technical-literature/single-pack-instructions/kappa_compressors_04-2018_desi200p102.pdf (Erişim tarihi: 10.01.2019)

Anonim,2017.https://www.secop.com/fileadmin/user_upload/solutions/compressor-q-and-a/pdf-files/secop_xv_compressor_exploded_view.pdf -(Erişim tarihi: 10.01.2019)

Anonim,2017.https://www.secop.com/fileadmin/user_upload/technical-literature/danfoss-lectures/condensers_for_refrigeration_appliances.pdf-(Erişim tarihi: 20.10.2018)

Anonim,2018.<https://www.geapplianceparts.com/store/parts/spec/WR85X10017> (Erişim tarihi: 18.12.2018)

Anonim,2011.<https://www.sanhuausa.com/us/en/products/products-for-household-refrigerator/bdf-kmv-bi-stable-solenoid-valve> (Erişim tarihi: 18.12.2018)

Anonim,2018.<https://www.danfoss.com/en-us/products/filter-driers-andstrainers/dcs/filterdriers/dml-dcl-hermetic-filter-driers-hfc-optimized/eliminator-15-cu-in-filter-driers/#tab-overview> (Erişim tarihi: 09.03.2019)

Cai P., Zhao L., Liu J., Kong S., 2014. Study on Inhomogeneity of Heat Transfer In Tube-Side for Spiral-Wound Heat Exchanger. Journal of Chemical and Pharmaceutical Research, 2014, 6(7):449-454

Chaudhari ,N.B., Chaudhar P.N. 2015. Heat Recovery System from the Condenser of a Refrigerator-an Experimental Analysis. Sinhgad College of Engineering, Pune, India, p: 41-44.

Çengel, Y.A., Boles, M.A. 2008. Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla. Bursa, 458 s.

Dağsöz A.K., 1981. Soğutma Tekniğı, Nükleer Enerji ve Isı Transferi Kürsüsü, Makine Fakültesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye, 67 s.

Gomez, L.C. 2006. Effectiveness-NTU Computation with a Mathematical Model for Cross-Flow Heat Exchangers. Univeristy of Sao Pulo, Sao Pulo, p: 510-517.

Halıcı, F., Taymaz, İ., Gündüz, M. 1998. The Effect of The Number of Tube Rows on Heat, Mass and Momentum Transfer in Flat-Plate Finned Tube Heat Exchangers. Mechanical Engineering Department, University of Sakarya, Sakarya, Turkey, s. 963-972.

Jader R. Barbosa Jr., Rodrigo A. Sigwalt, 2006. Air-side Heat Transfer and Pressure Drop in Spiral Wire-On-Tube Condensers. Polo Research Laboratories for Emerging Technologies in Cooling and Thermophysics, Department of Mechanical Engineering, Federal University of Santa Catarina, Brazil, p: 939-951.

Karataş M. 2018. Ev Tipi Buzdolabında Elips ve Dairesel Borulu Evaporatörün Performansa Etkisinin Deneysel Araştırılması. Selçuk Üniversitesi, Konya, Türkiye, 63 s.

Melo, C., Hermes C., J.L. 2007. A Heat Transfer Correlation for Natural Draft Wire-and-Tube Condensers. POLO Research Laboratories for Emerging Technologies in Cooling and Thermophysics, Federal University of Santa Catarina, Brazil, pp: 550-552.

Parikshit A. Ladke, C.S. Choudhari 2016. Design, Optimization and Performance Analysis of Condenser for HVAC Automobile System for R-290. Mechanical Department, Savitribai Phule University, AISSMS, COE, Pune, India.

Sarthak M. T., Prajapati R.P., Solanki D.C., 2017. Performance analysis of a domestic refrigerator using various alternative refrigerant. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering Thermal Engineering*, 14: 92-103

Wang C.C, Tao W.H., Chang C.J. 1999. An investigation of the airside performance of the slit fin-and-tube heat exchangers. Department of Chemical Engineering, Chinese Culture University, Taipei, Taiwan, pp: 595-603.

Wang C.C, Lee C.J., Chang C.T., Lin, S.P. 1998. Heat Transfer and Friction Correlation for Compact Louvered Fin and Tube Heat Exchangers. Industrial Technology Research Institute, Hsinchu, Taiwan, pp: 2681-2691.

EKLER

EK 1 R134a gazının termofiziksel özellikleri

EK 1 R134a Gazının Termodinamik Özellikleri (D.P.Wilson, 1998)

T °C	p Bar	v_f dm ³ /kg	v_g m ³ /kg	h_f kJ/kg	h_g kJ/kg	R kJ/kg	s_f kJ/(kg K)	s_g kJ/(kg K)
20,00	5,716	0,8157	0,03577	227,23	408,33	181,09	1,0954	1,7132
21,00	5,895	0,8182	0,03469	228,64	408,86	180,22	1,1001	1,7128
22,00	6,078	0,8206	0,03365	230,05	409,38	179,34	1,1049	1,7125
23,00	6,265	0,8231	0,03264	231,46	409,91	178,45	1,1096	1,7122
24,00	6,457	0,8257	0,03166	232,87	410,42	177,55	1,1143	1,7118
25,00	6,653	0,8283	0,03072	234,29	410,94	176,65	1,1190	1,7115
26,00	6,853	0,8309	0,02982	235,72	411,45	175,73	1,1237	1,7112
27,00	7,058	0,8335	0,02894	237,15	411,96	174,81	1,1285	1,7109
28,00	7,267	0,8362	0,02809	238,58	412,47	173,89	1,1332	1,7106
29,00	7,482	0,8389	0,02727	240,02	412,97	172,95	1,1379	1,7103
30,00	7,701	0,8416	0,02648	241,46	413,47	172,00	1,1426	1,7100
31,00	7,924	0,8444	0,02572	242,91	413,96	171,05	1,1473	1,7097
32,00	8,153	0,8473	0,02498	244,36	414,45	170,09	1,1520	1,7094
33,00	8,386	0,8501	0,02426	245,82	414,94	169,12	1,1567	1,7091
34,00	8,625	0,8530	0,02357	247,28	415,42	168,14	1,1614	1,7088
35,00	8,868	0,8560	0,02290	248,75	415,90	167,15	1,1661	1,7085
36,00	9,117	0,8590	0,02225	250,22	416,37	166,15	1,1708	1,7082
37,00	9,371	0,8620	0,02162	251,70	416,84	165,14	1,1755	1,7079
38,00	9,630	0,8651	0,02102	253,18	417,30	164,12	1,1802	1,7077
39,00	9,894	0,8682	0,02043	254,67	417,76	163,09	1,1849	1,7074
40,00	10,164	0,8714	0,01986	256,16	418,21	162,05	1,1896	1,7071
41,00	10,439	0,8747	0,01930	257,66	418,66	161,00	1,1943	1,7068
42,00	10,720	0,8779	0,01877	259,16	419,11	159,94	1,1990	1,7065
43,00	11,007	0,8813	0,01825	260,67	419,54	158,87	1,2037	1,7062
44,00	11,299	0,8847	0,01774	262,19	419,98	157,79	1,2084	1,7059
45,00	11,597	0,8882	0,01726	263,71	420,40	156,69	1,2131	1,7056
46,00	11,901	0,8917	0,01678	265,24	420,83	155,59	1,2178	1,7053
47,00	12,211	0,8953	0,01632	266,77	421,24	154,47	1,2225	1,7050
48,00	12,526	0,8989	0,01588	268,32	421,65	153,33	1,2273	1,7047
49,00	12,848	0,9026	0,01544	269,86	422,05	152,19	1,2320	1,7044
50,00	13,176	0,9064	0,01502	271,42	422,44	151,03	1,2367	1,7041
51,00	13,510	0,9103	0,01461	272,98	422,83	149,85	1,2414	1,7037
52,00	13,851	0,9142	0,01421	274,55	423,21	148,66	1,2462	1,7034
53,00	14,198	0,9182	0,01383	276,13	423,59	147,46	1,2509	1,7030
54,00	14,552	0,9223	0,01345	277,71	423,95	146,24	1,2557	1,7027
55,00	14,912	0,9265	0,01309	279,30	424,31	145,01	1,2604	1,7023
56,00	15,278	0,9308	0,01273	280,90	424,66	143,75	1,2652	1,7019
57,00	15,652	0,9351	0,01239	282,51	424,99	142,49	1,2700	1,7015
58,00	16,032	0,9396	0,01205	284,13	425,32	141,20	1,2747	1,7011
59,00	16,419	0,9441	0,01172	285,75	425,64	139,89	1,2795	1,7007
60,00	16,813	0,9488	0,01141	287,39	425,96	138,57	1,2843	1,7003
61,00	17,215	0,9536	0,01110	289,03	426,26	137,23	1,2892	1,6998
62,00	17,623	0,9585	0,01079	290,68	426,54	135,86	1,2940	1,6994
63,00	18,039	0,9635	0,01050	292,35	426,82	134,47	1,2988	1,6989
64,00	18,462	0,9687	0,01021	294,02	427,09	133,07	1,3037	1,6983
65,00	18,893	0,9739	0,00993	295,71	427,34	131,63	1,3085	1,6978
66,00	19,331	0,9794	0,00966	297,40	427,58	130,18	1,3134	1,6973
67,00	19,777	0,9850	0,00940	299,11	427,81	128,70	1,3183	1,6967
68,00	20,231	0,9907	0,00914	300,83	428,02	127,19	1,3232	1,6961
69,00	20,692	0,9966	0,00888	302,57	428,22	125,65	1,3282	1,6954
70,00	21,162	1,0027	0,00864	304,31	428,40	124,08	1,3331	1,6947
71,00	21,640	1,0090	0,00840	306,07	428,56	122,49	1,3381	1,6940
72,00	22,126	1,0155	0,00816	307,85	428,71	120,86	1,3431	1,6933
73,00	22,620	1,0222	0,00793	309,64	428,84	119,19	1,3482	1,6925
74,00	23,123	1,0291	0,00770	311,45	428,94	117,49	1,3532	1,6917
75,00	23,634	1,0363	0,00748	313,27	429,03	115,76	1,3583	1,6908
76,00	24,154	1,0437	0,00727	315,11	429,09	113,98	1,3635	1,6899
77,00	24,683	1,0514	0,00706	316,97	429,13	112,16	1,3686	1,6889
78,00	25,221	1,0595	0,00685	318,86	429,15	110,29	1,3738	1,6879
79,00	25,768	1,0679	0,00665	320,77	429,13	108,36	1,3791	1,6868

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Görkem Bayraktar
Doğum Yeri ve Tarihi : Trabzon 11/01/1990
Yabancı Dil : İngilizce, İtalyanca

Eğitim Durumu

Lise : Fatih (Yabancı Dil Ağırlıklı) Lisesi, 2008
Lisans : Bursa Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü, 2013
Yüksek Lisans :Bursa Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Haier Europe (2019-...)
BSH Bosch Siemens Hausgeräte GmbH (2017-2019)
TOFAŞ Türk Otomobil Fabrikası A.Ş (2014-2016)

İletişim (e-posta) : byrktrgorkem@gmail.com