

**MAHALLERİN İKLİMLENDİRİLMESİNDE
KULLANILAN KLİMA SANTRALLERİNDE ISI GERİ
KAZANIM YÖNTEMLERİ VE DIŞ HAVA ISISINDAN
FAYDALANMAK**

Cantürk KOTA



T.C.

BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MAHALLERİN İKLİMLENDİRİLMESİNDE KULLANILAN KLİMA
SANTRALLERİNDE ISI GERİ KAZANIM YÖNTEMLERİ VE DIŞ HAVA
ISISINDAN FAYDALANMAK**

**Cantürk KOTA
000000308906694**

Doç. Dr. Nurettin YAMANKARADENİZ
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Cantürk KOTA tarafından hazırlanan “Mahallerin İklimlendirilmesinde Kullanılan Klima Santrallerinde Isı Geri Kazanım ve Dış Hava Isısından Faydalanmak ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Nurettin YAMANKARADENİZ

0000000316572604

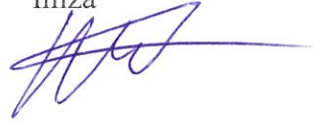
Başkan : Doç. Dr. Nurettin YAMANKARADENİZ
Bursa Uludağ Üniversitesi

0000000316572604

Üye : Doç .Dr. Nurullah ARSLANOĞLU
Bursa Uludağ Üniversitesi

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Kemal Furkan SÖKMEN
Bursa Teknik Üniversitesi

İmza



İmza



İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN

Enstitü Müdürü

22/11/2019

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

- 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 yararlanması 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.

07/09/2019

İmza

Cantürk KOTA

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

MAHALLERİN İKLİMLENDİRİLMESİNDE KULLANILAN KLİMA
SANTRALLERİNDE ISI GERİ KAZANIM YÖNTEMLERİ VE DIŞ HAVA
ISISINDAN FAYDALANMAK

Cantürk KOTA

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Nurettin YAMANKARADENİZ

Yakın geçmişte ve günümüzde enerjiye sahip olmak için dünya ülkeleri birbirleriyle yarışmaktadır. Ülkemiz enerjiyi büyük oranda ithal etmektedir. Enerjinin ithali hem dış borçlanmayı arttırmakta hem de ülkemizin dışa bağımlılığını ortaya koymaktadır. Bu husus çerçevesinde dışa bağımlı olmak ülkemizin tam bağımsızlığı konusunda ciddi bir engeldir. Bu çalışma ile yatırımcı-akademi bir araya getirilmeye çalışılmıştır. Yatırımcının ürün bazlı satın almalarda ürün-ürün olarak değil ürün-genel sistem olarak bakması gerektiği gösterilmeye çalışılmıştır. Üç farklı duruma göre sistemler çalışılmıştır. Santral debileri uluslararası standartlara göre belirlenmiştir. Isı geri kazanım çıkış sıcaklıkları ve ısıtma-soğutma batarya kapasiteleri bulunmuştur. Basınç kayıpları hesaplanarak pompa, kazan, soğutma grubu, tesisat vb. gruplar projelendirilmiştir. Ayrı ayrı sistemlerin keşif özetleri çıkartılarak malzeme ve işçilik maliyetleri girilmiştir. Ürün bazlı olarak ısı geri kazanımlı klima santralleri daha maliyetli olmakla birlikte genel sistem üzerinde daha uygun kalmaktadır. Bununla birlikte işletme maliyetleri ısı geri kazanımlı sistemlerde yıllık olarak ciddi derecede fark etmektedir. Ayrıca klima santrallerine by-pass hücresi eklenerek dış hava ısisından faydalandığı takdirde ne kadar enerji tasarrufu yapılabileceği gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Havalandırma, ısı geri kazanım, enerji tasarrufu, serbest soğutma, ilk yatırım maliyeti, klima santrali, iç hava kalitesi

2019, ix + 56 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

THE AIR HANDLING UNITS USED IN AIR-CONDITIONING HEAT RECOVERY METHODS AND TAKE ADVANTAGE OF EXTERNAL AIR TEMPERATURE

Cantürk KOTA

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

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Nurettin YAMANKARADENİZ

In the close past and nowadays all countries in the world are competing with each other to own energy. Our country imports energy to a large extent. The import of energy both increases the foreign indebtment and external dependence. Being dependent externally is a major obstacle for our country on the way to the total indepence. By means of this studying investor and academy were tried to get together. It was tried to show that investor in product-oriented purchases should see a product general sistem not just a product. Three different systems were developed. The AHU capacity was determined according to international norms. Three were heat recovery output temperatures and heating and cooling battery capacities, pump, boiler, chiller, fitment and etc. Were designed by calculating pressure loss. Material and labor cost were calculated by exemining every system separately. As a prduct oriented, heat recovery system are more suitable for the general system, despite the high cost. However, annually operating cost in this system makes a significant difference. Also if add by-pass unit to the AHU and we utulize outdoor air temperature we can see how much energy we save on.

Key words: Air conditioning, heat recovery, energy saving, freecooling, initial investment cost, air handling unit, internal air quality

2019, ix + 56 pages.

TEŞEKKÜR

Bu tezin hazırlanmasında ve eğitim hayatımda emeği geçen değerli hocalarım Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ ve Doç. Dr. Nurettin YAMANKARADENİZ'e , tez çalışmalarımıda beni yönlendiren Sayın Hamit MUTLU'ya ve Mekanik Proje firması çalışanlarına, tez projesi hazırlanmasında katkıları olan Sayın Recep DURMAZ ve Proçözüm firması çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım.

Hayatım boyunca elindeki tüm imkanlarını ben ve Abim Caner KOTA'ya harcayan bu noktaya gelmemde büyük emekleri olan ve asla emeklerinin ödenmeyeceği sevgili Annem ve Babam Güllizar KOTA ve Aytekin KOTA'ya çok teşekkür ederim . Tez çalışması süresince beni sürekli destekleyen hayat arkadaşım Kübra ERGÜL'e teşekkürlerimi sunarım.

Cantürk KOTA

05.09.2019

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1.GİRİŞ	1
2.KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1.Kuramsal Temeller	3
2.1.1.Rekuperatörler	3
2.1.2. Isı Geçişi	3
2.1.3.Sızıntı ve Kaçaklar	4
2.1.4.Nem Geçişi	5
2.1.5.Basınç düşümü	5
2.1.6.Verimlilik	5
2.2.Yapısal Özellikler	6
2.2.1.Çapraz akış	6
2.2.2.Zıt akış	7
2.3.Isı Tekerlekleri	8
2.3.1.Prensip ve çalışma	8
2.3.2. Isı geçişi	8
2.3.3.Nem geçişi	9
2.3.4.Basınç düşümü	10
2.3.5.Verimlilik	10
2.3.6.Yapısal özellikler	12
2.3.7.Zıt akış	12
2.3.8.Dolgu çeşitleri	12
2.4.Bedava Soğutma (Freecooling)	14
2.5.Kaynak Araştırması	15
3.MATERYAL ve YÖNTEM	20
3.1.Örnek Projenin Tanıtılması	20
3.2.Klima santrallerinin hava debilerinin hesaplanması	21
4.BULGULAR ve TARTIŞMA	24
4.1.Klima Santrallerindeki Isı Geri Kazanım Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının Hesaplanması	24
4.2.Klima Santrallerinin Isıtma ve Soğutma Batarya Kapasitelerinin Hesaplanması	29

	Sayfa
4.3.Üç farklı Duruma Göre Projelerin Oluşturulması	37
4.4.Üç Farklı Duruma Göre Keşif Özetlerinin Oluşturulması	45
4.5.Maliyet Çalışması	46
4.5.1.İlk yatırım maliyeti.....	46
4.5.2.İşletme Maliyetleri	46
4.5.3.Dış Hava Isısından Faydalanmak.....	47
5.SONUÇ	49
KAYNAKLAR.....	50
EKLER	51
EK 1.....	52
ÖZGEÇMİŞ	56

SİMGE VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
%RH	Bağıl nem
P	Basınç
CO ₂	Karbondioksit
K	Kelvin
L	Boru parçalarının uzunlukları (m),
kg	Kilogram
m	Metre
mm	Milimetre
Pa	Pascal
h	Saat
R	Metre boru başına basınç kaybı
s	Saniye
°C	Santigrat derece
ΔT	Sıcaklık farkı
U	Toplam ısı geçiş katsayısı
Q	Transfer edilen enerji
W	Watt
E	Ksi
V _p	Pompa debisi
C	Suyun özgül ısınma ısısı
G	Suyun yoğunluğu
Z	Özel direnç kayıpları

Kısaltmalar Açıklama

AHU	Air Handling Unit
AVM	Alışveriş Merkezi
DH	Dış Hava
ERP	Avrupa Enerji Yönetmeliği Verimlilik Normu
HVAC	Heating Ventilating Air Conditioning
IGKH	Isı Geri Kazanımlı Havalandırma
IGTHS-1	Isı Geri Kazanımlı Taze Hava Santrali
SHF	Duyulur Isı Oranı
THSC	Taze Hava Santrali Çıkış Sıcaklığı

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Sızıntı şekillerinin şematik gösterimi	4
Şekil 2.2. Çapraz akışın şematik gösterimi	7
Şekil 2.3. Isı tekerlekli klima santrali.....	9
Şekil 2.4. Verimlilik.....	11
Şekil 2.5. Isı tekerleğinde zıt akış	12
Şekil 2.6. Dolgulu duyulur ısı tekerlekleri	13
Şekil 2.7. Dolgulu soğurucu (sorption) ısı tekerlekleri	13
Şekil 2.8. Özel kaplamalı ısı tekerlekleri	14
Şekil 3.1. Central Balat Projesi	20
Şekil 3.2. Ekipmanların yerleşiminin yapıldığı mimari plan	21
Şekil 4.1. IGTHS-1 santralının plakalı ısı geri kazanım ısıtma çıktısı	26
Şekil 4.2. IGTHS-1 santralının plakalı ısı geri kazanım soğutma çıktısı.....	27
Şekil 4.3. IGTHS-1 santralının rotorlu ısı geri kazanım ısıtma-soğutma çıktısı.....	28
Şekil 4.4. Psikometrik diyagramda IGTHS-1 santralının ısıtma diyagramı	29
Şekil 4.5. IGTHS-1 santralının ısı geri kazanımsız ısıtma batarya hesabı çıktısı.....	31
Şekil 4.6. IGTHS-1 santralının ısı geri kazanımsız soğutma batarya hesabı çıktısı	32
Şekil 4.7. IGTHS-1 santralının plakalı ısı geri kazanımlı ısıtma bataryası hesabı çıktısı..	33
.....	33
Şekil 4.8. IGTHS-1 santralının plakalı ısı geri kazanımlı soğutma bataryası hesabı	34
çıktısı.....	34
Şekil 4.9. IGTHS-1 santralının rotorlu ısı geri kazanımlı ısıtma bataryası hesabı	35
çıktısı.....	35
Şekil 4.10. IGTHS-1 cihazının rotorlu ısı geri kazanımlı soğutma bataryası hesabı	36
çıktısı.....	36
Şekil 4.11. Soğutma grubu,soğutma kollektörü ve tesisat plan görünüşü	43
Şekil 4.12. Soğutma grubu,soğutma kollektörü ve kolon şeması	44
Şekil 4.13. Isıtma grubu,ısıtma kollektörü ve tesisat plan şeması	44
Şekil 4.14. Isıtma grubu,ısıtma kollektörü ve kolon şeması	45
Şekil 4.15. Rotorlu ısı geri kazanımlı klima santralinin kesit görünüşü	45

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Hava değişim katsayıları (ASHRAE, 2007).....	22
Çizelge 3.2. Klima santrallerinin hava debilerinin hesaplanması.....	23
Çizelge 4.1. Klima santrallerinin batarya hesabı.....	37
Çizelge 4.2. Özel dirençler tablosu.....	39
Çizelge 4.3. Özel dirençlerin projeye göre tablosu.....	40
Çizelge 4.4. Örnek pompa basınç kaybı	41
Çizelge 4.5. Örnek pompa basınç kaybı (bilgisayar destekli program ile.çözüm).....	42
Çizelge 4.6. Üç farklı durumu göre ilk yatırım maliyetleri.....	46
Çizelge 4.7. Üç farklı durumu göre işletme maliyetleri.....	47
Çizelge 4.8. Bursa ili bedava soğutma yapılabilecek saatler.....	48

1. GİRİŞ

Ülkemiz toplumsal ve ekonomik yapısını geliştirmekte olan ve tüketimi yükselen bir ülke olması sonucu enerji sarfiyatı katlanarak artmaktadır. Türkiye'nin enerji taleplerinin büyük bir oranı ithal kaynaklardan karşılanmaktadır. Yakın tarihimize oranla yükselen enerji talebi ile birlikte dışa bağımlılığımızda artmaktadır. Öte yandan doğaya salınan CO₂ öncelikli olmak üzere, küresel ısınmaya sebebiyet veren gaz salınımlarının çevreye verdiği zararlar ve iklim değişiklikleri önemli bir problem haline gelmiştir. Yakın zamanda ana gündem oluşturan bu konunun çözümü, dünya genelinde farklı farklı önlemler almayı mecbur kılmıştır. Ortak paydada enerjinin doğru ve verimli kullanımını bu önlemlerin başında gelmektedir.

Enerjinin verimli kullanılması sayesinde, ülke genelinde oluşturulacak faydanın yanı sıra, endüstriyel işletmelerinin çoğunluğunda total giderler içerisinde büyük bir orana sahip olan enerji harcamalarının ve küresel ısınmanın pozitif yönde gelişim sağlamasına önemli ölçüde katkı sağlayacaktır. Bu nedenle, enerjinin verimli kullanılmasına yönelik yapılan çalışmalar büyük önem taşımaktadır (Güngör 1995).

Günümüzde enerji; dikkatle tüketilmesi gereken değerli ve pahalı bir kullanım maddesidir. Binalarda kullanılan enerjiyi en verimli şekilde değerlendirmek ise her tür kuruluşun masraflarını azaltır ve verimini yükseltir. Dünyanın pek çok ülkesinde, enerji tüketiminin yaklaşık %40' ı binaların ısıtma, havalandırma ve klima sistemleri için harcanmaktadır. Son yıllarda özellikle salgın hastalıkların artmasıyla birlikte temiz hava kavramı önem kazanmaktadır. Hasta Bina Sendromunun azaltılabilmesi, taze hava miktarının artırılmasını gerektirmektedir. Bir mahallin sadece iklimlendirilmesi yetmeyip, iç ortamın havalandırılması da (taze hava beslemesi) gerek ve zorunlu hale gelmiştir. Binalarda havalandırma, yani temiz hava kullanımı, çeşitli nedenlerden dolayı kaçınılmazdır. Hastanelerde ortam havasını mikroplardan arındırmak, fabrika ortamından zararlı gazları uzaklaştırmak, kamu binalarında ve otellerde ise temiz ve konforlu bir ortamı sağlamak bu nedenlerden bir kaçıdır (Korun 1990).

Dış cephelerde yapılan taşıyıcı gibi izolasyonların kullanımı, cephe elemanlarının sızıntılarının azaltılması ve iklimlendirme-havalandırma yapan ekipmanların verimlerinin giderek maksimuma ulaşması, yapılardaki enerji kayıplarını önemli hale getirmiştir. Mahallerin havalandırılması yapılardaki enerji kayıplarının önemli bir parçasıdır. Havalandırmadaki enerji kaybını önlemeden yapılardaki enerji maliyetlerini ve enerjide dışa bağımlılığımızı azaltmamız mümkün değildir. Yaklaşık sıfır enerjili binalarda (near zero energy building) ısı geri kazanımlı havalandırma bir zorunluluktur (Handel 2011).

Mahallerin havalandırılması insan sağlığı açısından çok önemlidir. Dünya’da yapılmış olan analizler neticesinde, ülkelerin toplam enerji tüketimlerinin yaklaşık 3 te 1’inin binalara ait olduğunu göstermektedir. Enerji kaynağı dışa bağımlı ülkelerde bu durum ekonomik açıdan da büyük önem teşkil etmektedir. Ülkemizde olduğu gibi mevcut yapıların da büyük bir oranı yaşam alanları olan konutlardır.

Günümüzde havalandırmada enerji tasarrufu denilince, ısı geri kazanımlı havalandırma (IGKH) uygulamaları ilk sırada yer almaktadır. Havalandırma vazgeçilmez olduğuna göre, havalandırmada da enerji tasarrufu kaçınılmaz olmaktadır. Bu çalışmada, havalandırmada ısının geri kazanımı için yaygın olarak kullanılan ısı geri kazanımlı havalandırma cihazlarının yapıları hakkında genel bir özet yapıldıktan sonra bir AVM’nin tasarımı ve havalandırılması, ısı geri kazanımın önemi, enerji verimliliğine olan katkısı, bedava soğutma ve ilk yatırım maliyetleri incelenecektir.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Kuramsal Temeller

2.1.1. Reküperatörler

Fabrikalarda, ofislerde, AVM'lerde, otel ve hastanelerde, okullarda, sinema salonlarında, yüzme havuzlarında, kütüphanelerde ve bunun gibi yapılarda binaların enerji giderlerinin düşürülmesi ve enerjinin faydalı bir şekilde kullanılması için değerli ekipmanlardır. Farklı farklı uygulama metodları bulunmaktadır.

Reküperatörlere yapılan yatırımların karşılığında aşağıda belirtilen hususlar geri dönüş sağlamaktadır.

- Düşük ilk yatırım bedeli ve işletme giderleri,
- Amortisman süreleri,
- Küresel ısınmaya karşı zararları azaltıcı,

Reküperatör uygulamalarının amortisman süreleri yaklaşık 3 yıldır. Malzeme ve işletme süreleri yaklaşık 10 yıldır (Anonim 2015).

Çevreye salınan ısılardan %25 ile %90 arasındaki kısmının geri kazanılması mümkündür (Şahan 2014).

2.1.2. Isı Geçişi

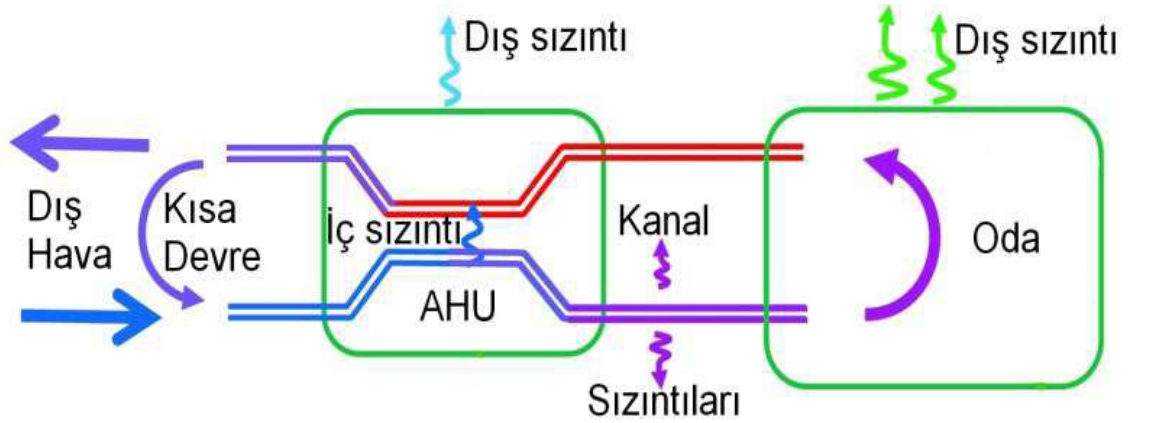
Reküperatör uygulamalarında çapraz ve zıt akışlı sistemler mevcuttur. Her iki sistemde de plakanın bir tarafında mahalden emiş havası, diğer tarafında ise dışardan çekilen taze hava teması vardır. Enerji yasalarına göre ısı sıcaktan soğuğa doğru yönelir. Isı geri kazanım ünitesi üzerinde yönelme, mahalden emiş havasından dışardan çekilen taze havaya doğrudur. Mahalden emiş havasının iklimlendirilmesi için plaka yüzeyi üzerinde yönelmeye çalışan ısı, farklı yönden geçen taze hava tarafından sağlanır. Isı transferi aynı anda gerçekleşir diğer bir ifadeyle reküperatiftir. Taze hava veya egzoz havası

kesildiğinde ısı akışı da durur. Artan veya azalan plaka sayısı, ısı akışı ile doğru orantılıdır (Anonim 2015).

2.1.3. Sızıntı ve Kaçaklar

Havalandırma ve iklimlendirmede kullanılan ekipmanların hiçbirisi sızdırmaz değildir. Ekipmanların sızdırmaz olması çok fazla maliyetli ve imalatı zor olmaktadır. Bu nedenle piyasa ve imalat açısından gerekli bulunmamaktadır. Zaten mahallerin kendisi de sızdırmaz değildir. Fakat havalandırma uygulamalarındaki sızıntıların belirli limitleri bulunmaktadır. Müsade edilen sızıntı miktarları EN “1751” ve “EN 308” de tanımlanmıştır. Mahaller ve cihazlar için iki tip sızıntı bulunmaktadır:

- Dış sızıntı : Cihazdan mahale veya mahalden cihaza doğru gerçekleşen sızıntılardır. Kirlenme ve enerji kaybına neden olabilmektedir.
- İç sızıntı : Cihaz içinde iki farklı nitelikte havanın karışması neticesinde meydana gelirler. Taze hava ve dönüş havasının karışması örnek olarak verilebilir. Bu cihazlar için sızıntı miktarları EN 308’te gösterilmiştir. EN 308’te 250 Pa basınç farkı için maksimum %3 sızıntı miktarı verilmiştir.



Şekil 2.1. Sızıntı şekillerinin şematik gösterimi (Anonim 2015)

2.1.4. Nem Geçişi

Rekuperatörler birincil ve ikincil sistemleri arasında yüksek derecede sızdırmazlık ile donatılmıştır ve taze hava ile emiş havasının birbirlerine karışmasını engellemektedir. Neticesinde mahalden emiş havasının değdiği plaka yüzeyinde yoğuşan su buharının taze havaya geçirilmesi imkansızdır. Bu nedenle özellikle yaz çalışması sırasında dışardan emilen taze havanın nemlendirilmesine gerek kalmamaktadır. Kısacası nem geçişi sağlamazlar.

2.1.5. Basınç düşümü

Enerjinin verimli kullanılması için kullanılan cihazlar dışardan alınan taze hava ve mahalden dönüş havası yönünde sisteme direnç kazandırır. Bu direncin yenilebilmesi için motor güçleri ve enerji sarfiyatı artmaktadır. Dirençlerin nominal seviyede tutulması verimlilik açısından gerekli bir husuttur. Basınç kayıplarının hem dışardan alınan taze hava, hem de mahalden dönüş havası hattında, hava debileri ile orantılı olacak şekilde, 150-250 Pascal civarında olması gerekmektedir. Basınç kaybı plaka boyutları ve hava hızının karesi ile doğru orantılıdır. Hava hızının artışı basınç kaybını artırarak verimliliği düşürmektedir.

2.1.6. Verimlilik

Plakalı çapraz akışlı ısı geri kazanımlı sistemler için genel anlamda verimlilik aralığı %45-%55'dir. Plakalı ısı geri kazanım cihazlarında verimlilik:

- Plaka boyutlarını veya enerji transferi yapılabilecek alan ile doğru orantılı,
- Basınç kaybı ile ters orantılı

değişir. Dikkat edilmesi gereken bir hususta ısı geri kazanım uygulamasında gereğinden fazla verimlilik olmasıyla ekipmanların büyük boyutlu çıkmasına dolayısıyla yer problemlerine ve ilk yatırım bedelinin artmasına neden olur. Yüksek basınç kaybı yaratan ısı geri kazanım cihazları aynı zamanda da verimliliği düşürecektir. Nominal seçimler için aşağıdaki verilerin baz alınması önerilir.

- %45-%65 verimlilik
- Minimum boyutlu cihazlar,
- 150 -250 Pascal arası basınç kaybı,
- Bu değerleri sağlayan en geniş plaka aralığı seçilmesi gerekmektedir.

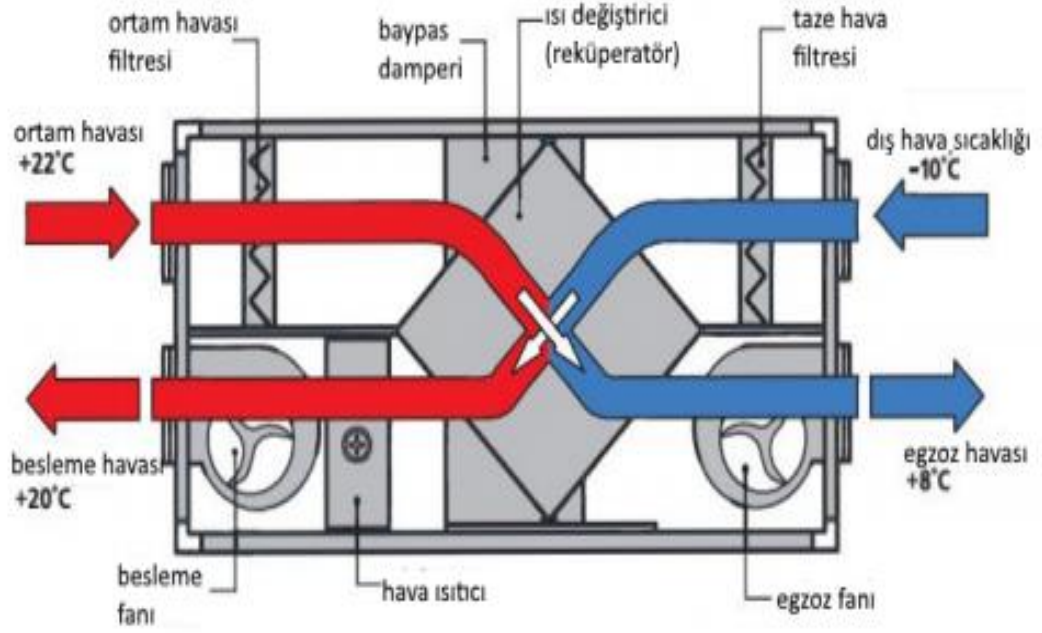
İhtiyaçlara göre %65-%75 verimlilik için ısı geri kazanım seçimi yapılırken yüksek verimli çapraz veya karşıt akışlı ısı geri kazanım tiplerinin uygulanması doğru sonuç verecektir (Anonim 2015).

2.2. Yapısal zellikler

Isı geri kazanım ünitelerini yapısal olarak bir plaka bataryası ve onu koruyan ve taşınmasına destek veren karkastan oluşur. Isı geri kazanım eşitleri ise havanın plaka bataryasından geçiş tipine göre çeşitlenmektedir. Hava akışlarının plaka bataryası içindeki akış yönlerine göre ısı geri kazanımın cinsi belirlenir. Bu oluşumlar üretim anlamında çapraz veya zıt akış olarak tariflenir.

2.2.1. Çapraz akış

Genellikle dış çizgilerine göre kare olan istisna uygulamalarda ise dikdörgen yapıya brnebiyen plakaların yüzeylerinde, hava akımlarının birbirlerine dik olacak şekilde sürüklendiği plaka çeşitleridir.



Şekil 2.2. Çapraz akışın şematik gösterimi (Bulgurcu ve ark. 2019)

Isı geri kazanım üniteleri 200 x 200 mm plaka ölçüsünden, 1200 x 1200 mm plaka ölçüsüne kadar bütün bir parça şeklinde ve 10 farklı ürün gamında üretilmektedir. 2400 mm x 2400 mm plaka ölçüsüne kadar olan ısı geri kazanım üniteleri ise bütün yapıdadur ve bataryaların oluşturulması ile 4 parça halinde, yüksek iletkenlikli alüminyum plakalı olarak, duyulur ısı transferi oluşturmak amacıyla üretilirler. Yüksek hava hızlarında çalıştırabilmek için geniş plaka aralıkları tercih edilmektedir. Diğer bir ürün çeşidi olan zıt akışlı ısı geri kazanım ünitelerine göre buzlanma oluşum riski daha azdır. Diğer bir deyişle suyun drene edilmesi kısa bir sürede gerçekleşir.

2.2.2. Zıt akış

Dışardan emilen taze hava ve mahalden emişin plakanın oturduğu zemine göre birbirlerine paralel yönelen batarya tipleridir. Genellikle batarya üzerindeki havanın yönü ve havanın plaka yüzeyine daha uzun süreli temasını nedeniyle, çapraz akışlı ısı geri kazanım bataryalarına göre daha yüksek verimliliklere sahiptirler. En önemli dezavantajları ise yüksek basınç düşümü yaratmaları ile daha yüksek güçlü motorlara ihtiyaç duyulmasıdır.

2.3. Isı Tekerlekleri

Rotorlu diğer bir tarifile tekerlekli ısı geri kazanım üniteleri duyulur ve gizlı ısı transferi yapabilmeleri ile ön plana çıkmaktadırlar. Genellikle verim sınıfları %70-%80 olarak belirlenmiştir. Soğutma sezonunda bir mahalin soğutma taleplerinin minumuma indirilmesini sağlar. Genellikle diş ortam şartları nemli ve ılık olan bölgelerde tercih edilirler.

2.3.1. Prensipier ve çalıştırma

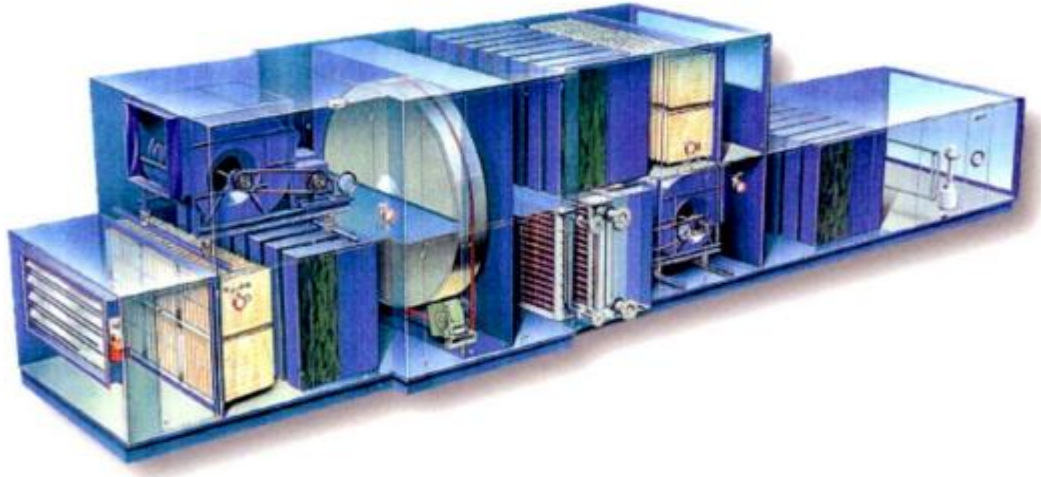
Rotorlu ısı geri kazanım üniteleri nem ve ısıyı bir motor ve buna bağlı kayış-kasnak mekanizmasıyla aksenel hareket yapan dolgular sayesinde yaparlar. Her dolgunun kendine has yoğunluk ve kalınlıkları mevcuttur. Bütün dolgu malzemelerinin temelinde ince alüminyum şeritler kullanılır. Isı geri kazanım ünitesinden beklenti sadece duyulur ısı yapmak ise bu alüminyum şeritler kullanılır. Nem transferi yapabilmek için ise daha geniş boyutlu veya üzerinde nem tutucu dolgu uygulanmış yüzeyle sahip alüminyum şeritler tercih edilir. Rotolu ısı geri kazanım tiplerinde hava yönlerinin zıt olması verimliliği arttırır.

Rotorlu ısı geri kazanım ünitesinden dişardan alınan taze hava ile mahalden emilen egzoz havası geçirilmektedir. Sıcak veya nemli hava bir taraftan tekeri ısıtırken eğer teker üzerinde dolgu uygulanmışsa neminide bırakır. Aksenel hareketin neticesinde sıcaklığı artmış veya nem yutan rotorun bu kısmı soğuk ve kuru hava akımının üzerine gelir. Bu oluşum sayesinde dişardan alınan soğuk havayı ısıtır ve/veya yutmuş olduğu nemi taze havaya iletir. Bu çevrim sürekli devam eder.

2.3.2. Isı geçişi

Rotorlu bir ısı geri kazanım ünitesinin yaz veya kış şartlarında genellikle bir yönü sıcak hava vasıtasıyla ısıtılırken, diğer yönden zıt akış prensibine göre geçen soğuk hava kütlesi tarafından soğutulmaya yönlendirilir. Bu çalışma şekline göre rotorun tam

ortadan ikiye bölündüğü düşünülürse bir tarafı sıcak bir tarafı ise soğuktur. Aynı şekilde nem açısından düşünüldüğünde bir taraf nem yüklü bir taraf ise nemini boşaltmış şekilde görünür. Ünitenin verimliliği, iki havanın oluşturduğu sıcaklık farkı ve debileri ile orantılıdır. Ayrıca, şeritler üzerinde uygulanmış kaplamanın yoğunluğu ve kalınlığı ile ısı geri kazanım ünitesinin aksel dönüş hızı verimliliği ciddi derecede değiştirir. Isı transferinin ölçütü, kabul gören enerji yasaları ile çözülebilir. Büyük bir oranda ısı transfer alanı geniş olan ünitelerde egzoz havasından ciddi derecede ısı geri kazanım sağlanabilir ve termo-ekonomik olarak iyi sonuçlar alınabilir. Bu uygulamalar sayesinde diğer sistemler üzerinde, diğer bir deyişle soğutma grubu, kazan, pompa kapasitelerinde azalma ve tesisat ve vana gruplarında çap düşümlere oluşur. Sistem doğru iklim koşullarında projelendirildiğinde termo-ekonomik olarak büyük fayda sağlamaktadır.



Şekil 2.3. Isı tekerlekli klima santrali (Anonim 2015).

2.3.3. Nem geçişi

Rotorlu ısı geri kazanım ünitelerinde nem transferi oluşabilmesi için aşağıdaki şartların oluşmuş olması gerekmektedir.

- İki taraftan geçen havanın barındırdığı nem miktarları farklı olmalı,
- Dışardan emilen taze hava mahalden emilen havayı çığ noktasına kadar soğutabilir olmalı,

- Şeritler üzerine uygulanacak olan kaplamalar su moleküllerini tutabilecek boyutlar ve yüzeylerde olmalı,
- Rotor yüzeyleri nem transferi sağlayabilecek kimyasalları ile kaplanmış olmalı,
- Adsorbent kaplamanın nanolabirentleri, su molekül büyüklüğü ve yapısı ile uyuşmalıdır.

2.3.4. Basınç düşümü

Isı geri kazanmak üzere uygulanan cihazlar taze hava ve dönüş havası yönünde sisteme direnç kazandırır. Bu direncin yenilebilmesi için motor güçleri ve enerji sarfiyatı artmaktadır. Bu nedenle dolgu yoğunluğu, verimlilik ve basınç düşümü nominal değerlerde olmalıdır.

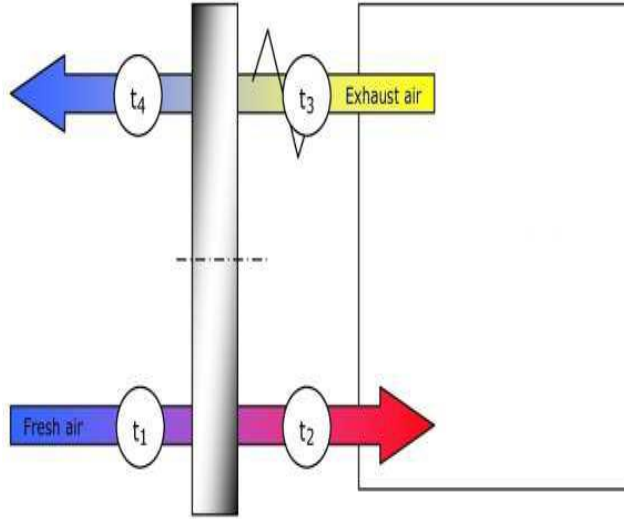
Rotorlu ısı geri kazanım cihazlarının nominal basınç kaybı 200 Pascal seviyesidir. İlgili basınç kaybında cihazın verimi %70 seviyesindedir. Değişik uygulamalar için 150~250 Pa basınç kaybı kullanılabilir. Motor güçlerinin fazla artmaması ve verimin düşmemesi adına seçimlerde tercih edilebilecek en yüksek basınç kaybı iki yöndeki hava hızının 4.0 m/sn yi geçmemesi şartı ile 225 Pascaldır. Tercih edilebilecek en düşük basınç kaybı ise 100 Pascaldır. Bu seviyelerde havanın birbirine karışma ihtimali çok yüksektir. Yüksek debilerdeki ve yüksek çaplardaki uygulamalar için dışardan alınan taze hava ve mahalden emiş havası kütlelerinin olabildiğince birbirine eşit olması gerekmektedir. Çok farklı debilerdeki uygulamalar santral üzerinde sarsılmalara ve zorlanmalara neden olur.

2.3.5. Verimlilik

Rotor tipli ısı geri kazanımlı cihazlarda üç farklı verimlilik tipi mevcuttur. Genellikle isimlendirilmeleri aşağıda belirtildiği gibidir;

- Nem (gizli ısı),
- Sıcaklık (duyulur ısı),
- Entalpi (toplam ısı) verimlilikleridir.

Yukarıda belirtilmiş olan verimlilikler aşağıda belirtildiği şekilde tarif edilmektedir. Farklı tercihlere göre verimlilikler değişmekte olup yine aynı şekilde kullanma amacına göre sınıflandırılmaktadır.



$$\eta_L = \frac{w_2 - w_1}{w_3 - w_1} \quad (2.1.)$$

$$\eta_T = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} \quad (2.2)$$

$$\eta_S = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} \quad (2.3.)$$

Şekil 2.4. Verimlilik (Anonim 2015)

- η_S : Duyulur ısı verimliliği - %
- η_L : Gizli ısı verimliliği - %
- η_T : Toplam ısı verimliliği - %
- t_1 : Taze hava emiş sıcaklığı - °C
- t_2 : Mahale basma sıcaklığı - °C
- t_3 : Mahalden emiş sıcaklığı-°C
- w : Mutlak nem – gr/kgKH
- h : Entalpi değeri – KJ/kgKH

Yukarıda belirtilmiş olan formüller debiden bağımsız olarak düşünülmüştür. Eğer sistemde mahalden emiş ve mahale basma hava debileri eşit değil ise debi oranları formüllere ilave edilmelidir. Debi yapılacak olan ısı transferinin aynı zamanda bir ölçütüdür. Debi ne kadar yüksekse hava o kadar ısı transferi yapabilir. Bu sebepten dolayı ısı geri kazanım miktarı hesapları emilen veya basılan hava üzerinden yapılmak zorundadır.

2.3.6. Yapısal özellikler

Taze hava ve dönüş havalarının rotor üzerinden zıt akış şeklinde geçmesi verimliliği artırır. Zıt akış rotorlu ısı geri kazanım uygulamaları için ideal bir uygulamadır. Uygulama neticesinde daha yüksek verimlilikler elde edilebilmesi ile birlikte paralel akışın meydana getirdiği zorluklar önlenmektedir. Paralel akışlı uygulamalarda rotorun verimliliği kontrol edilemez ve çapraz taşınım gibi olumsuzluklar önlenemez.

2.3.7. Zıt akış

Rotorlu ısı geri kazanım uygulamaları için en ideal çözüm olan zıt akışlı sistem sayesinde rotor verimi daha da artırılmaktadır. Paralel akışa göre meydana gelebilecek performans ve verimlilik artışı, paralel ve zıt akış logaritmik sıcaklık ortalamaları arasındaki fark ile orantılıdır. Zıt akış hava kanallarının koordinasyonu için de paralel akıma oranla daha uygun şartlar yaratır. Zıt akışlı çalıştırma sayesinde ısı tekeri mil ve yataklarına gelen eğme kuvvetinin de bir anlamda balanslanmasını sağlar. Her iki hava yönlerinin birbirine uyguladıkları kuvvetler santral üzerinde sönümlenir.



Şekil 2.5. Isı tekerleğinde zıt akış (Anonim 2015)

2.3.8. Dolgu çeşitleri

Test kuruluşlarını ve normlara göre rotor üniteleri verimlilik sınıfına göre üç kategoride çeşitlendirilmiştir. EN308 Haziran 1977 ve ARI 1060-2001 standartlarına göre oluşturulan bu çeşitler aşağıdaki gibidir :

- Nem transferi gerçekleşmeyen sadece ısı transferi meydana gelen duyulur rotorlar,

- Entalpik dolgulu ısı tekeri veya nem çekme özelliğine sahip dolgulu rotorlar,
- Hem ısı transferi hem nem transferi yapabilen sorpsiyon tip rotorlar,

Yukarıda belirtilen rotor kaplama malzemesi bütün türlerde alüminyum şerit olmakla birlikte, şerit sonrası üst kaplama türleri ve kaplama malzemeleri birbirinden farklıdır. Bu uygulamaların temel amacı yüzey alanını genişleterek efektif alan arttırımı sağlanmasıdır.



Şekil 2.6. Dolgulu duyulur ısı tekerlekleri (Anonim 2015)



Şekil 2.7. Dolgulu soğurucu (sorption) ısı tekerlekleri (Anonim 2015)



Şekil 2.8. Özel kaplamalı ısı tekerlekleri (Anonim 2015)

2.4. Bedava Soğutma (Freecooling)

Plakalı ısı geri kazanımlı santraller genellikle iki katlı olmaktadır. Yerleşim durumu veya genellikle yükseklikten dolayı problem oluşturabilecek yerlerde yatık tip uygulamalar yapılabilmektedir. Aspiratör ve vantilatörler, fan tipleri ve motor güçleri yerleşim planına göre seçilmek şartı ile santralin üst veya alt hücrelerine pozisyonlandırılabilir. Yerleşim yeri ısı geri kazanım uygulaması için önemli ve fonksiyonel değildir. Havaya hareket kazandıran ekipmanlar fanlardır.

Kapalı mahallerde gerekli olan konfor şartları farklı sezonlar için çok büyük farklılıklar oluşturmaz. İdeal konfor şartları 20 ile 25°C sıcaklık ve %40 ile %55 RH civarındadır. Ülkemizin coğrafi yapısı ve iklim farklılıkları nedeniyle dış hava sıcaklıkları arasında ciddi farklılıklar mevcuttur. Mantıksal olarak bazı dönemlerde dış hava şartlarının mahallerde istenen bu konfor şartlarına yakınsadığı bilinmektedir. İlgili yakınsamanın olduğu zamanlarda sistemden ısı geri kazanım yapılamayacağı da ortadadır. İç ortam sıcaklığının dış ortam sıcaklığından yüksek olduğu, fakat iç ısı kazançları sebebi ile içeride soğutmanın yapıldığı günlerde, mahallerin havalandırılması için iç hava sıcaklığının dış ortam sıcaklığına yakınsadığı zamanlarda dışarıdan alınan taze hava santral üzerinde bulunan filtrelerden geçirilerek doğrudan mahallere verilebilir. Bu uygulama sayesinde, hem taze hava fan motorunun daha az enerji sarf etmesi, hem de havanın ısı geri kazanım ünitesi üzerinde sıcaklığının yükselmesi engellenmiş olacaktır. Bu uygulama freecooling (bedava soğutma) olarak adlandırılır. İlgili sistemin oluşturulabilmesi için klima santrali zerinde bir hücre eklenerek by pass damperi ilave

edilir. Isı geri kazanım ünitesi girişine de bir damper eklenir. Dış havanın niteliklerini okuyan ve bu okumaların iletildiği kontrol mekanizması vasıtasıyla damperler kontrol edilir. İşletmenin oluşturacağı mantıksal yazılım vasıtasıyla iç ortam şartlandırılır veya havalandırılır. Havanın ısı geri kazanım ünitesi üzerinden geçmemesi nedeniyle basınç kaybı azalacak ve motorların harcayacağı enerji miktarları düşecektir. Motorların kendini kılması için sistemlerde ayrıca frekans invertörü kullanılması gerekmektedir (Anonim 2002).

2.5. Kaynak Araştırması

Gibbs (1987) yaptığı çalışmada paket bir kazana ilave edilen ekonomizer kullanımıyla meydana gelen yakıt tasarrufunu incelemiştir. Yakıt tasarrufu iki ana başlık altında incelenmiştir. Bunlar;

- Kazandan çıkan baca gazlarından direk ısı geri kazanımı yardımıyla elde edilen yakıt tasarrufu
- Kazan çekişinin azalması ve soğuma kayıplarının minimize edilmesiyle elde edilen yakıt tasarrufudur. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda ortalama %6-16 arasında yakıt tasarrufu elde etmiştir.

Alkhamis (1998) yaptıkları çalışmada Mutah Üniversitesi kampusunun ısı geri kazanımını incelemişlerdir. Isı geri kazanımı için öğrenci mutfağının iyi bir kaynak olacağını düşünmüşlerdir. Mutfak fırınından atmosfere atılan baca gazlarındaki enerjiyi geri kazanmak için bir ısı değiştiricisi dizayn etmişlerdir. Yaptıkları araştırmalar sonucunda ısı değiştiricisi sistemi yatırımıyla atık ısının %60'dan fazlasının geri kazanılabileceğini ve bu yatırımın oldukça ekonomik olacağını belirtmişlerdir.

Şahan (1999) yaptığı çalışmada; Türkiye ılıman iklim kuşağı üzerinde bulunmakta olup, ısı geri kazanımı uygulamasının bir sonuç vermeyeceği tezini çürütmek amacıyla ısı geri kazanım sistemlerinin verimini, örnek bir proje üzerinde ispatlamıştır. Ayrıca sistemin geri kazanımın ekonomik boyutunu da incelenmiştir. Yaptığı çalışmaya göre; havadan havaya plakalı ısı eşanjörleri ile yapılacak ısı geri kazanımı, HVAC uygulaması ilk yatırımı, %100 taze hava uygulaması için %10 seviyesinde, %50 taze

hava uygulaması için ise %25 seviyesinde arttırmaktadır. Bu ilk yatırım maliyeti artışına rağmen, yatırımın geri dönüşü; %100 taze hava uygulamaları için 1 yıl, %50 taze hava uygulamaları için 3 yıl civarında olduğunu belirtmektedir. Isı geri kazanımında yalnızca enerji tasarrufu açısından bakıldığında taze hava oranının % kaç olduğuna bakılmaksızın, her 10000 m³ /h egzoz havası için 7 kWh elektrik enerjisi, 3.5 m³ /h doğalgaz tasarrufu edildiğini belirtmektedir.

Bulgurcu (2001) lokal geri kazanımlı havalandırma cihazlarının temel özellikleri ve tasarım prensiplerini incelenmiş, verim hesaplamalarını örneklerle açıklamıştır. Özellikle bu tip ısı geri kazanım cihazlarının taze hava ihtiyacı gereksinimi duyulan özellikle kahvehane, kafeterya gibi kirlenme hızı yüksek olan küçük işyerlerinde yaygınlaşmasının gerekliliği vurgulanmış ve %50 verimle çalıştığı kabul edilse dahi amortisman süresinin 1 yıl kadar olmasının çok cazip bir avantaj olduğunu vurgulamıştır.

Monte (2003) yaptığı çalışmada restoranlarda yemek pişirme sırasında açığa çıkan atık enerjiiyi ısı geri kazanım cihazlarında kullanarak enerji tasarrufu ve yapılan tasarrufun çevresel faktörlerini incelemiştir.

Vestregen (2003), çalışmasında plakalı ısı değiştiricilerin kullanımını ve jeotermal uygulamalarını incelemiş plakalı ısı değiştiricilerin icadından günümüze kadar olan geçmişinin kısa bir özetini vermiştir. Plaka ısı değiştiricilerin elemanlarını, çalışmasını ve jeotermal uygulamalarını açıklamıştır. Ayrıca plakalı ısı değiştiricilerinin termodinamik olarak ta analizini gerçekleştirmiştir. Isıl yaklaşımla yatırım maliyetinin nasıl değiştiği hakkında örnekler vermiştir.

Pulat (2007) yaptığı çalışmasında Türkiye'nin tekstil sektörünün büyük bir üretim kapasitesine sahip ve önemli sektörlerden biri olduğunu belirtmiştir. Sektörde ciddi atık ısı potansiyeli olduğunu söylemiştir. Türkiye'nin tekstil merkezinin bulunduğu Bursa'da tekstil endüstrisinde özellikle boyama işleminden elde edilen atık ısı potansiyelini incelemiştir. Çalışmada bir termodinamik analiz yapılmıştır. Etkili çalışma koşullarını sudan suya borulu ısı eşanjörlü etkin çalışma koşullarında optimize etmek için ekserji temelli bir yaklaşım uygulamıştır. İşletmede yapılan tasarrufla birlikte geri ödeme süresinin 6 ay olduğunu çalışmasında belirtmiştir.

Koçlu (2011) tekstil sektöründe atık sınırlardan ısı geri kazanım sistemi uygulaması olarak, Uşak Organize Sanayi Bölgesi'nde battaniye üretimi alanında faaliyet gösteren yerleşik bir tekstil işletmesi bünyesinde pamuk ve sentetik elyafların boyandığı boyahaneye plakalı ısı değiştiricinin kullandığı atık ısı geri kazanım sistemi kurmuştur. Sistemin termodinamik modellemesini gerçekleştirmiştir. Elde ettiği verilere göre sistemin enerji ve ekserji analizini yaparak sistemin performansı ve hangi çalışma koşullarında optimum olacağı belirlenmiştir. Ekonomik analize göre sistem 10. aydan itibaren yatırım bedelini geri ödeyerek kazanç sağlamaya başlamıştır.

Tütüncü (2012) çalışmasında çimento fabrikalarının bacalarından atılan ısı ile elektrik enerjisi üreten tesisin kullanılmasının sanayide enerji verimliliğine olan etkisinin değerlendirmiştir.. Bu çalışma ile çimento fabrikalarında egzoz gazlarının enerji verimliliği üzerine olan etkisi ve bu sistemin termodinamik olarak incelenmesi, geliştirilmesini amaçlamıştır. Elde edilen sonuçlar ve değerlendirmeler atık ısı geri kazanım santrallerin kurulmasında ve iletilmesinde dizayn ve ekonomik açıdan önemli bir veri teşkil edeceğini belirtmiştir. Böylece günümüzde çok büyük önem teşkil eden enerji tasarrufu ve enerjinin en verimli şekilde kullanılmasının sağlanabileceğini sunmuştur.

Wazir (2012) yaptığı çalışmada bir işletmede atık ısı potansiyeline dayanarak bir çapraz akış geri kazanıcısı kurmuştur. Sonucunda işletme giderlerinde % 8'lik bir yakıt tasarrufu sağladığını belirtmiştir. İşletmeye maliyet avantajının ise yıllık 10.000 Dolar olduğunu söylemiştir.

Güneş (2013) gemilerde enerji ekonomisi uygulamaları göz önüne alındığında ilk akla gelen konunun enerji kaybının yaklaşık %25'ini oluşturan egzoz gazları olduğunu belirtmiştir. Egzoz gazından enerji geri kazanım yöntemlerinin giderek daha da önemli bir hale geldiğini ve gemilerdeki işletme maliyetleri düşünüldüğünde giderlerin büyük bir kısmını yakıt masrafları oluşturduğunu belirtmiştir.. Egzoz gazından geri kazanım yöntemleri uygulandığında ise yakıt tasarrufu sağlanacağı gibi birim yakıt başına çevreye salınan toplam CO₂, NO_x ve SO_x emisyonları miktarında da bir azalma görmüştür.

Sapali (2014) yaptığı çalışmada soğutma tesislerinin, yaklaşık 3.0'lık düşük performans katsayısı (COP) ile yoğun enerji harcadığını belirtmiştir. Artan enerji maliyeti kaygısının, süt sanayinde su ısıtma maliyetini azaltmak için bir koruma alternatifi olarak soğutucudan ısı geri kazanımının araştırılmasını teşvik ettiğini söylemiştir.. Tesisin enerji verimliliğini arttırmak için kondenser vasıtasıyla atmosfere yayılan ısıyı geri kazanmıştır. Atık ısı, süt işleme ekipmanlarını temizlemek için kullanılan suyu ısıtmak için kullanılacağını, böylece suyu ayrı olarak ısıtmak için kullanılan termal veya elektrik enerjisinden tasarruf edileceğini belirtmiştir. Bu çalışmada, ortaya çıkan araştırma konusu olan gizli ısının bir kısmıyla birlikte tam aşırı ısınmanın geri kazanılması için girişimlerde bulunmuştur. Atık ısının %35 oranında geri kazanıldığını göstermiştir.

Koshy (2015) yaptığı çalışmada bir içten yanmalı motorun yakıtından salınan ısı enerjisinin çoğunun çevreye atıldığını söylemiştir. Bu nedenle, içten yanmalı bir motorun egzoz gazından boşa çıkan ısının geri kazanılması için çalışma yapmıştır. Egzoz gazı yoluyla boşa harcanan ısının kullanıldığı takdirde motorun verimini arttıracaklarını belirtmiştir. Dört devirli bir dizel motorun egzoz gazı sıcaklığını çeşitli devirlerde incelemiştir.. 4000 devirdeki egzoz gazı sıcaklığı maksimum sıcaklığa sahip olduğunu belirtmiştir. Bu nedenle 4000 sabit devir için bir kurtarma sistemi tasarlamıştır. Buhar motorunun, ana ve motorun rölanti strokundaki sürtünme gücünü düşürerek ana motorun verimini arttıracaklarını belirtmiştir. Sistemin ilk maliyetinin, ilave geri kazanım sistemi nedeniyle yüksek olduğunu belirtmiştir. Uzun vadede sistemin karlı olacağını kanıtlamıştır.

Chackalayil (2017) yaptığı çalışmada motorlarda, bir egzoz ısı geri kazanım sistemi egzoz borusundaki termal kayıpları enerjiye çevirir. Mevcut nesil motorlar eskisinden daha az yakıt tüketse de, içten yanmalı bir motorun ısıl verimi yaratılışından bu yana fazla bir gelişme göstermediğini belirtmiştir. Yapmış olduğu çalışmada verimliliğin arttırıldığını göstermiştir.

Sureshkumar (2017) yaptığı çalışmada endüstride buhar jeneratörleri en büyük yakıt tüketicileri olduğunu belirtmiştir.. Normal bir buhar üreticisinde, sıcak suyun yaklaşık% 4'ünün israf edildiğini tespit etmiştir..Isı kayıplarını önleyen bir ısı geri kazanım sistemi ile tasarruf yapmayı planlamıştır. Bu kayıpları en aza indirmek için bir ısı geri kazanım

sistemi tasarlamıştır. Düşük basınçta ve sıcaklıkta boşaltılan suyu, ısının artırılmış suya aktarıldığı ve sıcaklığını yükselttiği bir ısı değiştiricisinden geçirerek enerji tasarrufu sağlamıştır.

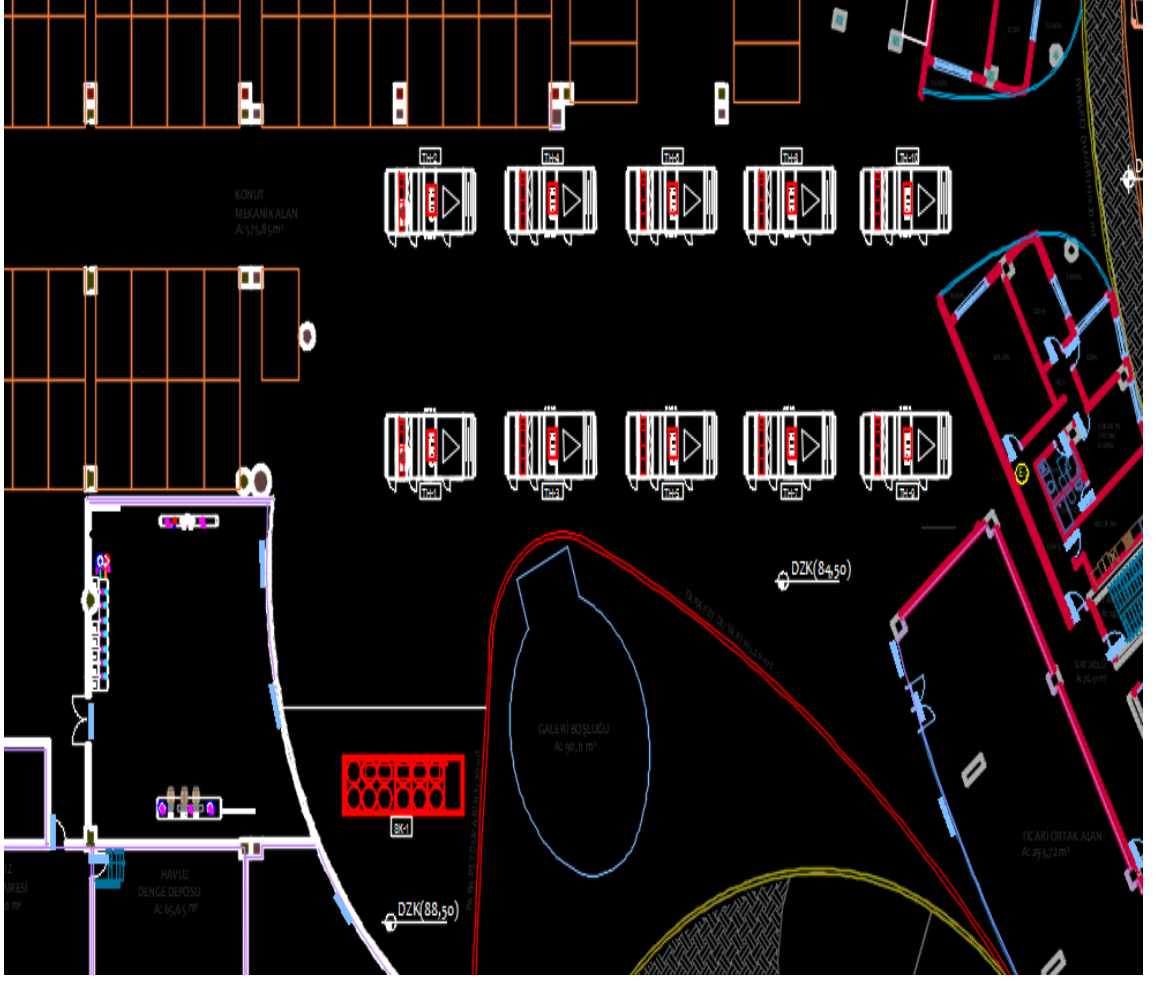
3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Örnek Projenin Tanıtılması

Proje Bursa ili Nilüfer ilçesinde Taşyakan İnşaat tarafından inşa edilen Central Balat Projesidir. Proje şuan yapım aşamasındadır. Projenin AVM bölümündeki mağazalar için 10 adet klima santrali planlanmıştır. Öncelikli olarak santral debileri belirlenmiştir. Daha sonra bu santraller taze hava santrali, plakalı ısı geri kazanımlı taze hava santrali ve rotorlu ısı geri kazanımlı taze hava santrali olacak şekilde 3 farklı bölümde ilk yatırım ve işletme maliyetleri incelenmiştir.



Şekil 3.1. Central Balat Projesi



Şekil 3.2. Ekipmanların yerleşiminin yapıldığı mimari plan

3.2. Klima santrallerininin hava debilerinin hesaplanması

Santral hava debileri uluslararası standartlarda verilen hava değişim katsayıları esas alınarak bulunmuştur.

Çizelge 3.1. Hava değişim katsayıları (ASHRAE, 2007)

TABLE 6-1 MINIMUM VENTILATION RATES IN BREATHING ZONE (continued)
(This table is not valid in isolation; it must be used in conjunction with the accompanying notes.)

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate		Area Outdoor Air Rate		Notes	Default Values		Air Class	
	R_p		R_a			Occupant Density (see Note 4)	Combined Outdoor Air Rate (see Note 5)		
	cfm/person	L/s-person	cfm/ft ²	L/s-m ²		#/1000 ft ² or #/100 m ²	cfm/person L/s-person		
Office Buildings									
Office space	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5	1
Reception areas	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5	1
Telephone/data entry	5	2.5	0.06	0.3		60	6	3.0	1
Main entry lobbies	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5	1
Miscellaneous Spaces									
Bank vaults/safe deposit	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5	2
Computer (not printing)	5	2.5	0.06	0.3		4	20	10.0	1
Electrical equipment rooms	–	–	0.06	0.3	B	–			1
Elevator machine rooms	–	–	0.12	0.6	B	–			1
Pharmacy (prep. area)	5	2.5	0.18	0.9		10	23	11.5	2
Photo studios	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1
Shipping/receiving	–	–	0.12	0.6	B	–			1
Telephone closets	–	–	0.00	0.0		–			1
Transportation waiting	7.5	3.8	0.06	0.3		100	8	4.1	1
Warehouses	–	–	0.06	0.3	B	–			2
Public Assembly Spaces									
Auditorium seating area	5	2.5	0.06	0.3		150	5	2.7	1
Places of religious worship	5	2.5	0.06	0.3		120	6	2.8	1
Courtrooms	5	2.5	0.06	0.3		70	6	2.9	1
Legislative chambers	5	2.5	0.06	0.3		50	6	3.1	1
Libraries	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1
Lobbies	5	2.5	0.06	0.3		150	5	2.7	1
Museums (children's)	7.5	3.8	0.12	0.6		40	11	5.3	1
Museums/galleries	7.5	3.8	0.06	0.3		40	9	4.6	1
Residential									
Dwelling unit	5	2.5	0.06	0.3	F,G	F			1
Common corridors	–	–	0.06	0.3					1
Retail									
Sales (except as below)	7.5	3.8	0.12	0.6		15	16	7.8	2
Mall common areas	7.5	3.8	0.06	0.3		40	9	4.6	1
Barbershop	7.5	3.8	0.06	0.3		25	10	5.0	2
Beauty and nail salons	20	10	0.12	0.6		25	25	12.4	2
Pet shops (animal areas)	7.5	3.8	0.18	0.9		10	26	12.8	2
Supermarket	7.5	3.8	0.06	0.3		8	15	7.6	1
Coin-operated laundries	7.5	3.8	0.06	0.3		20	11	5.3	2

İlgili ASHRAE standartları vasıtasıyla bir restoranın hava değişim katsayısı 2,5 1/h , mağazanın hava değişim katsayısı ise 1,5 1/h olarak belirlenmiştir. IGKTHS-1 santralinin beslediği iki mağazanın alanları toplamı ;

$$\text{Mağaza 1} = A1 = 1021 \text{ m}^2$$

$$\text{Mağaza 2} = A2 = 894 \text{ m}^2$$

$A1 + A2 = 1915 \text{ m}^2$ bulunur . Mağazaların ortalama asma tavan yüksekliği yaklaşık $5,775 \text{ m}$ olarak bilinmektedir. İlgili standarttaki hava değişim katsayısı esas alındığında IGKTHS-1 santralinin hava debisi ;

$1915 \text{ m}^2 * 5,775 \text{ m} * 1,5 \text{ 1/h} = 16584 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak bulunmaktadır. Bu yöntem tüm santrallere uygulanarak aşağıda belirtilen tablodaki hava debileri bulunmuştur.

Çizelge 3.2. Klima santrallerinin hava debilerinin hesaplanması

ZON ADI	CİHAZ TANIMI	MAHAL ADI	BLOK ADI	Kat No	Alan m ²	Yükseklik mt	HDS 1/h	CİHAZ SAYISI	BİRİM	HAVA DEBİSİ m ³ /h	TOPLAM BASMA HAVA DEBİSİ	TOPLAM EGZOZ HAVA DEBİSİ
IGKTHS-1	İSİ GERİ KAZ. TAZE HAV. SANT.	MAĞAZALAR	AVM	78,5	1021	5,75	1,5	1	Adet	8.806,1	16584	14926
	İSİ GERİ KAZ. TAZE HAV. SANT.	MAĞAZALAR	AVM	72,5	894	5,8	1,5			7.777,8		
IGKTHS-2A	İSİ GERİ KAZ. TAZE HAV. SANT.	MAĞAZALAR	AVM	78,5	410	5,75	1,5	1	Adet	3.536,3	9574	8616
	İSİ GERİ KAZ. TAZE HAV. SANT.	RESTORAN	AVM	78,5	420	5,75	2,5	1	Adet	6.037,5		
IGKTHS-2B	İSİ GERİ KAZ. TAZE HAV. SANT.	MAĞAZALAR	AVM	78,5	159	5,75	1,5	1	Adet	1.371,4	8674	7806
	İSİ GERİ KAZ. TAZE HAV. SANT.	RESTORAN	AVM	78,5	508	5,75	2,5	1	Adet	7.302,5		
IGKTHS-3A	İSİ GERİ KAZ. TAZE HAV. SANT.	MAĞAZALAR	AVM	72,5	620	5,75	1,5	1	Adet	5.347,5	9315	8384
	İSİ GERİ KAZ. TAZE HAV. SANT.	RESTORAN	AVM	72,5	276	5,75	2,5	1	Adet	3.967,5		
IGKTHS-3B	İSİ GERİ KAZ. TAZE HAV. SANT.	MAĞAZALAR	AVM	72,5	195	5,75	1,5	1	Adet	1.681,9	13182	11864
	İSİ GERİ KAZ. TAZE HAV. SANT.	RESTORAN	AVM	72,5	800	5,75	2,5	1	Adet	11.500,0		
IGKTHS-4A	İSİ GERİ KAZ. TAZE HAV. SANT.	MAĞAZALAR	AVM	78,5	738	5,75	1,5	1	Adet	6.365,3	11397	10257
	İSİ GERİ KAZ. TAZE HAV. SANT.	FAST FOOD	AVM	78,5	350	5,75	2,5	1	Adet	5.031,3		
IGKTHS-4B	İSİ GERİ KAZ. TAZE HAV. SANT.	FAST FOOD	AVM	78,5	426	5,75	2,5	1	Adet	6.123,8	6124	5511
IGKTHS-5	İSİ GERİ KAZ. TAZE HAV. SANT.	MAĞAZALAR	AVM	72,5	1568	5,75	1,5	1	Adet	13.524,0	17236	15512
	İSİ GERİ KAZ. TAZE HAV. SANT.	RESTORAN	AVM	72,5	256	5,8	2,5	1	Adet	3.712,0		
IGKTHS-7	İSİ GERİ KAZ. TAZE HAV. SANT.	OFİS-LOBİ	AVM	78,5	245	5,75	1,5	1	Adet	2.113,1	4114	3703
	İSİ GERİ KAZ. TAZE HAV. SANT.	OFİS-LOBİ	AVM	72,5	232	5,75	1,5	1	Adet	2.001,0		
IGKTHS-8	İSİ GERİ KAZ. TAZE HAV. SANT.	HAVUZ	HAVUZ	84,5	1440	4,6	1,5	1	Adet	9.936,0	9936	8942

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

4.1.Klima Santrallerindeki Isı Geri Kazanım Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının Hesaplanması

Projedeki klima santrallerinin plakalı veya rotorlu olmak üzere giriş çıkış sıcaklıkları program yardımıyla hesaplanmıştır. İlk önce Bursa yaz-kış şartları ve iklimlendirilecek olan mahallerinin şartları belirlenmiştir. Bursa yaz-kış şartları TS 2164' e göre belirlenmiştir. Mahal konfor şartları ise ASHRAE standartında belirtilen değerler esas alınmıştır. Klima santrali basma hattındaki havanın özellikleri havalandırma tekniğinde sıcak havanın aşağı yönelmesi hususu göz önüne alınarak bulunmuştur. Bu değerlere göre hesaplar yapılmıştır.

Bursa yaz şartları → T= 37 °C %RH=38,8

Bursa kış şartları → T= -6 °C %RH =90

İklimlendirilen mahalden kış şartlarında klima santrali emiş havasının özellikleri →

T= 22 °C %RH=50

İklimlendirilen mahalden yaz şartlarında klima santrali emiş havasının özellikleri →

T= 25 °C %RH=50

Ecodesign direktifi veya diğer bir adla Energy-related-Products 1253/2014 (ErP) verilerine göre rotorlu ısı geri kazanım ve plaka ısı geri kazanım cihaz verimleri EN308 normuna göre minimum %67-%73 olarak belirlenmiştir. Genel olarak ülkemizde üretilen cihazlar ise rotorlu ısı geri kazanım cihazlarının verimleri %70-%80, plakalı ısı geri kazanım cihaz verimleri ise % 50-%65'dir. Bu bağlamda plakalı ısı geri kazanım cihazlarında duyulur ısı transferi, rotorlu cihazlarda ise hem duyulur hem gizli ısı transferi meydana geldiğinden verimlerden yola çıkarak plakalı santral için ;

$$\lambda = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} \quad (4.1)$$

λ = verim

t_1 = taze hava sıcaklığı

t_2 = mahale basma havası sıcaklığı

t_3 = mahalden emiş havası sıcaklığı

IGKTHS-1 cihazının plakalı ısı geri kazanımı için verimi %60 kabul ederek ilgili değerleri yerine koyarsak yaz şartları için ;

$$\lambda = \frac{t2 - t1}{t3 - t1}$$

$$0,6 = \frac{t2 - 25}{37 - 25}$$

$$t2 = 32,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

olarak bulunur. İlgili cihaz koşulları bilgisayar programlarında simule edildiğinde ise sıcaklık 29,6 °C olarak bulunmaktadır.

Isı geri kazanım ünitesinden geçen ve mahalden emilen hava Klingenburg programı vasıtasıyla hesaplanarak dış havanın ısıtma-soğutma bataryasına gelmeden önceki nitelikleri belirlenmiştir. Klingenburg programı Eurovent ve TÜV tarafından sertifika edilmiş bir programdır. Örnek olarak projedeki IGTHS-1 isimli santralin plakalı ve rotorlu ısıtma-soğutma çıktıları aşağıda belirtilmiştir.

Tablolarda görüldüğü üzere kış şartlarında -6 °C olan dış hava plakalı ısı geri kazanım ünitesinde 12,7 °C'ye , rotorlu ısı geri kazanım ünitesinde ise 14,6 °C'ye yükselmiştir. Yaz şartlarında 37 °C olan dış hava plakalı ısı geri kazanım ünitesinde 29,6 °C'ye , rotorlu ısı geri kazanım ünitesinde ise 28,1 °C'ye inmiştir.

Klingenburg Crossflow Plate Heat Exchanger



Klingenburg GmbH
Boystrasse 115
D - 45968 Gladbeck
Germany

Tel.: +49 (0) 20 43/96 36-0
Fax: +49 (0) 20 43/7 23 62
E-Mail: klingenburg@klingenburg.de
Internet: www.klingenburg.de

Notes: Condensation! - Freezing limit not considered!



Type: PWT 10 / 1200 / 1565 - 5,5

		Outside air	Return air
Inlet condition	Standard Air Volume	16584	14926 m ³ /h
	Actual Air Volume	15066	15036 m ³ /h
	Temperature	-6,0	22,0 °C
	Relative Humidity	90,0	50,0 %
	Absolute Humidity	2,04	8,22 g/kg
	Enthalpy	-1,0	43,0 kJ/kg
Outlet condition	Actual Air Volume	16121	14257 m ³ /h
	Temperature	12,7	7,9 °C
	Relative Humidity	22,6	84,2 %
	Absolute Humidity	2,04	5,55 g/kg
	Enthalpy	18,0	21,9 kJ/kg
Face air velocity	2,23	2,22 m/s	
Pressure drop	221	193 Pa	
Pressure drop (Standard density)	237	197 Pa	
Temperature efficiency dry (EN 308)	56,8	%	
Temperature efficiency wet (EN 308)	66,8	%	
Energy efficiency (DIN EN 13053)	56,5% / H3		
Temperature efficiency dry ErP Lot 6	59,7	%	
Heat recovery dry	88,58	-88,58 kW	
Heat recovery wet	104,20	-104,20 kW	
Condensation			-2,67 g/kg
			-47,33 kg/h

Şekil 4.1. IGTHS-1 santralinin plakalı ısı geri kazanım ısıtma çıktısı

Klingenburg Crossflow Plate Heat Exchanger



Klingenburg GmbH
Boystrasse 115
D - 45968 Gladbeck
Germany

Tel.: +49 (0) 20 43/96 36-0
Fax: +49 (0) 20 43/7 23 62
E-Mail: klingenburg@klingenburg.de
Internet: www.klingenburg.de

Notes:



Type: PWT 10 / 1400 / 2085 - 5,5

		Outside air	Return air
Inlet condition	Standard Air Volume	16584	14926 m ³ /h
	Actual Air Volume	17629	15204 m ³ /h
	Temperature	37,0	25,0 °C
	Relative Humidity	38,8	50,0 %
	Absolute Humidity	15,32	9,88 g/kg
	Enthalpy	76,6	50,3 kJ/kg
Outlet condition	Actual Air Volume	17209	15624 m ³ /h
	Temperature	29,6	33,2 °C
	Relative Humidity	58,7	31,1 %
	Absolute Humidity	15,32	9,88 g/kg
	Enthalpy	69,0	58,8 kJ/kg
Face air velocity	1,68	1,45 m/s	
Pressure drop	138	114 Pa	
Pressure drop (Standard density)	130	109 Pa	
Temperature efficiency dry (EN 308)	61,5	%	
Temperature efficiency wet (EN 308)	61,5	%	
Energy efficiency (DIN EN 13053)	63,0% / H3		
Temperature efficiency dry ErP Lot 6	64,8	%	
Heat recovery dry	-41,59	41,59 kW	
Heat recovery wet	-41,59	41,59 kW	
Condensation		g/kg kg/h	

Şekil 4.2. IGTHS-1 santralinin plakalı ısı geri kazanım soğutma çıktısı

Klingenburg Regenerative Rotating Heat Exchanger



Klingenburg GmbH
Boystrasse 115
D - 45968 Gladbeck
Germany

Tel.: +49 (0) 20 43/96 36-0
Fax: +49 (0) 20 43/7 23 62
E-Mail: klingenburg@klingenburg.de
Internet: www.klingenburg.de

Notes:



Type: Sorption rotor HUgo RRS-N-C15-2000/2000-1880

		Heating		Cooling		
		Outside air	Return air	Outside air	Return air	
Inlet condition	Standard Air Volume	16584	14926	16584	14926	m ³ /h
	Actual Air Volume	15066	15036	17629	15204	m ³ /h
	Temperature	-6,0	22,0	37,0	25,0	°C
	Relative Humidity	90,0	50,0	38,8	50,0	%
	Absolute Humidity	2,04	8,22	15,32	9,88	g/kg
	Enthalpy	-1,0	43,0	76,6	50,3	kJ/kg
Outlet condition	Actual Air Volume	16352	13758	17042	15794	m ³ /h
	Temperature	14,6	-0,7	28,1	34,9	°C
	Relative Humidity	66,9	79,1	51,3	37,9	%
	Absolute Humidity	6,89	2,80	12,23	13,29	g/kg
	Enthalpy	32,1	6,3	59,6	69,2	kJ/kg
Face air velocity		3,02	3,01	3,53	3,04	m/s
Pressure drop		186	198	241	202	Pa
Pressure drop (Standard density)		220	196	220	196	Pa
Temperature efficiency (EN 308)		73,5		73,9		%
Humidity efficiency (EN 308)		78,5		56,7		%
Energy efficiency (DIN EN 13053)		75,5% / H1		75,5% / H1		
Temperature efficiency ErP Lot 6		77,2		77,2		%
Energy/Heat Recovery						
Sensible heat		115,36	-114,60	-50,84	51,05	kW
Latent heat		66,81	-66,81	-41,97	41,97	kW
Total heat		182,16	-181,40	-92,80	93,02	kW
Moisture Recovery		4,85	-5,42	-3,09	3,41	g/kg
		96,16	-96,16	-60,41	60,41	kg/h

Şekil 4.3. IGTHS-1 santralinin rotorlu ısı geri kazanım ısıtma-soğutma çıktısı

4.2.Klima Santrallerinin Isıtma ve Soğutma Batarya Kapasitelerinin Hesaplanması

Isı geri kazanımsız taze hava santrali, plakalı ısı geri kazanımlı taze hava santrali ve rotorlu ısı geri kazanımlı taze hava santrallerinin batarya hesapları yukarıda verilen niteliklere ilaveten aşağıda belirtilen yaz-kış şartlarında mahale basma havası niteliği eklenerek hesaplanmıştır.

İklimlendirilen mahale kış şartlarında klima santrali basma havasının özellikleri →

T= 18 °C %RH=50

İklimlendirilen mahale yaz şartlarında klima santrali basma havasının özellikleri →

T= 22 °C %RH=50

Isı geri kazanımlı santrallerde batarya giriş sıcaklıkları yukarıdaki hesaplarda belirtilmiştir. Isı geri kazanımsız santrallerde ise batarya giriş sıcaklıkları dış havanın özellikleri olacak şekilde belirlenmiştir. Bu duruma göre program üzerinden psikrometrik diyagram vasıtasıyla batarya kapasiteleri bulunmuştur.

Örnek olarak projedeki IGTHS-1 isimli santralin üç alternatifte batarya kapasiteleri aşağıda gösterilmiştir. Psikrometrik diyagram üzerindeki kısaltmalar :

DH : Dış hava

IGKC : Isı geri kazanım sonrası sıcaklık

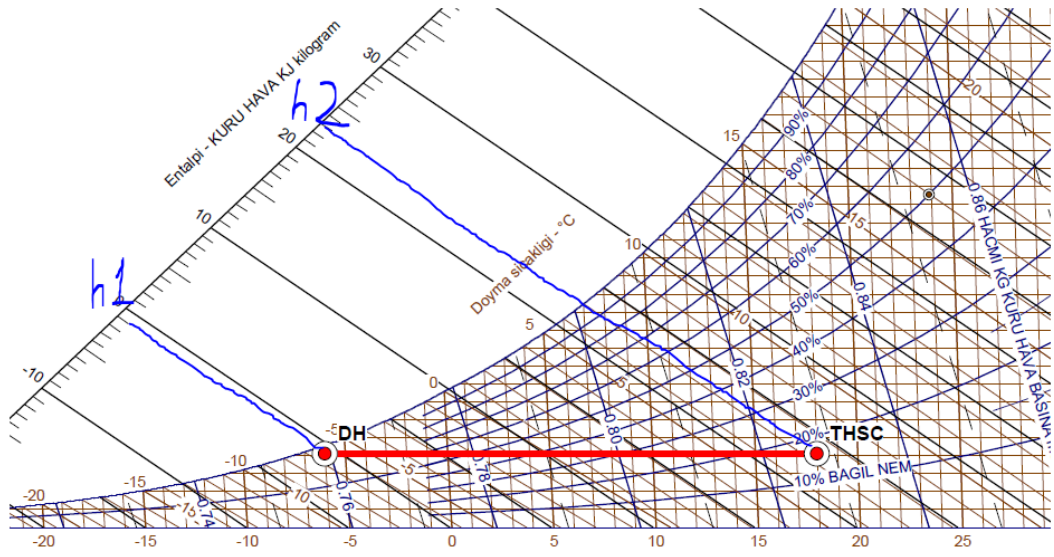
SNTC : Santral basma tarafındaki sıcaklıktır.

$$Q=m*(h_2-h_1) \quad (4.2)$$

Hareketle örnek olması bakımından IGTHS-1 numaralı santralin ısıtma bataryası hesabı;

Isı geri kazanımsız santral için ;

- Dış hava → -6 °C %RH=90, aşağıdaki psikrometrik diyagram üzerinden de görüleceği üzere bu nokta için entalpi değeri $h_1 = -1$ kJ/kg
- Batarya çıkış sıcaklığı → 18 °C olduğundan psikrometrik diyagramda yatay yönde 18 °C'ye ilerlenir. İki nokta arasındaki işlem ısıtma işlemi olarak tanımlanır. Bu noktadan ise psikrometrik diyagram üzerinden entalpi çizgisi çekilerek $h_2 = 23$ kJ/kg olarak bulunur.



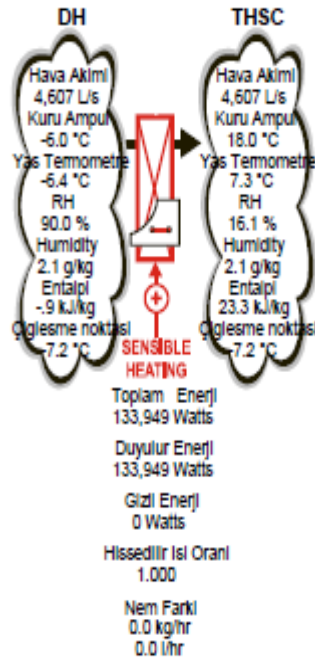
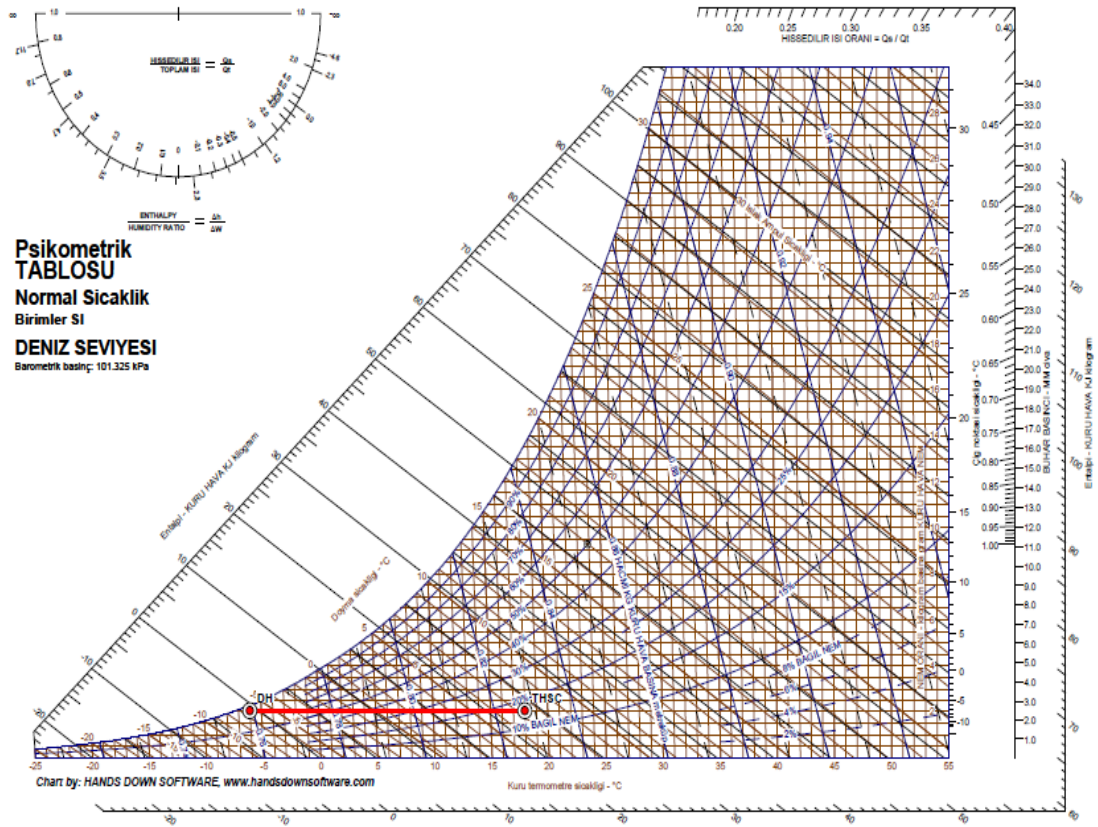
Şekil 4.4. Psikometrik diyagramda IGTHS-1 santralının ısıtma diyagramı

Debi uluslararası standartta verilen hava değişim katsayılarından yola çıkıldığından ilgili santralin debisi $16584 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak belirlenmiştir.

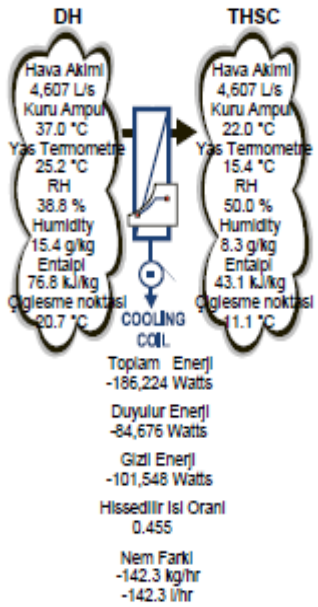
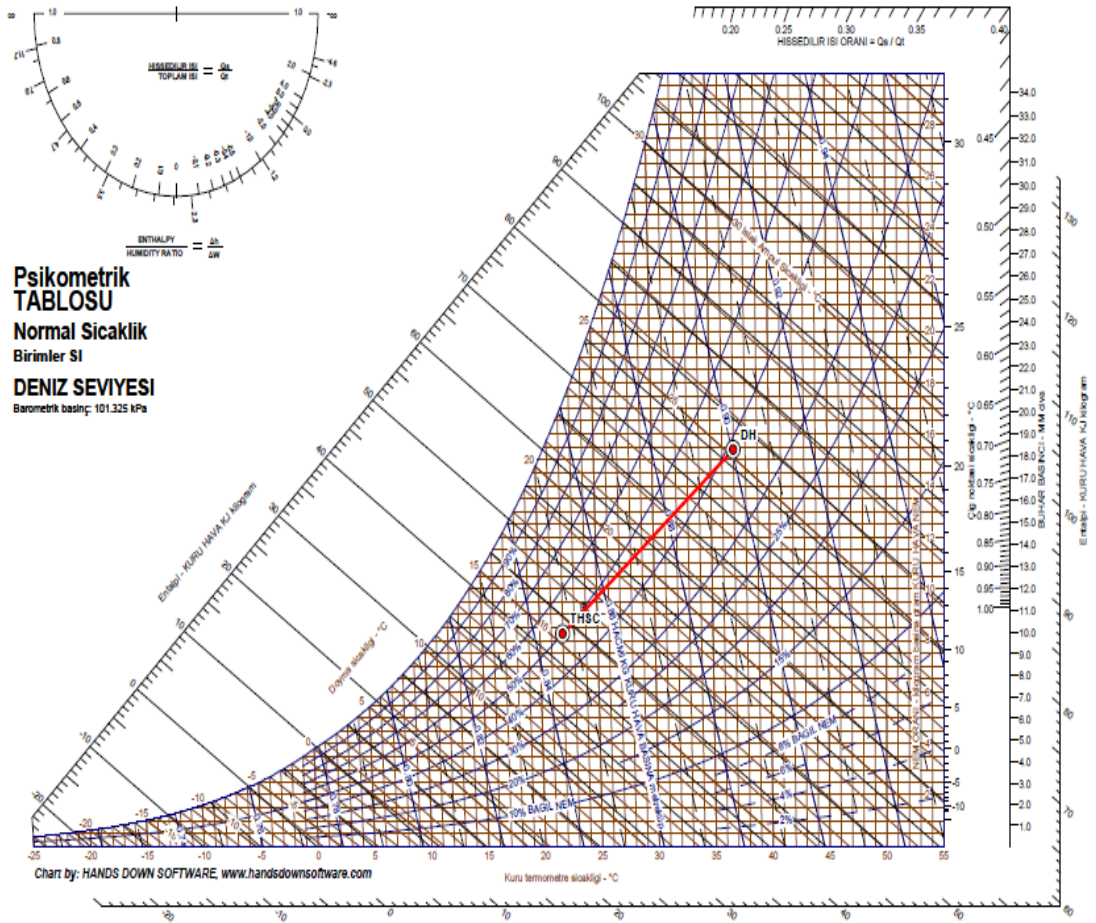
$$Q = m \times (h_2 - h_1)$$

$$Q = 16584 \times (23 - (-1))$$

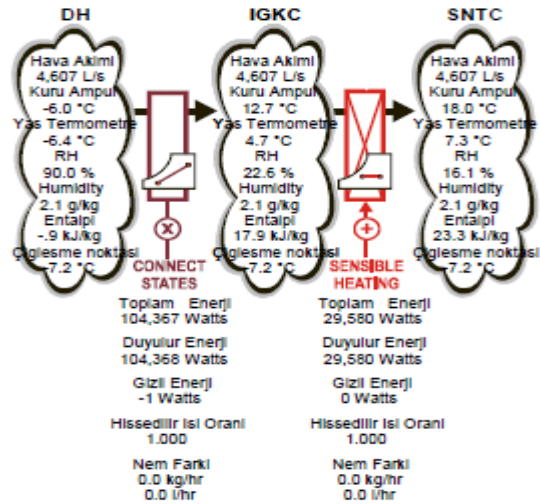
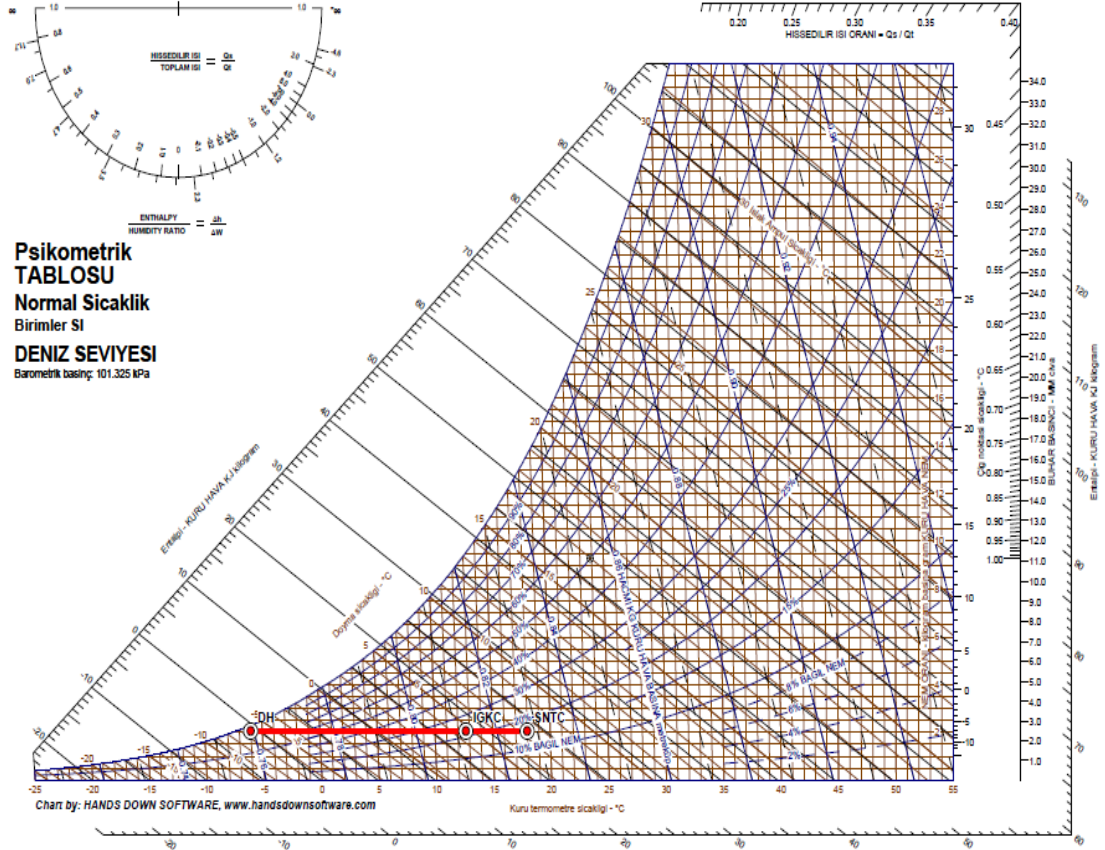
$Q = 398016 \text{ (m}^3 \times \text{kJ)} / (\text{kg} \times \text{h}) = 487569 \text{ kJ/h} = 116041 \text{ kcal/h} = 134,95 \text{ kw}$ olarak bulunmaktadır. Bilgisayar destekli program ile çözümde ise ısıtma bataryası kapasitesi $133,9 \text{ kw}$ olarak bulunmuştur.



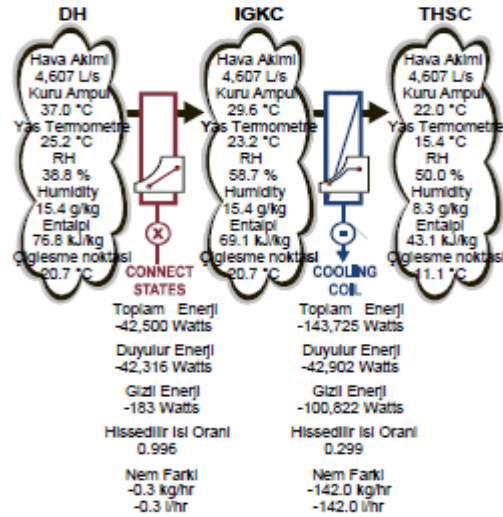
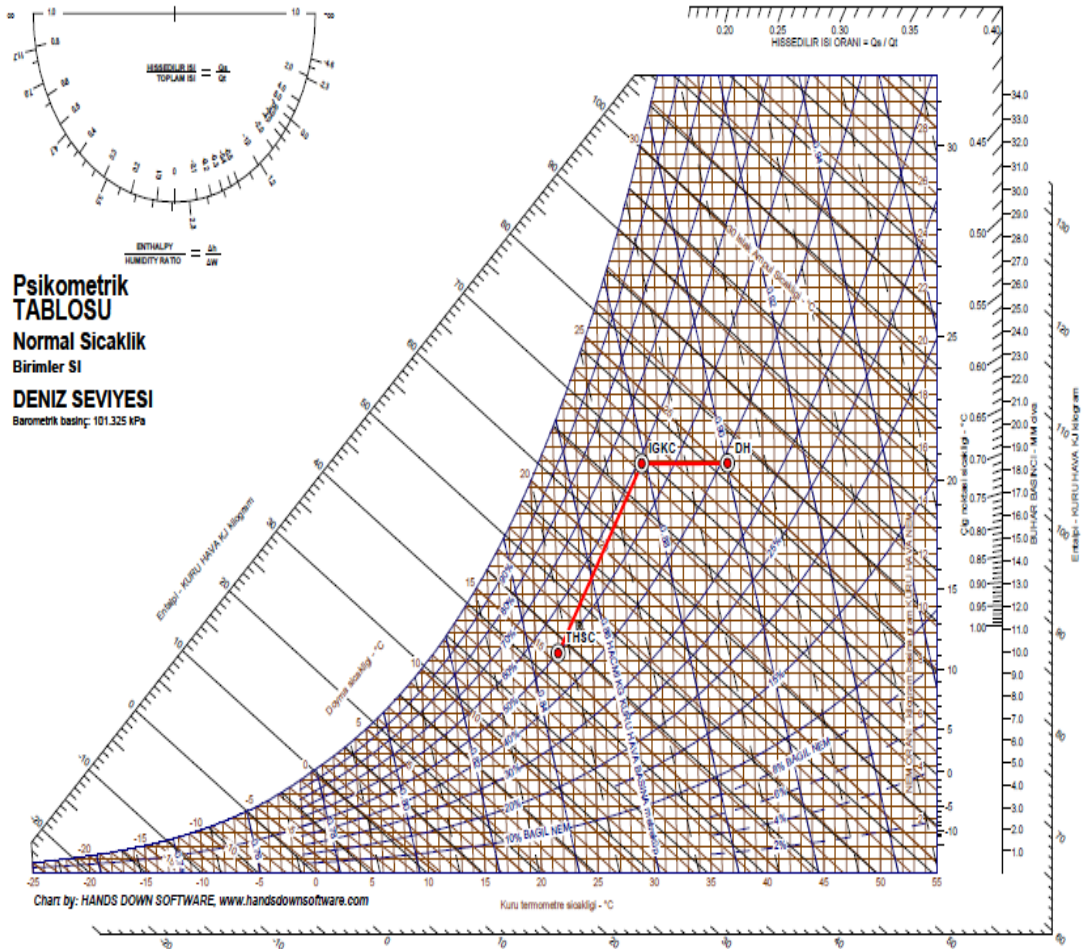
Şekil 4.5. IGTHS-1 santralinin ısı geri kazanımsız ısıtma batarya hesabı çıktısı



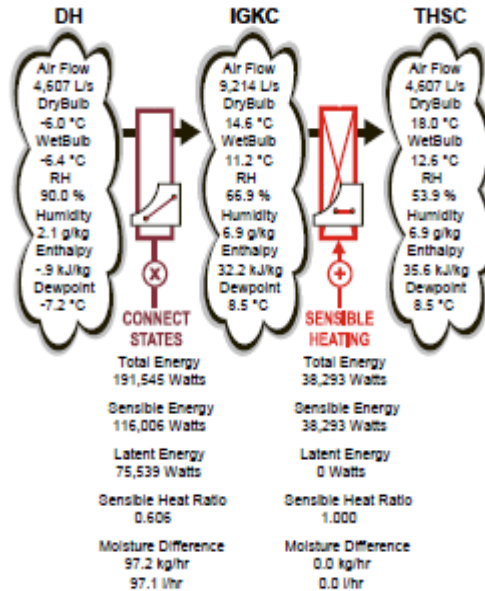
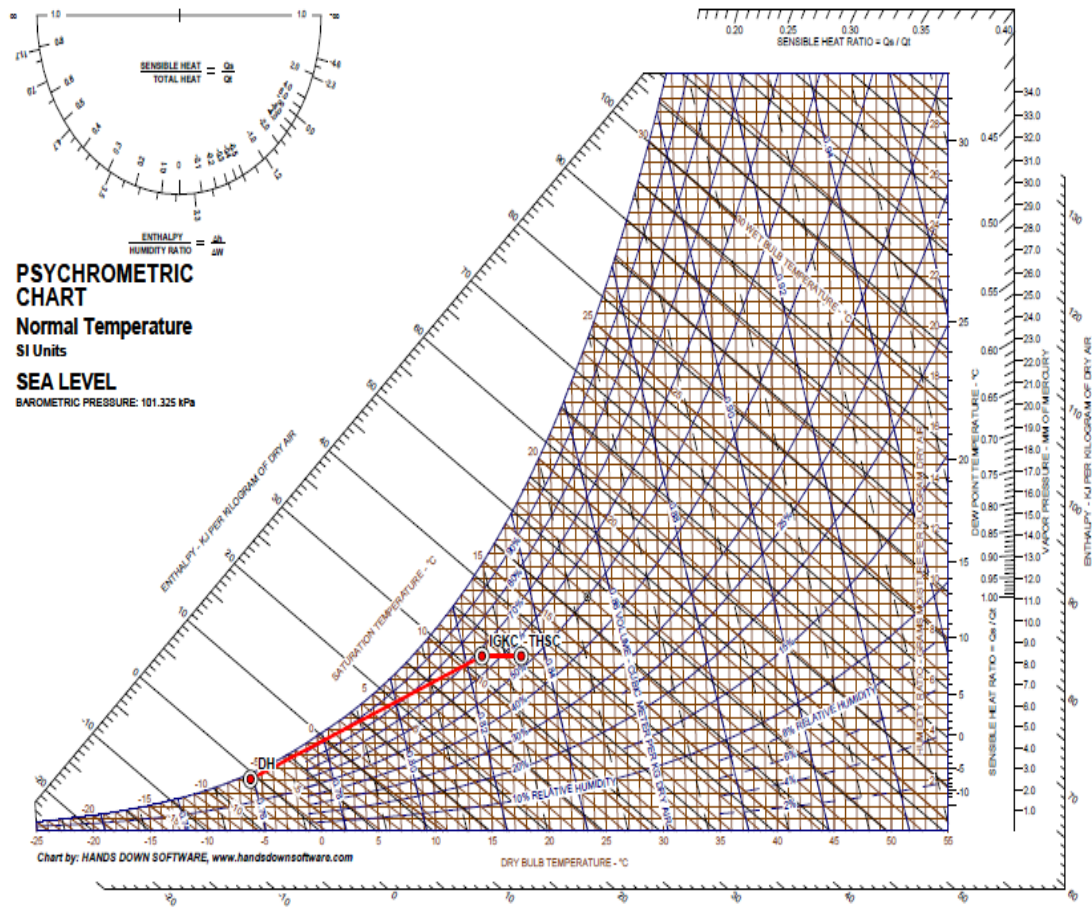
Şekil 4.6. IGTHS-1 santralının ısı geri kazanımsız soğutma batarya hesabı çıktısı



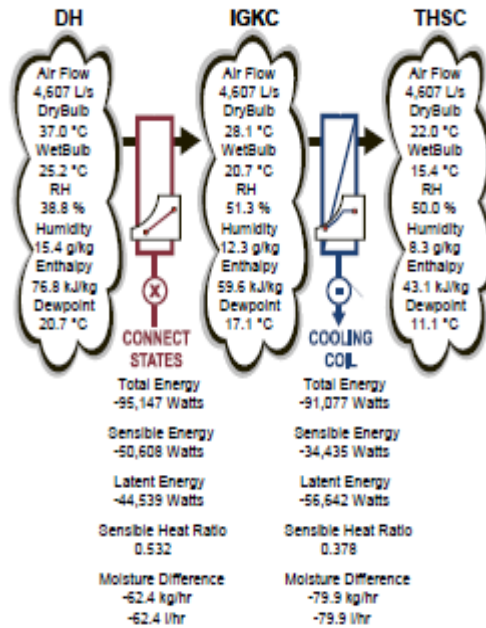
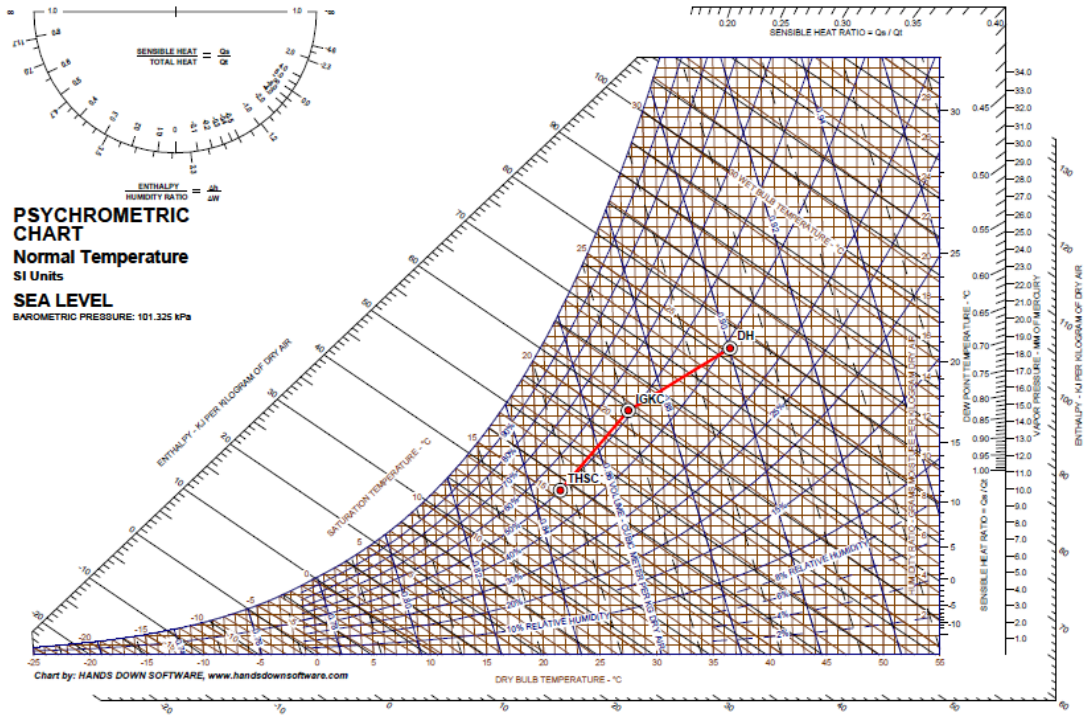
Şekil 4.7. IGTHS-1 santralinin plakalı ısı geri kazanımlı ısıtma bataryası hesabı çıktısı



Şekil 4.8. IGTHS-1 santralinin plakalı ısı geri kazanımlı soğutma bataryası hesabı çıktısı



Şekil 4.9. IGTHS-1 santralinin rotorlu ısı geri kazanımlı ısıtma bataryası hesabı çıktısı



Şekil 4.10. IGTHS-1 cihazının rotorlu ısı geri kazanımlı soğutma bataryası hesabı çıktısı

Yukarıda örnek olarak verilen IGKTHS-1 santraline benzer şekilde projede bulunan 10 adet santralin kapasiteleri ayrı ayrı bulunmuştur. Aşağıdaki tabloda taze hava santrali, plakalı ısı geri kazanımlı taze hava santrali ve rotorlu ısı geri kazanımlı taze hava santrallerinin ısıtma-soğutma batarya hesapları belirtilmiştir.

Çizelge 4.1. Klima santrallerinin batarya hesabı

SANTRALLER	BATARYA KAPASİTELERİ(KW)					
	ISITMA	PLAKALI ISITMA	ROTORLU ISITMA	SOĞUTMA	PLAKALI SOĞUTMA	ROTORLU SOĞUTMA
IGKTHS-1	133,9	29,6	18,9	186,2	143,7	91,1
IGKTHS-2A	77,4	16,8	5,5	107,5	84,5	46,1
IGKTHS-2B	70,1	15,2	4,1	97,4	76,6	40,5
IGKTHS-3A	75,3	16,6	5,1	104,6	82,5	44,6
IGKTHS-3B	106,5	21,7	8	148,1	116,2	64,9
IGKTHS-4A	92,1	19,9	5,4	128	100,6	53,3
IGKTHS-4B	49,5	14,2	2,9	68,8	55,3	28,6
IGKTHS-5	139,9	23,9	24,9	193,5	150,5	99,9
IGKTHS-7	33,2	10,1	6,1	46,2	37,8	24,4
IGKTHS-8	80,2	17,2	6,1	111,6	87,9	48,9
TOPLAM	858,1	185,2	87	1191,9	935,6	542,3

4.3. Üç farklı Duruma Göre Projelerin Oluşturulması

Örnek proje olarak belirtilen Central Balat projesi üzerinden kazan dairesi yerleri, klima santrali yerleri ve soğutma gruplarının yerleri projede belirlenmiştir. Daha sonrasında kazan-ısıtma kollektörü, soğutma grubu-soğutma kollektörü, ısıtma kollektörü-klima santrali ve soğutma kollektörü – klima santrali arasındaki borulamalar basınç kaybı metoduyla çaplandırılmıştır.

Pompa seçiminde makine dairesinden yatayda en uzak ve düşeyde kot farkı en yüksek olan klima santraline giden boru hattı işaretlenir. Bu hatta kritik devre olarak adlandırılır. Sirkülasyon pompasının niteliklerini belirlemek için basınç kaybı hesabı yapmak gerekmektedir. Öncelikli olarak boru çapı hesabı çizelgesi doldurularak pompanın toplam basınç değeri hesaplanır. Pompalı ısıtma sistemlerinde toplam basınç aşağıdaki gibidir.

$$H = \Sigma(LR) + \Sigma Z \text{ (mm SS)} \quad (4.3)$$

Yukarıdaki denklemde geçen değişkenler şunlardır:

R: Metre boru başına basınç kaybı (mmSS/m)

L: Boru parçalarının uzunlukları (m),

Z: Özel direnç kayıpları,

Plakalı ısı geri kazanımlı ısıtma hattı için ;

Tesisat projelendirilmesinde borulardaki hız maksimum 0.8 m/s seçilmeye çalışılarak (Genceli ve ark. (2008)) konfor şartlarında tesisatın ses yapmaması ve sirkülasyon pompasına fazla yük binmemesi amaçlanmıştır. Tesisat çaplandırılması bu veriler ışığında basınç kaybı tablosuna göre yapılmıştır. 20°C sıcaklık farkı için hat üzerindeki kg/h cinsinden debiye göre uygun hızdaki çaplar seçilmiştir.

Makine Mühendisleri Odası'nın yayınlamış olduğu kalorifer tesisatı kitabına göre (Genceli ve ark. (2008)) ξ (ksi) tablosu aşağıda gösterilmiştir.

Çizelge 4.2. Özel dirençler tablosu

ξ DEĞERLERİNİ HESAPLAMA ÇİZELGESİ																			Sayfa		
.....Binası																			Kat		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Pançe No	Boru Çapı	Kazan veya radyatör	Kollektör giriş veya çıkış	Paralel Parçası	S Parçası	Çift dirsek (Geniş)	Çift dirsek (Dar)	T Birleşme	T Ayrılma	T Karşıt akım	T Geçiş (ayrılma)	T Giriş (ayrılma)	Boru çapları	Deve boynu 90°	Dirsek	Şiber Vana	Kolon vanası (düz)	Kolon vanası (eğik)	Radyatör ventili (düz)	Radyatör ventili (küşe)	
	3.0	0.5	1.6	0.5	1.0	2.0	1.0	1.5	3.0	0.5	1.0										
																					TOPLAM

Bu tablo plakalı ısı geri kazanımlı sistem için doldurulduğunda ;

Isıtma hattı gidiş hattı üzerinde ;

T- Ayrılma = 8 adet

Kollektör giriş-çıkış = 2 adet

T- Karşıt akım = 1 adet

Dirsek = 6 adet

Kolon vanası = 5 adet

Çekvalf = 1 adet

Isıtma hattı gidiş dönüş hattı üzerinde ;

T- Birleşme = 8 adet

Kollektör giriş-çıkış = 2 adet

T- Karşıt akım = 1 adet

Dirsek = 6 adet

Kolon vanası = 2 adet

Klima santrali katalogları ve iki yollu motorlu vananın yarattığı basınç kayıpları sırasıyla 3.5 mSS ve 1.5 mSS olarak bulunmuştur.

Çizelge 4.3. Özel dirençlerin projeye göre tablosu

				E DEĞERLERİ HESABI										SAYFA: 8										
				Pantolon Parçası	S Parçası	Çift Dirsek(Geniş)	Çift Dirsek(Dar)	T-Birleşme	T-Ayrılma	T-Karşıt Akım	T-Geçiş(ayrılma)	T-Geçiş(birleşme)	Boru Çapları	Devre Boyunu 90°	Dirsek	Şiber Vana	Kolon Vanası(düz)	Kolon Vanası(çelik)	Radyatör Ventil(düz)	Radyatör Ventil(köşel)	Çek Valf			
PARÇA NO:	BORU ÇAP:	KAZAN VEYA RADYATÖR 3.0	KOLLEKTÖR GİRİŞ-ÇIKIŞI 1.0-0.5	1,5	0,5	0,1	2	1	1,5	3	0,5	1	1/4"	1,5	2	1,1	17,0	3	8,5	5				
				3/4"																				
				1"				1	1,5															
				1 1/4"				1	1,5															
				1 1/2"				1	1,5															
				2"				1	1,5															
				2 1/2"				1	1,5															
				3"				1	1,5															
				4"				1	1,5															
				5"				1	1,5															
6"				1	1,5																			
8"				1	1,5																			
10"				1	1,5																			
1	3/4"		2																					
2	1"																							
3	1 1/4"																							
4	1 1/2"																							
5	1 1/2"																							
6	2"																							
7	2"																							
8	2"																							
9	2"																							
10	2 1/2"		2											8		16								
				TOPLAM																				

Toplam özel dirençler bulunarak basınç kaybı tablosuna geçilmiştir. Mühendisler Odası kalorifer tesisatı kitabındaki (Genceli ve ark. (2008)) ve genel olarak yayımlanan $\Delta T=1$ °C için pompalı sıcak sulu tesisatında çelik borunun basınç kaybı tablosundan kg/h ve

hızlara göre boru çapları ve bir metredeki borunun basınç kaybı hesaplanmıştır. Bu basınç kayıpları toplam metraj ile çarpılmıştır. Özel dirençler (dirsek,vana vb.) basınç kayıpları ise $0 < \Sigma Z < 15$ ise özel direnç katsayısı ve hızlar esas alınarak yine aynı kitabın ek VI-17a'da belirtilmiş olan tablo aracılığıyla bulunmuştur. $\Sigma Z > 15$ ise VI-17b'de belirtilen abakla bulunmuştur. Bütün bu veriler elle tabloya işlenerek aşağıda belirtilen tablodaki gibi pompa basınç kaybı bulunmuştur.

Çizelge 4.4. Örnek pompa basınç kaybı

		BASINÇ KAYBI HESABI											Sayfa				
		KLİMA SANTRALLERİ ISITMA SİRKÜLASYON POMPASI											P.6				
Parçalar	İsi Miktarı		Sıcaklık farkı 20°C olduğuna göre	Parça Boyu	Tabirli boru çapına göre						Kısalık boru çapına göre						
	No	kesit			kesitli	m	Boru çapı	w	R	LR	Σz	Z	Boru çapı	w	R	LR	Σz
			kg/h					mmSS/m	mmSS	-	Pa			Pa/m	Pa	-	Pa
1	17,2	14792	739,6	28	3/4"	0,6		23	644	35	8500						
2	27,3	23478	1173,9	18	1"	0,6		17	306	2,5	500						
3	51,2	44032	2201,6	2	1 1/4"	0,7		14	28	2,5	500						
4	65,4	56244	2812,2	16	1 1/2"	0,7		10	160	2,5	500						
5	85,3	73358	3667,9	2	1 1/2"	0,7		17	34	2,5	500						
6	107	92020	4601	16	2"	0,7		9	144	2,5	500						
7	124	1E+05	5314,8	2	2"	0,8		11	22	2,5	700						
8	139	1E+05	5968,4	16	2"	0,9		14	224	2,5	900						
9	156	1E+05	6690,8	2	2"	0,9		19	38	12,8	4750						
10	185	2E+05	7963,6	60	2 1/2"	0,6		5	300	26	4600						
									1900	mmSS	21950						
										Pa							
											21950						
											Pa						
											15000						
											Pa						
											35000						
											Pa						
											71950						
											Pa						
											7,195						
											15%						
											1,0793						
											mSS						
											8,2743						
											mSS						

İlgili sistem bilgisayar destekli program vasıtasıyla çözüldüğünde ise ;

$H = \Sigma(LR) + \Sigma Z$ (mm SS) = 9,92 mSS olarak bulunmuştur. %10 emniyet alınarak emniyetli basınç kaybı 10.91 mSS olarak bulunmuştur. İlgili fark bilgisayar destekli program çözümünde boru çapında imalat veya fabrikasyon imalatta değişiklikler,kaynak payı veya borunun içinde oluşabilecek kireç nedeniyle oluşabilecek çap daralmalarından kaynaklı olabilmektedir. Bilgisayar destekli program vasıtasıyla çözüm aşağıdaki çizelgede belirtilmiştir.

Çizelge 4.5. Örnek pompa basınç kaybı (bilgisayar destekli program ile çözüm)

BASINÇ KAYBI HESABI																																	
Proje adı: KLİMA SANTRALİ ISITMA HATTI																																	
Zon adı: PLAKALI IŞIK KLİMA SANTRALİ ISITMA DEVRESİ SİRKULASYON POMPASI																																	
Boru Epi	Isı Miktarı		Gidiş sıcaklığı °C	Dönüş sıcaklığı °C	Sıcaklık Farkı (ΔT) °C	Debi			Boru iç çapı mm	Boru boyu m	Hız m/s	Toplam boru basınç kaybı Pa	Yerel boru basınç kaybı Pa	Yerel kayıp hesabı için boru hattı elemanı adedleri														Yerel boru direkt kayıp Pa	Yerel basınç kayıp Pa	Toplam basınç mSS			
	Watt	Kcal/h				kg/h	m³/h	l/s						Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa				Pa	Pa	Pa
1	17200	14792	80	60	20	739,6	0,78	0,21	20	14	0,67	309,54	4334	1															21	4591	8925	0,89	
1	27300	23478	80	60	20	1173,9	1,20	0,33	25	9	0,68	240,14	2161																1,5	338	2500	0,25	
1	51200	44032	80	60	20	2201,6	2,25	0,63	32	1	0,78	226,96	227																1,5	443	670	0,07	
1	65400	56244	80	60	20	2812,2	2,88	0,80	40	8	0,64	117,23	938																1,5	296	1234	0,12	
1	85300	73358	80	60	20	3667,9	3,75	1,04	40	1	0,63	193,79	194																1,5	504	696	0,07	
1	107000	92020	80	60	20	4801	4,70	1,31	50	8	0,67	96,77	774																1,5	323	1099	0,11	
1	123600	106296	80	60	20	5314,8	5,43	1,51	50	1	0,77	127,13	127																1,5	434	581	0,06	
1	138800	119368	80	60	20	5968,4	6,10	1,70	50	8	0,66	156,44	1267																1,5	547	1814	0,18	
1	155600	133816	80	60	20	6690,8	6,84	1,90	50	1	0,97	196,96	197														1	11,8	5405	5602	0,56		
1	185200	159272	80	60	20	7963,6	8,14	2,26	65	30	0,68	73,09	2193	1														4	3	17	3862	6058	0,61
1	17200	14792	80	60	20	739,6	0,78	0,21	20	14	0,67	309,54	4334	1															14	3061	7394	0,74	
1	27300	23478	80	60	20	1173,9	1,20	0,33	25	9	0,68	240,14	2161																1	226	2387	0,24	
1	51200	44032	80	60	20	2201,6	2,25	0,63	32	1	0,78	226,96	227																1	296	523	0,05	
1	65400	56244	80	60	20	2812,2	2,88	0,80	40	8	0,64	117,23	938																1	198	1135	0,11	
1	85300	73358	80	60	20	3667,9	3,75	1,04	40	1	0,63	193,79	194																1	336	530	0,05	
1	107000	92020	80	60	20	4801	4,70	1,31	50	8	0,67	96,77	774																1	217	991	0,10	
1	123600	106296	80	60	20	5314,8	5,43	1,51	50	1	0,77	127,13	127																1	289	416	0,04	
1	138800	119368	80	60	20	5968,4	6,10	1,70	50	8	0,66	156,44	1267																1	364	1632	0,16	
1	155600	133816	80	60	20	6690,8	6,84	1,90	50	1	0,97	196,96	197																1	458	655	0,07	
1	185200	159272	80	60	20	7963,6	8,14	2,26	65	32	0,68	73,09	2339	1															9	2045	4384	0,44	
1																														15000	15000	1,50	
1																														35000	35000	3,50	
													HESAPLANAN TOPLAM BASINÇ KAYBI:														99205	9,92					
													EMNİYET KATSAYISI:														10%						
													EMNİYETLİ BASINÇ KAYBI:														109126	10,91					

Sirkülasyon pompasının debisi aşağıdaki formül (Genceli ve ark. (2008)) vasıtasıyla bulunmuştur.

$$V_p = \frac{3.6.Q_k}{c.g.(T_g - T_d)} \quad (4.4)$$

Bu denklemdeki semboller aşağıda tanımlanmıştır:

C: Suyun özgül ısınma ısısı (C= 4.186 kJ/ kgK),

g: Suyun yoğunluğu (10³kg/m³),

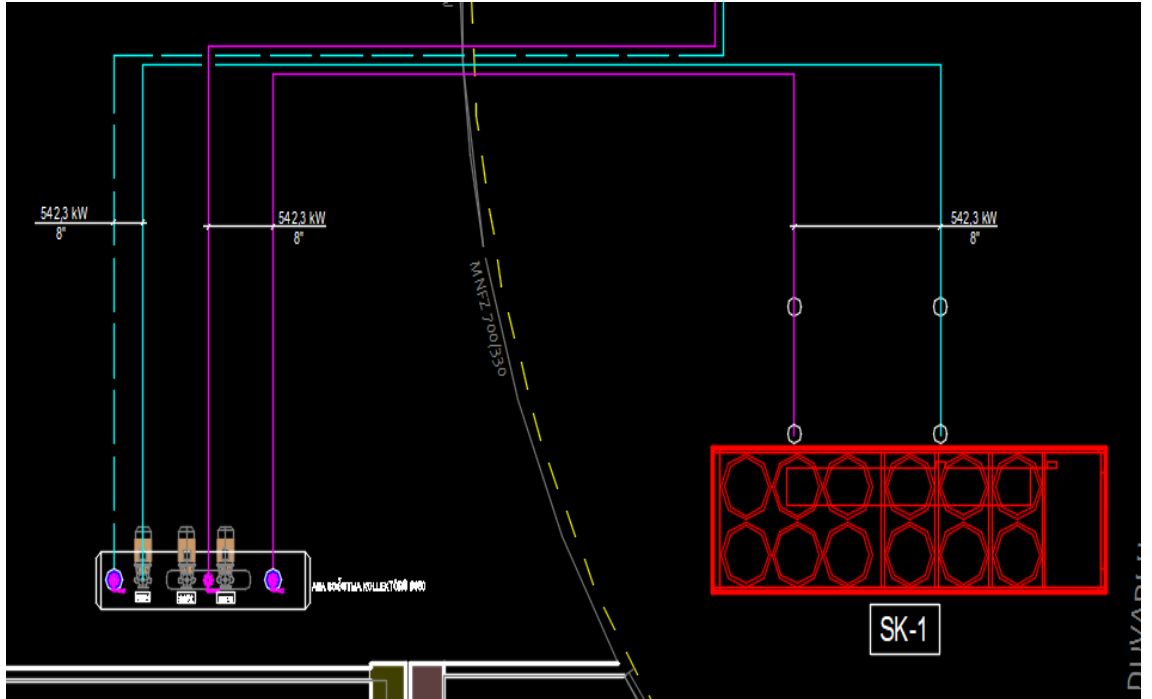
(T_g -T_d): Sisteme gidiş ve dönüş sıcaklıkları arasındaki fark

$$V_p = \frac{3.6.230000}{4.186.10^3.(80 - 60)}$$

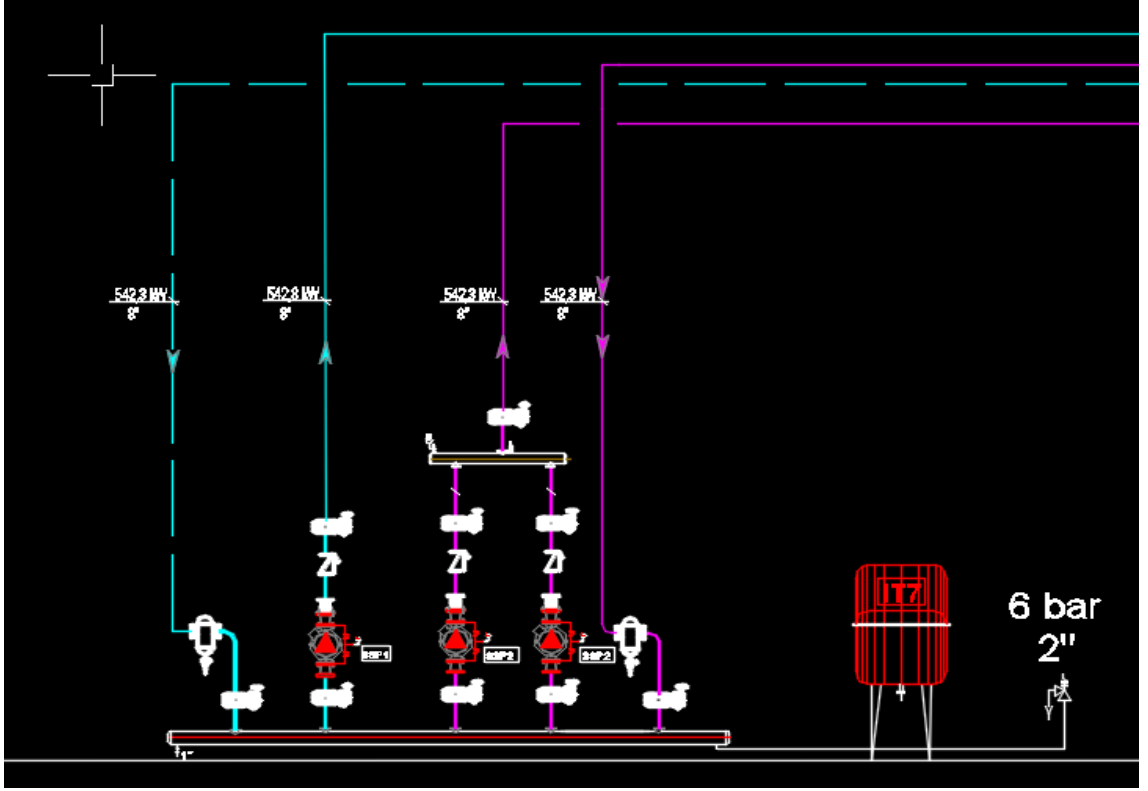
$$V_p = 9,89 \text{ m}^3/\text{h}$$

olarak bulunur.

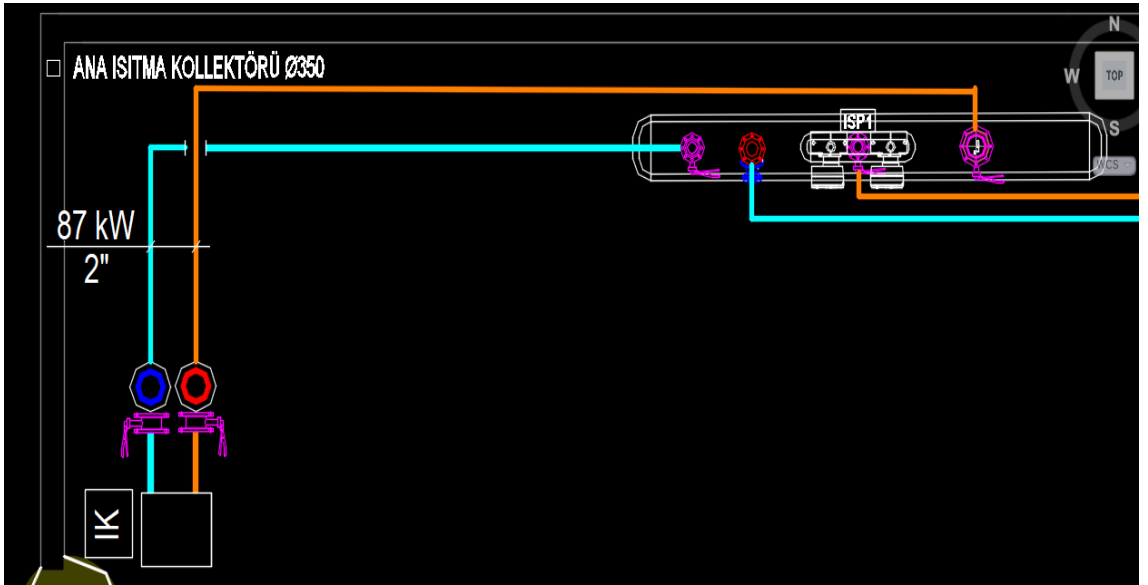
Sistem ısıtma verimli çalışma aralığı 80-60 °C, soğutma verimli çalışma aralığı 7-12 °C olacak şekilde firmalara kazan ve soğutma grubu seçtirilmiştir. Oluşan basınç kaybı ve debilere göre sistemde çevrimi sağlayacak pompalar firmalara seçtirilmiştir. Bütün bu bilgiler ışığında AUTOCAD programı vasıtasıyla sistem plan görünüşü ve kolon şeması çalışması yapılmıştır. Aşağıda rotorlu ısı geri kazanıma göre hazırlanmış görünüş ve kolon şeması çizimi gösterilmeye çalışılmıştır.



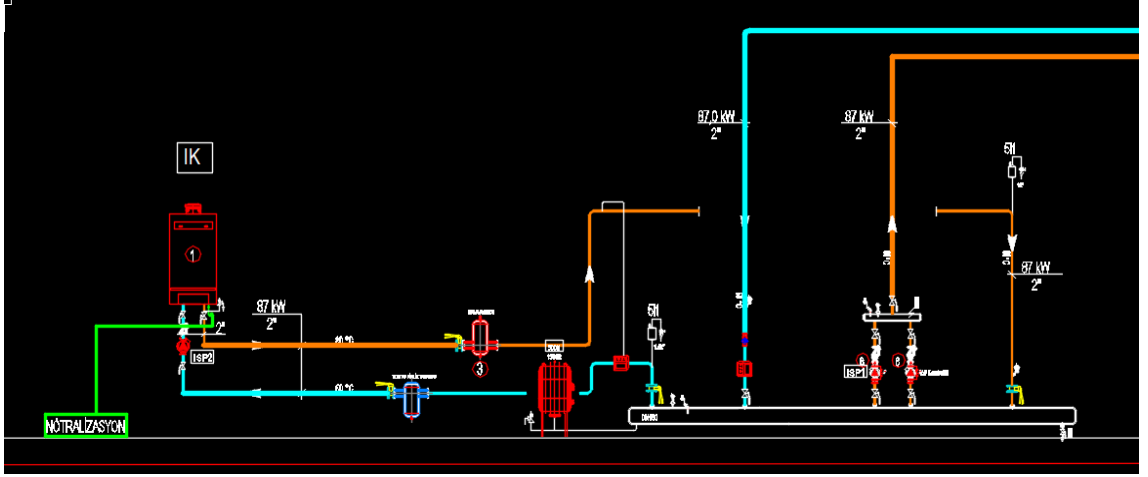
Şekil 4.11 Soğutma grubu,soğutma kollektörü ve tesisat plan görünüşü



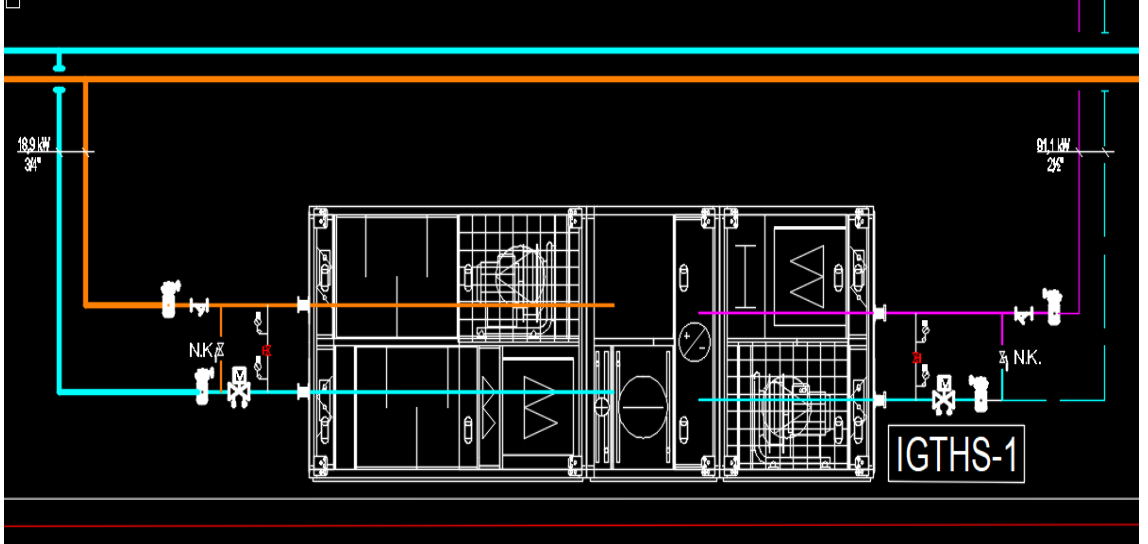
Şekil 4.12. Soğutma grubu,soğutma kollektörü ve kolon şeması



Şekil 4.13. Isıtma grubu,ısıtma kollektörü ve tesisat plan şeması



Şekil 4.14. Isıtma grubu, ısıtma kollektörü ve kolon şeması



Şekil 4.15. Rotorlu ısı geri kazanımlı klima santralinin kesit görünüşü

4.4. Üç Farklı Duruma Göre Keşif Özetlerinin Oluşturulması

Üç ayrı duruma göre hazırlanan projeler üzerinden keşif özetleri çıkarılmıştır. EK-1'de örnek teşkil etmesi bakımından rotorlu ısı geri kazanıma göre hazırlanan keşif özeti belirtilmiştir. Keşif çalışmaları yapılırken tesisat ve cihaz bağlantılarında kullanılan tüm ekipmanlar girilmiştir.

4.5.Maliyet Çalışması

4.5.1. İlk yatırım maliyeti

Üç farklı duruma göre hazırlanan keşif özetlerine istinaden malzeme fiyatları için üretici firmalardan teklif alınmıştır. Ayrıca müteahhit firmalardan işçilik teklifleri alınmıştır. Bütün veriler tabloya işlenmiştir. Üç ayrı senaryo için ürün teklifleri aynı marka- model esas alınarak hazırlanmıştır. Nihai olarak tablo aşağıda verildiği üzere belirtilmiştir.

Çizelge 4.6. Üç farklı durumu göre ilk yatırım maliyetleri

SİSTEM	İLK YATIRIM MALİYETİ		
	MALZEME	İŞÇİLİK	TOPLAM
ISI GERİ KAZANIMSIZ	2.039.599 TL	101.929 TL	2.141.529 TL
PLAKALI ISI GERİ KAZANIMLI	1.714.880 TL	89.528 TL	1.804.489 TL
ROTORLU ISI GERİ KAZANIMLI	1.586.948 TL	41.736 TL	1.689.411 TL

4.5.2. İşletme Maliyetleri

3 farklı duruma göre hazırlanan keşif özetlerine istinaden firmaların katalog bilgilerine göre ekipmanların işletme maliyetleri araştırılmıştır. Enerji maliyetleri dağıtım şirketlerinin güncel birim fiyatları baz alınarak hesaplanmıştır. İşletme giderleri

hesaplanırken ısıtma veya soğutma gruplarının yılın 6 ayı günde ortalama %70 kapasitede çalışacağı varsayılmıştır.

Çizelge 4.7. Üç farklı durumu göre işletme maliyetleri

SOĞUTMA GRUBU	KAPASİTE	GÜNLÜK ÇALIŞMA SÜRESİ	GÜNLÜK ENERJİ TÜKETİMİ	YILLIK TÜKETİMİ	YILLIK ENERJİ MALİYETİ
ISI GERİ KAZANIMSIZ	450 kw	12 h	3780 kwh	680400 kwh	₺ 340.200,00
PLAKALI ISI GERİ KAZANIMLI	316 kw	12 h	2655 kwh	477900 kwh	₺ 238.950,00
ROTORLU ISI GERİ KAZANIMLI	195 kw	12 h	1638 kwh	294840 kwh	₺ 147.420,00

KAZAN	KAPASİTE	GÜNLÜK ÇALIŞMA SÜRESİ	GÜNLÜK ENERJİ TÜKETİMİ	YILLIK TÜKETİMİ	YILLIK ENERJİ MALİYETİ
ISI GERİ KAZANIMSIZ	1000 kw	12 h	876 m ³ /h	157626 m ³ /h	₺ 204.914,00
PLAKALI ISI GERİ KAZANIMLI	230 kw	12 h	202 m ³ /h	36288 m ³ /h	₺ 47.174,00
ROTORLU ISI GERİ KAZANIMLI	115 kw	12 h	101 m ³ /h	18144 m ³ /h	₺ 23.587,00

SİRKÜLASYON POMPALARI	KAPASİTE	GÜNLÜK ÇALIŞMA SÜRESİ	GÜNLÜK ENERJİ TÜKETİMİ	YILLIK TÜKETİMİ	YILLIK ENERJİ MALİYETİ
ISI GERİ KAZANIMSIZ	12,5 kw	12 h	150 kwh	54750 kwh	₺ 27.375,00
PLAKALI ISI GERİ KAZANIMLI	6,1 kw	12 h	73,2 kwh	26718 kwh	₺ 13.359,00
ROTORLU ISI GERİ KAZANIMLI	4,3 kw	12 h	51,6 kwh	18834 kwh	₺ 9.417,00

4.5.3. Dış Hava Isısından Faydalanmak

Meteorolojiden alınan veriler ışığında Bursa ilinin hava durumlarının saat saat işlendiği veriler ışığında ;

Çizelge 4.8. Bursa ili bedava soğutma yapılabilecek saatler

AYLAR	AYLIK BEDAVA SOĞUTMA YAPILABİLECEK SAAT SAYISI
Mart	20
Nisan	63
Mayıs	156
Haziran	125
Temmuz	102
Ağustos	98
Eylül	105
Ekim	47
Kasım	20
TOPLAM	736

Olarak belirlenmiştir. İşletme giderleri göz önüne alındığında rotorlu ısı geri kazanım klima santrallerinin bulunduğu projede günlük soğutma grubu, kazan dairesi ve pompa enerji maliyetleri ortalama 500 TL/gün olarak bulunmaktadır. Saatlik bedeli ise yaklaşık 40 TL/saat olarak bulunmuştur. Bedava soğutma yapılabilecek santral dizayn edilmesinin işletmeye katkısı ;Enerji tasarrufu yıllık yaklaşık $736 \times 40 = 30.000$ TL/Yıl olarak bulunmuştur.

5. SONUÇ

Yakın geçmişte ve günümüzde enerjiye sahip olmak için dünya ülkeleri birbirleriyle yarışmaktadır. Ülkemiz enerjiyi büyük oranda ithal etmektedir. Enerjinin ithali hem dış borçlanmayı arttırmakta hem de ülkemizin dışa bağımlılığını ortaya koymaktadır. Bu husus çerçevesinde dışa bağımlı olmak ülkemizin tam bağımsızlığı konusunda ciddi bir engeldir.

Enerji otomotiv sanayi, tekstil, ham madde üretimi gibi sektörlerde önemli bir kaynaktır. Üretilen ürünün maliyetinde ciddi derecede pay sahibidir. Yerli ürünlerin iç ve dış piyasada rekabet edebilmesinde enerjinin doğru kullanımı çok önemlidir.

Bu çalışmada enerjinin geri dönüşümünün analizleri yapılarak, yatırımcının ilk yatırım maliyetleri ve işletmede harcadığı giderler gözler önüne serilmiştir. Yatırımcının yatırımlarını yaparken ürün bazlı fiyat kıyaslamaları yaparak satın alım işlemlerini gerçekleştirmelerinin yanlış olabileceği belirtilmiştir.

İnşaat sektöründe olduğu gibi mekanik sektörün elektrik, otomasyon , statik , kaba inşaat vb. disiplinler iç içe olduğu bilinmektedir. Bununla birlikte mekanik işlerin kendi içindeki ürün cinslerinin tüm tesisata etkileride bu çalışma ile gösterilmeye çalışılmıştır.

Yukarıdaki veriler ışığında bir havalandırma-ısıtma sistemlerinin enerji geri kazanımlı ve enerji geri kazanımsız türde ilk yatırım maliyetleri belirtilmiş olup ısı geri kazanımlı sistemin daha uygun olduğu gösterilmiştir. Isı geri kazanımın kendi içinde gizli ısıdan faydalanmanın (rotorlu) daha uygun olduğu görülmüştür. Isı geri kazanımsız bir santralin ısı geri kazanımlı bir santralden fiyat olarak daha uygun olmasının genel sistemdeki etkisi kaybolmuştur. Bununla birlikte ilk yatırım maliyetleri arasındaki fark işletme maliyetleri de katıldığında katlanmıştır. Isı geri kazanımsız ve ısı geri kazanımlı santral (rotorlu) arasındaki ilk yatırım maliyet farkı yaklaşık 450.000 TL'dir. Yapının günde 12 saat çalışacağı öngörülerek iki sistem arasındaki yıllık işletme maliyet farkının yaklaşık 400.000 TL olduğu görülmektedir. İşletmelerde enerjinin kullanımının önemi enerji harcamalarındaki rakamlar ile açıkça görülmektedir.

Klima santrallerine uygulanacak olan by-pass damperleri ve sensörler vasıtasıyla yıllık yapılabilecek olan bedava soğutma getirileri belirtilmiştir. Bu husus çerçevesinde işletme giderlerinde yıllık yaklaşık 30.000 TL azalma gözlemlenebilecektir.

Isı geri kazanımlı santral genel sistem içinde daha uyguna geldiğinden amortisman hesabı yapılmasına bile gerek kalmamaktadır. Yatırımcı yapacağı ilk yatırımdan ziyade her yıl yapacağı enerji tasarrufu ile bütçesinde katlanarak pozitif yönde avantajlı duruma gelecektir.

KAYNAKLAR

- Güngör, A. 1995.** İklimlendirmede Enerji Geri Kazanımında Isı Borulu Isı Değiştiriciler. II. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, pp. 639-655.
- Anonim, 2015.** Isı Reküperatörleri. IM Limited Company, http://www.esanjorler.com/urunpdf/bff1e_Recuperator_Rek%C3%BCperat%C3%B6rler_11%C5%9Eubat2015.pdf-(Erişim tarihi: 01.06.2019)
- Anonim, 2002.** Havalandırma Uygulamaları ve Isı Geri Kazanım. İzmir, <http://www.immak.com.tr/webpdf/IAQ.22.pdf>-(Erişim tarihi:09.07.2019)
- Anonim, 2015.** Isı Tekerlekleri-Isı ve Nem Transfer Elemanları. IM Limited Company, http://www.esanjorler.com/urunpdf/138d1_Recuperator_Is%C4%B1Tekerler_11%C5%9Eubat2015.pdf-(Erişim tarihi: 20.05.2019)
- Bulgurcu, H., Muslu, M. 2017.** Isı Pompası Destekli Isı Geri Kazanım Cihazının Farklı Sıcaklıklardaki Performans Analizi. 13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 19-22 Nisan 2017, İzmir.
- Şahan, A.M., 2014.** HVAC Uygulamalarında Isı Geri Kazanım. IV.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 2014
- Anonim, 2007.** ASHRAE Standart. Ventilasyon For Acceptable Indoor Air Quality
- Anonim, 1983.** TS 2164. Kalorifer tesisatı projelendirme kuralları. <https://intweb.tse.org.tr/standard/standard/Standard.aspx?081118051115108051104119110104055047105102120088111043113104073101109106079048112048122052117048>-(Erişim tarihi: 05.06.2019)
- Anonim, 2014.** ErP Directive. Energy-related-Products. <https://www.systemair.com/globalassets/downloads/tr/kataloglar/ecodesign-brour.pdf>-(Erişim tarihi: 15.08.2019)
- Handel, K.,** “Ventilation With Heat Recovery is A Necessity in “Nearly Zerol Energy Buildings”. Rehva Journa”, May 2011
- Anonim, 2005.** Eurovent. Recommendations For Calculations Of Energy Consumption For Air Handling Units
- Güngör, A.,Özbalta, N.,** Değişik Isı Değiştirgeçleri ile Geri Kazanım Sistemleri, 6. Enerji Tasarrufu Kongresi, Seminer Tebliği, 11-13 Ocak 1988 İstanbul, TÜYAP.
- Bilge, M.,** Klima Santralleri, Teknik Kitaplar Dizisi No:01, 2004 İstanbul
- Korun, T. 1990.** Binalarda Atılan Havadan Isı ve Nem Geri Kazanım Sistemleri. Birinci Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Sempozyumu
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, N. 2015.** İklimlendirme Esasları ve Uygulamaları. Dora Basım-Yayın Dağıtım, Bursa, 626 s.
- Genceli, F., Parmaksızoğlu, C. 2008.** Kalorifer Tesisatı Yayın No: MMO/352/5. Can Matbaacılık, İstanbul, 411 s.

EKLER

EK 1 Rotorlu Isı Geri Kazanımlı Keşif Özeti

EK 1 Rotorlu Isı Geri Kazanımlı Keşif Özeti

SIRA NO	MALZEME VEYA İŞİN TANIMI	MARKA	MIKTAR	BİRİM
A	%100 TAZE HAVALI KLİMA SANTRALERİ			
1	Vvant: 16 584 m³/h; Vasp: 14 926 m³/h; Isıtıcı Kapasitesi :18,9 kw (80/60 °C) Soğutucu Kapasitesi :91,1 kw (7/12 °C)		1,00	Ad,
2	Vvant: 9 573 m³/h; Vasp: 8 616 m³/h; Isıtıcı Kapasitesi :5,5 kw (80/60 °C) Soğutucu Kapasitesi :46,1 kw (7/12 °C)		1,00	Ad,
3	Vvant: 8 673 m³/h; Vasp: 7 806 m³/h; Isıtıcı Kapasitesi :4,1 kw (80/60 °C) Soğutucu Kapasitesi :40,5 kw (7/12 °C)		1,00	Ad,
4	Vvant: 9 315 m³/h; Vasp: 8 353 m³/h; Isıtıcı Kapasitesi :5,1 kw (80/60 °C) Soğutucu Kapasitesi :44,6 kw (7/12 °C)		1,00	Ad,
5	Vvant: 13 181 m³/h; Vasp: 11 863 m³/h; Isıtıcı Kapasitesi :8 kw (80/60 °C) Soğutucu Kapasitesi :64,9 kw (7/12 °C)		1,00	Ad,
6	Vvant: 11 396 m³/h; Vasp: 10 256 m³/h; Isıtıcı Kapasitesi :5,4 kw (80/60 °C) Soğutucu Kapasitesi :53,3 kw (7/12 °C)		1,00	Ad,
7	Vvant: 6 123 m³/h; Vasp: 5 511 m³/h; Isıtıcı Kapasitesi :2,9 kw (80/60 °C) Soğutucu Kapasitesi :28,6 kw (7/12 °C)		1,00	Ad,
8	Vvant: 17 236 m³/h; Vasp: 15 512 m³/h; Isıtıcı Kapasitesi :24,9 kw (80/60 °C) Soğutucu Kapasitesi :99,9 kw (7/12 °C)		1,00	Ad,
9	Vvant: 4 114 m³/h; Vasp: 3 702 m³/h; Isıtıcı Kapasitesi :6,1 kw (80/60 °C) Soğutucu Kapasitesi :24,4 kw (7/12 °C)		1,00	Ad,
10	Vvant: 9 936 m³/h; Vasp: 8 942 m³/h; Isıtıcı Kapasitesi :6,1 kw (80/60 °C) Soğutucu Kapasitesi :48,9 kw (7/12 °C)		1,00	Ad,
11	HAVA SOĞUTMALI SU SOĞUTMA GRUBU Vidalı Kompresörlü Minimum 2 kompresörlü A sınıfı Enerji Su giriş-çıkışı : 7/12 °C Soğutucu Akışkan : R-410A ΔPmax: 5 mSS' Q: 560 Kw		1,00	Ad,

12	DUVAR TİPİ YOĞUŞMALI KAZAN			
	Kazan verim ve kapasitesi TSE 4040/4041'e göre belgelenecektir			
	2 zonu 4 elemanı kontrol eden kontrol paneli ve ısı programı ile kapasiteye uygun modülasyonlu sirkülasyon pompaları,			
	D.Gaz bağlantı elemanları, vana Çekvalf gaz brülörü ... vb. dahil komple çalışır halde			
	Yakıt : Doğalgaz			
	Su Rejimi : 80/80 °C sıcak su.			
	Kazan Kapasitesi : 115 Kw		1,00	Ad.
13	NÖTRALİZASYON CİHAZI			
	200 kW kapasiteye sahip olacaktır. U-pvc drenaj borular birlikte.		1,00	Ad.
14	KAPALI GENLEŞME-BÜZÜŞME DEPOSU			
	Hesaplarda belirtilen kapasitede kapalı membranlı genişleme tankıdır. Membrani değişebilir tip uygun			
	basınca orjinal ayarlı emniyet ventili ile beraber hava ayar sübablı tankın temin ve montajıdır.			
	İşletme basıncı 10 Atü.			
	V:200 lt		1,00	Ad.
	V:200 lt		1,00	Ad.
15	KLİMA SANTRALLERİ ISITMA DEVRESİ SİRKÜLASYON POMPASI			
	Frekans konvektörü (dP kontrollü)			
	Tekli, in-line Tip (1 Asil-1Yedek)			
	V :4 m³/h Hm :10.5 mSS		2,00	Ad.
16	KLİMA SANTRALLERİ SOĞUTMA DEVRESİ SİRKÜLASYON POMPASI			
	Frekans konvektörü (dP kontrollü)			
	Tekli, (1 Asil-1Yedek)			
	V :94 m³/h Hm :9 mSS		3,00	Ad.
17	ISITMA KOLLEKTÖRLERİ			
	Isıtma ve soğutma kapalı devre kollektörleri, İşveren isteğine bağlı olarak siyah çelik borudan imal edilebilecektir.			
	Kollektör ağızları fiyata dahildir.Antipas, yağlı boya, izolasyon dahildir.			
	Ø80 mm Isıtma (50 mm Taş yünü)		1,50	mt.
	Ø150 mm Isıtma (50 mm Taş yünü)		4,00	mt.
	Ø300 mm Isıtma (50 mm Taş yünü)		1,50	mt.
	Ø800 mm Isıtma (50 mm Taş yünü)		5,00	mt.
18	SİYAH ÇELİK BORU			
	Isıtma ve soğutma hatları kayar mesnetli ağır hizmet kelepçeleri ile taşınacak, metal, metale temas ederek			
	ısı kaybına sebebiyet verilmeyecektir. Konsollarda kullanılan kelepçelere izolasyon takozu ile monte edilecektir.			
	1/2"		88,00	mt.
	3/4"		32,00	mt.
	1"		8,00	mt.
	1 1/4"		48,00	mt.
	1 1/2"		8,00	mt.
	2"		162,00	mt.
	2 1/2"		40,00	mt.
	3"		24,00	mt.
	5"		16,00	mt.
	6"		16,00	mt.
	8"		164,00	mt.
19	SİYAH ÇELİK BORU MONTAJ MALZEME BEDELİ			
	Dirsek ,Çatal Redüksiyon, Kazan dairesindeki flanşlar Vidalar ve konsol .Askı ... vb montaj elemanları			40,0%
	Boru montaj malzeme bedeli oranları, Yüklenici tarafından tespit edilip, teklif edilecektir.			

20	BORULARIN BOYANMASI		
	1 kat süylen, 2 kat yağlı boya ile siyah boruların boyanması (1.kat süylen boya, borular şantiyeye getirildiğinde bekletilmeden yağlı tiner ile temizliğinin akabinde yapılacaktır. 1.kat yağlı boya imalattan önce, son kat yağlı boya ise borular yerine asıldıktan sonra yapılacaktır.		
	1/2"-2" arası (2" dahil)		346,00
	2"-4" arası (4" dahil)		64,00
	4"-10" arası (10" dahil)		196,00
21	ISITMA BORULARININ PREFABRİK KAÜÇUK MALZEMESİ İLE İZOLASYONU		
	Dış ortamdan ve kazan dairesinden geçen tüm borular alüminyum folyo ile kaplanacak.		
	1/2"- İzolasyon Kalınlığı s : 25mm.		88,00
	3/4"- İzolasyon Kalınlığı s : 25mm.		32,00
	1"- İzolasyon Kalınlığı s : 25mm.		8,00
	1 1/4"- İzolasyon Kalınlığı s : 32mm.		48,00
	1 1/2"- İzolasyon Kalınlığı s : 32mm.		8,00
	2"- İzolasyon Kalınlığı s : 32 mm.		162,00
	2 1/2"- İzolasyon Kalınlığı s : 32mm.		40,00
	3"- İzolasyon Kalınlığı s : 40mm.		24,00
	5"- İzolasyon Kalınlığı s : 50mm.		16,00
	6"- İzolasyon Kalınlığı s : 50mm.		16,00
	8"- İzolasyon Kalınlığı s : 50mm. LEVHA İZOLASYON		113,55
22	KELEBEK VANA - PN16		
	LUG tipi olup, PN 16 basınç sınıfında olacaktır.		
	2 1/2"		8,00
	3"		8,00
	4"		4,00
	8"		11,00

23	KÜRESEL VANALAR PN16		
	PN 16 basınç sınıfında olacaktır. Pirinçten mamül		
	1/2"	54,00	Ad.
	3/4"	2,00	Ad.
	1"	22,00	Ad.
	1 1/2"	2,00	Ad.
	2"	28,00	Ad.
24	MINİ KÜRESEL VANA		
	1/2"	10,00	Ad.
25	ÇEKVALF-PN 16		
	2" ve altı Pirinç gövdeli, Yaylı Tip , Dişli bağlantılı. 2" yukarı Döküm gövdeli , Çift Klapeli Swing Tip		
	2"	3,00	Ad.
	Çift Klapeli Swing Tip, Disk tip		
	10"	3,00	Ad.
26	PİSLİK TUTUCU-PN 16		
	2" ve altı Pirinç gövdeli, YTipi , Dişli bağlantılı. 2" yukarı Döküm gövdeli , Y tipi. Paslanmaz çelik ızgaralı		
	3/4"	8,00	Ad.
	1"	2,00	Ad.
	2"	1,00	Ad.
	2 1/2"	4,00	Ad.
	3"	3,00	Ad.
	4"	2,00	Ad.
	8"	1,00	Ad.

27	TİTREŞİM TUTUCU PN 16 (metal)			
	1/2"		16,00	Ad.
	3/4"		2,00	Ad.
	1"		2,00	Ad.
	2"		14,00	Ad.
	2½"		6,00	Ad.
	3"		2,00	Ad.
	8"		5,00	Ad.
28	PİSLİK VE TORTU AYIRICI			
	Tesisatta yüzen 50 µ, çapından büyük partikülleri tutup, tahliye etmek için kullanılacaktır.			
	siyah çelik gövdeden imal, paslanmaz çelik iç ekipmanlardan imal.			
	Hava tüpleri 10 mm. Taş yünü izole edilecek olup, gofrajda fiyata dahildir.			
	2"		1,00	Ad.
	8"		1,00	Ad.
29	HAVA AYIRICI			
	2"		1,00	Ad.
	8"		1,00	Ad.
30	TERMOMETRE			
	Termometre prob uzunluğu ±1°C farkla ölçüm yapacak şekilde seçilecektir.			
	Ø 100 mm. 100 °C'ye kadar daldırma tip			
			6,00	Ad.
31	MANOMETRE-Gliserinli tip, domuz kuyruğu parçası ile birlikte.			
	Ø 100mm. 10 atmosfere kadar bölüntülü			
			25,00	Ad.

32	MOTORLU KOMBİNE BALANS VANASI			
	3/4"		8,00	Ad.
	1"		2,00	Ad.
	2"		1,00	Ad.
	2½"		4,00	Ad.
	3"		3,00	Ad.
	4"		2,00	Ad.
	8"		1,00	Ad.
33	OTOMATİK HAVA ATMA CİHAZI (Yüksek hava atımlı)			
	½"		6,00	Ad.
34	EMNİYET VENTİLİ			
	Membranlı tip			
	1"-0-6 bar ayarlanabilir			
			2,00	Ad.
35	HAVA ALMA TÖPÜ			
	Kolon hatlarının en üst ucuna, yatay hatların deve boynu yapan kısımlarının uygun noktalarına, hava sıkışması yapabilecek tüm noktalara konulacaktır.Hava tüplerinde otomatik pröjör , ½" hava alma ağız ve vanası olacaktır.			
	Hava tüpleri 19 mm. kauçuk izole edilmiş olacak olup, fiyata dahildir.			
	5 Lt.		4,00	Ad.
36	ÇİFT CİDARLI KAZAN BACASI			
	Yerel gaz dağıtım firması standartlarına uygun olarak uygulama yapılmadan önce hesaplanıplandıktan sonra uygulama yapılacaktır.			
	özel parçalar 1 mt. boru boyu olarak alınmıştır			
	Taşyünü 150 Kg/m3 yoğunlukta 50 mm kalınlıkta			
	Dirsek, Tee ve diğer fittingsler fiyata dahil olmak üzere			
	Ø125 mm ANSI 304 L paslanmazdan imal.			
			20,00	mt.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Cantürk KOTA

Doğum Yeri ve Tarihi : Kars / 20.11.1992

Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : İMKB Gürsu Anadolu Lisesi / 2010

Lisans : Uludağ Üniversitesi – Makine Mühendisliği / 2015

Çalıştığı Kurum ve Yıl : Taşyakan İnşaat / 2016 – Halen

İletişim (e-posta) : cntrk_kota@hotmail.com

BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

TEZ ÇOĞALTMA VE ELEKTRONİK YAYIMLAMA İZİN FORMU

Yazar Adı Soyadı	Cantürk KOTA
Tez Adı	Mahallerin İklimlendirilmesinde Kullanılan Klima Santrallerinde Isı Geri Kazanım Yöntemleri ve Dış Hava Isısından Faydalanmak
Enstitü	Fen Bilimleri Enstitüsü
Anabilim Dalı	Makine Mühendisliği
Tez Türü	Yüksek Lisans Tezi
Tez Danışman(lar)ı	Doç. Dr. Nurettin YAMANKARADENİZ
Çoğaltma (Fotokopi Çekim) izni	<input type="checkbox"/> Tezimden fotokopi çekilmesine izin veriyorum <input checked="" type="checkbox"/> Tezimin sadece içindekiler, özet, kaynakça ve içeriğinin % 10 bölümünün fotokopi çekilmesine izin veriyorum <input type="checkbox"/> Tezimden fotokopi çekilmesine izin vermiyorum
Yayımlama izni	<input checked="" type="checkbox"/> Tezimin elektronik ortamda yayımlanmasına izin Veriyorum

Hazırlamış olduğum tezimin belirttiğim hususlar dikkate alınarak, fikri mülkiyet haklarım saklı kalmak üzere Uludağ Üniversitesi Kütüphane ve Dokümantasyon Daire Başkanlığı tarafından hizmete sunulmasına izin verdiğimi beyan ederim.

Tarih : 08.09.2019

İmza :

