

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

**YARI AÇIK ÇARKLI MERKEZKAÇ FANLARIN ARALIK
KAYIPLARININ HESAPLAMALI AKIŞKANLAR
DİNAMİĞİ İLE SİMÜLASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Zafer ATLI

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜH.

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Eylül 2006

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YARI AÇIK ÇARKLI MERKEZKAÇ FANLARIN ARALIK
KAYIPLARININ HESAPLAMALI AKIŞKANLAR
DİNAMİĞİ İLE SİMÜLASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Zafer ATLI

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜH.

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 20/09/2006 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

**Yrd. Doç. Dr. Tahsin Engin
Jüri Başkanı**

**Prof. Dr. Mesut Gür
Üye**

**Doç. Dr. Ahmet Erdil
Üye**

TEŞEKKÜR

Bu çalıőmamda ihtiyaç duyduğum her türlü teknik ve manevi desteği bana sağlayan, yaptığı motivasyonla yalnız olmadığımı ve hiçbir zaman yalnız olmayacağımı bana hissettiren, birlikte çalıőtıėı ilk yüksek lisans ėrencisi olma gururunu bana yaőatan sayın hocam Yrd. Doç. Dr. Tahsin ENGİN'e, analiz aşamasında laboratuvarında sabahladığı geceleri unutmayacağım sevgili arkadaőım Arő. Gör. Őevki ÇEŐMECİ'ye etmem gereken ciltler dolusu teőekkürü bu sayfada birkaç kelimeye sığdırabilmem çok zor..

Sonsuz teőekkürler.

İÇİNDEKİLER

| | |
|--------------------------------------|------|
| TEŞEKKÜR..... | ii |
| İÇİNDEKİLER..... | iii |
| SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ..... | vi |
| ŞEKİLLER LİSTESİ..... | viii |
| TABLolar LİSTESİ..... | xi |
| ÖZET..... | xii |
| SUMMARY..... | xiii |

BÖLÜM 1.

| | |
|---------------------|---|
| GİRİŞ..... | 1 |
| 1.1. Amaç..... | 1 |
| 1.2. Kapsam..... | 2 |
| 1.3. Literatür..... | 2 |

BÖLÜM 2.

| | |
|--------------------------------------|----|
| TEMEL AKIM ÇİZGİSİ TEORİSİ..... | 10 |
| 2.1. Genel Denklemler..... | 10 |
| 2.2. Radyal Giriş..... | 16 |
| 2.3. Reaksiyon Etkisi..... | 18 |
| 2.4. Boyutsuzlaştırma..... | 22 |
| 2.4.1. Basınç katsayısı ψ | 22 |
| 2.4.2. Debi katsayısı ϕ | 23 |
| 2.5. Sonsuz Sayıda Kanat Durumu..... | 23 |
| 2.6. Sonlu Sayıda Kanat Durumu..... | 28 |
| 2.6.1. Karşılaştırma..... | 28 |

| | |
|--|----|
| 2.7. Kayıplar..... | 30 |
| 2.7.1. Giriş kayıpları..... | 30 |
| 2.7.2. Çark kayıpları..... | 30 |
| 2.7.3. Aralık kayıpları..... | 32 |
| 2.7.3.1. Açık çarklarda aralık kayıplarının hesaplanması..... | 32 |
| 2.7.4. Difüzör kayıpları..... | 35 |
| | |
| BÖLÜM 3. | |
| FAN GEOMETRİSİ VE DENEYSEL ÇALIŞMA..... | 36 |
| 3.1. Giriş..... | 36 |
| 3.2. Fan Geometrisi..... | 38 |
| | |
| BÖLÜM 4. | |
| HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZİ..... | 41 |
| 4.1. HAD Modeli..... | 41 |
| 4.1.1. Sayısal katı model..... | 41 |
| 4.1.2. Sonlu hacim ağı..... | 45 |
| 4.2. Sonlu Hacim Yöntemi..... | 51 |
| 4.3. Çözüm Yöntemi..... | 53 |
| 4.3.1. $k-\varepsilon$ türbülans modeli..... | 53 |
| 4.3.2. Birleşik ve ayrık çözücüler..... | 53 |
| 4.4. Sınır Şartları ve Kabuller..... | 54 |
| 4.5. Sonlu Hacim Ağ Yoğunluğunun Etkisi..... | 55 |
| | |
| BÖLÜM 5. | |
| ANALİZ SONUÇLARI VE BUNLARIN DENEYSEL SONUÇLARLA KARŞIĞIŞTIRILMASI..... | 57 |
| 5.1. Giriş..... | 57 |
| 5.2. Basınç ve Hız Dağılımları..... | 57 |
| 5.3. Üç Boyutlu Akım Çizgileri..... | 61 |
| 5.4. Çark Yüzeylerinde Oluşan Basınç Dağılımları..... | 63 |
| 5.5. Aralık Genişliğinin Akım Çizgilerinin Oluşumuna Etkisi..... | 65 |
| 5.6. Analiz Sonuçlarının Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması..... | 70 |

| | |
|---------------------------|----|
| BÖLÜM 6. | |
| SONUÇLAR VE ÖNERİLER..... | 74 |
| KAYNAKLAR..... | 76 |
| ÖZGEÇMİŞ..... | 80 |

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

| | | |
|--------------------|---|--|
| a | : | bağlı aralık genişliği |
| b_1 | : | kanat giriş yüksekliği (mm) |
| b_2 | : | çıkış kanat yüksekliği (mm) |
| C | : | sabit katsayı (5.5) |
| c_μ | : | sabit katsayı (0.09) |
| $C_{1\varepsilon}$ | : | sabit katsayı (1.44) |
| $C_{2\varepsilon}$ | : | sabit katsayı (1.92) |
| d_1 | : | çark giriş çapı (mm) |
| d_2 | : | çark çıkış çapı (mm) |
| E_{ij} | : | ortalama deformasyon tensörü (s^{-1}) |
| $e_{ij}(t)$ | : | zamana bağlı deformasyon oranı (s^{-1}) |
| g | : | yerçekimi ivmesi ($m\ s^{-2}$) |
| k | : | türbülans kinetik enerjisi ($m^2\ s^{-2}$) |
| L_t | : | uzunluk birimi (m) |
| n | : | mil açısal hızı (rpm) |
| N_S | : | çark özgül hızı |
| P | : | basınç (Pa) |
| P_{mil} | : | mil gücü (W) |
| Q | : | fan hacimsel debisi ($m^3\ s^{-1}$) |
| t | : | zaman (s) |
| T | : | sıcaklık ($^{\circ}C$) |
| U | : | hız vektörü ($m\ s^{-1}$) |
| u_2 | : | çevresel hız ($m\ s^{-1}$) |
| x | : | aralık genişliği (mm) |
| Z | : | kanat sayısı |
| ω | : | açısal hız vektörü |

| | | |
|---------------|---|--|
| φ | : | debi sayısı |
| ρ | : | yoğunluk (kg m^{-3}) |
| η | : | toplam verim |
| ψ | : | basınç sayısı |
| ε | : | türbülans dağılım oranı ($\text{m}^2 \text{s}^{-3}$) |
| β_1 | : | kanat giriş açısı ($^\circ$) |
| β_2 | : | kanat çıkış açısı ($^\circ$) |
| Δp | : | basınç farkı (Pa) |

ŞEKİLLER LİSTESİ

| | | |
|-------------|--|----|
| Şekil 2.1. | Geriye eğimli kanatlı çark detayları..... | 11 |
| Şekil 2.2. | Pompa çarkına ait kontrol yüzeyleri | 12 |
| Şekil 2.3. | Geriye eğimli kanattaki hız üçgenleri..... | 14 |
| Şekil 2.4. | Kanatlar arasındaki sonsuz küçük hava kütesine etki eden santrifüj kuvvet..... | 15 |
| Şekil 2.5. | $\tau = \frac{c_{2u}}{u_2}$ 'nin α_2 'ye göre değişimi..... | 17 |
| Şekil 2.6. | Farklı kanat açılarında dinamik ve statik basınç büyüklükleri. | 20 |
| Şekil 2.7. | Soldan sağa doğru: öne eğimli, radyal ve geriye eğimli kanatlı çark tipleri..... | 21 |
| Şekil 2.8. | Radyal fan dış çapı..... | 22 |
| Şekil 2.9. | Farklı çıkış açlarına ait hız üçgenleri..... | 24 |
| Şekil 2.10. | Sonsuz sayıda kanada sahip fan karakteristiği..... | 25 |
| Şekil 2.11. | Farklı kanat açıları için basınç-debi eğrileri..... | 26 |
| Şekil 2.12. | Öne eğimli, radyal ve geriye eğimli kanat tiplerinde sonlu sayıda kanat durumunun hız üçgenlerindeki değişime olan etkisi..... | 29 |
| Şekil 2.13. | Pfleiderer metoduna göre sıfır aralık genişliğinde pompa performansının ekstrapolasyonla eldesi..... | 34 |
| Şekil 3.1. | B çarkı..... | 36 |
| Şekil 3.2. | C çarkı..... | 37 |
| Şekil 3.3. | D çarkı..... | 37 |
| Şekil 3.4. | Fana ait kesit ve üst görünüm..... | 38 |
| Şekil 3.5. | Fanın çark bölgesinin kesitine ait detaylar..... | 39 |
| Şekil 3.6. | Deney düzeneği..... | 40 |
| Şekil 4.1. | C çarkının sayısal modeline ait bölümler..... | 42 |

| | | |
|-------------|---|----|
| Şekil 4.2. | Difüzör bölümünün iç yüzeylerinin sınırladığı gövde bölümü. | 43 |
| Şekil 4.3. | Yüzeylerin birleştirilmesiyle katı modele dönüştürülen gövde bölümü..... | 43 |
| Şekil 4.4. | Fan giriş bölgesi..... | 44 |
| Şekil 4.5. | Döner çark modeli için baz alınan disk ve bu diskten çıkartılan çark kanatları..... | 44 |
| Şekil 4.6. | C çarkına ait elde edilen nihai döner çark modeli..... | 44 |
| Şekil 4.7. | Fanın giriş bölgesini oluşturan çizgisel sınırlar ve onlara ait sonlu eleman dağılımı..... | 46 |
| Şekil 4.8. | Fanın giriş bölgesine ait nihai sonlu hacim ağı..... | 46 |
| Şekil 4.9. | C fanının çark bölgesini oluşturan çizgisel sınırlar ve onlara ait sonlu eleman dağılımı..... | 47 |
| Şekil 4.10. | C fanının çark bölgesine ait nihai sonlu hacim ağı..... | 47 |
| Şekil 4.11. | C çarkının kanatları etrafındaki sonlu hacim dağılımı..... | 48 |
| Şekil 4.12. | Referans olarak seçilen üst yüzeye ait sonlu elemanlar ağı..... | 49 |
| Şekil 4.13. | Fanın gövde bölümüne ait nihai sonlu hacim ağı..... | 49 |
| Şekil 4.14. | Fan modelinin tamamına ait nihai sonlu hacim ağı..... | 49 |
| Şekil 4.15. | B çarkına ait sonlu hacim ağından bir görünüm..... | 50 |
| Şekil 4.16. | C çarkına ait sonlu hacim ağından bir görünüm..... | 50 |
| Şekil 4.17. | D çarkına ait sonlu hacim ağından bir görünüm..... | 50 |
| Şekil 4.18. | İki boyutlu üçgen kontrol elemanları..... | 52 |
| Şekil 4.19. | Farklı sonlu hacim sayılarında modellenen B çarkı için debide gözlenen % değişim..... | 56 |
| Şekil 4.20. | Farklı sonlu hacim sayılarında modellenen C çarkı için debide gözlenen % değişim..... | 56 |
| Şekil 4.21. | Farklı sonlu hacim sayılarında modellenen D çarkı için debide gözlenen % değişim..... | 56 |
| Şekil 5.1. | B çarkına ait $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde ve $z=20\text{mm}$ kesit düzleminde oluşan statik basınç dağılımı (Pa)..... | 58 |
| Şekil 5.2. | B çarkına ait $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde ve $z=20\text{mm}$ kesit düzleminde oluşan hız dağılımı (m/s)..... | 58 |
| Şekil 5.3. | C çarkına ait $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde ve $z=20\text{mm}$ kesit düzleminde oluşan statik basınç dağılımı (Pa)..... | 59 |
| Şekil 5.4. | C çarkına ait $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde ve $z=20\text{mm}$ kesit düzleminde oluşan hız dağılımı (m/s)..... | 59 |
| Şekil 5.5. | D çarkına ait $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde ve $z=20\text{mm}$ kesit düzleminde oluşan statik basınç dağılımı (Pa)..... | 60 |
| Şekil 5.6. | D çarkına ait $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde ve $z=20\text{mm}$ kesit düzleminde oluşan hız dağılımı (m/s)..... | 60 |
| Şekil 5.7. | B çarkında $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde oluşan 3 boyutlu akım çizgileri..... | 61 |
| Şekil 5.8. | C çarkında $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde oluşan 3 boyutlu akım çizgileri..... | 62 |

| | |
|---|----|
| Şekil 5.9. D çarkında $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde oluşan 3 boyutlu akım çizgileri..... | 63 |
| Şekil 5.10. B çarkında $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde kanat yüzeylerinde oluşan statik basınç dağılımı (Pa)..... | 64 |
| Şekil 5.11. C çarkında $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde kanat yüzeylerinde oluşan statik basınç dağılımı (Pa)..... | 64 |
| Şekil 5.12. D çarkında $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde kanat yüzeylerinde oluşan statik basınç dağılımı (Pa)..... | 64 |
| Şekil 5.13. B, C ve D çark yüzeylerinde gözlenen en düşük ve en yüksek basınçlar (Pa)..... | 65 |
| Şekil 5.14. Kapalı kanatlı fan durumunda B, C ve D çarklarına ait üç boyutlu akım çizgileri..... | 66 |
| Şekil 5.15. B çarkına ait $x=5\text{mm}$ ve $x=30\text{mm}$ aralık genişliğinde oluşan akım çizgileri..... | 67 |
| Şekil 5.16. C çarkına ait $x=10\text{mm}$ ve $x=30\text{mm}$ aralık genişliğinde oluşan akım çizgileri..... | 68 |
| Şekil 5.17. D çarkına ait $x=5\text{mm}$ ve $x=30\text{mm}$ aralık genişliğinde oluşan akım çizgileri..... | 69 |
| Şekil 5.18. B çarkında aralık genişliğinin basınç artışına olan etkisi..... | 70 |
| Şekil 5.19. C çarkında aralık genişliğinin basınç artışına olan etkisi..... | 71 |
| Şekil 5.20. D çarkında aralık genişliğinin basınç artışına olan etkisi..... | 72 |
| Şekil 5.21. $T=20^\circ\text{C}$ ve $n=1760$ d/d için aralık genişliğinin B, C ve D çarklarının en verimli noktasındaki etkisi..... | 73 |

TABLULAR LİSTESİ

| | |
|---|----|
| Tablo 3.1. Fan kesitinde (Şekil 3.4) verilen büyüklükler..... | 39 |
|---|----|

ÖZET

Anahtar kelimeler: Merkezkaç fan, Aralık genişliği, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), Fan performansı, Yarı açık kanatlı çark

Yarı açık kanatlı santrifüj fanların performansını etkileyen en önemli parametrelerden biri aksiyal yönde oluşan asimetrik ve yüksek derecede kararsız akış oluşumudur. Bu fanlara ait akış hacmi tasarımları, aralık genişliği kavramını ön plana çıkaran gövde ve kanat geometrileri arasındaki ilişkiden oldukça etkilenmektedir. Bu çalışmada farklı bağıl aralık genişliklerinde üç farklı kanat geometrisine sahip bir yarı-açık kanatlı radyal fanın hava akışının üç boyutlu sayısal akış analizi yapılmıştır. Mevcut fan geometrilerinden biri 10 ile 30 mm arasında değişen toplam 5 farklı aralık genişliğine, diğer ikisi 5 ile 30mm arasında değişen toplam 6 farklı aralık genişliğine sahip olmak üzere 17 farklı fan geometrisinin yanısıra 0 mm aralık genişliği için tasarlanan üç adet geometri de dahil olmak üzere toplam 20 adet farklı fan geometrisi hazırlanarak ilgili fanların 184.3 rad/s açısal hızla hareket ettikleri varsayımıyla yapılan çözümler FLUENT 6.2.16 ® yazılımı yardımıyla iki denklemlilik $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilmiş, elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve oldukça iyi bir uyumun olduğu ortaya konulmuştur.

COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS SIMULATION OF TIP CLEARANCE EFFECTS IN CENTRIFUGAL FANS WITH UNSHROUDED IMPELLERS

SUMMARY

Keywords: Centrifugal fan, Tip clearance effects, Computational fluid dynamics (CFD), Fan performance, Unshrouded impeller, Semi-open impeller

Performance of centrifugal fans with unshrouded impellers strongly depends upon complex configuration of the asymmetrical flow field in the axial direction, which is highly unsteady. The flow field, in turn, is considerably affected by the design parameters of both scroll and impeller geometry, for which tip clearance is of particular interest. This study presents a three dimensional computational fluid dynamics simulation of flow field in three different unshrouded centrifugal fan impellers with varying tip clearances. A commercial computational fluid dynamics (CFD) code, namely Fluent V6.2.16 with a $k-\epsilon$ two equation turbulence model was utilized in order to study the effects of tip clearance on the overall performance of each fan with the tip clearances ranging from 5 to 30 mm. The numerical results were compared to the experimental data and excellent agreements were observed for each fan.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Santrifüj fanlardaki akışın üç boyutlu, oldukça karışık ve yüksek derecede türbülanslı olması aerodinamik tasarım aşamasında fan performansının tam olarak tanımlanamamasına neden olmaktadır. Geleneksel yaklaşımlardan farklı olarak fan tasarımlarında hareketsiz gövde ile hareketli çark arasındaki etkileşimlerin göz önünde tutulması gerekmektedir. Fanların geleneksel metotlarla tasarlandıktan sonra üzerinde gerekli iyileştirmeler yapılarak tekrar tasarlanması gibi yöntemler oldukça maliyetli olmalarının yanı sıra zaman alıcı süreçler gerektirir. Bu yöntemlerin geliştirilmesi ya da fanda oluşan karmaşık akışın daha iyi anlaşılması amacıyla yeni metotlar üzerinde durulmalıdır. Öte yandan yarı açık çarklardaki akışlar kapalı çarklara göre çok daha karmaşıktır. Ne yazık ki yarı açık çarkların performansını belirlemede ne bir güvenilir yöntem ne de prosedür mevcuttur. Bu tür çarkların performansı aralık kayıplarından önemli ölçüde etkilenir ve mutlaka dikkate alınması gerekir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) sonsuz sayıda sayısal deney imkanı sağladığından çarkların tasarımında kilit bir rol oynamaktadır.

1.1 Amaç

Bu çalışmada farklı bağıl aralık genişliklerinde üç farklı kanat geometrisine sahip yarı-açık kanatlı radyal bir fanındaki hava akışının üç boyutlu sayısal akış analizi yapıp, analizden elde edilen sonuçların daha önce elde edilmiş mevcut deneysel sonuçlarla arasındaki uyumu ortaya koymak amaçlanmıştır. Şayet bir uyum sağlanırsa bu çalışmanın bu tür problemlerin hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile çözümünde bir model teşkil etmesi hedeflenmiştir. Yapılan çalışmayla ilgili detaylar ilerleyen bölümlerde sunulmuştur.

1.2 Kapsam

Giriş bölümünde bu çalışma için referans teşkil edebilecek literatür sunulmuş ve çalışmanın içeriğine kısaca değinilmiş, ikinci bölümde sunulan Temel Akım Çizgisi Teorisi'nde ise sonlu ve sonsuz kanatlı merkezkaç çark varsayımlarının teorik tanımlamalarına, çarklar arasındaki farklılıkları belirleyen parametrelere, bu farklılıkların çark performansını tayin eden büyüklüklere olan etkisine ve son olarak da çarklarda oluşan kayıplara yer verilmiştir. Üçüncü bölümde bu tezde referans alınan deneysel çalışmaya ve deneyde kullanılan çarklara ilişkin geometrik detaylara yer verilmiş, bir sonraki bölümde de yapılacak HAD analizlerinde kullanılması planlanan ilgili sayısal modellerin nasıl oluşturulduğu detaylı bir biçimde anlatılmıştır. Oluşturulan bu modellerin kullanılmasıyla elde edilen sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla karşılaştırılması sonucu aralarında oluşan uyum beşinci bölümde ortaya konulmaya çalışılmıştır. Bu çalışmaya ait son bölüm olan altıncı bölümde burada yapılan çalışmanın amacına değinilmiş ve elde edilen sayısal sonuçlarla deneysel sonuçlar arasında gözlenen uyum dikkate alınarak ileride bu alanda yapılacak benzer araştırmalara yönelik tavsiyelerde bulunulmuştur.

1.3 Literatür

Turbo makinalarda oluşan karasız akışlar, akış kopmaları, yüksek mertebeli sürtünmeler ve kanat etkileşimleri gibi olumsuz etkenler optimum dizaynların oluşturulmasına karşı engellerdir. Dolayısıyla basit modellerin oluşturulmasına yönelik ihtiyaçlar doğmuş ve özellikle 80'li yılların başından itibaren turbo makinalardaki akışın irdelenmesi amacına yönelik geliştirilen teknikler çeşitlilik kazanmaya başlamıştı. Adkins ve Smith'in [1], Gallimore ve Cumpsty'nin [2] sundukları iki boyutlu akış analiz yaklaşımı, Adamczyk'in [3] getirdiği pasaj-ortalama yaklaşımı, Rai'nin [4], Lakshminarayana'nın [5] yaptığı Reynolds-ortalama Navier-Stokes (RANS) tanımı gibi birçok model ve simülasyon tekniğinin ortaya çıkması bu döneme rastlar.

Yukarıdaki tekniklerden pasaj-ortalama ve RANS yaklaşımları türbülanslı akışlar için kesin sonuçlar vermekte yetersiz kalmış ve bu nedenle Speziale [6], büyük Eddy

girdaplarının modellenmesi gerekliliğine dikkat çekmiştir. Örneğin, göbekte yer alan büyük ölçekli girdapların uç noktalarda oluşan sızıntı girdaplarından çok farklı olduğu bilinmektedir, bu nedenle kurulacak modelin adım adım ayarlanmasını gerektirmekteydi, fakat bu da amaçlara yönelik pratik sonuçlar vermemiş ve RANS modelinin biraz daha gelişmesine sebep olmuştur. Sonuçta bu model bu tür akışlar için yeterli olmayı başaramamıştır. Bu yüzden turbo makinalardaki türbülanslı akışta daha hassas sonuçlara ulaşmak amacıyla Büyük Eddy Simulasyonu (Large-Eddy-Simulation: LES) alternatifi üzerinde durulmuştur.

80'li yıllardan itibaren akış analizinde geniş uygulama alanı bulan bir diğer teknik de holografik PIV (particle image velocimetry) tekniği idi. Adrian [7] bu tekniği kullanarak iki boyutlu hız alanını, Barnhart ve arkadaşları [8] ile Zhang ve arkadaşları [9] da üç boyutlu hız alanını tanımlamışlardır. Bu tür deneysel veriler karmaşık ve türbülanslı akışın olduğu modeller için iki şekilde uygulanmaktaydı:

(a) PIV tekniği kullanılarak hız ve Reynolds gerilme alanları tespit edilip aynı model için sayısal yöntemlerle elde edilen verilerle karşılaştırılır ve model tasarımı ya da iyileştirmesi aşamasında bu her iki yöntemin verdiği ortak sonuçlar dikkate alınarak sonuca gidilir, ya da,

(b) PIV ile elde edilen verilerin güvenilir olduğuna karar verildiyse model tasarımı ya da iyileştirmesi aşamasında bu veriler doğrudan referans kabul edilirdi.

İlerleyen yıllarda akış analizlerinde PIV metodunun geliştirilmiş yeni bir versiyonu olarak DPIV (digital particle image velocimetry) tekniği uygulama alanı bulmaya başladı. DPIV tekniği, oluşturulan ince akış yüzeylerinde akışkana dahil edilen küçük partiküllerin (hava için 1-50 mikron büyüklüğünde) lazer ışık kaynağı ve kamera yardımıyla elde edilen fotoğraf kareleri kullanılarak hız tayini yapma prensibine dayalıydı. Esteveadoral ve arkadaşları [10] düşük devirli bir aksiyal fan kanadının hücum ve kaçma kenarlarıyla emme ve basma taraflarında yaptıkları kararlı ve zamana bağlı durumlardaki DPIV hız ölçümleri sonucu kanat etrafında oluşan viskoz etkileri görselleştirmeyi başarmışlardır.

Türbülans modelleri üzerine yapılan çalışmaların artmasıyla birlikte birçok türbülans modeli sunulmuş, Güleren ve Pınarbaşı [11] tarafından yapılan çalışmada da vurgulandığı gibi Standart $k-\epsilon$ türbülans modelinin daha kesin sonuçlar verdiği ortak bir kanı haline gelmeye başlamıştır. Son yıllarda turbo makinalar üzerinde sayısal analiz çalışmaları yapan bilim adamları ısrarla bu model üzerinde durmaktadırlar.

Bilişim teknolojisindeki göz alıcı ilerlemelere bağlı olarak turbo makinaların hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yardımıyla tasarımı son birkaç yılda oldukça popüler hale gelmiştir. Gerek prototipe ihtiyaç duyulmadan tasarım yapılmasına olanak tanıdığından ve dolayısıyla tasarım maliyetini düşürdüğünden, gerekse diğer konvansiyonel metodlara göre daha az zaman aldığından HAD tabanlı tasarım ve iyileştirme metodları daha fazla tercih edilir duruma gelmiştir.

Zhou ve arkadaşları [12] üç farklı santrifüj pompa kullanarak bunların içinde oluşan üç boyutlu karmaşık akışı HAD yardımıyla çözümlemişler, elde edilen sonuçlar deneysel verilerle kıyaslandığında eğimli kanatlarda bu uyumun oldukça iyi fakat düz kanat durumunda çok iyi olmadığını ortaya koymuştur.

Asuaje ve arkadaşları [13] hem santrifüj hem de karışık akışlı pompa kanatlarının tasarımı amacıyla iki bilgisayar yazılımı geliştirmiş, bu yazılımlar yardımıyla elde ettikleri sonuçların deneysel sonuçlarla iyi bir uyum içinde olduğunu göstermişlerdir.

Toffolo [14] bir fanın geometrik tasarımına ilişkin parametrelerle fan performansı arasındaki ilişkiyi göstermek amacıyla teorik bir perspektifle ilgili akış hacminin ilgili durumlardaki HAD analizlerini yapmıştır. Hareketli sayısal ağ (sliding mesh) tekniğini kullanarak yaptığı bu analizlerde iki boyutlu viskoz ve sıkıştırılmaz akışın zamana bağlı çözümünü elde etmiş ve elde ettiği sayısal sonuçların deneysel verilerle iyi bir uyum içinde olduğunu göstermiştir. HAD yazılımları öne eğimli kanatlı santrifüj fanlarda oluşan akışın çözümlerini elde etmek amacıyla da oldukça yaygın bir biçimde kullanılmaktadır.

Güleren ve arkadaşları [11] bir santrifüj pompanın kanatlı ve kanatsız difüzöründe akış karakteristiğini sayısal olarak incelemiş, sıkıştırılmaz ve viskoz akış kabulüyle

2 boyutlu Navier-Stokes denklemlerinin sonlu hacimler tekniğine uygun olarak çözülmesiyle 890 d/d açısal hızda döndüğü varsayılan geriye dönük kanat geometrisine sahip pompanın paralel düzlemsel duvar tipi kanatlı difüzör ve salyangoz çeperi ile kuşatılmış 9 kanatlı difüzör durumunda çark çıkışı ve difüzördeki jet ve geri yönlü akış oluşumlarını ayrıntılı olarak araştırmış, pompa performansına olan etkilerini irdelemiştir. Fluent® yazılımı kullanılarak elde edilen sonuçlar, performans eğrilerinin yanında, difüzördeki hız vektörleri, eş basınç eğrileri ve türbülans kinetik enerji dağılımları olarak verilmiş ve bu sonuçlar mevcut deneysel verilerle karşılaştırıldığında aralarında büyük bir uyumun olduğu görülmüştür.

Roknaldin [15], Uygulamalı Isı Teknolojileri Laboratuvarı'nda yaptığı çalışmada bir soğutucu fan havuzunda bulunan birden çok radyal fanın basitçe nasıl modelleneceğine ilişkin bir makro geliştirmiş, bu tür fan havuzlarında fanların karmaşık üç boyutlu ve yüksek sonlu eleman ağı kullanılarak modellenmesinin yol açtığı dezavantajlara dikkat çekmiştir. Öne sürdüğü makro yaklaşımıyla Icepac® yazılımını kullanarak modellediği fanlardan elde ettiği HAD sonuçlarıyla laboratuardan alınan deneysel sonuçlar arasındaki uyumu ortaya koymuştur.

Bir başka HAD uygulaması örneği de Miyauchi ve arkadaşlarının [16] yaptığı çalışmadır. Miyauchi ve arkadaşları santrifüj pompaların aksel simetrik meridyenel akış kanalı tasarım ve optimizasyonu amacıyla bir HAD modeli geliştirmişlerdir. VisualDOC® ve FLUENT® paketlerini kullanarak geliştirdikleri model sayesinde optimize edilmiş tasarım sonucu bu meridyenel bölgedeki basınç kayıplarını azaltmayı başarmışlardır. Herhangi bir prototipe gerek duymadan sadece birkaç saat süren optimizasyon süreci bu alandaki uygulamalarda HAD yazılımlarının kullanımının avantajını da ortaya koymaktadır.

Amerika Birleşik Devletleri Donanma Akademisi'nden Miner [17] iki kademeli bir pompadaki tek kademeli rotor stator etkileşiminin HAD analizini yapmış, rotor ve stator için sırasıyla döner ve hareketsiz koordinat sistemi kullanarak yaptığı analizlerde ölçülen teğetsel ve radyal hız profilleriyle statik basınç büyüklüklerinin

HAD analizinden elde edilen sonuçlarla iyi bir uyum gösterdiğini, fakat toplam basınç büyüklüğü için aynı uyumun oluşmadığını gözlemlemiştir.

Stoták [18], 105MW gücündeki 7 kanatlı bir pompa-türbinin kanat sayısını arttırarak gücünü 125MW dolaylarına çıkarmayı, böylelikle basma yüksekliğini arttırmayı ve aynı zamanda kavitasyon problemini çözmeyi amaçlamış, bu amaçla yaptığı HAD analizinde türbin durumundaki çalışma esnasında oluşan geri yönlü akışların çıkış tüpünün büyütülmesiyle giderilebileceğini göstermiştir. Rotor-stator etkileşimini iyi gözlemek amacıyla “*sliding mesh*” modelini kullanmış, yaptığı zamana bağlı çözümlerinde gerek pompa gerekse türbin rejiminde oluşan zamana bağlı basınç dalgalanmalarını göstermeyi başarmıştır.

Bouquet ve arkadaşları [19] öne eğimli kanatlı santrifüj fanlara ait geometrik parametrelerle bu fanlarda oluşan iç akışa ait aerodinamik ve akustik davranışlar arasındaki ilişkiyi göstermek amacıyla üç boyutlu akış analizleri yapmış ve elde ettikleri sayısal verilerle deneysel verilerin arasındaki uyumu ortaya koymuştur.

Lin ve Huang [20] dizüstü bilgisayarlardaki soğutma problemini çözmek amacıyla geliştirilen fanların HAD simülasyonlarını gerçekleştirmiş ve kanatların arasındaki enerji transferi verimini arttırmayı başarmışlardır.

Yu ve arkadaşları [21] dört farklı kanat geometrisi kullanarak hem deneysel hem de sayısal olarak kanat geometrisinin kan pompalamakta kullanılan santrifüj kan pompalarının performansına olan etkisini incelemişlerdir. Pompa kanat geometrisinin kanda pıhtılaşma ve hemolisis oluşturmadaki etkisini gözlemek amacıyla pompanın çalışması esnasında iki kanat arasında iki boyutlu akışta oluşan kayma gerilmelerini belirlemeye çalışmışlardır.

Huainan Madencilik Enstitüsü ve Bath Üniversitesi Mühendislik Fakültesi’nden Pan ve arkadaşları [22] santrifüj fanların ve kompresörlerin sıkıştırma çemberlerinin dizaynına ilişkin yaptıkları çalışmada çembere ait üç boyutlu farklı HAD modelleri kullanarak sıkıştırılabilir akış ve kararlı akış durumu varsayımlarıyla yaptıkları analizler sonucu çemberin giriş çıkış kesitleri arasındaki orana müdahale edilmeden

sıkıştırma çemberinin dil bölgesinin genişletilmesiyle bu bölgede daha üniform bir akış elde edilebileceğini göstermişlerdir.

Yarı açık kanatlı turbo makinalarda aralık genişliğinin makina performansına olan etkisiyle ilgili çalışmalar son birkaç on yıllık zaman diliminde çeşitlilik kazanmıştır. Bu çalışmaların çoğunda santrifüj ya da karışık akışlı pompalarla kompresör kademeleri incelenmiş olup günümüzde aralık genişliğinin santrifüj ya da aksiyal fanlardaki etkisini inceleyen çalışma sayısı ise oldukça azdır. Engin ve arkadaşları [23] 2004 yılında üç farklı kanat tipine sahip yarı açık çark prototipleri üzerinde yaptıkları deneylerde çark geometrisinin ve bu geometrilerdeki farklı aralık genişliklerinin farklı sıcaklıklarda fan performansını nasıl etkilediğini araştırmayı amaçlamış, bu amaca yönelik yüksek sıcaklıklara dayanıklı seramik geriye eğimli, radyal ve öne eğimli olmak üzere üç farklı çark geometrisi hazırlamışlardır. Bu üç çarkı kullanarak farklı sıcaklıklarda yaptıkları deneyler sonucu ilgili aralık genişliklerinin çıkış basıncını, akışkan debisini, toplam mil gücünü ve fan verimini nasıl etkilediğini göstermeyi başarmışlardır. Sözü edilen bu çalışmayla birlikte kanat giriş açısı ve aralık genişliği gibi iki farklı parametreyi değiştirmek yoluyla çözüme ulaşmaya çalışan Yu ve arkadaşlarının [24] yaptığı çalışmanın dışında farklı aralık genişlikleri kullanarak bu aralık genişliklerinin yarı açık kanatlı radyal fanların performansına olan etkisini inceleyen sistematik bir çalışma bulmak mümkün değildir. Yu ve arkadaşları HAD çözümlenmeli analizlerinde santrifüj bir fanın dizaynına ilişkin optimum bir tasarım metodu geliştirmişler ve elde ettikleri sayısal sonuçlarla deneysel veriler arasında oldukça iyi bir uyumun olduğunu göstermişlerdir.

Açık ve kapalı çarklı fanlarla ilgili yapılan çalışmaların biri Harada'ya [25] aittir. Harada birbirinin aynı olan biri açık diğeri kapalı bu iki tür çarkın fan performansını nasıl etkilediğini araştırmak amacıyla freon gazını kullanarak yaptığı çalışmada kapalı çarklı fanların açık çarklı fanlara göre daha çok düşük devir hızlarında ve dolayısıyla düşük debilerde yüksek verim sağladıklarını, kararlı çalışma aralıklarının da ancak belirli çalışma şartları sağlandığında ortaya çıktığını ve bunun oldukça küçük bir aralık olduğunu gözlemlemiştir.

Stanford Üniversitesi ve Honda R&D 'nin bir ortak çalışması olan Silikon Nitrit malzemesinden yekpare olarak imal edilmiş 12mm dış çapına sahip bir radyal akışlı mikro kompresör çarkının kompresör performansına olan etkisi üzerine çalışan Johnston ve arkadaşları [26], yüksek hızlardaki performans analizleri için geliştirdikleri üç boyutlu modeli kullanarak farklı iki hızda (420.000 d/d ve 800.000 d/d) yaptıkları analiz sonuçlarıyla deneysel verileri kıyaslama yoluna gitmiş ve verilen her iki hızda da iyi bir uyumun varlığını ortaya koymuşlardır. Radyal kompresörlerdeki aralık genişliğinin kompresör verimini radyal fanlarda olduğundan daha çok etkilediği bilinmektedir. Johnston ve arkadaşları bu olguyu da dikkate alarak üç farklı izafi aralık genişliği için yaptıkları analizlerle aralık genişliğinin kompresör performansına olan etkisini de inceleme şansı bulmuş, iki farklı aralık genişliği için daha önce elde edilen deneysel verilerle elde ettikleri sayısal veriler arasında da iyi bir uyum olduğunu göstermişlerdir. Böylelikle bu tür yüksek hızlı radyal mikro kompresörlerin performans tayininde de HAD analizlerinden faydalanılabileceğini ortaya koymuşlardır.

Engeda [27] yarı açık ve kapalı çarklı 5 farklı santrifüj pompa için yüksek özgül hızlarda ($n_s=17-80$) aralık genişliğinin pompa performansına olan etkisinin nasıl değiştiğini göstermek amacıyla yaptığı deneysel çalışmada pompa performansını % aralık genişliği ve özgül hızın bir fonksiyonu olarak tanımlamayı başarmıştır.

Thakker ve arkadaşları [28], 60 cm çapına sahip bir etki türbinindeki aralık etkisini incelemiş, bu amaçla hazırladıkları üç boyutlu modelin HAD analizinden elde ettikleri sonuçlarla deneysel sonuçları kıyaslamışlardır. Bunun yanı sıra pratikte deneyi mümkün olmayan sıfır aralık genişliğindeki durumu da inceleme şansı bulmuşlar, sonuç olarak aralık bölgesinde oluşan akışın türbin verimini %4 oranlarında azalttığını göstermişlerdir.

Engin [29], 2000 yılında yaptığı çalışmada, en büyük tanecik boyutunun 2.4 mm olduğu farklı katı-su karışımlarının radyal pompalar tarafından iletilmesi durumunda pompa performansının nasıl değiştiğini ve bu şartlarda 1.25 mm ile 8 mm arasında değişen aralık genişliğindeki farklılıkların pompa performansını nasıl etkilediğini araştırmış, ortaya çıkardığı birçok sonucun yanı sıra yaptığı tek fazlı deneylerde

aralık genişliğinin 5.5 mm'ye kadar arttırıldığı durumda pompa veriminin de arttığını, fakat bu değerden itibaren artan aralık genişliklerinde pompa veriminin giderek azaldığını gözlemlemiş ve bu çalışmayla radyal pompalarda optimum bir aralık genişliğinin tespit edilebileceğini vurgulamıştır.

Sarf edilen bütün çabalara rağmen hala yarı açık kanatlı radyal fanlarda aralık genişliğinin fan performansına olan etkisini tam olarak gösterebilecek ne bir teori ne de metot mevcuttur. Bunun en basit nedeni de özellikle fanın hareketsiz gövde (difüzör) kısmıyla döner çark bölgesi arasında oluşan karmaşık akışın karakteristiğinin tam olarak bilinmemesidir. Bu etkileşim bir fandan diğerine değişiklik arz ettiği gibi mevcut literatürler bu etkileşimi tam olarak ortaya koymak için sadece belirli bir fan açısız hızı ele alınarak incelenen aralık genişliğinin yetersiz olduğunu, bunun yanında birçok farklı parametrenin de bu tür bir incelemeye dahil olması gerektiğini vurgulamaktadır, bu da problemin analitik çözümünü neredeyse imkansız hale getirmektedir. Bu konudaki çalışmaların çoğunda istenmeyen aralık kayıplarının giderilmesi amaçlanarak milimetre mertebelerinde sadece küçük aralık genişlikleri ele alınmıştır. Fakat fanın yüksek sıcaklıklarda çalışmak zorunda olduğu durumlarda bu aralık genişliklerinin ısı genleşmelerin üstesinden gelebilecek seviyelerde olması gerekmektedir. Büyük aralık genişliklerinde turbo makinaların nasıl çalıştığıyla ilgili araştırmalar henüz çok azdır.

Bu çalışmada farklı bağıl aralık genişliklerinde üç farklı kanat geometrisine sahip bir yarı-açık kanatlı radyal fanındaki hava akışının üç boyutlu sayısal akış analizi yapılmıştır. Mevcut fan geometrilerinden biri 10 ile 30 mm arasında değişen toplam 5 farklı aralık genişliğine, diğer ikisi 5 ile 30 mm arasında değişen toplam 6 farklı aralık genişliğine sahip olmak üzere 17 farklı fan geometrisinin yanısıra 0 mm aralık genişliği için tasarlanan üç adet geometri de dahil olmak üzere toplam 20 adet farklı fan geometrisi hazırlanarak ilgili çarkların 184,3 rad/s açısal hızla hareket ettikleri varsayımıyla yapılan çözümler FLUENT 6.2.16 ® yazılımı yardımıyla iki denklemlilik $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilmiş, elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve oldukça iyi bir uyumun olduğu ortaya konulmuştur.

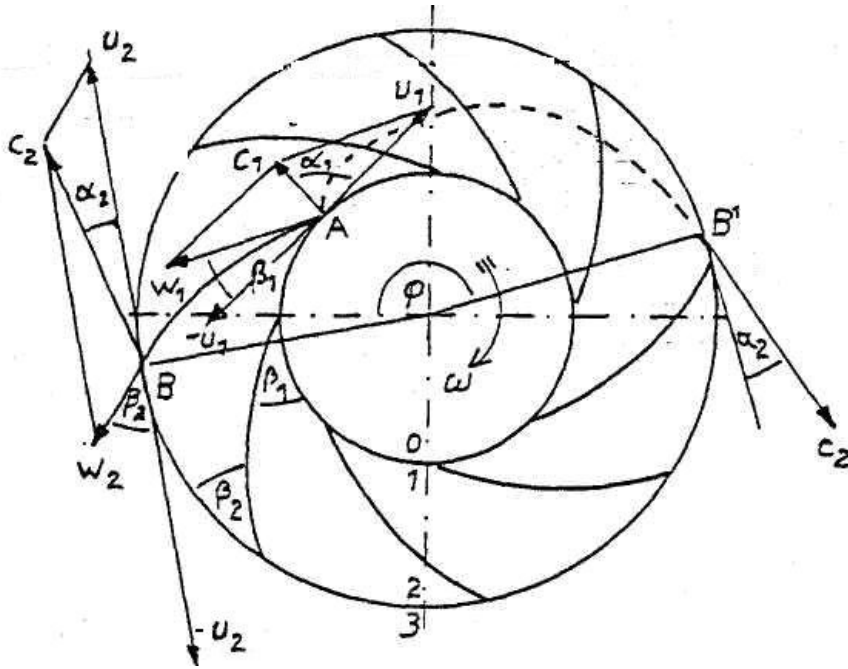
BÖLÜM 2. TEMEL AKIM ÇİZGİSİ TEORİSİ

2.1. Genel Denklemler

Euler'in türbin teorisinde ele aldığı gibi sonsuz küçük kalınlıkta ve sonsuz sayıda kanata sahip geriye eğimli kanatlı ideal bir fan durumunda kanatlar arasında hareket eden akışkanın kanat formunun dışında başka herhangi bir izafi yönde hareket etmediği varsayalım. Kanat giriş çemberinin çapı d_1 , çıkış çemberinin çapı d_2 , kanadın giriş çemberinin teğetiyle olan açısı β_1 , kanadın çıkış çemberinin teğetiyle olan açısı β_2 olsun.

Akışkanın ω açısal hızıyla hareket eden ve kanat çıkış uçlarıyla sınırlanan çıkış çemberinde u_2 teğetsel hızına sahip çark bölgesine kanat giriş profillerine teğet biçimde girdiği varsayalım. Bu da, havanın çarka giriş çemberinin normali doğrultusunda girdiği anlamına gelir. Sonsuz kanat varsayımı yapıldığı göz önüne alındığında akışkanın çark bölgesini terk ederken izlediği yön çıkış çemberine teğettir fakat gerçekte sonlu sayıda kanat kullanıldığı durumda akışkan bu bölgeden teğet yönle bir α_2 açısı yapacak şekilde ayrılır. Aynı şekilde gerçekte çark bölgesine giren akışkanın hız vektörü de giriş çemberinin teğetiyle α_1 açısı yapar.

Şekil 2.1 radyal kanatlardaki giriş ve çıkış hız diyagramlarını göstermektedir. B noktasından B' noktasına doğru açısal hareket yapan çarkta akışkanın bağıl hareket yönü A ile B noktası arasında iken mutlak hareketi $A - B'$ noktaları arasındaki kesikli çizgi doğrultusundadır.



Şekil 2.1 Geriye eğimli kanatlı çark detayları

Yukarıdaki şekilde c_1 hızı hacimsel debi ve giriş alanı bilinenleriyle hesaplanabilir. r_1 giriş yarıçapı biliniyorsa u_1 teğetsel hızı da hesaplanabilir. Akışkanın giriş noktasındaki mutlak hızı ve teğetsel hızın bileşkesi ω_1 mutlak hızını verir.

İmpuls denklemi yardımıyla bu çarkın ürettiği iş hesaplanabilir. Aşağıdaki denkleme göre J büyüklüğündeki itmenin zamana bağlı türevi olan F kuvveti akışkana etki eden kuvvettir.

$$F = \frac{dJ}{dt} = \frac{d}{dt}(mc) \quad (2.1)$$

$$F = c \frac{dm}{dt} = c\dot{m} \quad (2.2)$$

Giriş ve çıkışta iki kontrol yüzeyi seçilsin (Bkz. Şekil 2.2 I ve II). Şekil 2.2'ye göre akışkan çark bölgesine c_1 hızıyla girer. I nolu kontrol yüzeyinde aktarılan moment

büyüklüğü c_1 yönündeki itme kuvveti olan $\dot{m}c_1$ ile $r_1 \cos \alpha_1$ büyüklüğündeki moment kolunun çarpımı olup aşağıdaki şekilde tanımlanabilir.

$$M_1 = -\dot{m}c_1 r_1 \cos \alpha_1 \quad (2.3)$$

Benzer şekilde II nolu kontrol yüzeyinde aktarılan moment büyüklüğü:

$$M_2 = \dot{m}c_2 r_2 \cos \alpha_2 \quad (2.4)$$

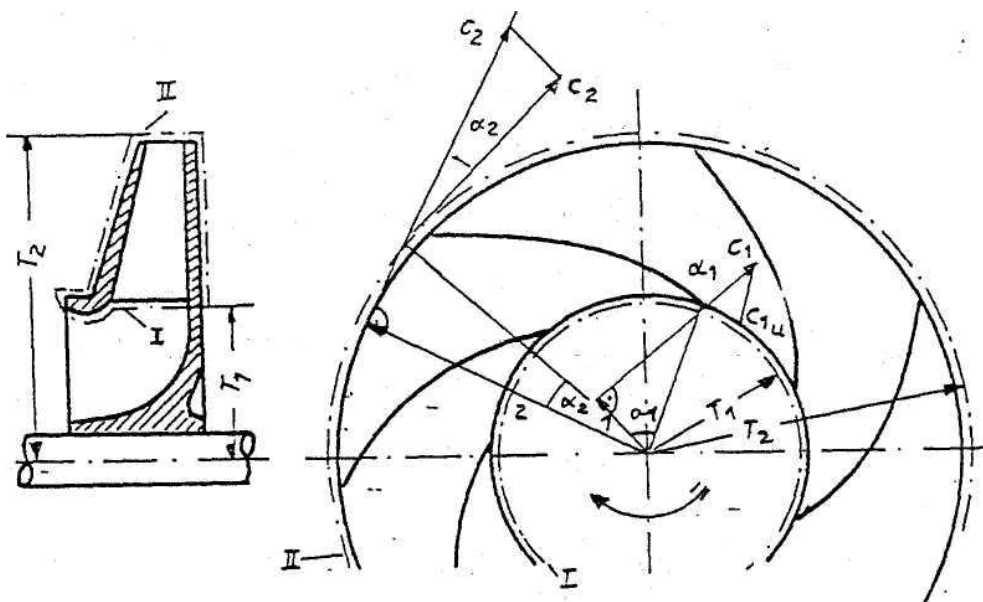
Bu durumda akışkana aktarılan toplam moment büyüklüğü aşağıdaki şekilde tanımlanabilir.

$$M_{toplamlam} = M_1 + M_2 = \dot{m}c_2 r_2 \cos \alpha_2 - \dot{m}c_1 r_1 \cos \alpha_1 \quad (2.5)$$

$c_1 \cos \alpha_1 = c_{1u}$ ve $c_2 \cos \alpha_2 = c_{2u}$ dönüşümleriyle,

$$M_{toplamlam} = \dot{m} (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) \quad (2.6)$$

elde edilir.



Şekil 2.2 Pompa çarkına ait kontrol yüzeyleri

Akışkan kütlenin yer değiştirmesi için harcanan güç Hmg ve çarkın ω (rad/s) açısal hızla hareket ettiği varsayımı yapılırsa aktarılan toplam güç:

$$P = M_{toplam} \omega = H_{th\infty} \dot{m} g = \dot{m} \omega (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) \quad (2.7)$$

olur. Buradan,

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad (2.8)$$

radyal giriş yapan hız vektörüne ait teğetsel bileşen $c_{1u} = 0$ olduğu düşünülürse,

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} (u_2 c_{2u}) \quad (2.9)$$

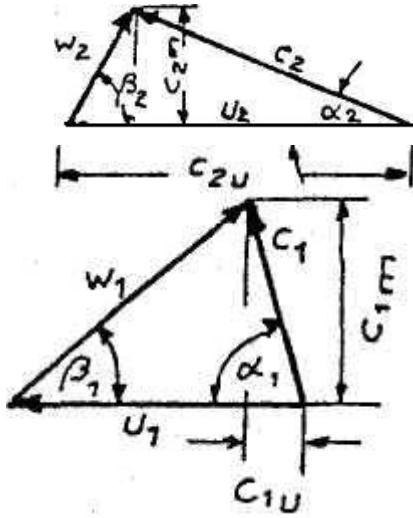
bağıntısı elde edilir.

$$\Delta P_{th} = \rho g H \quad (2.10)$$

olduğu düşünülürse,

$$\Delta P_{th} = \rho (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad (2.11)$$

bağıntısı elde edilir.



Şekil 2.3 Geriye eğimli kanattaki hız üçgenleri

Denklem (2.11) üzerinde bazı küçük dönüşümler yaparak aşağıdaki denklemlere ulaşılabilir.

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1 \cos \alpha_1 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_{1u} \quad (2.12)$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2 \cos \alpha_2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2c_{2u} \quad (2.13)$$

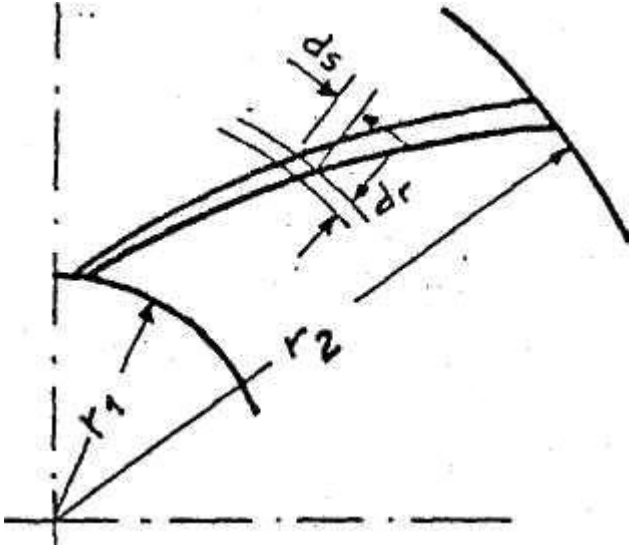
bu iki bağıntıdan,

$$c_1u_1 \cos \alpha_1 = u_1c_{1u} = \frac{1}{2}(c_1^2 + u_1^2 - w_1^2) \quad (2.14)$$

$$c_2u_2 \cos \alpha_2 = u_2c_{2u} = \frac{1}{2}(c_2^2 + u_2^2 - w_2^2) \quad (2.15)$$

bağıntıları elde edilir. Bu değerleri ana denklemde yerine koyarak aşağıdaki bağıntı elde edilebilir.

$$\Delta p = \frac{1}{2}\rho(c_2^2 - c_1^2) + \frac{1}{2}\rho(u_2^2 - u_1^2) + \frac{1}{2}\rho(w_1^2 - w_2^2) \quad (2.16)$$



Şekil 2.4 Kanatlar arasındaki sonsuz küçük hava kütesine etki eden santrifüj kuvvet

Şekil 2.4'te görülen sonsuz kanat sayısına sahip bir çarkta iki kanat arasında hareket eden $dsdr$ büyüklüğündeki diferansiyel akışkan alanı ele alınsın. Bu diferansiyel elemanın oluşturduğu santrifüj kuvvet,

$$dz = drdsb\rho\omega^2 \quad (2.17)$$

şeklinde tanımlanabilir. Burada b kağıt düzlemine dik olan yüksekliktir. Oluşan bu santrifüj kuvvet yine kağıt düzlemine dik olan dsb yüzeyinde bir basınç artışına neden olur. Bu durumda bu kuvvet şu şekilde de yazılabilir:

$$dz = dpdsb \quad (2.18)$$

Yukarıdaki 2.17 ve 2.18 nolu bağıntılar birbirine eşitlendiğinde,

$$dp = \rho\omega^2 dr \quad (2.19)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitliğin giriş yarıçapı olan r_1 'den çıkış yarıçapı r_2 'ye integrali alınırsa oluşan toplam basınç değişimi elde edilebilir.

$$\Delta p = \int_{r_1}^{r_2} dp = \rho \omega^2 \int_{r_1}^{r_2} r dr = \rho \omega^2 \left(\frac{r_2^2}{2} - \frac{r_1^2}{2} \right) \quad (2.20)$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho (u_2^2 - u_1^2) \quad (2.21)$$

2.2. Radyal Giriş

Çark girişinde yönlendirici kanatların olmadığı durumda teğetsel hız bileşeni $c_{1u}=0$ olup, toplam basınç değişim bağıntısı

$$\Delta p = \rho u_2 c_{2u} \quad (2.22)$$

şeklini alır.

Basıncın teğetsel bileşenle olan değişimini görebilmek amacıyla $\tau = \frac{c_{2u}}{u_2}$ dönüşümü uygulanırsa aşağıdaki bağıntı elde edilir.

$$\Delta p = \rho u_2^2 \tau \quad (2.23)$$

Buradaki boyutsuz τ sayısı sadece hız üçgeninin açısına bağlı olarak değişir. Şekil 2.3 'e göre:

$$c_2 = u_2 \frac{\sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} \quad (2.24)$$

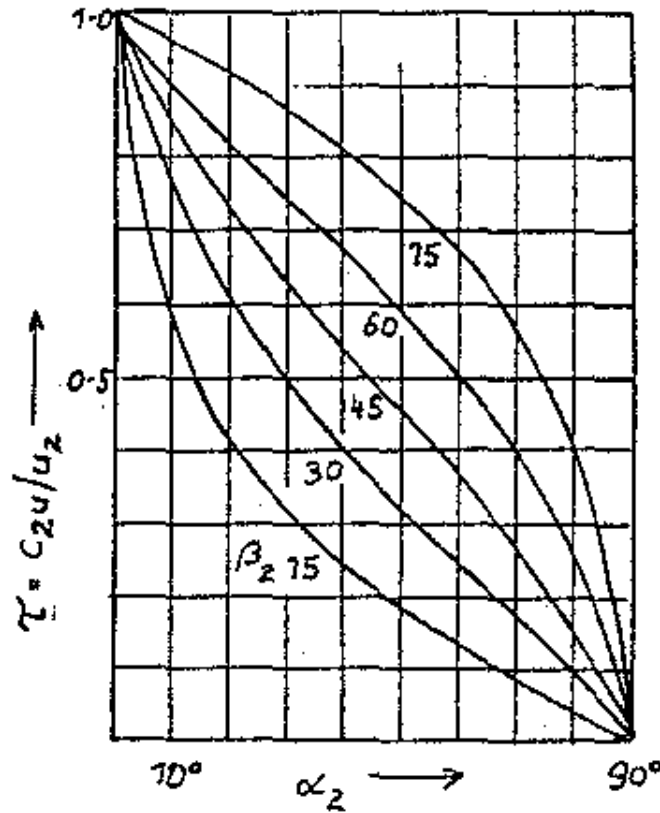
elde edilir. Bu bağıntı aşağıdaki denklemde yerine konursa:

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = \frac{\sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} u_2 \quad (2.25)$$

bağıntısı elde edilebilir, bu duruma göre boyutsuz τ sayısı kanat açısı olan β_2 ile çıkış açısı α_2 'nin fonksiyonu olarak aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\tau = \frac{c_{2u}}{u_2} = \frac{\sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin \alpha_2 \cos \beta_2 + \cos \alpha_2 \sin \beta_2} = \frac{\tan \beta_2}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2} \quad (2.26)$$

Aşağıdaki şekilde boyutsuz τ sayısının kanat çıkış açısı olan α_2 'ye göre değişimi verilmiştir. Teğetsel hız bileşeninin bilindiği durumda sürtünmesiz sonsuz sayıda kanada sahip bir çarptaki basınç değişimi aşağıdaki şekilden elde edilebilir.



Şekil 2.5 $\tau = \frac{c_{2u}}{u_2}$ 'nin α_2 'ye göre değişimi

2.3. Reaksiyon Etkisi

Denklem (2.16) 'ya ait son iki terim olan $\frac{1}{2}\rho(u_2^2 - u_1^2) + \frac{1}{2}\rho(w_1^2 - w_2^2)$ kanatların yakınındaki basınç büyüklüğü olup aralık basıncı olarak tanımlanırken aynı denklemin ilk terimi olan $\frac{1}{2}\rho(c_2^2 - c_1^2)$ ise difüzör ve diğer geçiş bölgelerinde elde edilen statik basınç büyüklüğünü ifade eder. Oluşan kayıpların yüksek mertebelere ulaştığı durumda $\Delta P_{statik\ th\infty}$ ile $\Delta P_{toplam\ th\infty}$ arasındaki oran büyür. Bu oran reaksiyon etkisi olarak tanımlanmakta olup Γ ile ifade edilir.

$$\Delta p_{statik\ th\infty} = \frac{1}{2}\rho(u_2^2 - u_1^2) + \frac{1}{2}\rho(w_1^2 - w_2^2) = \frac{1}{2}\rho(u_2^2 - w_2^2 + w_1^2 - u_1^2) \quad (2.27)$$

Yukarıdaki denklemde radyal giriş bileşeni $c_{1u}=0$ olduğu varsayılırsa Şekil 2.3'e göre $(w_1^2 - u_1^2) = c_1^2$ olur ve bu durumda yukarıdaki denklem:

$$\Delta p_{statik\ th\infty} = \frac{1}{2}\rho(u_2^2 - w_2^2 + c_1^2) \quad (2.28)$$

şeklini alır.

$$\Delta p_{toplam\ th\infty} = \rho c_{2u} u_2 \quad (2.29)$$

olduğu düşünülürse,

$$\Gamma = \frac{u_2^2 - w_2^2 + c_1^2}{2c_{2u} u_2} \quad (2.30)$$

şeklinde ifade edilebilir. $c_1=c_{1m}=c_{2m}$ varsayımı yapıp $w_2^2 - c_{2m}^2 = (u_2 - c_{2u})^2$ olduğu düşünülürse,

$$\Gamma = \frac{u_2^2 - w_2^2 + c_1^2}{2c_{2u}u_2} = \frac{u_2^2 - (u_2 - c_{2u})^2}{2c_{2u}u_2} = \frac{-c_{2u} + 2u_2c_{2u}}{2u_2c_{2u}} = 1 - \frac{1}{2u_2} \quad (2.31)$$

şeklinde yazılabilir.

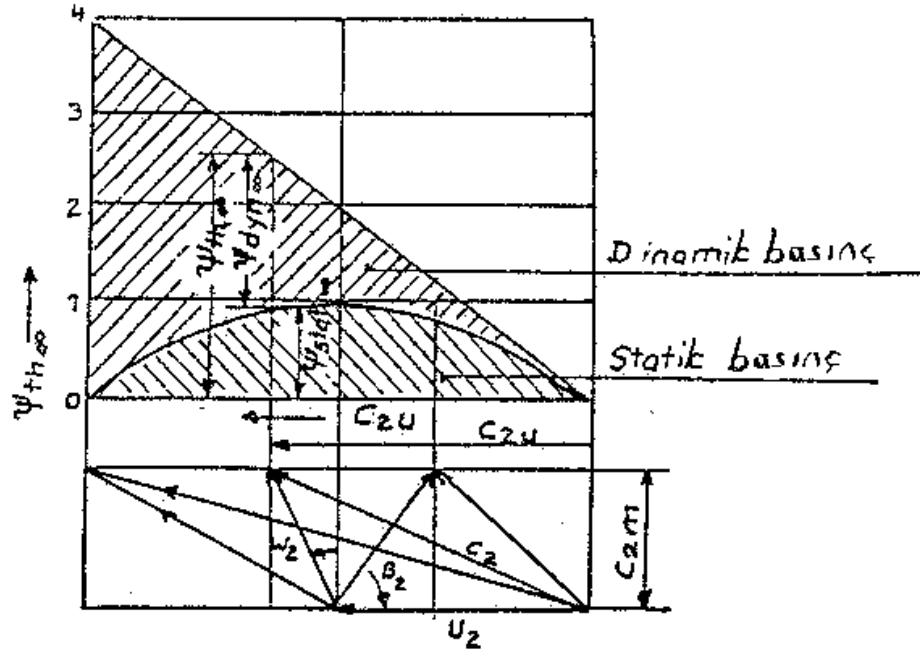
Teğetsel hızları, çapları ve kanat genişlikleri aynı olan iki çarkta c_{2m} bileşeni sabittir. Bu durumda farklı kanat açıları için oluşturulan hız üçgenleri de şekil 2.6'daki gibi olur. Çarkların kıyaslanmasında kullanılan metotlardan biri de toplam basıncın teğetsel hızdan kaynaklanan basınca oranı olan basınç katsayısı ($\psi_{th\infty}$) tanımıyla yapılmaktadır.

$$\psi_{th\infty} = \frac{\Delta P_{th\infty}}{\frac{1}{2}\rho u_2^2} = \frac{\rho u_2 c_{2u}}{\frac{1}{2}\rho u_2^2} = 2 \frac{c_{2u}}{u_2} = 2\tau \quad (2.32)$$

Benzer yaklaşımla statik basınç katsayısı,

$$\psi_{statik\ th\infty} = \frac{\Delta P_{statik\ th\infty}}{\frac{1}{2}\rho u_2^2} \quad (2.33)$$

şeklinde tanımlanır.



Şekil 2.6 Farklı kanat açılarında dinamik ve statik basınç büyüklükleri

Yukarıdaki şekilden de anlaşıldığı gibi kanat açısı β_2 artarken basınç katsayısı $\psi_{th\infty}$ artmakta, reaksiyon etkisi ise $(\psi_{statik\ th\infty} / \psi_{th\infty})$ azalmaktadır. Büyük β_2 kanat açılarında toplam basınç yüksek değerlerde iken oluşan akışın reaksiyon etkisinin azalmasıyla yüksek hıza ve dolayısıyla basınç enerjisine dönüşmesi gereken yüksek kinetik enerjiye sahip olduğu anlamına gelir. Statik basıncı veren bir diğer bağıntı da aşağıdaki gibidir:

$$\begin{aligned} \psi_{statik\ th\infty} &= \psi_{th\infty} \Gamma = 2\tau \left(1 - \frac{\tau}{2}\right) = 2\tau - \tau^2 \\ &= \frac{2c_{2u}}{u_2} - \left(\frac{c_{2u}}{u_2}\right)^2 \end{aligned} \quad (2.34)$$

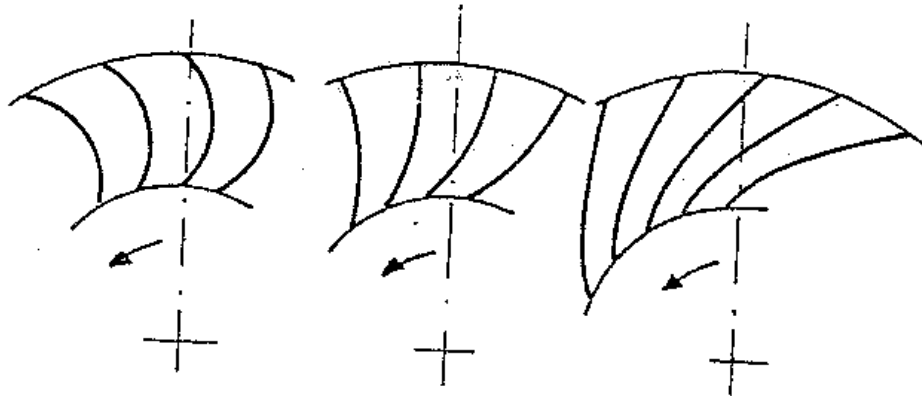
$$\psi_{th\infty} = \frac{2c_{2u}}{u_2} \text{ olduğu düşünülürse,}$$

$$\psi_{statik\ th\infty} = \psi_{th\infty} \left(\frac{1 - \psi_{th\infty}}{4}\right) = 4(1 - \Gamma) \quad (2.35)$$

elde edilir.

Yukarıdaki bağıntı göz önüne alınırsa kanat açısı 90° iken basınç bileşenleri olan toplam ve statik basınç büyüklükleri birbirine eşittir. $c_{2u}=2u_2$ durumunda $\psi_{statik\ thoo}=0$ ve $\psi_{thoo}=4$ olur. Bu durumda toplam basınç en yüksek değerini alırken statik basınç sıfırdır ki bu da çarkın sadece kinetik enerji ürettiği anlamına gelir. Bu tür çarklar “etki çarkı” olarak adlandırılırken yüksek statik basınç üreten çarklar “tepki çarkı” olarak adlandırılır.

Çarklar kanat açılarına göre öne eğimli, radyal ve geriye eğimli olmak üzere üç bölüme ayrılır.



Şekil 2.7 Soldan sağa doğru: öne eğimli, radyal ve geriye eğimli kanatlı çark tipleri

Kıyaslama amacıyla giriş profilleri aynı olan öne eğimli, radyal ve geriye eğimli çark biçimleri yukarıdaki şekilde görülebilir.

Fan tasarımında daha çok çarkın emiş bölgesindeki akış karakteristiğine bağlı olarak değişen reaksiyon etkisi göz önünde bulundurulması gereken en önemli parametrelerden biridir. Dinamik ve toplam basınç arasındaki göreceli ilişkinin bilinmesi de önem arz etmektedir. Fanın basma ağzında durgunlaşan basınç ölçüldüğünde toplam basınç elde edilirken bu noktada ölçülen statik basınç değeri mutlak olmayıp atmosfer basıncının üzerindeki büyüklüktür. Böylelikle fan

tasarımında basma bölgesindeki kesit alanın emiş bölgesindeki kesit alanından daha fazla önem arz ettiği anlaşılabilir. Fanın basma bölgesinin tasarımında aşağıdaki bağıntılardan faydalanılabilir:

$$\Gamma_{toplam} = \frac{\Delta P_{statik}}{\Delta P_{toplam}} \quad (2.36)$$

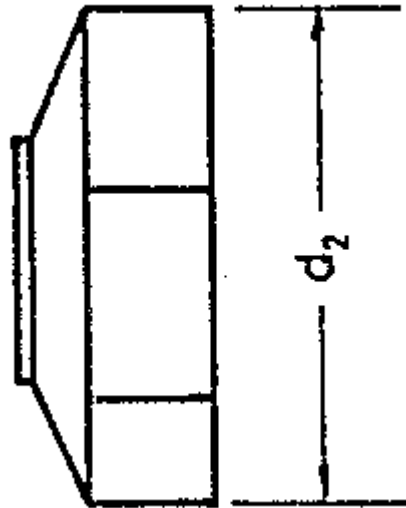
$$\Delta P_{toplam} - \Delta P_{statik} = \frac{1}{2} \rho c^2 \quad (2.37)$$

Pratikte Γ_{toplam} oranının büyük olması istenir.

2.4. Boyutsuzlaştırma

Fanların kıyaslanmasında kullanılan sayısal verilerin basınç ve debi gibi büyüklüklerin birimlerinden bağımsız olarak incelenebilmesi amacıyla boyutsuz katsayılar tanımlanmıştır. Bunların tanımı aşağıda verilmektedir.

2.4.1. Basınç katsayısı ψ



Şekil 2.8 Radyal fan dış çapı

Şekil 2.8'de görülen d_2 dış çapındaki çark göz önüne alınırsa u_2 çevresel hızında çarkın ürettiği teorik dinamik basınç $\frac{1}{2}\rho u_2^2$ büyüklüğündedir. Bu durumda boyutsuz basınç katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\psi = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho u_2^2} \quad (2.38)$$

2.4.2. Debi katsayısı φ

Benzer yaklaşımla d_2 çapındaki silindirik bir bölgede u_2 hızıyla hareket eden akışkanın debisi $u_2 \frac{\pi d_2^2}{4}$ 'tür. Gerçekte akışkanın debisi bu büyüklükte olmamakla birlikte bu değer gerçek debi büyüklüğünden ne kadar fazla olduğu önem arz etmektedir ki bu da debi katsayısının tanımını gerektirir.

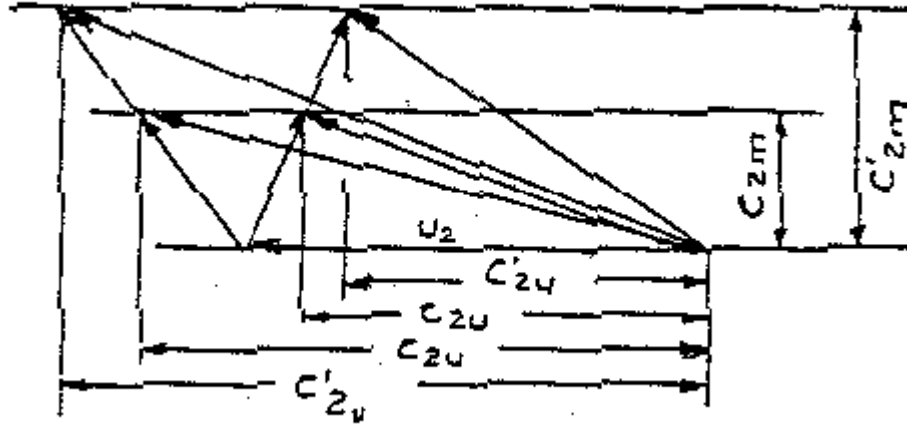
$$\varphi = \frac{Q}{u_2 \frac{\pi d_2^2}{4}} \quad (2.39)$$

2.5. Sonsuz Sayıda Kanat Durumu

Fan uygulamalarında basıncın debiye olan bağımlılığı göz önünde bulundurulması gereken önemli bir faktördür. İki eşit teğetsel hız ele alınsın, bu durumda debi,

$$Q = c_{2m} \pi b_2 d_2 \quad (2.40)$$

denkleminde göre meridyenel hız bileşeni olan c_{2m} 'e bağlı olarak değişir.



Şekil 2.9 Farklı çıkış açılarına ait hız üçgenleri

Şekil 2.9'a bakıldığında geriye eğimli kanat durumunda c_{2m} artarken c_{2u} bileşeni azalmakta, öne eğimli kanat durumunda ise c_{2m} artarken c_{2u} bileşeni de artmaktadır. Şekildeki hız üçgeninden β_2 açısının eğimi yazılabilir:

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2u}} \quad (2.41)$$

buradan,

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta_2} \quad (2.42)$$

$\Delta P_{th\infty} = \rho u_2 c_{2u}$ olduğu hatırlanırsa,

$$\Delta P_{th\infty} = \rho u_2^2 - \rho \frac{u_2}{\tan \beta_2} c_{2m} \quad (2.43)$$

yazılabilir.

$Q = c_{2m} \pi b_2 d_2$ bağıntısından c_{2m} bileşeni çekilirse,

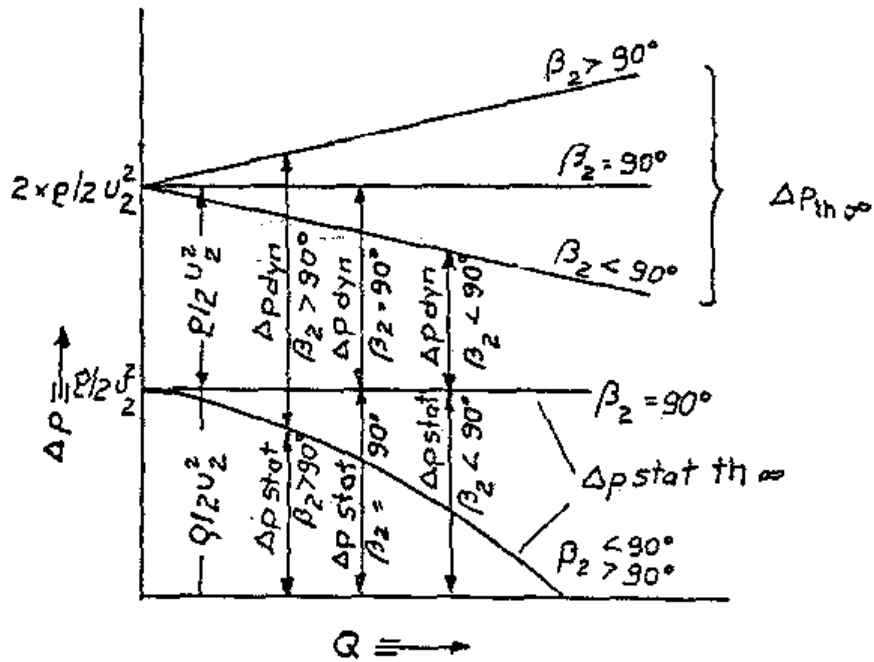
$$c_{2m} = \frac{Q}{\pi b_2 d_2} \quad (2.44)$$

elde edilir. Bu değeri Denklem (2.43) 'te yerine koyarak,

$$\Delta P_{th\infty} = \rho u_2^2 - Q \rho \frac{u_2}{\pi b_2 d_2 \tan \beta_2} \quad (2.45)$$

eşitliği elde edilir. Bu bağıntıdan $\Delta P_{th\infty}$ 'ın debinin birinciden bir fonksiyonu olduğu anlaşılmaktadır ve bu fonksiyonun eğimi Şekil 2.10'da da görüldüğü üzere β_2 açısına bağlı olarak değişir.

Şekle bakıldığında şu sonuçları çıkarmak mümkündür; geriye eğimli kanat durumunda debi artarken basınç lineer olarak azalmakta, radyal kanatta debi artarken basınç sabit kalmakta, öne eğimli kanat durumunda ise debi artışına bağlı olarak basınç da lineer olarak artmaktadır.

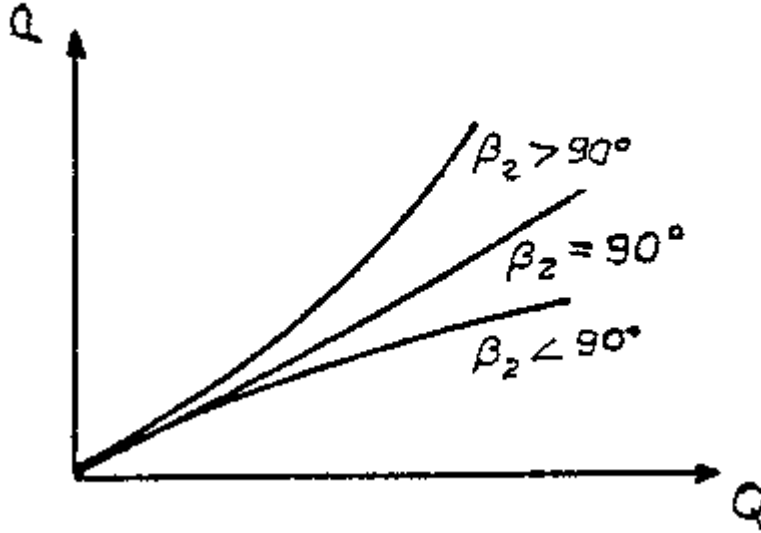


Şekil 2.10 Sonsuz sayıda kanada sahip fan karakteristiği

Benzer biçimde harcanan gücün debiye bağlı olarak değişimi de elde edilebilir.

$$P = \Delta P Q = \rho u_2^2 Q - Q^2 \rho \frac{u_2}{\pi b_2 d_2 \tan \beta_2} \quad (2.46)$$

Yukarıdaki bağıntıdan da anlaşılacağı üzere $P=f(Q)$ fonksiyonu bir parabol olup $\beta_2=90^\circ$ iken parabol pozitif eğimli bir doğru, $\beta_2>90^\circ$ durumunda bu doğrunun üzerinde ve $\beta_2<90^\circ$ durumunda bu doğrunun altında kalan bir eğridir.



Şekil 2.11 Farklı kanat açıları için basınç-debi eğrileri

Statik basıncın debiye olan ilişkisi de bir diğer sorudur. Bu amaçla Denklem (2.28) ele alınsın. $c_{1m}=c_{2m}$ varsayımı yapılsa denklem aşağıdaki şekli alır:

$$\Delta p_{statik\ th\infty} = \frac{1}{2} \rho (u_2^2 - w_2^2 + c_{2m}^2) \quad (2.47)$$

Şekil 2.3'ten,

$$w_2 = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2} \quad (2.48)$$

elde edilir. Bu değer yukarıdaki denklemde yerine koyulursa,

$$\Delta P_{statik\ th\infty} = \frac{1}{2} \rho \left(u_2^2 - \frac{c_{2m}^2}{\tan^2 \beta_2} \right) = \frac{1}{2} \rho \left(u_2^2 - \frac{Q^2}{\pi^2 b_2^2 d_2^2 \tan^2 \beta_2} \right) \quad (2.49)$$

elde edilir. Yukarıdaki $\Delta P_{statik\ th\infty} = f(Q)$ fonksiyonu da bir parabol olup β_2 açısının 90° 'den büyük ya da küçük olduğu her iki durumda da aynı eğriyle gösterilir çünkü fonksiyon eğimin karesiyle ($\tan^2 \beta_2$) değişmektedir. $\beta_2 = 90^\circ$ olduğu durumda ise $\Delta P_{statik\ th\infty} = \frac{1}{2} \rho u_2^2$ olduğundan fonksiyon yatay bir doğru şeklini alır.

Denklem (2.45)'teki basınç ve debi büyüklükleri yerine ilgili boyutsuz katsayılar kullanıldığında aşağıdaki bağıntılar elde edilir.

$$\psi_{th\infty} = 2 - \frac{\varphi d_2}{2b_2 \tan \beta_2} \quad (2.50)$$

$$\psi_{statik\ th\infty} = 1 - \frac{\varphi^2 d_2^2}{16b_2^2 \tan^2 \beta_2} \quad (2.51)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2u}} \text{ ve } \psi_{th\infty} = 2 \frac{c_{2u}}{u_2} \text{ bilinenleriyle,}$$

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{2m}}{u_2 \left(1 - \frac{\psi_{th\infty}}{2} \right)} \quad (2.52)$$

$$c_{2m} = c_{1m}, \quad \frac{u_1}{u_2} = \frac{d_1}{d_2} \text{ ve } c_{1m} = u_1 \tan \beta_1 \text{ bilinenleriyle,}$$

$$\tan \beta_2 = \frac{d_1}{d_2} \tan \beta_1 \frac{1}{1 - \frac{\psi_{th\infty}}{2}} \quad (2.53)$$

elde edilir.

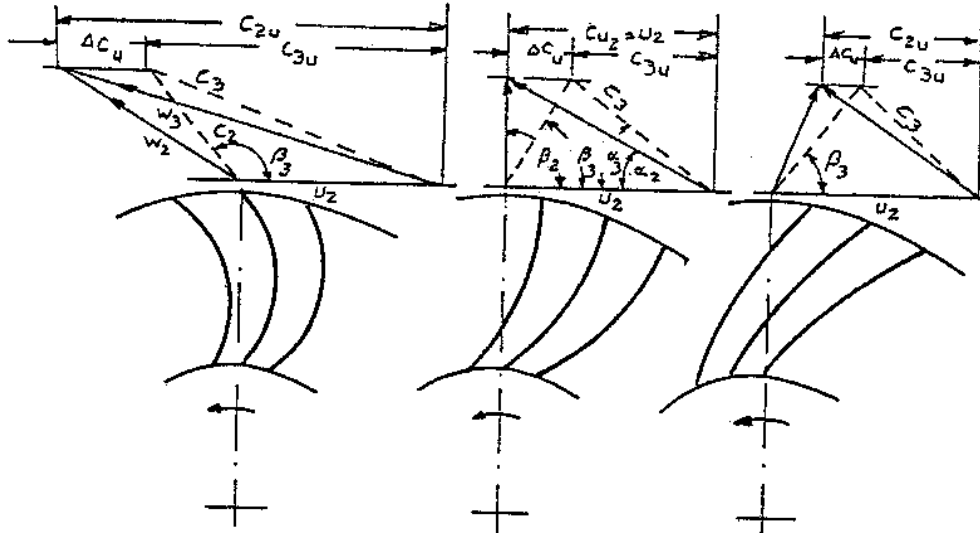
2.6. Sonlu Sayıda Kanat Durumu

2.6.1. Karşılaştırma

Önceki bölümde sonsuz sayıda kanat durumundaki akış incelenmişti fakat pratikte çarktaki kanat sayıları sınırlıdır, bu da beraberinde akım çizgilerinin teorik olarak öngörülen doğrultudan saptığı anlamına gelir. Kanat sayısı azaldıkça kanatlar arası mesafe artmakta, bu da akım çizgisinin çark çıkışında sahip olduğu β_2 açısından sapmasına neden olmaktadır. Bu durumda c_u hız bileşeni azalacağından akışkan teğetsel doğrultuda daha az hareket eder ve $\Delta P = \rho u_2 c_{2u}$ bağıntısı gereği elde edilen statik basınç daha az olur. Bütün bunlar göz önüne alındığında sonsuz sayıda kanat durumunda oluşan teorik basınç ile sonlu sayıda kanada sahip bir çarkın oluşturacağı basınç arasındaki oranın bilinmesi gerekir. Hız katsayısı olarak da bilinen bu oran aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\mu = \frac{\Delta P_{th}}{\Delta P_{th\infty}} \quad (2.54)$$

Kıyaslama amacıyla öne eğimli, radyal ve geriye eğimli kanat tiplerine sahip çarklarda sonlu ve sonsuz kanat durumunda oluşan hız üçgenleri aşağıdaki şekilde verilmiştir. Sonlu sayıda kanat durumundaki hız üçgenleri kesikli çizgiyle gösterilirken sürekli çizgiyle çizilen üçgenler sonsuz sayıda kanat durumundaki hız üçgenlerini ifade etmektedir.



Şekil 2.12 Öne eğimli, radyal ve geriye eğimli kanat tiplerinde sonlu sayıda kanat durumunun hız üçgenlerindeki değişime olan etkisi

Yukarıdaki şekle bakıldığında aşağıdaki yorumları yapmak mümkündür:

- i. Ortalama çıkış hızı sonlu kanat sayısı durumunda geriye eğimli ve radyal tipli kanatlı çarklarda artarken öne eğimli kanatlı çarklarda azalır.
- ii. Her üç çark tipinde de sonlu sayıda kanatlı çarklarda çıkış açısı β_3 sonsuz kanat durumundaki çıkış açısı olan β_2 'den küçüktür.
- iii. Her üç durumda da c_3 çıkış hız bileşeni c_2 'den küçüktür.
- iv. Her üç durumda da mutlak hız vektörünün oluşturduğu α_3 açısı α_2 'den geniştir.
- v. Aşağıdaki bağıntı gereği bu iki durumda oluşan çıkış hızları arasındaki oran kayma katsayısını verir:

$$\mu = \frac{\Delta P_{th}}{\Delta P_{th\infty}} = \frac{\rho u_2 (c_{2u} - \Delta c_u)}{\rho u_2 c_{2u}} = \frac{(c_{2u} - \Delta c_u)}{c_{2u}} = \frac{c_{3u}}{c_{2u}} \quad (2.55)$$

μ 'ya kayma (slip) katsayısı denir ve

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\sin \beta_2 \pi b_2 d_2^2}{8zS}} \quad (2.56)$$

ifadesiyle verilir.

2.7. Kayıplar

Fanda oluşan kayıplar giriş, çark ve difüzör kayıpları olarak üç kısma ayrılır. Bu durumda kayıplar da göze alındığında teorik basınç aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\Delta P_{th} = \Delta P + \Delta P_{giriş} + \Delta P_{çark} + \Delta P_{difüzör} \quad (2.57)$$

2.7.1. Giriş kayıpları

Fana giriş yapan akışkan çark bölgesine geçerken yaklaşık 90°'lik bir açıyla döner. Bu bölgede oluşan kayıplar giriş kayıpları olarak adlandırılır ve aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\Delta P_{giriş} = \xi_1 \frac{\rho}{2} c_1^2 \quad (2.58)$$

Yukarıdaki ξ_1 katsayısı 0.15 ile 0.25 arasında değişir.

2.7.2. Çark kayıpları

Fanda oluşan en büyük kayıplar çark bölgesinde meydana gelir. Bunun nedeni ayrılaşan ve çok yüksek hızlara ulaşan akış karakteristiğinin tam olarak bilinmemesidir. Ayrık akışın oluşmadığı fan uygulamaları da mevcuttur ve bu tür fanlarda verim %85 mertebesinde üzerine çıkabilmektedir.

Paralel akışa daldırılan düz bir plakanın oluşturduğu direnç,

$$W = C_w A \frac{\rho}{2} w^2 \quad (2.59)$$

büyükliğindedir. Akışkan çarkın her bölgesinde aynı hıza sahip olamayacağından akışkan diferansiyel elemanlara bölünüp $dW = C_w dA \rho / 2 w^2$ ile tanımlanan diferansiyel direnç büyüklüklerinin integrali alınmak yoluyla sonuca gitmek neredeyse imkansız

olacaktır. Bu da akışkanın her noktada sahip olduğu hızın bilinmemesinden kaynaklanır. Fakat yüksek verimli çarklarda çark bölgesini terk etmekte olan akışkan hızının çarka giriş yapan akışkan hızının yaklaşık 0.9 katı olduğu düşünüldüğünde bir ortalama hız tanımı yapmak büyük hatalara neden olmayacaktır. Bu durumda gecikme kaybı olarak tanımlanan bu kayıp aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\Delta p'' = \xi' \frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_3^2) = \xi' \frac{\rho}{2} \left[1 - \left(\frac{w_3}{w_1} \right)^2 \right] \quad (2.60)$$

Yukarıdaki denklemde w_1 akışkanın çarka giriş hızı, w_3 ise çarkı terk ederken sahip olduğu gerçek ortalama izafi çıkış hızıdır.

$$w_1 = u_2 \frac{d_1}{d_2} \frac{1}{\cos \beta_1} \quad (2.61)$$

olduğu hatırlanırsa,

$$\Delta p'' = \xi_2 \frac{\rho}{2} u_2^2 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \left[\frac{1 - \left(\frac{w_3}{w_1} \right)^2}{\cos^2 \beta_1} \right] \quad (2.62)$$

elde edilir. Buradaki ξ_2 katsayısı 0.1 ile 0.2 arasında değişir. Bu durumda çarktaki toplam direnç aşağıdaki şekilde tanımlanabilir.

$$W = C_w A_{toplam} \frac{\rho}{2} \bar{w}^2 \quad (2.63)$$

Yukarıda A_{toplam} şeklinde ifade edilen alan yan duvarların alanı ile kanat yüzey alanlarının toplamıdır. Çark direncinin ürettiği iş aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$P = W\bar{w} = Q\Delta p' \quad (2.64)$$

Bu denklemden basınç kaybı $\Delta p'$ çekilirse,

$$\Delta p' = C_w A_{toplam} \frac{\rho}{2} \bar{w}^2 \bar{w} \frac{1}{Q} \quad (2.65)$$

elde edilir. Pürüzsüz yüzeylerde C_w katsayısı 0.004-0.0045 civarındadır. Çark bölgesinde oluşan toplam kayıp basınç ve gecikme kayıplarının toplamıdır [30].

$$\Delta p_{\text{çark}} = \Delta p' + \Delta p'' \quad (2.66)$$

2.7.3. Aralık kayıpları

Aralık kayıpları daha çok açık çarklarda etkiliyken kapalı çarklarda ise basınca neredeyse hiç etkileri yoktur. Aralık bölgesinden Q_a debisiyle geçen akışkanın oluşturduğu aralık kayıp gücü,

$$P_a = \rho g Q_a H_{th} \quad (2.67)$$

şeklinde verilir. Bu durumda çark kanatlarının sahip olması gereken toplam güç,

$$P = P_{th} + P_a \quad (2.68)$$

büyükliğindedir.

2.7.3.1 Açık çarklarda aralık kayıplarının hesaplanması

Aralık genişliğinden kaynaklanan kayıpların tam olarak nasıl oluştuğu bilinmediğinden ötürü, halen, gerek açık çarklı radyal ve gerekse aksel turbo makinalarda aralık genişliğinin performansa olan etkisini tam olarak verebilecek güvenilir bir metot bulunmamaktadır.

Bu alandaki çalışmaların azlığına rağmen literatürde kabul gören bir metot Pflaiderer ve arkadaşları [31] tarafından geliştirilmiştir. Pflaiderer ve arkadaşları yaptıkları deneylerle aralık genişliğinin artmasıyla basma yüksekliği, debi ve genel verimin orantılı bir biçimde etkilendiğini ortaya koymayı başarmıştır. Bu metodun kullanılabilmesi için ilgili çalışma şartlarında aralık genişliğinin sıfır olduğu durumdaki performans büyüklüklerinin ($H_{t,0}$, Q_0) bilinmesi gerekmektedir ve bu değerler Şekil 2.13'te görüldüğü gibi ekstrapolasyon metoduyla elde edilebilir. Fakat bu yöntem pompanın en verimli olduğu tasarım noktası için geliştirilmiş olup yöntemin bu noktadaki yetersizliği Gür [32] tarafından giderilmiştir. Gür, aralık genişliğinden kaynaklanan basınç kaybının hesaplanması için pompanın sıfır aralık genişliğindeki hidrolik veriminin bilinmesinin yeterli olabileceğini göstermiştir. Bununla beraber performansı ifade eden diğer iki büyüklük olan debi ve verime ait kayıpların hesaplanması için Pflaiderer yöntemini kullanmak daha güvenilir olacaktır.

Pflaiderer metodunda açık çarklı bir pompadaki aralık kaybını hesaplamak için aşağıdaki eşitlikler verilmektedir.

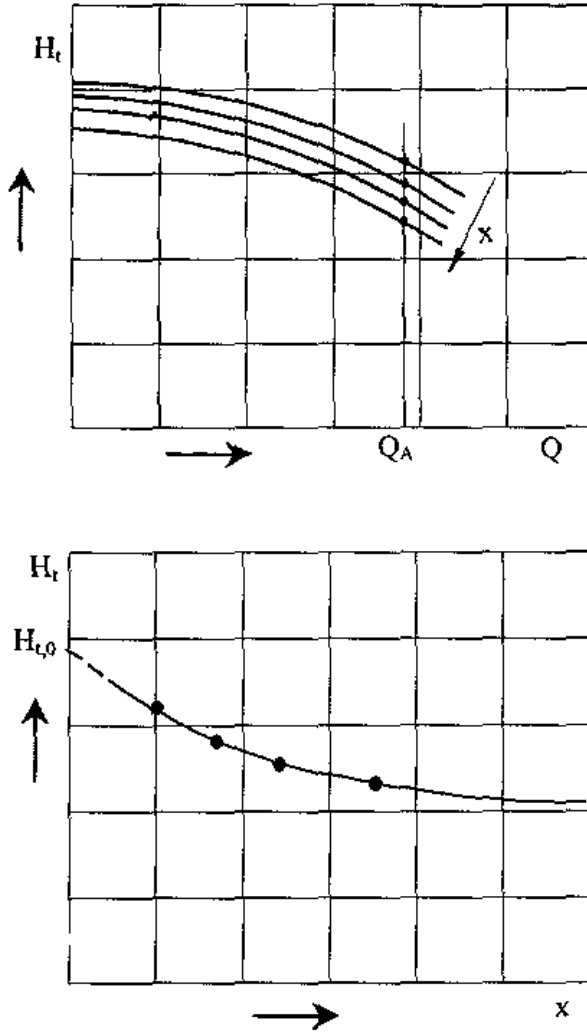
$$\Delta H_t = \frac{H_{t,0} - H_t}{H_{t,0}} = \beta \cdot a \quad ; \quad \frac{H_t}{H_{t,0}} = 1 - \beta \cdot a \quad (2.69)$$

$$\Delta Q = \frac{Q_0 - Q}{Q_0} = \alpha \cdot a \quad ; \quad \frac{Q}{Q_0} = 1 - \alpha \cdot a \quad (2.70)$$

Yukarıdaki denklemlerde ΔH_t ve ΔQ sırasıyla aralık kayıplarının neden olduğu basma yüksekliği ve debi kayıplarındır. Verilen a katsayısı ise boyutsuz aralık genişliği olup aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$a = \frac{x}{(b_1 + b_2)/2} \quad (2.71)$$

Burada x aralık genişliği, b_1 ve b_2 de sırasıyla kanat giriş ve çıkış yükseklikleridir.



Şekil 2.13 Pfleiderer metoduna göre sıfır aralık genişliğinde pompa performansının ekstrapolasyonla eldesi

Pfleiderer bu metodu geliştirirken pompa performansını belirleyen parametrelerle aralık genişliği arasında doğrusal bir ilişki olduğu varsayımında bulunmuştur, bu metot daha çok küçük aralık genişliklerinde deneysel verilerle uyum sağlamaktadır.

2.7.4. Difüzör kayıpları

Çarkta oluşan $c_3^2 \rho / 2$ büyüklüğündeki kinetik enerjinin basınca dönüştüğü bölge difüzördür. Buradaki dönüşüm “statik kazanım” olarak adlandırılır. Dizayn aşamasında difüzördeki yönlendirici yüzeyler akışta herhangi bir ayrışmaya neden olmayacak şekilde tasarlanırlar. Difüzörde oluşan basınç kaybı,

$$\Delta P_{\text{difüzör}} = \xi_3 \frac{\rho}{2} c_3^2 \quad (2.72)$$

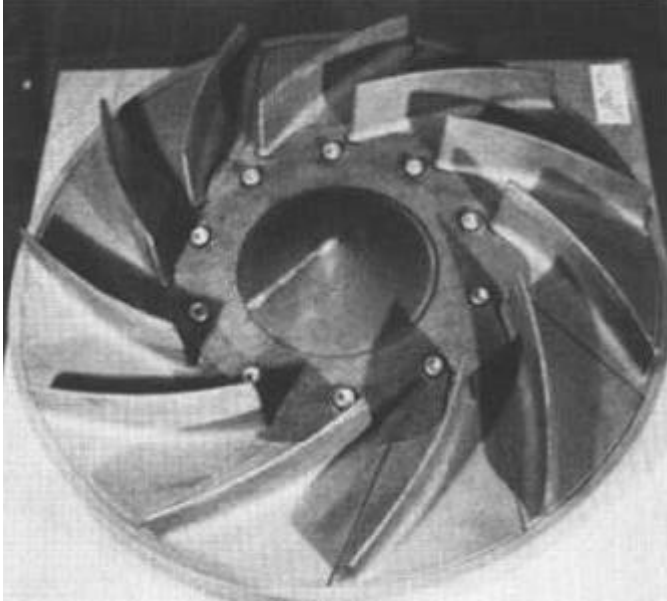
şeklinde tanımlanır. Buradaki ξ_3 katsayısı 0.15 ile 0.25 arasındadır.

BÖLÜM 3. FAN GEOMETRİSİ VE DENEYSEL ÇALIŞMA

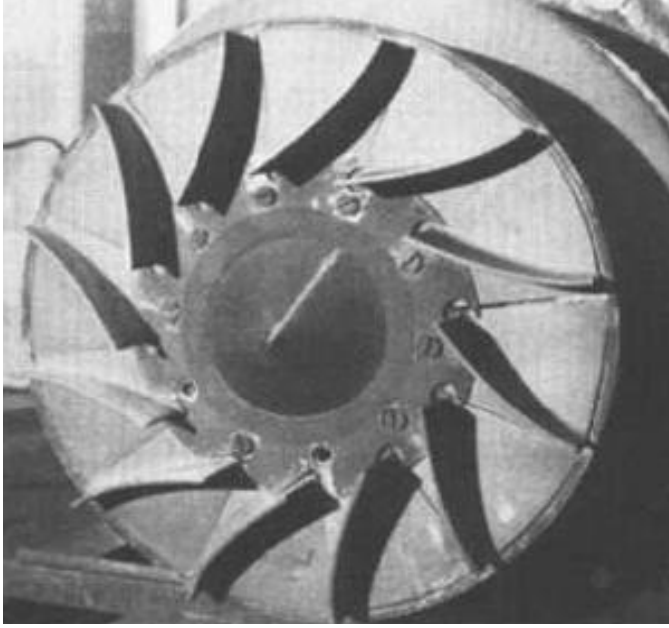
3.1. Giriş

Daha önce de değinildiği gibi yarı açık çarklı santrifüj fanlardaki aralık genişliğinin fan performansına olan etkisi dikkate alınması gereken önemli bir konu olmakla beraber bu alandaki çalışma sayısı oldukça azdır.

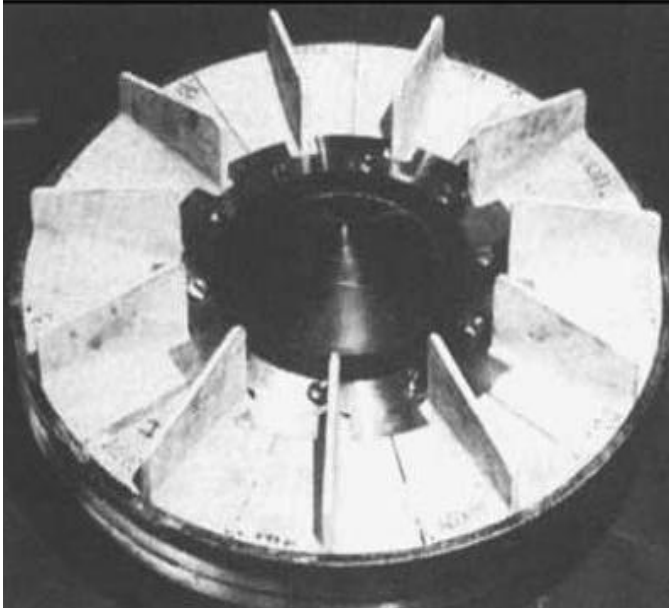
Engin ve arkadaşları [23] 2004 yılında üç farklı kanat tipine sahip yarı açık çark üzerinde yaptıkları deneylerde çark geometrisinin ve bu geometrilerdeki farklı aralık genişliklerinin farklı sıcaklıklarda fan performansını nasıl etkilediğini araştırmayı amaçlamış, bu amaca yönelik yüksek sıcaklıklara dayanıklı seramik geriye eğimli, radyal ve öne eğimli olmak üzere üç farklı çark geometrisi hazırlamışlardır (Bkz. Şekil 3.1, Şekil 3.2 ve Şekil 3.3).



Şekil 3.1 B çarkı



Şekil 3.2 C çarkı

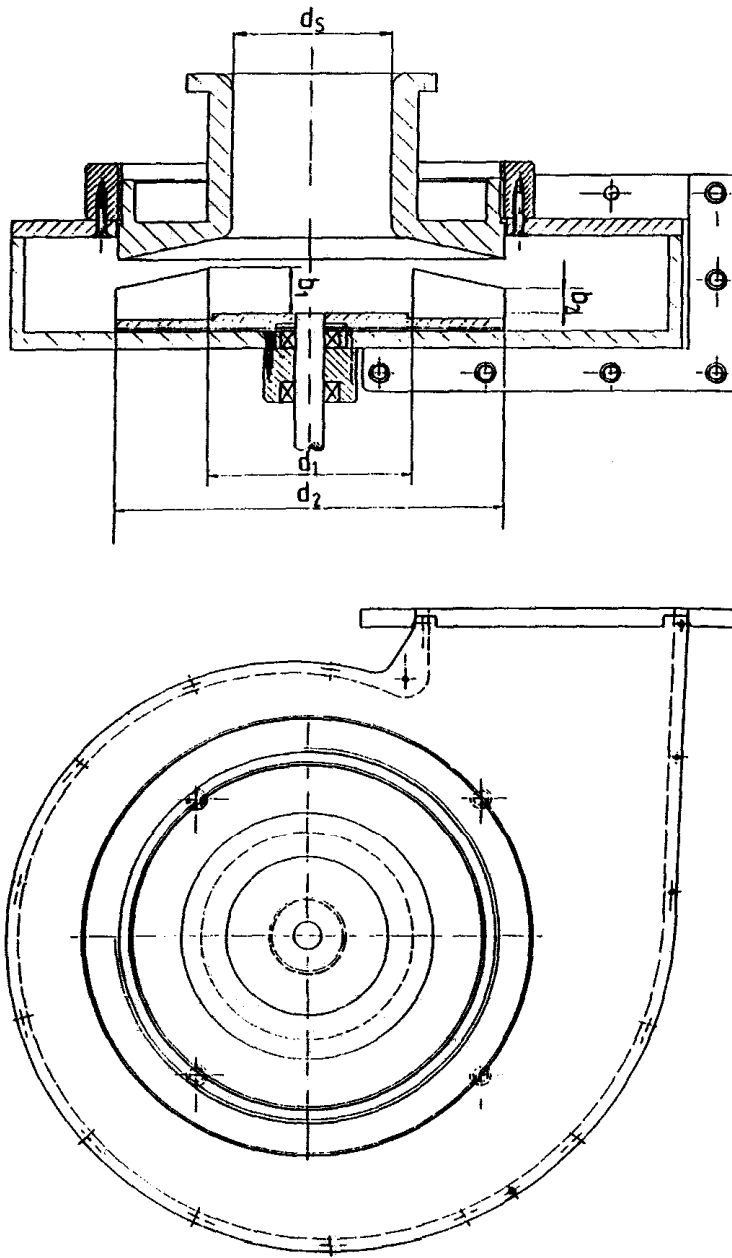


Şekil 3.3 D çarkı

Bu üç çark kullanılarak farklı sıcaklıklarda yapılan deneyler sonucu ilgili aralık genişliklerinin çıkış basıncını, akışkan debisini, toplam mil gücünü ve fan verimini nasıl etkilediğini göstermeyi başarmışlardır.

3.2. Fan Geometrisi

Deneyde kullanılan fan, farklı bağıl aralık genişliklerindeki ilgili ölçümleri pratik bir biçimde gerçekleştirebilmek amacıyla aralık genişliğinin kolaylıkla değiştirilebileceği bir şekilde imal edilmiştir. Fan geometrisi ve diğer geometrik detaylar aşağıdaki şekilde sunulmuştur.

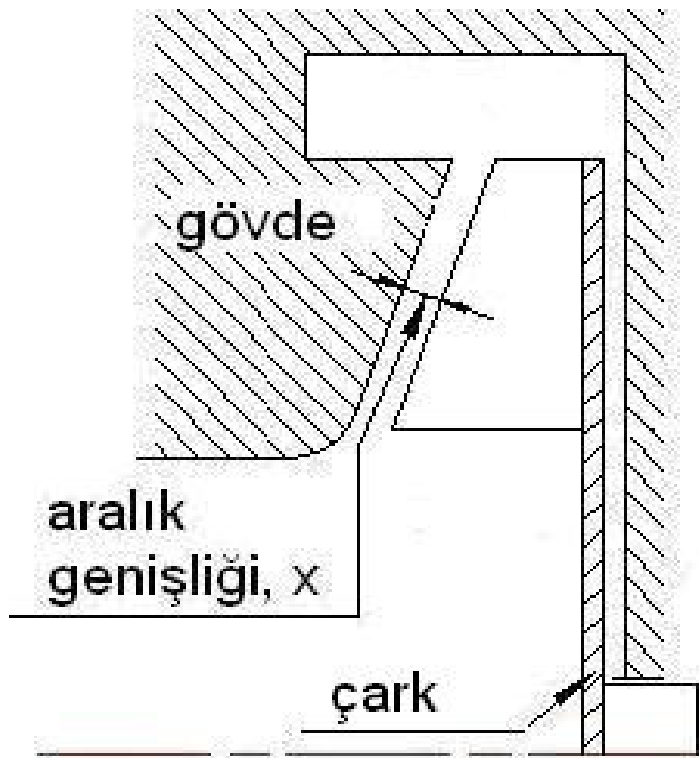


Şekil 3.4 Fana ait kesit ve üst görünüm

Yukarıda verilen fan geometrisine ait sabit geometrik büyüklükler ve diğer detaylar Tablo 3.1 ve Şekil 3.5'te görülebilir. Her üç çarkta da giriş boru çapı (d_s), kanat iç çapı (d_1), kanat dış çapı (d_2), kanat giriş yüksekliği (b_1) ve kanat çıkış yüksekliği (b_2) büyüklükleri eşittir. Kullanılan B (geriye eğimli), C (öne eğimli) ve D (radyal kanatlı) çarkları sırasıyla 11, 12 ve 11 adet kanat sayısına sahiptir.

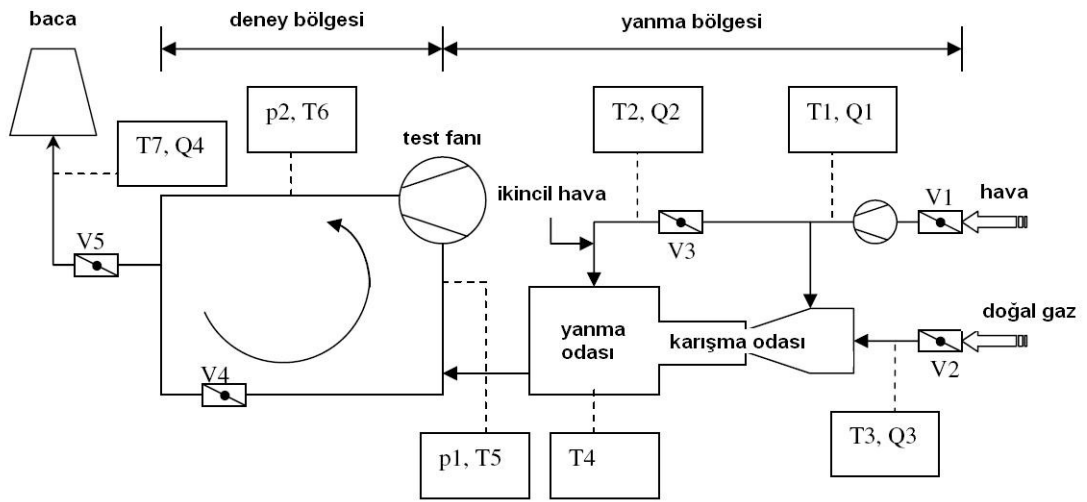
| | Kanat sayısı | b_1 (mm) | b_2 (mm) | d_s (mm) | d_1 (mm) | d_2 (mm) |
|---------|--------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| B çarkı | 11 | 71 | 41.5 | 250 | 275 | 550 |
| C çarkı | 12 | 71 | 41.5 | 250 | 275 | 550 |
| D çarkı | 11 | 71 | 41.5 | 250 | 275 | 550 |

Tablo 3.1 Fan kesitinde (Şekil 3.4) verilen büyüklükler



Şekil 3.5 Fanın çark bölgesinin kesitine ait detaylar

Deneyleerde yüksek sıcaklıktaki duman gazı kullanarak gerçekleştirilmesi planlanan aşamalar, bir yanma odasında hava ve doğal gaz karışımının yanması sonucu ortaya çıkan duman gazının deney düzeneğindeki fan emiş ağzına aktarılmasıyla sağlanmıştır. Deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 3.6’da verilmiştir.



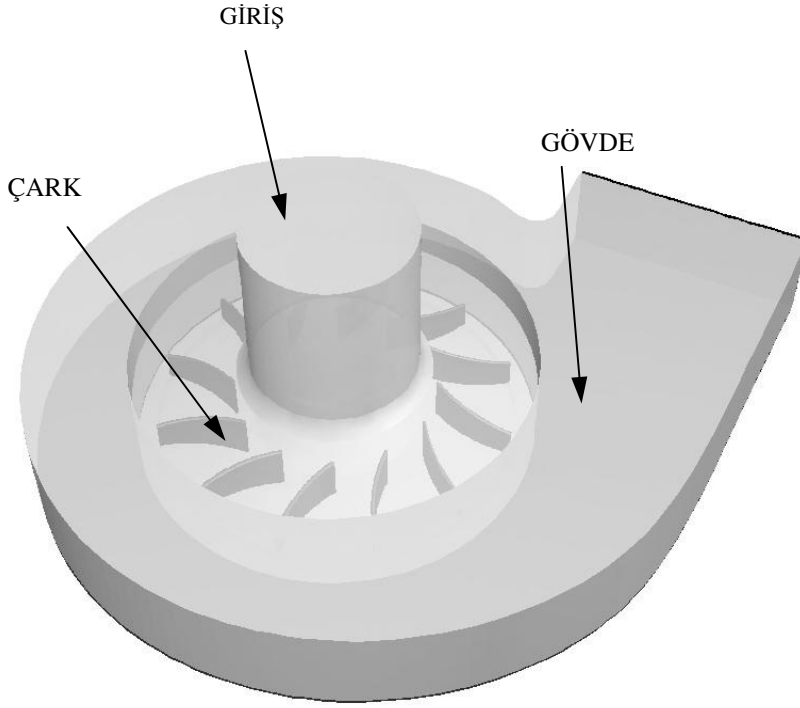
Şekil 3.6 Deney düzeneği [23]

BÖLÜM 4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI ANALİZİ

4.1. HAD Modeli

4.1.1. Sayısal katı model

Yarı açık santrifüj fanlarda fan (rotor) sabit bir hızla dönerken stator hareketsizdir. Bu durumda fanın açık kısmıyla salyangoz gövde arasında bir aralık bulunmaktadır ve fan tarafından zorlanan akışkanın bir kısmı bu aralıktan tekrar emme bölgesine gelerek aralık kaybına neden olur. Deneyde kullanılan vantilator fanları yarı açık kanatlı olup salyangoz gövde geometrisi farklı aralık mesafeleri elde edilebilecek şekilde imal edilmiştir. Pratikte sıfır aralık genişliğine sahip ve buna bağlı olarak aralık kaybının oluşmadığı yarı açık kanatlı bir fan bulunmamaktadır. Sayısal analizde kullanılan geometriler B, C, D yarı açık kanatlı fanları ve bunların kapalı versiyonlarını da içerecek biçimde tasarlanmış, böylelikle 3 adet kapalı kanatlı fan geometrisinin yanında B ve D fanları için 6 farklı aralığın olduğu 6 şar adet farklı geometri, C fanı için 5 farklı aralığın olduğu 5 adet geometri olmak üzere 17 adet yarı açık kanatlı fan geometrisi hazırlanmıştır. Bu 20 geometrinin hazırlanmasında ve uygun sayısal ağı (mesh) oluşturulmasında GAMBIT 2.2 paket programı kullanılmıştır.



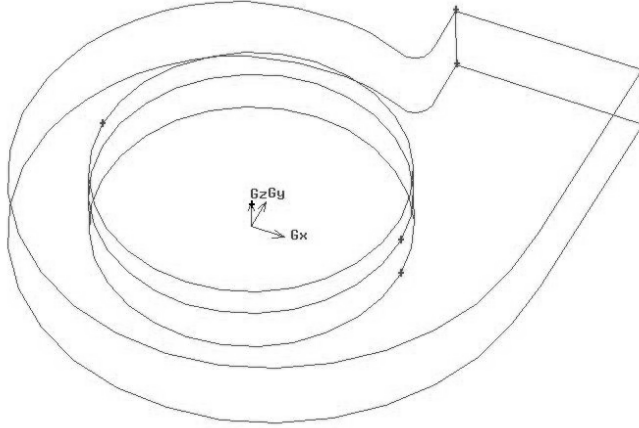
Şekil 4.1 C çarkının sayısal modeline ait bölümler

Yapılacak analizin “*rotating reference frame*” modeline uygun olması açısından fanlar giriş, çark ve gövde olmak üzere üç ana bölüme ayrılmış ve bu bölümler ayrı ayrı modellenmiştir (Bkz. Şekil 4.1).

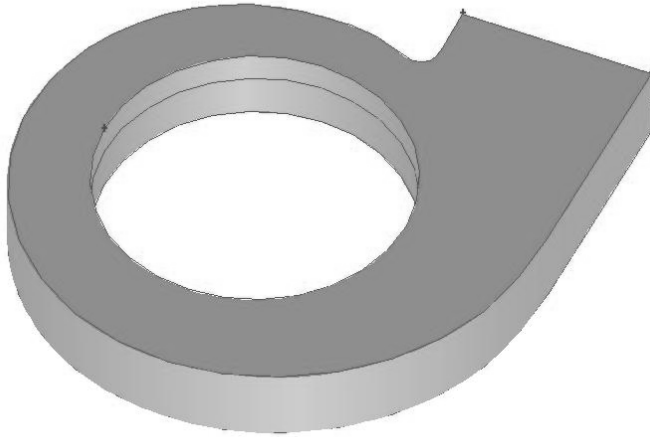
Fanların modellenmesinde aşağıdaki sıralama takip edilmiştir.

- a) CAD yazılımı kullanarak elde edilen katı model GAMBIT’e aktarılmıştır.
- b) Bazı geometrik düzeltmelerden sonra gövde (difüzör) kısmının iç yüzeylerinin sınırladığı bölge sayısal akış alanı olarak kabul edilmiş ve difüzörün sadece iç yüzeyleri baz alınarak bir gövde hacmi oluşturulmuştur (Bkz. Şekil 4.2 ve Şekil 4.3).
- c) Benzer şekilde yine katı modelin fan emiş ağzında bulunan boru geometrisinin iç yüzeyleri baz alınarak Şekil 4.4’te görülen akışkanın çark bölgesine girişine kadar fanda kat ettiği silindirik giriş bölgesi oluşturulmuştur.
- d) Döner çark bölgesini oluşturmak için mevcut katı modelde aralık bölgesini de içeren bir disk hacmi baz alınmış, sınırları belirlenen bu disk oluşturulduktan sonra fan kanatlarını ve alt diskini oluşturan katı hacim bu diskten çıkartılarak döner çarkın akışkan içeren hacmi ortaya çıkarılmıştır (Bkz. Şekil 4.5 ve 4.6).

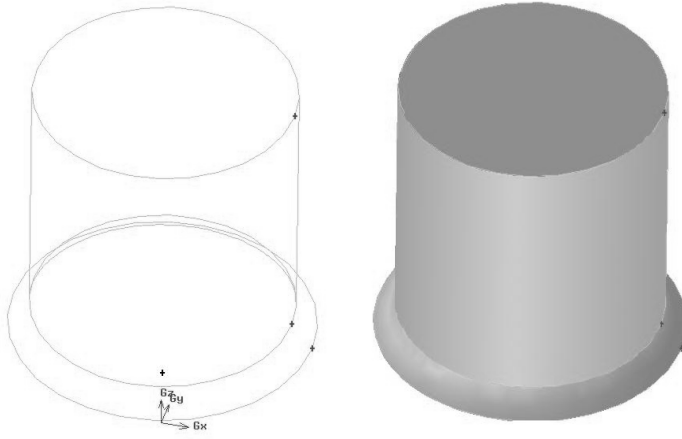
Yapılacak çalışmada farklı bağıl aralık genişliklerinin fan performansına olan etkisini incelemek amaçlandığından her fan için farklı bağıl aralık genişliklerine sahip ilgili sayıda çark ayrı ayrı modellenmiştir.



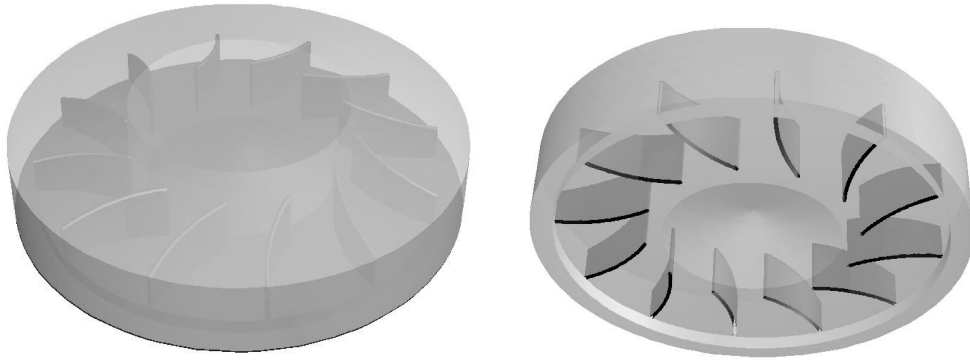
Şekil 4.2 Difüzör bölümünün iç yüzeylerinin sınırladığı gövde bölümü



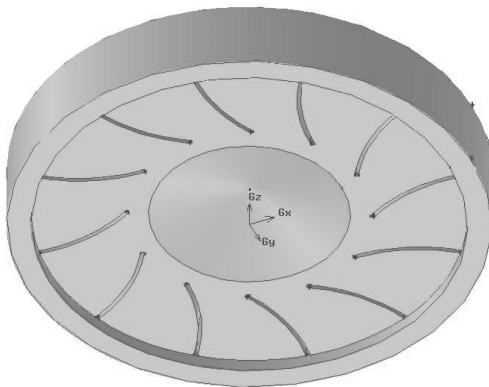
Şekil 4.3 Yüzeylerin birleştirilmesiyle katı modele dönüştürülen gövde bölümü



Şekil 4.4 Fan giriş bölgesi



Şekil 4.5 Döner çark modeli için baz alınan disk ve bu diskten çıkartılan çark kanatları



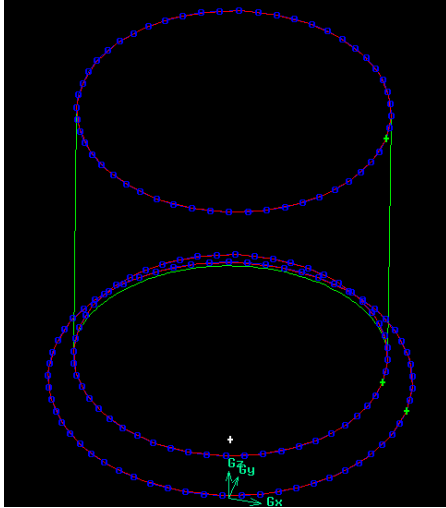
Şekil 4.6 C çarkına ait elde edilen nihai döner çark modeli

4.1.2. Sonlu hacim ağı

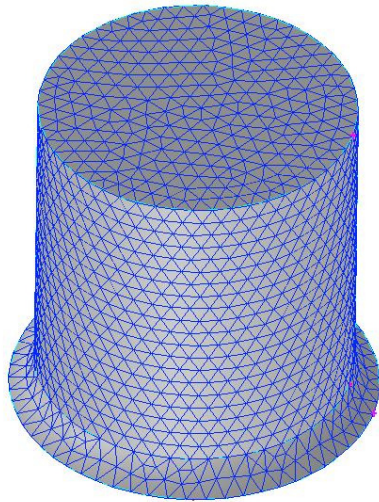
Şekil 4.1'den de anlaşıldığı üzere fanlar; giriş, çark ve gövde olmak üzere üç ana bölümden oluşmaktadır. Akışkan giriş bölgesinden geçerek hız ve doğrultu kazanmakta ve döner çark bölgesine girerken 90°'lik bir açı yapmaktadır. Çark bölgesinin özellikle dış çapına yaklaştığında en yüksek hızına ulaşır ve en yüksek kinetik enerjiyi bu bölgede kazanır. Çark bölgesini terk eden akışkanın kinetik enerjisi difüzörde (gövde) statik basınca dönüşür.

Yukarıda değinilen bilgiler ışığında fanın en önemli kısmının çark olduğu kolaylıkla anlaşılabilir. Dolayısıyla tasarlanan analizde bu bölgede oluşan akışın daha detaylı bir biçimde gözlenmesi gerektiğini düşünmek yanlış olmayacaktır. Mevcut analizden önceki modelleme aşamasında da bu noktalar dikkate alınmış ve her üç bölümde oluşturulacak olan sonlu eleman ağ yoğunluğu bu gerçeklere dayanarak kararlaştırılmıştır.

Giriş bölgesi hareketsiz olup bu bölgede sayısal ağ eşit sayıda dörtyüzlü/hibrit hacimsel elemanlar kullanılarak hazırlanmıştır. Bu amaçla geometriyi oluşturan sınırlar Şekil 4.7'de görüldüğü üzere belirli sayıda sonlu elemana bölünmüş, ardından bu noktalar referans alınarak sırasıyla geometriyi oluşturan yüzeyler yüzeysel elemanlara ve son olarak da geometri hacmi dörtyüzlü/hibrit hacimsel elemanlara bölünmüştür. Oluşturulan sonlu hacim ağının son şekli Şekil 4.8'de görülebilir. Bölgedeki minimum eleman sayısı 24417 dir.



Şekil 4.7 Fannın giriş bölgesini oluşturan çizgisel sınırlar ve onlara ait sonlu eleman dağılımı

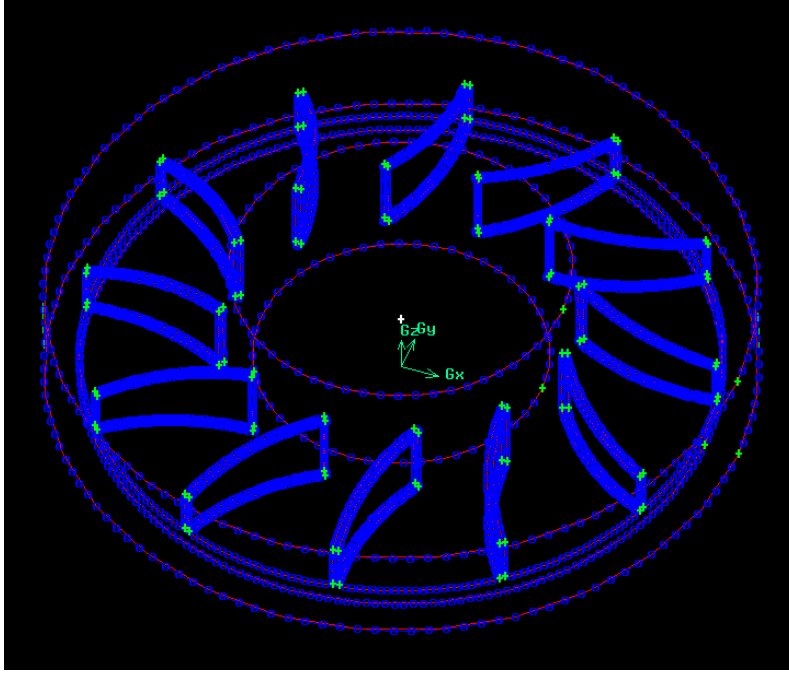


Şekil 4.8 Fannın giriş bölgesine ait nihai sonlu hacim ağı

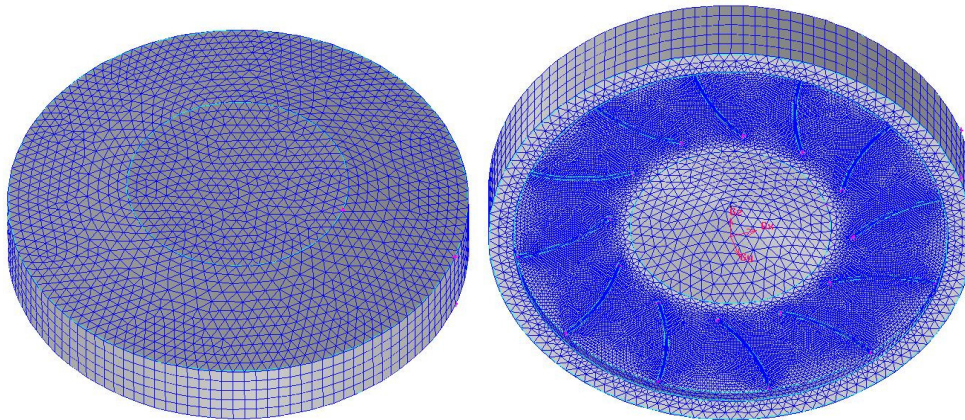
Çark bölgesi (rotor) yukarıda da değinildiği gibi mekanik enerjinin akışkana transfer edildiği en önemli bölge olduğundan, sonlu hacim yoğunluğu diğer bölgelere göre daha yoğun tutulmuştur. Geometrinin karmaşıklığı dolayısıyla dörtyüzlü/hibrit hacimsel elemanların kullanıldığı bu bölgedeki minimum eleman sayısı 191897 dir.

Çark bölgesinin modellenmesi aşamasında da giriş bölgesinin modellenmesinde izlenen takip edilmiş, önce çark modelini oluşturan bütün çizgisel sınırlar mümkün

olduğunca sık aralıklarla sonlu elemanlara bölünmüş (Bkz. Şekil 4.9), sonrasında bu elemanlar referans alınarak modeli oluşturan bütün yüzeyler sonlu elemanlara bölünmüş ve son olarak Şekil 4.10'da görüldüğü gibi model nihai sonlu hacimlere ayrılmıştır.

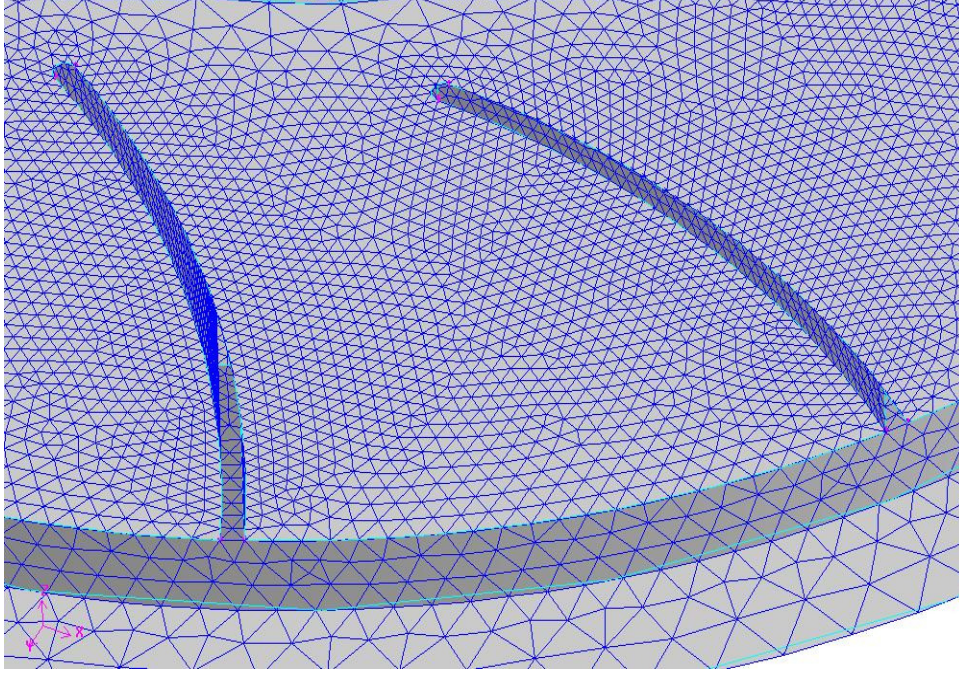


Şekil 4.9 C fanının çark bölgesini oluşturan çizgisel sınırlar ve onlara ait sonlu eleman dağılımı



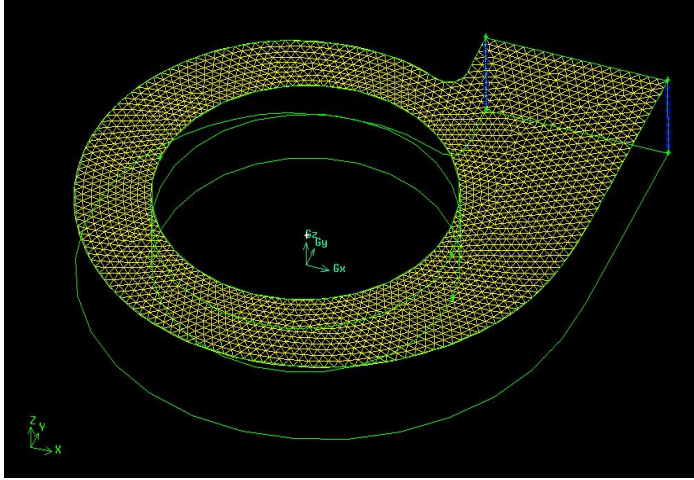
Şekil 4.10 C fanının çark bölgesine ait nihai sonlu hacim ağı

Şekil 4.10'a bakıldığında kanat yakınlarındaki bölgede sonlu hacim yoğunluğunun giriş ve gövde bölgelerine komşu sınırlara göre daha sık olduğu görülebilir. Sağdaki şeklin yakınlaştırılmış görünümü Şekil 4.11'de verilmiştir.

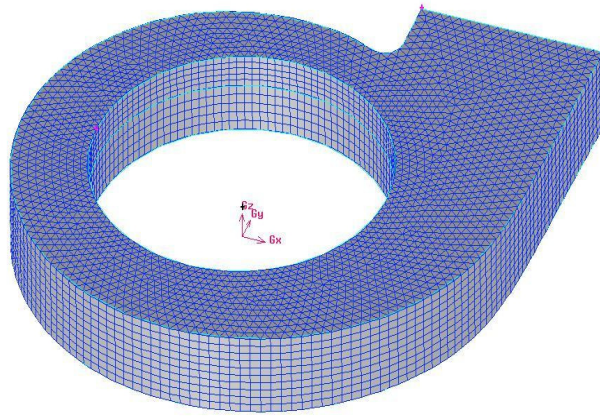


Şekil 4.11 C çarkının kanatları etrafındaki sonlu hacim dağılımı

Çark çıkışındaki kinetik enerjiyi basınca dönüştüren gövdenin (stator) sayısal ağının oluşturulmasında geometri kesitinin değişmediği göz önüne alınarak işlemci yükünün azaltılması ve yakınsama hızının artırılması amacıyla prizmatik hacimsel elemanlar kullanılmıştır. Giriş borusu eksenine doğrultusunda (z-doğrultusu) geometri kesitinde bir değişme olmadığı göz önüne alınarak GAMBIT yazılımının sunduğu “cooper” ağ oluşturma yöntemi seçilmiştir. Bu amaçla önceki iki modelden biraz farklı olarak modelin sadece üst yüzeyi sonlu elemanlar ağına bölünmüş (Bkz. Şekil 4.12) ve bu yüzeye ait sonlu eleman ağı referans alınarak z doğrultusunda belirlenen aralık sayısı adedince çoğaltılması yoluyla model Şekil 4.13'te görüldüğü gibi düzgün prizmatik sonlu hacimlere ayrılmıştır. Bu bölgedeki toplam prizmatik eleman sayısı 29624 tür.

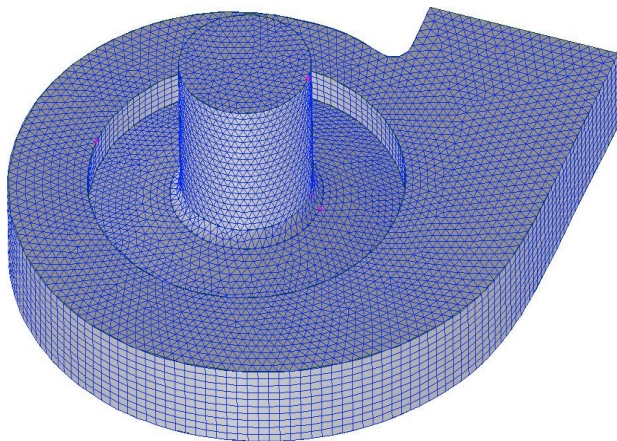


Şekil 4.12 Referans olarak seçilen üst yüzeye ait sonlu elemanlar ağı

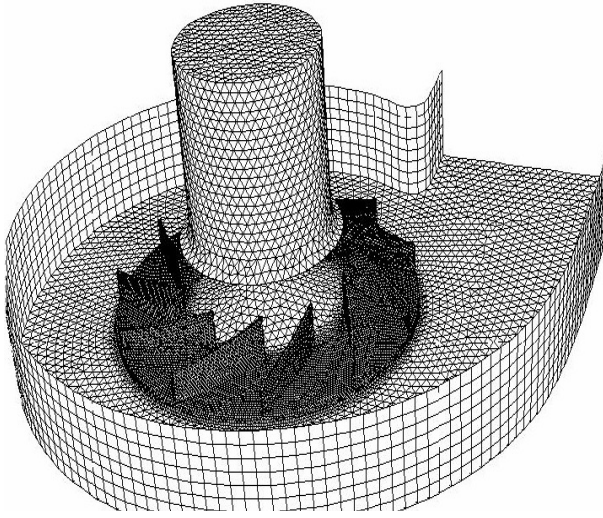


Şekil 4.13 Fanın gövde bölümüne ait nihai sonlu hacim ağı

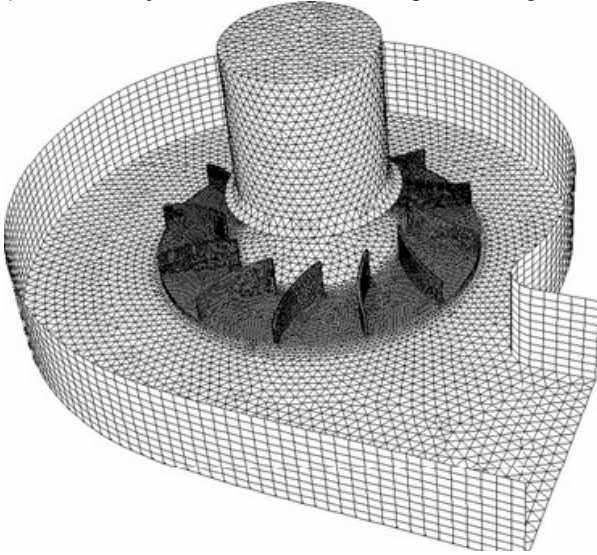
Aşağıdaki şekilde modelin tamamına ait sonlu hacim ağı görülmektedir.



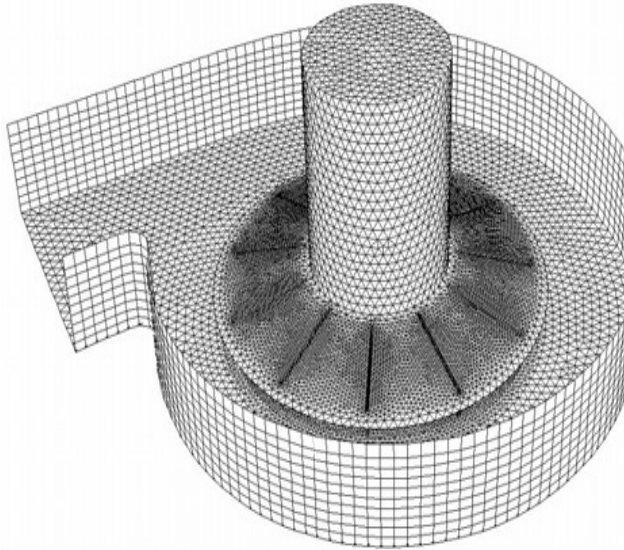
Şekil 4.14 Fan modelinin tamamına ait nihai sonlu hacim ağı



Şekil 4.15 B çarkına ait sonlu hacim ağından bir görünüm



Şekil 4.16 C çarkına ait sonlu hacim ağından bir görünüm



Şekil 4.17 D çarkına ait sonlu hacim ağından bir görünüm

4.2. Sonlu Hacim Yöntemi

Analizlerde kullanılan FLUENT® yazılımı akış denklemlerini sayısal olarak çözülebilecek cebirsel denklemlere dönüştürmek için kontrol hacmini esas alan sonlu hacim yöntemini kullanır. Sonlu hacim yöntemi akış denklemlerinin integrasyonunu her bir kontrol hacminde alma ilkesine dayanır. Bu integrasyonlar kontrol hacmini karakterize eden denklemlerin elde edilmesini sağlar. Bu denklemleri daha iyi analiz etmek için Φ gibi bir parametre tanımlanır, kararlı rejim için V gibi herhangi bir kontrol hacmindeki akışı veren bağıntı Denklem (4.1)' deki gibi tanımlanabilir. Bu denklem akışkanlar mekaniğinde transport denklemi olarak bilinir ve süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin yerini alabilir. Denklem (4.1) Φ değeri 1 olursa süreklilik denklemine, hız olursa momentum denklemine ve sıcaklık olursa enerji denklemine dönüşür. Bu denklemlerin diferansiyel biçimi Navier-Stokes denklemleri olarak bilinir ve yaygın olarak kullanımı Denklem (4.2), (4.3) ve (4.4)' te verilmiştir.

$$\oint \rho \vec{V} d\vec{A} = \oint \Gamma_{\phi} \nabla \phi d\vec{A} + \int_H S_{\phi} dH \quad (4.1)$$

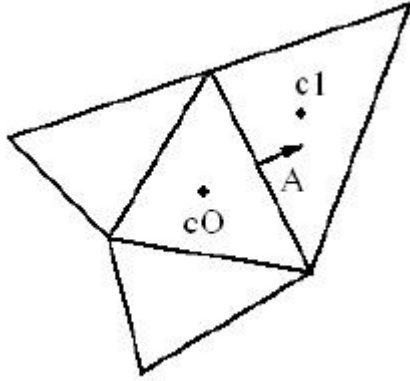
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0 \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \vec{V}(\nabla \rho \vec{V}) + \rho \vec{V} \nabla \vec{V} = -\nabla p + \nabla \tau_{ij} + \rho \vec{f} \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial E}{\partial t} + \nabla E \vec{V} = \rho \vec{f} \vec{V} + \frac{\partial Q}{\partial t} - \nabla \vec{q} - \nabla(\rho \vec{V}) + \nabla(\tau_{ij} \vec{V}) \quad (4.4)$$

Yukarıdaki denklemlerde ρ yoğunluk; \vec{V} hız vektörü; \vec{A} yüzey alanı vektörü, Γ_{ϕ} , ϕ için difüzyon katsayısı, S_{ϕ} , her bir kontrol hacmi için ϕ 'nin kaynağı, H kontrol hacmi, τ_{ij} kayma gerilmesi, \vec{f} yerçekimi ivmesi vektörü, E toplam enerji, Q ısı, \vec{q} ısı akısı ve p de basınçtır.

HAD modellerinin çözüm aşamasında Denklem (4.1) modele ait her bir kontrol hacmine uygulanır. Kontrol hacmi tanımı için Şekil 4.18'deki yüzeysel üçgen elemanlar ele alınsın.



Şekil 4.18 İki boyutlu üçgen kontrol elemanları

Denklem (4.1), yukarıdaki herhangi bir hücre için yazılacak olursa,

$$\sum_f^N \rho_f V_f \phi_f \vec{A}_f = \sum_f^N \Gamma_\phi (\nabla \phi)_n A_f + S_\phi H \quad (4.5)$$

şeklini alır. Bu denklemde N hücreyi oluşturan yüzey adedidir. Şekil 4.18'deki $c0$ merkezli üçgensel eleman, hücre; bu üçgenin kenarları da yüzey olarak tanımlanır. Dolayısıyla iki boyutlu üçgensel bir hücrenin yüzey sayısı 3 olmaktadır. Yukarıdaki denklemde ϕ_f yüzeyden geçen ϕ büyüklüğü, $\rho_f \vec{V}_f \vec{A}_f$ bu yüzeydeki kütle akısı, $(\nabla \phi)_n$ bu yüzeyin normali doğrultusundaki $\nabla \phi$ büyüklüğü ve H ilgili kontrol hücresinin hacmidir.

FLUENT yazılımında çözüm aşamasında her bir hücre için elde edilen denklem oluşturulmuş sonlu eleman ağının 2 ya da 3 boyutlu olmasından bağımsız olarak yukarıdaki denklemin şeklini alır.

4.3. Çözüm Yöntemi

4.3.1. k - ε türbülans modeli

Boru içerisindeki akışın Re sayısı 2300 büyüklüğüne ulaştığında laminar akıştan türbülanslı akışa geçtiği, 3500~4000 aralığında ise tamamen türbülanslı olduğu bilinmektedir. Bu bilgilere dayalı olarak fandaki mevcut akışın tamamen türbülanslı olduğu göz önüne alınarak analizlerde standart k - ε türbülans modeli tercih edilmiştir. Standart k - ε türbülans modelinde kullanılan denklemler aşağıda verilmiştir.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\mu_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (4.6)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\mu_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.7)$$

Bu denklemlerde k türbülans kinetik enerjisi; ε dağılım oranı, G_k ortalama hız gradyanından kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimi, G_b kaldırma gücünden kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimi, Y_M sıkıştırılabilir türbülans genişleme değişiminin genel kayıp oranına etkisi, σ_k ve σ_ε parametreleri sırasıyla k ve ε için akışa ait *Prandtl* sayıları ve μ_t türbülans viskozitesi büyüklükleridir.

k ve ε büyüklüklerine ait bağıntı Denklem (4.8) 'de verilmiştir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.8)$$

4.3.2. Birleşik ve ayrık çözümler

FLUENT kontrol hacimlerine ait denklem takımlarını çözerken biri bağlı (coupled), diğeri ise ayrık (segregated) olarak tanımlanan iki farklı çözümler kullanır. Bu her iki çözümlerde de sürekliliğin ve momentumun korunumu için ilgili denklemlerin yanı sıra

gerektiğinde enerji ve kimyasal reaksiyon denklemleri gibi denklem takımlarını da çözer. Sunulan her iki durumda da kontrol hacim temeline dayanan bilgisayar destekli çözümleme tekniği aşağıdaki adımlardan oluşur.

- a) İncelenen probleme ilişkin bölgenin sayısal ağ modelleme programları (preprocessor) yardımıyla sayısal analize uygun bir biçimde kontrol hacimlere bölünmesi,
- b) Hız, basınç, sıcaklık gibi değişkenleri içeren cebirsel denklem takımlarını oluşturmak amacıyla her bir kontrol hacmi için sınır şartlarının belirlenmesi,
- c) Bu girdilerin çözücü programa (solver) yüklenmesiyle denklem takımlarının iteratif çözücü sayesinde hızlı ve kesin sonuçlar verebilecek şekilde çözülmesi.

4.4. Sınır Şartları ve Kabuller

Sayısal model olarak çok kanatlı santrifüj fanlarda ve santrifüj kompresörlerin HAD çözümlerinde rahatlıkla kullanılabildiği kanıtlanan iki denklemlilik Standard $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Bu model uygun basınç ve hız dağılımlarını tanımlamakta ve toplam basınç artışı, mil gücü ve toplam verim gibi hesaplamalarda rahatlıkla kullanılabilmektedir. Fanın hareketli çarkı ve statik konumdaki diğer bileşenleri arasındaki etkileşim sonucu oluşan kararsızlıkların en aza indirilmesi amacıyla çözümleme öncesindeki tasarım aşamasında bu gibi durumlarda uygun sonuçlar veren “*frozen rotor*” modeli kullanılmıştır.

Yapılan analizlerde çark 184.3 rad/s (1760 d/d) açısal hızla dönerken diğer bölümler statik kabul edilmiştir. Lokal atmosferik basınç 0 Pa kabul edilmiş, giriş sınır şartı olarak serbest kütle girişi “*mass flow inlet*”, çıkışta ise deneysel sonuçlardan elde edilen çıkış basıncı olarak “*pressure outlet*” sınır şartı tanımlanmıştır. Bunların dışındaki diğer tüm yüzeylere kaymama sınır şartı “*no-slip*” tanımlanmış ve her bir analizin yakınsama kriteri olarak son iki iterasyon arasındaki farkın 10^{-3} mertebesine inmesi öngörülmüştür. Önceki analizlerde elde edilen tecrübelerle dayanarak bir analizin yakınsadığından emin olmak için sadece kabul edilen tek yakınsama

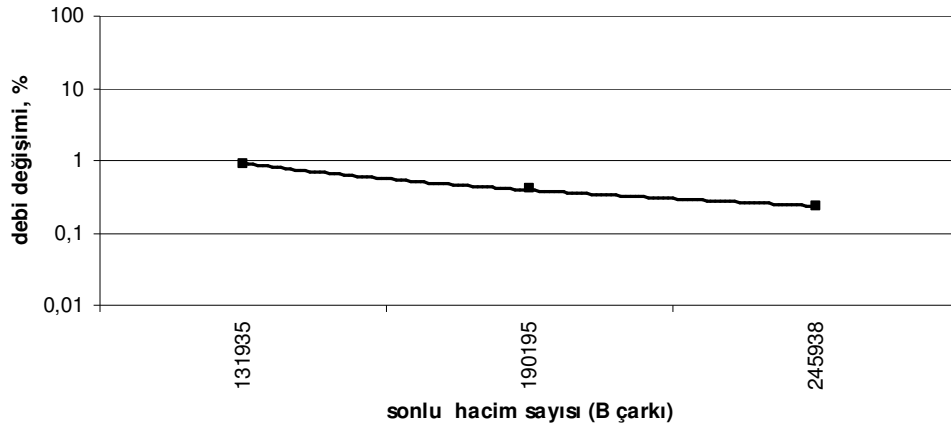
kriterinin gerçekleşmesini beklemenin yanısıra bir diğer yakınsama kriteri olarak mil eksenindeki toplam momentin son iki iterasyon arasındaki farkının %0.1 oranının altına düşmesi öngörülmüştür.

Ele alınan geometrilerin çeşitliliği ve herbir geometri için en az 5 farklı analiz yapılması gerekliliği göz önüne alınarak *AMD Athlon 3000* işlemcili 1GB RAM ön bellek kapasitesine sahip iki adet PC kullanılarak toplam 88 adet analiz yapılmıştır.

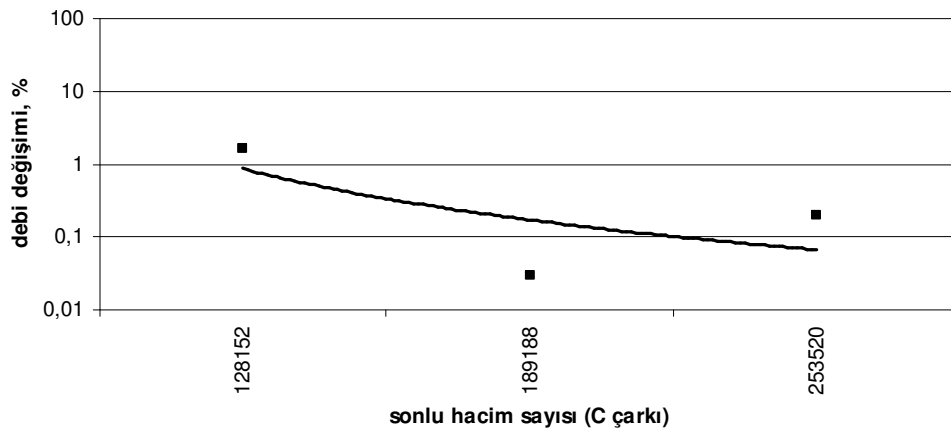
4.5. Sonlu Hacim Ağ Yoğunluğunun Etkisi

Hesaplanabilir akışkanlar dinamiği analizlerinde modele uygulanacak sonlu elemanlar ağı ve ağ yoğunluğu incelenen durum göz önüne alınarak tayin edilmelidir. Akışın karakterini önemli ölçüde etkileyen bölgelerde daha sık sonlu eleman dağılımını sağlamak doğru bir yaklaşım olmakla birlikte, sonlu eleman sayısındaki artışın işlemciye daha fazla görev yükleyeceği unutulmamalıdır. Böylelikle daha fazla denklem çözmek zorunda kalan bir işlemci analizin daha uzun sürede tamamlanmasına neden olur. Diğer yandan mevcut modele uygulanan sonlu eleman ağ yoğunluğu değiştirildiğinde analiz sonucunda elde edilen büyüklüklerde de dikkate değer bir değişme oluyorsa seçilen ağ yapısı ve yoğunluğu tekrar gözden geçirilmelidir. Bu faktörler birlikte değerlendirildiğinde optimum bir sonlu eleman ağ yoğunluğunun tespit edilmesi yerinde bir uygulama olacaktır.

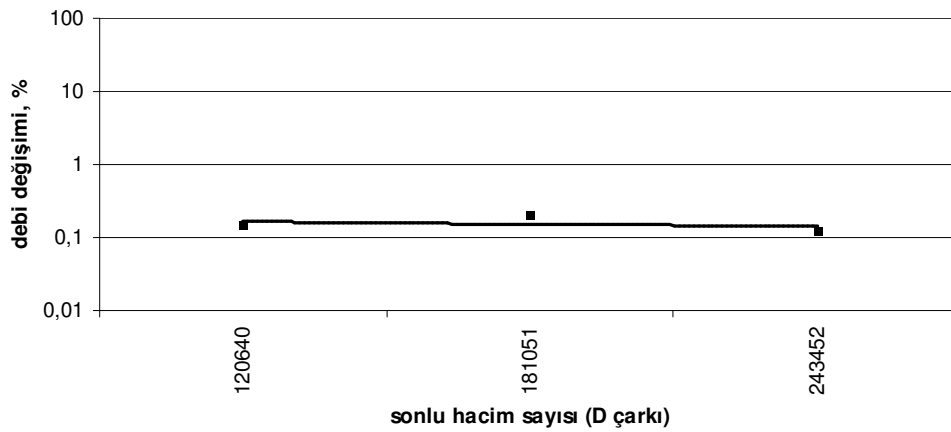
Yapılacak çözümün sayısal ağ yoğunluğundan bağımsız olduğunu göstermek amacıyla her bir model için üç farklı hacimsel eleman sayısı içeren üç farklı analiz yapılmış ve analiz sonuçlarının ağ yoğunluğundan neredeyse bağımsız (% 0.25'ten küçük) olduğu görülmüştür. Ağ yoğunluğunun analiz sonuçlarına olan etkisini gösteren grafikler aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.19 Farklı sonlu hacim sayılarında modellenen B çarkı için debide gözlenen % değişim



Şekil 4.20 Farklı sonlu hacim sayılarında modellenen C çarkı için debide gözlenen % değişim



Şekil 4.21 Farklı sonlu hacim sayılarında modellenen D çarkı için debide gözlenen % değişim

BÖLÜM 5. ANALİZ SONUÇLARI VE BUNLARIN DENEYSEL SONUÇLARLA KARŞILAŞTIRILMASI

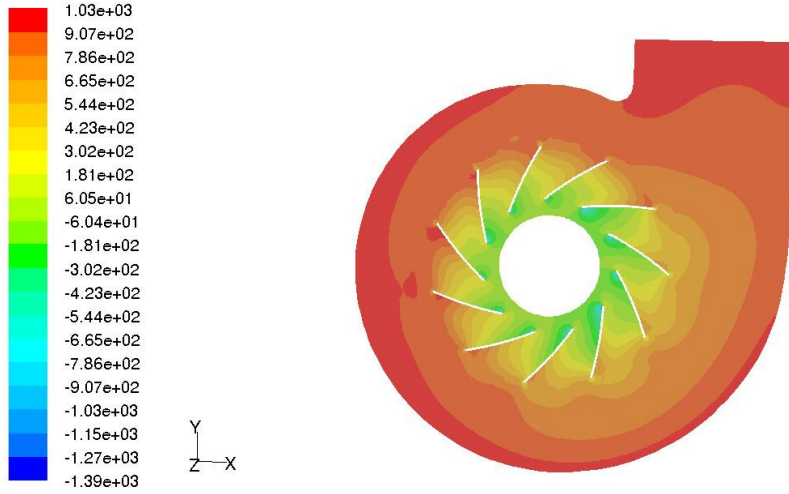
5.1. Giriş

Bu bölümde bir önceki bölümde verilen sınır şartları uygulanarak yapılan analiz sonuçları sunulmuş, belirli yüzeylerde oluşan statik basınç ve hız dağılımlarının yanısıra aralık bölgesini de içeren 3 boyutlu akım çizgileri ve çark yüzeyindeki basınç dağılımları görselleştirilmiştir. İlerleyen sayfalarda ise elde edilen analiz sonuçları mevcut deneysel verilerle karşılaştırılmış ve aralarındaki uyum ortaya konmuştur.

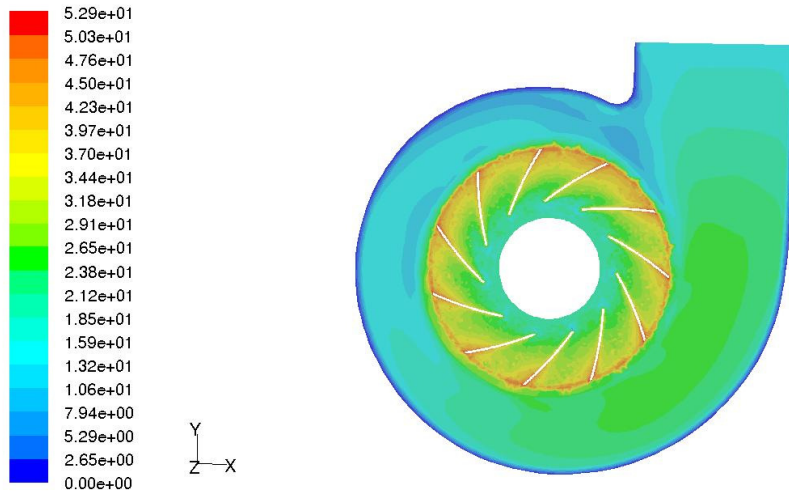
Sonuçların görselleştirilmesinde yine Fluent yazılımının sunduğu analiz sonrası görselleştirme (postprocess) araçları kullanılmıştır. Bu araçlar tamamlanmış bir akış analizinde istenen herhangi bir bölgede akış analizinin türüne göre oluşan hız, basınç, türbülans kinetik enerjisi dağılımı, akım çizgileri gibi akışı karakterize eden daha birçok sonucu detaylı bir biçimde tanımlayıp görselleştirme olanağı tanımaktadır.

5.2. Basınç ve Hız Dağılımları

Analiz sonucunda oluşan basınç ve hız dağılımları B, C ve D çarklarının her üçü için kanat kesitlerini de içermesi düşünülerek, fanın sayısal akış modeline ait alt yüzeyden itibaren $z=20$ mm ötelenmiş noktasındaki kesit düzlemde sunulmuştur.

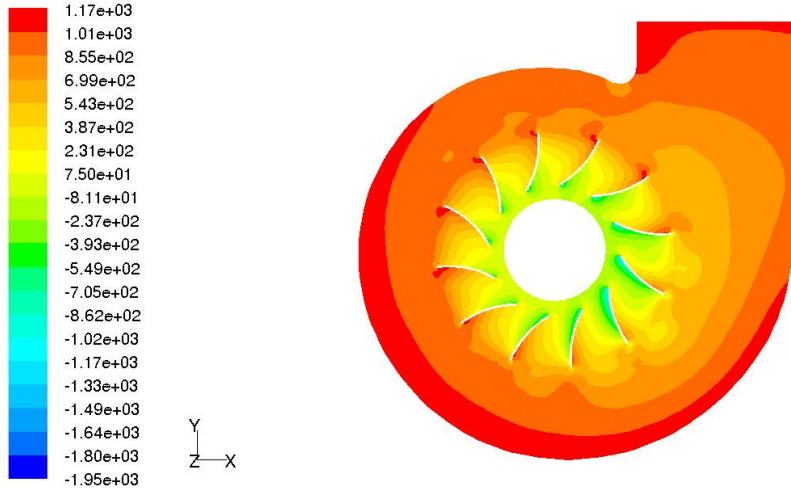


Şekil 5.1 B çarkına ait $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde ve $z=20\text{mm}$ kesit düzleminde oluşan statik basınç dağılımı (Pa)

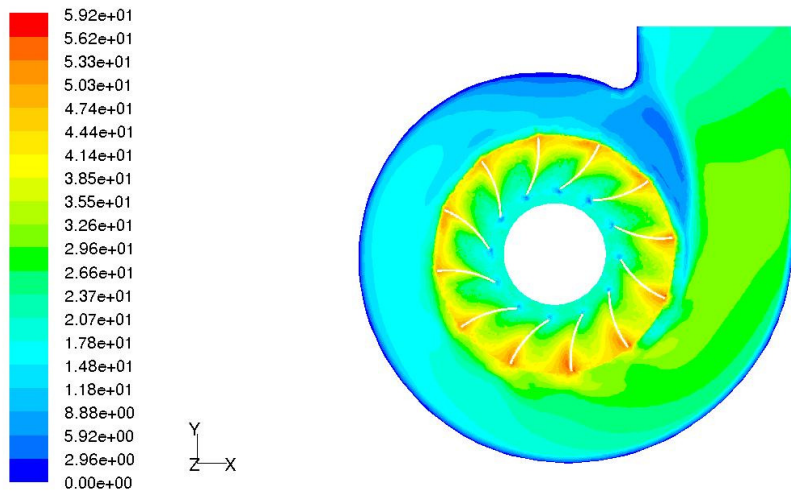


Şekil 5.2 B çarkına ait $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde ve $z=20\text{mm}$ kesit düzleminde oluşan hız dağılımı (m/s)

Yukarıdaki şekillerde B çarkına ait sırasıyla basınç ve hız dağılımları görülmektedir. Şekil 5.1'e bakıldığında gözlenen en yüksek basınç 1.03×10^3 Pa olup difüzör kenarlarıyla çıkış bölgesinin yanı sıra kanat uçlarında da yüksek basınç yığılması olduğu gözlemlenebilir. Beklenen alçak basınç bölgelerinin kanatların kaçma kenarlarının giriş bölgesine yakın kesimlerinde olduğu da görülebilir. Şekil 5.2'de verilen hız dağılımından görüldüğü üzere kinetik enerji üreten çark bölgesinde girişten itibaren gövde kısmına doğru diğer çarklara göre kısmen daha üniform bir artış göze çarpmaktadır.

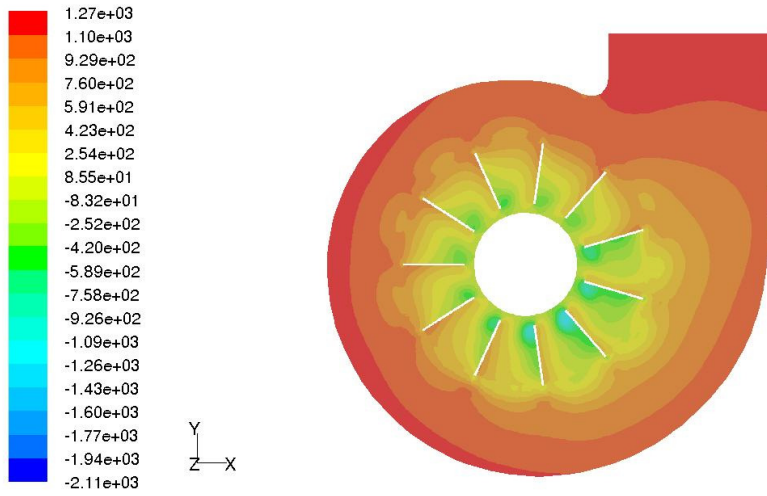


Şekil 5.3 C çarkına ait $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde ve $z=20\text{mm}$ kesit düzleminde oluşan statik basınç dağılımı (Pa)

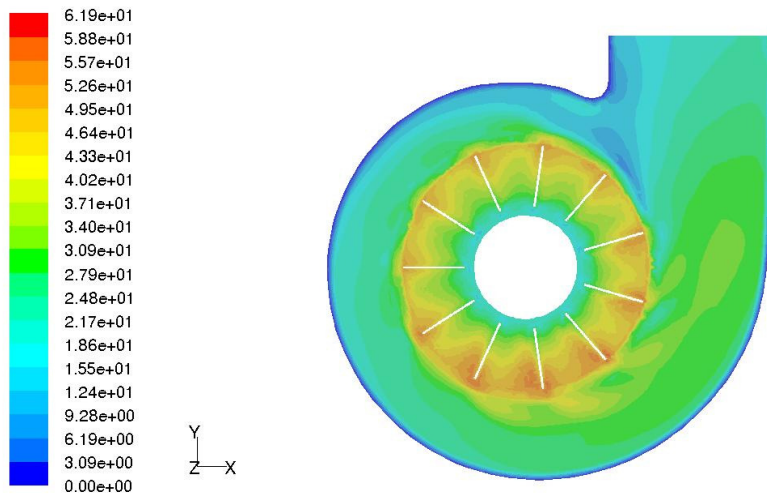


Şekil 5.4 C çarkına ait $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde ve $z=20\text{mm}$ kesit düzleminde oluşan hız dağılımı (m/s)

Şekil 5.3, C çarkına ait basınç dağılımını vermektedir. Gözlenen en yüksek basınç 1.17×10^3 Pa olup kanat hücum kenarlarının uçlarında ani basınç yığılmaları olduğu görülmektedir. Gerek basınç ve gerekse verilen hız dağılımından da görüldüğü üzere bu dağılımlar B çarkında olduğu kadar üniform değildir. Çark bölgesinin içinde özellikle kanat uç bölgelerinde ani bir hız artışı olduğunu görmek mümkündür.



Şekil 5.5 D çarkına ait $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde ve $z=20\text{mm}$ kesit düzleminde oluşan statik basınç dağılımı (Pa)



Şekil 5.6 D çarkına ait $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde ve $z=20\text{mm}$ kesit düzleminde oluşan hız dağılımı (m/s)

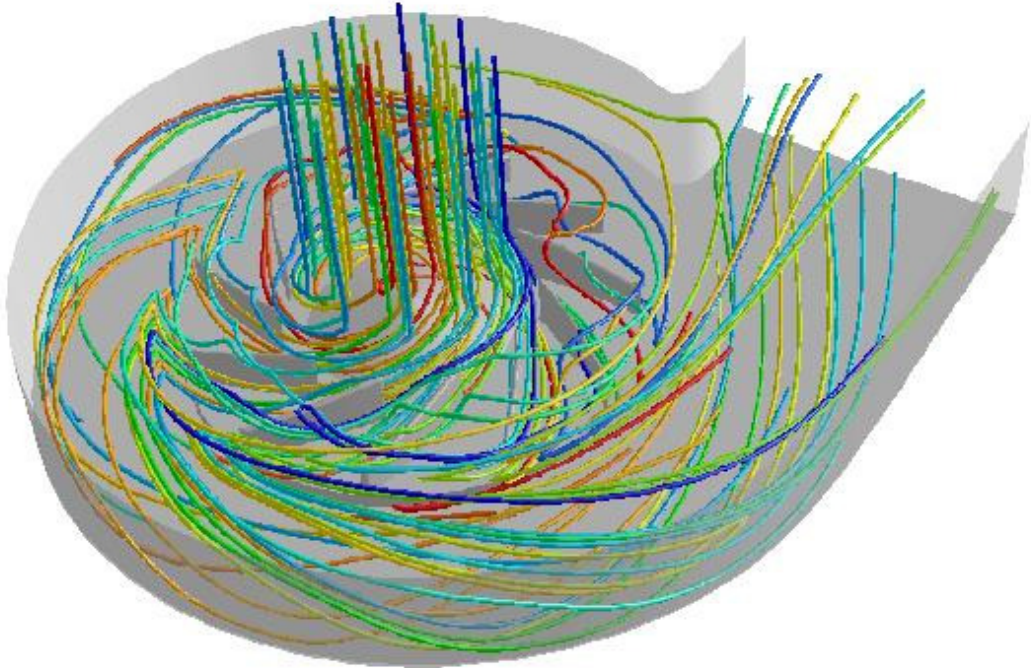
D çarkına ait basınç ve hız dağılımlarını veren Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'ya bakıldığında şunları söyleyebilmek mümkündür: D çarkına ait gerek basınç gerekse hız dağılımı diğer iki çark durumunda gözlemediği kadar üniform değildir.

Difüzör çıkışına doğru gelişen hız dağılımlarına dikkat edilecek olursa kanat çıkış açısının bu bölgede hız kontürlerini belirlemedeki etkisi anlaşılabilir (Bkz. Şekil 5.2, Şekil 5.4 ve Şekil 5.6).

5.3. Üç Boyutlu Akım Çizgileri

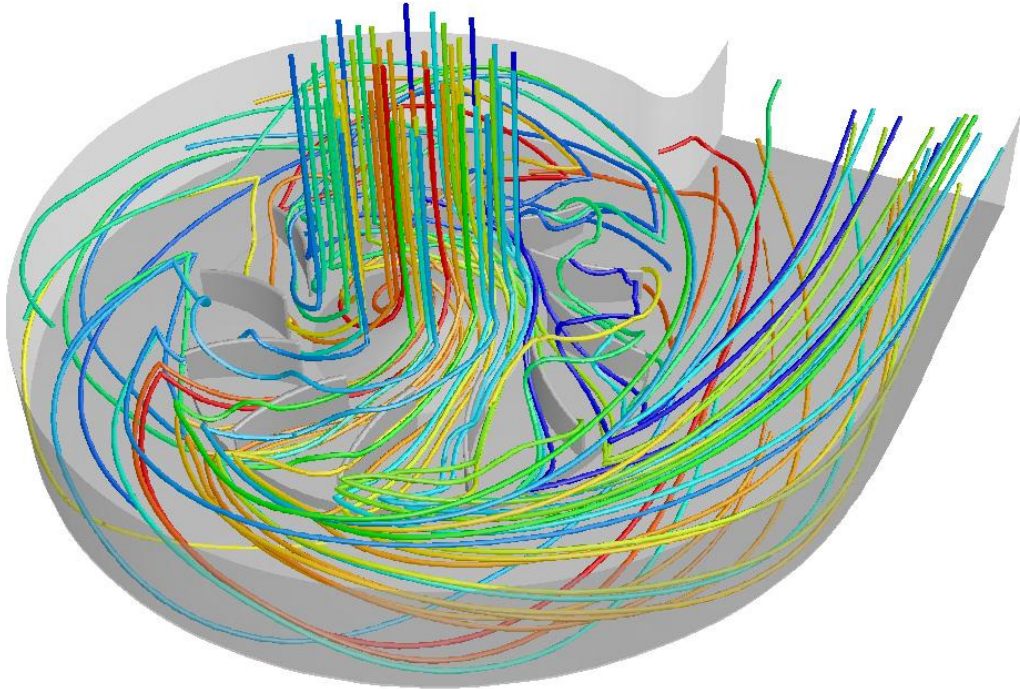
Şekil 5.7’de B çarkında 25mm aralık genişliğinde oluşan üç boyutlu akım çizgileri görülmektedir. Her renk farklı bir akım çizgisini göstermektedir. Giriş ve gövde bölümündeki akım çizgileri mutlak yönlerinde, döner çark bölgesinde ise kanatlara göre bağıl yönde verilmiştir.

İleride de değinileceği üzere B çarkı, ürettiği basınç aralık genişliğinden en çok etkilenen çarktır. Aşağıdaki şekle bakıldığında aralık bölgesindeki akım çizgilerinin daha çok akım çizgisi demeti halinde hareket ettikleri görülebilir. Bunun da geriye eğimli kanat geometrisinden kaynaklandığı ve artan aralık genişliklerinde aralık bölgesinde giderek artan akım çizgisi demetlerinin fan performansını diğer iki çark durumuna göre daha fazla etkilediği yorumu yapılabilir. C ve D çarklarının tersine bu çarkta çıkış bölgesine yönelen akım çizgilerinin yönünde kayda değer bir sapma ve geri dönüş oluşmadığı görülmekte ve bu da yukarıdaki yorumu desteklemektedir



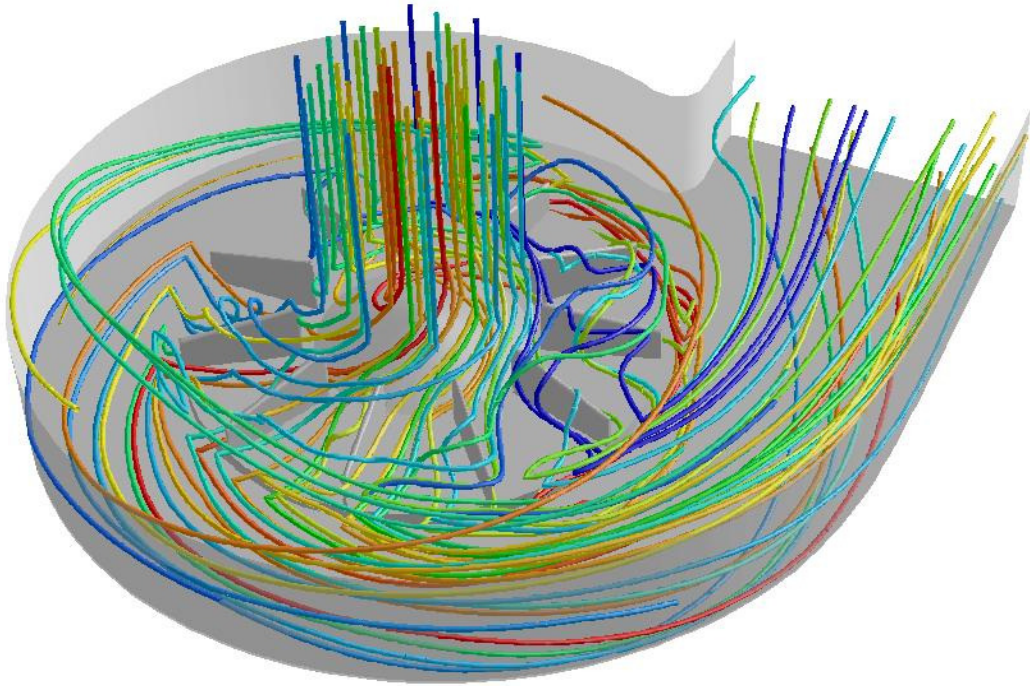
Şekil 5.7 B çarkında $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde oluşan 3 boyutlu akım çizgileri

C çarkında oluşan üç boyutlu ait akım çizgileri Şekil 5.8’de görülebilir. Şekle göre bu çarkta aralık bölgesinde oluşan akış daha karmaşık olmakla beraber giriş silindirinden çark bölgesine geçen akım çizgilerinin kanat aralarına girişinin daha çok aralık bölgesinden geçerek gerçekleştiği görülmüştür. Bunun yanında çıkışa yönelen akım çizgilerinin bir kısmının tekrar geri döndüğü gözlemlenmektedir.



Şekil 5.8 C çarkında $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde oluşan 3 boyutlu akım çizgileri

Şekil 5.9’deki D çarkına ait akım çizgilerine bakıldığında akım çizgilerinin çoğunun yine C çarkında olduğu gibi aralık bölgesinden geçerek kanatların arasına doğru ilerlediği görülmektedir. Çıkışa yönelen akım çizgilerinde C çarkındaki kadar göze çarpan bir geri dönüş oluşmamaktadır ancak aralık bölgesindeki akış C çarkında olduğu gibi oldukça karmaşıktır. İleride değinileceği üzere D çarkı, performansı aralık bölgesindeki artıştan en az etkilenen çarktır.

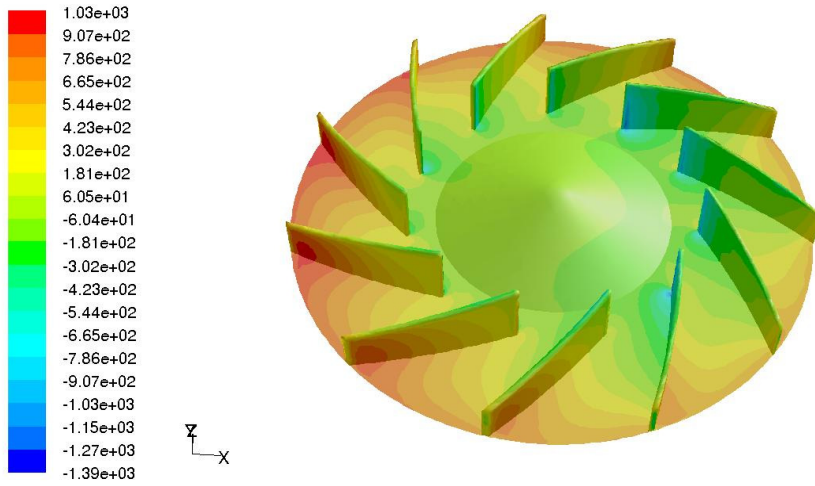


Şekil 5.9 D çarkında $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde oluşan 3 boyutlu akım çizgileri

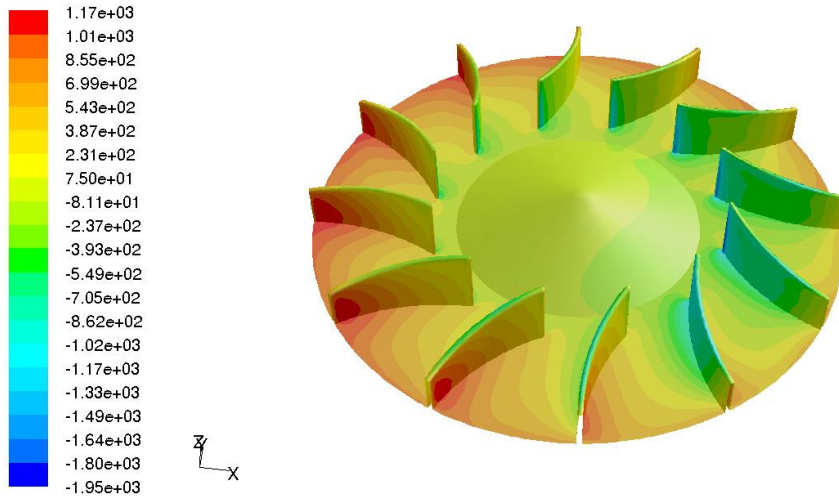
5.4. Çark Yüzeylerinde Oluşan Basınç Dağılımları

Fan tasarımlarında çark performansının iyileştirilmesi amacıyla çark yüzeyinde oluşması beklenen basınç dağılımının bilinmesi önem kazanmaktadır. Bu bölümde Fluent'in analiz sonrası görselleştirme araçları kullanılarak 25mm aralık genişliğinde yapılan analizlerin sonrasında B, C ve D çarklarının yüzeylerinde oluşan basınç dağılımları verilmiştir.

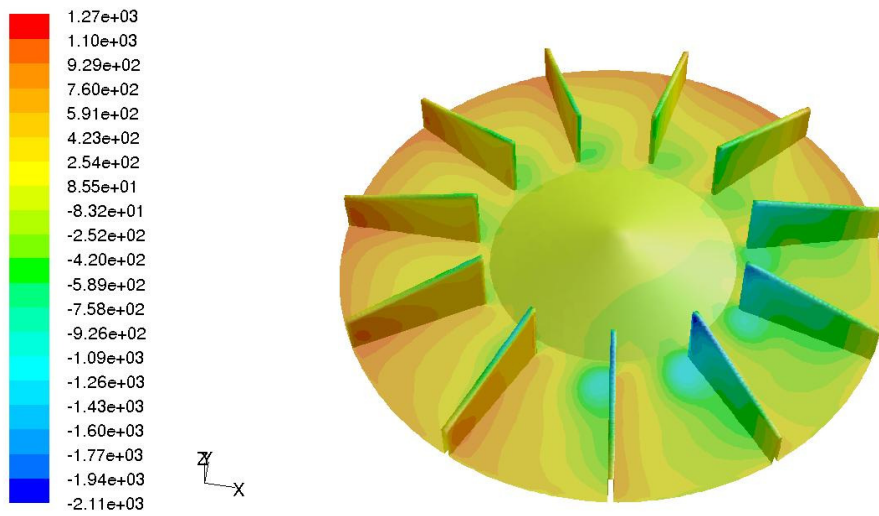
Şekil 5.10, Şekil 5.11 ve Şekil 5.12'de sırasıyla B, C ve D çarklarının disk ve kanat yüzeylerine ait basınç dağılımları görülebilir. Her üç çarkta da oluşan yüksek basınç alanları kanat hücum kenarının dış uçlarındayken, alçak basınç bölgeleri de kaçma kenarlarının giriş bölgesine yakın kesimlerinde ortaya çıkmaktadır. Kanat bölümlerinde B çarkında daha üniform bir dağılım söz konusuysen özellikle D çarkında bu dağılım bir sıçrama şeklinde oluşmaktadır.



Şekil 5.10 B çarkında $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde kanat yüzeylerinde oluşan basınç dağılımı (Pa)

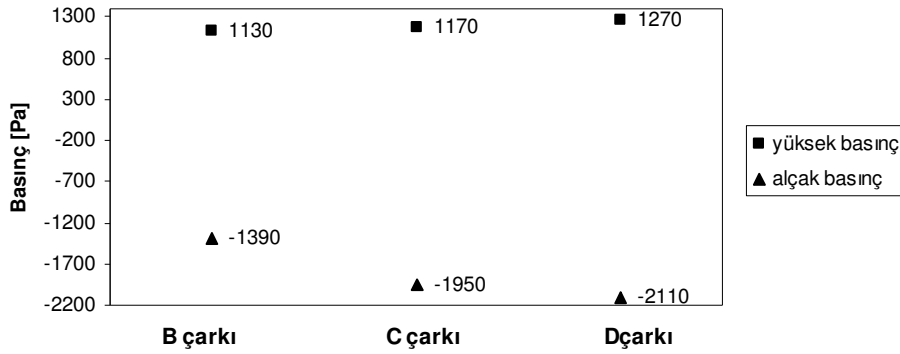


Şekil 5.11 C çarkında $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde kanat yüzeylerinde oluşan basınç dağılımı (Pa)



Şekil 5.12 D çarkında $x=25\text{mm}$ aralık genişliğinde kanat yüzeylerinde oluşan basınç dağılımı (Pa)

B, C ve D çarklarında kanat uçlarında oluşan en yüksek basınçlar sırasıyla 1030 Pa, 1170 Pa ve 1270 Pa büyüklüğündeyken kanat diplerindeki en düşük basınç büyüklükleri yine sırasıyla -1390 Pa, -1950 Pa ve -2110 Pa olmaktadır. Şekil 5.13'te aynı şartlar altında çalışan geriye eğimli (B), öne eğimli (C) ve radyal (D) kanatlarda elde edilen en yüksek ve en düşük basınçların karşılaştırılması görülebilir.

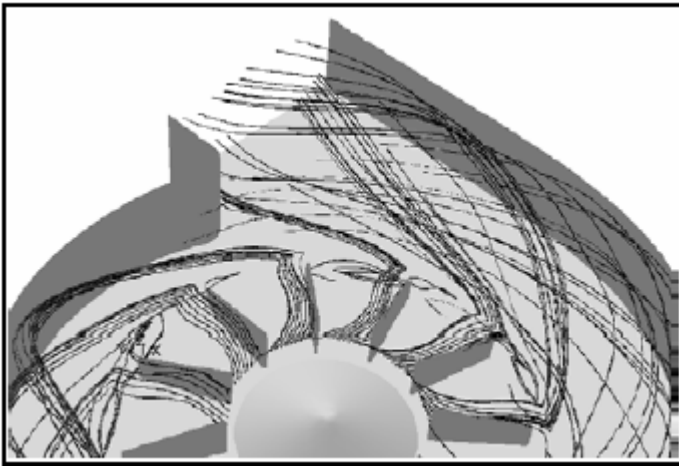
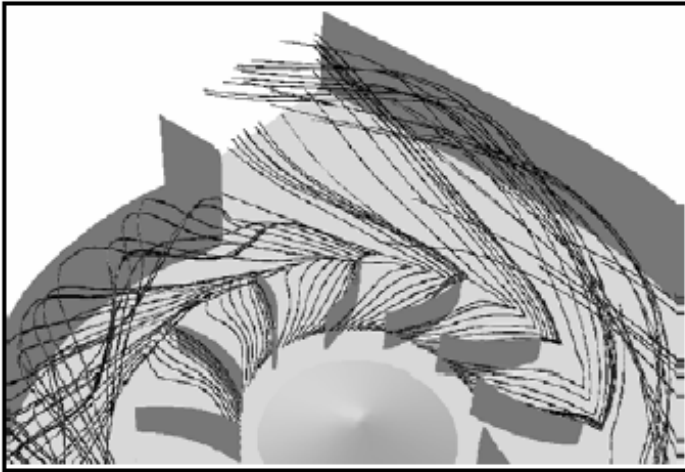
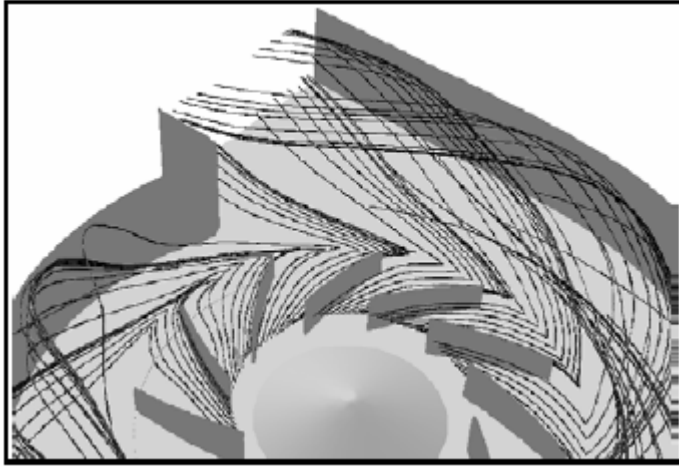


Şekil 5.13 B, C ve D çark yüzeylerinde gözlenen en düşük ve en yüksek basınçlar

5.5. Aralık Genişliğinin Akım Çizgilerinin Oluşumuna Etkisi

Yukarıda 25mm aralık genişliğinde B, C ve D çarklarında oluşan üç boyutlu akım çizgileri sunulmuş ve çeşitli yorumlar yapılmıştı. Bu bölümde ise aralık genişliğindeki değişimin akım çizgilerinin oluşumuna nasıl etki ettiği incelenmiştir. Bu amaçla her üç çark için mevcut aralık genişliklerinin en küçük ve en büyük değerlerinde oluşan akım çizgileri karşılaştırma amacıyla birlikte sunulmuştur. B çarkı için 5 ve 30 mm aralık genişliklerinde, C çarkı için mevcut en küçük aralık genişliği olan 10 mm ile 30 mm aralık genişliklerinde, D çarkı için de 5 mm ile 30 mm aralık genişliklerinde oluşan üç boyutlu akım çizgileri verilmiştir.

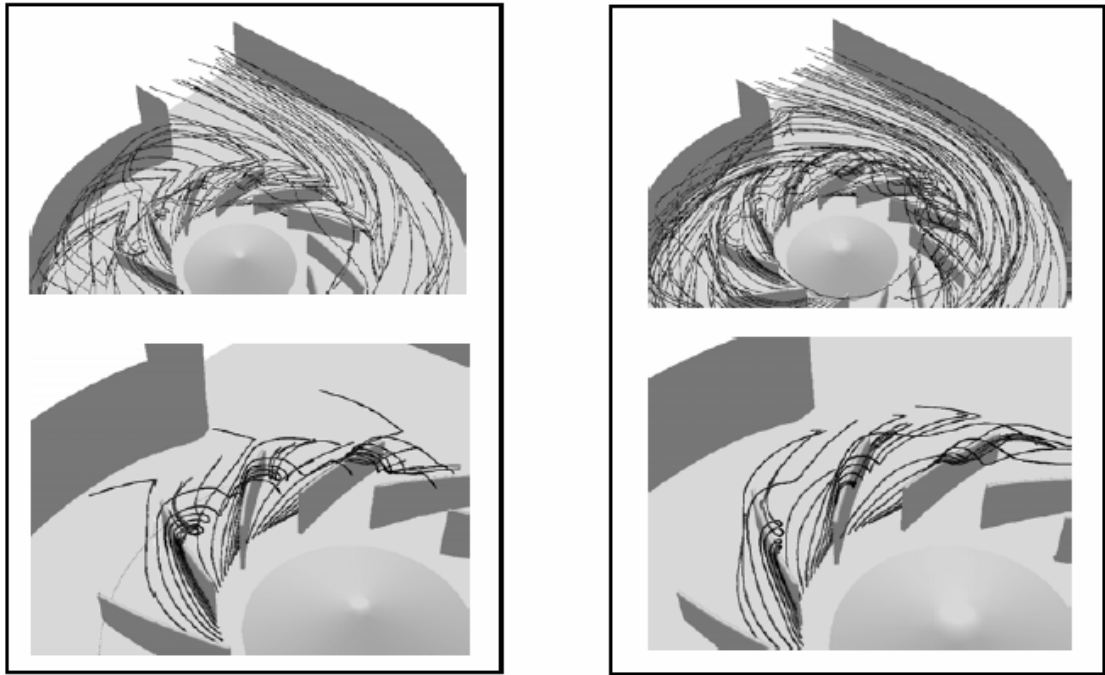
Her üç çark için pratikte deneyi mümkün olmayan kapalı fan durumu (aralık genişliği=0 mm) da göz önüne alınarak bu durumda oluşan akım çizgileri de görselleştirilmiştir. Kapalı fan durumunda oluşan akım çizgileri Şekil 5.14'te görülebilir. Şekle bakıldığında kanatlar arasında oluşan akışın B çarkında, C ve D çarkına göre daha üniform olduğu söylenebilir.



Şekil 5.14 Kapalı kanatlı fan durumunda B, C ve D çarklarına ait üç boyutlu akım çizgileri

B çarkında 5 mm ve 30 mm aralık genişliklerinde oluşan akım çizgilerini Şekil 5.15'te görmek mümkündür. Kanatların arasına b_1 uzunluğundaki kanat giriş yüksekliklerinin orta noktasından dahil olan akım çizgileri ilgili aralık genişlikleri için biri yakınlaştırılmış görüntü olmak üzere ikişer karede sunulmuştur.

5 mm aralık genişliğinde kanadın hücum kenarına yakın olan akım çizgileri aralık bölgesine daha önce girerken diğer çizgilerin de sırasıyla aralık bölgesine girdikleri görülmektedir. Aynı durum 30 mm aralık genişliğinde de gözlenmekte fakat bu aralık genişliği durumunda akım çizgilerinin kanadın emme bölümüne daha yakın noktalardan itibaren aralık bölgesine girdikleri farkedilmektedir.



(a): $x = 5 \text{ mm}$

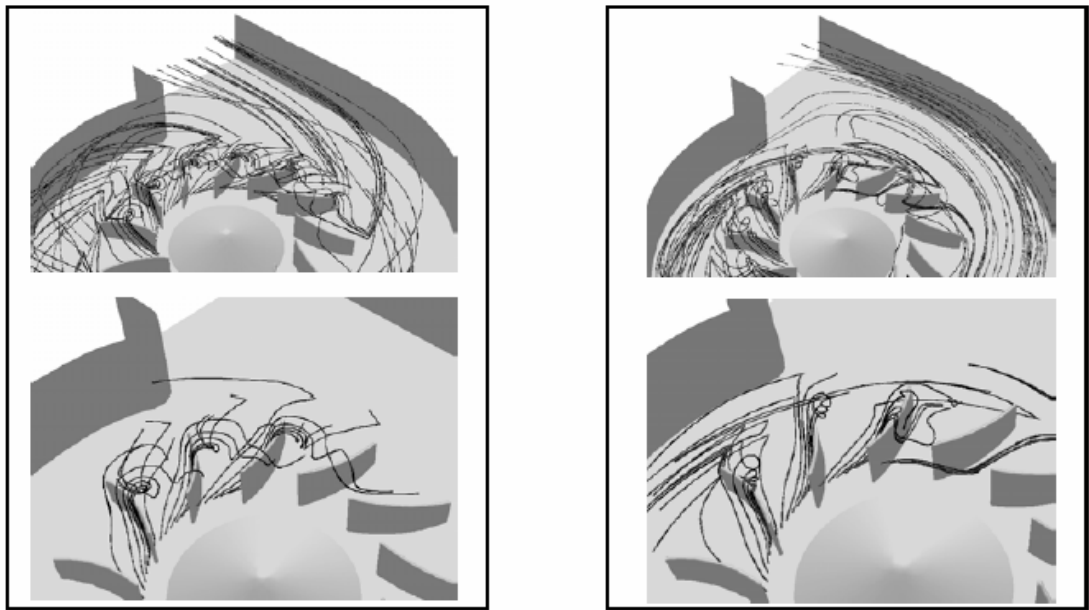
(b): $x = 30 \text{ mm}$

Şekil 5.15 B çarkına ait $x=5\text{mm}$ ve $x=30\text{mm}$ aralık genişliğinde oluşan akım çizgileri

Benzer biçimde Şekil 5.16'da C çarkında akım çizgilerinin daha karmaşık oldukları göze çarpar. Kanatlar arasına kanatların emme yüksekliğinin orta noktasından giren

akım çizgilerinin oluşturduğu bu karmaşık akış aralık genişliği arttırıldığında daha da artmıştır.

Şekillerin çıkış bölgesine doğru ilerleyen akım çizgilerini de içeren birinci karelerine bakılırsa 10 mm aralık genişliğinde çıkışa yönlene akım çizgilerinin doğrultusunda göze çarpan herhangi bir sapma oluşmazken, 30 mm aralık genişliğinde tekrar aralık bölgesine doğru yönlene akım çizgilerinin varlığı fark edilebilir.



(a): $x = 10 \text{ mm}$

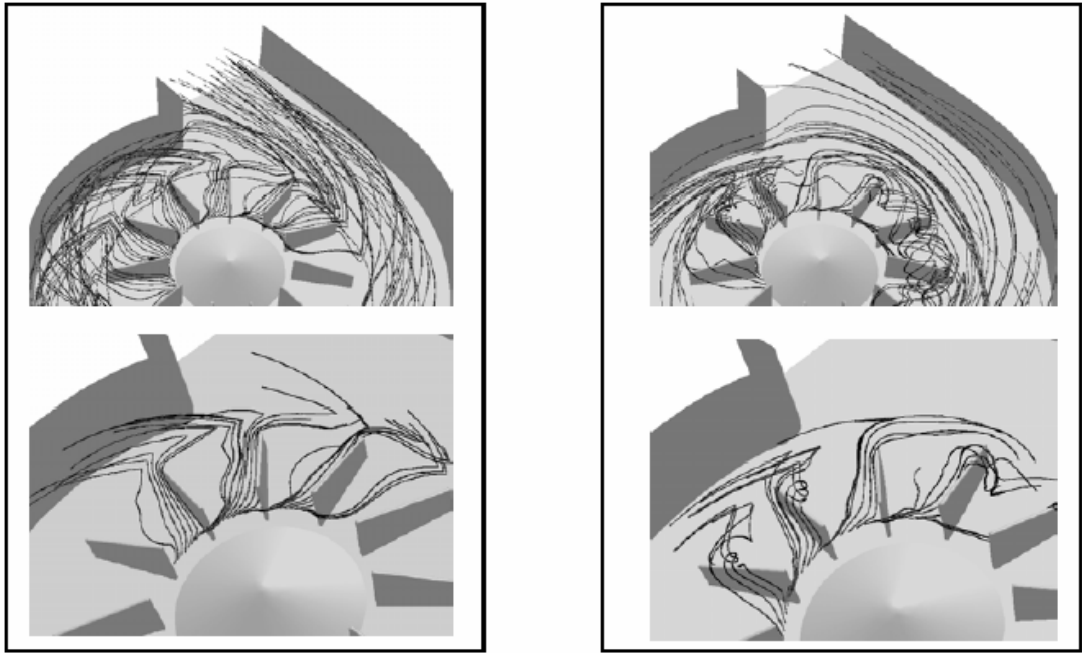
(b): $x = 30 \text{ mm}$

Şekil 5.16 C çarkına ait $x=10\text{mm}$ ve $x=30\text{mm}$ aralık genişliğinde oluşan akım çizgileri

D çarkı için sunulan Şekil 5.17'ye bakıldığında 5 mm aralık genişliğinde B ve C çarklarında oluşan durumun tersine, ilgili akım çizgilerinin neredeyse tamamının aralık bölgesine girmeden kanatların basma uçlarından çarkı terk ettikleri görülmektedir. Aralık genişliğinin 30 mm düzeyine çıktığı durumda ise bu akım çizgilerinin neredeyse kanat boyunca her bölgede aralık bölgesine geçtikleri görülebilir. Her üç çarkta gözlenen akım çizgilerinin sergilediği ortak davranış, aralık

genişliğinin artmasıyla birlikte kanatların arasında ilerleyen akışkanın emme bölgesine daha yakın noktalardan aralık bölgesine geçtiği yönündedir.

Şekil 5.17’de çıkışa yönelen akım çizgilerini içeren birinci karelere bakıldığında, 30 mm aralık genişliğinde difüzörü terk eden akım çizgilerinin sayısı 5 mm aralık genişliği durumuna göre sayıca oldukça azdır. Her iki aralık genişliğinde de seçilen akım çizgilerinin sayısı ve çarka dahil oldukları noktaların aynı olduğu göz önünde bulundurulursa, özellikle D çarkında olmak üzere, aralık genişliğindeki artışın akım çizgilerini tekrar çark bölgesine çekme noktasındaki etkisi rahatlıkla görülebilir.



(a): $x = 5 \text{ mm}$

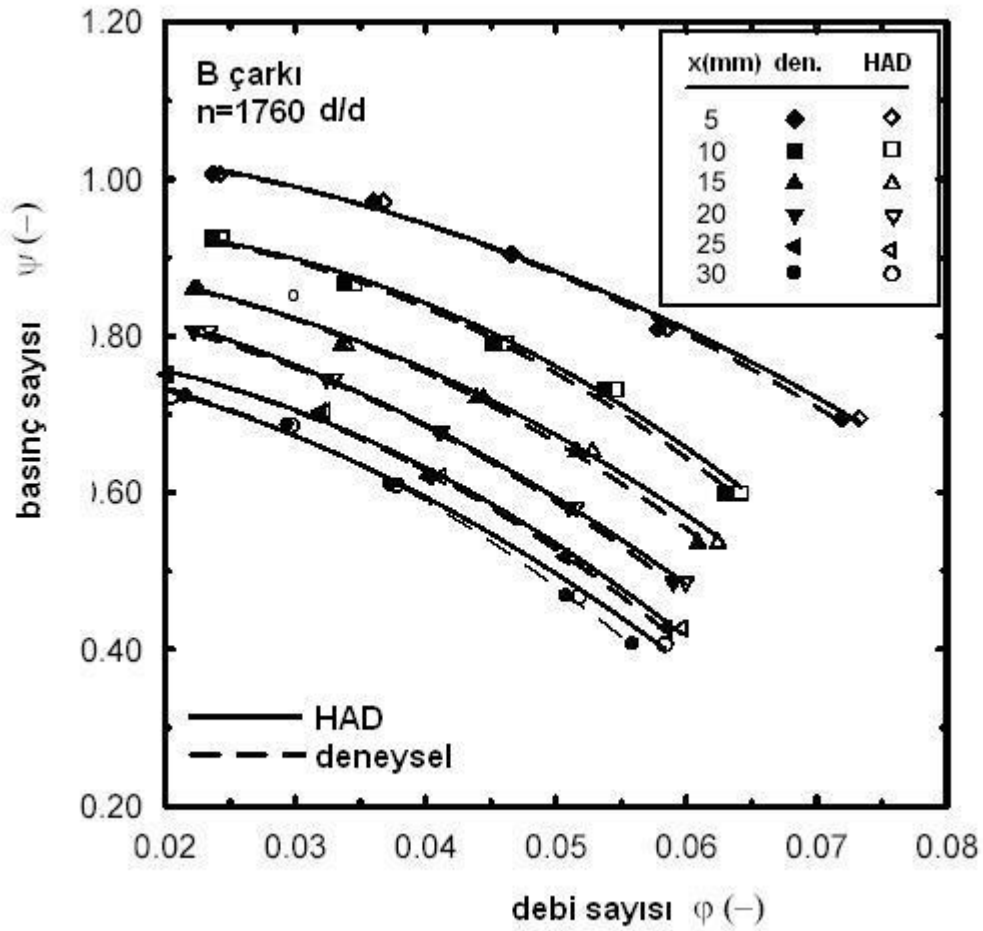
(b): $x = 30 \text{ mm}$

Şekil 5.17 D çarkına ait $x=5\text{mm}$ ve $x=30\text{mm}$ aralık genişliğinde oluşan akım çizgileri

5.6. Analiz Sonuçlarının Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması

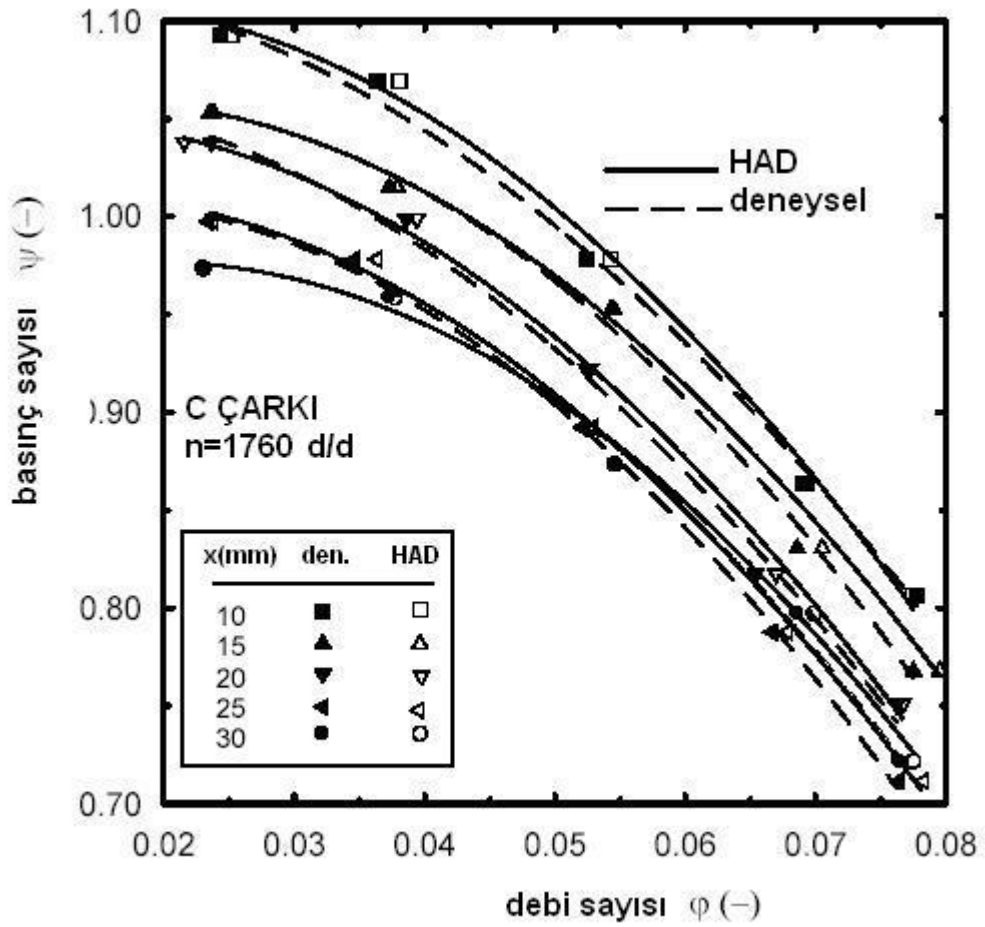
Bu bölümde farklı aralık genişliklerinin B, C ve D çarklarının performansına olan etkisi üzerine daha önce yapılan deneysel çalışma sonuçlarıyla HAD analizi sonuçları aynı grafiklerde sunulmuştur.

Gerek B, C ve D çarklarına ait debi basınç grafiklerinde gerekse oluşan basıncın aralık genişliğine olan bağımlılığını gösteren grafikte boyutsuz sayılar kullanılmıştır. Debi ve basınç büyüklüklerin boyutsuzlaştırılmasıyla ilgili bağıntılar BÖLÜM 2'de daha önce sunulmuştur.



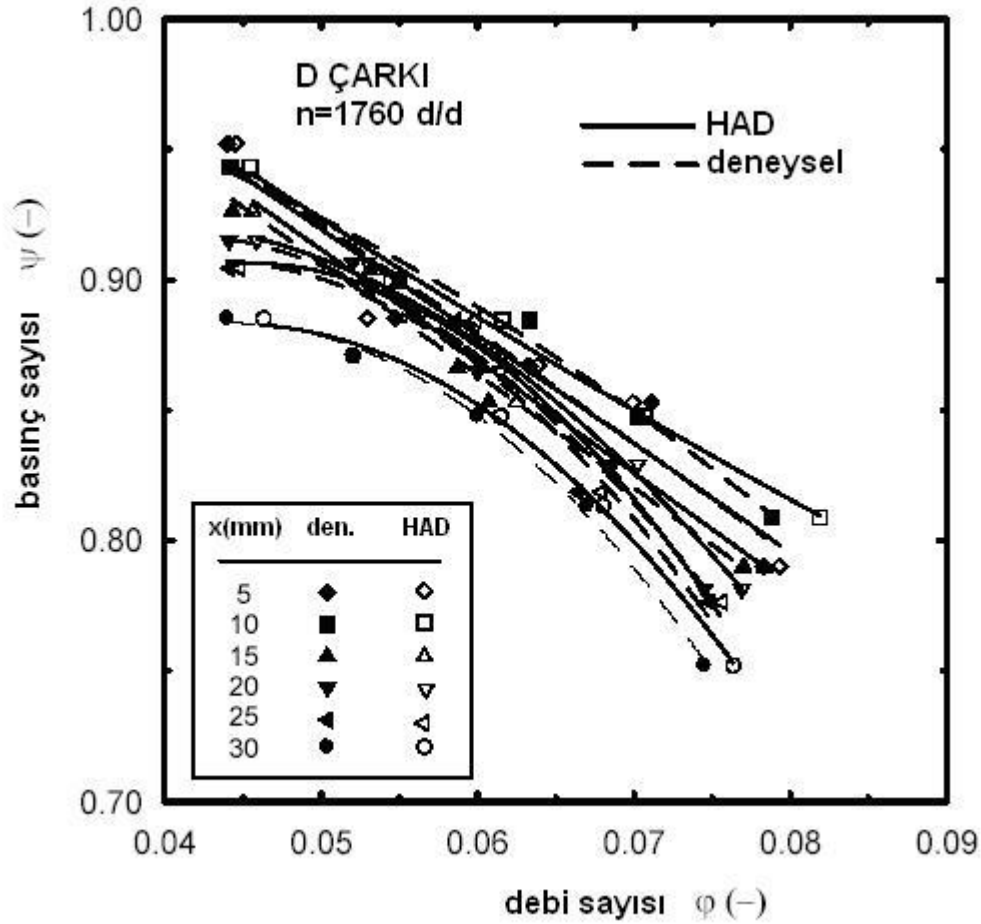
Şekil 5.18 B çarkında aralık genişliğinin basınç artışına olan etkisi

B çarkında farklı bağıl aralık genişliklerinde debi ve basınç arasındaki ilişkiyi gösteren grafik Şekil 5.18'de görülebilir. Grafikte kesikli çizgi deney sonuçlarını, sürekli çizgi de HAD analizinden elde edilen sonuçları temsil etmektedir. 6 farklı aralık genişliğinde elde edilen 6 farklı eğri grubunun birbirinden rahatlıkla ayırd edilebilir olduğu, böylelikle B çarkı performansının aralık genişliğindeki değişimden oldukça fazla etkilendiği söylenebilir. Deneysel sonuçlarla HAD sonuçları arasında oldukça iyi bir uyumun varlığı göze çarpmaktadır. B çarkında deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlarla HAD analizi sonuçları arasındaki maksimum bağıl fark %1.94 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.19 C çarkında aralık genişliğinin basınç artışına olan etkisi

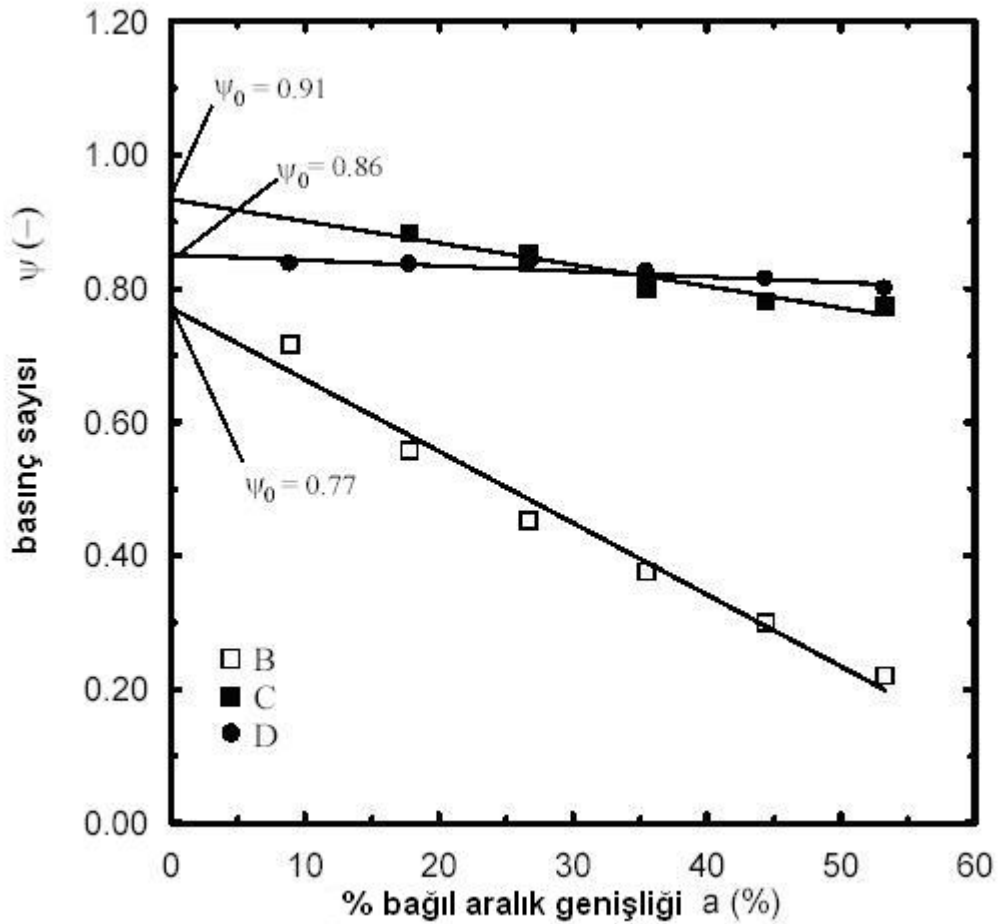
Şekil 5.19'da C çarkında farklı bağıl aralık genişliklerinde debi ve basınç arasındaki ilişki görülebilir. Deneysel sonuçlarla HAD analizleri arasındaki en yüksek farkın %2.16 olarak hesaplandığı bu çarkta aralık genişliği fan performansını etkilemekle beraber, bu etkinin B çarkında gözlemlendiği kadar belirgin ve yüksek olmadığı anlaşılmaktadır.



Şekil 5.20 D çarkında aralık genişliğinin basınç artışına olan etkisi

Benzer şekilde D çarkına ait farklı bağıl aralık genişlikleri için elde edilen debi-basınç eğrileri Şekil 5.20'de görülebilir. Farklı aralık genişliklerinde elde edilen değerlerin birbirlerine çok yakın olduğunu görmek mümkündür, buradan D çarkının aralık genişliğinden en az etkilenen çark olduğu sonucunu çıkarmak yanlış olmayacaktır. Deneysel sonuçlarla HAD analizi sonuçları arasında belirlenen en büyük bağıl fark %1.8'dir.

Önceki üç grafikte verilen eğrilerin en verimli noktalarındaki basınç büyüklükleri baz alınarak çark performanslarının bağıl aralık genişliğiyle olan ilişkisi aşağıda sunulmuştur. Aralık genişliğinin 5 mm'den 30 mm'ye yükselmesiyle B çarkında %37 oranında bir performans kaybı gözlenirken aynı oran C çarkında %10.4 ve aralık genişliğinin 10 mm'den 30 mm'ye artmasıyla D çarkında gözlenen performans azalması sadece %2.23 olmaktadır. Aralık genişliğinden en çok etkilenen çark B çarkı olup, D çarkının aralık genişliğinden neredeyse hiç etkilenmediği sonucuna varılabilir.



Şekil 5.21 $T=20^{\circ}\text{C}$ ve $n=1760$ d/d için aralık genişliğinin B, C ve D çarklarının en verimli noktasındaki etkisi

BÖLÜM 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Fan tasarımlarında göz önünde bulundurulması gereken en önemli etkenlerden biri aralık kayıplarıdır. Özellikle yüksek sıcaklık değerlerinde çalışmak zorunda olan fanlarda aralık kayıplarının sıcaklığa bağlı ısıl genleşmelerden kaynaklanabilecek problemlerin üstesinden gelmesi gerekmektedir ve böyle durumlarda aralık genişliklerinin sadece birkaç milimetre mertebesinde ele alınması neredeyse hiç sonuç vermemektedir.

Yüksek aralık genişliklerine sahip fanlarda oluşan aralık kayıplarının akış karakteristiğine ve dolayısıyla fan performansına olan etkisini inceleyen çalışma sayısı ise yok denebilecek kadar azdır. Bu çalışmada yüksek aralık genişliklerine sahip (5 mm – 30 mm arasında) fanlarda aralık genişliğinin fan performansına olan etkisi hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımıyla incelenmiş ve mevcut deneysel verilerle analiz sonuçları arasında nasıl bir uyum olacağı gözlemlenmeye çalışılmıştır. Yapılan analizlerden elde edilen sonuçlarla deneysel sonuçlar arasındaki uyumun oldukça iyi olduğu görülmüştür.

Giriş bölümünde de belirtildiği gibi yarı açık çarklı fanlarda aralık genişliğinin fan performansına olan etkisini ortaya koyabilecek sadece birkaç sistematik çalışma mevcuttur. Bunlardan biri Engin ve arkadaşlarına [23] aittir. Engin ve arkadaşları üç farklı kanat tipine sahip yarı açık çark prototipleri üzerinde yaptıkları deneylerde çark geometrisinin ve bu geometrilerdeki farklı aralık genişliklerinin farklı sıcaklıklarda fan performansını nasıl etkilediğini araştırmayı amaçlamış, bu amaca yönelik olarak yüksek sıcaklıklara dayanıklı geriye eğimli, radyal ve öne eğimli olmak üzere üç farklı çark geometrisi hazırlayıp bu çarkları kullanarak yaptıkları deneyler sonucu ilgili aralık genişliklerinin farklı sıcaklıklarda çıkış basıncını, akışkan debisini, toplam mil gücünü ve fan verimini nasıl etkilediğini göstermeyi başarmışlardır. Bu alanda yapılan bir diğer sistematik çalışma da Yu ve arkadaşlarına

[24] aittir. Kanat giriş açısı ve aralık genişliği gibi iki farklı parametre kullanan Yu ve arkadaşları, HAD çözümlenmeli analizlerinde santrifüj bir fanın dizaynına ilişkin optimum bir tasarım metodu geliştirmiş, elde ettikleri sayısal sonuçlarla deneysel sonuçlar arasındaki uyumu ortaya koymuş ve böylece geliştirdikleri bu tasarım metodunun güvenilirliğini ispatlamışlardır.

Bu çalışmada, her şeyden önce, yapılan HAD analizlerinden elde edilen sonuçlarla deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında yarı açık çarklı merkezkaç fanlarda oluşan aralık kayıplarının fan performansına olan etkisinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımıyla çözümlenmesinin güvenilir bir metot olabileceği vurgulanmış, bu çalışmada izlenen adımların bu alandaki diğer çalışmalar için bir model olabileceği gösterilmeye çalışılmıştır.

Yukarıdakilere ek olarak mevcut literatürün vurguladığı en önemli nokta ise aralık genişliğinin fan performansına olan etkisini incelerken açısal hız, kanat açıları, akışkan sıcaklığı, kanat sayısı, kanat geometrisi ve bunun gibi daha birçok parametrenin birlikte dikkate alınması gerekliliğidir. İleride bu alanda yapılacak çalışmalarda bu parametrelerin hangilerinin ya da kaç tanesinin birlikte ele alındığı önem kazanmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1] ADKINS, G.G., SMITH, L.H., “Spanwise Mixing in Axial-Flow Turbomachines”, ASME Journal of Engineering Power, Vol. 104, pp97, 1982
- [2] GALLIMORE, S.J., CUMPSTY, N.A., “Spanwise Mixing in Multistage Axial Flow Compressors: Part I - Experimental Investigations”, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 108, p2, 1986
- [3] ADAMCZYK, J.J., “Model Equation for Simulating Flows in Multistage Turbomachinery”, ASME Paper No., 85-GT-226,1985
- [4] RAI, M.M., “Navier-Stokes Simulation of Rotor/Stator Interaction Using Patched and Overlaid Grids”, Journal of Propulsion and Power, Vol. 3, pp387, 1987
- [5] LAKSHMINARAYANA, B., “An Assessment of Computational Fluid Dynamic Techniques in the Analysis and Design of Turbomachinery - The 1990 Freeman Scholar Lecture”, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 113, pp315, 1991
- [6] SPEZIALE, C., “Analytical Methods for the Development of Reynolds-Stress Closures in Turbulence”, Ann. Rev. Fluid Mech., Vol. 23, pp107, 1991
- [7] ADRIAN, R.J., “Particle Imaging Techniques for Experimental Fluid Mechanics”, Ann Rev Fluid Mech., 23, pp261-304, 1991
- [8] BARNHART, D.H., ADRIAN, R.J., PAPEN, R.J., “Phase-Conjugate Holographic System for High Resolution Particle-Image Velocimetry” Appl. Opt., Vol. 33, pp7159, 1995
- [9] ZHANG, J., TAO, B., KATZ, J., “Turbulent Flow Measurement in a Square Duct with Hybrid Holographic PIV”, Experiments in Fluids, Vol. 23, pp373, 1997

- [10] ESTEVADEORDAL, J., GOGINENI, S., COPENHAVER, W., BLOCH, G., BRENDDEL, M., "Flow Field in a Low Speed Axial Fan: a DPIV Investigation", *Experimental and Thermal Fluid Science* 23, 11-21, 2000
- [11] GULEREN, K. M., GURLEK, C., PINARBASI, A., "Santrifüj Pompanın Kanatlı ve Kanatsız Difüzöründeki Akışın Sayısal İncelenmesi", *Mühendislik Bilimleri Dergisi*, s3, pp 389-394, 2004
- [12] ZHOU, W., ZHAO, Z., LEE, T.S., WINOTO, S.H., "Investigation of flow through Centrifugal Pump Impeller using Computational Fluid Dynamics", *International Journal of Rotating Machines*, 9(1), 49-61, 2003
- [13] ASUAJE, M., BAKIR, F., KOUIDRI, S., REY, R. "Inverse Design Method for Centrifugal Impellers and Comparison with Numerical Simulation Tools", *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, 18(2), 101-110, 2004
- [14] TOFFOLO, A., "On the Theoretical Link between Design Parameters and Performance in Cross-flow Fans: a Numerical and Experimental Study", *Computers & Fluids*, 34, 49-66, 2005
- [15] ROKNALDIN, F., "A Simplified CFD Model for the Radial Blower", *Itherm Conference*, 2002
- [16] MIYAUCHI, S., HORIGUCHI, H., FUKUTOMI, J., TAKAHASHI, A., "Optimization of Meridional Flow Channel Design of Pump Impeller", *International Journal of Rotating Machinery*, 10: 115-119, 2004
- [17] MINER, S.M., "CFD Analysis of the First Stage Rotor and Stator in a Two Stage Mixed Flow Pump", *International Journal of Rotating Machinery*, Volume 2005, Issue 1, 23-29, 2005

- [18] SKOTAK, A., "The CFD Prediction of the Dynamic Behavior of a Pump-Turbine", International Association of Hydraulic Engineering and Research Congress, Session 1, Universität Stuttgart, 2003
- [19] BOUQUET, T., KOUHIDRI, S., BAKIR, F., REY, R., "Study of 3D Flows in the Forward-curved Blades Centrifugal Fans", Progress in Computational Fluid Dynamics, 3(1), 13 -21, 2003
- [20] LIN, S.C., HUANG, C.L., "An Integrated Experimental and Numerical Study of Forward-curved Centrifugal Fan", Experimental Thermal and Fluid Science, 26, 421-343. 2002
- [21] YU, S.C.M., NG, B.T.H., CHAN, W.K., CHUA, L.P., "The Flow Patterns within the Impeller Passages of a Centrifugal Blood Pump Model", Medical Engineering & Physics, 22, 381-293, 2000
- [22] PAN, D., WHITFIELD, A., WILSON, M., "Design Considerations for the Volutes of Centrifugal Fans and Compressors", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol: 213, Part C, 1999
- [23] ENGIN, T., GUR, M., SCHOLZ, R., "Effects of Tip Clearance and Impeller Geometry on the Performance of Semi Open Ceramic Centrifugal Fan Impellers at Elevated Temperatures", Experimental Thermal and Fluid Science, 2006
- [24] YU, Z., LI, S., HE, W., WANG, W., HUANG, D., ZHU, Z., "Numerical Simulation of Flow Field for a Whole Centrifugal Fan and Analysis of Effects of Blade Inlet Angle and Impeller Gap", HVAC&R Research, 11(2), 263-283, 2005
- [25] HARADA, H., "Performance Characteristics of Shrouded and Unshrouded Impellers of Centrifugal Compressors", Trans. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 107, 528-533, 1985

- [26] JOHNSTON, J.P., KANG, S., ARIMA, T., MATSUNAGA, M., TSURU, H., PRINZ, F.B., “Performance of a Micro-scale Radial-Flow Compressor Impeller made of Silicon Nitride”, International Gas Turbine Congress, Tokyo, 2003
- [27] ENGEDA, A., RAUTENBERG, M., “Comparisons of the Relative Effect of Tip Clearance on Centrifugal Impellers”, Trans. ASME Journal of Turbomachinery, 109, 545-549, 1987
- [28] THAKKER, A., DHANASEKARAN, T.S., “3-D Fluid Dynamic Analysis of Effect of Tip Clearance on the Performance of Impulse Turbine for Wave Energy Conversion”, International Journal of Computational Engineering Science, Vol. 5, No. 1, 113-132, 2004
- [29] ENGİN, T., “Radyal Pompaların Katı-Su Karışımı İletiminde Kullanılmasının Deneysel İncelemesi”, Doktora Tezi, SAU, 2000
- [30] BAYSAL, TIMUR., “Design, Construction and Performance Test of a High Efficiency Centrifugal Fan”, M. Sc. Thesis, METU, 1994
- [31] PFLEIDERER, C., PETERMAN, H., “Strömungsmaschinen”, Çev: Kaan Edis ve Yavuz Tekin, Matbaa Teknisyenleri Basımevi, 1978
- [32] GÜR, M., “Untersuchungen zum Förderverhalten von Radialventilatoren für Temperaturen oberhalb 900°C”, Dissertation, Technischen Universität Clausthal, 1992

ÖZGEÇMİŞ

Zafer Atlı 1978 yılında Bursa'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Bursa'da tamamladıktan sonra 1997 yılında Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde öğrenim görmeye hak kazandı. 2001 yılının Temmuz ayında aynı bölümden mezun oldu. Zafer Atlı halen özel bir şirkette ürün geliştirme ve üretim mühendisi olarak çalışmaktadır.