

# Merkezi İklimlendirme Sistemlerinde Alın Hızının Ömür Boyu Maliyete Etkileri

Mücahit ÇİFTÇİ  
M. Zeki YILMAZOĞLU

## ÖZET

Merkezi iklimlendirme sistemleri bir mahaldeki ısı konfor şartlarının elde edilmesi için kullanılan ve binalarda enerji verimliliği kapsamında ele alınması gereken başlıca cihazlardır. Alın hızı, bu cihazların tasarımına, ilk yatırım maliyetine, işletme maliyetine ve cihazın çevreye olan etkisi açısından önemli bir parametredir.

Bu çalışmada, karışım havalı ve ısı geri kazanım sistemli bir klima santrali için iki farklı alın hızında özgül fan gücü, ömür boyu maliyet analizi ve çevresel etkiler analiz edilmiştir. Alın hızı 1,45 ve 1,93 m/s değerleri için sistem tasarımı yapılmış ve enerji tüketimi açısından özgül fan gücü belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, düşük alın hızında (1,45 m/s) ilk yatırımda fazla ödenen miktar 1,5 yıl gibi kısa bir zamanda kendini geri ödeyeceği hesaplanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Ömür Boyu Maliyet, Alın Hızı, Merkezi İklimlendirme Santrali (MİS)

## 1. GİRİŞ

Günümüzde enerji verimli tasarımlar ve enerjinin etkin kullanılması büyük önem kazanmıştır. Enerjinin verimli kullanılması amacıyla birçok ülke enerji verimliliği projeksiyonları geliştirmiş ve uygulamaya geçirmiştir. Avrupa Birliği (AB) bu kapsamda 2020 yılı hedefiyle birincil enerji kaynaklarının kullanımını %20 oranında azaltmayı hedeflemiştir. Bununla birlikte, sera gazı emisyonlarının azaltılması yönünde benzer çalışmalar devam etmektedir. Ülkemizde son yıllarda çıkartılan kanun ve yönetmelikler ile birçok uygulama yapılmıştır. Binalarda enerji verimliliğinin sağlanması amacıyla binalara yalıtım yapılması, verimli ısıtma-soğutma sistemlerinin kullanılması, doğal aydınlatma uygulamalarının mimari açıdan değerlendirilmesi vb. uygulamalar sayılabilir.

Binalar enerji tüketiminde büyük bir paya sahiptir. Ülkemizde tüketilen toplam enerjinin %40'ı sanayi sektöründe, %35'i binalarda,

## Abstract:

Central air conditioning systems are one of the main devices used to obtain thermal comfort conditions of a space and mainly need to be addressed within the framework of the energy efficiency in buildings. Face velocity is an important parameter in the design of these devices, first investment cost, operational cost and environmental effects to the environment.

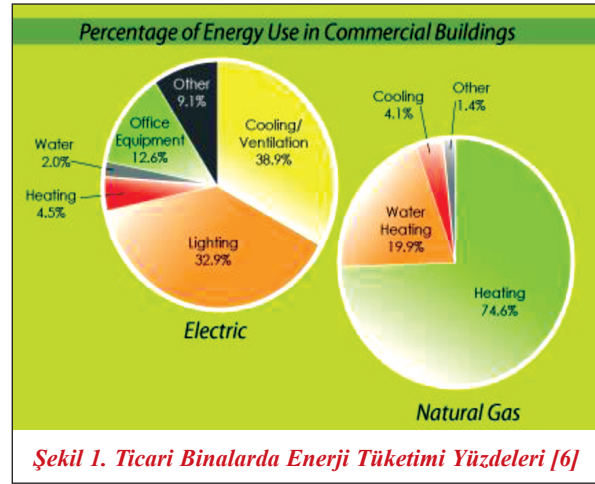
In this study, an air handling unit design with a heat recovery system and mixture air was analyzed with respect to specific fan power, life cycle cost and environmental effects for to different face velocities. For the face velocity values 1.45 and 1.93 m/s system was designed and specific fan power was obtained in terms of energy efficiency. According to the results, it was calculated that, in lower face velocity (1.45 m/s) the amount paid more in the first investment cost pay-back itself 1.5 years in such a short time.

## Key Words:

Life Cycle Cost, Face Velocity, Air Handling Unit (AHU)

## Makale

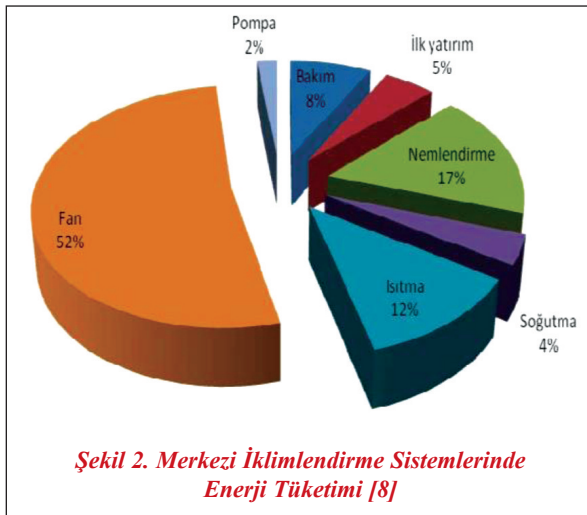
%20'si ulaştırma sektöründe ve %5'i diğer sektörlerde kullanılmaktadır. Soner ve Söğüt [1] çalışmalarında binalardaki enerji tüketimi konusunu ele almışlar ve enerji verimliliği projeksiyonu ile binaların çevresel performanslarını değerlendirmişlerdir. Sonuç olarak A/V (alan/hacim) oranına bağlı olarak tasarruf potansiyelinin %43-72 arasında olacağını hesaplamışlardır. Mimari açıdan tasarımlarda enerjinin ele alınması ile akıllı ve yeşil bina konseptine uygun olan mimari tasarımların ön plana çıkmasına neden olmuştur. Yılmaz ve diğer. [2] çalışmalarında dinamik enerji modellemesinin öneminden bahsetmişlerdir. Doğal havalandırma uygulamaları, çift cidar cephe uygulamaları ve labirent sistemi uygulamalarının enerji tüketimine olan etkilerini incelemişlerdir. Wang ve diğer. [3], mevcut binalar için enerji değerlendirme sürecini tanımlamışlardır. Aydınlatma ve konfor uygulaması sistemleri ayrı ayrı ele alınarak değerlendirilmiştir. Ryan ve Sanquist [4], çalışmalarında binalarda tasarım değerleri ve ölçüm değerleri arasındaki farka dikkat çekmişlerdir. Sonuçlara göre binalardaki enerji kullanım miktarının yaşayan sayısıyla da doğru orantılı olarak değerliğini göstermişlerdir. Dolayısıyla yaşayan sayısının da dikkate alınarak tasarımların yapılması gerekliliği ortaya çıkmıştır. Tüm bu gelişmeler ile birlikte binalarda net sıfır enerji kullanımı yaklaşımı da giderek önem kazanmaya başlamıştır. Sartori ve diğer. [5] çalışmalarında net sıfır enerjili bina yaklaşımını ele almışlardır. Bu yaklaşıma göre bina enerji tüketiminin enerji üretim yöntemleri ile karşılanması ve bunun yanı sıra binanın enerji tüketiminin en aza indirilmesi hedeflenmektedir. Ticari amaçla kullanılan binalarda enerji tüketiminin azaltılması büyük öneme sahiptir. Yerleşim amaçıyla kullanılan binalarda enerji tüketim alanları sınırlıdır ve büyük yükler söz konusu değildir. Yalıtım, verimli sistem seçimi, uygun mimari tasarım ve bina otomasyon sistemleri gibi uygulamalarla bina enerji giderleri büyük ölçüde azaltılabilir. Buna karşın ticari binalarda enerji tüketimi başlıca iki kaynaktan karşılanmaktadır. Bunlar elektrik ve doğal gazdır. Şekil 1'de bir ticari binadaki enerji tüketimi ve kullanım yerleri gösterilmiştir. Elektrik tüketimi incelendiğinde ise en büyük tüketim kalemini soğutma ve havalandırma sistemleri oluşmaktadır.



Şekil 1. Ticari Binalarda Enerji Tüketimi Yüzdeleri [6]

HVAC sistemlerinde enerjinin verimli kullanılması amaçıyla bir çok uygulama hayata geçirilmiştir. Atık ısı geri kazanım sistemleri, yüksek verimli motorlar, elektrik motorlarının inverter ile kontrolü vb. bir çok uygulama bu konuda hayata geçirilmiş sistemlerdir. HVAC sistemlerinde kontrol de güncel bir çalışma alanı olup kontrol mekanizmaları ile enerji tüketiminin azaltılması hedeflenmektedir. HVAC sistemlerinde kullanılmakta olan bileşenlerde iyileştirme alışmaları Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD, CFD) programları ile desteklenmektedir. Singh ve diğer. [7], çalışmalarında santrifüj fan performansını etkileyen parametreleri deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Öne ve geriye eğik kanatlı fan modellerinde kanat sayısı, çıkış açısı ve çap oranı değerştirilerek performansları karşılaştırılmıştır. Bulut ve diğer. [8], çalışmalarında CFD analizi ile plakalı tip bir atık ısı geri kazanım ünitesine sahip olan merkezi klima santralinde basınç kayıplarının belirlenmesi amaçıyla çalışmalarını yapmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre, yapılan iyileştirmelerle basınç kayıplarını %5-7 arasında azaltılabileceğini göstermişlerdir. Basınç kayıplarındaki bu azalma, fan enerji tüketimini azaltacaktır. Yapılan çalışmada bununla birlikte HVAC sistemlerinde bileşenlerin enerji tüketiminin ömür boyu maliyet analizi grafiksel olarak belirtilmiştir (Şekil 2).

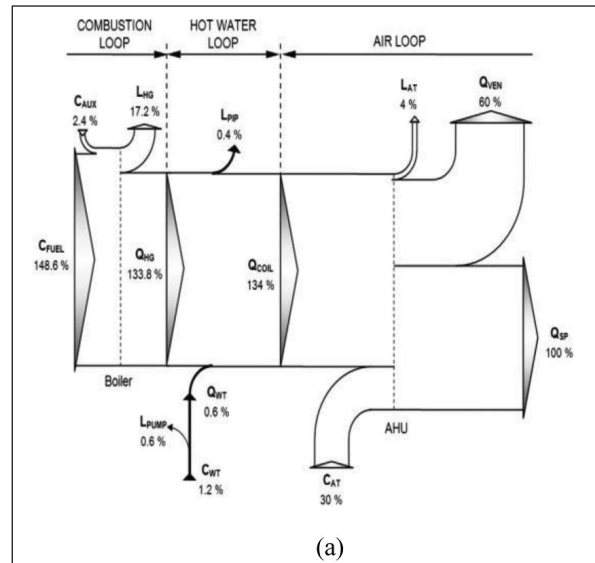
Şekil 2'den de görüldüğü gibi, fan klima santrallerinde en fazla enerji tüketiminin olduğu bileşendir. Fanlardaki enerji tüketiminin ömür boyu maliyete katkısı, ilk yatırım maliyetine göre yaklaşık 10 kat



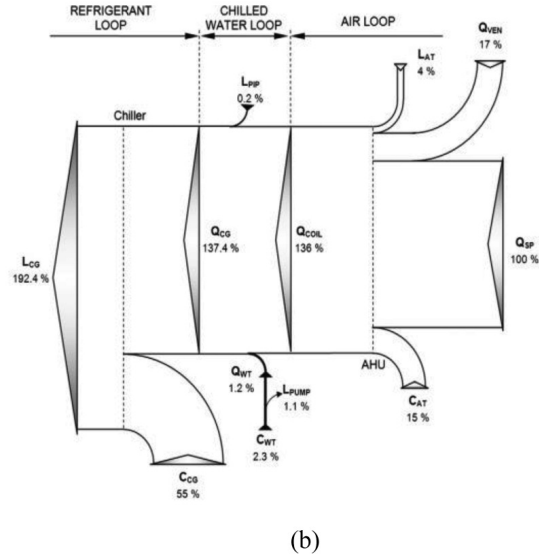
Şekil 2. Merkezi İklimlendirme Sistemlerinde Enerji Tüketimi [8]

daha fazladır. Brelih [9] çalışmasında İsveç'te HVAC sistemlerinde kullanılmakta olan fanların enerji verimliliğini incelemiştir. 2005-2009 yılları arasında gerçekleştirdiği çalışmaya göre incelenen fanların ortalama verimlerinin %33 civarında olduğunu bulmuştur. HVAC sistemlerinde fan tasarıma bağlı olarak %50'ye yakın tasarruf potansiyelinin olduğunu gösterilmiştir. Lombard ve diğ. [10], çalışmalarında HVAC sistemlerinde enerji akışını göstermişlerdir (Şekil 3). Isıtma ve soğutma bataryalarına giren sıcak ve soğuk su sırasıyla bir su soğutma grubundan ve bir kazandan karşılanmaktadır. Koşullandırılmış olan hava, iklimlendirme santralinden mahale beslenmektedir. Mahalden alınan hava bir karışım odasından geçirilerek mahale ya da dışarıya verilmektedir.

Seppanen ve Brelih [11], çalışmalarında merkezi iklimlendirme sistemlerinde enerji verimliliği uygulamalarını ele almışlardır ve merkezi iklimlendirme sistemleri AB ülkelerindeki limit değerleri belirtmişlerdir. Alın hızının tasarıma olan etkisini incelemişlerdir. Alın hızının yüksek seçilmesi durumunda merkezi iklimlendirme sisteminin toplam basınç kaybı artmaktadır. Bu ise fan enerji tüketimini artırıcı yönde etki yapmaktadır. İyi bir tasarım için alın hızının 1,5 m/s veya daha aşağı bir değerde alınması gerektiğini belirtmişlerdir. Bununla birlikte, inceledikleri merkezi iklimlendirme sistemlerinde su soğutma grubunun talep ile kontrol edilmesi durumunda, enerji tüketiminde bir azalma elde edileceği-



(a)



(b)

Şekil 3. Isıtma ve Soğutma Durumları İçin Sankey Diyagramları (a) Isıtma (b) Soğutma [10]

ni göstermişlerdir. Merkezi iklimlendirme sistemi ile çalışan su soğutma grupları için montajı yapılmış tasarım değerleri 29 W/m<sup>2</sup> iken talep durumuna göre bu değer 2,9 W/m<sup>2</sup> olacağını belirtmişlerdir. Atık ısı geri kazanımı sistemleri bir çok bina uygulamasında enerjinin geri kazanılmasını sağlayan sistemlerdir. Atık ısı geri kazanım sistem tasarımının enerji verimliliğine etkisi ve özgül fan gücüne olan etkisi AHRI Guideline V'te [12] ele alınmıştır. Eurovent 6/8'de de [13] santral tasarımında enerji verimliliği ele alınmış ve özgül fan gücü belirtilmiştir.

## Makale

Özgül fan gücü değerinin bir optimumda sağlanması alın hızı seçimi ile ilgilidir. Merkezi iklimlendirme santrallerinde alın hızı sınırlandırılmasıyla, enerji verimliliği artırılabilir. Bu çalışmada, tasarım değerleri belirlenmiş olan bir merkezi iklimlendirme sistemi için alın hızı seçiminin boyutsal olarak tasarıma, özgül fan gücü değerine, ömür boyu maliyete ve sera gazı salımına etkileri incelenmiştir.

## 2. TASARIM VERİLERİ VE YAKLAŞIMI

### 2.1. Tasarım Verileri

Sabit debili, tambur tipi ısı geri kazanıma sahip ve karışım hücreli bir santral alın hızı seçilerek tasarlanmaya başlanmıştır. Alın hızı seçiminde serpantinlerdeki maksimum yüzey hava hızının 2,5 m/s değerini aşmamasına dikkat edilmiştir. Merkezi iklimlendirme sistemi için İstanbul şartları dikkate alınmıştır. Üfleme fanı hava debisi ve basıncı sırasıyla 19.440 m<sup>3</sup>/h ve 500 Pa, dönüş fanı hava debisi ve basıncı ise 18.468 m<sup>3</sup>/h ve 450 Pa olarak alınmıştır. Isıtma serpantini gücü 41 kW ve soğutma serpantini gücü 103,4 kW olarak düşünülmüştür. Soğutulmuş su devresi 6-12 °C ve sıcak su devresi 80-60 °C olarak çalıştırılacaktır. Fan üfleme ağzında maksimum hız değeri 10 m/s'dir.

Klima santrali modüler yapıda olacak biçimde hücrelerden tasarlanmıştır. Hücre gövdeleri çelik kare profil çerçeveden, duvarları, tavanı ve tabanı çift cidarlı sandviç panellerden oluşturulmuştur. Köşelerde ısı köprüsü olmayacak şekilde bir tasarım gerçekleştirilmiştir.

Her hücreye kontrol ve bakım amacıyla bir adet servis kapısı konulmuştur. Fan motorlarının kaide ile temas ettiği yerlerde yaylı titreşim yutucular konulmuştur. Soğutma ve ısıtma serpantinlerinde minimum kanat aralıkları sırasıyla 2,5 ve 2,1 mm olacak biçimde tasarımlar yapılmıştır. Isıtma serpantini hava tarafı maksimum basınç kaybı 18 Pa ve su tarafı maksimum basınç kaybı 21,4 kPa'dır. Soğutma serpantininde hava tarafı maksimum basınç kaybı 39 Pa ve su tarafı maksimum basınç kaybı 22,7 kPa'dır.

Tambur tipi atık ısı geri kazanım hücresinin tasarımı

mında Eurovent 6/8 esas alınarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Tambur hızı yaz çalışmasında 20 devir/saat ve kış çalışmasında 10 devir/saat olacak biçimde hesaplanmıştır. Atık ısı geri kazanım ünitesinde hava için maksimum basınç düşümü 175 Pa'dır. Susturucu hücresi basınç düşümüne bağlı olarak seçilmiştir. Filtrelerde ön filtre G4 ve torba filtre F7 olacak biçimde seçimler yapılmıştır.

### 2.2. Tasarım Yaklaşımı

Merkezi iklimlendirme sistemlerinde istenilen projeye göre tasarım verileri belirlenir ve tasarımda öncelikli kriterlere göre tasarıma gidilebilir. Merkezi iklimlendirme sistemlerinin tasarımı şartlandırılacak mahale, havayı taşıyan kanallara, dış hava koşullarına, mahaldeki insan sayısı gibi birçok parametreye bağlıdır. Bu parametrelere bağlı olarak istenilen debi, basınç kaybı, filtre türleri, taze hava karışım oranları ve ısıtma-soğutma bataryaları kapasiteleri hesaplanarak cihaz seçimi aşamasına geçilebilir. Cihaz seçiminde alın hızı değerinin farklı değerleri için farklı yapıya sahip birçok cihaz önerilebilir. Alın hızı, sistem içerisindeki iklimlendirilen havanın boş kesitteki hızı olarak tanımlanabilir. Bununla birlikte, alın hızı seçimine bağlı olarak merkezi iklimlendirme sistemlerinin enerji verimliliği, ömür boyu maliyet ve özgül fan gücü değerlerinin de karşılaştırılması şarttır.

## 3. SONUÇLAR

Yukarıda verilen veriler esas alınarak, sistem değişik alın hızları için tasarlanmış, her bir elemandaki basınç kayıpları, bu basınç kayıplarına bağlı olarak fan gücü ve enerji tüketimi hesaplanmıştır. Isıtma ve soğutma bataryalarında alın hızı, batarya kesiti göz önüne alınarak yukarıda verilen maksimum değerini geçmeyecek biçimde hesaplamalar yapılmıştır. Hesaplamalar alın hızının 1,45 ve 1,93 m/s değerleri için tekrarlanmıştır.

Sistem iki katlı yapıdan oluşturulacağı ve tamburlu tip ısı değiştiricisi kullanılacağı için kare kesite en yakın olacak biçimde hücreler boyutlandırılmıştır. Alın hızının 1,45 m/s olduğu durumdaki tasarım sonuçlarına göre santralin kesit görüntüsü Şekil 4'te gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, tambur yerle-

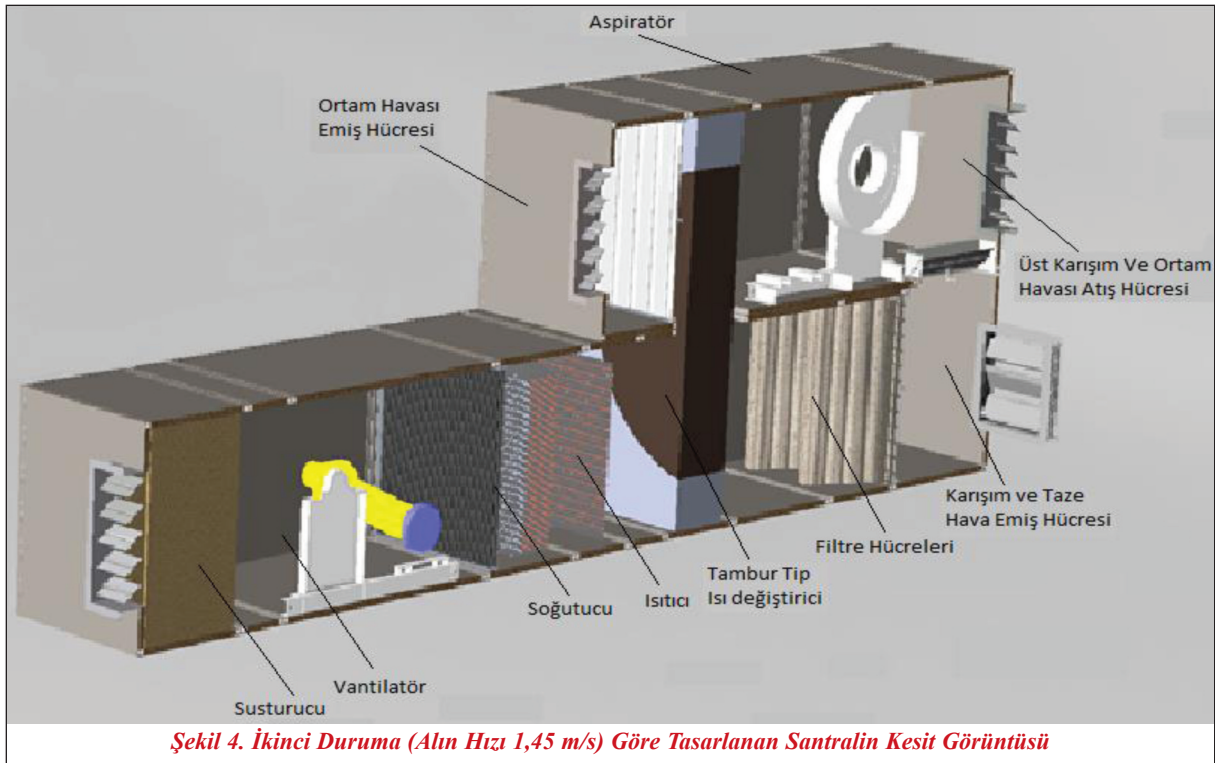


şiminde yer kaybedilmemesi amacıyla iki katın toplamı kare kesite en yakın olacak biçimde boyutlandırılmıştır. Dönüş havası üst sağdaki hücreden üstte bulunan fan yardımıyla çekilmiş ve karışım hücresine verilmiştir. Karışım hücresinde egzoz damperi ve karışım damperi bulunmaktadır. Taze hava damperi dışındaki tüm damperler paralel kanat olarak düşünülmüştür. Alttaki fan yardımıyla taze hava geri dönüş havası karışım hücresinde karıştırılarak ve ısıtma-soğutma serpantinlerinden geçirilerek susturucu üzerinden tekrar mahale gönderilmektedir. Taze hava karışım olduktan sonra tambura girmeden önce torba filtrelerden geçmektedir. Damla tutucu soğutma serpantininden sonra, yoğuşma tavası ise soğutma serpantini altına yerleştirilmiş ve drenajı verilmiştir. Fanlar, santral basınç kayıpları belirlendikten sonra çift emişli radyal santrifüj fan olarak seçilmiştir. Alt fan toplam basınç kaybı 929,26 Pa ve üst fan toplam basınç kaybı 708,68 Pa olarak hesaplanmıştır. Toplam basınç kaybı pratikte 700 Pa limitinin üzerinde olduğu için her iki fan arkaya eğik airfoil kanatlı olarak seçilmiştir. Fanlar kayış-kasnak tahrikli olarak seçilmiştir. Üst fan devri 1.105 d/d ve verimi %81,8 olarak hesaplanmıştır. Alt fan devri 1.247 d/d ve verimi %81,2 olarak hesaplanmıştır.

Hesaplamalarda elde edilen sonuçlar Tablo 1’de verilmiştir. Tabloda görüldüğü gibi, alın hızının 1.93 m/s’den 1,45 m/s’ye düşürüldüğünde santral kesiti 1.185 mm x 2.370 mm’den 1.284 mm x 2.905 mm’ye artmıştır. Bu durumun doğal olarak ilk yatırım maliyetinin artmasına sebep olacaktır. Ancak, alın hızı azaldığında, kesit alanının artmasından dolayı toplam basınç kaybı azalmıştır. Toplam basınç kaybı azaldığı için, fan gücü, dolayısıyla motor gücü de azalmıştır. İki durumu, fan motoru güçleri yönünden karşılaştırılırsa, alın hızı 1,93 m/s’den 1,45 m/s’ye düştüğünde, bütün motor güçleri azalmaktadır. Dolayısıyla ömür boyu maliyette yaklaşık %50’lik payı oluşturan fan elektrik tüketimi, ilk duruma göre daha düşük olacaktır. Bu durumun doğal olarak ilk yatırım maliyetini etkileyen en önemli parametre olmasına karşın ömür boyu maliyet analizinde ilk yatırımın payının sadece %5 olduğu unutulmamalıdır (Şekil 2).

### 3.1. Özgül Fan Gücü

Merkezi iklimlendirme sistemlerinde (MİS) özgül fan gücü; 1 m<sup>3</sup>/s hacimsel debisindeki havayı binada dolaştırmak için gerekli olan fan gücü olarak tarif



Şekil 4. İkinci Duruma (Alın Hızı 1,45 m/s) Göre Tasarlanan Santralin Kesit Görüntüsü

**Makale****Tablo 1. İki Farklı Alın Hızı ile Elde Edilen Sonuçlar**

	BİRİNCİ DURUM	İKİNCİ DURUM
Hücre Boyutları	1185mm x 2370mm	1284mm x 2905mm
Alın hızı	1,93 m/s	1,45 m/s
Isıtıcı Batarya Alın Hızı	2,53 m/s	1,8 m/s
Isıtıcı Batarya Basınç Kaybı	18 Pa	13 Pa
Soğutucu Serpantin Alın Hızı	2,47 m/s	1,84 m/s
Soğutucu Batarya Basınç Kaybı	39 Pa	21 Pa
F4 filtre Basınç Kaybı	90 Pa	70 Pa
G4 filtre Basınç Kaybı	50 Pa	30 Pa
Tambur Basınç Kaybı	150 Pa	95 Pa
Susturucu Basınç Kaybı	50 Pa	30 Pa
Taze Hava Tarafı Basınç Kaybı	1150 Pa	978,4 Pa
Dönüş Hava Tarafı Basınç Kaybı	850 Pa	708,6 Pa
Taze hava fan motoru gücü	11 kW	7.5 kW
Dönüş havası fan motoru gücü	7.5 kW	5.5 kW

edilmiştir [11]. Eurovent 6/8'de ise özgül fan gücü aşağıdaki formülle belirtilmiştir. Burada  $P_{el}$  fan elektrik gücü,  $q_v$  ise hacimsel debiyi göstermektedir.

$$SFP = \frac{P_{el}}{q_v} = \frac{\Delta P_{fan}}{\eta_e 1000} \quad (1)$$

Bu formüle göre özgül fan güçleri hesaplandığında, dönüş havası fanı için 5,5 kW gücünde motoru seçilmiş olan fan için değer 1.072 kW/(m<sup>3</sup>/s) ve taze hava fanı için 7,5 kW gücündeki motoru seçilmiş fan için değer 1.389 kW/(m<sup>3</sup>/s) olarak bulunmuştur. Bu değerler EN13799 standardında [14] belirtilmiş olan  $1 < SFP < 3$  aralığında olup minimum değere yakındır. Dolayısıyla karar verilmiş olunan boyutlandırma ve seçilmiş olan alın hızı değeri optimumdur.

Eurovent 6/8 bir atık ısı geri kazanımı olması durumunda özgül fan gücünü aşağıdaki formüle göre hesaplamaktadır. Burada tüm santral ele alınmakta olup besleme ve emiş fanlarının toplam gücünün santraldeki maksimum debiyeye oranı olarak belirtilmiştir.

$$SPF_E = \frac{Pel_{sa} + Pel_{ea}}{q_{v,max}} \quad (2)$$

Tüm santral için özgül fan gücü hesaplandığında ise MİS için özgül fan gücü 2,4 kW/(m<sup>3</sup>/s) olarak hesaplanmıştır.

### 3.2. Ömür Boyu Maliyet Analizi

Ömür boyu maliyet analizinde en etken parametrenin fan elektrik tüketimi olduğu daha önceki bölümlerde belirtilmişti. Bu amaçla alın hızı düşürülerek fan basınç kaybının dolayısıyla fan gücünün azaltılması hedeflenmiş ve ikinci tasarıma geçilmiştir. Tablo 1'de de gösterildiği gibi ikinci tasarımın boyutları ilk tasarıma göre daha büyük çıkmıştır. Bu ilk yatırım maliyetini artıracak bir etkidir. Ancak ilk yatırım maliyetinin ömür boyu

maliyet analizindeki payının sadece %5 olduğu [8] hatırlanacak olursa ilk yatırım maliyetindeki bu artış ihmal edilebilecek düzeydedir.

Ömür boyu maliyet analizinde ilk yatırım maliyeti, işletme maliyeti, bakım maliyeti, yardımcı ekipmanlar maliyeti ve diğer maliyetleri hesaba katılmaktadır. Aşağıda ömür boyu maliyet analizi hesabında kullanılan formül gösterilmiştir.

$$LCC = C_{ic} + C_{in} + C_e + C_o + C_m + C_s + C_{env} + C_d \quad (3)$$

Bu eşitlikte  $C_{ic}$ ; ilk yatırım maliyetini,  $C_{in}$ ; montaj maliyetini,  $C_e$ ; enerji maliyetini,  $C_o$ ; işletmedeki işçilik maliyetlerini,  $C_m$ ; bakım maliyetini,  $C_s$ ; işletme dışındaki kayıp maliyeti,  $C_{env}$ ; çevresel maliyeti ve  $C_d$ ; söküm ve hurda maliyetini göstermektedir.

Yardımcı ekipman maliyetleri (chiller ve sıcak su kazanı) ve bunların işletme maliyetleri her durumda aynı olacağı için hesaba katılmamıştır. Elektrik birim fiyatı 0,34936 TL/kWh ve MİS'nin ömrü 20 yıl ola-

rak hesaba katılmıştır. Tablo 2’de ilk sütun (ilk tasarım) alın hızının 1,93 m/s seçildiği durumu göstermektedir. İkinci tasarımda (a), (b) ve (c) olarak belirtilmiş olan seçeneklerde yıllık çalışma süresi değişiminin etkisi gösterilmiştir. Buna göre (a) seçeneğinde yıllık çalışma süresi 5.110 saat, (b) seçeneğinde yıllık çalışma süresi 4.380 saat ve (c) seçeneğinde ise yıllık çalışma süresi 3.650 saat olarak seçilmiştir. MİS’in kurulacağı yere bağlı olarak bu değerler değişmektedir. Ancak iki tasarım arasındaki alın hızının değiştirilmesinin maliyete olan etkisi ömür boyu maliyet analizine göre 55.467 € olarak bulunmuştur. Cihazın ilk yatırım maliyetinin 20.000 € olduğu düşünülürse, ömür sonunda düşük alın hızlı cihaz seçilmesi ile ilk yatırım maliyeti iki defa çıkarılacaktır.

Her iki durum için ilk yatırım maliyetinin ömür boyu maliyet analizine oranına göre ilk tasarımda %3,4 ve ikinci tasarımda bu oran %4,6 olarak bulunmuştur. Bu sonuçlar literatür araştırması ile uyum göstermektedir. Tablo 2’den de görüleceği üzere yıllık çalışma süresinin ömür boyu maliyet analizine çok büyük etkisi vardır. Enerji giderlerinin sadece fanın tüketiminden olduğu kabulü ile (yardımcı ekipman maliyetleri her iki durum için aynı) en büyük payın bu kalemde olduğu görülmektedir. İlk tasarım ile

ikinci tasarım (a) karşılaştırıldığında yıllık enerji gideri olarak 3.000 € daha az bir maliyet söz konusudur. Dolayısıyla sonuç olarak alın hızını düşürerek cihazın ilk yatırım maliyeti artırılmış olsa da enerji giderleri açısından yılda yaklaşık 3.000 €’luk bir kazanç ve ömür sonunda ise toplamda 55.467 €’luk bir kazanç söz konusu olacaktır.

### 3.3. Çevresel Etki

Merkezi iklimlendirme sistemleri enerji tüketen cihazlar sınıfındadır. Bu nedenle bu cihazların enerji tüketimi dolayları olarak CO<sub>2</sub> emisyonu olarak atmosfere salınacaktır. CO<sub>2</sub> emisyonu bilindiği üzere sera gazı emisyonudur ve küresel ısınmaya neden olmaktadır. Bir çok araştırma konusu bu emisyonun azaltılması yönünde devam etmektedir. Karbon ayak izinin hesaplanması üreticiler için kendi tasarımlarını verimliliği artırıcı yönde geliştirmelerine neden olmaktadır.

Tasarlanmış olduğumuz MİS ele alındığında enerji tüketimi; fanlarda elektrik enerjisi, chiller grubunda elektrik enerji, sıcak su kazanında doğalgaz olarak başlıca 3 gruba ayrılabilir. Ömür boyu maliyet analizinde elde ettiğimiz veriler kullanılarak yıllık enerji tüketimindeki tasarruf miktarı alın hızının azaltılması sonucu yaklaşık 3.018 €/yıl olarak hesaplanmıştır.

**Tablo 2. Ömür Boyu Maliyet Analizi Sonuçları**

Maliyetler	İlk Durum	İkinci Durum (a)	İkinci Durum (b)	İkinci Durum (c)
Satın Alma [€]	20,300.00	25,000.00	25,000.00	25,000.00
Montaj [€]	2,300.00	2,300.00	2,300.00	2,300.00
Günlük çalışma süresi [h]	14.0	14.0	12.0	10.0
Birim elektrik fiyatı [€/kwh]	0,1465	0,1465	0,1465	0,1465
Toplam motor gücü [HP]	23.1	16.3	16.3	16.3
Toplam Basınç kaybı [Pa]	1727	1727	1727	1727
Toplam debi [m <sup>3</sup> /s]	10.53	10.53	10.53	10.53
Fan verimi [%]	80%	81%	81%	81%
Yıllık enerji maliyeti [€/a]	26,693.18	23,675.83	16,911.31	16,911.31
Yıllık Bakım Maliyeti [€/a]	2,000.00	2,000.00	2,000.00	2,000.00
Ömür [yıl]	20	20	20	20
<b>Ömür Boyu Maliyet:</b>	<b>596,463.54 €</b>	<b>540,816.54 €</b>	<b>372,224.7 €</b>	<b>321,403.10 €</b>

## Makale

Tersine bir hesaplama yöntemi ile yaklaşık yılda 20.600 kWh enerji tasarruf edilmiş olmaktadır.

Tasarruf edilmiş olan bu enerjinin CO<sub>2</sub> eşdeğeri; bu enerjinin doğal gaz ile elde edilmesi durumunda 3.811 kgCO<sub>2</sub> olarak bulunur (1 kWh=0,185 kWh/kg). Bu enerjinin farklı yakıtlardan karşılanması durumu ayrıca ele alınabilir. Ancak açıkça görülmektedir ki; sadece alın hızının değiştirilmesi bir MİS'den yılda yaklaşık 4 ton CO<sub>2</sub> daha az salınacaktır.

### 4. DEĞERLENDİRME VE SONUÇ

Ortalama büyüklükte bir bina için belirlenmiş olan tasarım kriterleri doğrultusunda klima santrali tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarımda alın hızı seçiminin santral boyutlandırmasına ve ömür boyu maliyete etkisi hesaplamalarla gösterilmiştir. Ömür boyu maliyet analizi sonuçlarına göre bir santralin ömür boyu maliyetinin %90'nunun enerji giderlerinden oluştuğu düşünülürse alın hızının 1,5 m/s dolaylarında seçilmesi büyük enerji tasarrufu sağlamıştır. Alın hızının daha düşük bir değerde seçildiği durum yıl boyunca farklı çalışma sürelerine göre karşılaştırılmıştır. Seçilen farklı iki alın hızına göre yapılan tasarımlarda özgül fan gücü değeri dönüş havası fan motoru için 1.072 kW/(m<sup>3</sup>/s) ve taze hava fan motoru için 1.389 kW/(m<sup>3</sup>/s) olarak bulunmuştur.

MİS'nin çevresel etkileri CO<sub>2</sub> salınımindaki azalma ile ele alınmış olup yıllık yaklaşık 4 ton CO<sub>2</sub> salınımindaki azalma olabileceği sadece alın hızının düşürülmesi ile sağlanabilir. Düşük alın hızı seçimi ile ilk yatırım maliyetinde fazladan ödenmiş olan miktar 1,5 yıl gibi bir zamanda kendini geri ödeyebilir.

### TEŞEKKÜR

Yazarlar, bu çalışmadaki tasarım ve ekonomik analiz sürecindeki desteklerinden dolayı Systemair HSK çalışanlarına, Friterm'den Metin Duruk ve Ümit Güngör'e ayrıca katkılarından dolayı Prof. Dr. Haşmet Türkoğlu'na teşekkür ederler.

### KAYNAKLAR

1. Soner T., Söğüt Z., Türkiye'de Bina Sektöründe Enerji Verimlilik Projeksiyonu ve Çevresel Performanslarının Belirlenmesi, TTMD X. Uluslararası

Yapıda Tesisat Teknolojisi Sempozyumu, İstanbul, 2012.

2. Yılmaz A. Z., Kalaycıoğlu E., Akgüç A., Bayraktar M., Enerji Etkin ve Yeşil Bina Tasarımında Dinamik Enerji Modellemenin Önemi, TTMD X. Uluslararası Yapıda Tesisat Teknolojisi Sempozyumu, İstanbul, 2012.
3. Wang S., Yan C., Xiao F., Quantitative Energy Performance Assessment Methods For Existing Buildings, Energy And Buildings, 55, 873-888, 2012.
4. Ryan E.M., Sanquist T.F., Validation Of Building Energy Modeling Tools Under Idealized And Realistic Conditions, Energy And Buildings, 47, 375-382, 2012.
5. Sartori L., Napolitano A., Voss K. Net Zero Energy Buildings: A Consistent Definition Framework, Energy And Buildings, 48, 220-232, 2012.
6. İnternet, <http://www.engineeringexcellence.com/energy/services/energy-audit/> Erişim Tarihi: 04/2013.
7. Singh O.P., Khilwani R., Sreenivasulu T., Kannan M., Parametric Study Of Centrifugal Fan Performance: Experiments And Numerical Simulation, International Journal Of Advances In Engineering And Technology, 1, 2, 33-50, 2011.
8. Bulut S., Ünveren M., Arısoy A., Böke Y.E., CFD Analizi Yöntemi İle Klima Santrallerinde İç Kayıpların Azaltılması, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir 2011.
9. Brelih N., How To Improve Energy Efficiency Of Fans For Air Handling Units, REHVA Journal 5-10, February 2012.
10. Perez-Lombard L., Ortiz J., Maestre I.R., The Map Of Energy Flow In HVAC Systems, Applied Energy, 88, 5020-5031, 2011.
11. Seppanen O., Brelih N., Energy Efficiency Of Air Conditioning And Ventilation Systems, X. Uluslararası Yapıda Tesisat Teknolojisi Sempozyumu, Mayıs 2012, İstanbul.
12. AHRI Guideline V, Calculating The Energy Efficiency Of Energy recovery ventilation And Its Effect On Efficiency And Sizing Of Building HVAC Systems. 2011.
13. Eurovent 6/8 2005, Recommendations For Calculations Of Energy Consumption For Air Handling Units, 2005.
14. European Standart EN13799. Ventilation For Nonresidential Buildings, Performance Requirements for ventilation and room conditioning Systems, CEN, 2007.