

MÜHENDİSLİK ALANINDA AKADEMİK ARAŞTIRMALAR

Editör
Doç. Dr. Özdoğan KARAÇALI



**MÜHENDİSLİK ALANINDA
AKADEMİK ARAŞTIRMALAR**

Editör

Doç. Dr. Özdoğan KARAÇALI



Mühendislik Alanında Akademik Araştırmalar
Editör: Doç. Dr. Özdoğan KARAÇALI

Genel Yayın Yönetmeni: Berkan Balpetek
Kapak ve Sayfa Tasarımı: Duvar Design
Baskı: Ekim 2020
Yayıncı Sertifika No: 16122
ISBN: 978-625-7767-67-5

© Duvar Yayınları
853 Sokak No:13 P.10 Kemeraltı-Konak/İzmir
Tel: 0 232 484 88 68

www.duvar yayinlari.com
duvar kitabevi@gmail.com

Baskı ve Cilt: Sonçağ Yayıncılık Matbaacılık Reklam San Ve Tic. Ltd.
İstanbul Cad. İstanbullu Çarşısı No:48/48-49
İskitler 06070 Ankara
Tel: 03123413667
Sertifika No:47865

İÇİNDEKİLER

Bölüm-1

Vantilatörler

7

Dr. Öğr. Üy. Hayriye Sevil ERGÜR

Bölüm-2

Sağlık Sektöründe Yapay Zekânın Önemi

51

Mustafa GÜLER

Bölüm-3

Park İşgalinin Ölçümü Ve Karşılaştırmalı Ele Alınması Bağlamında Bir İnceleme

65

Mehmet Fatih Altan

Mehmet Çağrı Kızıldaş

Yunus Emre Ayözen

Bölüm-1

VANTİLATÖRLER

*Dr. Öğr. Üy. Hayriye Sevil ERGÜR**

* Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
E-mail: hsergur@ogu.edu.tr

VANTİLATÖRLER

Havalandırma sisteminin ana elemanı vantilatördür. Vantilatör, havanın ya da gaz şeklindeki herhangi akışkanın hareketini sağlayan ve bu iş için enerji tüketen veya başka tanımla basınç farkı oluşturarak havanın akışını sağlayan cihazdır. Vantilatörün hareketli elemanı olan çark hava üzerinde iş yapar ve ona statik ve kinetik enerji kazandırır. Havaya kazandırılan bu statik ve kinetik enerjiler vantilatörün türüne bağlıdır. Basılan havanın sıkışmadığı kabulü tasarımı kolaylaştırır. Küçük basınç farkında hacim ve sıcaklık değişimi de dikkate alınmayabilir. Sıkışma söz konusu ise düzeltme katsayısı kullanılır. Mağaza havalandırılması, malzeme taşınması, çalışma odalarında, maden ocaklarında, kuyularda, tünellerde ve gemi ambarlarında hava değişimi ile zararlı gazlar ve egzoz gazlarının atılması, kurutma ve serinletme, klima tesisleri için büyük debi ve hızlara ihtiyaç duyulur. Vantilatörler endüstriyel ve ticari uygulamalarda yanı sıra insan sağlığı içinde kaçınılmaz ünitelerdir. Isıtma ve soğutma işlemlerinde vantilatörlerin önemi çok büyüktür.

1. Genel Tanımlar ve Vantilatörlerin Sınıflandırılması

Vantilatörlerin sınıflanmalarında çok değişik parametrelerden yararlanılır. Bunların başında kullanılan sınıflamada emiş, egzoz ve besleme vantilatörleri gelir. Bunlara ek olarak, körükler ve üfleçler (bloverler) de hava aktarımında kullanılır (Pancar & Ergür 2007; Kovats & Desmur 2005). **Emme vantilatörü:** Kullanımı küçük sistemlerde isteğe bağlıdır. İç ve dış hava karışımı ile çalışılan sistemlerde tercih edilir. Minimum debiden daha fazla hava alınması durumunda aşırı basınç oluşumunu engeller ve daha küçük statik basınca karşı çalışmasını sağlarlar.

Egzoz vantilatörü: İç ve dış hava karışımı ile çalışılan ancak, emme hattında vantilatör kullanılmayan sistemler için uygundur. Emilen dış hava kadar dönüş havasının dışarıya atılmasını sağlar.

Besleme vantilatörü: Eksenel vantilatör grubuna giren ve ana besleme kanalına birden fazla vantilatörün bağlanabildiği tiplerdir. Tek vantilatör, besleme kanalına bağlanırken, vantilatör çarkından kanala hava akışında ani yön değişimi gerekmediği için verim ile birlikte hız ve basınç dönüşümündeki statik basınçtaki geri kazanım da artar.

Blower: Çimento fabrikaları, kurutma, çeşitli kimya endüstrilerinde, büyük debilerde hava ve gaz akışlarını sağlamada, pnömatik toz ve malzeme taşımada kullanılan bu tip vantilatörler, profil kanatlı olup tek veya çift emişlidirler.

Körük: Geriye eğik kanatlı çarka sahip merkezkaç vantilatörlerdir. Yakıcılara, primer hava sağlamak için tasarlanan bu tip vantilatörler, basınçlı hava uygulamalarında kullanılabilirler.

Yüksek Basınçlı Vantilatörler: Endüstriyel egzoz ve toz toplama sistemlerinde, pnömatik taşımada, sıcak gaz naklinde ve yakıt yakıcılarda kullanılan bu tipler, geriye eğik kanatlı çarka sahip merkezkaç vantilatörlerdir.

Orta Basınçlı Vantilatörler: Geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatörlerdir. Endüstriyel uygulamalarda, geniş bir kullanım alanına sahiptirler.

Alçak Basınçlı Vantilatörler: İklimlendirme, havalandırma ve gaz taşıma işlemlerinde kullanılırlar.

Tablo (1a) ve Tablo (1b)' de verildiği gibi vantilatörler, genellikle havanın çark üzerinden geçiş yönü, çalışma aralıkları, kullanım amacı, hava içindeki konumu, tahrik şekli ve uygulama alanı olmak üzere, altı farklı kategoride sınıflandırılabilirler (Pancar & Ergür 2007; Çakmanus 2009).

Tablo (1a) Vantilatör tiplerinin hava akışı ve kullanım amacına göre sınıflandırılması

Havanın çark üzerinden geçiş yönüne ve vantilatör içindeki bağıl basınca göre vantilatör tipleri

Prensip olarak çevrim içerisinde oluşturdukları basınç artışına göre sınıflandırılırlar. Bu basınç artışı, vantilatör yükü veya vantilatör basıncı olarak adlandırılır. Uygulamada, en çok karşılaşılan tipler; Radyal, eksenel ve dik akımlıdır.

Eksenel: Hava debisi, çark içine mil ekseni boyunca girer. Çarkın ekseni ile aynı olan eksenel yörüngeyi izleyerek çarktan dışarı çıkar. Vantilatör çarkına eksen boyunca emilen hava çarkı yine eksen boyuna terk eder. Çark arkasına konan kılavuz kanatlarla akışkan ipçikleri düzenlenir. Kılavuz kanatlardan sonra hız enerjisini basınç enerjisine çeviren difüzörden yararlanılması tavsiye edilir.

Radyal: Vantilatör, çarkına eksen boyunca emilen hava vantilatörü yarıçap boyunca çarkı radyal olarak terk eder. Basınç dönüşümünün sağlandığı salyangozda hava hızıyla kazanılan enerjinin büyük kısmı basınç enerjisine dönüştürülür. Radyal vantilatör çarkındaki kanatlar, tasarımın özelliğine göre geriye dönük, radyal ve ileriye dönük kanatlı imal edilebilir.

Dik akımlı: Daha az kullanılır. Çark ve salyangozu radyal vantilatöre benzer. Hava vantilatörü mil eksenine dik yönde terk eder. Kanatlar ileriye dönük olup salyangoz difüzör görevini üstlenir.

Vantilatör Tipi	Referans Çalışma Arakları	
	Debi (Q: m³/h)	Basınç (Pa)
Blower	4000–1.700.000	1300-27.000
Körükler	120–4800	1500–20.000
Yüksek Basınçlı	400–80.000	500–10.000
Orta Basınçlı	500–150.000	400–5000
Alçak Basınçlı	400–250.000	100–2400

Kullanım amacına göre vantilatör tipleri

Karterli vantilatörler: Kanal içinde sürekli hava dolaşımını sağlamak için kullanılan vantilatörlerdir. Bu tip vantilatörlerde, çarkı çepeçevre kuşatan sabit karter üzerinde genellikle emme ve basma flanşları da mevcuttur.

Cidar vantilatörleri: Bu tip vantilatörler cidarla birbirinden ayrılan iki ortam arasında hava geçişini sağlamak amacıyla kullanılır ve duvar vantilatörleri olarak da adlandırılırlar.

Serinleme vantilatörleri: Kanal donanımından yararlanılmaksızın ortam havasının harekete geçirilmesi için kullanılır. Motor mili üzerine birtakım kanatlar monte edilerek vantilatör çarkı oluşturularak sadece bulundukları yerde hava hareketi oluştururlar.

Hava içindeki konumuna göre vantilatör tipleri

Emme vantilatörleri: Hava çevriminin çıkış kısmına yerleştirilen ve hava debisini ya büyük hacimli ortam içine ya da açık havaya basan karterli vantilatörlere denir.

Basma vantilatörleri: Hava çevriminin giriş kısmına yerleştirilen veya büyük hacimli ortam içinden ya da açık havadan hava emmek suretiyle çalışan karterli vantilatörlere denir. Bu tip vantilatör hava debisini dışarıdan emer ve dağıtım şebekesine basar.

Emme–Basma vantilatörleri: Karterli yapıya sahip olan vantilatörler hava çevriminin herhangi kesimine yerleştirilir. Vantilatörün hem emme hem de basma tarafında birer kanal parçası bulunur. İklimlendirme tesislerinde kullanılan vantilatörlerin çoğu bu tiptedir.

Duvar vantilatörleri: Büyük hacimli iki bölgeyi birbirinden ayıran cidar veya duvar içindeki bu tip vantilatörler hava debisinin yerden diğerine aktarılması için kullanılır.

Tablo (1b) Vantilatör tiplerinin tahrik şekline ve uygulama alanına göre sınıflandırılması

Tahrik şekline göre vantilatör tipleri

Doğrudan doğruya tahrik edilen (doğrudan aküple) vantilatörler: Vantilatör çarkı doğrudan doğruya motor mili üzerine monte edilir ve böylece aracısız tahrik sağlanır.

Eş eksenli rijit-kaplin aracılığı ile tahrik edilen vantilatörler: Vantilatör çarkı, motor mili ile yaklaşık aynı eksene sahip olup mil ile rijit bağlıdır. Kayma (eksen kaçıklığı) olmadığı sürece motor ile vantilatörün dönme hızları birbirine eşittir.

Eş eksenli kayıcı kaplin aracılığı ile tahrik edilen vantilatörler: Bu tip tahrik yönetiminde vantilatör çarkına ait mil ile motor mili, kayıcı kaplin aracılığı ile birbirine bağlanır.

Kayış-kasnak mekanizması aracılığı ile tahrik edilen vantilatör: Bu tip vantilatörlerde vantilatör çarkı motor miline paralel olan ayrı mil üzerine monte edilir. Vantilatörün tahrik edilmesi amacıyla bu iki mil arasında kayış-kasnak mekanizması bağlantısı vardır.

Uygulama alanına göre vantilatör tipleri

Normal tip vantilatörler: Bunların uygulama amacı zehirli ve korozyon yapıcı özelliklere sahip olmayan 40 °C' nin altında bulunan ve toz barındırmayan hava veya gaz cinsinden akışkanların dolaşımını sağlamaktır. Konfor ya da rahatlık duygusunun sağlanması amacıyla gerçekleşen iklimlendirme tesislerinde aşağıda yazılı türlerden yararlanılır.

Sızdırmaz tip vantilatörler: Gövde, kaçaklara olanak tanımayacak yapıda sızdırmazlık özeliğine sahip olarak yapılır. Çark yatakları sızdırmazlık düzenleri ile donatılır. Bu tip vantilatörler genellikle endüstri alanında, zehirli gazların dolaşımını sağlamak için kullanılır.

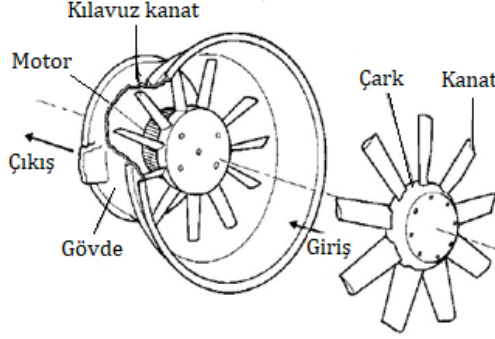
Tozlu hava vantilatörleri: Aşındırıcı niteliklere de sahip olabilen toz parçacıkları ile yüklü hava veya gazların dolaşımı için bu tipler kullanılır. Her türlü çökelti olasılığını önlemek için aşınmaya dirençli malzemelerden yapılır.

Sıcak gaz vantilatörleri

Çok yüksek sıcaklık derecelerinde dayanıklı malzemeler aracılığı ile gerçekleşen bu tip vantilatörde, yataklar için özel soğutma sistemi öngörülür.

2. Eksenel Vantilatörler

Eksenel vantilatör elemanlarının gösterildiği Şekil 1’ den de anlaşılacağı üzere, dönme eksenine paralel olarak dışarı verilen hava, çark içine eksenel doğrultuda girer ve çarkın eksenine paralel olarak dışarı verilir (Çakmanus 2009).



Şekil 1 Eksenel vantilatör elemanlarının şematik gösterimi

2.1 Eksenel Vantilatörlerin Üstünlükleri

Bu tip vantilatörlerin karakteristik özelliklerinden birisi toplam basıncın belirli debi aralığından sonra az miktarda değişime uğramasıdır. Bundan dolayı büyük debilerin düşük yük kayıpları altında harekete geçirilmesinin gerekli olduğu hallerde, cidar ya da duvar vantilatörleri veya emme vantilatörleri olarak bilinen tiplerden yararlanılır. Havalandırma ve hava tahliye tesisleri ile dumanların mekanik metotlarla ortadan kaldırılmasını amaçlayan tesisler uygulama alanları arasında söz konusu edilebilir. Bu vantilatörlerin kanal içlerine yerleştirilebilme üstünlüğüne sahip olmaları, yerden kazanımının dışında büyük montaj kolaylığı da sağlamaktadır (Cory 2005; Pancar & Ergür 2007).

Ayrıca, debideki artışa rağmen kullanılan güç değerleri sabit düzeyde kalır. Bunun bir sonucu olarak da debi ve tüketilen güç eğrisinin yatay doğrultuya çok yakın olduğu bilinmelidir. Bundan dolayı tahrik motor gücünün gereğinden çok büyük tutulması önerilmez. Debinin birden bire artması halinde vantilatör, anbalman (runaway) durumuna geçerek, maksimum hızla dönmüş olsa bile tüketilen güç miktarı sabit seviyede kalır. Buna karşılık damper ve klapelelerden yararlanmak sureti ile debi miktarının birden bire azaltılması, bu vantilatörler için tehlikeli olabilir. Tüketilen güç miktarı öngörülen değere oranla çok daha yüksek düzeylere çıkar ve motor yanabilir (Fans & Blowers 1995).

2.2 Eksenel Vantilatörlerin Mahsurları

Bu tip vantilatörlerin yük ya da basınç değerleri düşük düzeydedir. Büyük yük ya da basınçlarda kullanıldığı zaman gürültülü çalışırlar. Çark kanatlarında ulaşılan çevresel hızlar, 150 m/s'den daha yüksek olabilir. Verim değerleri ise genellikle orta seviyededir.

2.3 Eksenel Vantilatörlerin Tasarımı

Vantilatör yapısının şeklini belirlemede, hangi noktaların referans alınması gerektiği düşünüldüğünde, aşağıdaki faktörler göz önüne alınmalıdır.

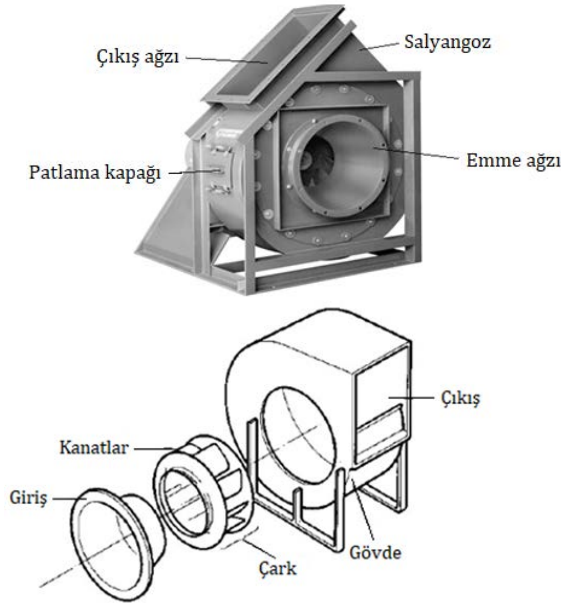
- (i) Maksimum verim, yapı şeklinin tesir sahasında kullanılan yoğunluk (σ) değerine göre seçilir.
- (ii) Gürültünün az olması için Ψ maksimum değerde olmalıdır.
- (iii) Tozlu gazlardan dolayı aşınmanın küçük olması maksimum basınç sayısı (Ψ) ile mümkündür.
- (iv) Büyük emme gücü için basınç sayısının (Ψ) maksimum değerde olması gerekir.
- (v) Büyük emme gücü için küçük vantilatör boyutu, büyük basınç (Ψ) ve debi (ϕ) sayıları gerekir.
- (vi) Dikey ve yatay karakteristiklerle birlikte başlangıç noktası karakteristikleri de belirlenmelidir.
- (vii) Güç ihtiyacı eğrisinde seçim yapılırken; boşa iken ($\theta = 0$) en az enerji harcaması ve nominal debi ile büyük güç ihtiyacı sağlanması durumları dikkate alınmalıdır. Güç seçimi ayarlanabilmelidir.
- (ix) Hafif olmalıdır.
- (x) Giriş ve çıkış lülesinin işletme durumu için bir ön çalışma yapılması şarttır.
- (xi) Kanatların mukavemeti, ortam ve çalışma şartlarına uygun olmalıdır.
- (xii) Vantilatör seçiminde, her şartın aynı anda yapılmasına dikkat edilir. Vantilatörün ana yapının biçimini doğru belirlemek için önceden elde edilmiş değerlere veya tesir sahası hesabına ihtiyaç vardır.
- (xii) Vantilatör seçiminde, vantilatör karakteristiklerinin tamamı ile vantilatörün çalışacağı kanal şebekesine ilişkin karakteristik eğrilerin dikkate alınması zorunludur.
- (xiii) Vantilatörlerle ilgili karakteristik eğriler, imalatçılar tarafından hazırlanıp tüketicilere sunulmalıdır. Böylece, vantilatör için düzenlenmiş olan bütün karakteristik eğriler genellikle tek diyagram üzerinde toplanacağından belirli debi değerine karşılık tüm karakteristiklerin değerleri belirlenebilir (Pancar & Ergür 2007)

2.4 Eksenel Vantilatörlerde Çark Dönme Yönü

Eksenel vantilatör çarkının üst kısmında bulunan çark kanadı, kanat profili üzerinde ele alınan herhangi bir noktanın hareketi izlendiğinde, kanadın gözlemciye en yakın olan ayrıntıya kadar oluştuğu düşünülen bu hareket sırasında, bu noktanın soldan sağa doğru uzaklaştığı saptanırsa, sağ tip çarktan, tersi durumda ise sol tip çarktan söz edilir. Çark kanatları aerofoil olarak dizilirler. Aerofoil serilerde, hava ile bağlı hareket yapıldığından dolayı hava buharı basıncına statik basınç da eklenerek toplam basınç belirlenir. Bu işlev, sürtünme yolu ile minimum kayıpla gerçekleşir. İyi tasarlanmış ünitelerde, çark göbek çapı, çark çapının %40–% 70' i kadar olmalıdır. Çark dönme eksenine yakın yerlerde, çark hızı çok küçüktür (Asad 2001).

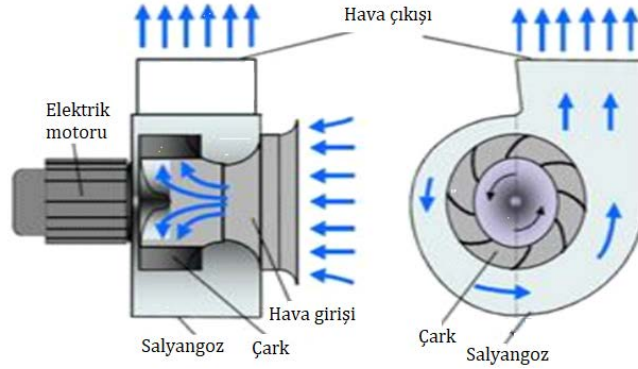
2.5 Radyal Vantilatörler

Radyal vantilatörlerin imalatı oldukça basittir ve yüksek basınçlı uygulamalar için tercih edilirler. Bununla birlikte, öne eğimli çarklar, geri eğimli çarklardan daha az verimlidir ve hacimsel debinin artmasıyla güç sürekli artar. Bu nedenle, ilk yatırım maliyetleri daha düşük rağmen, uzun süreli kullanımlarda maliyetleri artar. Radyal vantilatör tasarımları arasında airfoil tip tasarımlar en yüksek verimi sağlar, ancak kullanımları temiz ve tozsuz hava ile sınırlıdır.



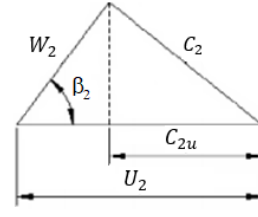
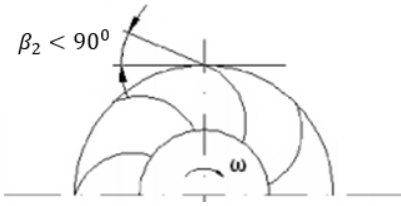
Şekil 1. Radyal vantilatör elemanlarının şematik gösterimi

Şekil 1’ de şematik olarak gösterilen radyal vantilatör, hava veya gaz nakline gerek duyulan klima santralleri, havalandırma tesisatları gibi pek çok yapıda yüksek basınç yarattıkları için kullanılmaktadır. Son zamanlarda, radyal vantilatörlerin performansını artırmaya yönelik pek çok çalışmalar yapılmakta ve çark kanatları üzerinde yapılan değişiklikler ile yüksek performanslı vantilatörler elde edilebileceği vurgulanmaktadır (Cory 2005; Pancar & Ergür 2007). Radyal vantilatörlerde hava, çark miline paralel olarak Şekil 2’ deki gibi bir veya iki tarafından spiral gövdeye girer ve çark miline dik açı ile salyangozu terk eder. Radyal vantilatörler, basit ve sağlam yapılı olup geniş bir uygulama aralığına sahiptirler. Özellikle değişen akış dirençlerinde daha verimli ve sessiz çalışırlar. Yüksek basınç ve debi için idealdirler.

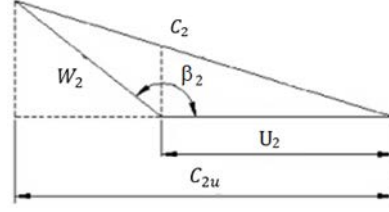
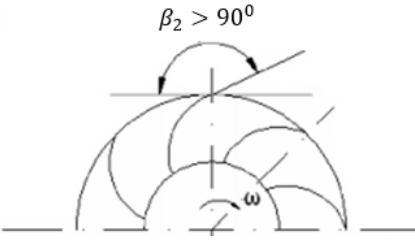


Şekil 2. Radyal vantilatörlerdeki hava akış düzeninin şematik gösterimi

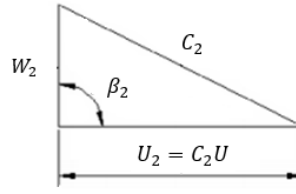
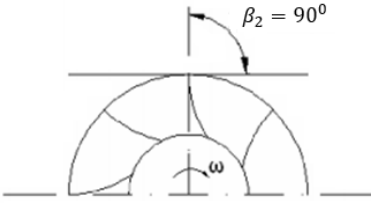
Bu vantilatörler, Şekil 3’ de gösterildiği gibi kanat uçlarının dönme yönüne göre eğimi esas alınarak öne eğik, geriye eğik ve radyal kanatlı olmak üzere üç grupta ele alınırlar. İleriye eğik kanatlıların verimi çok düşük olup en fazla %65 civarındadır. Geriye eğik kanatlı vantilatörlerde verim en yüksek olup %70 – %80 arasındadır (Dixon 1998; Yahia 1990). Belirli bir dönüş hızına ve şekle sahip çark içinden geçen akışkana aktarılan enerji, çark giriş çapı (D_1) ve çıkış çapı (D_2) ile mutlak hız (C_u) bileşenine bağlıdır. Kanat giriş açıları ve giriş üçgenleri aynı olan fakat çıkıştaki kanat açıları farklı olan kanatlar üzerinde oluşan hız üçgenleri, Şekil 3’de gösterilmiştir. Çıkıştaki kanat açısı büyüdükçe mutlak hız da büyür. Giriş ve çıkış açılarının vantilatör performansı üzerindeki etkileri, ihmal edilemeyecek kadar büyüktür (Adachi ve ark., 2001; Fan Eng., 2012). Bu tür vantilatörlerin güç karakteristikleri, debi ile artar ve maksimum bir değere ulaştıktan sonra düşmeye başlar. Bu özelliği sebebiyle de bu tipteki vantilatörler, motorda aşırı yüklenmelere yol açmadıklarından tercih edilirler.



Geriye eğik kanatlar



Öne eğik kanatlar



Radyal kanatlar

Şekil 3. Öne eğik, geriye eğik ve radyal kanatlı çarklar ve hız üçgenleri

Bu vantilatörlerin verimleri yüksektir ve yüksek güçlerde yaygın olarak kullanılan basınç-debi karakteristikleri ani olarak düşer. Bu nedenle debileri sabittir. Ancak, bu tip vantilatörlerin çarkları, diğerlerine oranla daha geniş çaplarda üretilirler ve daha ağırdırlar.

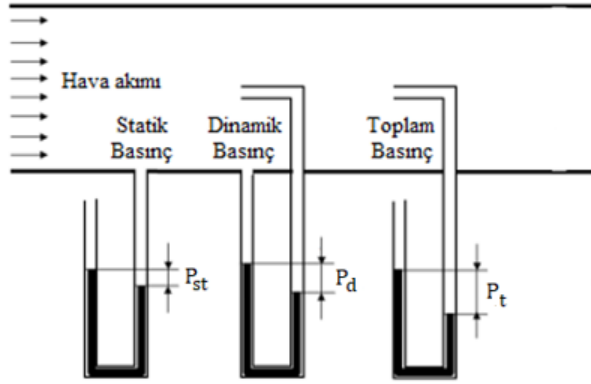
2.5 Dik akımlı Vantilatörler

Tüm vantilatörler içinde en düşük performans verilerine sahip, oldukça hafif olan bu tiplerin çalışma prensipleri ve konstrüksiyonları, radyal vantilatörlere benzer. Eksen boyunca emilen akışkan yarıçap boyunca hareket ederek salyangozdan atılır. Kanat yapıları, genelde geriye dönük türdedir. İmalatları oldukça kolay olup düşük maliyetlidirler. Konstrüksiyonları, radyal vantilatörlerin aynısıdır. Yüksek debilere çıkamadıkları için çok tercih edilmezler. Düşük debi ve basma yüksekliğinde çalışan cihazlarda tercih edilirler. Dik akımlı ve radyal

vanilatörler arasındaki en belirgin fark, giriş ve çıkış çapları arasındaki oranın 1'e yakın olmasıdır. Çark giriş ve çıkış çapları arasındaki oranın $D_2/D_1 = 0.85 - 0.90$ olduğu aralık, performans açısından en çok tercih edilmektedir (Gökelim 1983; Pancar & Ergür 2007).

3. Basınç ve Yük Tanımları

Akışkanların fiziksel özelliklerini belirlerken kullanılan mutlak basınç, atmosferik basınç (P_{atm}) ve efektif basınç (P_e) olmak üzere iki bileşene sahiptir. Efektif basınç, mutlak basınç ile atmosferik basıncın farkına eşittir. Bir vantilatörde meydana gelen statik basınç, dinamik basınç ve toplam basınçlar sırasıyla Şekil 4' de gösterildiği üzere U-borulu manometre ile belirlenebilir (Aironn 2018).



Şekil 4. Bir kanalda veya boruda statik, dinamik ve toplam basınçları ölçme düzeneği

3.1 Statik Basınç

Manometrenin açık uçlarından birisi kanal duvarı ile aynı düzleme gelecek şekilde diğeri ise atmosferik ortama yerleştirilirse manometrenin kolları arasındaki seviye farkı kanaldaki etkin statik basıncı gösterir. Sistemdeki akışa karşı tüm dirençleri yenen bu basınçtır. Dolayısıyla kanal ve bağlı olduğu sistemdeki akışa direnç gösteren unsurların oluşturduğu ve toplam statik basınç kaybı ΔP_{st} içerisinde yer alan bu ifade, denklem (1.1)' de verilmiştir. Ayrıca, denklem (1.2)' deki gibi yükseklik farkından dolayı da iki nokta arasında statik basınç farkı oluşur. Aynı tip vantilatörler için gerekli basınç değerindeki artışın tek sebebi, tasarım aşamasındaki detaylardır. Düşük basınç vantilatörlerinde, çarktaki kanat sayısı, yüksek basınç vantilatörlerine göre daha azdır.

$$\Delta P_z = P_G - P_C \quad (1.1)$$

$$\Delta P_z = \rho_h \cdot g(z_G - z_C) \quad (1.2)$$

3.2 Dinamik Basınç

Manometrenin açık uçlarından birisi kanal duvarı ile aynı düzleme gelecek, yani statik basıncı algılayacak şekilde, diğeri ise akış doğrultusuna dik olarak yerleştirilirse, manometrenin kolları arasındaki seviye farkı; kanaldaki akış hızı ile oluşan dinamik basıncı gösterir. V (m/s) hızı ile ρ_h (kg/m^3) yoğunluğu olmak üzere dinamik basınç, denklem (1.3) kullanılarak hesaplanır.

$$P_d = \rho_h \frac{V^2}{2} \quad (1.3)$$

3.3 Toplam Basınç

Manometrenin açık uçlarından birisi akış doğrultusuna dik olarak diğeri ise atmosferik ortama yerleştirilirse, manometrenin kolları arasındaki seviye farkı, kanalda ölçme yapılan noktadaki etkin statik ve dinamik basınçların toplamı olan toplam basıncı gösterir. Toplam basınca ilişkin bağıntı denklem (1.4)' de verilmiştir.

$$P_t = P_{st} + P_d \quad (1.4)$$

3.4 Basma Yüksekliği

Basınçların, Pa (Pascal) yerine mmss ile verildiği durumlarda, herhangi sistemin iki noktası arasındaki basınç farkına karşılık gelen basma yüksekliği ifadesi, denklem (2.1)' de verilmiştir (Aironn 2018; Fan Eng., 2012). Denklemler, deniz seviyesinde, $\rho_h = 1.2 \text{ kg/m}^3$ ve $\rho_s = 998.3 \text{ kg/m}^3$ için ve 101.325 kPa basınç ile 20°C sıcaklık şartlarında geçerlidir. Basma ve emme hattındaki ortalama toplam basınçlar arasındaki cebirsel fark, vantilatör yükü ve basıncı olarak [Pa] veya [mms] birimlerinde tanımlanır. Giriş (emme) ve çıkış (basma) hattına ait indislerin sırasıyla 1 ve 2 ile gösterildiği vantilatör basıncı ve vantilatör yüküne ilişkin denklem (2.2) ile denklem (2.3)' de verilen teorik ifadelerdeki ortalama toplam basınçların hassas olarak ölçülmesi mümkün değildir. Denklem (2.3)' deki, P_e ölçme işlemindeki efektif basıncı, H yük kayıplarını ve P_d dinamik basıncı göstermektedir (Goria & Khan 2003).

$$H = 10^3 \{ (P_2 - P_1) / \rho_s \cdot g + \rho_h (V_2^2 - V_1^2) / 2 \rho_s g + (\rho_h / \rho_s) (z_2 - z_1) \} \quad (2.1)$$

$$\Delta P = P_{Tm1} - P_{Tm2} \quad (2.2)$$

$$\Delta P = P_e + H + P_d \quad (2.3)$$

Denklem (2.2)' dan anlaşılabacağı üzere vantilatör basıncı, basma ve emme taraflarında etkisini sürdüren ortalama toplam basınç değerleri (Pa) arasındaki cebirsel farka eşittir. Bu fark, Pascal olarak ifade edildiğinden

ve $1\text{Pa} = 1\text{J/m}^3$ olduğundan, vantilatör tarafından yapılan iş miktarını da ifade eder. Vantilatör basıncı, denklem (2.4)' de verildiği gibi havaya bırakılan hacimsel (W_v) ya da kütleli iş (W_m) miktarına eşittir (Goria & Khan 2003; Korpela 2012).

$$W_v = \Delta P \text{ (J/m}^3\text{)} \quad W_m = \Delta P / \rho_m \text{ (J/kg)} \quad (2.4)$$

$$\Delta T = (N_e / \rho_h) Q \cdot C_s = 0.0081 \Delta P \quad (2.5)$$

Tablo 2 Vantilatör tiplerine göre basınç ve yük değerleri (Gökelim 1983)

Vantilatör Tipi	Kütleli İş (J/kg)	Hava Sıcaklığı 20°C	
		(Pa)	(mmss)
Düşük Basıncılı	$W_m < 600$	$\Delta P < 732$	$\Delta P < 75$
Orta Basıncılı	$600 \leq W_m < 3000$	$732 \leq \Delta P < 3660$	$75 \leq \Delta P < 366$
Yüksek Basıncılı	$W_m \geq 3000$	$\Delta P \geq 3660$	$\Delta P \geq 366$

Düşük basınçlı vantilatörler, maksimum hızda döndükleri ve en uygun verimde çalıştıkları zaman 600 (J/kg)' dan daha düşük miktarda kütleli iş oluşturabilir. Vantilatör tarafından normal atmosfer basıncında emilen hava debisinin 20°C' lik sıcaklığa sahip olması halinde, kütleli iş miktarı, denklem (8) kullanılarak hesaplanır.

Orta basınçlı vantilatörler, maksimum hızda döndükleri ve en uygun verimde çalıştıkları zaman oluşturdukları kütleli iş miktarı, 600–3000 (J/kg) arasında değişir. Vantilatörden normal atmosfer basıncında emilen hava için 20°C' de 3000 (J/kg)'lık kütleli iş miktarı, $\Delta P = 1.22 \times 3000 = 3660 \text{ Pa} = 366 \text{ mmss}$ 'lık bağıl basınca karşılık gelir.

Yüksek basınçlı vantilatörler, maksimum dönüş hızında ve en uygun verimde oluşturacakları kütleli iş miktarı ≥ 3000 (J/kg) olup, bu iş miktarının yaratacağı basınç farkı $\Delta P \geq 3660 \text{ Pa}$ ya da $\Delta P \geq 370 \text{ mmss}$ değerindedir. Düşük, orta ve yüksek basınçlı vantilatörlere ait karakteristik değerler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Ölçülmüş vantilatör gücü, sadece çark tarafından yutulmuş ve ayrıca çarkın yuttuğu güce ek olarak yataklar tarafından yutulan güç ya da yardımcı ünitelerin birlikte yuttukları güç olarak ifade edilir. Vantilatör tarafından havaya karşı iş yapıldığı için iç enerjide oluşacak artış, hava sıcaklığını da artıracaktır. Yapılan iş ve ortaya çıkan ısı eşitlendiğinde, denklem (2.5) elde edilir. Bu denklemde, vantilatörün çektiği güç N_e (kW), debi Q (m³/s), özgül ısı C_s (J/kg.C⁰) 0.24 ve birim dönüşüm katsayısı 427 olmak üzere sıcaklık artışı ΔT (C⁰) hesaplanır. Bu denklem, sıcaklık artışı ve vantilatör tesisatındaki toplam direnç ΔP (mmss) arasındaki ilişkiyi de ifade eder (Yu-Tai Lee & ark., 2011).

4. VANTİLATÖR KARAKTERİSTİKLERİ

4.1 Temel Karakteristikler

4.1.1 Kütlesel Debi (q_m)

Kütlesel debi (q_m), birim zamanda geçen havanın kütlesine eşittir. Kütlesel debi, bir saniyede ya da saatte geçen akışkan miktarı olarak (kg/s) veya (kg/h) birimleri ile değerlendirilir.

4.1.2 Ortalama Hacimsel Debi (q_{vm})

Ortalama hacimsel debi (q_{vm}), birim zamanda vantilatörden geçen havanın hacmine eşittir. Ortalama hacimsel debi, bir saniyede ya da saatte geçen akışkan miktarı (m^3/s) veya (m^3/h) birimleri ile değerlendirilir. Birim hacimde vantilatörden geçen hava miktarı, yani ortalama özgül kütle (ρ_m , kg/m^3) olmak üzere (Yarin & Foss 2007) vantilatörden geçen hava debisine ilişkin ortalama hacimsel özgül kütle değerini belirtmek üzere kütlesel debi ile ortalama hacimsel debi arasındaki ilişki, denklem (3) ile verilmiştir.

$$q_{vm} = q_m / \rho_m \quad (3)$$

4.1.3 Basma Yüksekliği (H)

Kayıplar (h) ihmal edildiğinde $\int v \cdot dp$ değerine göre çok küçük olacağından, denklem (4) ile verilen vantilatör içinde akışkana iletilen enerji ile akışkana kazandırılan basma yüksekliği ifadesi sadeleştirilerek denklem (4.1) yazılır (Aironn 2018; Yarin & Foss 2007). Giriş basıncı p_g , girişteki akış hızı v_g ise sıkıştırma adyabatik olduğunda $p v^k = p_g v_g^k$ eşitliği kullanılarak $p/p_g = (v_g/v)^k$ için denklem (4.2) elde edilir. Sıkıştırma oranı olarak bilinen p_c/p_g değeri 1.1' den küçük ise özgül hacimdeki değişim ihmal edilebilir. Bu durumda elde edilen statik basma yüksekliği, denklem (4.3) ile verilmiştir. Sıkışmanın dikkate alınması durumunda verilen denklem (4.4)' deki Bruno Eck bağıntısındaki sıkışma katsayısı (α) değerleri için Tablo 3 kullanılır (Pancar & Ergür 2007).

$$H = \int v \cdot dP + \{(C_g^2 - C_c^2)/2g\} + h \quad (4)$$

$$H = \int v \cdot dP \quad (4.1)$$

$$H = (k/k - 1) p_g v_g \{(p_c/p_g)^{k-1/k} - 1\} \quad (4.2)$$

$$\Delta H = (P_c - P_g)/H = \int v \cdot dP \gamma + (C_g^2 - C_c^2)/2g \quad (4.3)$$

$$H_{st} = (\Delta p/\gamma) \cdot \alpha \quad (4.4)$$

Tablo 3 Basma yüksekliği ve kısılma katsayıları

ΔP (mmss)	100	200	400		1000	2000
α	0,996	0,993	0,986		0,966	0,960

4.1.4 Vantilatör Gücü (N)

Vantilatörün yeneceği toplam direnç H , yani statik ve dinamik basınçlar toplamı olup, Q ise basılan gaz veya hava için vantilatör debisidir. Vantilatörün saniyede aktardığı gaz G (kg) ise H (m) olmak üzere vantilatör gücü, $N_e = G.H$ olarak hesaplanır. Hesaplanan bu değer, vantilatör tarafından gaza aktarılan güçtür. Vantilatör içindeki gazın debisi Q (m^3/s) ve H (m) olduğunda $G = Q.Y$ ve $H = \Delta p_t / Y$ eşitlikleri kullanılarak (4.5) nolu denklemden hesaplanan toplam basınç, (4.6) nolu denklemde yerine yazıldığında, teorik güç (N_{th}) hesaplanır. Gerçek güç (N_e), denklem (4.7)' de verildiği gibi teorik gücün vantilatör verimine oranıdır (Goodfellow & Tahti 2001; Kim ve ark., 2012).

$$\Delta p_t = (p_c - p_g) + (p_{dç} - p_{dg}) \quad (4.5)$$

$$N_{th} = Q. \Delta p_t \quad (4.6)$$

$$N_e = Q. \Delta p_t / 102 (75). \eta \quad (4.7)$$

Büyük sıkıştırma oranlarında, özgül hacimdeki değişim ihmal edilemediği için giriş ve çıkış kesitlerinde basınç eşit olarak dağılmışsa gücün hesabında, ortalama p basıncının tanımına ihtiyaç vardır. Herhangi bir A kesitinden p basıncında aktarılan v hacmindeki akışkanın geçirilmesi için gereken enerji miktarı E ile gösterilmiş olup (5) ve (6) nolu denklemlerden hesaplanır. Bu denklemde, A kesitindeki p basıncının olduğu a yüzeyine dik olarak dağılan C mutlak hızları, yani vantilatör çıkışındaki havanın meridyenel hızını ya da ortalama akış hızını ifade eder. A kesitindeki ortalama hız v_a , güç N_e ve giriş kesitinden aktarılan hacim ise dv_a ile sembolize edilmiştir (Ronald ve ark., 2013; Kim ve ark., 2012).

$$E = \int p dv_A = p v \quad (5)$$

$$N_e = (1/v) \int p dv_A = 1/v \int p. C. dv_A \quad (6)$$

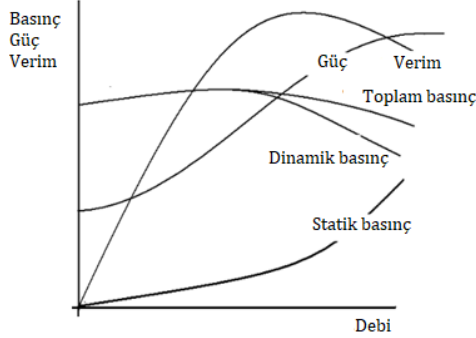
4.1.5 Vantilatör Dönme Hızı (n)

Vantilatör çarkının bir dakikalık zaman süresinde yaptığı dönme sayısı olarak adlandırılan ve n sembolü ile gösterilen dönme hızı, (d/d) birimindedir. 1 saniyelik zaman süresinde radyan cinsinden gerçekleşen miktar olarak tanımlanan ω ile gösterilen açısal hız, (r/s) birimindedir.

$$\omega = (2\pi n) / 60 \quad (7)$$

$$W = \omega r \quad (8)$$

Dönme hızı n (d/d) olmak üzere açısal dönme hızına ilişkin en temel ifade, denklem (7) ile verilmiştir. Çark yarıçapı r (m), açısal hız ω (r/s) olmak üzere vantilatör çarkının sahip olduğu çevresel hız W (m/s) değeri, denklem (8)' den hesaplanır.



Şekil 7. Vantilatör karakteristikleri

Vantilatör tipine göre değişen debi ile basınç arasındaki ilişki, Şekil 7' deki vantilatör karakteristik eğrisi ile gösterilmiştir. Toplam hava gücünün ölçülmüş vantilatör gücüne oranı toplam verim (η_t), statik hava gücünün ölçülmüş vantilatör gücüne oranı ise statik verim (η_{st}) olarak tanımlanır (Pancar & Ergür 2007).

4.1.6 Toplam Basınç Kaybı (ΔP_t)

Vantilatör, P_e basıncındaki akışkanı alarak P_a basıncındaki ortama basar. Akışkanın tesisat çıkışındaki ortalama hızı C_a ve sistemdeki kayıpları yenmek için basınç farkı $\sum \Delta P_r$ olmak üzere toplam basınç kaybı denklem (9) kullanılarak hesaplanır (Yarin 2007; Sardar 2001).

$$\Delta P_t = P_a - P_e + \sum \Delta P_r + (C_a^2/2) = \Delta P_{st} + \sum \Delta P_r + (C_a^2/2) \quad (9)$$

4.2. Teorik Karakteristikler

Vantilatörlerde dönüş hızı (n) ile çıkıştaki çevresel hız (U_2) sabit iken gerçek debi (Q) ve çıkıştaki relatif hız (W_2) değişmekte, ancak kanat çıkış açısı (β_2) sabit kalmaktadır. Öne eğik kanatlı çarktaki mutlak hızın çevresel hız üzerindeki izdüşümü (C_{2u}) artar. Ancak, geriye eğik kanatlarda tam tersi bir durum olduğundan C_{2u} hızı azalma eğilimindedir. Radyal çıkışlı, yani çark çıkışındaki kanat açısının 90° olduğu çarklarda ise C_{2u} hızı sabittir. Bu ilişkiler, (10), (10.1) ve (10.2) denklemlerinde tanımlanmıştır.

$$Q = \pi d_2 b_2 C_{2m} \quad (10)$$

$$C_{2m} = (U_2 - C_{2u})\tan\beta_2 \quad (10.1)$$

$$H_{th\infty} = (U_2 C_{2u})/g = (U_2^2/g) - (C_{2m} U_2 / \tan\beta_2) Q_{th} \quad (10.2)$$

Kanat çıkış açısı $\beta_2 = 90^\circ$ ise $H_{th\infty} = U_2/g$ olacağından basma yüksekliği debiden bağımsızdır. Kanat çıkış açısı $\beta_2 < 90^\circ$ ise debi artarken basma yüksekliği lineer bir artış göstermektedir. Girişteki mutlak hız $C_1 = 0$ için $W_1^2 - U_1^2 = C_1^2$ yazılır. Bu eşitlikleri kullanarak sonsuz teorik basma yüksekliği için (10.3), (10.4), (10.5) ve (10.6) denklemleri elde edilmiştir (Sardar 2001; Yarin 2007).

$$H_{th\infty} = (1/2g)(U_2^2 - W_2^2 + C_2^2) \quad (10.3)$$

$$C_1 = C_{1m} = C_{2m} \Rightarrow H_{th\infty} = (1/2g)(U_2^2 - W_2^2 + C_{2m}^2) \quad (10.4)$$

$$W_2 = C_{2m}/\sin\beta_2 \Rightarrow H_{th\infty} = (1/2g)\{(U_2^2 - C_{2m}^2)/\tan^2\beta_2\} \quad (10.5)$$

$$H_{th\infty} = (1/2g)\{(U_2^2 - Q_{th}^2)/\pi d_2^2 b_2^2 \tan^2\beta_2\} \quad (10.6)$$

$$N_{th} = Y \cdot H_{th\infty} \cdot Q_{th} \quad (10.7)$$

$$N_{th} = \rho \cdot U_2^2 \cdot Q_{th} - (\rho U_2 / g \pi d_2 b_2 \tan\beta_2) Q_{th}^2 \quad (10.8)$$

Denklemlerden görüleceği üzere, statik teorik sonsuz basma yüksekliği ($H_{stath\infty}$) ile teorik debi (Q_{th}) arasındaki eğri $H_{stath\infty} = f(Q_{th})$ şeklinde bir paraboldür. Bu parabolik eğri, $\beta_2 = 90^\circ$ için $H_{stath\infty} = U_2^2/2g$ ile ifade edilen yatay bir doğrudur. Benzer şekilde, vantilatör gücü ile teorik debi arasındaki ilişki $N_{th} = f(Q_{th})$ şeklinde parabolik bir eğri ile ifade edilir. Bu parabolün yerini $\beta_2 = 90^\circ$ için lineer bir doğru alacaktır. Vantilatör gücü ile debi değişimini incelemek için (10.7) ve (10.8) denklemleri kullanılır (Ronald ve ark., 2013; Yarin 2007).

4.2.1 Teorik Basma Yüksekliği (H_{th})

Akışkan parçacıklarının yörüngelerini tam olarak tespit etmek için kalınlığı sonsuz ince saçtan yapılmış giriş çapı r_1 , çıkış çapı r_2 iken çark, n dönüş hızına sahip olan sonsuz sayıda kanadı olan çarkın giriş ve çıkıştaki çevresel hız ifadesi denklem (11)' de verilmiştir (Samad 2012; Yahia 1990). Çark ekseninden itibaren r uzaklığında bulunan bir noktada, çark içinde hareket halinde bulunan akışkan parçacığının çarka göre relatif hızı W , mutlak hız ise C ile gösterilir. Çark girişindeki relatif hızlar sırasıyla W_1 ve W_2 iken mutlak hızlar (C_1 ve C_2) ile mutlak hızın teğetsel hız ile yaptığı açılar α_1 ve α_2 ile tanımlanmıştır. Genel bir kabul olarak, çark harekete başladığında C_1 mutlak hızının yarıçap yönünde olmadığı, dolayısıyla çark girişine çizilen teğet üzerinde C_{1u} bileşeninin var olduğu düşünülür ise çarka dışarıdan verilecek moment M ise Euler teoremine

göre çarkı döndürmek için gerekli moment, denklemler (11.1), (11.2), (11.3) ve (11.4)' deki gibi çark girişi ile çıkışı arasındaki hareket miktarının artmasına neden olacaktır. Çark hareketi için gerekli moment ve sonsuz kanat sayısındaki teorik basma yüksekliği dikkate alınarak tanımlanan vantilatör gücü (11.5), (11.6) ve (11.7) denklemleri ile hesaplanabilir. Denklem (11.8)' de gösterildiği gibi bu güç ifadeleri eşitlendiğinde elde edilen $H_{th\infty}$, denklem (11.9)' da verilmiştir.

$$U_1 = r_1 \omega = \pi n r_1 / 30 \quad U_2 = r_2 \omega = \pi n r_2 / 30 \quad (11)$$

$$M = (Q/g)(r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) \quad (11.1)$$

$$C_{2u} = C_2 \cos \alpha_2 \quad (11.2)$$

$$C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1 \quad (11.3)$$

$$M = (Q/g)(C_{2u} U_2 - C_{1u} U_1) \quad (11.4)$$

$$N = M \cdot \omega \quad (11.5)$$

$$(Q/g)(C_{2u} U_2 - C_{1u} U_1) \omega \quad (11.6)$$

$$N = Q \cdot H_{th\infty} \quad (11.7)$$

$$(Q/g)(C_{2u} U_2 - C_{1u} U_1) = Q \cdot H_{th\infty} \quad (11.8)$$

$$H_{th\infty} = (1/g)(C_{2u} U_2 - C_{1u} U_1) \quad (11.9)$$

Turbo makinelerde Euler denklemi olarak bilinen bu ifade, sıkıştırma oranı küçük olan akışkanın özgül hacmindeki değişme ihmal edilerek düzenlendiğinde (12) ve (12.1) denklemleri elde edilir. Buradaki ifadelerden görüleceği üzere basma yüksekliği, akışkanın özgül ağırlığına bağlı olmadığı halde basınç artışı veya yenilmesi gereken toplam direnç yoğunluğu ile doğrudan ilişkilidir (Ingram, 2009). Çevresel hızları aynı olan çarklarda $H_{th\infty}$ ve $\Delta P_{th\infty}$ değerleri sadece giriş ve çıkıştaki mutlak hızların izdüşümlerine (C_{1u} ve C_{2u}) bağlıdır. Çevresel hızları sabit kalmak şartıyla özgül ağırlıkları γ_a ve γ_b olan gazları basan vantilatör çarkına ait denklemler sırasıyla (12.2), (12.3) ve (12.4) ile verilmiştir.

$$\Delta P_t = \gamma H_{th\infty} \quad (12)$$

$$\Delta P_{th\infty} = (\gamma/g)(C_{2u} U_2 - C_{1u} U_1) \quad (12.1)$$

$$\Delta P_a = (\gamma_a/g)(C_{2u} U_2 - C_{1u} U_1) \quad (12.2)$$

$$\Delta P_b = (\gamma_b/g)(C_{2u} U_2 - C_{1u} U_1) \quad (12.3)$$

$$\Delta P_a / \Delta P_b = \gamma_a / \gamma_b \quad (12.4)$$

Giriş ve çıkış hız üçgenlerindeki kosinüs teoremi kullanılarak (13), (13.1), (13.2) ve (13.3) denklemleri elde edilmiştir. Bu ifadelerden yararlanılarak türetilen (14) ve (14.1) denklemleri kullanılarak basma yüksekliği ile

kinetik enerjideki artış hesaplanabilir (Ingram, 2009). Denklem (14.1)'deki $(Y/g)(C_2^2 - C_1^2)$ ifadesi kinetik enerjideki artış olarak tanımlanmaktadır.

$$W_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2C_1U_1\cos\alpha_1 = C_1^2 + U_1^2 - 2U_1C_{1u} \quad (13)$$

$$W_2^2 = C_2^2 + U_2^2 - 2C_2U_2\cos\alpha_2 = C_2^2 + U_2^2 - 2U_2C_{2u} \quad (13.1)$$

$$U_1C_{1u} = (1/2)(C_1^2 + U_1^2 - W_1^2) \quad (13.2)$$

$$U_2C_{2u} = (1/2)(C_2^2 + U_2^2 - W_2^2) \quad (13.3)$$

Giriş ve çıkışı kapatılmış olan çark içinde radyal yönde, eni dl olan bir kanal ve bu kanal içinde eksenden r kadar uzaklıkta bulunan dr yüksekliğinde ve b eninde eleman ele alınarak eşitliğin ikinci terimi tanımlanır. Açısal hızı ω olan bir vantilatör çarkına etkiyen merkezkaç kuvvet, denklem (15) ile hesaplanır. Bu kuvvet yarıçap yönünde dp kadar oluşan basınç artışı ile sağlanır. Buradaki basınç artışı, $(b \cdot dl)$ büyüklüğündeki yüzey üzerinde etkili olduğundan (15) ve (15.1) denklemleri yazılabilir (Ingram, 2009). Denklem (15.1)'deki ifade r_1 yarıçapından r_2 yarıçapına kadar integre edildiğinde, çark içinde meydana gelen basınç artışı, denklem (15.2) kullanılarak hesaplanabilir. Çark girişindeki relatif hız, çıkıştaki hızdan daha büyük ($W_1 > W_2$) olduğuna göre çark içindeki akışkan hızı da yavaşlayacaktır.

$$H_{th\infty} = (1/2g)(C_2^2 - C_1^2) + (U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2) \quad (14)$$

$$\Delta P_{th\infty} = (Y/g)(C_2^2 - C_1^2) + (U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2) \quad (14.1)$$

$$(b \cdot dl \cdot dr)(Y/g)\omega^2 r = b \cdot dl \cdot dp \quad (15)$$

$$dp = (Y/g)\omega^2 r \cdot dr \quad (15.1)$$

Kayıp olmaksızın meydana gelen bu hız düşümü, Bernoulli teoremi ile (15.3) denkleminde ifade edilmiştir. Bu denklemde, $\Delta P_{th\infty}$ için verilen $(\rho/2)(U_2^2 - U_1^2)$ terimi merkezkaç kuvvet etkisi ile oluşan basınç artışını karşılamaktadır. Dolayısıyla, çarktaki toplam statik basınç artışı için (15.2) ve (15.3) denklemleri kullanılabilir. Çarkın hareketini tanımlayan giriş ve çıkış hız üçgenlerindeki β_1 ve β_2 kanat açılarının farklı olması halinde kanatların durumu ve hız üçgenleri de değişir. β_2 büyüdükçe C_{2u} hızı da büyüyeceğinden, çark içindeki akışkana daha fazla enerji verilecektir. $\beta_2 > 90^\circ$ olduğunda ise C_{2u} hızı yine büyüyeceğinden kinetik enerjide artış sağlanacaktır. Dolayısıyla, β_2 artıkça çark içindeki akışkana aktarılan hız enerjisi de artacağından, potansiyel enerjiye dönüştürülen enerji miktarı da artacaktır. Ancak, bu enerji dönüşümü sırasında, kayıplar artacak ve verim düşecektir. Bu durumda, $\beta_2 > 90^\circ$ olduğu küçük boyutlu ve geriye dönük kanatlı çark tasarımları tercih edilir. Vantilatördeki basınç artışı < 70 mmss

ise ileriye dönük kanatlı çark kullanılır. Döner çarka giren hava için kılavuz kanadın kullanılmadığı durumlarda, yani giriş radyal ise $\alpha_1 = 90^\circ$ ve $C_{1u} = 0$ için Euler denklemi düzenlendiğinde, (15.4) ve (15.5) nolu denklemlerde verilen ifadeler elde edilir (Goodfellow & Tahti 2001; Gorla & Khan 2003).

$$\Delta P_{th\infty} = \int dp = \int (Y/g) \omega^2 r. dr = (Y/g) \omega^2 (r_2^2 - r_1^2) \quad (15.2)$$

$$\Delta P_{th\infty} = (\rho/2g) \{ (U_2^2 - U_1^2) + (\rho/2g) (W_1^2 - W_2^2) \} \quad (15.3)$$

Vantilatörlerde maliyeti düşürmek için genelde girişte kılavuz kanatlar kullanılmaz. Bilindiği üzere hava, W_2 ve U_2 hızlarıyla çarkı terk etmektedir. Ancak, kanat ve kanalların sonlu sayıda olması ve dolayısıyla çarktaki hava akımı yeterince yoğun olmadığı endüstriyel uygulamalarda ise durum farklıdır. Çark kanalını, $\beta_2 < 90^\circ$ ile terk eden hava, dönme yönünün tersine hareket etmekte iken gerçekte relatif hız artacağından β_2 açısı β_3 olacaktır (Ronald ve ark., 2013; Samad 2012). Prototip (gerçek) vantilatör tasarımında, kanat sayısı bilindiğine göre $C_{2u} > C_{3u}$ olur. Bu durumda teorik toplam basınç ifadesi $\Delta P_t = (Y/g)(C_{3u}U_2)$ şeklini alır. Araştırmacı Pleiderer'e göre radyal girişli vantilatörlerdeki güç azalma katsayısı μ olmak üzere $\Delta P_{th} = \mu \Delta P_{th\infty}$ şeklinde tanımlanmıştır. Z , kanat sayısı, ψ , salyangoz gövde katsayısı, D_1/D_2 , giriş ve çıkış kesitlerindeki çapların oranı, η_h hidrolik verim olmak üzere μ katsayısı, (15.6) veya (15.7a) ve (15.7b) denklemleri kullanılarak hesaplanır. Kanat kanallarındaki sürtünme kayıplarına karşılık gerçek basıncın, teorik basınçtan daha düşük olduğu (15.8) ve (15.9) denklemlerinden anlaşılmaktadır (Sardar 2001; Yahia 1990).

$$\Delta P_{th\infty} = (Y/g)(C_{2u}U_2) \quad (15.4)$$

$$H_{th\infty} = (1/g)(C_{2u} U_2) \quad (15.5)$$

$$\mu = \Delta P_{th}/\Delta P_{th\infty} = (\rho U_2 C_{3u})/(\rho U_2 C_{2u}) = C_{3u}/C_{2u} \quad (15.6)$$

$$\mu = 1/1 + \{2\psi/Z(1 - D_1^2/D_2^2)\} \quad (15.7a)$$

$$\psi = (0.65 - 0.68)(1 + \beta_2/60^\circ) \quad (15.7b)$$

$$\eta_h = \Delta P/\Delta P_{th\infty} \quad (15.8)$$

$$\Delta P = (Y/g)(C_{2u}U_2) \eta_h \quad (15.9)$$

4.2.2 Kanat açılarının teorik basma yüksekliği üzerine etkisi

Teorik basma yüksekliği hesaplanırken kullanılan (15.5) denklemine göre girişteki mutlak hızın, çizgisel hız üzerinde bir bileşenin olduğu ve radyal giriş kabul edildiğinde; $\alpha_1 = 90^\circ$ ve $C_{1u} = 0$ için $C_{2u}/U_2 = gH_{th\infty}/U_2^2$ şeklinde yazılan eşitlikte sonsuz kanat sayısındaki

basınç sayısı ve teorik basma yüksekliğine ilişkin ifade (15.10) denkleminde verilmiştir (Samad 2012; Eck 1973). Çıkış hız üçgeni kullanılarak çark kanat açıları, akışkan hızları teorik basınç sayısı ile teorik basma yüksekliği arasındaki ilişkiler (15.11a), (15.11b), (15.12), (15.13) ve (15.14) denklemleri ile tanımlanmıştır.

$$\psi_{th\infty} = \Delta P_{th\infty} / (\rho U_2^2 / 2) H_{th\infty} / (U_2^2 / 2g) \quad (15.10)$$

$$C_{2u} = C_2 \cos \alpha_2 = U_2 (\sin \beta_2 \cos \alpha_2) / \sin(\alpha_2 + \beta_2) \quad (15.11a)$$

$$C_{2u} = U_2 (\tan \beta_2) / \tan(\alpha_2 + \beta_2) \quad (15.11b)$$

$$\psi_{th\infty} = 2C_{2u} / U_2 = 2 \tan \beta_2 / \tan(\alpha_2 + \beta_2) \quad (15.12)$$

$$H_{th\infty} = (U_2^2 / 2g) \{2 \tan \beta_2 / \tan(\alpha_2 + \beta_2)\} \quad (15.13)$$

$$\Delta P_{th\infty} = (\rho U_2^2 / 2) \{2 \tan \beta_2 / \tan(\alpha_2 + \beta_2)\} \quad (15.4)$$

4.2.3 Reaksiyon Derecesi

Vantilatörün toplam reaksiyon etkisi olarak da bilinen ve r sembolü ile gösterilen *reaksiyon derecesi*, çark içinde akışkana iletilen statik basınç enerjisinin basma yüksekliğine oranıdır. Bu oran, akışkanın vantilatörden aldığı toplam pnömatik enerjinin ne kadarının basınç enerjisi (piezometrik değer) olduğunu belirleyen bir sayı olup her zaman sıfırdan büyüktür. Reaksiyon derecesine ilişkin en temel ifade Denklem (16) ile verilmiştir (Aironn 2018). Vantilatör giriş ve çıkış noktaları arasındaki kot (yükseklik) farkı ihmal edildiğinde, reaksiyon derecesi, statik basınç artışı, yani vantilatördeki statik basıncın toplam basınca (vantilatördeki toplam basınç artışına) oranı olarak tanımlanabilir. Denklem (16.1), vantilatör toplam basıncının yaklaşık olarak ne kadarının vantilatör çıkışı ile girişi arasındaki statik basınç farkından oluştuğunu ifade eder.

$$r = (P_2 - P_1) / \rho g H = (P_2 + \gamma z_2) - (P_1 + \gamma z_1) / \gamma H \quad (16)$$

$$r = (P_2 - P_1) / \gamma H \cong \Delta P_s / \Delta P_t \quad (16.1)$$

Bu ifadeler, yükseklik farkı ile basınç arasındaki ilişkiye düzenlendiğinde, denklem (16.2) elde edilmiştir. Teorik basma yüksekliği ile vantilatör giriş ve çıkışındaki reaksiyon derecesi üzerinde etkili olan çevresel hızlar ve relatif hızlar arasındaki ilişki, (16.3) ve (16.4) denklemlerinde verilmiştir. Bu eşitliği basitleştirmek için $C_1 = C_{1m} = C_{2m}$ kabul edildiğinde, (16.5) denklemi yazılır. Böylece, reaksiyon derecesinin teorik basınç katsayısı ve çıkıştaki çevresel hız ile mutlak hız bileşeni arasındaki ilişki (16.6), (16.7), (16.8) ve (16.9) denklemleri ile ifade edilir (Samad 2001; Yarin 2007).

$$r_{th\infty} = H_{st\infty} / H_{th\infty} \quad (16.2)$$

$$H_{st\infty} = (1/2g)\{(U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)\} \quad (16.3)$$

$$r_{th\infty} = (1/2U_2C_{2u})\{(U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)\} \quad (16.4)$$

$$H_{st\infty} = (2U_2C_{2u} - C_{2u}^2)/2g \quad (16.5)$$

$$r_{th\infty} = (1 - C_{2u})/2U_2 = (1 - \psi_{th\infty})/4 \quad (16.6)$$

$$r_{st\infty} = 2gH_{st\infty}/U_2^2 = r_{th\infty} \psi_{th\infty} \quad (16.7)$$

$$\psi_{st\infty} = \psi_{th\infty}\{1 - (\psi_{th\infty}/4)\} \quad (16.8)$$

$$\psi_{st\infty} = (2C_{2u}/U_2)\{1 - (C_{2u}/2U_2)\} \quad (16.9)$$

Öne eğik kanatlı çarklarda, basınç sayısı, reaksiyon derecesi ve statik basma yüksekliği büyük olacağından sadece büyük debi ve küçük statik basınçlarda kullanımı uygundur. Radyal çıkışlı kanatlarda, statik basma yüksekliği maksimum değerine ulaşabilir. Dinamik basıncın statik basınca dönüşmesi sırasında kayıplar oluşacağından, radyal kanatlı vantilatörlerde verim çok yüksek olmaz.

5. Vantilatör kanunları

Uygulamada en çok kullanılan ve benzerlik bağıntıları olarak da bilinen vantilatör kanunları üç temel başlık altında ele alınmıştır. Bu kanunlarda, 1 ve 2 indisleri sırasıyla model ve prototip vantilatör çarkına ait parametrelerdir. Vantilatör basıncı, P (*toplam basınç* P_t , *statik basınç* P_{st}); çark çapı D ; kanat genişliği ve değişmediği kabul edilen η_g vantilatör toplam ya da genel verimidir.

I. Kanun, hacimsel debi Q , vantilatör basıncı P ve efektif (mil) gücü N_e üzerinde çark çapı D , kanat genişliği b , devir sayısı n veya ρ akışkan yoğunluğunun etkisini ifade eder. I. Kanunda geçerli eşitlikler (17), (17.1), (17.1a), (17.2) ve (17.2a) ile verilmiştir (Aironn 2019; Eck1973).

$$Q_2/Q_1 = \lambda^3(n_2/n_1) = (D_2/D_1)^3(n_2/n_1) \quad (17)$$

$$P_2/P_1 = \mu^2(\rho_2/\rho_1) = \lambda^2(n_2/n_1)^2(\rho_2/\rho_1) \quad (17.1)$$

$$P_2/P_1 = \mu^2(\rho_2/\rho_1) = (D_2/D_1)^2(n_2/n_1)^2(\rho_2/\rho_1) \quad (17.1a)$$

$$Ne_2/Ne_1 = \lambda^2\mu^3(\rho_2/\rho_1) = \lambda^5(n_2/n_1)^3(\rho_2/\rho_1) \quad (17.2)$$

$$Ne_2/Ne_1 = \lambda^2\mu^3(\rho_2/\rho_1) = (D_2/D_1)^5(n_2/n_1)^3(\rho_2/\rho_1) \quad (17.2a)$$

II. Kanun, kütleli debi ($\dot{m} = \rho Q$), devir sayısı n ve efektif (mil) gücü N_e üzerinde çark çapı D , kanat genişliği b , vantilatör basıncı P veya ρ akışkan yoğunluğunun etkisini ifade eder. Bu kanun için (17.3), (17.3a), (17.4) ve (17.5) denklemleri yazılmıştır (Aironn 2019; Pancar & Ergür 2007).

$$\dot{m}_2/\dot{m}_1 = (\rho_2/\rho_1)(Q_2/Q_1) \quad (17.3)$$

$$\dot{m}_2/\dot{m}_1 = (\rho_2/\rho_1)^{1/2}(D_2/D_1)^2(P_2/P_1)^{1/2} \quad (17.3a)$$

$$n_2/n_1 = (\rho_1/\rho_2)^{1/2}(D_1/D_2)(P_2/P_1)^{1/2} \quad (17.4)$$

$$Ne_2/Ne_1 = (\rho_1/\rho_2)^{1/2}(P_2/P_1)^{3/2}(D_2/D_1)^2 \quad (17.5)$$

III. Kanun, çark çapı D , kanat genişliği b , hacimsel debi Q veya ρ akışkan yoğunluğundaki değişimin devir sayısı n , vantilatör basıncı P ve efektif (mil) gücü N_e üzerindeki etkisini ifade eder. Bu kanuna ilişkin (17.6), (17.7) ve (17.8) denklemleri verilmiştir (Samad 2012; Sardar 2001).

$$n_2/n_1 = (D_1/D_2)^3(Q_2/Q_1) \quad (17.6)$$

$$P_2/P_1 = (D_1/D_2)^4(Q_2/Q_1)^2(\rho_2/\rho_1) \quad (17.7)$$

$$Ne_2/Ne_1 = (D_1/D_2)^4(Q_2/Q_1)^3(\rho_2/\rho_1) \quad (17.8)$$

Vantilatör performansı basınç, debi ve yutulan güç cinsinden çeşitli parametrelere bağlıdır. Uygulamalarda en çok karşılaşılan parametreler, vantilatör tipi, tasarım şekli, $P = f(Q)$ karakteristik çalışma noktası, vantilatörün boyutları, çark dönüş hızı ve vantilatörün basacağı hava ya da gazın sahip olduğu şartları içerir.

Tablo 4 Vantilatör kanunlarına ilişkin parametreler (Pancar & Ergür 2007)

k_q ; k_p sabit olmak üzere debi ve basınç ifadeleri:	
$Q = k_q d^a U^b \rho^c \mu^d$	$Q = k_q d^{(2-d)} U^{(1-d)} \rho^{-d} \mu^d = k_q d^2 U \left(\frac{dU\rho}{\mu} \right)^{-d} \quad Q = k_p d^3 n f_1(Re)$
$P = k_p d^e U^f \rho^g \mu^h$	$P = k_p d^{(-h)} U^{(2-h)} \rho^{(1-h)} \mu^h = k_p U^2 \rho \left(\frac{dU\rho}{\mu} \right)^{-h} \quad P = k_p d^2 n^2 f_2(Re)$
Vantilatör dönme hızına ait ilişkiler (Vantilatör boyutları ve γ sabit)	Vantilatör boyutlarına ait ilişkiler ($\gamma = \text{sabit}$)
$Q \propto n$	$Q \propto d^2$
$P \propto n^2$	$P = \text{değişmez}$
$Ne \propto n^3$	$n \propto (1/d)$
	$Ne \propto d^2$
Vantilatör boyutlarına ait ilişkiler ($n = \text{sabit}$)	Özgül ağırlığa (γ) ait ilişkiler ($P = \text{sabit}$)
$Q \propto d^3$	$Q \propto (1/\gamma)^2$
$P \propto d^2$	$n \propto (1/\gamma)^2$
$Ne \propto d^5$	$Ne \propto (1/\gamma)^2$
Özgül ağırlığa (γ) ait ilişkiler ($n = \text{sabit}$)	
$Q = \text{sabit}$	
$P \propto \gamma$	
$Ne \propto \gamma$	
Vantilatör boyutları sabit ise debi (Q), basınç (P) ve güç (N_e) değerleri, özgül ağırlık ile değişmez.	

İmalatçılar, genellikle tek tasarımdan hareketle birbirlerine geometrik benzer vantilatör imalatını tercih ederler. Çark çapı (d), çizgisel hız (U), basılacak akışkanın özgül ağırlığı (ρ) ve akışkanın viskozitesi (μ) olmak üzere, karakteristik eğri üzerinden tek bir nokta ele alındığında elde edilen ve vantilatör kanunları olarak bilinen ilişkiler, Tablo 4' de verilmiştir. Değişken katsayıları ifade eden f_1 (Re) ve f_2 (Re) fonksiyonlarında, Re sayısındaki artış, vantilatör performansı yani verim artışıdır.

5.1 Güç ve Verim Tanımları

5.1.1 Güç Tanımları

Vantilatörde meydana gelen çeşitli enerji kayıpları ihmal edildiğinde, akışkanın vantilatörden aldığı güce *teorik güç* ya da faydalı güç denir. Bu tanıma göre Q (m^3/s) havanın hacimsel debisi, gerçek toplam basıncı yani vantilatör girişi ve çıkışı arasındaki fark ΔP_t (N/m^2 , Pa), aynı basınç farkına karşılık gelen basma yüksekliği H (mmss) olan bir akışkanı basan vantilatörün *teorik gücü*, N_{th} ($Nm/s=J/s=W$); denklem (18) ile hesaplanabilir. Ancak, burada akışkana verilen toplam basınç değeri $\Delta P_t \leq 0.03 P_1$ sınırında kalmalıdır. ΔP_r hidrolik sürtünme kayıplarından kaynaklanan toplam basınç kaybını göstermek üzere vantilatörün gerçek (sürtünmeli hal) toplam basıncı ΔP_t ile vantilatör teorik (sürtünmesiz hal) toplam basıncı ΔP_{th} arasında denklem (18.1)' deki gibi bir bağıntı yazılabilir (Pancar & Ergür 2007; Matkap 2006).

$$N_{th} = \rho g Q H = \gamma Q H = Q \cdot \Delta P_t \quad (18)$$

$$\Delta P_{th} = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (18.1)$$

Tasarımda, hidrolik kayıpların yanında volumetrik (kaçak) kayıplar da hesaba katılmalıdır. Çünkü gövde içerisine giren akışkan çarktan çıktıktan sonra stator ile rotor arasındaki açıklıktan tekrar çarka girer, bu kaçak akım nedeniyle çarkın debisi $Q + \Delta Q$ olarak tanımlanır. Ayrıca havanın döner çarkın dış yüzeylerine sürtünmesinden kaynaklanan bir kayıp da meydana gelir. Vantilatör çarkı ile gövdesi arasındaki boşluklardan, salmastralardan (sızdırmazlık elemanlarından) kaçak yani enerji alışverişine katılmayan akışkan debisi (kaçak debi) ΔQ , vantilatör tarafından basılan debi Q ve çarktan geçen debi Q_ζ arasında $Q = Q_\zeta - \Delta Q$ bağıntısı yazılabilir. Vantilatör çarkından geçen Q_ζ debisindeki akışkanın çarktan aldığı güç, *hidrolik güç* olarak isimlendirilir ve N_h sembolü ile gösterilir. Euler teorisindeki Q debisi burada çarktan geçen debi olarak tanımlanarak *hidrolik güç* ifadesi denklem (18.2), (18.2a) ve denklem (18.3)' deki gibi yazılabilir (Pancar & Ergür 2007).

$$N_h = M\omega = \rho Q_\zeta (C_{2u}U_2 - C_{1u}U_1) \quad (18.2)$$

$$N_h = M\omega = \rho Q_\zeta (C_2U_2 \cos\alpha_2 - C_1U_1 \cos\alpha_1) \quad (18.2a)$$

$$N_h = Q_\zeta \Delta P_{th} = (Q + \Delta Q) \Delta P_{th} \quad (18.3)$$

Vantilatördeki *teorik güç* (N_{th}) ile hidrolik güç (N_h) arasındaki fark; çark içinde ve vantilatörün sabit kısımlarından akışkan akımında sürtünme, çarpma, difüzyon gibi nedenlerden meydana gelen çeşitli güç kayıplarının toplamı ile ayrıca ΔQ kaçak debisindeki akışkanın kayıp kabul edilen gücünü N_v karşılar. Bu güç değeri, denklem (18.4) kullanılarak hesaplanır. Bunların yanında, akışkanın vantilatör döner çarkının dış yüzeylerine sürtmesinden dolayı kaybolan güç, N_r ile gösterilir. Denklem (18.5)' de verilen *iç güç* (N_i); vantilatör iç kısmında meydana gelen hidrolik sürtünme ve akışkanın vantilatör döner çarkının dış yüzeylerine sürtünmesinden dolayı kaybolan güçlerin toplamıdır (Aironn 2019).

$$N_h = |N - N_{th}| = |Q \cdot \Delta P_t - (Q + \Delta Q) \Delta P_{th}| = Q \cdot \Delta P_t \quad (18.4)$$

$$N_i = N_h + N_r = (Q + \Delta Q) \Delta P_{th} + N_r = Q_\zeta \Delta P_{th} + N_r \quad (18.5)$$

Mekanik güç, N_m ise vantilatör mil yatağı, dişli kutusu, V ya da düzkamalı kavramadaki mekanik sürtünme kayıplarına karşılık gelen güçtür. Vantilatör miline aktarılan güç olarak bilinen dış ortamdan vantilatör miline uygulanması gereken, yani vantilatörün mili ile dış ortamdan çektiği güç, efektif (etkin) güç ya da mil gücü olarak adlandırılır ve N_e ile gösterilir. Vantilatörün hidrolik gücü N_h ile N_e efektif güç arasındaki fark, vantilatörün yataklarında, salmastralarda ve çark diskinin dış yüzeyleri üzerinde, kısaca akış kanalları dışında sürtünme ile kaybolan güçü karşılayan mil gücü, denklem (18.6)' dan hesaplanır.

Uygulamada, vantilatörler genellikle elektrik motorları ile tahrik edilirler. Bu nedenle, vantilatörü tahrik eden elektrik motorunun gücü, bir diğer ifade ile motor tarafından şebekeden çekilen elektrik gücü tanımlanmıştır. Vantilatörün, dizel-benzinli motor, rüzgâr türbini gibi başka bir makine ile tahrik edilmesi durumunda, bu makinenin gücü dikkate alınmalıdır. Elektrik motorunun verimi η_{em} vantilatörün genel verimi η_g vantilatör-motor sisteminin toplam verimi η_t olmak üzere vantilatör motor gücü N_{el} için denklem (18.7) kullanılır (Aironn 2018; Awbi 2008).

$$N_e = N_i + N_m = (Q + \Delta Q) \Delta P_{th} + N_r + N_m = \rho g Q H / \eta_g \quad (18.6)$$

$$N_{el} = N_e / \eta_t = Q \cdot \Delta P_t / \eta_t \quad (18.7)$$

5.1.2 Verim Tanımları

Her tip vantilatör için hidrolik verim, döner çark dış yüzeylerinin sürtünme verimi, kaçak verim, iç verim, mekanik verim ve genel (toplam) verim veya vantilatör verimi gibi olarak tanımlanan verimler, bu bölümde verilmiştir (Pancar & Ergür 2007; Matkap 2006; Aironn 2018).

Hidrolik verim (η_h): Vantilatör toplam basıncının teorik basınca oranıdır. Yaklaşık değer aralığı, tasarıma bağlı olarak, $\eta_h = 0.85-0.90$ mertebesindedir. Vantilatör içindeki akışkanın; sürekli yük kaybı, yerel kayıp, çarpma kaybı, difüzyon kaybı gibi akışla ilgili toplam enerji kayıplarını hesaplamak amacıyla tanımlanan *hidrolik verim* için (18.8), (18.8a), (18.9) ve (18.9a) denklemleri kullanılır.

$$\eta_h = N_{th}/N_h = (Q + \Delta Q)\Delta P_t / (Q + \Delta Q)\Delta P_{th} \quad (18.8)$$

$$\eta_h = \Delta P_t / \Delta P_{th} \quad (18.8a)$$

$$\eta_h = \Delta P_t / (\Delta P_t + \Delta P_r) \quad (18.9)$$

$$\eta_h = gH / (C_2 U_2 \cos \alpha_2 - C_1 U_1 \cos \alpha_1) \quad (18.9a)$$

Döner Çark Dış Yüzeylerinin Sürtünme Verimi (η_r): Vantilatör iç gücünden, döner çarkın dış yüzeylerinin sürtünmesi yoluyla harcanan gücü çıkararak, vantilatör iç gücüne bölerek elde edilen ifadeler (18.10) ve (18.10a) ile verilmiştir. Vantilatörlerde, döner çark dış yüzeylerinin sürtünme verimi, tasarıma bağlı olarak $\eta_r = 0.98-0.99$ mertebesindedir (Matkap 2006).

$$\eta_r = (N_i - N_r) / N_i = 1 - (N_r / N_i) \quad (18.10)$$

$$\eta_r = \{1 / 1 + (N_r / N_i - N_r)\} \quad (18.10a)$$

Kaçak (Hacimsel) veya Volumetrik Verim (η_v): Kaçak debi miktarı ΔQ değerinin karşılandığı iyi bir tasarımda $\Delta Q \ll Q$ olmalıdır ve vantilatör debisi $Q_\zeta - \Delta Q$ olmak üzere vantilatör kaçak verimi, vantilatörün bastığı debinin çarktan geçen debiye oranıdır. (18.11), (18.11a) ve (18.12) denklemlerinden hesaplanan bu verim değeri yaklaşık $\eta_v = 0.95-0.97$ mertebesindedir (Pancar & Ergür 2007; Matkap 2006).

$$\eta_v = N_h / N_{th} = (Q \cdot \Delta P_t) / (Q_\zeta \cdot \Delta P_t) \quad (18.11)$$

$$\eta_v = Q / Q_\zeta = Q / (Q + \Delta Q) \quad (18.11a)$$

$$\eta_v = 1 / 1 + (\Delta Q / Q) \cong 1 - (\Delta Q / Q) \quad (18.12)$$

İç Verim (η_i): Vantilatör teorik gücünün, vantilatör iç gücüne oranıdır. Genellikle, $\eta_i = 0.79-0.86$ mertebesinde olup (18.13), (18.14) ve (18.15) denklemlerinde verilmiştir.

$$\eta_i = (Q \cdot \Delta P_t) / \{(Q + \Delta Q)(\Delta P_{th})\} + N_r \quad (18.13)$$

$$\eta_i = \{Q / (Q + \Delta Q)\} (\Delta P_t / \Delta P_{th}) \{1 / 1 + (N_r / N_i - N_r)\} \quad (18.14)$$

$$\eta_i = (N / N_i) = \eta_v \eta_h \eta_r \quad (18.15)$$

Mekanik Verim (η_m): Vantilatör yataklarında, salmastra kutusunda, çark diskinin dış yüzeylerinde, yani akış kanallarının dışında sürtünme yoluyla kaybolan enerji miktarını hesaplamak için mekanik verim tanımlanmıştır. Mekanik verim, vantilatör iç gücünün vantilatör efektif (mil) gücüne oranıdır. (18.16) ve (18.16a) denklemleri ile hesaplanan bu verim genellikle $\eta_m = 0.93-0.98$ mertebesinde (Aironn 2018).

$$\eta_m = N_i / N_e \quad (18.16)$$

$$\eta_m = \{(Q + \Delta Q) \cdot \Delta P_{th}\} + N_r / \{(Q + \Delta Q) \cdot \Delta P_{th}\} + N_r + N_m \quad (18.16a)$$

Genel (Toplam) veya Vantilatör Verimi (η_g): Bir vantilatörden alınan gücün kendisine verilen güce oranına vantilatör genel verimi, toplam verim, mil verimi ya da vantilatör verimi (η_g) denir. (18.17), (18.17a), (18.18), (18.18a), (18.19) ve (18.19a) denklemlerinden hesaplanan bu verim genellikle 0.73–0.84 mertebesinde (Aironn 2018).

$$\eta_g = N / N_e \quad (18.17)$$

$$\eta_g = \{(Q + \Delta Q) \cdot \Delta P_{th}\} + N_r / \{(Q + \Delta Q) \cdot \Delta P_{th}\} + N_r + N_m \quad (18.17a)$$

$$\eta_g = Q \cdot \Delta P_t / \{(Q + \Delta Q) \cdot \Delta P_{th}\} + N_r + N_m \quad (18.18)$$

$$\eta_g = \{(\eta_v \eta_h \eta_r) / 1 + (N_m / \{(Q + \Delta Q) \cdot \Delta P_{th}\} + N_r)\} \quad (18.18a)$$

$$\eta_g = \eta_v \eta_h \eta_r / 1 + (N_e - N_i / N_i) \quad (18.19)$$

$$\eta_g = \eta_v \eta_h \eta_r / (N_e / N_i) = \eta_i \eta_m \quad (18.19a)$$

Statik Verim (η_s): Vantilatör teorik (faydalı) gücünün, vantilatör statik basıncından kaynaklanan kısmının ($Q \cdot P_{st}$), vantilatör efektif gücü N_e ' ye oranı olarak tanımlanır. P_{st} statik basıncın, ΔP_t vantilatör basıncına oranı ile η_g vantilatör genel verimi için denklem (18.20) verilmiştir. Vantilatör tasarımında ve seçiminde önemli bir parametre olarak değerlendirilen statik verim η_s ile gösterilir (Sardar 2001; Eck 1973).

$$\eta_s = (Q \cdot P_{st}) / N_e = \eta_g (P_{st} / \Delta P_t) \quad (18.20)$$

5.1.3 Kayıp Tanımları

Vantilatör tesisatında karşılaşılan kayıplar, *hidrolik kayıplar*, *sürtünme kayıpları* ile çark dışında oluşabilecek *kaçak kayıpları* ve *darbe kayıpları* olmak üzere dört temel başlıkta değerlendirilebilir. Kaybın oluşmasında en etkili faktörler, sürtünme, cidardan ayrılma, darbe ve difüzyonlardır. Hidrolik kayıplara neden olan çok sayıda faktör bulunduğundan, bu kaybın nereden kaynaklandığını bulmak ve değerini tam olarak hesaplamak mümkün değildir (Korpela 2012; Kovats & Desmur 1994). Hava kaçakları (ΔQ), mil sürtünme kayıpları (N_r) ve akış sürtünme dirençleri ($\sum \zeta \Delta z$) nedenleriyle vantilatör miline verilmesine gereken güç, bu kayıplardan daha fazla olmalıdır.

Vantilatör çevircisinin etkin gücü $N_i = (Q + \Delta Q)(\Delta P_t + \sum \zeta \cdot \Delta z) + N_r$ eşitliği ile hesaplanabilir. Dolayısıyla vantilatör iç verimi $\eta_i = N_{th}/N_i$ olacaktır. Mil sürtünmesi ile harcanan güç, N_r olduğuna göre vantilatör sürtünme verimi $\eta_r = (N_i - N_r)/N_i$ olur. Hava, vantilatör içinden geçerken, akışkanın sürtünmesiyle oluşan yük kayıpları ($\sum \zeta \Delta z$) olduğuna göre $\eta_h = \Delta P_t / \Delta P_t + (\sum \zeta \cdot \Delta z)$ şeklinde ifade edilir. Bu ifadeler birleştirildiğinde $\eta_i = \eta_v \eta_h \eta_r$ elde edilir. Vantilatörü tahrik etmek için kullanılacak olan elektrik motorunun verimi η_{em} olduğuna göre toplam verim $\eta_t = \eta_{em} \eta_i$ olacaktır. Bu durumda, elektrik motorunun gücü ise $N_{em} = N_{th}/\eta_t$ olur (Matkap 2006 ve Aironn 2018).

a) Sürtünme kayıpları (Δz_1): Çark içinde ortaya çıkan kayıplardan oluşan çark sürtünme kayıplarında, emme kanalında eksen boyunca hareket eden akışkanın, radyal yönde çarka girişinde ortaya çıkan kayıpların küçük değerlerde kalması için eksenel veya radyal vantilatörlerin dönüşleri sırasında karşılaşılan “cidardan ayrılma” önlenmelidir. Bu durumda, $\Delta z_1 = \zeta_1(C_1^2/2g)$ eşitliği kullanılarak, hidrolik kayıp hesaplanır. Çark kanalında akışkan devamlı olarak yön değiştireceğinden vantilatör dönüş hızı yavaşlar. Bu nedenle sürtünmeler, cidardan ayrılmalar ve ikincil akışlar dolayısıyla kayıplar ortaya çıkar. Bu kayıpların kanaldaki akış ile ikincil hidrolik kayıp ilişkisini teorik olarak tanımlayabilmek için giriş bağıl hızından yararlanılan $\Delta z_2 = \zeta_1(W_1^2/2g)$ şeklindeki ifadeden yararlanılır. Vantilatör çarkında oluşan toplam sürtünme kaybı ise $\Delta z_r = \Delta z_1 + \Delta z_2 = \zeta_1(C_1^2/2g) + \zeta_1(W_1^2/2g)$ şeklindedir. Giriş hız üçgenindeki $C_1 = C_{1m}$ ve $W_1^2 = C_1^2 + U_1^2$ eşitlikleri göz önüne alındığında, sürtünme kaybı için $\Delta z_r = \zeta_1(C_1^2/2g) + \zeta_2(C_{1m}^2 + U_1^2/2g)$ ve $2g\Delta z_r = C_{1m}^2(\zeta_1 + \zeta_2) + \zeta_2 U_1^2$ bağıntıları elde edilir. Çark kayıplarından dolayı basınç sayısı azalır. Çıkış hız üçgeninden yazılan $\psi_r = 2g\Delta z_r/U_2^2$ eşitliğine göre $\Delta\psi_r = (\zeta_1 + \zeta_2)(C_{1m}/U_2)^2 + \zeta_2(U_1/U_2)^2$ veya $\Delta\psi_r = (\zeta_1 + \zeta_2) \varphi^2(d_2^4/16) b_1^2 d_1^2 + \zeta_2(d_1/d_2)^2$ eşitlikleri kullanılarak sürtünme etkisiyle basınç sayısında meydana gelen azalma

hesaplanır. Bağıntılardaki birincil ve ikincil akışlardaki sürtünme kayıp katsayıları ζ_1 ve ζ_2 değerleri uygulamadaki deneyler yardımıyla belirlenir.

Birincil ve ikincil hidrolik kayıpların etkisinin de hesaba katıldığı toplam sürtünme kayıp katsayısı için $\zeta_r = (\Delta z_1 + \Delta z_2)/H_{th}$ bağıntısı kullanılabilir (Kovats & Desmur 1994). Vantilatörde meydana gelen sürtünme kayıplarına ilişkin araştırmacı Stadola tarafından farklı yaklaşımlar geliştirilmiştir. Genellikle çark sürtünme kayıpları, akışkanın cinsi, sürtünen yüzeylerin büyüklüğü ve çevresel hıza bağlıdır. Bu yaklaşımda, akışkanın özgül ağırlığı (γ), çark çıkış çapı (d_2) ve dönüş hızı (n), çark çıkışındaki teğetsel hız (U_2) ve Reynolds sayısına bağlı olarak değişen çark sürtünme katsayısı (β), kayıp oluşumunda en etkili değişkenler olarak ele alınmıştır.

Dönüş eksenini etrafında dönen levhaların sürtünme direncine göre vantilatör çarkı tarafından yutulan güç $N_r = (\beta \gamma d_2^2 U_2^3) 10^{-6} HP$ olarak ifade edilmiştir. Stadola'ya göre, β sürtünme katsayısı 1.1–1.2 arasında seçilmelidir. Çark sürtünmelerinde harcanan güç, vantilatör faydalı gücü ile karşılaştırıldığında, sırasıyla elde edilen bağıntılar; $\zeta_r = Q N_r / 75 (\Delta P_t)$ ve $N_r = \beta \gamma (d_2^2 U_2^3) 10^{-6} HP$ şeklindedir. Eşitlikler, boyutsuz katsayılarla yeniden düzenlendiğinde, $\Delta z_r = 8 \pi \beta g (75/10^6) (1/\psi \phi)$ olarak elde edilen bu ifade, ayrıca $\phi (d_1/d_2)^2$ değeriyle de orantılıdır (Matkap 2006; Aironn, 2018; Gorla & Khan 2003).

b) Çark dışındaki darbe kayıpları (Δz_3): Vantilatörde, akış yayıcı olarak genelde salyangoz kullanılır. Çarktan çıkan akışkan yayıcı bölüm olarak bilinen salyangoza girer. Salyangozun b eni, çark çıkışındaki b_2 eninden büyük olduğu için darbe kaybından söz edilebilir. Bu kaybı azaltmada, çark çıkışı ile salyangoz arasına, kılavuz kanatlar yerleştirilerek sağlanan kesit artışı ile daha küçük hızlarda akış gerçekleşir. Ancak, bu tasarım pahalıdır ve kılavuz kanat ilavesi ayrıca maliyeti artırır. Çark çıkışındaki C_2 mutlak hızı, b_2/b oranı ve kanat çıkış açısı α_2 ile değişen bu kayıp, $\Delta z_3 = \zeta_3 (1/H_{th}) (C_2^2/2g)$ ifadesinden hesaplanır. Çark dışında oluşan darbe kayıp katsayısı ζ_d için $\zeta_d = \zeta_3 (1/H_{th}) (C_2^2/2g)$ eşitliği kullanılabilir. Çark dışındaki kayıplar arasında olan ve ζ_s ile gösterilen salyangoz (gövde) kaybı içinde sürtünme ve sekonder akışlar nedeniyle oluşan kayıplar bulunur. Salyangoz kayıp katsayısı $\zeta_s = \Delta z_4/H_{th}$ eşitliğinden hesaplanır. Buradaki Δz_4 salyangozdaki sürtünme kaybı ve ikincil akış kayıplarının oluşturduğu hidrolik kayıpları ifade eder. Dolayısıyla, hidrolik kayıp için verilen eşitlikler kullanılabilir (Matkap 2006; Goodfellow & Tahti 2001).

c) Kaçak kayıpları ($\Delta Q/Q$): Çark tarafından basılan akışkanın bir kısmı çark ile gövde arasındaki boşluktan geri dönüp vantilatörün giriş kanalına girer. Bir kısmı da mil ile gövde arasından dışarıya çıkar. Dolayısıyla basılan akışkanın gerçek değeri çarkın bastığından daha azdır. Kaçan akışkan miktarı vantilatörün boyutlarına, giriş ve çıkış arasındaki basınç

farkına ve çark ile gövde arasındaki boşluğa bağlıdır. Çark girişindeki statik basınç, çıkıştaki statik basınçtan küçüktür (Pancar & Ergür 2007). Çarkta, $\Delta P_t = \psi \rho (U_2^2/2)$ oluşan basınç farkının bir kısmı henüz statik basınca çevrilmemiş olduğundan bu noktadaki kaçakların nedeni olan basınç farkını belirlemek çok zordur.

Bruno–Eck, bu fark için $\Delta P_{st} = (2/3\rho)(1/2U_2^2)$ olduğunu kabul etmiştir. Güç azalma katsayısı μ ve çap katsayısı δ olmak üzere, boşluklardan kaçan akışkanın debisi, $\Delta Q = \pi d_1 \delta \mu \sqrt{2\Delta P_{st}/\rho}$ veya $\pi d_1 (2/3)^{1/2} \delta \mu U_2$ şeklinde yazılabilir. Kaçak debinin, gerçek debiye oranı; $(\Delta Q/Q) = \{\mu \delta \pi d_1 (2/3)^{1/2} U_2\} / \{\varphi \pi (d_2^2/4) U_2\}$ eşitliğinden hesaplanır. Bu eşitlikte, $\delta = d_2/n$ olarak yazıldığında elde edilen sonuç ifade; $\Delta Q/Q = 4(d_1/d_2)(\mu/n\varphi)(2/3)^{1/2}$ şekline dönüşür (Aironn 2018; Korpela 2012).

6. Boyutsuz karakteristikler

Vantilatörlerde tasarım, karşılaştırma ve değerlendirmelerde kullanılmak üzere boyutsuz katsayılardan yararlanılır. Boyutsuz oldukları için nümerik değerler, basınç artışı, kütsel debi ve fiziksel özelliklerin artışlarından etkilenmezler. Verilen değerlere göre en uygun vantilatörün tasarım ve imalatını yapmak her mühendisin görevidir. Mühendis, istenen hacim ve basınç için hangi tip vantilatörün daha verimli olacağını tahmin edemez, böylece modellerden yararlanılmalıdır.

6.1 Debi Katsayısı (φ)

Vantilatör içindeki herhangi bir A kesitinden geçen akışkanın hacmi V iken bu kesite dik akış hızı C 'dir. Bu vantilatöre benzer m indisi ile ifade edilen modeldeki A_m , V_m ve C_m için denklem (19) yazılabilir. Bütün boyutların λ katsayısıyla orantılı olacağı kabul edildiğinde ise denklem (19.1) elde edilir.

$$V/V_m = (C.A)/C_m.A_m \quad (19)$$

$$A = \lambda.A_m \quad (19.1)$$

İki vantilatör arasındaki zaman ölçeği θ için akış hızı, denklem (19.2), (19.3) ve (19.4) kullanılarak hesaplanır (Ronald ve ark., 2013; Samad 2012). Vantilatörlerdeki geometrik benzerlik oranına ilişkin (19.5), (19.6) ve (19.7) denklemleri verilmiştir. Bu ifadeler birleştirildiğinde, debi katsayısı için denklem (19.8) yazılabilir.

$$C = (\lambda/\theta)C_m \quad (19.2)$$

$$V/V_m = (C \cdot A)/C_m \cdot A_m = (\lambda^2 A_m)(\lambda/\theta)C_m/C_m \cdot A_m \quad (19.3)$$

$$V/V_m = \lambda^3/\theta \quad (19.4)$$

$$\lambda = d_2/d_{2m} \quad \theta = n_m/n \quad (19.5)$$

$$V/V_m = (d_2^2/d_{2m}^2)^3/(n_m/n) \quad (19.6)$$

$$(V/V_m) = \{(d_2^2/4)/(d_{2m}^2/4)\}/\{(d_2 n/60)/(d_{2m} n_m/60)\} \quad (19.7)$$

$$\varphi = V/\pi(d_2^2/4) = V_m/\pi(d_{2m}^2/4) \quad (19.8)$$

6.2 Basınç Katsayısı (ψ)

Dinamik basınç artışı, $\rho(C_2^2/2)$ ile $\lambda = d_2/d_{2m}$ ve $\theta = n_m/n$ olduğuna göre basınç sayısına ulaşmak için gerekli ifadeler sırasıyla (20) ve (20.1) denklemleri ile verilmiştir (Corry 2005; Gorla & Khan 2003). Aynı eşitlik, basınç artışı için yazılacak olursa, (20.2) ve (20.3) denklemleri elde edilir. Basma yüksekliği tanımından elde edilen basınç sayısı denklem (20.4) ile verilmiştir.

$$(\Delta P_d/\Delta P_{dm}) = (\rho C^2/\rho_m C_m^2) = (\rho \lambda^2/\rho_m \theta^2) \quad (20)$$

$$(\Delta P_d/\Delta P_{dm}) = (\rho/\rho_m)(n/n_m)^2(d_2/d_{2m})^2 \quad (20.1)$$

$$(\Delta P_t/\Delta P_{tm}) = (\rho/\rho_m)(n/n_m)^2(d_2/d_{2m})^2 \quad (20.2)$$

$$(\Delta P_t/\Delta P_{tm}) = (\rho U_2^2/2)/(\rho_m U_{2m}^2/2) \quad (20.3)$$

$$\psi = (H)/(U_2^2/2g) \quad (20.4)$$

6.3 Kısılma katsayısı (τ) ve Hız katsayısı (σ)

Bir vantilatördeki kısılma (gürültü) katsayısı, denklem (20.5) ile tanımlanmıştır. Günümüzde iklimlendirme ve havalandırma konularındaki ilerlemelerden dolayı fan sistemlerindeki gürültüyle ilgili konular son derece önem kazanmış bir durumdadır.

$$\tau = \varphi^2/\psi \quad (20.5)$$

Denklem (20.5)' den görüleceği gibi fan basınç ve debi katsayılarının optimum değerlerindeki artış veya azalışa bağlı olarak fanın ses seviyesinde de artış veya azalış görülecektir (Aironn 2019; Pancar & Ergür 2007). Uygulamada, debi katsayısı φ ile basınç katsayısı ψ ' nin belirlenmesi, vantilatör çarkına ait önemli karakteristiklerin sayısal olarak değerlendirilmesi için yetersiz olduğu tespit edilmiştir. Belirli bir hacimsel

debi ve basınç artışı, farklı boyutlardaki çeşitli vantilatörlerle sağlanabilir. Vantilatör dönme hızı katsayısı σ , debi katsayısı φ ve basınç katsayısı ψ 'nin bir fonksiyonu olarak (20.6), (20.7) ve (20.8) denklemlerindeki gibi tanımlanır (Cory 2005; Goodfellow & Tahti 2001).

$$\sigma = \varphi^{1/2} / \psi^{3/4} = n / n' \quad (20.6)$$

$$\sigma = \{(1/28.5)V^{1/2}\} / \{N(\rho/\Delta P_t)^{3/4}\} \quad (20.7)$$

$$\Delta P_t = \rho g h \quad \Rightarrow \quad \sigma = 0.0063 n V^{1/2} / H^{3/4} \quad (20.8)$$

Burada, n orijinal vantilatör devir sayısını, n' ise prototip vantilatöre geometrik olarak benzer ve daha küçük olan ve bu vantilatördeki ile eşit miktarda ΔP_t toplam basınç farkını, akışkana aktaran devir sayısını göstermektedir (Aironn 2019; Goodfellow & Tahti 2001).

6.4 Çap katsayısı (δ) ve Güç katsayısı, (G_K)

Çap karakteristiği katsayısı δ , debi katsayısı φ ve basınç katsayısı ψ 'nin bir fonksiyonu olarak denklem (20.9)' deki gibi tanımlanır. Burada D , gerçek (prototip) vantilatördeki çark çapı, D' ise gerçek vantilatöre geometrik olarak benzer (model) ve daha küçük olan gerek vantilatördeki ile eşit miktarda ΔP_t toplam basınç farkını akışkana taşıyan vantilatörün çark çapını göstermektedir (Pancar & Ergür 2007; Aironn 2019). Vantilatör dönme hızı katsayısı σ , çap karakteristiği katsayısı δ , debi (hacim) katsayısı φ ve basınç katsayısı ψ arasında (20.10) ve (20.11) denklemlerinde verilen bağıntılar yazılabilir (Aironn 2019).

$$\delta = (\psi)^{1/4} / \sqrt{\varphi} = D / D' \quad (20.9)$$

$$\psi = 1 / \sigma^2 \delta^2 \quad (20.10)$$

$$\varphi = 1 / \sigma \delta^3 \quad (20.11)$$

η vantilatör verimini (genel veya toplam) göstermek üzere, güç katsayısı, denklem (20.12)' de verilmiştir.

$$G_K = \varphi(\psi/\eta) \quad (20.12)$$

6.5 Özgül çap (d_q, D_q)

Özgül hıza benzer olarak, en iyi verim noktasında çalışırken 1 m basma yüksekliğine 1 m³/s debiyi basan turbo makinedeki çarkın dış çapına *özümlü çap* denir. Vantilatörün büyüklüğünü, boyutsuz olarak elde edebilmek için denklem (20.13) kullanılır (Aironn 2019; Ronald ve ark., 2013). Özümlü çap

D_q ile çark çapı d arasındaki ilişkiyi belirlemek üzere $Y = 1$ seçilir ve boyut analizinden, $\alpha = 1/4$ ve $\beta = -1/2$ bulunur. Bu değerler, (20.13) denkleminde yerine yazıldığında, (20.14) ve (20.15) denklemleri elde edilir (Aironn, 2019).

$$D_q = (\Delta P_t / \rho)^\alpha V^\beta d^Y \quad (20.13)$$

$$D_q = d^4 (\Delta P_t / \rho V^2)^{1/2} \quad (20.14)$$

$$D_q = 0.95 (\psi / \varphi^2)^{1/2} \quad (20.15)$$

6.6 Özgül hız (n_q , n_{sq})

Özgül hız n_q , çalışma karakteristikleri H (m), Q (m³/s) ve n (d/d) olan vantilatör ve benzer makinalarının 1m basma yüksekliğinde, en iyi verim noktasında çalışırken, 1 m³/s' lik debideki devir sayısıdır. n_q veya n_{sq} ile gösterilen ve vantilatör kanunlarındaki μ ile λ katsayılarının yok edilmesiyle (20.16) denklemi elde edilmiştir. Özgül hızın boyutsuz olarak tanımlandığı ($\acute{n}_q$); denklem (20.17)' de verilmiştir. Vantilatörün Q debisi yerine N_e efektif (mil) gücünün dikkate alındığı ve n_s ile sembolize edilen diğer özgül hız tanımında, model (gerçek) vantilatöre benzer (prototip) olan ve aynı akışkanla, 1 m basma yüksekliğinde çalışarak en iyi verimde çektiği güç değerinin 1 BG olduğu vantilatörün dakikadaki devir sayısıdır.

$$n_{sq} = n_q = n(Q)^{1/2} / (H)^{3/4} \quad (20.16)$$

$$\acute{n}_q = n(Q)^{1/2} / (gH)^{3/4} \quad (20.17)$$

Benzer şekilde μ ve λ katsayıları yok edildiğinde, denklem (20.18) ile verilen eşitlik bulunur. Özgül hızın boyutsuz olarak tanımlandığı ($\acute{n}_s$) ise denklem (20.19)' da tanımlanmıştır (Samad 2012). Buradan anlaşılabacağı üzere, ρ akışkan yoğunluğu olduğuna göre benzer vantilatörler için özgül hızlar aynıdır. Vantilatör tipini ve tasarım biçimini (geometrik şeklini) belirleyen önemli birer büyüklük olan her iki özgül hız değeri de (n_q veya n_s), birbirinden bağımsız değişlerdir (Aironn 2019; Yahia 1990).

$$n_s = n(N_e)^{1/2} / (H)^{5/4} \quad (20.18)$$

$$\acute{n}_s = n(N_e)^{1/2} / (gH)^{5/4} \rho^{1/2} \quad (20.19)$$

Vantilatörde basılan akışkan hava ise, yoğunluğu $\rho = 1.2$ kg/m³ olduğundan $\gamma = \rho g = 1.2 \times 9.81 = 11.772$ (N/m³) şeklinde yazılan (20.20) ve (20.20a) denklemlerinde özgül hız ve verim ilişkisi elde edilir.

Denklem (20.20a)' da, mil gücü (N_e) yerine teorik güç (N_{th}) alındığında, genel verimden bağımsız hale dönüştürülen özgül hız ifadesi, (20.21) denkleminde verilmiştir (Aironn, 2019).

$$n_s = n_{sq} \sqrt{(\gamma/75)\eta_g} = n_{sq} \sqrt{(1.20/75)\eta_g} \quad (20.20)$$

$$n_s = 0.12649 n_{sq} (1/\sqrt{\eta_g}) \quad (20.20a)$$

$$n_s = 0.12649 n_{sq} \quad (20.21)$$

7. Vantilatör tasarımında önemli kriterler

Vantilatör tasarımında, toz taşıyan gazlarla minimum aşınma, maksimum verim ve minimum ses üretimi için uygun hız katsayısı, düşük çizgisel hız ve maksimum basınç katsayısına ulaşmak gerekir. Düşük maliyet ve minimum boyutlu vantilatör ile maksimum taşıma kapasitesine ulaşmak, ancak basınç ve debi katsayısının maksimum değerinde mümkündür. Sabit basınçta vantilatör kapasitesinin regülasyonu, düşük ağırlık, maksimum mukavemete sahip çark, karakteristik eğrilere ait sıfır debide minimum güç ve nominal debide maksimum güç gereksinimi, önemli tasarım özellikleridir (Pancar & Ergür 2007).

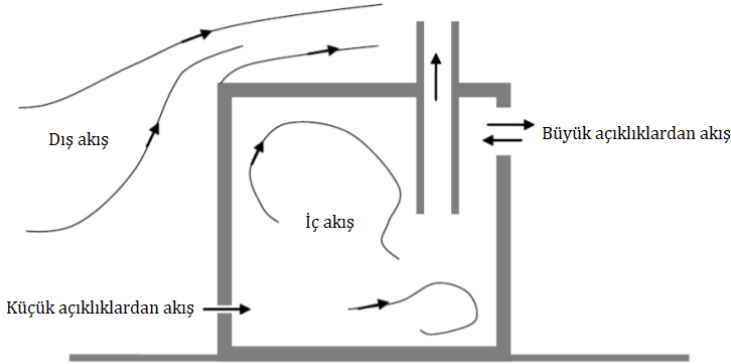
Elektrikli süpürge, evimizdeki fırın ve saç kurutma makinelerinde, santrifüj vantilatörler kullanılır. Yüksek dirence karşı çalışabilen ve tipik olarak yerel-egzoz havalandırmada tercih edilir. Yüksek miktarda tozun dışarı atılmasında ise düz-radyal kanatlı vantilatör çarklarının tercih edilme sebebi, toz kaynaklı tıkanma veya aşınma ihtimali en az olan vantilatör tipleri arasında olmalarıdır. Vantilatör çarkının dönme yönü doğru ya da ters olabilir. Dönme ekseninin uzantısı üzerinde bulunmak koşulu ile vantilatöre motor ya da tahrik kasnağı tarafından bakıldığı zaman gözlemciye göre dönüş, saat ibreleri yönünde ise vantilatör doğru yönde, çarkın saat ibrelerinin aksi yönünde döndüğü saptanırsa vantilatör ters yönde dönüyor demektir. Dönüş yönünün saptanması, vantilatörün tesisat içindeki yerinin belirlenmesi ve dolayısıyla vantilatör seçiminde etkili olduğu için çok önemlidir (Haines & Hittle 2006; Cory 2005).

Ses oluşumundaki etken, titreşimli yüzey veya türbülanslı akış ile üretilen dalgalanmadır. Elastiklik ve atalet özelliklerinin bulunduğu ortamlarda, ses hızlı bir şekilde ilerleyebilir. Akışkan ortamda, boylamasına dalga hızının artışı, akışkan özelliklerine bağlıdır. Eksenel vantilatörler, diğerlerine göre daha az ses üretmekle birlikte iyi kontrol sağlanmadığında, gürültülü çalışırlar. Kanallı tip vantilatör çark girişlerinde, kesit daralması yapılan parçaların az eğimli (en çok 1/7 oranında) olması, simetrik 90° dirsek bulunan kılavuz kanatlı esnek bağlantıların ise sıkı olması ve eksen kaçıklığının olmaması gerekir (Eğri ve ark., 2011; Ronald ve ark., 2013). Hava basıncındaki artış ve vantilatör

içindeki yük kayıplarıyla birlikte sürtünmenin etkisiyle meydana gelen ısınma, vantilatörün emme ve basma hatlarındaki hava sıcaklığının artmasına neden olur. Isınmış havanın istenildiği yerlerde, genellikle salyangoz eninin çark enine yakın olduğu vantilatörler, yani körükler tercih edildiğinden, özellikle düşük basınçlı vantilatörlerde, hatta bazı durumlarda orta ve yüksek basınçlı vantilatörlerde bile ısınma olayı çok fazla dikkate alınmamaktadır. Vantilatörün dönme hızı sabit ise havanın akış hareketi titreşim yaratma eğiliminde olduğu için tesisattaki basınç değişimlerinin yaratacağı gürültüler, vantilatörün basma kabiliyetini belirleyecektir (Pancar & Ergür 2007; Demir 2013).

7.1 Vantilatör seçimi ve kontrolü

Vantilatörler, akışkanı hareket ettirebilecek kadar enerji vererek gerekli debi akışını sağlayan cihazlardır. Amaç, mevcut olan atalet ve sürtünme kuvvetlerini yenmektir. Vantilatör çarkında üretilen enerjinin akışkana geçerek hızlanması için gerekli debideki yük kayıplarını yenebilecek basınç artışı sağlanır. Bir vantilatörün basacağı debi, birçok tasarım parametresine bağlıdır. Çark çapı, kanat sayısı, kanat profili, vantilatörün dönüş hızı, motor gücü, gövde tasarımı ve diğer yapısal özellikler, önemli performans kriterleridir. Tüm bu faktörler, vantilatörün taşıma kapasitesini ve verimini belirler.



Şekil 8. Doğal havalandırmadaki akış şekilleri (Demir, 2013)

Ayrıca, havanın özgül ağırlığı, yapılacak işlemin tipi, vantilatörün çalışma ortamına bırakılan malzeme veya akışkanın özellikleri, çalışma hava sıcaklığı, vantilatör tipi, motorun konumu, çevirici tipi (doğrudan aküple veya kayış kasnaklı), vantilatör yerleşiminde karşılaşılan sınırlandırmalar ve vantilatör ömrüne ilişkin ön çalışmalar ve değerlendirmeler önemlidir. Şekil 8’ de gösterildiği üzere belirli hava dağıtım sistemi için vantilatör seçiminde, sistemin tamamen tasarlanmış, tüm elemanların, boyutların, debilerin ve dirençlerin belirlenmiş olması gerekir. Daha sonra tasarımı

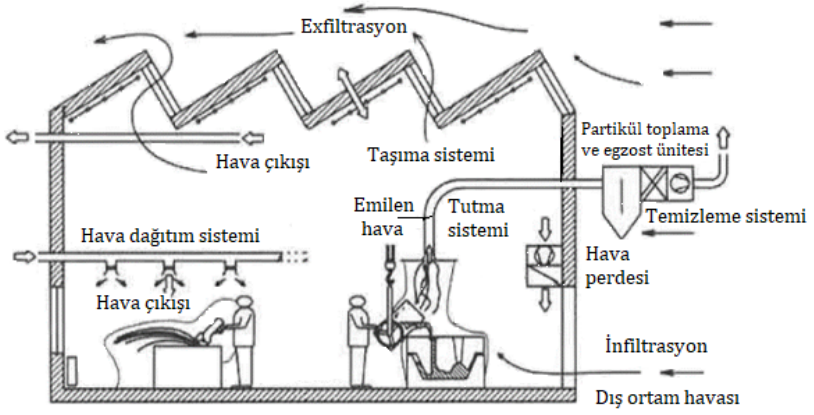
yapılan sistemin çalışma noktası, en iyi çalışma aralığını kapsayan vantilatör imalatçı kataloglarındaki karakteristik eğrilere veya tablolara göre değerlendirilir (Matkap 2006, Demir, 2013).

Vantilatörler, sanayi-işyeri ve konutlarda; kirli havanın ortamdaki tahliyesi, iklimlendirme, soğutma, ısı ekonomisi ve ısınının geri kazanılması gibi çok çeşitli amaçlarda kullanılabilir. Eğer sistemin sabit çalışma noktası yerine belirli aralıktaki farklı noktalarda çalışması tasarlanmış ise vantilatörün bu aralıkta çalışması dikkate alınmalıdır. Vantilatör karakteristik eğrisi üzerinden seçilen çalışma aralığındaki en uygun noktaya göre kullanım yerleri dikkate alınarak ihtiyaç duyulan havalandırma sayıları, Tablo 5’ de belirlenmiştir.

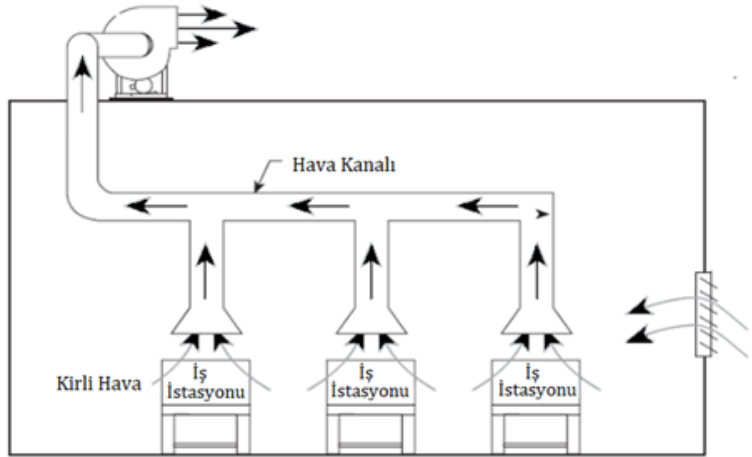
Tablo 5. Kullanım yerlerine göre ortalama bir saat için havalandırma sayıları (Bleier 1998)

Mahal	Adet/saat	Mahal	Adet/saat	Mahal	Adet/saat
Tiyatro	3–8	Dans salonu	3–6	Kafeterya	3–5
Kuaför	2–5	Bar/içkili yer	2–5	Koridor	6–20
Fırın	1–3	Eğlence salonu	3–4	Yatakhane	5–8
Banka	3–10	Bowling Salonu	2–8	Kuru temizleme	2–5
Sınıf	4–6	Yemek odası	3–6	Çamaşırhane	2–5
Garaj	2–10	Kazan Dairesi	2–5	Motor odası Cam tesisi	1–2
Ahır	10–15	Montaj holü	3–10	Çatı arası	2–4
Mutfak	2–4	Hastane	4–6	Atölye	3–5
Değirmen	3–8	Büro	2–8	Lokanta	3–7

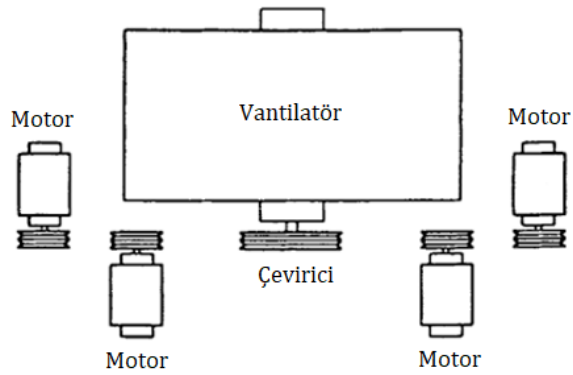
Genel havalandırma ve kaynak atölyesindeki bir havalandırma düzeninin sırasıyla Şekil 9 (Howard ve Esko, 2001) ve Şekil 10’ da (Bleier 1998) gösterildiği gibi birden fazla vantilatörün seri veya paralel olarak çalıştırıldıkları ve uygulamalarda sıkça karşılaşılan durumlardır. Yüksek basınçların gerekli olduğu durumlarda kullanılan seri bağlanmış vantilatörlerin, aynı debide sağladıkları basınçlar toplanarak, vantilatör grubunun toplam basınç eğrisi elde edilir. Çoğu havalandırma sisteminde, kısa veya uzun süreli olmak üzere, vantilatörün bastığı hava miktarı değişir. Hava debisindeki bu değişim; vantilatör hızını değiştirerek, kanal tipi eksenel vantilatör kanatlarının eğimini değiştirerek, vantilatör girişini, ayarlanabilir ve kontrol edilebilir (difüzör) kanatlarla kısarak ya da vantilatör çıkışını, ayarlanabilir damperlerle kısarak yapılabilir.



Şekil 9. Genel havalandırma düzeni



Şekil 10. Kaynak atölyesinde havalandırma düzeni



Şekil 11. Vantilatör-çevirici bağlama şekilleri

Bu yöntemler, vantilatörün içinde, girişinde ya da çıkışında, akış kesitinin daralması esasına dayanır. Vantilatör hızının değişmesi, Şekil 11’ de gösterilen vantilatör ve çeviriciyi bağlayan kayış-kasnak sistemindeki gibi belirlenmiş çalışma debilerine karşılık gelen hızları karşılayan birden çok motor kasnağının kullanılması ile mümkündür. Çok farklı debilerde çalışan sistemlerin elektriksel veya hidrolik kontrollü, değişken hızlı motorlar ile vantilatör hızı değiştirilebilir (Haines & Hittle 2006; Kovats & Desmur 1994). Uygun yöntemin belirlenmesi, debideki değişimlerin sıklığına ve maliyetine bağlıdır. Gürültü ve verim açısından, vantilatör girişinin kısılması, vantilatör çıkışının damperlerle kısılmasına göre daha uygundur. İlk yatırım maliyeti değerlendirildiğinde, her iki yöntem de birbirinden çok farklı olmadığı için bu tür uygulamalarda vantilatör girişinin kısılması tercih edilir (Bleier 1998; Gorla & Khan 2003).

7.2 Uygun Vantilatör Seçimi

Uygun vantilatörün seçimi, zor ve karmaşık işlemlerden oluştuğundan, mutlaka konunun uzmanı tarafından yapılmalıdır. Seçilen vantilatör tipinin uygun olup olmadığının anlaşılması için taşınan hedef malzeme, kapasite, güvenlik, vantilatör performansını etkileyen faktörler, bakım ve sorun giderme konularının önceden değerlendirilmesi gerekir (Eğri ve ark., 2011; Demir, 2013).

7.2.1 Havalandırmada taşınan hedef malzeme

Egzoz havası az miktarda duman ve toz içeriyorsa, (I) geriye-eğik kanatlı santrifüj veya eksenel tip, hafif toz, duman veya nem içeriyorsa, (II) geriye-eğimli kanatlı veya (III) eksenel santrifüj, egzoz havasında malzeme yükü fazlaysa veya bir işlem gerçekleşiyorsa, (III) eksenel santrifüj vantilatörler uygundur. Ayrıca, egzoz havası patlayıcı ya da parlayıcı bir malzeme içeriyorsa, taşıma sistemindeki standartlara ve yönetmeliklere göre (Eğri ve ark., 2011; Haines & Hittle 2006) en uygun ex-proof malzeme, eğer korozyif malzemeler içeriyorsa, taşıma sisteminde ve vantilatör motorunda, uygun malzeme kullanılmalı ya da kaplama yapılmalıdır.

7.2.2 Kapasite

Havalandırma sistemi ve vantilatör içerisinden ne kadar hava geçeceği, ayrıca havalandırma sisteminin egzoz kısmında ne kadar bir dirençle karşılaşılacağı veya vantilatör verimi, belirlenmemiş olabilir. Bu sebeple, vantilatör seçiminde, aşağıda maddeler halinde özetlenen genel bilgilerden yararlanmak gerekir (Haines & Hittle 2006).

- (i) Fan boyutu performans ihtiyaçlarına göre belirlenmelidir. Giriş boyutu ve konumu, vantilatör ağırlığı ve bakım kolaylığı da düşünülmelidir. En uygun büyüklük, fiziksel alana uymayabilir.
- (ii) Paketlenmiş vantilatörlerde, motor montajı üretici firma tarafından yapılmalıdır. Büyük kapasiteli uygulamalarda, vantilatör ve çeviricinin sisteme ayrı ayrı montajı gerekebilir.
- (iii) Vantilatör hızları, kullanılan motor hızları ile sınırlandırılmış olduğundan, vantilatör kapasitesi montaj sırasında belirlenmelidir.
- (iv) Kapasitenin veya basınç gereksinimlerinin değişmesi durumunda, vantilatör hızının ayarlanabilir olması havalandırma için bir avantajdır.
- (v) Havalandırma sistemlerinde, vantilatörün genellikle %80 verimle çalışması, vantilatör motorunun ise %20'lik kaybı kapatacak güçte olması istenir.

7.2.2 Güvenlik

Havalandırma sistemindeki güvenlik önlemleri giriş, çıkış, baca ve temizleme kapıları gibi tüm tehlikeli noktaları içermeli ve insan sağlığı için güvenlik standartlarına ve yönetmeliklerine uygun olmalıdır.

7.3 Vantilatör Performansını Etkileyen Faktörler

Mil yatakları: Vantilatör mil yatakları, çoğu zaman sorunun büyük kaynağını oluştururlar. Mil yataklarının ömrünü belirleyen etkenler, çok sıkı veya gevşek vantilatör taşıyıcıları, titreşim, kanatlara dengesiz yükleme, yüksek çalışma sıcaklıkları ve uygun olmayan yağlama olarak özetlenebilir.

Kayışlar: Kayış gerginliği, performansı doğrudan etkilemektedir. Genel bir kural olarak, kayış gerginliği orta parmak (1 inç veya 2,5 cm) basınç uygulandığı zaman harekete izin vermelidir.

Kanatlar: Kanatlardaki malzeme birikimi, havalandırma sisteminin verimini, zaman içerisinde düşürecektir. Bu nedenle belirli aralıklarla kanat temizliği yapılmalıdır.

Bağlanma noktaları ve izolasyon: Havalandırma sistemi ile binayı, vantilatör titreşimlerinden korumak için esnek bağlantı ve izolasyon malzemeleri kullanılmalıdır. Havalandırma kanalını ve vantilatörü birbirine bağlayan esnek bağlantı aparatları, havalandırma sistemi boyunca taşınacak vantilatör kaynaklı titreşimleri engeller. Bağlantı aparatlarının yırtık veya aşınmış olması, vantilatör performansını olumsuz yönde etkiler.

Panjur ve tamponlar: Bazı vantilatörlerde, giriş veya çıkışta hava akımını ayarlamak için manuel, pnömatik veya otomatik kontrollü panjur bulunmaktadır. Panjur açıklıkları ve panjur dengesi iyi ayarlanmamış ise vantilatör performansı olumsuz etkilenebilir.

Motorlar: Uygun vantilatör performansına ulaşmak için motor çalışma voltajı, tavsiye edilen çalışma voltajının yaklaşık %10'u olmalıdır. Genellikle, kalıcı yağlanmış olan motorlar, ekstra bir yağlama işlemi gerektirmez.

Hava tahliye noktaları: Hava tahliye noktasının, vantilatör girişinden kesinlikle uzak olmasını gerektiren en kritik durum, tahliye edilen kirli havanın, tekrar giriş havasına karışması ile sistemde birikmeye neden olması ve sistem verimini ciddi oranda azaltmasıdır. Ayrıca, vantilatör girişinden de sadece temiz dış ortam havası geçmelidir. Tahliye edilen kirli havanın tekrar iç ortama girmesini önlemek için tahliye egzozlarının çıkışı, mümkün olduğu kadar tavandan yüksek olmalıdır. Genellikle, tahliye egzozlarının hava giriş mesafesinden yaklaşık 15 m uzakta olmasına dikkat edilir. Vantilatör verimini iyileştirmek için baca yüksekliğinin en az 3 m olmasına özen gösterilir (Eğri ve ark., 2011; Goodfellow & Tahti 2001; Bleier 1998).

7.4 Vantilatörlerde Bakım ve Sorun Giderme

Aşırı malzeme birikmesi veya aşınma, vantilatör çarklarının çalışma verimini azaltır. Ayarı bozulmuş (merkezden kaçma gibi) vantilatörler, titreşim nedeniyle havalandırma sisteminin çeşitli bölmelerine hasar verir. Dolayısıyla, vantilatör çarklarının temizlenmesi ve balans ayarının yapılması çok önemlidir. Bakım esnasında, mil yatakları, kayışların bağlanması ve hizalanması, çark kanatlarının şekli ve güvenlik noktaları, özellikle dikkat edilmesi gereken kısımlardır. Vantilatörlerin çalışması sırasında karşılaşılan sorunlar ve olası nedenler, aşağıda özetlenmiştir (Eğri ve ark., 2011; Cory 2005).

- *Titreşimin nedenleri:* çarktaki dengesizlik, çark kanatlarındaki malzeme miktarındaki hatalı dağılım, vantilatör yatakları veya cıvata bağlantılarının gevşek, vantilatörün ters yönde dönmesi ya da vantilatör kanallarının titreşime maruz kalması olabilir.
- *Yetersiz hava akışının nedenleri* sırasıyla, vantilatörün geriye doğru çalışması yani ters yönde dönmesi, çark dönüş hızının çok yavaş, kanatların kirli ve kapakların kapalı ya da geçerli sistemin tasarlanandan daha dirençli olmasıdır. Ayrıca, çalışma sırasında kanaldaki sızıntı, hava temizleme cihazındaki kirli veya tıkanmış filtreler, yeterli temiz havanın alınamaması ya da vantilatör giriş ve çıkışındaki kanalların düzgün çalışmaması da olabilir.
- *Vantilatörün çalışmamasının nedenleri,* sigortanın yanması, bağlantı kemerlerinin kırılması, kasnakların gevşemesi, elektriğin kapalı, çarkın vantilatöre temas etmesi, voltajın şiddeti, vantilatör motorunun çok küçük ya da vantilatör yükünün çevirici için çok büyük olmasıdır.

- Kanalların çalışması sırasında sürekli tıkanmalar söz konusu ise, parçacıkları taşımak için yetersiz hız, sert kanallar yerine esnek kanallar kullanılmış, çukurlaşmış kanallar, keskin dönüşlü dirsekler, kanallarda delikler, kopmuş veya kırılmış kol bağlantıları, kapalı ya da kısmen kapalı kapaklar, olabilir. Bunların dışında, havalandırma sisteminin yeniden dengelenmesi için ayarlanmadan sisteme davlumbaz ya da kol eklenmiş olabilir.

Kaynaklar:

Adachi, T., Sugita, N., & Yamada, Y. (2001). Study on the performance of a Sirocco Fan (Flow around the runner blade), *International Journal of Rotating Machinery*, 10 (5), 415–422.

Aironn. (2018) *Euler Teorisi ve Fan Terminolojisinin Temel Kavramları*. Fan Mühendisliği Serisi: Teknik Bülten

Aironn. (2019) *Fanlarda Benzerlik ve Fan Kanunları*. Fan Mühendisliği Serisi: Teknik Bülten

Asad, M.S. (2001). *Centrifugal Fans: Similarity, Scaling Laws, and Fan Performance*. University State of New York: Buffalo.

Awbi B.H. (2008). *Ventilation Systems, Design and Performance*. Taylor & Francis: London.

Bleier F.P. (1998). *Fan Handbook, Selection, Application and Design*. McGraw-Hill: Boston.

Cory W.T.L. (2005). *Fans & Ventilation – A Practical Guide*. Elsevier: NY.

Çakmanus, İ. (2009). *Endüstriyel Fanlar–Tasarım, İmalat ve Enerji Verimliliği*. Türk Tesisat Mühendisleri Derneği (TTMD), Teknik Yayın No: 23, Doğa Yayıncılık, 1. Baskı.

Demir, H. (2013). *Doğal havalandırma yöntemlerinin sayısal modellenmesi*. İTÜ: İstanbul.

Dixon S. L. (1998). *Fluid Mechanics and Turbomachinery*, 4th ed., Oxford: New Delhi.

Eck B. (1973). *Fans*. Pergamon Press: Oxford.

Eğri, N., İmancı, C., & Akpolat, M.S. (2011). *Endüstriyel Havalandırma*. İSGÜM, T.C. Çalışma ve Sosyal Güvenlik Bakanlığı, İş Sağlığı ve Güvenliği Merkez Müdürlüğü: Ankara.

Fan Engineering. (2012). *Fan Performance Characteristics of Centrifugal Fans: Information and Recommendations for the Engineer*. Minneapolis: USA.

Goodfellow H., & Tahti E. (2001). *Industrial Ventilation Design Guidebook*. Academic Press: New York.

Goria S.R., & Khan N.E.D. (2003). *Turbomachinery Design and Theory*,. Library of Congress Cataloging in Publication Data: New York.

Gökelim A.,T. (1983). *Endüstriyel Fan ve Kompresör Tesisleri–Vantilatör ve Kompresörler*. Genişletilmiş 2. Baskı, Birsan Yayınları: İstanbul.

Haines W.R., & Hittle C.D. (2006). *Control Systems for Heating, Ventilating, and Air Conditioning*, Springer: New York.

Howard, G., & Esko, T. (2001). *Industrial Ventilation Design Guidebook*. Academic Press: NewYork.

Ingram G. (2009). *Basic Concepts in Turbomachinery*. Grant Ingram & Ventus Publishing ApS: NY.

Kim J.H., Oh K.T., Pyun K.B., Kim C.K., & Choi Y. (2012). *Design optimization of a centrifugal pump impeller and volute using computational fluid dynamics*. 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems: November, 1–11.

Korpela A.S. (2012). *Principles of Turbomachinery*. John Wiley & Sons Inc., Hoboken: New Jersey.

Kovats, A.De., & Desmur, G. (1994). *Santrifuj ve Eksenel Pompalar, Vantilatörler, Kompresörler*. Çevirenler: Özgür, C., Yazıcı, H.F., 2. Baskı, İTÜ Makine Fakültesi Ofset Atölyesi: İstanbul.

Matkap Ü. (2006). *Eş eksenli kanal tipi radyal vantilatör tasarımı ve geliştirilmesi*. İTÜ: İstanbul.

Pancar, Y., & Ergür, H.S. (2007). *Hidrolik Makinalar ve Uygulamaları*. Birsan Yayınevi: İstanbul

Ronald H., Howell W.J., & Coad H.J. (2013). *Principles of Heating Ventilating and Air Conditioning*. 7thEd. Atlanta: USA.

Samad A. (2012). *Turbomachinery Design and Optimization*. Academic Pub., Saarbrücken: Germany.

Sardar M. A. (2001). *Centrifugal Fans: Similarity, Scaling Laws, and Fan Performance*. State University of New York at Buffalo: USA.

Yahia, S. M. (1990). *Turbines, Compressors & Fans*. New York: McGraw–Hill.

Yarin A. L., & Foss F.J. (2007). *Springer Handbook of Experimental Fluid Mechanics*. Verlag: Berlin.

Yu-Tai L., Vineet, A., Ashvin, H., Michael, E.S., Lawrence, P.M., Roger, B., & Roderick, M.C. (2011). Impeller design of a centrifugal fan with blade optimization. *International Journal of Rotating Machinery*, 1–16.

Bölüm-2

SAĞLIK SEKTÖRÜNDE YAPAY ZEKÂNIN ÖNEMİ

*Mustafa GÜLER**

* İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa, Mühendislik Fakültesi, Mühendislik Bilimleri Bölümü

1. GİRİŞ

Gelişen teknoloji ve uygulamalar sayesinde Yapay Zekâ insan hayatının önemli bir parçası olmaya başlamıştır. Yapay zekânın temelinde insana has özellik ve düşüncelerin belirli bir teknik ve uygulamalarla makinelere aktarılması, bunların makineler tarafından geliştirilmesi, öğrenilmesi ve akabinde artan veri miktarıyla birlikte yeni veri kümelerine uyum sağlaması ve kendi kendine öğrenebilmesi yatmaktadır. Özellikle son yıllarda ortaya çıkan büyük veri kavramıyla birlikte, önemli ve stratejik kararların alınabilmesinde verinin düzgün ve doğru bir şekilde yorumlanabilmesi çok önemlidir. Bu işlemlerin yapılabilmesi için öncelikle insana ait olan düşüncelerin anlaşılması ve bunun bilgisayar ortamına aktarılabilmesi gerekmektedir. Bu sayede insanın hayatını kolaylaştırmak amacıyla makineleri daha akıllı ve efektif şekilde kullanılabilmesi amaçlanmaktadır (Yılmaz, 2017).

Günümüzde büyük miktarda verinin artık elle (manuel) işlenebilmesi imkânsız hale gelmiştir. Bu yüzden Makine Öğrenmesi (Machine Learning) teknikleri geliştirilmiştir. Yapay zekânın bir alt dalı olan makine öğrenmesi, istatistiksel ve sayısal yöntemler kullanarak veri kümeleriyle ilgili çıkarımlar ve tahminlerde bulunulmasını sağlamaktadır. Genellikle bu çıkarımlar veri setleri üzerinden belirli algoritmalar sayesinde yapılmaktadır. Burada en önemli konu eldeki mevcut verilerin makine öğrenmesi algoritmasını doğru ve yeterli bir şekilde beslemesidir. Bunun sonucunda oluşturulan algoritmalarla yüzdelik olarak çıkarımlar yapılmaktadır. Burada veri miktarı ne kadar fazla olursa modelin doğruluğu o kadar yüksek olur.

Bugüne kadar yapılan çalışmalarda temel olarak makine öğrenmesi; Gözetimli, Gözetimsiz ve Yarışmacı öğrenme olarak üç bölümde incelenmiştir.



Tablo 1: Makine Öğrenmesi

Özellikle makine öğrenmesi ile ilgili çalışmalar literatürde son yıllarda sıklıkla çalışılmıştır. Yapılan çalışmalara baktığımızda hastalık tahmini, deprem tahmini, hisse senedi değeri belirleme, metin sınıflandırma, doğal dil işleme gibi birçok farklı alanda makine öğrenmesine ait algoritmalar kullanılmıştır. Makine öğrenmesinin bir alanı olarak karşımıza çıkan

Derin Öğrenme ve Görüntü İşleme konusunda literatür de yapılan birçok çalışma bulunmaktadır.

Derin öğrenme; Çoklu geçiş ve soyutlama yapısı ile veriyi anlamlaştırmak için çoklu işleme katmanlarından oluşmuştur. Makine öğrenmesi tekniklerine göre çoklu özellik seçimi ve bunların işlemesi yapılmaktadır. Yine Makine öğrenmesine göre daha basit bir sistem olmasına rağmen doğru sonucu alınabilmesi için çok daha fazla veri kümesine ihtiyaç duyulmaktadır (Blum ve Langley, 1997). Özellikle yapılan çalışmalarda görüntü işleme, ses tanıma ve doğal dil işleme gibi birbirinden ayrılması kolay olmayan veri kümelerinin işlenmesine yönelik algoritmalar geliştirilmiştir. Veri kümelerinin günümüzde çeşitlilik ve büyüklük olarak artış göstermesi ile ortaya çıkan büyük veri “Büyük Veri” kavramı, makine öğrenmesi ve derin öğrenme sistemlerinin daha başarılı bir şekilde uygulanmasını daha popüler hale getirmiştir. Derin öğrenme ile Makine öğrenmesi algoritmalarının kullandıkları veri miktarları arttıkça ortaya çıkan başarı oranları karşılaştırıldığında derin öğrenmenin çok daha başarılı olduğu görülmektedir. Derin Öğrenmeyi temel olarak makine öğrenmesinden ayıran kısmı; Yüksek miktarda veriye ve kompleks yapısı ile de bu veriyi işleyebilecek fazla miktarda donanımsal güce ihtiyaç duymasıdır (Keleş, 2018).

Makine öğrenmesinin bir alanı olarak karşımıza çıkan Derin öğrenme ve Görüntü işleme konusunda literatür de yapılan birçok çalışma bulunmaktadır. Bunlar genellikle görüntülerden çıkarım ve yorumlar yapılması üzerine yoğunlaşmıştır. Görüntü işleme genel anlamıyla; bir cisme ait görüntüyü dijital bir hale getirmek ve üzerinde bazı işlemler uygulayarak, spesifik bilgi ve görüntü elde etmek amacıyla kullanılan bir uygulamadır. Görüntüden doğru bir şekilde çıkarım yapılabilmesi için görüntünün doğru bir şekilde değerlendirilebilmesi gerekmektedir. Literatürde bu alanda sınıflandırma, görüntü etiketleme ve obje tanımlaması gibi çok sayıda çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların hepsi derin ağ mimarileri uygulanarak yapılmıştır. Makine öğrenme yöntemine kıyasla çok katmanlı bir yapıdan oluşan derin öğrenme metotları, verilerden özellik çıkarımı ve dönüşüm işlemleri sırasında doğrusal olmayan birçok işlem katmanını kullanmaktadır. Bu sayede hiyerarşik bir düzen oluşturularak üst düzey özellikler alt katmandaki özelliklerden elde edilmektedir. Burada temel öğrenme prensibi verinin temsilinden öğrenmeye dayanmaktadır (Jiang ve diğ, 2017).

Bu alanda çalışan bilim insanları özellikle görüntü işleme konusunda, görüntüyü analiz etme, sınıflandırma ve görüntüden çıkarım yapma noktasında derin öğrenmenin çok fazla tercih edilmesinin sebebi, hızlı ve yüksek doğrulukta sonuçlar vermesinden kaynaklanmaktadır. Özellikle kullanılan eğitim setlerinde kendiliğinden özellik çıkarımı yapabilen ve makine öğreniminin aksine çok katmanlı sinir ağlarını bir arada kullanılmasını sağlaması derin ağ mimarisinin en önemli avantajlarından.

Her yıl Dünya genelinde yüzbinlerce insan çeşitli hastalıklar yüzünden hayatlarını kaybetmektedir. İnsan sağlığının bütün değerlerin üzerinde kabul edildiği günümüzde hastalıkların teşhis ve tedavi edilebilmesi oldukça önemlidir. Tedavi kadar hastalığın erken teşhisi de son derece önemlidir. Günümüzde gelişen teknolojiyle birlikte özellikle hastalık teşhisi noktasında çok sayıda çalışma yapılmıştır. Sağlık alanının da geleneksel teşhis yöntemlerinin kullanıldığı bilinmektedir. Günümüzde çok sayıda alanda başarıyla uygulanan ve her geçen gün uygulamaları geliştirilmekte olan derin öğrenme mimarileri sağlık alanında da birçok çalışmanın geliştirilmesinde önemli rol oynamıştır.

Yapay zekâ uygulamalarının alt sınıfı olarak kabul edilen Derin öğrenme yöntemi kullanıldığı alanlar ve başarı yüzdeleri göz önüne alındığında erken teşhis/tanı koymada hekimlere destek olabilecek güçlü araçlar sunmaktadır. Literatürde çalışılmış makine öğrenme uygulamaları sanayi ve toplumun değişimini yönlendiren çalışmalarda daha sık kullanılmasına rağmen, bu yöntemin bir diğer kolu olan Derin öğrenme kavramı özellikle ses ve görüntü tanıma algoritmalarıyla sağlık alanında uygulanmaktadır. Sağlık alanında derin öğrenme çalışmaları özellikle görüntü işleme alanında mevcut yöntemler ile tek katmanlı görüntüler üzerinden işlem yapıyorken, derin öğrenme modeliyle çok katmanlı görüntüler üzerinden performansı yüksek sonuçlar alınabilmektedir. Sağlık alanında görüntü işleme konusunda derin öğrenme yöntemi kullanılarak çalışma yapmanın en önemli artısı görüntü üzerindeki işlemleri tek seferde işleme koyan ve elle girilmesi gereken tüm parametrelerin, algoritmanın sahip olduğu özelliklerden dolayı kurulan modelin kendi kendine öğrenebiliyor olmasıdır. Bu sayede çok daha hızlı bir şekilde sonuç alınabilmekte ve insan hayatının önemi göz önüne alındığında alınacak kararların hızlı bir şekilde uygulanması amaçlanmaktadır.

Bu çalışma Derin öğrenme teknikleri ve uygulamalarına odaklanarak sağlık alanında yapılan çalışmaların Derin öğrenme teknikleri uygulanarak nasıl ve ne derecede olumlu sonuçlar verdiğini, literatür de daha önce yapılan çalışmalar incelenerek hazırlanmıştır. İnsan hayatının tüm değerlerden üstün kabul edildiği hayatımızda bu alanda yapılan çalışmalar ve uygulanan derin öğrenme yöntemlerinin neler olduğu da ayrıca açıklanmıştır.

2. DERİN ÖĞRENME

Bir makine öğrenme sınıfı olan derin öğrenme; dönüştürme ve özellik çıkarım işlemlerinde çok katmanlı ve doğrusal olmayan bir algoritma kullanır. Ardışık olarak sıralanan katmanlar, kendinden önce gelen bir katmandaki çıktıyı girdi olarak kabul eder. Tıpkı makine öğrenmesinde olduğu gibi bu algoritmalar denetimli ve denetimsiz olarak ayrılabilirler (Deng ve Yu, 2014).

Derin öğrenme mimarilerinde hiyerarşik yapılar söz konusudur. Bir veya daha fazla özelliğin temsillerinin öğrenilmesine ve öğretilmesine dayanan bir yapı söz konusudur. Her zaman üst düzey özellikler, alt düzey özelliklerden türetilerek oluşturulmaktadır. Bu şekilde genel soyutlama mantığının farklı bir seviyesine karşılık gelen durumları ifade eder. Bu yüzden derin öğrenme denildiğinde ilk akla gelen; Verinin temel seviyesinden işlenerek katmanlar halinde çoğalması amaçlanmaktadır. Birçok alanda kullanılan derin ağ yapıları, uygulanacak olan veri kümesinin özelliklerine göre isimlendirilebilir. Bir fotoğraf kümesi temsil edildiğinde, fotoğrafın piksel başına düşen yoğunluğu, vektörleri ya da kenar kümeleri özel şekiller olmasından dolayı verinin özelliği olarak düşünülebilir (Song ve Lee, 2013).

Derin öğrenme, metin tanıma, doğal dil işleme, nesne tanıma ve örüntüleme, konuşma gibi çok katmanlı yapay sinir ağlarını kullanan bir makine öğrenme yöntemidir. Geleneksel makine öğrenme yöntemlerinde kodlanmış kurallar ilerlemek yerine, ses, fotoğraf, metin ya da video gibi simgesel verileri kendi kendine öğrenebilmektedir. Oluşturulan yapı oldukça esnek olmasından dolayı kendi kendine öğrenebilme özelliği ve tahmin doğrulukları artabilmektedir. Belirli kurallara bağlı kalıp makinenin çözmesi istenen bir problemi kural seti kullanmak yerine, çözüme ulaşmak için verilen örneklerin değerlendirilmesini yaparak kendi kendine çözmesi ve öğrenmesini sağlayan bir model verilmesi yeterlidir (Kaya ve Yılmaz, 2019). Burada model seçimi problemin çözümünde etkin ve önemlidir. Probleme uygun kullanılacak modelin, veri kümesine uygun olarak seçilmesi sonucun doğruluğunu artıracaktır. Derin öğrenme yöntemlerini ilk defa 2006 yılında Hinton tarafından çok katmanlı sinir ağlarının eğitilebileceği düşüncesiyle ortaya atılmıştır. Hinton yayınladığı makalesinde ileri beslemeli ve birçok katmandan oluşan bir sinir ağının her iterasyonda katmanlarını etkili bir şekilde nasıl eğitebildiğini göstermiştir (Hinton, 2007).

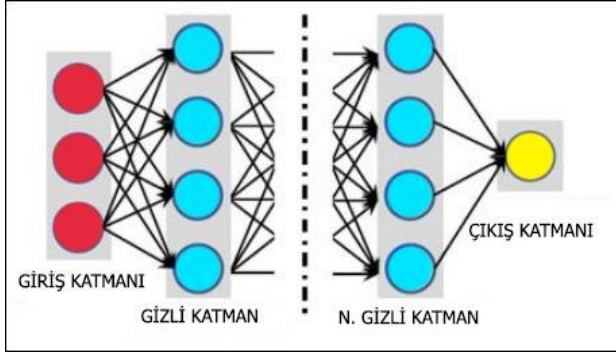
2.1 Derin Öğrenme Mimarileri

Bu bölümde derin öğrenmeyle mimarileriyle ilgili en çok bilinen ve kullanılan; Derin Sinir Ağları (DSA), Derin İnanç Ağları (DİA), Derin Oto-kodlayıcılar, Yinelemeli Sinir Ağları (YSA) ve Evrişimsel Sinir Ağları (ESA) yöntemlerinden bahsedilmiştir.

2.1.1 Derin Sinir Ağları

İkiden fazla gizli katmana sahip olan ağ yapılarıdır. Genellikle derin ağ yapısının özellikleri kullanılarak sınıflandırma ve regresyon için kullanılmaktadır. Ağın kendi kendime öğrenebilme özelliğinden dolayı karmaşık hipotezlerin tanımlanabilmesinde kullanılmaktadır. Öğretilecek veri kümesi ve özellikleri önemli olmakla birlikte ağı eğitmek önemlidir.

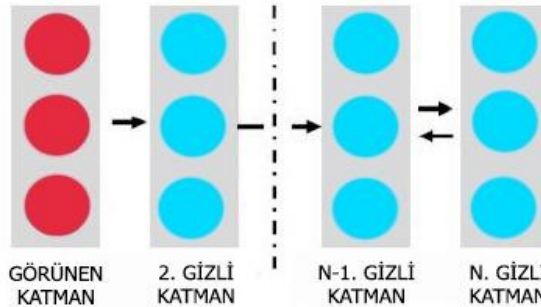
Eğer sistemdeki hata değerleri bir önceki katmanlara kümülatif bir şekilde büyüyerek yayılırsa hata payı düşük değerlere dönüşebilmektedir. Genelde birden çok girdi katmanlarından oluştuğu için ağıın öğrenme süreci uzun süreli bulmaktadır (Ravi ve diğ, 2017).



Şekil 1: Derin Sinir Ağları (Ravi ve diğ, 2017).

2.1.2 Derin İnanç Ağları

Hinton tarafından önerilen ve girdi veri seti Kısıtlı Boltzman Makinesinin (KBM) üzerinde olasılık dağılımlarını öğrenebilen yapay sinir ağlarıdır. Bu ağ yapısı hem denetimli hem de denetimsiz olarak tanımlanabilmektedir. Her bir KBM katmanı kendisinden önce gelen ve sonra çıkan katmanlarla ilişkilidir. Ağıın öğrenme beceresi kendi özelliklerine ve yeteneğine bağlıdır. Büyük olasılıkla bilgilerin çıkarımı yapılarak bir son katman bulunur ve sınıflandırma ya da denetimsiz öğrenme için kümeleme tekniği yapılabilir. Burada yüksek olasılıklı bilgilerin çıkarımı ve başlangıç prosedürleri zor olmasından dolayı hesaplama maliyetleri diğer ağlara göre pahalıdır. (Hinton ve Salakhutdinov, 2006).

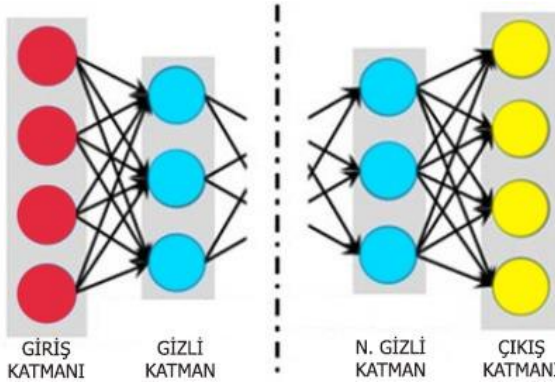


Şekil 2: Derin İnanç Ağları (Ravi ve diğ, 2017).

2.1.3 Derin Oto-kodlayıcılar

İleri beslemeli bir sinir ağı yapısı olan Derin Oto-kodlayıcılar Hinton ve arkadaşları tarafından ağıdaki özellik çıkarımı ve boyut indirme amacıyla tasarlanmıştır. Adından da anlaşılacağı gibi bu ağıdaki katmanlar giriş olarak verilen düğümleri kodlayarak daha az sayıda bir düğüm içeren bir katmana indirmektedir. Derin Oto-kodlayıcılar da giriş ve çıkış düğüm sayıları aynıdır. Birçok farklı türde geliştirilen bu yapı girdi verisini önce şifrele sonra çöz mantığıyla aynı girdiği tekrar görene kadar değiştirir. Eğitim tamamen bittiğinde katmanlardaki düğüm sayısı en baştaki girdi verisini vermektedir. Ağın kodlamayla öğrenebilmesi amaçlanmaktadır (Kim, 2014).

Yapılan çalışmalara bakıldığında birçok çalışmada Derin Oto-kodlayıcılar uygun veri setlerinde denendiği görülmüştür. Özellikle denetimli ve denetimsiz fark etmeksizin sınıflandırma çalışmaları çok sayıda yapılmıştır. Derin Oto-kodlayıcılar da önce eğitim aşamasına ihtiyaç duyulmaktadır. Eğer eğitim hataları kaybolmazsa ağ zarar görebilmektedir. Oto-kodlayıcı kimlik işlevini otomatik bir şekilde öğrenerek ağın sonuç katmanında daha başarılı bir şekilde oluşmasına yardımcı olmaktadır (Bengio ve diğ, 2006).

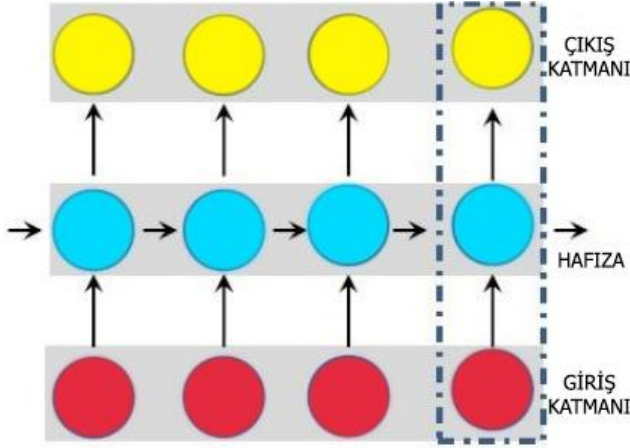


Şekil 3: Derin Oto-kodlayıcılar (Ravi ve diğ, 2017).

2.1.4 Yinelemeli Sinir Ağları

Bu ağ yapısı sahip olduğu özellikler sayesinde giriş düğümünden çıkış düğümüne kadar veri akışını analiz edebilen bir sinir ağına sahiptir. Bu yapılar genellikle çıktının geçmiş hesaplamalara bağlı olduğu uygulamalar için oldukça elverişlidir. Tüm aşamalarda aynı ağırlıkları paylaşan bu ağ yapısında sırayla gerçekleşen olayları ezberleyebilme ve

modelleme özelliklerine sahiptir. Burada isminden de anlaşılacağı gibi, tekrarlı olayları bir dizinin her ögesi için aynı çıktıları önceki çıktılarla ilişkili bir şekilde yerine getirmesinden kaynaklanmaktadır. Özellikle doğal dil işleme çalışmalarında sıklıkla kullanılan bu ağ, birçok alanda başarıyla uygulanmasına rağmen eğitimin bulunmaması sebebiyle kendi kendine öğrenmede problemler yaşamaktadır (Mikolov, 2010).



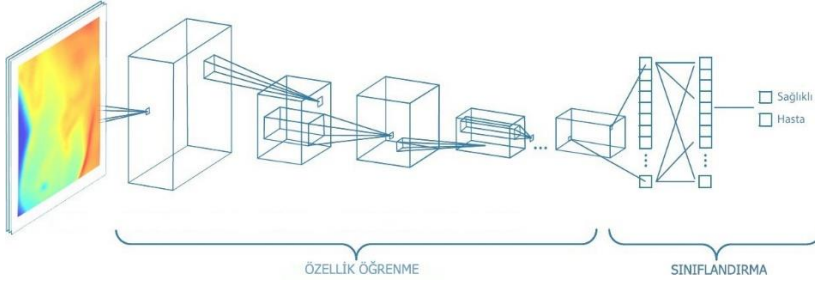
Şekil 4: Yinelemeli Sinir Ağları (Ravi ve diğ, 2017).

2.1.5 Evrimsel Sinir Ağları

İlk olarak Lecun ve arkadaşları tarafından ilk olarak sınırlı ve az sayıda veriyi analiz etmek için tasarlanmıştır. Fakat daha sonra geliştirilerek ve farklı modeller uygulanarak klasik makine öğrenmesi algoritmalarının yetersiz kaldığı düşünüldüğü büyük hacimli ve birçok özelliğe sahip veri kümelerini üzerinde işlem yapmaya uyarlanmış ve geliştirilmiştir. Özellikle görüntülerden çıkarım yapmak amacıyla kullanılmaktadır. Görüntü kümeleri binlerce piksel içermekte ve çok yüksek boyutlu olmaktadır.

Lecun ve arkadaşları tarafından yüksek boyutlu görüntülerin analizi için ortaya atılan bu ağ yapısına LeNet adı verilmiş ve geliştirilmesi 2000'lerin başına kadar devam etmiştir (Lecun ve diğ, 1989). Daha sonra bu ağ yapısı ve katmanlar arasındaki maksimum havuzlama değerleri geliştirilmiş ve üst katmanlı geleneksel çok katmanlı algılayıcılara dönüşmüştür. Buradaki ağırlıklar, tahminler ve çıktılar arasındaki ortalama beklenen hatayı en aza indirmek için dönüştürülmüştür. ESA yapısı birçok popüler ve güncel yazılım paketlerine dâhil edilmiş ve en çok kullanılan ağ yapısı olarak bilinmektedir (Seide ve Agarwal, 2016).

Son yıllarda özellikle tıp ve sağlık alanında ESA hastalık teşhisine yardımcı olmak amacıyla birçok çalışmada başarıyla uygulanmıştır. Kanser hastalığının teşhisi, bazı kötü huylu tümörler ve katarakt tedavisinde görüntü analizlerinden oldukça sık bir şekilde faydalanılmaktadır.



Şekil 5: Evrişimsel Sinir Ağları (Ergin, 2018).

2.2 Derin Öğrenmede Kullanılan Kütüphaneler

Günümüzde birçok firma derin öğrenme üzerine çalışmalarını sürdürmektedir. Özellikle büyük veri yoğunluğu ile uğraşan günümüz popüler şirketlerinden Google, Facebook, Amazon vb. tarzda firmalar özellik saptama ve sınıflandırma işlemlerinde derin öğrenme tekniklerinden faydalanmaktadırlar. Piyasada açık kaynaklı ve ücretsiz erişimli birçok yazılım kullanılarak derin öğrenme uygulaması yapılabilir. Bunlardan bazıları şunlardır; TensorFlow, Python, Matlab, BigDL, Keras ve Caffe.

3. DERİN ÖĞRENMENİN SAĞLIK ALANINDA UYGULANMASI

Hayattaki en değerli varlığın sağlık olarak kabul edildiği günümüzde insan sağlığının önemi her zaman ilk sırada yer almaktadır. Sağlık alanında gelişen teknoloji ve her geçen gün yapılan çok disiplinli çalışmalar sayesinde birçok hastalığın önceden tahmini artık mümkün kılınabilmektedir. Makine öğrenmesi tıp alanında, görüntüleme ve bilgisayar destekli tanı, görüntü çıkarma ve görüntü bölütleme gibi çeşitli hizmetleri kolaylaştırmaktadır. Derin öğrenme bu alanda yeni algoritmalar sağlamakla beraber verileri anlamlandırmada yardımcı olmak için tasarlanmıştır.

Derin öğrenme en büyük etkisini ve çıkışını 2012 yılında nesne tanımlama da ünlü bir yarışma olan “Imagenet” Competition (2012).’de derin öğrenmede temel olarak kabul edilen “Evrişimsel Sinir Ağı” (ESA) ile Krizhevsky vd. (2012). tarafından kazanılmıştır. Derin öğrenme

bu yarışmadan sonra inanılmaz bir şekilde popüler hale gelmiştir. Yine Hwang ve Zhou (2015).’de yaptıkları çalışmada siyah-beyaz olan bir resmi derin öğrenme yöntemiyle renklendirilebilen bir çalışma yapmıştır. Başka bir çalışmada Kiros ve Salakhutdinov (2014).’de Facebook ve Google gibi şirketlerin kullanmış oldukları görüntülerin etiketlenmesi ve sınıflandırılması ile ilgili çalışmalar yapmışlardır. Biyomedikal alanında beyin tümörü araştırmalarında görüntü segmentasyonuna bilhassa ihtiyaç duyulmaktadır. Yakın zamanda yapılan çalışmalarda derin öğrenmenin otomatik bir şekilde segmentasyon geliştirdiği ayrıca kanıtlanmıştır. Direkoğlu ve Şah (2016).’da yaptıkları çalışmada Manyetik Rezonans Görüntüleme (MRG) gibi büyük miktarda veri içeren görüntülerde derin öğrenme sayesinde nesnel yorumlar yapılmasına imkân sağlandığını göstermişlerdir. Bu çalışmada özellikle beyin tümörü için otomatik segmentasyon konusunda ESA tabanlı algoritmalar kullanılarak başarılı sonuçlara ulaşılmıştır. Zhang (2016).’daki çalışmasında meme kanserinde elektronik dalgalardan elde ettiği görüntülerden tümörün iyi ya da kötü olduğunun tespiti için bir model geliştirmiştir. İki katmanlı oluşturulan bu model ciddi bir başarı göstermiştir. Günümüzde meme kanseri tespitinde makine öğrenmesi tabanlı uygulamalar ciddi anlamda kullanılmakta ve başarılı sonuçlar alınmaktadır.

Derin öğrenme de ESA modeli en çok kullanılan çok katmanlı sinir ağlarından biri olmakla birlikte yapılan çalışmalarda, Grefenstette vd. (2014). yaptığı çalışmada anlamsal ayrıştırma modeli kurmada, Shen (2014). arama sorgusu elde etmede, Collebert ve Weston (2008). tahmin problemlerinde başarılı sonuçlar elde etmişlerdir. Toğaçar vd. (2019). yaptığı çalışmada zatürre gibi ölümcül bir hastalığın erken teşhisinde derin öğrenme modellerinin daha hızlı ve doğru sonuçlar verdiğinin kanıtlamıştır. Bu çalışma ESA’nın biyomedikal alanında diğer yöntemlere göre daha net sonuçlar verdiğini göstermiştir. Hastalık ve tümör tespiti için Kılıç (2019).’da yaptığı çalışmasında beyin tümörü tespitinde derin öğrenme yöntemiyle MRG görüntülerinin bölütlenmesini çalışmıştır. Kılıç MRG’de hacimsel görüntüleri otomatik olarak belirlenemeyen noktaları belirlemek için manuel bir yöntem seçmiştir. Bu yöntemi uygularken ESA tabanlı bir model geliştirmeye çalışmıştır. Görüntü sınıflandırma alanında yapılan bir diğer çalışmada Mete (2019).’daki çalışmasında çeşitli türdeki çiçekleri ayırt edebilmek için geleneksel yöntemlerden farklı olarak ön eğitilmiş derin ESA modeli önermiştir. Kullanılan sınıflandırıcıların verdiği sonuçlar literatürde bulunan en yüksek başarı yüzdesini elde etmiştir. Hastalık tespitiyle ilgili yapılan başka bir çalışmada Alkan (2019).’da Parkinson hastalığının teşhisinde derin öğrenme tabanlı bir görüntü analizi üzerinde durmuştur. Burada spect görüntüleri kullanılarak derin öğrenme teknolojisiyle Parkinson hastalığının daha erken ve doğru tespiti yapılmaya çalışılmıştır. Elde edilen sonuçlar başarılı sayılabilecek kadar yüksektir.

Özellikle son yıllarda medikal görüntüleme alanında derin öğrenme teknikleri sıkça kullanılmaya başlamıştır. 3 boyutlu görüntülemeler, hücre sınıflandırılması, tümör tespitleri ve iç kanama tespitleri gibi medikal görüntüleme işlemlerinde kullanılmaya başlanmıştır. Aşağıdaki tabloda her medikal görüntülemenin hangi ağ yapısına uygun olduğu verilmiştir.

Medikal Görüntüleme Çeşitleri	Derin Öğrenme Yöntemleri
3 Boyutlu Beyin Tomografisi Hücre Sınıflandırması Doku Sınıflandırması Teşhis ve Tanı Testleri	Derin Oto-kodlayıcılar Evrişimli Sinir Ağları Derin İnanç Ağları Derin Sinir Ağları
Dokuları Sınıflandırma Organ Sınıflandırma Hücre Kümeleme İç Organlarla İlgili Kanama Tespitleri	Evrişimli Derin İnanç Ağları Evrişimli Sinir Ağları Derin Oto-kodlayıcılar Derin Sinir Ağları

Tablo 2: Medikal Alanında Kullanılan Derin Öğrenme Yöntemleri

4. SONUÇ

Bugün yapay zekâ kullanım alanı ve dijital dünyanın getirileriyle birlikte hemen hemen tüm alanlarda en çok kullanılan teknolojinin başında gelmektedir. 21. Yüzyıl itibariyle makinelerin artık yavaş yavaş insan gücünün yerini alması ve endüstri 4.0 ile birlikte akıllı sanayi devriminin başlamasının da etkisiyle hayatın bir çok evresinde makineye duyulan ihtiyaç arttı. Gelişen teknoloji sayesinde makinelerin da tıpkı insanlar gibi kendi kendilerine öğrenebilme yetileri kazanmaları ve muhtemel ortaya çıkabilecek problemlere çözüm üretmeleri daha mümkün olmaya başlamıştır.

Makine öğrenmesi ve derin öğrenme çok komplike problemleri hızlı şekilde çözüme ulaştıran algoritmaları ve farklı alanlara kolay uygulanabilen, eğitilebilen ve öğrenebilen yapılarıyla son zamanların en popüler yöntemleri haline gelmişlerdir. Özellikle sağlık alanında hem hastalıkların erken tanısında hem de hastalığın erken tedavisinde sağlık çalışanlarına yardımcı olacağı görülmektedir. İnsan sağlığının ne derece önemli olduğu göz önüne alındığında teşhis ve tedavinin mümkün olduğunca erken başlaması hayati önem taşımaktadır. Bugüne kadar radyoloji, ışın tedavisi, patoloji, dermatoloji gibi görüntü ve bulguların fazla olduğu alanlarda sıkça ve başarıyla kullanılmıştır. Elde edilen bulguların incelenmesi ve sonuç alınmasında derin öğrenme yöntemlerinin kullanılması sonucunda bu sistemlerin bazı durumlarda birçok doktordan çok daha iyi bir performans ortaya koydukları

görülmüştür. Derin öğrenmenin geliştirilmesi ve daha çok alanda uygulanması insanlığın menfaati için çok daha değerli olacağı öngörülmektedir.

Bu çalışmada Yapay Zekâ ve Derin Öğrenmenin ne olduğunu, nasıl çalıştığını ve özellikle sağlık alanında ne gibi sorunlara çözüm aradığı açıklanmıştır. Sağlık alanında yapılan birçok çalışma incelenerek bir özet haline getirilmiştir. Bu bağlamda bu alana ilgi duyan kişilere faydalı olacağı düşünülmektedir.

5. KAYNAKÇA

1. L. Blum and P. Langley, —Selection of relevant features and examples in machine learning,|| Artif. Intell., vol. 97, no. 1–2, pp. 245–271, Dec. 1997.
2. Bengio, Y., Lamblin P., Popovici D., & Larochelle H. (2006). Greedy layer-wise training of deep networks, Proceedings of the 19th International Conference on Neural Information Processing Systems. MIT Press, 153-160.
3. Ergin, T. 2018, Evrışimsel Sinir Ağları Nedir, Nasıl Çalışır ?, [www.medium.com /Evrisimselsiniraglari](http://www.medium.com/Evrisimselsiniraglari)
4. G. E. Hinton, —Learning multiple layers of representation,|| Trends Cogn. Sci., vol. 11, no. 10, pp. 428–434, Oct. 2007.
5. Grefenstette, E., Blunsom, P., Freitas, N., Hermann, K., M. 2014. “A Deep Architecture for Semantic Parsing” Oxford University Public.
6. H. A. Song and S.-Y. Lee, —Hierarchical Representation Using NMF,|| in International Conference on Neural Information Processing., 2013, pp. 466–473.
7. Hinton G.E. & Salakhutdinov R.R. (2006). Reducing the Dimensionality of Data with Neural Networks, Science, 313(5786), 504-507.
8. Hwang, J., Zhou, Y. 2019. "Image Colorization with Deep Convolutional Neural Networks.", Stanford Reports.
9. Jiang F, Jiang Y, Zhi H, et al.(2017). Artificial intelligence in healthcare: past, present and future. Stroke and Vascular Neurology, doi:10.1136 svn-2017-000101.
10. Kaya U., Yılmaz A. (2019). Derin Öğrenme, 1-2, ISBN:978-605-2118-399.

11. Keleş, A. (2018), Derin Öğrenme Ve Sağlık Alanındaki Uygulamaları, *Information Technologies & Applied Sciences*, Volume 13/21, Summer 2018, p. 113-127, Ankara, Turkey.
12. Kim Y.(2014). Convolutional Neural Networks for Sentence Classification, *Proceedings of the 2014 Conference on Empirical Methods in Natural Language Processing (EMNLP)*, 1746-1751.
13. Kiros, R., Salakhutdinov, R., Zemel, R., S. 2014. "Unifying Visual-Semantic Embeddings with Multimodal Neural Language Models", *ArXiv Preprint ArXiv: 1411-2539*.
14. Krizhevsky, A., Sutskever, I., Hinton, G. 2012. "ImageNet Classification with Deep Convolutional Neural Networks", In *NIPS*, Pages, 23, 24, 27, 100, 200, 371, 456, 460.
15. L. Deng and D. Yu, —Deep Learning: Methods and Applications, *Found. Trends® Signal Process.*, vol. 7, no. 3–4, pp. 197–387, 2014.
16. Lecun Y. et al. (1989). Handwritten digit recognition: applications of neural network chips and automatic learning, *IEEE Commun. Mag.*, 27(11), 41–46.
17. Mikolov T. (2010). Recurrent neural network based language model, in *Interspeech*.
18. Ravi, D., Wong, C., Deligianni, F., Berthelot, M., Andreu-Perez, J., Lo, B., Yang, G. Z. (2017). Deep learning for health informatics, in *IEEE Journal of Biomedical and Health Informatics*, 21(1), 4-21.
19. Seide F, Agarwal A, eds. (2016). CNTK: microsoft's Open-Source Deep-Learning Toolkit. *ACM SIGKDD International Conference on Knowledge Discovery and Data Mining*.
20. Shen, Y., He, X., Gao, J., Deng, L., Mesnil, G. 2014. "Learning Semantic Representations Using Convolutional Neural Networks for Web Search", *Proceedings of the 23rd International Conference on World Wide Web -Companion*, pp. 373–374.
21. Yılmaz, A. (2017), *Yapay Zekâ*, İstanbul: Kodlab Yayıncılık.

**PARK İŞGALİNİN ÖLÇÜMÜ VE
KARŞILAŞTIRMALI ELE ALINMASI
BAĞLAMINDA BİR İNCELEME**

Mehmet Fatih Altan^{*}

Mehmet Çağrı Kızıltaş^{**}

Yunus Emre Ayözen^{***}

^{*} İstanbul Aydın Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, İstanbul.
mehmetaltan@aydin.edu.tr, ORCID ID: 0000-0003-0961-0115

^{**} İstanbul Ticaret Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, İnşaat Mühendisliği Bölümü, İstanbul.
mckiziltas@ticaret.edu.tr, ORCID ID: 0000-0001-9852-9428

^{***} Ulaştırma Altyapı Bakanlığı, Strateji Geliştirme Başkanı, Ankara
yunusemre.ayozen@dhmi.gov.tr, ORCID ID: 0000-0002-9394-1568

Özet

Orta ölçekli yüksek önem dereceli ekonomik unsurlardan birisi olmasından öte otopark konusu ayrıca büyük ölçekli bir arazi işgali anlamına da gelmektedir. Otopark ölçeği ve fiyatının ölçüm ve analizine odaklanan çok sayıda ampirik ve deneysel çalışma bulunmaktadır. Trafik tıkanıklığı ve talebinin yükselişi ile karayolu ağlarında ortaya çıkan kapasite doluluğu kentleşme ile motorlu araçlaşma birbirini tetikleyici şekilde yükselişinden kaynaklanmaktadır. Ulaştırma sistemleri ve alt sistemlerindeki sınırlı arz karakteristiğinin mekânsal, fiziksel, çevresel ve kente dayalı nedenleri bulunmaktadır. Aynı zamanda etkin ve verimli bir ulaştırma talep idaresine de ihtiyaç duyulmaktadır. Otopark alanlarındaki eksikliğin hızlı yükselişi trafik tıkanıklığı ile ilgili ana sıkıntılardan birisidir. Bunun neticesinde kent mücavir alanı da otopark ihtiyacına yönelik değerlendirilmeye başlamıştır. İsveç'in başkenti Stockholm'de kentsel arterlerin ve caddelerin %15'i otopark ihtiyacına yönelik değerlendirilmektedir. Bu çalışma kapsamında ilk olarak günümüzde otopark konusunun ulaştırmada trafik tıkanıklığı ve otomobil kullanım trendleri bakımından önemine değinilmiştir. Ardından küresel ölçekteki eğilimler, Stockholm örneği üzerinden ortaya konmuştur. Son olarak da İstanbul için çıkarımlarda bulunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Otopark, ücretlendirme, park işgali, kentleşme, motorlu taşıt

A Review On The Context Of Measuring Of Parking Occupancy And Comparative Evaluation

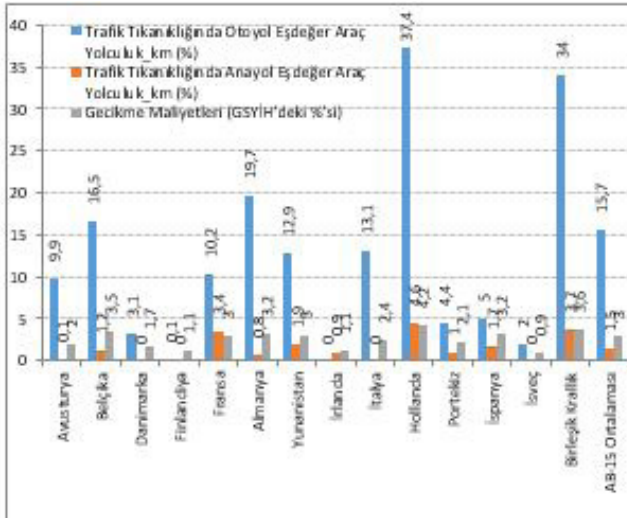
Abstract

Parking is not only one of the most important medium scaled elements on the economy but also meets to a large land use. Many theoretical and empirical study analysis amount and pricing of parking by focusing particular phases of the topic. Rapidly growth of motorization with urbanization on combine results enhance of traffic demand and saturation on road Networks. Transportation systems has a characteristic on limited supply because of financial, physical, urban and ecological reasons. Also effectively realizing of transportation demand management is necessary. One of the main problem that is related to traffic increase is rapidly enhance of the lackness of parking areas particularly on city centers. This lackness results to usage of urban environment for parking. 15% of urban streets in Stockholm-Sweden are used for parking needs. In this study, firstly the significant of parking lot issue in terms of traffic congestion and car usage trends is mentioned nowadays. Then the trends on global scale are revealed with the sample of Stockholm case. Finally inferences are made for Istanbul.

Keywords: Parking lot, charging, parking occupancy, urbanization, motor vehicle

Giriş

Modern bir ulaştırma sisteminin teşkili, idaresi ve işletiminin ulusal ve uluslararası ölçekte türler arası entegrist, emniyetli, çevreci, konforlu bir şekilde, yenilikçi ve stratejik bakış açısı paralelinde bir hizmet arzı oldukça önemlidir. Zaten hâlihazırda karayolu ulaştırma türünün türel dağılımdaki payını düşürüp deniz-yolu ve demiryolu gibi ulaştırma türlerinin payını arttırmak yolu ile dengeli türel dağılımın sağlanması önceleyen bir yaklaşım küresel ölçekteki çevresel kaygılar ve iklim değişikliği noktasında kamuoyu ile de örtüşmektedir (Litman 2013).



Şekil 1. Karayolu Trafik Tıkanıklığı Düzeyleri ve Gecikme Maliyetleri (Canning ve Bennathan 2007)

Trafik kazalarının temel edenlerinden birisi de karayolu ulaştırma türünün verilen öncelik ile hem kent içi ve hem de kentlerarası ulaşırmada eriştiği dengesiz ağırlıktır. Temel bir ulaştırma sorunundan öte ulusal kalkınma, ulusal güvenlik ve sağlık boyutları ile trafik kazaları ülkeler için de temel ve bağlayıcı bir soruna dönüşmüş durumdadır (Filipovitch ve Boamah 2016).

Aynı zamanda toplumun gündeminde olmasının bir nedeni de sebep olduğu can ve mal kayıplarının boyutudur. Türkiye’de trafik kazalarının en öncelikli sorunlardan birisi haline gelmesinin temelinde de Avrupa ülkeleri içerisinde Türkiye’nin en yüksek trafik kaza oranları ve kaza kayıplarına sahip oluşu bulunmaktadır (Filipovitch ve Boamah 2016). Türkiye’de söz konusu trafik karakteristiği ise en yoğun olarak en büyük kent olan İstanbul’da yaşanmaktadır. Çizelge 1’de İstanbul ile ilgili temel özellikler verilmektedir. Şekil 1’de Avrupa Birliği ülkele-

rinde karşılaştırmalı olarak karayolu trafik tıkanıklık düzeyleri ve parasallaştırılmış değerleri verilmektedir (Filipovitch ve Boamah 2016).

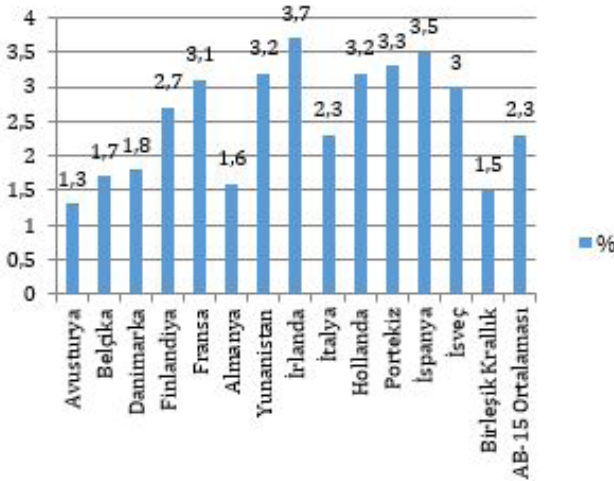
Eğer trafik tıkanıklığı ve kazaları kaynaklı problemlerinin gelecek yıllarda daha da artması istenmiyor ise artan araç sahipliği oranlarının dengelenmesi zaruri bir hal almıştır. Problemlerin çözümü noktasında trafik ile ilgili hemen her birimi kendi alanları içerisinde kalan çalışmalar yürütmekte olup bu noktada bazen koordineli olamayıştan kaynaklı iş verimsizlikleri ve sonuçtan uzaklaşmalar ortaya çıkmaktadır. Ortaya çıkan trafik sorunlarına karşı çözümleri kendi içinde oluşturmaya çalışan Emniyet Genel Müdürlüğü, Karayolları Genel Müdürlüğü, Büyükşehir Belediyeleri, il ve İlçe Belediyelerinden oluşan bir yapıdan söz etmek mümkündür.

Çizelge 1. İstanbul'un Genel Değerleri
(Filipovitch ve Boamah 2016)

Veri	Birim	Değer
Yüzölçümü	Km ²	5.461
Anadolu Yakası (%35)	Km ²	1.898
Avrupa Yakası (%65)	Km ²	3.563
Nüfus	Kişi	14.657.434
Erkek nüfus	Kişi	7.360.499
Kadın nüfus	Kişi	7.296.935
İstanbul'un yıllık nüfus artış oranı	%	19,3
Türkiye'nin yıllık nüfus artış oranı	%	13,4
İstanbul/Türkiye	%	18,6
İlçe sayısı	Adet	39
Mahalle sayısı	Adet	959*
Konut sayısı	Adet	3.886.890**

Kentin gelecek perspektifinin oluşturulmasında mevcut ulaşırma sisteminin sorunlarının minimize ederek işlevsel ve verimli bir şekilde çalışmasının temini, yeni karayolu yatırımları ve mevcut yol kapasitesinin yükseltilmesi gibi geleneksel çözümlerden daha öncelikli ve önemlidir. Ulaşırma mühendisliği açısından

bakılacak olur ise verimliliği yükseltmeye yönelik çalışmalar kısa dönem uygulamaları içerisinde değerlendirilmektedir. Bu noktada otomobil sahipliği oranları ile otomobilin trafikte kalma oranlarının oluşturduğu farklılıklar söz konusu olup örneğin Amerika Birleşik Devletleri'nde (A.B.D.) otomobil kullanımı Avrupa Birliği'nin 2,5 katı iken otomobil sahipliği oranları ise Avrupa Birliği'nin 1,5 katıdır. Bununla beraber otomobil kullanım şekli ve düzeyinin kentlerin ekonomik gelişmişlik seviyeleri ile de bir ilişkisi söz konusudur. Diğer taraftan ise Uzakdoğu kentlerinde Gayri Safi Yurtiçi Hâsıla (GSYİH) itibari ile Singapur, Tokyo, Hong Kong gibi gelişmiş ülkelerdeki otomobil kullanımı, Manila, Kuala Lumpur ve Bangkok gibi gelişmekte olan kentlerdeki otomobil kullanımından daha düşüktür (Wang vd. 2006).



Şekil 2. 1997-2008 Yılları Döneminde 15 Avrupa Birliği Ülkesinde Kamu Yatırımlarının Gayri Safi Yurtiçi Hâsıla'daki Yıllık Ortalama Yüzdeleri (Wang vd. 2006)

Bunun temel nedenleri arasında söz konusu gelişmekte olan kentlerde karayolu ağı projelerine öncelik verilmeye devam edilir iken kent içi raylı sistemler ve toplu ulaştırma sistemleri noktasında önemli yetersizliklerin bulunmasıdır. Şekil 2'de Avrupa Birliği ülkelerinde karşılaştırmalı olarak Gayri Safi Yurtiçi Hâsıla (GSYİH) içerisindeki kamu yatırımı payları verilmiştir (Combes vd. 2008).

2. Materyal ve Metot

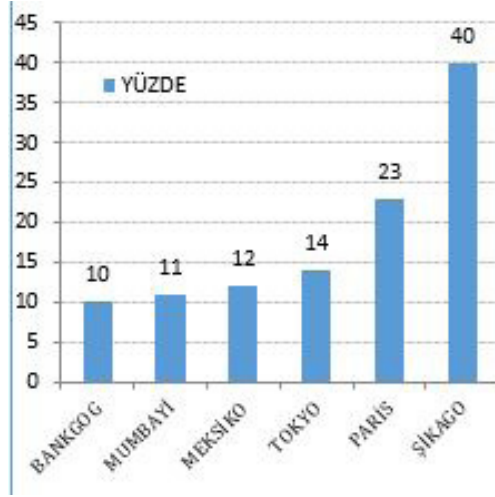
Çok sayıda ulaştırma talebinin idaresinde sınırlı kapasiteli bir yapının artırılması amaçlı olarak ücret politikaları merkezi bir konuma sahiptir. Elverişli bir politik malzeme olarak otopark ücretleri belirlenmiş bir otopark alanında trafik maliyetlerinin ihraç edilmesi ve otopark sisteminin idaresini temin etmektedir. Yüksek talep bölgelerinde direkt bir erişilebilirlik temini ve arzın talebe göre yönetilmesi yolu ile sınırlı kapasiteye haiz faydalarının arttırılması ücret politikaları ile gerçekleştirilmektedir. Çeşitli çevresel etkiler ve erişilebilirlik kaybı trafiğin mevcut durumunda düşüş kriterleri olarak otopark ücretlerinin düştüğü durumlarda ortaya çıkmaktadır. Otopark politikaları genel kabul görmekte olup bunun nedeni ise trafik tıkanıklık ücretlendirmelerine nazaran kabul edilirliliği fazla olması olup daha temel ve daha düşük maliyetlidir.

Cadde üzeri otoparklar ile ilgili olarak henüz hâlihazırda standardize bir ücret uygulaması bulunmamakta iken kent merkezi ve çevresinde yaygın olarak otopark ücret uygulamaları gerçekleştirilmektedir. Dolayısı ile çoğu çalışmanın temelinde mevcut durumda öne çıkan araştırmalar ile manüel gerçekleştirilen park halindeki araç sayımları bulunmaktadır. Bu nedenle de otopark faydasındaki farklılaşmaların düzenli komplike analiz edilmesi ve otopark kıstaslarının ampirik ölçümlerinin yapılması mümkün olmamaktadır. Aynı zamanda da her ne kadar otopark rejimleri politik karar alıcıların ve kamusal ölçekli değerlendirmelerin meselesi olsa da otopark ücret esaslarının düzenli değerlendirme ve analizlerinde de eksiklikler bulunmaktadır. Bu çalışmada sokak otopark kurulum politikalarının etkilerinin deneysel olarak ölçümü için bir yöntem önerilmektedir. Özellikle; geçici değişkenleri ve fayda öğelerinin analizi dâhil olmak üzere park işgalinin ölçümü için bir araştırma yöntemi önerilmiştir. Metodoloji; seyyar bir araçla toplanan gözlem verileriyle kalibre edilmiş bir bilet satış makinesinden edinilen otomatik işlem verilerine dayanmaktadır. Bu yöntem; maliyet etkin bir mantıkta ve kısa bir zaman periyodunda kapsamlı bir çalışmanın yürütülmesine izin vermektedir.

Ortalama ve maksimum işgal düzeyleri gibi park etme yarar ölçütleri esas olacak şekilde, park etme süresi ve ücret toplanması, Eylül-2013 itibarıyla Stockholm kent merkezinde yeni bir otopark planı öncesi ve sonrasında karşılaştırılmaktadır. Bu planın amacı; uygulama öncesi merkez alanlardaki düşük ücretli park etmeyi ve ilgili dışsal maliyetleri düşürmektir. Bu çalışmada sunulan yöntem; benzer bilet sistemine sahip olan diğer kentsel alanlarda da uygulanabilmektedir (Shoup 2005).

Araçın otoparktan hareket ettirilmesi ile başlayan ve otoparka bırakılması ile

tamamlanan durumlar ulaştırma etkinlilerinin çoğunda söz konusudur. Hâlihazırda bunun sonucu olarak pazar ekonomisinde otopark sektörün nakit ve kredi kartı gibi bir ticari unsura dönüşmüş durumdadır. Otopark değerlendirme ve analizlerinin bu kadar büyük öneme haiz olmasının arkasında yatan neden aslında budur. Otopark konusu ile ilgili erken dönem araştırmaları kara esas alınan kararlarda önemli bir etkisi olmayan söz konusu sabiteli ücretlere dayalı yolculuğun bitimindeki otopark ödemelerine yoğunlaşmıştır. Ancak takip eden araştırmalarda da benzer anlayış uzun süre devam etmiştir. Otopark ticari özelliğinin yanında aynı zamanda milli, bölgesel, kentsel ya da yöresel düzeyde kayda değer önemdeki bir arazi kullanım unsurudur. Her halükarda ister otoparkta isterse de trafikte olsun her araç bir yer işgal etmektedir. Bu durumda araç otoparklarının işgal ettiği toplam alana bakmak yeterli olacaktır. Avrupa genelinde toplam otopark alanı arazisi bir Belçika yüzölçümü kadar iken Amerika Birleşik Devletleri'nde (A.B.D.) ise toplam otopark arazisi Massachussets eyalet yüzölçümüne denktir. Buradan hareketle park etme ve otopark ile ilgili hatalı ücret ya da ölçek belirlemenin ilgili ticari unsurların değerlemesini ve otomobil kullanım oranları ile şekillerini nasıl etkileyeceği açıktır (Xin vd. 2016) Şekil 3'te dünyadaki önemli kentlerdeki ulaştırma alan dağılımları karşılaştırmalı olarak verilmiştir (Graham 2007). Şekil 4'te önemli dünya kentlerindeki nüfus yoğunlukları verilmektedir (Agarwal ve Zimmerman 2008). Cadde kapasitelerindeki kısıtlanmaların temel nedenlerinden birisi de yol üzerindeki park etmelerin trafiğe ait olan şeritleri kapatmış olmasıdır. Bunun yanı sıra ortalama şerit hızı ile kapasiteyi olumsuz yönde etkileyen bir diğer durum ise park ederken yapılan manevralardır. Kent içinde trafik tıkanıklığı artışı ve otopark bulmak için ekstradan zaman harcanması da otopark için oluşan talebin iyi idare ve sevk edilememesinin bir sonucudur. Eldeki veriler dikkate alındığında kent merkezlerindeki trafik tıkanıklığının %30 otopark arama için se-yirden kaynaklandığı da anlaşılmaktadır.

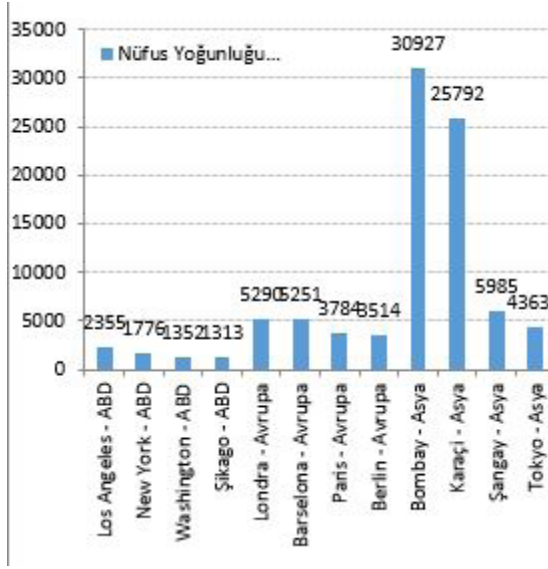


Şekil 3. Kent Merkezlerinde Ulaştırmaya Ayrılan Kentsel Alan Dağılımı (Agarwal ve Zimmerman 2008)

3. Bulgular

Bugüne kadar ki kimi araştırmalarda azami otopark süresinin elde edilmesi yolu ile taşımacılık talebinin düzenlenmesi ya da otopark arama seyir trafiğinin azaltılması stratejisi ve cadde üzeri otopark tesis etme yolu ile otopark ücretlerinin belirlenmesini ortaya koymuşlardır. Bu tarz çalışmalar kapsamında elastisite ile ilgili değişen çalışmaların ifade edilmesi için otopark ücret değişimine dayalı elastisite hesaplamalarının analize dayalı ekonomik yaklaşımlar ve ampirik araştırmalar yapılmaktadır. Önceki çalışmalarda otopark ücretlerini yansıtan elastisite büyük değer aralıklarında kaydedilmiştir. İlgili çalışmalarda otopark ücret elastikliği hesaba katılmadan hatalı sonuçlara varılabileceği ve park etmeye olan talebin ücrete inelastik olduğunu ifade etmektedir.

Otopark politikaları davranış modellerine; olası otopark yeri değişimi, asli ödeme seviyesi, ulaşırma türleri ile erişilebilirlik seviyesi ve otopark uygunluğu etkilmektedir. Önemli bir çalışma alanı ise otopark ödemeleri, planlamaları ve etkileri ile ilgilidir. %85’lik bir doluluk oranı ile optimum otopark fiyatlandırmasının gerçekleşebileceği otopark uzmanlarınca ifade edilmektedir. Otopark işgal oranının ani çıkışla %92-93 seviyelerine yerel etkenler dahilindeki otopark arama süresi içerisinde yükseldiği simülasyon modeli yardımı ile kanıtlanmaktadır. Bununla birlikte değişen otopark işgal düzeylerine değişen otopark döngü ve düzenlerinin dengeleme ihtimali paralelinde işgal düzeyi üzerinden bütünlüklü bir otopark faydası temin edilemez (Beijing Environmental Protection Bureau 2013).



Şekil 4. Dünya Kentlerinde Nüfus Yoğunluğu
(Agarwal ve Zimmerman 2008)

Otopark fiyat yaklaşımları analizi otomatik geçiş bilgileri bazlı olarak yakın dönemdeki birçok çalışmada ortaya konmuştur. Bu tarz çalışmaların bir diğerinde ise Dublin’de kentsel yerleşimin odağındaki bölgede değişen zaman aralıkları içerisinde otoparktaki toplam araç sayısı üzerinde, otopark fiyatının %50’lik bir artışının etkisi incelenmiştir. Elde edilen bulgular ise geçici bir parametrenin dâhil edilmesinin, otoparktaki talep ve fiyat elastikliğinin analizindeki önemini vurgulamaktadır. Yine buna paralel olarak Amerika Birleşik Devletleri (A.B.D.) Seattle’da elastisite hesabı otomatik ödeme bilgileri temelli önce ve sonra analizleri bu tarz bir başka çalışmada yapılmıştır. Otopark fiyatlarındaki yükseliş ve düşüşler performans ve etkinliğe dayalı politika üzerinden beklenen ve ölçülen işgal seviyeleri arasındaki farkla ortaya konmaktadır. Mücavir alan özellikleri ve gün içerisindeki zaman aralıkları otopark elastikliği için gerekmektedir. Fiyat farklılıkları sonuçları ve ortalama otopark sıklıkları söz konusu değerler üzerinden tespit ve tayin edilmektedir. Söz konusu iki çalışmanın paralelinde bu tarz çalışmalar kapsamında yol kenarı park etme bilgilerinden, otopark fiyat yaklaşımlarının önce ve sonra analiz ve değerlendirmelerinin yapılması hedeflenmektedir. Geliştirilmiş bir analiz ve değerlendirme tarzı, otomatik geçiş bilgilerini araçların seyyar bilgileri desteğine otopark fayda gösteriminin hesabı için kalibre edilmektedir (Beijing Environmental Protection Bureau, 2013).

Araştırma ve analiz yöntemi; Stockholm’deki park ücret planının değerlendiril-

rilmesi için uygulanmıştır. Bu çerçevede; ulaşırmadaki mevcut durum ve özellikle politik uygulamalar ve veri toplama detayları bağlamında park etme ele alınmaktadır. Stockholm İsveç'in en hızlı gelişen ve en büyük kenti olma özellikle rinin yanı sıra başkenti de olup 2014 verilerine göre 2,16 milyonluk bir nüfusa haizdir. Kentin büyümesi çekirdekten periferideki adacıklara nispi bir yayılma şeklinde olup söz konusu süreç 19.yüzyıldan 20.yüzyıla geçiş ve 20.yüzyıl başlarında gerçekleşmiştir. Stockholm uzun zaman içerisinde bir bozulma ya da değişime uğramayacak şekilde tek merkezli olarak tasarlanmış olup çok amaçlı ve işlevli bir kentsel odağa sahiptir. Halihazırdaki araştırma alanı dahilindeki kent otobüs ile metro başta olmak üzere ağır raylı sistemleri de ihtiva eden ileri düzeydeki bir ulaştırma ağına haiz olup toplu ulaştırma anlamında da yüksek hizmet parametreleri ve erişim performansına sahip durumdadır.

Stockholm'un kent merkezinde haftada birden fazla kez toplu ulaştırma sistemini kullananların nüfusun %70'ini teşkil ettiği ve bu kesimin %54'ünün de toplu ulaştırma dışında başka bir tür kullanmadığı toplu ulaştırma yolculuk ve rilerinden elde edilmekte olup söz konusu oran metropolün geneline haiz olarak ise %80'leri bulmaktadır. Stockholm'de bütün kentsel alan 2007 yılı Ağustos ayından bu yana trafik tıkanıklığı ücretlendirmesine dâhil olmuştur. Bunun da ötesinde otoparklarda ve park yerlerinde ücret ödenmesi kentte uzun süredir yaygınlık kazanmış bir husustur. Stockholm kent içinde günde ortalama 40000 aracın cadde üzerine park ettiği tahmin edilmektedir. Kent içi sakinlerinin yaklaşık %50'si, evlerindeyken cadde üzeri park etme oluşturmakta olup yaklaşık 3'te 1'i özel park alanlarına sahipken, geri kalanı ise otoparklara ücret ödemektedir. 8400 otomobil park yerini ifade eden toplam kentsel otopark alanlarının %40'ı belediyeye aittir, ancak katlı otoparklar söz konusu değerlendirmenin dışındadır. Kentin merkez bölgesinde özel otopark şirketi Q-park ve belediyenin temin ettiği toplam otopark kapasitesi 3800'ü bulmaktadır (Beijing Environmental Protection Bureau, 2013). Stockholm kentini ziyaret edenler için kredi kartı ya da borç seçenekleri ile otopark ücretinin tahsili için ilk elden ödeme sistemi bilet ödeme makineleri yolu ile olmaktadır. 2012 yılı itibari ile 267 milyon İsveç Kronluk toplamdaki bir tahsilât hâlihazırdaki yıl itibari ile tek ödeme sistemi olan bilet ödem makineleri ile gerçekleştirilmiştir. Bilet ödeme makineleri otopark ücret bazlı bölgelerine çoklu yerleşimli bir şekilde çalışma alanı boyunca dağılmıştır. Stockholm kentinin merkez bölgelerine yerleştirilen 1185 ödeme makinesi merkez ve çevreden kolaylıklar erişilebilir bir şekilde konumlandırılmıştır.

Yeni bir otopark yaklaşımının geliştirilmesine başlangıç olarak ilgili yazılımlar dâhilinde prosese sokulmuş olup ikişer aya haiz önce (1 Nisan 2013-31 Mayıs 2013) ve sonra (1 Mart 2014-30 Nisan 2014) zaman aralıklarında hassas bir

veri işlemesi gerçekleştirilmiştir. Kısa vadeli kullanıcı davranışı değişimlerinin belirlenip desteklenmesi için sonra periyodu ile politika kararları arasında 6 aylık bir zaman tasarlanmıştır. Toplam ödeme ve ödemenin ilgili detayları ile otoparka giriş ve çıkış süre detayları ve bilet bilgilerinin hepsi işlem verilerini ortaya koymaktadır. Veriler üç farklı cadde sınıfındaki blok parçalardan bir araya getirilmiştir. Söz konusu çalışma için caddenin konumlanma şekline göre bilet makinesine dayalı olarak 56 cadde bloğu belirlenmiştir. Söz konusu araştırmada numunelerin toplandığı noktalarda düşük artışlı ücret %14'lük doluluğa (1500 otomobil parkından 210'u dolu) haiz yerde ve yüksek artışlı ücret ise %91'lik doluluğa (150 otomobil parkından 137'si dolu) tespit edilmiştir. Birinci sınıftakilerin muhtevasında ticari bölge caddeleri ile kent içinde genişletilmiş yollar bulunmaktadır. Merkezdeki park etmelerin çoğunluğu değişimin olmadığı bölgede bulunmakta olup bu da 498 park yerine karşılık gelmekte ve %3,5'lik bir oranı ifade etmektedir (Lin ve Zhai 2008). Önce ve sonra periyotları arasında ücret rejimi dikkate alınmadan otoparka dayalı temin edilen faydanın eş anlı değişim rejiminden faydalanılarak cadde kesimlerinde park etme talebi üzerinden ücrete olan etkisinin ölçülebilirliği, konum ve ödeme ayırık olmamasına karşın değerlendirilmeye devam eden bir konu olmaktadır. %81-86 düzeylerindeki işgal oranları ile hızlı ücret yükselişi sınıfına giren 2013 yılı bahar aylarına denk gelen işgal düzeyi ortalamaları, gün içerisinde düzenli olmayan park etme faydalarına paralel olarak değişen ödeme rejimlerine haiz cadde kesimlerinde etkili bir değişim ortaya koymamıştır.

Park ücretlerinde bir artış sergileyen her iki kategoride, meydana gelen ortalama işgal düzeyinde bir düşüş zikredilmektedir. Bunun sonucu olarak; bu cadde bloklarında boş park yeri bulmak daha kolay olmaktadır. Park etme faydasındaki düşüşün büyüklüğü, ücret artış derecesine bağlıdır. Ortalama otopark işgal oranı, otopark tutarlılık düzeyine ve dengeli otopark yaklaşımının tamamına sekte vuruyor olup otopark faydasının tamamı için de bir ölçüt olmaktadır. Azami otopark işgal seviyesinin ortalaması 09:00'dan önce alınan kayıtlar ve 12:00-13:15 arası alınan kayıtlar ile ortaya konmaktadır (Huang 2013) Fiyat yükselişinin yansıtıldığı yol kenarı park alanları için azami işgal seviyesi ortalaması daha önceki düzeylerine nazaran ciddi düşüşler kaydetmektedir. Önce periyodunda en yüksek fayda kaydedilmekte olup işgal seviyeleri 12:00-14:00 arası için %95'lerde ortaya çıkarırken zirve saatlerde ise %100 işgal oranına oldukça yakınsamaktadır (Vickerman 2001).

4. Tartışma ve Sonuç

Yoğun ve sıkı bir uygulamaya sahip olan park standartları geleneksel yaklaşımlardadır. Farklı yönetim stratejilerinin kullanımını teşvik eden etkinliğe dayalı yaklaşımlar ise söz konusu sıkıntıların giderilmesinde düşüş göstermekte olan bir otopark desteğini ifade etmektedirler. Farklı ulaştırma türleri ile arazi kullanım tasarımlarının desteklenmesi, kentlerde park desteğinin yoğunluğunun düşürülmesi, eski ve turistik değeri olan yapıların korunumu, farklı metodolojilerin geliştirilmesinin ve uygulanmasının teşviki ile cezp edici caddeler meydana getirmek bu noktadaki temel hedeflerdir.

- Motorlu taşımacılıktan motorsuz taşımacılığa, ilgili saha ve anket çalışmalarına göre %5-10 arasında bir geçiş temin edilebilmektedir.
- Otomobil seyahatlerinde kaydedilen düşüşün %10-35 arasındaki değişen bir kesimi bisikletli ve yaya ulaştırmasına geçiş yapabilmekte olup otomobil seyahatlerindeki düşüş ise talep düşürme ile ilgili etkenler ve park ücretlendirmeleri yolu ile sağlanabilmektedir.

Otopark kapasitelerindeki artış gibi rehabilitasyonlar genelde yeni bir alan temini ya da inşaat gereksinimine mahal vermeden bir çözümü sağlamaya yönelmektedirler (Banister vd. 2000). Bu çalışmadaki politik göstergeler ve otopark performansındaki ücret politikaları; ilk olarak tartışılmış olup ardından da bir gelecek perspektifi dâhilinde öneriler sunulmuştur. Bu tarz çalışmalar kapsamında otopark fayda değerlemeleri önce-sonra kıyası bazlı olarak gerçekleştirilmiş olup bu notadaki hedef otopark ücret sisteminin Stockholm'ü ziyaret edenlerin kentin önemli noktalarına erişimin sağlamaktır. Bu bağlamda bir yöntem cadde üzeri park etmelerin düzenli ölçme ve analizi ile teşekkül ettirilmiştir. Ücret değişimlerinin %85'in üzerindeki işgal oranlarına sahip cadde kesimlerinde gün içinde 10:00-16:00 saatleri arasında ortaya çıktığı ilgili sonuçlardan tespit edilmektedir. Kentte yoğun noktalarda boş otoparklara ulaşabilme hedefi ile ortalama maksimum işgal düzeyi ücret rejimleri sayesinde %95'lerden %75'lere çekilerek sağlanabilmiştir. Böylelikle otopark yeri tespit ve bundan kaynaklı trafik tıkanıklığının düşürülmesi, cadde üzeri park etme ihtimalinin düşürülmesine paralel olarak gerçekleşmiştir (Garmendia vd. 2008). Burada %85'lik azami işgal seviyesinin karşılanmasında hâlihazırdaki fiyat tarifi yeterli olmamaktadır. Otopark alanlarındaki fayda öngörülenin altında kalmakta olup bunun nedeni ise yol kenarı park alanlarındaki azami işgal seviyesi ortalamasının yol kenarı park alanı fiyat tarifesinde artışa işaret etmesidir. Aynı zamanda azami işgal düzeyindeki artış yol kenarı park yerlerinde zirve saatlerde öngörülenin de üzerine çıkmakta olup bu duruma fiyat değişimi olmayan durumlarda rastlanmaktadır. Söz konusu de-ği-

şikliğin olmadığı sınıf işgal oranlarındaki kayda değer farklılaşmalar için farklı fiyatlardaki caddeleri de içermektedir. İlgili çalışmalarda kent merkezlerinin doygunluğa ulaştığı ve 0,7-0,8'lik işgal düzeylerine de konut bölgelerinde ulaşıldığı görülmektedir (López ve Monzón 2010).

Bu çalışmanın bulguları; park talebinin dikkate değer ölçüde geçici ve yersel değişkenlerle değerlendirilmesinin uygunluğunu ortaya koymaktadır. Bu çalışmada ücret planı değerlendirmesi, uzun vadeli bir periyot için homojen olarak hem bölgesel ve hem de cadde düzeyinde gerçekleştirilmiştir. Yeni teknolojiler; güncel ve yersel taleplere bağlı dinamik ve değişken park ücretlendirmesine geçişi kolaylaştırmaktadır. Ücretler; ardından, istenen otopark performans düzeylerine göre de ayarlanabilmektedir. Otopark yönetiminin; istenen işgal düzeyinden de öte, verimlilik ve ziyaretçilerin erişilebilirliği gibi bir dizi göstergesi dikkate alması gerektiği de not edilmelidir. Ortalama işgal oranı bütün bir otopark performansı için gösterge olabildiğinde, seyrüsefer trafiğinin önemi ve boş park yerlerinin bulunmasındaki kolaylık açısından bu durumun bir gösterge olabildiği söylenemez. Ayrıca politik göstergelerin değerlendirildiği ve boş park yerlerinin bulunma kolaylığı dikkate alındığında ortalama işgal düzeyi, bundan da öte, yolculuk deneyimi ve buna bağlı park yeri arama dışsal maliyetlerine dair de bir gösterge işlevine sahip olmaktadır. Cadde üzeri park etmenin araştırma prosesi, bir dizi bağımsız Bernoulli deneyinin, verili alandaki ortalama park etme işgaline uyarlanabilir hata oranlarıyla basitleştirilebilir. Bu durum; mevcut sayıdaki blokların, boş park yeri bulma konusunda geometrik dağılımda yaklaşık değer bazlı bir olasılığı göstermektedir. Örneğin merkezi bir iş alanında, geçilmesi gereken blokların ortalama sayısının, uygun park yeri bulmadan önceki değeri 6,67 iken yeni otopark planının oluşturulmasıyla 2,38'e gerilemesi gibi. Bu durum; seyrüsefer trafiğinden bütün trafik akışına doğru bir kaymayı öngörmektedir (Schürmann 2010).

Bu çalışmada raporlanan bulgular; kent merkezindeki ziyaretçilere otopark ücret değişiminin kısa vadeli etkileriyle ilgilidir. Bunun takibinde yapılacak olan bir çalışma, yeni ücret düzeyinin kullanıcılar tarafından kanıksanmasının sağlanmasıyla ilgili olacaktır. Bundan sonraki çalışmalar; otopark kararlarının farklı değişkenlerinin daha iyi anlaşılması ihtiyacını karşılaması gerekmektedir. Özellikle de; farklı kullanıcı grupları için otopark ücret değişimlerinin ikame etkileri, park talebi ve üretiminin etraflıca değerlendirilmesi gibi konuları içermektedir. Yeni çalışmalar; bireysel ve seyahat karakteristiklerine bağlı davranışsal uyarlanabilirliğin geliştirilmesi gibi, otopark kullanıcı ayarlı stratejilerin (örneğin yol dışı park etme, alternatif cadde araç park etmesi, park etme süresinin ayarlanması, ulaştırma türü, kalkış ve varış noktası tercihleri) yaygınlığının araştırılması için bireysel

düzeydeki tercih değişimlerini analiz etmelidir. Bu durum; yaşanabilirlik ve otopark yönetim stratejilerinde farklı kullanıcı grupları ve onların göstergeleri için vurgulanmış olan dengeleri araştırılmasına olanak sağlayacaktır. Otomatik bilet verilerindeki tekil tanımlamaların uygunluğu, geleneksel bir araştırmadan elde edilen sonuçların zenginleştirilmesi ve analiz edilmesini kolaylaştıracaktır. Dinamik değişken otopark ücretlerinin potansiyel yayılımı, optimum ücretlendirme teknikleri konusunda araştırma yapılmasını gerektirmektedir. Bu bağlamda; bir stokastik problem olarak gerçek zamanlı işgal oranına dayalı, gerçek zamanlı otopark ücret politikası bazlı formülasyonlar geliştirilmektedir. Yeni araştırmalar; park yeri arama trafiğini minimize etmek ve kullanıcı gruplarının kompozisyonunu dikkate almayı da içeren politik amaçları, optimize eden dinamik ücretlendirmenin kurulumu için ileriye dönük talep teknikleri de kapsayabilir. Analitik modellerde dikkate alınan trafik tıkanıklığı ve otopark politikalarının ortak etkileri, Stockholm gibi iç içe geçmiş kentlerden elde edilen ampirik bulgularla desteklenebilir. Trafik tıkanıklığı ücretlendirmesine benzer bir şekilde, otopark ücretlendirmesinin denge göstergeleri de ileride araştırılabilir (Schürmann 2010).

Otopark problemleri İstanbul'un geneline haiz bir durumdur. Karayolu ulaştırma ağı mevcut kapasitesinin sürekli olarak altında işletilmekte olup bunun asli nedenlerinden birisi de yol içi park etmelerdir. Bundan dolayı büyük aktarma merkezlerinde özel otomobillerden toplu ulaştırmaya geçişleri sağlayacak şekilde çok sayıda merkezi otopark teşkil ederek kentin merkezinden çevreye bir kapasite artırımı yakalanmalıdır (Park et devam et uygulaması). Sistemin verimliliği ve etkinliğinin artırılması adına kent çeperlerinde türler arası entegrasyon ve otopark alternatifleri artırılmalıdır. Sistemlerde kapasite artırımı namına bir gereklilik olarak banliyö hatları, hafif raylı sistemler, metro istasyonları ve otobüs minibüs, paratransit hat beslemeleri yolu ile park et devam et uygulamasını destekleyici şekilde özel otomobil otoparklarının tesisi oldukça önemli görünmektedir.

Teşekkür

Bütün değerli hocalarımıza teşekkür ederiz.

5. Kaynaklar

1. Litman, T. 2013. Understanding transport demands and elasticities, How prices and other factors affect travel behavior. Victoria Transport Policy Institute: Litman <http://www.vtpi.org/elasticities>.
2. Canning, D., Bennathan, E. 2007. The rate of return to transportation infrastructure. In report of the roundtable on transport economics-european conference of ministers of transport, 132, 29, ECMT, 1999.
3. Filipovitch, A., Boamah, E. F. 2016. A systems model for achieving optimum parking efficiency on campus: The case of Minnesota State University Transport Policy, 45, 86-98.
4. De Neufville, R., Scholtes, S., ve Wang, T. 2006. Real options by spread sheet: parking garage case example. Journal of infrastructure systems, 12(2), 107-111.
5. Combes, P. P., Mayer, T., ve Thisse, J. F. 2008. Economic geography: The integration of regions and nation, Princeton University Press.
6. Shoup, D. C. 2005. The high cost of free parking (Vol. 206), Chicago: Planners Press.
7. Yan-ling W., Xin W., Ming-chun, Z. 2016. Current Situation and Analysis of Parking Problem in Beijing Procedia Engineering, 2005, 137, 777-785.
8. Graham, D. J. 2007. Variable returns to agglomeration and the effect of road traffic congestion. Journal of Urban Economics, 62(1), 103-120.
9. Agarwal, O., Zimmerman, S. 2008. Toward sustainable mobility in urban India. Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board, 1-7.
10. Beijing Environmental Protection Bureau, 2013. A Decomposition of Major Tasks in Beijing's 2013-2017 Clean Air Action Plan. Beijing.
11. Lin, X.R., Zhai, X.D. 2008. Beijing's Parking Problem and City Image-shaping Sichuan Building Materials, 34(2), 58-59.
12. Huang, Y. 2013. Beijing Won't Build Parking Building Widely and Had Made Special Planning of Parking Facilities The Beijing News.
13. Vickerman, R. 2001. Transport and economic development. Paper to be presented at the 119th Round Table of The European Conference of Ministers of Transport, Paris.
14. Banister, D., Stead, D., Steen, P., Akerman, J., Dreborg, K., Nijkamp, P., Schleicher-Tappeser, R. 2000. European Transport Policy and Sustainable Mobility. Spon, London.
15. Garmendia, M., Ureña, J. M., Ribalaygua, C., Leal, J., & Coronado, J. M.

2008. Urban residential development in isolated small cities that are partially integrated in metropolitan areas by high speed train. *European Urban and Regional Studies*, 15(3), 249–264.
16. López, E., & Monzón, A. 2010. Integration of sustainability issues in strategic transportation planning: A multi-criteria model for the assessment of transport infrastructure plans. *Computer Aided and Civil Infrastructure Engineering*, 25, 440–451.
 17. Christian-Albreschts-Universität Kiel, Kiel. Bröcker, J., Korzhenevych, A., & Schürmann, C. 2010. Assessing spatial equity and efficiency impacts of transport infrastructure projects. *Transportation Research Part B*, 44, 795–811.