



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

**RADYAL FANLARDA KARMA KANAT GEOMETRİSİNİN FAN
PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HALİL KARTAL

ARALIK

HALİL KARTAL

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ARALIK 2022

**RADYAL FANLARDA KARMA KANAT GEOMETRİSİNİN FAN
PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

Halil KARTAL

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

Danışman

Doç. Dr. Levent UĞUR

İkinci Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Korhan ÖKTEN

**AMASYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ARALIK 2022

ETİK BEYAN

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

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
 - Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
 - Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
 - Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
 - Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,
- bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Halil KARTAL

10.02.2023

RADYAL FANLARDA KARMA KANAT GEOMETRİSİNİN FAN PERFORMANSINA ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Halil KARTAL

AMASYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Aralık 2022

ÖZET

Bu çalışmada, geriye dönük bir pervane yapısının karma kanat yapısına dönüştürülmesi ile debi, tork, basınç ve verim ilişkisinin nasıl değiştiği incelenmiştir. Ayrıca bu çalışmada pervane geometrisinin bir kısım ölçüleri sabitlenerek, geriye kalan kritik ölçüler üzerinde parametrik çalışma gerçekleştirilmiştir. Bunun için deneysel veriler ile benzer sonuçların elde edildiği, literatür çalışmaları ile benzer olan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analiz metodolojisi kullanılmıştır.

HAD analizlerinde, mesh yapısı, hava giriş ve hava çıkış hacimleri gibi özellikler sabit tutularak, analiz sonuçlarına etkiyen ana faktörün kanat geometrisi olması sağlanmıştır. HAD analizlerinde öncelikli olarak farklı mesh yapılarında ki analiz sonuçları karşılaştırılarak analiz sonuçlarının mesh yapısından bağımsız olması sağlanmıştır, sonrasında analiz sonuçları ile deney sonuçları karşılaştırılarak analiz sonuçları doğrulanmıştır.

Yapılan çalışmada geriye dönük kanat yapısının ve karma kanat yapısının debi, basınç, tork ve verim değerleri karşılaştırılmış sonrasında karma kanat geometrisini başlangıçtaki geometriden ayıran iki kritik ölçünün debi, basınç, tork ve verim üzerine spesifik etkileri bu çalışma içerisinde incelenerek elde edilen sonuçlar paylaşılmıştır.

Bu çalışmada elde edilen bulgular göstermektedir ki; karma kanat tipi sayesinde devir hızı değiştirilmeden daha yüksek debi elde edilebilmesi mümkün olabilmektedir. Böylece geriye dönük olarak dizayn edilmiş bir kanat geometrisi üzerinde yapılacak minimum değişiklik ile istenilen düzeyde debi artışı sağlanması için alternatif bir yol geliştirilmiş olmaktadır.

Sayfa Adedi

: 75

Anahtar Kelimeler

: Karma Tip Radyal Kanat, Radyal Kanat Performans

Danışman

: Doç. Dr. Levent UĞUR

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF MIXED BLADE GEOMETRY ON FAN PERFORMANCE IN RADIAL FANS

(M. Sc. Thesis)

Halil KARTAL

AMASYA UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

December 2022

ABSTRACT

In this study, it is investigated how the flowrate, torque, pressure and efficiency relationship changes by converting a backward propeller structure to a mixed blade structure. In addition, in this study, some dimensions of the propeller geometry were fixed and a parametric study was carried out on the remaining critical dimensions. For this purpose, the Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis methodology, which is similar to the literature studies, was used, in which similar results were obtained with the experimental data.

CFD analyses, properties such as mesh structure and air inlet and outlet volumes were kept constant, so that the main factor affecting the analysis results was blade geometry. In CFD analyses, first of all, the analysis results in different mesh structures were compared to ensure that the analysis results were independent from the digital network structure, then the analysis results were verified by comparing the analysis results with the test results.

In the study, the flow rate, pressure, torque, efficiency values of the backward blade structure and the mixed blade structure were compared, and then the specific effects of the two critical dimensions that distinguish the mixed blade geometry from the first geometry on flow, pressure, torque and efficiency were investigated and shared in this study.

The findings obtained in this study show that; Thanks to the mixed blade type, it is possible to obtain a higher flow rate, without changing the rotation speed. Thus, an alternative way has been developed to increase the flow rate at the desired level with the minimum change to be made on a backward blade geometry.

Page Number : 75
KeyWords : Mixed Type Radial Blade, Radial Blade Performance
Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Levent UĞUR

ÖN SÖZ ve TEŞEKKÜR

Tüm tez süreci boyunca değerli destekleri ile yol gösterici olan danışman hocalarım Doç. Dr. Levent UĞUR, Dr. Öğr. Üyesi Korhan ÖKTEN ve değerli iş arkadaşım Dr. Yusuf Özbakış'a ve çalışmalarım için her türlü imkân ile yanımda olan SILVERLINE ENDÜSTRİ ailesinin değerli yöneticileri ve Yönetim Kuruluna minnetlerimi sunarım.

HAD analizleri konusunda desteklerini ve tecrübelerini esirgemeyen Anova Mühendisliğin değerli çalışanlarından Uğur Ay, Oktay Hançerli, Gökhan Deveci ve tüm ekibe teşekkürü borç bilirim.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
ÖN SÖZ VE TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
RESİMLER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. FANLAR.....	3
2.1. Eksenel Fan.....	3
2.2. Radyal Fan	4
2.2.1. Düz Kanatlı Radyal Fanlar.....	5
2.2.2. Geriye Dönük Kanatlı Radyal Fanlar	5
2.2.3. İleri Dönük Kanatlı Radyal Fanlar	6
2.3. FAN PERFORMANS TERİMLERİ	7
2.3.1. Basınç	7
2.3.1.1. Statik Basınç	8
2.3.1.2. Dinamik Basınç	10
2.3.1.3. Toplam Basınç	11
2.3.2. Debi	12
2.3.3. Fanın Gücü Ve Toplam Verimi	12

	Sayfa
3. LİTERATÜR TARAMASI	13
4. HAD ANALİZLERİ VE MATEMATİKSEL MODEL	26
4.1. Had Analizi	26
4.2. Yönetici Denklemler	27
4.2.1. Süreklilik Denklemi	27
4.2.2. Momentum Denklemleri	27
4.2.3. Türbülanslı Akışta Yönetici Denklemler	28
4.2.4. Türbülanslı Akışta Süreklilik Denklemi	29
4.2.5. Reynolds Ortalamalı Navier Stokes Denklemleri	29
4.3. Türbülans	30
4.3.1. Reynold Sayısı	31
4.3.2. Duvar Modeli	31
4.3.3. Türbülans Modelleri	32
4.3.3.1. $k-\epsilon$ Türbülans Modeli	33
4.3.3.2. $k-\epsilon$ RNG Türbülans Modeli	34
4.3.3.3. $k-\epsilon$ Realizable Türbülans Modeli	35
4.3.3.4. $k-\omega$ SST Modeli	35
4.4. MRF-Donmuş Rotor Modeli	35
4.5. İdeal Gaz Hal Denklemi	37
5. MATERYAL METHOD	38
5.1. Geometrik Model	38
5.2. Mesh Optimizasyonu	40
5.3. Sınır Şartları	46

	Sayfa
5.4. Matematiksel Model	48
6. ANALİZ DOĞRULAMA.....	49
7. BULGULAR VE TARTIŞMA	61
8. SONUÇLAR.....	72
KAYNAKLAR	73
ÖZGEÇMİŞ.....	75



ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 6.1. Basınç farkı karşılaştırma tablosu.....	49
Çizelge 6.2. Salyangoz ve pervane hacimlerinde bulunan eleman sayısı	50
Çizelge 6.3 İlk dresden debi ölçüm tablosu.....	56
Çizelge 7.1. Mevcut kanat yapısı performans verileri	62
Çizelge 7.2. Kanat yüzeylerindeki statik basınç ve tork ilişkisi.....	65



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Bir radyal fanın ana parçaları	4
Şekil 2.2. Bir Radyal fanın giriş ve çıkış açıları.....	4
Şekil 2.3. Kanat yönüne göre Radyal fanlar.....	5
Şekil 2.4. Lin tarafından yapılan kanat tasarımı vektörel akış görseli.....	6
Şekil 2.5. Mutlu tarafından yapılan kanat tasarımı vektörel akış görseli.....	7
Şekil 2.6. Mutlak, etkin ve atmosfer basıncı kavramları.....	8
Şekil 2.7. Statik basınç.....	8
Şekil 2.8. Pozitif basınç.....	9
Şekil 2.9. Negatif basınç.....	10
Şekil 2.10. Bir kanalda veya boruda statik, dinamik ve toplam basınçları ölçme düzeneği.....	11
Şekil 3.1. Montezerin Salyangoz ve pervane ölçüleri	14
Şekil 3.2. Son Salyangoz ve pervane ölçüleri	15
Şekil 3.3. Adachi T., Kanat Geometrisi	16
Şekil 3.4. Salyangoz iç hacmindeki basınç dağılımı	17
Şekil 3.5. Kanat eğim açısı gösterimi	19
Şekil 3.6. Fortuna tarafından yapılan çalışmada zaman adımı basınç grafiği	20
Şekil 3.7. Mesh sayısına göre basınç ve hava debisi değişimi	21
Şekil 3.8. Kanat aralıklarında oluşan akış	22
Şekil 4.1. Herhangi bir ϕ büyüklüğünün türbülanslı akışta zamana göre değişimi	28
Şekil 4.2. Türbülans etkilerine göre akış tipleri	30
Şekil 4.3. Farklı duvar tiplerindeki hız profilleri	31
Şekil 4.4. Türbülans denklem tipleri	32

Şekil	Sayfa
Şekil 4.5. Durgun ve dönen koordinat sistemlerinin gösterimi	36
Şekil 5.1. CBC firması tarafından dizayn edilen fan geometrisi	38
Şekil 5.2. a) Mevcut Kanat Yapısı, b) Karma Kanat Yapısı	39
Şekil 5.3. Akış geometrisi.....	40
Şekil 5.4. HAD yazılımında kullanılan eleman tipleri (Ansys 14.5)	41
Şekil 5.5. Akış hacmi için oluşturulan mesh yapısı.....	42
Şekil 5.6. İterasyona bağlı basınç fark değişim grafiği.....	43
Şekil 5.7. Mesh yapısının genel görseli.....	43
Şekil 5.8. Kanat mesh yapısının detay görseli	44
Şekil 5.9. Mesh sayısı ve basınç farkı grafiği	45
Şekil 5.10. Y+ görseli.....	46
Şekil 5.11. Sınır tabakaların kesit görseli.....	46
Şekil 5.12. Giriş ve çıkış hacimleri kesit görseli	47
Şekil 6.1. Analiz doğrulama için kullanılan salyangoz akış hacmi	50
Şekil 6.2. (a) 6.8 milyon eleman sayısal ağ, (b) 13.5 milyon eleman sayısal ağ	51
Şekil 6.3. Kanat bölgelerindeki eleman yapısı	52
Şekil 6.4. Kanat bölgelerindeki sınır tabaka yapısı	52
Şekil 6.5. Farklı eleman sayılarında çıkış debi değeri	53
Şekil 6.6. Üç boyutlu yazıcı için parçanın bir arayüz ile katmanlara bölünmesi	54
Şekil 6.7. Köşe delikli orifice ölçüm plakası	58

Şekil	Sayfa
Şekil 6.8. Deneysel sonuçlar ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması	60
Şekil 7.1. Mevcut kanat yapısı statik basınç (a) , Yeni kanat yapısı statik basınç (b)	61
Şekil 7.2. A ve B ölçüsü- debi değişim grafiği	62
Şekil 7.3. Mevcut kanat ve A-B konfigürasyonunda elde edilen min ve max debi değerleri.....	63
Şekil 7.4. A ve B ölçüsü- statik basınç değişim grafiği	64
Şekil 7.5. Mevcut kanat ve A-B konfigürasyonunda elde edilen min ve max basınç değerleri	64
Şekil 7.6. A ve B ölçüsü- tork değişim grafiği	66
Şekil 7.7. Mevcut kanat ve A-B konfigürasyonunda elde edilen min ve max tork değerleri	66
Şekil 7.8. A ve B ölçüsü-verim değişim grafiği	67
Şekil 7.9. Mevcut kanat ve A-B konfigürasyonunda elde edilen min ve max verim değerleri	67
Şekil 7.10. A=90, B=40 konfigürasyonuna ait akış çizgiler.....	68
Şekil 7.11. Karma kanat ve mevcut kanat yapısı hız profili.....	69
Şekil 7.12. Karma kanat ve mevcut kanat yapısı hız profili.....	69
Şekil 7.13. Karma kanat ve mevcut kanat türbülans kinetik enerji dağılımı.....	70
Şekil 7.14. Karma kanat ve mevcut kanat z eksenindeki hız dağılım profili.....	71
Şekil 7.15. Karma kanat ve mevcut kanat akış profilleri.....	71

RESİMLER DİZİNİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. Eksenel fan tipleri	3
Resim 6.1. Firma bünyesinde bulunan üç boyutlu yazıcı	53
Resim 6.2. Üç boyutlu yazıcı kullanılarak üretilen farklı kanat geometrisindeki pervaneler.....	54
Resim 6.3. Salyangoz, motor ve pervane gruplama.....	55
Resim 6.4. Manuel devir ölçüm yöntemi.....	57
Resim 6.5. ILK DRESDEN debi ölçüm cihazı ön görünüş.....	59
Resim 6.6. ILK DRESDEN debi ölçüm cihazı yan görünüş.....	59

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

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

Simgeler	Açıklama
A	Kanat eğim boyu
B	Kanat eğim genişliği
g	Yerçekimi ivmesini
k	Türbülans kinetik enerji
k-e	K-epsilon
k- ω	K-omega
m	Metre
N	Devir sayısı (devir/dakika)
Nel	Şebekeden çekilen güç
η_{em}	Motor verimi
η_f	Fan toplam verimi
P	Gösterge basıncı
Pd	Dinamik basınç
Ps	Statik basınç
Pt	Toplam basınç
Q	Hacimsel debi
s	Saniye
t	Zaman
v	Akışkanın ortalama akış hızı
β_1	Radyal fan kanat giriş açısı

β_2	Radyal fan kanat çıkış açısı
ρ	Akışkanın yoğunluğu
γ	Akışkanın özgül ağırlığı
$\dot{m}$	Kütleli debi
μ	Güç azaltma faktörü
δ	Boyutsuz çap
Φ	Herhangi bir büyüklük
$\overline{\Phi}$	Herhangi bir büyüklüğün ortalama değeri
Φ'	Herhangi bir büyüklüğün çalkantı değeri
μ_{eff}	Efektif viskozite
μ_t	Türbülans viskozitesi
ε	Pfleiderer akış sayısı
ω	Devir sayısı (rad/s)

Kısaltmalar**Açıklama**

AMCA	Air movement and control association
BEP	Best efficiency point
CFD	Computational fluid dynamic
DES	Detached eddy simulation
DNS	Direct numeric simulation
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
LES	Large eddy simulation
MRF	Moving/multiple reference frame
PIV	Particle image velocimetry
RANS	Reynolds averaged navier stokes
RBM	Rigid body motion
RNG	Renormalization group
SRS	Scale resolving simulation
SST	Shear stress transport
URANS	Unsteady reynolds averaged navier stokes

1. GİRİŞ

Günümüz endüstriyel uygulamalarında birçok amaca hizmet edebilen fanlar, elektrik enerjisini akışkanın kinetik enerjisine aktaran turbo makinelerdir. Fanlar, dairesel dönme hareketine sahip elektrik motorunun bir pervane yardımı ile akışkana hız kazandırarak havalandırma, kurutma, parçacık transferi gibi fonksiyonları yerine getirmektedir.

Kullanım amaçlarına ve basınç, debi gibi gerekliliklere göre farklı kanat yapıları, farklı dış koruma hacimlerine sahip olabilmektedirler. Genel olarak iki kategoride değerlendirilmektedirler, havanın, fana giriş yönü ile çıkış yönünün aynı doğrultuda olduğu eksenel fanlar ve giriş yönü ve çıkış yönü arasında 90°'lik açı farkının olduğu Radyal fanlar bu iki grubu oluşturmaktadır. (Bleier, 2018)

Bu tez çalışmasının konusu olan radyal fanlar, kanat tipine göre geriye dönük ve ileri dönük olarak iki ana gruba ayrılmaktadır. Geriye dönük Radyal fanlar, üzerinde en çok çalışmanın yapıldığı ve teorik hesaplamalar ile tasarım yöntemlerinin geliştirildiği gruptur. Geriye dönük Radyal fanların en önemli avantajı, aynı debinin elde edilebildiği ileri dönük Radyal fanlara göre daha yüksek verime sahip olmalarıdır. İleri dönük Radyal fanlar ise, geriye dönük Radyal fanlar ile aynı debiyi çok daha düşük devirlerde elde edebilmekte böylece daha düşük ses düzeylerinde çalışabilmektedirler. Özetle geriye dönük Radyal fanlar yüksek verim düzeyi, ileri dönük Radyal fanlar ise düşük devir sayısı ve buna bağlı düşük ses düzeyi avantajına sahiptirler. (Bleier, 2018)

Fanlar; ev, otomobil, ofis gibi son tüketicinin sıklıkla zaman geçirdiği ortamlarda yaygın olarak kullanılmaktadır, mutfak ortamındaki davlumbaz fanı, otomobil klima fanı, ofis bilgisayar fanı bunlara birkaç örnek oluşturmaktadır. Son kullanıcının doğrudan akış performansını ve akış gürültüsünü hissedebilmesi mümkün olduğundan müşteri beklentilerinin ve ticari rekabet koşullarının dikkate alınması bir zorunluluk haline gelmiştir.

Yenilenebilir enerji kaynaklarından olan rüzgâr ve suyun doğal gücü çeşitli alanlarda fanların dönüş enerjisini sağlamak amacı ile kullanılabilir. Ev tipi ve endüstriyel uygulamalarda ise daha çok fanların dönüşü için elektrik enerjisi kullanılmaktadır.

Çoğunlukla fosil yakıtların tüketilmesi ile üretilen elektrik enerjisinin verimli kullanılması ülkemiz ve dünya çapında kritik konular arasında yer almaktadır.

Radyal fanların enerji verimliliği konusunda birçok akademik çalışma bulunmaktadır. Aynı zamanda kullanım alanındaki ihtiyaca göre bu enerji verimliliği çalışmalarına paralel olarak debinin artırılması, basıncın artırılması ve akustik konfor açısından ses düzeyinin düşürülmesi ve bu değişkenlerin Radyal fanın geometrik özelliklerinden ne derece de etkilendiği üzerine birçok başarılı çalışma bulunmaktadır. (Darvish, 2015)

Günümüz bilgisayar teknolojisinin geldiği seviye ve bu seviyeden yararlanılarak geliştirilen HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yazılımları; fan verimliliği, debi gibi akışkanlar dinamiği çalışmalarına önemli düzeyde katkı sağlamaktadır. Bu yazılımlar akışkan hareketlerini görselleştirerek daha anlaşılır hale getirmektedir. Böylece geliştirme süreçleri daha kolay ilerleyebilmektedir. Ayrıca deneysel yöntemler ile dahi ölçümü mümkün olmayan veya çok zor olan bazı verilerin bu bilgisayar yazılımları ile elde edilmesi mümkün olabilmektedir. Özellikle hava gibi gazlar üzerinde yapılan bilgisayar destekli analiz çalışmalarında türbülans gibi öngörülmesi zor olguların bazı kabuller ile hesaplanması, analizlerin yüksek maliyetli bilgisayar gücü gerektirmesi gibi zorluklarında bulunduğu bilinmektedir. (Fluent, A. N. S. Y. S, 2013)

Bu tez çalışmasında ileri dönük ve geriye dönük Radyal kanat yapısının karışımı olan karma kanat yapısının performans verileri ve kanadı oluşturan geometrik ölçülerin fanın performans verilerine olan etkisi incelenmiştir. Bu çalışma için numerik hesaplamaların ve deneysel ölçümlerin gerçekleştirildiği bir kanat geometrisi seçilerek, analiz yönteminin doğruluğu ispatlanmıştır. (Karaokur, Akay, 2022) Sonrasında farklı sayısal ağ yapıları ile denemeler gerçekleştirilerek en optimum ağ yapısı belirlenmiştir. Başlangıç noktası için seçilen kanat geometrisinin deneysel sonuçları ile analiz sonuçlarının böylece eşleştirilmesinden sonra, mevcut kanat geometrisini karma kanat geometrisine dönüştürmemizi sağlayan iki farklı geometrik ölçü üzerine parametrik analizler gerçekleştirilmiş ve bu ölçülerin fan performans verilerine olan etkileri incelenerek paylaşılmıştır.

2. FANLAR

2.1. Eksenel Fan

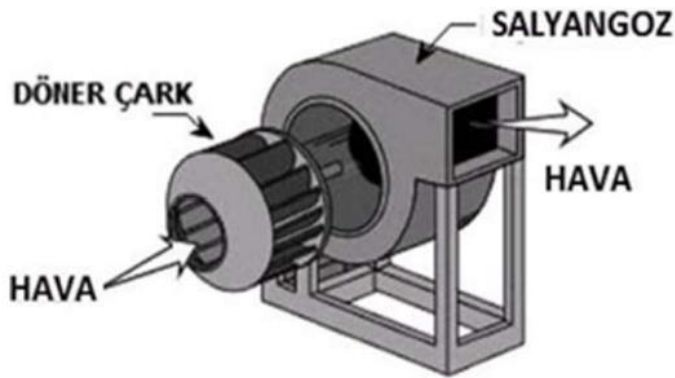
Hava veya gaz halindeki akışkanın iletiminde, düşük basınç ve yüksek debi ihtiyacı olan durumlarda kullanılan fan tipleridir. Radyal fanlara göre daha az karmaşık olan kanat yapıları sayesinde daha düşük üretim maliyetlerine sahiptirler, böylece endüstri uygulamalarında tercih edilebilmektedirler. Çoğunlukla benzer atmosferik koşullara sahip iki ortam arasında hava transferi (banyo, wc havalandırması gibi) veya endüstriyel alanda partikül kurutma işlemlerinde kullanılmaktadırlar. En çok bilinen örnekleri ev tipi vantilatörlerdir. Maksimum verim, maksimum debi noktasında elde edilmektedir. Resim 2.1 de basınç ihtiyacına göre dış koruma hacimleri şekillendirilmiş farklı eksenel fan tipleri gösterilmiştir. Hava partiküllerinin bir kanal boyunca itilmesini gerektiren uygulamalarda, örneğin bir davlumbazının mutfak ortamından binanın baca çıkışına hava transferini gerektiren durumlarda, oluşacak karşı basıncı yenmeleri mümkün olmadığından bu tip uygulamalarda tercih edilmemektedirler. Ayrıca fandan ayrılan havanın yüksek bir basınca ihtiyacı olmaması sebebi ile kanatlarda hava birikimi ve buna bağlı olarak da ihtiyaç duyulan tork değeri de düşük olmaktadır. (Bleier, 2018)



Resim 2.1. Eksenel fan tipleri

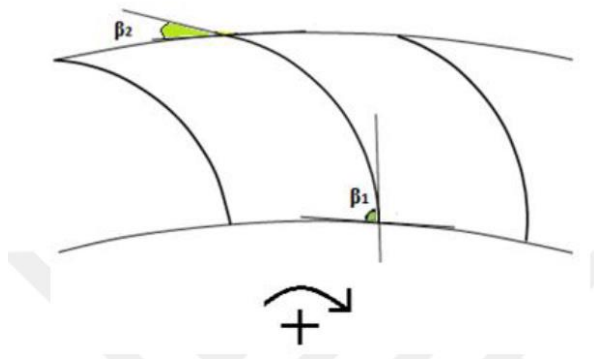
2.2. Radyal Fan

Eksenel fanların tersine, akışkan basıncının artırılması için salyangoz benzeri bir dış hacme ihtiyaç duyan Radyal fanlar, debi ve basıncın eş zamanlı ihtiyaç olduğu endüstri uygulamalarında kullanılmaktadırlar. Akışkan fanın merkezinden giriş yapar, kanatlar arasından geçerken basınç kazanarak salyangoz çıkışından fanı terk eder. Şekil 2.1 de bir Radyal fanın ana parçaları gösterilmektedir.

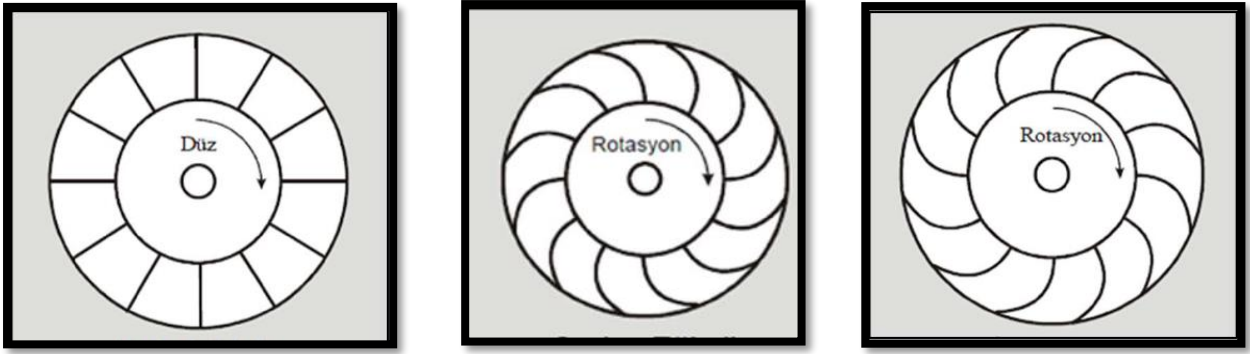


Şekil 2.1. Bir radyal fanın ana parçaları

Radyal fanlar, kanat çıkış açısının değerine göre ileri dönük, geriye dönük ve düz kanatlı Radyal fanlar olarak 3 grupta incelenmektedir. Şekil 2.2 de gösterilen β_2 açısının 90° den küçük olduğu durumda geriye dönük, 90° den küçük olduğu durumda ileri dönük 90° olduğu durumda ise düz kanatlı radyal fan olarak isimlendirilmektedirler. (Bleier, 2018)



Şekil 2.2. Bir radyal fanın giriş ve çıkış açıları



Düz Kanatlı Radyal Fan

Geriye Dönük Kanatlı Radyal Fan

İleri Dönük Kanatlı Radyal Fan

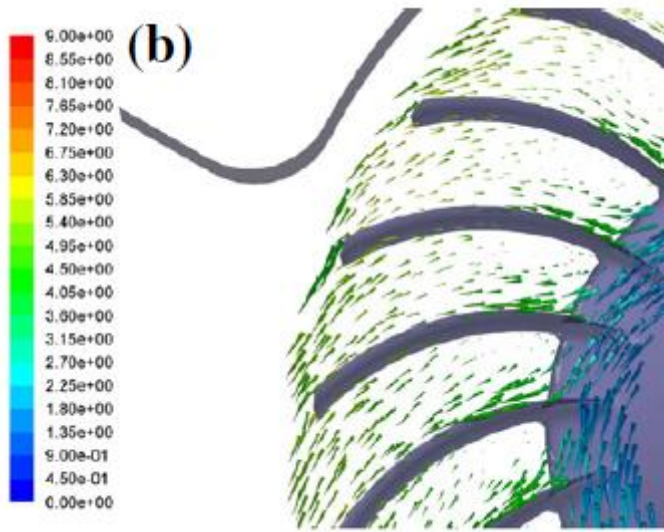
Şekil 2.3. Kanat yönüne göre radyal fanlar

2.2.1. Düz Kanatlı Radyal Fanlar

90° kanat çıkış açısına sahip Radyal fanlar en düşük verime sahip fan tipleridir. Kanat yapılarındaki düzlemsellik nedeni ile partiküllerin kanat yüzeylerinde birikmesi daha zor hale gelmektedir, bu özellikleri sebebi ile tozlu veya yapışkan partiküllü ortamların havalandırılmasında tercih edilebilmektedirler. Şekil 2.3 de şematik gösterimi verilmiştir. Ayrıca diğer kanat tiplerine kıyasla karmaşık olmayan kanat geometrileri, bu tip kanat yapılarının imalatını daha kolay hale getirmektedir. (Bleier, 2018)

2.2.2. Geriye Dönük Kanatlı Radyal Fanlar

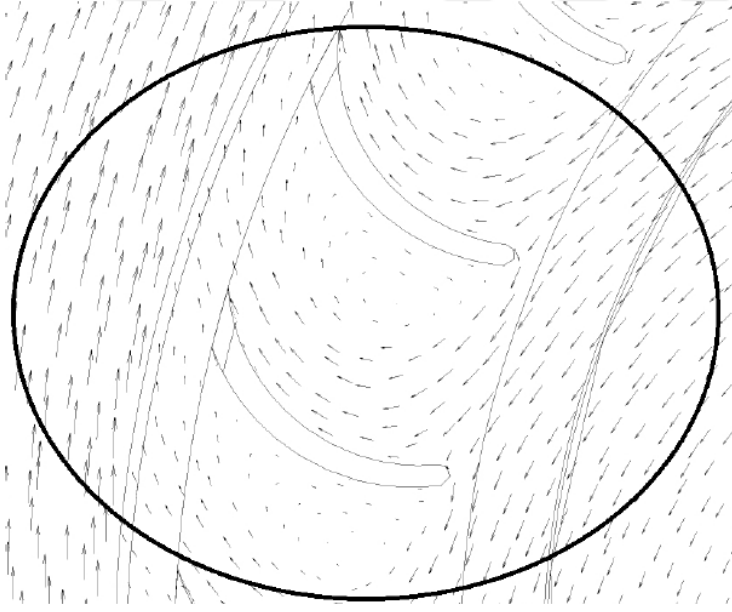
90° den küçük kanat çıkış açısına sahip Radyal fanlar, yüksek verimlilik gerektiren endüstriyel uygulamaların en çok tercih edilen fan tipleridir. Kanat yapıları sebebi ile daha düşük moment etkisi yaratmakta böylece daha düşük güç tüketimi ile daha yüksek hızlarda dönebilmektedirler. Kanat aralıklarındaki akış diğer Radyal fanlara göre daha karardır bu sayede kararlı bir debi sağlayabilmektedirler. Yüksek debi ihtiyacı olan durumlarda kullanılmaları durumunda yüksek devir hızları nedeni ile yüksek ses düzeylerine ulaşmaları bilinen en önemli dezavantajlarıdır. Kanat sayıları ileri dönük Radyal fanlara oranla çok daha düşüktür. Kararlı akışların bir diğer avantajı matematiksel hesaplamalara uygun olabilmeleridir. (Mutlu, 2018). Şekil 2.3 de şematik gösterimi verilmiştir. Şekil 2.4 de Lin tarafından yapılan çalışmada geriye dönük bir Radyal fanın kanat aralıklarındaki akışı görebilmekteyiz, kanat aralıklarındaki düşük döngüsel hareketler bu tip kanat yapılarını daha verimli hale getirmektedir. (Lin, Huang, 2002)



Şekil 2.4. Lin tarafından yapılan kanat tasarımı vektörel akış görseli

2.2.3. İleri Dönük Kanatlı Radyal Fanlar

90° büyük kanat çıkış açısına sahip Radyal fanlar, geriye dönük radyal fanlara kıyasla daha düşük devirlerde daha yüksek hava debisi sağlayabilmektedir. (Bleier, 2018). Şekil 2.2. de şematik gösterimi verilmiştir. Akışkanın kanat çıkışında ani yön değişimi ve bu yön değişiminin neden olduğu türbülanslar nedeni ile ileri dönük Radyal fanlara kıyasla daha düşük verimlere sahiptir. Şekil 2.5 de Mutlu tarafından yapılan çalışmada kanat aralıklarındaki döngüsel hareketler görülebilmektedir. Türbülansın ön görülemeyen doğası nedeni ile akışkan hareketlerinin matematiksel olarak hesaplanması ve kanat tasarımının bu hesaplara göre yapılması ileri dönük Radyal fanlarda mümkün olmamaktadır. (Mutlu, 2018) Bu nedenler ileri dönük Radyal kanat tasarımlarında HAD analizlerine daha fazla ihtiyaç duyulmaktadır. İleri dönük Radyal fanların ilk kullanımından günümüze kadar kanat geometrisi için bu tez çalışmasının literatür kısmında da anlatıldığı üzere birçok çalışma yapılmıştır ve endüstri uygulamalarında sayısız farklı kanat geometrisi bulunduğu bilinmektedir.

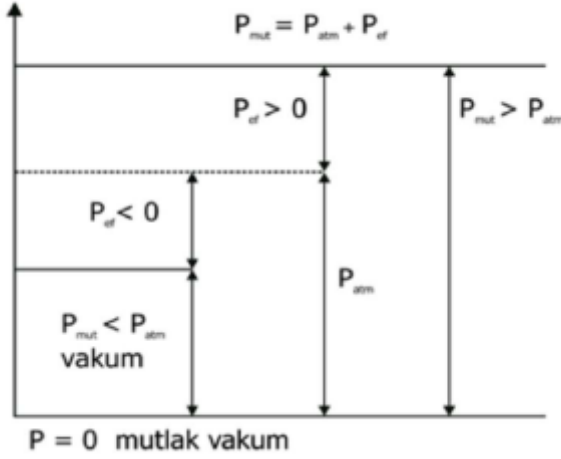


Şekil 2.5. Mutlu tarafından yapılan kanat tasarımı vektörel akış görseli

2.3. FAN PERFORMANS TERİMLERİ

2.3.1 Basınç

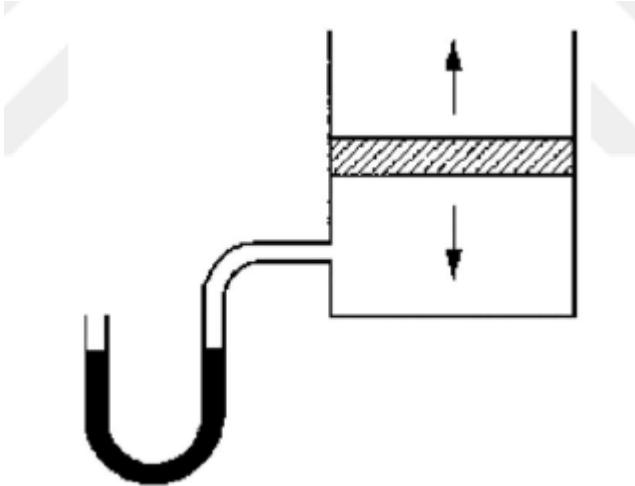
Basınç, bir akışkan tarafından birim alana uygulanan dik kuvvet olarak ifade edilmektedir. HAD analizlerinde de aktif olarak kullanılmakta olan basınç kavramları kısaca şöyledir; P_{atm} bilindiği üzere yerel atmosfer basıncını ifade eder, etkin basınç P etkin ise gösterge basıncı olarak bilinen akışkanın kendi basıncını ifade eder, mutlak basınç ise $P_{atm} + P_{etkin}$ ile ifade edilmektedir. Çoğunlukla Radyal fan analizlerinde hava giriş ve hava çıkış yüzeylerinde eşit atmosfer basıncı uygulanıyor ise rakamsal sadeleştirme için giriş ve çıkış akışkan basıncında etkin basınç farkları ele alınır. Radyal fan analizleri, basınç tanımlaması yönünden iki ana yönetime ayrılmaktadır. İlk yöntemde giriş ve çıkış koşulu olarak “0” mutlak basınç ve fan devir hızı tanımlanır çıkış debisi ve çıkış basıncı performans çıktısı olarak ele alınır, diğer yöntemde ise giriş debisi ve fan devir hızı tanımlanır, giriş ve çıkış basınç farkı performans verisi olarak ele alınır. (Fluent, A. N. S. Y. S, 2013). Şekil 2.6 de mutlak, etkin ve atmosfer basınç kavramlarının şematik görseli verilmiştir.



Şekil 2.6. Mutlak, etkin ve atmosfer basıncı kavramları

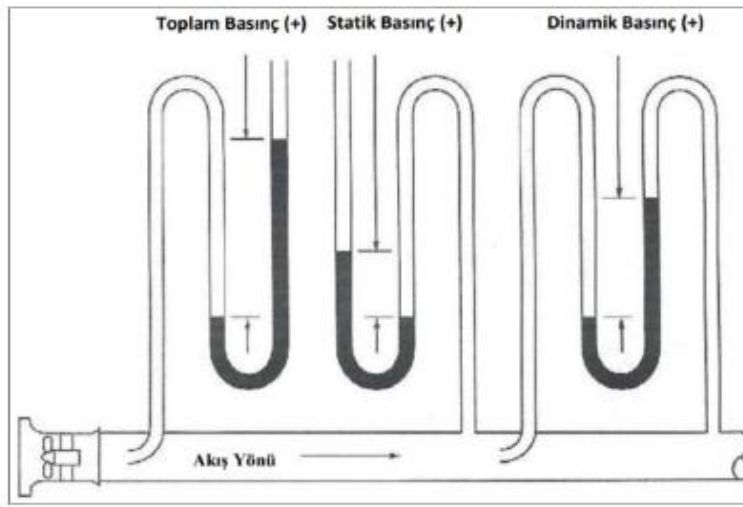
2.3.1.1. Statik Basıncı

Açık hava basıncı ile kıyaslanması sebebi ile negatif veya pozitif değer olabilen ve tüm akışkan kanalı üzerinde hissedilen basınç türüdür. Şekil 2.7’de görülen piston, serbest konumda iken piston içerisindeki akışkan atmosfer basıncına eşit hava basıncına sahiptir ve bu değer “0” olarak okunur. Piston aşağı doğru bastırıldığında piston içerisindeki hava basıncı U tip manometrede pozitif (+) olarak okunur. (Karaokur, Akay, 2022).



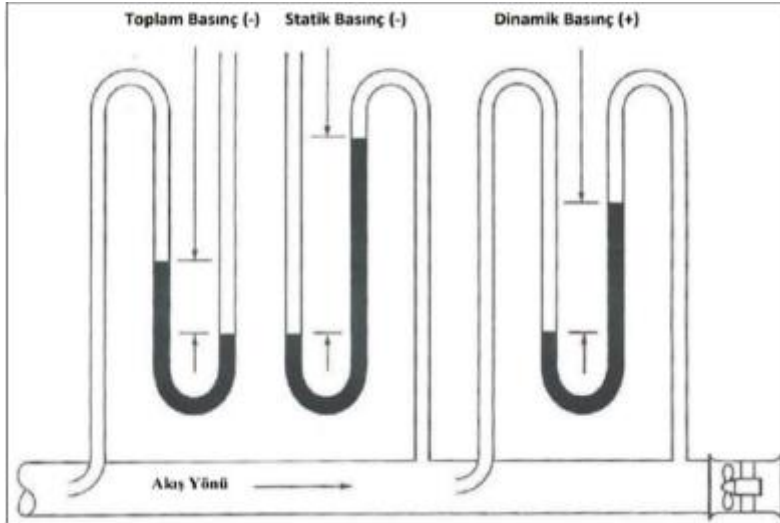
Şekil 2.7. Statik basınç

Sıkışan havanın potansiyel enerjisi artmakta ve akışkan bu potansiyel enerjiyi bırakarak başlangıç durumuna dönme eğilimine girmektedir. Piston yukarı yönlü hareket ettirildiğinde alt hacimdeki hava genişler ve U manometrede negatif (-) basınca neden olur. Piston yukarı doğru çekildiğinde ise manometrede negatif basınç değeri okunmaktadır, akışkan genişler ve vakum basıncı kazanmaktadır ve atmosfer basıncına dönme eğilimine girmektedir. Durgun haldeki akışkanın olduğu gibi pozitif ve negatif statik basınç durumu hareket halindeki akışkanın da mevcuttur. Şekil 2.8 de gösterildiği gibi fanın kanal yönünde oluşturduğu akış pozitif statik basınca neden olmaktadır. (Karaokur, Akay, 2022).



Şekil 2.8. Pozitif basınç

Şekil 2.9 de ise fanın kanaldan çektiği hava akışı, kanal boyunca negatif statik basınca neden olmaktadır. HAD analizlerinde basınç tanımlaması yapılırken en ideal yöntem, giriş ve çıkış bölgelerinin herhangi birisine debi veya hız tanımlandığında, diğerine basınç tanımlaması yapılmasıdır, giriş bölgesindeki basınç tanımında toplam basınç tercih edilmeli, çıkışta ise statik basınç tercih edilmelidir. Giriş ve çıkışın her ikisine de basınç tanımlanıyor ise yine girişe toplam basınç, çıkışa ise statik basınç tanımlaması yapılabilir, her iki yüzeye de statik basınç veya her iki yüzeye de hız veya debi tanımlanması analizin hata vermesine neden olacaktır. (Fluent, A. N. S. Y. S, 2013)



Şekil 2.9 Negatif basınç

2.3.1.2. Dinamik Basınç

Hareket halindeki akışkanın sahip olduğu kinetik enerjiden kaynaklanan basınç türüdür. Akışkanın hızına ve yoğunluğuna göre değişmekle birlikte, radyal fan devir hızlarının çok yüksek değerlere (<1 Mach) çıkmadığı durumlarda yoğunluğun etkisi çok düşük kalmaktadır. (Fluent, A. N. S. Y. S, 2013) Deneysel olarak ölçümü bir ucu kanal çeperine yerleştirilen diğer ucu atmosfere açık olan U tipi manometre ile yapılmaktadır. Statik basınç atmosfer basıncına göre pozitif veya negatif bir değer alabilirken, dinamik basınç değeri akışkan her zaman bir hız değerine sahip olacağı için pozitif bir değere sahiptir. Had analizlerinde dinamik basınç değeri hız değerinin bir fonksiyonu olduğundan dolayı, dinamik basınç değeri verim hesaplamasında kullanıldığı gibi hız değeri de verim hesabında kullanılabilir. (Lin, Huang, 2002). Akışkanın dinamik basıncı denklem 2.1 de gösterilmiştir.

$$p_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot v^2 \quad (2.1)$$

ρ (kg/m³) akışkanın yoğunluğunu,

γ (kN/m³) akışkanın özgül ağırlığını,

v (m/s) akışkanın ortalama akış hızını

g (m/s²) ise yerçekimi ivmesini ifade etmektedir.

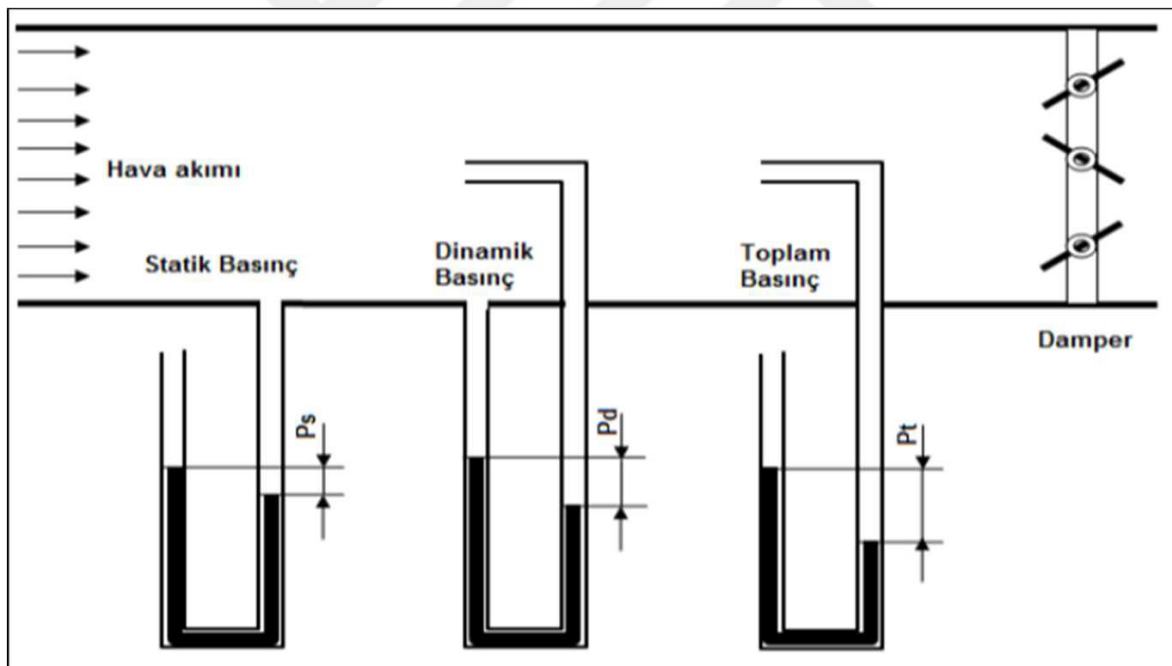
2.3.1.3. Toplam Basınç

Statik ve dinamik basınç değerlerinin toplamı “Toplam basınç” olarak ifade edilmektedir. Radyal fan Had analizlerinde giriş noktasında “0” olması tercih edilen toplam basınç değerinin nedeni, akışkanın giriş bölgesinde $t=0$ anında hızının ve toplam enerjisinin “0” olmasıdır, çıkış bölgesinde ise akışkan bir hız değerine sahip olacağından ötürü yalnızca statik basınç “0” olarak tanımlanmaktadır. (Fluent, A. N. S. Y. S, 2013)

Denklem 2.2 de Toplam basınç değeri gösterilmektedir, P_s statik basıncı, P_d dinamik basıncı P_t ise toplam basıncı ifade etmektedir.

$$P_t = P_s + P_d \quad (2.2)$$

Şekil 2.10’te bir kanal içerisindeki basınçların ölçülebildiği örnek bir sistem gösterilmiştir.



Şekil 2.10. Bir kanalda statik, dinamik ve toplam basınçları ölçme düzeneği

2.3.2 Debi

Fan performans ölçütlerinde bir diğer önemli bileşen ise debidir. Kütleli debi; birim zamanda belirli bir alandan geçen akışkanın kütle miktarı olarak ifade edilmektedir, hacimsel debi ise birim zamanda belirli bir alandan geçen akışkanın hacmini ifade etmektedir. Kütleli debi ve hacimsel debi birbirlerine Denklem 2.3 ile dönüştürülmektedir.

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (2.3)$$

$\dot{m}$, (kg/s) kütleli debi

Q , (m³/s) hacimsel debi

ρ , (kg/m³) yoğunluk

2.3.3 Fanın Gücü Ve Toplam Verimi

Bir fanın enerji tüketimi Denklem 2.4 bağıntısı ile hesaplanır. Had analizlerinde motor kaynaklı mekanik verim kayıpları ve hava kaçakları gibi etkenler ihmal edilebilir.

(Karaokur, Akay, 2022)

$$N_{el} = \frac{Q \cdot \Delta P_t}{\eta_f \cdot \eta_{em}} \quad (2.4)$$

ΔP_t , (N/m²= Pa) fanın giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı,

N_{el} , (kW) şebekeden çekilen güç

η_{em} , motor verimi

η_f , fan toplam verimi Denklem 2.5’de tanımlanmaktadır.

$$\eta_f = \frac{Q \cdot \Delta P_t}{N_{el} \cdot \eta_{em}} \quad (2.5)$$

3. LİTERATÜR TARAMASI

Radyal fanlar üzerine yapılan çalışmaları, konusuna göre değerlendirdiğimizde aşağıda belirtilen türden çalışmalar ön plana çıkmaktadır.

Radyal fanların performans verilerinin hesaplanmasında matematiksel yöntemlerin karşılaştırıldığı çalışmalarda, debi, basınç ve verim ihtiyacına göre gerekli kanat geometrisinin ve devir hızının farklı denklemler ile hesaplanması ve en doğru yöntemin belirlenmesi üzerine incelemeler yapılmıştır. Bu çalışmalar matematiksel yöntemlerin daha doğru sonuç verdiği bilinen geriye dönük Radyal fanlar üzerinedir. (Mutlu, 2018)

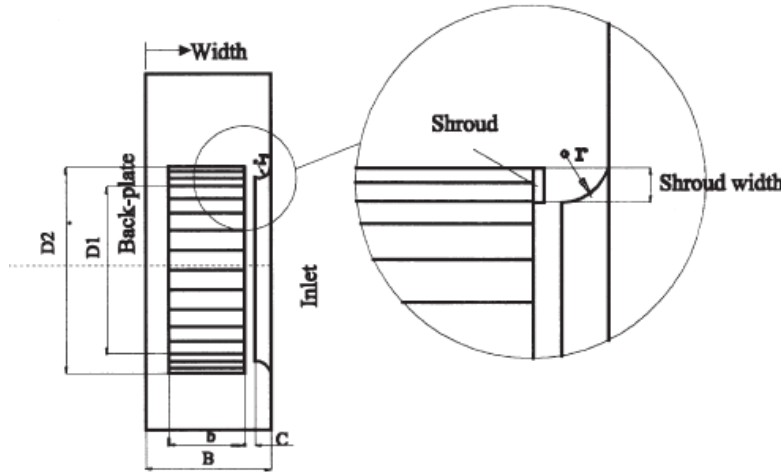
Radyal fanların debi, basınç, verim, ses gibi verilerinin deneysel yöntemler ile ölçümü ve HAD analizleri ile elde edilmesinin karşılaştırıldığı çalışmalarda, HAD yöntemlerinde ki türbülans seçimi, sayısal ağ yapısının türü, analiz programının seçimi gibi değişkenlerin analiz sonuçlarına etkileri araştırılmıştır. Bu çalışmalar ile farklı kanat tiplerinin performans karşılaştırmasının yapılabilmesi için deneysel ölçümlerden daha hızlı sonuçların elde edildiği HAD yöntemlerinin en doğru şekilde kullanılabilmesi sağlanmıştır.

(Di Cioccio, 2019)

Radyal fanların kanat tiplerinin ve kanat geometrisini oluşturan parametrelerin fan performansına olan etkilerinin incelendiği çalışmalarda, her bir parametrenin performans değerlerini nasıl etkilediği ile birlikte bu parametrelerin bütünsel olarak da performans verilerini ne yönde etkilediği incelenmiştir. En önemli kanat parametrelerini şöyle sıralayabiliriz; Kanat Giriş Açısı, Kanat Çıkış Açısı, Kanat Sayısı, Kanat Uzunluğu. En önemli fan performans çıktıları ise şöyle sıralanabilmektedir; Debi, Basınç, Verim, Ses, Moment. (Hançerli, 2019)

Radyal fanlarda oluşan akışların incelendiği çalışmalarda, özellikle kanat aralıklarında ve akışkanın kanattan ayrıldığı alandaki akış davranışları incelenmiştir. Bu çalışmalar ile akustik ve verim gibi çıktıları daha çok etkileyebilecek bölgelerin belirlenmesi ve iyileştirme çalışmalarında referans olarak kullanılmasını sağlanmıştır.

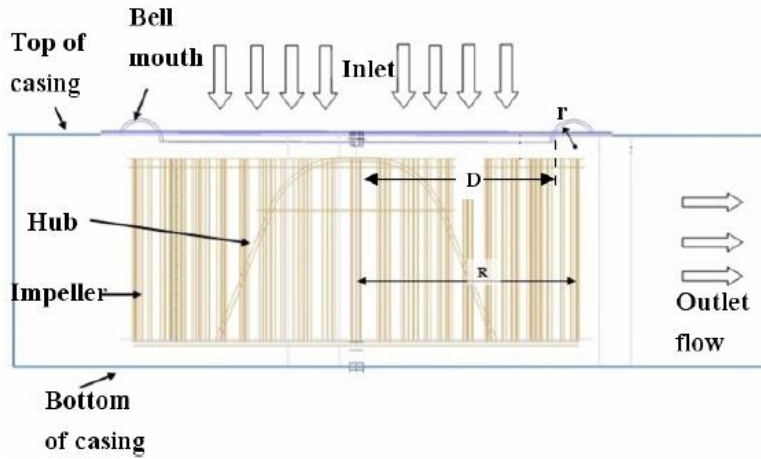
Montezerin, N., vd., tarafından yapılan çalışmada Radyal fanlarda giriş geometrisinin fan verimi üzerine etkileri incelenmiştir. Sincap kafes fan ismi verilen ileri dönük Radyal fanların verimlilik değerlerinin %50-60 arasında olduğu kayıpların ise akış ayrılmaları ve ters akışlardan kaynaklandığı aktarılmıştır. Çalışmalarda içe ve dışa doğru iki ayrı giriş yapısı tasarlanarak performans üzerindeki etkileri incelenmiştir. Ek olarak, kanat ile giriş yüzeyi arasındaki boşluk, pervane çapı ve giriş çapı arasındaki oran gibi geometrik parametreler incelenmiştir. Yapılan çalışmalarda en yüksek akış katsayılarının giriş çapı ve kanatları birleştiren dairesel halkanın (Shroud) (Şekil 3.1) iç çapının eşit olduğu durumda elde edildiği gösterilmiştir. Shroud kalınlığı her iki giriş tipinde de önemli bir kriterdir ve sağlamlığı gözetilerek mümkün olduğunca ince tutulması önerilmektedir. Giriş çapının shroud iç çapından büyük olduğu durumda shroud akışı bloke etmekte ve akış ayrılmalarına neden olmaktadır. Dışa doğru giriş formunda kanat üzerlerinde oluşan yük daha stabil olmaktadır. (Montazerin, 2000) Bu tez çalışması içerisinde incelenen geometri, Chicago Blower Corporation (CBC) firmasının radyal fan tasarımından referans alınmakla birlikte, hava giriş çapının etkileri bu çalışma içerisinde incelenmemiştir.



Şekil 3.1. Salyangoz ve pervane ölçüleri

Son, P. N., vd., tarafından 2012 de yapılmış benzer bir çalışmada ise Radyal fan kullanılan salyangozlarda hava giriş kanalının Radius değeri ve bell mount yarıçapı olarak isimlendirilen hava giriş bölmesinin tepe ölçüsünün debi ve ses verileri üzerine olan etkileri incelenmiştir. Fluent isimli HAD yazılımı ile yapılan numerik çalışmalarda realizable k-epsilon modeli ve Frozon Rotor yöntemi kullanılmıştır. Yapılan deneysel çalışmaların

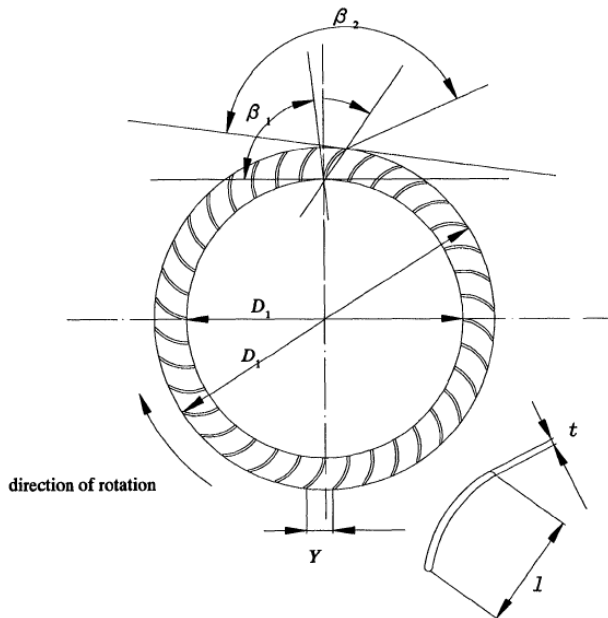
numerik sonuçlar ile iyi denilebilecek düzeyde uyduğu sonucuna varılmıştır. Farklı ölçüler ile yapılan sekiz numerik modelden alınan sonuçlara göre giriş yarıçapı değiştirilerek %4.5 lik, bell mount yarıçapını değiştirerek %3 lük debi artışı elde edilmiştir. Yapılan numerik çalışmalar bu iki değişkenin ses kalitesine etkisinin düşük olduğunu göstermiştir. HAD çalışmalarında 1,4M eleman sayısı kullanılmış yakınsama kriterleri için 10^{-3} değeri tanımlanmıştır. Salyangoz çıkışında statik basıncın takibi yapılmış, değişimin %0.1 altına indiği durumda analiz sonlandırılmıştır. Yapılan çalışmaların bir diğer sonucu da hava debisi üzerinde, giriş yarıçapının (D) Şekil 3.2 bell mount yarıçapından daha fazla etkili olduğu, giriş yarıçapı için ideal bir değer olduğu, çok küçük veya çok büyük bir değer seçilmesinin debi kaybına neden olabileceğidir. Bell mount yarıçapı üzerinde numerik çalışmanın sonucunda ise bu değer kanat dış yarıçapına oranının (r/R) Şekil 3.2 ideal değerinin %9 olduğudur. (Son, 2012) . Montazerin, N., vd., 2000 ve Son, P. N., vd., 2012 tarafından yapılan iki çalışmada hava giriş alanı geometrisinin debi ve basınç üzerinde önemli etkilere sahip olduğu gösterilmiştir. Bu tez çalışmasında ise hava giriş alanı yapısı sabit tutularak kanat geometrisi incelemeye alınmıştır.



Şekil 3.2. Salyangoz ve pervane ölçüleri

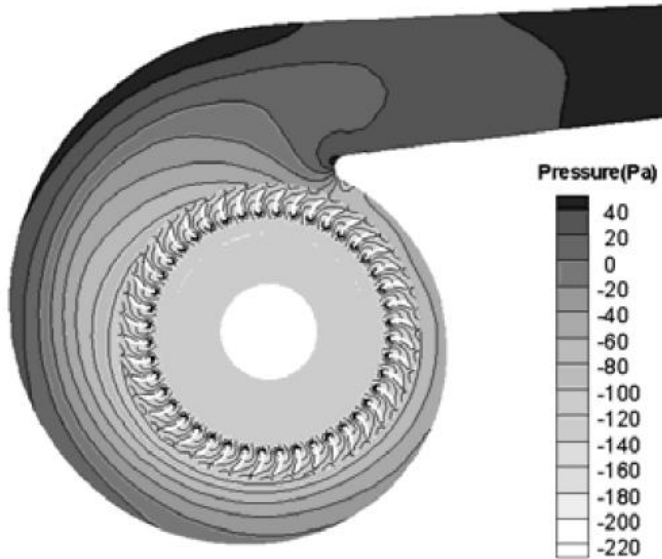
Adachi, T., tarafından 2001 de yapılan çalışmada, geriye dönük fanlarda kanat çıkışındaki hava hızı ölçümleri ile kanat çıkış açısı ve çıkış hızı arasındaki ilişki incelenmiştir. Kanat giriş açısı, kanat çıkış açısı ve kanat eğiminin fan performansına olan etkileri değerlendirilerek ideal ölçülerin belirlenmesi sağlanmıştır. Pervane titreşimlerinden kaynaklı ölçüm hatalarını engellemek için 800 gibi nispeten düşük bir devir sayısı seçilmiştir. Kanat çıkışındaki hızlar kanat çıkış açısı ile teğet olarak yerleştirilen sıcak tel

sensoru ile ölçülmüştür. Şekil 3.3 de kanat geometrisi gösterilmiştir. β_1 kanat giriş açısı β_2 kanat çıkış açısını ifade etmektedir. 160° 'nin üzerindeki çıkış açılarında kanat yüzeyinden kayan hava, çıkışta kanat ile birlikte dönme eğilimi göstermektedir. Kanat çıkış hızları üzerine yapılan performans çalışması sonuçlarına göre en uygun giriş açısı $75-90^\circ$ arasında çıkmaktadır. 160° 'nin altındaki çıkış açılarında ise çıkış hızının Radyal bileşkesi çok küçük bir değer almaktadır, bu nedenle 150° en ideal çıkış açısı olarak önerilmektedir. Kanat formu çalışmasında öncelikli ele alınması gerek parametre, giriş açısı sonrasında sırası ile kanat eğimi ve çıkış açısıdır. Kanat kalınlığı arttığında basınç kaybının arttığı bu nedenle kanat kalınlığının mümkün olduğunca küçük olması önerilmektedir. Kanat girişindeki hava çarpışmalarını engellemek için küçük giriş açısı daha avantajlı görülmekte fakat bu durum havanın kanattan ayrılmasına olumsuz yansımaktadır. 90° giriş açısında kanat girişinde hava çarpışmalarının artmasına rağmen debinin arttığı gözlemlenmiştir. (Adachi, 2001). Bu tez çalışmasında ele alınan kanat geometrisindeki kanat kalınlığı da 6mm gibi nispeten küçük bir değere sahiptir. Kanat kalınlığının etkileri bu çalışma içerisinde yapılan parametrik çalışmalara dâhil edilmemiştir. Şekil 5.2 de verilen geometride A ve B olarak ifade edilen kanat ölçüleri, kanat çıkış açısını doğrudan etkileyen ölçülerdir.



Şekil 3.3. Adachi T., kanat geometrisi

Jung, Y., & Baek, J., tarafından 2008 yılında otomotiv endüstrisinde sirocco olarak isimlendirilen fanların iç akış karakteristikleri incelenmiş, yüksek verim ve düşük ses düzeyine ulaşmanın yöntemleri araştırılmıştır. FLUENT isimli HAD yazılımı ile üç boyutlu ve sıkıştırılmaz akış çalışmaları yapılmıştır. Numerik analizlerde k- ϵ türbülans metodu kullanılmıştır. Zamana bağlı analizler ile kanat aralıklarında aktif olmayan bölgelerin ve ikincil akışların verimi düşürdüğü bulgusuna rastlanmıştır. Kanat genişliğini düşürmenin aktif olmayan bölgeleri ve ikincil akış bölgelerini düşürdüğü sonucuna ulaşılmıştır. Akış ayrılma bölgelerinin salyangozun pervaneye en yakın olduğu dil bölgesinde baskın olduğu aktarılmıştır. Kanat genişliğinin düşürülmesi ile düşük akış bölgelerinde verim artarken yüksek akış bölgelerinde tam ters durumun yaşandığı gözlemlenmiştir. Salyangoz dil bölgesinin konumunun verime düşük bir etkisi olduğu 40°'lik dil bölge konumunda ise toplam basınç katsayısının sabit kaldığı gözlemlenmiştir. Yapılan HAD çalışmalarında basıncın salyangoz duvarlarında yüksek olduğu kanatların iç bölgesinde ise nispeten daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. (Şekil 3.4) (Jung, Baek, 2008) Bu tez çalışmasında kanat genişliği sabit tutulmakla birlikte, Şekil 8.6 de gösterildiği üzere mevcut kanat yapısında geri dönüş bölgelerinin verimi olumsuz etkilediği bu çalışma ile benzer olarak elde edilen bulgular arasındadır.



Şekil 3.4. Salyangoz iç hacmindeki basınç dağılımı

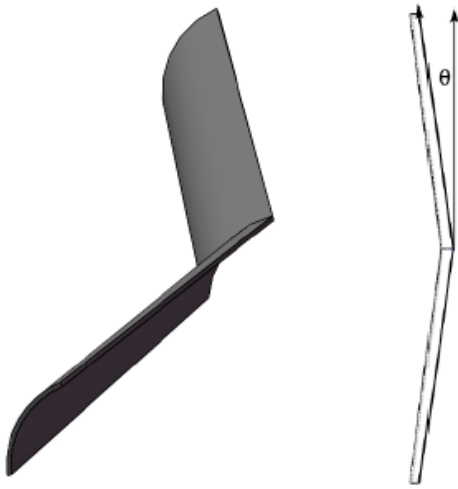
Hançerli, O., tarafından 2019 da yapılan bir çalışmada ileri dönük Radyal fanların kanat geometrilerini oluşturan parametrelerin debi, basınç, verim ve moment değişkenleri üzerine

olan etkileri bütünsel olarak ele alınıp incelenmiştir. Ansys CFX isimli HAD yazılımının kullandığı çalışmada k-e türbülans metodunun en doğru sonuçları sağladığı aktarılmıştır. Sayısal ağ eleman sayısının belirli bir değere kadar arttırılmasının analiz sonuçlarının doğruluğuna olumlu yönde etki ederken belirli bir değerin üzerinde artık etkisiz hale gelerek analiz sürelerini uzatmaktadır. Bu nedenle her analiz sürecinin başında sayısal ağ sayısının kontrol edilmesi ve sonuçların deneysel veriler ile karşılaştırılması gerekliliği ilgili çalışmada aktarılan bilgiler arasındadır. (Hançerli, 2019)

Yine aynı çalışmada analiz sonuçlarına etki eden bir diğer faktörün sayısal ağ elemanlarının kalitesi olduğu, dörtgen ve üçgen prizmalardan oluşan elemanların en ideal koşullardaki durumunda tüm köşe uzunluklarının eşit olması gerekliliği, bu durumu bozan ölçü değişikliklerinin çarpıklık(skewness) olarak isimlendirildiği aktarılmıştır. Sayısal ağ oluşturma aşamasında bu değerin kontrol edilmesi analiz sonuçlarının güvenilirliği açısından zorunludur. Radyal fanın giriş ve çıkışında eşit atmosfer basıncının tanımlandığı çalışmada devir sayısı 1500 rev/dak seçilmiş akışkan olarak da yoğunluğu sabit olan hava tanımlanmıştır. AMCA (Air Movement And Control Association) standartlarına uygun olarak imal edilen fan performans cihazından elde edilen sonuçlar ile analiz sonuçlarının %1-2,5 oranında sapma gösterdiği bu çalışmada belirtilmiştir. Kanat geometrisini oluşturan geometrik parametreler şöyle sıralanmıştır; kanat giriş açısı, kanat çıkış açısı, kanat sayısı, kanat kalınlığı, kanat yüksekliği ve pervane dış çapı. Çalışmada elde edilen bulgulardan bazıları şunlardır; giriş ve çıkış açısının artması debiyi arttırmaktadır, fakat çıkış açısının düşük olduğu durumlarda giriş açısının etkisi düşüktür, maksimum debinin ise düşük giriş açısı ve yüksek çıkış açısı noktasında elde edilebilmektedir. Kanat sayısının 40 dan 50 ye çıkarıldığında tüm giriş ve çıkış açısı durumlarında debinin %5 oranında arttığı, 60 kanat sayısında ise artışın çok düşük olduğu gözlemlenmiştir. Kanat kalınlığının debiye olan etkisinin çok düşük olduğu gözlemlenmiştir. Çıkış açısının artması çıkış basıncını arttırmakta giriş açısının ise bu duruma bir etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir. 40 dan 50 ye çıkan kanat sayısında ise çıkış basıncının düşük giriş açılarında %10 civarında arttığı yüksek giriş açılarında ise basıncı %20 civarında arttığı gözlemlenmiştir. Kanat sayısının artmasının momenti arttırdığı, 40 kanat sayısında 70-80° giriş açısında ve 160-170° giriş açısında momentin maksimum değerine ulaştığı görülmüştür. (Hançerli, 2019) Bu çalışmaya ve buraya kadar incelenen diğer akademik çalışmalara genel olarak bakıldığında kanat

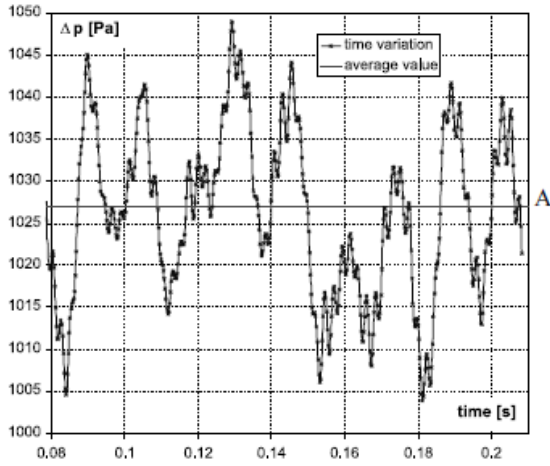
geometrisinin debi, basınç, tork ve verim gibi özelliklerde baskın etken olduğu görülebilmektedir.

Ni, S., vd., tarafından 2019 da yapılan çalışmada kanat eğiminin (Şekil 3.5) Radyal fanlarda performans üzerindeki etkisi incelenmiştir. 3.5° , 7.0° , ve 10.5° eğim açılarında fanın statik basınç, verimlilik ve basınç-hız dağılımındaki değişimler incelenmiştir. Analiz sonuçlarının eleman sayısından bağımsız olabilmesi için yapılan çalışmada 5.64 Milyon ile 6.31 Milyon eleman sayısında statik basıncın yalnızca %0.6 oranında değiştiği gözlemlenmiştir. Deneysel sonuçlar ve numerik çalışmaların karşılaştırılmasında, düşük debilerde statik basınç da sapma miktarının daha net olduğu, yüksek debilerde ise statik basınç verimlilik değerinde sapmanın net olduğu gözlemlenmiştir. Statik basınçta bu sapmanın %6.9, statik basınç verimlilik değerinde ise sapmanın %4.6 civarında olduğu aktarılmıştır. 3.5° ve 10.5° lik eğim açılarında statik basınçta önemli bir fark elde edilemez iken 7.0° 'lik eğim açısında önemli bir basınç artışı sağlanmıştır, yalnızca çok düşük debilerde basınç olumsuz etkilenmiştir. Yüksek debilerde 7.0° 'lik eğim açısı ile 14.01 Pa gibi önemli bir basınç artışı sağlamıştır. (Ni, 2019). Bu çalışmada elde edilen veriler incelendiğinde kanat eğiminin basınca önemli bir etkisi olduğu görülebilmektedir, fakat Şekil 7.4 de görülebileceği gibi A ve B ölçüleri üzerinde yapılabilecek konfigürasyon ile 50Pa üzerinde basınç kazanımı elde edilmesi mümkündür. Kanat geometrisi üzerinde yapılacak olan konfigürasyon A ve B ölçüsü ile sınırlandırılarak kanat eğimi bu tez çalışmasında ele alınmamıştır.



Şekil 3.5. Kanat eğim açısı gösterimi

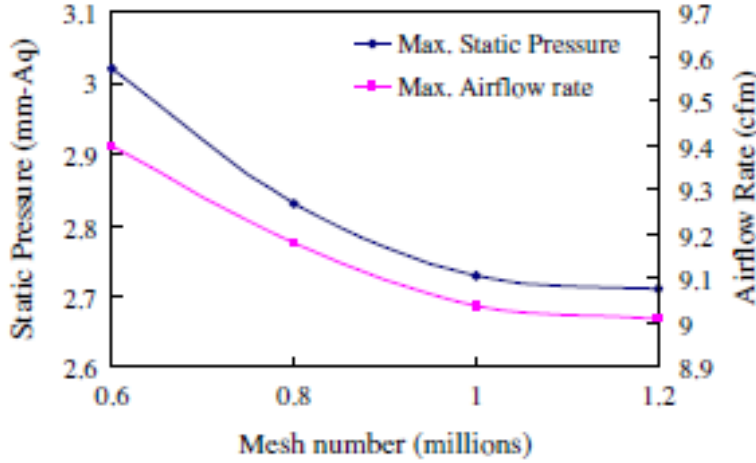
Fortuna, S., tarafından yapılan çalışmada, CFX yazılımı ile radyal bir fanın deneysel ve numerik karşılaştırması yapılmıştır. Unsteady RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) ve SST türbülans metodu ile yapılan çalışma da bilgisayar donanımı kaynaklı 1/90 timestep kullanılarak Courant sayısının 10-15 aralığında kullanıldığı, optimum olan 1 değerine ulaşamadığı belirtilmiştir. Literatür çalışmalarının birçoğunda kullanılan ve HAD yazılımlarının önerdiği en güçlü hesaplama yöntemi olan giriş debisi ve çıkış statik basınç tanımlaması yapılarak analiz gerçekleştirilmektedir. Çalışmanın kritik bir çıktısı basınç değerinin 100-150 Pa aralığında salınım yaptığı fakat ortalama değerin fanın deneysel verileri ile örtüştüğü olmuştur. Şekil 3.6 da basıncın zaman adımlarına göre dalgalanması gösterilmektedir. (Fortuna, 2008) Bu çalışma özet olarak Unsteady analizlerde basınç dalgalanmalarının yüksek olduğu, bu nedenle ortalama değerlerin dikkate alınmasının daha sağlıklı sonuç vereceği görülebilmektedir.



Şekil 3.6. Fortuna tarafından yapılan çalışmada zaman adımı basınç grafiği

Lin, S.C tarafından gerçekleştirilen çalışmada geriye eğimli santrifüj fanların akış görselleştirme, moment hesaplama, verimlilik hesaplama ve ses analizi yapmak için sayısal bir değerlendirme şeması kurgulanmaya çalışılmıştır. Bilgisayar fanlarında akış debisi, moment değeri, ses değeri gibi değişkenler sıcaklık ve termal erime hesaplamalarında önemli kriterlerdir. AMCA 210-99 standart ın da belirtilen şartlara göre fan ölçüm sistemi kurgulanmış, çalışma için 80 mm çapında ve 1650 devir hızında de bir fan seçilmiştir. HAD analizleri için Fluent yazılımı kullanılmış, akustik verileri içermeyen performans analizlerinde türbülans methodu k-epsilon döner hacim metodu ise MRF (Moving/Multiple Reference Frame) seçilmiştir. Numerik olarak ses analizi için Sliding Mesh modeli ve LES

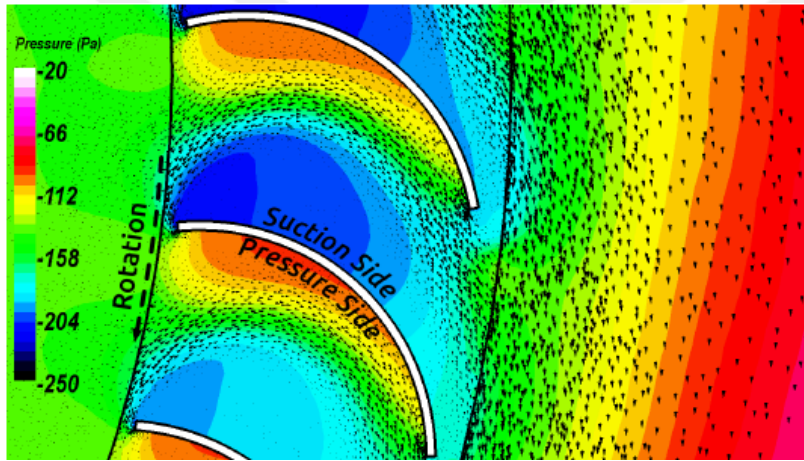
(Large Eddy Simulation) türbülans modeli seçilmiştir. Analiz sonuçlarının sayısal ağ yapısından bağımsız olabilmesi için yapılan çalışmada farklı eleman sayısında statik basıncın ve çıkış debisinin sonuçları incelenmiş ve 1 Milyon üzerindeki eleman sayısının yeterli olduğu görülmüştür (Şekil 3.7). (Lin, Tsai, 2012)



Şekil 3.7 Mesh sayısına göre basınç ve hava debisi değişimi

Diğer değişkenlerin sabitlenerek sistem direncinin artırılması ile yapılan numerik analizler sonrasında alınan görsel çıktılar fan hava giriş geometrisi, kanat geçişleri, kanat çıkışı, fan hava çıkış geometrisi gibi yapıların optimize edilmesinin son derece önemli olduğunu göstermiştir. Örneğin, farklı sistem dirençlerinde fan giriş bölgesinde verimi düşüren geri dönüşlü akış bölgelerinin oluştuğu görülmüştür. Salyangoz dil bölgesinde ise farklı sistem dirençleri eksenel yönde ters akışlara neden olmaktadır. Düşük sistem basıncında bu ters akışın etkisi zayıflamaktadır. Yüksek sistem basınçlarında kanat geçişlerindeki hava döngüleri daha belirgin hale gelmektedir. Salyangoz dil bölgesinde düşük hızlı akışlar gözlemlenir, bu durum akışın bir kısmının salyangozu terk edmeden dil bölgesinde içeri bastırılmasına neden olmaktadır. Düşük sistem direnci durumunda kanat çıkışında salyangoz çıkışına doğru en yüksek hızların oluştuğu gözlemlenmiştir. Yapılan HAD analizleri sonucunda 1650 devirde maksimum verimlilik noktasında tork değerinin 0.0035-0.0069 N.m aralığında çıktığı gözlemlenmiştir.(Lin, Tsai, 2012). Lin bu çalışmada genel olarak numerik analizlerde kanat veya fan geometrik ölçülerinin optimizasyonun öneminden ve analiz metodolojisinin seçiminden bahsetmiştir. Bu tez çalışmasında da benzer olarak kanat geometrisini oluşturan iki ölçünün optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Dil bölgelerindeki içe bastırılan akış, Şekil 7.11 de benzer olarak görülebilmektedir.

Darvish, M., tarafından yapılan çalışmada Radyal fanları akustik ve performans karakteristiklerinin numerik ve deneysel araştırmaları sunulmuştur. Çalışmada, aerodinamik karakteristikler analiz edilerek ses oluşumuna neden olan mekanizmaların derinlemesine anlaşılması ve ses düzeyinin düşürülmesi hedeflenmiştir. İleri dönük fanlarda akışın her zaman üç boyutlu olduğu, zamana bağlı olarak değiştiği ve akışta dönümlü bölgelerin olduğu, bu nedenle akışın türbülanslı olduğu belirtilmiştir. Akışın nispeten stabil olduğu BEP (Best Efficiency Point) noktasında dahi akış içerisinde zamanla değişebilecek ve fanın akustik ve verim performansını etkileyebilecek akış ayrılmaları bulunmaktadır. En önemli akış ayrılmaları kanat aralıklarında oluşmaktadır(Şekil 3.8). Akış ayrılmalarının yaşandığı bir diğer bölge ise salyangoz boğazının aşağısında kalan bölgelerdir. (Darvish, 2015)



Şekil 3.8. Kanat aralıklarında oluşan akış

Geriye dönük fanlarda tonal gürültünün kaynağı kanattan ayrılan havanın salyangoz hacmi ile olan etkileşimidir. Akustik hesaplamalar için öncelikli olarak MRF metodu kullanılarak RANS denklemleri ile çözümler alınmış, gerekli yakınsamaların sağlanmasında sonra numerik çözümler, RBM (Rigid Body Motion) metodu kullanılarak zamana bağlı RANS denklemleri ile devam ettirilmiştir. Zaman adımı pervanenin her bir $3,6^\circ$ lik dönüşüne denk gelecek şekilde tanımlanmıştır, numerik sonuçların doğruluğu açısından bu değerin yeterli olacağı aktarılmıştır. Çoğu durumda ses kaynağı akışın ortalama durumunda bağımsız olan akış yapılarından kaynaklanmaktadır RANS denklemleri bu açıdan uygun olmayabilmektedir, LES ve DES (Detached Eddy Simulation) çözümlerinde ise sayısal ağ yapısı çözüme doğrudan etki eden önemli bir faktör haline gelmektedir, doğru sayısal ağ yapısının kurgulanması ise zor bir mühendislik problemidir. Akustik verilerin sağlıklı elde edilmesi için uygun sayısal ağ yapısı analiz öncesinde tahmin edilemeyeceği için farklı

eleman sayıları, farklı türbülans metotları ile analiz edilerek sonuçlar karşılaştırılmıştır. Duvar yüzeylerindeki y^+ değeri farklı eleman sayıları ile karşılaştırılmış 102 Milyon eleman sayısında y^+ değerinin tüm yüzeylerde 1'in altında kaldığı, 12,5 Milyon eleman sayısında ise y^+ değerinin 5'in altında kaldığı gözlemlenmiştir. RANS, URANS, DES, LES yöntemleri ile yapılan analiz sonuçlarında akustik verilerin URANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes) yöntemi ile öngörülebileceği sonucuna ulaşılmıştır. LES veya DES denklemlerinde ise URANS yöntemine göre deneysel verilerden daha uzak sonuçlar elde edilmiştir, bunun sebebi ise doğru sayısal ağ yapısının kurgulanmasındaki olası hatalar olabilmektedir. Kanat sayısının arttırılmasının akustik verimi arttırdığı, kanat sayısının azaltılmasının ise basınç artışı ve verimi olumsuz etkilediği görülmüştür. Kanat sayısının 38 e giriş açısının ise 77° ye sabitlenerek yapılan çıkış açısı çalışmaların da elde edilen sonuçlardan ilki, kanat çıkış açısının arttırılmasının basıncı ve momenti arttırmasıdır. Düşük ve orta aralıklarda ki hızlarda çıkış açısının değiştirilmesi verimi önemli oranda etkilemezken daha yüksek hızlarda bu etki önemli hale gelmektedir. İleri dönük kanatlarda kaçınılmaz olan akış ayrılmaları, kanat çıkış açısı arttıkça daralmaktadır, bu durum aerodinamik ve akustik açıdan olumlu bir etki yaratmaktadır. Farklı sayısal ağ tipleri üzerinde yapılan çalışmalarda da polyhedral ve hexahedral mesh yapısının Radyal fan analizleri için uygun olduğu, hexahedral mesh yapısının basınç dalgalanmaları konusunda daha hassas olduğu bu nedenle hexahedral mesh yapısında eleman boyutlarına dikkat edilmesi gerektiği aktarılmıştır. (Darvish, 2015). Bu çalışmada Darvish tarafından yapılan çalışmaya benzer olarak HAD analizlerinde RANS denklemleri kullanılmıştır. Bu tez çalışmasında akustik veriler üzerinde inceleme yapılmayacağı için URANS denklem yöntemi kullanılmamıştır. Ayrıca bu çalışmada da önerildiği üzere Polyhedral mesh yapısı kullanılmış, aynı şekilde y^+ değerinin aldığı değer göz önünde bulundurulmuştur.

Mutlu, Ö tarafından gerçekleştirilen çalışmada HAD analizlerinde kullanılan türbülans modellerinden bahsedilmiştir, CFX çözücüsünde $k-\epsilon$ türbülans metodunun scalable Wall function ile birlikte kullanılması gerektiğinden, fakat bu yöntemin kavisli yüzeylerde akış hesaplamasında başarılı olmadığından bahsedilmiştir. $k-\epsilon$ RNG (Renormalization Group) modelinin ise dönmenin olduğu akışlarda standart $k-\epsilon$ modele göre daha başarılı sonuç verdiği aktarılmıştır. Türbülans viskozitesinde farklı bir formülasyon kullanan $k-\epsilon$ realizable modeli akış ayrılmaları ve ikincil akışın olduğu durumlarda diğer $k-\epsilon$ modellerinden daha başarılı sonuçlar verdiği görülmüştür. Duvar bölgelerinde $k-\omega$, diğer bölgelerde ise $k-\epsilon$

modeline göre çözüm yapabilen k- ω SST modeli fan analizleri için en uygun modeldir. Döner hacimler için kullanılan MRF modeli zamana bağlı çözüm yöntemlerini getirdiği yüksek analiz yükünü düşüren başarılı sonuçlar elde edilmesini sağlayan yöntem olarak bilinmektedir. Zamana bağlı etkilerin analiz sonuçlarını etkilemediği döner hacim analizlerinde MRF modelinin endüstri uygulamalarında sıklıkla kullanıldığından bahsedilmiştir. Fanın giriş ve çıkış bölgelerinde akışın izlenebilmesi ve akışın gelişebilmesi için ilgili bölgelerin boyu en az 3 çark çapı kadar uzatılması gerekmektedir. Eleman sayısının çözüm sonuçlarına etkisinin ihmal edilebilir düzeye çekilmesi için farklı eleman sayılarında analizler gerçekleştirilerek ideal eleman sayısı bu çalışmada 3,1 Milyon olarak belirlenmiştir. HAD analizlerinde diğer bir tasarım parametresi olan y^+ (boyutsuz duvar mesafesi) değeri farklı türbülans modelleri için farklı aralıklarda sağlanması gerekmektedir. k- ω SST modeli için kanat yüzeylerinde maksimum 5 olarak belirlenmiş ve bu değeri sağlayabilecek duvar sınır tabaka tasarımı gerçekleştirilmiştir. HAD analizlerine alternatif olarak Peng tarafından önerilen yöntem ile yapılan fan tasarımlarının sonuçlarının beklenilenin altında sonuçlar verdiği, parametrik iyileştirmeler yapılmadan yalnızca bu yöntem ile çalışılmasının uygun olamayacağı belirtilmiştir. Farklı denklem kombinasyonları ile yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçlar irdelendiğinde literatürdeki parametrik sonuçlar eklenmediği sürece hiçbir denklem yönteminin başarılı olamayacağı sonucuna varılmıştır. İleri dönük Radyal fanlar üzerinde yapılacak performans iyileştirme çalışmalarında kanat geometrisini oluşturan ölçülerin parametrik olarak değerlendirilmesinin zorunlu olduğu aktarılmıştır. (Mutlu, 2018). Bu çalışmada da Mutlu tarafından önerilen K-Omega-SST türbülans metodu kullanılmıştır. Ayrıca önerildiği üzere y^+ değeri incelenmiş ve mesh yapısındaki eleman sayısının analiz sonuçlarına etkisi dikkate alınmıştır.

Di Cioccio, vd., tarafından 2019 da Had analizleri ile deneysel verilerin karşılaştırılması üzerine bir çalışma gerçekleştirilerek Had analizlerinin akış karakteristiğini anlamada önemli bir araç olduğu savunulmuştur. Çalışmada Ansys Fluent isimli ticari yazılım kullanılmış, türbülans modeli Fluent'in güncel versiyonlarında en başarılı türbülans metodu olarak önerdiği k- ω SST modeli seçilmiştir. SST modelinin, duvar bölgelerinde k-epsilon modeli ile, duvardan uzak bölgelerde ise k- ω modeli ile hesaplama yapan karma bir model olduğu ve bu yönü ile en verimli türbülans modeli olduğu yine bu çalışmada aktarılan bilgiler arasındadır. Pervane geometrisi ise 10 adet geriye eğik ve uzunluğu 71,141 mm olan kanatlardan oluşmaktadır. Diğer çalışmalar ile benzer olarak hız basınç algoritması

SIMPLE, momentum, türbülans kinetik enerji gibi ayırıklaştırma seçimlerinde ise “First Order Upwind” yöntemi tercih edilmiştir. Yapılan Had analizleri ile deneysel sonuçların uygun düzeyde örtüştüğü ve analizin kurgusunun doğru ve gerçekçi olduğu savunulmuştur. Ayrıca yapılan Had analizlerinde kanat geçişlerindeki debi kaybının 1-2% düzeyinde verim kaybına neden olduğu savunulmuştur. (Di Cioccio, 2019). Di Cioccio, vd tarafından gerçekleştirilen bu güncel çalışmadaki analiz metodolojisi bu tez çalışmasındaki HAD analizlerinde de uygulanarak deneysel veriler ile uyumu tekrar ele alınmıştır.

Stuchlik, A., vd., tarafından 2010 de gerçekleştirilen çalışmada ise bir Radyal fanın içindeki akış yapısını incelemek için PIV (Particle Image Velocimetry) ölçümü ve HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. PIV çalışmaları ve veriler ile yapılan karşılaştırma sonuçlarında deneysel veriler ile numerik çalışmaların yakın çıktığı görülmektedir. Yalnızca kanat formu üzerinde yapılan çalışma sonucunda BEP noktası için geliştirilen basınç ve verimlilik değerinin maksimum debi noktasında azalabileceği gözlemlenmiştir. Kanat formunun değiştirilmesi ile birlikte tüm çalışma aralığında basınç ve verimlilik değerinin yükseldiği gözlemlenmiştir. (Stuchlik, 2010). Stuchlik tarafından gerçekleştirilen bu çalışmada ise HAD analizlerinin deneysel veriler ile uyumuna ek olarak PIV çalışmasının da HAD analizlerini desteklediği bulgusuna ulaşılmış ve HAD analizlerinin doğruluğu ikinci bir yöntemle ispatlanmıştır. Ayrıca bu tez çalışmasına da konu olan kanat formunun önemli etkisi tekrar vurgulanmıştır.

Rosa, H. M. P tarafından 2021 de gerçekleştirilen çalışmada ise kütleli debisi 0.1205 kg/s, devir hızı ise 3550 devir/dakika olan geriye dönük kanat yapısına sahip bir radyal fanın Had analizleri ile verim eğrileri çıkarılmıştır. Rans denklemlerinin kullanıldığı analiz Ansys Cfx isimli ticari yazılım ile gerçekleştirilmiştir. Mesh optimizasyonu çalışmasında yaklaşık 783.000 eleman sayısı seçimi uygun bulunmuştur. Giriş koşulu olarak “0” statik basınç, çıkış koşulu olarak ise kütleli debi tanımlanmıştır. Nominal debi değerinin %20-%130 arasında yapılan verim analizlerinde statik basınç değerinin pervane çapı ile orantılı olarak arttığı aynı Radius değeri için kanatların ön yüzeyindeki basınç değerinin arka yüzeydeki basınç değerine göre daha yüksek olduğu belirtilmiştir. (Rosa, 2021)

4. HAD ANALİZLERİ VE MATEMATİKSEL MODEL

4.1 Had Analizi

Akışkanın dâhil olduğu sistemlerin matematiksel olarak çözümü bilgisayar destekli HAD yazılımları ile günümüzde mümkün hale gelmektedir. Model üzerinde yapılacak geometrik değişikliklerin veya sınır şartlarındaki değişikliklerin, prototip ve deney maliyetlerine girilmesine gerek olmadan akışa olan etkileri bu yazılımlar sayesinde incelenebilmektedir. Bu yazılımlar ile elde edilen sonuçların yeterliliği birçok çalışma ile ispatlanmakla birlikte deneysel olarak ölçülmesi çok zor veya mümkün olmayan değerler veya gözlemlenmesi mümkün olmayan akışkan hareketleri bu yazılımlar sayesinde kolaylıkla incelenebilmektedir. (Darvish, 2015)

ANSYS CFX ve ANSYS FLUENT en bilinen HAD yazılımlarındandır.

Bir HAD analizi genel olarak aşağıdaki adımlardan oluşmaktadır;

- Analizin amacı ve incelenecek verilerin belirlenmesi,
- Analiz geometrisinin modellenmesi ve sayısal ağ yapısının oluşturulması,
- Sınır şartlarının tanımlanması,
- Denklemlerin çözülmesi ve sonuçların incelenmesi,

HAD analizlerinde tüm adımlarda sonuca odaklanılması ve hedeflerin sürecin en başında belirlenmesi gerekmektedir, böylece her adım da yapılacak kurgu sonuca odaklı olacak ve yeterli doğrulukta veriler elde edilebilecektir. HAD analizlerin belirli kabuller kullandığı ve bu kabullerin sonuçları nasıl etkilediği bilinmeli ve analiz kurgusunda da bu kabullere dikkat edilmelidir.

4.2 Yönetici Denklemler

4.2.1 Süreklilik Denklemi

En genel haldeki süreklilik denklemi kartezyen koordinatlarında denklem 4.1'deki gibidir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

4.2.2 Momentum Denklemleri

Momentum denklemlerinin en genel formundaki kapalı hali denklem 4.2 ve 4.3'tedir.

$$\frac{\partial(\rho \vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \otimes \vec{V}) = -\vec{V}p + \vec{V}\tau + \vec{f} \quad (4.2)$$

$$\tau = \mu(\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T) - \frac{2}{3}\delta \nabla \cdot \vec{V} \quad (4.3)$$

Navier Stokes denklemleri ρ ve μ sabit tutulduğunda denklem 4.4, 4.5 ve 4.6'daki şekilde sadeleşirler.

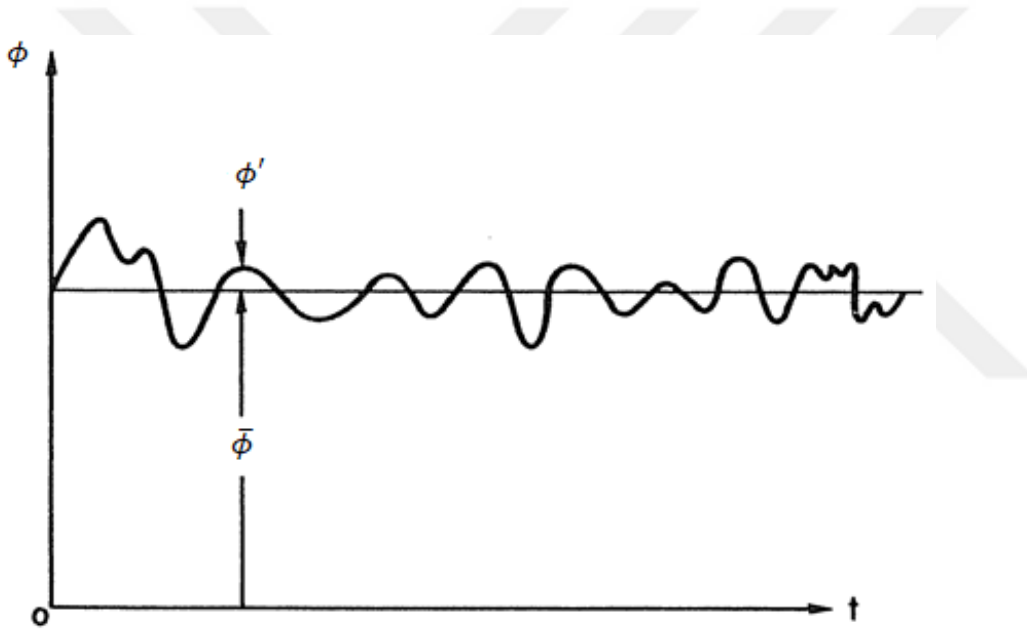
$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = f_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.4)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = f_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = f_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4.6)$$

4.2.3 Türbülanslı Akışta Yönetici Denklemler

Buraya kadar bahsi geçen yönetici denklemler, laminar akışlarda kullanılabildiği gibi türbülanslı akışlarda da kullanılabilmektedir. Şekil 4.1 de gösterildiği üzere türbülanslı akışlarda hız ve basınç gibi değerler zamana bağlı olarak, sürekli ve ortalama değerin etrafında bir değer olarak salınım göstermektedir. (Mutlu, 2018). Herhangi bir büyüklüğün ortalama değeri ve salınım değerinin toplamı, Denklem 4.7 deki gibi o verinin anlık değerini vermektedir. Bu değer Δt zaman aralığında ki ortalaması denklem 4.8 deki gibi hesaplanmaktadır. Aynı zamanda salınım teriminin ortalaması da denklem 4.9'daki gibidir ve salınım terimlerinin ortalaması sıfırdır.



Şekil 4.1. Herhangi bir ϕ büyüklüğünün türbülanslı akışta zamana göre değişimi.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (4.7)$$

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} \phi \, dt \quad (4.8)$$

$$\bar{\phi'} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} \phi' \, dt = 0 \quad (4.9)$$

4.2.4 Türbülanslı Akışta Süreklilik Denklemi

Yoğunluk sabit tutulduğunda süreklilik denklemi 4.10 ve 4.11'deki formu alır. Sadeleştirmeler yapıldığında denklem 4.12 elde edilir ve türbülanslı akış da süreklilik denklemi denklem 4.13'teki halini alır.

$$\frac{\partial(\bar{u} + u')}{\partial x} + \frac{\partial(\bar{v} + v')}{\partial y} + \frac{\partial(\bar{w} + w')}{\partial z} = 0 \quad (4.10)$$

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial z} = 0 \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial w'}{\partial z} = 0 \quad (4.12)$$

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (4.13)$$

4.2.5 Reynolds Ortalamalı Navier Stokes Denklemleri

Türbülanslı akış için RANS hesaplamalarındaki dalgalanma terimleri denklem 4.14-15-16'da görülmektedir.

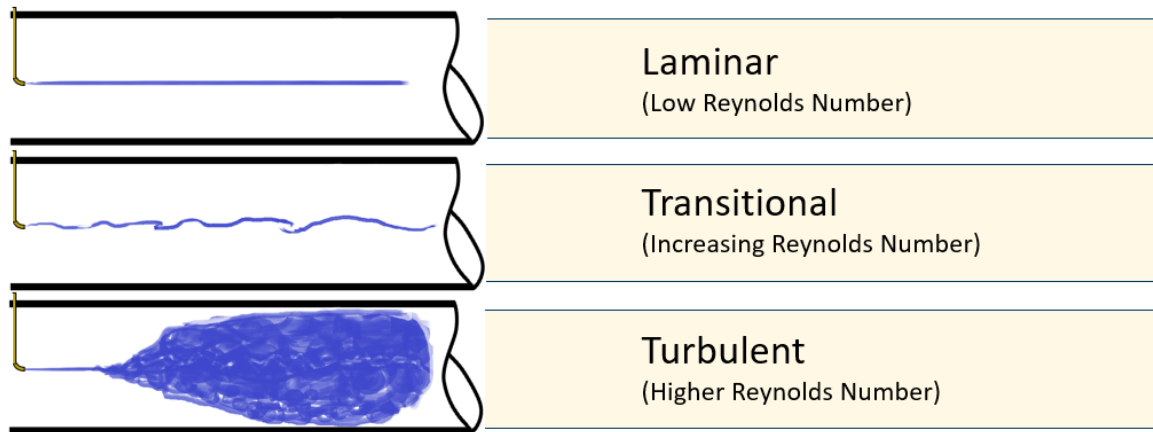
$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p}{\partial x} + f_x + \frac{\partial}{\partial x} (\tau_{xx} - \rho(u')^2) + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{xy} - \rho u'v') + \frac{\partial}{\partial z} (\tau_{xz} - \rho u'w') \end{aligned} \quad (4.14)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho vu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p}{\partial y} + f_y + \frac{\partial}{\partial x} (\tau_{yx} - \rho u'v') + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{yy} - \rho(v')^2) + \frac{\partial}{\partial z} (\tau_{yz} - \rho v'w') \end{aligned} \quad (4.15)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + f_z + \frac{\partial}{\partial x} (\tau_{zx} - \rho w' u') + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{zy} - \rho w' v') + \frac{\partial}{\partial z} (\tau_{zz} - \rho (w')^2) \quad (4.16)$$

4.3 Türbülans

Türbülans, akış içerisindeki çalkantıları ifade etmektedir, doğada birçok akış türbülanslı olarak gerçekleşmektedir, akışın türbülanslı olup olmadığına Reynolds sayısı değeri ile karar verilebilmektedir. Reynold sayısına göre akış üç formda gerçekleşebilmektedir. Bu formlar Şekil 4.2. de gösterildiği gibi türbülans etkisinin görülmediği düşük Reynold sayılarında oluşan laminar akış formu, Reynolds sayısının artmaya başladığı ve türbülans etkilerinin görülmeye başladığı Transitional (Geçiş Formu) ve türbülansın tam olarak oluştuğu yüksek Reynold sayısındaki Türbülanslı akış formudur. (Fluent, A. N. S. Y. S, 2013)



Şekil 4.2. Türbülans etkilerine göre akış tipleri

Türbülans doğası gereği zamana göre değişebilen, düzensiz, üç boyutlu ve istatistiksel olarak hesaplanabilmesine rağmen tam olarak öngörülmesi mümkün değildir. Birçok endüstriyel uygulamada türbülansın birebir olarak çözülmesine gerek olmamakla birlikte önemli olan türbülansın akış performansına olan etkilerinin hesaplanabilmesidir. Türbülans akış içerisinde girdap bölgeleri (Eddy) ile kendini göstermektedir. Büyük ölçekli girdap bölgeleri her akışta farklı bir form alması daha muhtemelken küçük girdap bölgeleri daha evrensel bir forma sahiptir. Enerji transferi büyük girdaplardan küçük girdaplara doğrudur. En küçük girdaplarda, türbülanslı enerji viskoz yayılımla iç enerjiye dönüştürülür. (Fluent, A. N. S. Y. S, 2013)

4.3.1 Reynold Sayısı

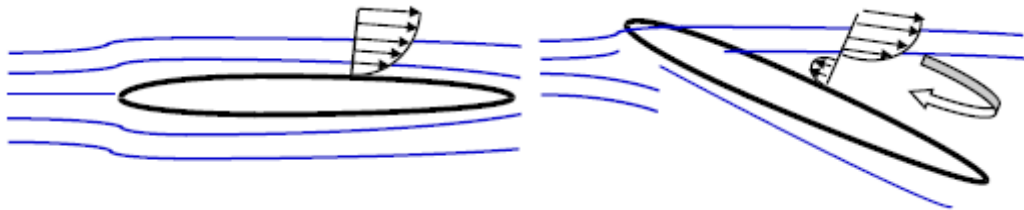
Türbülansın oluşup oluşmayacağına Reynolds sayısı değeri ile karar verebileceğimizden bahsetmiştik, Reynolds sayısı Formül 4.17 ile hesaplanabilmektedir.

$$Re = \frac{UL\rho}{\mu} \quad (4.17)$$

U; Akışkanın hızı, L; Akış boyu, ρ ; Akışkanın yoğunluğu, μ ; Kinematik viskozite değeridir. İç akışlarda Reynold sayısı değerinin >2300 şartını sağladığı durumlarda akışın türbülanslı olduğuna karar verilebilmektedir.

4.3.2 Duvar Modeli

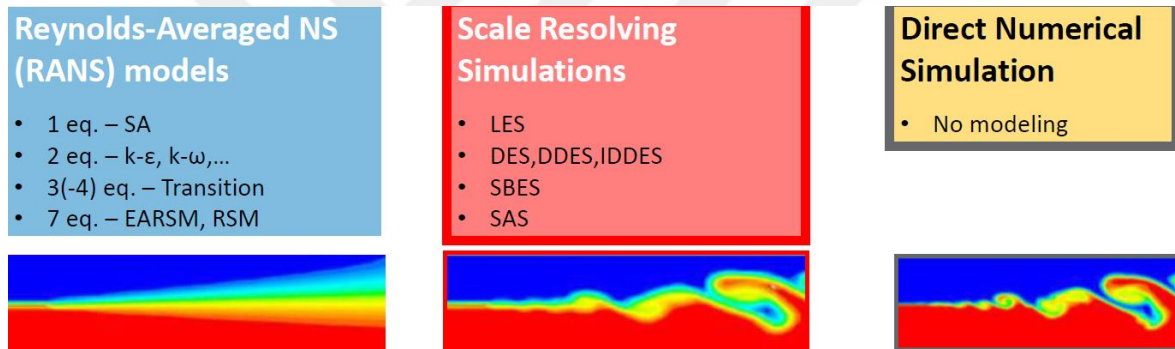
Akışkan alanında bulunan duvarlar önemli bir türbülans nedenidir. Duvar bölgelerindeki akışkanın hız profili basınç düşümü, akış ayrılmaları, akış döngüleri, sürtünme etkileri gibi birçok parametre üzerinde etki sahibidir. Duvar bölgelerinde farklı hesaplama yöntemleri kullanılmakla birlikte bir kısım model hız profilinin matematiksel olarak hesaplarken bazı modellerde ise doğrudan çözüme dâhil etmektedir. Bazı durumlarda matematiksel hesaplamalar yeterli olurken bazı duvar yapılarında hesaplamalar hatalı sonuçlara neden olabilmektedir, örnek Şekil 4.3 de soldaki duvar yapısı için matematiksel model yeterli olurken sağdaki duvar modelindeki geri akış bölgeleri matematiksel hesaplamalarda hatalı sonuçlara neden olabilmektedir.



Şekil 4.3. Farklı duvar tiplerindeki hız profilleri

4.3.3 Türbülans Modelleri

Türbülans, akışın karakteristiğine ve radyal fanların performansı üzerine önemli etkiye sahip olabilmektedir. Atalet kuvvetlerinin viskos kuvvetlere oranının yüksek olduğu durumlar yani yüksek reynolds değerine sahip akış durumlarında gerçekleşmektedir. Türbülansın birebir modellenmesi HAD analizlerinin bilinen en önemli problemidir, doğrudan modellenmesi yüksek bilgisayar gücü ve analiz süreleri gerektirdiğinden ötürü çoğu endüstri çalışmalarında doğrudan modellenmesi yerine matematiksel olarak hesaplama yöntemleri tercih edilmektedir. Bu matematiksel hesaplamalar farklı türbülans hesaplama yöntemleri ile Had analizlerinde yer almaktadır. Bu modellerin oluşmasındaki en önemli kavram türbülansın akışa olan etkisinin en az hesaplama gücü ile en doğru yaklaşımı geliştirmektir. (Fluent, A. N. S. Y. S, 2013)



Şekil 4.4. Türbülans denklem tipleri

DNS (Direct Numeric Simulation) olarak bilinen matematiksel denklem kullanılmadan doğrudan türbülansın çözümü, günümüz bilgisayar kapasiteleri ile endüstri uygulamalarında tercih edilmeyen hatta mümkün olmayan bir yöntemdir.

SRS (Scale Resolving Simulation) olarak bilinen modeller ise akış içerisinde oluşan türbülans girdaplarının bir kısmının çözümü bir kısmının ise matematiksel olarak hesaplanması yöntemleridir. DNS yöntemlerine kıyasla çözümü mümkün olmakla birlikte güçlü bir bilgisayar gücü ve hesaplama sürelerine ihtiyaç duymaktadır. (Fluent, A. N. S. Y. S, 2013)

Endüstri uygulamaları için en ideal yöntem zamana bağlı veya zamandan bağımsız olarak çözülebilen RANS veya URANS yöntemleridir. Bu yöntemler akış içerisindeki türbülans

çalkantılarını birebir çözmemekle birlikte akış üzerindeki etkilerini matematiksel olarak hesaplamaktadırlar.

4.3.3.1 k- ε Türbülans Modeli

Endüstriyel uygulamalardan k-omega SST modeli ile birlikte en çok kullanılan türbülans modelidir. Özellikle duvar bölgelerindeki çözümlerde en başarılı türbülans modeli olarak bilinmektedir, SST modeline kıyasla duvar bölgelerindeki katman kalınlıklarının doğru seçilmesine ihtiyaç duymaktadır, yanlış katman yüksekliği seçildiği durumlarda bu yöntemin elde edilen sonuçları bozabileceği bilmelidir. Akışın ani yön değiştirdiği durumlarda, döner yapılarda, eğimli yüzeylerin üzerinde akış olan durumlar için k- ε modeli önerilmemektedir. k- ε modelinde ,k türbülans kinetik enerjiyi ifade etmektedir, birimi m^2 / s^2 dür , ε ise türbülans girdaplarının disipasyonudur (hız düşümü) birimi ise m^2 / s^3 tür. k- ε türbülans modelinde süreklilik denkleminde bir fark oluşmamakla birlikte momentum denklemi 4.18-19-20'daki gibi olmaktadır. Navier Stokes denklemleri çözülürken türbülans denklemine ek olarak türbülans viskozite terimi de eklenmektedir. Denklem 4.21 deki iki terimin toplamı efektif viskozite olarak isimlendirilmektedir.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p''}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_{\text{eff}} \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + f_x \end{aligned} \quad (4.18)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho vu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p''}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_{\text{eff}} \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + f_y \end{aligned} \quad (4.19)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho wu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho wv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p''}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu_{\text{eff}} \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + f_z \end{aligned} \quad (4.20)$$

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (4.21)$$

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.22)$$

k- ε türbülans modelinde türbülans viskozitenin, disipasyon ve türbülans kinetik enerji ile ilişkisi denklem 4.22 deki gösterilmektedir. Türbülans kinetik enerjisini ve türbülans disipasyon oranı denklemleri olan denklem 4.23 ve denklem 4.24 üzerinden k ve ε değerleri hesaplanabilmektedir. P_k değeri türbülans oluşumunun P_{kb} ve P_{eb} ise kaldırma kuvvetinin etkisini göstermektedir. $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k ve σ_ε değerleri deney sabitlerini ifade etmektedir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla (\rho \vec{V} k) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon - P_{kb} \quad (4.23)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla (\rho \vec{V} \varepsilon) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}) \quad (4.24)$$

4.3.3.2 k- ε RNG Türbülans Modeli

RNG türbülans modeli istatistiksel bir yöntem kullanılarak geliştirilmiştir. Standart k- ε modeline kıyasla dönmenin olduğu akışlarda daha doğru sonuçlar elde edilebilmektedir. Standart k- ε modelinin kıyasla düşük Reynolds değerine sahip akışlarda da kullanılabilen bir yöntemdir.

Standart k- ε modelindeki türbülans denklemi ile bu modeldeki türbülans modelinin tek farkı denklem 4.24 de $C_{\varepsilon 1}$ katsayısının denklem 4.25 teki $C_{\varepsilon 1, \text{RNG}}$ fonksiyonunun katsayısı ile değiştirilmiş olmasıdır. $C_{\mu \text{RNG}}$ ve B_{RNG} denklem 4.26 ve 4.27 da kullanılan çeşitli sabitlerdir.

$$C_{\varepsilon 1, \text{RNG}} = 1.42 - f_n \quad (4.25)$$

$$f_n = \frac{\eta \left(1 - \frac{n}{4.38} \right)}{(1 + B_{\text{RNG}} \eta^3)} \quad (4.26)$$

$$\eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho C_{\mu \text{RNG}} \varepsilon}} \quad (4.27)$$

4.3.3.3 K- ε realizable Türbülans Modeli

K-ε relizable modelinde türbülans viskozite için standart k-epsilon modeline göre farklı bir kombinasyon kullanılmaktadır. Bu farklılık denklem 4.22 deki C_μ teriminin sabit bir değer olmamasıdır. K-ε relizable modeli diğer k-e modellerine göre akış ayrılmaları ve ikincil akışlarda daha başarılı sonuçlar vermektedir.

4.3.3.4 K-ω SST Modeli

SST modelinin en önemli avantajı duvar bölgelerindeki katman yapısına ve akış hızlarına bağlı hesaplanan y^+ değerine k-ε modeline kıyasla daha az duyarlı olmasıdır. K-ε modeli duvar bölgelerinde $y^+ < 0.2$ gereksinimine ihtiyaç duyarken k-ω modeli için $y^+ < 2$ değeri yeterli olmaktadır. Akış ayrılmaları, düşük reynold etkileri gibi durumlarda k-ε modeline kıyasla daha başarılı sonuçlar elde edilmektedir. K-ω SST modeli K-ε ve K-ω modellerinin karmasından oluşan bir yapıdır, k-ω modeli duvar bölgelerinde daha başarılı iken k-ε modeli duvardan uzak bölgelerde daha başarılı sonuçlar vermektedir. K-ω SST modeli ise duvar bölgelerinde k-ω modeli duvardan uzak bölgelerde ise k-ε modeli kullanarak daha verimli bir model olarak kullanıma sunulmuştur. (Fluent, A. N. S. Y. S, 2013)

k-ω transfer denklemleri denklem 4.28 ve 4.29 de gösterilmektedir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla (\rho \vec{V} k) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + p_k - \beta' \rho k \omega + p_{kb} \quad (4.28)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla (\rho \vec{V} \omega) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right] + \alpha \frac{\omega}{k} p_k - \beta \rho \omega^2 + p_{\omega b} \quad (4.29)$$

4.4 MRF-Donmuş Rotor Modeli

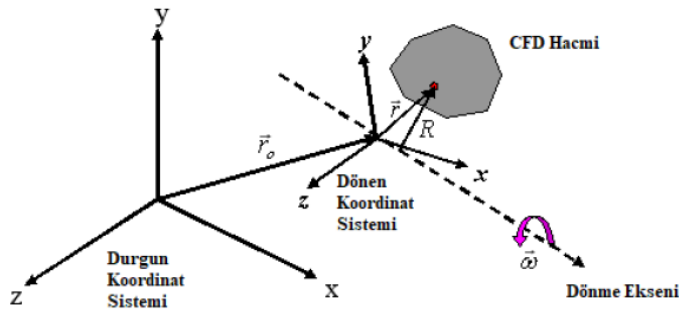
Ağırlıklı olarak fan analizlerinde kullanılan donmuş rotor modeli, döner hacim ve sabit hacim arasındaki akış geçişlerini matematiksel olarak hesaplayarak çalışmaktadır. Döner hacim ve sabit hacim arasındaki sayısal ağda hücrelerin köşe noktalarının ve hücre büyüklüklerinin eş tutulması gerekmektedir. Aksi durumda hacimler arasındaki sayısal ağ büyüklük farklılıkları çözüme fazladan hesaplama yükü getirecektir. Zamana bağlı

çözümlerde sabit hacim ve döner hacim arasındaki akış geçişlerinin matematiksel olarak hesaplanması yani MRF yöntemi kullanılması mümkün olmamaktadır. Aynı zamanda bu hacimler arasındaki sayısal ağ uyumu zorunlu olmaktan çıkmaktadır. Döner hacimli analizlerde RANS denklemlerine ek olarak Coriolis ve merkezkaç kuvvet terimleri de hesaplama katılmaktadır. (Fluent, A. N. S. Y. S, 2013)

Radyal fan analizlerinde de yaygın olarak kullanılan MRF yönteminde, zaman adımı, döner hacmin 1° lik hareketini gerçekleştirdiği süre olarak tanımlanması tavsiye edilmektedir veya programın kendi kontrolüne bırakılabilmektedir. (Fluent, A. N. S. Y. S, 2013)

Durgun ve dönen hacimlerin koordinat sisteminde gösterimi Şekil 4.5 de gösterilmiştir. Dönme eksen yönü $\hat{a}$ birim vektörü ile tanımlanırsa denklem 4.30 elde edilir. ω açısal hızı $\vec{\omega}$ açısal hızın vektörel gösterimini ifade etmektedir.

$$\vec{\omega} = \omega \times \hat{a} \quad (4.30)$$



Şekil 4.5. Durgun ve dönen koordinat sistemlerinin gösterimi

Çözüm esnasında, döner koordinat sistemi çalışılıyor ise ek momentum etkilerinin de eklenmesi gerekmektedir. Bu etkiler denklem 4.31 ve 4.32 de gösterilen Coriolis ve merkezkaç kuvvetleridir. Momentum denklemleri, bu terimlerin eklenmesi ile birlikte denklem 4.33 ve 4.34 deki halini alır.

$$F_{\text{coriolis}} = -2\rho\vec{\omega} \times \vec{V} \quad (4.31)$$

$$F_{\text{merkezkaç}} = -\rho\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \quad (4.32)$$

$$\frac{\partial(\rho\vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{V} \otimes \vec{V}) = \nabla \left(-\rho\delta + \mu(\nabla\vec{V} + (\nabla\vec{V})^T) \right) - 2\rho\vec{\omega} \times \vec{V} - \rho\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \quad (4.33)$$

$$\frac{\partial(\rho\vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{V} \otimes \vec{V}_{mutlak}) = \nabla \left(-\rho\delta + \mu(\nabla\vec{V} + (\nabla\vec{V})^T) \right) - \rho\vec{\omega} \times \vec{V} - \rho\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \quad (4.34)$$

4.5. İdeal Gaz Hal Denklemleri

İdeal gaz hal denklemleri akışkanın karakteristik özelliklerinin basınç ve hacme olan etkisini ifade etmektedir. Amaç gazın karakteristiğine uygun olan akış şeklinin oluşturulmasıdır. (Peng, 2007)

İdeal gaz kanunu denklem 4.35 de gösterildiği gibidir. Burada; P (Pa) gaz basıncı, V (m³) gaz hacmini, m (kg) gaz kütlesini, R ideal gaz sabitini ve T (K) ise sıcaklığı ifade etmektedir.

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (4.35)$$

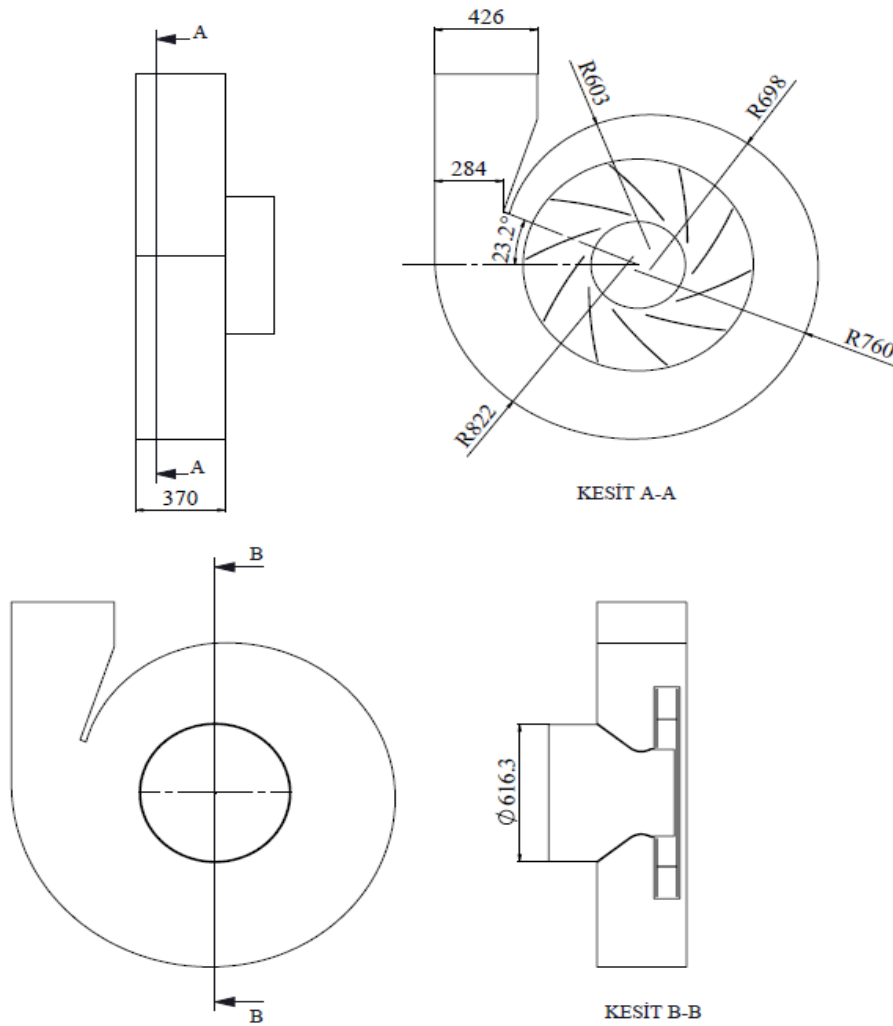
Denklem 4.35 tekrar düzenlendiğinde Denklem 4.36 da gösterildiği gibi yoğunluk hesabı için bir formül ortaya çıkmaktadır.

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{P}{R \cdot T} \quad (4.36)$$

5. MATERİYAL METHOD

5.1 Geometrik Model

Bu çalışmada Church yöntemi ile tasarlanmış pervane yapısı üzerinden Chicago Blower Corporation (CBC) firması tarafından dizayn edilen fan geometrisi kullanılmıştır. Kullanılan fana ait genel ölçüler Şekil 5.1’de verilmiştir.

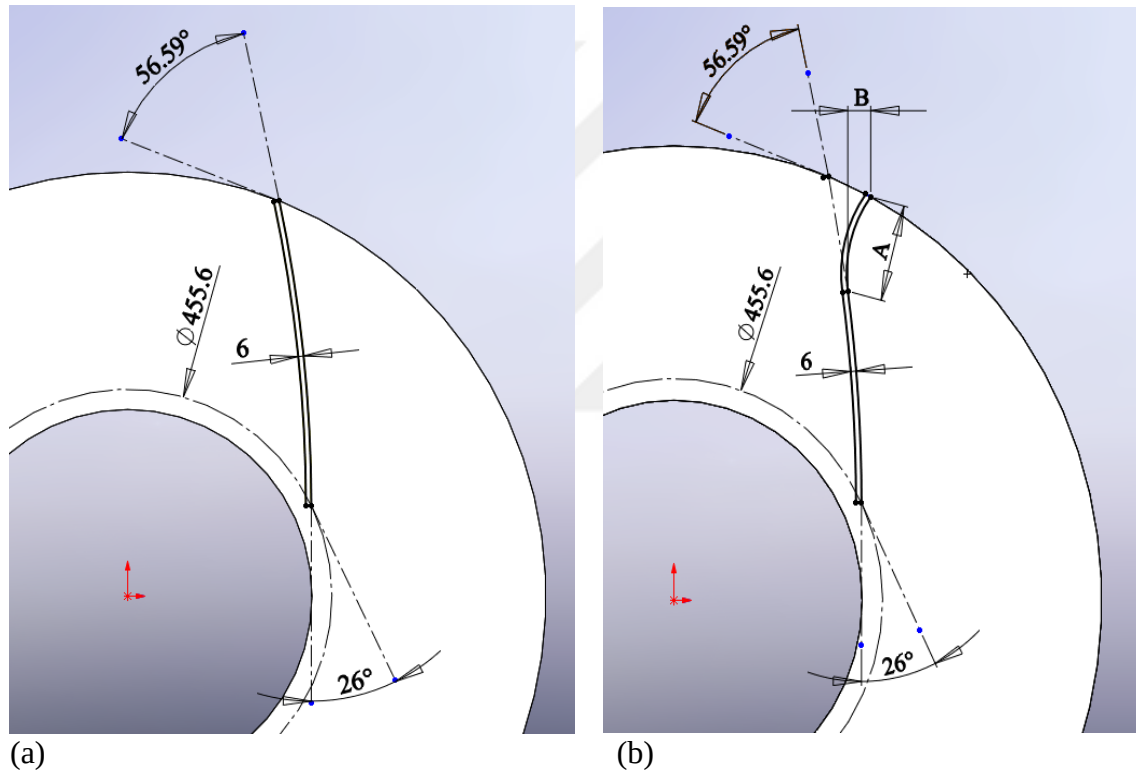


Şekil 5.1. CBC firması tarafından dizayn edilen fan geometrisi

Başlangıç tasarımı olarak CBC fanın seçilmesinin nedeni, tasarım girdileri ile deney sonuçlarının uyuşması ve literatürde deney sonuçlarına ait verilerin bulunmasıdır. Bu sayede, yapacağımız çalışmadaki analiz sonuçlarının doğruluğu karşılaştırılabilecektir.

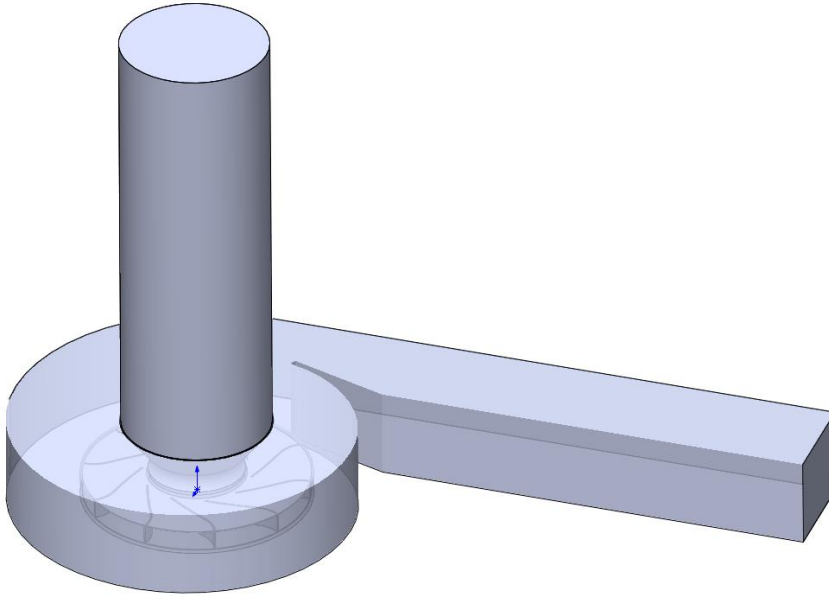
Fiziksel model Solidworks v20 software (Dassault Systemes SolidWorks Corp., Waltham, MA, USA) tasarım programında oluşturulmuştur. Akış hacmi yine Solidwork tasarım programında oluşturularak Ansys SpaceClaim 2022 R2 versiyonuna aktarılmıştır, giriş-çıkış yüzeyleri ve akış hacimlerinin tanımlamaları yine aynı programda gerçekleştirilmiştir.

Analiz ve laboratuvar sonuçlarının doğrulanmasından sonra yeni kanat yapısına ait geometri Şekil 5.2' deki gibi oluşturulmuş ve yeni kanat yapısını oluşturan A ve B ölçüsüne ait parametrik çalışma gerçekleştirilmiştir. A ölçüsü 100 mm - 125 mm arasında, B ölçüsü ise 25 mm - 40 mm arasında sınırlandırılmıştır.



Şekil 5.2. a) Mevcut Kanat Yapısı, b) Karma Kanat Yapısı

Şekil 5.3 Mesh hazırlığı öncesi oluşturulan final akış geometrisi gösterilmektedir, akış geometrisi ıslak hacim olarak da tabir edilebilmektedir, ıslak hacim tabirinden anlaşılacağı üzere akışkanın hacim içerisinde temas edebildiği yüzeyler geometriye dahil edilmektedir. Mekanik bir analiz gerçekleştirilmeyeceğinden ötürü katı hacimler geometride yer almamakla birlikte yalnızca katı hacimlerin oluşturmuş olduğu boşluk modelde yer almaktadır.



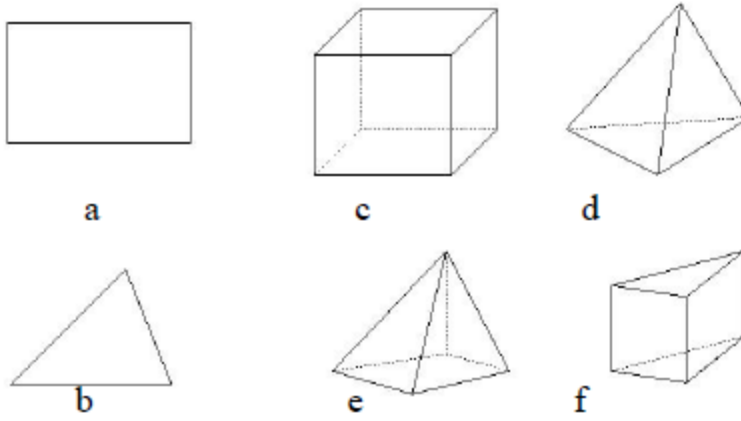
Şekil 5.3. Final akış geometrisi

5.2 Mesh Optimizasyonu

Sayısal grid (mesh) oluşturulması, HAD analizlerindeki sonlu elemanlar yönteminin temelini oluşturmaktadır. Akış davranışlarının doğru şekilde incelenebilmesi için akış hacminin tamamının hücelere ayrılması gerekmektedir. Örneğin bir fan analizinde hacmin tamamının hücelere ayrılması nerede ise sonsuz düzeyde hücre anlamına gelmektedir. Bu nedenle akış hacmi bilgisayar kapasitesine bağlı olarak belirlenebilecek bir sayıda parçalara bölünmelidir. Oluşturulan parçaların geometrik kalitesi ve hassas bölgelerdeki yoğunluğu analiz sonuçlarını doğrudan etkilemektedir.

Sayısal ağ oluşturulurken farklı geometrik şekiller kullanılmaktadır.

Bu elemanlar, iki boyutlu modellemede kare (a) ve üçgen (b), üç boyutlu modelleme de ise küp (c), düzgün dört yüzlü (d), piramit (e), prizma (f) geometrik elemanları kullanılır. (Fluent, A. N. S. Y. S, 2013)



Şekil 5.4. HAD yazılımında kullanılan eleman tipleri

Her analizde optimum eleman sayısı kritik öneme sahiptir, gereğinden fazla eleman çözüm süresini uzatmaktadır, ayrıca analiz tipine göre doğru eleman seçimi de önem arz etmektedir.

Dörtgen elemanların kare, üçgen elemanların ise eşkenar üçgen kullanılması en ideal kalitenin elde edilmesini sağlayacaktır. Çok basit geometriler haricinde bu idealliğin sağlanamaması kaçınılmazdır. İdeal durumdan sapmalar eleman kalitesinin ölçeğini belirlemektedir. Bu kalite ölçeklerinden en kritik olanı çarpıklık düzeyidir ve denklem (5.1) e göre hesaplanmaktadır. (Fluent, A. N. S. Y. S, 2013)

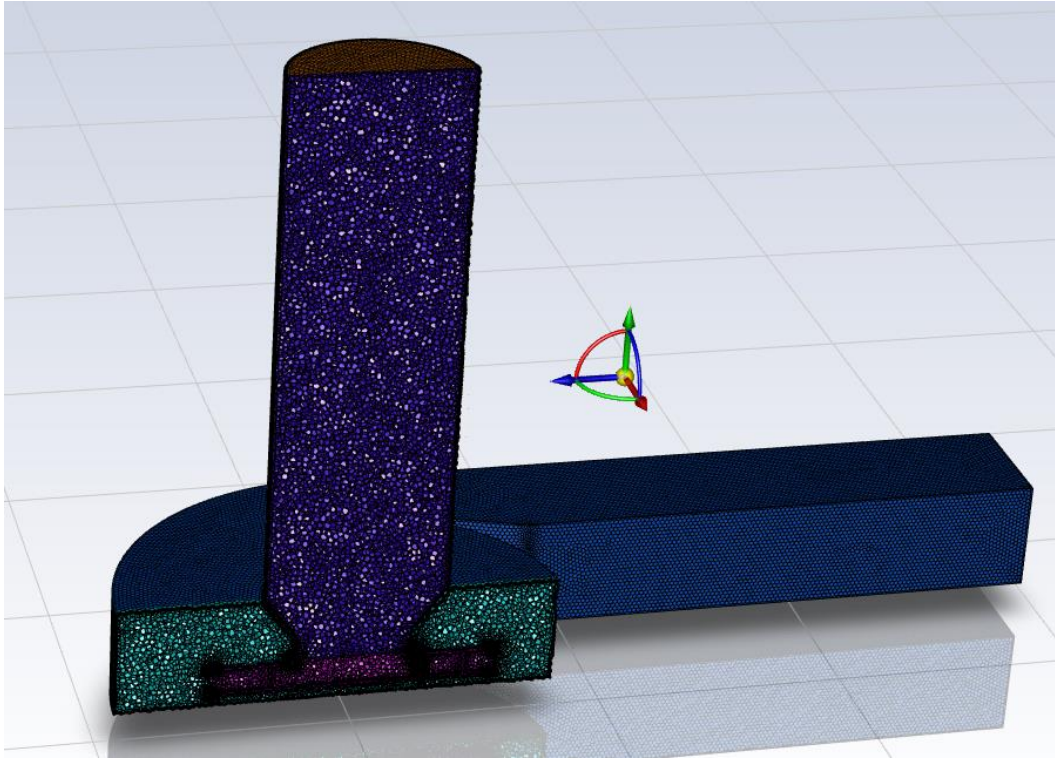
$$\theta_{\text{eaç}} = \text{maks} \left[\frac{\theta_{\text{maks}} - \theta_{\text{eşit}}}{180^\circ - \theta_{\text{eşit}}} - \frac{\theta_{\text{eşit}} - \theta_{\text{min}}}{\theta_{\text{eşit}}} \right] \quad (5.1)$$

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

Ansys SpaceClaim 2022R1 yazılımında hazırlanan geometri, mesh yapısının oluşturulması için Fluent Meshing 2022 R1 yazılımına aktarılmıştır. Mesh olarak bilinen yapı geometriden transfer edilen hacimlerin hesaplanabilir küçük yapılara bölünmesidir. Bu kısımda önemli olan nokta ise bu küçük hacimlerin ölçülerine karar verilmesidir, çok küçük ölçülerin kullanılması bilgisayar kapasitesini aşırı yükleyeceğinden ötürü zaman kaybına ve yakınsamaların uzamasına neden olabileceği gibi çok büyük ölçülerde hacimler kullanmakta sonuçların doğruluğunu bozacaktır. Bu hataların engellenmesi için bir çıkış parametresi belirlenip bu değerin farklı eleman sayılarında davranışının incelenmesi gerekmektedir. Bu

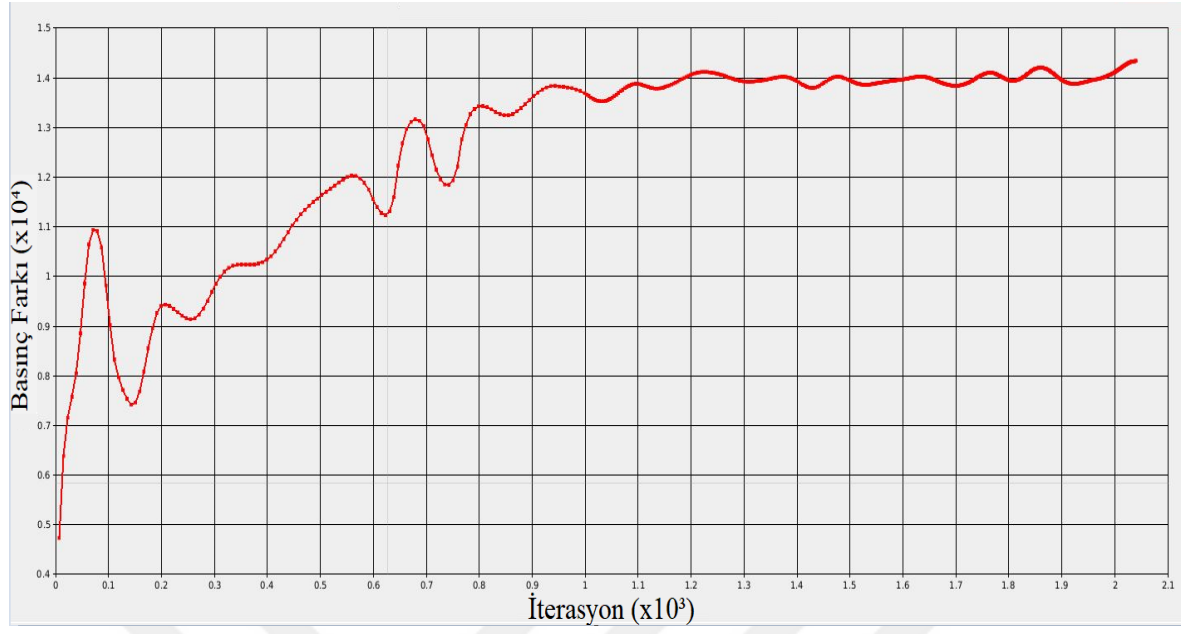
yöntem “Mesh Optimizasyonu” veya “eleman sayısından bağımsızlık” olarak ifade edilmektedir. Çalışma kapsamında oluşturulan mesh yapısı Şekil 5.5’de verilmiştir.

Bu çalışmada incelenen çıkış parametresi giriş ve çıkış yüzeyleri arasındaki statik basınç farkı olacaktır. Bu değerin değişimi ayrıca çözüm ekranında sayısal olarak incelenerek iterasyon sayısına göre yakınsaması gözlemlenecektir. Böylece gereğinden az veya çok iterasyon yapılması engellenerek optimum iterasyon sayısı belirlenecektir.

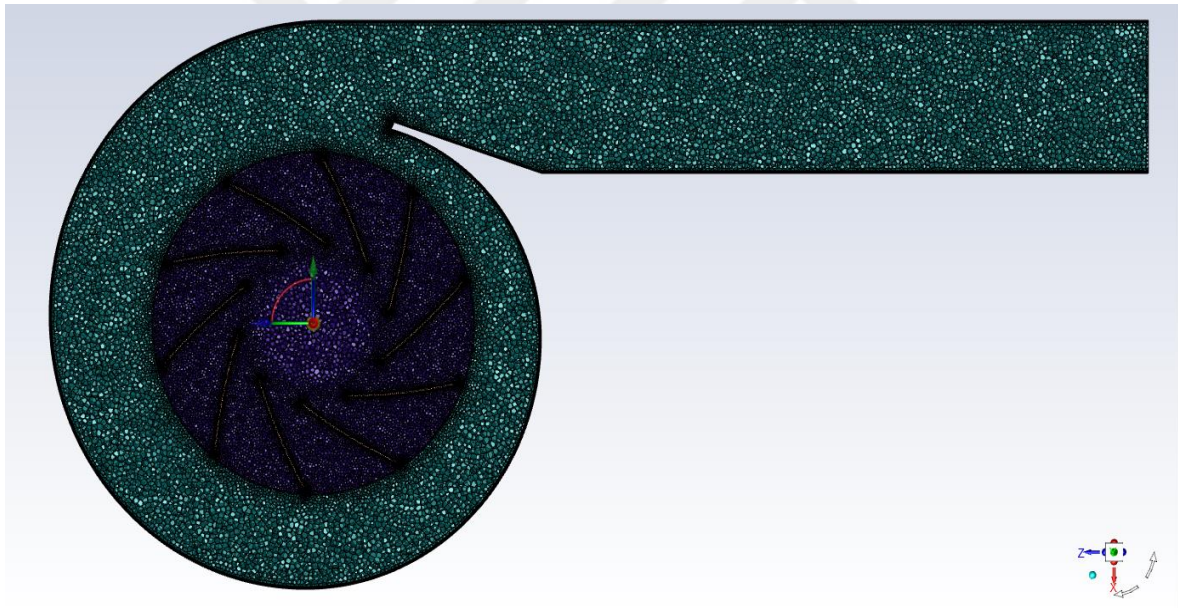


Şekil 5.5. Akış hacmi için oluşturulan mesh yapısı

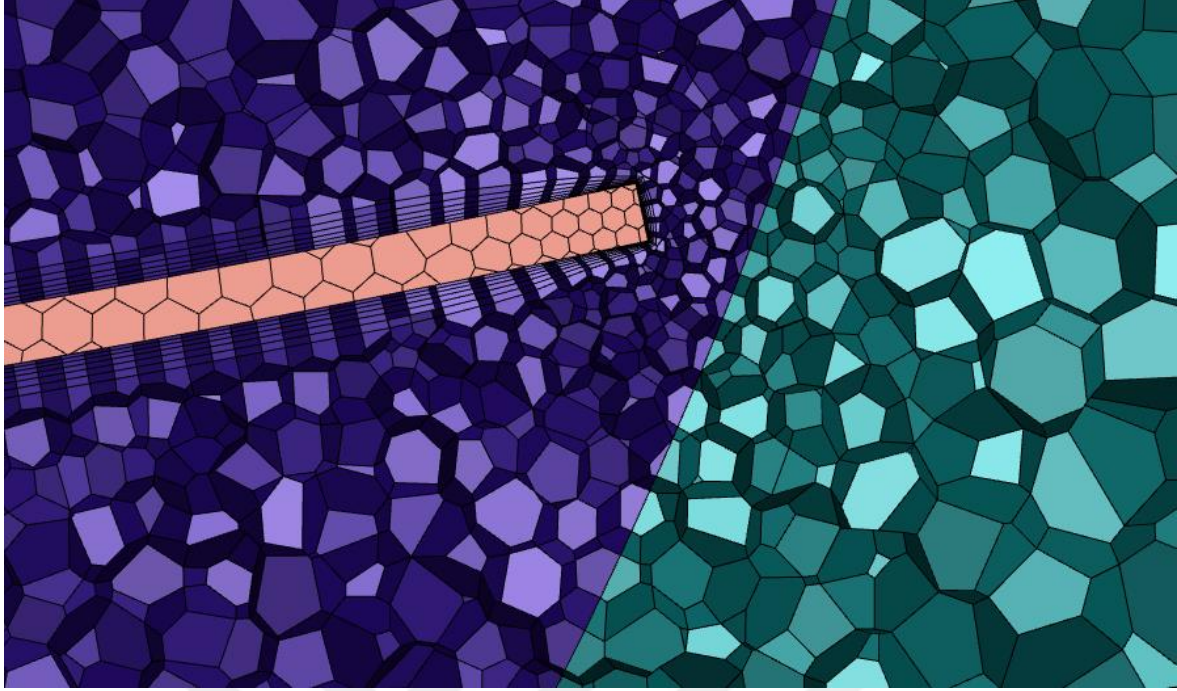
Yakınsama grafiği Şekil 5.6 incelendiğinde 1500 iterasyondan sonra basınç farkı değerindeki değişimin ihmal edilebilecek düzeye indiği görülmüştür.



Şekil 5.6. İterasyona bağlı basınç fark değişim grafiği



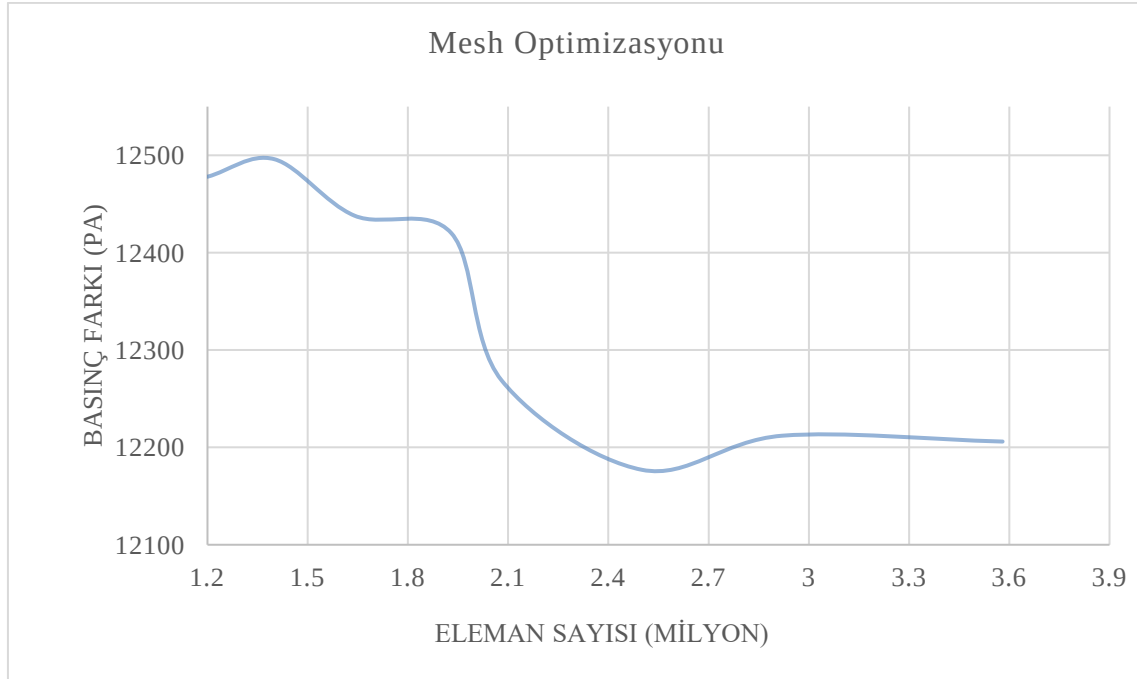
Şekil 5.7. Mesh yapısının genel görseli



Şekil 5.8. Kanat mesh yapısının detay görseli

Mesh hazırlığında dikkat edilmesini gereken bir diğer unsur hacmin bölündüğü küçük elemanların geometrik şekillerinin optimize edilmesidir. Geometrik şekillerin uygunluğu HAD yazılımlarında çarpıklık (skewness) olarak ifade edilmektedir ve 0 - 1 arasında bir değer ile ifade edilir. Ansys Fluent programı minimum 0,9 altında değere ulaşılmasını önermektedir. (Fluent, A. N. S. Y. S, 2013) Tüm farklı eleman sayılarında elde edilen skewness değeri 0,9 nin altında olacak şekilde ayarlamalar yapılmıştır. Ansys Fluent Meshing yazılımından alınan maksimum skewness değerinin 0.4351372 olduğu gözlemlenmiştir. Bu skewness değerinin $< 0,9$ şartını sağladığından dolayı mesh yapısının uygun olduğu söylenebilmektedir.

Eleman sayılarına göre giriş-çıkış statik basınç değerinin değişimi Şekil 5.9' da gösterilmektedir, bu değerler incelendiğinde 2.9 milyon üzerindeki eleman sayısından sonra basınç farkında dikkate alınabilir bir değişim oluşmadığı görülmektedir. Yapılacak diğer analizlerde 2.9 milyon üzerindeki eleman sayısı kullanılmıştır.



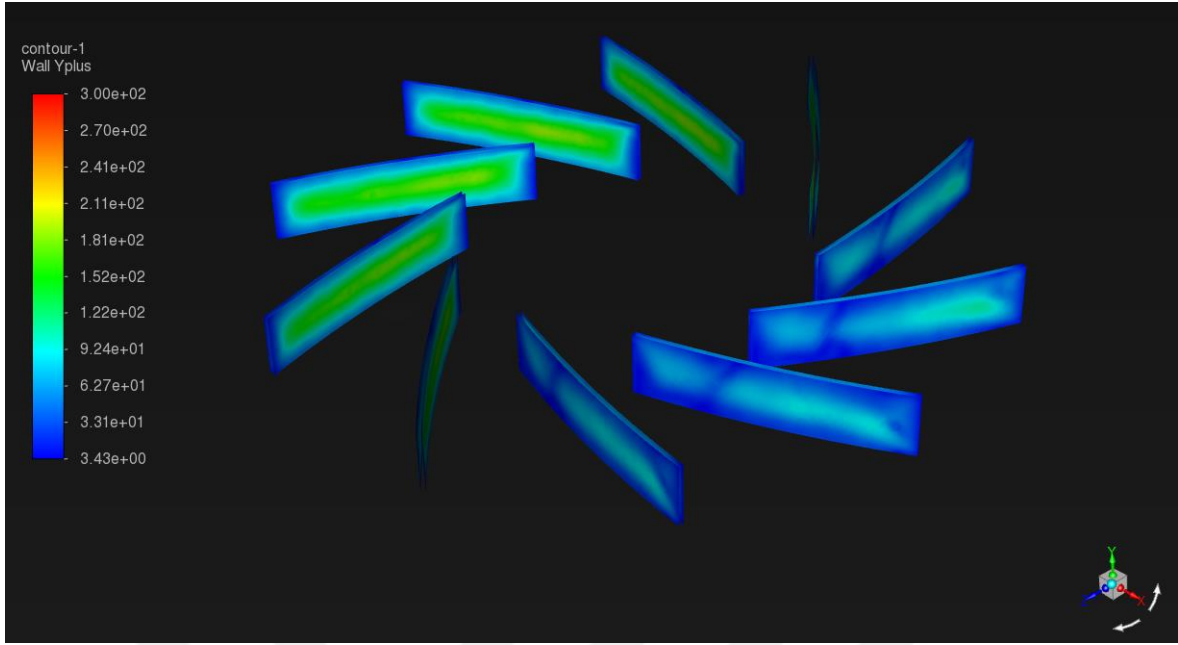
Şekil 5.9. Mesh sayısı ve basınç farkı grafiği

HAD analizlerinde diğer bir önemli parametre de boyutsuz duvar mesafesi olarak bilinen y^+ değeridir ve denklem 5.2 ve 5.3'teki formüller ile hesaplanır. Her türbülans modelinin ayrı bir y^+ değer gereksinimi vardır. Bunun için gerekli y^+ değeri belirlendikten sonra sınır tabaka ağ yapısı ve özellikle yine sınır tabakadaki eleman boyutları, analiz sonucunda hesaplanan y^+ değerine göre tekrar incelenmelidir. Şekil 5.8'de kullanılan sınır tabaka meshinin boyutları bu parametreler göz önüne alınarak oluşturulmuştur.

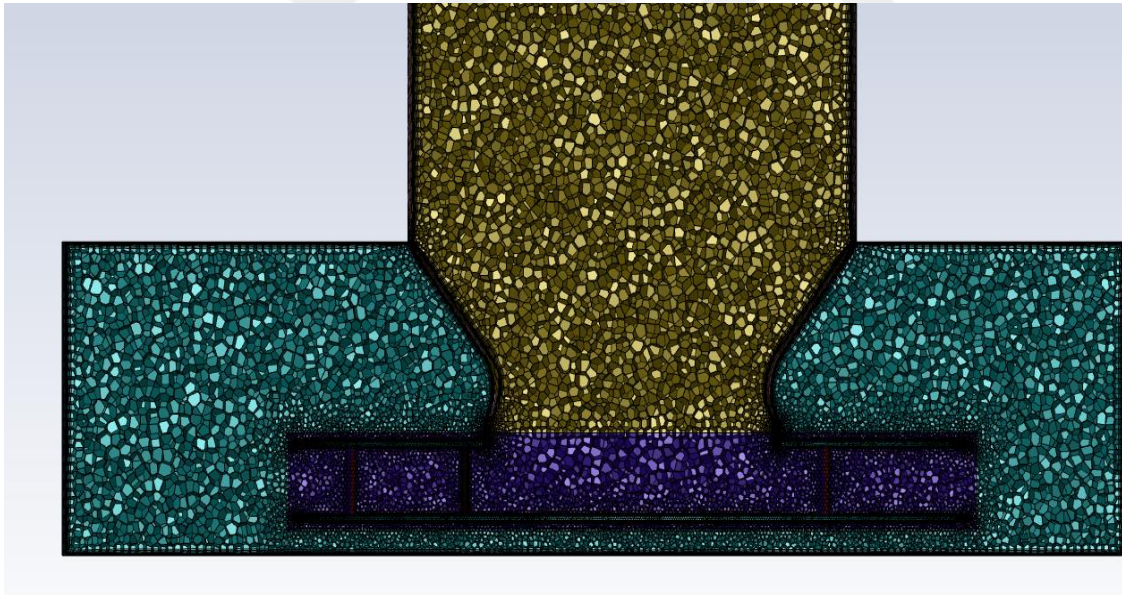
$$y^+ = \frac{u^* y}{\nu} \quad (5.2)$$

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (5.3)$$

Y^+ değeri $k-\omega$ SST türbülans modeli için $30 < y^+ < 300$ sınırı belirtilmektedir. (Fluent, A. N. S. Y. S, 2013). Şekil 5.10'de $k-\omega$ SST türbülans modeli ile yapılan analizde pervane yüzeylerinde ki y^+ dağılımı gösterilmektedir. Görsel den anlaşılabileceği üzere kanat yüzeylerindeki y^+ değeri uygun aralık içerisinde.



Şekil 5.10. Y+ görseli



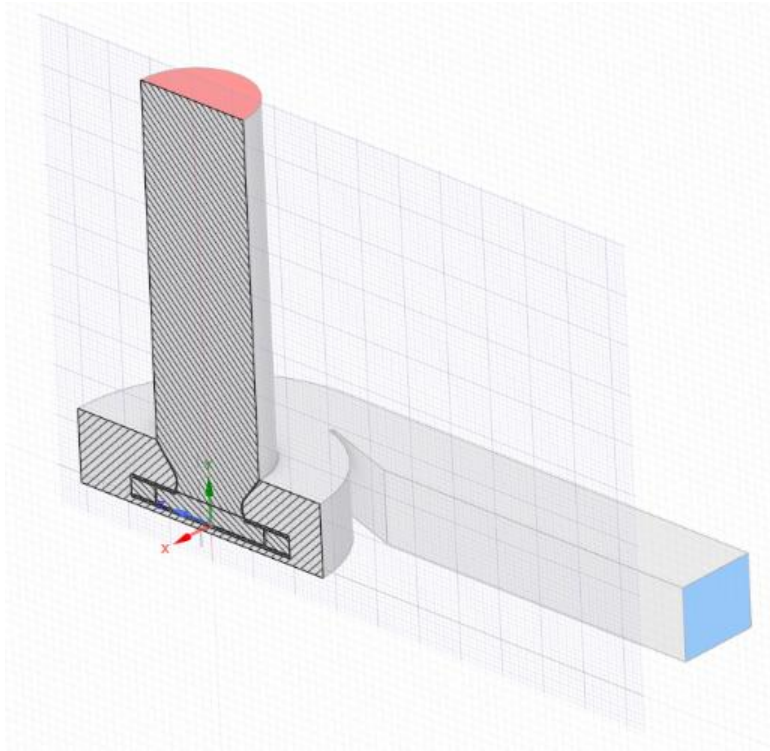
Şekil 5.11. Sınır tabakaların kesit görseli

5.3 Sınır Şartları

HAD yazılımlarının ayarlar kısmında kullanılacak türbülans yöntemi, sınır şartları, akışkanın tipi gibi özellikleri belirlenmelidir, bu bölümde kritik olan tanımlamaların nasıl yapıldığı belirtilmiştir.

- $\dot{m}(\text{giriş}) = 2,54 \text{ kg/s}$, $P(\text{çıkış}) = 1 \text{ atm}$
- $\rho(\text{hava}) = 1,02 \text{ kg/m}^3$
- $T(\text{ortam}) = 25^\circ\text{C}$.
- $\text{Devir Hızı} = 2970 \text{ rpm}$
- Akışın sürekli ve sıkıştırılmaz olduğu kabul edilmektedir.
- Sisteminin giriş ve çıkış yükseklik farkları ihmal edilmiştir.
- Akışkan hava olarak tanımlanmıştır, giriş ve çıkış hızlarının yoğunluğa etkisi ihmal edilmiştir.

Şekil 5.12’ de fanın dönme merkezinden alınan kesit görüntü verilmiştir, akışkanın sisteme girdiği ve çıktığı yüzeyler aynı görselde görülebilmektedir. Fan ve akış geometrisi Şekil 5.1’ de verilen CBC fan geometrisi ile birebir referans alınarak oluşturulmuştur. Analiz sonuçlarının deney sonuçları ile uyum içerisinde olması için sınır şartları akademik bir çalışmaya benzer şekilde kurgulanmıştır. (Ateş, 2020)



Şekil 5.12. Giriş ve çıkış hacimleri kesit görseli

5.4 Matematiksel Model

Ansys Fluent Setup modülünde sınır koşulları ile birlikte gerekli diğer seçimlerin yapılması gerekmektedir, kritik ayarların başında türbülans methodu gelmektedir, bilinen en doğru türbülans methodu k-omega SST methodudur, özellikle döner hacim analizlerinde önerilen tek method olması sebebi ile bu modelin seçimi uygun görülmüştür. Pressure-velocity modelinde steady analizler için en hızlı yakınsayan method ise “couple” yöntemidir. Çözüm süresi olarak simple ve simplec methoda göre yakınsama için daha fazla iterasyona ihtiyaç duymasına karşın daha iyi yakınsama trendine sahip olduğu için toplam iterasyon sayısı karşılaştırmasında en hızlı method olmaktadır. Spatial Discretization seçeneklerinde ise Pressure – Presto seçilmiştir. Döner hacimler için en uygun pressure methodu olarak bilinmesi sebebi ile bu modelin seçimi uygun görülmüştür. Steady analizlerde daha hızlı yakınsamanın elde edildiği bilinen Pseudo Time Method seçilerek, time scale factor 0.2 olarak ayarlanmıştır. (Fluent, A. N. S. Y. S, 2013). Özet tablo aşağıdaki gibi sıralanmıştır.

- Türbülans metodu: SST K-Omega
- Pressure Velocity metodu: Couple
- Pressure Spatial Discretization metodu: Presto
- Pseudo Time Method : Aktif
- Time Scale factor: 0.2

6. ANALİZ DOĞRULAMA

Aynı geometri üzerinde yapılan analiz çalışmasının sonuçları (Ateş, 2020) ve bu tez çalışması için yapılan analiz sonuçlarının karşılaştırması Çizelge 6.1 de gösterilmiştir. Çizelge 6.1 incelendiğinde yakınsamanın %96,6 oranında gerçekleştiği görülmüştür. Böylece analiz yönteminin doğruluğu kanıtlanmıştır. Çalışmanın devam eden kısmında aynı analiz yöntemi kullanılacaktır. Benzer çalışmada, analiz ve deneysel sonuçlarının kıyaslanması için, çalışma için seçilen fanın üreticisi tarafından AMCA standartlarına göre yapılan ölçüm sonuçları kullanılmıştır. Bu standart ile yapılan ölçümlerin doğruluğu muadil çalışmalar ile de doğrulanmıştır. (Hançerli, 2019)

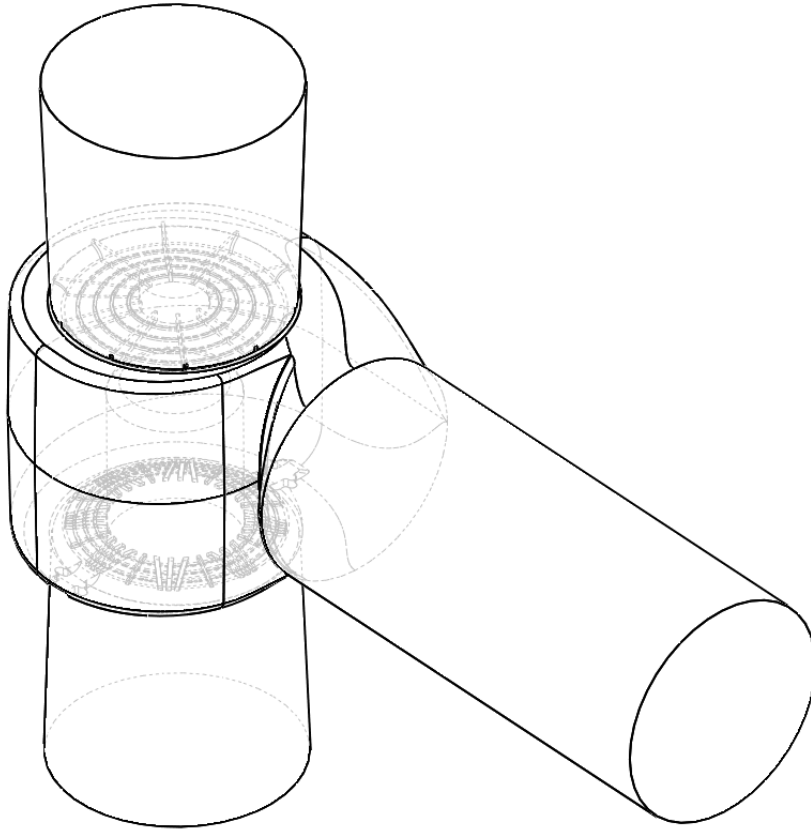
Çizelge 6.1. Basınç farkı karşılaştırma tablosu

Bu çalışmada elde basınç farkı (Pa)	Benzer çalışma basınç farkı (Pa)	Fark (%)
12269	12700	3,4

Ayrıca analiz metodolojisi birkaç prototip ile daha doğrulanmıştır, bu doğrulama işlemi firma bünyesinde bulunan ve istenilen devir/dak. değerini sağlayabilecek bir elektrik motoru kullanılarak yapılmıştır.

Bu çalışmada firma bünyesinde plastik enjeksiyon kalıpları bulunan salyangoz tasarımı kullanılmıştır, salyangoz tasarımına ait akış hacmi Şekil 6.1 de gösterilmektedir. Akış hacmi oluşturulurken akış performansını etkilemesi muhtemel tasarım detaylarının çıkarılmamasına ve motorun oluşturduğu fiziksel boşluğun geometride bulunmasına özen gösterilmiştir. Salyangoz hacminin her iki yanında bulunan ızgara yapılarının da akışı etkileme olasılığı göz önüne alınarak aynı şekilde akış geometrisinde bulunması sağlanmıştır.

Ortalama 1400 dev/dak aralığında bir motor seçilerek yüksek devirlerde oluşabilecek ölçüm hatalarının minimize edilmesi sağlanmıştır.



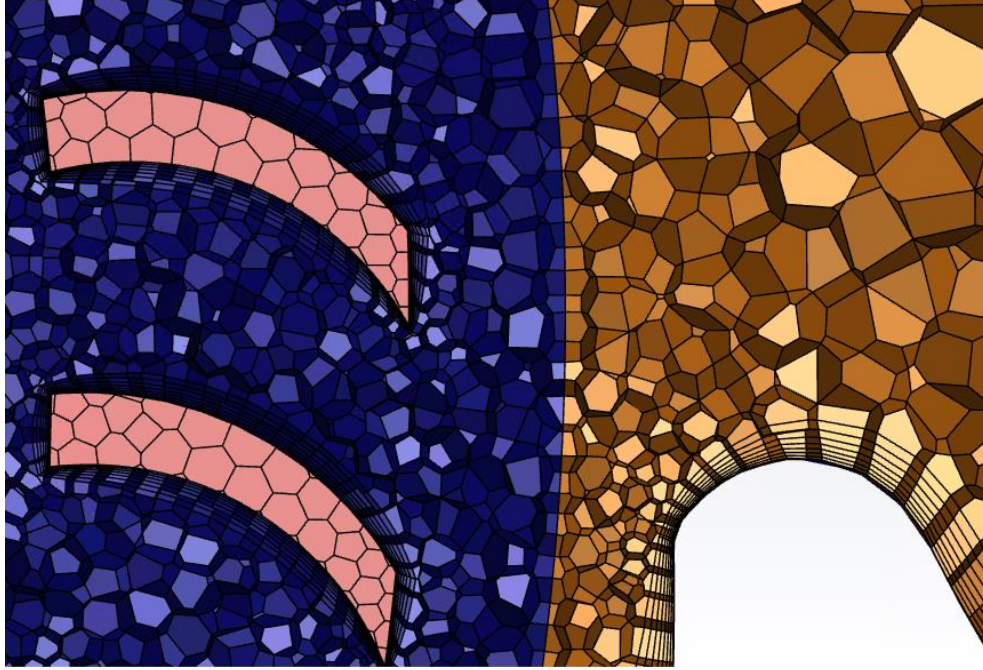
Şekil 6.1. Analiz doğrulama için kullanılan salyangoz akış hacmi

Akış hacmi Ansys Fluent Meshing yazılımında sayısal ağ yapısına ayrılmıştır, bu analiz çalışmasında da Polyhedral mesh yapısı kullanılmıştır. Duvar bölgelerine 7 sınır tabaka oluşturulmuş ve y^+ değeri kontrol edilmiştir. Akış hacmi ve yüksek kanat sayısı sebebi ile sayısal ağ eleman sayısı 14M düzeyinde çıkmaktadır, eleman sayısından kaynaklı hataları en aza indirmek için analiz süresinde feragat edilerek yüksek doğrulukta eleman sayısı seçilmiştir. Çizelge 6.2 de salyangoz ve pervane hacimlerinde bulunan eleman sayısı ve Orthogonal kalite değeri görülebilmektedir.

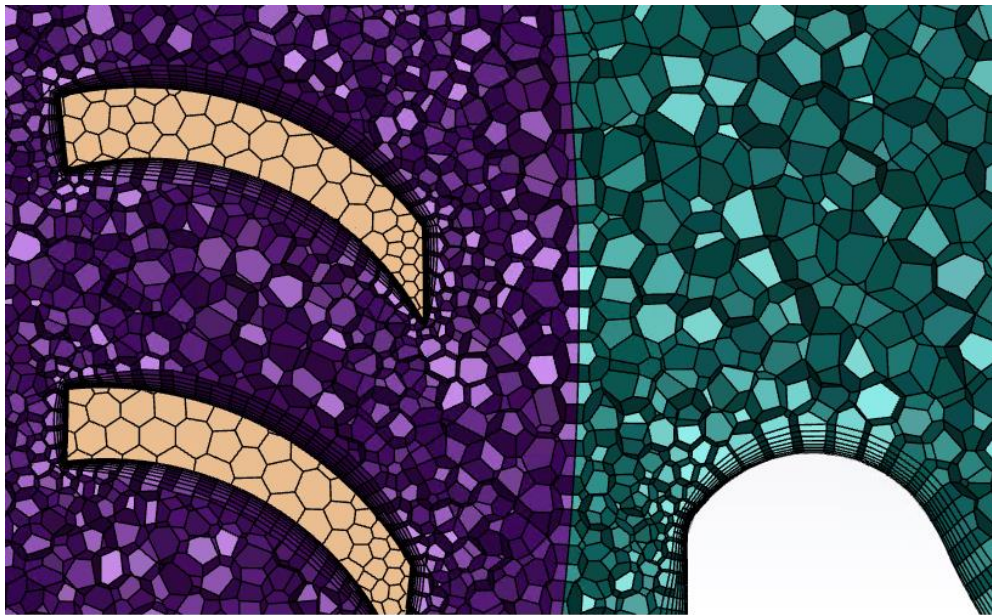
Çizelge 6.2. Salyangoz ve pervane hacimlerinde bulunan eleman sayısı

Hacim	Orthogonal Kalite	Eleman Sayısı
Salyangoz Hacmi	0.127	4.166.633
Pervane Hacmi	0.12	10.188.168

Maksimum ve minimum eleman sayılarında hazırlanan sayısal ağ yapısı Şekil 6.2 de gösterilmektedir. Sayısal ağ yapısının daha net anlaşılabilmesi için kritik bölge olan kanat kısımları yaklaştırılarak görselleştirilmiştir. Eleman sayısındaki ana yoğunluğu kanat yüzeylerindeki eleman sayısı ve sınır tabaka yapısı oluşturmaktadır. Şekil 6.3 ve Şekil 6.4

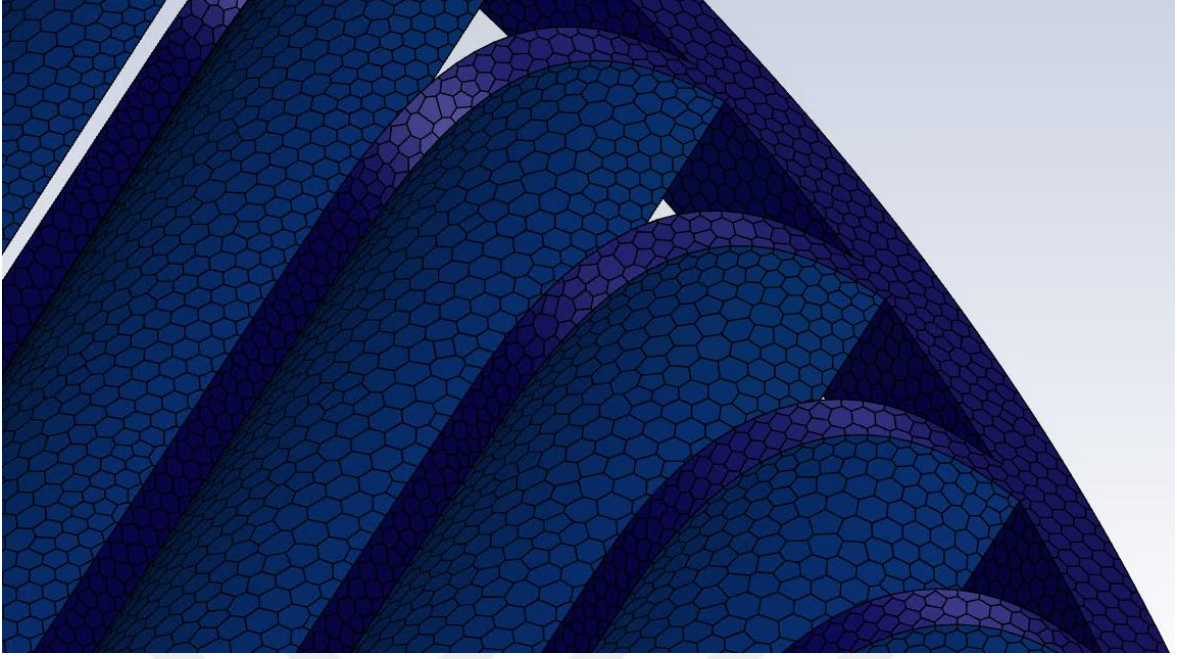


(a)

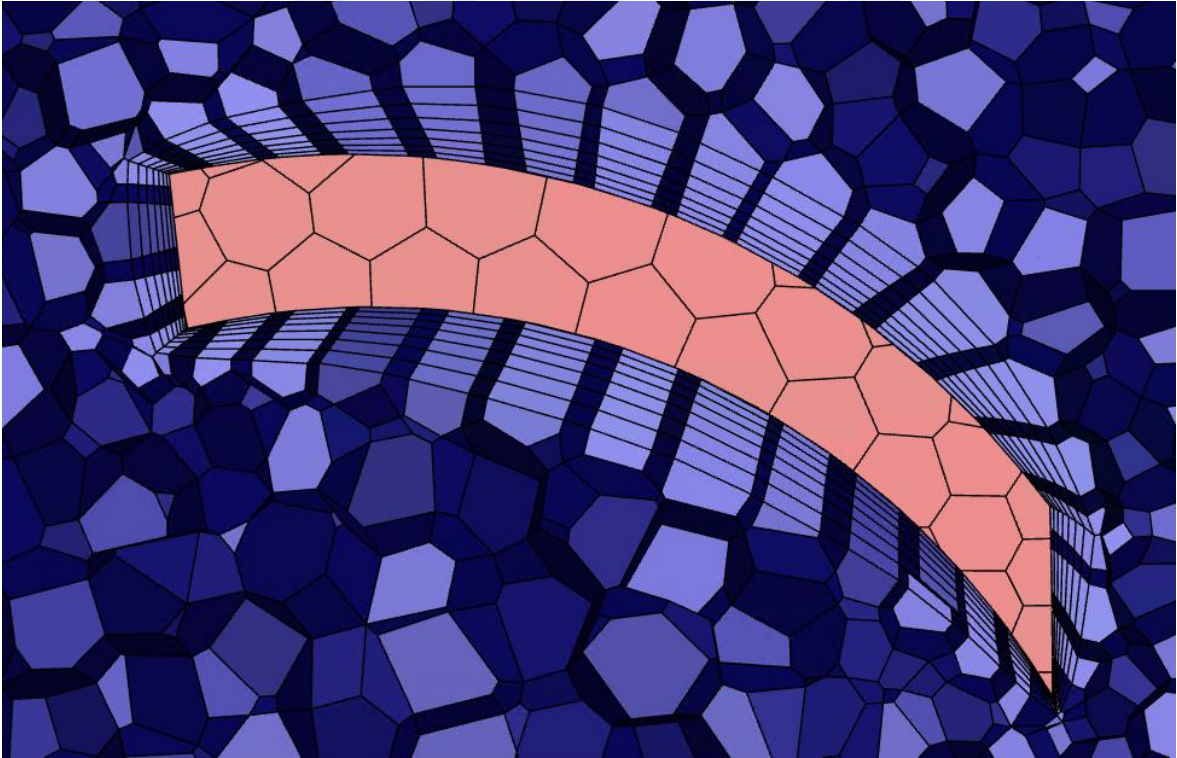


(b)

Şekil 6.2. (a) 6.8 milyon eleman sayısal ağ, (b) 13.5 milyon eleman sayısal ağ

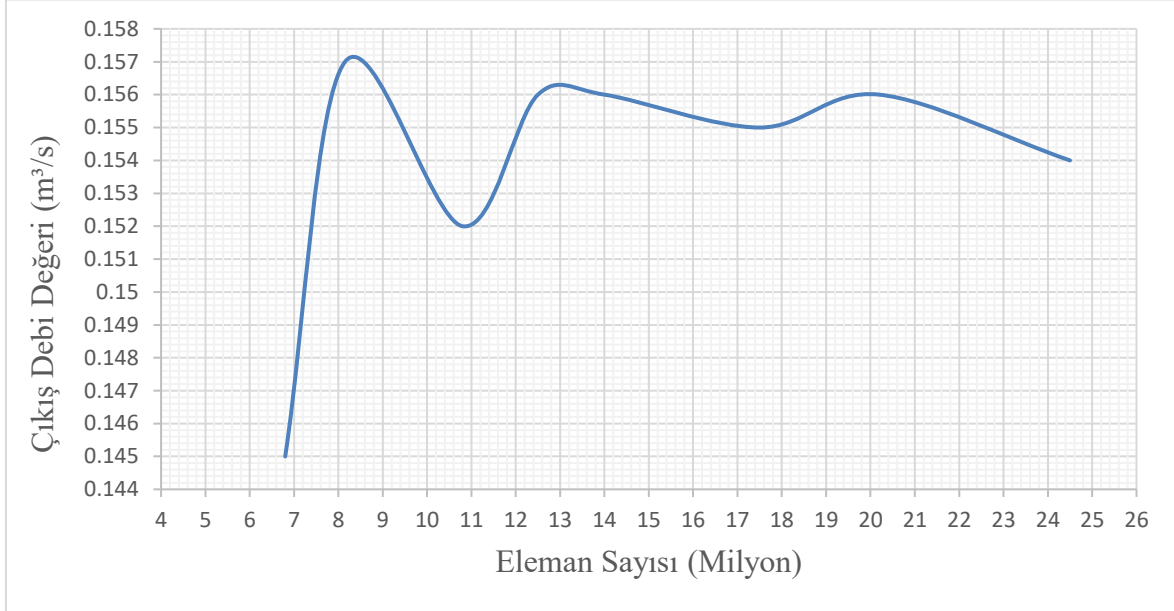


Şekil 6.3. Kanat bölgelerindeki eleman yapısı



Şekil 6.4. Kanat bölgelerindeki sınır tabaka yapısı

Şekil 6.5 de farklı eleman sayısında çıkış bölgesindeki debi değerinin değişimi gösterilmektedir.

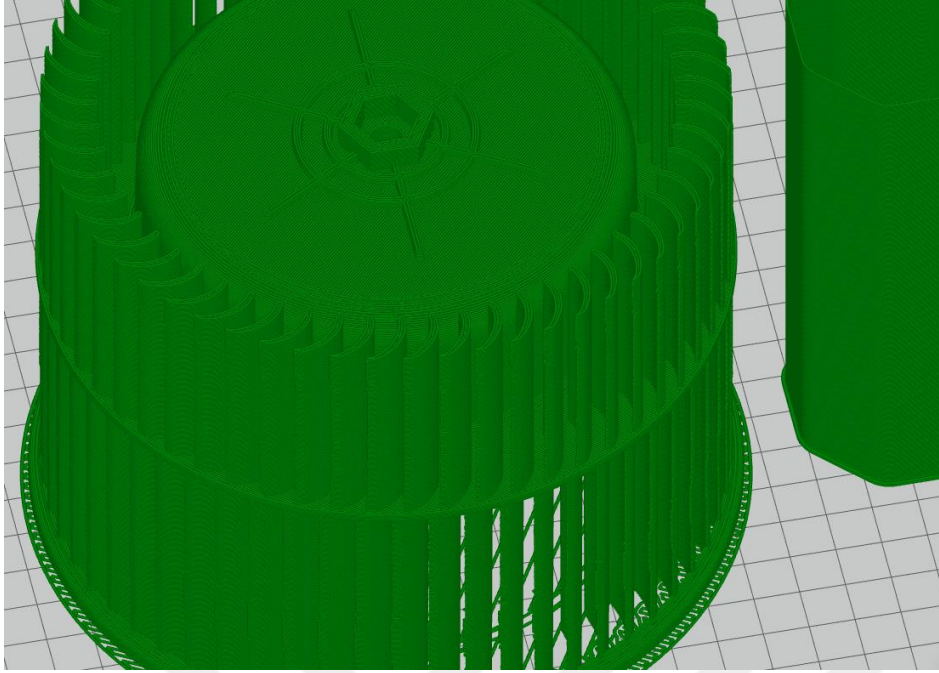


Şekil 6.5. Farklı eleman sayılarında çıkış debi değeri

Kanat ölçüleri optimizasyonu yapılan pervane tasarımları üç boyutlu hızlı prototipleme cihazı ile imal edilmiştir. Resim 6.1 de firma bünyesinde bulunan Sytrasy F770 tip cihaza ait görsel verilmiştir. Cihaz 1.75 mm çapında ip haline getirilmiş plastik malzemeyi yüksek sıcaklıklarda eriterek yığma yöntemi ile imalat yapmaktadır.



Resim 6.1. Firma bünyesinde bulunan üç boyutlu yazıcı



Şekil 6.6. Üç boyutlu yazıcı için parçanın bir arayüz ile katmanlara bölünmesi

Üç boyutlu yazıcı kullanılarak hazırlanan bazı prototip pervanelere ait görseller Resim 6.2 de verilmiştir. Baskı için ABS olarak bilinen plastik malzeme kullanılmaktadır, ortalama 100 C° sıcaklıklara dayanabildiğinden ötürü performans ölçümü esnasında motordan yayılan ısıdan etkilenmemektedir. Şekil 6.6 de yazdırma işlemi öncesinde bir arayüz programında geometrinin katmanlara ayrılması gösterilmiştir.



Resim 6.2. Üç boyutlu yazıcı kullanılarak üretilen farklı kanat geometrisindeki pervaneler

Pervane prototipleri analiz çıktılarına göre dizayn edilip prototipleri hazırlandıktan sonra salyangoz ve motor montajları yapıp debi performans ölçüm cihazında ölçümler gerçekleştirilebilmektedir. (Resim 6.3).



Resim 6.3. Salyangoz, motor ve pervane gruplama

Debi ölçüm cihazı ILK DRESDEN firması tarafından davlumbaz fan grubu enerji verimliliğinin ölçülmesi ve hesaplanması için özel olarak dizayn edilmiştir. Tamamen cihaz tarafından otomatik olarak üretilen Tablo 6.1 i inceleyecek olur isek; ilk sütunda debi değeri m^3/h olarak verilmektedir, ikinci sütunda ise ölçüm standart ı kurgusunun bir gereği olan ortam basıncı ve fanın hava basmaya çalıştığı ortam basıncı arasındaki fark verilmektedir. FDE olarak isimlendirilen sütun ise fan grubunun Fluid Dynamic Efficiency değeridir. Sonraki dört sütun ise motora ait teknik verilerdir, ortam sıcaklığından sonraki sütun ise pervanenin cihaz tarafından ölçülen devir değeridir.

Çizelge 6.3. İlk dresden debi ölçüm tablosu

Measurement data

qv1	pfs	FDE	I	Pe	U	f	T_chambre	n	dpk
m3/h	Pa	%	A	W	V	Hz	°C	1/min	Pa
692.9	0.1	0.00	0.9725	223.37	229.86	50.04	23.30	1509.6	0.1
689.2	32.6	2.87	0.9473	217.66	229.85	50.04	23.20	1562.6	32.6
683.7	58.8	5.25	0.9273	213.10	229.85	50.04	23.14	1610.8	58.9
677.8	84.4	7.64	0.9057	208.19	229.85	50.04	23.18	1694.7	84.6
661.5	129.5	11.92	0.8681	199.48	229.89	50.04	23.42	1866.5	129.5
650.8	149.7	13.85	0.8502	195.30	229.87	50.04	23.28	1939.5	149.7
640.3	168.1	15.66	0.8315	191.04	229.89	50.04	23.32	2006.3	168.2
629.7	185.2	17.32	0.8145	187.10	229.89	50.04	23.46	2068.3	185.3
618.1	201.6	18.89	0.7980	183.21	229.91	50.04	23.32	2125.7	201.7
606.4	217.2	20.41	0.7804	179.18	229.90	50.04	23.28	2179.4	217.2
593.5	232.7	21.86	0.7644	175.42	229.90	50.04	23.49	2228.5	232.7
563.9	259.8	24.25	0.7321	167.88	229.91	50.04	23.59	2315.1	259.9
545.7	274.3	25.31	0.7160	164.25	229.91	50.04	23.39	2355.9	274.3
529.3	289.1	26.52	0.6992	160.32	229.92	50.04	23.58	2393.5	289.2
507.5	306.7	27.73	0.6804	155.94	229.92	50.04	23.37	2434.0	306.7
487.1	321.9	28.78	0.6607	151.35	229.92	50.04	23.60	2472.9	321.9
464.6	335.5	29.51	0.6410	146.74	229.92	50.04	23.56	2509.2	335.5
439.0	348.7	30.05	0.6180	141.50	229.94	50.04	23.41	2547.4	348.7
382.4	368.8	30.15	0.5674	129.88	229.96	50.04	23.58	2623.6	368.8
352.0	377.5	29.75	0.5420	124.06	229.95	50.04	23.63	2657.7	377.5
323.4	384.2	29.08	0.5184	118.72	229.97	50.04	23.54	2690.8	384.3
292.0	394.7	27.93	0.5002	114.62	229.96	50.04	23.41	2717.6	394.7
257.8	398.4	25.87	0.4810	110.21	230.00	50.04	23.65	2742.8	398.4
224.2	407.3	24.08	0.4605	105.57	229.99	50.04	23.71	2770.7	407.3
191.8	405.7	21.74	0.4339	99.49	229.97	50.04	23.79	2799.5	405.7
130.6	408.5	15.61	0.4138	94.93	229.97	50.05	24.50	2818.6	408.5
104.7	414.1	12.87	0.4080	93.58	229.97	50.04	24.55	2825.1	414.1
72.0	423.8	9.22	0.4013	92.04	229.95	50.05	24.64	2832.3	423.8
72.0	423.8	9.22	0.4013	92.04	229.95	50.05	24.64	2832.3	423.8
0.0	449.6	0.00	0.3939	90.34	229.88	50.05	24.24	2839.3	449.3

Assessment:



Biz bu çalışma da Tablo 6.1 verilen ilk satırdaki debi değerini referans alıyor olacağız, bunun sebebi ise; analiz kurgusundan giriş ve çıkış bölgeleri arasında basınç farkının “0” olarak tanımlanmasıdır, cihaz atmosfer basıncı ve kabin basıncını eşitleyerek fark basıncını “0” yapması analiz kurgusundaki durumu ifade etmektedir. Bu tabloda kullanacağımız bir diğer veri ise pervane devir sayısıdır.

Debi cihazından alınan devir sayısı aynı zamanda manuel devir ölçüm cihazı ile de doğrulanmak sureti ile kontrol edilmiştir. Resim 6.4 da manuel debi ölçüm gösterilmektedir.



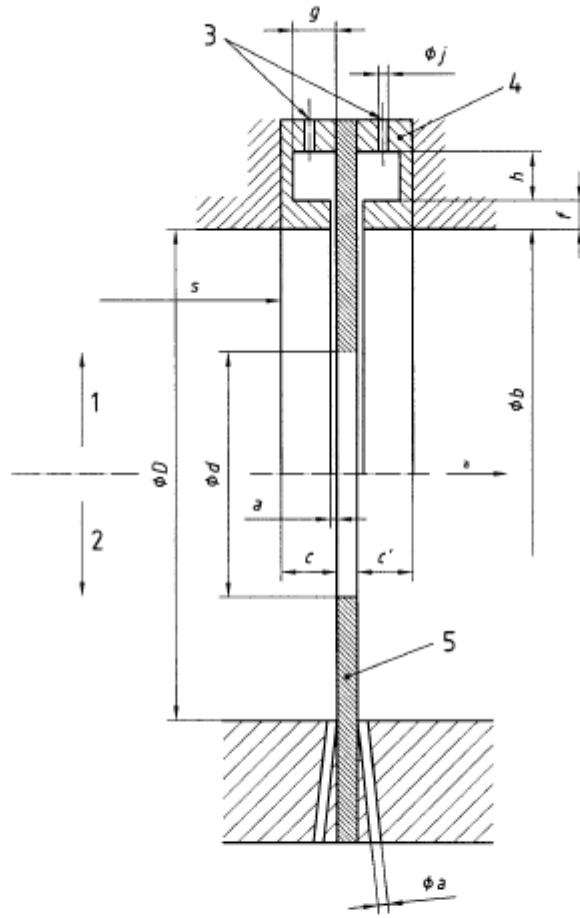
Resim 6.4. Manuel devir ölçüm yöntemi

Debi ölçüm cihazı ISO 5801 sayılı standart a göre imal edilmektedir, debi hesaplama ekipmanı ise ISO 5167 nolu standart a göre ölçülecek debi ve gerekli hassasiyet aralığına dikkate alınarak seçilmelidir. Bu noktada önemli belirleyici faktör ilgili standart a göre hesaplanması gereken Reynolds sayısıdır. Örnek olarak TS-EN-ISO-5167-3 de bulunmakta olan Denklem 6.1 ve 6.2 de venturi lüleleri için verilen Reynolds aralığı gösterilmektedir.

$$0.3 \leq \beta \leq 0.44 \text{ için } 7 \times 10^4 \leq Re D \leq 10^7 \quad (6.1)$$

$$0.44 \leq \beta \leq 0.8 \text{ için } 2 \times 10^4 \leq Re D \leq 10^7 \quad (6.2)$$

Ölçülmesi gereken debi aralığına ve uyulması gereken Reynolds sayısına en uygun tasarım köşe ölçme delikli orifice plakasıdır. Şekil 6.7 de ISO 5167-2 de tanımlanan orifice plakasının ölçüleri belirtilmiştir.



Açıklamalar

- 1 Dairesel yarıklı taşıyıcı halka
- 2 Tek delikler
- 3 Basınç ölçme delikleri
- 4 Taşıyıcı halka
- 5 Orifis plâkası

▪ Akış yönü

- f = Yarık kalınlığı
- c = Akış yukarı dairesinin uzunluğu
- c' = Akış aşağı dairesinin uzunluğu
- b = Taşıyıcı halka çapı
- a = Dairesel yarığın genişliği veya tek deliğinin çapı
- s = Akış yukarı basamaktan taşıyıcı halkaya kadar mesafe
- g, h = Dairesel kapalı boşluk boyutu
- ϕ_j = Kapalı boşluk delik çapı

Şekil 6.7. Köşe delikli orifice ölçüm plakası

İlk dresden debi ölçüm cihazına ait görseller Resim 6.5 ve Resim 6.6 da gösterilmiştir.

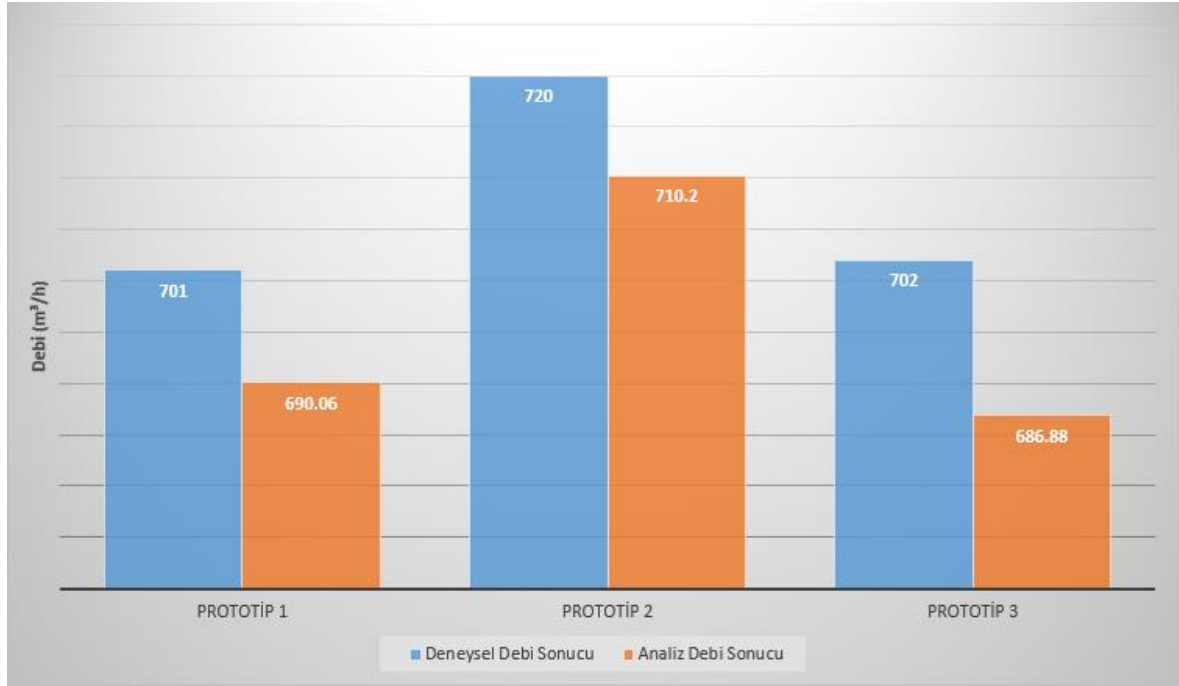


Resim 6.5 İlk dresden debi ölçüm cihazı



Resim 6.6 İlk dresden debi ölçüm cihazı

Farklı devir sayılarına sahip üç farklı pervane prototipinin analiz sonuçları ve deneysel debi ölçüm sonuçlarının karşılaştırmaları Şekil 6.8 de gösterilmiştir.

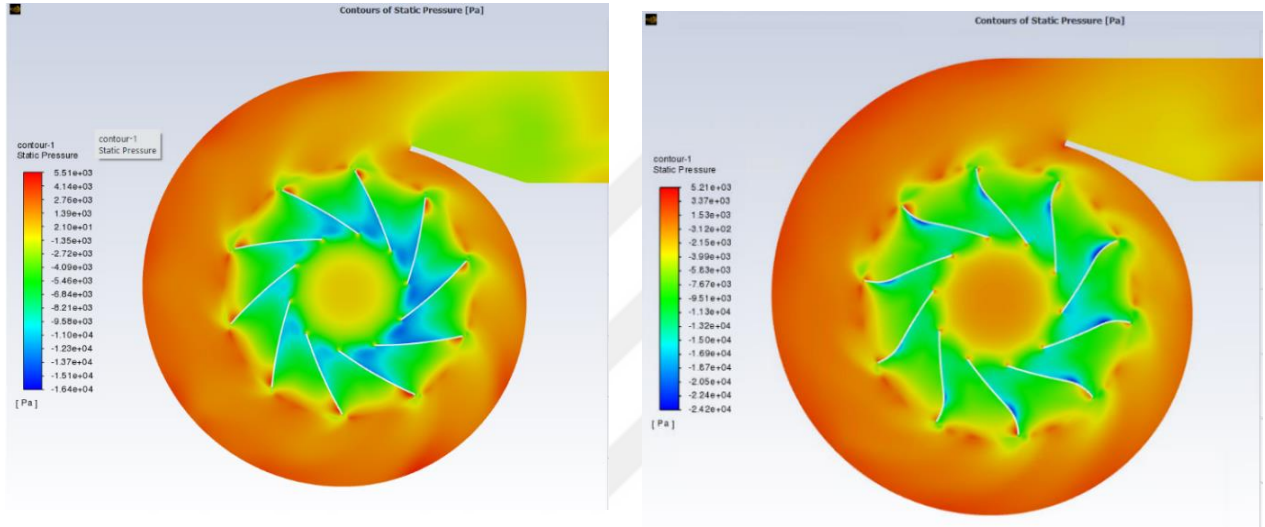


Şekil 6.8. Deneysel sonuçlar ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Sonuçlar incelendiğinde maksimum sapma miktarı prototip 3’de %2.2 olarak hesaplanmıştır. Bu farkın debi ölçüm cihazında bulunan basınç sensörlerinin hassasiyeti ve ölçüm yapılan ortamdaki hava yoğunluğu ve öngörülemeyen değişkenler olduğu öngörülmektedir.

7. BULGULAR VE TARTIŞMA

Geriye eğik kanat geometrisi karma kanat geometrisine dönüştürülerek analizler gerçekleştirilmiştir. Tablo 5.1 deki sonuçların elde edildiği mesh yapısı aynen korunarak mesh yapısı kaynaklı fark oluşumu engellenmiştir. Şekil 7.1’ de mevcut kanat yapısı ve A=100 mm, B=25 mm konfigürasyonuna sahip karma kanat yapısının statik basınç görselleri verilmiştir.



Şekil 7.1. Mevcut kanat yapısı statik basınç (a) , Yeni kanat yapısı statik basınç (b)

Bu aşamada her iki kanat tipinin debiye ve basınca olan ilişkisi inceleneceğinden ötürü sınır şartlarındaki giriş debisi yerine “0” toplam basınç tanımlaması yapılacaktır. Devir sayısı ilk analizde olduğu gibi 2790 devir/dakika olarak sabit tutulacaktır.

Tüm konfigürasyonlar için Denklem 7.1’ e göre hidrostatik verim değeri hesaplanmıştır. (Lin, S. C., vd., 2012)

$$\eta = \frac{Q \cdot P}{T(2\pi N/60)} \quad (7.1)$$

denklemden, Q; çıkış debisini, P; giriş ve çıkış statik basınç farkını, T; tork değerini, N; devir sayısını ifade etmektedir.

Mevcut kanat yapısının performans verileri Çizelge 7.1 de gösterilmektedir. Karma kanat yapısı ile olan karşılaştırmaları her grafik özelinde yapılacaktır.

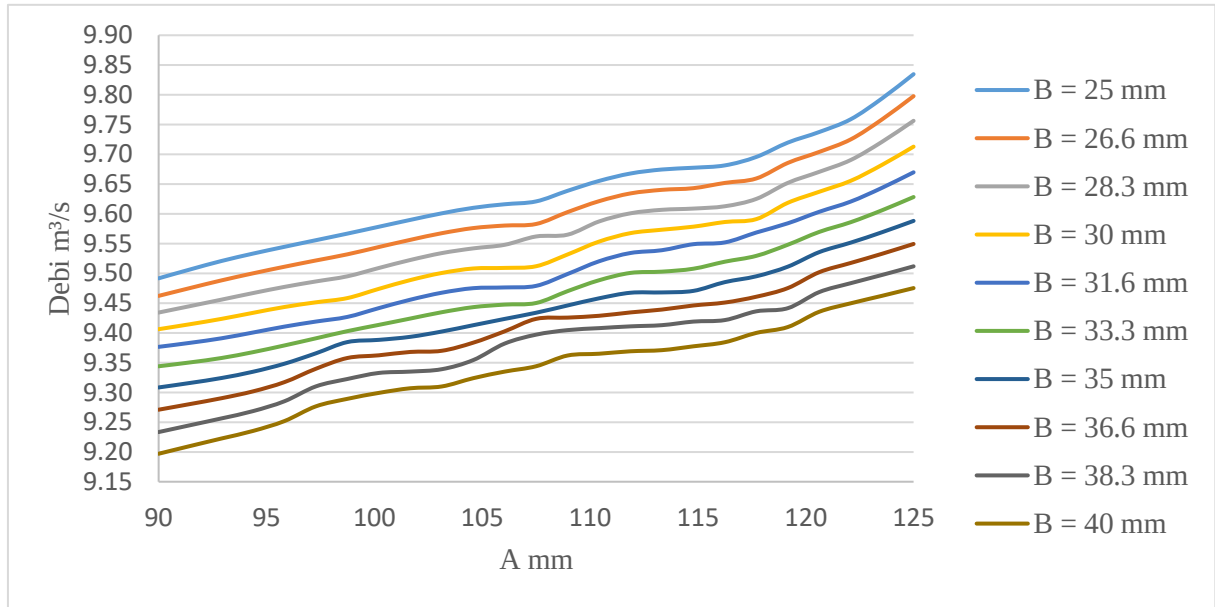
Çizelge 7.1. Mevcut kanat yapısı performans verileri

Debi (m ³ /s)	Basınç(Pa)	Tork(N.m)	Verim(%)
7.96	419	353	29

Şekil 7.2’ de debi değerinin A ve B ölçüsüne kıyasla nasıl bir değişim gösterdiği grafik olarak sunulmuştur. Grafik üzerinden yapılabilecek yorumlamalar şöyle sıralanabilir;

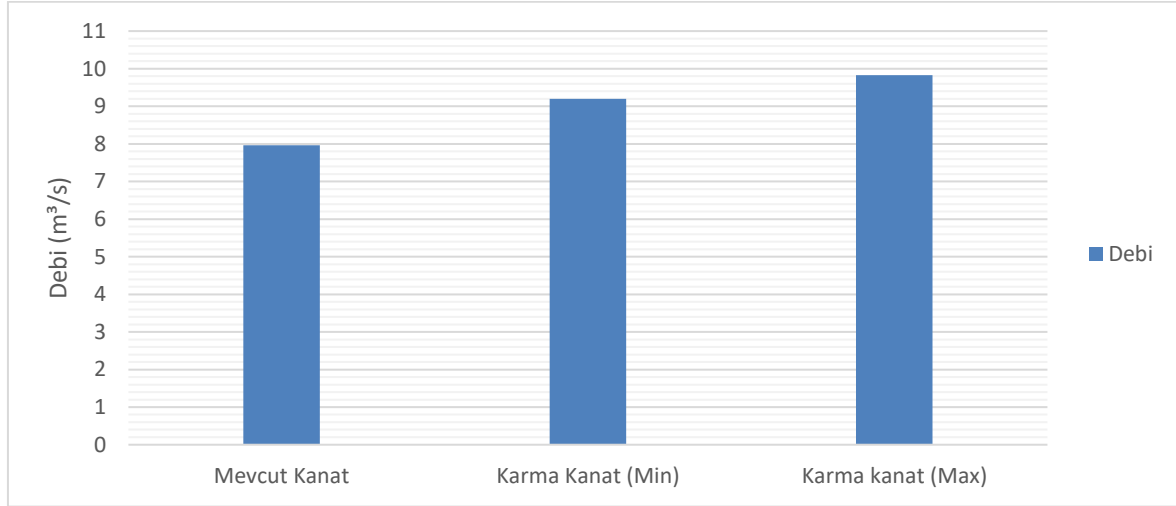
- Aynı B değeri için A değerinin artışı ile debi değeri artış göstermektedir.
- Aynı A değeri için B değerinin düşüşü ile debi değeri artış göstermektedir.
- Seçilen aralıktaki her A ve B değeri için debi mevcut kanat yapısında elde edilen 7.96 m³/s değerinden daha yüksek elde edilmektedir.

Çalışmanın sonuç kısmında da bahsedileceği üzere bu eğrilerin oluşumunda salyangoz tasarımı önemli bir etkidir, farklı bir salyangoz geometrisinde bu eğrilerin oluşumu da değişiklik gösterecektir. Özellikle salyangoz dil geometrisi performans verileri üzerinde önemli bir etkidir.



Şekil 7.2. A ve B ölçüsü- debi değişim grafiği

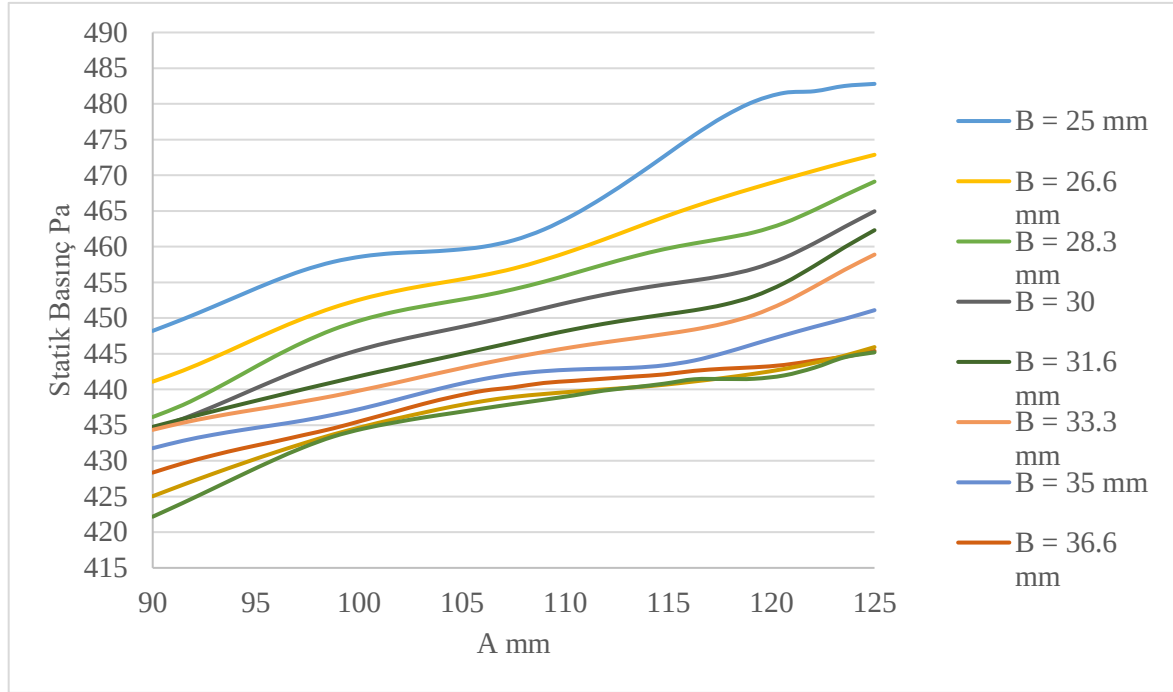
Şekil 7.3’ de mevcut kanat yapısındaki debi değeri ile A-B konfigürasyonlarından elde edilen maksimum ve minimum debi değerlerinin karşılaştırmalı sonuçları grafik olarak verilmiştir.



Şekil 7.3. Mevcut kanat ve A-B konfigürasyonunda elde edilen min ve max debi değerleri

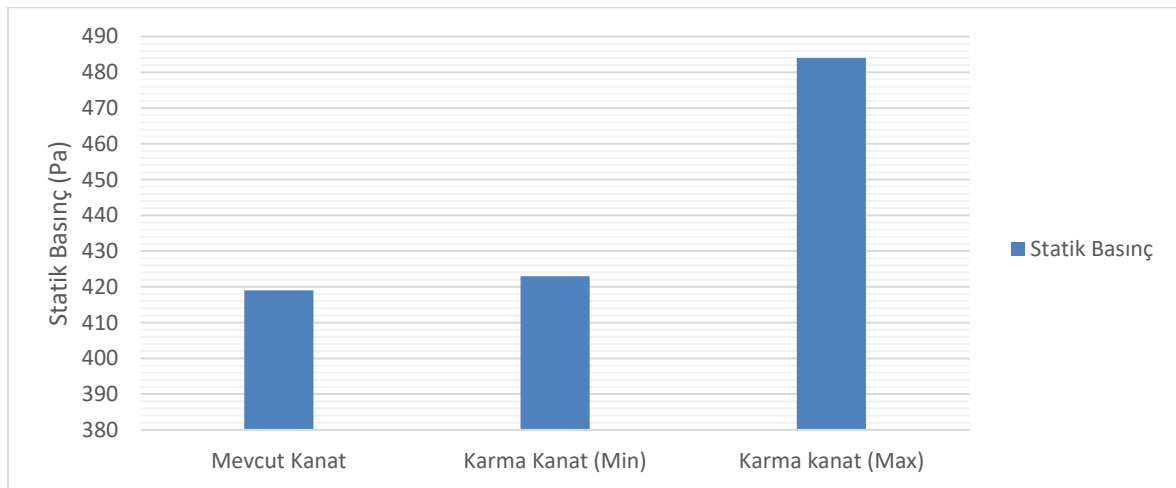
Şekil 7.4’ de giriş ve çıkış bölgesi arasındaki statik basınç fark değerinin A ve B ölçüsüne kıyasla nasıl bir değişim gösterdiği grafik olarak sunulmuştur. Grafik üzerinden yapılabilecek yorumlamalar şöyle sıralanabilir;

- Aynı B değeri için A değerinin artışı ile basınç değeri artış göstermektedir.
- Aynı A değeri için B değerinin düşüşü ile basınç değeri artış göstermektedir.
- B’nin düşük değerlerin de A değerinin artışının basınç üzerindeki olumlu etkisi B’in yüksek değerlerine kıyasla daha fazla olduğu görülmektedir.
- Mevcut kanat yapısındaki statik basınç değeri (419 Pa) A ve B’nin tüm değerlerindeki statik basınç değerine kıyasla daha düşük olduğu görülmektedir. Basınç eğrileri debiye kıyasla daha salınımlı bir form izlemektedir, bunun nedeni Şekil 7.1 de de görülebileceği üzere kanat aralıklarındaki türbülanslar dan kaynaklı basınç dalgalanmalarıdır.



Şekil 7.4. A ve B ölçüsü- statik basınç değişim grafiği

Şekil 7.5’de mevcut kanat yapısındaki statik basınç değeri ile A-B konfigürasyonlarından elde edilen maksimum ve minimum statik basınç değerlerinin karşılaştırmalı sonuçları grafik olarak verilmiştir.



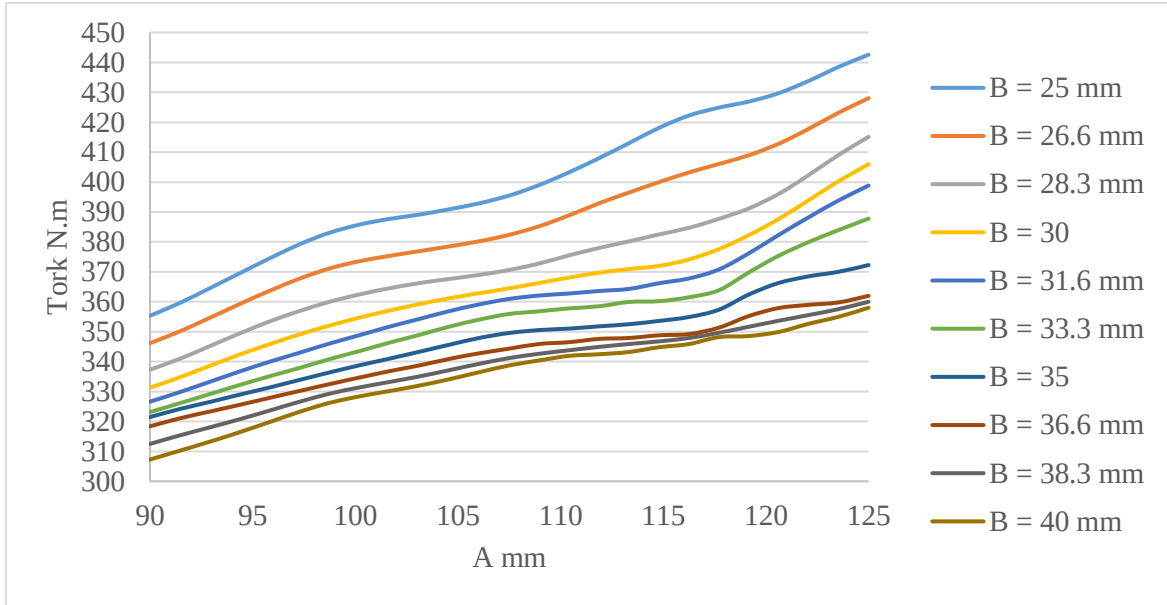
Şekil 7.5. Mevcut kanat ve A-B konfigürasyonunda elde edilen min ve max basınç değerleri

Şekil 7.6’ de tork değerinin A ve B ölçüsüne kıyasla nasıl bir değişim gösterdiği grafik olarak sunulmuştur. Grafik üzerinden yapılabilecek yorumlamalar şöyle sıralanabilir;

- Aynı B değeri için A değerinin artışı ile tork değeri artış göstermektedir.
- Aynı A değeri için B değerinin düşüşü ile tork değeri artış göstermektedir.
- B’nin düşük değerlerin de A değerinin artışının tork üzerindeki olumlu etkisi B’in yüksek değerlerine kıyasla daha fazla olduğu görülmektedir.
- Mevcut kanat yapısındaki tork değeri (353 N.m) yalnızca B=25 mm deki tüm A değerlerinden daha yüksek çıkmaktadır, diğer A ve B kombinasyonları için kesin bir yorum yapmak mümkün olamamaktadır. Bunun nedeni kanat aralıklarında oluşan statik basınç dalgalanmasının kanat yüzeylerinde de basınç dalgalanması yaratmasıdır. Çizelge 7.2 de mevcut kanat yapısı ve mevcut kanat yapısına kıyasla daha yüksek ve daha düşük tork değerine sahip iki farklı A ve B kombinasyonuna sahip kanat formunun kanat yüzeylerindeki statik basınç ve tork karşılaştırması verilmiştir. Çizelge 7.2 incelendiğinde kanat yüzeylerindeki statik basınç değeri ve tork değeri arasındaki ilişki net olarak görülebilmektedir.

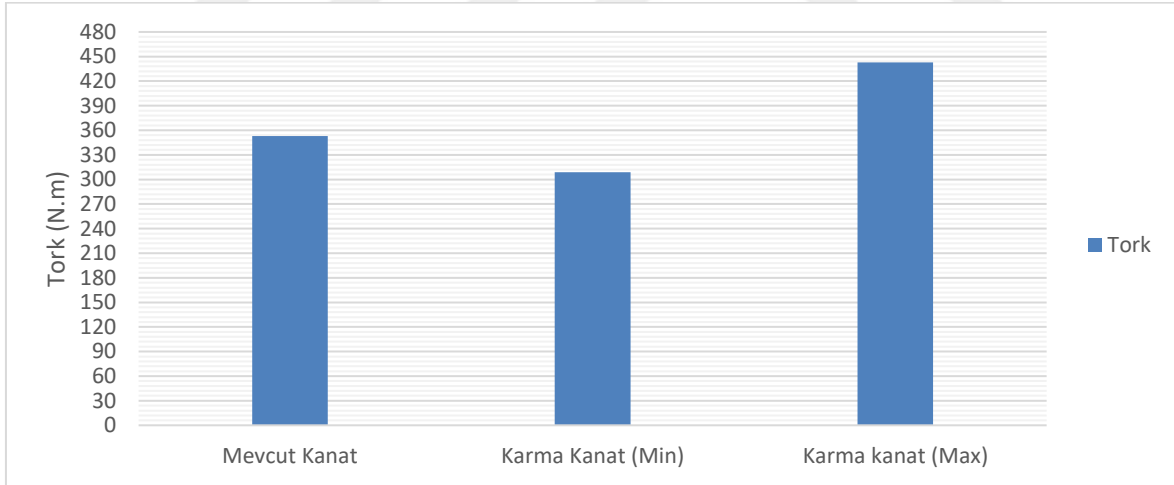
Çizelge 7.2. Kanat yüzeylerindeki statik basınç ve tork ilişkisi

Kanat Formu	Statik Basınç(Pa)	Tork(N.m)
Mevcut Kanat	6129	353
A=90, B=40	5976	305
A=107.5, B=25	7572	391



Şekil 7.6. A ve B ölçüsü- tork değişim grafiği

Şekil 7.7’ de mevcut kanat yapısındaki tork değeri ile A-B konfigürasyonlarından elde edilen maksimum ve minimum tork değerlerinin karşılaştırmalı sonuçları grafik olarak verilmiştir.

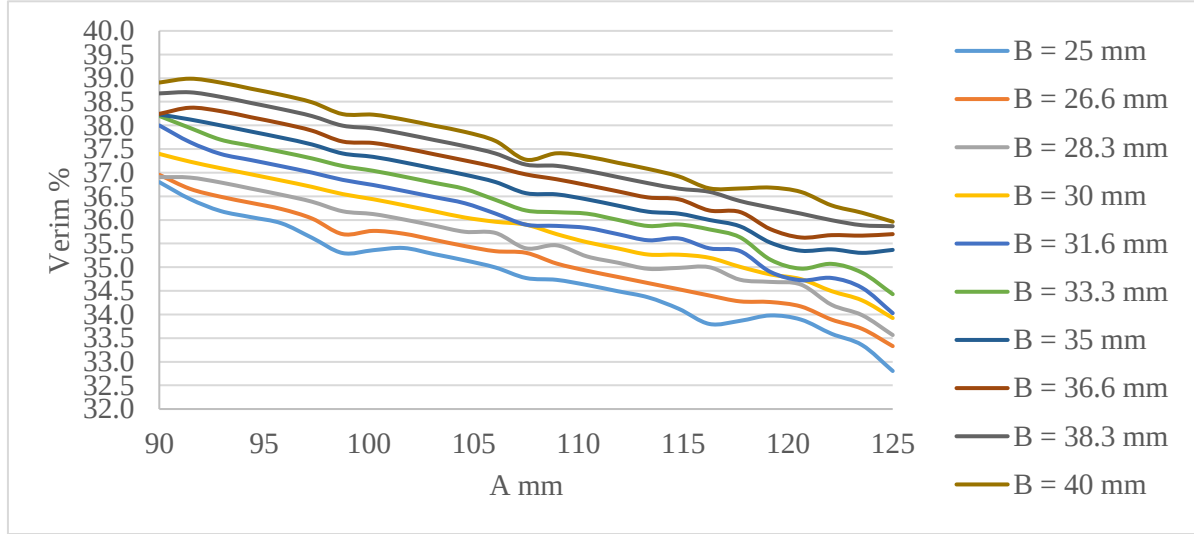


Şekil 7.7. Mevcut kanat ve A-B konfigürasyonunda elde edilen min ve max tork değerleri

Şekil 7.8’ de verim değerinin A ve B ölçüsüne kıyasla nasıl bir değişim gösterdiği grafik olarak sunulmuştur. Grafik üzerinden yapılabilecek yorumlamalar şöyle sıralanabilir;

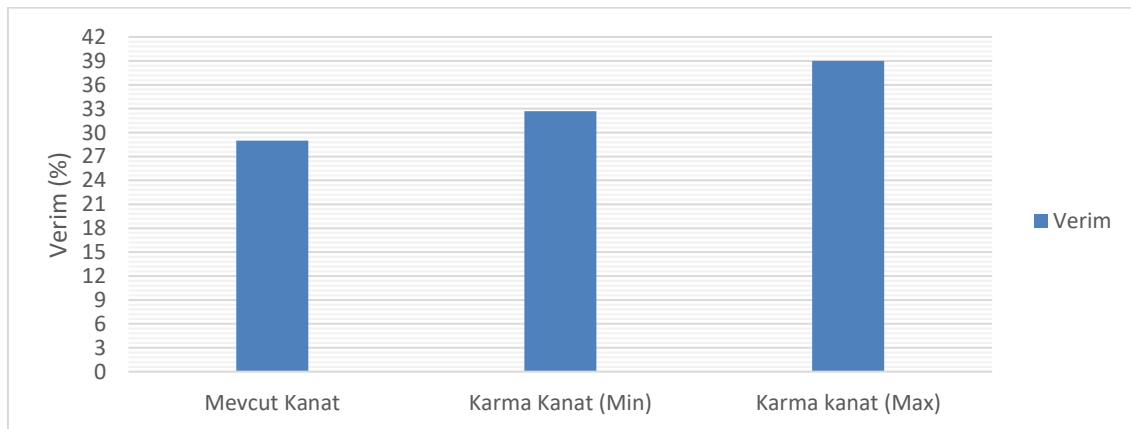
- Aynı B değeri için A değerinin artışı ile verim değeri düşüş göstermektedir.
- Aynı A değeri için B değerinin artışı ile verim değeri artış göstermektedir.

- Mevcut kanat yapısındaki verim değerine (%29) kıyasla tüm A ve B kombinasyonlarındaki verim değeri daha yüksek bir değer almaktadır, bu artışın ana nedeni debi değerindeki önemli artıştır.
- Örnek olarak mevcut kanat yapısındaki debi değeri $7.96 \text{ m}^3/\text{s}$ iken en düşük debi değerine sahip karma kanat yapısında debi değeri $9.2 \text{ m}^3/\text{s}$ dir, bu artış yaklaşık %15 e karşılık gelmektedir.



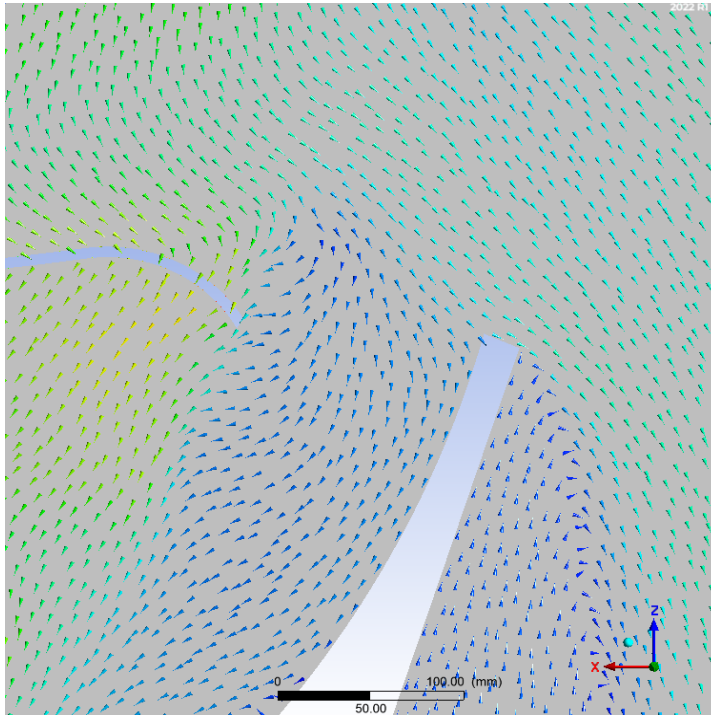
Şekil 7.8. A ve B ölçüsü-verim değişim grafiği

Şekil 7.9’ de mevcut kanat yapısındaki verim değeri ile A-B konfigürasyonlarından elde edilen maksimum ve minimum verim değerlerinin karşılaştırmalı sonuçları grafik olarak verilmiştir.



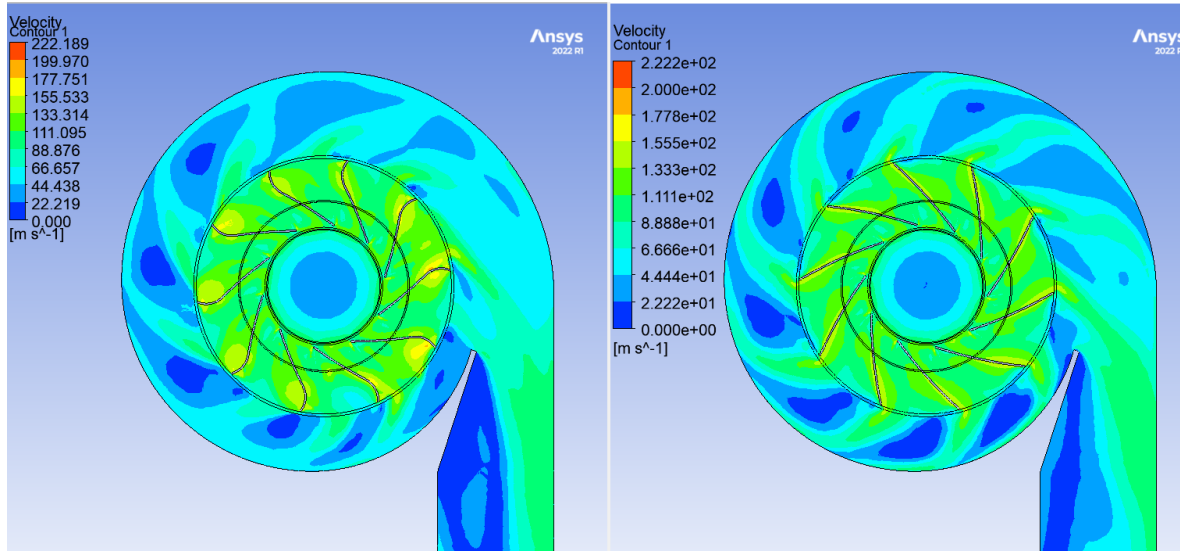
Şekil 7.9. Mevcut kanat ve A-B konfigürasyonunda elde edilen min ve max verim değerleri

Radyal fan çalışmalarından bilindiği üzere kanat formu dışında debi, basınç, verim gibi performans verilerine etkiyen diğer ana faktör salyangoz formu ve bu form üzerinde ise dil yapısı ve konumudur, bu çalışmada elde edilen veriler ve kanat formu üzerindeki parametrik sonuçların salyangoz formu sabit tutularak elde edildiği unutulmamalıdır. Salyangoz formu üzerinde yapılacak bir değişiklik elde edilen parametrik sonuçları değiştirecektir. Örnek olarak Şekil 7.10 de $A=90$, $B=40$ konfigürasyonuna ait kanat yapısının salyangoz dil yapısı ile oluşturduğu akış etkileşimi görülebilmektedir.



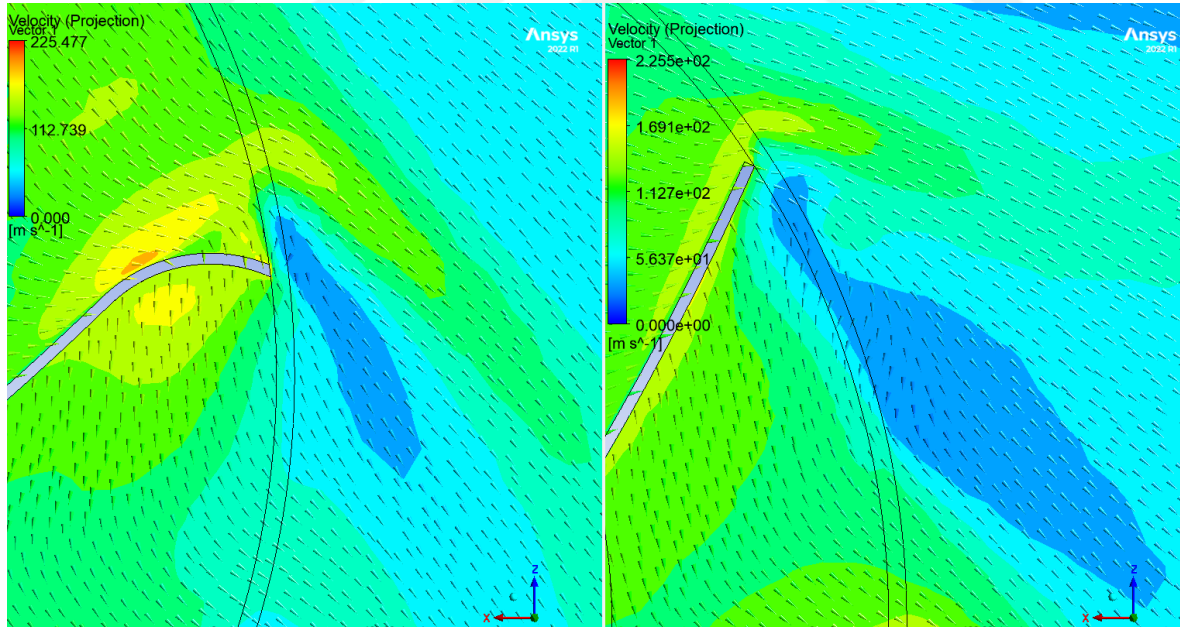
Şekil 7.10. $A=90$, $B=40$ konfigürasyonuna ait akış çizgileri

Şekil 7.11 de mevcut kanat yapısı ve karma kanat yapısına ait hız profilleri incelendiğinde karma kanat yapısına ait görselde, salyangoz çıkışına doğru havanın kanattan ayrıldığı bölgedeki hızların mevcut kanat yapısına kıyasla daha yüksek olduğu gözlemlenmektedir.



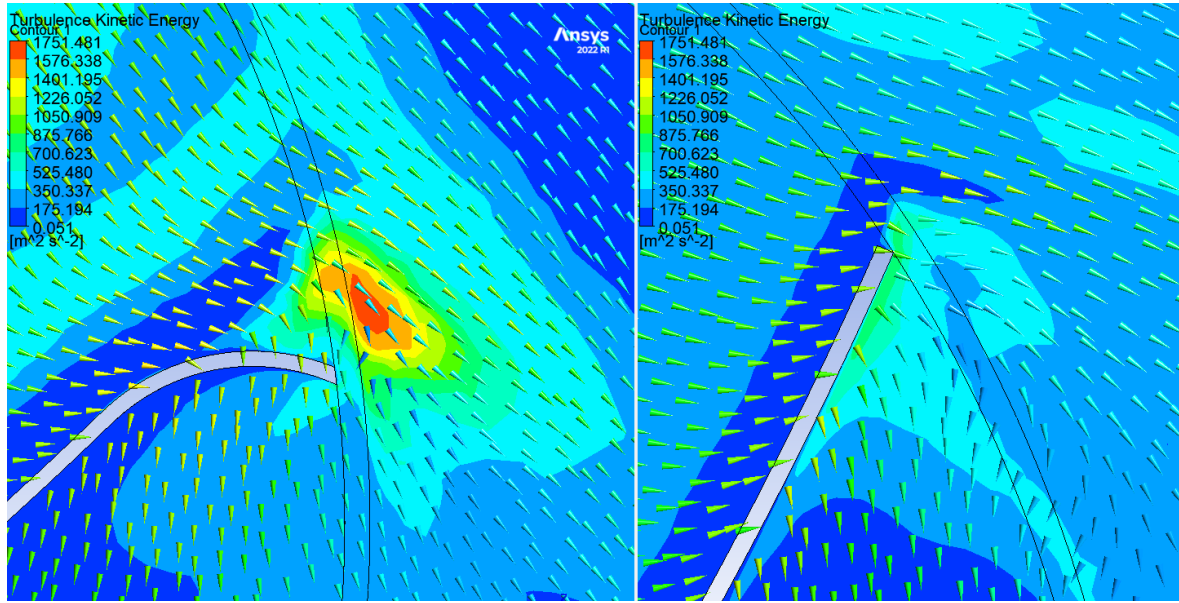
Şekil 7.11. Karma kanat ve mevcut kanat yapısı hız profili

Şekil 7.12 de kanat bölgelerindeki hız profillerinin ve akış vektörlerinin detaylarına baktığımızda mevcut kanat yapısındaki düşük hız bölgeleri ve tekrar kanadın içerisine doğru akış dikkat çekmektedir, bu içe akış verim kaybı olarak dikkat çekmektedir.



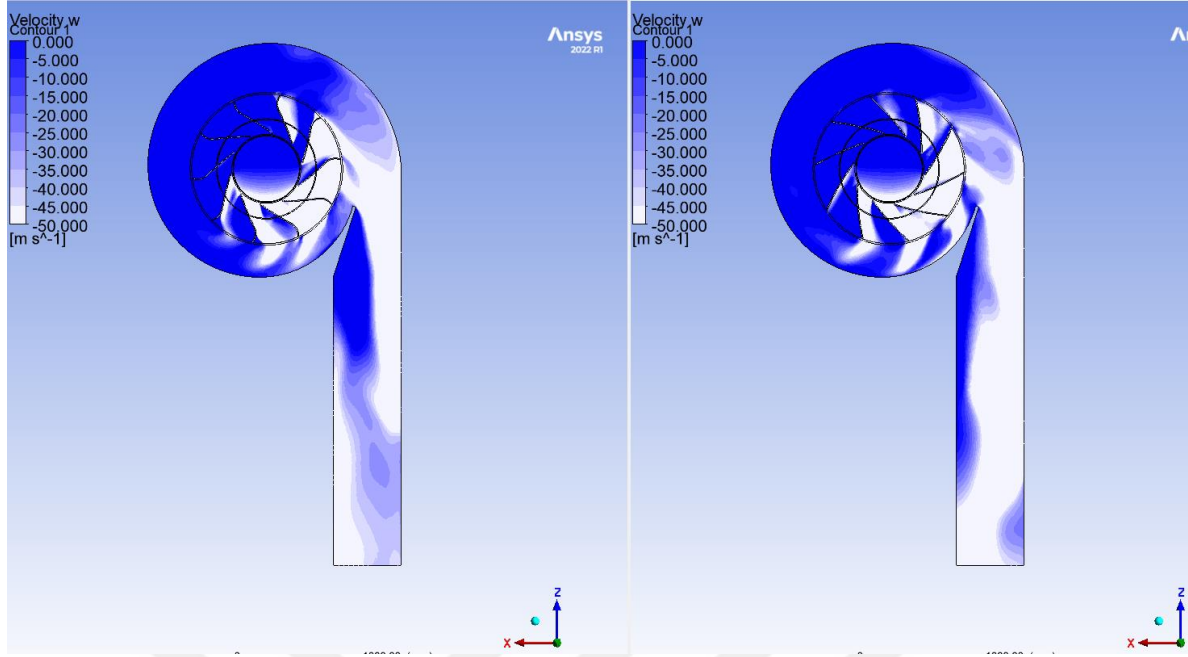
Şekil 7.12. Karma kanat ve mevcut kanat yapısı hız profili

Şekil 7.13 de karma kanat ve mevcut kanat yapısının kinetik enerji dağılımı gösterilmektedir. Görseller incelendiğinde karma kanat yapısının kanat uçlarının arka kısımlarında kinetik enerji değerinin artış gösterdiği görülebilmektedir, bu durum ileri dönük kanatların arka kısımlarında dönüş hızlarının artışından kaynaklanmaktadır. İleri dönük kanat tiplerinde kanat sayısının yüksek tutulması ile bu türbülans bölgeleri belli oranlarda düşürülebilmektedir.



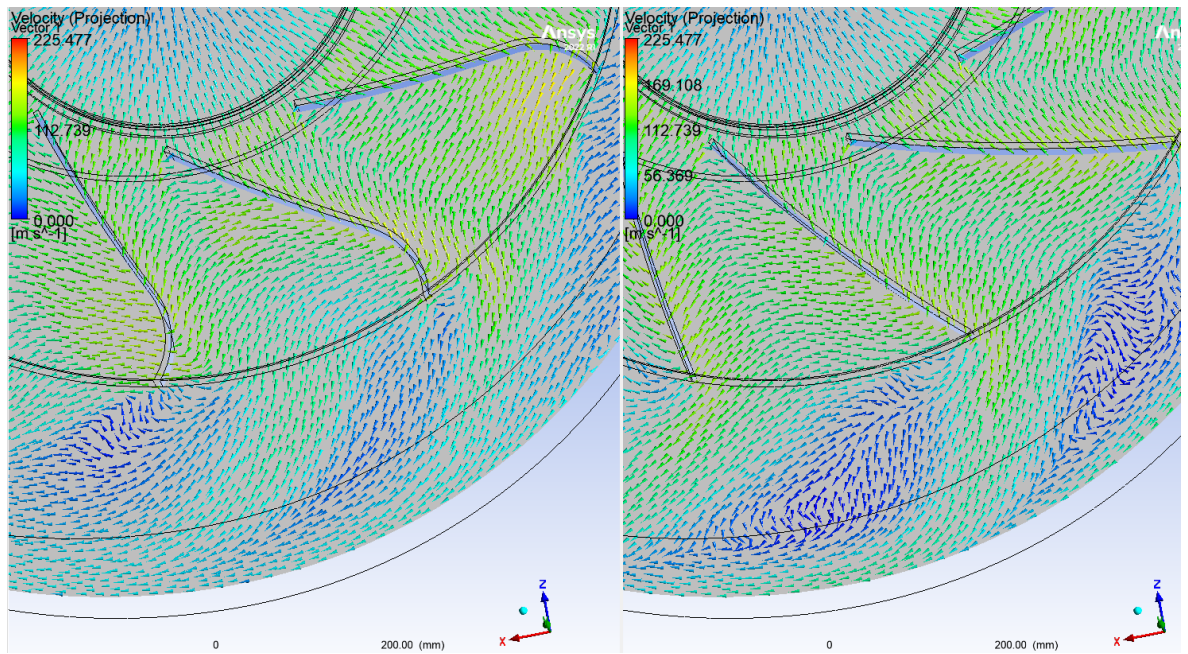
Şekil 7.13. Karma kanat ve mevcut kanat türbülans kinetik enerji dağılımı

Şekil 7.14 incelendiğinde çıkışa dik yönlü hız profillerinin mevcut kanat yapısında daha yüksek olduğu gözlemlenebilmektedir, bu durum salyangoz dil yapısının çıkış bölgesindeki türbülans ve hız profillerine olan etkisinden kaynaklanmaktadır. Düşük hız bölgelerinin, dil yapısının arka kısmını takip ettiği görsellerden anlaşılabilmektedir. Daha önceki bölümlerde anlatıldığı üzere dil yapısının performans verileri üzerinde önemli bir etkisi bulunmaktadır.



Şekil 7.14. Karma kanat ve mevcut kanat z eksenindeki hız dağılım profili

Şekil 7.15 de görülebildiği üzere salyangozun dar iç kısımlarında kanattan ayrılan hava salyangoz formunu daha başarılı şekilde takip edebilmektedir.



Şekil 7.15. Karma kanat ve mevcut kanat akış profilleri

8. SONUÇLAR

Bu çalışmada radyal fan geometrisi değişiminin performans üzerine etkileri incelenmiştir. Bahsedildiği üzere, kanat geometrisinde A ve B açılarının değişimi bu çalışmadaki iki parametreyi oluşturmaktadır. Çalışma kapsamında ilk olarak standart kanat geometrisinin performans parametrelerini belirlemek amacı ile laboratuvar ortamında deneysel düzenek kurumuştur. Sonrasında fiziksel problemi temsil eden nümerik model oluşturulmuş ve sonuçlar standart kanat geometrisi için deneysel veriler ile kıyaslanmıştır. Sonuçlar nümerik ile deneysel sonuçların birbirine yakın olduğunu göstermiştir.

Fiziksel problemi tanımlayan nümerik modelin oluşturulmasının ardından oluşturulan model yardımı ile A ve B değerlerinin değişiminin, debi, verim, statik basınç ve tork değerleri üzerine etkileri parametrik olarak incelenmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen bulgular aşağıdaki gibidir.

- A değerinin artışı debi değerini artırmıştır.
- B değerinin artışı debi değerini artırmıştır.
- Tüm A ve B değerleri için debi değerleri standart fan geometrisinden yüksektir.
- A değerinin artışı ile basınç değeri artış göstermiştir.
- B değerinin artışı basınç değerini düşürmüştür.
- A değerinin artışı tork değerini artırmıştır.
- B değerinin artışı tork değerini azaltmıştır.
- A değeri artışı verim değerini artırmıştır.
- A değerinin artışı verim değerini artırmıştır.

Bu sonuçlar ışığında A ve B değerinin değişimi performans değerlerini yükseltmiştir. Kullanım ihtiyaçlarına bağlı olarak doğru değerler seçildiğinde performans parametrelerinin artırılabilceği görülmüştür.

KAYNAKLAR

- Bleier F.P. (2018). *Fan Handbook: Selection, Application and Design*. McGraw-Hill, 173-217.
- Fluent, A. N. S. Y. S. (2013). ANSYS Fluent Theory Guide 15.0. ANSYS. Canonsburg, PA, 33.
- Mutlu, Ö. (2018). İleriye Dönük Kanatlı Radyal Fan Tasarım Yöntemlerinin Had ile İncelenmesi. *İstanbul Teknik Üniversitesi*.
- Karaokur, H., & Akay, O. E. (2022). Yüksek Basınçlı Santrifüj Fan Performansının DeneySEL Ve Sayısal İncelenmesi. *Konya Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 10(1), 215-228.
- Darvish, M. (2015). *Numerical And Experimental Investigations Of The Noise And Performance Characteristics Of A Radial Fan With Forward-Curved Blades* (Doctoral dissertaiton, Berlin Technical University, 2015)
- Montazerin, N., Damangir, A., & Mirzaie, H. (2000). Inlet induced flow in squirrel-cage fans. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 214(3), 243-253.
- Peng, W. W. (2007). *Fundamentals of Turbomachinery*. John Wiley & Sons. 150-250.
- Adachi, T., Sugita, N., & Yamada, Y. (2001). Study on the performance of a sirocco fan (optimum design of blade shape). *International Journal of Rotating Machinery*, 7(6), 405-414.
- Lin, S. C., & Tsai, M. L. (2012). An integrated performance analysis for a backward-inclined centrifugal fan. *Computers & Fluids*, 56, 24-38.
- Jung, Y., & Baek, J. (2008). A numerical study on the unsteady flow behavior and the performance of an automotive sirocco fan. *Journal of mechanical science and technology*, 22(10), 1889-1895.
- Son, P. N., Kim, J. W., Byun, S. M., & Ahn, E. Y. (2012). Effects of inlet radius and bell mouth radius on flow rate and sound quality of centrifugal blower. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 26(5), 1531-1538.
- Ni, S., Cao, W., Xu, J., Wang, Y., & Zhang, W. (2019). Effects of an Inclined Blade on the Performance of a Sirocco Fan. *Applied Sciences*, 9(15), 3154.
- Stuchlik, A., Frank, S., & Thamsen, P. U. (2010). *Performance investigations of sirocco fans by means of computational fluid dynamics*. 13th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, USA.

- Di Cioccio, D. O. M., Camacho, R. G. R., de Oliveira, W., & Angulo, (2019).T. M. A. Methodology for a Numerical Analysis of the Aerodynamic Performance of a Centrifugal Fan Trough Computational Fluid Dynamics (CFD). *25th ABCM International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2019) October 20-25, 2019, Uberlândia, MG, Brazil*
- Singh, O. P., Khilwani, R., Sreenivasulu, T., & Kannan, M. (2011). Parametric study of centrifugal fan performance: experiments and numerical simulation. *International Journal of Advances in Engineering & Technology*, 1(2), 33.
- Rosa, H. M. P., & Toledo, G. P. (2021). CFD tool application in predicting the behavior of a centrifugal fan designed by one-dimensional theory. *Research, Society and Development*, 10(12), e412101219653-e412101219653.
- Fortuna, S., & Sobczak, K. (2008). Numerical and experimental investigations of the flow in the radial fan. *Mechanics/AGH University of Science and Technology*, 27(4), 138-143.
- Ozbakis, Y., & Erzincanli, F. (2021). Air Flow Control Valve Development with Reinforced Operating Parameters. *Surface Review and Letters*, 28(12), 2150124.
- Whitfield, A., & Baines, N. C. (1990). *Design of Radial Turbomachines*, 150-185
- Ateş, Ö. K. (2020). Bir Endüstriyel Fan Tasarımı ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile Analizi. *Erzincan University Journal of Science and Technology*, 13(1), 348-363.
- Cai, J., Qi, D., Lu, F., & Wen, X. (2010). Study of tonal fan noise reduction by modification of the volute cutoff. *ACTA Acustica united with Acustica*, 96(6), 1115-1124.
- Hançerli, O. (2019). *Radyal fan performansına etki eden parametrelerin sayısal olarak incelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi, 2019, 18-66

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Adı-Soyadı : Halil KARTAL

Uyruğu :Türkiye Cumhuriyeti

Eğitim Derecesi	Okul/Program	Mezuniyet Yılı
Lisans	Gaziantep Üniversitesi	2006
İş Deneyimi/Yıl	Çalıştığı Yer	Görevi
2007-2009	Bilgiç Kalıpcılık	Ar-ge Sorumlusu
2009-	Silverline End.	Ar-ge Süreç Yöneticisi

Yabancı Dili

İngilizce

Bilimsel Faaliyetler(Yayınlar, Bildiriler, Katıldığı Projeler)

1. Mutfak Tipi Aspiratör Ve Davlumbazlar İçin İdeal Fan Salyangoz Optimizasyonu. 3130453 Nolu Teydep Projesi
2. Kuzey Avrupa Merkezi Havalandırma Sistemlerine Uygun Davlumbaz Ve Bütünleşik Performans Ölçüm Metodolojisinin Geliştirilmesi.3190623 Nolu Teydep Projesi