



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

**DAVLUMBAZ SALYANGOZLARINDA KULLANILAN FANLARIN
TASARIMININ PERFORMANS ÜZERİNDE ETKİLERİNİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Umut Kurtuluş ÇELEBİ

MART

Umut Kurtuluş
ÇELEBİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

MART
2023

**DAVLUMBAZ SALYANGOZLARINDA KULLANILAN FANLARIN
TASARIMININ PERFORMANS ÜZERİNDE ETKİLERİNİN
İNCELENMESİ**

Umut Kurtuluş ÇELEBİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Danışman

Prof. Dr. MEHMET BURAK BİLGİN

**AMASYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MART 2023

Yüksek Lisans Tezi Kabul ve Onay Sayfası

Umut Kurtuluş ÇELEBİ tarafından hazırlanan “Davlumbaz Salyangozlarında Kullanılan Fanların Tasarımının Performans Üzerinde Etkilerinin İncelenmesi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ/OY ÇOKLUĞU ile Amasya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Mehmet Burak BİLGİN

Makine Mühendisliği, Amasya Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum

Başkan : Prof. Dr. İbrahim KELEŞ

Makine Mühendisliği, Samsun Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum

Üye : Doç. Dr. Burak KURŞUN

Makine Mühendisliği, Amasya Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum

Tez Savunma Tarihi: 16/01/2023

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

.....

Doç. Dr. Ümit YILDIRIM

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Amasya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- 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 çalışmada 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.

Umut Kurtuluş ÇELEBİ

16.03.2023

DAVLUMBAZ SALYANGOZLARINDA KULLANILAN FANLARIN TASARIMININ
PERFORMANS ÜZERİNDE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ
(Yüksek Lisans Tezi)

Umut Kurtuluş ÇELEBİ

AMASYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MART 2023

ÖZET

Günümüz artan enerji ihtiyacı ve maliyetleri radyal fan verimlilik hesabını ve verimlilik talebini oldukça önemli bir hale getirmiştir. Radyal fanların kullanım alanları ve yaygınlığı düşünüldüğünde yapılabilecek en ufak verim artışının geri dönüşünün ekonomik yönü oldukça fazladır. Verimsiz ürünlerin önüne geçebilmek, gereksiz enerji sarfiyatını önlemek ve enerji maliyetlerini düşürmek uluslararası platformlarca enerji etiketleri oluşturulmuş ve ürünlerin belirli enerji standartlarını sağlaması talep edilmiştir. Yapılan bu çalışmada 150 mm hava çıkış çapına sahip, akışkan dinamik verimliliği 9,3 ve maksimum hava debisi 400 m³/sa olarak ölçümü gerçekleştirilmiş bir radyal fana muadil olabilecek 120 mm hava çıkış çapına sahip daha küçük boyutlarda, akışkan dinamik verimliliği 12,3 ve maksimum hava debisi 390 m³/sa olan bir radyal fan tasarımı gerçekleştirilmiştir. Yapılan bu tasarım ile aynı işi yapan daha verimli bir radyal fan tasarlanmıştır. Boyutlarının oldukça küçük olması sebebiyle üretim maliyeti de aşağı çekilmiştir.

Sayfa Adedi : 51
Anahtar Kelimeler : Radyal Fan, Salyangoz Fan, Akışkan Dinamik Verimliliği, FDE
Danışman : Prof. Dr. MEHMET BURAK BİLGİN

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF DESIGN OF FANS USED IN HOOD
SNAILS ON PERFORMANCE

(M. Sc. Thesis)

Umut Kurtuluş ÇELEBİ

AMASYA UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES
MARCH 2023

ABSTRACT

Today's increasing energy needs and costs have made the radial fan efficiency calculation and efficiency demand very important. Considering the usage areas and prevalence of radial fans, the economic aspect of the return of the slightest increase in efficiency is quite high. In order to prevent inefficient products, to prevent unnecessary energy consumption and to reduce energy costs, energy labels have been created by international platforms and products have been requested to meet certain energy standards. In this study, the fluid dynamic efficiency is 12.3 in smaller sizes with an air outlet diameter of 120 mm, which can be equivalent to a radial fan with an air outlet diameter of 150 mm, with a fluid dynamic efficiency of 9.3 and a maximum air flow rate of 400 m³/h. and a radial fan design with a maximum air flow rate of 390 m³/h was realized. With this design, a more efficient radial fan that does the same job has been designed. Due to its very small size, the production cost has also been reduced.

Number of pages : 51
Keywords : Radial Fan, Scroll Fan, Fluid Dynamic Efficiency, FDE
Supervisor : Prof. Dr. MEHMET BURAK BİLGİN

ÖN SÖZ ve TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesinde, değerli bilgilerini benimle paylaşan, kendisine ne zaman danışsam bana kıymetli zamanını ayırıp sabırla ve büyük bir ilgiyle bana faydalı olabilmek için elinden gelenden fazlasını sunan her sorun yaşadığımda yanına çekinmeden gidebildiğim, güler yüzünü ve samimiyetini benden esirgemeyen ve gelecekteki mesleki hayatımda da bana verdiği değerli bilgilerden faydalanacağımı düşündüğüm kıymetli ve danışman hoca statüsünü hakkıyla yerine getiren Prof. Dr. MEHMET BURAK BİLGİN’ne teşekkürü bir borç biliyor ve şükranlarımı sunuyorum.

Çalışmalarımın gerçekleştirilmesinde gerekli teknik altyapı, teknik destek, test ekipmanları ve uygun test koşullarını sağlayarak bilgi birikiminini esgirmeyen Merzifon Elektromotor Firması, firma özelinde Ar&Ge yöneticisi Cumhuriyet Bağlı, elektrik elektronik mühendisi Kadirhan İşbulur ve Şafak Gökmen’e teşekkürlerimi sunuyorum.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT	v
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
RESİMLER DİZİNİ.....	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Tezin Amacı	1
1.2. Literatör Taraması	2
1.2.1. Radyal Fanlar.....	2
1.2.2. Radyal Fan Geometrisi.....	3
1.2.3. Radyal Fan Çeşitleri.....	2
1.2.3.1. Düz kanatlı radyal fanlar	5
1.2.3.2. Öne eğik kanatlı radyal fanlar	5
1.2.3.3. Geriye eğik kanatlı radyal fanlar	6
1.2.3.4. Airfoil (uçak kanadı) kanat yapılı radyal fanlar.....	7
1.2.4. Radyal Fan Tipleri Karakteristik Eğrilerinin Yorumlanması.....	7
1.2.5. Radyal Fan Teorik Hesapları.....	8
1.2.5.1. Euler denklemleri	9
1.2.5.1.1. Lineer momentum (hareket miktarı) teoremi	9
1.2.5.2. Kanat çizimi	17
1.2.5.3. Salyangoz çizimi	18
1.2.6. Fan Kanunları	19
1.2.7. Fanlarda Oluşan Kayıplar.....	20
1.2.7.1. Sürtünme kayıpları	20
1.2.7.2. Difüzör etkisi	20
1.2.7.3. Eddy kayıpları	20
1.2.7.4. Şok kayıpları	21

2. FDE (FLUENT DYNAMIC EFFİCİENCY) ve EEI (ENERGY EFFİCİENCY INDEX) DEĞERİNİN HESAPLANMASI	21
2.1. FDE ve EEI Değerlerinin Sınıflandırılması	22
2.2. Verimlilik Hesabı İçin Yapılacak Ölçüm Metodu	24
3. RADYAL FAN TASARIMI ve AKIŞ ANALİZİ	25
3.1. Referans Alınan Radyal Fan Teknik Çizimi	25
3.2. Referans Alınan Radyal Fana Ait Ölçüm Raporu	26
3.3. Radyal Fan Tasarımı.....	29
3.4. Fan Tasarımı Değişken Parametreleri	29
3.4.1. Hava Çıkış Boğaz Çapı	29
3.4.2. Boğaz Dil Açısı.....	30
3.4.3. Salyangoz ve Pervane Arasındaki Boşluk.....	30
3.4.4. Salyangoz Hava Emiş Çapı	31
3.4.5. Pervane Kanat Geometrisi.....	31
3.4.5.1. Kanat çıkış açısı ve kanat giriş açısı.....	31
3.4.5.2. Kanat yarıçapı ve kanat boyu.....	32
3.5. Salyangoz Boğaz Daraltılmasının Fan Karakteristiğine Etkisi.....	32
3.6. Radyal Fan Katı Model Oluşturulması	33
3.7. Akış Analizi İçin Yardımcı Tasarımların Gerçekleştirilmesi	34
3.8. Analiz Tanımlamalarının Yapılması	35
3.8.1. Çözüm Ağı (Mesh) Kalite Analizi.....	44
3.9. Analiz Sonuçları	46
3.10. Analiz Sonuçları ve Yorumlanması.....	47
KAYNAKLAR	50
ÖZGEÇMİŞ	51

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Radyal Fan Çark ve Salyangoz	2
Şekil 1.2. Radyal Fan Pervane Yapısı	3
Şekil 1.3. Radyal Fan Salyangoz Yapısı	4
Şekil 1.4. Radyal Fan Genel Yapısı	4
Şekil 1.5. Düz Kanatlı Radyal Fan.....	5
Şekil 1.6. Öne Eğik Kanatlı Radyal Fan	6
Şekil 1.7. Geriye Eğik Kanatlı Radyal Fan	6
Şekil 1.8. Airfoil Kanatlı Radyal Fan.....	7
Şekil 1.9. Radyal Fan Tipleri Karakteristik Eğrileri	7
Şekil 1.10. Turbomakina Rotorunun Şematik Görünüşü	9
Şekil 1.11. Giriş ve Çıkış Hız Üçgenleri	11
Şekil 1.12. Radyal Giriş Halindeki Hız Üçgeni	15
Şekil 1.13. Kanat Çiziminde Kullanılan Parametrelerin Gösterimi	17
Şekil 1.14. Salyangoz Boyut Parametleri	18
Şekil 3.1. Referans Alınan Radyal Fana Ait Teknik Ölçüler	25
Şekil 3.2. Radyal Fan Hava Çıkış Boğaz Çapı	29
Şekil 3.3. Radyal Fan Boğaz Dil Açısı	30
Şekil 3.4. Salyangoz ve Pervane Arası Boşluk	30
Şekil 3.5. Salyangoz Hava Emiş Çapı	31
Şekil 3.6. Kanat Giriş ve Çıkış Açısı	32
Şekil 3.7. Kanat Yarıçapı ve Kanat Boyu	32
Şekil 3.8. Gerçekleştirilen Salyangoz Tasarımı Teknik Çizimi	33
Şekil 3.9. Gerçekleştirilen Pervane Tasarımı Teknik Çizimi	34

Şekil 3.10. Analiz İçin Yardımcı Döner Alan Tasarımı	34
Şekil 3.11. Analiz İçin Yardımcı Fan Hava Çıkış Boru Tasarımı	35
Şekil 3.12. En Boy Oranı Gösterimi	44



RESİMLER DİZİNİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. Davlumbaz Örnek Enerji Etiketİ	23
Resim 2.2. Fan Karakterizasyon Test Cihazı.....	24
Resim 3.1. H25 Kare Motor.....	26
Resim 3.2. Ø150 mm Büyük Salyangoz FDE Ölçüm Raporu.....	28
Resim 3.3. Salyangoz Boğazının Daraltılmasının Fan Karakteristiğine Etkisi	33
Resim 3.4. Analiz Sihirbazı Birim Sistemi.....	36
Resim 3.5. Analiz Sihirbazı Analiz Tipi	37
Resim 3.6. Analiz Sihirbazı Akışkan Seçimi	38
Resim 3.7. Analiz Sihirbazı Cidar Koşulları	38
Resim 3.8. Analiz Sihirbazı Başlangıç ve Ortam Koşulları	38
Resim 3.9. Girdi Verileri Hesaplamaya Dayalı Tanım Alanı.....	39
Resim 3.10. Girdi Verileri Döner Alan Tanımlanması	40
Resim 3.11. Girdi Verileri Sınır Koşulu Eklenmesi.....	40
Resim 3.12. Girdi Verileri Yüzey Hedeflerinin Eklenmesi.....	41
Resim 3.13. Girdi Verileri Yüzey Tork Değerinin Hesaplanması	41
Resim 3.14. Girdi Verileri Mesh Ayarlarının Yapılması	42
Resim 3.15. Hesaplama Kontrol Seçenekleri Bitiriliyor Sekmesi	43
Resim 3.16. Hesaplama Kontrol Seçenekleri İyileştirme Sekmesi.....	43
Resim 3.17. En Boy Oranı Belirlenmesi	44
Resim 3.18. Çözüm Ağı Kalite Skalası	45
Resim 3.19. Analiz Sonuç Tablosu	46
Resim 3.20. Analiz Sonuç Basınç Grafiği.....	46
Resim 3.21. Analiz Sonuç Hız Grafiği.....	46

Resim 3.22. Tasarım Çalışma Noktası Ve En iyi Verim Noktası Grafiği.....	48
Resim 3.23. Gerçekleştirilen Tasarım Verimlilik Ölçümü Tablosu	49



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, yanda açıklamaları verilmek üzere aşağıda listelenmiştir.

Simgeler	Açıklama
D	çap ölçüsü
b	rotor kalınlığı
R_b	kanat yarıçapı
β_1	kanat giriş açısı
β_2	kanat çıkış açısı
α_s	spiral eğrinin açılma açısı
α_t	dil konumu açısı
Se	rotor ve salyangoz arasındaki boşluk
R_t	dil yarıçapı
B	salyangoz kalınlığı
Z	referans bir düzleme göre akışkanın konumunu yani yükseltisi
P	akışkanın statik basıncı
V	akışkanın ortalama akış hızı
g	ise yerçekimi ivmesi
ω	açısal hız
$\vec{C}$	mutlak hız
$\vec{U}$	sürüklenme hızı
$\vec{W}$	bağıl hız
Q	<i>debi</i>

ρ	yoğunluk
$\vec{r}$	ilgili noktanın konumunu gösteren yer vektörü
M	moment
N_h	hidrolik güç
H_E	basma yüksekliği
Q	<i>debi</i>
N	devir
P	güç
H_p	fan gücü
Q_{BEB}	en iyi verimlilik noktasındaki hava akış debisi
P_{BEB}	en iyi verimlilik noktasındaki statik basınç
W_{BEB}	en iyi verimlilik noktasındaki elektrik gücü
AEC	yıllık enerji tüketimi
$SAEC$	standart yıllık enerji tüketimi
t_L	gün bazındaki ortalama aydınlatma
t_H	gün bazındaki ortalama çalışma süresidir,
W_L	aydınlatma sisteminin nominal elektrik gücü
f	zaman artış faktörüdür
FDE	akışkan dinamik verimliliği

1. GİRİŞ

Ortamda basınç farkı oluşturarak havanın dengeli bir biçimde bir noktadan başka bir noktaya akışını sağlayan cihazlara fan adı verilir. Ortamdan kötü havanın uzaklaştırılması, ortama temiz hava aktarılması, ortamdaki havanın sirküle edilerek homojen bir dağılıma sahip olması gibi amaçlarla birçok boyutta, ihtiyaca göre şekillenmiş fan tipleri karşımıza çıkmaktadır. İşlevi nedeniyle fanlar, yaşantımızda önemli bir yere sahip olup ihtiyaca göre yapılan farklı tasarımlar ile hayatımızın her noktasında karşılaşmaktayız.

Havanın akışını sağlayan temel bileşen pervane veya çark adı verilen yapıdır. Bu yapı hava üzerinde çalışarak basınç farkı oluşturur. Alçak basınçtan yüksek basınca gerçekleşen hareket havanın sürekli bir hareketine dönüşür ve akış eylemi gerçekleşir. Pervanenin veya çarkın hareketi ise elektrikli bir motor yardımıyla gerçekleştirilir.

Sistemde elektrik motoru bulunması enerji verimliliği gibi hususları da yanında getirmiştir. Enerji maliyetli göz önüne alındığında fan tasarımının ve veriminin önemini oldukça arttırmaktadır. Verimsiz ürünlerin önüne geçebilmek, gereksiz enerji sarfiyatını önlemek ve enerji maliyetlerini düşürmek uluslararası platformlarca ürünlerin belirli enerji standartlarını sağlaması talep edilmiştir. Bu hususta ölçümü gerçekleştirilen akışkan dinamik verimliliği (FDE) değerlerine göre enerji etiketleri oluşturulmuştur.

1.1. Tezin Amacı

Ø150 mm hava çıkış çapına sahip, “büyük” olarak nitelendirilebilecek salyangozlarda; akışkan dinamik verimliliği oldukça yüksek, yüksek devir ve tork değerleri sunan kapasitif motorlar kullanılmaktadır. Ancak bu motorların maliyeti oldukça yüksektir. Bu durum firmaları, daha düşük verimlilik değerlerine sahip ve maliyeti daha uygun olan kare motor olarak da nitelendirilen H tipi motorların kullanımına yöneltmiştir.

Yapılan bu çalışmada; endüstride yaygın olarak kullanılan, H tipi motor kullanılmış ve fan karakteristik ölçümleri mevcut olan bir radyal fana muadil olması amacıyla Ø120 hava çıkış çapına sahip daha küçük boyutlarda aynı işi gerçekleştirecek bir radyal fan tasarımı gerçekleştirilmeye çalışılmıştır.

Gerçekleştirilen bu tezin radyal fan analizlerinin gerçekleştirilmesinde rehber görevi görmesi amacıyla analiz işlem basamakları gösterilerek analizin gerçekleşme süreci açıklanmaya çalışacaktır.

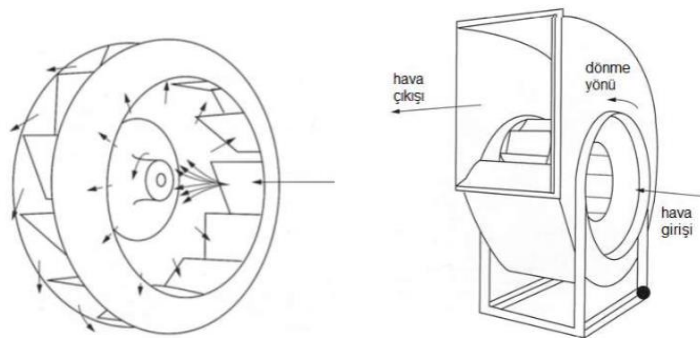
Bu hususta mevcut salyangoz fan tasarımının 3D katı modellenmiş ve oluşturulmuştur. İlgili model “Solidworks” programı “Flow” aracı ile akış analizine tabi tutulmuş, elde edilen analiz sonuçları ile fan karakterizasyon test cihazından elde edilen ölçüm sonuçları kıyaslanmıştır. Tasarımı gerçekleştirilen katı model üzerinde geometrik parametrelerin değişiminin hava akışı, hava debisi ve pervane tork değerlerine etkisi karşılaştırılmıştır.

1.2. Literatür Taraması

1.2.1. Radyal fanlar

Eksenel olarak emilen havayı radyal bir hareketle emerek dışarıya atan sisteme radyal fan denir. Hareketli alan olan çark döndüğünde, bıçakların arasındaki hava salyangoz çeperlerine doğru itilir. Havanın merkezden çeperlere doğru oluşturduğu akış çarkın merkezinde düşük hava basıncı, çeperlerde ise yüksek hava basıncı oluşmasını sağlar. Sıkıştırılan hava yüksek basınç ile çalışma alanına gönderilir.

Radyal fanları oluşturan iki temel bileşen bulunmaktadır. Bunlardan ilki pervane ya da çark adı verilen döner alandır. Diğer bileşen ise çarkın dönerek sıkıştırdığı havanın yönlendirilmesini sağlayan salyangoz adı verilen gövdedir. Çark, elektrik motorunda bulunan bir mil yardımıyla tahrik edilerek dönme eylemini gerçekleştirir. Elektrik motoru ise motor kapağında bulunan montaj yuvalarından salyangoza sabitlenmektedir. Bu nedenle salyangoz elektrik motoru salyangozun içinde bulunacak şekilde konumlanmıştır.



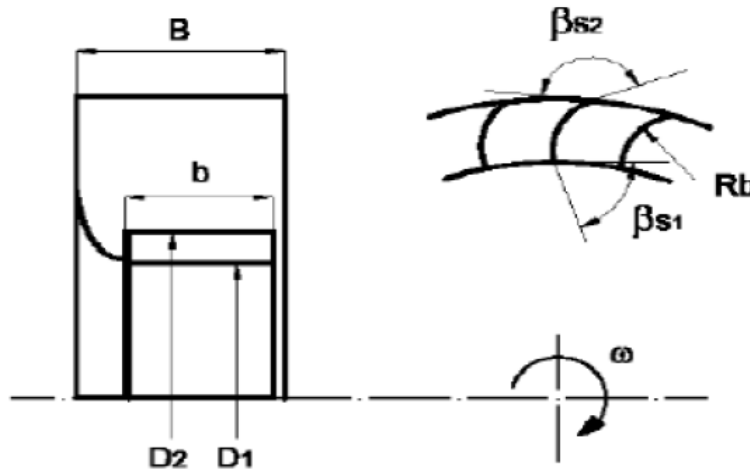
Şekil 1.1. Radyal Fan Çark ve Salyangoz [1]

Havalandırma, iklimlendirme, ortamın temizlenmesi gibi amaçlarla ve birçok boyutlarda radyal fan uygulamasıyla karşılaşmaktayız. Düşük üretim maliyetleri radyal fanları cazip kılmaktadır. Verimlerinin %30-45 civarında değişmesine karşın yapısal kararlılıklarının yüksek olması, yüksek debi ve basınç değerlerini sağlaması, düşük gürültü değerlerinde çalışması tercih edilmesinin temel nedenleridir.

1.2.2. Radyal fan geometrisi

Bir radyal fan sistemi salyangoz ve çark olarak adlandırılan iki temel yapıdan oluşur. Bu yapıların tasarım parametrelerindeki değişim salyangozun karakteristik eğrisi olan basınç debi eğrisine direkt olarak etki etmektedir.

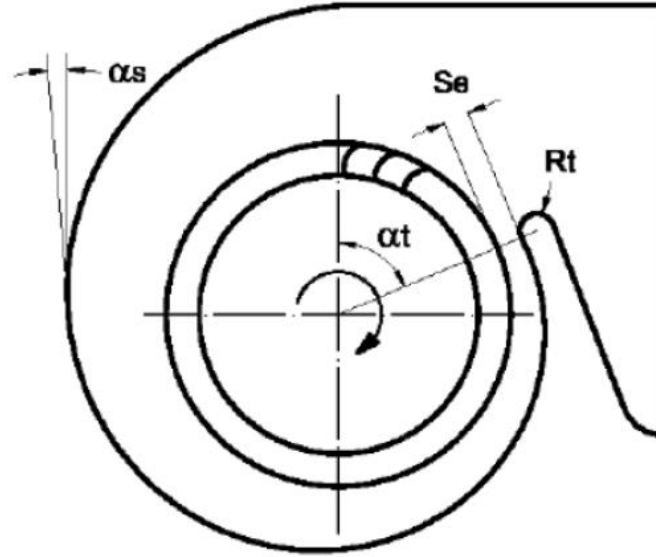
Radyal fan yapısını oluşturan iki temel bileşenden ilki olan çark yapısı oluşturulan parametreler aşağıda verilmiştir.[4]



Şekil 1.2. Radyal Fan Pervane Yapısı [4]

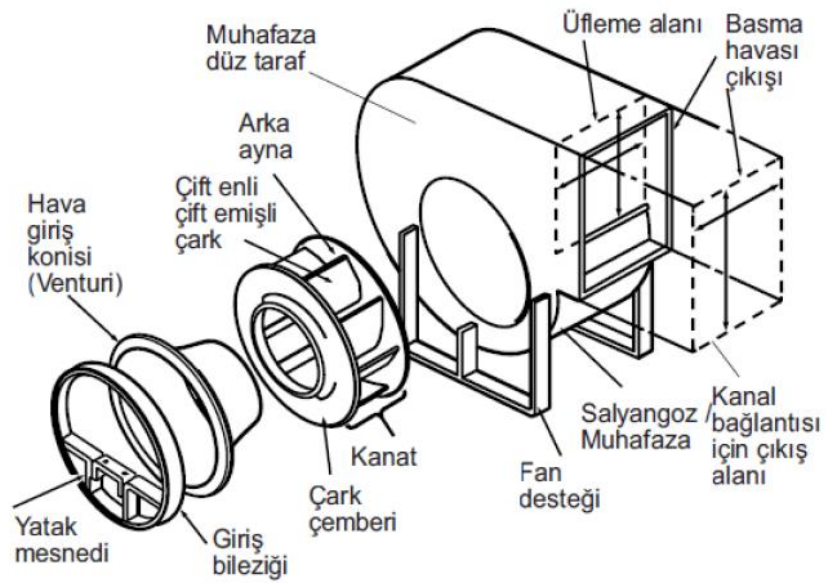
- Rotor iç çapı ($D1$)
- Rotor dış çapı ($D2$)
- Rotor kalınlığı (b)
- Kanat yarıçapı (Rb)
- Kanat giriş açısı (β_1)
- Kanat çıkış açısı (β_2)

Diğer bileşen olan salyangozun yapısını oluşturan parametreler ise aşağıda verilmiştir.[4]



Şekil 1.3. Radyal Fan Salyangoz Yapısı [4]

- Spiral eğrinin açılma açısı (α_s)
- Dil konumu açısı (α_t)
- Rotor ve salyangoz arasındaki boşluk (Se)
- Dil yarıçapı (R_t)
- Salyangoz kalınlığı (B)



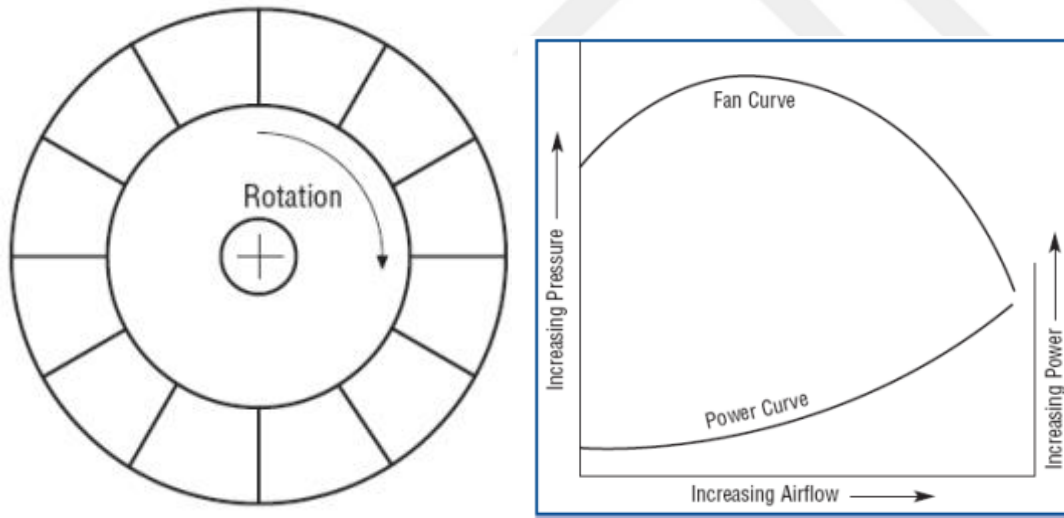
Şekil 1.4. Radyal Fan Genel Yapısı [4]

1.2.3. Radyal fan çeşitleri

Radyal fanlar ihtiyaca yönelik olarak şekillenmiş olup endüstriyel uygulamalarda birden fazla çeşidine rastlamak mümkündür. Radyal fanları temel olarak 4 alanda incelemek mümkündür. Bunlar; düz kanatlı radyal fanlar, öne eğik kanatlı radyal fanlar, arkaya eğik kanatlı radyal fanlar ve airfoil (uçak kanadı) kanat yapılı fanlar olarak adlandırılmaktadır.

1.2.3.1. Düz kanatlı radyal fanlar

Düz kanatlı radyal fanlarda kanat yapısı, kanat çıkış açısı 90° olacak şekilde tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu fanlar yüksek basınç ve düşük hava debisi gerektiren uygulamalarda tercih edilmektedir. Hava içerisinde kum, talaş gibi materyallerin olması durumunda dahi kullanılabilir olması avantaj iken verimi en düşük radyal fan tipidir. Karşı basınç ve debinin yüksek olduğu noktalarda motora binen yük sürekli artacağından dolayı motorun yanması gibi durumlar ortaya çıkabilir.

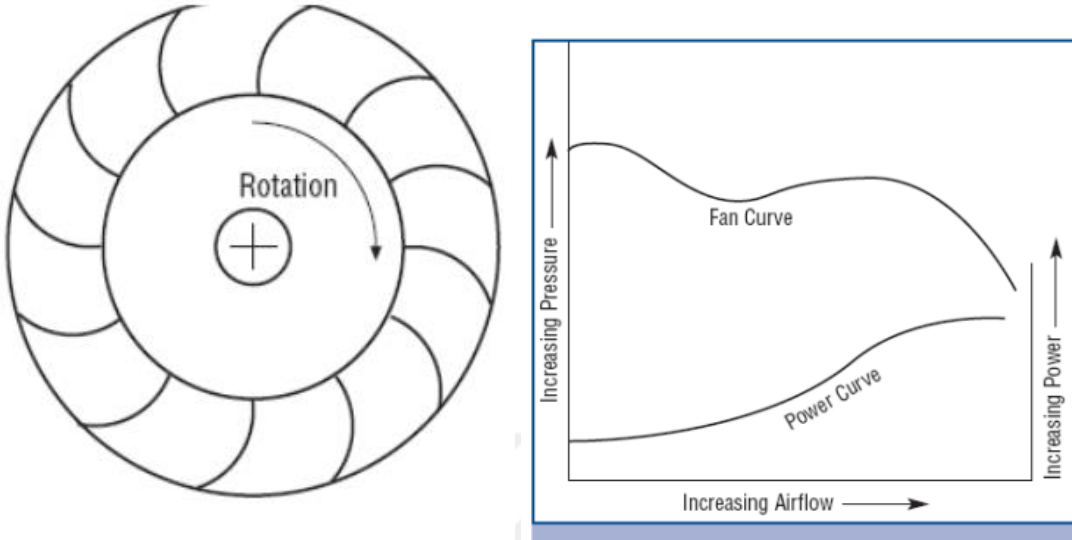


Şekil 1.5. Düz Kanatlı Radyal Fan [3]

1.2.3.2. Öne eğik kanatlı radyal fanlar

Öne eğik kanatlı radyal fanlarda kanatlar, çarkın dönüş yönü ile aynı yöne eğik olacak şekilde tasarlanmıştır. Bu tip fanlarda havanın kanatlardan çıkış hızı (V_R), çarkın çevre hızından (V_2) büyüktür. Bu nedenle çark, diğer kanat tipli çarklara kıyasla daha düşük

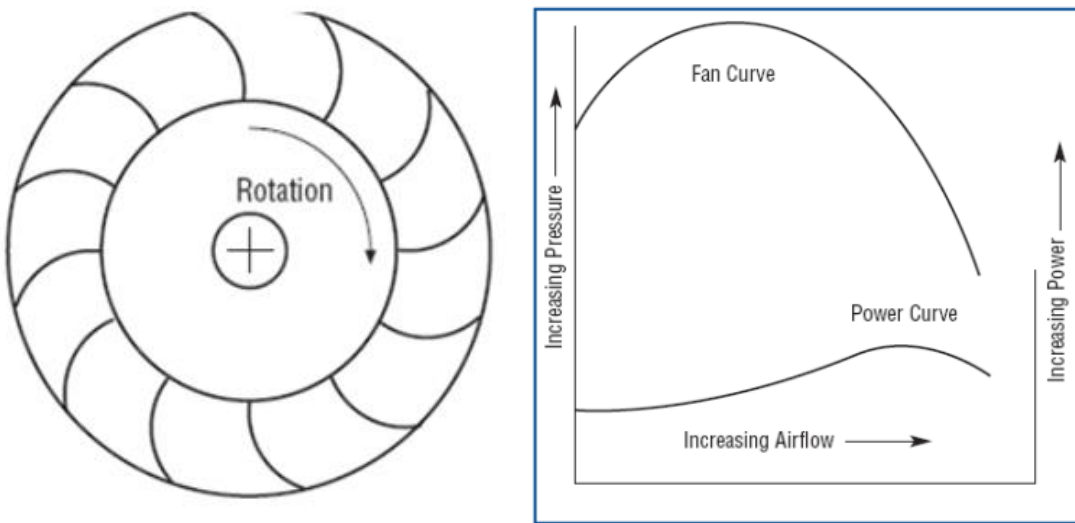
devirlerde daha yüksek hava debisi imkânı sağlamaktadır. Düşük basınç ve yüksek hava debisi gerektiren uygulamalarda tercih edilmektedirler.



Şekil 1.6. Öne Eğik Kanatlı Radyal Fan [3]

1.2.3.3. Geriye eğik kanatlı radyal fanlar

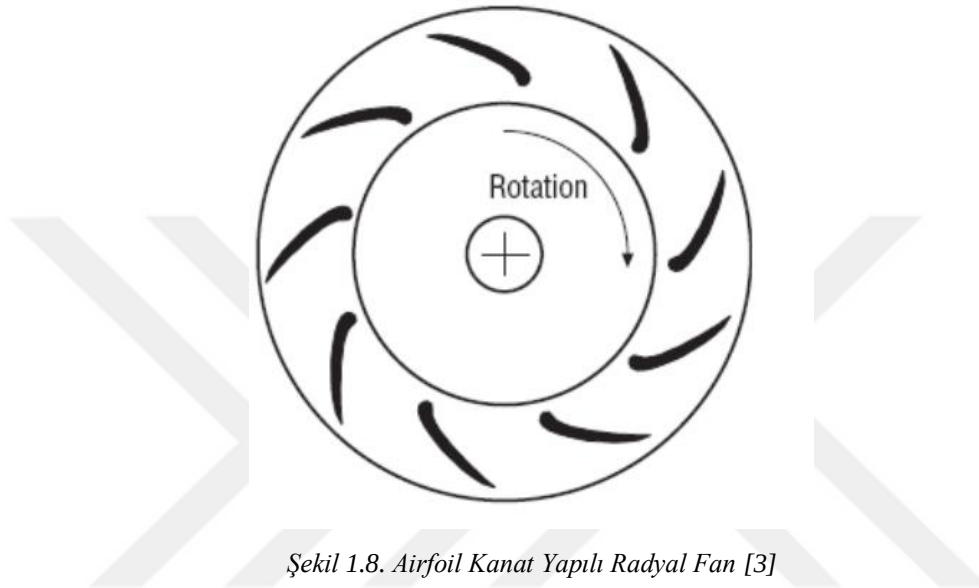
Geriye eğik kanatlı radyal fanlarda kanatlar, çarkın dönüş yönü ile zıt yöne eğik olacak şekilde tasarlanmıştır. Bu tip fanlarda hava çıkış hızı (V_R), çarkın çevre hızından (V_2) düşüktür. Bu durumu statik basıncın yüksek olmasına ancak elde edilen debinin düşük olmasına yol açmaktadır.



Şekil 1.7. Geriye Eğik Kanatlı Radyal Fan [3]

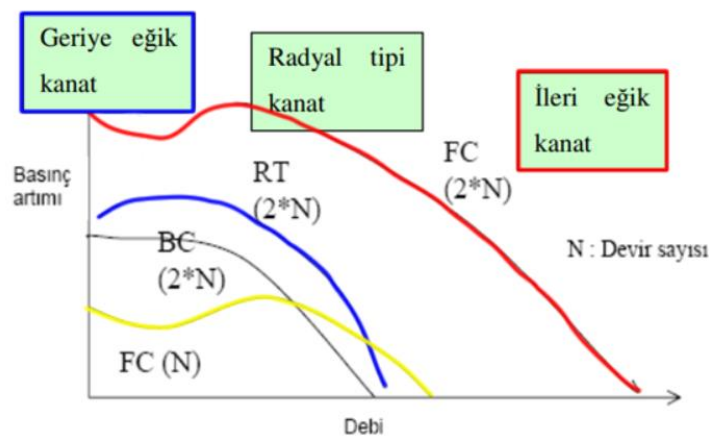
1.2.3.4. Airfoil (uçak kanadı) kanat yapılı radyal fanlar

Airfoil kanat yapısı geriye eğik kanatlı radyal fanlara benzemektedir. Ancak kanat kesitleri incelendiğinde airfoil kanatlı radyal fanların uçak kanadı kesitine benzediği görülmektedir. Geriye eğik kanatlı radyal fanlarda olduğu gibi yüksek statik basınç ve düşük debi değerleri elde edilmektedir ancak verimliliği geriye eğik kanatlı radyal fanlardan yüksektir.



Şekil 1.8. Airfoil Kanat Yapılı Radyal Fan [3]

1.2.4. Radyal fan tipleri karakteristik eğrilerinin yorumlanması



Şekil 1.9. Radyal Fan Tipleri Karakteristik Eğrileri [3]

Yukarıdaki şekilde geriye eğik, düz ve ileri eğik kanat tipli radyal fanların karakteristik eğrileri verilmiştir. Aynı devirde çalışan ve aynı basınç farkına eşdeğer noktalar baz alındığında, fan tipleri arasında ileri eğik kanatlı radyal fanın debi değerinin oldukça fazla

olduğu görülmektedir. Bu nedenle kötü havanın uzaklaştırılması, ortama temiz hava iletilmesi gibi durumlarda ileri eğik kanat tipli radyal fanların tercih edilmesi uygun olacaktır. Ayrıca eğriler incelendiğinde devir sayısı N değerinden 2N değerine arttırıldığında doğrusal olarak bir artış olduğu söylenebilmektedir.

1.2.5. Radyal fan teorik hesapları [5]

Pnömatik enerji veya Yük $H(kNm/kN=m)$; hava ve gazların birim ağırlık başına potansiyel enerjisi, basınç enerjisi ve kinetik enerjisinin toplamı olup,

$$H = Z + \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} = \text{Potansiyel Enerji} + \text{Basınç Enerjisi} + \text{Kinetik Enerji}$$

ifadesiyle tanımlanabilir.

Z ; referans bir düzleme göre akışkanın konumunu yani yükseltisi (mm),

P ; akışkanın statik basıncı ($kPa = kN/m^2$),

γ ; akışkanın özgül ağırlığı (kN/m^3),

V ; akışkanın ortalama akış hızı (m/s)

g ; ise yerçekimi ivmesini (m/s^2) göstermektedir.

γ akışkanın özgül ağırlığı ise; ρ akışkanın yoğunluğu (kg/m^3) olmak üzere, $\gamma = \rho g$ ifadesiyle tanımlanır. Bu bağlamda fanlar; kısaca mekanik enerjiyi gazların pnömatik enerjisine çeviren pnömatik akım makinaları olarak tanımlanabilir.

Radyal fanlar sürekli dönen bir rotora sahip olduklarından dolayı bir turbomakinelerdir. O yüzden tasarım aşamasında Euler turbomakine denklemi kullanılacaktır.

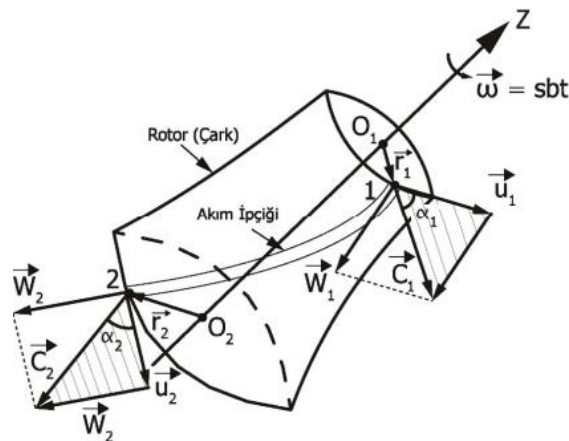
1.2.5.1. Euler denklemleri

Bu bölümde fan ve diğer türbomakinalar için çok önemli temel denklemlerin elde edilmesini sağlayan Euler teorisi verilecek ve fan mühendisliği terminolojisinde kullanılan temel kavramlar açıklanmaya çalışılacaktır.

$$\vec{F} = m \frac{d\vec{V}}{dt} = m \frac{d(m\vec{V})}{dt} = \frac{d\vec{a}}{dt} \quad 1.1$$

olduğuna göre, türbomakina rotorunun (çarkının) akışkandan enerji alması ya da ona enerji vermesi için akışkanın momentumunda yani hareket miktarında ($\vec{a} = m\vec{V}$) zaman içinde bir değişim meydana getirmek gerekir. Fanlarda bunu sağlamak üzere, akışkan rotorun (çarkın) (Şekil 1.10) içinden geçerken; (a) ya hız vektörünün hem doğrultusu hem de büyüklüğü değiştirilir (santrifüj ve karışık akışlı fanlarda olduğu gibi), (b) ya da uygun profilli çark kanatlarının dönerek akışkanın momentumunu değiştirmesi sonucunda kanadın yüzü (üstü) ile sırtı (altı) arasında oluşan farklı hızlardaki akışkan akımlarından dolayı basınç dağılımları arasındaki farklılık kanada etkiyen net bir kaldırma kuvvetini oluşturur (eksenel (aksiyal) fanlarda olduğu gibi).

1.2.5.1.1. Lineer momentum (hareket miktarı) teoremi



Şekil 1.10. Turbomakina Rotorunun Şematik Görünüşü [5]

$$\sum \vec{F} \wedge \vec{r} = \sum \frac{d\vec{a}}{dt} \wedge \vec{r} \quad 1.2$$

Teorik denklemler oluşuturlurken bazı kabullerin yapılması gerekmektedir. Bunlar ;

- Çarkta sonsuz kanat vardır
- Akışkanın mutlak hareketi zaman ortalaması daimidir.
- Akışkanın gerek çarka girişte gerek çarktan çıkışta mutlak hareketi dönel simetriktir. (Akış fanlarda türbülanslı olması nedeniyle bu kabul gerçeklikle bağdaşmamaktadır. Ancak sonuçlara etkisinin az olması sebebiyle türbilans etkisi yokmuş gibi kabul edilir.)
- Çarkın açısal hızı (ω) sabittir.
- Akışkan sürtünmesiz ve sıkıştırılamazdır.

Çarka bağılı dönen eksen takımına göre akışkanın yaptığı harekete “bağılı hareket”, sabit eksen takımına göre akışkanın yaptığı harekete “mutlak hareket”, sabit eksen takımına ve çarka bağılı olarak yaptığı dönme hareketine ise “sürüklenme hareketi” denir.

Akışkanın bağılı hızı $\vec{W}$, sürüklenme hızı (teğetsel hız, çevresel hız) $\vec{U}$ ve mutlak hızı $\vec{C}$ olmak üzere; her an her noktada ($\vec{\omega}$ çarkın hızını göstermek üzere) hızlar arasında aşağıdaki bağıntı yazılabilir.

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} \quad 1.3$$

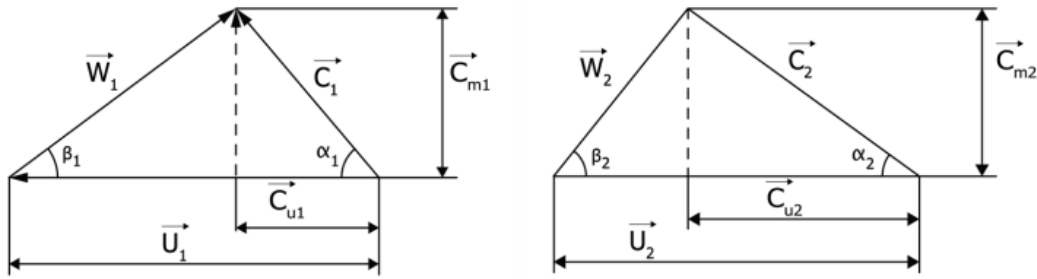
$$\text{Mutlak hız} = \text{Sürüklenme Hızı} + \text{Bağılı Hız}$$

İvmereler arasında ise aşağıdaki ifade yazılabilmektedir.

$$\frac{d\vec{C}}{dt} = \frac{d\vec{U}}{dt} + \frac{d\vec{W}}{dt} + 2\omega \cdot \vec{W} \quad 1.4$$

$$\text{Mutlak İvme} = \text{Sürüklenme İvmesi} + \text{Bağılı İvme} + \text{Coriolis İvmesi}$$

$\vec{C}$, $\vec{U}$, $\vec{W}$ hız vektörlerinin oluşturduğu üçgene hız (veya hızlar) üçgeni adı verilir. Giriş ve çıkış hız üçgenleri Şekil 1.11 de verilmiştir. $\vec{U}$ teğetsel (çevresel veya sürüklenme) hızı ilgili konumdan geçen daireye, $\vec{W}$ bağıl hızı ise kanada teğettir. Bu üçgenlerde ($\vec{C}$ ve $\vec{U}$) hızları arasındaki açılara α mutlak akış açısı denir. ($\vec{U}$ ve $\vec{W}$) hızları arasındaki açılara ise genel olarak β bağıl akış açısı veya kanadın eğimini belirlediği için genellikle kanat açısı denir. Giriş ve çıkış hız üçgenlerindeki α mutlak akış açıları mutlak akışın yönünü belirlerken, β bağıl akış açıları veya kanat açıları ise bağıl akışın yönünü belirler. β bağıl akış açısı veya kanat açısı, akışkana enerji veren fan, pompa, üfleç, körük ve kompresör gibi akım makinalarında ($-\vec{U}$ ve $\vec{W}$) hızları arasındaki açı iken, akışkandan enerji alan türbin (gaz, su, buhar, rüzgar) ile hidrolik ve pnömatik motor gibi akım makinalarında ise ($\vec{U}$ ve $\vec{W}$) hızları arasındaki açıdır.



Şekil 1.11. Giriş ve Çıkış Hız Üçgenleri

Çarkın içindeki akışkan hareketi esas itibariyle üç boyutlu olmakla birlikte hesapları kolaylaştırmak üzere, her dik kesitte ortalama hız göz önüne alınabilir ve akışkanın hızının kesitin her noktasında bu ortalama değere eşit olduğu kabul edilebilir. Böylece akım tek boyutluymuş gibi düşünülebilir. Tek boyutlu teori küçük fanlarda gerçeğe yakın sonuçlar vermektedir. Büyük fanlarda ise makinayı eşit debili küçük makinalara bölerek, her birine aynı yaklaşık (tek boyutlu) teoriyi uygulamak mümkündür. Bir akışkan ipçığının çarka (rotora) girdiği nokta 1 indisiyle, çarktan çıktığı nokta ise 2 indisi ile gösterilir (Şekil 1.10). Bir kanaldaki akışkan kütle sine hareket miktarı (momentum) teoremini uygularsak;

ΔQ bir tek kanala giren hacimsel debi ve ρ akışkanın yoğunluğu olmak üzere,

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \rho \Delta Q$$

akışkanın bir tek kanaldaki kütleli debisi olur. Mutlak akış zaman ortalaması olarak daimi olduğundan ;

$$\left(\frac{d\vec{c}}{dt} = 0 \right) \text{ ve } \sum \vec{F} = m \frac{d\vec{v}}{dt} = m \frac{d(m\vec{c})}{dt} = \frac{d\vec{a}}{dt} = \vec{c} \frac{d\vec{m}}{dt} + m \frac{d\vec{c}}{dt} = \rho \Delta Q \vec{c} \quad 1.5$$

(1.2) denklemi yardımıyla, hareket miktarının momenti alınarak açısal momentum (hareket miktarı) teoremi uygulanırsa,

$$\vec{M} = \sum \vec{F} \wedge \vec{r} = \sum \frac{d\vec{a}}{dt} \wedge \vec{r} = \rho \Delta Q \cdot \Delta (\vec{c} \wedge \vec{r}) \quad 1.6$$

Ifadesi yazılabilir. Burada $\vec{r}$ ilgili noktanın dönme eksenine göre konumunu gösteren yer vektörüdür. Alınan momentin çarkın dönme eksenini olan z ekseninde izdüşümü alınır,

$$\overrightarrow{M_z} = \{ \rho \Delta Q \cdot \Delta (\vec{c} \wedge \vec{r}) \}_z \quad 1.7$$

$$\text{Mutlak hız; } \vec{c} = \overrightarrow{c_u} + \overrightarrow{c_m} \quad 1.8$$

şeklinde, mutlak hızın teğetsel bileşeni $\overrightarrow{c_u}$ ve meridyen (normal) bileşeni $\overrightarrow{c_m}$ 'in toplamı biçiminde ifade edilebilir. Böylece;

$$\overrightarrow{M_z} = \{ \rho \Delta Q \cdot \Delta (\vec{c} \wedge \vec{r}) \}_z = \{ \rho \Delta Q \cdot \Delta [(\overrightarrow{c_u} + \overrightarrow{c_m}) \wedge \vec{r}] \}_z \quad 1.9$$

$$\overrightarrow{M_z} = \{\rho \Delta Q \cdot \Delta [(\overrightarrow{C_u}) \wedge \vec{r}]\}_z + \{\rho \Delta Q \cdot \Delta [(\overrightarrow{C_m}) \wedge \vec{r}]\}_z \quad 1.10$$

bulunur. Mutlak hızın meridyen bileşenlerinin tümü z dönme ekseninden geçtikleri için (1.10) denklemindeki son moment terimi sıfır olacaktır. Buna ilave olarak ağırlık kuvvetleri dönme eksenine dik veya eksen kestiklerinden bu eksene göre momentleri sıfırdır. Basınç kuvvetleri yüzeye dik olduklarından dönme eksenine göre momentleri olmayacaktır. Santrifüj kuvvetler dönme ekseninden geçtikleri için bu eksene göre momentleri sıfırdır. Kanaldan geçen akışkana cidarlardan etkiyen kuvvetlerinin dönme eksenine göre momenti, ΔM_z olur.

$$\Delta M_z = \int_1^2 \rho \Delta Q \cdot \Delta (\vec{C} \wedge \vec{r}) = \rho \Delta Q \cdot \Delta (\overrightarrow{C_{u2}} \overrightarrow{r_{r2}} - \overrightarrow{C_{u1}} \overrightarrow{r_{r1}}) \quad 1.11$$

Tüm kanallardan yani çarktan geçen hacimsel debi Q ise çarka akışkanın etki ettiği kuvvetlerin z dönme eksenine göre toplam momenti (M_z , 1.12) ifadesiyle tanımlanabilir.

$$M_z = \rho Q \cdot (C_{u2} C_{r2} - C_{u1} C_{r1}) \quad 1.12$$

Akışkanın özgür ağırlığı $\rho = \frac{\gamma}{g}$ ve g yerçekimi ivmesi olmak üzere ifade (1.13) ifadesine genişletilebilir.

$$M_z = \frac{\gamma}{g} Q \cdot (C_{u2} C_{r2} - C_{u1} C_{r1}) \quad 1.13$$

Hız üçgenleri göz önüne alındığında ifade (1.14) ifadesine genişletilebilir.

$$M_z = \frac{y}{g} Q \cdot (C_{u2} C_{r2} \cos a_2 - C_{u1} C_{r1} \cos a_1) \quad 1.14$$

Rotorun akışkana verdiği hidrolik güç (N_h) ifadesinin formülü (1.15) ve (1.12) ifadesi ortak denklemde kullanılarak (1.16) ifadesi elde edilir.

$$N_h = M\omega \left(\frac{Nm}{s} = \frac{j}{s} = W \right) \quad 1.15$$

$$N_h = M\omega = \rho Q \cdot (C_{u2} r_2 \omega - C_{u1} r_1 \omega) \quad 1.16$$

Sürüklenme hızları için $U_1 = r_1 \omega$ ve $U_2 = r_2 \omega$ eşitlikleri kullanılarak (1.17) ifadesi elde edilir.

$$N_h = M\omega = \rho Q \cdot (C_{u2} U_2 - C_{u1} U_1) \quad 1.17$$

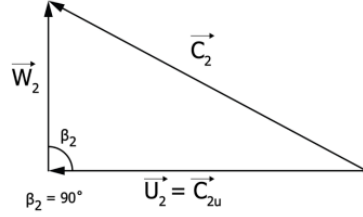
İfadeye $C_{u1} = C_1 \cos a_1$ ve $C_{u2} = C_2 \cos a_2$ ifadeleri eklenerek (1.18) ifadesi elde edilir.

$$N_h = M\omega = \rho Q \cdot (C_2 U_2 \cos a_2 - C_1 U_1 \cos a_1) \quad 1.18$$

Özgül ağırlık ifadesi ($\rho = \frac{y}{g}$) denkleme eklenerek (1.19) ifadesi elde edilir.

$$N_h = M\omega = \frac{y}{g} Q \cdot (C_2 U_2 \cos a_2 - C_1 U_1 \cos a_1) \quad 1.19$$

Fan çarkının akışkana maksimum güç verebilmesi için (1.19) ifadesindeki çıkarma işleminde ikinci ifadenin “0” olması gerekmektedir. C_1 ve U_1 ifadesinin 0 olması mümkün olmayacağından dolayı $\cos a_1 = 0$ eşitliği olmalıdır. Bu durum ancak $a_1 = 90^\circ$ olması ile mümkün olacaktır. Bu durumda akışkan fan çarkına dik girecektir ki bu duruma radyal veya ön dönmesiz giriş adı verilir.



Şekil 1.12. Radyal Giriş Halindeki Hız Üçgeni[5]

Güç bir ağırlığın kaldırılış şeklinde denkleme dahil edilirse ;

$$N_h = M\omega = \frac{\gamma}{g} Q \cdot (C_2 U_2 \cos a_2 - C_1 U_1 \cos a_1) = \gamma \cdot Q \cdot H_E \quad 1.20$$

(1.20) ifadesinde H_E ifadesi “Euler Basma Yüksekliği” olarak adlandırılmaktadır.

$$H_E = \frac{C_2 U_2 \cos a_2 - C_1 U_1 \cos a_1}{g} \quad 1.21$$

H_E sembolü yerine $H_{teo\infty}$ sembolüde kullanılabilir. Bunun nedeni ifadenin sonsuz kanat kabülü yapılarak elde edilmesinden kaynaklanmaktadır. H_E ifadesi çarktan birim ağırlık başına çıkan enerjidir ve birimi m 'dir. Birim akışkan kütlesi başına çark ile akışkan arasında alınıp verilen enerji ise (1.22) ifadesinde verilmiştir. Birimi m^2/s^2 dir.

$$Y_E = gH_E \quad 1.22$$

$\vec{C}$ mutlak hızındaki akışkanın $\vec{r}$ yarıçaplı daire çevresi boyunca sirkülasyonu Γ ile gösterilirse ve $\vec{C}$ vektörü ile daireye teğet vektör arasındaki açı a ise ;

$$\Gamma_1 = 2\pi\Gamma C_1 r_1 \cos a_1 \text{ ve } \Gamma_2 = 2\pi\Gamma C_2 r_2 \cos a_2 \quad 1.23$$

Çarkın açısal hızı ile devir sayısı veya dönme hızı arasındaki bağıntı, $\omega = 2\pi n/60$ olmak üzere, (1.22) ifadesi (1.24) ifadesi şeklinde düzenlenebilir.

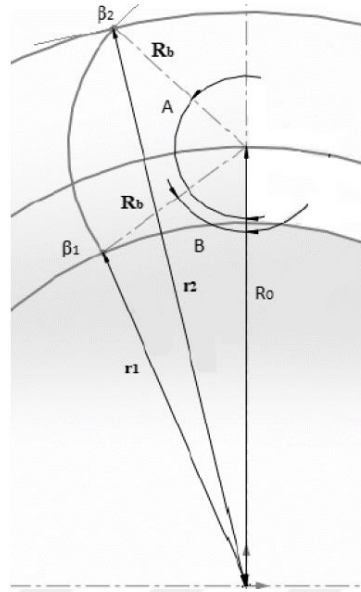
$$Y_E = gH_E = \left(\frac{n}{60}\right)(r_2 - r_1) \quad 1.24$$

Giriş ve çıkış hız üçgenlerinde “Cosinus Teoremi” uygulanırsa, fan için “Euler Basma Yüksekliği” ifadesi (1.25) ifadesindeki gibi yazılabilir.

$$H_E = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \quad 1.25$$

(1.25) ifadesi incelendiğinde “Euler Basma Yüksekliği” yani H_E ifadesinin büyüklüğü akışkanın giriş ve çıkış hızlarına bağlıdır. Ara noktaki hızlara ve akışkanın cinsine bağlı değildir. Bu ifade çarkın geometric verileri yardımıyla kolay hesaplanabilen teorik basma yükseliği olması ve fanlarda sonsuz kanat yapısı olmayacağı için bu değere ulaşamaz. Gerçek durumda kanat sayısı (z) belli olan bir fan için $H_{teo\ z}$ değeri, $H_{teo\infty}$ değerinden küçük olmalıdır.

1.2.5.2. Kanat çizimi [6]



Şekil 1.13. Kanat Çiziminde Kullanılan Parametrelerin Gösterimi[6]

Yaygın olarak kullanılan çark tasarımları incelendiğinde dairesel kanat yapısının kullanıldığı görülmektedir. Şekil 1.13’de parametreleri gösterilen kanat yapısının giriş ve çıkış üçgeleri Şekil 1.11 ‘de gösterilmiştir. Bu giriş ve çıkış hız üçgenlerine ait denklem ise (1.26) ifadesinde verilmiştir.

$$W_2^2 = C_{m2}^2 + (u_2 - C_{u2})^2 \quad 1.26$$

Bu ifadeye cosinüs teoremi uygulanarak denklem (1.27) ve (1.28) ifadesi elde edilir.

$$R_0^2 = R_b^2 + r_2^2 - 2R_b r_2 \cos(180 - \beta_2) \quad 1.27$$

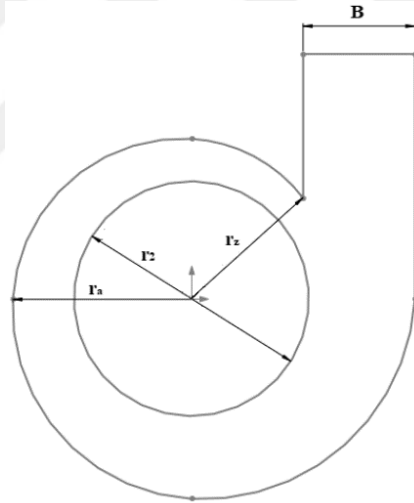
$$R_0^2 = R_b^2 + r_1^2 - 2R_b r_1 \cos(180 - \beta_1) \quad 1.28$$

$$R_b = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2[r_2 \cos(180 - \beta_2) - r_1 \cos(180 - \beta_1)]} \quad 1.29$$

$$R_0 = \sqrt{R_b^2 + r_2^2 - 2R_b r_2 \cos(180 - \beta_2)} \quad 1.30$$

1.2.5.3.Salyangoz çizimi [6]

Şekil 1.14'de çizimi ve parametreleri verilen salyangozun tasarımı (1.31) ve (1.32) ifadeleri ile gerçekleştirilebilir. Çark sonrasındaki meridyen hız (C_{m3}), çark çıkışındaki meridyen hıza (C_{m2}) eşit olacak şekilde denklem oluşturulur. Denklem (1.33)'den çark çıkışı sonrasındaki hava akış hızının aksenal bileşeni elde edilir. Kanat dilinin yarıçapı (1.34) ifadesinde olduğu gibi alınır ve farklı açılardaki salyangoz yarıçapı olan r_a değeri denklem (1.35) ifadesinden faydalanılarak yapılır.



Şekil 1.14. Salyangoz Boyut Parametreleri[6]

$$B = \frac{\pi r_2 C_{ma}}{2 r_z C_{ua}} b_2 n_v + \sqrt{\left(\frac{\pi r_2 C_{ma}}{2 r_z C_{ua}} b_2 n_v\right)^2 + 2\pi r_2 \frac{C_{ma}}{C_{ua}} b_2 n_v} \quad 1.31$$

$$r_z = r_2 + 5mm \quad 1.32$$

$$C_{u3} = \mu \frac{gH_{teo\infty}}{U_2} \quad 1.33$$

$$C = r_2 C_{u3} \quad 1.34$$

$$\ln \frac{r_a}{r_2} = \frac{Q_T}{2\pi BC} \theta \quad 1.35$$

1.2.6. Fan kanunları

Fan kanunları benzer tasarıma sahip fanlar arasındaki güç, statik basınç ve debi ilişkisini açıklayan kanunlardır. Bu kanunlara göre ;

- Fan devri, hava debisi ile doğru orantılı olarak değişmektedir.

1.36

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2}$$

- Basınç, fan devrinin karesi ile doğru orantılı olarak değişmektedir.

1.37

$$\frac{P_1}{P_2} = \left[\frac{N_1}{N_2} \right]^2$$

- Fan gücü, fan devrinin küpü ile doğru orantılı olarak değişmektedir.

1.38

$$\frac{H_{P1}}{H_{P2}} = \left[\frac{N_1}{N_2} \right]^3$$

1.2.7. Fanlarda oluşan kayıplar

Radyal fanlarda çok kanatlı bir çarkın radyal hareketi ile hava akışı üç boyutta gerçekleşmektedir. Bu nedenle akış birtakım belirsizlikleri yanında getirmektedir. Sistemde basınç farkını oluşturan ve asıl işi gerçekleştiren çarkın çok kanatlı bir yapıya sahip olması ise bu kayıpların artmasına zemin hazırlamaktadır. Kayıplar sürtünme kayıpları, difüzör etkisi, Eddy Kaybı ve şok kayıpları olarak dört ana grupta incelenmektedir.

1.2.7.1. Sürtünme kayıpları

Kanatların üzerinden geçen havanın kanat yüzeyi teması neticesinde oluşan vizkoz sürüklenme kuvvetleri, sürtünme kayıplarını oluşturmaktadır. Kanatların ön ve arka yüzeylerinde akışın temas ettiği noktalarda meydana gelmektedir.

1.2.7.2. Difüzör etkisi

Hava salyangoz merkezine dik bir biçimde girerek çarkın kanatları arasına doğru ilerler. Çarkın yüksek devirlerde dönmesi, akışkanın düşük basınçta salyangoz merkezinden girerek kanatlara doğru akması, kanatlar arasındaki mesafenin genişlemesine sebep olmaktadır. Yani kanatlar kanat çıkışına doğru genişlemektedir. Bu durum enerji kaybına ve verimin düşmesine neden olmaktadır.

1.2.7.3. Eddy kayıpları

Kanat ön yüzündeki basınç, kanat arka yüzündeki basınca göre daha yüksek olmazsa rotor kanatlarından, akışkana mekanik enerji aktarımı olmaz. Kanat ön yüzeyinde yüksek basınca maruz kalan akışkanın hızı, kanat arka yüzeyindeki akışkan hızına nispeten daha fazladır. Yüzeyler arasındaki hız farkı, birbiri ardına gelen iki kanat arasında bulunan hız alanında

uniform bir akış oluşmasını engeller. Eddy kayıpları bu düzensiz akıştan dolayı ortaya çıkan kayıplardır. [7]

1.2.7.4. Şok kayıpları

Şok kayıpları, ses altı ve üstü akış bölgelerinin bir arada olduğu durumlarda oluşmaktadır. Ses altı ve üstü akış bölgeleri arasındaki ara yüzeyde ani basınç değişimleri meydana gelmektedir. Bundan dolayı sınır tabaka ayrılması görülür ve kayıplara sebep olur. Fakat Mach sayısı 0,3 değerinin altında kalır ise ses altı akışlarda şok kaybı meydana gelmez [9].

2. FDE (FLUENT DYNAMIC EFFİCIENCY) ve EEI (ENERGY EFFİCIENCY INDEX) DEĞERİNİN HESAPLANMASI

Günümüz artan enerji ihtiyacı ve maliyetleri radyal fan verimlilik hesabını ve talebini çok önemli bir hale getirmiştir. Radyal fanların kullanım alanları ve yaygınlığı düşünüldüğünde yapılabilecek en ufak verim artışının geri dönüşünün ekonomik yönü oldukça fazladır. Enerji maliyetlerinin düşürülmesi amacıyla uluslararası platformlarca çalışmalara yapılarak regülasyonlar yayınlanmış, belirli enerji tüketim standartlarını altında kalan ürünlerin kullanılması yasaklanmıştır. Bu hususta tüketiciyi de bilgilendirmek için enerji etiketleri oluşturularak daha bilinçli olmaları hedeflenmiştir. Akışkan dinamik verimliliği (1.39) formülü yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$FDE = \frac{Q_{BEB} \times P_{BEB}}{3600 \times W_{BEB}} \times 100 \quad 1.39$$

Q_{BEB} = En iyi verimlilik noktasındaki hava akış debisi, m^3/sa

P_{BEB} = En iyi verimlilik noktasındaki statik basınç, Pa

W_{BEB} = En iyi verimlilik noktasındaki elektrik gücü, Watt

$$EEI = \frac{AEC}{SAEC} \times 100$$

$$f = 2 - (FDE \times 3,6) / 100$$

$$AEC = \frac{W_{BEB} \times (t_H \times f) + W_L \times t_L}{60 \times 1000} \times 365$$

$$SAEC = 0,55 \times (W_{BEB} + W_L) + 15,3$$

AEC = Yıllık enerji tüketimi , kWh/a

SAEC = Standart yıllık enerji tüketimi , kWh/a

t_L = Dakika cinsinden ifade edilen gün bazındaki ortalama aydınlatmadır,

t_H = Dakika cinsinden ifade edilen gün bazındaki ortalama çalışma süresidir,

W_{BEB} = En iyi verimlilik noktasındaki elektrik gücüdür , kWh/a

W_L = Aydınlatma sisteminin nominal elektrik gücü , kWh/a

f = Zaman artış faktörüdür,

2.1.FDE ve EEI Değerlerinin Sınıflandırması

Enerji verimlilik etiketleri tüketiciyi bilgilendirmek ve ürüne verimlilik standardı getirmek amacıyla uluslararası platformlarca oluşturulan bir kalite sistem yönetimidir. Verimlilik etiketleri, akışkan dinamiği verimlilik sınıfı ve enerji verimliliği sınıfı olarak iki alanda incelenmektedir. Akışkan dinamiği verimlilik sınıfı, davlumbaz içerisine montajı tamamlanmamış radyal fanı doğrudan ilgilendirmektedir. Enerji verimliliği sınıfı ise davlumbaz içerisine montajı tamamlanan radyal fan ile birlikte bütün ürününün sınıflandırılmasıdır.

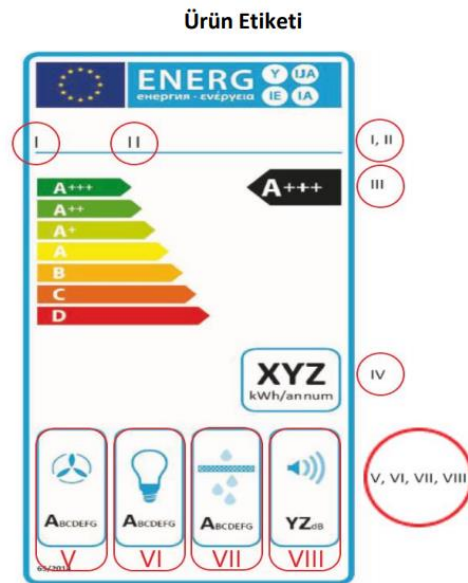
Yapılan bu çalışma radyal fan tasarımı özelinde olacağı, aspiratör veya son ürün içermemesi nedeniyle akışkan dinamik verimliliği üzerinden değerlendirme yapılacaktır.

Akışkan Dinamik Verimlilik
Sınıflandırması;

A	$FDE > 28$
B	$23 < FDE \leq 28$
C	$18 < FDE \leq 23$
D	$13 < FDE \leq 18$
E	$8 < FDE \leq 13$
F	$4 < FDE \leq 8$
G	$FDE \leq 8$

Enerji Verimlilik Endeksi
Sınıflandırması;

A+++	$EEI < 30$
A++	$30 \leq EEI < 37$
A+	$37 \leq EEI < 45$
A	$45 \leq EEI < 55$
B	$55 \leq EEI < 70$
C	$70 \leq EEI < 85$
D	$85 \leq EEI < 100$
E	$100 \leq EEI < 110$
F	$110 \leq EEI < 120$
G	$120 \leq EEI$



Resim 2.1. Davlumbaz Örnek Enerji Etiketi

2.2. Verimlilik Hesabı İçin Yapılacak Ölçüm Metodu

Fan karakterizasyon cihazı, teste alınan bir radyal fan için ölçümler gerçekleştirerek gerekli hesaplamaları bünyesinde gerçekleştirir ve fana ait karakteristik bilgileri dokümanite bir şekilde verir.

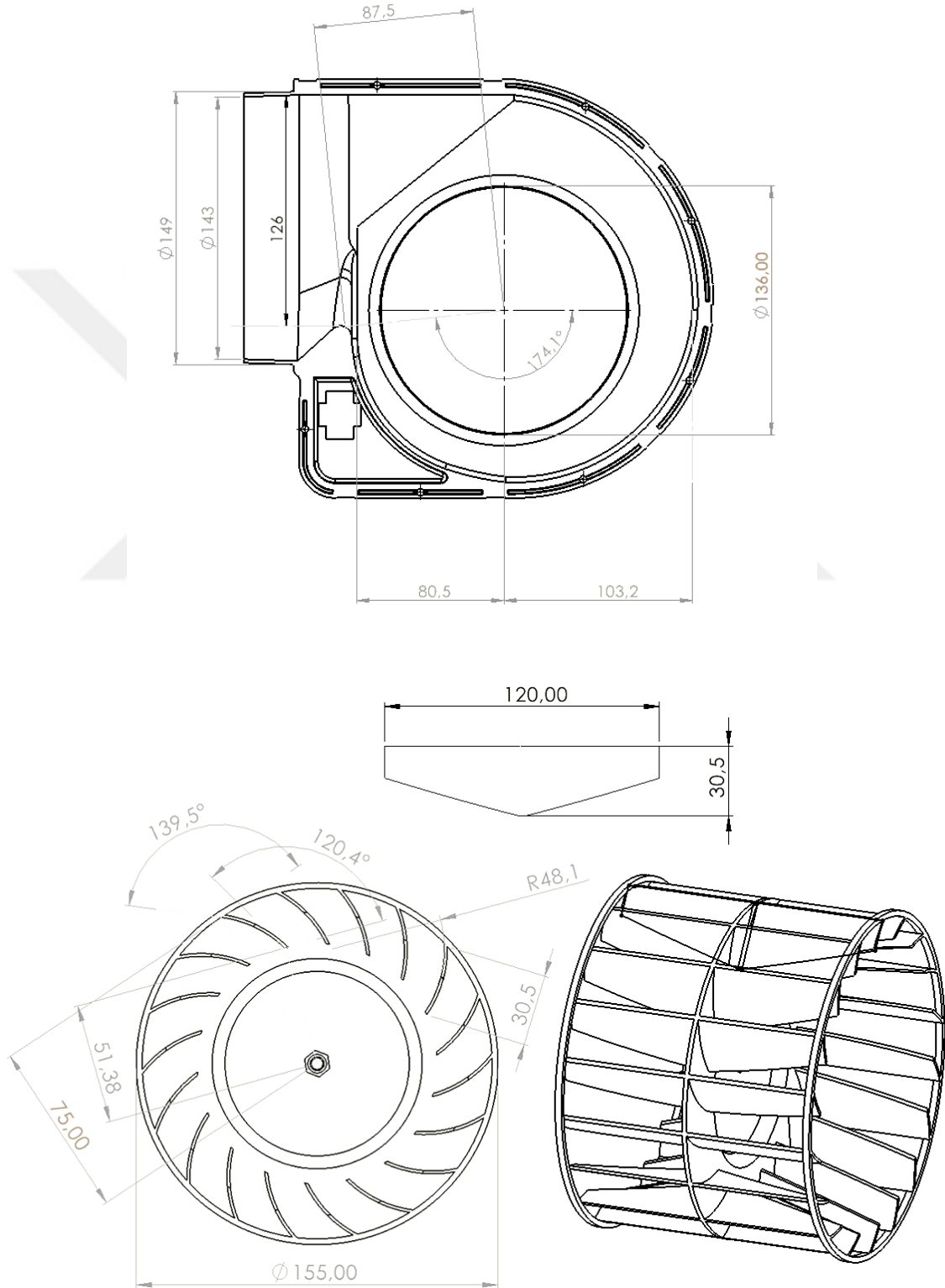
Test cihazına bağlanan fan tarafından üflenen hava bir oda içerisinde ızgara bıçaklarına çarparak dağılır. Her alana eşit dağılacak şekilde kararlı hale gelen hava oda çıkışına bir boruya yönlendirir. Burada akışkanın debisi ölçülerek işlenir. Cihazın çıkış kısmında konumlandırılan ikinci bir fan ilgili boruya ters basınç uygulayarak bir basınç farkı oluşturur. Oluşan basınç farkı, ikincil fan yardımıyla minimumdan maksimuma yükseltilir. Bu değişime bağlı olarak edilen debi ve güç değerleri işlenerek en verimli nokta tespit edilir.



Resim 2.2. Fan Karakterizasyon Test Cihazı

3. RADYAL FAN TASARIMI ve AKIŞ ANALİZİ

3.1.Referans Alınan Radyal Fan Teknik Çizimi



Şekil 3.1. Referans Alınan Radyal Fana Ait Teknik Ölçüler

3.2.Referans Alınan Radyal Fana Ait Ölçüm Raporu

Piyasada yaygın olarak kullanılan ve H25 kare motor kullanılan bir radyal fanın fan karakteristik ölçümleri gerçekleştirilerek aşağıda raporlanmıştır. Buna göre; Ø150 mm hava çıkış çapı ve son motor devrinde maksimum $400 \text{ m}^3/\text{sa}$ hava çıkış debisine sahip olduğu ölçülmüştür. Akışkan dinamik verimliliği (FDE) ise %9,3 olarak hesaplanmıştır.

İncelenen üründe maliyetin uygun olması, minimum enerji verimliliği gereksinimlerini karşılaması nedeniyle kare motor olarak da bilinen H tipi aspiratör motorları kullanılmaktadır. Ayrıca pervane tipinin geriye eğik kanatlı olarak tercih edildiği gözlemlenmiştir.



Resim 3.1. H25 Kare Motor

Fan karakterizasyon test cihazında test edilen radyal fana ait rapor aşağıdadır.

Device under Test

Specification	Unspecified system
Manufacturer / Brand	H_MOTOR_TASARIM
Type / Model identification	BUYUK_KABIN
Product name / Description	H25C4_REV1
Serial number / Production year	27072022
Mains supply	230 V / 50 Hz
Device configuration	Extraction mode with installed grease filter
Air outlet diameter	150 mm
Control Type	Manually
Boost setting	available

Picture Test Installation



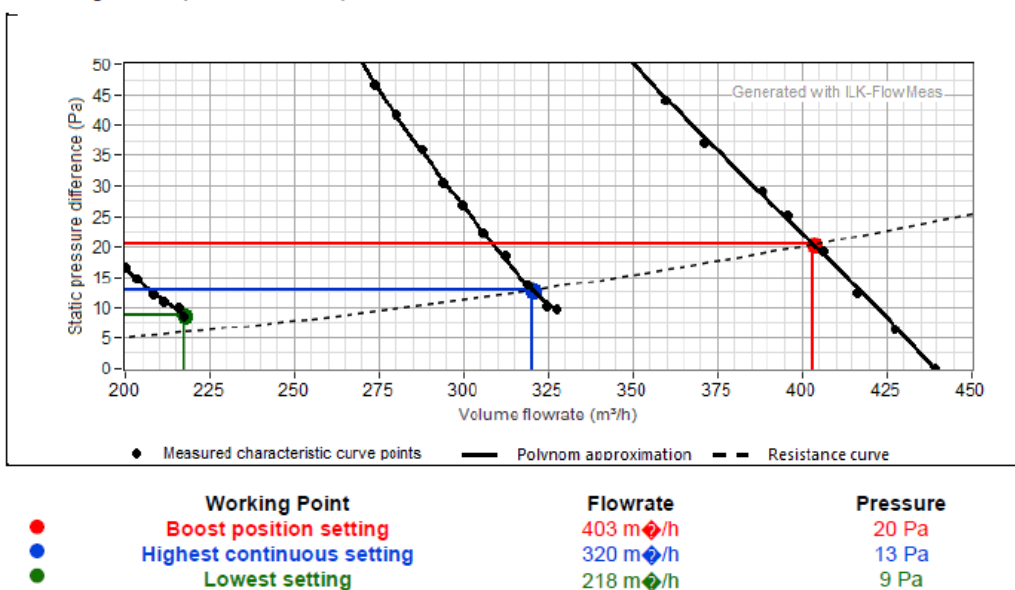
Installation Description

The maximum possible air-outlet of the device under test is connected to the pressure compensation chamber. The duct diameter is the same as that of the cooking fume extractor air-outlet. The purpose of this test is to determine the volumetric airflow at the working point(s) and at the best efficiency point.

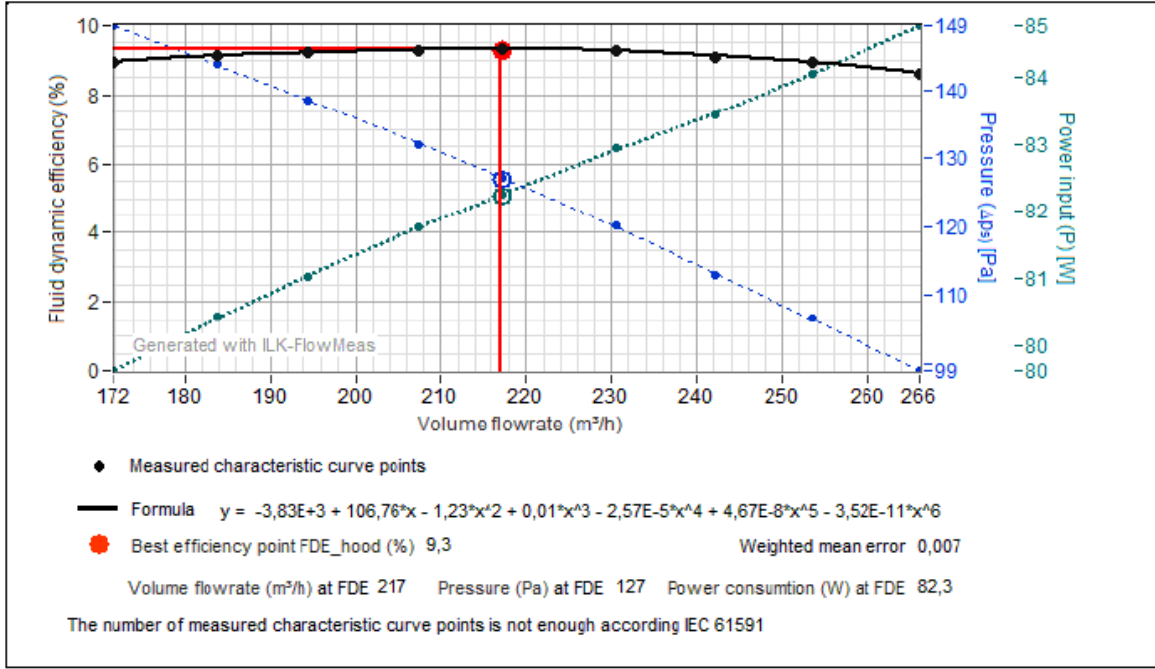
Test Conditions

Test rig	Volume flow characteristic test rig - ILK Dresden 231 550	
Measuring range	Orifice 2 (81 mm) - 40...1250 m ³ /h	
Test report generated with	ILK-FlowMeas 4.21k 06/2021 - Merzifon_EM	
Test standard	IEC 61591:2019 / EU Regulation No 66/2014	
Filter configuration	Extraction mode with installed grease filter	
Air outlet duct	150 to 160 mm	
Power settings tested	Boost position / Highest continuous / Lowest	
Test room conditions	Ambient conditions out of standard requirements	
Test room air temperature [°C]	34,9	Standard requirement between 21 and 25 °C
Test room air humidity [%]	36,5	Standard requirement draught-free
Ambient air pressure [hPa]	937	Standard requirement between 913 hPa and 1063 hPa
Warmup time [min]	30	Standard requirement >30 min
Test duration [min:sec]	90:56	

Working Points (IEC 61591:2019)



Best Efficiency Point (IEC 61591:2019)



Efficiency Data (EU Regulation No 66/2014; IEC 61591:2019)

Standard annual energy consumption	SAEC _{hood}	60,6	kWh/a
Annual energy consumption	AEC _{hood}	51,1	kWh/a
Time increase factor	f	1,7	
Fluid dynamic efficiency	FDE _{hood}	9,3	%
Energy efficiency index	EEL _{hood}	84,3	
Airflow rate at best efficiency point	Q _{BEP}	217,0	m³/h
Difference static pressure at best efficiency point	Δp _{BEP}	127	Pa
Maximum air volume flow (EU Regulation No 66/2014)	Q _{max}	403,4	m³/h
Necessary automatically revert time	t _{limit}	not required	min:sek
Electric power consumption at best efficiency point	P _{BEP}	82,3	W
Nominal power of the lighting system (EU Regulation No 66/2014)	W _L	0,0	W
Measured power input of the lighting system (IEC 61591:2019)	P _L	0,0	W

Standby power consumption (EN 50564:2011) (only required for fully automatic devices)

Measured power consumption in standby mode	P _s	0,00	W
Electrical power off state	P _o	0,00	W

Resim 3.2. Ø150 mm Büyük Salyangoz FDE Ölçüm Raporu

3.3.Radyal Fan Tasarımı

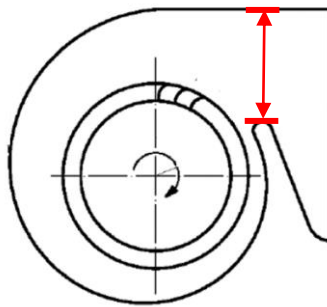
Referans alınan ürünün verileri incelendiğinde; Ø120 hava çıkış çapına sahip olacak şekilde daha küçük boyutlarda tasarlanan yeni üründe, H25 kare motor kullanılarak yaklaşık 400 m^3/sa hava debisi elde edilmek amaçlanmaktadır. Bu değer elde edilirken verimlilik değerinin mevcut Ø150 hava çıkış çapına sahip büyük radyal fanın FDE değerinden (%9,3) yüksek olması hedeflenmektedir.

Yapılacak olan tasarımın daha küçük boyutlar olması ve yüksek hava debisi hedeflenmesi nedeniyle kanat tipi ileri eğik kanat tipi olarak tasarlanmasına karar verilmiştir.

3.4.Fan Tasarımı Değişken Parametreleri

İdeal tasarıma ulaşılabilmek amacıyla geometride değiştirilen parametreler ve buna bağlı elde edilen sonuçlar bu kısımda açıklanmıştır.

3.4.1. Hava çıkış boğaz çapı

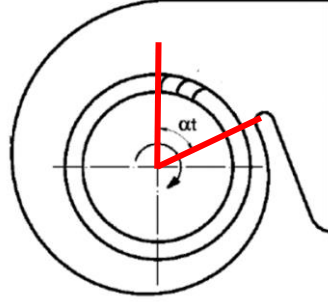


Şekil 3.2. Radyal Fan Hava Çıkış Boğaz Çapı

Radyal fanın hava çıkış boğazının daraltılması basınç ve debi değerlerine doğrudan etki etmektedir. İdeal şartlarda ve pervane devrinin değişmediği kabul edildiğinde boğaz çapının daraltılması maksimum debi değerini azaltacak, statik basınç farkının artmasını

sağlayacaktır. Elde edilecek optimum değerde statik basınç farkı artışının, düşen debi değerinden daha fazla olması nedeniyle verimlilik değerinin artması gerekmektedir.

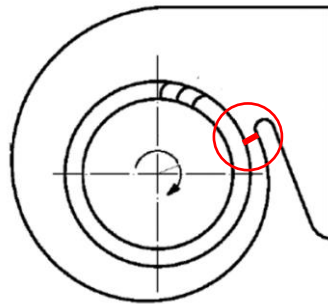
3.4.2. Boğaz dil açısı



Şekil 3.3. Radyal Fan Boğaz Dil Açısı

Pervane kanatlarının fan çıkışına yönlendirdiği havanın ilk olarak temas ettiği konum boğaz dil konumudur. Bu kısımdaki açının değişimi radyal fanın basınç ve debi değerlerini etkilemekle birlikte açının düzgün tayin edilememesi radyal fanda ısılk benzeri ses oluşumuna da neden olmaktadır. Bu gibi sistemlerin sürekli ev ortamında çalıştığı düşünülürse hava sesinden başka herhangi bir ses oluşumu istenmemektedir.

3.4.3. Salyangoz ve pervane arasındaki boşluk

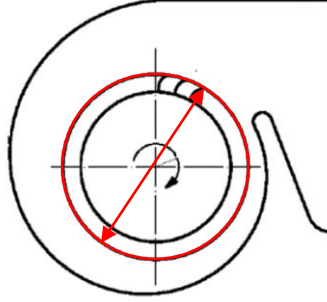


Şekil 3.4. Salyangoz ve pervane arası boşluk

Rotor ve pervane arasındaki boşluğunun azaltılması basınç değerine doğrudan etki etmektedir. Bu değerin düşük olması, salyangoz çıkışına yönlendirilen havanın tekrar

çevrime katılmasını azaltır. Buradaki çevrime katılan ve kayıp olarak nitelendirilebilecek havanın minimize edilmesi statik basınç değerinin artmasına neden olacaktır.

3.4.4. Salyangoz hava emiş çapı

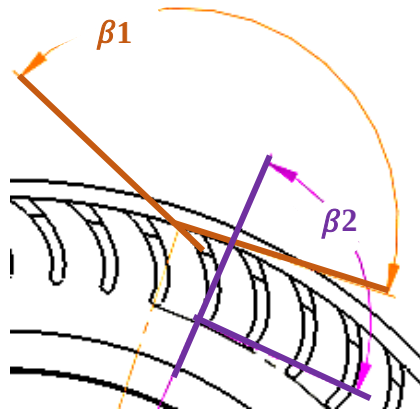


Şekil 3.5. Salyangoz Hava Emiş Çapı

Radyal fan, birim zamanda emdiği hava kütlesi kadarını sıkıştırarak atacaktır. Radyal fanın hava emişini gerçekleştireceği birim alan artırılarak emişin gerçekleştirildiği alan arttırılabilir ancak bu da emiş hızının düşmesine ve dolayısıyla pervanenin oluşturduğu basıncın olumsuz etkilenmesine yol açabilmektedir.

3.4.5. Pervane kanat geometrisi

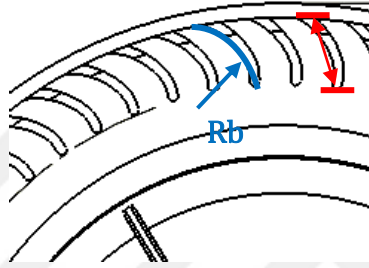
3.4.5.1. Kanat çıkış açısı ve kanat giriş açısı



Şekil 3.6. Kanat Giriş ve Çıkış Açısı

Salyangoz içerisinde radyal hareket yapan pervanenin hava ile temas ederek havayı yönlendiren kısmı kanatlarıdır. Havanın giriş ve çıkış açısının salyangoz yapısıyla uyumsuz olması, pervanenin çalışırken ekstra hava direncine yani yüke maruz kalmasına neden olur. Bu durum pervanenin çalışma performansını düşürerek elektrik motorunun daha fazla enerji çekmesine neden olur. Debi ve basınç değerlerini de olumsuz etkileyerek verimin düşmesine neden olur.

3.4.5.2.Kanat yarıçapı ve kanat boyu



Şekil 3.7. Kanat Yarıçapı ve Kanat Boyu

Kanatların kıvrılma yarıçapları hava ile temas eden ve havaya yön vererek kepçe hareketini yapan kısmı oluşturur. Bu nedenle yarıçap değeri performansa direkt olarak etki etmektedir. Hava ile temas eden yüzeyin gereğinden fazla artması pervanenin radyal hareketine karşı hava direnci oluşmasına neden olarak verimi olumsuz etkileyebilmektedir. Temas yüzeyinin yetersiz kalması istenen basınç ve debi değerlerinin oluşabilmesini güç kılmaktadır.

3.5.Salyangoz Boğaz Daraltılmasının Fan Karakteristiğine Etkisi

FDE verimlilik değerinin basınç ve debi değerleriyle doğru orantılıyken güç değeriyle ters orantılıdır. Bu bilgi ışığında verimlilik değerinin artması için basınç ve debi değerinin artması gerekmektedir. Radyal fanın hava çıkış boğaz çapının daraltılması havanın basınç değerini oldukça yukarılara taşımaktadır. Ancak debi değerinin ise düşmesine neden olmaktadır. Yapılan çalışmalar göstermiştir ki basınç değerindeki artış miktarı debi değerindeki düşüş miktarından oldukça fazladır. Bu nedenle boğaz daraltması uygulandığında verim oldukça yükselmektedir.

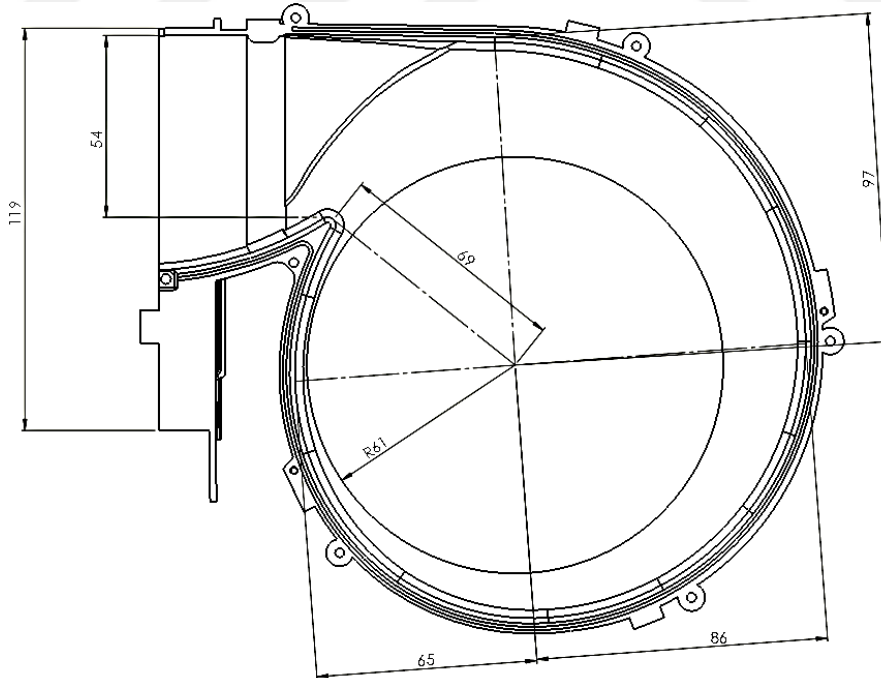


Standard annual energy consumption	SAEC _{hood}	105,9 kWh/a	104,0 kWh/a
Annual energy consumption	AEC _{hood}	72,2 kWh/a	64,8 kWh/a
Time increase factor	f	1,2	1,1
Fluid dynamic efficiency	FDE _{hood}	23,3 %	26,2 %
Energy efficiency index	EE _{hood}	68,2	62,3
Airflow rate at best efficiency point	Q _{BEP}	320,9 m³/h	331,2 m³/h
Difference static pressure at best efficiency point	ΔP _{BEP}	426 Pa	459 Pa
Maximum air volume flow (EU Regulation No 66/2014)	Q _{max}	636,3 m³/h	594,4 m³/h
Necessary automatically revert time	t _{limit}	not required min:sek	not required min:sek
Electric power consumption at best efficiency point	P _{BEP}	164,8 W	161,3 W

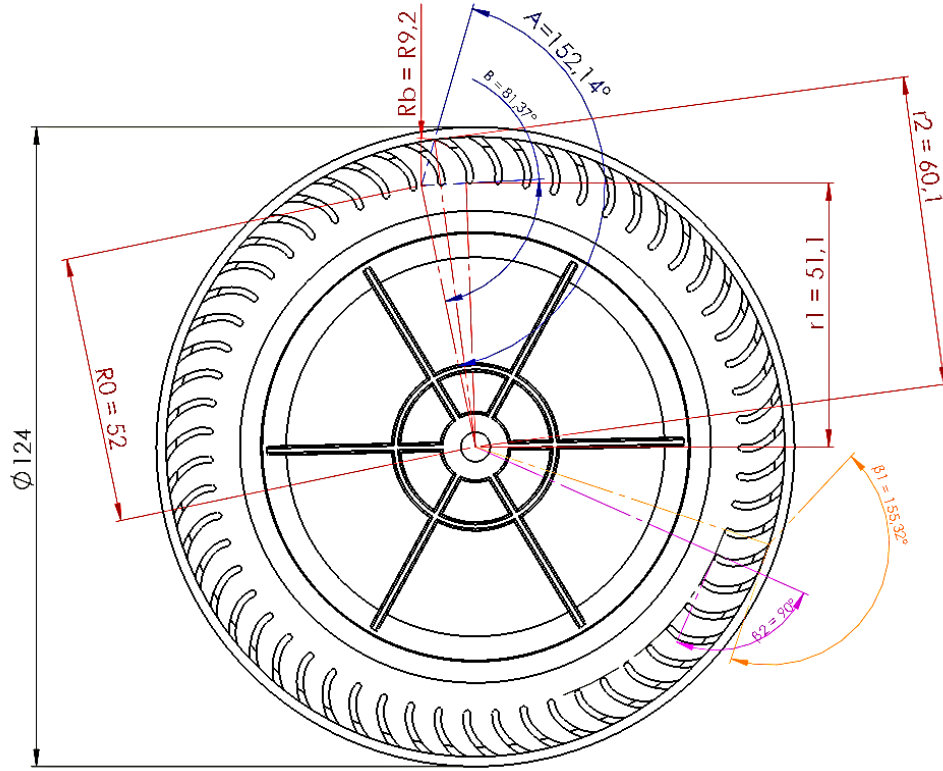
Resim 3.3. Salyangoz Boğazının Daraltılmasının Fan Karakteristiğine Etkisi

3.6.Radyal Fan Katı Model Oluşturulması

Tasarım gerçekleştirilirken optimum tasarıma ulaşılması amacıyla parametrik tasarım yapılarak katı model, akış analizlerine tabi tutulmuştur. Yapılan analizler sonucunda ortaya çıkan parametreler ve tasarım aşağıda Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de verilmiştir.



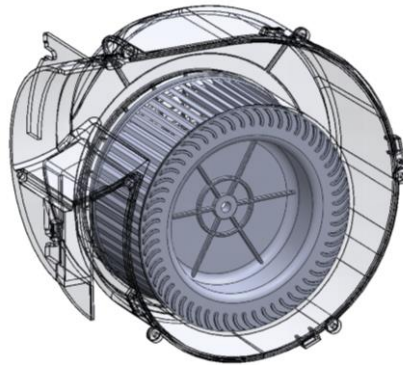
Şekil 3.8. Gerçekleştirilen Salyangoz Tasarımı Teknik Çizimi



Sekil 3.9. Gerçekleştirilen Pervane Tasarımı Teknik Çizimi

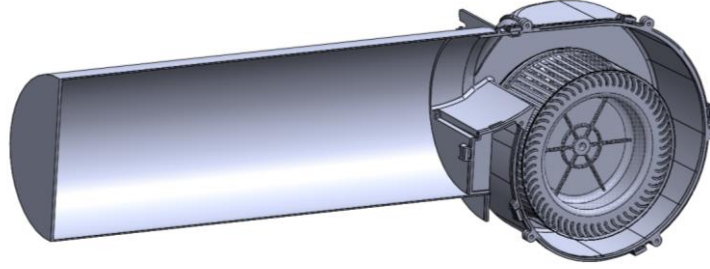
3.7.Akış Analizi İçin Yardımcı Tasarımların Gerçekleştirilmesi

Akış analizlerinin gerçekleştirilmesi amacıyla Solidworks Flow Simulation aracı kullanılacaktır. Salyangoz içerisinde montajı tamamlanan pervaneye dönüş tanımlanmamaktadır. Bu nedenle pervane etrafına, pervaneyi içersine alacak şekilde bir silindirik yapıda bir katı model çizilir. İleriki adımlarda dönüş işlemi bu katı modele tanımlanacaktır.



Sekil 3.10. Analiz İçin Yardımcı Döner Alan Tasarımı

Bir sonraki adımda ise salyangozun hava çıkışına çıkış çapının yaklaşık üç katı olacak şekilde bir baca çizimi yapılır. Bunun amacı havanın yaklaşık 360mm uzunluğundaki boru içerisinde homojen bir şekilde yayılması ve elde edilecek verilerin doğruluğunun artırılmasıdır. Bacanın çıkış kısmı ise kapatılmalıdır. Bunun nedeni buradaki alandan geçen hava debisinin hesaplanması amacıyla.



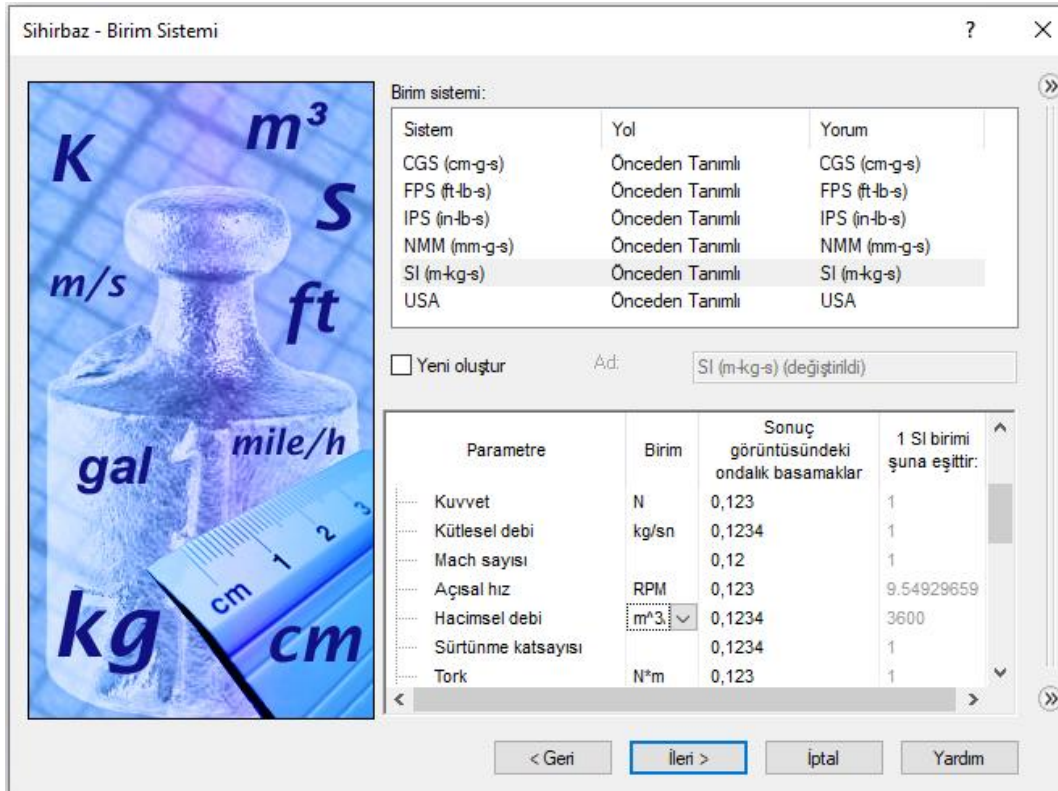
Sekil 3.11. Analiz İçin Yardımcı Fan Hava Çıkış Boru Tasarımı

3.8. Analiz Tanımlamalarının Yapılması

Döner alan ve çıkış çapındaki baca çizim ve montaj işlemi tamamlandıktan sonra Solidworks Flow Simulation aracı başlatılır.

Flow simülasyon sihirbazında “SI” birim sistemi seçilir. Alt kısımda bulunan bölümde hacimsel debi “ m^3/h ” olacak şekilde ve açısal hız “RPM” olarak seçilir ve bir sonraki adıma geçilir.

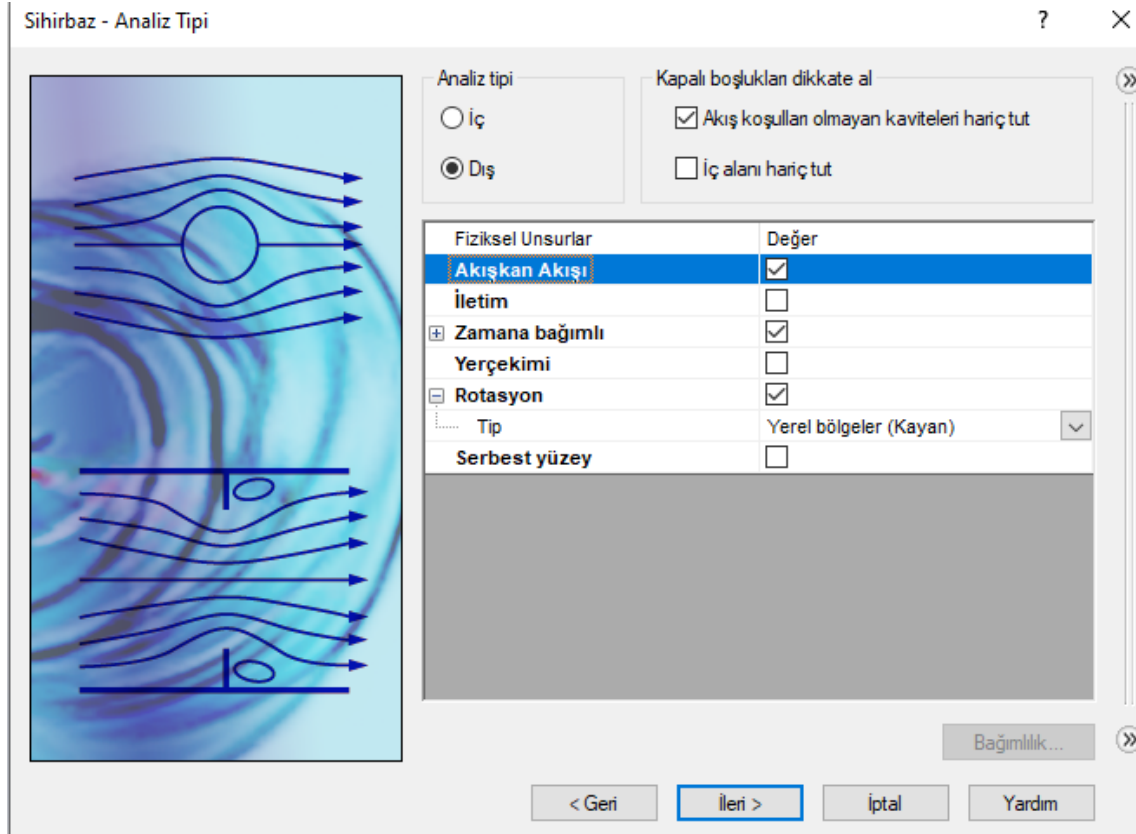
Flow simülasyon sihirbazında “SI” birim sistemi seçilir. Alt kısımda bulunan bölümde hacimsel debi “ m^3/h ” olacak şekilde ve açısal hız “RPM” olarak seçilir ve bir sonraki adıma geçilir.



Resim 3.4. Analiz Sihirbazı Birim Sistem

Analiz tipinin belirlendiği bu kısımda dış akış olarak tercih yapılır. Dış akışın tercih edilmesinin sebebi, sistemimizin ortamdan hava çekerek yine ortama debili bir hava vermesidir. Yani sistemimiz dış ortamla bağıntılı olarak çalışmaktadır. Burada ki işlem iç akış olarak tercih edilseydi sistemimizin giriş ve çıkışları bir kütük yardımıyla ortamdan izole edilmeli ve ilgili kısımlara çevre basıncı tanımlanmalıdır.

Analizde gerçekleşecek akışkan akışı kısmı işaretlenir. Rotasyon kısmı yerel bölgeler (kayan) olarak değiştirilir. Buna bağlı olarak zamana bağımlı kısmı otomatik olarak sistem tarafından işaretlenecektir. Kayan tercih edilmesinin sebebi zamana bağlı olarak analizin gerçekleşmesine imkân vermesi ve akışı hesaplamasıdır.

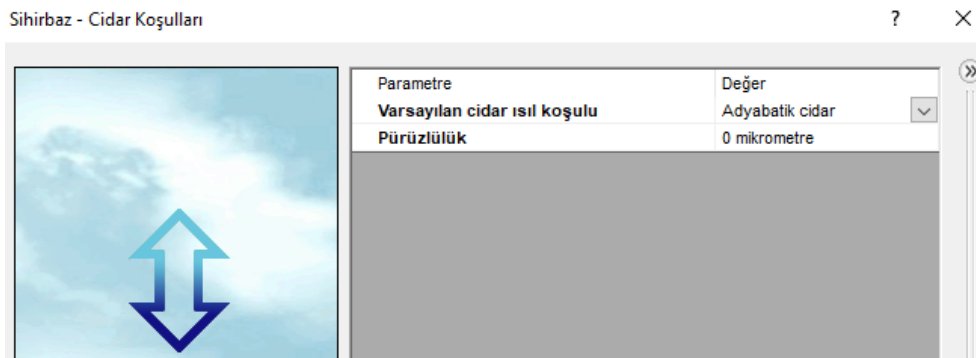


Resim 3.5. Analiz Sihirbazı Analiz Tipi

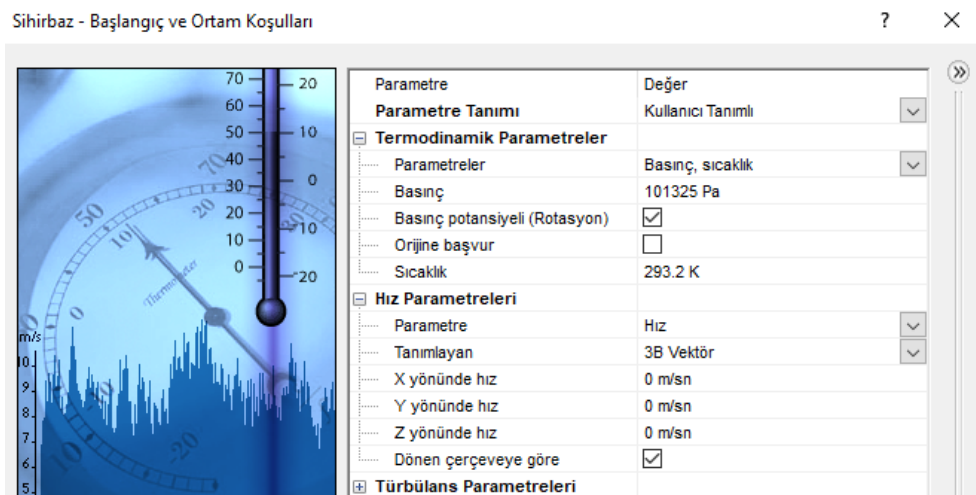
Bir sonraki adımda akışkanın tipi hava olarak tanımlanır. Cidar koşulları sabit sistem tercihi olarak bırakılır. Yani adyabatik cidar tercih edilerek ısı ve kütle geçişi olmadığı kabulü yapılır. Bir sonraki adıma geçilerek ortam basınç ve sıcaklık değerleri tanımlanır. Bu kısımda yine sistem tercihleri sabit bırakılmıştır. Yani ortam sıcaklığı 25 °C yani 297,3 K olarak tercih edilmiştir. Çevre basıncı ise 101325 Pa olarak tanımlanmıştır.



Resim 3.6. Analiz Sihirbazı Akışkan Seçimi

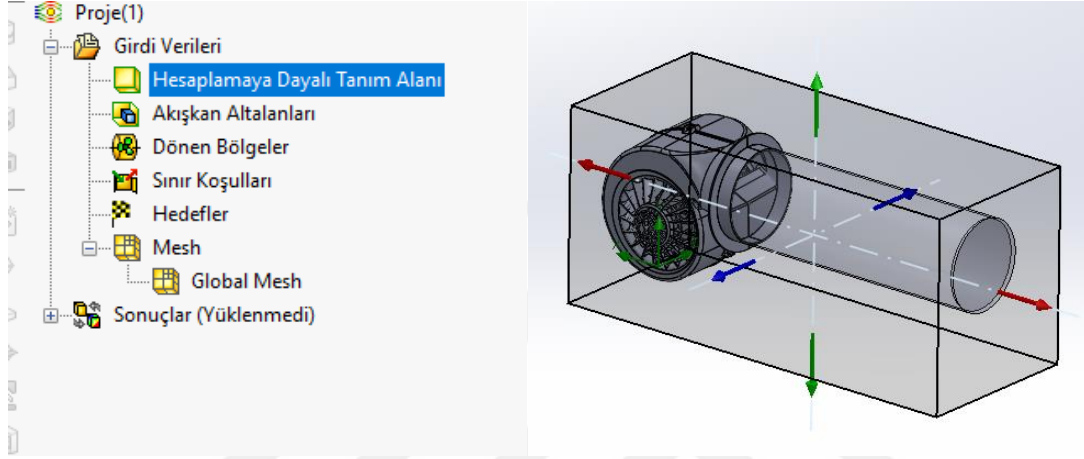


Resim 3.7. Analiz Sihirbazı Cidar Koşulları



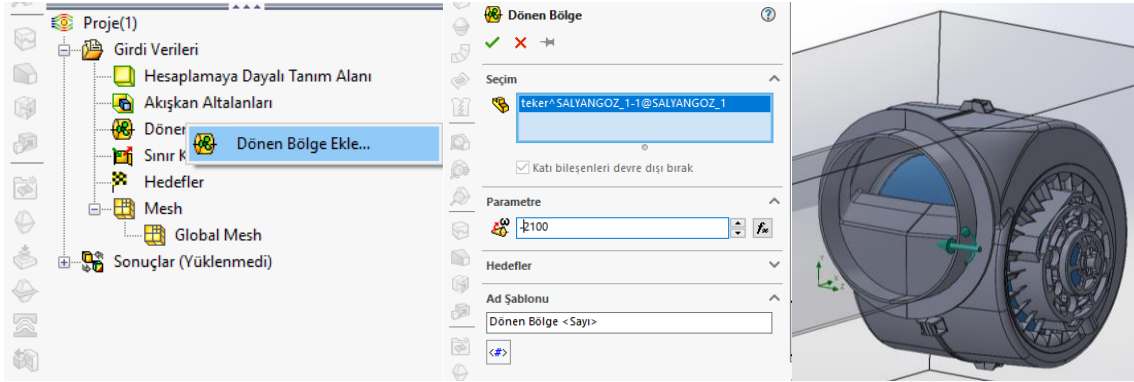
Resim 3.8. Analiz Sihirbazı Başlangıç ve Ortam Koşulları

Analiz sihirbazında gerekli analiz tercihleri yapıldıktan tasarımıımızda koşullarımızı ve sistemimizi tanımlamamız gerekmektedir. Bu nedenle sol tarafta aktif hale gelen analiz menüsünden analizin gerçekleşeceği tanım alanı oluşturulur. Bu kısım hesaplamaaya dahil olacak alanı belirtmektedir. Tasarımıımızı içersine alacak şekilde boyutları oklar yardımıyla ayarlanır.



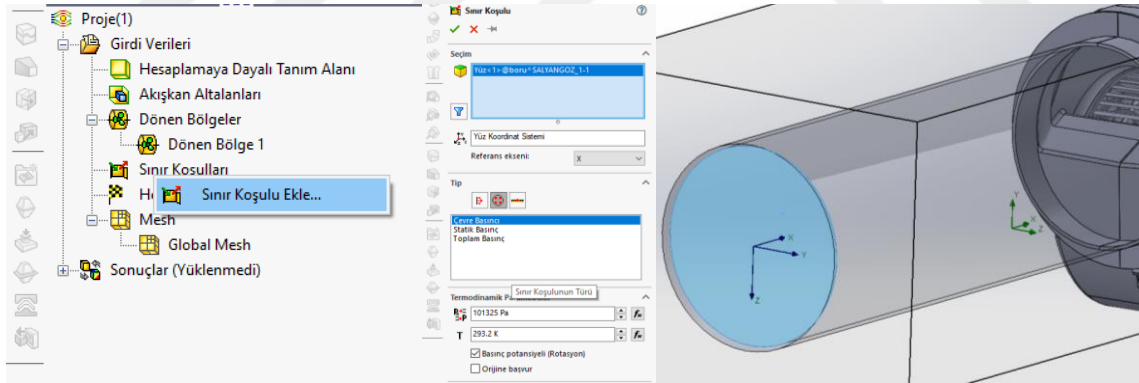
Resim 3.9. Girdi Verileri Hesaplamaaya Dayalı Tanım Alanı

Akışkanın hareketini sağlayacak ana unsur olan dönen bölge aşağıdaki resimde görüleceği üzere dönen bölge ekle kısımdan eklenir. Burada dikkat edilecek husus tercih edilen modelin pervane tasarımı değil pervanenin etrafına çizilen dairesel alan olmasıdır. Parametre kısmına pervanenin devri tanımlanır. Tasarımıımızda devir -2100 RPM olarak tanımlanmıştır. Negatif değer girilmesinin nedeni dönüş yönünün hava çıkış alanı yönünde olmasını sağlamak içindir.



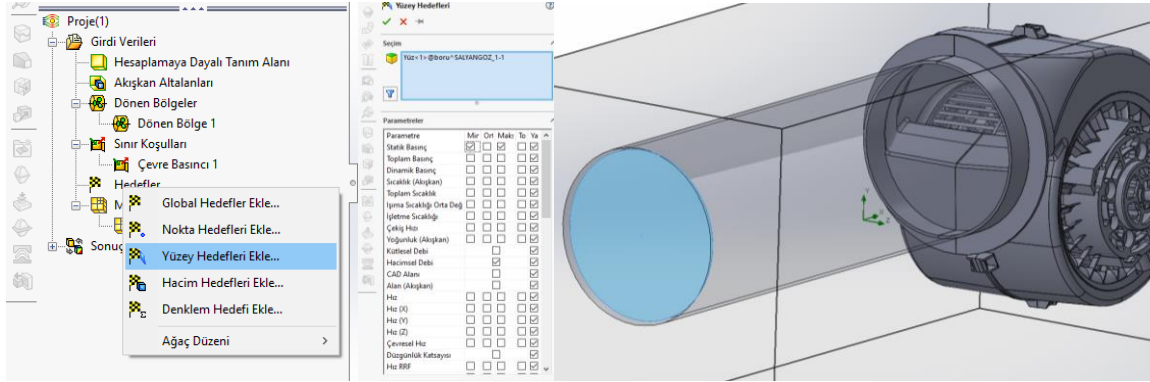
Resim 3.10. Girdi Verileri Döner Alan Tanımlanması

Normal şartlarda analiz tipimizin dış akış olarak belirlenmesi nedeniyle boru çıkış çapına bir kütle çizmeden analizimizi gerçekleştirebilmekteyiz. Ancak bu alandan çıkan hacimsel debinin hesaplanması amacıyla bu kısma bir kütle çizildi. Kütlenin iç yüzeyine sınır koşulu tanımlanarak açık hava basıncı tanımlandı. Yani sisteme göre, çizilen kütlenin iç yüzeyinin ortama açılmaktadır.



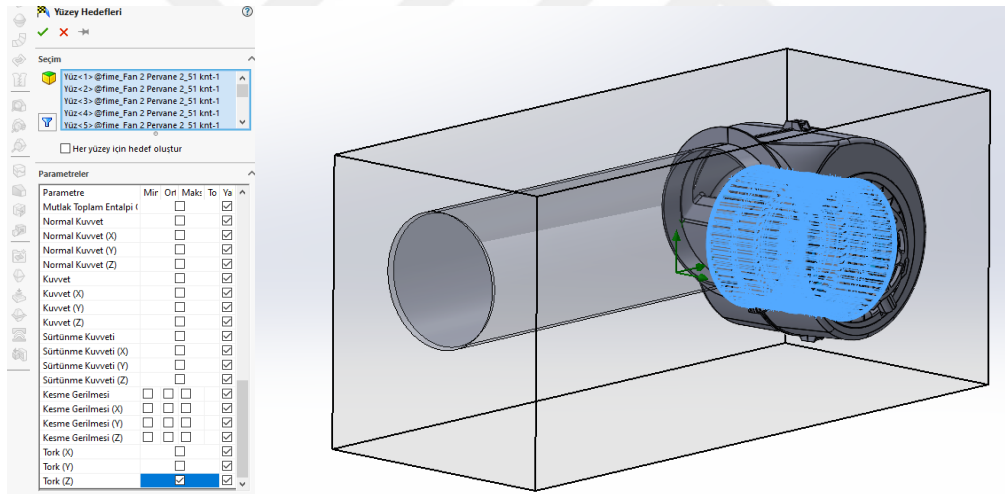
Resim 3.11. Girdi Verileri Sınır Koşulu Eklenmesi

Hedefler kısmında analizin hesaplamasını istediğimiz veriler seçilmektedir. Global hedef ekle seçeneği seçilerek maksimum hız ve ortalama statik basınç seçenekleri seçildi. Yüzey hedefi ekle seçeneği seçilerek kütlenin iç yüzeyinde hacimsel debi seçeneği seçildi.



Resim 3.12. Girdi Verileri Yüzey Hedeflerinin Eklenmesi

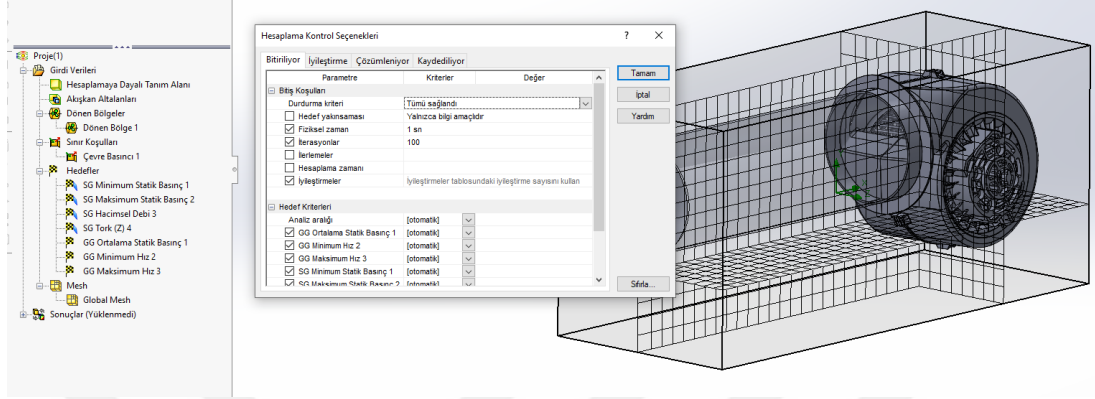
Ayrıca yine yüzey hedefi ekle kısmında pervaneye ait tüm yüzeyler seçilerek “Z” eksenine göre pervanenin tork değeri seçilerek pervanenin zamana bağlı tork verilerinin hesaplanması sağlandı.



Resim 3.13. Girdi Verileri Yüzey Tork Değerinin Hesaplanması

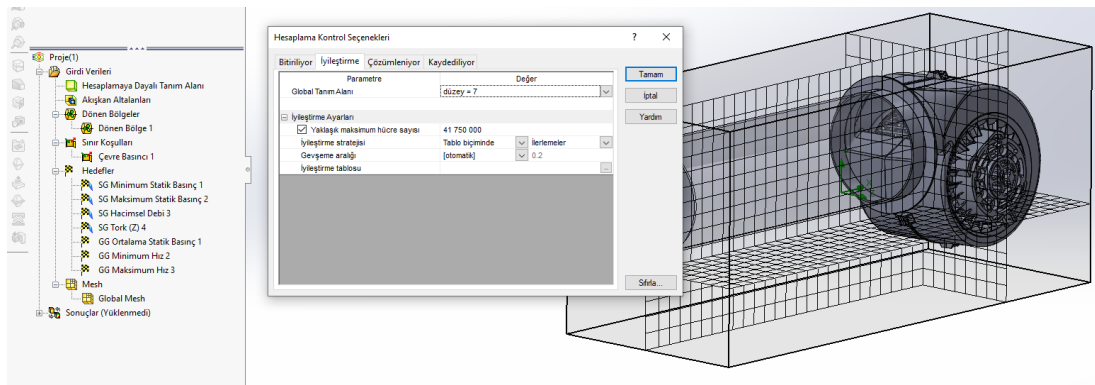
Analizimizin sonlu elemanlar analiz yöntemine dayanması nedeniyle tasarımıımız, mesh adı verilen ve yüzeyi tanımlayan sonlu sayıdaki küçük alanlardan oluşmaktadır. Bu küçük alanların sayısının çok olması ve boyutlarının küçüklüğü analizimizin hassasiyetini belirlemektedir. Daha çok hücre adı verilen alandan oluşan sistemlerde analiz daha fazla hücrede hesaplama yapacağı için sonuçlar daha hassas olarak hesaplanmaktadır.

Hedef kriterler kısmında daha önce tanımlanan hedefler aktif edilerek analizin bu hedefleri hesaplaması talep edilmektedir.



Resim 3.15. Hesaplama Kontrol Seçenekleri Bitiriliyor Sekmesi

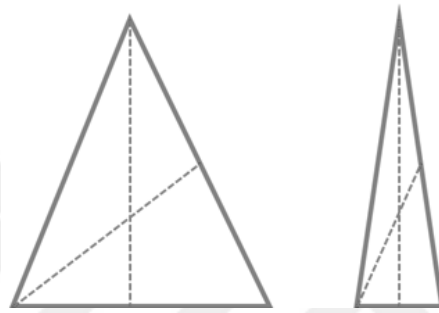
İyileştirme sekmesinde çalışan sistemde basınç ve hız farkının olduğu bölgeler sistem tarafından tespit edilir. Geçişin yaşandığı bu bölgelere daha yoğun mesh otomatik olarak oluşturularak daha hassas bir hesaplanmanın olması sağlanır. Bu kısımda iyileştirme düzeyi en yüksek değer olan “7” olarak seçilmiştir. Buna bağlı olarak çıkabilecek maksimum hücre sayısı limiti 41.758.000 olarak tanımlanmıştır.



Resim 3.16. Hesaplama Kontrol Seçenekleri İyileştirme Sekmesi

3.8.1. Çözüm ağı (mesh) kalite analizi

Solidworks program simulation aracından uygulanan ağ yapısının kalitesinin denetimi bir kaç yolla yapılabilmektedir. Bunlardan birisi olan “aspect ratio” adı verilen en boy oranlarının belirlenmesidir. Bir katı mesh için sayısal doğruluğu en yüksek olan analiz, kenarları eşit uzunlukta olan tek tip düzgün elemanlara sahip mesh ile gerçekleştirilebilmektedir. Bu nedenle en boy oranı “1” olan ağ yapısında en kararlı sonuçlar alınmaktadır.[8]

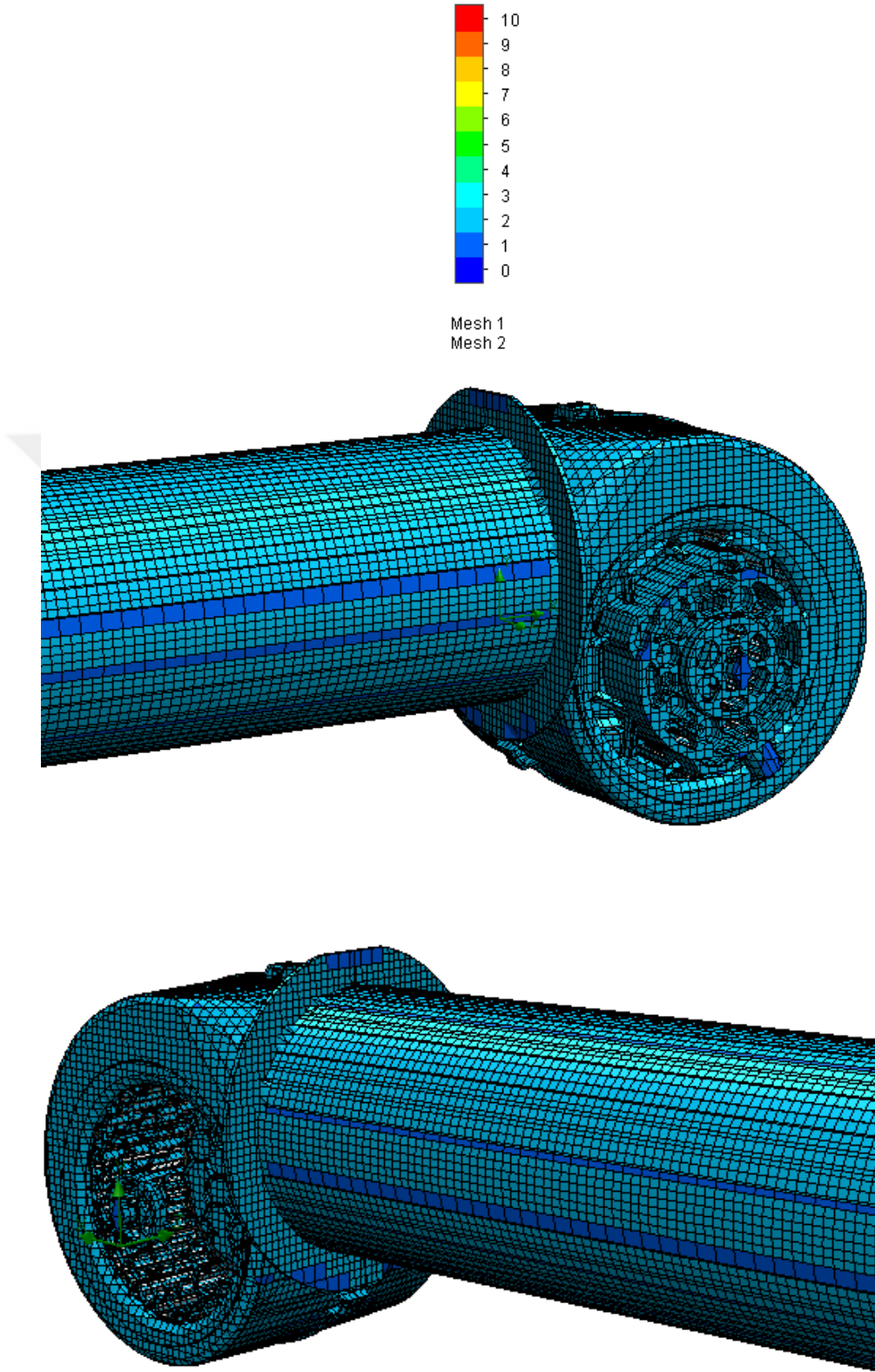


Şekil 3.12. En Boy Oranı Gösterimi

Bu oran mesh kalitesini direct olarak etkilemektedir. Kaliteli bir ağ yapısından bu oranın 5’ten küçük olması beklenmektedir. Yapılan en boy oranı analizinde maksimum iyileştirme noktası olarak sistem tarafından tanımlanan maksimum 41.758.000 hücrede en boy oranı “1” olarak belirlenmiştir.



Resim 3.17. En Boy Oranı Belirlenmesi

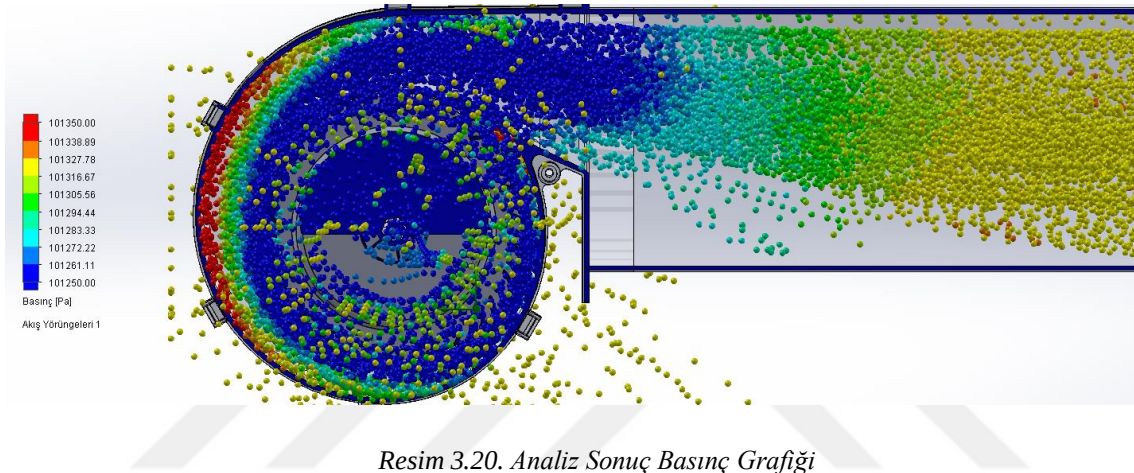


Resim 3.18. Çözüm Ağı Kalite Skalası

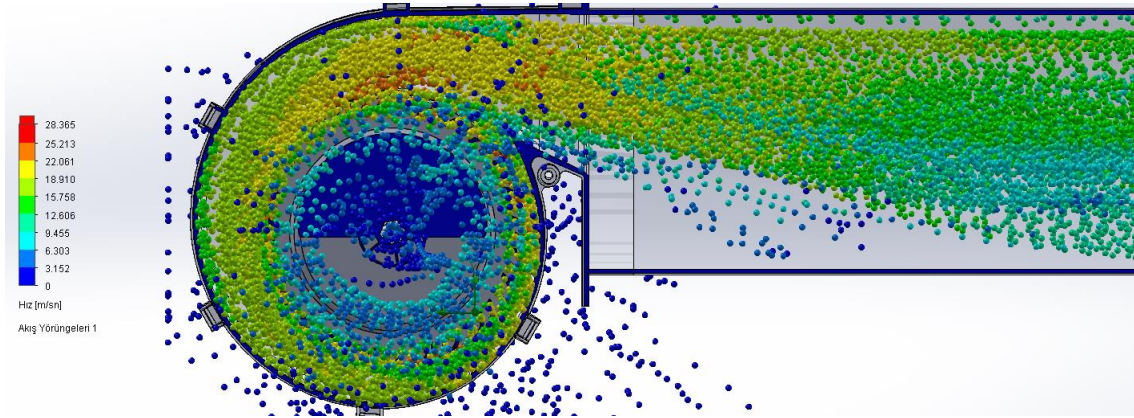
3.9. Analizi Sonuçları

Ad	Mevcut Değer	İlerleme	Kriteri	Ortalama Değer	Minimum Değer
GG Maksimum Hız 3	35.9014 m/sn	96%	2.45606 m/sn	44.8771 m/sn	34.727 m/sn
GG Ortalama Statik Basınç 1	101315 Pa	Gerçekleştirildi (IT = 316)	2.13453 Pa	101315 Pa	101314 Pa
SG Hacimsel Debi 3	-390.111 m ³ /sa	Gerçekleştirildi (IT = 302)	10.9261 m ³ /sa	-375.274 m ³ /sa	-390.111 m ³ /sa
SG Tork (Z) 4	-0.145029 N*m	Gerçekleştirildi (IT = 254)	0.0638667 N*m	-0.137286 N*m	-0.148648 N*m

Resim 3.19. Analiz Sonuç Tablosu



Resim 3.20. Analiz Sonuç Basınç Grafiği



Resim 3.21. Analiz Sonuç Hız Grafiği

3.10. Analiz Sonuçları ve Yorumlanması

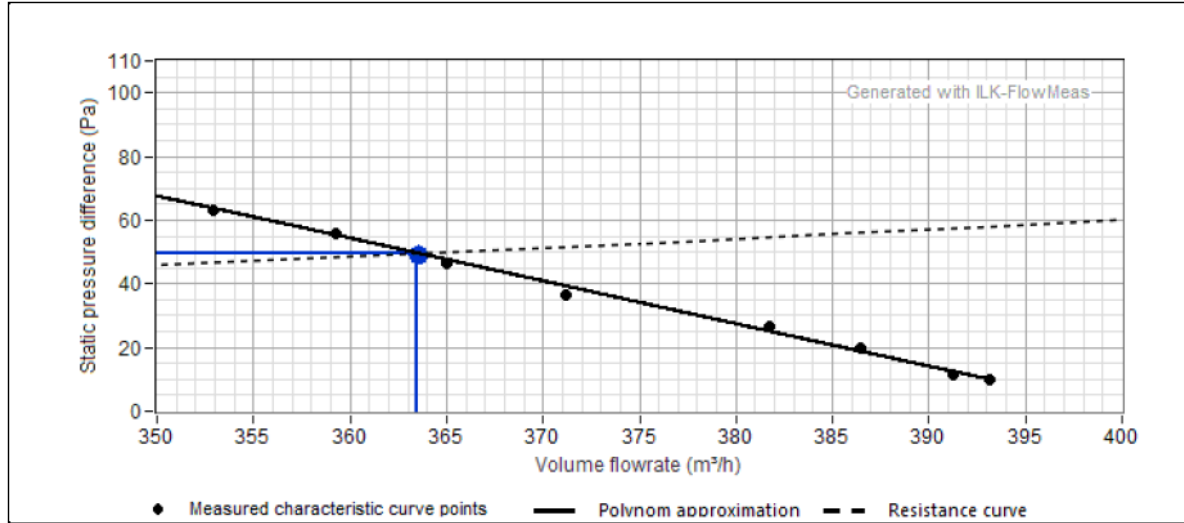
Yapılan çalışmalarda maksimum hız 35 m/sn olarak hesaplanmıştır. Hızın maksimum olarak hesaplandığı nokta akışkanın, pervane kanatlarından ayrıldığı noktada olduğu görülmüştür. Sistem basıncı ile ortam basıncı arasında 10Pa fark vardır. Bu analiz sonucunun bize maksimum basınç anına yakın bir noktada değer ölçümü gerçekleştirdiğini göstermektedir. Çünkü minimum basınç farkında maksimum debi elde edilmektedir. Fanın debisi 390 m³/sa olarak hesaplanmıştır. Bu değer referans olarak alınan 400 m³/sa değerine oldukça yakın bir değerdir.

Sonuç olarak Ø150 hava çıkış çapında ve 400m³/sa debiye sahip büyük olarak nitelendirilebilecek bir radyal fana muadil olabilecek daha küçük boyutlarda Ø120 hava çıkış çapına sahip ve debisi 390 m³/sa olarak hesaplanan bir fan tasarımı gerçekleştirilmiştir.

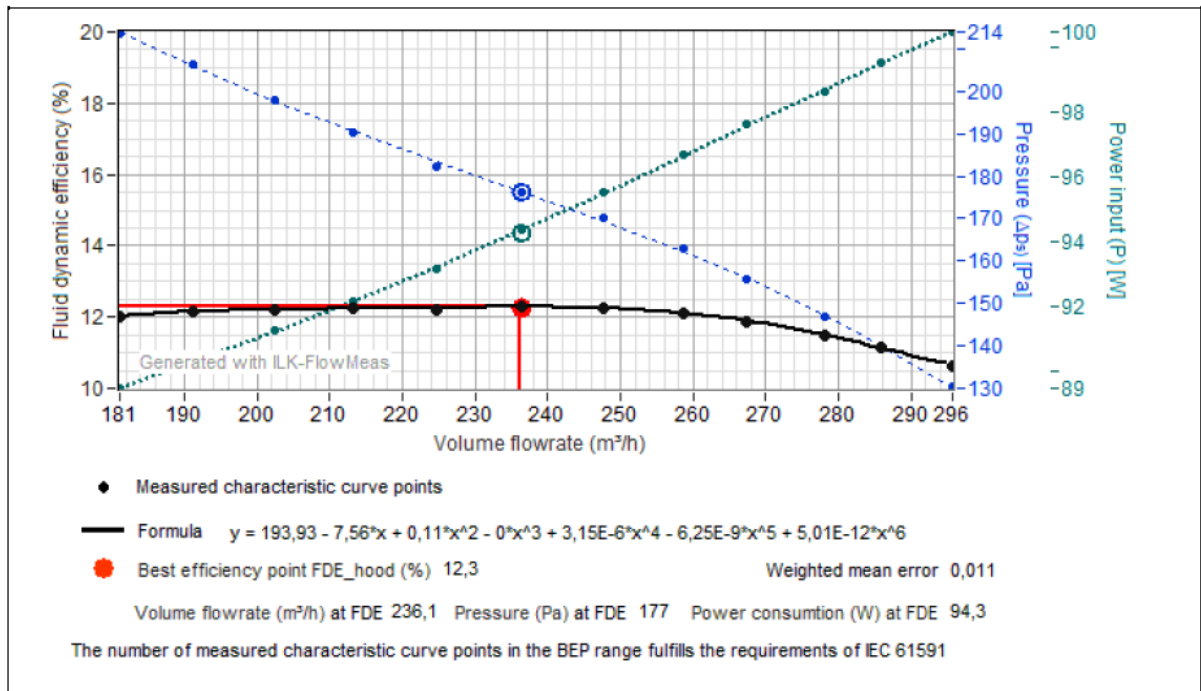
Gerçekleştirilen tasarımın 3D baskısı alınarak bir model oluşturulmuş ve FDE test cihazından teste tabi tutulmuştur. Gerçekleştirilen verimlilik testine göre tasarlanan fanın akışkan verimliliği 12,3 olarak hesaplanmıştır. Referans alınan büyük fanın verimlilik değerinden “3” yüksektir.

FDE test cihazında ölçülen modelin maksimum debisi 393,1 m³/sa ölçülmüş ve bu noktadaki basınç farkı ise 10Pa’dır. Fanın maksimum basıncı ise 250 Pa olarak ölçülmüştür.

Working Points (IEC 61591:2019)



Best Efficiency Point (IEC 61591:2019)



Resim 3.22. Tasarım Çalışma Noktası Ve En iyi Verim Noktası Grafiği

Data Table Highest Continuous Setting

The maximum continuous air flow is limited to 650 m³/h according chapter 3.3.1 EU Regulation No 66/2014

Time	Q	S _Q	Δp_s	S _{Δp}	Δp_{ref}	P	U	I	FDE
hh:mm:ss	m ³ /h	m ³ /h	Pa	Pa	Pa	W	V	A	%
16:34:47	393.1	2.0	10	2.0	11	112.6	230.6	0.913	0.9
16:35:00	391.3	2.1	11	1.5	13	112.6	230.6	0.913	1.1
16:35:14	386.5	0.7	20	0.5	22	111.7	230.6	0.906	1.9
16:35:28	381.8	1.1	27	1.1	30	110.9	230.6	0.901	2.6
16:35:42	371.2	1.9	37	1.0	41	109.9	230.6	0.894	3.4
16:35:56	365.0	0.8	46	0.6	53	109.1	230.6	0.889	4.3
16:36:10	359.2	1.1	56	1.3	63	108.1	230.6	0.883	5.1
16:36:24	352.9	0.9	63	1.0	72	107.2	230.6	0.878	5.8
16:36:38	347.1	0.9	72	0.7	81	106.5	230.6	0.873	6.5
16:36:52	340.6	0.7	80	0.3	91	105.6	230.6	0.868	7.2
16:37:06	333.6	1.4	90	0.7	102	104.7	230.6	0.863	8.0
16:37:20	326.9	1.6	95	1.0	108	103.8	230.6	0.857	8.4
16:37:34	320.1	1.5	104	0.8	117	103.0	230.6	0.853	9.0
16:37:48	311.8	1.5	111	1.0	125	102.1	230.6	0.848	9.4
16:38:03	304.7	2.2	121	1.0	136	101.3	230.7	0.843	10.1
16:38:17	295.7	1.9	130	0.9	147	100.5	230.7	0.839	10.6
16:38:31	286.0	0.7	140	0.3	158	99.5	230.7	0.834	11.1
16:38:45	278.1	1.2	147	0.5	166	98.6	230.7	0.829	11.5
16:38:59	267.4	0.8	156	0.3	176	97.6	230.7	0.824	11.8
16:39:13	258.6	1.1	163	0.4	184	96.7	230.7	0.819	12.1
16:39:27	247.6	0.7	170	0.2	192	95.5	230.7	0.813	12.3
16:39:41	236.5	0.8	176	0.5	199	94.3	230.7	0.808	12.3
16:39:55	224.7	0.4	182	0.3	206	93.2	230.7	0.802	12.2
16:40:09	213.2	0.3	190	0.1	215	92.1	230.7	0.797	12.2
16:40:23	202.4	0.1	198	0.2	224	91.2	230.7	0.793	12.2
16:40:37	191.2	0.2	206	0.1	233	90.3	230.7	0.788	12.1
16:40:51	181.1	0.4	214	0.3	241	89.5	230.7	0.784	12.0
16:41:05	168.7	0.1	221	0.1	250	88.5	230.7	0.780	11.7
16:41:19	159.5	0.2	228	0.2	258	87.7	230.7	0.776	11.5
16:41:33	148.8	0.1	235	0.1	266	87.0	230.7	0.773	11.2
16:41:47	136.6	0.1	250	3.7	283	86.3	230.7	0.770	11.0

Resim 3.23. Gerçekleştirilen Tasarım Verimlilik Ölçümü Tablosu

KAYNAKLAR

- [1] Bulgurcu H., ‘Havalandırma Tekniği- Fanlar’, Balıkesir Üniversitesi, 44, 2015.
- [2] Alarko Carrier Teknik Bülten, Fanlar: Özellikleri Ve Analiz, 1- 21, 2017.
- [3] Akköse, K.Ş.(2010). Biomimetik Fan Tasarımı . İstanbul: Yıldız Teknik Üniversitesi.
- [4] Roth H. Improvements Of Sirocco Fan, Ph.D. Thesis,256-325, 1990.
- [5] Prof. Dr. Canbazoglu Suat ., ‘Fan Mühendisliği – I’’,15-24, İstanbul,2020.
- [6] Hayashi H., Nakamura K., Sasaki S., Shirahama S., Nagata A., Flow Characteristics of Backward Curved Centrifugal Fan with Rectangular Casing, Fan 2012 Conference, 2012.
- [7] Darvish M., Numerical and Experimental Investigations of the Noise and Performance Characteristics of a Radial Fan with Forward-Curved Blades, PhD Thesis.135-158,2005.
- [8] ALAN, T. (2022, NİSAN 15). SOLIDWORKS Mesh Kalitesini Arttırma ve İyileştirme Yöntemleri. ARMADA YAZILIM BLOG: <https://blog.armadayazilim.com/2022/04/15/solidworks-mesh-kalitesini-arttirma-ve-iyilestirme-yontemleri/>

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Adı-Soyadı : Umut Kurtuluş ÇELEBİ

Uyruğu : T.C

Doğum tarihi ve yeri

Medeni hali : Bekar

e-posta :

Eğitim Derecesi	Okul/Program	Mezuniyet Yılı
Lisans	Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği	2018
İş Deneyimi/Yıl	Çalıştığı Yer	Görevi
2020-	Merzifon Elektromotor	Makine Mühendisi
Yabancı Dili		
İngilizce		