

**T.C.
BOZOK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Yüksek Lisans Tezi

**BİR ALIŞVERİŞ MERKEZİ ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

Zehra OKKESİM SEVER

**Danışman
Doç. Dr. Mevlüt ARSLAN**

Yozgat 2018

**T.C.
BOZOK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Yüksek Lisans Tezi

**BİR ALIŞVERİŞ MERKEZİ ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

Zehra OKKESİM SEVER

**Danışman
Doç. Dr. Mevlüt ARSLAN**

Yozgat 2018

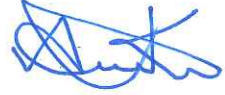
T.C.
BOZOK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEZ ONAYI

Enstitümüzün Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Tezli Yüksek Lisans Programı 70110912005 numaralı öğrencisi Zehra OKKESİM SEVER' in hazırladığı "BİR ALIŞVERİŞ MERKEZİ ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ" başlıklı tezi ile ilgili tez savunma sınavı, Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliği'nin ilgili maddeleri gereğince 13/02/2018 Salı günü saat 13:30'da yapılmış, tezin onayına oy birliği/oy çokluğu ile karar verilmiştir.

Başkan

Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN



Jüri Üyesi
(Danışman)

Doç. Dr. Mevlüt ARSLAN



Jüri Üyesi

Doç. Dr. Hilmet S. AYBAR



ONAY:

Bu tezin kabulü, Enstitü Yönetim Kurulu'nun 22/02/18 tarih ve 7/12 sayılı Enstitü Yönetim Kurulu Kararı ile onaylanmıştır.

22/02/2018



Doç. Dr. Fuat KÖKSAL
Müdür

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR	v
TABLolar LİSTESİ	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	ix
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	6
3. BİNA ISITMA VE SOĞUTMA TESİSATLARI	18
3.1. Isıtma Tesisatı	18
3.1.1. Kazan sistemi	20
3.1.2. Isıtma fan coil sistemi	20
3.1.3. Isıtma klima sistemi	23
3.2. Soğutma Tesisatı	25
3.2.1. Chiller sistemi	27
3.2.2. Soğutma fan coil sistemi	29
3.2.3. Soğutma klima sistemi	29
4. ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİ	30
4.1. Enerji Analizleri	30
4.1.1. Kazan enerji analizi.....	31
4.1.2. Chiller enerji analizi.....	33
4.1.3. Isıtma fan coil sistemi enerji analizi.....	34
4.1.4. Soğutma fan coil sistemi enerji analizi	36
4.1.5. Isıtma klima sistemi enerji analizi.....	37
4.1.6. Soğutma klima sistemi enerji analizi	39
4.2. Ekserji Analizleri	40
4.2.1. Kazan ekserji analizi	42
4.2.2. Chiller ekserji analizi	45
4.2.3. Isıtma fan coil sistemi ekserji analizi	47

4.2.4. Soğutma fan coil sistemi ekserji analizi.....	49
4.2.5. Isıtma klima sistemi ekserji analizi.....	50
4.2.6. Soğutma klima sistemi ekserji analizi.....	52
4.3. Hesaplamalar	53
4.3.1. Isıtma ve soğutma sistemlerine ait verilerin elde edilmesi	53
4.3.2. Isıtma ve soğutma sistemlerine ait verilerin işlenmesi	54
4.3.3. Enerji analizi hesaplamaları	56
4.3.4. Ekserji analizi hesaplamaları.....	57
5. ANALİZ SONUÇLARININ TARTIŞILMASI	59
5.1. Enerji Analizleri Sonuçlarının Tartışılması	59
5.1.1. Isıtma sisteminin sonuçlarının tartışılması.....	59
5.1.2. Soğutma sisteminin sonuçlarının tartışılması.....	61
5.2. Ekserji Analizleri Sonuçlarının Tartışılması	63
5.2.1. Isıtma sisteminin sonuçlarının tartışılması.....	63
5.2.2. Soğutma sisteminin sonuçlarının tartışılması.....	65
5.3. Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçlarının Karşılaştırılması	67
5.3.1. Isıtma sisteminin karşılaştırılması.....	67
5.3.2. Soğutma sisteminin karşılaştırılması	70
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	74
KAYNAKLAR	76
EKLER	80
Ek-1 Chiller Teknik Data	
Ek-2 Kazan Teknik Data.....	
ÖZGEÇMİŞ.....	81

BİR ALIŞVERİŞ MERKEZİ ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Zehra OKKESİM SEVER

**Bozok Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi
2018; Sayfa: 81**

Danışman: Doç. Dr. Mevlüt ARSLAN

ÖZET

Ülkemizde yapı sektörü son yıllarda önemli bir ivme kazanmıştır. Bunun sonucu olarak yeni yaşam alanları inşa edilmiştir. Yaşam alanlarından biri de alışveriş merkezleridir. Alışveriş merkezleri, içerisinde giyim, mobilya, elektronik eşya vb. birçok sektörden markayı barındırır. Ayrıca alışveriş merkezleri; kültür, sanat vb. organizasyonların da yapıldığı insanların vaktinin çoğunu geçirdiği merkezler olarak bilinir. Bu sebeple alışveriş merkezleri yeni yaşam alanlarının en önemli noktalarından biri olmuştur. Alışveriş merkezlerinin optimum sıcaklık ve konforu sağlayacak şekilde ısıtma, soğutma ve havalandırma sistemleri ile donatılması, bu sistemlerden en yüksek verimlerin alınması, enerji konusunun her geçen gün önem kazandığı dünyamızda, üzerine düşülmesi gereken bir konu olarak karşımıza çıkmaktadır.

Bu çalışmada Ankara’ da bulunan 70000 m² lik kapalı alana sahip bir alışveriş merkezinin ısıtma, soğutma ve havalandırma sistemlerinin enerji ve ekserji analizleri yapılmış ve değerlendirilmiştir. Enerji ve ekserji hesaplamalarında termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları kullanılmıştır. Yapılan hesaplamalarda ısıtma sistemlerinde en yüksek enerji veriminin kazan sisteminde, en yüksek ekserji veriminin ise fan coil sisteminde olduğu görülmüştür. Aynı metodlar soğutma sistemlerine uygulanarak, chiller sistemi için performans katsayısı, fan-coil ve klima sistemleri için ısı verimleri hesaplanmıştır. Soğutma sistemlerinde en yüksek ekserji veriminin chiller sistemine ait olduğu ve en yüksek enerji veriminin ise fan-coil sisteminden elde edildiği görülmüştür. Enerji ve ekserji analizleri sonuçları değerlendirildiğinde, sistemden elde edilen enerjinin büyük bir kısmı enerjinin kullanılmayan formundadır. Başka bir deyişle enerjinin bu miktarının çevreye atıldığı tespit edilmiştir. Bu çevreye atılan enerji ise anergi anlamına gelmektedir.

Anahtar Kelimeler: Enerji analizi, Ekserji analizi, Isıtma sistemi, Soğutma sistemi

ENERGY AND EXERGY ANALYSES OF A SHOPPING CENTER INCLUDING HEATING AND COOLING SYSTEMS

Zehra OKKESİM SEVER

**Bozok University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
MsC Thesis
2018; Page: 81**

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Mevlüt ARSLAN

ABSTRACT

In recent years, building sector in our country has gained acceleration. As a result of this, new living areas have been constructed. Shopping centers are one of these areas. Shopping centers host a lot brands covering clothing, furniture, electronic devices etc. from different sectors. Also the shopping centers have been known as facilities where culture, art etc. events have been organized and hence people spend lots of time. Due to fact that, shopping centers are most important destinations with regard to the new living areas. In our world where energy is becoming more and more important every day, equipping shopping center with the heating, cooling and air conditioning systems, supplying optimum temperature and comfort conditions, to obtain the maximum efficiency from these systems have emerged as a significant issue nowadays.

In this study, energy and exergy analyses of the cooling, heating and air conditioning systems in the shopping center which has 70000 m² close area and located in Ankara, have been performed and evaluated. First and second laws of thermodynamics have been used in the energy and exergy calculations. In these calculations, the highest energy efficiency of heating systems is obtained in the boiler system, and the highest exergy efficiency is obtained in the fan coil system. As the same methods have been applied to cooling systems, coefficient of performance for chiller system, thermal efficiencies of air conditioning and fan-coil systems have been calculated. Maximum energy efficiency of cooling systems is obtained in the fan-coil system and the maximum exergy efficiency of cooling systems is obtained in the chiller system. When the results of the energy and exergy analyses have been evaluated, the highest amount of energy obtained from the system has not been usable energy forms, on the other hand it has been detected that this amount of energy has been rejected to the surrounding. This type of energy is called as anergy.

Keywords: Energy analysis, Exergy analysis, Heating system, Cooling system



TEŞEKKÜR

Lisans ve Yüksek Lisans eğitim hayatım boyunca yardım ve destekleriyle hep yanımda olan danışman hocam sayın Doç. Dr. Mevlüt ARSLAN' a teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam süresince tecrübe ve deneyimlerinden faydalandığım Sayın Yrd. Doç. Dr. Murat Kadir YEŐİLYURT' a ve tez çalışmam için her türlü yardımı sağlayan ÜNTES A.Ő. yöneticilerine de ayrıca teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam ile ilgili verileri alırken gösterdikleri sabır ve özen sayesinde tezimde büyük ilerleme kaydettiğim PODİUM A.V.M yönetici ve çalışanlarına özellikle Serdal YILMAZ ve Erdiñ ÇELİK' e de teşekkürlerimi sunarım.

Bütün hayatım boyunca hiç vazgeçmemeyi bana öğreten aileme ve her konuda desteğini benden esirgemeyen sevgili eşime ve kızıma sonsuz teşekkürü borç bilirim.

TABLolar LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Tablo 1.1: Enerji ve Ekserji Kavramlarının Karşılaştırılması	4
Tablo 4.1: Baca Gazlarının Çevrede Bulunma Yüzdeleri	45
Tablo 4.2: Isıtma Sistemi İçin Ölçülen Değerler	54
Tablo 4.3: Soğutma Sistemi İçin Ölçülen Değerler	54
Tablo 4.4: Isıtma Sistemi İçin Termodinamik Özellikler	55
Tablo 4.5: Soğutma Sistemi İçin Termodinamik Özellikler	55
Tablo 4.6: Baca Gazı Kütleleri	56
Tablo 4.7: Isıtma Sistemi İçin Enerji Analizleri	56
Tablo 4.8: Soğutma Sistemi İçin Enerji Analizleri	57
Tablo 4.9: Isıtma Sistemi Ekserji Analizleri	57
Tablo 4.10: Soğutma Sistemi Ekserji Analizleri	58
Tablo 5.1: Isıtma Sistemine Ait Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçları	67
Tablo 5.2: Soğutma Sistemine Ait Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçları	71

ŞEKİLLER LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1:	Enerji Kaynakları Çeşitleri 1
Şekil 1.2:	Ülkemizde Doğal Gaz Tüketiminin Sektörel Dağılımı 3
Şekil 3.1:	İncelenen Alışveriş Merkezine Ait Isıtma Tesisatının Şematik Görünümü 19
Şekil 3.2:	İncelenen Alışveriş Merkezine Ait Kazanlara Ait Görünüm..... 20
Şekil 3.3:	İncelenen Alışveriş Merkezi' ne Ait Dört Borulu Fan Coil Sisteminin Şematik Gösterimi 22
Şekil 3.4:	İncelenen Alışveriş Merkezine Ait Fan Coil Görünümü 23
Şekil 3.5:	İncelenen Alışveriş Merkezi' ne Ait Klima Santralının Şematik Gösterimi 24
Şekil 3.6:	Alışveriş Merkezinde Bulunan Klima Santraline Ait Görüntü..... 25
Şekil 3.7:	Alışveriş Merkezi Soğutma Sisteminin Şematik Görünümü 26
Şekil 3.8:	Chiller Çalışma Prensibi 27
Şekil 3.9:	Chillerde Kullanılan Soğutma Çevrimi 28
Şekil 3.10:	Chillerde Kullanılan Soğutma Çevrimi İçin T-s ve P-h diyagramları 28
Şekil 3.11:	Alışveriş Merkezinde Bulunan Chiller Sisteminin Görüntüsü 29
Şekil 4.1:	Isıtma Kazanının Şematik Görünümü..... 31
Şekil 4.2:	Chiller İçin Enerji Dengesinin Şematik Görünümü..... 33
Şekil 4.3:	Isıtma Fan Coil İçin Enerji Dengesinin Şematik Görünümü 35
Şekil 4.4:	Soğutma Fan Coil İçin Enerji Dengesinin Şematik Görünümü..... 36
Şekil 4.5:	Isıtma Klima Santrali İçin Enerji Dengesinin Şematik Görünümü 37
Şekil 4.6:	Soğutma Klima Santrali İçin Enerji Dengesinin Şematik Görünümü 40
Şekil 4.7:	Kazan İçin Ekserji Dengesinin Şematik Gösterimi 42
Şekil 4.8:	Chiller Ekserji Dengesinin Şematik Gösterimi..... 46
Şekil 4.9:	Isıtma Fan Coil İçin Ekserji Dengesinin Şematik Gösterimi..... 48
Şekil 4.10:	Soğutma Fan Coil İçin Ekserji Dengesinin Şematik Gösterimi 49
Şekil 4.11:	Isıtma Klima Santrali İçin Ekserji Dengesinin Şematik Gösterimi 50
Şekil 4.12:	Soğutma Klima Santrali İçin Ekserji Dengesinin Şematik Gösterimi 52
Şekil 5.1:	Kazana Ait Sankey Diyagramı 59
Şekil 5.2:	Isıtma Klima Santraline Ait Sankey Diyagramı 60
Şekil 5.3:	Isıtma Fan Coil Sistemine Ait Sankey Diyagramı 60
Şekil 5.4:	Chillere Ait Sankey Diyagramı..... 61

Şekil 5.5:	Soğutma Klima Santraline Ait Sankey Diyagramı	62
Şekil 5.6:	Soğutma Fan Coile Ait Sankey Diyagramı.....	62
Şekil 5.7:	Kazana Ait Grossman Diyagramı	63
Şekil 5.8:	Isıtma Klima Santraline Ait Grossman Diyagramı.....	64
Şekil 5.9:	Isıtma Fan Coile Ait Grossman Diyagramı	64
Şekil 5.10:	Chillere Ait Grossman Diyagramı	65
Şekil 5.11:	Soğutma Klima Santraline Ait Grossman Diyagramı.....	66
Şekil 5.12:	Soğutma Fan Coile Ait Grossman Diyagramı	66
Şekil 5.13:	Isıtma Sistemi Enerji Kayıpları.....	68
Şekil 5.14:	Isıtma Sistemi Enerji-Ekserji kayıpları.....	68
Şekil 5.15:	Isıtma Sistemi Enerji Verimleri	69
Şekil 5.16:	Isıtma Sistemi Ekserji Verimleri.....	69
Şekil 5.17:	Soğutma Sistemi Enerji Kayıpları	71
Şekil 5.18:	Soğutma Sistemi Ekserji Kayıpları.....	72
Şekil 5.19:	Soğutma Sistemi Enerji Verimleri	72
Şekil 5.20:	Soğutma Sistemi Ekserji Verimleri	73

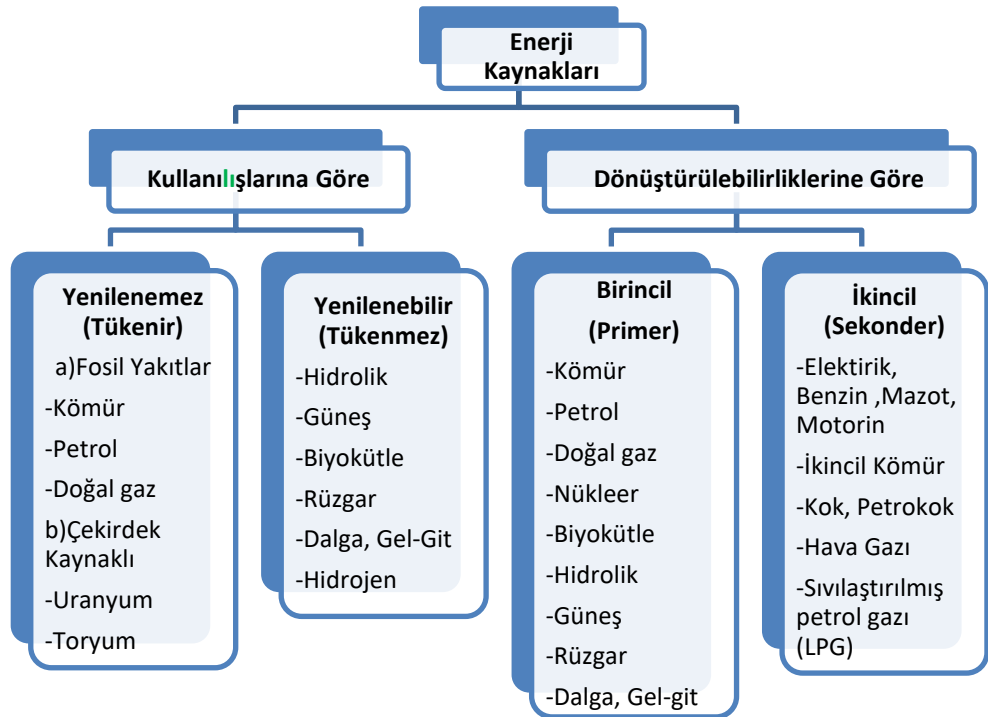
SİMGELER, SEMBOLLER VE KISALTMALAR LİSTESİ

Simgeler	Anlamı ve Birimi
E	Enerji, kW
Ex	Ekserji, kW
H _u	Yakıtın Alt Isıl Değeri
h	Entalpi, kJ/kg
s	Entropi, kJ/kgK
\dot{m}	Kütleli Debi, kg/s
\dot{M}	Molar Kütleli Debi, kg/s
°C	Santigrat Derece
K	Kelvin Derece
T	Sıcaklık, K, °C
W	İş, W, kW
Sembol	Anlamı ve Birimi
η	Enerji Verimi
Ψ	Ekserji Verimi
Kısaltma	Anlamı
AVM	Alışveriş Merkezi
KZ	Kazan
CH	Chiller
FC	Fan Coil Ünitesi
KS	Klima Santrali
SM	Soğutma Makinesi
Alt İndisler	Anlamı
g	Giren
ç	Çıkan
t	Zaman
comp	Kompresör
fan	Fan
fc	Fan-coil
ks	Klima Santrali

1. GİRİŞ

Enerji fizikte bir sistemin iş yapabilme kapasitesi olarak tanımlanır. Başka bir deyişle maddede var olan ısı ve ışık biçiminde ortaya çıkan güçtür. Enerji kendi içinde farklı başlıklar altında incelenebilir. Potansiyel, kinetik, ısı, ışık, elektrik, kimyasal, nükleer ve ses enerjisi olarak sıralanabilir.

Enerji kaynakları kullanılışlarına ve dönüştürülebilirliklerine göre gruplandırılabilir (Şekil 1.1). Kullanılışlarına göre yenilenebilir ve yenilenemez olarak ikiye ayrılırken; dönüştürülebilirliklerine göre ise birincil (primer) ve ikincil (sekonder) olarak kendi arasında ikiye ayrılır. Enerjinin herhangi bir hal değişim ya da dönüşüme uğramamış şekline birincil (primer) enerji, birincil enerjiden dönüştürülerek elde edilen enerji biçimine de ikincil (sekonder) enerji denilmektedir. Yenilenebilen enerji kaynakları doğada sürekli var olan kaynaklara dayanan ve kendini yenileyebilen enerji kaynaklarıdır. Güneş, rüzgâr, hidroelektrik, jeotermal ve hidrojen enerjileri bu kaynaklara örnek olarak verilebilir. Yenilenemez enerji kaynakları, çekirdek kaynaklılar ve fosil yakıtlar olarak iki gruba ayrılır. Bu kaynakların yakın zamanda tükenileceği tahmin edilmektedir.



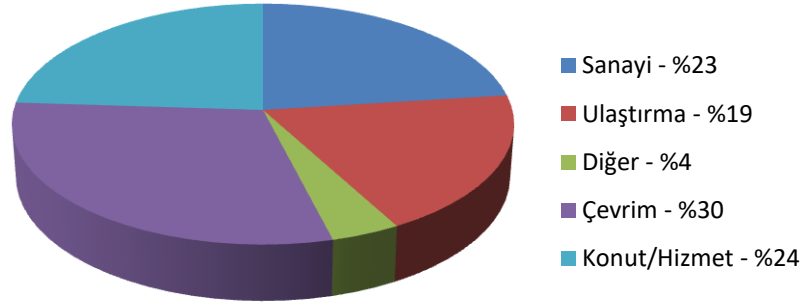
Şekil 1.1. Enerji Kaynakları Çeşitleri

Ülkemizde 2014 yılı kişi başı elektrik tüketimi miktarı, AB ülkelerinin 1970' li yılların başlarındaki seviyesine, OECD ortalamasının 1970 öncesi yıllardaki seviyesine denktir. Geçtiğimiz yıllarda dünya ortalamasının oldukça altında kalan Türkiye' nin kişi başı elektrik tüketimi son birkaç yıldır dünya ortalamasını yakalayabilmiştir. Türkiye' de brüt elektrik enerjisi tüketimi 2014 yılında 257,2 milyar kWh olarak gerçekleşirken, 2015 yılında bir önceki yıla göre %3,3 artarak 265,7 milyar kWh' e ulaşmıştır. Elektrik üretiminde ise bir önceki yıla göre (252,0 milyar kWh) %3,9 oranında artarak 261,8 milyar kWh' e ulaşmıştır. Elektrik tüketiminin 2020 yılı için öngörülen yüksek senaryoya göre, yıllık yaklaşık %6,9 artışla 392 TWh' e; temel senaryoya göre ise yıllık ortalama %5,5 artışla 357,4 TWh' e ulaşması beklenmektedir. 2016 yılı üçüncü çeyrek sonu itibarı ile mevcut sisteme toplam 4,926 MW' lık yeni santraller eklenmiş olup, Türkiye' nin kurulu gücü 2016 yılı Eylül ayı sonu itibarı ile 78,072 MW seviyelerine ulaşmıştır [1].

Dünyada ve ülkemizde en fazla tüketimi olan enerji, ikincil enerji kaynaklarıdır. Nükleer, petrol, kömür ve doğal gaz başlıca yenilenemez enerji kaynaklarıdır. Dünya rezervleri; kömürde 860,94 milyar ton, petrolde 225,4 milyar ton, doğalgazda 208,4 trilyon m³' tür. Fosil yakıtların kalan kullanım ömürleri; petrolde 54 yıl, doğal gazda 64 yıl, kömürde ise 112 yıl olarak öngörülmektedir [2]. Geleneksel enerji kaynaklarının tükenme eğilimine girdiği, enerji fiyatlarının artış göstermesinin beklendiği, enerji kullanımından kaynaklanan çevre sorunlarının büyüdüğü bir dönemde enerji planlaması; özellikle enerji kaynakları sınırlı, ithal kaynaklara bağımlı, yetersiz döviz kaynaklarına sahip ülkeler için zorunlu bir araç olarak görülmektedir [3].

Türkiye' nin 2016 yılı itibarıyla doğal gazda dışa bağımlılık oranının yaklaşık olarak %90' lar seviyesinde olduğu bilinmektedir. 2016 yılında 2015 yılına göre doğal gaz ihracatımızda %4,28 oranında bir azalma meydana gelmiştir. Doğal gazın elektrik üretmek için tüketilen kısmı azalırken, konut ve sanayide tüketimi artmıştır. Ülkemizdeki doğal gaz kullanımının sektörel dağılımı Şekil 1.2' de gösterilmiştir. Buradan da görüleceği gibi doğal gaz tüketiminin en önemli kısmı %30 ile çevrim (elektrik üretimi) sektörü için kullanılmaktadır. Doğal gaz tüketiminin %24' ü ise konut ve hizmet sektöründe kullanılmaktadır. Bu sektörde doğal gaz, genellikle mahallerin

ısıtılması, sıcak su elde edilmesi ve mutfaklarda yemek pişirilmesi amacı ile kullanılmaktadır [4].



Şekil 1.2. Ülkemizde Doğal Gaz Tüketiminin Sektörel Dağılımı

Termodinamik, ısı enerjisiyle kinetik enerji arasındaki ilişkileri ve bu konuyla ilgili olayları konu alan bir fizik dalı olarak tanımlanır. Bu bilim dalı enerjiyi; bir sistemde kullanılabilen maksimum enerji (ekserji) ve sistemde meydana gelen kayıplar sonucu kullanılamayan enerji (yok olan enerji) olmak üzere iki bölüm halinde inceler. Termodinamiğin birinci yasasına göre enerji, kaybolamaz ya da yok olamaz ancak bir türden diğerine dönüşebilir. Termodinamiğin ikinci yasası ise enerjinin miktarının yanı sıra kalitesinin de önemli olduğunu anlatır. Enerji analizi, sistemlerin birinci yasaya göre sistem verimlerinin bulunmasıdır. Ekserji analizi ise sistemlerin ikinci yasaya göre niteliği bakımından değerlendirilmesidir. Ekserji analizi ile sistemdeki maksimum iş ve kayıplar belirlenebilir [5]. Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması Tablo 1.1' de verilmiştir.

Tablo1.1. Enerji ve Ekserji Kavramlarının Karşılaştırılması

ENERJİ	EKSERJİ
Sadece madde ya da enerji akış parametrelerine bağlıdır. Çevresel parametrelere bağlı değildir.	Madde ya da enerji akısı parametrelerine bağlıdır. Çevresel parametrelere de bağlıdır.
Sıfırdan farklı değerleri vardır.	Ölü durumda sıfıra eşittir.
Tüm süreçler için termodinamiğin 1.kanunuyla gösterilir.	Sadece tersinir süreçler için termodinamiğin 1.kanunuyla gösterilir.
Tüm süreçler için termodinamiğin 2. kanunuyla sınırlıdır (tersinir olanlar dâhil).	Tüm süreçler için termodinamiğin 2. kanunuyla sınırlı değildir.
Hareket ya da hareketi üretme kabiliyetidir.	İş ya da iş üretme kabiliyetidir.
Bir süreçte her zaman korunur ne vardan yok olur nede yoktan var edilir.	Tersinir süreçlerde her zaman korunur, tersinmez süreçlerde her zaman tüketilir.
Tersinir süreçlerde her zaman korunur, tersinmez süreçlerde her zaman tüketilir.	Tersinir süreçlerde her zaman korunur, tersinmez süreçlerde her zaman tüketilir.

Ekserji analizi, termodinamiğin 1. ve 2. kanunlarını kullanarak faydalı enerjiyi açıklar. Ekserji, enerjinin kalite analizi için güçlü bir araçtır. Ekserji, sistem ve çevresi arasında etkileşimin olduğu durumda, maksimum kullanılabilir işi tersinir ortamdan transfer eder [6].

Enerji tüketiminin önemli bir kısmı, ısıtma, soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında kullanılmaktadır. Günümüzde ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinde harcanan enerjinin toplam enerji tüketimindeki payı, yaklaşık olarak %20 oranında olduğu bilinmektedir. Bu bağlamda, enerjinin ve hatta boşa giden enerjinin etkin ve verimli kullanımı, büyük önem taşımaktadır. Ekserji analizinin sonuçları, bir sistemdeki enerji etkileşim süreçlerinin daha iyi anlaşılmasına ve bu sistemlerde enerjinin daha verimli kullanılmasına yardımcı olmaktadır [7].

Bu tez çalışmasında, Ankara’ da bulunan 70.000 m² kapalı alana sahip bir alışveriş merkezinde bulunan ısıtma ve soğutma sistemlerinin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Isıtma ve soğutma sistemlerinde bulunan her bir elemanın (kazan, ısıtma fan coil ünitesi, ısıtma klima santrali, chiller, soğutma fan coil ünitesi ve soğutma klima santrali) enerji ve ekserji verimlerinin hesaplanması amaçlanmıştır ve dolayısıyla alışveriş merkezinde verimli enerjinin nerelerde kaybedildiğini gözlemlenmiştir.



2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Literatür çalışmaları incelendiğinde; enerji ve ekserji analizleri yapılan sistemlerin enerji verimlerinin çok yüksek olduğu, buna mukabil ekserji verimlerinin ise çok düşük düzeylerde olduğu görülmüştür. Bunun temel nedeni ise, sistemde harcanan enerjinin çok küçük miktarının kullanıldığı ve kalan kısmının ise tersinmezlikler ile kaybedildiği olarak açıklanmaktadır. Isıtma sistemleri için en büyük kayıpların kazanda meydana geldiği ifade edilirken, soğutma sistemleri için en büyük kayıpların chillerde olduğu belirtilmiştir. Tersinmezliklerin en büyük sebeplerinden birisinin de uzun yalıtımsız aktarma organları (boru, pompa, çek valf vb.) olduğu belirtilmiştir. Literatürde konu ile ilgili bulunan çalışmalar tarih sırasına göre aşağıda özetlenmiştir.

Çomaklı [8] çalışmasında, kazan, eşanjör dairesi ve kızgın su dağıtım hatları bulunan ve yılda yaklaşık 10.000 ton özel kalorifer yakıtı tüketen Atatürk Üniversitesi ısıtma sistemlerinin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Özellikle kazandaki yanma olayını inceleyerek kazanda meydana gelen tersinmezliklerin yerleri ve büyüklüklerini tespit etmiştir. Analiz sonucunda, kazanda enerji verimi %91,41 ve ekserji verimi %24,81 olarak hesaplamıştır. Ayrıca, tüm sistemin enerji verimini %83 olarak hesaplarken ekserji verimini de %10,8 olarak belirlemiştir. Sistemde en fazla ekserji kaybının kazanda meydana gelen yanma işlemi sırasında ve kızgın suyun borularda dağıtım sırasında olduğunu tespit etmiştir.

Kılıçarslan [9] çalışmasında, mevcut bir seramik fabrikasında bulunan kojenarasyon ısıtma sistemini kompresör, yanma odası, türbin ve püskürtmeli kurutucu olarak ünitelere ayırarak, sistemin gerçek sıcaklıklarını ölçerek ünitelerin ekserji ve enerji analizlerini yapmıştır. Kojenarasyon sistemler, yanma sonucu oluşan egzoz gazını püskürtme kurutucu bölmesine alarak egzoz gazındaki mevcut ısı enerjisinden faydalanan sistemlerdir. Sistem için yanma odasında 298,15 K sıcaklık ölçüldüğünde tesirlilik oranı %80, kompresör için 288,15 K sıcaklığında tesirlilik oranı %95, türbin sıcaklığı 1403,15 K için tesirlilik oranı %92, püskürtmeli kurutucular için 809,15 K sıcaklığında tesirlilik oranını %62 olarak hesaplamıştır. Ayrıca sıcaklık arttıkça

tesirliliğinin arttığını ve sıcaklıkla tesirliğin doğru, basınç ile ters orantılı olduğunu gözlemlemiştir.

Pu ve ark. [10] çalışmalarında, termodinamiğin ikinci yasa verimini üç farklı sistem için incelemişlerdir. Birinci sistem olarak, gazla doğrudan ateşlenen klima santralinde 334,864 kW soğutma kapasitesi için ekserji verimini %14,86 ve enerji tüketimini 41,964 kW olarak hesaplamışlardır. İkinci sistem olarak hava soğutmalı chillerde 339,294 kW soğutma yükü için ekserji verimini %11,98 ve enerji tüketimini 106,100 kW olarak hesaplamışlardır. Son sistem için ise su soğutmalı chillerde 336,558 kW soğutma kapasitesi için ekserji verimini %11,28 ve enerji tüketimini 99,710 kW olarak hesaplamışlardır.

Kanoğlu ve ark. [11] yaptıkları çalışmalarında, açık çevrimli nem gidericili bir soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizlerini, havalandırma modunda çalışan ve nem giderici olarak doğal zeoliti kullanan bir deney düzeneği için yapmışlardır. Ünitenin COP değerini 0,35, tersinir COP değerini 3,11, ekserji verimliliğini ise %11,1 olarak hesaplamışlardır. Bu sistem içerisinde nem giderici rulmanın %33,8 ile toplam ekserji yıkımı içerisinde en fazla orana sahip olduğunu, %31,2 oranla ısıtma sisteminin ikinci sırada geldiğini, döner çift yönlü ısı değiştirici ve buharlaşmalı soğutucuların ise diğer ekserji yıkıcılar olduğunu belirtmişlerdir. Enerji analizinin tek başına yeterli olmadığı durumlarda, sistem performansının teorik limitinin hesaplanmasında ekserji analizinin daha fazla yararlı bilgiyi ortaya koyduğunu belirtmişlerdir.

Töre [12] çalışmasında, 25-30°C arasında değişen dış hava sıcaklıklarında R134A, R404A, R402C, R410A soğutucu akışkanları için 6x4x3.8 m boyutlarındaki bir laboratuvar ortamında yarı hermetik kompresör, dış ünite, iç ünite, kılcal boru tipinde genişleme elemanından oluşan bir deney düzeneğinde termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizini yapmıştır. Dış hava sıcaklığının artması ile COP (Coefficient Of Performance)' de artma, iç ve dış ünite kapasitelerinde azalma, kompresörün çektiği güçte artma, kompresör giriş ve çıkış sıcaklıklarında değişim olmadığını, kompresörde ve dış ünite de üretilen entropide artış olduğunu tespit etmiştir. Dış hava sıcaklığının artması durumunda, R134A ve R410A soğutucu akışkan kullanan dış ünitesinin (yoğuşturucu) ekserji veriminin değişmediğini tespit etmiştir.

Akyol [13] çalışmasında, Atatürk Üniversitesi kampüsünde bulunan ve yılda yaklaşık 330 kWh/m² ısıtma enerjisine ihtiyaç duyan aynı tipteki iki lojman binasının enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Başlangıçta aynı koşullarda olan iki lojman binasından birinin dış duvarlarına yalıtım uygulaması yapıldıktan sonra iki bina için ayrı ayrı enerji ve ekserji analizlerini yaparak sistemdeki iyileştirmeleri incelemiştir. Hesaplamalar sonucunda yalıtımlı olan binanın diğerine göre %51,3 daha az ısı enerjisi tükettiğini, %81 daha az ısı kaybı oluştuğunu ve %94 daha az ekserji kaybettiğini tespit etmiştir.

Çomaklı ve ark. [14] çalışmalarında, ısıtma amaçlı kullanılan fuel-oil yakıtlı bir kazanda meydana gelen yanma işlemi sonucu atmosfere atılan baca gazları ile kaybedilen enerji ve ekserji analizlerini incelemiştir. Baca gazlarının sıcaklıklarında meydana gelen artmaların, kazanın enerji ve ekserji verimlerinin düşmesine sebep olduğunu gözlemlemiştir. Ayrıca baca gazları ile atmosfere atılan enerjinin sistemde kullanılacak suyun ısıtması için kullanıldığı durumda yüksek enerji tasarrufu sağlanacağını ortaya koymuşlardır.

Tekel [15] çalışmasında, elektrik üreten üç farklı termik santral için enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Santralde kullanılan yakıtın enerji ve ekserji değerlerinin hesaplamasının yanında, yüksek basınç türbini, orta basınç türbini, alçak basınç türbini için ayrı ayrı enerji ve ekserji verimlerini belirlemiştir. Yatağan Termik Santrali' nin enerji verimini %33,4 ve ekserji verimini %28,6, Seyit Ömer Termik Santrali' nin enerji verimini %22,8 ve ekserji verimini %19,4, Orhaneli Termik Santrali' nin enerji verimini %44,8 ve ekserji verimini %37,9 olarak hesaplanmış, enerji ve ekserji verimlerindeki farklılıkların kazanda meydana gelen yanma işlemi sonucu olduğunu gözlemlemiştir.

Yıldız ve Güngör [16] çalışmalarında, İzmir' de bulunan 720 m³ hacim ve 240 m² alana sahip bir büronun ısıtılması için ayrı ayrı sıvı doğal gaz ile ateşlenen geleneksel kazan, LNG yoğunlaştırıcı kazan ve hava-hava ısı pompası kullanılarak ısıtılması yapılan bir yerden ısıtma sisteminin enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Sıvı doğal gaz ile ateşlenen geleneksel kazan için enerji verimini %63,6 ve ekserji verimini %8,69, LNG yoğunlaştırıcı kazan için enerji verimini %53,9 ve ekserji verimini %8,68, hava-hava ısı pompası için enerji verimini %80,9 ve ekserji verimini

%6,66 olarak belirlemiştir. En fazla enerji kaybının LNG yoğunlaştırıcı kazanda olduğunu, en fazla ekserji kaybının da hava-hava ısı pompasında gerçekleştiğini gözlemlemiştir.

Alpuche ve ark. [17] çalışmalarında, sıcak nemli iklim koşullarında bulunan bir binanın (180 m² toplam taban alanı olan) termal konfora ulaşabilmesi için iklimlendirme sistemlerinin farklı iklim şartlarında ekserji analizlerini yapmışlar ve binanın hesaplamalarında ASHRAE standartlarını referans olarak almışlardır. Binanın yıllık enerji tüketimlerini incelediklerinde, en düşük enerji sarfiyatının paket tipi tek bölge klima ünitesinde olduğunu tespit etmişler ve binayı istenilen konfor şartlarında azami sürede tutabilen paket nem alma ünitesi sisteminin yıllık ekserji verimliliğinin diğer sistemlerden daha fazla olduğunu belirlemiştir.

Şahin ve ark. [18] çalışmalarında, Kayseri Şeker Fabrikası' nın 2002-2003 yılları arasında şeker üretim aşamalarını dört farklı bölüme ayırarak her bir bölüm için enerji bilançosu, madde bilançosu, ekserji bilançosu yardımıyla enerji tüketimi, tersinmezlikler ve ekserji verimlerini belirlemiştir. İlk bölüm için kontrol hacmi olarak şerbet üretimini almışlar, bu kontrol hacmi için enerji kaybını 1586,9 kJ/kg, tersinmezlik değerini 1798,5 kJ/kg, enerji verimini %94,8 ve ekserji verimini %48,9 olarak hesaplamışlardır. İkinci bölüm için kontrol hacmi olarak şerbet artımı prosesini almışlar, enerji kaybını 6086,9 kJ/kg, tersinmezlik değerini 4102 kJ/kg, enerji verimini %91,5 ve ekserji verimini %69,4 olarak hesaplamışlardır. Üçüncü bölüm için kontrol hacmi olarak koyulaştırma prosesini almışlar, kayıp enerji miktarını 43171,8 kJ/kg, tersinmezlik değerini 17216,6 kJ/kg, enerji verimini %80 ve ekserji verimini %61,9 olarak hesaplamışlardır. Dördüncü bölüm için kontrol hacmi olarak ise kristalleşme prosesini almışlar, kayıp enerji miktarını 26783,2 kJ/kg, tersinmezlik değerini 10553,1 kJ/kg, enerji verimini %61,3 ve ekserji verimini ise %33,7 olarak hesaplamışlardır.

Dilek [19] çalışmasında, Konya Merkez Bilişim Meslek Lisesi' nin ısıtma sisteminin ekserji, enerji ve ekonomik analizlerini yapmıştır. Binanın her odası için ısıtma ihtiyaçlarını bularak uygun radyatör boyutlarını belirlemiştir. Isı üretici, radyatörler ve odalar için ayrı ayrı enerji kullanım verimliliği ve ekserji kayıplarını hesaplayarak, ısı üretici türünde yapılacak değişikliklerle sistemin yıllık işletme

maliyetine olan katkısını karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Sonuç olarak, en düşük enerji kullanımı, ekserji tüketimi ve yıllık işletme maliyetinin kojenerasyon ünitesinin ısı pompası ile kullanılması ile elde edildiğini, fakat yüksek sermaye maliyetine sahip olduğu için uzun bir geri ödeme süresine sahip olduğunu ve en kısa geri ödemenin camlarda yapılacak iyileştirmeler ile sağlanabileceğini tespit etmiştir.

Savaşan [20] çalışmasında, İstanbul’ da bulunan 5 katlı bir binanın merkezi ve bireysel ısıtma sistemlerinin enerji ve ekserji kayıplarını hesaplayarak sistemin termoeconomik analizini yapmıştır. Ekserji kayıpları göz önüne alınarak yaptığı hesaplamalarında bireysel sistemin termoeconomik faktörünü 0,808, merkezi sistemin termoeconomik faktörünü 0,717 olarak belirlemiştir. Sonuç olarak, bireysel sistemin ilk yatırım maliyetinin daha fazla olduğunu, fakat enerji ve ekserji verimliliğinin daha yüksek olduğunu gözlemlemiştir.

Qureshi ve Zubair [21] çalışmalarında, ters akışlı su soğutma kulelerinin ve evaporatif ısı değiştiricisinin termodinamik analizini hem birinci hem de termodinamiğin ikinci yasası açısından hesaplanmışlardır ve değerlendirmesini yaparak ekserji yıkımı ile birlikte ikinci kanun veriminin değişimini belirlemiştir. Sistemin çevre sıcaklığı 45°C olduğunda soğutma kulelerinin ekserji verimini 0,9966, evaporatif ısı değiştiricisinde soğutucu akışkanın ekserji verimini 0,9937 ve yoğuşturucunun ekserji verimini ise 0,9771 olarak hesaplamışlardır. Ayrıca sistemin çevre sıcaklığı düzenli olarak artırıldığında ekserji verimlerinde de düzenli olarak artış olduğunu gözlemlemiştir.

Ekin [22] çalışmasında, ev tipi 250 litre hacminde ve $540 \times 600 \times 440$ mm boyutlarında buhar sıkıştırmalı kompresör, kısılma vanası, ısı değiştirici ve evaporatörden oluşan ve soğutucu akışkan olarak R600 kullanılan bir soğutma çevriminin deneysel verilerini kullanarak termodinamiğin birinci ve ikinci yasa verimlerini hesaplamıştır. Deneysel düzeneğinde sıcaklık, basınç, güç ve debi ölçümlerini yapmıştır. Enerji analizi sonuçlarına göre en büyük enerji transferinin %60,9 ile kondenserde meydana geldiğini gözlemlemiştir. %35,07 oranında enerji kaybı kompresörde meydana gelirken, diğer soğutma elemanlarında %3,98 oranında bir enerji kaybı oluşmuştur. Ekserji analizi sonuçlarına göre ise kompresörün toplamda %59,9 oranında bir ekserji miktarını tersinmezliklere harcadığını tespit ederken, sisteme giren toplam

ekserjinin %32,03 oranında kondenserde harcandığını belirlemiştir. Sistemin tamamını incelediğinde COP sayısını 1,36 olarak bulmuş ve sistemin ikinci yasa verimini ise %4,31 olarak belirlemiştir.

Bozdoğan [23] çalışmasında, 6250 kg/h kapasitesindeki bir zeytinyağı rafinerasyon tesisindeki sistemin elemanları olan pompaların, ısı değiştiricilerin, flaş tankların, karıştırıcı tankının, ağartma tankının, filtrelerin, ekonomizerin, distilasyon ünitelerinin, yüksek basınçlı buhar kazanının ve normal buhar kazanının enerji-ekserji analizlerini yapmıştır. Tesisin 25°C dış ortam sıcaklığı için toplam ekserji verimini %18 olarak tespit etmiştir.

Tüfekçi [24] çalışmasında, bir hastanenin ameliyathane ve yoğun bakım ünitelerinin DIN 1946/4 (1999) ve VDI 2167 standartlarına göre tasarlanan sistemin enerji tüketiminde meydana gelen değişiklikleri gözlemlemiş ve bir yoğun bakım ünitesi için ekserji analizini yapmıştır. Sonuç olarak, VDI 2167 standardındaki sistemin enerji maliyetlerinin DIN 1946/4 (1999) standardındaki sistemin enerji maliyetlerinden oldukça düşük olduğunu tespit etmiştir.

Bayraktar [25] çalışmasında, Ankara ilinde bulunan bir ev için elektrikli klima, dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası, absorpsiyonlu klima ünitesi ve termal kaynaklı ısı pompası sistemlerini deneyerek, her bir sistem için sistem maliyetlerini ve en düşük enerji tüketimlerini hesaplamıştır. Sonuç olarak, dikey tip toprak kaynaklı ısı pompasının en verimli olduğunu, çevreye dost ve yatırım maliyetini en kısa sürede karşılayabileceğini belirtmiştir. Sistem elemanları için ayrı ayrı ekserji analizlerini hesaplamış ve kompresör giriş sıcaklığına göre tesirlilik değerlerinin 0,593-0,715 arasında, toprak ısı değiştiricisi gömme derinliği 1 metre olarak hesaplamış ve tesirlilik değerlerinin 0,531-0,614 arasında ve dış sıcaklığa bağlı olarak kondenser tesirlilik değerlerinin ise 0,545-0,649 arasında değiştiğini tespit etmiştir.

Özgür ve Bayrakçı [26] çalışmalarında, soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanan bir ısı pompası çevriminde buharlaşma sıcaklığı -10°C ile +10°C arasında değişen soğutucu akışkan sıcaklığının sistemin ekserji verimine etkisini hesaplamışlardır. CO₂ sıcaklığı artıkça ekserji veriminin düştüğünü gözlemlemişlerdir.

Ergün [27] çalışmasında, Ankara ilinde bulunan 80000 m² kapalı alana sahip bir alışveriş merkezinin enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Sonuç olarak, ısıtma sistemi için kazan enerji verimini %90,4 ve ekserji verimini %22,7, klima santrali hattı için enerji verimini %76,4 ve ekserji verimini %46,3, fan coil hattı için enerji verimini %73,3 ve ekserji verimini %37,73, eşanjörde enerji verimini %56 ve ekserji verimini %51 olarak hesaplamıştır. Yaz soğutma sisteminde ise chiller için enerji verimini %84 ve ekserji verimini %9,9, klima santrali hattı için enerji verimini %54,57 ve ekserji verimini %53,6, fan coil hattı için enerji verimini %54,55 ekserji verimini %53,4 olarak hesaplamıştır. Kış soğutma sisteminde dry-cooler için enerji verimini %61,58 ve ekserji verimini %49,45, eşanjör için enerji verimini %64,33 ve ekserji verimini 94,63, klima santrali hattı için enerji verimini 74,83 ve ekserji verimini %42,45, fan coil hattı için enerji verimini %66,72 ve ekserji verimini %42,44 olarak hesaplamıştır.

Tetik [28] çalışmasında, kombi, üç adet farklı yüzey alanına sahip radyatör ve gaz analiz cihazından oluşan bir deney düzeneğinde farklı çevre koşullarında bireysel bir ısıtma sisteminden meydana gelen tersinmezlikleri, baca gazı emisyonunu ve entropi değişimlerini belirleyerek enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Deneyler sırasında değişen parametreler su sıcaklıkları, su debileri ve radyatör boyları olmuştur. Su sıcaklıkları arttıkça radyatör ile ortam sıcaklıkları arttığı için tersinmezlik ve entropi değerlerinde artış olduğunu, su debisine göre yapılan deneylerde de su debisi arttıkça radyatörden ortama geçen ısı miktarının arttığını ve dış hava sıcaklıkları arttıkça tersinmezlik ve entropi değerlerinin arttığını tespit etmiştir.

Hepbaşlı ve Yücer [29] çalışmalarında, konvansiyonel kazan ile ısıtması yapılan bir binanın ekserji analizini yapmışlardır. Isı kaybı hesapları enerji ve ekserji analizi yöntemleri kullanılarak kazan ve fan-coil ünitesi üzerinden yapılmıştır. Kazanda yakıt olarak fuel-oil kullanıldığını belirtmişlerdir. Sistem kazan, eşanjör, dağıtım boruları ve radyatörlerden oluşmaktadır. Yapılan hesaplamalar sonucunda, sistemin ekserji verimliliğini %13,4 olarak bulmuşlardır. Toplam giriş ekserji değerini 694,5 kW, en yüksek ekserji kaybını ise 333 kW olarak hesaplamışlardır. Kayıpların genel olarak dağıtım esnasında ortaya çıktığını ve dağıtım borularının daha iyi yalıtımlı hale getirilmesi ile daha iyi sonuçlar alınabileceğini ortaya koymuşlardır.

Akan [30] çalışmasında, %65 yün ve %35 orlondan oluşan içi boş iplik bobinlerinin içinden dışarıya doğru sıcak hava geçişi ile 100°C, 90°C ve 80°C sıcaklıkları ile 1, 2, 3 bar basınç altında en iyi verim, en az enerji tüketimi ve en kısa zamanda kuruma olayının gerçekleştiren sistemlerin analizini yapmıştır. En kısa zamanda 100°C sıcaklık ve 1 bar basınç altında en iyi değerlere ulaşmış ve bu değerler için sistemde enerji ve ekserji analizlerini hesaplamıştır. Sistemin enerji verimini %81-91 değerleri arasında olduğunu görmüş ve ekserji verimini %57-76 değerleri arasında olduğunu tespit etmiştir.

Ilık [31] çalışmasında, doğalgaz yakıtı ile çalışan bir trijenerasyon sisteminin her bir sistem elemanı için giriş-çıkış sıcaklık, basınç ve debi değerleri yardımı ile entropi ve entalpi değerlerini bularak enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Kojenerasyon sisteminde en fazla ekserji kaybının %32 oranında ile yoğuşturucuda, %25 oranında yanma odasında ve %23 oranında atık ısı kazanında olduğunu gözlemlemiştir. Absorbsiyonlu soğutma sisteminde ise en fazla ekserji kayıplarının %37 oranında kondenserde, %31 oranında jeneratörde ve %18 oranında evaporatörde olduğunu hesaplamıştır. Kojenarasyon sisteminin toplam ısıl verimini %32, ekserji verimini %39 ve absorbsiyonlu soğutma sisteminin ısıl verimini %63, ekserji verimini %11 ve COP sayısını 0,753 olarak bulmuştur.

Özek [32] çalışmasında, ön ısıtıcı, buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi, fanlar, açma kapama klapeleri ve hava kanallarından oluşan ve yalıtılmış bir odadan meydana gelen deney düzeneğinde, geri dönüş havalı iklimlendirme sisteminin enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. İlk grup deneylerde diğer değişkenleri sabit tutarak dış hava sıcaklığını değiştirmiştir. Dış hava sıcaklığının artmasının serpantin kapasitesini düşürdüğü gibi serpantinde meydana gelen tersinmezlikleri de artırdığını belirlemiştir. Tersinmezliklerin artması ile de yok olan ekserji artarak ekserji verimini düşürmüştür. İkinci grup deneylerde dış/dönüş havası hacim debisi oranlarının değiştirilmesini incelemiştir. Dış/dönüş havası debisini artırmanın, hava ile soğutucu serpantin arasında meydana gelen ısı transferini artırdığını bulmuştur. Isı transferi arttıkça yok olan ekserji miktarının arttığını ve ekserji veriminin düştüğünü tespit etmiştir. Son grup deneylerde ise dış hava bağıl nem oranlarının ısı ve ekserji kayıplarına etkisini incelemiş, artan dış hava bağıl nem oranına karşın soğutucu

serpantinle hava arasındaki sonlu sıcaklık farkında meydana gelen ısı transferinin arttığını ve böylece serpantinde yok olan ekserjinin arttığını belirlemiştir.

Ünal [33] çalışmasında, altı adet 2563 kW soğutma kapasiteli kompresör, iki adet 1660 kW kapasitesindeki evaporatör, beş adet 1307 kW gücünde kondenser, üç adet genişleme valfi ve evaporatörlere giden hatta üç adet 385 m³/h debili pompa, tüketimde dört adet 165 m³/h debili pompadan oluşan, birinci soğutucu akışkan olarak amonyak (R714) ve ikinci soğutucu akışkan olarak monoetilenglikol/su karışımı kullanan bir soğutma çevriminin enerji ve ekserji verimlerini hesaplamıştır. Ekserji kayıplarının en fazla %59,53 ile kompresörde olduğunu, bunu sırasıyla %27,86 ile evaporatör, %7,11 ile genişleme valfi ve %5,5 ile kondenserin izlediğini belirlemiştir. Ayrıca ideal çevrim için evaporatör sıcaklığı arttıkça toplam ekserji kaybında keskin bir düşüş, ekserji verimi ve COP sayısında ise artış meydana geldiği, mevcut sistem için evaporatör sıcaklığı arttıkça ekserji kaybında, ekserji veriminde ve COP değerinde önemli bir değişme olmadığı ortaya konulmuştur.

Güney [34] çalışmasında, iki kademeli kaskad soğutma çevriminin enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Sistem iki kademeli kaskad soğutma çevrimi ya da diğer bir deyişle iki ya da daha fazla soğutma çevriminin bir arada kullanılmasıdır. Bu çevrim yüksek sıcaklık devresinde kullanılan akışkanın R134A, amonyak, propan veya propilen olduğu durumlar için tasarlanmıştır. Düşük sıcaklık devresinde ise R744 soğutucu akışkan kullanılmıştır. Bu sistemin soğutma etkinlik değeri 1,14 ve ekserji verimi %26,45 olarak bulunmuştur.

Tuğcu [35] çalışmasında, jeotermal enerji destekli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin farklı eriyik konsantrasyonları ve farklı tasarım parametreleri için optimizasyonunu yapmıştır. Jeotermal akışkanın sisteme giriş sıcaklığını 110°C olarak sabitleyip, diğer parametreleri değiştirerek farklı tasarımlar yapmıştır. Optimum sistem için soğutma etkinlik değerini 0,5360 ve ekserji verimini 0,3972 olarak hesaplamıştır.

Utlu ve Tekin [36] çalışmalarında, ısıtma kazanı, klima santrali, fan coil ve eşanjörden meydana gelen merkezi bir ısıtma sisteminde her bir bölüm için ayrı ayrı enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Dış hava sıcaklığı, yanma havası miktarı

ve gidiş-dönüş suyu sıcaklık farklarının enerji, ekserji verimine ve yakıt tüketimine etkilerini hesaplamışlardır. Sonuç olarak dış hava sıcaklığı artıkça ekserji veriminin arttığını ve yakıt tüketiminin azaldığını; yanma havası miktarı azaldıkça ise ekserji veriminin azaldığını, yakıt tüketiminin arttığını gözlemlemişlerdir.

Altundağ [37] çalışmasında, İstanbul ilinde bulunan bir hastanede ameliyathane olarak kullanılan bir bölüm için ısıtma klima santrali ve kazanın ekserji analizlerini yapmıştır. Isıtma kazanı için ekserji kaybını 554,28 kW ve ekserji verimini %21,92; ısıtma klima santrali için ekserji kaybını 3,11 kW ve ekserji verimini %20,22 olarak hesaplamıştır.

Dinçol [38] çalışmasında, Soma Termik Santrali' nin sistem genel akış diyagramını oluşturmuş ve sistemdeki kazan, türbin, besleme suyu ısıtıcılarının su giriş-çıkış sıcaklıklarını, hacimsel debilerini ve basınçlarını ölçmüştür. Sistemin ilk günden günümüze kadar gelen kayıplarını hesaplamıştır. Sistemin ekserji veriminin %78,39' dan %75,77' ye düştüğünü belirlemiştir. Toplam net güç değerinde ise yaklaşık %6,5 oranında bir kayıp meydana geldiğini tespit etmiştir. Sistemdeki güç azalmasının alçak basınç türbini son kademelerinin iptal edilmiş olmasından kaynaklandığını belirtmiştir.

Ghazikani ve ark. [39] çalışmalarında, bir iklimlendirme sisteminin ekserji analizini, sabit entalpi nemlendirmesi ve sabit sıcaklık nemlendirmesi adı verilen iki ayrı nemlendirme yöntemi kullanarak yapmışlardır. Bu çalışmada 15x9x3 metre ebatlarındaki bir odada bulunan 10000 cfm (cubic feet per minute) kapasitesindeki bir paket klima santrali ve 25-30 metre besleme-dönüş boru sisteminden meydana gelen bir sistemin hesaplamalarını yapmışlardır. Sonuç olarak, sabit entalpi nemlendirme sistemindeki toplam tersinmezliklerin, sabit sıcaklık nemlendirme sistemine göre daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. Buna ek olarak tasarım koşulları göz önünde bulundurularak sabit entalpi nemlendirme sisteminin, sabit sıcaklık nemlendirme sistemi giriş güç değerlerinden %12 daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir. Bunun nedenini ise, nemlendirme prosesindeki buhar hazırlama işleminin yüksek seviyede ekserji tükettiği olarak belirtmişlerdir. İklimlendirme sistemlerinde sabit entalpi nemlendirme sisteminin sabit sıcaklık nemlendirme

sistemine göre daha düşük ekserji sarfiyatı olduğundan dolayı daha optimum bir sistem olduğunu belirtmişlerdir.

Özdil ve ark.[40] çalışmalarında, Türkiye’ de bulunan düşük sıcaklıktaki ısı kaynağı için farklı organik soğutucu akışkanlar (HFE7100, FC72) kullanan bir Rankine çeviriminin enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Sistemin, 3161 kW kapasiteli evaporatör, 2885 kW kapasiteli kondenser, 272 kW kapasiteli türbin, 72,82 m³/h debili ve 50 kW motor kapasiteli pompadan oluştuğunu bildirmişlerdir. HFE7100 soğutucu akışkanı kullanıldığı durumda, ekserji verimlerini evaporatör için %28,98, türbin için %92,53, kondenser için %48,34, pompa için %33,48 ve çevrim için %21,15 olarak hesaplamışlardır. FC72 soğutucu akışkanı kullanıldığı durumda ise, ekserji verimlerini evaporatör için %26,98, türbin için %98,93, kondenser için %48,54, pompa için %29,24 ve çevrim için %21,15 olarak hesaplamışlardır. Her iki soğutucu akışkan için de çevrim verimlerinin eşit olduğunu, en önemli farklılığın ise türbin verimlerinde meydana geldiğini belirtmişlerdir.

Tarhan ve Çomaklı [41] çalışmalarında bölgesel ısıtma sisteminde kullanılan bir doğal gaz yakıtlı kazan için enerji, ekserji ve kütle denge denklemlerini oluşturarak, kazana ait enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Analiz sonuçlarına göre kazan için enerji verimi %82 iken, ekserji verimini %32,78 olarak hesaplamışlardır. Kazanda en fazla kaybedilen enerji ve ekserji miktarının atmosfere atılan baca gazları yolu ile olduğunu belirtmişlerdir. Kazanda baca gazı ile kaybedilen enerji miktarını %16,81 ve ekserji miktarını da %6,4 olarak hesaplamışlardır.

Yıldırım ve Genç [42] çalışmalarında, süt tozu üretim prosesini üç farklı süreç olarak ele alıp sistemin enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Pastörizasyon, buharlaştırma ve püskürterek kurutma olarak sistemi kontrol hacimlerine bölmüşler ve kütle-enerji eşitlik denklemlerini oluşturmuşlardır. Sonuç olarak sistemin tamamının ekserjetik veriminin %9-83 arasında değiştiğini hesaplanan değerlerle ispatlamışlardır. Sistem için enerji verimini %85,4 olarak hesaplarken ekserji verimini %57,45 olarak hesaplamışlardır.

Hepbaşı ve Öztürk [43] çalışmalarında, vakum soğutma sisteminin deneysel performans analizini, ekserji metodu ile yapmışlardır. Soğutulan ortam olarak mantar

yetiştirme alanını seçmişlerdir. Vakum pompasındaki ekserji kayıplarını deneysel olarak hesaplamışlardır. Toplam ekserji yok oluşunun, basıncın dūřmesi ile ters orantılı olarak arttığını gōzlemlemiřlerdir. alışmalarında, sistem basıncının atmosferik basıncın altında olduğu durumlarda, ekserji değerinin negatif çıktığını elde etmişlerdir. Sistemin maksimum COP değerini 11,7 olarak, tersinir prosesler için ise, 17,97 olarak hesaplamışlardır.

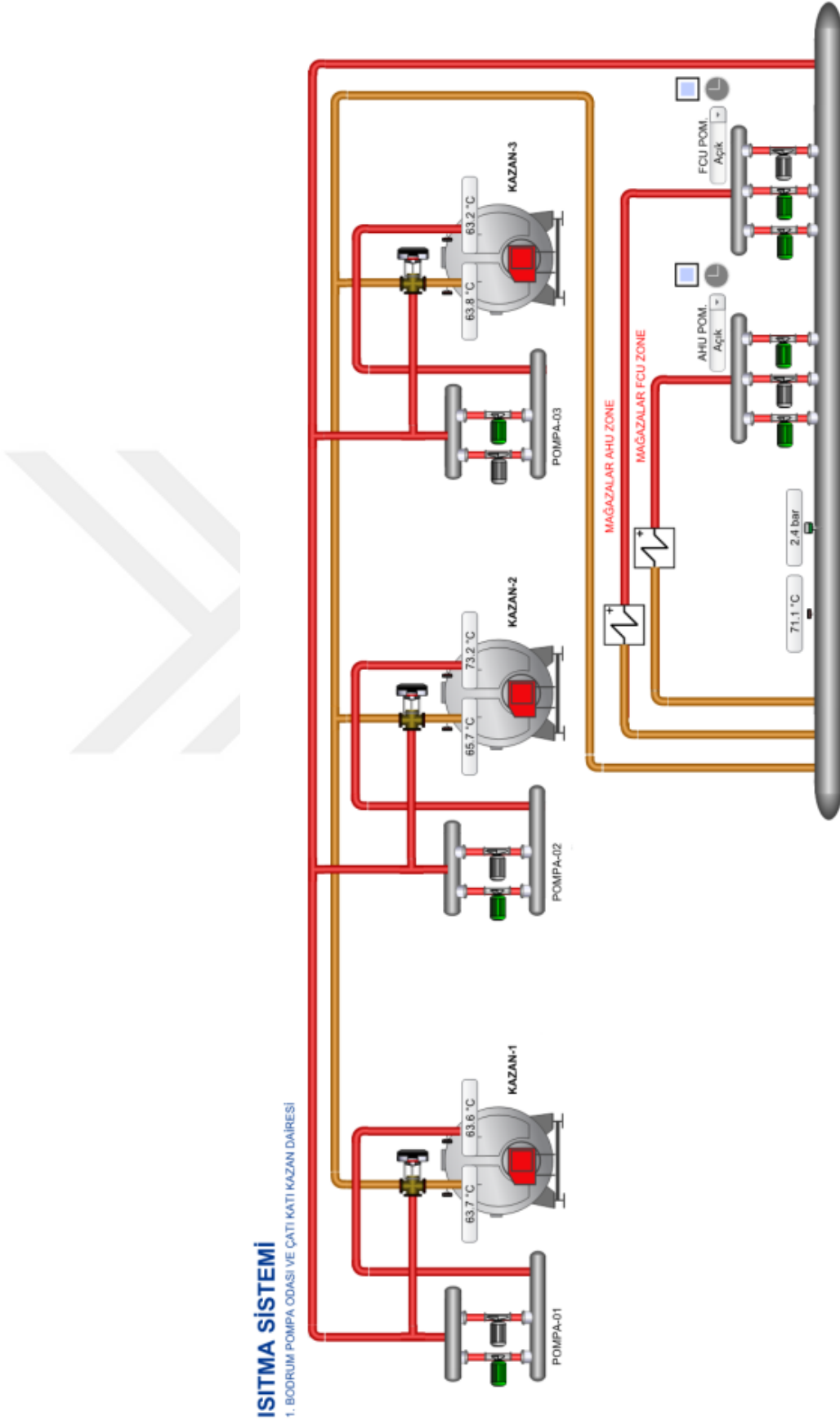


3. BİNA ISITMA VE SOĞUTMA TESİSATLARI

Gelişen teknoloji ile birlikte değişen hayat standartları yapı sektörünü önemli ölçüde değiştirmiştir. İnsanlar barınmak için daha az katlı yapılardan daha yüksek katlı daha büyük yapılar tercih etmeye başlamışlardır. Isıtma ve Soğutma Sistemlerinin amacı bulunulan ortamın sıcaklığını belli bir değerde tutarak yaşam ve konfor şartlarını sağlamaktır. Bu çalışmada Ankara ilinde bulunan 70000 m² kapalı alana sahip bir alışveriş merkezinin ısıtma ve soğutma sistemleri için enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

3.1. Isıtma Tesisatı

Bu çalışmada analizi yapılan alışveriş merkezinin ısıtma ısı yükünün 4250 kJ/s olduğu firma kayıtlarından alınmıştır. Isıtma tesisatının şematik görünümü Şekil 3.1' de verilmiştir. Isıtma sistemi kazan, ısıtma fan coil ünitesi ve ısıtma klima santralinden oluşmaktadır. Sistemde dolaşan akışkan binada bulunan üç adet kazandan ısıtılarak, 375 m³/h debide yaklaşık olarak %30 fan coil hattı ve yaklaşık olarak %70 klima santrali hattı bölgelerine sirkülasyon pompaları yardımı ile iletilmektedir. Fan coil sistemi bina içerisinde bulunan havadan daha sıcak hava üfleterek ortamın ısıtılmasını sağlamaktadır. Klima santrali ise dış ortamdaki temiz havayı alıp şartlandırarak bina içerisinde ısıtma ve havalandırma işlemini sağlamaktadır.



Şekil 3.1. İncelenen Alışveriş Merkezine Ait Isıtma Tesisatının Şematik Görünümü

3.1.1. Kazan sistemi

Kazan, ısıtma sistemlerinde kullanılan yakıtın yanması yoluyla elde edilen enerji ile sistemdeki akışkanın ısıtılmasını sağlayan, genelde dökme demir veya çelikten yapılmış olan ısıtma aygıtıdır [44]. Analizi yapılacak olan alışveriş merkezinde üç adet çelik, doğalgaz yakıtlı, ters alev borulu kazan bulunmaktadır. Alışveriş merkezindeki kazanlara ait resim Şekil 3.2’ de verilmiştir. Kazana 60°C’ de giren su 80°C’ de çıkarak pompalar vasıtası ile fan coil ve klima santrali ünitelerine iletilmektedir.



Şekil 3.2. İncelenen Alışveriş Merkezinde Bulunan Kazanlara Ait Görünüm

Ters alev borulu kazanlarda yakıtın yanmasıyla oluşan baca gazları, kazan içerisinde borular vasıtası ile dolaşarak suyun ısıtılmasında kullanılır. Bu tip kazanlarda kazanın 2/3’ ü su ve 1/3’ ü buhar hacmi olarak kullanılır [45].

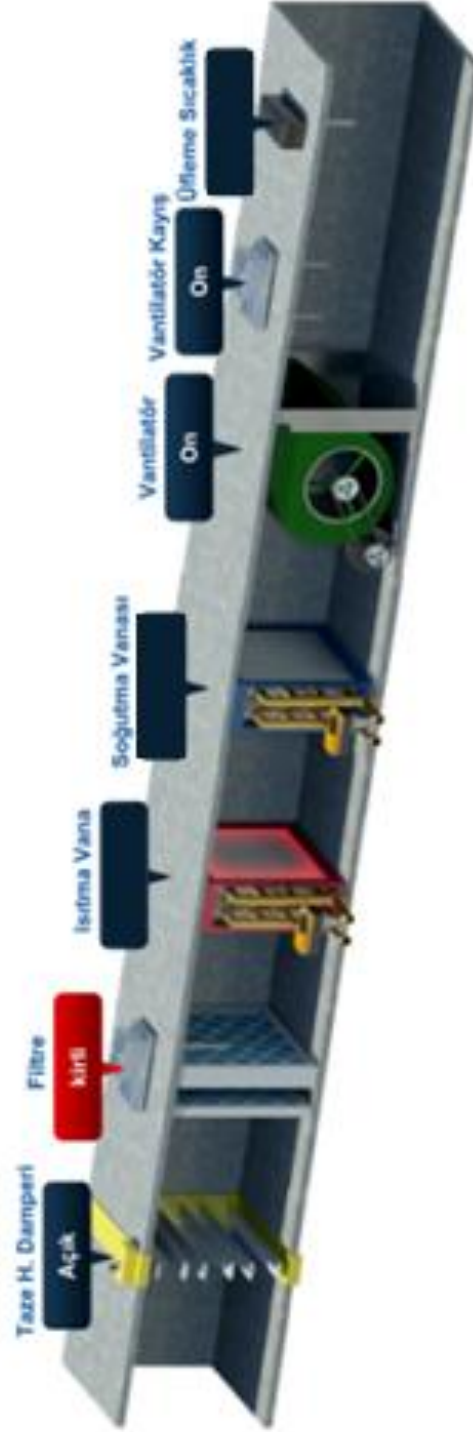
3.1.2. Isıtma fan coil sistemi

Fan-coil sistemi ısıtma veya soğutma amacıyla kullanılan bir sistemdir. Bir merkezde hazırlanan sıcak su veya soğutulmuş su, bina içinde bulunan fan coil cihazlarına dağıtılır. Sıcak su, bir sıcak su kazanında, soğuk su ise su soğutma grubunda (chiller) üretilir. Fan-coil cihazları bir fan ve ısı geçiş yüzeyi olarak

serpantin içeren elemanlardır. Fan yardımı ile mahalden alınıp, serpantinler üzerinden geçirilerek ısıtılan veya soğutulan hava tekrar mahale üflenir. Serpantin içinden geçen akışkan soğuk ise mahalde soğutma, sıcak ise mahalde ısıtma yapılmaktadır. Dönüş borularıyla merkeze dönen akışkan, burada tekrar ısıtılıp/soğutularak devir daim ettirilir. Bu amaçla dolaşım pompaları kullanılır. Fan-coil üniteleri cam önlerine, asma tavan içlerine ya da tavan altına veya döşeme içlerine konabilir. Buna göre farklı fan coil tipleri geliştirilmiştir.

Eğer kullanılan fan-coil içinde tek serpantin varsa, kurulan sisteme iki borulu fan-coil sistemi adı verilir. Sistemde dağıtım ve toplama yapan iki boru dolaşır. Her fan-coil cihazına bir dağıtma borusu, bir toplama borusu bağlanır. Bu durumda bütün sistemde ya soğuk akışkan ya da sıcak akışkan dolaştırılabilir. Dolayısıyla bütün sistemde aynı anda ya ısıtma ya da soğutma yapılmalıdır. Sistemin soğutmadan ısıtmaya dönmesi için *change over* denilen özel bir işlem gerekir. Bu açıdan iki borulu fan-coil sistemleri özellikle ara mevsimlerde konforu sağlamada eksik kalırlar. Öte yandan yine özellikle ara mevsimlerde, binadaki bazı hacimlerde soğutma istenirken, bazı odalarda ısıtma istenebilir. İki borulu sistem bunu da karşılayamaz.

Eğer fan-coil içinde ısıtma ve soğutma olarak iki ayrı serpantin varsa, kurulan sisteme dört borulu fan-coil sistemi adı verilir. Dört borulu bir fan coil sisteminin şematik gösterimi Şekil 3.3' te verilmiştir. Sistemde iki dağıtım ve iki toplama yapan dört boru dolaşır. Her fan coil cihazına iki dağıtma borusu, iki toplama borusu bağlanır. Boru çiftlerinden birinde soğuk akışkan, diğerinde sıcak akışkan bağımsız olarak dolaşır. Dolayısıyla her fan-coil cihazında birbirinden bağımsız olarak aynı anda ısıtma ve soğutma yapılabilir. Bu durumda bütün sistemde aynı anda hem soğuk akışkan hem de sıcak akışkan dolaştırılabilir. Dolayısıyla bütün sistemde aynı anda hem ısıtma, hem de soğutma yapılabilir. Sistemin soğutmadan ısıtmaya dönmesi (*change over*) gibi bir işleme gerek yoktur. Bu açıdan dört borulu fan coil sistemleri çok bölgeli sistemlerde kullanılırlar ve özellikle ara mevsimlerde mükemmel ısı konfor sağlarlar [46].



Şekil 3.3. İncelenen Alışveriş Merkezi' ne Ait Dört Borulu Fan Coil Sisteminin Şematik Görünümü

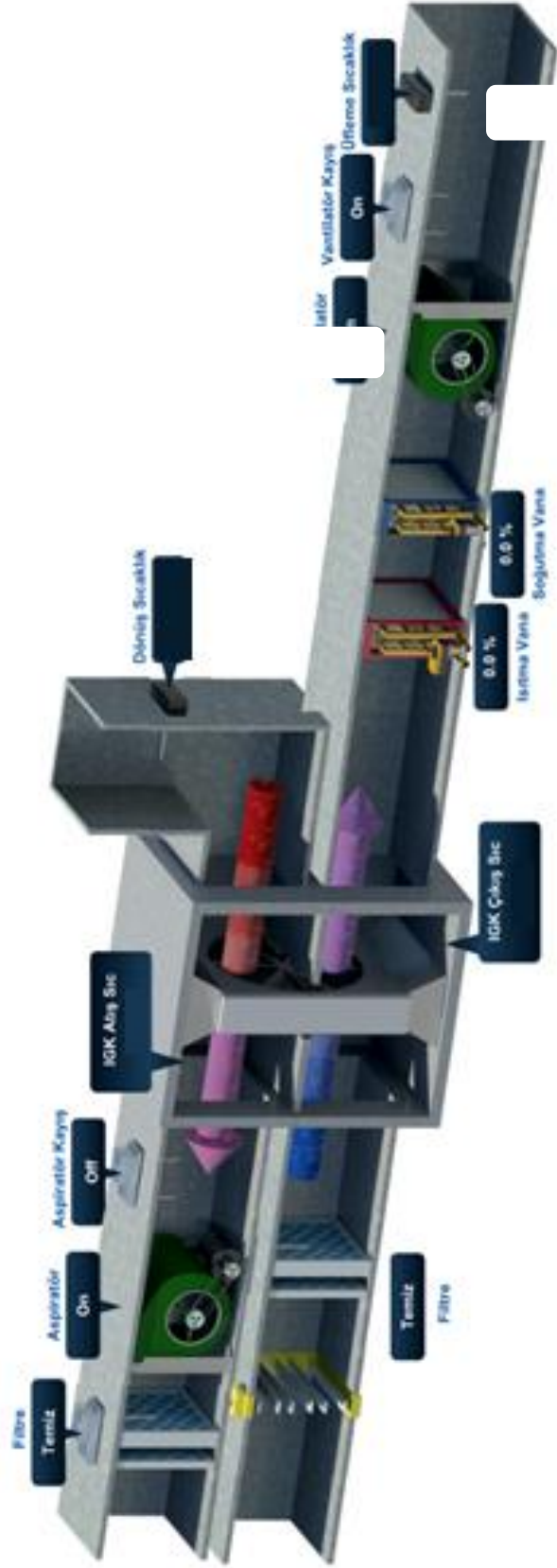
Alışveriş merkezinde kullanılan ısıtma sistemine ait fan coil için resim Şekil 3.4' te verilmiştir. Bu sistemde akışkan fan coil' e 73°C sıcaklıkta girerek 63°C sıcaklıkta çıkmaktadır.



Şekil 3.4. İncelenen Alışveriş Merkezine Ait Bir Fan Coil Görünümü

3.1.3. Isıtma klima sistemi

Klima atmosferden alınan taze havanın çeşitli iklimlendirme işlemlerinden geçirildikten sonra mahale gönderilmesini sağlayan cihazdır. Bir klimanın şematik görünümü Şekil 3.5' de verilmiştir.



Şekil 3.5. İncelenen Alışveriş Merkezi' ne Ait Klima Santralinin Şematik Görünümü

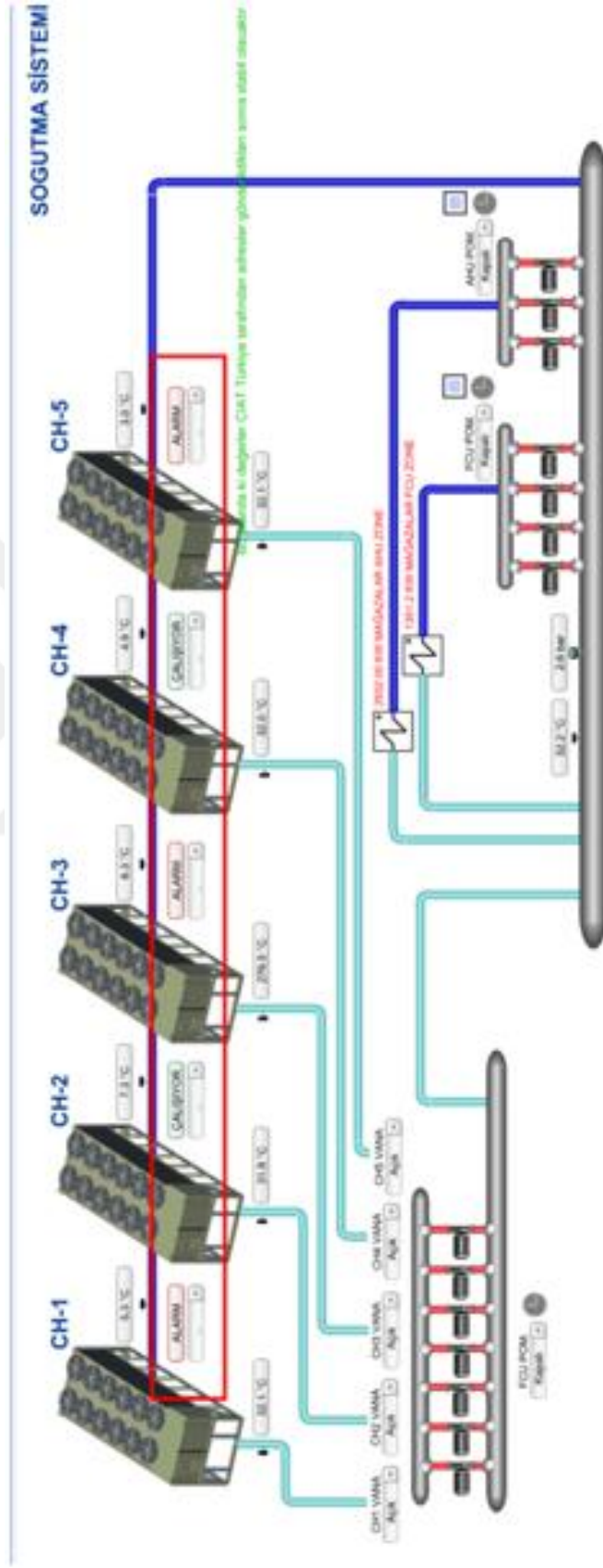
Alışveriş merkezinde bulunan klima santraline ait görünüm Şekil 3.6' da verilmiştir. Klima santralinde hem havalandırma, hem ısıtma ve hem de iklimlendirme işlemi gerçekleştirilmektedir. Isıtma işleminde klima santraline akışkan 80°C sıcaklıkta girerek 60°C sıcaklıkta çıkmaktadır.



Şekil 3.6. Alışveriş Merkezinde Bulunan Klima Santraline Ait Görünüm

3.2. Soğutma Tesisatı

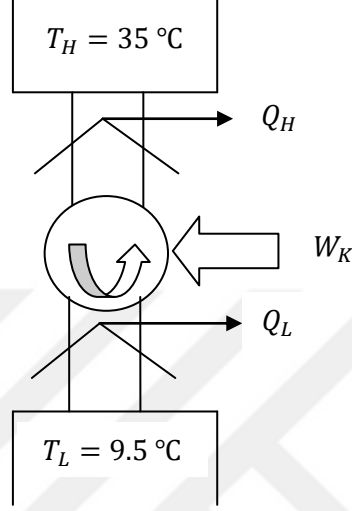
Bu çalışmada analizi yapılan alışveriş merkezinin soğutma tesisatının ısı yükünün 5600 kJ/sn olduğu firma kayıtlarından alınmıştır ve sistemin şematik görünümü Şekil 3.7' de verilmiştir. Soğutma sistemi chiller, soğutma fan coil ünitesi ve soğutma klima santralinden oluşmaktadır. Binada bulunan beş adet chiller cihazından 1005,5 m³/h debide soğutularak çıkan akışkanın yaklaşık %70' i klima santrali hattına pompalanırken, yaklaşık olarak %30' u da fan coil hattına pompalanmaktadır. Mahal içindeki havayı kullanan fan coil sistemi; mahal içerisinde bulunan havadan daha soğuk hava üfleyerek ortamın soğutulmasını sağlayan bir cihazdır. Klima santrali ise dış ortamdan temiz havayı alıp şartlandırarak bina içerisinde soğutma ve havalandırma işlemini sağlamaktadır.



Şekil 3.7. Alışveriş Merkezi Soğutma Sisteminin Şematik Görünümü

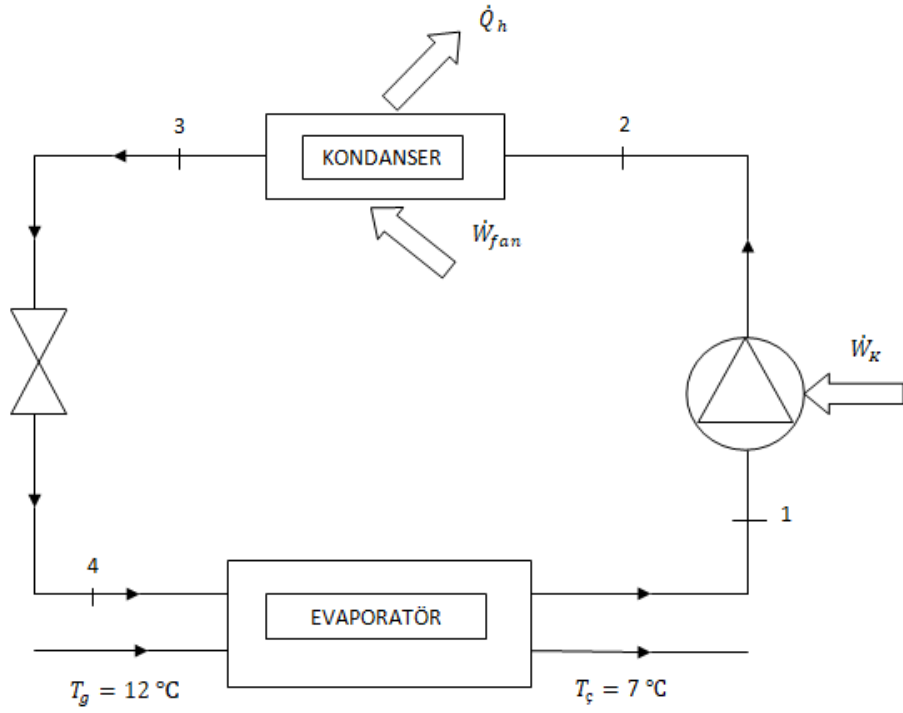
3.2.1. Chiller sistemi

Chiller; akışkan dolu bir haznenin içerisinde geçen soğumuş gaz borular vasıtası ile birbirlerine karıştırmadan ısı transferi gerçekleştiren ve bu yolla hazne içerisindeki akışkanı soğutmak için kullanılan bir soğutma makinesidir.

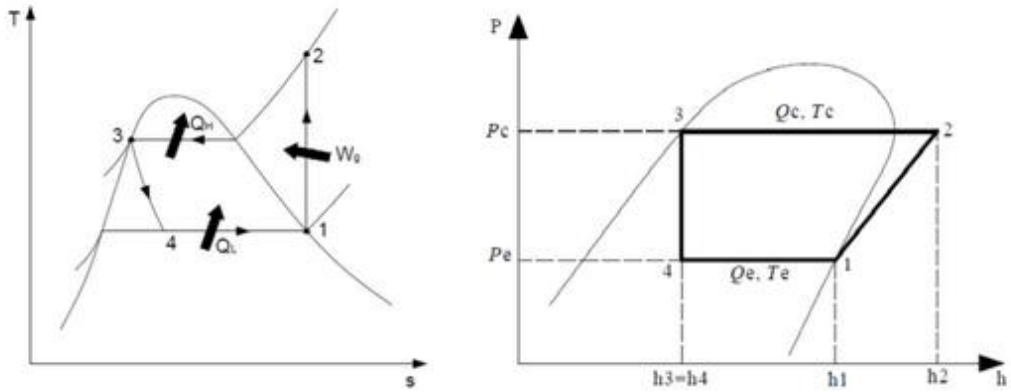


Şekil 3.8. Chiller Çalışma Prensibi

Çalışma prensibi termodinamikte kullanılan klasik soğutma çevrimidir. Kompresör, kondanser, genişleme vanası ve evaporatörden oluşur. Kompresörde sıkıştırılan ve ısınan gaz kondanserde soğutulur ve böylece ortama ısı atılmış olur. Daha sonra genişleme vanasından geçen gazın basıncı dolayısıyla sıcaklığı düşürülüp sıvılaştırılan gaz, soğutulmak istenen ortamın ısınıncı çekerek tekrar buhar haline gelir. Daha sonra alçak basınçta buhar haline gelen gaz kompresöre gelir ve yeniden sıkıştırılır. Çevrim bu şekilde devam eder.



Şekil 3.9. Chillerde Kullanılan Soğutma Çevrimi



Şekil 3.10. Chillerde Kullanılan Soğutma Çevrimi İçin T-s ve P-h diyagramları

Chiller sistemleri hava ve su soğutmalı olarak ikiye ayrılmaktadır. Hava soğutmalı chiller sistemlerinde üzerinde fanlar olan kondenser bataryalar mevcuttur. Kompresörde sıkıştırılmış yüksek sıcaklıktaki soğutucu akışkan kondansere gönderilir ve fanlar yardımı ile batarya yüzeyinde hava akışı sağlanarak ısı transferi gerçekleştirilir. Böylece yüksek sıcaklıktaki soğutucu gaz akışkan üzerindeki ısı havaya atılmış olur. Su soğutmalı chiller gruplarında ise çalışma prensibi aynı olup

hava soğutmalı bataryalar yerine su kullanan shell & tube ya da plakalı tip ısı değiştirciler kullanılır.

Alışveriş merkezinde bulunan chiller sistemine ait görünüm Şekil 3.11’ de verilmiştir. Alışveriş merkezinin soğutma sisteminde beş adet su soğutmalı ve her biri 1200 kW soğutma kapasiteli chiller bulunmaktadır. Akışkan chiller sistemine 12°C sıcaklıkta girerek 7°C sıcaklıkta çıkmaktadır.



Şekil 3.11. Alışveriş Merkezinde Bulunan Chiller Sisteminin Görünümü

3.2.2. Soğutma fan coil sistemi

Alışveriş merkezinde dört borulu fan coil sistemi kullanıldığı için ısıtma ve soğutma işlemlerinde Şekil 3.5’ te görülen fan coiller kullanılmaktadır. Soğutma fan coil sisteminde akışkan fan coil’ e 7°C sıcaklıkta girerek 12°C sıcaklıkta çıkmaktadır.

3.2.3. Soğutma klima sistemi

Alışveriş merkezinde bulunan Şekil 3.7’ de görülen klima santrali Isıtma ve Soğutma sistemleri için ortak olarak kullanılmaktadır. Soğutma sisteminde klima santraline akışkan 7°C sıcaklıkta girerek 12°C sıcaklıkta çıkmaktadır.

4. ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİ

Isıtma ve soğutma sistemlerinin termodinamik analizlerinin daha iyi anlaşılabilmesi için bu sistemlere enerji analizinin yanında ekserji analizinin de uygulanması gerekir. Bu nedenle incelediğimiz alışveriş merkezine ait ısıtma ve soğutma sistemlerine enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Enerji ve ekserji analizlerine ait denklemler aşağıda verilmiştir.

4.1. Enerji Analizleri

Bu çalışmada enerji analizinde kullanılmak üzere ele alınan Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistemler için enerji denklemi Denklem 4.1 ile verilmiştir.

Enerji analizleri, kütle ve enerji dengesi denklemlerine göre aşağıdaki gibi yapılmıştır.

Kütle dengesi:

$$\sum m_g - \sum m_ç = \frac{dm_{sist}}{dt} \quad (4.1)$$

Denklem 4.1' deki denklem açık sistemler için $\frac{dm_{sist}}{dt} = 0$ alınarak Denklem 4.2 elde edilir.

$$\sum m_g = \sum m_ç \quad (4.2)$$

Enerji dengesi:

$$\sum E_g - \sum E_ç = \frac{dE_{sist}}{dt} \quad (4.3)$$

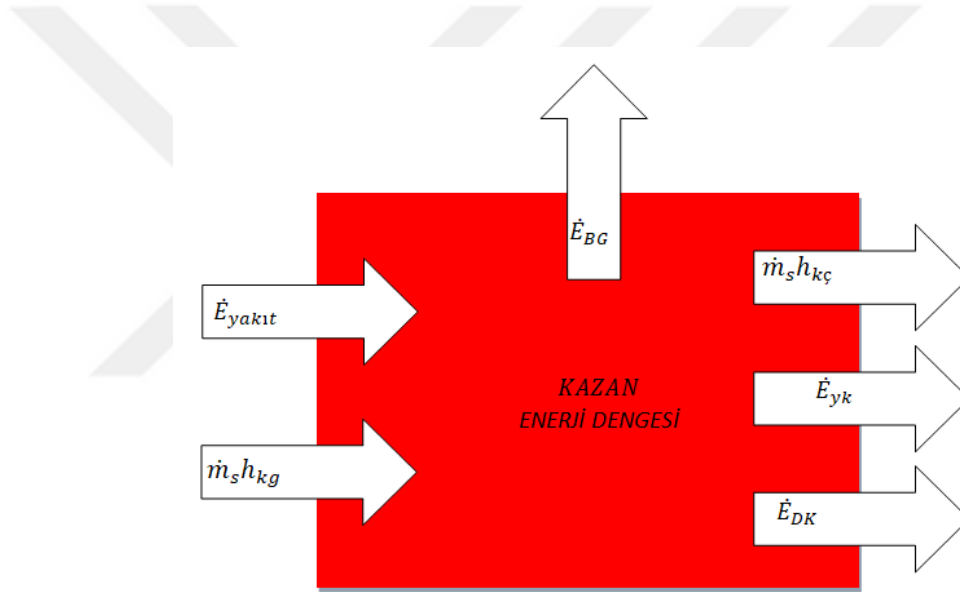
Denklem 4.3' deki denklem açık sistemler için $\frac{dE_{sist}}{dt} = 0$ alınarak Denklem (4.4) elde edilir.

$$\sum E_g = \sum E_ç \quad (4.4)$$

Burada; E (kW) enerji miktarını, t (s) zamanı, g indisi gireni, ç indisi çıkanı ve sist indisi ise sistemi ifade etmektedir.

4.1.1.Kazan enerji analizi

Isıtma sisteminde kullanılan kazanın şematik olarak gösterimi Şekil 4.1' de verilmiştir. Brülörde hava yakıt karışımının kazanın ocağında yanması sonucu ortaya çıkan ısı enerjisi kazandaki suya aktarılmaktadır. Aktarılan bu ısı enerjisi ısıtma fan coil ünitelerine ve ısıtma klima santraline su ile taşınmaktadır. Burada meydana gelen ısı transferi sonucu enerjisini bırakan akışkan tekrar kazana gelmektedir. Yanma olayında ortaya çıkan baca gazı ise atmosfere atılmaktadır.



Şekil 4.1. Isıtma Kazanının Şematik Görünümü

Analizi yapılan kazanda yakıt olarak doğalgaz kullanılmaktadır. Doğalgaz büyük oranda Metan (CH_4), düşük oranlarda ise Etan (C_2H_6), Propan (C_3H_8), Bütan (C_4H_{10}), Azot (N_2), Karbondioksit (CO_2), Hidrojensülfür (H_2S) ve Helyum (He) gibi çeşitli hidrokarbonlar içermektedir. Bu bileşenlerin oranı gazın kaynağına göre farklılıklar göstermektedir. [36]. Hesaplamalarda yakıt olarak sadece metan gazı göz önünde bulundurulurken işlemlere devam edilmiştir.

Denklem (4.2)' de verilen enerji dengesi ısıtma kazanı için uyarlanarak denklem (4.5)' deki gibi ifade edilmektedir. Yakma sistemindeki havanın enerjisi ihmal edilmiştir çünkü hava yakma sisteminde bir katalizör etkisi göstermektedir.

$$\dot{E}_{yakıt} + \dot{m}_s \cdot h_{kg} = \dot{E}_{BG} + \dot{m}_s \cdot h_{kç} + \dot{E}_{yk} + \dot{E}_{DK} \quad (4.5)$$

Burada; $\dot{E}_{yakıt}$ (kW) yakıtın yanması sonucu açığa çıkan ısı enerjisini, \dot{m}_s (kg/s) kazan hattında suyun kütleli debisini, h_{kg} (kJ/kg) suyun kazan girişinde sahip olduğu entalpi değerini, $h_{kç}$ (kJ/kg) suyun kazan çıkışında sahip olduğu entalpi değerini, \dot{E}_{BG} (kW) baca gazları ile atılan enerji miktarını, \dot{E}_{yk} (kW) kazan yüzeyinden meydana gelen kayıpları, \dot{E}_{DK} (kW) kazandan diğer yollar ile kaybedilen enerji miktarını ifade etmektedir.

Yakıtın yanması sonucu açığa çıkan ısı enerjisi miktarı Denklem 4.6 ile hesaplanabilir.

$$\dot{E}_{yakıt} = \dot{m}_y \cdot H_u \quad (4.6)$$

Burada; \dot{m}_y (kg/s) yakıtın kütleli debisini ve H_u (kJ/kg) ise yakıtın alt ısıl değerini ifade etmektedir.

Kazan yüzeyinden meydana gelen kayıplar (\dot{E}_{yk}) Denklem 4.7 ile hesaplanır.

$$\dot{E}_{yk} = F_y \cdot \alpha_{ort} \cdot (T_y - T_0) \quad (4.7)$$

Burada; F_y (m²) kazan dış yüzey alanını, $\alpha_{ort} = 33.44$ (kJ/m²h^oC) [47; 29] birleşik (iletim, taşınım ve radyasyon) ortalama ısı transferi katsayısını, T_y (°C) ortalama kazan yüzey sıcaklığını ve T_0 (°C) da ortam sıcaklığını ifade eder.

Baca gazlarından atmosfere atılan enerji miktarı Denklem 4.8 ile ifade edilebilir.

$$\dot{E}_{BG} = \sum_{i=1}^N \dot{m}_i \cdot \overline{C_{p,i}} \cdot (T_b - T_0) \quad (4.8)$$

Burada; \dot{m}_i (kg/s) yanma sonucu oluşan her bir baca gazının kütleli debisini, $C_{p,i}$ (kJ/kgK) her bir baca gazı için sabit basınçtaki ısı kapasitesini, T_b (°C) baca gazı çıkış sıcaklığını ve T_0 (°C) ortam sıcaklığını ifade etmektedir.

Kazandan diğer yollar ile kaybedilen ısı enerjisi ise Denklem 4.9 ile hesaplanabilir.

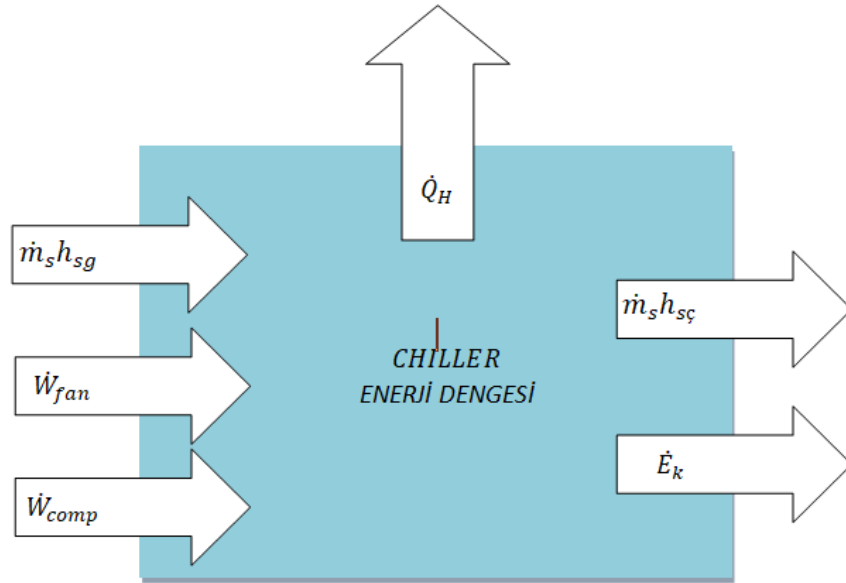
$$\dot{E}_{DK} = \dot{E}_{yakıt} - \dot{m}_s x (h_{skç} - h_{skg}) - \dot{E}_{BG} - \dot{E}_{yk} \quad (4.9)$$

Kazanın enerji verimi ise Denklem 4.10 ile hesaplanır.

$$\eta = \frac{\dot{m}_s x (h_{skç} - h_{skg})}{\dot{E}_{yakıt}} \quad (4.10)$$

4.1.2. Chiller enerji analizi

Soğutma sisteminde kullanılan chiller için enerji dengesinin şematik görünümü Şekil 4.2’ de verilmiştir. Chillerde (çalışma şekli) soğutulan su sirkülasyon pompaları yardımı ile fan coil ve klima santrali hatlarına basılmaktadır. Chiller’ den su fan coil ve klima sistemlerine $T_ç$ °C’ de giderken sistemlerden dönen su chillere T_g °C değerinde dönmektedir. Soğutma sisteminde bulunan her bir chillerin soğutma kapasitesi 1200 kW gücündedir. Chiller hattında su \dot{m}_s m³/h debisinde dolaşmaktadır.



Şekil 4.2 Chiller İçin Enerji Dengesinin Şematik Görünümü

Denklem (4.3)’ de verilen enerji dengesi Chiller için uyarlanarak Denklem (4.11)’ deki gibi ifade edilmektedir.

$$\dot{m}_s h_{sg} + \dot{W}_{comp} + \dot{W}_{fan} = \dot{m}_s h_{sç} + \dot{Q}_H + \dot{E}_k \quad (4.11)$$

$$\dot{Q}_L + \dot{W}_{comp} + \dot{W}_{fan} = \dot{Q}_H + E_K \quad (4.12)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{sa}(h_{sa2} - h_{sa3}) \quad (4.13)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_{SK} = \dot{m}_s(h_{sg} - h_{sç}) \quad (4.14)$$

$$\dot{E}_k = \dot{Q}_L + \dot{W}_{comp} + \dot{W}_{fan} - \dot{Q}_H \quad (4.15)$$

Chiller bir soğutma makinesidir. Buna göre soğutma tesir katsayısı ise Denklem 4.16 ile hesaplanır.

$$COP_{SM} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{fan}} \quad (4.16)$$

Burada; \dot{W}_{fan} (kW) chiller soğutucusunda kullanılan fanların harcadığı enerji miktarını, \dot{W}_{comp} (kW) chiller soğutma çevriminde kullanılan kompresörün harcadığı enerji miktarını, \dot{m}_s (kg/s) chiller hattındaki suyun kütleli debisi, \dot{m}_{sa} (kg/s) chiller içerisindeki soğutucu akışkanın kütleli debisini, h_{sg} (kJ/kg) chiller girişinde akışkanın entalpi değerini, $h_{sç}$ (kJ/kg) chiller çıkışında akışkanın entalpi değerini, h_{sag} (kJ/kg) chiller içerisindeki soğutucu akışkanın çevrim girişindeki entalpi değerini $h_{saç}$ (kJ/kg) chiller içerisindeki soğutucu akışkanın çevrim çıkışındaki entalpi değerini vermektedir.

4.1.3. Isıtma fan coil sistemi enerji analizi

Isıtma sisteminde kullanılan fan coil sistemi için enerji dengesi Şekil 4.3' te verilmiştir. Isıtma sisteminde su fan coil hattına \dot{m}_s (kg/s) kütleli debide akmaktadır. Fan coil girişinde su sıcaklığı T_{gs} (°C) ve çıkışında $T_{çs}$ (°C) olmaktadır. Hava ise \dot{m}_h (kg/s) debide akmaktadır. Hava ısıtma fan coil sistemine T_{oda} (°C) sıcaklığında girmekte ve $T_{üfleme}$ (°C) değerinde çıkmaktadır.



Şekil 4.3 Isıtma Fan Coil İçin Enerji Dengesinin Şematik Görünümü

Isıtma fan coil sistemi için (4.3) denklemi fan coil ünitesi için yazılacak olursa Denklem 4.17 elde edilir.

$$\Delta \dot{E}_{s,fc} + \dot{W}_{fan} = \dot{Q}_{fc} + \dot{E}_{k,fc} \quad (4.17)$$

Burada; $\Delta \dot{E}_{s,fc}$ (kW) fan coil ünitesinde dolaşan suyun enerji değişim miktarını, \dot{W}_{fan} (kW) fan coilde bulunan fanların harcadığı enerji miktarını, \dot{Q}_{fc} (kW) fan coil ünitesinden ortama aktarılan ısı transferi miktarını, $\dot{E}_{k,fc}$ ise fan coil ünitesi içerisinde meydana gelen kayıpları göstermektedir.

Fan coil içerisinde dolaşan suyun enerji değişim miktarı Denklem 4.18 ile hesaplanır.

$$\Delta \dot{E}_{s,fc} = \dot{m}_s \cdot c_s (T_{sg} - T_{sç}) = \dot{m}_s (h_{sg} - h_{sç}) \quad (4.18)$$

$$\dot{Q}_{fc} = \dot{m}_h c_h (T_{üfleme} - T_{oda}) = \dot{m}_h (h_{h,üfleme} - h_{h,oda}) \quad (4.19)$$

$$\dot{E}_{k,fc} = \Delta \dot{E}_{s,fc} + \dot{W}_{fan} - \dot{Q}_{fc} \quad (4.20)$$

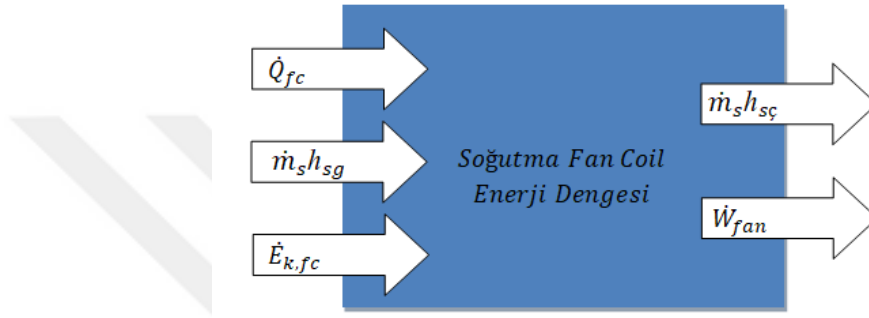
Fan-coil için enerji verimi Denklem 4.21 ile hesaplanır.

$$\eta_{Ifc} = \frac{\dot{Q}_{fc}}{\Delta \dot{E}_{s,fc} + \dot{W}_{fan}} \quad (4.21)$$

Burada sırası ile c_s (kJ/kg.K) ve c_h (kJ/kg.K) suyun ve havanın özgül ısılarını, T_{sg} (K) ve $T_{sç}$ (K) ise fan-coil' e giren ve çıkan su sıcaklıklarını, $T_{üfleme}$ (K) ve T_{oda} (K) fan-coil den odaya üflenen hava sıcaklığını ve fan-coil' e giren oda sıcaklığını göstermektedir.

4.1.4. Soğutma fan coil sistemi enerji analizi

Soğutma sisteminde kullanılan fan coil sistemi için enerji dengesi Şekil 4.4' te verilmiştir. Soğutma sisteminde su fan coil hattına \dot{m}_s (kg/s) kütleli debisinde akmaktadır. Fan coil girişinde su sıcaklığı T_{gs} (°C) ve çıkışında T_{cs} (°C) olmaktadır. Hava ise fan coil hattında \dot{m}_h (kg/s) kütleli debide akmaktadır. Hava soğutma fan coil sistemine T_{oda} (°C) değerinde girip $T_{üfleme}$ (°C) değerinde çıkmaktadır.



Şekil 4.4 Soğutma Fan Coil İçin Enerji Dengesinin Şematik Görünümü

Soğutma fan coil sistemi için (4.3) denklemi düzenlenerek yazılacak olursa Denklem 4.22 elde edilir.

$$\dot{Q}_{fc} + \dot{E}_{k,fc} = \Delta\dot{E}_{s,fc} + \dot{W}_{fan} \quad (4.22)$$

$$\Delta\dot{E}_{s,fc} = \dot{m}_s(h_{sc} - h_{sg}) \quad (4.23)$$

$$\dot{Q}_{fc} = \dot{m}_h \cdot c_h \cdot (T_{oda} - T_{üfleme}) = \dot{m}_h(h_{h,oda} - h_{h,üfleme}) \quad (4.24)$$

Fan-coil ünitesi içerisinde meydana gelen enerji kaybı ise aşağıdaki formülden hesaplanır.

$$\dot{E}_{k,fc} = \Delta\dot{E}_{s,fc} + \dot{W}_{fan} - \dot{Q}_{fc} \quad (4.25)$$

Burada sırası ile c_s ve c_h (kJ/kg.K) suyun ve havanın özgül ısılarını, T_{sg} (°C) ve T_{sc} (°C) ise fan-coil' e giren ve çıkan su sıcaklıklarını, $T_{üfleme}$ (°C) ve T_{oda} (°C) fan-coil den odaya üflenen hava sıcaklığını ve fan-coil' e giren oda sıcaklığını göstermektedir, Soğutma fan coil sisteminin verimi Denklem 4.26 ile hesaplanır.

$$\eta_{Sfc} = \frac{\dot{Q}_{fc}}{\Delta\dot{E}_{s,fc} + \dot{W}_{fan}} \quad (4.26)$$

4.1.5. Isıtma klima sistemi enerji analizi

Isıtma sisteminde kullanılan klima santrali için enerji dengesi Şekil4.5’ te verilmiştir. Isıtma sisteminde su klima santrali hattına \dot{m}_s (kg/s) kütleli debisinde akmaktadır. Klima santrali girişinde su sıcaklığı T_{gs} (°C) ve çıkışında T_{cs} (°C) olmaktadır. Isıtma sisteminde klima santraline hava yarı yarıya dış hava ve iç ortamdaki olacak şekilde yapılır. Dış ortamdaki alınan hava $\dot{m}_h/2$ (kg/s) kütleli debide ve $T_{dış}$ (°C) olarak sisteme girer. İç ortamdaki alınan hava $\dot{m}_h/2$ (kg/s) kütleli debide ve T_{oda} (°C) olarak sisteme girer. Isıtma klima santralinden hava $T_{üfleme}$ (°C) olarak üflenir.



Şekil 4.5 Isıtma Klima Santrali İçin Enerji Dengesinin Şematik Görünümü

Isıtma klima santrali için (4.3) denklemini düzenlenerek yazılacak olursa Denklem 4.27 elde edilir.

$$\Delta\dot{E}_{s,ks} + \dot{W}_{fan} = \dot{Q}_{ks} + \dot{E}_{k,ks} \quad (4.27)$$

$$\Delta\dot{E}_{s,ks} = \dot{m}_s \cdot c_s (T_{sg} - T_{sc}) = \dot{m}_s (h_{sg} - h_{sc}) \quad (4.28)$$

$$\dot{Q}_{ks} = \frac{\dot{m}_h}{2} c_h (T_{üfleme} - T_{dış}) + \frac{\dot{m}_h}{2} c_h (T_{üfleme} - T_{oda}) = \frac{\dot{m}_h}{2} (h_{üfleme} - h_{dış}) + \frac{\dot{m}_h}{2} (h_{üfleme} - h_{oda}) \quad (4.29)$$

Kuru hava kütle dengesi Denklem 4.30 ile gösterilir.

$$\dot{m}_{h1} = \dot{m}_{h2} = \dot{m}_h \quad (4.30)$$

Burada; \dot{m}_h (kg/h) kuru hava debi, $h_{dış}$ (kJ/kg) klima santraline alınan dış ortam havasının entalpi, $h_{üfleme}$ (kJ/kg) klima santralinden mahale üflenen havanın entalpi değerini göstermektedir.

Klima santraline dış ortamdan alınan nemli havanın içerisinde bulunan su buharının kısmi basıncı Denklem 4.31 ile hesaplanır.

$$P_{b,dış} = \phi_{dış} \cdot P_{dT,dış} \quad (4.31)$$

Klima santraline dış ortamdan alınan kuru havanın kısmi basıncı Denklem 4.32 ile hesaplanır.

$$P_{h,dış} = P_{dış} - P_{b,dış} \quad (4.32)$$

Kuru hava özgül hacmi Denklem 4.33 ile hesaplanır.

$$v_{dış} = \frac{R_h T_{dış}}{P_{h,dış}} \quad (4.33)$$

Burada; $\phi_{dış}$ klima santraline dış ortamdan alınan havanın bağıl nemi, $P_{dış}$ (kPa) klima santraline alınan nemli havanın toplam basınç, R_h (kJ/kgK) kuru havanın gaz sabiti, $T_{dış}$ (°C) klima santraline dış ortamdan alınan havanın sıcaklık değerini göstermektedir.

Kuru hava debisi Denklem 4.34 ile hesaplanır.

$$\dot{m}_h = \frac{\dot{V}_{dış}}{v_{dış}} \quad (4.34)$$

Dış ortamdaki havanın klima santraline giriş noktasındaki özgül oranı Denklem 4.35 ile hesaplanır.

$$\omega_{dış} = \frac{0.622 P_{b,dış}}{P_{dış} - P_{b,dış}} \quad (4.35)$$

$h_{dış}$ (kJ/kg) klima santrali hava giriş noktasındaki entalpi değeridir ve Denklem 4.36 ile hesaplanır.

$$h_{dış} = C_{p,h}T_{dış} + \omega_{dış}h_{b,dış} \quad (4.36)$$

$h_{üf}$ (kJ/kg) klima santralinden mahale üflenen havanın entalpi değeridir ve Denklem 4.38 ile hesaplanır.

$$\omega_{üf} = \frac{0.622 P_{b,üf}}{P_{üf} - P_{b,üf}} \quad (4.37)$$

$$h_{üf} = C_{p,h}T_{üf} + \omega_{üf}h_{b,üf} \quad (4.38)$$

Burada; $C_{p,h}$ (kJ/kg.K) havanın özgül ısı, $h_{b,dış}$ (kJ/kg) klima santraline dış ortamdan alınan havanın içersinde bulunan doymuş buhar entalpisi, $h_{b,üf}$ (kJ/kg) klima santralinden mahale üflenen havanın içinde bulunan doymuş buhar entalpi değerini göstermektedir.

Klima santrali içerisinde meydana gelen enerji kaybı ise aşağıdaki formülden hesaplanır.

$$\dot{E}_{k,ks} = \Delta\dot{E}_{s,ks} + \dot{W}_{fan} - \dot{Q}_{ks} \quad (4.39)$$

Klima santralinde enerji verimi, klima santralinden mahale olan ısı transfer miktarının klima santralinde dolaşan suyun enerji değişim miktarına bölünmesiyle elde edilmektedir ve Denklem 4.40 ile hesaplanır.

$$\eta_{Iks} = \frac{\dot{Q}_{ks}}{\Delta\dot{E}_{s,ks} + \dot{W}_{fan}} \quad (4.40)$$

4.1.6. Soğutma klima sistemi enerji analizi

Soğutma sisteminde kullanılan klima santrali için enerji dengesi Şekil4.6' te verilmiştir. Soğutma klima santrali sisteminde su klima santrali hattında \dot{m}_s (kg/s) kütledebide akmaktadır. Klima santrali girişinde su sıcaklığı T_{gs} (°C) ve çıkışında $T_{çs}$ (°C) olmaktadır. Soğutma sisteminde klima santrali soğutacağı havanın tamamını dış ortamdan almaktadır. Hava soğutma klima santrali hattında \dot{m}_h (kg/s) kütledebisinde akmaktadır. Havanın soğutma klima santraline giriş sıcaklığı $T_{dış}$ (°C) ve çıkış sıcaklığı $T_{üfleme}$ (°C) değerinde olmaktadır.



Şekil 4.6 Soğutma Klima Santrali İçin Enerji Dengesinin Şematik Görünümü

Soğutma klima santrali için (4.3) denklemi düzenlenerek yazılacak olursa Denklem 4.41 elde edilir.

$$\dot{Q}_{ks} + \dot{E}_{k,ks} = \Delta \dot{E}_{s,ks} + \dot{W}_{fan} \quad (4.41)$$

$$\Delta \dot{E}_{s,ks} = \dot{m}_s (h_{s\check{c}} - h_{sg}) \quad (4.42)$$

$$\dot{Q}_{ks} = \dot{m}_h c_h (T_{dış} - T_{üfleme}) = \dot{m}_h (h_{h,dış} - h_{h,üfleme}) \quad (4.43)$$

Soğutma klima santrali enerji verimi için kullanılacak denklemler, ısıtma klima santrali enerji verimi için tanımlanan denklemler ile hesaplanmıştır.

4.2. Ekserji Analizleri

Ekserji termo-mekanik ve kimyasal olarak iki ana başlık altında incelenebilir. Termo-mekanik ekserji, sistemin ısı ve mekanik olarak çevre ile olan ekserji dengesini inceler. Potansiyel, kinetik ve fiziksel ekserjiden meydana gelir. Fiziksel ekserji, bir madde içeriğinin sıcaklık ve basıncın tersinir fiziksel prosesler ile çevre şartlarına getirilmesi sırasında meydana getirilen iştir. Bir sistemin toplam ekserjisi sahip olduğu tüm ekserji bileşenlerinin toplamıdır ve Denklem 4.44 ile ifade edilir.

$$EX_T = EX_{KN} + E_{PT} + EX_{KM} + E_{FZ} \quad (4.44)$$

Birim kütle için ekserji ise Denklem 4.45 ile ifade edilebilir.

$$ex_T = ex_{KN} + ex_{PT} + ex_{KM} + ex_{FZ} \quad (4.45)$$

Burada; Ex_T (kJ) sistemin sahip olduğu toplam ekserjisini, Ex_{KN} (kJ) sistemin sahip olduğu kinetik ekserjisini, Ex_{PT} (kJ) sistemin sahip olduğu potansiyel ekserjisini, Ex_{Fz} (kJ) sistemin sahip olduğu fiziksel ekserjiyi ifade etmektedir.

Özgül kinetik ekserji sistemin sahip olduğu kinetik enerjidir ve Denklem 4.46 ile ifade edilir.

$$ex_{KN} = \frac{v^2}{2} \quad (4.46)$$

Özgül potansiyel ekserji de aynı şekilde sistemin sahip olduğu potansiyel enerjidir ve Denklem 4.47 ile ifade edilebilir.

$$ex_{PT} = gz \quad (4.47)$$

Kimyasal ekserji ise bir maddenin çevresiyle kimyasal denge haline geldiğinde ısı transferi ve madde alışverişinden dolayı yaptığı maksimum iş olarak tanımlanır [48]. Bir mol ideal gazın kimyasal ekserjisi Denklem 4.48 ile ifade edilir.

$$ex_{KM} = RT_0 \sum_i y_i \ln \frac{y_i}{y_{0i}} \quad (4.48)$$

Burada; R (kJ/kmol. K) ideal gaz sabiti, y_i bileşenin incelenen akışkandaki mol kesri, y_{0i} bileşenin çevredeki mol kesridir.

Bir hal değişimi sırasında sistemin ekserji değişimi, sistemin sınırından olan net ekserji geçişi ile tersinmezliklerin sonucu olarak sistemin sınırları içerisindeki ekserji yok oluşu arasındaki farktır.

Ekserji analizleri, kütle ve enerji dengesi denklemleri enerji analizi denklemlerine göre hesaplanmıştır.

Ekserji dengesi:

$$\dot{Ex}_g - \dot{Ex}_ç - \dot{Ex}_{yok\ olan} = \frac{dEx_{sist}}{dt} \quad (4.49)$$

Denklem 4.49' daki denklem açık sistemler için $\frac{dEx_{sist}}{dt} = 0$ alınarak Denklem 4.50 elde edilir.

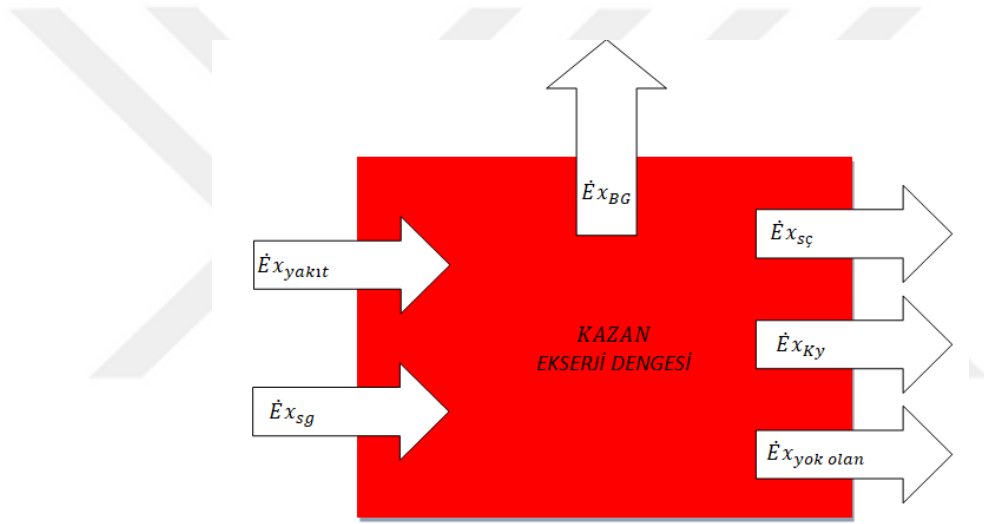
$$\dot{E}x_{yok\ olan} = \dot{E}x_g - \dot{E}x_{\check{c}} \quad (4.50)$$

4.2.1. Kazan ekserji analizi

Isıtma sisteminde kullanılan kazan için ekserji dengesi Şekil 4.7' de gösterilmiştir.

Kazan girişinde su sıcaklığı T_{gs} (°C) ve çıkışında su sıcaklığı $T_{çs}$ (°C) olmaktadır.

Kazan hattında su \dot{m}_s (kg/s) kütleli debisinde akmaktadır.



Şekil 4.7. Kazan İçin Ekserji Dengesinin Şematik Gösterimi

Kazan için (4.61) denklemi düzenlenirse Denklem 4.51 yazılabilir.

$$\dot{E}x_{yakıt} + \dot{E}x_{sg} = \dot{E}x_{\check{c}} + \dot{E}x_{Ky} + \dot{E}x_{Bg} + \dot{E}x_{yok\ olan} \quad (4.51)$$

Burada; $\dot{E}x_{yakıt}$ (kW) yakıtın yanması ile kazana giren ekserji miktarını göstermektedir ve Denklem 4.52 ile hesaplanmaktadır. $\dot{E}x_{sg}$ (kW) kazana su ile giren ekserji miktarıdır, $\dot{E}x_{\check{c}}$ (kW) kazandan su ile çıkan ekserji miktarıdır ve suyun kazandan elde ettiği ekserji miktarı Denklem 4.53 ile hesaplanmaktadır. $\dot{E}x_{Ky}$ (kW) kazan yüzeyinden kaybedilen ekserji miktarıdır ve Denklem 4.54 ile hesaplanabilir. $\dot{E}x_{bg}$ (kW) baca gazları ile atmosfere atılan ekserji miktarıdır ve $\dot{E}x_{yok\ olan}$ (kW)

kazandan diğer yollar ile kaybedilen ekserji miktarını göstermektedir ve Denklem 4.55 ile hesaplanmaktadır [29].

$$\dot{E}x_{yakıt} = \dot{m}_y \cdot \varepsilon_{yakıt} \quad (4.52)$$

$$\varepsilon_{yakıt} = H_u \cdot \varphi \quad (4.53)$$

Burada; \dot{m}_y (kg/s) yakıtın kütleli debisini, $\varepsilon_{yakıt}$ yakıtın spesifik ekserjisini, H_u (kJ/kg) yakıtın alt ısı değeri, φ kimyasal ekserji faktörünü göstermektedir.

Kimyasal ekserji faktörü (φ) yakıt enerjisinin alt ısı değere oranıdır. Bu değer yakıtların kimyasal bileşimlerinden hesaplanır. Petrol türevi yakıtlar için 1.04-1.08 arasında değişir. Doğal gaz için bu değer $1.04 \pm \%0,5$ olarak kullanılabilir.[49]

$$(\dot{E}x_{sç} - \dot{E}x_{sg}) = \dot{m}_s x [(h_c - h_g) - T_0(s_c - s_g)] \quad (4.54)$$

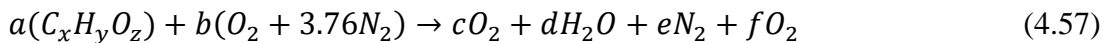
Burada; \dot{m}_s (kg/s) kazan hattındaki suyun kütleli debisini, h_g (kJ/kg) suyun kazan girişindeki entalpi değerini, h_c (kJ/kg) suyun kazan çıkışındaki entalpi değerini, s_g (kJ/kg.K) suyun kazan girişindeki entropi değerini, s_c (kJ/kg.K) suyun kazan çıkışındaki entropi değerini, T_0 (K) çevre sıcaklık değerini ifade etmektedir.

$$\dot{E}x_{yk} = \dot{Q}_y \left(1 - \frac{T_0}{T_y}\right) \quad (4.55)$$

Burada; T_y (K) kazan yüzey sıcaklığını, \dot{Q}_y kazan yüzeylerinden çevreye olan ısı kaybını gösterir.

$$\dot{E}x_{yok\ olan} = \dot{E}x_{yakıt\ giren} - (\dot{E}x_{sç} - \dot{E}x_{sg}) - \dot{E}x_{Ky} - \dot{E}x_{Bg} \quad (4.56)$$

Baca gazlarından atmosfere atılan ekserjiyi incelemek için öncelikle yanma işlemini incelememiz gerekir. Yakıtlar için yanma denklemi Denklem 4.57 ile ifade edilir.



Mevcut ısıtma sistemi doğal gaz yakıtlı kazanlardan oluştuğu için (4.57) formülü doğal gaz (CH₄, metan gazı) için düzenlenir. Yanma ürünleri CO₂, H₂O ve N₂ olarak bulunur. Yanma ürünlerinin toplam kütleleri Denklem 4.58 ile elde edilir. Baca gazı

içerisinde her bir baca gazının bulunma yüzdeleri y_i Denklem 4.59 ile bulunur. Doğal gaz yakıtı içerisinde bulunan kükürt ve azot diğer doğal gaz bileşenlerine göre molar olarak çok düşük miktarda olduğundan Denklem 4.57' de ele alınmamıştır. Baca gazları için kütleli debi Denklem 4.60 ile elde edilir. Denklem 4.59' de Denklem 4.60 yerine konulacak olursa her bir baca gazı için kütleli debi Denklem 4.61 ile hesaplanmış olur.

$$M_T = fM_{CO_2} + dM_{H_2O} + eM_{N_2} + gM_{CO} + cM_{O_2} \quad (4.58)$$

$$y_i = \frac{\dot{M}_i}{\dot{M}_T} \quad (4.59)$$

Baca gazı kütleli debisinde yapılan ölçümler sonucunda %7,5' lik bir kayıp olduğu görülmüştür. Bu durumda gerçek baca gazı kütleli debisi Denklem 4.63 ile hesaplanır.

$$\dot{M}_{BG} = \dot{m}_{BG} \times 0,925 \quad (4.60)$$

Her bir baca gazı için kütleli debi ise Denklem 4.64 ile hesaplanır.

$$\dot{M}_i = \dot{M}_{BG} \times y_i \quad (4.61)$$

$$\sum \dot{E}x_{Bg} = \dot{M}_i \times \dot{E}x_i \quad (4.62)$$

Burada; \dot{M}_i (kg/s) her bir baca gazının molar kütleli debisini ve $\dot{E}x_i$ her bir baca gazının ekserjisini göstermektedir ve Denklem 4.63 ile hesaplanabilir.

$$\sum \dot{E}x_i = \sum \dot{E}x_{kim} + \sum \dot{E}x_{fz} \quad (4.63)$$

Burada; $\dot{E}x_{fz}$ (kW) yanma sonucu her bir baca gazının sahip olduğu fiziksel ekserji miktarıdır ve Denklem 4.63 ile hesaplanabilir. $\dot{E}x_{kim}$ (kW) yanma sonucu her bir baca gazının sahip olduğu kimyasal ekserji miktarıdır ve Denklem 4.64 ile hesaplanabilir.

$$\sum \dot{E}x_{fz} = \sum_{i=1}^n [(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (4.64)$$

$$\sum \dot{E}x_{kim} = \sum_{i=1}^n \bar{R}T_0 \ln \left(\frac{y_i}{y_{ci}^e} \right) \quad (4.65)$$

Burada; y_{ci}^e baca gazlarının çevrede bulunma yüzdesidir ve Tablo 4.2' de baca gazları için bu değerler verilmiştir [49].

Tablo 4.1. Baca Gazlarının Çevrede Bulunma Yüzdeleri

	$y_{iç}^e$
O₂	20,35%
CO	0,0007%
CO₂	0,03%
H₂O	3,03%
N₂	75,67%

Kazan için ekserji verimi aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

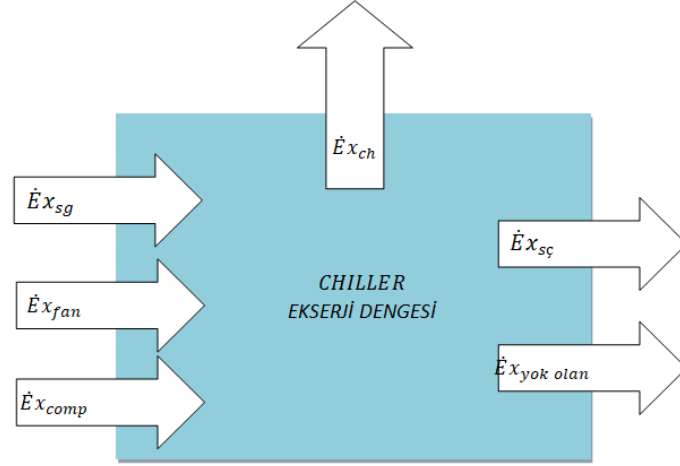
$$\psi = \frac{(\dot{E}x_{sç} - \dot{E}x_{sg})}{\dot{E}x_{yakıt}} \quad (4.66)$$

Sürdürülebilirlik indeksi aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\psi = 1 - \frac{1}{SI} \quad (4.67)$$

4.2.2. Chiller ekserji analizi

Soğutma sisteminde kullanılan chiller için ekserji dengesi Şekil 4.8' de gösterilmiştir. Chiller girişinde su sıcaklığı T_g (°C) ve çıkışında su sıcaklığı $T_ç$ (°C) olmaktadır. Chiller hattında su \dot{m}_s (kg/s) kütleli debisinde akmaktadır.



Şekil 4.8. Chiller Ekserji Dengesinin Şematik Gösterimi

Şekil 4.4' te verilen chiller için ekserji dengesi (4.61) denklemi için düzenlenir ise Denklem 4.68 yazılabilir.

$$\dot{E}x_{sg} + \dot{E}x_{comp} + \dot{E}x_{fan} = \dot{E}x_{sç} + \dot{E}x_{ch} + \dot{E}x_{yok\ olan} \quad (4.68)$$

Fan ve kompresör için elektriksel güç ekserji miktarlarına eşittir. Burada; $\dot{E}x_{fan}$ ve $\dot{E}x_{comp}$ sırasıyla chillerde bulunan fanların ve kompresörlerin harcadığı ekserji miktarlarını, $\dot{E}x_{yok\ olan}$ (kW) chillerde yok olan ekserji miktarını, $\dot{E}x_g$ (kW) chiller girişindeki suyun sahip olduğu ekserji miktarını, $\dot{E}x_c$ (kW) chiller çıkışındaki suyun sahip olduğu ekserji miktarını göstermektedir.

Chillerde yok olan ekserji miktarı Denklem 4.69 ile hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{yok\ olan} = (\dot{E}x_{sg} - \dot{E}x_{sç}) + \dot{E}x_{comp} + \dot{E}x_{fan} - \dot{E}x_{ch} \quad (4.69)$$

Chiller girişindeki suyun sahip olduğu ekserji miktarı Denklem 4.70 ile hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{sg} = \dot{m}_{ch}x[(h_g - h_0) - T_0(s_g - s_0)] \quad (4.70)$$

Chiller çıkışındaki suyun sahip olduğu ekserji miktarı Denklem 4.71 ile hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{s\dot{c}} = \dot{m}_{ch}x[(h_{\dot{c}} - h_0) - T_0(s_{\dot{c}} - s_0)] \quad (4.71)$$

4.69 ve 4.70 Denklemleri 4.72 Eşitliğindeki gibi birleşmiş halde yazılabilir.

$$\Delta \dot{E}x_s = \dot{E}x_{sg} - \dot{E}x_{s\dot{c}} = \dot{m}_{ch}x[(h_{\dot{c}} - h_g) - T_0(s_{\dot{c}} - s_g)] \quad (4.72)$$

Chillerde dolaşan soğutucu akışkan için ekserji denklemi ise Denklem 4.73 deki gibi yazılabilir.

$$\dot{E}x_{ch} = \dot{m}_{sa}x[(h_{sa\dot{c}} - h_{sa\dot{g}}) - T_0(s_{sa\dot{c}} - s_{sa\dot{g}})] \quad (4.73)$$

Burada; \dot{m}_{ch} (kg/s) chiller hattında suyun kütleli debisini, h_g (kJ/kg) chiller girişindeki suyun sahip olduğu entalpi miktarını (kJ/kg), $h_{\dot{c}}$ (kJ/kg) chiller çıkışındaki suyun sahip olduğu entalpi miktarını, s_g (kJ/kgK) chiller girişindeki suyun sahip olduğu entropi miktarını, $s_{\dot{c}}$ (kJ/kgK) chiller çıkışındaki suyun sahip olduğu entropi miktarını, \dot{m}_{sa} (kg/s) chiller içindeki soğutucu akışkanın debi miktarını, $h_{sa\dot{g}}$ (kJ/kg) chiller içindeki soğutucu akışkanın çevrim girişinde sahip olduğu entalpi miktarını, $h_{sa\dot{c}}$ (kJ/kg) chiller içindeki soğutucu akışkanın çevrim çıkışında sahip olduğu entalpi miktarını, $s_{sa\dot{c}}$ (kJ/kgK) chiller içindeki soğutucu akışkanın çevrim girişinde sahip olduğu entropi miktarını, $s_{sa\dot{g}}$ (kJ/kgK) chiller içindeki soğutucu akışkanın çevrim çıkışında sahip olduğu entropi miktarını, T_0 (K) dış ortam (çevre) sıcaklık değerini göstermektedir.

Chillerin ekserji verimi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\psi = \frac{COP_{SM,tz}}{COP_{SM,tr}} \quad (4.74)$$

$$COP_{SM,tz} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{fan}} \quad (4.75)$$

$$COP_{SM,tr} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (4.76)$$

4.2.3. Isıtma fan coil ekserji analizi

Isıtma sisteminde kullanılan fan coil sistemi için ekserji dengesi Şekil 4.9' da verilmiştir.



Şekil 4.9. Isıtma Fan Coil İçin Ekserji Dengesinin Şematik Gösterimi

Şekil 4.9’ da verilen ısıtma fan coil ekserji dengesi için (4.61) denklemi düzenlenir ise Denklem 4.77 yazılabilir.

$$\dot{E}x_{sg} + \dot{E}x_{fan} = \dot{E}x_{sç} + \dot{E}x_{fc} + \dot{E}x_{yok\ olan} \quad (4.77)$$

Burada; $\dot{E}x_{sg}$ (kW) ısıtma fan coil sistemi girişinde suyun sahip olduğu ekserji miktarını, $\dot{E}x_{sç}$ (kW) ısıtma fan coil sistemi çıkışında suyun sahip olduğu ekserji miktarını, $\dot{E}x_{fan}$ (kW) ısıtma fan coil sisteminde kullanılan fanların harcadığı ekserji miktarını, $\dot{E}x_{fc}$ ısıtma fan coil sisteminden ortama geçen ekserji miktarını, $\dot{E}x_{yok\ olan}$ (kW) ısıtma fan coil sisteminde yok olan ekserji miktarını göstermektedir.

Isıtma fan-coil de su için elde edilen ekserji miktarı Denklem 4.78 ile hesaplanabilir.

$$\Delta \dot{E}x_s = \dot{E}x_{sg} - \dot{E}x_{sç} = \dot{m}_{sfc} [(h_{sfcg} - h_{sfcç}) - T_0(s_{sfcg} - s_{sfcç})] \quad (4.78)$$

Isıtma fan coil sisteminden ortama geçen ekserji miktarı Denklem 4.79 ile hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{fc} = \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right) \quad (4.79)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_h c_h (T_{üfleme} - T_{oda}) = \dot{m}_h (h_{üfleme} - h_{oda}) \quad (4.80)$$

Burada ; T_0 (K) dış ortam (çevre) sıcaklık değerini, T_r (K) referans ortam sıcaklık değerini, \dot{m}_{sfc} (kg/s) suyun ısıtma fan coil hattındaki kütleli debi değerini, c_s (kJ/kg.K) suyun özgül ısı değerini göstermektedir.

Isıtma fan coil sisteminde yok olan enerji miktarı Denklem 4.81 ile hesaplanabilir.

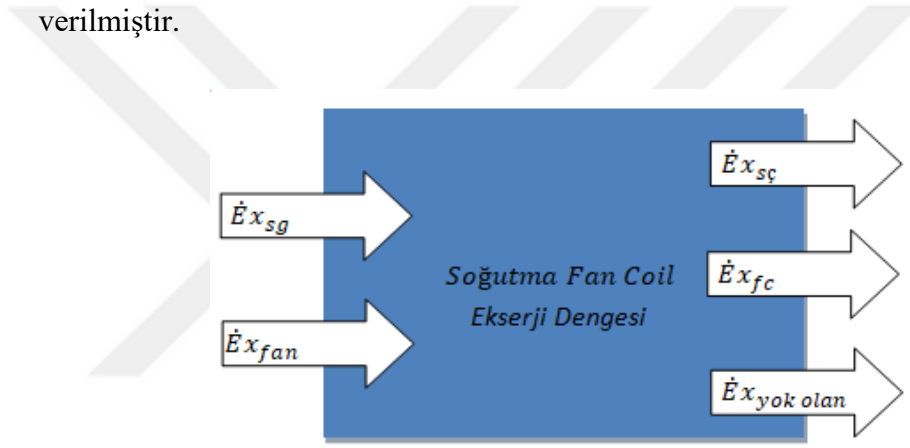
$$\dot{E}x_{yok\ olan} = (\dot{E}x_{sg} - \dot{E}x_{sç}) + \dot{E}x_{fan} - \dot{E}x_{fc} \quad (4.81)$$

Fan-coil' in ekserji verimi Denklem 4.82 ile hesaplanır.

$$\Psi = \frac{\dot{E}x_{fc}}{\Delta\dot{E}x_s + \dot{E}x_{fan}} \quad (4.82)$$

4.2.4. Soğutma fan coil sistemi ekserji analizi

Soğutma sisteminde kullanılan fan coil sistemi için enerji dengesi Şekil 4.10' da verilmiştir.



Şekil 4.10. Soğutma Fan Coil İçin Ekserji Dengesinin Şematik Gösterimi

Şekil 4.10' da verilen soğutma fan coil ekserji dengesi için (4.61) denklemi için düzenlenir ise Denklem 4.83 yazılabilir.

$$\dot{E}x_{sg} + \dot{E}x_{fan} = \dot{E}x_{sç} + \dot{E}x_{fc} + \dot{E}x_{yok\ olan} \quad (4.83)$$

Burada; $\dot{E}x_{sg}$ (kW) Soğutma fan coil sistemi girişinde suyun sahip olduğu ekserji miktarını, $\dot{E}x_{sç}$ (kW) soğutma fan coil sistemi çıkışında suyun sahip olduğu ekserji miktarını, $\dot{E}x_{fan}$ (kW) soğutma fan coil sisteminde kullanılan fanların harcadığı ekserji miktarını, $\dot{E}x_{fc}$ soğutma fan coil sisteminden ortama geçen ekserji miktarını, $\dot{E}x_{yok\ olan}$ (kW) soğutma fan coil sisteminde yok olan ekserji miktarını göstermektedir.

Soğutma fan coil sisteminde sudan elde edilen ekserji miktarı Denklem 4.84 ile hesaplanabilir.

$$\Delta \dot{E}x_s = \dot{E}x_{sç} - \dot{E}x_{sg} = \dot{m}_{sfc} c_p [(h_{sfcç} - h_{sfcg}) - T_0 (s_{sfcç} - s_{sfcg})] \quad (4.84)$$

$$\dot{E}x_{fc} = \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_r}{T_0}\right) \quad (4.85)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_h c_h (T_{oda} - T_{üfleme}) = \dot{m}_h (h_{oda} - h_{üfleme}) \quad (4.86)$$

Burada ; T_0 (°C) çevre sıcaklık değerini, T_r (°C) referans ortam sıcaklık değerini, \dot{m}_{sfc} (kg/s) suyun ısıtma fan coil hattındaki kütleli debi değerini, c_p (kJ/kgK) suyun özgül ısı değerini göstermektedir.

Soğutma fan coil sisteminde yok olan enerji miktarı Denklem 4.87 ile hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{yok olan} = \Delta \dot{E}x_s + \dot{E}x_{fan} - \dot{E}x_{fc} \quad (4.87)$$

Soğutma fan coil sisteminin ekserji verimi Denklem 4.88 ile hesaplanabilir.

$$\Psi = \frac{\dot{E}x_{fc}}{\Delta \dot{E}x_{fc} + \dot{E}x_{fan}} \quad (4.88)$$

4.2.5. Isıtma klima sistemi ekserji analizi

Isıtma sisteminde kullanılan klima santrali için enerji dengesi Şekil 4.11' de verilmiştir.



Şekil 4.11. Isıtma Klima Santrali İçin Ekserji Dengesinin Şematik Gösterimi

Şekil 4.11' de verilen ısıtma klima santrali ekserji dengesi için (4.61) denklemi için düzenlenir ise Denklem 4.89 yazılabilir.

$$\dot{E}x_{sg} + \dot{E}x_{fan} = \dot{E}x_{sç} + \dot{E}x_{ks} + \dot{E}x_{yok\ olan} \quad (4.89)$$

Burada; $\dot{E}x_{sg}$ (kW) Isıtma klima santrali girişinde suyun sahip olduğu ekserji miktarını, $\dot{E}x_{sç}$ (kW) ısıtma klima santrali çıkışında suyun sahip olduğu ekserji miktarını, $\dot{E}x_{ks}$ klima santralinden ortama geçen ekserji miktarını, $\dot{E}x_{yok\ olan}$ (kW) klima santralinde yok olan ekserji miktarını göstermektedir.

Isıtma klima santralinde sudan elde edilen ekserji miktarı Denklem 4.90 ile hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{sg} - \dot{E}x_{sç} = \dot{m}_{sks}x[(h_{sksg} - h_{sksç}) - T_0(s_{sksg} - s_{sksç})] \quad (4.90)$$

Isıtma klima santralinden ortama geçen ısı miktarı Denklem 4.91 ile hesaplanır.

$$\dot{E}x_{ks} = \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right) \quad (4.91)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{hks}c_h(T_{üfleme} - T_{oda}) = \frac{\dot{m}_h}{2}c_h(T_{üfleme} - T_{dış}) + \frac{\dot{m}_h}{2}c_h(T_{üfleme} - T_{oda}) \quad (4.92)$$

Burada ; T_0 (°C) çevre sıcaklık değerini, T_r (°C) referans ortam sıcaklık değerini, \dot{m}_{sfc} (kg/s) suyun ısıtma fan coil hattındaki kütleli debi değerini, c_s (kJ/kg.K) suyun özgül ısı değerini göstermektedir.

Isıtma klima santralinde yok olan enerji miktarı Denklem 4.93 ile hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{yok\ olan} = (\dot{E}x_{sg} - \dot{E}x_{sç}) + \dot{E}x_{fan} - \dot{E}x_{ks} \quad (4.93)$$

Isıtma klima santralinin ekserji verimi Denklem 4.94 ile hesaplanabilir.

$$\Psi = \frac{\dot{E}x_{ks}}{\Delta\dot{E}x_s + \dot{E}x_{fan}} \quad (4.94)$$

$$\Delta\dot{E}x_s = \dot{m}_sx[(h_g - h_ç) - T_0(s_g - s_ç)] \quad (4.95)$$

4.2.6. Soğutma klima sistemi ekserji analizi

Soğutma sisteminde kullanılan klima santrali için ekserji dengesi Şekil 4.12' de verilmiştir.



Şekil 4.12. Soğutma Klima Santrali İçin Ekserji Dengesinin Şematik Gösterimi

Şekil 4.12' te verilen soğutma klima santrali ekserji dengesi için (4.61) denklemi için düzenlenir ise Denklem 4.96 yazılabilir.

$$\dot{E}x_{sg} + \dot{E}x_{fan} = \dot{E}x_{sç} + \dot{E}x_{ks} + \dot{E}x_{yok\ olan} \quad (4.96)$$

Burada; $\dot{E}x_{sg}$ (kW) soğutma klima santrali girişinde suyun sahip olduğu ekserji miktarını, $\dot{E}x_{sç}$ (kW) soğutma klima santrali çıkışında suyun sahip olduğu ekserji miktarını, $\dot{E}x_{fan}$ (kW) soğutma klima santralinde kullanılan fanların harcadığı ekserji miktarını, $\dot{E}x_{ks}$ soğutma klima santralinden ortamdaki çekilen ekserji miktarını, $\dot{E}x_{yok\ olan}$ (kW) klima santralinde yok olan ekserji miktarını göstermektedir.

Isıtma klima santralinde elde edilen ekserji miktarı Denklem 4.97 ile hesaplanabilir.

$$\Delta \dot{E}x_s = \dot{E}x_{sç} - \dot{E}x_{sg} = \dot{m}_{sks} x [(h_{sksç} - h_{sksg}) - T_0 (s_{sksç} - s_{sksg})] \quad (4.97)$$

$$\dot{E}x_{ks} = \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_r}{T_0}\right) \quad (4.98)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_h c_h (T_{oda} - T_{üfleme}) \quad (4.99)$$

Burada; T_0 ($^{\circ}\text{C}$) çevre sıcaklık değerini, T_r ($^{\circ}\text{C}$) referans ortam sıcaklık değerini, \dot{m}_{sfc} (kg/s) suyun ısıtma fan coil hattındaki kütleli debi değerini, c_s (kJ/kgK) suyun özgül ısı değerini göstermektedir.

Soğutma klima santralinde yok olan enerji miktarı Denklem 4.98 ile hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{yok\ olan} = \Delta\dot{E}x_s + \dot{E}x_{ks} - \dot{E}x_{fan} \quad (4.100)$$

Soğutma klima santralinin ekserji verimi Denklem 4.99 ile hesaplanabilir.

$$\Psi = \frac{\dot{E}x_{ks}}{\Delta\dot{E}x_s + \dot{E}x_{fan}} \quad (4.101)$$

4.3. Hesaplamalar

AVM' nin soğutulması ve ısıtılması işlemlerinde kullanılan cihazlara ait yukarıda ilgili bölümlerde verilen enerji ve ekserji denklemleri kullanılarak bu sistemlerin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

4.3.1. Isıtma ve soğutma sistemlerine ait verilerin elde edilmesi

İncelemekte olduğumuz alışveriş merkezinde iklimlendirme sistemlerinde kullanılan otomasyon programında sistemde bulunan cihazların giriş ve çıkışlarına konumlandırılan sensörler vasıtası ile debi, sıcaklık, basınç, parametreleri takip edilmektedir.

Bu çalışma kapsamında ısıtma ve soğutma durumları için üçer aylık periyotlarda otomasyon sistemi tarafından kaydedilen değerlerin ortalaması alınmıştır.

İncelenen alışveriş merkezinde kışın ısıtma ihtiyacını karşılamak için üç adet kazan kullanılmakta, yazın ise soğutma ihtiyacını karşılamak için beş adet chiller cihazı kullanılmaktadır. Alışveriş merkezinde yedi adet klima santrali ve yüz yetmiş adet fan-coil bulunmaktadır. Yazın fan-coillerin ve klima santrallerinin hepsi işletmeye alınmaktadır. Kışın ise klima santrallerinden beş tanesi fan-coillerden ise kırk adet işletmeye alınmaktadır. İncelenen alışveriş merkezinde kış şartlarında ısıtma sisteminde ihtiyaç duyulan ısıtma gereksinimine bağlı olarak üç adet kazan tam kapasite ile çalıştırılmaktadır. Klimaların toplam kapasitenin %70' i oranında

kazanlardan ısı çektiği ve fan-coillerin ise toplam kapasitenin %30' u oranında kazanlardan ısı çektiği görülmüştür. Yaz şartlarında soğutma gereksinimine karşılayan beş adet chiller cihazlarının kapasitesinin %70' ini klima santrallerinin ve %30' unun da fan-coil cihazlarının kullandığı tespit edilmiştir. Klima santrallerinin ve fan-coil cihazlarının tam kapasiteyle çalıştırıldığı görülmüştür.

Analiz çalışması için sistemden elde edilen değerler aşağıda tablolar halinde verilmiştir.

Tablo 4.2. Isıtma Sistemi İçin Ölçülen Değerler

	Su İçin					Hava İçin		
	T _G (°C)	T _Ç (°C)	P (MPa)	\dot{m} (kg/s)		T _G (°C)	T _Ç (°C)	\dot{m} (kg/s)
Kazan	60	80	0,6	44,814	Klima Santrali (Dış)	2	27	23,01
Klima Santrali	80	60	0,42	31,368	Klima Santrali (İç)	17	27	23,01
Fan Coil	73	63	0,19	13,44	Fan Coil	17	37	21,06

Tablo 4.3. Soğutma Sistemi İçin Ölçülen Değerler

	Su İçin					Hava İçin		
	T _G (°C)	T _Ç (°C)	P (kPa)	m (kg/s)		T _G (°C)	T _Ç (°C)	m (kg/s)
Chiller	12	7	210	279,351				
Klima Santrali	7	12	143,76	195,454	Klima Santrali	35	12	79,242
Fan Coil	7	12	66,24	83,896	Fan Coil	16	7	128,508

4.3.2. Isıtma ve soğutma sistemlerine ait verilerin işlenmesi

Alışveriş merkezinden elde edilen sıcaklık değerleri °C olarak elde edilmiş hesaplamalarda kullanılabilmek için K değerine dönüştürülmüştür.

Elde edilen sıcaklık değerleri ve basınçlar yardımı ile suyun sahip olduğu entalpi (h), entropi (s) değerleri termodinamik tablolardan okunmuştur. Ara değerler için interpolasyon yapılarak gerekli değerler hesaplanmıştır. Hava mükemmel gaz kabul edilerek sisteme giriş ve çıkış sıcaklıklarında mükemmel gaz kabul edilip termodinamik özellikleri belirlenerek hesaplamalar yapılmıştır. Bulunan bu değerler aşağıda ısıtma ve soğutma sistemleri için tablolar halinde verilmiştir.

Tablo 4.4. Isıtma Sistemi İçin Termodinamik Özellikler

Su İçin				
	h_g (kJ/kg)	$h_ç$ (kJ/kg)	s_g (kJ/kgK)	$s_ç$ (kJ/kgK)
Kazan	251,18	335,02	0,8313	1,0756
Klima Santrali	335,306	251,516	1,0753	0,8311
Fan Coil	314,03	272,12	1,0158	08937
Hava İçin				
Klima Santrali (Dış)	281,776	305,567	1,61457	1,70203
Klima Santrali (İç)	290	305,5675	1,668802	1,70203
Fan Coil Hattı	290,16	310,24	1,668802	1,70203

Tablo 4.5. Soğutma Sistemi İçin Termodinamik Özellikler

Su İçin				
	h_g (kJ/kg)	$h_ç$ (kJ/kg)	s_g (kJ/kgK)	$s_ç$ (kJ/kgK)
Chiller	50,6017	29,609	0,1801	0,1057
Klima Santrali	29,5437	50,5378	0,1057	0,1802
Fan Coil	29,4669	50,4625	0,1057	0,1802
Hava İçin				
Klima Santrali	290,16	285,14	1,6680	1,6505
Fan Coil Hattı	293,166	280,13	1,6782	1,63279

Kazan ekserji analizi için hesaplanan baca gazı kütle değerleri Tablo 4.6. ile verilmiştir.

Tablo 4.6. Baca Gazı Kütleleri

	M_i	M_T	y_i	M_{BG}
O ₂	32,0000	0,0434	0,0417	0,00221578
CO	28,0000	0,0434	0,0001	0,00000065
CO ₂	44,0000	0,0434	0,2117	0,01125734
H ₂ O	18,0000	0,0434	0,1720	0,00914825
N ₂	28,0000	0,0434	0,5740	0,03052963

4.3.3. Enerji analizi hesaplamaları

Enerji analizi hesaplamaları için kullanılacak denklemler bölüm 4.1’ de verilmişti. Burada verilen denklemler yardımı ile bölüm 4.3.2’ de verilen değerler kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır. Bulunan sonuçlar aşağıda tablolar halinde verilmiştir.

Tablo 4.7. Isıtma Sistemi İçin Enerji Analizleri

Kazan		Fan Coil		Klima Santrali	
$\dot{E}_{yakıt}$ (kW)	4365,65	$\Delta\dot{E}_{s,fc}$ (kW)	563,27	$\Delta\dot{E}_{s,ks}$ (kW)	2628,32
$\dot{m}_s \cdot h_{kg}$ (kW)	11256,38	\dot{Q}_{fc} (kW)	422,89	\dot{Q}_{ks} (kW)	909,17
$\dot{m}_s \cdot h_{kç}$ (kW)	15013,58	\dot{W}_{fan} (kW)	6,07	\dot{W}_{fan} (kW)	251,86
\dot{E}_{BG} (kW)	375,49	$\dot{E}_{k,fc}$ (kW)	134,12	$\dot{E}_{k,ks}$ (kW)	1971,02
\dot{E}_{yk} (kW)	25,21	η_{fc} (%)	74,25	η_{ks} (%)	31,56
\dot{E}_{DK} (kW)	187,75				
η (%)	86,46				

Tablo 4.8. Soğutma Sistemi İçin Enerji Analizleri

Chiller		Fan Coil		Klima Santrali	
\dot{Q}_L (kW)	5864,323	$\Delta\dot{E}_{s,fc}$ (kW)	1760,5491	$\Delta\dot{E}_{s,ks}$ (kW)	4101,602
\dot{Q}_H (kW)	5819,5	$\Delta\dot{Q}_{fc}$ (kW)	1159,913	$\Delta\dot{Q}_{fc}$ (kW)	2139,79
\dot{W}_{comp} (kW)	1295,8	\dot{W}_{fan} (kW)	35,739	\dot{W}_{fan} (kW)	144
\dot{W}_{fan} (kW)	162	$\dot{E}_{k,fc}$ (kW)	636,374	$\dot{E}_{k,ks}$ (kW)	2105,812
E_K (kW)	1500,472	η_{fc} (%)	64,57	η_{fc} (%)	50,40
COP_{SM}	4,0212				

4.3.4. Ekserji Analizi Hesaplamaları

Ekserji analizi hesaplamaları için kullanılacak denklemler bölüm 4.2’ de verilmişti. Burada verilen denklemler yardımı ile bölüm 4.3.2’ de verilen değerler kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır. Bulunan sonuçlar aşağıda tablolar halinde verilmiştir.

Tablo 4.9. Isıtma Sistemi Ekserji Analizleri

Kazan		Fan Coil		Klima Santrali	
$\dot{E}x_{yakıt}$ (kW)	4519,48	$\Delta\dot{E}x_s$	115,2708	$\Delta\dot{E}x_s$ (kW)	537,12
$\dot{E}x_{sg}$ (kW)	11256,38	$\dot{E}x_{fc}$ (kW)	28,87	$\dot{E}x_{ks}$ (kW)	62,06
$\dot{E}x_{sç}$ (kW)	15013,584	$\dot{E}x_{fan}$ (kW)	6,27	$\dot{E}x_{fan}$ (kW)	251,86
$\dot{E}x_{BG}$ (kW)	1220,78	$\dot{E}x_{yok olan}$ (kW)	92,68	$\dot{E}x_{yok olan}$ (kW)	726,93
$\dot{E}x_{yk}$ (kW)	3,1145	Ψ (%)	23,74	Ψ (%)	7,86
$\dot{E}x_{DK}$ (kW)	2789,65				
Ψ (%)	11,07				

Tablo 4.10. Soğutma Sistemi Ekserji Analizleri

Chiller		Fan Coil		Klima Santrali	
$\Delta\dot{E}x_{ch}$ (kW)	326,1544	$\dot{E}x_{sg}$ (kW)	472,839	$\dot{E}x_{sg}$ (kW)	1102,791
$\dot{E}x_{comp}$ (kW)	1259,8	$\dot{E}x_{sç}$ (kW)	315,038	$\dot{E}x_{sç}$ (kW)	731,545
$\dot{E}x_{fan}$ (kW)	162	$\dot{E}x_{fc}$ (kW)	56,489	$\dot{E}x_{ks}$ (kW)	104,211
$\dot{E}x_{yok olan}$ (kW)	1783,954	$\dot{E}x_{fan}$ (kW)	35,739	$\dot{E}x_{fan}$ (kW)	144
$COP_{SM,tz}$	4,0212	$\dot{E}x_{yok olan}$ (kW)	137,05	$\dot{E}x_{yok olan}$ (kW)	411,034
$COP_{SM,tr}$	11,078	Ψ (%)	29,18	Ψ (%)	20,22
Ψ (%)	36,29				

5. ANALİZ SONUÇLARININ TARTIŞILMASI

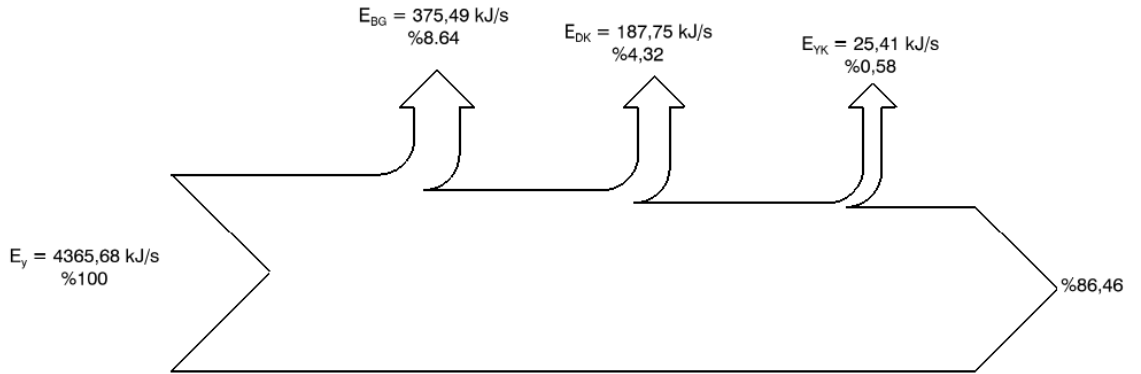
Bu çalışmada Ankara’ da bulunan 70000 m² kapalı alana sahip bir alışveriş merkezinin ısıtma ve soğutma sistemlerinin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Isıtma ve soğutma sistemlerinde bulunan her bir ünitenin (kazan, chiller, fan coil, klima santrali) enerji ve ekserjileri hesaplanarak elde edilen sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur.

5.1. Enerji Analizleri Sonuçlarının Tartışılması

Isıtma ve soğutma sistemlerinde bulunan her bir elemanın enerji analizleri yapılmış ve sonuçlar aşağıda verilmiştir.

5.1.1. Isıtma sisteminin sonuçlarının tartışılması

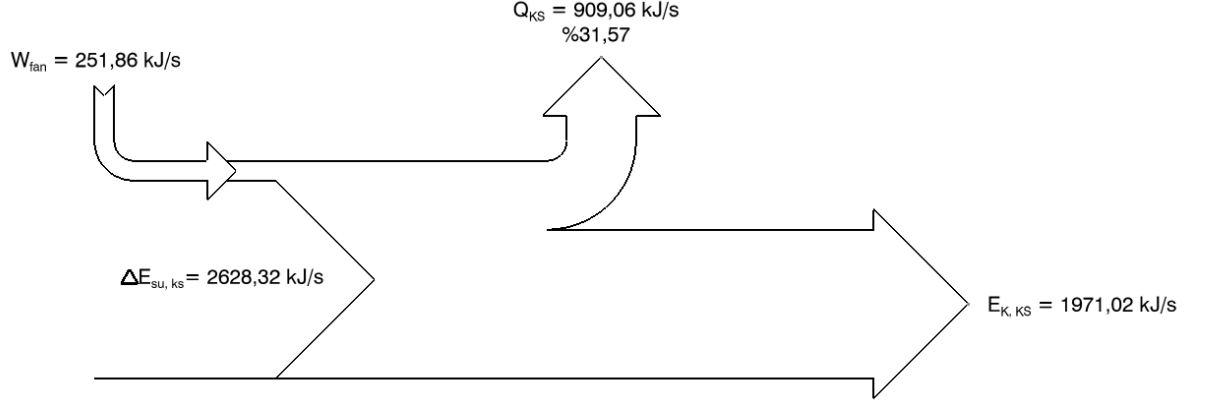
Isıtma sisteminde bulunan kazan, fan coil ve klima santraline ait enerji analizi sonuçlarına göre düzenlenmiş olan enerji akış diyagramları (Sankey) aşağıda verilmiştir.



Şekil 5.1. Kazana Ait Sankey Diyagramı

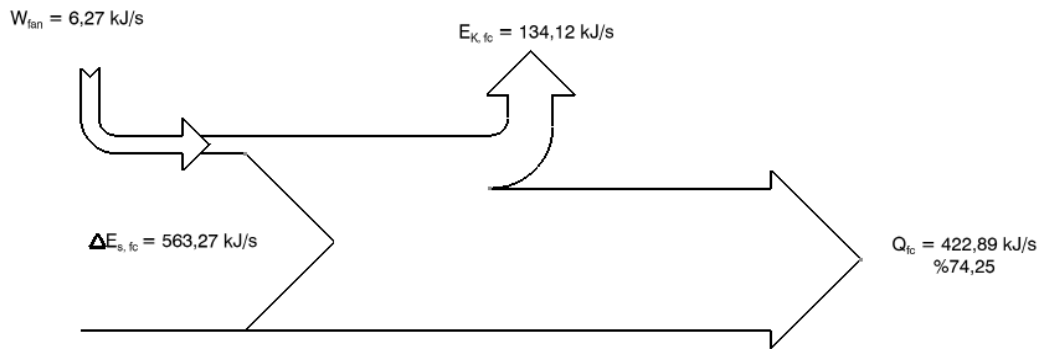
Kazan için çizilen diyagram değerlendirildiğinde toplam yakıt enerjisinin %8,64’ ü baca gazı kayıpları, %4,32’ si diğer kayıplar ve %0,58’ inin yüzey kayıplarına harcandığı görülmektedir. %86,46’ sı ise alışveriş merkezinin kullanım alanlarının

ısıtılmasında kullanılmıştır. Kazanda en yüksek enerji kaybının baca gazları ile atmosfere atılan enerjiden kaynaklandığı görülmüştür.



Şekil 5.2. Isıtma Klima Santraline Ait Sankey Diyagramı

Klima santrali için çizilen diyagram değerlendirildiğinde toplam giren enerjinin %31,57' lik kısmının havaya aktarılabilirken %68,43' ünün kaybedildiği görülmüştür. Klima santralinde enerji kayıplarının sebepleri uzun havalandırma kanalları, menfezler ve sürtünme kayıplarıdır.



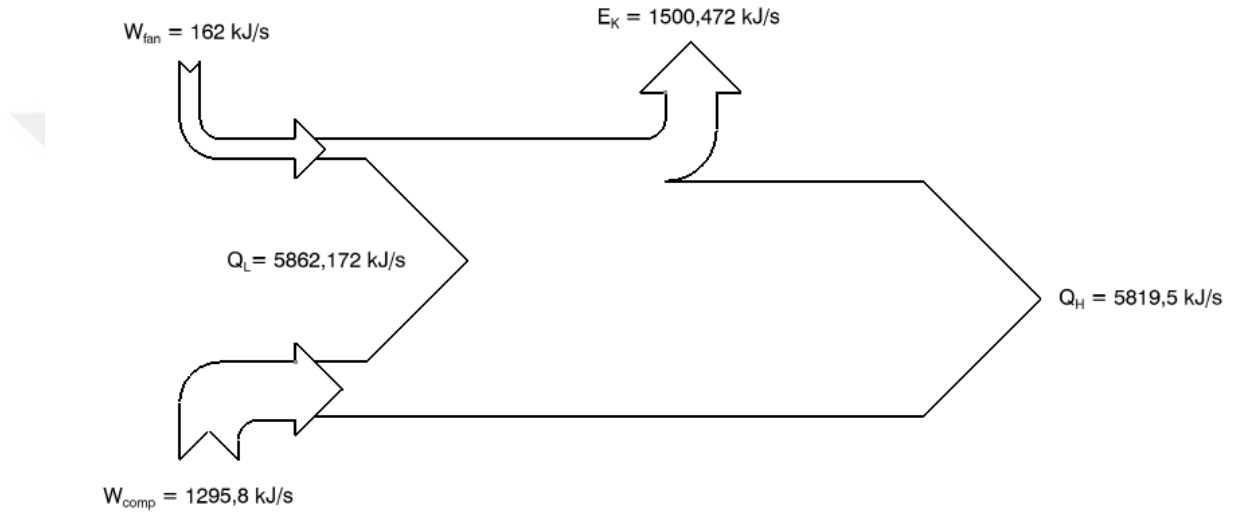
Şekil 5.3. Isıtma Fan Coil Sistemine Ait Sankey Diyagramı

Isıtma Fan Coil Sistemi için çizilen grafik değerlendirildiğinde toplam giren enerjinin %25,75' inin kaybedildiği görülmüştür. Isıtma fan coil sistemi için verimin

%74,25 olduğu hesaplanmıştır. Fan coil sisteminde enerji kayıplarını, uzun ve yalıtımsız tesisat, sürtünme kayıpları oluşturmaktadır.

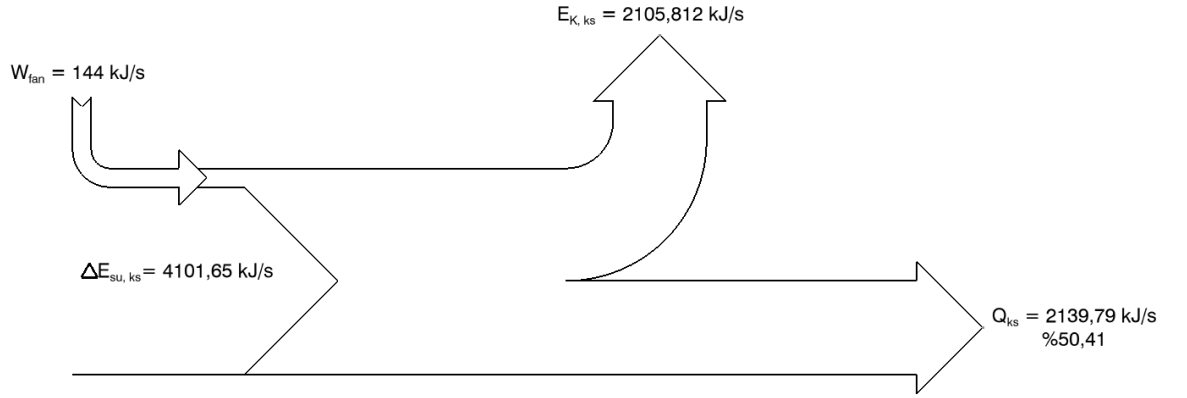
5.1.2. Soğutma sisteminin sonuçlarının tartışılması

Soğutma sisteminde bulunan chiller, fan coil ve klima santraline ait enerji analizi sonuçlarına göre düzenlenmiş olan diyagramlar şekiller halinde aşağıda verilmiştir.



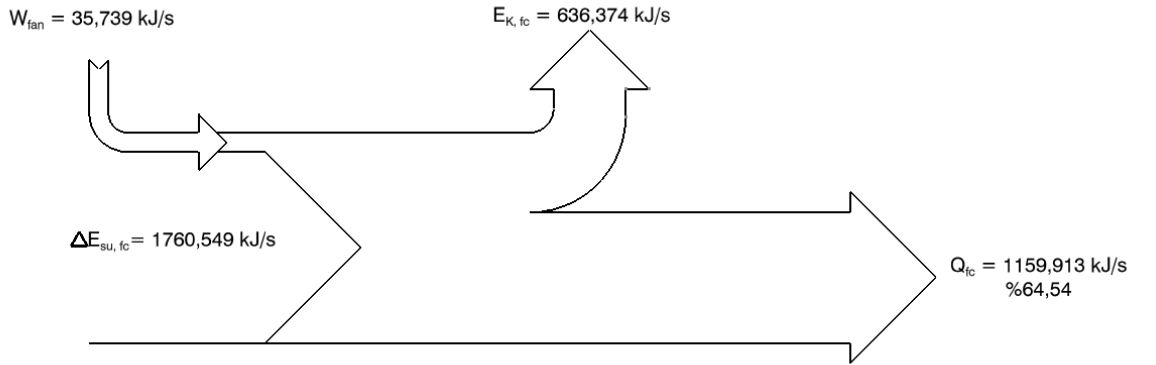
Şekil 5.4. Chillere Ait Sankey Diyagramı

Chiller için çizilen diyagram değerlendirildiğinde giren enerjinin %79,50' lik kısmının akışkanı soğutmak için kullanılırken, %20,50' lik kısmının kaybedildiği görülmektedir. Chiller sistemi için COP_{SM} ise 4,02 olarak hesaplanmıştır. Chiller sisteminde enerji kayıpları, soğutucu akışkan buharlaşması, soğutma çevriminde meydana gelen kayıplar olarak gösterilebilir.



Şekil 5.5. Soğutma Klima Santraline Ait Sankey Diyagramı

Soğutma sistemi klima santrali için çizilen diyagram değerlendirildiğinde giren enerjinin %49,59' lık kısmının kaybedildiği görülmektedir. Soğutma klima santrali sistemi için enerji verimi ise %50,41 olarak hesaplanmıştır. Soğutma klima santralindeki kayıplar ısıtma sistemi için yapılan yorumlar ile benzerlik taşımaktadır.



Şekil 5.6. Soğutma Fan Coile Ait Sankey Diyagramı

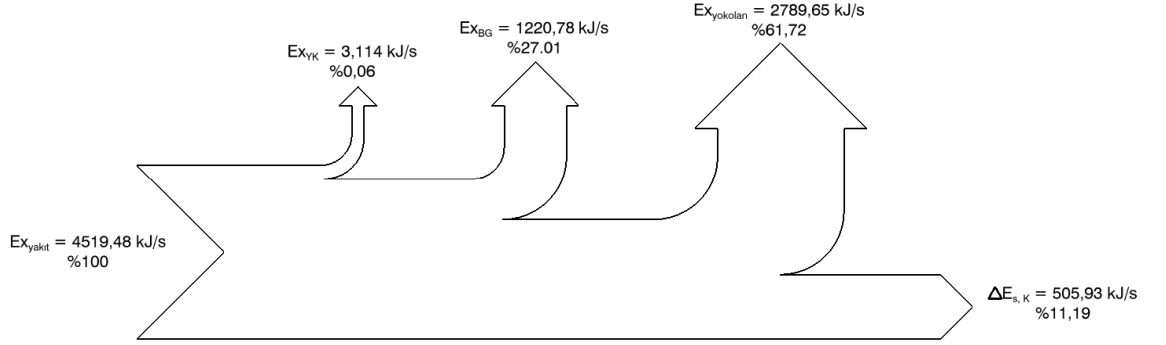
Soğutma sistemi fan coil için çizilen diyagram değerlendirildiğinde giren enerjinin %35,46' lık kısmının kaybedildiği görülmektedir. Soğutma fan coil sistemi için enerji verimi ise %64,54 olarak hesaplanmıştır. Buradaki kayıplar ısıtma sistemi için yapılan yorumlar ile benzerdir.

5.2.Ekserji Analizleri Sonuçlarının Tartışılması

Isıtma ve soğutma sistemlerinde bulunan her bir elemanın ekserji analizleri yapılmış ve sonuçlar aşağıda verilmiştir.

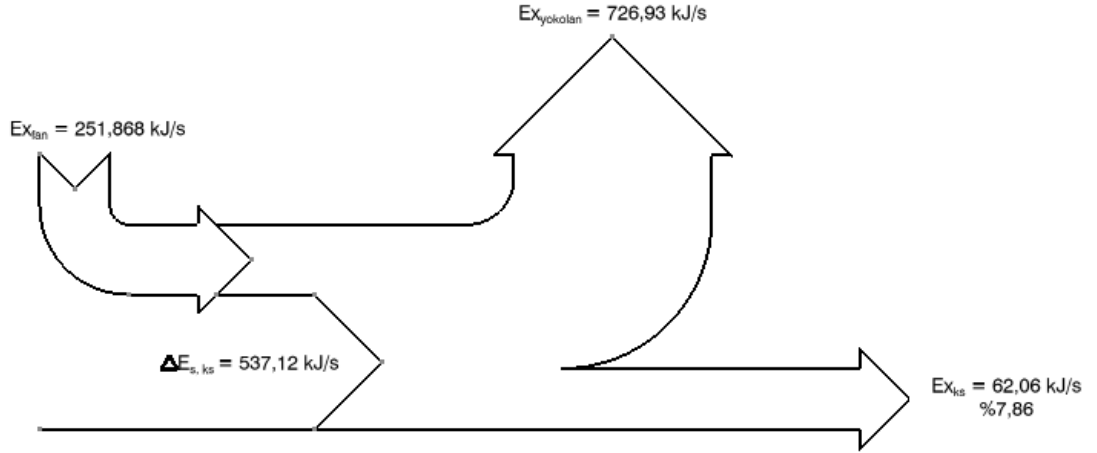
5.2.1. Isıtma sisteminin sonuçlarının tartışılması

Isıtma sisteminde bulunan kazan, fan coil ve klima santraline ait ekserji analizi sonuçlarına göre düzenlenmiş olan ekserji akış diyagramları (Grossman) aşağıda verilmiştir.



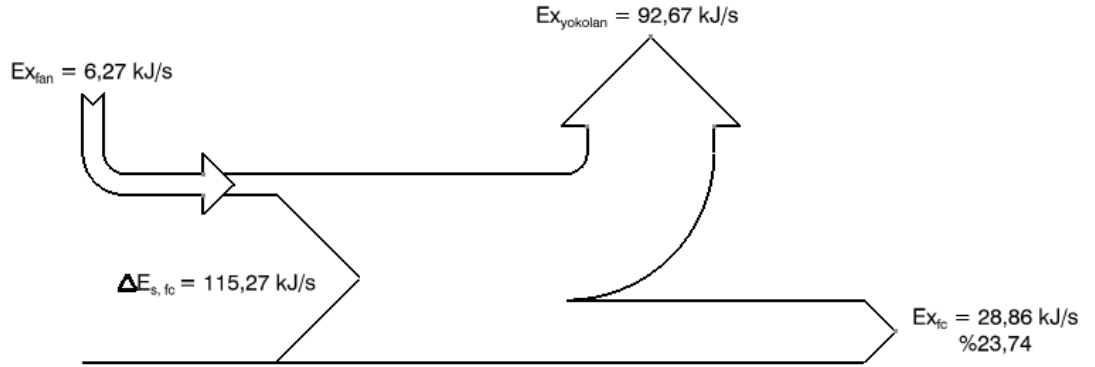
Şekil 5.7. Kazana Ait Grossman Diyagramı

Kazan için çizilen diyagram değerlendirildiğinde toplam yakıt enerjisinin %27,01' i baca gazı kayıpları, %0,06' sının yüzey kayıplarına harcandığı ve %61,72' sinin yok olduğu görülmektedir. Kazan ekserji veriminin ise %11 olduğu hesaplanmıştır. Kazanda ekserji veriminin düşük olmasının sebebi kimyasal yanma işleminin tam yanma ile sonuçlanmamasından dolayı yakıtın sahip olduğu ekserjinin kullanılamamasıdır.



Şekil 5.8. Isıtma Klima Santraline Ait Grossman Diyagramı

Klima santrali için çizilen diyagram değerlendirildiğinde toplam giren ekserjinin sadece %7,86'lık kısmını havaya aktarılabilirken %92,14' lük kısmının yok olduğu görülmüştür. Isıtma klima sistemi için ekserji veriminin %0,078 olduğu hesaplanmıştır. Kış şartlarında ısı yükünün azlığı sebebi ile tam kapasite çalıştırılmayan klima santrallerinde verim düşüklüğü gözlenmiştir.



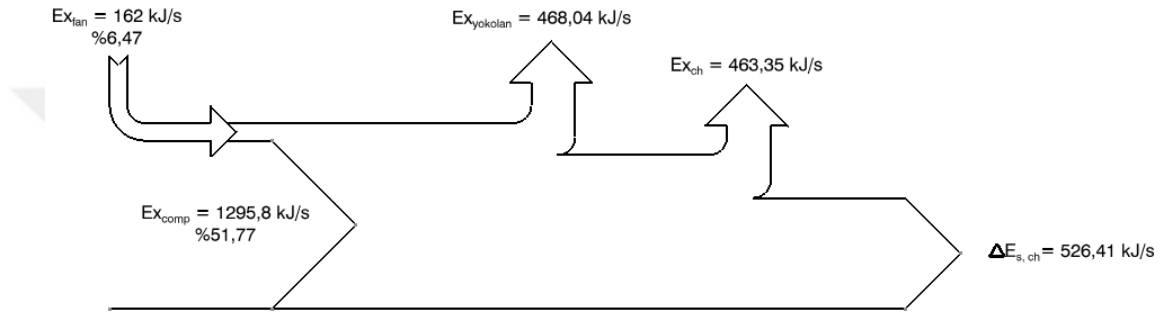
Şekil 5.9. Isıtma Fan-coil' e Ait Grossman Diyagramı

Isıtma Fan Coil Sistemi için çizilen grafik değerlendirildiğinde toplam giren ekserjinin %23,74' lük kısmını havaya aktarılabilirken %77,26 sı yok olmuştur. Isıtma fan coil sistemi için ekserji verimi %23,74 olarak hesaplanmıştır. Kış

şartlarında ısı yükünün azlığı sebebi ile tam kapasite çalıştırılmayan fan-coil cihazlarında verim düşüklüğü gözlenmiştir.

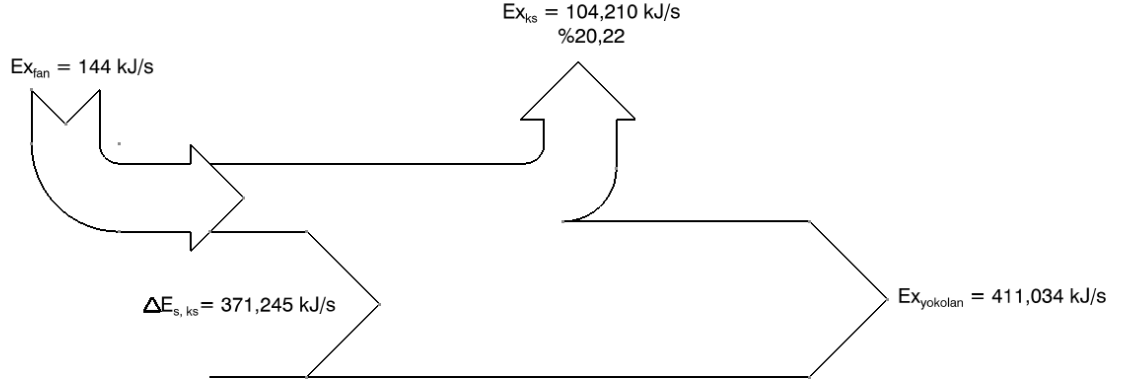
5.2.2. Soğutma sisteminin sonuçlarının tartışılması

Soğutma sisteminde bulunan chiller, fan coil ve klima santraline ait ekserji analizi sonuçlarına göre düzenlenmiş olan Grossman diyagramları aşağıda verilmiştir.



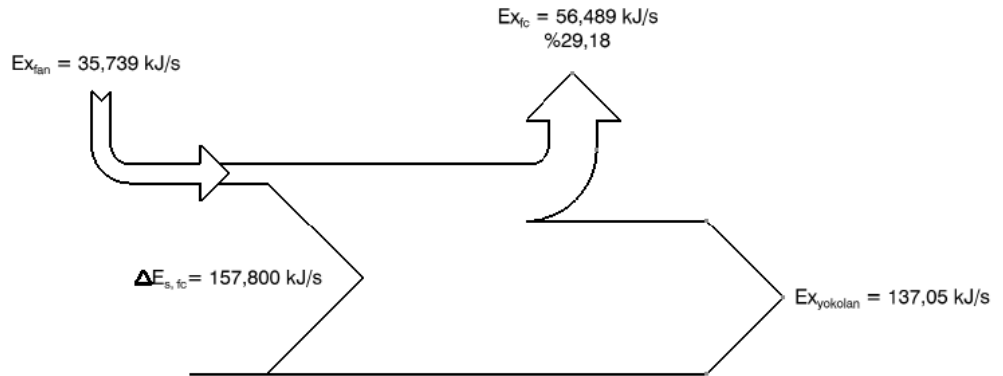
Şekil 5.10. Chillere Ait Grossman Diyagramı

Chiller için çizilen diyagram değerlendirildiğinde giren ekserjinin %62,81' lik kısmının soğutmak için kullanılırken, %18,69' lik kısmının yok olduğu görülmektedir. Chiller sistemi için ekserji verimi %36,29 olarak hesaplanmıştır. Sistem incelendiğinde oluşan kayıpların kabul edilebilir kayıplar olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 5.11. Soğutma Klima Santrali Ait Grossman Diyagramı

Soğutma sistemi klima santrali için çizilen diyagram değerlendirildiğinde giren ekserjinin %79,89' luk kısmının yok olduğu görülmektedir. Soğutma klima santrali sistemi için ekserji verimi ise %20,22 olarak hesaplanmıştır. Isı alışverişi sırasında ekserji yıkımı meydana gelmektedir. Biri çevre sıcaklığının altında diğeri üzerinde iki sistemin karışmasından dolayı ekserji yıkımı büyük mertebelerde gerçekleşmektedir.



Şekil 5.12. Soğutma Fan-coil' e Ait Grossman Diyagramı

Soğutma sistemi fan coil sistemi için çizilen diyagram değerlendirildiğinde giren ekserjinin %70,82lik kısmının yok olduğu görülmektedir. Soğutma klima santrali

sistemi için ekserji verimi ise %29,18 olarak hesaplanmıştır. Soğutma klima santrali için geçerli ekserji yıkımı yorumları soğutma fan coil sistemleri içinde geçerlidir.

5.3.Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçlarının Karşılaştırılması

Bu çalışmada Ankara ilinde bulunan bir özel alışveriş merkezi için enerji ve ekserji analizleri bölümler halinde incelenerek yapılmıştır. Bu bölümde alınan veriler doğrultusunda yapılan analizlerin karşılaştırılması yapılacaktır.

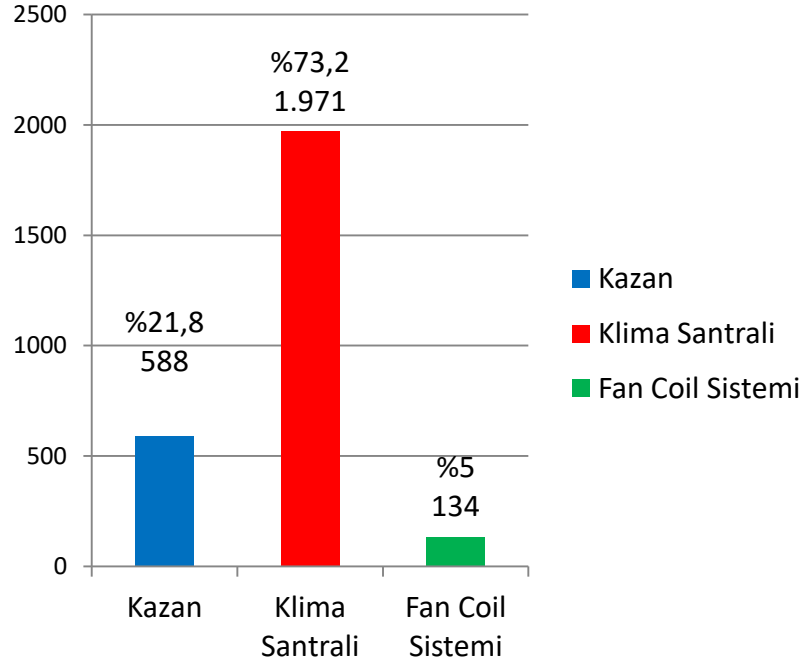
5.3.1. Isıtma sisteminin karşılaştırılması

Isıtma sistemine ait enerji ve ekserji analizleri sonuçlarına göre enerji ve ekserji kayıpları ile enerji ve ekserji verimleri aşağıda tablo halinde verilmiştir.

Tablo 5.1. Isıtma Sistemine Ait Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçları

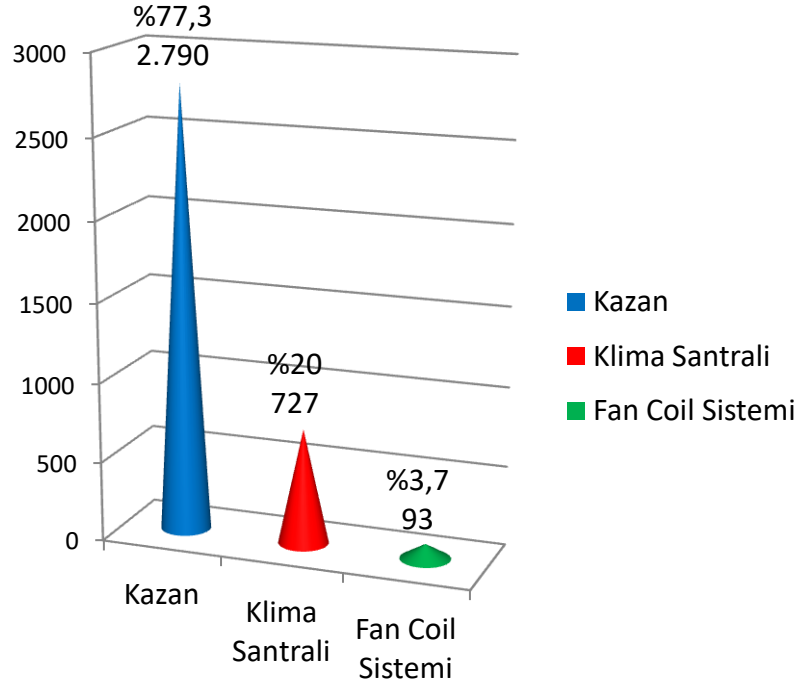
	Enerji Kaybı (kW)	Ekserji Yok oluşu (kW)	Enerji Verimi η (%)	Ekserji Verimi ψ (%)
Kazan	588,45	2789,646	86,46	11,19
Klima Santrali	1971,018	726,933	31,56	7,86
Fan Coil Sistemi	134,115	92,88	74,25	23,74

Enerji Kaybı (kW)



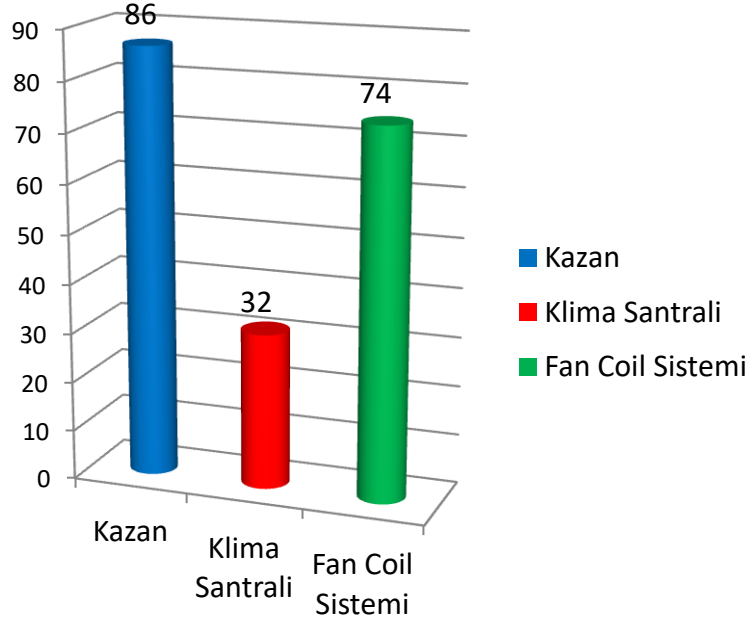
Şekil 5.13. Isıtma Sistemi Enerji Kayıpları

Ekserji Yok Oluşu (kW)



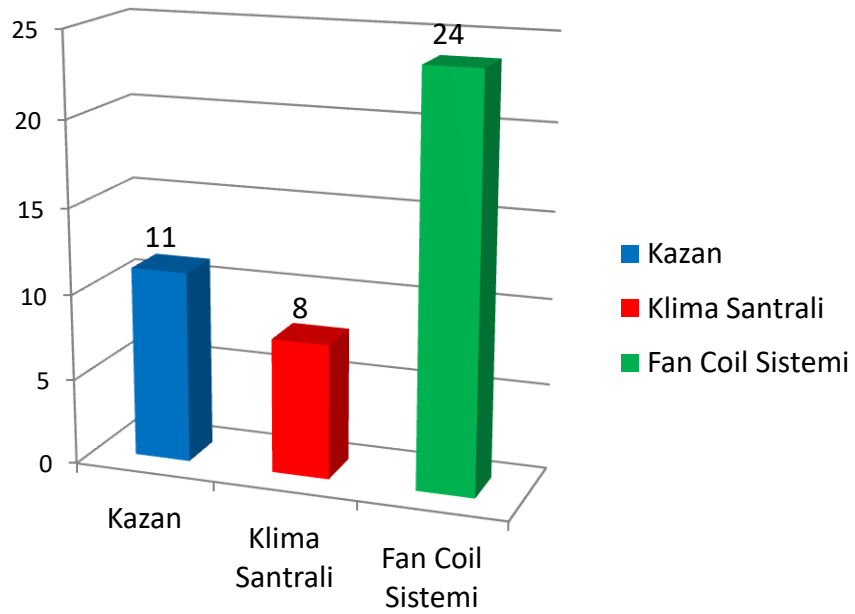
Şekil 5.14. Isıtma Sistemi Ekserji kayıpları

Enerji Verimi (%)



Şekil 5.15. Isıtma Sistemi Enerji Verimleri

Ekserji Verimi (%)



Şekil 5.16. Isıtma Sistemi Ekserji Verimleri

Kazana ait değerler incelendiğinde enerji kayıpları toplamı 588,45 kW ve enerji verimi %86,46 çıkarken ekserji kayıpları 1223,8946 kW, ekserji verimi %11,19 ve ekserji yok oluşu 2789,646 kW olarak bulunmuştur. Literatür taramasında çeşitli kazanlar için Çomaklı (2003) enerji verimini %91,41 ekserji verimini %24,8, Ergün (2010) enerji verimini %90,4 ekserji verimini %22,7, Yıldız ve Güngör (2009) enerji verimini %63,6-53,9 ekserji verimini %8,69-8,68, Hepbaşlı ve Yücer (2011) ekserji verimini %13,4, Utlu ve Tekin (2015) enerji verimini %90 ekserji verimini %1,44-2,58, Altındağ (2015) ekserji verimini %20.22 olarak bulmuştur.

Klima santraline ait değerler incelendiğinde enerjik kayıp 1971,083 kW enerji verimi %31,56, ekserji yıkımı 726,935 kW ekserjik verim %31.56 olarak bulunmuştur. Literatür taramasında ısıtma klima santrali için Ergün (2010) enerji verimini %76,4 ekserji verimini %46,3, Utlu ve Tekin (2015) enerji verimini %89 ekserji verimini %20.22 olarak hesaplamıştır.

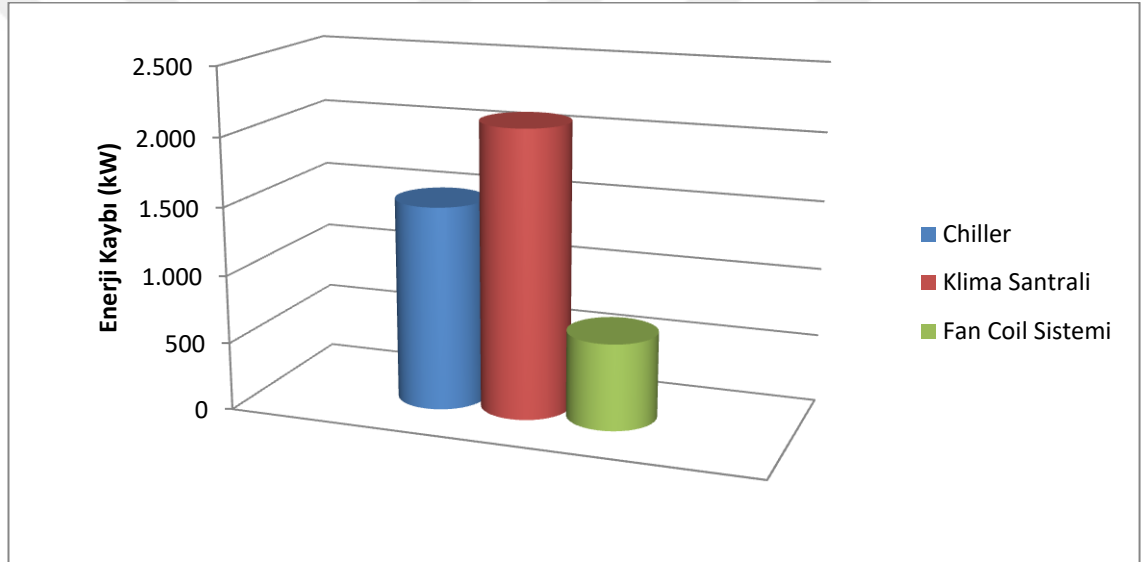
Isıtma fan coil sistemine ait değerler incelendiğinde enerjik kayıp 134,11 kW enerji verimi %74,25, ekserji yıkımı 92,88 kW ekserji verimi %23,74 olarak bulunmuştur. Literatür taramasında Ergün (2010) enerji verimini %73,3 ekserji verimini %37,71 ve Utlu ve Tekin (2015) enerji verimini %91 ekserji verimini %38, Hepbaşlı ve Yücer (2011) ekserji verimini %37,6 olarak hesaplamışlardır.

5.3.2. Soğutma sisteminin karşılaştırılması

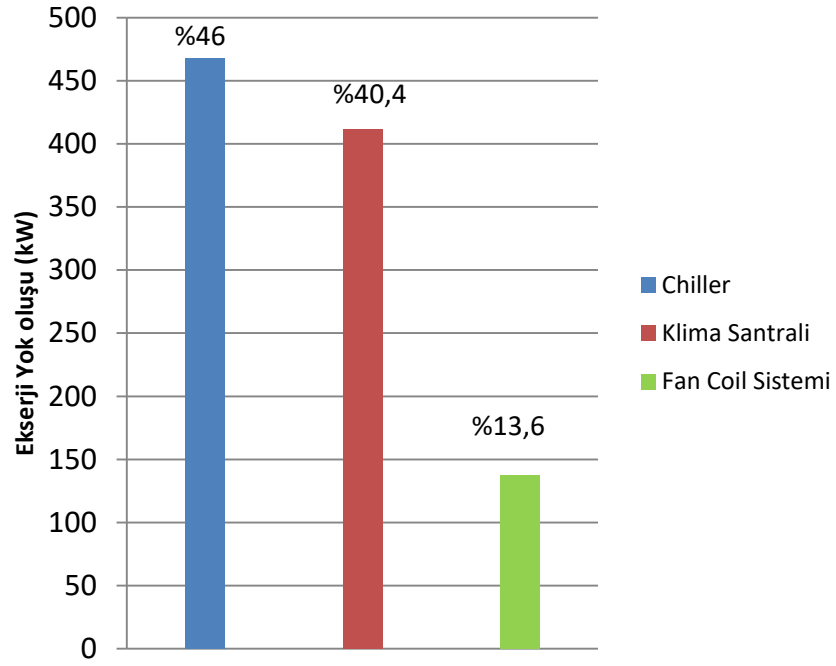
Soğutma sistemine ait enerji ve ekserji analizleri sonuçlarına göre enerji ve ekserji kayıpları ile enerji ve ekserji verimleri aşığıda tablo halinde verilmiştir.

Tablo 5.2. Soğutma Sistemine Ait Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçları

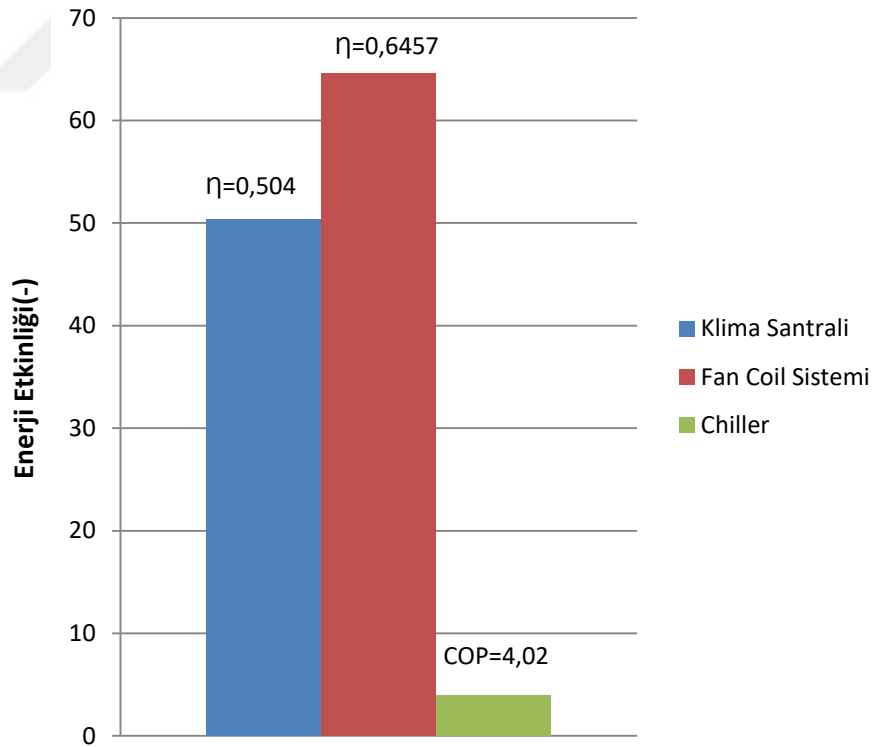
	Enerji Kaybı (kW)	Ekserji Yok Oluşu (kW)	Enerji Verimi η (%)	Ekserji Verimi ψ (%)
Chiller	1500.472	468,041	$COP_{SM}=4,02$	36.29
Klima Santrali	2105.812	411,034	50.40	20.22
Fan Coil Sistemi	636.374	137,0506	64.57	29.18



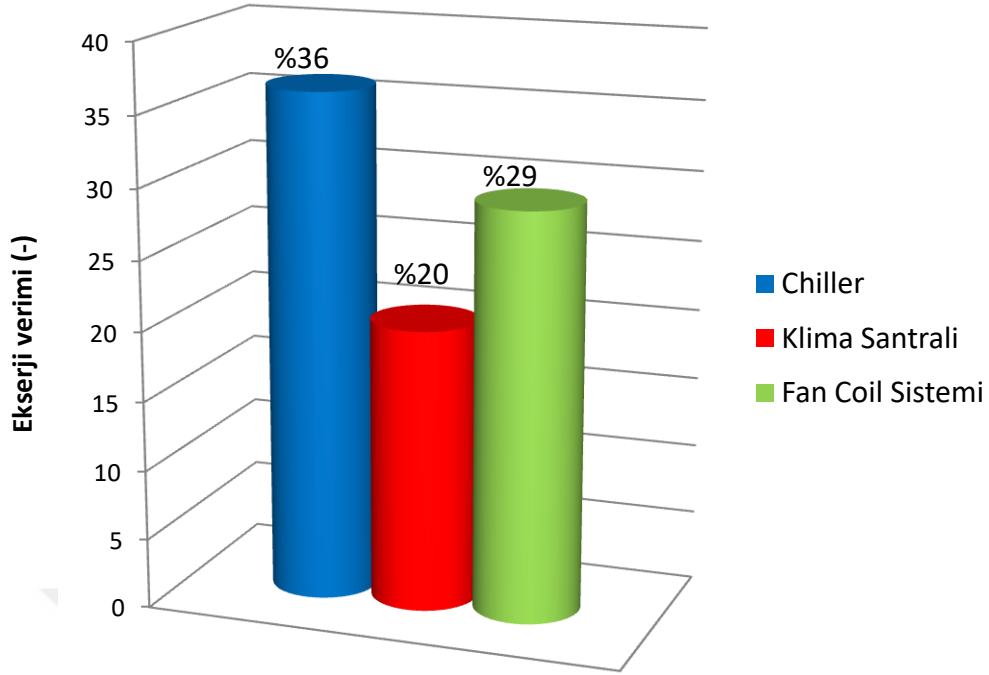
Şekil 5.17. Soğutma Sistemi Enerji Kayıpları



Şekil 5.18. Soğutma Sistemi Ekserji Kayıpları



Şekil 5.19. Soğutma Sistemi Enerji Etkinlikleri



Şekil 5.20. Soğutma Sistemi Ekserji Verimleri

Chillere ait değerler incelendiğinde enerji kayıpları toplamı 1500,742 kW, COP_{SM} 4,02, ekserji yok oluşu 468,041 kW ve ekserji verimi %36,29 olarak hesaplanmıştır. Literatür taramasında chiller için Ergün (2010) enerji kaybını 10843,53 kW, ekserji verimini %9,9, bu enerji tüketimini 106,100 kW ve ekserji verimini %11.98 olarak hesaplamıştır.

Soğutma klima santrali sistemi için enerji kayıpları toplamı 2105.812 kW, enerji verimi %50,40, ekserji yıkımı 411,034 kW, ekserji verimi %20.22 olarak tespit edilmiştir. Literatür taramasında (2010) enerji tüketimini 334.574 kW ve ekserji verimini %14.75, Ergün (2008) enerji verimini %54.57 ve ekserji verimini % 53.6 olarak bulmuşlardır.

Soğutma fan coil sistemi için enerji kayıpları toplamı 636,374 kW, enerji verimi %64,57, ekserji yıkımı 137,0506 kW, ekserji verimi %29,18 belirlenmiştir. Literatür taramasında Ergün (2008) enerji verimini %54.55 ve ekserji verimini %53.4 olarak hesaplamıştır.

6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada Ankara' da bulunan 70000 m² kapalı alana sahip bir alışveriş merkezinin ısıtma ve soğutma sistemlerinde bulunan kazan, chiller, klima santralleri ve fan-coil' lere ait enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

Isıtma sisteminde kazan için enerji kayıpları 588,45 kW ve enerji verimi %86,46 olarak hesaplanırken, yok olan ekserji miktarı 2789,646 kW ve ekserji verimi %11,19 olarak elde edilmiştir. Isıtma klima santrali için enerji kayıpları 1971,018 kW, enerji verimi %31.56, yok olan ekserji miktarı 726,933 kW, ekserjik verim %7,86 olarak bulunmuştur. Isıtma fan coil sistemi için enerji kayıpları 134,115 kW, enerji verimi %74,25, yok olan ekserji miktarı 92,88 kW ekserji verimi %23,74 olarak elde edilmiştir.

Soğutma sisteminde chiller için enerji kayıpları 1500,742 kW, COP_{SM} 4,02, yok olan ekserji miktarı 468,041 kW ekserji verimi %36,29 olarak hesaplanmıştır. Soğutma klima santrali için enerji kayıpları 2105,812 kW, enerji verimi %50,40, yok olan ekserji miktarı 619,45 kW, ekserji verimi %20,22 olarak bulunmuştur. Soğutma fan coil sistemi için enerji kayıpları 636,374 kW, enerji verimi %64,57, yok olan ekserji miktarı 137,0506 kW, ekserji verimi %29,18 olarak elde edilmiştir.

Yapılan enerji ve ekserji analizleri sonucunda, ısıtma ve soğutma sistemlerinin enerji verimlerinin yüksek olduğu, ekserji verimlerinin ise düşük seviyelerde olduğu tespit edilmiştir. Sistemler yüksek enerji ile çalışırken, bu enerjinin çok düşük bir kısmının kullanılabilir enerjiye dönüştürüldüğü tespit edilmiştir. Bu tez çalışmasının sonuçlarına göre aşağıdaki önerilerde bulunulabilir:

- 1- Isıtma sisteminde en fazla ekserji kaybının kazanda meydana geldiği görülmüştür. Yanma olayının tam manasıyla gerçekleşmemesi sebebiyle yakıtın sahip olduğu ekserji ısıya çevrilememiş ekserji yıkımı meydana gelmiştir. Yakıtın daha verimli yakılabilmesi için daha iyi brülör seçimi, brülör bakımlarının daha düzenli yapılması önerilir.
- 2- Kazandan atmosfere baca gazlarıyla atılan enerjinin geri dönüşümü için ısı geri kazanımı sistemi uygulanabilir.

- 3- Klima santralleri ve fan coil cihazları soğutma durumunda tam kapasiteyle çalıştırılmakta ve bu sistemlerden daha yüksek verimler elde edilmektedir. Kış şartlarında daha az olan ısıtma yükü nedeniyle daha düşük kapasitelerde çalıştırılan sistemlerin verimlerinin düştüğü gözlenmiştir. Özellikle kış şartlarında sistemlerin düşük kapasitelerde çalıştırılabileceği ek valf sistemleri yapılabilir.
- 4- Kazan ve chillerde hazırlanan akışkanın klima ve fan coil sistemlerinde geçiş bölgelerinde yapılacak yalıtım, sistemlerde oluşan kayıpların azaltılmasını sağlayacaktır.
- 5- Klima santrali ve fan coil cihazları için filtreleme, fan, kompresör elemanlarının bakımlarının sıklaştırılması kayıpları azaltacaktır.
- 6- AVM içerisindeki mağazaların, kış aylarında ortamda bulunan insan sayısının da artmasına bağlı olarak optimum sıcaklığı ayarlayamadıkları gözlenmiş, çoğu zaman sistemin devre dışı bırakıldığı görülmüştür. Oda termostatları vb. sistemler ile kış aylarında daha ideal sıcaklıklar yakalanabilir ve sistemlerin daha verimli çalışması sağlanabilir.

KAYNAKLAR

1. <http://www.enerji.gov.tr/tr-TR/Sayfalar/Elektrik> (Erişim Tarihi: 26 Ocak 2017)
2. Koç, E., şenel, M. C., Dñnyada ve Tñrkiye’ de Enerji Durumu-Genel Deęerlendirme, Mñhendis ve Makina, 54(639):32-44, 2013.
3. TUSİAD, Enerji Sektöründe Geleceğe Bakış, TUSİAD Yayını, Yayın No: TUSİAD –T/94, İstanbul, 1994.
4. Enerji Piyasası Dñzenleme Kurumu, Strateji Geliřtirme Dairesi Başkanlığı, Doğal Gaz Piyasası Sektör Raporu 2016, Ankara, 2017.
5. Yumrutas, R., Kunduz, M., Kanoglu, M., Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems, Exergy An International Journal 2:266-272, 2002.
6. Chang, H., “Energy Analysis And Exergoeconomic Analysis Of An Ethylene Process”, Tamkang Journal Of Science And Engineering, China, 4 (2): 105-110 , 2001.
7. Özgener,L., Hepbaşlı,A., HVAC Sistemlerinde Ekserji Analizinin Gereklilięi ve Tesisat Mñhendislięi Kongresi ve Sergisi, 2003.
8. Çomaklı,K., Atatñrk Üniversitesinin Isıtma Merkezinin Enerji ve Ekserji Analizi ,Doktora Tezi, Atatñrk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mñhendislięi Ana Bilim Dalı, Erzurum, 2003.
9. Kılıçarslan, Y., Seramik Fabrikalarında Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi,Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstütüsü,Makine Eğitimi Ana Bilim Dalı, İstanbul, 2004.
10. Pu,J., Liu, G., Feng,X., Application of the cumulative exergy approach to different air conditioning systems, Energy and Buildings (42): 1999–2004, 2010.
11. Kanoğlu M., Çarpınlıoğlu Ö., Yılıırım M., Energy and Exergy Analyses Of An Experimental Open-Cycle Desiccant Cooling System, Applied Thermal Engineering (24) 919–932, 2004.
12. Töre,H., Isı Pompasının Soğutma Durumunda Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mñhendislięi Ana Bilim Dalı, Çorum, 2005.

13. Akyol,T., Binaların Isı Yalıtımında Ekserji ve Enerji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir Üniversitesi , Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Balıkesir, 2006.
14. Çomaklı K., Yüksel B.,Şahin B.,Karagöz Ş., Kazan Bacalarında Meydana Gelen Enerji ve Ekserji Kayıpları”, Tesisat Mühendisliği Dergisi, Sayı (92):12-16, 2006.
15. Tekel, E., Termik Santrallerin Enerji ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli, 2006.
16. Yıldız, A.,Güngör,A., Energy and exergy analyses of space heating in buildings, Applied Energy (86): 1939–1948, 2009.
17. Alpuche, G. ,Heard G.,Best R.,Rojast G.,, Exergy Analysis Of Air Cooling Systems in Buildings in Hot Humid Climates, Applied Thermal Engineering, (25): 507–517, 2005.
18. Şahin,M., Acır,A., Baysal,E., Koçyiğit,E., Enerji ve Ekserji Analiz Metoduyla Kayseri Şeker Fabrikasında Enerji Verimliliğinin Değerlendirilmesi, Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der., 22(1):111-119, 2007.
19. Dilek,M., Energy And Exergy Analyses Of A High School Heating System, Yüksek Lisans Tezi, Middle East Technical University , Institute of science and Technology, Kıbrıs, 2007.
20. Savaşan,M., Merkezi ve Bireysel Isıtma Sistemlerinin Termoekonomik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, İstanbul, 2007.
21. Qureshi A., Zubair M., Second-law-based performance evaluation of cooling towers and evaporative heat exchangers, International Journal of Thermal Sciences (46):188–198, 2007.
22. Ekin, A. B., Buzdolaplarında Kullanılan Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimlerinin Ekserji Analizi İle İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Manisa, 2008.
23. Bozdoğan ,E., Bir Zeytinyağı Rafinerasyon Tesisinin Enerji ve Ekserji Analiz Yöntemleri Kullanılarak Performansının Değerlendirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, İzmir, 2008.
24. Tüfekçi, H., Hastanelerde Kullanılan Klima Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi,Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Bursa, 2009.

25. Bayraktar, M., Konutlarda En İyi Isıtma ve Soğutma Sisteminin Türkiye Şartlarında Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Ankara, 2010.
26. Özgür, E., Bayrakçı H., CO₂ Soğutucu Akışkanlı Isı Pompalarında Soğutucu Akışkan Çıkış Sıcaklığının Ekserji Verimine Etkisi ”, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 30, 1, 73-78, 2010.
27. Ergün, A., 80.000 m²’ lik Isıtma Soğutma İhtiyacı Olan Bir Alışveriş Merkezinin Enerji ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Ana Bilim Dalı, Ankara , 2010.
28. Tetik, T., Doğalgaz Yakıtlı Bireysel Isıtma Sisteminin Enerji Ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Çorum , 2011.
29. Hepbaşlı, A., Yücer, T., Thermodynamic Analysis Of a Building Using Exergy Analysis Method, Energy and Buildings” (43): 536–542, 2011.
30. Arkan, A., İplik Kurutma Prosesinin Enerji ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Namık Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Tekirdağ, 2012.
31. Ilık, A., Trijenerasyon Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Isparta ,2012.
32. Özek, E., Tekrar Dolaşımli İklimlendirme Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Çorum , 2013.
33. Ünal, Ü., Bir İçecek Fabrikasının Soğutma Sisteminin Kütle, Enerji ve Ekserji Analizlerinin Gerçekleştirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, İstanbul, 2013.
34. Güney, A., R744/R134A Kaskad Soğutma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Manisa , 2014.
35. Tuğcu, A., “Jeotermal Enerji Destekli Absorbsiyonlu Gıda Soğutma Sisteminin Termodinamik İncelemesi ve YSA ile Optimizasyonu”, Doktora Tezi, Dumlupınar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Kütahya , 2015
36. Utlu ve Tekin, Merkezi Isıtma Sistemlerinin Termodinamik Analizi ve Yanma Havası Sıcaklık Değişimlerinin Ekserji Verimliliğine Etkisinin İncelenmesi, Termodinamik Sempozyumu, 2015.

37. Altundağ, A., Bir Hastanede Ameliyathane Klima Santrali Isıtma Hattının Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Karabük, 2015.
38. Dinçol, Ş., Soma Termik Santralinin Enerji ve Ekserji Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Termodinamik Ana Bilim Dalı, İzmir, 2016.
39. Ghazikhani M, Khazae I., Vahidifar S., Exergy Analysis Of Two Humidification Process Methods in Air-Conditioning Systems , Energy and Buildings (124):129–140, 2016.
40. Özdil, F., Tantekin, A., Seğmen, R., Investigation of Different Working Fluid Effects on Exergy Analysis for Organic Rankine Cycle (ORC), Çukurova University Journal of the Faculty of Engineering and Architecture, 31(1):441-449, 2016.
41. Tarhan M., Çomaklı K., Energy and Exergy Anyses og Natural Gas-Fired Boilers in a district Heating System, Applied Thermal Engineering 121 (121):380–387, 2017.
42. Yıldırım N., Genç S., Energy and exergy analysis of a milk powder production system, Energy Conversion and Management , 2017.
43. Hepbaşlı A., Öztürk H., Experimental Performance assessment of a vacuum cooling systemthrough exergy analysis method”, Journal of Cleaner Production, 2017.
44. [https://tr.wikipedia.org/wiki/Kazan_\(termodinamik\)](https://tr.wikipedia.org/wiki/Kazan_(termodinamik)) (Erişim Tarihi: 9.5.2017)
45. <http://ekotekkazan.com/alev-duman-borulu-kazan-tipleri> (Erişim Tarihi 8.10.2017)
46. <http://www.thesisat.org/kazanlar-ve-kazan-cesitleri.html> (Erişim Tarihi: 9.5.2017)
47. Saraç B., Demirtaş C., Investigation of Turbulators for fire Tube Boilers Using Exergy Analyysis, Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences, 249-258, 2001.
48. Singh, O., (2009). Applied Thermodynamics, Third Edition, New Age International, Delhi.
49. Çomaklı, K.,vd, Kazan Bacalarında Meydana Gelen Enerji ve Ekserji Kayıpları, Tesisat Mühendisliği Dergisi, (92):12-16, 2006



EKLER

Customer:

Contact:

Your reference:
Your contact:

Phone:

Fax:

E-mail:

Air-cooled packaged water chiller with screw compressor for outdoor installation

POWERCAT2 LX 4800X STD R134a

Compact and attractive unit designed for air conditioning and industrial cooling process applications

User-friendly microprocessor control. Numerous of remote possibilities of communication

As per technical brochure N° CAT

Refrigerant / GWP : R134a / 1430
 kg / tCO₂Equ : 189 / 270,3
 Number of refrigeration circuits : 2
 Power control : 25-100%
 continuous
 Starting mode : Star-Delta



Gross cooling capacity : 1169,0 kW
Net cooling capacity : 1163,9 kW
Net EER (EN 14511-2011)/net ESEER: 3,03 / 3,56

Fluid : Water
 Inlet / Outlet temperature : 12,0 0C / 7,0 0C
 Flow rate : 201,1 m³/h
 Pressure drop : 6691,4 mmWC
 Connection diameter : Victaulic DN 200

Air inlet temperature : 34,0 0C
 Fan rotation speed : 910 rpm
 Air flow : 396.000 m³/h
 Number of fans : 18
 Unitary motor power : 1,80 kW

Gross power input : 379,4 kW
Net power input : 384,5 kW

Electrical supply : Three-phase,
 400 V, 50 Hz

Intensity for selection of the electric cable :
 750,9 A

Starting current : 872,0 A



Net performance at partial load operation under standard Eurovent/EN 14511-2011 conditions

EER 100%	EER 75%	EER 50%	EER 25%	ESEER
2,95	3,31	3,56	3,98	3,56

**References:**

Dated: 5.06.2014

Page: 2 / 5

DIMENSIONS AND WEIGHT		
Length : 9.756 mm	Width : 2.251 mm	Height : 2.436 mm
Weight (empty) : 7.867 kg		Weight (in operation): 8.302 kg

Weight varies with the options chosen (given at +/- 10%).

SOUND PRESSURE LEVEL (Lp) (*)						
Sound pressure level spectrum (dB Lin)						Lp Global sound level
125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	
72	70	66	66	59	51	69 dB(A)

Sound pressure level: reference 2×10^{-5} Pa, tolerance +/-3 dB.

Calculated according to $L_p = L_w - 10 \times \log S$

(*) (at 10 m, at 1,5 m from the ground, in free field directivity 2). Sound pressure levels depend on installation conditions and are given for information only. We remind you that only sound power levels are certified and reliable values.

Description	Quantity
POWERCAT2 LX 4800X STD R134a	1

As per our general sales conditions in your possession.

Validity of prices: 1 month.

As part of our policy of continual improvement, we reserve the right to make any technical modifications we feel necessary without prior notice.

- BASIC EQUIPMENT INCLUDED:

- All-season operation (-15°C with optional compressor noise insulation; -5°C without)
- Water flow controller
- Main disconnect switch
- Hours run
- Pressure sensors
- MODBUS-JBUS RS485 & MODBUS-TCP Ethernet open communication protocol
- Numbered wires and labelled electrical components
- Phase controller (reversal, loss, asymmetry, over and under voltage)

We also offer maintenance contracts for all our units.

To ensure proper operation of the unit, the system must have a capacity of at least 3696 l.

The minimum water volume calculation is provided for nominal Eurovent conditions in cooling mode only.

This value is applicable in most air conditioning applications (unit with fan coil units)

Comment:

The buffer tank must be fitted on systems operating with a small volume of water (unit with air handling unit) or in the case of industrial processes.

In the case of heat pump applications, we recommend using a buffer tank to maintain a stable temperature during the defrost cycles.

Install a control device between the unit and the circulation pump.

The evaporator water flow rate must be between 124 and 241 m³/h.



TECHNICAL DESCRIPTION POWERCIAT2 LX 4800X STD R134a

The unit meets the following directives:

- Machinery (2006/42/EC)
- EMC (92/31/EEC - 93/68/EEC) amended by 2004/108/EC
- Low voltage (93/68/EC) amended by 2006/95/EC
- PED 97/23/EC : Category III

The unit meets the following standards:

- EN 60-204 - EN 378-2

- 2 REFRIGERANT CIRCUIT(S)

- 2 SEMI-HERMETIC TWIN-SCREW COMPRESSORS continuous capacity control

including the following equipment:

- 2 spindles (2900 rpm) mounted on ball and roller bearings
- Built-in two-pole motor cooled by suction gases
- Full electronic protection of motor - Direction of rotation check
- Lubrication under controlled differential pressure
- Crankcase heater
- Built-in intake filter
- Valve prevents the compressor running in reverse when the unit stops
- Bypass valve to protect against potential overpressure
- Maximum discharge water-temperature control
- Oil pressure control
- **Built-in three-stage oil separator**
- **Low vibrations and noise level**
- Simple and rugged construction
- **Compressors mounted on antivibration mounts**
- **Part-winding start for reduced inrush currents**
- **Option for compressor noise insulation**

- 1 SHELL AND TUBE EVAPORATORS

Total water capacity 443 l

- Shell and tube direct-expans
- High-efficiency copper tube bundle
- Steel tubesheet
- Corrosion-resistant baffles
- Thermal insulation
- VICTAULIC connection
- Fouling factor: 0.00005 m²C/W

- 1 AIR-COOLED CONDENSERS

- High-efficiency all-aluminium microchannel coil
- Direct-drive propeller fans
- **Optimised airfoil blades - Diameter: 910 mm**
- Sealed motors (IP54)

- ELECTRICAL PANEL

(in accordance with NF C 15-100 and EN 60204)

- Main safety fused disconnect
- **Control transformer**
- Protection of power and control circuits
- Compressor motor contactor



- Fan motor contactor
- Main earth lug
- **Electrical panel with wiring identification**
- **Phase controller (reversal, loss, asymmetry, over and under voltage)**

- INTUITIVE & NETWORKED

INTUITIVE, NETWORKED XtraCONNECT2 CONTROLLER AND DISPLAY

with the following functions:

- **All information displayed on a 4 line x 24 character LCD screen (pressures, temperatures, runtimes, etc.)**
- **Parameters directly accessible for reading and modification**
- Water temperature control (on exchanger return or supply)
- The setpoint may be adjusted based on the outdoor temperature (energy savings feature).
- Condensing pressure control
- **Remote double setpoint adjustment of chilled water**
- **Setpoint adjustments via remote control (4-20 mA signal)**
- Counting and balancing of compressor runtimes
- Control of compressor starting order
- Management of short-cycle protection
- **3 password-protected access levels**
- **History of 20 most recent faults**
- **Master/Slave management of 2 units**
- **Possibility of managing a loop of 8 units (MultiCONNECT option)**
- **Option of operating the unit by remote control (built-in RS485 output - Open MODBUS/JBUS and MODBUS/TCP Ethernet protocol)**
- Optional LON protocol

Programming :

- Weekly
- 6 daily schedule steps
- 6 holiday periods
- Alert from periodic leak detection test in accordance with FGAS regulations (EC No. 842/2006)
- Periodic maintenance alert, adjustable in days, months or hours

Dry contacts available for input:

- Automatic operation control (pumps and units)
- Compressor load shedding
- Setting 1/Setting 2 switchover / Heating/Cooling changeover

Dry contacts available for output:

- General fault
- Pump control

- STANDARD ELECTRICAL SUPPLY

- Three-phase, 400 V, 50 Hz + Earth
- Voltage tolerance: +/- 10%
- Machine protection rating: IP44

- STANDARD REFRIGERATION COMPONENTS

- Filter dryer(s)
- Sight glass(es)
- **Electronic expansion valve**
- Solenoid valve(s) on liquid line

- CONTROL AND SAFETY DEVICES

- HP safety pressure sensor(s)



References:

Dated: 5.06.2014

Page: 5 / 5

- LP safety pressure sensor(s)
- **Evaporator water flow switch**
- Evaporator anti-freeze sensor
- Chilled water control sensor
- External sensor temperature
- Discharge and suction temperature sensors
- **Condensing pressure control (COOLING at outdoor temperatures down to -15°C as standard)**

- UNIT CONSTRUCTION

- **Frame made of panels coated with light grey (RAL 7035) and graphite grey (RAL 7024) polyurethane paint**
- **Designed for better visual integration**

Unit tested and adjusted in the factory. Delivered in running order.

Designed and manufactured in an ISO 9001 certified factory.

Designed and Manufactured in FRANCE

Teknik Bilgi Föyü

Sipariş No ve fiyatlar için fiyat listesine bakınız



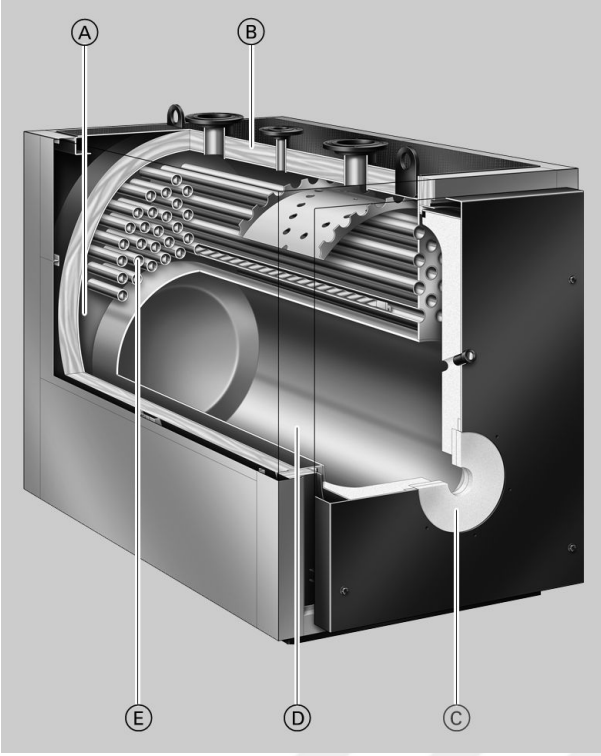
VITOPLEX 100 Tip PV1B

Sıvı/gaz yakıtlı standart kazan
yüksek kazan suyu sıcaklığı ile işletme için uygundur

Üstünlükleri

- Üstün Viessmann kalitesinde, 2000 kW'ye kadar iki geçişli sıvı/gaz yakıtlı kazan
- Geniş su temas yüzeyleri ve büyük su hacmi sayesinde minimum ısıtma suyu debisi gerekmez - hidrolik bağlantısı basittir.

- Kazan devresi pompasına gerek yoktur
- Tek kazanlı sistem için termostatik kontrol paneli Vitotronic 100
- Dijital kontrol panelli çok kazanlı sistemler için de, Vitotronic kontrol paneli programından kaskad kontrol paneli ilave edilebilir.



- (A) Geniş su temas yüzeyleri ve büyük su hacmi
- (B) Yüksek etkili ısı izolasyonu
- (C) Brülör plakalı (aksesuar) brülör için bağlantı
- (D) Yanma odası
- (E) Duman gazı geçişleri

Kazan ile ilgili teknik bilgiler

Teknik bilgiler

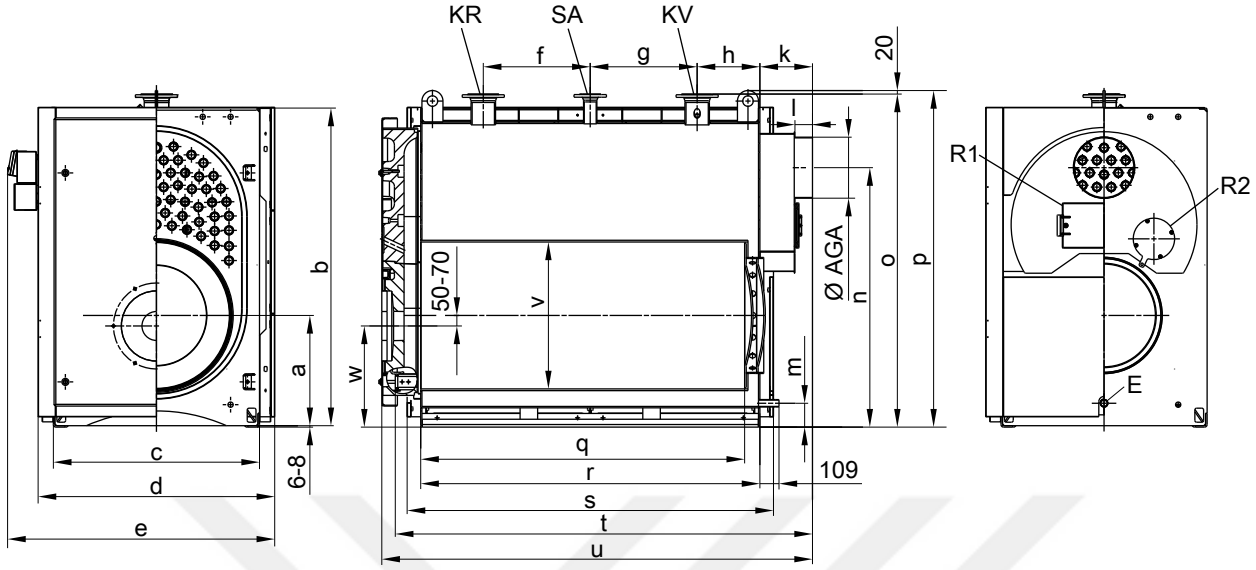
Anma ısı gücü	kW'den kW'ye	621 780	781 950	951 1120	1121 1350	1351 1700	1701 2000
Anma ısı yük aralığı	kW'den kW'ye	682 857	858 1044	1045 1231	1232 1484	1485 1868	1869 2198
CE-İşareti		CE-0085BP0365					
Maksimum gidiş sıcaklığı (= emniyet sınır sıcaklığı)	°C	110					
Maksimum işletme sıcaklığı	°C	95					
Maks. işletme basıncı	bar MPa	6 0,6					
Duman gazı tarafı direnci	Pa mbar	350 3,5	450 4,5	590 5,9	570 5,7	710 7,1	540 5,4
Kazan gövdesinin boyutları							
Uzunluk (t ölçüsü) ^{*1}	mm	2070	2070	2300	2380	2532	2822
Genişlik (c ölçüsü)	mm	1082	1082	1082	1176	1280	1280
Yükseklik (p ölçüsü)	mm	1690	1690	1690	1920	1970	1970
Toplam boyutlar							
Uzunluk (u ölçüsü)	mm	2147	2147	2377	2457	2649	2939
Genişlik (d ölçüsü)	mm	1250	1250	1250	1350	1450	1450
Genişlik (e ölçüsü, kontrol paneli ile)	mm	1425	1425	1425	1525	1625	1625
Ses yutucu kazan altlıklarının yüksekliği (yüklenmiş durumda)	mm	37	37	37	37	37	37
Kaide							
Uzunluk	mm	1700	1700	1900	2000	2150	2400
Genişlik	mm	1250	1250	1250	1350	1450	1450
Yanma odası çapı	mm	720	720	780	838	950	950
Yanma odası uzunluğu	mm	1558	1558	1788	1848	1980	2270
Ağırlık Kazan gövdesi	kg	1375	1420	1655	2120	2525	2885
Toplam ağırlık Isı izolasyonu ve kazan devresi kontrol paneli dahil	kg	1500	1545	1785	2270	2685	3055
Kazan su hacmi	litre	1060	1035	1050	1455	1605	1715
Kazan bağlantıları							
Kazan gidiş ve kazan dönüş	PN 6 DN	100	100	125	125	150	150
Emniyet bağlantısı (emniyet ventili)	PN 16 DN	50	50	65	65	65	65
Boşaltma	R (dış dışlı)	1¼	1¼	1¼	1¼	1¼	1¼
Baca gazı tanım değerleri ^{*2}							
Sıcaklık (75 °C kazan suyu sıcaklığında)							
– anma ısı gücünde	°C	215	215	215	215	215	215
– kısmi yükte	°C	140	140	140	140	140	140
Kütleli debi (motorinde ve doğalgazda)							
– anma ısı gücünde	kg/saat	1200	1460	1720	2070	2610	3070
– kısmi yükte	kg/saat	720	876	1032	1242	1566	1842
Gerekli sevk basıncı	Pa/mbar	0	0	0	0	0	0
Baca bağlantısı	Anma çapı	300	300	300	350	400	400
dış	Ø mm	298	298	298	348	398	398
Gaz hacmi	m ³	0,91	0,93	1,18	1,47	1,97	2,30
Yanma odası ve duman gazı geçişleri							
Norm kullanma verimi (sıvı yakıt/doğalgaz ile işletme için) 75/60 °C ısıtma sistemi sıcaklığında	%	88 (H _s)/94 (H _i)					
Durma kaybı q _{B,70}	%	0,15	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11

*1 Kazan kapısı sökülmüş olarak.

*2 EN 13384'e göre baca sistemi boyutlandırılmasında %13 CO₂ (motorin) veya %10 CO₂'ye (doğalgazda) göre verilen hesaplama değerleri. Baca gazı sıcaklıkları 20 °C yakma havası sıcaklığında ölçülen brüt değerlerdir. Kısmi yük için verilen değerlerde anma ısı gücünün % 60'ı alınmıştır. Kısmi yükte bir sapma olursa (işletme tarzına bağlı) kütleli baca gazı debisi hesaplanarak elde edilir.

Kazan ile ilgili teknik bilgiler (devam)

Boyutlar



AGA Baca gazı çıkışı
E Boşaltma
KR Kazan dönüş
KRG Kazan devresi kontrol paneli
KTS Kazan sıcaklık sensörü

KV Kazan gidiş
R1 Temizleme deliği 780 - 1350 kW
R2 Temizleme deliği 1700 - 2000 kW
SA Emniyet bağlantısı (emniyet ventili)

Boyutlar

Anma ısı gücü	kW	780	950	1120	1350	1700	2000
a	mm	599	599	599	629	686	686
b	mm	1584	1584	1584	1812	1862	1862
c	mm	1082	1082	1082	1176	1280	1280
d	mm	1250	1250	1250	1350	1450	1450
e, kontrol paneli dahil	mm	1425	1425	1425	1525	1625	1625
f	mm	465	465	580	610	675	820
g	mm	465	465	580	610	675	820
h	mm	358	358	358	358	358	358
k	mm	280	280	280	300	320	320
l	mm	100	100	100	100	140	140
m	mm	134	134	134	136	136	136
n	mm	1290	1290	1290	1480	1525	1525
o	mm	1670	1670	1670	1900	1950	1950
p	mm	1690	1690	1690	1920	1970	1970
q	mm	1558	1558	1788	1848	1980	2270
r, (profil rayın uzunluğu)	mm	1645	1645	1875	1935	2067	2357
s	mm	1800	1800	2030	2090	2220	2510
t	mm	2070	2070	2300	2380	2532	2822
u	mm	2147	2147	2377	2457	2649	2939
v, brülör namlusu	mm	720	720	780	838	950	950
w	mm	555	555	555	577	624	624

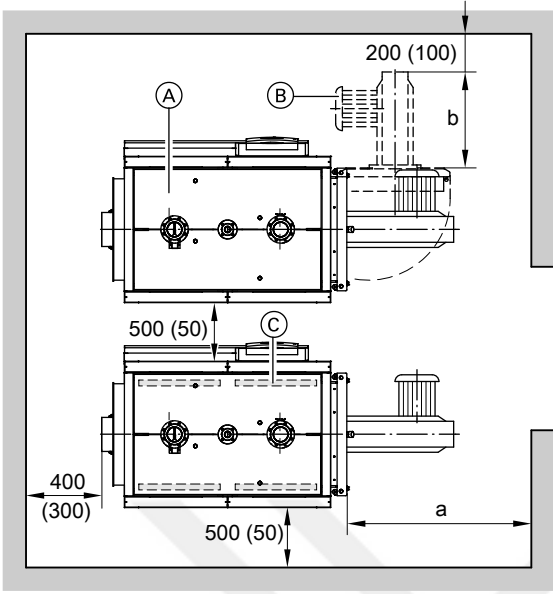
w ölçüsü: Brülörün montaj yüksekliği dikkate alınmalıdır

t ölçüsü: Kazan kapısı sökülmüş olarak

p, t, c ölçüleri: Giriş ölçüsü

Kazan ile ilgili teknik bilgiler (devam)

Yerleştirme



- (A) Kazan
(B) Brülör
(C) Ses yutucu altlıklar

Anma ısı gücü	kW	780	950	1120	1350	1700	2000
a	mm	1650		2150		2450	
b	mm	Brülörün uzunluğu					

a ölçü- Kazan önündeki bu mesafe, türbülötörlerin sökülebilmesi ve duman gazı geçişlerinin temizlenebilmesi için gerekmektedir.

Yerleştirme

- Yerleştirme mekanındaki hava halojenli hidrokarbonlarla kirlenmemelidir (örn. spreylerde, boyalarda, solventlerde ve temizleme maddelerinde bulunurlar)
- Fazla miktarda toz birikimine karşı önlem alınmalıdır
- Hava fazla nemli olmamalıdır
- Yerleştirme mekanı dona karşı korunmalı ve havalandırması iyi olmalıdır

Montaj ve bakım çalışmalarının kolayca yapılabilmesi verilen ölçülere uyulmalıdır. Dar yerlerde sadece minimum mesafelere (parantez içindeki ölçüler) uyulmalıdır. Kazan kapısı teslimat durumunda sol tarafa açılacak şekilde monte edilmiştir. Menteşe pimlerinin yerleri değiştirildiğinde kapı sağa doğru açılır.

Bu noktalara riayet edilmediği zaman sistemde arızalar ve hasarlar meydana gelebilir. Kazan, halojenli hidrokarbonların yol açtığı hava kirliliğinin beklendiği yerlere, sadece yanma havasının bu ortamdan etkilenmemesi için yeterli önlemler alındığında, monte edilebilir.

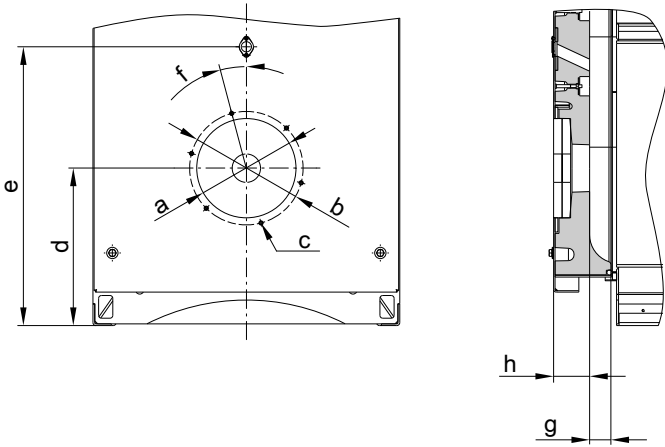
Brülörün montajı

Brülör sabitleme deliklerinin dairesi, brülör sabitleme delikleri ve brülör namlusu deliği ENEN 303-1'e uygundur (621-780 kW için). Brülör plakası isteğe bağlı olarak ekstra ücret karşılığında fabrika tarafından hazırlanabilir. Bunun için siparişte brülör modeli ve tipi belirtilmelidir.

Brülör namlusu kazan kapısının ısı izolasyonundan dışarı çıkmalıdır. Gerekli olan minimum brülör namlusu uzunluğu (g+h ölçüsü, aşağıdaki tabloya bakınız).

Brülör namlusu daha kısa olan bir brülör kullanıldığında, kusursuz olarak çalıştığı ispat edilmelidir.

Kazan ile ilgili teknik bilgiler (devam)

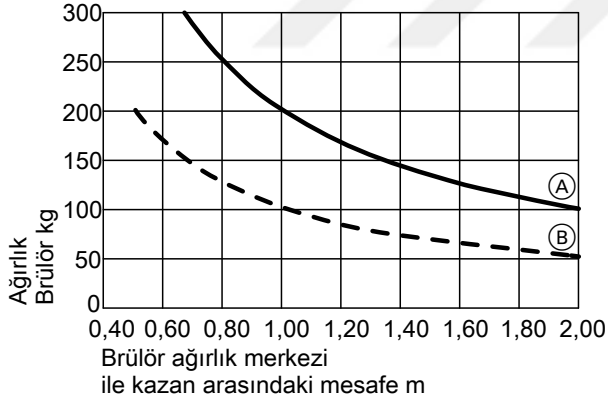


Anma ısı gücü	kW'den kW'ye	621 780	781 950	951 1120	1121 1350	1351 1700	1701 2000
a	Ø mm		350			400	
b	Ø mm		400			490	
c	Adet/Dış				6 x M 12		
d	mm		555		577	624	
e	mm		983		1077	1218	
f	°		15			30	
g	mm			95			140
h	mm			127			120

Brülör ağırlığına dikkat edin

Anma ısı gücü için örnek 1350 kW:

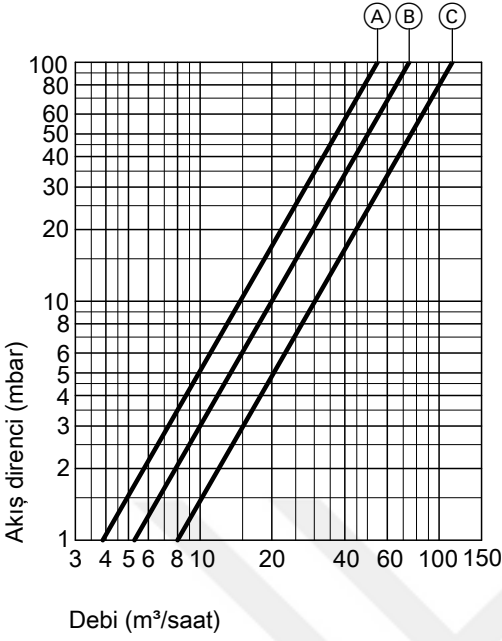
Ağırlık merkezi kazan kapısına 1 m mesafede olan bir brülörün ağırlığı en fazla 200 kg olmalıdır.



- (A) Anma ısı gücü 1350 - 2000 kW
 (B) Anma ısı gücü 780 - 1120 kW

Kazan ile ilgili teknik bilgiler (devam)

Isıtma suyu akış direnci



Vitoplex 100 sadece pompalı sıcak sulu ısıtma sistemlerine uygundur.

- (A) Anma ısıtma gücü: 621 - 950 kW
- (B) Anma ısıtma gücü: 951 - 1350 kW
- (C) Anma ısıtma gücü: 1351 - 2000 kW

Kazanın teslimat durumu

Kazan gövdesi, monte edilmiş kazan kapısı ve vidalanmış temizleme kapağı ile birlikte

Gözetleme borusu kapağı, alev borusu contası ve türbülötör çekici yanma odasında bulunur.

- 1 Karton içinde ısı izolasyonu
- 1 karton içinde kazan devresi kontrol paneli ve 1 poşette teknik dokümanlar

Kontrol sistemi

Tek kazanlı sistem için:

- **Vitotronic 100** (Tip GC3)
Sabit kazan suyu sıcaklığı için termostatik kontrol paneli.
- **Vitotronic 100** (Tip GC1B)
Sabit kazan suyu sıcaklığı temininde veya harici bir kontrol paneli ile bağlantılı olarak dış hava kompanzasyonlu işletme için.
- **Vitotronic 300** (Tip GW2B)
Karışım vanalı maks. 2 ısıtma devresi için dış hava kompanzasyonlu kazan ve ısıtma devresi kontrol paneli

Kaskad sistem için (4 kazana kadar):

- LON modülü üzerinden
- **Vitotronic 100** (Tip GC1B) ve **Vitotronic 300-K** (Tip MW1B) ile bağlantılı olarak kaskad kontrol
- Değişken kazan suyu sıcaklığı için (kazanlardan biri, kaskad bir sistem için kontrol tekniği temel donanımı ile birlikte teslim edilmektedir)

Kazan aksesuarları

Fiyat listesine bakınız.

Vitotronic kazan devresi kontrol panelleri ile işletme şartları

Su niteliği ile ilgili şartlar için Su niteliği için „referans değerler bölümüne bakınız“.

Vitotronic kazan devresi kontrol panelleri ile işletme şartları (devam)

		İstenen koşullar
1.	Isıtma suyu debisi	yok
2.	Kazan dönüş suyu sıcaklığı (minimum değer)	Sıvı ve gaz yakıtlı işletmede 65 °C
3.	Minimum giriş sıcaklığı	75 °C
4.	İki kademeli brülör işletmesi	yok
5.	Modülasyonlu brülör işletmesi	yok
6.	Düşümlü işletme	yapılamaz
7.	Hafta sonu sıcaklık düşümü	yapılamaz

Su niteliği için referans değerler

İsı üreticileri de dahil tüm ısıtma sisteminin ömrü, kullanılan suyun özelliklerinden etkilenir. Su şartlandırma maliyeti her durumda ısıtma sistemindeki hasarların giderilmesi masraflarından daha azdır. Aşağıda belirtilen şartların yerine getirilmesi garanti mükellefiyetimizin geçerliliği için şarttır. Korozyon ve kazan taşı oluşumunun sebep olduğu hasarlar garanti kapsamı dışındadır.

Su niteliğinden istenen şartların en önemlileri aşağıda özet olarak verilmektedir. Doldurmak için Viessmann'dan bir kimyasal su şartlandırma cihazı sipariş edilebilir.

Talimatlara göre işletme sıcaklıkları 100 °C'ye kadar olan ısıtma sistemleri (VDI 2035)

Isıtma sistemlerinde kullanılan suyun niteliği Kullanma Suyu Talimatında verilen kimyasal değerlere uygun olmalıdır. Kuyu suyu veya benzeri kullanılacak ise, sisteme doldurmadan önce uygunluğu kontrol edilmelidir.

Isıtma yüzeylerinde aşırı miktarda kazan taşı (kalsiyum karbonat) birikmesi önlenmelidir. İşletme sıcaklıkları 100 °C kadar olan ısıtma sistemlerinde VDI-Yönetmeliği 2035 Föy 1 „Sıcak sulu ısıtma sistemlerinde hasar önlenmesi - Kullanma suyu ısıtma ve sıcak su ısıtma sistemlerinde kireç oluşumunun önlenmesi“ geçerlidir. Daha ayrıntılı bilgi için VDI Direktifi 2035'te verilen açıklamalara bakınız.

Doldurma ve ilave suyu için izin verilen toplam sertlik

Toplam ısıtma gücü kW	Özgün sistem hacmi		
	< 20 l/kW	≥ 20 l/kW - < 50 l/kW	≥ 50 l/kW
> 600	< 0,02 mol/m ³ (0,11 °dH)	< 0,02 mol/m ³ (0,11 °dH)	< 0,02 mol/m ³ (0,11 °dH)

Referans değerler aşağıdaki koşullara göre verilmiştir:

- Sistemin toplam ömrü süresinde doldurulan toplam dolmuş su ve ilave su miktarları ısıtma sisteminin su hacminin üç katından fazla olmamalıdır.
- Sistemin özgül hacmi 20 litre/ısıtma gücünden daha az olmalıdır. Çok kazanlı sistemlerde en küçük kazanın hacmi alınmalıdır.
- Su tarafında korozyon oluşmaması için VDI 2035 Föy 2 tarafından istenen tüm önlemler alınmış olmalıdır.

Aşağıdaki koşullardaki kazanlarda dolmuş ve ilave suları yumuşatılmalıdır.

- Dolmuş ve ilave suyunda bulunan toplam toprak alkalilerin miktarı referans değerinin üzerinde.
- Daha yüksek dolmuş ve ilave su miktarları bekleniyor.
- Sistemin özgül hacmi 20 litre/ısıtma gücünden daha yüksek. Çok kazanlı sistemlerde en küçük kazanın hacmi alınmalıdır.

Planlamada aşağıdaki noktalara dikkat edilmelidir:

- Sistemde belirli bölümlere kapatma valfleri monte edilmelidir. Bu sayede her onarım durumunda veya sistem genişletme çalışmalarında tüm ısıtma suyunun boşaltılmasına gerek kalmaz.
- Dolmuş ve ilave su miktarlarını tespit etmek için bir su sayacı takılmalıdır. Doldurulan su miktarları ve sertlik dereceleri kazanın bakım kılavuzlarına kaydedilmelidir.

İşletme uyarısı:

- Sistem en düşük kapasiteden başlayarak, yüksek ısıtma suyu debisinde ve kademeli olarak işletmeye alınmalıdır. Bu sayede kazanın ısıtma yüzeylerinde yerel kazan taşı oluşumu minimize edilir.
- Çok kazanlı sistemlerde tüm kazanlar aynı anda işletmeye alınarak tüm kireç miktarının sadece tek bir kazanın ısıtma yüzeyinde oluşması önlenmelidir.
- Genişletme ve onarım çalışmalarında sadece gerekli olan şebeke kısımları boşaltılmalıdır.
- Su tarafında önlem alınması gerekiyorsa, sistem daha işletmeye almada ilk kez doldurulurken şartlandırılmış su kullanılmalıdır. Bu durum onarım veya sistem genişletmesi sonrası yeniden doldurma ve tüm ilave su miktarları için de geçerlidir.
- Isıtma suyu devresindeki filtre, pislik tutucu veya başka blöf alma veya ayırma tertibatları ilk veya yeni kurulmuş daha sık, sonraları ise su şartlandırma gereksinimine göre (ör. sertlik düşümü) kontrol edilmeli, temizlenmeli ve çalıştırılmalıdır.

Bu uyarılar göz önünde bulundurulduğunda, ısıtma yüzeylerinde kazan taşı oluşumu önlenir.

VDI-Yönetmeliği 2035 göz önünde bulundurulmazsa, kazan taşı oluşması durumunda monte edilen ısıtma cihazlarının ömürleri kısalmaya başlamış demektir. Bu durumda işletme emniyetinin sağlanması için kazan taşlarının temizlenmesi bir seçenek olabilir. Bu işlem Viessmann Endüstri Servisi ya da bir uzman işletmeye yaptırılmalıdır. Isıtma sistemini tekrar işletmeye almadan önce hasar kontrolü yapılmalıdır. Yeniden aşırı miktarda kazan taşı oluşumunu önlemek için, hatalı işletme parametreleri mutlaka düzeltilmelidir.

Su niteliği için referans değerler (devam)

Geçerli gidiş suyu sıcaklıkları 100 °C'nin üzerinde olan ısıtma sistemleri (VdTÜV MB 1466)

Tuzca fakir su ile işletme tarzı

Buna göre doldurma ve ilave suyu olarak sadece tuzu alınmış su, per-meat veya kondens suyu gibi tuzca fakir su kullanılabilir. Karışım yoğunlaşmalı sistemlerde, kazan suyu alkalizasyon için geri gön-derilmiyorsa, tuzca fakir su genellikle kendiliğinden oluşur.

Tuzlu su ile işletme şekli

Doldurma ve ilave suyu olarak mümkün mertebe en azından toprak alkalilerden arındırılmış (yumuşatılmış), düşük tuz ihtiva eden su kul-lanılmalıdır.

		tuzca fakir		tuz içeren
25 °C'deki elektriksel iletkenlik	µS/cm	10 - 30	> 30 - 100	> 100 - 1500
Genel istekler		berrak, çökelmeler yok	berrak, çökelmeler yok	berrak, çökelmeler yok
25 °C'deki pH değeri		9 - 10	9 - 10,5	9 - 10,5
Kullanma Suyu Yönetmeliği/Kullanma Suyu Şartlandırma Yönetmeliği uyarınca		≤ 9,5	≤ 9,5	≤ 9,5
Oksijen (O ₂)	mg/litre	< 0,1	< 0,05	< 0,02
Sürekli işletmedeki değerler genelde daha dü-şük olabilir. Uygun anorganik korozyon inhibitör-leri (önleyicileri) kullanıldığında, sistemdeki su-yun oksijen konsantrasyonu 0,1 mg/litre'ye ka-dar ulaşabilir.				
Toprak alkaliler (Ca + Mg)	mmol/litre	< 0,02	< 0,02	< 0,02
Fosfat (PO ₄)	mg/litre	< 5	< 10	< 15
Kullanma Suyu Yönetmeliği/Kullanma Suyu Şartlandırma Yönetmeliği uyarınca	mg/litre	≤ 7	≤ 7	≤ 7
Viessmann kızgın su kazanları	mg/litre	< 2,5	< 5	< 15
Oksijen bağlayıcılar kullanıldığında:				
Sodyum sülfid (Na ₂ SO ₃)	mg/litre	–	–	< 10
Uygun başka firma ürünleri kullanıldığında, sa-tan firmanın talimatları dikkate alınmalıdır.				

Kazanlarda antifriz kullanılması

Vitomax kazanları ısı taşıyıcı akışkan olarak su kullanılması için tasar-lanmış ve yapılmıştır. Kazan sistemlerini donmaya karşı korumak için, kazan veya sirkülasyon suyuna antifriz katılması gerekebilir.

Bu durumda aşağıdaki noktalara da dikkat edilmelidir:

- Antifrizlerin ve suyu özellikleri çok farklıdır
- Glikol bazındaki bir antifrizin kaynama noktası yaklaşık 170 °C'dir.
- Antifrizin sıcaklık dengesi kullanıldığı duruma uygun olmalıdır
- Conta malzemelerinin uygun olup olmadıkları kontrol edilmelidir. Belirtilenlerden başka malzemelerden yapılmış contaların kullanılması sistem tasarlanırken göz önünde bulundurulmalıdır
- Isıtma sistemleri için özel olarak geliştirilmiş olan antifrizlerde gliko-lun dışında korozyon önleyici madde olarak tampon maddeler ve inhibitörler de katılır. Antifriz kullanıldığında, üreticisinin verdiği en az ve en fazla konsantrasyon değerlerine dikkat edilmelidir
- Bir su antifriz karışımında ısı taşıyıcı akışkanın özgül ısı kapasitesi değişir. Bu durum, kazan ile eşanjör ve pompa gibi sistem modülle-rinin seçiminde göz önünde bulundurulmalıdır. İlgili özgül ısı kapa-sitesi değerleri antifriz üreticisinden öğrenilmelidir. Kapasite değiş-i-minin nasıl hesaplanacağı aşağıda verilen örnekten alınabilir

- Sisteme antifriz doldurulduğunda, bu durum uygun bir şekilde işa-retlenmelidir
- Kazan ve besi suyunun niteliği VDI Direktifi 2035'e uygun olmalıdır
- Antifrizde kullanılan inhibitörler havadaki oksijene temas ettiklerinde hızla azaldıklarından, ısıtma sistemleri kapalı devre sistem olarak tasarlanmalıdır
- Membranlı genişleme kapları DIN 4807 uyarınca olmalıdır
- Fleks bağlantı elemanları olarak sadece oksijen bariyerli hortumlar veya fleks hortumlar kullanılmalıdır
- Çinko glikol/su karışımı tarafından çözülebileceği için, sistemin pri-mer tarafında galvanizli eşanjörler, kaplar veya borular kullanılmamalıdır

Glikol ve suyun madde özellikleri farklı olduğundan, kazanda kapasite düşümü oluşabilir. Aşağıda antifriz kullanıldığında, kapasitede oluşan değişimin hesaplanmasına bir örnek verilmektedir.

İstenen Antifriz kullanılması durumunda maksimum kazan ka-pasitesi Q_K Glikol

Verilen Kazan gücü $Q_K = 2$ MW
Antifriz Tyfocor
Özgül ısı 80 °C'de 3,78 kJ/kgK
Tyfocor/su karışım oranı 40/60

Hesaplama:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c \cdot \Delta t} = \frac{2000 \text{ kW kg K} \cdot 3600 \text{ s}}{4,187 \text{ kWs} \cdot 20 \text{ K} \cdot 1 \text{ sa}} = 86000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \triangleq 86 \text{ t/sa-at}$$

Su niteliği için referans değerler (devam)

Bunun anlamı:

$$\dot{V} \approx 86 \text{ m}^3/\text{saat}$$

$$\dot{Q}_{K \text{ Glikol}} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta t = 86000 \frac{\text{kg}}{\text{sa}} \cdot 3,78 \frac{\text{kJ}}{\text{sa}} \cdot 20\text{K} \cdot \frac{1\text{sa}}{3600\text{s}}$$

$$\dot{Q}_{K \text{ Glikol}} = 1,8 \text{ MW}$$

Sonuç:

Isıtma şebekesinde yukarıda belirtilen % 40 oranında antifriz kullanıldığında, kazanın kapasitesi %10 azalır. Özgül ısı kapasitesi karışım oranına ve sıcaklığa bağlı olduğundan, özel olarak projelendirilmelidir.

Su tarafı korozyonun sebep olduğu hasarların önlenmesi

Isıtma sistemlerinde ve sıcak su üreticilerinde kullanılan demir malzemenin korozyona dayanıklılığı ısıtma suyunda oksijen bulunmamasına bağlıdır.

İlk veya ilave dolularla su ile birlikte ısıtma sistemine karışan oksijenin sistemdeki malzemelerle reaksiyona girmesi sonucu herhangi bir hasar oluşmamaktadır.

Isıtma suyunun renginin belirli bir süre sonra siyahlaşması, sistemde artık serbest oksijen bulunmadığını göstermektedir.

Teknik kurallar, özellikle VDI-Yönetmeliği 2035-2, ısıtma sistemlerinin ısıtma suyuna daimi olarak oksijen girişi mümkün olmayacak şekilde projelendirilmesini ve işletilmesini önermektedir.

İşletme esnasında sisteme oksijen girişi aşağıdaki şekillerde olabilir:

- Açık genişleme tankları üzerinden
- Sistemdeki negatif basınç nedeniyle
- Gaz geçirgen yapı malzemeleri üzerinden

Kapalı sistemlerde (örn. membranlı genişleme tanklı sistemler) doğru bir boyutlandırma ve sistem basıncı ile, havadaki oksijenin sisteme karışmasına karşı etkin bir koruma oluşmaktadır.

Isıtma sisteminin herhangi bir yerindeki, pompanın emiş tarafı da olmak üzere her işletme durumundaki basınç ortamdaki atmosferik basıncın üzerinde olmalıdır.

Membranlı genişleme tankının ön basıncı en azından yıllık bakım esnasında kontrol edilmelidir.

Gaz geçirgen malzemeler, örneğin yerden ısıtma sistemlerinde oksijen bariyerli olmayan plastik borular kullanılmamalıdır. Oksijen bariyerli olmayan malzeme kullanıldığında sistem ayırımı yapılmalıdır. Plastik borularda dolaşan su, korozyona dayanıklı malzemeden yapılmış bir eşanjör ile diğer ısıtma devrelerinden – örneğin ısı üreticilerinden – ayrılmalıdır.

Yukarıda belirtilen noktaların dikkate alındığı bir sıcak su ısıtma sisteminde korozyona karşı ayrıca önlem alınmasına gerek yoktur.

Sisteme oksijen girmesi tehlikesinin bulunduğu durumlarda ek önlemler alınmalıdır; örneğin oksijen bağlayıcı madde olarak sodyum sülfid (5 - 10 mg/litre) ilave edilmelidir. Isıtma suyunun pH değeri 9,0 ile 10,5 arasında olmalıdır.

Alüminyum yapı parçaları mevcut ise, daha farklı şartlar geçerlidir. Korozyona karşı koruyucu kimyasal maddeler kullanıldığında, bu ürünlerin kazanın ve ısıtma sisteminin diğer parçalarının üretildiği malzemelere zarar vermeyeceği konusunda kimyasal madde üreticisinden belge alınmalıdır.

Suyun şartlandırılması ile ilgili olarak bu konuda uzman firmalara danışmanızı öneririz.

Konu ile ilgili detaylı bilgiler VDI Yönetmeliği 2035-2 ve EN 14868'de bulunmaktadır.

Kazanlarda antifriz kullanılması

Viessmann kazanları için ısı taşıyıcı akışkan olarak su kullanılır. Kazan sistemi için bir donma korunması kullanılması gerekiyorsa, kazan veya devir daim suyuna antifriz ilave edilmelidir.

Antifriz kullanılırken dikkat edilmesi gereken noktalar:

- Antifrizlerin ve suyun özellikleri çok farklıdır.
- Glikol bazındaki bir antifrizin kaynama noktası yaklaşık 170°C'dir.
- Seçilen antifrizin sıcaklığa dayanıklılığı yeterli yükseklikte olmalıdır.
- Contaların materyalleri seçilen antifrizle uygun olmalıdır. Öngörülen conta materyallerinden başka materyaller kullanılması sistem projelendirilirken göz önünde bulundurulmalıdır.
- Özel olarak ısıtma sistemleri için geliştirilmiş olan antifrizlerde glikolun dışında, inhibitörler ve tampon maddeler de bulunur. Bu maddeler korozyon önlemek için kullanılır. Antifriz kullanılırken üreticisinin verdiği bilgilere dikkat edilmelidir. Verilen minimum ve maksimum konsantrasyon değerlerine uyulmalıdır.
- Su-antifriz karışımından oluşan bir ısı taşıyıcı akışkanın özgül ısı kapasitesi, antifriz içermeyen bir ısı taşıyıcı akışkanın özgül ısı kapasitesinden farklıdır. Bu durum, kazan ile eşanjör ve pompa gibi sistem modüllerinin seçiminde göz önünde bulundurulmalıdır. Antifriz üreticisinin özel ısı kapasitesi ile ilgili verdiği bilgilere dikkat edilmelidir. Güç değişimini tespit etmek için, örnek hesaplamaya bakınız, sayfa 11.

- Sisteme antifriz doldurulduğunda, bu durum uygun bir şekilde işletilmelidir.
- Sadece VDI Direktifi 2035'e uygun kazan ve besi suyu kullanılmalıdır.
- Sistemler kapalı sistem olarak projelendirilmelidir. Havadaki oksijeninin antifrizin inhibitör konsantrasyonunu azalttığı göz önünde bulundurulmalıdır.
- Sadece DIN 4807'ye uygun membranlı genişleme kapları kullanın.
- Fleks bağlantı elemanları olarak sadece oksijen bariyerleri hortumlar veya metal hortumlar kullanılmalıdır.
- Sistemlerin primer taraflarında galvanizli eşanjörler, kaplar veya borular kullanılmasına izin verilmez. Glikol-su karışımları çinkoyu çözebilir.

Glikol ve suyun madde özellikleri farklı olduğundan, kazanda kapasite düşümü oluşabilir. Bunun için aşağıdaki örnek hesaplamaya bakınız.

Su niteliği için referans değerler (devam)

Örnek hesaplama: Antifrizle çalıştırıldığında, kazan kapasitesinin değişmesi

İstenen	Antifriz kullanılması durumunda maksimum kazan kapasitesi	\dot{Q}_K Glikol
Verilen	Kazan gücü Antifriz Özgül ısı kapasitesi Tyfocor/su karışım oranı	$\dot{Q}_K = 2$ MW Tyfocor 80°C'de 3,78 kJ/kgK 40/60

Hesaplama:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c \cdot \Delta t} = \frac{2000 \text{ kW} \cdot \text{kg} \cdot 3600 \text{ sn}}{4,187 \text{ kWs} \cdot 20 \text{ K} \cdot 1 \text{ sa}} = 86000 \frac{\text{kg}}{\text{sa}} \approx 86 \text{ t/sa}$$

Bunun anlamı:

$$\dot{V} \approx 86 \text{ m}^3/\text{sa}$$

$$\dot{Q}_K \text{ Glikol} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta t = 86000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 3,78 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} \cdot 20 \text{ K} \cdot \frac{1 \text{ saat}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{Q}_K \text{ Glikol} = 1,8 \text{ MW}$$

Sonuç:

Isıtma şebekesinde % 40 yukarıda belirtilen antifriz kullanıldığında, kazanın kapasitesi %10 azalır. Özgül ısı kapasitesi karışım oranına ve sıcaklığa bağlıdır. Bu nedenle yeniden boyutlandırılması gerekir.

Planlama bilgileri

Uygun bir brülörün montajı

Brülör, kazanın anma ısı gücüne ve duman gazı tarafı direncine uygun olmalıdır (brülör üreticisinin teknik verilerine bakınız). Brülör namlusunun malzemesi minimum 500 °C'ye kadar olan işletme sıcaklıklarına dayanıklı olmalıdır.

Sıvı yakıtlı üfleli brülör

Brülör EN 267'ye göre kontrol edilmiş ve işaretlenmiş olmalıdır.

Gaz yakıtlı üfleli brülör

Brülör EN 676'ya göre kontrol edilmiş olmalı ve 2009/142/EC Gaz Yakıtlı Cihazlar Direktifine göre CE-İşareti taşımaktadır.

Brülör ayarı

Brülörün sıvı veya gaz yakıt debisi, kazanın belirtilen anma ısı gücüne uygun şekilde ayarlanmalıdır.

Maksimum gidiş suyu sıcaklıkları

Gidiş suyu sıcaklıkları (= emniyet sıcaklıkları) için kızgın su kazanı

■ 110 °C'ye kadar

CE-İşareti:

CE-0085 Gaz Cihazları Şartnamesi'ne göre

Pompa kumandalı basınçlandırma sistemleri

Otomatik, özellikle pompa kumandalı, gazdan arındırma sistemi entegre edilmiş basınçlandırma sistemli ısıtma sistemlerinde, her kazan için bir emniyet gereği olarak genişleme tankı öngörülmelidir.

Kazan gücü (kW)	Genişleme tankı hacmi (litre)
1000'a kadar	140
2000'a kadar	300

Böylece frekans ve basınç değişimleri düşürülür. Basınç değişimlerinin dengelenmesi sistem komponentlerinin işletme emniyetlerini yükseltir ve servis ömürlerini uzatır.

Bu öneriye uyulmaması durumunda kazanda veya diğer sistem komponentlerinde hasar oluşabilir.

Sadece korozyon tekniğine göre, ısıtma suyuna oksijen girmesini önleyen kapalı PDH (pompa kumandalı basınçlandırma) sistemleri kullanılmalıdır. Aksi takdirde sistemde oksijen korozyonu sonucu hasar oluşabilir.

Çevrimsel basınç düşürmeli atmosferik gaz atma sistemli PDH (pompa kumandalı basınçlandırma) sistemleri ısıtma sisteminin etkili bir şekilde havalandırılmasını sağlar. Bu sistemler VDI 2035 Föy 2 tarafından istenen korozyon korumasına uygun bir oksijen atma sağlayamazlar.

Amacına Uygun Kullanım

Bu cihaz sadece EN 12828'e uygun kapalı ısıtma sistemlerinde ve ilgili montaj, servis ve kullanma kılavuzları ve teknik bilgi föyündeki bilgiler göz önünde bulundurularak monte edilmeli ve çalıştırılmalıdır. Sadece ısıtma suyu ısıtılması için teknik öngörülmüştür.

Isıtma suyu ısıtılmasının dışında bir amaçla ticari ya da endüstriyel kullanım amacına uygun olmayan kullanım sayılır.

Amacına uygun kullanım, amacına uygun kullanım için onaylanmış komponentlerle bağlantılı olarak sabit bir montaj yapıldığını varsayar.

Planlama bilgileri (devam)

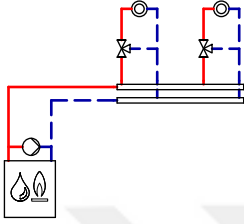
Bunun dışındaki her türlü kullanım amacına uygun olmayan kullanımdır. Bu durumda oluşacak hasarlar garanti kapsamı dışındadır.

Bunun dışındaki kullanımlar üretici tarafından duruma göre onaylanmalıdır.

Amacına uygun kullanıma bakım ve kontrol aralıklarına uyulması da dahildir.

Sistem örneği 1, ID: 4605564_1306_01

Dönüş suyu sıcaklık yükseltmesi için şönt pompalı tek kazanlı sistem



ID: 4605564_1306_01

Kullanım alanı

Bağlanmış olan ısıtma devrelerini Termostat T1 (4) üzerinden etki-leme olanağının bulunmadığı sistemlerde.

Ana komponentler

Tek kazanlı sistem:

- Vitoplex 100
- Vitotronic 100, Tip GC3
- Şönt pompa

Fonksiyon açıklaması

Sabit kazan suyu sıcaklığında işletme.

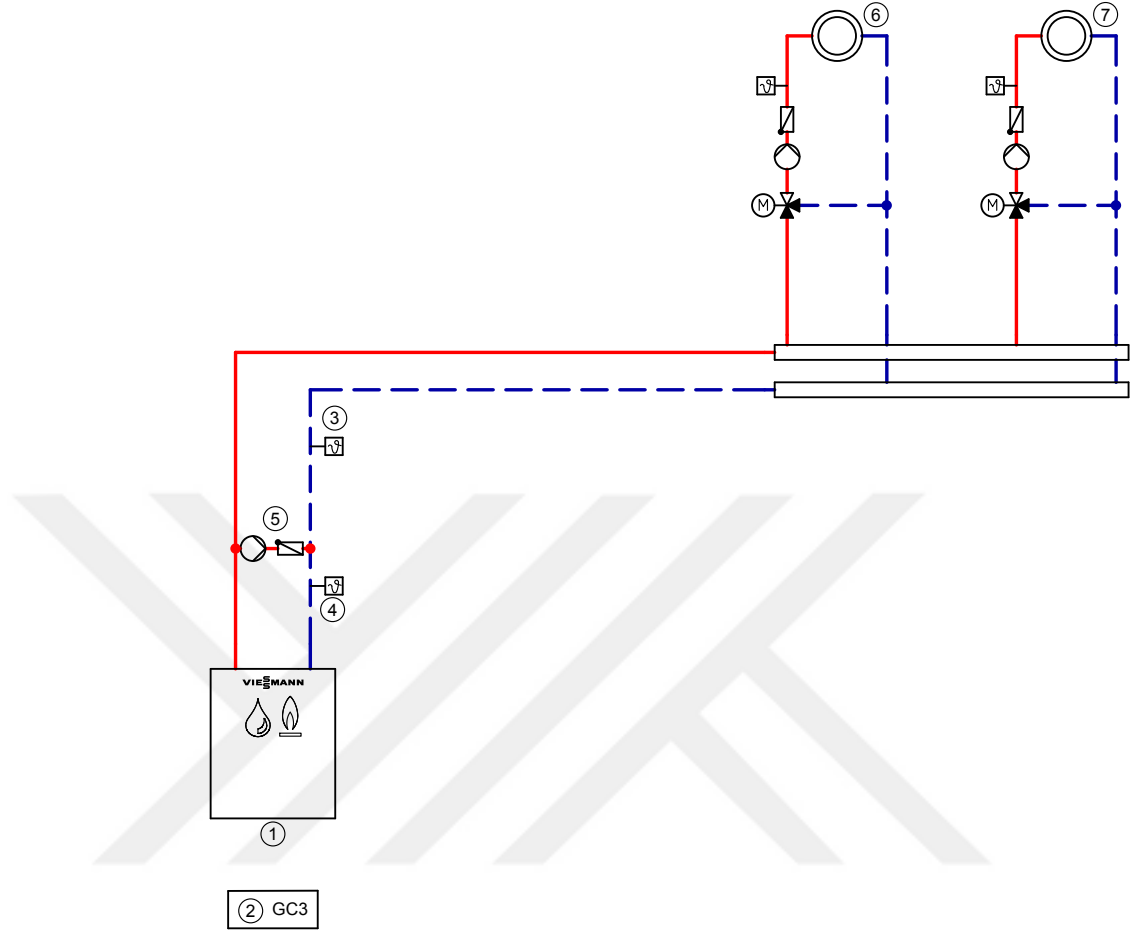
Vitotronic 100'ün (Tip GC3) termostat teslimat durumunda 75 °C'ye ayarlıdır. 2. brülör kademesi 1. brülör kademesinin 5 K altında açılır veya kapanır.

Dönüş sıcaklığı yükseltmesi

Gerekli minimum dönüş suyu sıcaklığının altına inildiğinde termostat T2 (3) şönt pompayı BP (5) çalıştırır. Dönüş suyu sıcaklığının yükseltilmesine rağmen, minimum dönüş suyu sıcaklığına ulaşamazsa, hacimsel debi termostat T1 (4) üzerinden minimum %50 kısılmalıdır. Şönt pompa BP (5) kazanın toplam debisinin yaklaşık %30'u için projelendirilmelidir.

Planlama bilgileri (devam)

Hidrolik tesisat şeması ID'si: 4605564_1404_02



Uyarı: Bu şema üzerinde kapatma ve güvenlik tertibatları olmadan gösterilen örnektir. Kurulum yerinde gerekli olan uzman planlaması yerine kullanılamaz.

Gerekli cihazlar

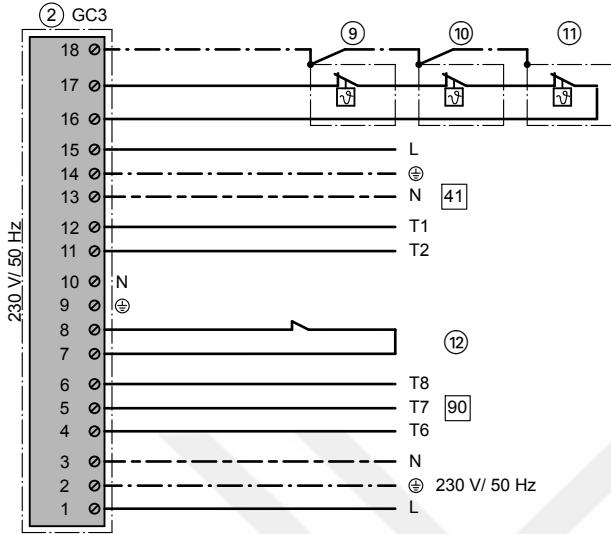
ID: 4605564_1404_02

Poz.	Tanımlama	Sip.-No.
①	Kazan	Viessmann fiyat listesi gibi
②	Vitotronic, Tip GC3	bkz. Viessmann fiyat listesi
③	Sıcaklık termostadı T2 – Daldırma tip termostat (200 mm uzunluğunda termostat kovani ile) ya da – Daldırma tip termostat (150 mm uzunluğunda termostat kovani ile)	Z001 887 Z001 888
④	Termostat T1 – Daldırma tip termostat (200 mm uzunluğunda termostat kovani ile) ya da – Daldırma tip termostat (150 mm uzunluğunda termostat kovani ile)	Z001 887 Z001 888
⑤	Şönt pompa BP	uygulayıcıya ait
⑥	Isıtma devresi I	uygulayıcıya ait
⑦	Isıtma devresi II	uygulayıcıya ait
⑧	Aksesuar (opsiyonel) Harici emniyet tertibatı için bağlantı kutusu	uygulayıcıya ait
⑨	Minimum basınç denetleyicisi veya sınırlayıcısı SDB	7438 030
⑩	Maksimum basınç sınırlayıcısı SDB	7438 025
⑪	Susuz çalışma emniyeti (su seviye sınırlayıcısı) WB	9529 050
⑫	Brülör devreye alma bağlantısı	uygulayıcıya ait

Planlama bilgileri (devam)

Elektrik tesisat şeması

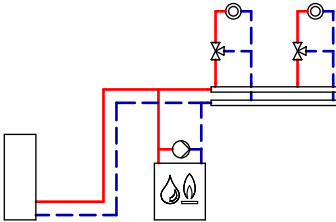
Ana devre kartı 230 V



ID: 4605564_1306_01

Sistem örneği 2, ID: 4605565_1306_01

Dönüş suyu sıcaklık yükseltilmesi için şönt pompalı tek kazanlı sistem



ID: 4605565_1306_01

Kullanım alanı

Kazan yakınına monte edilmiş kolektörlü ısıtma sistemlerinde. Kazan suyunun hacimsel debisini kısma olanağı bulunmalıdır.

Ana komponentler

Tek kazanlı sistem:

- Vitoplex 100
- Vitotronic 100, Tip GC1B
- Şönt pompa

Gerekli kodlamalar

ID: 4605565_1306_01

Grup	Kodlama	İşlev
„Kazan“	„02:1“ ya da „02:2“	İki kademeli brülör (teslimat durumu) Modülasyonlu brülör

Fonksiyon açıklaması

Gerekli minimum dönüş suyu sıcaklığının altına düşüldüğünde, sıcaklık sensörü T2 (6) şönt pompayı (5) çalıştırır. Dönüş suyu sıcaklığının yükseltilmesine rağmen, minimum dönüş suyu sıcaklığına ulaşılmazsa, hacimsel debi sıcaklık sensörü T1 (7) üzerinden minimum %50 kısımlıdır.

Şönt pompa (5) kazanın toplam debisinin yaklaşık %30'u için projelendirilmelidir.

Hacimsel debinin kısılması mümkün değilse, ör. eski sistemlerde, tek kazanlı sistem olarak şönt poma ve 3 yollu karışım vanalı veya kazan devresi pompası ve 3 yollu karışım vanalı veya kazan devresi pompalı, hidrolik denge kaplı ve 3 yollu karışım vanalı uygulama örneklerini önermekteyiz.

Kullanma suyu ısıtması

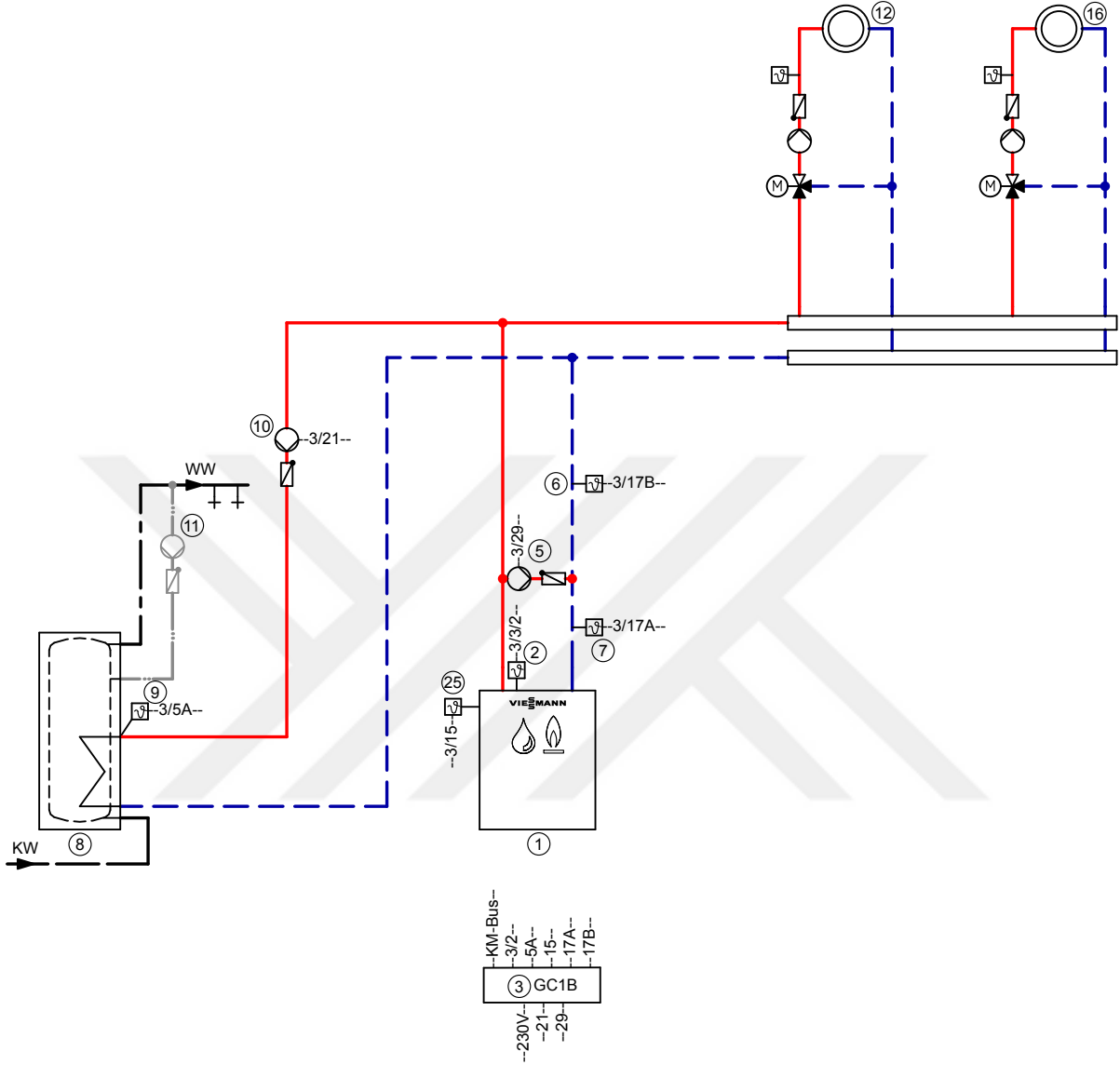
Boyer sıcaklık sensöründe ayarlanmış olan kullanma suyu sıcaklığının altına düşüldüğünde, ısıtma başlar. Kazan suyu sıcaklığı, istenen kullanma suyu sıcaklığı +20 K değerine kadar yükseltilir ve kazan suyu sıcaklığı kullanma suyu sıcaklığının 7 K üzerinde ise, boyler ısıtması (10) devir daim pompası çalışmaya başlar.

Isıtma işletmesi

Isıtma devrelerinin gidiş sıcaklığı kullanılan kontrol paneline bağlı olarak, dış hava sıcaklığına göre değişebilir.

Planlama bilgileri (devam)

Hidrolik tesisat şeması ID'si: 4605565_1306_01



Uyarı: Bu şema üzerinde kapatma ve güvenlik tertibatları olmadan gösterilen örnektir. Kurulum yerinde gerekli olan uzman planlaması yerine kullanılamaz.

Planlama bilgileri (devam)

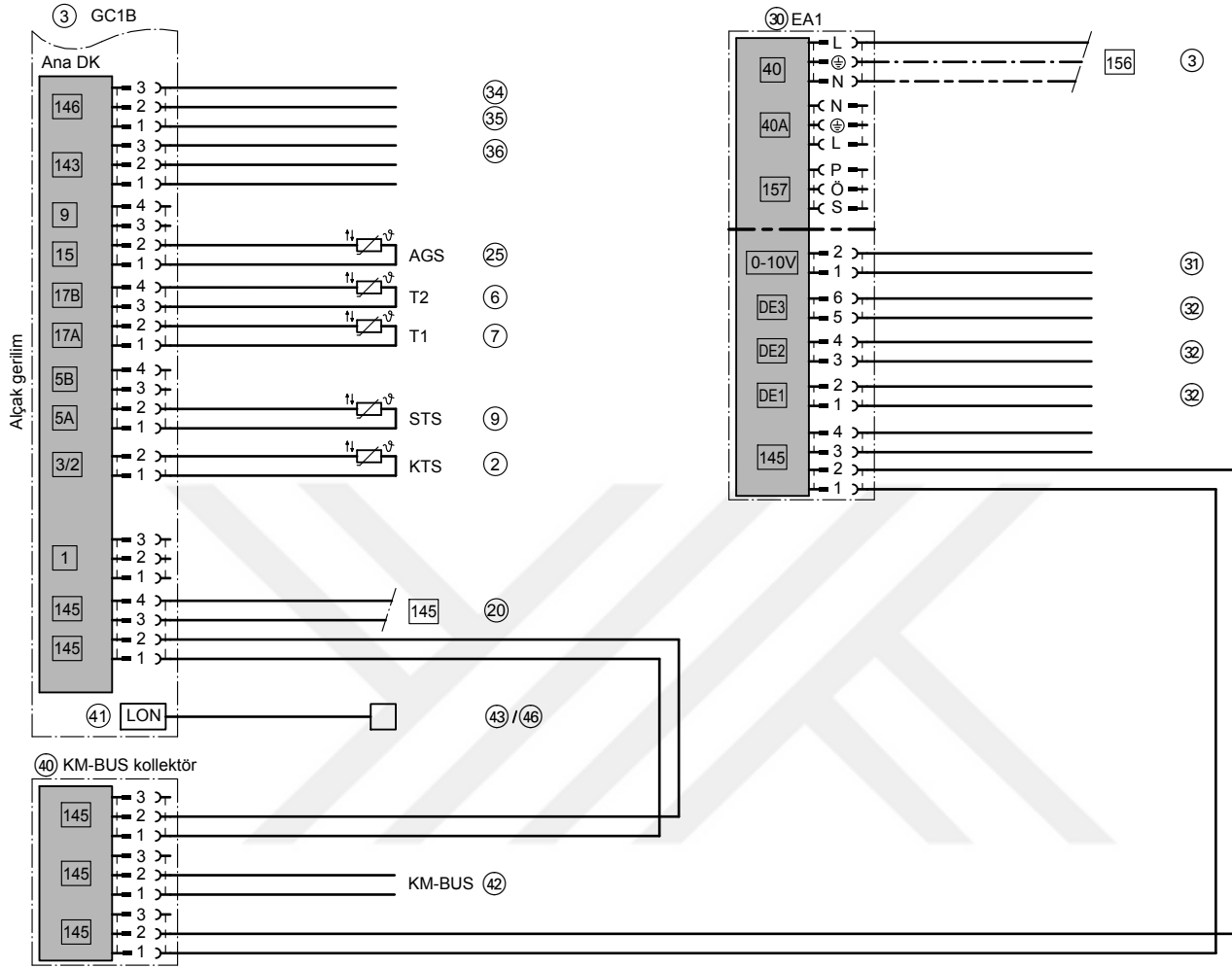
Gerekli cihazlar

ID: 4605565_1306_01

Poz.	Tanımlama	Sip.-No.
①	Kazan	Viessmann fiyat listesi gibi
②	Kazan sıcaklık sensörü KTS	Poz. 3 teslimat içeriği
③	Vitotronic, Tip GC1B	Poz. 1 teslimat içeriği
⑤	Şönt pompa BP	uygulayıcıya ait
⑥	Sıcaklık sensörü T2	
	– Yüzeysel temaslı tip sensör ya da	7426 463
	– Daldırma tip sensör	7438 702
	Çekvalf R ½ x 100	7816 035
	Çekvalf R ½ x 150	7817 326
⑦	Sıcaklık sensörü T1	
	– Yüzeysel temaslı tip sensör ya da	7426 463
	– Daldırma tip sensör	7438 702
	Çekvalf R ½ x 100	7816 035
	Çekvalf R ½ x 150	7817 326
④④	Şebeke anahtarı	uygulayıcıya ait
⑧	Boylar	bkz. Viessmann fiyat listesi
⑨	Boylar sıcaklık sensörü STS	Vitotronic 200 ve 300'ün teslimat içeriği ya da
		7438 702 Vitotronic 100'de
⑩	Boylar ısıtma devir daim pompası UPSB	bkz. Viessmann fiyat listesi
⑪	Kullanma suyu devir daim pompası ZP (uygulayıcıya ait)	bkz. Vitoset fiyat listesi
⑫	Isıtma devresi I	uygulayıcıya ait
⑬	Isıtma devresi II	uygulayıcıya ait
	Aksesuar (opsiyonel)	
⑳	Harici emniyet tertibatları için soket adaptör	7164 404
㉑	Minimum basınç denetleyicisi veya sınırlayıcısı SDB	7438 030
㉒	Maksimum basınç sınırlayıcısı SDB	7438 025
㉓	Susuz çalışma emniyeti (su seviye sınırlayıcısı) WB	bkz. Viessmann fiyat listesi
㉔	Toplam arıza ikazı S	uygulayıcıya ait
㉕	Baca gazı sıcaklık sensörü AGS	7452 531
㉖	Yardımcı kontaktör	7814 681
㉗	Ek bağlantı modülü EA1:	7452 091
㉘	1 analog giriş (0 - 10 V)	
	– İstenen kazan suyu sıcaklık değeri girişi	
㉙	3 dijital giriş	
	– Toplam arıza ikazlı harici kapatma	
	– Arıza mesajları	
	Harici kumanda alma olanağı	uygulayıcıya ait
㉚	– Harici talep	
㉛	– Kademeli / modülasyonlu brülör için harici ayar değişikliği	
㉜	– Harici kilitleme	
㉝	KM-BUS kolektörü, birden fazla KM-BUS katılımcı varsa	7415 028
	KM-BUS katılımcı:	bkz. Viessmann fiyat listesi
	– Ek bağlantı modülü EA1	
	– Vitocom 100, Tip GSM2	
㉞	Aşağıdaki komponentlerle iletişim kurmak için LON iletişim modülü:	7172 173
	Vitotronic 200-H (daha fazla ısıtma devresini kontrol etmek için)	
㉟	Vitocom 100, Tip GSM2	Z011 396
㊱	Vitocom 200, Tip LAN2, iletişim modüllü	Z011 390
㊲	Vitocom 300, Tip LAN3, LON iletişim modüllü	Z011 399

Planlama bilgileri (devam)

Ana devre kartı alçak gerilim bağlantıları



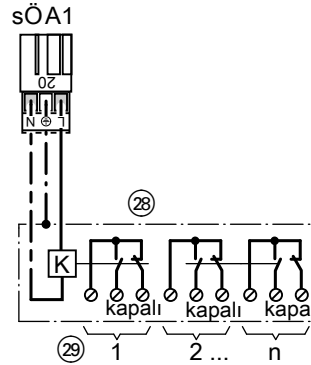
ID: 4605565_1306_01

Bağlantı şeması

Kazan devresi kontrol paneline LON üzerinden bağlanmayan ısıtma devresi kontrol paneli ısıtma sistemlerindeki sıcaklık sensörü T1 üzerinden bağlı olan karışım vanaları için bağlantı.

Gerekli kodlama:

„4C“yi „2“ye değiştirin – Bağlanmış olan karışım vanalarını kapatmak için sistem fişi [20] A1 kullanılabilir. „0D“yi „1“e değiştirin – T1 ısıtma devresi kontrol panelinin karışım vanasını etkiler.

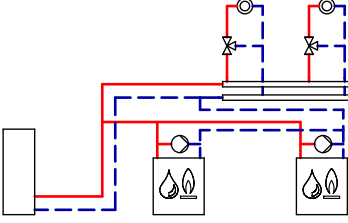


ID: 4605565_1306_01

Planlama bilgileri (devam)

Sistem örneği 3, ID: 4605566_1404_02

Çok kazanlı sistem: Dönüş suyu sıcaklığı yükseltmesi için şönt pompalı kazan



ID: 4605566_1404_02

Kullanım alanı

Kazan yakınına monte edilmiş kolektörlü ısıtma sistemlerinde. Kazan suyunun hacimsel debisi motorlu kısma vanaları üzerinden kısılmaktadır.

Ana komponentler

Çok kazanlı sistem:

- Vitoplex 100
- Vitotronic 200-H ve
 - Vitotronic 100, Tip GC1B, kaskad sistemde her kazan için ve Vitotronic 300, Tip MW1B, kaskad sistem için bir adet ya da
 - Vitotronic 100, Tip GC1B, kaskad sistemde her kazan için ve Kumanda panosu Vitocontrol ve dış hava kompanzasyonlu kontrol paneli Vitotronic 300-K, Tip MW1B
- Şönt pompalar

Gerekli kodlamalar

ID: 4605566_1404_02

Servis adresi Vitotronic 300-K, Tip MW1B / Poz. ④

Grup	Kodlama	İşlev
„Genel“	„00:8“	Karışım vanalı iki ısıtma devresi M2 (Isıtma Devresi 2) ve M3 (Isıtma Devresi 3), kullanma suyu ısıtmalı
„Kaskad“	„35:2“	Bağlı olan kazan sayısı
„Kaskad“	„38:1“	Kılavuz kazan değişimi (her ay)

Servis adresi Vitotronic 100, Tip GC1B / Poz. ③

„Kazan“	„01:2“	LON üzerinden kaskad kontrollü çok kazanlı sistem
„Kazan“	„02:1“ ya da „02:2“	İki kademeli brülör (teslimat durumu) Modülasyonlu brülör

Servis adresi Vitotronic 100, Tip GC1B / Poz. ⑬

„Genel“	„77:2“	LON katılımcı numarası
„Kazan“	„01:2“	LON üzerinden kaskad kontrollü çok kazanlı sistem
„Kazan“	„02:1“ ya da „02:2“	İki kademeli brülör (teslimat durumu) Modülasyonlu brülör
„Kazan“	„07:2“	Çok kazanlı sistemlerde kazanın sıra numarası

Servis adresi Vitotronic 200-H, Tip HK1B / Poz. ⑳

„Genel“	„81:3“	Saat kontrol paneli tarafından alınır
„Genel“	„97:1“	Dış hava sıcaklığını kontrol paneli alır

Fonksiyon açıklaması

Gerekli minimum dönüş sıcaklığının altına düşüldüğünde, sıcaklık sensörleri T2 ⑧ ve ⑮ şönt pompaları ⑨ ve ⑯ çalıştırır. Buna rağmen istenen minimum dönüş sıcaklığına erişilemezse, hacimsel debi sıcaklık sensörleri T1 ⑩ ve ⑰ ile, kısma klapeleri ⑦ ve ⑭ veya kazan devresi kontrol panelleri ④ ve ⑳ üzerinden oransal olarak kısıtılır.

Şönt pompa ⑨ ve ⑯ kazanın toplam debisinin yaklaşık % 30'u için projelendirilmelidir.

Vitotronic 300-K ④ kullanıldığında veya ısıtma devreleri, kazan devresine bağlı olan Vitotronic 200-H ⑳ ile kontrol edildiğinde, hacimsel debi ısıtma devresi karışım vanaları tarafından kısılmalıdır. Uygulayıcı tarafından ilave koruma önlemleri alınmasına gerek yoktur.

Dönüş suyu sıcaklığı yükseltmesi için kazan devresi pompasına ve palalı karışım vanasına gerek yoktur.

Kullanma suyu ısıtması

Boiler sıcaklık sensöründe ⑰ ayarlanmış olan kullanma suyu sıcaklığının altında düşüldüğünde, şalt saati boiler ısıtmasını serbest bıraktığında ısınma başlar. Kazan suyu sıcaklığı, istenen boiler sıcaklığı + 20 K değerine kadar yükseltilir ve kazan suyu sıcaklığı boiler suyu sıcaklığının 7 K üzerinde ise, boiler ısıtması devir daim pompası ⑳ çalışmaya başlar.

Isıtma devreleri Vitotronic üzerinden kontrol edildiğinde, mutlak öncelikte ısıtma devresi pompaları M2

Isıtma işletmesi

Isıtma devrelerinin gidiş sıcaklığı kullanılan kontrol paneline bağlı olarak, dış hava sıcaklığına göre değişebilir. Kazan suyu sıcaklığı istenen gidiş sıcaklığından 8 K daha yüksek olarak ayarlanır.

Planlama bilgileri (devam)

Gerekli cihazlar

ID: 4605566_1404_02

Poz.	Tanımlama	Sip.-No.
①	Kazan I	bkz. Viessmann fiyat listesi
②	Kazan sıcaklık sensörü KTS	Poz. 3 teslimat içeriği
③	Vitotronic 100, Tip GC1B	Poz. 1 teslimat içeriği
④	Vitotronic 300-K, Tip MW1B	Poz. 1 teslimat içeriği
⑤	Dış hava sıcaklık sensörü ATS	Poz. 4 teslimat içeriği
⑥	Gidiş sıcaklık sensörü – Yüzey temaslı tip sensör ya da – Daldırma tip sensör	7426 463 7438 702
⑦	Motorlu kısma klapesi	bkz. Vitoset fiyat listesi
⑧	Sıcaklık sensörü T2, Vitotronic 100, Tip GC1B ile bağlantılı olarak – Yüzey temaslı tip sensör ya da – Daldırma tip sensör	7426 463 7438 702
⑨	Şönt pompa	uygulayıcıya ait
⑩	Sıcaklık sensörü T1, Vitotronic 100, Tip GC1B ile bağlantılı olarak – Yüzey temaslı tip sensör ya da – Daldırma tip sensör	7426 463 7438 702
⑪	Kazan II	bkz. Viessmann fiyat listesi
⑫	Kazan sıcaklık sensörü KTS	Poz. 13 teslimat içeriği
⑬	Vitotronic 100, Tip GC1B	Poz. 11 teslimat içeriği
⑭	Motorlu kısma klapesi	bkz. Vitoset fiyat listesi
⑮	Sıcaklık sensörü T2, Vitotronic 100, Tip GC1B ile bağlantılı olarak – Yüzey temaslı tip sensör ya da – Daldırma tip sensör	7426 463 7438 702
⑯	Şönt pompa	uygulayıcıya ait
⑰	Sıcaklık sensörü T1, Vitotronic 100, Tip GC1B ile bağlantılı olarak – Yüzey temaslı tip sensör ya da – Daldırma tip sensör	7426 463 7438 702
⑱	Boyeler	bkz. Viessmann fiyat listesi
⑲	Boyeler sıcaklık sensörü STS	Poz. 4 teslimat içeriği
⑳	Kullanma suyu devir daim pompası ZP	bkz. Vitoset fiyat listesi
㉑	Boyeler ısıtma devir daim pompası UPSB	bkz. Viessmann fiyat listesi
㉒	Isıtma devresi I	
㉔	Isıtma devresi pompası M2 (ısıtma devresi I) Karışım vanası M2'li bir ısıtma devresi için ek bağlantı seti (Isıtma Devresi I) Parçaları: – Gidiş sıcaklık sensörü M2 (yüzey temas tipli sensör) ve – Karışım vanası motoru	uygulayıcıya ait 7441 998
㉕	ya da Yüzey temaslı tip sensör ya da Daldırma tip sensör ve	7426 463 7438 702
㉖	Flanşlı karışım vanası için karışım vanası motoru M2 ve fiş ve Karışım vanası	bkz. Viessmann fiyat listesi
㉗	Isıtma devresi II	
㉘	Isıtma devresi pompası M3 (ısıtma devresi II) Karışım vanası M2'li bir ısıtma devresi için ek bağlantı seti (Isıtma Devresi II) Parçaları: – Gidiş sıcaklık sensörü M2 (yüzey temas tipli sensör) ve – Karışım vanası motoru	uygulayıcıya ait 7441 998
㉙	ya da Yüzey temaslı tip sensör ya da Daldırma tip sensör ve	7426 463 7438 702
㉚	Flanşlı karışım vanası için karışım vanası motoru M2 ve fiş ve Karışım vanası	bkz. Viessmann fiyat listesi

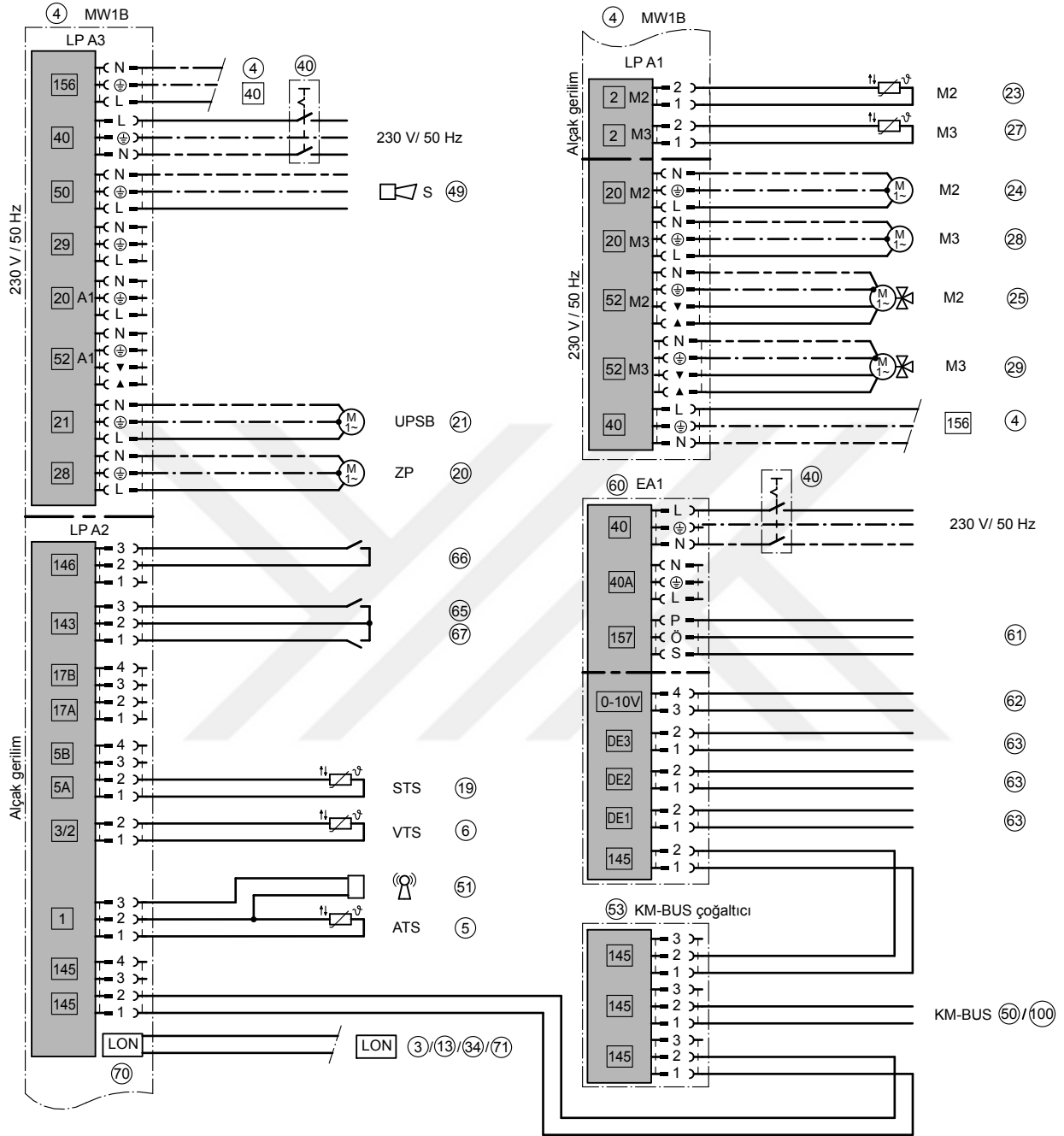
Planlama bilgileri (devam)

ID: 4605566_1404_02

Poz.	Tanımlama	Sip.-No.
30	Isıtma devresi III	
32	Isıtma devresi pompası M1 (ısıtma devresi III)	uygulayıcıya ait
31	Karışım vanalı bir ısıtma devresi için karışım vanası bağlantı setinin içeriği	7441 998
31	Gidiş sıcaklık sensörü M1 (ısıtma devresi III)	
33	ve Karışım vanası motoru M1 (ısıtma devresi III)	
31	ya da – Yüzey temaslı tip sensör	7426 463
31	ya da – Daldırma tip sensör (Diğer ısıtma devresi kontrol panelleri için fiyat listesine bakınız)	7438 702
33	ve Flanşlı karışım vanası M1 için karışım vanası motoru (ısıtma devresi III)	bkz. Viessmann fiyat listesi
34	Vitotronic 200-H, Tip HK1B	Z009 462
70	ve LON iletişim modülü Poz. 34'e	7172 173
70	ve LON bağlantı kablosu	7143 495
36	Dış hava sıcaklık sensörü ATS (ATS değeri Vitotronic 300-K tarafından kabul edilebilir)	Poz. 34 teslimat içeriği
36	Kazanlar için aksesuar	
37	Harici emniyet tertibatları için soket adaptör	7164 404
38	Minimum basınç sınırlayıcı SDB	7438 030
39	Maksimum basınç sınırlayıcı SDB	7438 025
41	Susuz çalışma emniyeti (su seviye sınırlayıcısı) WB	bkz. Viessmann fiyat listesi
64	Baca gazı sıcaklık sensörü AGS	7452 531
68	- Kademeli / modülasyonlu brülör için harici ayar değişikliği	
69	- Harici kapatma / kazan	
69	- Kazanı sıradaki en son kazan olarak devreye alın	
40	Sistem aksesuarları	
49	Şebeke anahtarı	uygulayıcıya ait
50	Toplam arıza ikazı	uygulayıcıya ait
50	Vitotrol 200 A	Z008 341
50	ya da Vitotrol 300 A	Z008 342
100	Kablolu uzaktan kumandalara alternatif olarak kullanılacak telsiz aksesuarlar	
101	Telsiz bazı	Z011 413
102	Vitotrol 200 RF	Z011 219
103	Vitotrol 300 RF, masa standı ile	Z011 410
104	Vitotrol 300 RF, duvar bağlantısı ile	Z011 412
105	Telsiz dış hava sıcaklık sensörü	7455 213
51	Telsiz repeater	7456 538
53	Telsiz saat modülü	7450 563
53	KM BUS kolektörü, birden fazla KM BUS katılımcı varsa	7415 028
60	– Ek bağlantı modülü EA1	
61	– Vitotrol 200A, 300A	
61	– Telsiz bazı	
61	Ek bağlantı modülü EA 1	7452 091
62	1 şalt çıkışı (kuru kontak)	
62	- Bir alt istasyon için besleme pompasına kumanda	
62	- Bir ısıtma devresi için düşükümlü işletme sinyali verilmesi	
63	1 analog giriş (0 – 10 V)	
63	- İstenen gidiş sıcaklık değeri belirlenmesi	
63	3 dijital giriş	
63	Isıtma devreleri 1 - 3 için işletme durumları ayrı ayrı açılıp kapatılabilir	
63	- Toplam arıza ikazlı harici kapatma	
63	- Arıza mesajları	
63	- Kullanma suyu devir daim pompasının kısa süreli çalıştırılması	
63	Harici kumanda alma olanağı	uygulayıcıya ait
66	- Harici kilitleme / Karışım vanası kapat	
66	- Harici talep	
67	- Harici işletme programı değiştirme/karışım vanası aç	
70	İletişim modülü LON (Vitotronic 300-K'de teslimat içeriğine dahildir)	7172 173
71	Vitocom 300, Tip LAN3	Z011 555

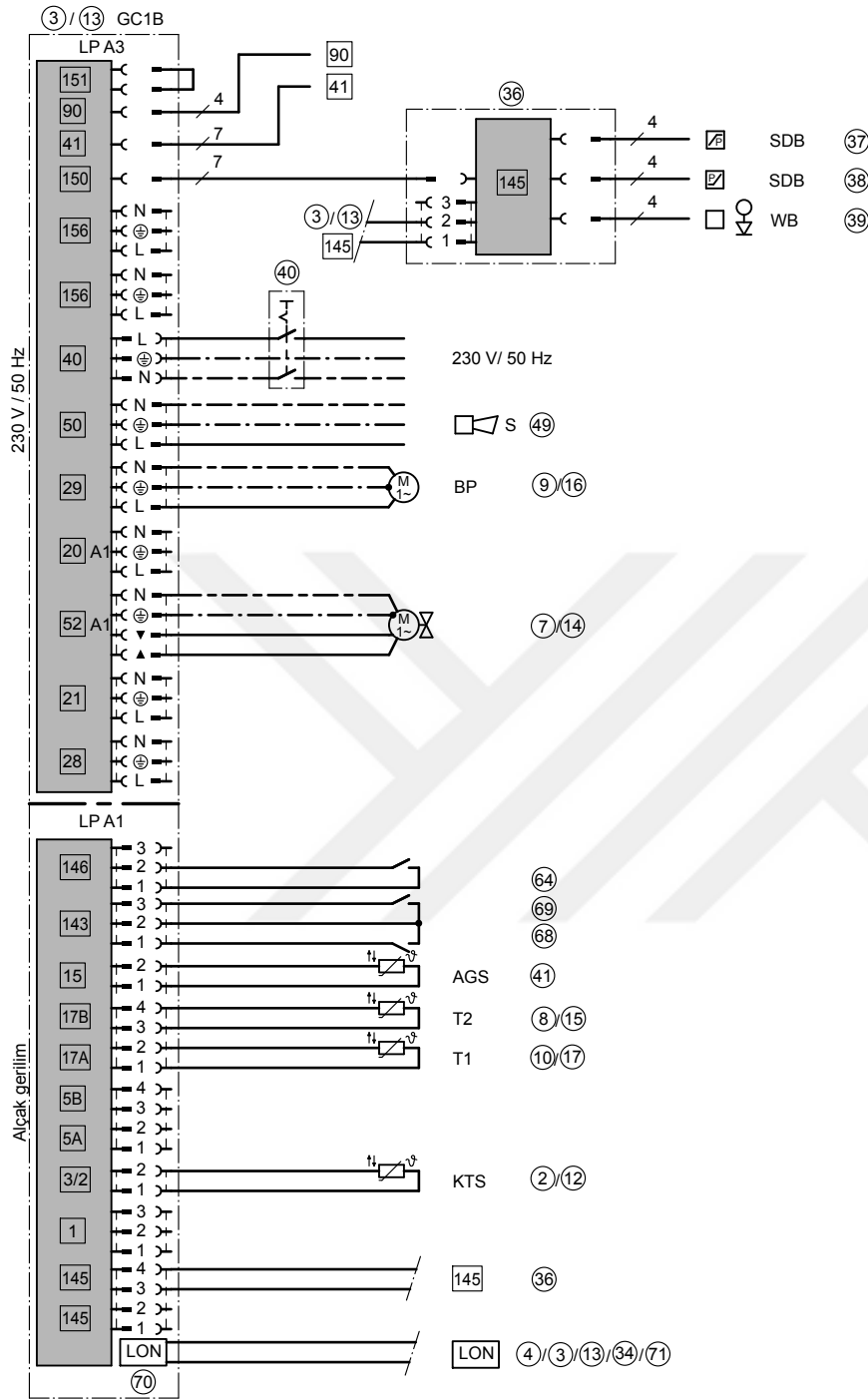
Planlama bilgileri (devam)

Elektrik tesisat şeması



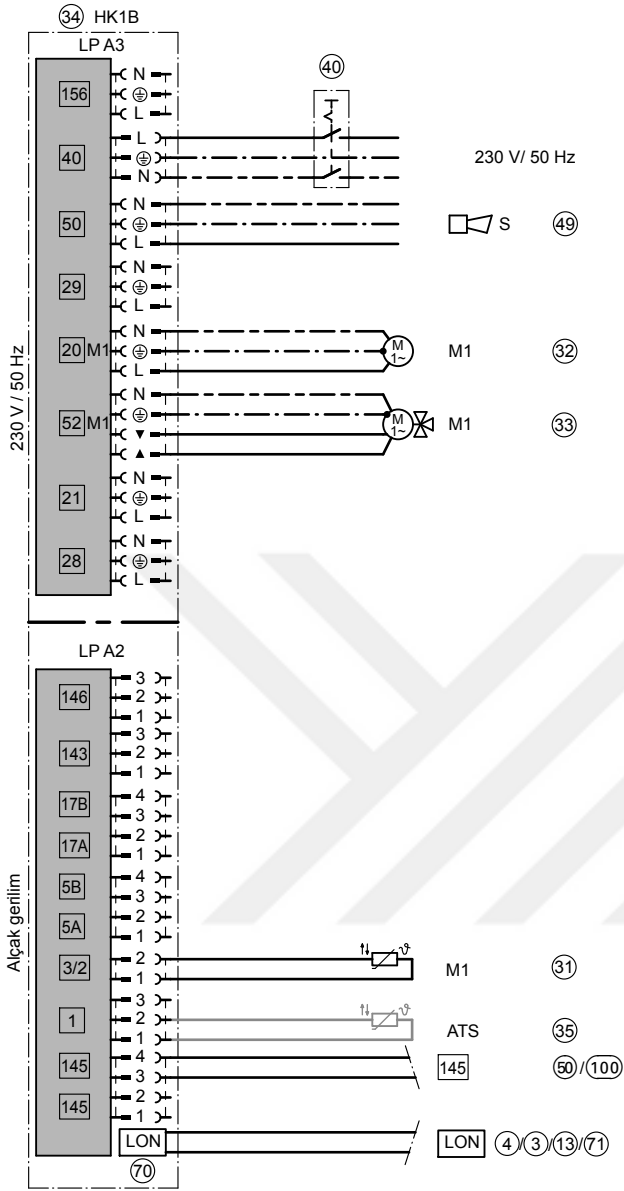
ID: 4605566_1404_02

Planlama bilgileri (devam)



ID: 4605566_1404_02

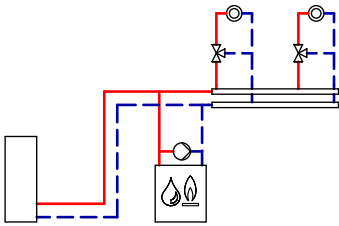
Planlama bilgileri (devam)



ID: 4605566_1404_00

Sistem örneği 4, ID: 4605570_1306_01

Tek kazanlı sistem: Dönüş suyu sıcaklığı yükseltilmesi için şönt pompalı kazan



ID: 4605570_1306_01

Kullanım alanı

Kazan yakınına monte edilmiş kolektörlü ısıtma sistemlerinde. Kazan suyunun hacimsel debisini kısma olanağı bulunmalıdır.

Ana komponentler

Tek kazanlı sistem:

- Vitoplex 100
- Vitotronic 300, Tip GW1B, GW2B
- Şönt pompa

Fonksiyon açıklaması

Gerekli minimum dönüş suyu sıcaklığının altına düşüldüğünde, sıcaklık sensörü T2 (6) şönt pompayı (5) çalıştırır. Dönüş suyu sıcaklığının yükseltilmesine rağmen, minimum dönüş suyu sıcaklığına ulaşılmazsa, hacimsel debi sıcaklık sensörü T1 (7) üzerinden minimum %50 kısılmalıdır.

Şönt pompa (5) kazanın toplam debisinin yaklaşık %30'u için projelendirilmelidir.

Planlama bilgileri (devam)

Hacimsel debinin kısılması mümkün değilse, örneğin eski sistemlerde, tek kazanlı sistem olarak şönt poma ve 3 yollu karışım vanalı veya kazan devresi pompası ve 3 yollu karışım vanalı veya kazan devresi pompalı, hidrolik denge kaplı ve 3 yollu karışım vanalı uygulama örneklerini önermekteyiz.

Dönüş suyu sıcaklığı yükseltmesi için kazan devresi pompasına ve pahalı karışım vanasına gerek yoktur.

Kullanma suyu ısıtması

Boiler sıcaklık sensöründe ayarlanmış olan kullanma suyu sıcaklığının altında düşüldüğünde, şalt saati boiler ısıtmasını serbest bıraktığında ısınma başlar. Kazan suyu sıcaklığı, istenen kullanma suyu sıcaklığı +20 K değerine kadar yükseltilir ve kazan suyu sıcaklığı kullanma suyu sıcaklığının 7 K üzerinde ise, boiler ısıtması ⑩ devir daim pompası çalışmaya başlar.

Isıtma devreleri Vitotronic üzerinden kontrol edilecek ise, mutlak öncelikte ısıtma devresi pompaları M2 ⑭ ve M3 ⑮ kapanır ve karışım vanaları M2 ⑯ ve M3 ⑰ kapanır. Değişken öncelikte ısıtma devresi pompaları M2 ve M3 çalışmaya devam eder ve karışım vanaları M2 ile M3 sadece, boiler ısıtması için kazan suyu sıcaklığına erişilene kadar kapanır. Aynı öncelik değerine sahip olan boilerler ve ısıtma devreleri aynı anda ısıtılır.

Isıtma işletmesi

Isıtma devrelerinin gidiş sıcaklığı kullanılan kontrol paneline bağlı olarak, dış hava sıcaklığına göre değişebilir. Kazan suyu sıcaklığı istenen gidiş sıcaklığından 8 K daha yüksek olarak ayarlanır.

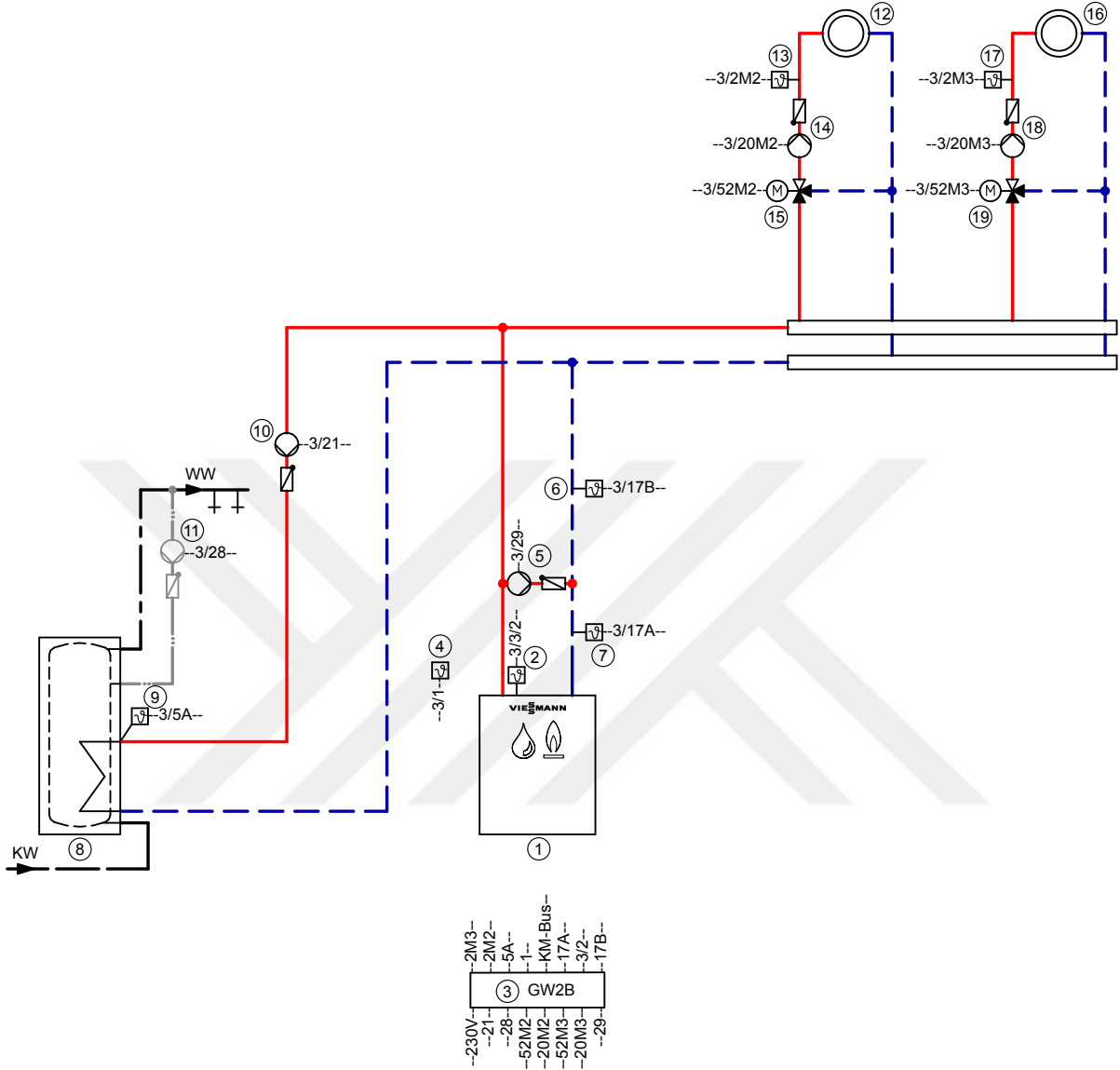
Gerekli kodlamalar

ID: 4605570_1306_01

Grup	Kodlama	İşlev
„Genel“	„00:8“	Karışım vanalı iki ısıtma devresi M2 (Isıtma Devresi 2) ve M3 (Isıtma Devresi 3), kullanma suyu ısıtması
„Kazan“	„02:1“ ya da „02:2“	İki kademeli brülör (teslimat durumu) Modülasyonlu brülör

Planlama bilgileri (devam)

Hidrolik tesisat şeması ID'si: 4605570_1306_01



Uyarı: Bu şema üzerinde kapatma ve güvenlik tertibatları olmadan gösterilen örnektir. Kurulum yerinde gerekli olan uzman planlaması yerine kullanılamaz.

Planlama bilgileri (devam)

Gerekli cihazlar

ID: 4605570_1306_01

Poz.	Tanımlama	Sip.-No.
①	Kazan	Viessmann fiyat listesi gibi
②	Kazan sıcaklık sensörü KTS	Poz. 3 teslimat içeriği
③	Vitotronic, Tip GW2B veya GW4B	Poz. 1 teslimat içeriği
④	Dış hava sıcaklık sensörü ATS	Poz. 3 teslimat içeriği
⑤	Şönt pompa BP	uygulayıcıya ait
⑥	Sıcaklık sensörü T2 – Yüzey temaslı tip sensör ya da – Daldırma tip sensör Çekvalf R ½ x 100 Çekvalf R ½ x 150	7426 463 7438 702 7816 035 7817 326
⑦	Sıcaklık sensörü T1 – Yüzey temaslı tip sensör ya da – Daldırma tip sensör Çekvalf R ½ x 100 Çekvalf R ½ x 150	7426 463 7438 702 7816 035 7817 326
④④	Şebeke anahtarı	uygulayıcıya ait
⑧	Boyeler	bkz. Viessmann fiyat listesi
⑨	Boyer sıcaklık sensörü STS	Vitotronic 200 ve 300'ün teslimat içeriği
⑩	Boyer ısıtma devir daim pompası UPSB	bkz. Viessmann fiyat listesi
⑪	Kullanma suyu devir daim pompası ZP	bkz. Vitoset fiyat listesi
⑫	Isıtma devresi I (sadece Vitotronic 300, Tip GW2B)	uygulayıcıya ait
⑭	Isıtma devresi pompası M2 (ısıtma devresi I)	uygulayıcıya ait
⑬	Karışım vanalı bir ısıtma devresi için karışım vanası bağlantı setinin içeriği	7441 998
⑮	Gidiş suyu sıcaklık sensörü M2 (ısıtma devresi I) ve Karışım vanası motoru M2 (ısıtma devresi I) ya da – Daldırma tip sensör Çekvalf R ½ x 100 Çekvalf R ½ x 150 (Diğer ısıtma devresi kontrol panelleri için fiyat listesine bakınız)	7438 702 7816 035 7817 326
⑮	Flanşlı karışım vanası M2 için karışım vanası motoru (ısıtma devresi I)	bkz. Viessmann fiyat listesi
⑯	Isıtma devresi II (sadece Vitotronic 300, Tip GW2B)	uygulayıcıya ait
⑱	Isıtma devresi pompası M3 (ısıtma devresi II)	uygulayıcıya ait
⑰	Gidiş sıcaklık sensörü M3 (ısıtma devresi II) ve Karışım vanası motoru M3 (ısıtma devresi II) ya da – Yüzey temaslı tip sensör ya da – Daldırma tip sensör Çekvalf R ½ x 100 Çekvalf R ½ x 150 (Diğer ısıtma devresi kontrol panelleri için fiyat listesine bakınız)	7426 463 7438 702 7816 035 7817 326
⑰	Flanşlı karışım vanası M3 için karışım vanası motoru (ısıtma devresi II)	bkz. Viessmann fiyat listesi

Planlama bilgileri (devam)

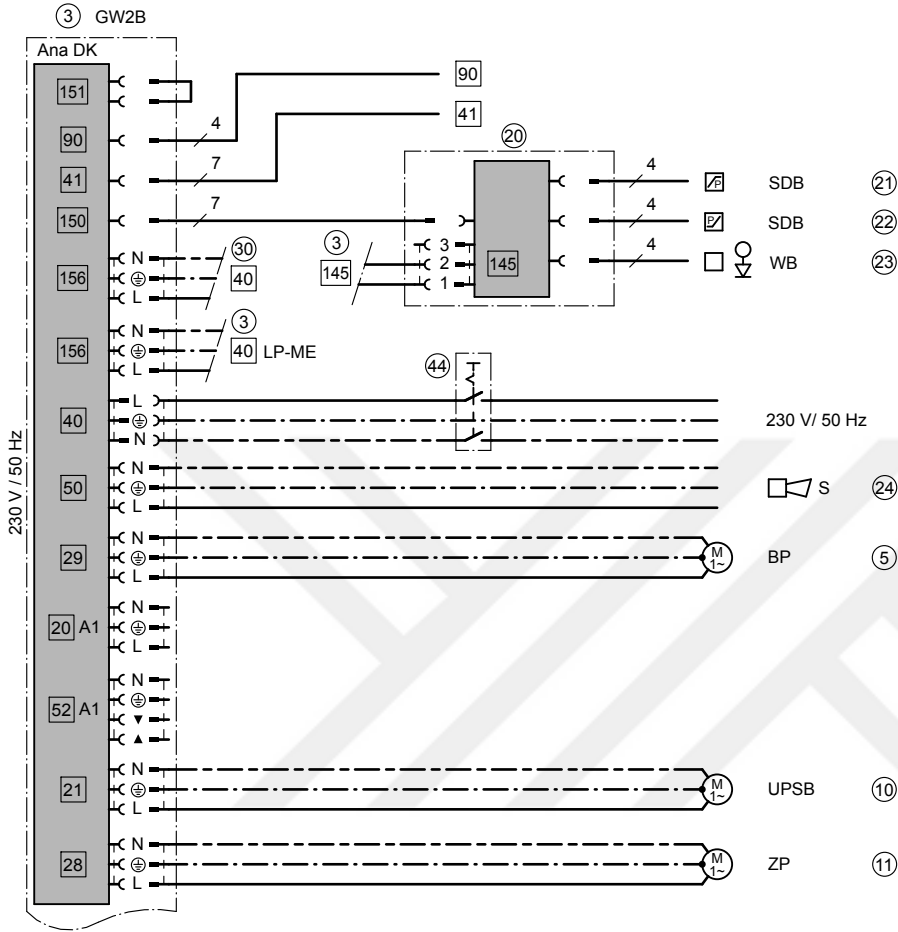
ID: 4605570_1306_01

Poz.	Tanımlama	Sip.-No.
	Aksesuar (opsiyonel)	
20	Harici emniyet tertibatları için soket adaptör	7164 404
21	Minimum basınç denetleyicisi veya sınırlayıcısı SDB	7438 030
22	Maksimum basınç sınırlayıcı SDB	7438 025
23	Susuz çalışma emniyeti (su seviye sınırlayıcısı) WB	bkz. Viessmann fiyat listesi
24	Toplam arıza ikazı S	uygulayıcıya ait
25	Baca gazı sıcaklık sensörü AGS	7452 531
26	Vitotrol 200A	Z008 341
	ya da	
	Vitotrol 300A	Z008 342
	Kablolu uzaktan kumandalara alternatif olarak kullanılabilir telsiz aksesuarlar	
100	Telsiz bazı	Z011 413
101	Vitotrol 200 RF	Z011 219
102	Vitotrol 300 RF, masa standı ile	Z011 410
103	Vitotrol 300 RF, duvar bağlantısı ile	Z011 412
104	Telsiz dış hava sıcaklık sensörü	7455 213
105	Telsiz repeater	7456 538
27	Telsiz saat modülü	7450 563
28	Yardımcı kontaktör	7814 681
30	Ek bağlantı modülü EA1:	7452 091
31	1 analog giriş (0 - 10 V)	
	– İstenen kazan suyu sıcaklık değeri girişi	
32	3 dijital giriş	
	– 1 ile 3 arasındaki ısıtma devrelerinin çalışma durumlarının harici olarak değiştirilmesi ayrı ayrı yapılabilir (dış hava kompanzasyonlu kontrol panelinde)	
	– Toplam arıza ikazlı harici kapatma	
	– Arıza mesajları	
33	– Kullanma suyu sirkülasyon pompasının kısa süreli çalışması (dış hava kompanzasyonlu işletme için kontrol panelinde)	
	1 şalt çıkışı (kuru kontak)	
	– Bir alt istasyon için besleme pompasına kumanda	
	– Bir ısıtma devresi için düşümlü işletme sinyali verilmesi	
	Dış hava kompanzasyonlu kontrol paneli ile işletmede harici devreye almalar	uygulayıcıya ait
34	– Harici talep	
35	– Kademeli / modülasyonlu brülör için harici ayar değişikliği	
36	– Harici kilitleme / Karışım vanası kapalı	
37	– Harici işletme programı değiştirme / karışım vanası açık	
40	KM-BUS kolektörü, birden fazla KM-BUS katılımcı varsa	7415 028
	KM-BUS katılımcı:	bkz. Viessmann fiyat listesi
	– Ek bağlantı modülü EA1	
	– Vitotrol 200A, 300A	
	– Telsiz bazı	
41	Aşağıdaki komponentlerle iletişim kurmak için LON iletişim modülü:	7172 173
	Vitotronic 200-H (daha fazla ısıtma devresini kontrol etmek için)	
42	Vitocom 100, Tip GSM2	Z011 396
43	Vitocom 100, Tip LAN1, iletişim modüllü	Z011 224
44	Vitocom 200, Tip LAN2, iletişim modüllü	Z011 390
46	Vitocom 300, Tip LAN3, LON iletişim modüllü	Z011 399

Planlama bilgileri (devam)

Elektrik tesisat şeması

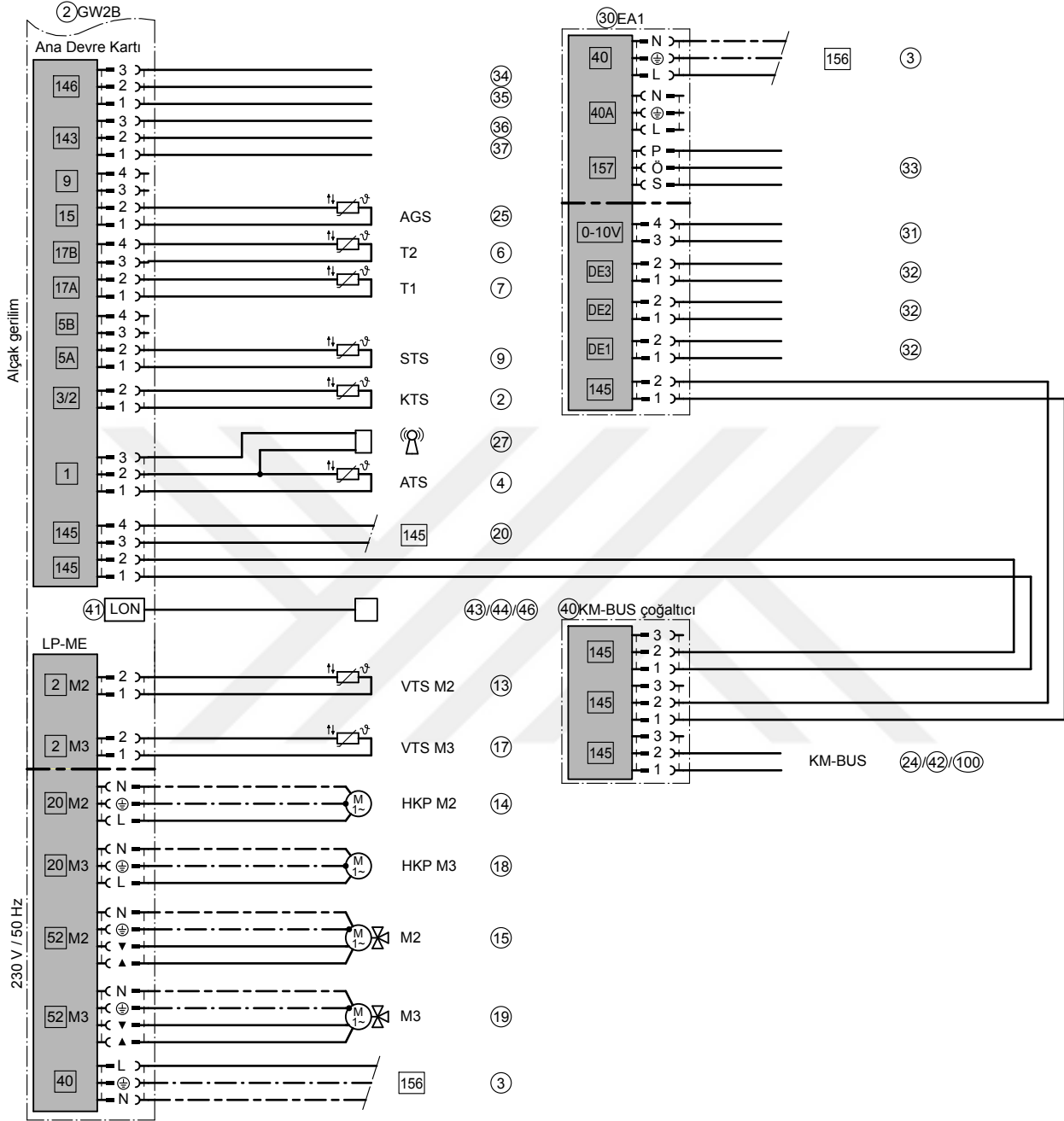
Ana devre kartı 230 V



ID: 4605570_1306_01

Planlama bilgileri (devam)

Ana devre kartı alçak gerilim bağlantıları



ID: 4605570_1306_01

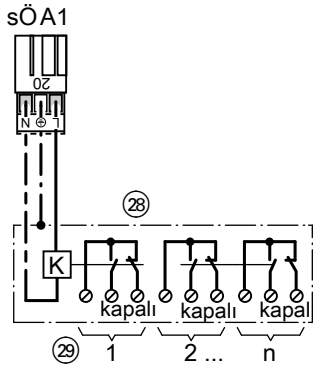
Bağlantı şeması

Kazan devresi kontrol paneline LON üzerinden bağlanmayan ısıtma devresi kontrol paneli ısıtma sistemlerindeki sıcaklık sensörü T1 üzerinden bağlı olan karışım vanaları için bağlantı.

Gerekli kodlama:

„4C“yi „2“ye değiştirin – Bağlanmış olan karışım vanalarını kapatmak için sistem fişi [20] A1 kullanılabilir. „0D“yi „1“e değiştirin – Therm-Control bağlanmış olan ısıtma devrelerini etkiler (Votronic 300'de, teslimat durumu).

Planlama bilgileri (devam)



ID: 4605570_1306_01

Kalite kontrolü

CE Geçerli AB-Direktiflerine uygun CE-İşareti.

Teknik değişiklik hakkı saklıdır!

Viessmann Isı Teknikleri Ticaret A.Ş.
Şerifali Mahallesi Söyleşi Sokak No:39
34775 Ümraniye - İstanbul
Telefon: (0-216) 528 46 00
Faks: (0-216) 528 46 50
www.viessmann.com.tr

5458 718 TR

ÖZGEÇMİŞ

14.07.1989 Kayseri' de doğdum. İlk, orta ve lise öğrenimimi Kayseri' de tamamladım. 2007 yılında başladığım Bozok Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü 2011 yılında tamamladım.

Aynı yıl Kayseri Tabba Mobilya fabrikasında İmalat Mühendisi olarak kariyerime başladım. 2012-2015 tarihleri arasında Türk Standartları Enstitüsü' nde asansör muayene uzmanı olarak görev aldım. 2016-2017 tarihleri arasında ise AYS Yıldız İnşaat firmasında Makine Mühendisi olarak çalıştım.

İletişim Bilgileri:

Kardelen mah. 2030. Cad No:3B/2 Lalezar konutları Yenimahalle/ANKARA

Telefon: 05532894922