

Klima Santrali Fanları için Rüzgâr Enerjisi Destekli Hibrit Bir Tahrik Sistemi Tasarımı

Suat CANBAZOĞLU¹, Ahmet ERDOĞAN^{1*}

¹Inönü Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Malatya/Türkiye

(Alınış Tarihi:20 Temmuz 2015 Kabul Tarihi:6 Kasım 2015 Yayın Tarihi:9 Kasım 2015)

ÖZET

Klima santrallerinin ömür boyu maliyetlerini etkileyen faktörlerin oranları incelendiğinde, ilk sırada yaklaşık %50'ler mertebesinde olmak üzere fanların yer aldığı görülmektedir. Bu nedenle klima santrallerinin fanlarının tahriki için gerekli enerji kaynağı olarak elektrik enerjisi yerine rüzgâr enerjisi gibi yenilenebilir (temiz) ve bedava bir enerji kaynağının kullanılması ömür boyu maliyet ve olumlu çevre etkileri açısından oldukça önemlidir. Bu çalışmada, 4 kW gücündeki bir fanın tahriki için rüzgâr enerjisini depolayan bir sistem tasarımı yapılmış ve sistem ekipmanları boyutlandırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Klima santrali; fan; rüzgâr enerjisi; enerji verimliliği

Design of Hybrid Drive System Aided Wind Energy for Air Handling Unit's Fans

ABSTRACT

When it is analyzed that the rates of factors which effect the life cycle cost of air handling units, it is observed that the first one is fans with the rate of nearly %50 percent. Therefore, in terms of positive environmental effect and life cycle cost, it is very important to use a renewable and free energy source, like wind energy, instead of electrical energy in order to drive air handling unit's fans. In this study, a system aided wind energy was designed for driving of fan that has 4 kW power and, was sized system's equipment.

Keywords: Air handling unit (AHU); fan; wind energy; energy efficiency

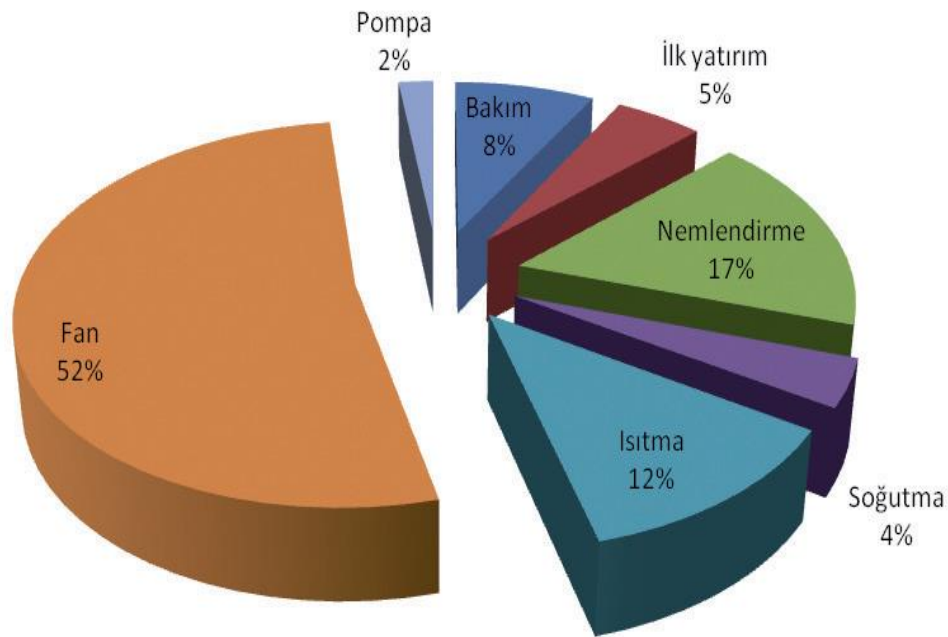
1. Giriş

Klima santrallerinin ömür boyu maliyetindeki bileşenlerin oranları incelendiğinde, ilk sırada % 52 ile fanlar, daha sonra ise sırasıyla nemlendirme (% 17), ısıtma (% 12), soğutma (% 4), bakım (% 8), ilk yatırım (% 5) ve pompalar (% 2) yer almaktadır (Şekil-1) [1].

Bu nedenle klima santrallerinin fanlarının tahriki için gerekli enerji kaynağı olarak elektrik enerjisi yerine rüzgâr enerjisi gibi yenilenebilir (temiz) ve bedava bir enerji kaynağının kullanılması ömür boyu maliyet ve olumlu çevre etkisi açısından çok önemlidir. Söğüt ve ark. ticari binalarda güneş ve rüzgâr destekli fanların sağlayacağı enerji ve maliyet avantajları ile birlikte CO₂ emisyon tasarruf potansiyellerini bölgesel kullanımları dikkate alarak modellemiş ve hesaplamışlardır. Yaptıkları analizlere göre, rüzgâr destekli fanların kullanılması durumunda Türkiye ortalamasında 3-4 m/s rüzgâr

* Sorumlu yazar : ahmet.erdogan@inonu.edu.tr (A Erdoğan) Tel: 0 506 523 21 46

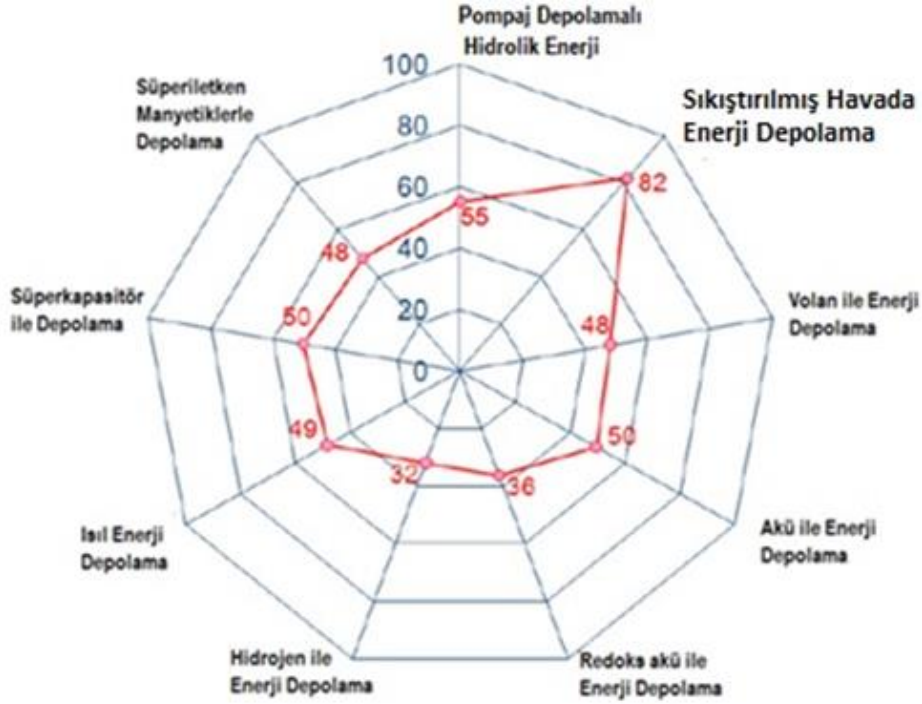
hızları için ortalama 13365 kWh/yıl ve yaklaşık 83176 TL/yıl enerji ve mali tasarruf sağlanabileceğini ortaya koymuşlardır [2]. Sateikis ve ark. yaptıkları çalışmada; Litvanya’da kırsal bir bölgede yer alan müstakil bir evin ısıtma ve sıcak su kullanım ihtiyacının % 42.6 - % 56.2 oran aralığında güneş ve rüzgar enerjisinden faydalanılan hibrit bir sistemden elde edilebileceğini göstermişlerdir [3]. Özgener yaptığı çalışmada jeotermal kaynaklarla ve güneş enerjisinden faydalanılan pasif yöntemlerle ısıtılan bir yeşil evin ısı yüklerini hesaplayarak jeotermal kaynaklı ısı pompası, rüzgâr türbini ve güneş enerjisinin kullanıldığı hibrit bir sistemde rüzgâr türbininin sisteme olan katkısını incelemiştir. Modellenen sistemin yıllık elektrik enerjisi tüketiminin % 3.13’ünün küçük ölçekteki bir rüzgâr türbininden karşılanabileceğini ortaya çıkarmıştır [4]. Literatür araştırmasında; rüzgâr enerjisinin güneş enerjisi ile hibrit olarak kullanıldığı bir takım sistem tasarımları, boyutlandırmaları ve uygulamaları mevcuttur [5-9].



Şekil 1. Klima santrallerinde ömür boyu maliyet oranları.

1.1. Enerji Depolama Yöntemleri

Çoğu bölgelerde rüzgâr enerjisinin süreklilik arz etmeme ve rüzgârdan elde edilen elektrik enerjisinin depolanmasındaki ciddi problemlerden dolayı, yapılan bu çalışmada rüzgârdan elde edilen enerjinin ülkemizde çok az kullanılan bir enerji depolama yöntemi olan “Sıkıştırılmış Havada Enerji Depolama Yöntemi” ile depolanmasının birçok bakımdan uygun olacağı düşünülmüştür. Teknik, ekonomik, enerjistik ve çevresel karakteristikler bakımından yapılan analizler sonucunda Sıkıştırılmış Havada Enerji Depolama Yöntemi’nin enerji depolama yöntemleri arasında % 82’lik yüksek performans indeksiyle oldukça verimli bir yöntem olduğu belirlenmiş (Şekil-2), bu yöntemin dizel jeneratörüyle birlikte hibrit bir sistem olarak dünyada özellikle uzak alanların elektrik enerjisini karşılamada kullanıldığı uygulamaları [10] ile birlikte taşıtların pnömatik enerji kullanılarak hava motorları ile tahrik edilmesi konusunda da çalışmaların olduğu görülmüştür [11-13].



Şekil 2. Farklı Enerji Depolama Yöntemlerinin Performans İndeksleri [10].

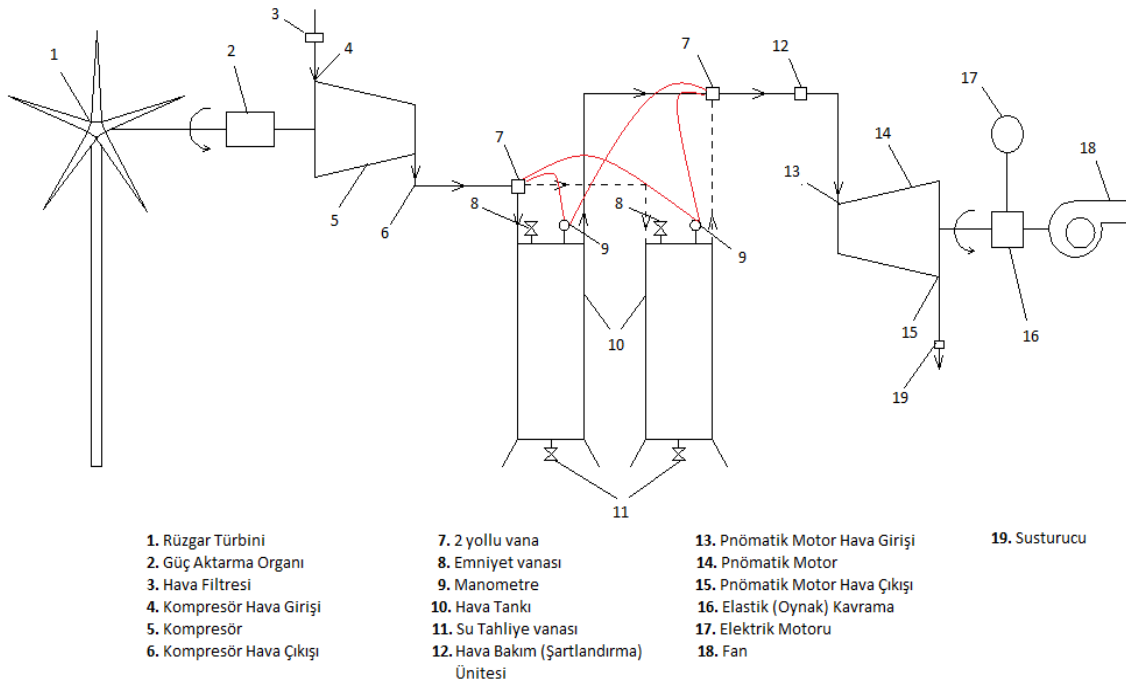
1.2. Sıkıştırılmış Havada Enerji Depolama Yöntemi

Sıkıştırılmış havada enerji depolama yönteminde, mevcut enerji (rüzgâr) kaynağıyla tahrik edilen bir kompresör aracılığıyla hava sıkıştırılarak bir hava tankında depolanır. Bu çalışmada; depo edilen basınçlı havanın bir pnömatik motor (hava türbini) aracılığıyla mekanik enerjiye dönüştürülerek, Şekil-3'te görülen bir sistemle fan tahrikinde kullanıldığı düşünülmüştür.

Şekil-3'te görülen sistemde kompresör ve pnömatik motor ile birlikte basınç regülatörü de enerji verimliliği bakımından oldukça önemli bir elemandır. Özellikle hava tankından yüksek basınçlardaki sıkıştırılmış havanın basıncının klasik kısma regülatörü (throttling regulator) yerine hacimsel genişletici (volumetric expander) adı verilen bir basınç regülatörü kullanılarak pnömatik motor öncesi basınç düşümünün yapılarak pnömatik motorun çalışma basıncına düşürülmesi durumunda önemli miktarda enerji kazanımı sağlanabilmektedir [14].

Şekil-3'te verilen hibrit bir sistemle pnömatik motor ile elektrik motoru arasında konulan otomatik kontrollü bir sistemle kontrol edilebilen bir elastik (oynak) kavrama ile istenildiğinde (yeterli basınçlı hava kalmadığında) fanların elektrik motoruyla tahrik edilmesini sağlayan bir sistem düzenlemesinin yapılabilmesi de mümkündür. Rüzgâr türbininin verimli bir biçimde çalışması için mümkün mertebe açık bir alanda (binalardan uzak) konumlandırılması gerekir. Bu mümkün olmazsa kule yüksekliğini artırarak bu konuda bir çözüm getirilebilir. Rüzgâr türbininden kompresöre güç ileten sistemin seçimi ile ilgili detaylar 3.3. bölümünde verilmiştir.

Günümüzde kullandığımız elektrik enerjisinin de önemli ölçüde (yaklaşık yarısı) fosil yakıtlardan elde edildiği düşünüldüğünde, böyle bir sistemin karbondioksit (CO₂) salınımını azaltması nedeniyle çevreye olumlu etkileri olacağı da aşikârdır.



Şekil 3. Klima santrali fanı için tasarlanan rüzgâr enerjisi destekli hibrit bir tahrik sistemi.

2. Tasarım Kriterleri

2.1. Tasarım Hesaplama Girdileri

Uygulamada kullanılan küçük, orta büyük, büyük ve çok büyük olarak sınıflandırılan klima santralleri için debi ile fan toplam basıncı (cihaz içi ve dışı) değerlerine göre hesaplanan Fan Motor Güçleri, Rüzgâr Hızı, Rüzgâr Türbini Pervanesi Çapı tasarımın hesaplama girdileri olarak belirlenmiştir.

2.1.1. Klima Santrali Büyüklükleri

Yapılan araştırmaya göre uygulamada debi mertebelerine göre klima santralleri Küçük (1000-11000 m³/h), Orta Büyük (11000-25000 m³/h), Büyük (25000-50000 m³/h) ve Çok Büyük (50000-110000 m³/h veya daha büyük) debili olarak sınıflandırılmaktadır [1]. Bu klima santrallerinde kullanılan fanların maruz kalacağı 4 farklı (500 Pa, 800 Pa, 1200 Pa ve 1800 Pa veya daha büyük) toplam basınç (cihaz içi ve cihaz dışı) değeri için fanların yaklaşık güç ihtiyaçları belirlenmiş olup, tasarım hesaplamalarında bu güç değerleri küçük debili santraller için 2-5 kW aralıklarında olduğu kabul edilmiştir [1].

2.1.2. Rüzgâr Hızları

Rüzgârdan üretilen elektrik enerjisi türbin göbek yüksekliğindeki ortalama rüzgâr hızının bir fonksiyonu olarak sınıflandırılmakta olup, bulunulan yerin ortalama rüzgâr hızına göre enerji açısından;

- 6.5 m/s orta düzey,
- 7.5 m/s iyi,
- 8.5 m/s ve yukarıları hızlar ise çok iyi

olarak değerlendirilmektedir [15]. Bu çalışmada rüzgâr enerjisinden elektrik enerjisi üretmek yerine sıkıştırılmış havada enerji depolayarak pnömatik motor aracılığıyla fan tahriki yapıldığından bu düzeylerdeki hızların tamamı yeterli hızlar olarak kabul edilebilir. Rüzgâr hızları bakımından literatürde elektrik enerjisi üretimi için orta, iyi ve çok iyi olarak kabul edilen bu hızlar revize edilerek; bu çalışmada elektrik jeneratörünün bulunmayacağı yukarıda belirtilen farklı büyüklükteki klima santrallerinden, küçük debili santraller (1000-11000 m³/h) için pnömatik motor yardımıyla fan tahriki için gerekli mekanik enerjinin üretilbileceği rüzgâr hızları ve buna bağlı olarak rüzgâr türbini rotor çapları, kompresör ve pnömatik motor performans karakteristikleri belirlenmeye çalışılmıştır.

3. Tasarım Hesaplamaları

3.1. Rüzgâr Türbini Tipi Seçimi, Güç, Devir Sayısı ve Tork Hesabı

Rüzgâr türbinlerinin rotor çapı ve güç esaslı bir sınıflandırılması Çizelge-1’de verilmiştir [16, 17]. Daha önce ifade edilen klima santralleri fanlarının güç mertebeleri esas alınrsa, bu fanların tahrikinde kullanılacak rüzgâr türbinlerinin bu çizelgedeki sınıflamaya göre küçük ölçekli olduğu ve yapılan bir hesaplama ile rüzgâr türbini rotor çaplarının ise yaklaşık olarak 3-15 m aralığında olabileceği belirlenmiştir.

Çizelge 1. Rüzgâr türbinlerinin sınıflandırılması [16, 17].

Ölçek	Rotor Çapı (m)	Güç (kW)
Mikro	3’ten küçük	0.05-2
Küçük	3-12	2-40
Orta	12-45	40-1000
Büyük	45’ten büyük	1000’den büyük

Birçok farklı tipte tasarlanabilen rüzgâr türbinleri içerisinde şu ana kadar, yatay eksenli rüzgâr türbinlerinden (YERT) daha iyi performansa sahip bir tasarıma ulaşılamamıştır [18]. Bu nedenle klima santrallerinin fanlarının tahriki için planlanan hibrit sistemde de yatay eksenli rüzgâr türbinlerinin (YERT) kullanımına karar verilmiştir. Fan tahriki, su pompalama vb. mekanik enerji gerektiren bazı uygulamalarda yüksek tork değerlerine ihtiyaç duyulur. Bu nedenle bu tür uygulamalarda çok (3’ten fazla) kanatlı rüzgâr türbinleri; düşük kanat uç hız oranları ve yüksek tork karakteristiklerinden dolayı tercih edilmelidirler [19]. Çizelge-2’de yatay eksenli rüzgâr türbini (YERT) rotor tiplerinin karşılaştırılması verilmiştir.

Çizelge 2. Yatay Eksenli Rüzgâr Türbini (YERT) rotor tiplerinin karşılaştırılması [19].

Tip	Devir Sayısı (Dönme Hızı) n	Tork T	Güç Katsayısı C_p	Kanat Doluluğu (%)	Kullanım Amacı
Çok Kanatlı YERT	Düşük	Yüksek	0.25-0.40	50-80	Mekanik Güç Üretimi
Airfoil Tipi Üç Kanatlı YERT	Yüksek	Düşük	0.45’e kadar	5’ten küçük	Elektrik Üretimi

Kanat doluluğu (katılığı): rotor alanı yüzdesi cinsinden kanatla dolu alanı ifade eder. Düşük kanat doluluklu (1, 2 veya 3 kanatlı rotor gibi) rüzgâr türbinleri daha yüksek dönme hızlarında çalışır, düşük

tork üretirler ve elektrik üretiminde kullanım için uygundur. Yüksek kanat doluluklu (rotoru çok (3'ten fazla) kanatlı) rüzgâr türbinleri daha düşük dönme hızlarında çalışır, daha yüksek başlangıç torku üretirler ve mekanik güç üretiminde tercih edilirler [17].

Seçilen rüzgâr türbini için örnek bir güç hesabı aşağıda verilmiştir. Rüzgâr türbinlerinin tasarımında ω açısal hızıyla dönmekte olan R yarıçaplı rotorun kanat uç noktasının çevresel hızının ($u = \omega R$), rüzgâr hızı V 'ye oranı olarak tanımlanan ve kanat uç hız oranı (veya devirlilik sayısı) olarak ifade edilen ($\lambda_D = \omega R/V$) boyutsuz bir sayının değeri önemli bir parametre olup, bu parametrenin fonksiyonu olarak, rüzgâr türbinlerinin performansı (güç katsayısı) C_P katsayısı ifade edilmektedir. Kanat uç hız oranı yatay eksenli rüzgâr türbinlerinde (YERT) 3.4-6.9 aralığında değişmekte ve $\lambda_D = \omega R/V = 5.4$ değeri için güç katsayısı $C_P = 0.46$ olarak maksimum değerini almaktadır [18]. Türbin rotor çapı D , rüzgâr hava akımının yoğunluğu ρ_w , rüzgâr hızı V ve güç katsayısı C_P olmak üzere; rüzgâr türbini milinden alınabilecek mekanik güç P aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$P = \frac{1}{2} C_P \rho_w (\pi D^2/4) V^3 \quad (1)$$

Rüzgâr hava akımının yoğunluğu $\rho_w = 1.2 \text{ kg/m}^3$, rotor çapı $D = 5 \text{ m}$, rüzgâr hızı 10 m/s ve 10 m/s 'lik rüzgâr hızı için güç katsayısı $C_P = 0.2$ [20] alınarak türbinden elde edilebilecek olan mekanik güç P_T , (1) bağıntısı kullanılarak hesaplanırsa,

$$P_T = \frac{1}{2} (0.2)(1.2) (\pi 5^2/4) 10^3 = 5419 \text{ W} = 2.356 \text{ kW} \quad (2)$$

bulunur.

Rüzgâr türbininin ω açısal hızı (rd/s), rüzgâr hızı $V = 10 \text{ m/s}$ ve rotor yarıçapı $R = D/2 = 5/2 = 2.5 \text{ m}$ alınarak, yukarıda verilen uç hız oranı $\omega R/V = 5.4$ bağıntısından,

$$\omega = (5.4)(10)/2.5 = 21.6 \text{ rd/s} \quad (3)$$

ve rüzgâr türbininin n dönme hızı (devir sayısı) (d/dk) ise,

$$n = 30\omega/\pi = 30(21.6)/\pi = 206 \text{ d/dk} \quad (4)$$

bulunur. Güç P_T , tork T ile ω açısal hızı arasındaki bağıntı kullanılarak, T torku hesaplanırsa,

$$T = P_T/\omega = 5419/21.6 = 250.88 \text{ Nm} = 25.57 \text{ kgm} \quad (5)$$

elde edilir. Rüzgâr türbininin çalışma aralık parametreleri olarak; devreye girme hızı (cut-in speed) 3 m/s , nominal hız (rated speed) 10 m/s , türbin çalışma hızı aralıkları (operating range speed) ise $3-25 \text{ m/s}$ olarak belirlenmiştir.

3.2. Kompresör Tipi Seçimi, Güç-Kapasite (Debi) ve Özgül Güç Tüketimi Hesabı

3.2.1. Kompresör Tipi Seçimi

Kompresör seçiminde debi, basınç, güç, verim ve özgül güç en önemli parametrelerdir. Bununla birlikte ilk yatırım, bakım-onarım ve işletme masrafları, titreşim ve gürültü gibi birçok konu da önemlidir. Kompresörler pistonlu, paletli, vidalı, loplu, turbo (santrifüj ve eksenel) gibi birçok tipte olabilmektedir. Vidalı kompresörlerin pistonlu ve santrifüj kompresörlerin birçok avantajlarına sahip olmalarının yanında sıkıştırma verimleri yüksek olup, kararsız çalışma (surge) problemleri de yoktur [21]. Sıkıştırılmış havada enerji depolayan küçük ve orta büyüklükteki sistemlerde vidalı hava kompresörleri üstün [14] olup, yüksek basınçlı sistemlerde ise çok kademeli vidalı hava kompresörlerinin kullanımı uygun olmaktadır [22]. Ancak vidalı kompresörlerin ilk yatırım masrafları

ve devir sayıları (7.5–13 bar basınç aralığı için 1500–3000 d/dk) fazladır. Kompresörlerde kademe sayısının artması enerji tasarrufunu da arttırmakla birlikte, kompresörün karmaşıklığı ile birlikte özellikle ilk yatırım ve bakım-onarım masrafları çok fazla artmaktadır. Bu nedenle gerekli yüksek basıncın 5 MPa (50 bar)'dan daha küçük olması durumunda iki kademeli bir kompresör, üç ve dört kademeli kompresörlere göre ilk yatırım ve bakım-onarım masrafları bakımından daha avantajlı olmaktadır [14]. Bu nedenle ekonomik analizlerin (amorti süresi ve ömür boyu maliyet analizi) mutlaka iyi bir biçimde yapılması gereklidir.

Bu çalışmada kullanılan rüzgâr türbininin devir sayısı düşük (200 d/dk civarında) olduğundan, sistemde devir sayıları (8–15 bar aralığı için 600–1000 d/dk) daha düşük olan pistonlu kompresörlerin kullanımı halinde aradaki güç aktarma işlemi daha kolay ve verimliliği daha yüksek olacaktır. Ayrıca pistonlu kompresörler ilk yatırım masraflarının düşük olması yanında, soğutma suyu ve yağ tüketiminin az olması gibi avantajlara sahiptir [23]. Bu nedenlerle yapılan çalışmada küçük (2–5 kW) ve orta güçteki (5–15 kW) fanların pnömatik tahrik sistemlerinde pistonlu kompresörlerin (tek (bir) veya çift (iki) kademeli) kullanılmasının uygun olabileceğine karar verilmiştir. Ancak büyük (15–30 kW) ve çok büyük güçteki (45-65 kW) fanların pnömatik tahrik sistemlerinde ise yüksek debi ve sıkıştırma verimliliğine sahip tek veya iki kademeli vidalı kompresörlerin ve burada hesaplanandan daha büyük hacimde hava tankının kullanılması imkânı değerlendirilmelidir.

3.2.2. Kompresör Güç-Kapasite (Debi) Hesabı

Tek kademeli sürekli akışlı bir kompresördeki sıkıştırma politropik ve hava ideal gaz olarak kabul edilirse birim hava kütlelerini sıkıştırmak için gerekli enerji w_s (kJ/kg),

$$w_s = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} [(P_2/\rho_2) - (P_1/\rho_1)] = \frac{nR}{n-1} (T_2 - T_1) \quad (6)$$

ifadesi ile tanımlanabilmektedir. Burada n politropik üssü, R ideal gaz sabitini (kJ/kg-K), T_1 , T_2 kompresör girişindeki ve çıkışındaki havanın mutlak sıcaklıklarını (K), P_1 ve P_2 kompresör giriş ve çıkışındaki havanın mutlak basınçlarını (kPa) ve ρ_1 ve ρ_2 ise kompresör giriş ve çıkışındaki havanın yoğunluğunu (kg/m³) göstermektedir.

Çok kademeli kompresörde a kademe sayısını göstermek üzere, her kademe aynı γ sıkıştırma oranında sıkıştırma yapılması halinde,

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_2} = \dots = \frac{P_{a+1}}{P_a} = \left(\frac{P_o}{P_i} \right)^{\frac{1}{a}} = \gamma \quad (7)$$

en yüksek verim elde edilir. Burada P_i ve P_o sırasıyla çok kademeli kompresörün giriş ve çıkışındaki havanın mutlak basınçlarını (bar) göstermektedir.

Çok kademeli kompresörün her kademesinde aynı oranda sıkıştırma yapılması halinde kademe başına sıcaklık artışı ve enerji tüketimi de aynı olacaktır. Böylece kademe sayısı a olan çok kademeli bir kompresörün toplam enerji tüketimi w_c (kJ/kg) tek kademeli bir kompresörünün a katı kadar olacaktır.

$$w_c = \frac{n}{n-1} aRT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{an}} - 1 \right] \quad (8)$$

Tasarlanan sistemde kompresör rüzgâr türbinine bir kayış-kasnak veya dişli kutusu (redüktör) ile bağlı olarak çalışacağından daha önce (1) denklemini ile ifade edilen türbinden elde edilebilecek olan mekanik güç P_T (kW) ile kompresörün birim hava kütleğine verdiği enerji w_ζ (kJ/kg) ve havanın kütleli debisi \dot{m}_k (kg/s) arasında aşağıdaki bağıntı yazılabilir.

$$P_T = \dot{m}_k w_\zeta / \eta_m \eta_k = \dot{W}_\zeta / \eta_m \eta_k \quad (9)$$

Burada η_m rüzgâr türbini-kompresör güç iletim sisteminin mekanik verimini, η_k kompresörün genel verimi ve \dot{W}_ζ ise kompresör gücünü (kW) göstermektedir.

Kompresör için uygun kapasitenin (hacimsel debinin) kullanılabilir yerel rüzgâr enerjisi vasıtasıyla belirlenmesi gerekir. Kompresör kapasitesi (hacimsel debisi) Q_k (m^3/s), sıkıştırılmış havanın kütleli debisi \dot{m}_k (kg/s) ile kompresörde politropik sıkıştırma kabulüyle $P_1 \rho_1^{-n} = P_2 \rho_2^{-n} = \text{sabit}$ bağıntısı kullanılarak kompresöre giren havanın yoğunluğu ρ_1 (kg/m^3) hesaplanarak, aşağıdaki bağıntıdan hesaplanabilir.

$$Q_k = \dot{m}_k / \rho_1 \quad (10)$$

(1), (8), (9) ve (10) denklemleri kullanılarak, rüzgâr enerjisi tahrikli sıkıştırılmış hava güç sistemi için hacimsel debi Q (m^3/s) bağıntı elde edilmiş olur. Bu bağıntıda R ideal gaz sabiti (J/kg-K) birimiyle yazılmalıdır. Bu bağıntı kompresör kapasitesi için bir referans olacaktır.

$$Q_k = \frac{1}{2} C_P \frac{\rho_w}{\rho_1} (\pi D^2 / 4) V^3 \eta_m \eta_k \frac{n-1}{n} \frac{1}{aRT_1} \left[\left(\frac{P_0}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{an}} - 1 \right]^{-1} \quad (11)$$

Bu ifade kompresör kapasitesinin Q_k (m^3/s), artan kompresör çıkış basıncı P_o ve azalan kademe sayısı a ile azaldığını göstermektedir. Ayrıca bu bağıntıdan kompresör kapasitesinin azalan kompresör çıkış basıncı P_o ve artan rüzgâr hızı V ile arttığı anlaşılmaktadır. Bu yüzden, rüzgâr enerjisini sıkıştırılmış havada depolayarak güç üreten sistemlerde kural olarak yüksek basınçta hava üretmek için yüksek rüzgâr hızları, düşük basınçta hava üretmek için ise düşük rüzgâr hızları gereklidir.

Daha önce (2) denkleminde hesaplanan rüzgâr türbini milinden alınabilecek mekanik güç $P_T = 2.356 \text{ kW}$ olarak bulunmuştu. Rüzgâr türbini-kompresör güç iletim sisteminin mekanik verimi $\eta_m = 0.95$ ve η_k kompresörün genel verimi ise $\eta_k = 0.85$ alınarak Denklem (9)'dan kompresör gücü \dot{W}_ζ hesaplanırsa,

$$\dot{W}_\zeta = \dot{m} w_\zeta = P_T \eta_m \eta_k = (2.356)(0.95)(0.85) = 1.902 \text{ kW}$$

bulunur. Güç katsayısı $C_P = 0.2$, rüzgâr hava akımının ortalama yoğunluğu $\rho_w = 1.2 \text{ kg/m}^3$, yerel ortalama hava yoğunluğu $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$, rotor çapı $D = 5 \text{ m}$, rüzgâr hızı 10 m/s , $\eta_m = 0.95$, $\eta_k = 0.85$, kompresör çıkış basıncı $P_o = P_2 = 0.8 \text{ MPa} = 800 \text{ kPa} = 8 \text{ bar}$, kompresör giriş basıncı $P_i = P_1 = 0.1 \text{ MPa} = 100 \text{ kPa} = 1 \text{ bar}$, kademe sayısı $a = 1$, ideal gaz sabiti $R = 0.287 \text{ kJ/kg-K}$ ve $T_1 = 293 \text{ K}$, politropik üs $n = 1.3$ alınarak ve $P_1 = \rho_1 RT_1$ ideal gaz denkleminin yardımıyla kompresör girişindeki havanın yoğunluğu,

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{100}{(0.287)(293)} = 1.164 \text{ kg/m}^3$$

bulunur. Pistonlu kompresörler emdikleri havanın hacimsel debisi ile karakterize edilirler.

Bilinen ve hesaplanan bütün değerler Denklem (11)'de yerine yazılarak kompresörün hacimsel debisi Q_k (m^3/s) hesaplanırsa,

$$Q_k = \frac{1}{2} (0.2) \frac{1.2}{1.164} (\pi 5^2/4) 10^3 (0.95) (0.85) \frac{1.3-1}{1.3} \frac{1}{287 \times 293} \left[\left(\frac{10}{1} \right)^{\frac{1.3-1}{1.3}} - 1 \right]^{-1}$$

$$Q_k = 0.00643 \text{ m}^3/\text{s} = 23.14 \text{ m}^3/\text{h} = 385.65 \text{ L/dk}$$

bulunur.

3.2.3. Kompresör Özgül Güç Tüketimi Hesabı

“Özgül Güç Tüketimi” kompresördeki toplam güç tüketiminin kondens atıkları hariç kompresörün bastığı (sistem çıkışı) gaz debisine oranı olarak tanımlanmakta ve $\text{kW/m}^3/\text{h}$ birimiyle ifade edilmektedir. Uygulamada gerekli hava çıkış basıncı ve debisi için kompresör seçiminde özgül güç tüketimi değeri küçük olan kompresörlerin seçimi enerji verimliliği bakımından oldukça önemlidir.

Tasarım hesaplarına göre 385.65 L/dk debi, 8 bar basınç, 1.902 kW güce uygun olarak yapılan çalışmada bir firma kataloğundan [24] seçilen Tek Kademeli Pistonlu Kompresörün “Özgül Güç Tüketimi” hesaplanırsa; $1.5 \text{ kW}/327 \text{ L/dk} = 0.00459 \text{ kW/L/dk} = 1.5 \text{ kW}/19.62 \text{ m}^3/\text{h} = 0.07645 \text{ kW/m}^3/\text{h}$ bulunur.

3.3. Rüzgâr Türbininden Kompresöre Güç İleten Sistemin Seçimi

Rüzgâr türbini devir sayısı 206 d/dk mertebelerinde olup, vidalı kompresörlerin devir sayıları ise daha ($1800-3000 \text{ d/dk}$ mertebelerinde) yüksektir. Bu nedenle rüzgâr türbini ile kompresör arasında bir güç iletim sisteminin kullanılması gerekecektir. Bu amaçla istenilen devir sayısını yaklaşık maksimum % 5 güç kaybıyla (% 95 güç iletim verimiyle) kolaylıkla sağlayabilen bir Kayış-Kasnak Mekanizması veya % 5'den daha az güç kaybıyla (% 95'den fazla güç iletim verimiyle) sağlayabilen helisel dişlilerden oluşan iki veya üç kademeli bir dişli kutusu kullanılabilir.

3.4. Hava Tankının Boyutlandırılması

Basıncılı hava tanklarının boyutlandırılmasında bazı basit formüller kullanılmakta olup, hava tankı hacmi V (ft^3), aşağıdaki ifadeyle hesaplanabilmektedir [25].

$$V = \frac{14.7 Q_k A}{P + 14.7} \quad (12)$$

Burada Q_k ve P sırasıyla kompresörün serbest hava (emdiği havanın) hacimsel debisini ($\text{cfm} = \text{ft}^3/\text{dk}$) ve basılan havanın efektif basıncını (psi_{ef}) ve A ise hava kullanımına göre tanımlanan bir katsayıyı göstermektedir. Bu katsayı sistemde değişmeyen (daimi, sabit) bir hava kullanımı halinde $A = 1.5$, sistemde değişken bir hava kullanımı durumunda ise $A = 3$ alınır [25]. $1 \text{ bar} = 14.5 \text{ psi}$, $1 \text{ atm} = 14.7 \text{ psi}$, $1 \text{ L/dk} = 0.0353$ ($\text{cfm} = \text{ft}^3/\text{dk}$) ve $1 \text{ L (litre)} = 0.0353 \text{ ft}^3$ alınabilir.

Yapılan çalışmada hava tankından değişken bir hava kullanımı söz konusu olabileceğinden $A = 3$, kompresörün emdiği havanın (serbest hava) debisi $Q_k = 327 \text{ L/dk} = 11.54 \text{ cfm} = 11.54 \text{ ft}^3/\text{dk}$ ve efektif basıncını $P = 8 \text{ bar} = 116 \text{ psi}_{\text{ef}}$ alınarak Denklem (12)'den gerekli hava tankı hacmi,

$$V = \frac{14.7 Q_k A}{P + 14.7} = \frac{14.7 (11.54) (3)}{116 + 14.7} = 3.893 \text{ ft}^3 = 110.57 \text{ L}$$

bulunur. Tank hacminin olabildiğince büyük seçilmesi halinde kompresörün start-stop arasında geçen çalışma süresini arttıracak bu da elektrik-elektronik kontrol sistemlerinin arızasız çalışma sürelerini arttıracaktır [25].

3.5. Hava Bakım (Şartlandırma) Ünitesi

Pnömatik sistemlerde kullanılan basınçlı havanın elemanlara gönderilmeden önce mutlaka bir filtreden geçirilerek içindeki yabancı maddelerden ve su buharından ayrıştırılarak temizlenmesi, hareketli kısımların yağlanması sağlamak ve paslanmayı önlemek için bir yağlayıcı yardımıyla yağlanması ve ayrıca basınçlı hava ile çalışacak sistemin fonksiyonunu verimli bir biçimde yerine getirebilmesi için bir basınç regülâtöründen geçirilerek basıncının düzenlenmesi (sisteme sürekli olarak belirli bir basınçta hava gönderilmesi ve kompresörden gelebilecek basınç dalgalanmalarının azaltılması) gerekmektedir. Kompresörden gelen basınçlı havanın içerisinde yağ artıkları, su buharı, toz ve pislikler bulunabilir. Bu yabancı maddelerin basınçlı havayla birlikte sisteme gitmesi çeşitli problemlere yol açar. Hassas devre elemanlarında tıkanmalara yol açan toz ve pislikler, hareketli parçalarda sürtünmeyi artırır, aşınma ve ısınmalara neden olur. Ayrıca sistemin gerçek fonksiyonlarını yerine getirmesine engel olur, hatalı sonuçların doğmasına yol açar ve sistemin verimini düşürür. Bu nedenlerle Şekil-3'te verilen pnömatik sistemde hava tankı çıkışındaki besleme hattı üzerine Filtre-Yağlayıcı-Basınç Regülâtörü üçlüsünden oluşan bir Hava Bakım (Şartlandırma) Ünitesi konulmuştur.

3.6. Basınç Regülasyonu ve Otomatik Kontrolü

Sıkıştırılmış havanın avantaj ve yararlarından verimli bir şekilde istifade etmek için sıkıştırılmış hava sisteminde basınç kontrolü ve regülasyonu önemli ve gereklidir. Sistemde basınç regülâtörü enerji verimliliği bakımından oldukça önemli bir elemandır. Özellikle hava tankından 5 MPa (50 bar) mertebelerindeki yüksek basınçlardaki sıkıştırılmış havanın basıncının klasik kısma regülâtörü (throttling regulator) yerine hacimsel genişletici (volumetric expander) adı verilen tipteki bir basınç regülâtörüyle 0.3–0.8 MPa (3–8 bar) kontrol basıncı aralığında pnömatik motor öncesi basınç düşümünün yapılarak pnömatik motorun çalışma basıncına düşürülmesi durumunda % 5–20 oranında bir enerji kazanımı sağlanabilmektedir [14].

Standart pnömatik motorlar ve hava ekipmanları 0.4 MPa–0.85 MPa (4 bar–8.5 bar) aralığındaki basınçlarda kullanılabilir olup, daha yüksek basınç uygulamalarında ise basıncın azaltılması genel bir uygulamadır [14]. Bu basınç regülasyonunda klasik kısma regülâtörü ve hacimsel genişletici kullanılabilir.

3.6.1. Klasik Kısma Regülâtörüyle Basınç Regülasyonu

Kısılma işlemi izentropik (tersinir adyabatik) olarak düşünülse de aslında sürtünmelerin neden olduğu tersinmezlikten dolayı olay tersinmezdir ve enerji kaybına neden olur. T_1 havanın tanktan çıkış veya basınç regülâtörüne giriş sıcaklığı (K), R havanın ideal gaz sabiti (0.287 kJ/kg-K), P_1 ve P_2 ise sırasıyla basınç regülâtörü giriş ve çıkışındaki havanın mutlak basınçları (kPa) olmak üzere; adyabatik kısılma işlemindeki özgül enerji kaybı Δe (kJ/kg),

$$\Delta e = T_1 R \ln \frac{P_1}{P_2} \quad (12)$$

ifadesiyle hesaplanabilmektedir [14].

Kompresörde sıkıştırılan hava soğuk su veya hava yardımıyla soğutulduğu için havanın yaklaşık 15 °C ısıdığı ve kompresöre en fazla 43 °C dış atmosfer sıcaklığındaki havanın emildiği kabul edilirse, tek kademeli bir pistonlu hava kompresörü çıkışındaki hava sıcaklığı yaklaşık 60 °C alınabilir. Kompresörle hava tankının doldurulması işlemi için Düzgün Akışlı Dengeli Açık Sistem (DADA)

kabulüyle yapılan termodinamik (Süreklilik Denklemi ile Termodinamiğin I. Kanunu kullanılarak) hesaplamalar sonucunda havanın (ısıya yalıtılmış olduğu kabul edilen hava tankında bulunan havanın son haldeki iç enerjisi u_2 ile tanka giren havanın entalpisi h_g arasında $u_2 = C_v T_2 = h_g = C_p T_g$ eşitliği yazılabilir [26]. Buradan tankta biriken havanın son haldeki sıcaklığı,

$$T_2 = \left(\frac{C_p}{C_v}\right) T_g = k T_g = (1.4)(333) = 466 \text{ K} = 193 \text{ } ^\circ\text{C}$$

olarak bulunur. Gerçekte tanktan çevreye ısı geçişi olacağı düşünüldüğünde bu sıcaklık bir miktar daha düşük olacaktır. Böylece hava tankından sonra klasik kısma regülatörü kullanılarak hava tankında $T_1 = 466 \text{ K}$ sıcaklıkta ve $P_1 = 8 \text{ bar}$ basınçta alınan havanın $P_2 = 7.2 \text{ bar}$ basınca adyabatik kısılma işlemi yapılırsa Denklem (12)'den özgül enerji kaybı $\Delta e \text{ (kJ/kg)}$,

$$\Delta e = (466)(0.287) \ln \frac{8}{7.2} = 14.09 \text{ (kJ/kg)}$$

olarak bulunur.

3.6.2. Hacimsel Genişleticiyle Basınç Regülasyonu

Klasik kısma regülâtörüne göre özellikle yüksek basınçlarda daha az enerji kaybına neden olurlar. Hacimsel genişletici basınç düşürücülerle PLC eksenli PID kontrol formatında kontrollü ünitelerle birlikte hassas bir biçimde basınç kontrolünün yapılması mümkün olmaktadır.

T_0 çevre sıcaklığı (K), c_p havanın sabit basınçtaki özgül ısısı (kJ/kg-K), P_1 ve P_2 ise sırasıyla hacimsel genişletici giriş ve çıkışındaki havanın mutlak basınçları (kPa) olmak üzere; politropik genişleme kabulüyle birim hava kütlesi için enerji (ekserji) kaybı $\Delta e \text{ (kJ/kg)}$,

$$\Delta e = C_p T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + c_p T_0 \frac{n-1}{n} \ln \frac{P_2}{P_1} - T_0 R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (13)$$

ifadesiyle hesaplanabilmektedir [14]. (12) ve (13) denklemlerinin analizinden; özellikle hava tankından 5 MPa (50 bar) mertebelerindeki yüksek basınçlardaki sıkıştırılmış havanın basıncının klasik kısma regülatörü (throttling regulator) yerine hacimsel genişletici (volumetric expander) adı verilen tipteki bir basınç regülatörüyle 0.3–0.8 MPa (3–8 bar) kontrol basıncı aralığında pnömatik motor öncesi basınç düşümünün yapılarak pnömatik motorun çalışma basıncına düşürülmesi durumunda basınç düşümünde önemli ölçüde azalma sağlanarak konvansiyonel kısma vanası ile yapılan basınç düşümüne göre yaklaşık % 5–20 oranında bir enerji kazanımı sağlanabilmektedir [14].

Hava tankından sonra hacimsel genişletici kullanılarak $P_1 = 8 \text{ bar}$ ile $P_2 = 7.2 \text{ bar}$ arasında basınç regülasyonu yapılırsa Denklem (13)'ten özgül enerji (ekserji) kaybı $\Delta e \text{ (kJ/kg)}$,

$$\Delta e = (1.005)(466) \left[1 - \left(\frac{7.2}{8}\right)^{\frac{1.3-1}{1.3}} \right] + (1.005)(293) \frac{1.3-1}{1.3} \ln \frac{7.2}{8} - (293)(0.287) \ln \frac{7.2}{8} = 12.95 \text{ (kJ/kg)}$$

olarak bulunur. Basit kısılma vanası ve hacimsel genişletici için hesaplanan özgül enerji (ekserji) kayıpları $\Delta e \text{ (kJ/kg)}$ karşılaştırıldığında, hava genişletici kullanılması durumunda yaklaşık olarak % 8'lik bir enerji (ekserji) kayıptan kazanç olduğu görülmektedir.

3.7. Pnömatik Motor Tipi Seçimi ve Hesabı

Pnömatik motor seçiminde fanı tahrik için motor milinde ihtiyacımız olan güç ve devir sayısı, çalışma basıncı, hava debisi ve verim en önemli parametreler olmakla birlikte başlangıç ve çalışma torku değerleri, ilk yatırım, bakım-onarım ve işletme masrafları, titreşim ve gürültü gibi birçok konu da önemlidir. Pnömatik motorlar paletli, pistonlu (eksenel ve radyal), vidalı (dişli) ve turbo (santrifüj ve eksenal) gibi birçok tipte olabilmektedir. Paletli pnömatik motorlar ($p_{maks} = 10$ bar, $n_{maks} = 30000$ d/dk, $P = 0.2-18$ kW), pistonlu (eksenel veya radyal) pnömatik motorlar ($p_{maks} = 100$ bar, $n_{maks} = 6000$ d/dk, $P = 1-30$ kW), vidalı (dişli) pnömatik motorlar ($n = 1000-3000$ d/dk, $P = 70-300$ kW) ve turbo pnömatik motorlar ($n = 80\ 000-800\ 000$ d/dk, düşük tork ve güç) performans karakteristiklerindedirler [27].

Paletli (kanatlı) pnömatik motorlar yakın güçteki pistonlu motorlardan daha küçük ve hafif olmasının yanında ilk yatırım fiyatı da daha az olup, pnömatik motorlar arasında geniş bir devir sayısı, tork ve güç aralığında çok yaygın olarak kullanılan hava motorlarıdır [28]. Pnömatik motorlar genel olarak 2-10 bar efektif hava çıkış basıncı aralığında çalıştırılabilir olmakla birlikte, bu basıncın 4-6.8 bar aralığında (yaklaşık 6.2 bar'da ise en iyi verim) olması durumunda oldukça yüksek verimli olarak çalıştıkları bilinmektedir [28, 29]. Bu nedenlerle yapılan çalışmada 18 kW güce kadar paletli (kanatlı) pnömatik motorların kullanılmasına karar verilmiştir.

Pnömatik motor gücü P_{PM} ile tahrik edeceği fan gücü P_{Fan} arasında aşağıdaki bağıntı yazılabilir.

$$P_{PM} = \dot{m}_{PM} w_{PM} \eta_{PM} = \dot{W}_{PM} \eta_{PM} = P_{Fan} / \eta_m \quad (14)$$

Burada w_{PM} pnömatik motorun birim hava kütesinden aldığı enerjiyi (kJ/kg), \dot{m}_{PM} pnömatik motorun kütesel debisini (kg/s), \dot{W}_{PM} pnömatik motor gücünü (kW), η_m pnömatik motor-fan arasındaki güç iletim sisteminin mekanik verimini ve η_{PM} ise pnömatik motorun genel verimini göstermektedir. Pnömatik motorun birim hava kütesinden aldığı enerji w_{PM} , havanın sürekli akış şartlarında politropik genişleme yaptığı kabulüyle, daha önce tek kademeli bir kompresörde birim hava kütesini politropik olarak sıkıştırmak için gerekli enerji w_s hesabında kullanılan (6) numaralı denklem kullanılarak hesaplanabilir. Çünkü hem kompresörde hem de pnömatik motorda sürekli akış şartlarında sırasıyla sıkıştırma ve genişleme hal değişimleri politropik olarak (negatif ve pozitif işler) gerçekleşmekte oldukları kabul edildiğinden, aynı sınır şartları için bulunan sonuçların mutlak değerleri de aynı olacaktır.

Fan gücü $P_{Fan} = 4$ kW ve pnömatik motor-fan arasındaki güç iletim sisteminin mekanik verimi $\eta_m = 0.95$ alınarak, (14) nolu denklemden pnömatik motor gücü P_{PM} hesaplanırsa,

$$P_{PM} = 4/0.95 = 4.21 \text{ kW}$$

bulunur. Pnömatik motorda havanın politropik genişlemesiyle mekanik enerji elde edildiği düşünülürse, politropik sıkıştırma için daha önce (6) numaralı denklemle verilen kompresör sıkıştırma işi formülü w_s (kJ/kg) kullanılabilir. Daha önce ifade edildiği gibi pnömatik motorların 6.2 bar efektif basınçta yüksek verimde çalıştıkları bilindiği için (6) numaralı denklemde pnömatik motora giriş mutlak basıncı $P_2 = 7.2$ bar ve pnömatik motordan çıkış mutlak basıncı ise $P_1 = 1$ bar alınabilir.

Kompresör çıkışındaki havanın yoğunluğu, $P_2 = 8$ bar = 800 kPa, sıcaklığı $T_2 = 333$ K alınarak ideal gaz denkleminde,

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} = \frac{800}{(0.287)(333)} = 8.37 \text{ kg/m}^3$$

elde edilir.

Pnömatik motor öncesi basınç regülatöründe 8.37 kg/m^3 yoğunluklu ve 466 K sıcaklıktaki havanın 8 bar 'dan 7.2 bar basınca basınç regülatöründe adyabatik olarak kısımla işlemine uğradığı kabul edilerek yapılan hesaplamayla (hava bu şartlarda ideal gaz) basınç regülatörü çıkışında (pnömatik motor girişinde) havanın sıcaklığı değişmeyecektir. Böylece basınç regülatörü çıkışında (pnömatik motor girişinde) havanın yoğunluğu, ideal gaz denkleminde,

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} = \frac{720}{(0.287)(466)} = 5.3834 \text{ kg/m}^3$$

bulunur. Buna göre pnömatik motor girişindeki havanın yoğunluğu yaklaşık olarak $\rho_1 = \rho_2 = 5.3834 \text{ kg/m}^3$ alınabilir.

Buna göre özgül pnömatik motor işi w_{PM} (kJ/kg),

$$w_{PM} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1.3}{1.3-1} (0.287)(466) \left[\left(\frac{7.2}{1} \right)^{\frac{1.3-1}{1.3}} - 1 \right] = 334.43 \text{ kJ/kg}$$

bulunur. Denklem (14) kullanılarak ve pnömatik motorun genel verimi $\eta_{PM} = 0.85$ alınarak, pnömatik motorun kütleli debisi \dot{m} ,

$$\dot{m}_{PM} = \frac{P_{PM}}{w_{PM} \eta_{PM}} = \frac{4.21}{(334.43)(0.85)} = 0.014810 \text{ kg/s}$$

bulunur. Pnömatik motorun hacimsel debisi Q_{PM} ,

$$Q_{PM} = \dot{m}_{PM} / \rho_1$$

ifadesiyle hesaplanabilir. Burada ρ_1 pnömatik motora giren havanın yoğunluğu olup, yukarıda $\rho_1 = 5.3834 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ olarak hesaplanmıştır. Buna göre pnömatik motorun hacimsel debisi Q_{PM} ,

$$Q_{PM} = \dot{m}_{PM} / \rho_1 = 0.014810 / 5.3834 = 0.0027510 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0.165 \text{ m}^3/\text{dk} = 165 \text{ L}/\text{dk}$$

bulunur. Bu debi yanında güç, basınç ve tahrik edeceği fanın devir sayısı ve torku da dikkate alınarak uygun bir pnömatik motor (bu örnek için paletli hava motoru) seçilebilir.

3.8. Pnömatik Motordan Fana Güç İleten Sistemin Seçimi ve Otomatik Kontrolü

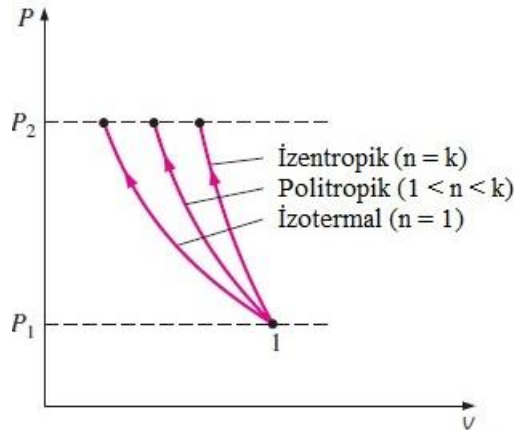
Fan tahrikinde gerekli güç ve devir sayısı için rüzgâr türbini-kompresör arasında kullanılacak güç iletim sistemine benzer bir transmisyon sisteminin pnömatik motor-fan arasında da kullanılması gerekmektedir. Bu amaçla istenilen devir sayısını yaklaşık maksimum % 5 güç kaybıyla (% 95 güç iletim verimiyle) kolaylıkla sağlayabilen uygun bir Kayış-Kasnak Mekanizması veya % 5'den daha az güç kaybıyla (% 95'den fazla güç iletim verimiyle) sağlayabilen helisel dişlilerden oluşan iki veya üç kademeli çift girişli bir dişli kutusu kullanılabilir. Ancak dişli kutusunun gerektiğinde elektrik motoru ve pnömatik motor bağlantılarının yapılabilmesini için çift girişli bir şekilde ve elastik (oynak) kavramalarla yapılması gerekmektedir. Bunun yanında elektrik motoru veya pnömatik motor bağlantısının bir otomatik kontrol sistemiyle kontrol edilmesi işletme kolaylığı bakımından uygun olacaktır.

4. Enerji Verimliliği Analizleri

Bu kapsamda kompresör ve pnömatik motor performanslarının iyileştirilmesine yönelik çalışmalar yapılabilir.

4.1. Kompresör Performansının İyileştirilmesi

Şekil 4'te verilen basınç-hacim (P-V) diyagramlarından görüleceği gibi, bir kompresörde sıkıştırılacak olan havanın özgül hacminin mümkün mertebe küçük olması (hal değişiminin izotermale yaklaştırılması) sağlandığında sıkıştırma işinin azalacağı iyi bilinen termodinamik bir gerçektir [26]. Bunun için özellikle yaz aylarında atmosferik hava yerine bir soğutma bataryası yardımıyla sağlanabilecek soğutulmuş havanın tek kademeli kompresöre gönderilmesi durumunda aynı rüzgâr türbini mil gücüyle kompresörde daha yüksek basınçta ve daha yüksek kütleli debide sıkıştırılmış hava elde edilmesi veya daha düşük rüzgâr türbini mil gücüyle kompresörde soğutulmamış atmosferik hava durumundakiyle aynı basınçta ve kütleli debide sıkıştırılmış hava elde edilmesi sağlanabilir. Çok kademeli kompresör kullanılması durumunda ise kademeler arasında eşit sıkıştırma (basınç) oranıyla ara soğutma yapılması kompresör işini azaltacaktır [26]. Kompresör öncesinde yer alacak olan ve içerisinde dıştan kanatlı bir serpantin yerleştirilen Atmosferik Hava Soğutma Bataryası'nın soğutucu akışkanı olarak klima santraliyle entegre bir şekilde Chiller grubu çıkışından küçük bir boru hattı ile alınan yaklaşık 6-7 °C sıcaklık mertebelerindeki soğuk su bu amaç için kullanılabilir. Ancak burada kompresör ve atmosferik hava soğutma bataryası dış gövdeleri yanında aradaki tesisat bağlantı borularının da iyi bir biçimde ısı yalıtımının yapılmış olması gerekir.



Şekil-4. Aynı basınç aralığında gerçekleşen izentropik, politropik ve izotermal sıkıştırma işlemlerinin basınç-hacim (P-V) diyagramları [26].

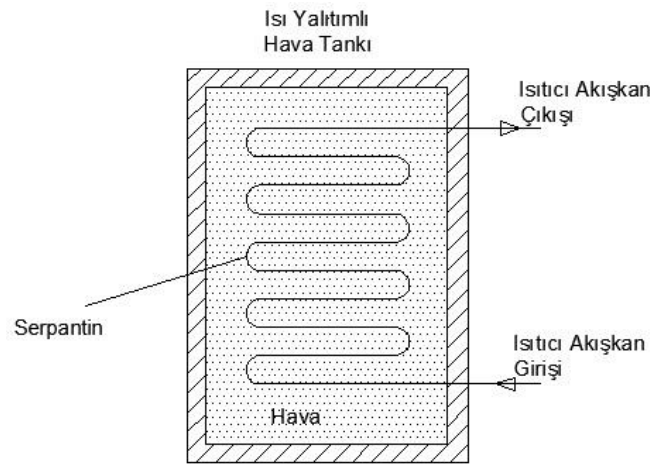
4.2. Kompresördeki Isı Geri Kazanım Potansiyelinin Kullanımı

Kompresörde kullanılan yağın ve sıkıştırılan havanın soğutulmasında kullanılan soğuk su veya hava kompresörü ısınmış sıcak akışkan olarak terk edecektir. Bu sıcak akışkan kışın klima santraline alınacak olan soğuk taze havanın ön ısıtılmasında veya santralin ısıtma bataryasına sıcak su üreten kazanın besleme suyunun ön ısıtılmasında kullanılabilir.

4.3. Pnömatik Motor Performansının İyileştirilmesi

Şekil 4'te verilen basınç-hacim (P-V) diyagramlarında hal değişiminin yönü değiştiğinde yani genişleme olduğunda maksimum işin izentropik hal değişimi halinde elde edilebileceği anlaşılır. Buhar ve gaz türbinlerinde akışkanın genişlemesi sonunda elde edilecek işin fazla olması için akışkanın özgül hacminin mümkün mertebe büyük olması (hal değişiminin izentropike yaklaştırılması) gerektiği iyi

bilinen termodinamik bir gerçektir [26]. Pnömatik motor aynı zamanda bir hava türbini (motoru) olarak da adlandırılabilir. Bu maksatla hava tankında depolanan sıkıştırılmış havanın özellikle kış aylarında ısıtılıp özgül hacmi artırılarak tek kademeli pnömatik motora gönderilebilir. Çok kademeli pnömatik motor kullanılması durumunda ise kademeler arasında eşit genişleme (basınç) oranıyla aşağıda belirtilen yöntemlerden herhangi birisi kullanılarak ara ısıtma yapılması halinde hava motorundan alınabilecek güç de artacaktır. Bu işlem klima santralinin mevcut ısıtma bataryasını besleyen sıcak su veya buhar hattından alınacak bir boru hattı ile veya kazanın atık baca gazlarının ısısı kullanılarak entegre bir sistem şeklinde yapılabilir. Bu konuda ayrıca klima santralinin Chiller soğutma grubunun kondenserindeki atık ısıdan (hava soğutmalı ise buradan alınan sıcak hava, su soğutmalı ise buradan alınan sıcak su) da yararlanılması düşünülebilir. Hava tankının içerisine dıştan kanatlı bir serpantin yerleştirilerek hava tankının bir ısı eşanjörüne dönüştürülmesi ve bu serpantin içerisinden sıcak su, buhar veya baca gazının geçirilmesi sonucunda depo edilen sıkıştırılmış havanın ısıtılarak özgül hacmi önemli ölçüde artırılabilir (Şekil 5). Ancak burada hava tankı (sıkıştırılmış hava ısıtma bataryası) ve pnömatik motor dış gövdeleri yanında aradaki tesisat bağlantı boruları ısıya karşı iyi bir biçimde yalıtılmış olmalıdır.



Şekil-5. Isıtma serpantinli ve ısı yalıtımlı hava tankı.

Piyasada mevcut hava motorları yüksek sıcaklıktaki hava ile çalışmaya uygun yapıda değildirler. Bu nedenle yukarıda bahsedilen sıcak hava ile çalıştırılacak olan hava motorlarının sızdırmazlık elemanlarının ve yağlarının 180–200 °C civarındaki sıcaklıklara dayanıklı olacak bir şekilde olması gerekir.

5. Sonuç ve Öneriler

Bu çalışmada rüzgâr enerjisi destekli sıkıştırılmış havada enerji depolamalı klima santrallerinde kullanılan küçük güçte (4 kW) bir fan tahrik sisteminde kullanılması gereken temel sistem elemanları belirlenmiş, sistemin sıkıştırılmış havayı üretip depolayan ilk bölümü (rüzgâr türbini-güç aktarma organı-kompresör-hava depolama tankı) ve sistemin sıkıştırılmış havayı tüketerek mekanik enerji üreten ikinci bölümü (basınç regülatörü veya hava genişletici-pnömatik motor-susturucu) için tasarım hesaplamaları yapılmış ve bu sistemde klima santrali ile entegre olacak bir biçimde enerji verimliliğini sağlamak açısından yapılması gerekenler önerilmiştir. Yapılan araştırma ve tasarım hesaplamaları birçok açıdan ümit vericidir. Sıkıştırılmış havada enerji depolama sisteminin yüksek verimliliğinin daha da artırılması önemlidir. Rüzgâr enerjisinin temiz ve yenilenebilir bir enerji olmasının yanında bedava olması da bir başka avantajıdır.

Kompresörün hava tankını doldurulması ile hava tankının boşaltılarak pnömatik motorun beslenmesi işlemleri için Düzgün Akışlı Dengeli Açık Sistem (DADA) kabulüyle Süreklilik Denklemi ile Termodinamiğin I. Kanunu kullanılarak hesaplamaların yapılması Termodinamik açıdan gereklidir.

Kaynaklar

- [1] Klima santralleri genel ürün katalogları.
http://www.systemairhsk.com.tr/Genel_urun_Katalogu_r1.pdf (Erişim Tarihi: 10.03.2014)
- [2] Söğüt Z, Karakoç HT, Gökşin AH. Ticari binalarda güneş ve rüzgar destekli havalandırma fanlarının enerji ve maliyet etkinliğinin incelenmesi. TTMD Dergisi 2014; 92(4):32-39.
- [3] Sateikis I, Lynikiene S, Kavolelis B. Analysis of feasibility on heating single family houses in rural areas by using sun and wind energy. Energy and Buildings 2006; 38(6): 695-700.
- [4] Özgener Ö. Use of solar assisted geothermal heat pump and small wind turbine systems for heating agricultural and residential buildings. Energy 2010; 35(1): 262-268.
- [5] Yang H, Lu L, Zhou W. A novel optimization sizing model for hybrid solar-wind power generation system. Solar Energy 2007; 81(1):76-84.
- [6] Tina G, Gagliano S, Raiti S. Hybrid solar/wind power system probabilistic modelling for long-term performance assessment. Solar Energy 2006; 80(5): 578-588.
- [7] Markvart T. Sizing of hybrid photovoltaic-wind energy systems. Solar Energy 1996; 57(4): 277-281.
- [8] Engin M, Çolak M. Güneş-rüzgar hibrid enerji üretim sisteminin incelenmesi. Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi 2005; 11(2):225-230.
- [9] Başaran K, Çetin NS, Çelik H. Rüzgar-güneş hibrit güç sistemi tasarımı ve uygulaması. In: 6th International Advanced Technologies Symposium, Elazığ, Turkey; 2011.
- [10] Ibrahim H, Ilinca A, Perron J. Integration of Wind Turbines With Compressed Air Energy Storage in Remote Area Power Supply System. proceedings.ewea.org, (Erişim Tarihi: 18.03.2014)
- [11] Chen, Y, Xu H, Tao GL, Wang XY, Liu H, Jia GZ. Research and progress of the compressed air power vehicle. Chinese Journal of Mechanical Engineering 2002; 38(11):7-11.
- [12] Bossel U. Thermodynamic analysis of compressed air vehicle propulsion. Journal of KONES Internal Combustion Engines 2005; 12 (3):51-62.
- [13] Nayak HK, Goswami D, Hablani V. Technical review on study of compressed air vehicle (cav). International Journal of Automobile Engineering Research & Development (IJ AuERD) 2013; 3 (1):81-90.
- [14] Jia, GZ, Wang XY, Wu GM. Investigation on Wind Energy-Compressed Air Power System, Journal of Zhejiang University SCIENCE 2004; 5(3):290-295.
- [15] Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü (YEGM) Web Sayfası. <http://www.eie.gov.tr/yenilenebilir.aspx> (Erişim Tarihi: 23.02.2014)
- [16] David AS. Wind Turbine Technology, fundamental concepts of wind turbine engineering. ASME Press; 1994.
- [17] Paul G. Wind Energy Basics, a guide to small and micro wind systems. Chelsea Green Publishing Company; 1999.
- [18] Çengel YA, Cimbala JM. Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications, Ed. 3. New York: McGraw-Hill; 2014.
- [19] http://www.itdg.org/docs/technical_information_service/wind_electricity_generation.pdf (Erişim Tarihi: 05.02.2014)
- [20] Lanzafame R, Messina M. Power curve control in micro wind turbine design. Energy 2010; 35(2):556-561.
- [21] Arora CP. Refrigeration and Air Conditioning, 2 nd Edition, New York; Tata McGraw-Hill Education; 2000.
- [22] Van Ormer HP. Capacity Controls Can Save Energy and Money. Hydraulics & Pneumatics 2001; (4):41-46.
- [23] Özcan F, Işıl Ş, Kırıcı, A. Pnömatik Akışkan Gücü. Mert Eğitim Yayınları; 1986.
- [24] Dalgakıran Kompresör Ürün Katalogları. www.dalgakiran.com/urunler (Erişim Tarihi: 15.03.2014)
- [25] Gürsoy M. Hava Kompresörleri ve Basınçlı Hava Tekniği. İzmir: MG Grubu Teknik Yayınları; 1991

- [26] engel YA, Boles MA., Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Çeviri Editörü: Ali Pınarbaşı, 5. Baskı, İzmir Güven Kitabevi, 2012.
- [27] <http://www.ingersollrandproducts.com/am-en/products/air-motors> (Erişim Tarihi: 02.15.2014)
- [28] Pnömatik Devre Elemanları ve Uygulamam Teknikleri, TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayını, Yayın No: MMO/2001/293, İstanbul, 2001.
- [29] Endüstriyel Okullar İçin Temel Pnömatik, Tercüme: Uçak Müh. Sait Sipahiođlu, Editör: Doç. Dr. Muammer Nalbant, Ankara: MEB Yayınları; 1994.