

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

BİR TESLA FANININ İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine ve Kimya Müh. Ataman KASAP

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Doç. Dr. Tahsin ENGİN

Mart 2009

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR TESLA FANININ ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine ve Kimya Müh. Ataman KASAP

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 02 / 03 /2009 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Tahsin ENGİN
Jüri Başkanı



Yrd. Doç. Mustafa ÖZDEMİR
Üye



Yrd. Doç. Ekrem BÜYÜKKAYA
Üye



TEŐEKKÜRLER

Bu çalıŐmayı tamamlamamda değerli öneri ve katkılarını hiçbir zaman esirgemeyen değerli hocam Sayın Doç. Dr. Tahsin ENGİN'e deneysel verileri temin eden değerli hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Mustafa ÖZDEMİR'e, özellikle bilgisayar konusunda her an değerli bilgilerine başvurduğum Sayın AraŐ. Gör. Őevki ÇEŐMECİ'ye; çalıŐmalarım boyunca her türlü manevi desteğini eksik etmeyen aileme sonsuz teŐekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
TABLolar LİSTESİ.....	x
ÖZET.....	xi
SUMMARY.....	xii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
1.1 Amaç.....	4
1.2. Kapsam.....	5
BÖLÜM 2.	
FANLAR.....	6
2.1. Giriş.....	6
2.2. Fan Türleri.....	7
2.2.1. Sağladıkları debi ve basınç aralıklarına göre fanlar	7
2.2.2. Havanın yörüngesine göre fanlar.....	8
2.2.3. Uygulama amacına göre fanlar.....	8
2.2.4. Hava çekimi içindeki konuma göre fanlar	9
2.2.5. Fanın içinde oluşan bağıl basınç artışına göre fanlar	10
2.2.6. Tahrik ediliş şekline göre fanlar	10
2.2.7. Uygulama alanına göre fanlar	11
2.2.8. Eksenel fanlar	12

2.3. Fana İlişkin Karakteristikler.....	15
2.3.1. Kütleli debi.....	15
2.3.2. Ortalama hacimsel debi.....	15
2.3.3. Fan basıncı ve yükü.....	16
2.3.4. Fanın dönme hızı.....	18
2.3.5. Fan gücü.....	18
2.3.6 Fan verimi	19
BÖLÜM 3.	
DENEYSEL ÇALIŞMA.....	20
3.1. Giriş.....	20
3.2. Deney Düzenegi.....	20
3.3. Test Fanı.....	22
3.4. Ölçme Yöntemi ve Ölçümler.....	22
3.5. Ölçüm Sonuçları	24
BÖLÜM 4.	
TEORİK ANALİZ	28
4.1. Boyut Analiz.....	28
4.2. Teorik Analiz.....	30
4.3. Güç Dağıtımı.....	32
4.4. Çözüm Prosedürü.....	34
BÖLÜM 5.	
TARTIŞMA VE SONUÇLAR	37
5.1. Deney ve Teorinin Karşılaştırılması.....	55
5.2. Genel Sonuç.....	55
KAYNAKLAR.....	57
EKLER.....	59
ÖZGEÇMİŞ.....	62

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

\dot{m}	: İki disk arasındaki kütleli debi (kg/s)
Q	: Hacimsel debi (m ³ /s)
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
P_{atm}	: Atmosferik basınç (Pa)
P_e	: Etkin (efektif) basınç (Pa)
P	: Statik basınç (Pa)
P_t	: Toplam basınç (Pa)
V	: Akışkan hızı (m/s)
ω	: Açısal hız (rad/s)
n	: Devir sayısı (d/dk)
DIN	: Alman standartları
DC	: Doğru akım
d	: Diskler arası mesafe (mm)
x	: Gövde ile çark arasındaki mesafe (mm)
T	: Hava sıcaklığı (°C)
ΔP	: Fan basınç artışı (Pa)
I	: Motor akımı (Amper)
U	: Motor gerilimi (Volt)
D	: Fan çapı (mm)
μ	: Viskozite (Pa.s)
P_0	: Barometrik basınç (Pa)
P^*	: Boyutsuz basınç
Q^*	: Boyutsuz hacimsel debi
T^*	: Boyutsuz tork
D^*	: Boyutsuz aralık

N_{Re_w}	: Reynolds sayısı
H	: Fan basma yüksekliği (m)
H^*	: Boyutsuz basma yüksekliği
P_s	: Mil giriş gücü (W)
P_s^*	: Boyutsuz mil giriş gücü
P_h	: Hidrolik güç (W)
P_h^*	: Boyutsuz hidrolik güç
η_e	: Toplam verim
t_{wq}	: Yerel kayma gerilmesi (Pa)
t_w	: Toplam kayma gerilmesi (Pa)
f	: Fanning sürtünme katsayısı
V_q	: Teğetsel hız (m/s)
V_r	: Raydal hız (m/s)
A	: Ampirik sabit
B	: Ampirik sabit
D_h	: Hidrolik çap (m)
e	: Sabit
k	: Sabit
n	: Kinematik viskozite (m ² /s)
V_q^*	: Boyutsuz teğetsel hız
V_r^*	: Boyutsuz radyal hız
r^*	: Boyutsuz yarıçap
N_{Re}	: Reynolds sayısı
r	: Dönme merkezinden uzaklık
P_b	: Mil yatağı ve emiş kısmındaki güç kaybı (W)
P_d	: Disklerden havaya aktarılan güç (W)
P_d^*	: Disklerden havaya aktarılan boyutsuz güç

P_f	: Disk boşluğundaki sürtünmelerle kaybedilen güç (W)
P_i	: Havanın diskten aldığı güç (W)
P_i^*	: Havanın diskten aldığı boyutsuz güç
h_d	: Emme verimi
h_i	: İç verim
h_c	: Salyangoz ve basma tarafı verimi
g	: Yerçekim ivmesi (m/s^2)
P_{ith}	: Havanın diskten aldığı teorik güç

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1.	Boru tipi fan.....	13
Şekil 3.1.	Fan test düzeneği.....	21
Şekil 3.2.	Test fanı (gövde ve çarkın görünümü).....	23
Şekil 5.1.	Fanning sürtünme katsayısı (f) ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki $d=1$ mm.....	37
Şekil 5.2.	Fanning sürtünme katsayısı (f) ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki $d=1.5$ mm.....	38
Şekil 5.3.	Fanning sürtünme katsayısı (f) ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki $d=2$ mm.....	39
Şekil 5.4.	Yerel (t_{wq}) ve toplam (t_w) kayma gerilmeleri ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki $d=1$ mm.....	40
Şekil 5.5.	Yerel (t_{wq}) ve toplam (t_w) kayma gerilmeleri ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki $d=1.5$ mm.....	41
Şekil 5.6.	Yerel (t_{wq}) ve toplam (t_w) kayma gerilmeleri ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki $d=2$ mm.....	42
Şekil 5.7.	Radyal hız (V_r), teğetsel hız (V_q), bağıl hız (V), çevresel hız (wr) ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki $d=1$ mm.....	43
Şekil 5.8.	Radyal hız (V_r), teğetsel hız (V_q), bağıl hız (V), çevresel hız (wr) ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki $d=1.5$ mm.....	44
Şekil 5.9.	Radyal hız (V_r), teğetsel hız (V_q), bağıl hız (V), çevresel hız (wr) ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki $d=2$ mm.....	45

Şekil 5.10.	Diskin havaya aktardığı güç (P_d) ile havanın diske aktardığı teorik hesaplanan güç (P_{ith}) arasındaki ilişki $d=1$ mm.....	46
Şekil 5.11.	Diskin havaya aktardığı güç (P_d) ile havanın diske aktardığı teorik hesaplanan güç (P_{ith}) arasındaki ilişki $d=1.5$ mm.....	47
Şekil 5.12.	Diskin havaya aktardığı güç (P_d) ile havanın diske aktardığı teorik hesaplanan güç (P_{ith}) arasındaki ilişki $d=2$ mm.....	48
Şekil 5.13.	Havanın diskten aldığı güç (P_i), diskten havaya aktardığı güç (P_d), havanın diske aktardığı teorik hesaplanan güç (P_{ith}), havanın disklerden çektiği hidrolik güç (P_h) ve mil giriş gücü (P_s) ile hacimsel debi (Q) arasındaki ilişki $d=1$ mm.....	49
Şekil 5.14.	Havanın diskten aldığı güç (P_i), diskten havaya aktardığı güç (P_d), havanın diske aktardığı teorik hesaplanan güç (P_{ith}), havanın disklerden çektiği hidrolik güç (P_h) ve mil giriş gücü (P_s) ile hacimsel debi (Q) arasındaki ilişki $d=1.5$ mm.....	50
Şekil 5.15.	Havanın diskten aldığı güç (P_i), diskten havaya aktardığı güç (P_d), havanın diske aktardığı teorik hesaplanan güç (P_{ith}), havanın disklerden çektiği hidrolik güç (P_h) ve mil giriş gücü (P_s) ile hacimsel debi (Q) arasındaki ilişki $d=2$ mm.....	51
Şekil 5.16.	İç verim (h_i), salyangoz ve basma tarafı verimi (h_c), emme verimi (h_d) ve toplam fan verimi (h_e) ile hacimsel debi (Q) arasındaki ilişki $d=1$ mm.....	52
Şekil 5.17.	İç verim (h_i), salyangoz ve basma tarafı verimi (h_c), emme verimi (h_d) ve toplam fan verimi (h_e) ile hacimsel debi (Q) arasındaki ilişki $d=1.5$ mm.....	53
Şekil 5.18.	İç verim (h_i), salyangoz ve basma tarafı verimi (h_c), emme verimi (h_d) ve toplam fan verimi (h_e) ile hacimsel debi (Q) arasındaki ilişki $d=2$ mm.....	54

TABLULAR LİSTESİ

Tablo 3.1.	$n=1500$ d/dk' da DP ve Q değerleri.....	24
Tablo 3.2.	$n=1500$ d/dk' da P_s ve Q değerleri.....	24
Tablo 3.3.	$n=2000$ d/dk' da DP ve Q değerleri.....	25
Tablo 3.4.	$n=2000$ d/dk' da P_s ve Q değerleri.....	25
Tablo 3.5.	$n=2500$ d/dk' da DP ve Q değerleri.....	26
Tablo 3.6.	$n=2500$ d/dk' da P_s ve Q değerleri.....	26
Tablo 3.7.	$n=3000$ d/dk' da DP ve Q değerleri.....	27
Tablo 3.8.	$n=3000$ d/dk' da P_s ve Q değerleri.....	27

ÖZET

Anahtar kelimeler: Fan, Diskli fanlar, Tesla fan

Bir iklimlendirme tesisatının ana cihazı ya da elemanı fan (vantilatör)'dir. Fan; bir basınç farkı oluşturarak havanın akışını sağlayan düzendir. Fanın hareketli elemanı olan çarkı, hava üzerinde iş yapar ve ona kinetik enerji kazandırır.

Çok diskli fan ve pompaların geçmişi, aslında geçen yüzyılın başlarında Nikola Tesla'ya (1913) kadar uzanmaktadır. Tesla tipi makineler, bir şaft boyunca yerleştirilmiş, düz paralel disklerden oluşan pervane ile ayırt edilirler. Diskler arasındaki havanın sürekli akımı diskler ve hava arasında, dolayısıyla da şaft dönme momenti ve güç arasında moment değişimine neden olur. Tesla bu tür makineleri tasarlamış, yapmış ve test etmiş; ancak, endüstriyel uygulamaya geçirmeyi başaramamıştır.

Bu çalışmada, bir Tesla fanı içerisindeki akış modellenmiş ve fan performansı elde edilmiştir. Modelin doğrulanmasında daha önceden test edilen bir fanın performans değerleri kullanılmıştır. Yapılan sayısal çözümler model ile deney arasında iyi bir uyumun olduğunu göstermiştir.

ANALYSIS OF A TESLA FAN

SUMMARY

Key words: Fan, Fan with disks, Tesla Fan

A fan (or ventilator), which is a hydraulic device that allows a fluid to flow through a piping system by generating a pressure difference across its inlet and outlet, constitutes the main component of an air-conditioning system. The moving component of the fan is called as the rotor and it does work on the air increasing the kinetic energy of the air.

The fans with multiple disks date back to the beginning of the last century—Nikola Tesla (1913). Tesla type devices differ from the others with that they have a special kind of rotor consisting of parallel disks aligned coaxially with the shaft. A momentum transfer occurs from the disks to the air through the relative motion of the disks. Tesla designed, built, and tested such kind of devices; however, he could not find an application area for them.

In the present study, the characteristic performance of a Tesla fan was obtained by using an analytical flow model. To validate the results, the performance data of a fan which was tested previously was used. Eventually, it has been observed that the numerical solutions well agreed with the experimental data.

BÖLÜM 1.GİRİŞ

Sanayideki rekabet, ürünlerin gelişmesine her zaman yardımcı olmuştur. Üreticiler pazar paylarını korumak ve arttırmak amacıyla mevcut ürünlerini geliştirir veya yeni ürünleri tasarlayıp pazara sunar. Her üretici rakiplerine göre teknolojik olarak daha üstün, güvenilir, işletme maliyeti düşük ve yüksek kaliteye sahip ürünler tasarlama ve üretme çabasıdadır.

Rekabetçi bir ürün eldesi için, iyi bir tasarım ve üretim aşaması gerekir. Özellikle tasarım aşaması çok önemlidir, ürünün pazardaki yeri ve rakip ürünlerine göre sahip olacağı avantajlar, bu aşamada araştırılmakta ve yapısal özellikleri belirlenmektedir. Başarılı bir ürünü tasarlamak için pazar bilgisine ilave olarak araştırma-geliştirme çalışmalarına ihtiyaç duyulmaktadır. Araştırma geliştirme safhasında pazar ihtiyacı ve rakiplerin ürünleri incelenerek ürün ile ilgili kıstaslar oluşturulmaktadır. Ürün tasarımında, üreticinin donanımsal ve ekonomik olanakları önemli rol oynamaktadır. Kâğıt üzerinde tasarlanan bir ürün, üretici firmanın ekonomik ve endüstriyel yapabilirlik sınırlarını aşmamalıdır. Bir teknik ürünün tasarımında, tasarımcının sahip olduğu teknik bilgi çok önemlidir. Bilgili ve tecrübeli bir tasarımcı, gerek prototip ve imalat gerekse kullanım safhasında ürünün karşılaşacağı problemleri ürün tasarım sırasında kestirmekte ve tasarımın olası başarısızlığını önlemektedir. Genellikle, teorik tasarım safhasından sonra ilk örnek ürünü yapılmakta, üzerinde testler uygulanmakta ve sonuçlara bakılmaktadır. İstenilen koşulları yerine getiren tasarımın seri imalatı ve pazara sunulması için çalışmalara başlanmaktadır.

İlk zamanlarda üretilen fanlar birkaç tane büyük pervane ve motordan oluşuyordu. Bu fanlar, bugünün standartlarına göre iyi yapılmamış fanlardır. Yüksek basınçlı ve yüksek randımanlı fanlar çok sayıda pervaneye sahiptir.

Fan yapım metotları, aerodinamik dizayn ve pervane geometrisi üzerinde belirgin bir etkiye sahiptir. En çok kullanılan fan tipinde, metal levha pervaneleri kullanılır. Bu pervaneler, birkaç çeşit lokal ve genel enine kesit kavislere sahiptir. Bu tür fanların dizaynı bazen iyi yapılmamıştır ve bu tür fanlar düşük randımanla çalışır. Dizayn modern aerodinamik prensiplere dayandırılarak yapıldığı zaman verim yüksek olabilir. Kanat kesiti, aerodinamik profilli kanat şeklinde olan aksenel akımlı vantilatörlerin kullanımı son zamanlarda birden bire yayılmıştır. Bunların büyüklerinden %85 - %90 verim elde edilir. Buhar türbinlerinde olduğu gibi küçük boydaki aksenel akımlı vantilatörlerde de uç kayıplarının etkisi büyük olur ve verim en küçük tiplerde % 70 e kadar düşer [1].

Çok diskli fan ve pompaların geçmişi, aslında geçen yüzyılın başlarında Nikola Tesla [2]'ya kadar uzanmaktadır. Bu tür akım makinelerinde geleneksel kanat biçimleri yer almamaktadır. Dolayısıyla akışkanın makine içerisinde basınçlandırılması, tamamen kaymama koşulu (no-slip) ve viskoz etkiler sayesinde sağlanmaktadır. Çok diskli fanlarda çark, belirli aralıklara sıralanmış ortası delik dairesel disklerden oluşur. Akışkan, disklerin orta yerindeki emiş ağzından fan içerisine girer, dönen disk grubu arasından geçerken kayma gerilmeleri sayesinde açısız momentum (dolayısıyla enerji) kazanır. Bu tür akım makinelerinin kanatlı yapıdaki geleneksel fan veya pompalara göre daha yüksek çalışma kararlılığına sahiptir. Ayrıca kavitasyon riskinin az olduğu çok diskli akım makineleri yüksek oranda viskoz akışkanlar, katı-sıvı karışımlar, çamur (sludge) ve Newton tipi olmayan sıra dışı akışkanlar söz konusu olduğunda tercih edilmektedir. Çok diskli fanların önemli bir kullanım alanı ise, özellikle 1000 °C'nin üzerindeki gaz sıcaklıklarında, yüzeyleri seramik ve benzeri yalıtkanlarla kaplanmak suretiyle başarılı biçimde kullanılabilmesidir. Basit yapıları nedeniyle kaplamaya son derece müsait olan bu tür disk çarklar, aynı zamanda yüksek sıcaklık ve devir sayılarında mekanik açıdan daha mukavim davranış sergilemektedir. 1960'lı yıllara gelinceye kadar çok diskli turbomakinalara yeni bir kavramsal tasarım gözüyle bakılırken, daha sonraları standart akım makinalarına alternatif olarak çok diskli pompa, kompresör ve türbinler tasarlanıp test edilmiştir [3-6]. Kanatsız ve basit yapıdaki bu düzeneklerin son yıllarda yapay organ olarak da gelecek vaat ettiği görülmektedir [7]. Bununla birlikte çalışmaların önemli bir bölümü, aynı yönde dönen tek disk çifti arasındaki akışları konu

almaktadır [8-11]. Konu uzun süredir araştırmacıların ilgisini çekiyor olsa da, literatürde Tesla tipi fanlar konusunda önemli bir çalışma bulunmamaktadır.

1986'da Wu[12], mevcut tüm analitik ve deneysel bulguları göz önünde bulundurarak bir çalışma yapmıştır. Wu, tüm kaynaklardan elde ettiği sonuçların detaylı bir karşılaştırmasını yapmıştır. Benzer çözüm araçları kullanan araştırmaların sonuçları karşılaştırıldığında, doğruluk sınırlamaları içerisinde yakın bir fikir birliği vardı. Ölçülebilir fark çözümlerinin kesin doğruluk kazandığı, temel olarak aynı sonuçları ürettiği ve bu çözümlerin kullanımının tavsiye edildiği sonucuna varılmıştır.

1983'de Truman[12], karma uzunluktaki türbülans modelini ve kısmi kademeli denklemleri çözmek için sınırlı bir fark yöntemi kullanarak diskler arasındaki türbülans akımın hesaplarını yaptı. Wu, Bakke ve Kohler'e göre türbülans akım için deneysel veriler ile hesap edilmiş sonuçları karşılaştırmak için, Truman'ın sunduğu bilgisayar uygulamalı hesaplamaların biraz daha farklı bir modelini kullandı. Genel olarak, fikir birliği iyidir; ancak, Wu tarafından detaylı bir şekilde tartışılan bazı özellikler ve koşullar ile yüksek pervane açısız hızlarındaki hesaplamalarda, türbülans akımdaki tekrar dolaşım belirtilmiştir, çünkü yalancı parabolik denklemler, tekrar dolaşan akımlar için uygun değildir.

1967'de Henry ve Rae[12] sualtı uygulamaları için düşük ses özellikli bir geçirgen disk pompası üzerinde çalıştılar. Basınç pompasının özelliklerini tahmin etmek için Euler'in sistemi kullanılmıştır ve sonuçlar iyi deneysel ölçümlerle mantıklı olarak uydu. 1967'de Breiter ve Pohlhausen Navier-Stokes sistemlerini kullanarak diskler arasındaki düzgün akışı inceledi ve sonuçlarını, ölçülen performans karakterleriyle kıyasladı. 1964'de Byrne sıvı yakıt raketlerinde kullanmak için; düzgün akış diski pompalarına çözümleyici olarak Breiter ve Pohlhause'nin sistemlerini genişletecek performans eğrileri türetti. Düşük akış ve önde gelen pompaların karakterlerinin bu uygulama için kusursuz olduğu sonucuna vardı. 1967'de Henry ve Rae sualtı uygulamaları için düşük ses özellikli bir geçirgen disk pompası üzerinde çalıştılar. Basınç pompasının özelliklerini tahmin etmek için Euler'in sistemi kullanılmıştır ve sonuçlar iyi deneysel ölçümlerle mantıklı olarak uydu. 1963'te Hasinger ve Kehr

diskler arasında parabolik bir akış profilini var sayarak laminar(düzenli) bir akış disk pompasının performansını analiz ettiler. Tahminleri Breiter ve Pohlhausen'in sonuçlarıyla yüzde 5 kadar uyuytu. Pompa çalışmasının düzenli olduğunu buldular, fakat düşük akış oranlarında gaz baloncuklarını sıkıştırma eğiliminde olduğunu gösterdiler.1965'te Balje, düzenli akış pompaların performansını tahmin etmek için Hasinger ve Kehr analizlerini uyguladı. Pompaların kavitasyona düşük oranda bir hassaslığının olduğunu buldu ve difüzör dizaynının pervaneden düşük boşalım yöntemi yüzünden performansı geliştirmek için değiştirilmesini önerdi.

Tesla tipi makineler, bir şaft boyunca yerleştirilmiş, düz paralel disklerden oluşan pervane ile ayırt edilirler. Diskler arasındaki akışkanın sürekli akımı diskler ve akışkan arasında, dolayısıyla da şaft dönme momenti ve güç arasında moment değişime neden olur. Tesla bu tür makineleri tasarlamış, yapmış ve test etmiş; ancak, endüstriyel uygulamaya geçirmeyi başaramamıştır.

Daha sonraki yıllarda, bu tür turbomakinelerin performans ve yeterliğini belirlemek için birçok araştırma yapılmıştır. Bunlar, hem analitik hem de deneyseldir. Araştırmaların çoğunun, ebat, hız ve kullanılan akışkanın özelliği olmak üzere katî sınırlı uygulamaları vardır[6].

Genel olarak, daha önce hesap edilen pervane tasarım bilgisi ile tasarlanan fanların %40'ın altında verimliliğe sahip olduğu görülmektedir. Uygun hesaplanmış pervane tasarımı daha fazla verime ulaştı; ancak, hala %40 ile %60 arasındadır. Her şey göz önünde bulundurulduğunda, sıradan akışkanlarla çalışan makul ölçülerdeki Tesla tipi fanların veriminin %65'in üzerine çıkmayacağı muhtemeldir. Birçok Tesla tipi fanlar bundan dolayı ticari olarak rakip olamamaktadırlar [12].

Literatürde Tesla tipi fanlarla ilgili sistematik bir çalışma yoktur.

1.1. Amaç

Bu çalışmada, bir Tesla fanı içerisindeki akış modellenmiş ve fan performansı elde edilecektir. Modelin doğrulanmasında daha önceden test edilen bir fanın performans

değerleri kullanılacaktır. Diskler arasındaki akışın teorik incelenmesi, açısal momentum korunumu kullanılarak gerçekleştirilecektir. Diskler arasında akan havanın bu şekilde hız profili belirlendikten sonra, performans büyüklükleri hesaplanarak deneysel sonuçlarla karşılaştırılacaktır.

1.2. Kapsam

Bu tez, beş bölümden oluşmaktadır. İlk bölümde tezin amaç ve kapsamına yer verilmekte ardından ikinci bölümde fan türleri, diskli fanlar ve pompalar hakkında bilgiler verilmektedir. Üçüncü bölümde deneysel çalışmalar yer almaktadır. Bu bölüm kapsamında deney setinin tanıtımı, ölçme sistemi ve ölçüm sonuçları verilmektedir. Dördüncü bölümde teorik analiz yapılmıştır. Son olarak beşinci bölümde, tez ile ilgili çıkarılan sonuçlara ve önerilere yer verilmiştir.

BÖLÜM 2. FANLAR

2.1. Giriş

Fan; bir basınç farkı oluşturarak havanın akışını sağlayan cihazdır. Fanın hareketli elemanı olan çarkı, hava üzerinde iş yapar ve ona kinetik enerji kazandırır.

Emiş (dönüş) fanı kullanımı, küçük sistemlerde isteğe bağlıdır; iç – dış hava karışımı ile çalışılan sistemlerde ise gereklidir. Bu fanlar, iklimlendirilen mahalde havanın uygun miktarda dönmesini sağlar. Minimum miktardan daha fazla hava alınması durumunda, aşırı basınç oluşumunu engeller ve besleme fanının, daha küçük bir statik basınca karşı çalışmasını sağlarlar. Sabit egzoz sistemlerinin (örneğin tuvalet aspiratörleri gibi) etkisini karşılamak ve iklimlendirilen mahalde bir artı basınç oluşturmak için emiş fanları, veriş fanlarından biraz daha küçük debi ile çalışırlar.

Egzoz fanı, iç – dış hava karışımı ile çalışılan, ancak, emiş fanı kullanılmayan sistemlerde bulunur ve alınan dış hava kadar dönüş havasının egzoz edilmesini sağlar. Bu sistemlerde veriş fanı, dış hava alınmayan durumda, bütün veriş ve dönüş sisteminde oluşan toplam statik basıncı karşılayacak şekilde seçilmiş olmalıdır. Dış hava alınan durumda ise, egzoz fanı, alınan dış havadan biraz daha düşük miktarda dönüş havasını dışarı atarak, yukarıda emiş fanı için de belirtildiği gibi, mahal içinde hafif bir artı basınç oluşmasını sağlar.

Besleme fanı, aksenal veya merkezkaç türden olabilir ve bir ana veriş kanalına birden fazla fan bağlanabilir. Fakat, koşulların izin verdiği durumlarda, bir tek fan kullanılması daha uygundur. Bir tek fan veriş kanalına bağlanırken, fan çarkından kanala hava akışında, ani yön değişimi gerekmediği için, verim ve hız – basınç dönüşümündeki statik geri kazanım artar.

2.2. Fan Türleri

Fanlar genel olarak, havanın çark üzerinden akış doğrultusuna bağlı olarak merkezkaç (santrifüj) veya eksenel olarak sınıflandırılırlar.

2.2.1. Sağladıkları debi ve basınç aralıklarına göre fanlar

2.2.1.1. Üfleçler (4000-1700 000 m³/h ve 1300 – 27 000 Pa)

Profil kanatlı, tek veya çift emişli olarak üretilirler. Çimento fabrikaları, kurutma, çeşitli kimyasal prosesler gibi endüstrilerde, büyük miktarlardaki hava ve gaz akışlarını sağlamada ve pnömatik toz ve malzeme taşımada kullanılırlar.

2.2.1.2. Körükler (120 – 4800 m³/h ve 1500 – 20000 Pa)

Geriye eğik kanatlı merkezkaç fanlardır. Yakıt yakıcılara birinci (primer) hava göndermek için tasarlanırlar. Yüksek basınçlı hava gerektiren diğer uygulamalarda da kullanılabilirler.

2.2.1.3. Yüksek basınçlı fanlar (400 – 80000m³/h ve 500 – 10000 Pa)

Geriye eğik kanatlı merkezkaç fanlardır. Endüstriyel egzoz ve toz toplama sistemlerinde, pnömatik taşımada, sıcak gaz naklinde ve yakıt yakıcılarda kullanılırlar.

2.2.1.4. Orta basınçlı fanlar (500 – 150000 m³/h ve 400 – 5000 Pa)

Bunlar da, geriye eğik kanatlı merkezkaç fanlardır. Endüstriyel uygulamalarda kullanılırlar.

2.2.1.5. Alçak basınçlı fanlar (400 –250000 m³/h ve 100 – 2400 Pa)

İklimlendirme, havalandırma ve gaz nakli işlemlerinde kullanılırlar.

2.2.2. Havanın yörüngesine göre fanlar

2.2.2.1. Santrifüj fanlar

Bu tip fanlarda, hava debisi, eksenel bir yörünge izleyerek çark içine girer ve dönme eksenine dik doğrultuda çarktan çıkar.

2.2.2.2. Eksenel fanlar

Bu tip fanlarda, hava debisi çark içine, eksenel doğrultuda girer ve ekseni çarkın ekseni ile aynı olan eksenel bir yörünge izleyerek çarktan dışarı çıkar.

2.2.2.3. Eksenel – Santrifüj fanlar

Bu tip vantilatörlerde, hava debisinin izlediği yörünge, santrifüj fanlarla eksenel fanların söz konusu olması hallerinde izlenen yörüngeler arasında bulunur.

2.2.3. Uygulama amacına göre fanlar

2.2.3.1. Karterli fanlar

Bir kanal içinde sürekli bir hava dolaşımı veya sirkülasyonu sağlamak amacı ile kullanılan fanlara denir. Bu tip fanlarda, çarkı çepeçevre kuşatan sabit bir karter bulunur. Santrifüj tip bir fan söz konusu olduğu zaman salyangoz karter, eksenel tip bir fan söz konusu olduğu zaman helisel salyangoz karter deyimlerinden yararlanır. Karter üzerinde genellikle emme ve basma flanşları da bulunur.

2.2.3.2. Cidar fanlar

Bu tip fanlar, bir cidarla birbirinden ayrılan iki mahal arasında hava dolaşımının sağlanması amacıyla kullanılır. Fanların çarkı cidar içine yerleştirilir. Cidar fanları eksenel ya da santrifüj tipte gerçekleştirilmekte, karter boyutları bir hayli küçük olabilmektedir. Cidar fanları, çoğu kez duvar fanları olarak adlandırılırlar.

2.2.3.3. Portatif serinleme fanlar

Bir kanal donanımından yararlanılmaksızın mahal havasının harekete geçirilmesi için bu tip fanlar kullanılır. Motor mili üzerine birtakım kanatlar monte edilmiş, böylece fan pervanesi oluşturulmuştur. Bir kartere de sahip olmayan bu tip fanların görevi, yalnızca buldukları yerde hava hareketi oluşturmaktır.

2.2.4. Hava çekimi içindeki konuma göre fanlar

2.2.4.1. Emme fanları

Bir hava çevriminin çıkış kısmına yerleştirilen ve hava debisini ya büyük hacimli bir mahal içine yada açık havaya basan karterli fanlara denir.

2.2.4.2. Basma fanları

Bir hava çevriminin giriş kısmına yerleştirilen veya büyük hacimli bir mahal içinden yada açık havadan hava emmek suretiyle çalışan karterli fanlara denir. Bu tip bir vantilatör hava debisini dışarıdan emer ve bir dağıtım şebekesine basar.

2.2.4.3. Emme – Basma fanları

Karterli bir yapıya sahip olan fanlar hava çevriminin herhangi bir kesimine yerleştirilir. Fanların hem emme hem de basma tarafında birer kanal parçası bulunur. İklimlendirme tesislerinde kullanılan fanların çoğu bu tiptedir.

2.2.4.4. Cidar veya duvar fanları

Büyük hacimli iki mahali birbirinden ayıran cidar veya duvar içine yerleştirilen bu tip fanlar hava debisinin bir mahalden diğer mahale aktarılması amacı ile kullanılır.

2.2.5. Fanın içinde oluşan bağıl basınç artışına göre fanlar

Fanlar, prensip olarak bir çevrim içersinde oluşturdukları artışa göre sınıflandırılırlar. Bu basınç artışı fan yükü veya fan basıncı olarak adlandırılır.

2.2.5.1. Düşük basınçlı fanlar

Bu tip fanlar maksimal bir hızla döndükleri ve en uygun optimal bir verimle çalıştıkları zaman 600 [J/ kg] dan daha düşük miktarda bir kütleli iş oluşturabilir.

2.2.5. Orta basınçlı fanlar

Bu tip fanlar maksimal bir hızla döndükleri ve en uygun optimal bir verimle çalıştıkları zaman 600 [J/ kg] ile 3000 [J/kg] arasında değişen miktarlarda bir kütleli iş oluşturabilir.

2.2.5.3. Yüksek basınçlı fanlar

Bu tip fanlar maksimal bir hızla döndükleri ve en uygun optimal bir verimle çalıştıkları zaman 3000 [J/kg] dan 3660 [Pa]'dan ya da yaklaşık olarak 370 [mm Su] dan daha yüksek değerlerde bir kütleli iş oluşturabilir.

2.2.6. Tahrik ediliş şekline göre fanlar

2.2.6.1. Doğrudan doğruya tahrik edilen fanlar

Bu tip fanlarda fan çarkı doğrudan doğruya tahrik motoru milinin uzantısı üzerine monte edilir ve böylece aracı bir tahrik olanağı sağlanır. Fan çarkı, bazı hallerde, özel bir motorun rotoru üzerine de yerleştirilebilir.

2.2.6.2. Eş eksenli rijit bir kaplin aracılığı ile tahrik edilen fanlar

Bu tip fanlarda, vantilatör çarkı, hemen hemen motor mili ile aynı eksene sahip olan ve ona rijit yani katı bir şekilde bağlanan bir mil üzerine monte edilir. Bu halde, motor ile fanın dönme hızları birbirine eşittir.

2.2.6.3. Eşeksenli kayıcı bir kaplin aracılığı ile tahrik edilen fanlar

Bu tip tahrik yönetiminde, fan çarkına ait mil ile motor mili kayıcı bir kaplin aracılığı ile birbirine bağlanır. Bundan önceki halin aksine, vantilatörün dönme hızı tahrik motorunun dönme hızından biraz küçüktür.

2.2.6.4. Kayış-Kasnak mekanizması aracılığı ile tahrik edilen fanlar

Bu tip fanlarda, fan çarkı, motor miline paralel olan ayrı bir mil üzerine monte edilir. Fanın tahrik edilmesi amacıyla, bu iki mil arasında bir kayış – kasnak mekanizması bağlantısı gerçekleştirilir.

2.2.7. Uygulama alanına göre fanlar

Yapılacak böyle bir sınıflandırma fanların başlıca hangi amaçlarla ve ne gibi uygulama alanlarında kullanıldığını ortaya koyacaktır. Belli başlı sınıflar aşağıda açıklanmıştır:

2.2.7.1. Normal tip fanlar

Bu tip fanların uygulama amacı, zehirli ve korozyon yapıcı özelliklere sahip olmayan, 40 °C'nin altında bulunan ve kapsamında toz barındırmayan hava veya gaz cinsinden akışkanların sirkülasyonunu ya da dolaşımını sağlamaktır.

Konfor ya da rahatlık duygusunun sağlanması amacıyla gerçekleştirilen iklimlendirme tesislerinde genellikle bu tip fanlardan yararlanır.

2.2.7.2. Sızdırmaz tip fanlar

Fan karteri, çalışma basıncında kaçaklara olanak tanımayacak bir yapıda, sızdırmazlık özeliğine sahip olarak gerçekleştirilir ve rotor yatakları sızdırmazlık düzenleri ile donatılır. Bu tip fanlar, genellikle endüstri alanında, zehirli gazları sirkülasyon veya dolaşım sağlanması amacıyla kullanılır.

2.2.7.3. Tozlu hava fanlar

Aşındırıcı niteliklere de sahip olabilen toz parçacıkları ile yüklü hava veya gazların dolaşımı için bu tip fanlardan yararlanır. Her türlü çökelti olasılığını önleyen özel bir çarkı bulunan bu fanlar aşınmaya karşı dayanıklı malzemelerden yapılır.

Pnömatik transport tesislerinde, tozların ortadan kaldırılması öngören toz alma çevrimlerinde ve endüstriyel havalandırma tekniği alanında özellikle bu tip fanlar kullanılır.

2.2.7.4. Sıcak gaz fanlar

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

Sıcak gazların emme etkisi ile dışarı atılması amacıyla uygulama alanlarında bu tip fanlardan yararlanır.

2.2.8. Eksenel fanlar

Eksenel fan, havayı devinim (hareket) eksenine paralel olarak dışarı verir. Yani hava debisi çark içine, eksenel doğrultuda girer ve eksen çarkın eksenine ile aynı olan bir yörünge izleyerek çarktan dışarı çıkar.

Eksenel fanlar üç ana kategoride sınıflandırılabilir:

2.2.8.1. Serbest (free) fan

Serbest fan genel olarak sınırlandırılmamış hava sahası etrafında dönen bir fan tipidir. Özel durumlarda pervane uçlarına takılan çember kullanılabilir.

2.2.8.2. Diyafram (diaphragm) montelenmiş fan

Bu tip fan havayı geniş bir hava sahasından diğer bir hava sahasına transfer eder. Çember pervaneye ya da alternatif olarak ayrılan yapıya takılabilir.

2.2.8.3. Boru (ducted) fan

Fanın çevresini saran boru, aksenal yönde havayı, fanın pervanesinden girip çıkması için zorlar. Bu durumu sağlamak için minimum boru uzunluğu pervanenin giriş ve çıkışı arasındaki mesafeden daha fazla olmalıdır.

Konutlarda, ticari mekânlarda ve endüstriyel alanda, mekanın kirlenen havasını dışarıya atmaya veya taze hava temin etmek amacı ile kullanılırlar. Tuvaletler, mutfaklar, banyolar, ofisler restoranlar, üretiminde kimyasal gaz açığa çıkan imalat işletmeleri ve cihazların soğutma amaçlı havalandırma ihtiyaçları başlıca kullanım alanlarındandır. Kanal arasında her iki yönde montaj edilerek, emiş veya basınç amaçlı olarak kullanılabilir. Dıştan rotorlu asenkron motoru ve radyan fanı sayesinde sessizdir ve uzun havalandırma kanallarında performansını sürekli korur. Her açıda montajı mümkün olup, basınç veya emiş amaçlı kullanılır.

Boru tipi fan aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Boru tipi fan

Rotor pervaneleri aerofoil serileridir. Aerofoil seriler, hava ile bağıl hareketten dolayı, hava buharına toplam buhar basıncını ekler. Bu işlev sürtünme yolu ile minimum kayıpla yerine getirilir. İyi dizayn edilmiş ünitelerde rotorun motorunun çapı, rotorun çapının % 40 ile % 70'i kadar olmalıdır. Rotor eksenine yakın yerlerde, pervane hızı çok küçüktür.

Kurallara uygun olarak biçimlendirilmiş rotor motorunun akıntı yönü veya ters yönü iyi bir eksenel fan dizaynı için gereklidir. Beraber dönen rotorların birden fazla aşamalı ünitelerinde her bir rotor aşamasının arasında statorlardan oluşan bir dizi vardır.

Boru tipi fanın görevi, havanın miktarı ile belirlenir. Birçok ticari boru sistemlerinde fan direkt olarak havayı tüketir. Fanın statik buhar basıncı toplam buhar artışı ile bağlantılıdır.

Fan ünitesinin yerleştirilebileceği çeşitli kullanımlar olmasına rağmen yinede üretim basınç artış özelliklerini vurgulamak için eşsiz bir metot gereklidir.

Havalandırma mühendisliği alanında yeni çalışmaya başlayanlar fan basıncı hakkındaki soru ile karşılaşır. Gerçek şu ki fan statik buhar basıncı fan ünitesi karşısında statik basınç artışı değildir. Kompresör dizaynına karşın, hava sıkıştırılabilirliği fan dizaynında ihmal edilebilir. Fan tarafından hareket ettirilen hava hacmi, çevreleyen basınç ve sıcaklık koşulları için birim zamanda hacim akışı şeklinde nitelendirilebilir.

Verilmiş bir boru sisteminde rotorun hızını değiştirerek, fana doğru hacim akışı değiştirilebilir. Fan özelliklerini değiştirmek için planlanan alternatif metotlar stator, pervaneler veya çeşitli rotorlar kullanılır.

Fanın rotoru, havaya toplam buhar basıncını eklediğin zaman, buharın acısal momentumu değişir. Örnek olarak, eksenel yönde yaklaşan havayı, hızın tanjant bileşeni ile aktarır. Hava buharındaki acısal momentumun değişimi rotor şaftının üzerindeki tork ile bağlantılıdır.

Fan ünitesinin randımanı, hava ünitedeki pervanenin son aşamasından geçtikten sonra, terkeden havanın dönüş miktarından etkilenir. Bağlantılı tanjant bileşeni çıkarılmadıkça ve buhar hızı statik basınca dönüştürülmedikçe, dönme momentumu kanal sisteminin dayanıklılığının üstesinden gelebilmekte rol oynamaz.

2.3. Fana İlişkin Karakteristikler

Vantilatör seçimi işinde temel veriler, ilgili karakteristiklerdir.

2.3.1. Kütleli debi

\dot{m} sembolü ile gösterilen kütleli debi, birim zaman süresince fandan geçen havanın kütleli eşittir. Kütleli debi [kg/s] ve [kg/h] birimleri cinsinden değerlendirilir.

2.3.2. Ortalama hacimsel debi

Q sembolü ile gösterebileceğimiz ortalama hacimsel debi, birim zaman süresince fandan geçen havanın hacmine eşittir. Ortalama hacimsel debi [m^3/s] ve [m^3/h] birimleri cinsinden değerlendirilir.

r sembolü, [kg/m^3] birimi cinsinden, fandan geçen hava debisine ilişkin ortalama hacimsel özgül kütle değerini belirtmek üzere, kütleli debi ile ortalama hacimsel debi arasında,

$$Q = \frac{\dot{m}}{r}$$

gibi önemli bir ilişki vardır. Bu ilişkide kütleli debi ise [kg/s] birimi, ortalama hacimsel debi ise [m^3/s] birimi cinsinden değerlendirilmiştir.

İklimlendirme tekniği alanında yararlanacağımız vantilatörlerin çoğunluğu düşük basınçlı tipte olduğu için, vantilatörlerden geçen hava debisinin herhangi bir şekilde hacimsel özgül kütle değişimine uğramadığı varsayımını yürütecek ve;

$$r = \text{sabit (Mach sayısı} \leq 0.30)$$

eşitliğinin varlığını kabulleneceğiz.

2.3.3. Fan basıncı ve yükü

Akışkanların fiziksel özelliklerini belirlerken (örneğin, ideal gaz kanununda veya fiziksel özellik tablolarında) kullanılan mutlak basınç, iki bileşenden oluşur. Bunlar, söz konusu mutlak basıncın tanımlandığı yerdeki atmosferik basınç (P_{am}) ve mutlak basınç ile atmosferik basıncın farkına eşit olan etkin (efektif) basınçtır (P_e). Atmosferik basınç, söz konusu yerin üzerindeki atmosfer kalınlığındaki hava tabakası ağırlığı tarafından oluşturulur. Etkin basınç ise, zaten atmosferik basınç etkisinde olan akışkana, bir başka kuvvet (örneğin bir fan çarkı ya da motor pistonunun uyguladığı kuvvet) uygulanarak oluşturulur. Mutlak, atmosferik ve etkin basınçlar arasındaki ilişki şekilde gösterilmiştir.

2.3.3.1. Statik ve dinamik basınç

Statik basınç akışkanın statik durumda kap çeperlerine uyguladığı basınçtır. Statik basınç P ile gösterilir ise statik basınç ile yük arasındaki bağıntı,

$$P = rgh$$

olarak verilir ve buradan,

$$h = \frac{P}{rg}$$

yazılabilir.

Dinamik basınç ise akışkanın dinamik durumundan (hızından) kaynaklanan basınçtır.

Dinamik basınç,

$$P_d = r \frac{V^2}{2} \text{ [Pa]}$$

şeklinde ifade edilir.

Standart şartlardaki hava için ($r = 1,204 \text{ kg / m}^3$)

$$P_d = 0.602V^2 \text{ [Pa]}$$

şeklinde yeniden yazılabilir. Akışkanın ortalama hızı ise debi ifadesinden,

$$V = \frac{Q}{A}$$

şeklinde bulunur.

Dinamik yük ise,

$$h = \frac{V^2}{2g}$$

şeklinde ifade edilir.

2.3.3.2. Toplam basınç

Toplam basınç, statik basınç ve dinamik basıncın toplamına eşittir ve

$$P_t = P + P_d \text{ [Pa]}$$

yazılabilir.

2.3.4. Fanın dönme hızı

Fan çarkının birim zaman süresince yaptığı dönme sayısına dönme hızı adını veriyoruz. (n) sembolü ile gösterilen dönme hızı, bir dakikalık bir zaman süresince gerçekleşen devir sayısını belirten [d/dk] birimi cinsinden değerlendirilir. Çoğu zaman da çarkın açısal hızı kavramından yararlanır. (w) sembolü ile bir saniyelik bir zaman süresinde radyan cinsinden gerçekleşen açısal devir miktarını belirten [ra/s] birimi cinsinden değerlendirilen açısal dönme hızı arasında,

$$w = \frac{2np}{60}$$

gibi önemli bir ilişki mevcuttur. Bu ilişkide , w açısal hızı [ra/s] birimi; n dönme hızı ise [d/dk] birimi cinsinden ifade edilecektir.

Çarkın çevresel hızı,

$$V = wr$$

çarpımı ile belirlidir. Bu bağıntıda, V hızının [m/s] ; w açısal hızının [rd/s] ve r sembolü ile gösterdiğimiz çark yarıçapının ise [m] birimi cinsinden değerlendirilmesi gerekir.

2.3.5. Fan gücü

Fan gücü denildiği zaman, birbirlerinden farklı olan iki kavramın açıklanması zorunludur.

2.3.5.1. Fana verilen güç (Mil gücü)

Tahrik motoru tarafından fana verilen P_s gücüdür. [W] veya [BG] birimleri cinsinden değerlendirilir.

2.3.5.2. Fandan alınan güç (Hidrolik güç)

Fan çıkışında alınan ve yararlanılan P_h gücüdür. Vantilatör yararlı gücü,

$$P_h = \Delta PQ$$

temel bağıntısı ile belirlenir. Burada ΔP ve Q deneysel olarak ölçülür.

2.3.6. Fan verimi

Fan çıkışında alınan yararlı gücün, tahrik motorunun anma gücüne oranı vantilatörün toplam verimi kavramı ile tanımlanır ve h_e sembolü ile belirtilir.

$$h_e = \frac{P_h}{P_s} = \frac{\Delta PQ}{P_s}$$

bağıntısı uyarınca, her iki güç aynı birimle değerlendirildiği sürece, h_e verimi boyutsuz ve daima 1 den küçük bir sayıdır[1].

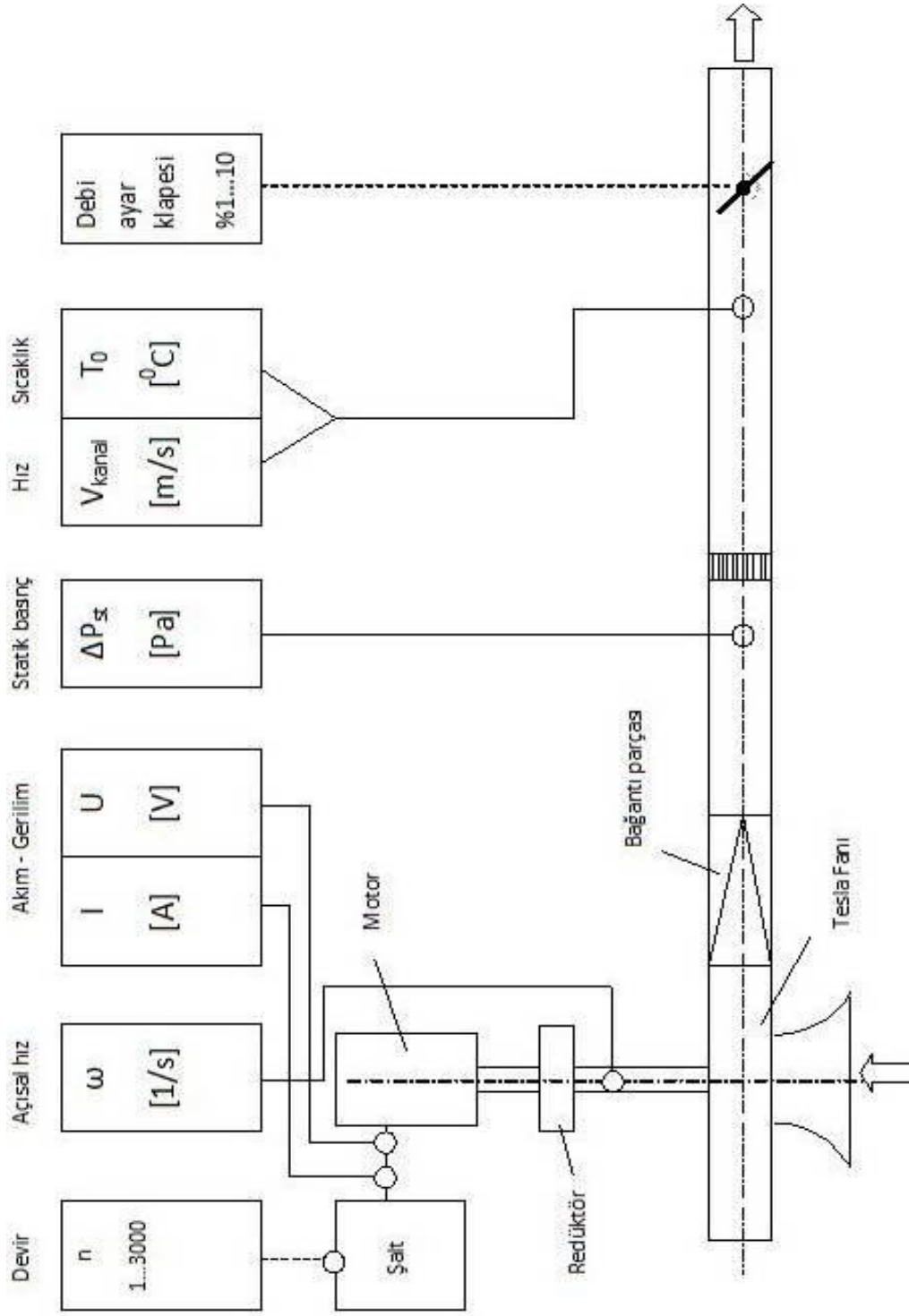
BÖLÜM 3. DENEYSEL ÇALIŞMA

3.1. Giriş

Bu çalışmadaki kullanılan deneysel veriler Almanya'nın Clausthal Teknik Üniversitesi bünyesinde yer alan Enerji Tekniği Enstitüsü'nde elde edilmiştir. Bu deneysel verilerden yararlanarak farklı devir sayılarında ve farklı disk aralğındaki Tesla fanın analizi yapılmaya çalışılmıştır

3.2. Kullanılan Deney Düzeneğinin Tanıtımı

Kullanılan deney düzeneğı DIN 24163 standardına uygun olarak kurulan *a)* test fanı, *b)* tahrik sistemi, *c)* ölçme hattından oluşmaktadır. Deney düzeneğinin genel görünümü Şekil 3.1.'de gösterilmiştir. Ölçme hattı DIN 150'ye uygun PVC borudan yapılmıştır. Ölçümleri sağlıklı yapabilmek için ölçme hattına bir akış doğrultucu yerleştirilerek akışın dönmesi asgari düzeye indirilmiştir. Tahrik sistemi, bir doğru akım motoru ile redüktör grubundan oluşmaktadır. DC motor gerilimini değıştirerek fan devri 0 ile 3000 d/d arasında değıştirilebilmektedir. Fan devri optik bir takometre cihazıyla tespit edilmiş olup, fanın çektiğı güç akım ve gerilim değerlerinin ölçülmesiyle dolaylı olarak elde edilmiştir.



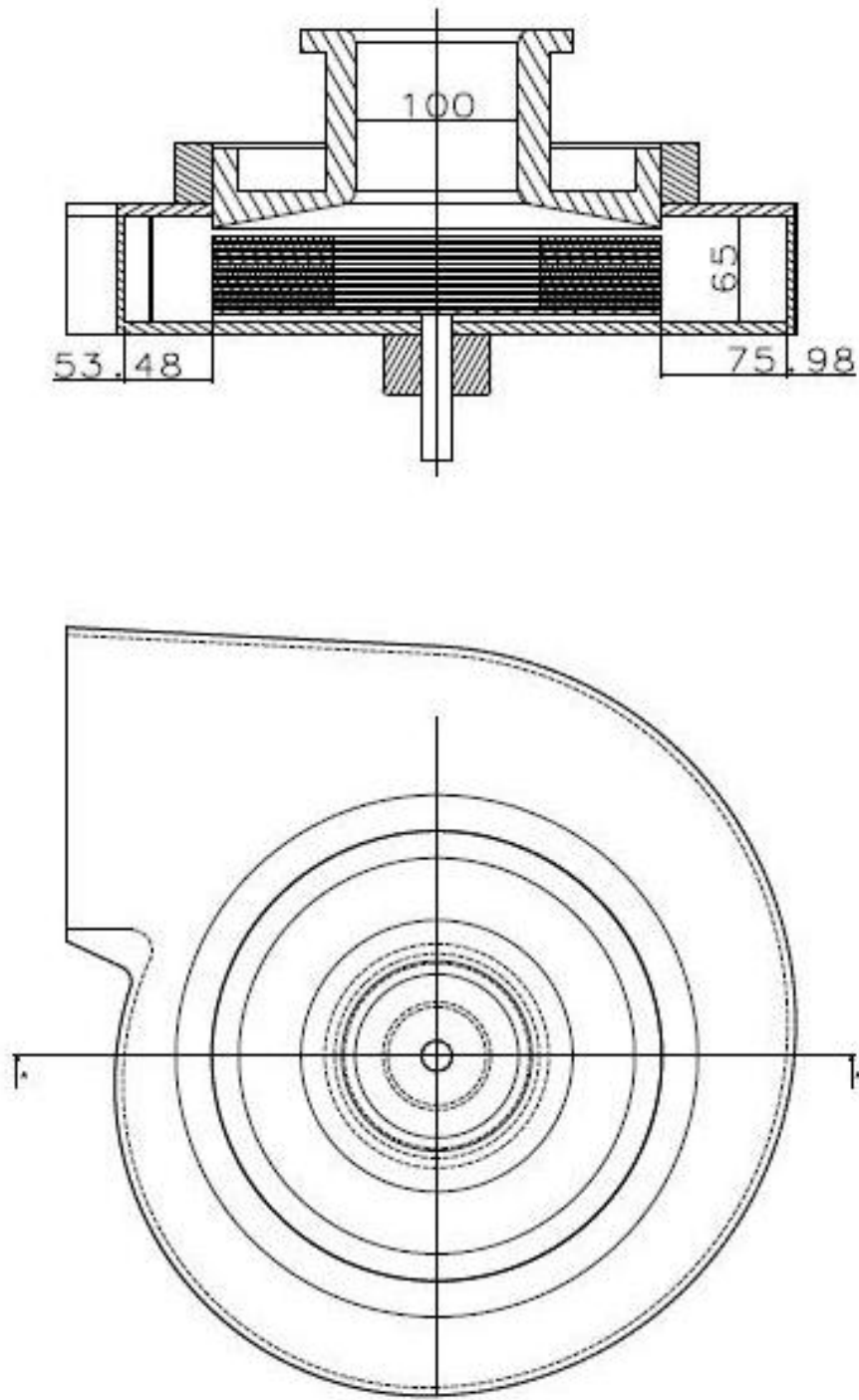
Şekil 3.1. Fan test düzeneği

3.3. Test Fanı

Test edilen çok diskli fanın çarkı ve gövdesi pleksiglas malzemeden imal edilmiştir. ark ve içine yerleştirildiği gövde Şekil 3.2.'de verilmiştir. Gövde ile çark arasında kalan yanal boşluk, dişli konstrüksiyonla hareket serbestisi verilen ön kapağın hareketi ile sağlanabilmektedir. Bu sayede söz konusu boşluk 0 ile 9 mm arasında değiştirilebilmektedir.

3.4. Ölçme Yöntemi ve Ölçümler

Yapılan testlerde diskler arası mesafe (d), gövde ile çark arasındaki mesafe (x), fan devir sayısı (n), hava sıcaklığı (T), fan basınç artışı (ΔP), ortalama akış hızı (V), motor akımı ve gerilimi (I , U) ve barometrik basınç (P_0) değerleri ölçülmüştür. Her bir ölçüm serisi için d , x ve n değerleri sabit tutulmuş ve debi ayar klapesinin 10 farklı konumunda ölçümler yapılmıştır. Daha sonra tüm bu ölçümler farklı devir sayılarında tekrar edilmiştir. Boru tesisatındaki ortalama akışkan hızı sıcak telanemometresi kullanılarak ölçülmüştür [15].



Şekil 3.2 Test fanı (gövde ve çarkın görünümü)

3.4. Ölçüm Sonuçları

Tablo 3.1. $n=1500$ d/dk' da DP ve Q değerleri

DP (Pa)	Q (m ³ /h) $d_2= 1$ mm	DP (Pa)	Q (m ³ /h) $d_3= 1.5$ mm	DP (Pa)	Q (m ³ /h) $d_4= 2$ mm
18.05	232.82	19.73	231.18	21.66	249.23
19.25	228.72	20.45	222.56	24.06	245.13
24.06	219.49	26.95	209.23	30.08	236.92
32.49	201.03	52.22	194.26	42.11	212.31
48.13	184.62	57.75	190.77	58.96	177.44
67.38	156.92	79.41	168.21	75.8	164.1
91.44	128.21	103.48	127.18	98.18	122.05
117.91	88.82	131.87	92.51	120.8	92.31
138.37	68.72	146.79	70.77	135.96	65.03
143.9	64.2	151.6	62.56	137.17	59.48

Tablo 3.2. $n=1500$ d/dk' da P_s ve Q değerleri

P_s (W)	Q (m ³ /h) $d_2= 1$ mm	P_s (W)	Q (m ³ /h) $d_3= 1.5$ mm	P_s (W)	Q (m ³ /h) $d_4= 2$ mm
162.871	232.82	165.070	231.18	162.050	249.23
162.871	228.72	165.070	222.56	162.050	245.13
162.871	219.49	165.070	209.23	158.680	236.92
162.197	201.03	165.070	194.26	155.990	212.31
162.197	184.62	165.070	190.77	156.660	177.44
159.839	156.92	165.070	168.21	153.630	164.1
153.774	128.21	159.690	127.18	153.630	122.05
153.774	88.82	159.690	92.51	150.940	92.31
153.437	68.72	159.690	70.77	152.620	65.03
153.437	64.2	159.350	62.56	152.620	59.48

Tablo 3.3. $n=2000$ d/dk' da DP ve Q değerleri

DP (Pa)	Q (m ³ /h) $d_2= 1$ mm	DP (Pa)	Q (m ³ /h) $d_3= 1.5$ mm	DP (Pa)	Q (m ³ /h) $d_4= 2$ mm
24.6	305.26	29.16	315.79	34.49	306.22
28.08	299.79	32.09	310.09	35.29	302.36
39.3	286.91	48.13	295.92	48.13	292.06
56.95	257.3	64.57	254.98	62.17	263.73
84.22	239.27	96.26	229.74	97.06	225.11
116.31	205.79	134.36	213.26	132.35	204.51
157.22	159.44	173.26	164.59	164.44	155.58
201.34	115.67	216.58	116.95	201.54	117.59
237.43	91.2	245.45	87.34	226.6	83.48
245.45	84.51	251.87	79.01	228.61	73.18

Tablo 3.4. $n=2000$ d/dk' da P_s ve Q değerleri

P_s (W)	Q (m ³ /h) $d_2= 1$ mm	P_s (W)	Q (m ³ /h) $d_3= 1.5$ mm	P_s (W)	Q (m ³ /h) $d_4= 2$ mm
225.4	305.26	223.2	315.79	224	306.22
224.5	299.79	220	310.09	218	302.36
223	286.91	219	295.92	215	292.06
218.680	257.3	218.350	254.98	212.970	263.73
213.640	239.27	218.010	229.74	206.920	225.11
210.620	205.79	215.320	213.26	206.920	204.51
203.900	159.44	215.320	164.59	200.200	155.58
203.230	115.67	216.670	116.95	197.850	117.59
203.230	91.2	215.660	87.34	195.500	83.48
203.230	84.51	215.320	79.01	195.500	73.18

Tablo 3.5. $n=2500$ d/dk' da DP ve Q değerleri

DP (Pa)	Q (m ³ /h) $d_2= 1$ mm	DP (Pa)	Q (m ³ /h) $d_3= 1.5$ mm	DP (Pa)	Q (m ³ /h) $d_4= 2$ mm
40.86	366.84	42.56	374.43	56.76	361.65
43.4	361.72	48.24	370.48	60.65	357.85
60.25	353.42	66.41	362.28	66.97	336.46
82.29	316.71	96.49	322.78	93.08	302.13
119.2	287.85	142.20	281.71	141.89	281.77
175.95	251.39	195.81	255.95	192.97	246.84
238.38	196.71	255.41	199.75	244.05	192.15
309.32	142.03	323.51	142.03	300.81	135.95
363.24	111.65	368.92	97.92	337.14	97.97
374.6	99.49	377.43	90.38	346.22	87.34

Tablo 3.6. $n=2500$ d/dk' da P_s ve Q değerleri

P_s (W)	Q (m ³ /h) $d_2= 1$ mm	P_s (W)	Q (m ³ /h) $d_3= 1.5$ mm	P_s (W)	Q (m ³ /h) $d_4= 2$ mm
280.520	366.84	261.780	374.43	271.150	361.65
280.520	361.72	261.780	370.48	271.150	357.85
280.520	353.42	254.750	362.28	271.150	336.46
280.520	316.71	254.750	322.78	263.120	302.13
264.540	287.85	254.750	281.71	247.060	281.77
267.470	251.39	254.750	255.95	239.690	246.84
267.140	196.71	254.750	199.75	235.680	192.15
261.110	142.03	247.730	142.03	234.670	135.95
261.110	111.65	247.730	97.92	231.660	97.97
259.440	99.49	247.730	90.38	231.660	87.34

Tablo 3.7. $n=3000$ d/dk' da DP ve Q değerleri

DP (Pa)	Q (m ³ /h) $d_2= 1$ mm	DP (Pa)	Q (m ³ /h) $d_3= 1.5$ mm	DP (Pa)	Q (m ³ /h) $d_4= 2$ mm
66.67	433.86	62.57	435.99	76.50	430.1
75.65	429.76	72.19	432.44	81.28	426.68
81.82	414.69	83.87	417.43	97.86	396.9
120.32	374.1	97.86	367.77	145.98	350.71
176.42	343.6	202.14	332.94	200.53	335.79
247.06	293.86	280.75	300.96	275.13	293.86
335.29	224.57	354.55	234.16	344.92	224.57
433.16	167.72	442.78	167.72	425.13	162.39
505.35	129.34	508.65	117.24	473.26	114.06
514.97	121.52	516.58	105	482.89	104.82

Tablo 3.8. $n=3000$ d/dk' da P_s ve Q değerleri

P_s (W)	Q (m ³ /h) $d_2= 1$ mm	P_s (W)	Q (m ³ /h) $d_3= 1.5$ mm	P_s (W)	Q (m ³ /h) $d_4= 2$ mm
383.4	433.86	390.12	435.99	391.8	430.1
383.74	429.76	390.12	432.44	391.8	426.68
383.74	414.69	390.12	417.43	379.7	396.9
384.07	374.1	390.12	367.77	379.7	350.71
384.07	343.6	380.04	332.94	370.3	335.79
384.07	293.86	380.04	300.96	360.22	293.86
374.33	224.57	360.22	234.16	350.81	224.57
374.66	167.72	370.97	167.72	350.81	162.39
374.66	129.34	360.22	117.24	351.14	114.06
374.66	121.52	360.22	105	351.14	104.82

BÖLÜM 4. TEORİK ANALİZ

4.1. Boyut Analizi

Boyutlu analiz veriye ulaşmak ve birbirine bağlı noktaları genelleştirmekte kullanabilen ve sistemi yöneten uygun boyutsuz gruplara karar vermek için fan performansını etkileyen değişkenler ve göstergeler üzerinde uygulanabilir. Diskli fanın çalışmasında önemli olan göstergeler: D , w , Q , ΔP , d , T_s , μ ve ρ . Bu sekiz gösterge beş boyutsuz gruba indirgenebilir.

$$\text{Basınç: } P^* = \frac{\Delta P}{\rho D^2 w^2}$$

$$\text{Akış: } Q^* = \frac{Q}{w D^3}$$

$$\text{Tork: } T^* = \frac{T_s}{\rho D^5 w^2}$$

$$\text{Aralık: } D^* = \frac{d}{D}$$

$$N_{Re w} = \frac{w D^2}{\nu}$$

Fakat denk grupların takımları çeşitli tanımları kullanarak da indirgenebilir. Örneğin, gelişmiş fan basıncı genelde $\Delta P = \rho g H$ ile ifade edilir. Bu kullanılırsa, basınç grubu, denklem grubu ile yer değiştirilebilir.

$$\text{Boyutsuz basma yüksekliği: } H^* = \frac{g H}{D^2 w^2}$$

Ayrıca boyutsuz tork karşılığındaki boyutsuz güç sayısı ile yer değiştirilebilmesi için düzenekteki mil torku, $P_s = T_s w$ tarafından düzeneğe gönderilen güçle bağlantılı olmalıdır.

$$\text{Güç: } P_s^* = \frac{P_s}{rD^5w^3}$$

Aynı şekilde havaya aktarılan hidrolik güç, $P_h = \Delta PQ$ olarak verilir.

Boyutsuz hidrolik güç:

$$P_h^* = \frac{P_h}{rD^5w^3} = \frac{gHQ}{D^5w^3} = H^* Q^*$$

Bunun yanında, toplam mil giriş gücü, P_s ve hidrolik güç, P_h fanın verimliliğiyle ilgilidir.

$$\text{Verim: } n_e = \frac{P_h}{P_s} = \frac{H^* Q^*}{P_s^*}$$

Bu grupların en yaygını ve kullanacaklarımız: H^* , Q^* , D^* , N_{Re} , P_s^* ve h_e 'dir. Fakat, sadece bu altı gruptan beşi h_e 'nin tanımının avantajıyla bağlantılıdır.

Hiçbir akışkan özelliğinin bu gruplarda yer almamasına rağmen, akışkan yoğunluğuna h_e , H^* ve Q^* ; yani P_s^* 'den; saptanan P 'yi bulmak için ihtiyaç duyulur. Fakat bu disk fanı için tüm bu bağımsız beş grup önemlidir ve fanın karakteristikleri oluşumun iki fonksiyonuyla tanımlanabilir.

$$H^* = fn(Q^*, N_{Re}, D^*) \text{ ve } h_e = f(Q^*, N_{Re}, D^*)$$

Boyutsuz miktarların genellemesinden dolayı, herhangi bir fonksiyonel ilişki ya da bu gruplarda ifade edilen verilen fan için, prensipte aynı koşullar altında çalışan herhangi geometrik şekilde benzer fan için geçerli olmalıdır.

4.2. Teorik Analiz

Dönen iki disk arasında, dönme merkezinden r mesafede diferansiyel bir akışkan parçacığına açışal momentumun korunumu ilkesi uygulanarak yapılır.

$$d(mV_q r) = 2t_w r dA = 4t_w p r^2 dr \quad (1)$$

Denklem 1 genişletilebilir ve 2. denklemi vermek için tekrar düzenlenebilir.

$$\frac{dV_q}{dr} = \frac{4pr t_w}{\rho} - \frac{V_q}{r} \quad (2)$$

Toplam kayma gerilmesi yerel Fanning sürtünme katsayısına bağlı olarak

$$t_w = \frac{1}{2} r f V^2 \quad (3)$$

şeklinde verilir. Burada V disk yüzeyine göre akışkanın bağıl hızı olup

$$V^2 = (V_q - \omega r)^2 + V_r^2 \quad (4)$$

uyarınca teğetsel (V_q) ve radyal (V_r) hızla ilişkilendirilir. Burada $V_r = q/2pr d$ diskler arasındaki radyal hız, q hacimsel debi, d ise diskler arası mesafedir. Fanning sürtünme katsayısı, r konumuna bağlı olarak akış laminar veya türbülanslı olabileceği için, her iki durumda geçerli olan aşağıdaki ifadeden belirlenebilir.

$$f = 2 \left[\left(\frac{8}{N_{Re}} \right)^{12} + \left(\frac{1}{A+B} \right)^{3/2} \right]^{1/12} \quad (5)$$

$$A = \left[2.57 \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{N_{Re}} \right)^{0.9} + \left(\frac{0.27e}{D_h} \right)} \right) \right]^{16}$$

$$B = \left(\frac{37530}{N_{Re}} \right)^{16}$$

Buradaki A ve B , Reynolds sayısına ve hidrolik çapa bağlı ampirik sabitlerdir. Paralel levhalar için $D_h = 2d$ çap (kD_h) yani;

$$N_{Re} = \frac{kD_h V}{n} = \frac{2V}{wD} kD^* N_{Re w}$$

$$N_{Re} = \frac{wD^2}{n} \quad D^* = \frac{d}{D} \quad (6)$$

Denklem (5) teki “ e ” faktörü bu çalışmada paslanmaz çelik için $0 < \frac{e}{D_h} < 0,047$ mm

(0,0018 in.) olduğu farz edilen katı yüzeyin eş değer pürüzlülüğünü ifade eder. ” k ” parametresi hız grafiğın şekline, yani geometriye ve Reynolds sayısına bağlı olan bir faktördür. Paralel levhalar arasındaki laminer akış için, $k = 2/3$ ve türbülanslı akış için ise $2/3$ ve 1 aralığındadır.

Öte yandan yerel kayma gerilmesi (t_{wq}) ile toplam kayma gerilmesi (t_w) arasındaki açı, teğetsel hız ile bağıl hız arasındaki açığa eşit kabul edilirse, yerel kayma gerilmesi ile toplam kayma gerilmesi,

$$t_{wq} = t_w \left(\frac{wr - V_q}{V} \right) \quad (7)$$

Denklem (2), (3) ve (7) şu bağıntıyı vermek üzere birleştirilebilir;

$$\frac{dV_q}{dr} = \frac{2prfr}{n\epsilon} (wr - V_q) V - \frac{V_q}{r} \quad (8)$$

Herhangi bir mesafede V_θ , V ve f nin, diskin merkezinden “ r ”nin sınırlı değerlerini belirlemek için (4), (5) ve (8) denklemleri eş zamanlı olarak çözülebilir. Bu, dördüncü derece Runge-Kutta tekniği kullanılarak yapıldı. Temel denklemleri aşağıdaki gibi boyutsuz şekilde yazmak bilgi vericidir.

$$\frac{dV_q^*}{dr^*} = \frac{2pr^*fn}{Q^*} (r^* - V_q^*) - \frac{V_q^*}{r^*} \quad (9)$$

$$V^* = \left[(V_q^* - r^*)^2 + \left(\frac{Q^*}{2pr^*D^*n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (10)$$

ve denklem (5) te , $f = fn(V, D^*, N_{rew}, k)$

$$V_q^* = \frac{V_q}{wD}, \quad V^* = \frac{V}{wD}, \quad r^* = \frac{r}{D}$$

Denklem (5), (9) ve (10), f , V , ve V_θ için eş zamanlı olarak çözülebilir. Bu çözümlerin aşağıdaki şekilde olduğu belirgindir.

$$V^*, V_q^*, f = fn(Q^*/n, N_{rew}, D^*, k) \quad (11)$$

4.3. Güç Dağılımı

Pompaya ulaşan toplam güç aşağıda belirtildiği gibi, ayrı ayrı verimler ile bir çok elemana ayrılabilir.

$$\begin{array}{l}
 P_s \rightarrow \begin{cases} P_d = h_d P_s \\ P_b = (1 - h_d) P_s \end{cases} \rightarrow \begin{cases} P_i = h_i P_d \\ P_i = (1 - h_i) P_d \end{cases} \rightarrow \begin{cases} P_h = h_c P_i = h_c P_s \\ P_c = (1 - h_c) P_i \end{cases}
 \end{array} \quad (12)$$

Burada, P_s milden gelen toplam güç, P_b mil yatağı ve emiştaki güç kaybı, P_d disklerden havaya aktarılan güç, P_f disk ile ilgili radyal ve teğetsel akışkan hız unsularından kaynaklanan disk boşluğundaki sürtünmelerle kaybedilen güç, P_i havanın diskten aldığı güç, P_c pompa boşalması ve disk arasındaki koruyucu tabakadaki güç kaybı ve P_h ise daha önce tanımlandığı gibi net hidrolik fan gücüdür. Verimler h_d , h_i ve h_c sırasıyla mil yatağı ve disk boşluklarındaki kayıpların, diskler arası boşluktaki sürtünmenin, salyangoz ve basma ağızı kayıplarının yerine geçer ve h_e daha önce tanımlandığı gibi toplam fan verimliliğidir.

Boşlukta diskler tarafından havaya aktarılan toplam güç, P_d yerel duvar basıncının teğetsel unsurlarının ve toplam disk yüzey alanı üzerindeki yerel disk hızının ürünlerinin birleştirilmesiyle belirlenir.

$$P_d = 2n \int_A t_{wq} wr dA = 4pn \int_{r_i}^{r_o} t_{wq} wr^2 dr \quad (13)$$

Boyutsuz şekilde şöyledir;

$$P_d^* = 2pn \int_{\bar{r}_i}^{\bar{r}_o} fV^* r^* dr^* = \frac{P_d}{rw^3 D^5} \quad (14)$$

Benzer şekilde, açılal hızın nakledilmesi sayesinde aralıktaki hava tarafından elde edilen güç,

$$P_i = 2n \int_A t_{wq} V_q dA = 2prn \int_{r_i}^{r_o} fV V_q (wr - V_q) r dr \quad (15)$$

ya da,

$$P_i^* = \frac{P_i}{r w^3 D^5} = 2pn \int_{r_i}^{r_o} fV_q^* V^* r^* dr^* \quad (16)$$

ile verilmektedir.

V_θ , aralıktaki mutlak akışkan hızın teğetsel bileşimidir. Bunun gibi, boşluktaki sürtünmeden yayılan güç şöyledir;

$$P_f = 2n \int_A t_{wq} (wr - V_q) dA = 2prn \int_{r_i}^{r_o} fV (wr - V_q)^2 r dr \quad (17)$$

Tahmin edildiği gibi $P_d - P_i$, açıkça görülmektedir. Boyutsuz şekilde, şöyledir;

$$P_f^* = P_d^* - P_i^* \quad (18)$$

$$P_{ith} = n\omega(V_{q2}r_2 - V_{q1}r_1) \quad (19)$$

4.4 Çözüm Prosedürü

Adım 1. V_q çözülür.

$$\text{Adım 2. } \frac{dV_q}{dr} = \frac{2prfr}{n\omega} (wr - V_q) \sqrt{(wr - V_q)^2 + (Q/2prd)^2} - \frac{V_q}{r} \text{ hesaplanır.}$$

q tek bir aralıktan geçen debi (m^3/s)

Adım 3. $t_w = \frac{1}{2} r f V^2$ hesaplanır.

$$f = 2 \left[\left(\frac{8}{N_{Re}} \right)^{12} + \left(\frac{1}{A+B} \right)^{3/2} \right]^{1/12}$$

Adım 4. $t_{wq} = t_w \left(\frac{wr - V_q}{V} \right)$ hesaplanır.

Adım 5. Diskten akışkana aktarılan güç $P_d = 2n \int_A t_{wq} wr dA = 4pn \int_{r_i}^{r_o} t_{wq} wr^2 dr$

Adım 6. Akışkanın aldığı güç $P_i = 2n \int_A t_{wq} V_q dA = 2prn \int_{r_i}^{r_o} f V V_q (wr - V_q) r dr$

Adım 7. $h_d = \frac{P_d}{P_s}$ hesaplanır. (P_d adım 5'ten, P_s ölçülen değer)

Adım 8. $h_i = \frac{P_i}{P_d}$ hesaplanır. (P_i adım 6'dan, P_d adım 5'ten)

Adım 9. $P_h = \Delta P Q$ hesaplanır. (DeneySEL değerlerden)

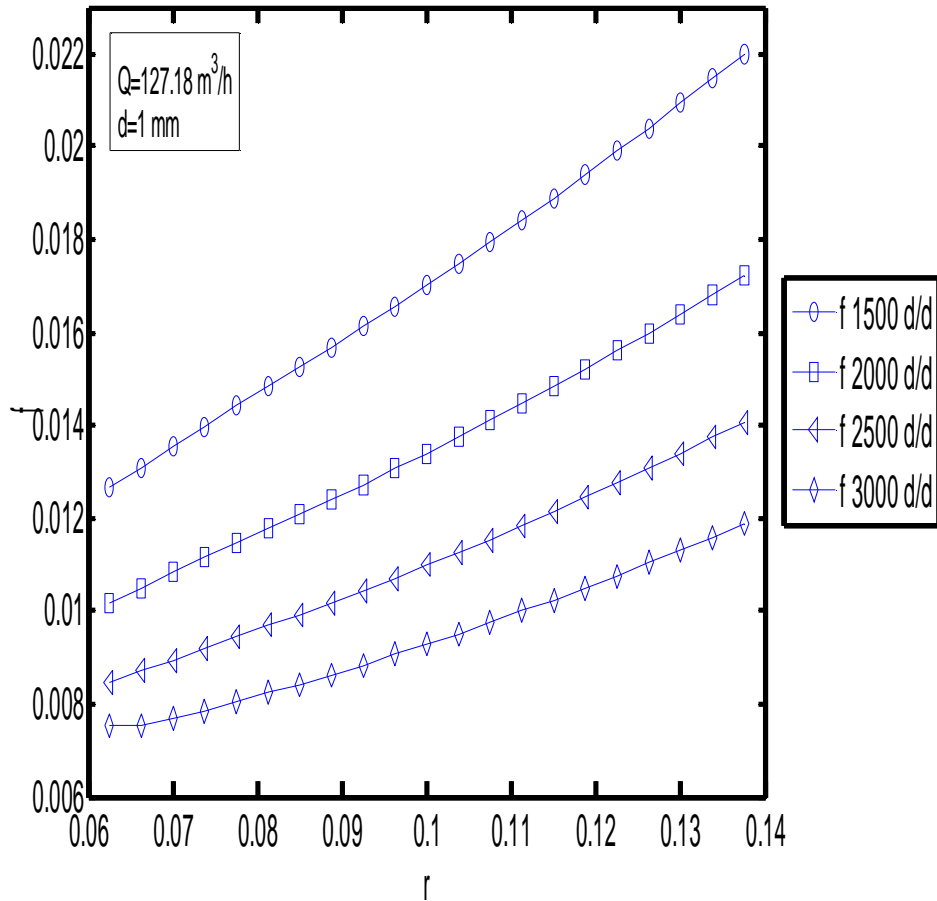
Adım 10. $h_c = \frac{P_h}{P_i}$ hesaplanır. (P_h adım 9'dan, P_i adım 6'dan)

Adım 11. $h_e = \frac{P_h}{P_s}$ hesaplanır. (P_h adım 9'dan, P_s deneysel değerlerden)

P_s ve P_h ölçülüyor P_i ve P_d hesaplanıyor.

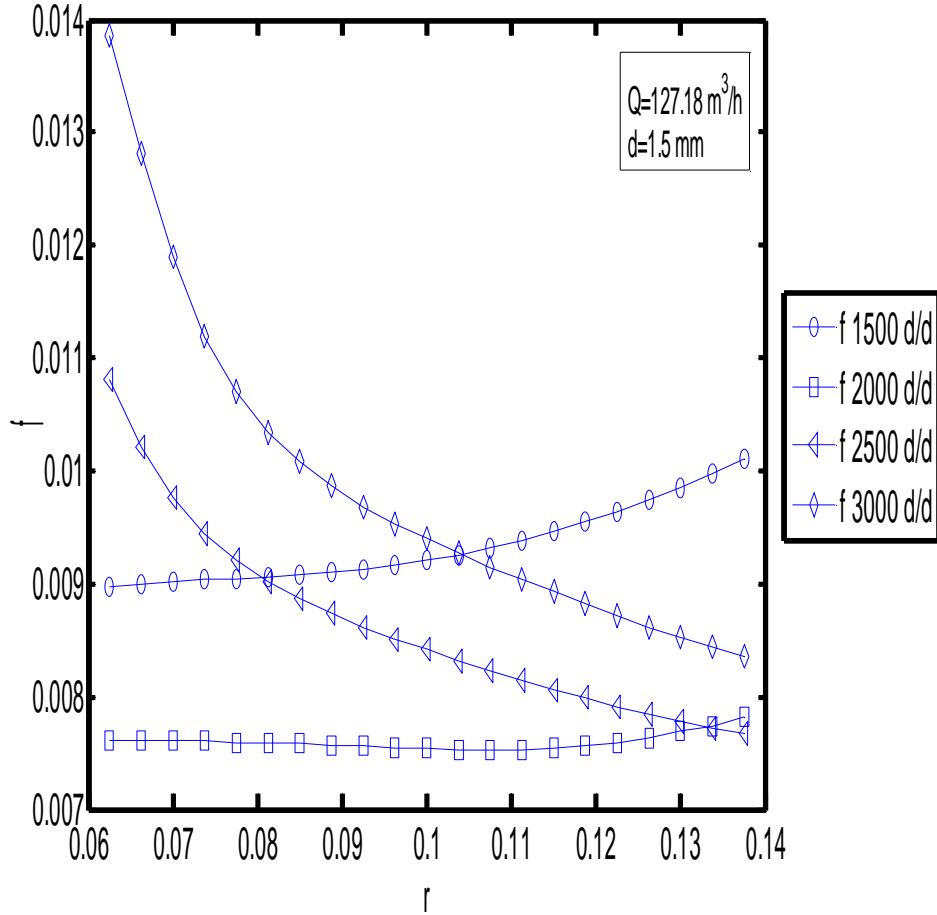
BÖLÜM 5. TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Performans verileri 1500, 2000, 2500 ve 3000 d/dk hızlarındaki 15, 13, 11 diskli Tesla fanı için elde edildi. Şekil 5.1., Şekil 5.2. ve Şekil 5.3.'te sabit hacimsel debide fanning sürtünme katsayısı (f) ile dönme merkezinden uzaklık (r) ile değişimi gösterilmiştir.



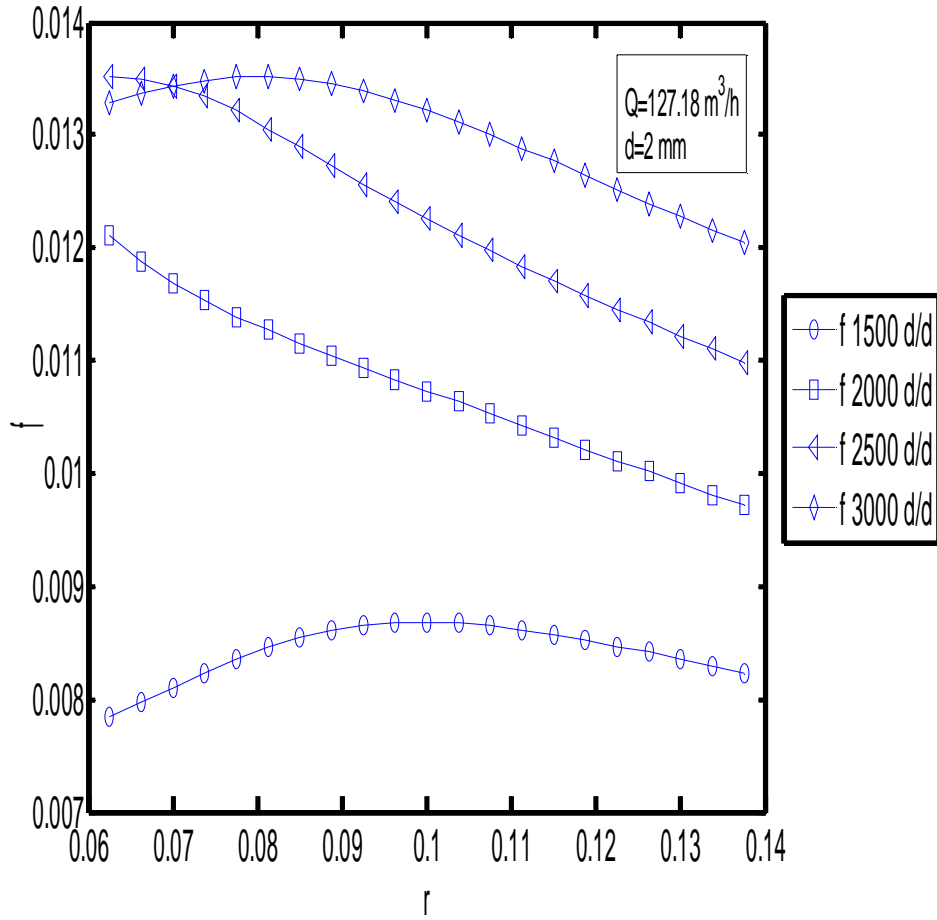
Şekil 5.1. Fanning sürtünme katsayısı (f) ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki $d=1$ mm

Şekil 5.1.'de sürtünme katsayısının devir sayısı ile azaldığı açık biçimde görülmektedir. Değişim dönme merkezinden uzaklaştıkça artmakta ve artış yaklaşık olarak doğrusaldır. Bunun nedeni akışın laminardan türbülansa geçmesidir.



Şekil 5.2. Fanning sürtünme katsayısı (f) ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki $d=1.5$ mm

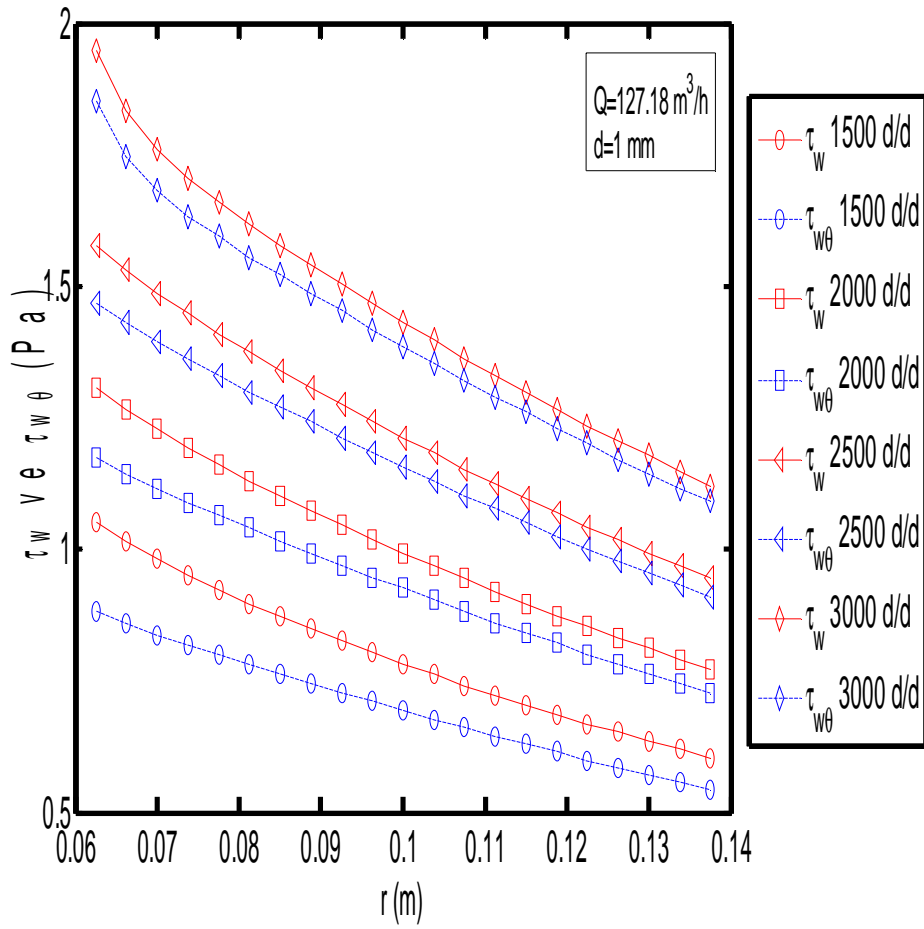
Şekil 5.2.'de sürtünme katsayısının devir sayısı ile değişimi düzensizdir. Değişim dönme merkezinden uzaklaştıkça 2500 ve 3000 d/d' da bir azalma görülürken 1500 ve 2000 d/d' da çok az bir artış olmuştur ve doğruya yakındır. Bunu nedeni akışın laminar veya türbülans olmasıdır.



Şekil 5.3. Fanning sürtünme katsayısı (f) ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki $d=2$ mm

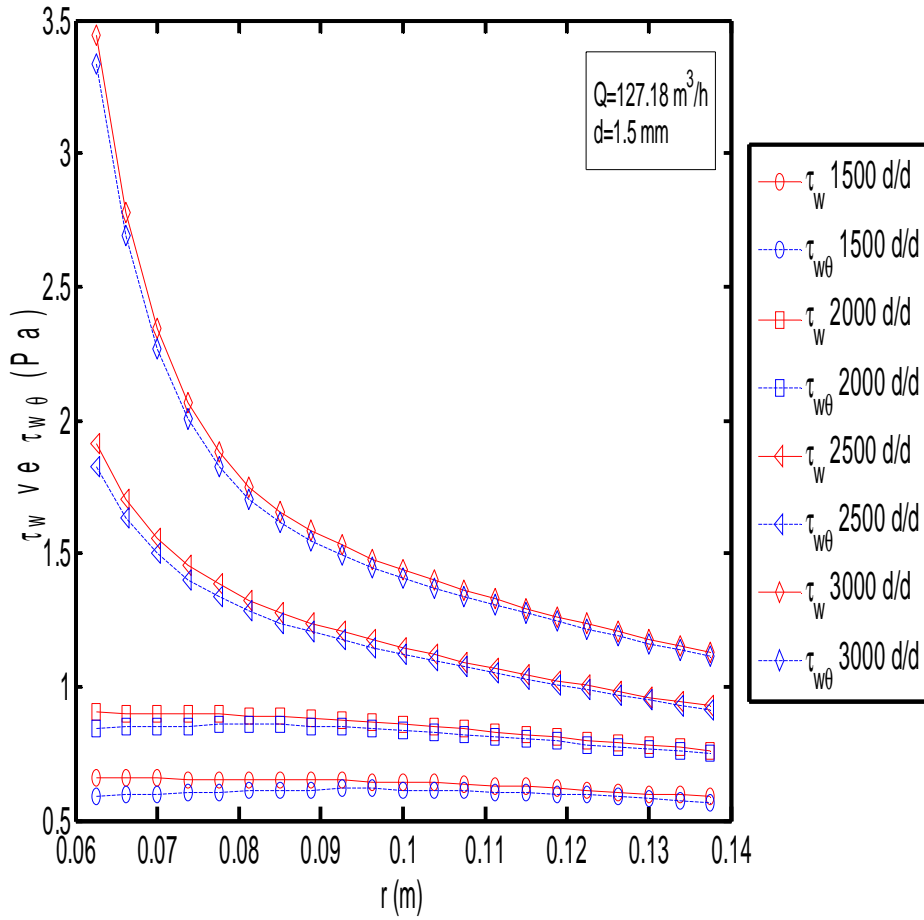
Şekil 5.3.'te sürtünme katsayısının devir sayısı ile değişimi düzensizdir. Değişim 1500 ve 3000 d/d'da dönme merkezinden belli bir uzaklığa kadar artarken, bu uzaklıktan sonra doğrusal olarak azalmakta, 2000 ve 2500 d/d'da dönme merkezinden uzaklaştıkça sürtünme faktörü doğrusal olarak azalmaktadır.

Şekil 5.4., Şekil 5.5. ve Şekil 5.6.'da sabit hacimsel debide yerel (t_{wq}) ve toplam (t_w) kayma gerilmeleri ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki gösterilmiştir.



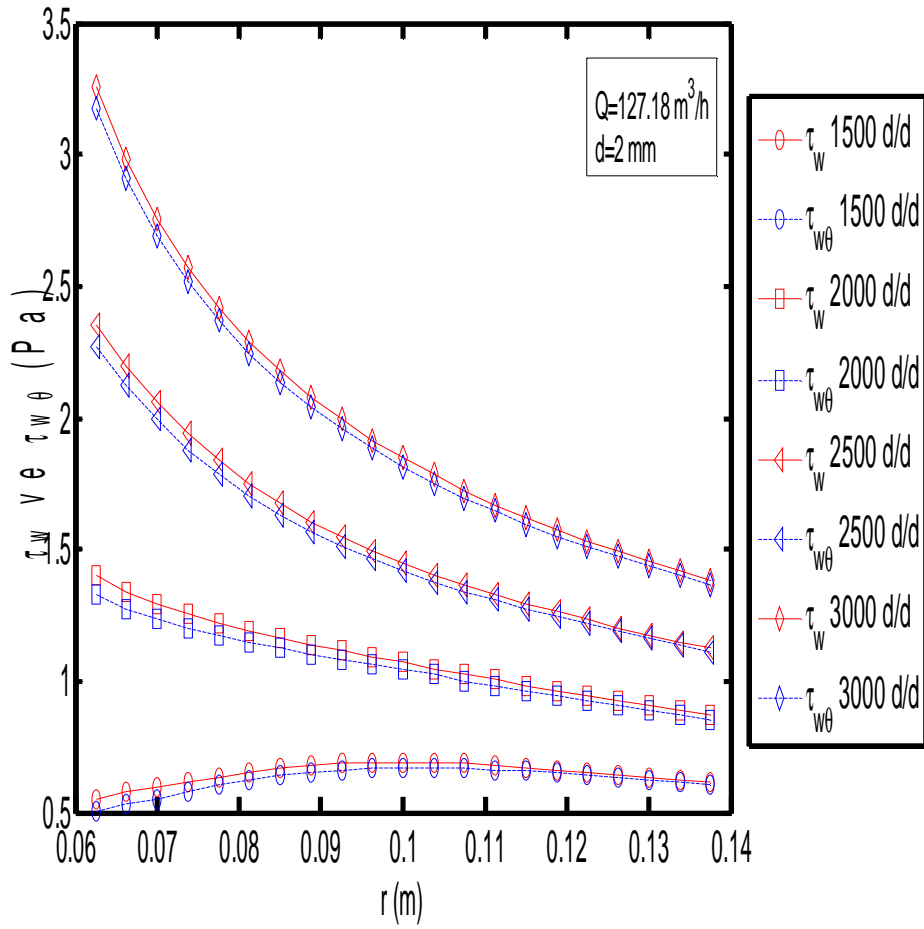
Şekil 5.4. Yerel (t_{wq}) ve toplam (t_w) kayma gerilmeleri ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki $d=1$ mm

Şekil 5.4.'te kayma gerilmeleri hızdan çok etkilenir. Dolayısıyla devir sayısının artmasıyla kayma gerilmeleri artmaktadır. Kayma gerilmeleri dönme merkezinden uzaklaştıkça doğrusal bir azalma görülmektedir. Ancak $t_w - t_{wq}$ sabit kalmaktadır.



Şekil 5.5. Yerel (τ_{wq}) ve toplam (τ_w) kayma gerilmeleri ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki $d=1.5$ mm

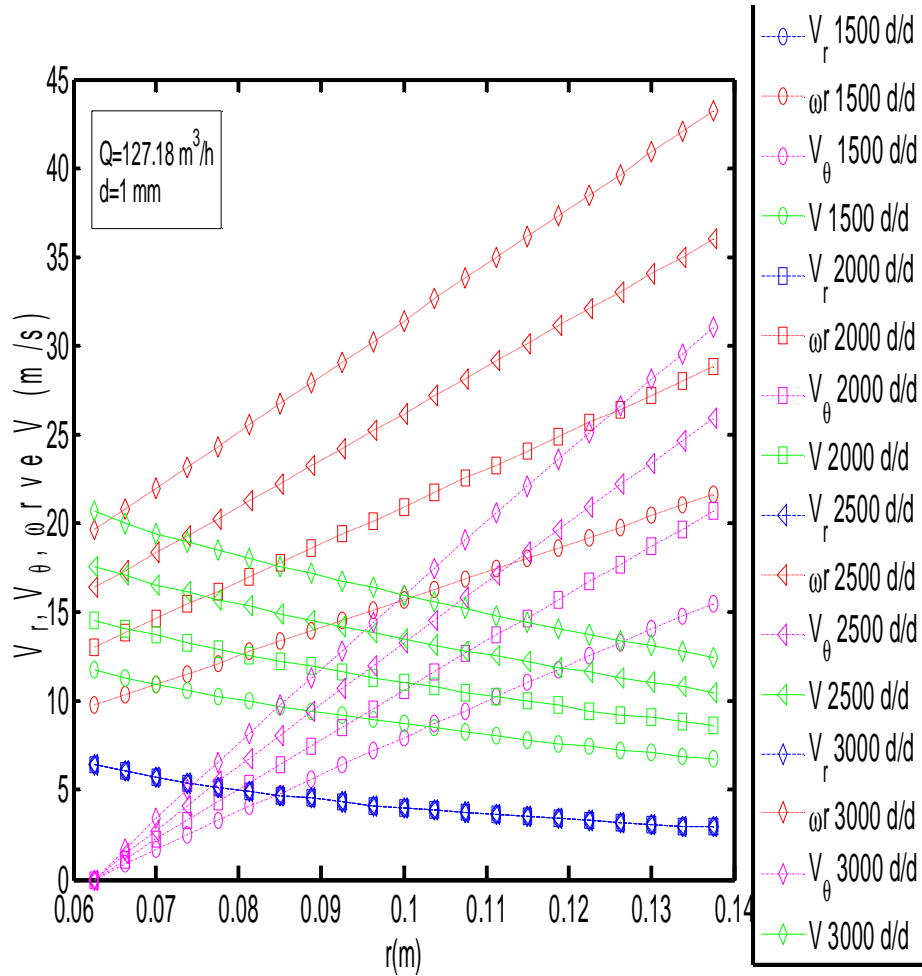
Şekil 5.5.'te devir sayısının artmasıyla kayma gerilmeleri artmaktadır. 1500 ve 2000 d/d' da dönme merkezinden uzaklaştıkça kayma gerilemelerinde değişim olmamakta ve doğruya yakındır. 2500 ve 3000 d/d' da dönme merkezinden uzaklaştıkça kayma gerilmeleri azalmaktadır. Ancak $\tau_w - \tau_{wq}$ dönme merkezinden uzaklaştıkça azalmakta ve bir noktadan sonra sabit kalmaktadır.



Şekil 5.6. Yerel (τ_{wq}) ve toplam (τ_w) kayma gerilmeleri ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki $d=2 \text{ mm}$

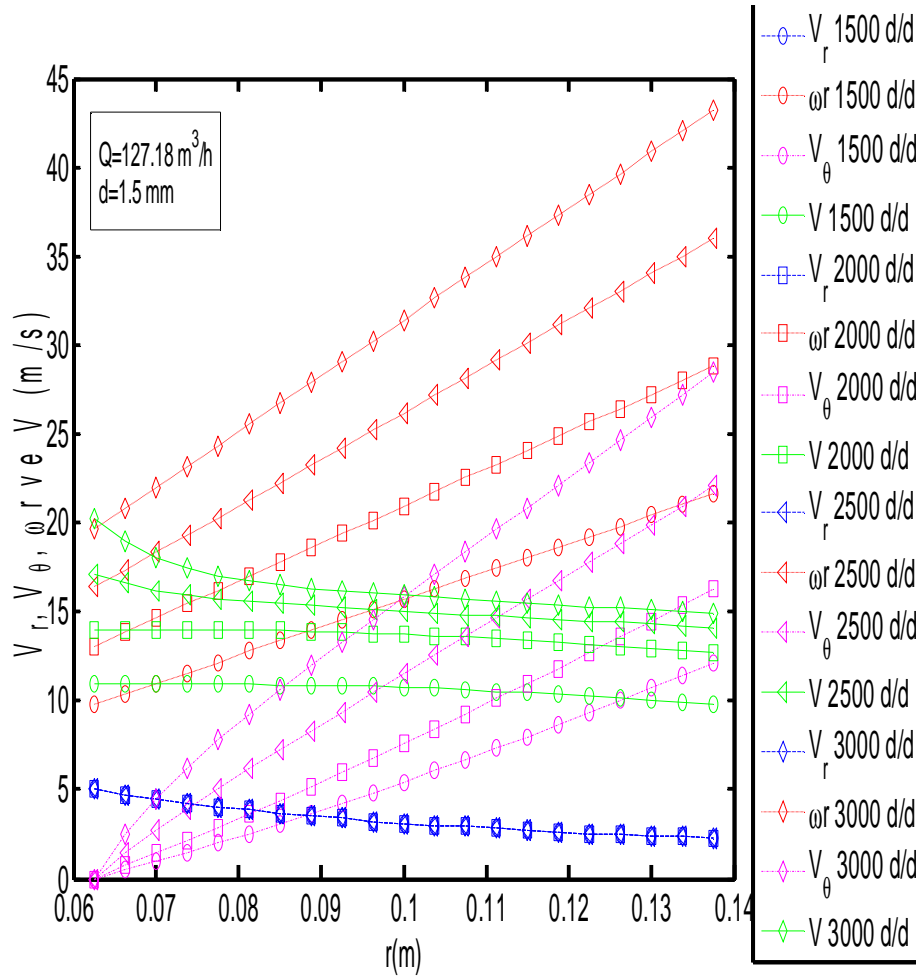
Şekil 5.6.'da devir sayısının artmasıyla kayma gerilmeleri artmaktadır. 1500 d/d' da dönme merkezinden uzaklaştıkça belli bir noktaya kadar artmakta ve o noktadan sonra azalmaya başlamıştır ve doğruya yakındır. 2000, 2500 ve 3000 d/d' da dönme merkezinden uzaklaştıkça kayma gerilmeleri azalmaktadır. Ancak $\tau_w - \tau_{wq}$ dönme merkezinden uzaklaştıkça azalmakta ve bir noktadan sonra sabit kalmaktadır.

Şekil 5.7., Şekil 5.8. ve Şekil 5.9.'da sabit hacimsel debide hızların V_r , V_q , V , ve ωr ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki gösterilmiştir.



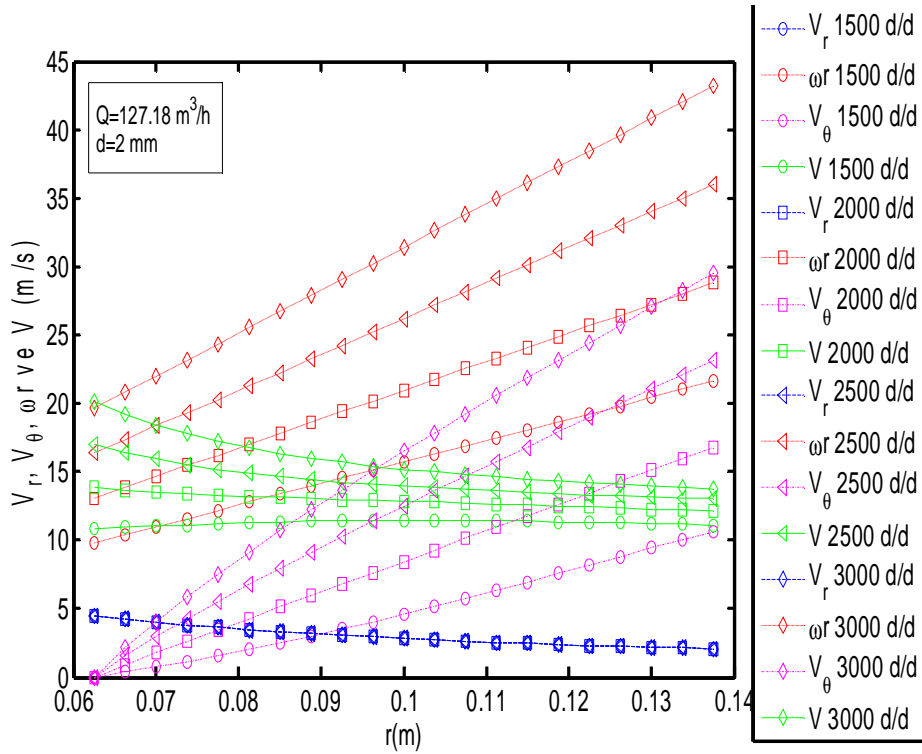
Şekil 5.7. Bağlı hız (V_r), teğetsel hız (V_θ), bağıl hız (V), çevresel hız (wr) ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki $d=1$ mm

Şekil 5.7.'de V_r nin sabit hacimsel debilerde devir sayıları ile değişmediği ve dönme merkezinden uzaklaştıkça azaldığı görülmüştür. V_θ artan devir sayısı ile artmakta iken dönme merkezinden uzaklaştıkça artmaktadır. V ise artan devir sayısı ile artarken, dönme merkezinden uzaklaştıkça azalmakta ve azalma doğrusaldır. wr dönme merkezinden uzaklaştıkça artarken, artan devir sayısı ile doğrusal olarak artmaktadır.



Şekil 5.8. Bağlı hız (V_r), teğetsel hız (V_θ), bağıl hız (V), çevresel hız (wr) ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki $d=1.5$ mm

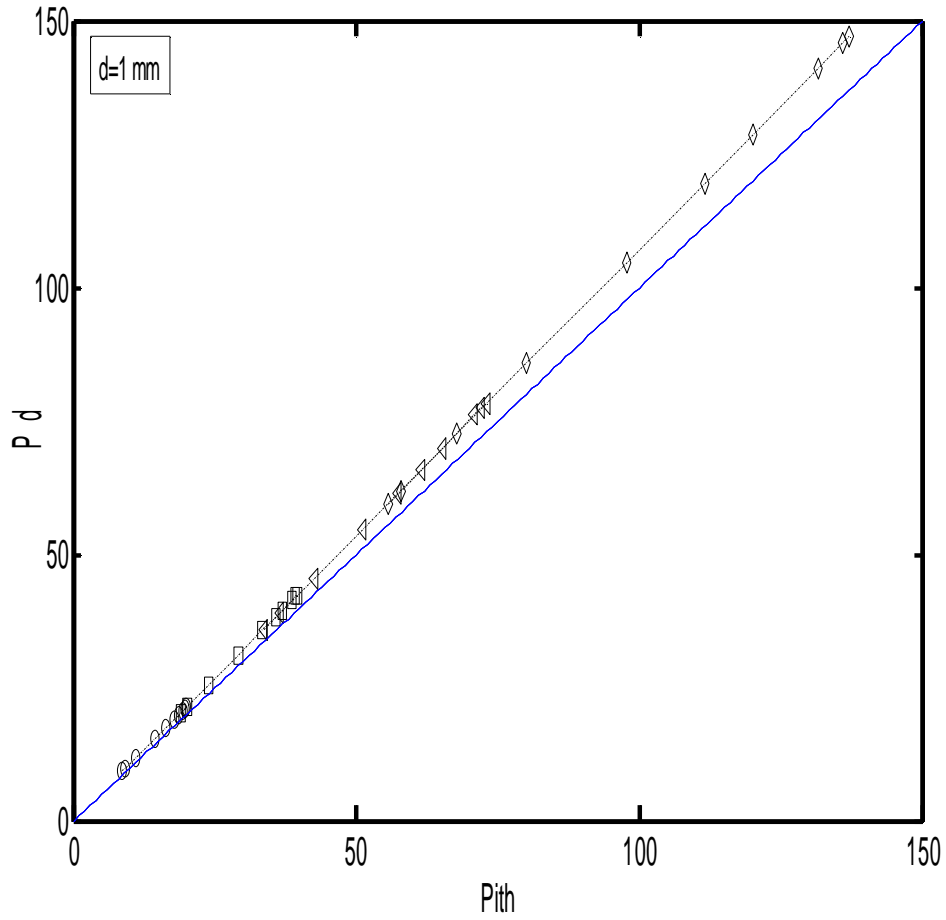
Şekil 5.8.'de V_r nin sabit hacimsel debilerde devir sayıları ile değişmediği ve dönme merkezinden uzaklaştıkça azaldığı görülmüştür. V_θ artan devir sayısı ile artmakta iken dönme merkezinden uzaklaştıkça artmaktadır. V ise artan devir sayısı ile artarken, dönme merkezinden uzaklaştıkça azalmakta ve belli bir noktadan sonra değişim çok azdır ve doğruya yakındır. wr dönme merkezinden uzaklaştıkça artarken, artan devir sayısı ile doğrusal olarak artmaktadır.



Şekil 5.9. Bağlı hız (V_r), teğetsel hız (V_θ), bağıl hız (V), çevresel hız (wr) ile dönme merkezinden uzaklık (r) arasındaki ilişki $d=2 \text{ mm}$

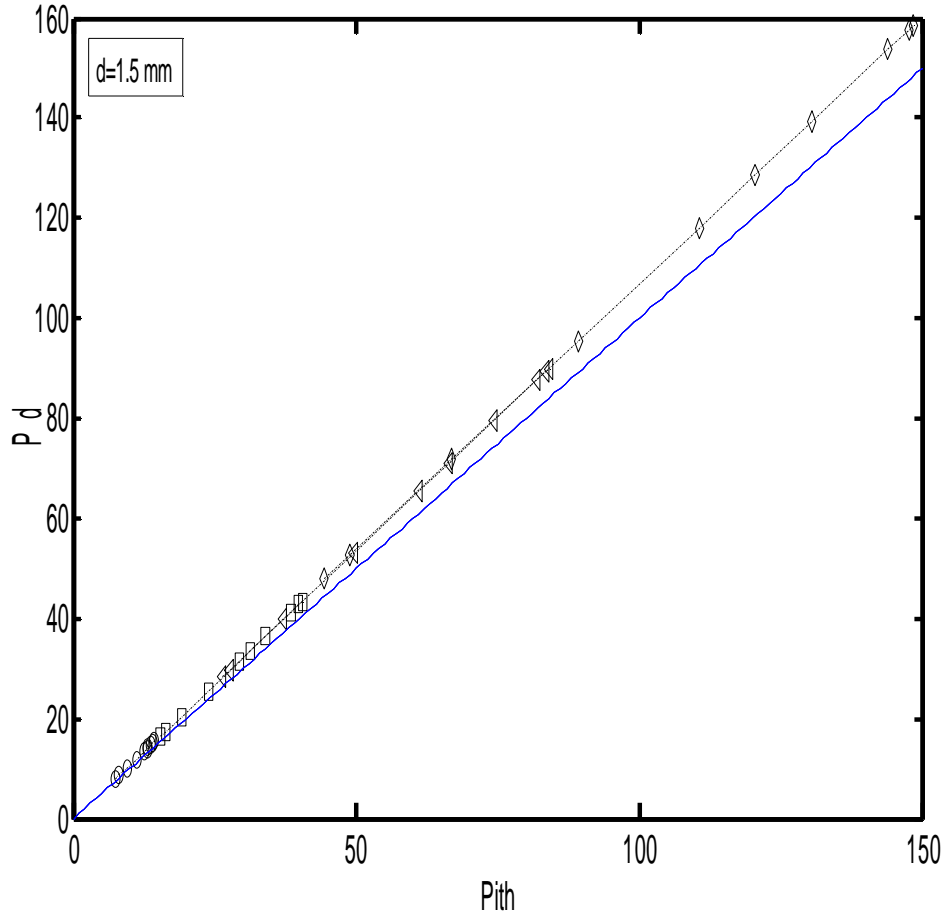
Şekil 5.9.'da V_r nin sabit hacimsel debilerde devir sayıları ile değişmediği ve dönme merkezinden uzaklaştıkça azaldığı görülmüştür. V_θ artan devir sayısı ile artmakta iken dönme merkezinden uzaklaştıkça artmaktadır. V ise artan devir sayısı ile artarken, dönme merkezinden uzaklaştıkça azalmakta ve belli bir noktadan sonra değişim çok azdır ve doğruya yakındır. wr dönme merkezinden uzaklaştıkça artarken, artan devir sayısı ile doğrusal olarak artmaktadır.

Şekil 5.10., Şekil 5.11. ve Şekil 5.12.'de diskin havaya aktardığı güç (P_d) ile havanın diskten aldığı teorik hesaplanan güç (P_{ith}) arasındaki ilişki gösterilmiştir.



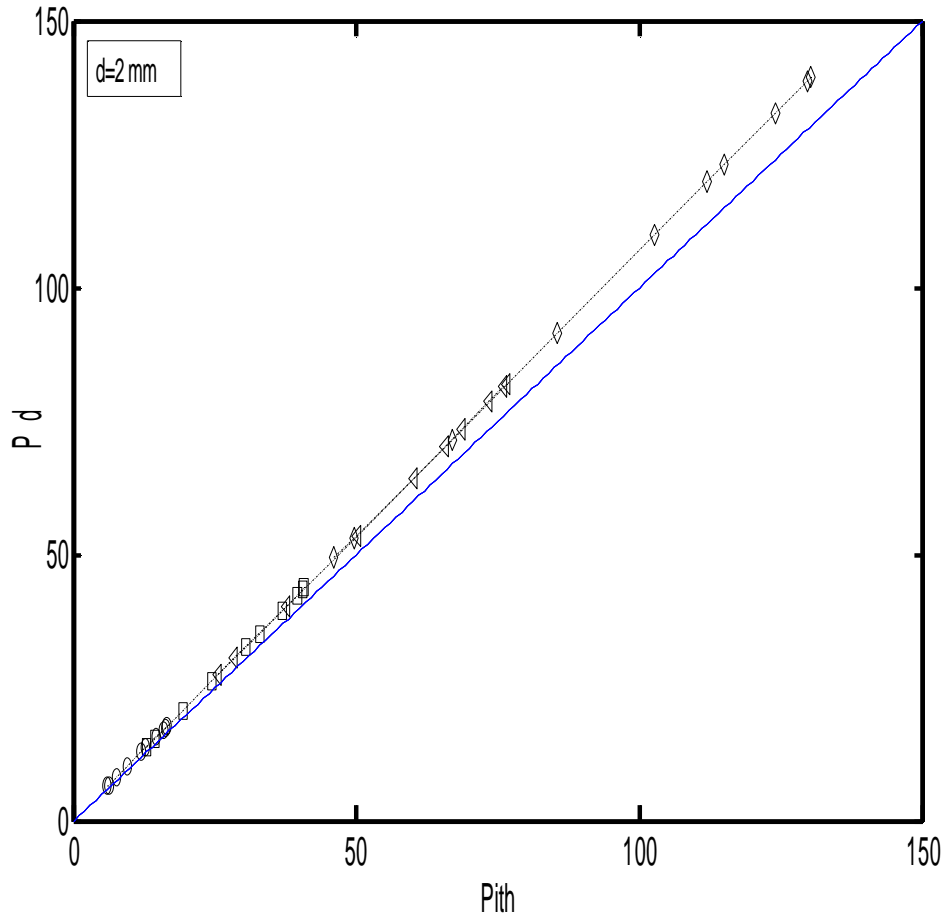
Şekil 5.10. Diskin havaya aktardığı güç (P_d) ile havanın diskten aldığı teorik hesaplanan güç (P_{ith}) arasındaki ilişki $d=1$ mm

Şekil 5.10.'de bütün devir sayılarında (1500, 2000, 2500 ve 3000 d/dk) P_d ile P_{ith} arasındaki değişim doğrusaldır. Sonuçların mavi çizgi üzerinde yani eğim=1 olacak şekilde çıkması bekleniyordu ve sonuçlar mavi çizgiye oldukça yakındır ve sapma yüzde 6.7'dir. Maksimum $P_d=147$ (Pa) iken $P_{ith}=137$ (Pa)'dır.



Şekil 5.11. Diskin havaya aktardığı güç (P_d) ile havanın diske aktardığı teorik hesaplanan güç (P_{ith}) arasındaki ilişki $d=1.5$ mm

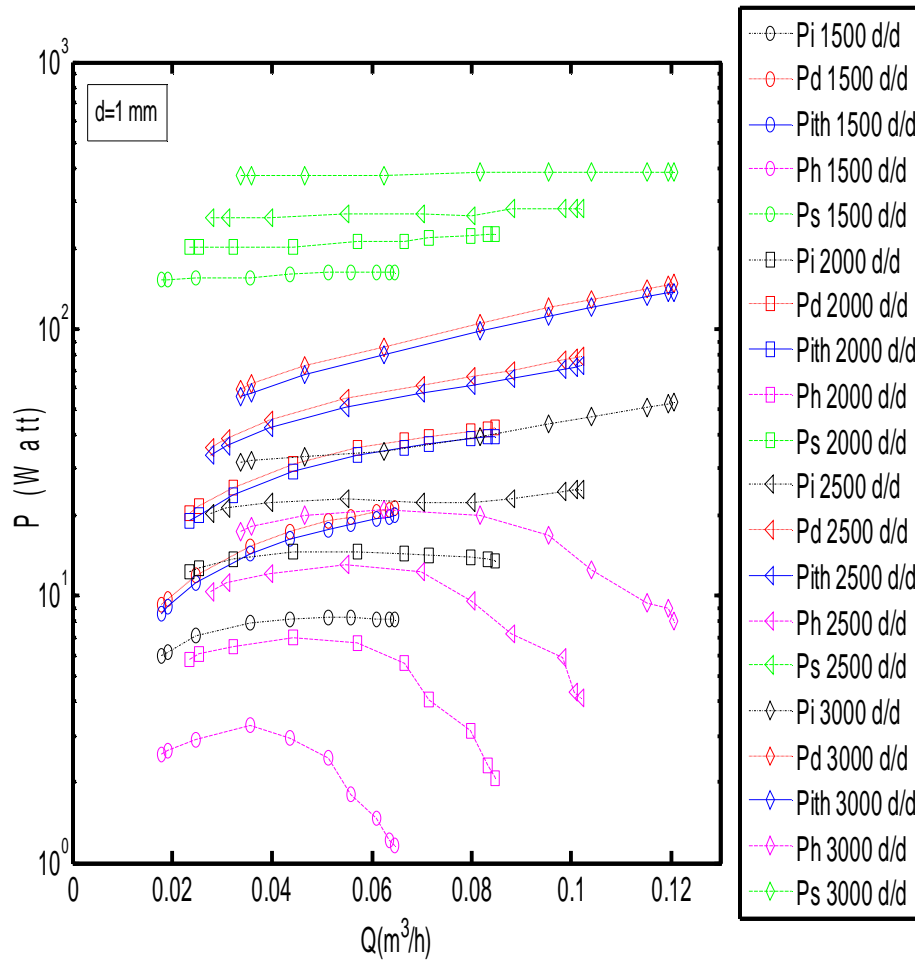
Şekil 5.11.'de bütün devir sayılarında (1500, 2000, 2500 ve 3000 d/dk) P_d ile P_{ith} arasındaki değişim doğrusaldır. Sonuçların mavi çizgi üzerinde yani eğim=1 olacak şekilde çıkması bekleniyordu ve sonuçlar mavi çizgiye oldukça yakın ve sapma yüzde 7.4'dir. Maksimum $P_d=160$ (Pa) iken $P_{ith}=150$ (Pa)'dır.



Şekil 5.12. Diskin havaya aktardığı güç (P_d) ile havanın diskten aldığı teorik hesaplanan güç (P_{ith}) arasındaki ilişki $d=2$ mm

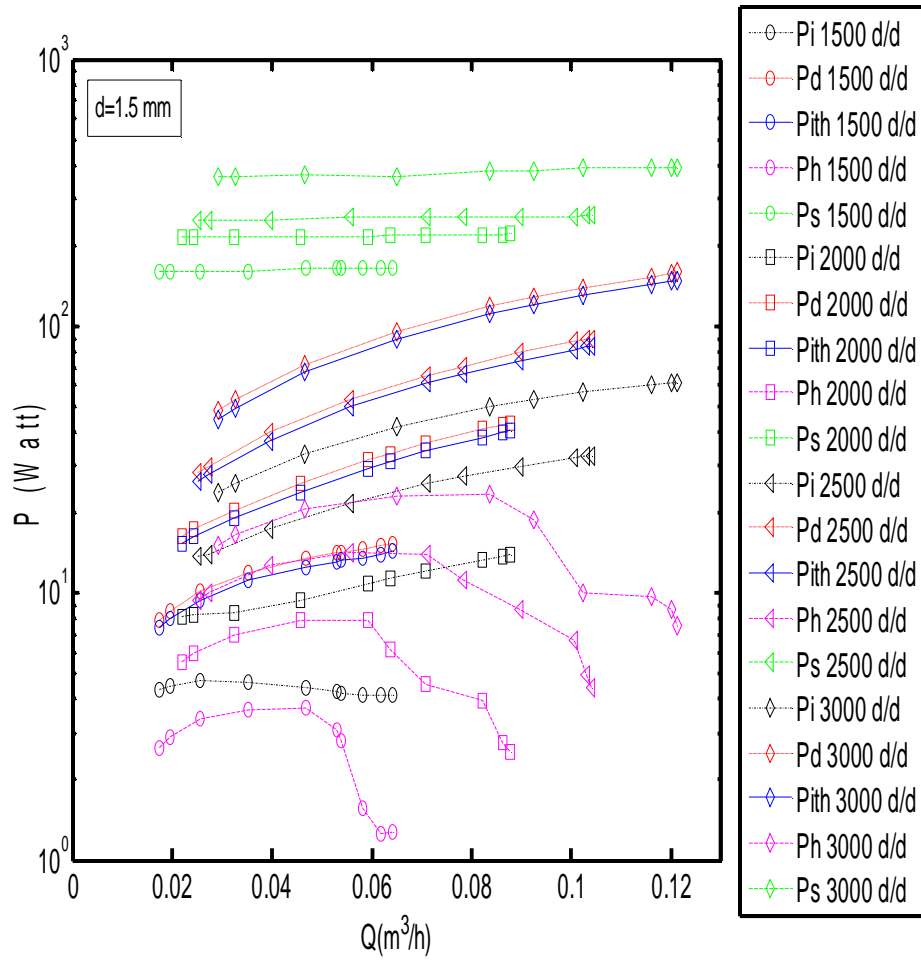
Şekil 5.12.'de bütün devir sayılarında (1500, 2000, 2500 ve 3000 d/dk) P_d ile P_{ith} arasındaki değişim doğrusaldır. Sonuçların mavi çizgi üzerinde yani eğim=1 olacak şekilde çıkması bekleniyordu ve sonuçlar mavi çizgiye oldukça yakın sapma yüzde 6.9'dır. Maksimum $P_d=139$ (Pa) iken $P_{ith}=130$ (Pa)'dır.

Şekil 5.13., Şekil 5.14. ve Şekil 5.15.'te havanın diskten aldığı güç (P_i), diskten havaya aktardığı güç (P_d), havanın diske aktardığı teorik hesaplanan güç (P_{ith}), havanın disklerden çektiği hidrolik güç (P_h) ve mil giriş gücü (P_s) ile hacimsel debi (Q) arasındaki ilişki gösterilmiştir.



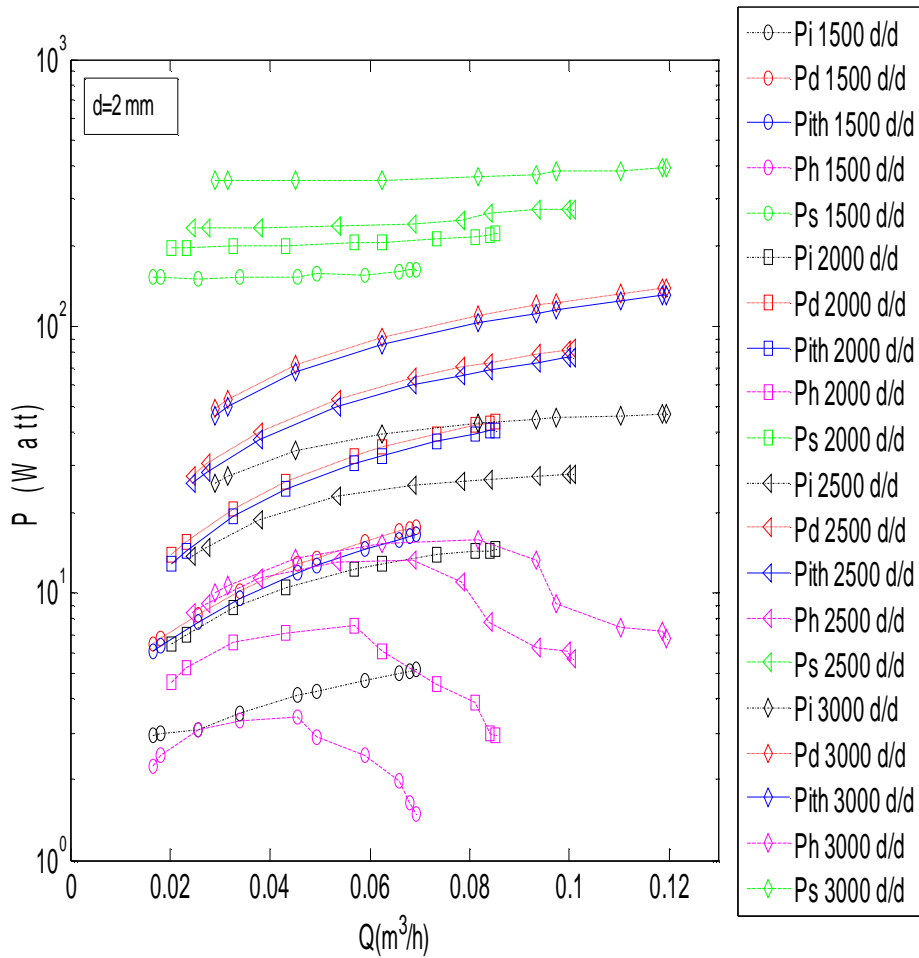
Şekil 5.13. Havanın diskten aldığı güç (P_i), diskin havaya aktardığı güç (P_d), havanın diskten aldığı teorik hesaplanan güç (P_{ith}), havanın disklerden çektiği hidrolik güç (P_h) ve mil giriş gücü (P_s) ile hacimsel debi (Q) arasındaki ilişki $d=1$ mm

Şekil 5.13'te P_d ve P_{ith} , devir sayısı ile arttığı açıkça görülmektedir ve hacimsel debi arttıkça, doğrusal bir artış göstermektedir. P_d , 9 ile 150 (W) arasında değişirken P_{ith} , 7 ile 140 (W) arasında değişmektedir. P_s , devir sayısı arttıkça artmakta ve hacimsel debi ile fazla bir değişim gözlenmemekte ve oldukça doğruya yakındır. P_s , 153 ile 383 (W) arasında değişmektedir. P_i , devir sayısı arttıkça artmakta ve artan debi ile artmaktadır. P_i , 5 ile 40 (W) arasında değişmektedir. P_h , ise devir sayısı arttıkça artmakta ve belli bir hacimsel debiye kadar artmakta ve bu hacimsel debiden sonra azalmaktadır. P_h , 1 ile 20 (W) arasında değişmektedir.



Şekil 5.14. Havanın diskten aldığı güç (P_i), diskin havaya aktardığı güç (P_d), havanın diskten aldığı teorik hesaplanan güç (P_{ith}), havanın disklerden çektiği hidrolik güç (P_h) ve mil giriş gücü (P_s) ile hacimsel debi (Q) arasındaki ilişki $d=1.5$ mm

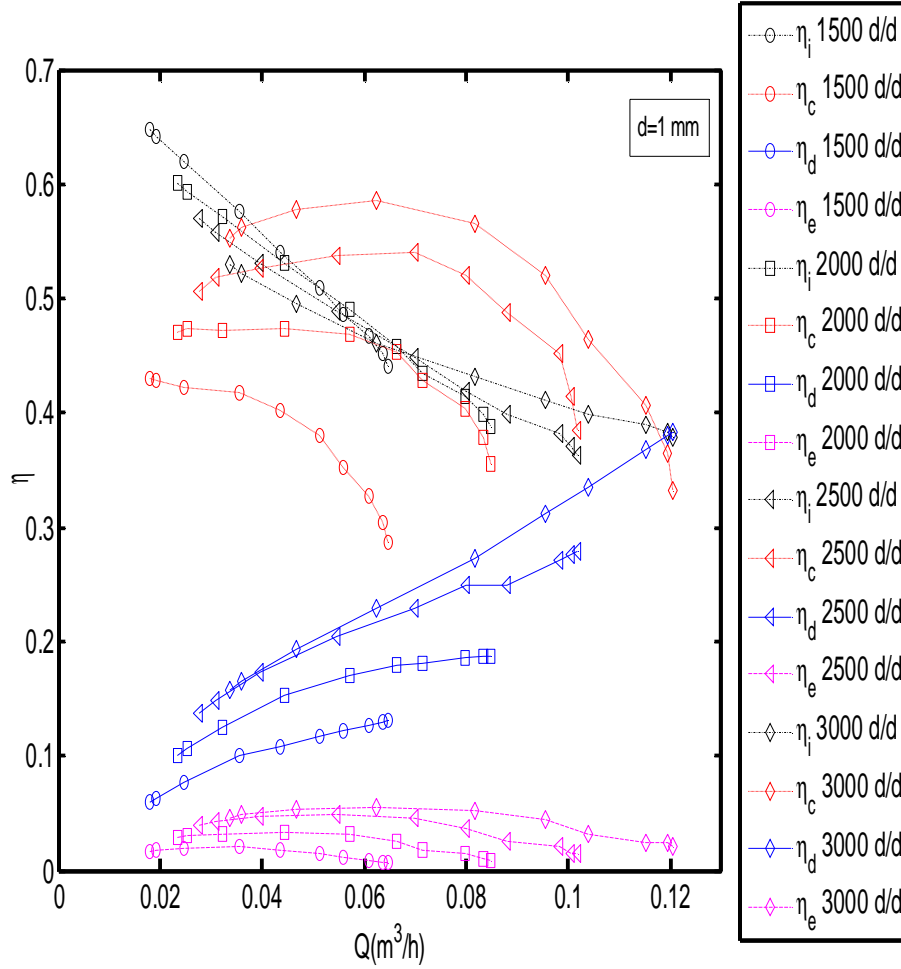
Şekil 5.14'de P_d ve P_{ith} , devir sayısı ile arttığı açıkça görülmektedir ve hacimsel debi arttıkça, doğrusal bir artış göstermektedir. P_d , 8 ile 160 (W) arasında değişirken P_{ith} , 6 ile 148 (W) arasında değişmektedir. P_s , devir sayısı arttıkça artmakta ve ve hacimsel debi ile fazla bir değişim gözlenmemekte ve oldukça doğruya yakındır. P_s , 159 ile 390 (W) arasında değişmektedir. P_i , devir sayısı arttıkça artmakta ve artan debi ile 2000, 2500 ve 3000 d/dk'da artarken 1500 d/dk'da azalmaktadır. P_h , ise devir sayısı arttıkça artmakta ve belli bir hacimsel debiye kadar artmakta ve bu hacimsel debiden sonra azalmaktadır. P_h , 1 ile 20 (W) arasında değişmektedir.



Şekil 5.15 Havanın diskten aldığı güç (P_i), diskin havaya aktardığı güç (P_d), havanın diskten aldığı teorik hesaplanan güç (P_{ith}), havanın disklerden çektiği hidrolik güç (P_h) ve mil giriş gücü (P_s) ile hacimsel debi (Q) arasındaki ilişki $d=2$ mm

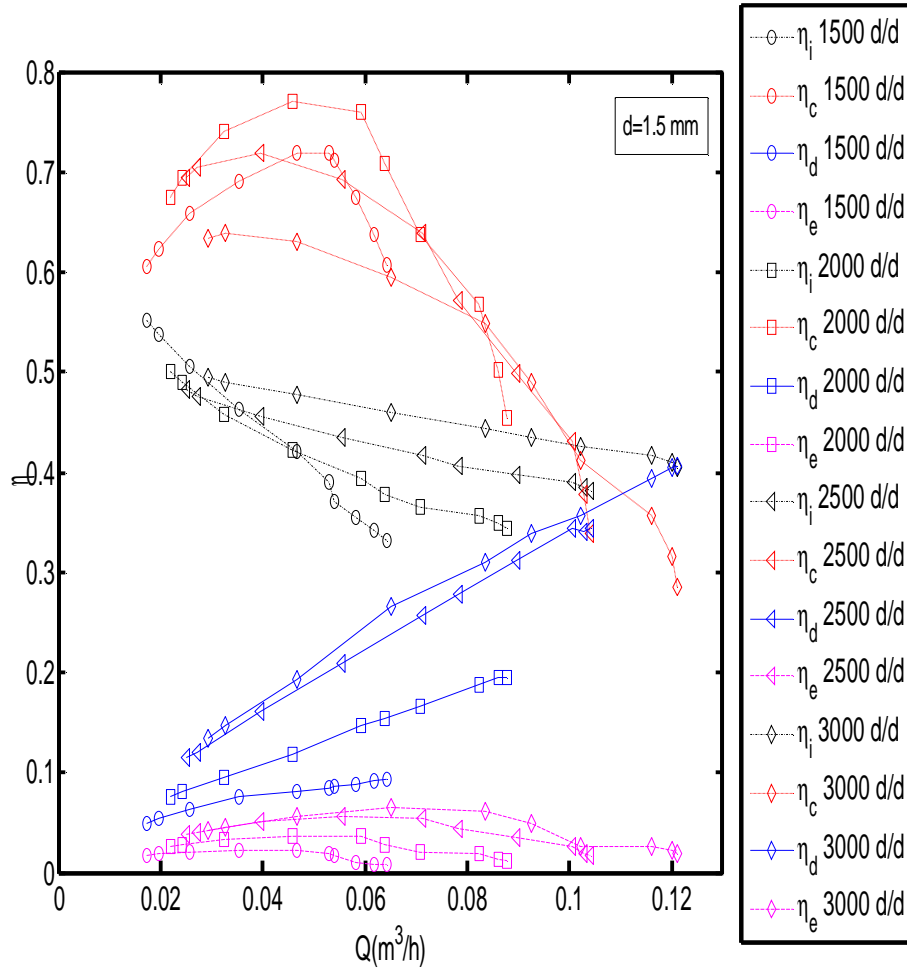
Şekil 5.15'te P_d ve P_{ith} , devir sayısı ile arttığı açıkça görülmektedir ve hacimsel debi arttıkça, doğrusal bir artış göstermektedir. P_d , 7 ile 140 (W) arasında değişirken P_{ith} , 6 ile 129 (W) arasında değişmektedir. P_s , devir sayısı arttıkça artmakta ve ve hacimsel debi ile fazla bir değişim gözlenmemekte ve oldukça doğruya yakındır. P_s , 152 ile 391 (W) arasında değişmektedir. P_i , devir sayısı arttıkça artmakta ve artan debi ile artmaktadır. P_i , 3 ile 35 (W) arasında değişmektedir. P_h , ise devir sayısı arttıkça artmakta ve belli bir hacimsel debiye kadar artmakta ve bu hacimsel debiden sonra azalmaktadır. P_h , 1 ile 16 (W) arasında değişmektedir.

Şekil 5.16., Şekil 5.17. ve Şekil 5.18.'de iç verim (h_i), salyangoz ve basma tarafı verimi (h_c), emme verimi (h_d) ve toplam fan verimi (h_e) ile hacimsel debi (Q) arasındaki ilişki gösterilmektedir.



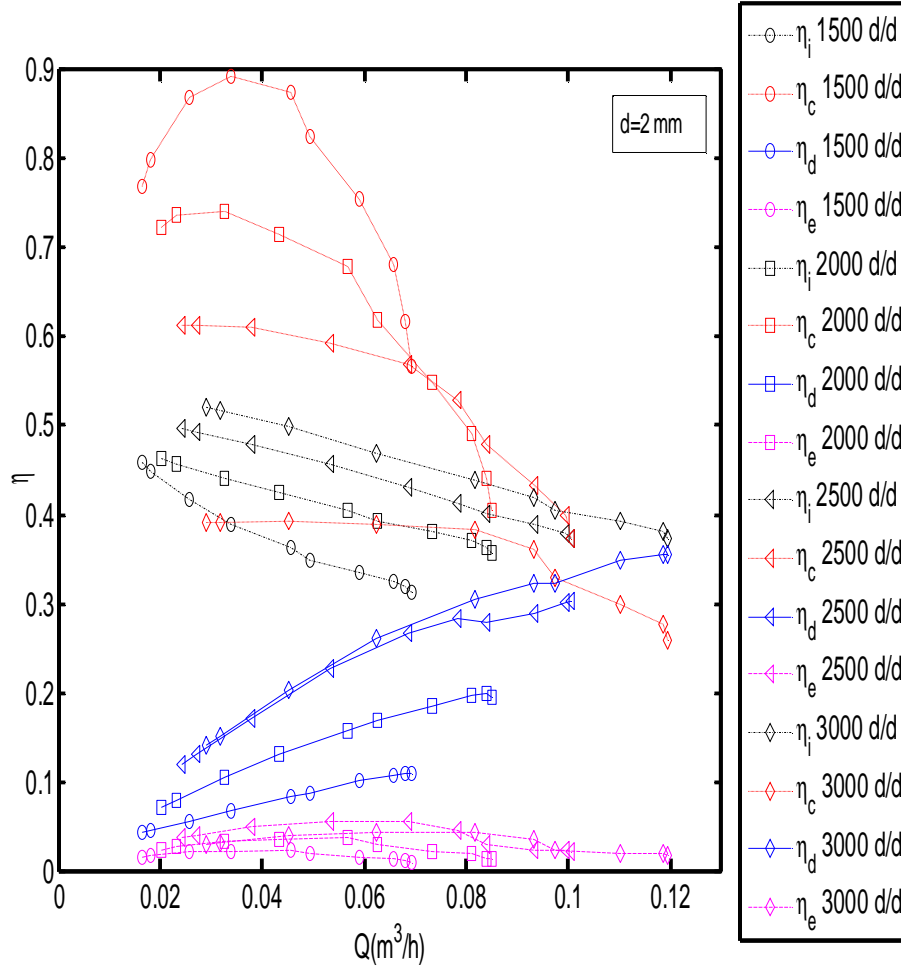
Şekil 5.16 İç verim (h_i), salyangoz ve basma tarafı verimi (h_c), emme verimi (h_d) ve toplam fan verimi (h_e) ile hacimsel debi (Q) arasındaki ilişki $d=1\text{ mm}$

Şekil 5.16.'da iç verim (h_i), hacimsel debi arttıkça azalmakta ve yüzde 38 ile 65 arasında değişmektedir. Salyangoz ve basma tarafı verimi (h_c), hacimsel debi arttıkça azalmakta yüzde 25 ile 55 arasında değişim göstermektedir. Emme verimi (h_d), devir sayısı ile artmaktadır. h_d hacimsel debi arttıkça artmakta ve yüzde 5 ile 40 arasında değişmektedir. Toplam fan verimi (h_e), yüzde 2 ile 5 arasında değişmektedir ve beklenmedik bir sonuçtur.



Şekil 5.17 İç verim (η_i), salyangoz ve basma tarafı verimi (η_c), emme verimi (η_d) ve toplam fan verimi (η_e) ile hacimsel debi (Q) arasındaki ilişki $d=1.5$ mm

Şekil 5.17.'de iç verim (η_i), hacimsel debi arttıkça azalmakta ve yüzde 30 ile 56 arasında değişmektedir. Salyangoz ve basma tarafı verimi (η_c), hacimsel debi ile belli bir hacimsel debiye kadar artmakta ve daha sonra azalmakta ve yüzde 28 ile 77 arasında değişim göstermektedir. Emme verimi (η_d), devir sayısı ile artmaktadır. η_d hacimsel debi arttıkça artmakta ve yüzde 5 ile 42 arasında değişmektedir. Toplam fan verimi (η_e), 2 ile 5 arasında değişmektedir ve beklenmedik bir sonuçtur.



Şekil 5.18 İç verim (h_i), salyangoz ve basma tarafı verimi (h_c), emme verimi (h_d) ve toplam fan verimi (h_e) ile hacimsel debi (Q) arasındaki ilişki $d=2$ mm

Şekil 5.18.'de iç verim (h_i), hacimsel debi arttıkça azalmakta ve yüzde 38 ile 55 arasında değişmektedir. Salyangoz ve basma tarafı verimi (h_c), devir sayısı ile artmakta, hacimsel debi ile belli bir hacimsel debiye kadar artmakta ve daha sonra azalmakta ve yüzde 28 ile 90 arasında değişim göstermektedir. Emme verimi (h_d), hacimsel debi arttıkça artmakta ve yüzde 5 ile 40 arasında değişmektedir. Toplam fan verimi (h_e), yüzde 2 ile 5 arasında değişmektedir ve beklenmedik bir sonuçtur.

5.1. Deneysel ve Teorinin Karşılaştırılması

1500, 2000, 2500 ve 3000 d/dk ve 1, 1.5 ve 2 mm disk aralığında Tesla fanına ilişkin teorik sonuçlar bulunmuştur. P_d ile P_{ith} arasında ilişki şekillerinde görüldüğü gibi doğrusaldır. Sapma, maksimum yüzde 7.4'tür.

Görülüyor ki iç verim (η_i), %30'dan %65'e aralığına kadar değişmekte ve akış oranı arttıkça azalmaktadır. Diğer taraftan emme verimi (η_d), artan akış oranıyla artmakta ve %5 ile %40 arasında değişmektedir ve sonuçla beklendiği gibidir çünkü mil yatağı sürtünmesi, düşük akış oranlarındaki bu kayba önemli ölçüde etki ederken, akış oranı arttıkça önemi azalmaktadır. Muhtemelen en önemli sonuçlardan biri, %28 ile %90 akış oranıyla, salyangoz ve basma tarafı verimidir. Daha düşük salyangoz ve basma tarafı verimi beklenmemektedir. Diğer bir önemli sonuç ise toplam fan verimidir. Toplam fan verimi η_e , %2 ile %5 arasında çıkmaktadır.

5.2. Genel Sonuç

Disk fan performansının; güç, verim, disk aralığı ve Reynolds sayılarını temsil eden parametre grupları bakımından karakterize edildiği benzerlik ilişkisi kanunu; momentum transfer yasalarına dayalı, dönen disklerin arasındaki akışı teorik analiz ile doğrulanmaya çalışıldı. Disk boşluğundaki akışın teorik analiz ile diskten akışkana geçen toplam gücün hesaplanmasını sağladı.

Disk fanıyla birlikte 11, 13 ve 15 disk içeren 27.5 cm çapındaki pervaneye yönelik performans verisi yukarıda bahsedilen gruplar bakımından deneysel olarak ilişkilendirilmiş, akışkan gücünü ve verimleri; hacimsel debiyle ilişkilendiren deneysel denklemler kullanılmıştır.

Diskten havaya aktardığı güç (P_d), havanın diskten aldığı teorik hesaplanan güç (P_{ith}), devir sayısı ile arttığı açıkça görülmektedir ve hacimsel debi arttıkça, doğrusal bir artış göstermektedir. Mil giriş gücü (P_s), devir sayısı arttıkça artmakta ve hacimsel debi ile fazla bir değişim gözlenmemekte ve oldukça doğruya yakındır. Havanın diskten aldığı güç (P_i), devir sayısı arttıkça artmakta ve artan debi ile artmaktadır.

Havanın disklerden çektiği hidrolik güç (P_h), ise devir sayısı arttıkça artmakta ve belli bir hacimsel debiye kadar artmakta ve bu hacimsel debiden sonra azalmaktadır.

Fanning sürtünme katsayısı (f), devir sayısı ile değiştiği açık biçimde görülmüştür. Değişim dönme merkezinden uzaklaştıkça değişmekte ve bu değişimin nedeni akışın laminer veya türbülans olmasıdır.

Kayma gerilmeleri hızdan çok etkilenir. Dolayısıyla devir sayısının artmasıyla kayma gerilmeleri artmaktadır. Kayma gerilmeleri dönme merkezinden uzaklaştıkça değişim görülmektedir. $t_w - t_{wq}$ belli bir dönme merkezinden sonra sabit kalmaktadır.

Disk performans özelliklerinin, teorik sonuçların Reynolds sayısı ve fan hızıyla ilişkisi uyumlu içindedir. Fan üzerindeki toplam verim (h_e) %2 ile %5 arasında olmasına rağmen pervanenin kendisinin iç verimi (η_i) %30 ile %65 arasındaydı. Emme verimi (h_d), %5 ile %40 arasında değişiklik gösterir, fakat daha yüksek akış oranındaki çalışma kapsamında bu oran daha da yükseğe çıkabilir. Diğer taraftan salyangoz ve basma tarafı verimi (h_c), %28 ile %90 arasındadır.

KAYNAKLAR

- [1] www.gençbilim.com, Ocak 2009
- [2] TESLA, N., "Turbine," Patent No. 1061206 (USA), 6 May 1913.
- [3] HASİNGER, S., and KEHRT, L., "Investigation of a Shear Pump," ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 85, pp. 201-207, 1963.
- [4] RİCE, W., "An Analytical and Experimental Investigation of Multiple Disk Pump and Compressors," ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 85, pp. 191-200, 1963.
- [5] LAWN, M., and RİCE, W., "Calculated Design Data for Multiple Disk Turbine Using Incompressible Fluid," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 96, pp.252-258, 1974.
- [6] RODDY, P.J., DARBY, R., MORRISON, G.L., and JENKINS, P.E., "Performance Characteristics of a Multiple-Disk Centrifugal Pump," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 109, pp. 51-57, 1987.
- [7] MİLLER, G. E., and FİNK, R., " Analysis of Optimal Design Configurations for a Multiple Disk Centrifugal Blood Pump," Artificial Organs, Vol. 23(6), pp. 559-565, June 1999.
- [8] HUMPREY, J.A.C., SCHULER, C.A., and WEBSTER, D.R., "Unsteady Laminar Flow Between a Pair of Disks Corotating in a Fixed Cylindrical Enclosure," Physics of Fluids, Vol. 7(6), pp. 1225-1240, June 1995.
- [9] MİURA, T., and MİZUSHİMA, J., "Transition of Axisymmetric Flow Between Two Corotating Disks in an Enclosure," Fluid Dynamics and Research, Vol. 39, pp. 193-208, 2006.
- [10] SOONG, C.Y., WU, C.C., and LİU, T.P., "Flow Structure Between Two Coaxial Disks Rotating Independently," Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 27, pp. 295-311, 2003.
- [11] IGLESİAS, I., HUMPREY, J.A.C., "Two and Three Dimensional Laminar Flows Between Disks Corotating In a Fixed Cylindrical Enclosure," Int. Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol. 26, pp. 581-603, 1998.

- [12] RICE, W., Prof. Emeritus, “Tesla Turbomachinery” International Nikola Tesla Symposium, September, 1991
- [13] <http://www.eng-tips.com/faqs.cfm?fid=1236>, Şubat 2009
- [14] ÇENGEL, Y. A., and CİMBALA, J. M., “Akışkanlar Mekaniği: Temelleri ve Uygulamaları”, Çeviri Editörü: Doç. Dr. Tahsin Engin, Güven Bilimsel, 2007.
- [15] ÖZDEMİR, M., “Experimentelle Ermittlung des Förderverhaltens eines Modellventilators nach TESLA” Yüksek Lisans Tezi, s. 5-15, 1992

EKLER

Değerlerin Hesaplanması ve Çizdirilmesi ile İlgili Matlab Programının Eki:

```
function dVtheta = RHS(r,Vtheta,k,Q,N,d,omega,nu,Dh,epsilon)
Vr=Q/((N-1)*2*pi*r*d);
V=((Vtheta-omega*r)^2+Vr^2)^(1/2);
RE=k*Dh*V/nu;
A=(2.57*log(1/((7/RE)^0.9+0.27*epsilon/Dh)))^16;
B=(37530/RE)^16;
f=2*((8/RE)^(12)+(1/(A+B))^(3/2))^(1/12);
dVtheta=(2*(N-1)*pi*f*r)/Q*(omega*r-Vtheta)*V-Vtheta/r;

end
```

Tesla.m

```
% Program Tesla-d=1 mm, omega=157.08 rad/s icin bazi buyukluklerin hesabini
% gosteren ornek program
q=1/3600*[64.2 68.72 88.82 128.21 156.92 184.62 201.03 219.49 228.72
232.82];%d=1 mm omega=157.08 rad/s
delta_P=[143.9 138.37 117.91 91.44 67.38 48.13 32.49 24.06 19.25 18.05];%d=1
mm omega=157.08 rad/s

for i=1:length(q);
    Q=q(i);
    d=1;
    N=15;
    omega=157.08;
```



```

k=0.8;
D=0.275;
rho=1.20965;
g=9.81;
nu=14.832/1e6;
r=0.0625:5e-6:0.1375;
r0=0;
epsilon=0.08/1000;
Dh=2*d;

%% Matlab'in gomulu kodu ode45 ile Runke-Kutta metodunu kullanarak cozum
yapar.
options = odeset('abstol',1e-13,'reltol',1e-13);
[r Vtheta]=ode45(@RHS,r,r0,options,k,Q,N,d,omega,nu,Dh,epsilon);

%% Bazi buyukluklerin hesaplatilmasi
Vr=Q./((N-1)*2*pi.*r*d);
V=((Vtheta-omega.*r).^2+Vr.^2).^(1/2);
RE=k*Dh.*V/nu;
A=(2.57.*log(1./((7./RE).^0.9+0.27*epsilon/Dh))).^16;
B=(37530./RE).^16;
f=2.*((8./RE).^(12)+(1./(A+B)).^(3/2)).^(1/12);

%% Tau_wall ve Tau_wall_theta'nin hesaplatilmasi
Tau_w=rho*f.*V.^2/2;
Tau_w_theta=Tau_w.*((omega*r-Vtheta)./V);

%% Pd'nin hesaplatilmasi
delta_r=r(2)-r(1);
Pd=4*pi*(N-1)*omega*sum(Tau_w_theta.*r.^2*delta_r);

end

RSH.m
function dVtheta = RHS(r,Vtheta,k,Q,N,d,omega,nu,Dh,epsilon)
Vr=Q./((N-1)*2*pi.*r*d);
V=((Vtheta-omega*r).^2+Vr.^2).^(1/2);
RE=k*Dh*V/nu;

```

$$A=(2.57*\log(1/((7/RE)^{0.9}+0.27*\epsilon/Dh)))^{16};$$

$$B=(37530/RE)^{16};$$

$$f=2*((8/RE)^{12}+(1/(A+B))^{3/2})^{1/12};$$

$$dV_{\theta}=(2*(N-1)*\pi*f*r)/Q*(\omega*r-V_{\theta})*V-V_{\theta}/r;$$

end

ÖZGEÇMİŞ

Ataman KASAP, 07.02.1983'de Sakarya'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Pamukova/Sakarya'da tamamladı. 2000 yılında Cumhuriyet Üniversitesi, Kimya Mühendisliği Bölümüne girdi ve 2001 yılında Osmangazi Üniversitesine yatay geçişle geçti ve 2002 yılında Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliğinde çift anadal programına başladı ve 2004 yılında Kimya Mühendisliğinden, 2005 yılında Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. 2006-2007 yılları arasında TÜRKİYE DEMİRYOLU MAKİNALARI SANAYİİ A.Ş.'de çalıştı ve 2007 yılından itibaren TÜRKİYE VAGON SANAYİİ A.Ş.'de mühendis olarak görev yapmaktadır.