

%100 TAZE HAVALI, ÇEVRECİ, YENİ-NEŞİL KLİMA CİHAZLARININ EKSERJİ-TABANLI TASARIM VE DEĞERLEDİRME MODELİ

Exergy-Based Design And Evaluation Model Of 100% Fresh Air, Environmental, New-Generation Air Conditioners

**Biröl Kılış
Metin Uğuz**

ÖZET

Bu çalışmada, pandemi döneminde karşılaşılan iç hava kalitesinde çoğunlukla %100 taze hava gereksinimi, havanın steril edilmesi ve enerji tüketiminin artması gibi sorunlar göz önüne alınarak klima sistemlerinde yenilikçi bir melez çözüm geliştirilmiştir. Bu çözüm iki kademededen oluşmakta ve gaz sıkıştırma soğutmaya tümleşik bir adyabatik soğutma kademesi ve ısı geri kazanım aşamaları eklentileri bulunmaktadır. Sıcak egzoz havasının geri kazanımı da mümkün olduğundan toplam COP değerinin 6'yi aştığı hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Ekserji akılcılığı, %100 taze hava, hava koşullandırma, pandemi, iklim krizi

ABSTRACT

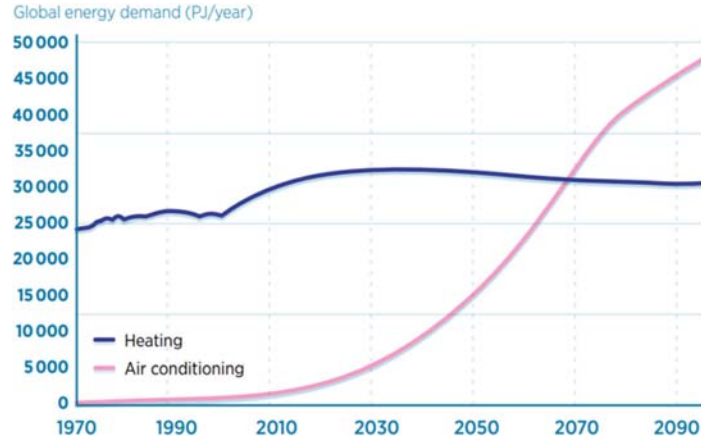
In this study, an innovative air conditioning system has been developed by taking into account the current problems such as 100% fresh air requirement, air sterilization versus increased energy consumption in indoor air quality measures encountered during the pandemic period. This solution consists of two stages involving an adiabatic cooling stage and a gas compression cycle coupled with heat recovery stages. Since the recovery of hot exhaust air is also an option, it has been shown that the total COP value.

Keywords: Exergy Rationality, 100% fresh air, Air Conditioning, pandemic, the climate crisis

1. GİRİŞ

İklim krizi çerçevesinde, önceden soğutma gerektirmeyen birçok iklim bölgesinde ve ülkede giderek konfor beklentilerinin ve soğuk zincir ihtiyaçlarının artması sonucu 2070 yılından itibaren klima amaçlı enerji talebinin dünyada en büyük talep payını oluşturacağı beklenmektedir (30000 PJ/yıl) [1]. Bu süre zarfında ise ısıtma gereksinimleri sabit kalacak hatta biraz azalacaktır. Soğutma süreçleri ısıtma süreçlerine oranla daha karmaşıktır ve Termodinamiğin 2. Yasası uyarınca ekserji yıkımları daha fazla yer alır. Bunun sonucunda CO₂ salım sorumlulukları da daha fazla olup ve iklim krizi ile klima ihtiyaçları arasında kısır bir döngü oluşmaktadır. İç hava kalitesi bakımından pandemi dirençli yapılar için genelde ve bundan böyle %100 taze hava ve daha duyarlı nem kontrolü gerekecektir [2, 3]. %100 taze hava rejiminde bile iç hava kalite denetiminde MERV 13 filtrelerin takılması da -sistem uygun olsa bile- ek güç talepleri ortaya çıkaracaktır. Klima sistemlerinin oluşturduğu elektrik güç taleplerinin de ötesinde dünyada elektrik talepleri zaten artmaktadır. Bu tümsel artış yönelimi içerisinde klima sistemlerinin çevre duyarlı ve daha az elektrik tüketimli olmaları zaruret haline gelmiştir. Bu nedenle, amaç teknik ve matematik yollarla asal çözümün soğutma tesir katsayılarının (COP) büyük

oranlarda artırılması ve atık ısılarından da mümkün olduğunca yararlanılmasıdır. Bu makalede amaca yönelik bir klima çözümü tanıtılmaktadır.



Şekil 1. 2100 Yılına Değın Isıtma ve Soğutma Yük Taleplerinin Kestirimi [1]

Soğutma yüklerinin artması nedeniyle de soğutma gruplarının -her ne kadar daha çevre dostu soğutucu akışkanlar kullanılarak ozon tabakasına olan zararları azaltılmaya çalışılıyor olsa da- küresel ısınma ile etkileşen ozon tabakasının incelmeye başlaması sonucu soğutma yükleri daha da artarak çözülmesi zor bir kısır döngü olarak ortaya çıkmaktadır [2]. Avrupa Birliği ülkelerinin karbonsuzlaşma stratejileri çerçevesinde elektrikle çalışır ısı pompalarının yaygın şekilde hizmete sokulmaları planlanmaktaysa da alışılmış ısı pompalarının, kaynağı ne olursa olsun, elektrik gücü ile çalışıyor olması giderek sorun olmaktadır. Bu nedenle, Termodinamiğin İkinci Yasası uyarınca birim ekserjisi 0.95 kW/kW olan elektrik gücü talebine karşın elde edilen soğutma gücünün yaklaşık 0.10 kW/kW birim ekserjisi göz önünde tutulduğunda, soğutma tesir katsayısı eşliğinin en az 10 dolayında olması gerektiği görülür ki bu koşul endüstride ve teoride genelde göz ardı edilmektedir [3]. Zaten bugünün teknolojisinde bu eşik pratikten oldukça uzaktır. Dolayısıyla, amaç bu tesir katsayısı eşliğine mümkün olduğunca yaklaşmak olmalıdır. Böyle bir çalışmada, binalarda kullanılan havadan-havaya ısı geri kazanımının soğutma amaçlı uygulamalarına önem ve öncelik veren, ekserji tabanlı yeni bir modelin geliştirilmesi gerekmektedir. Bu modelde COP de ekserji tabanlı olmalıdır [4]. Özellikle küresel salgın koşullarında klima sistemlerinin %100 taze hava ile çalışması gerekliliğinin enerji taleplerini daha da artıracak olması nedeni ile [5], küresel ısınmanın daha da tetiklenmesine karşın artık klima sistemleri ve bileşenlerinin baştan tasarlanmaları gerekmektedir [6].

2. TEORİ

Klima sistemleri esas itibarı ile ısı pompası özelliği taşır ve uygulamanın özelliklerine bağlı olarak optimize edilmeleri gerekmektedir. Bu bağlamda kaynak sıcaklığı ile talep sıcaklığı arasındaki fark, ΔT_o ne kadar az olursa COP değeri de o denli yükselir. COP değerinin yüksek olması sadece ekonomi açısından değerlendirilmemelidir. Genelde niteliği (Yararlı iş üretme potansiyeli, birim ekserji: 0.95 kW/kW) çok yüksek olan elektrik gücü talep eden ısı pompalarının ürettiği soğuk örneğin $T_f=(273+7^\circ\text{C})$ K ve dış ortam sıcaklığı $T_o=(273+35^\circ\text{C})$ K ise ısıtmada, birim ekserji dengesinin sağlanacağı en az COP değeri 9.5 olmalıdır [7]:

$$COP_{\min} \geq \frac{0.95 \text{ kW/kW}}{\left|1 - \frac{T_f}{T_o}\right| \text{ kW/kW}} \geq 9.5 \quad \{\text{İdeal Carnot Çevrimine Göre}\} \quad (1)$$

Bu COP tanımı ısıtma ve soğutma için geliştirilmiş bir değeri simgeler ve doğaldır ki aynı fakat ters işletme yani ısıtma rejiminde ise ($7^{\circ}C$ kaynak sıcaklığı, $35^{\circ}C$ üretilen ısı sıcaklığı) $COP_{Hmin} = COP_{min} + 1$, yani 10.5 olmalıdır. Aksi koşullarda ısı pompasının tükettiği elektrik enerjisinin niteliği (Ekserji) ile ürettiği soğuk enerjisinin farkına orantılı biçimde çevrede neredeyse-önlenebilir CO_2 salım sorumluluğu, ΔCO_2 oluşacaktır [4]:

$$\Delta CO_2 = 0.27 \times \left(0.95 - \left| 1 - \frac{T_f}{T_o} \right| \right) \quad (2)$$

Burada T_f ve T_o işletmedeki sıcaklık değerleridir.

Doğaldır ki bugünün teknolojilerinde COP_{min} değerine ulaşmak pratikte olası değildir. Bu nedenle ileriye dönük klima çalışmalarındaki amaç bu değere mümkün olduğunca yaklaşmak olmalıdır. Bu amaca yönelik bir yöntem de (n) sayısı kadar daha küçük, seri- dizili ısı pompaları kullanılarak her bir ısı pompasının ΔT_i değerini azaltıp toplam COP değerlerini ($\sum_{i=1}^n COP_i$) yükseltmektir (Şekil 2).

Bu yöntem daha çok soğuk iklimlerde (ASHRAE İklim Bölgeleri IV ve V) çok düşük dış ortam sıcaklıklarında, mümkün olduğunca yüksek COP değerlerine ulaşmak için kullanılmaktadır. Yapılan bir çalışmada bu amaca en uygun dizinin iki adet ve birbirine benzer veya aynı tip sıkıştırıcının art arda (Tandem) kullanılması olduğu görülmüştür [8]. Soğutma amaçlı konfor klimalarında ise bu yöntem çok kullanılmamaktadır. Halbuki, özellikle sıcak iklimlerde ısıtmaya oranla daha düşük COP değerlerinin geçerli olabildiği soğutma rejimindeki klimalarda bu yöntem daha çok önem arz etmektedir.

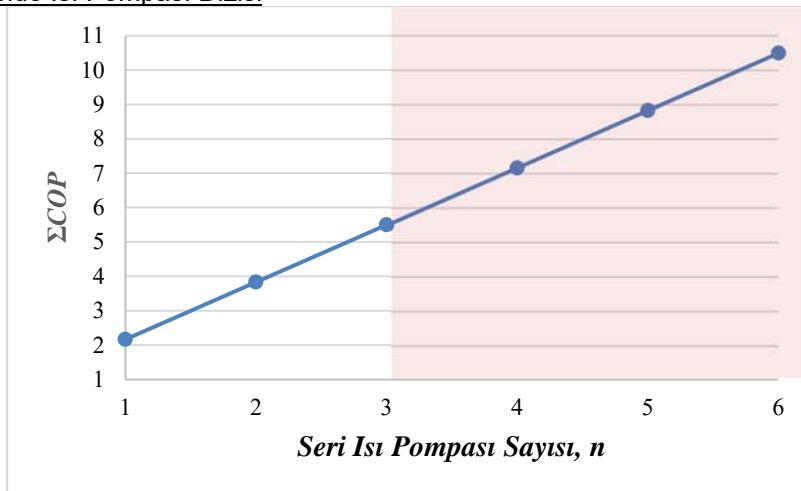
2.1. Soğutma Rejiminde Isı Pompası Dizisi

$$\sum COP_n = COP_1 + (n-1)a \quad (3)$$

$$COP_i = a + b \left(\frac{\Delta T_o}{n} \right)^{-1} \quad \{\text{Serideki } \Delta T_o/n \text{ değeri sabit ve } \geq 2 \text{ K}\} \quad (4)$$

Toplam sıcaklık farkı ΔT_o değerinin 15 K olduğu bir rejimde çalışan örnek bir ısı pompasının performans katsayıları a ve b , sırası ile 0.5 ve 25 K^{-1} alındığında, toplam COP değeri serideki ısı pompası sayısına göre artmaktadır. Ancak (n) sayısı arttıkça ekonomik ve işletme kısıtları etkili olmaya başlar. Dolayısıyla, sanayi ve tıp uygulamaları dışında kalan konfor ikliminde (n) sayısının 2 veya 3 sayısından fazla olması pratik değildir. Bu nedenle seri dizili ısı pompaları ile soğutmadaki hedef ΣCOP değerinin 5 dolayında olmalıdır.

2.2. Isıtma Rejiminde Isı Pompası Dizisi



Şekil 2. Dizideki (n) Sayısına Göre Toplam COP Değerinin Artışı (Soğutma Rejiminde)

Soğutma rejiminin aksine, dizi sayısı 2'den fazla olursa ΣCOP değeri yükselmemektedir. Eğer belli bir uygulamada ısıtma rejimi baskınsa dizi sayısı 2 değerini genellikle geçmemelidir.

$$\Delta T_o = T_f - T_o \quad (5)$$

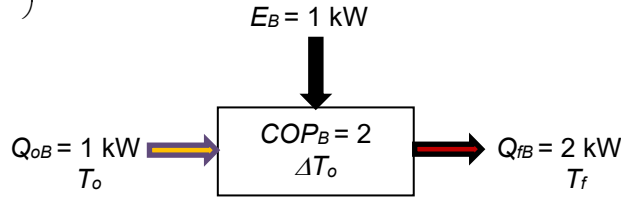
$$\Delta T_i = \left(\frac{\Delta T_o}{n} \right) = \text{Sabit} \quad (6)$$

$$COP = \frac{Q_f}{E} \quad (7)$$

$$COP_{EX} = COP \left(1 - \frac{T_o}{T_f} \right) \quad (8)$$

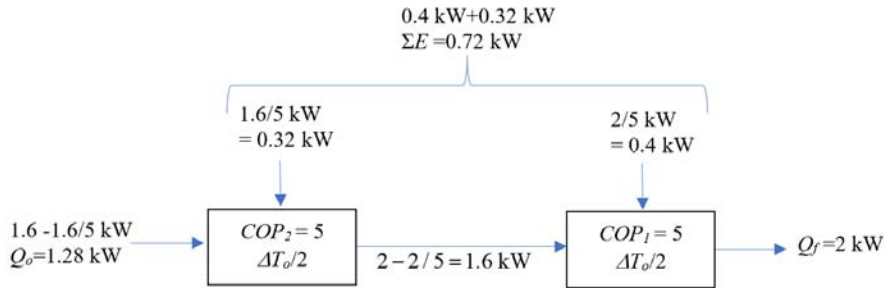
Ekserji tabanlı, COP_{EX} elektrik gücünden-ısıya türündeki mekanik soğutma sistemlerinde 1'den küçüktür. Örneğin, yukarıdaki örnekte COP 5 bile olsa COP_{EX} değeri sadece 0.105 olur:

$$COP_{EX} = COP \left(\frac{1 - \frac{273 + 35}{273 + 7}}{0.95} \right) = 0.105 \ll 1$$



Şekil 3. Tekil Isı Pompası: Referans (Baz) Cihaz, $COP_B = 2$ (Isıtma Rejiminde) [4]

Örnek bir ısı pompasının performans katsayıları bu kez a ve b , Eşitlik 4 de sırası ile ve $0.04 K^{-1}$ olarak alınmıştır. Şekil 3'de gösterilen ikiz dizilişte gerekli işletme ΔT_o değeri $\Delta T_o/2$ olarak her iki ısı pompasınınca paylaşılır ve Eşitlik 4 uyarınca her bir ısı pompasının COP_i değeri artar (Yaklaşık 5). Dikkat edileceği üzere COP_1 ve COP_2 değerleri üst üste toplanmaz, yani ΣCOP $5+5 = 10$ değildir. Bu durum Tablo 1'de görülmekte olup her bir ısı 5 olması durumunda bile ΣCOP değeri sadece 2.78 olabilmektedir. Ancak ekserji tabanlı değerler toplanabilir.

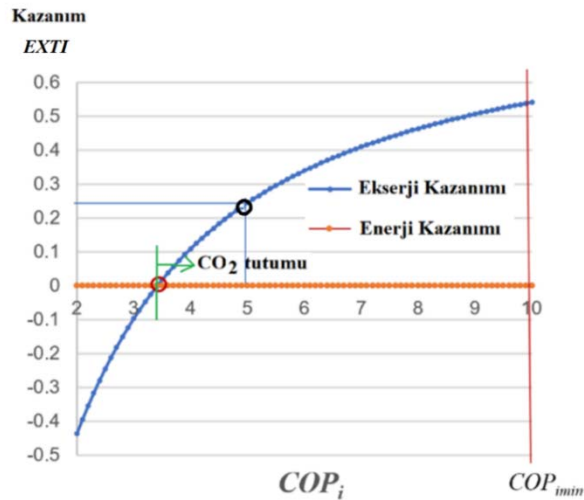


Şekil 4. İkiz Isı Pompalarının Bireysel ve Seri Davranışları (Isıtma Rejiminde) [4]

Tablo 1'den görüldüğü üzere her bir ısı pompasının COP_i değeri ancak 3.5 olursa tek bir ısı pompasının COP değeri olan 2'ye ulaşabilmektedir. Bu başa-baş noktasından sonra CO_2 salımlarında tutum söz konusu olabilir. COP_i değerleri 5 olursa ΣCOP değeri ancak 2.78 olabilmektedir. Bunun nedeni ikiz yerleşimde elektrik güç talebi azalırken ($0.72 kW$) ısı güç talebi (1.28) artmaktadır (Şekil 4) ve COP kazanımı sadece 0.78 puan olmaktadır ($2.78-2$).

Tablo 1. İkiz Yerleşimde Isı Pompası Davranışlarının Tek Isı Pompasına Göre Karşılaştırılması
Tek Isı Pompası (Şekil 2) Şekil 3

İKİZ COP_i	TEK COP	E	Q_o	Q_f	E	H	ΣCOP_i
2	2	1	1	2	1,5	0,5	1,333333
2,5	2	1	1	2	1,28	0,72	1,5625
2,6	2	1	1	2	1,242604	0,757396	1,609524
2,7	2	1	1	2	1,207133	0,792867	1,656818
2,8	2	1	1	2	1,173469	0,826531	1,704348
2,9	2	1	1	2	1,141498	0,858502	1,752083
3	2	1	1	2	1,111111	0,888889	1,8
3,1	2	1	1	2	1,082206	0,917794	1,848077
3,2	2	1	1	2	1,054688	0,945313	1,896296
3,3	2	1	1	2	1,028466	0,971534	1,944643
3,4	2	1	1	2	1,00346	0,99654	1,993103
3,5	2	1	1	2	0,979592	1,020408	2,041667
3,6	2	1	1	2	0,95679	1,04321	2,090323
3,7	2	1	1	2	0,934989	1,065011	2,139063
3,8	2	1	1	2	0,914127	1,085873	2,187879
3,9	2	1	1	2	0,894149	1,105851	2,236765
4	2	1	1	2	0,875	1,125	2,285714
4,1	2	1	1	2	0,856633	1,143367	2,334722
4,2	2	1	1	2	0,839002	1,160998	2,383784
4,3	2	1	1	2	0,822066	1,177934	2,432895
4,4	2	1	1	2	0,805785	1,194215	2,482051
4,5	2	1	1	2	0,790123	1,209877	2,53125
4,6	2	1	1	2	0,775047	1,224953	2,580488
4,7	2	1	1	2	0,760525	1,239475	2,629762
4,8	2	1	1	2	0,746528	1,253472	2,67907
4,9	2	1	1	2	0,733028	1,266972	2,728409
5	2	1	1	2	0,72	1,28	2,777778

Şekil 5. (n) = 2 Koşulunda COP_i Değerlerine Bağlı Ekserji Kazanımları (Isıtma Rejimi) [4]

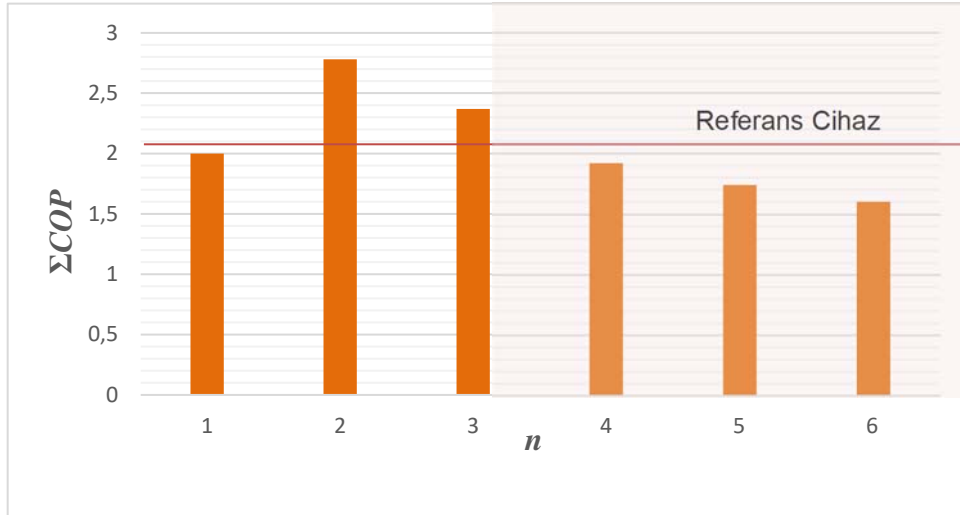
Ekserji Kazanımı Eşitlik 7`de verilen $EXTI$ formülü ile ifade edilmiştir. Bu bağlamda, yeni bir ekserji tabanlı çevresel performans ölçütü, $EXTI$ (Ekserji-Tabanlı Dizi Sayısı Endeksi), dizi sayısına ($n>1$) göre geliştirilmiştir. Enerji ise kazanılmaz (1.Yasa). Bu ilişkiler Şekil 5`de daha yüksek COP_i değerleri için gösterilmiştir. Yeni teknolojilerle COP_{min} değerine (10) ulaşılabilse bile ekserji kazanımı çift dizide ($n = 2$) ancak 0.54 olabilmektedir. Tablo 2`den ve Şekil 6`dan görüldüğü üzere $EXTI$ değeri ancak $n = 3$ değerine müsaade etmektedir. Daha büyük dizilerde $EXTI$ eksi olmaktadır.

$$EXTI(n) = \frac{0.95(E_B - \sum E) + (Q_{oB} - Q_o) \left(1 - \frac{T_o}{T_f}\right)}{0.95E_B + Q_{oB} \left(1 - \frac{T_o}{T_f}\right)} \quad \{n>1\} \quad (7)$$

n	ΔT_i	COP_i	Q_o kW	ΣE kW	Q_f kW	ΣCOP	$EXTI$
1	$\Delta T_o=32K$	2 (Reference HP)	1	1	2	2	-
2	$1/2\Delta T_o$	5	1.28	0.72	2	2.78	+0.228
3	$1/3\Delta T_o$	6	1.16	0.84	2	2.37	+0.13
4	$1/4\Delta T_o$	8.1	0.96	1.04	2	1.92	-0.033
5	$1/5\Delta T_o$	8.6	0.85	1.15	2	1.74	-0.123
6	$1/6\Delta T_o$	9.2	0.76	1.24	2	1.6	-0.197

Tablo 2. Seri Dizili Isı Pompalarında Toplam Performans Değerleri. $1 \leq n \leq 6$. $COP = Q_f / \Sigma E$.

Şekil 6`ya göre ve ısıma rejiminde ΣCOP değeri sadece $n = 2$ ve $n = 3$ değerlerinde referans değerinin (Tek Isı Pompası) üzerine çıkabilmektedir. Dolayısı ile ikili dizi en fazla artış göstermektedir. Dolayısı ile ısıtma rejiminde bile (n) sayısının 3`den fazla olması akılcı değildir. Bu yönde (n) sonsuza giderken ΣCOP değeri de sıfıra gider.



Şekil 6. ΣCOP Değerinin Dizi Sayısı ile Değişimi, $n = 1$ Referans Cihaz

2.3. Klima Sistemlerinin Çevresel Ayak izleri

2.3.1. CO₂: Isı pompalarının COP değerlerine göre belirli bir yükte talep ettikleri elektrik gücüne bağlı elektrik enerjisi tüketimlerinin merkezi güç santrallerinde bir CO₂ salım sorumluluğu bulunmaktadır. Ülkemizde oldukça yaygın olan hidroelektrik santralleri yanı sıra giderek güç üretim payları artan yenilenebilir enerji kaynakları nedeni ile ülkemizin ortalama elektrik enerjisinin birim CO₂ salımı c_{av} düşmektedir (0.153 kg CO₂/kW-h). Bu değer adyabatik yanma için doğal gaz yakıtında 0.2 kg CO₂/kW-h, kömür yakıtında 0.6 kg CO₂/kW-h dolayındadır. Elektrik gücünün binada veya yakın çevresinde güneş enerjisine dayalı foto-voltaik (PV) veya PVT panellerden üretilerek klimaların

çalıştırılması durumunda ise bu sorumluluk değişmez, zira böyle bir durumda, yerinde ve güneşten üretilen elektrik şebekeye verilmediğinden şebekede ihtiyaç duyulan aynı miktar elektrik bu kez gene santrallerde üretilecektir. Eşitlik 8' de 1. Yasaya göre COP değerleri farklı iki ısı pompasından COP değeri daha yüksek olan ısı pompasının CO₂ salımında sağladığı tasarrufu vermektedir. PEF, AB ortalamasında *Birincil Enerji Çarpanı* yakıttan (Santral) prize kadar olan verim devriğidir (1/0.40).

$$CO_{2\text{azaltımı}} = c_{av} PEF \left(\frac{1}{COP_1} - \frac{1}{COP_2} \right) Q_f \quad \{COP_1 > COP_2\} \quad (8-a)$$

$$\frac{CO_{2\text{azaltımı}}}{Q_f} = \Delta CO_2 = c_{av} PEF \left(\frac{1}{COP_1} - \frac{1}{COP_2} \right) \quad (8-b)$$

Örneğin, $COP_1 = 2.5$, $COP_2 = 4$ ve soğutma kapasitesi Q_f 1 kW ise COP değeri 4 olan ısı pompası çalıştığı bir saatte boyunca diğer ısı pompasına oranla CO₂ salımından 0.057 kg tasarruf eder.

$$\Delta CO_2 = 0.153 \times 2.5 \left(\frac{1}{2.5} - \frac{1}{4} \right) / 1 \text{ kW} = 0.057 \text{ kg CO}_2/\text{h}$$

Bu değere henüz santrallerdeki ekserji yıkımlarından oluşan neredeyse önlenemez salımlar, □CO₂ dahil değildir. Bu salım sorumlulukları genelde şu şekilde yazılır [4]:

$$\Delta CO_2 = 0.27 \sum \varepsilon_{des} \square 0.27 \varepsilon_{sup} (1 - \psi_R) PEF \times \frac{Q_f}{COP} \quad \{1ci \text{ ve } 2ci \text{ salım sorumluluğu}\} \quad (9)$$

Termik santrallerde, enerjinin akılcı kullanım verimi, ψ_R 0.50, PV panellerde 0.6, PVT panellerde yaklaşık 0.75 kadardır. Doğal gazlı santrallerin birim ekserji değeri $\varepsilon_{sup} = 0.87$ kW/kW tabanında ve yukarıda verilen iyi örnek için (COP = 4):

$$\Delta CO_2 \square 0.27 \times 0.87 (1 - 0.50) \times 2.5 \times \frac{10 \text{ kW}}{4} = 0.70 \text{ kg CO}_2/\text{h}$$

İyi örneğin toplam salım sorumluluğu:

$$\sum CO_2 = 0.153 \times 2.5 \left(\frac{1}{4} \right) \times 10 + 0.70 = (0.96 + 0.57) \text{ kg CO}_2/\text{h} = 1.53 \text{ kg CO}_2/\text{h}$$

Bu salım sorumluluklarına ek olarak ve klima sisteminin işleyiş esaslarına büyük ölçüde bağlı kalmak üzere klima sistemlerinde yer alan ekserji yıkımlarına özgü salım sorumlulukları bulunmaktadır. Bunlar Tasarım bölümünde verilmektedir (Şekil 8 ve 10).

2.3.2 Küresel Isınma: Gaz sıkıştırılmalı ısı pompalarının kullandıkları soğutucu gaz türlerine bağlı olarak ODP (Ozon Seyreltme Potansiyeli) ve GWP (Küresel Isınma Potansiyeli) değerleri aracılığı ile küresel ısınmaya etki ederler. En son geliştirilmiş bulunan soğutucu gazlarda her ne kadar ODP değeri sıfır olarak belirtilse de GWP değerleri de son zamanlarda -azaltılmış olmakla birlikte- henüz gerekli düzeye inmiş değildir. Belki de maksatlı olarak bu gazlar sadece ODP değeri üzerinden pazarlanmakta GWP değerleri önemsizleştirilmektedir. Halbuki bu iki değer küresel ısınmada etkileşmektedir [3]:

$$ODI = \frac{pGWP^r}{(1-ODP)} \times \left(\frac{ALT}{1} \right)^s + tW^u \quad (10)$$

ODI tarifi, ODP ve GWP değerlerinin ortak etkisini betimler ve soğutucu gazların bu yeni tanıma göre değerlendirilmesi gerekir. W klima santralinden bir saatte atmosfere karışan su miktarıdır [kg/h]. p , r , s , t ve u katsayıları iklime, yöreye ve yerel atmosferik dinamiklere bağlıdır. Bu çalışmada, $p = 0.1$, $r = 0.03$ ve $s = 0.01$, t ve s katsayıları da sırası ile 6 ve 0.1 alınmıştır. ALT ise sera gazının atmosferde kalış süresidir [yıl]. ODP değerinin sıfır olması o gaza sıfır-karbon veya yeşil gaz tanımını sağlamaz. GWP değeri ile birlikte değerlendirilmelidir. Adyabatik soğutmada ODI söz konusu değilse de bu kez tüketilen

ve sonuç itibarı ile büyük ölçüde atmosferle buluşan suyun (W) sera etkisi (GWP) hesaba katılmalıdır. Aynı durum her türlü klima santralinde söz konusu olan yoğuşma suyunda da söz konusudur ve bu su kontrollü bir şekilde değerlendirilmelidir. Çift dizili bir sistemde bir kademe adyabatik ikincisi ise mekanik olma durumunda tüm soğutma yükünün (%100 taze hava) tamamen karşılanacağı bir sistemin değerlendirilmesinde Eşitlik 10`dan hareketle yeni bir ölçüt geliştirilmiştir:

$$odi = \frac{ODI}{COP_{EX}} \quad \{\text{Minimum olmalı}\} \quad (11)$$

Bu ölçüt, herhangi bir klima sisteminin hem küresel ısınmaya doğrudan etkisini hem de CO₂ salım sorumluluklarını COP_{EX} cinsinden değerlendirmektedir.

2.4. Ekserji Tabanlı Maliyet

Klima sistemlerinin yatırım maliyetlerinde sadece birim kW ısıtma veya soğutma kapasitesine (Q_f) oranlanmış satış (Yatırım) maliyeti (C) ve işletme maliyeti de COP_{EX} cinsinden göz önünde tutulur.

Ekserji-tabanlı yatırım maliyeti EXC , ağırlık ortalamalı gömülü malzeme maliyetleri de (\bar{M}) dahil olmak üzere aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir [9]:

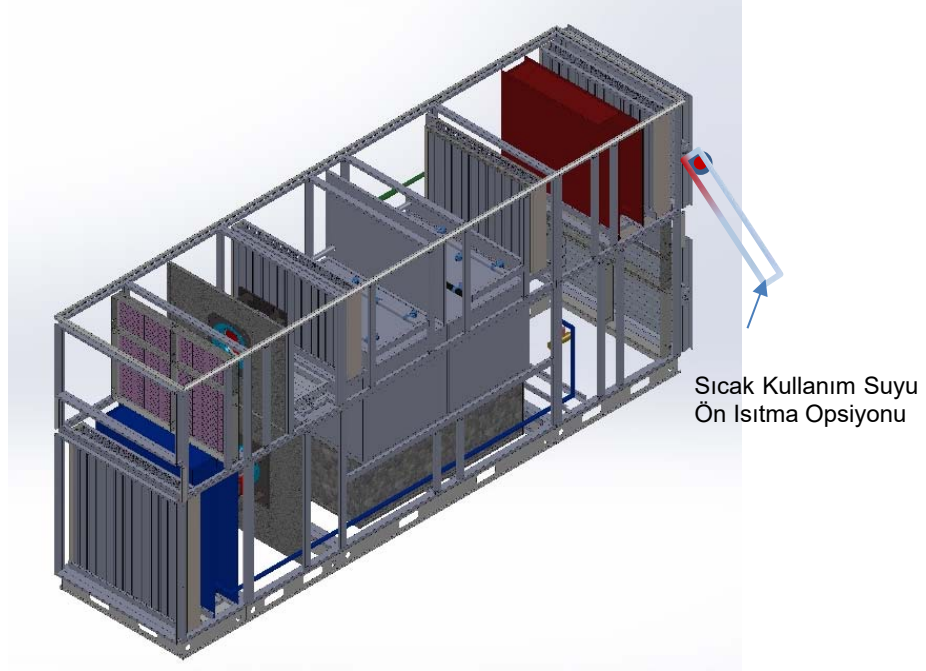
$$EXC = \left(\frac{C}{Q_f \times COP_{EX}} \right) \left(1 + \frac{\bar{M} \times W_t}{C} \right) \quad (12)$$

3. TASARIM

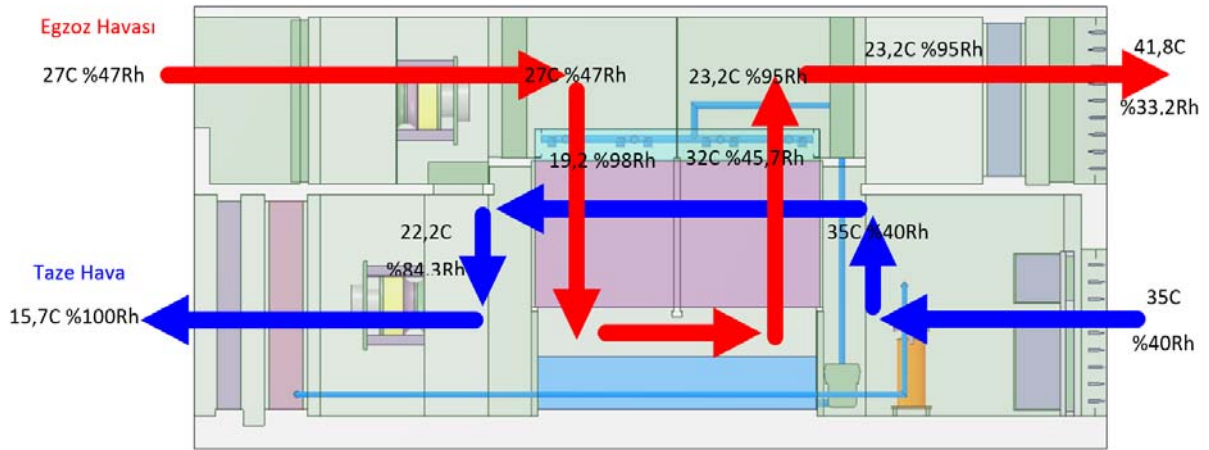
Bugünün koşullarında klima sistemleri ile konfor soğutmasında en ön planda aşağıdaki koşulların yerine getirilmesi gerekmektedir:

- 1- %100 taze havanın ekonomik ve ekserji akılcı biçimde sağlanabiliyor olması,
- 2- Bu amacın iki aşamayı geçmeyen bir dizinle gerçekleştirilmesi,
- 3- Her iki aşamadaki COP değerlerinin de 5 veya çok yakın olması,
- 4- Pandemi riskine karşı iç konfor bağıl nem tasarım değerinin %50 olması. Bu değerden sapmalar en fazla $\pm\%5$ olması [2],
- 5- Cihazların Akılcı Ekserji Verimlerinin (ψ_R) mümkün olduğunca yüksek olması (Eşitlik 15 ve 17).
Bu iki eşitlik özelinde ve $\psi_R \geq 0.70$ koşulunda klima cihazlarına *Yeşil Cihaz* denilebilir,
- 6- odi değerinin en az olması,
- 7- Adyabatik soğutmada su sarfiyatının az olması, suyun steril edilmesi ve Lejyoner riskinin önlenmesi,
- 8- EXC maliyetinin az olması.
- 9- Atık ısıdan yararlanılması.

Bu amaçlara uyumlu yeni bir örnek cihaz tasarımı Şekil 6-a, b ve c`de gösterilmiştir. Şekil 7 ve 8 de ise hesaplamalı akışkanlar mekaniği örnek çözümler gösterilmiştir.



Şekil 6-a. Örnek Tasarımın Perspektif Görünüşü



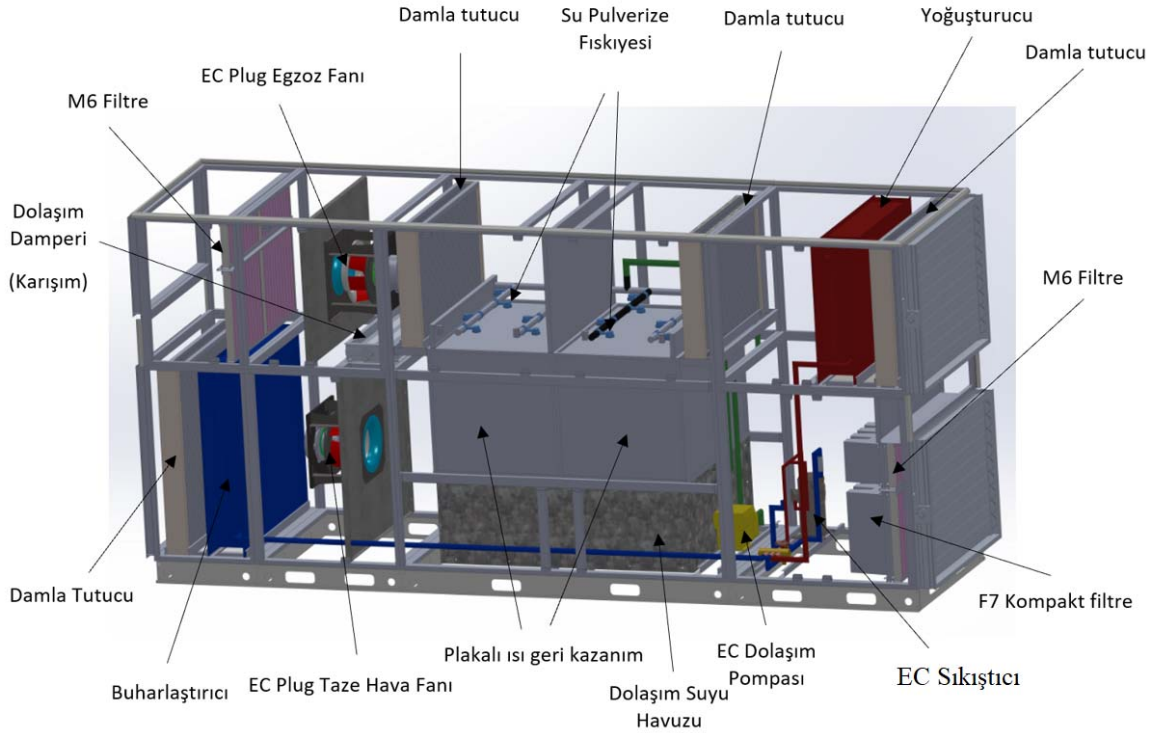
Şekil 6-b. Cihazın Çalışma Prensibi

Cihaz %100 taze havalı rejim için tasarlanmıştır. İç ortamdan 27°C sıcaklık ve %47 Rh bağıl nemde (EN14511:2013 (RA 27C ;19 C YT- OA 35 C ;24 YT)) EC Plug fan aracılığı ile egzoz ederek fiskeye sistemine gönderir. Fiskeye sisteminde su EC pompa aracılığı ile havuzdan çekilerek, fiskeyeler üzerinde pulverize edilmesiyle doğrudan buharlaştırılır. Su buharlaştırılırken egzoz havasından ısıyı çeker ve 27°C ve %47 Rh koşulundaki egzoz havası 19,2 C %98 Rh a kadar buharlaştırma yöntemi ile 19,2°C sıcaklık ve %98 Rh bağıl neme kadar soğutulmuş olur. Plakalı ısı geri kazanım değiştiricisine gönderilir ve dışarıdan EC Plug fan aracılığı ile alınan 35°C %40 Rh koşulundaki taze havanın ısı alınarak sıcaklık 22,2°C, %84,3 Rh düzeyine koşullandırılır (Plakalı ısı geri kazanım sırasında hava egzoz havasına karışmamaktadır. Dolaylı adyabatik evaporatif soğutma). Gerekirse, plakalı ısı geri kazanımdan çıkan 22,2°C %84,3 Rh koşulundaki hava buharlaştırıcıda mekanik olarak (sıkıştırıcıda) 15,7°C %100 Rh koşuluna soğutulur. Taze havanın ısı alındığı için plakalı ısı geri kazanımının egzoz çıkışında hava 19,2°C %98'den 32°C %45 Rh'a ısınmış olur. Isınan egzoz havası için tekrar doğrudan buharlaşma ile soğutma yapılarak havanın sıcaklığı 32°C %45 Rh'dan 23,2°C %95 Rh'a düşürülür. Bunun nedeni, yoğuşturucu girişinde havanın sıcaklığını düşürmek; böylelikle sıkıştırıcı çok daha düşük basınçlarda yoğuşmaya gerek duyacak ve sıkıştırıcı daha az yükleneceği için tesir katsayısı

yükselecektir. Yoğuşturucu üzerinden geçen hava 23,2°C %95 Rh'dan 41,8°C %33,2Rh'a kadar ısınacaktır ve dış ortama verilecektir. Bu kademede havalı yoğuşturucu kullanılmıştır. Bir seçenek olarak sulu yoğuşturucu kullanılarak atık ısının kullanım sularının ön ısıtılmasında kullanılabilir. Böylelikle sistemin toplam COP değeri daha da yükselir.

M6 Filtre: Egzoz ve taze havanın ön temizlenmesinde kullanılmalıdır. Cihaz içerisindeki kirlenmeyi önler. Eko-tasarım yönergelerine uygun olarak seçilmiştir. Cihaz içerisindeki kirlenmeyi önler.

F7 Sıkışık (Kompakt) Filtre: Taze havanın daha hassas olarak temizlenmesi için kullanılmıştır. Eko-tasarım yönergelerine uygun olarak seçilmiştir.



Şekil 6-c. Cihaz Bileşenleri

EC Plug Egzoz Fanı: Egzoz havasının mahalden emişini sağlar. Enerji verimliliği düşünülerek yüksek verimli EC Motorlu Fan olarak seçilmiştir. Bu fan kendinden motorlu ve devrlidir, filtreler kirlense de fan devri artarak sürekli sabit debide performansın optimum düzeyde kalmasını sağlar.

EC Plug Taze Hava Fanı: Taze havasının dış ortamdan emişini sağlar. Enerji verimliliği düşünülerek yüksek verimli EC Motorlu Fan olarak seçilmiştir.

Damla Tutucu: Önlem için eklenmiştir, hava çiy noktasına ulaşıp cihaz içerisinde yoğuşma oluşturduğunda oluşan damlacıkları tutmak için kullanılır.

Dolaşım Damperi: Cihaz uyku fazında iken mahalde çok düşük debili olarak bakteri oluşmaması için hava akımını sağlar. (Kompresör ve pompa çalışmaz ve aynı zamanda cihaz çalışırken talebe göre karışım sağlar)

Pulverize Su Fiskiyesi: Suyun pulverize (3-4 bar) edilip buharlaştırılmasını sağlar. Böylece su buharlaşırken ortamdaki buhar enerjisi kadar ısı çeker ve havanın soğutulması sağlanır. (Doğrudan buharlaşma etkisi)

Plakalı Isı Geri kazanım: Buharlaşan suyun etkisi ile soğuyan havanın ısı enerjisinin dolaylı adyabatik olarak taze havaya aktarılmasını sağlar. Böylece suyun nemi taze havaya karışmamış sadece ısının enerjisi taze havaya aktarılması gerçekleşir. Bu şekilde dış ortamdan 35°C'de alınan hava 21-22° C sıcaklığa su ile adyabatik yöntemle soğutulmuş olur.

EC Dolaşım pompası: Suyun havuzdan fiskiyelere iletimini sağlar. Enerji verimliliği düşünülerek EC motorlu olarak seçilmiştir, pompa devrini ayarlayarak optimum performansa ulaşılmasını sağlar.

Dolaşım Suyu Havuzu: Sirkülasyon suyu için havuz görevi yapmaktadır. Su Derinliği 280 mm'dir.

Buharlaştırıcı Isı Değiştirici: Plakalı ısı geri kazanımdan çıkan havanın ihtiyaç duyulması halinde 21-22° C'den 15-16°C'ye kadar soğutulmasını sağlar. (R 410 A Çevreci gaz kullanılır)

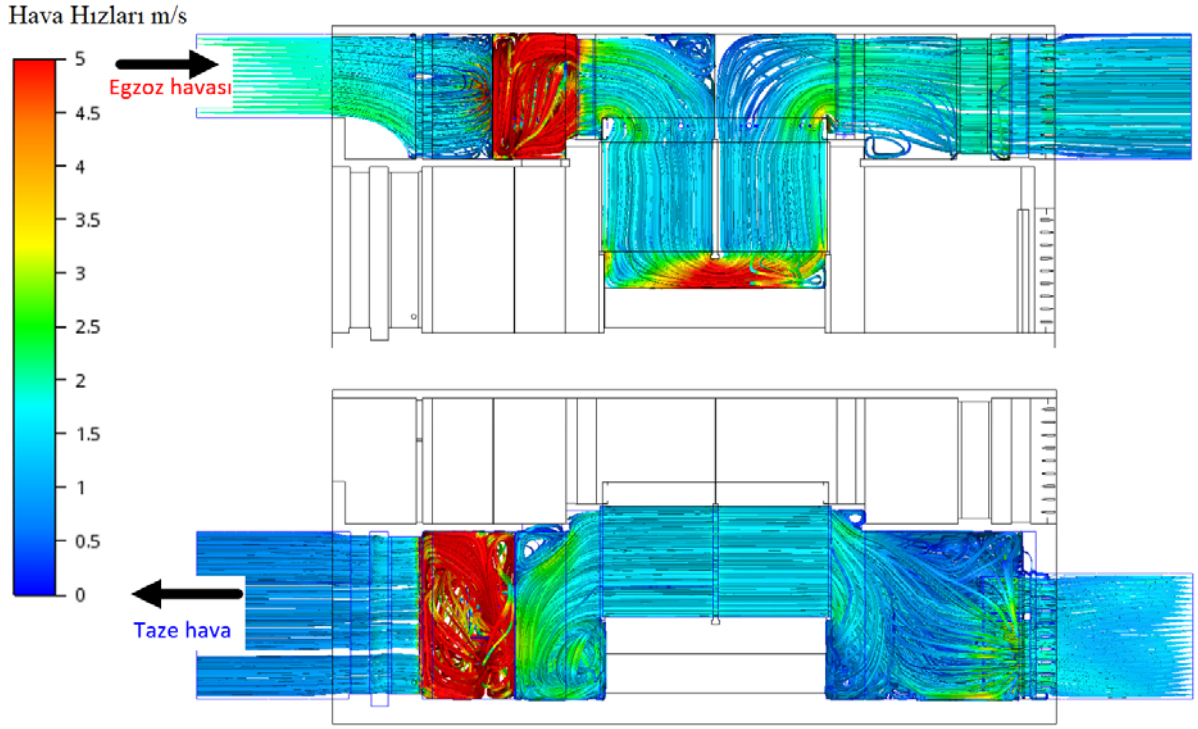
Yoğuşturucu Isı Değişirici: Yoğuşturucudan alınan ısının dış ortama atılmasını sağlar.

R 410 A gazı kullanıldığında: $ODP=0$, $GWP= 2088$, $ODI = 0.175$ (Eşitlik 10).

EC Sıkıştırıcı: Yoğuşturucudan emdiği gazı sıkıştırarak, basıncını yükselterek yoğuşturucuya gönderilmesini sağlar. Verimlilik için EC olarak seçilmiştir, ihtiyaca göre devrini ayarlayarak optimum performansta çalışmaktadır.

Örnek CFD Çözümleme Sonuçları

Şekil 7'de görüldüğü üzere, fan kabini dışındaki hava akışlarının oldukça düzgün olduğu görülmektedir. Bunun temel nedeni, damla tutucu, ısı değişirici, filtre, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu gibi ardışık elemanların akışı düzeltici etkisidir.

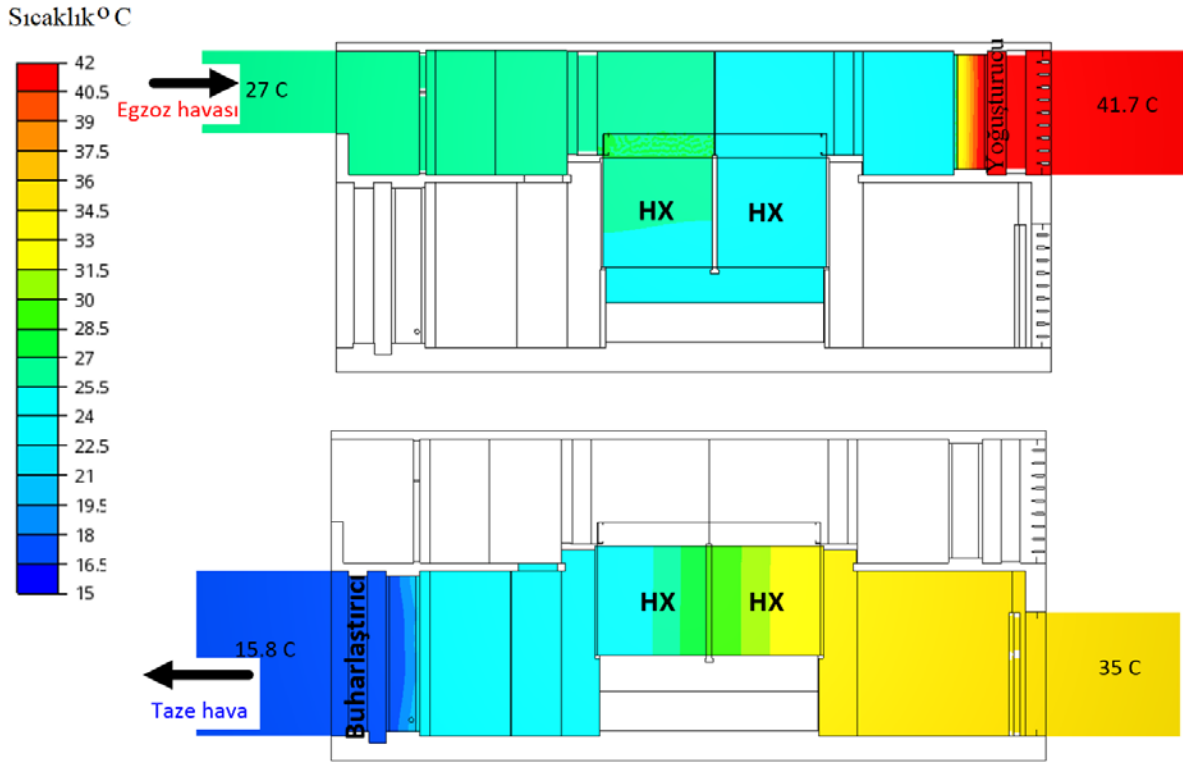


Şekil 7. Sistemdeki Örnek Hava Akım Çözümlemeleri

Cihazın Temizlenmesi ve Lejyoner Risklerinin Giderilmesi

Lejyonella bakterileri yaşayabileceği uygun bir ortam buldukları takdirde hızla çoğalır. 20 ile 50°C arasındaki ılık veya sıcak durgun suda, bakterilerin gelişmesi için uygun bir ortam oluşur.

1.Yöntem: Bu tür cihazlarda belli aralıklarda cihazın kendi kendini temizle fazında damperler kapanıp, fanlar ve kompresör durdurulup, havuz suyuna klor ve kimyasal temizleyiciler eklenip fiskiyelerden plakalı ısı geri kazanım üzerine bu karışımli suyu püskürtme yaparak havuzun içerisini ve plakalı ısı geri kazanımı temizlemesidir.



Şekil 8. Sıcaklık Dağılımı

2.Yöntem: Bir diğer önlem ise UVC lambalar ile sterilizasyon yöntemidir. Standartlara göre seçilmiş bu lambaları fısıkiye sistemine ve buharlaştırıcı bataryasının çıkışına bağlayarak son çıkış havasının temiz olarak iç mekâna üflenmesini sağlar. UVC lambalar her zaman aktif olarak çalışmalıdır.

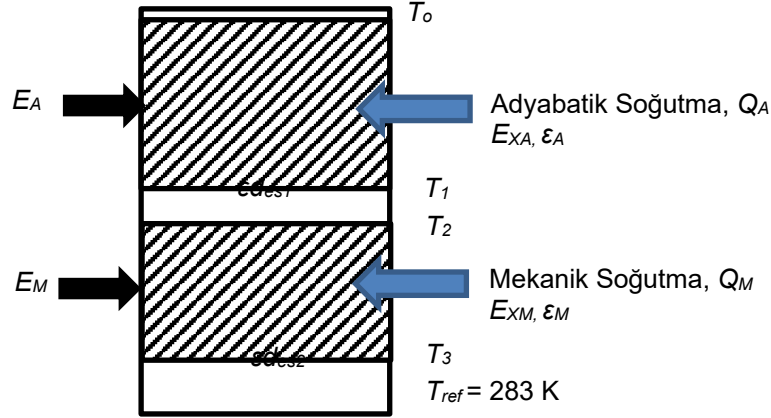


Şekil 9. Örnek Tasarımın Yan Görünüşü

4. EKSERJİ TABANLI ÇÖZÜMLEME

Örnek tasarım bir referans klima cihazı ile ekserji tabanında karşılaştırılmıştır. Şekil 10'da gösterildiği üzere, yıkılan ekserji miktarı çok azdır ve işlem dış havanın çok yakınından başlar ve oradaki ekserji yıkımı ihmal edilmiştir. Burada %100 taze hava kullanılmaktadır. Bu cihaz tasarımında iç mekân sıcaklığını 27°C ve %47 bağıl nem düzeyinde tutmak üzere tasarlanmış olup, cihazın 15°C-16°C aralığında %100 bağıl neme sahip hava üflenmesi gerekmiştir. Şekil 9'da ise referans klima cihazı değerleri görülmektedir. Tasarıma en yakın ürün debisi 5500 m³/seçilebildiğinde bu referans cihazın performansı ileriki bölümde 5000 m³/h değerine uyarlanarak eş baz hesapları yapılacaktır. Şekil 10'da

ise referans cihazın ekserji akış diyagramını gösterilmektedir. Şekil 8 ve 10 arasında önemli ekserji yıkım farkları olduğu görülmektedir. Örnek tasarımda dış ortamdaki ekserji öncelikle adyabatik soğutmada değerlendirilmekte, daha sonra da alışımlı gaz sıkıştırılmalı sistemde mekanik soğutma yapılmaktadır.



Şekil 10. Örnek Tasarımın Ekserji Akış Diyagramı

Örnek cihazın kendi performansı ve ekserji akış diyagramına göre üçüncü CO₂ salım sorumluluğu aşağıdaki eşitliklerde verilmiştir.

$$\sum \varepsilon_{des} = \varepsilon_{des1} + \varepsilon_{des2} = \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) + \left(1 - \frac{T_{ref}}{T_3}\right) \quad (13)$$

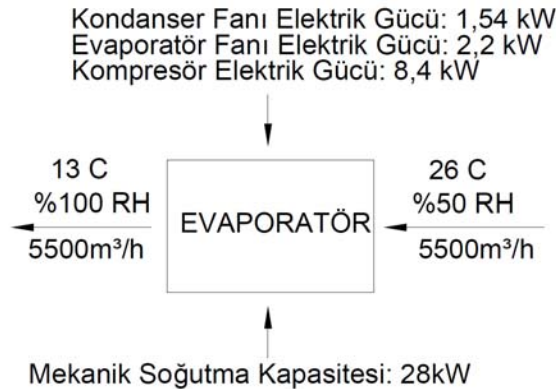
$$\Delta CO_2 = 0.27 \times \sum \varepsilon_{des} \quad \{\text{Üçüncü salım sorumluluğu}\} \quad (14)$$

$$\psi_R = \frac{\varepsilon_{xM} + \varepsilon_{xA}}{0.95} = \frac{\left(1 - \frac{T_3}{T_2}\right) + \left(1 - \frac{T_1}{T_0}\right)}{0.95} \quad (15)$$

Burada 0.95 kW/kW elektrik gücünün birim ekserjisidir.

Referans Klima Cihazı

Her şeyden önce bu cihaz %100 tekrar dolaşım (resirküle) hava ile çalışmaktadır. Referans klima cihazının performans değerleri Şekil 9'da gösterilmektedir. Bu cihazın debisi hesaplarda 5500 m³/h değerinden 5000 m³/h değerine uyarlanmıştır.



Şekil 11. Referans Klima Cihazı (n=1 ve sadece mekanik soğutma)

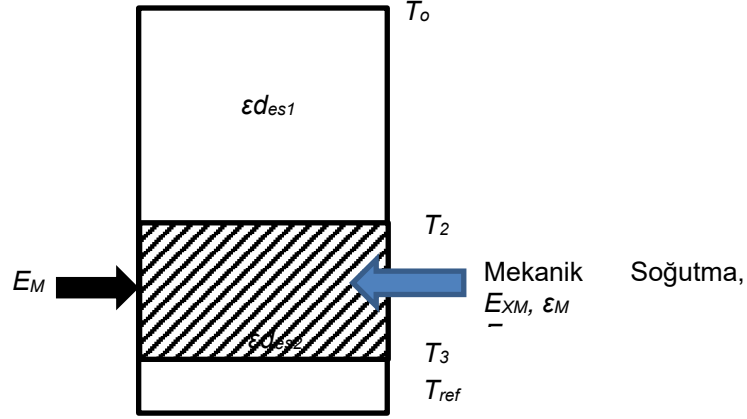
Toplam Elektrik Güç Girdisi = (1.54+2.2+8.4) kW = 12.14 kW

Güç uyarlaması ile = 12.14 x (5000/5500)³ = **9.12 kW**

Güç uyarlaması ile mekanik soğutma gücü = 28 kW x (5000/5500) = **25.45 kW**

COP = 25.45 kW/9.12 kW = **2.79**

COP_{EX} = 25.45 x (1-[273+13]/[273+26])/(0.95 x 9.12) = **0.128**



Şekil 12. Referans Klima Cihazı (Şekil 9) için Ekserji Akış Diyagramı

$$\sum \mathcal{E}_{des} = \mathcal{E}_{des1} + \mathcal{E}_{des2} = \left(1 - \frac{T_2}{T_o}\right) + \left(1 - \frac{T_{ref}}{T_3}\right) \quad (16)$$

$$\psi_R = \frac{\mathcal{E}_{xM}}{0.95} = \frac{\left(1 - \frac{T_3}{T_2}\right)}{0.95} \quad (17)$$

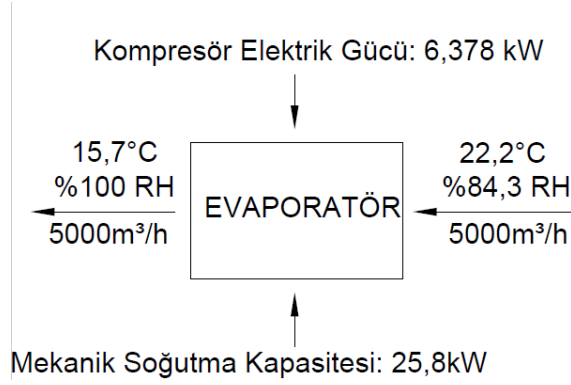
Şekil 12`den görüldüğü üzere, \mathcal{E}_{des1} örnek projeye oranla daha fazla olduğundan ΔCO_2 sorumluluğu daha yüksek ve değeri de oldukça düşüktür.

5. ÖRNEK CİHAZ TASARIMININ HESAPLARI

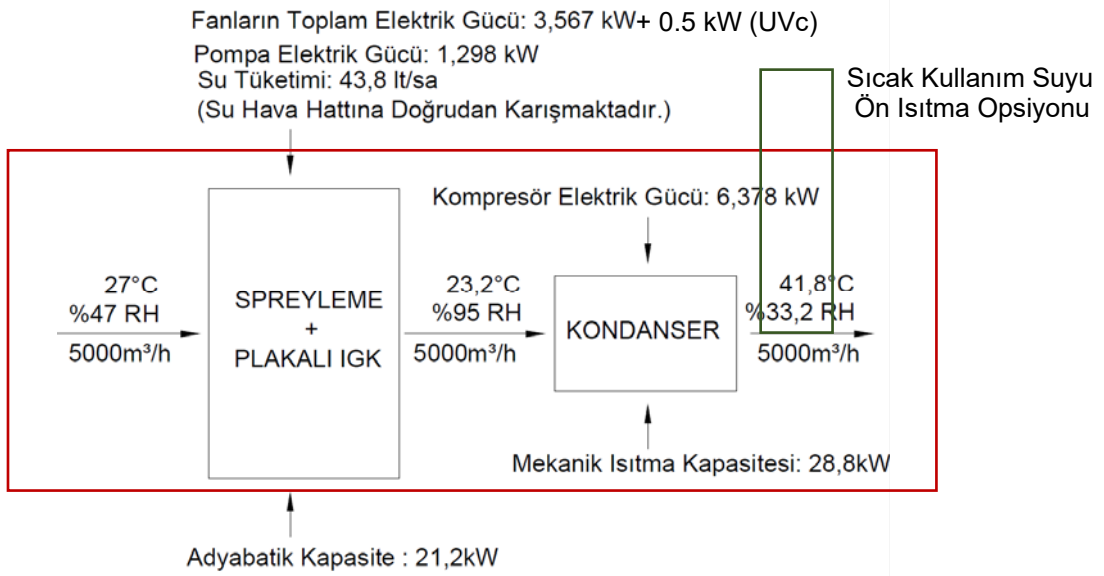
Örnek cihaz projesi için dış tasarım ortam değerleri: $T_o = 35^\circ\text{C}$, 40% RH, Dışa atım (Egzoz) hava sıcaklığı: 41.8°C . İşletim değerleri Şekil 13 ve 14`de gösterilmiştir.

COP = (25.8+21.2)/(3.567+1.298+6.378+0.5) = **4.00**

COP_{EX} = 25.8 x (1-[273+15.7]/[273+22.2])/(0.95 x 6.378)+21.2 x (1-[273+23.2]/[273+35])/(0.95 x ...
...x (3.567+1.298+0.5) = 0.093 + 0.159 = **0.252**



Şekil 13-a. Mekanik Soğutma Bölümünün Performans Değerleri



Şekil 13-b. Adyabatik Soğutma Bölümünün Performans Değerleri.

Adyabatik soğutma işlemi sırasında tüketilen suyun önce sterilize edilmesi gerekir [10]. Spreyleme işlemi yapıldığı bölmede ve başka su birikintisi olan bölmeler var ise bu gibi yerlerde gerekli dozda UVc lambalarla Lejyoner ve benzeri risklere karşı önlem alınmalıdır. ANSI/ASHRAE Standard 188 bu konuda gerekli tasarım ve işletim önlemlerini ve ilgili bilgileri vermektedir [11, 12].

Tüketilen Suyun Çevresel ve Parasal Etkileri

Tüketim: 43.8 l/h. Şebeke suyunun satış bedeli ASKİ değerlerine göre 8.5 TL/m³ alındığında, 43.8/1000 x 8.5 = 0.37 TL/h

Şehir suyunun gömülü elektrik enerjisi yaklaşık 1.25 kW-h/m³ değerindedir [14]. Dolayısı ile:

$$= 1.25 \text{ kW-h}/1000 \text{ kg} \times 0.95 = 0.00125 \times 0.95 \text{ kW-h/l}$$

Bu nedenle:

$$1\text{- Gömülü Enerji} = 43.8 \text{ l} \times 0.00125 \times 0.95 = 0.054 \times 0.95 \text{ kW-h/h (Elektrik)}$$

Elektrik cinsinden hesaplanan bu gömülü enerjinin CO₂ salım sorumluluğu, doğal gazlı bir termik santral tabanında hesaplanmıştır:

$$0.054 \times 0.95 \times PEF \times 0.2 \times (1+0.27 \times (1-0.5)) = 0.029 \text{ kg CO}_2/\text{h} \{ \psi_R = 0.5 \text{ kabulü dahil, } PEF = 2.5 \}$$

2- Buharlaştırmanın CO₂ Eşleniği:

Buharlaştırmanın sadece %1 oranında atmosferde süreli kaldığı gibi iyimser bir tahminle ve su buharının aslında yer yüzeyine yakın atmosferde CO₂ salımına oranla 10 kat daha zararlı olduğu bilindiğinden (441/59 x 1.37 ≈ 10, 1988-2018 verilerine göre) = 0.1 x 43.8 kg/h = 4.38 kg CO₂/h [13]:

Toplam CO₂ sorumluluğu: 4.38+0.029 = 4.4 kg CO₂/h

CO₂ Salımında Net Tasarruf:

$$CO_2 = [(11.43 - 9.12) \times \{1 + 0.27 \times (1 - 283 / 600)\}] \times PEF \times 0.3 = +1.98 - (28.8 / 0.85) \times 0.3 - 28.8 \times 0.27 \times \left(0.95 - \left(1 - \frac{283}{313}\right)\right) = +1.98 - 10.16 - 6.64 = 14.82 - 4.4 = 10.42 \text{ kg CO}_2/\text{h}$$

Birim İşletme Gideri:

$$= [11.43 + 0.37] \text{ kW} \times 0.60 \text{ TL/kW-h} / (25.8 + 21.2) \text{ kW} = 0.151 \text{ TL/kW-h}_{\text{soğutma}}$$

{Ticarethane tek tarife, 0.60 TL/kW-h Ocak 2021}

Referans klima sisteminde ise bu maliyet aşağıdaki gibidir:

$$[9.12 \times 0.60 \text{ TL/kW-h}] / 25.45 = 0.215 \text{ TL/kW-h}_{\text{soğutma}}$$

Dolayısıyla, örnek proje, birim soğutma gücü için yaklaşık %30 daha ucuz işletilebilmekte ve bu arada çevreye 10.42 kg CO₂ salımında azaltma sağlamaktadır.

Atık Isının Değerlendirilmesi

Referans klima cihazında egzoz edilen hava bulunmamaktadır (Resirküle hava). Bu nedenle atık ısı geri kazanımı söz konusu pratikte söz konusu değildir. Ancak önerilen proje seçeneğinde %100 atmosfere salınan sıcak egzoz havası sıcak kullanım suyunun ön ısıtılmasında kullanılabilir. Binaya giriş sıcaklığı yazın 20°C olan şebeke suyunun 40°C sıcaklığa, kapalı devreli bir havadan suya ısı değiştirici vasıtası ile (Verim = 0.75) ön ısıtılmasının yapıldığı varsayılmıştır.

40°C sıcaklıkta havanın yoğunluğu = 1.127 kg/m³, C_p = 1.00 kJ/kg,

$$Q_{GK} = [5000 \text{ m}^3/\text{h} \times 1.127 \times 1 \times (40-20) \text{ K}] \times 0.75 = 23.5 \text{ kW ısı.}$$

Bu ısı kazanımı COP ve COP_{EX} verilerine eklenebilir:

$$COP = (25.8 + 21.2 + 23.5) / (3.567 + 1.298 + 6.378 + 0.25) = 6.13$$

$$COP_{EX} = 25.8 \times (1 - [273 + 15.7] / [273 + 22.2]) / (0.95 \times 6.378) + 21.2 \times (1 - [273 + 23.2] / [273 + 35]) / (0.95 \times \dots) \dots \times (3.567 + 1.298) + 23.5 \times (1 - [273 + 20] / [273 + 40]) / (0.25 \times 0.95) = 0.093 + 0.176 = 6.59$$

Bu suyun açık devreli sistemlerde kullanılması durumunda en az 65°C`a ayrıca ısıtılması gerekir.

CO₂ Salımından Ek Tasarruf:

$$= 23.5 \times 0.2 / 0.85 = 5.53 \text{ kg CO}_2/\text{kW-h}$$

Burada 0.2 kg CO₂/kW-h doğal gazın birim CO₂ içeriği, 0.85 ise ısı kaynağı olarak kabul edilen doğal gazlı kazan verimidir.

Atık ısının da değerlendirilmesi ile toplam CO₂ tasarrufu 10.42+5.53 = 15.95 kg CO₂/kW-h_{soğutma}

Ayrıca şebeke suyunun ön ısıtması ile de doğal gaz tasarrufu gerçekleştirilmektedir:

Doğal Gazdan Tasarruf

$$23.5 / 0.85 \times 0.15152217 \text{ TL/kW-h (İGDAŞ Abone Perakende Fiyatı: 1 Şubat 2021)} = 4.2 \text{ TL/h}$$

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada pandemi dirençli binalarda hem %100 taze hava ile çalışma hem de küresel kriz boyutunda enerji tasarrufu sağlamanın yanı sıra çevreci bir sistemin mümkün olduğu ekserji tabanlı yeni ölçütler yardımıyla gösterilmiştir. Örnek tasarımda adyabatik soğutmada dikkat edilmesi gereken konular da izah edilerek bunların genel performans içerisinde ihmal edilebilir boyutlarda olduğu hesaplanmıştır. Dışarı atılan sıcak havanın ısısının geri kazanımı ile soğutma COP değerinin 6 değerinin üzerine çıkabileceği görülmüştür. COP değerinin bu tür yüksek değerlere ulaşması en çok CO_2 salımlarının azaltılmasına yarar sağlayacaktır ve şu anda sera gazı salımlarında en çok artış CO_2 gazındadır [15]. Bu çalışmada gösterilen ekserji tabanlı çözümler ve yeni ölçütler özellikle çevre ve enerji konularında farkındalık yaratmakta olup kademeli ısı pompalı soğutma sistemlerinde (Laboratuvar ve medikal gibi uygulamalar hariç) en fazla ikiz seri bağlı ısı pompasının ekserji ve çevre bağlamında akılcı olabileceği gösterilmiştir. Bu nedenle de sektördeki genel kaniya (Daha fazla kademe) yeni bir anlayış getirilmiştir [16].

Tablo 3. Mukayese

PERFORMANS ÖLÇÜTÜ	Birim	ÖRNEK PROJE (n = 2)	REFERANS KLİMA* (n = 1)
E	kW	11.43	9.12
Q_f	kW	47**	25.45
COP	-	4***	2.79
COP_{EX}	-	0.252	0.128
$EXTI$	-	+0.09****	-
ψ_R	-	0.075 > 0.070 Yeşil Uygulaması (Eşitlik 15)	0.043 (Eşitlik 17)
odi	-	0.14	0.45
Net CO_2 azaltım	kg CO_2 /h	10.42	-
Su Gideri	l/h	43.8	-
Ek UVc El. Talebi	kW	0.5	-
EXC (Eşitlik 12 paydası $1/[Q_fCOP_{EX}]$)	-	0.084	0.307
İşletme Gideri	TL/kW	0.151	0.215

* 5000m³/h debiye düzeltili

** Ekzoz havasından ısı geri kazanımı ile 70.5 kW

*** Ekzoz havasından ısı geri kazanımı ile 6.13

**** Ekzoz havasından ısı geri kazanımı ile

Yapılan hesaplarda dış hava sıcaklığına bağlı en fazla brüt COP değerinin (Egzoz havasının geri kazanımı ve UVc gideri hariç) 33°C'da gerçekleştiği görülmektedir. Diğer uç sıcaklıklarda ise COP değeri bir miktar düşmektedir. Bu sonuç bizlere mevsimlik COP değerlerinin bu gibi değişimler göz önüne alınarak saatlik değerlere göre düzenlenmelidir. Ayrıca soğutma derece-saat değerleri gizli yükleri içermediğinden çözümlerinin değişik işletme koşullarında tekrarı gerekir.

Tablo 4. Örnek Tasarımda Dış Ortam Sıcaklığına Bağlı COP Değerleri (UVc gideri ve egzoz ısısının geri kazanımı hariç)

Dış Ortam Sıcaklığı °C	COP
29	4.17
31	4.34
33	4.53
37	4.2



7. SİMGELER

ALT	Atmosferde kalış süresi, yıl
a, b	Isı pompasının doğrusallaştırılmış karakteristik COP eşitliğindeki sabitler
C	Yatırım maliyeti, TL
COP	Tesir katsayısı
COP_{EX}	Ekserji tabanlı tesir katsayısı
E	Elektrik gücü, kW
EXC	Ekserji tabanlı maliyet, TL
$EXTI$	Ekserji-tabanlı dizi sayısı endeksi
GWP	Küresel ısıtma potansiyeli
n	Kademedeki ısı pompa sayısı
ODI	Birleşik ozon katsayısı
odi	Ekserji-tabanlı COP değerine karşılık gelen birim ODI
ODP	Ozon seyreltim potansiyeli
Q	Isıl güç, kW
PEF	Birincil enerji katsayısı
T_f	Üfleme sıcaklığı, K
T_o	Dış hava sıcaklığı, K
ΔT_o	Sıcaklık farkı, K
ΔT_i	Kademedeki ısı pompalarının her birindeki sıcaklık farkı
W	Bir saatte atmosfere salınan su miktarı, kg/h
W_t	Cihazın net ağırlığı, kg
\bar{M}	Gömülü malzeme maliyeti, TL/kg
ε	Birim ekserji, kW/kW
ψ_R	Akılcı ekserji yönetim verimi

Alt Simgeler

A	Adyabatik
B	Baz, temel değer
des	Ekserji yıkımı
EX	Ekserji tabanlı değer
M	Mekanik
ref	Çevre referans değeri

8. KAYNAKÇA

[1] Hunt J, Zakeri B, Nascimento A, Garnier B, Pereira M, Bellezoni R, de Assis Brasil Weber N, Smith Schneider P, et al. 2020. High-Velocity Seawater Air-Conditioning with Thermal Energy

- Storage and Its Operation with Intermittent Renewable Energies. *Energy Efficiency*, DOI: 10.1007/s12053-020-09905-0.
- [2] Kılış, B. 2020. Küresel Salgının Hatırlattıkları, İklimsel Isınma ve Klima Sistemleri, *Tesisat Mühendisliği*, MMO, Sayı 177/Özel Sayı-Haziran 2020, s: 16-24.
- [3] Kılış, B. 2019. The Importance of Exergy Rationality and Storage for 100% Renewable Targets in Decoupling Sustainable Development and Ozone Depletion, Invited Lecture, UNIDO Workshop, Sept. 16-17, 2019, Antalya.
- [4] Kilkis, B. 2021. Metrics of Exergetic Sustainability for Renewable Energy-to-Heat In District Energy Systems, *Energy J.*, Under Review, Manuscript No: EGY-D-20-10362.
- [5] Schoen, L. J. 2020. Guidance for Building Operations During the COVID-19 Pandemic, *ASHRAE J.* May 2020, pp: 72-74.
<https://www.ashrae.org/file%20library/technical%20resources/ashrae%20journal/2020journaldocuments/72-74_ieq_schoen.pdf >
- [6] Kilkis, B. 2020. Exergy-Optimum Coupling of Heat Recovery Ventilating Units with Heat Pumps in Sustainable Buildings, *JSDEWES*, Vol. 8, Issue 4, pp: 815-845.
- [7] Kılış, B. 2018. Isı Pompası Tesir Katsayısı Kaç Olmalıdır, *Başyazı, TTMD Dergisi*, Sayı 113, s:3-5
- [8] Shen, O., Abdelaziz, O., Keith R., and Baxter, V. D. 2016. Cold Climate Heat Pumps Using Tandem Compressors, Proc. 2016 ASHRAE Winter Conference Paper: OR-16-C039, January 23-27, Orlando, Florida, Corpus ID: 112426095.
- [9] Kılış, B. 2020-a. Accelerating the Transition to 100% Renewable Era. But How? Exergy Rationality in the Built Environment (Ed. Uyar, T. S.), *Lecture Notes Energy*, Vol. 74, Chapter 1, Springer Nature.
- [10] Aydın, K. 2009. Ultraviyole Işınları ile Suların Dezenfeksiyonu, IX TESKON Kongre Kitabı, s: 989-1004. <https://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/08f96d5fdb800b6_ek.pdf>
- [11] ANSI/ASHRAE. 2018. *Standard 188-2018*, Legionellosis: Risk Management for Building Water Systems, AHRAE: Atlanta
- [12] Kowalski, W J. 2009. *Ultraviolet Germicidal Irradiation Handbook*, Springer, DOI: 10.1007/978-3-642-01999-9_2
- [13] Pangburn, D. 2020. Water Vapor vs CO₂ For Planet Warming (14), DOI: 10.13140/RG.2.2.17727.87205
<https://www.researchgate.net/publication/338805648_Water_vapor_vs_CO2_for_planet_warming_14>
- [14] Sharon deMonsabert, S., Bakhshi, A., Maas, C., Liner, B. 2009. Incorporating Energy Impacts into Water Supply and Wastewater Management, 2009 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Industry, s:6-13-6-21.
- [15] <https://www.epa.gov/climate-indicators/climate-change-indicators-climate-forcing>
- [16] Gassera, and et.al. 2017. High Efficiency Heat Pumps For Low Temperature Lift Applications, Abstract: 0.1.4.5, 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam 2017.

9. ÖZGEÇMİŞLER

BİROL KILKIŞ

1949 yılında Ankara'da doğdu. ODTÜ Makina Müh. Bölümünden 1970 yılında Yüksek Şeref derecesi ile mezun oldu. 1971-1972 yıllarında TÜBİTAK bursu ile Brüksel von Karman Enstitüsünde akışkanlar mekaniği ve aerodinamik konularında çalışarak şeref derecesi ile mezun oldu. 1973 yılında Y. Lisans ve 1979 yılında Doktora derecelerini aldı. 1981 yılı TÜBİTAK Teşvik Ödülü sahibi Kılış, 1999'da ODTÜ Makine Müh. Bölümü Profesör kadrosundan emekli oldu. 1980'li yıllarda altı adet Isı Pompası TSE Standardı hazırlamıştır. ASHRAE'nin değişik teknik komitelerinde görevlidir. 2003 yılında uluslararası başarılarından dolayı ASHRAE Fellow üyeliğine yükseltilen Kılış 2004 yılında da Distinguished Lecturer seçilmiş, 2008 yılında *Distinguished Service* ve *Exceptional Service* ödülleri almıştır. Green Energy Council üyesi, *Int. Journal of Green Energy* ve *Exergy* Dergilerinin Editörler Kurulu üyesi ve IEA Heat Pump Programı gözlemci üyeliğinde bulunmuştur. Ayrıca ASHRAE El Kitaplarının revizörlüğü yapmaktadır. Yeşil ve sürdürülebilir binalar, karbon dioksit salımları, enerji performansı, ekserji akılcılığı ve bölge enerji sistemleri üzerinde ekserji tabanlı çözümleri bulunmaktadır. Yeni Nesil Melez Güneş Enerjisi Sistemleri ve Isı Pompaları üzerinde patentleri



mevcuttur. Avrupa Yenilenebilir Enerji Kaynakları ile Isıtma ve Soğutma Kurulu (RHC) alt komite ikinci Başkanı olup AB Başkanlığına karbon dioksit azaltımı konusunda raporlar hazırlamaktadır. Türkiye'nin ilk LEED Platin Binasının Mekanik Tasarım Danışmanlığını gerçekleştirmiş olan Kılış, Türk Tesisat Mühendisleri Derneğinin 13. Dönem Yönetim Kurulu Başkanlığında da bulunmuştur.

Metin UĞUZ

1982 yılında İstanbul'da doğdu. Gazi Üniversite Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitim Bölümü'nden (Makine Teknik Öğretmeni) 2006 yılında mezun oldu. Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliğinden 2019 yılında mezun oldu.

2012-2013 yılında Yeni Nesil, Yüksek Verimli ve Küçük Hacimli, Isı Transfer Yüzeyi Artırılmış Klima Santrali Tasarımı Projesinde AR-GE ve Tasarım sorumlusu olarak görev aldı.

2013-2014 yılında EC Motorlu, Yüksek Verimli, Sessiz, Özel Dizayn Panjurlu Fancoil Unit Tasarımı Projesinde Ar-Ge ve Tasarım sorumlusu olarak görev aldı.

2020-2021-2022 yılı itibari ile 3 adet TÜBİTAK TEYDEB Projelerinde Proje yürütücüsü olarak görev yapmaktadır.

ALDAĞ A.Ş. bünyesindeki bütün standart cihazların Revit çizimlerinin ve akıllı elemanlarının üretimlerinin yaptırılmasında proje yürütücüsü olarak görev aldı. (İSKİD URGE projesi BIM Danışmanlık desteği kapsamında, kendi alanında BIM sürecine geçişi sağlayan ilk firma ALDAĞ A.Ş.'dir) ÜSİB (Üniversite Sanayi İşbirliği Komisyonu) üyesi olarak devam etmektedir.

Halen ALDAĞ Isıtma Soğutma Klima San. ve Tic. A.Ş.'de AR-GE Müdürü olarak görev yapmaktadır.