
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

ÜÇ FAZLI SÜREKLİ MIKNATISLI BİR JENERATÖRDE ISI TRANSFERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI

Mustafa DEMİRCİ

DOKTORA TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEMMUZ 2020

Mustafa DEMİRCİ tarafından hazırlanan "ÜÇ FAZLI SÜREKLİ MIKNATISLI BİR JENERATÖRDE ISI TRANSFERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalında DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Mustafa İLBAŞ
Enerji Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi
Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum. ...……

İkinci Danışman: Prof. Dr. Erol KURT
Elektrik Elektronik Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi
Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum. ..…….

Başkan: Prof. Dr. Yüksel KAPLAN
Mak. Müh. / Termodinamik Ana Bilim Dalı, Niğde Ömer Halisdemir Ünv.
Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum. ..…….

Üye: Prof. Dr. İlker YILMAZ
Uçak Gövde – Motor Ana Bilim Dalı, Erciyes Üniversitesi
Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum. ..…….

Üye: Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ
Enerji Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi
Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum. …….

Üye: Doç. Dr. Serhat KARYEYEN
Enerji Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi
Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum. ..……

Üye: Doç. Dr. M. Bahadır ÖZDEMİR
Enerji Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi
Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum. ..……

Tez Savunma Tarihi: 16/07/2020

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Doktora Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

……..…….

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Mustafa DEMİRCİ

...../……/……

ÜÇ FAZLI SÜREKLİ MIKNATISLI BİR JENERATÖRDE ISI TRANSFERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI

(Doktora Tezi)

Mustafa DEMİRCİ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2020

ÖZET

Günümüzde elektriksiz bir hayat düşünülemeyeceği için, elektrik makinesiz bir hayat da düşünülemez. Enerji kaynaklarının her geçen gün azalması elektrik makinelerinin verimlerini daha da önemli bir hale getirmektedir. Bu çalışmada daha verimli sürekli mıknatıslı üç fazlı eksenel akılı yeni tip bir jeneratörün soğutulması amacıyla rotorlarından bir tanesi fan olarak tasarlanmıştır. Bu tasarım yapılırken HAD paket programı olan Ansys-Fluent programında benzetim modelleri oluşturulmuştur. Bu modellerde fan için kanat sayısı, kanat açısı ve açısal hızın, akış hızına etkileri incelenmiştir. Çünkü zorlanmış taşınımda akış hızı ne kadar yüksek olursa, soğutma da o kadar etkin olur. Yapılan benzetim sonuçları doğrultusunda en ideal kanat açısının 65 derece, en ideal kanat sayısının da 40 adet olduğu görülmüştür. Yapılan sayısal çalışmalarda kanat kalınlığı 2 mm olarak alınmış, fakat projeden rotor fana ayrılan maddi kaynak ve sanayiyle yapılan görüşmeler neticesinde kanat kalınlığı 5 mm'ye çıkarılmıştır. 2 mm ve 5 mm kanat kalınlığı için tekrar bir benzetim model çalışması yapılmış ve 2 mm'deki akış hızlarının daha yüksek olduğu görülmüştür. Daha sonra deneysel hız ölçümleri yapılmış ve bu ölçümlerle benzetim sonuçları karşılaştırılarak, sonuçların uyumlu çıktığı görülmüştür. Böylelikle benzetim çalışmasının da doğrulaması yapılmıştır. İkinci deneysel çalışma olarak ısıl çiftler yardımıyla jeneratör üzerinde 10 farklı noktadan sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Elde edilen hız ve sıcaklık verileri kullanılarak küçük bobin üzerinde doğal ve zorlanmış taşınım yöntemleriyle ısı transferi miktarı zamana bağlı olarak hesaplanarak karşılaştırılmıştır. 300 rpm açısal hızda 960 saniyenin sonunda doğal taşınımla çevreye verilen en yüksek ısı miktarı 0,09 W iken, bu değer zorlanmış taşınımda 0,26 W olarak hesaplanmıştır. Bakıldığı zaman zorlanmış taşınımla çevreye verilen ısı miktarı zorlanmış taşınımla verilen ısının neredeyse 3 katı olmaktadır. Aynı şekilde 1000 rpm açısal hızda çevreye verilen ısı miktarı doğal taşınımda 0,43 W iken, zorlanmış taşınımda 0,99 W olarak hesaplanmıştır. Burada da zorlanmış taşınım değeri doğal taşınım değerinin 2 katından biraz fazladır. Yapılan duman deneyi sonucunda da jeneratörün üzerinin rotor fan tarafından hava girişini engellemeyecek bir koruma kabiniyle kapatılmasının soğutma verimini arttıracağı görülmüştür.

Bilim Kodu	:	91412
Anahtar Kelimeler	:	HAD, ısı transferi, eksenel fan
Sayfa Adedi	:	114
Danışman	:	Prof. Dr. Mustafa İLBAŞ
İkinci Danışman	:	Prof. Dr. Erol KURT

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER IN A GENERATOR WITH 3 PHASES PERMANENT MAGNET

(Ph. D. Thesis)

Mustafa DEMİRCİ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2020

ABSTRACT

Nowadays, the day without neither electricity nor electric machine can be thought. The efficiencies of electric machines grow in importance with decrease of energy sources as day pass. In this study, the one of rotors is designed as fan, because cooling of permanent magnet three phase axial flux new type is aimed. The blade angle, number of blades and angular velocity effects on fluid velocity were investigated with using CFD package program Ansys – Fluent, by reason of the higher fluid velocity is mean the better cooling. It was seen that the optimum blade angles are 65 degrees and the optimum number of blades is 40 in the direction of simulation results. The blade thickness is 2 mm in these simulations, but it was manufactured 5 mm as a result of meeting industry and project fund for rotor fan. The simulations with blade thickness are 2 mm and 5 mm were made again, and found of these simulation results are compared with them. The fluid velocity of 2 mm is higher than 5 mm thickness. Then, the fluid velocities were measured experimentally. Results of experimental and simulation were compared with each other and they were seen compatible. In this way, validation of simulation was made. In the second experimental study, the temperatures were measured on generator from 10 different locations with thermocouples. Quantitative of natural and forced convection depending on time was calculated to using temperature and fluid velocity data and they compared with one another. In the end of 960 seconds, while the highest natural convection with 300 rpm angular velocities is 0,09W, the highest forced convection with 300 rpm is 0,26 W were computed. When looked these results, the amount of heat given to the environment by forced convection is almost 3 times the heat given by forced convection. In the same way, at the 1000 rpm angular velocities, the amount of heat given to the environment by natural convection is 0,43 W and by forced convection is 0,99 W were calculated. When determining that results, it could be said that the forced convection is a little more than twice the natural convection at the 1000 rpm angular velocities. As a result of the smoke experiment, it has been observed that the covering of the generator with a protection cabinet that will not prevent air intake by the rotor fan will increase the cooling efficiency.

Science Code : 91412

Key Words : CFD, heat transfer, axial fan

Page Number : 114

Supervisor : Prof. Dr. Mustafa İLBAŞ

Co-Supervisor : Prof. Dr. Erol KURT

TEŞEKKÜR

İlk olarak tez konusunun belirlenmesinde, tez çalışmalarının bütün aşamalarında ve çalışmam boyunca yardım ve katkılarıyla beni yönlendirerek bu çalışmanın ortaya çıkmasında büyük pay sahibi olan her zaman kıymetli tecrübelerinden faydalandığım saygıdeğer ve değerli danışman hocalarım Prof. Dr. Mustafa İLBAŞ ve Prof. Dr. Erol KURT'a en içten duygularla teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca yardımlarını ve bilgilerini esirgemeyen doktora tez izleme komitesi üyeleri hocalarım Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ ve Prof. Dr. İlker YILMAZ'a teşekkür ederim. Jeneratörün tasarımında ve imalatında emeği geçen ve deneysel çalışmalarımda desteklerini esirgemeyen Dr. Öğ. Üyesi Halil GÖR ve Ar. Gör. Kayhan ÇELİK'e ayrıca teşekkür ederim.

Bu tez çalışmasının deneysel tertibatının kurulmasında "Tübitak-1003 – Öncelikli Alanlar Ar-Ge Projeleri Destekleme Programı" kapsamında "315M483" kodlu proje desteği için TÜBİTAK'a, Had programı Ansys-Fluent için Gazi Üniversitesi çalışanlarına ve Anemometre için Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Anabilim Dalı hocalarına teşekkür ederim.

Doktora çalışmamda işyerimde desteklerini esirgemeyen müdürüm Alptekin AYDIN, şefim Latif YEŞİL ve iş arkadaşlarıma teşekkürü borç bilirim. Ayrıca tüm hayatım boyunca maddi manevi desteklerini esirgemeyen annem, babam ve kardeşlerime, hayatıma güzellikler katan ve beni daha iyi bir insan yapan kıymetli, sevgili eşim H. Dilara DEMİRCİ'ye ve ailesine, onlarla vakit geçirebildiğim sürede bütün yorgunluğumu unutturan biricik oğullarım Abdullah Furkan ve Yasin Kerim'e çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET……. iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ŞEKİLLERİN LİSTESİ ix

RESİMLERİN LİSTESİ xi

SİMGELER VE KISALTMALAR xii

1. GİRİŞ……..... 1

2. DENEYSEL SİSTEM TASARIMI ve ÇALIŞMASI 15

2.1. Isıl Çiftler 20

2.2. Veri Kaydedici (Data Logger) 20

2.3. Anemometre 20

3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD) 23

3.1. Türbülans Modelleri 25

3.1.1. Spalart – Almaras türbülans modeli 27

3.1.2. Standard k-ε türbülans modeli 27

3.1.3. RNG (Renormalizasyon grubu) k-ε türbülans modeli 28

3.1.4. Realizable (gerçekleştirilebilir) k – ε türbülans modeli 30

4. ROTOR FAN TASARIMI İÇİN HAD ANALİZİ 33

4.1. Rotor Kanat Açısının Etkileri 36

4.2. Açısal Hızın Etkileri 40

4.3. Fan Kanat Sayısının Etkileri 43

5. JENERATÖRÜN HIZ ve AERODİNAMİK ANALİZİ 51

Sayfa

6. JENERATÖRÜN SICAKLIK ANALİZİ 73

7. SONUÇLAR VE İRDELEME 89

7.1. Deneysel ve HAD Benzetimi Hız Verilerinin Karşılaştırılması 89

7.2. Isı Transfer Hesabı 91

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 103

8.1. Sonuçlar 103

8.2. Öneriler 106

KAYNAKLAR 109

ÖZGEÇMİŞ 113

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.1. Tasarımı yapılan jeneratörde kullanılan yeni tip nüvenin şematik görünümü [2] 15

Şekil 2.2. Tasarımı yapılan jeneratörün şematik görünümü 18

Şekil 4.1. Farklı kanat açılarına sahip eksenel rotor fana ait geometri ve benzetim modeline ait sayısal ağ yapıları 35

Şekil 4.2. Sayısal ağdan bağımsızlık grafikleri (a) referans yüzeyler için basınç değişimi, (b) hız değişimi 35

Şekil 4.3. Rotor kanatçık açısına bağlı (a) basınç değişimi, (b) hız ve (c) fan güç grafiği 37

Şekil 4.4. 300 rpm açısal hızda 16 kanatlı 65 derece kanat açısına sahip rotor fan modelinin hız sonuçları 39

Şekil 4.5. Açısal hıza bağlı (a) basınç değişim, (b) hız ve (c) güç grafiği 41

Şekil 4.6. 900 rpm'de 16 kanatlı 45 derece kanat açılı rotor fan benzetim modeline ait toplam basınç sonuçları 43

Şekil 4.7. Kanat sayısına bağlı (a) basınç farkı, (b) akışkan hızı ve (c) fan gücü grafiği 45

Şekil 4.8. 300 rpm açısal hızda 45 derece kanat açılı 40 kanatlı rotor fan benzetim modeline ait hız sonuçları 46

Şekil 4.9. 300 rpm açısal hızda kanat kalınlığı 2 mm ve 5 mm olan 16 kanatlı rotor fan için kanat açısına bağlı (a) akışkan hızı ve (b) fan gücü grafiği 48

Şekil 5.1. Hız deneylerine ait (a) kanat yüksekliğine göre akış hızı ve (b) açısal hıza göre akış hızı grafiği 52

Şekil 5.2. Hız deneylerine ait (a) kanat yüksekliğine göre akış hızı ve (b) açısal hıza göre akış hızı grafiği 53

Şekil 6.1. Rotor fanlı ve fansız jeneratöre ait 10 farklı noktadan, 300 ve 1000 rpm açısal hızda elde edilen sıcaklık farklarının zamana bağlı grafikleri 76

Şekil 6.2. 300 rpm açısal hızda, jeneratörün farklı noktalarının sıcaklık farklarının rotor fanlı ve rotor fansız olarak karşılaştırma grafikleri 82

Şekil 6.3. 1000 rpm açısal hızda jeneratörün farklı noktalarının sıcaklık farklarının rotor fanlı ve rotor fansız olarak karşılaştırma grafikleri 88

Şekil 7.1. Benzetim modelinin doğrulanması 90

Şekil **Sayfa**

Şekil 7.2. Küçük bobin üzerindeki açısal hıza bağlı (a) akış hızı ve (b) Re 92

Şekil 7.3. Küçük bobin üzerindeki taşınıma ait Re'na bağlı (a) Nu ve (b) ısı taşınım katsayısı grafiği 94

Şekil 7.4. 300 rpm ve 1000 rpm açısal hız için zamana bağlı zorlanmış taşınım ısı miktarı grafiği 96

Şekil 7.5. 300 rpm ve 1000 rpm açısal hız için zamana bağlı Ra grafiği 97

Şekil 7.6. Küçük bobin üzerindeki doğal taşınıma ait (a) Nu ve (b) ısı taşınım katsayısı grafiği 99

Şekil 7.7. 300 rpm ve 1000 rpm açısal hız için zamana bağlı doğal taşınım ısı miktarı grafiği 100

Şekil 7.8. 300 rpm ve 1000 rpm açısal hız için zamana bağlı doğal ve zorlanmış taşınım yoluyla meydana gelen ısı transfer miktarının karşılaştırma grafiği 101

Şekil 7.9. 300 rpm ve 1000 rpm açısal hız için zamana bağlı doğal ve zorlanmış taşınım yoluyla meydana gelen ısı transfer farklarının karşılaştırma grafiği 102

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim **Sayfa**

Resim 2.1. Elektriksel tasarımı ve imalatı yaptırılan jeneratör (a) şasesinin, (b) içeri hava akışını sağlayacak tasarımın ve (c) fan tasarlanacak rotorun fotoğrafı 17

Resim 2.2. Sıcaklık ve akışkan hızı ölçümü için deney düzeneği 19

Resim 2.3. Rotor fanın üzerinde hava kanalı yokken duman deneyi düzeneği 21

Resim 2.4. Rotor fanın üzerine sacdan hava kanalı yapıldıktan sonra hazırlanan duman deneyi düzeneği 22

Resim 4.1. Rotor Fanın İmalat Sonrası Fotoğrafı 49

Resim 5.1. Duman tableti yardımıyla 300 rpm açısal hızda jeneratör üzerinde hava kanalı yokken yapılan duman deneyinden fotoğraflar 57

Resim 5.2. Duman tableti yardımıyla 300 rpm açısal hızda jeneratör üzerine hava kanalı kapatıldıktan sonra, yapılan duman deneyinden fotoğraflar 60

Resim 5.3. Jeneratöre koruma kabini montajı yapıldıktan sonra, 300 rpm açısal hızda yapılan duman deneyine ait fotoğraflar 62

Resim 5.4. Duman tableti yardımıyla 1000 rpm açısal hızda jeneratör üzerine hava kanalı kapatıldıktan sonra, yapılan duman deneyinden fotoğraflar 67

Resim 5.5. Duman tableti yardımıyla 1000 rpm açısal hızda jeneratörün üzeri koruma kabiniyle kapatıldıktan sonra, yapılan duman deneyinden fotoğraflar 71

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	**Açıklamalar**
A	Alan, m^2
D	Karakteristik Çap, m
e	Enerji, J
ε	Türbülans yayılma oranı
Gr	Grashof sayısı
h	Isı taşınım katsayısını, W/m^2K
k	Isı iletim katsayısı, W/mK
k	Türbülans kinetik enerjisi
L	Karakteristik uzunluk, m
ṁ	Kütlesel debi, kg/s
Nu	Nusselt sayısı
P	Basınç, Pa
Pr	Prandtl sayısı
r	Yarıçap, m
Ra	Rayleigh sayısı
Re	Reynolds sayısı
T	Sıcaklık, K veya °C
u	X ekseninde hız bileşeni, m/s
v	Y ekseninde hız bileşeni, m/s
w	Z ekseninde hız bileşeni, m/s
v	Kinematik viskoziteyi, m^2/s
Q	Hacimsel debi, m^3/s
q	Isı Transferi, J
β	Genleşme katsayısını, K^{-1}
W	İş, J
μ	Dinamik viskozite, Pa.s
ρ	Yoğunluk, kg/m3

Kısaltmalar	Açıklamalar
CFD	Computational fuid dynamics
EASMJ	Eksenel akılı sürekli mıknatıslı jeneratörler
EASMM	Eksenel akılı sürekli mıknatıslı makine
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
LES	Büyük girdap benzeşimi
NdFeB	Neodyum
RANS	Reynolds ortalama Navier - Stokes
SEY	Sonlu elemanlar yöntemi
SKE	Standart k – ε türbülans modeli
SMEM	Sürekli mıknatıslı elektrik makineleri
SRS	Ölçek çözme benzetimi

1. GİRİŞ

Son yıllarda nadir toprak elementlerinin keşfedilmesiyle sürekli mıknatıslı jeneratörlerin üretimi hızlandı. Günümüzde endüstriyel amaçlı kullanılan sürekli mıknatıslar genellikle neodyum (NdFeB) mıknatıslarıdır [1,2]. Eksenel akılı sürekli mıknatıslı jeneratörler (EASMJ) genelde yüksek enerji yoğunluğuna, düşük vuruntu momentine ve düşük yatırım maliyetine sahip olması nedeniyle enerji dönüşüm sistemlerinde geniş bir kullanım alanı bulmaktadırlar [3,4]. Bu avantajlarının yanında sürekli mıknatıslı jeneratörlerin ürettiği gerilim fazları ideal sinüzoidal dalga formuna çok yakın olabilmektedir [5]. Jeneratörlerin kullanım ömürlerinin daha uzun olabilmesi için verimli olması, kolay kurulabilmesi için de hafif olması gerekmektedir. Sürekli mıknatıslı jeneratörler daha çok rüzgâr türbini uygulamalarında tercih edilse de hidroelektrik ve jeotermal enerji dönüşüm sistemleri içinde vazgeçilmez bir yere sahiptir. Çünkü burada da vurgulandığı gibi düşük maliyete, yüksek enerji yoğunluğuna ve dayanıklı bir rotor stator çerçevesine sahip olması EASMJ'lere önemli bir avantaj sağlamıştır [6-8]. Literatür araştırmalarında jeneratör kayıpları üzerine yapılan araştırmalar önemli bir yer kaplamaktadır [9-13]. Çünkü bu kayıplar elektrik makineleri ve jeneratörlerin elektriksel verimlerini direk etkilemektedirler. Bu kayıplar içerisinde de mekanik kayıplar önemli bir yere sahiptir. Mekanik kayıplar genellikle aerodinamik etkilere bağlı olduğundan tespiti zor ve meşakkatlidir. Mekanik kayıpları ve makinenin aerodinamik yapısına bağlı etkileri araştırmak bu nedenle önemlidir. Bu alanda yapılan çalışmalarda incelenen mekanik kayıpları azaltabilmek amacıyla elektrik makine parçalarını soğutmak da bir çözüm olarak görülmektedir. Bu soğutma da genellikle zorlanmış taşınım veya sıvı soğutma sistemleriyle yapılmaktadır [13-27].

Elektromanyetik sistemlerde herhangi bir aşırı ısınma elektriksel ve manyetik parçaların hasar görmesine veya işlevini kaybetmesine neden olabilir. Özellikle mıknatıs sıcaklığı, mıknatısın kritik sıcaklığının üzerine çıkarsa manyetik özelliğini kaybeder. Literatürde yapılan araştırmalar göre NdFeB için kritik sıcaklık 150 °C'dir [28]. Bu nedenle elektrik dönüşüm sistemlerine iyi bir havalı veya sıvılı soğutma sistemi kurulmalıdır. Bu sistemlerde çoğunlukla taşınımla olan ısı transferinin yanında diğer ısı transferi büyüklükleri ihmal edilebilmektedir. Taşınım prensibiyle yapılan soğutmalarda da taşınım katsayısı ne kadar yüksekse soğutma da o kadar verimlidir. Taşınım katsayısı Nusselt

Sayısına (Nu), Nu Reynolds Sayısına (Re), Re da akış hızına bağlıdır. Bu formüllerin hepsi birbiriyle doğru orantılıdır. Yani akış hızı büyüdükçe taşınım katsayısı da büyüyecektir. Bu hız fanın açısal hızı ile kanat şekli, sayısı ve yüksekliği gibi fan kanadının karakteristiğine bağlıdır [29]. Eksenel fanlar basit yapısı, az yer kaplaması ve düşük maliyetleri nedeniyle soğutma sistemlerinde geniş kullanım alanlarına sahiptirler. Eksenel fan tasarımı ve üretiminde maliyeti azaltmak amacıyla hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kullanılarak benzetim yapmak iyi bir çözümdür. Ayrıca HAD kullanılarak eksenel fanın, statorun aerodinamik açıdan en iyi geometrisini belirleyebilmek de mümkün ve etkili bir yöntemdir. HAD tekniği deneysel yöntemlerle karşılaştırıldığında daha hızlı ve ucuz olmasının yanında, artık makine tasarımları için kaçınılmazdır [30]. Eksenel akılı makineler direk tahrik miline montajlı olması nedeniyle özgül hızları yüksek ve özgül yarıçapları düşüktür. Bu nedenle de eksenel akılı makineler düşük özgül enerjilerinin yanında ve yüksek akış oranına sahiptirler [31]. Eksenel akılı makineler merkez milinden aldığı kuvvetle akış oluştururken, kanatlar sayesinde de bu akışı yönlendirebilmektedirler.
Tasarlanacak olan jeneratör eksenel akılı sürekli mıknatıslı olması nedeniyle yüksek güç yoğunluğuna sahiptir. Bu özellik de ısınma problemini beraberinde getirmektedir. Bu problemi bertaraf edebilmek için büyük çaplı rotor disklerinin yanında rotorla beraber çalışacak bir fan tasarımı da yapılacaktır. Bu fan yardımıyla rotorlar ve stator içerisinden hava akışı geçirilerek zorlanmış taşınım ile daha iyi bir soğutma sağlanmasının yanında verimin de yükseltilmesi hedeflenmektedir.

Yapılacak çalışmada nüvelerden kaynaklı sınır koşulları belirlenmeden önce jeneratörün hareketli ve dönen kısmı olan rotor ve miller bir HAD paket programı olan FLUENT'de ayrıca tasarlanıp modellenecektir. Çünkü ideal bir zorlanmış taşınım için taşınım katsayısının büyük olması elzemdir. Taşınım katsayısı Nu'yla, Nu da Re ve Prandtl Sayısına (Pr) bağlıdır. Re büyükse ısı taşınım katsayısı da büyüktür. Reynolds Sayısı'nda da en önemli parametrelerden birisi hızdır. Yani sonuç olarak akış hızı ne kadar büyükse taşınım katsayısı da o kadar büyük olacaktır. Bu nedenledir ki bu çalışmada öncelikli olarak birinci rotorun üzerine eklenen fan kanatları üzerine çalışmalar yapılarak başlanılmıştır. Bu eklenen fan kanatları farklı açılarda, kanat sayılarında tasarlanarak farklı hızlarda kütlesel debileri karşılaştırılacaktır. Bu benzetimden elde edilen çıktılar, tasarlanan jeneratöre hız ve basınç girdisi olarak verilecek ve soğutmaya olan etkileri incelenecektir. En uygun sonuçlara sahip olan tasarımın prototipi yapılarak, elde edilen benzetim sonuçlarıyla karşılaştırılarak, çıkan hata oranlarının nedenleri araştırılacaktır.

Ayrıca yapılan çalışmada ideal fan kanat kalınlığı endüstride tasarımın imal ettirilebilmesi açısından önem arz etmektedir. Bu nedenle de en uygun sonuç endüstriye götürülerek son hali verildikten sonra fanın tekrar analizi yapılarak nihai hali verilip imal ettirilecektir.

Nihai haline getirilen jeneratör üzerinden deneysel ve benzetim temelli çalışmalar da yapılarak fanın jeneratör üzerine etkileri incelenecektir. Bu çalışma kapsamında öncelikli olarak benzetim sonuç grafikleri tezin aşağıdaki bölümlerindeki verilmiştir. Yapılan benzetimlerde sınır koşulları olarak durgun hava özellikleri alınmıştır. Giriş ve çıkış sınır koşulları Pressure-Outlet seçilmiş ve hız değerine sıfır girilmiştir. Akış modeli türbülanslı k-ε realizable scalable wall function (gerçekleştirilebilir geliştirilebilir duvar fonksiyonu) olarak seçilmiştir.

Literatür Araştırması:

Yıldırız ve Aydemir yaptıkları çalışmada, sürekli mıknatıslı, çift rotorlu, çekirdeksiz statorlu eksenel akılı bir jeneratörü, küçük güçlü bir rüzgar türbininde kullanmak amacıyla geliştirerek, sonlu elemanlar temel prensibiyle çalışan Ansoft Maxwell paket programında gerçek ölçülerinde modellemişler ve elektromanyetik analizini yapmışlardır. Ayrıca bu jeneratörün prototipini hazırlayarak sargılardaki akı değişimleri, yüklü ve yüksüz durum için sargılarda indüklenen gerilimleri incelemişler ve elde ettikleri sonuçları sonlu elemanlar yöntemiyle elde ettikleri sonuçlarla karşılaştırmışlardır. İki sonucunda gerçeğe yakın sonuçlar olduğunu görmüşlerdir [1].

Gör ve Kurt ard nüve plakaların 500 W'lık rüzgar türbini için geliştirdikleri iki yanında rotor ve ortasında stator bulunan ve 32 nadir toprak mıknatıslı yeni tip sürekli mıknatıslı jeneratöre etkilerini teorik ve deneysel olarak incelemiştir. Yaptıkları çalışmada arka nüve plakalı ve plakasız olarak 3 boyutlu sonlu elemanlar analizi yapmışlar, buradan elde edilen dalga formu çıktıları, güç ve kayıpları hesaplayarak, deneysel olarak yaptıkları elektromanyetik analiz sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. Ard nüve plakasının jeneratörün gücünü ve genliğini arttırmada önemli bir rolünün olduğunu görmüşler, fakat kayıplarda kayda değer düşüş olmadığını belirtmişlerdir. Ayrıca deneysel ve teorik sonuçlardan gücün hava boşluğuyla da değiştiğini vurgulamışlardır. Son olarak eksenel akılı yapıların merkezde hava kanalları yardımıyla hava akımına izin vermesinin, tasarladıkları yeni makinenin termal özelliğinin ümit vaat ettiğini belirtmişlerdir [2].

Barave ve Chowdhury uzay güç uygulamalarında kullanılabilecek, yüksek frekansta enerji dönüşümüne olanak sağlayan yüksek güç ve enerji yoğunluğuna sahip indüksiyon jeneratörü tasarlamışlardır. Farklı tasarımların makinenin çalışma karakteristiğine etkileri ve sonuçları arasında dengeleme çalışması yapmışlardır. Kullandıkları yöntem özel malzeme seçimleri kadar, makine kurulumu tasarımı yapılabilmesine de olanak sağlamaktadır [3].

Dwivedi ve arkadaşları sürekli mıknatıslı fırçasız makinelerin yüksek verimlilik ve güç yoğunluğuna sahip olmasının yanında hızlı dinamik tepki vermesinin bir sonucu olarak çok geniş uygulama alanında kullanıldığını belirtmişlerdir. Bu alanlar sürekli mıknatıslı senkron motorlar, sürekli mıknatıslı fırçasız doğru akım motorları ve hibrid çift çıkıntılı motorlardır. Onlar yaptıkları çalışmada sürekli mıknatıslı fırçasız makinelerin farklı yapılandırmaları ile kendi rotor geometrilerinin yanında sürekli mıknatıslı fırçasız makinelerin uygulama potansiyelini, en gelişmişini ve bu sektördeki son eğilimlerini detaylı bir şekilde incelemişlerdir. Bu konudaki yüzden fazla makaleyi de daha kolay referans için sınıflandırmışlardır [4].

Kurt ve meslektaşları iki yanında da birer tane rotor ve ortasında stator bulunan sürekli mıknatıslı makine olan yeni bir üç fazlı eksenel akılı jeneratör tasarlamış ve modellemişlerdir. Tasarladıkları jeneratörün her bir rotorunda 16 adet nadir toprak elementinden disk tipi mıknatıs, ard nüve tabakası ve orta statorda 24 adet bobin bulunmaktadır. Bu jeneratörün 1,5 mm hava boşluğu için 1000 rpm açısal hızda gücünü 3,4 kW, enerji yoğunluğunu da 336 kW/m^3 olarak hesaplamışlar ve bu güç yoğunluğunun literatürdeki çoğu eksenel akılı jeneratörün güç yoğunluğundan daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir. Maksimum vuruntu momentini 3,6 Nm olarak hesaplayarak, bu değerin ard nüveli makineler için iyi bir değer olduğunu söylemişlerdir [5].

Duan ve diğerleri Maxwell elektromanyetik teorisi temelli rüzgar jeneratörü benzetim modeli kurarak, yüksüz ve süreksiz yüklerde jeneratörün karakteristiğini hesaplamışlar, manyetik alan dağılımını elde etmişlerdir. Modelleme çözümü sonrası, bazı pratik proje problemlerini çözerek jeneratörün tasarımını optimize etmişlerdir. Yaptıkları çalışmanın sonucunda 2 MW'lık doğrudan tahrikli sürekli mıknatıslı jeneratör için en iyi kutup yuva sayısını, kutup pabucu yapısını elde etmişler, ters elektromotor kuvvetini iyileştirerek, akı kaçağını azaltmışlardır [6].

Muljadi, Butterfield ve Wan rüzgar jeneratörlerinin tasarım karakteristiğinin düşük maliyetli, hafif, düşük hız, yüksek tork ve değişken hızda üretim olarak belirlenmesi nedeniyle doğrudan tahrikli sürekli mıknatıs jeneratörlerinin çok sayıda küçük rüzgar türbini üreticisi tarafından tercih edildiğini belirtmişlerdir. Büyük boyutlarda üretiminin kolay olması ve eksenel akılı olması da modüler sürekli mıknatıslı jeneratörlerin seçilmesinde pay sahibidir. Hava boşluğuna enerji yoğunluğunu odaklamak için sürekli mıknatıs olarak NdFeB veya akı kılavuzlu ferrit mıknatıs kullanılmaktadır. Onlar jeneratörün her modülünün bir, iki veya daha fazla fazlı olabileceği gibi modül sayısının da iki veya daha da arttırılabileceğini makalelerinde belirtmişlerdir [7].

Gör ve Kurt tasarladıkları yeni tip jeneratör üzerinde sonlu elemanlar yöntemiyle manyetostatik ve manyetodinamik benzetimler yapmışlar, benzetim sonucunda elde edilen en uygun fiziksel, elektriksel ve manyetik değişkenleri seçerek, deneysel çalışma için prototip makine imal etmişlerdir. İmal edilen bu sürekli mıknatıslı makine üzerinde farklı rotor hızları ve farklı ohmik yüklerde deneysel veriler almışlardır. Teorik ve deneysel analiz verilerine göre de jeneratörün gücünü 5 mm'lik hava boşluğu için 250 W, verimliliğini de % 92 olarak hesaplamışlardır [8].

Marignetti ve arkadaşları eksenel akılı eş zamanlı sürekli mıknatıslı makinelerin ısıl davranışlarını incelemek amacıyla 3 boyutlu ısıl manyetik sonlu elemanlar analizi yapmışlardır. Yaptıkları çalışmada manyetotermal sonlu elemanlar analizine sistematik bir yaklaşım sunmuşlardır. Çalıştıkları eksenel akılı makine yumuşak manyetik bileşimli nüveden kurulmuştur. Sonlu elemanlar yöntemi temelinde termal ve dinamik akış çifti modellenerek ısıl alanın hesabını yapmışlardır. Bu akış modeli ısı kaynağı olarak bir DC akım debisi modeli ve bir de manyetostatik model ihtiva etmektedir. Modelin doğrulanması amacıyla benzetim sonuçlarından elde ettikleri motor parçalarının yüzey sıcaklık artışlarını deneysel sonuçlarla karşılaştırmış ve birbiriyle uyumlu olduğunu görmüşlerdir. Sonuç olarak modellenen eksenel akılı eşzamanlı sürekli mıknatıslı makinenin anma gücünün 2,2 kW olduğunu ve epoksiden elde edilen değerlerin de çalışma sıcaklığının 403 K altında kaldığını garanti ettiğini belirtmişlerdir [9].

Scowby ve meslektaşları, enerji kaynaklarının kısıtlı olmasının eksenel akılı sürekli mıknatıslı makineler gibi enerji verimliliği yüksek makinelerin daha da geniş kullanım alanlarına yayılması ihtiyacını zorunlu kıldığını belirtmişlerdir. Kompakt geometri ve

yüksek enerji yoğunluğuna sahip olması bu makinelerin soğutulmasını önemli hale getirmiştir. Yazarlar bu makalede 300 kW güç ve 2300 rpm açısal hızda basit yapılı makineyi, farklı tasarım değişkenleri ve çalışma şartları için geçici sıcaklık tepkilerini gözlemlemek amacıyla kurulan termal modeli tanıtarak incelemişlerdir [10].

Wang, Kamper ve Dobson yaptıkları çalışmada bir normal eksenel akılı sürekli mıknatıslı makine için, toplu parametre ısı transfer modeli ve hava akış modelini birleştirerek bir termoakış modeli geliştirmişlerdir. Prototip makineden ölçülen debi ve sıcaklık verileriyle modelden hesaplanan verileri karşılaştırarak, geliştirilen termoakış modelinin tutarlı ve kararlı sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir [11].

Atkinson ve arkadaşları hava araçlarında kullanılan ana motoru yakıt pompası için bozulmaya dayanıklı elektrik motoru tasarlamışlardır. Çalışmalarında kullandıkları dört fazlı bozulmaya dayanıklı motor, ayrımlı sargılar ve bir adet altı kutuplu sürekli mıknatıslı rotordan oluşmaktadır. Rotor ve statordaki makine kayıplarını azaltmanın yöntemini göstermiş ve tartışmışlardır. Rotor indüksiyon akımı kayıplarını hesaplamak için kullanılan yöntemi irdelemişlerdir. Tüm üç boyutlu sonlu elemanlar zaman adımını, iki boyutlu sonlu elemanlar zaman adımını, iki boyutlu sonlu elemanlar harmonik metotları tartışarak, aralarındaki farkları ve elde edilen sonuçları incelemişlerdir. Sonuç olarak araştırmacılar 100 kW'lık bir makinede, kayıpları 5,7 kW'a kadar düşürebilmişlerdir [12].

Wrobel ve meslektaşları bir eksenel akılı sürekli mıknatıslı motorun mekanik kayıp bileşenlerini, ısı transfer etkileriyle incelemiştir. Onlar elektrik makinelerinde mekanik kayıp bileşenlerinin iyi bilinmekteyken, kayıpların tahmininin veya türevinin literatürde geniş çaplı ele alınmadığını söylemişlerdir. Araştırmacılar, elektromanyetik kayıpların kaynakları ve ısı transferi etkilerini incelemenin, yüksek güç yoğunluğu, yüksek hız ve/veya kompakt makine tasarımları için hayati önem taşıdığını belirtmişlerdir. Bu çalışmada mekanik kayıp bileşenlerinin etkileri, kazanımı ve önemine odaklanılmıştır. Deneysel ve teorik tekniklerin ikisi de testte kullanılan makinenin analizinde kullanılmıştır. Model rotorun, donanım testi yapılarak rulman ve hava sürtünme kaybı bileşenleri ölçülmüştür. Hava boşluğu miktarının, mekanik kayıplara ve ısı transferine aerodinamik olarak etkilerini gözlemlemek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi kullanmışlardır. Deneysel testlerin analizi sonucunda elde edilen rulman kayıp değerleri, rulman üreticisinin tahmini belirttiği değerlerden çok yüksek çıkmıştır. Sonuç olarak yazarlar

özellikle rulman kayıplarının mekanik ısınmaya önemli bir katkısı olduğunu, bununla beraber rulman kayıplarının aksine aerodinamik etkilerin, tamamen kapalı ve doğal yollarla soğutulan makine yapısında çok bir öneminin olmadığını belirtmişlerdir [13].

Howey, Childs ve Holmes araştırmalarında aynı kısmi beygir gücündeki silindirik ve disk geometrili elektrik makinelerinin hava boşluklarında taşınımla ısı transferini incelemişlerdir. Maksimum sıcaklık tarafından tork yoğunluğu sınırlandırıldığından, elektrik makinelerinin termal analizi önemlidir. Örneğin yuvarlanmış parametre modeli gibi doğru termal modeli uygulamak için yüzey ısı taşınım katsayısını bilmek zorunludur. Literatürde bu konuda genellikle makine mühendisleri tarafından hazırlanmış bir sürü çalışma vardır, fakat bu çalışmaların çoğunluğu gaz türbini tasarımları gibi geleneksel uygulama alanlarındadır. Sonuçta yazarlar başlıca ısı taşınım katsayısının, rotor ve hava boşluğunun boyutları ile dönme hızından etkilendiği için hava boşluğu taşınım katsayısının sabit olmadığını belirtmişlerdir. Ayrıca araştırmacılar, düşük güçlü makinelerde akışın laminer olması nedeniyle yüksek tork yoğunluğuna ulaşmada, yüksek güçlü makinelere göre zorluklar yaşanabileceğini söylemişlerdir [14].

Camilleri ve diğerleri bazı zamanlar elektrikli kentsel personel taşıma araçlarının kentsel altyapılarla desteklenmesinin iyi olabileceğini tavsiye etmişlerdir. İçerden hava soğutmalı tekerlek motorlar araçta herhangi bir tesisatı çıkarmadan araca eklenebilmesi ve yolcu için daha fazla yere izin vermesi nedeniyle tercih edilmektedir. Bu çalışmada eksenel akılı iç rotor ve eksenel akılı iç stator makineleri için ısıl sınırları belirlemek amacıyla analiz yapılmıştır. Eksenel akılı iç rotor tipi hava soğutmalı makineler düşük hız makineleri olup, çekiş gücü 3,5 ile 5 kW arasında değişmekte ve rotor çapı da 13” ile 15” arasındadır. Bu güç 3 veya 4 tekerleğe dağılmaktadır. Eksenel akılı iç rotor tipi hava soğutmalı makineler dönme hızındaki soğutmaya bağlı olarak 15” çaplı motor için yüksek hızlı dişliler kullanıldığında 7,5 kW güce ulaşabilmiş ve bu çekiş gücü 2 veya daha fazla tekerleğe dağıtılabilmiştir [15].

Howey, Holmes ve Pullen eksenel akılı sürekli mıknatıslı makinelerin doğru ısıl analizinin maksimum çıkış güçleri için hayati bir role sahip olduğunu çalışmalarında belirtmişlerdir. Bu çalışmada ısı transfer yöntemleri araştırılmış ve en önemli ısı kaynağı olan statorda taşınımla ısı transferine odaklanılmıştır. Bir ince filmi elektrikle ısıtarak deneysel ölçümler yapılmış ve bir deneysel rotor stator sistemi, geometrik maket yoluyla havalandırılmış

eksenel akılı sürekli mıknatıslı makine (EASMM) gibi tasarlanarak, kararlı hal ısı transfer verileri dairesel olarak çözümlenmiştir. Bu yapılan ölçümler de hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak oluşturulan 2 boyutlu asimetrik ve 3 boyutlu benzetim sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bulunan sonuçlar ışığında ısı transferi, geçici akış rejimi ve sınıra yakın hatalar hakkında tahminlerde bulunulmuştur. Sonuçta araştırmacılar, yüzey pürüzlülüğünün arttırılması, hava devir daiminin arttırılması, küçük aralık kullanılması (G < 0,02), çıkıntılı mıknatıs kullanılması ve buharlı soğutma veya sulu soğutma gibi yöntemlerle soğutma sisteminin geliştirilebileceğini tavsiye etmişlerdir. Ayrıca yüksek hızlarda yapılan araştırmalar da göstermiştir ki makinedeki aerodinamik hava sürtünmesi arttıkça, verim önemli derecede azalmaktadır [16]. Bu bilim adamları yaptıkları başka bir çalışmada disk tipi elektrik makinelerinin çok yaygın bir örneği olan EASMM gibi makinelerin ısı transferi üzerine temel araştırmaların görece az olduğunu belirtmişlerdir. Sonuç olarak üç aralık boyutunda düşük disk hızında ortalama Nusselt Sayısını $\overline{\mathrm{Nu}} \approx 100$ ve dönme Reynolds Sayısını $\mathrm{Re}_{\omega\min}$=3,7e4 ve yüksek hızlarda da ortalama Nusselt Sayısını $\overline{\mathrm{Nu}} \approx 300 - 400$ ve dönme Reynolds Sayısını $\mathrm{Re}_{\omega\min}$=5,6e5 olarak hesaplamışlardır [17].

Malloy ve arkadaşları çalışmalarında dönen elektrik makinelerinin sürekli mıknatıslarının ısı üretim oranlarının ölçülmesi için deneysel bir yöntem belirlemişlerdir. Bu çalışmalarında değişik hızlarda tork yüklendikten sonra mıknatısta depolanan toplam ısıl enerjinin öngörülebilmesi amacıyla, yapılan deney sonuçlarından deneysel bir korelasyon elde etmişlerdir. Hata analizi sonucunda da tekniğin faydalı olduğunu belirtmişlerdir. Bu makalede uygulanan metodoloji EASMM vaka çalışmasında kullanılmış olmasına rağmen, başka topolojilere de uygulanabilir. Öngörülen sonuçlarla, deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında % 11,8 uyuşmazlık çıkmış ve kullanılan tekniğin dinamik uygulamalar için gerçek zamanlı modellerde ümit verici olduğu belirtilmiştir [18].

Liu ve arkadaşları yüksek rotor hızlarında ve düşük hava basınçlarında sürtünme kayıplarını ölçmek ve test düzeneğinin sıcaklık dağılımlarını gözlemlemek için kompozit rotor dönme test serileri yapmışlardır. Sürtünme testleri, sürtünme kayıpları tahminlerinin doğrulanmasını ve rotor stator arasında bulunan hava boşluğundaki sürtünme dağılımının araştırılmasını içermektedir. Bu dönme testi sonucundaki bulgular, bir yüksek hızlı elektrik makinesinin analizi ve sürtünmeye bağlı termal tasarım performansı için kullanılmıştır. Test, laminer akış rejiminde, 1 torr hava basıncı ve 333 m/s ile 614 m/s rotor pik hızlarında

yapılmıştır. Araştırmacılar yaptıkları çalışmada termal analiz sonucunu ölçümlerle karşılaştırmışlar ve sonuçların uyumlu olduğunu belirtmişlerdir [19].

Liu ve meslektaşları genellikle yüksek hızlı elektrik alternatörlerinin rotor dış kuşağı ve stator iç astarının yüksek dayanım ve sertliğe sahip karbon fiber malzemeden yapıldığını ve yüksek dönme hızlarında sıcaklığın yükselmesi nedeniyle kompozit reçinelerinin aşınmasının, makine yapısal bütünlüğünü bozduğunu belirtmişlerdir. Hava boşluğunda üretilen hava sürtünme kayıplarının büyüklüğü ve rotor ile stator arasındaki hava sürtünme kayıplarının bölümleri, rotor iç ve stator dış yüzeylerinin sıcaklıklarına büyük etkisi olması nedeniyle makine tasarımları için önemli bir hale gelmiştir. Araştırmacılar yaptıkları çalışmada çevresel düşük hava basıncı altında yüksek hızlı kompozit rotorun ürettiği hava sürtünme kayıpları bölümlerini incelemiştir. Rotor iç ve stator dış yüzeylerindeki sıcaklık değişimi tarafından hava bölümleri belirlenmiştir. Sadece ısıtma, soğutma ve tipik yüksek hızlı alternatör elemanlarının malzeme özellikleri, tekrarlayan deşarj olayları boyunca, test tertibatından çok farklı, geçici hava boşluğu hava bölümleri oluşturmuştur. Yazarlar bu makalede, çoklu deşarjlar için tasarlanan, bir yüksek hızlı alternatörün rotor ve statorla birleşmiş hava bölümlerinin termal analizini yapmışlardır. Sonuçta da hava sürtünme kayıplarını, hava boşluğundaki hava sıcaklıklarını, rotor ve stator yüzeyi sıcaklıklarının birçok iterasyonuyla hesaplanan hava boşluğundaki hava akışları içerisindeki geçici hava bölümlerini elde etmişlerdir [20].

Connor ve diğerleri yaptıkları araştırmada elektrik makinelerinin termal yönetimini ve hava akışını araştırarak, makine sargılarındaki dirençler nedeniyle meydana gelen yüksek sıcaklıkları soğutmadaki herhangi bir iyileştirmenin, kayıpları azalttığını ve verimliliği yükselttiğini belirtmişlerdir. Bu makalede, makinenin termal hareketleri neticesindeki hava akışının yanı sıra, makinede sürtünme kaynaklı hava yoluyla tüketilen enerjiye odaklanılmıştır. Makinenin ana elemanlarının etrafındaki hava akışı tamamıyla HAD modeli kullanılarak analiz edilmiştir. Çıkan sonuçlar deneysel yollarla doğrulanmış ve analiz edilmiştir. Eş zamanlı deneysel testler ile HAD modelinden elde edilen kütlesel debi ve tork arasında % 4 ve % 30 fark bulunmuştur. Analizi yapılan elemanların torklarının ayrıntılı incelemesi sonucunda sürtünme torkunun yaklaşık % 87'sini fanın tükettiği sonucuna varmışlardır [21].

Hofmann ve Sanders indüksiyon rotor kayıplarını en aza düşürmek için bir yüksek hızlı eş zamanlı manyetik dirençli makine tasarlamışlardır. Yüksek güç kapasitesi, yüksek hıza dayanma kabiliyetli rotor, vakumda çalışma kabiliyeti, ihmal edilebilir sıfır tork dönme kayıpları, yüksek güvenilirlik, yüksek verimlilik ve düşük üretim maliyeti gibi özellikleri tasarım kıstasları olarak seçmişlerdir. Eş zamanlı manyetik dirençli makinenin rotorunu ferromanyetik ve antimanyetik çeliklerin kesitlerini bağlayarak yapmışlardır. Rotor dönüşünü içeren ve rotorun kararlı halde hareketle tetiklenen indüksiyon akımını (ve kayıplarını) hesaplamak için kullanılan sonlu elemanlar kodunu MATLAB'da geliştirmişlerdir. Bir stator demiri ve stator sargısı, rotor kayıplarını en aza indirmek için tasarlanmış ve iki adet prototip makine imal ettirilmiştir. Çalışmayı yapan araştırmacılar, 10000 rpm çalışma hızında deneysel sonuçlardan rotor ısısının ihmal edilebilir olduğunu ve 10 kW'da verimin % 91 olduğu belirtmişlerdir [22].

Vrancik çalışmasında farklı basınç ve sıcaklıklar altında dönen elektrik makinelerinin sürtünme kayıplarını, farklı gazlar için hesaplama yöntemi geliştirmeyi amaçlamıştır. O, bir silindirik rotor için denklem geliştirmiş ve bu denklemi, eş kutuplu indüktör alternatörünün çıkık kutuplarının etkilerini hesaba katarak elde edilen deneysel bağıntılarla uyarlamıştır. Boşluk uzunluğunun etkilerini kısaca incelemiştir. Bir eş kutuplu indüktör alternatör için sürtünme kaybını bu denklemleri kullanarak hesaplamış ve hesapladığı sonuçlarla NASA Lewis Araştırma Merkezinden elde edilen deneysel sonuçları karşılaştırmıştır. Standart atmosfer basıncından 40 PSI ($2{,}75 \times 10^5$ N/m^2) basınca kadar % 10 hatayla sonuçlar uyuşmuştur [23].

El-Refaie ve arkadaşları yaptıkları çalışmada elektrik makinelerinin ve güç elektroniğinin dahil olduğu elektrik tahrikli sistemlerin, karayolları taşımacılığında petrol yakıtlı sistemlere bağımlılığının azaltılmasında kilit rol oynayacağını belirterek, maliyet, ağırlık ve boyut performansının beklentileri karşılaması ve bu bağlamda ekonomik olması gerektiğini vurgulamışlardır. Onlar çalışmalarında bir gelişmiş sürekli mıknatıslı makineyi FreedomCAR 2020 özelliklerini karşılamak için tasarlamış, analiz ve test etmişlerdir. 12 yuvalı / 10 kutuplu makine, kademeli yuvaları çakışmayan yoğun sargılarla donatılmış bölümlü stator yapısına sahiptir. Rotoru özgün olarak tasarlamışlardır. Farklı ısıl yönetim şemalarına sahip çeşitli prototipler kurulmuş ve test edilmiştir. Yüksek makine frekanslarında (~ 1,2 kHz en yüksek hızda) çeşitli kayıp bileşenlerinin detaylı analizini yapmışlar ve bu kayıpları azaltmanın yollarını sunmuşlardır. Bunlara ek olarak yüksek

soğutma suyu giriş sıcaklığında ve makinenin sürekli 180 °C'de çalışacak biçimde tasarlanması nedeniyle, sürekli mıknatısın manyetik özelliğinin bozulmasının detaylı analizini sunmuşlardır. Araştırmacılar son olarak çalışmalarının orijinalliğinin gelişmiş rotor yapısı ve ısıl yönetim şemaları olduğunu vurgulamışlardır [24].

Kunz ve meslektaşları hassas talaşlı imalat için çok yüksek hızlı, anahtarlamalı manyetik dirençli bir makinenin detaylı imalat sürecini makalelerinde anlatmışlardır. Bu makine 100 W çıkış gücünde 750000 rpm maksimum dönme hızına ulaşabilirken, tasarlanan rotor aerodinamik hava direncini azaltıcı, mekanik rezonansı önleyici ve aşırı kuvveti hafifletici bir etki gösterecek şekilde tasarlanmıştır. Statorun tasarımı yapılırken bakır ve nüve kaybını minimize ederek, gereken torku sağlamaya odaklanılmıştır. Makine performansının ve rotor yapısının dayanımının her ikisi de sonlu elemanlar benzetimiyle doğrulanmıştır. Son tasarım 6/4 anahtarlamalı manyetik dirençli makinenin rotoru, karbon fiber kılıfla sarılmış ve 6 mm çapındadır ve viskoz kaybı da 13,6 W'dır. Stator balatasız kutuplara sahip ve 19,1 W elektromanyetik kayıp göstermiştir [25].

Dang ve diğerleri de anahtarlamalı manyetik dirençli makinenin güçlü ve çok yüksek hızlı uygulamalarda uygun bir aday olduğunu, fakat bu alanda daha yüksek tork yoğunluğuna ve bazı avantajlara sahip sürekli mıknatıslı makinelerin çok yüksek hızlı makine alanını hakimiyeti altına aldığını belirterek, sürekli mıknatıslı makinelerde kullanılan mıknatısların fiyatlarının sürekli yükselmesi nedeniyle, aynı performansı gösteren farklı alternatif makinelere ihtiyaç duyulduğuna dikkat çekmişlerdir. Bu nedenle çok yüksek hızlarda, yüksek hava direnci kayıplarını yenecek özgün bir rotor tasarımına sahip yüksek hızlı bir makine olarak kullanılacak anahtarlamalı manyetik dirençli bir makine tasarlamışlardır. Bu makineyi sonlu elemanlar yöntemi (SEY) ile analiz ederek, en ideal modelin prototipini yaptırmışlar ve benzetim sonuçları ile deneysel sonuçları karşılaştırarak uyumlu çıktığını gözlemlemişlerdir [26].

Debruyne ve arkadaşları standart bir sincap kafesli indüksiyon motorun neredeyse maksimum verimliliğe ulaştığını ve elektrikli makinelerin verimliliğinin daha da arttırılması amacıyla indüksiyon makinesinin sağlıklı tasarımı ve doğrudan yol verme yeteneği ile birlikte sürekli mıknatısların kullanımının literatürde kapsamlı biçimde araştırıldığını belirtmişlerdir. Ayrıca araştırmacılar literatürde birçok deneysel tasarım önerildiğini, fakat 7,5 kW'a kadar olan güç aralığında doğrudan yol vermeli sürekli

mıknatıslı makinelerin artık piyasada her zaman bulunabildiğini ve sürekli mıknatıs akı yoğunluğunun, çalışma sıcaklığının bir fonksiyonu olduğunu çalışmalarında ifade etmişlerdir. Sonuç olarak sıcaklığın makinenin akım, tork ve verimliliği de dahil tüm elektriksel niceliklerini etkilediğini vurgulayarak, makalelerinde piyasada bulunan 4 kW'lık üç fazlı bir doğrudan yol vermeli sürekli mıknatıslı indüksiyon makinesinin verimliliğini, sıcaklığın bir fonksiyonu olarak sonlu elemanlar yöntemiyle ve deneysel olarak hesaplamışlardır. Stator, rotor ve sürekli mıknatıs sıcaklığını elde etmek amacıyla toplu sıcaklık modelini kullanmışlardır [27].

Chen ve meslektaşları tavan vantilatörlerinin çok düşük enerji tüketimlerine karşın iç mekanlarda soğutmaya yardımcı olarak, termal konforu arttırdığını ve tavan vantilatörlerinin oluşturduğu hava dağıtımını anlamanın, tavan vantilatörleri kullanılacak tasarımlara yardımcı olacağını vurgulamışlardır. Yaptıkları çalışmada fan dönme hızının, fan kanat geometrisinin, tavan fan derinliğinin ve tavan yüksekliğinin bir ofis içerisindeki hava dağıtımına etkisini sistematik olarak incelemişlerdir. Oturan ve ayakta duranlar için ANSI/ASHRAE/IES Standart 55'e göre bir ofis içerisinde dört yükseklikte hava hızını ölçmüşler ve benzetim modeli oluşturmuşlar, bu HAD modelinde oluşturulan benzetimi de deneysel sonuçlarla doğrulamışlardır. Genel olarak sayısal sonuçlar fan kanat geometrisinin, tavan fan derinliğinin ve tavan yüksekliğinin sadece tavan çapıyla aynı olan tavan fanının altındaki silindirik bir geometride hava hız profillerini etkilediğini, farklı kanat şekillerinin silindirik geometrideki her yükseklikteki ortalama hızda neredeyse benzer çıktığını (%10'dan küçük farklar) ve ortamdakilerin termal algılarını çok etkilemediğini çalışmalarında göstermişlerdir. Ayrıca sonuçlardan fan kanadının altındaki konik yüksek hızlı bölgede farklı açısal hızlar için benzer hava hızı profilleri elde ederek, zemindeki jet çarpmasının ayak bileği seviyesinde (0,1 m) oda boyunca radyal hava akışı oluşturduğunu, bununda soğutulması amaçlanan kişiler için en etkin hava akışı dağılımı olmadığı sonucunu çıkarmışlardır [28].

Yapılan bazı çalışmalar HAD benzetimleri ve deneysel sonuçların birbiriyle karşılaştırılması üzerinedir. Prachar'ın yüzey aerodinamikleri için tasarladığı kodla hesapladığı sonuçları, ölçtüğü sonuçlarla karşılaştırması bu çalışmalara örnek olarak verilebilir [29]. Bir başka çalışmada da Matai ve arkadaşları devre dirençleri dizisinin soğutma işlemlerinde kullanılan endüstriyel fanların performanslarını incelemişlerdir. Bu çalışmada fan benzetimi Ansys-Fluent paket programında tasarlanmış ve bulunan

sonuçlarla deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. HAD benzetim sonuçları ve deneysel sonuçların birbirleriyle uyumlu olduğu gözlemlenmiş ve akış olayları HAD benzetiminde akım çizgisi yöntemiyle incelenmiştir [31]. Ayrıca Pelletier ve arkadaşları [32] ile Yoon ve arkadaşları [33] pervanelerin aerodinamik yapısını ve akış alanına etkilerini üç boyutlu geometriyle hem sayısal olarak hesaplamışlar ve hem de deneysel verilerle karşılaştırarak, çıkan sonuçları yorumlamışlardır. Bir başka çalışmada da Twizell ve Bright [34] fan statik basıncını pala hatve açısına bağlı ampirik bir formülle ifade etmiştir. Ayrıca onlar verilen giriş parametrelerine göre hacim hesabı yapan bazı matematik modelleri de ortaya koymuşlardır.

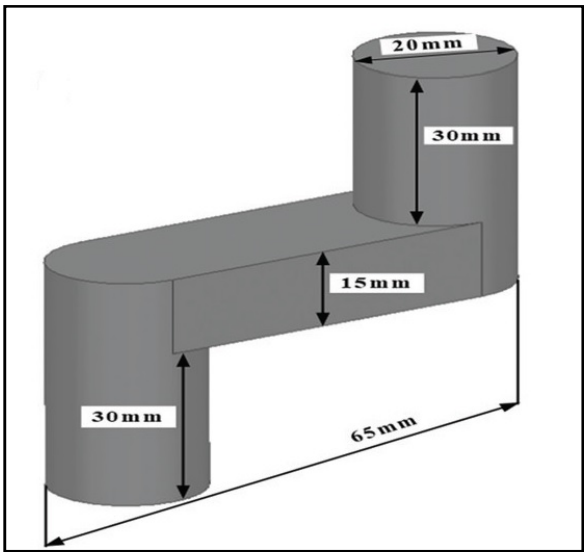
Yapılan literatür taramasında öncelikle elektrik makinelerindeki gelişmeler üzerine yapılan makaleler incelenmiş olup, yapılan değerlendirmeler sonucunda nadir toprak elementlerinin kullanıldığı sürekli mıknatıslı elektrik makineleri (SMEM) üzerine çalışmaların son yıllarda artış gösterdiği ve bu konudaki yeni gelişmelerin büyük bir bölümünü sürekli mıknatıslı makinelerin oluşturduğu rahatlıkla görülmektedir. Ama sürekli mıknatıslı makineler geliştirilirken sahip olduğu yüksek enerji yoğunluğu nedeniyle sıcaklığının sürekli yükseldiği ve bunun sonucunda mıknatısın manyetik özelliğinin bozularak, bu elektrik makinelerinin verimliliğini önemli ölçüde azalttığı çıkarımı da literatür taraması sonucu yapılabilmektedir. Genellikle literatürde yapılan çalışmalar SMEM'nin tasarımı ve elektriksel verimliliği üzerine olup, az sayı bulunan çalışmada verim kayıp elemanları ve termal analiz üzerine çalışmalar yapılmıştır. Bu verim kayıplarının büyük çoğunluğunun hava sürtünmesinden kaynaklı olduğu yine literatür taramasından çıkarılabilmektedir. Bu çalışmada özgün bir tasarıma sahip yeni tip EASMJ'ün üzerinde sıcaklık ölçümleri yapılarak termal analiz yapılmış ve literatüre güzel ve faydalı bir çalışma kazandırılmıştır.

Literatür araştırmasının sonlarında farklı fan ve kanat tasarımları üzerine çalışmalar incelenmiş ve bu çalışmalar kapsamında burada kullanılan jeneratörün özgün olmasına yardımcı olabilmek için, rotorlarından bir tanesinin soğutma amacıyla da kullanılabilmesi amacıyla ayrıca fan olarak tasarlanmıştır. Bu tasarım yapılırken öncelikle kanat açısı ve kanat sayısı üzerinde durulmuş ve SEY kullanılarak, Ansys-Fluent paket programında HAD model analizi yapılmıştır. Bu model analizinden elde edilen en uygun rotor fan geometrisinin prototipi imal ettirilerek, deneysel hız ölçümleri yapılmıştır. Deneysel ve benzetim sonuçları birbiriyle karşılaştırılarak benzetimin doğrulaması yapılmıştır. Rotor

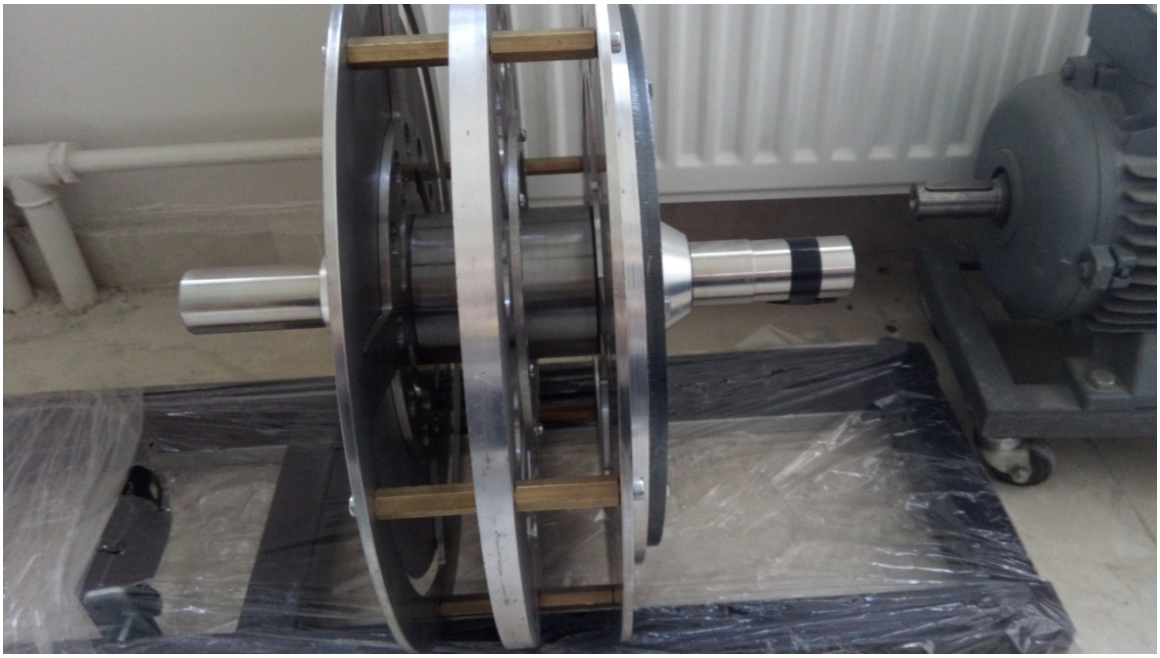
fanın ve jeneratörün aerodinamik yapısı da deneysel olarak incelenmiş ve elde edilen veriler değerlendirilmiştir. Bu tez çalışmasında son olarak ölçülen sıcaklıklar ve hızlar kullanılarak doğal ve zorlanmış taşınım yoluyla meydana gelen ısı transferi hesapları yapılmış ve çıkan sonuçlar değerlendirilmiştir. Bu çalışmalar ışığında özgün bir tasarıma sahip SMEM sınıfında olan jeneratörün, aerodinamik ve ısıl analizi yapılarak literatüre değerli bir çalışma kazandırılmıştır.

2. DENEYSEL SİSTEM TASARIMI ve ÇALIŞMASI

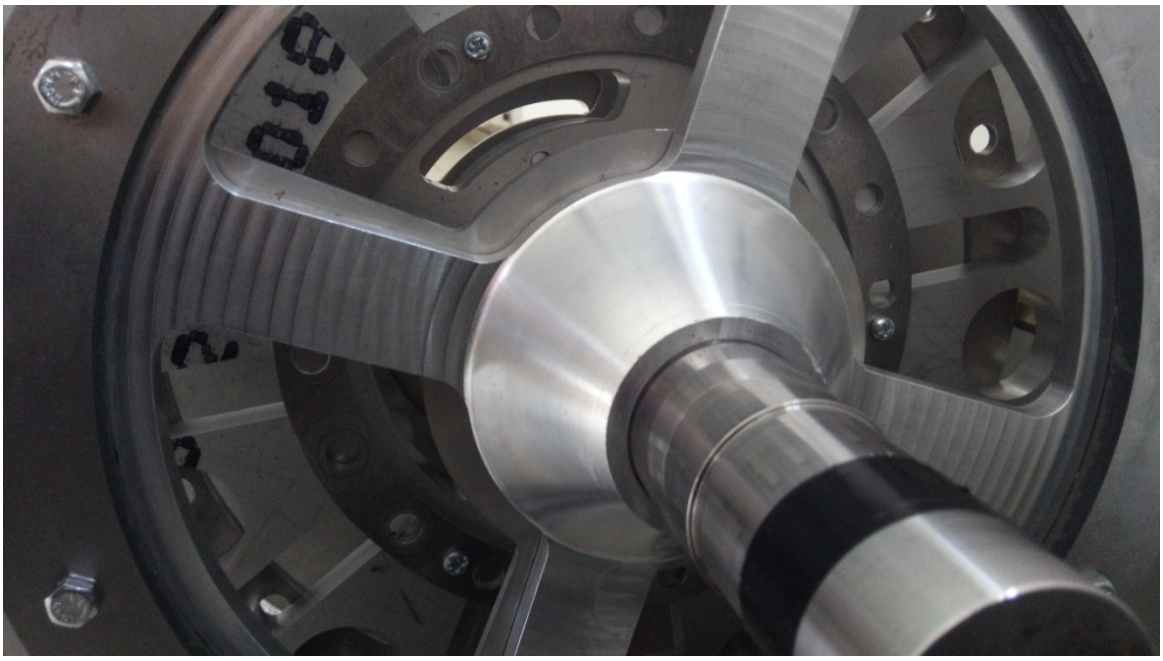
Bu çalışmada soğutulması amaçlanan yeni tip üç fazlı sürekli mıktanıslı jeneratöre ait resimler resim 2.1.'de ve bu jeneratör için tasarlanan yeni tip nüvenin şematik görünümü şekil 2.1.'de görülmektedir. Ayrıca resim 2.1.'e bakıldığında jeneratörün içerisinde jeneratör boyunca hava akışı oluşturmasını sağlayacak biçimde boşluklu yapıda tasarlandığı da rahatlıkla görülebilmektedir. Bu jeneratör, her bir rotoruna 16 adet NdFeB malzemeden imal edilmiş mıknatısın yerleştirildiği iki adet rotor ve 12 adet Amerikan standartlarında M19, Avrupa standartlarında ise M530 – 50A çelik sac malzemeden Z tipi nüve bulunan bir statordan meydana gelmektedir. Nüvelerin gövdesi jeneratörün ortasında bulunan 420 mm çapındaki 10 mm kalınlığındaki alüminyum şasenin üzerine oturtulmuş. Nüvelerin şase dışında kalan uçları da bobinlerle kaplıdır. Küçük bobinlerin çapı 44 mm, büyük bobinlerin çapı 70 mm'dir. Bu bobinlerdeki sarmal sayısı küçük olanda 180 ve büyük olanda da 350'dir. Jeneratörün şasesi görece hafif ve sağlam olması istendiğinden alüminyum malzemeden imal ettirilmiştir.



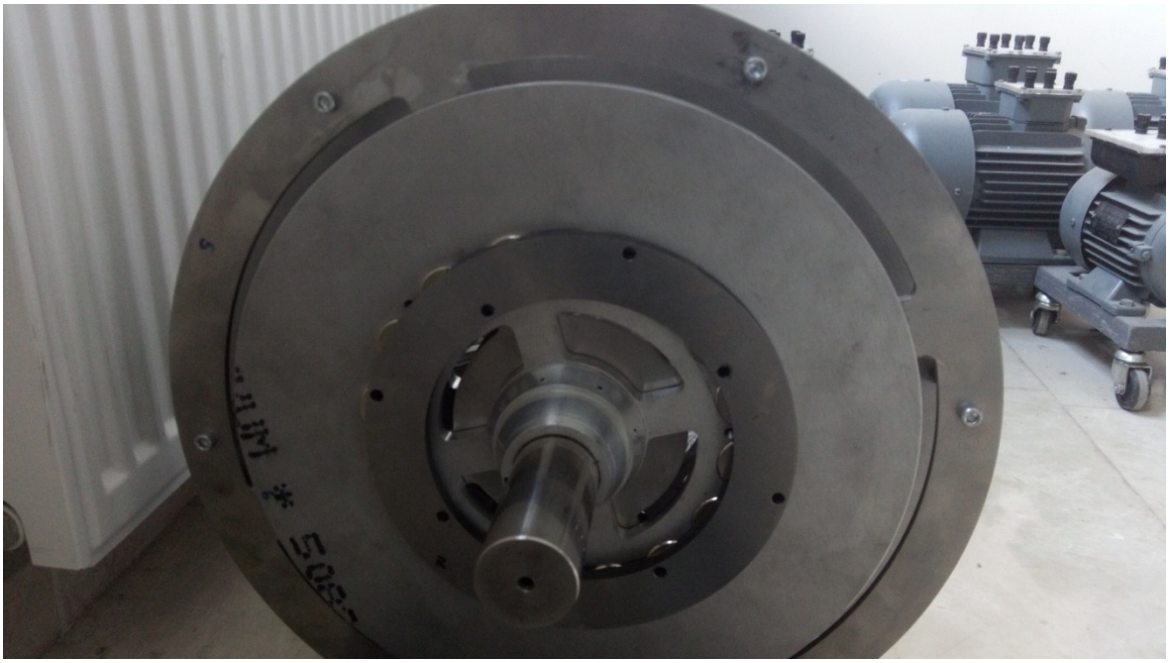
Şekil 2.1. Tasarımı yapılan jeneratörde kullanılan yeni tip nüvenin şematik görünümü [2]



(a) Elektriksel tasarımı ve imalatı yaptırılan jeneratör şasesinin fotoğrafı



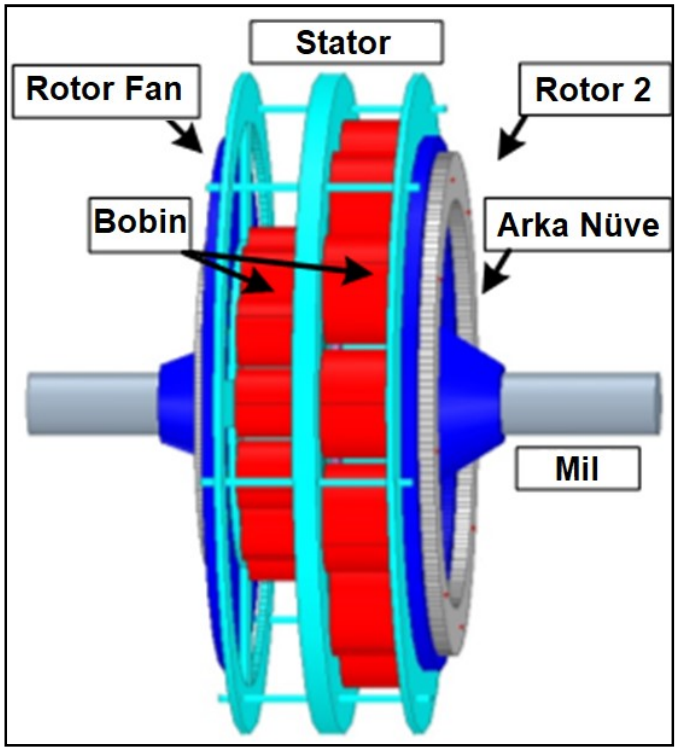
(b) Elektriksel tasarımı ve imalatı yaptırılan jeneratör içeri hava akışını sağlayacak tasarımın fotoğrafı



(c) Fan tasarlanacak rotorun jeneratör üzerindeki fotoğrafı

Resim 2.1. Elektriksel tasarımı ve imalatı yaptırılan jeneratör (a) şasesinin, (b) içeri hava akışını sağlayacak tasarımın ve (c) fan tasarlanacak rotorun fotoğrafı

Tasarımı yapılan jeneratörün kendisini soğutması, yani rotorlardan en az bir tanesine yeni bir görev yükleyerek, manyetik alan oluşturmasının yanında fan görevini de üstlenmesi istenmekte olup, bu yeni tasarlanacak rotora da rotor fan diye hitap edilecektir. Rotora yüklenecek yeni görev doğrultusunda, küçük bobine yakın olan ve Şekil 2.2.'deki şematik görünümde rotor fan olarak gösterilen rotorun bu görevi yerine getirebileceği öngörülmüştür. Rotor fanın soğutma yapabilmesi için üzerine kanat tasarımı yapılması gerekmektedir. Böylelikle manyetik alan oluşturmak için dönerken, jeneratör içerisinde zorlanmış taşınımla ısı transferine yardımcı olabilecektir.

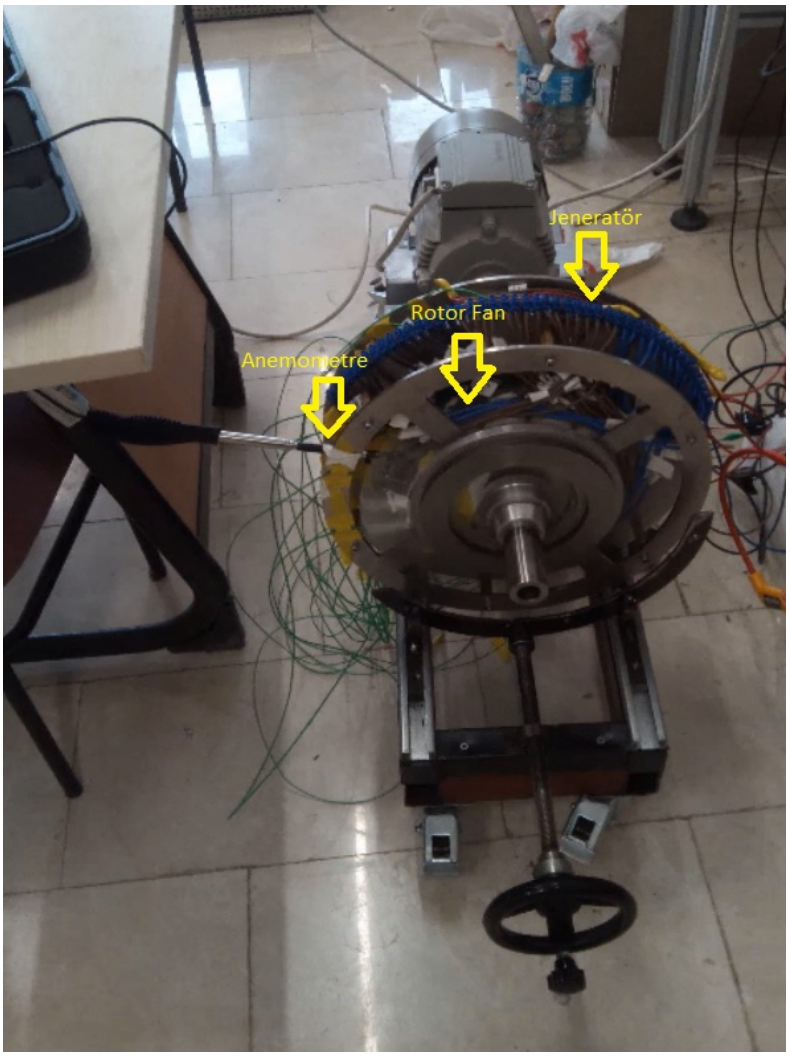


Şekil 2.2. Tasarımı yapılan jeneratörün şematik görünümü

Rotor fan tasarımı için öncelikle geometrik sınırların belirlenmesi gerekmektedir. Bu sınırlar içinde en önemlisi mıknatısların bulunduğu, mıknatıs yuvasının konumudur. Bu konumlar kanat yüksekliğinin sınırlarını belirlemektedir. Kanat yüksekliği ne kadar fazla olursa rotor fanın performansı o kadar yüksek olacaktır. Bu rotor fanın kanatlar dahil yarıçapı 170 mm'dir. Mıknatıs yuvasının ve mıknatısların yarıçapları da 15 mm olup, merkezden 90 mm çapında bir daireye merkezleri gelecek şekilde rotor üzerine yerleştirilecektir. Yani 105 mm'lik yarıçapta fan imalatının yapılması mümkün görünmemektedir. Ayrıca rotor fanın ve mıknatısların sağlıklı çalışması ve fandan etkilenmemesi amacıyla 10 mm'lik bir mesafe de, fan kökü ve mıknatısların arasında dayanım açısından bırakılması planlanmıştır. Bu sınırlar göz önüne alındığında fan kanadının en fazla 55 mm yüksekliğinde tasarlanabileceği görülmüştür. Daha sonra rotor üzerindeki pürüzlerin düzeltilmesi amacıyla imalatçı tarafından da 1 mm tıraşlama yapılmış ve fan yüksekliği 54 mm olarak imal ettirilmiştir. Rotor fan tasarımı imalattan önce yapıldığı için benzetim ve tasarım çalışmalarında fan kanat yüksekliği 55 mm olarak alınmıştır.

Öncelikle deneysel çalışma olarak fan tasarımı yapılmadan önce 300 rpm ve 1000 rpm açısal hızlarda ısıl çiftler (termokapl) yardımıyla fansız sıcaklık ölçümleri yapılmıştır.

Rotor fanın imalatının yaptırılmasıyla bu deney tekrarlanmış ve rotor fanın jeneratörün soğutulması üzerine etkileri daha sonraki bölümlerde incelenmiştir. Resim 2.2.'de test düzeneği görülebilmektedir. Burada büyük, küçük bobin, nüve başları ve jeneratörün gövdesi başta olmak üzere 10 farklı noktadan sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Sıcaklık deneylerinden sonra küçük bobin tarafında resim 2.2.'de görüldüğü gibi bir anemometre yardımıyla bu çalışmada soğutma amacıyla kullanılan havaya ait, hız 4 farklı noktadan ölçülmüştür. Daha sonra tasarım yapılırken modellenmiş olan benzetimler doğrulanmıştır. Son olarak da duman tableti yardımıyla jeneratör üzerinde ve içerisindeki hava akışı takibi yapılmaya çalışılmış ve akışa ait akış çizgileri çıkarılmıştır.



Resim 2.2. Sıcaklık ve akışkan hızı ölçümü için deney düzeneği

Bu deneysel çalışmada kullanılan elemanlar aşağıda detaylı olarak anlatılmıştır.

2.1. Isıl Çiftler

Burada kullanılan ısıl çiftler K tipi olup nikel krom - nikel malzemeden imal edilmiş ve hassasiyetleri ± 2 °C'dir. Isıl çiftler 2 x 0,5 mm kesite sahip 2 m uzunluğunda kabloya montajlı olup kablosu teflon kaplıdır. Isıl çiftler -200 ile 1200 °C derece arasında çalışsa da kablolar 200 °C'ye kadar doğru ölçüm yapabilmektedir. Bu çalışmada yapılan ölçümlerde bu sınır sıcaklıklara yaklaşılamamıştır. Deneyde kullanılan bu ısıl çiftler üretici firmadan kalibrasyonlu olarak temin edilerek kullanılmıştır.

2.2. Veri Kaydedici (Data Logger)

Sıcaklık ölçümleri yapabilmek amacıyla kullanılan ısıl çiftler bir veri kaydedici yardımıyla, sıcaklıkları ölçmektedir. Bu çalışmada Ordel marka UDL 100-5 model 5 kanallı 72 x 112 x 26 mm ebatlarında 2 adet veri kaydedici, bir adet dizüstü bilgisayara bağlanarak kullanılmıştır. Bu veri kaydedici 750 mS örnekleme periyoduna ve $\pm$ %0,2 hassasiyete sahiptir.

2.3. Anemometre

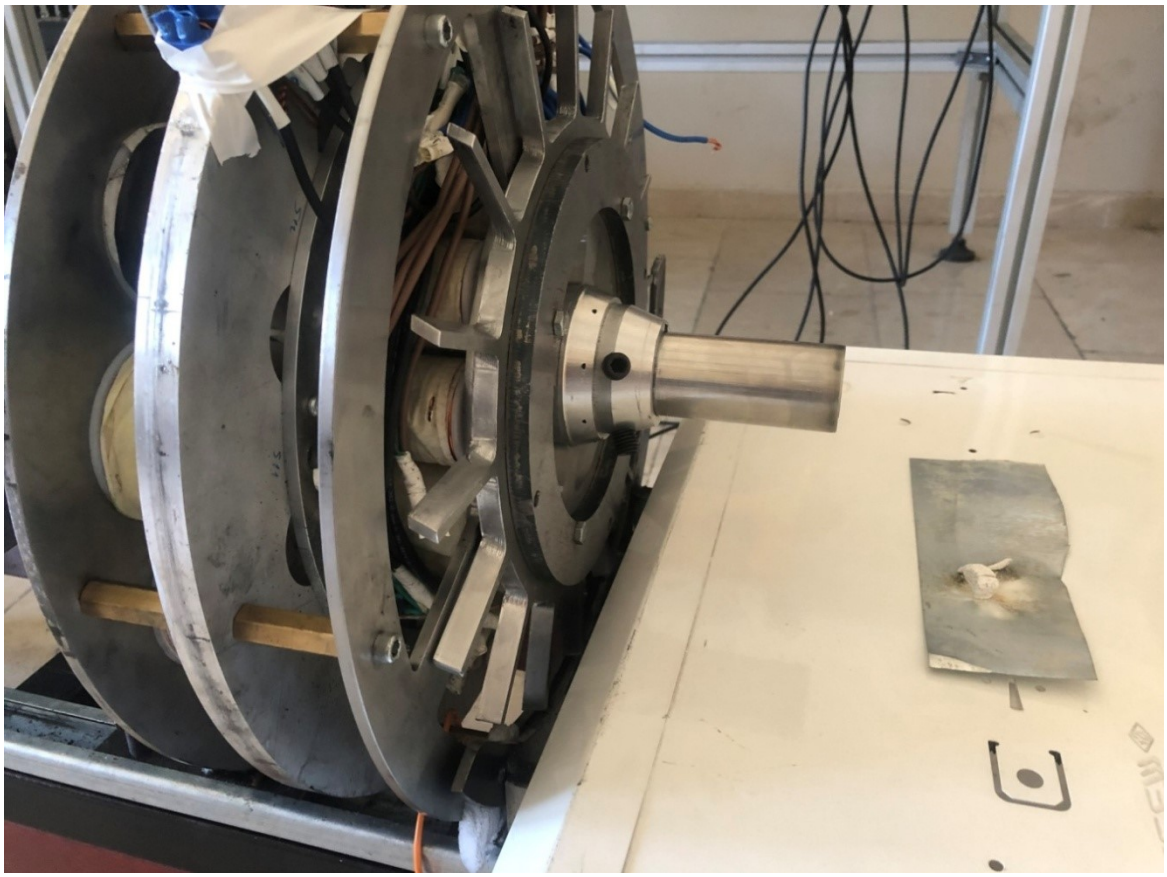
Bu çalışmada deneysel hız ölçümü için sıcak telli anemometre kullanılmıştır. Bu anemometre TQC Sheen marka ve ± %5+1d hassasiyete sahiptir. Ayrıca söz konusu anemometre çok düşük hızları bile ölçebilir ve 210 x 75 x 50 mm ebatlarındadır. Anemometrenin probu rotor fandan 1 cm uzaklığa yerleştirilmiş ve sonuçlar buradan alınmıştır. Yapılan ölçümler daha sonra benzetim sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve benzetim sonuçlarının sağlaması yapılmıştır.

Belirsizlik analizi

Ölçme elemanından, bağlantı noktasından veya okumadan kaynaklı meydana gelen ölçüm hataları, deneylerde yapılan ölçümlerin doğruluğunu etkilemektedir. Bu hataların ölçüme toplam etkisini gözlemleyebilmek amacıyla denklem 2.1'de verilen formül yardımıyla hassas bir yöntem olan belirsizlik analizi kullanılmaktadır. Bu denklemde $w_1, w_2, \ldots, w_n$ her bir değişkene ait hata oranlarını, $R, x_1, x_2, \ldots, x_n$ de bağımsız değişkenleri temsil etmektedir.

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2\right)^2 + \cdots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.1)$$

Bu çalışmada kullanılan ölçüm elemanlarına ait detaylı bilgiler daha önceki bölümlerde verilmiş olup, denklem 2.1 yardımıyla sıcaklık ölçümü için belirsizlik $\pm$ 2,01 °C ve hız için $\pm$ % 5 olarak hesaplanmıştır.



Resim 2.3. Rotor fanın üzerinde hava kanalı yokken duman deneyi düzeneği



Resim 2.4. Rotor fanın üzerine sacdan hava kanalı yapıldıktan sonra hazırlanan duman deneyi düzeneği

Rotor fanın jeneratör etrafında ve içerisinde oluşturduğu hava akımını inceleyebilmek amacıyla duman deneyi yapılmıştır. Bu deney öncelikle jeneratörün üzeri açıkken, yani üzerinde hiçbir koruma yokken yapılmıştır. Daha sonra da bir havalandırma sacı yardımıyla üzeri kapalıyken yine rotor fanın oluşturduğu hava akımı incelenmek üzere deneysel çalışma yapılmıştır. En sonunda da jeneratörün üzerine jeneratörün içerisine hava girişi sağlayacak şekilde bir koruma kabini yaptırılmış ve koruma kabinli jeneratör üzerinde tekrar duman deneyi yapılmıştır. Bu deneyler daha sonraki bölümlerde irdelenecektir.

3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD)

Son yıllarda, önceleri tahmin bile edilemeyen seviyelere çıkan bilgisayar gücü endüstride ve araştırma laboratuarlarında karmaşık problemlerin çözümü için önemli bir ihtiyaç haline gelmiştir. Bu yüksek hızlı bilgisayarların geliştirilmesi, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi prensiplerinin modern mühendislik uygulamalarının tasarım problemlerinin çözümünde kullanılabilmesine imkan sağlamıştır. Daha önceleri haftalar hatta yıllar alan problem çözümleri bu sayede birkaç saat hatta dakikalar içerisinde çözüme kavuşturulabilmektedir [35].

Son yüzyılın yarısında akışkanlar mekaniği ve ısı transferinde karmaşık problemler için yeni bir yöntem önemli bir konuma yükselmiştir. Bu yöntem hesaplamalı akışkan dinamiği olup, Computational Fluid Dynamics'in (CFD) Türkçe karşılığıdır. Bu hesaplamalı (veya nümerik) yaklaşımda, ilgili konuyla bağlantılı denklemler (genellikle kısmi diferansiyel formda) nümerik olarak çözülür. Nümerik yöntemlerin, özellikle de adi ve kısmi diferansiyel denklemlerin çözümü için sonlu farklar yönteminin gelişimi yaklaşık olarak yirminci yüzyılın başlarında başlamıştır. 1930'lu yılların sonlarında Atanasoff'un dijital bilgisayarı icat etmesiyle de akışkanlar dinamiği problemlerinin çözümünde kullanılmaya başlanılmıştır [35].

Bilindiği üzere akışkanlar mekaniği ve ısı transferi içeren ekipman ve araçların tasarımı ve geliştirilmesinde deneysel ve teorik yöntemler kullanılmaktadır. Fakat yirmi birinci yüzyılda, bilgisayar teknolojisinin her geçen gün daha da fazla gelişme göstermesi, daha hızlı ve güçlü bilgisayarların geliştirilmesini sağlamıştır. Bu gelişme de tasarımlarda kullanılacak olan akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin çözümünde hesaplamalı yöntemlerin kullanımının yayılarak, kendisine daha geniş kullanım alanlarında yer bulmasına neden olmuştur. Çünkü bilgisayarların ucuzlaması ve hemen hemen her evde bulunur hale gelmesi, nümerik uygulamaların deneysel uygulamalara göre daha ucuz ve daha hızlı sonuçlar alınmasına olanak sağlamıştır [35].

Zamana bağlı Navier-Stokes denklemlerinin sayısal olarak çözülebilmesi, türbülanslı akışların detaylarına hassas olarak ulaşabilmeyi temin etmiş, bu da türbülanslı akış içeren

uygulamalarda hesaplamalı modellerin kullanımının yaygınlaşarak deneysel yöntemlerin önüne geçmesine neden olmuştur [35].

Akışkanlar mekaniği hesaplarında akışkan davranışını doğru tahmin edebilmek ve hesaplayabilmek amacıyla, el ile hesaplamaların mümkün olmadığı ya da çok zaman aldığı karmaşık geometrili yapılar, kontrol hacimleri veya kontrol alanları gibi durumlarda; çözüm için matematiksel metotlar ve algoritmalar kullanılarak yapılan çözümlemelere genel olarak HAD denir. HAD yönteminde süreklilik, momentum ve enerji denklemleri çözülerek, genelde düz levhalar, dairesel kesitli borular gibi basit geometrilerin dışında kalan klasik akışkanlar mekaniği hesaplarıyla çözülemeyen gerçek problemlerin birçoğunda sonuç elde edilebilmektedir. Bu sonuçların elde edilebilmesi için kontrol hacmi veya kontrol alanı, çeşitli geometrik yapılardan meydana gelen, küçük elemanlardan ve noktalardan oluşmuş ağ yapısına ayrılır. Bu akışa ait temel diferansiyel denklemler, ağ yapısından meydana gelen küçük elemanların iterasyonu sonucunda adım adım çözümlenerek akışkan davranışının tahminine ulaşılır [36].

HAD kullanılarak uçak kanatlarındaki basınç dağılımı, bir ısı kaynağının sıcaklık dağılımı, bir ortamın ısıl ve akış konforu veya hareket halindeki bir araç çevresindeki akış dağılımı ile ilgili birçok değişken hesaplanarak, incelenebilir. HAD kullanımı sadece bu alanlarla sınırlı kalmayıp, pompalardaki kavitasyon uygulama problemlerinin nasıl oluştuğunu anlayabilmek için, tek veya çok fazlı akışların modellenmesinde de kullanılabilmektedir. Son yıllardaki teknolojik gelişmelerin de etkisiyle daha yüksek ve güçlü işlemcilere sahip bilgisayarların yardımı ve HAD teorisindeki gelişmelerin birleşmesiyle birlikte yüksek türbülanslı akışların yanı sıra dinamik sistemler de sanal olarak benzetimler yardımıyla modellenebilmektedir [36].

Bu çalışmada HAD paket programı olarak kullanılan Ansys-Fluent programında, yukarıda da bahsedildiği gibi temel kanunlar olan kütle korunumu (süreklilik), momentum ve enerji korunum denklemleri çözülerek hesaplar yapılır. Bu denklemlerin kapalı formları 3.1-5'teki gibidir. Söz konusu HAD paket programında çözüm hacmi, sonlu sayıda ve farklı geometrik şekillerdeki hacim parçasına bölünerek, her küçük hacim parçası için bu temel kanun denklemlerindeki bilinmeyen değişkenler, sayısal olarak yinelenerek (iterasyon yapılarak), hesaplanır ve çözüme ulaşılır.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho u) = 0 \tag{3.1}$$

Momentum denklemi:

x – momentum
$$\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + X \tag{3.2}$$

y – momentum
$$\frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y} + Y \tag{3.3}$$

z – momentum
$$\frac{\partial w}{\partial t} + u\frac{\partial w}{\partial x} + v\frac{\partial w}{\partial y} + w\frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z} + Z \tag{3.4}$$

Enerji denklemi:

$$\dot{Q}_{kh} - \dot{m}_i e_{fi} = \frac{dE_{kh}}{dt} + \dot{m}_ç e_{fç} + \dot{W}_{kh} \tag{3.5}$$

Denklem 3.1, 3.2, 3.3 ve 3.4'de kapalı formları verilen formüllerde sırasıyla p, ρ, "u, v ve w", t, "X, Y ve Z", basınç, yoğunluk, hız bileşenleri, zaman, birim kütleye etkiyen kuvvetin x, y ve z eksenlerine paralel bileşenleridir. Ayrıca enerji denkleminde, kontrol hacmine birim zamanda giren ısıyı $\dot{Q}_{kh}$, kontrol hacmine birim zamanda giren kütlenin akış enerjisini $\dot{m}_i e_{fi}$, kontrol hacminden birim zamanda çıkan kütlenin akış enerjisini $\dot{m}_ç e_{fç}$, kontrol hacmi sınırları içerisindeki enerjinin birim zamanda değişim hızını dE_{kh}/dt ve birim zamanda yapılan işi $\dot{W}_{kh}$ temsil etmektedir [37].

3.1. Türbülans Modelleri

Akışkanlar içerisinde orta ile yüksek Reynolds Sayılarında görülen üç boyutlu kararsız rastgele hareketlere türbülans denir. Genellikle teknik akışlarda kullanılan sıvılar düşük viskoziteli olduğundan, neredeyse tüm teknik akışlar türbülanslıdır. Türbülansa bağlı bazı büyüklükler aşağıdaki gibidir:

-Momentum, enerji ve türlerin karışımı,

-Isı transferi,
-Basınç kayıpları ve verim,
-Aerodinamik gövdeye etkiyen kuvvet, vb.

Türbülanstayken prensipte tanımlanan Navier-Stokes denklemleri, zaman ve mekan açısından çok geniş ölçütlerde olması nedeniyle Doğrudan Sayısal Benzetim çözümlemelerinde çoğu durumda, gereksinim duyduğu CPU'yu (işlemci) öngörülebilen gelecekte karşılayacak bilgisayar gücünün yetersiz kalması nedeniyle uygulanabilir değildir. Bu nedenle ortalama yöntemlerde uygulanan Navier-Stokes denklemleri, türbülanslı spektrumun parçalarında filtrelenmiştir. En yaygın uygulanan ortalama yöntem, Reynolds Ortalama Navier Stokes (RANS) denklemlerinin sonucu olan denklemlerin Reynolds ortalamasıdır (tüm pratik amaçlar için zaman ortalamasıdır). Bu yöntemle, hız ve basınç alanlarının ortalamasının düzgün değişimi ve akış tarafından elimine edilen tüm türbülanslı yapılar elde edilebilir. Bununla birlikte, ortalama yöntemi beraberinde uygun türbülans modelleriyle (türbülans kapanması) sağlanması gereken taşınım denklemleri (Reynolds Gerilimleri ve Akmaları) içerisine ek bilinmeyen terimler getirmiştir. Benzetimin kalitesi kritik olarak seçilen türbülans modele bağlı olabilmektedir ve ayrıca uygun modelin seçiminin önemi kadar seçilmiş model için uygun sayısal ağda önemlidir. RANS'a bir alternatif de Ölçek-Çözme Benzetim (Scale-Resolving Simulation (SRS)) modelleridir. SRS yöntemleri ile türbülanslı spektrumun en azından bir kısmı akış alanının en azından bir kısmında çözülür. Bu gibi yöntemlerden en bilineni Büyük Girdap Benzeşimidir (Large Eddy Simulation (LES)), fakat birçok yeni karma (RANS ve LES arasındaki modeller) yöntemlerde ortaya çıkmaktadır. Tüm SRS yöntemleri zamana bağlı çözümlemelerde görece daha küçük zaman adımlarına gerek duyduğundan, bu yöntemlerin RANS benzetimlerinden çok daha hesaplamalı olarak masraflı olduğunu anlamak önemlidir [38].

Maalesef sadece bir tane evrensel türbülans modeli tüm problemleri çözmek için yeterli olamamaktadır. Türbülans modelinin seçimi, akışın fiziği, belirli bir problem için tasarlanan yöntem, gerekli olan hassasiyet derecesi, mevcut hesaplama kaynakları ve benzetim için gerekli olan zaman miktarı gibi değişkenlere bağlıdır [38]. Başarılı ve iyi bir benzetim için sınırlar ve kapasiteler iyi belirlenerek seçilen türbülans modeli hem işlem süresini kısaltacak hem de hassasiyeti yüksek sonuçlar elde etmeyi sağlayacaktır.

3.1.1. Spalart – Almaras türbülans modeli

Spalart-Allmaras, kinematik eddy (türbülanslı girdap) viskozitesi için bir taşıma denklemini çözen düşük maliyetli bir RANS modelidir. Spalart ve Almaras iki denklemli türbülans modellerine göre daha kolay hesaplanabilen ve türbülans kinetik enerjisine (k) bağlı tek denklemli türbülans modellerindeki eksiklikleri gideren, tek denklemli ve güvenilir sonuçlar elde edilen bir türbülans modeli geliştirmeyi amaçlamışlardır. Bu geliştirdikleri modelde yerel kayma tabakasına bağlı bir uzunluk ölçeği hesabına gerek duyulmamaktadır. Bu nedenle de girdap viskozitesinin duvarın yakınında çözülmesi kolaydır. Temel olarak, hava folyoları üzerindeki süpersonik / transonik akışlar, sınır tabakası akışları vb. gibi hafif ayırma özellikli aerodinamik / turbo makine uygulamaları için tasarlanmıştır. Lokal kesme tabakası kalınlığı ile ilgili bir uzunluk ölçeğinin hesaplanmasının gerekli olmadığı nispeten yeni bir denklem modelleri sınıfını kapsamaktadır. Duvara bağlı akışları içeren havacılık uygulamaları için özel olarak tasarlanmıştır. Olumsuz basınç gradyanlarına maruz kalan sınır tabakaları için sonuçlar başarılıdır. Turbo makine uygulamaları için popülerlik kazanmıştır. Bu model hala nispeten yenidir. Her türlü karmaşık mühendislik akışına uygulanabilirliği söz konusu değildir [39].

3.1.2. Standard k-ε türbülans modeli

Endüstriyel uygulamalar için en yaygın kullanılan mühendislik türbülans modelidir. Elde edilen sonuç kabul edilebilir hassasiyettedir. Sıkıştırılabilirlik, kaldırma kuvveti, yanma vb. problemler için alt modeller içerir. Türbülans yayılma oranı (ε) denklemi duvarda hesaplanamayan bir terim içerir. Bu nedenle, duvar fonksiyonları kullanılmalıdır. Güçlü ayırmalı, büyük akım çizgisi eğriliğine sahip ve büyük basınç gradyanlı akışlar için genellikle performansı yetersizdir.

Standart k – ε türbülans modeli (SKE), k ve ε için yazılan iki adet transport denklemine dayanan yarı ampirik modeldir. Bu model, bu iki transport denkleminin çözümünü ve türbülans viskozitesinin hesabını içerir. k ve ε için yazılan transport denklemleri kaldırma kuvvetleri etkisi ihmal edildiğinde sırasıyla denklem 3.6 ve 3.7'deki gibi yazılabilir.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right) + G_k - \rho\varepsilon \quad 3.6$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right) + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}G_k - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad 3.7$$

Burada ortalama hız gradyanları nedeniyle oluşan türbülans kinetik enerjisi üretimi, G_k terimi ile gösterilmiş ve aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$G_k = \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad 3.8$$

Buradaki μ_t türbülans viskozitesidir ve k ile ε cinsinden denklem 3.9'daki gibi ifade edilir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad 3.9$$

Yukarıdaki denklemlerde ρ yoğunluk, σ_k ve σ_ε türbülans Prandtl Sayılarını, k türbülans kinetik enerjisini, ε türbülans yayılma oranını, μ dinamik viskoziteyi, u hızı, R, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve C_μ de deneysel sabitleri göstermektedir. Burada R=0 olup, diğer sabitler de $C_{1\varepsilon}$=1,44, $C_{2\varepsilon}$=1,92, C_μ=0,09 ve Türbülans Prandtl Sayıları σ_k=1,0 ve σ_ε=1,3 olarak bulunmuştur [40].

3.1.3. RNG (Renormalizasyon grubu) k-ε türbülans modeli

RNG k – ε türbülans modeli, k – ε denklemlerindeki sabitlerin renormalizasyon grubu teorisi kullanılarak türetilmesiyle elde edilir. Düşük Re etkilerini açıklamak için diferansiyel viskozite modeli, türbülanslı Prandtl / Schmidt numarası için analitik olarak türetilen cebirsel formül ve girdap (eddy) modifikasyonu olmak üzere alt modeller içerir. Daha karmaşık kayma akışları ve yüksek gerinim hızlı, girdaplı ve ayrılmalı akışlar için SKE'den daha iyi performans gösterir.

RNG k – ε türbülans modelinde korunum denklemleri SKE modelindeki gibidir, fakat taşınım denklemine ilave terimlerin gelmesiyle ve sabitlerin değişmesiyle SKE modelinden

ayrılır. Bu modele türbülanstaki girdap etkisi eklenerek akışkanların doğruluk oranı geliştirilmiştir. Taşınım denklemleri kullanılarak k ve ε aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\mu_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i}\right) + G_k - \rho\varepsilon \quad 3.10$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\mu_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right) + \frac{\varepsilon}{k}(C_{1\varepsilon} G_k - C_{2\varepsilon}\rho\varepsilon) - x \quad 3.11$$

Efektif Prandtl sayılarının tersi olan α_k ve α_ε parametreleri RNG teorisinin analitik olarak türetilmesiyle denklem 3.12 ve 3.13'den hesaplanmaktadır.

$$\left|\frac{\alpha-1{,}3929}{\alpha_0-1{,}3929}\right|^{0{,}6321} \left|\frac{\alpha+2{,}3929}{\alpha_0+2{,}3929}\right|^{0{,}3679} = \frac{\mu}{\mu_{eff}} \quad 3.12$$

$$\alpha_0 = \frac{k}{\mu C_p} \quad 3.13$$

Burada *k* ısı iletim katsayısını C_p de özgül ısı değerini göstermekte olup, ayrıca α_0=1,0'dır. Yüksek Reynolds Sayı mertebelerinde de (μ/μ_{eff}<<1) $\alpha_k=\alpha_\varepsilon\cong$1,393 olarak hesaplanmaktadır.

$$G_k = \mu_t S^2 \quad 3.14$$

$$x = C_\mu \rho \frac{\eta^3\left(1-\frac{\eta}{\eta_0}\right)}{1+\beta\eta^3}\frac{\varepsilon^2}{k} \quad 3.15$$

Denklem 3.14'deki S değeri ortalama şekil değişim oranını göstermekte olup, aşağıdaki denklemler yardımıyla hesaplanabilir.

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad 3.16$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \quad 3.17$$

$$\eta = S\frac{k}{\varepsilon} \quad 3.18$$

Bu denklemlerde η türbülans kinetik enerji üretiminin ve yayılma oranının fonksiyonunu, G_k ortalama hız gradyanları nedeniyle oluşan türbülans kinetik enerjisinin üretimini, μ_t türbülans viskozitesini,ρ yoğunluğu, k türbülans kinetik enerjisini, ε türbülans yayılma oranını, μ dinamik viskoziteyi, u hızı, β, η_0, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve C_μ de deneysel sabitleri göstermektedir. Bu deneysel sabitler de bu model için β=0,012, η_0=4,38, $C_{1\varepsilon}$=1,42, $C_{2\varepsilon}$=1,68 ve C_μ=0,0845'dir [38, 40, 41].

3.1.4. Realizable (gerçekleştirilebilir) k – ε türbülans modeli

Gerçekleştirilebilir terimi, modelin türbülanslı akışların fiziği ile tutarlı olarak Reynolds gerilmeleri üzerindeki belirli matematiksel kısıtlamaları karşıladığı anlamına gelir. Ne standart k – ε türbülans modeli ne de RNG k – ε türbülans modeli gerçekleştirilemez. Bu model hem düzlemsel hem de yuvarlak jetlerin yayılma oranını daha doğru bir şekilde tahmin eder. Ayrıca dönme, güçlü ters basınç gradyanları altında sınır tabakaları, ayırma ve devridaim içeren akışlar için yüksek başarı gösterme olasılığı yüksektir.

Gerçekleştirilebilir k – ε türbülans modelinde, türbülans viskozitesinin yeni bir formül ile hesaplanmasının yanı sıra ε için de yeni bir taşınım denklemi türetilmiştir. Bu yeni denklemler yardımıyla standart k – ε türbülans modeli ve RNG k – ε türbülans modelinden ayrılmakta ve daha doğru sonuçlar vermektedir.

Bu modele ait k ve ε için taşınım denklemleri kaldırma kuvvetlerinin etkisi ihmal edildiğinde aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right) + G_k - \rho\varepsilon + S_k \qquad 3.19$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{\nu\varepsilon}} + S_\varepsilon \qquad 3.20$$

Burada;

$$C_1 = max\left(0{,}43\,, \frac{\eta}{\eta+5}\right) \qquad 3.21$$

$$\eta = S\frac{k}{\varepsilon} \quad 3.22$$

Denklem 3.19'daki G_k ortalama hız gradyanları nedeniyle oluşan türbülans kinetik enerjisinin üretimini, yukarıdaki denklemlerdeki ρ yoğunluğunu, k türbülans kinetik enerjisini, ε türbülans yayılma oranını, η türbülans kinetik enerji üretiminin ve yayılma oranının fonksiyonunu, S ortalama şekil değiştirme tensörünün katsayısını ve S_k ile S_ε da kullanıcı tanımlı kaynak terimlerini temsil etmektedir. Denklem 3.16 ve 3.17'de S'in formülü verilmiştir.

Girdap (eddy) viskozitesi, diğer k – ε türbülans modellerinde olduğu gibi hesaplandığından denklem 3.9'daki denklem kullanılarak hesaplanabilmektedir. Bu modelle diğer iki k – ε türbülans modeli arasındaki fark C_μ artık sabit değer kabul edilmemesidir. C_μ aşağıda verilen denklemle yardımıyla hesaplanabilir.

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s\frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad 3.23$$

Burada:

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad 3.24$$

ve

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \quad 3.25$$

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \quad 3.26$$

Denklem 3.26'da $\overline{\Omega}_{ij}$, w_k açısal hızı ile dönen bir koordinat sistemindeki görülen ortalama dönme oranı tensörüdür. Ayrıca modeldeki A sabitleri olan A_0=4,04 ve $A_s=\sqrt{6}\cos\Phi$ olarak verilmiştir. Buradaki bilinmeyenlere ait denklemler aşağıdaki gibidir.

$$\Phi = \frac{1}{3}\cos^{-1}\left(\sqrt{6}W\right) \quad 3.27$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}} \quad 3.28$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \quad 3.29$$

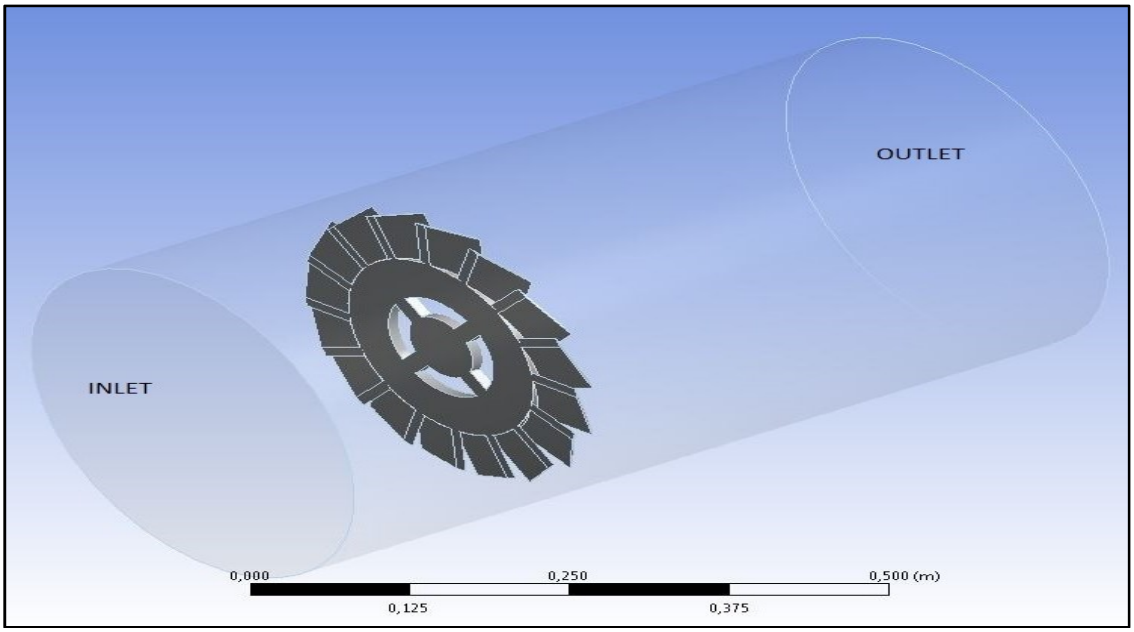
$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right) \quad 3.30$$

Gerçekleştirilebilir k – ε türbülans modelinde çözdürülen akışlar için daha iyi sonuç almak adına oluşturulan sabitler, $C_{1\varepsilon}$=1,44, C_2=1,9, σ_k=1,0 ve σ_ε=1,2'dir [42,43].

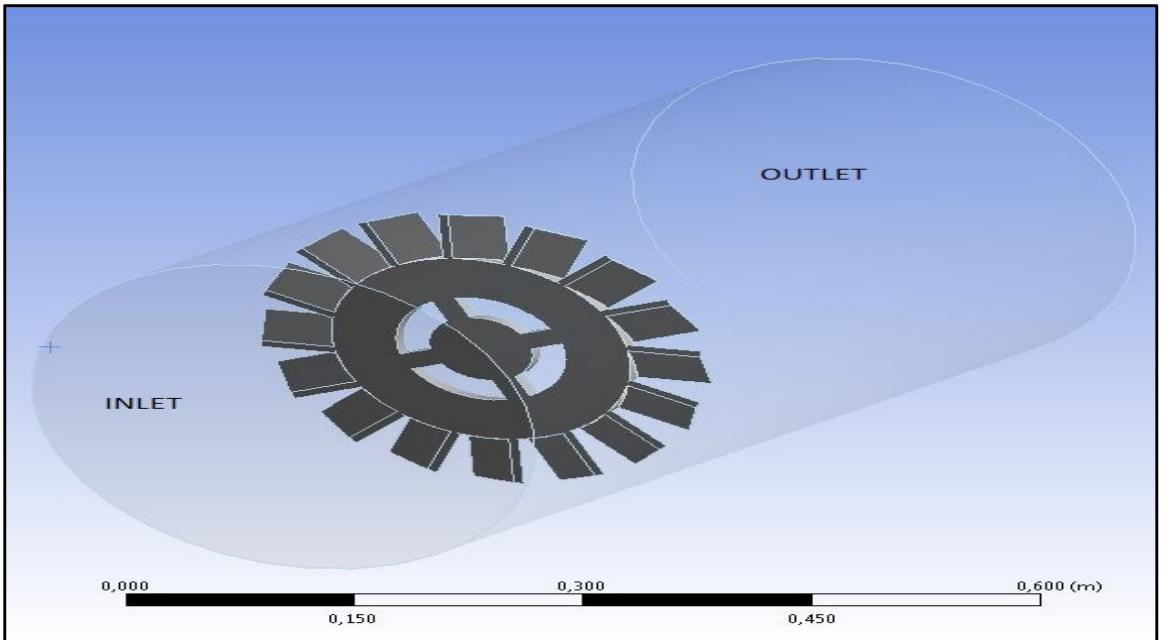
Bu tez çalışmasında bahsedilen türbülans modelleri arasında en hassas ve en güvenilir tahminleri gerçekleştirilebilir k – ε türbülans modeli verdiği söylenebilir. Çünkü en son ve en gelişmiş k – ε türbülans modeli, gerçekleştirilebilir k – ε türbülans modelidir. Bu nedenle de, bu çalışmada türbülans modeli olarak gerçekleştirilebilir k – ε türbülans modeli kullanılarak çözüm yapılmıştır.

4. ROTOR FAN TASARIMI İÇİN HAD ANALİZİ

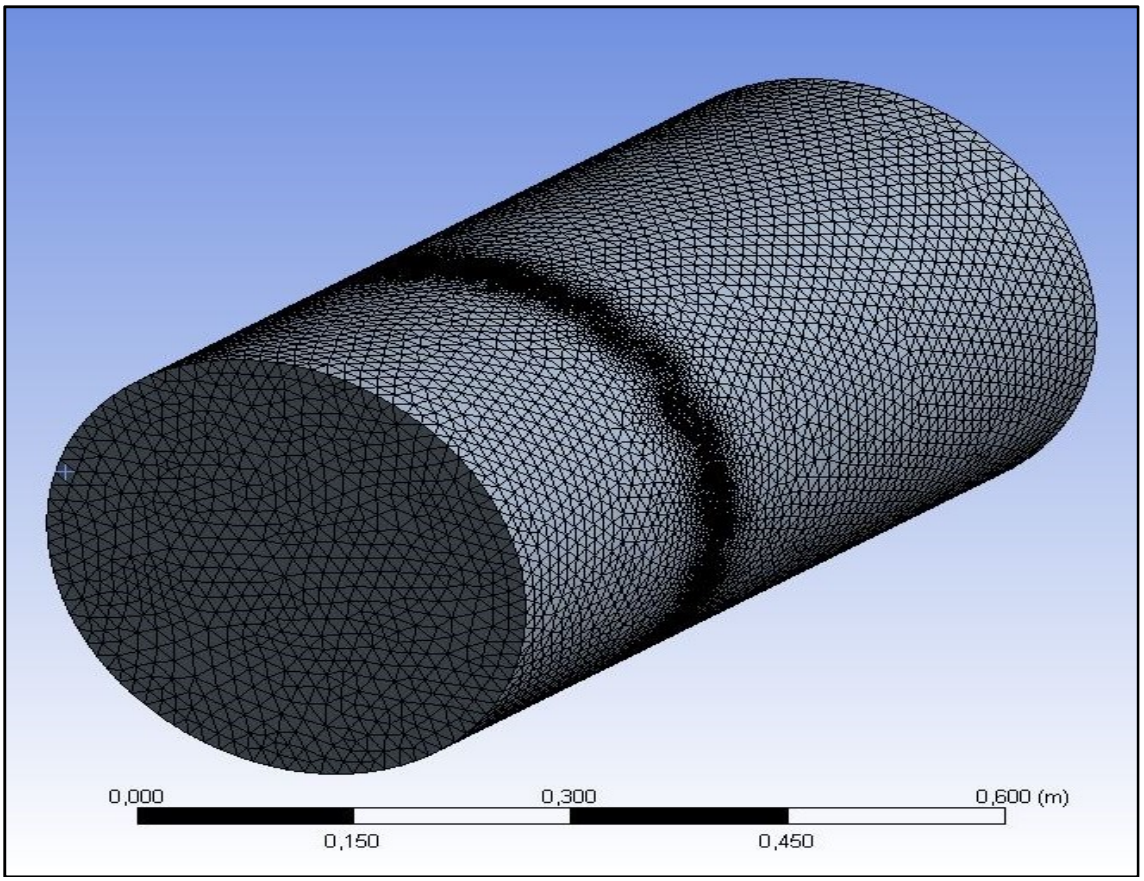
Bu çalışmada tasarlanan yeni ve Z tipi nüveye sahip sürekli mıknatıslı jeneratörün verimli ve uzun ömürlü çalışabilmesi öngörülerek, daha önceki konularda da bahsedildiği üzere, birinci rotorun ayrıca fan görevi görerek elektrik üretiminin yanı sıra soğutma görevi de üstlenmesi amaçlanmaktadır. Fanın tasarımı için geometrik sınırlar, kanat yüksekliğinin en fazla 55 mm olmasına izin verdiğinden kanat yüksekliği bir değişken olarak düşünülmemiştir. Ayrıca prototip imalatın ekonomik sınırları ve üretilebilirliği göz önünde bulundurulunca aerodinamik ve helisel tasarımlar uzak durularak kanatların düz yapıda olmasına karar verilmiştir. Bu sınırlardan sonra verime etki eden değişkenler, kanatların açısı ve sayısı olarak seçilmiş ve HAD tasarımları ve çözümlemeleri bu değişkenler üzerinden modellenmiştir. Ayrıca açısal hızın etkisinin de akış hızına etkisi incelenmek istenmiştir.



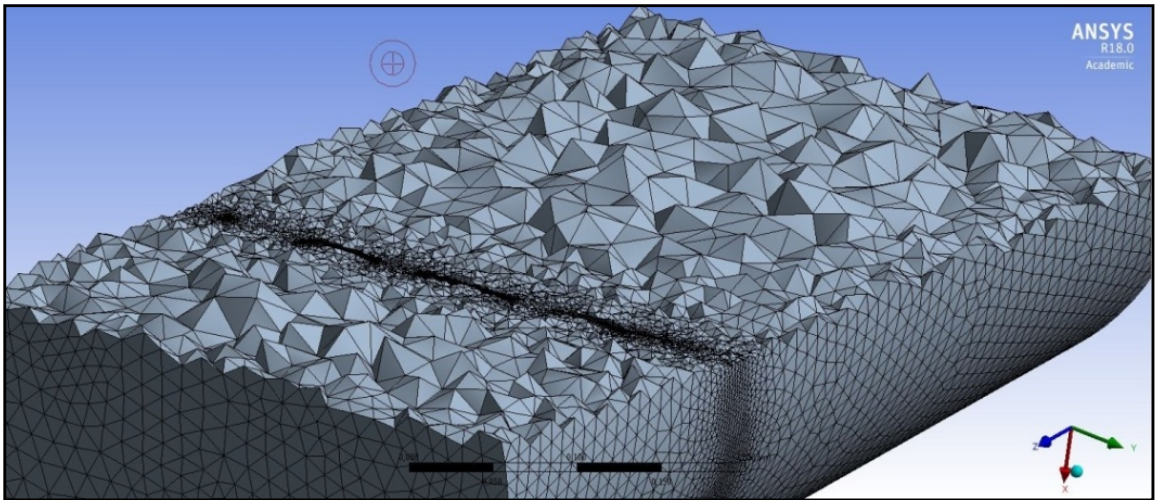
(a) 10 derece kanat açılı rotor fanın benzetim modeline ait geometrisi



(b) 15 derece kanat açılı rotor fanın benzetim modeline ait geometrisi



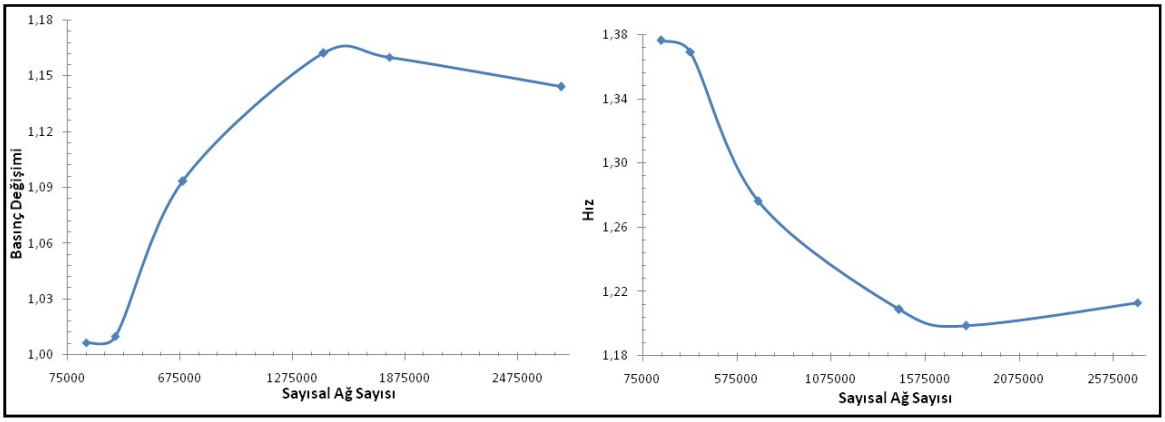
(c) Benzetim modeline ait geometrinin sayısal ağ yapısı



(d) Geometrinin sayısal ağ yapısının kesit görünümü

Şekil 4.1. Farklı kanat açılarına sahip eksenel rotor fana ait geometri ve benzetim modeline ait sayısal ağ yapıları

Şekil 4.1.'de rotor fan için hazırlanan benzetim ortamına ait geometri ve ağ yapısı görülmektedir. Bu araştırma da Ansys-Fluent HAD paket programı kullanılmaktadır. Bu program kapsamında öncelikli çalışma ağ yapısından bağımsızlığın ispatı üzerine olmuştur. Bunu şekil 4.2. üzerinden incelemek mümkündür. Buradan da görüldüğü gibi bu çalışmadaki en uygun ağ yapısı sayısı1439434'dür.

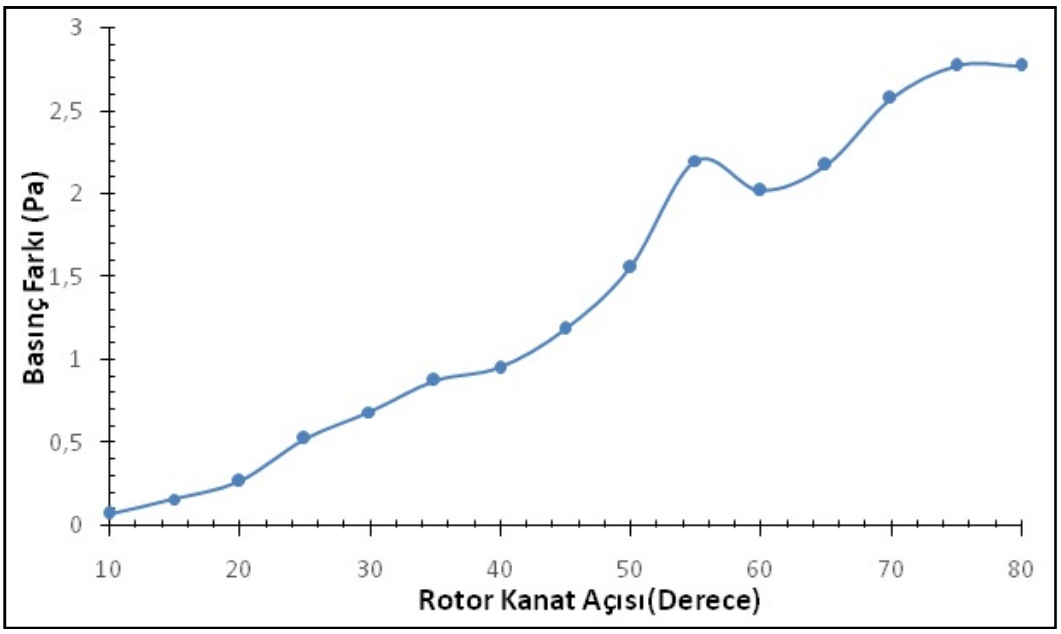


(a) Referans yüzeyler için basınç değişimi grafiği (b) Hız değişimi grafiği

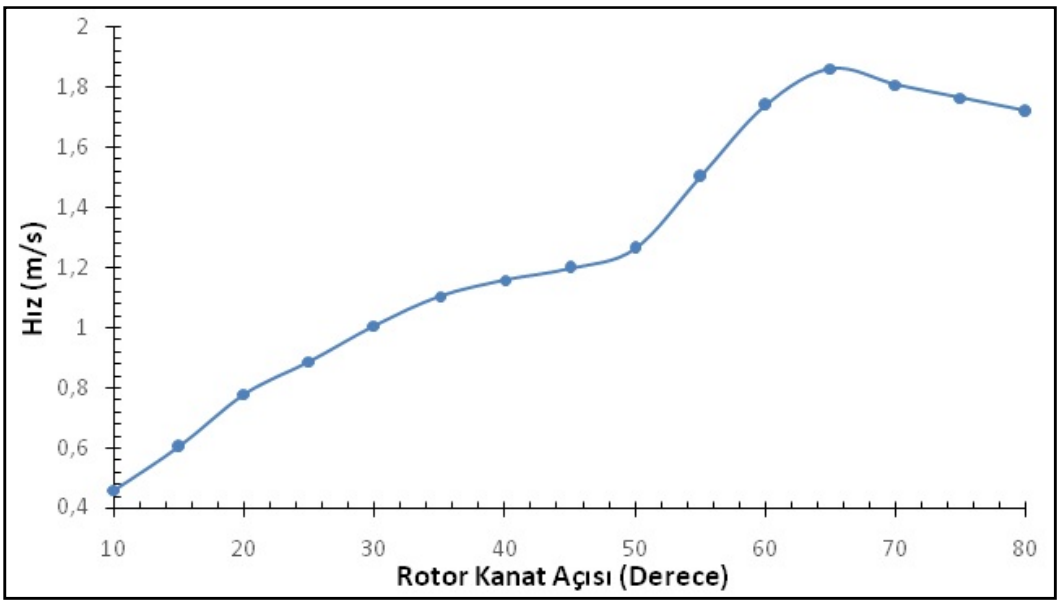
Şekil 4.2. Sayısal ağdan bağımsızlık grafikleri (a) referans yüzeyler için basınç değişimi, (b) hız değişimi

4.1. Rotor Kanat Açısının Etkileri

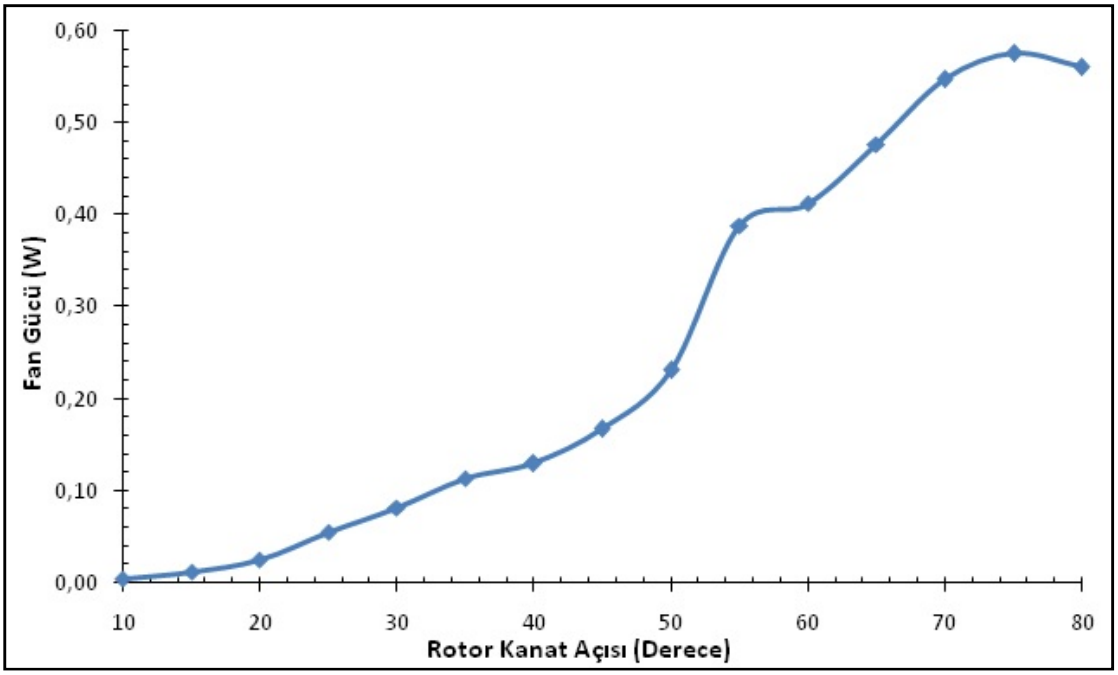
Bu çalışmada öncelikle rotor kanat açılarının akışkan hızına etkisi incelenmek istenmiştir. Sonuçta akışkan hızı ne kadar büyük olursa, ısı taşınım katsayısı da o kadar büyük olacak ve soğutma da bir o kadar etkili olacaktır. Kanat açısının hıza etkisini incelemek için 2 mm kalınlığında 16 adet kanadı olan rotor geometrisi oluşturulmuş ve 300 rpm açısal hızda benzetim modeli kurulmuş, hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar incelenmiştir.



(a) Basınç değişim grafiği



(b) Hava hızı grafiği



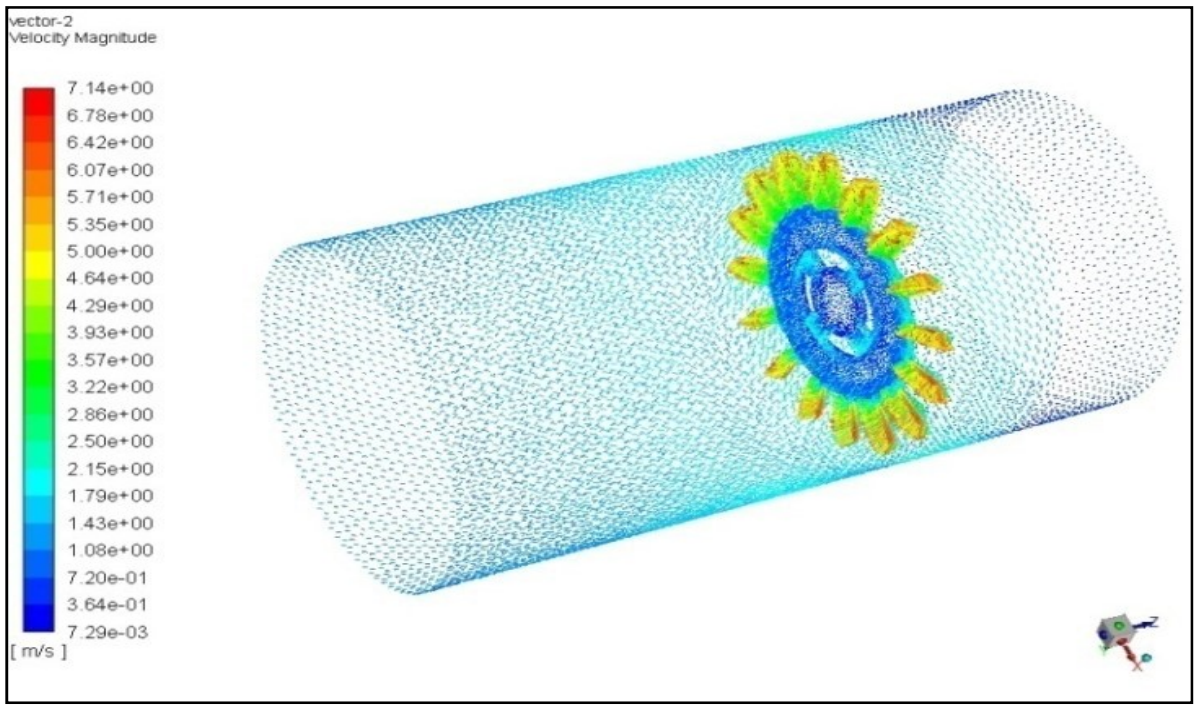
(c) Fan güç grafiği

Şekil 4.3. Rotor kanatçık açısına bağlı (a) basınç değişimi,(b) hız ve(c) fan güç grafiği

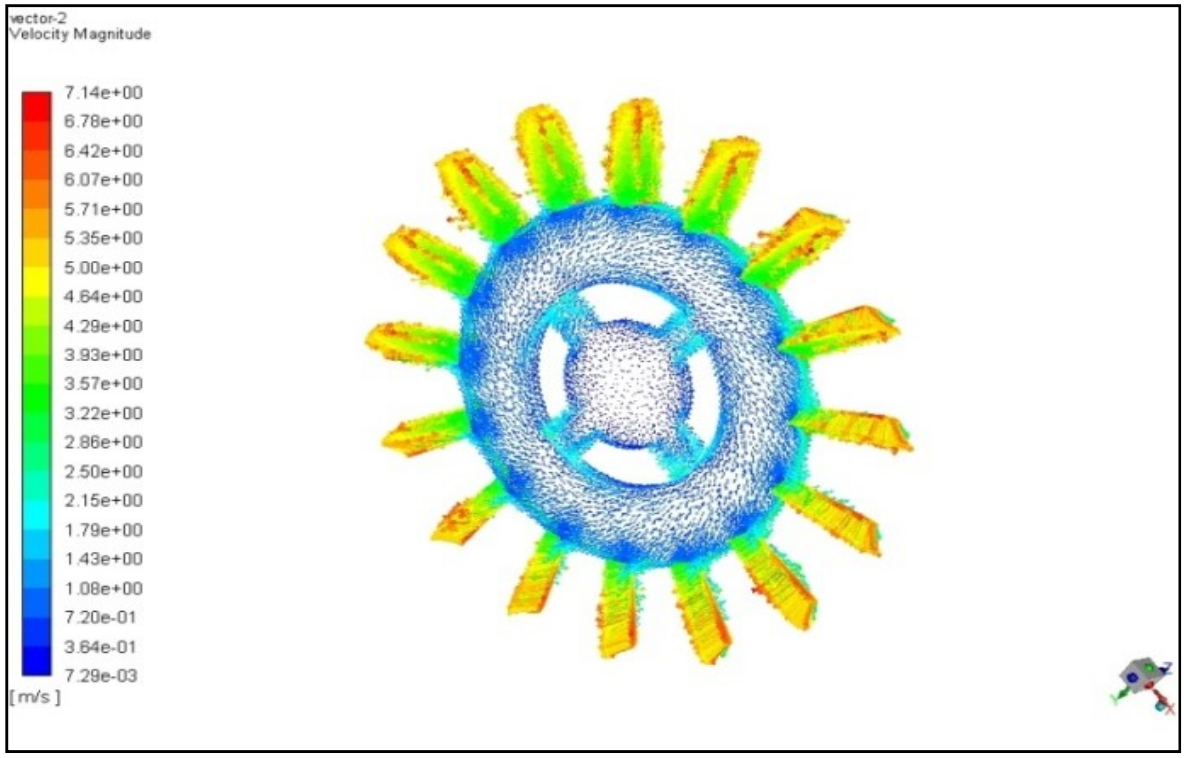
Şekil 4.3.(a) incelendiğinde basınç farkı 10 dereceden 55 dereceye kadar artmakta, 55 - 60 derece arası azalmakta, 60 - 75 derecede tekrar artış göstermekte ve 75 ile 80 derece arası neredeyse değişmemektedir. Basınç değişiminin yanında hız grafiği şekil 4.3.(b)'de verilmiştir. Bu grafik incelendiğinde 10 ile 65 derece arasında akış hızının arttığı, fakat 50 ile 65 derece arasında ise 10 ile 50 derece arasına göre akış hızının daha yüksek bir oranda artış gösterdiği ve 65 dereceden sonrada akış hızının azaldığı görülebilmektedir. Basınç farkı ile hız, benzetim sonucunda elde edilmiş olup, rotor fanın geometrik alanı da bilindiğinden güç hesabı yapılmıştır. Rotor fanın jeneratörden çektiği gücün kanat açısına bağlı grafiği Şekil 4.3.(c)'de verilmiştir. Şekil 4.3. incelendiğinde en yüksek akışkan hızı 65 derece kanat açısına sahip rotorda bulunmuştur. Bu nedenle de imalatı yapılacak olan rotorun kanat açısı 65 derece olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.3. incelendiğinde akışkan hızı 0,46 m/s ile 1,86 m/s arasında değişmektedir. Basınç farkı da 0,08 Pa ile 2,77 Pa arasında değişmektedir. Ayrıca fanın gücü kanat açısı arttıkça artmakta olup 0,004 W ile 0,58 W arasında değişmektedir. Bu çalışmada görülmüştür ki kanat açısı arttıkça kanadın boyu kısalmaktadır. Buradan da kanadın boyunun büyük olmasının her daim artısının olmadığı, hatta 65 dereceye kadar kanat boyunun kısalmasına rağmen akış hızının artış gösterdiği görülmektedir. 65 dereceden sonra da hem kanadın daha dik bir açıya yaklaşması hem de kanat boyunun kısalması nedeniyle akış hızı geri azalış göstermektedir.

$$\frac{dW}{dt} = \Delta P \times Q \qquad 4.1$$

Bu çalışmada rotor fanın çektiği güç, denklem 4.1. yardımıyla hesaplanmıştır. Burada dW/dt birim zamandaki enerjiyi yani gücü temsil etmekte olup birimi W'tır. ΔP basınç farkı olup, birimi Pa'dır ve Q da hacimsel debiyi temsil etmekte olup birimi m^3/s'dir.



(a) Tüm geometrinin hız vektörü



(b) Rotor fanın hız vektörü

Şekil 4.4. 300 rpm açısal hızda 16 kanatlı 65 derece kanat açısına sahip rotor fan modelinin hız sonuçları

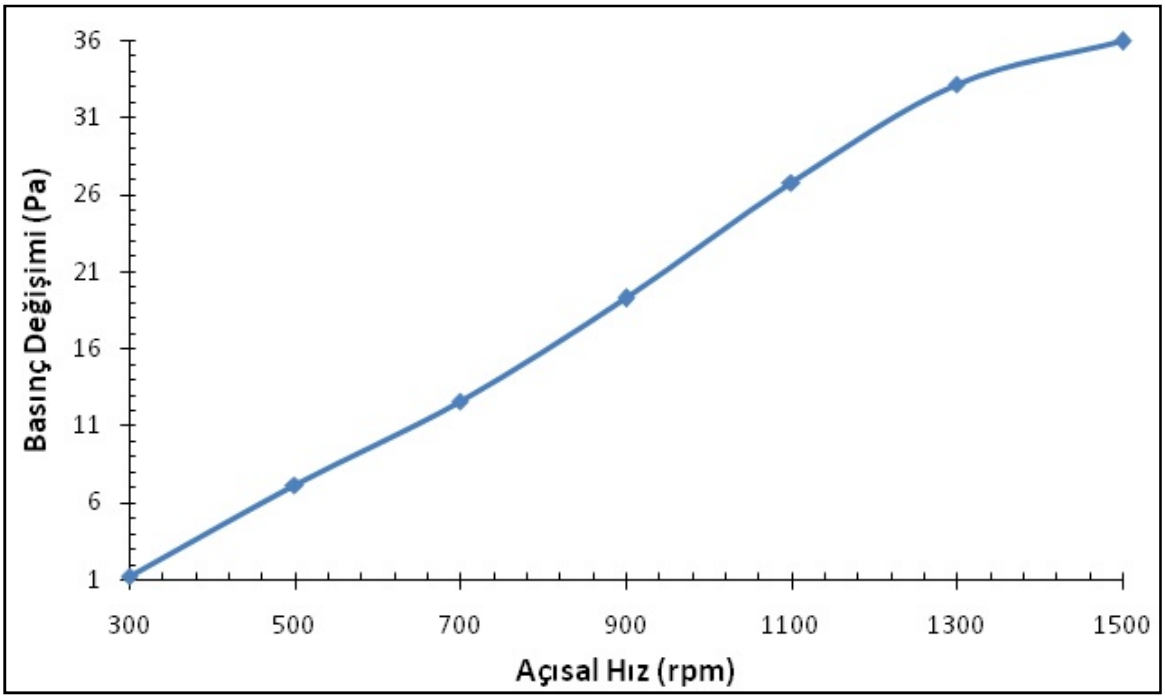
Şekil 4.4.'te bu çalışmada yapılan modellemelerden 16 kanatlı 65 derece kanat açısına sahip, kanat kalınlığı 2 mm olan bir benzetim modelinin sonuçlarına ait hız vektörleri görülebilmektedir. Buradan da görüldüğü üzere, akışkan hızının en yüksek olduğu bölge kanatların uç kısımları olmakta, kanatların köküne doğru gidildikçe de akışkan hızı azalmaktadır. Şekil 4.4. incelendiğinde hava hızı 0,00729 m/s ile 7,14 m/s arasında değişmektedir. Rotor fan ile jeneratörün arasındaki boşluk 1,5 mm olduğundan, bu sonuçlarda jeneratör tarafında rotor fandan 1,5 mm uzaklıkta oluşturulan referans yüzeyinden alınmıştır. Söz konusu yüzeyde ortalama akış hızı programdan 1,86 m/s olarak okunmuştur. Bu hızın en yüksek hıza göre düşük olmasının nedeni rotorun gövdesindeki hızların düşük olmasındandır. Bu da ortalama hızı düşürmektedir.

Şekil 4.4.(a)'ya bakıldığında hız rotor fanın yakınlarında artmakta ve rotor fandan uzaklaşıldıkça azalmaktadır. Yani geleneksel yöntemlerle yapılan soğutma sistemlerinde pervane jeneratörden uzak bir bölgeye yerleştirildiğinde soğutma verimi düşebilmektedir. Bu çalışmada jeneratörün veriminin en ideal seviyede olabilmesi için rotorun statora mümkün olduğunca yakın yerleştirilmesi gerekmektedir. Bu yakınlık yapılan

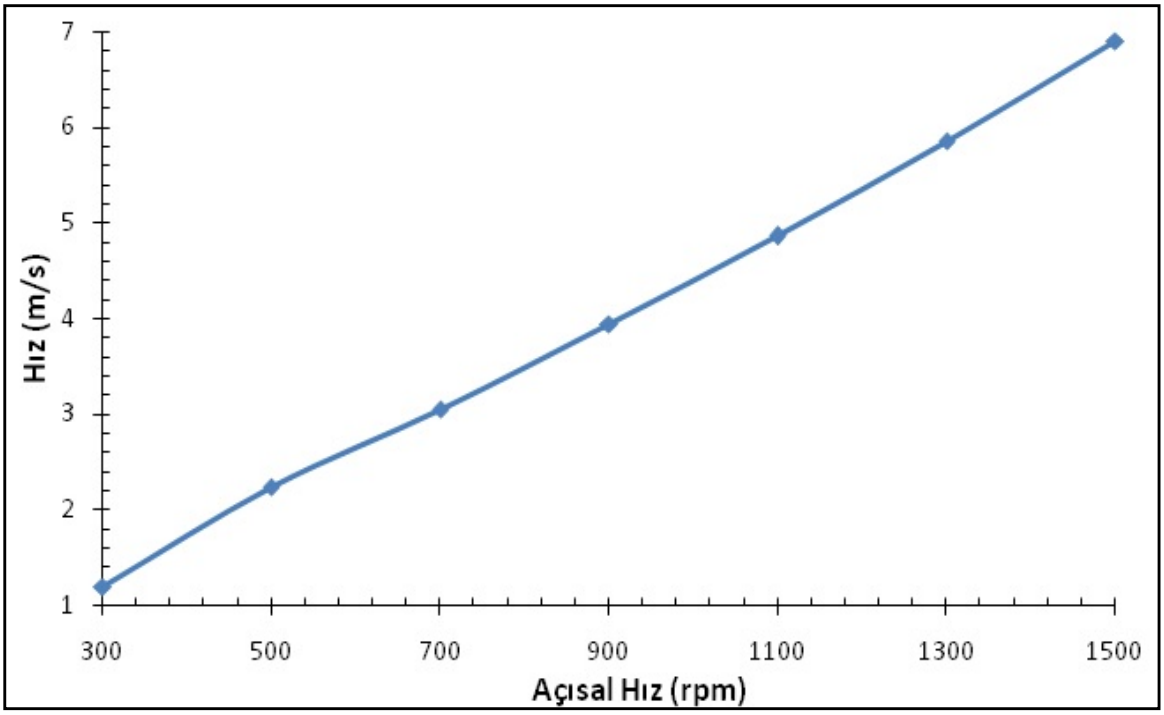
araştırmalardan da görülmüştür ki elektrik verimini de arttırmaktadır. Bu nedenle de rotor jeneratöre mümkün olduğunca en yakın noktaya yerleştirilmeye çalışılacaktır. Bu çalışmada rotorun elektrik üretimi yapmasının yanında, soğutma yapması için fan olarak tasarlanması da jeneratöre en yakın noktadan soğutma imkânı tanıyacaktır. Bu nedenler göz önünde bulundurulduğunda, bu sistemin soğutma veriminin, geleneksel sistemlerle kıyaslandığında daha yüksek olması beklenmektedir.

4.2. Açısal Hızın Etkileri

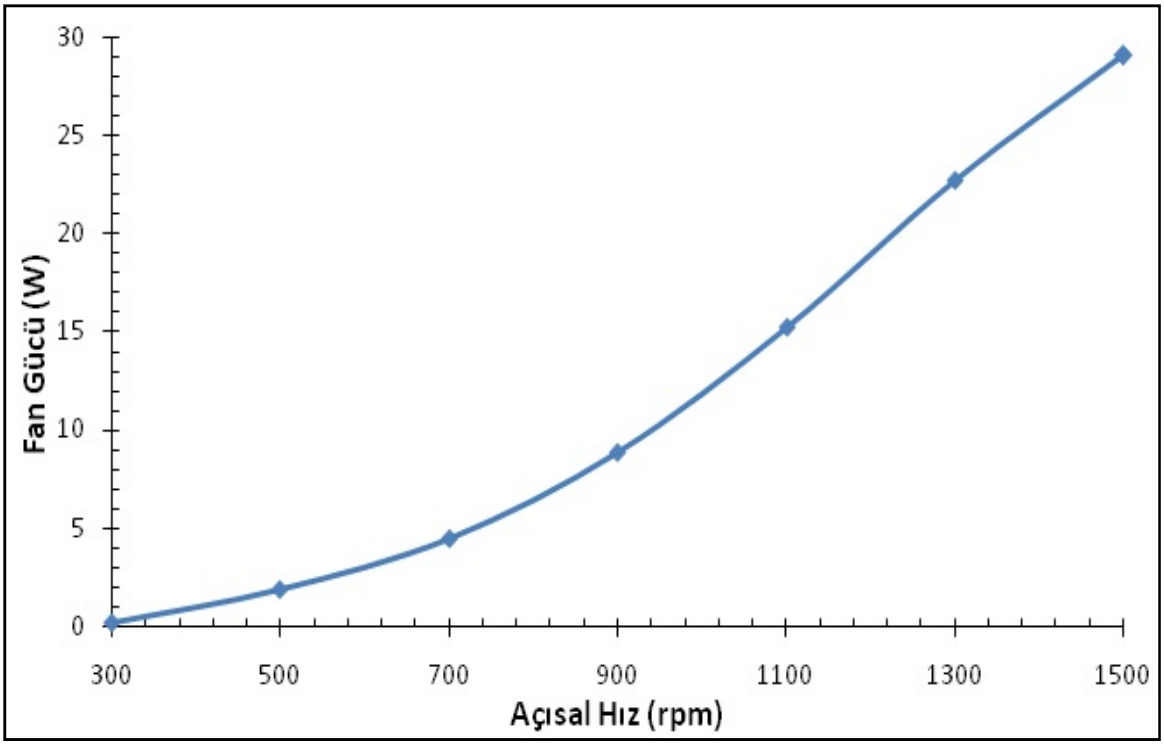
Bu çalışmada açısal hızın, akış hızına etkileri gözlemlenmek istenmiş olup, 45 derecelik 16 adet kanada sahip bir rotor fanın açısal hızı 300 rpm'den başlanılarak 200'er 200'er arttırılmış ve çalışma 1500 rpm'de sonlandırılmıştır. Dönen sistemlerde akış hızı açısal hıza bağlı olduğundan açısal hız arttıkça akış hızının artması da beklenen bir sonuçtur. Burada sadece akışa ait hız, , basınç değişimi ve güç hesaplanmak istenilmiştir.



(a) Basınç değişim grafiği



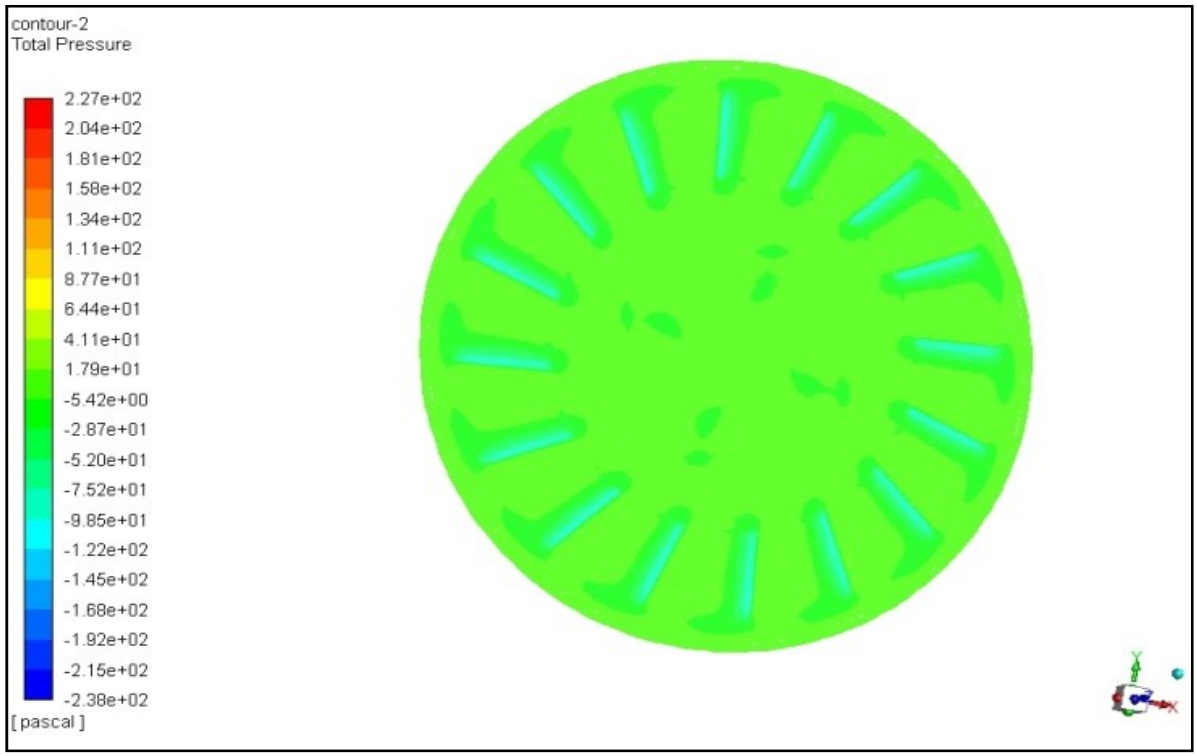
(b) Hava hız grafiği



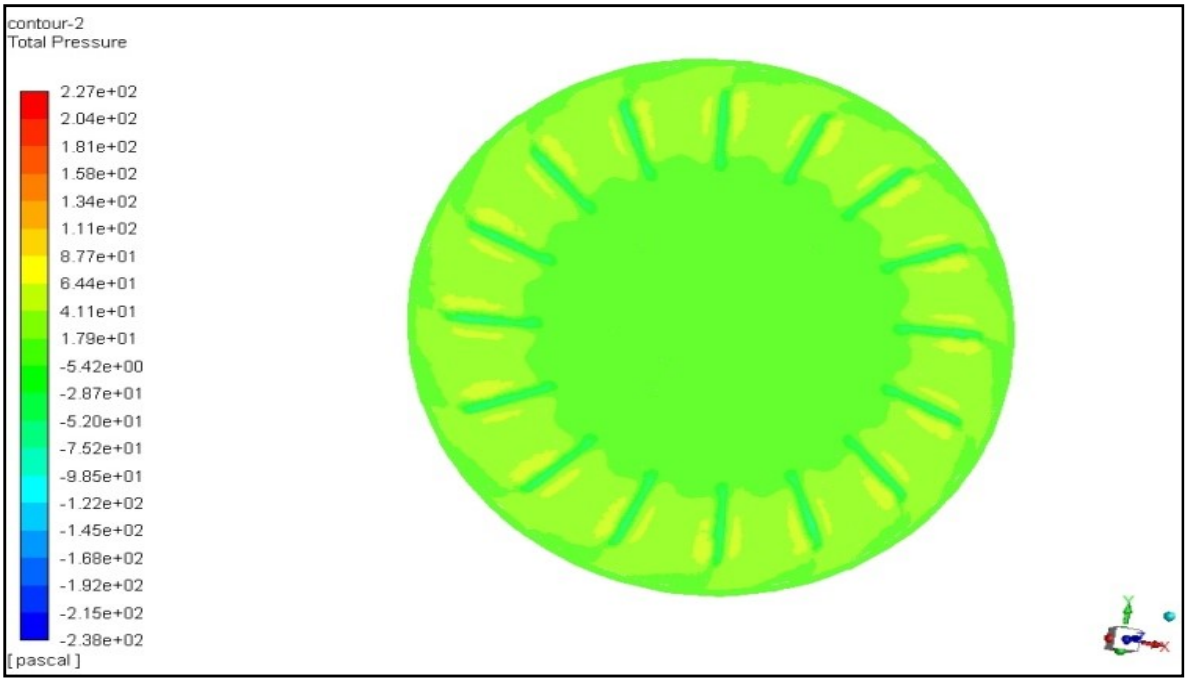
(c) Fan güç grafiği

Şekil 4.5. Açısal hıza bağlı (a) basınç değişim, (b) hız ve (c) güç grafiği

Şekil 4.5.'te de 45 derece kanat açısına sahip 16 kanatlı bir fan rotorun açısal hız ile ilişkisi incelenmiştir. Beklenildiği gibi açısal hız arttıkça akışkan olan havanın da hızı artmıştır. Burada 300 rpm den 1500 rpm açısal hıza kadar benzetim yapılmış ve 300 rpm de 1,2 m/s olan akışkan hızı 1500 rpm'de 7 m/s mertebelerine kadar çıkmıştır. Ayrıca basınç değişimi de 1 Pa'dan 36 Pa'ya çıkmıştır. Rotor fanın gücünün de 300 rpm için 0,17 W ile 1500 rpm için de 29,11 W arasında değiştiği hesaplanmıştır.



(a) Giriş tarafında seçilen referans yüzeyin toplam basınç alanı



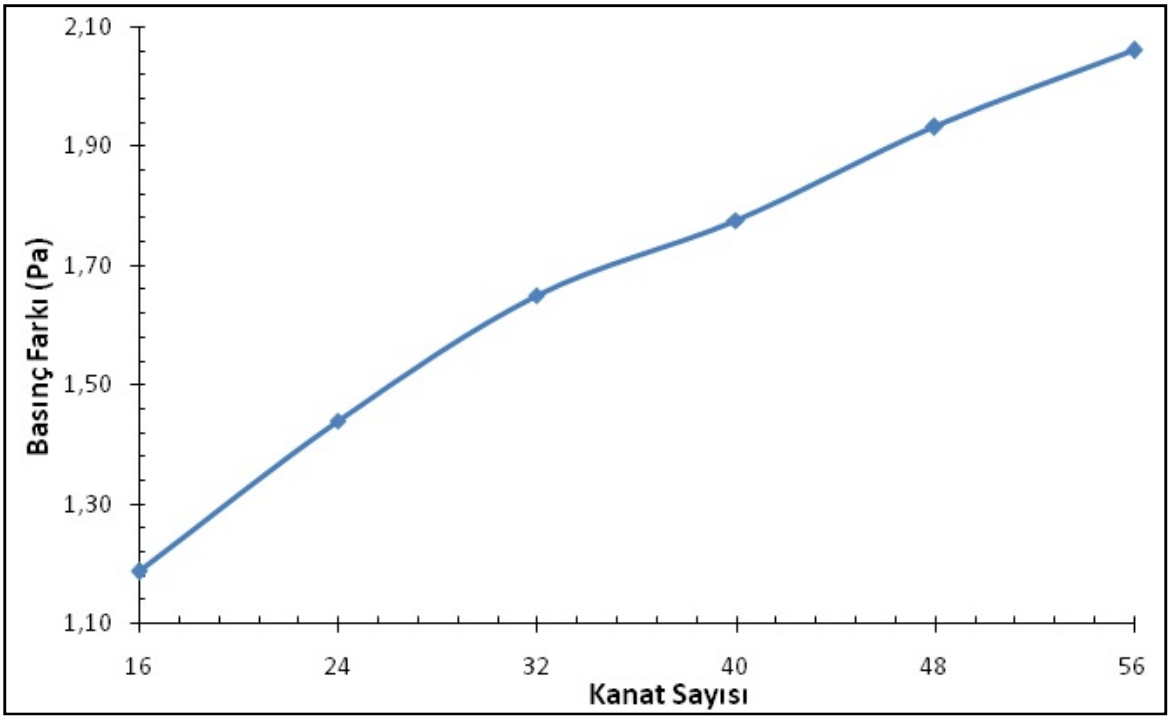
(b) Çıkış tarafında seçilen referans yüzeyin toplam basınç alanı

Şekil 4.6. 900 rpm'de 16 kanatlı 45 derece kanat açılı rotor fan benzetim modeline ait toplam basınç sonuçları

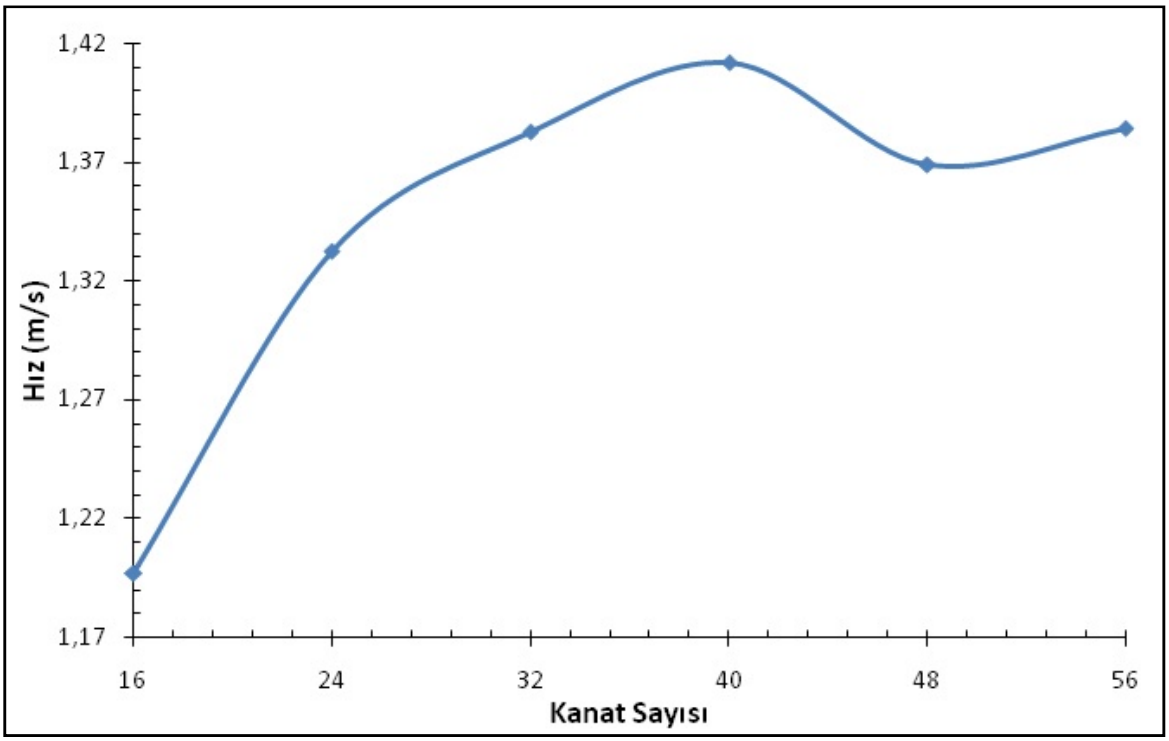
Bu çalışmada basınç farkı hesaplanırken, rotor fandan 1,5 mm uzaklıktaki giriş ve çıkış bölgesi taraflarında seçilen referans yüzeylerinin ortalama toplam basınçları birbirinden çıkartılarak hesap yapılmıştır. Şekil 4.6. incelendiğinde beklenildiği gibi, rotor fanın giriş bölgesi tarafında kalan alanın ortalama basıncı, çıkış bölgesi tarafında kalan alanın ortalama basıncından düşük olduğu görülebilmektedir. Kanatların giriş bölgesi tarafında kalan yüzeylerinin basınç değerleri en düşük değerleri alırken, kanatların çıkış bölgesi tarafında kalan basınç değerleri en yüksek değerleri almakta olduğu şekil 4.6. incelendiğinde rahatlıkla görülebilmektedir.

4.3. Fan Kanat Sayısının Etkileri

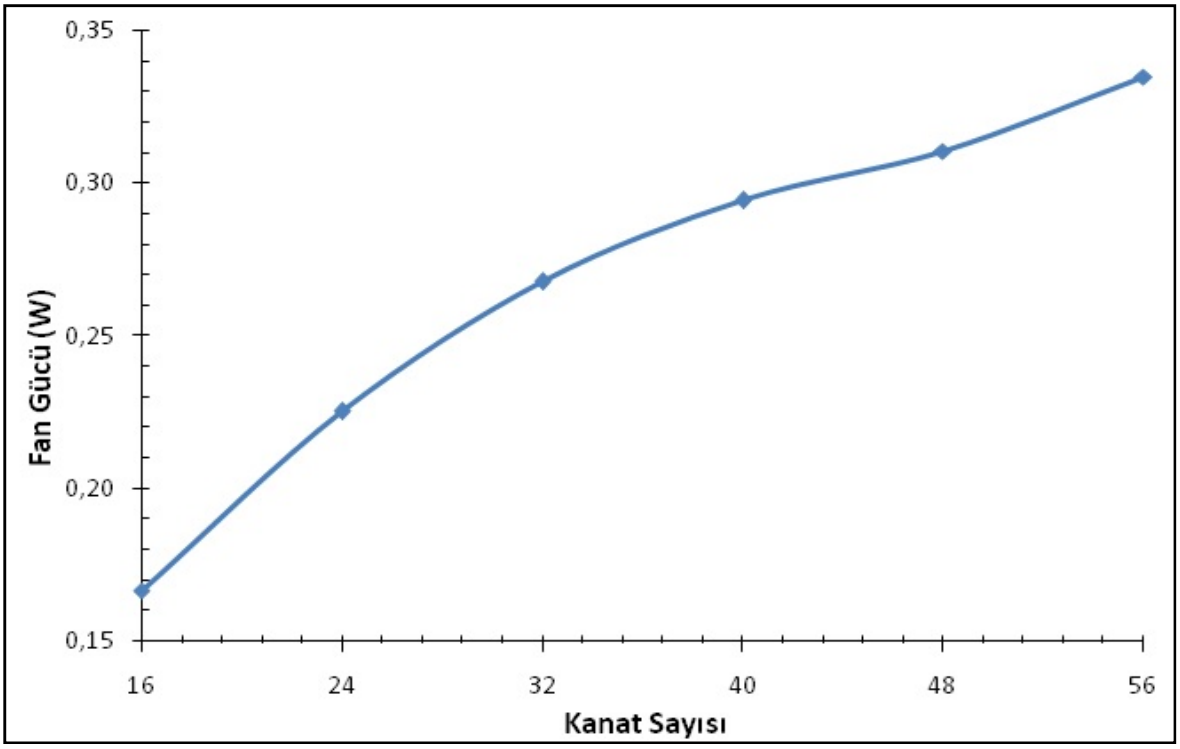
Bu bölümde de fan kanat sayısının akış hızına etkileri incelenmek istenmiş, bu incelemeyi yapmak için 45 derece kanat açısına sahip rotor fanın kanat sayısı 16 adetten başlanılarak benzetim modelle çalışması yapılmıştır. Her modelleme için kanat sayısı 8 adet attırılmış ve en son rotor yüzeyine ancak sığdırılabilen 56 adet kanat sayısı da modellenmiş ve 300 rpm açısal hızda bu çalışmaya ait model sonuçları incelenmiştir.



(a) Basınç farkı grafiği



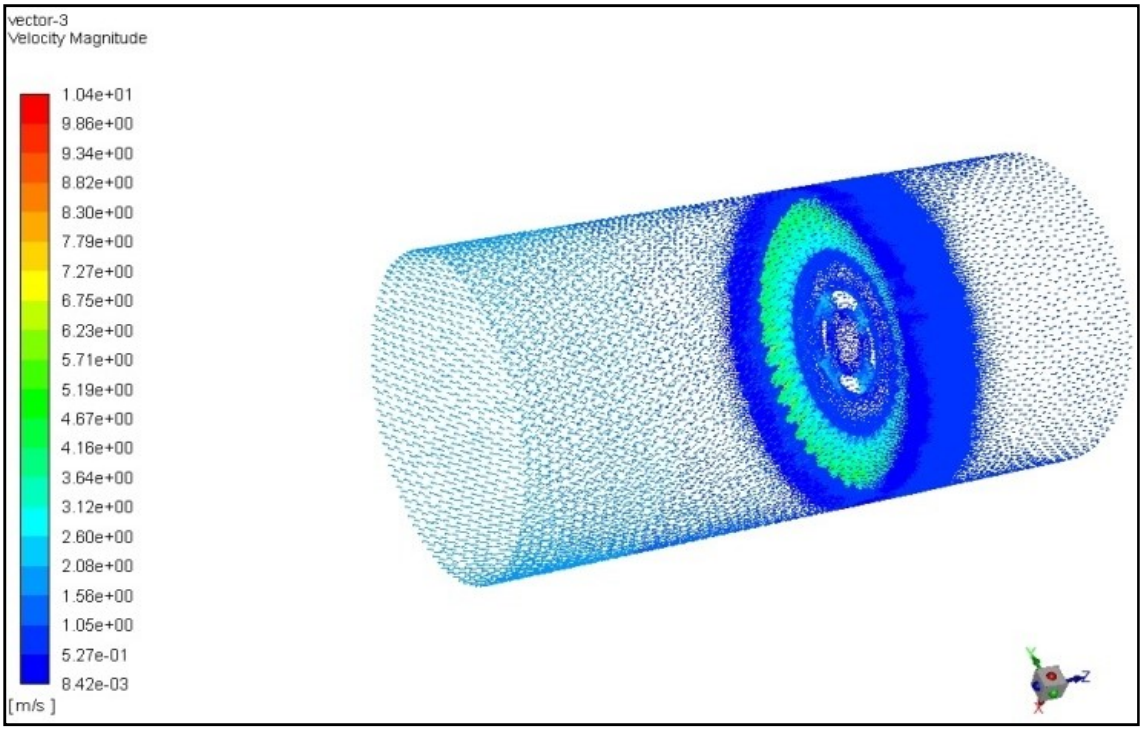
(b) Akışkan hızı grafiği



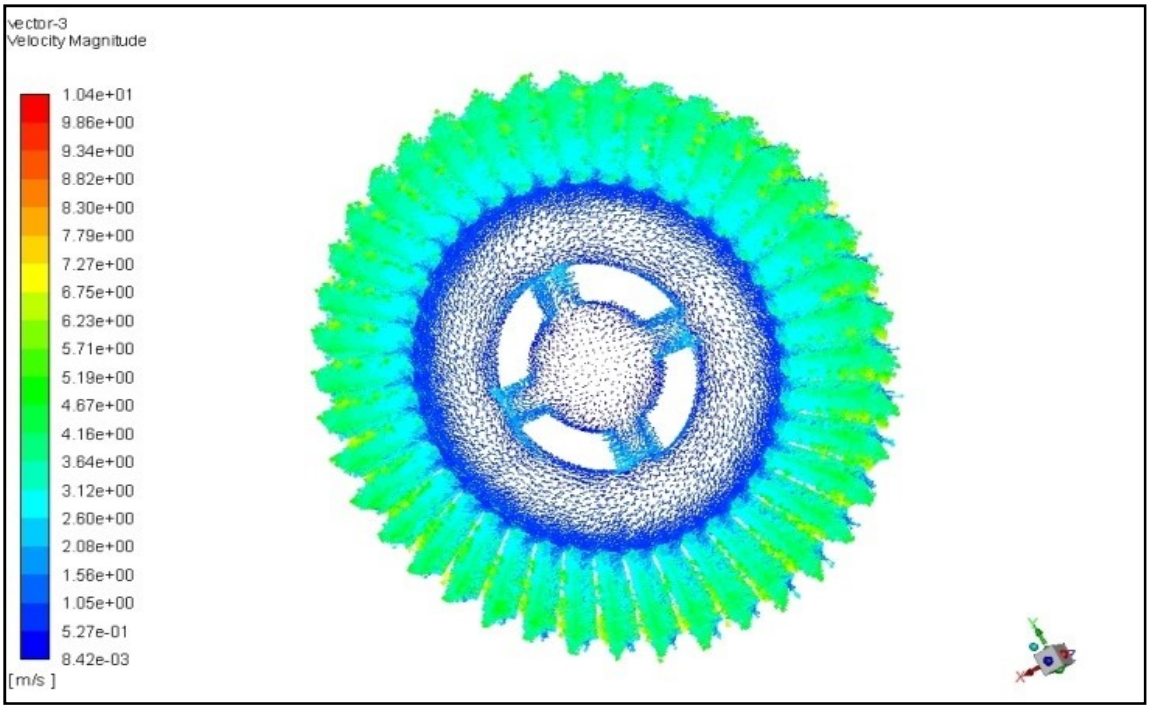
(c)Fan gücü grafiği

Şekil 4.7. Kanat sayısına bağlı (a) basınç farkı, (b) akışkan hızı ve (c) fan gücü grafiği

Fanın kanat sayısının akışkan hızına, basınç farkına ve fan gücüne etkisini incelemek amacıyla yapılan çalışmada elde edilen ve hesaplanan sonuçlar şekil 4.7.'de verilmiştir. Şekil 4.7.(a) ve (c) incelendiğinde basınç farkı ve fan gücünün kanat sayısı arttıkça arttığı görülmüştür. Fakat şekil 4.7.(b)'de 16 kanattan 40 kanada kadar hız artmış 40'tan 48'e kadar azalmış ve 48'den 56'ya kadar da çok az bir artış görülmüştür. Buradan da görüldüğü üzere en uygun kanat sayısı 40 kanatlı rotor fanda elde edilmiştir. Şekil 4.7.(b)'den de görüldüğü gibi kanat sayısının fazla olması her zaman avantaj olmayabilir. Çünkü şekil 4.7.(b) ve (c) bir arada incelendiğinde 40 kanattan sonra jeneratörden çekilen güç artarken hız azalmaktadır. Bu da verimi düşürmektedir. Bunun nedeni basınç farkı artarken akışkan hızının azalması veya akışkan hızının artışının basınç farkının yanında çok düşük olmasıdır. Ayrıca kanat sayısının artması rotor fanın maliyetini de arttırmaktadır. Bu da tasarımı yapılan malzemenin ekonomik olarak rekabetçiliğini azaltmakta ve bu nedenle kullanım alanını azaltmaktadır.



a) Tüm geometrinin hız vektörü

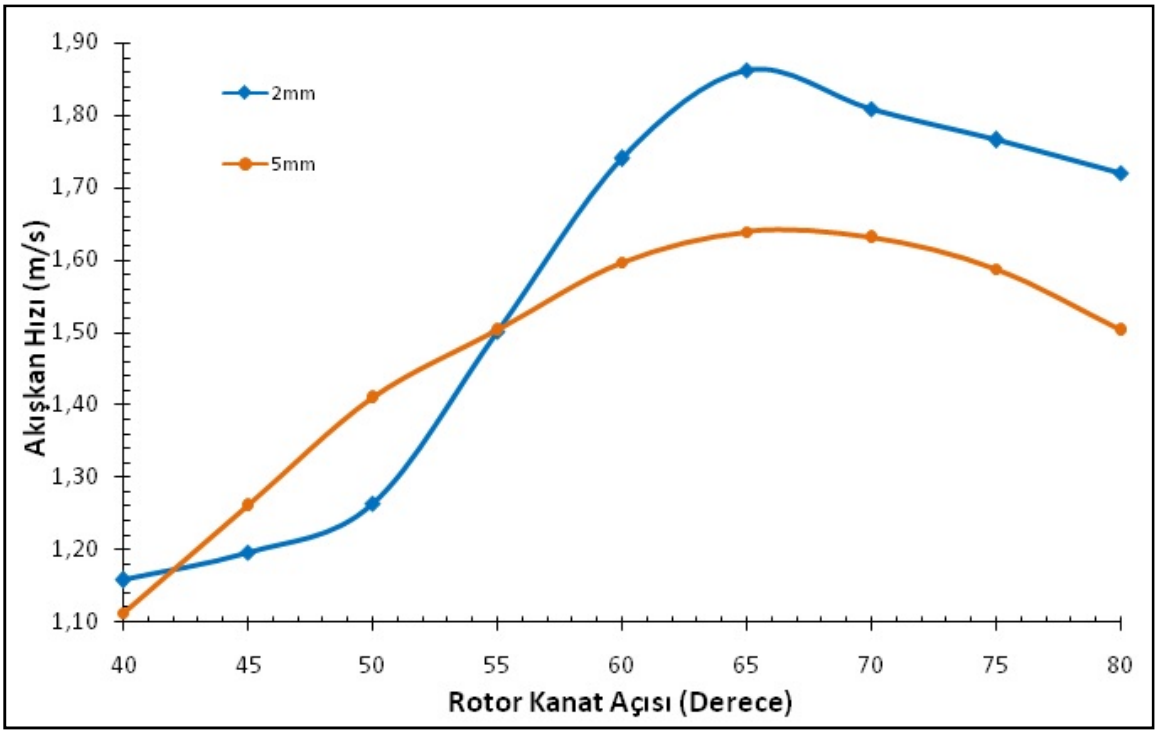


b) Rotor fanın hız vektörü

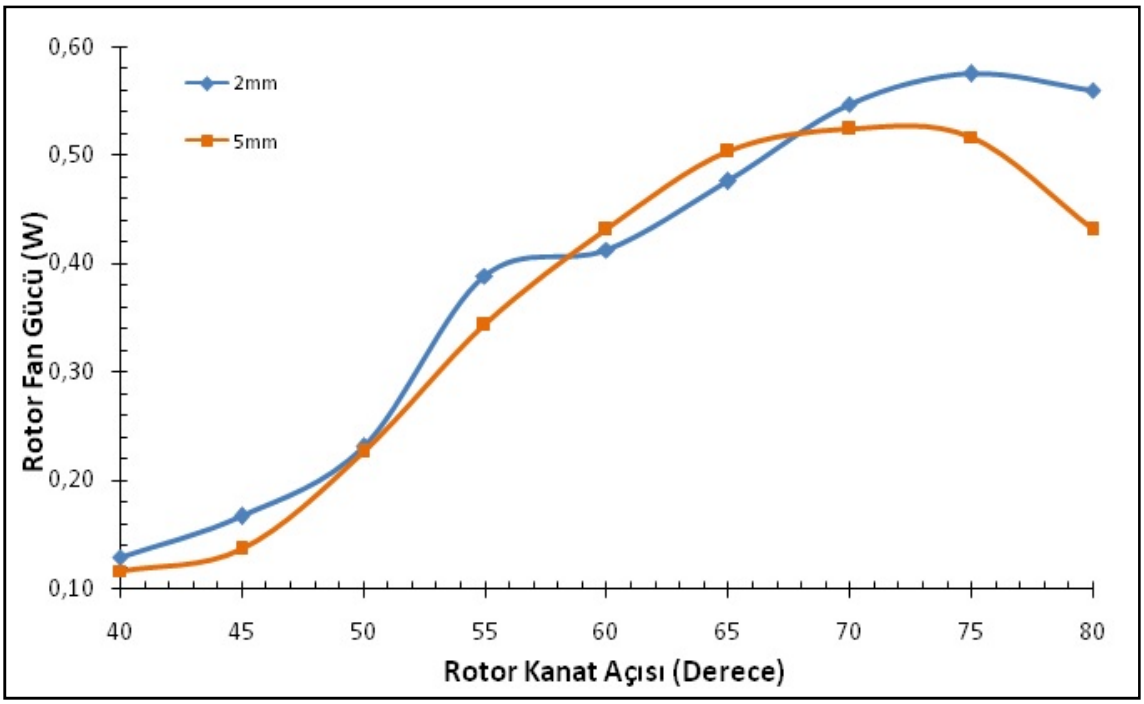
Şekil 4.8. 300 rpm açısal hızda 45 derece kanat açılı 40 kanatlı rotor fan benzetim modeline ait hız sonuçları

Kanat sayısı arttıkça kanatlar arasındaki akışkan hacmi azalmaktadır. Bu da kanatlar arasında daha homojen bir akışa neden olmaktadır. Şekil 4.4. ile şekil 4.8. kıyaslandığında bu çıkarım görülebilmektedir. Şekil 4.8. incelendiği zaman hızın özellikle fanın çevresinde arttığı, vektör kümelenmesinden rahatlıkla görülebilmektedir. Ayrıca önceki modellerin sonuçlarıyla kıyaslandığında hızın kanat üzerinde daha küçük farklarla değiştiği söylenebilir. Şekil 4.8.'de, rotor fan üzerindeki hızın 0,0084 m/s ile 6,75 m/s arasında değiştiği, ortalama hıza bakıldığı zamanda 1,41 m/s olduğu görülmektedir.

Bu benzetim çalışmaları yapılırken, çizilen geometride kanat kalınlığı rotor fanın hafif olması ve hava direncinin mümkün olduğunca düşük olması düşünüldüğünden 2 mm olarak tasarlanmıştır. Fakat sonuçlar değerlendirildikten sonra imalat aşaması için sanayiyle yapılan görüşmelerde 2 mm kanat kalınlığının proje için öngörülen imalat bedelinden yüksek olması ve rotor fan üretimi yapacak olan üreticinin, ürüne garanti vermemesi nedeniyle kanat kalınlığı 5 mm'ye çıkartılmıştır. Kanat sayısı için en uygun değer 40 bulunmasına rağmen imalat zorluğu nedeniyle 16 kanatlı rotor fan imal ettirilmiştir. İmalat yaptırılmadan önce kanat kalınlığı 2 mm ve 5 mm olan rotor fan modelleri üzerine tekrar bir benzetim çalışması yapılmıştır. Yapılan çalışma sonuçları şekil 4.9.'da verilmiştir.



(a) Akışkan hızı grafiği



(b) Rotor fan gücü grafiği

Şekil 4.9. 300 rpm açısal hızda kanat kalınlığı 2 mm ve 5 mm olan 16 kanatlı rotor fan için kanat açısına bağlı (a) akışkan hızı ve (b) fan gücü grafiği

Yukarıda verilen şekil 4.9. incelendiğinde 2 mm kalınlığa sahip rotor fanın akış hızı ve gücünün 5 mm kalınlığa sahip rotora göre daha düzensiz değiştiği görülebilmektedir. 5 mm kalınlıklı rotor fanın gerek gücünün gerekse hızının düşük olması hava direncinin 5 mm'de 2 mm'ye oranla daha yüksek olmasıyla açıklanabilir. 2 mm kanat kalınlığına sahip rotor fanın özellikle 50 - 65 derecede akışkana kazandırdığı hızın çok yüksek olduğu da şekil 4.9. incelendiğinde görülebilir. 5 mm kanat kalınlığına sahip rotor fan içinse akışkan hızı incelendiğinde 60 ile 75 arasında çok düşük mertebelerde değiştiği ama en yüksek hızın 1,64 m/s ile 65 derecede olduğu şekil 4.9.(a)'da görülebilmektedir. Ayrıca 65 ile 75 derece arasında da rotor fanın gücünün çok az değiştiği ama bunların arasında da 0,50 W ile de en düşük değere 65 derece kanat açılı modelin sahip olduğu şekil 4.9.(b)'ye bakılarak rahatlıkla söylenebilir. 2 mm kalınlığın imalat açısından zor olması nedeniyle 5 mm kanat kalınlığında 65 derece rotor fan imal ettirilmiştir. İmal ettirilen rotor fan jeneratöre yerleştirilerek anemometre yardımıyla elde edilen sonuçlar, benzetim sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

İmalat için hazırlanan teknik çizimde rotor fan 16 adet kanatlı kanat diplerinde kanadın her iki yüzeyine de 4 mm radyus verilerek 33,8 cm çapında imal ettirilmiştir. İmalat sonrası fotoğrafı resim 4.1.'de verilmiştir.

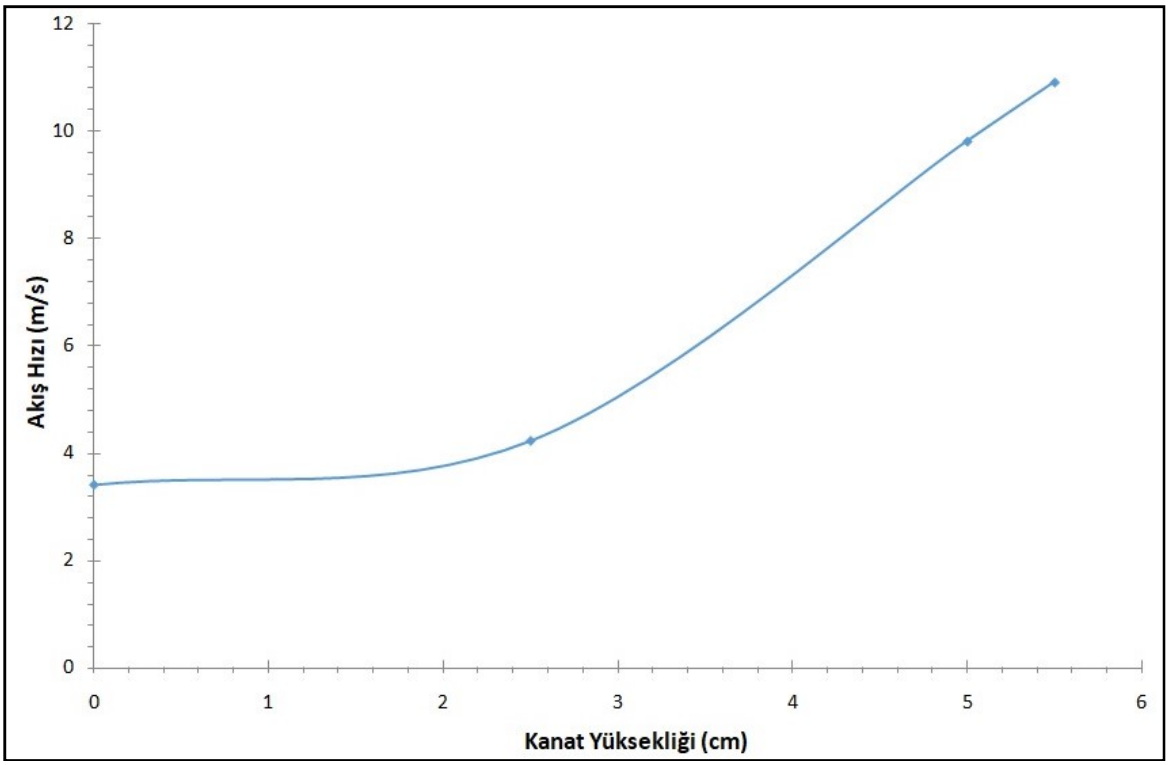


Resim 4.1. Rotor fanın imalat sonrası fotoğrafı

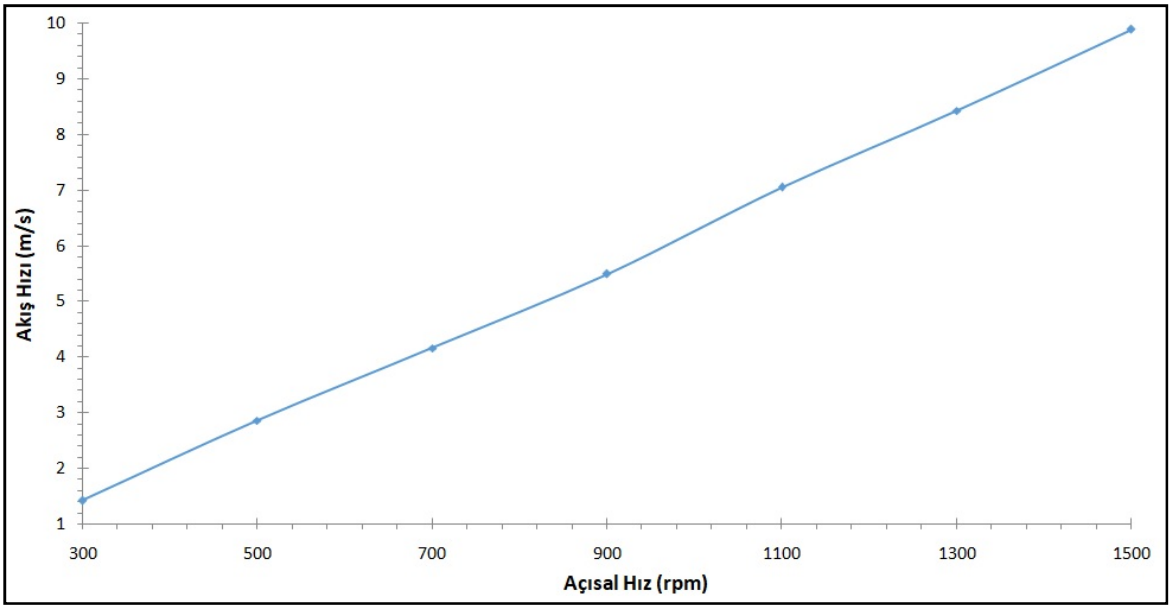
Sanayide imalatı yaptırılan rotor fan jeneratöre montaj yapılarak, deneysel testler için sistem hazır hale gelmiştir. Bu deneysel çalışmalar yardımıyla öncelikle yapılan HAD yöntemiyle hazırlanan benzetim modellerinin doğrulanması amacıyla deneysel sonuçlarla karşılaştırılma çalışması yapılacak olup, bu doğrulama yapılabildikten sonra da duman tableti yardımıyla jeneratör içerisindeki ve dışarısındaki akım çizgileri takip edilerek rotor fanın jeneratöre etkileri irdelenecektir. Son olarak da jeneratör üzerinden sıcaklık ölçümleri yapılarak, gerek hız gerekse de sıcaklık deneyinden jeneratörün eleman veya elemanları üzerindeki hava taşınım katsayı ve Nusselt Sayısı (Nu) hesaplanmaya çalışılacaktır. Ayrıca ölçülen hızlar yardımıyla Reynolds Sayısı (Re) da hesaplanacaktır. Yapılan deneysel çalışmalar sonraki bölümlerde irdelenmiştir.

5. JENERATÖRÜN HIZ ve AERODİNAMİK ANALİZİ

Bu bölümde daha önceki bölümlerde bahsedildiği üzere, yapılan hız ölçümleri ve duman deneyine ait şekiller, resimler ve grafikler değerlendirilecektir. Bu hız ölçümleri iki biçimde yapılmıştır. Bu çalışmada 700 rpm'de öncelikle kanat kökünden başlanılarak ölçüm yapılmış, daha sonra 2,5 cm, 5 cm ve kanat ucundan ölçümler alınarak ilk hız deneyi tamamlanmıştır. İkinci yapılan çalışmada da açısal hızın etkileri deneysel olarak incelenmek istenmiş ve 300 rpm açısal hızdan başlanılarak her seferinde 200 rpm arttırılarak 1500 rpm açısal hıza kadar akış hızı deneyleri yapılmıştır. Bu deneyler yapılırken anemometre mümkün olduğunca rotor fana yakın bir noktaya yerleştirilmeye çalışılmıştır. Bu yakın ve müsait nokta da rotor fan 10 mm mesafeye ve kanat kökü de küçük bobinin üstüne denk gelmektedir.



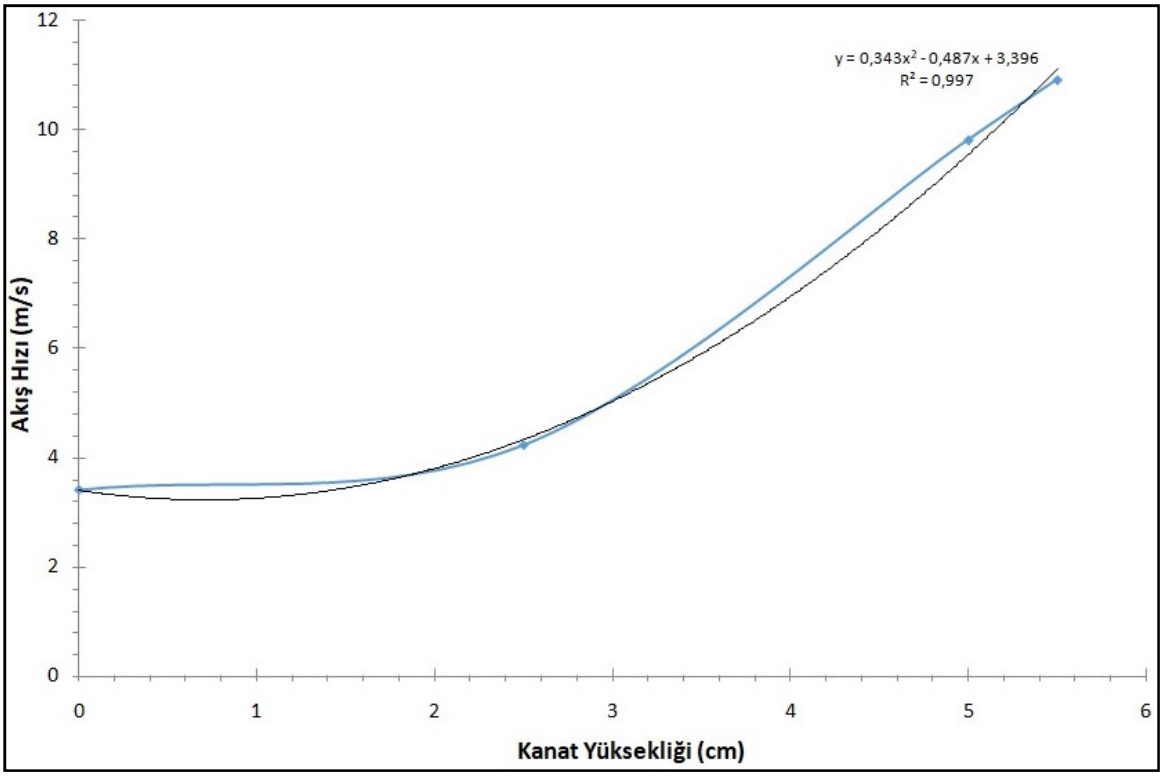
(a) Kanat yüksekliği, akış hızı grafiği



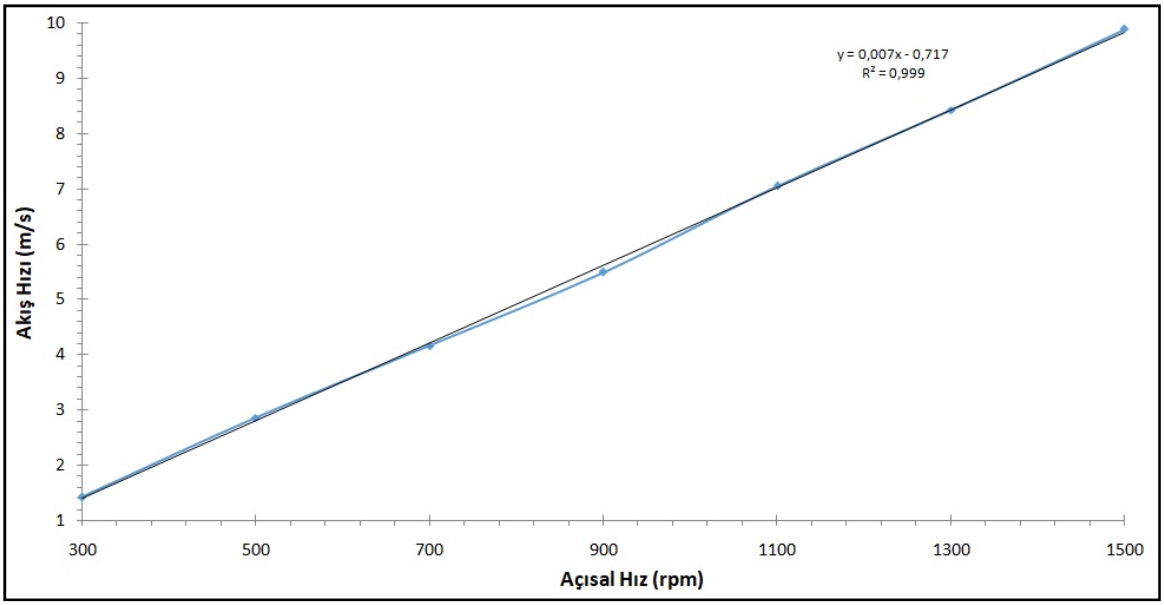
(b) Açısal hız, akış hızı grafiği

Şekil 5.1. Hız deneylerine ait (a) kanat yüksekliğine göre akış hızı ve (b) açısal hıza göre akış hızı grafiği

Anemometre yardımıyla ölçümü yapılan hız deneyine ait grafikler şekil 5.1.'de görülmektedir. Şekil 5.1.(a) incelendiğinde akış hızı kanat kökü olan sıfır noktasından kanat ucuna kadar parabole yakın bir hız profili oluşmuştur. Şekil 5.2.(a)'da bu parabol grafiği ile birlikte, bu grafiğe ait denklem verilmiştir. Açısal hızın, hızın yarıçap ile çarpılarak hesaplandığı ve bu nedenle de hız ile doğru orantılı olduğu göz önünde bulundurulunca, açısal hıza bağlı akış hızının da grafiğinin lineer çıkması beklenmektedir. Şekil 5.1.(b) incelendiğinde sonucun ihmal edilebilir hatalarla beklendiği gibi çıktığı görülmüştür. Ayrıca şekil 5.2.(b)'de açısal hıza bağlı akış hızının tam lineer grafiği ve denklemi verilmiştir.



(a) Kanat yüksekliği, akış hızı eğilim çizgisi ve denklemi



(b) Açısal hız, akış hızı eğilim çizgisi ve denklemi

Şekil 5.2. Hız deneylerine ait (a) kanat yüksekliğine göre akış hızı ve (b) açısal hıza göre akış hızı grafiği

Şekil 5.2. incelendiği zaman, R^2 değerlerinin 0,99'un üzerinde olduğu görülmekte ve deneysel verilerle eğilim çizgilerinin çok uyumlu olduğu çıkarımı rahatlıkla yapılabilmektedir.

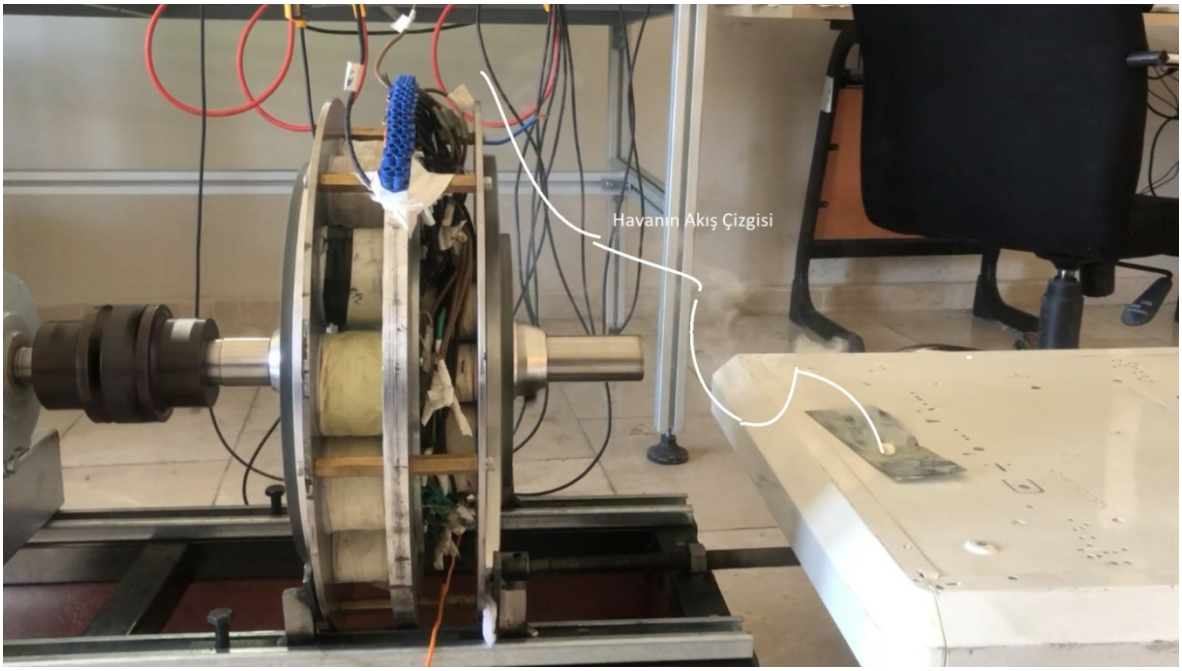
Şekil 5.2.(a)'dan 700 rpm için akış hızının kanat yüksekliğine bağlı denklemi denklem 5.1'de verilmiştir. Burada y akış hızını, x'de kanat yüksekliğini göstermektedir. y'nin birimi m/s, x'in birimi cm'dir.

$$y = 0{,}343x^2 - 0{,}487x + 3{,}396 \qquad 5.1$$

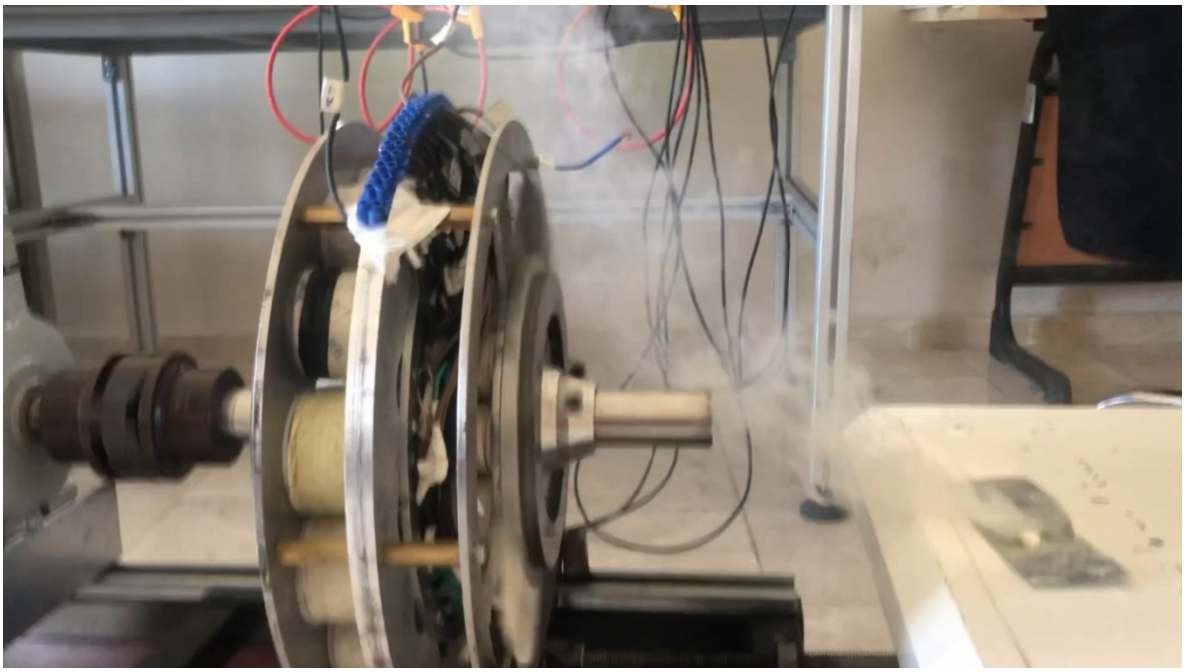
Şekil 5.2.(b) incelendiğinde ise açısal hıza bağlı akış hızı denklemi görülmekte ve denklem 5.2'de bu denklem verilmektedir. Burada y akış hızını m/s olarak, x de açısal hızı rpm olarak temsil etmektedir.

$$y = 0{,}007x - 0{,}717 \qquad 5.2$$

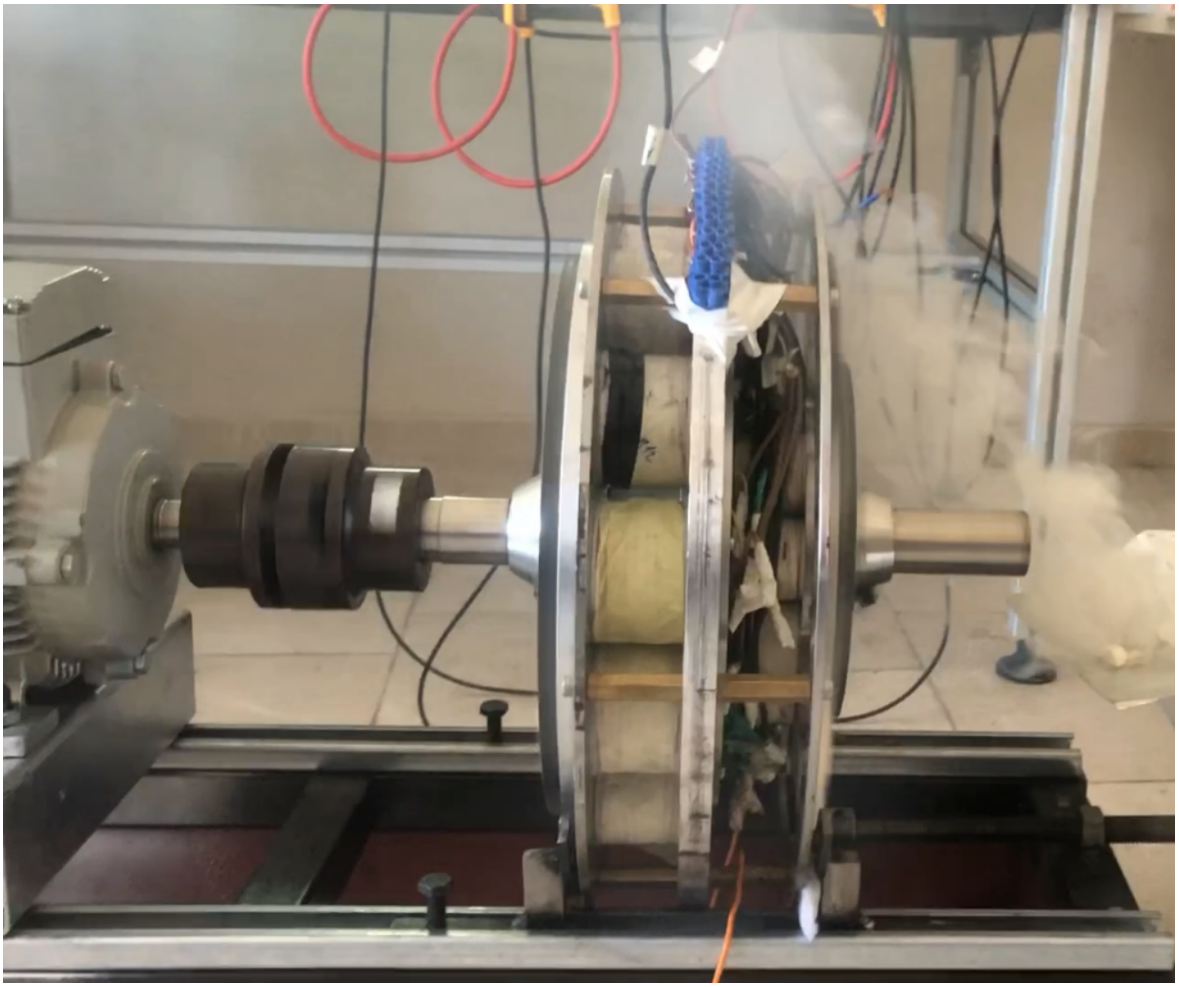
Bu çalışma kapsamında ayrıca duman tabletleri yardımıyla fanın oluşturduğu hava akımı takip edilmeye çalışılmış ve gözle deney yapılmıştır. Yapılan işlemde öncelikle jeneratörün üzerinde bir kanal olmadan havanın akım çizgisi izlenmek istenmiştir. Yapılan gözlemde havanın rotor fanın kanatları yardımıyla jeneratörün orta bölgesine itilmeye çalışıldığı fakat orta bölümü geçemeden havanın jeneratörün üzerinden dışarı çıktığı gözlemlenmiştir. Bu durum resim 5.1.'de görülebilmektedir. Hatta resim 5.1.(a) ve (b)'ye bakıldığı zaman beyaz çizgilerle çizilmiş olan akış çizgisi de rahatlıkla görülebilmektedir. Duman tableti jeneratörden yaklaşık 35 cm uzaklıktayken hava rotor fanın kanatlarından dışarı doğru kaçmaktadır. Bu nedenle de soğutmada beklenen performansı veremeyebilir. Daha sonrada duman tableti yaklaşık 10 cm mesafeye yaklaştırılarak gözlem yapılmıştır. Bu deneyde jeneratör 300 rpm de çalışmaktadır. 300 rpm hızda duman deneyi istenen düzeyde olmamıştır. Bu nedenle de 1000 rpm de akış çizgileri tekrardan takip edilmeye çalışılmıştır.



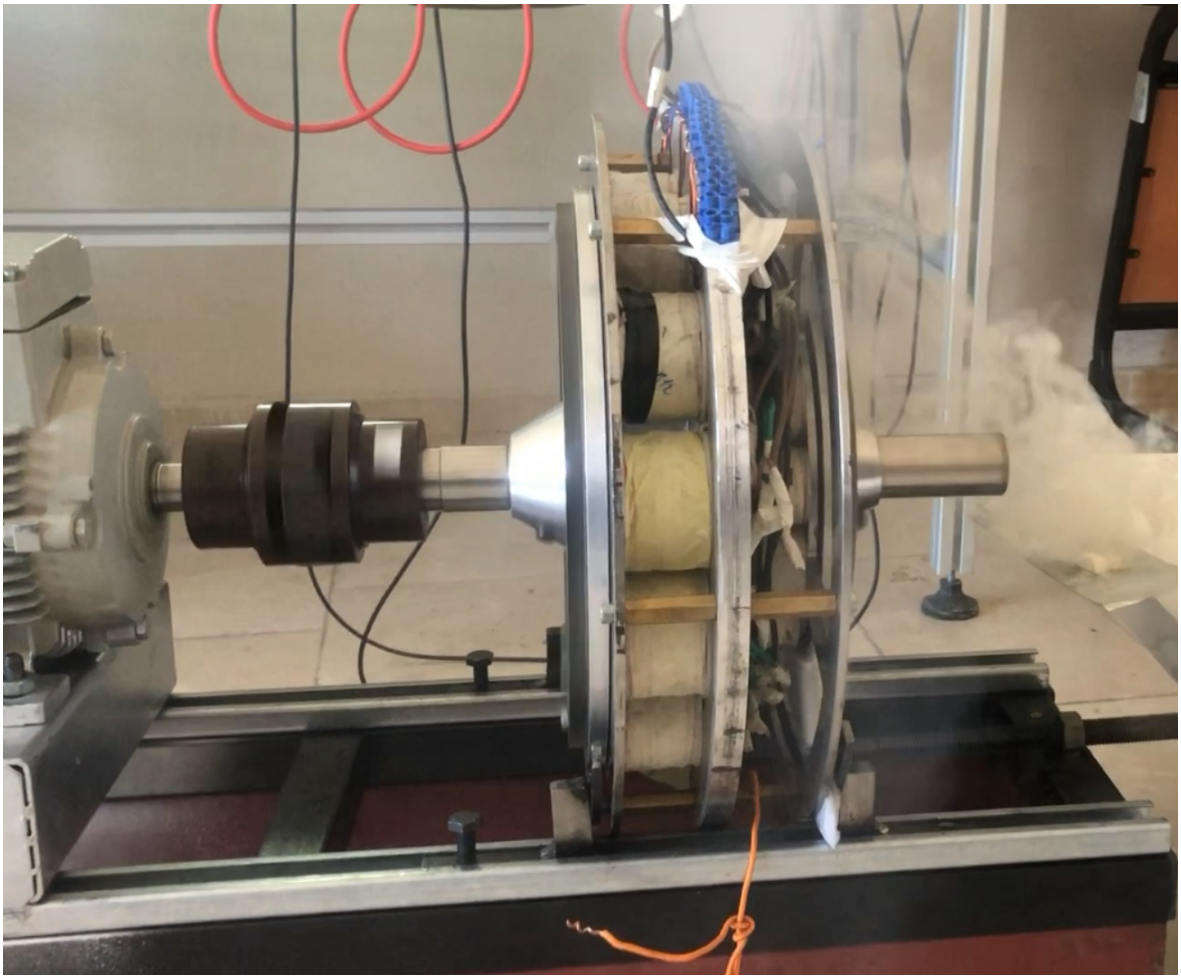
(a) Jeneratörün üzerinde kanal yokken akış çizgisi



(b) Jeneratörün üzerinde kanal yokken ve duman tableti uzaktayken dumandavranışı



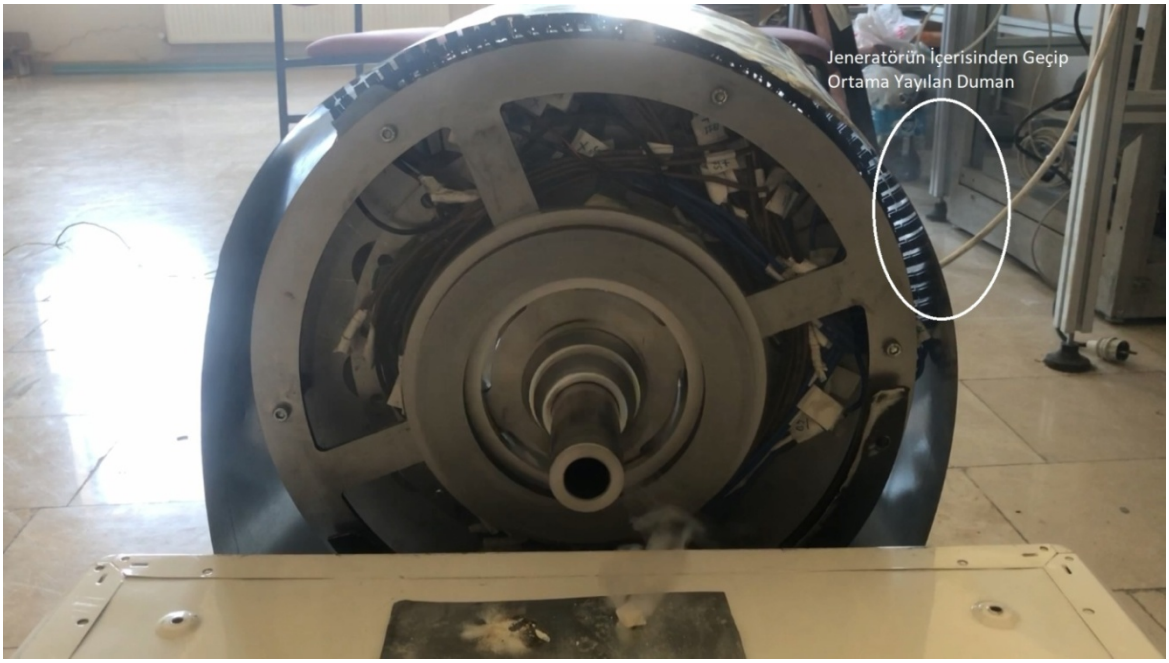
(c) Jeneratörün üzerinde kanal yokken ve duman tableti yakındayken duman davranışı



(d) Jeneratörün üzerinde kanal yokken ve duman tableti yakındayken duman davranışı

Resim 5.1. Duman tableti yardımıyla 300 rpm açısal hızda jeneratör üzerinde hava kanalı yokken yapılan duman deneyinden fotoğraflar

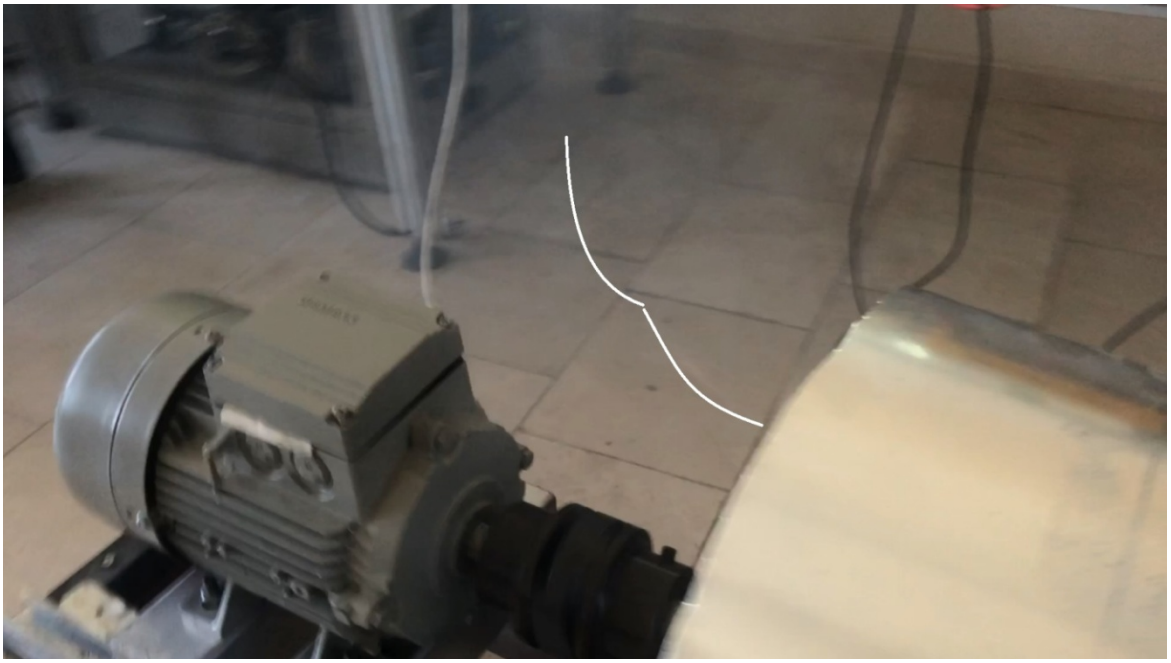
İlk yapılan duman deneyinde görülmüştür ki hava, rotor fan yardımıyla içeri itilmekte fakat resim 5.1.(c) ve (d)'de görüldüğü üzere jeneratörün orta bölgesinden dışarı kaçmıştır. Dumanın orta bölgeden kaçması, zorlanmış taşınım ile sadece jeneratörün ön gövdesini soğutmaya yaramaktadır. Bu da soğutma verimini düşürmektedir. Bu nedenle jeneratörün üzerine hava kanalı yerleştirilmiş ve duman deneyi tekrar yapılmıştır.



(a) Jeneratörün üzerine kanal kapatıldıktan sonraki duman deneyinden bir fotoğraf



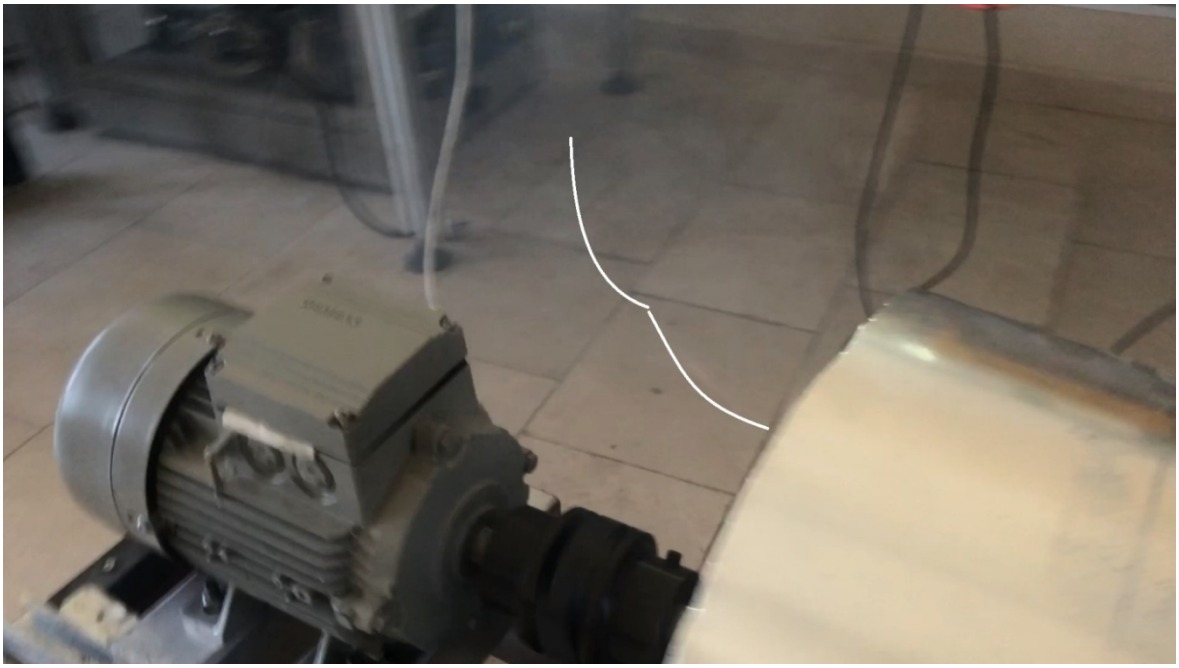
(b) Jeneratörün üzerine kanal kapatıldıktan sonraki duman deneyinde dumanın davranışını gösteren önden çekilmiş bir fotoğraf



(c) Jeneratörün üzerine kanal kapatıldıktan sonraki jeneratörün arkasındaki akış çizgisi



(d) Jeneratörün üzerine kanal kapatıldıktan sonraki duman deneyinde, dumanın izlediği yolu gösteren önden çekilmiş bir fotoğraf



(e) Jeneratörün üzerine kanal kapatıldıktan sonra, jeneratörün arkasındaki akış çizgisinin yan profilden görünümü

Resim 5.2. Duman tableti yardımıyla 300 rpm açısal hızda jeneratör üzerine hava kanalı kapatıldıktan sonra, yapılan duman deneyinden fotoğraflar

Jeneratör üzeri açıktayken yapılan deneyde soğutma amacıyla kullanılan atmosferik havanın büyük bir miktarının jeneratörün orta bölmesine gelerek ya da gelmeden dağıldığı gözlemlenmiştir. Bu nedenle gerek soğutma gerekse de jeneratörün verimini yükseltmek amacıyla jeneratörün üzerine galvaniz sacdan bir hava kanalı yapılmıştır. Yapılan hava kanalından sonra tekrar 300 rpm açısal hızda duman tableti yardımıyla akış gözlemlenmiştir. Yapılan deneyden birkaç fotoğraf resim 5.2.'de verilmiştir. Resim 5.2.(a) ve (b) incelendiğinde duman, rotor fanın kanatları ile jeneratör tasarımının yardımıyla kanalın hemen altından içeri girmekte ve jeneratörün arka bölgesine kadar ulaşarak kanalın bitiminden ortama dağılmaktadır. Resim 5.2.(c), (d) ve (e)'de de jeneratörün arka bölgesinde akış çizgisi ve dumanın nereden çıktığı işaretlenerek gösterilmiştir. Hava kanalı yapıldıktan sonra, hava akışı jeneratörün ısınan bölgeleriyle daha fazla temasta bulunarak, jeneratörün soğutma verimini yükselteceği gözlemlere dayanarak söylenebilir.



(a) Koruma kabini yapıldıktan sonra 300 rpm açısal hızda duman akış çizgisi fotoğrafı

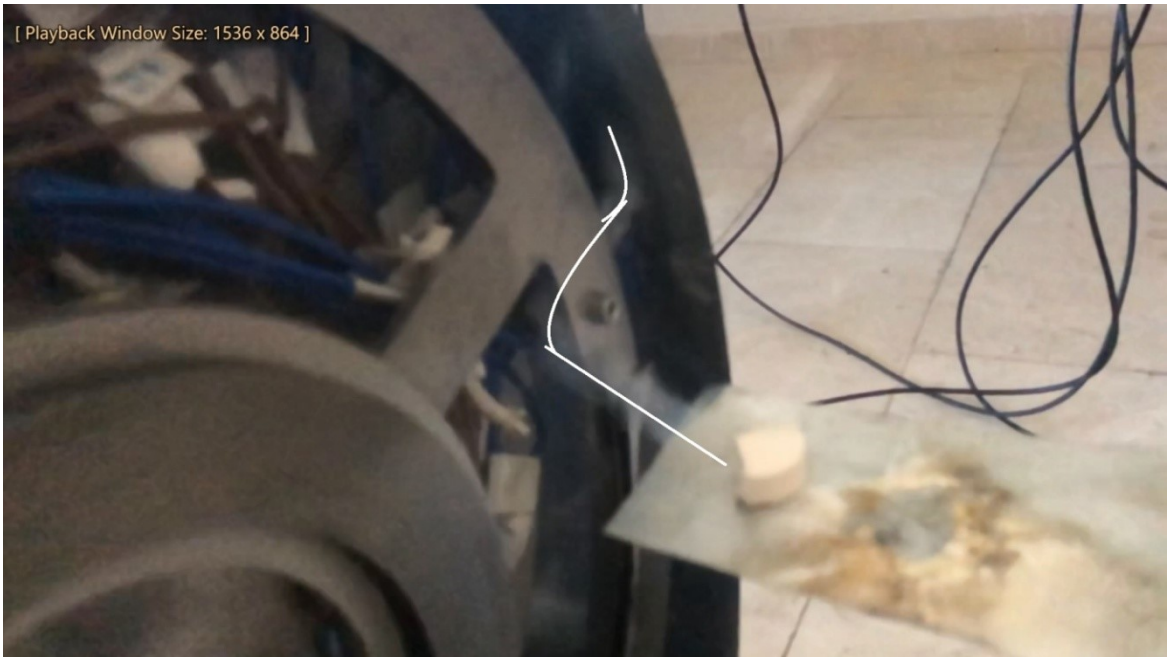


(b) Koruma kabini kapatıldıktan sonra 300 rpm açısal hızda duman testine ait fotoğrafı

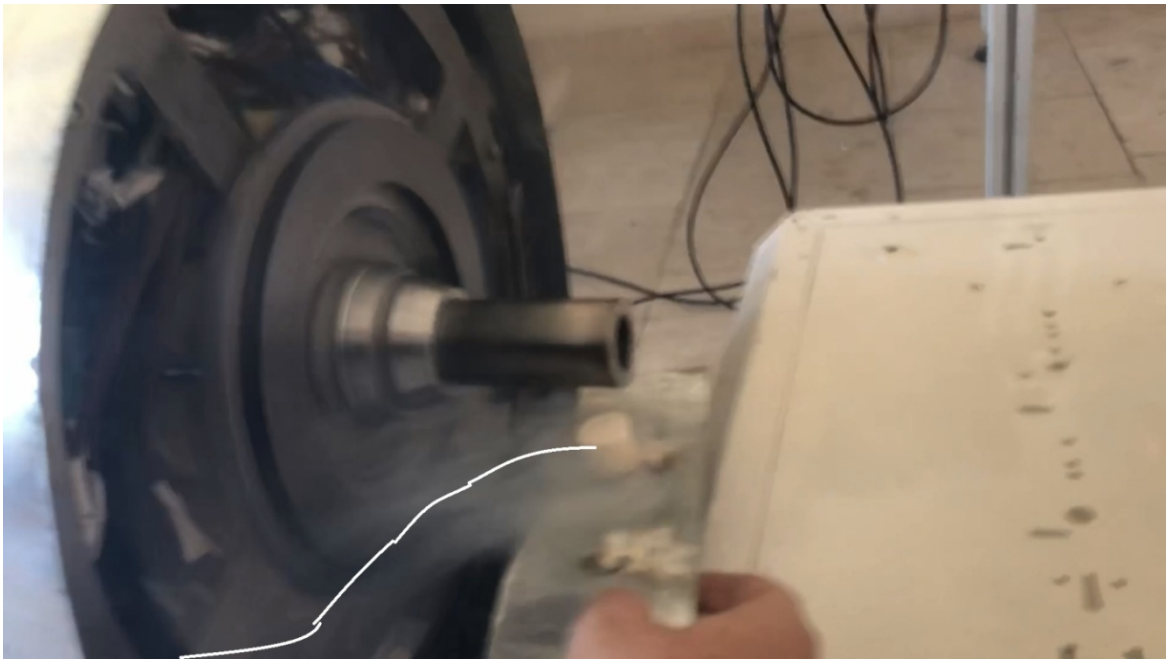
Resim 5.3. Jeneratöre koruma kabini montajı yapıldıktan sonra, 300 rpm açısal hızda yapılan duman deneyine ait fotoğraflar

Rotor fanın jeneratörün içerisine hava akışını engellemeyecek ve jeneratörü dış etkenlerden koruyacak bir koruma kabini tasarlanmış ve bu kabin jeneratöre montajlanmıştır. Daha sonra da bu montaj kabinli jeneratör üzerinde öncelikle 300 rpm açısal hız için duman deneyi yapılmıştır. Bu deneye ait fotoğraflar resim 5.3.'te verilmiştir. Resim 5.3. incelendiğinde daha önce yapılan duman deneylerine benzer sonuçların çıktığı gözlemlenmiştir. Resim 5.3.(a)'da jeneratörün çıkışına doğru bir hava akımı olduğu ve dumanın burada dağılarak, helisel yol alan küçük bir bölümünün rotor fana girdiği görülmektedir. Resim 5.3.(b)'de de duman tabletinden yayılan dumanın küçük bir bölümünün rotor fanın olduğu bölümden jeneratöre girdiği görülmektedir. Bu yapılan deneylerden 300 rpm açısal hızda rotor fanın çok etkili olmadığı görülmektedir.

Tasarlanan sürekli mıknatıslı üç fazlı eksenel akılı jeneratör genellikle 1000 rpm ve üzerindeki hızlarda çalışacağı ön görülerek 1000 rpm açısal hızda üzerinde hava kanalı varken ve koruma kabinliyken, jeneratörde duman deneyi yapılmıştır. Bu deneylerden birkaç fotoğraf da resim 5.4. ve resim 5.5.'te verilmiştir. Bu fotoğraflarda ön bölge rotor fanın jeneratöre montajının yapıldığı 1. rotorun olduğu bölgedir. Arka bölge ise jeneratörün tahrik motoruna bağlı olduğu ve 2. rotorun bulunduğu bölgedir. Bu deneyde hem ön bölgede hem de arka bölgede gözlemler yapılmış olup, duman yardımıyla akış çizgileri ve akış bölgeleri incelenmiştir.



(a) 1000 rpm açısal hızda jeneratörün üzerine kanal kapatıldıktan sonra, duman tabletinin önde, kanatlara yakın bir noktada tutulmasıyla oluşan akış çizgisi



(b) 1000 rpm açısal hızda jeneratörün üzerine kanal kapatıldıktan sonra, duman tabletinin önde, ortaya yakın bir noktada tutulmasıyla oluşan akış çizgisi



(c) 1000 rpm açısal hızda jeneratörün üzerine kanal kapatıldıktan sonra, duman tabletinin önde, ortaya yakın bir noktada tutulmasıyla yapılan duman deneyinden bir fotoğraf



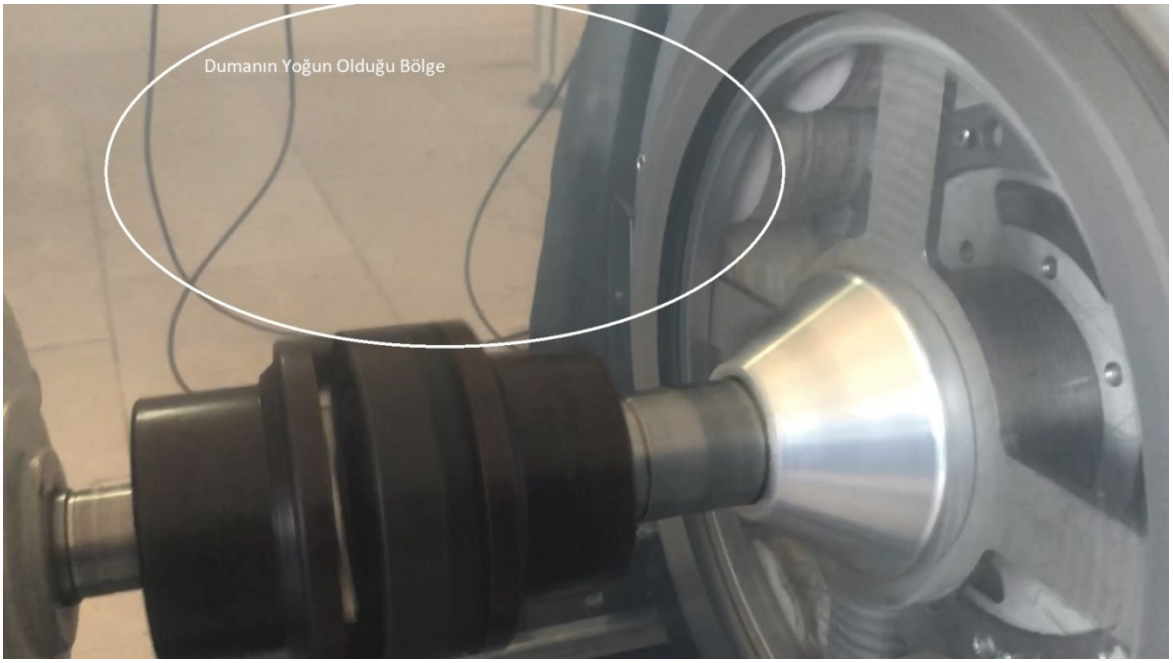
(d) 1000 rpm açısal hızda jeneratörün üzerine kanal kapatıldıktan sonra, duman tabletinin arkada, ortaya yakın bir noktada tutulmasıyla yapılan duman deneyinde üstten çekilmiş bir fotoğraf



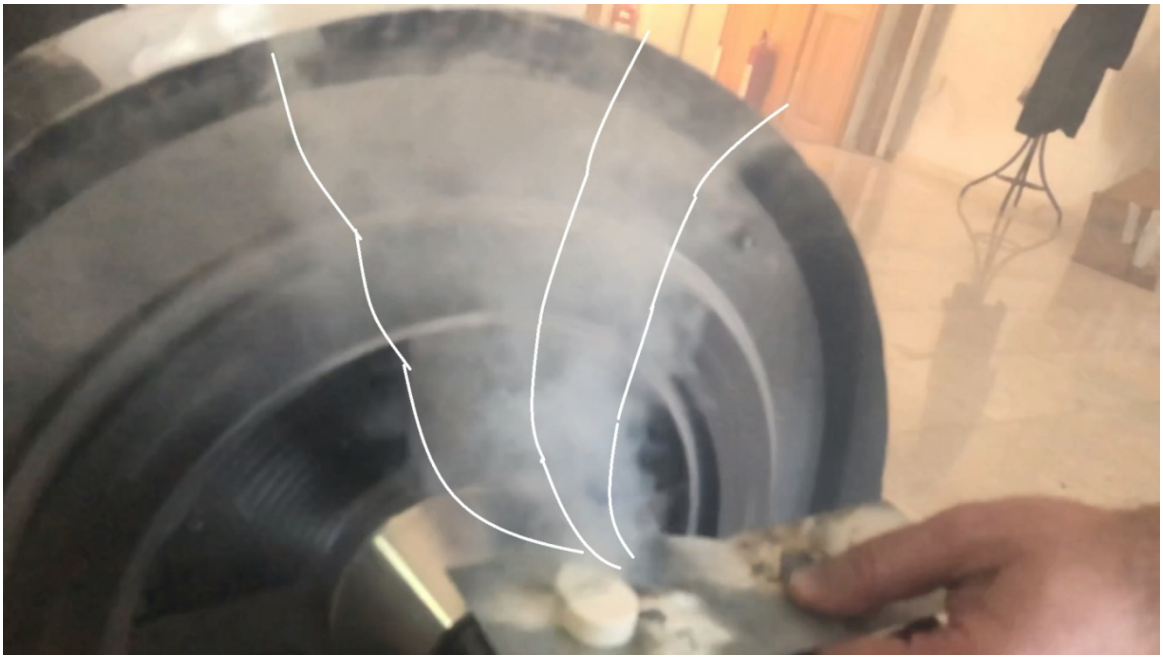
(e) 1000 rpm açısal hızda jeneratörün üzerine kanal kapatıldıktan sonra, duman tabletinin arkada, ortaya yakın bir noktada tutulmasıyla yapılan duman deneyinde yandan çekilmiş bir fotoğraf



(f) 1000 rpm açısal hızda jeneratörün üzerine kanal kapatıldıktan sonra, duman tabletinin arkada, ortaya yakın bir noktada tutulmasıyla yapılan duman deneyinde dumanın dağılımı



(g) 1000 rpm açısal hızda jeneratörün üzerine kanal kapatıldıktan sonra, duman tabletinin önde, ortaya yakın bir noktada tutulmasıyla yapılan duman deneyinde dumanın arka bölgede dağılımı



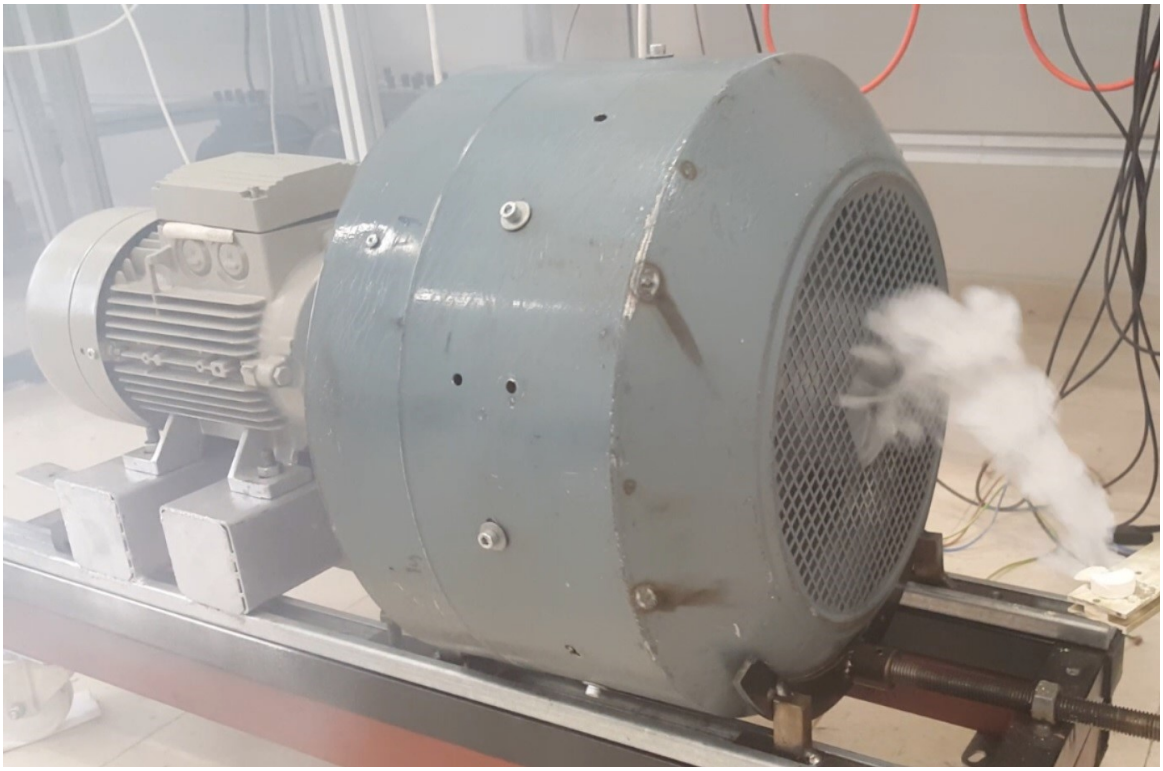
(h) 1000 rpm açısal hızda jeneratörün üzerine kanal kapatıldıktan sonra, dumanın arkada, ortaya yakın bir noktada tutulmasıyla oluşan akış çizgileri

Resim 5.4. Duman tableti yardımıyla 1000 rpm açısal hızda jeneratör üzerine hava kanalı kapatıldıktan sonra, yapılan duman deneyinden fotoğraflar

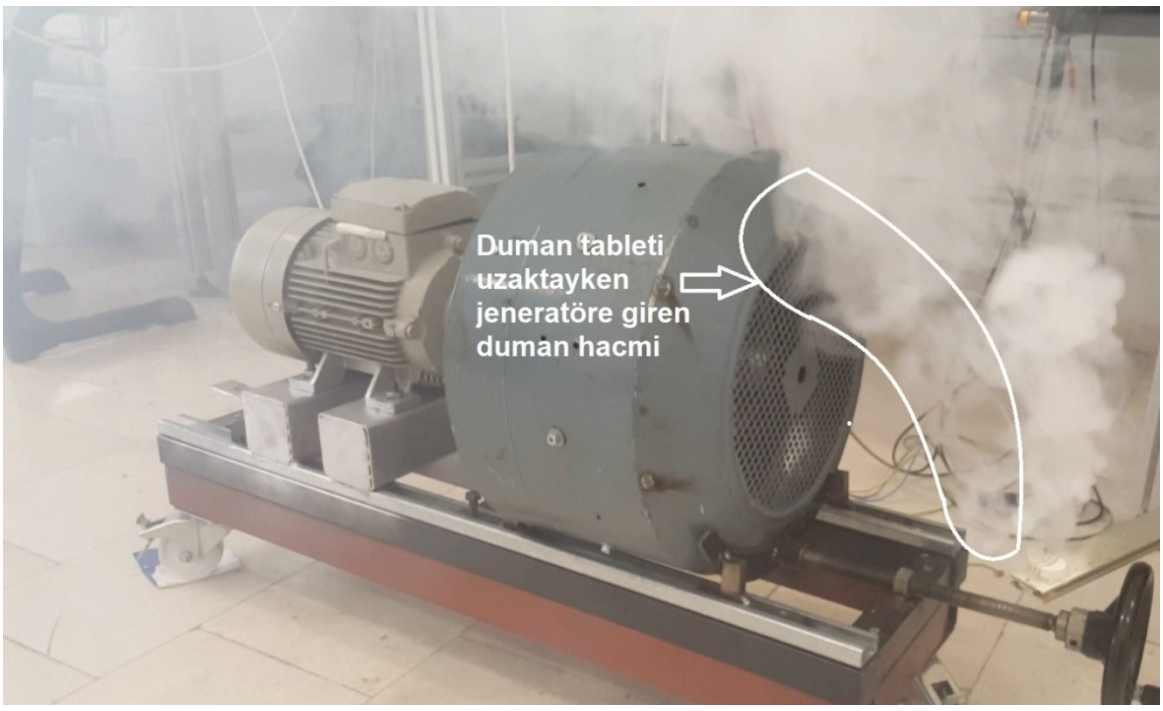
Resim 5.4. incelendiği zaman duman dağılımından görülmüştür ki 1000 rpm de oluşan hava akışı 300 rpm'e oranla daha homojen yayılmaktadır. Bu nedenle de soğutma verimi 1000 rpm açısal hızda 300 rpm'e göre daha yüksektir. Yapılan duman deneyi neticesinde rotor fanın oluşturduğu akış kanalın yardımıyla kenarlarda daha yüksek olmaktadır. Ayrıca Resim 5.4.(d), (e), (f) ve (h) incelendiğinde, akış jeneratörün arka bölgesinde ortadan yani milin üzerinden jeneratörün içerisine doğru emilmektedir. Emildikten sonra da jeneratörün üzerine kapatılan hava kanalına çok yakın bir bölgeden, jeneratörün özellikle hava kanalına yakın bölgelerinde oluşan hava akımıyla dışarı atılmaktadır. Yani bu bölgede ters hava akışı oluşmaktadır.



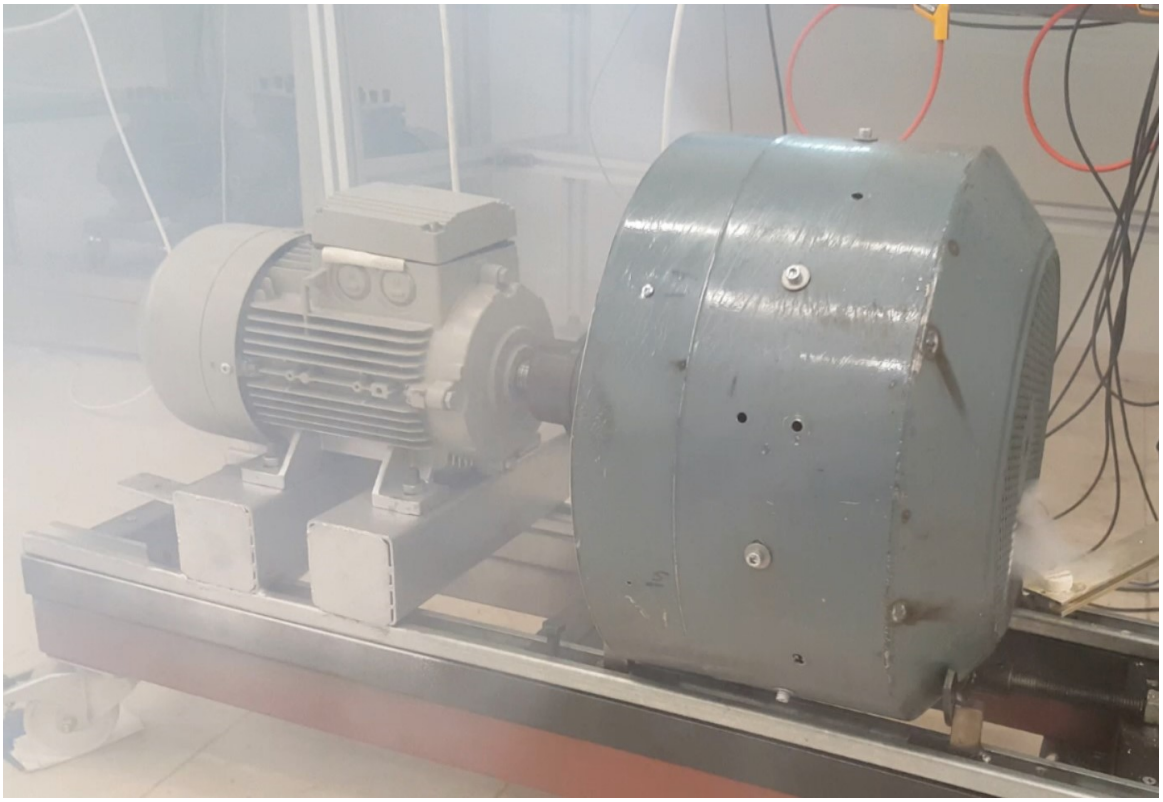
(a) 1000 rpm açısal hızda jeneratörün üzeri koruma kabiniyle kapatıldıktan sonra, duman tabletinin önde, jeneratöre yakın tutulmasıyla oluşan duman dağılımı



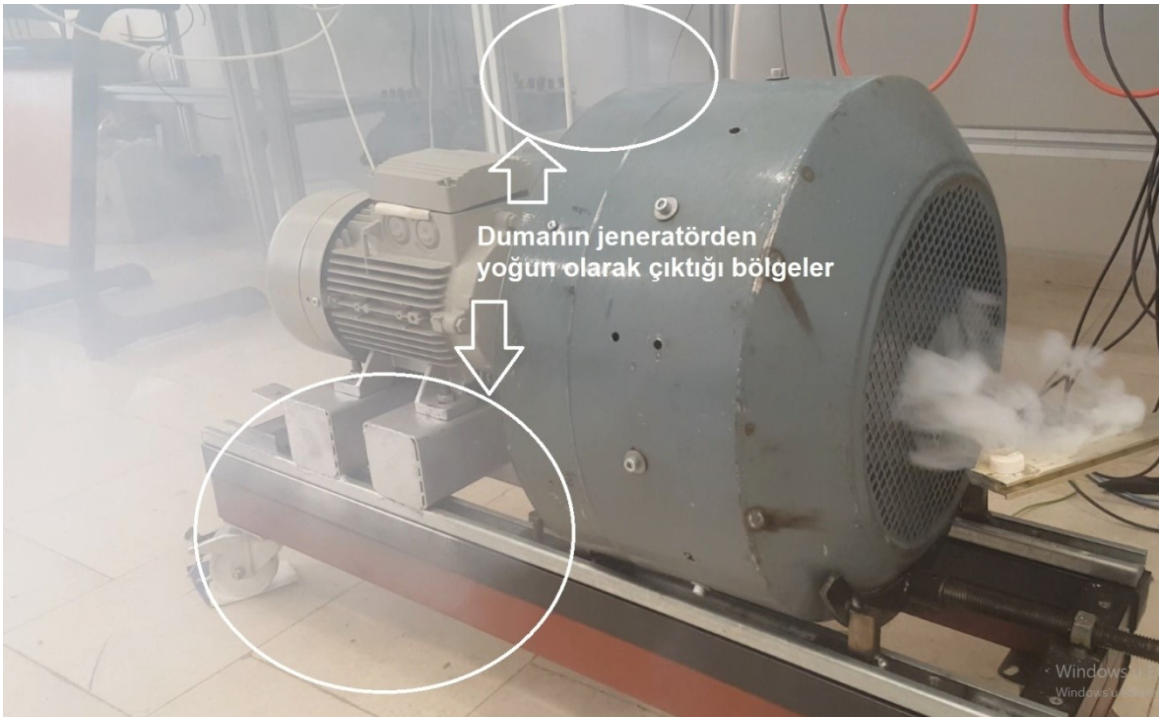
(b) 1000 rpm açısal hızda jeneratörün üzeri koruma kabiniyle kapatıldıktan sonra, duman tabletinin jeneratörün önünden yaklaşık 30 cm mesafeden tutulmasıyla oluşan duman dağılımı



(c) 1000 rpm açısal hızda jeneratörün üzeri koruma kabiniyle kapatıldıktan sonra, duman tabletinin jeneratörün önünden yaklaşık 45 cm mesafeden tutulmasıyla oluşan duman dağılımı



(d) 1000 rpm açısal hızda jeneratörün üzeri koruma kabiniyle kapatıldıktan sonra, duman tabletinin önde, jeneratöre yakın tutulmasıyla jeneratörün arkasında oluşan duman dağılımı



(e) 1000 rpm açısal hızda jeneratörün üzeri koruma kabiniyle kapatıldıktan sonra, duman tabletinin önde, jeneratöre yakın tutulmasıyla jeneratörün arkasından dumanın yoğun çıktığı bölgeler



(f) 1000 rpm açısal hızda jeneratörün üzeri koruma kabiniyle kapatıldıktan sonra, jeneratörün arkasından çıkan dumana ait akış çizgileri

Resim 5.5. Duman tableti yardımıyla 1000 rpm açısal hızda jeneratörün üzeri koruma kabiniyle kapatıldıktan sonra, yapılan duman deneyinden fotoğraflar

Jeneratör üzerine koruma kabini yapıldıktan sonra 1000 rpm açısal hız için yapılan duman deneyine ait birkaç tane fotoğraf resim 5.5.'te verilmiştir. Söz konusu resim incelendiğinde duman tableti jeneratöre yaklaşık 30 cm mesafe içerisinde tutulduğunda çıkan dumanın hepsini rotor fan yardımıyla jeneratörün içerisine çektiği görülebilir. Bu mesafe yaklaşık 45 cm'e çıkarıldığında dumanın yarıdan az bir bölümünün jeneratörün içerisine girdiği, geriye kalan büyük bir bölümünün de üzerinden jeneratörün çıkışına doğru yöneldiği ve buradan odanın içerisine dağıldığı görülmektedir. Burada dikkat çeken bir başka husus da rotor fan tarafında, jeneratörün hemen dışında kalan bir hacimde yoğun bir hava akım bölgesinin olduğu ve duman tabletinden çıkan dumanın bu bölgenin içerisine girmeden, bu bölgenin dışından aktığıdır. Yani buradan, jeneratör içerisine havayı kendi bulunduğu

düzlem hizası ve alt düzlemlerden aldığı çıkarımı rahatlıkla yapılabilir. İlaveten dönmeden dolayı hava akımının merkezden dışarıya doğru doğal olarak itilmesi de bunda en önemli etkendir. Coriolis kuvveti, bu açıdan fanın dinamiğinde önemli bir etkide bulunmaktadır. Jeneratör içerisine giren duman özellikle kabine yakın bölgeden hızla dışarı çıkarak dağılmaktadır. Resim 5.5.'te verilen son fotoğraflara bakıldığı bu rahatlıkla görülebilmektedir. Ayrıca yukarıda verilen resim 5.1., 5.2., 5.3., 5.4. ve 5.5. dikkatli incelendiğinde duman girdaplı akışlar oluşturmaktadır. Bu da akışın türbülanslı olduğunu ispatlamaktadır.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \qquad 5.3$$

Bu çalışmada kullanılan en küçük açısal hız olan 300 rpm'de denklem 5.3'den Reynolds Sayısı hesaplanırsa, Re yaklaşık 60000 olarak bulunur. Kanal içi akışlarda Re>4000 türbülanslı kabul edilmesinin yanında duman deneyindeki yapılan gözlemlerde akışın türbülanslı olduğunu girdaplar çizerek ispat etmiştir. 1000 rpm açısal hızın akışkana kazandırdığı hız, 300 rpm'in kazandırdığı hızın 4 katında daha fazla olduğu şekil 5.2.(b)'den görülebilmektedir. Bu nedenle de 1000 rpm'deki akış da türbülanslıdır.

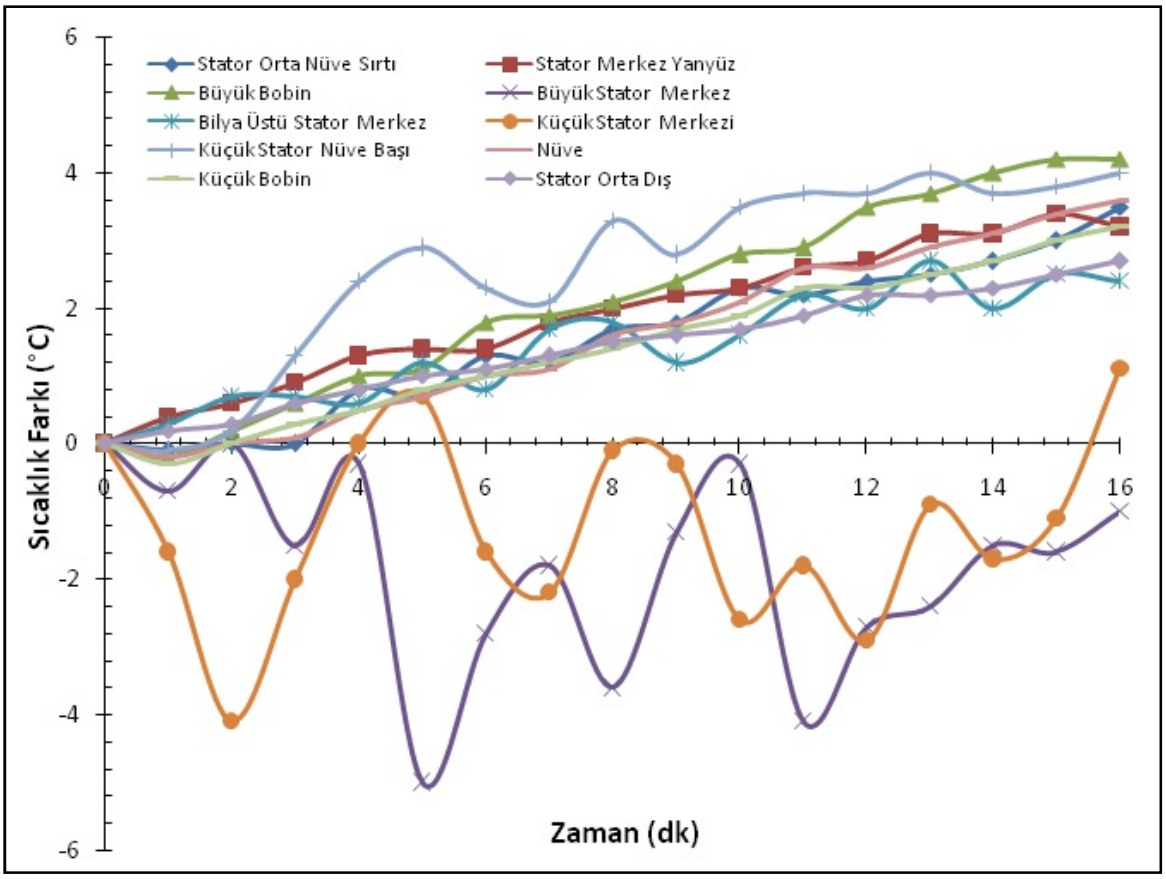
6. JENERATÖRÜN SICAKLIK ANALİZİ

Bu çalışmada kullanılan jeneratörün elektrik üretmek amacıyla kullanılan elemanları, her iki yanında bulunan rotorlar, rotorlarda bulunan nadir toprak elementi NdFeB mıknatıslar, jeneratörün ortasında rotorların arasında bulunan yeni tip nüveler ile bu nüvelerin her iki ucunu kaplayan ve sargılara sahip olan bobinlerdir. Bu elemanlardan mıknatısların manyetik özelliğinin kaybolmaması ve jeneratörün veriminin düşmemesi için mıknatıs sıcaklığının 150 °C'nin üzerine çıkmaması gerekmektedir.

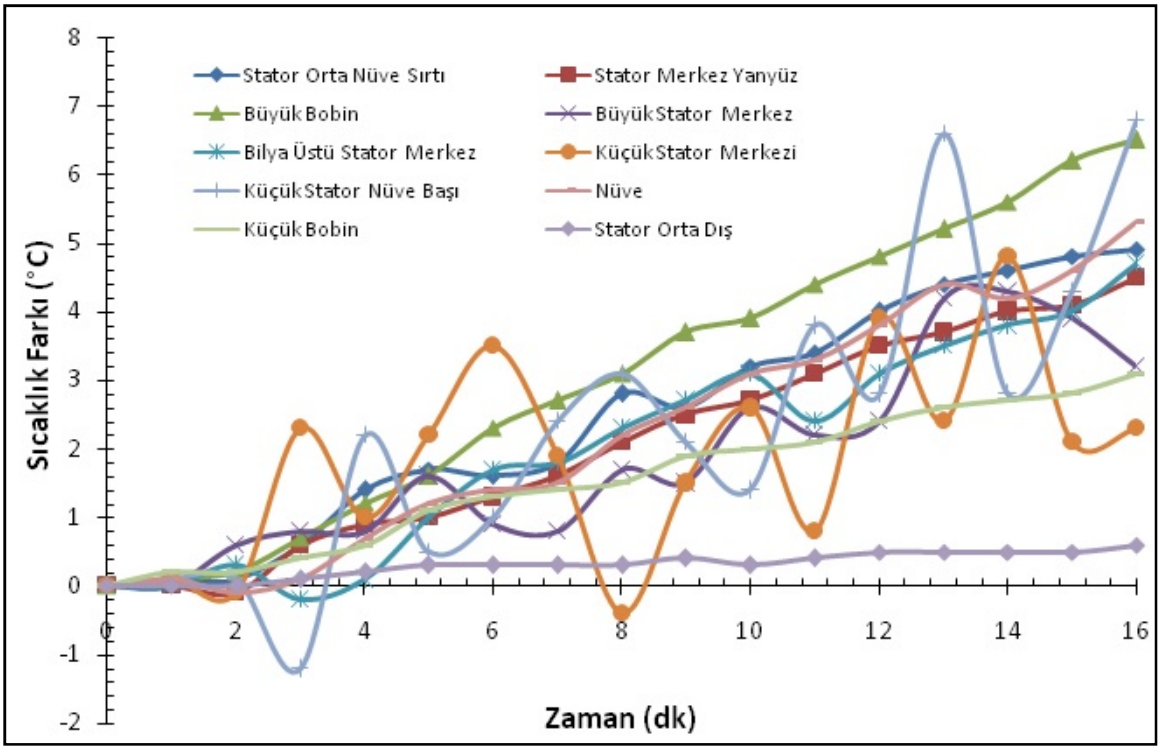
Jeneratörde bulunan nüveler, elektrik üretmek amacıyla rotorlarda bulunan mıknatısların dönmesi sonucu manyetik alan oluştururlar. Bu oluşan manyetik alan elektrik enerjisinin yanında ısı enerjisi de açığa çıkarır. Açığa çıkan bu ısı öncelikle nüvelerin sıcaklığını, daha sonrada nüveye temas eden jeneratörün ortasında şase görevi gören jeneratör gövdesiyle, bobinlerin sıcaklığını yükseltir. Bu sıcaklık artışı, daha çok ısının iletim yoluyla transfer edilmesinden kaynaklanmaktadır. Ayrıca jeneratörde dönme iletimini sağlayan milde sürtünmeyle beraber ısı üretir, bu ısının yanında nüvelerden gövdeye, gövdeden rulmanlara ve rulmanlardan da mile bir ısı iletimi vardır. Mil jeneratörde ısı iletim köprüsü vazifesi görür. Milin sıcaklığının yükselmesi rotorların da iletimle sıcaklığının artmasına neden olur. Mıknatıslarla rotorda birbirine temas halinde olması nedeniyle rotorların sıcaklığının artması mıknatısların da sıcaklığının artmasına neden olmaktadır.

Jeneratörde iletimle ısı transferinin yanında taşınımla da ısı transferi vardır. Nüvelerin uçlarında 1,5 mm'lik hava boşlukları vardır. Bu boşluklar taşınımla ısı transferi yapılmasına olanak sağlar. Ayrıca jeneratörün elemanlarının sıcaklıklarının yükselmesi burada hava ile temas eden yüzeylerde havaya ısı transferi olmasına neden olacaktır. Sıcaklığı artarak ısınan hava da yoğunluğu azaldığı için yükselecektir. Bu nedenle taşınımla da ısı transferi, jeneratör içerisinde söz konusudur. Rotor fan yokken bu taşınım, evdeki kalorifer petekleriyle aynı mantıkta olduğundan ve bir fan vb. gibi dışarıdan bir yardımla hava zorlanmadığından, doğal taşınımdır. Rotor fan montajı yapıldıktan sonra, Re sayısının en küçük 60000 civarında olması ve Grashof (Gr) sayısının 1'den çok küçük olması nedeniyle $Gr/Re^2 << 1$ olacağından, doğal taşınım etkilerini ihmal etmekte hiçbir mahsur olmayacaktır.

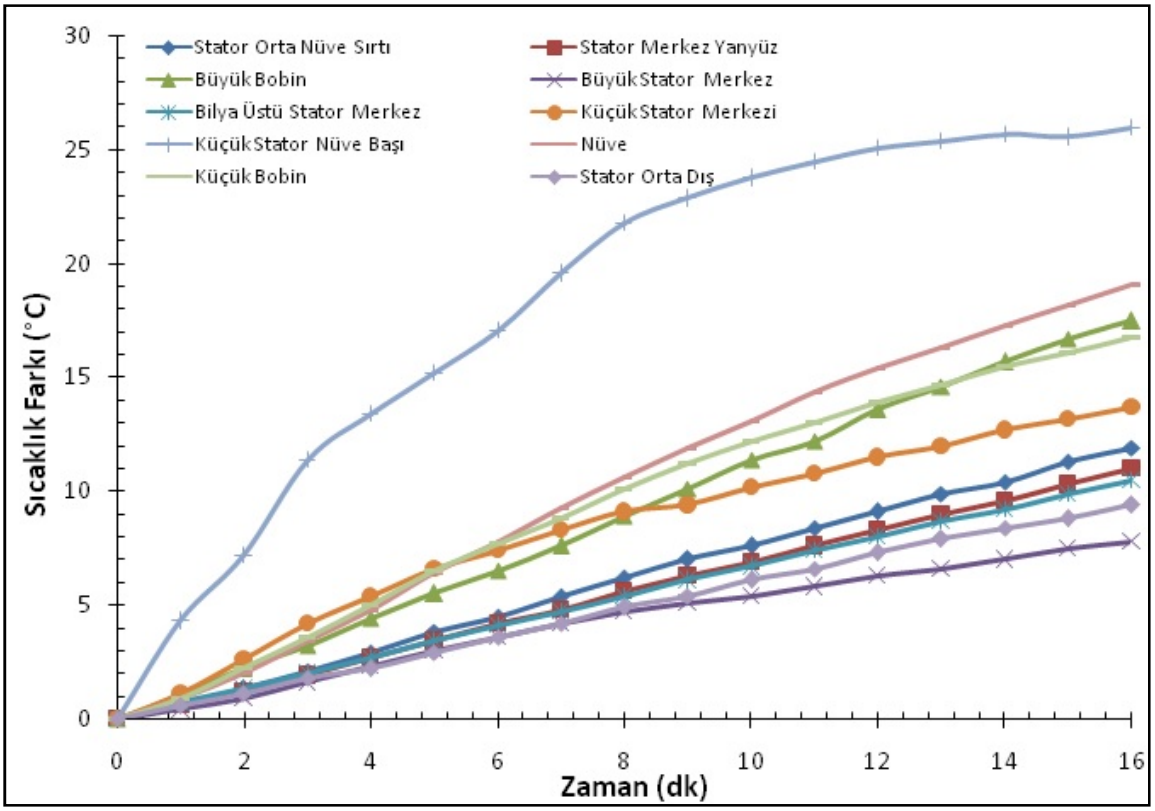
Tasarımı yapılan kendinden soğutmalı jeneratörde rotor fanın sıcaklık üzerine etkisinin incelenebilmesi için öncelikle fan imal edilmeden önce çeşitli bölgelere yapıştırılmış olan ısıl çiftler yardımıyla sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Rotor fan imal edilip, montajı yapıldıktan sonra ısıl çiftler yardımıyla aynı noktalardan tekrar sıcaklık ölçümleri yapılmış ve yapılan bu ölçüm sonuçları birbirleriyle karşılaştırılmışlardır. Bu sıcaklık ölçümleri jeneratörün üzerinde hava kanalı veya koruma kabini yokken yapılmıştır. Çünkü rotorların hareketli olması ve jeneratörün üzerinin kapanması ısıl çiftlerle deney yapmayı çok zor ve tehlikeli hale getirmektedir. Ölçüm sonuçları da buna göre değerlendirilecektir.



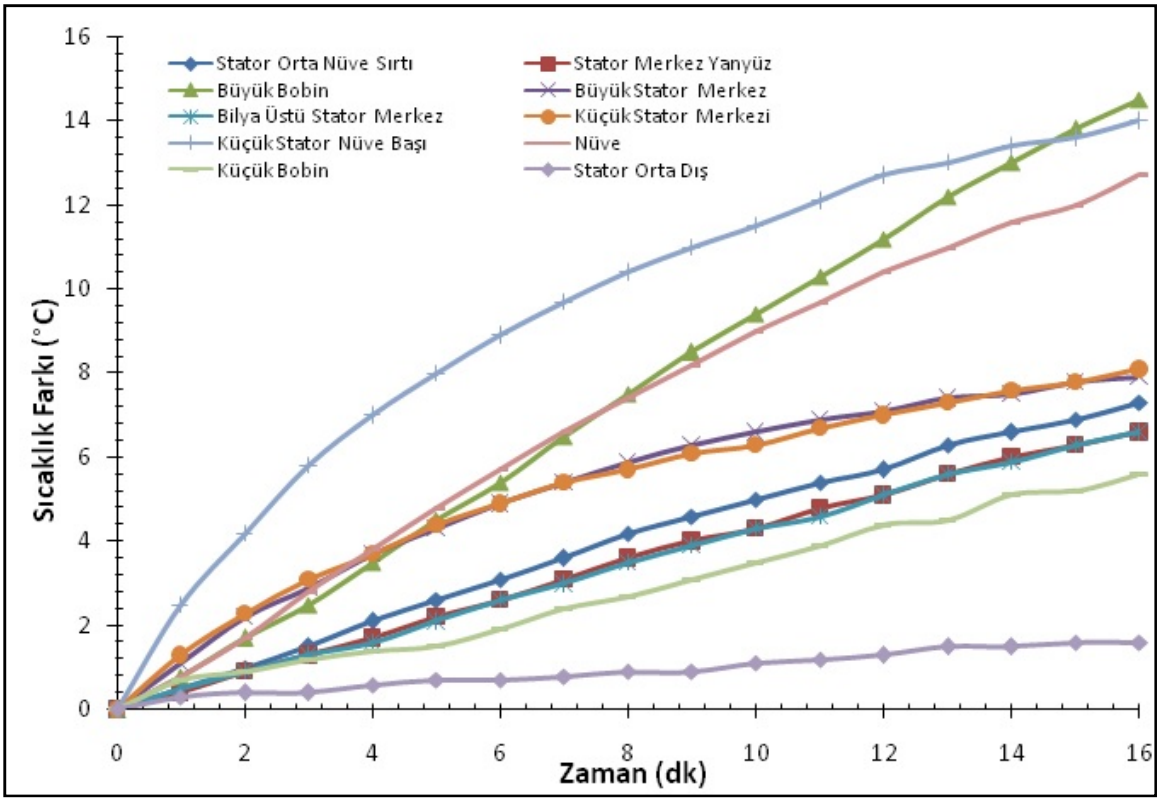
(a) 300 rpm açısal hızda, rotor fansız jeneratör için jeneratör sıcaklığı ortalama 32°C ve çevre sıcaklığı ortalama 22 °C iken zamana bağlı sıcaklık farkı grafiği



(b) 300 rpm açısal hızda, rotor fanlı jeneratör için çevre ve jeneratör sıcaklığı ortalama 22 °C iken zamana bağlı sıcaklık farkı grafiği



(c) 1000 rpm açısal hızda, rotor fansız jeneratör için çevre ve jeneratör sıcaklığı ortalama 24 °C iken zamana bağlı sıcaklık farkı grafiği



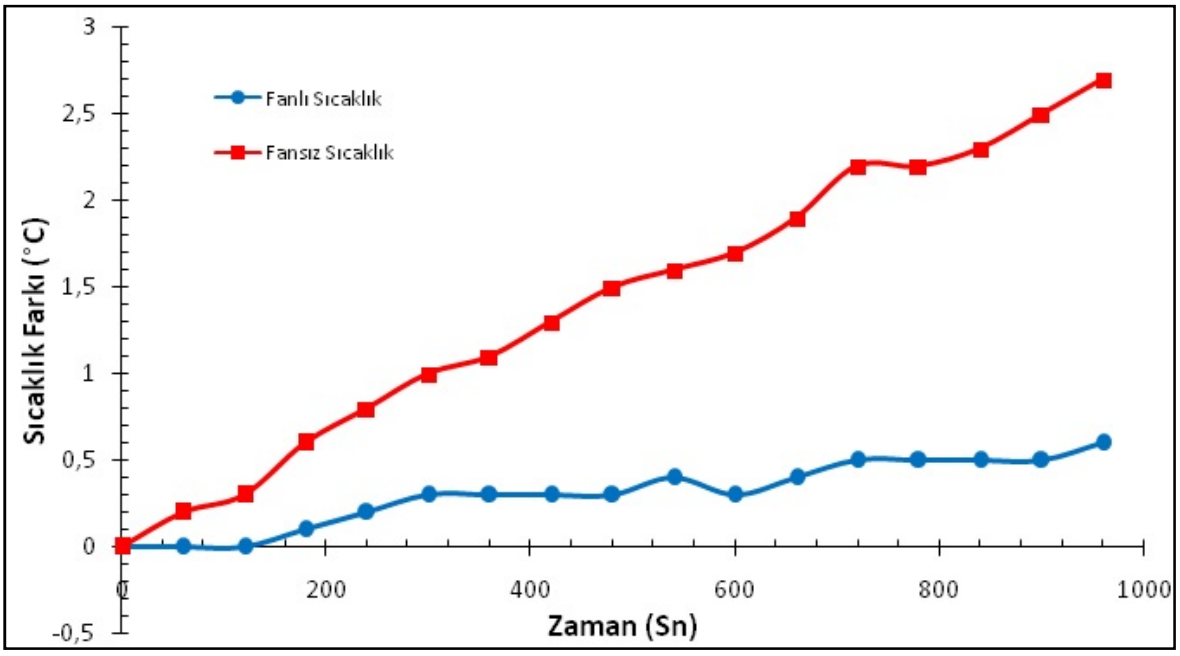
(d) 1000 rpm açısal hızda, rotor fanlı jeneratör için jeneratör sıcaklığı ortalama 27 °C ve çevre sıcaklığı ortalama 23 °C iken zamana bağlı sıcaklık farkı grafiği

Şekil 6.1. Rotor fanlı ve fansız jeneratöre ait 10 farklı noktadan, 300 ve 1000 rpm açısal hızda elde edilen sıcaklık farklarının zamana bağlı grafikleri

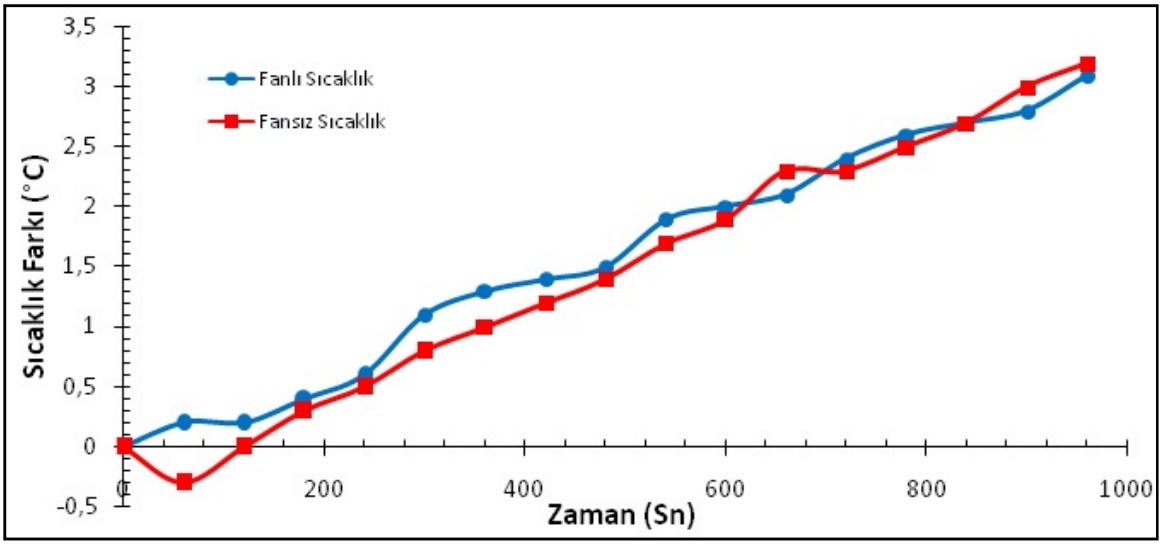
Sıcaklık ölçüm deneyinde elde edilen veriler yukarıda verilen şekil 6.1.'de verilmiştir. Şekil 6.1.(a) ve (b)'de 300 rpm açısal hızdaki sıcaklık farkları verilmiştir. Rotor fan belirli bir açısal hızın altında soğutma bakımından fazla etkili olamamıştır. Bunun nedeni olarak, soğutulan alan ile çevre sıcaklığı arasındaki fark ne kadar büyükse, soğuma hızının da o kadar fazla olacağı gösterilebilir. Rotor fansız jeneratörde deney yapılırken fark ortalama yaklaşık 10 °C'dir. Fanlı sistemde ise hava sıcaklığı ile jeneratör sıcaklığı birbirine eşittir. Resim 5.1.'de de görüldüğü üzere 300 rpm açısal hızda jeneratörün üzeri açıkken hava jeneratörün içerisine girmeden etrafından dışarı dağılmaktadır. Bu da jeneratörün üzerinde yüksek basınç alanı oluşturmaktadır. Bu yüksek basınç da jeneratörün ısıttığı havanın dolaşım yapmasını engellemekte ve bu nedenle soğutmaya olumsuz etki etmektedir. Bu nedenle de fansız jeneratör 300 rpm de çok etkili olmamıştır. Ayrıca fansız jeneratörde soğutma doğal taşınım ile olmaktadır. Rotorun geometrisi jeneratörün içerisine hava girişini engellemektedir. Ayrıca jeneratörün şasesinin alüminyumdan olduğu göz önünde bulundurulduğun da, iletimle yapılan ısı transferinin fansız jeneratörde, fanlı jeneratöre

oranla daha yüksek olacağı söylenebilir. Bu da fansız ve fanlı jeneratör arasındaki sıcaklık farkı grafikleri arasında fark oluşmasının nedenlerdendir.

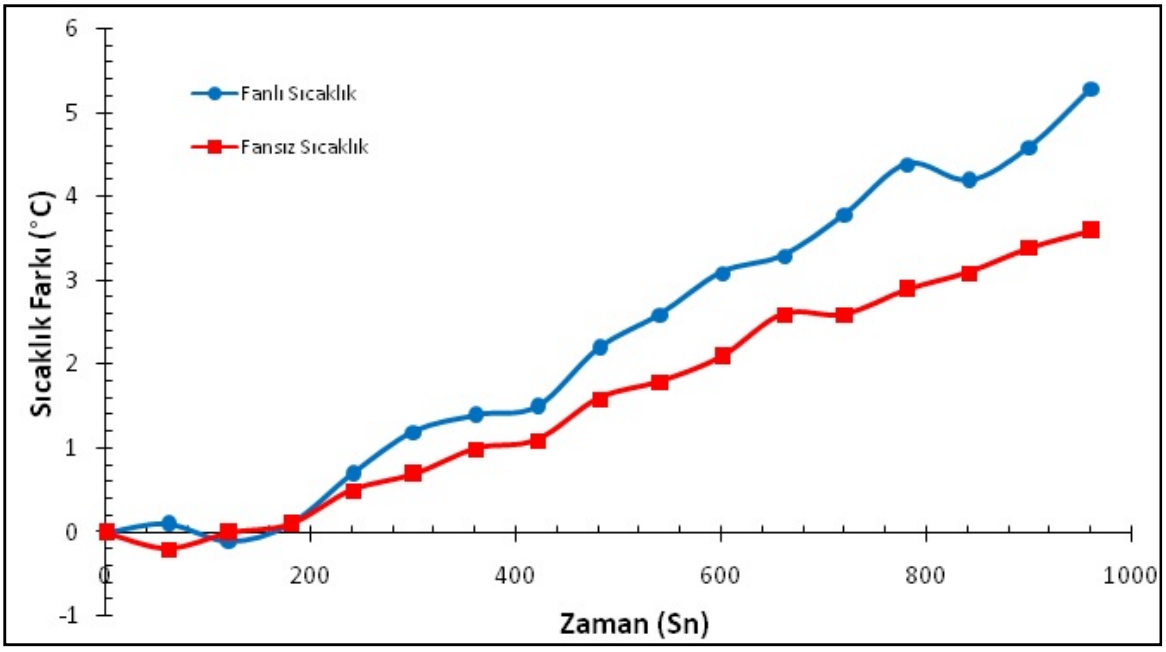
Şekil 6.1.(c) ve (d) incelendiğinde beklenildiği gibi rotor fanlı olan jeneratörün, rotor fansız jeneratöre oranla soğutma performansının daha yüksek olduğu rahatlıkla görülebilmektedir. Sıcaklık farklarının neredeyse yarı yarıya azaldığı ve fanın etkili olduğu rahatlıkla söylenebilir. Resim 5.4.'ten de görülebildiği gibi rotor fan 1000 rpm açısal hızda akışkanı, jeneratörün içerisine daha homojen dağıtmakta ve jeneratörün içerisine çektiği havayı jeneratörün kenarlarına doğru yönlendirmektedir. Ortalama yaklaşık 6 m/s'yi bulan hava hızları da zorlanmış taşınımın daha etkili olmasında pay sahibidir.



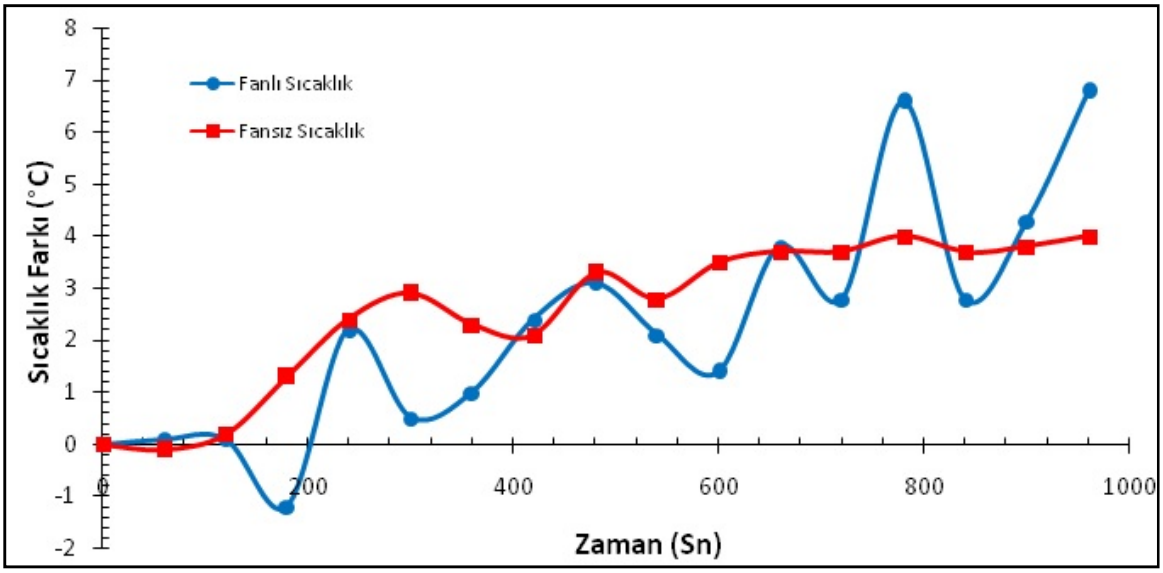
(a) Orta statorun dış bölgesi



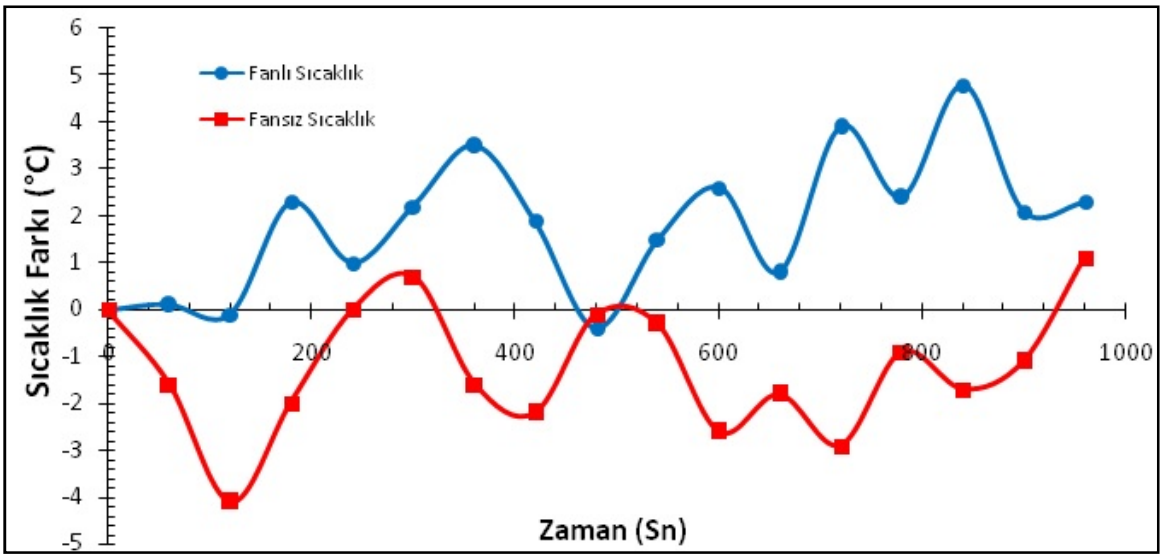
(b) Küçük bobin



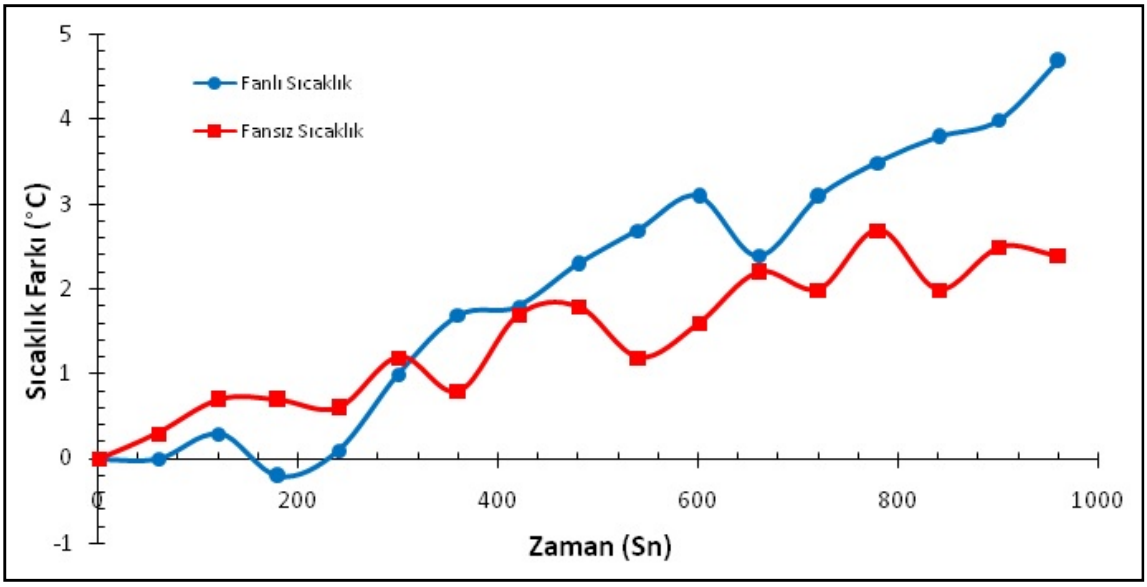
(c) Nüve



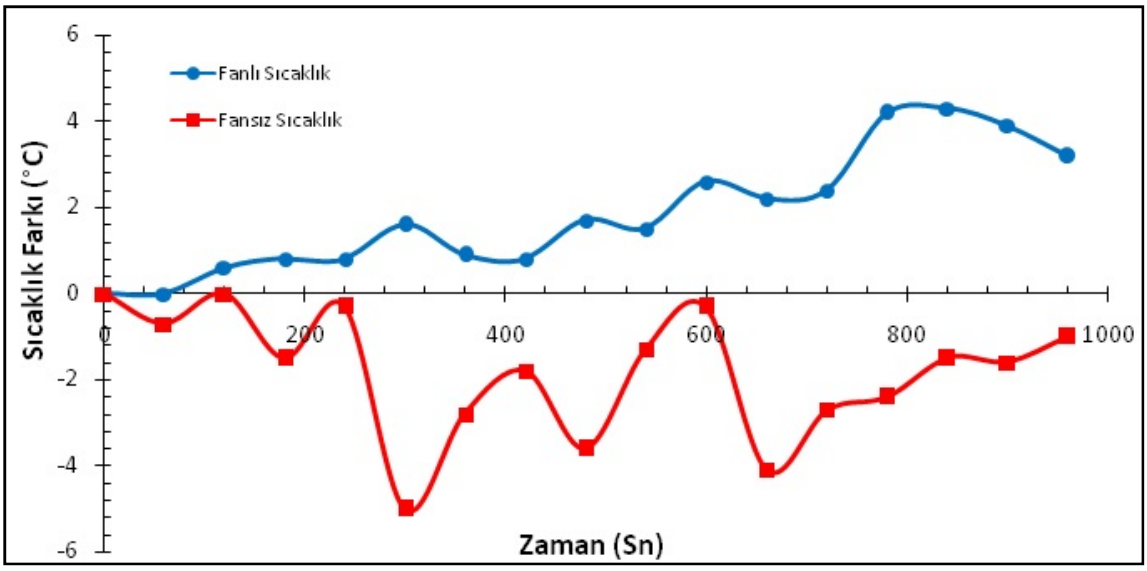
(d) Küçük stator nüve başı



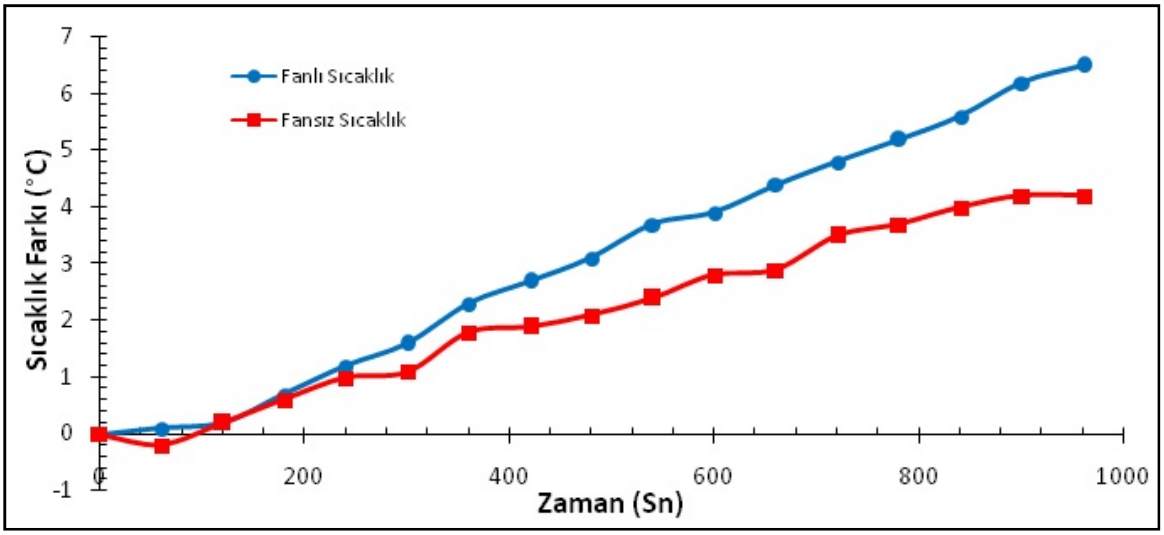
(e) Küçük stator merkezi



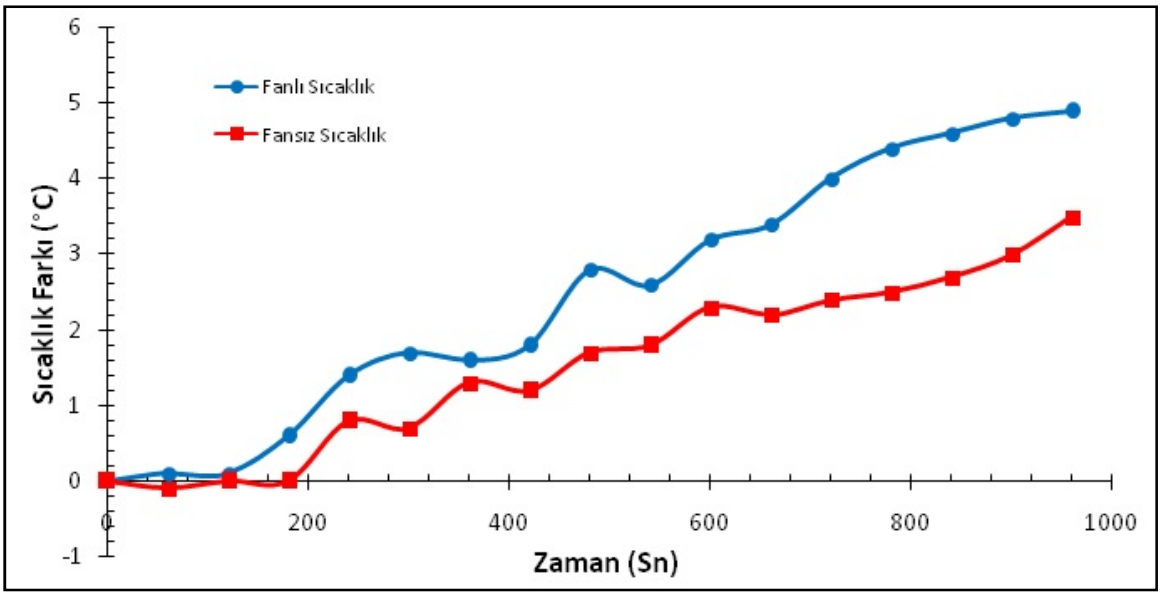
(f) Bilye üstü stator merkez



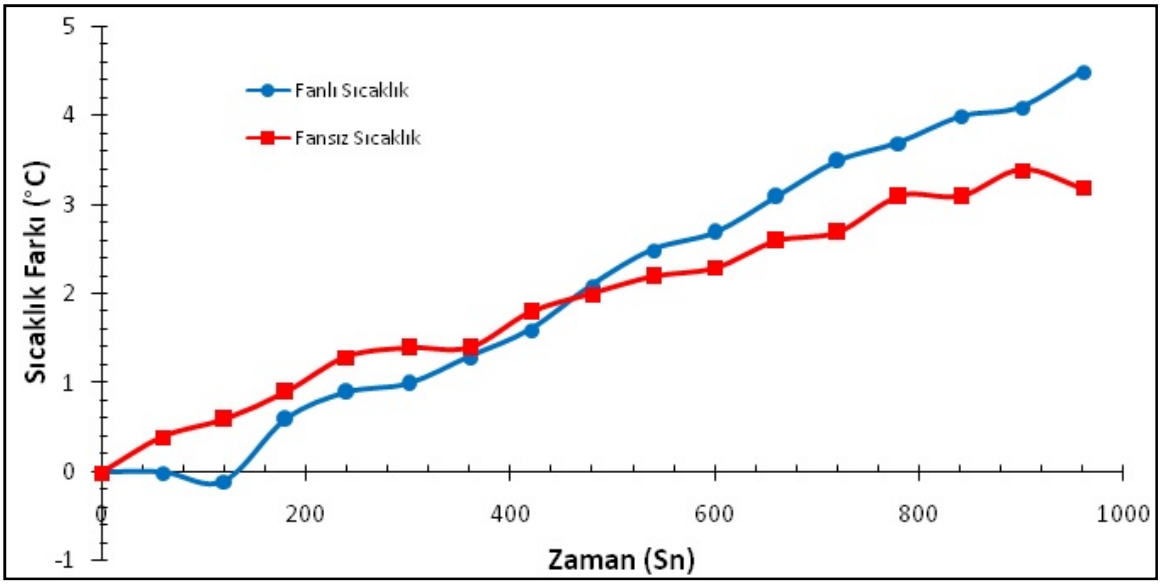
(g) Büyük stator merkez



(h) Büyük bobin



(ı) Stator orta nüve sırtı



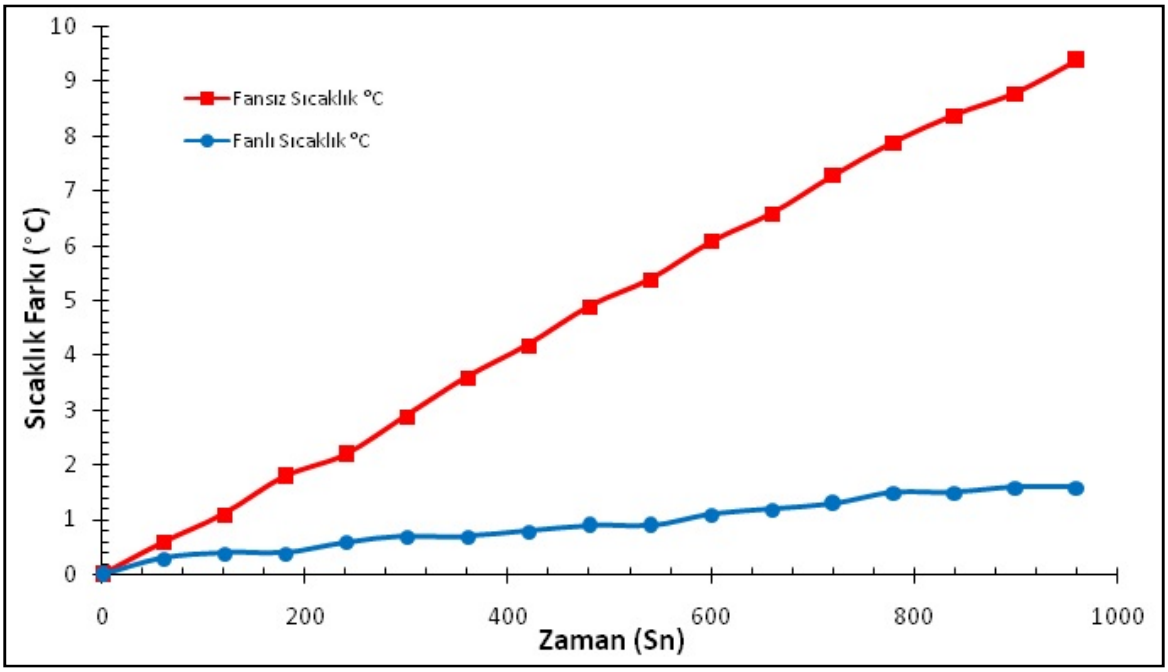
(j) Stator merkez yan yüz

Şekil 6.2. 300 rpm açısal hızda, jeneratörün farklı noktalarının sıcaklık farklarının rotor fanlı ve rotor fansız olarak karşılaştırma grafikleri

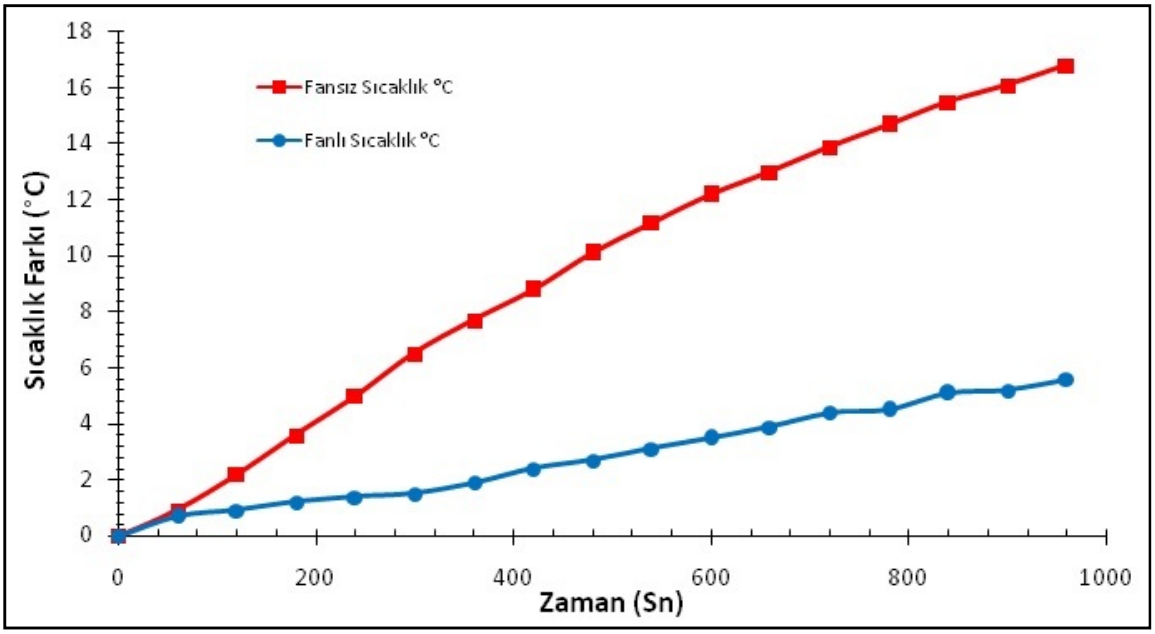
Yukarıda verilen Şekil 6.2.'de on farklı noktadan ısıl çiftler yardımıyla sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Öncelikle bu noktaların nereler olduğunu anlamak, grafiklerin anlaşılırlığını arttıracaktır. Jeneratörde, şasenin en büyük elemanı olan orta gövde ve burada bırakılan yuvalara oturtulan nüvelerle, nüvelerin iki boşta kalan ucunun üzerine montajlanan bobinler jeneratörün statorunu meydana getirmektedir. Şekil 6.2.(a), 6.3(a)'da sıcaklık ölçüm grafiği verilen orta statorun dış bölgesi, statorun orta gövdesinin dış kenar bölgesinden bir noktayı ifade etmektedir. Şekil 6.2.(b), 6.3(b)'deki ölçüm de küçük bobin üzerinde bir noktayı, şekil 6.2.(c), 6.3(c)'deki nüve, gövdedeki yuvaya yerleştirilen nüvenin orta gövdesinde bir noktayı, 6.2.(d), 6.3(d)'deki küçük stator nüve başı, nüvenin küçük bobin tarafındaki uç noktasını, 6.2.(e), 6.3(e)'deki küçük stator merkezi de küçük bobinle nüvenin birleştiği noktadaki nüve üzerinden bir noktadan yapılan ölçümü ifade etmektedir. Bu ölçümlerin hepsi jeneratörün küçük bobin tarafında yapılan ölçümlerdir. Şekil 6.2.(f), 6.3(f)'de bahsedilen bilye üstü stator merkez, statorun orta gövdesinin mil üzerine montajını sağlayan rulmanın biraz üzerindeki bir bölgeden sıcaklık ölçümü yapılan bir noktadır. Şekil 6.2.(g), 6.3(g)'deki büyük stator merkez, büyük bobinle nüvenin birbirlerine temas ettiği noktalardan nüve üzerindeki bir noktayı, şekil 6.2.(h), 6.3(h) büyük bobin de, büyük bobin üzerindeki bir noktayı göstermekte olup, bunlarda büyük bobin tarafında sıcaklık ölçümü yapılan noktalardır. Şekil 6.2.(ı), 6.3(ı) da ifade edilen stator orta nüve sırtı, nüvenin statorun orta gövdesiyle temas ettiği en dış bölgeden bir

noktayı, şekil 6.2.(j), 6.3(j)'de ifade edilen stator merkez yan yüz de, stator orta gövdesinin yan yüzeyinin müsait bir yerinden alınan ölçüm noktalarını göstermektedir.

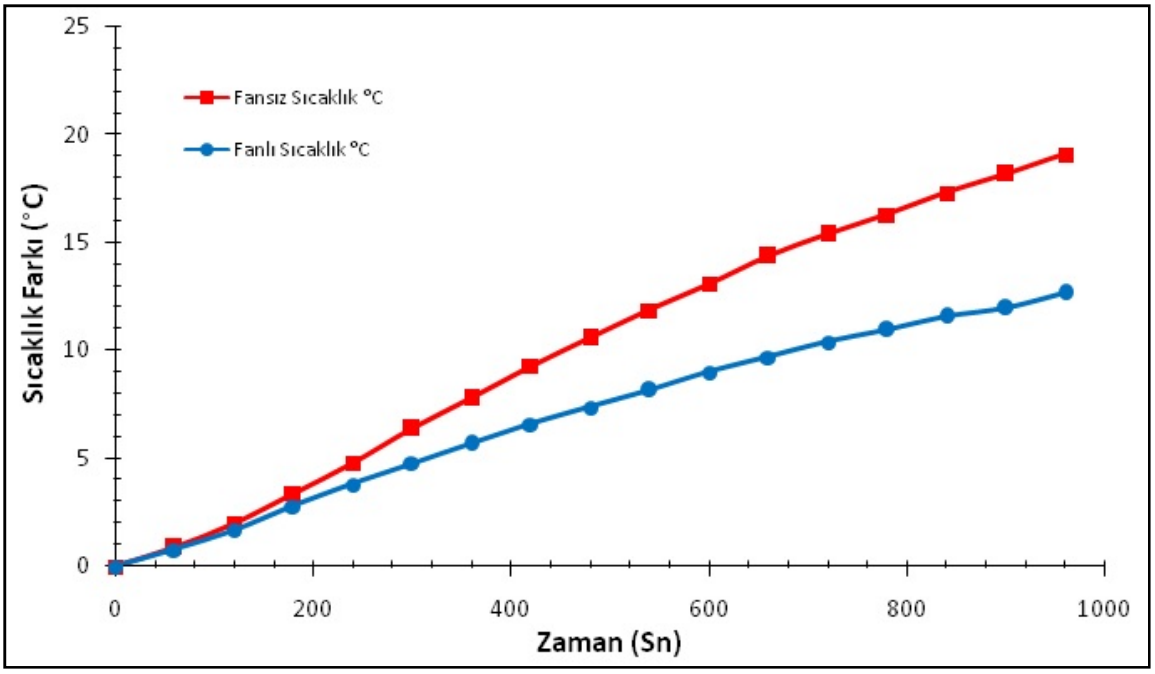
Yapılan bu çalışmada şekil 6.1.(a) ve (b)'ye bakıldığında 300 rpm açısal hızda yapılan rotor fansız ölçümlerde jeneratör sıcaklığı 32 °C ve çevre sıcaklığının 22 °C'de, rotor fanlı ölçümlerde de jeneratör ve çevre sıcaklığının birbirine eşit ve 22 °C'de olduğu görülmektedir. Ayrıca 300 rpm'de akış hızının düşük olması göz önünde bulundurularak şekil 6.2. incelendiğinde zorlanmış taşınımla, doğal taşınımın birbirine yakın olduğu görülmektedir. Sadece rotor fanın oluşturduğu hava akımı statorun orta gövdesinin dışına doğru yoğunlaştığından en etkin soğutmanın bu bölgede olduğu görülmektedir. Ayrıca söz konusu şekilde verilen grafikler incelendiğinde bazı noktalarda sıcaklık farkının eksi çıktığı görülmekte olup, bunun nedeninin jeneratörün sıcaklığının çevre sıcaklığından yaklaşık 10 °C fazla olması söylenebilir. 300 rpm açısal hızda taşınımla olan ısı transferinin çok etkili olmadığı, nüveye ve bobine temas eden parçaların sıcaklığının fansız sistemde fanlı sisteme oranla daha düşük seviyede artmasına, fakat dış yüzey ile temas eden parçaların sıcaklığının da daha yüksek seviyede artmasına bakarak söylemek mümkündür. 300 rpm açısal hızda fansız eksenel jeneratörde fanlı eksenel jeneratöre göre iletim yoluyla ısı transferinin taşınım yolu ile ısı transferinden daha büyük olduğu bu çıkarımın nedeni olabilir.



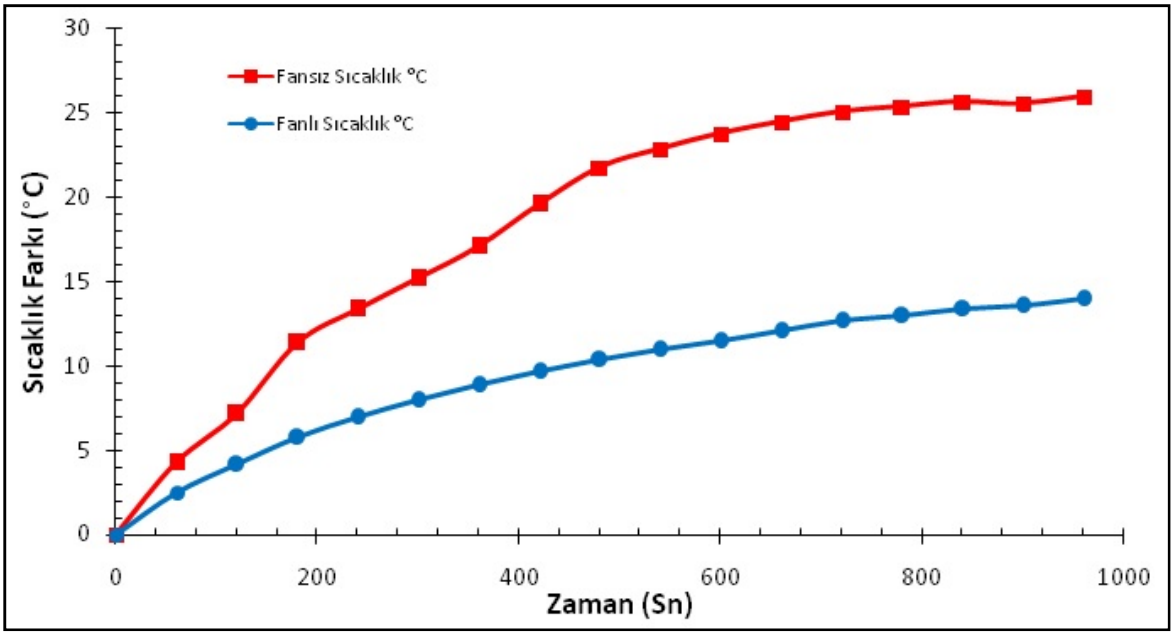
(a) Orta statorun dış bölgesi



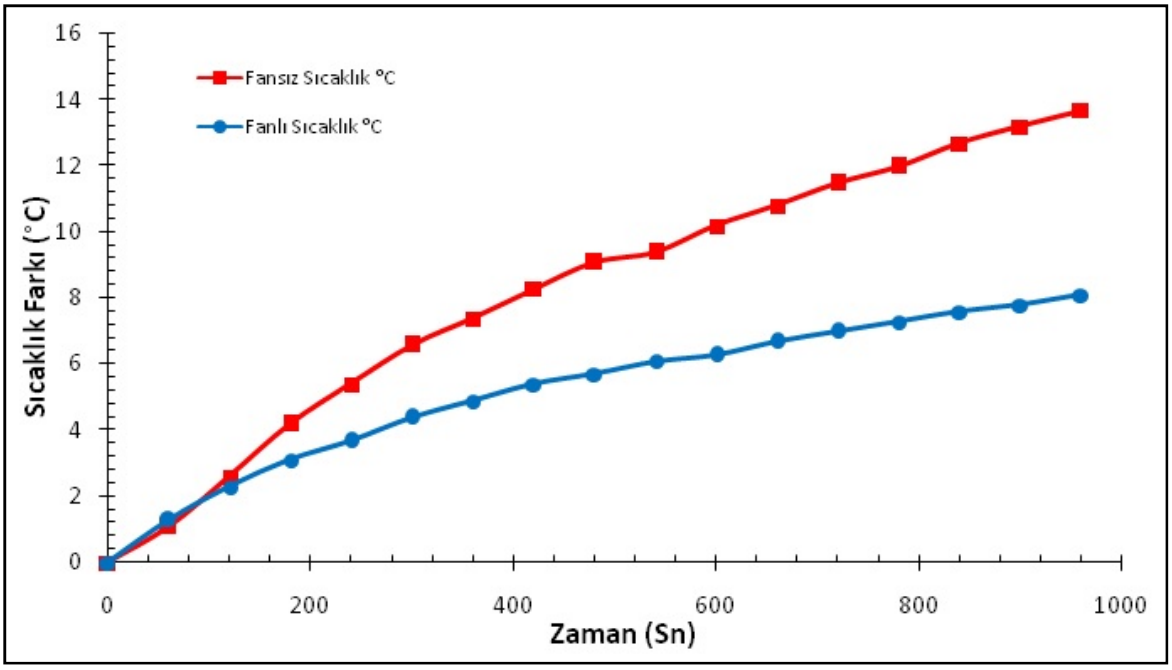
(b) Küçük bobin



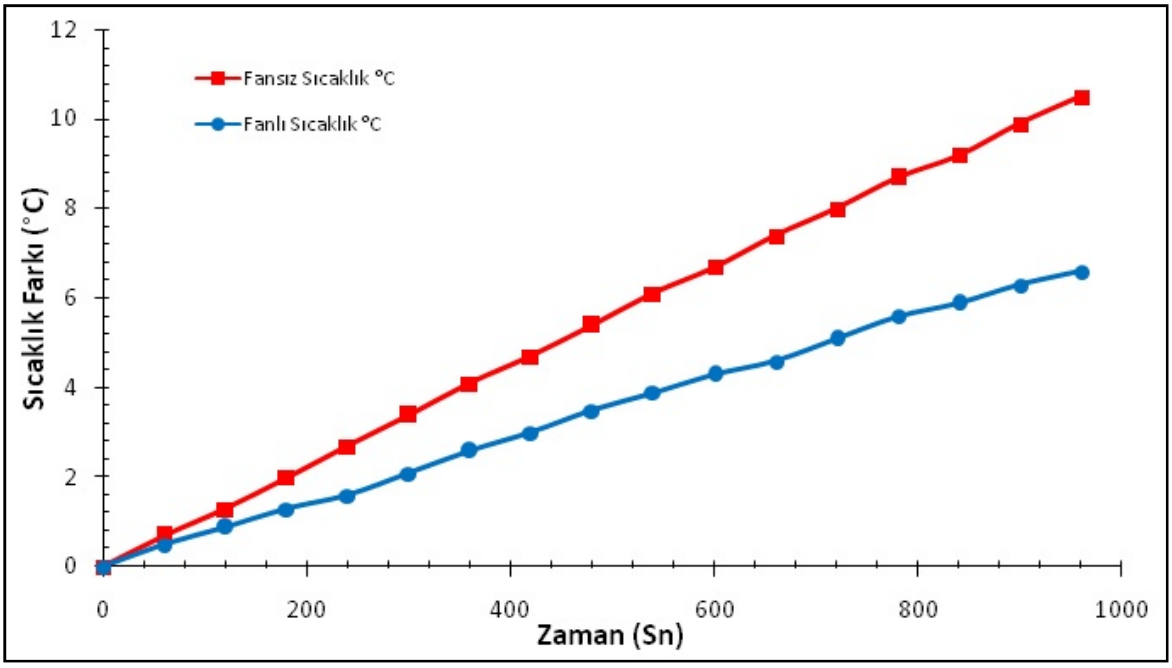
(c) Nüve



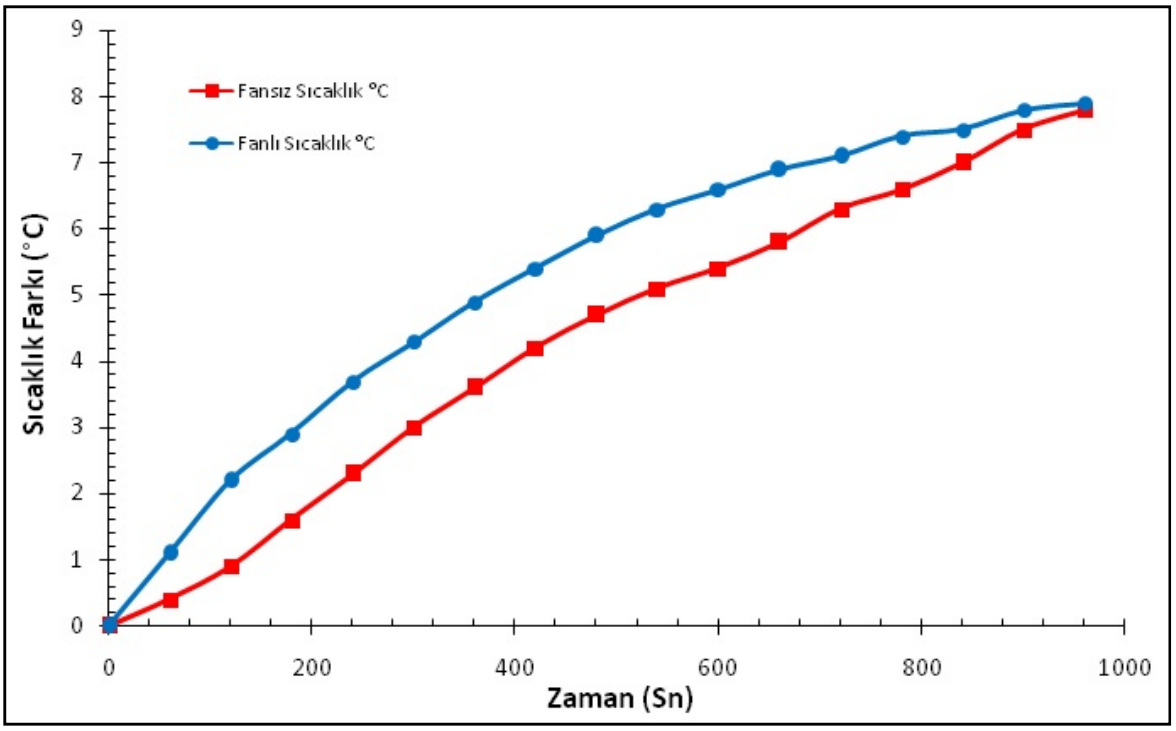
(d) Küçük stator nüve başı



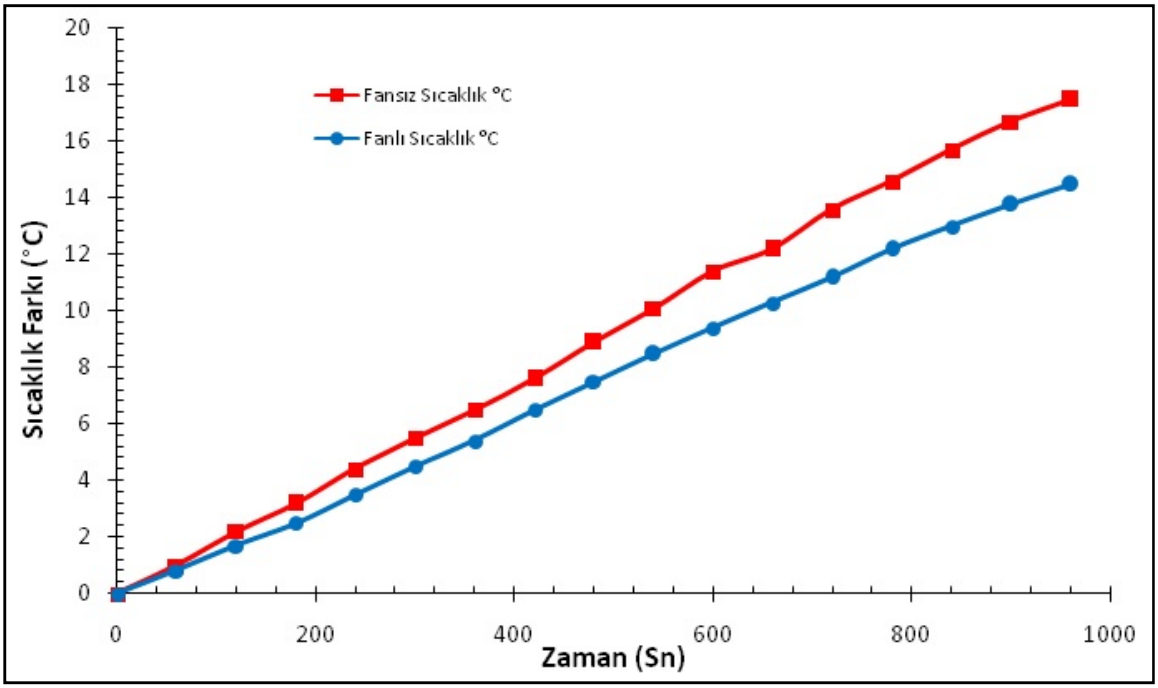
(e) Küçük stator merkezi



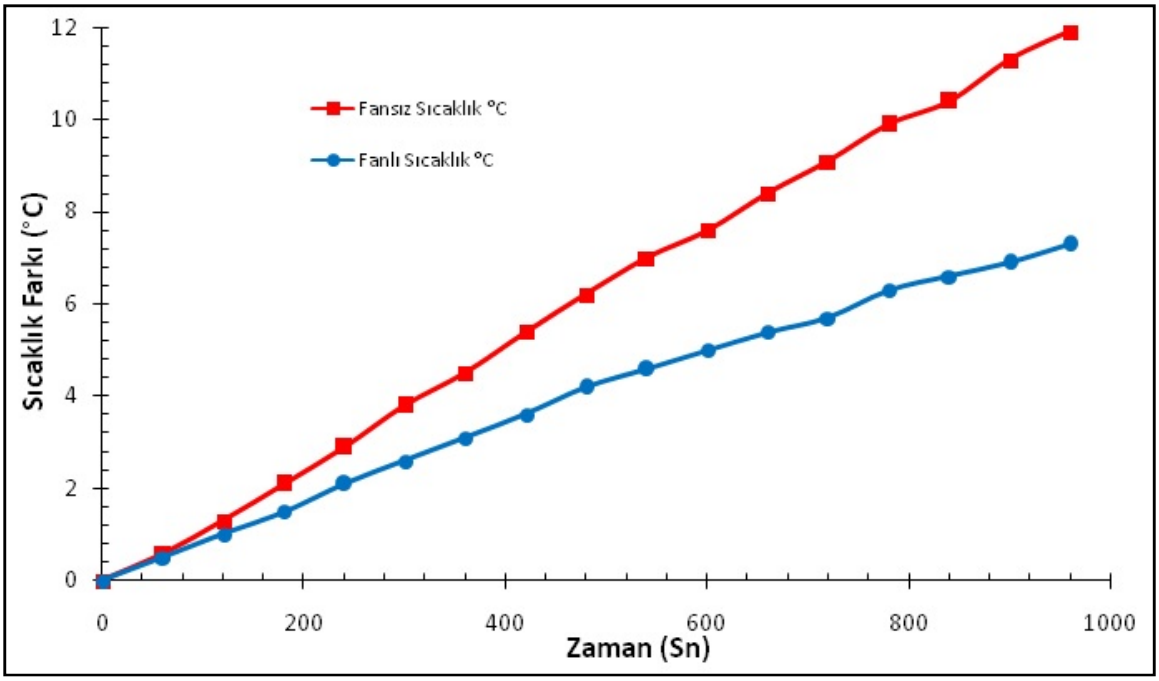
(f) Bilye üstü stator merkez



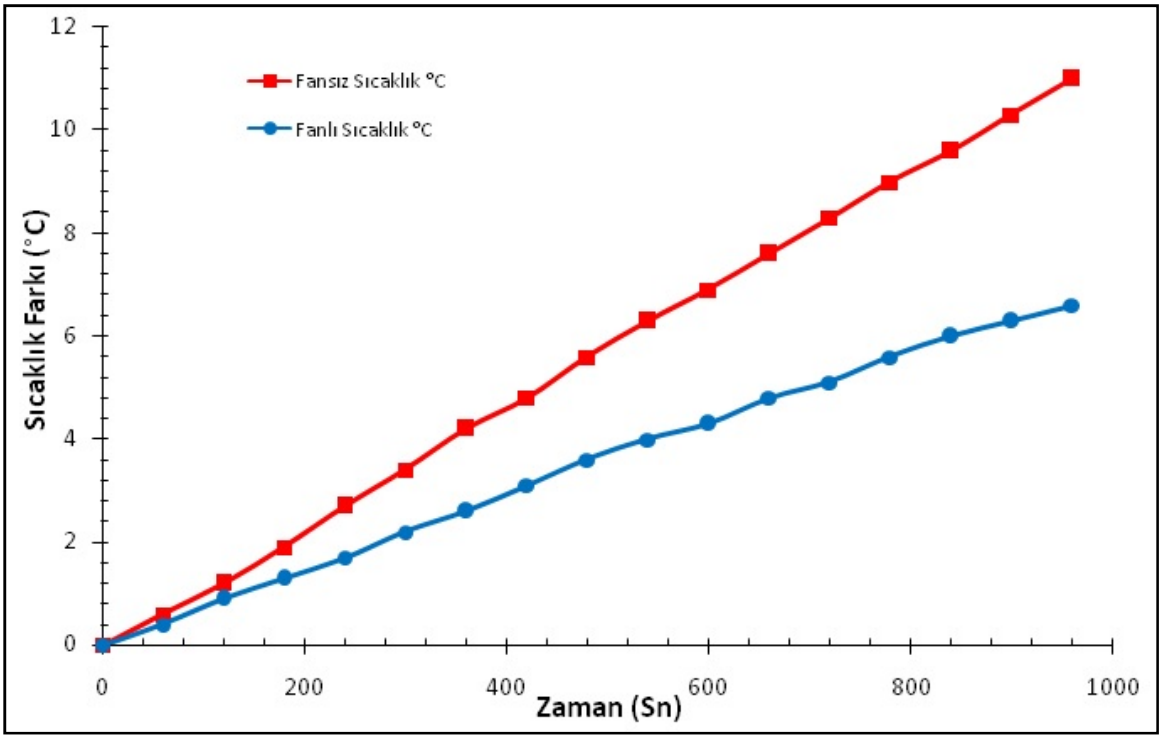
(g) Büyük stator merkez



(h) Büyük bobin



(ı) Stator orta nüve sırtı



(j) Stator merkez yan yüz

Şekil 6.3. 1000 rpm açısal hızda jeneratörün farklı noktalarının sıcaklık farklarının rotor fanlı ve rotor fansız olarak karşılaştırma grafikleri

Rotor fanın soğutma üzerine etkilerini incelemek için 1000 rpm açısal hızda da ısıl çiftler yardımıyla sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Bu yapılan ölçümler şekil 6.3. verilmiş olup, söz konusu şekilde verilen grafikler incelendiği zaman, rotor fanın yönlendirdiği hava fanın içerisine doğru girmekte olduğu ama bobinlerin arasında bulunan boşluktan orta bölüme çok ulaşamadığı görülmektedir. Jeneratörün orta bölümüne fazla miktarda hava girişi olmadığından soğumanın da genellikle orta stator yuvası ile 1. rotor arasında yoğun olduğu grafiklerden tespit edilmiştir. Bu nedenle de jeneratöre hava girişini ve rotor fanı engellenmeden yapılacak bir koruma ile soğutma verimi daha da yükseltilebilir. Bölüm 5'te verilen duman deneyine ait bazı fotoğraflardan da bu çıkarım rahatlıkla yapılabilir. Ayrıca şekil 6.3.'te verilen grafikler incelendiğinde büyük bobin tarafındaki rotor fanlı ve rotor fansız sıcaklık farkının birbirine yakın olduğunu, ama küçük bobin tarafında bulunan rotor fanlı ve rotor fansız sıcaklık farklarından, rotor fansız sıcaklık farkının, rotor fanlı sıcaklık farkından büyük olduğu görülmektedir. Akış hızının 1000 rpm açısal hızda yüksek olması ve yukarıdaki grafikler soğutmada rotor fanın etkili olduğunu göstermektedir.

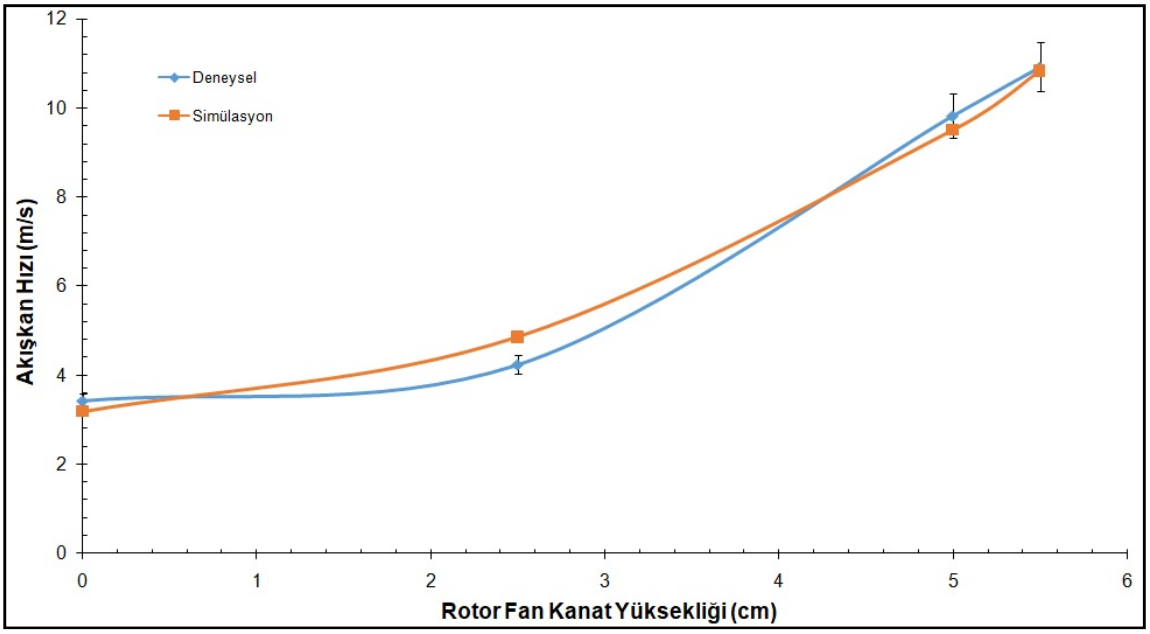
7. SONUÇLAR VE İRDELEME

Bu bölümde daha önce yapılmış olan deneysel hız ölçümleriyle, yapılan HAD çalışmalarının sonuçları karşılaştırılacaktır. Bu karşılaştırmanın amacı benzetim modellerinin doğrulanması amacıyla yapılacaktır. Daha sonra küçük bobin üzerinden alınan hızlar ve bir önceki sıcaklık ölçümlerinden alınan sonuçlar kullanılarak, küçük bobin için önce Re, daha sonrada Nu ve ısı taşınım katsayısı hesaplanacaktır.

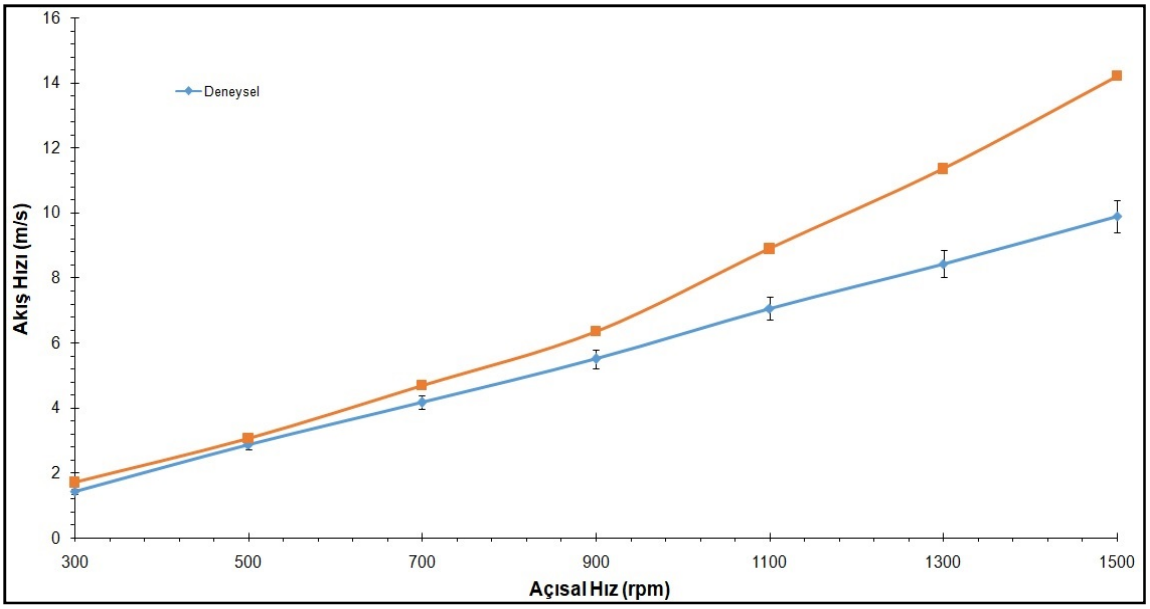
7.1. Deneysel ve HAD Benzetimi Hız Verilerinin Karşılaştırılması

HAD benzetimlerinin doğrulanması, bu yöntemle yapılan çalışmaların kabul edilebilirliği bakımından önemli bir kriterdir. Bu doğrulamanın yapılabilme yollarından en geçerli ve kabul edilebilir olanı da, benzer konularda yapılan bir deneysel çalışmanın sonuçlarıyla, benzetim çalışmalarının sonuçlarının karşılaştırılarak uyumluluğunu ve hata oranlarını incelemektir. Eğer sonuçlar birbiriyle uyumluysa yapılan benzetim çalışması da başarılıdır. Bir başka doğrulama yolu da sayısal ağdan bağımsızlığı göstermektir. Yani sayısal ağın belirli bir büyüklükten sonra sonucu önemli derecede etkilememesi gerekmektedir. Bu çalışmada sayısal ağdan bağımsızlık şekil 4.2.'de verilmiştir. Bu bölümde de, deneyden elde edilen hız verileri ile benzetim sonuçları karşılaştırılarak bir diğer doğrulama yöntemiyle modelin sağlaması yapılmıştır.

HAD benzetim sonuçlarıyla, deneysel hız ölçüm sonuçlarının karşılaştırma grafiği şekil 7.1.'de verilmiştir. Burada şekil 7.1.(a) incelendiğinde benzetim sonuçları ile deneysel sonuçların kanat yüksekliği boyunca 2,5 cm'de en yüksek hata payıyla (% 14) birbiri ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 7.1.(b)'ye bakıldığı zaman da 1000 rpm açısal hıza kadar en yüksek hata oranı 300 rpm açısal hızda olmak üzere (% 20) kabul edilebilir seviyede olduğu, 1100 rpm açısal hızdan sonra deneysel ve benzetim sonuçlarının birbirinden uzaklaştığı görülmektedir. Bu tez çalışmasında zorlanmış taşınım yoluyla ısı transferi hesaplanırken en yüksek 1000 rpm açısal hızda çalışıldığından benzetim yoluyla elde edilen hızların kullanımını da kabul edilebilir sınırlar içerisindedir.



(a) Deneysel ve benzetim sonuçlarına göre kanat yüksekliğince hız dağılım profili



b) Deneysel ve benzetim sonuçlarının açısal hıza bağlı değişiminin karşılaştırılması

Şekil 7.1. Benzetim modelinin doğrulanması

Sonuç olarak bu çalışmada tasarlanan rotor fan jeneratöre kendini soğutma imkanı tanımakta ve bu açıdan yenilikçi bir bakış açısı sunmaktadır. Dünya literatüründe yapılan araştırmalar neticesinde de daha önce böyle bir çalışma yapılmadığı görülmüş olup, gerek deneysel gerekse hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programları yardımıyla en uygun sonuçlar neticesinde rotor fan imal ettirilmiştir. Daha sonra elde edilen sonuçlar deneysel

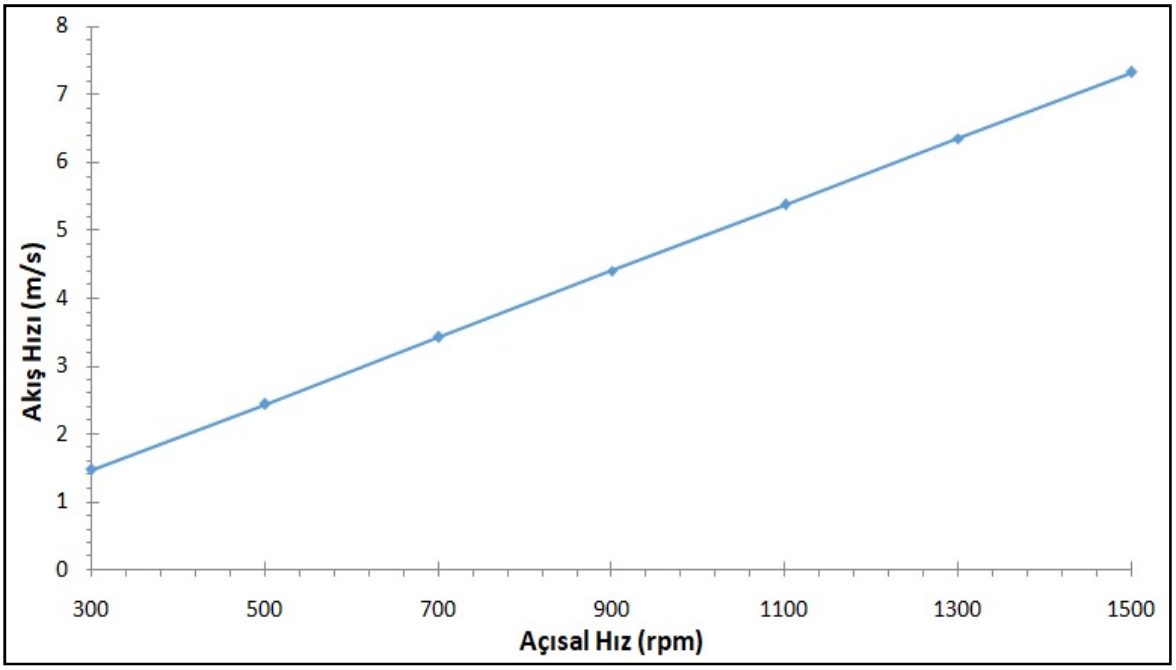
sonuçlarla karşılaştırılarak uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Görece düşük açısal hızlarda (1000 rpm açısal hıza kadar) benzetimden elde edilen sonuçların hesaplamalarda kullanılması, hata mertebelerinin ihmal edilebilir düzeyde olduğunu göstermektedir.

7.2. Isı Transfer Hesabı

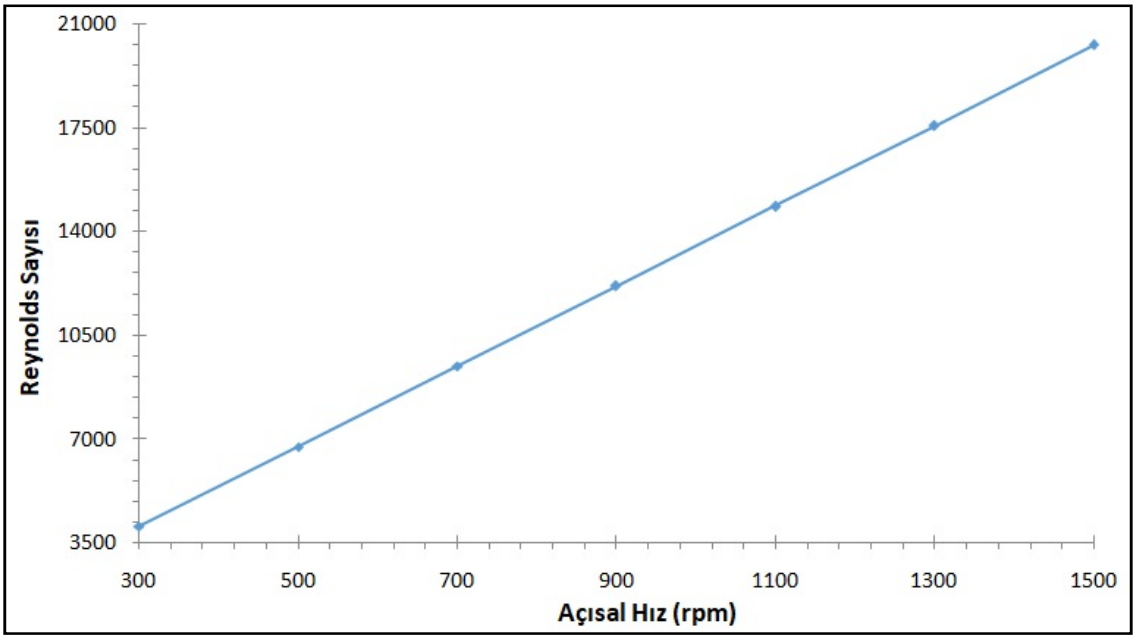
Daha önceki bölümlerde deneysel olarak yapılan hız ölçümlerinden, anemometrenin yerleştirildiği ve kanatın sıfır noktası olan kök tarafına denk gelen nokta, küçük bobinin en üst noktasıdır. Buradan ölçülen hız küçük bobin için zorlanmış taşınımla yapılan ısı transferi hesabında kullanılabilir. Denklem 5.3'te Re'nin nasıl hesaplanacağı verilmiş olup, aşağı da Nu ve ısı transfer katsayısına ait denklemler verilmiştir. Küçük bobinin silindir biçiminde olması, üzerindeki akışın çapraz olarak akması ve çevre sıcaklığı 295 K olduğu için Pr≥0,6 olması nedenleriyle Nu, çapraz akışta dairesel silindir için Hilbert'in ampirik bağıntısı kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\overline{Nu}_D \equiv \frac{\bar{h}D}{k} = CRe_D^m Pr^{1/3} \qquad 7.1$$

Burada $\overline{\mathrm{Nu}}_\mathrm{D}$ silindir üzerindeki ortalama Nu, $\bar{\mathrm{h}}$ ortalama ısı taşınım katsayısını, D silindirin çapını, k akışkanın ısı iletim katsayısını, Re_D silindirin üzerindeki Re, Pr akışkanın Prandtl Sayısını simgelemektedir. Denklem 7.1'deki denklemde C ve m sabitleri Re_D'a bağlı sabitlerdir.



(a) İterasyon yöntemiyle hesaplanan akış hızı



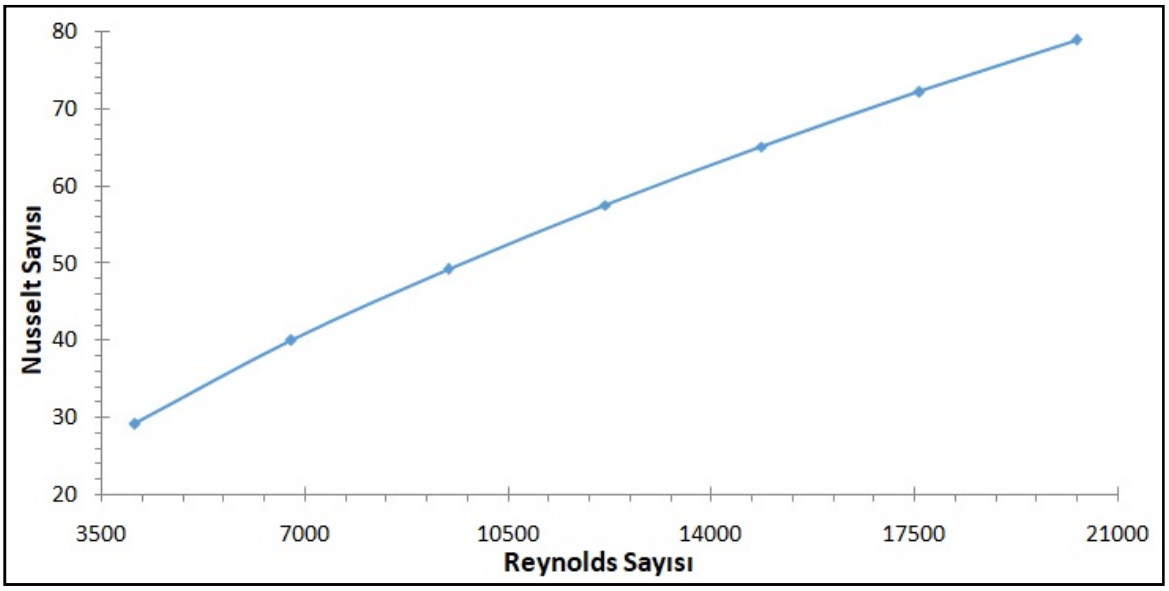
(b) Açısal hıza bağlı Re

Şekil 7.2. Küçük bobin üzerindeki açısal hıza bağlı (a) akış hızı ve (b) Re

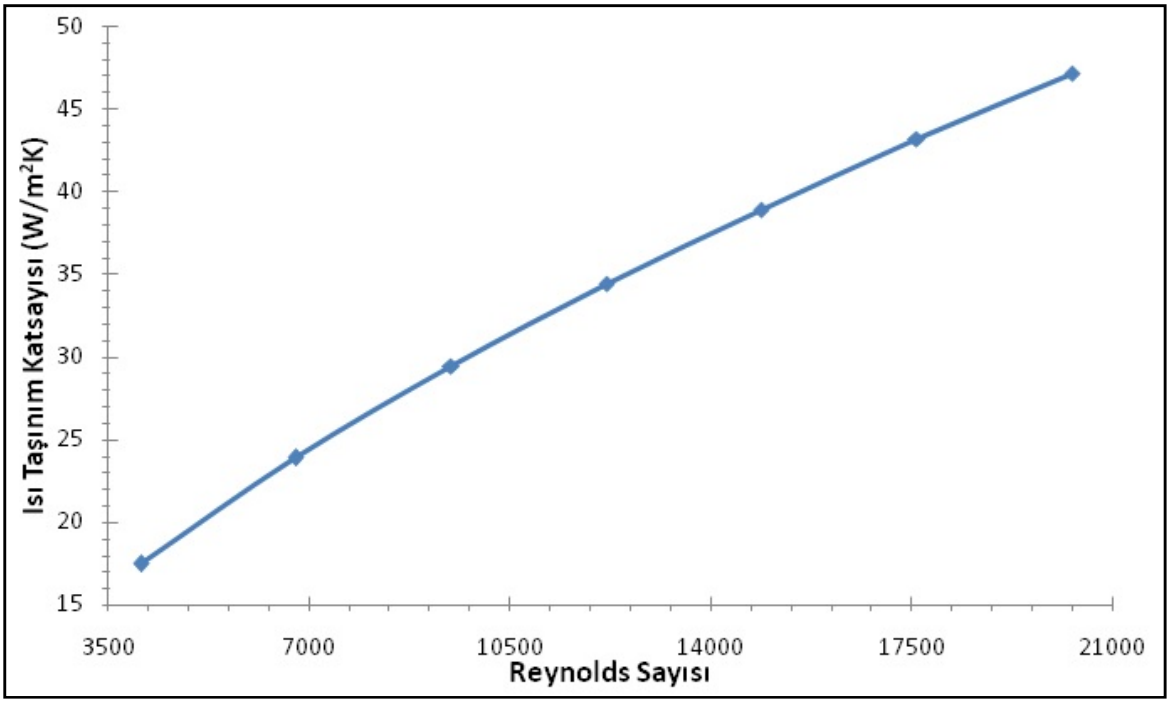
Küçük bobin üzerine gelen kanat kökü tarafından sadece deneysel olarak sadece 700 rpm açısal hızda, akış hızı ölçümü alınmış ama 2,5 cm yükseklikte 300 rpm'den 1500 rpm'e kadar her 200 rpm'lik adımda bir hız ölçümü yapılmıştır. Bu yapılan ölçümler göz önünden bulundurularak iterasyon yöntemiyle küçük bobin üzerinde her 300 rpm'den

itibaren 1500 rpm'e kadar akış hızı grafiği matematiksel benzetim yöntemiyle hazırlanmıştır. Bu akış hızları kullanılarak Re da hesaplanmıştır. Bu hesaplara ait grafikler şekil 7.2.'de verilmiştir. Burada gerek akış hızı gerekse Re açısal hızla doğru orantılı olarak hareket etmektedir. Bu grafikleri incelendiğinde değişimin lineer olduğu ve daha önceki sonuçlarla uyumlu çıktığı görülmektedir. Reynolds Sayısının 4000 ile 40000 arasında olması nedeniyle denklem 7.1'deki C ve m sabitleri sırasıyla 0,193 ve 0,618 değerlerini almaktadır [44]. Bu değerler yerine yazıldığında denklemin son hali aşağıda verilmiştir.

$$\overline{Nu}_D \equiv \frac{\bar{h}D}{k} = 0{,}193 Re_D^{0{,}618} Pr^{1/3} \qquad 7.2$$



(a) Reynolds sayısına bağlı Nusselt Sayısı



(b) Reynolds Sayısına bağlı ısı taşınım katsayısı

Şekil 7.3. Küçük bobin üzerindeki taşınıma ait Re'na bağlı (a) Nu ve (b) ısı taşınım katsayısı grafiği

Isı taşınım katsayısı ve Nu'nı hesaplayabilmek için öncelikle Re'nı hesaplamak gereklidir. Re'nı hesaplamak için gereken değerler silindirin yani küçük bobinin çapı, havanın yoğunluğu, havanın hızı ve havanın viskozitesidir. Kinematik viskozite de dinamik viskozitenin yoğunluğa bölünmesiyle elde edildiğinden, Re'yi hesaplayabilmek için akış hızı şekil 7.2.(a)'da verilmiş olduğundan, kinematik viskozite 15,89e-6 m^2/s ve küçük bobinin çapı da 0,044 m olarak alınmıştır. Bu verilerle yaklaşık olarak hesaplanan Reynolds Sayısı grafiği şekil 7.2.(b)'de verilmiştir. Hesaplanan en düşük Re, 300 rpm açısal hızda 4070 olarak, en yüksek de 1500 rpm açısal hızda 20297 olarak elde edilmiştir. Re hesaplandıktan sonra da denklem 7.2'den Nu sayısı yaklaşık, 300 K sıcaklıkta hava için 0,707 olan Prandtl Sayısı kullanıldığında, en düşük 29,27 ve en yüksek 78,95 hesaplanmıştır.

Nu'nın hesaplanmasıyla da ısı taşınım katsayısının hesaplanması mümkün hale gelmiştir. Isı taşınım katsayısı denklem 7.3'ten hesaplanabilmektedir. Buradaki k, akışkana ait ısı iletim katsayısıdır. Burada Nusselt Sayısı hesaplanmış ve şekil 7.3.(a)'da verilmiştir. Akışkana ait ısı iletim katsayısı, 300 K sıcaklıkta hava için 2,63e-2 W/mK olarak alınmış ve bu denklemdeki D de bobinin çapı olan 0,044 m alınarak hesap yapılmıştır.

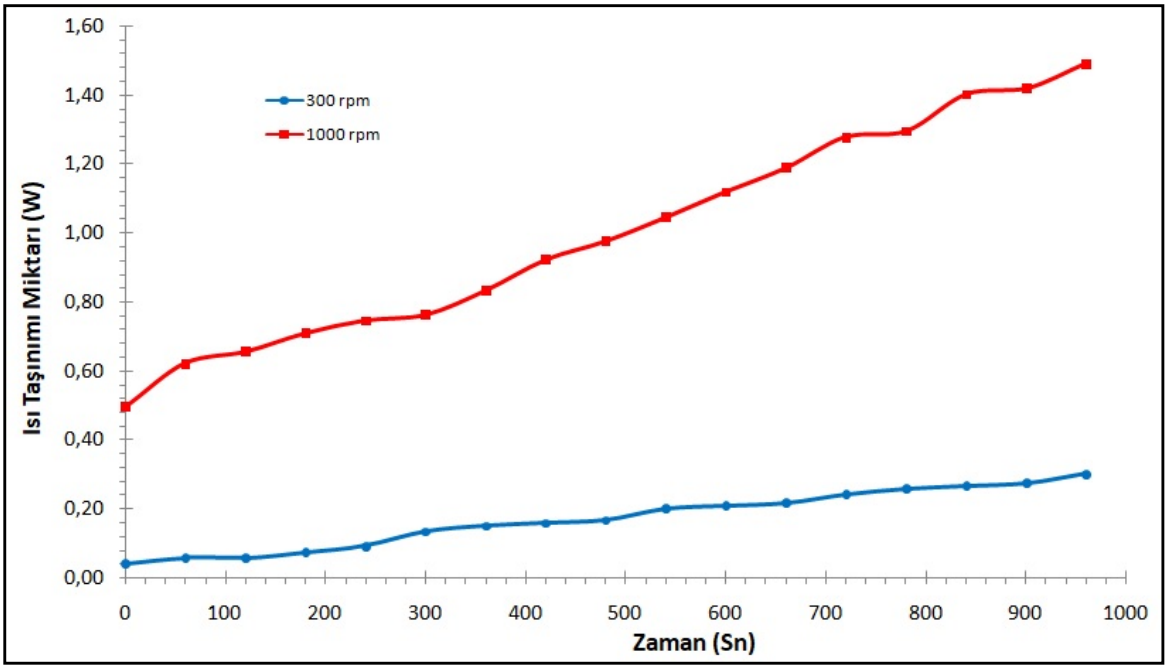
$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_D k}{D} \quad 7.3$$

Yapılan hesaplar neticesinde elde edilen sonuçlar şekil 7.3.(b)'de verilmiştir. Hesaplanan en düşük Re, 300 rpm açısal hızdadır. Çünkü en düşük akış hızı 300 rpm açısal hızda elde edilmiştir. Buna bağlı olarak da en düşük Nu ve en düşük ısı taşınım katsayısı 300 rpm açısal hızda hesaplanmıştır. Bunun aksine en yüksek akış hızı ve buna bağlı olarak Re, Nu ve ısı taşınım katsayısı da yapılan deney çalışmalarında jeneratörün maksimum çalıştığı açısal hız olan 1500 rpm'de elde edilmiştir. 300 rpm açısal hızda ısı taşınım katsayısı yaklaşık olarak 17,48 W/m^{2}K, 1500 rpm açısal hızda da 47,19 W/m^{2}K olarak hesaplanmıştır.

$$q = \bar{h} A (T_s - T_\infty) \quad 7.4$$

$$A = \pi D L \quad 7.5$$

Isı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi, taşınımla olan ısı transferinin de hesaplanabilmesinin yolunu açar. Rotor fan kullanılırken 300 rpm ve 1000 rpm açısal hızda yapılan sıcaklık ölçümleri arasında küçük bobine ait sıcaklık farkı grafikleri şekil 6.2.(b) ve 6.3.(b) verilmiştir. Küçük bobine ait çap ve uzunluklar sırasıyla 0,044 m ve 0,035 m olduğundan taşınım alanı da denklem 7.5'den hesaplanabilir. 1000 rpm açısal hıza ait akış hızı, hız artışı lineer olduğu için iterasyon yöntemiyle hesaplandıktan sonra, ısı taşınım katsayısı da hesaplanmıştır. Son olarak ısı taşınım katsayılarının hesaplanmasıyla, küçük bobinden taşınımla olan ısı transferi miktarı hesaplanmıştır.



Şekil 7.4. 300 rpm ve 1000 rpm açısal hız için zamana bağlı zorlanmış taşınım ısı miktarı grafiği

Denklem 7.4 yardımıyla hesaplanan zorlanmış taşınım miktarının zamanla değişimi şekil 7.4'te verilmiştir. Şekil 7.4. incelendiğinde 1000 rpm açısal hızda taşınan ısı miktarı grafiğinin eğiminin 300 rpm açısal hızda taşınan ısı miktarı grafiği eğiminden büyük olduğu görülmektedir. 300 rpm açısal hızda zorlanmış taşınımla taşınan ısı miktarı zamana bağlı olarak 0,04 W ile 0,30 W arasında değişmektedir. 1000 rpm açısal hızda ise bu miktar 0,50 W ile 1,49 W arasında değişmektedir. Buradan da görülmektedir ki açısal hız ne kadar artarsa soğutma da o kadar artmaktadır.

Zorlanmış taşınımda Re ne ise, doğal taşınımda da Grashof sayısı (Gr) odur. Bir akışkan parçacığı üzerine etkiyen atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranını Re, akışkan üzerine etkiyen kaldırma kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranını da Gr belirtir. Rayleigh sayısı bir doğal taşınımdaki sınır tabakasında geçiş bölgesini ifade eder ve söz konusu geçiş bölgesi akışkan içindeki kaldırma ve sürtünme kuvvetlerinin göreceli büyüklüğüne bağlıdır. Yani doğal taşınım sınır tabakasının özelliği Ra'na bakarak belirlenir. Rayleigh sayısı, Grashof ve Prandtl sayılarının çarpımına eşittir [44]. Grashof Sayısına ait denklem:

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \qquad 7.6$$

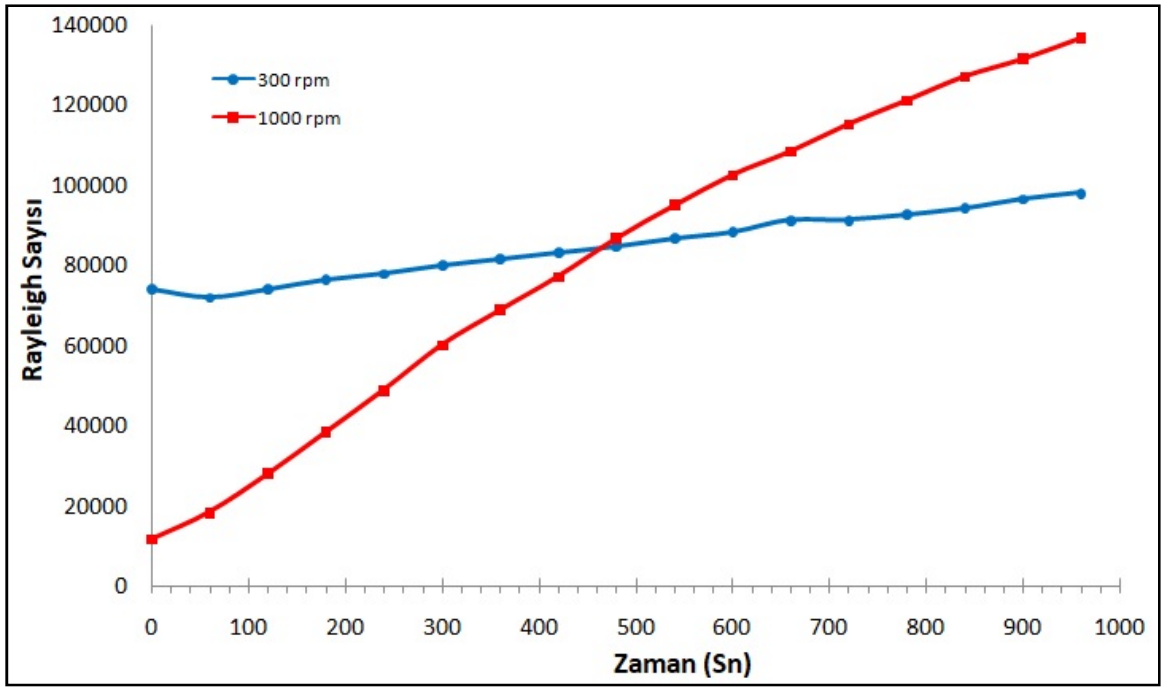
Denklem 7.6'da g yerçekimi kuvvetini, β genleşme katsayısını, T_s yüzey sıcaklığını, T_∞ çevre sıcaklığını, L karakteristik uzunluğu ve *v* kinematik viskoziteyi ifade etmektedir.

$$Ra_{x,c} = Gr_{x,c}Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)x^3}{v\alpha} \qquad 7.7$$

Denklem 7.7'de Ra, Gr ve Pr çarpımıyla elde edilmektedir, burada denklem 7.6'ya ek olarak α simgesi gelmiş ve bu simge de ısıl difüziviteyi temsil etmektedir. Ra da doğal taşınımda Nu'nı hesaplayabilmek için önemlidir. Doğal taşınımda silindir için Nu denklemi, denklem 7.8'de verilmiştir.

$$\overline{Nu}_D = \left\{0{,}60 + \frac{0{,}387Ra_D^{1/6}}{\left[1+(0{,}559/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}}\right\}^2 \quad Ra_D \leq 10^{12} \qquad 7.8$$

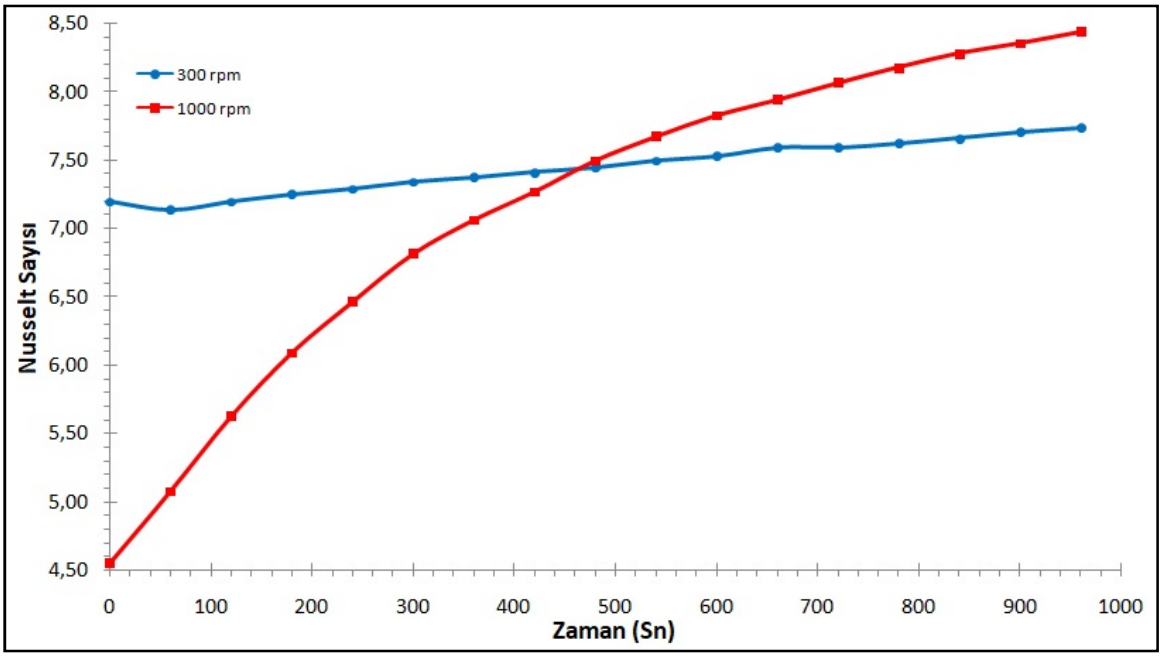
Deneysel sıcaklık ölçümlerine ait sıcaklık grafikleri 6. Bölüm'de verilmişti. O verilen grafiklerden şekil 6.2.(b) ve 6.3.(b)'deki 300 rpm ve 1000 rpm açısal hızlardaki fansız sıcaklık değerleri kullanılarak öncelikle Ra hesaplanmıştır. Zamana bağlı Ra grafiği şekil 7.5.'te verilmiştir.



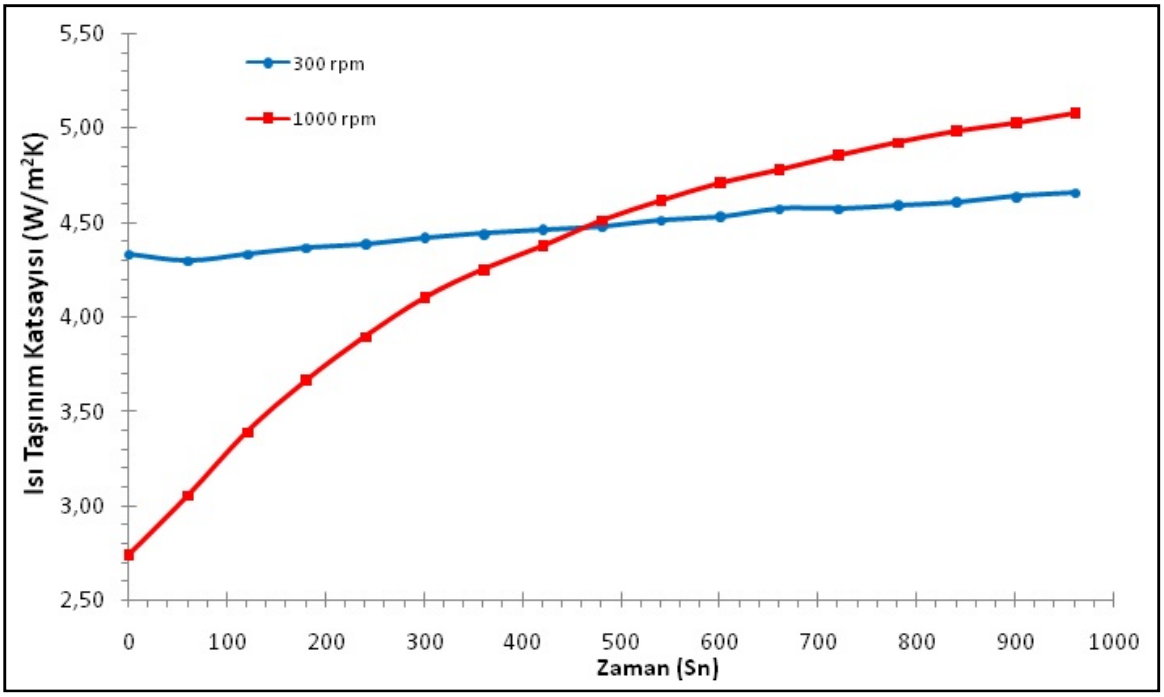
Şekil 7.5. 300 rpm ve 1000 rpm açısal hız için zamana bağlı Ra grafiği

Ra hesaplandıktan sonra büyüklüğüne bakılmış ve 10^{12}'den çok küçük olduğu görülmüştür. Bu nedenle denklem 7.8 kullanılarak önce Nu, daha sonra doğal taşınıma ait ısı taşınım katsayısı ve son olarak da doğal taşınım miktarı elde edilecektir. Şekil 7.5. incelendiğinde 300 rpm açısal hıza ait Ra'nın ilk başta daha yüksek olduğu, fakat değişimin çok yüksek olmadığı görülmektedir. Bunun nedeni, sıcaklık ölçümü yapıldığında jeneratörün sıcaklığının 32 °C, çevre sıcaklığının 22 °C olmasından dolayı ilk sıcaklık farkının yüksek olması, 300 rpm açısal hızda jeneratörün ürettiği ısının düşük olmasıdır. Buna bağlı olarak da 300 rpm açısal hızdaki Ra grafiğinin eğimi, 1000 rpm açısal hızdaki Ra grafiği eğiminden düşük olacaktır. Çünkü 1000 rpm açısal hızda jeneratör daha fazla güç üretecek ve bunun dezavantajı olarak da daha fazla ısı üretecektir. Şekil 7.5.'den de bu sonuç görülebilmektedir.

Doğal taşınımda da taşınımla transfer olan ısı miktarını bulmak amacıyla öncelikle denklem 7.8'den Nu, daha sonra denklem 7.3'den ısı taşınım miktarı ve son olarak denklem 7.4'den de ısı taşınım miktarı hesaplanacaktır. Denklem 7.4'deki alan hesabı zorlanmış taşınımla aynıdır. Bu hesaplarda, kinematik viskozite 16,2e-6 m^2/s, küçük bobinin çapı 0,044 m, uzunluğu 0,035 m, Prandtl Sayısı 0,71, havanın iletim katsayısı 0,0265 W/mK, ısıl difüzivite 22,9e-6 m^2/s, genleşme katsayısı 0,0033 K^{-1} ve yer çekimi kuvveti 9,81 m^2/s olarak alınmıştır [44].



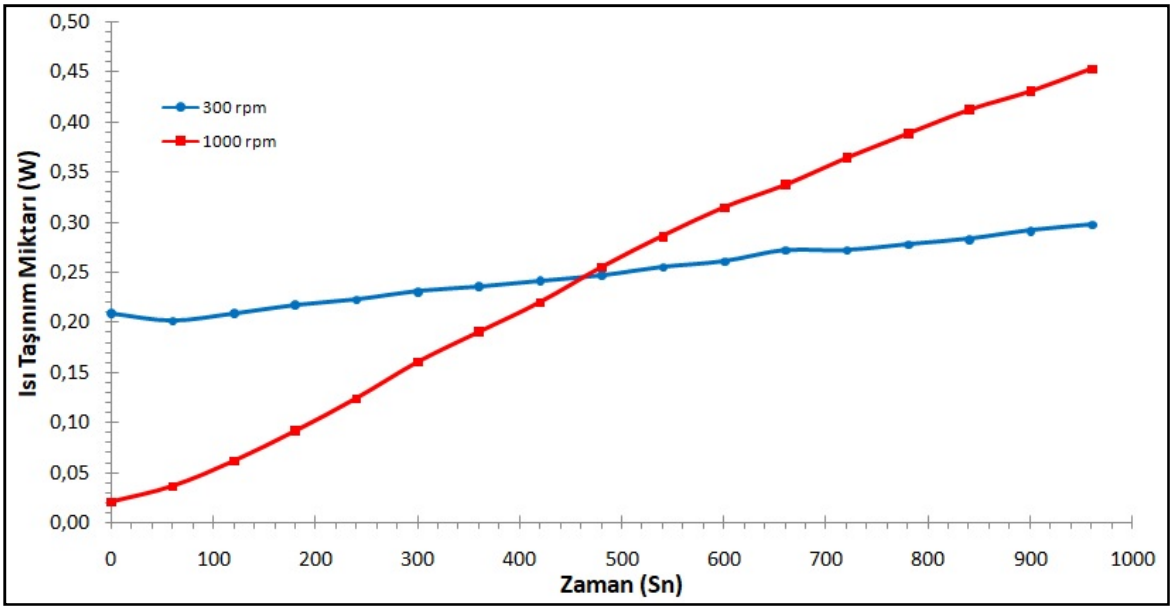
(a) Zamana bağlı Nu grafiği



(b) Zamana bağlı ısı taşınım katsayısı

Şekil 7.6. Küçük bobin üzerindeki doğal taşınıma ait (a) Nu ve (b) ısı taşınım katsayısı grafiği

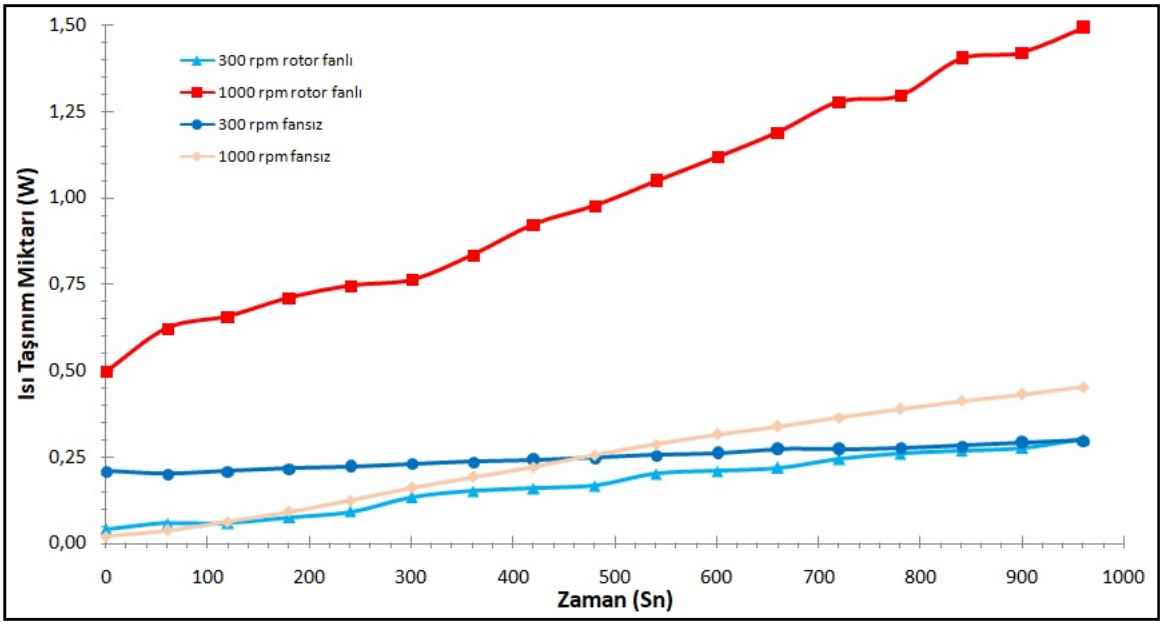
Doğal taşınımda, 300 ve 1000 rpm açısal hıza ait taşınımla olan ısı transferini miktarını hesaplayabilmek amacıyla elde edilen Nu ve ısı taşınım katsayısı şekil 7.6.'da görülmektedir. Şekil 7.6. incelendiğinde verilen iki grafiğinde birbirine benzediği görülmektedir. Bu grafiklerde Nu yaklaşık 4,5 ile 8,5 arasında değişmekte, ısı taşınım katsayısı da 2,75 W/m^2K ile 5,1 W/m^2K arasında değerler almaktadır. Bu veriler doğrultusunda jeneratörün küçük bobininde fansız haldeyken meydana gelen doğal taşınımla ısı transferi miktarı hesaplanmış ve şekil 7.7.'de verilmiştir.



Şekil 7.7. 300 rpm ve 1000 rpm açısal hız için zamana bağlı doğal taşınım ısı miktarı grafiği

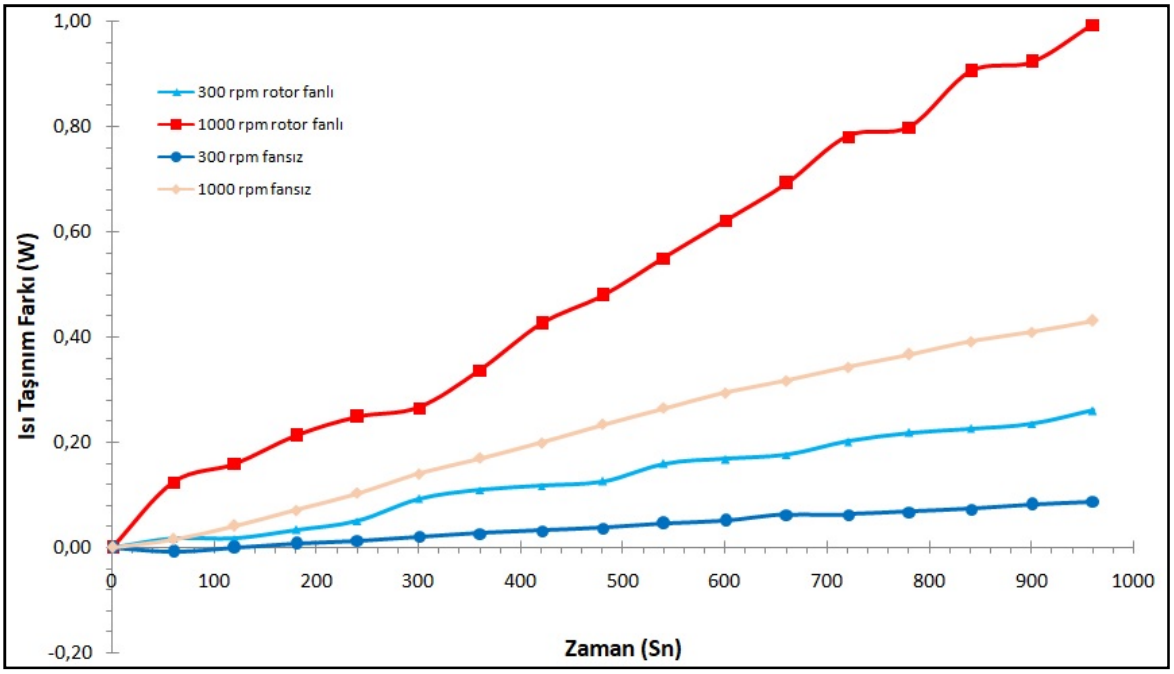
Yukarıda verilen Şekil 7.7. incelendiği zaman 300 rpm ve 1000 rpm açısal hıza ait doğal taşınım yoluyla meydana gelen ısı transferi grafiklerinin neredeyse lineer olduğu görülmektedir. Burada da şekil 7.4.'teki gibi zamanla 300 rpm açısal hızdaki ısı taşınım miktarındaki değişim, 1000 rpm açısal hızdaki değişimden daha azdır. Zamana bağlı ısı taşınım miktarı, 300 rpm açısal hızda yatayda doğrusala yakın bir seyir izlerken 1000 rpm açısal hızda daha dikey bir açıyla seyir etmektedir. 300 rpm açısal hızda ısı taşınım miktarı 960 saniyede 0,21 W ile 0,30 W arasında değişmektedir. 1000 rpm açısal hızda ise bu değer 0,02 W ile 0,45 W arasında değişmektedir.

Jeneratörün elektrik üretiminde, en önemli görevlerden bir tanesine sahip olan küçük bobinlerde, zorlanmış taşınımla ve doğal taşınımla meydana gelen ısı transferi miktarları hesaplanmış ve bu hesaplar birbiriyle karşılaştırılmıştır.



Şekil 7.8. 300 rpm ve 1000 rpm açısal hız için zamana bağlı doğal ve zorlanmış taşınım yoluyla meydana gelen ısı transfer miktarının karşılaştırma grafiği

Yukarıda verilen şekil 7.8. incelendiğinde gerek 300 rpm açısal hızda gerekse 1000 rpm açısal hızda zorlanmış taşınımla çevreye atılan ısı daha fazladır. Buradan da görülmektedir ki doğal taşınım yoluyla yapılan ısı transferi miktarı, zorlanmış taşınım ile yapılan ısı transferi miktarıyla karşılaştırıldığı zaman aralarında kayda değer bir fark vardır. Isı taşınım miktarının zamanla değişimi daha iyi görebilmek adına tüm 300 rpm ve 1000 rpm açısal hızda fanlı ve fansız hesaplanan değerlerden ilk değer çıkartılarak başlangıç değerleri 0 alınarak zamana bağlı ısı taşınım farkı grafiği çizilmiştir. Bu çizilen grafik şekil 7.9.'da verilmiştir.



Şekil 7.9. 300 rpm ve 1000 rpm açısal hız için zamana bağlı doğal ve zorlanmış taşınım yoluyla meydana gelen ısı transfer farklarının karşılaştırma grafiği

Yukarıda verilen şekil 7.9. incelendiğinde zorlanmış taşınım ve doğal taşınım arasındaki fark daha belirgin olarak görülebilmektedir. Zamanla zorlanmış taşınımla çevreye atılan ısı, doğal taşınımla atılan ısıdan çok daha fazladır. Doğal taşınımda ısı kaynağının sıcaklığı ne kadar yüksekse çevreye verilen ısı da o kadar fazladır. Bu kural zorlanmış taşınımda da hız ne kadar yüksekse çevreye verilen ısı o kadar fazladır.

Şekil 7.9'da 300 rpm açısal hızda 960 saniyenin sonunda doğal taşınımla çevreye verilen en yüksek ısı miktarı 0,09 W iken, bu değer zorlanmış taşınımda 0,26 W olarak hesaplanmıştır. Bakıldığı zaman zorlanmış taşınımla çevreye verilen ısı miktarı zorlanmış taşınımla verilen ısının neredeyse 3 katı olmaktadır. Aynı şekilde 1000 rpm açısal hızda çevreye verilen ısı miktarı doğal taşınımda 0,43 W iken, zorlanmış taşınımda 0,99 W olarak hesaplanmıştır. Burada da zorlanmış taşınım değeri doğal taşınım değerinin 2 katından biraz fazladır.

Bu çalışmada yapılan ve irdelenen sonuçlardan, tasarlanan rotor fanın, jeneratörün soğutulmasında faydalı ve işe yarar olduğu söylenebilir. Rotor fan jeneratörde elektrik üretiminin yanında jeneratörün soğutulmasına da katkıda bulunmaktadır.

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, rüzgar türbinlerinde kullanılması amaçlanan sürekli mıknatıslı üç fazlı eksenel akılı yeni tip bir jeneratör, TÜBİTAK-1003 programı kapsamında 315M483 kodlu proje desteğiyle tasarlanarak imal ettirilmiştir. Bu jeneratörün özgün yanlarından bir tanesi, rotorlardan bir tanesinin elektrik üretmesinin yanında jeneratörü soğutmasıdır. Rotorlardan soğutmayı yapacak olan, bu tez çalışmasında fan görevi görecek biçimde tasarlanmıştır. Bu tasarım yapılırken lisansı Gazi Üniversitesi'ne ait Ansys-Fluent paket programıyla HAD analizleri yapılmıştır. Yapılan analizler ve sanayi görüşmeleri neticesinde en uygun sonuç değerlendirilerek, rotor fan imalatı yaptırılmıştır.

Deneysel çalışma olarak da bu tez çalışmasının yapıldığı anabilim dalına ait anemometre ve TÜBİTAK-1003 programı kapsamında 315M483 kodlu proje desteğiyle alınan ısıl çiftler ve veri kaydedici yardımıyla, rotora fan imalatı yaptırılmadan sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Rotor fanın imalatı yaptırılıp, jeneratöre montajı yapıldıktan sonra da tekrar sıcaklık aynı noktalardan sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Ayrıca jeneratör bu haldeyken akış hızı ve duman tableti yardımıyla aerodinamik analiz yapılmıştır. Deneysel olarak ölçülen hızlarla, HAD benzetimi yapılan modelden alınan hızlar birbiriyle karşılaştırılmış ve sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür. Duman deneyinden jeneratörün üzerinin içeri hava girişini engellemeyecek bir koruma kabiniyle kapatılmasının, jeneratörün soğutma verimini arttıracağı görülmüştür. Son olarak da jeneratör elemanlarından küçük bobin üzerindeki doğal ve zorlanmış taşınım yoluyla meydana gelen ısı transferi hesapları yapılarak, karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırma sonuçlarından rotor fanın soğutmada etkili olduğu görülerek, çalışma başarılı bir şekilde sonuçlandırılmış ve bu çalışmada önemli görülen sonuçlar ve öneriler aşağıda sunulmuştur.

8.1. Sonuçlar

- Rotor fan tasarımı yapılırken incelenen ilk kıstas, fan kanat açısının akış hızına etkisi olmuştur. Bu kıstasın incelenmesi neticesinde en yüksek akış hızı, 65 derece kanat açısında bulunmuştur. Ayrıca burada kanat boyu 10 derece kanat açısında en büyük ve 80 derece kanat açısında da en küçüktür. Kanat açısı 5'er derecelik açılarla büyüdükçe, kanat boyu kısalmakta ve kanat boyunun kısalmasına rağmen 65 derece kanat açısına

kadar akış hızı artmakta ve 65 dereceden sonra azalmaktadır. Buradan da kanadın boyunun büyük olmasının her daim artısının olmadığı, hatta 65 dereceye kadar kanat boyunun kısalmasına rağmen akış hızının artış gösterdiği görülmektedir. 65 dereceden sonra da hem kanadın daha dik bir açıya yaklaşması hem de kanat boyunun kısalması nedeniyle akış hızı geri azalış göstermektedir.

- Akış hızı, fan kanadı yüksekliğince incelendiğinde akışkan hızının en yüksek olduğu bölge kanatların uç kısımları olmakta, kanatların köküne doğru gidildikçe de akışkan hızı azalmaktadır. Bu hava akış hızına ait grafik çizdirildiğinde parabole yakın bir eğri çıkmaktadır. Bu eğriye ait denklem 700 rpm açısal hız için ampirik olarak Excel'de $y = 0{,}343x^2 - 0{,}487x + 3{,}396$ bulunmuştur. Burada y akış hızı m/sn cinsinden, x de cm cinsinden kanat yüksekliğidir.

- Akış hızı ve basıncı, rotor fanın konumuna göre değerlendirildiğinde hız, rotor fanın yakınlarında artmakta ve rotor fandan uzaklaşıldıkça azalmakta basınç da, kanatların giriş bölgesi tarafında kalan yüzeylerde en düşük değerleri alırken, kanatların çıkış bölgesi tarafında kalan yüzeylerde en yüksek değerleri almaktadır. Yani geleneksel yöntemlerle yapılan soğutma sistemlerinde pervane jeneratörden uzak bir bölgeye yerleştirildiğinde soğutma verimi düşebilmektedir. Bu çalışmada jeneratörün veriminin en ideal seviyede olabilmesi için rotorun statora mümkün olduğunca yakın yerleştirilmesi gerekmektedir. Bu yakınlık yapılan araştırmalardan da görülmüştür ki elektrik verimini de arttırmaktadır. Bu nedenle de rotor jeneratöre mümkün olduğunca en yakın noktaya yerleştirilmeye çalışılacaktır. Bu çalışmada rotorun elektrik üretimi yapmasının yanında, soğutma yapması için fan olarak tasarlanması da jeneratöre en yakın noktadan soğutma imkânı tanıyacaktır.

- Açısal hızın, akış hızına etkileri gözlemlendiğinde, sonuç beklenildiği gibi çıkmıştır. Burada 300 rpm açısal hızdan, 1500 rpm açısal hıza kadar benzetim yapılmış ve 300 rpm açısal hızda 1,2 m/s olan akışkan hızı, 1500 rpm açısal hızda 7 m/s mertebelerine kadar çıkmıştır. 16 adet kanada sahip rotor fan için ampirik denklem Excel'den $y = 0{,}007x - 0{,}717$ formülüyle ifade edilmektedir. Burada m/s cinsinden y akış hızını, rpm cinsinden x'de açısal hızı ifade etmektedir.

- Rotor fanın tasarım kıstasları arasında değerlendirilen kanat sayısı analizinde 40 kanatlı rotor fanda en yüksek akış hızı elde edilmiştir. Kanat sayısının fazla olmasının her zaman avantajlı olmadığı, 40 kanattan sonra jeneratörden çekilen gücün artarken akış hızının azaldığı görülmüştür. Bu da verimi düşürmektedir. Bunun nedeni basınç farkı artarken akışkan hızının azalması veya akışkan hızının artışının basınç farkının yanında çok düşük olmasıdır. Ayrıca kanat sayısının artması rotor fanın maliyetini de arttırmaktadır.

- Deneysel ölçümlerde elde edilen akış hızları, benzetim sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve uyumlu oldukları gözlemlenmiştir. Yani benzetimden elde edilen sonuçların hesaplamalarda kullanılması, hata mertebelerinin ihmal edilebilir düzeyde olduğunu göstermektedir.

- Duman tableti yardımıyla yapılan deneyde jeneratörün üzeri açıkken rotor fanın çektiği havanın, jeneratörün orta gövdesine çarpıp, jeneratör üzerinden dağıldığı görülmüştür. Bu nedenle jeneratörün üzeri kapatıldıktan sonra deneyler tekrarlanarak duman hareketleri incelenmiş ve dumanın jeneratör içerisinde daha homojen dağıldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca dumanın girdaplar çizerek hareket ettiği görülerek, akışın türbülanslı yapıda olduğu çıkarımı yapılmıştır.

- Küçük bobin üzerinde zorlanmış taşınım miktarını hesaplamak amacıyla önce Re 300 rpm açısal hızda 4070, en yüksek de 1500 rpm açısal hızda 20297 olarak hesaplanmıştır. Nu yaklaşık 29,27 ile 78,95 arasında, ısı taşınım katsayısı da yaklaşık 17,48 W/m^2K ile 47,19 W/m^2K olarak hesaplanmıştır. Burada en düşük değerler 300 rpm açısal hıza en yüksek değerler 1000 rpm açısal hıza aittir. 300 rpm açısal hızda zorlanmış taşınımla taşınan ısı miktarı zamana bağlı olarak 0,04 W ile 0,30 W arasında değişmektedir. 1000 rpm açısal hızda ise bu miktar 0,50 W ile 1,49 W arasında değişmektedir. Buradan da görülmektedir ki açısal hız ne kadar artarsa soğutma da o kadar artmaktadır.

- Küçük bobin üzerinde doğal taşınım miktarını hesaplamak amacıyla Ra hesaplanmış, Ra hesaplandıktan sonra büyüklüğüne bakılmış ve 10^{12}'den küçük olduğu görülerek önce Nu, sonra ısı taşınım katsayısı ve son olarak doğal taşınım yoluyla meydana gelen ısı transferi miktarı hesaplanmıştır. Burada 300 rpm açısal hızda ısı taşınım miktarının

960 saniyede 0,21 W ile 0,30 W arasında, 1000 rpm açısal hızda ise bu değerin 0,02 W ile 0,45 W arasında değiştiği görülmüştür.

- Bu tez çalışmasında son olarak hesaplanmış olan doğal taşınım ve zorlanmış taşınım yöntemleriyle ısı transfer miktarları karşılaştırılmıştır. 300 rpm açısal hızda 960 saniyenin sonunda doğal taşınımla çevreye verilen en yüksek ısı miktarı 0,09 W iken, bu değer zorlanmış taşınımda 0,26 W olarak hesaplanmıştır. Bakıldığı zaman zorlanmış taşınımla çevreye verilen ısı miktarı zorlanmış taşınımla verilen ısının neredeyse 3 katı olmaktadır. Aynı şekilde 1000 rpm açısal hızda çevreye verilen ısı miktarı doğal taşınımda 0,43 W iken, zorlanmış taşınımda 0,99 W olarak hesaplanmıştır. Burada da zorlanmış taşınım değeri doğal taşınım değerinin 2 katından biraz fazladır.

Sonuç olarak da bu çalışmayla kendinden soğutmalı sürekli mıknatıslı üç fazlı eksenel akılı bir jeneratörün tasarımının başarılı ve kullanılabilir olduğu görülmüştür. Elektrik makinesi olan jeneratörün üzerinde ısıl analiz yapılarak literatüre güzel bir çalışma kazandırılmıştır.

8.2. Öneriler

Bu tez çalışmasında yapılan araştırmalar ve kazanılan tecrübeler ışığında daha sonra bu konularda yapılacak çalışmalara yol göstereceği tahmin edilmektedir.

- Deneysel ve benzetim sonuçları karşılaştırıldığında özellikle 1100 rpm ve daha yüksek açısal hızlarda Realizable k – ε türbülans modelinin yetersiz kaldığı görülmüş ve daha sonra yapılacak çalışmalarda standart k – ω türbülans modeli veya SST k – ω türbülans modeli kullanılarak, çıkan sonuçlarla deneysel sonuçlar karşılaştırılabilir. Fanlar için en uygun türbülans modeli gelecek çalışmalarda belirlenebilir.

- Kendinden soğutmalı jeneratör tasarımlarında kullanılacak olan rotor fanın tasarımında manyetik özelliklerle fan tasarımının optimizasyonun yapılarak imal ettirilmesi, daha aerodinamik kanat yapılarının kullanılmasına olanak sağlayacak olup, akış hızının artmasına dolayısıyla da soğutma veriminin artmasına neden olacaktır.

- Elektrik makineleri eğer hava soğutmalı olarak tasarlanacaksa, havanın akış güzergahı, elektrik ve haliyle ısı üreten elemanlarla akışkanın temas edebilecek şekilde tasarım yapılması, elektrik makinelerinin soğutulmasında verimli bir yol olacaktır.

- Tasarlanan jeneratöre herhangi bir tahrik mekanizması tasarlanmamıştır. Daha sonra yapılacak çalışmalarında özellikle rüzgarda çalışacak bir sistem tasarımı yapılarak, prototipi yaptırılan jeneratörün, endüstride de kendine yer edinebilecektir.

KAYNAKLAR

1. Yıldırız, E. ve Aydemir, M. T. (2009). Analysis, design and implementation of an axial flux, permanent magnet machine to be used in a low power wind generator. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi Univesity*, 24(3), 525-531.

2. Gör, H. ve Kurt, E. (2018). Effect of back iron components on efficiency and generated power for new wind energy generators. *Electric Power Components and Systems,* 46(10), 1103-1120.

3. Barave, S. P. ve Chowdhury, B. H. (2009). Optimal design of induction generators for space applications. *IEEE Transaction on Aerospace and Electronic Systems*, 45(3), 1126-1137.

4. Singh, B., Singh, B. P. ve Dwivedi, S. A. (2006). A state of art on different configurations of permanent magnet brushless machines. *IE (I) Journal-EL*, 87, 63-73.

5. Kurt, E., Gör, H. ve Döner, U. (2016). Electromagnetic design of a new axial and radial flux generator with the rotor back irons. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41, 7019-7026.

6. Guannan, D., Haifeng, W., Hui, G. ve Guobiao, G. (2010). Direct drive permanent magnet wind generator design and electromagnetic field finite element analysis. *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, 20(3), 1883-1887.

7. Muljadi, E., Butterfield, C. P. ve Wan, Y. (1999). Axial-flux modular permanent-magnet generator with a toroidal winding for wind-turbine applications. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 35(4), 831-836.

8. Gör, H. ve Kurt, E. (2016). Preliminary studies of a new permanent magnet generator (PMG) with the axial and radial flux morphology. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41, 7005-7018.

9. Marignetti, F., Delli, C. V. ve Coia, Y. (2008). Design of axial flux PM synchronous machines through 3-D coupled electromagnetic thermal and fluid-dynamical finite-element analysis. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 55(10), 3591–3601.

10. Scowby, S., Dobson, R. ve Kamper, M. (2004). Thermal modeling of an axial flux permanent magnet machine. *Applied Thermal Engineering*, 24(2), 193–207.

11. Wang, R., Kamper, M. J. ve Dobson, R. T. (2005). Development of a thermofluid model for axial field permanent-magnet machines. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 20(1), 80–87.

12. Atkinson, G. J., Mecrow, B. J., Jack, A. G., Atkinson, D. J., Sangha, P. ve Benarous, M. (2006). The analysis of loss in high-power fault-tolerant machines for aerospace applications. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 42(5), 1162–1170.

13. Wrobel, R., Vainel, G., Copeland, C., Duda, T., Staton, D. ve Mellor, P. M. (2015). Investigation of mechanical loss components and heat transfer in an axial-flux PM machine. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 51(4), 3000–3011.

14. Howey, D. A., Childs, P. R. N. ve Holmes, A. S. (2012). Air-gap convection in rotating machines. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 59(3), 1367– 1375.

15. Camillieri, R., Howey, D. A. ve McCulloch, M. D. (2012). Thermal limitations in air-cooled axial flux in-wheel motors for urban mobility vehicles: A preliminary analysis. *2012 Electrical Systems for Aircraft, Railway and Ship Propulsion, Bologna*, 1-8.

16. Howey, D. A., Holmes, A. S. ve Pullen, K. R. (2011). Measurement and CFD prediction of heat transfer in air-cooled disc-type electrical machines. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 47(4), 1716–1723.

17. Howey, D. A., Holmes, A. S. ve Pullen, K. R. (2009). Measurement of stator heat transfer in air-cooled axial flux permanent magnet machines. *2009 35th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics, Porto*, 1197-1202.

18. Malloy, A. C., Martinez-Botas, R. F., Jaensch, M. ve Lamperth, M. (2012). Measurement of heat generation rate in permanent magnet rotating electrical machines. *6th IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2012), Bristol*, 1-6.

19. Liu, H. P., Werst, M. D., Hahne, J. J. ve Bogard, D. (2005). Investigation of windage splits in an enclosed test fixture having a high-speed composite rotor in low air pressure environments. *IEEE Transactions on Magnetics*, 41(1), 316–321.

20. Liu, H. P., Hearn, C. S., Werst, M. D., Hahne, J. J. ve Bogard, D. (2004). Splits of windage losses in integrated transient rotor and stator thermal analysis of a high speed alternator during multiple discharges. *2004 12th Symposium on Electromagnetic Launch Technology, Snowbird, UT, USA*, 217-222.

21. Connor, P. H., Pickering, S. J., Gerada, C., Eastwick, C. N. ve Micallef, C. (2012). CFD modelling of an entire synchronous generator for improved thermal management. *6th IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2012), Bristol*, 1-6.

22. Hofmann, H. ve Sanders, S. R. (1998). High-speed synchronous reluctance machine with minimized rotor losses. *Conference Record of 1998 IEEE Industry Applications Conference. Thirty-Third IAS Annual Meeting (Cat. No.98CH36242), St. Louis, MO, USA*, 1, 118-126.

23. Vranick, J. E. (1968). Prediction of windage power loss in alternators. *Nat. Aeronautics Space Admin. (NASA), Washington, DC, USA*, Tech. Note TN D-4849: 1–18.

24. El-Refaie, A. M., Alexander, J. P., Galioto, S., Reddy, P. B., Huh, K., Bock, P. ve Shen, X. (2014). Advanced high power-density interior permanent magnet motor for traction applications. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 50(5), 3235-3248.

25. Kunz, J., Cheng, S., Duan, Y., Mayor, J. R., Harley, R. ve Habetler, T. (2010). Design of a 750,000 rpm switched reluctance motor for micro machining. *2010 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition*, *Atlanta, GA*, 3986-3992.

26. Dang, J., Haghbin, S., Du, Y., Bednar, C., Liles, H., Restrepo, J., Mayor, J. R., Harley, R. ve Habetler, T. (2013). Electromagnetic design considerations for 50,000 rpm 1 kW switched reluctance machine using a flux bridge. *2013 International Electric Machines & Drives Conference*, *Chicago, IL*, 325-331.

27. Debruyne, C., Polikarpova, M., Derammelaere, S., Sergeant, P., Pyrhönen, J., Desmet, J. J. M. ve Vandevelde, L. (2014). Evaluation of the efficiency of line start permanent magnet machines as function of the operating temperature. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 61(8): 4443-4454.

28. Chen, W., Liu, S., Gao, Y., Zhang, H., Arens, E., Zhao, L. ve Liu, J. (2018). Experimental and numerical investigations of indoor air movement distribution with an office ceiling fan. *Building and Environment*, 130, 14–26.

29. Prachar, A. (2016). Comparison of axial fan rotor experimental data with CFD simulation. *Acta Polytech*, 56(1), 62-66.

30. Fernandez-Gamiz, U., Demirci, M., İlbaş, M., Zulueta, E., Ramos, J. A., Lopez-Guede, J. M. ve Kurt, E. (2017). Computational characterization of an axial rotor fan. *Journal of Energy Systems*, 1(4), 129-137.

31. Matai, R. ve Yavuzkurt, S. (2015). Evaluation of effects of different design parameters on axial fan performance using Cfd. *ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition; 15-17 June, ASME, Montreal, Qebec, Canada*.

32. Pelletier, D. ve Schetz, J. (1986). Finite-element Navier-Stokes calculation of 3-dimensional turbulent-flow near a propeller. *Aiaa Journal*, 24(9), 1409-1416.

33. Yoon, S. ve Schetz, J. (1988). Numerical Navier-Stokes solutions of high-speed propeller flows. *J. Propulsion*, 4(4), 291-292.

34. Twizell, E. ve Bright, N. (1981). Numerical modelling of fan performance. *Applied Mathematical Modelling*, 5(4), 246-250.

35. Tannehill, J. C., Anderson, D. A. ve Pletcher, R. H. (1997). *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer* (İkinci Baskı). Amerika Birleşik Devletleri: Taylor & Francis Yayınevi, 3-5.

36. Demirci, M. (2015). *Güneş termik santrallerinde kullanılan bir parabolik güneş kolektörünün termal hidrolik analizi*, Yayımlanmış Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

37. White, F. M. (2004). *Akışkanlar mekaniği*. (çev. K. Kırkköprü, E. Ayder) (Birinci Baskı) Türkiye: Literatür Yayınevi (Eserin orijinali 1979'da yayımlandı).

38. Ansys (2010). *Ansys Fluentuser's guide*. Amerika Birleşik Devletleri: Ansys Inc., 643-685.

39. Özdemir, M. A. ve Onbaşıoğlu, S. (2004). F-4 Phantom II uçağının etrafındaki akışın HAD analizi kısım 1: kanat kök profili NACA 0006.*Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi*, 1(4), 1-6.

40. Kaya, F. ve Karagöz, İ. (2007). Girdaplı akışlarda türbülans modellerinin uygunluğunun incelenmesi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 12(1), 85-96.

41. Yılmaz, İ. (2006). *Model bir yakıcıda hidrojen – metan karışımının yanmasının sayısal ve deneysel incelenmesi*, Yayımlanmış Doktora Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.

42. Baysal, E. (2009). *Eşmerkezli borulu ısı değiştiricilerinde helisel türbülatörlerin etkilerinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi*, Yayımlanmış Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

43. Fluent Incorporated (2006). *Fluent 6.3 user's guide*, Lebanon: Fluent Inc., 10.01-10.70.

44. Incropera, F. P. ve DeWitt, D. P. (2006). *Isı ve kütle geçişinin temelleri.* (çev. T. Derbentli, O. Genceli, A. Güngör, A. Hepbaşlı, Z. İlken, N. Özbalta, F. Özgüç, C. Parmaksızoğlu ve Y. Uralcan) (Dördüncü Baskı) Türkiye: Literatür Yayınevi.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler



Soyadı, adı	: DEMİRCİ, Mustafa
Uyruğu	: T.C.
Doğum tarihi ve yeri	: 24.04.1988, Ankara
Medeni hali	: Evli
Telefon	: 0 (312) 507 21 55
Faks	: 0 (312)507 21 96
e-mail	: mdemirci66@gmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Doktora	Gazi Üniversitesi / Enerji Sistemleri Mühendisliği	Halen Devam Ediyor
Yükseklisans	Gazi Üniversitesi / Enerji Sistemleri Mühendisliği	2015
Lisans	İstanbul Teknik Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2011
Lise	Özel Ahmet Ulusoy Fen Lisesi	2006

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2011-Halen	Ankara Büyükşehir Belediyesi	Makina Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. Fernandez-Gamiz, U., Demirci, M., İlbaş, M., Zulueta, E., Ramos, J. A., Lopez-Guede, J. M. ve Kurt, E. (2017). Computational characterization of an axial rotor fan. *Journal of Energy Systems*, 1(4), 129-137.

2. Demirci, M., İlbaş, M.ve Kurt, E. (2018). CFD Analysis of Flow Phenomena for Optimum Rotor Blades. *6 the Eur. Conf. Ren. Energy Sys. 25-27 June, Istanbul, Turkey.*

3. İlbaş, M., Demirci, M. ve Kurt, E. (2019). Modeling and experimental validation of flow phenomena for optimum rotor blades of a new type permanent magnet generator. Sn Applied Sciences, 1, 1544.

Hobiler

Halı saha maçları, Kitap okuma, Bilgisayar oyunları, Sinema, Tarihi ve turistik geziler



GAZİ GELECEKTİR...