

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

**RADYAL FAN PERFORMANSINA
ETKİ EDEN PARAMETRELERİN
SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

Oktay HANÇERLİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN
Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ**

**MART 2019
ÇORUM**

**RADYAL FAN PERFORMANSINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN
SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

Oktay HANÇERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

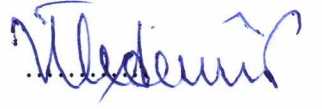
TEZ DANIŞMANI

Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ

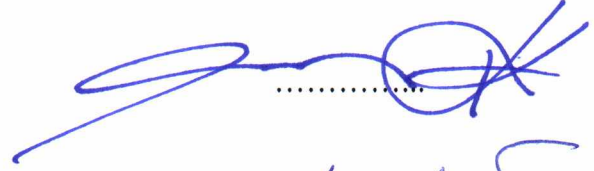
Çorum 2019

Oktay HANÇERLİ tarafından hazırlanan “**Radyal Fan Performansına Etki Eden Parametrelerin Sayısal Olarak İncelenmesi**” adlı tez çalışması 20/03/2019 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

(Doç. Dr. Veysel ÖZDEMİR) Başkan



(Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ) Danışman



(Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN) Üye



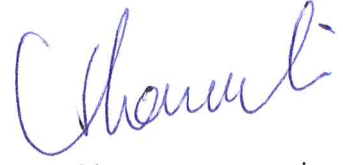
Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunun 23/05/2019 tarihli ve 2019/99 sayılı kararı ile Oktay HANÇERLİ' in Makine Müh. Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.



Doç. Dr. Cengiz BAYKASOĞLU
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BEYANI

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.



Oktay HANÇERLİ

RADYAL FAN PERFORMANSINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Oktaç HANÇERLİ

HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Mart 2019

ÖZET

Endüstriyel uygulamalarda fanlar önemli bir yer tutmaktadır. Fanlar yardımıyla elektrik enerjiye mekanik enerji ise akışkanda basınç farkına dönüştürülerek hava akışı sağlanır. Genel olarak aksenel ve radyal olarak iki gruba ayrılırlar. radyal fanlar endüstrinin birçok alanında debinin, basıncın ve gücün geniş bir aralığında hizmet vermektedir. Bu çalışmada yine endüstriyel uygulamalarda önemli bir yer tutan bir adet ev tipi aspiratör radyal fanı göz önüne alınarak analiz yapılmıştır. Radyal fan için ileriye dönük kanat modeli göz önüne alınmıştır. Bağımsız parametre olarak kanat giriş açısı kanat çıkış açısı kanat sayısı kanat kalınlığı rotor dış çapı ve kanat yüksekliği bağımsız değişken olarak belirlenmiştir. Kanat giriş açısının 120-170°, çıkış açısının 60-120°, kanat sayısının 40-60, kanat kalınlığının 0,8-1,4 mm, rotor dış çapını 140-160 mm kanat yüksekliğinin 8-12 mm aralığında analizleri yapılmıştır. Bu bağımsız parametrelerin hava debisi, fan çıkış basıncı, moment ve fan veriminin üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çalışma Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yoluyla sayısal olarak yapılmıştır. Bu amaçla ANSYS CFX paket programı kullanılmıştır. Bilindiği gibi turbomakinaların sayısal analizi üzerine CFX yazılımı oldukça yüksek doğrulukta sonuçlar vermektedir. Uygun çözümün belirlenmesi için üç farklı türbülans model denenmiş $k-\epsilon$ modelinin en doğru sonucu sağladığı görülmüştür. Buna bağlı olarak $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Sayısal modellemenin doğruluğunu kanıtlamak için deneysel bulgulardan yararlanılmıştır. Tasarlanan radyal fanın aynı 3D yazıcıda üretilerek AMCA standartlarına uygun

testlere tabi tutulmuş ve 1500 dev/dk da basınç ve debi cinsinden veriler tespit edilmiştir. Sayısal modellemede deneysel bulgulardan elde edilen verileri sağlayan çözüm algoritması ve uygun grid sayısı belirlenmiştir. Yapılan grid optimizasyonunda yaklaşık 4,5 milyon grid sayısının optimum değer olduğu belirlenmiştir. Bu çözüm algoritması ve grid değerine bağlı olarak deneysel bulgularla farkın %4 ten küçük olduğu görülmüştür. Çalışmada seçilen bağımsız parametrelerin fazla olmasından dolayı çözüm sürecini kısa tutmak ve bulguları doğru analiz edebilmek için yüzey yanıt metoduna dayalı uygun deneysel dizayn metodu kullanılmıştır. Bu metottan elde edilen bulguların doğruluğunu sağlamak için ANOVA analizi yapılmış ve yüksek regrasyon katsayısı, küçük p değerini sağlayan sonuçlar belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlarda debi, basınç, verim ve moment için en etkin parametrenin kanat çıkış açısı olduğu belirlenmiştir. Bununla birlikte özellikle rotor dış çapı, kanat yüksekliği bağımlı parametreleri önemli oranda etkilediği görülmüştür. Tekli parametrelerle birlikte, bağımlı parametrelerin kombinasyonuna bağlı olarak çıkış açısı ile rotor dış çapının, giriş açısı ile kanat yüksekliğinin, kanat sayısı ile kanat yüksekliğinin ikili etkisi bağımlı parametrelerin üzerinde etkili olduğu belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: HAD,CFD, Ansys CFX, radyal fan, optimizasyon

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE PARAMETERS EFFECTING ON RADIAL FAN PERFORMANCE

Oktaý HANÇERLİ

HİTİT UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

March 2019

ABSTRACT

Fans have an important place in industrial applications. With the help of fans, the mechanical energy is converted to the pressure difference in the fluid and the air flow is provided. They are generally divided into two groups as axial and radial fans. The radial fans serve in a wide range of flow, pressure and power in many areas of the industry. In this study, a household type aspirator radial fan which holds an important place in industrial applications is analyzed. The forward curved radial fan is considered in the study. As the independent parameters, the angle of the wing inlet, the angle of the wing outlet, the number of wings, wing thickness, rotor outer diameter and wing height were determined. Angles of the wing inlet and wing outlet were between 120° - 170° are 60° - 120° , respectively. The wing numbers and wing thickness are changed between 40-60 and 0.8-1.4 mm respectively. The rotor outer diameter is changed as 140-160 mm. Also analysis was made for wing height in the range of 8-12 mm. The effects of these independent parameters on air flow, fan outlet pressure, torque and fan efficiency were investigated. The study was done numerically by Computational Fluid Dynamics (HAD). ANSYS CFX package program was used for this purpose. As it is known, CFX software provides highly accurate results on numerical analysis of turbomachinery. Three different types of turbulence models were applied to determine the appropriate solution and the k- ϵ model provides the most accurate results. Therefore, k- ϵ turbulence model is used in

the solution. Experimental findings were used to prove the accuracy of numerical modeling. The same radial fan was produced in a 3D printer and was tested according to the Air Movement and Control Association (AMCA). The experimental data in terms of pressure and flow rate were determined at 1500 rpm. In numerical modeling, the solution algorithm and the appropriate number of grids were determined for providing the data obtained from the experimental findings were determined. In the grid optimization, it is determined that the number of grids of about 4,5 million is the optimum value. Based on this solution algorithm and grid value, it was found that the difference was less than 4% with experimental findings. In order to keep the solution process short and to analyze the results correctly, appropriate experimental design method based on Response Surface Method was used. ANOVA analysis was performed to ensure the accuracy of the findings obtained from this method. The results of high regression coefficient and small p value were determined. In the results obtained, it was determined that the most effective parameter for mass flow rate, pressure, efficiency and moment is the wing outlet angle. However, it has been found that especially the outer diameter of the rotor and the wing height significantly affects the dependent parameters. In addition to the single parameters, depending on the combination of dependent parameters, it was determined that the outer diameter of the rotor together with the wing outlet angle, the wing inlet angle together with the wing outlet angle, the number of the wings together with the wing height were effective on the dependent parameters.

Keywords: HAD, CFD, Ansys CFX, radial fan, optimization

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım süresince her konuda benden desteğini esirgemeyen, bilgi ve tecrübesiyle tez çalışmama yön veren çok değerli danışmanım Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ'a sonsuz teőekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Çalışmalarım boyunca kullanmış olduğum yazılımlar ve bilgisayar donanımı konusunda bana desteğini sunan KIRPART OTOMOTİV A.Ő. ve SİLVERLİNE ENDÜSTRİ A.Ő.'ye,

Yüksek lisans tezimin hazırlanması aşamasında desteklerini benden esirgemeyen değerli arkadaşlarım Selçuk KIZILCAOğLU ve Mehmet ŐENER'e,

Her zaman yanımda olan annem Ayşe HANÇERLİ ve babam Hami HANÇERLİ'ye sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER**Sayfa**

ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
ÇİZELGELER.....	xii
ŞEKİLLER.....	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR	6
3. FAN KANUNLARI VE TEORİK BİLGİ	15
3.1. Radyal Fan Kanatlardaki Hız Vektörleri	15
3.2. Euler Teorisi	16
3.3. Yönetici Denklemler.....	27
3.3.1. Süreklilik denklemi	27
3.3.2. Momentum denklemi	28
3.3.3. Türbülanslı akışta yönetici denklemler	28
3.3.4. Türbülanslı akışta süreklilik denklemi	29
3.3.5. Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemleri.....	29
3.4. Türbülans Modelleri	30
3.4.1. k- ϵ türbülans modeli.....	30
3.4.2. k- ω SST modeli.....	32
3.4.3. Spalart-Allmaras model.....	32
3.5. MRF Rotor Modeli	32

Sayfa

4. SAYISAL METOT VE MODELLEME.....	34
4.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği.....	34
4.1.1. Geometri oluşturulması.....	34
4.1.2. Sayısal ağ oluşturulması.....	35
4.1.3. Analiz şartlarının tanımlanması	36
5. SAYISAL ÇALIŞMANIN DOĞRULANMASI	37
5.1. Problemin Tanımı ve Sayısal Modelleme.....	37
5.2. Sayısal Ağ oluşturulması ve Grid Optimizasyonu.....	38
5.3. Sınır Şartları.....	40
5.4. Deneysel Veriler ile Doğrulama	41
6. YANIT YÜZEY METODU.....	43
6.1. Yanıt Yüzey Metodun Oluşturulması.....	43
6.1.1. Tasarlama	43
6.1.2. Modelleme.....	43
6.1.3. Doğrulama.....	44
7. BULGULAR VE DEĞERLENDİRME.....	53
7.1. Debi.....	53
7.2. Basınç	57
7.3. Moment.....	63
7.4. Verim	67
8. SONUÇLAR	75
8.1. Öneriler	76

Sayfa

KAYNAKLAR	77
ÖZGEÇMİŞ	107



ÇİZELGELER

Çizelge	Sayfa
Çizelge 1.1. Literatür taraması.....	11
Çizelge 5.1. Akışkan (hava) özellikleri.....	41
Çizelge 5.2. Deneysel ve numerik sonuçların karşılaştırılması	42
Çizelge 6.1.Tasarım parametreleri ve değerleri	43
Çizelge 6.2. Debi için ANOVA analiz tablosu	45
Çizelge 6.3. Debi için katsayı tablosu.....	46
Çizelge 6.4. Basınç için ANOVA analiz tablosu	47
Çizelge 6.5. Basınç için katsayı tablosu.....	48
Çizelge 6.6. Moment için ANOVA analiz tablosu	49
Çizelge 6.7. Moment için katsayı tablosu	50
Çizelge 6.8. Verim için ANOVA analiz tablosu.....	51
Çizelge 6.9. Verim için katsayı tablosu	52

ŞEKİLLER

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Eksenel fan (Anonim).....	2
Şekil 1.2. Karışık akışlı fanlar.....	2
Şekil 1.3. Çapraz akışlı fan (Anonim).....	3
Şekil 1.4. Radyal kanatlı radyal fan	4
Şekil 1.5. Geriye eğik kanatlı radyal fan.....	4
Şekil 1.6. Öne eğik kanatlı radyal fan.....	5
Şekil 3.1. Türbomakina rotorunun (çarkının) şematik görünüşü (Anonim)	17
Şekil 3.2. Hız üçgenleri.....	18
Şekil 3.3. Çarka dik giriş hız üçgeni	21
Şekil 3.4. Fan kanatları arasındaki akış.....	22
Şekil 3.5. Bir santrifüj fan çarkında kanatlar arasında bağıl hız dağılımı, kanat yüzü ile kanat sırtı arasındaki basınç farklılığı ve kanat çıkışındaki sonlu kanat ile sonsuz kanat hallerindeki hız üçgenleri.....	24
Şekil 3.6. Farklı kanat tiplerinde hız üçgenlerinin gösterilmesi	26
Şekil 3.7. Herhangi bir ϕ verisinin türbülanslı akışta zamana göre değişimi	28
Şekil 3.8. Duran ve dönen koordinat sistemi (Ansys 14.5).....	33
Şekil 4.1. HAD yazılımında kullanılan eleman tipleri (Ansys 14.5).....	35
Şekil 5.1. Radyal fan 2B çizimi	37
Şekil 5.2. Kanat profili 2B çizimi	38
Şekil 5.3. Grid görüntüsü	39
Şekil 5.4. Grid sayısına (Adet) göre toplam basınçta (Pa) meydana gelen değişiklik	39
Şekil 5.5. Sınır şartlarının gösterimi	41

Şekil	Sayfa
Şekil 5.6. Radyal Fanın tüm hacminin (a) ve simetri tanımlanan hacminin (b) HAD yazılımındaki görünümü ile 3B yazıcıda üretilen prototipi (c).....	42
Şekil 7.1. Giriş ve çıkış açısının debi üzerindeki etkisi a) KS=40, b)KS=50 ve c) KS=60	55
Şekil 7.2. Giriş ve çıkış açısının debi üzerindeki etkisi a) KK=0,8, b)KK=1,1 ve KK=1,4	55
Şekil 7.3. Giriş ve çıkış açısının debi üzerindeki etkisi a) DC=140, b)DC=150 ve DC=160	56
Şekil 7.4. Giriş ve çıkış açısının debi üzerindeki etkisi a) KY=8, b)KY=10 ve KY=12	56
Şekil 7.5. Giriş ve çıkış açısının basınç üzerindeki etkisi a) KS=40, b)KS=50 ve KS=60	60
Şekil 7.6. Giriş ve çıkış açısının basınç üzerindeki etkisi a) KK=0,8, b)KK=1,1 ve KK=1,4	60
Şekil 7.7. Kanat kalınlığının artışı ile basınç konturlarında meydana gelen değişiklik.....	61
Şekil 7.8. Giriş ve çıkış açısının basınç üzerindeki etkisi a) DC=140, b)DC=150 ve DC=160	61
Şekil 7.9. Giriş ve çıkış açısının basınç üzerindeki etkisi a) KY=8, b)KY=10 ve KY=12	62
Şekil 7.10. Giriş ve çıkış açısının moment üzerindeki etkisi a) KS=40, b)KS=50 ve KS=60	65
Şekil 7.11. Giriş ve çıkış açısının moment üzerindeki etkisi a) KK=0,8, b)KK=1,1 ve KK=1,4	65
Şekil 7.12. Giriş ve çıkış açısının moment üzerindeki etkisi a) DC=140, b)DC=150 ve DC=160	66
Şekil 7.13. Giriş ve çıkış açısının moment üzerindeki etkisi a) KY=8, b)KY=10 ve KY=12	66
Şekil 7.14. Giriş ve çıkış açısının verim üzerindeki etkisi a) KS=40, b)KS=50 ve KS=60	69

Şekil	Sayfa
Şekil 7.15. Giriş ve çıkış açısının verim üzerindeki etkisi a) $KK=0,8$, b) $KK=1,1$ ve $KK=1,4$	69
Şekil 7.16. Giriş ve çıkış açısının verim üzerindeki etkisi a) $DC=140$, b) $DC=150$ ve $DC=16$	70
Şekil 7.17. Giriş ve çıkış açısının verim üzerindeki etkisi a) $KY=8$, b) $KY=10$ ve $KY=12$	70



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

N	Devir Sayısı
H_p	Güç
H	Akış Enerjisi
H_g	Euler Basma yüksekliği
g	Yer Çekimi İvmesi
Z	Akışkanın Konumu
z	Kanat Sayısı
γ	Özgül Ağırlık
ρ	Yoğunluk
F	Kuvvet
R	Yarı Çap
ω	Açısal Hız
W	Bağıl Hız
U	Teğetsel Hız
C	Mutlak Hız
β	Bağıl Akış Açısı
α	Mutlak Akış Açısı
m	Kütlesel Debi
ψ^1	Pfleiderer Düzeltme Katsayısı
φ	Debi Katsayısı
ψ	Statik Basınç Katsayısı
δ	Boyutsuz Çap
σ	Boyutsuz Hız
Re	Reynolds Sayısı
M	Moment
N_h	Hidrolik Güç
k- ϵ	Türbülans Modeli
k- ω	Türbülans Modeli

L	Kanal Uzunluğu
P	Basınç
Q	Debi
Re	Reynolds Sayısı
u, v, w	Hız Bileşenleri (m/s)
$\theta_{\text{eaç}}$	Eş Açılı Çarpıklık
$\theta_{\text{eşit}}$	Hücrenin İdeal Açısı
θ_{maks}	Hücrenin Maksimum Açısı
θ_{min}	Hücrenin Minimum Açısı
ν	Kinematik Viskozite

Kısaltmalar

CA	Çıkış Açısı
GA	Giriş Açısı
KS	Kanat Sayısı
KY	Kanat Yüksekliği
DC	Dış Çap
IC	İç Çap
KK	Kanat Kalınlığı

1. GİRİŞ

Fanlar havayı veya bir gazı herhangi bir noktadan, başka bir noktaya hareket ettirmek için kullanılan türbo makinelerdir. Motor miline bağlanmış olan çark, motor enerjisini kanatların yardımı ile havaya basınç ve hız şeklinde aktarır.

Fanlar günümüzde birçok alanda karşımıza çıkmaktadır. Hava hareketinin istendiği çoğu uygulamada fanlardan yararlanır. Endüstride, ısıtma-soğutma, aspirasyon, taşıma, ayırıştırma gibi birçok alanda kullanılmaktadır.

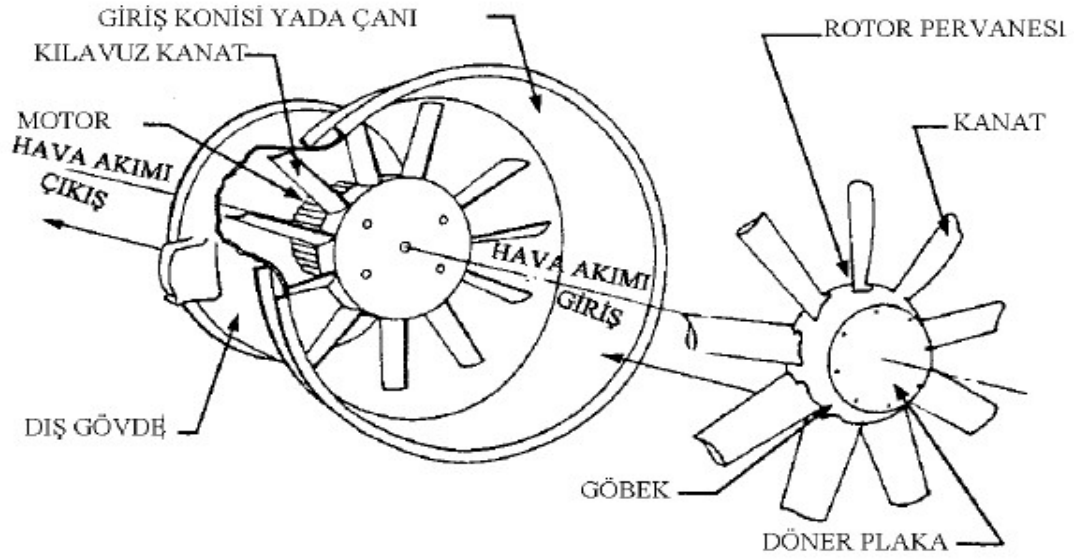
Uygulamalara bakıldığında, genel bir tabir kullanılacak olursa, 5 m çapında bir endüstriyel havalandırma fanından, 5 mm çapında bir çip soğutma fanına kadar teknolojinin her alanında görülmektedir. Kullanım amaçlarına göre fanlardan beklenen iş, fanların tasarımlarının değişmesine, farklı tiplerde fanların meydana gelmesine sebep olmuştur.

Endüstrinin yanı sıra yaşam alanlarında da kullanılıyor olması, insanların konforunu etkilemeyecek fanların ihtiyacını oluşturmuştur. Bu sebeple fanlar üzerine yapılan çalışmaların sayıları artmıştır. Fanlar akış yönüne göre; eksenel, radyal, karışık akışlı ve çapraz akışlı olmak üzere dört sınıfta incelenebilir.

Eksenel Fanlar

Hava akışının yön değiştirmeden kanatlara çarpıp hızlanarak, aynı yönde, devam ettiği fanlardır. Akış fan eksenine paralel hareket eder. Eksenel fanlar düşük basınç şartlarında yüksek debi sağlayabilirler. Eksenel fanlar kullanım yerlerine bağlı olarak farklı tasarımlara sahiptirler. Çatı tipi, kanal tipi ve duvar tipi gibi çeşitli kullanım yerleri mevcuttur.

Eksenel fanlar en genel anlamda gövde, pervane-kanatlar ve motor kısmından oluşmaktadır. Eksenel fanlarda verimi artırmak için, giriş konisi, kılavuz kanatlar gibi uygulamalara rastlanmaktadır. Böylelikle %75 civarlarında olan eksenel fan verimleri %85'e kadar çıkabilmektedir.

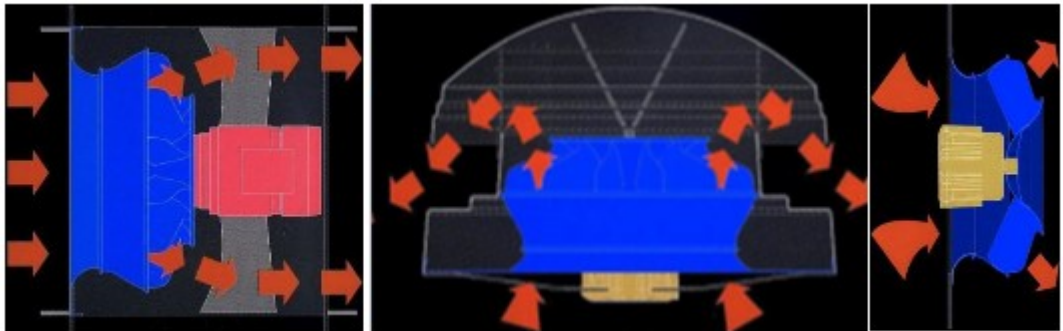


Şekil 1.1. Eksenel fan (Anonim)

Eksenel fanlar bağlantı noktalarında kolaylıkla montaj edilebilirler. Kanat açıları kontrol edilebilir. Böylelikle sistem ihtiyacına göre hava debisi ayarlanabilir. İyi tasarlanan bir eksenel fan diğer fanlara göre daha düşük ses seviyesine sahip olabilir.

Karışık Akışlı Fanlar

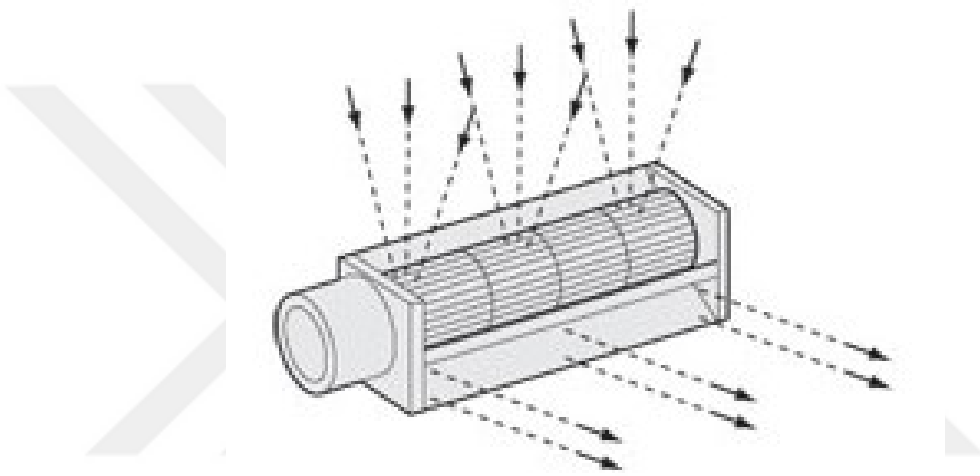
Havanın kanatlar üzerinden, emiş ağzına göre belirli bir açı yaparak hareket ettiği fanlardır. Hava debileri yüksek olan karışık akışlı fanlar aynı zamanda, eksenel fanlara nazaran daha yüksek basınç üretirler. Radyal ve eksenel fanlar ile karşılaştırıldığında daha düşük verime sahiptirler.



Şekil 1.2. Karışık akışlı fanlar

Çapraz Akışlı Fanlar

Hava radyal yönde emilip yine radyal yönde basılmaktadır. Bu tip çapraz akışlı fanlar, düşük hız ve basınç değerlerinin istendiği yerlerde kullanım alanı bulmaktadırlar. Bunların kanat genişlikleri uygun büyüklükte olanlarının, küçük ölçekli ve sessiz çalışma değerleri istenen yerlerdeki kullanımı yaygınlaşmıştır. Çapraz akışlı fanların özelliği; düşük karşı basınç uygulamalarında da yüksek hava akışını en iyi ses seviyeleri ile ortaya çıkarmasıdır.



Şekil 1.3. Çapraz akışlı fan (Anonim)

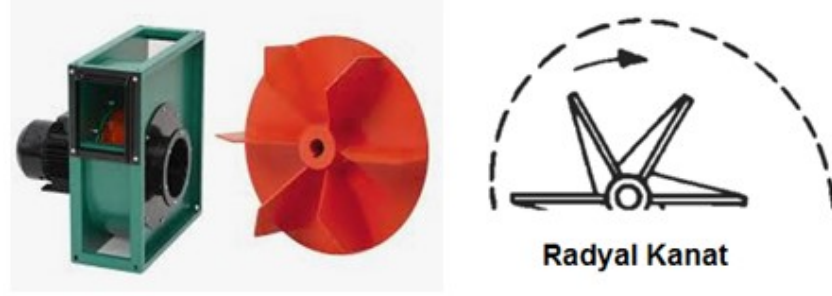
Radyal Fanlar

Merkezkaç ya da santrifüj olarak da adlandırılan radyal fan; havanın, pervanenin bir ya da iki tarafından emilmesi ve pervaneden basılan havanın salyangoz şeklinde olan çıkış ağzından dışarı atılması işlevini görür. Radyal fan modeli oluşan basınç farkı ile havanın aksenal yönde değil merkezkaç doğrultusunda olmasını sağlar. Radyal fanlar; çarklarda bulunan kanat şekillerine göre, radyal kanatlı, geriye eğik kanatlı ve öne eğik kanatlı olmak üzere üç sınıfa ayrılabilir.

Radyal kanatlı radyal fanlar

Bu tür fanlar düz kanat yapılarına sahiptirler. Kanat sayısı fazla olmamakla birlikte genellikle malzemelerin pinömatik transferinde kullanılmaktadır. Yoğun tozlu, tanecikli, yoğun talaşlı hava ile rahatlıkla çalışabilecek kanat yapısına sahiptir. Bu seri vantilatörler yoğun tozlu, talaşlı hava ile çalışan çeşitli uygulamaların

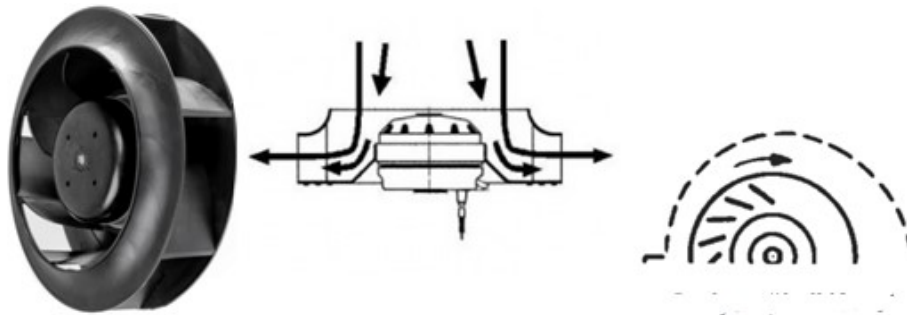
gerçekleştirildiği ağaç endüstrisinde, boya, tekstil, çimento, petrokimya tesisleri gibi yoğun tozlu hava ile çalışan tesislerde ve tanecikli materyal taşıma işlemlerinin gerçekleştirildiği çeşitli endüstriyel tesislerde yaygın olarak kullanılır.



Şekil 1.4. Radyal kanatlı radyal fan

Geriye eğik kanatlı radyal fanlar

Kanat uçlarının yapısı, dönme yönünün tersine olacak şekilde eğimlidir. Yüksek devirlerde çalışmaya elverişlidir, bu yüzden ses seviyeleri öne eğik kanatlı fanlara göre daha yüksektir. Geriye eğik kanatlı fanlar büyük yüzey alanına sahip az sayıda kanatlardan meydana gelmektedirler. Kanat yapıları sayesinde, havanın çarkı terk ettiği noktadaki hızı kanat hızından daha düşüktür bu sayede yüksek statik basınç sağlayabilmektedirler. Yüksek basınç ve hidrolik verime sahiptirler. Salyangoza ihtiyaç duymayan yapıya sahiptirler, bu nedenle hava emişi için yaygın olarak kullanılmaktadır. Ağır endüstri olarak tarif edilen yerlerde ısıtma ve soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır.



Şekil 1.5. Geriye eğik kanatlı radyal fan

Öne eğik kanatlı radyal fanlar

Kanat uçlarının yapısı, dönme yönünde olacak şekilde eğimlidir. Radyal fanların yaygın olan türüdür. Havanın kanadı terk ettiği noktada hava hızı çark hızından daha büyüktür. Bu da yüksek dinamik basınca sahip olmalarını sağlar. Verimleri, geriye eğik kanatlı fanlara kıyasla daha düşüktür. Bu fanlar mutlaka salyangoz içerisinde kullanılmalıdır. Düşük devirlerde göreceli olarak yüksek basınç sağlarlar. Devrilerinin düşük olması ses seviyesinin de düşük olmasını sağlar. Konut ısıtmalarında ve konfor istenen bölgelerde kullanılmaktadırlar. Mutfaklarda bulunan davlumbazlarda da yaygın olarak öne eğik kanatlı fanlar kullanılmaktadır.



Şekil 1.6. Öne eğik kanatlı radyal fan

2. LİTERATÜR

Madhwesh ve ark. (2018) santrüfij fan üzerinde deneysel ve nümerik çalışmalar yapmışlardır. Fanın difüzörlerinde yapılacak tasarım değişikliğinin performansa olan etkisini araştırmışlardır. Fan kanatlarından itibaren daralarak ilerleyen ve paralel olmayan bir difüzörün tasarımının etkilerini incelemişlerdir. Altı farklı açıda paralel olmayan yönlendirici difüzör tasarımının sonuçlarını değerlendirmişlerdir. Elde edilen sonuçlarda akışın düzgün bir şekilde difüzörü terk ettiğini görmüşlerdir. Optimum tasarımı yakalamak için difüzörlerin paralellikleri arasında optimizasyon çalışması yapılmıştır. Böylelikle, türbülanslar azaltılarak genel verimde %3,6 iyileştirme sağlamışlardır.

Defoe ve ark. (2018), sıkıştırılamaz akışa sahip, düşük hızlı bir aksel fanı incelemiştir. Bu çalışmada, fan akışındaki bozulmalara müdahale eden fiziki mekanizmaları tanımlamayı, akış sayılarının dizaynında çeşitli giriş akış distorsiyon şiddeti ve tipi olarak fan performansının nasıl ölçeklendirildiğini belirlemeyi amaçlanmıştır. Bu çalışmada ayrıca farklı miktarlardaki giriş distorsiyonlarının düşük hızlı bir fan ile etkileştiği fiziksel mekanizmaları nümerik olarak araştırmak ve giriş akış distorsiyonunun etkisinin ölçeklenmesini değerlendirmek için kaynak terim tabanlı bir bıçak sırası modeli kullanılmıştır. Model, viskoz etkiler içermediği için Euler hesaplamalarından yararlanılmıştır. Tüm hesaplamalar tasarım akış katsayısında gerçekleştirilmiştir. Önemli bulgular olarak; difüzyon tepkisinde keskin eğriler, kuvvetli radyal akışlar veya çok büyük distorsiyon büyüklükleri bulunmadıkça, güçlü distorsiyonlar için bıçak sırasının tepkisinin, daha zayıf bir distorsiyona tepkisine ölçeklendirilmesiyle tahmin edilebilmesidir.

Karpuk ve ark. (2018), çapraz akışlı fanları air craftlarda uygulanabilirliğini denetlemişlerdir. Çapraz akışlı fanlar ve kanatta yapılan değişikliklerle birlikte air craftın kalkış mesafesinde %22 azalma olduğunu hesaplamışlardır. Yapılan çalışma sonucunda hava taşıtının iniş ve kalkışlarda gömülü bir çapraz akışlı fanın fayda sağladığı tespit etmişlerdir.

Madhwesh ve ark. (2017), geriye eğik kanatlı kapalı fanlarda üzerinde bir takım çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Pervane kanatlarının içerisinde bulunduğu, alt ve üst çarka, dairesel halkalar dizayn ederek performansa olan etkilerini araştırmışlardır. Halka dizaynlarının çaplarını ve merkezden olan uzaklıklarının optimize etmişlerdir. Basınç sayısı, akış sayısı, statik basınç, teorik verim gibi değerleri temel model ve geliştirilen model ile karşılaştırmışlardır. Çalışma sonucunda optimize edilen tasarımın, akış verimliliğine olan etkisinin, teorik verimde %2,3 artış olarak hesaplanmıştır.

Li ve ark. (2016) pencere temizleme fanı (window purifying ventilator)'nı incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, havanın fanı terk ettiği noktadaki, arka duvarın pervaneye olan uzaklığı CFD yazılımları ile optimize edilmiştir. Basınç sayısı ve akış sayısının; pervanenin, salyangozun arka duvarı ve çıkış noktasındaki açıklık ile değişimi hesaplanmıştır. Deneysel doğrulamalar ile birlikte arka duvarın çıkışa olan konumunun fan performansına etkisinin çok fazla olduğunu hesaplamışlardır.

Bhagwandin (2015), simülasyonlar, devridaim baloncuklar, çoklu yansıyan şoklar ve genişleme fanları, silindirin rüzgar üstü yanından rüzgar altı yanına çapraz akış etkileşimi ve rüzgar altı silindir tarafındaki dalgalı tip akış gibi karmaşık ve yüksek seviyede üç boyutlu aerodinamik akış yapılarını ortaya çıkarmıştır. Rüzgâr üstü ve rüzgar altına doğru sınır tabakalarından geçen aksel ve radyal basınç profilleri, ayrıntılı akış görselleştirmesi ile birleştiğinde, etkileşimlerin fiziği hakkında önemli bilgiler ortaya çıkarmıştır. Süpersonik Mach 3 akışında çarpan düzlemsel şok dalga tarafından meydana gelen sıfır insidans silindirinde şok sınır tabakası etkileşimleri için reynolds-averaged Navier Stokes kararlı nümerik modeller kullanılmıştır. Sayısal çalışmalar arasında değişken türbülanslı serbest akış parametreleri, türbülans modelleri ve grid yoğunluğu yer almaktadır. Biri hariç, çeşitli nümerik modeller deneysel sonuçlara yakın çıkmıştır. En büyük tutarsızlıklar çok düşük hız, ayrılmış dalga tipi akış bölgelerinde meydana gelmiştir.

Sun ve ark. (2014), çapraz akışlı fanda, akış görüntüleme tekniği kullanarak, vorteks bölgelerinin tespitini yapmışlardır. Fanın hava partiküllerinin bir kısmının,

salyangozun dil kısmı ile pervane arasında bir girdap oluşturduğunu görülmüşlerdir. Radyal fanların girişinde eksantrik şekillenen girdapların azaltılması için, fan kanatlarından sonra, giriş tarafında 3 adet kanatçık ile akışı düzeltilmişlerdir. Hacimsel debide %4,6 artış sağlamışlardır.

Aktürk ve Camcı (2014), VTOL'larda (dikey kalkış ve iniş araçları) bulunan kanatlarda çeşitli tasarımlar üzerine çalışmışlardır. Kanat uçlarının geometrileri ile performans arasında yaklaşım sunmuşlardır. Kanadın uç kısmında oluşan vorteks ve kütle kaçaklarının azaltılması ile itme gücünün arttığını ortaya koymuşlardır.

Kumlutas ve ark. (2012), çapraz akışlı klima fanlarında çalışma yapmışlardır. 2B ince bir kesitte akış ve termal analizler yapılmıştır. Akış karakteristikleri ve ısı transferi sonuçlarını incelemişlerdir. Yapılan çalışmanın CFD ve deneysel sonuçlarını karşılaştırarak, ünitenin tümünü modellemek yerine, enine alınan kesitte yapılan çalışmaların yeterli olduğunu hesaplamışlardır.

Darvish ve Frank (2012), yaptıkları çalışmada radyal fan analizlerinde akış hacmi çıkarılarak yapılan analizler ile içerisinde yapısal eleman bulundurularak yapılan analizlerin sonuçlarının aynı olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmalarında, yapısal eleman bulunan model ile yapısal eleman bulunmayan modellerin mesh yapılması arasında zaman farkının 3 güne kadar çıktığını tespit etmişlerdir. Yapısal eleman bulunan modelin daha uzun süren bir mesh işlemi gerektiğini tespit etmişlerdir.

Karanth ve Sharma (2009), santrüfij bir fanda pervane ve difüzör arasında bulunan boşluğun üzerine çalışma yapmışlardır. Çalışmada söz konusu boşluğun fan çıkışındaki basınç dalgalanmalarına ve vortekslere etki ettiği anlaşılmıştır. Altı farklı radyal boşluk denenmiş sonuçları karşılaştırılmıştır. Yapılan analizler sonucunda optimum bir radyal boşluk bulunmuştur. Bu radyal boşluğun fazla ya da az olması halinde statik basınç kayıplarının arttığı gözlenmiştir. Radyal boşluğun değişimi ile fan performansının tüm pervane boyunca etkilendiğini saptamışlardır.

Tremmel ve Taulbee (2008), yaptıkları çalışmada, radyal fanların pervane kanatlarının tamamını modellemek yerine iki kanat arasında ki akışı 2B modellemiş ve akış alanında elde ettikleri verileri 3B modellemelerde denklemler geliştirerek kullanmışlardır. Yapılan çalışmaları deneysel doğrulamalar ile destekleyerek sonuçların birbirine çok yakın olduğunu saptamışlardır. Böylelikle analiz sürelerini, kısaltmışlardır. Çalışmada, bu durum için uygun denklemler, Adamczyk metodolojisi kullanılarak türetilmiştir. Adamczyk ve Sehra önerdikleri ortalama akış yaklaşımı ile zamana bağlı analizler sürekli akış haline getirilir ve kararlı hale gelen analizde kanatlar arasındaki akış eşdeğer kuvvet denklemlerine dönüştürülür. Tremmel ve Taulbee yaptıkları çalışmada kanatlar arasındaki kuvvet terimleri için yenilikçi bir kapatma modeli geliştirilmiştir ve model, deneysel verilerin Delphi-Harrison Thermal Systems, Lockport tarafından temin edildiği bir otomobil fanı üzerinde test edilmiştir.

Kim ve ark. (2008), çapraz akışlı fanlar üzerinde salyangoz tasarımının etkisini araştırmışlardır. Arka duvar ve akışın ayrılma noktasında bulunan statik yapının tasarımlarının fan performansına olan etkileri araştırılmıştır. Arka duvarın başlangıç açısının ve başlangıç noktasının konumunun, basınç sayısı ve akış sayısının üzerindeki etkilerini karşılaştırmalı olarak hesaplamışlardır. Belirlenen açılarda yerleri değiştirilerek yapılan analiz sonuçlarında söz konusu tasarımların etkisinin çok fazla olduğunu ortaya koymuşlardır.

Dang ve Bushnell (2008), basit bir ortalama analizi ile çapraz akışlı fanların temel aerodinamik ve akış alanları yorumlamışlardır. Bu yöntemi temel enerji ve kayıp prosesleri incelemek için uygulamışlardır. Uçaktaki fanların deneysel datalarını yorumlayıp ve düzensiz Navier-Stroke metodunu kullanarak yapılan hesaplamalar ile kıyaslamışlar. İlerde yapılabilecek olan olası çalışmalar için fikir üretmişlerdir.

Funaki ve ark. (2006), radyal düz ve ileri dönük kanatlı iki fanı karşılaştırmışlardır. Fanları herhangi bir kabuğun içine koymadan açıkta test etmişlerdir. Çalışmada fanların akış ve giriş kısmındaki eksantirik türbülansları görüntülemişlerdir. PIV ve sıcak tel yöntemini kullanmışlardır. Pervanelerin kanat boyları ve çapları arasında

oranın fan performansına olan etkilerini araştırmışlardır. Radyal düz kanatlı pervanede bu oranın fan performansına kayda değer etki olmadığını ancak ileri dönük fanlarda bu oran arttıķa fan performansının arttığını gözlemlemişlerdir.

Velarde-Suarez ve ark. (2008), radyal fanlarla ilgili yaptıkları çalışmada, bu tip fanlardaki verimsizliklerin; eksenelden radyale keskin dönüşlerden, giriş nozulu ve pervane kanadı arasındaki geniş giriş boşluklarından ve pervane çıkışı ile salyangoz dili arasındaki mesafeden kaynaklanmakta olduğunu saptamışlardır.

Roth (1980), çalışmasında salyangozun dil açısının konumunu araştırmıştır. Dil'in pervane kanatlarına yaklaşması ile debi katsayısı %13'e kadar artmıştır. Dil'in uzaklaşması ile debi katsayısında düşme gözlemlenmiştir.

Çizelge 1.1. Literatür taraması

Yazar(lar)	Çalışma Yöntemi	Fan tipi	Çalışılan konu	Bulgular
Madhwesh ve ark. (2018)	Deneysel ve nümerik	Geriye eğik kanatlı	Aerodinamik-türbülans	Altı farklı açıda difüzör tasarımının etkisini araştırmıştır. Türbülansların azalmasını sağlayarak %3.6 genel verim artışı elde etmişlerdir.
Defoe ve ark. (2018)	Nümerik	Eksenel fan	Aerodinamik-türbülans	Fan girişindeki akışta bulunan distorsiyonları araştırmışlardır. Kanat geçişlerinin distorsiyonlara olan etkisi çok azdır.
Karpuk ve ark. (2018)	Nümerik çalışma	Çapraz akışlı fan	Aerodinamik	Aircraftlarda çapraz akışlı bir fanın uygulanmasını incelemişlerdir. Fanların, iniş kalkış mesafelerinin %22 azalttığını tespit etmişlerdir.
Madhwesh ve ark. (2017)	Nümerik ve deneysel	Geriye eğik kanatlı fan	Aerodinamik	Fan kanatlarının bağlı olduğu çarka, halka şeklinde tasarımlar yapmışlardır. Yapılan halka tasarımlarının teorik verimi %2,3 artırdığını hesaplamışlardır.
Li ve ark. (2016)	Nümerik çalışma	Çapraz akışlı fan	Aerodinamik	Havanın fanı terk ettiği noktadaki, salyangoz ve fan arasındaki mesafenin performansla olan etkisinin çok fazla olduğunu hesaplamışlardır.
Bhagwandin ve ark. (2015)	Nümerik çalışma	-	Aerodinamik	Dalgalı tip gibi karmaşık akışları ve yüksek seviyedeki akışları incelemişlerdir.
Sun ve ark. (2014)	Deneysel	Çapraz akışlı fan	Aerodinamik	Fan giriş kısmında oluşan türbülansları incelemişlerdir. Buraya 3 adet kanatçık koyarak akışı düzeltmişlerdir.
Aktürk ve Camcı (2014)	Nümerik	Çapraz akışlı fan	Aerodinamik	İniş ve kalkış yapan araçların kanatlarını incelemişlerdir. Kanat uçlarında oluşan vorteksleri azaltma yönünde çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Bu sayede itme gücünün arttığını gözlemlemişlerdir.

Çizelge 1.1 (Devam) Literatür taraması

Kumlutaş ve ark. (2012)	Nümerik ve deneysel	Çapraz akışlı fan	Aerodinamik	Tüm klima ünitesini modellemek yerine 2B bir kesiti modelleyerek fan performans analizleri yapmışlardır. Deneysel sonuçlarla 2B analiz sonuçlarının birbiri ile örtüştüğünü bulmuşlardır.
Darwish ve Frank (2012)	Nümerik	Öne eğik kanatlı fan	Sayısal modelleme analiz	Akış hacminde yapısal eleman kullanılarak yapılan analiz ile yapısal eleman kullanmadan yapılan analizler arasında herhangi bir farkın olmadığını tespit etmişlerdir. Böylelikle analiz sürelerini kısaltmışlardır.
Karanth ve Sharma (2009)	Nümerik	Geriye eğik kanatlı fan	Aerodinamik	Fan çarkı ve difüzör arasındaki boşluk üzerine çalışılmışlardır. Bu mesafenin basınç dalgalanmasına ve vortekslere etki ettiğini ve böylelikle fan performansını etkilediğini belirtmişlerdir.
Tremmel ve Taulbee (2008)	Nümerik ve deneysel	Öne eğik kanatlı fan	Sayısal modelleme / teknik geliştirme	Pervane kanatlarının tamamını modellemek yerine iki kanat arasını 2B modellemişler ve analiz etmişlerdir. Elde ettikleri verileri, geliştirdikleri denklemlerde kullanarak performans hesabı yapmışlardır. Analiz sürelerini kısaltmışlardır.
Kim ve ark. (2008)	Nümerik ve deneysel	Çapraz akışlı fan	Aerodinamik	Salyangoz duvarının ve akış ayrılma noktasındaki mesafenin, fan performansına olan etkisinin fazla olduğunu göstermişlerdir.
Dang ve Bushnell (2008)	Deneysel	Çapraz akışlı fan	Aerodinamik	Aircraft fanlarının deneysel verilerini yorumlayarak düzensiz Navier-Stokes denklemlerini kullanarak yapılan hesaplamalarla kıyaslamışlardır.

Çizelge 1.1 (Devam) Literatür taraması

Funaki ve ark. (2006)	Deneysel	Radyal düz ve öne eğik kanatlı fan	Aerodinamik	Giriş kısmındaki türbülansları incelemişlerdir. Pervanelerde kanat boyu ve çap oranının etkilerini her iki fan için hesaplayarak kıyaslamışlardır. Radyal düz kanatlı fan bu oranın değişiminden çok fazla etkilenmezken, öne eğik kanatlı fanın çok fazla etkilendiği görülmüştür.
Velarde-Suarez ve ark. (2008)	Deneysel	Radyal fan	Aerodinamik / akustik	Salyangoz ile pervane boşluklarından kaynaklı verimsizlikleri hesaplamışlardır. Salyangoza bulunan dil mesafesinin değişimi ile performansta meydana gelen değişimi hesaplamışlardır.
Roth (1980)	Deneysel ve Numerik	Öne eğik kanatlı fan	Aerodinamik	Debi katsayısının, salyangoz üzerinde, akış ayrılmasının olduğu bölgeye konulan dilin açısı ile değişimini hesaplamışlardır.

Yukarıda literatür çalışmaları incelendiğinde, geriye eğik kanatlı bir fanda, fan kanatlarını taşıyan çarka dairesel halkalar eklenerek performanslarının irdelemesinin yapıldığı görülmektedir. Ayrıca havanın fanı terk ettiği noktada, difüzör içerisine yerleştirilen yönlendirici kanatlar konularak iyileştirme sağlanmıştır. Salyangoz ile pervane arasında bulunan mesafenin azaltılması ile performansta meydana gelen değişiklikler incelenmiştir. Akış görüntüleme teknikleri ile pervane girişindeki vorteksler görüntülenmiş ve fan çıkışına konulan yönlendirici kanatlar ile akışın düzenlendiği görülmüştür. Akış analizleri yapılırken, içerisinde yapısal eleman bulunan hacim ile bulunmayan arasında herhangi bir fark olmadığı tespit edilmiştir. Salyangozun fan performansına olan etkileri araştırılmış ve salyangoz üzerinden akış ayrılmasının olduğu bölgenin tasarımının fan performansına olan etkisi belirtilmiştir.

Yapılan araştırmalar incelendiğinde radyal fanlarda, fan performansını etkileyen parametrelerin değişimi ile performansta meydana gelen değişimin modellenerek, optimize edilmesi üzerine bir çalışmanın olmadığı belirlenmiştir. Bu çalışmada öne eğik kanatlı radyal fanlarda fan geometrisinin değişimi ile fan performansında meydana gelen değişimler modellenmiştir. Yapılan tasarımlar simülasyon yazılımları ile analiz edilerek fanların performansları hesaplanmıştır. Salyangoz geometrisi sabit tutularak fan kanatlarının geometrileri değiştirilmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen bulgular kıyaslanarak optimum fan tasarımı yapılmıştır.

3. FAN KANUNLARI VE TEORİK BİLGİ

Mevcut bir fanın fiziksel ölçülerini değiştirmeden, devrini değiştirdiğimizde aynı fanın debi, basınç, güç, verim ve ses seviyesindeki değişimleri gösteren denklemler fan kanunları olarak adlandırılır.

- Hava debisi (Q), fanın devir sayısındaki (N) değişim oranıyla doğru orantılı olarak değişir.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (3.1)$$

- Basınç(P), fan devir sayısındaki değişimin karesiyle doğru orantılı olarak değişir.

$$\frac{P_1}{P_2} = \left[\frac{N_1}{N_2} \right]^2 \quad (3.2)$$

- Güç(W), devir sayısındaki değişimin küpüyle doğru orantılı olarak değişir.

$$\frac{Hp_1}{Hp_2} = \left[\frac{N_1}{N_2} \right]^3 \quad (3.3)$$

Burada Q hava debisi, N fan devri, Hp fan gücünü göstermektedir.

3.1. Radyal Fan Kanatlardaki Hız Vektörleri

Radyal fanların kanat geometrilerine bağlı olarak hız vektörleri de değişiklik göstermektedir. Hız vektörlerindeki değişiklikler fan performansını etkileyerek fan seçiminde büyük rol oynarlar.

Yükler cinsinden Akış Enerjisi H ($kNm/kN=m$); hava ve gazların birim ağırlık başına sahip olduğu potansiyel enerjisi, basınç enerjisi ve kinetik enerjinin toplamıdır.

$$H = Z + \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} = \text{Potansiyel enerji} + \text{Basınç enerjisi} + \text{Kinetik enerji} \quad (3.4)$$

ifadesiyle tanımlanır. Burada;

Z , referans bir düzleme göre akışkanın konumunu (m), P , akışkanın statik basıncını [$kPa = kN/m^2$],

γ , akışkanın özgül ağırlığını [kN/m^3], V , akışkanın ortalama akış hızını [m/s], g , yerçekimi ivmesini [m/s^2] göstermektedir. ρ , akışkanın yoğunluğu [kg/m^3] olmak üzere, $\gamma = \rho g$ ifadesiyle tanımlanır. Bu bağlamda fanlar; kısaca mekanik enerjiyi gazların akış enerjisine çeviren türbo makineler olarak ta tanımlanabilir.

Fan ve türbo makinelerde temel denklemlerin elde edilmesini sağlayan Euler teorisi ve fan hesaplamalarında kullanılan temel kavramlar aşağıda verilmiştir.

3.2. Euler Teorisi

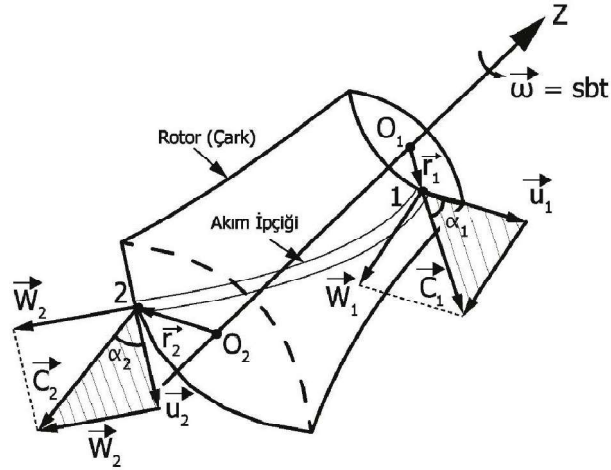
Lineer Momentum (hareket) Teoremi

$$F = m \frac{d\bar{V}}{dt} = \frac{d(m\bar{V})}{dt} = \frac{d\bar{a}}{dt} \quad (3.5)$$

olduğuna göre, türbomakina rotorunun (çarkının) akışkandan enerji alması ya da ona enerji vermesi için akışkanın momentumunda yani hareket miktarında ($a = mV$) zaman içinde bir değişim meydana getirmek gerekir. Fanlarda bunu sağlamak üzere, akışkan rotorun (çarkın) (Şekil 3.1) 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).

Lineer momentumun momenti denklemi:

$$\sum F \wedge r = \sum \frac{d\bar{a}}{dt} \wedge r \quad (3.6)$$



Şekil 3.1. Türbomakina rotorunun (çarkının) şematik görünüşü (Anonim)

Kabuller

1. Rotorda (çarkta) sonsuz kanat var.
2. Akışkanın mutlak hareketi zaman ortalaması olarak daimidir.
3. Akışkanın gerek çarka girişte gerekse çarktan çıkışta mutlak hareketi dönele simetriktir.
4. Çarkın açısal hızı $[\omega]$ sabittir.
5. Akışkan sürtünmesiz ve sıkıştırılmazdır.

Çarka bağlı dönen eksen takımına göre akışkanın yaptığı harekete “bağlı (izafi, rölatif) hareket”, sabit eksen takımına göre akışkanın yaptığı harekete “mutlak hareket”, yine sabit eksen takımına göre ve fakat çarka bağlı olarak yaptığı harekete (dönme hareketine) ise “sürüklenme” hareketi adı verilir.

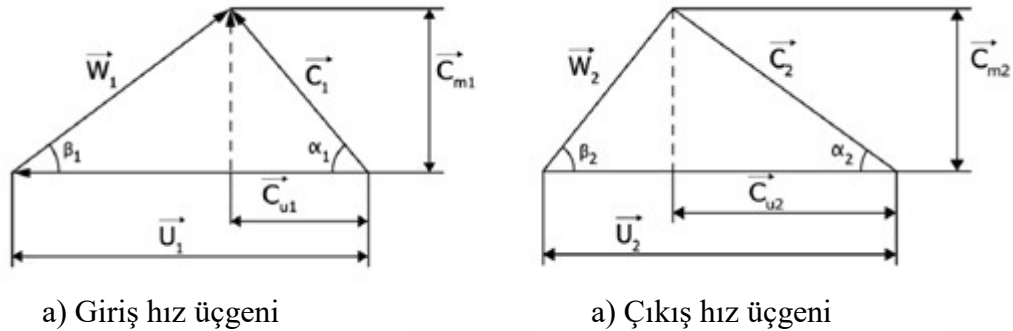
Akışkanın bağlı hızı W , sürüklenme hızı (teğetsel hız, çevresel hız) U ve mutlak hızı C olmak üzere; her an her noktada (ω çarkın açısal hızını göstermek üzere), hızlar arasında,

$$C = U + W \quad (3.7)$$

$$\frac{d\bar{C}}{dt} = \frac{d\bar{U}}{dt} + \frac{d\bar{W}}{dt} + 2 \omega \times \bar{W} \quad (3.8)$$

bağıntıları yazılabilir.

C , U ve W hız vektörlerinin oluşturduğu üçgene hız (veya hızlar) üçgeni adı verilir. Giriş ve çıkış hız üçgenleri Şekil 3.2'de verilmiştir. U teğetsel (çevresel veya sürüklenme) hızı ilgili konumdan geçen daireye, W bağıl hızı ise kanada teğettir. Bu üçgenlerde (U ve C) hızları arasındaki açılara α mutlak akış açısı denir. (U ve 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 ($-U$ ile W) hızları arasındaki açı iken, akışkandan enerji alan türbin (gaz, su, buhar, rüzgar) ile hidrolik ve pnömatik motor gibi akım makinelerinde ise (U ile W) hızları arasındaki açıdır.



Şekil 3.2. 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 makineyi eşit debili küçük makinelere 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 3.1). Bir kanaldaki akışkan kütle sine

hareket miktarı (momentum) teoremini uygularsak, ΔQ bir tek kanala giren hacimsel debi ve ρ akışkanın yoğunluğu olmak üzere,

$$m = \frac{dm}{dt} = \rho \Delta Q \quad (3.9)$$

Akışkanın bir tek kanaldaki kütleli debisi olur.

Mutlak akış zaman ortalaması olarak daimi olduğundan

$$\frac{dc}{dt} = 0 \quad (3.10)$$

$$\Sigma F = m \frac{d\bar{V}}{dt} = \frac{d(m\bar{C})}{dt} = \frac{d\bar{a}}{dt} = C \frac{d\bar{m}}{dt} + m \frac{d\bar{C}}{dt} = \rho \Delta Q C \quad (3.11)$$

3.6 denklemini burada yerine koyup tekrar düzenlersek,

$$\Sigma F \wedge r = \Sigma \frac{d\bar{a}}{dt} \wedge r = \rho \Delta Q C \cdot \Delta(C \wedge r) \quad (3.12)$$

yazılabilir. Burada r ilgili noktanın dönme eksenine göre konumunu gösteren yer vektörüdür. Alınan momentin çarkın dönme eksenine olan z eksenindeki izdüşümü alınır,

$$M = \{\rho \Delta Q C \cdot \Delta(C \wedge r)\}_z \quad (3.13)$$

Mutlak hız; mutlak hızın teğetsel bileşeni C_u ile meridyen (normal) bileşeni C_m 'in toplamı biçiminde ifade edilebilir. Böylece;

$$C = C_u + C_m \quad (3.14)$$

$$\Delta M_z = \{\rho \Delta Q C \cdot \Delta(C \wedge r)\}_z = \{\rho \Delta Q C \cdot \Delta[(C_u + C_m) \wedge r]\}_z \quad (3.15)$$

$$\Delta M_z = \{\rho \Delta Q C \cdot \Delta[(C_u) \wedge r]\}_z + \{\rho \Delta Q C \cdot \Delta[(C_m) \wedge r]\}_z \quad (3.16)$$

bulunur. Mutlak hızın meridyen bileşenlerinin tümü z dönme ekseninden geçtikleri için (3.16) denklemindeki son moment terimi sıfır olacaktır. Buna ilave olarak ağırlık kuvvetleri dönme eksenine dik veya eksenine kestiklerinden bu eksene göre momentleri sıfırdır. Basınç kuvvetleri yüzeye dik olduklarından dönme eksenine göre momentleri olmayacaktır. Santrifüj kuvvetleri dönme ekseninden geçtikleri için bu eksene göre momentleri sıfırdır. Kanaldan geçen akışkana cidarlardan etkiyen kuvvetlerinin dönme eksenine göre momentleri, ΔM_z olur.

$$\Delta M_z = \int_1^2 \rho \Delta Q C. \Delta(C \wedge r) = \rho \Delta Q. (C_{u2} r_2 - C_{u1} r_1) \quad (3.17)$$

Tüm kanallardan yani çarktan geçen hacimsel debi Q ise çarka akışkanın etki ettirdiği kuvvetlerin z dönme eksenine göre toplam momenti, M_z , aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$M_z = \rho Q. (C_{u2} r_2 - C_{u1} r_1) \quad (3.18)$$

Akışkanın özgül ağırlığı $\gamma = \rho g$ ve g yer çekimi ivmesi olmak üzere, (3.18) ifadesi aşağıdaki gibi de yazılabilir

$$M_z = \frac{\gamma}{g} Q. (C_{u2} r_2 - C_{u1} r_1) \quad (3.19)$$

$$M_z = \frac{\gamma}{g} Q. (C_2 r_2 \cos \alpha_2 - C_1 r_1 \cos \alpha_1) \quad (3.20)$$

Rotorun Akışkana Verdiği Güç (Hidrolik Güç): N_h

$$N_h = M \omega \quad [W] \quad (3.21)$$

(3.18) ve (3.21) denklemleri kullanılarak

$$N_h = M \omega = \rho Q. (C_{u2} r_2 \omega - C_{u1} r_1 \omega) \quad (3.22)$$

elde edilir. Sürüklenme hızları için yandaki eşitlikleri kullanılarak,

$$U_1 = r_1 \omega \quad (3.23)$$

$$U_2 = r_2 \omega \quad (3.24)$$

$$N_h = M \omega = \rho Q. (C_{u2} U_2 - C_{u1} U_1) \quad (3.25)$$

yazılır. (3.25) nolu denklemde $C_{u1} = C_1 \cos \alpha_1$ ve $C_{u2} = C_2 \cos \alpha_2$ yazılırsa,

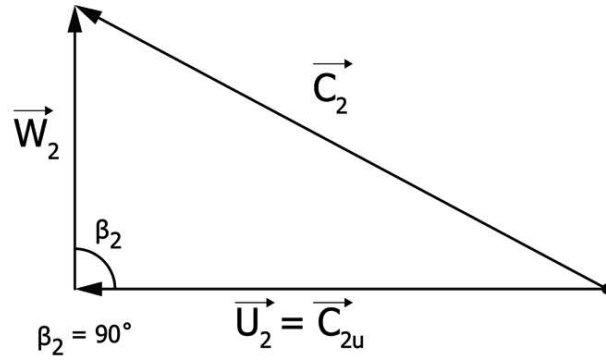
$$N_h = M \omega = \rho Q. (C_2 U_2 \cos \alpha_2 - C_1 U_1 \cos \alpha_1) \quad (3.26)$$

bulunur. (3.25) ve (3.26) nolu denklemler akışkanın özgül ağırlığı $\gamma = \rho g$ ve g yerçekimi ivmesi olmak üzere, düzenlenirse sırasıyla aşağıdaki ifadeler elde edilir.

$$N_h = M \omega = \frac{\gamma}{g} Q. (C_{u2} U_2 - C_{u1} U_1) \quad (3.27)$$

$$N_h = M \omega = \frac{\gamma}{g} Q. (C_2 U_2 \cos \alpha_2 - C_1 U_1 \cos \alpha_1) \quad (3.28)$$

Fanın çarkı tarafından akışkana maksimum hidrolik güç verebilmek için (3.28) denklemindeki 2.terimin sıfır olması gerekir. Fiziksel olarak C_1 ve U_1 sıfır olamayacaklarına göre, bu durum ancak $\cos\alpha_1 = 0$ yani $\alpha_1 = 90^\circ$ olması halinde mümkün olur ki buna fanlarda akışkan açısından çarka dik (radyal veya ön-dönmesiz) giriş adı verilir.



Şekil 3.3. Çarka dik giriş hız üçgeni

Gücü bir ağırlığın kaldırılışı şeklinde yazarsak,

$$N_h = M\omega = \frac{\gamma}{g} Q \cdot (C_2 U_2 \cos\alpha_2 - C_1 U_1 \cos\alpha_1) = \gamma \cdot Q \cdot H_g \quad (3.28)$$

H_g "Euler Basma Yüksekliği" adını alır

$$H_g = \frac{(C_2 U_2 \cos\alpha_2 - C_1 U_1 \cos\alpha_1)}{g} \quad (3.29)$$

H_g çarktan birim ağırlık başına akışkana verilen enerjidir,

Birim akışkan kütlesi başına çark ile akışkan arasında alınıp verilen enerji ise

$$Y_g = gH_g \quad (3.30)$$

giriş ve çıkış hız üçgenlerinde "Cosinus Teoremi" uygulanırsa, fan için "Euler Basma Yüksekliği" aşağıdaki gibi de ifade edilebilir.

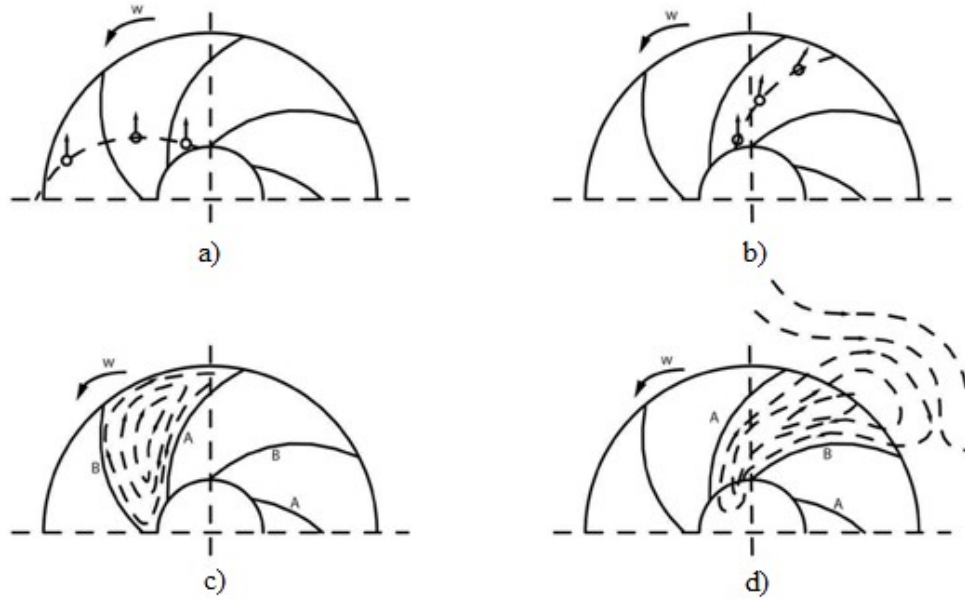
$$H_g = \frac{(C_2^2 - C_1^2)}{2g} + \frac{(U_2^2 - U_1^2)}{2g} - \frac{(W_2^2 - W_1^2)}{2g} \quad (3.31)$$

Yukarıdaki denklemden anlaşılacağı gibi Euler teorisine göre fan için “Euler Basma Yüksekliği” büyüklüğü; akışkanın yalnızca çarka giriş ve çıkıştaki hızlarına bağlıdır. Ara noktadaki hızlara ve akışkanın cinsine (viskozite ve yoğunluk gibi fiziksel özelliklerine) bağlı değildir.

Euler basma yüksekliği H_g , çarkın geometrik verileri yardımıyla kolay hesaplanabilen hayali veya teorik basma yüksekliği olup, fanlarda kanat sayısı sonsuz olamayacağı için bu değere erişilemez. Gerçek durumda yani fan çarkı sonlu sayıda (z) kanada sahipken bulunan Euler Basma Yüksekliği $H_{teo z}$ sonsuz kanat halindeki Euler Basma Yüksekliği $H_{teo \infty}$ den daha küçük olacaktır.

Sonlu kanat olması halinde;

Çarkın z kanat sayısının sonlu olması halinde akışkan sürtünmesiz olsa bile, komşu iki kanadın oluşturduğu sonlu boyutlardaki kanallardan akan akışkanın mutlak hareketi daimi olamayacağı için, çarka girişte akımın dönele simetrik olması sağlansa bile, çarktan çıkışta dönele simetri gerçekleştirilemez. Her akışkan ipçığının çıkış noktasındaki mutlak hızı birbirinden farklı ve α açıları da değişir olur.

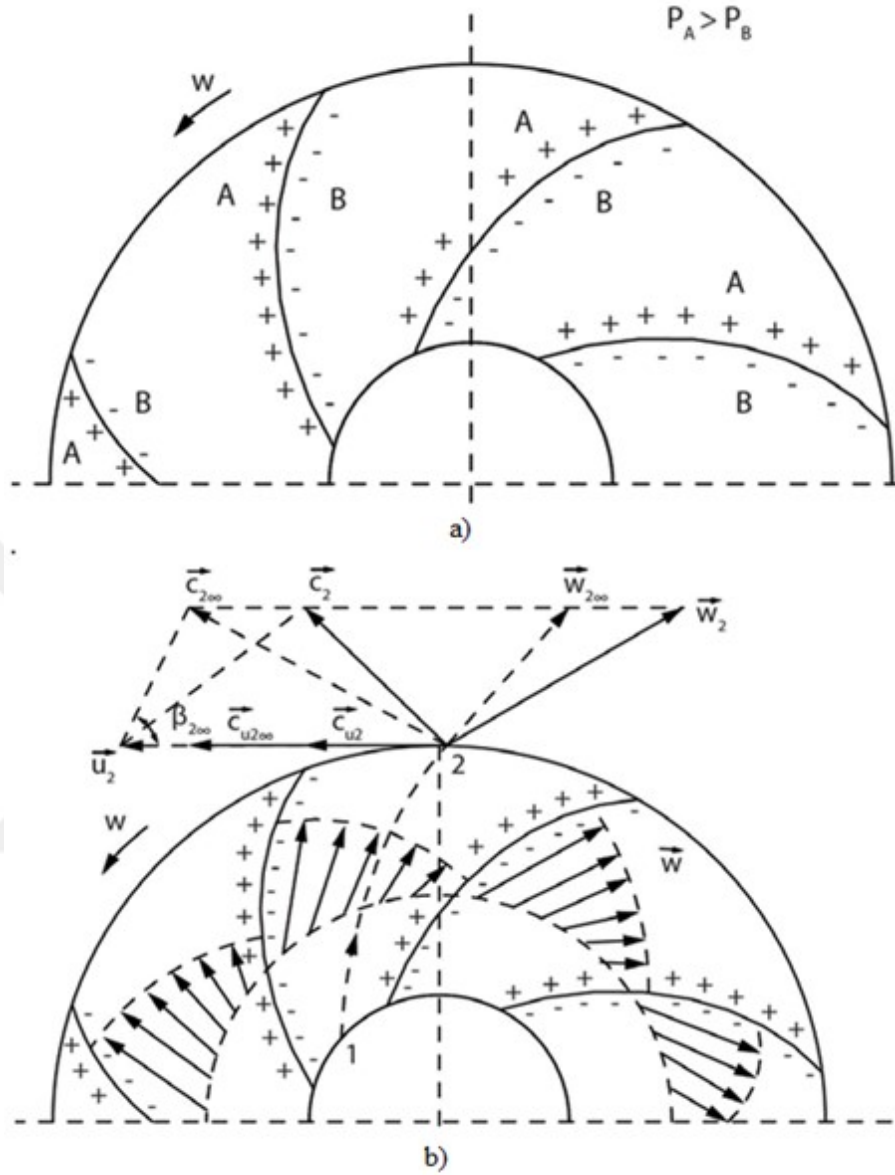


Şekil 3.4. Fan kanatları arasındaki akış

Fan çarkında akışkanı iten kanadın A yüzü üzerinde merkezci, akışkandan kaçan B sırtı üzerinde ise merkezkaç yönde olmak üzere dik kesit içinde, bağıl hız dağılımını düzgün olmaktan çıkaran bir ‘bağıl girdap’ veya ‘sirkülasyon’ oluşur, Bu yüzden kanadın A yüzündeki basınç, kanadın B sırtındaki basınçtan daha büyük olur.

Akışkan sürtünmesiz olsa bile, santrifüj fanlarda çarkın dönme yönünde basınç gittikçe azalacağından, çarktan sonraki sabit bir C noktası önünden kanatlar arka arkaya geçerken, bu noktada ölçülen basınç değerinde salınımlar meydana gelir. Çarktaki kanat sayısı arttıkça bu salınımların hem periyotları hem de genlikleri küçülür.





Şekil 3.5. Bir santrifüj fan çarkında kanatlar arasında bağıl hız dağılımı, kanat yüzü ile kanat sırtı arasındaki basınç farklılığı (a) ve kanat çıkışındaki sonlu kanat ile sonsuz kanat hallerindeki hız üçgenleri (b).

Sonlu kanat halinde akışkan çarktan çıkarken çevresel doğrultuda daha az bir eğimle hareket eder. Sonsuz kanat halinde akışkan, bağıl çıkış hızı açısı β_2 , kanat açısı olan $\beta_{2k} = \beta_{2k\infty}$ eşit olacak. Yani kanada çıkış noktasında teğet olacak şekilde çarkı terk ediyor olmasına rağmen, sonlu kanat halinde akışkanın çarktan bağıl çıkış hızı açısı (W_3 'ün veya $W_{2\infty}$ 'un U_3 ile yapmış olduğu açı) β_3 , β_2 den daha küçük değer alır. Mutlak hızın çıkıştaki teğetsel bileşeni (C_{u2} ve $C_{u2\infty}$) de azalarak C_{u3} değerine

düŒer. Böylece sonsuz kanat halinde Euler teorisinde verilen basma yüksekliği, sonlu kanat halindeki Euler basma yüksekliğinden daha küçük ve sonlu kanat halindeki fan toplam basıncının da sonsuz kanat halindeki toplam basınçtan daha küçük olacağı söylenebilir. Bunun anlamı çark tarafından akıŒkana verilen toplam enerjinin sonlu kanat halinde daha az olacağıdır. Bunu ifade etmek için ε güç azalma (güçazlığı) faktörü ile birlikte p Pfleiderer kayma faktörü tanımlanmıŒtır (Pfleiderer, 1978). Yapılan birçok fan araŒtırması sonunda bu ifadenin santrifüj fanlarda yaklaŒık bir netice vereceği belirlenmiŒtir.

$$\varepsilon = \frac{H_{teoZ}}{H_{teo\infty}} = \frac{\Delta P_{teoZ}}{\Delta P_{teo\infty}} = \frac{\rho C_{u3} U_2}{\rho C_{u2} U_2} = \frac{C_{u3}}{C_{u2}} = \frac{1}{1+p} = \frac{1}{1 + \frac{2\psi^1}{Z[1 - (\frac{D_1}{D_2})^2]}} \quad (3.32)$$

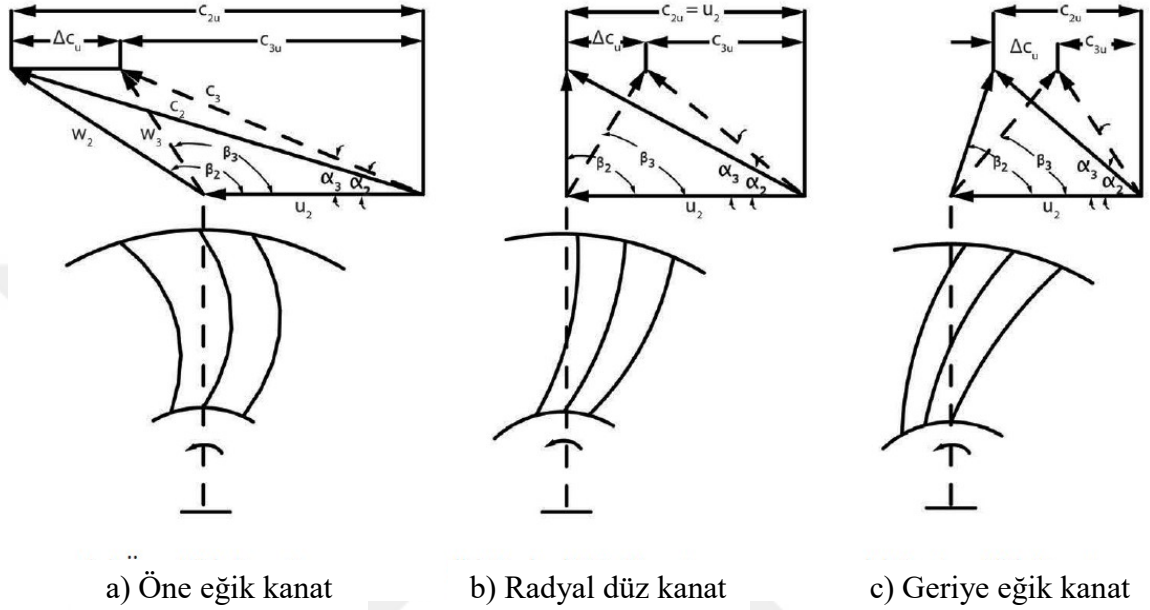
Burada; Z kanat sayısını, D_1 çark giriŒ (emiŒ) çapını, D_2 çark çıkıŒ çapını, ψ^1 kanat açısına, çark hidrolik profiline (tipine), çarktan sonra konulan yöneltili düzenine ve akıŒın Reynolds sayısına bağlı deneysel bir katsayı olan Pfleiderer düzeltme katsayısını ve p ise Pfleiderer kayma faktörünü göstermektedir. ε güç azalma faktörühızlar oranına eŒit olduğu için bazen hız katsayısı olarak da adlandırılır.

Öne eğik, radyal düz ve geriye eğik kanatlı santrifüj fanlar için çıkıŒ hız üçgenleri üzerinde sonlu kanat sayısının etkileri Œekil 3.6. 'da gösterilmiŒtir. Hız üçgenlerinde dolu çizgiler sonsuz kanatlıfan durumunu, kesik çizgiler ise sonlu kanatlı fan durumunu göstermektedir. Bu diyagramlardan sonlu kanat sayısının pratik etkileri olarak aŒađıdaki yorumları kolaylıkla yapabiliriz.

- Her üç hâlde de bağlı hız çıkıŒ açısı $\beta_3, \beta_2 = \beta_{2k} = \beta_{2k\infty}$ olarak tanımlanabilen kanat çıkıŒ açısından daha küçüktür.
- Ortalama bağlı çıkıŒ hızındaki deđiŒim; geriye eğik kanat ve radyal düz kanat durumlarında artış Œeklinde iken, öne eğik kanat durumunda ise azalma Œeklinindedir.
- Her üç durumda da mutlak ortalama çıkıŒ hızı $C_3 < C_2$ dir.

• Her üç durumda da mutlak hızın α_3 (akış) açısı, α_2 'den aşırı bir şekilde daha büyüktür. Bu durumda kılavuz kanatlar vb. yöneltici mekanizmaların konstrüksiyonu için önemlidir.

• ε güç azalma (güçazlığı) faktörü veya hız katsayısı, ΔC_{u2} ile orantılıdır.



Şekil 3.6. Farklı kanat tiplerinde hız üçgenlerinin gösterilmesi

Pfleiderer düzeltme katsayısı ψ^1 'nın özellikle Geriye Eğik Kanatlı çarkı bir salyangoz içinde çalışan fanlar için aşağıdaki gibi alınması halinde iyi sonuçlar verdiği ifade edilmiştir. Burada β_{2k} kanat açısı derece ($^\circ$) cinsinden yazılmalıdır.

$$\psi^1 = (0,65 - 0,85) \left(1 + \frac{\beta_{2k}}{60^\circ} \right) \quad (3.33)$$

Frank, Darvish, Tietjen ve Stuchlik'in yapmış oldukları çalışmada radyal bir fan içerisindeki akışın HAD çözümlerini ve deneysel doğrulamalarını gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada bazı katsayılar elde ederek bu katsayıların dizayn sırasında kullanılabileceğini belirtmişlerdir. Çalışmada belirtilen parametreler; debi katsayısı (φ), rotor genişliğine bağlı debi katsayısı (φw), statik basınç katsayısı (ψ), boyutsuz çap (δ), boyutsuz hız (σ) ve çevresel Reynolds sayısı (Reu) olarak verilmiştir.

Debi katsayısı:

$$\varphi = \frac{4Q}{\pi D_2^3 n} \quad (3.34)$$

Rotor genişliğine bağlı debi katsayısı

$$\varphi_w = \frac{Q}{\pi w D_2^2 n} \quad (3.35)$$

Statik basınç katsayısı :

$$\psi = \frac{2\Delta P_{st}}{\pi^2 \rho w D_2^2 n^2} \quad (3.36)$$

Boyutsuz çap:

$$\delta = D_2 \sqrt[4]{\frac{2\Delta P_{st} \sqrt{\pi}}{\rho V^2} \frac{\sqrt{\pi}}{2}} \quad (3.37)$$

Boyutsuz hız:

$$\sigma = n \frac{\sqrt{V}}{(2\frac{\Delta P_{st}}{\rho})^{0.75}} 2\sqrt{\pi} \quad (3.38)$$

Çevresel Reynolds sayısı:

$$Re_u = \frac{\pi \rho D^2 n}{\mu} \quad (3.39)$$

3.3. Yönetici Denklemler

Kartezyen koordinatlarda kararlı halde sıkıştırılmaz akışların, korunum denklemleri aşağıdaki gibidir.

3.3.1. Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.40)$$

3.3.2. Momentum denklemi

$$\frac{\partial(\rho\bar{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\bar{V} \otimes \bar{V}) = -\nabla p + \nabla \tau + \bar{f} \quad (3.41)$$

$$\tau = \mu(\nabla\bar{V} + (\nabla\bar{V})^T) - \frac{2}{3}\delta\nabla\bar{V} \quad (3.42)$$

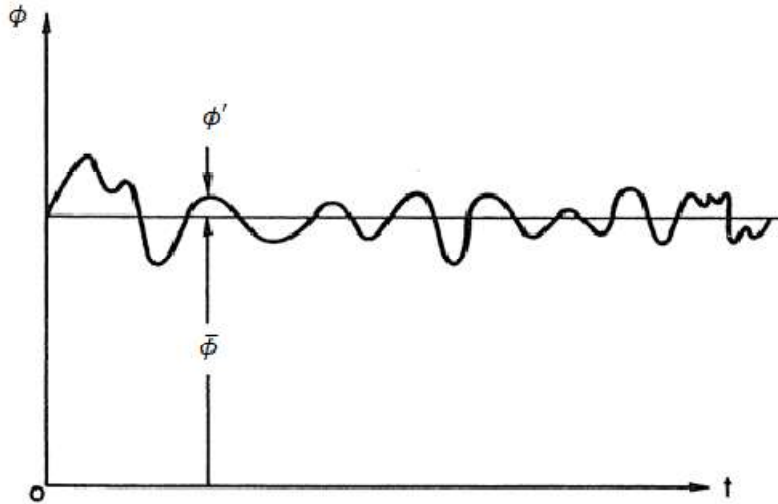
ρ ve μ 'nün sabit olduğu durumdaki Navier Stokes denklemleri

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = f_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.43)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = f_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.44)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = f_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.45)$$

3.3.3. Türbülanslı Akışta Yönetici Denklemler



Şekil 3.7. Herhangi bir ϕ verisinin türbülanslı akışta zamana göre değişimi (Mutlu, Ö.,2008.İleriye Dönük Kanatlı Radyal Fan Tasarım Yöntemlerinin HAD Yardımı İle İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,İstanbul)

Türbülanslı akışta veriler şekilde gösterildiği gibi salınımlı bir grafik çizmektedir.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (3.46)$$

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} \phi dt \quad (3.47)$$

$$\bar{\phi}' = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} \phi' dt = 0 \quad (3.48)$$

3.3.4. Türbülanslı akışta süreklilik denklemi

$$\frac{\partial(\bar{u} + u')}{\partial x} + \frac{\partial(\bar{v} + v')}{\partial y} + \frac{\partial(\bar{w} + w')}{\partial z} = 0 \quad (3.49)$$

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial z} = 0 \quad (3.50)$$

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (3.51)$$

$$\frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial w'}{\partial z} = 0 \quad (3.52)$$

3.3.5. Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemleri

Türbülanslı akışta RANS denklemleri

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = \\ - \frac{\partial p}{\partial x} + f_x + \frac{\partial}{\partial x} (\tau_{xx} - \overline{\rho(u')^2}) + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{xy} - \overline{\rho u'v'}) + \frac{\partial}{\partial z} (\tau_{xz} - \overline{\rho u'w'}) \end{aligned} \quad (3.53)$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial z} = \\
& - \frac{\partial p}{\partial y} + f_y + \frac{\partial}{\partial x} (\tau_{yx} - \overline{\rho v' u'}) + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{yy} - \overline{\rho (v')^2}) + \frac{\partial}{\partial z} (\tau_{yz} - \overline{\rho v' w'})
\end{aligned} \tag{3.54}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = \\
& - \frac{\partial p}{\partial z} + f_z + \frac{\partial}{\partial x} (\tau_{zx} - \overline{\rho w' u'}) + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{zy} - \overline{\rho w' v'}) + \frac{\partial}{\partial z} (\tau_{zz} - \overline{\rho (w')^2})
\end{aligned} \tag{3.55}$$

3.4. Türbülans Modelleri

Türbülans yüksek Reynolds sayılarında, akışta meydana gelen çalkantılar olarak adlandırılabilir. Türbülans modelleri, zamana bağlı akış denklemleri sistemini tamamlamak için kullanılan bir işlemdir. Çoğu mühendislik uygulamasında, türbülanslı dalgalanmaların detaylarını çözmek gereksizdir. Bu sebeple türbülans modelleri kullanılır. Türbülans modelinin faydalı olması için, geniş uygulanabilirliğe sahip olmalı, doğru seçilmiş olmalı, basit ve analiz çalıştırıldığında süre tasarrufu sağlamalıdır.

3.4.1. k-ε türbülans modeli

3.4.1.1. Standart k-ε türbülans modeli

k [m^2 / s^2]: türbülans kinetik enerjisi

ε [m^2 / s^3]: türbülans disipasyonu

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u w)}{\partial z} = \\
& - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} [\mu_{\text{eff}} (2 \frac{\partial u}{\partial x})] + \frac{\partial}{\partial y} [\mu_{\text{eff}} (\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x})] + \frac{\partial}{\partial z} [\mu_{\text{eff}} (\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x})] + f_x
\end{aligned} \tag{3.56}$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial z} = \\ & - \frac{\partial p''}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} [\mu_{\text{eff}} (\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y})] + \frac{\partial}{\partial y} [\mu_{\text{eff}} (2 \frac{\partial v}{\partial y})] + \frac{\partial}{\partial z} [\mu_{\text{eff}} (\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y})] + f_y \end{aligned} \quad (3.57)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = \\ & - \frac{\partial p''}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} [\mu_{\text{eff}} (\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z})] + \frac{\partial}{\partial y} [\mu_{\text{eff}} (\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z})] + \frac{\partial}{\partial z} [\mu_{\text{eff}} (2 \frac{\partial w}{\partial z})] + f_z \end{aligned} \quad (3.58)$$

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (3.59)$$

$$\mu_t = C_{\mu} \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.60)$$

P_{kb} , $P_{\varepsilon b}$ kaldırma kuvvetinin etkisi, P_k türbülans oluşumunun etkisi olmak üzere,

$C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k ve σ_{ε} ise deneysel sabitlerdir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}k) = \nabla[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \nabla k] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (3.61)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}\varepsilon) = \nabla[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon}}) \nabla \varepsilon] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}) \quad (3.62)$$

3.4.1.2. k- ε RNG türbülans modeli

$$C_{\varepsilon 1, \text{RNG}} = 1,42 - f_{\eta} \quad (3.63)$$

$$f_{\eta} = \frac{\eta(1 - \frac{\eta}{4,38})}{(1 + \beta_{\text{RNG}} \eta^3)} \quad (3.64)$$

$$\eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho C_{\mu \text{RNG}} \varepsilon}} \quad (3.65)$$

3.4.1.3. k- ε realizable

Bu türbülans modelinde C_μ değeri sabittir.

3.4.2. k-ω SST modeli

$\sigma_\omega, \sigma_k, \beta', \beta, \alpha$ denklemde kullanılan sabitlerdir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}k) = \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\nabla k\right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb} \quad (3.66)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}\omega) = \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right)\nabla \omega\right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{\omega b} \quad (3.67)$$

k-ω türbülans modelinde türbülans viskozitesi, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans frekansı

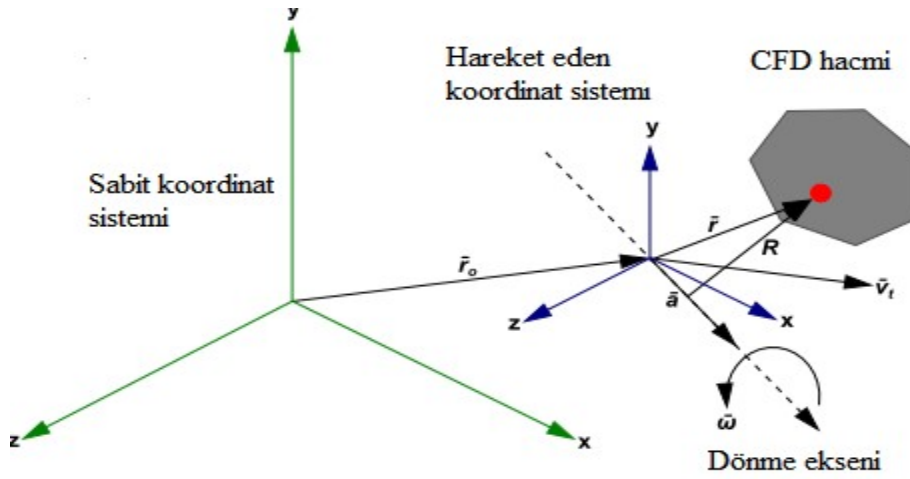
$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (3.68)$$

3.4.3. Spalart-Allmaras model

Havacılık endüstrisinde kullanım için geliştirilmiştir. Tersine basınç gradyenlerin olduğu çözümlerde uygundur. Türbo makineler için uygun değildir.

3.5. MRF Rotor Modeli

Sabit hacim içerisinde dönen bir hacmin bulunduğu HAD analizlerinde kullanılan bir yöntemdir. Seçilen hacim rotor olarak belirlenir ve bu hacimler belirli bir açısız hızda döndürülür. Oluşan ara yüzeylerin sabit hacimle olan etkileşimi göz ardı edilir.



Şekil 3.8. Duran ve dönen koordinat sistemi (Ansys 14.5)

MRF modellemesinde 3.70 ve 3.71 denklemlerinin eklenmesiyle momentum denklemi 3.74 teki halini alır.

$$\vec{\omega} = \omega * \hat{a} \quad (3.69)$$

$$F_{\text{coriolis}} = -2\rho\vec{\omega} \times \vec{V} \quad (3.70)$$

$$F_{\text{merkezkaç}} = -\rho\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \quad (3.71)$$

$$\frac{\partial(\rho\vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{V} \otimes \vec{V}) = \nabla(-p\delta + \mu(\nabla\vec{V} + (\nabla\vec{V})^T)) - 2\rho\vec{\omega} \times \vec{V} - \rho\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \quad (3.73)$$

$$\frac{\partial(\rho\vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{V} \otimes \vec{V}_{\text{mutlak}}) = \nabla(-p\delta + \mu(\nabla\vec{V} + (\nabla\vec{V})^T)) - \rho\vec{\omega} \times \vec{V} - \rho\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \quad (3.74)$$

4. SAYISAL METOT VE MODELLEME

Yapılan çalışmalar, HAD metodu kullanılarak Ansys CFX yazılımı ile yapılmıştır. Bu bölümde problemin genel tanımına, HAD metodu detaylarına, çözümlerde kullanılan matematiksel denklemlere, analizleri gerçekleştirilen kanat geometrilerine, sınır şartlarına ve çözüm metotlarına yer verilmiştir.

4.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Akışın olduğu mühendislik sistemlerinin tasarımında, modellerin belli başlı yazılımlar kullanılarak, diferansiyel denklemlerin analitik veya sayısal olarak çözümünü içeren hesaplamalar yapılmaktadır. Yapılan akış hesaplamalarına HAD analizleri yaklaşımı uygulanmaktadır. HAD analizleri yapılırken kurgulanması gereken temel adımlar bulunmaktadır. Bunlar;

- Analizin amacının belirlenmesi,
- Analizde kullanılacak geometrinin akış hacminin modellenmesi ve grid yapısının (mesh) oluşturulması,
- Analiz için gerekli sınır şartların tanımlanması,
- Analizin çözdürülmesi ve sonuçların incelenmesi,

HAD analizi bir bütün olarak düşünülmeli ve kurgulanmalıdır. HAD çalışması yapılmadan önce problemin tam olarak anlaşılması ve yapılması gereken kabullerin belirlenmesi gerekir. Analiz yöntemlerinden hangisinin uygun olacağına karar verilmelidir. En başta oluşturulan tüm detayların sonuçlara olan etkisini unutmamak gerekir.

4.1.1. Geometri oluşturulması

HAD çalışmalarında geometriler genelde çizim programlarında hazırlanmaktadır. Zor ve karmaşık olan geometrilerin CAD yazılımlarında yapılması kolaylık sağlamaktadır. Başta belirlenen kabuller doğrultusunda geometriden faydalanarak

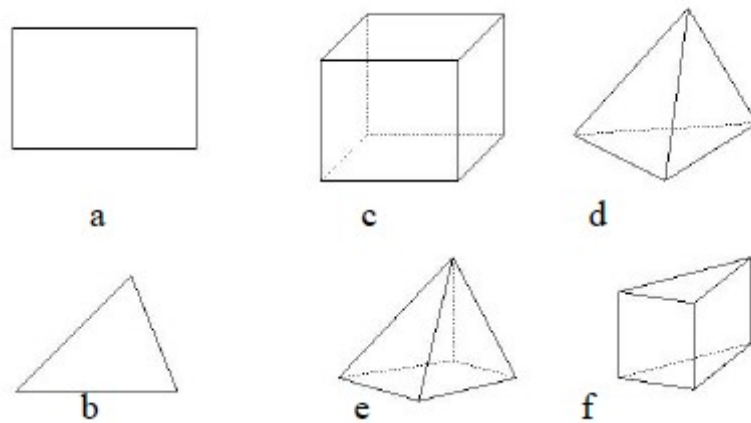
ıslak hacim yani akış hacmi oluşturulur. Akış hacminde grid yapısını etkileyecek herhangi, gridlerin kalitesini düşürebilecek olan noktalarda temizleme düzeltme işlemleri yapılmalıdır. Ancak yapılacak bu düzeltmelerin, çözüme olan etkilerinin unutulmaması gerekmektedir. Çözümü etkileyecek noktalarda düzeltmelerin daha dikkatli yapılması gerekmektedir.

4.1.2. Sayısal ağ oluşturulması

Sayısal grid (mesh) oluşturulması, HAD analizlerinin temel mantığını oluşturmaktadır. Akış hacmi çıkarılmış bir geometride akışın davranışlarını görebilmek için her partikülün tanımlanması gerekmektedir. Ancak bu sonsuz sayıda partikül anlamına gelmektedir. Dolayısıyla akış hacmini belirli sayıda hacimlere bölerek ve bölünen her bir hacim üzerinde çözümler yapılarak hesaplamalar kolaylaştırılmıştır. Oluşturulan gridlerin kalitesi ve kritik bölgelerdeki sıklığı, çözümleri ve sonuçları direkt olarak etkilemektedir.

Sayısal ağ oluşturulurken temel olarak kare veya üçgen şekillerinden yararlanılır.

Bu elemanlardan 2 boyutlu modelleme için kare (a) ve üçgen (b) geometrileri kullanılır. 3 boyutlu sayısal ağ modellerinde ise küp (c), düzgün dört yüzlü (d), piramit (e), kama/prizma (f) geometrik elemanları kullanılır. (Ansys 14.5)



Şekil 4.1. HAD yazılımında kullanılan eleman tipleri (Ansys 14.5)

Sayısal ağın artırılması eleman sayılarını artıracığından çözümü etkileyecektir. Ancak optimum eleman sayısına ulaşıldıktan sonra eleman sayısını artırılması çözümü

etkilemeyecektir. Sayısal ağ miktarının artması çözümü yapılan denklem matrisini de arttırmaktadır. Optimum eleman sayısından fazla elemana sahip olması, modellerin çözüm süresini uzatacağından grid optimizasyonu her analizde tekrarlanmalıdır.

Sayısal ağı oluşturan elemanların kaliteleri çözümü direkt olarak etkilemektedir. Dörtgen elemanlar kare, üçgen elemanlar ise eşkenar üçgen olması en ideal eleman kalitesidir. Fakat karmaşık geometrilerde, ideal durumdan farklı elemanlar olması kaçınılmazdır. İdeal durumla gerçekleşen eleman yapıları arasındaki farklılıklar eleman kalitesini göstermektedir. Bu kalite ölçeklerinden birisi olan eleman çarpıklık oranının hesaplanması (3.1) denklemi ile hesaplanmaktadır (Ansys 14.5).

$$\theta_{\text{eaç}} = \text{maks} \left[\frac{\theta_{\text{maks}} - \theta_{\text{eşit}}}{180^\circ - \theta_{\text{eşit}}}, \frac{\theta_{\text{eşit}} - \theta_{\text{min}}}{\theta_{\text{eşit}}} \right] \quad (3.75)$$

denklemden bulunan θ terimleri seçili geometrik model içerisindeki iç açılarıdır. İdeal iç açı yani $\theta_{\text{eşit}}$, kare için 90° , üçgen için ise 60° 'dir (Ansys 14.5).

4.1.3. Analiz şartlarının tanımlanması

Problemin HAD analiz yapacak olan yazılıma göre tanımlanması gerekmektedir. Problemin çözülmesi için gerekli basınç, debi, sıcaklık, devir gibi sınır şartların yanı sıra akışkanın özelliklerinin belirtilmesi gerekmektedir. Sınır şartlar gerçeğe ne kadar yakın olursa sonuçlar da o derece yakın olacaktır.

Analizin, bilgisayarda uygun çözüm metodu ile çözdürülerek sonuçlar alınır.

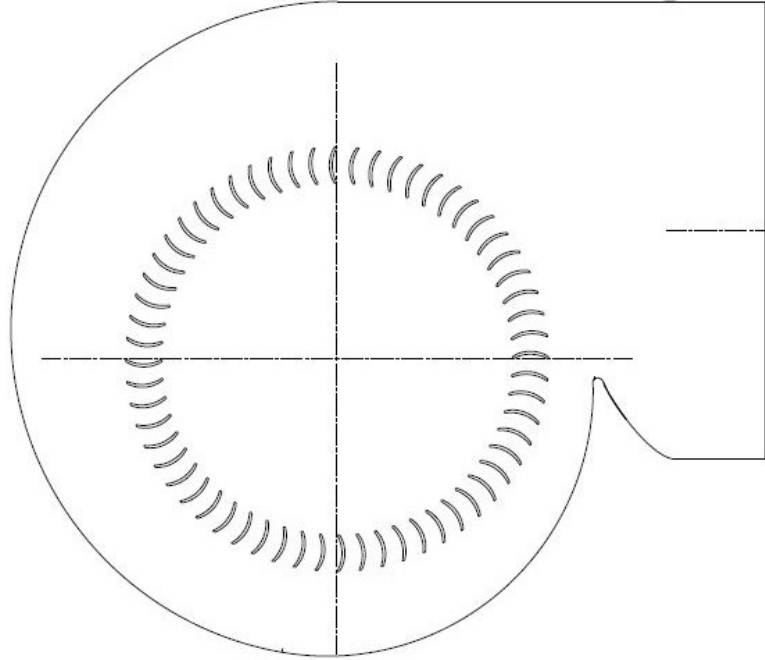
Sonuçların incelendiği kısımda, hacim içerisindeki akışa dair vektörler, basınç dağılımları, türbülanslı bölgeler, akım iplikleri, akış ayrılma noktaları görsel ve sayısal olarak elde edilir.

5. SAYISAL ÇALIŞMANIN DOĞRULANMASI

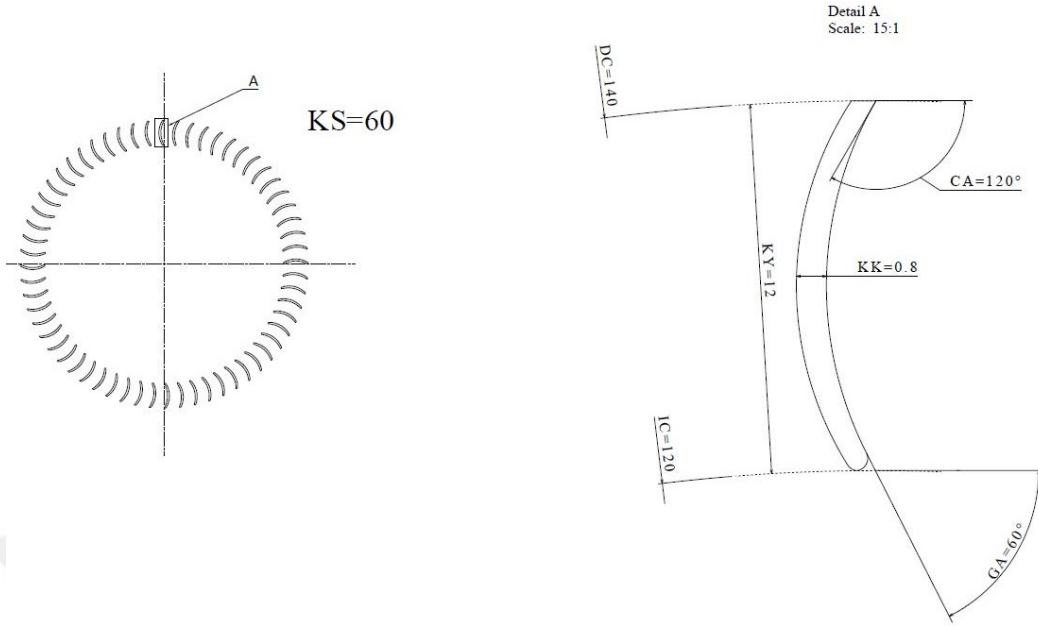
5.1. Problemin Tanımı ve Sayısal Modelleme

Öne eğik kanatlı, çift girişli radyal bir fan bu tez çalışmasında ele alınmıştır. Radyal fanın salyangozu ve pervane kanat uzunluğu sabit tutulmuş olup fan kanatlarının geometrik ölçüleri değiştirilmiştir.

Değişkenler; kanat giriş açısı, kanat çıkış açısı, kanat sayısı, kanat kalınlığı, kanat yüksekliği ve pervane dış çapı olarak belirlenmiştir.



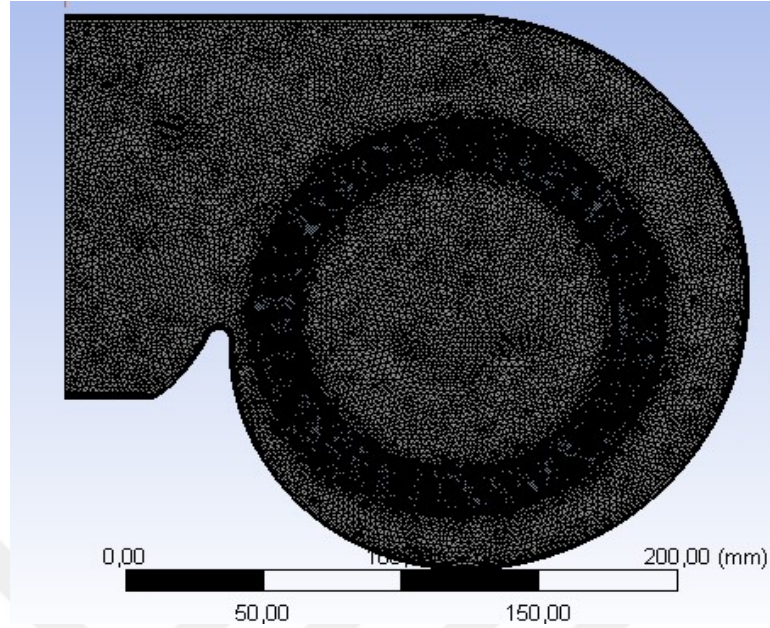
Şekil 5.1. Radyal fan 2B çizimi



Şekil 5.2. Kanat profili 2B çizimi

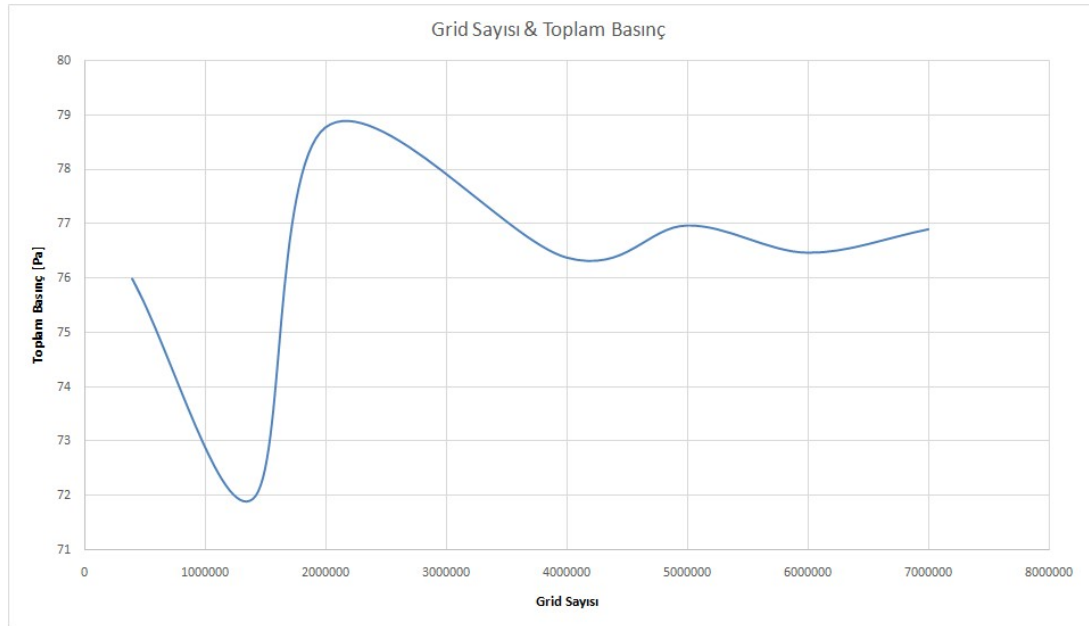
5.2. Sayısal Ağ oluşturulması ve Grid Optimizasyonu

Sayısal ağ oluşturulurken pervane geometrisi salyangoz içerisinde ayrı bir şekilde oluşturulmuştur. Bunun sebebi, pervanenin salyangoz içerisinde belirli devirde dönerek analiz edilecek olmasıdır. Pervanedeki grid ile salyangozdaki grid birbiri üzerinde kayarak (Frozen Rotor) dönmesini gerçekleştirmiştir. Bu iki yüzey arasında daha sonra “frozen rotor” tanımlaması yapılmıştır. Sayısal ağ oluşturulurken salyangoz ve pervane olarak hacimler isimlendirilmiştir.



Şekil 5.3. Grid görüntüsü

Toplamda 86 farklı geometride pervane tasarımı yapılmıştır. Tasarımlar aynı salyangoz içerisinde analiz edilmiştir. Grid kalitesi göz önünde bulundurularak mesh optimizasyonu sağlanmıştır. Şekil 5.4'te eleman sayısının çözümü etkilemediği nokta verilmiştir.



Şekil 5.4. Grid sayısına (Adet) göre toplam basınçta (Pa) meydana gelen değişiklik

5.3. Sınır Şartları

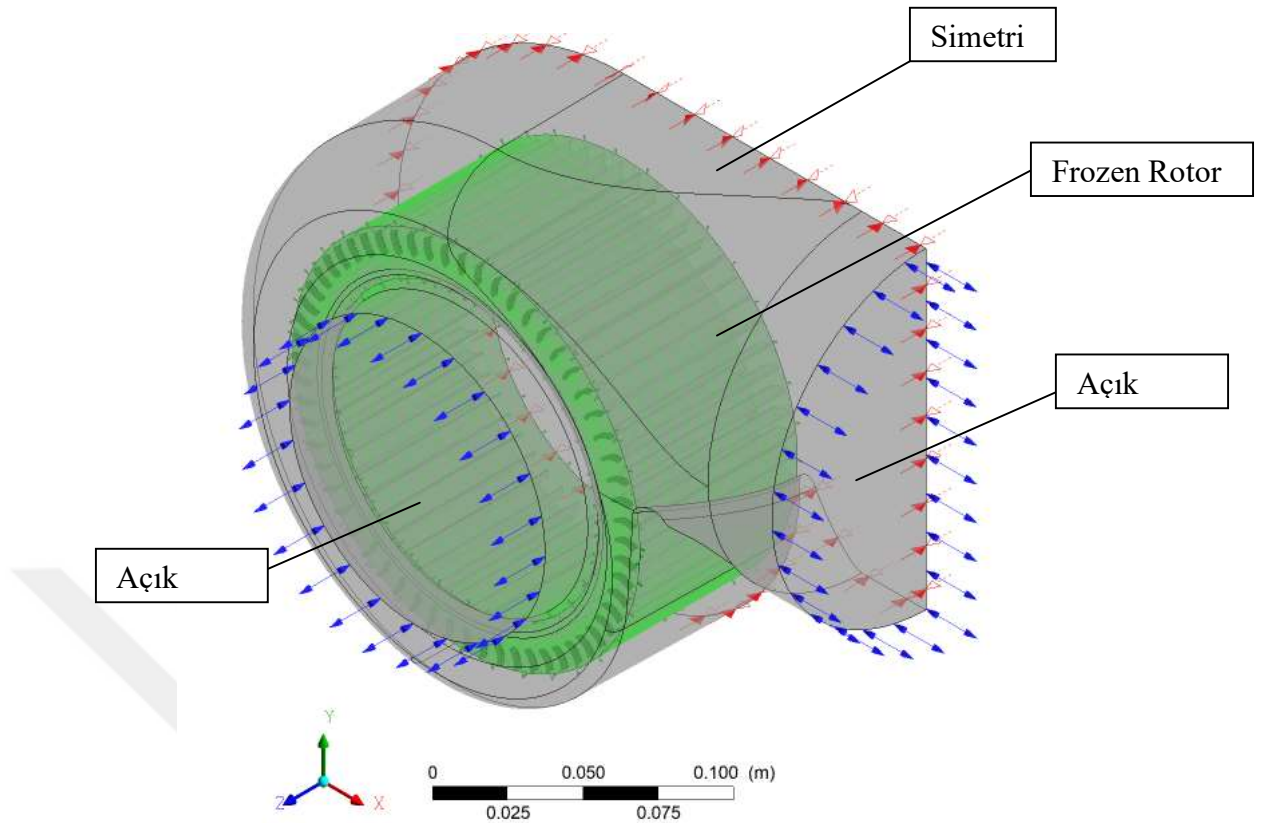
Grid optimizasyonu yapıldıktan sonra problemin sınır şartları belirlenmiştir. Bunlar;

- Problem sürekli bir akış kabul edilip HAD analizi yapılması,
- Akışkan olarak oda sıcaklığındaki hava özellikleri kullanılması,
- Pervane 1500 d/dk hızla döndürülmesi,
- Türbülans modeli olarak k-ε modeli kullanılması,
- Giriş kısmı atmosfere açık kabul edilerek (opening), 1 atm basınç tanımlanması,
- Çıkış kısmı atmosfere açık kabul edilerek (opening), 1 atm basınç tanımlanması.

Burada tanımlanan basınç sınır şartı Relative basınç sınır şartı olarak sağlanır.

$$P_{\text{opening}} = P_{\text{spec}} \quad (3.76)$$

Giriş sınır şartı olarak mutlak (relative) toplam basınç, çıkış sınır şartı olarak statik basınç olarak yorumlanır. Basınç, tanımlandığı yüzeye dik olacak şekilde uygulanır.



Şekil 5.5. Sınır şartlarının gösterimi

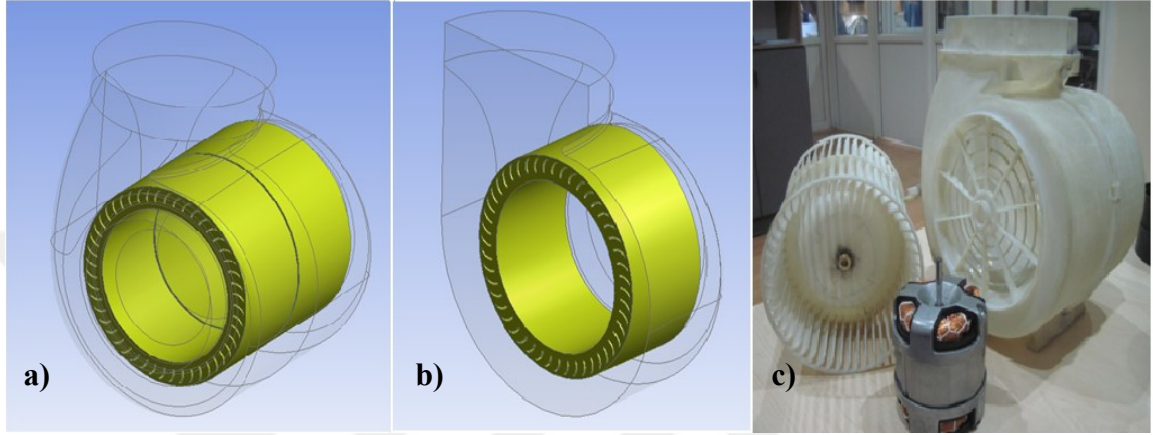
Çizelge 5.1. Akışkan (hava) özellikleri

	Birim	Değer
Yoğunluk	kg/m ³	1,185
Dış ortam basıncı	atm	1
Dinamik viskozite	kg/m.s	1,83x10 ⁻⁵

5.4. Deneysel Veriler ile Doğrulama

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı ile yapılan analiz sonuçlarının deneysel olarak doğrulaması, Silverline Endüstri A.Ş. 'nde bulunan 3 boyutlu yazıcılar prototipi üretilerek ve AMCA (Air Movement and Control Association) standartlarına göre ölçüm yapan fan performansı ölçme cihazında test edilerek yapılmıştır.

Deneysel veriler ile optimize edilen grid sayısına göre yapılan analizlerden elde edilen veriler kıyaslanmıştır. Ayrıca simetrik ve bütün salyangoz olarak yapılan analiz sonuçları da kıyaslamaya dahil edilerek HAD analiz sonuçlarının doğruluğu tartışılmıştır.



Şekil 5.6. Radyal Fanın tüm hacminin (a) ve simetri tanımlanan hacminin (b) HAD yazılımındaki görünümü ile 3B yazıcıda üretilen prototipi (c)

Verilen analiz sonuçlarına bakıldığında yapılan numerik analizlerin deneysel veriler ile arasında en fazla %2,5 sapma olduğu görülmüştür. Analiz sürelerini kısaltmak için salyangoz hacminin yarısını modelleyerek simetri şartının tanımlanması ile yapılan analiz sonucu, tüm fan hacmi ile yapılan analiz ile %1 sapma göstermiştir. Bu verilere bakıldığında simetri sınır şartı tanımlanarak yapılan numerik analizlerin doğru sonuçlar vereceği gözlenmiştir.

Çizelge 5.2. Deneysel ve numerik sonuçların karşılaştırılması

Değişkenler	Birim	Bütün hacim	Simetri Tanımlı Hacim	Deneysel
Devir	RPM	1500	1500	1500
Debi	(m ³ /h)	862	867	845
Basınç	Pa	422	432	426

6. YANIT YÜZEY METODU

Yanıt Yüzey Yöntemi (YYM) denemelerin en uygun koşullara ulaşması için hem matematiksel hem de istatistiksel teknikleri büyük bir uyumluluk içerisinde birlikte kullanan, kapsamlı optimizasyon tekniklerini de içeren etkin bir yöntemdir.

YYM gerçek sistemin özelliklerini kabul edilebilir düzeyde sağlayan basit bir hesaplama yöntemidir. Bu yöntemde bağımsız parametrelerin (dizayn değişkenlerinin) sayısı ne kadar az olursa gözlem sayısı da o kadar az olmaktadır. Yöntem; tasarlama, modelleme ve doğrulama aşamalarından oluşmaktadır.

6.1. Yanıt Yüzey Metodun Oluşturulması

6.1.1. Tasarlama

Bu çalışmada, endüstriye bir radyal fanda Kanat giriş açısı, Kanat çıkış açısı, Kanat sayısı, Kanat kalınlığı, Kanat yüksekliği ve Dış çapın Fan debisi, Basınç, Moment ve Fan verimi üzerindeki etkisi Varyans Analizi (ANOVA), Yüzey Yanıt Metodu (Response Surface Methodology) (RSM) kullanılarak değerlendirilmiştir. Bu amaçla Hitit Üniveristesi Mühendislik Fakültesinde lisanlı olarak kullanılan Design Expert 8.0.7.1 ticari paket programı kullanılmıştır.

Çizelge 6.1. Tasarım parametreleri ve değerleri

	Birim	Değerler		
Kanat Giriş Açısı	GA (Derece)	60	90	120
Kanat Çıkış Açısı	GA (Derece)	120	145	170
Kanat Sayısı	KS (Adet)	40	50	60
Kanat Kalınlığı	KK (mm)	0,8	1,1	1,4
Kanat Yüksekliği	KY (mm)	140	150	160
Fan Dış Çap	DC (mm)	8	10	12

6.1.2. Modelleme

Dizayn değişkenleri olarak adlandırılan bağımsız değişkenler koşulları (x), bağımsız değişkenler yanıtları ise (y) temsil etmektedir.

Merkezi kompozit tasarımı, ikinci dereceden bir yanıt yüzey için belirlenmiş olan verilere uygun tasarım önerilerinden birisidir. Merkezi kompozit tasarım genellikle YYM’de tam faktöriyel ve kesirli faktöriyel ile birlikte kullanılan temel yöntemleri oluşturmaktadır. Bu model genellikle bir araştırmada matematiksel olarak doğrusal modellerin yetersiz kaldığı durumlarda ikinci dereceden model denklemlerinin açıklanmasında ve tasarımında kullanılmaktadır. MKT’nin kullanılması halinde matematiksel model ikinci dereceden bir polinom formuna dönüşür (Subaşı 2010). İkinci dereceden polinom formda model ya tek bölgesel minimum ya da tek bölgesel maksimum noktaya sahiptir. Bu durum optimizasyon uygulamasında ikinci dereceden polinom modelini daha kullanışlı yapmaktadır. Buna ek olarak İkinci dereceden polinomun istenen fonksiyonel formlar alabilme yeteneğinden dolayı yanıt yüzeyin tahmin edilmesi için avantajlı olması, katsayısını düşük olması nedeniyle en küçük kareler metodu da dahil olmak üzere birçok çözüm avantajına sahip olması kullanımının tercih nedenlerindedir.

$$Y = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \dots + \beta_k X_k + \epsilon \quad 6.1$$

$$Y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j} \sum_{i < j} \beta_{ij} x_i x_j + \epsilon \quad 6.2$$

Burada β_i , β_{ii} ve β_{ij} model katsayılarını göstermektedir.

Öncelikle, üzerinde çalışılan proses, ürün ve bir sistemin yanıtı (y) ile n adet kontrol edilebilir değişken (x_1, x_2, \dots, x_n) arasında bir ilişki olduğunu varsayalım. Genel olarak bu ilişki eşitlik (1)’deki gibi ifade edilebilir.

6.1.3. Doğrulama

Modelleme yapıldıktan sonra elde edilen denklemin gerçek sonuçları ne kadar karşıladığının ölçüsü bu bölümde incelenir bu amaçla bağımsız parametrelerin seviyesi manipüle edilerek elde edilen sonuçlar karşılaştırmaya tabi tutulur.

Çizelge 6.2. Debi için ANOVA analiz tablosu

Terim	Kareleri Toplamı	df	Kareleri	F-değeri	p-değeri	Etkin değer
Model	4,4643E-06	27	1,65346E-07	33,8559	2,13E-26	
A-Giris Acisi	9,0162E-09	1	9,0162E-09	1,84613	0,17949	
B-Cikis Acisi	9,2347E-07	1	9,23468E-07	189,087	6,62E-20	
C-Kanat Sayisi	7,2889E-08	1	7,28889E-08	14,92457	0,000285	
D-Kanat Kalinligi	6,948E-09	1	6,94798E-09	1,422654	0,237824	
E-Dis Cap	8,6793E-13	1	8,67926E-13	0,000178	0,989409	
F-Kanat Yuksekligi	1,0273E-08	1	1,02727E-08	2,103407	0,152358	
AB	4,8498E-07	1	4,84979E-07	99,30322	3,53E-14	
AC	3,4527E-08	1	3,45271E-08	7,069692	0,010117	
AD	2,9133E-09	1	2,91328E-09	0,596517	0,443046	
AE	2,2974E-09	1	2,29741E-09	0,470414	0,495529	
AF	1,2086E-07	1	1,20864E-07	24,74783	6,16E-06	
BC	1,3111E-07	1	1,31106E-07	26,84498	2,9E-06	
BD	1,0761E-09	1	1,07612E-09	0,220344	0,640538	
BE	1,4864E-07	1	1,48645E-07	30,43624	8,4E-07	
BF	1,1069E-07	1	1,10691E-07	22,66482	1,33E-05	
CD	4,0126E-09	1	4,01263E-09	0,821618	0,368458	
CE	1,5817E-11	1	1,5817E-11	0,003239	0,954813	
CF	6,8036E-08	1	6,80361E-08	13,93092	0,000434	
DE	6,7356E-10	1	6,73562E-10	0,137917	0,711714	
DF	2,3755E-09	1	2,37549E-09	0,486401	0,488324	
EF	3,1349E-08	1	3,13495E-08	6,419055	0,014015	
AA ²	5,9002E-10	1	5,90021E-10	0,120812	0,729414	
BA ²	7,2591E-08	1	7,25914E-08	14,86366	0,000292	
CA ²	1,3375E-09	1	1,33749E-09	0,273862	0,602746	
DA ²	6,6616E-10	1	6,66156E-10	0,136401	0,713231	
EA ²	4,5567E-12	1	4,55674E-12	0,000933	0,975737	
FA ²	5,582E-09	1	5,58204E-09	1,142968	0,289455	
Kalıntı	2,8326E-07	58	4,88382E-09			
Fark	2,8326E-07	49	5,78081E-09	33448,73	9,85E-20	
Hata	1,5554E-12	9	1,72826E-13			
Toplam	4,7476E-06	85				

Çizelge 6.3. Debi için katsayı tablosu

Standart sapma	0,0001	R ²	0,9403
Ortalama	0,0014	Hesaplanan R ²	0,9126
C.V. %	15,11	Tahmin edilen R ²	0,8548
		Hassasiyet	24

$$\begin{aligned}
\text{Debi} = & 1/(+0.018916 - 0.000033 * GA - 0.000144 * CA - 0.000074 * KS \\
& + 0.000518 * KK - 0.000024 * DC - 0.000350 * KY + 1.16067E \\
& - 07 * GA * CA + 7.74228E - 08 * GA * KS + 7.49650E - 07 * GA \\
& * KK + 1.99714E - 08 * GA * DC + 7.24281E - 07 * GA * KY \\
& + 1.81043E - 07 * CA * KS - 5.46738E - 07 * CA * KK \\
& + 1.92773E - 07 * CA * DC + 8.31756E - 07 * CA * KY \\
& - 2.63939E - 06 * KS * KK - 4.97132E - 09 * KS * DC \\
& + 1.63023E - 06 * KS * KY + 1.08138E - 06 * KK * DC \\
& - 0.000010 * KK * KY - 1.10661E - 06 * DC * KY + 1.74639E \\
& - 08 * GA^2 + 2.78941E - 07 * CA^2 + 2.36644E - 07 * KS^2 \\
& - 0.000186 * KK^2 + 1.38126E - 08 * DC^2 + 0.000012 * KY^2
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{Basinc} = & 1/((0.174870) + (-0.000101 * GA) + (-0.001056 * CA) \\
& + (-0.000962 * KS) + (0.013538 * KK) + (-0.000577 * DC) \\
& + (-0.002823 * KY) + (4.43942E - 07 * GA * CA) + (7.44202E \\
& - 07 * GA * KS) + (-1.95053E - 06 * GA * KK) + (-5.39672E \\
& - 07 * GA * DC) + (5.81013E - 06 * GA * KY) + (1.13387E - 06 \\
& * CA * KS) + (-0.000011 * CA * KK) + (2.41304E - 06 * CA * DC) \\
& + (2.75374E - 06 * CA * KY) + (-0.000019 * KS * KK) \\
& + (1.04568E - 06 * KS * DC) + (0.000017 * KS * KY) \\
& + (-3.23578E - 06 * DC * KY) + (-9.36679E - 06 * DC * KK) \\
& + (-0.000056 * KK * KY) + (1.31299E - 07 * GA^2) + (1.71269E \\
& - 06 * CA^2) + (3.84866E - 06 * KS^2) + (-0.003900 * KK^2) \\
& + (5.87901E - 07 * DC^2) + (0.000071 * KY^2))
\end{aligned}$$

Çizelge 6.4. Basinc için ANOVA analiz tablosu

Terim	Kareleri Toplemı	df	Kareleri	F-değeri	p-değeri	
Model	0,000466	27	1,72E-05	77,12587	3,68E-36	Etkin değer
A-GirisAcisi	1,57E-08	1	1,57E-08	0,07007	0,792174	
B-Cikis Acisi	0,000203	1	0,000203	909,3366	3,88E-37	
C-Kanat Sayisi	3,64E-06	1	3,64E-06	16,2984	0,000161	
D-Kanat Kalinligi	2,65E-07	1	2,65E-07	1,185638	0,280715	
E-Dis Cap	5,07E-05	1	5,07E-05	226,6428	1,07E-21	
F-Kanat Yuksekligi	1,14E-06	1	1,14E-06	5,087039	0,027894	
AB	7,10E-06	1	7,10E-06	31,73007	5,44E-07	
AC	3,19E-06	1	3,19E-06	14,2666	0,000376	
AD	1,97E-08	1	1,97E-08	0,088203	0,767535	
AE	1,68E-06	1	1,68E-06	7,502388	0,008172	
AF	7,78E-06	1	7,78E-06	34,78331	2,01E-07	
BC	5,14E-06	1	5,14E-06	22,99864	1,17E-05	
BD	4,53E-07	1	4,53E-07	2,025911	0,159993	
BE	2,33E-05	1	2,33E-05	104,1613	1,45E-14	
BF	1,21E-06	1	1,21E-06	5,426027	0,023343	
CD	1,97E-07	1	1,97E-07	0,881856	0,351588	
CE	7,00E-07	1	7,00E-07	3,129637	0,082138	
CF	7,55E-06	1	7,55E-06	33,7746	2,78E-07	
DE	5,05E-08	1	5,05E-08	0,226006	0,636287	
DF	7,19E-08	1	7,19E-08	0,321493	0,5729	
EF	2,68E-07	1	2,68E-07	1,198714	0,278105	
A ²	3,34E-08	1	3,34E-08	0,149151	0,700761	
B ²	2,74E-06	1	2,74E-06	12,23861	0,000906	
C ²	3,54E-07	1	3,54E-07	1,582106	0,213498	
D ²	2,94E-07	1	2,94E-07	1,31616	0,255993	
E ²	8,25E-09	1	8,25E-09	0,036917	0,848305	
F ²	1,95E-07	1	1,95E-07	0,87089	0,354578	
Kalıntı	1,30E-05	58	2,24E-07			
Fark	1,30E-05	49	2,65E-07	5483,83	3,36E-16	
Hata	4,34E-10	9	4,83E-11			
Toplam	0,000479	85				

Çizelge 6.5. Basinc için katsayı tablosu

Standart sapma	0,000473	R ²	0,972902
Ortalama	0,006323	Hesaplanan R ²	0,960288
C.V. %	7,478798	Tahmin edilen R ²	0,935998
		Hassasiyet	35,3014

$$\begin{aligned}
\text{Tork} = & 1/(+133.84681 - 0.233606 * GA - 0.741055 * CA - 0.406816 * KS \\
& + 3.39362 * KK - 0.656429 * DC - 0.594512 * KY + 0.000606 \\
& * GA * CA + 0.000463 * GA * KS + 0.001371 * GA * KK \\
& + 0.000276 * GA * DC + 0.003462 * GA * KY + 0.000655 * CA \\
& * KS + -0.005180 * CA * KK + 0.001487 * CA * DC + 0.003276 \\
& * CA * KY - 0.008593 * KS * KK + 0.000547 * KS * DC + 0.006672 \\
& * KS * KY - 0.001054 * KK * DC + 0.016906 * KK * KY \\
& - 0.000237 * DC * KY + 0.000223 * GA^2 + 0.001244 * CA^2 \\
& + 0.001113 * KS^2 - 0.947076 * KK^2 + 0.001177 * DC^2 \\
& - 0.028766 * KY^2)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{Verim} = & 1/((-0.046209) + (0.000615 * GA) + (-0.000185 * CA) \\
& + (-0.001251 * KS) + (0.027085 * KK) + (0.001941 * DC) \\
& + (-0.001941 * KY) + (-6.83558E - 07 * GA * CA) + (2.72404E \\
& - 07 * GA * KS) + (-7.69835E - 06 * GA * KK) + (-2.53536E \\
& - 06 * GA * DC) + (5.21353E - 06 * GA * KY) + (1.84369E - 06 \\
& * CA * KS) + (1.84369E - 06 * CA * KK) + (-0.000012 * CA * KK) \\
& + (6.01600E - 07 * CA * DC) + (-8.62300E - 07 * CA * KY) \\
& + (-0.000055 * KS * KK) + (-4.23004E - 07 * KS * DC) \\
& + (0.000036 * KS * KK) + (5.27401E - 07 * DC * KK) \\
& + (-0.000283 * KK * KY) + (-0.000020 * DC * KY) - (8.93867E \\
& - 07 * GA^2) + (3.25957E - 08 * CA^2) + (6.73433E - 06 * KS^2) \\
& - () - (0.008926 * KK^2) - (5.35986E - 06 * DC^2) + (0.000748 \\
& * KY^2))
\end{aligned}$$

Çizelge 6.6. Moment için ANOVA analiz tablosu

Terim	Kareleri Toplamı	df	Kareleri	F-değeri	p-değeri	
Model	137,7467	27	5,10173	55,70467	3,01E-32	Etkin değer
A-Giris Acisi	0,007895	1	0,007895	0,086207	0,770104	
B-Cikis Acisi	37,44165	1	37,44165	408,8172	6,03E-28	
C-Kanat Sayisi	0,839818	1	0,839818	9,169791	0,003668	
D-Kanat Kalinligi	0,381369	1	0,381369	4,164084	0,04585	
E-Dis Cap	6,387012	1	6,387012	69,73839	1,59E-11	
F-Kanat Yuksekligi	0,04547	1	0,04547	0,496481	0,48387	
AB	13,2403	1	13,2403	144,5679	2,18E-17	
AC	1,234896	1	1,234896	13,48356	0,000526	
AD	0,009747	1	0,009747	0,106428	0,745423	
AE	0,439597	1	0,439597	4,799863	0,032494	
AF	2,761213	1	2,761213	30,14908	9,26E-07	
BC	1,714357	1	1,714357	18,71868	6,05E-05	
BD	0,096606	1	0,096606	1,054823	0,308663	
BE	8,848401	1	8,848401	96,61375	5,85E-14	
BF	1,717137	1	1,717137	18,74904	5,98E-05	
CD	0,042533	1	0,042533	0,464405	0,498285	
CE	0,191587	1	0,191587	2,091896	0,153465	
CF	1,139576	1	1,139576	12,44278	0,000828	
DE	0,00064	1	0,00064	0,006989	0,933663	
DF	0,006585	1	0,006585	0,071901	0,789541	
EF	0,001442	1	0,001442	0,015743	0,900583	
A ²	0,09651	1	0,09651	1,053772	0,308902	
B ²	1,443271	1	1,443271	15,75876	0,000201	
C ²	0,029578	1	0,029578	0,32295	0,572034	
D ²	0,017352	1	0,017352	0,189465	0,664978	
E ²	0,033077	1	0,033077	0,361162	0,550203	
F ²	0,031621	1	0,031621	0,345258	0,55909	
Kalıntı	5,311948	58	0,091585			
Fark	5,309968	49	0,108367	492,4289	1,71E-11	
Hata	0,001981	9	0,00022			
Toplam	143,0587	85				

Çizelge 6.7. Moment için katsayı tablosu

Standart sapma	0,302631	R ²	0,962869
Ortalama	2,943712	Hesaplanan R ²	0,945583
C.V. %	10,28058	Tahmin edilen R ²	0,91295
		Hassasiyet	32,26227

Çizelge 6.8. Verim için ANOVA analiz tablosu

Terim	Kareleri Toplamı	df	Kareleri	F-değeri	p-değeri	
Model	0,000544	27	2,02E-05	8,867938	2,72E-12	Etkin değer
A-Giris Acisi	6,11E-08	1	6,11E-08	0,02689	0,870316	
B-Cikis Acisi	0,00025	1	0,00025	110,0784	5,08E-15	
C-Kanat Sayisi	1,23E-05	1	1,23E-05	5,389925	0,023787	
D-Kanat Kalinligi	2,11E-06	1	2,11E-06	0,926184	0,339852	
E-Dis Cap	2,52E-05	1	2,52E-05	11,10459	0,001503	
F-Kanat Yuksekligi	1,64E-05	1	1,64E-05	7,203394	0,009468	
AB	1,68E-05	1	1,68E-05	7,400129	0,008593	
AC	4,27E-07	1	4,27E-07	0,188034	0,666167	
AD	3,07E-07	1	3,07E-07	0,135159	0,71448	
AE	3,70E-05	1	3,70E-05	16,28869	0,000161	
AF	6,26E-06	1	6,26E-06	2,755062	0,102345	
BC	1,36E-05	1	1,36E-05	5,981644	0,017511	
BD	5,43E-07	1	5,43E-07	0,238918	0,626832	
BE	1,45E-06	1	1,45E-06	0,636885	0,428096	
BF	1,19E-07	1	1,19E-07	0,052339	0,819848	
CD	1,77E-06	1	1,77E-06	0,778995	0,381092	
CE	1,15E-07	1	1,15E-07	0,05038	0,823193	
CF	3,27E-05	1	3,27E-05	14,38332	0,000358	
DE	1,60E-10	1	1,60E-10	7,05E-05	0,99333	
DF	1,85E-06	1	1,85E-06	0,813419	0,370842	
EF	1,05E-05	1	1,05E-05	4,618851	0,035807	
A ²	1,55E-06	1	1,55E-06	0,680012	0,412961	
B ²	9,91E-10	1	9,91E-10	0,000436	0,983411	
C ²	1,08E-06	1	1,08E-06	0,476513	0,492759	
D ²	1,54E-06	1	1,54E-06	0,678101	0,413615	
E ²	6,86E-07	1	6,86E-07	0,301852	0,584833	
F ²	2,14E-05	1	2,14E-05	9,403001	0,003288	
Kalinti	0,000132	58	2,27E-06			
Fark	0,000132	49	2,69E-06			
Hata	0	9	0			
Toplam	0,000676	85				

Çizelge 6.9. Verim için katsayı tablosu

Standart sapma	0,001508	R ²	0,804999
Ortalama	0,018033	Hesaplanan R ²	0,714223
C.V. %	8,360424	Tahmin edilen R ²	0,495812
		Hassasiyet	12,5598

7. BULGULAR VE DEĞERLENDİRME

7.1. Debi

Belirlenen bağımsız değişkenler için kanat giriş açısı (GA) ve kanat çıkış açısının (CA) debi üzerindeki etkisi Şekil 7.1’de verilmiştir.

Buna göre hem giriş açısının hem de çıkış açısının artmasına bağlı olarak hava debisi artmaktadır. Düşük çıkış açılarında giriş açısının etkisi oldukça düşüktür. Çıkış açısı arttıkça giriş açısının etkisi de artmaktadır. Bu artış hızı düşük giriş açılarında daha fazla iken yüksek giriş açılarında daha azdır (Şekil 7.1a). Bu değişim giriş ve çıkış açıları için maksimum bir debi noktası oluşturmaktadır. Maksimum debi düşük giriş açılarında ve yüksek çıkış açılarında oluşurken, giriş açısı arttıkça maksimum debiyi veren çıkış açısının azaldığı görülmektedir.

Kanat sayısı arttıkça hava debisinin de arttığı ancak, giriş açısı ve çıkış açısının etkilerinin ise benzer olduğu görülmektedir (Şekil 7.1.a,b).

Kanat sayısının 40’tan 50’ye çıkması durumunda, giriş ve çıkış açısının tüm değerlerinde debinin %5 arttığı gözlenmiştir. Buna karşın maksimum debi değerinin nispeten daha düşük çıkış açılarında olduğu gözükmektedir. Kanat sayısı 60’a çıktığında ise artışın yok denecek kadar az olduğu ancak maksimum debinin daha düşük çıkış açılarında meydana geldiği görülmektedir.

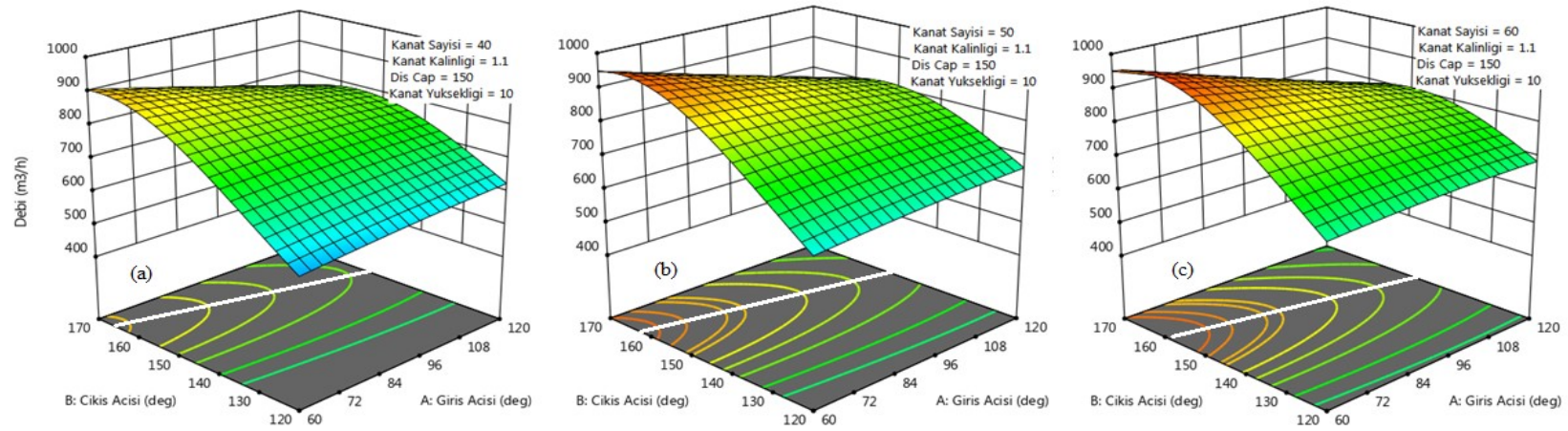
Kanat sayısının 50 kanat yüksekliğinin 10 mm ve rotor çapının (DC) 150 mm olması durumu için kanat kalınlığının etkisi Şekil 7.2 a,b,c de verilmiştir. Kanat kalınlığı 0,8 mm’den 1,1 mm ve 1,4 mm’ye çıkarılması durumunda kanat kalınlığının debi üzerindeki etkisinin yok denecek kadar az olduğu görülmektedir. Burada maksimum giriş açısında maksimum hava debisinin giriş açısına göre değişmediği ancak düşük giriş açılarında maksimum debinin daha düşük çıkış açılarında olduğu gözlenmiştir. Ancak bu değişim oldukça küçüktür.

Rotor çapının debi üzerindeki etkisi göz önüne alındığında oldukça yararlı bilgilerin elde edildiği görülmektedir. Öncelikle düşük çıkış açılarında giriş açısının etkisinin yok denecek kadar az olduğu, çıkış açısı arttıkça giriş açısının debi üzerindeki etkisinin arttığı da gözlenmektedir. Düşük rotor çapında düşük çıkış açılarında

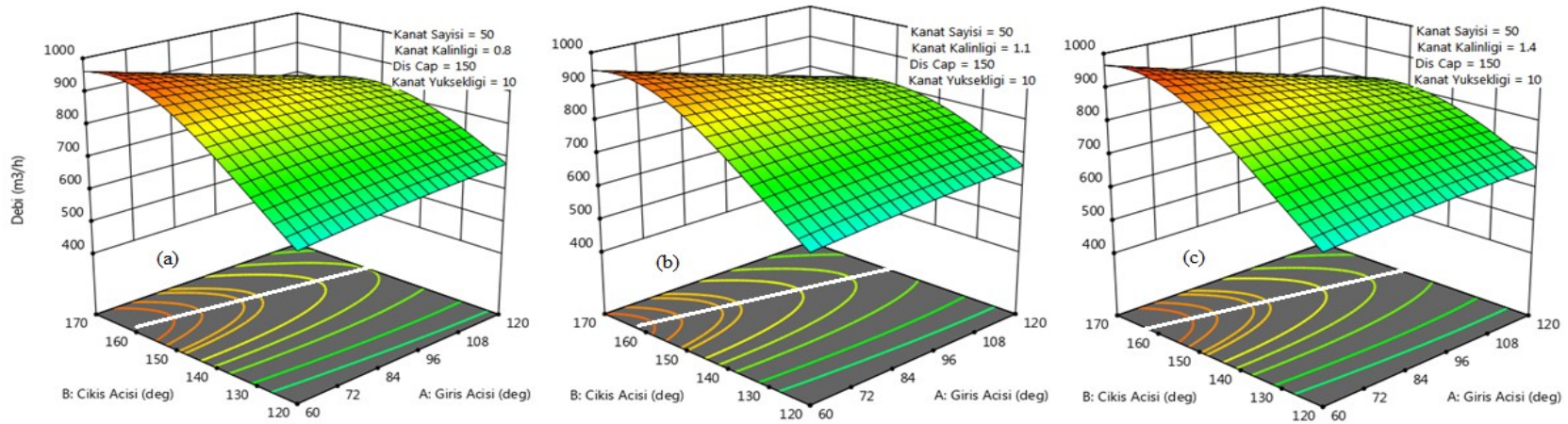
debinin rotor çapına bağlı arttığı ancak yüksek çıkış açılarında nispeten azaldığı grlmektedir. Bu durum maksimum debi eğrisinde de gözlenmektedir (Şekil 7.3 a,b,c).

Görüldüğü gibi giriş ve çıkış açılarının maksimum debi üzerindeki etkisi yaklaşık olarak aynı olurken, rotor çapı arttığı maksimum debi eğrisinin yaklaşık aynı trendte düşük çıkış açılarına doğru ilerlediği gözlenmektedir.

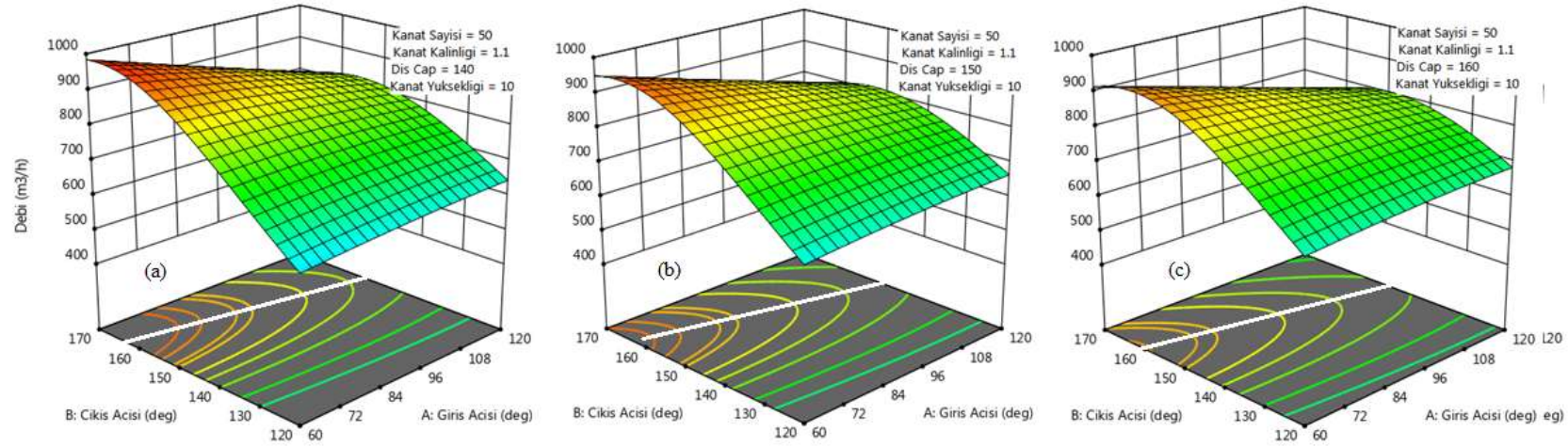
Şekil 7.4.a'da giriş çıkış açısı ve kanat yüksekliğinin debi üzerindeki etkisi grlmektedir. Buna göre düşük çıkış açılarında hava debisinin nispeten daha düşük olduğu çıkış açısına bağlı olarak debinin arttığı grlmektedir. Ancak ıkış açısının belli bir değerinden sonra hava debisinin azaldığı gzlmektedir. Kanat kalınlığının 8 mm 'den 10 mm 'ye çıkması durumunda hava debisinde tüm giriş ve çıkış açısında yaklaşık %10 oranında bir artış grlmektedir (Şekil 7.4 b). Kanat yüksekliği 10 mm'den 12 mm'ye çıkarıldığında ise çok önemli bir değişimin olmadığı gözlenmiştir.



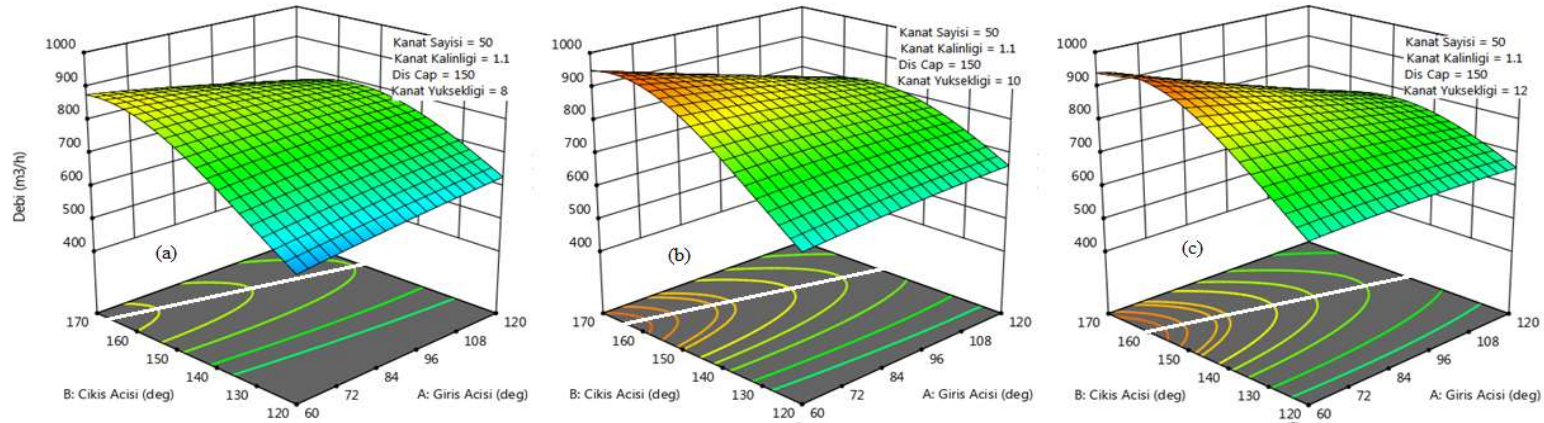
Şekil 7.1. Giriş ve çıkış açısının debi üzerindeki etkisi a) KS=40, b)KS=50 ve KS=60



Şekil 7.2. Giriş ve çıkış açısının debi üzerindeki etkisi a) KK=0,8, b)KK=1,1 ve KK=1,4



Şekil 7.3. Giriş ve çıkış açısının debi üzerindeki etkisi a) DC=140, b)DC=150 ve DC=160



Şekil 7.4. Giriş ve çıkış açısının debi üzerindeki etkisi a) KY=8, b)KY=10 ve KY=12

7.2. Basınç

Radyal fanlarda en önemli parametrelerden birisi fan çıkış basıncıdır. Bu değer bağlı parametreleri doğrudan etkilemektedir. Şekil 7.5 'te giriş ve çıkış açılarının fan basıncı üzerindeki etkisi verilmektedir. $KS=40$, $KK=1,1$, $DC=150$ ve $KY=10$ mm için (Şekil 7.5 a) çıkış açısı arttıkça fan çıkış basıncının yaklaşık lineer olarak arttığı ve bunun tüm giriş açılarında yaklaşık eşit olduğu gözükmemektedir. Buna bağlı olarak beklenen çıkış açısı aralığında kanat sayısının 40 olma durumu için maksimum basınç görülmemektedir. Kanat sayısının 50'ye çıkarılması durumunda (Şekil 7.5 b) düşük giriş açılarında çıkış açısının artmasında bağlı olarak çıkış basıncının daha yüksek giriş açılara göre daha hızlı arttığı ve buna bağlı olarak çıkış açısının belirli bir bölgesinde maksimum basıncın oluştuğu görülmektedir. Ayrıca kanat sayısı 40'tan 50'ye çıkarıldığında çıkış basıncının düşük giriş açılarında yaklaşık %10, yüksek giriş açılarında ise yaklaşık %20 basıncı artırdığı gözlenmiştir.

Ayrıca çıkış açısını küçük değerlerinde ($\sim 120^\circ$) giriş açısının basınç üzerindeki etkisi yok denecek kadar azdır. Bu durum kanat sayısının 40 değeri için tüm çıkış açılarında da benzer şekilde görülmektedir. Ancak kanat sayısı kanat sayısı arttığında yüksek çıkış açılarında ($\sim 170^\circ$) giriş açısının basınç üzerindeki etkisi de değişmektedir. Yüksek giriş ve çıkış açılarında çıkış basıncının değeri daha düşük olurken, düşük giriş açılarında yüksek çıkış açılarında giriş basıncını yaklaşık %10 artırmaktadır.

Kanat sayısı 60'a çıktığında bu etki yaklaşık %20 'ye çıkmaktadır. Ancak çıkış basıncının maksimum değeri tüm giriş ve çıkış açılarında önemsiz derecede de olsa düşmektedir (Şekil 7.5 c).

Bununla birlikte kanat sayısının 60 olduğu durumda belirlenen giriş ve çıkış açıları aralığında maksimum basıncın yeri ve konumu görülmektedir.

Şekil 7.6 'da giriş ve çıkış açıları ile birlikte kanat kalınlığının basınç üzerindeki etkisi görülmektedir. Kanat kalınlığını 0,8 durumu için benzer şekilde yüksek giriş

açısı ve yüksek çıkış açılarında basıncın, düşük giriş açısı ve yüksek çıkış açılarında göre daha düşük olduğu, giriş açılarında göre değişimin yaklaşık lineer olduğu görülmektedir (Şekil 7.6 a).

Kanat kalınlığı 1,1'e çıkarıldığında maksimum basıncın tüm giriş ve çıkış açılarında yaklaşık %10 oranında azaldığı, kanat kalınlığının 1,4'e çıkması durumunda ise maksimum basıncın tüm giriş ve çıkış açılarında yaklaşık %8-10 arttığı görülmektedir. Bu durum Şekil 7.7 de açıklanmaktadır.

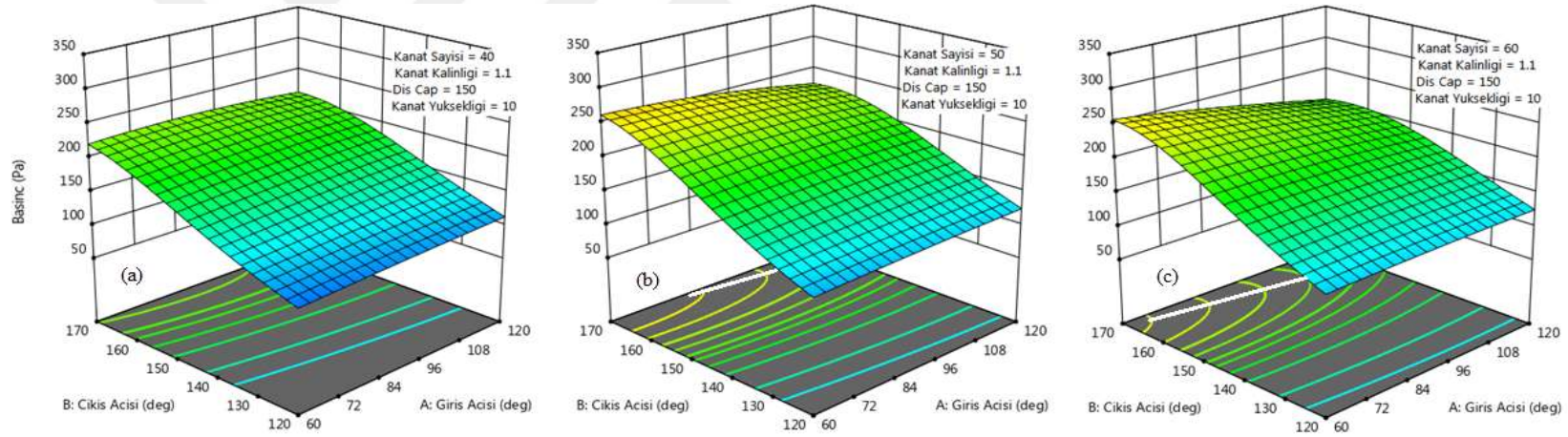
Görüldüğü gibi KS=50, DC=150, KK=10, GA=145 ve CA=90 değerleri için fan eksenindeki basınç dağılımı verilmiştir. Görüldüğü gibi kanat kalınlığının 0,8 değeri için kanat üzerindeki negatif basınç alanı nispeten daha yüksek olmasına karşın, kanat çıkışı ile salyangoz girişi arasında basınç dağılımı yaklaşık her noktada aynıdır ve negatif basınç olarak görülmektedir. Kanat kalınlığı 1,1'e çıkarıldığında kanat çıkışı ile salyangoz çıkış çizgisinde negatif bir basınç alanı oluşmakta ve bu basınç alanı salyangoz sınırını takip ederek çıkışa doğru büyümektedir. Bu durum ortalama çıkış basıncını etkileyen bir parametre olarak değerlendirilmektedir (Şekil 7.7 b).

Kanat kalınlığının 1,4'e çıkması durumunda ise kanat çıkışındaki basınç alanının büyük oranda aynı olduğu salyangoz çıkışının merkezinde maksimum değere ulaştığı, yüzeylere yaklaştıkça azaldığı görülmektedir. Kanat kalınlığının 1,1 değerine benzer olarak salyangoz çıkış bölgesinin alt kısmında bir negatif basınç alanı oluşması, kanat kalınlığının 1,4 mm içinde görülmesine rağmen, rotor dış çapının sınırından başlayarak salyangoz çıkış bölgesine doğru bir pozitif basınç alanı geliştiği ve biraz üst bölgeden başlayarak oluşan negatif basınç alanını küçültme eğilimindedir. Bu durum çıkış basıncında bir miktar artışla sonlanmaktadır.

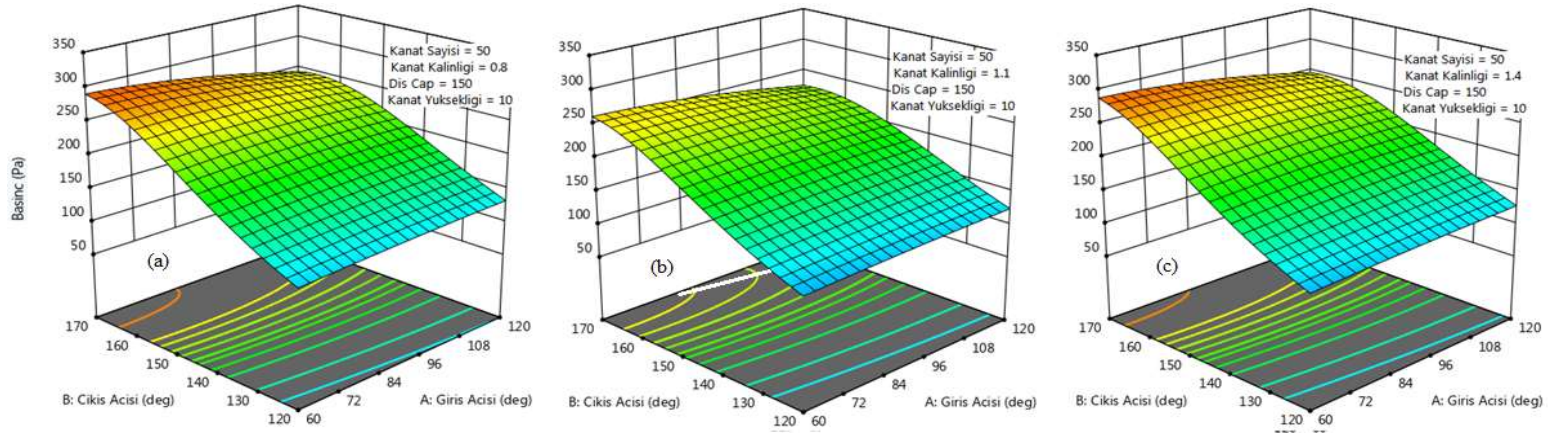
Bilindiği gibi rotor dış çapı ve salyangoz iç çapı arasındaki oran fan performansını büyük ölçüde etkilemektedir ve bu oran için her durumda optimizasyon ihtiyacı duyulmaktadır. Rotor dış çapı 140 mm değeri için Şekil 7.8 de görüldüğü gibi, giriş açısının küçük değerlerinde çıkış açısının çıkış basıncı üzerindeki etkisi daha fazla olmakta ve çıkış açısının 170° değerinde maksimuma ulaşmaktadır. Benzer değişimi giriş açısının büyük değerlerinde (~120°) görülmesine karşın giriş açısının 60° den

120° ye çıkarılması çıkış basıncını yaklaşık %20 azaltmaktadır. Benzer durum rotor dış çapının 150mm ve 160mm değerleri için görünse de rotor dış çapının artması ile bu etkinin azaldığı gözükmemektedir (Şekil 7.8 a,b,c). Rotor dış çapının 160 mm değerinde ise maksimum çıkış basıncı için optimum bir giriş ve çıkış açısı bölgesi görülmektedir.

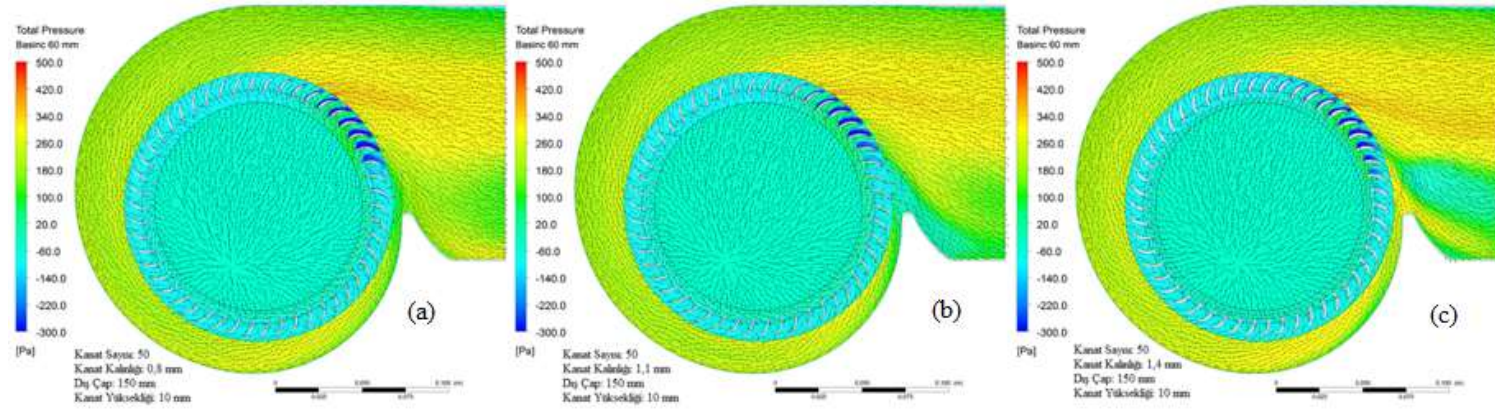
Elde edilen verilere göre rotor dış çapı 160 mm olduğunda $GA < 95^\circ$ ve $162^\circ < CA < 168^\circ$ bölgesi maksimum basınç için optimum bölge olarak görülmektedir. Ele alınan bu çalışmada bir diğer bağımsız parametre olarak kanat yüksekliği seçilmiştir. Kanat yüksekliği 8, 10, 12 m olarak değiştirilmiştir. Elde edilen verilere göre kanat yüksekliğinin düşük değerlerinde (8mm) giriş açısının çıkış basıncı üzerindeki etkisi yok denecek kadar azdır. Buna karşın giriş açısının tüm değerlerinde çıkış açısının artması ile çıkış basıncı yaklaşık %90 oranında artmaktadır (Şekil 7.9 a) kanat yüksekliği 10 mm ye çıkartıldığında düşük çıkış açılarında giriş açısının etkisi yok denecek kadar azken, yüksek çıkış açılarında ($\sim 170^\circ$) giriş açısının etkisi ile çıkış basıncı %10 oranında artmaktadır. Kanat yüksekliği arttıkça bu değişim etkisi devam etmekte yüksek çıkış açılarında giriş açılarının çıkış basıncı üzerindeki etkisi %30'lara kadar çıkmaktadır (Şekil 7.9 c).



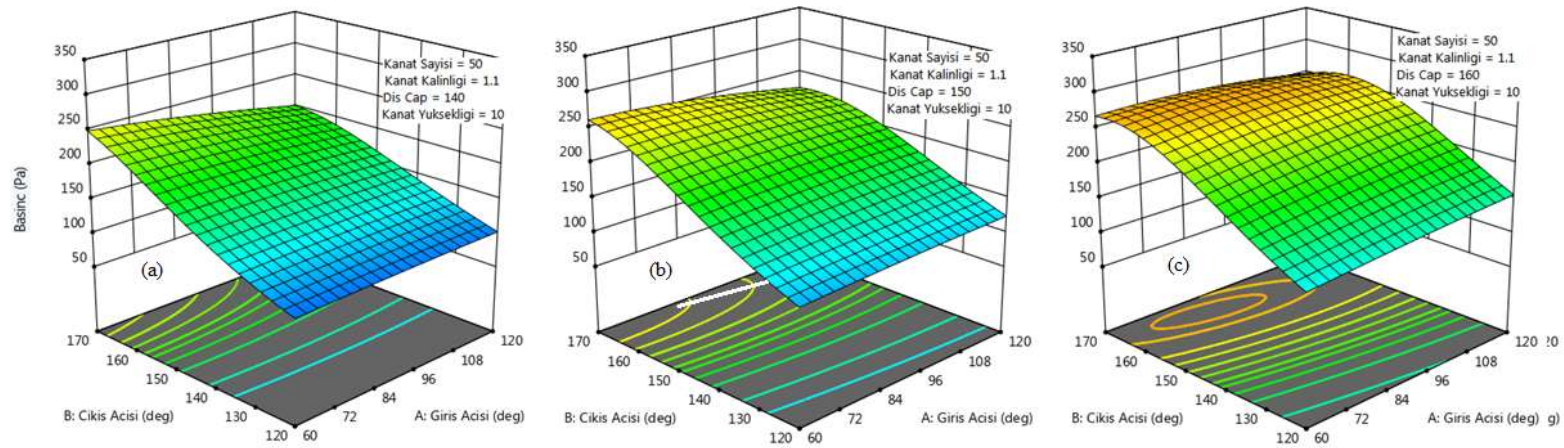
Şekil 7.5. Giriş ve çıkış açısının basınç üzerindeki etkisi a) $KS=40$, b) $KS=50$ ve $KS=60$



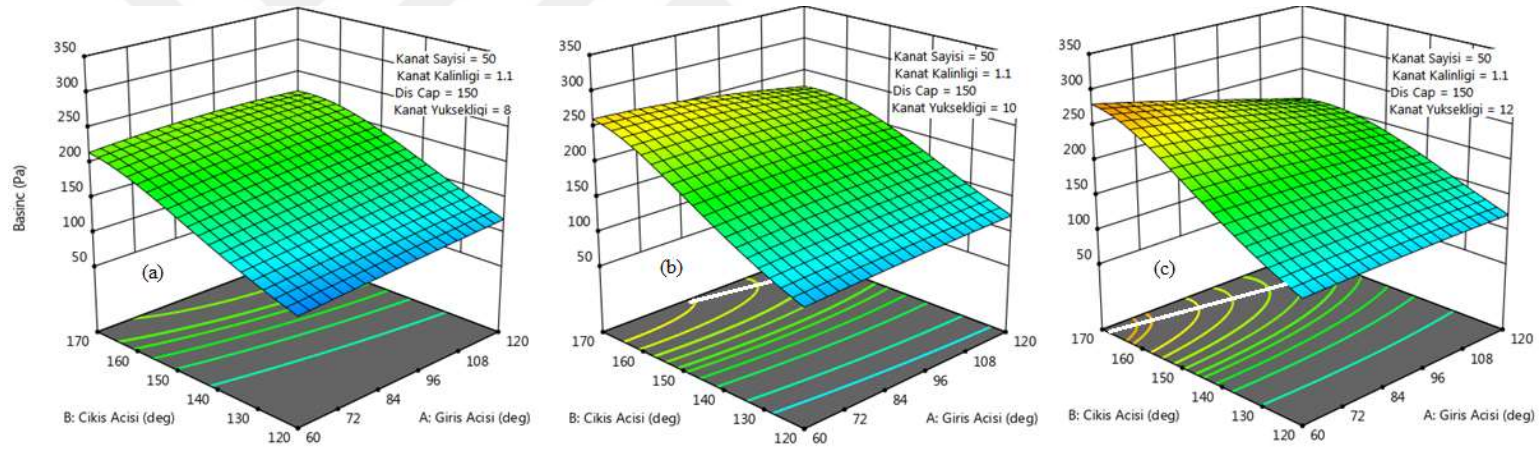
Şekil 7.6. Giriş ve çıkış açısının basınç üzerindeki etkisi a) $KK=0,8$, b) $KK=1,1$ ve $KK=1,4$



Şekil 7.7. Kanat kalınlığının artışı ile basınç konturlarında meydana gelen değişiklik



Şekil 7.8. Giriş ve çıkış açısının basınç üzerindeki etkisi a) DC=140, b) DC=150 ve DC=160



Şekil 7.9. Giriş ve çıkış açısının basınç üzerindeki etkisi a) KY=8, b) KY=10 ve KY=12

7.3. Moment

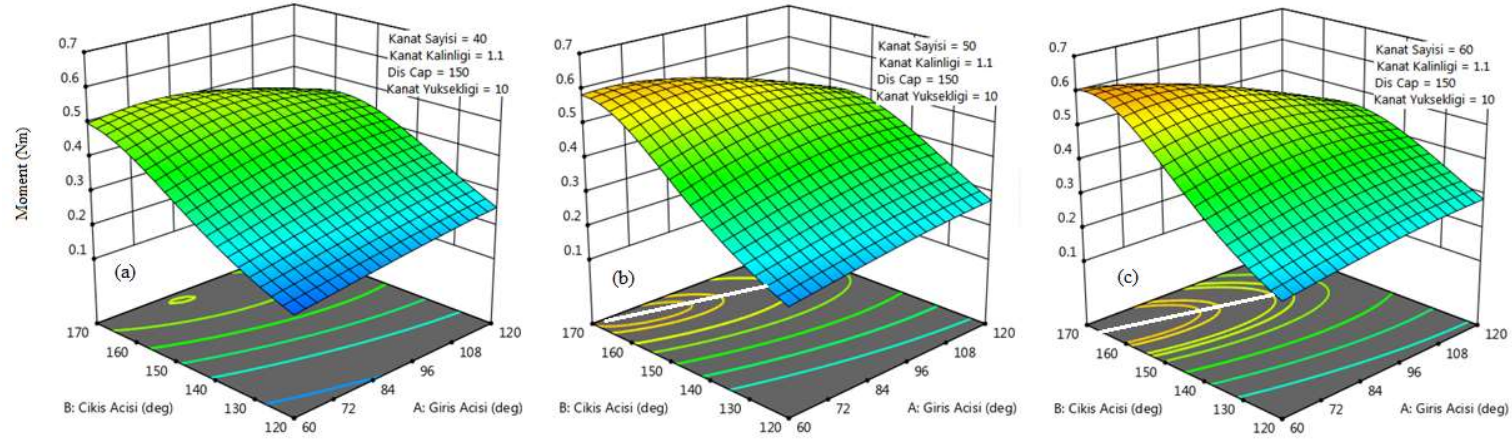
Radyal fanlar için kanat üzerinde oluşan moment radyal fan performansı üzerinde önemli parametrelerden birisidir. $KK=1,1$, $DC=150$, $KY=10$ değerleri için kanat sayısının moment üzerindeki etkisi Şekil 7.10 'de verilmektedir. Kanat sayısının tüm değerleri için belirlenen bağımsız değişken aralıklarında maksimum moment değeri elde edilmiştir. Buna göre kanat sayısı arttıkça moment değeri artmaktadır. Kanat sayısının 40 değeri için giriş açısının $70-80^\circ$ ve çıkış açısının $160-170^\circ$ değerleri arasında maksimum moment değeri görülmektedir. Buradan giriş açısının nispeten daha düşük çıkış açısının ise daha yüksek değerlerinde maksimum moment değeri elde edilmektedir (Şekil 7.10 a). Kanat sayısı arttıkça maksimum moment değeri giriş açılara bağlı olarak nispeten daha küçük çıkış açılarında meydana gelmektedir. Kanat sayısı 60 a çıktığında giriş açısının 120° değerinde maksimum moment değeri çıkış açısının 150° 'ne tekabül etmektedir. Buradan giriş açısı arttıkça çıkış açısının nispeten daha düşük değerlerinde maksimum moment değerleri elde edileceği, bu sonucun basınç ve debi değerleri ile tutarlı olduğu sonucu çıkarılabilir (Şekil 7.10 c).

Kanat sayısının 50 değeri için kanat kalınlığının etkisi şekil 7.11 'de verilmektedir. Görüldüğü gibi kanat kalınlığının artması ile basınç değerinde görülen ve tartışılan duruma bağlı olarak moment değerinde yüksek çıkış açılarında azalma ve artma göstermektedir. Bu durumu rotor çıkışı ile salyangoz çıkış bölgesindeki basınç alanının değişiminin etkisi açıktır. Burada dikkat edilmesi gereken önemli nokta çıkış açılarının düşük değerinde (120°) kanat kalınlığının etkisine bağlı olarak moment değeri periyodik olarak azalmakta kanat kalınlığı 1,1 mm'ye çıktığında moment değeri tüm giriş açılarında kanat kalınlığının 0,8 değerine göre yaklaşık %8 azaldığı kanat kalınlığının 1,4 'e çıkması durumunda ise yaklaşık %15 azaldığı görülmektedir (Şekil 7.11 a, b, c)

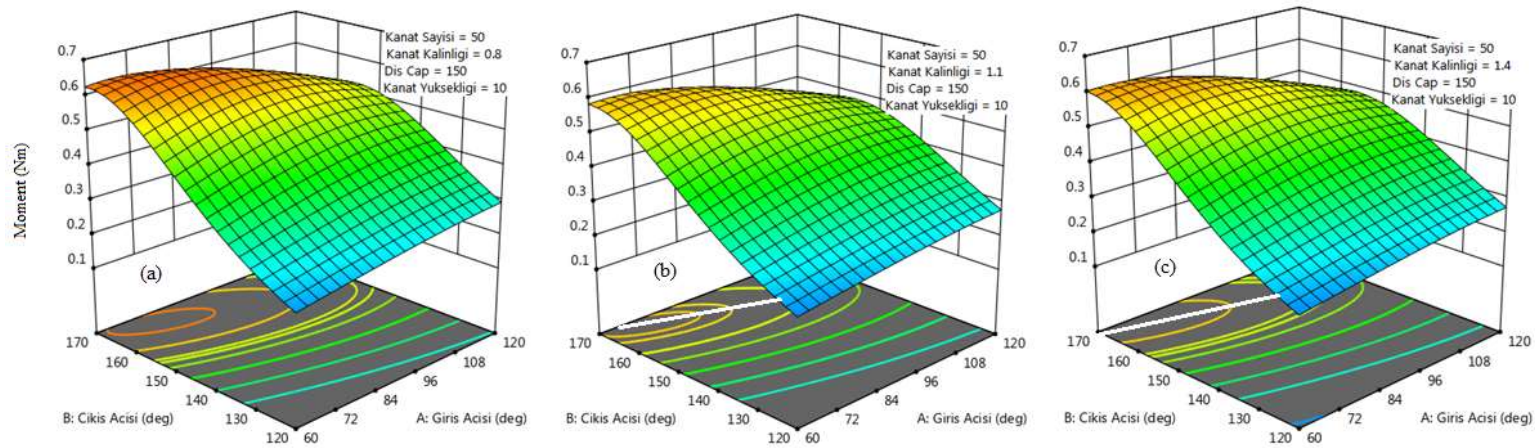
Radyal fan rotor çapının değişmesi hem basınç bakımından dolayısıyla kuvvet, hem de rotor yarıçapı bakımından dolayısıyla kuvvet kolu ile doğrudan ilişkilidir. Bu bakımdan Şekil 7.12 rotor çapının moment üzerindeki etkisinin gösterilmesi bakımından önemlidir. Rotor çapının düşük değerlerinde (140mm) maksimum

moment değeri yaklaşık 0,5 Nm olarak görülürken rotor çapı arttıkça bu değerde artmaktadır.

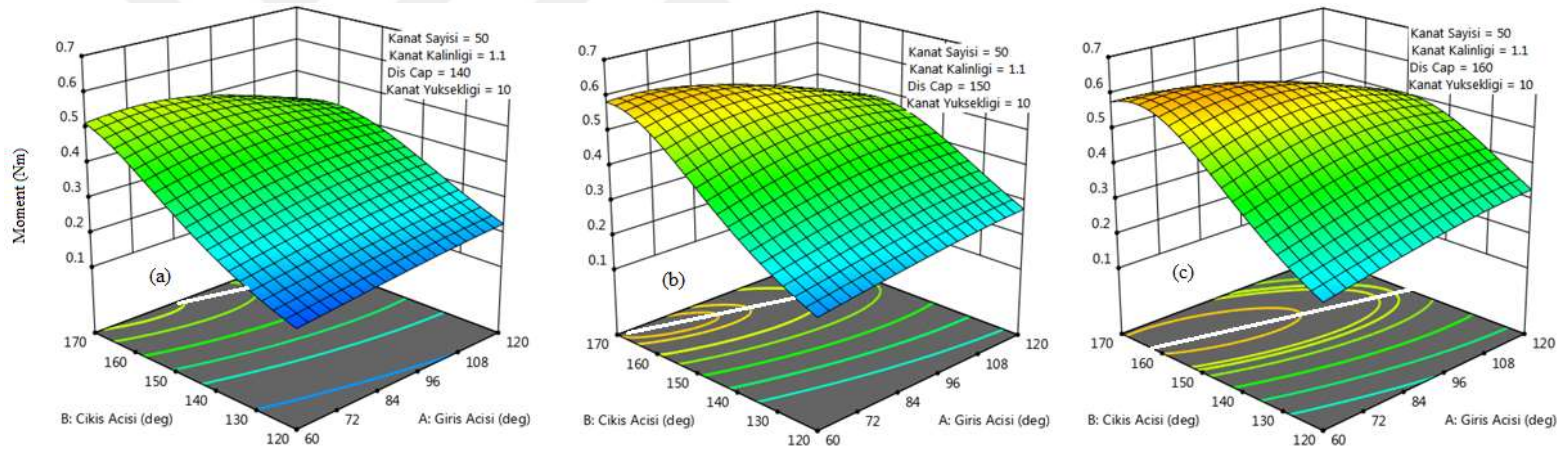
Yüksek çıkış açılarında (170°) ve düşük giriş açılarında (60°) rotor çapının 140 mm'den 150 mm'ye çıkması durumunda maksimum moment değişimi yaklaşık %15 artarken, rotor çapı 160 mm 'ye çıkarıldığında bu artış çok fazla değişmemektedir. Bununla birlikte düşük çıkış açılarında giriş açısının artmasına bağlı olarak moment değeri çok düşüğe olsa artarken yüksek çıkış açılarında moment değeri tam tersine azalmaktadır. Bu durum tüm rotor çapları için benzer olarak görülmektedir (Şekil 7.12 a,b,c). Buna karşın rotor çapı 150 mm 'ye çıkarıldığında maksimum moment bölgesi giriş açısının düşük çıkış açısının yüksek değerlerinde görülmektedir. Giriş açısı arttıkça maksimum moment bölgesi giriş açısının nispeten daha düşük bölgelerine doğru lineer olarak değişmektedir (Şekil 7.12 b). Rotor çapı 160 mm'ye çıkarıldığında ise benzer değişim görülmesine karşın maksimum moment alanı daha geniş giriş ve çıkış açılarında görülmektedir (Şekil 7.12 c).



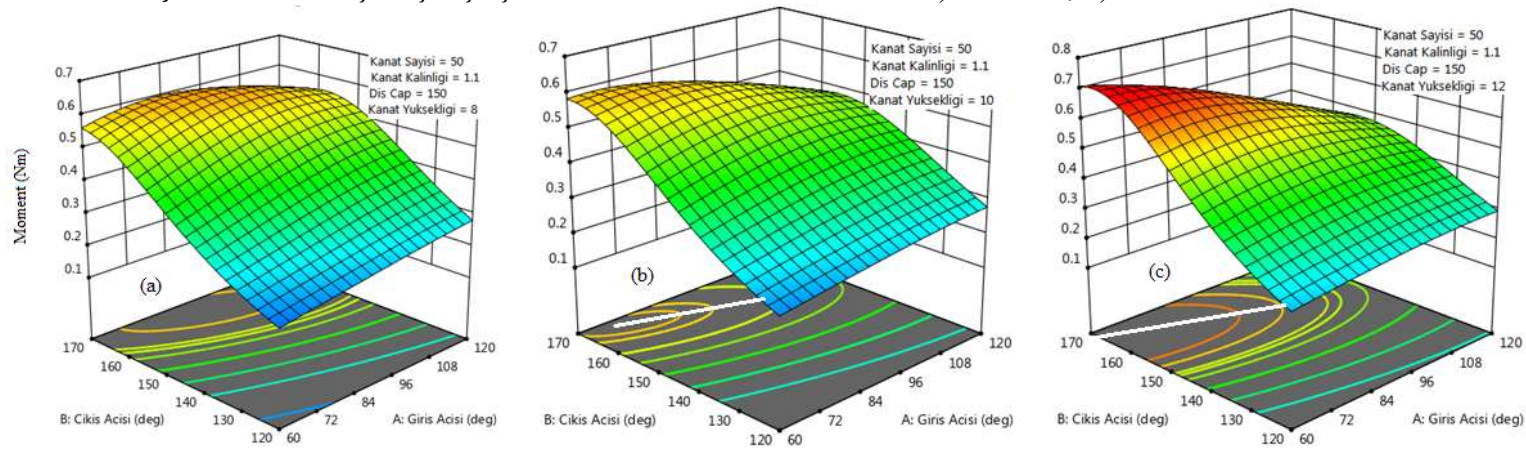
Şekil 7.10. Giriş ve çıkış açısının moment üzerindeki etkisi a) KS=40, b)KS=50 ve KS=60



Şekil 7.11. Giriş ve çıkış açısının moment üzerindeki etkisi a) KK=0,8, b)KK=1,1 ve KK=1,4



Şekil 7.12. Giriş ve çıkış açısının moment üzerindeki etkisi a) DC=140, b)DC=150 ve DC=160



Şekil 7.13. Giriş ve çıkış açısının moment üzerindeki etkisi a) KY=8, b)KY=10 ve KY=12

Kanat yüksekliğinin moment üzerindeki etkisi Şekil 7.13 a, b, c 'de verilmektedir. Kanat yüksekliğinin 8 mm değerinde maksimum moment değeri çıkış açısının nispeten yüksek (160°) giriş açısının ise $70-100^\circ$ aralığında gözükmektedir (Şekil 7.13 a). Kanat yükseklik arttıkça maksimum moment değeri mutlak olarak artmakta ve maksimum moment alanı düşük giriş ve yüksek çıkış açılara doğru büyümektedir (Şekil 7.12 b). Kanat yüksekliğinin en yüksek değerinde ise maksimum moment alanının daha geniş çıkış açısı bölgesinde oluştuğu gözlenmiştir (Şekil 7.13 c). Burada dikkat edilmesi gereken nokta kanat yüksekliğinin 12 mm olması durumunda akışkanın süpürme yüzey alanı artmakta ve buna bağlı olarak momentte yaklaşık %25 lere varan artış gözlenmektedir.

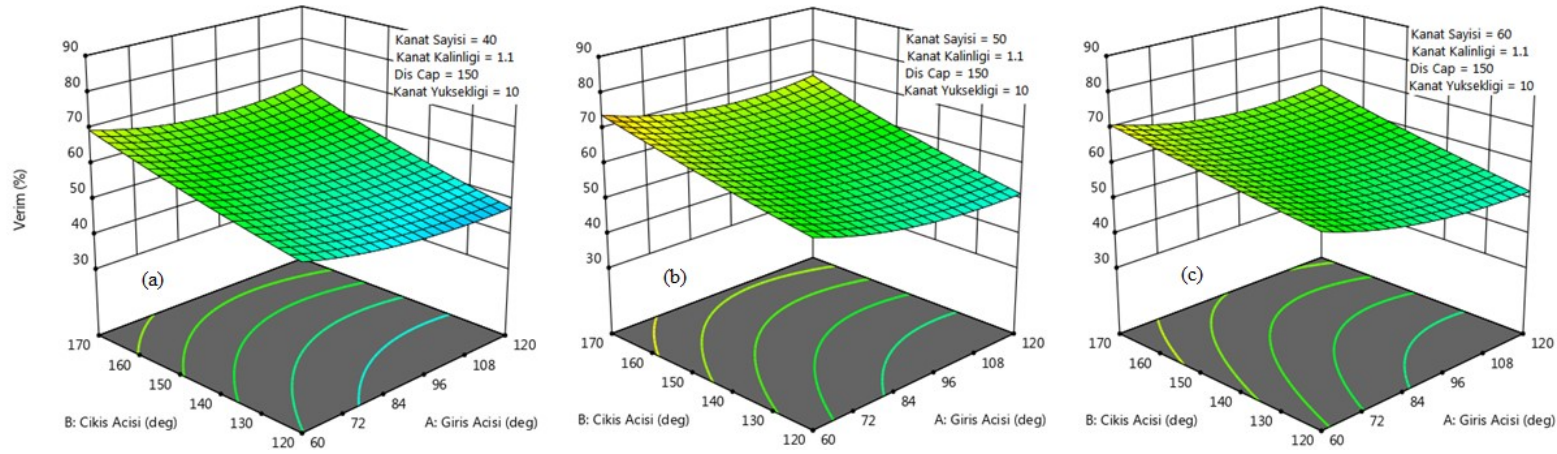
7.4. Verim

Radyal fanlarda verim üzerine teorik bilgi bölüm 3 'te verilmiştir. Verim fiziksel olarak bir sistemden alınan enerji ile sisteme verilen enerji arasındaki oranı temsil etmektedir. Bu gösterge bir sistem tasarımı için tek başına karar verme parametresi olmamasına karşın mühendislik açısından öncelikli değerlendirilmesi gereken bir parametredir. Burada anlaşıldığı üzere verim sistemdeki debi basınç ve momentin fonksiyonu olarak değişmektedir. Şekil 7.14 a 'da $KS=40$, $KY=1,1$, $DC=150$ ve $KY=10$ için giriş ve çıkış açılarının verim üzerindeki etkisi verilmiştir. Kanat sayısının artmasına bağlı olarak tüm giriş ve çıkış açılarında yaklaşık aynı oranda verimdeki değişim gözlenmektedir. Şekil 7.14 'ten de anlaşıldığı üzere kanat çıkış açılarının artması fan verimi tüm giriş açılarında yaklaşık aynı oranda artmaktadır. Buna karşın giriş açısının 60° 'den büyük 120° 'den küçük değerlerinde düşüğe olsa verim azalmakta ve minimum olmaktadır.

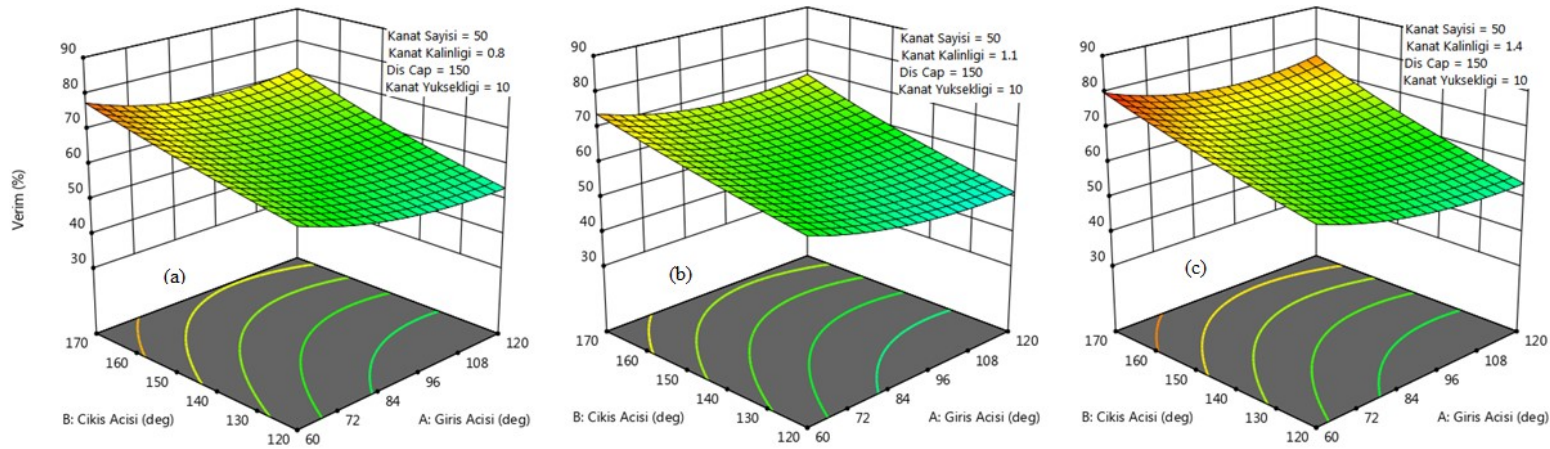
7.15 'ten de anlaşılacağı üzere sistemdeki fan verimini belirleyen basınç farkı ve debi değerinin yüksek olması, moment değerinin düşük olması büyük önem arz etmektedir. Buradan düşük moment değerlerinde yüksek çıkış basıncı ve akışkan debisinin elde edilmesi fan verimini bakımından tercih edilebilir bir sonuç olduğu anlaşılmaktadır. Şekil 7.15 a 'da kanat kalınlığının 0,8, Şekil 7.15 b 'de kanat kalınlığının 1,1, Şekil 7.15 c 'de kanat kalınlığının 1,4 olması durumu için fan veriminin giriş ve çıkış açılarına göre değişimi gösterilmektedir. Burada şekil 7.11

'den de anlaşılacağı üzere basınç ve debideki artışa karşın momentte belirgin bir artışın olmaması kanat kalınlığını 1,1 değerinde fan veriminin %80 lere ulaşması ile sonuçlanmıştır. Bununla birlikte rotor çapının değişmesi ile basınç ve debi değeri ve bunlara bağlı olarak moment değeri değişmektedir (Şekil 7.16 a b c). Rotor çapının artması ile debi ve basınç değerinin arttığı buna karşın moment değerinin basınç ve debi değerine göre aynı oranda değişmediği bir bakımdan düşük giriş açılarında yüksek çıkış açılarında rotor çapının düşük değerinde maksimum verim değeri (%80) olduğu görülmektedir (Şekil 7.16 a). Rotor çapını 160 mm 'ye çıkarıldığında ise maksimum verim değerinin maksimum giriş ve çıkış açılarında olduğu görülmektedir (Şekil 7.16 a,b,c).

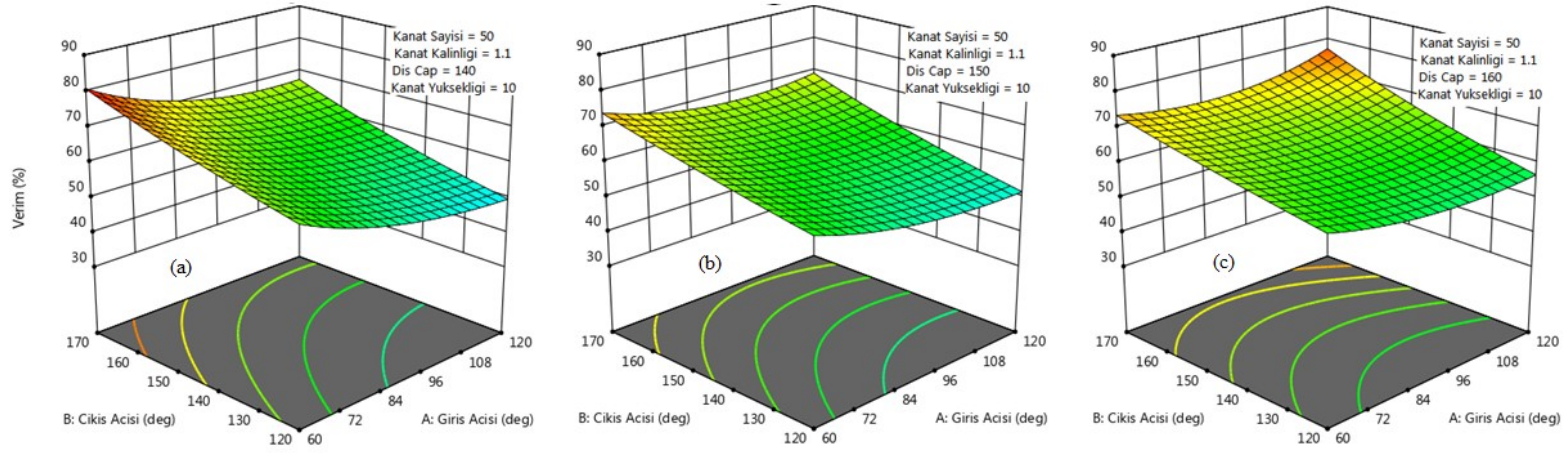
Şekil 7.17 'de $KS=50$, $KK=1,1$, $KY=8$ mm olması durumu için giriş ve çıkış açılarının verim üzerindeki etkisi görülmektedir. Kanat yüksekliği momente göre basınç ve debi üzerinde daha fazla etkili olmakta, böylece kanat yüksekliği 8 ve 12 mm için debi ve basınç değerlerinin momente göre nispeten daha düşük olduğu, kanat yüksekliği 10 mm olduğunda ise momentin yaklaşık aynı ancak basınç ve debinin daha yüksek buna bağlı olarak verim daha yüksek çıkmaktadır.



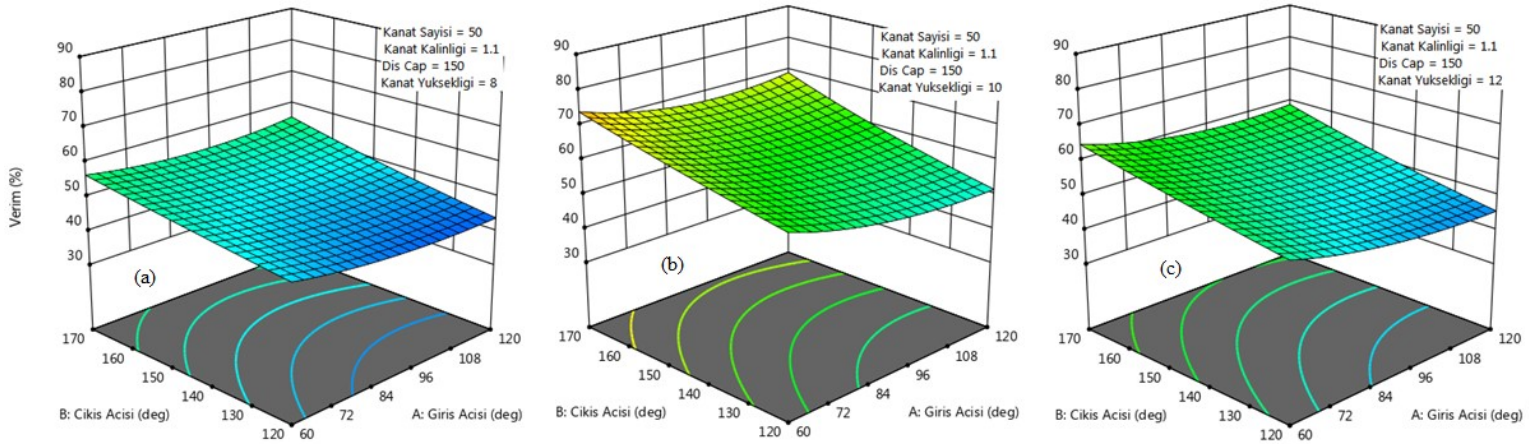
Şekil 7.14. Giriş ve çıkış açısının verim üzerindeki etkisi a) $KS=40$, b) $KS=50$ ve c) $KS=60$



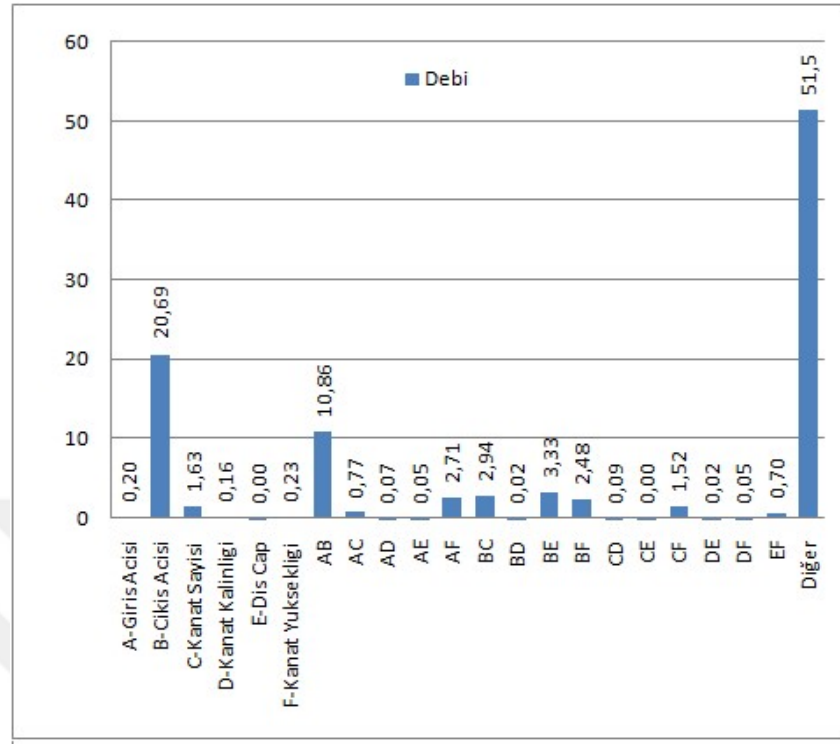
Şekil 7.15. Giriş ve çıkış açısının verim üzerindeki etkisi a) $KK=0,8$, b) $KK=1,1$ ve c) $KK=1,4$



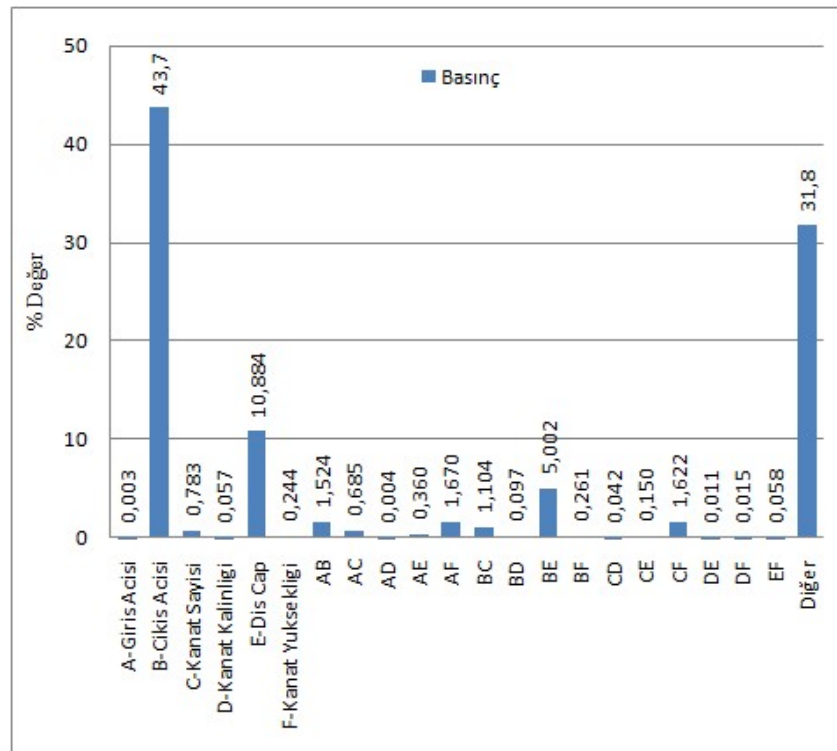
Şekil 7.16. Giriş ve çıkış açısının verim üzerindeki etkisi a) DC=140, b)DC=150 ve DC=16



Şekil 7.17. Giriş ve çıkış açısının verim üzerindeki etkisi a) KY=8, b)KY=10 ve KY=12



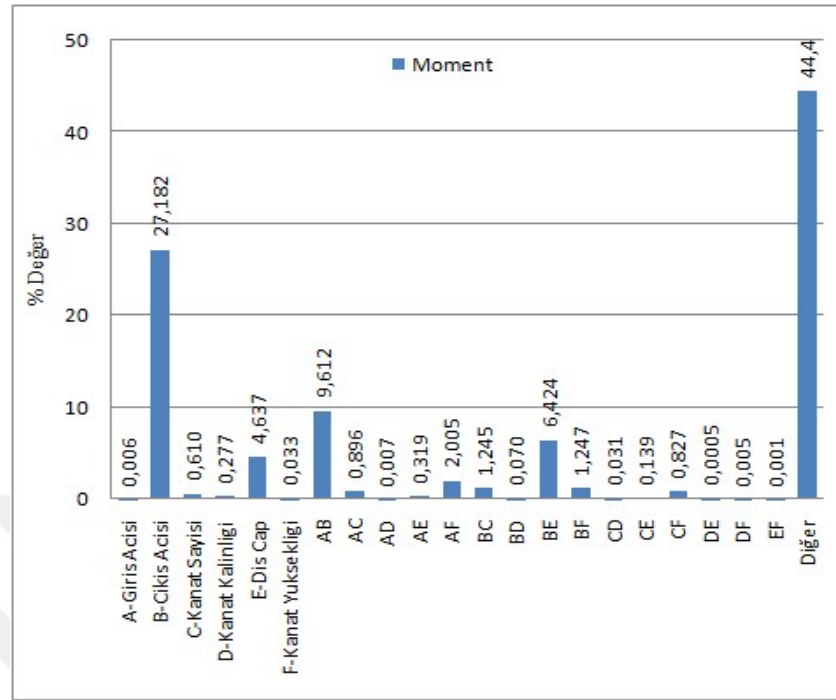
Şekil 7.18. Bağımsız parametrelerin hava debisi üzerindeki etkisi



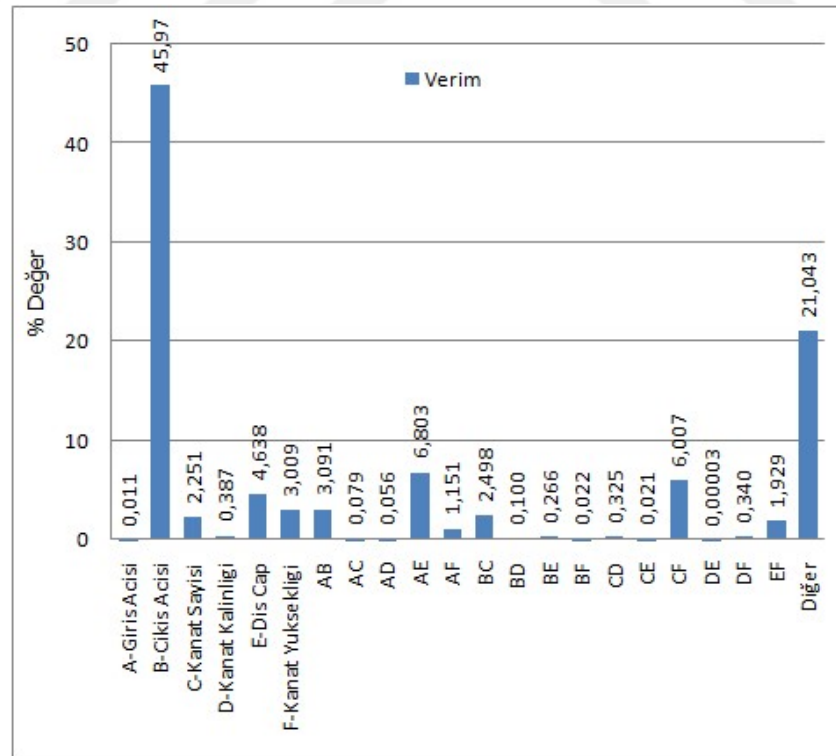
Şekil 7.19. Bağımsız parametrelerin basınç üzerindeki etkisi

Yapılan ANOVA analizinde bağımsız parametrelerin ve bağımsız parametrelerin birbirleri ile kombinasyonunun bağımlı parametreler üzerindeki etkisi verilmektedir. Bu çalışmada bu kombinasyonların tekli ve ikili etkileşimleri tartışılmıştır şekil 7 18 de bağımsız parametrelerin hava debisi üz etkisi görülmektedir. Burada fan debisi üzerindeki en etkin parametrenin fan çıkış açısı olduğu ve yaklaşık %21 etkiye sahip olduğu belirlenmiştir. Parametrelerin tekli etlileri bakımından en etkin ikinci parametre kanat sayısı olarak belirlenmiştir. Giriş açısının debi üzerindeki tekli etkisi önemsiz derecede görülürken, çıkış açısı ile etkileşimi debi üzerinde önemli bir orana sahiptir. Bununla birlikte çıkış açısı ve rotor dış çapının ikili etkisine bağlı kombinasyonu da debi üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Tekli ve ikili etkilerin toplamı yaklaşık %48,5 olurken diğer kombinasyonların etkisi %51 oranındadır.

Bağımsız parametrelerin basınç üzerindeki etkisi Şekil 7.19 da verilmektedir. Yine basınç üzerindeki en etkin tekli parametrenin çıkış açısı olduğu görülmektedir. Yukarıda tartışıldığı gibi rotor dış çapının basınç üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu burada da görülmektedir. Giriş açısı ve kanat yüksekliğinin basınç üzerindeki etkisi önemsiz derecede görülürken, bunların kombinasyonuna bağlı basınç üzerindeki ikili etkisi bir nebze artmaktadır. Bağımsız parametrelerin diğer tekli ve ikili kombinasyonları üzerindeki etkileri bu kombinasyonlarda görülen toplam etkilerin yaklaşık iki katından fazladır.



Şekil 7.20. Bağımsız parametrelerin moment üzerindeki etkisi



Şekil 7.21. Bağımsız parametrelerin verim üzerindeki etkisi

Benzer değişim moment için Şekil 7.20 de görölmektedir. Burada özellikle kanat çıkış açısı ve rotor dış çapı ön plana çıkmaktadır. Bununla birlikte giriş açısı ve çıkış açısı ile çıkış açısı rotor dış çapı etkilerine bağlı ikili kombinasyon moment üzerinde etkili olmaktadır. Ayrıca giriş açısı ve kanat yüksekliğinin moment üzerindeki tekli etkisi oldukça düşük görülürken kombinasyona bağlı ikili etkisi artmaktadır. Bu veriler özellikle tasarım optimizasyonu için oldukça yararlı verilerdir.

Şekil 7.21 bağımsız parametrelerin verim üzerindeki etkisin, göstermektedir. Verim üzerindeki en etkin tekli etki parametresinin yaklaşık %46 ile çıkış açısı olduğu görölmektedir. Bunu yaklaşık %4.6 ile rotor dış çapı %3 ile kanat yüksekliği ve %2.2 ile kanat sayısı izlemektedir. Bağımsız parametrelerin ikili kombinasyonuna bağlı etkisi ise özellikle yaklaşık %7 ile giriş açısı ile rotor dış çapının etkileşiminden ve yaklaşık %6 ile kanat sayısı ile kanat yüksekliğinin etkileşiminden oluşmaktadır. Ayrıca giriş ve çıkış açısının etkileşiminin ve çıkış ve kanat sayısının etkileşimine bağlı ikili kombinasyonda artmaktadır.

8. SONUÇLAR

Ele alınan bu çalışmada endüstriye uygulamada mevcut bulunan bir radyal fan için giriş açısı, çıkış açısı, kanat sayısı, kanat kalınlığı, rotor dış çapı ve kanat yüksekliği gibi bağımsız parametrelerin hava debisi, salyangoz çıkış basıncı, moment ve fan verimi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ele alınan çalışma için ANSYS CFX paket programı kullanılarak, sayısal olarak veriler, yanıt yüzey metoduna göre değerlendirilmiştir. Bunlara ek olarak, sayısal çalışmanın deneysel veriler ile doğrulaması gerçekleştirilmiş ve kabul edilebilir sınırlarda bulgular doğrulanmıştır.

Yapılan çalışmaya bağlı olarak elde edilen sonuçlar aşağıda sıralanmıştır;

- Kanat giriş açısı genel olarak düşük, kanat çıkış açılarında akışkan debisi üzerinde önemli bir etkiye sahip olmayıp, çıkış açısı arttıkça etkisi de artmaktadır.
- Kanat sayısının debi üzerinde ki etkisi %5 ila %15 arasında değişmektedir. Düşük çıkış açısında kanat sayısının debi üzerindeki etkisi daha yüksektir.
- Kanat kalınlığı, kanat çıkış açısının tüm değerlerinde hava debisi üzerinde büyük bir etkiye sahip değildir.
- Rotor dış çapı arttıkça maksimum çıkış açısında hava debisi azalırken, çıkış açısı azaldıkça hava debisindeki artış daha fazla olmaktadır.
- Kanat yüksekliği hava debisi üzerindeki en önemli parametrelerden birisi olup, yüksek çıkış açılarında kanat yüksekliği arttıkça hava debisi de büyük oranda artmaktadır. Buna karşın düşük çıkış açılarında bu artışın daha az olduğu görülmektedir.
- Kanat sayısının düşük değerlerinde, giriş açısının etkisi yok denecek kadar azdır. Kanat sayısı arttıkça yüksek çıkış açılarında giriş açısının etkisi de artmakta ve %20 gibi değerlere ulaşmaktadır.
- Kanat kalınlığının basınç üzerindeki etkisi, kanat kalınlığının küçük değerlerinde daha fazladır. Ayrıca yüksek çıkış açısı değerlerinde giriş açısının etkisi daha fazladır. Bu durumun rotor dış çapı için tam tersi olduğu görülmektedir. Rotor dış çapı arttıkça yüksek çıkış açılarında giriş açısının etkisi azalmaktadır.

- Kanat yüksekliği arttıkça hem mutlak basınç değeri hem de giriş açısının etkisi yüksek çıkış açılarında artmaktadır.
- Kanat sayısının küçük değerlerinde moment daha düşük, kanat sayısının artmasına bağlı olarak daha yüksek değerlerde olduğu görölmektedir.
- Düşük çıkış açılarında giriş açısına paralel olarak momentin küçük oranlarda arttığı, yüksek çıkış açılarında ise momentin büyük oranlarda azaldığı görölmektedir.
- Kanat kalınlığı moment üzerinde önemli bir etkiye sahip olmazken, kanat kalınlığı arttıkça düşük çıkış açılarında momentin azaldığı belirlenmiştir.
- Rotor dış çapı özellikle çıkış açısının yüksek değerlerinde momenti büyük oranda artırmaktadır. Düşük çıkış açılarında giriş açısı moment ile doğru orantılı, yüksek çıkış açılarında ters orantılıdır.
- Kanat yüksekliği arttıkça moment artmakta çıkış açısının maksimum değerlerinde moment de maksimum olmaktadır.
- Verim üzerindeki en önemli parametrelerden birisi kanat yüksekliğidir. Kanat yüksekliğinin düşük değerlerinde giriş açısının küçük değerlerinde maksimum verim oluşurken, kanat yüksekliğinin yüksek değerlerinde giriş açısının artmasına bağlı olarak verimin arttığı görölmektedir.

8.1. Öneriler

Ele alınan çalışmada uygun sayıda bağımsız parametrenin, geniş aralığında analizler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen bulguları desteklemek ve geliştirmek için;

- Bazı parametrelerin daha geniş aralığında analiz yapılması
- Multi objektif optimizasyonla çalışmanın desteklenmesi
- Salyangoz geometrisi üzerindeki düzenlemelerin etkisinin belirlenmesi
- Bağımsız parametre olarak akustik gibi konfor şartları bakımından önemli bir parametrenin göz önüne alınması
- Farklı kanat geometrilerinin etkisinin incelenmesi

yararlı olacaktır.

KAYNAKLAR

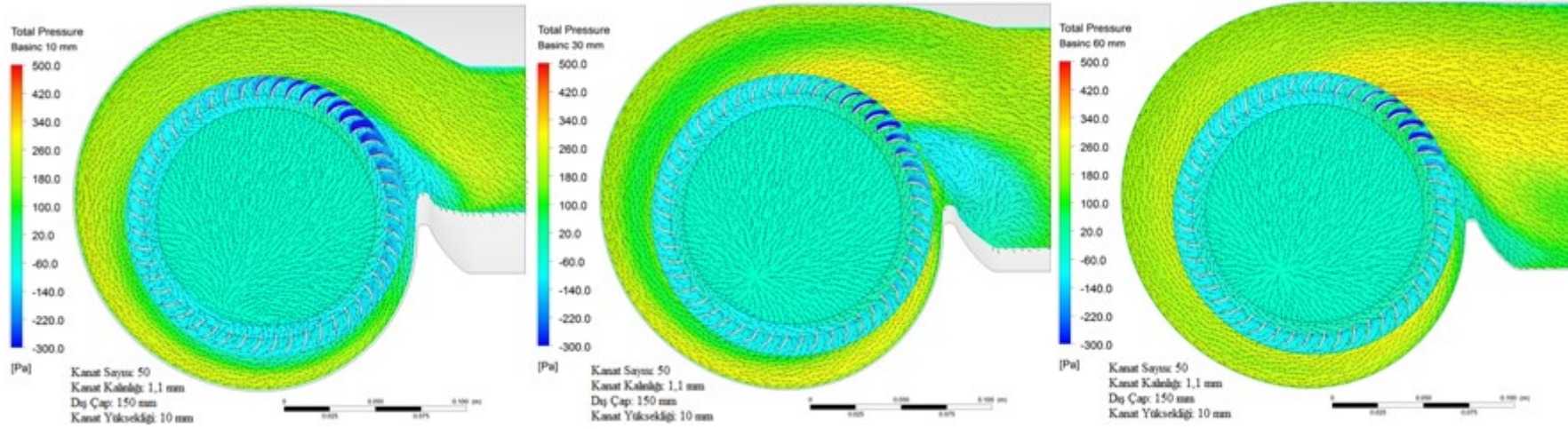
- Adamczyk, J. J., 1985. Model Equation for Simulating Flows in Multistage Turbomachinery. ASME Paper No. 85-GT-226.
- Akturk, A., Camci, C., 2014. Tip clearance investigation of a ducted fan used in VTOL unmanned aerial vehicles—part II: Novel treatments via computational design and their experimental verification. *Journal of Turbomachinery*, 136, 1-9.
- Bhagwandin, A.V., 2015. Numerical prediction of planar shock wave interaction with a cylindrical body. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 10.2514/6.2015-1940.
- Dang, Q.T., Bushnell, R.P., 2009. Aerodynamics of cross-flow fans and their application to aircraft propulsion and flow control. *Progress in Aerospace Sciences*, 45, 1–29.
- Darvish M., Frank S., (2012) Toward the CFD simulation of sirocco fans: From selecting a turbulence model to the role of cell shapes, FAN 2012 Conference, Senlis-France.
- Defoe, J.J., Etemadi, M., Hall, D.K., 2018. Fan performance scaling with inlet distortions. *Journal of Turbomachinery*, 140, 1-11.
- Funaki, J., Kimata, N., Hisada, M., Hirata, K., 2006. Aspect-ratio and reynolds-number effects on short-span cross-flow impellers without casings. *International Journal of Rotating Machinery*, 49 (4), 1197-1205.
- Karant, K.V., Sharma, N.Y., 2009. CFD Analysis on the Effect of Radial Gap on Impeller-Diffuser Flow Interaction as well as on the Flow Characteristics of a Centrifugal Fan. *International Journal of Rotating Machinery*, 2009, 1-8.
- Karpuk, S.V., Kazarin, P., Gudmundsson, S., Golubev, V.V., 2018. Preliminary feasibility study of a multi-purpose aircraft concept with a leading-edge embedded cross-flow fan. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 10.2514/6.2018-1744, 1-17.
- Kim, T. A., Kim, D. W., Park S. K., Kim, Y. J., 2008. Performance of a cross-flow fan with various shapes of a rearguider and an exit duct. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 22, 1876-1882.
- Kumlutas, D., Karadeniz, H. Z., Kuru, F., 2013. Investigation of flow and heat transfer for a split air conditioner indoor unit. *Applied Thermal Engineering*, 51, 262-272.

- Li, J., Hou, Y., Liu, J., Wang, Z., Li, F., 2016. Window purifying ventilator using a cross-flow fan: Simulation and optimization. *Building Simulation*, 9 (4), 481-488.
- Madhwesh, N., Karanth, K.V., Sharma, Y.N., 2017. Effect of innovative circular shroud fences on a centrifugal fan for augmented performance - A numerical analysis. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 32 (1), 185-197.
- Madhwesh, N., Karanth, K.V., Sharma, Y.N., 2018. Behavior in a nonparallel shrouded diffuser of a centrifugal fan for augmented performance. *Journal of Fluids Engineering*, 140, 1-12.
- Roth H., (1980) Improvements of Sirocco Fan, Ph.D. Thesis.
- Sun, K., Ouyang, H., Tian, J., Wu, Y., Du, Z., 2015. Experimental and numerical investigations on the eccentric vortex of the cross flow fan. *International Journal of Refrigeration*, 50, 146-155.
- Tremmel, T., Taulbee, D.B., 2008. Calculation of the time-averaged flow in squirrel-cage blowers by substituting blades with equivalent forces. *Journal of Turbomachinery*, 130, 1-12.
- Velarde-Suárez S., Ballesteros-Tajadura R., Santolaria-Morros C., Pereiras-García B., 2008. Reduction of the aerodynamic tonal noise of a forward-curved centrifugal fan by modification of the volute tongue geometry. *App. Acoust.*, 69, 225-32.
- AMCA 210: Laboratory Methods of Testing Fans for Ratings, 10 CFR 430 Subpart B, App. M, Air Movement and Control Association

EKLER

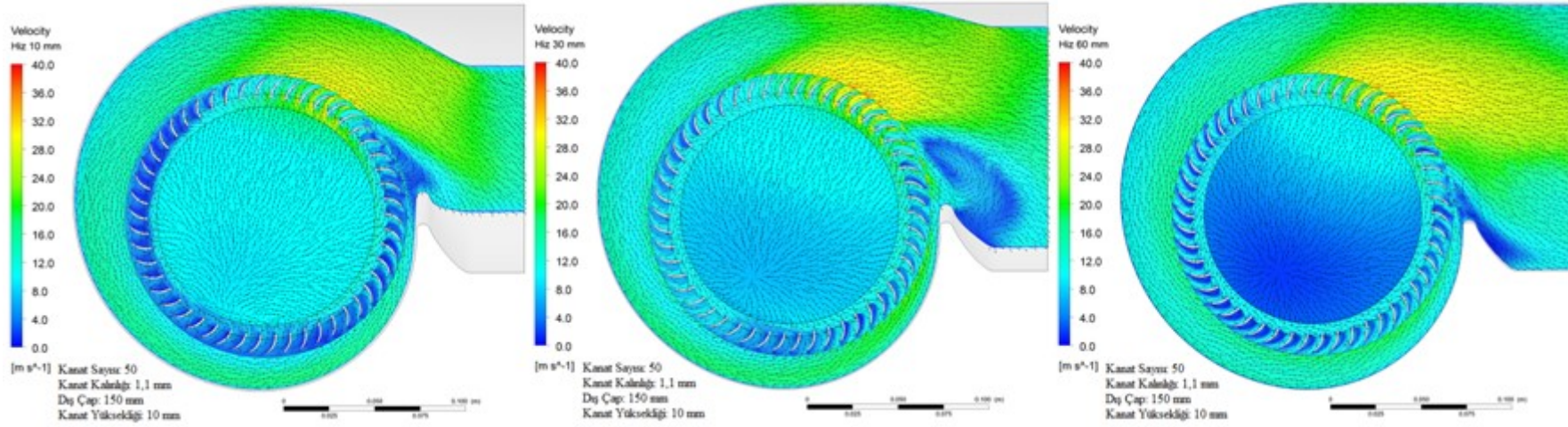


EK-1-CFX ile bulunan k - ϵ türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



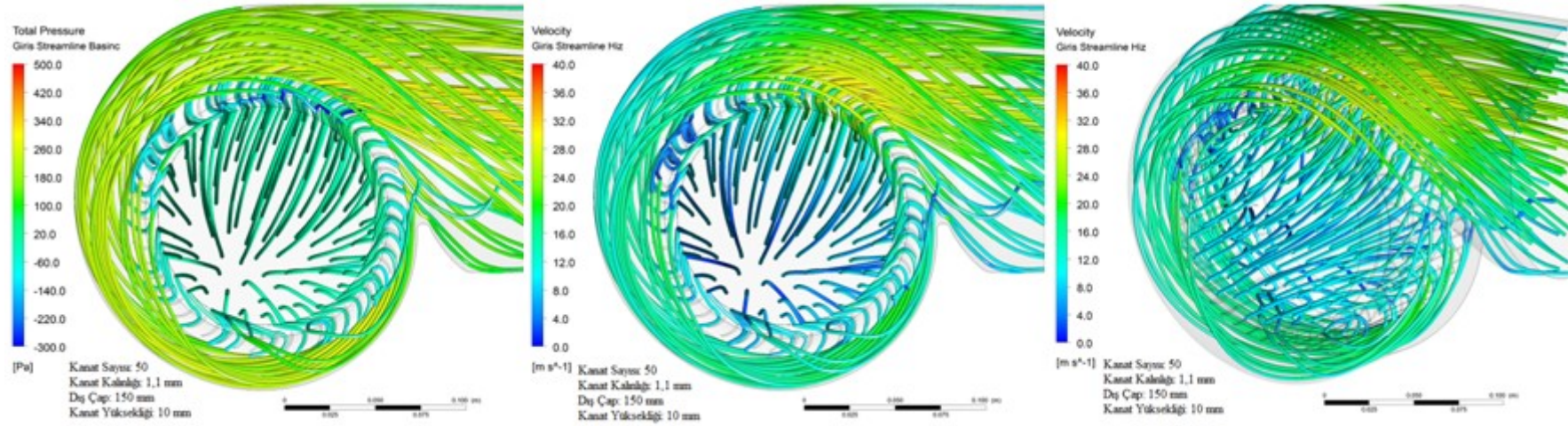
Şekil E1.1. $KS=50$, $KK=1,1$ mm, $DC=150$ mm, $KY=10$ mm için, fan merkezine doğru 10 mm derinlikte (a), 30 mm derinlikte (b) ve merkezinde (c) oluşan toplam basınç dağılımı

EK-1(Devam). CFX ile bulunan k-ε türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



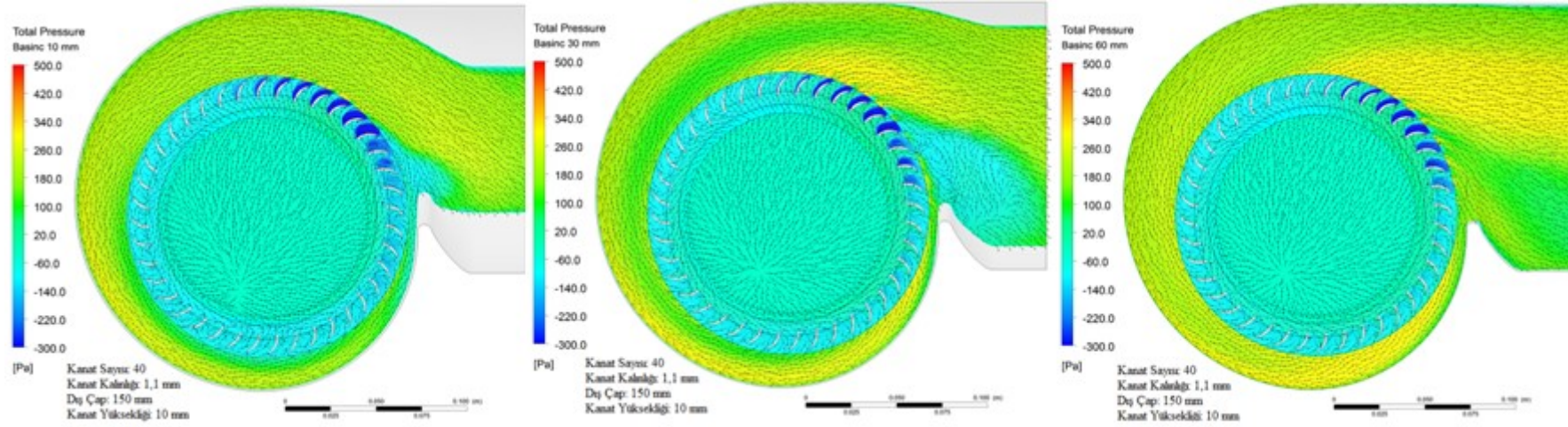
Şekil E1.2. KS=50, KK=1,1 mm, DC=150 mm, KY=10 mm için, fan merkezine doğru 10 mm derinlikte (a), 30 mm derinlikte (b) ve merkezinde (c) oluşan hız dağılımı

EK-1(Devam). CFX ile bulunan k-ε türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



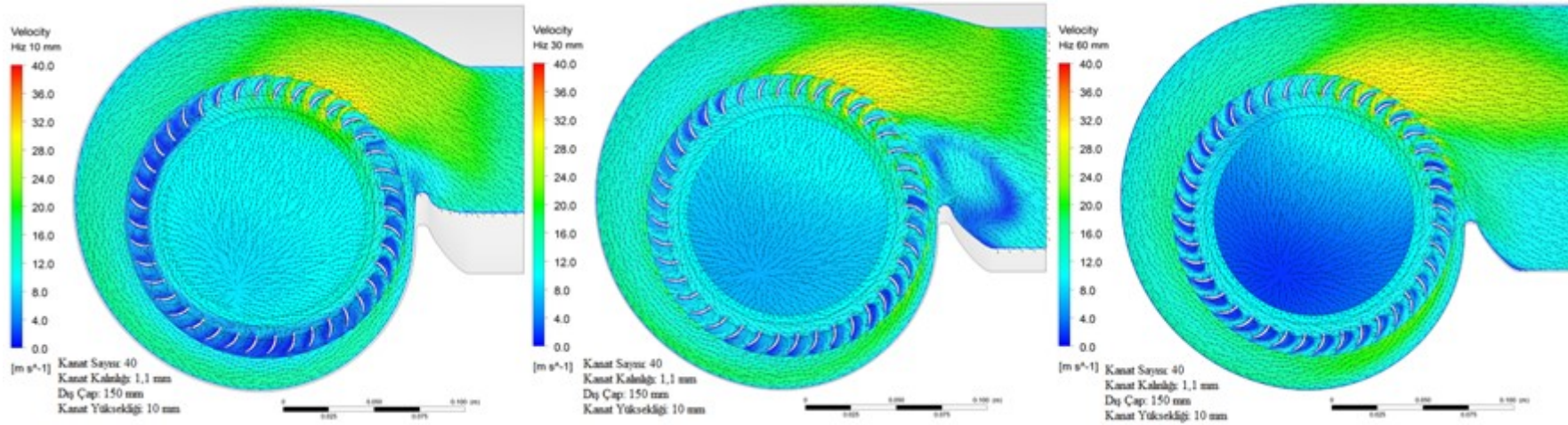
Şekil E1.3. KS=50, KK=1,1 mm, DC=150 mm, KY=10 mm için toplam basınç (a) ve hızın (b,c) akım ipçikleri üzerindeki dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k - ϵ türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



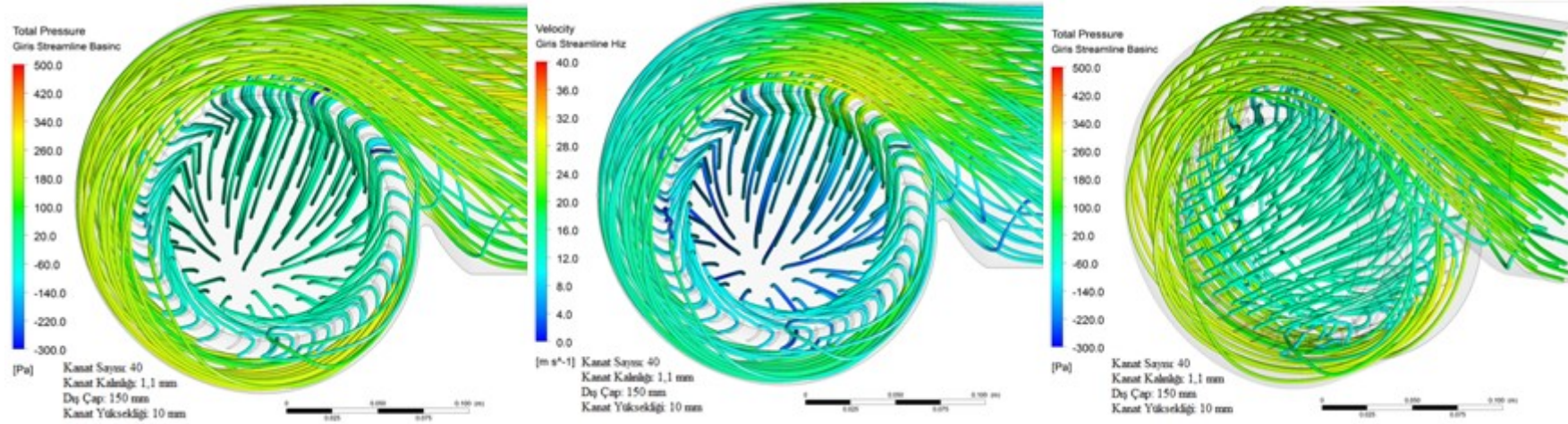
Şekil E1.4. $KS=40$, $KK=1,1$ mm, $DC=150$ mm, $KY=10$ mm için, fan merkezine doğru 10 mm derinlikte (a), 30 mm derinlikte (b) ve merkezinde (c) oluşan toplam basınç dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k- ϵ türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



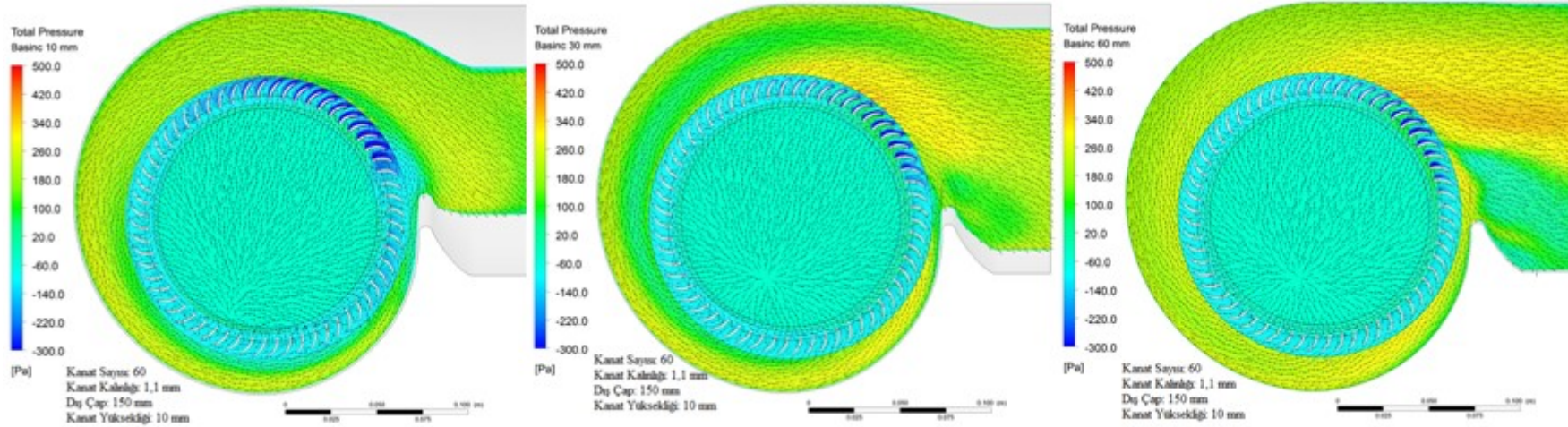
Şekil E1.5. KS=40, KK=1,1 mm, DC=150 mm, KY=10 mm için, fan merkezine doğru 10 mm derinlikte (a), 30 mm derinlikte (b) ve merkezinde (c) oluşan hız dağılımı

EK-1(Devam). CFX ile bulunan k-ε türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



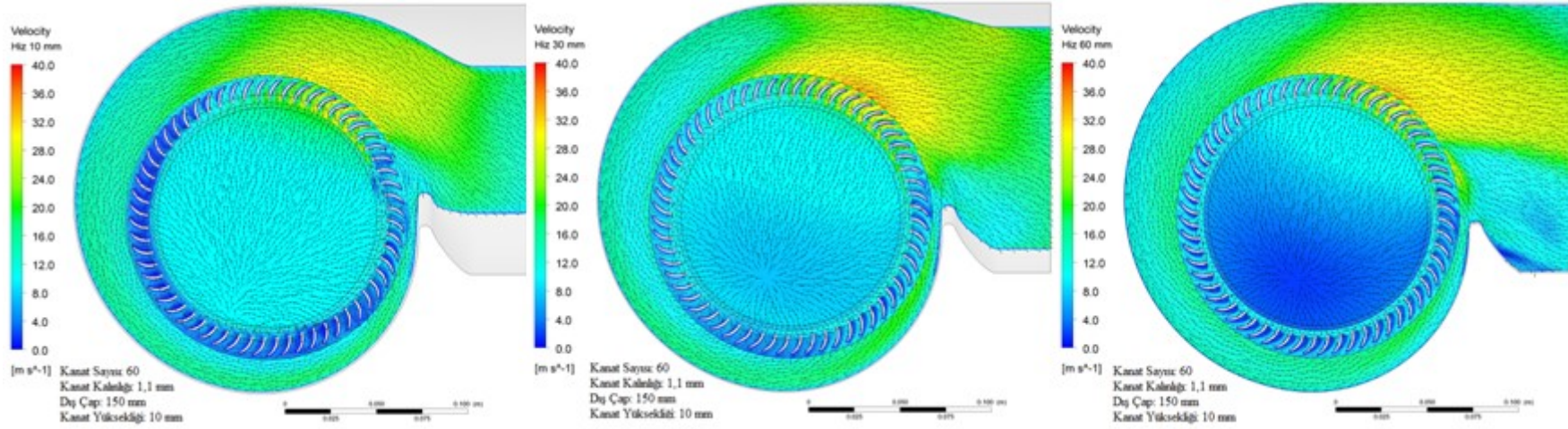
Şekil E1.6. KS=40, KK=1,1 mm, DC=150 mm, KY=10 mm için toplam basınç (a) ve hızın (b,c) akım ipçikleri üzerindeki dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k - ϵ türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



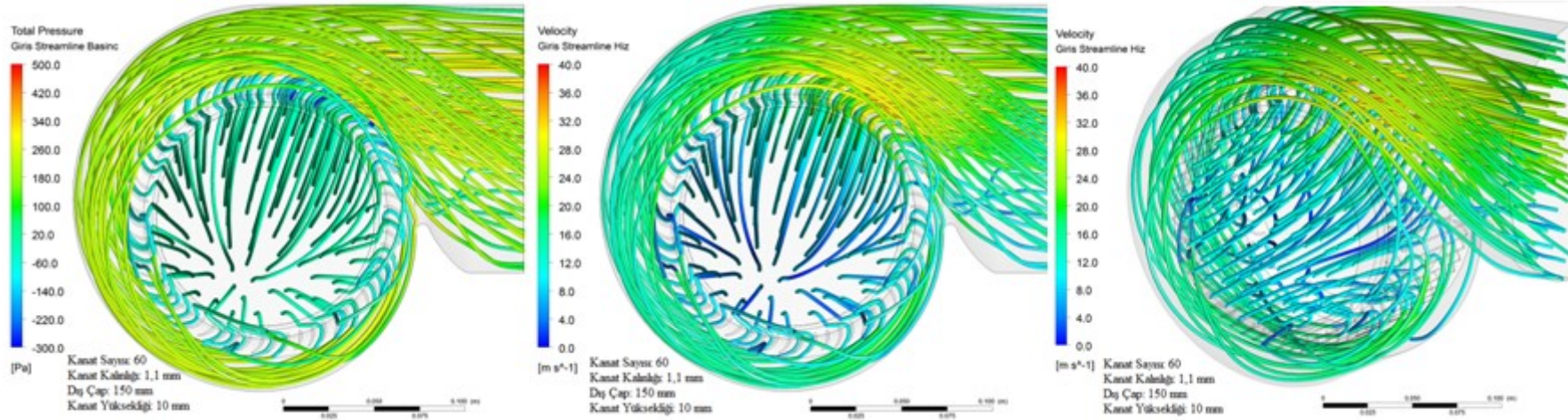
Şekil E1.7. $KS=60$, $KK=1,1$ mm, $DC=150$ mm, $KY=10$ mm için, fan merkezine doğru 10 mm derinlikte (a), 30 mm derinlikte (b) ve merkezinde (c) oluşan toplam basınç dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k-ε türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



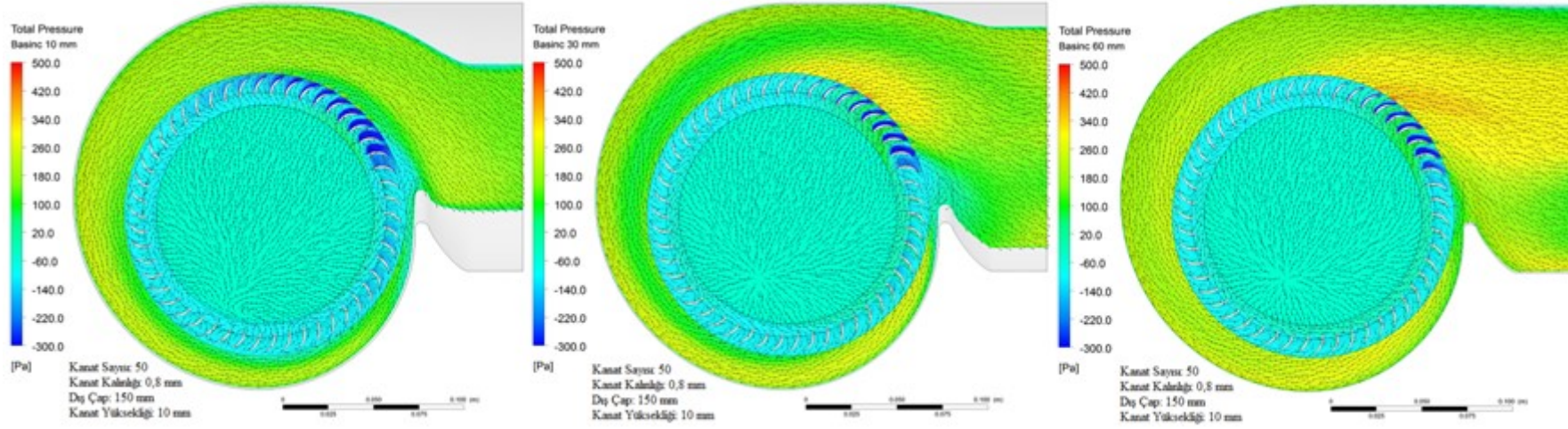
Şekil E1.8. KS=60, KK=1,1 mm, DC=150 mm, KY=10 mm için, fan merkezine doğru 10 mm derinlikte (a), 30 mm derinlikte (b) ve merkezinde (c) oluşan hız dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k- ϵ türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



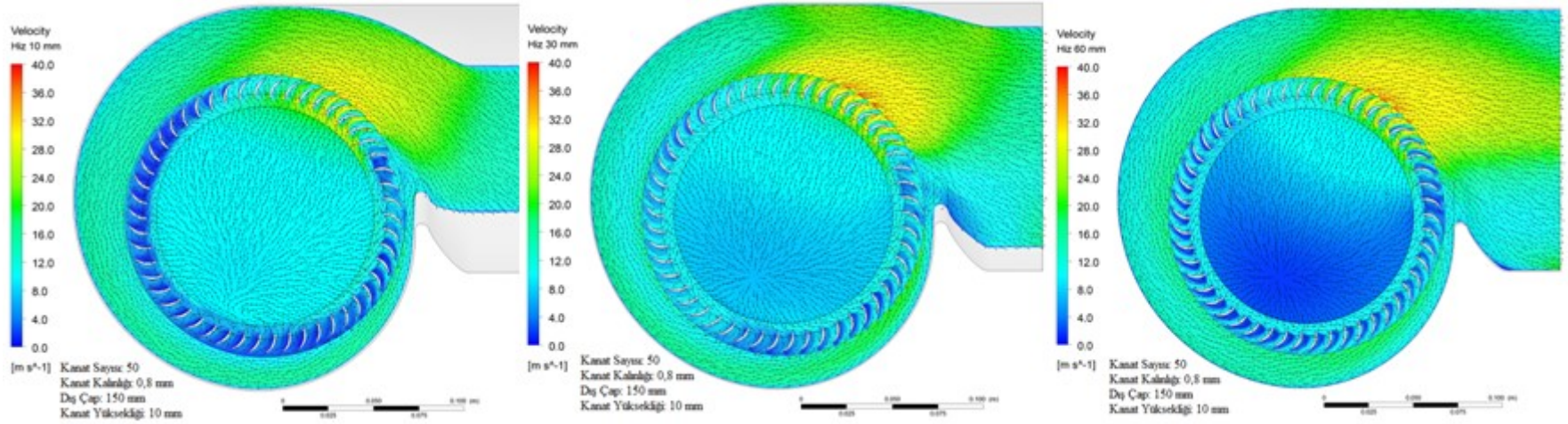
Şekil E1.9. KS=60, KK=1,1 mm, DC=150 mm, KY=10 mm için toplam basınç (a) ve hızın (b,c) akım ipçikleri üzerindeki dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k-ε türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



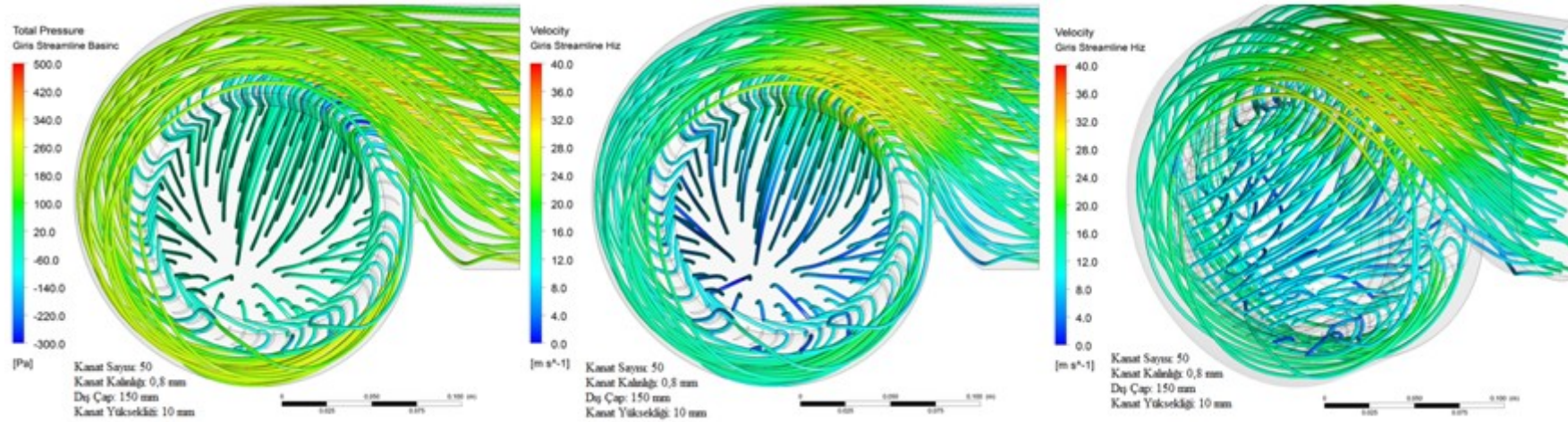
Şekil E1.10. KS=50, KK=0,8 mm, DC=150 mm, KY=10mm için, fan merkezine doğru 10 mm derinlikte (a), 30 mm derinlikte (b) ve merkezinde (c) oluşan toplam basınç dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k- ϵ türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



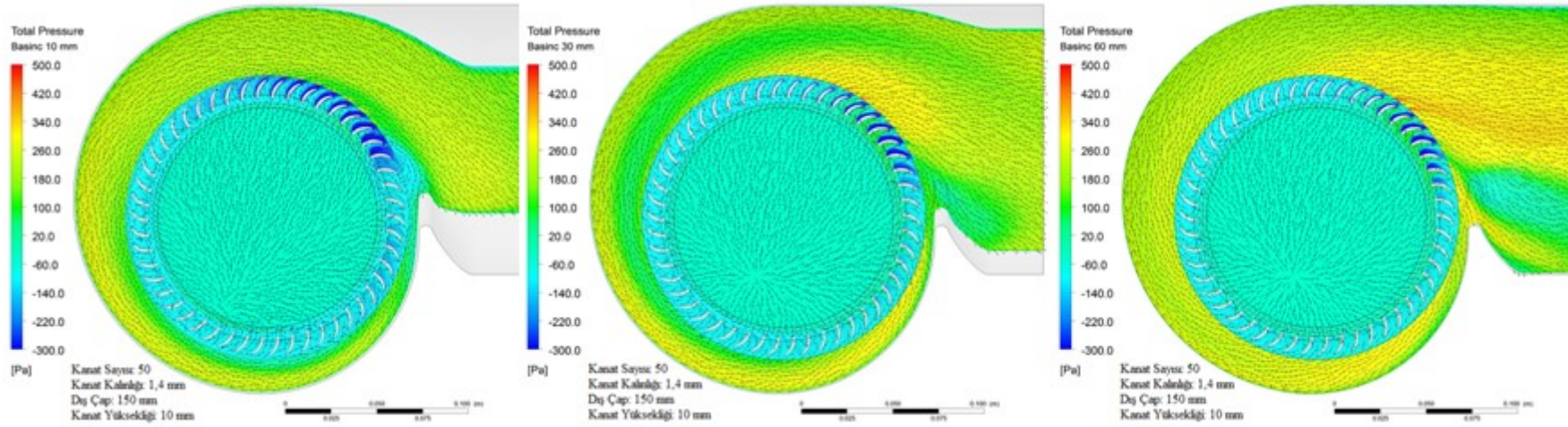
Şekil E1.11. KS=50, KK=0,8 mm, DC=150 mm, KY=10 mm için, fan merkezine doğru 10 mm derinlikte (a), 30 mm derinlikte (b) ve merkezinde (c) oluşan hız dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k-ε türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



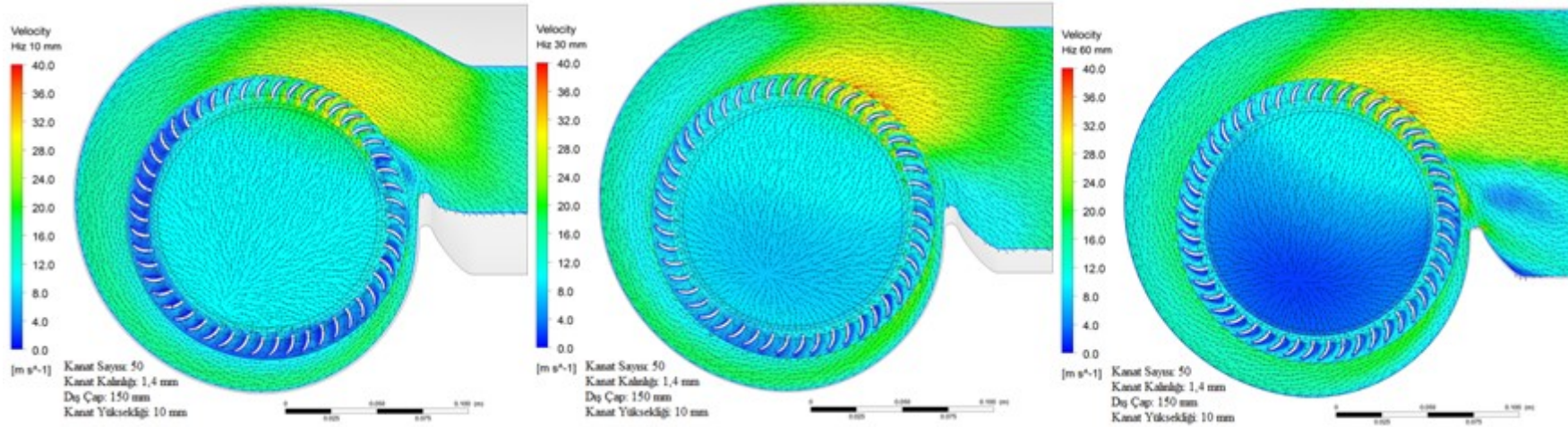
Şekil E1.12. KS=50, KK=0,8 mm, DC=150 mm, KY=10 mm için toplam basınç (a) ve hızın (b,c) akım ipçikleri üzerindeki dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k- ϵ türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



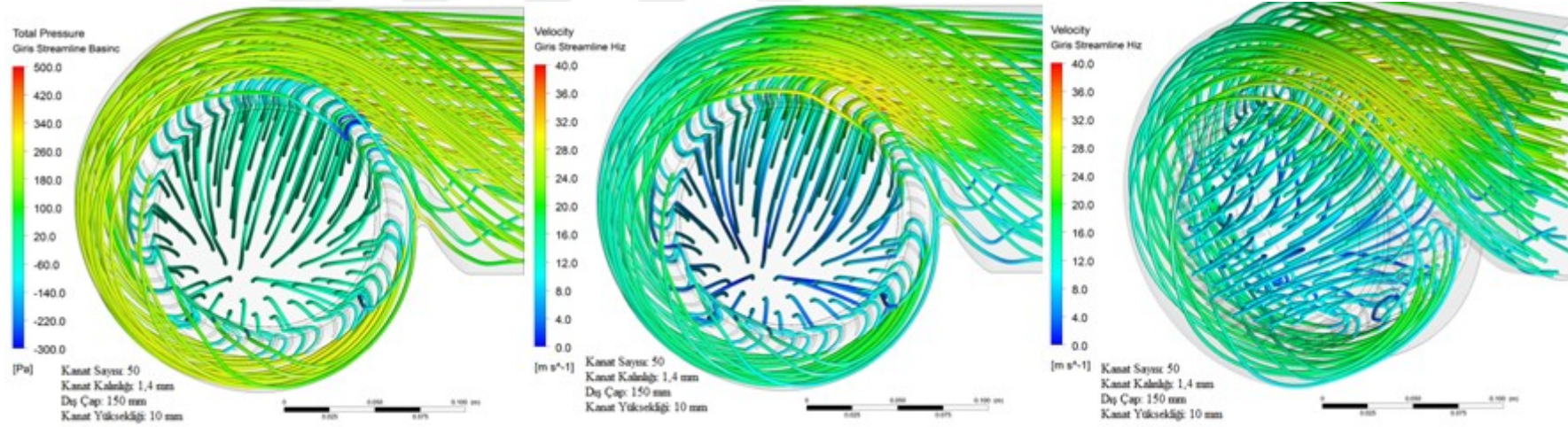
Şekil E1.13. KS=50, KK=1,4 mm, DC=150 mm, KY=10mm için, fan merkezine doğru 10 mm derinlikte (a), 30 mm derinlikte (b) ve merkezinde (c) oluşan toplam basınç dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k-ε türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



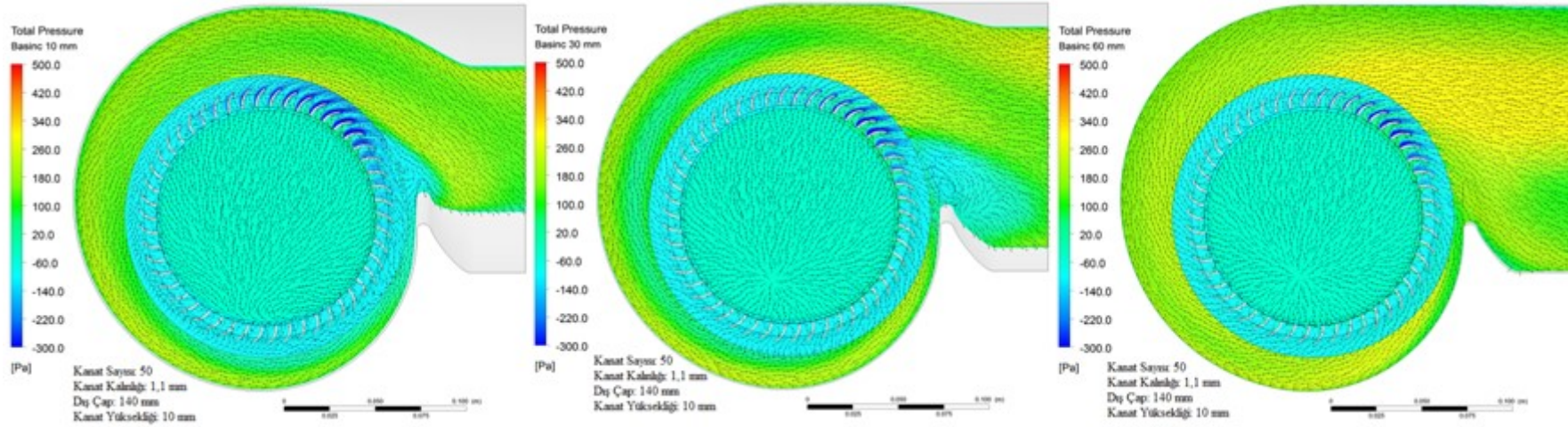
Şekil E1.14. KS=50, KK=1,4 mm, DC=150 mm, KY=10 mm için, fan merkezine doğru 10 mm derinlikte (a), 30 mm derinlikte (b) ve merkezinde (c) oluşan hız dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k-ε türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



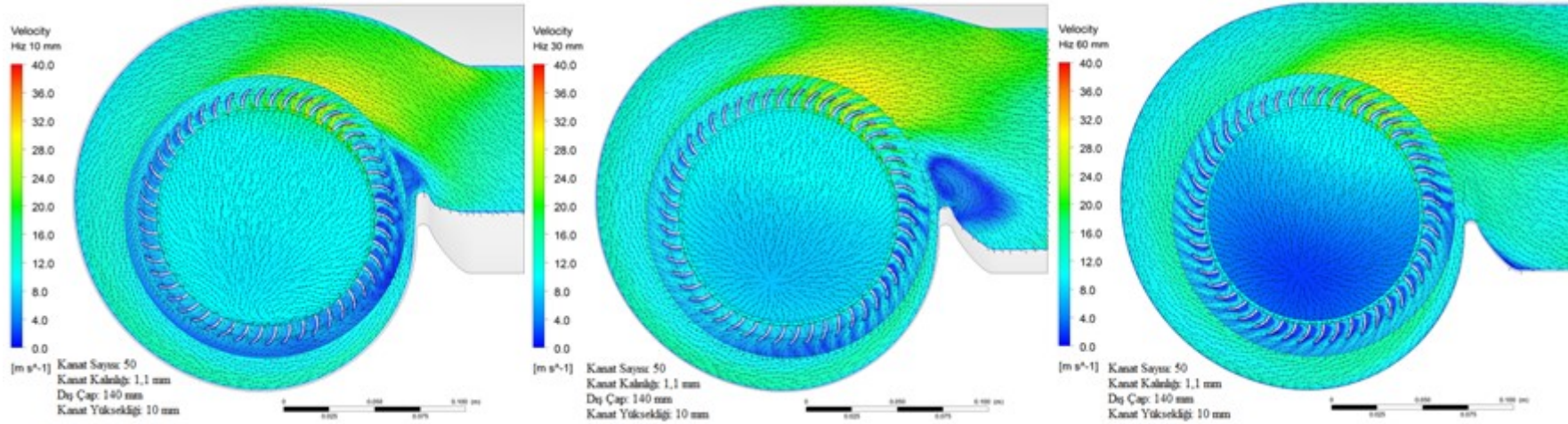
Şekil E1.15. KS=50, KK=1,4 mm, DC=150 mm, KY=10 mm için toplam basınç (a) ve hızın (b,c) akım ipçikleri üzerindeki dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k-ε türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



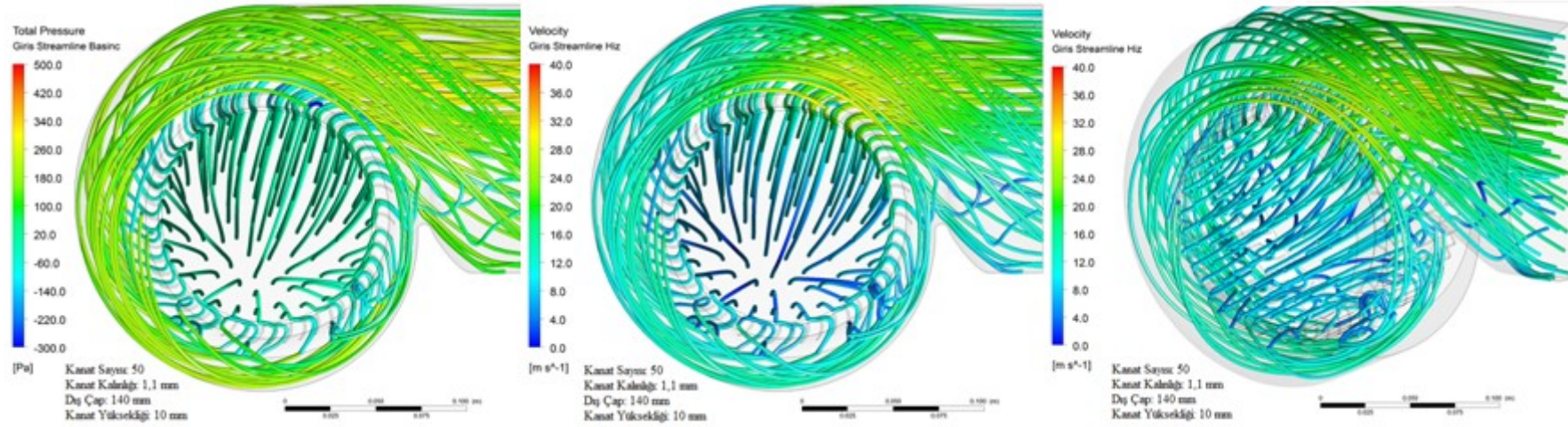
Şekil E1.16. KS=50, KK=1,1 mm, DC=140 mm, KY=10mm için, fan merkezine doğru 10 mm derinlikte (a), 30 mm derinlikte (b) ve merkezinde (c) oluşan toplam basınç dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k - ϵ türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



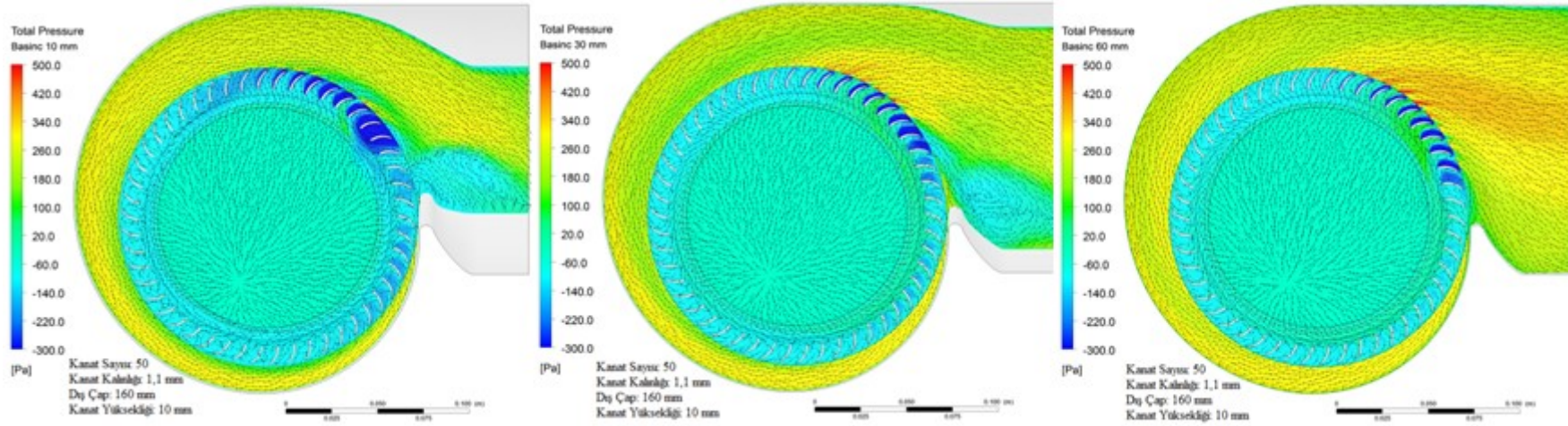
Şekil E1.17. $KS=50$, $KK=1,1$ mm, $DC=140$ mm, $KY=10$ mm için, fan merkezine doğru 10 mm derinlikte (a), 30 mm derinlikte (b) ve merkezinde (c) oluşan hız dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k-ε türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



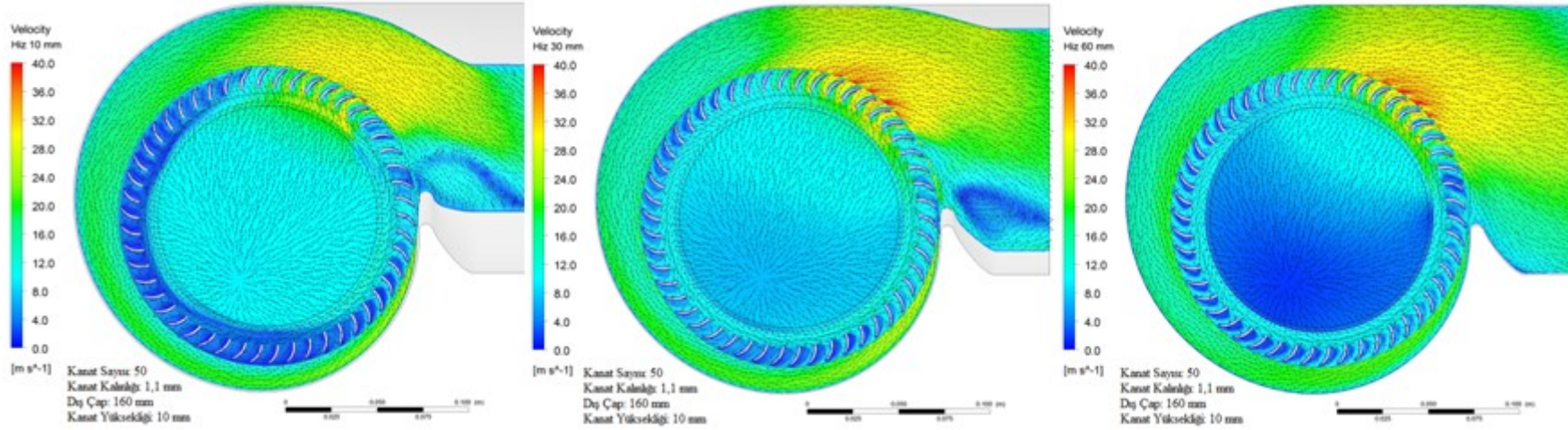
Şekil E1.18. KS=50, KK=1,1 mm, DC=140 mm, KY=10 mm için toplam basınç (a) ve hızın (b,c) akım ipçikleri üzerindeki dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan $k-\varepsilon$ türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



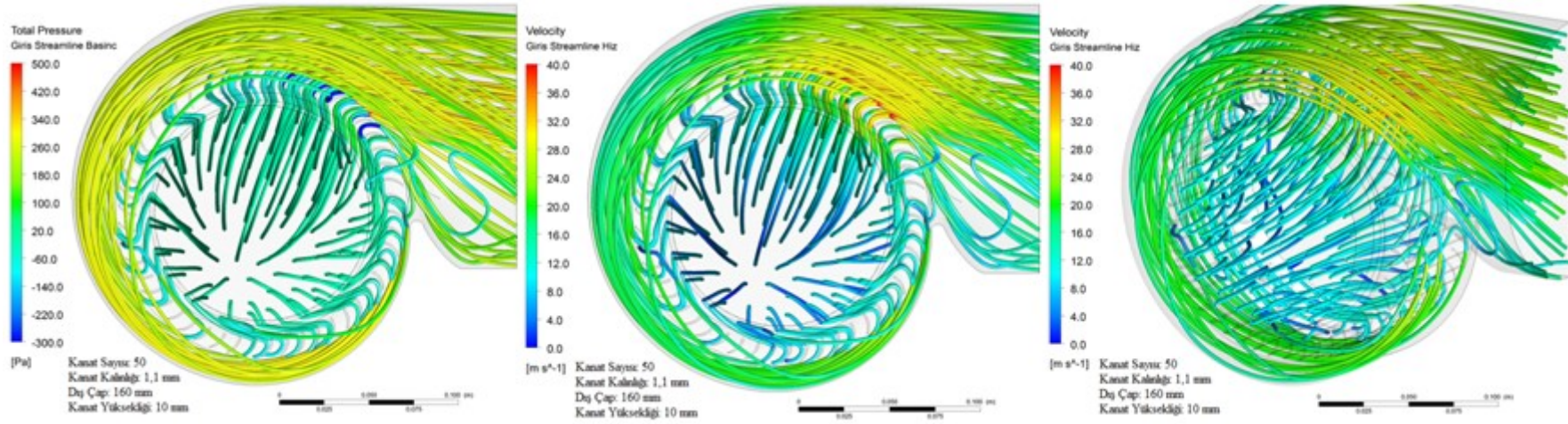
Şekil E1.19. KS=50, KK=1,1 mm, DC=160 mm, KY=10mm için, fan merkezine doğru 10 mm derinlikte (a), 30 mm derinlikte (b) ve merkezinde (c) oluşan toplam basınç dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k- ϵ türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



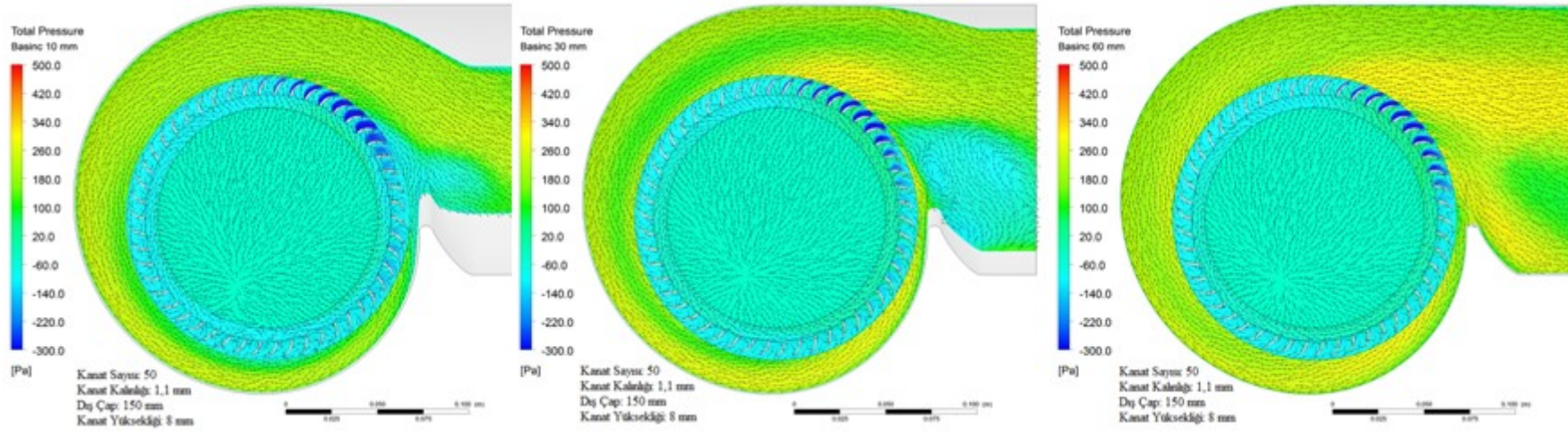
Şekil E1.20. KS=50, KK=1,1 mm, DC=160 mm, KY=10 mm için, fan merkezine doğru 10 mm derinlikte (a), 30 mm derinlikte (b) ve merkezinde (c) oluşan hız dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k-ε türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



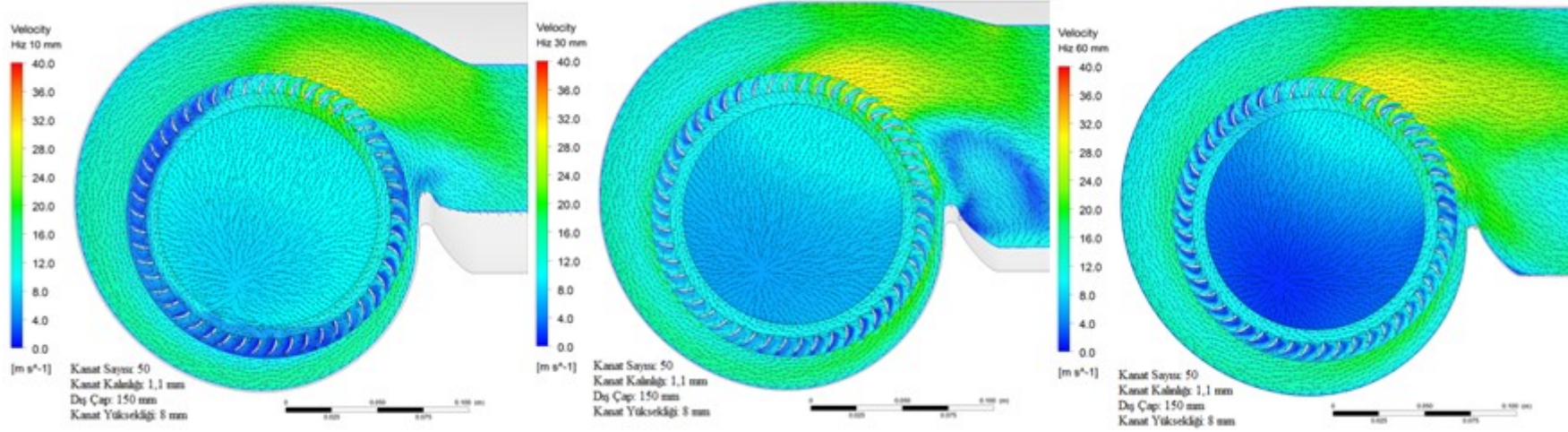
Şekil E1.21. KS=50, KK=1,1 mm, DC=160 mm, KY=10 mm için toplam basınç (a) ve hızın (b,c) akım ipçikleri üzerindeki dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan $k-\varepsilon$ türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



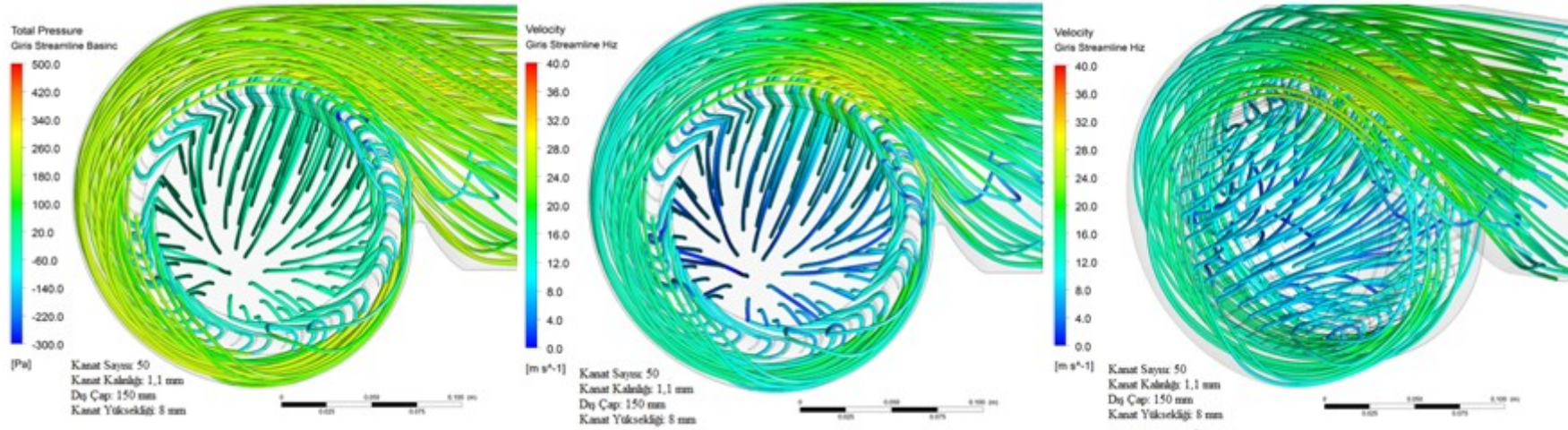
Şekil E1.22. KS=50, KK=1,1 mm, DC=150 mm, KY=8 mm için, fan merkezine doğru 10 mm derinlikte (a), 30 mm derinlikte (b) ve merkezinde (c) oluşan toplam basınç dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k-ε türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



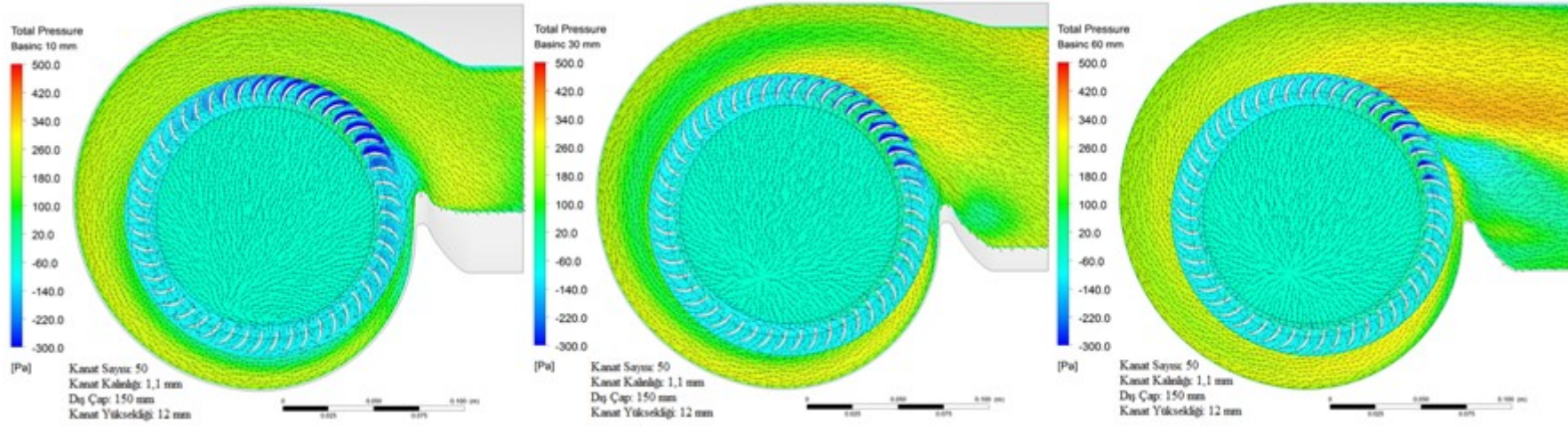
Şekil E1.23. KS=50, KK=1,1 mm, DC=150 mm, KY=8 mm için, fan merkezine doğru 10 mm derinlikte (a), 30 mm derinlikte (b) ve merkezinde (c) oluşan hız dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k-ε türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



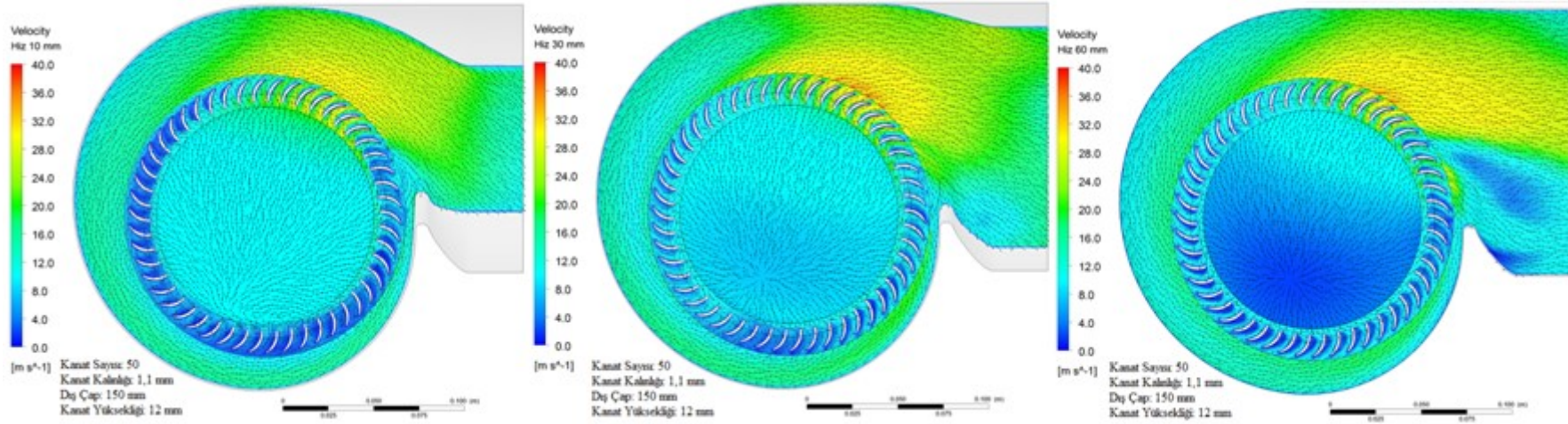
Şekil E1.24. KS=50, KK=1,1 mm, DC=150 mm, KY=8 mm için toplam basınç (a) ve hızın (b,c) akım ipçikleri üzerindeki dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k-ε türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



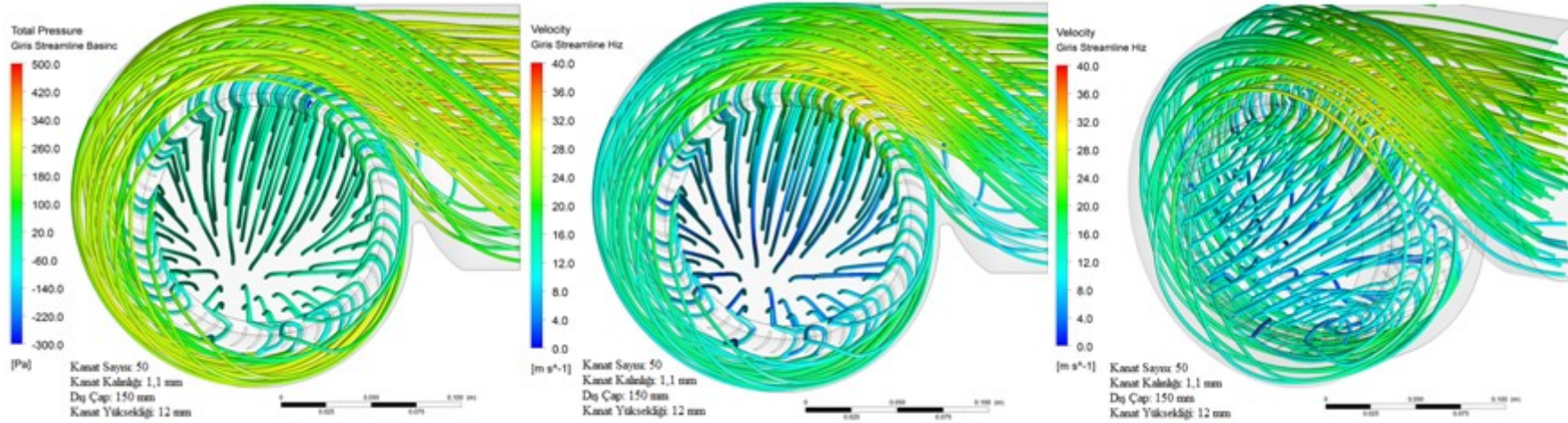
Şekil E1.25. KS=50, KK=1,1 mm, DC=150 mm, KY=12 mm için, fan merkezine doğru 10 mm derinlikte (a), 30 mm derinlikte (b) ve merkezinde (c) oluşan toplam basınç dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k-ε türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



Şekil E1.26. KS=50, KK=1,1 mm, DC=150 mm, KY=12 mm için, fan merkezine doğru 10 mm derinlikte (a), 30 mm derinlikte (b) ve merkezinde (c) oluşan hız dağılımı

EK-1 (Devam). CFX ile bulunan k-ε türbülans modelindeki, toplam basınç ve hız dağılımları



Şekil E1.27. KS=50, KK=1,1 mm, DC=150 mm, KY=12 mm için toplam basınç (a) ve hızın (b,c) akım ipçikleri üzerindeki dağılımı

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

SOYADI, Adı : HANÇERLİ, Oktay

Uyruğu : T.C.

Doğum yeri ve tarihi : Merzifon 1989

Medeni hali : Bekâr

Telefon : 0543 230 32 05

E-posta : oktay.hancerli@gmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Atatürk Üniversitesi	2011
Lise	Merzifon Anadolu Lisesi	2007

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2012-2016	Silverline End.Tic.A.Ş.	Ar-Ge Mühendisi
2016- Devam	Kırpart Otomotiv A.Ş.	Validasyon Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce