

171195

CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÜŞÜK HIZLI SANTRİFÜJ KOMPRESÖRLERDE  
ÜÇ BOYUTLU SAYISAL İNCELEME**



Öztürk TATAR  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

-----  
Ali PINARBAŞI  
(Danışman)

-----  
Makine Mühendisliği, Doç Dr.  
(Bölümü, Ünvanı)

-----  
  
(İmzası)

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜ'NE**

Bu çalışma, jürimiz tarafından, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : .Prof. Dr. H. İbrahim ACAR.....  
Üye : .Doç. Dr. Ertan BUYRUK.....  
Üye : .Doç. Dr. Ali PINARBAŞI.....  
Üye : .....  
Üye : .....

**ONAYLI**

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylıyorum.

22.07.2005  
R. Amirov

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ**

Prof. Dr. Rauf AMİROV

Bu tez, Cumhuriyet Üniversitesi Senatosu'nun 05.01.1984 tarihli toplantısında kabul edilen ve daha sonra 30.12.1993 tarihinde Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü'nce hazırlanan ve yayınlanan "Yüksek Lisans ve Doktora Tez Yazım Kılavuzu" adlı yönergeye göre hazırlanmıştır.

## İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖZET.....	v
SUMMARY.....	vi
TEŞEKKÜR.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	viii
TABLolar DİZİNİ .....	xii
SİMGELER DİZİNİ .....	xiii

## BÖLÜM I

GİRİŞ .....	1
1.1 Ön Bilgi.....	1
1.2 Giriş.....	1
1.2.1 Çark .....	1
1.2.2 Difüzör.....	4
1.2.2.1 Vanasız Difüzör Çalışmaları .....	4
1.2.2.2 Vanalı Difüzör Çalışmaları .....	8

## BÖLÜM II

YÖNTEM ve TEKNİKLER.....	13
2.1 Deneysel Çalışma.....	13
2.1.1 Santrifüj Kompresöre Ait Deney Düzenegi.....	13
2.1.1.1 Kompresör .....	13
2.1.1.2 Difüzör .....	15
2.1.1.2.1 Vanasız Difüzör .....	15
2.1.1.2.2 Vanalı Difüzör.....	15
2.1.1.3 Giriş Kanalı .....	15
2.1.1.4 Güç Ünitesi .....	16
2.1.2 Ölçüm Metodu.....	16
2.1.3 Sonuçların Analizi .....	16
2.2 Sonlu Hacimler Yöntemi .....	17
2.2.1 Denklem Formülasyonu .....	17
2.2.1.1 Birleşik Çözücü.....	17
2.2.1.2 Doğrusallaştırma .....	18
2.2.2 Ayırksallaştırma .....	19



2.2.2.1	İkinci Dereceden Ayrıksallaştırma İşlemi.....	20
2.2.2.2	Ayrıksallaştırılmış Denklemlerin Doğrusal Formu.....	21
2.2.2.3	Under – Relaxation Faktörü.....	21
2.3	Sayısal Çözümde Kullanılan Sınır Şartları.....	22
2.3.1	Kütle Girişi.....	22
2.3.2	Katı Duvar.....	22
2.3.3	Periyodik.....	22
2.3.4	Basınç Çıkışı.....	22
2.3.5	Akışkan.....	22
2.3.6	Diğer Kabuller.....	23
2.4	Türbülans Modeli.....	23

### BÖLÜM III

<b>SAYISAL ÇALIŞMA SONUÇLARI.....</b>		<b>25</b>
3.1	Vanasız Difüzörler.....	25
3.1.1	Vanasız Konik Duvarlı Difüzör.....	25
3.1.1.1	Dizayn Noktası Altındaki Çözümleme Sonuçları.....	25
3.1.1.1.1	Radyal Hız Dağılımları.....	26
3.1.1.1.2	Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları.....	28
3.1.1.2	Dizayn Noktasındaki Çözümleme Sonuçları.....	31
3.1.1.2.1	Radyal Hız Dağılımları.....	31
3.1.1.2.2	Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları.....	33
3.1.1.3	Dizayn Noktası Üzerindeki Çözümleme Sonuçları.....	36
3.1.1.3.1	Radyal Hız Dağılımları.....	36
3.1.1.3.2	Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları.....	38
3.1.2	Vanasız Paralel Duvarlı Difüzör.....	41
3.1.2.1	Dizayn Noktası Altındaki Çözümleme Sonuçları.....	41
3.1.2.1.1	Radyal Hız Dağılımları.....	41
3.1.2.1.2	Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları.....	43
3.1.2.2	Dizayn Noktasındaki Çözümleme Sonuçları.....	46
3.1.2.2.1	Radyal Hız Dağılımları.....	46
3.1.2.2.2	Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları.....	48
3.1.2.3	Dizayn Noktası Üzerindeki Çözümleme Sonuçları.....	51
3.1.2.3.1	Radyal Hız Dağılımları.....	51
3.1.2.3.2	Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları.....	53
3.2	Vanalı Difüzör.....	56
3.2.1	% 10 Kanat Pozisyonu.....	56

3.2.1.1	Dizayn Noktası Altındaki Çözümleme Sonuçları .....	56
3.2.1.1.1	Radyal Hız Dağılımları .....	56
3.2.1.1.2	Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları.....	58
3.2.1.2	Dizayn Noktasındaki Çözümleme Sonuçları .....	61
3.2.1.2.1	Radyal Hız Dağılımları .....	61
3.2.1.2.2	Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları.....	63
3.2.1.3	Dizayn Noktası Üzerindeki Çözümleme Sonuçları.....	66
3.2.1.3.1	Radyal Hız Dağılımları .....	66
3.2.1.3.2	Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları.....	68
3.2.2	% 50 Kanat Pozisyonu.....	71
3.2.2.1	Dizayn Noktası Altındaki Çözümleme Sonuçları .....	71
3.2.2.1.1	Radyal Hız Dağılımları .....	71
3.2.2.1.2	Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları.....	73
3.2.2.2	Dizayn Noktasındaki Çözümleme Sonuçları .....	76
3.2.2.2.1	Radyal Hız Dağılımları .....	76
3.2.2.2.2	Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları.....	78
3.2.2.3	Dizayn Noktası Üzerindeki Çözümleme Sonuçları.....	81
3.2.2.3.1	Radyal Hız Dağılımları .....	81
3.2.2.3.2	Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları.....	83
3.2.3	% 90 Kanat Pozisyonu.....	86
3.2.3.1	Dizayn Noktası Altındaki Çözümleme Sonuçları .....	86
3.2.3.1.1	Radyal Hız Dağılımları .....	86
3.2.3.1.2	Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları.....	88
3.2.3.2	Dizayn Noktasındaki Çözümleme Sonuçları .....	91
3.2.3.2.1	Radyal Hız Dağılımları .....	91
3.2.3.2.2	Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları.....	93
3.2.3.3	Dizayn Noktası Üzerindeki Çözümleme Sonuçları.....	96
3.2.3.3.1	Radyal Hız Dağılımları .....	96
3.2.3.3.2	Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları.....	98
3.3	Basınç ve Hız Değişimi .....	101

#### **BÖLÜM IV**

<b>TARTIŞMA ve SONUÇ.....</b>	<b>108</b>
-------------------------------	------------

#### **BÖLÜM V**

<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>112</b>
-----------------------	------------

**BÖLÜM VI**

<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>118</b>
----------------------	------------

**BÖLÜM VII**

<b>EKLER.....</b>	<b>119</b>
-------------------	------------

7.1	EK 1 Orijinal Çark Geometrisi.....	119
7.2	EK 2 Vanalı Ve Vanasız Difüzörlerin Genel Geometrik Yapıları İle Ölçüm Yerleri	121
7.3	EK 3 Rotor İle Akışkan Arasında Enerji Transferi .....	124
7.3.1	Momentum Denklemi.....	124
7.3.2	Euler Denklemi.....	125



**ÖZET**

Yüksek Lisans Tezi

**DÜŞÜK HIZLI SANTRİFÜJ KOMPRESÖRLERDE  
ÜÇ BOYUTLU SAYISAL İNCELEME**

Öztürk TATAR

Cumhuriyet Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Ali PINARBAŞI

Bu çalışmada, konik ve paralel duvarlı vanasız ve takoz tip vanalı difüzöre sahip düşük hızlı bir santrifüj kompresördeki akışın nümerik analiz sonuçları ile deneysel çalışma sonuçları karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışma Liverpool Üniversitesi'nde yapılmış olup deneysel çalışmada elde edilen sonuçlar hot-wire yöntemi ile değerlendirilmiştir. Deneysel çalışmada kullanılan 19 adet 30° geriye döntük kanat geometrisine sahip düşük hızlı santrifüj kompresörün GAMBIT programı ile bire bir sayısal modeli oluşturularak, bu sayısal modele ait akış çözümü ise sonlu hacimler metodunu kullanarak analiz gerçekleştiren FLUENT programında yapılmıştır. Çalışmalar dizayn noktası ile dizayn noktasının altında ve üstündeki noktalar için gerçekleştirilmiştir.

**ANAHTAR KELİMELER:** Santrifüj Kompresör, Hot-wire Anemometresi, Difüzör Akışı, Nümerik Analiz, Sonlu Hacimler Metodu

**SUMMARY**

M. S. Thesis

**3-D NUMERICAL ANALYSIS OF  
LOW SPEED CENTRIFUGAL COMPRESSORS**

Öztürk TATAR

Cumhuriyet University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Associate Prof. Ali PINARBAŞI

In this study, it has been investigated the flow phenomenon in conical and straight wall diffusers on low speed centrifugal compressors as numerical and experimentally. Experimental work has been completed at Liverpool University by using hot-wire measurements technique. 3-D flow phenomena in centrifugal compressor which, it has 19 blades and 30° radial backswept ended blade geometry, under steady, incompressible and viscous flow assumption. The numerical method consists of solution viscous Navier-Stokes equations based on finite volume technique which create mesh geometry on GAMBIT and run at FLUENT commercial package programs. Numerical work has been focused at design and off-design point of centrifugal compressor.

**KEY WORDS:** Centrifugal compressor, Hot-wire Anemometer, Diffuser Flow, Numerical Analysis, Finite Volume Method

**TEŞEKKÜR**

Çalışmamın her aşamasında bu konudakiengin bilgisiyle yardımcı olan danışman hocam **Doç. Dr. Ali PINARBAŞI**'na, çalışma deneyimlerini benimle paylaşan hocam **Yrd. Doç. Dr. Adnan ÖZTÜRK**'e, çalışmamın çıkmazlarında yardımına yetişen **Arş. Gör. K. Melih GÜLEREN**'e, , yüksek lisans arkadaşlarım **Arş. Gör. Ümit N. TEMEL** ve **D. Engin ALNAK**'a, manevi desteğim ve her şeyim olan biricik eşim **Leyla**'ya sonsuz teşekkürler...

Bu çalışmamı her şeyimi borçlu olduğum aileme atfediyorum...

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa No
Şekil 2.1. Şematik deney düzeneği.....	14
Şekil 2.2. Çark çıkışının geriye dönük düzenlenmiş hali. ....	14
Şekil 2.3. Birleşik çözüm metodunun genel yapısı.....	18
Şekil 2.4. Akış denkleminin düzenlenmesi için örnek üçgensel hücre.....	20
Şekil 2.5. Akış alanına uygulanan sınır şartları ve radyal ölçüm istasyonları. ....	23
Şekil 3.1. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki radyal hızlar ( $\text{m/s}$ ). ....	27
Şekil 3.2. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ). ....	29
Şekil 3.3. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%). ....	30
Şekil 3.4. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki radyal hızlar ( $\text{m/s}$ ). ....	32
Şekil 3.5. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ).....	34
Şekil 3.6. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%). ....	35
Şekil 3.7. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki radyal hızlar ( $\text{m/s}$ ). ....	37
Şekil 3.8. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ). ....	39
Şekil 3.9. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%). ....	40
Şekil 3.10. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) vanasız paralel duvarlı difüzördeki radyal hızlar ( $\text{m/s}$ ). ....	42
Şekil 3.11. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) vanasız paralel duvarlı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ). ....	44
Şekil 3.12. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) vanasız paralel duvarlı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%). ....	45
Şekil 3.13. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) vanasız paralel duvarlı difüzördeki radyal hızlar ( $\text{m/s}$ ). ....	47
Şekil 3.14. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ).....	49
Şekil 3.15. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%). ....	50

Şekil 3.16. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152$ kg/s) vanasız paralel duvarlı difüzördeki radyal hızlar (m/s). .....	52
Şekil 3.17. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152$ kg/s) vanasız paralel duvarlı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $m^2/s^2$ ). .....	54
Şekil 3.18. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152$ kg/s) vanasız paralel duvarlı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%). .....	55
Şekil 3.19. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132$ kg/s) % 10 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki radyal hızlar (m/s). .....	57
Şekil 3.20. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132$ kg/s) % 10 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $m^2/s^2$ ). .....	59
Şekil 3.21. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132$ kg/s) % 10 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%). .....	60
Şekil 3.22. Dizayn noktasında ( $m = 0.142$ kg/s) % 10 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki radyal hızlar (m/s). .....	62
Şekil 3.23. Dizayn noktasında ( $m = 0.142$ kg/s) % 10 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $m^2/s^2$ ). .....	64
Şekil 3.24. Dizayn noktasında ( $m = 0.142$ kg/s) % 10 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%). .....	65
Şekil 3.25. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152$ kg/s) % 10 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki radyal hızlar (m/s). .....	67
Şekil 3.26. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152$ kg/s) % 10 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $m^2/s^2$ ). .....	69
Şekil 3.27. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152$ kg/s) % 10 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%). .....	70
Şekil 3.28. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132$ kg/s) % 50 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki radyal hızlar (m/s). .....	72
Şekil 3.29. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132$ kg/s) % 50 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $m^2/s^2$ ). .....	74
Şekil 3.30. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132$ kg/s) % 50 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%). .....	75
Şekil 3.31. Dizayn noktasında ( $m = 0.142$ kg/s) % 50 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki radyal hızlar (m/s). .....	77
Şekil 3.32. Dizayn noktasında ( $m = 0.142$ kg/s) % 50 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $m^2/s^2$ ). .....	79
Şekil 3.33. Dizayn noktasında ( $m = 0.142$ kg/s) % 50 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%). .....	80



Şekil 3.34. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) % 50 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki radyal hızlar (m/s). .....	82
Şekil 3.35. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) % 50 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ).....	84
Şekil 3.36. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) % 50 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%). .....	85
Şekil 3.37. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) % 90 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki radyal hızlar (m/s). .....	87
Şekil 3.38. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) % 90 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ).....	89
Şekil 3.39. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) % 90 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%). .....	90
Şekil 3.40. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) % 90 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki radyal hızlar (m/s). .....	92
Şekil 3.41. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) % 90 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ).....	94
Şekil 3.42. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) % 90 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%). .....	95
Şekil 3.43. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) % 90 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki radyal hızlar (m/s). .....	97
Şekil 3.44. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) % 90 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ).....	99
Şekil 3.45. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) % 90 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%). .....	100
Şekil 3.46. Meridyenel koordinat boyunca ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) paralel duvarlı difüzörlü santrifüj kompresördeki statik basınç değişimi (atm). .....	101
Şekil 3.47. Meridyenel koordinat boyunca ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) paralel duvarlı difüzörlü santrifüj kompresördeki dinamik basınç değişimi (atm). .....	102
Şekil 3.48. Meridyenel koordinat boyunca ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) paralel duvarlı difüzörlü santrifüj kompresördeki toplam basınç değişimi (atm). .....	102
Şekil 3.49. Meridyenel koordinat boyunca ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) paralel duvarlı difüzörlü santrifüj kompresördeki hız değişimi (m/s). .....	103
Şekil 3.50. Meridyenel koordinat boyunca ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) paralel duvarlı difüzörlü santrifüj kompresördeki eksenel hız değişimi (m/s). .....	104
Şekil 3.51. Meridyenel koordinat boyunca ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) paralel duvarlı difüzörlü santrifüj kompresördeki radyal hız değişimi (m/s). .....	104

Şekil 3.52. Meridyenel koordinat boyunca ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) paralel duvarlı difüzörlü santrifüj kompresördeki teğetsel hız değişimi (m/s).....	105
Şekil 3.53. Pasaj boyunca ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) vanasız paralel duvarlı difüzörlü santrifüj kompresördeki statik basınç değişimi (atm).....	106
Şekil 3.54. Pasaj boyunca ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) vanasız paralel duvarlı difüzörlü santrifüj kompresördeki statik basınç değişimi (atm).....	106
Şekil 3.55. Pasaj boyunca ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) vanasız paralel duvarlı difüzörlü santrifüj kompresördeki statik basınç değişimi (atm).....	107
Şekil 4.1. Konik duvarlı difüzör için çark girişindeki hız dağılımı (m/s).....	109
Şekil 4.2. Vanasız konik ve paralel duvarlı difüzörlerde çark çıkışındaki hız dağılımı (m/s).....	109
Şekil 4.3. 1 numaralı istasyon üzerinde, sayısal ve deneysel analiz ile elde edilen radyal hız dağılımı. ....	109
Şekil 7.1. Örtü ve göbek profili. ....	120
Şekil 7.2. Çarka ait 3-boyutlu model. ....	120
Şekil 7.3. Konik ve paralel duvarlı vanasız difüzörlerin geometrik boyutları. ....	121
Şekil 7.4. Vanalı difüzörün geometrik boyutları. ....	121
Şekil 7.5. Bir akışkan maddesel noktasının silindirik koordinat sisteminde hareketi.....	124

**TABLolar DİZİNİ**

	<b>Sayfa No</b>
Tablo 7.1. Vanalı difüzörün geometrik boyutları. ....	122
Tablo 7.2. Çarka ait geometrik boyutlar ve çalışma şartları. ....	122
Tablo 7.3. Ölçüm istasyonlarına ait geometrik boyutlar. ....	123



## SİMGELER DİZİNİ

Simge	Açıklama	Birim
E	Hot-wire anemometre voltajı	[V]
$U_c$	Efektif soğuma hızı	[m/s]
A, B, C	King's yasasının kalibrasyon sabitleri	
$U_n$	Normal hız	[m/s]
$U_t$	Teğetsel hız	[m/s]
$U_b$	Binormal hız	[m/s]
H, K	Hot-wire için yönsel sabitler	
TKE	Türbülans kinetik enerji	[%]
$u_o$	Çevresel hız	[m/s]
$u_r$	Radyal hız	[m/s]
$u_z$	Eksenel hız	[m/s]
U	Mutlak hız	[m/s]
$\rho$	Yoğunluk	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\vec{v}$	Hız vektörü ( $\vec{v} = u\vec{i} + v\vec{j} + z\vec{k}$ )	[m/s]
$\vec{A}$	Yüzey alan vektörü	[m <sup>2</sup> ]
$\Gamma_\phi$	$\phi$ için yayılma katsayısı	
$\nabla\phi$	$\phi$ için gradyan	
$S_\phi$	Birim hacim için $\phi$ 'nin kaynağı	
V	Kontrol hacmi	[m <sup>3</sup> ]
$\tau_{ij}$	Kayma gerilmesi	[Pa]
$\vec{f}$	Yerçekimi ivmesi vektörü	[m/s <sup>2</sup> ]
E	Enerji	[kJ]
Q	Isı	[kJ]
$\dot{q}$	Isı akısı	[kJ/s]
p	Basınç	[bar]
$N_{yüzey}$	Kontrol hacmini oluşturan yüzey sayısı	
$\phi_f$	f yüzeyi tarafından iletilen $\phi$ değeri	
$\rho_f \cdot \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$	Yüzey boyunca kütle akısı	[kg/s]
$\vec{A}_f$	f yüzeyinin alanı	[m <sup>2</sup> ]

$(\nabla\phi)_n$	f yüzeyine dik $\nabla\phi$ büyüklüğü	
$r, \theta, z$	Silindirik koordinat eksenleri	
$V_r$	Mutlak hızın radyal bileşeni	[m/s]
$V_\theta$	Mutlak hızın açısal bileşeni	[m/s]
$V_z$	Mutlak hızın aksenal bileşeni	[m/s]
$W$	Dönel kanatlarda hız vektörü	[m/s]
$r$	Yarıçap	[m]
$\omega$	Açısal hız	[rad/s]
$R_o$	Çark çıkış yarıçapı	[m]
$R_n$	Göbekteki kanat giriş yarıçapı	[m]
$R_s$	Örtüdeki kanat giriş yarıçapı	[m]
$L$	Çark çıkışından olan radyal mesafe	[m]
$\beta$	Kanat geri dönüş açısı	[°]
$\alpha$	Vana açısı	[°]
$k$	Türbülans kinetik enerji	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$\varepsilon$	Kayıp oranı	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$\mu$	Dinamik viskozite	[kg/m s]

## BÖLÜM I

### GİRİŞ

#### 1.1 Ön Bilgi

Günümüzde, mühendislik çalışmalarının temelinde yatan en önemli etken, enerjinin elde edilmesi ve bu enerjinin etkili bir şekilde kullanılmasıdır. Enerjinin elde edilmesi ile kullanılması arasındaki ilişkiyi ortaya koyan, verim değerinin yükseltilmesi mühendislerin çalışmalarına yeni boyutlar kazandırmıştır. Turbo makineler, hem enerji üretiminde hem de enerjiyi kullanmada mühendislikte önemli bir yer tutmaktadır. Kararlı ve kararsız akış problemleri, yıllarca turbo makineler bilim dalında yoğun çalışmaların yapılması için araştırma konusu olmuştur. Bu problemlerin üstesinden gelmek, verimi artırmak ve çevresel etkilerden arınmak için karmaşık, kararlı ve kararsız akış yapılarını daha iyi anlamak gerekmektedir.

Bu nedenle, turbo makinelerdeki akış yapısını anlama ve 3-boyutlu akış yapısının geometrisine dayalı yeni türbülans modelleri geliştirme, yine turbo makineler üzerinde yapılan çalışmalara kaynak teşkil etmiştir. Ayrıca turbo makinelere uygun bir türbülans modelinin varlığı konusunda duyulan şüpheler bu konudaki yapılan çalışmaların artmasına sebep olmuştur.

Bu çalışmada, santrifluj kompresör içerisinde gerçekleşen akış detaylı bir şekilde incelenmiş olup, izlenen akış yapıları ve türbülans analizi, akışın önceden belirlenmesi ve türbülans modelinin test edilmesi hakkında fikir vermiştir. Buradaki amaç, kompresör karakteristiklerini anlamaktır. Teorik ve deneysel verileri inceleyerek kompresör karakteristiklerinin nicel değerlerini görüp performans kısıtlamaları belirlenmiştir. Daha sonra da şu anadaki tasarım teknikleri gözden geçirilecektir.

#### 1.2 Giriş

Son yıllarda, santrifluj kompresör performansı üzerine birçok çalışma sonucu önemli gelişmeler olmuştur.

Santrifluj kompresörün iki ana parçası çark ve difüzördür. Bu bölümde, radyal ve geriye dönük kanatlı çark akışlarına kısaca ilk kısımda değinilirken, difüzör akışı incelenmesi olarak adlandırılan bu çalışmanın amacı ise ikinci kısımda özetlenecektir.

##### 1.2.1 Çark

Bir santrifluj kompresörün genel verimi eşit bir biçimde çarkın ve difüzörün iyi tasarlanmasına bağlıdır. Bir kompresördeki akış, giriş kanalı haricinde, düşük basınçlı bölgeden yüksek basınçlı bölgeye yayılan bir akış biçimindedir. Bu, akış için zor bir durumdur. Sınır tabakanın ayrılması ve ayrılmış çevrintiler gibi akış hareketlerinin sonucu olarak çark akıntısına doğru kararsız akışlar oluşur. Bir çarkta, giriş akışı düzgün, çarktan çıkış akışı genellikle üç boyutlu ve yüksek derecede karmaşıktır.

Santrifluj çarktaki çıkış akışı birçok araştırmacı tarafından ölçülmüştür. Çevrinti pozisyonunun yeri veya çarktaki kayıpların kaynağı emme tarafında veya çark ve kanat geometrisine bağlı olarak

örtü tarafında olsa da ve makine tasarım dışı tarafında çalışsa da, akış değişmeyen bir jet-çevrinti hareketi gösterir. Dean (1971) çarktaki iç akış kayıplarını 4 ana bölüme ayırmıştır;

- Duvar sürtünmesi,
- Sızıntı,
- İkincil akış,
- Karışım.

Emme tarafındaki akış ayrılmaları (kopmaları) çarkın yayma kapasitesini düşürür ve çark çıkışında oldukça bozulmuş hız profillerine yol açar. Bu sonuç, 400 m/s uç hızı ile çalışan bir çarkta, Eckardt (1976) tarafından bir lazer anemometresi kullanılarak elde edilmiştir. Bu sonuç, çarktaki basit akış fiziğini göstermektedir. Eckardt'ın makalesi emme ve basma yüzeyleri arasındaki pasajın yarısında ve çark çıkışında örtü ve göbek arasında, yarım derinlikte düşük hız bölgesinin varlığını göstermektedir. Akış ayrılması, emme tarafında ve pasajın yarım yol boyunca, örtü köşesinde ortaya çıkmıştır. Test dataları ile yapılan kayıp analizi, jette izantropiğe yakın ve çevrintide kayıpların hakim olduğu bir akış tipi belirlemiştir.

Senoo ve Ishida (1986) ve Farge (1989), uç aralığından oluşan uç sızıntısının, santrifluj kompresöre olan etkilerini araştırmışlardır. Farge'ın çalışmasında kanat ve örtü arasında bağlı bir hareket yoktur. İki çalışma da kompresör verimliliğinin uç boşluğunun artmasıyla düştüğünü göstermiştir.

Johnson ve Moore (1979), (1983a) ve (1983b) bir santrifluj kompresördeki çevrintili akışın gelişimini, çevrinti ve ikincil akışlar üzerindeki akış debisinin etkisini incelemişlerdir. Düşük toplam akış basıncının aktarımını detaylı olarak gözlemlemişler ve bunu ikincil akışlar teorisi ile yorumlamışlardır. Diğer bir başka sonuç, çevrinti boyutunun debinin artışı ile azalması ve çevrintinin yerinin tasarım dışı durumlarda değişmesi olmuştur. İkincil akışlar, santrifluj kompresör çarkının çıkış yüzeyinde, çevrintinin pozisyonunu büyük bir şekilde etkilemiştir. Çark pasajı, bir tanesi emme tarafında saat yönünün tersine doğru olacak şekilde, diğeri göbek yakınına doğru basma tarafında daha güçsüz olup saat yönünde dönen iki vorteks içermektedir. Bunlar, pasaj döngüsü sonucu oluşan koryolis kuvvetleri ve eksenselden radyala geçiş sebebi ile oluşan santrifluj kuvvetleri sonucunda ortaya çıkmışlardır. Bu iki vorteksin bağlı büyüklükleri çark çıkışındaki çevrintinin pozisyonunu belirler.

Bir santrifluj kompresördeki kayıp mekanizması ve geriye dönük kanatların etkisi üzerine bir çalışma Farge ve Johnson (1990), (1992) tarafından yapılmıştır. Geriye dönük çark verimliliği, radyal çarkıninkine göre örtüdeki daha az sınır tabaka ayrılması yüzünden daha fazla bulunmuştur. Yazarlar ayrıca çarklar arasında birçok farklılığı gözlemlemişlerdir. Çark verimliliği, radyal çark için

gözlemlenenlerin aksine geriye dönük çarkta düşük debilerde daha fazla olduğu bulunmuştur. Sonuçları, geriye dönük çarkların tasarım dışı koşullarında daha iyi performans sunduğu gösterilmiştir.

Daha önceki çalışmalar göstermiştir ki radyal çarktaki boşalan akış, sınır tabaka ayrılması ve ikincil akışların bir sonucu olan jet-çevrinti yapısına dönüşmüştür. Bu, çark çıkışındaki bağlı akışın, pasajın (viskoz olmayan potansiyel bölge) basınç tarafı boyunca uzanan bir jet bölge ve emme (viskoz ve düşük momentumlu akış) tarafı boyunca uzanan bir çevrinti bölgeden oluşmasına neden olmuştur Dean (1971).

Geriye dönük kanatların avantajları, çark çıkışında bir takım ölçümler yapan Come ve arkadaşları (1979) tarafından da incelenmiştir. Kısaca sonuçlandırmışlardır ki, çark boşaltımındaki düşüş difüzör sistemindeki gereken yayma ihtiyacını düşürmüştür. Diğer bir başka sonuç, geriye dönük kanatlar, kanattan kanada olan basınç gradyanının düşmesine sebep olan kanattan kanat alanına değişen akış çizgisini artırmıştır ve bu da ikincil akışlardaki azalama dolayısıyla kayıplardaki azalmaya sebebiyet vermişlerdir. Böyle tip akış özelliği Farge'in (1989) 30° geriye dönük kanatlı çarklarda da görülmüştür.

Radyal ve geriye dönük pasajların sonuçlarını karşılaştırmak amacı ile Adler ve Levy (1979) tek bileşenli LDA kullanarak örtülü çark boyunca ki akışı çalışmışlardır. Çevrintisi örtü tarafında olan çürüyen bir jet-çevrinti akış tipi gözlemlenmişlerdir. Yazarlar, bu çıkış akışın çark çıkışındaki akış bozulmasının sebep olduğuna inanmışlardır. Çevrintinin bastırılması ve çıkıştaki akışın üniform özelliği geriye dönük kanatın dengesi ile ilgili olduğunu tahminini sunmuşlardır. Çevrintinin şiddeti ve yeri çark geometrisi, çalışma koşulu ve hızı ile değişmektedir. Sonunda, geriye dönük çarktaki akış dengesi ve verimliliği, düşük kanat yüküne karşılık gelen düşük akış debilerine doğru artmıştır.

Santrifüj kompresörün çarkındaki akış olayının anlaşılmasını geliştirmek için, iki ve üç boyutlu sayısal incelemeler yapılmıştır. Viskoz ve viskoz olmayan yaklaşımlar sırasıyla Euler ve Navier-Stokes denklemleri kullanılarak yapılmıştır.

Santrifüj kompresörler için kullanılan iki boyutlu akış hesaplamaları sabit bir ağ üzerine uygulanan akış yüzeyi tekniğine dayanır. Stanitz (1948) tarafından kanattan kanada sonlu farklar yöntemi, Wu (1952) tarafından viskoz olmayan kararlı ses altı ve ses üstü akışlar için çoklu diferansiyel denklemler, Sturge ve Cumpsty (1974,1975) tarafından sonlu farklar yöntemi ile santrifüj kompresördeki ayrılmış akışın kanattan kanat yüzeyine hesaplanması, Mizuki ve arkadaşları (1980) tarafından santrifüj çarktaki karışık ve iki boyutlu jet ve çevrinti akış tipleri çalışılmıştır. İki boyutlu viskoz olmayan analizler çark kanadının basma tarafındaki durgun eddy bölgesi ile ana akışın emme tarafına doğru itilmesini göstermiştir.

Viskoz olmayan iki boyutlu akış hesaplamaları, tasarım dışı koşullarında bile yüksek viskoz etkilerine uğrayan santrifüj kompresör akışı modellemede yeterli değildir. Üç boyutlu viskoz metodu birçok araştırmacı tarafından uygulanmıştır. Bosman ve Highton (1979), Denton ve Singh (1979) ve



Prince ve Bryans (1984) üç boyutlu çark akışları için viskoz olmayan akış analizi tanımlamışlardır. Daha sonraki çalışmalar gelişmiş 3-boyutlu viskoz olmayan analiz ile hesaplamalı turbo makineler akışı olmuştur. Tam üç boyutlu analizler Eckardt (1975), Senoo (1979) Japikse (1976) ve Hayami (1985) tarafından geliştirilmiştir. Bu sonuçların deneysel ve sayısal sonuçlar ile uyum içinde olduğu gösterilmiştir.

Moore ve Moore (1980), düşük hızlı örtülü bir çark içindeki üç boyutlu basınç ve hız bölgelerini elde etmek için kısmi parabolik işlem kullanmıştır. Akış modeli, tasarım ve tasarım dışı akış koşullarında çevrinti pozisyonunu çıkışta doğru bir şekilde modellemiş, fakat çevrinti büyüklüğünü önemli bir şekilde daha az hesaplamıştır. Sıkıştırılabilir ve uç sızıntı etkileri ihmal edilse de, bu benzetim (simülasyon) santrifüj kompresörlerde Navier-Stokes analizi uygulamasında büyük bir adım olmuştur.

Hah (1988) geriye dönük çarklı santrifüj kompresördeki üç boyutlu akışı incelemiştir. Sonlu hacimler işlem tabanlı tam eliptik üç boyutlu viskoz akış analiz metodu gelişmiştir. Deneysel ve sayısal sonuçları tüm detaylı akış bölgesi için sunmuş ve geriye dönük çarkın tam performansını tasarım, boğum ve dalgalanma çalışma koşulları için hesaplamıştır.

Lapworth ve Elder (1988), örtülü bir çark akışını hesaplamak için sayısal bir teknik uygulamıştır. Uç sızıntılı santrifüj kompresör akışının sayısal incelenmesi, Tourlidakis ve Elder (1993) tarafından basınç düzenleme metodu kullanılarak incelenmiştir. Metot, zaman ortalamalı Navier-Stokes denklemlerinin çözümü esasına dayanır. Ölçülen çevresel hız dağılımı ile uygun sonuçlar çıktığını tespit etmişlerdir.

### 1.2.2 Difüzör

Santrifüj kompresörün verimi sadece çarktaki akışa değil, difüzördeki kayıplara da bağlıdır. Difüzördeki durgun basınçta iki katkı vardır. Bunlardan birincisi, çarktaki duvar sürtünme kayıplarıdır ve oldukça küçüktür, ikincisi ana kayıplardır ve esas olarak çark boşaltım akımının karışımından oluşur. Deneysel sonuçlarının gösterdiği gibi bu akış genellikle düzgün değildir.

Çark çıkışında, akış yüksek mutlak hız değerine sahiptir. Difüzörün görevi, kinetik enerjiyi düşürmek ve böylelikle statik basıncı artırmaktır. Bu yüzden iyi bir difüzör tasarımı gerekmektedir. Difüzör genelde kanatsız bir kısım veya kanatlı bir kısmın takip ettiği kanatsız bir kısımdan oluşur.

Son birkaç yılda, çark çıkış akışı için 3-boyutlu denklemleri çözme girişimleri artmıştır. Ayrıca bu akışlar birçok araştırmacı tarafından araştırılmıştır. Bunlardan bazıları kısaca aşağıda açıklanmıştır.

#### 1.2.2.1 Vanasız Difüzör Çalışmaları

Santrifüj çarktan, kanatsız difüzöre doğru olan bozulmuş akım boşaltımının davranışı deneysel ve teorik olarak oldukça yoğun bir şekilde çalışılmıştır. Bu çalışmalardan bazıları aşağıda özetlenmiştir.

Dean ve Senoo (1960) santrifuj çarktan, kanatsız difüzöre olan akımı, oldukça yoğun bir şekilde çalışmışlardır. Çarktan boşalan jet ve wake'in karışma işlemi, momentum ve süreklilik denklemleri çözülerek, jet ve wake için aynı anda modellenmiştir. Onlar emme yüzeyi yakınında (örtü bölgesine yakın kısımda) düşük hızlı bir bölge olduğu sonucuna varmışlardır ve bir jet-wake akış kavramı önermişlerdir. Bu teori, duvar sürtünmesi, jet-wake arasındaki sürtünme ve jet-wake arasındaki tersinir iş değişimini içerir. Bu teori, hem net iş tahmini hem de kanatsız difüzöre doğru olan akımın davranışını açıklar. Dean ve Senoo (1960) çarkı terk eden akımın aksel yönde oldukça yüksek düzensizlikte ve dönme yönünde düzenli olduğunu varsaymışlardır. Bu çalışmada, çark boşaltım akımının asimetrik olduğunu belirtmişlerdir.

Bir kaç yıl sonra, Johnston ve Dean (1966) kanatsız difüzördeki kayıplar için ani genişleme esasına dayanan başka bir model geliştirmişlerdir. Difüzör girişindeki büyük toplam basınç kaybının karışım kaybı ve tersinir iş değişiminden kaynaklandığı sonucunu çıkarmışlardır. Durgun basınç kaybının eşdeğer simetrik akış toplamından hesaplanabildiğini kabul etmişlerdir. Kanatsız difüzördeki duvar sürtünmesini ve karışım sürtünmesinin hesaplanması basit bir teorik çalışma ile Johnston ve Dean tarafından yapılmıştır. Karşılaştırıldığında, Dean-Senoo modeli ve Johnston-Dean modeli iyi bir uyum göstermiştir.

Dean (1971) difüzörün verimliliğini iyileştirilmenin, difüzöre giren mutlak hızın düşük olmasına bağlı olduğunu farkına varmıştır. Bu, birçok tasarımcının akışın hemen hemen teğetsel yönde boşalmasını sağlayan geriye dönük kanat kullanmasına yol açmıştır. Fakat radyal sonlanan birçok çarkta, içsel yayılmanın artması bağlı ve mutlak hızın azalmasına sebebiyet vermiştir. Dolayısıyla, difüzördeki yayılmanın gelişimi, sadece çarkın verimini artırmaz, aynı zamanda difüzör verimliliğini de artırır ve dolayısıyla da bütün sisteme olumlu etki yapar.

Senoo ve Ishida (1975) kanatsız difüzörde hot-wire ölçümleri yapmıştır. Deneysel ölçümler göstermiştir ki, çark çıkışından, akışın aksel simetrik olduğu yarıçapa kadar olan statik basınç artışı, radyal momentum değişimine, duvar sürtünme kuvvetinin radyal bileşenine ve dairesel kontrol hacmine etki eden santrifuj kuvvetin büyüklüğüne bağlıdır. Onlar ayrıca, düşük ve yüksek enerjili bölgeler arasındaki kayma gerilmesinin, kanatsız difüzörde önemli bir rol oynamadığını, akış davranışının büyük ölçüde tersinir iş değişimi tarafından kontrol edildiğini göstermişlerdir.

Herbert (1978) difüzör duvarlarındaki sınır tabaka büyümesini içeren bir model geliştirmişlerdir. Bu modelde, çark çıkışındaki kanatsız boşluk büyük ise, sınır tabakalar sıfır kalınlıktan yok olacak büyüklüğe ulaşabilir. Bu olay gerçekleştiğinde, izantropik akış çekirdeği artık olmayacaktır.

Senoo ve Kinoshita (1977) difüzördeki kararlı akışı incelemişlerdir. Onlar, tasarımcının, sadece basınç kazanımı nedeni ile oluşan difüzör verimiyle değil, aynı zamanda difüzörün akış kararlılığı ile de ilgilenmesi gerektiğini vurgulamışlardır. Onların analizleri, yüzey sürtünmesinin ihmal edilebilir

olduğu ana akış için momentum denklemlerinin içerimi ve onların yüzey sürtünmesinin ihmal edilebilir olduğu çekirdek akımın, temel momentum denklemleriyle sınırlandırılmıştır. Ve duvar kayma gerilmelerini hesaplamak için, momentum denklemlerini, sınır tabaka denklemlerine uygulamışlardır. Çekirdek akım ve sınır tabaka denklemlerini etkileşimli çözerek, difüzörün tamamındaki akış açısı dağılımları ile teorik ve deneysel hız arasında iyi bir uyum elde etmişlerdir. Onlara göre, giriş hız profilindeki bozulmanın, kritik akış açısı üzerinde önemli bir etkisi vardır. Böylece ters akışın akış açısı öncelikle tahmin edilebilir olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca, hızın teğetsel bileşenini artırmak suretiyle kritik akış açısının azaldığını göstermişlerdir. Onlar, büyük yarıçap oranlı paralel duvarlı difüzör için giriş Mach sayısı ve difüzör giriş genişlik oranı, kritik akış açısını etkilediğini vurgulamışlardır.

Maksoud ve Johnson (1987) ve (1989) hot-wire ölçümü kullanarak, düşük hızlı radyal çarklı bir santrifüj kompresörün kanatsız difüzöründeki Reynolds gerilmeleri dağılımını ve 3-boyutlu akış karakteristiklerini incelemişlerdir. Çark çıkışındaki klasik jet-wake akışın difüzörün ilk safhalarında bozulduğunu gözlemlemişlerdir. Kanatlı difüzördeki yüksek dereceli bükümlü kanatların verimi iyileştirdiğini söylemişlerdir. Kararlı akış gradyanından kaynaklanan türbülans gerilmelerin eksenal yöndeki düzensizliklerden kaynaklandığı görülmüştür. Deneysel sonuçlar, türbülansın, eğrilik ve döngüden kaynaklanan yüksek derecede anizotropik olduğunu ortaya koymuştur.

1992'de Hathaway ve arkadaşları kanatsız difüzörlü düşük hızlı bir santrifüj kompresördeki hızları ölçmek için lazer anemometresi kullanmışlardır. Geriye dönük çarkı test bölgesi olarak seçmişlerdir. Sayısal sonuçlarını hot-wire ve 5 delik probu ile yapılan deneysel sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre, akış kanatsız difüzöre doğru hareket ederken, oluşan viskoz kanat çevrintisinden daha yavaş karışan çevrinti bölgesinin uç temizleme akışından kaynaklandığını belirtmişlerdir. Ayrıca, akıştaki iki düşük-momentumlu bölgenin (biri viskoz kanat çevrintisinden, diğeri momentum çevrintisinden) örtü yüzeyine yakın kanatsız bölgede birleşmişlerdir. Deneysel ve sayısal sonuçlar birbirine uygundur.

Genellikle, difüzördeki akışı detaylı incelemektense, bir çok stabil durum için basınç kazanımını korelasyonu ve hesabı yapılmıştır. Birçok hesaplama yönteminde sınır tabaka hesapları yapılmıştır. Difüzör akışı modellenmesinde, birçok önemli ve beklenmedik sorunlarla karşılaşmıştır. Çark çıkışı akışı modellenmesi, akışın kararsız olması sebebi ile zordur.

İlk kanatsız difüzör akış hesaplamaları Stanitz (1952) tarafından yapılmıştır. Çözüm metodu, süreklilik denklemi ile radyal ve teğetsel momentum denklemlerinin duvar sürtünmesi için hesaplanması ilkesine dayanır. Bu metotta, giriş akışı düzgün ve eksenal simetrik kabul edilir.

Bir santrifüj kompresördeki çark ve difüzör arasındaki akış etkileşimi, Mounts ve Brasz (1992) tarafından üç boyutlu Navier-Stokes denklemlerinin çözümü ile hesaplanmıştır. Difüzör giriş bölgesinde, hız ve akış açısındaki dinamik değişimler difüzör yarıçapı ile gözden kaybolmuşlardır. Üç

boyutlu algoritma, çevresel yönde hala düzensizliklerin var olduğunu göstermektedir. Sonuçlar, Dean ve Senoo (1960) modeli ile uyum içindedir.

Senoo ve Nishi (1977), sınır tabaka hesaplamaları kullanarak iki boyutlu difüzördeki akış stabilitesini incelemiştir. Ayrılmış bölgedeki zaman-ortalama basınç yükseliminin kayma gerilmesinin ayrılmış tabakadaki kenar boyunca iştirak ettiği kabulüne dayanarak hesaplanabileceğini önermişlerdir.

Davis (1976), kanatsız difüzör üzerinde sınır tabaka hesaplaması gerçekleştirmişlerdir. Viskoz ve viskoz olmayan akış hesaplaması metodun dengesi açısından önemlidir.

Pınarbaşı ve Johnson (1994), hot-wire anemometre metodu kullanarak vanasız difüzörlü düşük hızlı bir santrifüj kompresörün difüzöründe gerçekleşen akışı detaylı bir çalışmışlardır. Santrifüj kompresörün difüzörü üzerinde oluşturdukları ölçüm istasyonlarında, teğetsel, aksenal ve radyal hızları ölçmüşlerdir. Deneysel çalışmaları sonucunda, difüzör girişindeki jet-wake akış yapısı ile blade wake olarak tanımlan kanat izi etkisini açıkça ortaya koymuşlardır. Ayrıca santrifüj ve viskoz kuvvetlerin dengesizliği sonucu oluşan pasaj wakelerinin örtü bölgesine yakın yerleştiğini de vurgulamışlardır. Pasaj wakelerinin, akışın difüzör boyunca hareketiyle kaybolduğunu gözlemlemişlerdir. Bununla birlikte, kanat etkisinden oluşan kanat izinin hızlı bir şekilde difüzör içinde bozulup kaybolduğunu belirlemişlerdir. Bu çalışmada türbülans kinetik enerji değerleri ile birlikte türbülans karışım oranları da ortaya konmuştur.

Pınarbaşı ve Johnson (1994a), hot-wire anemometre metodu ile vanasız difüzörlü düşük hızlı bir santrifüj kompresörün difüzöründeki gerçek zamanlı ortalama hız bileşenlerini ve gerilme tensörlerinin dağılımlarını elde etmişlerdir. Kanat izinin hızlı karışımı ile yüksek seviyeli Reynolds gerilmelerinin oluştuğunu ortaya koymuşlardır. Yüksek türbülans kinetik enerjilerin pasaj wakelerinde görülmesine rağmen bu durumun güçlü Reynolds gerilmeleri ile ilgili olmadığını ve bu yüzden pasaj wakelerinin yavaşça etkisini yitirdiğini vurgulamışlardır.

Geriye döntük kanat geometrisine sahip düşük hızlı santrifüj kompresörün vanasız difüzöründe, dizayn debi değerinin % 16 altındaki ve % 11 üstündeki debi değerleri için 3-boyutlu hız alanlarının ölçümleri Pınarbaşı ve Johnson (1994b) tarafından yapılmıştır. Araştırmacılar tarafından ölçülen teğetsel/radyal akış açıları, vanalı difüzörlerdeki vanasız bölgenin optimum değeri ve vana açısının tasarım değerlerine ışık tutacak niteliktedir.

Dizayn dışı debi değerleri için, 3-boyutlu hız dağılımı ve altı Reynolds gerilme bileşeni Pınarbaşı ve Johnson (1994c) tarafından vanasız difüzörlü düşük hızlı santrifüj kompresörler için hot-wire anemometresi yardımıyla elde edilmiştir. Bu çalışmalarında araştırmacılar, kanat ve pasaj wakelerinde, yüksek seviyeli türbülans kinetik enerji değerleri gözlemlemişlerdir. Araştırmacılar aynı zamanda, kanat izi etkisinin bulunduğu bölgelerdeki yüksek türbülans kinetik enerjilerin Reynolds gerilmeleri ile alakalı olduğunu belirtmişlerdir.

Pınarbaşı ve Johnson (1995a), hot-wire anemometresi yöntemiyle vanasız konik ve paralel duvarlı iki ayrı difüzör üzerinde ortalama hız, akış açısı ve türbülans kinetik enerji ölçümleri yapmışlardır. Konik duvar ile difüzördeki akış alanını, paralel duvarlı ile de eksenal genişliği sabit tutmuşlardır. Araştırmacılar çalışma sonucunda, paralel duvarlı difüzörde kanat izi etkisinin, daha kısa mesafede etkisini yitirdiğini göstermişlerdir. Ayrıca ters basınç gradyanı nedeniyle paralel duvarlı difüzörde göbek bölgesindeki sınır tabakanın daha hızlı geliştiğini vurgulamışlardır.

Düşük hızlı santrifüj kompresörlerin difüzör girişinde ayrıntılı akış ölçümü hot-wire anemometresi yardımıyla Pınarbaşı ve Johnson (1995c) tarafından yapılmış ve difüzör girişindeki ortalama hız ve gerilme tensörünün altı bileşeni elde edilmiştir. Araştırmacılar, difüzörlerdeki kaybın potansiyel kaynağı olarak akış içerisinde dört tane bölge belirlemişlerdir. Bu bölgeleri, kanat izi, pasaj wake ile jet arasındaki kayma tabakaları, göbek bölgesindeki sınır tabaka kalınlaşması ve kanat izi ve pasaj wake içindeki ikincil akış alanları olarak sıralamışlardır.

#### 1.2.2.2 Vanalı Difüzör Çalışmaları

Kanatlı difüzörler birçok kompresör uygulamalarında kullanılır. Tek bölümlü kompresörlerin çalışma menziline olan etkisi, çark performansı, kanat sayısı, kanatsız bölge oranı, kanat oranı ve hücum kenarı gibi etkilere bağlıdır.

Kanatsız bölge oranı, boğum blokajı ile ilgili olduğu için difüzör tasarımında çok hassas bir noktadır. Kanat hücum kenarının yerinin çarka yakınsa, ses seviyesinde, titreşimde ve Mach sayısında yükselmeler oluşur.

Difüzör kanadının boğum oranına etkisi Runstadler (1969) tarafından gösterilmiştir. Kanal, difüzör geri dönüşümü boğumdaki sınır tabaka blokajı ile yönlendirilir. Blokaj, çark ucundan difüzör boğazına kadar olan akış çizgisi ve kanat sayısının azalması ile düşer. Rundstadler'e göre boğum blokajı pasaj derinliği ile doğru, fakat pasaj genişliği ile ters ilişkilidir.

M. C. Davis ve R. D. Flack (1990) üç farklı kanat konfigürasyonu deneyerek, kanat sayısının radyal kanatlı difüzör verimine etkisini incelemiştir. Ölçümler lazer hızölçer yardımı ile yapılmıştır. 4, 6 ve 8 kanat kullanarak hız ölçümleri gerçekleştirmişlerdir. Sistemleri kapalı olup, akış yerçekimi sayesinde hareketlendirilmiştir. Akış difüzör boyunca toplama tankına, oradan da sabit baş tanka pompalanır. Çark, kanatsız bir boşluğu ve kanatlı difüzörü izler. Kanatlı difüzörün sonuna ikinci bir kanatsız difüzör yerleştirilmiştir. İkinci kanatsız difüzörün ardından 22 eşit aralıklı kanat konulmuştur. Bütün kanat setleri 185 mm yarıçapına sahip silindirik yay şeklindedir. Kanatlı difüzör vanaları hücum kenarı 135 mm ve firar kenarı 195 mm değerlerine sahip olacak şekilde yerleştirilmiştir. Radyal yöne göre kanatlar 74° derece giriş açısı ve 70° derece çıkış açısına sahiptir. Sonuçlara göre, çarkın çıkışından başlayan çevresel akışın düzgün dağılımlı olmadığı bulunmuştur. Bütün kanat pasajlarında kanat yüzeyine yakın yerde ayrılma bölgesinde geriye dönük akış oluşur. Türbülans şiddetleri 8 kanatlı konfigürasyonda düşük bulunmuştur.



Yoshinaga Y. ve arkadaşları (1980) kademe verimliliğini artırmak için 16 kanatlı difüzörün kullanıldığı deneysel bir inceleme yapmışlardır. Kanatlı difüzörlerin tasarımı için iki metot kullanılmıştır. Birincisi, eş kanal akışı esasına dayalı tasarım, ikicisi, kademe teknolojisi uygulamasına dayalı tasarımdır. Çevresel yönde toplam basınç, hız ve akış açısını ölçmek için kiel probu kullanmışlardır. Santrifüj kompresör 300 m/s uç hızına sahip olup 18 kanatlı, 50° çıkış açılı ve 0.36 özgül hızlıdır. 16 kanatlı difüzör ile karşılaştırmak için kanatsız bir difüzör kullanılmıştır. Çark çıkışı ve kanatlı difüzör arasında, yarıçap oranı 1.1 olan kısa kanatsız difüzör kullanılmıştır. Sonuçta kanatlı difüzörün kanatsızdan % 4 daha verimli olduğu ortaya çıkmıştır. Detaylı olarak ölçtükleri çark çıkışı hızının emme tarafında çevresel yöne doğrultulduğu, bir başka deyişle emme tarafında akış açısı oldukça düşüktür. Çark çıkışında oldukça bozulmuş bir hız profili gözlenmiştir. Kanatlı difüzörün prensip boyutlarını belirlemek için iki boyutlu kanal difüzörleri uygun bulunmuştur. Hücum kenarının şeklinin difüzör performansına etkisi olduğu vurgulanmıştır.

Dutton J. C. ve arkadaşları (1986) statik difüzörlü deney düzeniği kullanarak kanatlı difüzördeki akış karakterini incelemişlerdir. Difüzör, 12.7 mm sabit kalınlığına sahip 20 adet kompozit kanattan oluşmuştur. Deneylerde iki farklı prob kullanmışlardır: bunlar yunuslama probu ve durgunluk probudur. Yunuslama probu akış açılarını ölçmeye yarararken, pitot probu durgunluk basıncını ölçmede kullanılmıştır. Dutton ve arkadaşları, difüzör boğazının akış aşağısındaki göbek ve örtü tarafı eş statik basınç bölgelerinin kanat hücum kenarına olanından daha düzgün olduğu sonuçlandırılmıştır. Gerçek makinedeki kanatsız boşluğa denk gelen difüzör giriş bölgesindeki oldukça ekstenel simetrik olan akış çalışılmıştır. Ayrıca, emme tarafındaki akış açısının merkez ve basma bölgesine göre daha fazla olduğu bulunmuştur.

Stein W. ve Rautenberg M., (1985), (1988) iki kavisli kanada sahip difüzörde ölçüm yapmışlardır. Geometrik değişimleri, akış yapısını incelemek ve bunu difüzördeki akış alanı parametrelerinin detaylı hesaplamalarında kullanmak için göz önünde bulundurulmuştur. Deney seti, 400 mm çapında 14'ü ayrı kanatlar olmak üzere 28 bıçağa sahip ve 19 kavisli vanaya sahip kanatlı difüzörden oluşan bir santrifüj kompresörü içermektedir. İki-odaklı lazer hızölçer kullanarak sonuçları almışlar ve akış hızındaki çalkantıların olduğunu göstermişlerdir. Akış açısının jet ve wake arasında olduğu gibi, göbek ve örtü arasında da belirgin farklılıklar gösterdiğini tespit etmişlerdir. Çark çıkışı ve kanat girişindeki kanatsız boşluğun kalınlığının % 10 değişiminden başka iki difüzör aynıdır. Dar difüzörün maksimum verimi geniş olanından % 2 daha fazladır. Çevresel yöne göre hız ve akış açısı bulunmuştur. Çark çıkışının yakınındaki mutlak akış açısının dağılımının dar ve geniş difüzördekilere göre benzer olduğu gösterilmiştir. Akış açısının, dar difüzörün örtü tarafına doğru olan bölgede oldukça düşük olduğu hesaplanmıştır. Çalkantı değerlerinin jet ve wake bölgelerinde aşağı yukarı aynı olduğu görülmüştür.

Bir santrifüj pompadaki rotor-stator etkileşiminin deneysel incelemesi farklı kanatlı difüzör kullanarak Arnt ve arkadaşları (1990) tarafından yapılmıştır. Çalışmalarında, kararlı ve karasız kanatlı

difüzördeki basınç ölçümleri piezoelektrik basınç transdüreleri ile iki boyutlu test çarkı için yapılmıştır. Deneyler devridaimli su test cihazında yapılmıştır. Eşit sayıda kanat ve şekle sahip olan iki boyutlu çarklar kullanılmışlardır. Dört farklı difüzör kararsız çark basınç ölçümleri yapılmıştır. Kanat sayısının etkisi ve kanat hücum açısını incelemek amacı ile 6, 9 ve 12 kanatlı difüzörler kullanılmıştır. Arnt ve arkadaşları basınç tarafından ziyade emme tarafında yüksek basınç düzensizlikleri gözlemlemişlerdir. Çark ve difüzör basınç ölçümleri karşılaştırıldığında, çark kanadı basınç düzensizliklerinin, 12 kanatlı olanda 6 kanatlıya göre daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Kanat açısının etkisi de ayrıca incelenmiştir. Kanat açısının 10 derece indirilmesi, en büyük basınç düzensizliğinin basma tarafından emme tarafına doğru ilerlemesine sebep olmuştur.

Düz kanal kanatlı difüzöre sahip yüksek performanslı santrifluj kompresördeki karakteristik akış düzensizlikleri Haupt ve arkadaşları (1988) tarafında sunulmuştur. Kanatlı difüzör, 1.15 yarıçap oranından 1.95 oranına kadar uzanan 19 adet düz kanata sahiptir. Değişken akış özelliklerini belirlemek amacı ile dinamik basınç transdüreleri kullanılmışlardır. Üniform olmayan akış örneklerinin dönme hareketi, düz kanal kanatlı difüzörlü santrifluj kompresörde akış debisi sabit dönme açısında düşerken gözlemlenmiştir. Akıştaki üniform olmayan durumlar özellikle çark çıkışı ve yarı kanatsız boşlukta gözlemlenmiştir. Sonuçlardan biri, çarktan çıkan dönme örneklerinin, döngüsel akışın döngü hızının kanatlı difüzörün akış davranışı üzerinde önemli bir etkisi olduğudur.

Kanatlı ve kanatsız difüzörlü santrifluj çarktaki boşaltım üzerine başka bir deneysel çalışma Inoue ve Cumpsty (1984) tarafından ele alınmıştır. Kanatlı difüzörlerdeki kararsız hız ve duvar statik basınç ölçümleri hot-wire ve mini tür basınç transdüreleri kullanılarak yapılmıştır. Deney seti 3000 dev/dak hızla dönmektedir ve 26 çark bıçağına sahiptir. Deneyde, 10, 20 ve 30 kanatlı 3 farklı vanalı difüzör kullanılmıştır. Sonuçlarına göre, kanatlı difüzör girişindeki eksenel yöndeki çevresel ortalama radyal hız profili, kanatsız difüzör için olanındakineyle neredeyse aynıdır. Difüzör vanası ucuna yakın düşük radyal hızlı bölgelerde, küçük akış debilerinde ters akım gözlemlenmiş ve bu duvarların yakınında kaybın artmasına yol açmıştır. Kanat ve kanatsız difüzör arasındaki ters akış miktarı karşılaştırıldığında, düşük kanatsız orana sahip kanatlı difüzörler kanatsız olanlarına göre daha fazla ters akışa sahiptir, fakat ters akıştaki güç kanat sayısı artırıldığında düşmektedir. Güçlü ters akışlar, akış debisi düşürüldüğünde göbek ve örtü yakınında kanatlı difüzörün hücum kenarında ortaya çıkmıştır.

Morishita (1982) Inoue deneyinde kanattaki basınç kaybını ölçmüştür. Statik basıncın yükseliminin büyük bir kısmının yarı-boşluksuz bölgenin yakınında olduğu görülmüştür. Yüksek akış oranlarında, akışın difüzör boğazına doğru ivmelenmesi gerektiği ve bunun boğulmaya yol açtığı fakat boğaz aşağısında kayıpların arttığı ortaya çıkmıştır.

Düz kanallı difüzör ve ayırıcı kanatlara sahip çarka ait, çark ve difüzör akışı Krain (1981) tarafından incelenmiştir. Krain, sanki-vanasız giriş bölümünde ve boğaz bölümünde ani hız ve akış açısı profillerini lazer doppler hızölçeri sistemi kullanarak elde etmiştir. Çark 14 ayırıcı ve 27 difüzör

kanadına sahiptir. Kanatsız difüzör ucunun çark çıkışına oranı 1.1 iken kanatlı difüzör boşalımının çark çıkışına oranı 1.905'tir. Çark boşaltım bölgesindeki kanatlı ve kanatsız difüzör sonuçları karşılaştırıldığında, Krain (1981), düşük ses altı difüzör ucu Mach sayısından dolayı ve hücum kenarının çark çıkışı yarıçapına oranının yüksek değeri sahip özel bir kanatlı difüzör tasarımından kaynaklandığı düşünülen çark alanındaki kanatlı difüzörün zayıf etkileri gözlemlenmiştir. Akışın, kanatlı difüzör giriş bölgesinde oldukça bozulmuş ve kararsız yapıda olduğu gözlemlenmiştir.

Düşük hızlı bir santrifluj kompresör difüzörünün incelenmesi Fisher ve Inoue (1981) dört farklı difüzör geometrisi ile yapılmıştır. Difüzör, giriş ve radyal yöndeki Kamber açısı  $60^\circ$  ve  $70^\circ$  olan ve 1.04 ve 1.10 boşluk oranına sahip 10 veya 20 kanatlara sahiptir. Çark 26 bıçağa sahiptir. Hot-wire anemometresi kullanarak ölçümler yapılmıştır. Deneysel ve teorik sonuçlar yazarlar tarafından karşılaştırılmıştır ve potansiyel akış teorisi ve deney arasında iyi bir uyum bulunmuştur.

Duvar eğriliği ve dönmenin (koryolis kuvvetlerinin atalet kuvvetlerine oranı olan dönme sayısı boyunca) nihai etkileri türbülans sınır tabakları ve karışımı Johnston ve Eide (1976) tarafından incelenmiştir. Yazarlar birçok eğrilik ve dönmeye sahip akışları hesaplamışlardır. Metot diferansiyel denklemlerin bükümlü yüzeyler için çözümü esasına dayanmaktadır. Yüksek dengesiz etkilere sahip eğriliklere değinmemişlerdir.

Dalbert ve arkadaşları (1993) kademeli difüzörlerin verimlerini ve akış olayının daha iyi anlaşılmasını sağlayan metotları incelemişlerdir. 24 sabitli kalınlığa sahip kanata ve 1.15 kanatsız boşluk oranına sahip tek kademeli santrifluj kompresör kullanılmıştır. Akış davranışını hesaplamak için Dawes'in (1998) Navier-Stokes denklemlerini çözen paket programını kullanmışlardır. Hesaplama sonuçları, akışın basınç dağılımı üzerinde az bir etkisi olduğunu göstermiştir. Onların akış gözleme tekniklerine göre radyal difüzördeki en kritik bölge giriş üçgeni veya yarı kanatsız kısımdır. Bu bölgedeki bütün işletme noktalarında en yüksek basınç dağılımı ve en kuvvetli ters akım oluşmaktadır. Çark çıkışında hız ve akış açısı dağılımlarının difüzör akış örneklerini kuvvetli olarak etkilediğini saptamışlardır.

Geriye dönük kanat geometrisine sahip düşük hızlı vanalı ve vanasız difüzörlü santrifluj kompresör rotorunun hemen çıkışındaki akış alanının detaylı ölçüm çalışmaları Pınarbaşı ve Johnson (1994d) tarafından yapılmıştır. Bu çalışma, vanalı ve vanasız difüzörlerdeki karmaşık akış fiziğine sahip 3-boyutlu kararsız akışın detaylı sonuçlarını içerir. Çalışma sonuçları, difüzörde gerçekleşen akış mekanizması kayıplarının tahmin edilmesine ve tasarım tekniklerine ışık tutacak niteliktedir.

Pınarbaşı ve Johnson (1995b), vanalı difüzörlerdeki akış fiziğini ortaya koyacak deneysel çalışma yapmışlardır. Üç farklı vana pozisyonu için, ortalama hız, türbülans kinetik enerji ve akış açısı dağılımını irdelemişlerdir. Çalışma sonuçları, kanat izinin vanasız difüzörlere göre, vanalı difüzörlerin vanasız bölgelerinde daha hızlı kaybolduğunu göstermiştir. Çark çıkışında akış yüksek derecede



karmaşık bir yapıya sahip olmasına rağmen, difüzör vana duvarlarında akış ayrılmalarını gösteren bir kanıtı rastlamamışlardır.

Çalışmada, konik duvarlı ve paralel duvarlı vanasız difüzörler ile takoz tipli vanalara sahip vanalı difüzör için sayısal analiz yapılmış ve bulunan sonuçlar deneysel çalışma ile karşılaştırılmıştır.



## BÖLÜM II

### YÖNTEM ve TEKNİKLER

Uygulamalı akışkanlar dinamiği, çeşitli denklemlerin geçerliliğini göstermekte bu denklemlerin ve sınırlarının tanımlanmasında önemli bir rol oynadı. Örneğin, deneysel donatımın etkili bir parçası olan rüzgâr tüneli, gerçek akışkan akışlarının simülasyonunu yapmayı sağladı ve böylece geleneksel ölçüm metodlarına bir alternatif sağlar. Ayrıca, büyük uçakların aerodinamik tasarımı gibi ekonomik olarak deneye elverişsiz donanımların tasarımında yeni ufuklar açar. Bu da sayısal çalışmalara olan ilginin artmasına neden oldu.

Sayısal akışkanlar dinamiği (CFD) ayrıntılı akış davranışlarının incelenmesi ve geniş kapsamlı mühendislik uygulamaları için gerçeğe yakın sonuçlar verebilme konusunda kendini ispatlamıştır. CFD, yeni tasarımların çalışmalarında, ürün geliştirme programlarında, sistem kurma ve sistemlerdeki sorunları gidermek için kullanılır. Uzay çalışmaları için özgün tasarımların geliştirilmesi için akademik çalışmalarda kullanılmaktadır. CFD, karmaşık akış fiziğine sahip kompresör, pompa ve jet motorları gibi 3-boyutlu akışların gerçekleştiği elemanların tasarlanmasında da kullanılabilir. CFD, bazı mühendislik çalışmalarının gerektirdiği uzun süreleri de kısaltmıştır. Hatta CFD, turbo makineler içindeki türbülanslı akış yapısına yeni yaklaşımların doğması yolunda aşamalar kaydedilmesini sağlamıştır. CFD çalışma prensibi, sıvı akışkanlar için tüm korunum denklemlerinin bilgisayar yardımıyla çözülmesi, akış modellerinin benzerinin yapılmasından ibarettir.

#### 2.1 Deneysel Çalışma

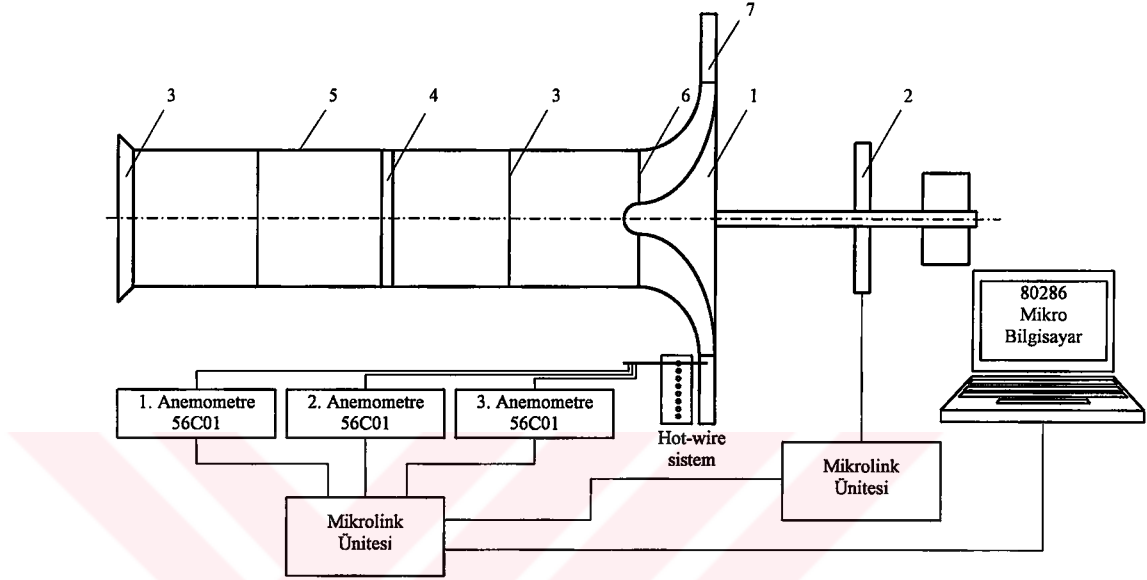
Deneysel çalışma ile ilgili bilgi ve sonuçlar, Liverpool Üniversitesi Makine Mühendisliği Akışkanlar Mekaniği Anabilim Dalı'nda Doç. Dr. Ali PINARBAŞI tarafından Eylül 1991 – Eylül 1995 tarihleri arasında tamamlanan doktora tezinden alınmış ve tarafımızdan yapılan bu nümerik çalışma sonuçlarına ışık tutması açısından kullanılmıştır. Aşağıda deneysel çalışmaya ait kısa bilgiler verilmiştir.

##### 2.1.1 Santrifüj Kompresöre Ait Deneysel Düzeneği

###### 2.1.1.1 Kompresör

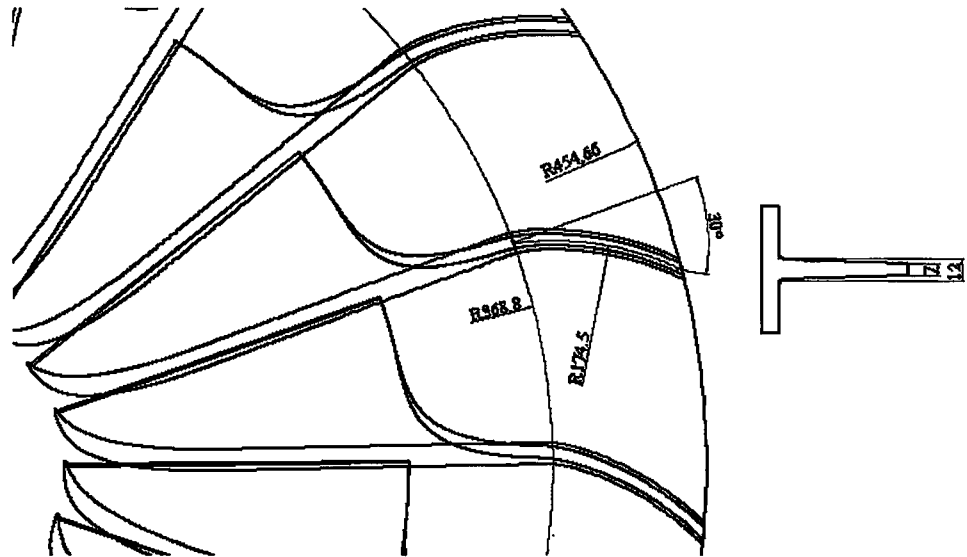
Santrifüj kompresöre ait tek kademeli deneysel düzeneği Şekil 2.1'de gösterilmiştir. De Havilland Ghost çarkı 1 m çapındadır. Çark, örtüye ve 19 adet kanada sahip olup, çark çıkışında kanat uçları 30° geriye dönmüş olacak şekilde değiştirilmiştir. Değiştirilen kanat çıkışı Şekil 2.2'de gösterilmiştir. Orijinal çark geometrisi Johnson ve Moore (1980) tarafından tanımlanmıştır. Orijinal çark geometrisi ile ilgili bilgi ve şekiller Ek 1'de verilmiştir. Çark düzeneği düşük hızlı ölçümler yapabilecek şekilde tasarlanmıştır. Bu çalışmada dönme hızı 500 rpm olarak alınmıştır. Çarkın çıkış yarıçapı 454.66 mm, çark çıkış yarıçapının örtü bölgesinde kanat giriş yarıçapına oranı 1.602 olmaktadır.

Akış kompresör çarkına aksel olarak girer, çark boyunca ilerler, vanasız bölgeyi geçtikten sonra, konik duvarlı vanasız, paralel duvarlı vanasız veya takoz tip kanatlara sahip vanalı difüzöre girer.



1- Çark 2- Motor kasağı 3- Elekler 4- Bal peteği 5- Giriş borusu 6- Conta 7- Vanasız difüzör

Şekil 2.1. Şematik deney düzeneği.



Şekil 2.2. Çark çıkışının geriye dönmüş düzenlenmiş hali.

### 2.1.1.2 Difüzör

Vanalı ve vanasız difüzörlerin genel geometrik yapıları ile ölçüm yerleri Ek 2’de verilmiştir.

#### 2.1.1.2.1 Vanasız Difüzör

Bu çalışmada iki tip difüzör test edilmiştir. İlk olarak konik duvarlı vanasız difüzör kullanılarak, difüzörün içerisindeki hız dağılımları elde edilmiştir. Aynı kesit bölgesinde konik duvarlı difüzör için elde edilen sonuçlarla, vanalı difüzörden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Paralel duvarlı vanasız difüzörün, duvarları arasındaki aksel mesafe 72.3 mm olup difüzör çıkışında da aynı değere sahip ve konik duvarlı vanasız difüzörün girişinde duvarlar arası aksel mesafe 72.3 mm, difüzör çıkışında ise 45 mm’dir. Difüzörün duvar kalınlıkları 2 mm olup, konik duvarlı vanasız difüzörün örtüdeki koniklik açısı 7°’dir. Detaylı resim ve ölçüm yerleri Şekil 2.3’te verilmiştir. Ölçüm yapmak için difüzör içerisinde radyal yönde 8 adet ölçüm istasyonu kurulmuştur. Bu istasyonlar üzerinde, örtü ile göbek arasındaki aksel mesafe 5 mm aralıklarla 10 ila 13 adet parçaya ayrılmıştır.

İkinci test, paralel duvarlı vanasız difüzör ile yapılmıştır. Paralel duvarlı vanasız difüzör genel olarak konik duvarlı vanasız difüzör ile aynı boyutlara sahiptir. Fakat difüzör giriş ve çıkışında aksel mesafe 72.3 mm olarak sabit kalmaktadır. Yine burada da difüzör içerisinde radyal yönde 8 adet ölçüm istasyonu oluşturulmuş ve bu istasyonlar, göbekten örtü bölgesine olan aksel yönde 5 mm aralıkla 13 adet parçaya ayrılmıştır.

#### 2.1.1.2.2 Vanalı Difüzör

Vanalı difüzörde akış ölçümü için, vanasız paralel duvarlı difüzörün içine vanalar Şekil 7.4’teki gibi yerleştirilmiştir. Vanasız bölge oranı (difüzör giriş yarıçapının, çark çıkış yarıçapına oranı) 1.1 olarak alınmıştır. Bu oran literatür referans alınarak belirlenmiştir.

Difüzör vanaları, 72.3 mm genişliğinde sabit 16 adet takoz tipli kanattır. Bu vanalar takoz şekilli olup, iç uç açıları 22.5°’dir. Uzunlukları 195 mm ve sert odundan yapılmışlardır. Bu vanalar Şekil 7.4’te olduğu gibi difüzör duvarına 45°’lik açı ile yerleştirilmişlerdir. Bu açı, takozun eksen çizgisi ile radyal yön arasındaki açıdır. Bu tasarım, vanalar arası oluşturulacak ölçüm istasyonlarının sabit kesit alanına sahip olmasını sağlamaktadır. Bu vanalar difüzör plakalarına pim ile tutturulmuştur. Bu vanalı difüzörün akış karakteristiklerini araştırmak için kanat pozisyonları kesit alana göre (vanalar arası kesit alan) % 10, % 50 ve % 90 durumlarına göre ölçülmüştür.

#### 2.1.1.3 Giriş Kanalı

Şekil 2.1’de gösterildiği gibi çark girişine yerleştirilmiştir. Bu kanal havanın çarka iletildiği kısımdır. Kanal içerisine birkaç adet bal peteği gözenekli ızgara yerleştirilmiştir. Bunun sebebi, akışın üniform ve döngüsel olmasını sağlamaktır. Bu tel ızgaralar aynı zamanda kütleli debiyi kontrol etmek için de kullanılmaktadır. Bu ızgara aralıklarının değiştirilmesi ile kütleli debi değişimi

sağlanmaktadır. Giriş kanalı ile çark girişindeki hava sızıntısını engellemek için lastik conta kullanılmıştır.

#### 2.1.1.4 Güç Ünitesi

11 beygir gücünde, hızı kontrol edilebilir bir elektrik motoru sistemi tahrik etmektedir.

#### 2.1.2 Ölçüm Metodu

Üç boyutlu hız ölçümlerinde hot-wire anemometresi kullanılmıştır. Hot-wire problemleri birbirine dik olacak şekilde karşılıklı yerleştirilmiş olup, üç kanallı hot-wire anemometresinden elde edilen çıkış sinyalleri PC bilgisayarda toplanmıştır.

Hot-wire anemometre voltajları ilk olarak King's yasasında efektif soğuma hızı ve gerçek hız arasındaki ilişkiyi ifade eden bağıntı yardımıyla dönüşümleri yapılmıştır. Buna göre E voltaj,  $U_e$  efektif soğuma hızı olmak üzere;

$$E^2 = A + B \cdot U_e^c \quad (2.1)$$

Burada, A, B ve C değerleri hot-wire probunun rüzgar tüneline kalibrasyonu sonucunda tespit edilen sabitlerdir. İkinci kalibrasyon ise hot-wire problemlerinin yönsel hassasiyetini saptamak amacı ile, üçlü wire'in  $0 - 90^\circ$  arası voltaj değişimindeki ilişki saptanarak H ve K sabitleri tespit edilmiştir. Takibinde Jorgensen metodu uygulanmak suretiyle,

$$U_e^2 = U_n^2 + K \cdot U_t^2 + H \cdot U_b^2 \quad (2.2)$$

$U_n$  normal hız,  $U_t$  teğetsel hız ve  $U_b$  binormal hız değerlerini ifade etmektedir.

Kalibrasyonu takiben alınan ölçümler 14 eksenel, 57 teğetsel ve 8 radyal pozisyonda olmak üzere her bir istasyonda 798, toplam difüzör pasajı boyunca yaklaşık 6300 veri eldesinden ibarettir. Veriler, bir çark pasajında  $1/3^\circ$ lik aralıklarla bilgisayara analog-dijital kart yardımıyla toplanmıştır. Vanalı difüzör durumunda, vanalar arasındaki dağılımı tespit etmek amacı ile her bir radyal istasyon için 3 değişik teğetsel pozisyonda olmak üzere (% 10, % 50 ve % 90 vanalar arası mesafede olacak şekilde) deneyler tekrarlanmıştır.

#### 2.1.3 Sonuçların Analizi

Elde edilen 3-boyutlu hız değişkenleri uygun bir algoritma yardımıyla istatistiksel olarak incelenerek, gerçek hız vektörleri ve buna bağlı olarak gerilme tensörleri elde edilmiştir. Yapılan analiz sonucu, türbülans kinetik enerji miktarı,

$$TKE = \frac{\sqrt{(u'_x)^2 + (u'_y)^2 + (u'_z)^2}}{2 \cdot U} \quad (2.3)$$

denklemleri yardımıyla hesaplanmıştır.

Hata analizi olarak hızlardaki değişimin  $\pm 1\text{m/s}$ , gerilmelerde ise  $\% \pm 0.1$  mertebesinde olduğu hesaplanmıştır.

## 2.2 Sonlu Hacimler Yöntemi

### 2.2.1 Denklem Formülasyonu

Hem ayrıık hem de birleşik çözücüde lineer olmayan akış denklemleri, bütün hesaplanabilir hücrelerde bağımlı parametrelerden oluşan denklem gruplarına dönüştürülmesi için lineer hale getirilir. Bu işlem FLUENT'te formülasyon olarak isimlendirilir ve iki şekli vardır: Implicit ve Explicit. Bu çalışmada Implicit formülasyonu kullanılmıştır. Bu formülasyona göre herhangi bir değişkene göre, her bir hücredeki bilinmeyen değer, sadece var olan değerlerin yer aldığı bir bağıntı ile hesaplanabilir. Bu yüzden, her bilinmeyen istemde birden çok denklem içinde yer alır ve bilinmeyen değerleri bulmak için bu denklemler eşzamanlı bir şekilde çözülmektedirler.

FLUENT iki tane sayısal çözücü kullanır.

- Segregated (ayrıık) çözücü
- Coupled (birleşik) çözücü

Her iki metot kullanılarak, kütleinin, enerjinin korunumu, momentum ve türbülans gibi skaler büyüklükleri ifade eden integral denklemler çözülmür. Her iki durumda da kontrol hacmine dayalı bir teknik kullanılır. Bu teknikler aşağıdaki adımları içerir.

- Çalışma alanının kontrol hacimlerine ayrılması,
- Her bir kontrol hacmi için yukarıdaki denklemlerin integrasyonu yapılarak, ayrıık bağımlı bilinmeyen değişkenler için (hız, basınç, sıcaklık ve korunumlu skalerler) cebirsel denklemlerin oluşturulması,
- Ayrıksallaştırılmış olan eşitliklerin doğrusallaştırılması sonucu elde edilen doğrusal lineer denklemlerin çözümüne bağlı olarak bağımlı değişkenlerin güncellenmesi.

Bu iki çözücünün ayrıksallaştırma işlemi benzerdir. Fakat ayrıksallaştırılmış denklemlerin doğrusallaştırılmaları ve elde edilen doğrusal denklemlerin çözüm yöntemi farklıdır.

Bu çalışmada kullanılan sayısal işlem ise birleşik çözüm metodudur.

#### 2.2.1.1 Birleşik Çözücü

Birleşik çözücü, kütleinin, enerjinin korunumu, momentum ve transport denklemlerini aynı anda çözer. Diğer ek skalerler için geliştirilmış olan denklemler ise sırayla çözülmür (yani korunum ve taşınım denklemleri birbirinden bağımsız olarak çözüm yapılır). Bunun sebebi korunum denklemlerinin lineer olmayan denklem takımları olmasıdır. Her bir iterasyon aşağıdaki adımları içerir.

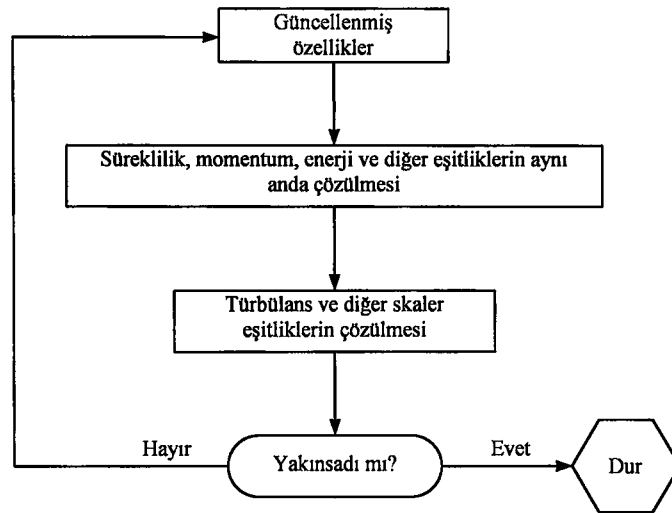
1. Akış özellikleri, son çözülen denklemden elde edilen değerlere göre güncellenir (çözüm henüz başladığında akış özellikleri başlangıç sınır şartlarına göre belirlenir),
2. Kütlelin korunumu, momentum ve problem için uygunsa enerji ve transport denklemleri çözülür,
3. Eğer gerekiyse radyasyon, türbülans gibi skalerler için denklemler çözülür (bir önceki adımda güncellenen değişkenler kullanılarak),
4. Eğer akış alanı içerisinde farklı fazlar mevcut ise, yukarıdaki korunum ve transport denklemlerine kaynak terimleri ilave edilir,
5. Denklem takımlarının yakınsayıp yakınsamadığının kontrolü yapılır.

### 2.2.1.2 Doğrusallaştırma

Implicit ve Explicit çözüm metodunun her ikisinde de lineer olmayan denklemler, her bir hücredeki bağımlı değişkenler, denklem sistemlerinin elde edilebilmesi için doğrusallaştırılır. Akış özelliklerinin güncelleştirilmesi ile sonuçta elde edilen lineer denklem takımı çözümlenir.

Bu çalışmada, Implicit metod kullanılmıştır.

Implicit metotta, komşu hücrelerin bilinen ve bilinmeyen değerlerine bağlı olarak bağıntılar oluşturulur. Verilen bir değişken için bu bağıntılar kullanılarak her bir hücredeki bilinmeyen değerler hesaplanır. Bundan dolayı her bir bilinmeyen birden fazla denklem takımında görülebilir. Bu sebeple, bilinmeyen değerler elde edilirken bu eşitlikler birlikte çözümlenmelidir. Birleşik çözümün kullandığı çözüm metodunun genel yapısı Şekil 2.3'te verilmiştir.



Şekil 2.3. Birleşik çözüm metodunun genel yapısı.

Her bir eşitlik, bütün bağımlı parametrelere bağlı olarak doğrusallaştırılır. Bu da her bir hücre için N adet lineer denklem takımı elde edilmesini sağlar. Buradaki N, başlangıçta çözümlenilen

bilinmeyen sayısıdır. Çünkü her bir hücrede N adet denklem mevcuttur. Her bir hücredeki N tane bağımlı değişken için elde edilen denklem takımı, Gauss-Seidel lineer eşitlik çözücüsü ile birlikte Cebirsel Çoklu Izgara (AMG) metodu kullanılarak çözülür.

### 2.2.2 Ayrıksallaştırma

FLUENT, akış denklemlerini, sayısal olarak çözülecek cebirsel denklemlere çevirmek için kontrol hacmi esasına dayalı bir teknik kullanır. Bu teknik akış denklemlerinin her bir kontrol hacmi için integre edilmesini ve kontrol hacmi için her bir niceliğin korunumlu olduğu ayırık denklemlerin elde edilmesini içerir.

Denklem ayrıksallaştırması  $\phi$  skaleri için kararlı konum transport eşitliği için kolayca gösterilebilir. Bu Şekil 2.4'te gösterilen sıradan bir  $V$  kontrol hacmi için aşağıdaki yazılan integral formundaki eşitlikle gösterilir. Bu denklem akışkanlar mekaniğinde transport denklemi olarak bilinir ve süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini karakterize eder. Eşitlik (2.4),  $\phi$  değeri 1 olursa süreklilik denklemine, hız olursa momentum denklemine ve sıcaklık olursa enerji denklemine dönüşür. Bu denklemlerin integrasyonu alınmış diferansiyel biçimi Navier-Stokes denklemleri olarak bilinir ve yaygın olarak kullanımı (2.5), (2.6) ve (2.7)'de verilmiştir.

$$\oint \rho \cdot \phi \cdot \vec{v} \cdot d\vec{A} = \int \Gamma_{\phi} \cdot \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int S_{\phi} \cdot dV \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.5)$$

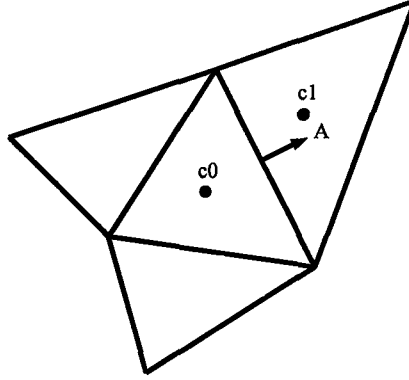
$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \vec{v} (\nabla \cdot \rho \vec{v}) + \rho \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} = -\nabla p + \nabla \tau_{ij} + \rho \vec{f} \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial E}{\partial t} + \nabla \cdot E \vec{v} = \rho \vec{f} \cdot \vec{v} + \frac{\partial Q}{\partial t} - \nabla \cdot \vec{q} - \nabla \cdot (p \vec{v}) + \nabla \cdot (\tau_{ij} \cdot \vec{v}) \quad (2.7)$$

Bu denklemlerde,  $\rho$  yoğunluk,  $\vec{v}$  hız vektörü ( $\vec{v} = u\vec{i} + v\vec{j} + z\vec{k}$ ),  $\vec{A}$  yüzey alan vektörü,  $\Gamma_{\phi}$   $\phi$  için yayılma katsayısı,  $\nabla \phi$   $\phi$  için gradyan ( $\nabla \phi = \left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)\vec{i} + \left(\frac{\partial \phi}{\partial y}\right)\vec{j} + \left(\frac{\partial \phi}{\partial z}\right)\vec{k}$ ),  $S_{\phi}$  birim hacim için  $\phi$ 'nin kaynağı,  $V$  kontrol hacmi,  $\tau_{ij}$  kayma gerilmesi,  $\vec{f}$  yerçekimi ivmesi vektörü,  $E$  enerji (iç enerji + kinetik enerji + potansiyel enerji),  $Q$  ısı,  $\vec{q}$  ısı akısı,  $p$  basınçtır.

Eşitlik (2.4) her bir kontrol hacmine uygulanır. Şekil 2.4'te verilen iki boyutlu üçgensel hücre, böyle bir kontrol hacmi için örnek olarak gösterilebilir.





Şekil 2.4. Akış denkleminin düzenlenmesi için örnek üçgensel hücre.

Eşitlik (2.4)'ün bir kontrol hacmi için ayrıştılandırılması ile aşağıdaki (2.8) eşitliği elde edilir.

$$\sum_f^{N_{\text{face}}} \rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{\text{face}}} \Gamma_\phi (\nabla \phi)_n \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (2.8)$$

Burada,  $N_{\text{face}}$  kontrol hacmini oluşturan yüzey sayısı,  $\phi_f$  f yüzeyi tarafından iletilen  $\phi$  değeri,  $\rho_f \cdot \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$  yüzey boyunca kütle akısı,  $\vec{A}_f$  f yüzeyinin alanı ( $|A| = |A_x \vec{i} + A_y \vec{j} + A_z \vec{k}|$ ),  $(\nabla \phi)_n$  f yüzeyine dik  $\nabla \phi$  büyüklüğüdür.

FLUENT programı tarafından çözülen denklemler de yukarıdaki denklem gibi aynı formu alırlar ve herhangi bir problem için oluşturulmuş 2 veya 3 boyutlu yapısız ağlara hazırdırlar. FLUENT Şekil 2.4'de gösterilen c0 ve c1 ile merkezlenmiş hücreler için  $\phi$  değerlerini saklar ve bütün ağ için daha sonra bahsedilecek olan iteratif çözücülerle problemi çözer.

(2.8) denklemindeki  $\phi_f$  yüzey değerleri, hücre merkezinde saklanan  $\phi$  değerlerinin interpolasyon yapılmasıyla bulunur.

Bu çalışmada, akış, türbülans kinetik enerji ve türbülans yayılma oranının hesaplanması sırasında sonuçların hassasiyeti açısından ikinci dereceden ayrıştılandırma işlemi kullanılmıştır.

### 2.2.2.1 İkinci Dereceden Ayrıştılandırma İşlemi

İkinci dereceden hassasiyet istendiğinde, hücre yüzeyindeki değerler, çok yönlü doğrusal yapılandırma metodu kullanılarak çözüm yapılır. Hücre merkezindeki çözümlerin Taylor seri açılımı yapılarak, hücre yüzeylerinde, bu yaklaşımla yüksek dereceden hassasiyet elde edilir. Böylece bu ikinci derece yaklaşım seçildiğinde yüzey değerleri  $\phi_f$ , aşağıdaki (2.9) eşitliği kullanılarak hesaplanır.

$$\phi_f = \phi + \nabla \phi \cdot \Delta \vec{s} \quad (2.9)$$

Burada,  $\phi$  hücre merkezi değeri,  $\nabla \phi$  hücre merkezi gradyanı,  $\Delta \vec{s}$  hücre merkezi ile yüzey merkezi arasındaki yer değiştirme vektörüdür.

(2.9) denklemi, her bir hücre için  $\nabla\phi$  'nin belirlenmesini gerektirir. Bu gradyan aşağıda verilen iraksama teoremi ile hesaplanır.

$$\nabla\phi = \frac{1}{V} \sum_{N_{\text{face}}} \bar{\phi}_f \cdot \bar{A} \quad (2.10)$$

Burada,  $\bar{\phi}_f$  bu yüzeye komşu olan tüm hücrelerin  $\phi$  değerlerinin ortalamasının alınmasıyla elde edilir.

### 2.2.2.2 Ayrıklaştırılmış Denklemlerin Doğrusal Formu

Ayrıklaştırılmış (2.8) skaler transport denklemi, hücre merkezinde bilinmeyen skaler  $\phi$  değişkenleri içermesinin yanında diğer hücrelerde de bilinmeyen değerler içerir. Bu denklem, içerdiği değişkenlere göre doğrusal değildir. Bu denklemin doğrusal formu aşağıdaki gibidir.

$$a_p \cdot \phi = \sum_{nb} a_{nb} \cdot \phi_{nb} + b \quad (2.11)$$

Burada, nb alt simgesi komşu yüzeyi gösterir.  $a_p$  ve  $a_{nb}$  ise  $\phi$  ve  $\phi_{nb}$  için doğrusallaştırma katsayılarıdır.

Her bir hücre için komşu hücre sayısı, grid yapısına bağlıdır. Fakat basit anlamda hücreyi oluşturan yüzey sayısı olarak düşünülebilir.

Benzer eşitlikler, her bir hücre için yazılır. Böylece cebirsel eşitlikler matris formuna çevrilir. FLUENT, bu lineer sistemi skaler eşitlikler için, Gauss – Seidel metodu ve cebirsel çoklu grid metodunu (AMG) kullanarak çözer.

### 2.2.2.3 Under – Relaxation Faktörü

FLUENT'in çözdüğü eşitliklerin doğrusal olmasından dolayı  $\phi$  'nin değişiminin kontrol edilmesi gerekir. Bu da genel olarak, Under – Relaxation faktörleriyle gerçekleştirilir. Bu faktörler her bir iterasyonda elde edilen  $\phi$  değişimini azaltır. Basit anlamda, hücre içindeki  $\phi$  değişkeninin yeni değeri, daha önceki çözümdeki  $\phi$  değerine ( $\phi_{old}$ ), hesaplanan  $\phi$  'deki değişime ( $\Delta\phi$ ) ve Under – Relaxation faktörü  $\alpha$  'ya bağlıdır. Bu durum aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$\phi = \phi_{old} + \alpha \cdot \Delta\phi \quad (2.12)$$

Bu çalışmada kullanılan Under – Relaxation faktörü değerleri; türbülans kinetik enerji ve türbülans yayılma oranı için 0.8, akış ve için ise 1 değerleri kullanılmıştır.

## 2.3 Sayısal Çözümde Kullanılan Sınır Şartları

### 2.3.1 Kütle Girişi

Bu çalışmada, kompresör çarkı, difüzörü ve gerçekçi olması bakımından çark girişine bir akış borusu tanımlanmıştır. Çark girişi (boru çıkışı) ile çark çıkışı (difüzör girişi) bölgeleri akış alanı içerisinde kalan bir yüzey olarak tanımlanmıştır. Bu çalışmada, deneysel çalışma baz alınmıştır. Çalışma şartlarından girişteki kütleli debi değeri bilindiğinden dolayı, giriş sınır şartı olarak, kütleli debi girişi kullanılmış ve bu değer boru girişine atanmıştır. Çalışmalar, daha önce belirtildiği gibi üç değişik kütleli debi değeri ile gerçekleştirilmiştir. Kütleli debi girişi sınır şartının uygulandığı konik duvarlı vanasız difüzöre ait sayısal model Şekil 2.5'te verilmiştir.

### 2.3.2 Katı Duvar

Çalışmada modellenen çark ve difüzör değil, bu katı yüzeyler tarafından sınırlanan akış alanı olduğundan dolayı, akışkan hacmini sınırlayan bu yüzeylere katı duvar sınır şartı uygulanmıştır. Bu sınır şartının uygulandığı yüzeyler; çarkına ait kanat yüzeyleri ile örtü ve göbek, borudaki akışkan sınırlayan örtü ve göbek bölgesindeki boru yüzeyi, vanasız difüzörlerdeki örtü ve göbek bölgesini oluşturan duvarlar ile vanalı difüzördeki vana yüzeyleri katı duvar sınır şartına haizdirler. Bu sınır şartının uygulandığı yüzeyler Şekil 2.5'te gösterilmiştir. Katı duvarlarda ise kaymama şartı mevcuttur.

### 2.3.3 Periyodik

Bu sınır şartı, çarka ait iki kanat arasındaki akışkan modellediğinden dolayı kullanılmıştır. Komşu kanatlar arası akışkan modelleri ile bu bitişik yüzeylerdeki akışkan davranışı hakkında herhangi bir kesin yargıya varılamayacağı için, modellenen akışkan hacmi davranışlarının, komşu akışkan hacimlerde de kendisini göstereceği düşüncesinden hareket edilerek bir kanat arasındaki akışkanın her kanat arasında tekrarlanması sınır şartıdır. Ayrıca bu sınır şartı, 19 adet kanadın birlikte modellenmesine ve analiz sonuçlarının daha kısa zamanda elde edilmesi açısından ekonomiktir. Bu sınır şartının uygulandığı boru ve difüzör içerisindeki akışkana ait yüzeyler Şekil 2.5'te verilmiştir.

### 2.3.4 Basınç Çıkışı

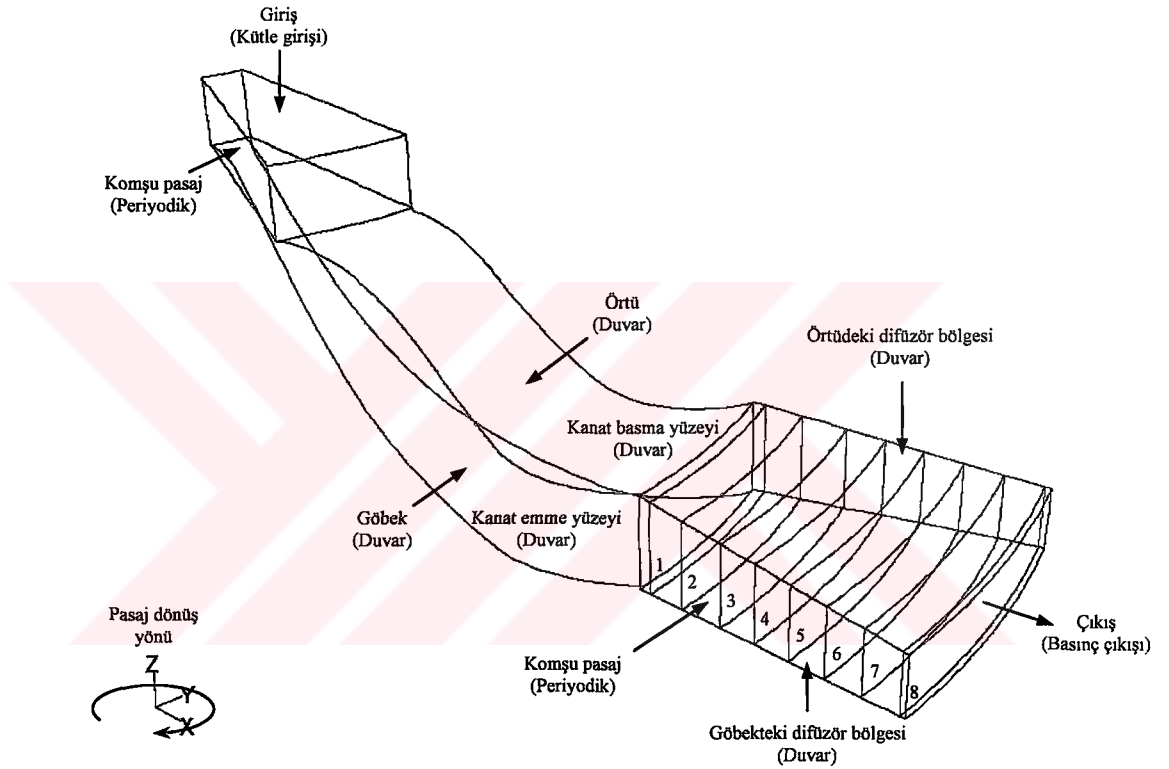
Difüzör çıkışında, giren akışkanının basınç kazanımı bilinmediğinden dolayı, bu sınır şartı kullanılmıştır. Yani difüzör çıkışında, akışkan burada bir dış akıştan farklı olarak kendisinin sahip olduğu kadar basınca sahip olan bir akışkan ile karşılaşmaktadır. Difüzör çıkışına uygulanan sınır şartı Şekil 2.5'te verilmiştir.

### 2.3.5 Akışkan

Deney düzeneğinde kullanılan akışkan havadır. Fakat teorik çözümlerlerde düşük hızla akan hava ideal gaz kabul edilebilir. Sayısal çözümlerde çözülen denklemlere enerji denkleminin ilave edilebilmesi açısından, akışkan olarak hava, ideal gaz kabul edilmiştir.

### 2.3.6 Diğer Kabuller

Sayısal çalışma üç farklı kütleli debi değerinde gerçekleştirilmiştir. Bu kütleli debi değerleri kompresörden akan tüm akışkanın değil, yalnızca bir ölçüm pasajına karşılık gelen (19 adet kanat arasında toplam 19 pasaj mevcuttur), yani iki kanat arasında akan akışkanın kütleli debi değeridir. Bu değerler sırasıyla 0.132 kg/s, 0.142 kg/s ve 0.152 kg/s olarak alınmıştır. Analiz sırasında akımın kararlı olduğu kabul edilmiştir.



Şekil 2.5. Akış alanına uygulanan sınır şartları ve radyal ölçüm istasyonları.

### 2.4 Türbülans Modeli

Akışkanlar mekaniği dalında eğer problem turbo makine ise o zaman çözümde kesinlikle bir türbülans modeline yer vermek gerekir. Makine içerisinde akış birçok etkilere maruz kalmaktadır. Bir pompa çalışıyor ise basınç değerlerine, kompresör çalışıyor ise sıcaklık ve basınç değerlerine, türbin çalışıyor ise hız değerlerine özellikle dikkat etmek gerekir. Bu karmaşık akış fiziği için bir türbülans modeli kullanılması gerekmektedir.

Daha önceki yapılan sayısal çalışmalarda, turbo makine problemleri için çoğunlukla k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Bu modelin tercih edilmesinin tercihin en büyük sebebi, diğer modellere nazaran daha yakınsak ve değişik problemlere cevap verebilme kapasitesinin oldukça geniş

olmasıdır. FLUENT programında 3 çeşit k-ε modeli vardır. Bu çalışmada standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Bu modelde kullanılan denklemler aşağıdaki gibidir.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \quad (2.13)$$

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (2.14)$$

Bu denklemlerde k, türbülans kinetik enerjisi; ε, kayıp oranını; G<sub>k</sub>, ortalama hız gradyanından kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimini; G<sub>b</sub>, kaldırma gücünden kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimini; Y<sub>M</sub>, sıkıştırılabilir türbülans genişlemenin değişiminin genel kayıp oranına etkisini; σ<sub>k</sub> ve σ<sub>ε</sub> parametreleri sırasıyla k ve ε için Prandtl sayılarını ve μ<sub>t</sub> ise türbülans viskozitesini gösterir. Bu iki denklem k ve ε değerlerini bulmak için çözülür. Bu iki değer arasındaki bağıntı ise denklem (2.15) ile ifade edilmiştir.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.15)$$

Bu üç denklem için geriye kalan parametreler standart k-ε türbülans modeli için katsayıları gösterir. Bu modelde C<sub>1ε</sub> = 1.44, C<sub>2ε</sub> = 1.92, C<sub>3ε</sub> = C<sub>μ</sub> = 0.09, σ<sub>k</sub> = 1.0, σ<sub>ε</sub> = 1.3 değerleri kullanılmaktadır.

## **BÖLÜM III**

### **SAYISAL ÇALIŞMA SONUÇLARI**

Buradaki amaç, kompresör karakteristiklerini anlamaktır. Teorik ve deneysel verileri inceleyerek kompresör karakteristiklerinin nicel değerlerini görüp performans kısıtlamaları belirlenecektir. Daha sonraki aşamalarda şu anada kullanılan tasarım teknikleri gözden geçirilmesi tasarlanmaktadır.

Eksenel akışlı kompresörlerde akışkan, dönme eksenine paralel olarak akar. Rotor kanadı veya dönen kanatlar (blade), akışkanı hızlandırır. Rotor kanat sırasını izleyen stator kanatları veya sabit kanatlar (vane) ise akışkanı yavaşlatır. Eksenel akış kompresörler çok kademeli yapıya sahiptir. Kademe sayısı, istenen basınç oranına bağlıdır. Eksenel akış kompresörlerde basınç, çıkış kademesine doğru artarken eksenel hız, aşağı yukarı sabit kalır ve akış kesit alanı azalır.

Radyal kompresörlerde ise akış bir çark (impeller) tarafından eksenel doğrultuda basılır. Çark, akışkanı hızlandırırken difüzör yavaşlatır ve istenen basınç artışını temin eder.

Turbo makinelerde, momentum ve Euler denklemlerinin kullanılış formları Ek 3'te verilmiştir.

Santrifüj kompresörlerin toplam verimliliği çark ve difüzörün iyi tasarımına eşit olarak bağlıdır. Çark girişinde akış düzenli, bununla beraber difüzörde, çarktan çıkan akışın üç boyutlu oluşundan dolayı düzensiz bir akış söz konusudur. Oysa difüzör, düzensiz akış hızı ve akış yönünden kaynaklanan kinetik enerjiyi azaltarak basıncın yükselmesini sağlamalıdır.

Bu sayısal çalışma sonucunda elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

### **3.1 Vanasız Difüzörler**

#### **3.1.1 Vanasız Konik Duvarlı Difüzör**

##### **3.1.1.1 Dizayn Noktası Altındaki Çözümleme Sonuçları**

Vanasız konik duvarlı difüzör üzerinde, dizayn noktası altındaki 0.132 kg/s kütleli debisi ile yapılan sayısal çalışmalar sonucunda, çark girişinden, difüzör çıkışına kadar statik basınç yükselmektedir. Çark çıkışı ile difüzör girişi arasında basınçta bir miktar değişim oluşur. Bu da kanat ucu etkisi olarak yorumlanabilir. Çarkın dönüş yönüne göre çark kanadının önünde oluşan dinamik basınç değerleri çark çıkışına doğru yükselir ve beklendiği gibi çarktan çıktıktan sonra ise difüzör çıkışına doğru azalma eğilimine girer. Çünkü harekete bağlı olan dinamik basınç, statik basınca dönüşmektedir. Toplam basınç değişimi ise, çark çıkışında düşmeye başlayan dinamik basınç değerlerindeki değişimin fazla olması nedeniyle, statik basıncın artmasına karşın, çark çıkışı ile difüzör çıkışı arasında azalır.

Çark içerisinde radyal yönde merkezkaç kuvveti ile hızı artırılan akışkanın daha sonra hızı azaltılarak basıncının artırılması ilkesine göre çalışan santrifüj kompresörlerde, çark çıkışına kadar

artan bir eğilim sergileyen mutlak hız değeri, çark çıkışı ile difüzör çıkışı arasında azalarak, akışkanın kinetik enerjisi statik basınca dönüşür. Yine çark içerisinde merkezkaç kuvvet etkisindeki akışkanın, çark çıkışına kadar, açılma hız ve yarıçapın fonksiyonu olan radyal hızı artmaktadır. Çark çıkışından sonra difüzöre giren akışkan kinetik enerjisini kaybederek, hızı difüzör çıkışına kadar düşmektedir.

### 3.1.1.1.1 Radyal Hız Dağılımları

Vanasız konik duvarlı difüzör için, dizayn noktası altında, 8 adet istasyonda elde edilen radyal hız konturları Şekil 3.1’de verilmiştir.

İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat ardında oluşan kanat izi denilen düşük radyal hızlı bölge kanadın hemen ardında emme bölgesinde kendini göstermektedir. Burada hız vektörlerinin ileri doğru hareket etmeyip yani yararlı hız vektörlerine katılmayıp, kendi içerisinde çevrinti hareketi yapmaktadır. Bu etki blade wake (kanat izi) etkisi olarak bilinmektedir. Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde katı duvar sınır şartı dolayısıyla meydana gelen sınır tabaka ayrılmasından dolayı, negatif radyal hız değerine sahip kısımlar görülmektedir.

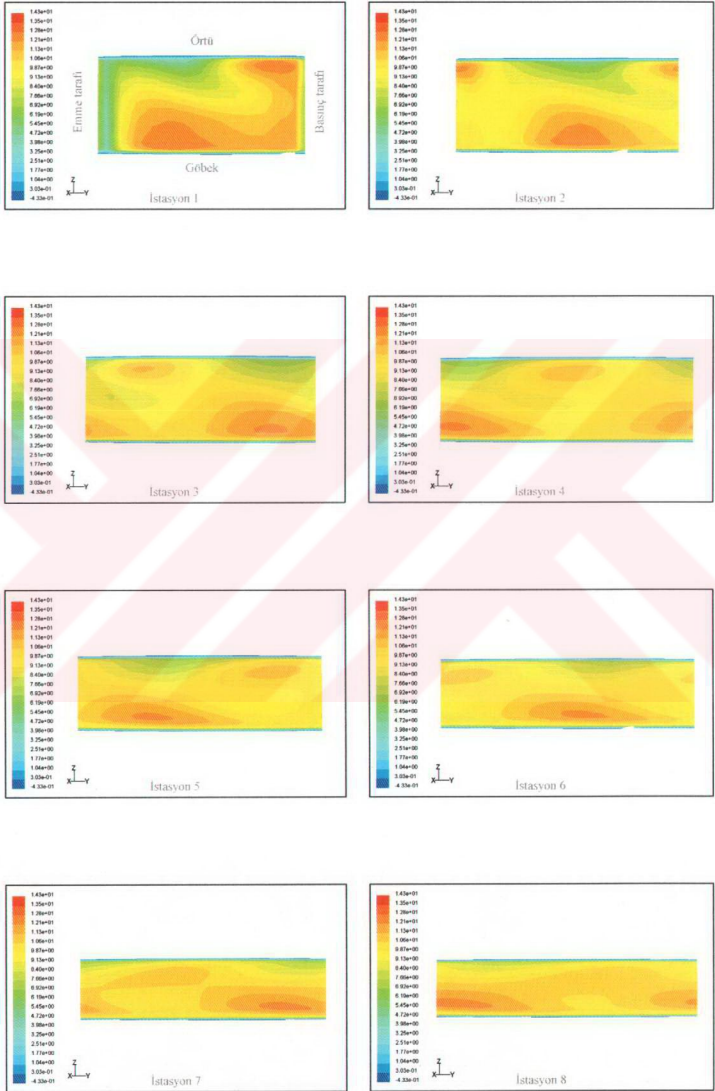
Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgeleri belirgin olarak gözlenmektedir. 1. istasyonda iki adet jet akış mevcut olup bu jetlerden göbeğe yakın olanın daha geniş bir bölgede etkisini gösterdiği söylenebilir. Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yitirdiği kolaylıkla görülebilmektedir. Difüzör pasajının konikliği ile sınır tabaka ayrılmalarından dolayı oluşacak ikincil akış kayıplarının önüne geçilebilir. Fakat etkili bir yavaşlama sağlanamadığından dolayı faydalı basınç artışının fazla olması beklenemez.

Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda kendini göstermektedir. Yalnızca wake tipi akış yapısının örtü bölgesine yakın olduğuna dikkat etmek gerekmektedir. Radyal mesafeye bağlı olan radyal hız değerlerinin, difüzör içerisinde ilerlerken değerinin azalmasının sebebi olarak, çarktan çıkan akışkanın santrifüj kuvvet etkisinden kurtulması olduğu gayet açık ifade edilebilir.

1 numaralı istasyondan, 8 numaralı istasyona doğru ilerledikçe jet-wake akış yapısının, çark dönüş yönüne göre ters yönde hareketinin gözlemlenmesine bağlı olarak, “çark içerisinde santrifüj kuvvetin etkisinde olan akış, çarktan çıktıktan sonra difüzör içerisinde viskoz kuvvet etkisi altına girmektedir” sonucuna varılır.

Jet-wake akış yapısı ve çark kanadının sebep olduğu wake (kanat izi) açıkça görülmektedir. Burada akış aşırı derece düzensizdir. Pasaj wake örtü bölgesinin basma bölgesinde, kanat wake ise emme bölgesinde açıkça görülmektedir. Kanadın örtü bölgesindeki hızlar arasında büyük farklılık söz konusudur. Ayrıca bu istasyonda ters akışlardan kaynaklanan wake bölgesi mevcuttur. Çark içerisinde duvarlarda sınır tabaka ayrılmalarından kaynaklanan kuvvetli ikincil akışlar, örtü bölgesi ile emme bölgesinin kesiştiği kısımda birikerek kuvvetli ikincil akışlar meydana gelir.





Şekil 3.1. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki radyal hızlar (m/s).



### 3.1.1.1.2 Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları

Vanasız konik duvarlı difüzör için, dizayn noktası altında, 8 adet istasyonda elde edilen türbülans kinetik enerji dağılımına ait konturlar Şekil 3.2'de verilmiştir.

İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat izine ait bölgede yüksek denilecek miktarda türbülans kinetik enerjinin varlığı dikkat çekmektedir. Yine kanadın sebep olduğu yüksek türbülans kinetik enerji değerleri, kanat ardında yani emme bölgesinde görülmektedir. Wake bölgelerinin meydana geldiği kısımlarda yüksek türbülans kinetik enerjilerine neden olan sebep, akışa katılmayan ikincil akışlardır. Bu nedenle de momentum azalmasının sonucu duvarlarda ters basınç gradyanlarından kaynaklanan sınır tabaka ayrılmalarının gerçekleşmesi türbülans kinetik enerjilerin artmasına sebep olur.

Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde türbülans kinetik enerji değerlerinin en yüksek değerlere ulaştığı söylenebilir.

Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgelerini bir arada barındıran örtü bölgesinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksekliği dikkat çekicidir.

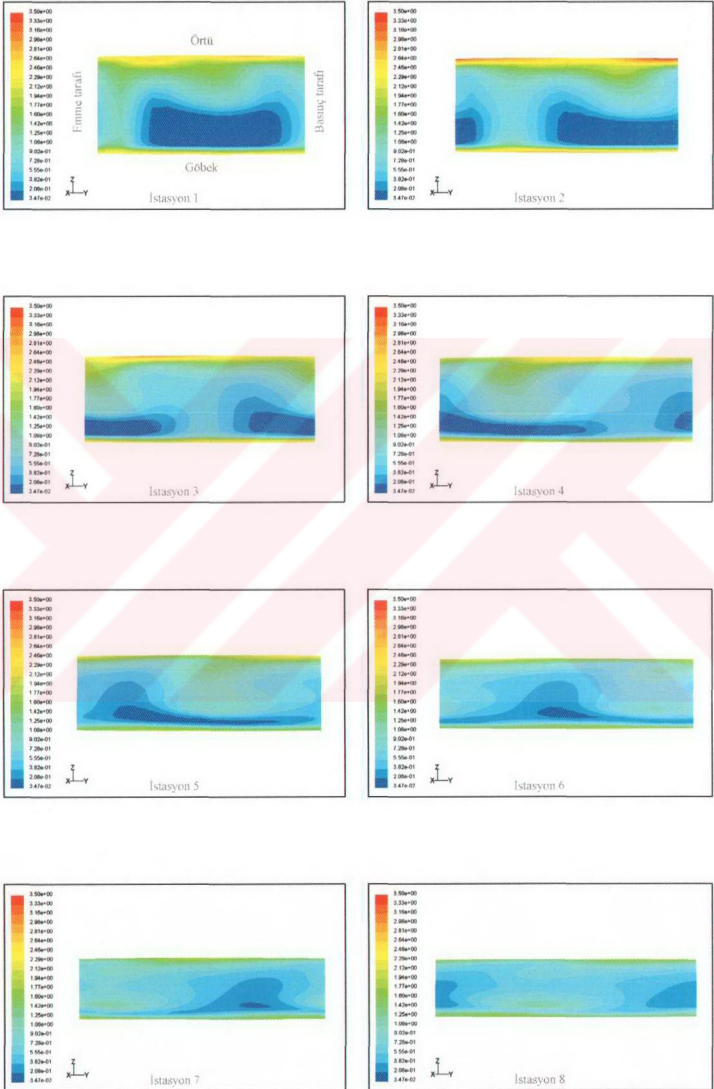
Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yavaş yavaş yitirdiği halde son istasyona kadar kanat izinin var oluşu tespit edilmiştir.

Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda görüntülenen türbülans kinetik enerji dağılımlarında da kolaylıkla görülebilmektedir.

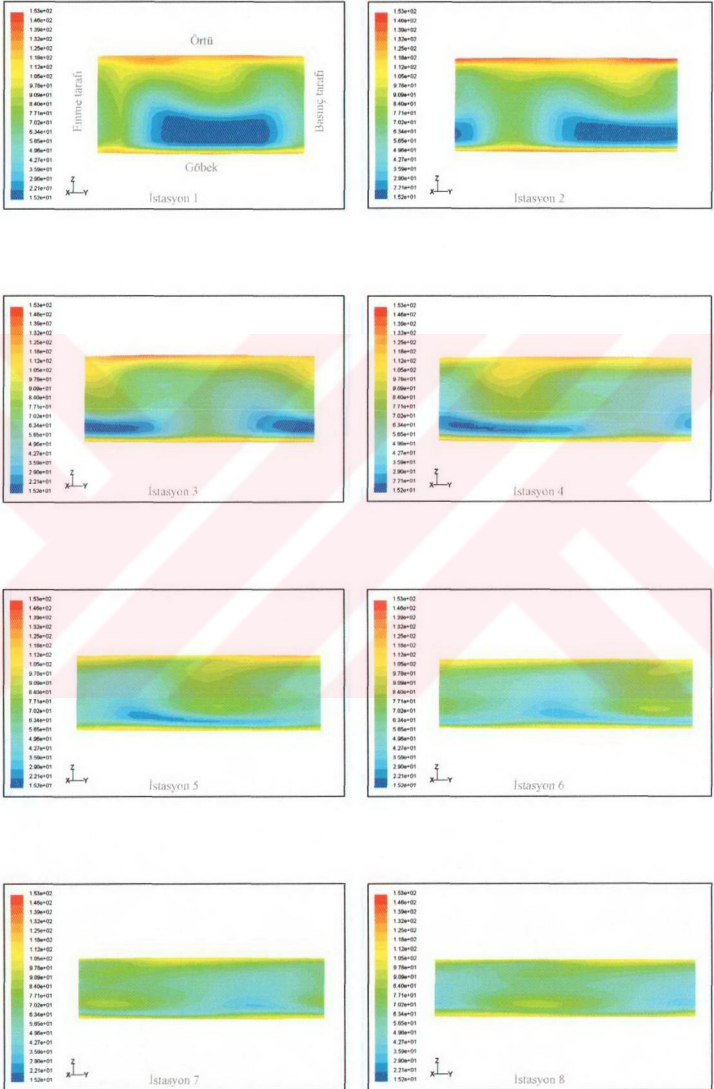
Türbülans kinetik enerji değerlerinin düşük olduğu bölge, 1 numaralı istasyonda daha geniş bir bölge iken ilerleyen istasyonlarda ise dağılmaya başladığı ve etkisini tüm pasaj üzerinde gösterdiği net olarak gözlemlenmektedir. Türbülans kinetik enerji değerlerinin ölçüm istasyonları boyunca ilerlemesi ve dağılması faydalı basınç artışı azaltmaktadır.

Yukarıdaki sonuçların ışığında, “difüzör kayıplarının temel nedeni olan kanat izinin, kinetik enerji dağılımının yüksekliğine doğrudan katkısı bulunduğu ve kompresör çarkının kanatları tarafından oluşturulan kanat izinin difüzör kayıplarını artırdığı” sonucu çıkarılabilir.

Şekil 3.3'de ise difüzör üzerinde oluşturulan radyal istasyonlarda elde edilen kinetik enerji dağılımını çok daha net göstermekte olan türbülans yoğunlukları verilmiştir.



Şekil 3.2. Dizajn noktası altında ( $m = 0.132$  kg/s) vanasız konik duvarlı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ).



Şekil 3.3. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%).

### 3.1.1.2 Dizayn Noktasındaki Çözümleme Sonuçları

Vanasız konik duvarlı difüzör üzerinde, dizayn noktasındaki 0.142 kg/s kütleli debisi ile yapılan sayısal çalışmalar sonucunda, çark girişinde negatif olan statik basınç değeri, difüzör çıkışına kadar yükselir. Çarkın dönüş yönüne göre çark kanadının önünde oluşan dinamik basınç değerleri çark çıkışına doğru yükselir fakat difüzör içerisinde pasajlar boyunca azalma eğilimine girer. Bunun sebebi, dinamik basıncın, statik basınca dönüşmesidir. Toplam basınç değişimi, dinamik basınç değerlerindeki değişimin etkisiyle, çark çıkışı ile difüzör çıkışı arasında azalmıştır. Ayrıca santrifüj kompresörlerde gerçekleşen akış yapısına baktığımızda, düşük basınçlı bölgeden yüksek basınçlı bölgeye yayılan akış yapısı, akış için zor bir durumdur.

Merkezkaç kuvveti ile çark içerisinde hızı artırılan akışkanın daha sonra hızı azaltılarak basıncı artırılır. Akışkanın çark çıkışına kadar artan mutlak hızı, difüzör çıkışına kadar azalır. Radyal hız değişimi de mutlak hızla aynı davranışı sergilediği söylenebilir.

#### 3.1.1.2.1 Radyal Hız Dağılımları

Vanasız konik duvarlı difüzör için, dizayn noktasında, 8 adet istasyonda elde edilen radyal hız konturları Şekil 3.4'de verilmiştir.

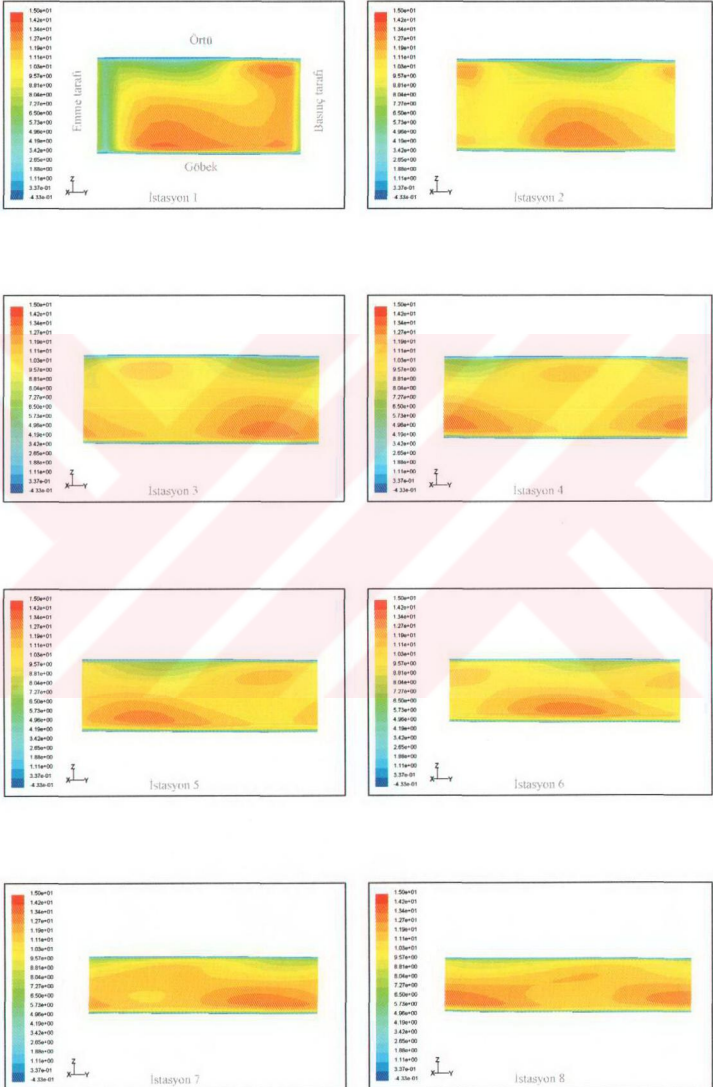
İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat ardında oluşan kanat izi denilen düşük radyal hızlı bölge kanadın emme bölgesinde kendini göstermektedir. 0.132 kg/s kütleli debi değeri ile elde edilen 1. istasyondaki konturlar ile karşılaştırma sonucu, wake bölgesinin daha geniş bir bölgede hakim olduğu söylenebilir. Ayrıca konturların benzerliği mevcuttur. Fakat jet bölgelerine bakıldığında, radyal hızlarda artan kütleli debi değeri ile birlikte artış olduğu görülmektedir.

Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde katı duvar sınır şartı dolayısıyla meydana gelen sınır tabaka ayrılmasından dolayı, negatif radyal hız değerine sahip kısımlar görülmektedir. Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgeleri belirgin olarak gözlenmektedir.

Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yitirdiği kolaylıkla görülebilmektedir. Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda kendini göstermektedir.

Yalnızca wake tipi akış yapısının örtü bölgesine yakın olduğuna dikkat etmek gerekmektedir.

Radyal mesafeye bağlı olan radyal hız değerlerinin, difüzör içerisinde ilerlerken değerinin azalmasının sebebi olarak, çarktan çıkan akışkanın santrifüj kuvvet etkisinden kurtulması olduğu gayet açık ifade edilebilir. 1 numaralı istasyondan, 8 numaralı istasyona doğru ilerledikçe jet-wake akış yapısının, çark dönüş yönüne göre ters yönde hareketinin gözlemlenmesine bağlı olarak, "çark içerisinde santrifüj kuvvetin etkisinde olan akış, çarktan çıktıktan sonra difüzör içerisinde viskoz kuvvet etkisi altına girmektedir" sonucuna varılır.



Şekil 3.4. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki radyal hızlar (m/s).



### 3.1.1.2.2 Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları

Vanasız konik duvarlı difüzör için, dizayn noktasında, 8 adet istasyonda elde edilen türbülans kinetik enerji dağılımına ait konturlar Şekil 3.5'de verilmiştir.

İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat izine ait bölgede yüksek denilecek miktarda türbülans kinetik enerjinin varlığı dikkat çekmektedir. Yine kanadın sebep olduğu yüksek türbülans kinetik enerji değerleri, kanat ardında yani emme bölgesinde görülmektedir.

Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde türbülans kinetik enerji değerlerinin en yüksek değerlere ulaştığı söylenebilir.

Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgelerini bir arada barındıran örtü bölgesinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksekliği dikkat çekicidir. Kütleli debi değerinin artışına bağlı olarak türbülans kinetik enerji değerlerindeki azalma dikkat çekicidir. Fakat kütleli debi değerindeki artış ile dizayn noktası debisine yaklaştığı unutulmamalıdır. Yani dizayn noktasından uzaklaştıkça kayıpların artmasıyla verim değerinin azalması beklenen ve gerçekçi bir sonuçtur.

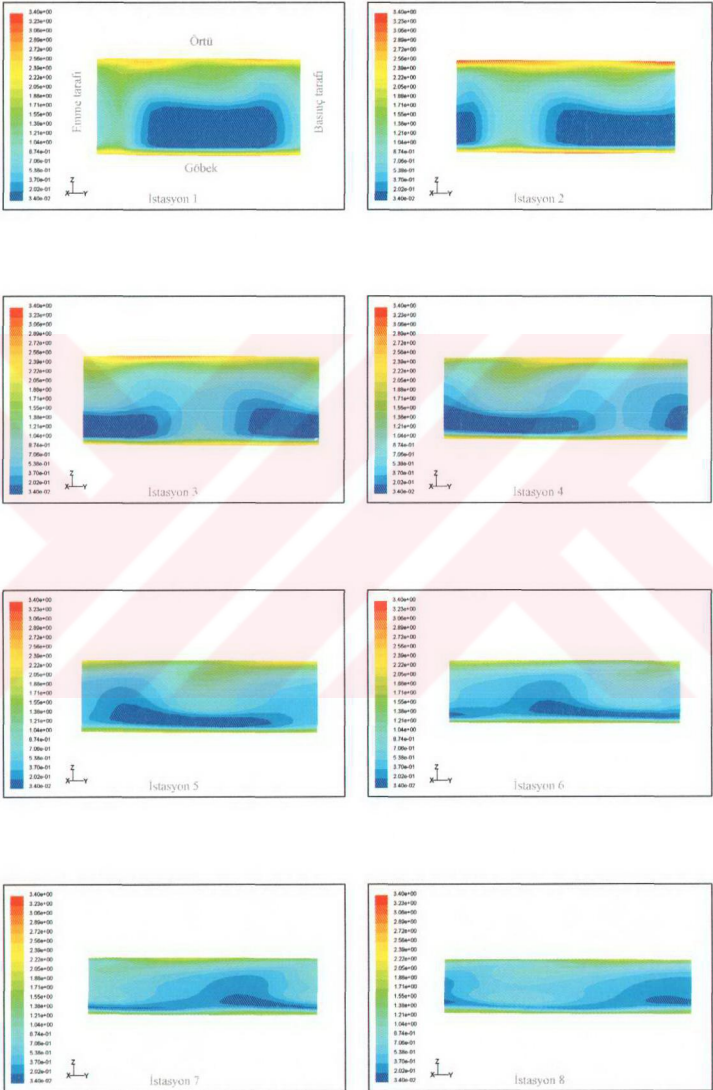
Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yavaş yavaş yitirdiği halde son istasyona kadar kanat izinin var oluşu tespit edilmiştir. Bu durumun, difüzör duvarlarının konikliğinden kaynaklandığı söylenebilir.

Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda görüntülenen türbülans kinetik enerji dağılımlarında da kolaylıkla görülebilmektedir.

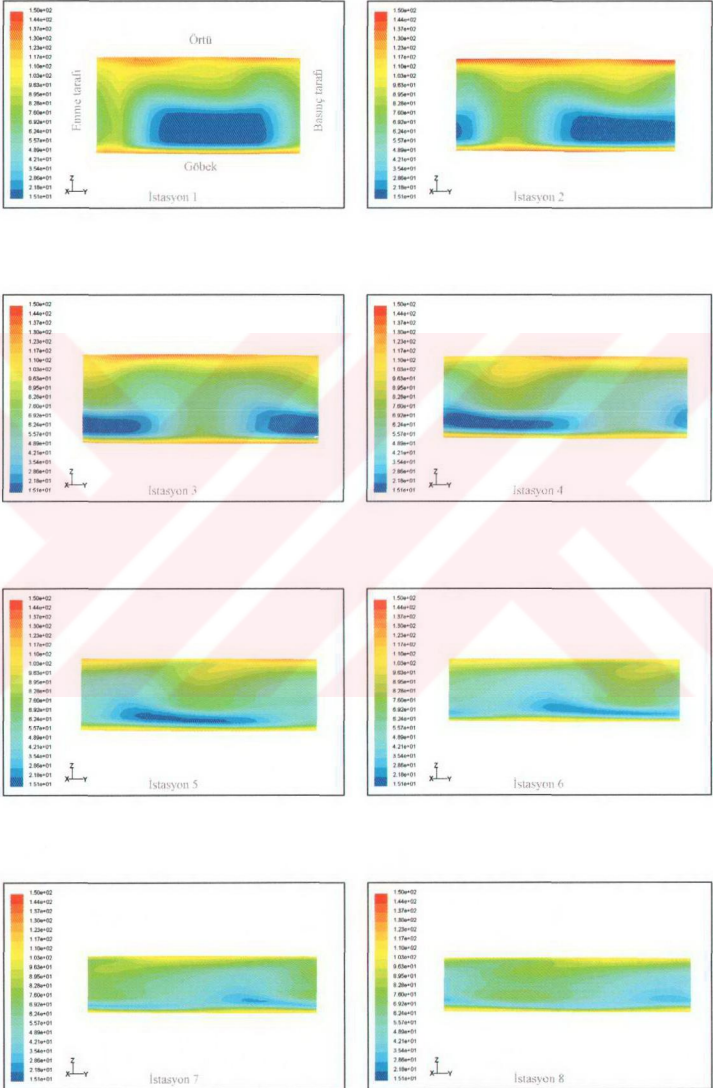
Türbülans kinetik enerji değerlerinin düşük olduğu bölge, 1 numaralı istasyonda daha geniş bir bölge iken ilerleyen istasyonlarda ise dağılmaya başladığı ve etkisini tüm pasaj üzerinde gösterdiği net olarak gözlemlenmektedir.

Yukarıdaki sonuçların ışığında, “difüzör kayıplarının temel nedeni olan kanat izinin, kinetik enerji dağılımının yüksekliğine doğrudan katkısı bulunduğu ve kompresör çarkının kanatları tarafından oluşturulan kanat izinin difüzör kayıplarını artırdığı” sonucu çıkarılabilir.

Şekil 3.6’da ise difüzör üzerinde oluşturulan radyal istasyonlarda elde edilen kinetik enerji dağılımını çok daha net göstermekte olan türbülans yoğunlukları verilmiştir. Türbülans yoğunluklarının son istasyonlarda pasaj ortalarındaki hakimiyetinin, artan kütleli debi değeri için azaldığı görülmektedir.



Şekil 3.5. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ).



Şekil 3.6. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%).



### 3.1.1.3 Dizayn Noktası Üzerindeki Çözümleme Sonuçları

Vanasız konik duvarlı difüzör üzerinde, dizayn noktası üstündeki 0.152 kg/s kütleli debisi ile yapılan sayısal çalışmalar sonucunda, statik basınç değeri, difüzör çıkışına kadar yükselir. Dinamik basınç değerleri çark çıkışından sonra azalır. Çünkü kanat ucunda bulunan hava, ataleti nedeniyle kanat ile birlikte hareket etmeye isteksizdir. Bundan dolayı kanat basma yüzeyindeki dinamik basınç değeri çark çıkışına kadar artar. Fakat difüzörde dinamik basınçtaki azalma, statik basınçtaki artışa oranla çok büyüktür. Bu nedenle de toplam basınç değeri ise dinamik basınçtaki değişime benzer bir değişim gösterir.

Mutlak hız değerimiz, difüzör içerisinde azalır. Radyal hız, çark içerisinde artarken, çarktan çıktıktan sonra azalır.

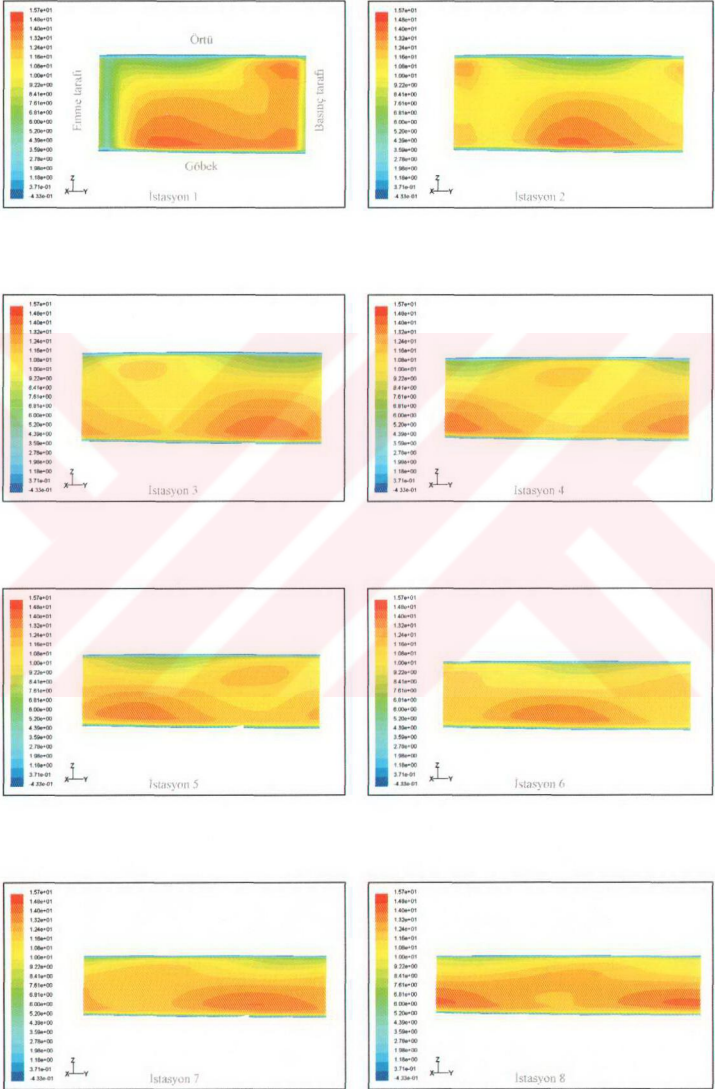
#### 3.1.1.3.1 Radyal Hız Dağılımları

Vanasız konik duvarlı difüzör için, dizayn noktası üstündeki, 8 adet istasyonda elde edilen radyal hız konturları Şekil 3.7'de verilmiştir.

İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, tüm modellerde olduğu gibi 1 numaralı istasyonda, kanat ardında oluşan kanat izi denilen düşük radyal hızlı bölge kanadın emme bölgesinde kendini göstermektedir. Emme tarafındaki bu akış ayrılmaları (kopmaları) çarkın yayma kapasitesini düşürür ve çark çıkışında oldukça bozulmuş hız profillerine yol açar. Bozulmuş bu hız profilleri özellikle konik duvarlı difüzörde tüm istasyonlar boyunca etkisini göstermekte ve statik basınç artışını sınırlamaktadır.

Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde katı duvar sınır şartı dolayısıyla meydana gelen sınır tabaka ayrılmasından dolayı, negatif radyal hız değerine sahip kısımlar görülmektedir. Kompresör verimliliğinin uç boşluğunun artmasıyla düştüğü deneysel çalışmalarda gözlenmiştir. Bu durum da çark çıkışında (difüzör girişinde) faydalı basınç artışında bir miktar düşüşe yol açmaktadır. Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgeleri belirgin olarak gözlenmektedir.

Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yitirdiği kolaylıkla görülebilmektedir. Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda kendini göstermektedir. Yalnızca wake tipi akış yapısının örtü bölgesine yakın olduğuna dikkat etmek gerekmektedir. Radyal mesafeye bağlı olan radyal hız değerlerinin, difüzör içerisinde ilerlerken değerinin azalmasının sebebi olarak, çarktan çıkan akışkanın santrifluj kuvvet etkisinden kurtulması olduğu gayet açık ifade edilebilir. 1 numaralı istasyondan, 8 numaralı istasyona doğru ilerledikçe jet-wake akış yapısının, çark dönüş yönüne göre ters yönde hareketinin gözlemlenmesine bağlı olarak, “çark içerisinde santrifluj kuvvetin etkisinde olan akış, çarktan çıktıktan sonra difüzör içerisinde viskoz kuvvet etkisi altına girmektedir” sonucuna varılır.



Şekil 3.7. Dizajn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki radyal hızlar (m/s).

### 3.1.1.3.2 Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları

Vanasız konik duvarlı difüzör için, dizayn noktası üstünde, 8 adet istasyonda elde edilen türbülans kinetik enerji dağılımına ait konturlar Şekil 3.8'de verilmiştir.

İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat izine ait bölgede yüksek denilecek miktarda türbülans kinetik enerjinin varlığı dikkat çekmektedir. Yine kanadın sebep olduğu yüksek türbülans kinetik enerji değerleri, kanat ardında yani emme bölgesinde görülmektedir. Dikkat edilmesi gereken bir husus, çevrinti boyutunun debinin artışı ile azalması ve çevrintinin yerinin tasarımı dışı durumlarda değişmesi olmuştur.

Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde türbülans kinetik enerji değerlerinin en yüksek değerlere ulaştığı söylenebilir. Bu artışlara neden olan ikincil akışlar, santrifüj kompresör çarkının çıkış yüzeyinde, çevrintinin pozisyonunu büyük bir şekilde etkilemiştir.

Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgelerini bir arada barındıran örtü bölgesinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksekliği dikkat çekicidir.

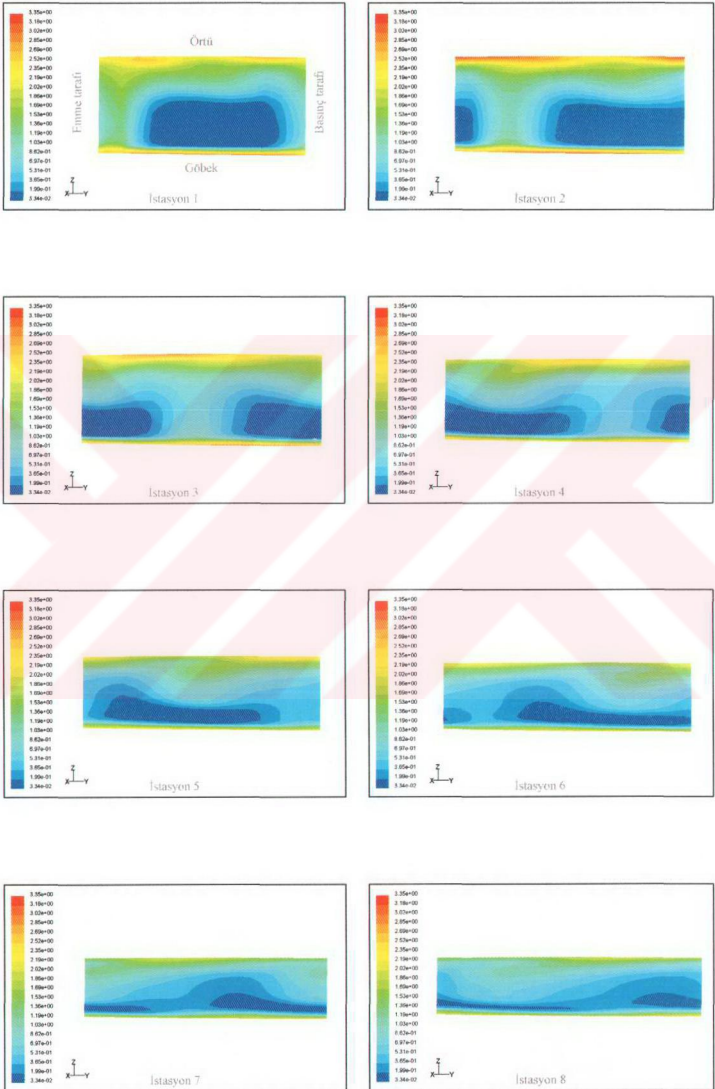
Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yavaş yavaş yitirdiği halde son istasyona kadar kanat izinin var oluşu tespit edilmiştir.

Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda görüntülenen türbülans kinetik enerji dağılımlarında da kolaylıkla görülebilmektedir. Geriye dönmek kanatlar, kanattan kanada olan basınç gradyanının düşmesine sebep olan, kanattan kanat alanına değişen akış çizgisini artırmıştır ve bu da ikincil akışlardaki azalama ile birlikte türbülans kinetik enerjilerde azalmaya dolayısıyla kayıplardaki azalmaya sebebiyet vermişlerdir.

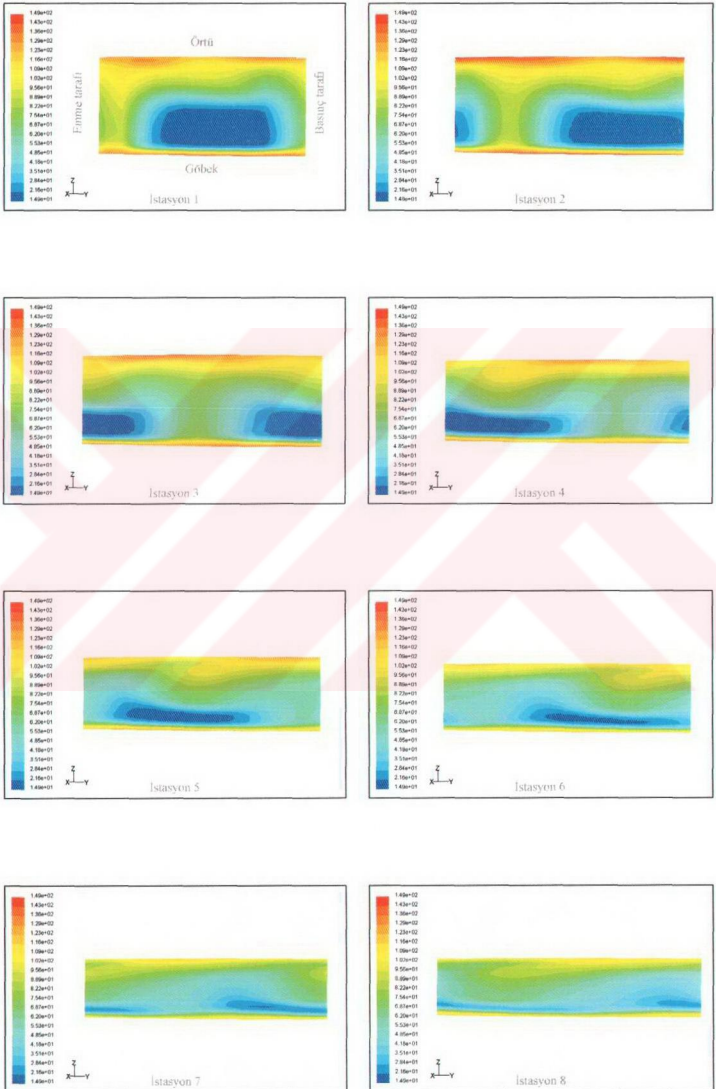
Türbülans kinetik enerji değerlerinin düşük olduğu bölge, 1 numaralı istasyonda daha geniş bir bölge iken ilerleyen istasyonlarda ise dağılmaya başladığı ve etkisini tüm pasaj üzerinde gösterdiği net olarak gözlemlenmektedir.

Yukarıdaki sonuçların ışığında, "difüzör kayıplarının temel nedeni olan kanat izinin, kinetik enerji dağılımının yüksekliğine doğrudan katkısı bulunduğu ve kompresör çarkının kanatları tarafından oluşturulan kanat izinin difüzör kayıplarını artırdığı" sonucu çıkarılabilir.

Şekil 3.9'da ise difüzör üzerinde oluşturulan radyal istasyonlarda elde edilen kinetik enerji dağılımını çok daha net göstermekte olan türbülans yoğunlukları verilmiştir.



Şekil 3.8. Dizajn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ).



Şekil 3.9. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152$  kg/s) vanasız konik duvarlı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%).



### 3.1.2 Vanasız Paralel Duvarlı Difüzör

#### 3.1.2.1 Dizayn Noktası Altındaki Çözümleme Sonuçları

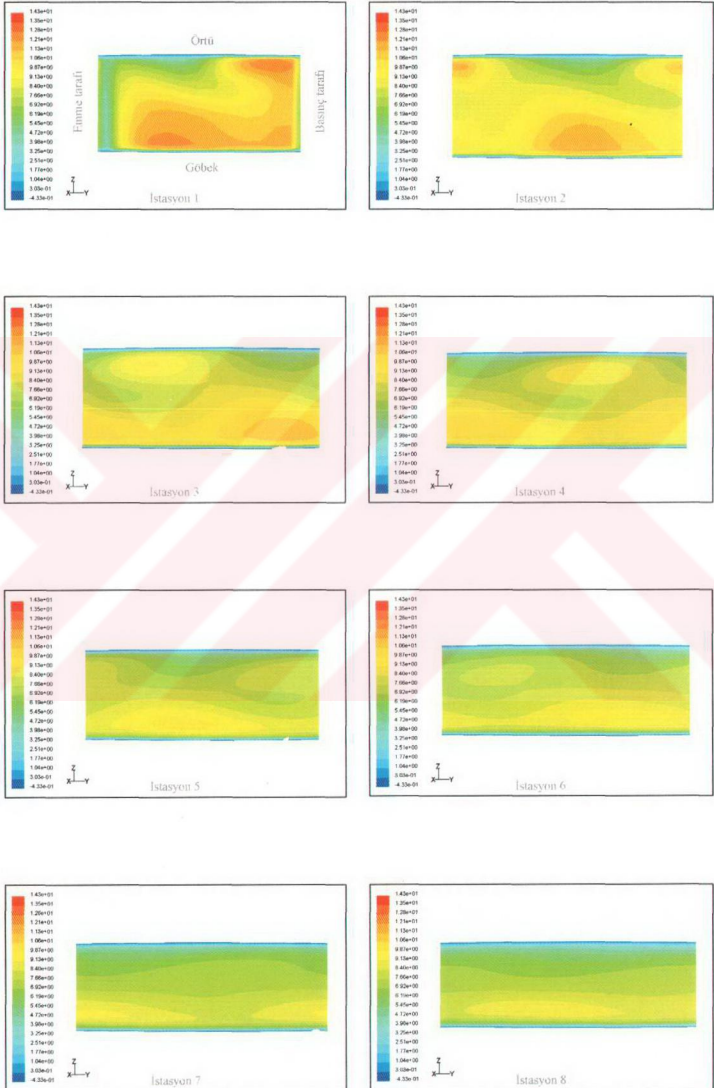
Vanasız paralel duvarlı difüzör üzerinde, dizayn noktası altındaki 0.132 kg/s kütleli debisi ile yapılan sayısal çalışmalar sonucunda, fiziksel büyüklüklerimizin değişimi, vanasız konik duvarlı difüzörde elde edilen yargılara paraleldir.

##### 3.1.2.1.1 Radyal Hız Dağılımları

Vanasız paralel duvarlı difüzör için, dizayn noktası altında, 8 adet istasyonda elde edilen radyal hız konturları Şekil 3.10'da verilmiştir.

Çark pasajı, bir tanesi emme tarafında saat yönünün tersine doğru olacak şekilde, diğeri göbek yakınına doğru basma tarafında daha güçsüz olup saat yönünde dönen iki vorteks içermektedir. Bunlar, pasaj döngüsü sonucu oluşan koryolis kuvvetleri ve eksenselden radyala geçiş sebebi ile oluşan santrifüj kuvvetleri sonucunda ortaya çıkmışlardır. İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat ardında oluşan kanat izi denilen düşük radyal hızlı bölge kanadın emme bölgesinde kendini göstermektedir. Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde katı duvar sınır şartı dolayısıyla meydana gelen sınır tabaka ayrılmasından dolayı, negatif radyal hız değerine sahip kısımlar görülmektedir. Buna rağmen, geriye dönük çark verimliliği, radyal çarkıninkine göre örtüdeki daha az sınır tabaka ayrılması yüzünden daha fazla olacağı söylenebilir. Çünkü emme yüzeyinde meydana gelecek, sınır tabaka kalınlığı artışı, kanat emme yüzeyinin eğriliği ile dengeleneceği düşünülmektedir. Geriye dönük kanatlar, kanattan kanada olan basınç gradyanının düşmesine sebep olan, kanattan kanat alanına değişen akış çizgisini artırmıştır ve bu da ikincil akışlardaki azalma dolayısıyla kayıplardaki azalmaya sebebiyet vermişlerdir. Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgeleri belirgin olarak gözlenmektedir. Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yitirdiği kolaylıkla görülebilmektedir.

Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda kendini göstermektedir. Yalnızca wake tipi akış yapısının örtü bölgesine yakın olduğuna dikkat etmek gerekmektedir. Radyal mesafeye bağlı olan radyal hız değerlerinin, difüzör içerisinde ilerlerken değerinin azalmasının sebebi olarak, çarktan çıkan akışkanın santrifüj kuvvet etkisinden kurtulması olduğu gayet açık ifade edilebilir. 1 numaralı istasyondan, 8 numaralı istasyona doğru ilerledikçe jet-wake akış yapısının, çark dönüş yönüne göre ters yönde hareketinin gözlemlenmesine bağlı olarak, "çark içerisinde santrifüj kuvvetin etkisinde olan akış, çarktan çıktıktan sonra difüzör içerisinde viskoz kuvvet etkisi altına girmektedir" sonucuna varılır. Çevrintinin şiddeti ve yeri çark geometrisi, çalışma koşulu ve hızı ile değişmektedir. Bu durum açıkça konturlardan gözlemlenmektedir.



Şekil 3.10. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) vanasız paralel duvarlı difüzördeki radyal hızlar (m/s).

### 3.1.2.1.2 Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları

Vanasız paralel duvarlı difüzör için, dizayn noktası altında, 8 adet istasyonda elde edilen türbülans kinetik enerji dağılımına ait konturlar Şekil 3.11’de verilmiştir.

İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat izine ait bölgede yüksek denilecek miktarda türbülans kinetik enerjinin varlığı dikkat çekmektedir. Yine kanadın sebep olduğu yüksek türbülans kinetik enerji değerleri, kanat ardında yani emme bölgesinde görülmektedir.

Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde türbülans kinetik enerji değerlerinin en yüksek değerlere ulaştığı söylenebilir. Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgelerini bir arada barındıran örtü bölgesinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksekliği dikkat çekicidir. Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yavaş yavaş yitirdiği halde son istasyona kadar kanat izinin var oluşu tespit edilmiştir.

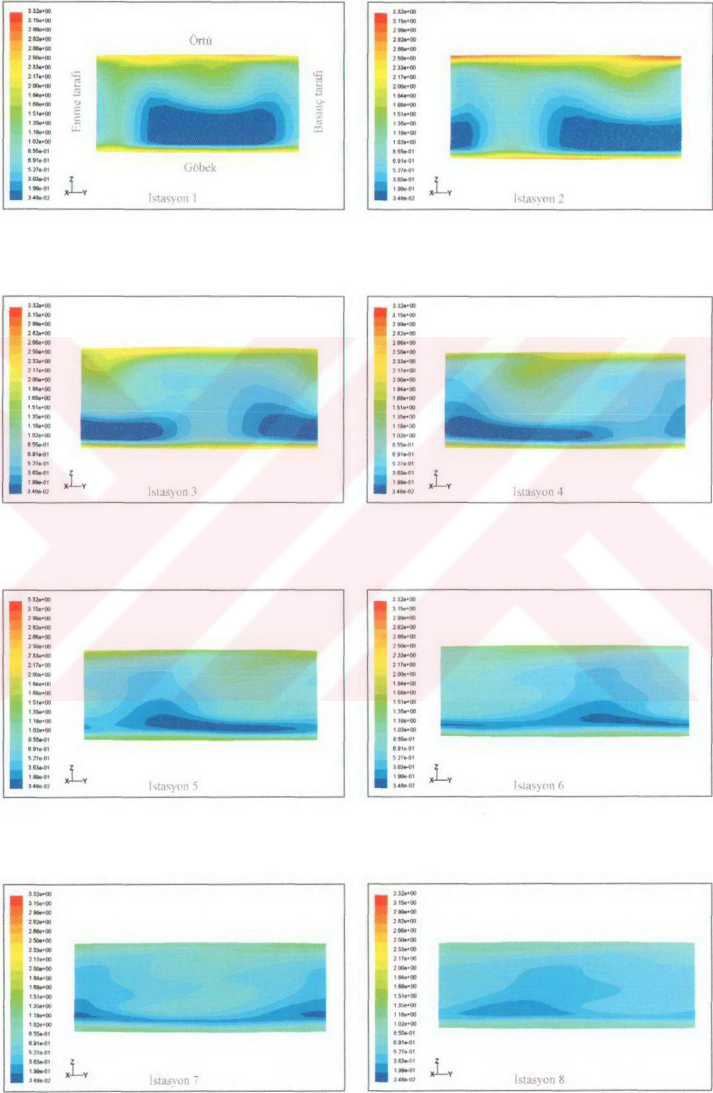
Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda görüntülenen türbülans kinetik enerji dağılımlarında da kolaylıkla görülebilmektedir. Konik duvarlı difüzöre nazaran daha küçük türbülans kinetik enerjileri göze çarpmaktadır. Bunun sebebi ise daha düşük radyal hızlardır. Kanat izi de buna bağlı olarak daha çabuk etkisini kaybetmektedir.

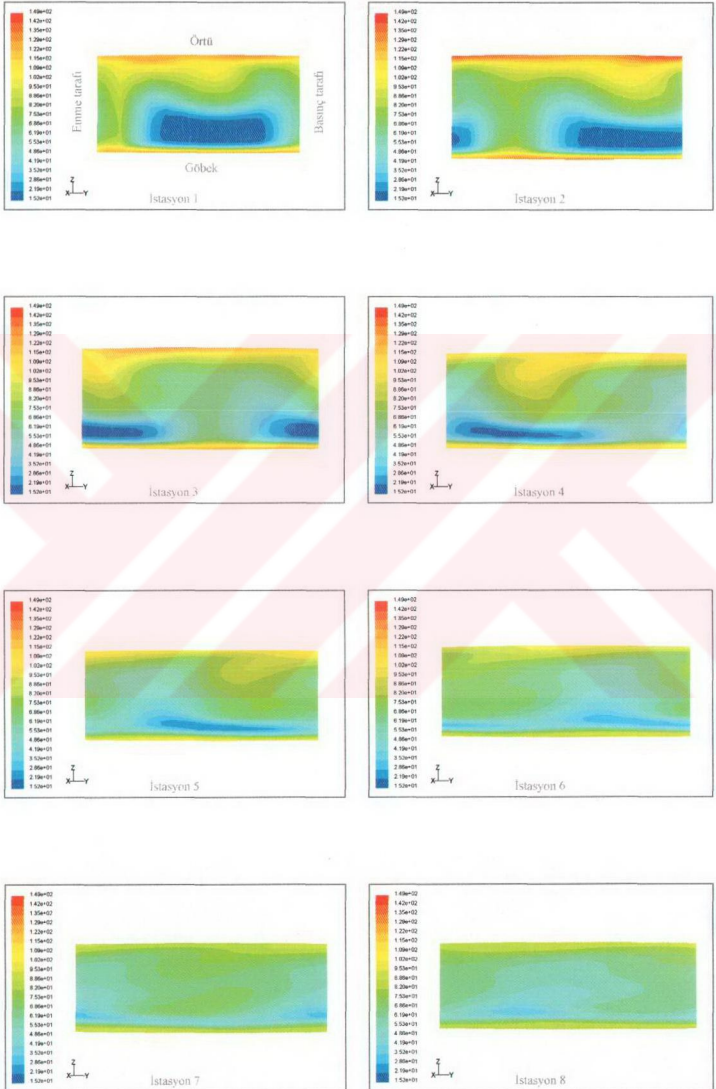
Türbülans kinetik enerji değerlerinin düşük olduğu bölge, 1 numaralı istasyonda daha geniş bir bölge iken ilerleyen istasyonlarda ise dağılmaya başladığı ve etkisini tüm pasaj üzerinde gösterdiği net olarak gözlemlenmektedir.

Yukarıdaki sonuçların ışığında, “difüzör kayıplarının temel nedeni olan kanat izinin, kinetik enerji dağılımının yüksekliğine doğrudan katkısı bulunduğu ve kompresör çarkının kanatları tarafından oluşturulan kanat izinin difüzör kayıplarını artırdığı” sonucu çıkarılabilir. Çark çıkışında, akış yüksek mutlak hız değerine sahiptir. Bundan dolayı, çark çıkışında yer alan difüzörün görevi, kinetik enerjisi düşürmek ve böylelikle statik basıncı artırmaktır. Bu yüzden iyi bir difüzör tasarımı gerekmektedir. Bu ifadeden hareketle, konik duvarlı difüzöre nazaran paralel duvarlı difüzörlerin verim değerine olumlu katkı yaptığı söylenebilir.

Şekil 3.12’de ise difüzör üzerinde oluşturulan radyal istasyonlarda elde edilen kinetik enerji dağılımını çok daha net göstermekte olan türbülans yoğunlukları verilmiştir.







### 3.1.2.2 Dizayn Noktasındaki Çözümleme Sonuçları

Vanasız paralel duvarlı difüzör üzerinde, dizayn noktasındaki 0.142 kg/s kütleli debisi ile yapılan sayısal çalışmaya ait sonuçlar aşağıda verilmiştir.

#### 3.1.2.2.1 Radyal Hız Dağılımları

Vanasız paralel duvarlı difüzör için, dizayn noktasında, 8 adet istasyonda elde edilen radyal hız konturları Şekil 3.13'de verilmiştir.

Çark çıkışından, akışın eksele simetrik olduğu yarıçapa kadar olan statik basınç artışı, radyal momentum değişimine, duvar sürtünme kuvvetinin radyal bileşenine ve dairesel kontrol hacmine etki eden santrifluj kuvvetin büyüklüğüne bağlıdır. Bu nedenle de difüzör duvarlarında ve çark çıkışında kanat ardında radyal hızlar oldukça düşüktür. İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat ardında oluşan kanat izi denilen düşük radyal hızlı bölge kanadın emme bölgesinde kendini göstermektedir.

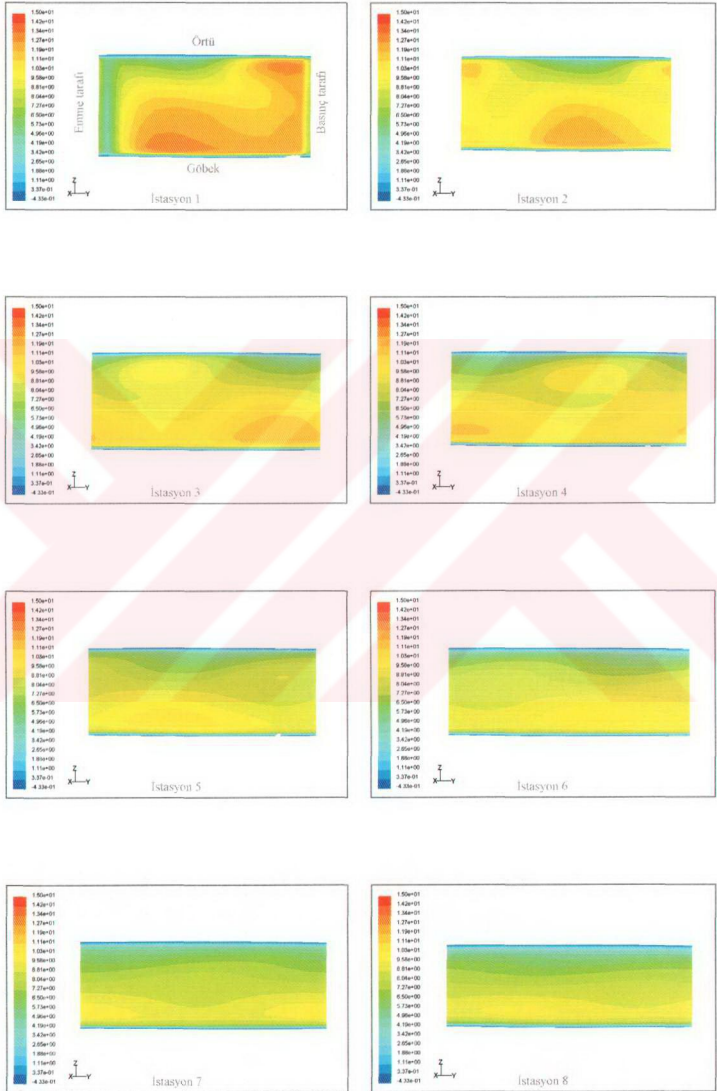
Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde katı duvar sınır şartı dolayısıyla meydana gelen sınır tabaka ayrılmasından dolayı, negatif radyal hız değerine sahip kısımlar görülmektedir.

Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgeleri belirgin olarak gözlenmektedir. Radyal sonlanan birçok çarkta, içsel yayılmanın artması bağlı ve mutlak hızın azalmasına sebebiyet vermiştir. Dolayısıyla, difüzördeki yayılmanın gelişimi, sadece çarkın verimini artırmaz, aynı zamanda difüzör verimliliğini de artırır ve dolayısıyla da bütün sisteme olumlu etki yapar. Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yitirdiği kolaylıkla görülebilmektedir.

Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda kendini göstermektedir. Yalnızca wake tipi akış yapısının örtü bölgesine yakın olduğuna dikkat etmek gerekmektedir. Çark çıkışındaki bu karmaşık akış yapısı dolayısıyla çark çıkışı akışı modellemesi, aynı zamanda akışın kararsız olması sebebi ile zordur.

Radyal mesafeye bağlı olan radyal hız değerlerinin, difüzör içerisinde ilerlerken değerinin azalmasını sebebi olarak, çarktan çıkan akışkanın santrifluj kuvvet etkisinden kurtulması olduğu gayet açık ifade edilebilir.

1 numaralı istasyondan, 8 numaralı istasyona doğru ilerledikçe jet-wake akış yapısının, çark dönüş yönüne göre ters yönde hareketinin gözlemlenmesine bağlı olarak, "çark içerisinde santrifluj kuvvetin etkisinde olan akış, çarktan çıktıktan sonra difüzör içerisinde viskoz kuvvet etkisi altına girmektedir" sonucuna varılır. Dikkat etmek gerekir ki, konik duvarlı difüzöre göre aynı kütleli debi değeri için özellikle 4. istasyondan itibaren düzenli bir hız dağılımı ile birlikte statik basınç artışı daha iyi gerçekleşmiştir.



Şekil 3.13. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) vanasız paralel duvarlı difüzördeki radyal hızlar (m/s).

### 3.1.2.2.2 Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları

Vanasız paralel duvarlı difüzör için, dizayn noktasında, 8 adet istasyonda elde edilen türbülans kinetik enerji dağılımına ait konturlar Şekil 3.14'de verilmiştir.

İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat izine ait bölgede yüksek denilecek miktarda türbülans kinetik enerjinin varlığı dikkat çekmektedir. Yine kanadın sebep olduğu yüksek türbülans kinetik enerji değerleri, kanat ardında yani emme bölgesinde görülmektedir.

Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde türbülans kinetik enerji değerlerinin en yüksek değerlere ulaştığı söylenebilir.

Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgelerini bir arada barındıran örtü bölgesinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksekliği dikkat çekicidir.

Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yavaş yavaş yitirdiği halde son istasyona kadar kanat izinin var oluşu tespit edilmiştir.

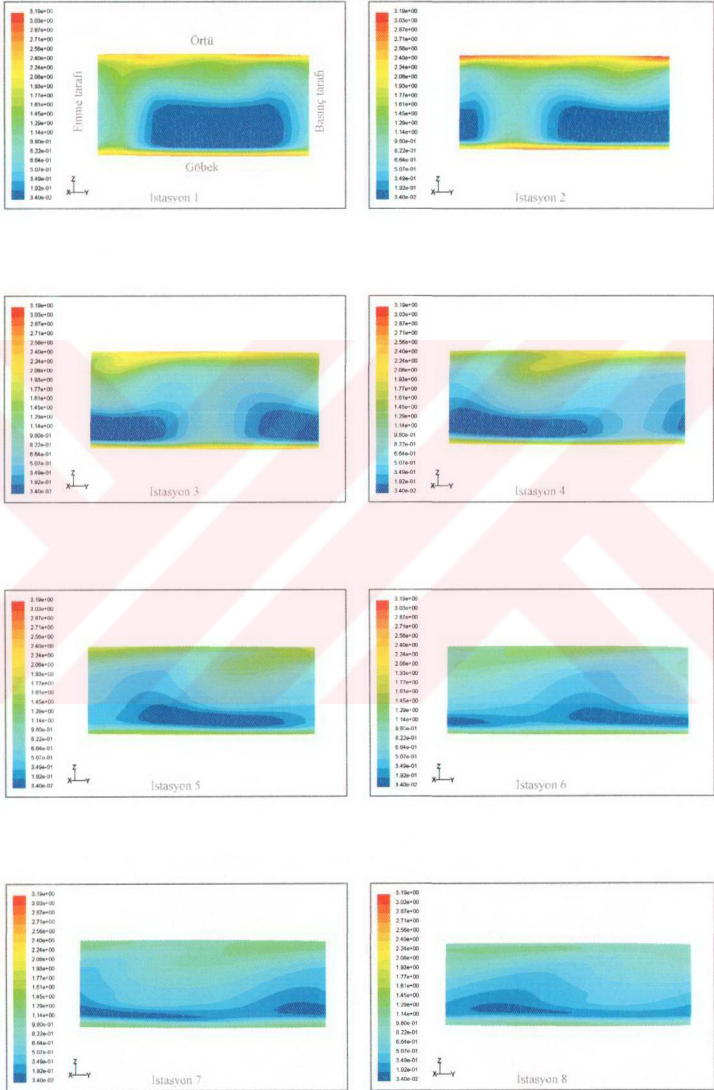
Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda görüntülenen türbülans kinetik enerji dağılımlarında da kolaylıkla görülebilmektedir.

Türbülans kinetik enerji değerlerinin düşük olduğu bölge, 1 numaralı istasyonda daha geniş bir bölge iken ilerleyen istasyonlarda ise dağılmaya başladığı ve etkisini tüm pasaj üzerinde gösterdiği net olarak gözlemlenmektedir.

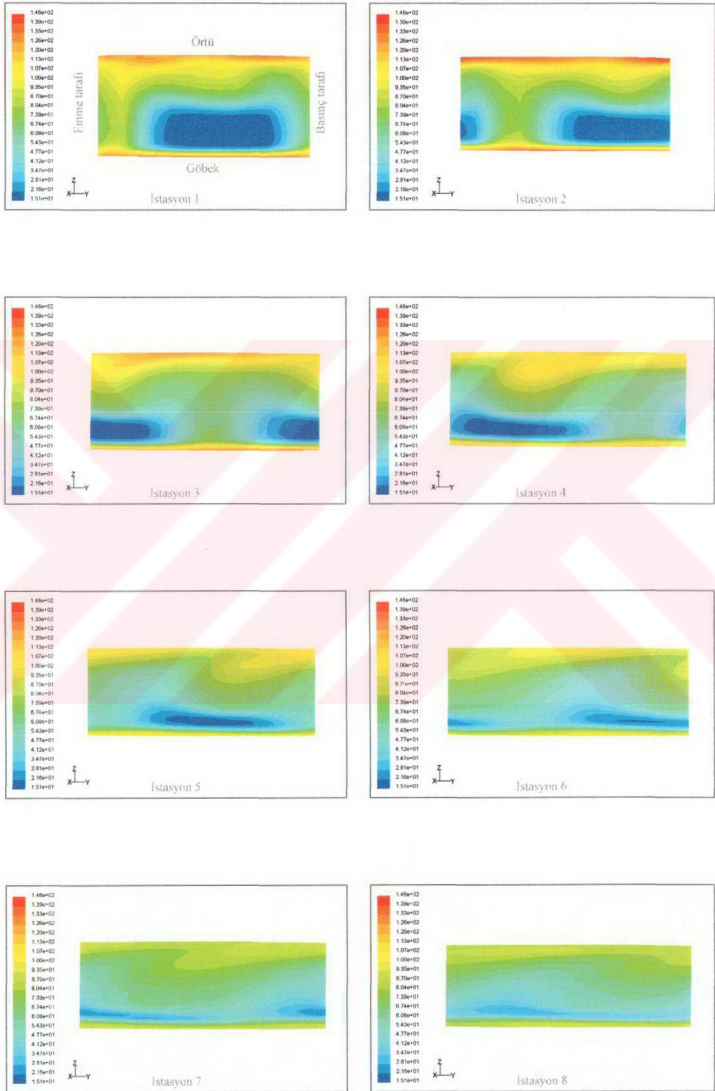
Yukarıdaki sonuçların ışığında, "difüzör kayıplarının temel nedeni olan kanat izinin, kinetik enerji dağılımının yüksekliğine doğrudan katkısı bulunduğu ve kompresör çarkının kanatları tarafından oluşturulan kanat izinin difüzör kayıplarını artırdığı" sonucu çıkarılabilir. Emme tarafındaki akış ayrılmaları (kopmaları) çarkın yayma kapasitesini düşürür ve çark çıkışında oldukça bozulmuş hız profillerine yol açar. Bu da türbülans kinetik enerjilerin ve buna bağlı olarak türbülans yoğunluğunun artmasına sebep olur.

Şekil 3.15'de ise difüzör üzerinde oluşturulan radyal istasyonlarda elde edilen kinetik enerji dağılımını çok daha net göstermekte olan türbülans yoğunlukları verilmiştir.





Şekil 3.14. Dizajn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ).



Şekil 3.15. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) vanasız konik duvarlı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%).

### 3.1.2.3 Dizayn Noktası Üzerindeki Çözümleme Sonuçları

Vanasız paralel duvarlı difüzör üzerinde, dizayn noktası üstündeki 0.152 kg/s kütleli debisi ile yapılan sayısal çalışma sonuçları aşağıda verilmiştir.

#### 3.1.2.3.1 Radyal Hız Dağılımları

Vanasız paralel duvarlı difüzör için, dizayn noktası üzerinde, 8 adet istasyonda elde edilen radyal hız konturları Şekil 3.16'da verilmiştir.

İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat ardında oluşan kanat izi denilen düşük radyal hızlı bölge kanadın emme bölgesinde kendini göstermektedir.

Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde katı duvar sınır şartı dolayısıyla meydana gelen sınır tabaka ayrılmasından dolayı, negatif radyal hız değerine sahip kısımlar görülmektedir.

Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgeleri belirgin olarak gözlenmektedir.

Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yitirdiği kolaylıkla görülebilmektedir.

Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda kendini göstermektedir.

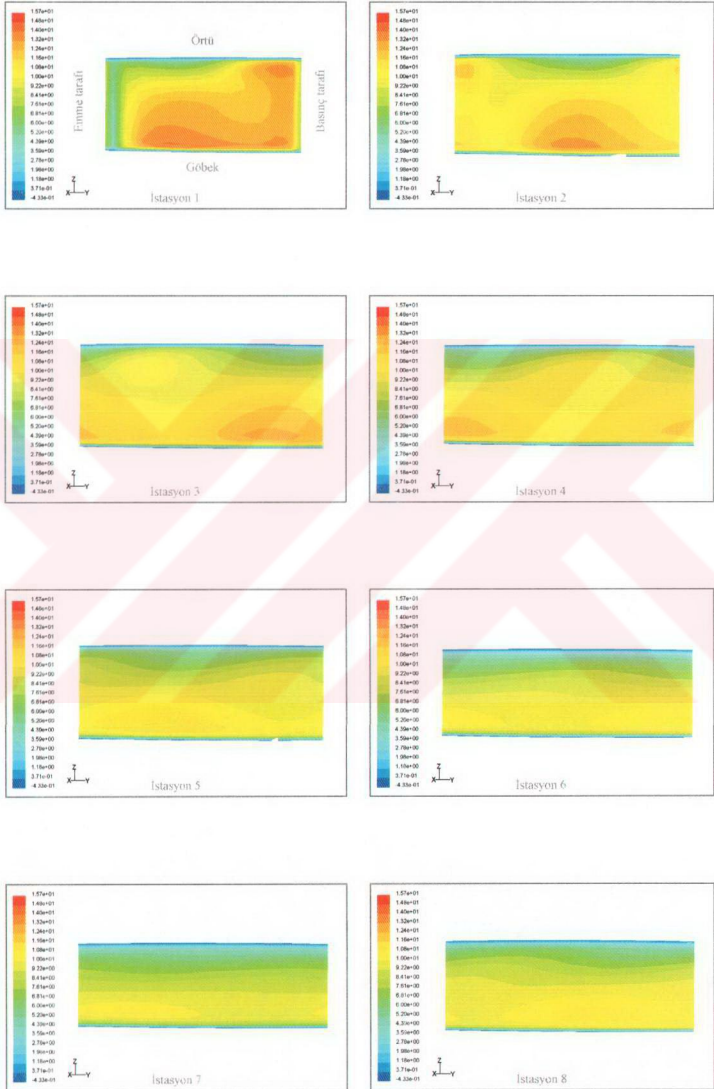
Yalnızca wake tipi akış yapısının örtü bölgesine yakın olduğuna dikkat etmek gerekmektedir.

Radyal mesafeye bağlı olan radyal hız değerlerinin, difüzör içerisinde ilerlerken değerinin azalmasının sebebi olarak, çarktan çıkan akışkanın santrifluj kuvvet etkisinden kurtulması olduğu gayet açık ifade edilebilir.

1 numaralı istasyondan, 8 numaralı istasyona doğru ilerledikçe jet-wake akış yapısının, çark dönüş yönüne göre ters yönde hareketinin gözlemlenmesine bağlı olarak, "çark içerisinde santrifluj kuvvetin etkisinde olan akış, çarktan çıktıktan sonra difüzör içerisinde viskoz kuvvet etkisi altına girmektedir" sonucuna varılır.

Çevrinti boyutunun debinin artışı ile azalması ve çevrintinin yerinin tasarım dışı durumlarda değiştiği rahatlıkla söylenebilir. İkincil akışlar, santrifluj kompresör çarkının çıkış yüzeyinde, çevrintinin pozisyonunu büyük bir şekilde etkilemiştir. Çark pasajı, bir tanesi emme tarafında saat yönünün tersine doğru olacak şekilde, diğeri göbek yakınına doğru basma tarafında daha güçsüz olup saat yönünde dönen iki vorteks içermektedir. Bu durum Şekil 4.2'de açıkça görülmektedir. Bunlar, pasaj döngüsü sonucu oluşan koryolis kuvvetleri ve eksenselden radyala geçiş sebebi ile oluşan santrifluj kuvvetleri sonucunda ortaya çıkmışlardır.





Şekil 3.16. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) vanasız paralel duvarlı difüzördeki radyal hızlar (m/s).

### 3.1.2.3.2 Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları

Vanasız paralel duvarlı difüzör için, dizayn noktası üstünde, 8 adet istasyonda elde edilen türbülans kinetik enerji dağılımına ait konturlar Şekil 3.17'de verilmiştir.

İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat izine ait bölgede yüksek denilecek miktarda türbülans kinetik enerjinin varlığı dikkat çekmektedir. Yine kanadın sebep olduğu yüksek türbülans kinetik enerji değerleri, kanat ardında yani emme bölgesinde görülmektedir.

Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde türbülans kinetik enerji değerlerinin en yüksek değerlere ulaştığı söylenebilir. Türbülans kinetik enerjinin yükselmesi, çark çıkışında akışkan parçacıklarının iç enerjisinin yükselmesine neden olur. Bu da difüzör içerisinde statik basınca dönüşecek kinetik enerjinin bir kısmının kaybolmasına neden olarak verimi düşmesine sebep olur.

Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgelerini bir arada barındıran örtü bölgesinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksekliği dikkat çekicidir.

Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yavaş yavaş yitirdiği halde son istasyona kadar kanat izinin var oluşu tespit edilmiştir.

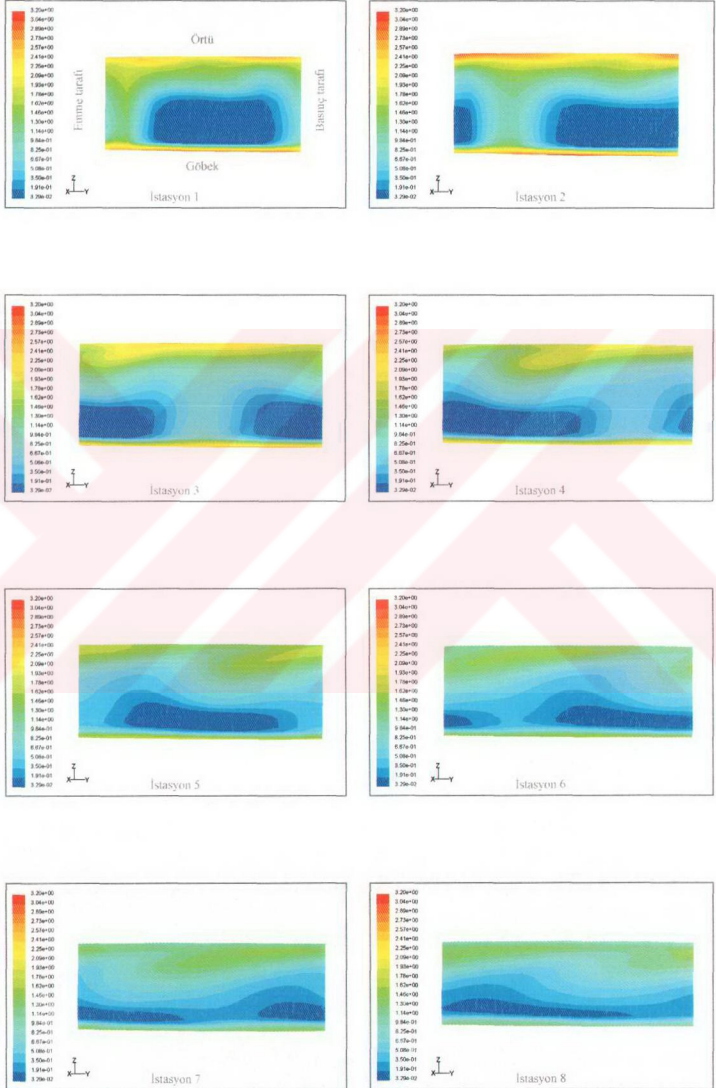
Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda görümlenen türbülans kinetik enerji dağılımlarında da kolaylıkla görülebilmektedir.

Türbülans kinetik enerji değerlerinin düşük olduğu bölge, 1 numaralı istasyonda daha geniş bir bölge iken ilerleyen istasyonlarda ise dağılmaya başladığı ve etkisini tüm pasaj üzerinde gösterdiği net olarak gözlemlenmektedir.

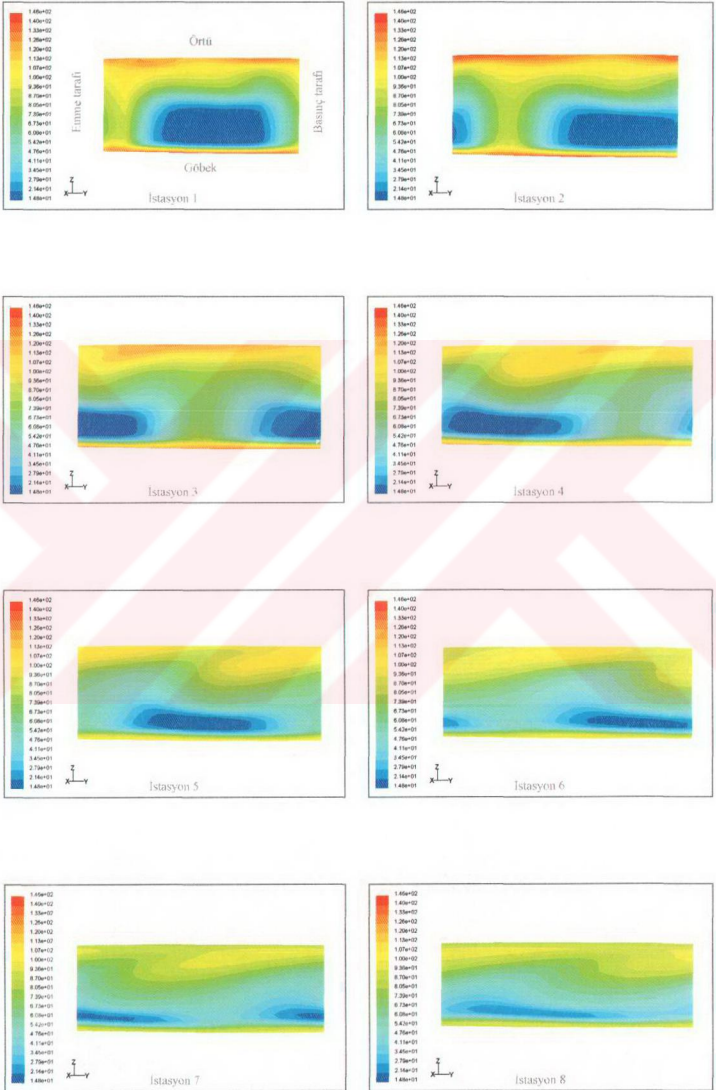
Yukarıdaki sonuçların ışığında, “difüzör kayıplarının temel nedeni olan kanat izinin, kinetik enerji dağılımının yüksekliğine doğrudan katkısı bulunduğu ve kompresör çarkının kanatları tarafından oluşturulan kanat izinin difüzör kayıplarını artırdığı” sonucu çıkarılabilir.

Geriye dönük kanatlar, kanattan kanada olan basınç gradyanının düşmesine sebep olan kanattan kanat alanına değişen akış çizgisini artırmıştır ve bu da ikincil akışlardaki azalma dolayısıyla kayıplardaki azalmaya sebebiyet vermişlerdir. Kayıpların azalması türbülans kinetik enerjilerin ve türbülans yoğunluğunun azalması anlamına gelmektedir.

Şekil 3.18'de ise difüzör üzerinde oluşturulan radyal istasyonlarda elde edilen kinetik enerji dağılımını çok daha net göstermekte olan türbülans yoğunlukları verilmiştir.



Şekil 3.17. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) vanaşız paralel duvarlı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ).



Şekil 3.18. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) vanasız paralel duvarlı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%).

## 3.2 Vanalı Difüzör

### 3.2.1 % 10 Kanat Pozisyonu

#### 3.2.1.1 Dizayn Noktası Altındaki Çözümleme Sonuçları

Vanalı difüzör üzerinde, vanalar arası kanat pozisyonunun % 10 olduğu durumda dizayn noktası altındaki 0.132 kg/s kütleli debisi ile yapılan sayısal çalışma sonuçları aşağıda verilmiştir.

##### 3.2.1.1.1 Radyal Hız Dağılımları

Vanalı difüzör için, dizayn noktası altında, 8 adet istasyonda elde edilen radyal hız konturları Şekil 3.19'da verilmiştir.

İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat ardında oluşan kanat izi denilen düşük radyal hızlı bölge vanalar arası kanat pozisyonuna bağlı olup, bu durum açıkça görülmektedir. Bir modelde, çark çıkışındaki kanatsız boşluk büyük ise, sınır tabakalar sıfır kalınlıktan yok olacak büyüklüğe ulaşabilir. Bu olay gerçekleştiğinde, izantropik akış çekirdeği artık olmayacaktır. Bu durumun yapılan tasarımlarda göz önünde bulundurulması gerektiği söylenebilir.

Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde katı duvar sınır şartı dolayısıyla meydana gelen sınır tabaka ayrılmasına bağlı olarak, negatif radyal hız değerine sahip kısımlar görülmektedir. Akışın, kanatlı difüzör giriş bölgesinde oldukça bozulmuş ve kararsız yapıda olduğu gözlemlenmiştir.

Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgeleri belirgin olarak gözlenmektedir. Yüksek akış oranlarında, akışın difüzör boğazına doğru ivmelenmesi gerektiği ve bunun boğulmaya yol açtığı fakat boğaz aşağısında kayıpların arttığı ortaya çıkmıştır. Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yitirdiği kolaylıkla görülebilmektedir.

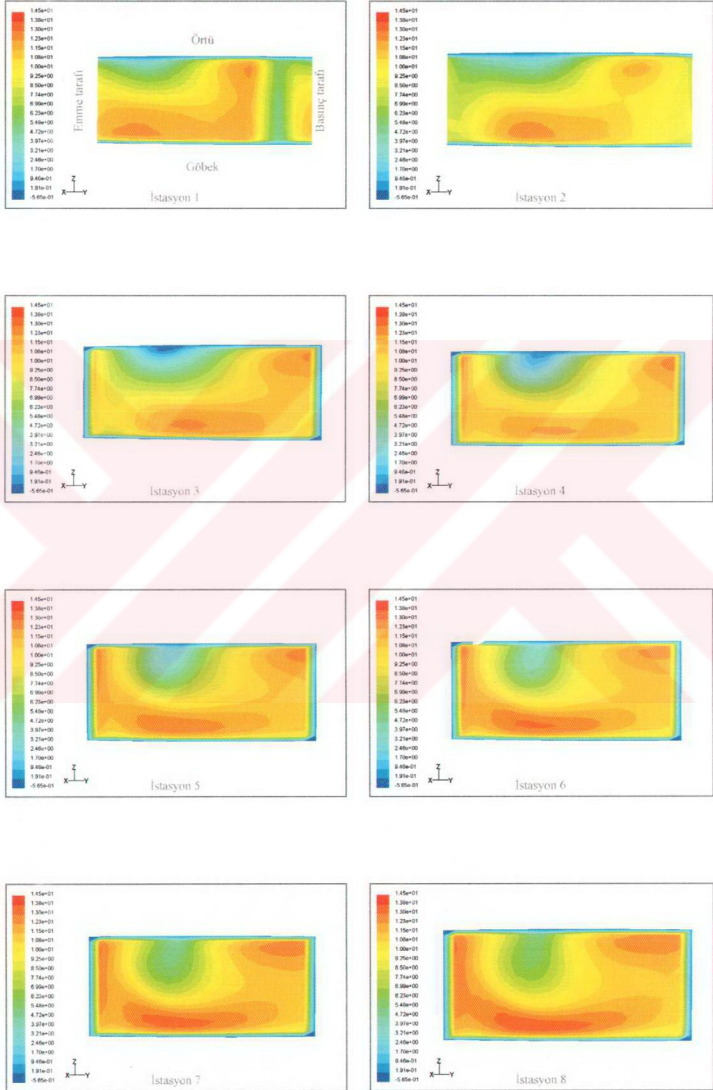
Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda kendini göstermektedir.

Yalnızca wake tipi akış yapısının örtü bölgesine yakın olduğuna dikkat etmek gerekmektedir.

Radyal mesafeye bağlı olan radyal hız değerlerinin, difüzör içerisinde ilerlerken değerinin vanası difüzörlere nazaran daha küçük değişimler göstermesinin sebebi olarak, vanalar arası kesit alanın istasyondan istasyona sabit kalmasıdır. Santrifluj kuvvet etkisinden kurtulan akışkan sabit difüzör vanalarına çarptığında katı duvar sınır şartına bağlı olarak, duvar yüzeylerinde hızın sıfıra indiği belirgin olarak görülmektedir.

1 numaralı istasyondan, 8 numaralı istasyona doğru ilerledikçe jet-wake akış yapısının, çark dönmüş yönüne göre ters yönde hareketinin gözlemlenmesine bağlı olarak, "çark içerisinde santrifluj kuvvetin etkisinde olan akış, çarktan çıktıktan sonra difüzör içerisinde viskoz kuvvet etkisi altına girmektedir" sonucuna varılır.





Şekil 3.19. Dizajn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) % 10 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki radyal hızlar (m/s).

### 3.2.1.1.2 Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları

Vanalı difüzör için, dizayn noktası altında, 8 adet istasyonda elde edilen türbülans kinetik enerji dağılımına ait konturlar Şekil 3.20’de verilmiştir.

İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat izinin türbülans kinetik enerji varlığına katkısı dikkat çekmektedir. Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksek değerlere ulaştığı söylenebilir. Güçlü ters akışlar, akış debisi düşürüldüğünde göbek ve örtü yakınında kanatlı difüzörün hücum kenarında ortaya çıkmıştır.

Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgelerini bir arada barındıran örtü bölgesinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksekliği dikkat çekicidir. Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yavaş yavaş yitirdiği halde vanaya çarpan akışkanda tekrar kinetik enerji değerlerinin yükseldiği tespit edilmiştir.

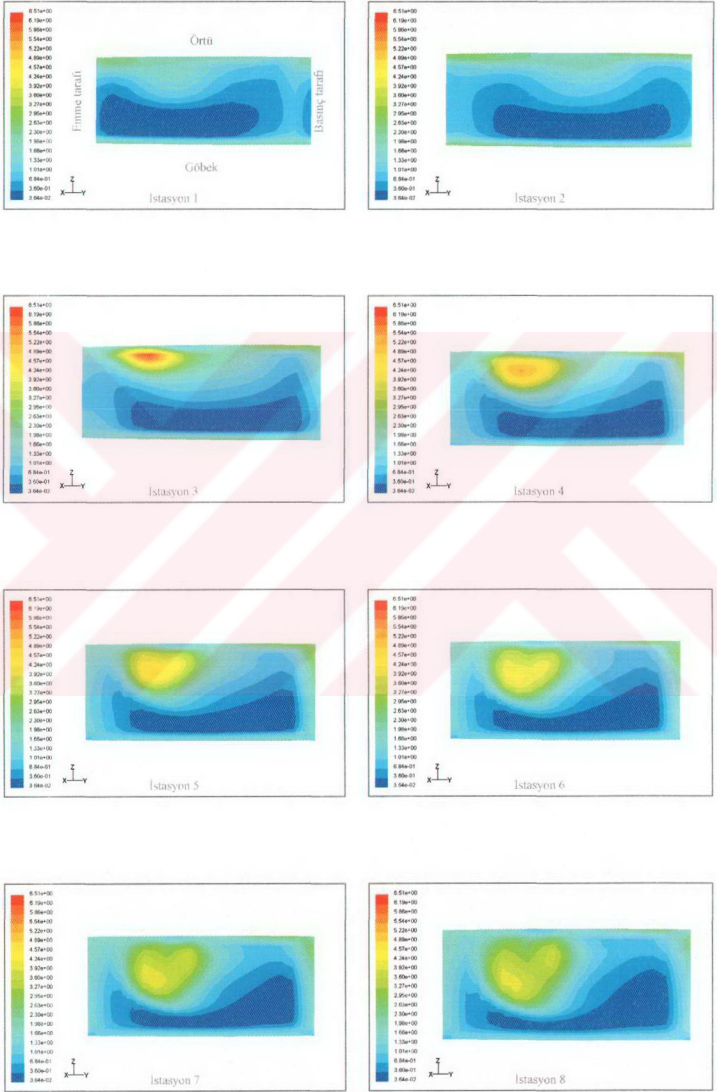
Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda görüntülenen türbülans kinetik enerji dağılımlarında da kolaylıkla görülebilmektedir. Wake tipi akış yapısının bulunduğu bölgede en yüksek türbülans kinetik enerjinin varlığı çarpıcıdır. Türbülans kinetik enerji değerlerinin düşük olduğu bölge, 1 numaralı istasyonda daha geniş bir bölge iken ilerleyen istasyonlarda ise dağılmaya başladığı ve etkisini tüm pasaj üzerinde gösterdiği net olarak gözlemlenmektedir.

Yukarıdaki sonuçların ışığında, “difüzör kayıplarının temel nedeni olan kanat izinin, kinetik enerji dağılımının yüksekliğine doğrudan katkısı bulunduğu ve kompresör çarkının kanatları tarafından oluşturulan kanat izinin difüzör kayıplarını artırdığı” sonucu çıkarılabilir.

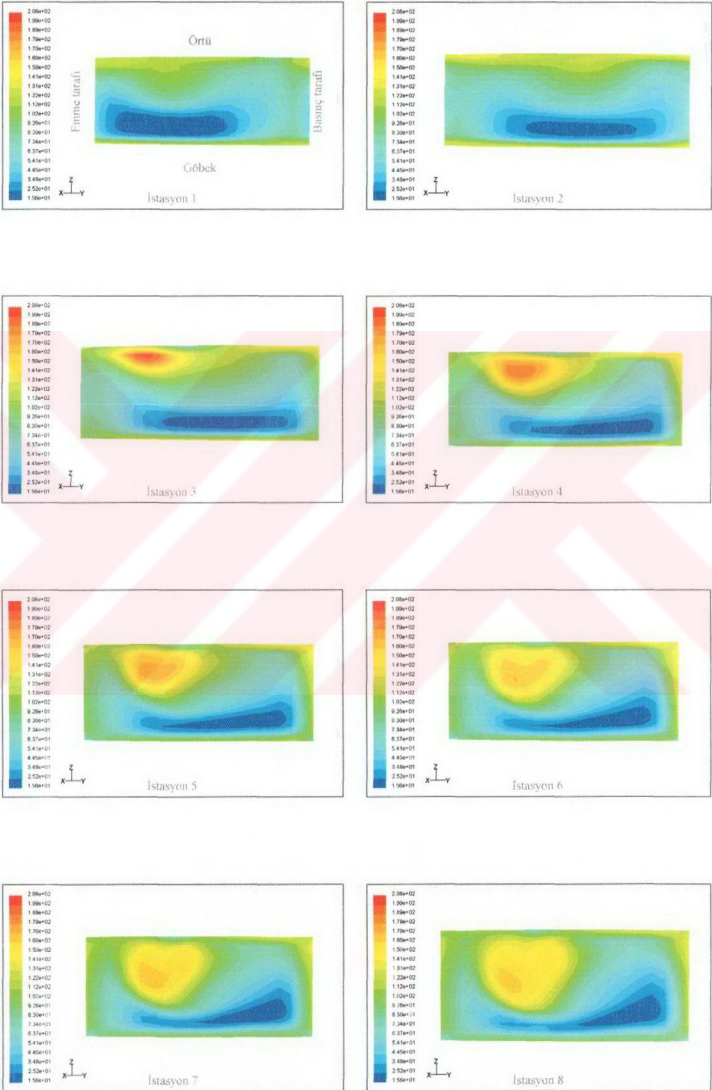
Kanatlı difüzörler birçok kompresör uygulamalarında kullanılır. Tek bölümlü kompresörlerin çalışma menziline olan etkisi, çark performansı, kanat sayısı, kanatsız bölge oranı, kanat oranı ve hücum kenarı gibi etkilere bağlıdır.

Şekil 3.21’de ise difüzör üzerinde oluşturulan radyal istasyonlarda elde edilen kinetik enerji dağılımını çok daha net göstermekte olan türbülans yoğunlukları verilmiştir.





Şekil 3.20. Dizajn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) % 10 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ).



Şekil 3.21. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) % 10 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%).

### 3.2.1.2 Dizayn Noktasındaki Çözümleme Sonuçları

Vanalı difüzör üzerinde, vanalar arası kanat pozisyonunun % 10 olduğu durumda dizayn noktasında 0.142 kg/s kütleli debisi ile yapılan sayısal çalışma sonuçları aşağıda verilmiştir.

#### 3.2.1.2.1 Radyal Hız Dağılımları

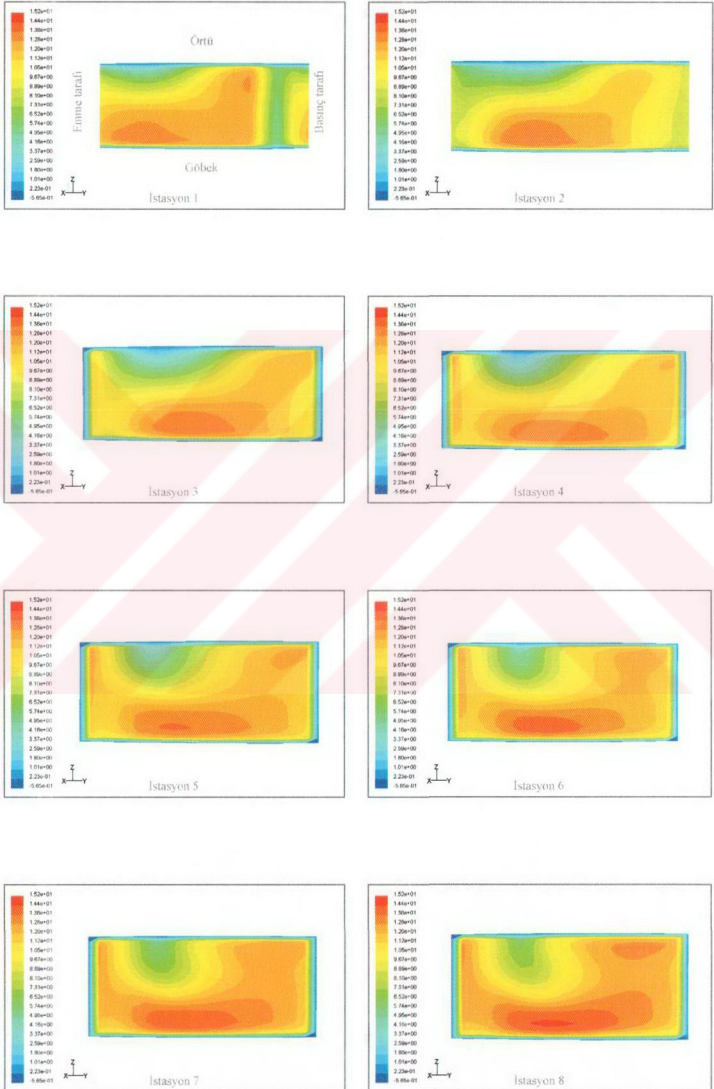
Vanalı difüzör için, dizayn noktasında, 8 adet istasyonda elde edilen radyal hız konturları Şekil 3.22'de verilmiştir.

Difüzör vanası ucuna yakın düşük radyal hızlı bölgelerde, küçük akış debilerinde ters akım gözlemlenmiş ve bu duvarların yakınında kaybin artmasına yol açmıştır. Kanat ve kanatsız difüzör arasındaki ters akış miktarı karşılaştırıldığında, düşük kanatsız orana sahip kanatlı difüzörler kanatsız olanlarına göre daha fazla ters akışa sahiptir, fakat ters akıştaki güç kanat sayısı artırıldığında düşmektedir. İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat ardında oluşan kanat izi denilen düşük radyal hızlı bölge vanalar arası kanat pozisyonuna bağlı olup, bu durum açıkça görülmektedir. Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde katı duvar sınır şartı dolayısıyla meydana gelen sınır tabaka ayrılmasına bağlı olarak, negatif radyal hız değerine sahip kısımlar görülmektedir. Kanatsız bölge oranı, boğum blokajı ile ilgili olduğu için difüzör tasarımında çok hassas bir noktadır. Kanat hücum kenarının yerinin çarka yakınsa, ses seviyesinde, titreşimde ve Mach sayısında yükselmeler oluşur.

Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgeleri belirgin olarak gözlenmektedir. Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yitirdiği kolaylıkla görülebilmektedir. Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda kendini göstermektedir. Yalnızca wake tipi akış yapısının örtü bölgesine yakın olduğuna dikkat etmek gerekmektedir. Kanal, difüzör geri dönüşümü boğumdaki sınır tabaka blokajı ile yönlendirilir. Blokaj, çark ucundan difüzör boğazına kadar olan akış çizgisi ve kanat sayısının azalması ile düşer. Boğum blokajı pasaj derinliği ile doğru, fakat pasaj genişliği ile ters ilişkilidir.

Radyal mesafeye bağlı olan radyal hız değerlerinin, difüzör içerisinde ilerlerken değerinin vanası difüzörlere nazaran daha küçük değişimler göstermesinin sebebi olarak, vanalar arası kesit alanının istasyondan istasyona sabit kalmasıdır. Santrifüj kuvvet etkisinden kurtulan akışkan sabit difüzör vanalarına çarptığında katı duvar sınır şartına bağlı olarak, duvar yüzeylerinde hızın sifıra indiği belirgin olarak görülmektedir.

1 numaralı istasyondan, 8 numaralı istasyona doğru ilerledikçe jet-wake akış yapısının, çark dönüş yönüne göre ters yönde hareketinin gözlemlenmesine bağlı olarak, "çark içerisinde santrifüj kuvvetin etkisinde olan akış, çarktan çıktıktan sonra difüzör içerisinde viskoz kuvvet etkisi altına girmektedir" sonucuna varılır.



Şekil 3.22. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) % 10 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki radyal hızlar (m/s).

### 3.2.1.2.2 Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları

Vanalı difüzör için, dizayn noktasında, 8 adet istasyonda elde edilen türbülans kinetik enerji dağılımına ait konturlar Şekil 3.23’de verilmiştir.

Kararlı akış gradyanından kaynaklanan türbülans gerilimlerin eksenel yöndeki düzensizliklerden kaynaklandığı görülmüştür. Deneysel sonuçlar, türbülansın, eğrilik ve döngüden kaynaklanan yüksek derecede anizotropik olduğunu ortaya koymuştur. İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat izinin türbülans kinetik enerji varlığına katkısı dikkat çekmektedir.

Akış kanatsız difüzöre doğru hareket ederken, oluşan viskoz kanat çevrintisinden daha yavaş karışan çevrinti bölgesinin uç temizleme akışından kaynaklandığını belirtmişlerdir. Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksek değerlere ulaştığı söylenebilir.

Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgelerini bir arada barındıran örtü bölgesinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksekliği dikkat çekicidir.

Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yavaş yavaş yitirdiği halde vanaya çarpan akışkanda tekrar kinetik enerji değerlerinin yükseldiği tespit edilmiştir.

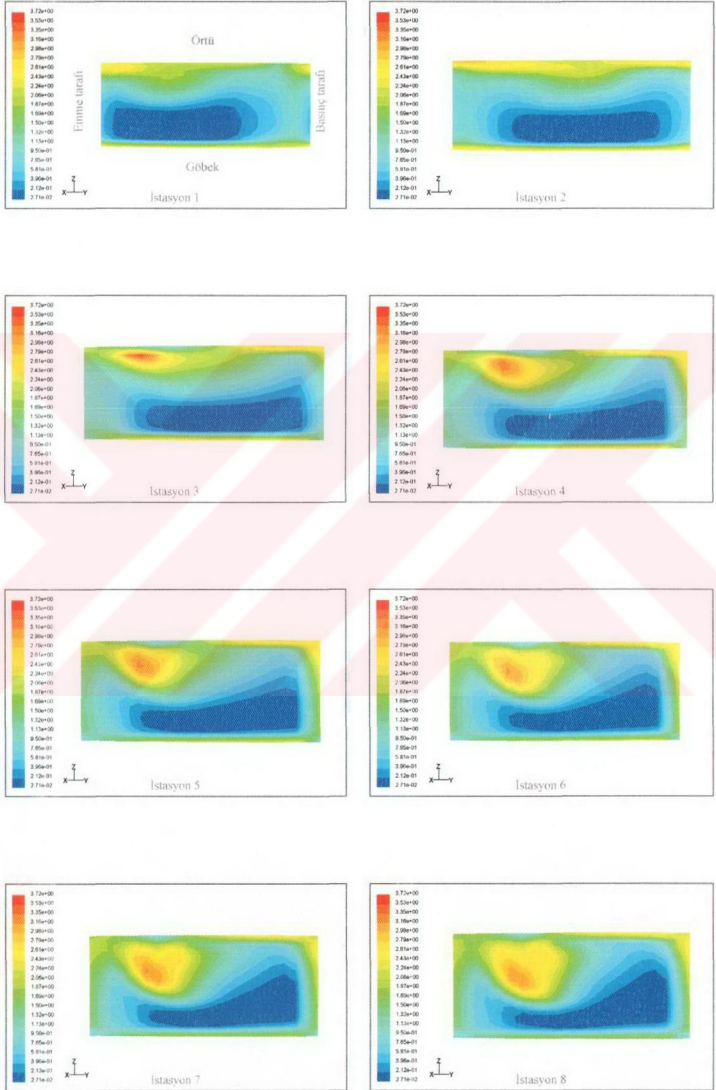
Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda görülmüş türbülans kinetik enerji dağılımlarında da kolaylıkla görülebilmektedir. Wake tipi akış yapısının bulunduğu bölgede en yüksek türbülans kinetik enerjinin varlığı çarpıcıdır.

Türbülans kinetik enerji değerlerinin düşük olduğu bölge, 1 numaralı istasyonda daha geniş bir bölge iken ilerleyen istasyonlarda ise dağılmaya başladığı ve etkisini tüm pasaj üzerinde gösterdiği net olarak gözlemlenmektedir. Yüksek akış oranlarında, akışın difüzör boğazına doğru ivmelenmesi gerektiği ve bunun boğulmaya yol açtığı fakat boğaz aşığınsında kayıpların arttığı ortaya çıkmıştır.

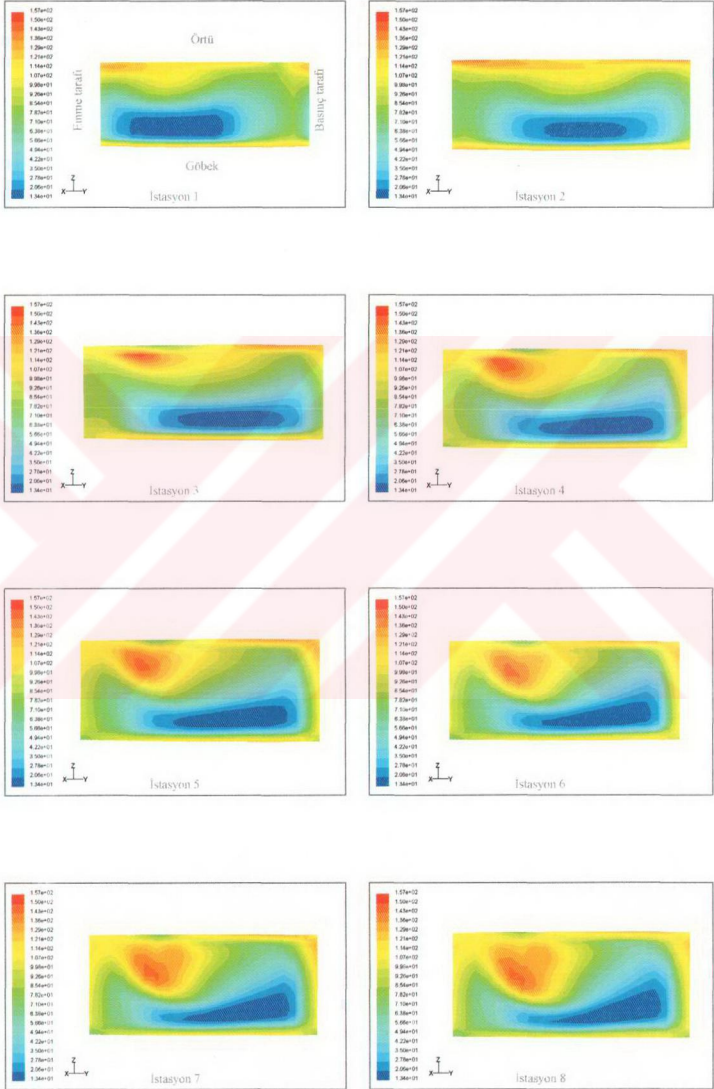
Yukarıdaki sonuçların ışığında, “difüzör kayıplarının temel nedeni olan kanat izinin, kinetik enerji dağılımının yüksekliğine doğrudan katkısı bulunduğu ve kompresör çarkının kanatları tarafından oluşturulan kanat izinin difüzör kayıplarını artırdığı” sonucu çıkarılabilir.

Şekil 3.24’de ise difüzör üzerinde oluşturulan radyal istasyonlarda elde edilen kinetik enerji dağılımını çok daha net göstermekte olan türbülans yoğunlukları verilmiştir.





Şekil 3.23. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) % 10 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ).



Şekil 3.24. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) % 10 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%).



### 3.2.1.3 Dizayn Noktası Üzerindeki Çözümleme Sonuçları

Vanalı difüzör üzerinde, vanalar arası kanat pozisyonunun % 10 olduğu durumda dizayn noktası üzerindeki 0.152 kg/s kütleli debisi ile yapılan sayısal çalışma sonuçları aşağıda verilmiştir.

#### 3.2.1.3.1 Radyal Hız Dağılımları

Vanalı difüzör için, dizayn noktası üzerindeki bir kütleli debi ile, 8 adet istasyonda elde edilen radyal hız konturları Şekil 3.25'de verilmiştir.

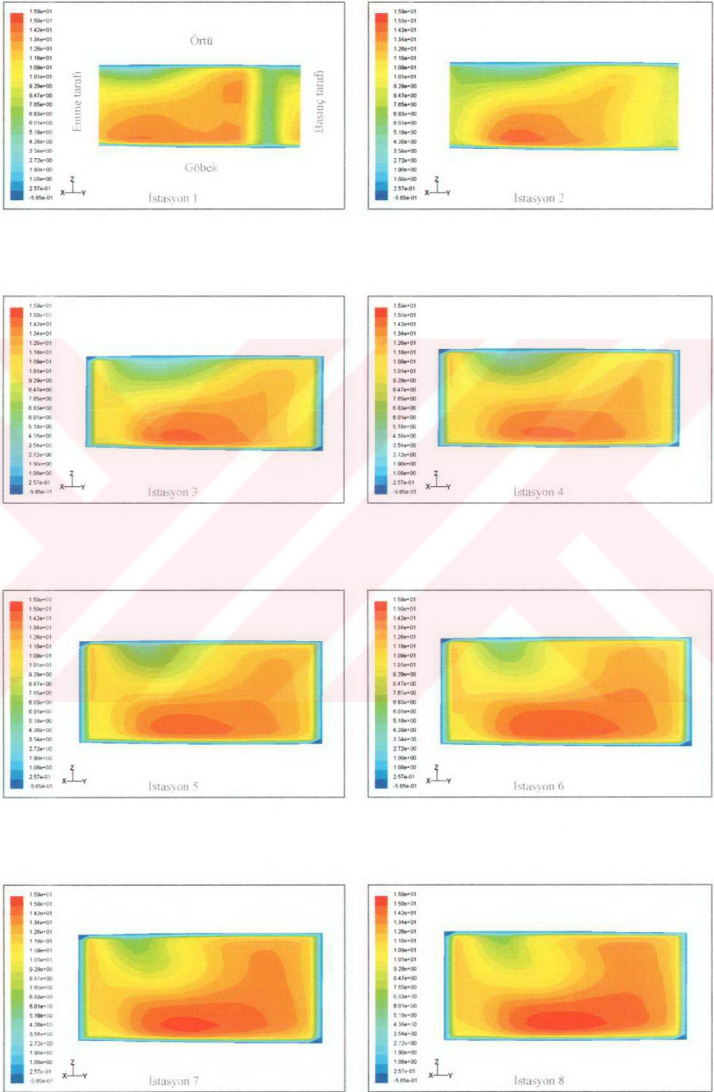
İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat ardında oluşan kanat izi denilen düşük radyal hızlı bölge vanalar arası kanat pozisyonuna bağlı olup, bu durum açıkça görülmektedir.

Santrifüj kompresörün verimi sadece çarktaki akışa değil, difüzördeki kayıplara da bağlıdır. Difüzördeki durgun basınçta iki katkı vardır. Bunlardan birincisi, çarkta duvar sürtünme kayıplarıdır ve oldukça küçüktür, ikincisi ana kayıplardır ve esas olarak çark boşaltım akımının karışımından oluşur. Deney sonuçlarının gösterdiği gibi bu akış genellikle düzgün değildir. Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde katı duvar sınır şartı dolayısıyla meydana gelen sınır tabaka ayrılmasına bağlı olarak, negatif radyal hız değerine sahip kısımlar görülmektedir. Bu da kompresörde verim azalmasına sebep olur. Çark çıkışında, akış yüksek mutlak hız değerine sahiptir. Difüzörün görevi, kinetik enerjiyi düşürmek ve böylelikle statik basıncı artırmaktır. Bu yüzden iyi bir difüzör tasarımı gerekmektedir.

Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgeleri belirgin olarak gözlenmektedir. Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yitirdiği kolaylıkla görülebilmektedir. Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda kendini göstermektedir. Yalnızca wake tipi akış yapısının örtü bölgesine yakın olduğuna dikkat etmek gerekmektedir.

Radyal mesafeye bağlı olan radyal hız değerlerinin, difüzör içerisinde ilerlerken değerinin vanası difüzörlere nazaran daha küçük değişimler göstermesinin sebebi olarak, vanalar arası kesit alanın istasyondan istasyona sabit kalmasıdır. Santrifüj kuvvet etkisinden kurtulan akışkan sabit difüzör vanalarına çarptığında katı duvar sınır şartına bağlı olarak, duvar yüzeylerinde hızın sıfıra indiği belirgin olarak görülmektedir.

1 numaralı istasyondan, 8 numaralı istasyona doğru ilerledikçe jet-wake akış yapısının, çark dönüş yönüne göre ters yönde hareketinin gözlemlenmesine bağlı olarak, "çark içerisinde santrifüj kuvvetin etkisinde olan akış, çarktan çıktıktan sonra difüzör içerisinde viskoz kuvvet etkisi altına girmektedir" sonucuna varılır. Ayrıca artan kütleli debi değeri ile wake bölgesinde küçülme gözlemlenmiştir.



Şekil 3.25. Dizajn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) % 10 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki radyal hızlar (m/s).

### 3.2.1.3.2 Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları

Vanalı difüzör için, dizayn noktası üzerinde, 8 adet istasyonda elde edilen türbülans kinetik enerji dağılımına ait konturlar Şekil 3.26'da verilmiştir.

İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat izinin türbülans kinetik enerji varlığına katkısı dikkat çekmektedir. Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksek değerlere ulaştığı söylenebilir. Radyal sonlanan birçok çarkta, içsel yayılmanın artması bağlı ve mutlak hızın azalmasına sebebiyet vermiştir. Dolayısıyla, difüzördeki yayılmanın gelişimi, sadece çarkın verimini artırmaz, aynı zamanda difüzör verimliliğini de artırır ve dolayısıyla da bütün sisteme olumlu etki yapar. Kanatlı difüzörler birçok kompresör uygulamalarında kullanılır. Tek bölümlü kompresörlerin çalışma menziline olan etkisi, çark performansı, kanat sayısı, kanatsız bölge oranı, kanat oranı ve hücum kenarı gibi etkilere bağlıdır. Kanatsız bölge oranı, boğum blokajı ile ilgili olduğu için difüzör tasarımında çok hassas bir noktadır. Kanat hücum kenarının yerinin çarka yakınsa, ses seviyesinde, titreşimde ve Mach sayısında yükselmeler oluşur.

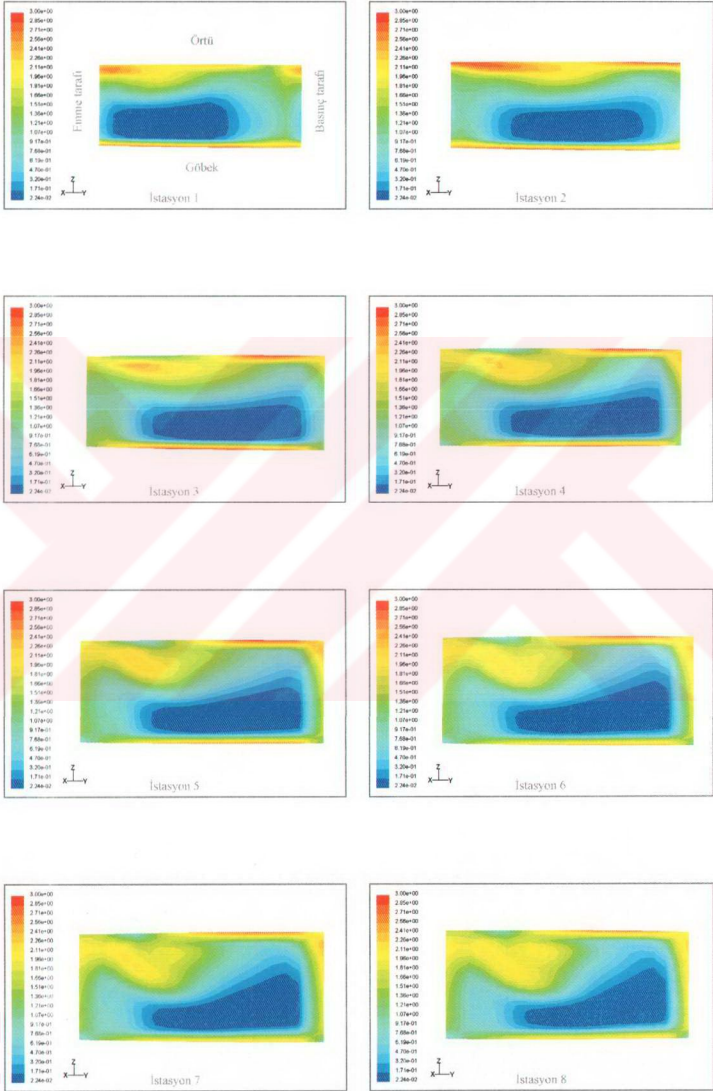
Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgelerini bir arada barındıran örtü bölgesinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksekliği dikkat çekicidir.

Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yavaş yavaş yitirdiği halde vanaya çarpan akışkanda tekrar kinetik enerji değerlerinin yükseldiği tespit edilmiştir.

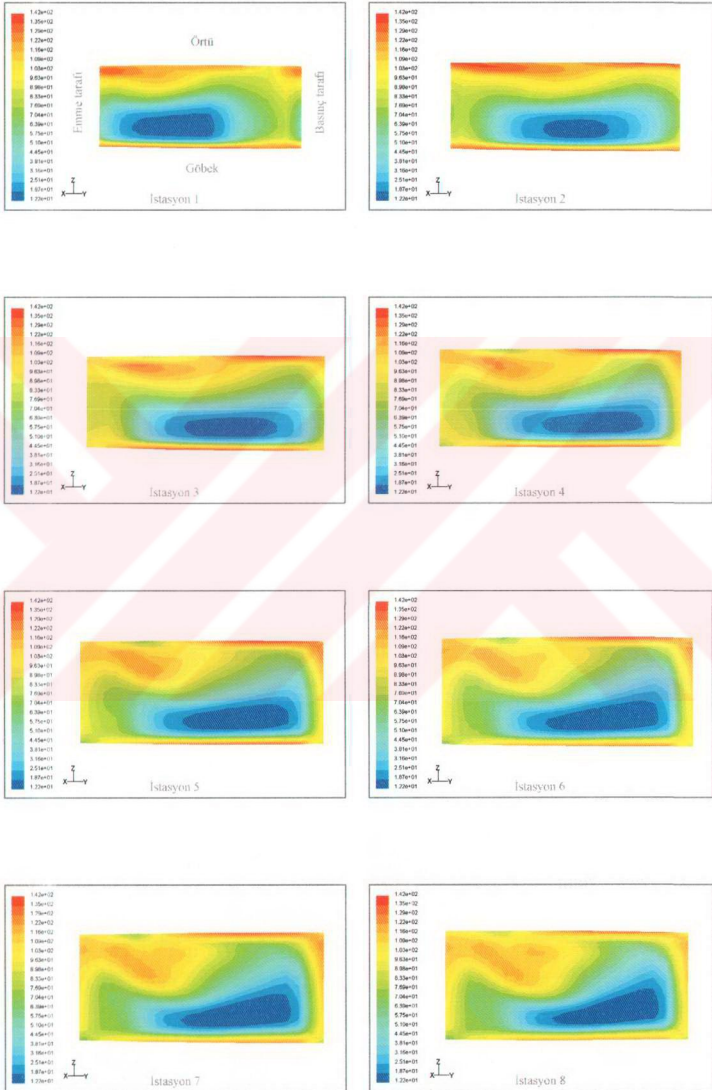
Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda görülebilen türbülans kinetik enerji dağılımlarında da kolaylıkla görülebilmektedir. Wake tipi akış yapısının bulunduğu bölgede en yüksek türbülans kinetik enerjinin varlığı çarpıcıdır. Türbülans kinetik enerji değerlerinin düşük olduğu bölge, 1 numaralı istasyonda daha geniş bir bölge iken ilerleyen istasyonlarda ise dağılmaya başladığı ve etkisini tüm pasaj üzerinde gösterdiği net olarak gözlemlenmektedir.

Yukarıdaki sonuçların ışığında, “difüzör kayıplarının temel nedeni olan kanat izinin, kinetik enerji dağılımının yüksekliğine doğrudan katkısı bulunduğu ve kompresör çarkının kanatları tarafından oluşturulan kanat izinin difüzör kayıplarını artırdığı” sonucu çıkarılabilir.

Şekil 3.27'de ise difüzör üzerinde oluşturulan radyal istasyonlarda elde edilen kinetik enerji dağılımını çok daha net göstermekte olan türbülans yoğunlukları verilmiştir.



Şekil 3.26. Dizajn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) % 10 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ).



Şekil 3.27. Dizajn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) % 10 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%).



### 3.2.2 % 50 Kanat Pozisyonu

#### 3.2.2.1 Dizayn Noktası Altındaki Çözümleme Sonuçları

Vanalı difüzör üzerinde, vanalar arası kanat pozisyonunun % 50 olduğu durumda dizayn noktası altındaki 0.132 kg/s kütleli debisi ile yapılan sayısal çalışma sonuçları aşağıda verilmiştir.

##### 3.2.2.1.1 Radyal Hız Dağılımları

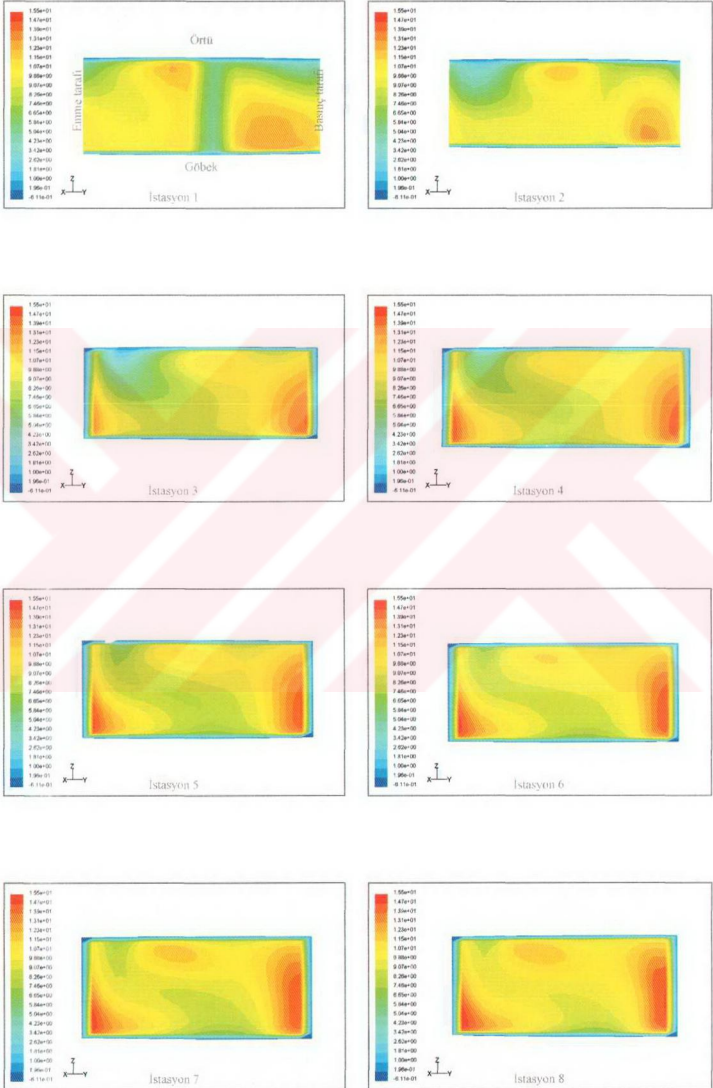
Vanalı difüzör için, dizayn noktası altında, 8 adet istasyonda elde edilen radyal hız konturları Şekil 3.28'de verilmiştir.

Kanat açısının bir miktar indirilmesi, en büyük basınç düzensizliğinin basma tarafından emme tarafına doğru ilerlemesine sebep olur. Bu durum deneysel çalışmalar ile gösterilmiştir. Emme tarafındaki akış ayrılmaları (kopmaları) çarkın yayma kapasitesini düşürür ve çark çıkışında oldukça bozulmuş hız profillerine yol açar. Çevrintinin şiddeti ve yeri çark geometrisi, çalışma koşulu ve hızı ile değişmektedir.

Çark çıkışında, akış yüksek mutlak hız değerine sahiptir. Difüzörün görevi, kinetik enerjiyi düşürmek ve böylelikle statik basıncı artırmaktır. Bu yüzden iyi bir difüzör tasarımı gerekmektedir. Difüzör girişindeki büyük toplam basınç kaybının karışım kaybı ve tersinir iş değişiminden kaynaklandığı sonucunu çıkarmışlardır.

İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat ardında oluşan kanat izi denilen düşük radyal hızlı bölge vanalar arası kanat pozisyonuna bağlı olup, bu durum açıkça görülmektedir. Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde katı duvar sınır şartı dolayısıyla meydana gelen sınır tabaka ayrılmasına bağlı olarak, negatif radyal hız değerine sahip kısımlar görülmektedir. Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgeleri belirgin olarak gözlenmektedir. Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yitirdiği kolaylıkla görülebilmektedir. Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda kendini göstermektedir. Yalnızca wake tipi akış yapısının örtü bölgesine yakın olduğuna dikkat etmek gerekmektedir.

Radyal mesafeye bağlı olan radyal hız değerlerinin, difüzör içerisinde ilerlerken değerinin vanalı difüzörlere nazaran daha küçük değişimler göstermesinin sebebi olarak, vanalar arası kesit alanın istasyondan istasyona sabit kalmasıdır. Santrifüj kuvvet etkisinden kurtulan akışkan sabit difüzör vanalarına çarptığında katı duvar sınır şartına bağlı olarak, duvar yüzeylerinde hızın sıfıra indiği belirgin olarak görülmektedir. 1 numaralı istasyondan, 8 numaralı istasyona doğru ilerledikçe jet-wake akış yapısının, çark dönüş yönüne göre ters yönde hareketinin gözlemlenmesine bağlı olarak, "çark içerisinde santrifüj kuvvetinin etkisinde olan akış, çarktan çıktıktan sonra difüzör içerisinde viskoz kuvvet etkisi altına girmektedir" sonucuna varılır.



Şekil 3.28. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) % 50 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki radyal hızlar (m/s).



### 3.2.2.1.2 Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları

Vanalı difüzör için, dizayn noktası altında, 8 adet istasyonda elde edilen türbülans kinetik enerji dağılımına ait konturlar Şekil 3.29'da verilmiştir.

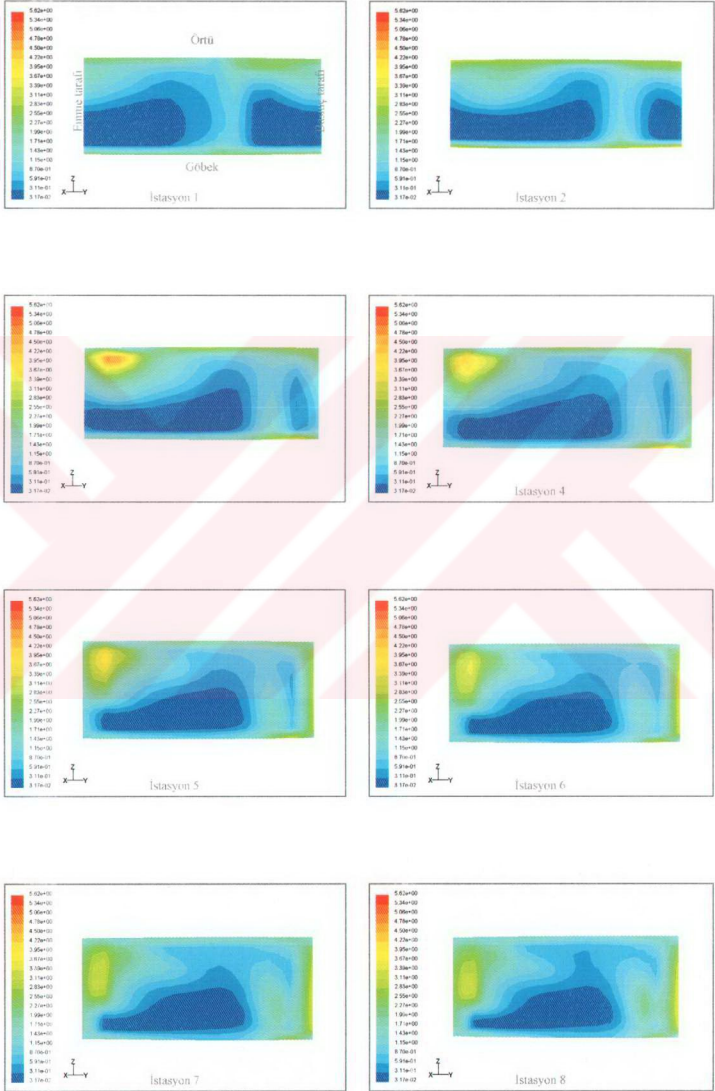
Kararlı akış gradyanından kaynaklanan türbülans gerilimlerin eksenel yöndeki düzensizliklerden kaynaklandığı görülmüştür. Deneysel sonuçlar, türbülansın, eğrilik ve döngüden kaynaklanan yüksek derecede anizotropik olduğunu ortaya koymuştur.

Akış kanatsız difüzöre doğru hareket ederken, oluşan viskoz kanat çevrintisinden daha yavaş karışan çevrinti bölgesinin uç temizleme akışından kaynaklandığını belirtmişlerdir. İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat izinin türbülans kinetik enerji varlığına katkısı dikkat çekmektedir. Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksek değerlere ulaştığı söylenebilir. Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgelerini bir arada barındıran örtü bölgesinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksekliği dikkat çekicidir.

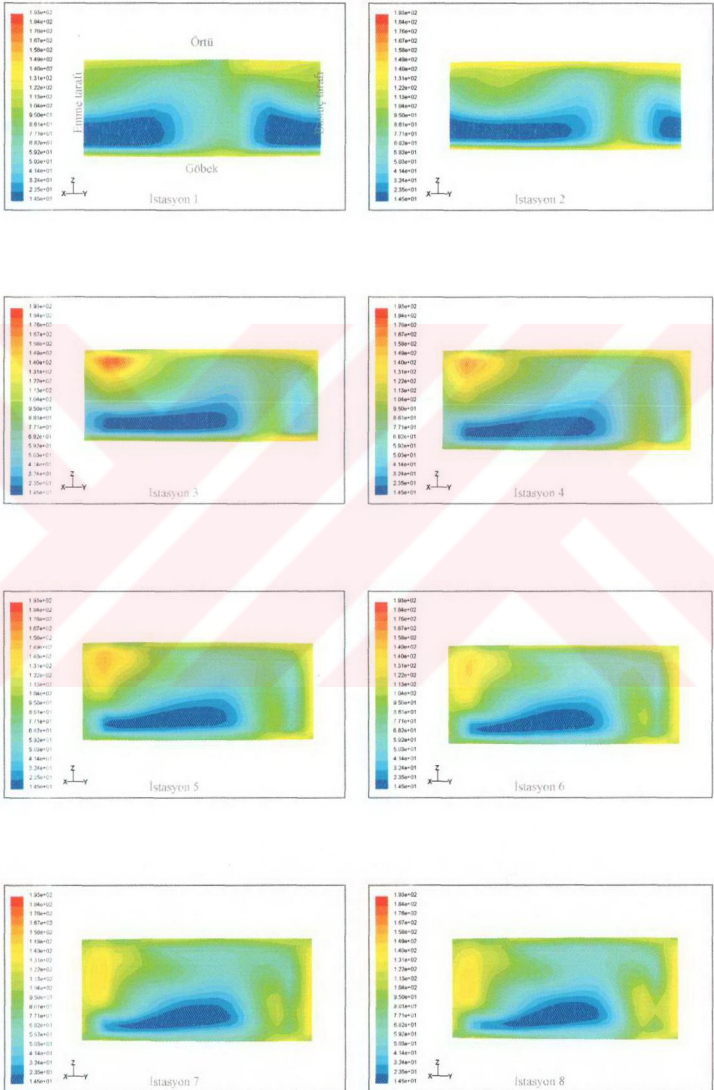
Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yavaş yavaş yitirdiği halde vanaya çarpan akışkanda tekrar kinetik enerji değerlerinin yükseldiği tespit edilmiştir. Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda görümlenen türbülans kinetik enerji dağılımlarında da kolaylıkla görülebilmektedir. Wake tipi akış yapısının bulunduğu bölgede en yüksek türbülans kinetik enerjinin varlığı çarpıcıdır. Türbülans kinetik enerji değerlerinin düşük olduğu bölge, 1 numaralı istasyonda daha geniş bir bölge iken ilerleyen istasyonlarda ise dağılmaya başladığı ve etkisini tüm pasaj üzerinde gösterdiği net olarak gözlemlenmektedir.

Yukarıdaki sonuçların ışığında, “difüzör kayıplarının temel nedeni olan kanat izinin, kinetik enerji dağılımının yüksekliğine doğrudan katkısı bulunduğu ve kompresör çarkının kanatları tarafından oluşturulan kanat izinin difüzör kayıplarını artırdığı” sonucu çıkarılabilir.

Şekil 3.30'da ise difüzör üzerinde oluşturulan radyal istasyonlarda elde edilen kinetik enerji dağılımını çok daha net göstermekte olan türbülans yoğunlukları verilmiştir.



Şekil 3.29. Dizajn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) % 50 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ).



Şekil 3.30. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) % 50 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%).

### 3.2.2.2 Dizayn Noktasındaki Çözümleme Sonuçları

Vanalı difüzör üzerinde, vanalar arası kanat pozisyonunun % 50 olduğu durumda dizayn noktasında 0.142 kg/s kütleli debisi ile yapılan sayısal çalışma sonuçları aşağıda verilmiştir.

#### 3.2.2.2.1 Radyal Hız Dağılımları

Vanalı difüzör için, dizayn noktasında, 8 adet istasyonda elde edilen radyal hız konturları Şekil 3.31'de verilmiştir.

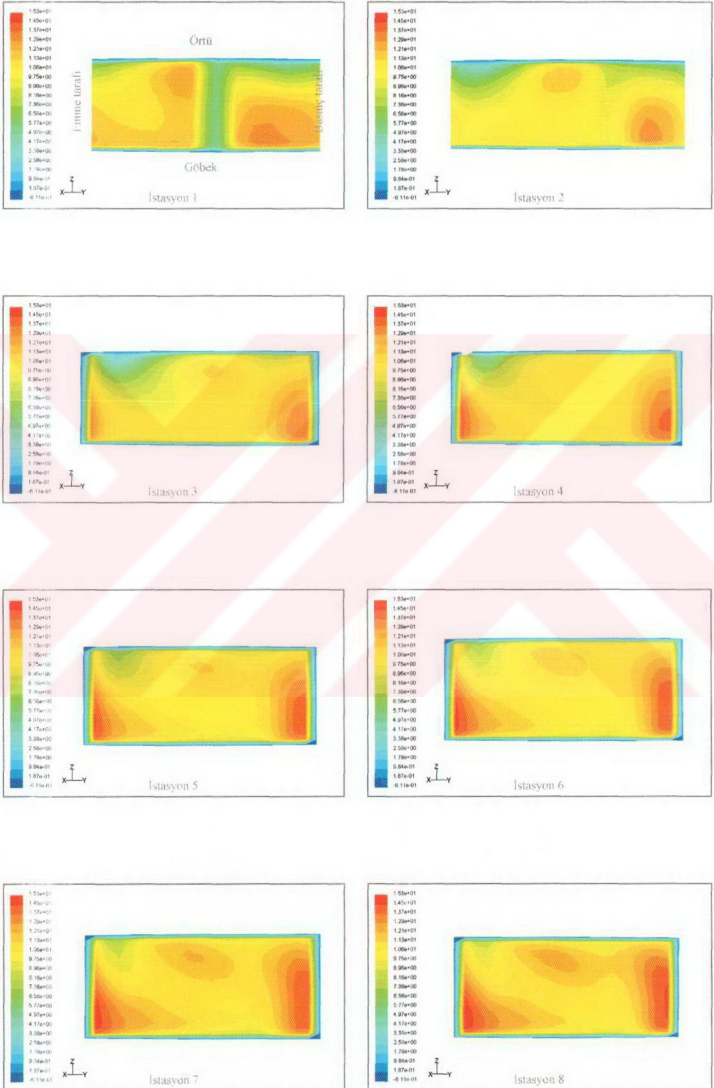
Kanatlı difüzörler birçok kompresör uygulamalarında kullanılır. Tek bölümlü kompresörlerin çalışma menziline olan etkisi, çark performansı, kanat sayısı, kanatsız bölge oranı, kanat oranı ve hücum kenarı gibi etkilere bağlıdır. İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat ardında oluşan kanat izi denilen düşük radyal hızlı bölge vanalar arası kanat pozisyonuna bağlı olup, bu durum açıkça görülmektedir.

Kanatsız bölge oranı, boğum blokajı ile ilgili olduğu için difüzör tasarımında çok hassas bir noktadır. Kanat hücum kenarının yerinin çarka yakınsa, ses seviyesinde, titreşimde ve Mach sayısında yükselmeler oluşur. Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde katı duvar sınır şartı dolayısıyla meydana gelen sınır tabaka ayrılmasına bağlı olarak, negatif radyal hız değerine sahip kısımlar görülmektedir.

Kanal, difüzör geri dönüşümü boğumdaki sınır tabaka blokajı ile yönlendirilir. Blokaj, çark ucundan difüzör boğazına kadar olan akış çizgisi ve kanat sayısının azalması ile düşer. Boğum blokajı pasaj derinliği ile doğru, fakat pasaj genişliği ile ters ilişkilidir. Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgeleri belirgin olarak gözlenmektedir. Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yitirdiği kolaylıkla görülebilmektedir. Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda kendini göstermektedir. Yalnızca wake tipi akış yapısının örtü bölgesine yakın olduğuna dikkat etmek gerekmektedir. Radyal mesafeye bağlı olan radyal hız değerlerinin, difüzör içerisinde ilerlerken değerinin vanası difüzörlere nazaran daha küçük değişimler göstermesinin sebebi olarak, vanalar arası kesit alanın istasyondan istasyona sabit kalmasıdır. Santrifüj kuvvet etkisinden kurtulan akışkan sabit difüzör vanalarına çarptığında katı duvar sınır şartına bağlı olarak, duvar yüzeylerinde hızın sıfıra indiği belirgin olarak görülmektedir.

Basınç tarafından ziyade emme tarafında yüksek basınç düzensizlikleri gözlemlenmişlerdir.

1 numaralı istasyondan, 8 numaralı istasyona doğru ilerledikçe jet-wake akış yapısının, çark dönüş yönüne göre ters yönde hareketinin gözlemlenmesine bağlı olarak, "çark içerisinde santrifüj kuvvetin etkisinde olan akış, çarktan çıktıktan sonra difüzör içerisinde viskoz kuvvet etkisi altına girmektedir" sonucuna varılır.



Şekil 3.31. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) % 50 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki radyal hızlar (m/s).



### 3.2.2.2.2 Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları

Vanalı difüzör için, dizayn noktasında, 8 adet istasyonda elde edilen türbülans kinetik enerji dağılımına ait konturlar Şekil 3.32'de verilmiştir.

Yüksek akış oranlarında, akışın difüzör boğazına doğru ivmelenmesi gerektiği ve bunun boğulmaya yol açtığı fakat boğaz aşağısında kayıpların arttığı ortaya çıkmıştır. İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat izin türbülans kinetik enerji varlığına katkısı dikkat çekmektedir. Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksek değerlere ulaştığı söylenebilir.

Kanatsız bölge oranı, boğum blokajı ile ilgili olduğu için difüzör tasarımında çok hassas bir noktadır. Kanat hücum kenarının yerinin çarka yakınsa, ses seviyesinde, titreşimde ve Mach sayısında yükselmeler oluşur. Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgelerini bir arada barındıran örtü bölgesinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksekliği dikkat çekicidir.

Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izin etkisini yavaş yavaş yitirdiği halde vanaya çarpan akışkanda tekrar kinetik enerji değerlerinin yükseldiği tespit edilmiştir.

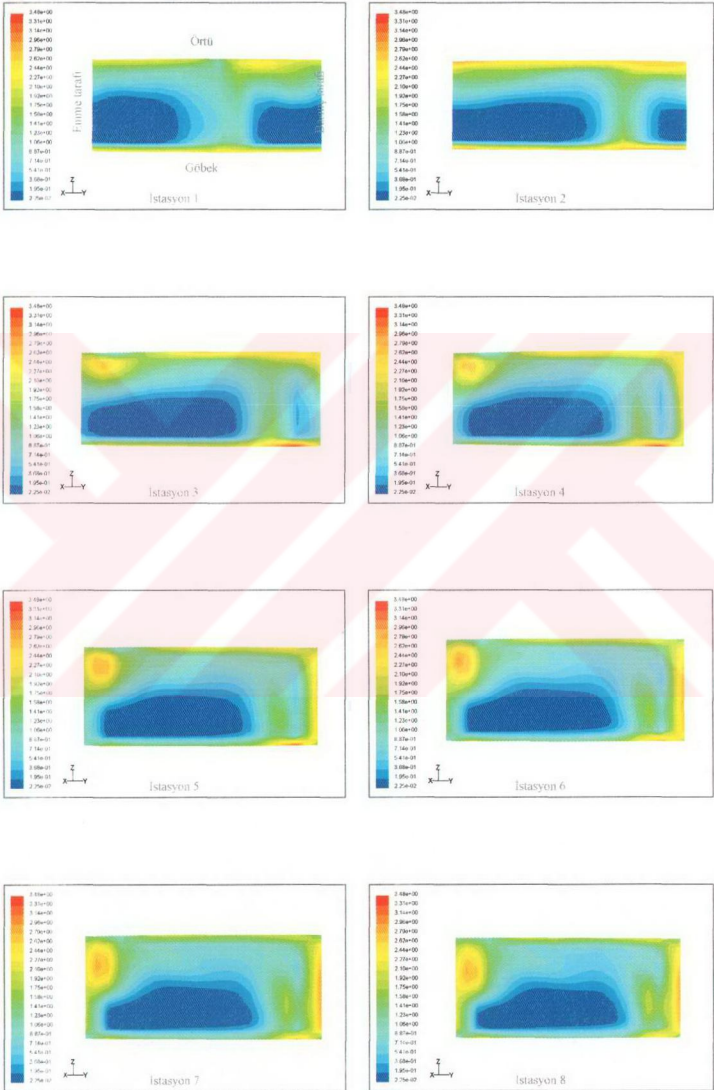
Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda görüntülenen türbülans kinetik enerji dağılımlarında da kolaylıkla görülebilmektedir. Wake tipi akış yapısının bulunduğu bölgede en yüksek türbülans kinetik enerjinin varlığı çarpıcıdır.

Türbülans kinetik enerji değerlerinin düşük olduğu bölge, 1 numaralı istasyonda daha geniş bir bölge iken ilerleyen istasyonlarda ise dağılmaya başladığı ve etkisini tüm pasaj üzerinde gösterdiği net olarak gözlemlenmektedir.

Yukarıdaki sonuçların ışığında, “difüzör kayıplarının temel nedeni olan kanat izin, kinetik enerji dağılımının yüksekliğine doğrudan katkısı bulunduğu ve kompresör çarkının kanatları tarafından oluşturulan kanat izin difüzör kayıplarını artırdığı” sonucu çıkarılabilir.

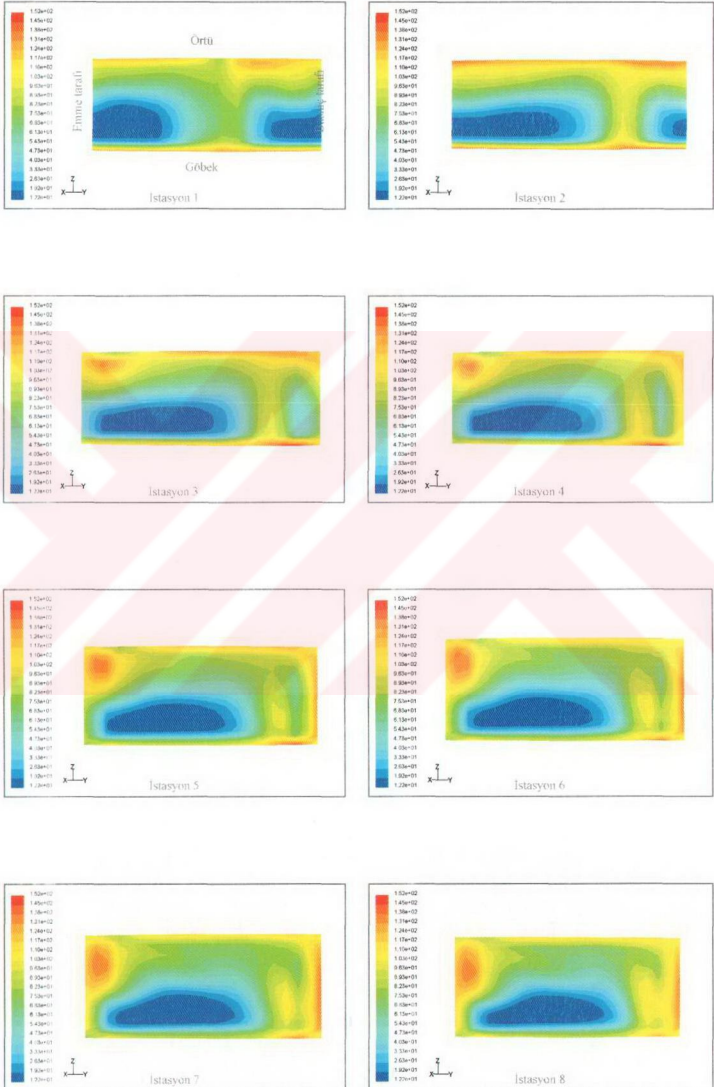
Bir modelde, çark çıkışındaki kanatsız boşluk büyük ise, sınır tabakalar sıfır kalınlıktan yok olacak büyüklüğe ulaşabilir. Bu olay gerçekleştiğinde, izantropik akış çekirdeği artık olmayacaktır.

Şekil 3.33'de ise difüzör üzerinde oluşturulan radyal istasyonlarda elde edilen kinetik enerji dağılımını çok daha net göstermekte olan türbülans yoğunlukları verilmiştir.



Şekil 3.32. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) % 50 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $m^2/s^2$ ).





Şekil 3.33. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) % 50 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%).

### 3.2.2.3 Dizayn Noktası Üzerindeki Çözümleme Sonuçları

Vanalı difüzör üzerinde, vanalar arası kanat pozisyonunun % 50 olduğu durumda dizayn noktası üzerindeki 0.152 kg/s kütleli debisi ile yapılan sayısal çalışma sonuçları aşağıda verilmiştir.

#### 3.2.2.3.1 Radyal Hız Dağılımları

Vanalı difüzör için, dizayn noktası üzerindeki bir kütleli debi ile, 8 adet istasyonda elde edilen radyal hız konturları Şekil 3.34'de verilmiştir.

İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat ardında oluşan kanat izi denilen düşük radyal hızlı bölge vanalar arası kanat pozisyonuna bağlı olup, bu durum açıkça görülmektedir. Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde katı duvar sınır şartı dolayısıyla meydana gelen sınır tabaka ayrılmasına bağlı olarak, negatif radyal hız değerine sahip kısımlar görülmektedir.

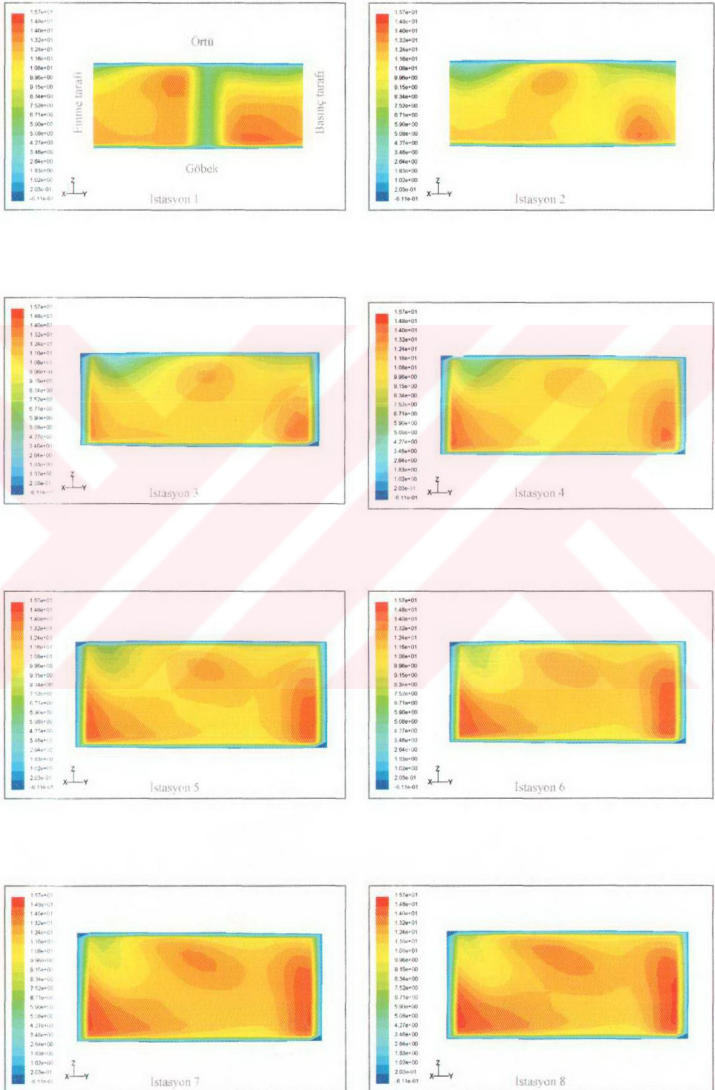
Çevrinti boyutunun debinin artışı ile azalması ve çevrintinin yerinin tasarım dışı durumlarda değişmesi olmuştur. İkinci akışlar, santrifüj kompresör çarkının çıkış yüzeyinde, çevrintinin pozisyonunu büyük bir şekilde etkilemiştir. Çark pasajı, bir tanesi emme tarafında saat yönünün tersine doğru olacak şekilde, diğeri göbek yakınına doğru basma tarafında daha güçsüz olup saat yönünde dönen iki vorteks içermektedir. Bunlar, pasaj döngüsü sonucu oluşan koryolis kuvvetleri ve eksenselden radyala geçiş sebebi ile oluşan santrifüj kuvvetleri sonucunda ortaya çıkmışlardır. Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgeleri belirgin olarak gözlenmektedir.

Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yitirdiği kolaylıkla görülebilmektedir. Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda kendini göstermektedir.

Yalnızca wake tipi akış yapısının örtü bölgesine yakın olduğuna dikkat etmek gerekmektedir.

Radyal mesafeye bağlı olan radyal hız değerlerinin, difüzör içerisinde ilerlerken değerinin vanası difüzörlere nazaran daha küçük değişimler göstermesinin sebebi olarak, vanalar arası kesit alanın istasyondan istasyona sabit kalmasıdır. Santrifüj kuvvet etkisinden kurtulan akışkan sabit difüzör vanalarına çarptığında katı duvar sınır şartına bağlı olarak, duvar yüzeylerinde hızın sıfıra indiği belirgin olarak görülmektedir.

1 numaralı istasyondan, 8 numaralı istasyona doğru ilerledikçe jet-wake akış yapısının, çark döntüş yönüne göre ters yönde hareketinin gözlemlenmesine bağlı olarak, "çark içerisinde santrifüj kuvvetin etkisinde olan akış, çarktan çıktıktan sonra difüzör içerisinde viskoz kuvvet etkisi altına girmektedir" sonucuna varılır.



Şekil 3.34. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) % 50 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki radyal hızlar (m/s).

### 3.2.2.3.2 Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları

Vanalı difüzör için, dizayn noktası üzerinde, 8 adet istasyonda elde edilen türbülans kinetik enerji dağılımına ait konturlar Şekil 3.35’de verilmiştir.

Santrifüj kompresörün verimi sadece çarktaki akışa değil, difüzördeki kayıplara da bağlıdır. Difüzördeki durgun basınçta iki katkı vardır. Bunlardan birincisi, çarktaki duvar sürtünme kayıplarıdır ve oldukça küçüktür, ikincisi ana kayıplardır ve esas olarak çark boşaltım akımının karışımından oluşur. Deney sonuçlarının gösterdiği gibi bu akış genellikle düzgün değildir. İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat izinin türbülans kinetik enerji varlığına katkısı dikkat çekmektedir. Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksek değerlere ulaştığı söylenebilir.

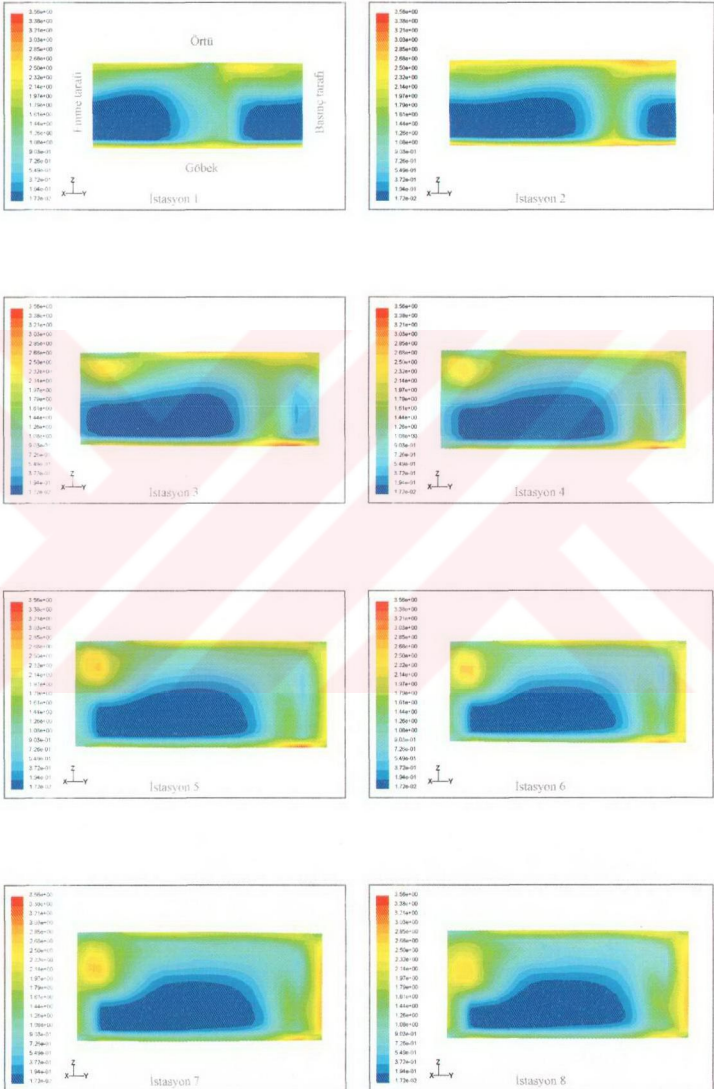
Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgelerini bir arada barındıran örtü bölgesinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksekliği dikkat çekicidir. Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yavaş yavaş yitirdiği halde vanaya çarpan akışkanda tekrar kinetik enerji değerlerinin yükseldiği tespit edilmiştir.

Çark çıkışında, akış yüksek mutlak hız değerine sahiptir. Difüzörün görevi, kinetik enerjiyi düşürmek ve böylelikle statik basıncı artırmaktır. Bu yüzden iyi bir difüzör tasarımı gerekmektedir. Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda görüntülenen türbülans kinetik enerji dağılımlarında da kolaylıkla görülebilmektedir. Wake tipi akış yapısının bulunduğu bölgede en yüksek türbülans kinetik enerjinin varlığı çarpıcıdır.

Türbülans kinetik enerji değerlerinin düşük olduğu bölge, 1 numaralı istasyonda daha geniş bir bölge iken ilerleyen istasyonlarda ise dağılmaya başladığı ve etkisini tüm pasaj üzerinde gösterdiği net olarak gözlemlenmektedir. Çark çıkışından, akışın eksenel simetrik olduğu yarıçapa kadar olan statik basınç artışı, radyal momentum değişimine, duvar sürtünme kuvvetinin radyal bileşenine ve dairesel kontrol hacmine etki eden santrifüj kuvvetin büyüklüğüne bağlıdır.

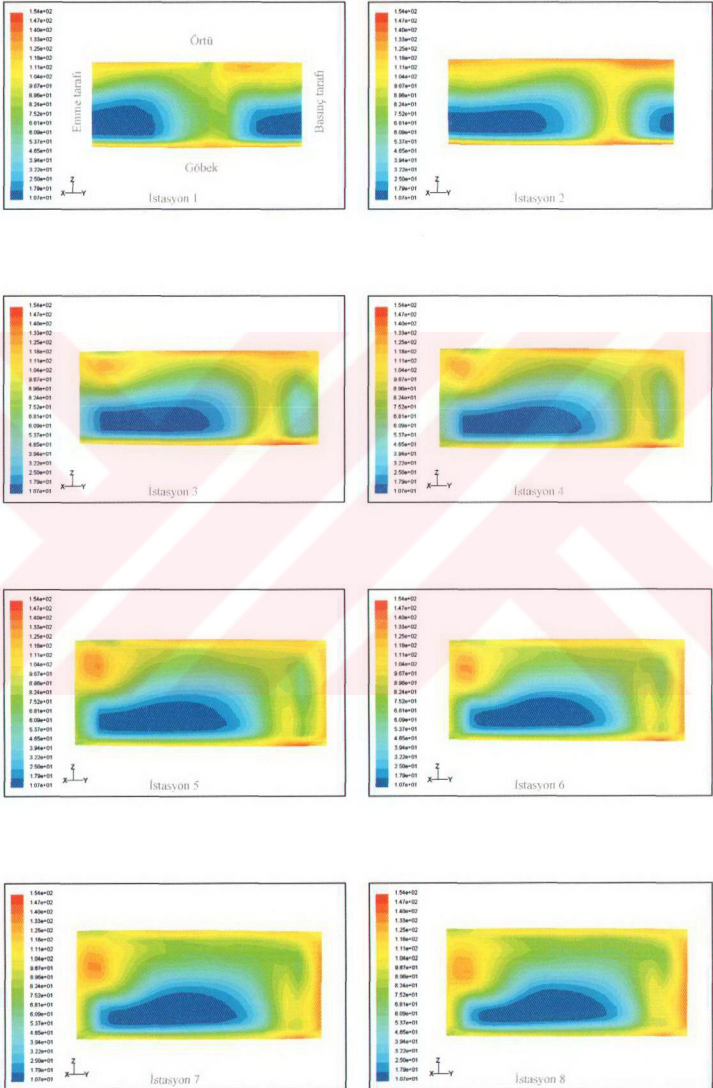
Yukarıdaki sonuçların ışığında, “difüzör kayıplarının temel nedeni olan kanat izinin, kinetik enerji dağılımının yüksekliğine doğrudan katkısı bulunduğu ve kompresör çarkının kanatları tarafından oluşturulan kanat izinin difüzör kayıplarını artırdığı” sonucu çıkarılabilir.

Şekil 3.36’da ise difüzör üzerinde oluşturulan radyal istasyonlarda elde edilen kinetik enerji dağılımını çok daha net göstermekte olan türbülans yoğunlukları verilmiştir.



Şekil 3.35. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) % 50 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $m^2/s^2$ ).





Şekil 3.36. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) % 50 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%).



### 3.2.3 % 90 Kanat Pozisyonu

#### 3.2.3.1 Dizayn Noktası Altındaki Çözümleme Sonuçları

Vanalı difüzör üzerinde, vanalar arası kanat pozisyonunun % 90 olduğu durumda dizayn noktası altındaki 0.132 kg/s kütleli debisi ile yapılan sayısal çalışma sonuçları aşağıda verilmiştir.

##### 3.2.3.1.1 Radyal Hız Dağılımları

Vanalı difüzör için, dizayn noktası altında, 8 adet istasyonda elde edilen radyal hız konturları Şekil 3.37'de verilmiştir.

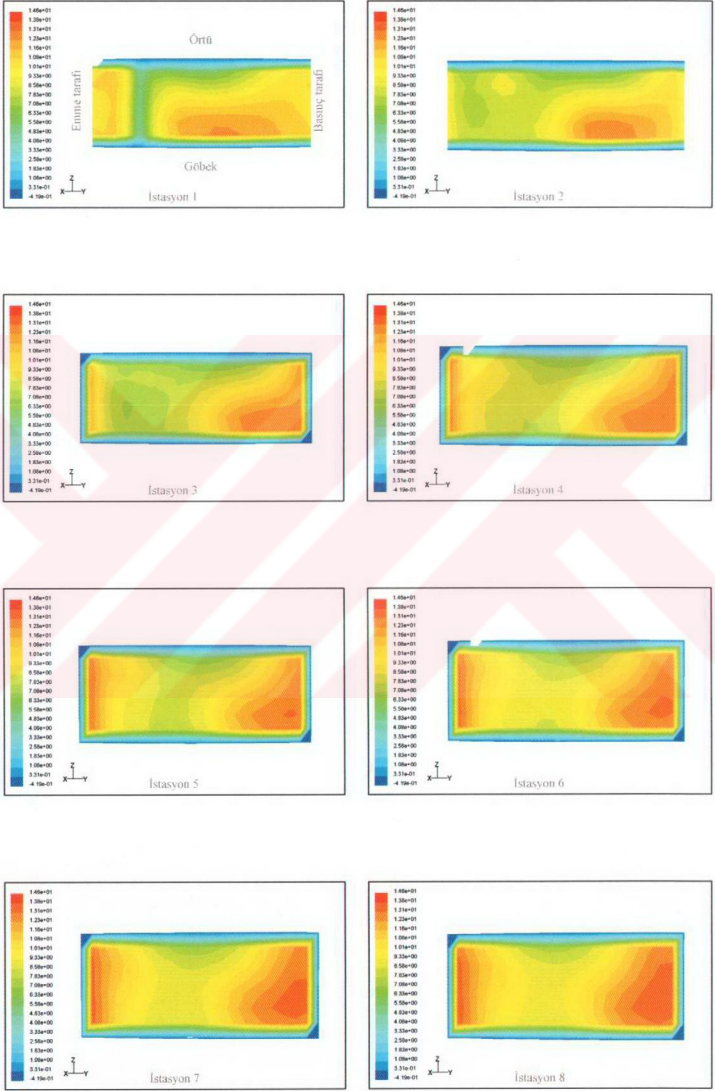
Geriyeye dönük çark verimliliği, radyal çarkıninkine göre örtüdeki daha az sınır tabaka ayrılması yüzünden daha fazla bulunmuştur. Geriyeye dönük kanatlar, kanattan kanada olan basınç gradyanının düşmesine sebep olan kanattan kanat alanına değişen akış çizgisini artırmıştır ve bu da ikincil akışlardaki azalma dolayısıyla kayıplardaki azalmaya sebebiyet vermişlerdir. İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat ardında oluşan kanat izi denilen düşük radyal hızlı bölge vanalar arası kanat pozisyonuna bağlı olup, bu durum açıkça görülmektedir.

Emme tarafındaki akış ayrılmaları (kopmaları) çarkın yayma kapasitesini düşürür ve çark çıkışında oldukça bozulmuş hız profillerine yol açar. Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde katı duvar sınır şartı dolayısıyla meydana gelen sınır tabaka ayrılmasına bağlı olarak, negatif radyal hız değerine sahip kısımlar görülmektedir. Çevrintinin şiddeti ve yeri çark geometrisi, çalışma koşulu ve hızı ile değişmektedir. Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgeleri belirgin olarak gözlenmektedir. Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yitirdiği kolaylıkla görülebilmektedir.

Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda kendini göstermektedir. Çark çıkışında, akış yüksek mutlak hız değerine sahiptir. Difüzörün görevi, kinetik enerjiyi düşürmek ve böylelikle statik basıncı artırmaktır. Bu yüzden iyi bir difüzör tasarımı gerekmektedir. Yalnızca wake tipi akış yapısının örtü bölgesine yakın olduğuna dikkat etmek gerekmektedir.

Radyal mesafeye bağlı olan radyal hız değerlerinin, difüzör içerisinde ilerlerken değerinin vanası difüzörlere nazaran daha küçük değişimler göstermesinin sebebi olarak, vanalar arası kesit alanın istasyondan istasyona sabit kalmasıdır. Santrifluj kuvvet etkisinden kurtulan akışkan sabit difüzör vanalarına çarptığında katı duvar sınır şartına bağlı olarak, duvar yüzeylerinde hızın sıfıra indiği belirgin olarak görülmektedir.

1 numaralı istasyondan, 8 numaralı istasyona doğru ilerledikçe jet-wake akış yapısının, çark dönüş yönüne göre ters yönde hareketinin gözlemlenmesine bağlı olarak, "çark içerisinde santrifluj kuvvetin etkisinde olan akış, çarktan çıktıktan sonra difüzör içerisinde viskoz kuvvet etkisi altına girmektedir" sonucuna varılır.



Şekil 3.37. Dizajn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) % 90 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki radyal hızlar (m/s).

### 3.2.3.1.2 Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları

Vanalı difüzör için, dizayn noktası altında, 8 adet istasyonda elde edilen türbülans kinetik enerji dağılımına ait konturlar Şekil 3.38’de verilmiştir.

İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat izinini türbülans kinetik enerji varlığına katkısı dikkat çekmektedir.

Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksek değerlere ulaştığı söylenebilir.

Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgelerini bir arada barındıran örtü bölgesinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksekliği dikkat çekicidir.

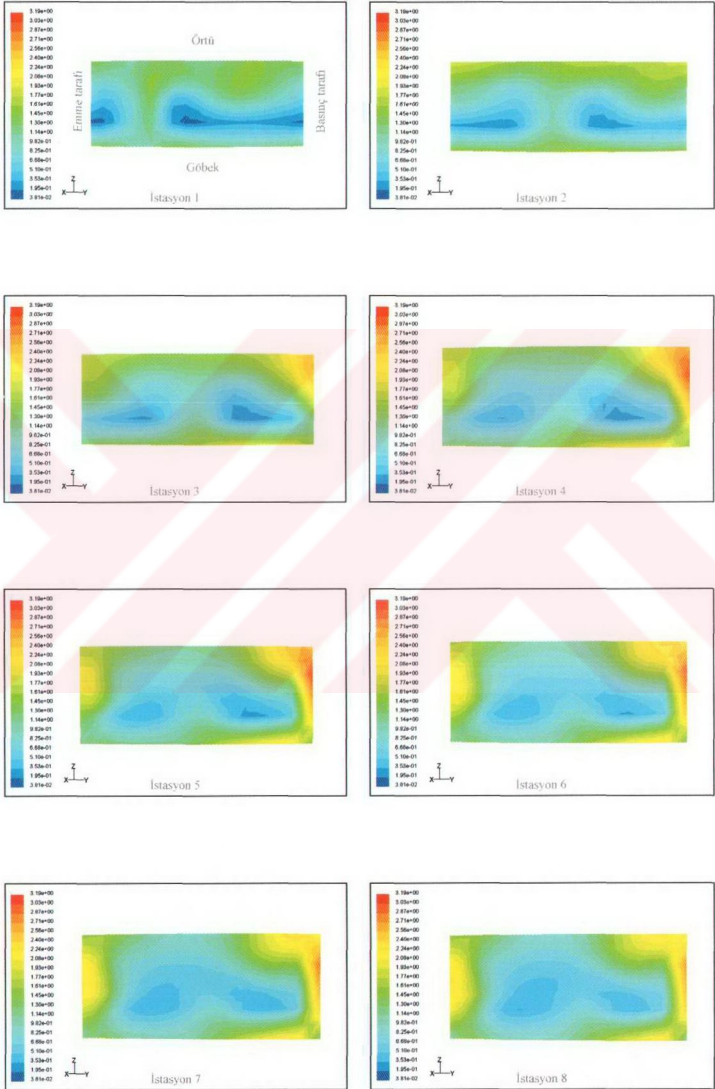
Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinini etkisini yavaş yavaş yitirdiği halde vanaya çarpan akışkanda tekrar kinetik enerji değerlerinin yükseldiği tespit edilmiştir.

Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda görüntülenen türbülans kinetik enerji dağılımlarında da kolaylıkla görülebilmektedir. Wake tipi akış yapısının bulunduğu bölgede en yüksek türbülans kinetik enerjinin varlığı çarpıcıdır.

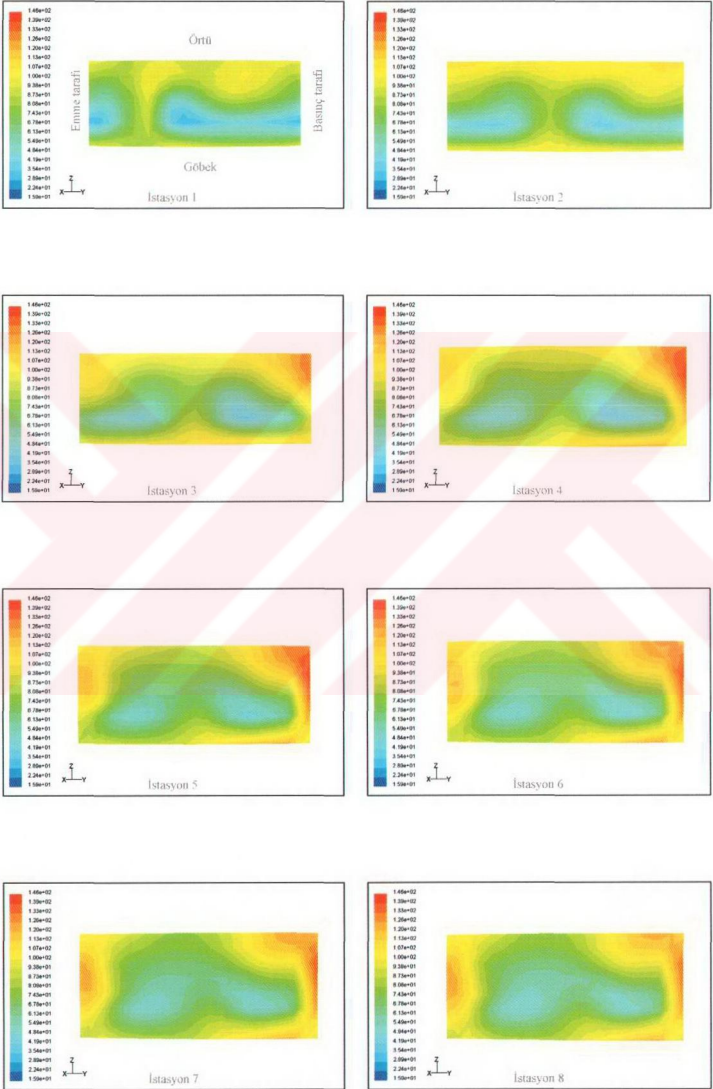
Kararlı akış gradyanından kaynaklanan türbülans gerilimlerin eksenel yöndeki düzensizliklerden kaynaklandığı görülmüştür. Deneysel sonuçlar, türbülansın, eğrilik ve döngüden kaynaklanan yüksek derecede anizotropik olduğunu ortaya koymuştur. Türbülans kinetik enerji değerlerinin düşük olduğu bölge, 1 numaralı istasyonda daha geniş bir bölge iken ilerleyen istasyonlarda ise dağılmaya başladığı ve etkisini tüm pasaj üzerinde gösterdiği net olarak gözlemlenmektedir.

Yukarıdaki sonuçların ışığında, “difüzör kayıplarının temel nedeni olan kanat izinini, kinetik enerji dağılımının yüksekliğine doğrudan katkısı bulunduğu ve kompresör çarkının kanatları tarafından oluşturulan kanat izinini difüzör kayıplarını artırdığı” sonucu çıkarılabilir.

Şekil 3.39’da ise difüzör üzerinde oluşturulan radyal istasyonlarda elde edilen kinetik enerji dağılımını çok daha net göstermekte olan türbülans yoğunlukları verilmiştir.



Şekil 3.38. Dizayn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) % 90 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ).



Şekil 3.39. Dizajn noktası altında ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) % 90 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%).



### 3.2.3.2 Dizayn Noktasındaki Çözümleme Sonuçları

Vanalı difüzör üzerinde, vanalar arası kanat pozisyonunun % 90 olduğu durumda dizayn noktasında 0.142 kg/s kütleli debisi ile yapılan sayısal çalışma sonuçları aşağıda verilmiştir.

#### 3.2.3.2.1 Radyal Hız Dağılımları

Vanalı difüzör için, dizayn noktasında, 8 adet istasyonda elde edilen radyal hız konturları Şekil 3.40'da verilmiştir.

Sonuçlara göre, kanatlı difüzör girişindeki ekstenel yöndeki çevresel ortalama radyal hız profili, kanatsız difüzör için olanındakineyle nerdeyse aynıdır. Difüzör vanası ucuna yakın düşük radyal hızlı bölgelerde, küçük akış debilerinde ters akım gözlemlenmiş ve bu duvarların yakınında kaybin artmasına yol açmıştır. Kanat ve kanatsız difüzör arasındaki ters akış miktarı karşılaştırıldığında, düşük kanatsız orana sahip kanatlı difüzörler kanatsız olanlarına göre daha fazla ters akışa sahiptir, fakat ters akıştaki güç kanat sayısı artırıldığında düşmektedir. Güçlü ters akışlar, akış debisi düşürüldüğünde göbek ve örtü yakınında kanatlı difüzörün hücum kenarında ortaya çıkmıştır. İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat ardında oluşan kanat izi denilen düşük radyal hızlı bölge vanalar arası kanat pozisyonuna bağlı olup, bu durum açıkça görülmektedir.

Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde katı duvar sınır şartı dolayısıyla meydana gelen sınır tabaka ayrılmasına bağlı olarak, negatif radyal hız değerine sahip kısımlar görülmektedir.

Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgeleri belirgin olarak gözlenmektedir.

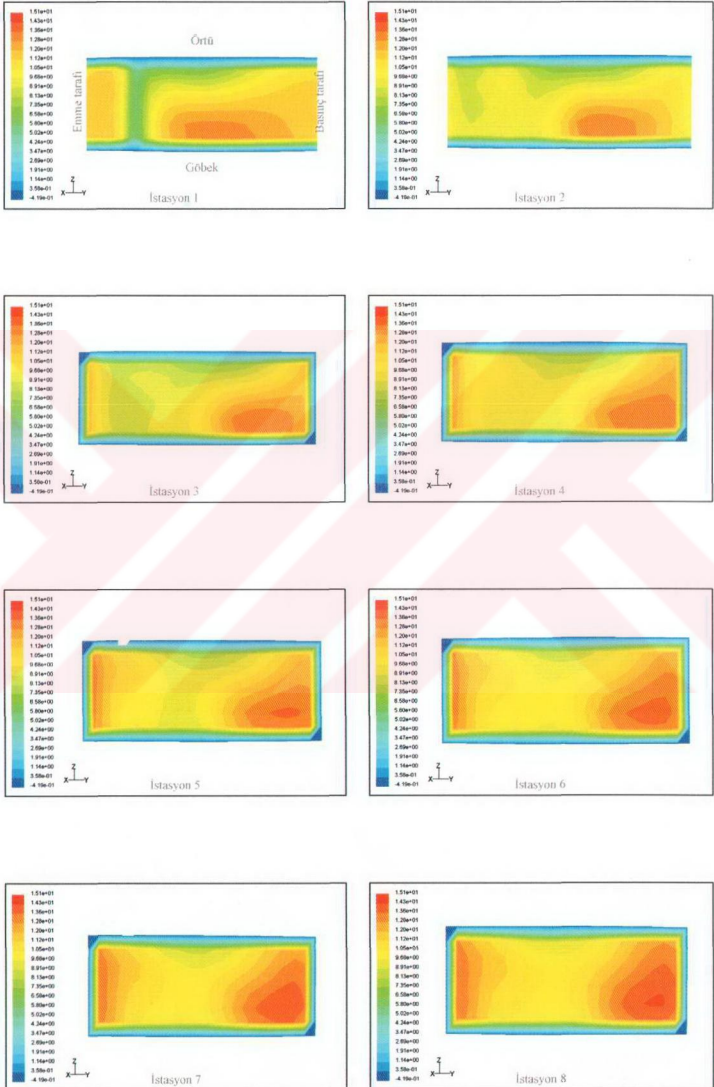
Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yitirdiği kolaylıkla görülebilmektedir. Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda kendini göstermektedir.

Akışın, kanatlı difüzör giriş bölgesinde oldukça bozulmuş ve kararsız yapıda olduğu gözlemlenmiştir. Yalnızca wake tipi akış yapısının örtü bölgesine yakın olduğuna dikkat etmek gerekmektedir.

Radyal mesafeye bağlı olan radyal hız değerlerinin, difüzör içerisinde ilerlerken değerinin vanası difüzörlere nazaran daha küçük değişimler göstermesinin sebebi olarak, vanalar arası kesit alanın istasyondan istasyona sabit kalmasıdır. Santrifüj kuvvet etkisinden kurtulan akışkan sabit difüzör vanalarına çarptığında katı duvar sınır şartına bağlı olarak, duvar yüzeylerinde hızın sıfıra indiği belirgin olarak görülmektedir.

1 numaralı istasyondan, 8 numaralı istasyona doğru ilerledikçe jet-wake akış yapısının, çark dönüş yönüne göre ters yönde hareketinin gözlemlenmesine bağlı olarak, "çark içerisinde santrifüj kuvvetin etkisinde olan akış, çarktan çıktıktan sonra difüzör içerisinde viskoz kuvvet etkisi altına girmektedir" sonucuna varılır.





Şekil 3.40. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) % 90 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki radyal hızlar ( $\text{m/s}$ ).

### 3.2.3.2.2 Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları

Vanalı difüzör için, dizayn noktasında, 8 adet istasyonda elde edilen türbülans kinetik enerji dağılımına ait konturlar Şekil 3.41’de verilmiştir.

İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat izinin türbülans kinetik enerji varlığına katkısı dikkat çekmektedir.

Ayrıca örtü ve göbük yüzeylerinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksek değerlere ulaştığı söylenebilir.

Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgelerini bir arada barındıran örtü bölgesinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksekliği dikkat çekicidir.

Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yavaş yavaş yitirdiği halde vanaya çarpan akışkanda tekrar kinetik enerji değerlerinin yükseldiği tespit edilmiştir.

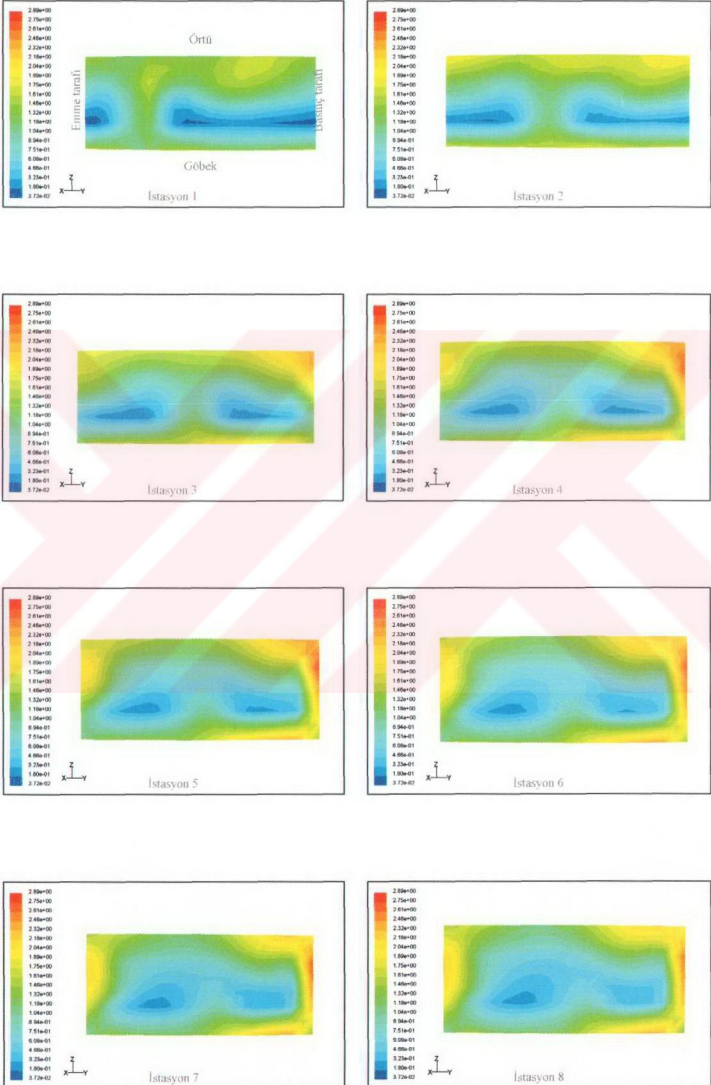
Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda görüntülenen türbülans kinetik enerji dağılımlarında da kolaylıkla görülebilmektedir. Wake tipi akış yapısının bulunduğu bölgede en yüksek türbülans kinetik enerjinin varlığı çarpıcıdır.

Türbülans kinetik enerji değerlerinin düşük olduğu bölge, 1 numaralı istasyonda daha geniş bir bölge iken ilerleyen istasyonlarda ise dağılmaya başladığı ve etkisini tüm pasaj üzerinde gösterdiği net olarak gözlemlenmektedir.

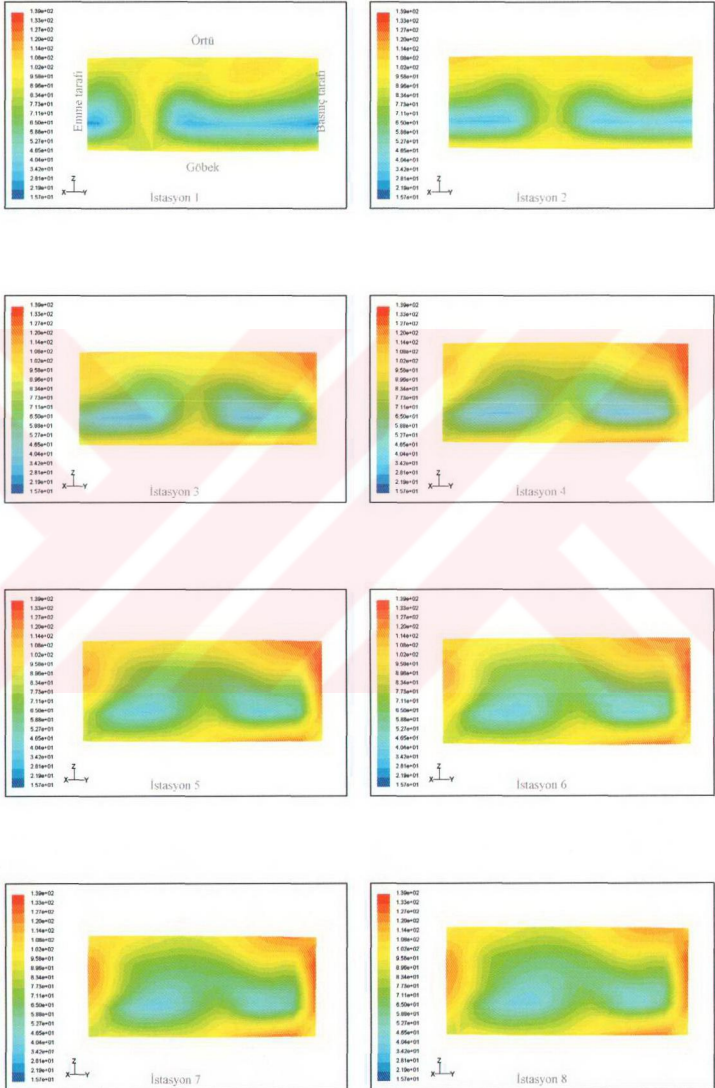
Yukarıdaki sonuçların ışığında, “difüzör kayıplarının temel nedeni olan kanat izinin, kinetik enerji dağılımının yüksekliğine doğrudan katkısı bulunduğu ve kompresör çarkının kanatları tarafından oluşturulan kanat izinin difüzör kayıplarını artırdığı” sonucu çıkarılabilir.

Şekil 3.42’de ise difüzör üzerinde oluşturulan radyal istasyonlarda elde edilen kinetik enerji dağılımını çok daha net göstermekte olan türbülans yoğunlukları verilmiştir.

Kanatlı difüzörler birçok kompresör uygulamalarında kullanılır. Tek bölümlü kompresörlerin çalışma menziline olan etkisi, çark performansı, kanat sayısı, kanatsız bölge oranı, kanat oranı ve hücum kenarı gibi etkilere bağlıdır.



Şekil 3.41. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) % 90 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $m^2/s^2$ ).



Şekil 3.42. Dizayn noktasında ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) % 90 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%).

### 3.2.3.3 Dizayn Noktası Üzerindeki Çözümleme Sonuçları

Vanalı difüzör üzerinde, vanalar arası kanat pozisyonunun % 90 olduğu durumda dizayn noktası üzerindeki 0.152 kg/s kütleli debisi ile yapılan sayısal çalışma sonuçları aşağıda verilmiştir.

#### 3.2.3.3.1 Radyal Hız Dağılımları

Vanalı difüzör için, dizayn noktası üzerindeki bir kütleli debi ile, 8 adet istasyonda elde edilen radyal hız konturları Şekil 3.43'de verilmiştir.

İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat ardında oluşan kanat izi denilen düşük radyal hızlı bölge vanalar arası kanat pozisyonuna bağlı olup, bu durum açıkça görülmektedir.

Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde katı duvar sınır şartı dolayısıyla meydana gelen sınır tabaka ayrılmasına bağlı olarak, negatif radyal hız değerine sahip kısımlar görülmektedir.

Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgeleri belirgin olarak gözlenmektedir. Çevrinti boyutunun debinin artışı ile azalması ve çevrıntinin yerinin tasarım dışı durumlarda değişmesi olmuştur. İkincil akışlar, santrifluj kompresör çarkının çıkış yüzeyinde, çevrıntinin pozisyonunu büyük bir şekilde etkilemiştir. Çark pasajı, bir tanesi emme tarafında saat yönünün tersine doğru olacak şekilde, diğeri göbek yakınına doğru basma tarafında daha güçsüz olup saat yönünde dönen iki vorteks içermektedir. Bunlar, pasaj döngüsü sonucu oluşan koryolis kuvvetleri ve eksenselden radyala geçiş sebebi ile oluşan santrifluj kuvvetleri sonucunda ortaya çıkmışlardır.

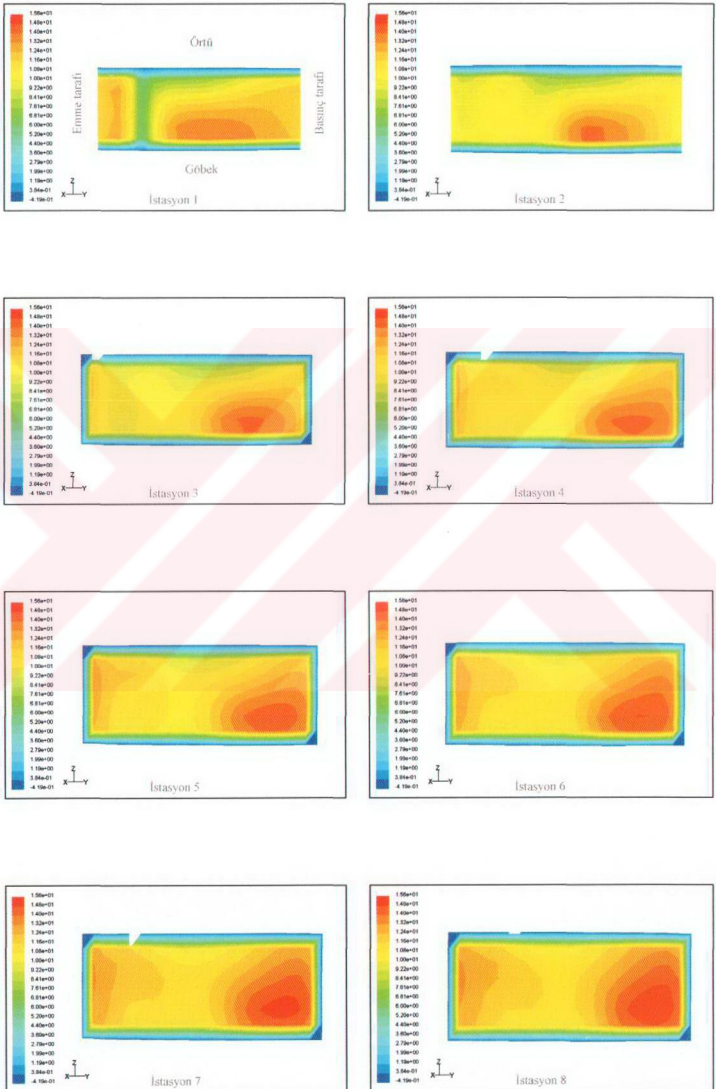
Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yitirdiği kolaylıkla görülebilmektedir.

Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda kendini göstermektedir. Yalnızca wake tipi akış yapısının örtü bölgesine yakın olduğuna dikkat etmek gerekmektedir.

Radyal mesafeye bağlı olan radyal hız değerlerinin, difüzör içerisinde ilerlerken değerinin vanası difüzörlere nazaran daha küçük değişimler göstermesinin sebebi olarak, vanalar arası kesit alanın istasyondan istasyona sabit kalmasıdır. Santrifluj kuvvet etkisinden kurtulan akışkan sabit difüzör vanalarına çarptığında katı duvar sınır şartına bağlı olarak, duvar yüzeylerinde hızın sıfıra indiği belirgin olarak görülmektedir.

1 numaralı istasyondan, 8 numaralı istasyona doğru ilerledikçe jet-wake akış yapısının, çark dönüş yönüne göre ters yönde hareketinin gözlemlenmesine bağlı olarak, "çark içerisinde santrifluj kuvvetin etkisinde olan akış, çarktan çıktıktan sonra difüzör içerisinde viskoz kuvvet etkisi altına girmektedir" sonucuna varılır.





Şekil 3.43. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) % 90 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki radyal hızlar ( $m/s$ ).



### 3.2.3.3.2 Türbülans Kinetik Enerji Dağılımları

Vanalı difüzör için, dizayn noktası üzerinde, 8 adet istasyonda elde edilen türbülans kinetik enerji dağılımına ait konturlar Şekil 3.44'de verilmiştir.

Çark çıkışından, akışın eksenel simetrik olduğu yarıçapa kadar olan statik basınç artışı, radyal momentum değişimine, duvar sürtünme kuvvetinin radyal bileşenine ve dairesel kontrol hacmine etki eden santrifluj kuvvetin büyüklüğüne bağlıdır. İstasyonlara ait konturlar incelendiğinde, 1 numaralı istasyonda, kanat izinin türbülans kinetik enerji varlığına katkısı dikkat çekmektedir.

Ayrıca örtü ve göbek yüzeylerinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksek değerlere ulaştığı söylenebilir. Ölçüm istasyonları üzerindeki jet (yüksek enerjili akış bölgesi) ve wake (düşük enerjili akış bölgesi) bölgelerini bir arada barındıran örtü bölgesinde türbülans kinetik enerji değerlerinin yüksekliği dikkat çekicidir.

Kanat izi 1 numaralı istasyonda belirgin iken diğer istasyonlara bakıldığında kanat izinin etkisini yavaş yavaş yitirdiği halde vanaya çarpan akışkanda tekrar kinetik enerji değerlerinin yükseldiği tespit edilmiştir.

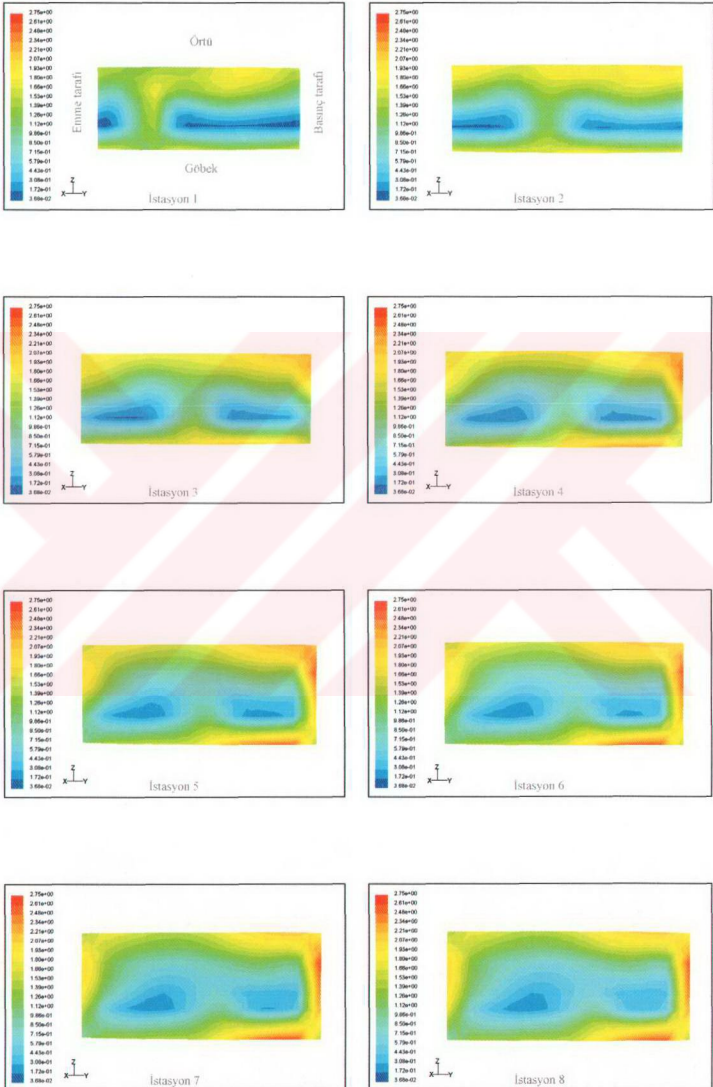
Örtü bölgesi üzerinde jet-wake akış yapısı birbirine çok yakın olarak bulunmaktadır. Bu durum difüzör üzerindeki istasyonlarda görüntülenen türbülans kinetik enerji dağılımlarında da kolaylıkla görülebilmektedir. Wake tipi akış yapısının bulunduğu bölgede en yüksek türbülans kinetik enerjinin varlığı çarpıcıdır.

Türbülans kinetik enerji değerlerinin düşük olduğu bölge, 1 numaralı istasyonda daha geniş bir bölge iken ilerleyen istasyonlarda ise dağılmaya başladığı ve etkisini tüm pasaj üzerinde gösterdiği net olarak gözlemlenmektedir.

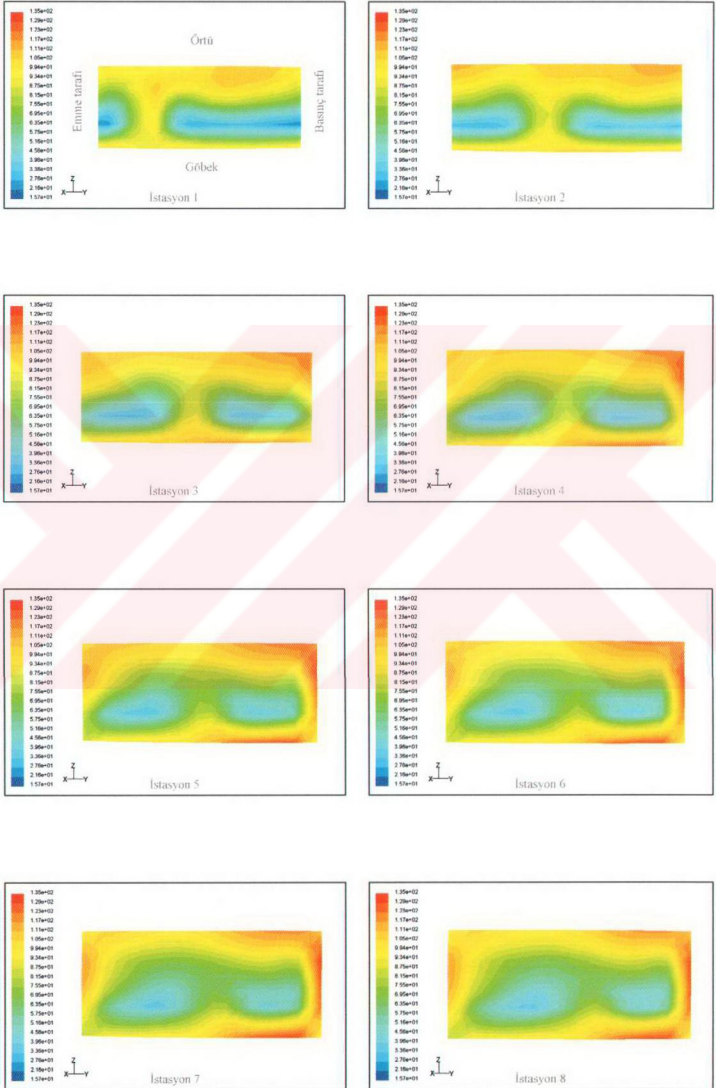
Yukarıdaki sonuçların ışığında, “difüzör kayıplarının temel nedeni olan kanat izinin, kinetik enerji dağılımının yüksekliğine doğrudan katkısı bulunduğu ve kompresör çarkının kanatları tarafından oluşturulan kanat izinin difüzör kayıplarını artırdığı” sonucu çıkarılabilir.

Şekil 3.45’de ise difüzör üzerinde oluşturulan radyal istasyonlarda elde edilen kinetik enerji dağılımını çok daha net göstermekte olan türbülans yoğunlukları verilmiştir.

Kararlı akış gradyanından kaynaklanan türbülans gerilimlerin eksenel yöndeki düzensizliklerden kaynaklandığı görülmüştür. Deneysel sonuçlar, türbülansın, eğrilik ve döngüden kaynaklanan yüksek derecede anizotropik olduğunu ortaya koymuştur.



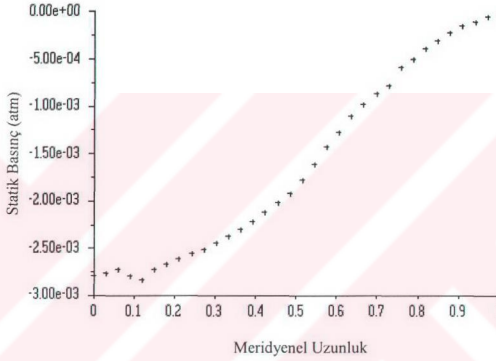
Şekil 3.44. Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) % 90 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans kinetik enerjiler ( $\text{m}^2/\text{s}^2$ ).



**Şekil 3.45.** Dizayn noktası üstünde ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) % 90 kanat pozisyonunda vanalı difüzördeki türbülans yoğunlukları (%).

### 3.3 Basınç ve Hız Değişimi

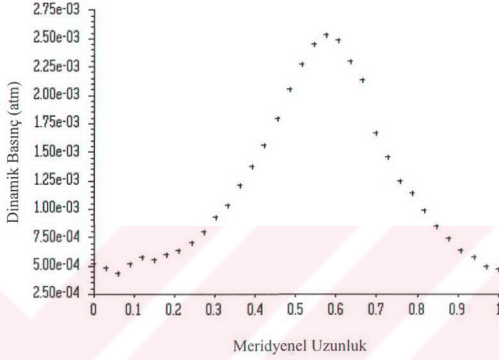
Bu çalışma ile kompresör girişinden difüzör çıkışına olan basınç ve hız değişimleri de incelenmiş olup, örnek olarak aşağıda vanasız paralel duvarlı difüzör üzerinde, dizayn noktasındaki 0.142 kg/s kütleli debisi ile yapılan sayısal çalışmalar sonucunda, çark girişinden, difüzör çıkışına kadar (meridyenel koordinat) statik basınç, dinamik basınç ve toplam basınç değişimi verilmiştir. Şekil 3.46'da statik basınç değişimi gösterilmiştir.



Şekil 3.46. Meridyenel koordinat boyunca ( $m = 0.142$  kg/s) paralel duvarlı difüzörlü santrifüj kompresördeki statik basınç değişimi (atm).

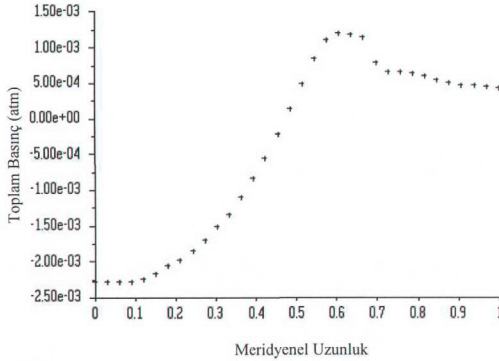
Şekil 3.46 incelendiğinde, çark girişinde çok az yükselen statik basınç değeri tekrar bir düşüş göstermiştir. Bunun sebebi, kanadın emme yüzeyinde oluşan düşük basınç bölgesidir. Bu basınç düşüşünden sonra çark içerisinde tekrar yükselen statik basınç değeri, çark çıkışında yine bir miktar sekteye uğramaktadır. Bunun birkaç nedeni vardır. Birinci neden, çark içerisindeki santrifüj kuvvet etkisinden kurtulan akışkanın difüzör içerisindeki durağan akışkanla karşılaşması, ikinci neden uç boşluğu sızıntısından kaynaklanan basınç kaybı, üçüncü neden ise çark çıkış akımının difüzöre boşaltımı sırasında akışkanın kinetik enerjisinin bir kısmı statik basınca dönüşmez, bunun yerine akışkan parçacıklarının iç enerjisini yükseltmekte kullanılır ve bu nedenle de faydalı basınç artışında bir azalma meydana gelir. Çarktan çıkan akışkanın kinetik enerji - basınç dönüşümü difüzör içerisinde devam eder ve difüzör çıkışına kadar statik basınç artışı devam etmektedir. Çarkın dönüş yönüne göre çark kanadının önünde oluşan dinamik basınç değişiminin meridyenel koordinattaki değişimini veren grafik Şekil 3.47'de verilmiştir. Hava ataleti nedeniyle kanat ile birlikte hareket etmeye isteksizdir. Bu nedenle, dinamik basınç çark boyunca yükselir ve nihayet kanat ucunda en yüksek değerine ulaşır. Havanın hareketinden kaynaklanan dinamik basınç değeri beklendiği gibi çarktan çıktıktan sonra ise

çark çıkışı ile difüzör çıkışı arasında azalma eğilimine gösterir. Çünkü harekete bağımlı olan dinamik basınç, statik basınca dönüşmektedir.



Şekil 3.47. Meridyenel koordinat boyunca ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) paralel duvarlı difüzörlü santrifüj kompresördeki dinamik basınç değişimi (atm).

Toplam basınç değişimi ise, çark çıkışından sonra artan statik basınçtaki artışın, dinamik basınçtaki azalmanın yanında ihmal edilebilecek kadar küçük olmasından dolayı, çark çıkışı ile difüzör çıkışı arasında azalmaktadır. Bu durum Şekil 3.48'de gösterilmiştir.



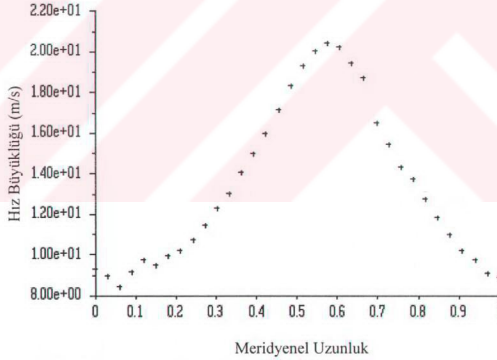
Şekil 3.48. Meridyenel koordinat boyunca ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) paralel duvarlı difüzörlü santrifüj kompresördeki toplam basınç değişimi (atm).



Ayrıca statik ve dinamik basınç değerlerinin değişiminde göze çarpan diğer bir durum da, çark girişinde statik basınç değerinin yüksek olduğu yerde dinamik basınç değerinin düşük, statik basınç değerinin düşük olduğu yerde ise dinamik basınç değerinin yüksek olmasıdır. Bu durum, toplam basınç değişiminin çark girişinde sabit kalmasına neden olmaktadır (Şekil 3.48).

Geriye dönük kanatlar, kanattan kanada olan basınç gradyanının düşmesine sebep olan, kanattan kanat alanına değişen akış çizgisini artırmıştır ve bu da ikincil akışlardaki azalma dolayısıyla kayıplardaki azalmaya sebebiyet vermişlerdir.

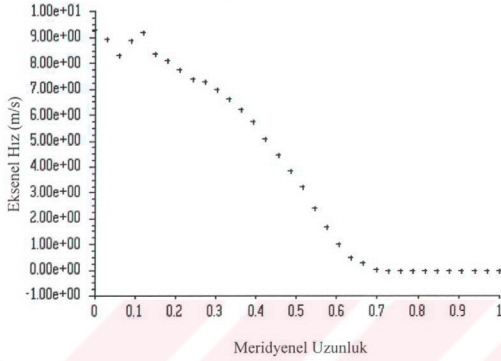
Emme tarafındaki akış ayrılmaları (kopmaları) çarkın yayma kapasitesini düşürür ve çark çıkışında oldukça bozulmuş hız profillerine yol açar. Çark çıkışında, akış en yüksek mutlak hız değerine sahiptir. Bu durum Şekil 3.49'da verilen grafikte açıkça görülmektedir. Şekle bakıldığında çark çıkışına kadar yükselen hız değeri, difüzör içerisinde uygun bir şekilde hızı azaltarak kinetik enerjiyi düşürmek ve böylelikle statik basıncı artırmaktır. Bu yüzden iyi bir difüzör tasarımı gerekmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi çark çıkışındaki akış hızı difüzör içerisinde azalmış ve difüzör çıkışında en düşük seviyelere ulaşmıştır. Burada uygun bir yavaşlama yapıldığı söylenebilir.



Şekil 3.49. Meridyenel koordinat boyunca ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) paralel duvarlı difüzörlü santrifuj kompresördeki hız değişimi (m/s).

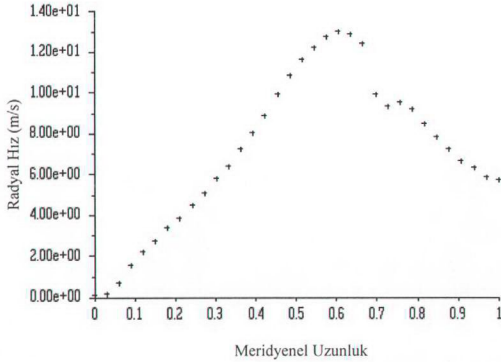
Şekil 3.50'den görüleceği gibi hava çarka aksel doğrultuda emilmiş ve santrifuj kuvvet etkisi ile radyal doğrultuda çark çıkışından difüzöre doğru itilmiştir. Bu nedenle de çark girişinde en yüksek değerlerdeki aksel hız, çark içerisinde azalmıştır. Bunun sebebi çark geometrisine bağlı olarak, hızın, çark içerisinde hem aksel hem de radyal bileşeninin mevcut olmasıdır. Aksel yönde girip radyal yönde itilen havanın aksel hızı, çark çıkışından (kanat çıkışında) difüzör çıkışına kadar ihmal edilecek kadar azalmıştır.





Şekil 3.50. Meridyenel koordinat boyunca ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) paralel duvarlı difüzlü santrifüj kompresördeki eksenel hız değişimi (m/s).

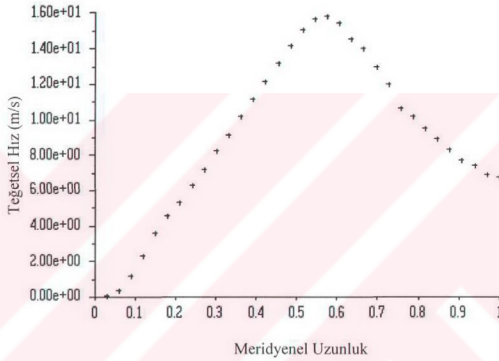
Çark içerisinde merkezkaç kuvvet etkisindeki akışkanın, çark çıkışına kadar, açısal hız ve yarıçapın fonksiyonu olan radyal hızı artmaktadır. Bu durum Şekil 3.51'de verilmiştir. Çark çıkışından sonra difüzöre giren akışkan kinetik enerjisini kaybederek, radyal hızı difüzör çıkışına kadar düşmektedir. Çark çıkışındaki ani radyal hız düşüşünün sebebinin, çark çıkışında akışkan partiküllerinin santrifüj kuvvet etkisinden kurtulması olduğu düşünülmektedir.



Şekil 3.51. Meridyenel koordinat boyunca ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) paralel duvarlı difüzlü santrifüj kompresördeki radyal hız değişimi (m/s).

Çark çıkışından, akışın ekstenel simetrik olduğu yarıçapa kadar olan statik basınç artışı, radyal momentum değişimine, duvar sürtünme kuvvetinin radyal bileşenine ve dairesel kontrol hacmine etki eden santrifluj kuvvetin büyüklüğüne bağlıdır.

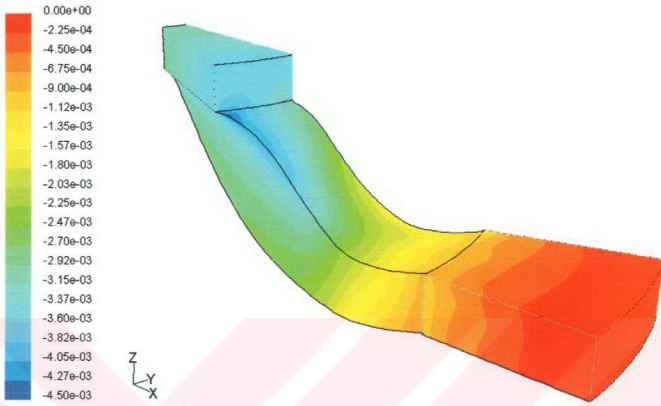
Şekil 3.52'de ise çark girişinden çark çıkışına kadar meridyenel uzunluk boyunca teğetsel hız bileşeninin değişimi gösterilmiştir. Kanat uç boşluğunun etkisi burada da açıkça görülmektedir.



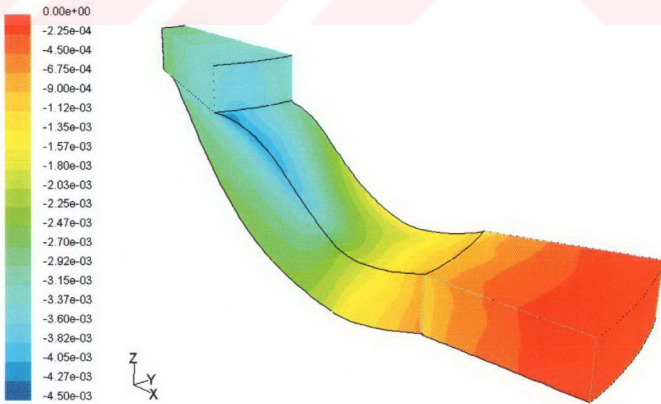
Şekil 3.52. Meridyenel koordinat boyunca ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) paralel duvarlı difüzörlü santrifluj kompresördeki teğetsel hız değişimi (m/s).

Şekil 3.53'te vanasız paralel duvarlı difüzörün kullanıldığı santrifluj kompresörde  $0.132 \text{ kg/s}$  kütleli bedi değeri için pasaj boyunca sayısal analiz ile elde edilen statik basınç değişimi gösterilmiştir. Şekil 3.54'te yine aynı model için  $0.142 \text{ kg/s}$  kütleli bedi değeri ile elde edilen statik basınç değerleri verilmiştir. Şekil 3.55'te de  $0.152 \text{ kg/s}$  kütleli bedi değeri sonuçları gösterilmiştir.

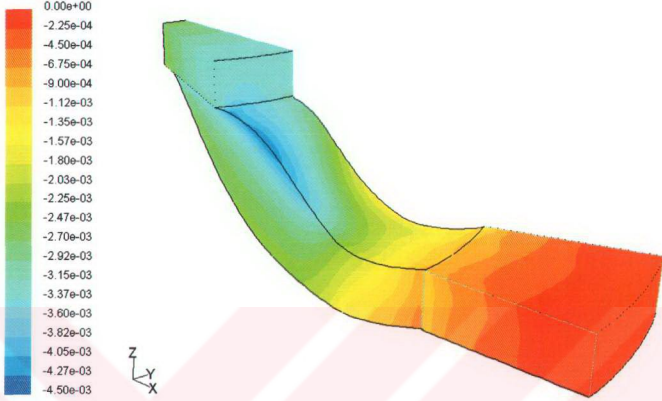
Geriye dönük kanatlar, kanattan kanada olan basınç gradyanının düşmesine sebep olan kanattan kanat alanına değişen akış çizgisini artırmıştır ve bu da ikincil akışlardaki azalma dolayısıyla kayıplardaki azalmaya sebebiyet vermişlerdir. Difüzör girişindeki büyük toplam basınç kaybının karışım kaybı ve tersinir iş değişiminden kaynaklandığı sonucu çıkarılabilir.



Şekil 3.53. Pasaj boyunca ( $m = 0.132 \text{ kg/s}$ ) vanasız paralel duvarlı difüzörlü santrifüj kompresördeki statik basınç değişimi (atm).



Şekil 3.54. Pasaj boyunca ( $m = 0.142 \text{ kg/s}$ ) vanasız paralel duvarlı difüzörlü santrifüj kompresördeki statik basınç değişimi (atm).



**Şekil 3.55.** Pasaj boyunca ( $m = 0.152 \text{ kg/s}$ ) vanasız paralel duvarlı difüzörlü santrifüj kompresördeki statik basınç değişimi (atm).

Yukarıda verilen pasaja ait statik basınç dağılımları incelendiğinde dizayn noktası debisi olan  $0.142 \text{ kg/s}$  kütlelesel debi değeri ile yapılan analiz sonucunda, çark girişinde kanat emme yüzeyine yakın bölgede oluşan düşük basınçlı bölgenin daha geniş olduğu açıkça görülmektedir.

## BÖLÜM IV

### TARTIŞMA ve SONUÇ

Mevcut bir kompresörün sıcaklık oranının bulunması için kompresör akış açılarının ve Mach sayılarının makine geometrisi, dönel hızı ve diğer uygun karakteristikleriyle bağıntıları kurulmalıdır. Bu şekilde gelişen problem çözümleme işine **direkt problem** veya **analiz** adı verilmektedir. Bunun tersine olarak arzu edilen akış açıları ve Mach sayılarına uygun gelecek geometrinin aranmasına da **invers problem** veya **tasarım** denir. İnvers tasarım tüm kısıtlamaların değerlendirmeye katılmasından dolayı en iyi tasarım yöntemidir.

İnvers problemlerde birinci yaklaşım, teğetsel yönde hiçbir değişimin olmadığı aksel simetrik boydan boya akış modeli esas alınır. Bu modelde hız bileşenlerindeki değişimler, kanat sıraları arasındaki aksel istasyonlarda gerçekleşir. Bu yaklaşımda kanat sıraları, kanattan kanada sadece enerji ve momentumun değiştiği ince birer eylem diski (actuator disk) gibi kabul edilmekte, teğetsel değişimler ihmal edilmektedir.

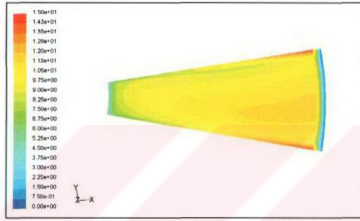
Problemde ikinci yaklaşım, kabul edilen hız yapısını sağlayacak kanat biçimlerinin belirlenmesidir. Yürürlükteki metoda göre kanat sırasının sonsuz sayıda dikdörtgen biçimli kanattan oluştuğu kabul edilir. Daha çok deneysel veriler tercih edilir.

Radyal kompresörlerde sıkıştırma prosesi akışkanın rotor tarafında yaratılan santrifüj kuvvet alanında radyal doğrultuda içten dışa doğru itilmesiyle başarılıdır. Buradaki basınç artışı aksel kompresördeki rotor ve statorakinden farklıdır. Difüzyon prosesinde kinetik enerji değişiminin basınç artışı yerine rotor santrifüj kuvvet alanındaki potansiyel enerji değişiminin basınca dönüşmesi sağlanır. Bu yüzden sınır tabaka büyüme problemleri ve karşıt basınç gradyanındaki ayrılma (separation) ihtimali daha az sınırlıdır.

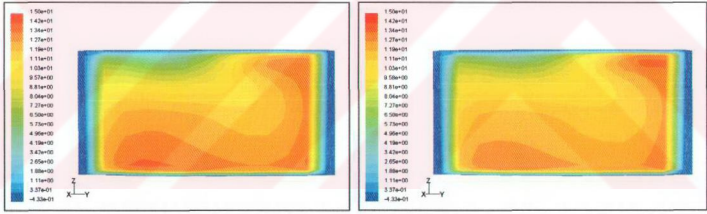
Rotor gözünden giren hava eksen yakınında radyal yöne döndürülür ve rotor ucuna vardığında da rotor teğetsel hızına yakın bir teğetsel hıza kavuşturulur. Rotordan çıkan hava difüzöre girer. Difüzörde yavaşlatılarak statik basıncı artırılır. Difüzörü terk eden hava salyangoz adı verilen bir kanalda toplanır ve sistemden çıkar. Rotor kanatları radyal, öne yatık veya arkaya yatık olabilir. En yüksek basınç oranı, öne yatık kanatlarla gerçekleşir. Fakat aerodinamik dengesizlik ve santrifüj gerilmelerin fazlalığından yüksek hızlı rotorlarda tercih edilmezler. Arkaya yatık kanatlar ise yüksek verimlilik sağlanan ama en düşük basınç oranına sahip tasarımlardır. Öne yatık kanatlarda da yüksek hızlarda gerilme artar.

Çark girişinde düzgün kabul edilebilir akış yapısı (Şekil 4.1), çark içerisindeki viskoz ve santrifüj kuvvet etkisi ile düzensizleşmektedir. Daha önceden Doç. Dr. Ali PINARBAŞI tarafından doktora tezi olarak yapılan deneysel çalışmalarda vurgulandığı gibi, santrifüj kompresör çarkı çıkışında yüksek ve düşük enerjili akış bölgelerini bir arada barındıran, jet-wake akış yapısı her iki difüzör tipi için de Şekil 4.2'de belirgin bir şekilde görülmektedir. Şekil 4.3'te ise konik duvarlı

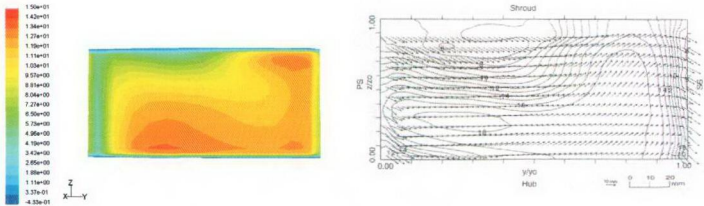
vanasız difüzördeki 1. istasyonda deneysel çalışma ile elde edilen hız dağılımı ile yapılan bu sayısal çalışma sonucunda elde edilen konturlar, deneysel sonuçlar ile sayısal sonuçların paralellliğini sergilemek amacıyla karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Ayrıca çark çıkışında, düşük enerjili bölgenin örtü (shroud), yüksek enerjili bölgenin ise göbek (hub) bölgesinde oluşması yine deneysel sonuçlarla örtüşmektedir.



Şekil 4.1. Konik duvarlı difüzör için çark girişindeki hız dağılımı (m/s).



Şekil 4.2. Vanasız konik ve paralel duvarlı difüzörlerde çark çıkışındaki hız dağılımı (m/s)



Şekil 4.3. 1 numaralı istasyon üzerinde, sayısal ve deneysel analiz ile elde edilen radyal hız dağılımı.



Bütün difüzör pasajlarına bakıldığında, çark çıkışında yoğun bir çapraz akıştan (passage wake) doğan düşük enerjili akış bölgesi gözlemlenmektedir. Akışın difüzöre giriş bölümü olan 1. istasyon'da kompresör kanat izinin etkileri düşük enerji yoğunluklu bölge olan kanadın emme bölgesinde izlenmektedir. Sınır tabaka etkileşimi olarak difüzör cidarlarında hızın yaklaşık olarak sıfıra indirildiği, bunun sebebi olarak sınır şartlarında durgun bölge için kaymanın olmadığı varsayımına dayandığı söylenebilir. Difüzör boyunca (1 ve 8. istasyon aralığında) akışın kompresörün dönme yönünün tersi olarak hareket ettiği, jet-wake akış hareketinin sürekli yer değişiminden gözlenmektedir. Difüzör çıkışına doğru akışta, özellikle son istasyon olan 8. istasyonda kısmen üniform akışın hakim olduğu ve bununda basınç kazanımıyla sonuçlanabileceği tahmine dilmektedir. Deneysel sonuçlara bakıldığında (Pınarbaşı ve Johnson 1994a) sayısal sonuçlarla paralellik görülebilir. Konik ve Paralel duvarlı difüzörlerin karşılaştırılmasından paralel duvarlı difüzör boyunca akışın daha kısa sürede üniform bir forma ulaştığı, yani en son istasyonların karşılaştırılmasından hız vektörlerinin daha düzgün ve düşük değerlerde gözlemlendiği, bunun sonucu olarak basınç kazanımının konik difüzöre nazaran daha fazla olabileceği düşünülmektedir. Ayrıca türbülans kinetik enerjilere bakıldığında, difüzör kayıplarına esas teşkil eden sebebin, çark kanatları tarafından oluşturulan kanat izi (blade wake) olduğu açıkça görülmektedir. Yüksek enerji yoğunluğuna sahip olan jet bölgesinde düşük kinetik enerji, buna karşın düşük enerji yoğunluğuna sahip olan wake bölgesinde ise yüksek kinetik enerji değerleri gözlemlenmiştir. Bunun sebebi olarak kompresörden çıkan akışkanın difüzör içerisinde salınması olarak izah edilebilir. Konik ve Paralel difüzör içerisindeki türbülans kinetik enerji oranlarının karşılaştırılmasına bakıldığında, difüzör duvarlarına yakın bölgede yüksek enerji kaybı gözlemlendiği bununda beklenen sonuç olmasıyla birlikte, türbülans kinetik enerji yoğunluğu konik difüzörde daha fazla hissedilmesi elde edilen hız konturlarıyla, deneysel sonuçların karşılaştırılması neticesinde, uyum gözlemlenmektedir.

Yapılan sayısal çalışma sonucunda,

- Sınır tabakanın etkisiyle oluşan jet-wake akış tipinin ikincil akımları doğurduğu,
- Geriye dönük kanat geometrisine sahip santrifüj kompresörlerin difüzörlerinde, kanatlar arasındaki akış içerisinde mevcut olan çevrintilerin, difüzördeki akış yapısına doğrudan etki ettiği,
- Bu çevrintili akıştan doğan jet-wake akış yapısının difüzör içerisinde de hareketini sürdürdüğü,
- Bu jet-wake akış türbülans difüzör içerisinde çark dönüş yönünün aksi istikamette (emme bölgesinden basma bölgesine) hareket ettiği,
- Türbülans kinetik enerji oranlarının %10 mertebesinde seyrettiği ve türbülans kinetik enerji değerlerinin wake bölgesinde yüksek olduğu,

- Eckadt, D., (1976)** "Detailed flow investigations within a high speed centrifugal compressor impeller" *Journal of fluids Engineering* Sept. pp. 390
- Farge, T.Z., Johnson, M.W., and Maksoud, TMA., (1988)** "Tip leakage in a centrifugal impeller" *ASME Paper* 88-GT-210
- Farge TZ., (1989)** "Centrifugal compressor" *PhD Thesis* University of Liverpool
- Farge, T.Z., and Johnson, M.W., (1990)** "The effect of backswept blading on the flow in a centrifugal compressor impeller" *ASME Paper* No. 90-GT-231.
- Farge, T.Z., and Johnson, M.W., (1992)** "Effect of flow rate on loss mechanisms in a backswept centrifugal impeller" *Int J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 13, No. 2, pp. 189-196.
- Fisher EH., Inoue M., (1981)** "A study of diffuser rotor interaction in a centrifugal compressor" *IMechE*. v: 23, pp.149.
- Hah, C. (1987)** "Calculation of 3-D viscous flows in turbomachinery with an implicit relaxation method" *Journal of propulsion and power*, Sept-Oct, v:3, n:5, pp. 415-422.
- Hathaway, M.D., Chris, R.M., Wood, J., and Strasisar, J., (1992)** "Experimental and computation of the NASA low-speed centrifugal compressor field" *ASME Paper* No. 92-GT-213.
- Hayami, H., et al (1990)** "Application of a low speed solidity cascade diffuser to transonic centrifugal compressor" *ASME Journal of Turbomachinery*, v:112, pp.25-29.
- Haupt U., Seidel U., Abdel-Hamed AN., Rautenberg M., (1988)** "Unsteady flow in a centrifugal compressor with different types of vaned diffusers" *Jn of Turbomachinery* v:110, pp.293.
- Inoue, M., (1980)** "Centrifugal compressor diffuser studies" *Ph.D. thesis*, University of Cambridge.
- Inoue, M., and Cumpsty, N.A., (1984)**, "Experimental study of the centrifugal impeller discharge flow in vaneless diffusers" *Journal of Eng. for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp. 455-467.
- Ishikawa K., Nakamura I., (1990)** "Performance chart and optimum geometries of conical diffusers with uniform inlet flow and tailpipe discharge" *JSME*. v: 33, pp.97.
- Japikse D., (1986)** "A new diffuser mapping technique" *Jn of Fluids Eng.* v: 108, pp.148.
- Johnson, M.W., and Moore, J., (1980)** "The development of wake flow in a centrifugal compressor" *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 102, pp. 383-390.
- Johnson, M.W., and Moore, J., (1983a)** "Secondary flow and mixing losses in a centrifugal compressor impeller" *ASME Jn of Engineering for Power*, Vol. 105, pp. 24-32.
- Johnson, M.W., and Moore, J., (1983b)** "Influence of Flow rate on the wake in a centrifugal impeller" *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 105, pp. 33-39.

- Johnston, J.P., and Eide, S.A., (1976)** "Turbulent boundary layers on centrifugal compressor blades: Prediction of the effects of surface curvature and rotation" *Jn of fluids Eng.* pp. 374-381.
- Johnston J.R., and Dean, R.C., (1966)** "Losses in vaneless diffuser on centrifugal compressor and pumps", *Jn. of Eng. for Power.* v:88, pp.49-60.
- Jorgensen, F.E., (1971)** "Directional sensitivity of wire and fiber film probes" *DISA information* no. 11, p. 31-37.
- Katsanis, T., (1965)** "Use of arbitrary quasi-orthogonals for calculating flow distribution in the meridional plane of turbomachinery" *NACA*, TND 2546.
- Krain, H., (1981)** "A study on centrifugal impeller and diffuser flow" *ASME Journal of Engineering for Power.* v:103, pp.688-697.
- Krain, H., (1988)** "Swirling Impeller Flow" *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 110, pp. 122-128.
- Lapworth BL., and Elder RL., (1988)** "Computation of the jet-wake flow structure in a low speed centrifugal impeller" *ASME paper* 88-GT-217.
- Maksoud, T.M.A., and Johnson, M.W., (1987)** "Mean and Turbulent Flow Measurements within the Vaneless Diffuser of a Centrifugal Compressor", *Proc IMechE Conf.* C263/87
- Maksoud, T.M.A., and Johnson, M.W., (1989)** "Stress tensor measurements within the vaneless diffuser of a centrifugal compressor" *Proc. IMech E Conf.* C263/87.
- Mizuki, S., Sato, K., Ariga, I., and Watanabe, I., (1980)** "Estimation of Jet and wake flow rates within centrifugal and mixed-flow impellers", *ASME, Performance prediction of centrifugal pumps and compressors*, pp. 97-104.
- Moore, J. (1976)** "Eckardt's impeller - a ghost from ages past" *Cambridge University Eng. Dept. Report*, CUED/A Turbo/TR83.
- Moore J., Moore JG., (1981)** "Calculations of 3-d viscous flow and wake development in a centrifugal impeler" *Jn of Eng. for power.* v:103, pp.368-372.
- Moore, J., and Moore, JG., (1983)** "Entropy production rates from viscous flow calculation, Part 1- A turbulent boundary layer flow" *ASME Paper* 83-GT-70.
- Moore, J., Shaffer, DM., and Moore, JG., (1987)** "Reynolds stresses and dissipation mechanisms downstream of a turbine cascade" *ASME Jnl of Turbomachinery*, vol. 109, pp. 258-267.
- Moore, J., and Moore, JG., (1994a)** "Osborne Reynolds: Energy methods in transition and loss production: A Centennial perspective" *ASME paper* 94-GT-225 to be published in *Jnl of Turbomachinery*.

- Moore, J., Moore, J.G., Heckel, S.P., and Ballesteros, R., (1994b)** "Reynolds stresses and dissipation mechanisms in a turbine tip leakage vortex", *ASME paper* 94-GT-267.
- Morishita, E. (1982)** "Centrifugal compressor diffusers" *MSc thesis*, Cambridge university.
- Mounts, J.S., and Brasz, J.J., (1992)** "Analysis of the jet/wake mixing in a vaneless diffuser" *ASME Paper No.* 92-GT-418.
- Pinarbasi, A. and Johnson, M. W. (1994)** "Detailed flow measurements in a centrifugal compressor vaneless diffuser" *ASME Journal of Turbomachinery* v: 116, no: 4, pp 453-461.
- Pinarbasi, A. and Johnson, M. W. (1994a)** "Detailed stress tensor measurement in a centrifugal compressor vaneless diffuser" *ASME paper 94-GT-227 to be published in Journal of Turbomachinery*.
- Pinarbasi, A. and Johnson, M. W. (1994b)** "Off design flow measurements in a centrifugal compressor vaneless diffuser" *ASME Journal of Turbomachinery* v: 117, no: 4, pp 602.
- Pinarbasi, A. and Johnson, M. W. (1994c)** "Off design Reynolds stress tensor measurements in a centrifugal compressor vaneless diffuser" *Int. Mech. Eng. Congress, The Winter Annual Meeting of ASME FE-7A, Chicago, FED-Vol: 203 (Turbulence in Complex Flows, pp 43-49, ASME)*.
- Pinarbasi, A. and Johnson, M. W. (1994d)** "A phase lock loop acquisition procedure for Reynolds stress tensor measurements in a centrifugal compressor vaneless and vaned diffusers" *Presented and Published at Proc. ICFDMA Conference, Beijing, China*.
- Pinarbasi, A. and Johnson, M. W. (1995a)** "3-D flow measurement in conical and straight wall centrifugal compressor vaneless diffuser" *To be published in Journal of Mechanical Engineering Science*.
- Pinarbasi, A. and Johnson, M. W. (1995b)** "Experimental flow investigation in a centrifugal compressor vaned diffuser" *Presented at ASME Turbo Exposition, paper no: 95-GT-80, Houston, USA*.
- Pinarbasi, A. and Johnson, M. W. (1995c)** "A study of Reynolds stress dissipation and loss generation in a centrifugal compressor vaneless diffuser" *Presented at ASME Turbo Exposition, paper no: 95-GT-150, Houston, USA*.
- Pinarbasi, A., (1995)** "Off design flow measurement in a centrifugal compressor vane diffuser", *Departmental Report. Thermo fluids division, University of Liverpool*.
- Prince, T.C. and Ryans, A.C., (1984)** "3-D inviscid computation of an impeller flow", *Jn of Eng. for gas turbines and power*, v.106, pp. 523-528.
- Runstadler P.W., and Dean R.C., (1969)** "Straight channel diffuser performance at high inlet Mach numbers" *ASME jn of basic Engg.* v:91, n:3.



- Reynolds, O., (1895)** "On the dynamical theory of incompressible viscous fluids and the determination of the criteria", *Phil. Trans. Roy. Soc. A* vol:186, pp:123.
- Rodgers, C., (1982)** "The performance of centrifugal compressor channel diffusers" *ASME paper* No: 82-GT-10.
- Rodgers, C., (1984)** "Static pressure recovery characteristics of some radial vaneless diffusers" *Canadian Aeronautics and Space Journal*, v:30, n:1, pp 42-54.
- Senoo, Y., and Ishida, M., (1975)** "Behaviour of severely asymmetric flow in a vaneless diffuser" *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 97, No. 3 pp, 375-387
- Senoo, Y., and Ishida, M., (1986)** "Pressure loss due to the tip clearance of impeller blades in centrifugal and axial blowers", *Jn. of Eng. for gas turbines and power*, pp. 32-37.
- Senoo, Y., Kinoshita, Y., and Ishida, M., (1977)** "Asymmetric flow in vaneless diffusers of centrifugal blowers" *ASME Jnl. of Fluids Engg.*, vol. 99 pp. 104-113.
- Senoo Y., Kinoshita Y., (1977)** "Influence of the inlet flow conditions and geometries of centrifugal vaneless diffusers on critical flow angle for reverse flow" *ASME Transactions* v:99, n:3, pp.98-103.
- Senoo Y., Nishi M., (1977)** "Prediction of flow separation in a diffuser by a boundary layer calculation" *Jn of Fluids Eng.* June, pp.379.
- Senoo Y., Hayami, Y., Kinoshita T., Yamasaki H., (1979)** "Experimental study on flow in a supersonic centrifugal and axial compressors" *Int. Journal of Japan society of Mech Eng.* v:30. pp:375-385.
- Stanitz, J.D., (1948)** "Two-Dimensional compressible flow in conical mixed flow compressors", *NACA*, TN 1744.
- Stanitz J. D., (1952)** "Some theoretical aerodynamic investigations of impeller in radial and mixing flow centrifugal compressors" *Trans ASME* v:74, p:473-497
- Stein W., Rautenberg M., (1985)** "Flow measurements in two cambered vane diffusers with different passage widths" *ASME paper* 85-GT-46.
- Stein W., Rautenberg M., (1988)** "Analysis of measurements in vaned diffusers of centrifugal compressor" *Jn of Turbomachinery* v:110, pp.115.
- Sturge, D.P., and Cumpsty, N.A., (1975)** "Two-dimensional method for calculating separated flow in a centrifugal impeller", *Jn of Fluids eng.* v:97 pp.581-597, Turbo/TR 62.
- Tourlidakis A., Elder RL., (1993)** "Numerical investigation of centrifugal compressor flows with tip leakage using a pressure correction method" *IGTI Paper.* 93-GT-109,

**Ubaldi, M., Zunino, P., Cattanei, A., (1992)** "Relative Flow and Turbulence of a Backward Centrifugal Impeller" *ASME paper* 92-GT-212.

**Yoshinaga, Y., et al.** 1980 "Aerodynamic performance of a centrifugal compressor with vaned diffusers" *ASME Journal of Fluids Engineering* v: 102, pp.486-493

**Wu, C.H., (1952)** "A general theory of 3-d flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial, radial and mixed flow types", *NACA*, TN 2604.



## BÖLÜM VI ÖZGEÇMİŞ

1976 yılında Ardahan'ın Hanak ilçesinde doğdu. İlk ve orta öğrenimini Kars'ta tamamladı. 1995 yılında İstanbul Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksek Okulu'ndan Makine Teknikeri unvanıyla mezun olduktan sonra, Cumhuriyet Üniversitesi Mühendislik Fakültesi'nde eğitimine devam etti ve 2000 yılında Makine Mühendisliği Bölümünden Mezun oldu. Aynı yıl Cumhuriyet Üniversitesi'ne bağlı Akdağmadeni Meslek Yüksek Okulu'nda öğretim görevlisi olarak göreve başladı. Şu anda hala Cumhuriyet Üniversitesi Sivas Meslek Yüksek Okulu Makine Programı'nda görevini sürdürmektedir.

### Yayımları:

1. Öztürk TATAR, K. Melih GÜLEREN, Ali PINARBAŞI, "Santrifüj Kompresördeki Akışın Sayısal İncelemesi", I. Ege Enerji Sempozyumu ve Sergisi, 22-23-24 Mayıs 2003, Denizli, TÜRKİYE.
2. Öztürk TATAR, Adnan ÖZTÜRK, Ali PINARBAŞI, "Konik ve Paralel Yüzeyle Kompresör Difüzöründeki Akışın Nümerik İncelenmesi", 15. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 7-8-9 Eylül 2005, Trabzon, TÜRKİYE.

## BÖLÜM VII

### EKLER

#### 7.1 EK 1 Orijinal Çark Geometrisi

De Havilland Ghost çark, çark çıkışında 30° geriye döntük 19 adet kanat yapısına sahiptir. Çarkın ana boyutları;

Dış çap : 909.3 mm

Örtü giriş çapı : 571.5 mm

Göbek giriş çapı : 177.8 mm

Ghost çark için eğri denklemi silindirik koordinat sisteminde Moore (1976) tarafından tanımlanmıştır. Burada  $z$ , çark göbeğinin çıkışından, akış yönüne zıt olan aksenal mesafedir. Aksenal mesafe  $z$  ile kanat açısı  $\tau$ 'nın değişimi bir elips denklemi ile ifade edilir.

$$z \geq c \text{ için, } \left(\frac{\tau}{a}\right)^2 + \left(\frac{z-c}{b}\right)^2 = 1$$

ve  $0 \leq z \leq c$  için  $\tau$ 'da değişim yoktur. Burada,

$a = 31.983^\circ$ ,  $b = 182.73 \text{ mm}$ ,  $c = 72.39 \text{ mm}$ 'dir.

Örtü profilini tanımlayan denklem ise aşağıdaki gibidir.

$72.39 \leq z \leq 212.09$  için  $(r-r_0)^2 + (z-z_0)^2 = R^2$ . Burada,

$r_0 = 425.45 \text{ mm}$ ,  $z_0 = 212.09 \text{ mm}$ ,  $R = 139.7 \text{ mm}$ ,

ve

$212.09 \leq z \leq 237.49$  için  $r = 285.75 \text{ mm}$

$425.45 \leq r \leq 454.66$  için  $z = 72.39 \text{ mm}$

Göbek profili ise iki dairesel yay denklemiyle tanımlanmıştır. Bu denklemlerde,

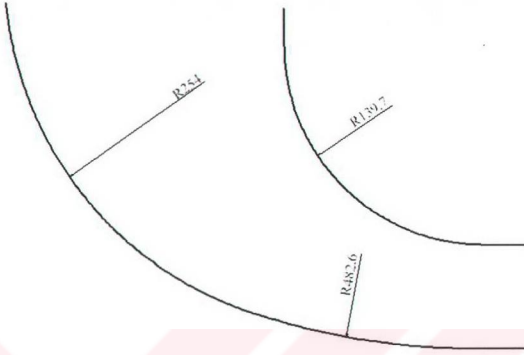
$25.4 \leq z \leq 241.3$  için  $r_0 = 342.90 \text{ mm}$ ,  $z_0 = 266.19 \text{ mm}$  ve  $R = 254.0 \text{ mm}$

$0.0 \leq z \leq 25.4$  için  $r_0 = 416.56 \text{ mm}$ ,  $z_0 = 482.60 \text{ mm}$  ve  $R = 482.6 \text{ mm}$

ve

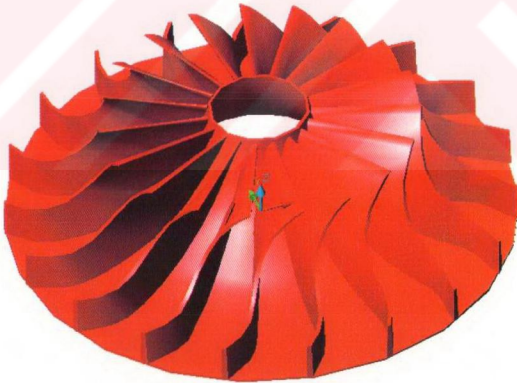
$454.66 \leq r \leq 416.56$  için  $z = 0.0$

Bu çark geometrisine ait örtü ve göbek profilini oluşturan yaylar Şekil 7.1'de gösterilmiştir.



Şekil 7.1. Örtü ve göbek profili.

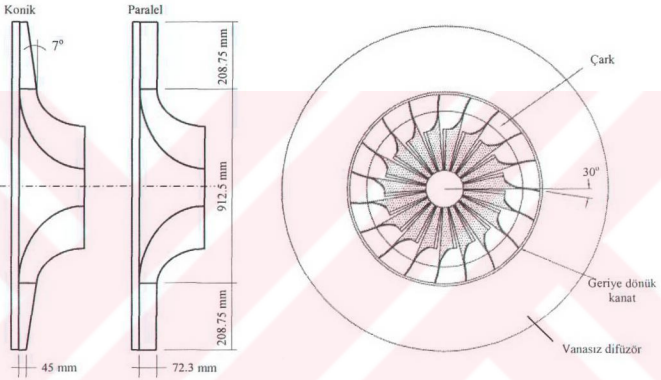
Ayrıca, çarka ait 3 boyutlu model, Şekil 7.2'de verilmiştir. Fakat kanat geometrisinin görülebilmesi açısından şekil üzerinde örtü şeffaflaştırılmıştır.



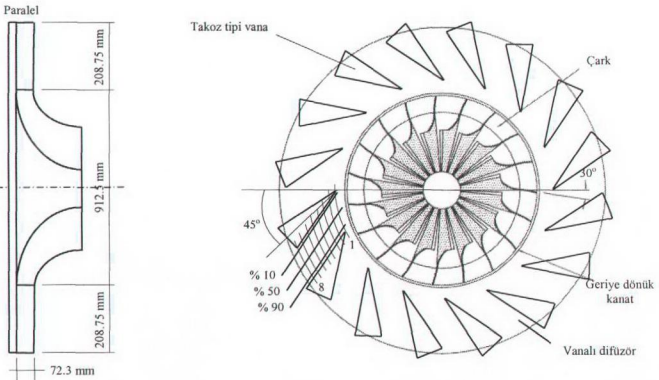
Şekil 7.2. Çarka ait 3-boyutlu model.

## 7.2 EK 2 Vanalı Ve Vanasız Difüzörlerin Genel Geometrik Yapıları İle Ölçüm Yerleri

Çark çıkışından sonra akışkan hızının azaltılarak, basıncın arttığı bölge olan difüzörlere ait genel geometrik boyutlar aşağıda gösterilmiştir. Konik ve paralel duvarlı vanasız difüzöre ait geometrik boyutlar Şekil 7.3'te, takoz tip vanalı difüzörün geometrik boyutları ise Şekil 7.4'te verilmiştir.



Şekil 7.3. Konik ve paralel duvarlı vanasız difüzörlerin geometrik boyutları.



Şekil 7.4. Vanalı difüzörün geometrik boyutları.

Vanalı difüzör ve vanalara ait geometrik ölçüler Tablo 7.1'de verilmiştir.

Vanalı Difüzör	
Vana geometrisi	Takoz (uç açısı 22.5°)
Vana sayısı	16
Uzunluk/çıkış alanı oranı	1
Difüzör boğaz genişliği	178.5 mm
Difüzör giriş yarıçapı	456.25 mm
Difüzör çıkış yarıçapı	663.41 mm
Uzunluk/genişlik oranı	0.37
Kanal boğaz uzunluğu	208.75 mm
Vanasız boşluk/yarıçap oranı	1.1
Vana yüksekliği	72.39 mm
Vana açısı	45°
Vana uzunluğu	195 mm

**Tablo 7.1.** Vanalı difüzörün geometrik boyutları.

Deney düzeneğinde kullanılan çarka ait bazı geometrik ölçüler ve kompresörün çalışma koşulları Tablo 7.2'de verilmiştir.

Kanadın göbekteki giriş yarıçapı	88.75 mm
Kanadın örtüdeki giriş yarıçapı	283.75 mm
Çıkış yarıçapı	454.66 mm
Kanat geri dönüş açısı	30°
Kanat çıkış yüksekliği	72.39 mm
Dönme hızı	500 rpm
Çıkış mutlak akış açısı	45°

**Tablo 7.2.** Çarka ait geometrik boyutlar ve çalışma şartları.

Vanasız ve vanalı difüzörler üzerinde oluşturulan ölçüm istasyonlarına ait geometrik boyutları ise Tablo 7.3'te verilmiştir.

İstasyon No	1	2	3	4	5	6	7	8
Vanasız difüzör ( $R / R_0$ )	1.02	1.08	1.15	1.21	1.27	1.33	1.39	1.45
Vanalı difüzör ( $R / R_0$ )	1.02	1.08	1.14	1.20	1.26	1.32	1.38	1.44

**Tablo 7.3.** Ölçüm istasyonlarına ait geometrik boyutlar.



### 7.3 EK 3 Rotor İle Akışkan Arasında Enerji Transferi

#### 7.3.1 Momentum Denklemi

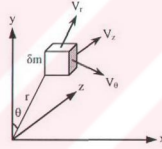
Turbo makine dinamiğini tanımlamak için açısal momentum kavramını kullanmak çok yararlıdır. Şekil 7.5'de gösterilen  $\delta m$  kütleli akışkan maddesel noktası göz önüne alınsın. Akışı tanımlamak için en uygunu  $r$ ,  $\theta$ ,  $z$  silindirik koordinatlarıdır. Bu koordinat sisteminde mutlak hızın radyal, teğetsel ve eksenel bileşenleri sırasıyla  $V_r$ ,  $V_\theta$ ,  $V_z$  olarak söylenebilir. Bu sistemde mutlak hız vektörü,

$$V = V(r, \theta, z, t) \quad (7.1)$$

dir. Dönel kanatlarda hız vektörü  $W$  dönel koordinatlara göre ölçülür. Mutlak hız ve bağıl hızlar arasındaki ilişki,

$$r \cdot \omega = U \quad (7.2)$$

kanat hızıyla kurulabilir.



Şekil 7.5. Bir akışkan maddesel noktasının silindirik koordinat sisteminde hareketi.

Maddesel nokta için Newton'un hareket kanunu,

$$F = \delta m \frac{dV}{dt} \quad (7.3)$$

(7.3) denklemi teğetsel yönde yazılır ve denklemin her iki yanını  $r$  ile çarpılıp düzenlemesi yapılırsa,

$$r \cdot F_\theta = \delta m \cdot \frac{d}{dt} \cdot (r \cdot V_\theta) \quad (7.4)$$

(7.4) denklemi elde edilir.

$$\tau = r \cdot F_\theta \quad (7.5)$$

çarpımına maddesel noktaya  $z$  eksenine göre etkiyen tork adı verilir. (7.4) denkleminin sağ tarafı, maddesel noktanın birim zamandaki momentumudur. Turbo makinedeki akış, maddesel noktaların oluşturduğu bir kontrol hacmidir. Düzenli akışta viskoz kuvvetler ihmal edilirse kontrol hacmine etkiyen kuvvetin teğetsel bileşeni momentumun korunumundan;

$$F_{\theta} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{dV_{\theta}}{dt} + V_r \cdot \frac{\partial V_{\theta}}{\partial r} + \frac{V_{\theta}}{r} \cdot \frac{\partial V_{\theta}}{\partial \theta} + V_z \cdot \frac{\partial V_{\theta}}{\partial z} + \frac{V_r \cdot V_{\theta}}{r} \quad (7.6)$$

yazılır. Tork,

$$\sum \tau = \int_{KY} (r \cdot V_{\theta}) \cdot \rho \cdot V_n \cdot dA \quad (7.7)$$

(7.7) denklemi giriş çıkış alanlarında kütle debinin sabit olması durumunda düzenlenebilir.

### 7.3.2 Euler Denklemi

Kanat bölgesinden yeterli derecede uzaktaki akım önü ve akım ardında kontrol yüzeyleri varsayılın. Bu kontrol yüzeyleri arasında akışın düzenli (steady) olduğu kabul edilebilir. Kaskata giren ve çıkan akım demetleri varsayarak enerji ve momentumun korunumu prensiplerini uygulayabiliriz. Kanatlarla transfer olan itkisel güç,

$$\dot{W} = \tau \cdot \omega \quad (7.8)$$

ve neticede,

$$\left( h_c + \frac{V_c^2}{2} \right) - \left( h_b + \frac{V_b^2}{2} \right) = \omega \cdot (r_c \cdot V_{\theta c} - r_b \cdot V_{\theta b}) \quad (7.9)$$

elde edilir. Akışın termodinamiği ve aerodinamiği arasında köprü kuran bu denkleme **Euler denklemi** denir.