

SOĞUTMADA ENERJİ VERİMLİLİĞİ VE YÖNETİMİ

Türkan ÜÇOK
Ali GÜNGÖR

ÖZET

Ülkelerin geleceğinin enerjinin yarısına odaklı olduğu şu günlerde enerji verimliliğinin değeri çok büyüktür. Binalarda tüketilen enerjinin % 70–90 'ının ısıtma-soğutma amaçlı kullanımından yola çıkılarak soğutmada enerji veriminin artırılmasının önemine varılabilir.

Bu yazının amacı, soğutmada verimliliğin ölçütlerini, verimi artırmak için alınabilecek tedbirleri mevcut donanım verimliliklerine, enerji yönetimi hususlarına ve alternatif soğutma tekniklerine yer vererek ele almaktır.

Anahtar Kelimeler: Soğutma, Enerji verimliliği, Enerji yönetimi, Alternatif soğutma teknikleri

ABSTRACT

As the future of countries oriented to energy's tomorrow in these days, the value of energy efficiency is massive. By considering 70 to 90% of the energy consumption in buildings is used for heating and cooling purposes, the significance of enhancement of energy efficiency in refrigeration can be recognized.

The aim of this paper is to address criterias of energy efficiency in refrigeration and measures to be taken in order to improve efficiency by giving the available equipment efficiencies, energy management cases and alternative refrigeration techniques.

Key Words: Refrigeration; Energy Efficiency, Energy Management, Alternative refrigeration techniques.

1. GİRİŞ

Ülkelerin gelişmişlik düzeyinin enerji yoğunluğuyla (ne kadar az enerji harcayarak ne kadar çok enerji üretildiği) ölçüldüğü günümüzde enerjinin verimli kullanılması büyük değer taşımaktadır. Türkiye'de enerji yoğunluğu dünya ortalamasının üstünde olup [1], sanayide % 42 ve konut alanında ise % 25' lik bir nihai tüketim oranı söz konusudur [2].

Enerji arzının giderek arttığı ve bu talebin % 72 sinin dış kaynaklı karşılandığı ülkemizde binalarda tüketilen enerjinin % 70–90 'ı ısıtma-soğutma amaçlı kullanılmaktadır [3].

Mevcut durum değerlendirildiğinde, soğutma sistemlerinde enerji verimliliği önemli bir husus olarak ön plana çıkmaktadır.

Soğutma sistemlerinde enerji verimliliğinin iyileştirilmesi sıralanan enerji yönetimi yollarından herhangi biri izlenerek sağlanabilir [4]:

- Mevcut soğutma sistemlerinin enerji verimliliği daha yüksek olanlarla değiştirilmesi
- Soğutma sistemlerinin mevcut işletme kontrollerinin geliştirilmesi
- Alternatif soğutma sistemlerinin kullanılması

2. SOĞUTMA DONANIMLARI VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ ÖLÇÜTLERİ

- Verimli bir donanımın ana unsurları şu şekilde ifade edilebilir:
- Soğutma yüklerinin en aza indirilmesi
- Sistem veriminin mevcut yük ve ortamda en yüksek düzeye çıkarılması
- Çalışma koşullarının en uygun hale getirilmesi
- Yeterli kontrol ve denetim ekipmanının temin edilmesi
- Soğutma sistem elemanlarının (soğutkan da dahil olmak üzere) verimli çalışma için seçimi ve uyumu
- Soğutma donanımın uygun bir şekilde kurulumu ve devreye alınması
- Isı geri kazanımı, bedelsiz soğutma ve ısı depolama fırsatlarının uygun yerlerde kullanılması

Soğutmada yaygın olarak kullanılan sistemler iki grupta incelenebilir: birimsel iklimlendirme sistemleri (unitary air conditioning), merkezi su soğutma grupları.

2.1 Birimsel İklimlendirme Sistemleri (Unitary Air Conditioning)

Birimsel iklimlendirme sistemleri sadece soğutma ya da hem ısıtma hem de soğutma sağlamaya yönelik genellikle fabrikasyon sistem birimleridir. Bu sistemler oda tipi iklimlendirme birimleri, bağımsız iklimlendirme cihazları, konut tipi iklimlendirme birimleri ve ısı pompalarını kapsamına alır.

Su soğutma gruplarına oranla daha düşük hizmet süresi ve daha düşük enerji verimliliğine sahiptir. Sıklıkla küçük iş yeri binalarını, ticari amaçla kullanılan alanları ve derslikleri de kapsamına alan küçük mesleki binalara kurulurlar.

Oda tipi klima cihazı kabinle kapanmış küçük boyutlu soğutma sistemleridir. Bu soğutma sistemleri çatı tipi klima cihazları, split oda tipi klima cihazları, dikey tip klima sistemleri.

Çatı üstü sistemleri, ticari binalarda 17 kW- 70 kW, özel üretilmiş birimler içinse 350 kW kapasiteye kadar üniteler mevcuttur.

Dikey tip klima sistemleri genellikle kapalı mekan kurulumları için tasarlanmıştır. Çoğu sistem su soğutmalı yoğuşturucuya sahiptir.

Split oda tipi sistemlerde sıklıkla hava soğutmalı yoğuşturucu ve kompresör bina dışında, buharlaştırıcı ise iç mekan klima santrali içerisinde kurulu olarak bulunur.

Isı pompaları ünite içerisinde soğutkan akışı tersine çevrilerek hem ısıtma hem de soğutma amaçlı kullanılır. Isı pompası için ısı kaynağı veya kaynağı hava, su ya da toprak olabilir [5]. Ticari ve endüstriyel uygulamalarda havadan-havaya ısı pompaları 90 kW a kadar, su kaynaklı ısı pompaları 190 kW' a kadar soğutma kapasitelerine sahiptir.

Isı pompaları iki hızlı ve değişken hızlı motorlar kullanılarak daha verimli hale getirilir. Standart modellere kıyasla iki hızlı hava kaynaklı ısı pompaları enerji tüketimini yaklaşık % 27, değişken hızlı hava kaynaklı ısı pompaları %35, iki hızlı toprak kaynaklı ısı pompaları % 46 oranında azaltmaktadır.

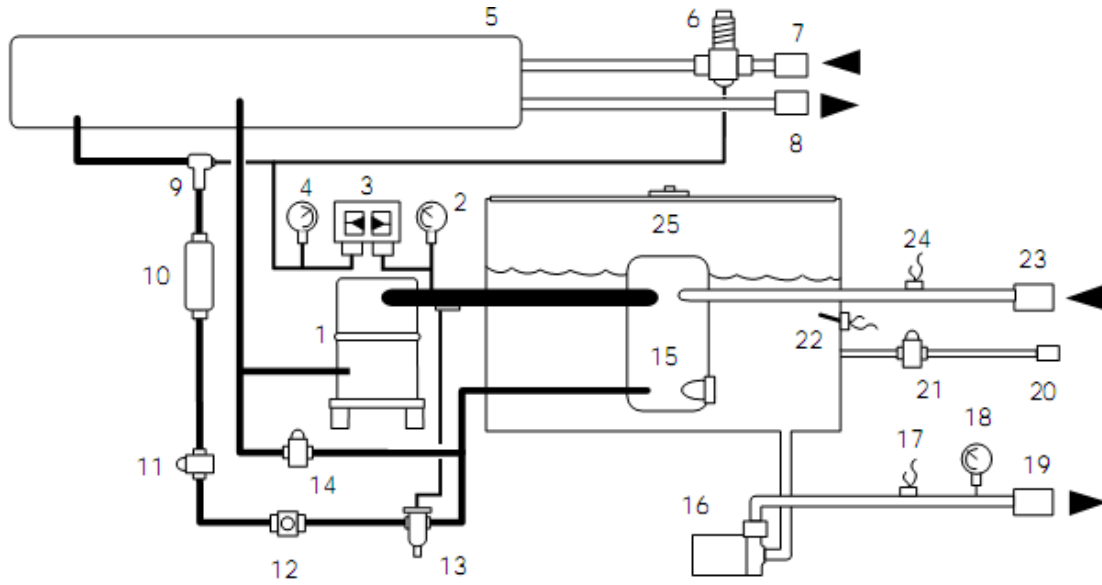
Toprak sıcaklığı yazın hava sıcaklığından daha düşüktür. Toprak kaynaklı ısı pompası bu ısıyı daha düşük bir sıcaklık farkı boyunca pompalar. Bu durum yüksek verimlilik ve daha düşük enerji kullanımıyla sonuçlanır. Toprak kaynaklı ısı pompaları, hava kaynaklı ısı pompalarına nazaran % 50 maliyet tasarrufu sağlar. Toprak kaynaklı ısı pompası donanımı hem yeni hem de mevcut evlerde daha eski veya geleneksel yenileme sistemlerine oranla % 25 -% 75 enerji tüketimini azaltmaktadır [6].

2.2 Merkezi Su Soğutma Grupları (Central Chillers)

Konut dışı büyük binalarda kullanılan soğutma sistemleri iskân edilen mahalden dış ortama ısı transferi ortamı olarak sıklıkla soğutulmuş su kullanır. Burada su, su soğutma grupları ve soğutma kuleleri aracılığıyla temin edilir. Soğutulmuş su sistemi seçimi yapılırken tasarımcılar hava ve su soğutmalı su soğutma grubu arasında tercih yaparlar.

Hava-soğutmalı sistemler soğutma kulesi ihtiyacını ortadan kaldırarak kurulum ve bakım maliyetlerini azaltır. Bununla birlikte, su-soğutmalı sistemleri hava-soğutmalı modellerden büyük ölçüde daha verimlidir [7].

Su soğutma grubu seçilirken uygun boyutlandırmaya özellikle özen gösterilmesi kritik önem taşır. Daha büyük boyuttaki bir sistem yalnızca ilk yatırım maliyetini artırmakla kalmayıp aynı zamanda düşük-yük çalışma koşulu ve aşırı periyodik işletmeye bağlı olarak fazladan enerji harcayacaktır. Su soğutmalı bir sıvı soğutma grubu devre şeması Şekil 1 'de verilmiştir.



Şekil 1. Su Soğutmalı Sıvı Soğutma Grubu Devre Şeması [8].

- | | |
|--------------------------------------|--|
| 1 Hermetik kompresör | 13 Genleşme vanası |
| 2 Emme hattı basınç göstergesi | 14 Sıcak gaz bypass vanası |
| 3 Yüksek-düşük basınç emniyeti | 15 Buharlaştırıcı |
| 4 Yüksek basınç göstergesi | 16 Santrifüj pompa |
| 5 Su soğutmalı yoğuşturucu | 17 İşlem girişindeki alıcı test çubuğu |
| 6 (Tercihe bağlı) Su ayarlama vanası | 18 İşlem girişindeki basınç göstergesi |
| 7 Yoğuşturucu suyu giriş bağlantısı | 19 İşleme giriş bağlantısı |
| 8 Yoğuşturucu suyu çıkış bağlantısı | 20 Su besleme bağlantısı |
| 9 Bakım vanası | 21 Su tamamlama selenoidi |
| 10 Filtre kurutucu | 22 Depo seviyesi anahtarı |
| 11 Sıvı hattı selenoid vanası | 23 İşlemden çıkış bağlantısı |
| 12 Soğutkan gözetleme camı | 24 İşlem çıkışı alıcı test çubuğu |
| | 25 Depo |

2.2.1 Elektrikli Su Soğutma Grupları

Bu soğutma grupları mekanik buhar sıkıştırımlı çevrimle çalışmaktadır. Sistemler, kullanılan kompresör çeşidine göre piyasada üç ana kategoride bulunur: Santrifüj kompresörler, pistonlu kompresörler, döner tip kompresörler.

Santrifüj kompresör kullanan su soğutma grupları 300- 25000 kW, pistonlu kompresörler kullananlar 35–700 kW, döner tip kompresör kullananlar ise 3–1750 kW kapasiteye sahiptirler.

Pistonlu kompresör kullanan su soğutma gruplarında kısmi yük şartlarında daha yüksek çalışma verimi elde etmek için iki veya daha fazla pistonlu kompresör kullanılabilir.

2.2.2 Motor Sürücülü Su Soğutma Grupları

Elektrikli su soğutma gruplarıyla benzer olarak, bu sistemler de mekanik soğutmayı sağlamak için pistonlu, döner tip ya da santrifüj kompresörler kullanır. Bu soğutma grupları türbinler veya gaz yakıtlı motorlar tarafından tahrik edilebilir.

15000 kW a kadar kapasiteleri mevcut olup, yüksek ilk yatırım maliyetine sahiptirler.

2.2.3 Absorpsiyonlu Soğutma Grupları

Soğutma çevrimine güç aktarmak için ısı enerjisi kullanır. Absorpsiyonlu soğutma grupları çevrimde kullandığı güç niteliğine göre doğrudan ya da dolaylı ateşlemelidir.

Doğrudan ateşlemeli absorpsiyonlu soğutma grupları piyasada doğalgaz ucuz olduğunda uygun maliyetlidir. Bu sistemlerde 100–5000 kW kapasite mevcuttur.

Dolaylı ateşlemeli absorpsiyonlu soğutma grupları buharı (1 bar), sıcak suyu(140 °C) veya sıcak endüstriyel gaz atığını ısı kaynağı olarak kullanabilmektedir. Genellikle 200 kW–5000 kW kapasiteye sahiptirler.

2.2.4 Çoklu Kompresörlü Su Soğutma Grupları

Bu sistemler pistonlu, vidalı veya santrifüj kompresörlerle işletilebilmektedir. Kapasiteleri 100 ile 7000 kW aralığında olup, özellikle kısmi yükte çalıştırıldıklarında enerji tasarrufu sağlarlar.

Bu soğutma gruplarının tek kompresörlü soğutma gruplarına oranla soğutma enerjisi kullanımında % 25 e kadar tasarrufta bulunduğunu gösteren çalışmalar mevcuttur [4].

2.2.5 Değişken Hızlı Kompresörlü Su Soğutma Grupları

Bu sistemler genellikle santrifüj kompresör kullanır ve değişken yüksek basınç koşullarında değişken hızlı motorlar kullanılarak işletilir. Soğutma yüklerinin, en üst sınırın çoğu zaman altında olduğu şartlarda en iyi çalışma gösterir. Tam kapasiteleri 500 ila 2500 kW aralığındadır. Değişken hızlı kompresörlerle çalışan su soğutma gruplarının soğutma enerjisi kullanımını yaklaşık % 50 oranında azalttığı belirtilmektedir [4].

2.2.6 Scroll Kompresörler

Boşaltma ve emme gazları arasındaki ısı kaybı azaltıldığından santrifüj kompresörlere oranla enerji tasarrufu yüksek cihazlardır. Scroll kompresörlü su soğutma gruplarının soğutma performans katsayısı 3.2 yi aşmaktadır.

2.3 Su Soğutma Gruplarında Verimliliği Yükselten Yöntemler

- Daha etkili ısı transferi elde etmek için buharlaştırıcı ve yoğuşurucu yüzey alanlarının artırılması
- Kompresör verimi ve kontrolündeki iyileştirmeler

- Soğutucu akışkan borularının iç kısmının sürtünmeyi azaltmaya yönelik genişletilmesi
- Tortu ve biyolojik kirlenmenin önlenmesi için yoğuşturucu suyunun ozonlanması
- Otomatik kontrolün kullanılmasını içeren diğer tedbirler şunlardır:
- Soğutulmuş suyun soğutma yükünü karşılayacak en yüksek sıcaklıkta temin edilmesi
- Su soğutmalı yoğuşturucularda dış hava yağ termometre sıcaklığı düştüğünde yoğuşturucu su besleme sıcaklığının azaltılması [4] .

3. SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE ENERJİ YÖNETİMİ

3.1 Bakım

Enerjiye yönelik bakım tekniklerinin geliştirilmesi bir enerji maliyet-azaltma planının başlangıcı için en belirgin basamaktır. Bakım sıklıkla sıralanan faaliyetlerden oluşur:

- Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuların ısı transfer yüzeyi düzenli denetim ve temizlikle temiz tutulmalıdır. Kirlenme ısı transfer verimini azaltır, ısı transfer oranını korumak için daha yüksek sıcaklık farkları gerektirir.

880 kW kapasiteli santrifüj kompresörlü bir su soğutma grubu için COP değerleri ve gerekli güç değerleri buharlaştırıcı ve yoğuşturucunun kirlilik durumlarına göre aşağıda verilen tabloda değerlendirilmiştir. İklimlendirme için soğuk su ihtiyacı cebri çekimli bir soğutma kulesi tarafından karşılanmaktadır [9].

Tablo 1. Isı Transfer Yüzey Temizliğinin Sistem Çalışmasına Etkisi.

| | Soğutkan Emme sıcaklığı (°C) | Soğutkan Yoğuşturucu Sıcaklığı(°C) | COP COP=0.25*T _L /(T _H -T _L) | 880 kW soğutma için gerekli güç (kW) |
|-------|------------------------------|------------------------------------|---|--------------------------------------|
| Kirli | 1.7 | 46.1 | 1.55 | 568 |
| Temiz | 7.2 | 40.6 | 2.10 | 419 |

Sistem yılda 900 saat tam kapasite çalışmaktadır ve elektrik kullanım bedeli 13.726 kr/kW-saat' dir. Elektrik kullanım bedeli belirlemede, EPDK' nın elektrik piyasası dairesi Ocak 2011 ulusal tarifeleri esas alınmıştır [10].

$$\text{Kullanım bedeli kazancı}=(568 \text{ kW} - 419 \text{ kW}) \times 900 \text{ saat} \times 13.726 \text{ kr/kW-saat}=18406 \text{ TL/yıl}$$

$$\text{Bakım maliyeti} =7536 \text{ TL}$$

$$\text{Geri ödeme süresi} = 0.4 \text{ yıl} = 5 \text{ ay}$$

- Emme gazının aşırı ısınmasını ve aşırı soğutma kaybını önlemek için emme ve sıvı hattı yalıtımı iyileştirilmelidir.
- İklimlendirilmeyen ortamlara yerleştirilen soğutucu akışkan hatları ısı kazanır bu durum yararlı soğutma üretilmeksizin sistem yükünü artırır.
- Kontroller kalibre edilmeli ve soğutma ve ısı pompası sistemlerinin verimli çalıştığından emin olmak için işletim düzenli bir altyapıda kontrol edilmelidir. En verimli soğutma donanımı kontrolü değişken frekanslı sürücü kontrolü teknolojisidir [11]. Değişken frekanslı sürücü kontrolü buharlaşmalı yoğuşturucu kapasite kontrolü, buharlaştırıcı kapasite kontrolü, vidalı kompresör kapasite kontrolü gibi donanım kapasite kontrolünde kullanılmaktadır.
- Soğutma donanımında belirtilen soğutkan miktarı korunmalıdır. Yetersiz soğutkan yükü sistem performansı ve kapasitesini azaltır. Azalmış soğutkan debisi soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda aşırı kızdırılmasına neden olur. Bu durum kompresör verimini düşürürken yoğuşturucu sıcaklıklarını artırır.

- Yoğuşturucu üniteleri ve soğutma kulelerinde kısıtlanmamış hava hareketi sağlanmalıdır.

Böylelikle daha yüksek yoğuşturucu sıcaklığı ve basıncına neden olan kısa devre hava akımı ortadan kaldırılır.

Burada yoğuşturucu sıcaklığının düşürülmesinin enerji maliyetine etkisi hava- soğutmalı yoğuşturucuya sahip 175 kW kapasiteli bir soğutma sistemi üzerinde açıklanacaktır. Hava soğutmalı yoğuşturucunun bulunduğu alan malzeme yığınlarıyla depo haline getirilmiştir. Yoğuşturucuya hava akışı kısıtlanmakta ve soğutma hava akımı kısa devreye uğramaktadır.

Bu nedenle, ortam sıcaklığının 35 °C olduğu bir günde yoğuşturucuya giren hava sıcaklığı 46.1 °C dir.

Gerçek soğutma yükü 120 kW tır. Kompresör gücü için üretici kataloğu değerleri, yoğuşturucu hava girişi sıcaklığı 35 °C iken 42.3 kW ve 46.1 °C olduğunda 49.76 kW olarak belirtilmektedir [9].

Sistem yılda 2000 saat yüksek sıcaklıkta çalışmaktadır. Elektrik kullanım bedeli 13.726 kr/kW-saat dir [10]. Hava giriş sıcaklığının sistem performansına etkisi Tablo 2' de verilmiştir.

Tablo 2. Yoğuşturucu Hava Girişi Sıcaklığının Sistem Çalışmasına Etkisi

| Soğutma Sistemi Yoğuşturucu Girişi Hava Sıcaklığı (°C) | Kompresör Gücü (kW) | Enerji Tasarrufu (kW-saat) | Maliyet Tasarrufu (TL) |
|---|------------------------|-------------------------------|---------------------------|
| 35 | 42.3 | 14920 | 2047.91 |
| 46.1 | 49.76 | | |

- Soğutulan ortama çevre hava ve su hortumlarından nem girişi ortadan kaldırılmalıdır. Bu şekilde her bir litre suyu buharlaştırmak için yaklaşık olarak 0,5 ton soğutma enerjisi kullanımının önüne geçilir [12].
- Defrost için kontroller doğru bir şekilde ayarlanmalı, düzenli olarak ayarların denetimi yapılmalıdır.

3.2 Maliyet Azaltma Önlemleri

Bu önlemler yoğuşturucu sıcaklığı düşürülerek, buharlaştırıcı sıcaklığı artırılarak sistem soğutma performans katsayısının yükseltilmesi ve soğutmada enerji verimliliğini artıran diğer yollardan oluşmaktadır.

- Buharlaştıran soğutucu akışkan bir ısı değiştiricisi kullanılarak ya da sıcak gaz çıkışına sıvı soğutucu akışkan püskürtülerek soğutulabilir. Böylece yoğuşturucu verimi artırılır.
- Değişken yüksek basınç kullanılabilir. Yoğuşturucu basıncı genellikle yoğuşturucu fanlarının çalıştırılması veya fanlarda hız kontrolü yapılarak denetlenir [13].
- Sıvı basıncı artırımı yoluyla yoğuşturucu basıncında azalmaya izin verilebilir.
- Buharlaştırıcı sıcaklığı işleyişin elverdiği en yüksek değere ayarlanmalıdır.
- Amonyak kullanılan soğutucu sistemlerde su ve yağı amonyaktan uzaklaştıracak kapanlar kurulmalı ve bakımı denetlenmelidir [12].
- Atılacak ısı yükü 250 kW 'ın üzerinde ise buharlaşmalı yoğuşturucu kullanılmalıdır. Böylelikle yoğuşturucu sıcaklığı hava soğutmalı yoğuşturuculara kıyasla 5 °C 'a kadar düşürülebilmektedir [13].

3.3 Mevcut Donanımın İyileştirilmesi

İyileştirmeler büyük enerji tasarrufu fırsatları sunabilmektedir fakat detaylı analiz gerektirirler ve yatırım maliyetleri genellikle yüksektir.

- Soğuk depolama fazla soğutma ihtiyacı olduğu durumda ilave su soğutma grubuna olan gereksinimi azaltır.
- Soğutma çevriminden geri kazanılan ısı, konut su ısıtması, ortam ısıtması veya işlem ısıtması için kullanılabilir. Ayrıca daha serin bir yoğunlaştırıcı ortamı mevcut olduğu için soğutma katsayısı da artacaktır.
- Kompresörler ve yoğunlaştırıcıların soğutulması için kapalı çevrim sistemi kurulabilir.
- Gövde borulu ısı değiştiricisi daha yüksek verimliliğe sahip plakalı ısı değiştiricisiyle değiştirilebilir.
- İşlem soğutma suyu için soğutucu akışkan olarak sadece su kullanılabilir. Bu durumda % 20 ile % 50 arasında enerji tasarrufu sağlamak mümkündür [12].
- Düşük sıcaklıklarda uçucu akışkan kullanan ikincil bir soğutma sistemi kurulabilir.

3.4 Alternatif Soğutma Sistemleri

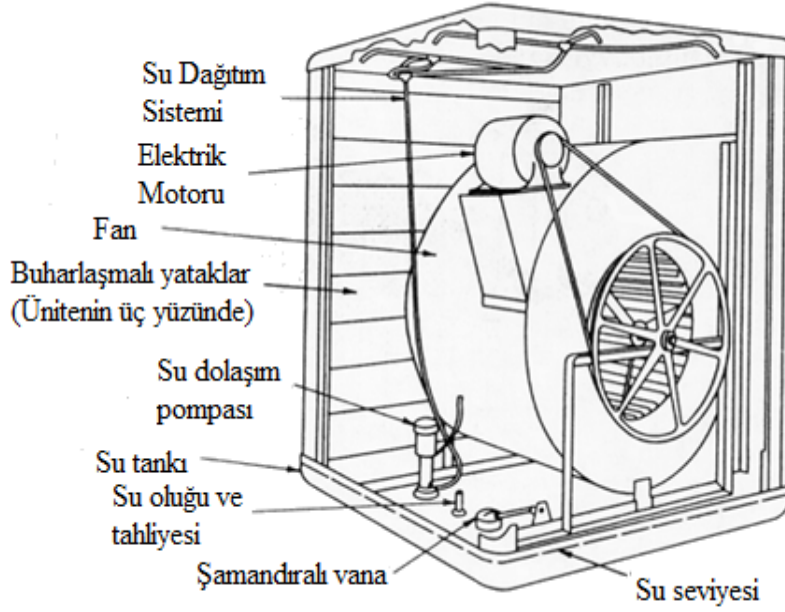
Buharlaşmalı serinletme, besleme havasını soğutmak için su püskürtme veya nemlendirilmiş ortam kullanan ve sıcaklıkların çevre havasının yaş termometre sıcaklığına yaklaşmasına izin veren iyi yapılandırılmış bir soğutma tekniğidir.

Doğrudan buharlaşmalı serinletme besleme havasının sıcaklığı düşürüldüğü zaman bu havayı nemlendirir. Dolaylı buharlaşmalı serinletme havadan havaya ısı değiştiricileri kullanan ve nem ilavesi yapmayan bir tekniktir. Dolaylı buharlaşmalı serinletme doğrudan buharlaşmalı serinletmeye kıyasla daha az etkili ve daha pahalı bir yöntemdir.

Buharlaşmalı serinletme sistemlerinin ortalama soğutma katsayıları iklime bağlı olarak 10 ile 20 aralığındadır[4].

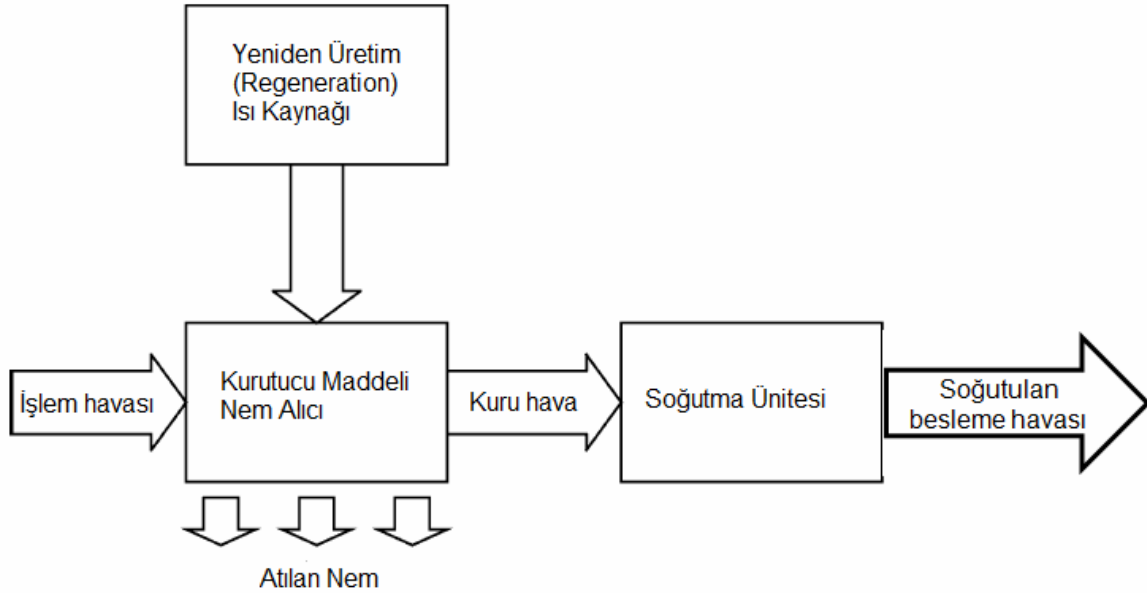
Soğutma kulesinden çıkan suyun besleme havasını ya da su soğutmasıyla bedelsiz soğutmanın kullanımı, kuleden çıkan suyun soğuk havalarda kullanımı ile çalışan soğutma çevrimi olarak bilinmektedir [14]. Bu metotla su soğutma grupları çalıştırılmadan, yalnızca soğutma kulesi kullanılarak soğutulur; normal soğutulmuş su devresi veya ısı değiştiricileri aracılığıyla doğrudan serpantinlerde dolaştırılır.

Nemlendirilmiş yataklı bir buharlaşmalı serinleticinin elemanları Şekil 2' de gösterilmiştir.



Şekil 2. Nemlendirilmiş Yataklı Buharlaşmalı Serinletici [15].

Nem almalı Soğutma (Desiccant Cooling): Havanın sıcaklığı artırılıp nemi azaltıldığı için buharlaşmalı serinletme çevriminin tersi olarak görülebilir. Kurutulan hava çevre havasıyla temas halinde olan ısı değiştiriciler kullanılarak soğutulur. Son olarak buharlaşmalı serinletme ile havanın daha da soğutulması sağlanır. Havadan suyu emdikten sonra nem alıcı malzemeyi yeniden kazanmak için bir ısı kaynağına ihtiyaç duyulur. Bu sistemlerin verimliliği duyulur ısı faktörüne fazlasıyla bağlıdır. Duyulur Isı Faktörü şartlandırılan ortamın duyulur ısı kazancının, duyulur ve gizli ısı kazancının toplamına oranı olarak tanımlanır. Nem almalı soğutmanın temel çalışma prensibi şekil 3' te verilmiştir.



Şekil 3. Nem Almalı Soğutmanın Temel Çalışma Prensibi [16].

Buhar sıkıştırımlı iklimlendirme sistemi ile sıvı kurutucu maddeli nem alıcı birimi birleştiren hibrid bir sistem simülasyonu Yadav (1995) tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada, gizli ısı yükü toplam yükün % 90' ını oluşturduğunda sistemin %80 'e varan enerji tasarrufu oluşturabileceği görülmüştür. Dai ve arkadaşları (2001) tarafından yürütülen bir diğer çalışmada, buhar sıkıştırımlı sistem, nem almalı sistemle birleşik yapıda buhar sıkıştırımlı sistem ve buharlaşmalı serinletme ile birleşik yapıda buhar sıkıştırımlı bir sistemin karşılaştırmalı analizi yapılmıştır. Analiz sonucunda soğuk üretiminde %38.8 - %76 oranında ve COP de % 20–30 artış olduğu bildirilmiştir. Mazzei ve arkadaşları (2002) nem almalı soğutma ile geleneksel soğutma sistemlerini bilgisayar simülasyonu ile karşılaştırmıştır [16].

Bulunan değerler, nem almalı sistemlerin işletim maliyetinde % 35 ve ısı güçte % 52 oranında bir düşüş sağladığı yönünde olmuştur. Bununla birlikte, kurutucu maddenin atık ısı ile geri kazanıldığı durumda ise sözü edilen işletim maliyetlerindeki düşüş % 87 e kadar ulaşabilmektedir [16].

Nem almalı soğutma çoğunlukla endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır.

Alt-soğutma(Sub-Cooling), soğutma sistemlerinde yoğuşturucudan çıkan doymuş sıvının doyma sıcaklığının altında belirli bir değere kadar soğutulması tekniğidir. Bu teknik soğutma kapasitesini artırır ve kompresörde harcanan güçü azaltabilir. Böylelikle soğutma sisteminin toplam verimi artar.

Alt soğutma buharlaştırıcıya girecek olan soğutucu akışkanın entalpisini azaltmak için bir ısı değiştiricisinin sisteme dahil edilmesini gerektirir.

Yaygın olarak kullanılan üç alt-soğutma tekniği mevcuttur [4]:

- Buhar sıkıştırımlı sistemde emme hattı ısı değiştiricisini ısı kuyusu olarak kullanan yöntem
- Yoğuşturucudan aşağı akış yönünde yerleştirilen bir alt-soğutma ısı değiştiricisi kullanan ana çevrime bağlı mekanik tahrikli ikinci bir buhar sıkıştırımlı çevrim metodu
- Küçük bir soğutma kulesi veya toprak kaynaklı su çevrimi gibi dış ısı kuyusu gerektiren bir yöntem

4. SOĞUTMADA ENERJİ VERİMLİLİĞİ UYGULAMALARI

Soğutma sistemlerinde enerji tasarrufu odakları olarak, birçok bileşenine yönelik enerji kazanımları gerçekleştirilebilir. Bu gerçekleştirilebilecek tipik uygulamalardan bazıları aşağıdaki başlıklarda ele alınmıştır.

4.1 Yoğuşturucudan Atık Isı Geri Kazanımı

Hava soğutmalı sistemlerde kullanılan temelde iki tip ısı geri kazanım serpantini mevcuttur.

- Bir dış yoğuşturucu ile seri halinde çalışan ısı geri kazanım serpantini
- Bir dış yoğuşturucu ile paralel halde çalışan ısı geri kazanım serpantini

Seri yoğuşturucu tipi serpantin sıklıkla atılan ısının en fazla % 50' sini geri kazanabilecek şekilde tasarlanmıştır. Seri yoğuşturucu kullanan bir soğutma sistemi şeması şekil 4 'te verilmiştir.

Soğutma sistemlerinde kullanılan seri tip ısı geri kazanım serpantinleri (desuperheater type coil) yoğuşturucudan çıkan sıvının sıcaklığını doyma sıcaklığının altına düşürerek alt soğutma olarak adlandırılan işlemi yürütmektedirler. Isı geri kazanımı serpantini yoğuşturucu ile seri halde olduğundan soğutkan basınç düşüşü serpantin boyunca minimum düzeyde tutulmalıdır.

Paralel yoğuşturucuya sahip sistemler atılan ısının tamamını geri kazanabilecek şekilde tasarlanmıştır. Isı gerektiğinde serpantin ana yoğuşturucu görevi görmektedir. Isı gereksinimi olmadığında atık ısı dış üniteye yönlendirilmektedir. Paralel yoğuşturuculu bir soğutma sisteminin şeması şekil 5'te verilmiştir.

Uygulama 1:

Anma kapasitesi 120 ton soğutma olan hava-soğutmalı bir soğutma grubunu değerlendirelim.

Soğutma grubu soğutulmuş su çıkış sıcaklığı 6.6 °C, buharlaştırıcı debisi $9.46 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{ton.dk}$,

ısı geri kazanımı giriş ve çıkış su sıcaklıkları sırasıyla 50 °C ve 55 °C dir.

Soğutma kapasitesi: 93.7 ton soğutma (329.5 kW)

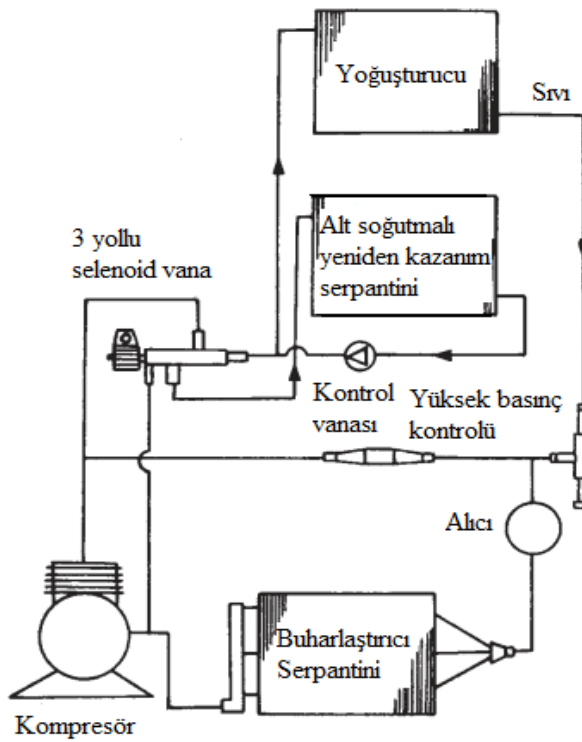
Giriş Gücü: 159.9 kW

Isı Çıktısı: 480.7 kW

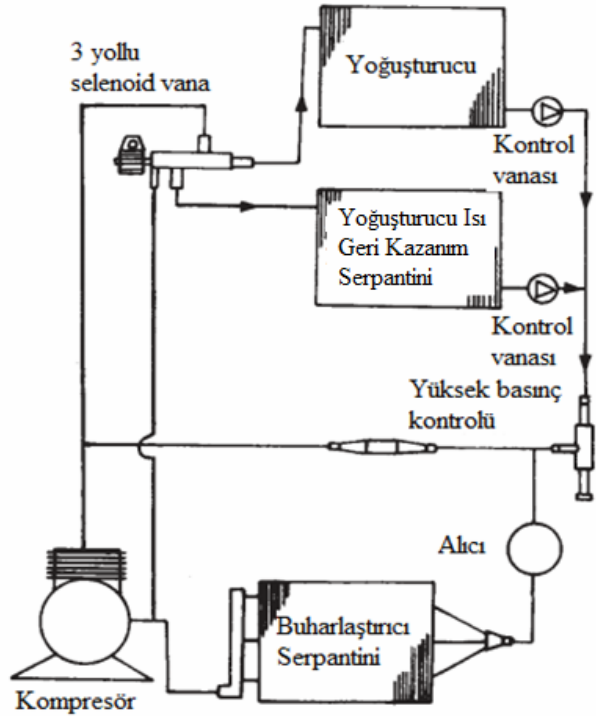
Yoğuşturucudan atık ısı geri kazanımı sağlanarak toplam COP de aşağıda belirtilen şekilde enerji faydası sağlanmaktadır [17].

$$COP_{\text{toplam}} = \frac{(329.5 \text{ kW} + 480.7 \text{ kW})}{159.9 \text{ kW}} = 5.07$$

olarak bulunmuştur.



Şekil 4. Seri Yoğuşturucu [18].



Şekil 5. Paralel Yoğuşturucu [18].

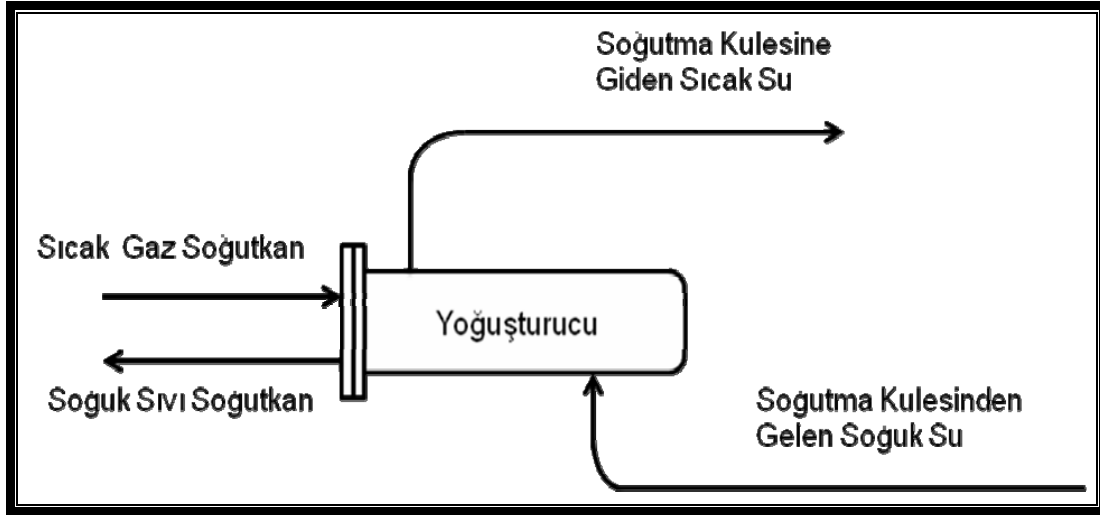
Uygulama 2:

Yoğuşturucudan ısı kazanımı ile ilgili bir diğer uygulama olarak 700 kW soğutma yükünü ve 150 kW kompresör işini su soğutmalı yoğuşturucu yoluyla dış ortama atmakta olan bir endüstriyel soğutma sistemi incelenecektir

Isının atılmasında yoğuşturucu suyu debisi 0.038 m³/s olan bir soğutma kulesinden yararlanılmaktadır. Yoğuşturucu girişi ve çıkışı su sıcaklıkları sırasıyla 29 °C ve 39 °C dir. Yoğuşturucu şeması şekil 6' da verilmiştir.

Tesis 0.01 m³/s debili işletme suyunu doğal gazlı kazan kullanarak 10 °C den 50 °C ye ısıtmaktadır. Soğutma donanımından atılan ısıdan yararlanarak, suyu kazana girmeden önce bir ısı değiştiricisi yoluyla ön ısıtmak mümkündür. Yoğuşturucu su sıcaklığında 5°C azalma görülmekte olup her iki ısı değiştiricisi için ısı transfer verimi % 80 dir.

Bu şekilde tasarlanan sistemin şeması şekil 7'de verilmiştir.



Şekil 6. Su Soğutmalı Yoğuşturucu, Isı Geri Kazanımsız Uygulama [19].

Yararlanılır Isı,

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m} \times (h_{f@39^{\circ}\text{C}} - h_{f@34^{\circ}\text{C}}) \\ &= \frac{\dot{V}}{v} \times (h_{f@39^{\circ}\text{C}} - h_{f@34^{\circ}\text{C}}) \\ &= 788.615 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\text{Kullanılabilir Isı} = 788.615 \times 0.8 = 630.89 \text{ kW}$$

$$\text{Gerekli Isı} = \dot{m} \times (h_{f@50^{\circ}\text{C}} - h_{f@10^{\circ}\text{C}}) = 1663.22 \text{ kW}$$

Organize sanayi bölgeleri için doğalgaz birim fiyatı 0.4689 TL/Sm³ olarak verilmiştir [20].

Tesisin yılda 1500 saat tam kapasitede çalıştığı öngörülmektedir. Buradan

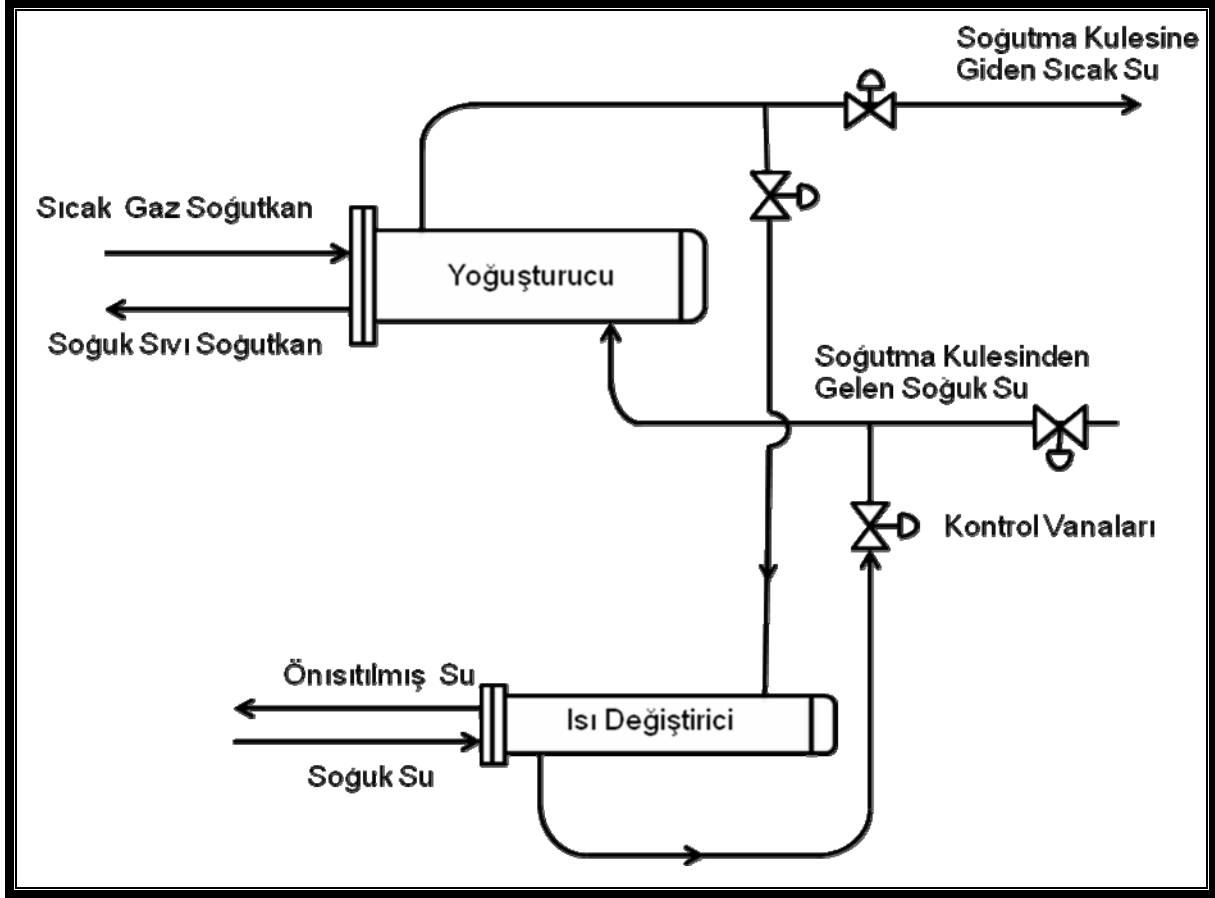
Yıllık enerji kazancı= 1500 x 3600 x 630.89 kW= 3406.8 x 10³ MJ/yıl

Doğalgaz üst ısı değeri 38.33 MJ/ m³ olmak üzere [20],

$$\text{Yıllık doğalgaz kullanım gideri} = \frac{(3406.8 \times 10^3 \text{ MJ / yıl} \times 0.4689 \text{ TL / Sm}^3)}{38.33 \text{ MJ / Sm}^3 \times 0.9} = 46296.008 \text{ TL / yıl}$$

Önerilen sistem maliyeti= 69300 TL

Sistemin geri ödeme süresi 1.5 yıl olarak bulunur.



Şekil 7. Su Soğutmalı Yoğuşturucu, Isı Geri Kazanımlı Uygulama [19].

4.2 Atık Isının Soğutmada Kullanılması

Bir işletme, bir buhar türbinini çalıştırmada kullandığı güvenilir, düşük maliyetli buhar kaynağına sahiptir. Türbin çıkışı buharı yoğuşturmak için soğuk su üretme amacıyla bir soğutma kulesinden yararlanılmaktadır. Sistem şeması şekil 8' de gösterilmiştir.

Uygulama 3:

Sistemde, Türbin çıkışı buharın atımına bir absorpsiyonlu soğutma grubu kurulması tasarlanmaktadır. Böylelikle bu atık ısıdan soğutma meydana getirilecektir. Kullanımı tasarlanan sistem şeması şekil 9 da verilmiştir.

Türbin çıkışı buhar basıncı ve debisi sırasıyla 100 kPa (gösterge) ve 1.111 kg/s dir.

Hesaplamalarda borulardaki ısı kayıpları ihmal edilmiştir.

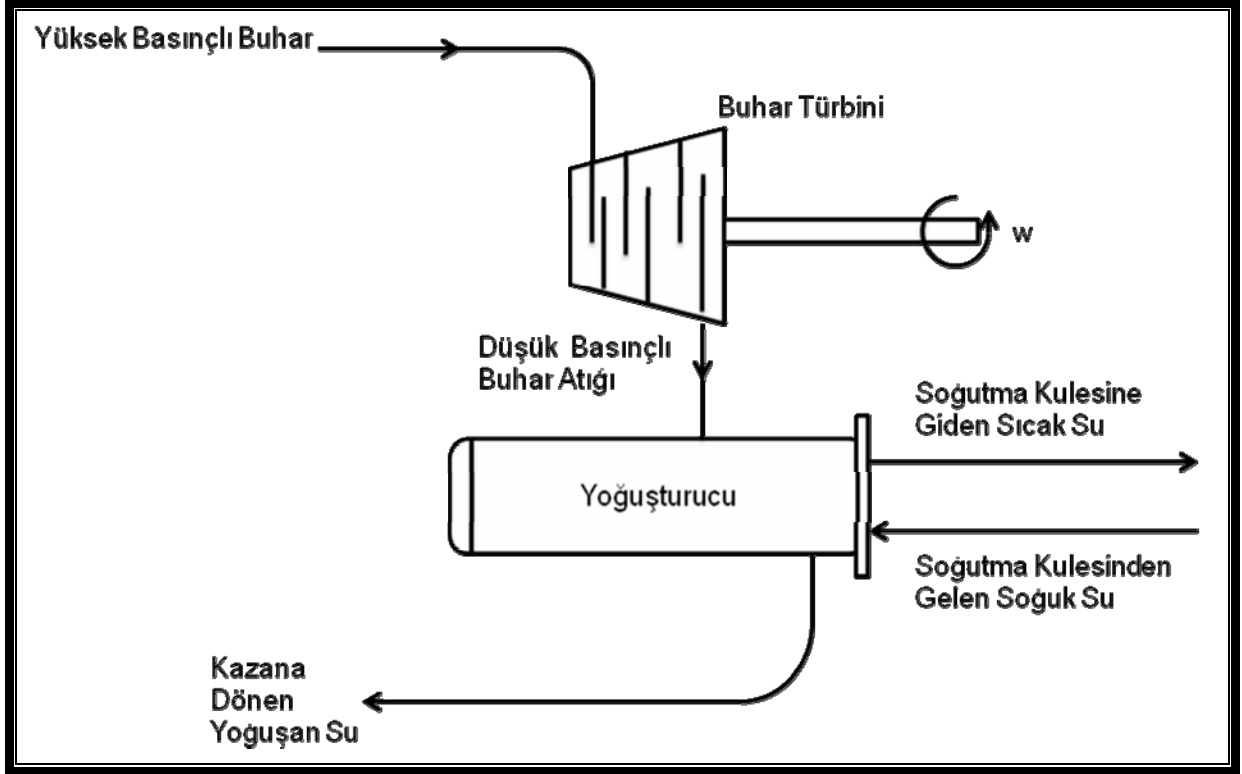
$$E_{yazar} = \dot{m} \times (h_g - h_f) = 1.111 \text{ kg/s} \times (2675.4 \text{ kJ/kg} - 417.5 \text{ kJ/kg}) = 2.51 \times 10^3 \text{ kW}$$

Soğutma için sistem COP değeri = 0.6

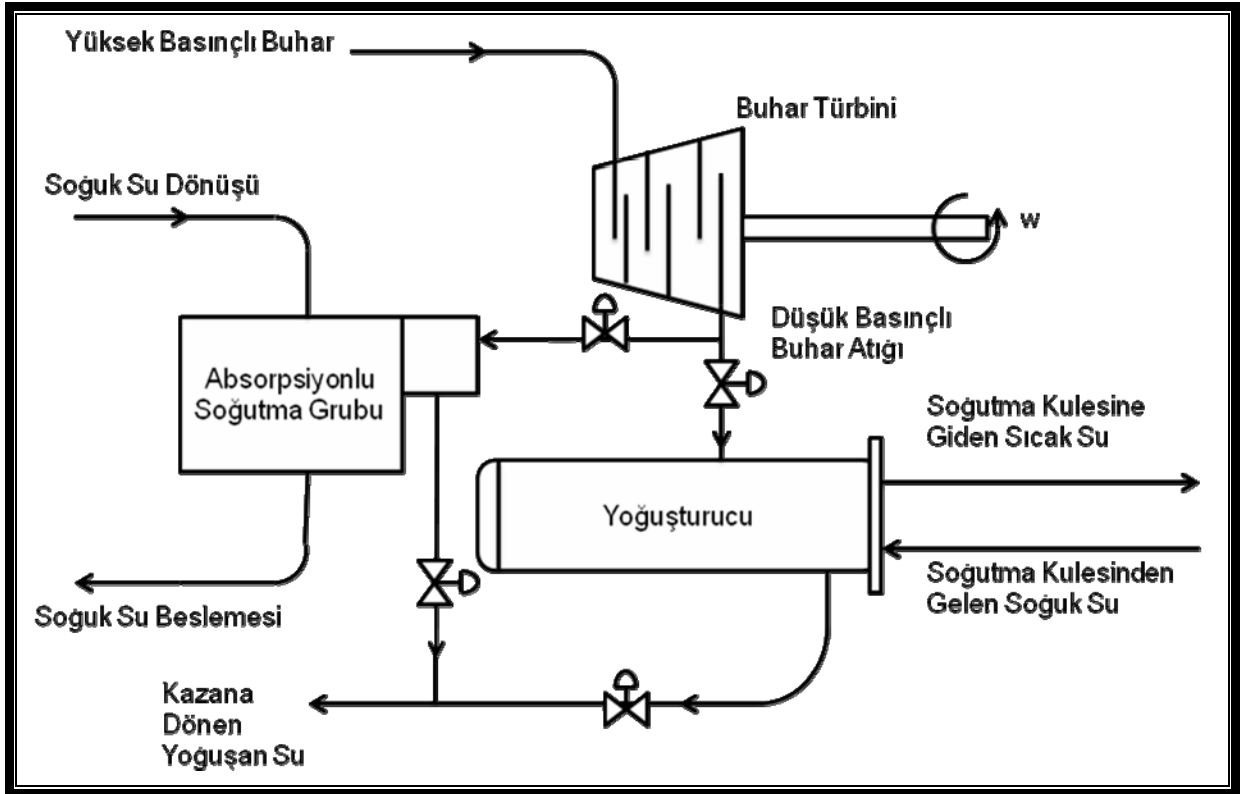
Soğutma Kapasitesi = $0.6 \times 2.51 \times 10^3 \text{ kW} = 1506 \text{ kW}$

Isıtma için sistem COP değeri = 1.3

Isıtma Kapasitesi = $1.3 \times 2.51 \times 10^3 \text{ kW} = 3260 \text{ kW}$



Şekil 8. Mevcut Sistem [19].



Şekil 9. Tasarlanan Sistem [19].

Elektrik kullanım bedeli 13.726 kr/kWh ve sistemin yılda 2000 saat tam yükte çalışacağı öngörülmektedir.

Yapılan maliyet tasarrufu bu sistem yerine 1506 kW soğutma kapasitesine sahip santrifüj kompresörlü bir su soğutma grubu kullanıldığı varsayılarak hesaplanmıştır.

$$\text{Maliyet Tasarrufu} = \frac{(1506kW \times 2000\text{saat} \times 0.13726TL / kWh)}{4.0} = 103356.78TL$$

1506 kW soğutma sistemi kurulum maliyeti = 141300 TL

$$\text{Geri Ödeme Süresi} = \frac{141300TL}{103356.78TL} = 1.4 \text{ yıl olarak belirlenmiştir.}$$

4.3 Mevcut Soğutma Sisteminin Verimi Daha Yüksek Bir Soğutma Sistemiyle Değiştirilmesi

Soğutma sistemlerinde enerji kullanımını azaltmak için donanımın enerji verimliliği tam yük ve kısmi yük durumlarının her ikisi için de artırılmalıdır.

Bununla birlikte, soğutma sistemlerinde enerji verimliliğini artırmak için maliyet ve tesis şartları da değerlendirilerek yapılacak olan daha verimli yeni bir sistem kurulumu etkili bir çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır.

Tablo 3 'te bir tesiste kurulu mevcut bir su soğutma grubu ve yerine kurulumu öngörülen soğutma grubunun karşılaştırılması yapılmıştır.

Tablo 3. Mevcut ve Yeni Su Soğutma Gruplarının Karşılaştırılması.

| Su Soğutma Grubu | COP | Kapasite(kW) | Tam- Yük Çalışma Süresi (saat/yıl) | Enerji Tüketimi (kW-saat/yıl) |
|------------------|-----|--------------|------------------------------------|-------------------------------|
| Mevcut | 3.5 | 800 | 1000 | 228571,43 |
| Yeni | 4.5 | 800 | 1000 | 177777,78 |

Yeni sistemin kurulması halinde enerji kullanım tasarrufu 50800 kW-saat/yıl olacaktır. Sistemin ilk yatırım maliyeti 23550 TL ve elektrik birim kullanım bedeli 13.726 kr/kWh dir. Böylelikle,

$$\text{Yeni sistem geri ödeme süresi} = \frac{23550TL}{(50800kW \cdot \text{saat} / \text{yıl} \times 0.13726TL / kW \cdot \text{saat})} = 3.5 \text{ yıl olacaktır.}$$

4.4 Ekonomizer Çevriminin İklimlendirmede Kullanılması

Dış havanın aktif olarak soğutmada kullanılması ekonomizer ya da ekonomizer çevrimi olarak adlandırılır [14]. Ekonomizer çevrimi iki grupta sınıflandırılır.

4.4.1 Su Tarafı Ekonomizer Çevrimi

Dış hava şartları uygun olduğunda iklimlendirme için gerekli soğuk su, su soğutma grupları çalıştırılmadan yalnızca soğutma kuleleri kullanılarak elde edilir. Su, soğuk su devresi veya ısı değiştiriciler yoluyla doğrudan serpantinlerde dolaştırılarak soğutulur.

4.4.2 Hava Tarafı Ekonomizer Çevrimi

Dış hava koşulları elverişli olduğunda havalandırma havasının bir kısmı binanın koşullandırılmasında kullanılabilir. Böylelikle iklimlendirme sisteminin soğutma enerjisi kullanımı azaltılır.

Bir sistemden diğerine tam değişim noktasını belirlemek ve bir binanın soğutulması için gerekli en düşük hava miktarından daha fazlasını kullanmanın ne zaman daha iyi bir tercih olacağına karar vermek için sıklıkla tercih edilen iki yol vardır. Biri kuru termometre sıcaklıklarına diğeri ise entalpi değerlerine dayanır.

4.4.2.1 Sıcaklık Kontrollü Ekonomizer Çevrimi

Bu çevrimde, dış hava sıcaklığı dönüş hava sıcaklığından daha düşük olduğunda dış hava giriş ayar kapağı en düşük konumunun ötesinde açılır. Bununla birlikte, dış hava sıcaklığı çok düşük veya çok yüksek olduğunda, giriş ayar kapağı en düşük konumuna geri çekilir. Bu nedenle, ekonomizer çevriminin, düşük sıcaklık ve yüksek sıcaklık sınırları olarak adlandırılan ve dışında çalışmaması gereken dış hava sıcaklık sınırları mevcuttur. Ekonomizer yüksek sıcaklık sınırı genellikle dönüş hava sıcaklığıyla aynı olurken, düşük sıcaklık sınırı dönüş havası ve besleme havasının koşullarının bir fonksiyonu olarak belirlenmelidir. Dış hava, dönüş havasından daha fazla ısı kapasitesine sahip olduğu takdirde havalandırma için gerekli miktardan daha fazla dış havaya gereksinim yoktur.

4.4.2.2 Entalpi Kontrollü Ekonomizer Çevrimi

Hava akımının entalpisini tahmin etmek için sıklıkla iki parametre (kuru ve yaş termometre sıcaklıkları) her bir hava akımı için ölçülür. Düzgün bir şekilde çalıştırıldıklarında daha büyük kazançlara ulaşabilecekleri halde entalpi kontrollü ekonomizer çevrimleri uygulaması daha fazla maliyetli ve kullanımı daha az dayanıklı olması nedeniyle daha az yaygındır [21].

Uygulama 4:

Plastik Üretim Tesisinde Ekonomizer Çevrimi Uygulaması

Bir plastik üretim tesisinde ekonomizer ve ilgili kontrol sisteminin kurulumu tasarlanmaktadır. Tesiste, büyük bir enjeksiyon kalıplama makinesinin yaydığı ısı yükünü uzaklaştırmak için yılın 9 ayında (Mart ve Kasım ayları arasında) günde üç vardiya iklimlendirme yapılmaktadır. Entalpi kontrollü ekonomizer çevrimi uygulaması için dönüş havası sıcaklığı ve bağıl nem değeri sırasıyla 25.55 °C ve %50, kontrol entalpi değeri ise 70 kJ/kg dir [21].

Veriler:

Elektrik birim kullanım bedeli: 13.726 kr/kW-saat

Dönüş hava sıcaklığı: 25.55 °C,

Bağıl nem değeri: % 50

Ünitenin hava debisi: 3.36 m³/s

Havanın yoğunluğu: 1.184 kg/m³

İklimlendirme Sisteminin COP değeri: 3.0

Çalışma Süresi: 3 vardiya (Pazartesi- Cuma 24 saat / gün, Cumartesi 4 saat/gün)

Hesaplama:

$$\text{Enerji Kazancı} = (60144 \text{ kJ} \cdot \text{s} / \text{kg} \cdot \text{hava} \cdot \text{yıl}) \times (3.36 \text{ m}^3/\text{s}) \times (3600 \text{ sn/saat}) \times (1.184 \text{ kg/m}^3)$$

$$= 287.12 \times 10^6 \text{ kJ/yıl}$$

$$\text{Kullanım Maliyet Kazancı} = (84146.78 \text{ kW} \cdot \text{saat} / \text{yıl}) \times (13.726 \text{ kr/kW} \cdot \text{saat})$$

$$= 11550 \text{ TL/yıl}$$

Uygulama Maliyeti

2 tane 7.5 ton kapasiteli ekonomizer ünitesi: Her biri 1872 TL

Kurulum Maliyeti: Her biri için 924 TL

Uygulama Maliyeti: 5592 TL

Geri Ödeme Süresi: $= \frac{5592TL}{11550TL} = 6$ ay olarak belirlenmiştir.

5.SONUÇ VE ÖNERİLER

Soğutma sistemlerinde etkili enerji tasarrufu iyi enerji yönetimi teknikleri uygulanarak sağlanabilmektedir. Enerji verimliliğinin yükseltilmesi doğru bakım, kontrol sistemleriyle etkin denetim ve mevcut donanımın ek elemanlarla iyileştirilmesi yöntemleriyle sağlanabilmektedir. Verilen uygulama örneklerinde de görüldüğü gibi yoğunlaştırıcıdan atık ısı geri kazanımıyla ön ısıtma yapılması, atık ısı tahrikli soğutma sistemlerinin kullanımı, verimi daha yüksek sistemlerin kullanımı ve iklimlendirmede ekonomizer çevriminden yararlanılması soğutma verimliliklerinde ve enerji kazanımlarında önemli ölçüde artışa yol açmaktadır. Alternatif soğutma sistemlerinin gelişimini sürdürmesiyle daha verimli sistemlere ulaşılması ve soğutmada enerji verimliliğinin giderek artırılması yönünde çalışmalar sürdürülecektir. Ayrıca unutulmamalıdır ki gerçekleştirilen proje çalışmalarında uygulama aşamasında değerlendirilmeyen atık ısı ve soğu kapasiteleri ve sistem bileşenlerinde enerji tasarrufu odakları olarak ele alınmaları ile, bileşenlerin ve tüm sistemin daha enerji etkin hale getirilebilmeleri olanaklıdır.

Örneğin düşük sıcaklıklı soğutma sistemlerinde bile gece serinletmesi, toprak destekli hava serinletme, havalı panel soğutma, nem almalı (desiccant) evaporatif soğutma, evaporatif soğutma, sulu panel soğutma v.b. soğutma teknolojileri üzerinde araştırmalar yapılarak, sistem çözümlenmeleri gerçekleştirilmektedir.

Enerji verimliliği yanında sistemin toplam eşdeğer ısınma etkisi (TEWI: total equivalent warming impact)yönünden de yeterli bir sistem olma zorunluluğu bulunmaktadır.

Böylelikle bu soğutma tekniklerinin uygulama alanları da genişletilerek maliyeti daha da düşük, enerji verimliliği daha iyi değerlerde, TEWI değerleri ile uygulanabilirliği yüksek çözümler üretilebilecektir.

KAYNAKLAR

- [1] “www.energy.itu.edu.tr/iTUOnerileri.pdf “, Nisan 2007
- [2] “www.eie.gov.tr”, Eylül 2010
- [3] “eng.harran.edu.tr/~hbulut/EnerjiTasarrufu.pdf”
- [4] “Energy Audit Guide Part B: System Retrofits For Energy Efficiency”, Centre For Renewable Energy Sources, Athens, May 2000
- [5] THUMANN A., “Plant Engineers and Managers Guide to Energy Conservation” Eighth Edition, 2001
- [6] KREITH F., GOSWAMI D.Y., “Energy Management and Conservation Handbook”, 2008
- [7] “How to Buy an Energy-Efficient Air-Cooled Electric Chiller” Energy Efficiency and Renewable Energy Federal Energy Management Program, November 2003
- [8] “www.advantageengineering.com”, Aralık 2010
- [9] “ http://www.3e.uct.ac.za/downloads/refrigeration.pdf ”
- [10]“http://www.epdk.gov.tr/web/elektrik-piyasasi-dairesi/ulusal-tarifeler”, Ocak 2011

- [11] WILCOX M.H., “Introduction to Industrial Refrigeration Best Practices “, Energy Engineering Vol. 104, No. 1, 2007
- [12] “Energy Efficiency Planning and Management Guide”, Office of Energy Efficiency
- [13] Natural Resources Canada, 2002
- [14] “Purchase of Efficient Refrigeration Plant “, Carbon Trust Networks Project: Food & Drink Industry Refrigeration Efficiency Initiative, July 2007
- [15] TURNER W. C., DOTY S., “Energy Management Handbook”, Sixth Edition, 2006
- [16] “www.alabamapower.com/architect/technical_library/images/WetPadEvap.gif”, Aralık 2010
- [17] DAOU K., WANG R.Z, XIA Z.Z, “Desiccant cooling air conditioning: a review “ , Renewable and Sustainable Energy Reviews 10, (2006), 55–77
- [18] “www.docs.hvacpartners.com/idc/groups/public/.../04–581041–01.pdf “
- [19] “www.keepriterefrigeration.com”, Aralık 2010
- [20] “Refrigeration and heat pumps”, Energy Management Series for Industry Commerce and Institutions
- [21] “ http://www.botas.gov.tr/icerik/tur/dogalgaz/boruhatti/dg_tarifeGosterMS.asp?yil=2011&ay=1”
- [22] CAPEHART B.L, TURNER W.C., KENNEDY W.J., “Guide to Energy Management”, Fifth Edition, 2006

ÖZGEÇMİŞ

Türkan ÜÇOK

1986 yılı Adana doğumludur. 2004 yılında Adana Anadolu Lisesi Fen Bilimleri Alanından mezun olmuştur. 2009 yılında Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Müh. Bölümünü bitirmiştir. 2009 yılında Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Müh. Bölümü Termodinamik Ana Bilim Dalında Araştırma görevlisi olarak göreve başlamıştır. Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde Yüksek Lisans eğitimini sürdürmektedir.

Ali GÜNGÖR

1955 Elazığ doğumlu, evli ve iki kız çocuk babasıdır. Ege Üniversitesi, Mühendislik Bilimleri Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1977 yılında Mühendis, 1978 yılında Yüksek Mühendis ve aynı Üniversitenin Güneş Enerjisi Enstitüsü'nden 1985 yılında Doktor Mühendis derecelerini aldı. 1986 yılında Kanada'da Brace Research Institute'de altı ay araştırmalarda bulundu. 1989 yılında Isı ve Madde Transferi Bilim Dalında Doçent oldu. 1996 yılında Ege Üniversitesinde Profesör oldu. Halen Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Bölüm Başkanıdır. Çalışma konuları iklimlendirme, güneş enerjisi ısı uygulamaları, kurutma tekniği, ısı boruları, termodinamik: ısı ve madde transferi uygulamalarıdır.