T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

VERİ MERKEZİ BEYAZ ALANININ ŞARTLANDIRILMASINDA HAVA SOĞUTMALI VE DALDIRMAYLA SIVI SOĞUTMALI SİSTEMLERİN ENERJİ TÜKETİMİ VE EKONOMİK ANALİZİ

Meltem AĞAOĞLU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Ağustos, 2024

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

VERİ MERKEZİ BEYAZ ALANININ ŞARTLANDIRILMASINDA HAVA SOĞUTMALI VE DALDIRMAYLA SIVI SOĞUTMALI SİSTEMLERİN ENERJİ TÜKETİMİ VE EKONOMİK ANALİZİ

Meltem AĞAOĞLU tarafından hazırlanan tez çalışması 06.08.2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Cenk ONAN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Ebru MANÇUHAN, Üye
Marmara Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan "Veri Merkezi Beyaz Alanının Şartlandırılmasında Hava Soğutmalı ve Daldırmayla Sıvı Soğutmalı Sistemlerin Enerji Tüketimi ve Ekonomik Analizi" başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Meltem AĞAOĞLU

İmza

Aileme

ve

sevdiklerime…

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada her daim yanımda olan ve beni destekleyen aileme, ayrı olarak çalışmamın konusuna beni teşvik eden ve derin bilgileriyle beni her daim aydınlatan babama, sonsuz özverisi ve iyi niyetiyle bana pek çok bilgi katan Trane Türkiye grubundan Ali Taylan'a, MCA Yapı'daki tüm arkadaşlarıma, açıklayıcı ve teşvik edici açıklamaları için Avnican Zorer'e, hep yardımıma koşan ve iletişim becerilerine imrendiğim Sevgi Aslan'a, sorularımı asla cevapsız bırakmayan Cemal Armağan Topal'a, yardımseverliği ve büyük katkılarıyla Fatih Demircan'a, son olarak da zarifliği ve yol göstericiliğiyle değerli hocam Derya Burcu Özkan'a sonsuz teşekkürlerimi gönderiyorum.

Meltem AĞAOĞLU

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ vi
KISALTMA LİSTESİ vii
ŞEKİL LİSTESİ viii
TABLO LİSTESİ x
ÖZET xi
ABSTRACT xiii
1 GİRİŞ 1
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 3
2.1 Literatür Araştırması 3
3 BULGULAR VE TARTIŞMA 9
3.1 Tasarım Şartları 9
3.2 Hava Soğutmalı Sistem 10
3.2.1 Veri Merkezi Tasarımı 10
3.2.2 Soğutma Sistemi ve Ekipmanlarının Tasarımı 14
3.3 Tek Fazlı Daldırmayla Sıvı Soğutmalı Sistem 41
3.3.1 Veri Merkezi Tasarımı 42
3.3.2 Soğutma Sistemi ve Ekipmanlarının Tasarımı 43
3.4 Ekonomik Analiz 66
3.4.1 İlk Yatırım Maliyeti 67
3.4.2 Yıllık Enerji Tüketimi 67
3.4.3 Yıllık İşletim Maliyeti 68
3.4.4 Bakım Maliyeti 69
3.4.5 Hurda Değeri 69
3.4.6 Ekonomik Ömür 70
3.4.7 İskonto Oranı 70
4 SONUÇ 74
KAYNAKÇA 75
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR 77

SİMGE LİSTESİ

Cp	Sabit Basınçta Isınma Isısı (kJ/kgK)
C	Santigrat
D	Doğal Soğutma
ΔT	Sıcaklık Farkı (°C)
F	Gelecekteki Para
H	Hibrit Soğutma
M	Mekanik Soğutma
m	Kütle (kg)
n	Faiz Periyodu Sayısı
P	Bugünkü Ana Para
Q	Soğutma Kapasitesi (W)
ρ	Yoğunluk (kg/m³)
r	İskonto Oranı
V	Hacim (m³/s)
°	Derece
‘	Birim zamanda

KISALTMA LİSTESİ

ad.	Adet
AEC	Yıllık Enerji Tüketimi
ANSI	Amerikan Ulusal Standartlar Enstitüsü
ASHRAE	Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Derneği
Br.	Birim
CDU	Soğutma Dağıtım Ünitesi
CFD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CPU	Merkezi İşlemci Birimi
CR	Bağlantı Kabineti
CRAC	Bilgisayar Odası Kliması
CRAH	Bilgisayar Odası Klima Santrali
EER	Enerji Verimliliği Oranı
GPU	Grafik İşlemci Birimi
GWP	Küresel Isınma Potansiyeli
HVAC	Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme
ICT	Bilgi ve İletişim Teknolojileri
IT	Bilgi Teknolojileri
pPUE	Kısmi Güç Kullanımı Etkinliği
PUE	Güç Kullanımı Etkinliği
PW	Bugünkü Değer
SP	Sirkülasyon Pompası
TIA	Telekomünikasyon Endüstri Birliği
UPS	Kesintisiz Güç Kaynağı
Yed.	Yedekli

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 CPU sıcaklıklarının, dielektrik sıvı sıcaklıkları ve debisiyle değişimi 5

Şekil 2.2 Hava soğutmalı (sol) ve daldırmayla sıvı soğutmalı sistemlerde (sağ) sunucu soğutucu ünitesinde CFD analizi 6

Şekil 2.3 150 W sunucu gücünde dielektrik sıvı sıcaklığı ve debilerine göre işlemci sıcaklıkları 7

Şekil 2.4 Chiller ünitesinden çıkan sıvı sıcaklığı ve hava üfleme sıcaklığı arasındaki ilişki 8

Şekil 3.1 İki adet pod ve aralarındaki mesafelerin gösterimi 12

Şekil 3.2 Hava soğutmalı veri merkezi tasarımı 13

Şekil 3.3 Bir veri salonu ve CRAH ünitelerinin yerleşimi 15

Şekil 3.4 Veri merkezi beyaz alanı şartı ile üflenen havanın şartı arasındaki bağıntı 16

Şekil 3.5 Hava soğutmalı sistemde doğal soğutmalı chiller yerleşimi 19

Şekil 3.6 Hava soğutmalı sistemde, doğal soğutmalı chiller ünitesinin toplam güç tüketiminin sıcaklığa bağlı değişimi ve çalışma modları 23

Şekil 3.7 Hava soğutmalı sistemde buffer tank yerleşimi 26

Şekil 3.8 Hava soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı 28

Şekil 3.9 Hava soğutmalı veri merkezinin çatı planı detay numaralandırma 29

Şekil 3.10. Hava soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı detay-1 30

Şekil 3.11 Hava soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı detay-2 30

Şekil 3.12 Hava soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı detay-3 31

Şekil 3.13 Hava soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı detay-4 33

Şekil 3.14 Hava soğutmalı veri merkezinin kat planı tasarımı 34

Şekil 3.15 Hava soğutmalı veri merkezinin kat planı detay numaralandırma 35

Şekil 3.16 Hava soğutmalı veri merkezinin kat planı detay-5 35

Şekil 3.17 Hava soğutmalı veri merkezinin sistem şeması 37

Şekil 3.18 Hava soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay numalandırma 38

Şekil 3.19 Hava soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-1 38

Şekil 3.20 Hava soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-2 39

Şekil 3.21 Hava soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-3 39

Şekil 3.22 Hava soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-4 40

Şekil 3.23 Hava soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-5 40

Şekil 3.24 Daldırma tanklarının yerleşimi 44

Şekil 3.25 Tek fazlı daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezi tasarımı 45

Şekil 3.26 Sıvı soğutmalı sistemde doğal soğutmalı chiller yerleşimi 48

Şekil 3.27 Daldırmayla sıvı soğutmalı sistemde, doğal soğutmalı chiller ünitesinin toplam güç tüketiminin sıcaklığa bağlı değişimi ve çalışma modları. 51

Şekil 3.28 Daldırmayla sıvı soğutmalı buffer tank yerleşimi 53

Şekil 3.29 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı 54

Şekil 3.30 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin çatı planı detay numaralandırma 55

Şekil 3.31 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı detay-1 56

Şekil 3.32 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı detay-2 56

Şekil 3.33 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı detay-3 57

Şekil 3.34 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı detay-4 59

Şekil 3.35 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin kat planı tasarımı 59

Şekil 3.36 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin kat planı detay numaralandırma 60

Şekil 3.37 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin kat planı tasarımı detay-5 61

Şekil 3.38 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin sistem şeması 63

Şekil 3.39 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay numaralandırma 63

Şekil 3.40 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-1 64

Şekil 3.41 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-2 64

Şekil 3.42 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-3 65

Şekil 3.43 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-4 65

Şekil 3.44 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-5 66

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Arka kapı ısı değiştirici hava soğutmalı ve tek fazlı daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezlerin karşılaştırmasının sonuç tablosu 4

Tablo 3.1 ASHRAE iklimsel tasarım şartları 9

Tablo 3.2 Hava soğutmalı sistemdeki sunucunun özellikleri 10

Tablo 3.3 Hava soğutmalı sistemdeki kabinetin özellikleri 11

Tablo 3.4 CRAH ünitesi özellikleri 17

Tablo 3.5 Havayla soğutmalı sistemdeki doğal soğutmalı chiller özellikleri 18

Tablo 3.6 Hava soğutmalı sistemdeki doğal soğutmalı chiller ünitesinin güç ve enerji tüketimi 21

Tablo 3.6 Hava soğutmalı sistemdeki doğal soğutmalı chiller ünitesinin güç ve enerji tüketimi (devamı) 22

Tablo 3.7 21°C ve %32 glikollü suyun yoğunluğu 25

Tablo 3.8 21°C ve %32 glikollü suyun özgül ısısı 25

Tablo 3.9 SP-A-1-(1-2-3-4) kuru rotorlu sirkülasyon pompası özellikleri 32

Tablo 3.10 SP-A-2-(1-2-3-4) kuru rotorlu sirkülasyon pompası özellikleri 36

Tablo 3.11 Hava ve dielektrik sıvı özellikleri karşılaştırması 42

Tablo 3.12 Daldırma sıvıyla soğutmalı sistemdeki sunucunun özellikleri 42

Tablo 3.13 Tank özellikleri 43

Tablo 3.14 Sıvı soğutmalı sistemdeki doğal soğutmalı chiller özellikleri 47

Tablo 3.15 Sıvı soğutmalı sistemdeki doğal soğutmalı chiller ünitesinin güç ve enerji tüketimi 49

Tablo 3.15 Sıvı soğutmalı sistemdeki doğal soğutmalı chiller ünitesinin güç ve enerji tüketimi (devamı) 50

Tablo 3.16 29°C ve %25 glikollü suyun yoğunluğu 52

Tablo 3.17 29°C ve %25 glikollü suyun özgül ısısı 52

Tablo 3.18 SP-B-1-(1-2-3-4) kuru rotorlu sirkülasyon pompası özellikleri 58

Tablo 3.19 SP-B-2-(1-2-3-4) kuru rotorlu sirkülasyon pompası özellikleri 62

Tablo 3.20 Hava soğutmalı sistem ve daldırmayla sıvı soğutmalı sistem karşılaştırma analizi 71

Tablo 3.21 Hava soğutmalı ve daldırmayla sıvı soğutmalı sistemlerin maliyet analizi 72

ÖZET

Veri Merkezi Beyaz Alanının Şartlandırılmasında Hava Soğutmalı ve Daldırmayla Sıvı Soğutmalı Sistemlerin Enerji Tüketimi ve Ekonomik Analizi

Meltem AĞAOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Veri merkezleri beyaz alanının şartlandırılmasında enerji tasarrufu sağlamak günümüzde önemli bir konudur. Bu çalışmanın amacı, bir veri merkezi beyaz alanının şartlandırılmasında hava soğutmalı ve tek fazlı daldırmayla sıvı soğutmalı sistemlerin uygulanması sonucu harcanan enerji tüketimini ve ekonomikliliğini karşılaştırmak ve uygun olan soğutma sistemini belirlemektir. Literatürde tek fazlı daldırmayla sıvı soğutma üzerine ve hava soğutmalı ile tek fazlı daldırmayla sıvı soğutmalı sistemlerin karşılaştırması üzerine az sayıda çalışma bulunmaktadır. Çalışmada İstanbul'da bulunan bir veri merkezi beyaz alanının hava soğutmalı ve tek fazlı daldırmayla sıvı soğutmalı olmak üzere iki farklı sistemle soğutulmasının enerji tüketimi ve ekonomikliliği analiz edilmiştir. Ekonomik analiz için bugünkü değer yöntemi kullanılmıştır. Tek fazlı daldırmayla sıvı soğutma sisteminin uygulanması, hava soğutmalı sisteme göre yıllık enerji tüketiminin %24 daha az olmasını sağladığı ancak maliyetin bugünkü değerinin € 3.878.994,57 daha pahalı

ve %70 daha fazla olmasına sebep olduğu hesaplanmıştır. Böylece İstanbul'da kurulan 4000 kW IT gücündeki bir veri merkezinde hava soğutmalı sistemin uygulanması, tek fazlı daldırmayla sıvı soğutmalı sisteme göre, ekonomik olarak daha uygun bir alternatiftir.

Anahtar Kelimeler: Veri merkezi, hava soğutma, tek fazlı daldırmayla soğutma, enerji tüketimi, maliyet.

ABSTRACT

Energy Consumption and Economical Analysis of the Air-Cooled and Immersion Liquid-Cooled Systems in Data Center White Space Conditioning

Meltem AĞAOĞLU

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Maintaining energy saving for data center white space conditioning nowadays is a crucial topic. The aim of this study is to compare energy consumption and economy of applying air-cooling and single-phase immersion liquid-cooling systems for data center white space conditioning and to determine the appropriate cooling system. There are few studies in the literature on single-phase immersion liquid cooling and comparison of air-cooled and single-phase immersion liquid-cooled systems. In this study, energy consumption and economy analysis of a data center white space in Istanbul with two different cooling systems: air-cooling and single-phase immersion liquid cooling were conducted. The present value method was used in the economics analysis. In this study, it was calculated that when utilizing immersion liquid-cooled system, annual energy consumption will be decreased by 24% but present value of cost will be € 3.878.994,57 more expensive and %70 more than air-cooled system. Consequently, utilizing air-cooled system for a data center with 4000 kW IT power established in Istanbul is an economically more appropriate option than utilizing single-phase immersion liquid-cooled system.

Keywords: Data center, air cooling, single-phase immersion liquid cooling, energy consumption, cost.

1
GİRİŞ

Günümüzde, internetten bir bilgi arandığında bilgiye hemen erişilebilir, çevrimiçi bankacılık ile bankaya gitmeye gerek kalmadan uzaktan hizmet alınabilir, mağazalara gitmeden çevrimiçi alışveriş sitelerinden hızlıca alışveriş yapılabilir. Basit görünen bu işlemleri, milyonlarca insan aynı anda gerçekleştirir ve tüm bu işlemler saniyeler içinde sürer. Tüm bu hızlı çevrimiçi işlemler, verilerin "veri merkezi" dediğimiz yerlerde depolanması, işlenmesi ve bizlere ulaşmasıyla sağlanır. (Patankar, 2010, s. 1)

Veri merkezleri, ICT ekipmanları olarak adlandırılan bilgi ve iletişim teknolojilerine dair bilgisayar, depolama ve ağ ekipmanlarını içeren tesislerdir. Bu tesislerde veriler düzenlenir, işlenir, depolanır ve dağıtılır. Dolayısıyla veri merkezleri, insanların değil; bilgi ve iletişim teknolojileri ekipmanlarının yaşam alanları olarak ifade edilebilir.

Veri merkezlerinin kesintisiz çalışabilmesi en önemli husustur, çünkü bir kesinti tüm verilerin kaybolmasına sebep olabilir. Bu sebeple veri merkezlerinde mimari, elektrik, mekanik, yangın, telekomünikasyon, güvenlik gibi disiplinler birbirini desteklemelidir.

Verileri işlemek ve depolamakla görevli sunucular, yüksek miktarda ısı üretir. Bu noktada mekanik disiplin devreye girer. Yüksek miktarda üretilen ısıyı uzaklaştırmak, sunucuların ve diğer elektrikli cihazların sağlıklı çalışmasını sağlamak, uygun hava akışıyla bu soğutma sistemini pekiştirmek son derece önemlidir. Soğutma sistemleri, bir veri merkezinin toplam elektrik tüketiminin %40'lık dilimini kapsar. (Hnayno vd., 2022, s. 1)

Soğutma sistemleri temelde ikiye ayrılır: Hava soğutmalı sistemler ve sıvı soğutmalı sistemler. Geleneksel soğutma şekli, havayla soğutmadır. Bu tip soğutma sistemlerinde sunucular, kabinetler içinde yer alır ve ortam, şartlandırılmış havayla istenen sıcaklığa getirilir. Sıvıyla soğutmada ise ortama şartlandırılmış hava sağlanmaz. Sunucular, elektrik iletmemesi için geliştirilen bir dielektrik sıvı aracılığıyla ısısını atar.

Zamanla veri merkezlerine olan ihtiyaç artmaktadır. Böylece daha çok veri merkezi kurmak yerine, aynı alan içinde daha yüksek güç kurulumuna sahip ve gelecek büyümelere uyum sağlayabilen veri merkezleri kurmak yaygınlaşmıştır. Bu amaçla mikroişlemcilerin ve dolayısıyla sunucuların gücü artmaktadır. (GRC, 2023, s. 2) Havaya göre ısı transfer kabiliyeti daha yüksek olan dielektrik sıvıyı içeren sıvı soğutmalı sistemlere yönelim de böyle başlamıştır.

Hava soğutmalı sistemlerde, sunucuları soğuturken düşük sıcaklıkta ve yüksek hızda hava üflemek gerekir. Öte yandan bu çalışmada dikkate alınan sıvı soğutmalı sistemlerden biri olan daldırmayla sıvı soğutmada, daha yüksek sıcaklıkta ve düşük hızda dielektrik sıvı döngüsü sağlanarak doğal veya zorlanmış taşınımla ısı transferi gerçekleştirebilir. (Chi vd., 2014, s. 3) Daha yüksek sıcaklıktaki dielektrik sıvıyı soğutmak için soğutucu üniteden gönderilen su devresi aynı oranda daha yüksek sıcaklıkta olabildiğinden, doğal soğutmadan daha çok yararlanılabilir. Bu durumun, enerji tüketiminde büyük tasarruf sağladığı ancak daldırmayla sıvı soğutmada kullanılan özel ekipmanlar nedeniyle bu soğutma tipinin ilk yatırım maliyetinin yüksek olduğu başka çalışmalarda belirtilmiştir.

Bu çalışmada hava soğutmalı ve tek fazlı daldırmayla sıvı soğutmalı olmak üzere iki farklı soğutma sisteminin uygulandığı bir veri merkezi beyaz alanı tasarımı yapılmıştır. Diğer çalışmalar genelde tek soğutma tipine yönelmiş veya veri merkezi tasarımı yapmadan küçük alanlarda ısı transferi konularına odaklanmıştır. Bunun eksiliği üzerine bu çalışmada, gerçek uygulamalara yakın bir veri merkezi beyaz alanı tasarımı yapılmış, gelecekte yaygınlaşacağı öngörülen daldırmayla sıvı soğutma sisteminin esasları ortaya koyulmuş, daldırmayla sıvı soğutmayla beraber geleneksel soğutma tipi olan havayla soğutma karşılaştırılarak ilerideki çalışmalara yön vermesi ve endüstriye katkıda bulunması amaçlanmıştır.

2
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 Literatür Araştırması

Bu bölümde, veri merkezi beyaz alanlarının şartlandırılmasını veya tek fazlı daldırmayla sıvı soğutma ile hava soğutma sistemlerinin esaslarını değerlendiren çalışmalar incelenmiştir.

Yong Quiang Chi ve diğerleri tarafından yürütülen çalışmada arka kapı ısı eşanjörü hava soğutmalı sisteminin ve tek fazlı daldırmayla soğutma sisteminin uygulandığı iki 250 kW güç tüketimi olan sistem karşılaştırılmıştır. Buna göre sıvı soğutmalı sistemin %34 daha verimli olduğu, %29 toplam güçten ve %88 soğutma gücünden tasarruf sağladığı gözlenmiştir.

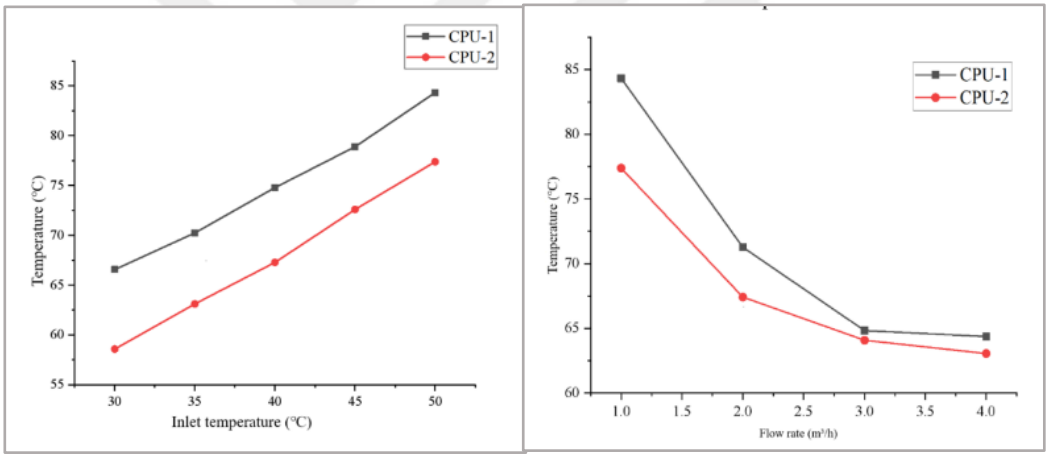
Bu çalışmada elektrik altyapısı da gözetilerek toplam güç tüketimi karşılaştırması yapılabilmiştir ancak mimari bir veri merkezi tasarımı yapılmamış ve ekonomik analiz yer almamıştır. (Chi vd., 2014)

Tablo 2.1 Arka kapı ısı değiştirici hava soğutmalı ve tek fazlı daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezlerin karşılaştırmasının sonuç tablosu

	Tip	Ünite	Yük	Adet	Arka kapı ısı eşanjörü hava soğutmalı sistemin güç tüketimi	Tek fazlı daldırmayla soğutma sistemin güç tüketimi
Sunucu / IT seviyesi	SuperMicro Sistem	X9DTT / Intel Xeon E5-2670 X2	305W	48*14 = 672	20496kW	20496kW
	Soğutma fanları	Nidec V80E12BS2	23.4W	48*14 = 672	15.72kW	N/A
	Depolama	Intel SSD 330	0.85W	48*14 = 672	0.571kW	0.571kW
	PSU fanı	Nidec R40W12BGCA	15.8W	24*14=336 168 aktif	2.65kW	
	PSU kaybı	Super Micro PWS-1K62	7% kayıp	24*14=336 168 aktif	15.67kW	14.43kW
				Teorik performans	166x2 GFLOPS 223.ITFLOPS	16682 GFLOPS 223.ITFLOPS
				Toplam yük	223.91kW	206.27kW
				GFLOPS/W	996.4	1081.6
Kabinet seviyesi	Kabinet fanı	Airedale LogiCool OnRak LOR6042U-C028-0	161W	14	2.254kW	N/A
	Pompa	GrundFos Alpha 21.	45W	2 14=28 14 aktif	N/A	0.63kW
	Telco ekipmanı	D-Link DOS-1210-48	33.4W	2*14=28	0.935kW	0.935kW
	PDU	Avocent PM3000	3.5% kayıp	2* 14=28	7.84kW	7.84kW
				Bileşen	11.03kW	8.78kW
				Toplam yük	234.94kW	215.05kW
Toplam Tesis Gücü	UPS	APC Symmetra PX 250kW	4% kayıp	2	9.40kW	8.60kW
	Chiller	Airedale Ultima Compact Chiller UCFC250D-8/2	EER=3.03 Chiller açık	2	77.54kW	N/A
			EER=19.3 Chiller kapalı	2	N/A	11.14kW
	Havalandırma (CRAH)	Airedale AlpaCoolDF25A/ CUS8.5	880W	10	8.8kW	N/A
				Bileşen	95.73kW	19.74kW
				Toplam yük	330.67kW	234.80kW
				Toplam PUE	1.477	1.138
				MFLOPS/W	674.7	950.2
				Toplam soğutma gücü	98.17kW	11.77kW
				Güç tasarrufu		95.88kW

Yufei Song ve diğerleri tarafından sunucu bazında bir çalışma yürütülmüştür. 20 adet GPU ve 2 adet CPU içeren bir sunucu tasarımı yapılmış ve buna göre sunucuların daldırıldığı dielektrik sıvının sıcaklık ve debi değişikliklerine göre soğutmanın en başarılı olduğu biçim bulunmuştur. Dielektrik sıvı, tankın dışında zorlanmış taşınımla sisteme pompalanmaktadır ve sisteme giren-çıkan dielektrik sıvı sıcaklıkları incelenmektedir. Buna göre dielektrik sıvının giriş sıcaklığı arttıkça CPU ve GPU'ların yüzey sıcaklıkları artmakta ve dielektrik sıvının debisi arttıkça CPU ve GPU'ların yüzey sıcaklıkları azalmaktadır. Buna göre en başarılı soğutmanın 30°C dielektrik sıvı girişinde ve 3 m^3/h dielektrik sıvı debisinde olduğu gözlenmiştir. (Song vd., 2021)

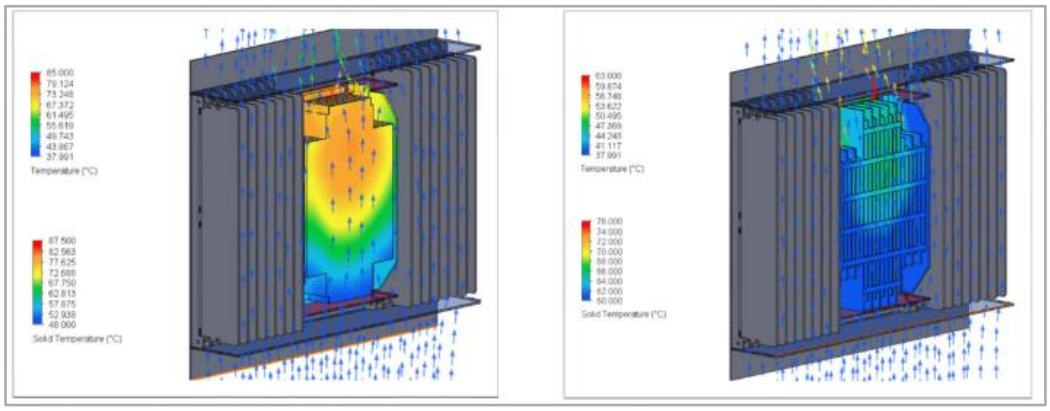
Bu çalışmada sunucu özelinde dielektrik sıvı özelliklerinin etkisi araştırılmıştır. Mimari bir veri merkezi tasarımı görülmemekte ve iki sistemin güç tüketimi ile maliyet karşılaştırması yapılmamaktadır.



Şekil 2.1 CPU sıcaklıklarının, dielektrik sıvı sıcaklıkları ve debisiyle değişimi

Intel firmasının raporunda, işlemcinin üstündeki "heat sink" olarak adlandırılan soğutucu ünitede CFD çalışmaları yapılmıştır. Daldırmayla soğutma ile soğutulan soğutucu ünitenin CFD analizi ve havayla soğutma ile soğutulan soğutucu ünitenin CFD analizi karşılaştırıldığında, daldırmayla sıvı soğutma sistemlerinde sıcak noktaların belirgin seviyede azaldığı gözlenmiştir. (Nakajima vd., 2023)

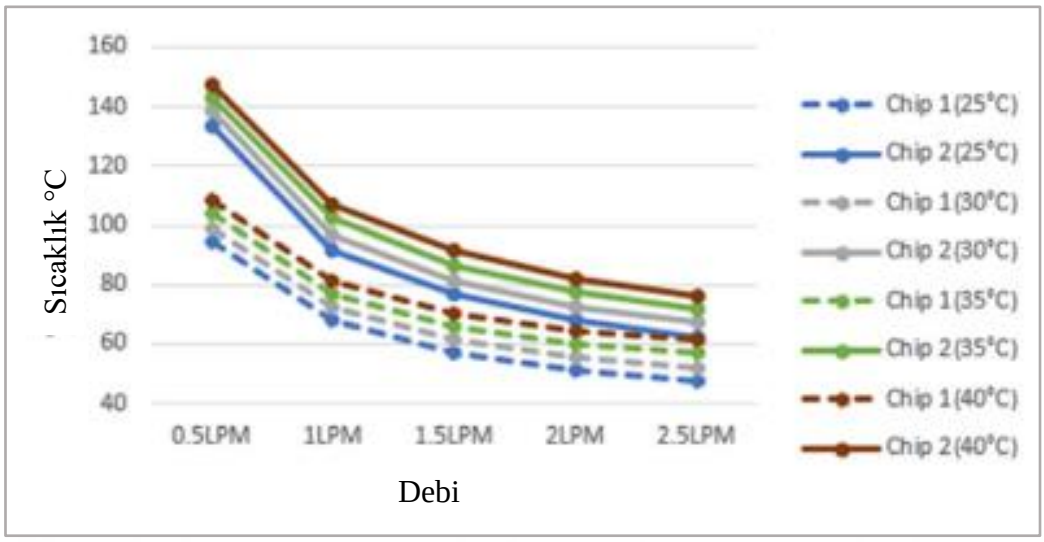
Bu çalışmada soğutucu ünite özelinde CFD analizi gerçekleştirilmiştir. Mimari bir veri merkezi tasarımı görülmemekte ve iki sistemin güç tüketimi ile maliyet karşılaştırması yapılmamaktadır.



Şekil 2.2 Hava soğutmalı (sol) ve daldırmayla sıvı soğutmalı sistemlerde (sağ) sunucu soğutucu ünitesinde CFD analizi

Chhetri ve diğerlerinin yürüttüğü çalışmada, EC-110 dielektrik sıvısına daldırılan bir sunucunun; farklı güçlerde, farklı giren sıvı sıcaklıklarında ve farklı giren sıvı debilerinde CFD analizi yapılmıştır. Sonuç olarak aynı sıvı debisi ve sıcaklığında sunucunun gücü arttıkça sunucunun sıcaklığının arttığı, aynı sıvı debisi ve sunucu gücünde sıvı giriş sıcaklığı arttıkça sunucunun sıcaklığının arttığı ve yüksek sunucu gücü ile sıvı giriş sıcaklıklarında daha yüksek sıvı debisi gerektiği gözlenmiştir. 1,5 lpm gibi küçük bir sıvı debisinde ve 25°C sıvı giriş sıcaklığında, CPU'ların 150 W gücünde çalıştırıldığında dahi işlemcilerin 80°C'nin altında olduğu ve soğutmada başarılı olduğu kanıtlanmıştır. (Chhetri vd., 2022)

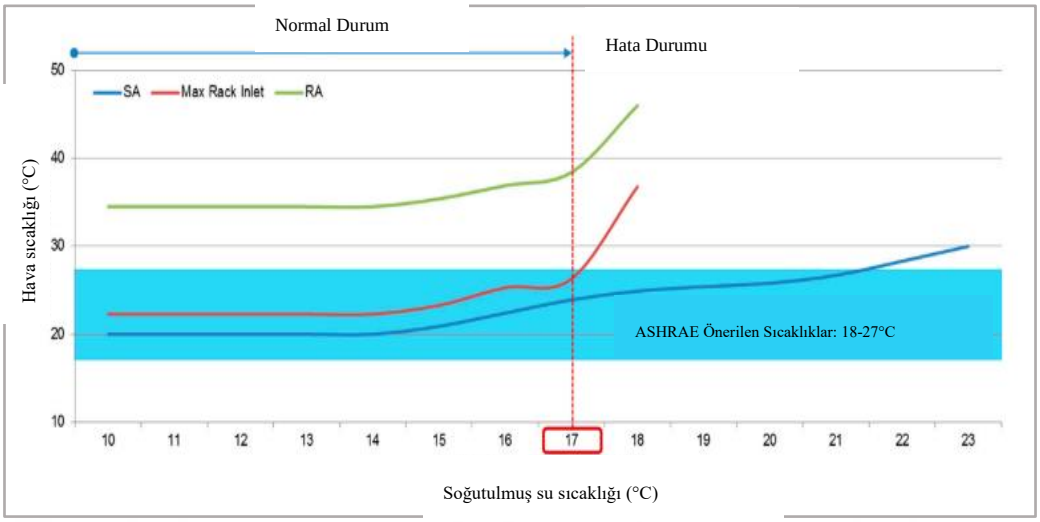
Bu çalışmada sunucu özelinde dielektrik sıvı özelliklerinin etkisi araştırılmış, özelliklere göre farklı güçteki işlemcileri soğutma başarısı da gözlenmişti



Şekil 2.3 150 W sunucu gücünde dielektrik sıvı sıcaklığı ve debilerine göre işlemci sıcaklıkları

Jinkyun Cho ve diğerleri tarafından yürütülen çalışmada 20 MW gücündeki bir veri merkezinde chiller ünitesinden çıkan sıvı sıcaklığı ile beyaz alan hava üfleme sıcaklığı durumuna göre, bir hata durumunda sistemin kaç saniye boyunca çalışmaya devam edebileceği hesaplanmıştır. Testler, chiller ünitesinden çıkan sıvı sıcaklığı 10-18°C aralığında, hava üfleme sıcaklığı 20-25°C aralığında olacak şekilde yürütülmüştür. Chiller ünitesinden çıkan sıvı sıcaklığı 17°C ve hava üfleme sıcaklığı 24°C olduğunda, beyaz alanın ASHRAE standartları dahilinde kalabildiği ve soğutma sisteminin kesintiye uğraması durumunda, 320 saniye boyunca sistemin çalışabilmesini sağladığı kanıtlanmıştır. (Cho vd., 2019)

Bu çalışmada chiller ünitesinden çıkan sıvı sıcaklığı ve beyaz alana üflenen hava sıcaklığı değişkenlik göstermiş ve buna göre kurulan sistemin soğutma başarısı incelenmiştir. Veri merkezi tasarımı gerçekleştirilmemiş ve tek soğutma tipi üzerinde durulmuştur.



Şekil 2.4 Chiller ünitesinden çıkan sıvı sıcaklığı ve hava üfleme sıcaklığı arasındaki ilişki

Yapılan literatür araştırmaları değerlendirildiğinde, veri merkezi tasarımının gerçekleştirilmediği, bazılarının veri merkezlerinin belirli bir ekipmanı üzerinde durduğu, çoğunun tek bir soğutma sistemini incelediği, iki soğutma sistemini karşılaştıran araştırmalarda ise maliyet karşılaştırmasının yer almadığı sonucuna varılmıştır.

Buna göre, bu çalışmada, veri merkezi tasarımının yapılarak soğutma sistemlerinin gerçekçi bir görsellikle ortaya konması, havayla soğutmalı ve tek fazlı daldırmayla sıvı soğutma sistemlerinin hem enerji tüketimi hem de ekonomiklik analizinin yapılarak günümüzde uygulaması artmakta olan daldırmayla sıvı soğutma sistemine doğru bir bakış açısı getirmek konuları ön plana çıkmaktadır. Bu konular ışığında gerçekleştirilen çalışmalar sonucunda, bir veri merkezinde iki farklı soğutma sisteminin uygulanma durumuna göre maliyetin bugünkü değerleri karşılaştırılmıştır.

3
BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1 Tasarım Şartları

Hava soğutmalı ve tek fazlı daldırmayla sıvı soğutmalı olmak üzere iki farklı soğutma sisteminin uygulanıp karşılaştırılacağı bir veri merkezi tasarlanacaktır. Bu tasarım için önce veri merkezinin konumu tayin edilmelidir. Veri merkezi, İstanbul-Atatürk Havalimanı yakınında bulunmaktadır. ASHRAE iklimsel tasarım şartları verilerine göre İstanbul için n=50 senelik maksimum ve minimum sıcaklık verileri temel alınmıştır. (ASHRAE, 2021) Bu veriler aşağıdaki gibidir:

Tablo 3.1 ASHRAE iklimsel tasarım şartları

ASHRAE İKLİMSEL TASARIM ŞARTLARI		
Konum Bilgileri		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Konum		İstanbul-Atatürk Havalimanı
Enlem	N	40,967
Boylam	E	28,817
Rakım	m	33
Ekstrem Yıllık Tasarım Şartları		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Sene	n	50
Max. KT	°C	39
Min. KT	°C	-10,1
Max. YT	°C	28,3
Min. YT	°C	-10,6

Hava soğutmalı ve tek fazlı daldırmayla sıvı soğutmalı iki soğutma sistemi için de sunucuların elektrik gücü 2 kW ve veri merkezinin toplam IT elektrik gücü 4000 kW olacaktır. Sunucular tükettikleri elektrik gücü kadar duyulur ısı yayarlar. (Rasmussen, 2017, s. 3) Dolayısıyla uzaklaştırılması gereken ısı miktarı da aynı olacaktır.

Veri merkezinin soğutma ekipmanlarının tasarımını tamamlayabilmek için yedeklilik seviyesi standardı belirlenmelidir. Bir veri merkezi tasarımı yapılırken, veri merkezindeki olası bir kesintinin oluşturacağı sorunlara gösterilen hassasiyete göre bir yedeklilik seviyesi belirlenir. ANSI/TIA-942 standardı, veri merkezlerini 4 seviyeye göre sınıflandırır. Tier-I basit sistem, Tier-II yedekli ekipmanlı sistem, Tier-III eş zamanlı bakım yapılabilir sistem ve Tier-IV bir hataya dayanıklı sistemi oluşturur. Bu seviyeler göz önüne alındığında hem iyi bir yedeklilik seviyesi sağlamak hem de aşırı maliyet oluşturmamak için Tier-III seviyesi seçilmiştir. Tier-III seviyesinin uygulandığı veri merkezlerinde, bir ekipman veya tesisat bölümü herhangi bir kesintiye uğramadan bakıma alınabilir. Bunun için yedekli ekipmanlar da söz konusudur. Bir hat aktif, bir hat yedek olacak şekilde en az iki dağıtım hattı bulunmalıdır. (Telecommunications Industry Association, 2005, s. 86)

3.2 Hava Soğutmalı Sistem

3.2.1 Veri Merkezi Tasarımı

Hava soğutmalı sistemde, havayla soğutmaya uygun, 2 kW gücünde ve 2U boyutunda[1] bir sunucu seçilmiştir.

Tablo 3.2 Hava soğutmalı sistemdeki sunucunun özellikleri

HAVA SOĞUTMALI SUNUCU		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Uygun soğutma türü		Hava soğutmalı
Güç tüketimi	W	2000
Boyut	U	2
Boyut (GxDxY)	mm	438x900x88

Sunucular, bir kabinete yerleştirilecektir. 4000 kW IT gücünü sağlamak için toplam 2000 adet sunucu gerekmektedir. Günümüzde, kabinet başına toplam gücün 20-25 kW aralığında olması, havayla soğutmanın başarılı olabileceği kritik bir durum olarak kabul edilir. (Malik, 2016) Bu yüzden bir kabinete 10 adet sunucu koyarak kabinet başı gücün 20 kW olması kararlaştırılmıştır. 2U boyutundaki 10 adet

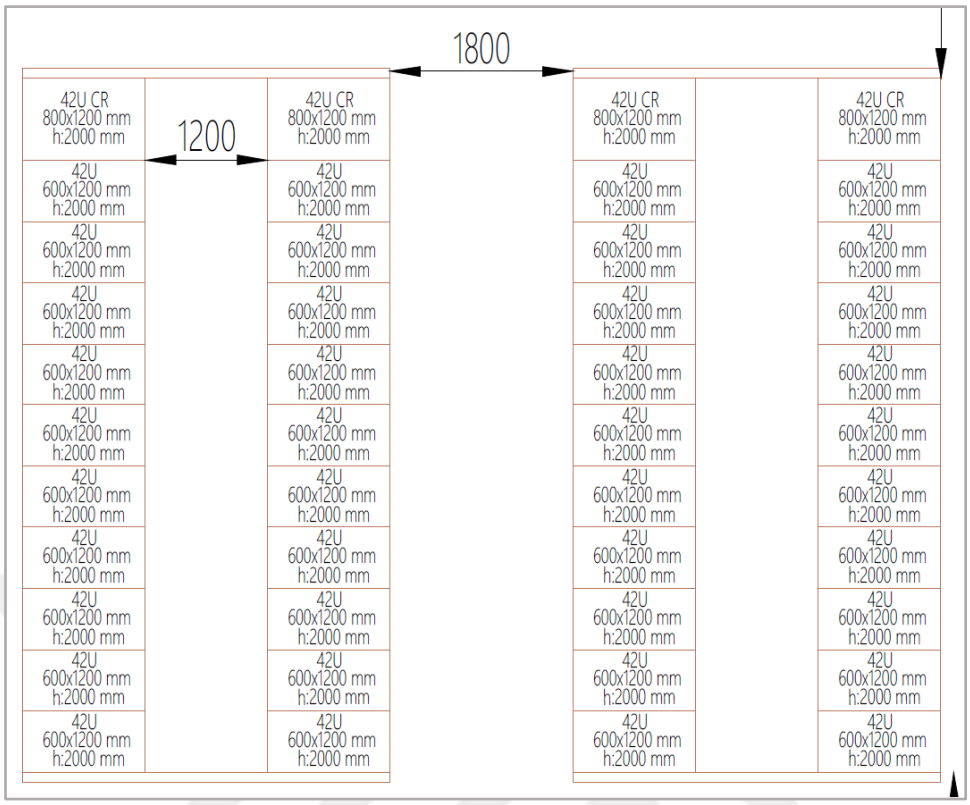
[1] 1U=1,75 inç=44,45 mm

sunucu, 20U yer kaplar. 20U yer kaplayan sunucuların arasından hava geçişini sağlamak ve diğer IT ögelerine da yer ayırmak için 42U boyutunda, yaygın kullanılan boyuttaki bir kabinetin yerleştirilmesi uygun olacaktır.

Tablo 3.3 Hava soğutmalı sistemdeki kabinetin özellikleri

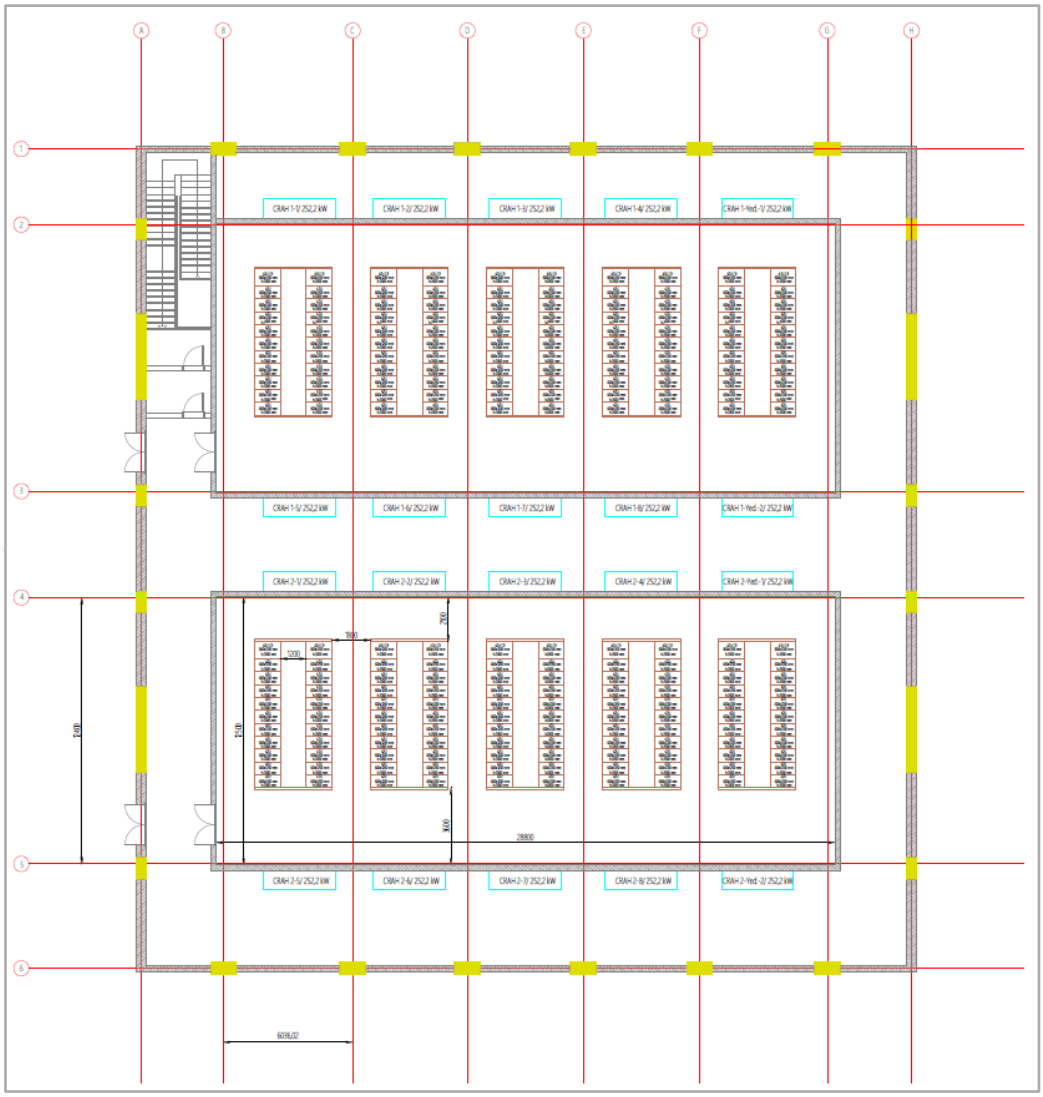
KABİNET		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Boyut	U	42
Boyut (GxDxY)	mm	600x1200x2000
Fiyat	€	2.500

Belli sayıdaki kabinetler bitişik dizilir ve sıra oluşturur. Bir koridor oluşturup koridorun diğer yanında sıra tekrarlandığında, bir tür koridorlu kabinet sistemi olan pod oluşturulur. Bir sırada bulunabilecek kabinet sayısı, kabinet başı IT gücüne göre değişiklik gösterir. Çünkü sıranın uzunluğu arttıkça üflenen havanın gerekli soğutmayı sağlaması zorlaşır. Bu çalışmada, kabinet başı güç, sıradan projelere göre yüksek olduğundan; bir sırada 10 kabinet olması planlanmıştır. Ayrıca her sıraya, sunucuların bağlantı kablolarının yer aldığı bağlantı kabinetleri de eklenmiştir. Diğer sırayla beraber bir pod, 20 adet kabinetten oluşacak ve 400 kW güce sahip olacaktır. Şekil 3.1'de bağlantı kabinetleri, "CR" olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.1 İki adet pod ve aralarındaki mesafelerin gösterimi

4000 kW güç tüketimi olan bir veri merkezi için 10 adet pod yerleştirilmesi gerekecektir. O halde toplam 200 adet kabinet yerleştirilecektir. Podların boyutu ve aralarındaki mesafeler göz önüne alındığında, 4000 kW gücü sağlayacak tüm podları tek bir veri salonuna yerleştirmek mimari açıdan zor olacaktır. Dolayısıyla veri merkezi, her birinin güç tüketimi 2000 kW olacak şekilde iki veri salonu halinde tasarlanmıştır ve aralarına teknik koridor ilave edilmiştir.



Şekil 3.2 Hava soğutmalı veri merkezi tasarımı

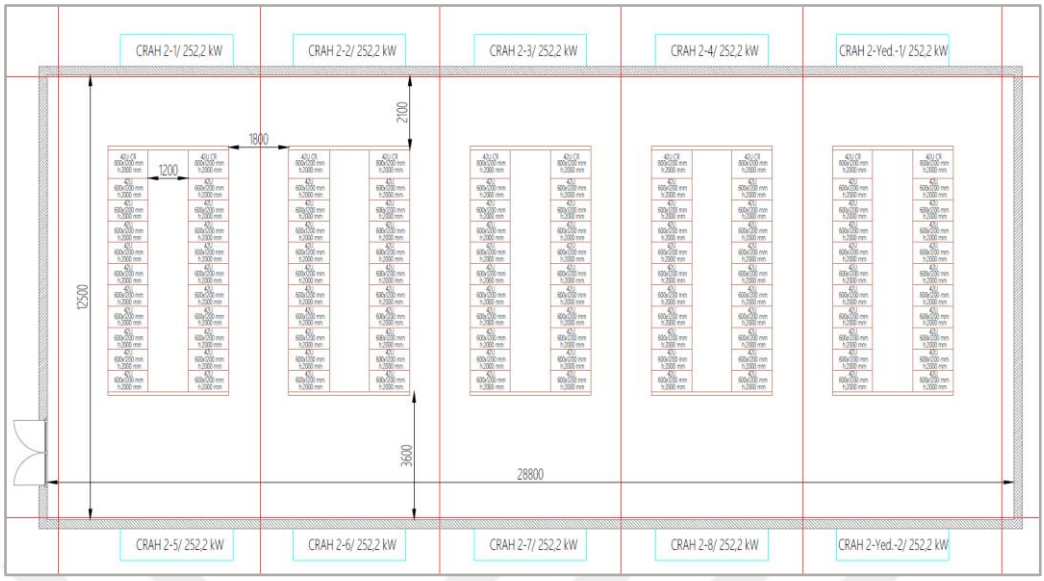
3.2.2 Soğutma Sistemi ve Ekipmanlarının Tasarımı

3.2.2.1 CRAH Seçimi

Sunucuların ürettiği ısıyı uzaklaştırmak ve sunucunun yüzeyini çalışabileceği uygun sıcaklıkta tutmak için soğuk hava üflenmelidir. Kabinetlere üflenen soğuk hava ile kabinetlerden egzoz edilen sıcak hava karışmamalıdır. Üflenen ve egzoz edilen havaların karışması, veri merkezinin enerji verimliliğini azaltır. Bu karışmayı önlemek için sıcak koridor veya soğuk koridor kapama uygulamaları gerçekleştirilir. Soğuk koridor kapama uygulamasında sunucuların ön tarafı, podun koridoruna dönüktür. Podların koridoru soğuk hava ile doldurulurken, beyaz alan sıcak egzoz havasıyla dolu olur. Sıcak koridor kapama uygulamasında ise sunucuların arka tarafı, podun koridoruna dönüktür. Beyaz alan soğuk havayla doldurulurken, podların koridoru sıcak egzoz havasıyla dolu olur. (Wibron vd., 2019, s. 2) İki uygulamanın da çeşitli avantaj ve dezavantajları mevcuttur. Bu araştırmada sıcak koridor kapama uygulaması kabul edilmiştir. Ayrıca hem boru geçişini sağlamak hem de sıcak ve soğuk havanın karışmasını en aza indirmek için yükseltilmiş döşemeli sıcak koridor kapaması uygulanacaktır. Böylece, hassas klimalar sunucuların bulunduğu yükseltilmiş döşemeden noktasal atışla soğuk hava üfleyecek ve sıcak hava podun üstünden asma tavan yardımıyla hassas klimaya geri dönecektir.

Bu çalışmada CRAH hassas kliması kullanılmıştır. Serpantilerinden geçen soğutucu akışkanla soğutma çevrimi gerçekleştiren CRAC ünitesinin aksine, CRAH ünitesinin serpantinlerinden soğutulmuş su devresi geçer. Soğutulmuş su devresi sayesinde, CRAH ünitesi emişi yapılan sıcak havayı soğutur, sıcaklık ve nem ayarını duyarlılıkla yapar, sürekli çalışır ve havayı filtreler.

Bu çalışmada CRAH yerleşimi beyaz alanın iki uzun kenarında bulunan teknik koridorlara yapılmıştır. Tier-III seviyesinin yedekli ekipman gerekliliklerine göre, bir sırada 4 asıl ve 1 yedek olacak şekilde toplam 8 asıl ve 2 yedek CRAH ile bir veri salonunun soğutması sağlanabilir. 8 adet CRAH ünitesinin 2000 kW soğutma sağlayabilmesi için bir CRAH ünitesinin en az 250 kW soğutma kapasitesinde olması gerekmektedir. Şekil 3.3'te bir veri salonundaki CRAH yerleşimi gösterilmektedir. Yedek ekipmanlara "Yed." eki ilave edilmiştir.



Şekil 3.3 Bir veri salonu ve CRAH ünitelerinin yerleşimi

CRAH seçimini yapabilmek için, beyaz alanın sıcaklığını ve bağıl nemini de belirlemek gerekir. Bu bilgiler ASHRAE standartlarıyla sınırlandırılır. ASHRAE'nin veri işleme ortamları için ısıl kılavuzunda, bir veri merkezinin sahip olması gereken sıcaklığa ve bağıl neme yönelik aralıklar yer alır. Sıcaklığın çok yüksek olması sonucu sunucular çalışmayı durdurabilir ve sunucuların ömürleri kısalır. Bağıl nemin az olması elektrostatik boşalmaya sebep olur. Bağıl nemin çok olması ise korozyon riskini arttırır ve ortamdaki tozların ICT cihazlarına yapışmasına sebep olarak sağlıklı çalışmalarına engel olur. (Demetriou, 2015, s. 3) Bunun için bağıl nemin en az %40 olması gerektiği belirtilmiştir. 2015 yılındaki ASHRAE kılavuzuna göre veri merkezleri için önerilen şartlar aşağıdaki gibidir:

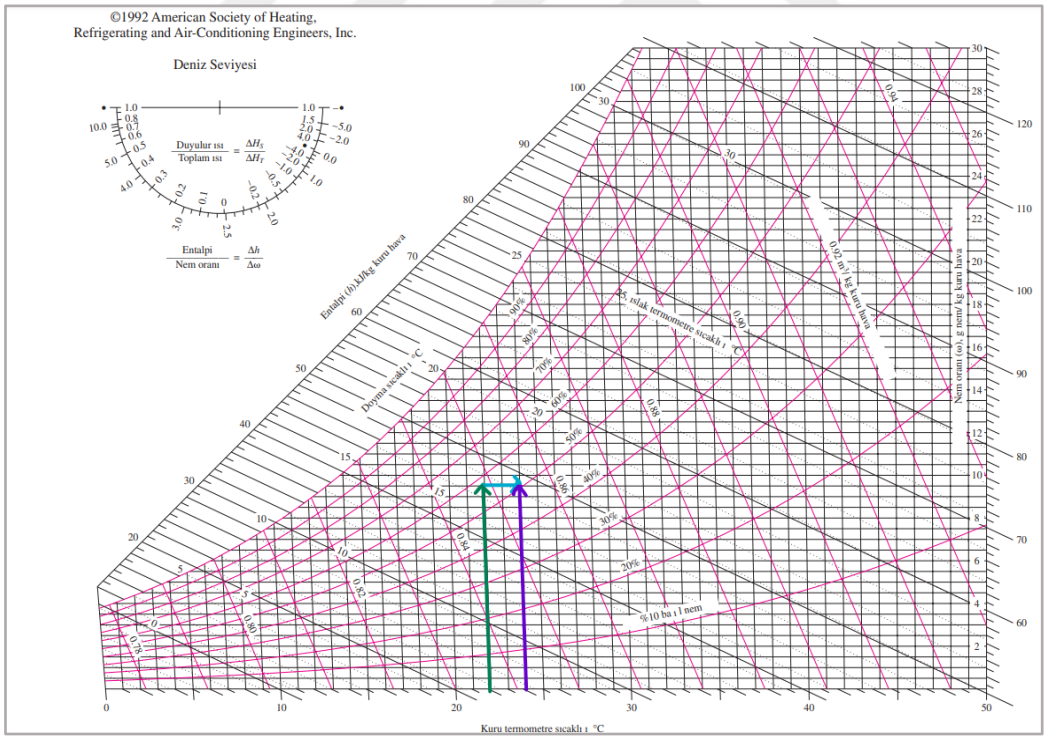
- Kuru termometre sıcaklığı: 18-27°C
- Çiy nokta sıcaklığı: (-9)°C-15°C
- Bağıl nem: %40-60

2021 yılında güncellenen ASHRAE kılavuzuna göre veri merkezleri için önerilen uygun şartlar, içerdikleri kirletici gaz seviyesine göre ikiye ayrılmıştır. Az kirletici gaz bulunan veri merkezleri için bağıl nem aralığı %40-70 şeklinde genişletilmiş olup çok kirletici gaz bulunan veri merkezleri için %40-50 şeklinde daraltılmıştır. (Quirk vd., 2022, s. 25)

Ayrıca yüksek yoğunluklu veri merkezleri için H1 sınıfı da kılavuza ilave edilmiştir. Az kirletici gaz bulunduran yüksek yoğunluklu H1 sınıfı veri merkezleri için izin verilen şartlar aşağıdaki gibidir:

- Kuru termometre sıcaklığı: 15-25°C
- Bağıl nem: %40-80

Bu sınırlar göz önüne alındığında, hava soğutmalı veri merkezinin beyaz alanının kuru termometre sıcaklığı 24°C ve bağıl nemi %50 kabul edilmiştir. Ortamın 24°C sıcaklıkta ve %50 bağıl nemde korunabilmesi için üfleme sıcaklığından 2°C kayıp oluşacağı göz önüne alınmalıdır. (Cho vd., 2019, s. 11). Buna göre, CRAH ünitesinin üfleme sıcaklığı 22°C olmalıdır. Psikometrik diyagramda, ortamın tasarım şartından, basit soğutma prensibiyle 22°C üfleme sıcaklığına düşüş sağlandığında, CRAH ünitesinin üflediği havanın bağıl neminin %58 olması gerektiği görülür. Şekil 3.4'te mor ok, beyaz alanın şartını; yeşil ok ise üflenen havanın şartını ifade etmektedir.



Şekil 3.4 Veri merkezi beyaz alanı şartı ile üflenen havanın şartı arasındaki bağıntı

Bir CRAH ünitesinin üflediği havanın sıcaklığı ile CRAH ünitesine giren sıvının sıcaklığı arasında ΔT=4°C fark olmalıdır. O halde CRAH cihazına giren sıvının sıcaklığı 18°C olmalıdır. Çıkan sıvının sıcaklığı ise en az 250 kW gücündeki CRAH cihazı için Q=mCpΔT prensibine göre 24°C olmalıdır. Ayrıca CRAH ünitesi havayı aşağı yönlü üfleyeceğinden, bu anlama gelen "down flow" özellikli ünite olmalıdır.

Tablo 3.4 CRAH ünitesi özellikleri

CRAH ÜNİTESİ		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Net soğutma kapasitesi	kW	252,2
Sıvı		%32 Glikollü su
Giren sıvı sıcaklığı	°C	18
Çıkan sıvı sıcaklığı	°C	24
Sıvı debisi	L/s	11,34
Üflenen hava sıcaklığı	°C	21,6
Üflenen hava bağıl nemi	%	58,3
Dönen hava sıcaklığı	°C	37
Dönen hava bağıl nemi	%	24
Güç tüketimi	kW	9,35
Sıvı basınç kaybı (Bağlantılar)	kPa	80
Sıvı basınç kaybı (Vanalar)	kPa	27
Boyut (GxDxY)	mm	3350x890x1970
Ağırlık	kg	1125
Fiyat	€	70.000

3.2.2.2 Doğal Soğutmalı Chiller Seçimi

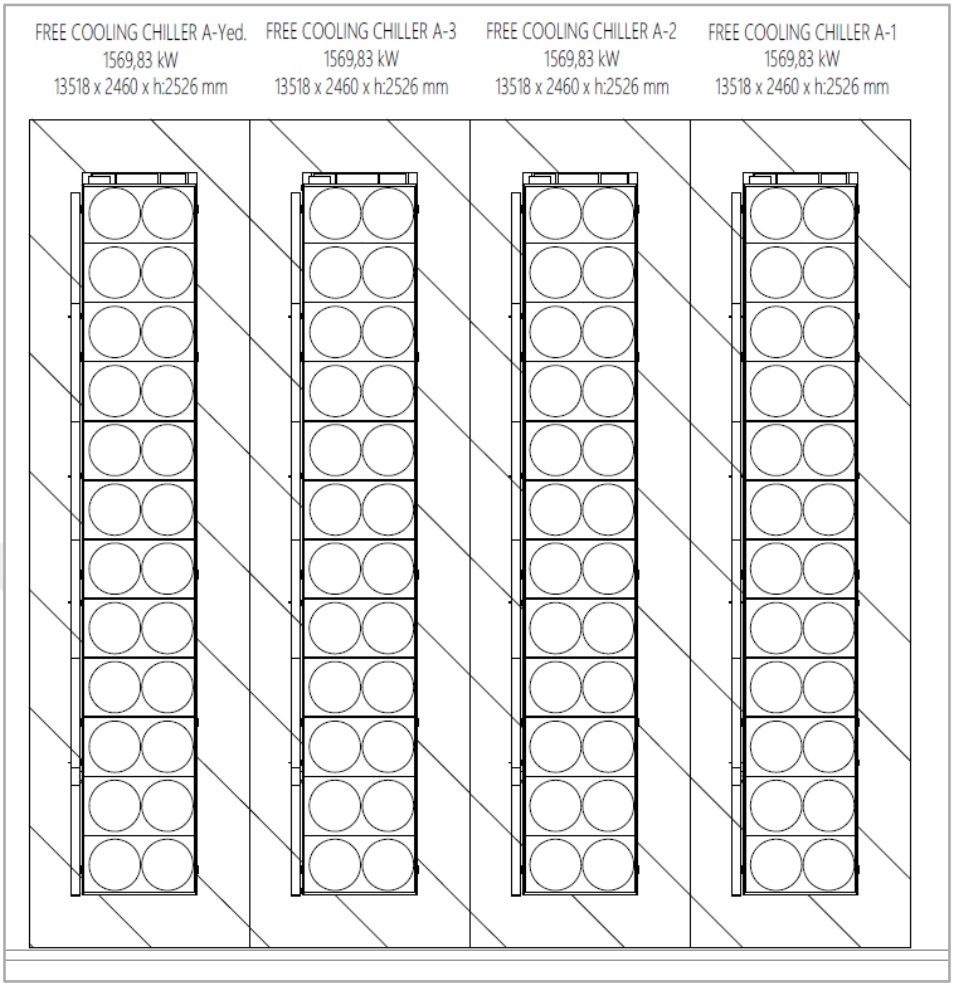
Sonraki adımda, CRAH ünitesine soğuk su sağlayan chiller ünitesinin seçimi yapılmalıdır. Chiller üniteleri soğutma çevrimiyle, ısınan sudan çektiği ısıyı başka bir akışkana atar. Isıyı attıkları akışkanın türüne göre chiller üniteleri temelde ikiye ayrılır: Hava soğutmalı ve su soğutmalı chiller üniteleri. Hava soğutmalı chiller üniteleri, kuru soğutucuyla birleştirilerek bu ünitelere doğal soğutma özelliği katılabilir. Yapılan çalışmalara göre, doğal soğutmalı chiller ünitelerinin enerji tasarrufu sağladığı ve amortisman süresinin daha kısa sürdüğü gözlenmiştir.

(Hitema, t.y., s. 10) Chiller ünitesinden geçen sıvının, İstanbul'daki dış havanın minimum sıcaklık değerinde soğutma sağlayabilecek şekilde donmaması için sıvı, %32 glikollü olarak belirlenmiştir.

Tablo 3.5 Havayla soğutmalı sistemdeki doğal soğutmalı chiller özellikleri

DOĞAL SOĞUTMALI CHILLER-A		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Chiller tipi		Yüksek hızlı santrifüj kompresörlü doğal soğutmalı
Net soğutma kapasitesi	kW	1569,83
Sıvı		%32 Glikollü su
Çıkan sıvı sıcaklığı	°C	18
Dönen sıvı sıcaklığı	°C	24
Sıvı debisi	L/s	68,48
Net verim	EER	3,51
Basınç kaybı	kPa	154,4
DS kapasitesi	kW	1143,96
Güç tüketimi	kW	442,72
Boyut (GxDxY)	mm	13518x2460x2526
Ağırlık	kg	10372
Fiyat	€	413.000

Doğal soğutmalı chiller ünitesi, havayla temas halinde olabilmesi adına çatıya yerleştirilmiştir. Yerleşim sırasında chiller ünitesi etrafında 1 metrelik açıklıkların bulunmasına hassasiyet gösterilmiştir. Bu mesafeler aşağıdaki görselde taralı şekilde ifade edilmiştir. Ayrıca hava soğutmalı ve daldırmayla sıvı soğutmalı iki sistemde ortak olan ekipmanlar için ilk sistemdekiler için "A"; ikinci sistemdekiler için "B" kodu ilave edilmiştir. 3 adet chiller ünitesi, sistemin soğutma ihtiyacını karşılamaktadır. Bir adet chiller da yedek olarak eklenmiştir.



Şekil 3.5 Hava soğutmalı sistemde doğal soğutmalı chiller yerleşimi

Doğal soğutmalı chiller hava sıcaklığına bağlı olarak üç modda çalışır: Doğal soğutma modu, hibrit soğutma modu ve mekanik soğutma modu. Buna göre doğal soğutma modunda yalnızca fanın çalışmasına bağlı bir enerji tüketimi gerçekleşecektir ve sıcaklık artışıyla fanlar kademeli olarak çalışmasını arttıracak, enerji tüketimi de buna bağlı olarak artacaktır. Hibrit soğutma modunda, kompresör de devreye girecek ancak tam kapasiteyle çalışmadan doğal soğutmanın karşılayamadığı yükü karşılayacaktır. Mekanik soğutmada ise doğal soğutmadan yararlanılamayacak ve tamamen mekanik güç harcanacaktır. (Acül, 2009, s. 18) Bu sistem için seçilen doğal soğutmalı chiller ünitesinin dış hava sıcaklığına göre çalışma modları aşağıdaki gibidir:

$$(-10)°C \leq T \leq (-5)°C: \text{Doğal soğutma (D)} \quad (3.1)$$

$$(-5)°C \leq T \leq 24°C: \text{Hibrit soğutma (H)} \quad (3.2)$$

$$24°C \leq T \leq 39°C: \text{Mekanik soğutma (M)} \quad (3.3)$$

Bu durum göz önüne alındığında, chiller ünitesinin elektrik tüketimi, veri merkezinin duyulur ısı yükü kadar olmayacak ve dış hava sıcaklığına bağlı olarak değişiklik gösterecektir. Cihazın dış hava sıcaklığına göre elektrik tüketimi değeri, her sıcaklık değerinin bir sene içinde İstanbul'da tekrar ettiği saat ile çarpıldığında, chiller ünitesinin yıllık toplam elektrik tüketimine ulaşılabilir. (Pusat ve Ekmekçi, 2017, s. 90)

- Belli bir dış hava sıcaklığında bir adet chiller ünitesinin harcayacağı toplam enerji (kWh) "a" olarak, sıcaklığın bir yıl boyunca tekrar ettiği saat sayısı (sa) "b" olarak ve chiller ünitesinin o sıcaklıkta harcadığı güç (kW) "c" olarak ifade edilsin.

$$a = b \times c \quad (3.4)$$

- Bir adet chiller ünitesinin yıllık enerji tüketimi toplamı (kWh) ise "d" olarak ifade edilsin.

$$d = \sum_{i=-10}^{39} (a) \quad (3.5)$$

Denklem 3.4, Tablo 3.6'nın en sağ sütununda ve Denklem 3.5, Tablo 3.6'nın en en alt satırında kullanılmıştır.

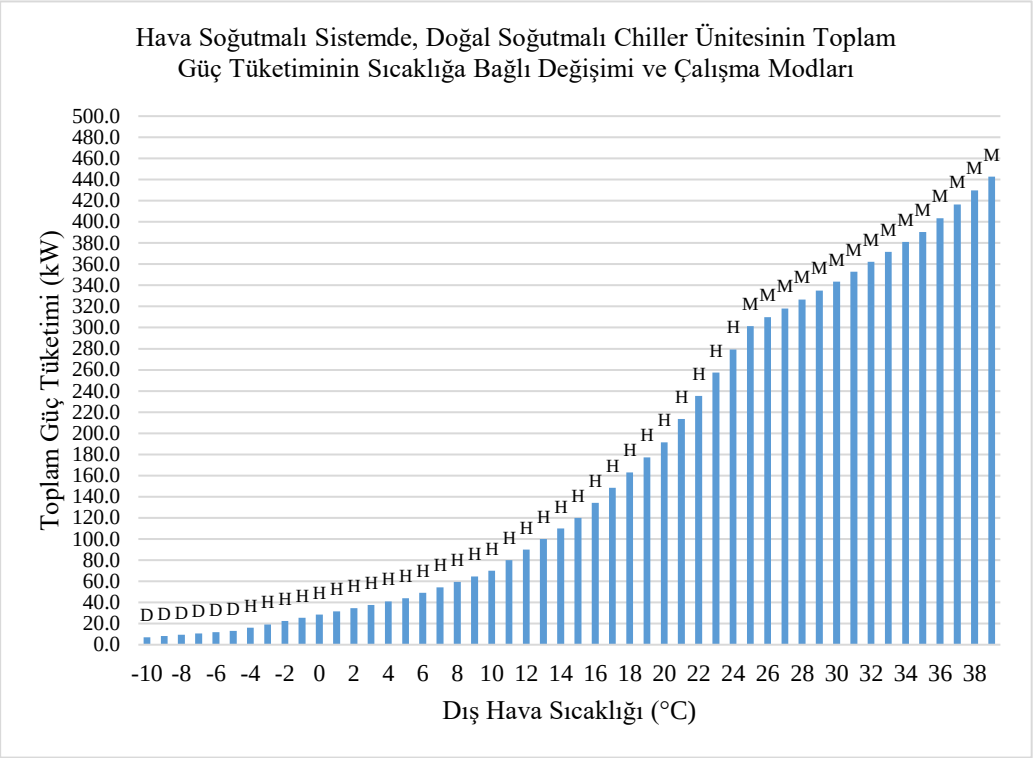
Tablo 3.6 Hava soğutmalı sistemdeki doğal soğutmalı chiller ünitesinin güç ve enerji tüketimi

Su Rejimi	18-24°C
Glikol Oranı	32%
Net Soğutma Kapasitesi	1569,83 kW

Dış Hava Sıcaklığı (°C)	Sıcaklığın Bir Yılda Tekrar Ettiği Saat Sayısı (sa)	Mekanik Yük (kW)	Doğal Soğutma Yükü (kW)	Toplam Güç (kW)	Harcanan Toplam Enerji (kWh)
-10	0,04	0,0	1.570,6	7,1	0,3
-9	0,04	0,0	1.570,6	8,3	0,3
-8	0,04	0,0	1.570,6	9,5	0,4
-7	0,04	0,0	1.570,6	10,7	0,4
-6	0,7	0,0	1.570,6	11,9	8,1
-5	2,0	0,0	1.570,5	13,1	25,7
-4	5,1	52,0	1.518,5	16,2	82,2
-3	11,6	104,0	1.466,4	19,3	223,6
-2	18,9	156,0	1.414,4	22,3	422,2
-1	33,0	208,1	1.362,3	25,4	839,4
0	61,0	260,1	1.310,3	28,5	1.737,3
1	89,1	312,1	1.258,2	31,6	2.812,4
2	124,9	364,1	1.206,2	34,7	4.329,6
3	177,5	346,0	985,2	37,7	6.700,1
4	224,3	416,1	1.154,1	40,8	9.157,2
5	282,1	520,2	1.050,0	43,9	12.388,9
6	313,9	535,3	1.034,8	49,1	15.415,3
7	338,3	550,5	1.019,7	54,3	18.372,9
8	367,2	565,6	1.004,5	59,5	21.845,0
9	376,0	580,8	989,4	64,7	24.327,6
10	372,0	596,0	974,2	69,9	26.000,1
11	356,4	657,1	913,2	79,9	28.467,1
12	361,1	718,3	852,1	89,9	32.448,6
13	342,1	779,5	791,0	99,9	34.157,1
14	333,1	840,7	729,9	109,8	36.593,8

Tablo 3.6 Hava soğutmalı sistemdeki doğal soğutmalı chiller ünitesinin güç ve enerji tüketimi (devamı)

15	325,3	901,8	668,9	119,8	38.982,5
16	311,7	976,7	593,9	134,2	41.814,2
17	310,7	1.051,7	519,0	148,5	46.144,1
18	315,9	1.126,6	444,0	162,8	51.449,6
19	322,8	1.201,5	369,0	177,2	57.198,9
20	337,2	1.276,4	294,1	191,5	64.585,2
21	338,6	1.335,2	235,3	213,5	72.277,2
22	357,8	1.394,1	176,5	235,4	84.222,6
23	362,6	1.452,9	117,6	257,4	93.311,6
24	348,6	1.511,8	58,8	279,3	97.366,1
25	306,4	1.570,6	0,0	301,3	92.301,2
26	253,8	1.570,6	0,0	309,7	78.609,9
27	210,8	1.570,6	0,0	318,1	67.060,3
28	165,7	1.570,6	0,0	326,6	54.104,9
29	126,7	1.570,6	0,0	335,0	42.439,5
30	80,7	1.570,6	0,0	343,4	27.722,6
31	47,3	1.570,6	0,0	352,8	16.697,9
32	26,7	1.570,6	0,0	362,2	9.687,5
33	13,0	1.570,6	0,0	371,5	4.835,3
34	4,2	1.570,6	0,0	380,9	1.601,9
35	2,0	1.570,6	0,0	390,3	781,4
36	0,6	1.570,6	0,0	403,4	226,1
37	0,3	1.570,6	0,0	416,5	116,7
38	0,1	1.570,6	0,0	429,6	34,4
39	0,1	1.570,6	0,0	442,7	35,4
TOPLAM					1.319.962,8


Hava Soğutmalı Sistemde, Doğal Soğutmalı Chiller Ünitesinin Toplam Güç Tüketiminin Sıcaklığa Bağlı Değişimi ve Çalışma Modları
Toplam Güç Tüketimi (kW)
Dış Hava Sıcaklığı (°C)
D D D D D D H H H

- PUE değerinin tersi ise yüzde verimliliği verir. Bu chiller sisteminin verimliliği aşağıdaki gibidir:

$$\text{Kısmi verimlilik} = 1/\text{pPUE} = 1/1{,}113 = 0{,}90 \quad (3.9)$$

3.2.2.3 Buffer Tank Seçimi

Tier-III seviyesine göre bir chiller ünitesinde veya hattında bakım yapmak üzere belirli bir nokta izole edildiğinde yedekli ünite devreye girebilir veya iki dağıtım hattından pasif olan aktifleşebilir. Ancak bu durumda da bir sorunla karşılaşılması sonucu sisteme soğuk su sağlamak yönünde bir yedeklilik oluşturmak gerekir. Bu noktada ısıl enerji depoları olarak da bahsedilen buffer tanklar, devreye girer. Normal durumda, pompalar sistemi beslerken buffer tankı da besler ve sistemden dönen hatlar gibi buffer tanktan da dönüş olur. Chiller üniteleri sistemi besleyemediği takdirde, buffer tanktaki vanalar açılarak sistem beslenir. Buffer tankın sistemi besleyebildiği süre müşteri isteklerine göre değişir. Ancak bu sürenin, UPS cihazının elektrik kesintisine karşı sistemi besleyebildiği süre kadar olması en mantıklısıdır. Bu yüzden standart bir veri merkezi için, elektrik kesintisi durumunda sistemi 5 dakika boyunca besleyen bir UPS seçildiği göz önünde bulundurulduğunda, buffer tankın da sisteme 5 dakika boyunca soğuk su sağlaması mantıklı olacaktır.

Buffer tank, bu sisteme göre %32 glikollü suyu depolayacaktır. Bu yüzden buffer tank hacminin belirlenmesi sırasında glikollü su karışımının verileri dikkate alınmalıdır. ASHRAE'nin 2001'de yayınlanan "HVAC Fundamentals Handbook" kitabındaki 21. Bölümde salamura su verileri incelenmiştir. Bu sistemdeki sıvı devresi 18-24°C sıcaklığı aralığındadır. Buna göre sıvının sıcaklık ortalaması 21°C olacaktır. 21°C'deki %32 glikollü suyun bilgilerine interpolasyonla erişilmiştir.

Tablo 3.7 21°C ve %32 glikollü suyun yoğunluğu

Sistem	Hava soğutmalı		
Sıvı Sıcaklığı (°C)	21		
ETİLEN GLİKOLLÜ SU YOĞUNLUĞU (kg/m³)			
Sıvı Sıcaklığı (°C)	**Hacim Yüzdesi Şeklinde Etilen Glikol Konsantrasyonu**		
	30%	**40%**	**32%**
20	1054,25	1059,68	
25	1043,32	1057,6	
21	1052,064	1059,264	1053,504

Tablo 3.8 21°C ve %32 glikollü suyun özgül ısısı

Sistem	Hava soğutmalı		
Sıvı Sıcaklığı (°C)	21		
ETİLEN GLİKOLLÜ SU ÖZGÜL ISISI (kJ/kgK)			
Sıvı Sıcaklığı (°C)	**Hacim Yüzdesi Şeklinde Etilen Glikol Konsantrasyonu**		
	30%	**40%**	**32%**
20	3,645	3,468	
25	3,66	3,485	
21	3,648	3,4714	3,61268

Bu verilere göre buffer tankın hacminin hesabı, Q=mCpΔT prensibine göre bulunur. Bu formülü birim zaman biçimine çevirip, kütleyi de yoğunluk ve hacmin çarpımı olarak ifade edersek:

$$Q' \text{ (kW)} = m' \text{ (kg/s)} \times Cp \text{ (kJ/kgK)} \times \Delta T \text{ (°C)} \quad (3.10)$$

$$Q' \text{ (kW)} = \rho \text{ (kg/m}^3\text{)} \times V' \text{ (m}^3\text{/s)} \times Cp \text{ (kJ/kgK)} \times \Delta T \text{ (°C)} \quad (3.11)$$

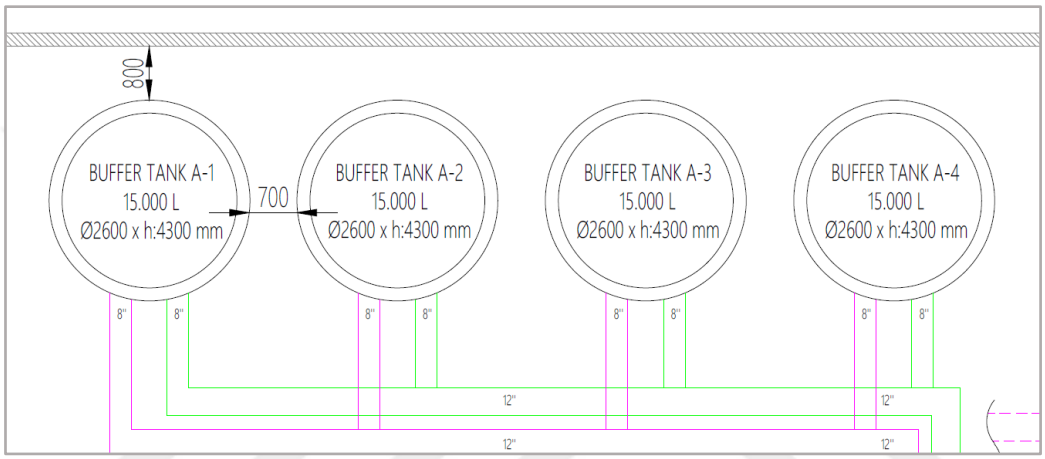
Veri merkezinin elektrik güç tüketimi, veri merkezinin ısıl yükünü de oluşturacaktır. Veri merkezinin ısıl yükü, %32 glikollü 21°C suyun verilerine bölündüğünde hacimsel debi elde edilecektir. Hacimsel debi, 5 dakika depolama süresiyle çarpıldığında tankın hacmi bulunacaktır.

$$4000\ (kW) = 1053{,}504\ (kg/m^3) \times V'\ (m^3/s) \times 3{,}613\ (kJ/kgK) \times 6\ (°C) \quad (3.12)$$

$$V' = 0{,}175163\ m^3/s \quad (3.13)$$

$$V = 0{,}175163\ m^3/s \times 300\ s = 52{,}55\ m^3 \quad (3.14)$$

Buna göre, 4 tane 15 m³ tankın yerleştirilmesi uygun olacaktır. Buffer tanklar çatıya ve bir mekanik odanın içine yerleştirilecektir. Sisteme soğuk su sağlanamaması durumu için bu yöntem uygulandığından tanklarda yedeklilik oluşturulmamıştır.



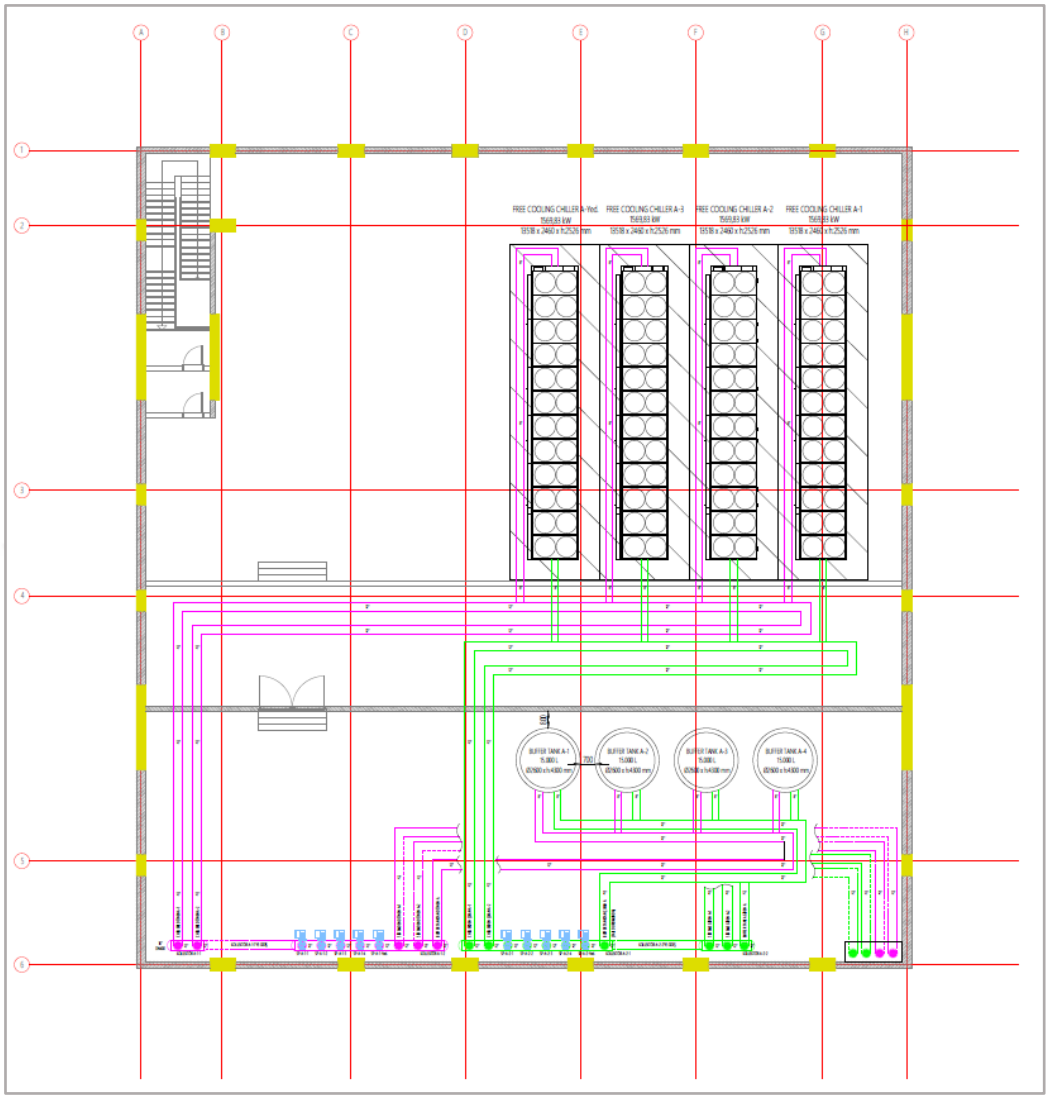
Şekil 3.7 Hava soğutmalı sistemde buffer tank yerleşimi

3.2.2.4 Pompa Seçimi

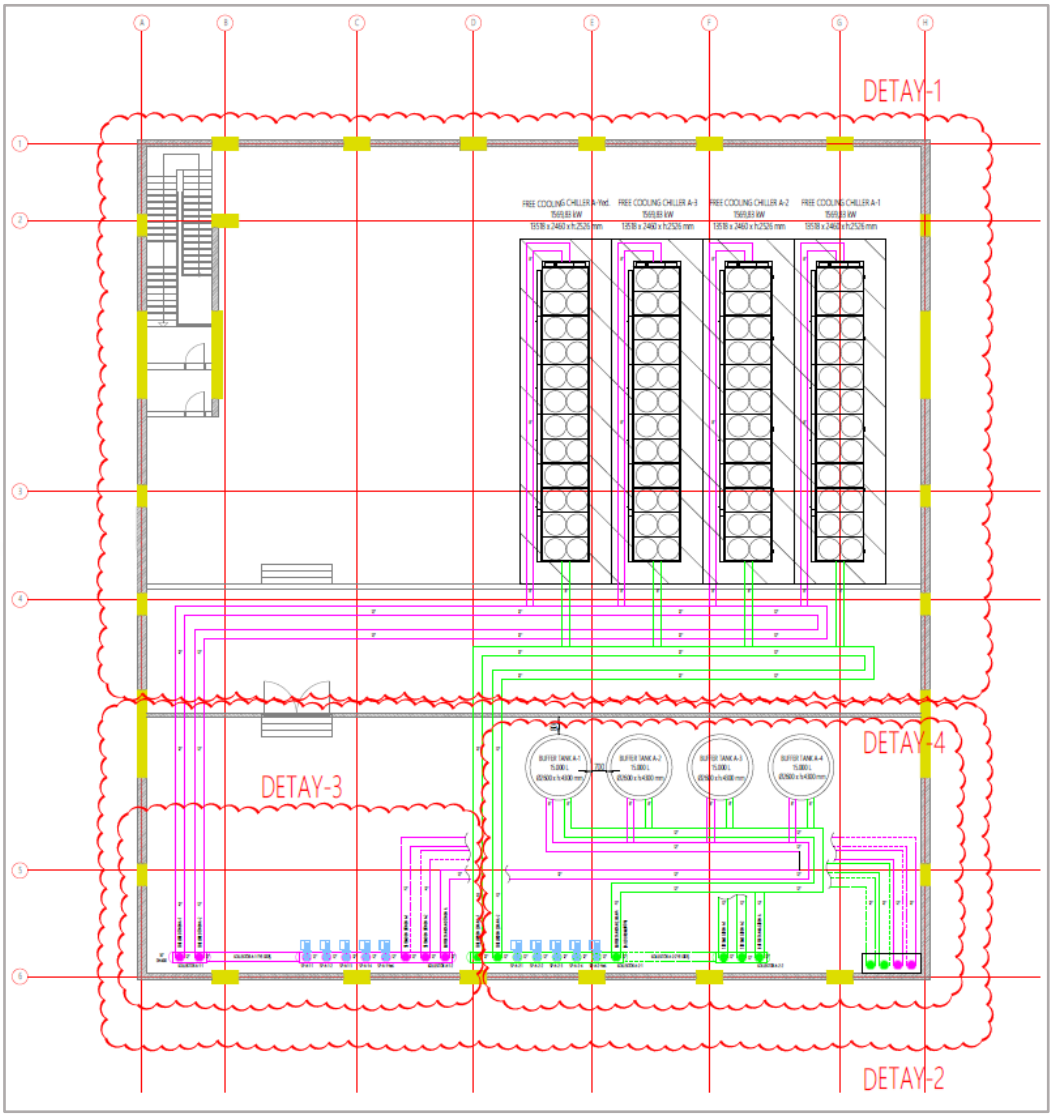
Chiller ünitesindeki suyu CRAH ünitelerine ulaştırabilmek için pompa kullanılmalıdır. Bunun için chiller ünitesinden çıkan ve chiller ünitesine dönen su borularında su akışını sağlayan ayrı bir pompa sistemi; CRAH ünitelerine su akışını sağlayan ayrı bir pompa sistemi tasarlanmıştır. Chiller ünitesi düşük kapasitelerde çalışmayı durdurduğu için ilk pompalama sisteminde sabit devirli kuru rotorlu sirkülasyon pompası; ikinci pompalama sisteminde ise, sistemdeki yükleme durumu değişebileceğinden, frekans konvertörlü kuru rotorlu sirkülasyon pompası seçilecektir.

Pompa adetlerini belirlemek için basınç kaybı ve debi bilgilerine ihtiyaç duyulur. Dolayısıyla, ilk aşama, Tier-III gerekliliklerine göre borulama tasarımı olmuştur. CRAH ünitelerine yeşil ile gösterilen borularla soğuk sıvı ulaşmaktadır ve pembe ile gösterilen borularla ısınan sıvı dönmektedir. Borulama sisteminin tasarımında

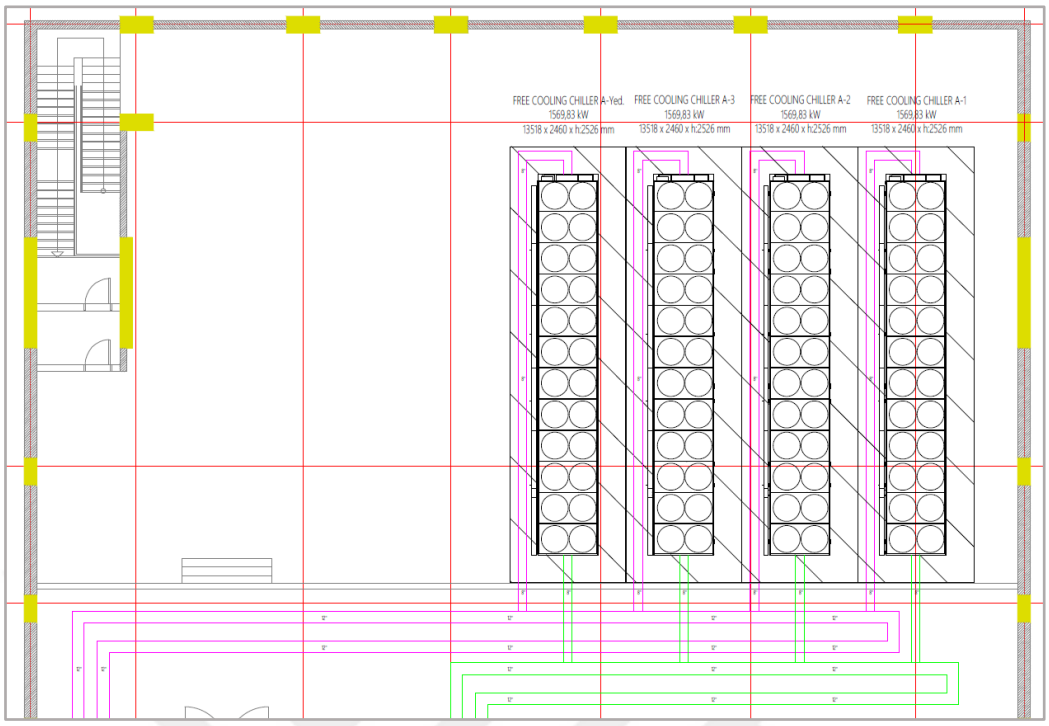
ring sistemi benimsenmiştir. Böylece bir boru hattı bakıma alındığı takdirde su akışı diğer hattan da devam edebilecektir. Borular yükseltilmiş döşemeden ilerleyecek ve gidiş ile dönüş boruları, kat planında, farklı kotlarda bulunacaktır. Borulama, dirsek ve vana boyutları dikkate alınarak yapılmıştır. Ayrıca tavandan giden hatlar çizgili şekilde gösterilmiştir. Vana ve pompa sistemleriyle düşeyde uzun bir hat oluşacağından kollektörlerin sayısı arttırılmıştır. Pompalar ve kollektörler, buffer tank ile beraber çatıdaki mekanik odanın içine yerleştirilecektir.



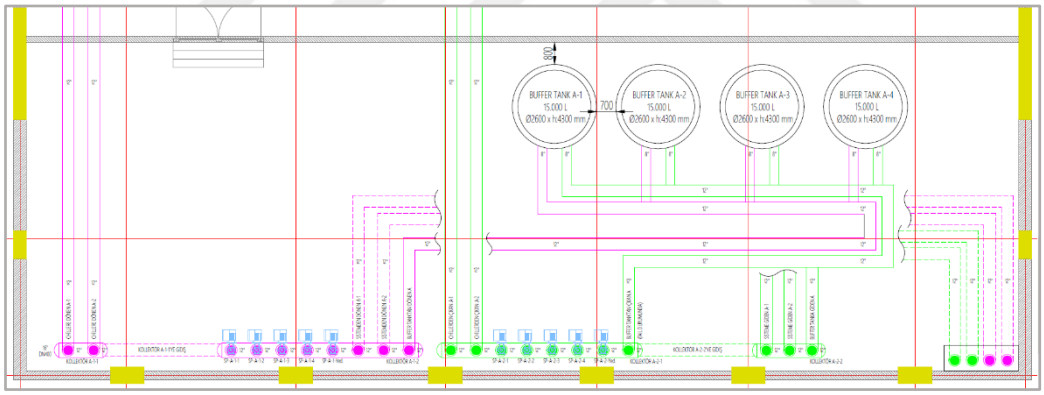
Şekil 3.8 Hava soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı



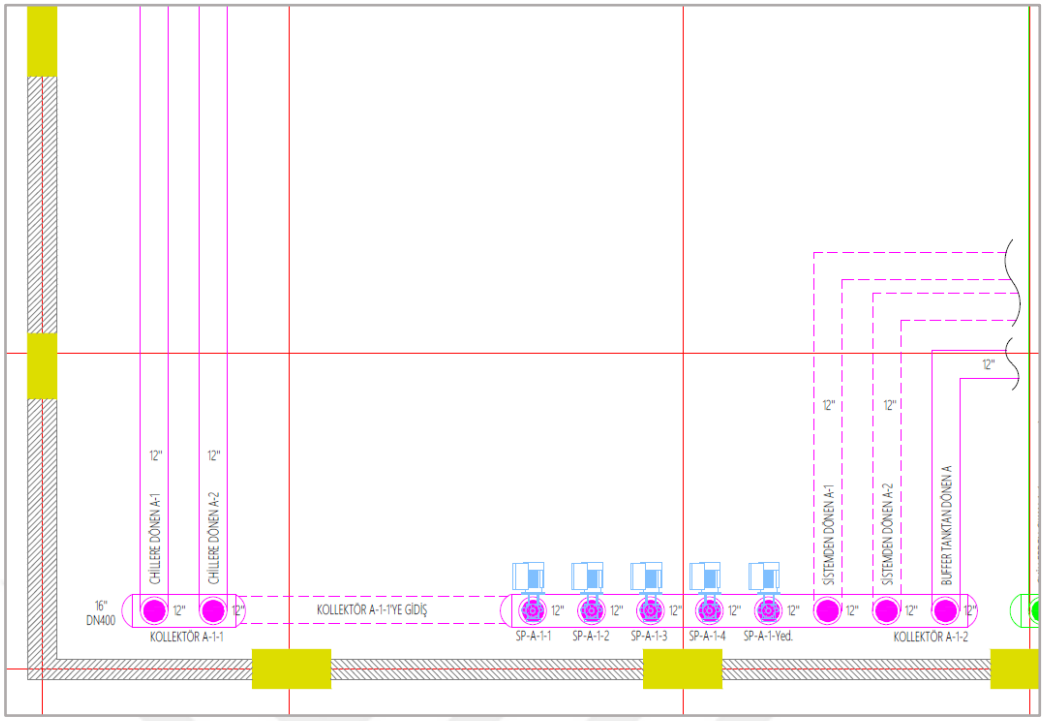
Şekil 3.9 Hava soğutmalı veri merkezinin çatı planı detay numaralandırma



Şekil 3.10. Hava soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı detay-1



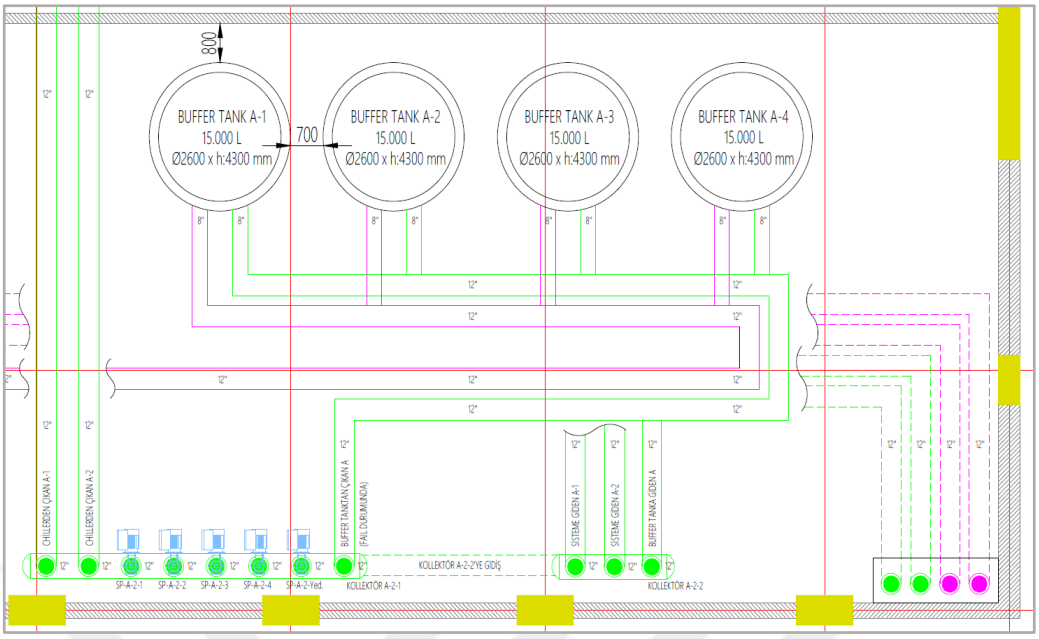
Şekil 3.11 Hava soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı detay-2



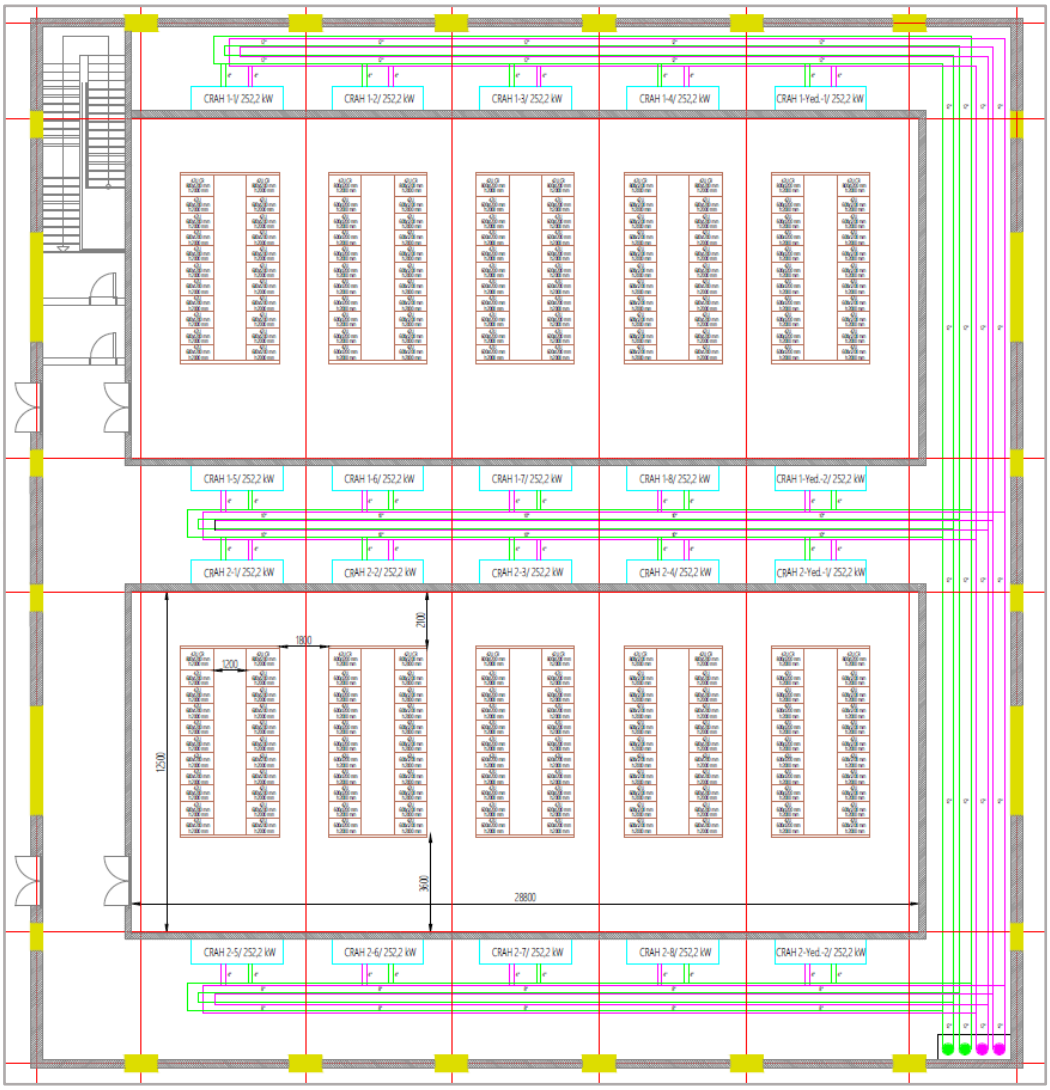
Şekil 3.12 Hava soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı detay-3

Tablo 3.9 SP-A-1-(1-2-3-4) kuru rotorlu sirkülasyon pompası özellikleri

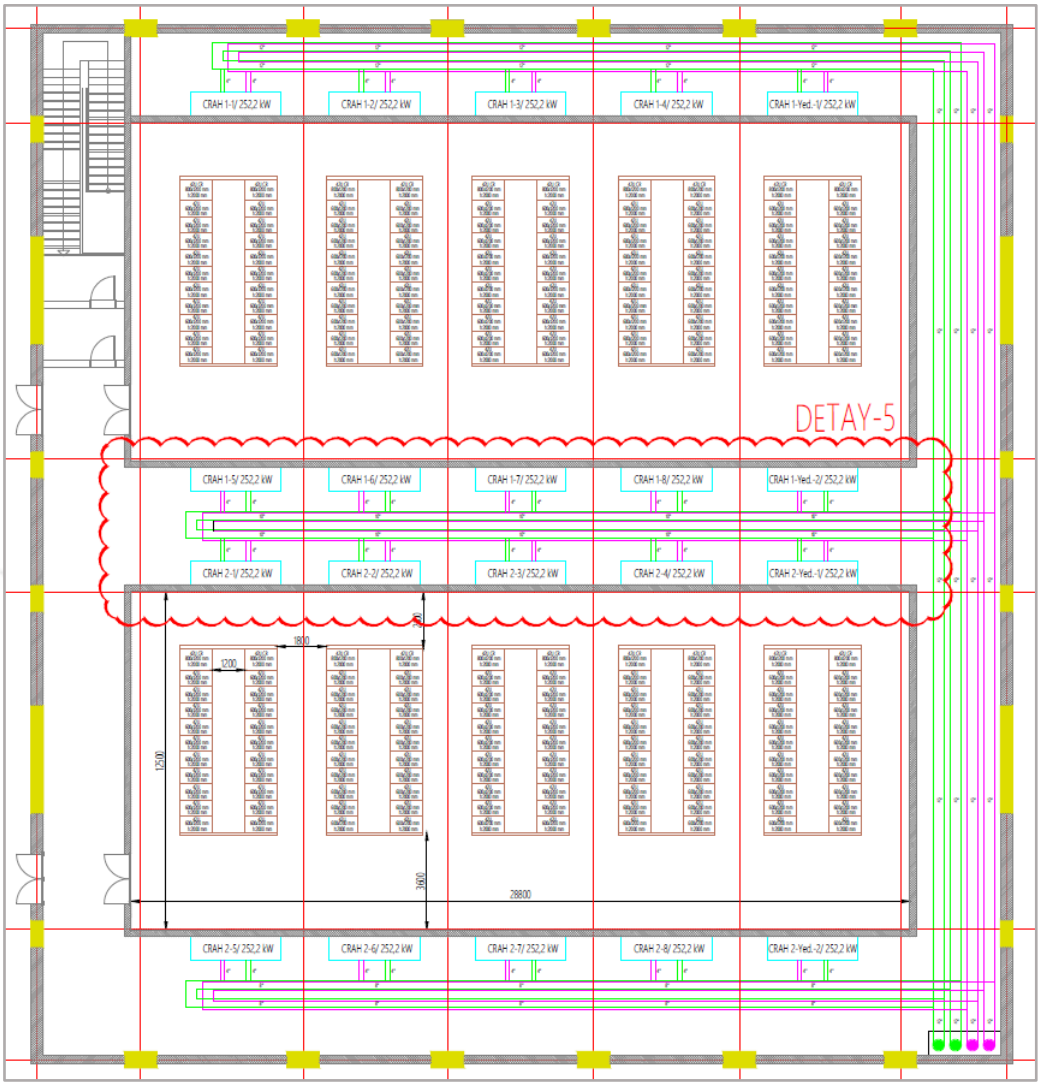
SP-A-1-(1-2-3-4) KURU ROTORLU SİRKÜLASYON POMPASI		
Sıvı Bilgileri		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Sıvı tipi		%32 Glikollü su
Giren sıvı sıcaklığı	°C	18
Dönen sıvı sıcaklığı	°C	24
ΔT	°C	6
Basınç Kayıpları		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Chiller basınç kaybı	kPa	154,4
Vanalar	kPa	85
Boru (12"-4000 kW)	m.	140
Boru (8"-1569,8 kW)	m.	95
Dirsek (12"-4000 kW)	ad.	22
Dirsek (8"-1569,8 kW)	ad.	8
Basınç Kaybı Sonuçları		
Toplam debi	m^3/h	575,4
Toplam basınç kaybı	mSS	33
Pompa Özellikleri		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Pompa türü		Kuru rotorlu sirkülasyon pompası
Pompa özelliği		Sabit devirli
Pompa adedi	ad	4 asıl, 1 yedek
Pompa debisi	m^3/h	150
Pompa basınç kaybı	mSS	33
Elektrik tüketimi	kW	22
Fiyat	€	3.392



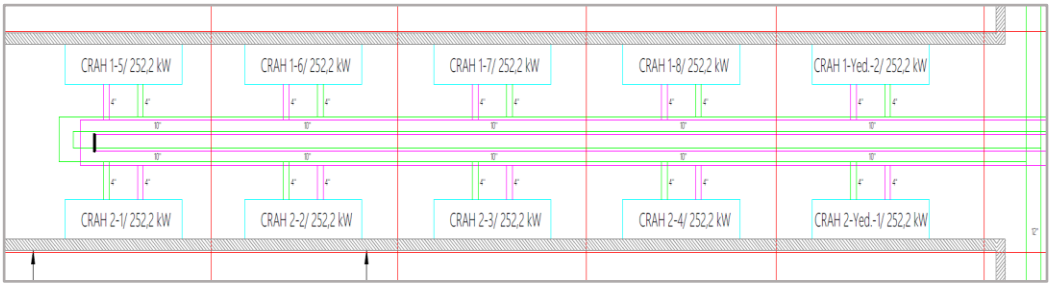
Şekil 3.13 Hava soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı detay-4



Şekil 3.14 Hava soğutmalı veri merkezinin kat planı tasarımı



Şekil 3.15 Hava soğutmalı veri merkezinin kat planı detay numaralandırma



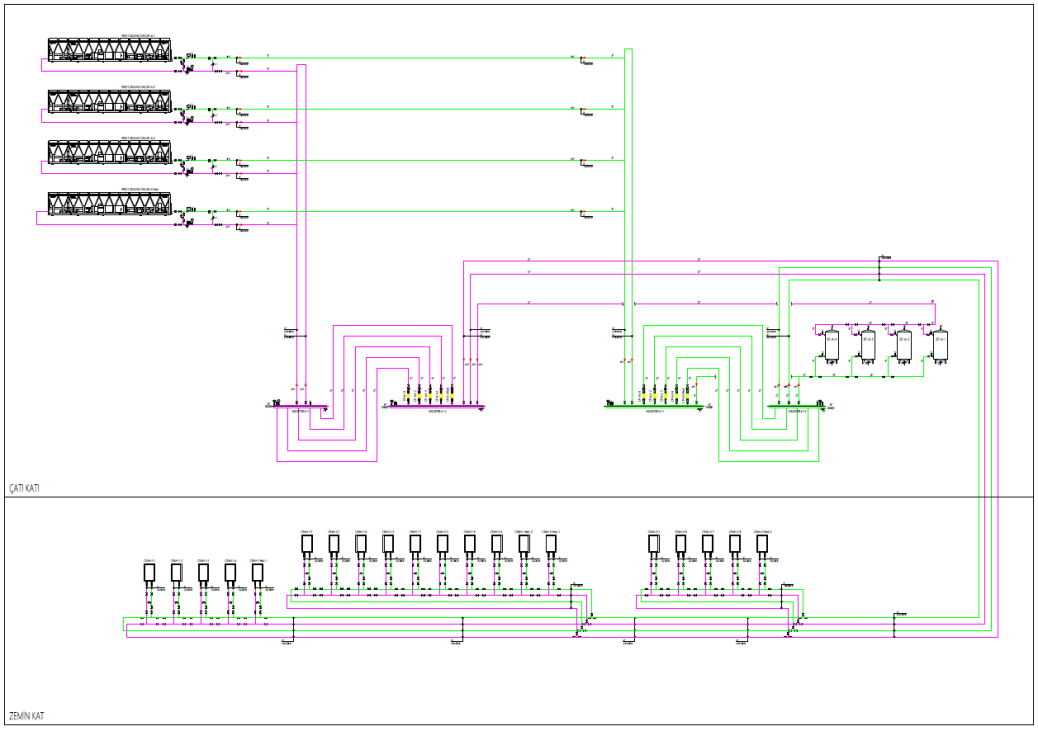
Şekil 3.16 Hava soğutmalı veri merkezinin kat planı detay-5

Tablo 3.10 SP-A-2-(1-2-3-4) kuru rotorlu sirkülasyon pompası özellikleri

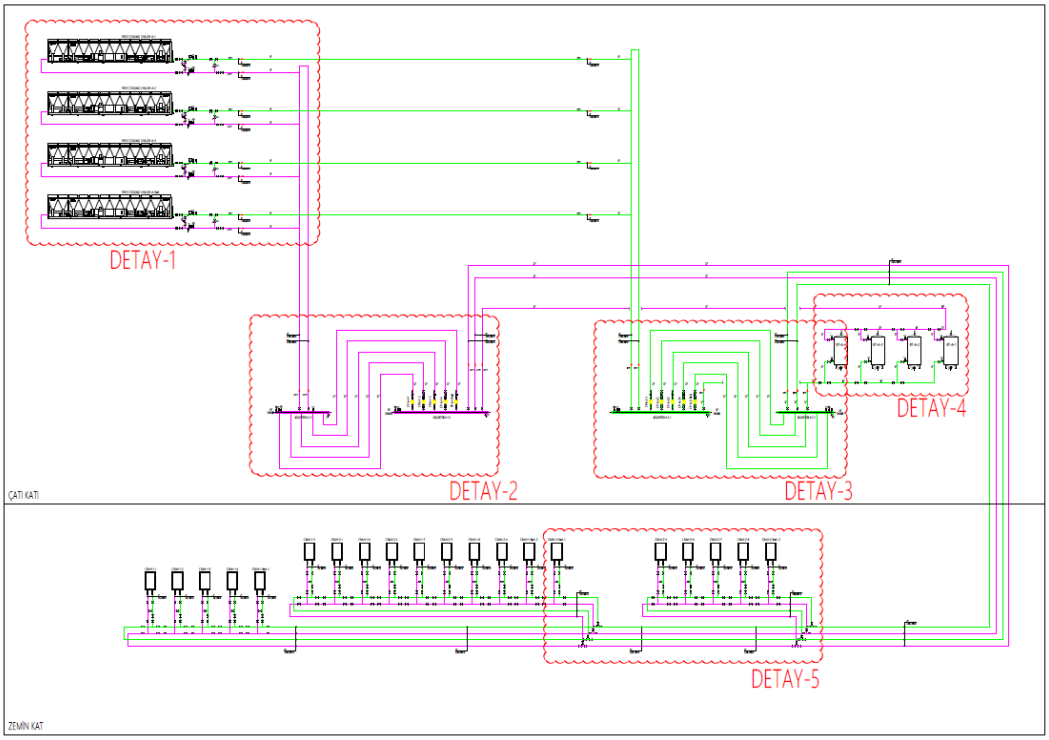
SP-A-2-(1-2-3-4) KURU ROTORLU SİRKÜLASYON POMPASI		
Sıvı Bilgileri		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Sıvı tipi		%32 Glikollü su
Giren sıvı sıcaklığı	°C	18
Dönen sıvı sıcaklığı	°C	24
ΔT	°C	6
Basınç Kayıpları		
Özellik	**Birim**	**Değer**
CRAH basınç kaybı	kPa	107
Vanalar	kPa	100
Boru (12"-4000 kW)	m.	263
Boru (10"-2000 kW)	m.	55
Boru (8"-1000 kW)	m.	55
Boru (4"-252,2 kW)	m.	320
Tee Geçiş (10"-2000 kW)	ad.	1
Tee Geçiş (8"-1000 kW)	ad.	1
Dirsek (12"-4000 kW)	ad.	32
Basınç Kaybı Sonuçları		
Toplam debi	m³/h	575,4
Toplam basınç kaybı	mSS	35
Pompa Özellikleri		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Pompa türü		Kuru rotorlu sirkülasyon pompası
Pompa özelliği		Frekans konvertörlü
Pompa adedi	ad	4 asıl, 1 yedek
Pompa debisi	m³/h	150
Pompa basınç kaybı	mSS	35
Elektrik tüketimi	kW	22
Fiyat	€	5.906

- **Sistem Şeması**

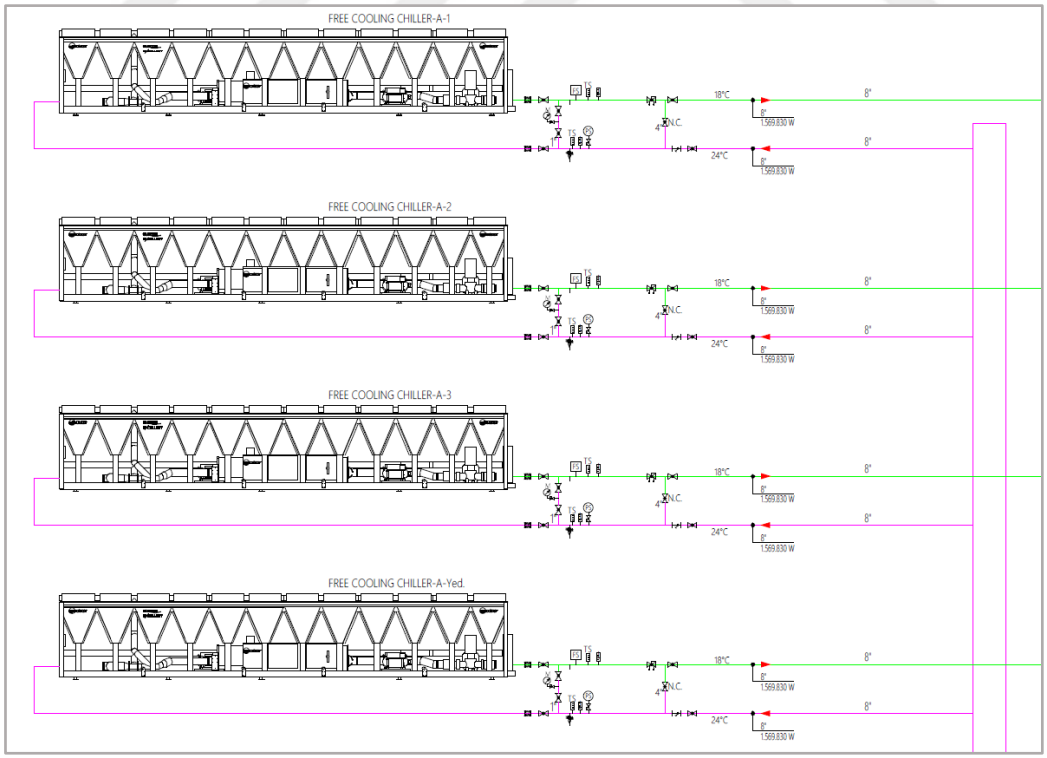
Pompa seçimi için boru tasarımıyla beraber sistem şeması da yapılmıştır ve özellikle kollektörler arasındaki boru bağlantılarının metrajı, sistem şeması göz önüne alınarak tamamlanmıştır. Ancak sistem şeması, pompa seçimi başlığı dahilinde ayrı bir başlıkta gösterilecektir.



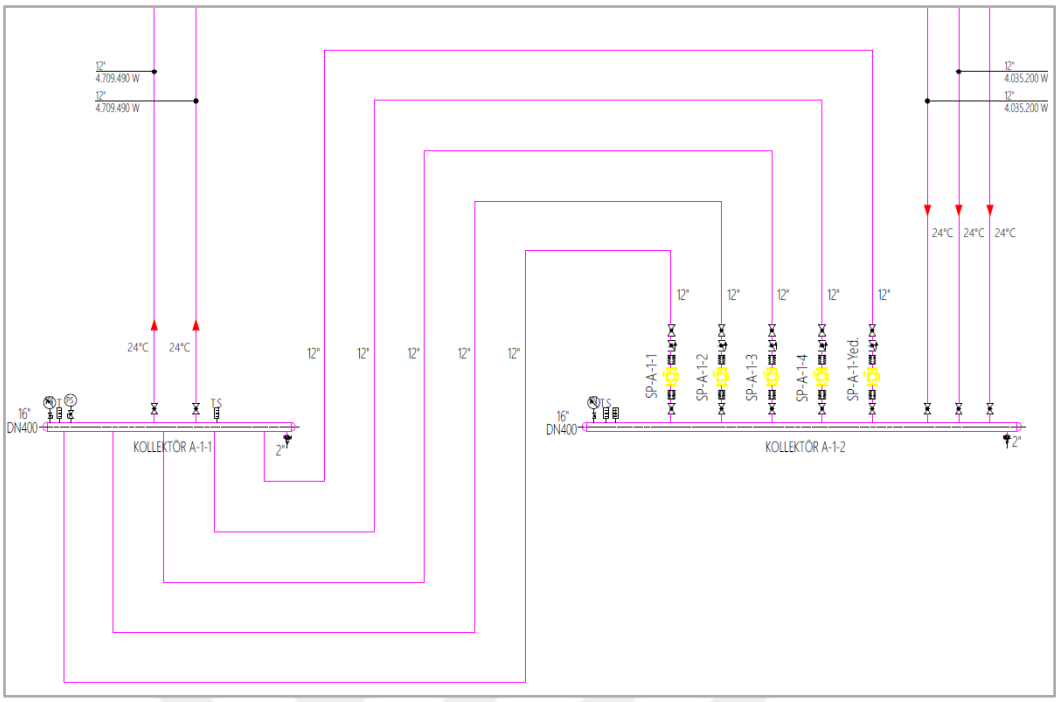
Şekil 3.17 Hava soğutmalı veri merkezinin sistem şeması



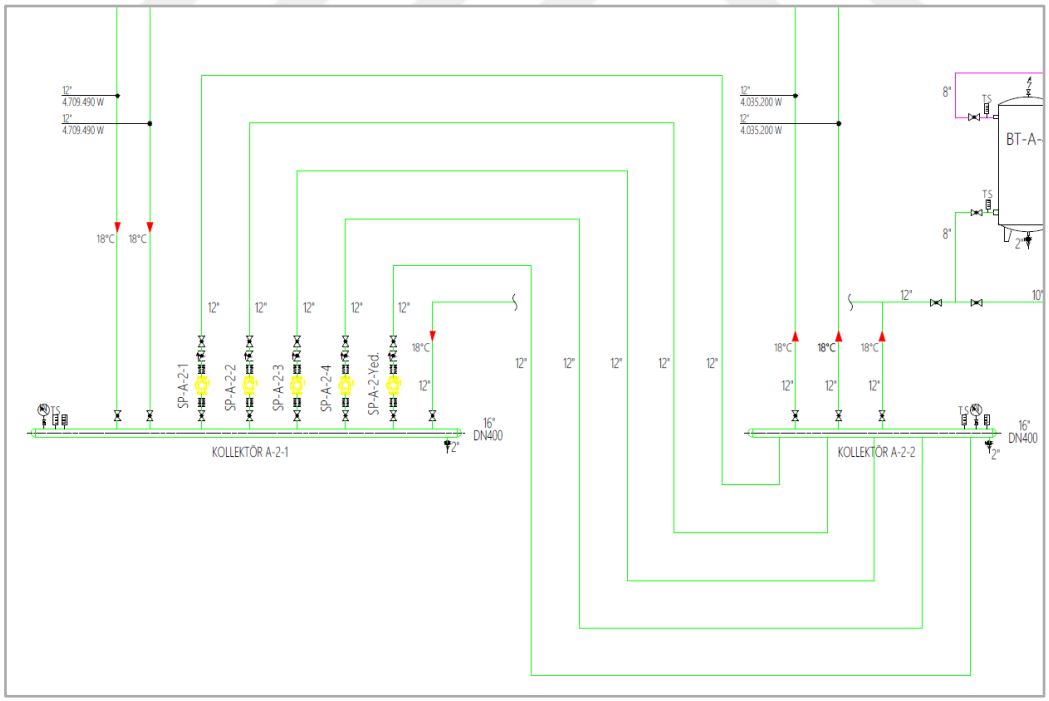
Şekil 3.18 Hava soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay numalandırma



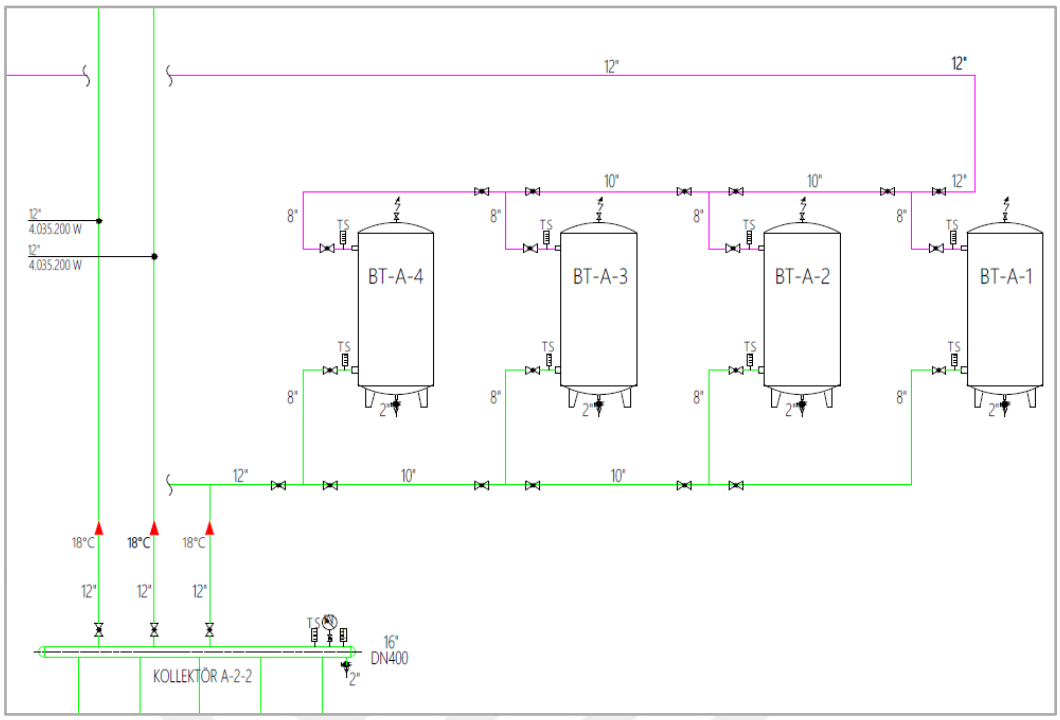
Şekil 3.19 Hava soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-1



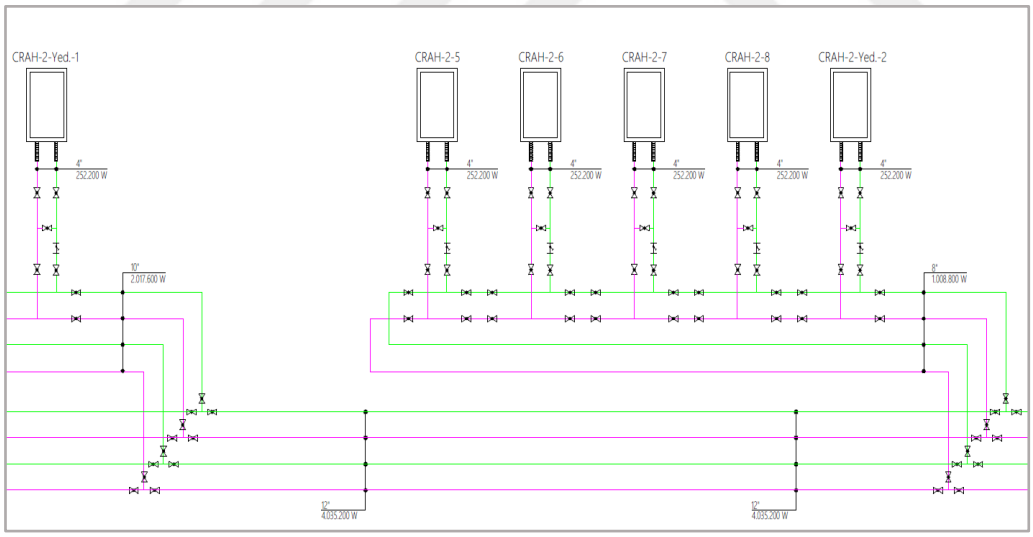
Şekil 3.20 Hava soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-2



Şekil 3.21 Hava soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-3



Şekil 3.22 Hava soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-4



Şekil 3.23 Hava soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-5

3.3 Tek Fazlı Daldırmayla Sıvı Soğutmalı Sistem

Sıvı soğutmalı sistemler doğrudan çipe soğutma ve daldırmayla soğutma şeklinde ikiye ayrılır. Doğrudan çipe sıvı soğutmalı sistemlerde, hava soğutmalı sistemlerdeki gibi bir kabinet yerleşimi mevcuttur. Ancak ortama şartlandırılmış hava üflenmez. Sunucuların çiplerinin üzerinden, elektrik iletmemesi için geliştirilen bir dielektrik sıvının dolaştığı borular gönderilir. Daldırmayla sıvı soğutmada ise sunucular, dielektrik sıvıyla dolu tanklara daldırılırlar. Direkt çipe soğutmada sıvı ile elektronik cihazlar arasında temas yoktur fakat daldırmalı soğutmada sıvı ile elektronik cihazlar arasında temas vardır. (Chhetri vd., 2022, s. 1532)

Daldırmayla soğutma da kendi içinde ikiye ayrılır: Tek fazlı ve iki fazlı daldırmayla soğutma. Tek fazlı daldırmayla soğutmada dielektrik sıvı faz değişimi geçirmez. Ancak iki fazlı daldırmayla soğutmada, sunucuların sıcak yüzeyi ile karşılaşan sıvı kaynar ve gaz haline geçer. Bu yüzden ısıyı uzaklaştırma kapasitesi başarılıdır. Buhar, boruların soğuk yüzeyiyle karşılaşıp yoğuşur ve sisteme geri döner. Sıcaklığı artan su ise soğutucu üniteye geri döner. (Hnayno vd., 2023, s. 3) İki fazlı daldırma soğutmanın soğutma kapasitesi daha yüksek olsa da kaynama noktası uygun olan bir dielektrik sıvı kullanımı maliyetlidir ve bu sıvıların GWP değeri yüksektir. Ayrıca gaz fazını tankta tutmak için daha karmaşık tank tasarımı gerekir. Kaynama durumu, mikro-kavitasyona ve metal parçaların aşınmasına sebep olur. Aşınan metal parçaların sıvıya geçmesiyle, sıvı artık iletken hale geçip sunucuların işlevini yitirmesine sebep olabilir. (Shantheyanda vd., 2015, s. 12) Bu sebeple bu çalışmada daha basit, güvenilir ve yaygın bir yöntem olan tek fazlı daldırmayla sıvı soğutma seçilmiştir.

Sıvı soğutmalı sistemler, daha önce de bahsedildiği gibi, sıvıların ısı transfer kabiliyeti havadan daha iyi olduğu için tercih edilmeye başlanmıştır. Bu durum ısı sığasıyla açıklanabilir. (Dymyd vd., 2020, s. 18) Sentetik bir sıvı türü olan dielektrik sıvı ile havanın özelliklerinin karşılaştırması aşağıdaki gibidir:

Tablo 3.11 Hava ve dielektrik sıvı özellikleri karşılaştırması

HAVA VE DİELEKTRİK SIVI ÖZELLİKLERİ KARŞILAŞTIRMASI				
Özellik	**Birim**	**Sıcaklık**	**Akışkan**	
			Hava (1 atm)	**Dielektrik Sıvı**
Yoğunluk	kg/m³	20°C	1,204	796
Özgül ısı	J/kgK	40°C	1007	2260
Isıl iletkenlik	W/mK	40°C	0,02662	0,14
Isıl kapasite	J/m³		1212	1798960

Tablo 3.11'de ısıl kapasite, yoğunluk ve özgül ısının çarpımı olarak bulunmuştur. Ancak bu iki özelliğin farklı sıcaklıklarda ölçülmesi durumu, ısıl kapasite hesabında ihmal edilmiştir. Görüldüğü gibi, dielektrik sıvının birim hacim başına sıcaklığı 1°C artarken çektiği ısı miktarı, havanın yaklaşık 1500 katıdır. Dielektrik sıvının ısıl iletkenliği de, havanın yaklaşık 5 katıdır.

3.3.1 Veri Merkezi Tasarımı

Sıvı soğutmalı sistemlerde kullanılan sunucular, hava soğutmalı sistemde kullanılan sunuculardan farklıdır. Hava soğutmalı sistemlerde, sunucularda bulunan fan yardımıyla sunuculardan hava geçişi sağlanır ve mikroişlemciler ısısını havaya atar. Ancak daldırmayla sıvı soğutmalı sistemlerde, işlemciler sıvıyla direkt temas halindedir ve fan ihtiyacı kalmamaktadır. Ayrıca havayla soğutmalı sistemlerden farklı olarak tanklara dikey vaziyette yerleştirilirler. Bu sistemde, daldırmayla sıvı soğutmaya uygun, 2kW gücünde ve 1U boyutunda bir sunucu seçilmiştir. 4000 kW IT gücünü sağlamak için toplam 2000 adet sunucu gerekmektedir.

Tablo 3.12 Daldırma sıvıyla soğutmalı sistemdeki sunucunun özellikleri

SIVI SOĞUTMALI SUNUCU		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Uygun soğutma türü		Sıvı soğutmalı
Güç tüketimi	W	2000
Boyut	U	1
Boyut (GxDxY)	mm	448x808x43.5

3.3.2 Soğutma Sistemi ve Ekipmanlarının Tasarımı

3.3.2.1 Daldırma Tankı Seçimi

Sunucular, dielektrik sıvıyla dolu tanklara yerleştirilir. Tanklarda bulunan CDU üniteleri, içindeki serpantinler ve pompa sayesinde bünyesine gelen soğuk su devresiyle içerideki dielektrik sıvıyı soğutur. Isınan su devresi, soğutucu üniteye geri döner. Sisteme gönderilen soğuk su devresinin sıcaklığına bağlı olarak tankların soğutma kapasitesi de değişir. Daldırma tankının 41U IT kapasitesi mevcuttur. Ancak tankın biri asıl biri yedek iki CDU üniteli ve tam yedekli biçimi, 26°C ve %25 glikollü su girişiyle 50 kW soğutma sağlayabilmektedir. Dolayısıyla tanka 25 adet söz konusu sunucudan yerleştirilebilir, bunlar da 25U yer kaplar. Böylece bu tanklardan 80 adet yerleştirildiği zaman, 4000 kW güçte bir veri merkezi beyaz alanı oluşturulur.

Tablo 3.13'te daldırma tankı özellikleri belirtilmiştir. Bu tablodaki fiyat, tank ve sıvının beraber fiyatıdır.

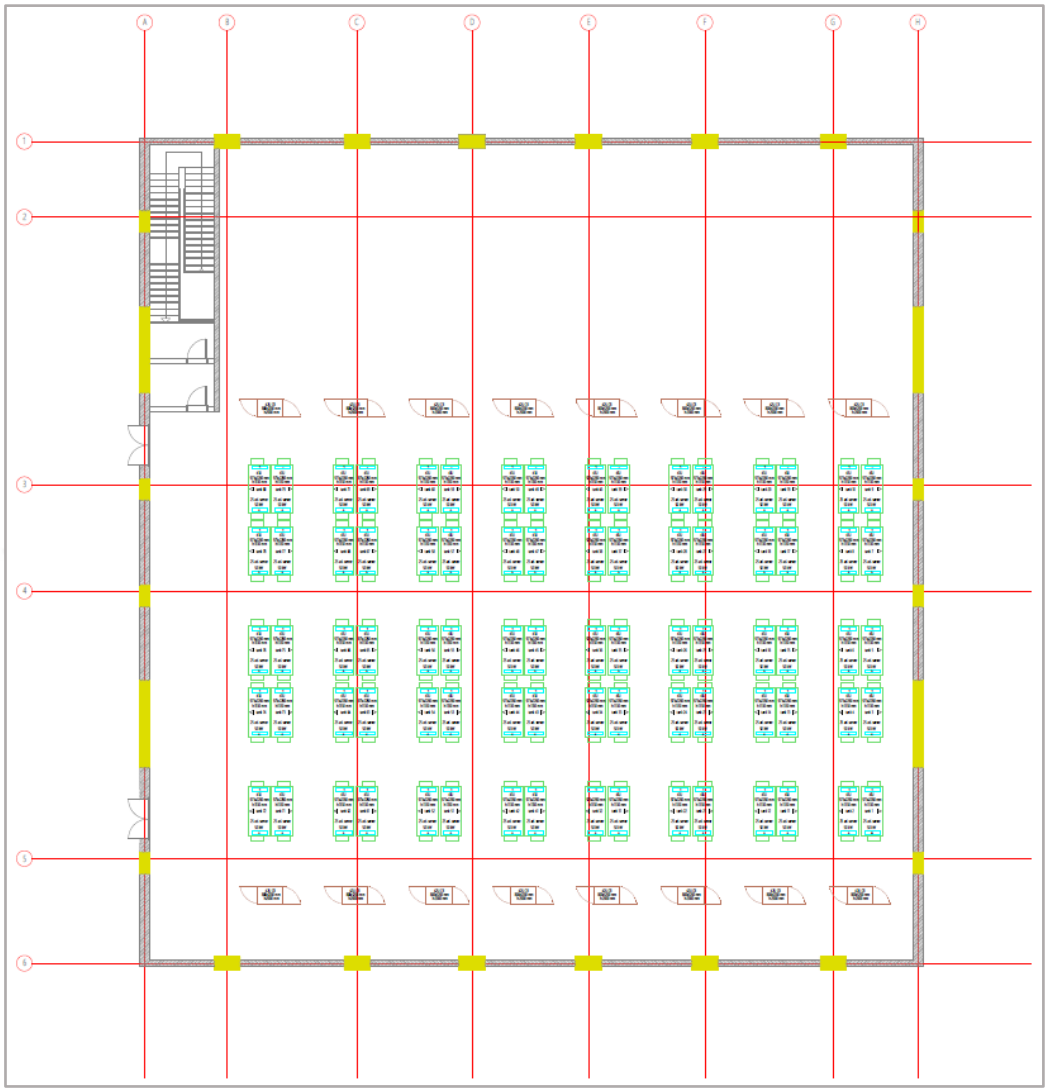
Tablo 3.13 Tank özellikleri

İKİ CDU ÜNİTELİ DALDIRMA TANKI		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Net soğutma kapasitesi	kW	50
Sıvı		%25 Glikollü su
Giren sıvı sıcaklığı	°C	26
Çıkan sıvı sıcaklığı	°C	32
Sıvı debisi	L/s	1,39-2,78
Yedeklilik	%	100
Güç tüketimi	kW	1,6
Sıvı basınç kaybı (CDU)	kPa	130
Boyut (GxDxY)	mm	2280x973x1330
Tank pano boyutu (GxDxY)	mm	251x600x880
Boş ağırlık	kg	856
Sıvı dolu ağırlık	kg	1938
Fiyat	€	80.000

Tanklar, kabinetlerin aksine, hava akışı olmadığı için birbirlerine daha yakın mesafelerde yerleştirilebilir. Ancak bu çalışmada borulara, insan geçişine ve ekipman yer değiştirmesine uygun olacak kadar mesafe bırakılması öngörülmüştür. Şekil 3.24'teki tank yerleşiminde tanklar üzerindeki "A." ana CDU ünitesini, "Y." Yedek CDU ünitesini ifade eder.



Şekil 3.24 Daldırma tanklarının yerleşimi



Şekil 3.25 Tek fazlı daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezi tasarımı

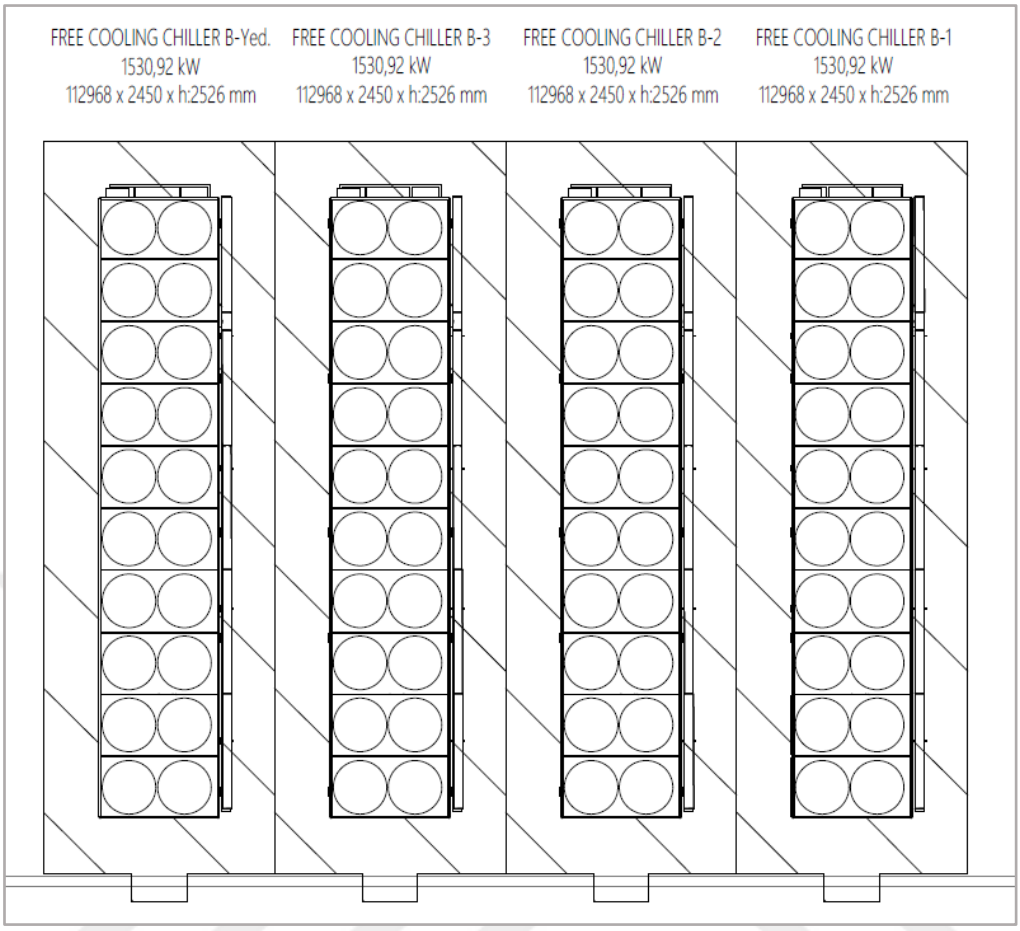
3.3.2.2 Doğal Soğutmalı Chiller Seçimi

Sonraki adımda, tanktaki CDU ünitesine soğuk su sağlayan chiller ünitesinin seçimi yapılmalıdır. Sıvı soğutmalı sistemlerde daha yüksek su sıcaklıklarında çalışılabilir, böylece bazı soğuk bölgelerde yalnız kuru soğutucu kullanımı yeterli olabilmektedir. Ancak bunun için, sisteme gönderilen suyun sıcaklığının, havanın kuru termometre sıcaklığının 5°C üsünde olması gerekir. Dolayısıyla, İstanbul'un maksimum kuru termometre sıcaklığı olan 39°C için sisteme gönderilen suyun sıcaklığının 46°C olması gerekir. Bu durum, bu sistem için uygun değildir. Islak tertibatlı kuru soğutucular ve soğutma kuleleri de havanın yaş termometre sıcaklığının 4-5°C üstünde su sıcaklığı sağlayabilir. İstanbul'un maksimum yaş termometre sıcaklığı olan 28,3°C için sisteme gönderilen suyun sıcaklığının 32,3°C olması gerekir. Bu durum da, bu sistem için uygun değildir. Dolayısıyla yeniden doğal soğutmalı chiller ünitesine başvurulur. Daldırma tankının 50 kW soğutma kapasitesini sağlamak için gereken 26-32°C su rejimi, hava soğutmalı sistemdeki su rejiminden daha yüksek sıcaklık aralığındadır. Bu sayede doğal soğutmadan yararlanılan süre daha uzun olacaktır. Chiller ünitesinden geçen sıvının, İstanbul'daki dış havanın minimum sıcaklık değerinde soğutma sağlayabilecek şekilde donmaması için sıvı, %25 glikollü olarak belirlenmiştir.

Tablo 3.14 Sıvı soğutmalı sistemdeki doğal soğutmalı chiller özellikleri

DOĞAL SOĞUTMALI CHILLER-B		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Chiller tipi		Yüksek hızlı santrifüj kompresörlü doğal soğutmalı
Net soğutma kapasitesi	kW	1530,04
Sıvı		%25 Glikollü su
Çıkan sıvı sıcaklığı	°C	26
Dönen sıvı sıcaklığı	°C	32
Sıvı debisi	L/s	65,23
Dış ortam sıcaklığı	°C	39
Rakım	m	33
Net verim	EER	3,99
Basınç kaybı	kPa	230,9
DS kapasitesi	kW	1496
Güç tüketimi	kW	377,55
Boyut (GxDxY)	mm	11296x2450x2526
Ağırlık	kg	9040
Fiyat	€	350.000

Bu sistemde de, doğal soğutmalı chiller ünitesi, havayla temas halinde olabilmesi adına çatıya yerleştirilmiştir. Yerleşim sırasında chiller ünitesi etrafında 1 metrelik açıklıkların bulunmasına hassasiyet gösterilmiştir. Bu mesafeler aşağıdaki görselde taralı şekilde ifade edilmiştir. 3 adet chiller ünitesi, sistemin soğutma ihtiyacını karşılamaktadır. Bir adet chiller da yedek olarak eklenmiştir.



Şekil 3.26 Sıvı soğutmalı sistemde doğal soğutmalı chiller yerleşimi

Bu sistem için seçilen doğal soğutmalı chiller ünitesinin dış hava sıcaklığına göre çalışma modları aşağıdaki gibidir:

$$(-10)°C \leq T \leq 6°C\text{: Doğal soğutma (D)} \quad (3.15)$$

$$7°C \leq T \leq 29°C\text{: Hibrit soğutma (H)} \quad (3.16)$$

$$30°C \leq T \leq 39°C\text{: Mekanik soğutma (M)} \quad (3.17)$$

Buna göre, bu sistemin chiller ünitesinin yıllık enerji tüketimi aynı şekilde bulunacaktır. Bu sistemin chiller ünitesinin doğal soğutmadan yararlandığı sıcaklık aralığı daha geniş olduğu için yıllık enerji tüketimi daha az olacaktır.

Tablo 3.15 Sıvı soğutmalı sistemdeki doğal soğutmalı chiller ünitesinin güç ve enerji tüketimi

Su Rejimi 26-32°C

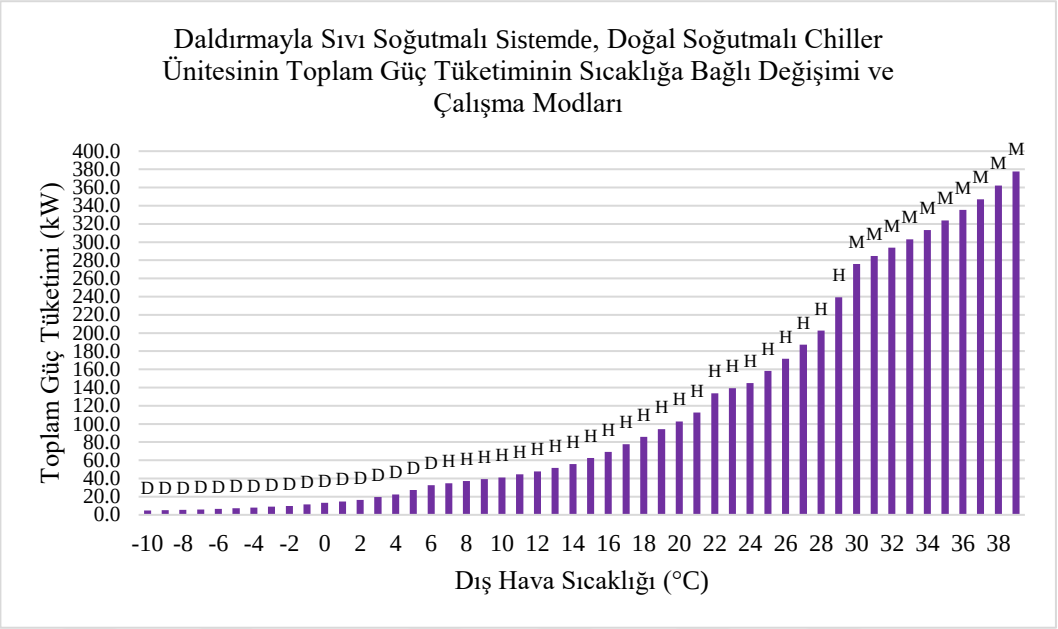
Glikol Oranı 25%

Net Soğutma Kapasitesi 1530,04 kW

Dış Hava Sıcaklığı (°C)	Sıcaklığın Tekrar Ettiği Bir Yıldaki Saat Miktarı (sa)	Mekanik Yük (kW)	Doğal Soğutma Yük (kW)	Toplam Güç (kW)	Harcanan Toplam Enerji (kWh)
-10	0,04	0,0	1.530,8	4,7	0,2
-9	0,04	0,0	1.530,9	5,1	0,2
-8	0,04	0,0	1.530,9	5,5	0,2
-7	0,04	0,0	1.530,9	6,0	0,2
-6	0,7	0,0	1.530,9	6,6	4,5
-5	2,0	0,0	1.530,9	7,3	14,2
-4	5,1	0,0	1.530,8	8,0	40,4
-3	11,6	0,0	1.530,9	8,9	103,4
-2	18,9	0,0	1.530,9	9,9	186,2
-1	33,0	0,0	1.530,9	11,5	379,4
0	61,0	0,0	1.530,9	13,1	800,4
1	89,1	0,0	1.530,8	14,8	1.315,3
2	124,9	0,0	1.530,8	16,4	2.049,6
3	177,5	0,0	1.530,9	19,4	3.449,8
4	224,3	0,0	1.531,0	22,5	5.037,5
5	282,1	0,0	1.531,0	27,5	7.754,7
6	313,9	0,0	1.531,0	32,5	10.205,5
7	338,3	220,1	1.311,2	34,9	11.794,7
8	367,2	440,1	1.091,5	37,2	13.661,8
9	376,0	448,0	1.083,4	39,2	14.738,9
10	372,0	455,9	1.075,3	41,2	15.319,6
11	356,4	484,9	1.046,0	44,5	15.859,0
12	361,1	513,8	1.016,7	47,8	17.266,8
13	342,1	525,6	1.004,9	51,8	17.705,6
14	333,1	537,4	993,1	55,7	18.556,4
15	325,3	554,9	975,7	62,6	20.350,1

Tablo 3.15 Sıvı soğutmalı sistemdeki doğal soğutmalı chiller ünitesinin güç ve enerji tüketimi (devamı)

16	311,7	572,5	958,4	69,4	21.632,0
17	310,7	601,3	929,7	77,7	24.133,8
18	315,9	630,2	901,1	85,9	27.149,1
19	322,8	696,3	835,0	94,3	30.432,8
20	337,2	762,4	768,8	102,6	34.602,6
21	338,6	827,9	703,2	112,4	38.057,0
22	357,8	893,4	637,6	133,6	47.802,2
23	362,6	1.088,6	442,4	139,3	50.515,5
24	348,6	1.023,5	507,5	145,0	50.559,9
25	306,4	1.087,8	443,0	158,3	48.496,0
26	253,8	1.152,1	378,6	171,5	43.539,9
27	210,8	1.216,0	314,8	187,0	39.427,9
28	165,7	1.279,9	251,0	202,6	33.559,2
29	126,7	1.405,4	125,5	239,3	30.319,4
30	80,7	1.530,9	0,0	276,1	22.287,4
31	47,3	1.530,9	0,0	284,6	13.469,6
32	26,7	1.530,9	0,0	293,8	7.859,2
33	13,0	1.530,9	0,0	303,0	3.944,0
34	4,2	1.530,9	0,0	313,4	1.317,9
35	2,0	1.530,9	0,0	323,7	648,2
36	0,6	1.530,9	0,0	335,4	188,0
37	0,3	1.530,9	0,0	347,0	97,2
38	0,1	1.530,9	0,0	362,3	29,0
39	0,1	1.530,9	0,0	377,5	30,2
TOPLAM					746.692,5



Şekil 3.27 Daldırmayla sıvı soğutmalı sistemde, doğal soğutmalı chiller ünitesinin toplam güç tüketiminin sıcaklığa bağlı değişimi ve çalışma modları

Daha önce pPue değeri açıklanmıştı. İki sistem arasındaki ortak nokta chiller üniteleri olduğu için, pPue değeri chiller ünitesi için araştırılacak ve karşılaştırması yapılacaktır.

- 3 adet chiller ünitesi yıllık enerji tüketimi:

$$746.692{,}5 \text{ kWh} \times 3 = 2.240.077{,}5 \text{ kWh (g)} \quad (3.18)$$

- Toplam IT ekipmanları yıllık enerji tüketimi:

$$4000 \text{ kW} \times 8766 \text{ (sa/yıl)} = 35.064.000{,}0 \text{ kWh (h)} \quad (3.19)$$

$$\text{pPUE: (g+h)/h} = 1{,}064 \quad (3.20)$$

- PUE değerinin tersi ise yüzde verimliliği verir. Bu chiller sisteminin verimliliği aşağıdaki gibidir:

$$\text{Kısmi verimlilik} = 1/\text{pPUE} = 1/1{,}064 = 0{,}94 \quad (3.21)$$

Hava soğutmalı sistemde kullanılan chiller ünitesinin 1,113 pPue değerine karşılık 1,064 değeri ortaya çıkmaktadır. Bu da soğutucu ünitelerin enerji verimliliğinin 0,90 değerinden 0,94 değerine çıktığını kanıtlamaktadır.

3.3.2.3 Buffer Tank Seçimi

Bir önceki sistemdeki gibi buffer tankın sisteme 5 dakika boyunca soğuk su sağlaması mantıklı olacaktır. Buffer tank, bu sisteme göre %25 glikollü suyu depolayacaktır. Bu sistemdeki sıvı devresi 26-32°C sıcaklığı aralığındadır. Buna göre sıvının sıcaklık ortalaması 29°C olacaktır. 29°C'deki %25 glikollü suyun bilgilerine interpolasyonla erişilmiştir.

Tablo 3.16 29°C ve %25 glikollü suyun yoğunluğu

Sistem	Daldırmayla sıvı soğutmalı		
Sıvı Sıcaklığı (°C)	29		
ETİLEN GLİKOLLÜ SU YOĞUNLUĞU (kg/m³)			
Sıvı Sıcaklığı (°C)	**Hacim Yüzdesi Şeklinde Etilen Glikol Konsantrasyonu**		
	20%	**30%**	**25%**
25	1027,93	1043,32	
30	1026,02	1041,26	
29	1026,402	1041,672	1034,037

Tablo 3.17 29°C ve %25 glikollü suyun özgül ısısı

Sistem	Daldırmayla sıvı soğutmalı		
Sıvı Sıcaklığı (°C)	29		
ETİLEN GLİKOLLÜ SU ÖZGÜL ISISI (kJ/kgK)			
Sıvı Sıcaklığı (°C)	**Hacim Yüzdesi Şeklinde Etilen Glikol Konsantrasyonu**		
	20%	**30%**	**25%**
25	3,826	3,66	
30	3,838	3,674	
29	3,8356	3,6712	3,7534

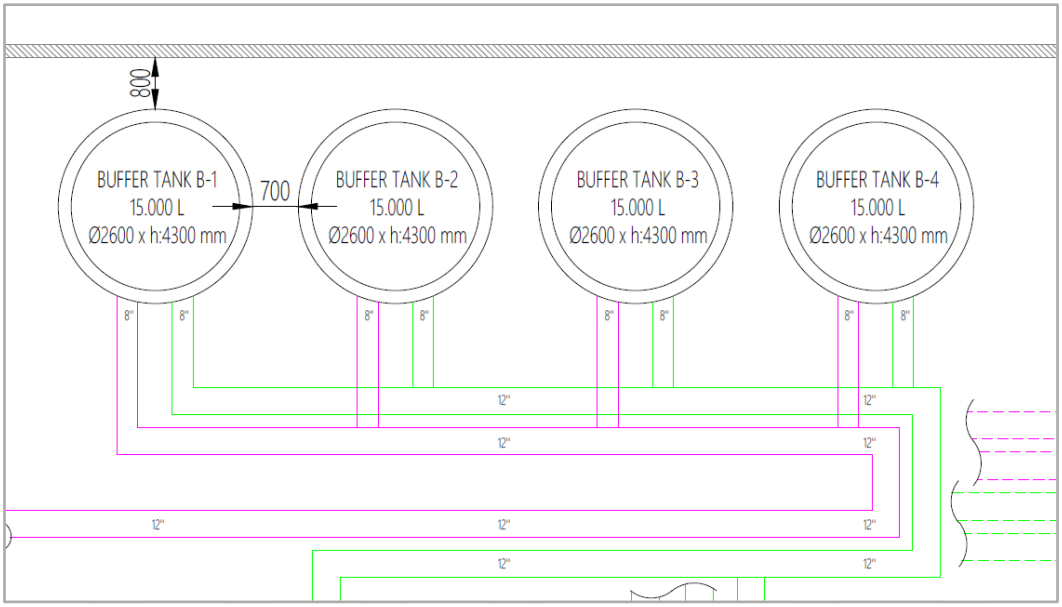
Veri merkezinin ısıl yükü, %25 glikollü 29°C suyun verilerine bölündüğünde hacimsel debi elde edilecektir. Hacimsel debi, 5 dakika depolama süresiyle çarpıldığında tankın hacmi bulunur.

$$4000\ (kW) = 1034{,}037\ (kg/m^3) \times V'\ (m^3/s) \times 3{,}753\ (kJ/kgK) \times 6\ (°C) \quad (3.22)$$

$$V' = 0{,}176923\ m^3/s \quad (3.23)$$

$$V = 0{,}176923\ m^3/s \times 300\ s = 53{,}08\ m^3 \quad (3.24)$$

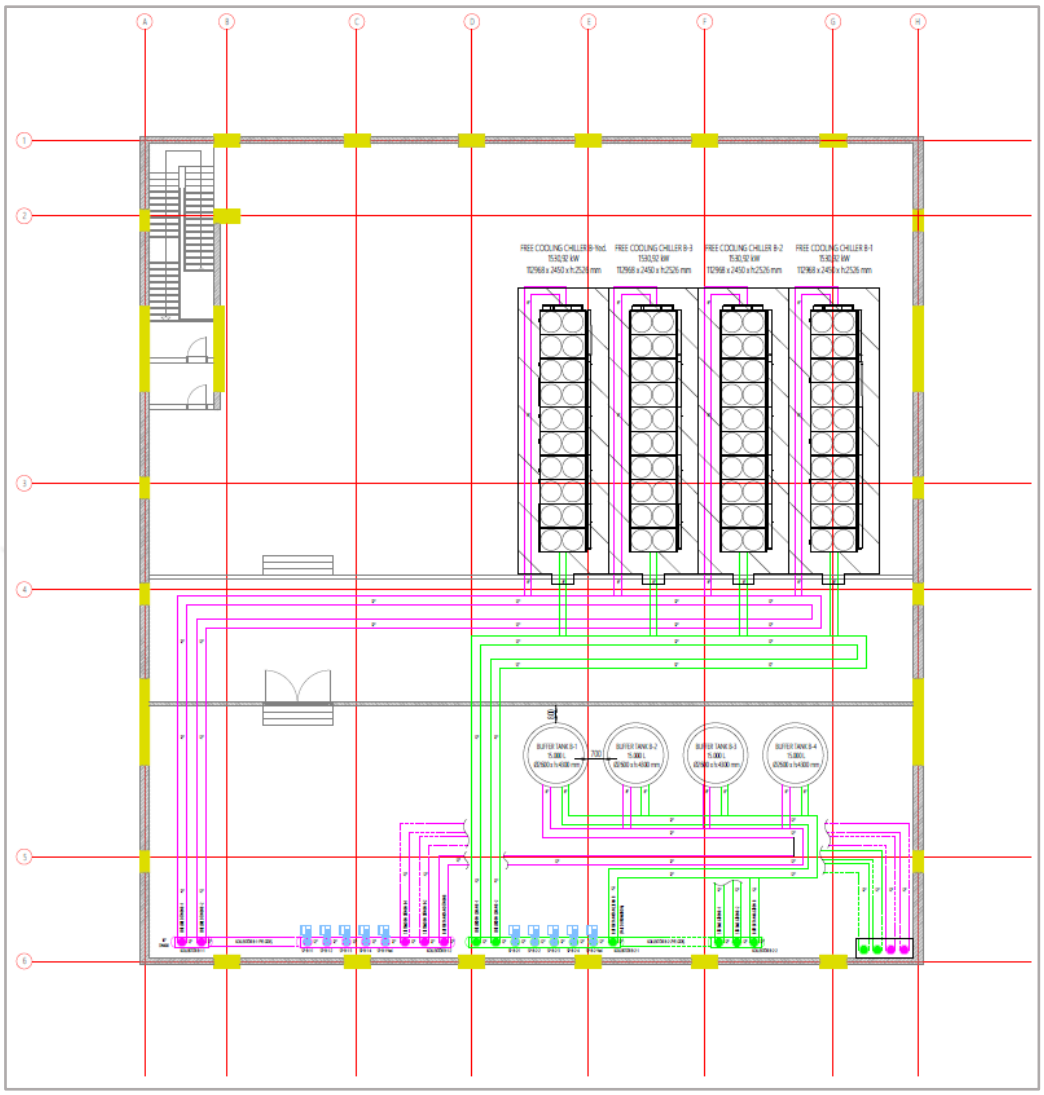
Buna göre, 4 tane 15 m³ tankın yerleştirilmesi uygun olacaktır. Buffer tanklar çatıya ve bir mekanik odanın içine yerleştirilecektir. Sisteme soğuk su sağlanamaması durumu için bu yöntem uygulandığından tanklarda yedeklilik oluşturulmamıştır.



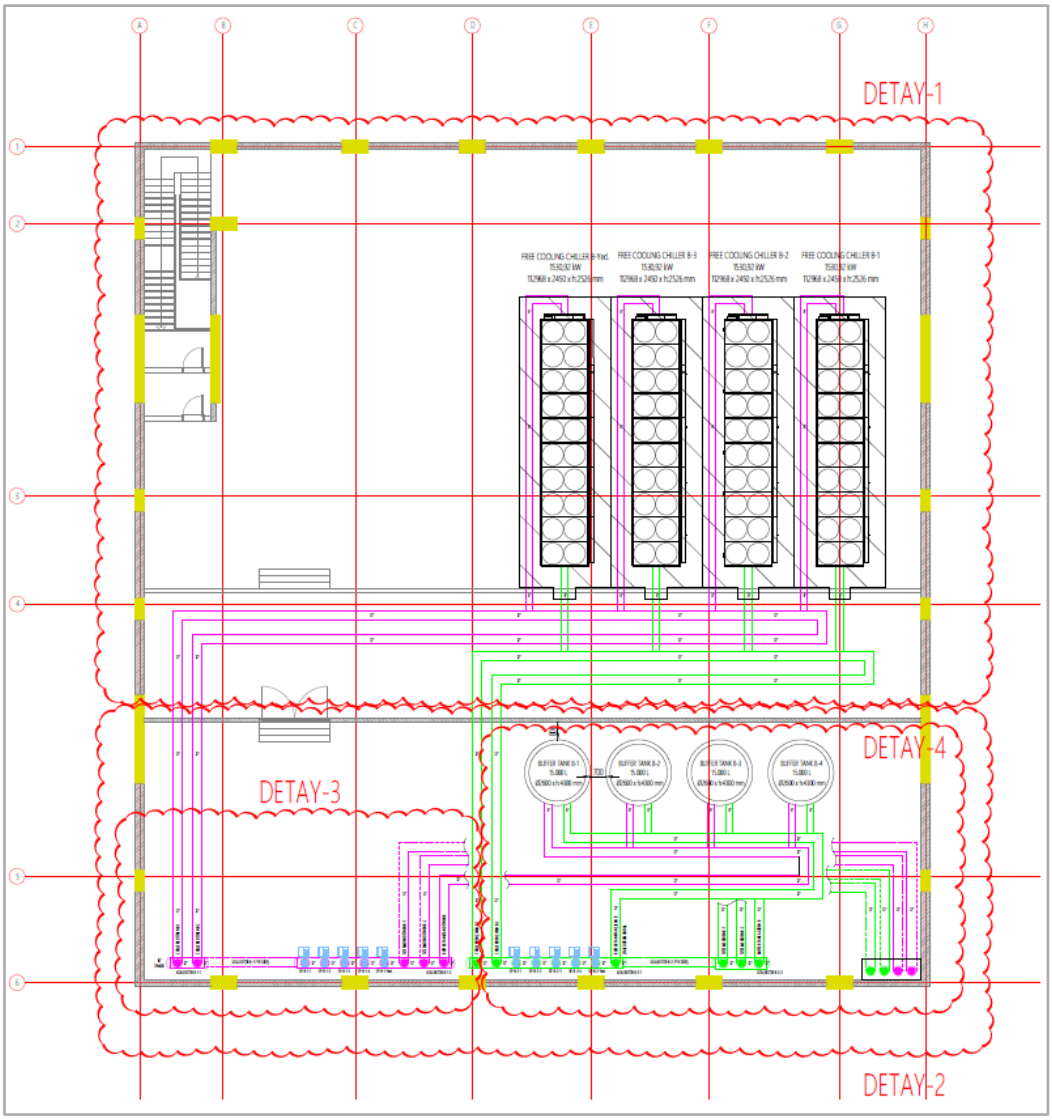
Şekil 3.28 Daldırmayla sıvı soğutmalı buffer tank yerleşimi

3.3.2.4 Pompa Seçimi

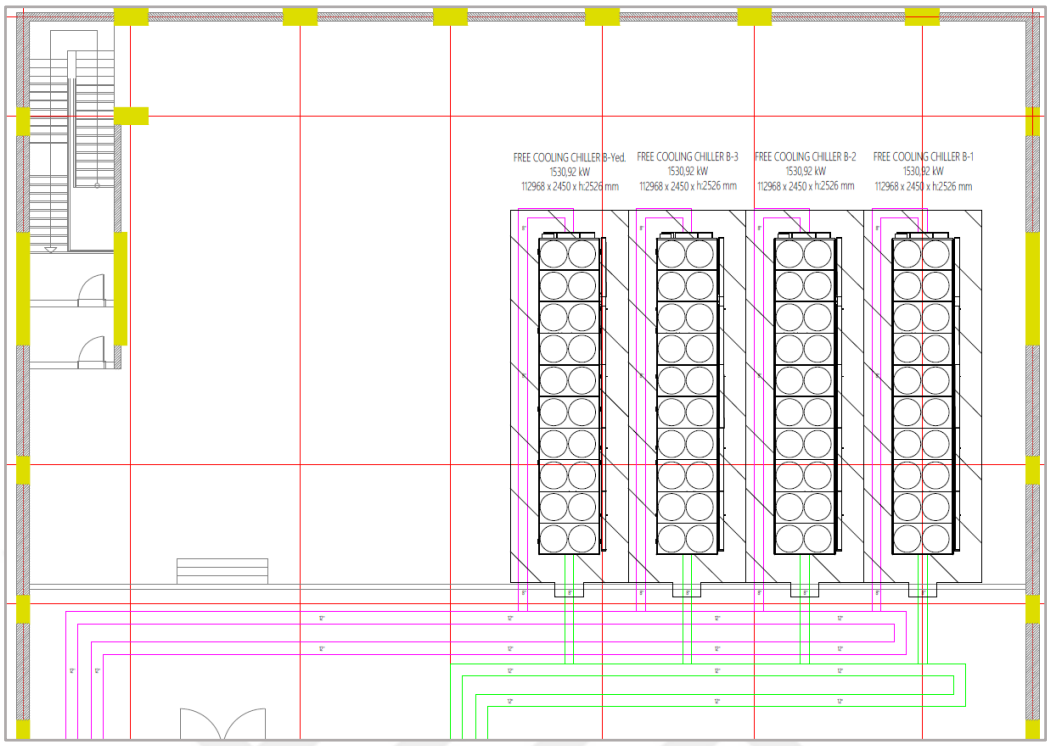
Chiller ünitesindeki suyu daldırma tanklarına ulaştırabilmek için pompa kullanılmalıdır. Pompa seçimi kriterleri diğer sistemle aynıdır.



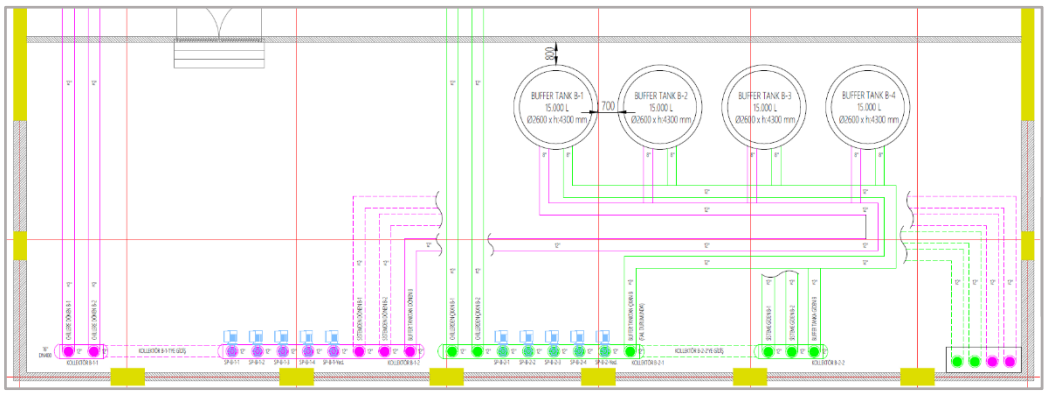
Şekil 3.29 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı



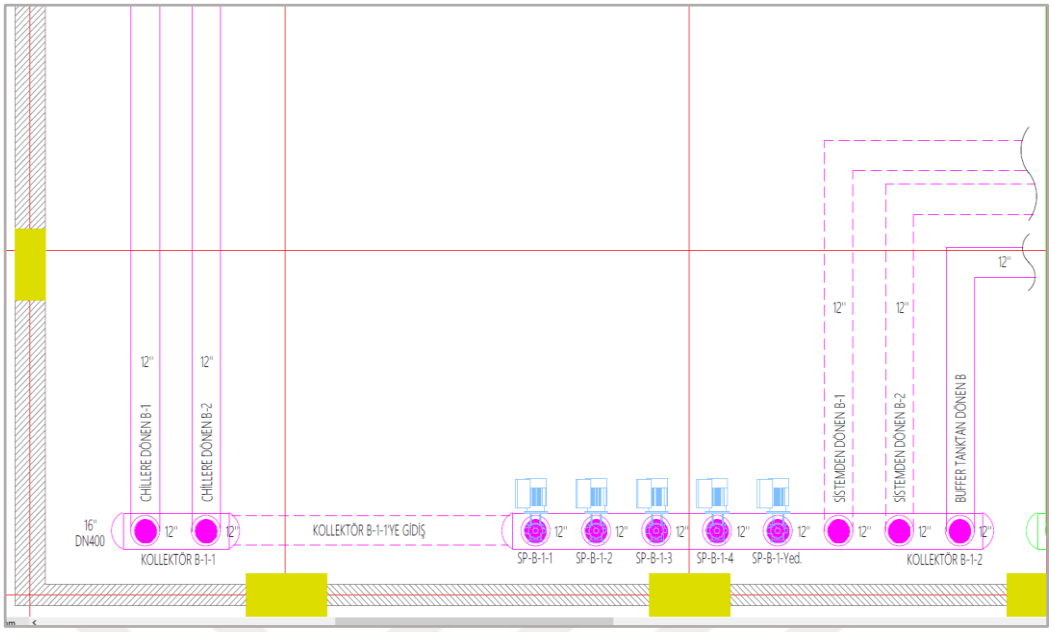
Şekil 3.30 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin çatı planı detay numaralandırma



Şekil 3.31 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı detay-1



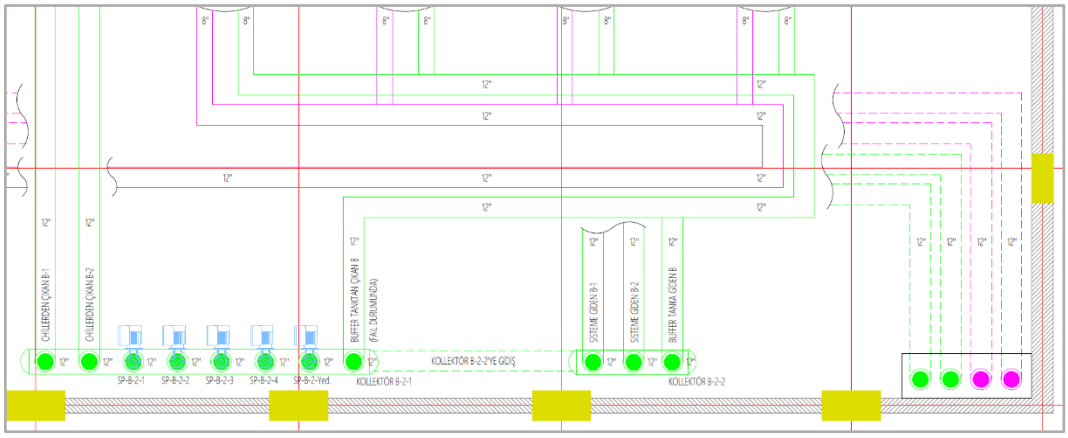
Şekil 3.32 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı detay-2



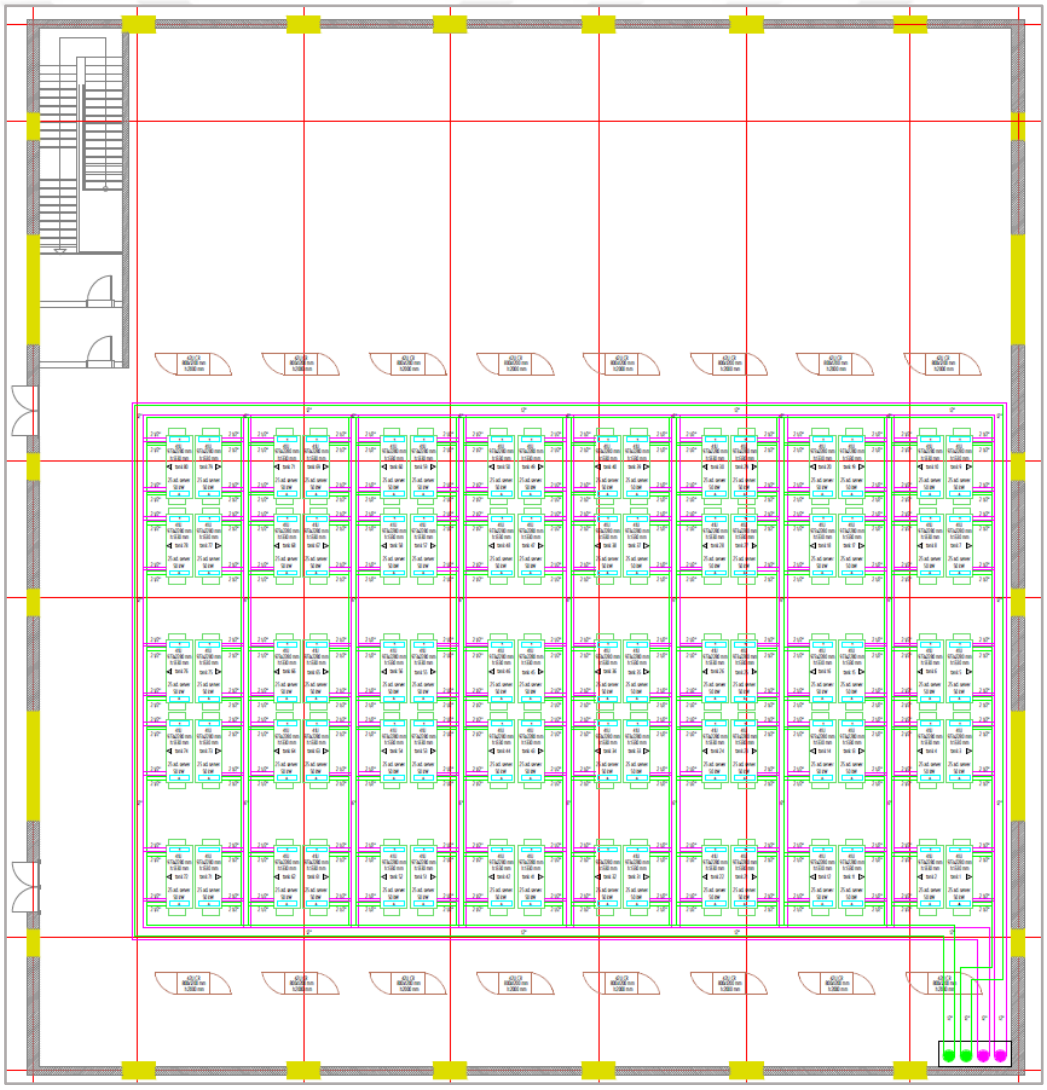
Şekil 3.33 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı detay-3

Tablo 3.18 SP-B-1-(1-2-3-4) kuru rotorlu sirkülasyon pompası özellikleri

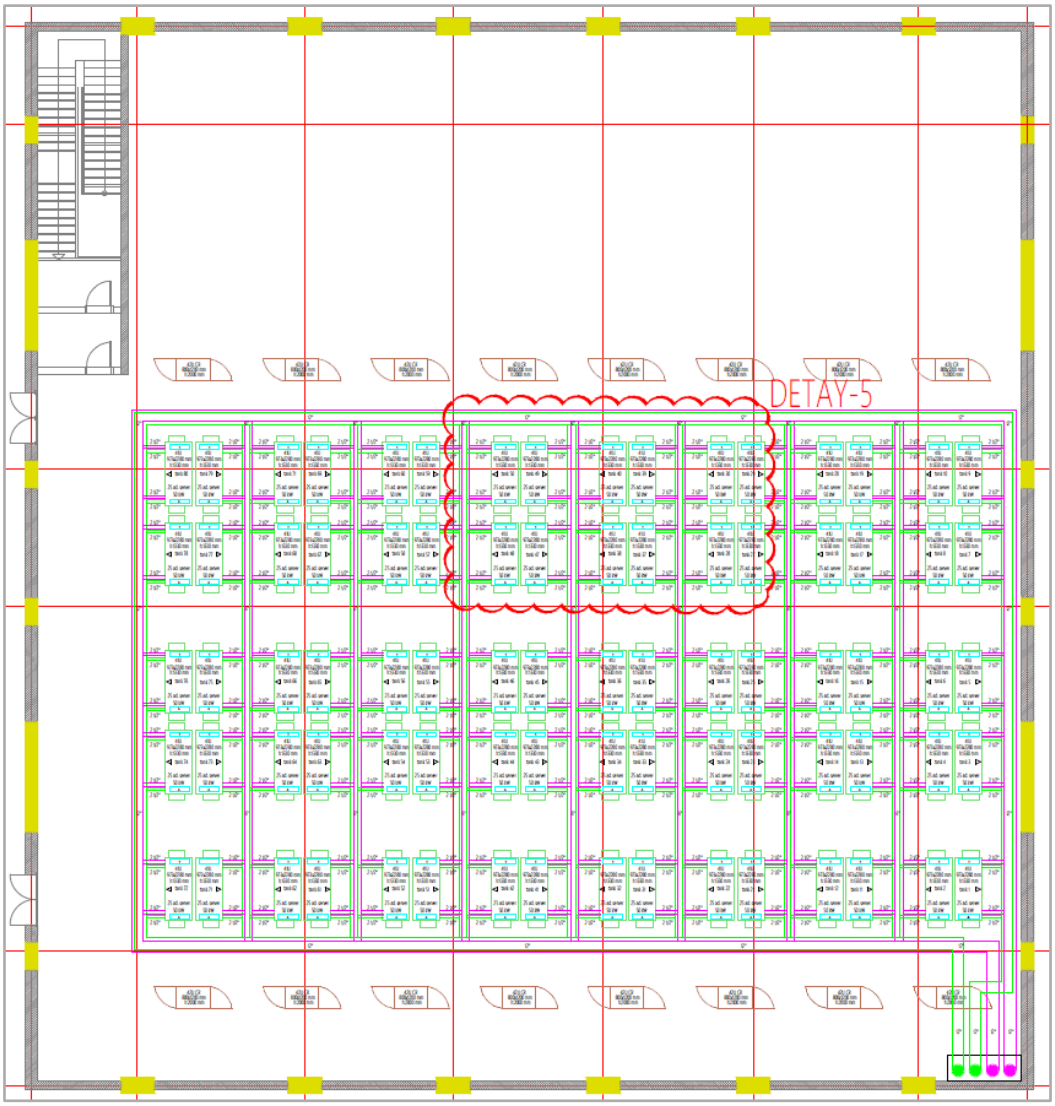
SP-B-1-(1-2-3-4) KURU ROTORLU SİRKÜLASYON POMPASI		
Sıvı Bilgileri		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Sıvı tipi		%25 Glikollü su
Giren sıvı sıcaklığı	°C	26
Dönen sıvı sıcaklığı	°C	32
ΔT	°C	6
Basınç Kayıpları		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Chiller basınç kaybı	kPa	230,9
Vanalar	kPa	85
Boru (12"-4000 kW)	m.	130
Boru (8"-1569,8 kW)	m.	90
Dirsek (12"-4000 kW)	ad.	26
Dirsek (8"-1569,8 kW)	ad.	8
Basınç Kaybı Sonuçları		
Toplam debi	m^3/h	575,4
Toplam basınç kaybı	mSS	41
Pompa Özellikleri		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Pompa türü		Kuru rotorlu sirkülasyon pompası
Pompa özelliği		Sabit devirli
Pompa adedi	ad	4 asıl, 1 yedek
Pompa debisi	m^3/h	150
Pompa basınç kaybı	mSS	41
Elektrik tüketimi	kW	30
Fiyat	€	4.082



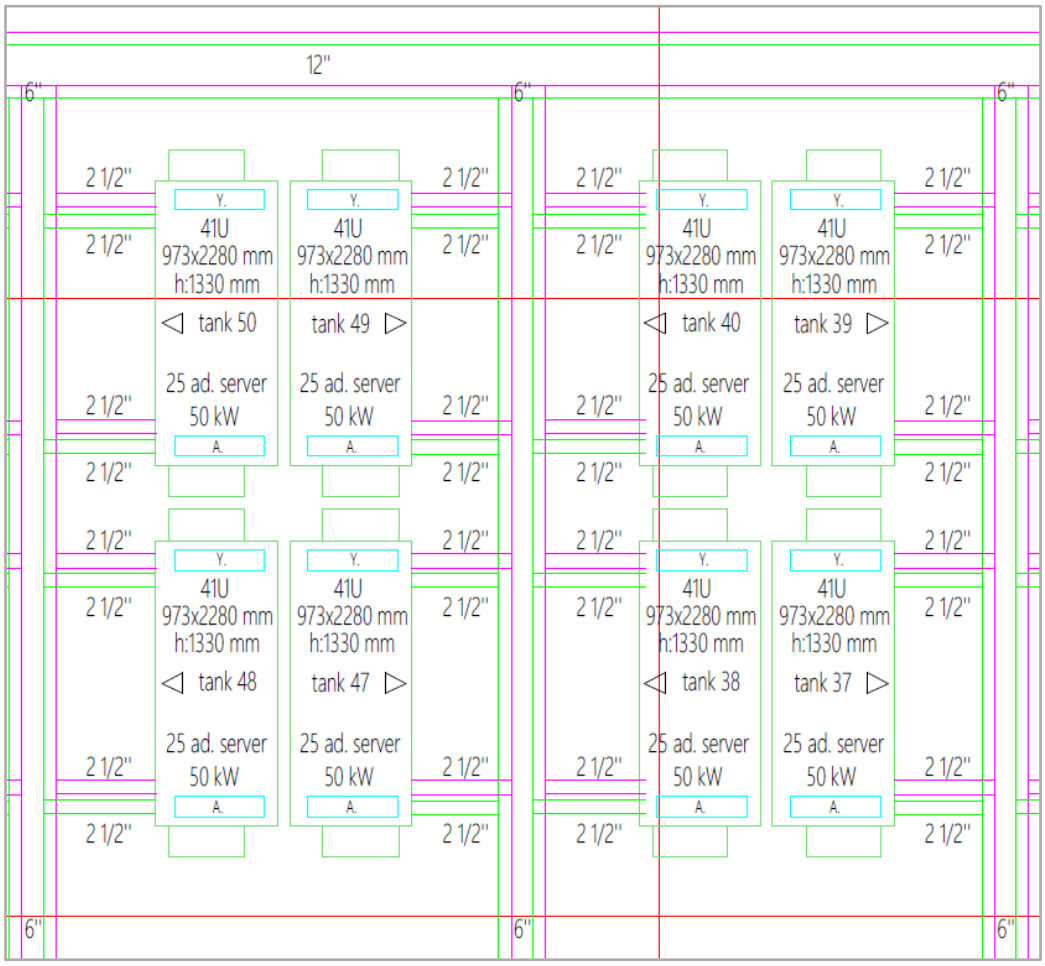
Şekil 3.34 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin çatı planı tasarımı detay-4



Şekil 3.35 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin kat planı tasarımı



Şekil 3.36 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin kat planı detay numaralandırma

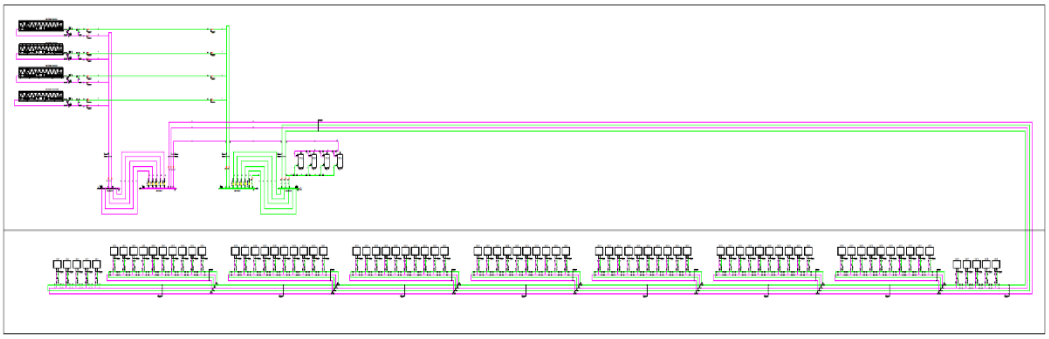


Şekil 3.37 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin kat planı tasarımı detay-5

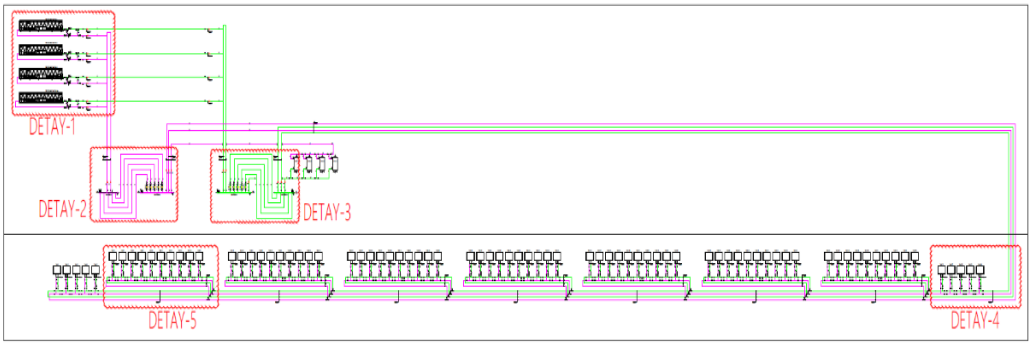
Tablo 3.19 SP-B-2-(1-2-3-4) kuru rotorlu sirkülasyon pompası özellikleri

SP-B-2-(1-2-3-4) KURU ROTORLU SİRKÜLASYON POMPASI		
Sıvı Bilgileri		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Sıvı tipi		%25 Glikollü su
Giren sıvı sıcaklığı	°C	26
Dönen sıvı sıcaklığı	°C	32
ΔT	°C	6
Basınç Kayıpları		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Tank basınç kaybı	kPa	130
Vanalar	kPa	100
Boru (12"-4000 kW)	m.	286
Boru (10"-2000 kW)	m.	280
Boru (6"-500 kW)	m.	55
Tee Geçiş (6"-500 kW)	ad.	7
Dirsek (12"-4000 kW)	ad.	30
Basınç Kaybı Sonuçları		
Toplam debi	m^3/h	575,4
Toplam basınç kaybı	mSS	34
Pompa Özellikleri		
Özellik	**Birim**	**Değer**
Pompa türü		Kuru rotorlu sirkülasyon pompası
Pompa özelliği		Frekans konvertörlü
Pompa adedi	ad	4 asıl, 1 yedek
Pompa debisi	m^3/h	150
Pompa basınç kaybı	mSS	34
Elektrik tüketimi	kW	22
Fiyat	€	5.906

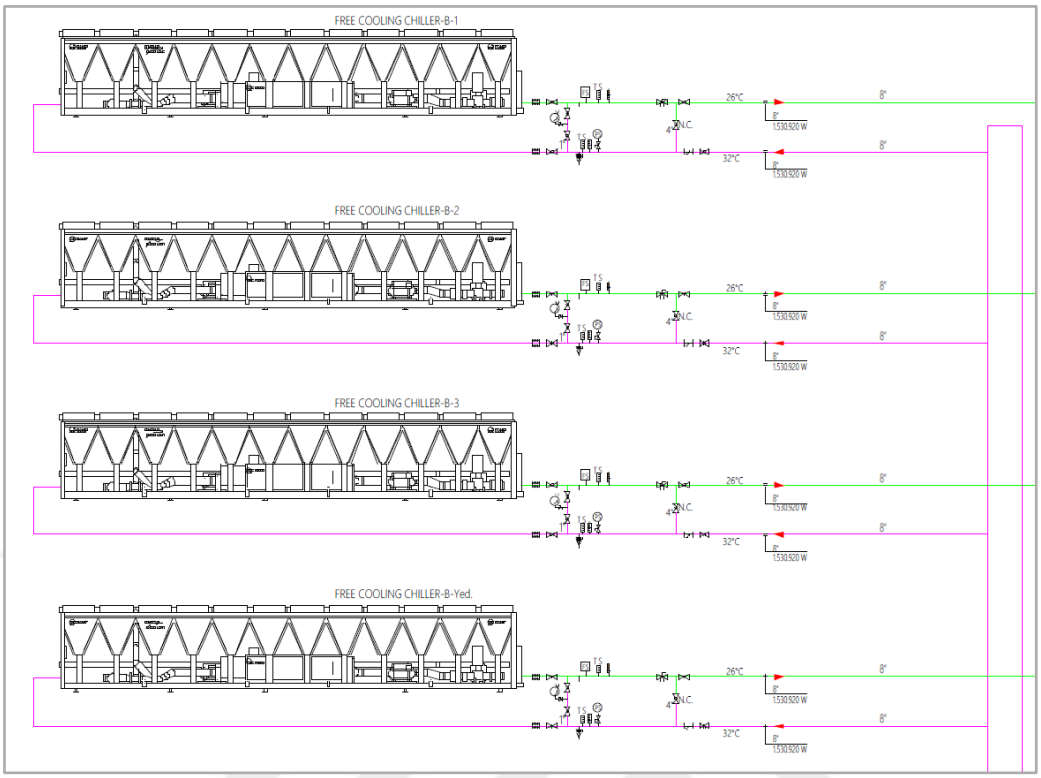
- **Sistem Şeması**



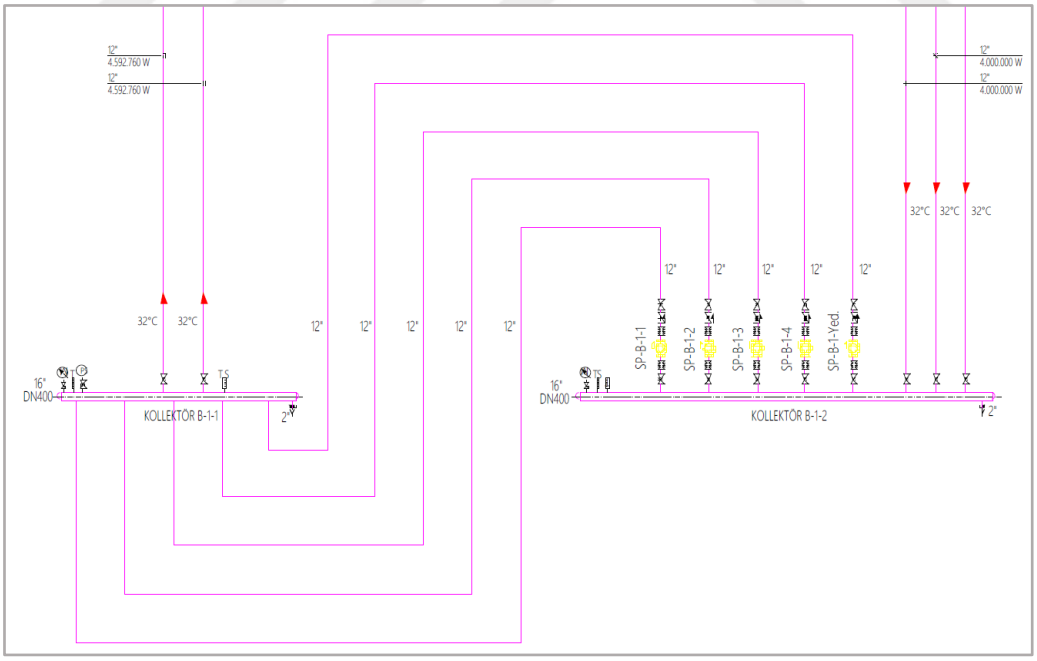
Şekil 3.38 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin sistem şeması



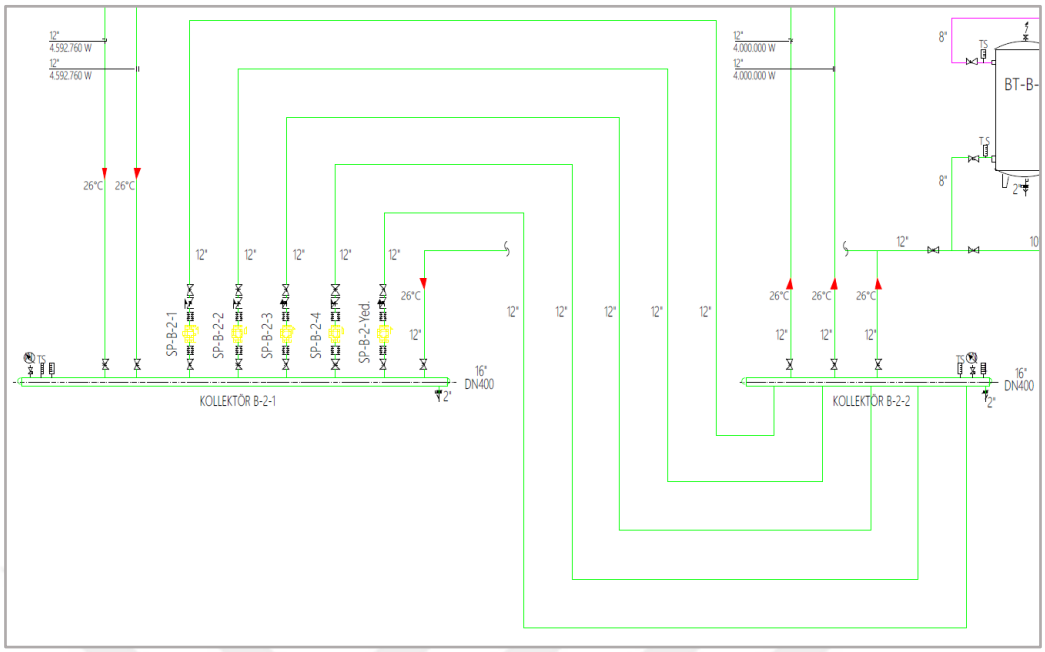
Şekil 3.39 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay numaralandırma



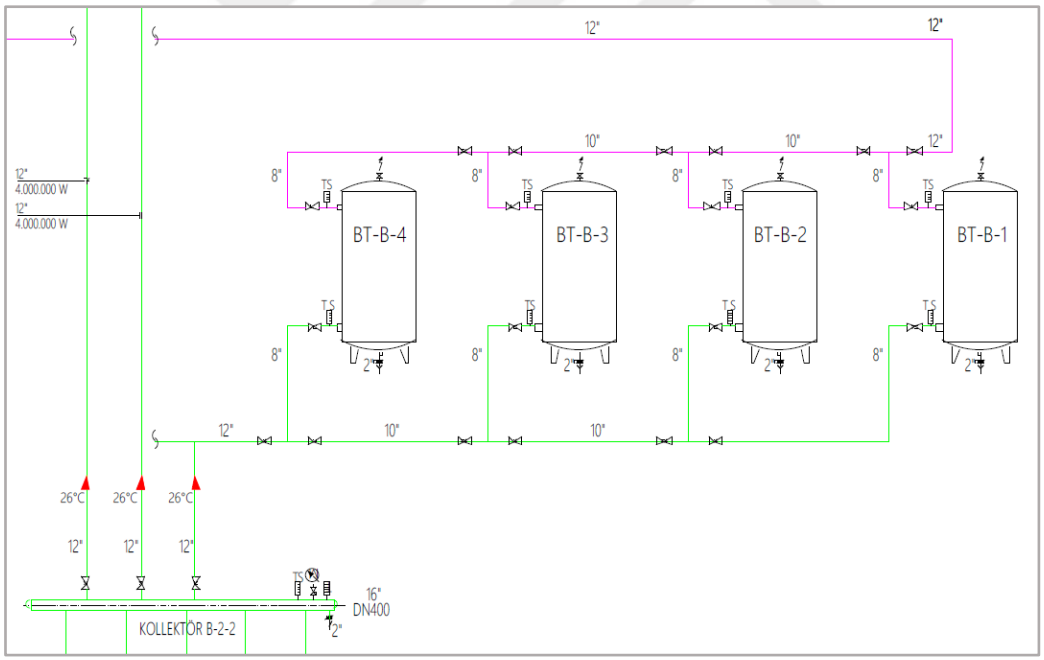
Şekil 3.40 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-1



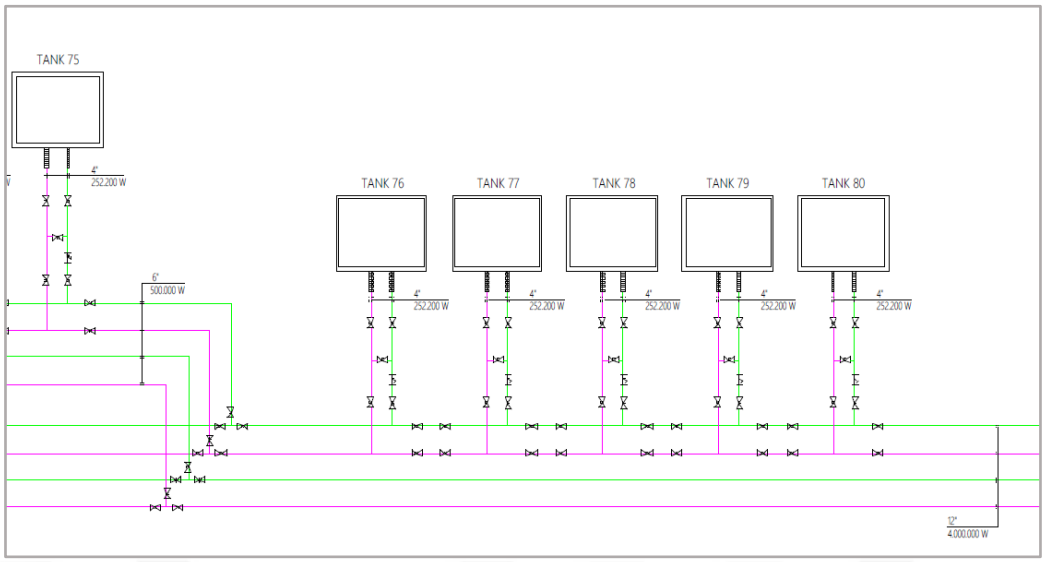
Şekil 3.41 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-2



Şekil 3.42 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-3



Şekil 3.43 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-4



Şekil 3.44 Daldırmayla sıvı soğutmalı veri merkezinin sistem şeması detay-5

3.4 Ekonomik Analiz

Çalışmanın bu aşamasına kadar sistemlerin tasarımı ve soğutma ekipmanlarının seçimi gerçekleştirilmiş, ekipmanların fiyatları belirtilmiştir. İşletmeler için veri işleme ve depolama hizmeti sunan veri merkezinin, iki farklı soğutma sisteminin uygulanma durumu için yıllık geliri aynı olacaktır. İki farklı soğutma sisteminin uygulanması sırasında ekipmanlar değiştiği için maliyet bakımından farklılıklar ortaya çıkacaktır. İki farklı soğutma sisteminin uygulandığı veri merkezinde, bir sistemin ekonomik olarak uygunluğu belirlenecek ve uygulanmasına karar verilecektir. Bunun için mühendislik ekonomisi esaslarına dayanan ekonomik değer ölçme yöntemlerinden biri kullanılmalı ve alternatifler arasında en uygunu bulunmalıdır. Bu doğrultuda, bugünkü değer yöntemi uygulanmıştır.

Sistemlerdeki transformatörlerin ısı kaybı ve tükettikleri enerji miktarları iki sistemin elektrik tüketimi farklarından dolayı değişecektir. Fakat bu durum araştırmanın kapsamı dışında olduğu için ihmal edilmiştir. Ayrıca sunucular. soğutulması amaçlanan cihazlar olduğu için soğutma sisteminin enerji tüketimi ve ekonomikliğe etkisinin analizinde ihmal edilmiştir.

3.4.1 İlk Yatırım Maliyeti

Soğutma ekipmanlarının asıl ve yedek olmak üzere toplam adetleri ile birim adedinin fiyatının çarpımı, soğutma ekipmanının ilk yatırım maliyeti sonucunu verir. Bir sistem için tüm soğutma ekipmanlarının ilk yatırım maliyetlerinin toplamı, bir sistemin ilk yatırım maliyeti sonucuna işaret eder.

Birinci sistemin soğutma sistemleri için ilk yatırım maliyetini oluşturan elemanlar:

- 3 asıl ve 1 yedek olmak üzere 4 adet doğal soğutmalı chiller ünitesi maliyeti
- 16 asıl ve 4 yedek olmak üzere 20 adet CRAH ünitesi maliyeti
- 4 adet olmak üzere buffer tank maliyeti
- 4 asıl ve 1 yedek olmak üzere 5 adet chiller tarafı primer pompaların maliyeti
- 4 asıl ve 1 yedek olmak üzere 5 adet CRAH tarafı sekonder pompaların maliyeti
- 200 adet sunucu kabineti ve 20 adet bağlantı kabineti olmak üzere 220 adet kabinetin maliyeti

İkinci sistemin soğutma sistemleri için ilk yatırım maliyetini oluşturan elemanlar:

- 3 asıl ve 1 yedek olmak üzere 4 adet doğal soğutmalı chiller ünitesi maliyeti
- 80 adet daldırma tankı maliyeti
- 4 adet olmak üzere buffer tank maliyeti
- 4 asıl ve 1 yedek olmak üzere 5 adet chiller tarafı primer pompaların maliyeti
- 4 asıl ve 1 yedek olmak üzere 5 adet daldırma tankı tarafı sekonder pompaların maliyeti
- 16 adet bağlantı kabinetinin maliyeti

3.4.2 Yıllık Enerji Tüketimi

Elektrik tüketen soğutma ekipmanlarının harcadığı güç değeri, ekipmanların seçiminde belirtilmişti. Sistemlerin enerji tüketimi karşılaştırması için, elektrikli ekipmanların bir senede harcadığı elektrik enerjisi hesaplanmıştır. Elektrik tüketimi, asıl ekipmanlar tarafından gerçekleştirileceği için yıllık enerji tüketiminin değerlendirmesinde asıl ekipman adedi dikkate alınmıştır

Doğal soğutmalı chiller için toplam güç tüketimi ifade edilmesine karşın, Tablo 3.6 ve Tablo 3.15'te hesaplanan doğal soğutmaya bağlı yıllık enerji tüketim değerleri dikkate alınacaktır.

Birinci sistemin soğutma sistemleri için yıllık enerji tüketimini oluşturan elemanlar:

- 3 asıl doğal soğutmalı chiller ünitesinin yıllık enerji tüketimi
- 16 asıl CRAH ünitesinin yıllık enerji tüketimi
- 4 asıl chiller tarafı primer pompaların yıllık enerji tüketimi
- 4 asıl CRAH tarafı sekonder pompaların yıllık enerji tüketimi

İkinci sistemin soğutma sistemleri için yıllık enerji tüketimini oluşturan elemanlar:

- 3 asıl doğal soğutmalı chiller ünitesinin yıllık enerji tüketimi
- 80 adet daldırma tankının yıllık enerji tüketimi
- 4 asıl chiller tarafı primer pompaların yıllık enerji tüketimi
- 4 asıl daldırma tankı tarafı sekonder pompaların yıllık enerji tüketimi

Yıllık enerji tüketimi (kWh)= Br. cihazın elektrik gücü (kW) x 8766 (sa/yıl) x Çalışan ekipman adedi (3.26)

$$\text{Yıllık enerji tüketimi oranı (\%)} = \left[\frac{\text{Sistem 2 AEC} - \text{Sistem 1 AEC}}{\text{Sistem 1 AEC}}\right] x\ 100 \quad (3.27)$$

3.4.3 Yıllık İşletim Maliyeti

Yıllık enerji tüketimi, yıllık işletim giderini oluşturacaktır.

Birinci sistemin soğutma sistemleri için yıllık işletim maliyetini oluşturan elemanlar:

- 3 asıl doğal soğutmalı chiller ünitesinin yıllık işletim maliyeti
- 16 asıl CRAH ünitesinin yıllık işletim maliyeti
- 4 asıl chiller tarafı primer pompaların yıllık işletim maliyeti
- 4 asıl CRAH tarafı sekonder pompaların yıllık işletim maliyeti

İkinci sistemin soğutma sistemleri için yıllık işletim maliyetini oluşturan elemanlar:

- 3 asıl doğal soğutmalı chiller ünitesinin yıllık işletim maliyeti
- 80 asıl daldırma tankının yıllık işletim maliyeti
- 4 asıl chiller tarafı primer pompaların yıllık işletim maliyeti
- 4 asıl daldırma tankı tarafı sekonder pompaların yıllık işletim maliyeti

Sistemlerin işletim maliyeti karşılaştırması için, Denklem 3.27'de hesaplanmış olan elektrikli ekipmanların yıllık enerji tüketimi ile elektrik birim fiyatı çarpılmıştır. Ticarethaneler için vergi ve fonlar dahil belirlenen fiyat 2024 yılında 4,6176

(3.27)

₺/kWh'tir. (encazip.com, 2024) Mayıs ve Haziran ayları için gözlenen Türk Lirası ve Euro kuru 0,029 €/₺'dir.

Elektrik birim fiyatı (€/kWh)= 4,6176 ₺ x 0,029 (€/₺)= 0,13 €

Yıllık işletim maliyeti (€)= Yıllık enerji tüketimi (kWh) x Elektrik birim fiyatı (€/kWh) (3.28)

3.4.4 Bakım Maliyeti

Veri merkezindeki soğutma ekipmanları periyodik olarak bakıma alınacaktır. Kabinetler bir raf sistemi görevi gördüğü için bakıma alınmayacağı öngörülmüştür.

3.4.4.1 Yıllık Bakım Maliyeti

Birinci sistemin soğutma sistemleri için yıllık bakım maliyetini oluşturan elemanlar:

- 4 adet doğal soğutmalı chiller ünitesinin yıllık bakım maliyeti
- 20 adet CRAH ünitesinin yıllık bakım maliyeti
- 4 adet buffer tankın yıllık bakım maliyeti
- 5 adet chiller tarafı primer pompaların yıllık bakım maliyeti
- 5 adet CRAH tarafı sekonder pompaların yıllık bakım maliyeti

İkinci sistemin soğutma sistemleri için yıllık bakım maliyetini oluşturan elemanlar:

- 4 adet doğal soğutmalı chiller ünitesinin yıllık bakım maliyeti
- 80 adet daldırma tankının yıllık bakım maliyeti
- 4 adet buffer tankın yıllık bakım maliyeti
- 5 adet chiller tarafı primer pompaların yıllık bakım maliyeti
- 5 adet daldırma tankı tarafı sekonder pompaların yıllık bakım maliyeti

3.4.4.2 Ağır Bakım Maliyeti

Chiller üniteleri her sene gerçekleşen bakım maliyetinin yanı sıra 10 senede bir ağır bakım maliyetine alınır. Her iki sistemdeki chiller ünitesi için bu değer aynı olup Tablo 3.21'de yer almaktadır.

3.4.5 Hurda Değeri

Soğutma ekipmanlarının hurda değeri, soğutma ekipmanlarının ekonomik ömürlerinin sonunda satılması ile elde edilecek değerdir.

Bu çalışmada hurda bedelinin belirlenmesi için ekipmanların ağırlıklarından yola çıkılmıştır. Ekipmanların ağırlıkları kadar ortaya çıkacak olan toplama demir hurda ağırlığı, kilogram başına toplama demir hurda fiyatı ile çarpılacaktır. (hurdafiyatları.ist, 2024)

$$\text{Hurda birim fiyatı (€/kg)} = 10{,}54\ ₺ \times 0{,}029\ (€/₺) = 0{,}30\ € \tag{3.29}$$

$$\text{Hurda değeri (€)} = \text{Hurda birim fiyatı (€/kg)} \times \text{Ekipmanın ağırlığı (kg)} \tag{3.30}$$

Bu çalışmada, veri merkezinin geliri, iki ayrı soğutma sistemi uygulanmasına rağmen aynı kalacağından nakit akışı yalnız masraflardan oluşacaktır. Bu sebeple hurda değeri, gelir şeklinde yer alacak ve net yatırım maliyetinin değerini bulmak için kullanılacaktır.

3.4.6 Ekonomik Ömür

Cihazlar ekonomik ömrü boyunca çalışır vaziyettedir, ardından hurda olur. Soğutma ekipmanlarının ömrü ASHRAE tarafından standartlaştırılmıştır. Tüm ekipmanlar için ekonomik ömürlerin ortalamaları dikkate alındığında, en küçük değer olarak 15 yıl iki soğutma sisteminin ekonomik ömrü olarak belirlenmiştir. (ASHRAE, 2024)

3.4.7 İskonto Oranı

Bir nakit akışının bugünkü değeri için iskonto oranı kullanılır. Bu değer sermaye maliyeti olarak ifade edilebilir. (Uygur, 2015) Yatırımda bulunan kişi sermaye maliyeti kadar borçlanacak ve bu sermayenin bankaya yatırılıp faizde değerlenmesi durumundan feragat edip yatırımını gerçekleştirecektir. Bu çalışmada, fiyatlar Euro biriminden verilmesine karşın, nakit akışının Türkiye'de gerçekleştiği ve döviz kurunun etkili olduğu göz önünde bulundurulmalıdır. Euro biriminin faiz oranıyla beraber döviz kurunda yaşanan artışla, iskonto oranının Türkiye'deki faiz oranını yakalaması öngörülmüş ve buna göre %50 şeklinde bir değer belirlenmiştir.

Tablo 3.20 Hava soğutmalı sistem ve daldırmayla sıvı soğutmalı sistem karşılaştırma analizi

No	Sistemler	İlk Yatırım Maliyeti								Yıllık İşletme Maliyeti				Yıllık Bakım Maliyeti			Hurda Değeri			
		Elektrik Gücü (kW)	Birim	Adet	Yedek	Toplam Adet	Toplam Güç	Br. Fiyat	Toplam Fiyat	Yıllık Br. Elektrik Tüketimi (kWh)	Yıllık Toplam Tüketim (kWh)	Elektrik Br. Fiyatı (€/kWh)	Yıllık Toplam Tüketim (€)	Yıllık Br. Bakım Maliyeti (€)	Yıllık Toplam Bakım Maliyeti (€)		Br. Ağırlık (kg)	Toplam Ağırlık (kg)	Hurda Br. Fiyatı (€/kg)	Toplam Hurda Fiyatı (€)
1	HAVA SOĞUTMALI																			
1.1	MEP SİSTEMLERİ																			
1.1.1	DS Chiller	443 kW	ad	3	1	4	1.328 kW	€ 413.000	€ 1.652.000	1.319.963 kWh	3.959.888 kWh	€ 0,13	€ 514.785,49	€ 5.000	€ 20.000		10372	41488	€ 0,30	€ 12.446,40
1.1.2	CRAH	9 kW	ad	16	4	20	150 kW	€ 70.000	€ 1.400.000	81.962 kWh	1.311.394 kWh	€ 0,13	€ 170.481,17	€ 500	€ 10.000		1125	22500	€ 0,30	€ 6.750,00
1.1.3	Buffer tank		ad	4		4	0 kW	€ 16.898	€ 67.590	0 kWh	0 kWh	€ 0,13	€ 0,00	€ 100	€ 400		391	1564	€ 0,30	€ 469,20
1.1.4	Pompalar (Chiller tarafı)	22 kW	ad	4	1	5	88 kW	€ 3.392	€ 16.960	192.852 kWh	771.408 kWh	€ 0,13	€ 100.283,04	€ 250	€ 1.250		401	2005	€ 0,30	€ 601,50
1.1.5	Pompalar (Sekonder taraf)	22 kW	ad	4	1	5	88 kW	€ 5.906	€ 29.530	192.852 kWh	771.408 kWh	€ 0,13	€ 100.283,04	€ 250	€ 1.250		232	1160	€ 0,30	€ 348,00
1.1.6	**MEP Sistemleri Toplamı**						**1.654 kW**		**€ 3.166.080**		**6.814.098 kWh**		**€ 885.832,73**		**€ 32.900,00**					**€ 20.615,10**
1.2	IT SİSTEMLERİ																			
1.2.1	Kabinet		ad	220		220	0 kW	€ 2.500	€ 550.000								1363	299860	€ 0,30	€ 89.958,00
1.2.2	Sunucu	2 kW	ad	2000		2000														
1.2.3	**IT Sistemleri Toplamı**								**€ 550.000**											**€ 89.958,00**
2	D. SIVI SOĞUTMALI																			
2.1	MEP SİSTEMLERİ																			
2.1.1	DS Chiller	378 kW	ad	3	1	4	1.133 kW	€ 350.000	€ 1.400.000	746.693 kWh	2.240.078 kWh	€ 0,13	€ 291.210,08	€ 5.000	€ 20.000		9040	36160	€ 0,30	€ 10.848,00
2.1.2	Daldırma tankı	2 kW	ad	80		80	128 kW	€ 80.000	€ 6.400.000	14.026 kWh	1.122.048 kWh	€ 0,13	€ 145.866,24	€ 500	€ 40.000		856	68480	€ 0,30	€ 20.544,00
2.1.3	Buffer tank		ad	4		4	0 kW	€ 16.898	€ 67.590	0 kWh	0 kWh	€ 0,13	€ 0,00	€ 100	€ 400		391	1564	€ 0,30	€ 469,20
2.1.4	Pompalar (Chiller tarafı)	30 kW	ad	4	1	5	120 kW	€ 4.082	€ 20.410	262.980 kWh	1.051.920 kWh	€ 0,13	€ 136.749,60	€ 250	€ 1.250		420	2100	€ 0,30	€ 630,00
2.1.5	Pompalar (Sekonder tarafı)	22 kW	ad	4	1	5	88 kW	€ 5.906	€ 29.530	192.852 kWh	771.408 kWh	€ 0,13	€ 100.283,04	€ 250	€ 1.250		232	1160	€ 0,30	€ 348,00
2.1.6	**MEP Sistemleri Toplamı**						**1.469 kW**		**€ 7.917.530**		**5.185.454 kWh**		**€ 674.108,96**		**€ 62.900,00**					**€ 32.839,20**
2.2	IT SİSTEMLERİ																			
2.2.1	Kabinet		ad	16		16	0 kW	€ 2.500	€ 40.000								1363	21808	€ 0,30	€ 6.542,40
2.2.2	Sunucu	2 kW	ad	2000		2000														
2.2.3	**IT Sistemleri Toplamı**								**€ 40.000**											**€ 6.542,40**
3	ÖZET						İlk Yatırım Maliyeti				Yıllık İşletme Maliyeti			Yıllık Bakım Maliyeti			Hurda Değeri			
							SİSTEM 1	SİSTEM 2	FARK		SİSTEM 1	SİSTEM 2	FARK	SİSTEM 1	SİSTEM 2	FARK		SİSTEM 1	SİSTEM 2	FARK
3.1	MEP SİSTEMLERİ						€ 3.166.080	€ 7.917.530	€ 4.751.450		€ 885.833	€ 674.109	-€ 211.724	€ 32.900	€ 62.900	€ 30.000		€ 20.615	€ 32.839	€ 12.224
3.2	IT SİSTEMLERİ						€ 550.000	€ 40.000	-€ 510.000									€ 89.958	€ 6.542	-€ 83.416
3.3	GENEL						€ 3.716.080	€ 7.957.530	€ 4.241.450		€ 885.833	€ 674.109	-€ 211.724	€ 32.900	€ 62.900	€ 30.000		€ 110.573	€ 39.382	-€ 71.192

Tablo 3.21 Hava soğutmalı ve daldırmayla sıvı soğutmalı sistemlerin maliyet analizi

MALİYET ANALİZİ			
Maliyet	**Birim**	**Sistem 1**	**Sistem 2**
İlk yatırım maliyeti	€	3.716.080	7.957.530
Yıllık işletme maliyeti	€	885.833	674.109
Yıllık bakım maliyeti	€	32.900	62.900
Yıllık işletme+bakım maliyeti	€	918.733	737.009
Ağır bakım maliyeti (10. sene)	€	30.000	30.000
Hurda değeri	€	110.573	39.382
Ekonomik ömür	yıl	15	15
İskonto oranı	%	50	50

Hava soğutmalı birinci sistemin maliyetinin bugünkü değeri:

$$PW_1 = 3.716.080 + 918.733\ (P/A, \%50, 15) + 30.000\ (P/F, \%50, 10) - 110.573\ (P/F, \%50, 15) \quad (3.31)$$

$$PW_1 = 3.716.080 + 918.733\ \left[\frac{(1+r)^n - 1}{(1+r)^n x\ r}\right] + 30.000\ (1+r)^{-n} - 110.573\ (1+r)^{-n} \quad (3.32)$$

$$PW_1 = 3.716.080 + 918.733\ \left[\frac{(1+0,5)^{15} - 1}{(1+0,5)^{15} x\ 0,5}\right] + 30.000\ (1+0,5)^{-15} - 110.573\ (1+0,5)^{-15} \quad (3.33)$$

$$PW_1 = € 5.549.165,854 \quad (3.34)$$

Daldırmayla sıvı soğutmalı birinci sistemin maliyetinin bugünkü değeri:

$$PW_2 = 7.957.530 + 737.009\ (P/A, \%50, 15) + 30.000\ (P/F, \%50, 10) - 39.382\ (P/F, \%50, 15) \quad (3.35)$$

$$PW_2 = 7.957.530 + 737.009\ \left[\frac{(1+r)^n - 1}{(1+r)^n x\ r}\right] + 30.000\ (1+r)^{-n} - 39.382\ (1+r)^{-n} \quad (3.36)$$

$$= 7.957.530 + 737.009 \left[\frac{(1+0,5)^{15}-1}{(1+0,5)^{15} x\ 0,5}\right] + 30.000\ (1+0,5)^{-15} - 39.382$$

$$(1+0,5)^{-15} \quad (3.37)$$

$$= € 9.428.160,421 \quad (3.38)$$

4
SONUÇ

Bu çalışmada İstanbul'da 4000 kW IT yüküne sahip veri merkezi beyaz alanı tasarımı yapılmıştır. Birinci sistemde IT ekipmanları kabinetlerin içine yerleştirilmiş ve CRAH üniteleri, içindeki ısı değiştirici sayesinde 22°C sıcaklıkta soğuk hava üfleyerek veri merkezi ortamının 24°C sıcaklıkta korunmasını sağlamıştır. İkinci sistemde IT ekipmanı dielektrik sıvıyla dolu tanklara daldırılmıştır. Tanklara gömülü CDU üniteleri, içindeki ısı değiştirici ile dielektrik sıvının soğutulmasını sağlamıştır. Hava ile etkileşime giren sıvı döngüsü 18°C-24°C'ye, dielektrik akışkanla etkileşime giren sıvı döngüsü ise 26°C-32°C'ye ayarlanmıştır. İstanbul için ASHRAE verileri dikkate alındığında, her iki sistem de doğal soğutmalı chiller ünitelerine ihtiyaç duymuştur ancak sıvı soğutmalı sistem, hava soğutmalı sisteme göre daha geniş dış hava sıcaklığı aralığında doğal soğutmadan faydalandığı için doğal soğutmalı chiller ünitelerinin yıllık enerji tüketimi azalmıştır. Buna göre diğer soğutma cihazlarının seçimleri ile hesapları da gerçekleştirilmiş, ekonomik analizin esasları belirlenmiştir. Sonuç olarak iki farklı soğutma sisteminin uygulandığı veri merkezi beyaz alanlarının; bugünkü değer yöntemi üstünden maliyet karşılaştırması yapılmıştır.

Denklem 3.27, 3.34 ve 3.38'de görüldüğü gibi şu sonuçlara ulaşılmıştır:

- Daldırmayla sıvı soğutmalı sistemin soğutma sistemleri için yıllık enerji tüketimi %24 daha ekonomiktir.
- Daldırmayla sıvı soğutmalı sistemin, soğutma sistemleri için maliyetlerinin bugünkü değeri, hava soğutmalı sistemin soğutma sistemleri için maliyetlerinin bugünkü değerinden € 3.878.994,57 daha pahalıdır.
- Bu doğrultuda, ikinci sistemin maliyetinin bugünkü değeri, ilk sistemin maliyetinin bugünkü değerinden %70 daha fazla olacaktır.

Bu duruma göre, İstanbul-Atatürk Havalimanı yakınlarında kurulan ve 4000 kW IT yüküne sahip bir veri merkezinin kurulumu için hava soğutmalı sistemin uygulanması ekonomik olarak daha uygun bir seçenektir.

KAYNAKÇA

[1] Acül, H. (2009). Kuru Soğutuculu Doğal Soğutma Uygulamaları ile İklimlendirme Sistemelrinde Enerji Verimliliği. IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi TESKON (s. 18). İzmir: FRİTERM.

[2] ASHRAE. (2021). ASHRAE Climatic Design Conditions. ASHRAE Meteo: https://ashrae-meteo.info/v2.0/ adresinden alındı

[3] ASHRAE. (2024, 6 19). ASHRAE: HVAC Service Life Database. ASHRAE Owning and Cost Database: http://weblegacy.ashrae.org/publicdatabase/service_life.asp adresinden alındı

[4] Chhetri, A., Kashyap, D., Mali, A., Agarwai, C., Ponraj, C., & Gobinath, N. (2022). Numerical simulation of the single-phase immersion cooling process using a dielectric fluid in a data server. Materials Toda: Proceedings, 1532-1538.

[5] Chi, Y. Q., Summers, J., Hopton, P., Deakin, K., Real, A., Kapur, N., & Thompson, H. (2014). Case study of a data centre using enclosed, immersed, direct liquid-cooled servers. 30th Semi-Therm Symposium, (s. 1-11).

[6] Cho, J., Park, B., & Jeong, Y. (2019). Thermal Performance Evaluation of a Data Center Cooling System under Fault Conditions. Energies, 11.

[7] Demetriou, D. (2015). Effectively applying the expanded ASHRAE guidelines in your data center. ABD: IBM Corporation.

[8] Dymyd, L., Ciubotaru, L., Helezen, M., Shah, J. M., Pai, L., Brink, R., . . . Gore, N. (2020). Design Guidelines for Immersion-Cooled IT Equipment. Open Compute Project.

[9] encazip.com. (2024, 05 29). Elektrik Birim Fiyatları 2024. encazip.com: https://www.encazip.com/elektrik-fiyatlari adresinden alındı

[10] GRC. (2023). The Definitive Guide to Immersion Cooling. Green Revolution Cooling, Inc.

[11] Hitema. (tarih yok). Free Cooling. Padua: Hitema.

[12] Hnayno, M., Chehade, A., Klaba, H., Baudin, H., Polidori, G., & Maalouf, C. (2022). Performance analysis of new liquid cooling topology and its impact on data centers. Applied Thermal Engineering, 1.

[13] Hnayno, M., Chehade, A., Klaba, H., Polidori, G., & Maalouf, C. (2023). Experimental investigation of a data-centre cooling system using a new single-phase immersion/liquid technique. Case Studies in Thermal Engineering, 2-3.

[14] hurdafiyatları.ist. (2024, 6 19). Güncel Hurda Fiyatları. hurdafiyatları.ist: https://www.hurdafiyatlari.ist/ adresinden alındı

[15] Malik, A. (2016, 04 14). iNEMI Roadmap Identifies Trends Impacting Electronics Thermal Management. Electronics Cooling: https://www.electronics-cooling.com/2016/04/inemi-roadmap-identifies-trends-impacting-electronics-thermal-management/ adresinden alındı

[16] Nakajima, N., Chen, C., Wu, J., Lo, D., Zhang, J., Xian, W., . . . Hotta, M. (2023). Intel Collaborates with KDDI to Drive Sustainable Immersion Cooling Data Center Solutions. Intel Corporation.

[17] Patankar, S. V. (2010). Airflow and Cooling in a Data Center. Journal of Heat Transfer, 1.

[18] Pusat, Ş., & Ekmekçi, İ. (2017). Bin weather data for different climates of Turkey. Int. J. Global Warming, 90.

[19] Quirk, D., Davidson, T., & Schmidt, R. (2022). ASHRAE's Data Center Thermal Guidelines. ASHRAE Journal, 25.

[20] Rasmussen, N. (2017). Calculating Total Cooling Requirements for Data Centers. Schneider Electric.

[21] Shantheyanda, B., Dutta, S., Coscia, K., & Schiemer, D. (2015). Low Electrical Conductivity Liquid Coolants for Electronics Cooling. Electronics Cooling, 12.

[22] Telecommunications Industry Association. (2005). Telecommunications Infrastructure Standard for Data Centers. ABD: Telecommunications Industry Association.

[23] Uygur, M. (2015). Yatırım Projesi Değerlendirme Yöntemleri. Demiryolu Mühendisleri Derneği, 57-59.

[24] Wessel, D. J., Reeves, G., Kohloss, F. H., Rock, B. A., Underwood, T. D., & Woodford, M. W. (2001). ASHRAE Fundementals Handbook. ASHRAE.

[25] Wibron, E., Ljung, A.-L., & Lundström, T. S. (2019). Comparing Performance Metrics of Partial Aisle Containments in Hard Floor and Raised Floor Data Centers Using CFD. Energies, 2.

[26] Yufei Song, Z. L. (2021). Design and Optimization of an Immersion Liquid Cooling System in Internet Datacenter. International Journal of Heat and Technology, 1923-1929.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. 4. Uluslararası Mühendislik ve Doğa Bilimleri Çalışmaları Kongresi ICENSS 2024