

CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÜŞÜK HIZLI SANTRİFÜJ KOMPRESÖRDE ROTOR ETRAFI ÜÇ-BOYUTLU AKIŞ
YAPISININ NÜMERİK İNCELEMESİ**

Özkan TUNCAY
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 : Doç. Dr. Ali PINARBAŞI
Üye : Doç. Dr. Ertan BUYRUK
Üye : Yrd. Doç. Dr. Coşkun ÖZALP

ONAYLI

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım.

27/06/2008

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

Prof. Dr. H. Hüseyin BAŞIBÜYÜK

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

BÖLÜM I GİRİŞ.....	1
1.1 Ön Bilgi.....	1
1.2 Giriş.....	2
1.2.1 Çark.....	2
1.2.2 Difüzör.....	5
1.3 Sınır Tabaka Teorisi.....	6
1.4 İkincil Akış Mekanizması.....	7
1.5 Çevrinti Şekli ve Gelişimi:.....	8
BÖLÜM II YÖNTEM VE TEKNİKLER.....	10
2.1. Deneysel Çalışma.....	10
2.1.1. Santrifüj Kompresöre Ait Deney Düzenegi.....	10
2.1.2. Ölçüm Metodu.....	12
2.1.3. Ölçülen Parametreler.....	13
2.2. Sonlu Hacimler Yöntemi.....	14
2.2.1. Denklem Formülasyonu.....	14
2.2.2. Ayrıksallaştırma.....	16
2.3. Sayısal Çözümde Kullanılan Sınır Şartları.....	19
2.3.1 Kütle Girişi.....	19
2.3.2 Katı Duvar.....	19
2.3.3 Periyodik.....	19
2.3.4 Basınç Çıkışı.....	19
2.3.5 Akışkan.....	19
2.3.6 Diğer Kabuller.....	20
2.4. Türbülans Modeli.....	20
BÖLÜM III BULGULAR.....	22
3.1. Radyal Kanatla Yapılan Çalışma Sonuçları.....	23
3.2.1 Dizayn Noktası Altındaki Çözümlenmeler.....	23
3.2.2 Dizayn Noktasındaki Çözümlenmeler.....	38
3.2.3 Dizayn Noktası Üstü Çözümlenmeler.....	53
3.2. Geriye Dönük Kanatla Yapılan Çalışma Sonuçları.....	68
3.3.1 Dizayn Noktası Altındaki Çözümlenmeler.....	68
3.3.2 Dizayn Noktasındaki Çözümlenmeler.....	83
3.3.3 Dizayn Noktası Üstü Çözümlenmeler.....	98
BÖLÜM IV TARTIŞMA ve SONUÇ.....	113
BÖLÜM V KAYNAKLAR.....	119

BÖLÜM VI ÖZGEÇMİŞ	121
BÖLÜM VII EKLER	122
7.1. EK 1 Orjinal Çark Geometrisi	122
7.2. EK 2 Santrifüj Kompresör Çarkındaki Geometrik Yapıları ile Ölçüm Noktaları.....	124
7.3. EK 3 Rotor İle Akışkan Arasında Enerji Transferi.....	125
7.3.1 Momentum Denklemi.....	125
7.3.2 Euler Denklemi	126

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DÜŞÜK HIZLI SANTRİFÜJ KOMPRESÖRDE ROTOR ETRAFI ÜÇ-BOYUTLU AKIŞ YAPISININ NÜMERİK İNCELEMESİ

Özkan TUNCAY

Cumhuriyet Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Ali PINARBAŞI

Bu çalışmada, radyal kanatlı ve geriye dönük kanatlı düşük hızlı bir santrifüj kompresördeki akışın nümerik analiz sonuçları ile deneysel çalışma sonuçları karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmada kullanılan 19 adet 30° geriye dönük kanat geometrisine sahip düşük hızlı santrifüj kompresörün GAMBİT programı ile birebir 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. Çark boyunca beş istasyonda radyal, teğetsel, eksensel hızlar ve basınçlar hesaplanmıştır.

ANAHTAR KELİMELER: Santrifüj Kompresör, radyal kanatta akış, geriye dönük kanatta akış, Nümerik Analiz, Sonlu Hacimler Metodu

SUMMARY

M. S. Thesis

NUMERICAL ANALYSIS OF 3-D FLOW IN ROTOR OF A LOW SPEED CENTRIFUGAL COMPRESSOR

Özkan TUNCAY

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 radial impeller and backswept impeller on low speed centrifugal compressors as numerical and experimentally. 3-D flow phenomena in centrifugal compressor which, it has 19 blades and 30⁰ 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. Radial, tangential, axial velocity and pressure have been computed on five planes through the impeller.

KEY WORDS: Centrifugal compressor, radial impeller flow, backswept impeller flow, Finite volume method

TEŞEKKÜR

Çalışmanın hazırlık aşamasından son haline kadar tüm aşamalarında bana destek olup engin bilgisiyle çalışmanın şekillenmesinde büyük emek sahibi Sayın Danışman Hocam Ali PINARBAŞI'na, yapılan çalışmanın özellikle nümerik kısmında beni yönlendiren hatta benimle çözümler yapıp, yorumlayan çok kıymetli Hocam Öğr. Gör. Öztürk TATAR'a ve farklı problemler üzerine çalıştığımızdan sadece çalışmanın yönlenmesinde etkili olan ama daha önemlisi kazandığımız arkadaşlıktan dolayı Hocam Arş. Gör. Ümit N. TEMEL'e ve Arş. Gör. Nesrin SÖNMEZ'e, Emre ÇOLAKOĞLU'na ve diğer tüm Makine Mühendisliği Hocalarına ve çalışanlarına ve son olarak Selvin ve Fatma teyzemle birlikte annem, babam, anneannem, abim ve ailemize yeni katılan yengeme verdikleri manevi destekten dolayı sonsuz teşekkürler...

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1 (a) giriş bölgesi, (b) eksensel yönden radyal yöne dirsek bölgesi, (c)[Radyal]-(d)[Geriye dönük] santrifüj kompresör kanadı için çıkış bölgesi.....	8
Şekil 2.1. Şematik deney düzeneği.....	11
Şekil 2.2. Çark çıkışının geriye dönük düzenlenmiş hali.....	11
Şekil 2.3 Makine Dişli Sistemi	12
Şekil 2.4 Birleşik çözüm metodunun genel yapısı.....	16
Şekil 2.5 Akış denkleminin düzenlenmesi için örnek üçgensel hücre.....	17
Şekil 2.6 Akış alanına uygulanan sınır şartları ve radyal ölçüm istasyonları.	20
Şekil 3.1 Radyal kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 1. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).....	24
Şekil 3.2 Radyal kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 1. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).	25
Şekil 3.3 Radyal kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 2. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).....	27
Şekil 3.4 Radyal kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 2. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).	28
Şekil 3.5 Radyal kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 3. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).....	30
Şekil 3.6 Radyal kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 3. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).	31
Şekil 3.7 Radyal kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 4. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).....	33
Şekil 3.8 Radyal kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 4. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).	34
Şekil 3.9 Radyal kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 5. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).....	36
Şekil 3.10 Radyal kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 5. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).....	37
Şekil 3. 11 Radyal kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 1. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).....	39
Şekil 3.12 Radyal kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 1. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).....	40
Şekil 3.13 Radyal kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 2. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).....	42

Şekil 3.14 Radyal kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 2. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).....	43
Şekil 3.15 Radyal kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 3. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).....	45
Şekil 3.16 Radyal kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 3. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).....	46
Şekil 3.17 Radyal kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 4. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).....	48
Şekil 3.18 Radyal kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 4. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).....	49
Şekil 3.19 Radyal kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 5. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).....	51
Şekil 3.20 Radyal kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 5. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).....	52
Şekil 3.21 Radyal kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 1. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).....	54
Şekil 3.22 Radyal kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 1. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).....	55
Şekil 3.23 Radyal kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 2. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).....	57
Şekil 3.24 Radyal kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 2. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).....	58
Şekil 3.25 Radyal kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 3. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).....	60
Şekil 3.26 Radyal kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 3. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).....	61
Şekil 3.27 Radyal kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 4. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).....	63
Şekil 3.28 Radyal kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 4. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).....	64
Şekil 3.29 Radyal kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 5. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).....	66
Şekil 3.30 Radyal kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 5. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).....	67
Şekil 3.31 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 1. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).....	69

Şekil 3.32 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 1. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).	70
Şekil 3.33 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 2. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).	72
Şekil 3.34 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 2. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).	73
Şekil 3.35 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 3. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).	75
Şekil 3.36 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 3. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).	76
Şekil 3.37 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 4. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).	78
Şekil 3.38 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 4. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).	79
Şekil 3.39 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 5. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).	81
Şekil 3.40 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\rho = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 5. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).	82
Şekil 3.41 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 1. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).	84
Şekil 3.42 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 1. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).	85
Şekil 3.43 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 2. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).	87
Şekil 3.44 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 2. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).	88
Şekil 3.45 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 3. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).	90
Şekil 3.46 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 3. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).	91
Şekil 3.47 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 4. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).	93
Şekil 3.48 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 4. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).	94
Şekil 3.49 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 5. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).	96

Şekil 3.50 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 5. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).....	97
Şekil 3.51 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 1. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).	99
Şekil 3.52 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 1. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).	100
Şekil 3.53 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 2. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).	102
Şekil 3.54 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 2. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).	103
Şekil 3.55 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 3. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).	105
Şekil 3.56 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 3. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).	106
Şekil 3.57 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 4. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).	108
Şekil 3.58 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 4. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).	109
Şekil 3.59 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 5. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).	111
Şekil 3.60 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 5. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).	112
Şekil 4.1. Relatif hız dağılımı (m/s). (a) Radyal kanat, dizayn altı akış oranında; (b) Geriye dönük kanat, dizayn altı akış oranında.	114
Şekil 4.2. Çark çıkışındaki hız dağılımları (m/s). (a) Radyal kanat, dizayn akış oranında; (b) Geriye dönük kanat, dizayn akış oranında.....	114
Şekil 4.3. Geriye dönük kanat dizayn akış oranında, Nümerik analiz ile deneysel çalışma sonucu 3. istasyon üzerindeki relatif hız dağılımı (m/sn).(a) yapılan nümerik çalışma; (b) deneysel çalışma Farge and Johnson (1990).	115
Şekil 7.1. Örtü ve göbek profili.	123
Şekil 7.2 Çarka ait 3-boyutlu model.	123
Şekil 7.3 Geriye dönük kanat geometrisi.....	124
Şekil 7.4. Bir akışkan maddesel noktasının silindirik koordinat sisteminde hareketi.	125

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 7.1 Geriye dönük kanat için geometrik boyutlar	124
Tablo 7.2. Ölçüm istasyonlarına ait meridyenel koordinatlar	124

SİMGELER DİZİNİ

u_0	Çevresel hız	[m/s]
u_r	Radyal hız	[m/s]
u_z	Eksenel hız	[m/s]
U	Mutlak hız	[m/s]
ρ	Yoğunluk	[kg/m ³]
\vec{v}	Hız vektörü ($\vec{v} = u\vec{i} + v\vec{j} + z\vec{k}$)	[m/s]
\vec{A}	Yüzey alan vektörü	[m ²]
Γ_ϕ	ϕ için yayılma katsayısı	
$\nabla\phi$	ϕ için gradyan	
S_ϕ	Birim hacim için ϕ 'nin kaynağı	
V	Kontrol hacmi	[m ³]
τ_{ij}	Kayma gerilmesi	[Pa]
\vec{f}	Yerçekimi ivmesi vektörü	[m/s ²]
E	Enerji	[kJ]
Q	Isı	[kJ]
\vec{q}	Isı akısı	[kJ/s]
p	Basınç	[bar]
$N_{\text{yüzey}}$	Kontrol hacmini oluşturan yüzey sayısı	
ϕ_f	f yüzeyi tarafından iletilen ϕ değeri	
$\rho_f \cdot \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$	Yüzey boyunca kütle akısı	[kg/s]
\vec{A}_f	f yüzeyinin alanı	[m ²]
$(\nabla\phi)_n$	f yüzeyine dik $\nabla\phi$ büyüklüğü	
r, θ, z	Silindirik koordinat eksenleri	
V_r	Mutlak hızın radyal bileşeni	[m/s]
V_θ	Mutlak hızın açısalsal bileşeni	[m/s]
V_z	Mutlak hızın eksenel bileşeni	[m/s]
W	Dönel kanatlarda hız vektörü	[m/s]
r	Yarıçap	[m]
ω	Açısal hız	[rad/s]
R_0	Çark çıkış yarıçapı	[m]
R_h	Göbekteki kanat giriş yarıçapı	[m]

R_s	Örtüdeki kanat giriş yarıçapı	[m]
L	Çark çıkışından olan radyal mesafe	[m]
β	Kanat geri dönüş açısı	[°]
α	Vana açısı	[°]
k	Türbülans kinetik enerji	[m ² /s ²]
ε	Kayıp oranı	[m ² /s ²]
μ	Dinamik viskozite	[kg/m s]

BÖLÜM I GİRİŞ

1.1 Ön Bilgi

Avrupa'da başlayan sanayi devrimiyle birlikte araştırmacılar enerjinin nasıl üretileceği ile ilgili çalışmalar üzerinde yoğunlaşmış daha sonraları ise enerjinin üretilmesi kadar verimli kullanılmasının da önemli olduğu anlaşılmış ve bu konuda çalışmalara ağırlık verilmiştir.

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, santrifüj kompresör rotorunda 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 andaki tasarım teknikleri gözden geçirilecektir.

1.2 Giriş

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

Santrifüj kompresörün iki ana parçası çark ve difüzördür. Bu bölümde, çalışmanın konusu olan radyal ve geriye dönük kanatlı çark akışlarına ilk kısımda değinilirken, difüzör akışı ise kısaca ikinci kısımda özetlenecektir.

1.2.1 Çark

Bir santrifüj 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 çevrıntiler 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.

Son yıllarda santrifüj kompresör performansında, radyal sonlu kanat olan geleneksel kanatlar yerine geriye dönük kanat kullanımı önemli gelişmeler sağlamıştır. Bu geometride ki değişim kanadın geriye dönük bölgesinde akışı etkilemez. Fakat ikincil akış modelinde değişen bölgeler görülür. Dönel (girdaplı) akışta ve hâkim kanat akışında azalma gösterir. Örtü sınır tabakadan ayrılmalarla, örtü bölgesinde momentum transferinin artmasıyla küçük bir Çevrinti ve küçük bir kanat kaybı görülür. Fakat ilaveten Çevrinti oluşturan örtüye çapraz akışlar mevcuttur ve klasik jet-çevrinti akış modeli tipik radyal kanatlarınkini tutmaz.

Radyal kanatlarda akışın debiye etkisi ile ilgili birkaç araştırma yapılmıştır.

Bu çalışmalardaki bazı sonuçlar;

- 1- Ters akışlarla benzer, örtü sınır tabaka ayrılmalarının artışından dolayı debi ile kanat verimi azalır.
- 2- Kanat çıkışında, Çevrinti'ler görülür. Bu Çevrinti'ler dizayn üstü akışlarda pasajın emme kısmında, dizayn altı akış da örtü yüzeyinde görülür.
- 3- Çevrinti yüksek debilerde daha farklıdır, pasajın 3/4 bir jetle (daha az kayıplı bölge ile) örtülüdür. Düşük debilerde jet-çevrinti birlikte ve çok zayıftır ayrıca jet bölgeler çok uzun değildir.

Güncel çalışmanın amacı geriye dönük kanatlar içinde bu değerleri kanıtlamaktır.

Kompresör performansının üzerine tüm etkileri Benvenuti, Bonciani ve Corradine (1980) tarafından araştırılmış ve giriş kayıpları etkisindeki akışın detaylı ölçümlerini ise Ariga (1983) tarafından göstermiştir. Ariga (1983) uç kayıplarını yâda merkez kayıplarını toplam basınçtaki azalmalar olarak dikkate almıştır. Merkez kayıpları düşük debide kanat verimine % 3 üzerinde bir etkisi olur. Fakat yüksek debilerde verimde büyük bir azalma olur. Uç kayıpları tüm debilerde % 3 ile % 8 kanat verimini azaltır. Merkez kayıpları aynı zamanda dalgalarla ilerler hâlbuki uç kayıpları dalgalar dikkate değer değildir.

Yıllardır kanatlarda yükleme dağıtımını düzeltmeye yardımcı geriye dönük kanat dizaynı arzu edilmekteydi. Bu araştırmalar daha sonraları dalgalı, sınırlı ilerlemiştir. Geriye dönük kanatların mekanik dizaynı ileri stres(gerilim) hesapları kullanılarak yapılmaktaydı. Bu geriye dönük kanatların çoğunda başarılıdır ve bu nedenle genelde radyal kanatlardan daha yüksek verime sahiptir.

Yıllardır Eckardt (1976), Johnson, Moore (1980) ve birçok araştırmacı tarafından yapılan çalışmalar sonucu bir radyal kanatta, Çevrinti bölgesinin kanadın giriş bölümü sonunda onun merkezinde bulunduğu görülmüştür. Kanadın giriş bölümünde örtü sınır tabakadan akış ayrılmaları örtü köşesi emme kenarında Çevrinti'nin olduğu yerlerdir. Kanat çıkışında örtü yüzeyi üstünde bu Çevrinti'ler ikincil akıştan taşınır. Böylelikle kanat veriminde artış gözlenir.

Geriye dönük kanatlarda performans parametreleri kıyaslandığında, radyal kanatlardan basınç yükselmesinin daha düşük geliştiği gözlenir.

Santrifüj 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 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 kullanarak elde edilmiştir. Bu sonuç, çarktaki basit akış fiziğini göstermektedir. Eckardt'ın araştırması 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, santrifüj 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 santrifüj 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, 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 dönel iki girdap içermektedir. Bunlar, pasaj döngüsü sonucu oluşan koryolis kuvvetleri ve eksenselden radyala geçiş sebebi ile oluşan santrifüj kuvvetleri sonucunda ortaya çıkmışlardır. Bu iki girdabın bağıl büyüklükleri çark çıkışındaki çevrintinin pozisyonunu belirler.

Bir santrifüj kompresördeki kayıp mekanizması ve geriye dönük kanatların etkisi üzerine bir çalışma Farge ve Johnson (1990), (1992) tarafından yapılmıştır. Geriye dönük çark verimliliği, radyal çarkınkine 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 bağıl 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 gözlemlemişlerdir. 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 (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 ve arkadaşları (1979) Japikse (1986) ve Hayami (1990) tarafından geliştirilmiştir. Bu sonuçların deneysel ve sayısal sonuçlar ile uyum içinde olduğu gösterilmiştir.

Moore ve Moore (1981), 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. Sıkıştırılabilirlik ve uç sızıntı etkileri ihmal edilse de, bu benzetim (simülasyon) santrifüj kompresörlerde Navier-Stokes analizi uygulamasında büyük bir adım olmuştur.

Hah (1987) 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. Deney sonuçlarının gösterdiği gibi bu akış genellikle düzgün değildir.

Çark çıkışında, akış yüksek mutlak hız değerine sahiptir. Difüzörün görevi, kinetik enerjii 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.

1.3 Sınır Tabaka Teorisi

Euler denklemi, çeperlerdeki kaymama koşulunu göz önüne alamadığından sınır tabaka yaklaşımı; Euler denklemi ile bütün Navier-Stokes çözümü arasında faydalı bir köprüdür. Katı çeperlere yakın veya art izlerinin, jetlerin ve karışım tabakalarının içlerindeki çok ince bölgeler dışında kalan her yerde bir viskoz olmayan ve/veya dönümsüz dış akışın bulunduğu varsayılır. Sınır tabaka yaklaşımı yüksek Reynolds sayılı akışlar için uygundur. Bununla birlikte, Reynolds sayısı ne kadar yüksek olursa olsun, akışın dönümlü ve viskoz olduğu ince sınır tabaka içerisinde Navier-Stokes denklemlerindeki viskoz terimlerin hala önemli olduğunu belirtmek gerekir. Daima, sıkıştırılmaz ve iki boyutlu laminar akış için sınır tabaka denklemleri;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \text{ ve } u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = U \frac{du}{dx} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad 1.1$$

olarak verilir.

L. Prandtl'a göre yüksek Reynolds sayılı akışlarda viskozitenin etkisi, katı duvar civarında çok ince bir tabakayla sınırlandırılır. Eğer gerçek bir akışkan durumunda kayma olmama koşulu sağlanamazsa, ideal bir akışkanla kıyaslandığında gerçek akışkanın akış alanı arasındaki fark görülmeyecektir. Buna rağmen akışkan duvara yapışır ve sürtünme kuvvetleri duvar yakınında ince bir tabaka içinde akışkanın hareketini geciktirir. Bu ince tabakadaki akışkanın hızı, duvarda dış sürüklenme akışına uygun olarak sıfırdan hızın tam değerine ulaşır. Göz önüne alınan bu tabaka, sınır tabaka olarak adlandırılır. Akışta sınır tabaka kalınlığını viskozitenin düşmesiyle azalır.

Sınır tabakada yavaşlayan akışkan parçacıkları, bütün durumlarda duvarın tümü boyunca cisme yapışık olarak kalmaz. Bazı durumlarda sınır tabakanın akıntı yönündeki kalınlığı oldukça artar ve sınır tabakadaki akış ters döner. Bu yavaşlayan akışkan parçacıklarının dışarı doğru zorlanmasına neden olur. Böylece sınır tabaka duvardan ayrılır. Bu olay girdapların oluşumu ve cismin çevrinti'nin de büyük enerji kayıplarıyla ilişkilidir. Bu aslında dairesel elemanlar, silindirler ve küreler gibi keskin kenarları olmayan cisimler yakınında meydana gelir. Böyle bir cismin arkasında hızlı bir şekilde yavaşlayan bir akışkanın bölgesi vardır ve bu sürtünmesiz bir akışkana göre oldukça sapa. Böyle cisimlerin büyük sürüklenmesi sınır tabaka ayrılığının bir sonucu olan, basınç dağılımındaki bu büyük sapmanın varlığıyla açıklanır.

Ayrılma: Sınır tabaka teorisi, basınç oluşumuna veya yapışkan sürüklenmeye ek olarak sürüklenme formuna ışık tutan, ayrılma olayını açıklamaya yardımcı olur. Sınır tabaka ayrılmasının tehlikesi, her zaman ters basınç gradyenti olan bölgelerde var olan, onun oluş ihtimalini (keskin olmayan uçları olan cisimlerin arkasında) dik basınç eğrileri olduğu takdirde artar.

Ayrılma noktasında tanımlı bir açıda duvarı kesen tek akış çizgisi ve ayrılma noktası, duvara dik hız gradyentinin sıfır olması şartıyla belirlenebilir.

$$\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{\text{duvar}} = 0 \text{ (ayrılma)}$$

Ayrılma noktasının tam lokalizasyonu sadece gerçek hesaplama yardımıyla belirlenebilir (sınır tabaka denklemlerinin integrasyonu).

Genel olarak konuşulursa, bir türbülans sınır tabakasının kalınlığı önceden bahsedilen büyük enerji kaybı yüzünden bir laminar sınır tabakadan daha büyüktür.

Ayrılma önleme metotları: Ayrılma büyük enerji kaybı gerektirdiği için çoğunlukla istenilmeyen bir olaydır. Bu anlayıştaki metotlar için, ayrılmanın sahte olarak önlenmesi tasarlanmaktadır. Bunun fiziksel olarak en basit metodu onların arasındaki hız farkını indirmek için akıntıyla birlikte duvara hareket ettirmektir. Buradan sınır tabaka formasyonu nedenini ortadan kaldırmaktır. Fakat bunu mühendislik pratiği içinde başarmak çok zordur. Ancak Prandtl bu metodu çok etkili olan bir “ dönül silindir ” üzerinde gösterdi. Aynı yönde hareket eden duvar ve alın kenarında ayrılma tamamen engellenir. Bununla birlikte zıt yönde hareket eden duvar ve akım kenarında ayrılma önemsenmez, şöyle ki hepsinin üzerinde sirkülasyona ve büyük bir kaldırma kuvvetine sahip ideal alana, iyi bir deneysel yaklaşım elde etmek mümkündür.

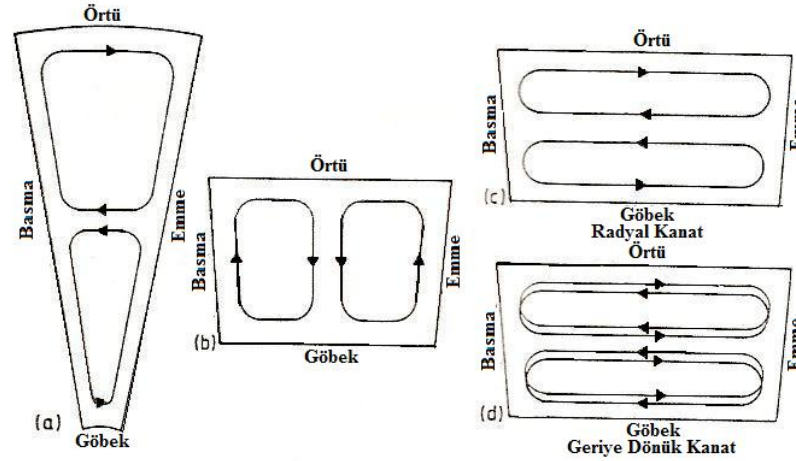
Ayrılma önlemek için başka bir etkili metot sınır tabaka emilmesidir. Bu metotta sınır tabakasında yuvarlatılmış akışkan parçacıklar cismin içinde bulunduğu duvardaki düz ve uzun yarık içerisinde ortadan kaldırılır. Yeterli derecede güçlü emmeyle ayrılma engellenebilir. Sınır tabaka emmesi birinci Prandtl tarafından dairesel bir silindir üzerinde kullanıldı ki bu akış sınır tabaka akışındaki ilk temel buluşudur. Ayrılma dairesel silindirin arkasında bir yarık içinde emmeyle hemen hemen tamamen çıkartılabilir. Emme etkisinin örnekleri yüksek olarak bir ayrılma kanalı içinden geçen akışkanlarda görülebilir. Daha sonraki durumlarda akış çizgileri sürtünmesiz akıştakine çok benzer olan bir örnek gibi kabul edilir. Sonraki yıllarda emme kaldırma kuvvetini artırmak için uçak kanatlarında başarılı bir şekilde kullanılmıştır. Sürüklenme kenarına yakın üsteki yüzey üzerindeki emme yüzünden akım diğer durumlarda olunacak olanlardan oldukça büyük açıda aerofoile yapışır. Durdurma ertelenir ve çok büyük kaldırma kuvveti değerlerine ulaşır.

1.4 İkincil Akış Mekanizması

Girdap ve bundan dolayı oluşan ikincil akışlar kesme kuvveti ile ve santrifüj gücün (akım çizgisindeki kıvrımların neden olduğu) yada bir Koryolis gücün (dönüşün neden olduğu) tesiriyle, sınır tabakanın etkilenmesi sonucu akış yönünde ve kesme gradyanının ikisine de dik yönde bir bileşke gücün olduğu bir yerde gelişirler. Bu iki bileşkenin relatif büyüklüğü Rossby numarasını verir (Rossby numarası = $\frac{W}{\omega * R_n}$).

Bir santrifüj kompresörde kıvrımın etkisiyle ikincil akışın oluşumu kompresöre giriş bölümünde ve eksensel yönden radyal yöne dönül dirseğin olduğu bölümler şekil 1a ve 1b’de gösterilmiştir. Ayrıca dönüş etkisiyle ikincil akışın oluşumu kanadın son bölümünde şekil 1c de

gösterilmiştir. Eğer kanat geriye dönük ise kıvrımın etkisiyle dönüşle oluşan ikincil akışa zıt bir ikincil akış oluşumu şekil 1 d de gösterilmiştir.



Şekil 1.1 (a) giriş bölgesi, (b) eksensel yönden radyal yöne dirsek bölgesi, (c)[Radyal]-(d)[Geriye dönük] santrifüj kompresör kanadı için çıkış bölgesi. (Farge, T.Z., and Johnson, M.W., 1990)

İkincil akışlar düşük enerjili bölgelere taşınmaya meyillidir. Daha açık bir anlatımla sınır tabakalardan azalan statik basıncın ($p_r = p - 1/2 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2$) minimum olduğu düşük p^* akış için stabil bölgelere doğru ikincil akışlar taşınmaya meyillindedir. Radyal kanatlarda bu bölgenin durumu giriş bölümünde emme yüzeyinden taşınır, eksensel yönden radyal yöne dönüş dirseğinde örtüye doğru taşınır, çıkışta ise tekrardan emme yüzeyine taşınır. Güçlü ikincil akışlar emme yüzeyi ve örtü köşesinde gelişir ve bundan dolayı kanat çıkışına yakın kanat içerisinde örtü duvarından tarafa çevrinti akışın toplanmasında etkilidir. Ancak geriye dönük kanatlarda Koryolis gücün etkisiyle oluşan ikincil akışlar geriye dönüklülüğün kıvrım etkisiyle oluşan ikincil akışa zıttır. Stabil bölge bundan dolayı örtü üstünde kalır yada bu tip kanatlarda basma yüzeyine doğru taşınır. Bunun anlamı, stabil bölge sürekli olarak geriye dönük kanat içinde bazı yönlere taşınır ve bundan dolayı güçlü ikincil akışlar gelişir ve girdap akışlarını etkiler. Bu sonuçlar Krain (1988) gözlemlemiştir.

Buradan şu sonuçlar çıkarılabilir;

- Giriş akışında girdap yoktur.
- Mutlak referans çerçevesinde tüm ikincil akışlar kıvrım yada dönüşten dolayı oluşur. Ancak mutlak referans çerçevesinde kanat dönüş hızında dönel akış gözlemlenirse. Fakat zıt ikincil akışlar olduğunda ikincil akış yok gibi görülebilir. Bundan dolayı deneysel veriler değerlendirilirken buna dikkat edilmesi gerekir.

1.5 Çevrinti Şekli ve Gelişimi:

Çoğu santrifüj kompresörde akış jet-çevrinti akış karakteristiğindedir. Potansiyel akış teorisinde jet akışı tanımlanmış olmasına rağmen çevrinti gelişimi anlatılmamıştır. Bununla ilgili olarak santrifüj kompresör çıkış akıntısında jet-çevrinti modelini bir çok deneysel çalışmadan

sonra ilk Carrard (1923) tarafından önerilmiş ve çevrinti şeklinin kanat geometrisi, akış oranı, ve operasyon hızı ile değiştiği bulunmuştur. Eckart (1976) ise bu çevrinti boyutu ve görüntüsünün güvenilir olarak tahmin edilemeyeceğini yaptığı ölçümlerin bir sonucu olarak ifade etmiştir.

Eckardt kendi kanat akışı çalışmasında iki odaklı lazer hız metre kullanarak bu ikincil akışları gözlemlemiştir. Bu teknik ile, Eckardt üç boyutlu kompleks akışta akışın hız ve akış açısının değerlerini ölçerek buradan iki hız bileşeninin (meridyensel hız ve çevresel hız) istatistiksel ortalama değerini bulmuştur. Ölçülen bu iki hız bileşeni lazer ışığın x-eksisine diktir ve bundan dolayı göbekten örtü yönüne üç hız bileşeni hakkında bilgi yoktur. Fakat akışın üç boyutlu görüntüsü hakkında bilgi olmasa da Eckardt kanadın giriş ve çıkışıyla birlikte beş ölçüm alanında meridyensel hız bileşeninin görüntüsünden dikkate değer sonuçlara ulaşmıştır.

Eckardt'ın meridyensel hız dağılım ölçümleri ile onun kanat kanalında örtü-emme kenar bölgesinde çevrinti akışın oluşum ve gelişimini gözlemlemiştir. Üstelik çevresel hız bileşeninin ölçüm değerlerinde düşük momentum akımının toplandığı çevrinti akışın iyi bilinen yapısı ile de uyar. Eckart bundan dolayı çevrinti'yi örtü-emme kenarı köşe bölgesine doğru uç kaçakları ve sınır tabaka akıntıları aktarımıyla oluşan üç boyutlu akış nitel tanımıyla ifade etmiştir. Bu üç boyutlu akışta göbekten örtü yönüne akışların çevrinti akış yapısında önemli etkisi vardır. Bu durum üzerine düşünüldüğünde, Eckardt'ın kanatlarda çevrinti'nin oluşumu yüksek meridyensel kıvrımın olduğu bölgelerde gözlenir ve kanat sınır tabakanın örtü duvarına doğru taşınmasıyla etkili olabilir. Eckardt'ın gözlemlediği çevresel hızlar çevrinti'nin ilk görüldüğü köşe bölgelerde relatif olarak düşüktür ve çevrinti olan bölgelerde önemli türbülans yoğunluğu azalması vardır. Bundan dolayı Eckardt'ın gözlemleri, örtü duvarında düşük momentum toplanması ile bıçak yüzeyindeki sınır tabakalarda çevrinti görüntüsünün üç boyutlu akıştan dolayı örtüye doğru gözlemlenmesi tutarlı bir sonuca işaret eder.

Eckardt çevrinti oluşma prosesinin anlaşılmasında önemli çalışmalar yapmıştır. Bunun dışında Johnson ve Moore (1979) düşük hızda 500 d/dk Da Havailand Ghost santrifüj kanatlarda üç boyutlu akışın bazı ölçümleri sonucu çevrinti gelişimi için görüşlerde katkıda bulunmuşlardır. Bu Ghost kanatlar genelde Eckardt kanatlarda da olduğu gibi eksensel yönden radyal yöne güçlü kıvrımlara sahiptir. Johnson ve Moore (1979) çalışmalarında Çevrinti gelişimini izlemek üzere akışın üzerinde üç ölçüm yapmaktadır (karşılıklı dik hız bileşenleri ve p^* (durgun statik basınç)). Sonuçlara bakılacak olursa göbekten örtüye doğru bıçak boyunca düşük p^* akışın taşındığını gösterir ve yazarlar çevrinti akışın gelişiminde bu taşınmanın etkisinin olduğunu ifade etmişlerdir.

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 metotlarına 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

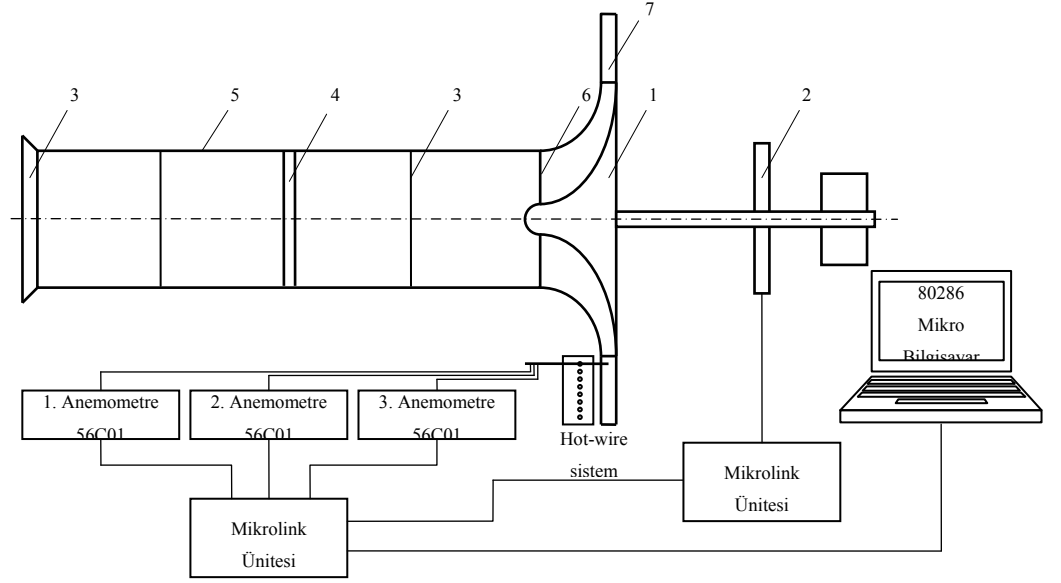
Deneysel çalışma ile ilgili bilgi ve sonuçlar, Liverpool Üniversitesi Makine Mühendisliği Akışkanlar Mekaniği Anabilim Dalı'nda Doç. Dr. Ali PINARBAŞI tarafından Eylül 1991 – Eylül 1995 tarihleri arasında tamamlanan doktora tezinden alınmış ve tarafımızdan yapılan bu nümerik çalışma sonuçlarına ışık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

2.1.1. Santrifüj Kompresöre Ait Deney Düzeneği

2.1.1.1. Kompresör

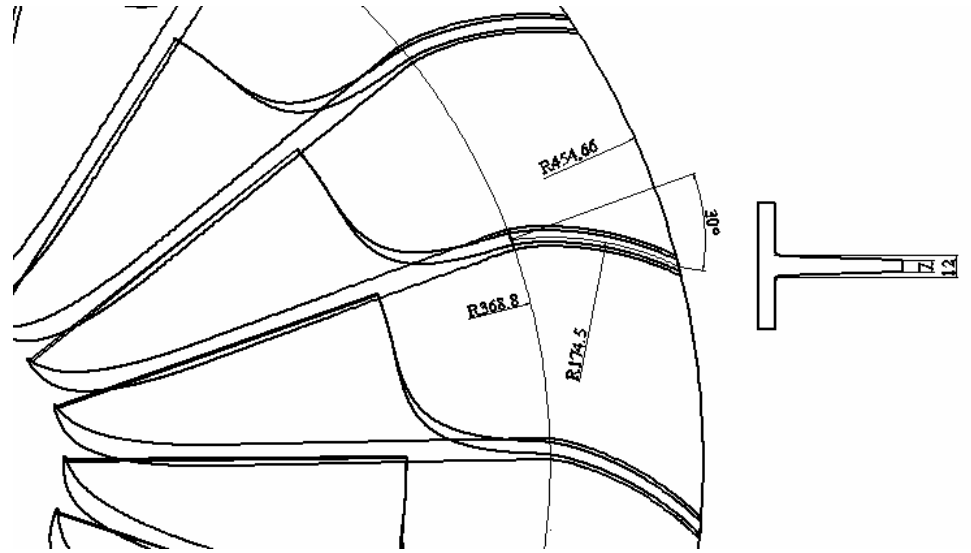
Santrifüj kompresöre ait tek kademeli deney düzeneği Şekil 2.1'de gösterilmiştir. De Havilland Ghost çarkı 1 m çapındadır. Çark, örtüye ve 19 adet kanada sahip olup, çark çıkışında kanat uçları 30° geriye dönük olacak şekilde değiştirilmiştir. Değiştirilen kanat çıkışı Şekil 2.2'de gösterilmiştir. Orijinal 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 eksensel olarak girer, çark boyunca ilerler.



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

Şekil 2.1. Şematik deney düzeneği. (Pınarbaşı, A., 1995)



Şekil 2.02. Çark çıkışının geriye dönük düzenlenmiş hali. (Pınarbaşı, A., 1995)

2.1.1.2. 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 döngüsüz 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.

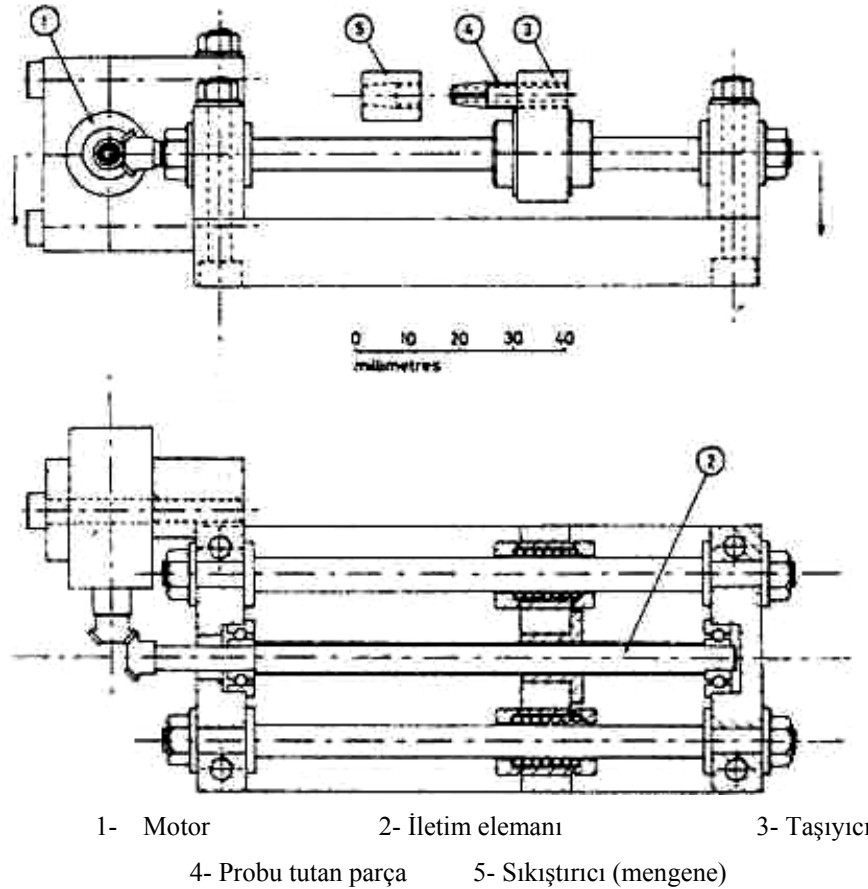
2.1.1.3. Güç Ünitesi

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

2.1.2. Ölçüm Metodu

Giriş ve çıkışla birlikte beş ölçüm istasyonunda problarla yapılan ölçümlerle üç hız bileşeni, toplam ve statik basınç değerleri kanat dönerken ölçülür. Örtü cam fiberden hazırlanmış olup sürgülüdür ve kanatla birlikte döner. 500 d/dk dönüş hızı ile 11 Bg elektrik motorla sürülmektedir. Gerçek çalışma hızı bir frekans sayıcı ile kaydedilir (± 1 d/dk). , akışın üniform ve döngüsüz olması için kanal içerisine birkaç adet bal peteği gözenekli ızgara yerleştirilmiştir. Giriş kanalı ile çark girişindeki hava sızıntısını engellemek için lastik conta kullanılmıştır.

Akış detaylarını gözlemek için ölçüm problemlerini taşıyan makine dişli sistemi şekil 2.3 de gösterilmiştir. Makine dişli sistemi beş istasyona monte edilmiştir ve her istasyonda birkaç pozisyonda yerleştirilmiştir. Böylece tüm pasaj prob sistemi ile örtülüdür. Örtü üstünde, sistem boyunca bir microswitch titreşimleri sayarak kaydeder. Bu microswitch makine dişli sisteminin vidasının her devri için bir kez kapanır.



Şekil 2.3 Makine Dişli Sistemi (Johnson M. W. And Moore, J., 1979)

Probuun 1 mm erişim deliği haricinde sızıntıları önlemek için kapalıdır yani hava sızdırmaz. Probuun blokajı ise onu örtü üstünde derinliğine bağlı olarak değişir. Tipik blokaj 200 mm² veya pasaj alanının %2'si dir.

Probdan alınan türevsel basınç değerleri basınç dönüştürücüde elektrik sinyallerine dönüştürülür. Sinyaller amplifikatörde yükseltilir ve slipring'den geçirilir ve çevrimi düzgünleştirilerek (zaman sabit:2 sn) bir dijital voltmetreden geçirilir. Basınç farkları 10 N/m² hassasiyetle ölçülür.

2.1.3. Ölçülen Parametreler

2.1.3.1. Relatif hız

2 mm çaplı 5 prob deliğine yerleştirilen hız problemleri ile akışın hızı ölçülmektedir. Problemler akış yönü ve hızı için kalibre edilir. 3 birbirine dik hız bileşeni kalibrasyon kullanılarak hesap edilir. Yapılan çalışmada tahmini hata ± 1 m/s'dir.

Relatif hız incelemek için 2 bileşene ayrılır. Ölçüm alanına dik hız bileşenleri konturlarla tanımlanır. Geri kalan bileşenler ölçüm istasyonu içinde bir vektörle gösterilir. Hız diyagramları değerlendirildiğinde, ölçüm alanın pasaj duvarı ve bundan dolayı hız vektörlerinin kesişmesinden dolayı ikincil akış pasaj duvarını yakınsaması veya iraksaması iyidir.

Ölçüm alanları pasaj duvarına dik değildir. Giriş kanalında (istasyon 1.2.3.) hız bileşeni daima emme kenarından basınç kenarı yönüne gösterilir. Emme ve basma yüzeyleri iraksar ve örtü ve göbek yüzeyleri yakınsar. Böylece ölçüm alanında pasaj duvarına dik hız bileşen bulunur. Ölçümler duvara yakın yapılmalıdır. Diyagramlarda hızlar duvarda sıfır değildir.

2.1.3.2. Basınç

3 mm çaplı deliklere yerleştirilen Problemler dönel durgun basıncın bulunmasında kullanılır ($p^* = p + \frac{1}{2} \rho (W^2 - \omega^2 . r^2)$). Azalan statik basınç, ($p_r = p - \frac{1}{2} \rho . \omega^2 . r^2$) p^* ve relatif hız değerlerinden hesaplanır.

2.1.3.1.1. Dönel durgun basınç, p^*

Dönel durgun basınç p^* , sıkıştırılmaz, kararlı bir akışta, rotorda, aerodinamik boyunca terstir. Hatta vizkoz akışta aerodinamik boyunca küçük miktardadır. p^* 'in değerleri akış parçacıklarıyla özdeşleşebilir. Bu özellik 3 boyutlu kompleks akışta kullanışlıdır. Örneğin akış parçacıkları takibiyle akışın gelişimi izleyen bir metot meydana gelir.

Düşük p^* akışın sabit (durağan) bölgesi: İkincil akışın hareketi altında akış ile düşük p^* , azalan statik basıncın bölgesine doğru taşınır ki onu Johnson akış için stabil bölge olarak kabul etmiştir. Johnson tarafından görüldüğü gibi, p^* düşük p_r 'li bölgede başarıyla toplanmaz. İkincil akışın ataletiyle yüksek p_r 'li bölgeye de taşınma olabilir. Fakat kanadın her istasyonunda stabil bölgenin bilgisi Çevrinti akışın nerede geliştiğinin ip uçlarını verir.

2.1.3.1.1.1 p^* değerinin karakteristiği:

Uniform eksensel kanat girişinde, p^* 'in değerleri uniformdur, bu kanat akışının tamamında en yüksek değerdir ve sonradan bakılacak p^*_{maks} , atmosfer basıncından küçüktür. Bunun nedeni

durgun basınç düşmüştür. Bu basınç düşümü benzer olarak basınç oranını da düşürür. Kanatta ve kanat çıkışının ötesinde yayılır. Kanatta en düşük p^* değerli akış azalan statik basınç, p_r 'nin düşük olduğu bölgede relatif hızın düşük olduğu akıştır. p_r 'nin en düşük değeri, potansiyel akışın en yüksek olduğu bölgeye yakın bulunur ki bu giriş bölgesinde örtü yakınında meydana gelir.

2.1.3.1.1.1 Boyutsuz basınçlar:

Yapılan çalışmalarda akışı karşılaştırmayı kolaylaştırmak için boyutsuz basınç kullanmak daha uygundur. Boyutsuz basınçlar;

$$P^* = \frac{p^* - p_{\min}^*}{p_{\max}^* - p_{\min}^*} \quad P_r = \frac{p_r - p_{\min}^*}{p_{\max}^* - p_{\min}^*} \quad 2.1$$

p_{\max}^* ve p_{\min}^* karakteristik değerleri, boyutsuz statik basınç (P) tanımlamada kullanılır ve boyutsuz döner durgun basınç, P^* ve boyutsuz azalan basınç, P_r dir.

P^* ve P_r ikisi de kanatta 0-1 arasındadır. P^* değerinin maksimum değeri potansiyel akışın sıkıştırılmaz olması ile ilişkilidir ve P_r 'nin maksimum değeri potansiyel akışın durgunluğundan dolayı meydana gelir.

Kanat içinde ölçüm alanlarında P^* ve P_r ölçüm değerlerinin konturları sunulmuştur.

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 değışkene 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, kütle, enerjinin korunumu, momentum ve türbülans gibi skaler büyüklükleri ifade eden integral denklemler çözümler. 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 değışkenler 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, kütlelerin, enerjinin korunumu, momentum ve transport denklemlerini aynı anda çözer. Diğer ek skalerler için geliştirilmiş olan denklemler ise sırayla çözülür (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.

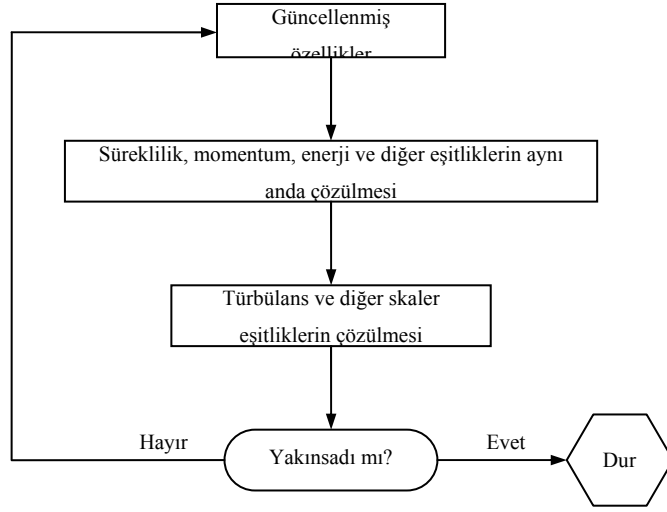
1. Akış özellikleri, son çözülen denklemden elde edilen değerlere göre güncellenir (çözüm henüz başladığında akış özellikleri başlangıç sınır şartlarına göre belirlenir),
2. Kütlelerin korunumu, momentum ve problem için uygunsa enerji ve transport denklemleri çözülür,
3. Eğer gerekliyse radyasyon, türbülans 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 çözülür.

Bu çalışmada, Implicit metot 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 çözülmelidir. Birleşik çözümün kullandığı çözüm metodunun genel yapısı Şekil 2.4'te verilmiştir.



Şekil 2.4 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 çözümü istenilen 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 ayrık denklemlerin elde edilmesini içerir.

Denklem ayrıksallaştırması ϕ skaleri için kararlı konum transport eşitliği için kolayca gösterilebilir. Bu Şekil 2.5'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 (2.2), ϕ 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 (2.3, (2.4) ve (2.5)'de verilmiştir.

$$\oint \rho \cdot \phi \cdot \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_{\phi} \cdot \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_{\phi} \cdot dV \quad (2.2)$$

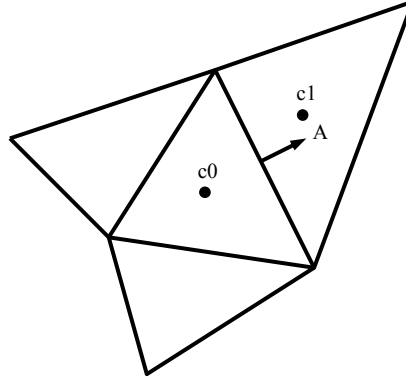
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \vec{v} (\nabla \cdot \rho \vec{v}) + \rho \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} = -\nabla p + \nabla \tau_{ij} + \rho \vec{f} \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial E}{\partial t} + \nabla \cdot E \vec{v} = \rho \vec{f} \cdot \vec{v} + \frac{\partial Q}{\partial t} - \nabla \cdot \vec{q} - \nabla \cdot (p \vec{v}) + \nabla \cdot (\tau_{ij} \cdot \vec{v}) \quad (2.5)$$

Bu denklemlerde, ρ yoğunluk, \vec{v} hız vektörü ($\vec{v} = u\vec{i} + v\vec{j} + z\vec{k}$), \vec{A} yüzey alan vektörü, Γ_ϕ ϕ için yayılma katsayısı, $\nabla\phi$ ϕ 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_ϕ birim hacim için ϕ 'nin kaynağı, V kontrol hacmi, τ_{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 (2.2) her bir kontrol hacmine uygulanır. Şekil 2.5'te verilen iki boyutlu üçgensel hücre, böyle bir kontrol hacmi için örnek olarak gösterilebilir.



Şekil 2.5 Akış denkleminin düzenlenmesi için örnek üçgensel hücre.

Eşitlik (2.4)'ün bir kontrol hacmi için ayrıştırmaları ile aşağıdaki (2.6) eşitliği elde edilir.

$$\sum_f^{N_{face}} \rho_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f \phi_f = \sum_f^{N_{face}} \Gamma_\phi (\nabla\phi)_n \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (2.6)$$

Burada, N_{face} kontrol hacmini oluşturan yüzey sayısı, ϕ_f f yüzeyi tarafından iletilen ϕ 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 2.5'de gösterilen c_0 ve c_1 ile merkezlenmiş hücreler için ϕ değerlerini saklar ve bütün ağ için daha sonra bahsedilecek olan iteratif çözücülerle problemi çözer.

(2.6) denklemindeki ϕ_f yüzey değerleri, hücre merkezinde saklanan ϕ değerlerinin interpolasyon yapılmalarıyla bulunur.

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

2.2.2.1 İkinci Dereceden Ayrıklaştırma 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 ϕ_f , aşağıdaki (2.7) eşitliği kullanılarak hesaplanır.

$$\phi_f = \phi + \nabla\phi \cdot \Delta s^1 \quad (2.7)$$

Burada, ϕ hücre merkezi değeri, $\nabla\phi$ hücre merkezi gradyanı, Δs^1 hücre merkezi ile yüzey merkezi arasındaki yer değiştirme vektörüdür.

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

$$\nabla\phi = \frac{1}{V} \sum_{f \in \text{face}} \bar{\phi}_f \cdot \mathbf{r} \quad (2.8)$$

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

2.2.2.2 Ayrıklaştırılmış Denklemlerin Doğrusal Formu

Ayrıklaştırılmış (2.6) skaler transport denklemi, hücre merkezinde bilinmeyen skaler ϕ değişkenleri içermesinin yanında diğer hücrelerde de bilinmeyen değerler içerir. Bu denklem, içerdiği değişkenlere göre doğrusal değildir. Bu denklemin doğrusal formu aşağıdaki gibidir.

$$a_p \cdot \phi = \sum_{nb} a_{nb} \cdot \phi_{nb} + b \quad (2.9)$$

Burada, nb alt simgesi komşu yüzeyi gösterir. a_p ve a_{nb} ise ϕ ve ϕ_{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 ϕ 'nin değişiminin kontrol edilmesi gerekir. Bu da genel olarak, Under – Relaxation faktörleriyle gerçekleştirilir. Bu faktörler her bir iterasyonda elde edilen ϕ değişimini azaltır. Basit anlamda, hücre içindeki ϕ değişkeninin yeni değeri, daha önceki çözümdeki ϕ değerine (ϕ_{old}), hesaplanan ϕ 'deki değişime ($\Delta\phi$) ve Under – Relaxation faktörü α 'ya bağlıdır. Bu durum aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$\phi = \phi_{old} + \alpha \cdot \Delta\phi \quad (2.10)$$

Bu çalışmada kullanılan Under – Relaxation faktörü değerleri; türbülans kinetik enerji ve türbülans yayılma oranı için 0.8, akış 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 geriye dönmük santrifüj kompresöre ait sayısal model Şekil 2.6’te verilmiştir.

2.3.2 Katı Duvar

Çalışmada modellenen çark, 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 akışkanı sınırlayan örtü ve göbek bölgesindeki boru yüzeyi. Bu sınır şartının uygulandığı yüzeyler Şekil 2.6’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 içerisindeki akışkana ait yüzeyler Şekil 2.6’te verilmiştir.

2.3.4 Basınç Çıkışı

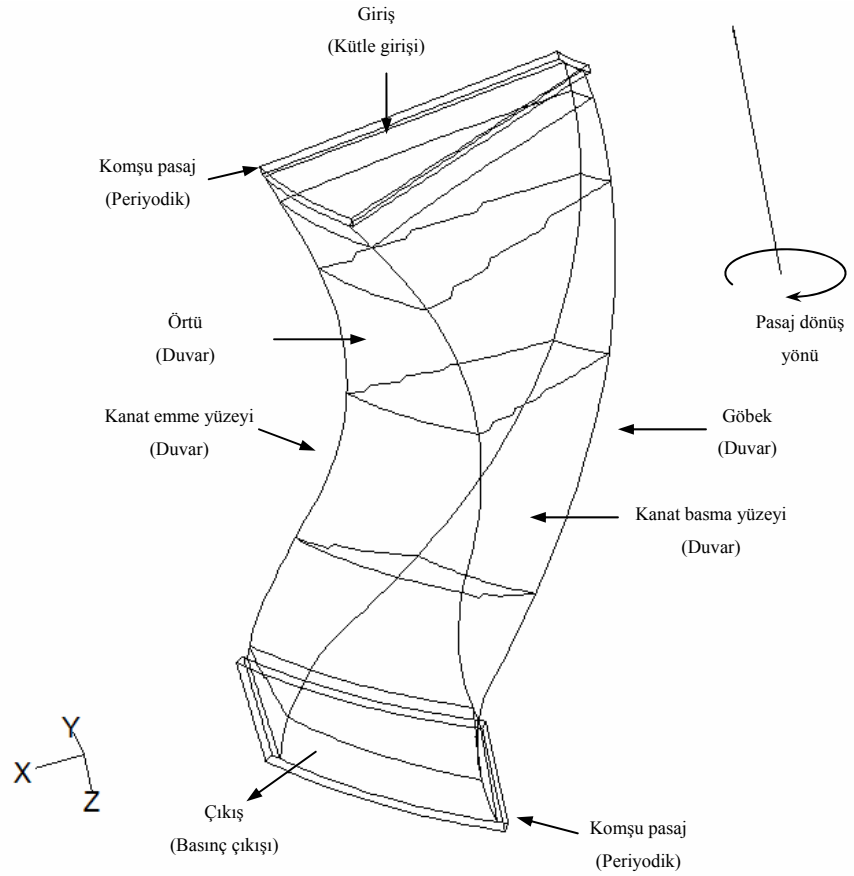
Difüzör çıkışında, giren akışkanın basınç kazanımı bilinmediğinden dolayı, bu sınır şartı kullanılmıştır. Yani difüzör çıkışında, akışkan burada bir dış akıştan farklı olarak kendisinin sahip olduğu kadar basınca sahip olan bir akışkan ile karşılaşmaktadır. Kanat çıkışında uygulanan sınır şartı Şekil 2.6’te verilmiştir.

2.3.5 Akışkan

Deney düzeneğinde kullanılan akışkan havadır. Fakat teorik çözümlerinde 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 0.112 kg/s, 0,1318 kg/s ve 0,1482 kg/s olarak alınmıştır. Analiz sırasında akımın kararlı olduğu kabul edilmiştir.



Şekil 20.6 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 çalışılıyor ise basınç değerlerine, kompresör çalışılıyor ise sıcaklık ve basınç değerlerine, türbin çalışılıyor 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.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (2.11)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.12)$$

Bu denklemlerde k, türbülans kinetik enerjisi; ε, kayıp oranını; G_k, ortalama hız gradyanından kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimini; G_b, kaldırma gücünden kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimini; Y_M, sıkıştırılabilir türbülans genişlemenin değişiminin genel kayıp oranına etkisini; σ_k ve σ_ε parametreleri sırasıyla k ve ε için Prandtl sayılarını ve μ_t ise türbülans viskozitesini gösterir. Bu iki denklem k ve ε değerlerini bulmak için çözülür. Bu iki değer arasındaki bağıntı ise denklem (2.13) ile ifade edilmiştir.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.13)$$

Bu üç denklem için geriye kalan parametreler standart k-ε türbülans modeli için katsayıları gösterir. Bu modelde C_{1ε} = 1.44, C_{2ε} = 1.92, C_{3ε} = C_μ = 0.09, σ_k = 1.0, σ_ε = 1.3 değerleri kullanılmaktadır.

BÖLÜM III BULGULAR

Buradaki amaç, kompresör karakteristiklerini anlamaktır. Teorik ve deneysel verileri inceleyerek kompresör karakteristiklerinin nicel değerlerini görüp performans kısıtlamaları belirlenecektir. Daha sonra şu anadaki tasarım teknikleri gözden geçirilecektir.

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

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

Bir santrifüj kompresördeki toplam verim çark geometrisine bağlı olduğu kadar, çark içerisindeki akışın yapısıyla yakından ilişkilidir. Genel olarak, bir kompresördeki akış kayıpları; sürtünme, sızıntı, ikincil akışlar ve karışım kayıpları olarak sınıflandırılabilir. Özellikle santrifüj kuvvetin etkisi sonucu kompresör pasajlarında atalet ve vizkoz kuvvetlerin dengesizliği sebebiyle ortaya çıkan ikincil akışlar, kompresör çarkı çıkışı yani difüzör girişinde jet-çevrinti tipi akışın oluşmasına sebep olurlar. Bu türlü akış yapısı da kompresörün toplam verimine etki etmektedir.

Bu çalışmada da, santrifüj kompresörün çarkı içerisindeki çıkışa doğru oluşan jet-çevrinti akış yapısının, nümerik olarak incelenmesi amaçlanmış olup, elde edilen sonuçlar mevcut deneysel verilerle karşılaştırılarak, kompresörde etkin olan akış kayıplarının analizi incelenmiştir. Bu sebeple çıkarılacak nümerik veriler, deneysel standı kurulmadan, ileri aşamada kullanılacak santrifüj kompresör dizaynına ışık tutacağı düşünülmektedir.

Dizayn debisi, deneysel çalışmada gözlenen kanat çizgisinde sıfır açının gözlendiği 0.1318 kg/sn olarak tespit edilmiştir ve buna bağlı olarak dizayn altı ve dizayn üstü debiler sırasıyla 0.112 kg/sn, 0.1482 kg/sn olarak seçilmiştir.

3.1. Radyal Kanatla Yapılan Çalışma Sonuçları

3.2.1 Dizayn Noktası Altındaki Çözümler

3.2.1.1. Dizayn Altı (0.112kg/sn) Kütleli Debi İçin 1. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Radyal santrifüj kompresörde, dizayn altı (0.112 kg/sn) kütleli debi için 1. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel durgun basınç (P^*) konturu şekil 3.1 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.1 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.2 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.2 (b) de verilmiştir.

İstasyon 1 kanata girişin hemen başında (meridyensel koordinat sisteminde, $z/z_0=0.02$ EK 2 Tablo 7.2'de verilmiştir) olduğundan kanata giren hava etkin kanat çizgisinde %46'sı göbekte, % 1'i örtüde olmak üzere bir blokajla karşılaşır. Bu oranlardan da anlaşılacağı üzere giren havanın çoğu pasajın üst yarısından girmektedir Johnson ve Moore (1979).

Şekil 3.2 (a)'da Relatif Hız konturu incelendiğinde pasajın yarısından az bir bölümünde eksensel hız düşüktür ve göbekten örtüye hızlar benzerdir. Hızlar göbekten örtüye doğru yavaşça azalmaktadır.

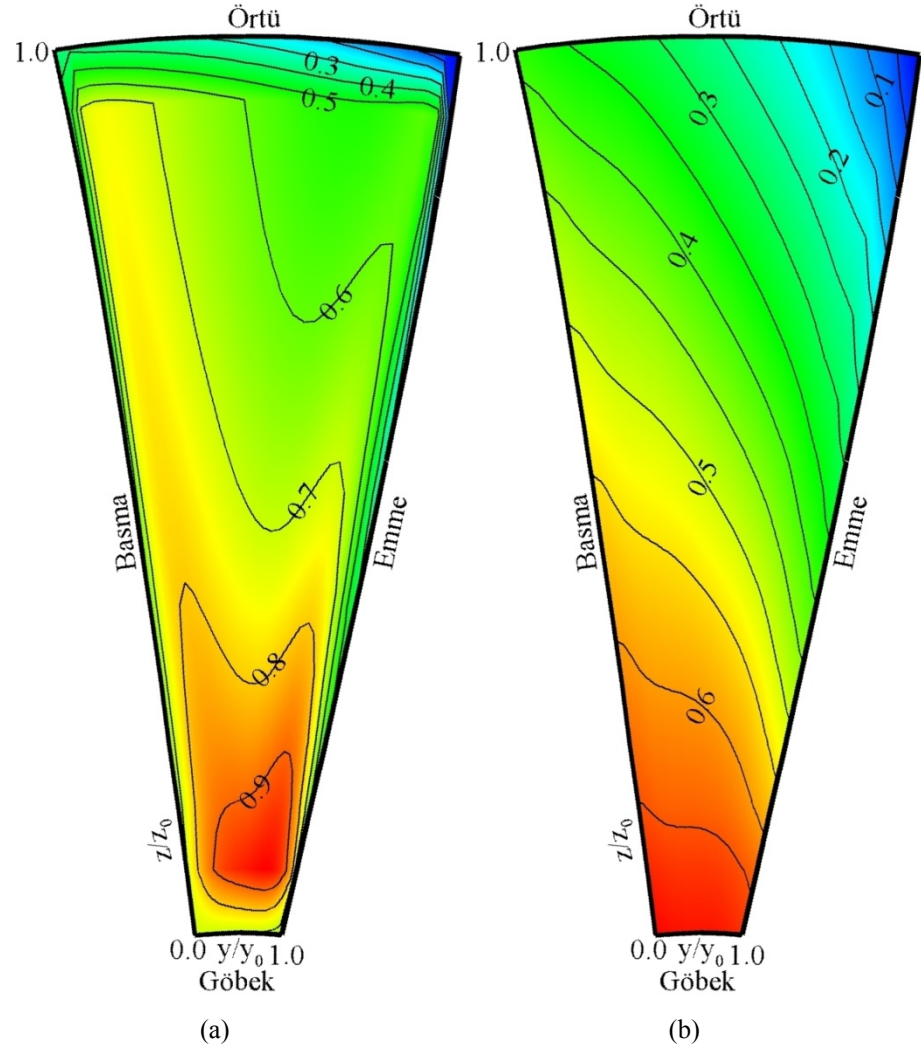
Şekil 3.1 (a)'da Boyutsuz Dönel durgun basınç (P^*) diyagramından sınır tabakanın kanal girişi boyunca geliştiğini ve bu örtü duvarındaki sınır tabakanın diğer üç duvardakinden daha kalın olduğunu gözlemlenir.

Şekil 3.1 (b)'de Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) diyagramından gözlemlendiği gibi girişte toplam basınç dağılımı uniformdur.

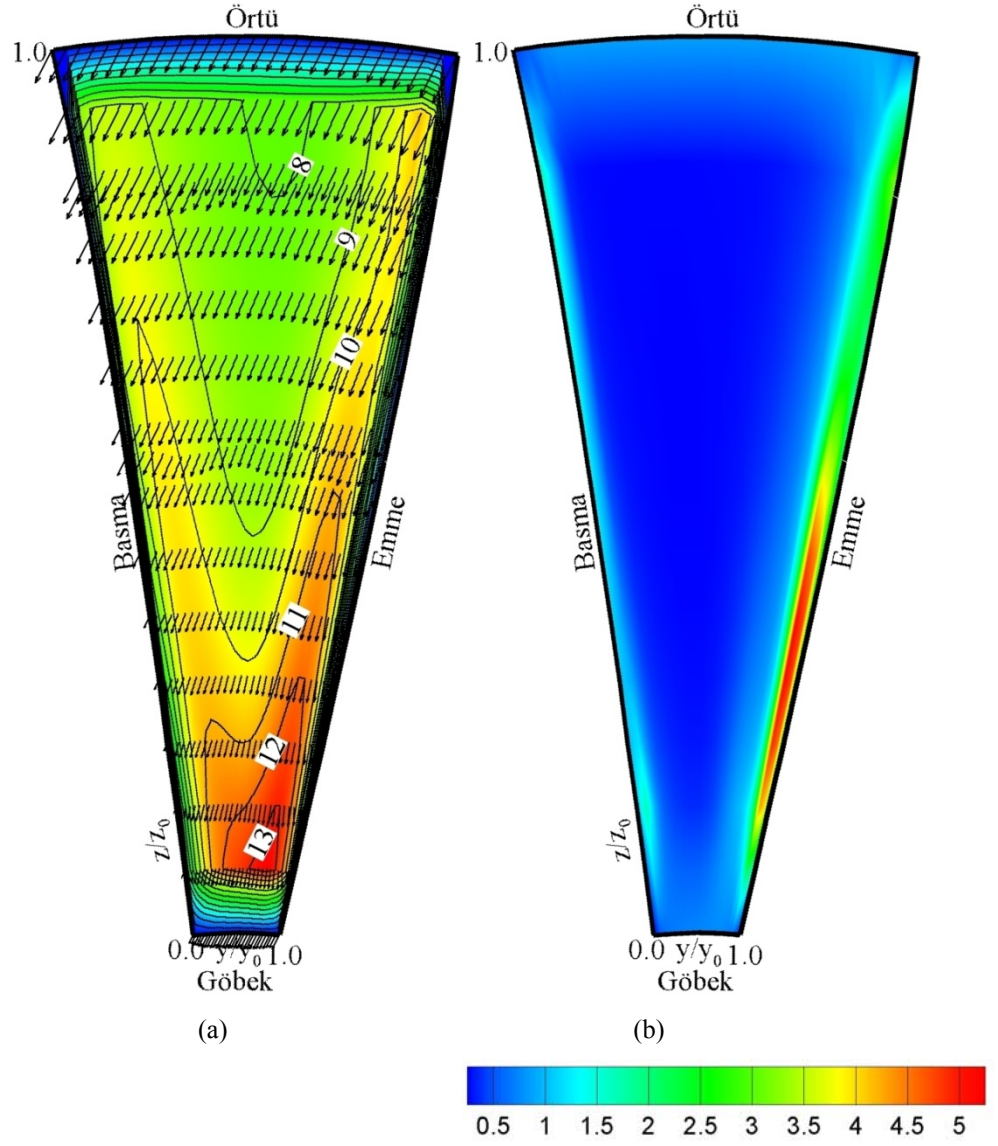
Düşük Azalan Statik Basınç ($P_r<0.2$) örtü emme kenar köşesindedir. Burada pasajın en düşük azalan statik basınç değeri gözlenmektedir.

İstasyon 1'de P^* dağılımı köşeler hariç uniformdur ($P^*= 0.6-0.9$ arası). Bu köşelere yakın örtü boyuca olduğu gibi bazı P^* düşüşleri meydana gelmiştir.

Şekil 3.2 (b)'de verilen 1. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ancak eksensel hızların hâkimiyetindeki bu pasajda dikkate değer bir durum söz konusu değildir.



Şekil 3.1 Radyal kanatta Dizayn altı ($\dot{m} = 0.112$ kg/sn) kütleli debi için 1. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



Şekil 3.2 Radyal kanatta Dizayn altı ($\dot{m} = 0.112$ kg/sn) kütleli debi için 1. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.2.1.2. Dizayn Altı (0.112kg/sn) Kütlesel Debi İçin 2. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

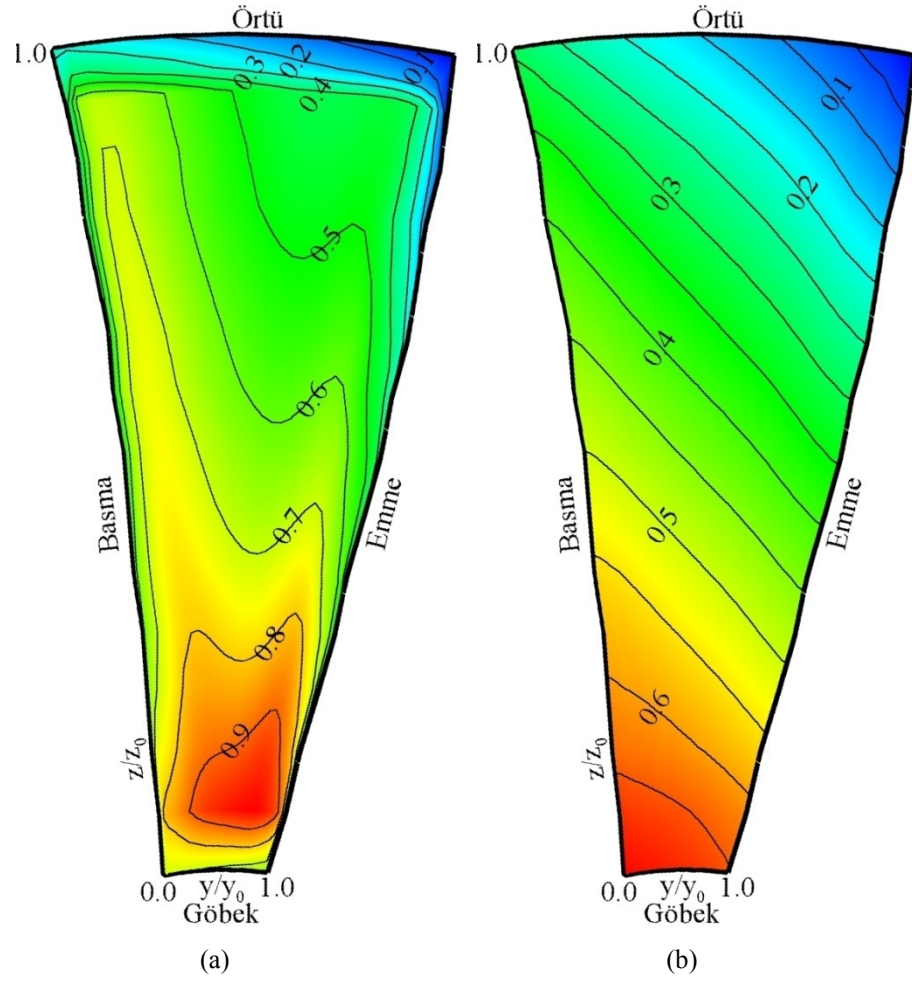
Radyal santrifüj kompresörde, dizayn altı (0.112 kg/sn) kütlesel debi için 2. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.3 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.3 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.4 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.4 (b) de verilmiştir.

Şekil 3.3 (a)'da P^* diyagramında görüldüğü gibi örtü köşesi emme kenarında sınır tabaka kalınlaşmıştır. Şekil 3.4 (a)'daki hız diyagramında bu görüşü destekler. P^* 'in azalması ile ($P^*=0.1-0.4$ arası) düşük P^* akış örtü ve emme duvarlarında gözlenir.

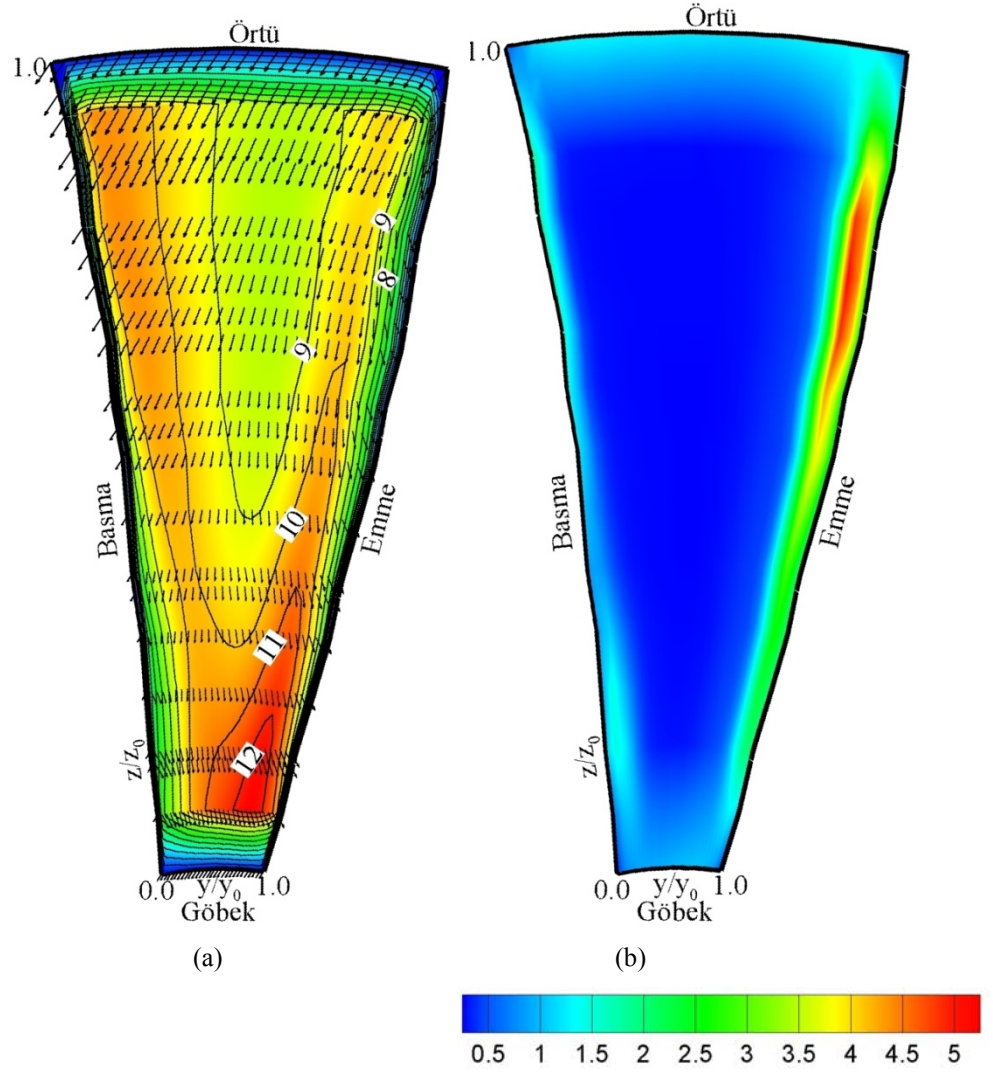
Şekil 3.3 (b)'de Azalan Statik Basınç (P_r) diyagramından işin çoğunun pasajın üst yarısında yapıldığı belirtilir ki burada kanat yüklenmektedir. Düşük Statik Basınç bölgesi örtü emme kenar köşesinde ($P_r<0.2$) ve istasyon 1'de örtü emme kenar köşesinde bulunan Düşük Statik Basınç bölgesi ile benzer büyüklükte meydana gelmiştir.

Sınır tabaka ayrılmalarından dolayı örtü yakınında büyük kayıplar meydana gelir. Emme yüzeyi sınır tabaka kalınlaşmasıyla girişte zayıf ikincil akış kalıntıları gözlenir.

Şekil 3.4 (b)'de verilen 2. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ancak eksensel hızların hâkimiyetindeki bu pasajda dikkate değer bir durum söz konusu değildir.



Şekil 3.3 Radyal kanatta Dizayn altı ($\dot{m} = 0.112$ kg/sn) kütleli debi için 2. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



Şekil 3.4 Radyal kanatta Dizayn altı ($\dot{m} = 0.112$ kg/sn) kütleli debi için 2. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.2.1.3. Dizayn Altı (0.112kg/sn) Kütlesel Debi İçin 3. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Radyal santrifüj kompresörde, dizayn altı (0.112 kg/sn) kütlesel debi için 3. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.5 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.5 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.6 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.6 (b) de verilmiştir.

İstasyon 3'de hava kanat içerisinde yaklaşık yarı yoldadır (meridyensel koordinat sisteminde $z/z_0=0.41$, EK 2 Tablo 7.2'de verilmiştir) ve eksensel yönden radyal yöne yaklaşık 58° bir dönüşe sahiptir Johnson ve Moore (1979).

Şekil 3.6 (b) Relatif Hız diyagramından da görüldüğü üzere bu eksensel yönden radyal yöne olan dirsekte ikincil akış oluşumu kanıtları vardır.

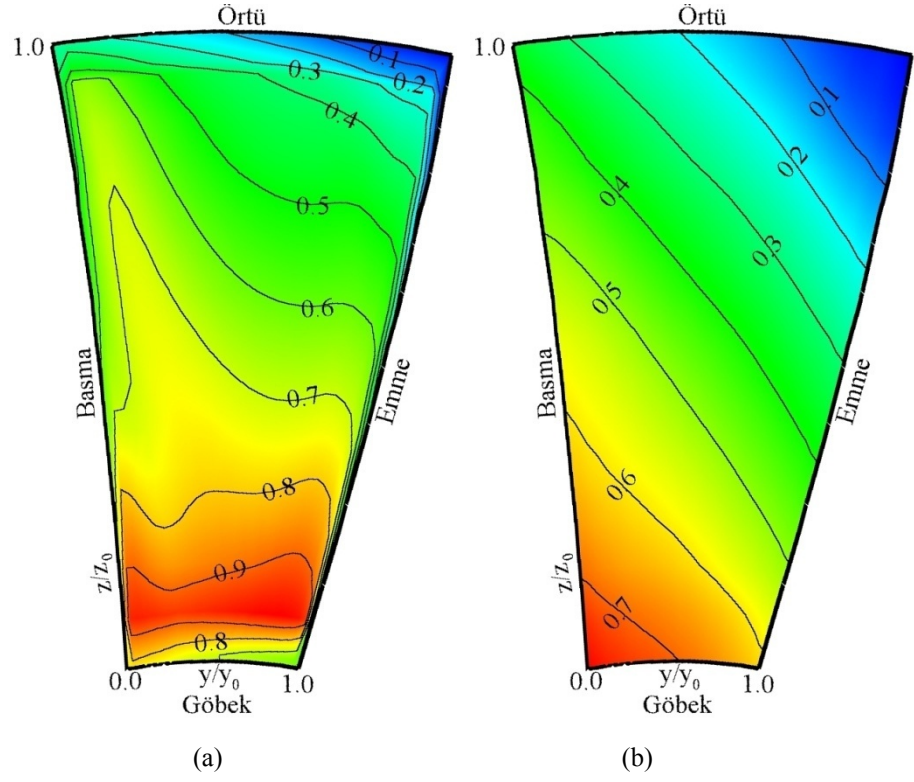
Emme ve basma duvarında ikisinde de sınır tabakada düşük P^* akışı örtüye doğru taşınır. Emme kenarında hareket oldukça güçlüdür. Bunun nedeni sınır tabaka kalınlaşmasından dolayı daha düşük akışı vardır. Bu istasyon 2'de de farkına varılabilir.

İstasyon 2'de şekil 3.3 (a)'da verilen P^* diyagramında düşük P^* akışın çoğu örtü ve emme kenarında meydana gelmiştir. İstasyon 3'de de bu düşük P^* akışın iç köşeye (örtü-emme köşesi) doğru taşındığı gözlemlenir.

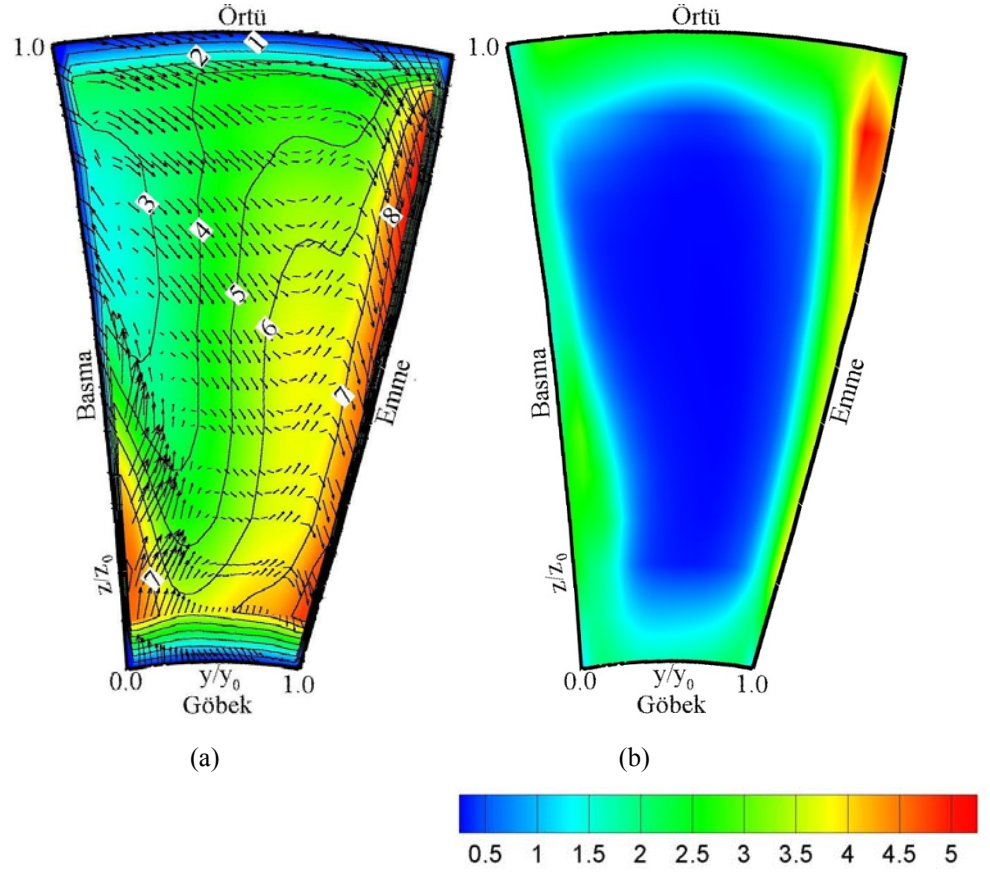
Düşük P^* akışın toplandığı örtü emme kenar köşesindeki bu bölgede Çevrinti akışın ilk izlerini verir.

İstasyon 3'de şekil 3.6 (a) Relatif Hız diyagramından kanadın tam yüklendiği izlenimi kazanırız. Bunu şekil 3.5 (b) P_r diyagramı da destekler. Kanadın kökten yüklendiği, göbek ve basma kenar köşesinde yüksek P_r değerleri meydana geldiği gözlenir.

Şekil 3.6 (b)'de verilen 3. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ayrıca basma tarafında da emme tarafında ki kadar yüksek olmasa da bir türbülans artışı diğer 1. ve 2. İstasyona göre daha belirginleşmiştir.



Şekil 3.5 Radyal kanatta Dizayn altı ($\dot{m} = 0.112$ kg/sn) kütleli debi için 3. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



Şekil 3.6 Radyal kanatta Dizayn altı ($n&= 0.112$ kg/sn) kütleli debi için 3. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.2.1.4. Dizayn Altı (0.112kg/sn) Kütleli Debi İçin 4. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Radyal santrifüj kompresörde, dizayn altı (0.112 kg/sn) kütleli debi için 4. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.7 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.7 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.8 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.8 (b) de verilmiştir.

İstasyon 4'de pasaj tamamen radyal yöne döner. P_r dağılımı akışın dönüşüyle Koryolis güçten dolayı etkindir.

Şekil 3.7 (b)'de bulunan P_r diyagramı incelenirse, Azalan Statik Basınç düşüşü yaklaşık doğrusaldır. Basma duvarında uniform maksimum basınç civarı ve emme kenarında düşük Statik basınç değerleri gözlenir.

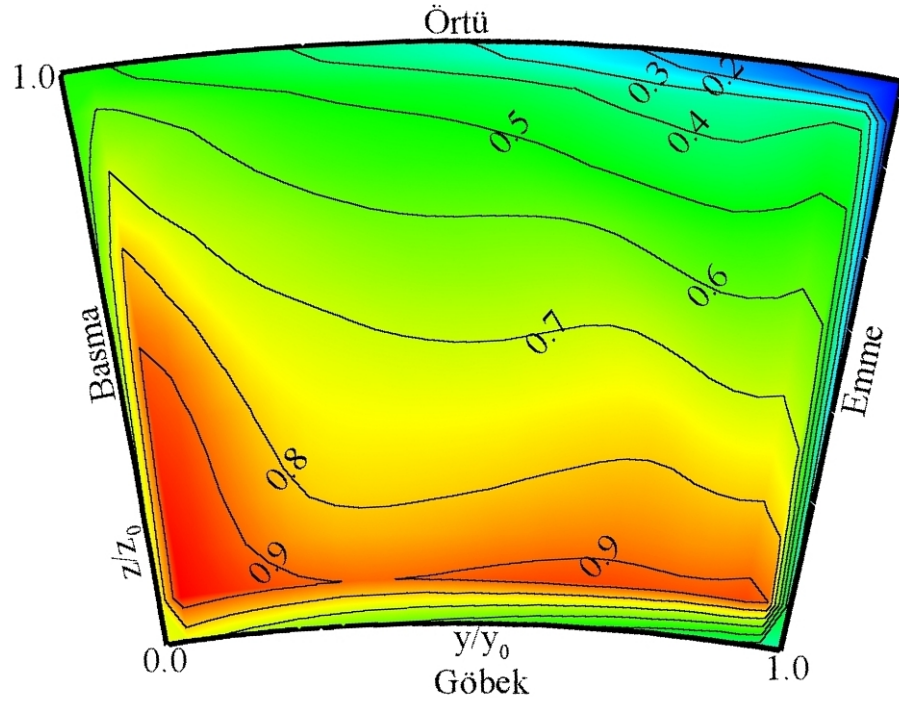
Düşük P^* akış için stabil bölgeyi Johnson ve Moore (1979) pasajın radyal bölgesinde azalan statik basıncın en düşük olduğu bölge olarak tanımlamıştır. Yapılan çalışma içinde stabil bölge örtü emme kenar köşesinde Azalan Statik Basıncın en düşük olduğu bölgedir.

P^* diyagramından, Çevrinti akışı düşük P^* akışın etkisiyle örtü boyunca basma kenarına doğru taşınır. Bu taşınım pasajın emme kenarında eksensel yönden radyal yöne dirsek nedeniyle oluşan pasaj girdabının ataletinden dolayıdır.

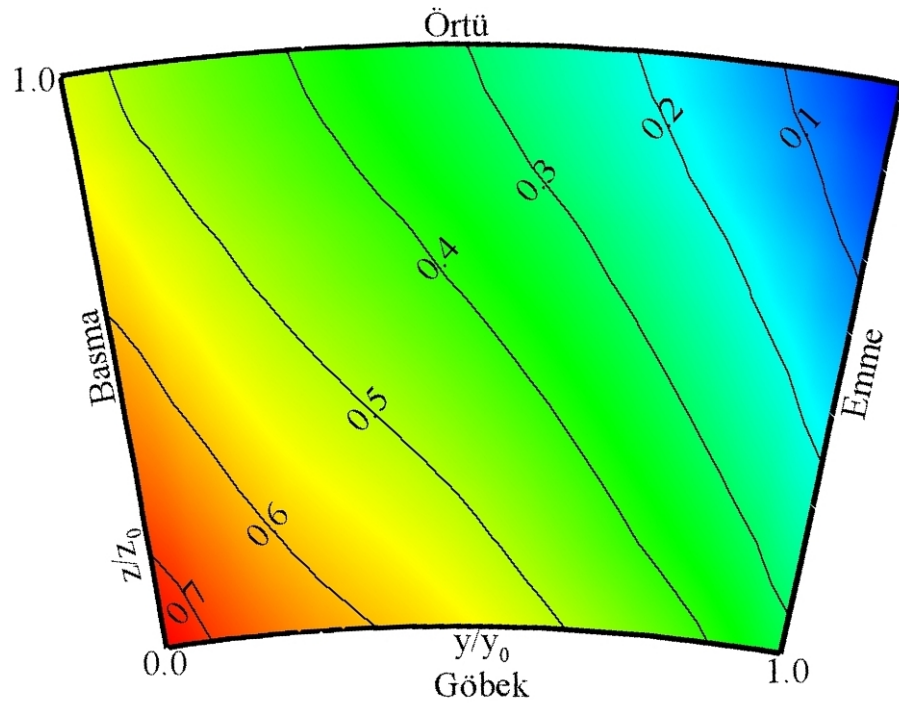
Şekil 3.8 (a) Relatif Hız diyagramı incelendiğinde iki girdap gözlemlenir. İlki saatin tersi yöndeki emme kenarında oluşan girdaptır ve emme yüzeyinden örtüye doğru ikincil akışa neden olur. İkincisi saat yönündeki girdaptır ki bu da bir ikincil akış oluşturur ve bu akış Koryolis güçle artar.

Düşük P^* akış bu iki akışla yaklaşık $y/y_0=0.7$ 'de çakışır ve örtü duvarına doğru taşınır. Çevrinti ve jet birlikte yüksek bir kesme kuvveti oluştururlar. Çevrinti merkezi relatif olarak düşük radyal momentuma sahiptir.

Şekil 3.8 (b)'de verilen 4 istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ayrıca 4. İstasyonda jet (yüksek enerjili akış) ve Çevrinti (düşük enerjili akış) bölgelerini bir arada bulunduran basma yüzeyinde Türbülans Kinetik Enerji değerinin yükseldiği dikkat çekicidir.

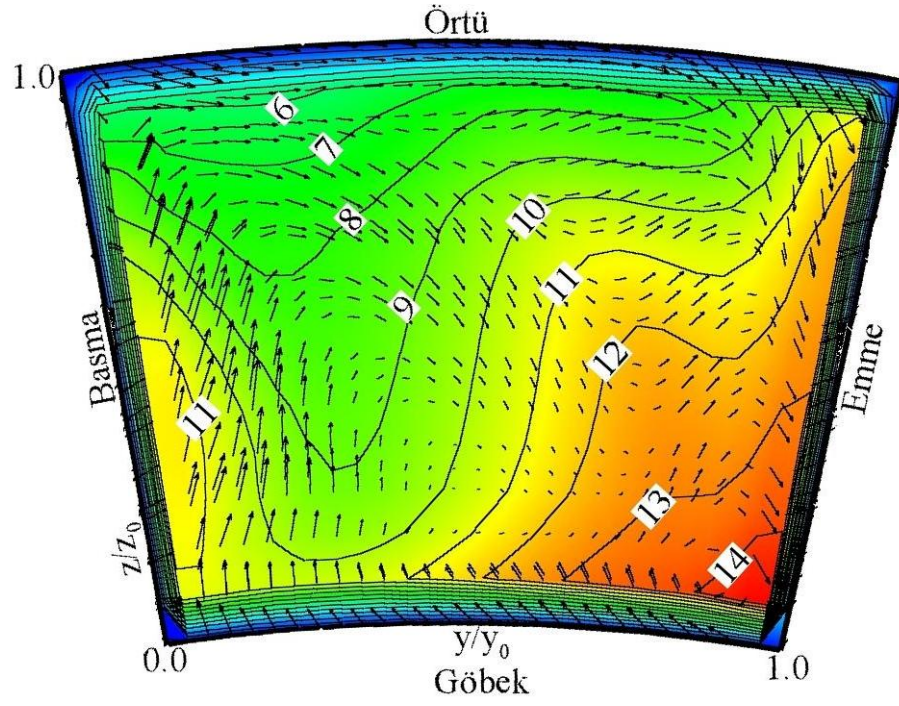


(a)

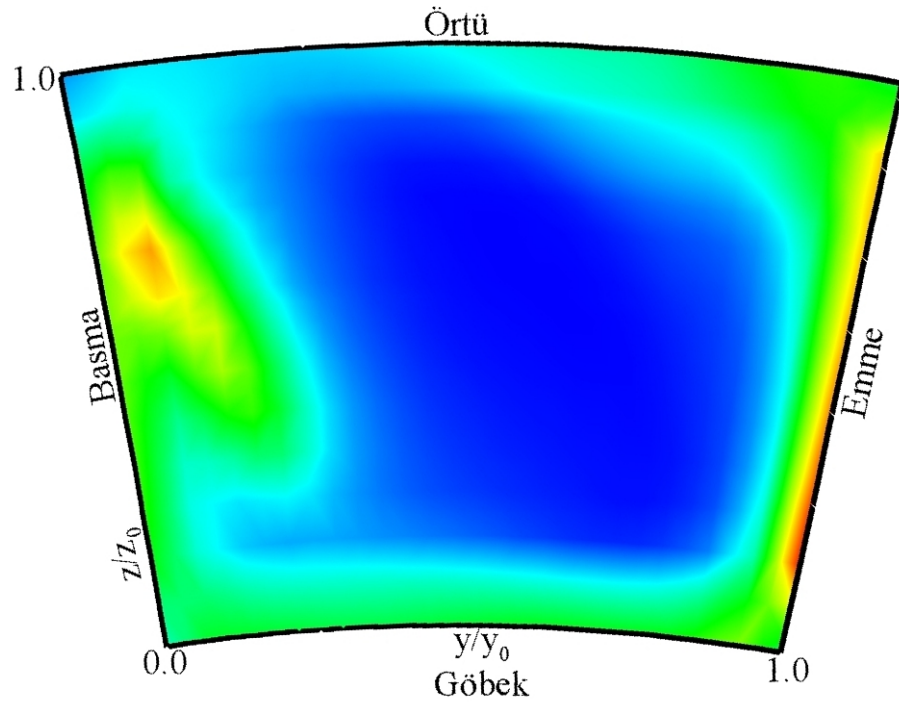


(b)

Şekil 3.7 Radyal kanatta Dizayn altı ($\dot{m} = 0.112$ kg/sn) kütleli debi için 4. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



(a)



(b)



Şekil 3.8 Radyal kanatta Dizayn altı ($\rho k = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütlelel debi için 4. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.2.1.5. Dizayn Altı (0.112kg/sn) Kütlesel Debi İçin 5. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

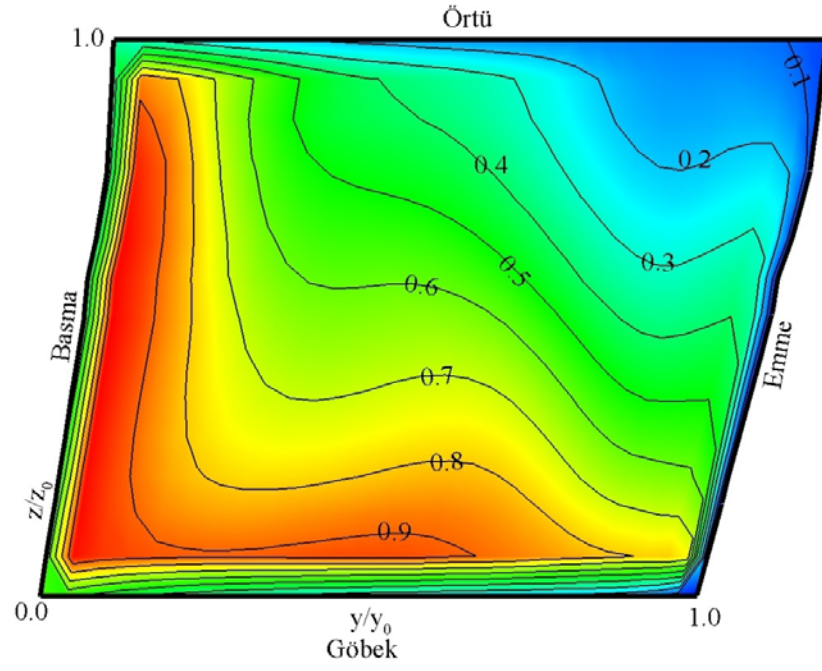
Radyal santrifüj kompresörde, dizayn altı (0.112 kg/sn) kütlesel debi için 5. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.9 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.9 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.10 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.10 (b) de verilmiştir.

Şekil 3.10 (a) Relatif Hız diyagramında görüldüğü gibi Çevrinti alanı istasyon 4-5 arası etkili bir şekildi artmaktadır. Bunu şekil 3.9 (a) P^* diyagramı da destekler. Çevrinti emme tarafına doğru taşınmaktadır. Bunun nedeni düşük P^* akışla yüksek P^* akışın karışmasından olabilir. Ayrıca örtü emme kenar köşesinde bir girdap görünmektedir. Bu girdap 4. İstasyona göre daha belirgin hale gelmiştir.

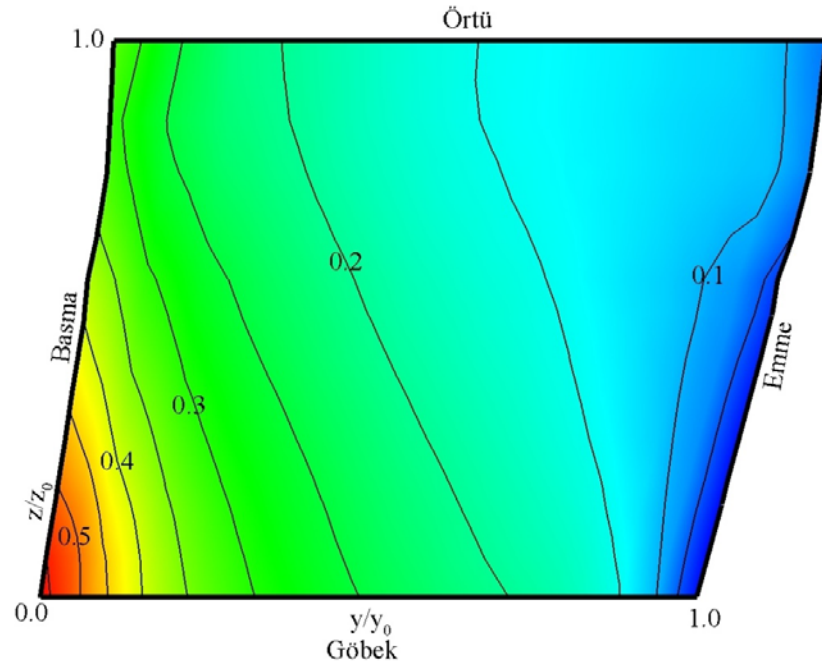
Çevrinti örtü boyunca yer değiştirmeye devam eder. Çevrinti merkezin emme tarafına yakındır ve emme tarafında doğru taşınmaya devam eder. Bunun nedeni emme kenarında düşük P^* akışın oluşturduğu stabil bölgeye doğru Çevrinti taşınmaya meyilli olduğundan dolayıdır. Bu şekil 3.10 (a) hız diyagramında da gözlemlenebilir.

Şekil 3.9 (b) P_r diyagramında bıçakların boşalması ve statik basıncın azalması görülmektedir ($P_r=0.1-0.5$ arası) P_r değerinde Çevrinti bölgesinde oldukça uniformdur.

Şekil 3.10 (b)'de verilen 5 istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ayrıca bu örtü emme köşesinde görülen Çevrinti'nin etkisiyle Türbülans artışı daha iç bölgelere doğru genişlemiştir. Aynı durum basma tarafı içinde söylenebilir.

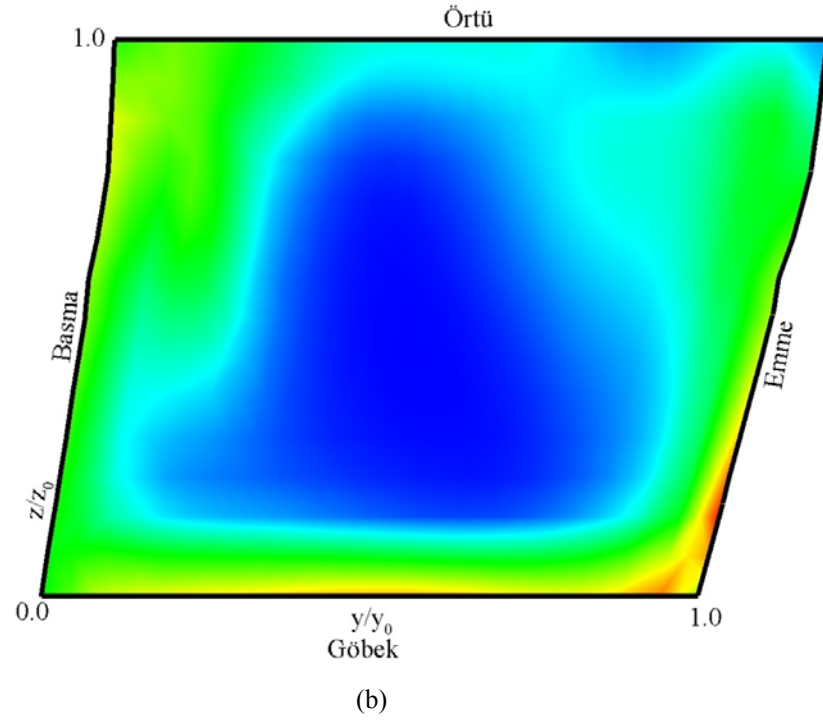
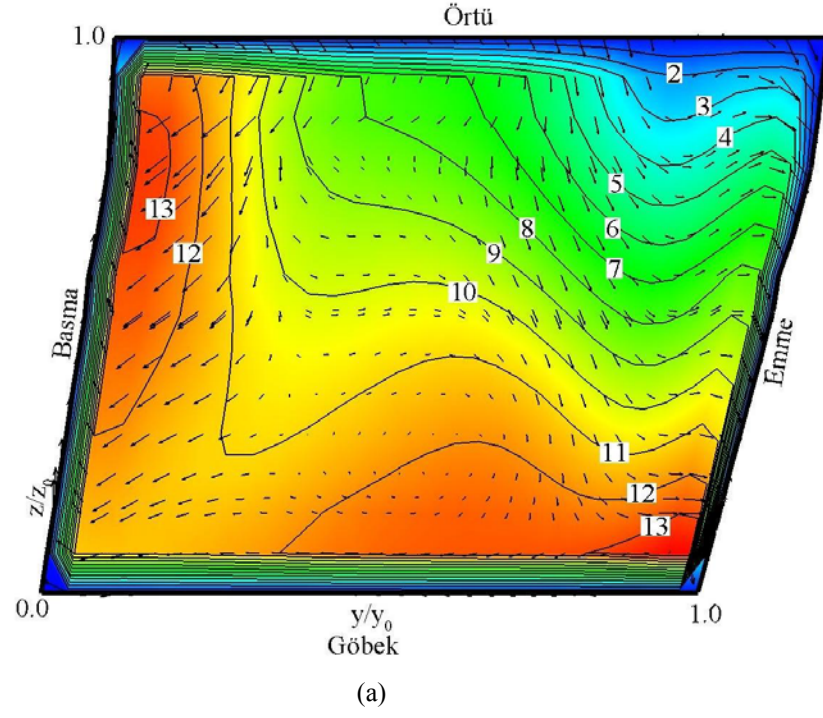


(a)



(b)

Şekil 3.9 Radyal kanatta Dizayn altı ($\dot{m} = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 5. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



Şekil 3.10 Radyal kanatta Dizayn altı ($\dot{m} = 0.112$ kg/sn) kütleli debi için 5. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/s); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.2.2 Dizayn Noktasındaki Çözümler

3.2.2.1. Dizayn (0.1318 kg/sn) Kütleli Debisi İçin 1. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Radyal santrifüj kompresörde, dizayn (0.1318 kg/sn) kütleli debisi için 1. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel durgun basınç (P^*) konturu şekil 3.11 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.11(b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.12 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.12 (b) de verilmiştir.

İstasyon 1 kanata girişin hemen başında (meridyensel koordinat sisteminde, $z/z_0=0.02$ EK 2 Tablo 7.2'de verilmiştir) olduğundan kanata giren hava etkin kanat çizgisinde %46'sı göbekte, % 1'i örtüde olmak üzere bir blokajla karşılaşır. Bu oranlardan da anlaşılacağı üzere giren havanın çoğu pasajın üst yarısından girmektedir Johnson ve Moore (1979).

Şekil 3.12 (a)'da Relatif Hız konturu incelendiğinde pasajın yarısından az bir bölümünde eksensel hız düşüktür ve göbekten örtüye hızlar benzerdir. Hızlar göbekten örtüye doğru yavaşça azalmaktadır.

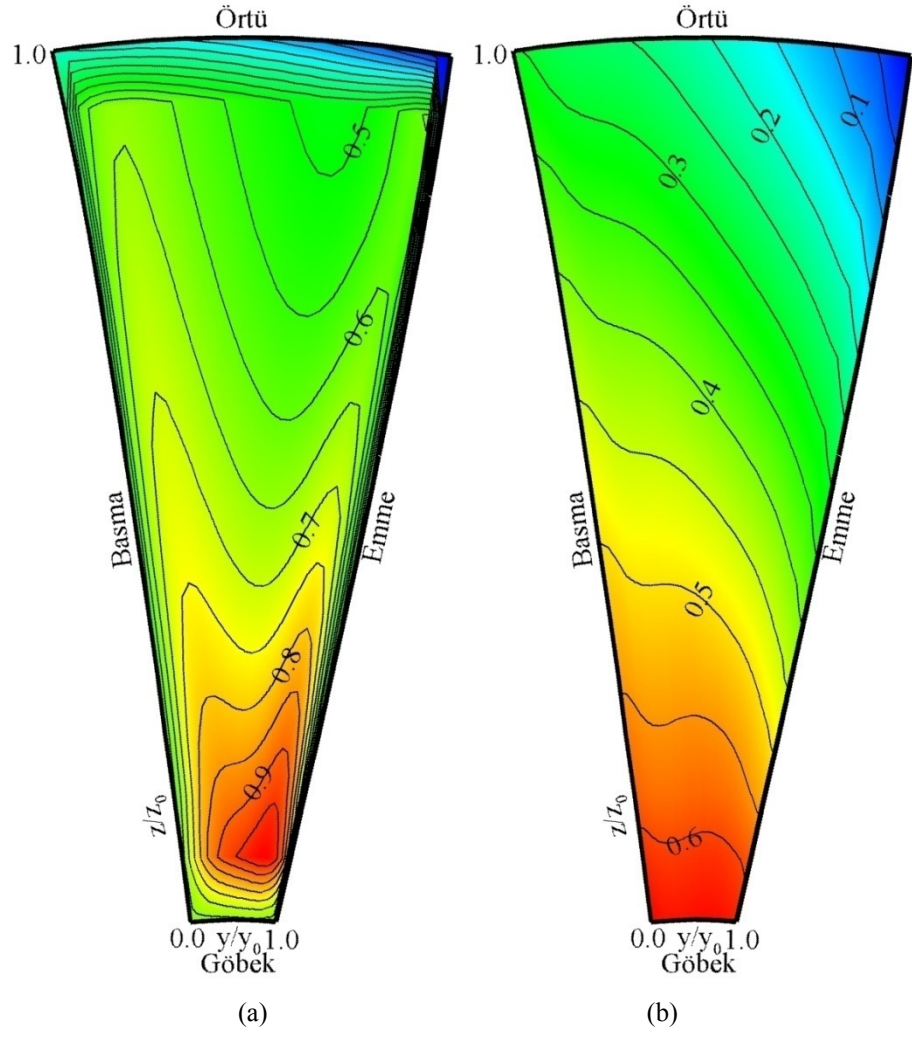
Şekil 3.11 (a)'da Boyutsuz Dönel durgun basınç (P^*) diyagramından sınır tabakanın kanal girişi boyunca geliştiğini ve bu örtü duvarındaki sınır tabakanın diğer üç duvardakinden daha kalın olduğunu gözlemlenir.

Şekil 3.11 (b)'de Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) diyagramından gözlemlendiği gibi girişte toplam basınç dağılımı uniformdur.

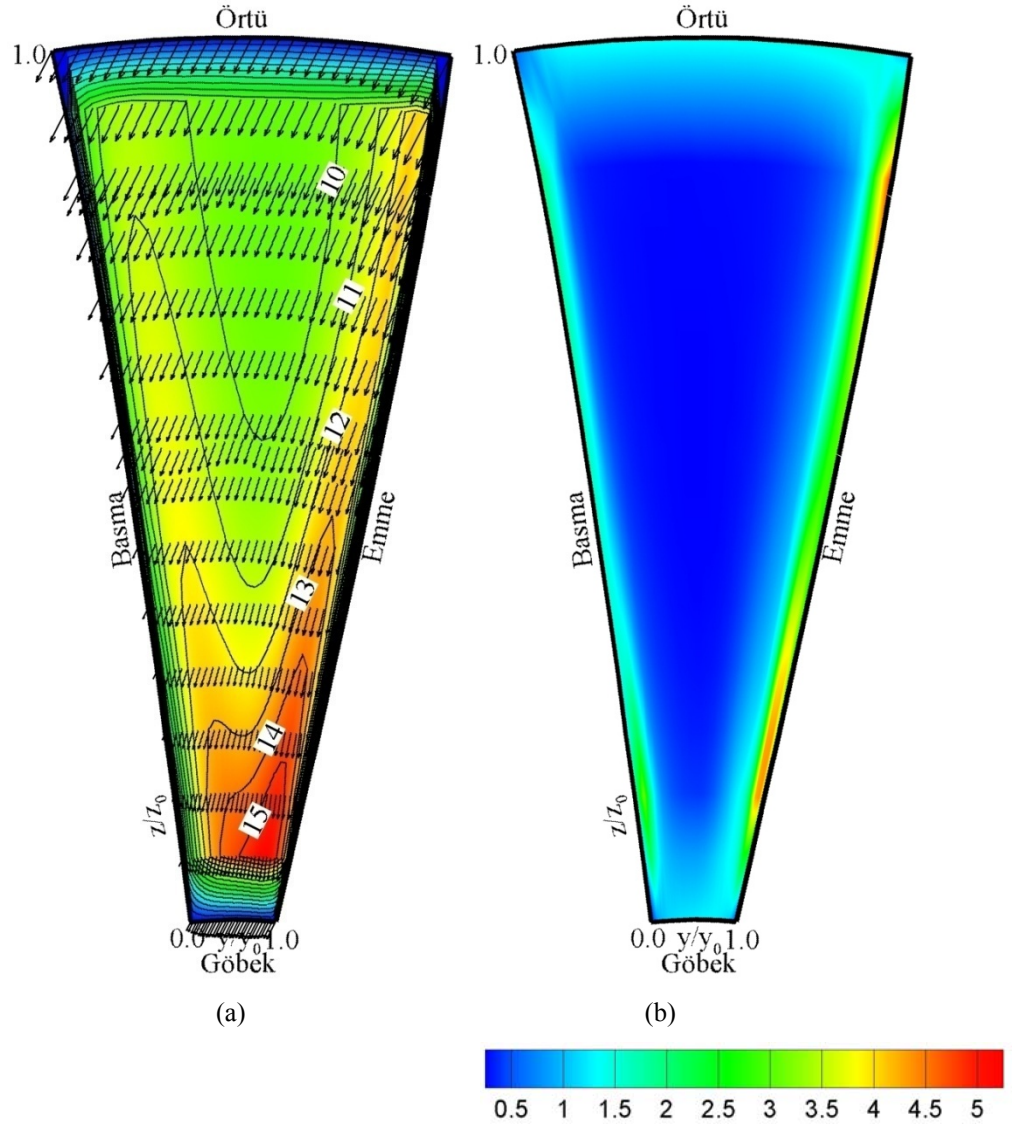
Düşük Azalan Statik Basınç ($P_r<0.2$) örtü emme kenar köşesindedir. Burada pasajın en düşük azalan statik basınç değeri gözlenmektedir.

İstasyon 1'de P^* dağılımı köşeler hariç uniformdur ($P^*= 0.5-0.9$ arası). Bu köşelere yakın örtü boyuca olduğu gibi bazı P^* düşüşleri meydana gelmiştir.

Şekil 3.12 (b)'de verilen 1. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ancak eksensel hızların hâkimiyetindeki bu pasajda dikkate değer bir durum söz konusu değildir.



Şekil 3. 11 Radyal kanatta Dizayn ($\dot{m} = 0.1318$ kg/sn) kütleles debisi için 1. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



Şekil 3.12 Radyal kanatta Dizayn ($\rho k = 0.1318$ kg/sn) kütleli debisi için 1. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.2.2.2. Dizayn (0.1318 kg/sn) Kütlesel Debisi İçin 2. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

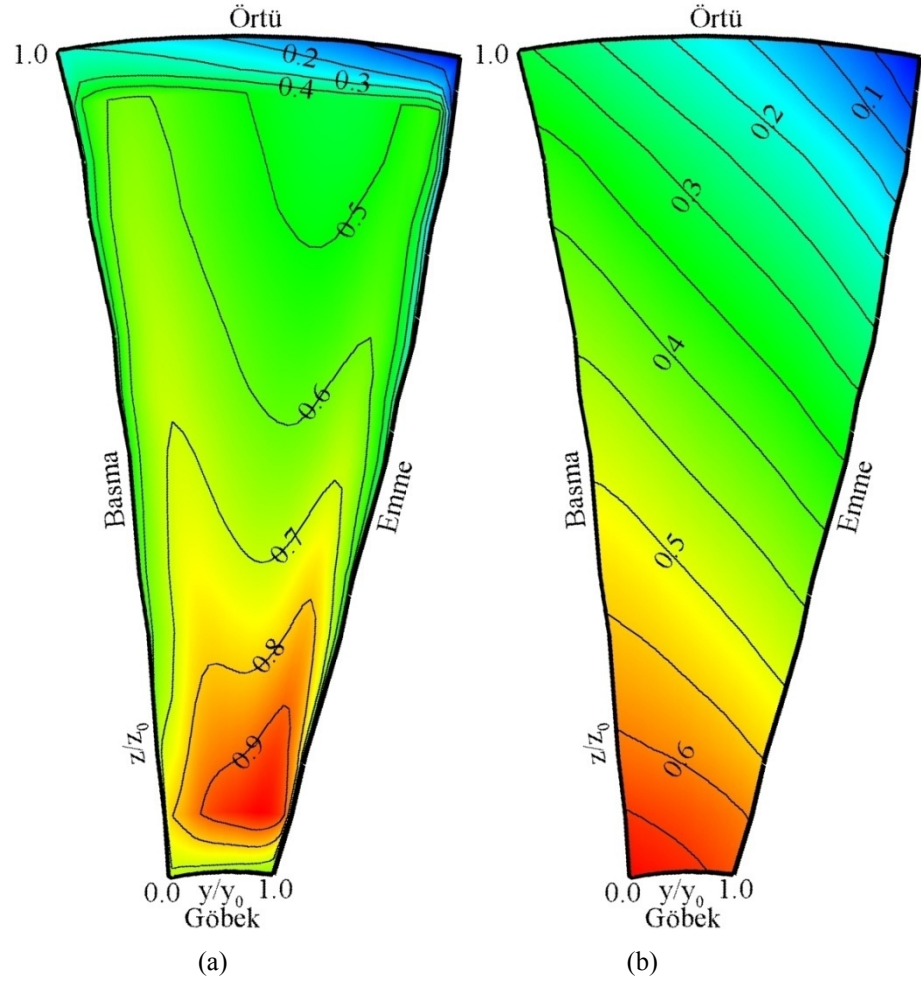
Radyal santrifüj kompresörde, dizayn (0.1318 kg/sn) kütleli debisi için 2. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.13 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.13(b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.14 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.14 (b) de verilmiştir.

Şekil 3.13 (a)'da P^* diyagramında görüldüğü gibi örtü köşesi emme kenarında sınır tabaka kalınlaşmıştır. Şekil 3.14 (a)'daki hız diyagramında bu görüşü destekler. P^* 'in azalması ile ($P^*=0.1-0.4$ arası) düşük P^* akış örtü ve emme duvarlarında gözlenir.

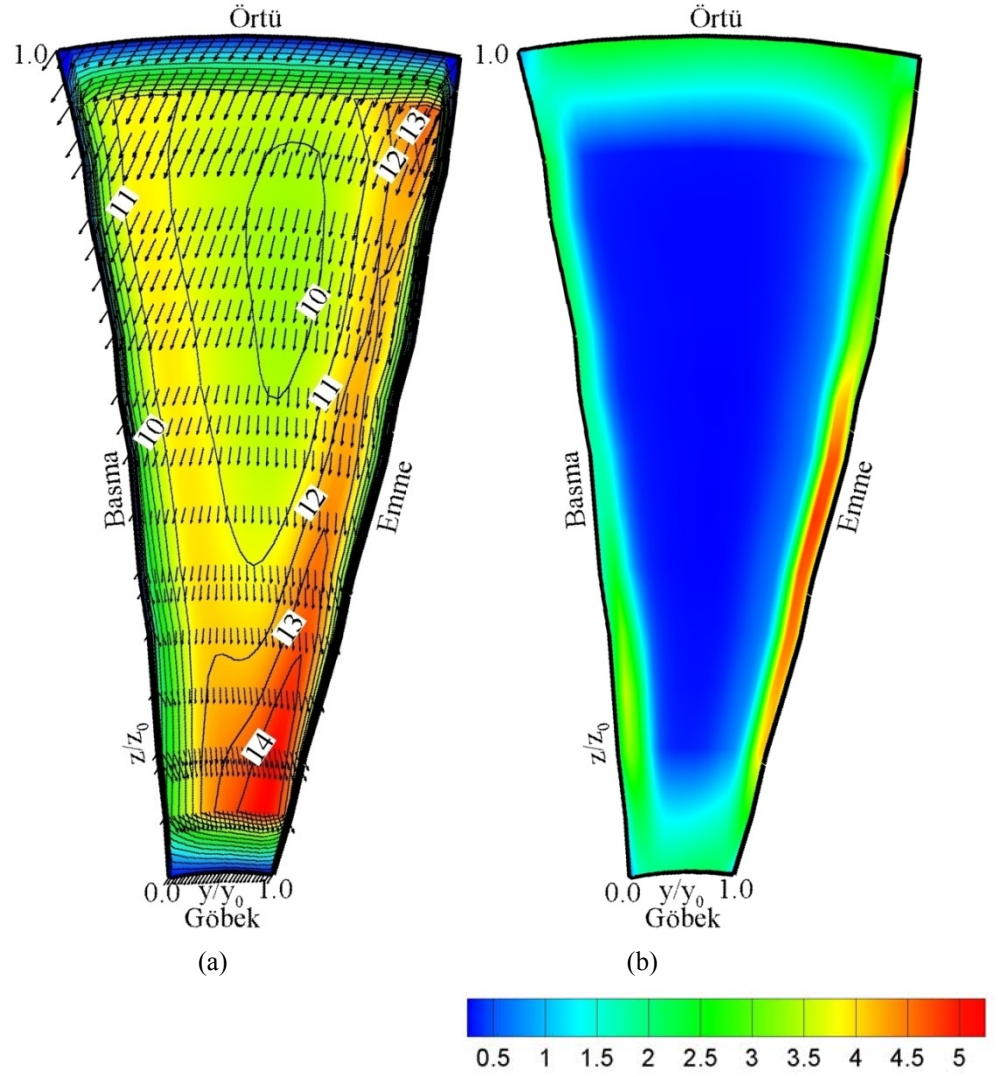
Şekil 3.13 (b)'de Azalan Statik Basınç (P_r) diyagramından işin çoğunun pasajın üst yarısında yapıldığı belirtilir ki burada kanat yüklenmektedir. Düşük Statik Basınç bölgesi örtü emme kenar köşesinde ($P_r<0.2$) ve istasyon 1'de örtü emme kenar köşesinde bulunan Düşük Statik Basınç bölgesi ile benzer büyüklükte meydana gelmiştir.

Sınır tabaka ayrılmalarından dolayı örtü yakınında büyük kayıplar meydana gelir. Emme yüzeyi sınır tabaka kalınlaşmasıyla girişte zayıf ikincil akış kalıntıları gözlenir.

Şekil 3.14 (b)'de verilen 2. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ancak eksensel hızların hâkimiyetindeki bu pasajda dikkate değer bir durum söz konusu değildir.



Şekil 3.13 Radyal kanatta Dizayn ($\dot{m}= 0.1318$ kg/sn) kütleli debisi için 2. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



Şekil 3.14 Radyal kanatta Dizayn ($\dot{m} = 0.1318$ kg/sn) kütleli debisi için 2. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.2.2.3. Dizayn (0.1318 kg/sn) Kütlesel Debisi İçin 3. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Radyal santrifüj kompresörde, dizayn (0.1318 kg/sn) kütlesel debisi için 3. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.15 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.15 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.16 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.16 (b) de verilmiştir.

İstasyon 3'de hava kanat içerisinde yaklaşık yarı yoldadır (meridyensel koordinat sisteminde $z/z_0=0.41$, EK 2 Tablo 7.2'de verilmiştir) ve eksensel yönden radyal yöne yaklaşık 58° bir dönüşe sahiptir Johnson ve Moore (1979).

Şekil 3.16 (a) Relatif Hız diyagramından da görüldüğü üzere bu eksensel yönden radyal yöne olan dirsekte ikincil akış oluşumu kanıtları vardır.

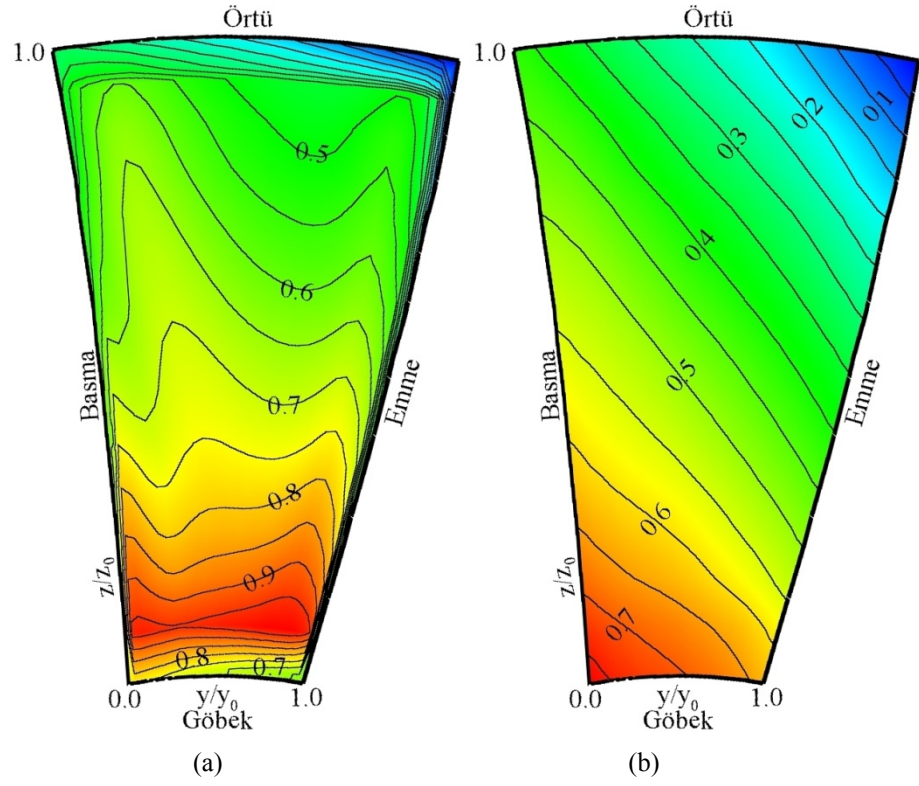
Emme ve basma duvarında ikisinde de sınır tabakada düşük P^* akışı örtüye doğru taşınır. Emme kenarında hareket oldukça güçlüdür. Bunun nedeni sınır tabaka kalınlaşmasından dolayı daha düşük P^* akışı vardır. Bu istasyon 2'de de farkına varılabilir.

İstasyon 2'de şekil 3.13 (a)'da verilen P^* diyagramında düşük P^* akışın çoğu örtü ve emme kenarında meydana gelmiştir. İstasyon 3'de de bu düşük P^* akışın iç köşeye (örtü-emme köşesi) doğru taşındığı gözlemlenir.

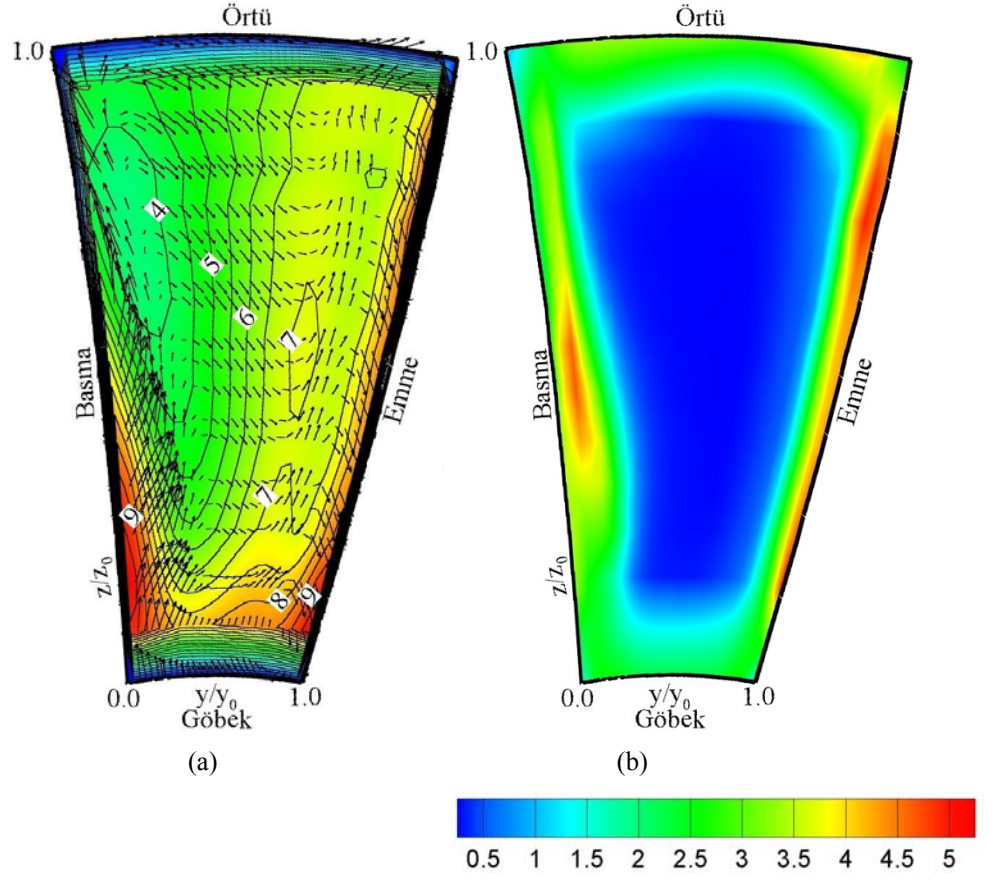
Düşük P^* akışın toplandığı örtü emme kenar köşesindeki bu bölgede çevrinti akışın ilk izlerini verir.

İstasyon 3'de şekil 3.16 (a) Relatif Hız diyagramından kanadın tam yüklendiği izlenimi kazanırız. Bunu şekil 3.15 (b) P_r diyagramı da destekler. Kanadın kökten yüklendiği, göbek ve basma kenar köşesinde yüksek P_r değerleri meydana geldiği gözlenir.

Şekil 3.16 (b)'de verilen 3. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ayrıca basma tarafında da emme tarafında ki kadar yüksek olmasa da bir türbülans artışı diğer 1. ve 2. İstasyona göre daha belirginleşmiştir.



Şekil 3.15 Radyal kanatta Dizayn ($\dot{m} = 0.1318$ kg/sn) kütleli debisi için 3. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_T).



Şekil 3.16 Radyal kanatta Dizayn ($n_k = 0.1318$ kg/sn) kütleli debisi için 3. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/s); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.2.2.4. Dizayn (0.1318 kg/sn) Kütlesel Debisi İçin 4. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Radyal santrifüj kompresörde, dizayn (0.1318 kg/sn) kütlesel debisi için 4. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.17 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.17 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.18 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.18 (b) de verilmiştir.

İstasyon 4'de pasaj tamamen radyal yöne döner. P_r dağılımı akışın dönüşüyle Koryolis güçten dolayı etkindir.

Şekil 3.17 (b)'de bulunan P_r diyagramı incelenirse, Azalan Statik Basınç düşüşü yaklaşık doğrusaldır. Basma duvarında uniform maksimum basınç civarı ve emme kenarında düşük Statik basınç değerleri gözlenir.

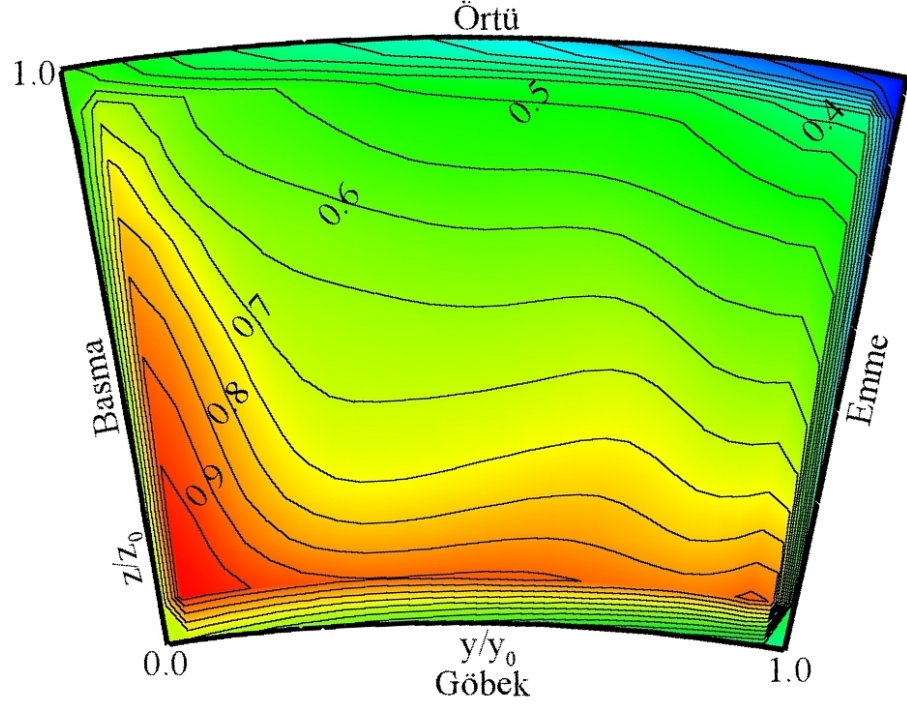
Düşük P^* akış için stabil bölgeyi Johnson ve Moore (1979) pasajın radyal bölgesinde azalan statik basıncın en düşük olduğu bölge olarak tanımlamıştır. Yapılan çalışma içinde stabil bölge örtü emme kenar köşesinde Azalan Statik Basıncın en düşük olduğu bölgedir.

P^* diyagramından, çevrinti akışı düşük P^* akışın etkisiyle örtü boyunca basma kenarına doğru taşınır. Bu taşınım pasajın emme kenarında eksensel yönden radyal yöne dirsek nedeniyle oluşan pasaj girdabının ataletinden dolayıdır.

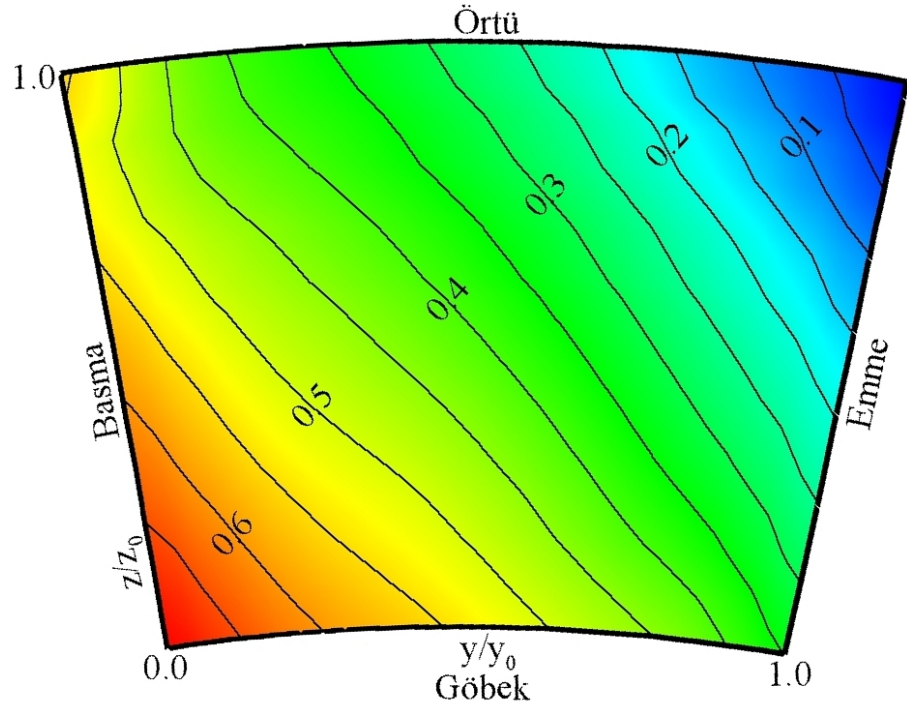
Şekil 3.18 (a) Relatif Hız diyagramı incelendiğinde iki girdap gözlemlenir. İlki saatin tersi yöndeki emme kenarında oluşan girdaptır ($y/y_0 \approx 0.7$ ve $z/z_0 \approx 0.8$) ve emme yüzeyinden örtüye doğru ikincil akışa neden olur. İkincisi saat yönündeki girdaptır ($y/y_0 \approx 0.4$ ve $z/z_0 \approx 0.3$) ki bu da bir ikincil akış oluşturur ve bu akış Koryolis güçle artar.

Düşük P^* akış bu iki akışla yaklaşık $y/y_0 \approx 0.6$ 'de çakışır ve örtü duvarına doğru taşınır. çevrinti ve jet birlikte yüksek bir kesme kuvveti oluştururlar. Çevrinti merkezi relatif olarak düşük radyal momentuma sahiptir.

Şekil 3.18 (b)'de verilen 4 istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ayrıca 4. İstasyonda jet (yüksek enerjili akış) ve çevrinti (düşük enerjili akış) bölgelerini bir arada bulunduran basma yüzeyinde Türbülans Kinetik Enerji değerinin yükseldiği dikkat çekicidir.

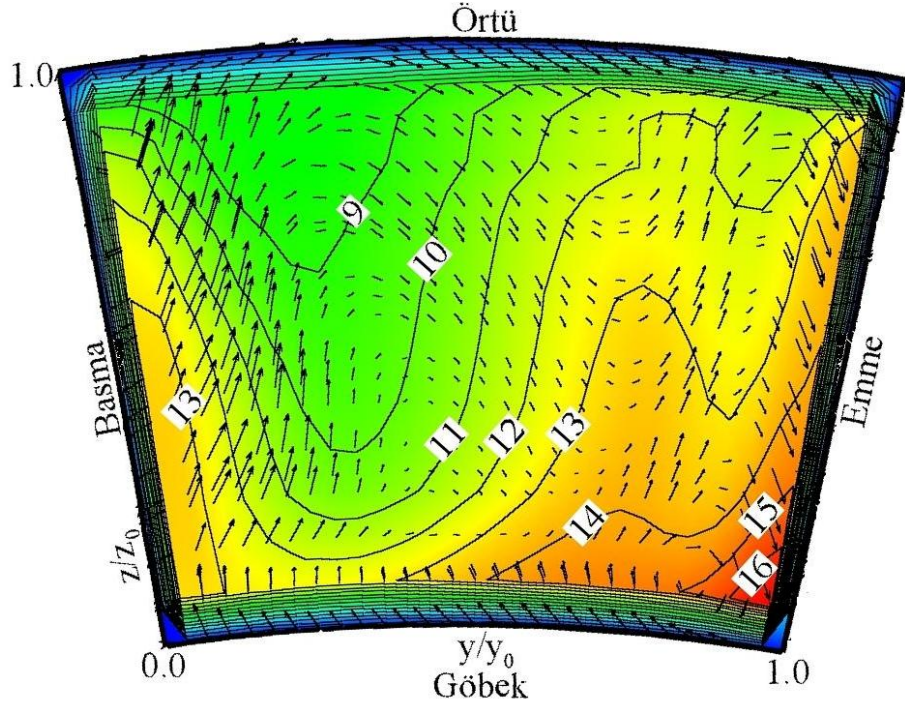


(a)

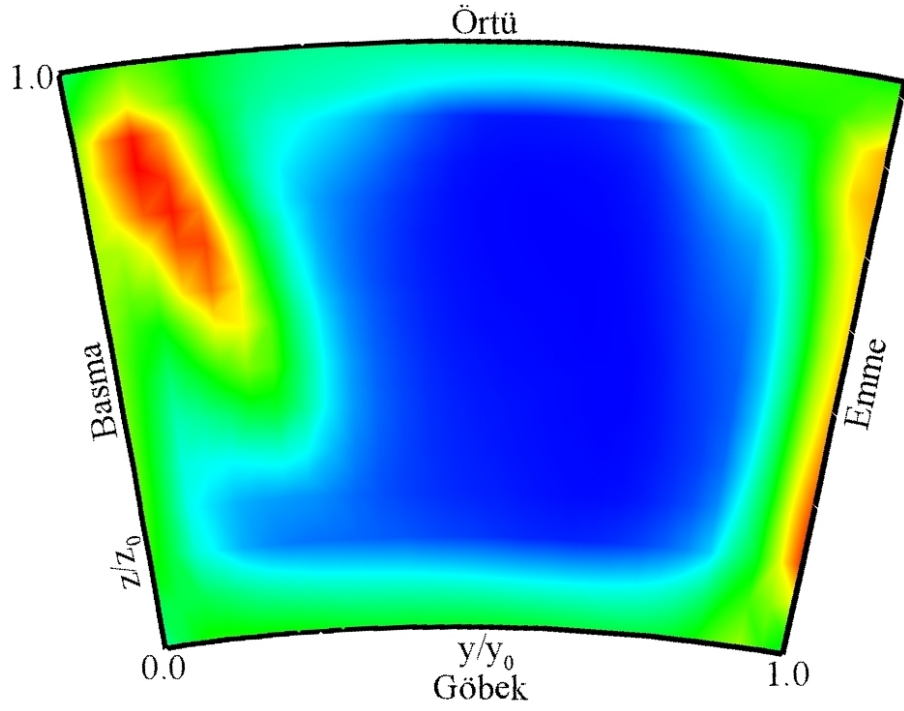


(b)

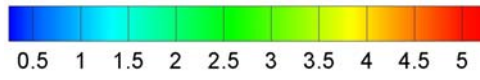
Şekil 3.17 Radyal kanatta Dizayn ($\dot{m} = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 4. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



(a)



(b)



Şekil 3.18 Radyal kanatta Dizayn ($m\dot{m} = 0.1318$ kg/sn) kütleli debisi için 4. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.2.2.5. Dizayn (0.1318 kg/sn) Kütlesel Debisi İçin 5. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

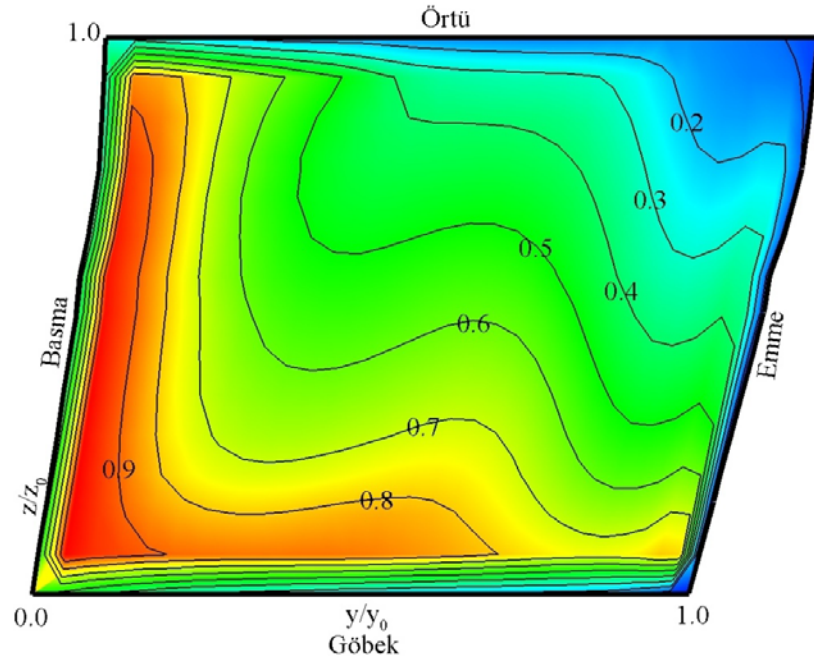
Radyal santrifüj kompresörde, dizayn (0.1318 kg/sn) kütlesel debisi için 5. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.19 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3. 19 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.20 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.20 (b) de verilmiştir.

Şekil 3.20 (a) Relatif Hız diyagramında görüldüğü gibi Çevrinti alanı istasyon 4-5 arası etkili bir şekildi artmaktadır. Bunu şekil 3. 19 (a) P^* diyagramı da destekler. Çevrinti emme tarafına doğru taşınmaktadır. Bunun nedeni düşük P^* akışla yüksek P^* akışın karışmasından olabilir. Ayrıca örtü emme kenar köşesinde bir girdap görünmektedir. Bu girdap 4. İstasyona göre daha belirgin hale gelmiştir.

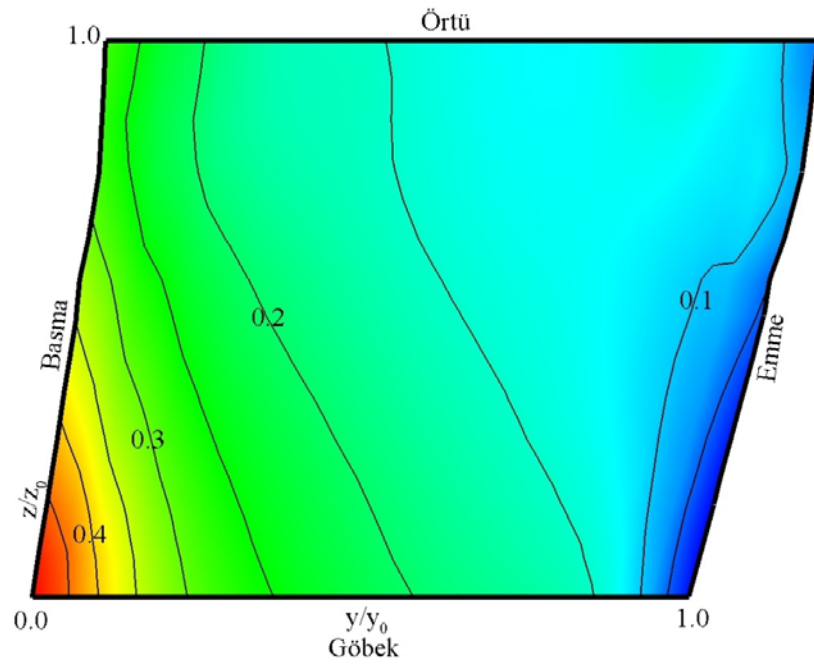
Çevrinti örtü boyunca yer değiştirmeye devam eder. Çevrinti merkezin emme tarafına yakındır ve emme tarafında doğru taşınmaya devam eder. Bunun nedeni emme kenarında düşük P^* akışın oluşturduğu stabil bölgeye doğru Çevrinti taşınmaya meyilli olduğundan dolayıdır. Bu şekil 3.20 (a) hız diyagramında da gözlemlenebilir.

Şekil 3. 19 (b) P_r diyagramında bıçakların boşalması ve statik basıncın azalması görülmektedir ($P_r=0.1-0.45$ arası) P_r değerinde Çevrinti bölgesinde oldukça uniformdur.

Şekil 3.20 (b)'de verilen 5 istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ayrıca bu örtü emme köşesinde görülen Çevrinti'nin etkisiyle Türbülans artışı daha iç bölgelere doğru genişlemiştir. Aynı durum basma tarafı içinde söylenebilir.

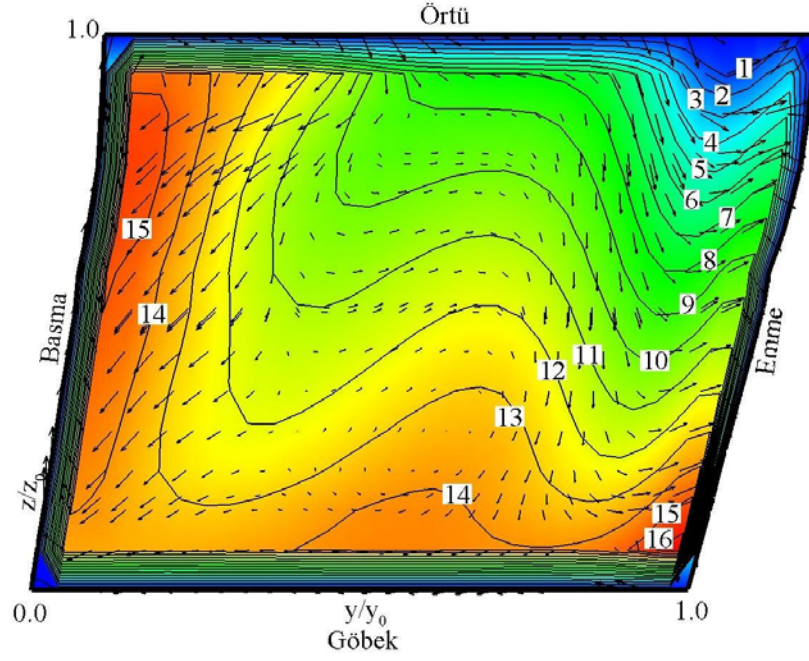


(a)

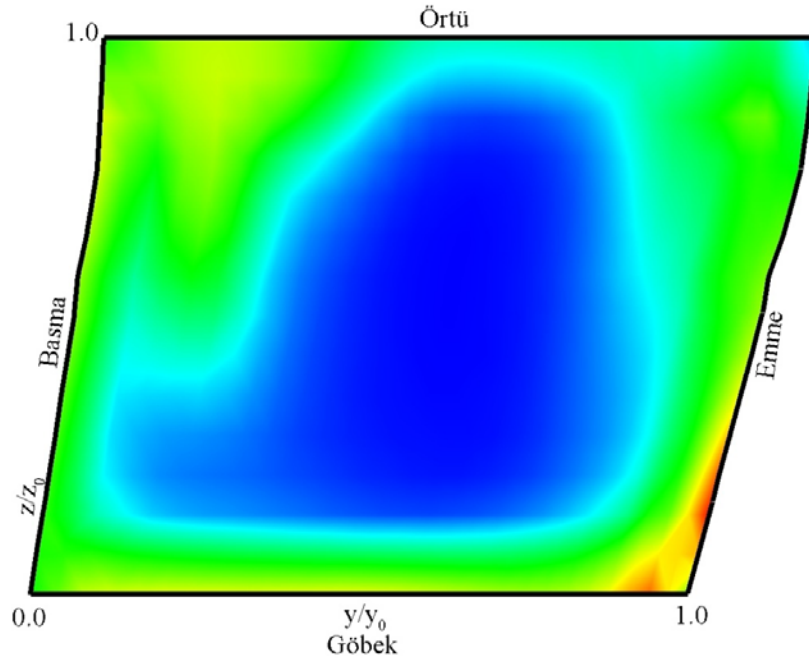


(b)

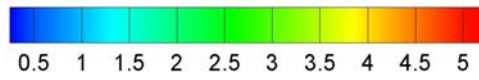
Şekil 3.19 Radyal kanatta Dizayn ($\dot{m} = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 5. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



(a)



(b)



Şekil 3.20 Radyal kanatta Dizayn ($\dot{m} = 0.1318$ kg/sn) kütleli debisi için 5. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.2.3 Dizayn Noktası Üstü Çözümler

3.2.3.1. Dizayn Üstü (0.1482kg/sn) Kütleli Debi İçin 1. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Radyal santrifüj kompresörde, dizayn üstü (0.1482 kg/sn) kütleli debi için 1. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel durgun basınç (P^*) konturu şekil 3.21 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.21 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.22 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.22 (b) de verilmiştir.

İstasyon 1 kanata girişin hemen başında (meridyensel koordinat sisteminde, $z/z_0=0.02$ EK 2 Tablo 7.2'de verilmiştir) olduğundan kanata giren hava etkin kanat çizgisinde %46'sı göbekte, % 1'i örtüde olmak üzere bir blokajla karşılaşır. Bu oranlardan da anlaşılacağı üzere giren havanın çoğu pasajın üst yarısından girmektedir Johnson ve Moore (1979).

Şekil 3.22 (a)'da Relatif Hız konturu incelendiğinde pasajın yarısından az bir bölümünde eksensel hız düşüktür ve göbekten örtüye hızlar benzerdir. Bu radyal diğer dizayn ve dizayn altı debiler için 1. istasyonda gözlenenenden daha açıktır. Hızlar göbekten örtüye doğru yavaşça azalmaktadır.

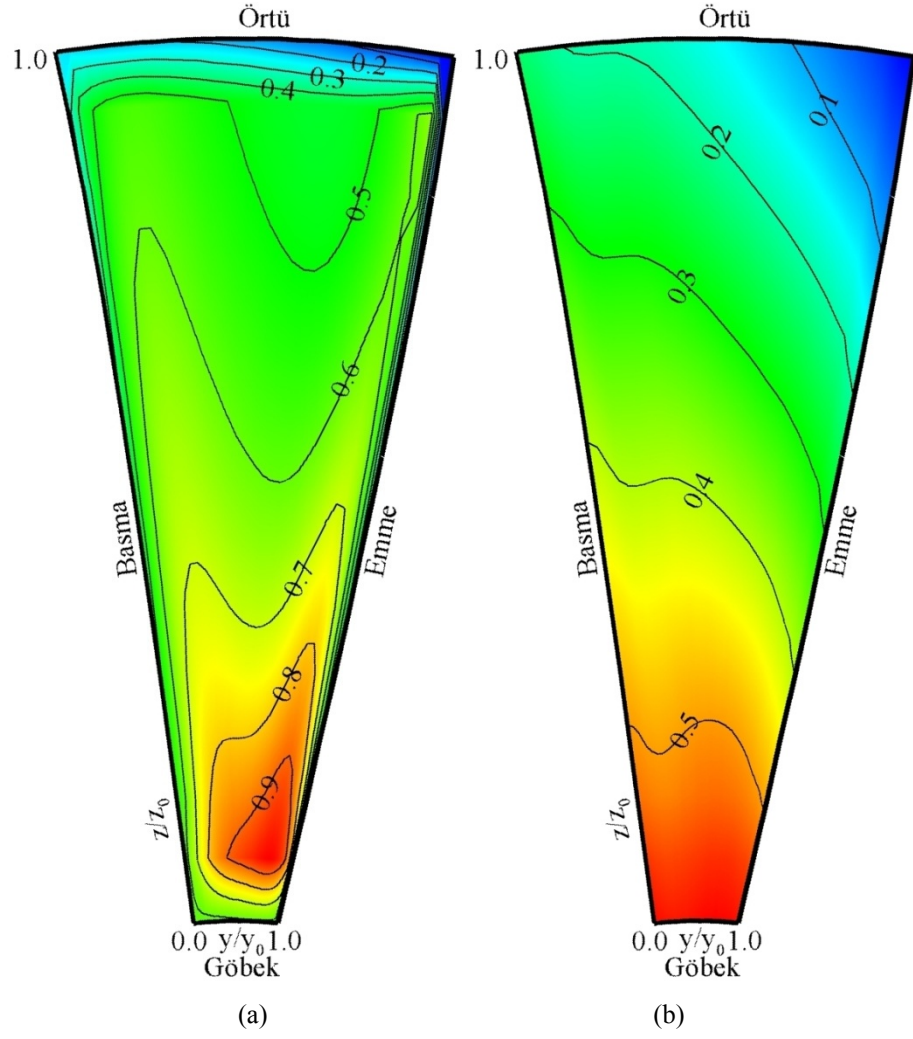
Şekil 3.21 (a)'da Boyutsuz Dönel durgun basınç (P^*) diyagramından sınır tabakanın kanal girişi boyunca geliştiğini ve bu örtü duvarındaki sınır tabakanın diğer üç duvardakinden daha kalın olduğunu gözlemlenir.

Şekil 3.21 (b)'de Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) diyagramından gözlemlendiği gibi girişte toplam basınç dağılımı uniformdur.

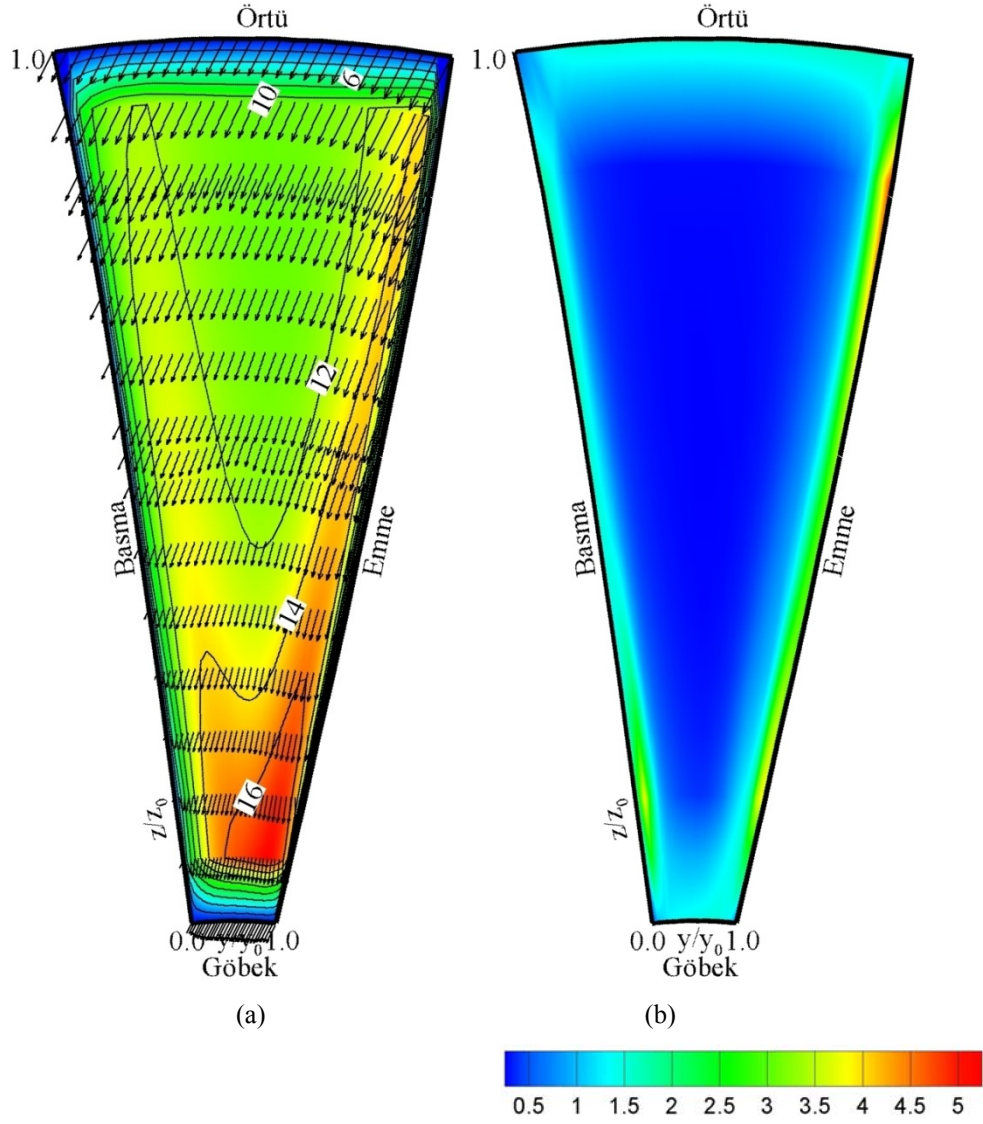
Düşük Azalan Statik Basınç ($P_r<0.2$) örtü emme kenar köşesindedir. Burada pasajın en düşük azalan statik basınç değeri gözlenmektedir.

İstasyon 1'de P^* dağılımı köşeler hariç uniformdur ($P^*= 0.6-0.9$ arası). Bu köşelere yakın örtü boyuca olduğu gibi bazı P^* düşüşleri meydana gelmiştir.

Şekil 3.22 (b)'de verilen 1. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ancak eksensel hızların hâkimiyetindeki bu pasajda dikkate değer bir durum söz konusu değildir.



Şekil 3.21 Radyal kanatta Dizayn üstü ($\dot{m} = 0.1482$ kg/sn) kütlelel debi için 1. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basıncı(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basıncı(P_r).



Şekil 3.22 Radyal kanatta Dizayn üstü ($\dot{m} = 0.1482$ kg/sn) kütleli debi için 1. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.2.3.2. Dizayn Üstü (0.1482kg/sn) Kütlesel Debi İçin 2. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

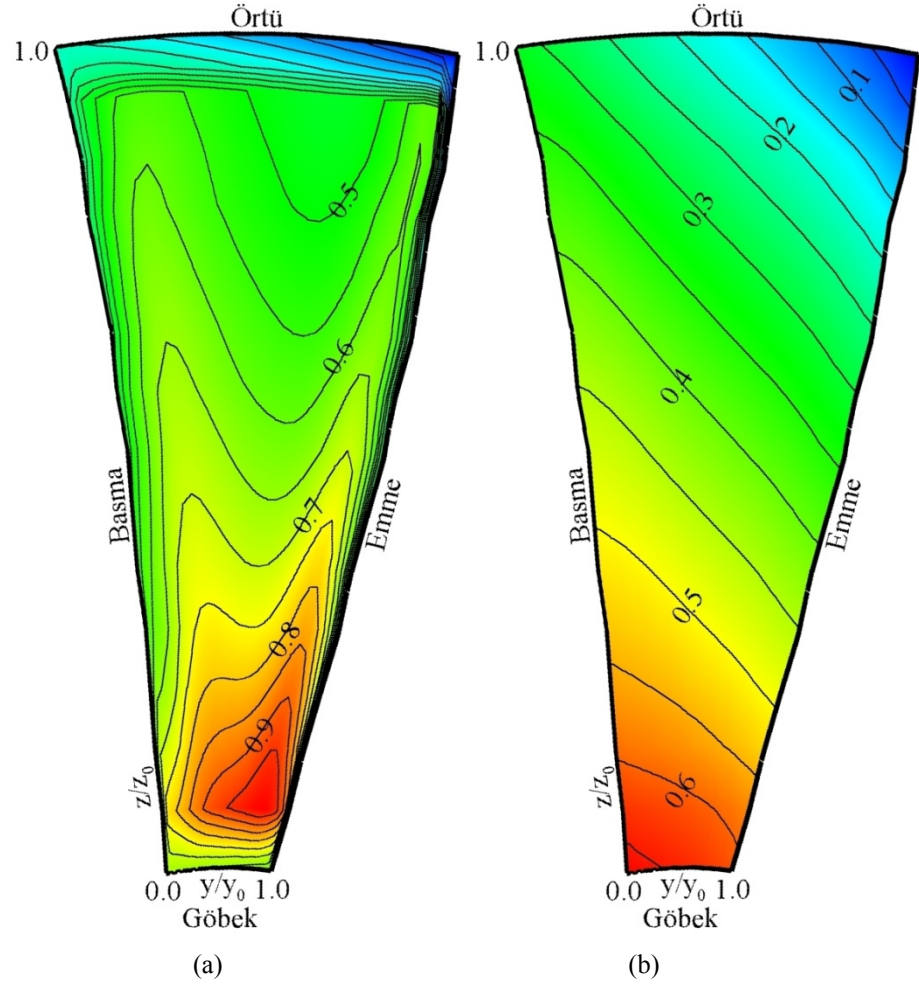
Radyal santrifüj kompresörde, dizayn üstü (0.1482 kg/sn) kütlesel debi için 2. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.23 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.23 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.24 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.24 (b) de verilmiştir.

Şekil 3.23 (a)'da P^* diyagramında görüldüğü gibi örtü köşesi emme kenarında sınır tabaka kalınlaşmıştır. Şekil 3.30 (a)'daki hız diyagramında bu görüşü destekler. P^* 'in azalması ile ($P^*=0.1-0.4$ arası) düşük P^* akış örtü ve emme duvarlarında gözlenir.

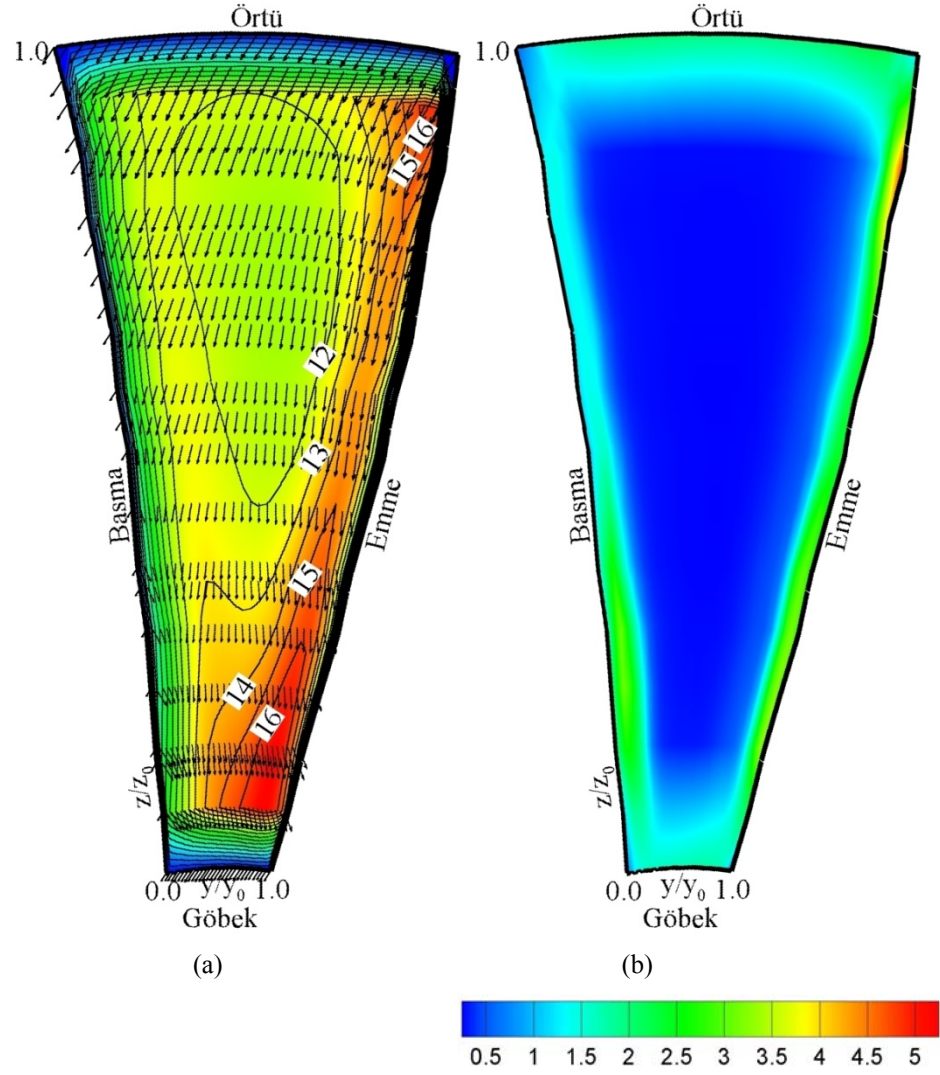
Şekil 3.23 (b)'de Azalan Statik Basınç (P_r) diyagramından işin çoğunun pasajın üst yarısında yapıldığı belirtilir ki burada kanat yüklenmektedir. Düşük Statik Basınç bölgesi örtü emme kenar köşesinde ($P_r < 0.2$) ve istasyon 1'de örtü emme kenar köşesinde bulunan Düşük Statik Basınç bölgesi ile benzer büyüklükte meydana gelmiştir.

Sınır tabaka ayrılımlarından dolayı örtü yakınında büyük kayıplar meydana gelir. Emme yüzeyi sınır tabaka kalınlaşmasıyla girişte zayıf ikincil akış kalıntıları gözlenir.

Şekil 3.24 (b)'de verilen 2. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ancak eksensel hızların hâkimiyetindeki bu pasajda dikkate değer bir durum söz konusu değildir.



Şekil 3.23 Radyal kanatta Dizayn üstü ($\dot{m} = 0.1482$ kg/sn) kütleli debi için 2. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



Şekil 3.24 Radyal kanatta Dizayn üstü ($\dot{m} = 0.1482$ kg/sn) kütleli debi için 2. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.2.3.3. Dizayn Üstü (0.1482kg/sn) Kütlesel Debi İçin 3. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Radyal santrifüj kompresörde, dizayn üstü (0.1482 kg/sn) kütlesel debi için 3. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.25 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.25 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.26 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.26 (b) de verilmiştir.

İstasyon 3'de hava kanat içerisinde yaklaşık yarı yoldadır (meridyensel koordinat sisteminde $z/z_0=0.41$, EK 2 Tablo 7.2'de verilmiştir) ve eksensel yönden radyal yöne yaklaşık 58° bir dönüşe sahiptir Johnson ve Moore (1979).

Şekil 3.26 (a) Relatif Hız diyagramından da görüldüğü üzere bu eksensel yönden radyal yöne olan dirsekte ikincil akış oluşumu kanıtları vardır.

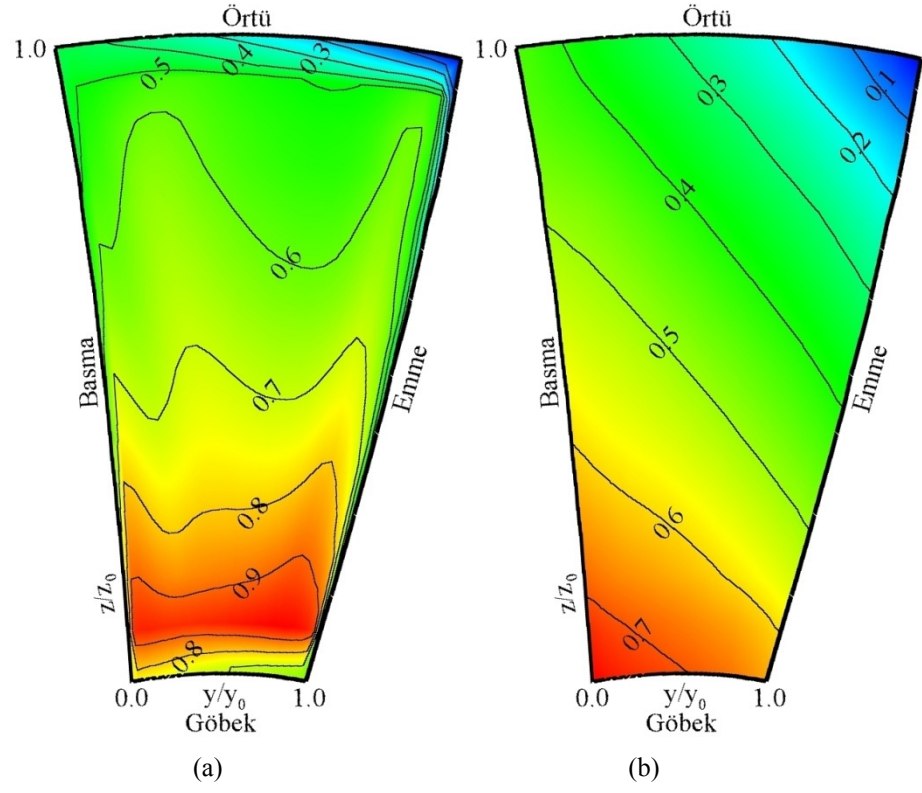
Emme ve basma duvarında ikisinde de sınır tabakada düşük P^* akışı örtüye doğru taşınır. Emme kenarında hareket oldukça güçlüdür. Bunun nedeni sınır tabaka kalınlaşmasından dolayı daha düşük P^* akışı vardır. Bu istasyon 2'de de farkına varılabilir.

İstasyon 2'de şekil 3.23 (a)'da verilen P^* diyagramında düşük P^* akışın çoğu örtü ve emme kenarında meydana gelmiştir. İstasyon 3'de de bu düşük P^* akışın iç köşeye (örtü-emme köşesi) doğru taşındığı gözlemlenir.

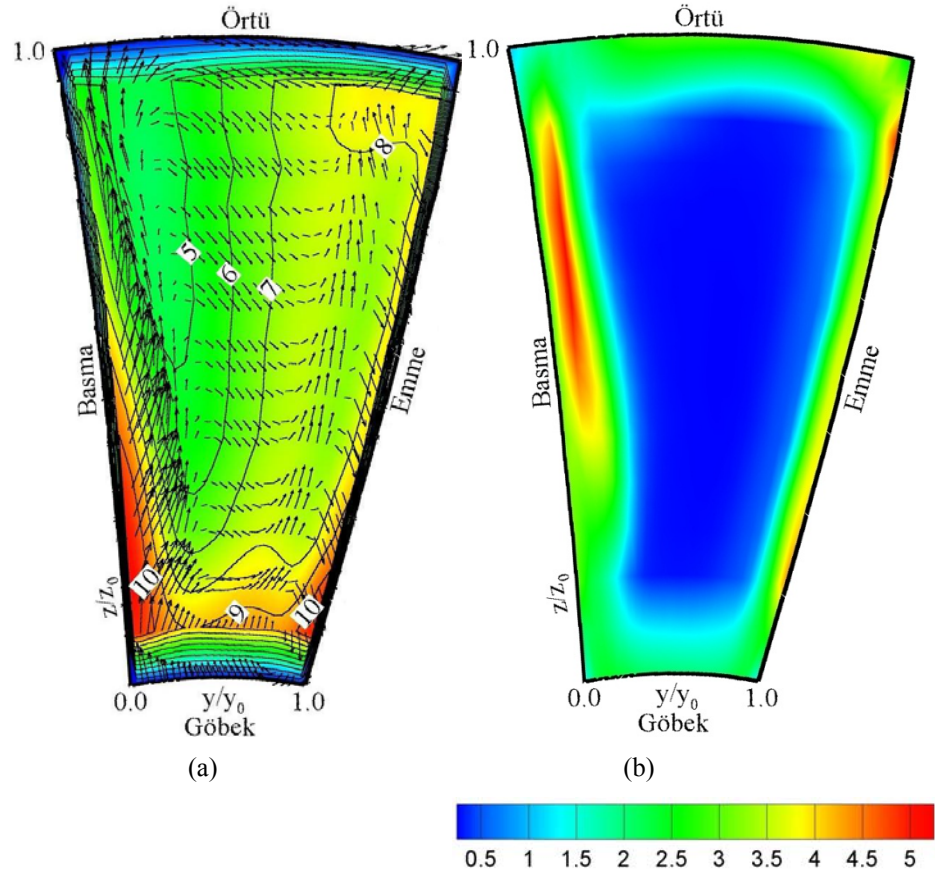
Düşük P^* akışın toplandığı örtü emme kenar köşesindeki bu bölgede çevrinti akışın ilk izlerini verir.

İstasyon 3'de şekil 3.26 (a) Relatif Hız diyagramından kanadın tam yüklendiği izlenimi kazanırız. Bunu şekil 3.25 (b) P_r diyagramı da destekler. Kanadın kökten yüklendiği, göbek ve basma kenar köşesinde yüksek P_r değerleri meydana geldiği gözlenir.

Şekil 3.26 (b)'de verilen 3. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ayrıca basma tarafında da emme tarafında ki kadar yüksek olmasa da bir türbülans artışı diğer 1. ve 2. İstasyona göre daha belirginleşmiştir.



Şekil 3.25 Radyal kanatta Dizayn üstü ($\dot{m} = 0.1482$ kg/sn) kütlelel debi için 3. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



Şekil 3.26 Radyal kanatta Dizayn üstü ($m\dot{m} = 0.1482$ kg/sn) kütleli debi için 3. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.2.3.4. Dizayn Üstü (0.1482kg/sn) Kütleli Debi İçin 4. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Radyal santrifüj kompresörde, dizayn üstü (0.1482 kg/sn) kütleli debi için 4. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.27 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.27 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.28 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.28 (b) de verilmiştir.

İstasyon 4'de pasaj tamamen radyal yöne döner. P_r dağılımı akışın dönüşüyle Koryolis güçten dolayı etkindir.

Şekil 3.27 (b)'de bulunan P_r diyagramı incelenirse, Azalan Statik Basınç düşüşü yaklaşık doğrusaldır. Basma duvarında uniform maksimum basınç civarı ve emme kenarında düşük Statik basınç değerleri gözlenir.

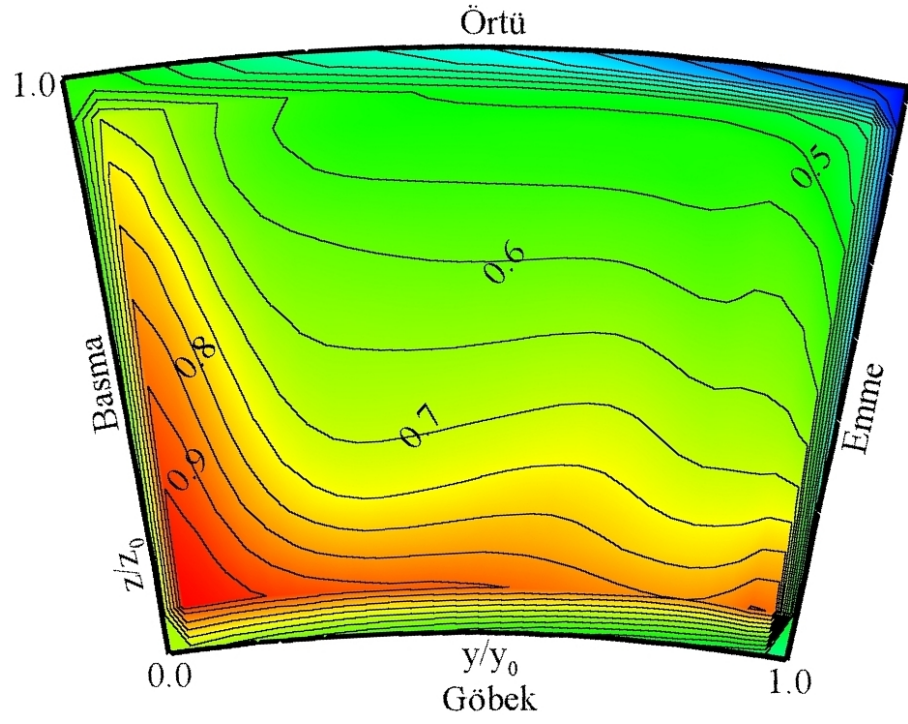
Düşük P^* akış için stabil bölgeyi Johnson ve Moore (1979) pasajın radyal bölgesinde azalan statik basıncın en düşük olduğu bölge olarak tanımlamıştır. Yapılan çalışma içinde stabil bölge örtü emme kenar köşesinde Azalan Statik Basıncın en düşük olduğu bölgedir.

P^* diyagramından, Çevrinti akışı düşük P^* akışın etkisiyle örtü boyunca basma kenarına doğru taşınır. Bu taşınım pasajın emme kenarında eksensel yönden radyal yöne dirsek nedeniyle oluşan pasaj girdabının ataletinden dolayıdır.

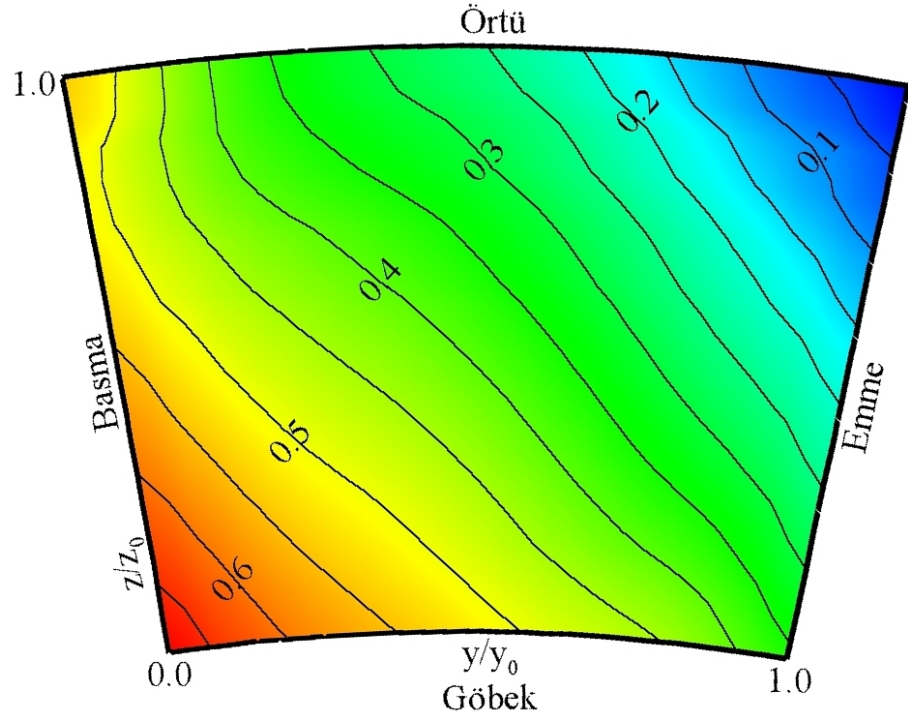
Şekil 3.28 (a) Relatif Hız diyagramı incelendiğinde iki girdap gözlemlenir. İlki saatin tersi yöndeki emme kenarında oluşan girdaptır ($y/y_0 \approx 0.7$ ve $z/z_0 \approx 0.8$) ve emme yüzeyinden örtüye doğru ikincil akışa neden olur. İkincisi saat yönündeki girdaptır ($y/y_0 \approx 0.4$ ve $z/z_0 \approx 0.4$) ki bu da bir ikincil akış oluşturur ve bu akış Koryolis güçle artar.

Düşük P^* akış bu iki akışla yaklaşık $y/y_0 \approx 0.65$ 'de çakışır ve örtü duvarına doğru taşınır. Çevrinti ve jet birlikte yüksek bir kesme kuvveti oluştururlar. Çevrinti merkezi relatif olarak düşük radyal momentuma sahiptir.

Şekil 3.28 (b)'de verilen 4. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ayrıca 4. İstasyonda jet (yüksek enerjili akış) ve Çevrinti (düşük enerjili akış) bölgelerini bir arada bulunduran basma yüzeyinde Türbülans Kinetik Enerji değerinin yükseldiği dikkat çekicidir.

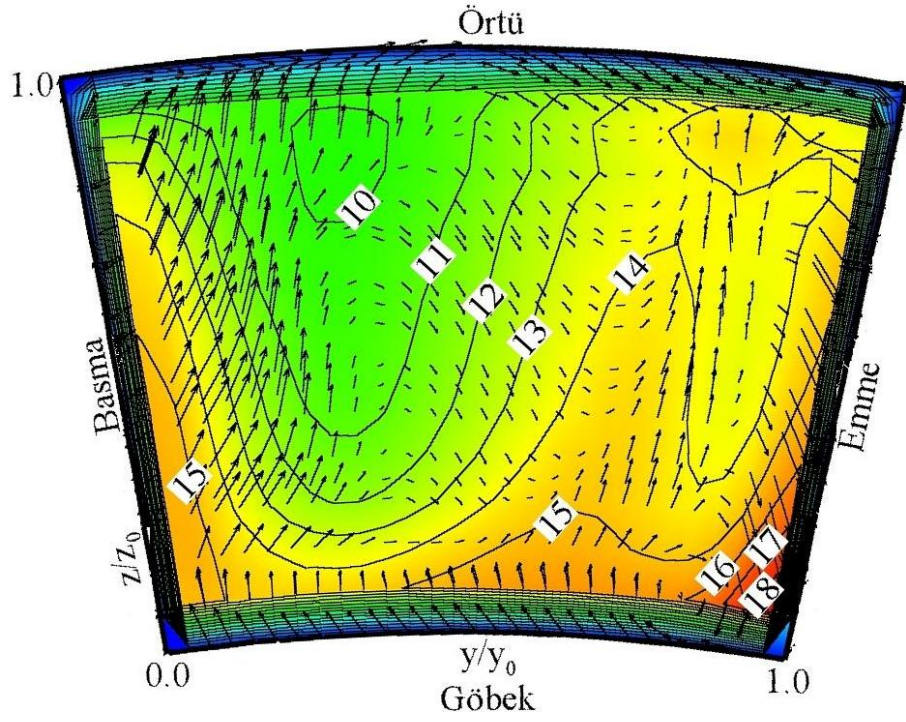


(a)

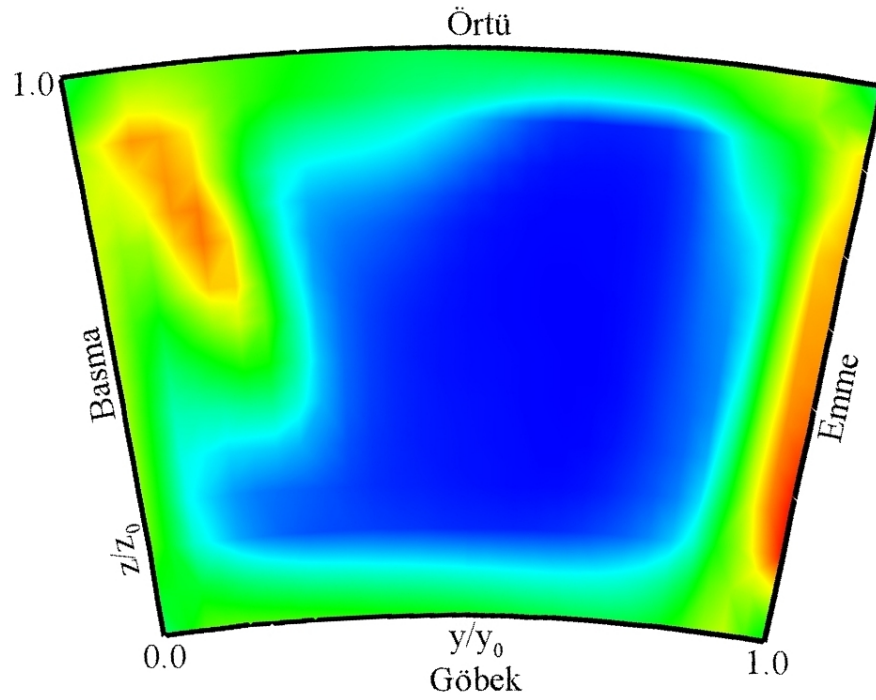


(b)

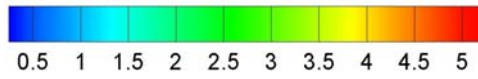
Şekil 3.27 Radyal kanatta Dizayn üstü ($m = 0.1482$ kg/sn) kütleli debi için 4. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



(a)



(b)



Şekil 3.28 Radyal kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482 \text{ kg/sn}$) kütlelel debi için 4. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.2.3.5. Dizayn Üstü (0.1482kg/sn) Kütlesel Debi İçin 5. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

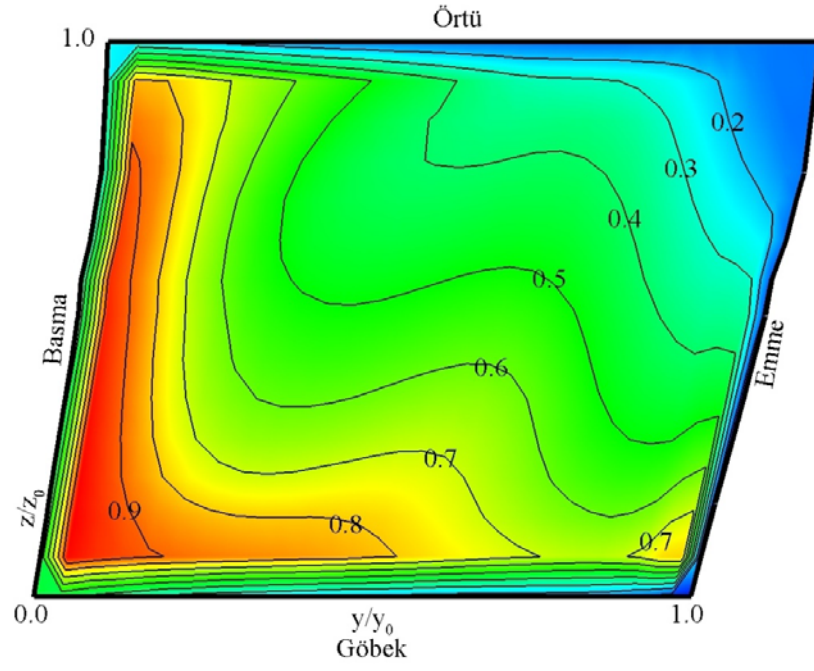
Radyal santrifüj kompresörde, dizayn üstü (0.1482 kg/sn) kütlesel debi için 5. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.29 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.29 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.30 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.30 (b) de verilmiştir.

Şekil 3.30 (a) Relatif Hız diyagramında görüldüğü gibi Çevrinti alanı istasyon 4-5 arası etkili bir şekildi artmaktadır. Bunu şekil 3.29 (a) P^* diyagramı da destekler. Çevrinti emme tarafına doğru taşınmaktadır. Bunun nedeni düşük P^* akışla yüksek P^* akışın karışmasından olabilir. Ayrıca örtü emme kenar köşesinde bir girdap görünmektedir. Bu girdap 4. İstasyona göre daha belirgin hale gelmiştir.

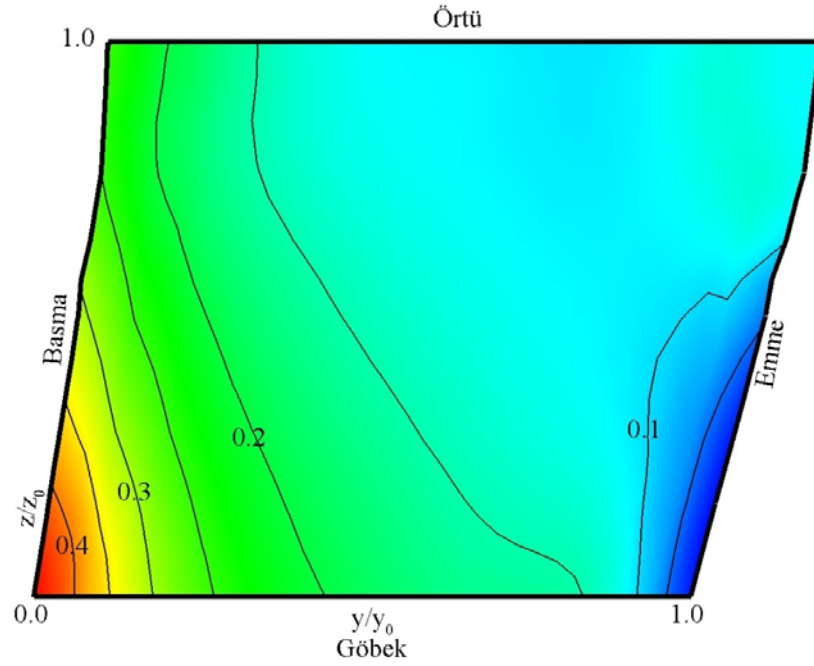
Çevrinti örtü boyunca yer değiştirmeye devam eder. Çevrinti merkezin emme tarafına yakındır ve emme tarafında doğru taşınmaya devam eder. Bunun nedeni emme kenarında düşük P^* akışın oluşturduğu stabil bölgeye doğru Çevrinti taşınmaya meyilli olduğundan dolayıdır. Bu şekil 3.30 (a) hız diyagramında da gözlemlenebilir.

Şekil 3.29 (b) P_r diyagramında bıçakların boşalması ve statik basıncın azalması görülmektedir ($P_r=0.1-0.4$ arası) P_r değerinde Çevrinti bölgesinde oldukça uniformdur.

Şekil 3.30 (b)'de verilen 5 istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ayrıca bu örtü emme köşesinde görülen Çevrinti'nin etkisiyle Türbülans artışı daha iç bölgelere doğru genişlemiştir. Aynı durum basma tarafı içinde söylenebilir.

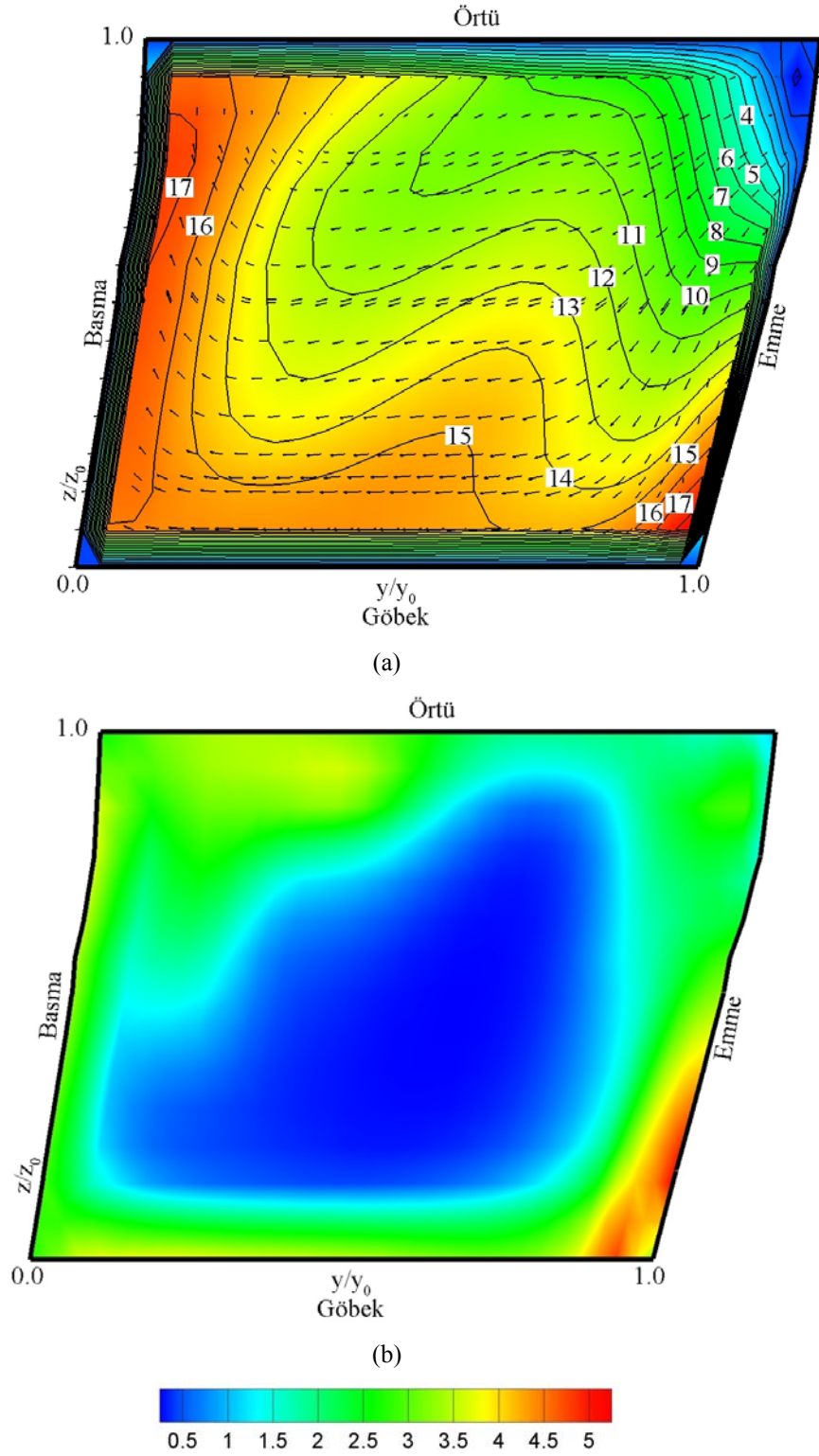


(a)



(b)

Şekil 3.29 Radyal kanatta Dizayn üstü ($\dot{m} = 0.1482$ kg/sn) kütleli debi için 5. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



Şekil 3.30 Radyal kanatta Dizayn üstü ($\dot{m} = 0.1482$ kg/sn) kütleli debi için 5. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/s); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.2. Geriye Dönük Kanatla Yapılan Çalışma Sonuçları

3.3.1 Dizayn Noktası Altındaki Çözümler

3.3.1.1. Dizayn Altı (0.112kg/sn) Kütleli Debi İçin 1. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Geriye dönük santrifüj kompresörde, dizayn altı (0.112 kg/sn) kütleli debi için 1. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel durgun basınç (P^*) konturu şekil 3.31 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.31 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.32 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.32 (b) de verilmiştir.

İstasyon 1 kanata girişin hemen başında (meridyensel koordinat sisteminde, $z/z_0=0.02$ EK 2 Tablo 7.2'de verilmiştir) olduğundan kanata giren hava etkin kanat çizgisinde %46'sı göbekte, % 1'i örtüde olmak üzere bir blokajla karşılaşır. Bu oranlardan da anlaşılacağı üzere giren havanın çoğu pasajın üst yarısından girmektedir Johnson ve Moore (1979).

Şekil 3.32 (a)'da Relatif Hız konturu incelendiğinde pasajın yarısından az bir bölümünde eksensel hız düşüktür ve göbekten örtüye hızlar benzerdir. Hızlar göbekten örtüye doğru yavaşça azalmaktadır.

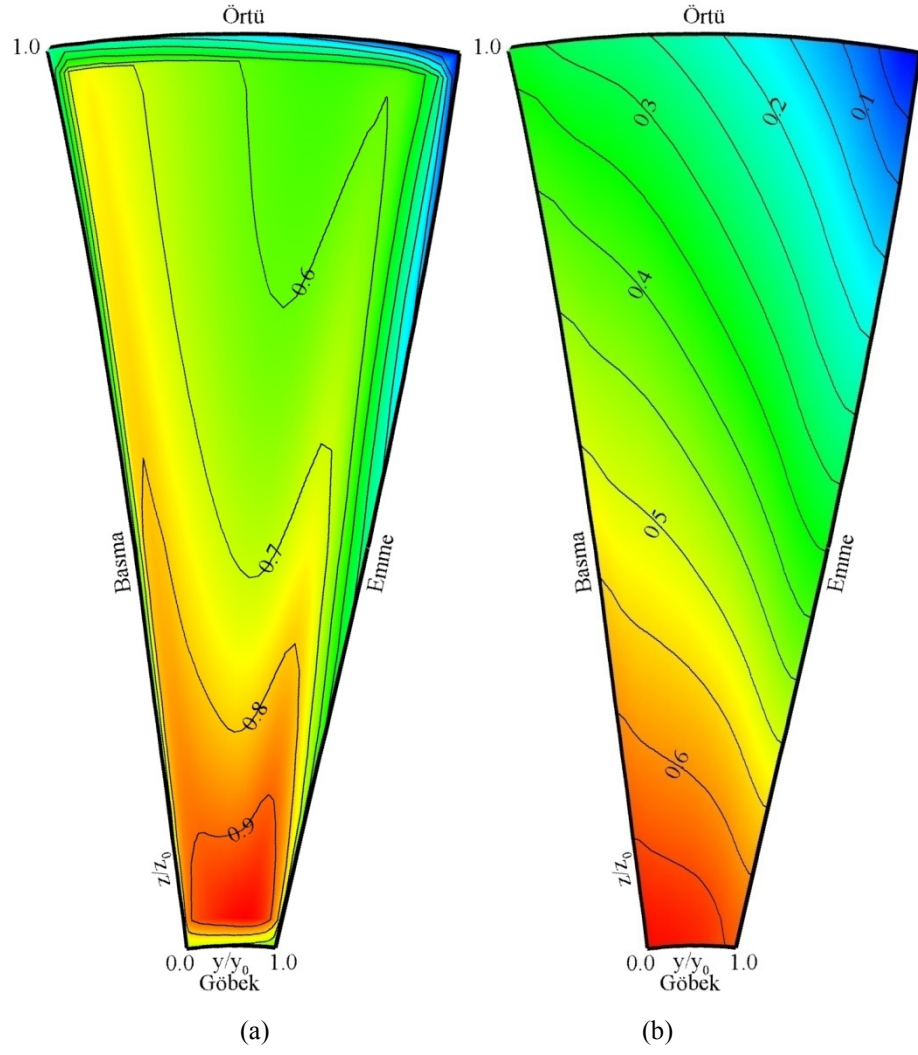
Şekil 3.31 (a)'da Boyutsuz Dönel durgun basınç (P^*) diyagramından sınır tabakanın kanal girişi boyunca geliştiğini ve bu örtü duvarındaki sınır tabakanın diğer üç duvardakinden daha kalın olduğunu gözlemlenir. Bu sınır tabaka Radyal kanattakine göre daha incedir. Bunun nedeni geriye dönük kanatta giriş bölümünde örtü sınır tabakadan ayrılmalarda daha zayıftır.

Şekil 3.31 (b)'de Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) diyagramından gözlemlendiği gibi girişte toplam basınç dağılımı uniformdur.

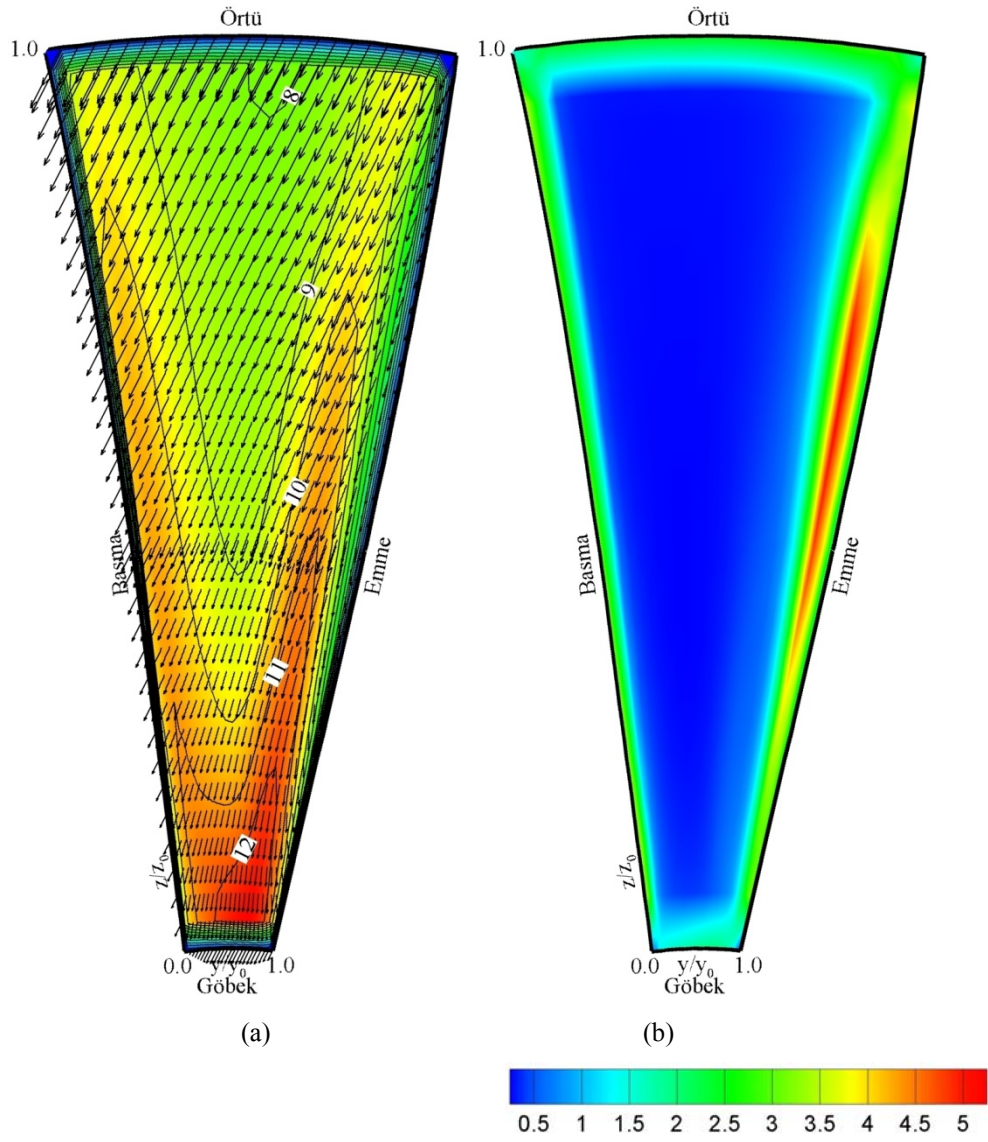
Düşük Azalan Statik Basınç ($P_r<0.2$) örtü emme kenar köşesindedir. Burada pasajın en düşük azalan statik basınç değeri gözlenmektedir.

İstasyon 1'de P^* dağılımı köşeler hariç uniformdur ($P^*= 0.6-0.9$ arası). Bu köşelere yakın örtü boyuca olduğu gibi bazı P^* düşüşleri meydana gelmiştir.

Şekil 3.32 (b)'de verilen 1. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ancak eksensel hızların hâkimiyetindeki bu pasajda dikkate değer bir durum söz konusu değildir.



Şekil 3.31 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\dot{m} = 0.112$ kg/sn) kütleli debi için 1. İstasyondaki
 (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



Şekil 3.32 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\dot{m} = 0.112$ kg/sn) kütleli debi için 1. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.3.1.2. Dizayn Altı (0.112kg/sn) Kütlesel Debi İçin 2. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

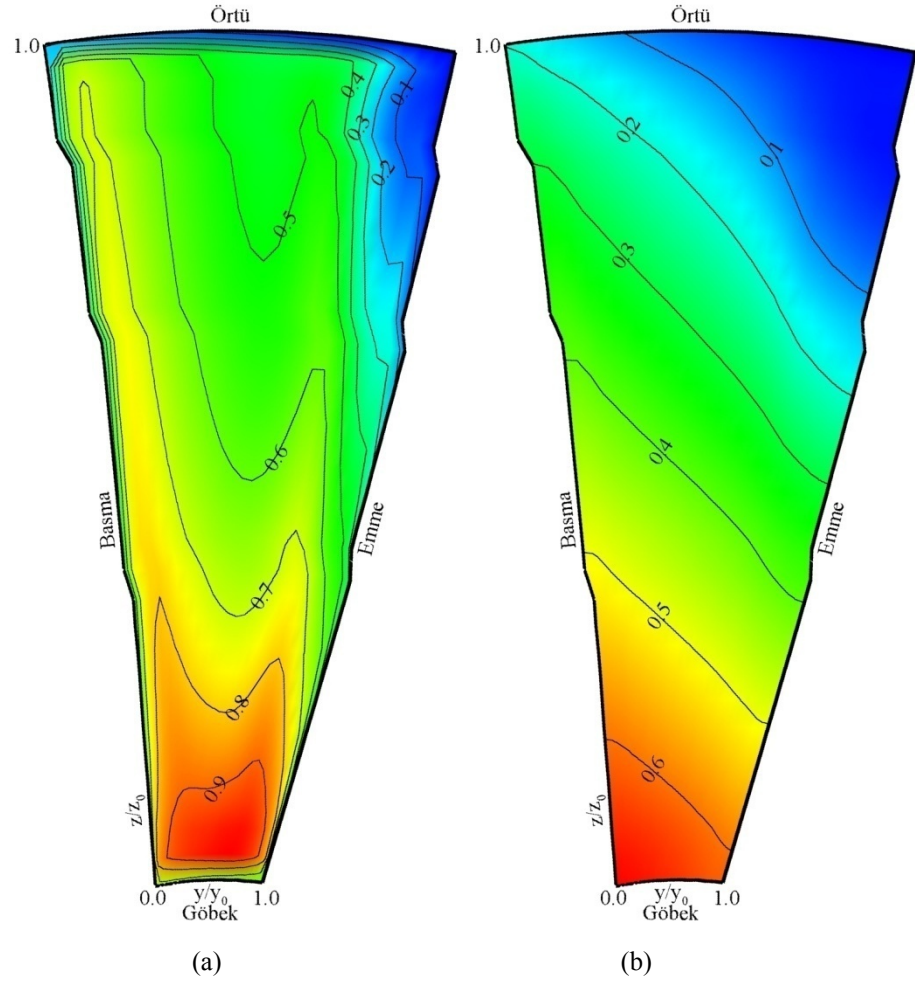
Geriye dönük santrifüj kompresörde, dizayn altı (0.112 kg/sn) kütlesel debi için 2. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.33 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.33 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.34 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.34 (b) de verilmiştir.

Şekil 3.33 (a)'da P^* diyagramında görüldüğü gibi örtü köşesi emme kenarında sınır tabaka kalınlaşmıştır. Şekil 3.34 (a)'daki hız diyagramında bu görüşü destekler. P^* 'in azalması ile ($P^*=0.1-0.4$ arası) düşük P^* akış örtü ve emme duvarlarında gözlenir.

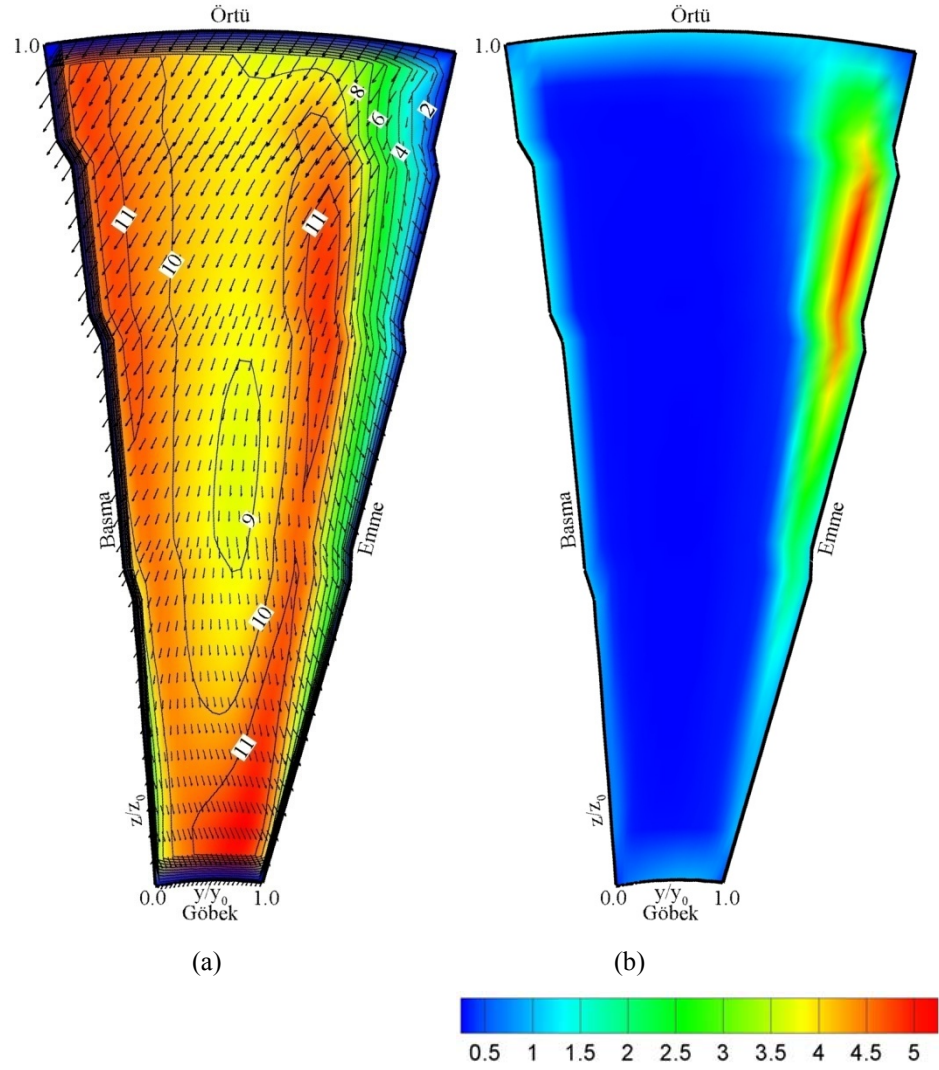
Şekil 3.33 (b)'de Azalan Statik Basınç (P_r) diyagramından işin çoğunun pasajın üst yarısında yapıldığı belirtilir ki burada kanat yüklenmektedir. Düşük Statik Basınç bölgesi örtü emme kenar köşesinde ($P_r < 0.2$) ve istasyon 1'de örtü emme kenar köşesinde bulunan Düşük Statik Basınç bölgesi ile benzer büyüklükte meydana gelmiştir.

Sınır tabaka ayrılmalarından dolayı örtü yakınında büyük kayıplar meydana gelir. Emme yüzeyi sınır tabaka kalınlaşmasıyla girişte zayıf ikincil akış kalıntıları gözlenir.

Şekil 3.34 (b)'de verilen 2. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ancak eksensel hızların hâkimiyetindeki bu pasajda dikkate değer bir durum söz konusu değildir.



Şekil 3.33 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\dot{m}= 0.112$ kg/sn) kütleli debi için 2. İstasyondaki
 (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



Şekil 3.34 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\dot{m} = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 2. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.3.1.3. Dizayn Altı (0.112kg/sn) Kütleli Debi İçin 3. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Geriyeye dönük santrifüj kompresörde, dizayn altı (0.112 kg/sn) kütleli debi için 3. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.35 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.35 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.36 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.36 (b) de verilmiştir.

İstasyon 3'de hava kanat içerisinde yaklaşık yarı yoldadır (meridyensel koordinat sisteminde $z/z_0=0.41$, Ek 2 Tablo 7.2'de verilmiştir) ve eksensel yönden radyal yöne yaklaşık 58° bir dönüşe sahiptir Johnson ve Moore (1979).

Şekil 3.36 (a) Relatif Hız diyagramından da görüldüğü üzere bu eksensel yönden radyal yöne olan dirsekte ikincil akış oluşumu kanıtları vardır. Bu hız diyagramından saatin tersi yönünde bir girdap görülebilir ve ayrıca örtü köşesinde koryolis gücün neden olduğu ikincil bir akışta görülebilir. Örtü sınır tabakadan ayrılmalarda şiddetinin azalması radyal kanatla kıyaslandığında geriyeye dönük kanatta küçük çevrıntiler hâkimdir.

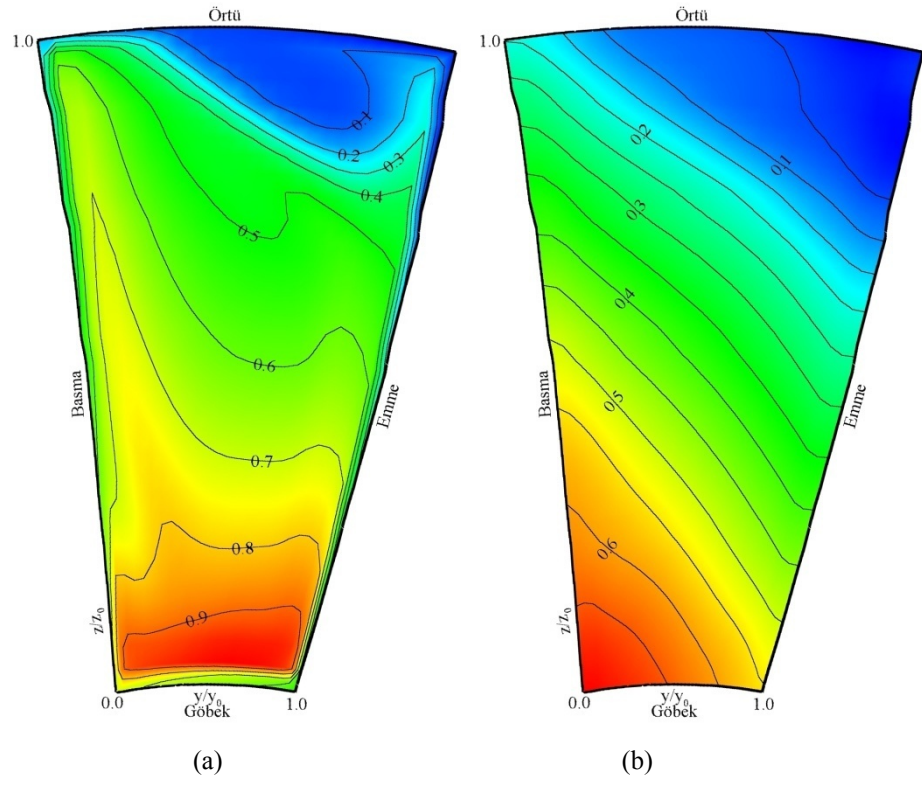
Emme ve basma duvarında ikisinde de sınır tabakada düşük P^* akışı örtüye doğru taşınır. Emme kenarında hareket oldukça güçlüdür. Bunun nedeni sınır tabaka kalınlaşmasından dolayı daha düşük akışı vardır. Bu istasyon 2'de de farkına varılabilir.

İstasyon 2'de şekil 3.33 (a)'da verilen P^* diyagramında düşük P^* akışın çoğu örtü ve emme kenarında meydana gelmiştir. İstasyon 3'de de bu düşük P^* akışın iç köşeye (örtü-emme köşesi) doğru taşındığı gözlemlenir.

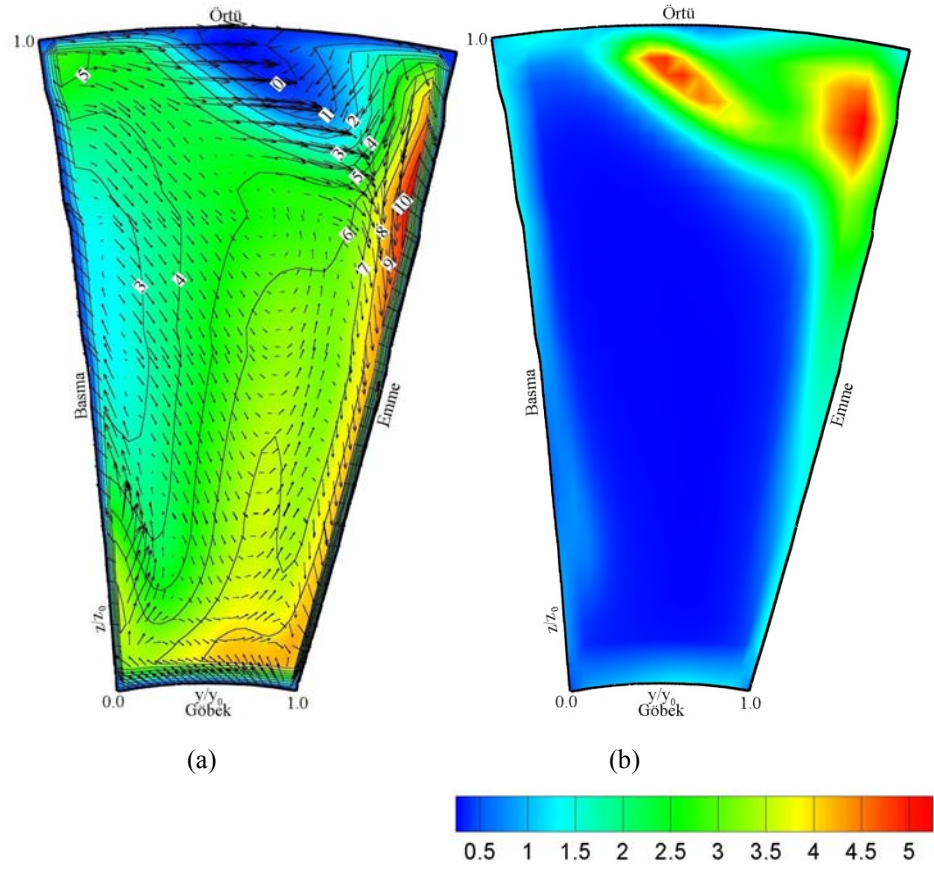
Düşük P^* akışın toplandığı örtü emme kenar köşesindeki bu bölgede Çevrinti akışın ilk izlerini verir.

İstasyon 3'de şekil 3.36 (a) Relatif Hız diyagramından kanadın tam yüklendiği izlenimi kazanırız. Bunu şekil 3.35 (b) P_r diyagramı da destekler. Kanadın kökten yüklendiği, göbek ve basma kenar köşesinde yüksek P_r değerleri meydana geldiği gözlenir.

Şekil 3.36 (b)'de verilen 3. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ayrıca basma tarafında da emme tarafında ki kadar yüksek olmasa da bir türbülans artışı diğer 1. ve 2. İstasyona göre daha belirginleşmiştir.



Şekil 3.35 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\dot{m} = 0.112$ kg/sn) kütleli debi için 3. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



Şekil 3.36 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\dot{m} = 0.112$ kg/sn) kütleli debi için 3. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.3.1.4. Dizayn Altı (0.112kg/sn) Kütleli Debi İçin 4. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Geriye dönük santrifüj kompresörde, dizayn altı (0.112 kg/sn) kütleli debi için 4. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.37 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.37 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.38 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 33 (b) de verilmiştir.

İstasyon 4'de pasaj tamamen radyal yöne döner. P_r dağılımı akışın dönüşüyle Koryolis güçten dolayı etkindir.

Şekil 3.37 (b)'de bulunan P_r diyagramı incelenirse, Azalan Statik Basınç düşüşü yaklaşık doğrusaldır. Basma duvarında uniform maksimum basınç civarı ve emme kenarında düşük Statik basınç değerleri gözlenir.

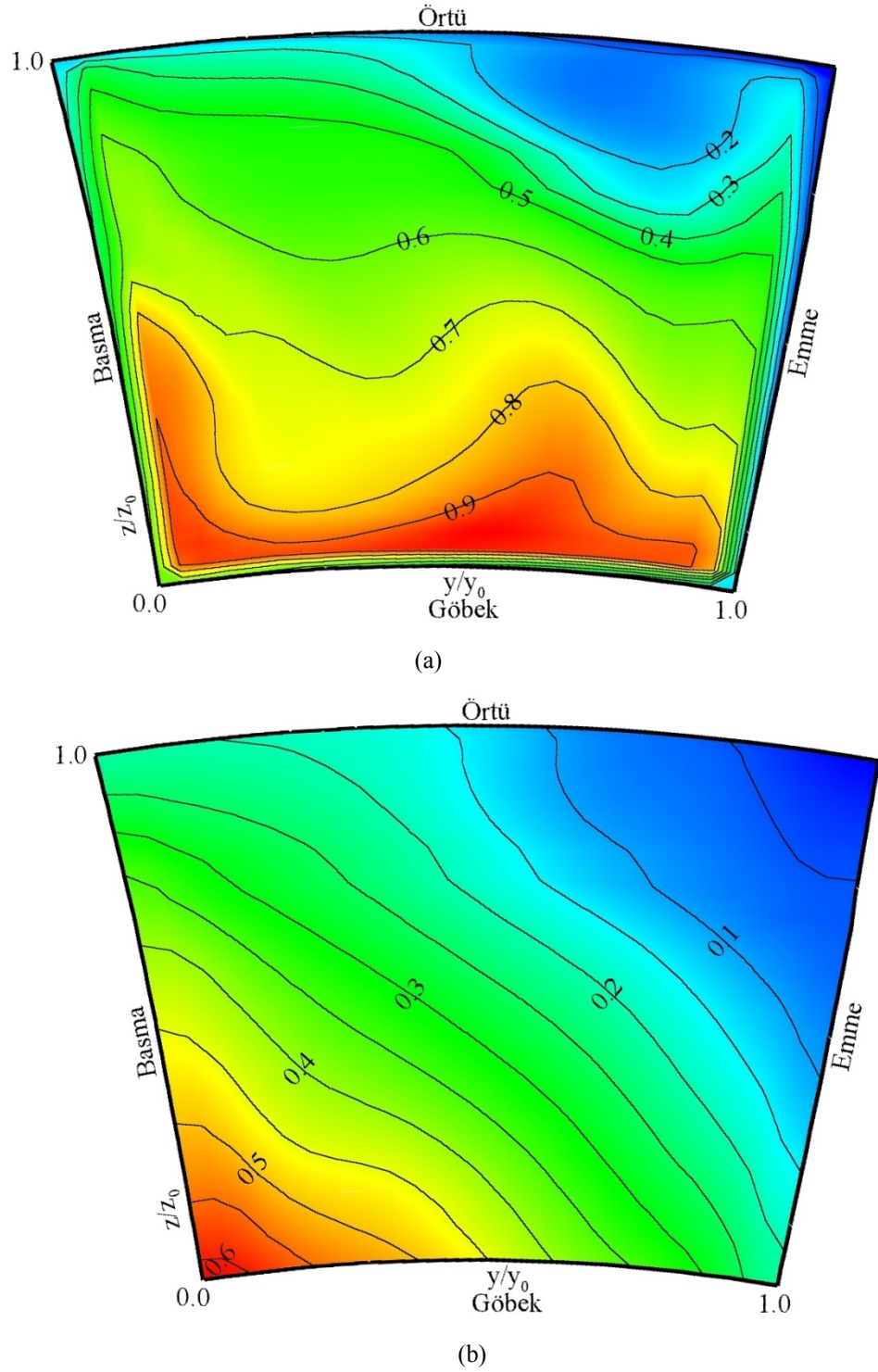
Düşük P^* akış için stabil bölgeyi Johnson ve Moore (1979) pasajın radyal bölgesinde azalan statik basıncın en düşük olduğu bölge olarak tanımlamıştır. Yapılan çalışma içinde stabil bölge örtü emme kenar köşesinde Azalan Statik Basıncın en düşük olduğu bölgedir.

P^* diyagramından, Çevrinti akışı düşük P^* akışın etkisiyle örtü boyunca basma kenarına doğru taşınır. Bu taşınım pasajın emme kenarında eksensel yönden radyal yöne dirsek nedeniyle oluşan pasaj girdabının ataletinden dolayıdır.

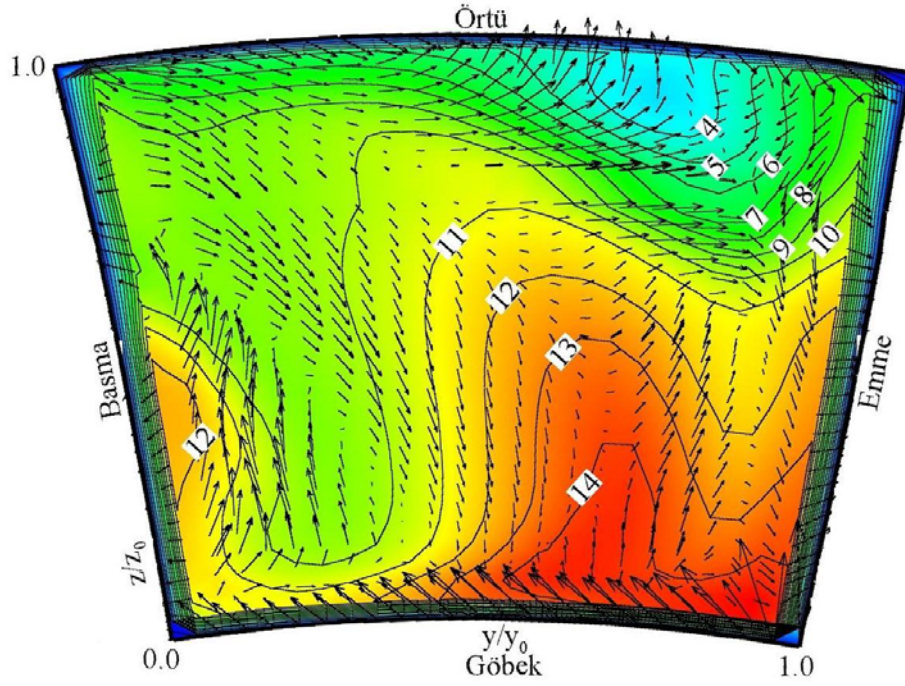
Şekil 3.38 (a) Relatif Hız diyagramı incelendiğinde örtü basma kenar köşesinde saat yönünde bir girdap gelişimi görünmektedir. Pasaj bu istasyonda radyala yakındır. Bundan dolayı bu saat yönündeki girdap, basma yüzeyinde kıvrım nedeniyle oluşan ikincil akış ve örtü köşesinde koryolis güçle oluşan ikincil akışın birleşmesinden oluşur. Fakat şekil 3.37 (a)'da verilen P^* diyagramından da görüleceği gibi basma yüzeyindeki ve örtü kenar köşesindeki sınır tabakalar incedir ve böylece bu girdap saatin tersi yöndeki girdaptan zayıftır. Çevrinti emme yüzeyine doğru bir hareket eğilimi içindedir.

Düşük P^* akış bu iki akışla yaklaşık $y/y_0=0.7$ 'de çakışır ve örtü duvarına doğru taşınır. Çevrinti ve jet birlikte yüksek bir kesme kuvveti oluştururlar. Çevrinti merkezi relatif olarak düşük radyal momentuma sahiptir.

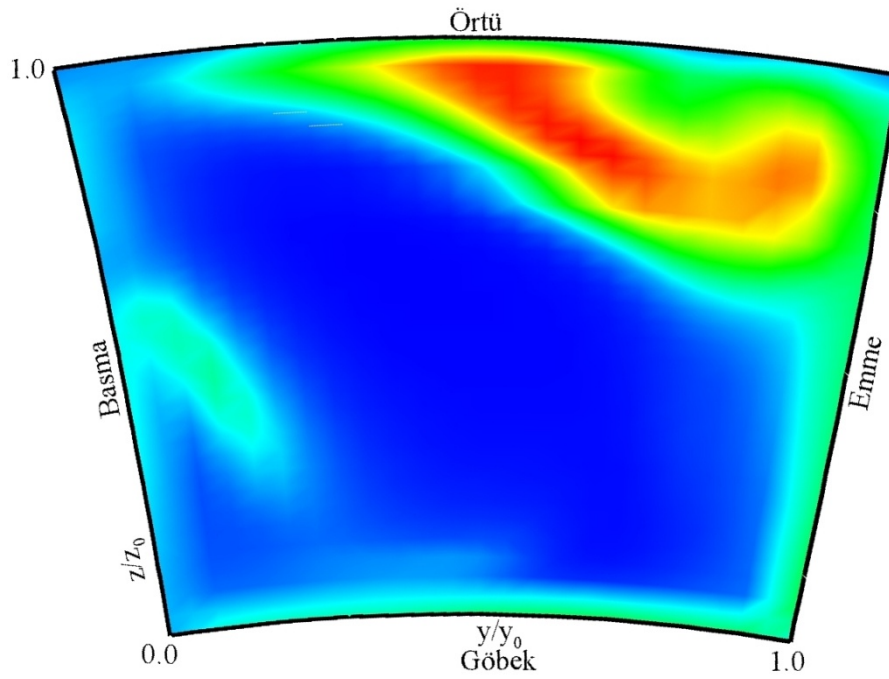
Şekil 3.38 (b)'de verilen 4 istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ayrıca 4. İstasyonda jet (yüksek enerjili akış) ve Çevrinti (düşük enerjili akış) bölgelerini bir arada bulunduran basma yüzeyinde Türbülans Kinetik Enerji değerinin yükseldiği dikkat çekicidir.



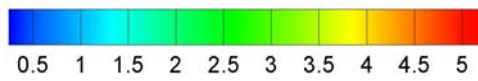
Şekil 3.37 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\dot{m} = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 4. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P).



(a)



(b)



Şekil 3.38 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($m\dot{m} = 0.112$ kg/sn) kütleli debi için 4. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.3.1.5. Dizayn Altı (0.112kg/sn) Kütlesel Debi İçin 5. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Geriye dönük santrifüj kompresörde, dizayn altı (0.112 kg/sn) kütlesel debi için 5. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.39 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.39 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.40 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.40 (b) de verilmiştir.

Şekil 3.40 (a) Relatif Hız diyagramına bakılacak olursa emme kenar köşesinde saatin tersi yönde bir girdap vardır. Fakat bu akışın baskın bir özelliği değildir. Çevrinti şekli radyal kanattan farklı değildir ama çevrintinin boyutu farklıdır. Bunun da geriye dönük kanatların radyal kanatlara göre veriminin daha yüksek olmasını sağladığı düşünülür.

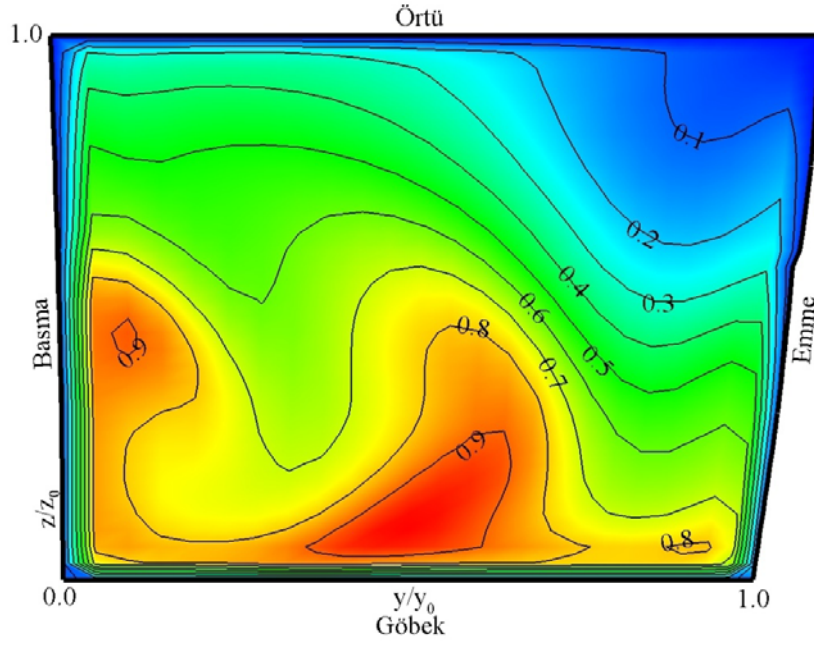
Radyal kanada göre geriye dönük kanatta 3. İstasyon ve 4. İstasyonda gözlenen koryolis gücün neden olduğu ikincil akışın gelişiminin değişmesi ve böylece çevrinti bölgesinde sıkışma olması yerine çevrintinin örtü köşe yüzeyine daha düzgün dağılması bu verimdeki artışı daha anlaşılır hale getirir.

Şekil 3.40 (a) Relatif Hız diyagramında görüldüğü gibi Çevrinti alanı istasyon 4-5 arası etkili bir şekildi artmaktadır. Bunu şekil 3.39 (a) P^* diyagramı da destekler. Çevrinti emme tarafına doğru taşınmaktadır. Bunun nedeni düşük P^* akışla yüksek P^* akışın karışmasından olabilir. Ayrıca örtü emme kenar köşesinde bir girdap görünmektedir. Bu girdap 4. İstasyona göre daha belirgin hale gelmiştir.

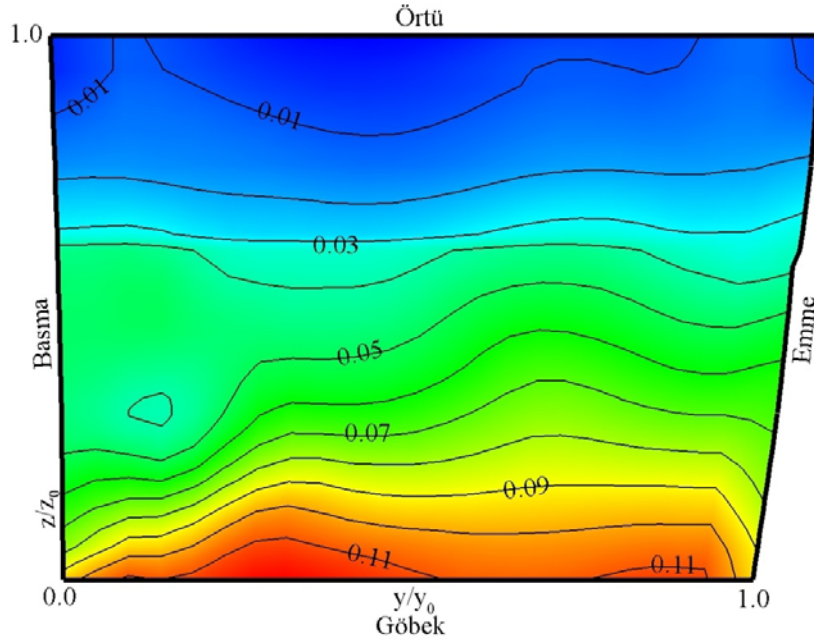
Çevrinti örtü boyunca yer değiştirmeye devam eder. Çevrinti merkezin emme tarafına yakındır ve emme tarafında doğru taşınmaya devam eder. Bunun nedeni emme kenarında düşük P^* akışın oluşturduğu stabil bölgeye doğru Çevrinti taşınmaya meyilli olduğundan dolayıdır. Bu şekil 3.40 (a) hız diyagramında da gözlemlenebilir.

Şekil 3.39 (b) P_r diyagramında bıçakların boşalması ve statik basıncın azalması görülmektedir ($P_r=0.1-0.5$ arası) P_r değerinde Çevrinti bölgesinde oldukça uniformdur.

Şekil 3.40 (b)'de verilen 5 istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ayrıca bu örtü emme köşesinde görülen Çevrinti'nin etkisiyle Türbülans artışı daha iç bölgelere doğru genişlemiştir. Aynı durum basma tarafı içinde söylenebilir.

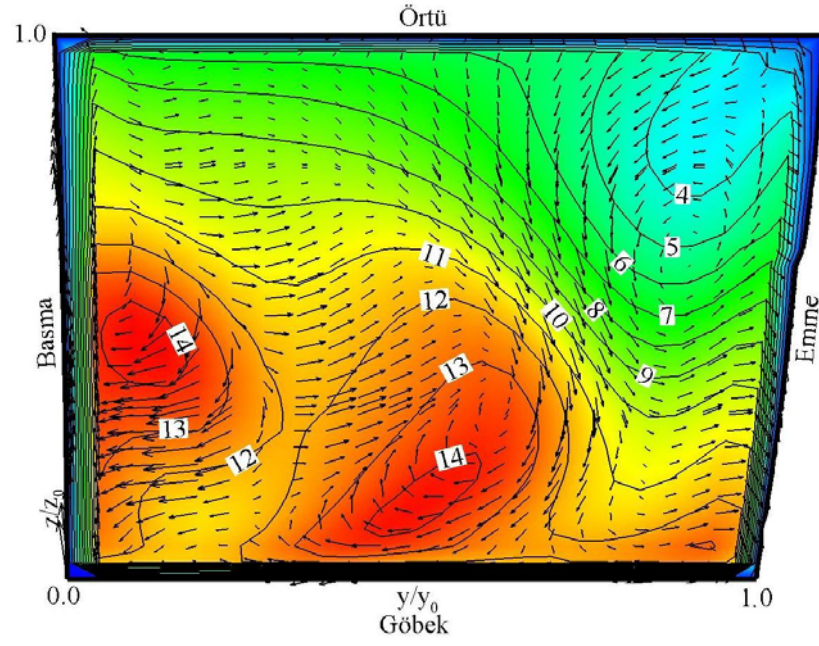


(a)

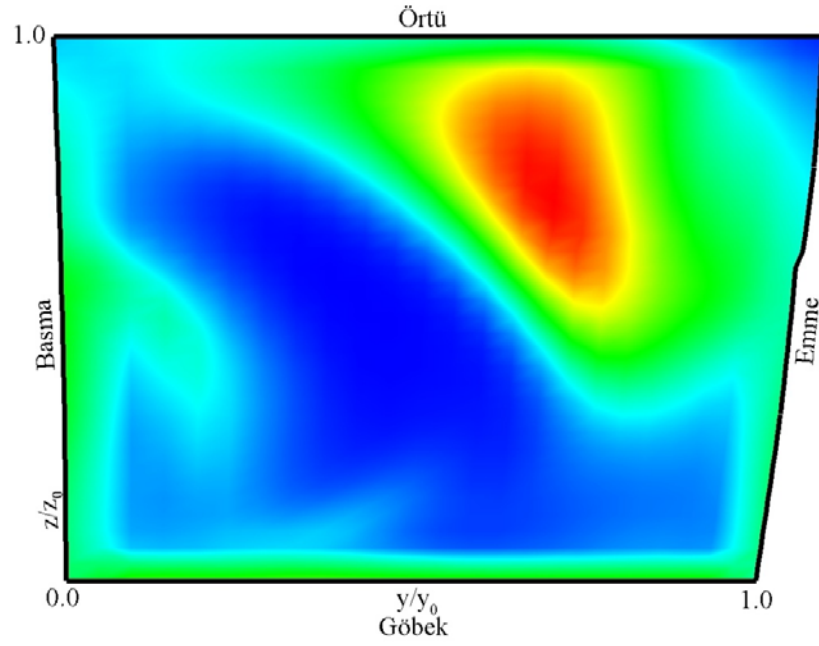


(b)

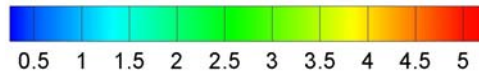
Şekil 3.39 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\dot{m} = 0.112$ kg/sn) kütleli debi için 5. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



(a)



(b)



Şekil 3.40 Geriye Dönük kanatta Dizayn altı ($\dot{m} = 0.112 \text{ kg/sn}$) kütleli debi için 5. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.3.2 Dizayn Noktasındaki Çözümlerler

3.3.2.1. Dizayn (0.1318 kg/sn) Kütlesel Debisi İçin 1. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Geriyeye dönük santrifüj kompresörde, dizayn (0.1318 kg/sn) kütlesel debisi için 1. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel durgun basınç (P^*) konturu şekil 3.41 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.41 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.42 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.42 (b) de verilmiştir.

İstasyon 1 kanata girişin hemen başında (meridyensel koordinat sisteminde, $z/z_0=0.02$ EK 2 Tablo 7.2'de verilmiştir) olduğundan kanata giren hava etkin kanat çizgisinde %46'sı göbekte, % 1'i örtüde olmak üzere bir blokajla karşılaşır. Bu oranlardan da anlaşılacağı üzere giren havanın çoğu pasajın üst yarısından girmektedir Johnson ve Moore (1979).

Şekil 3.42 (a)'da Relatif Hız konturu incelendiğinde pasajın yarısından az bir bölümünde eksensel hız düşüktür ve göbekten örtüye hızlar benzerdir. Hızlar göbekten örtüye doğru yavaşça azalmaktadır.

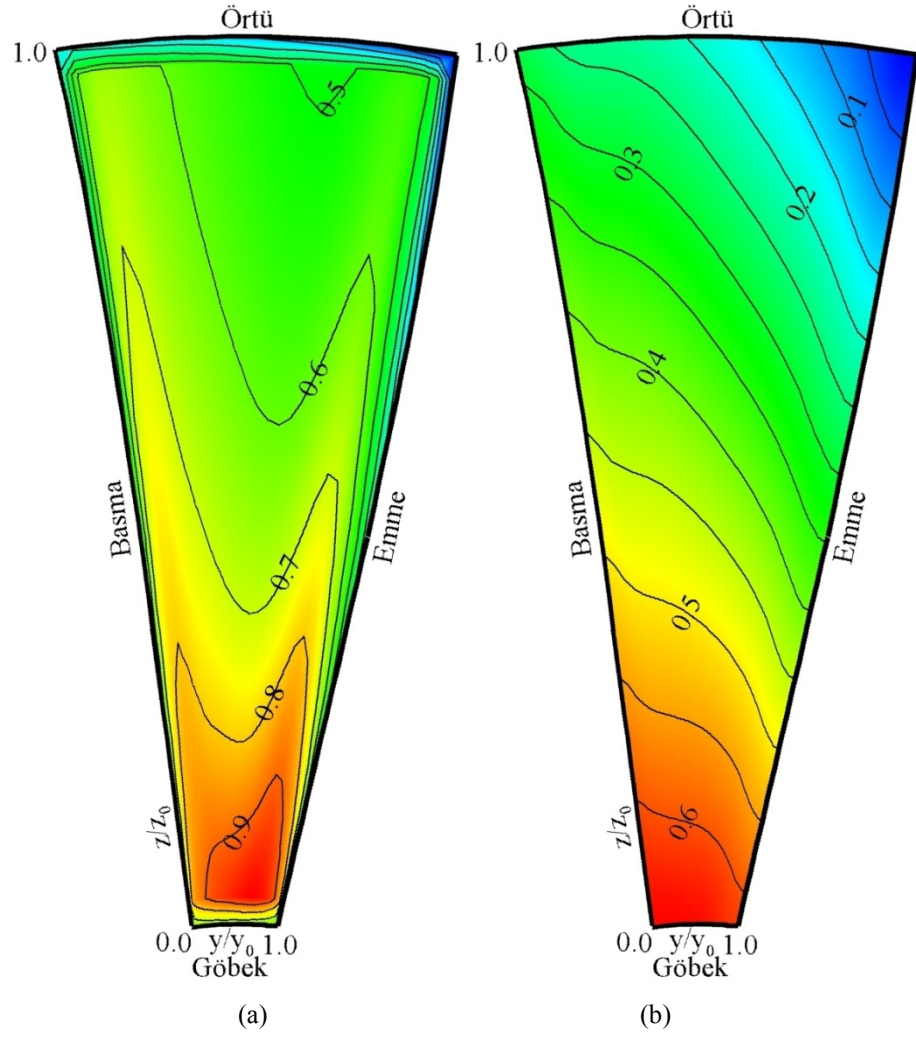
Şekil 3.41 (a)'da Boyutsuz Dönel durgun basınç (P^*) diyagramından sınır tabakanın kanal girişi boyunca geliştiğini ve bu örtü duvarındaki sınır tabakanın diğer üç duvardakinden daha kalın olduğunu gözlemlenir. Bu sınır tabaka Radyal kanattakine göre daha incedir. Bunun nedeni geriyeye dönük kanatta giriş bölümünde örtü sınır tabakadan ayrılmalara daha zayıftır.

Şekil 3.41 (b)'de Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) diyagramından gözlemlendiği gibi girişte toplam basınç dağılımı uniformdur.

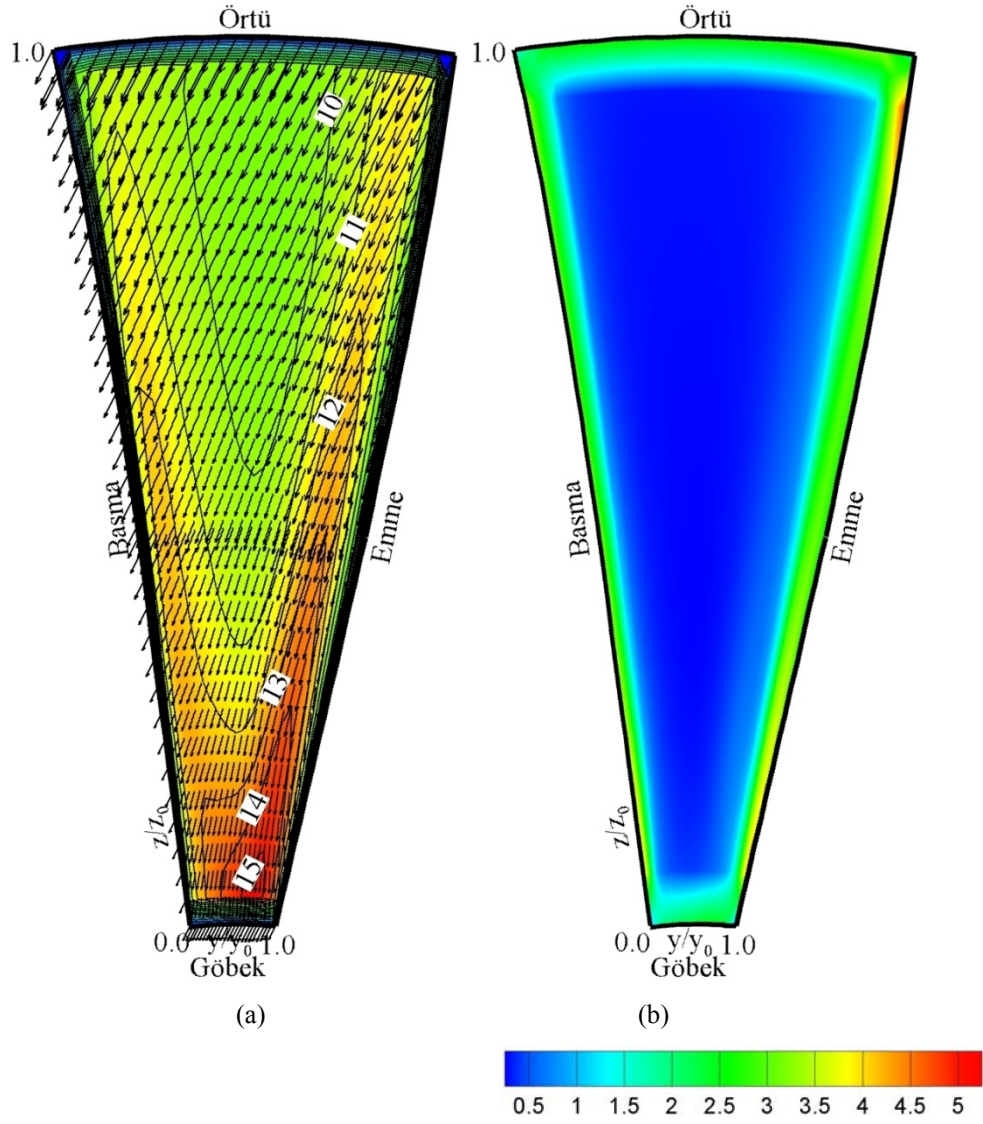
Düşük Azalan Statik Basınç ($P_r<0.2$) örtü emme kenar köşesindedir. Burada pasajın en düşük azalan statik basınç değeri gözlenmektedir.

İstasyon 1'de P^* dağılımı köşeler hariç uniformdur ($P^*= 0.5-0.9$ arası). Bu köşelere yakın örtü boyuca olduğu gibi bazı P^* düşüşleri meydana gelmiştir.

Şekil 3.42 (b)'de verilen 1. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ancak eksensel hızların hâkimiyetindeki bu pasajda dikkate değer bir durum söz konusu değildir.



Şekil 3.41 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\dot{m}= 0.1318$ kg/sn) kütleli debisi için 1. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



Şekil 3.42 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 1. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.3.2.2. Dizayn (0.1318 kg/sn) Kütlesel Debisi İçin 2. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

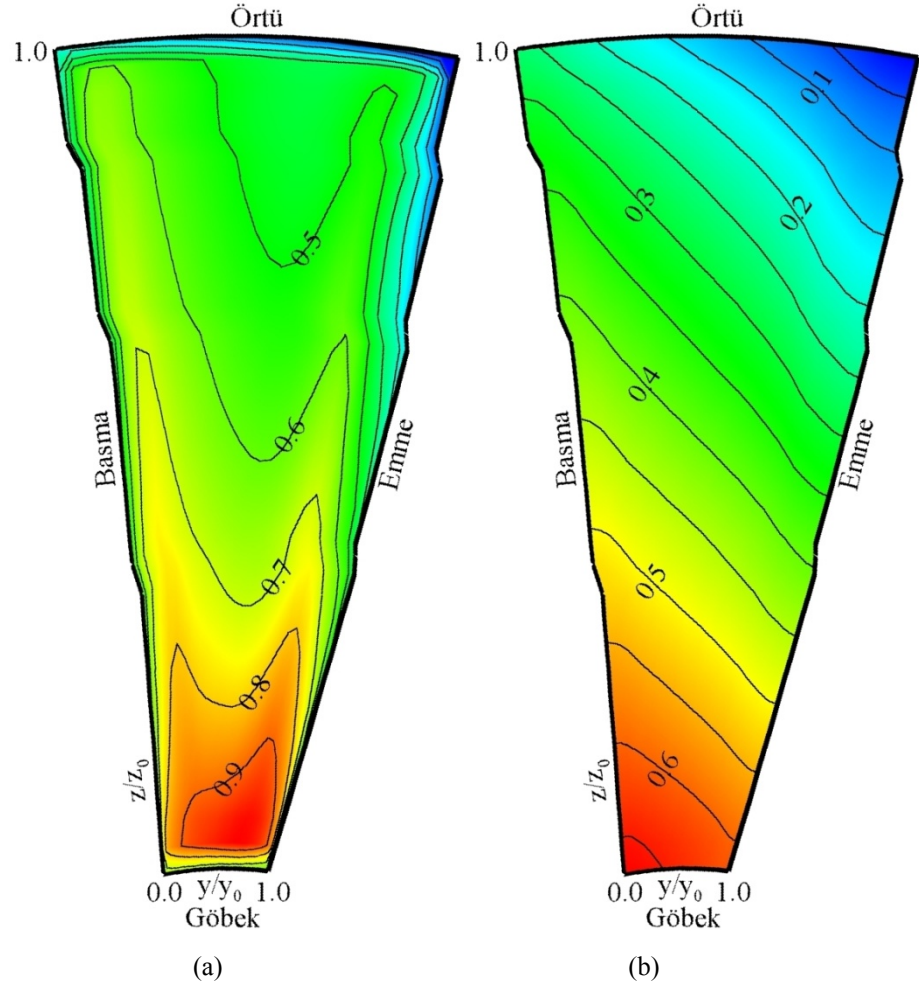
Geriye dönük santrifüj kompresörde, dizayn (0.1318 kg/sn) kütleli debisi için 2. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.43 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.43 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.44 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.44 (b) de verilmiştir.

Şekil 3.43 (a)'da P^* diyagramında görüldüğü gibi örtü köşesi emme kenarında sınır tabaka kalınlaşmıştır. Şekil 3.44 (a)'daki hız diyagramında bu görüşü destekler. P^* 'in azalması ile ($P^*=0.1-0.4$ arası) düşük P^* akış örtü ve emme duvarlarında gözlenir.

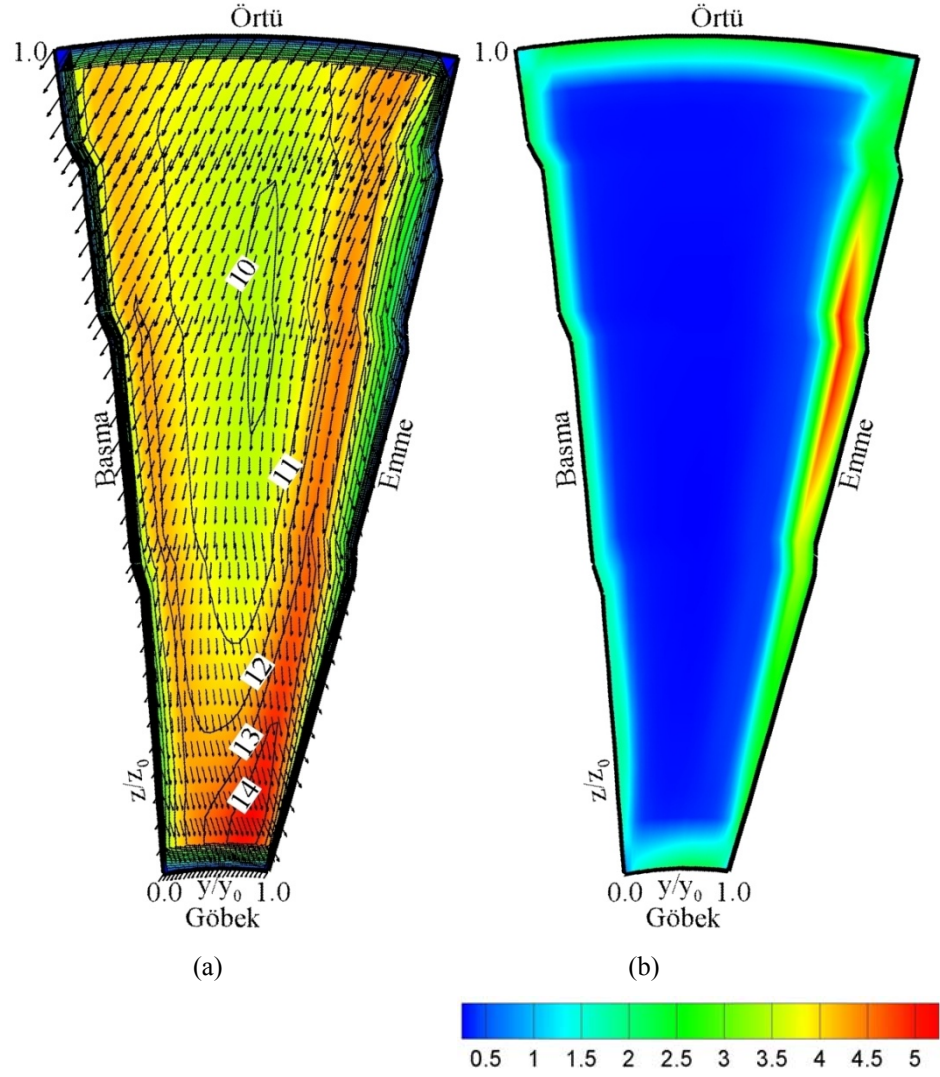
Şekil 3.43 (b)'de Azalan Statik Basınç (P_r) diyagramından işin çoğunun pasajın üst yarısında yapıldığı belirtilir ki burada kanat yüklenmektedir. Düşük Statik Basınç bölgesi örtü emme kenar köşesinde ($P_r < 0.2$) ve istasyon 1'de örtü emme kenar köşesinde bulunan Düşük Statik Basınç bölgesi ile benzer büyüklükte meydana gelmiştir.

Sınır tabaka ayrılmalarından dolayı örtü yakınında büyük kayıplar meydana gelir. Emme yüzeyi sınır tabaka kalınlaşmasıyla girişte zayıf ikincil akış kalıntıları gözlenir.

Şekil 3.44 (b)'de verilen 2. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ancak eksensel hızların hâkimiyetindeki bu pasajda dikkate değer bir durum söz konusu değildir.



Şekil 3.43 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\dot{m} = 0.1318$ kg/sn) kütlelel debisi için 2. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_t).



Şekil 3.44 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\dot{m} = 0.1318$ kg/sn) kütleli debisi için 2. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.3.2.3. Dizayn (0.1318 kg/sn) Kütlesel Debisi İçin 3. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Geriye dönük santrifüj kompresörde, dizayn (0.1318 kg/sn) kütlesel debisi için 3. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.45 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.45 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.46 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.46 (b) de verilmiştir.

İstasyon 3'de hava kanat içerisinde yaklaşık yarı yoldadır (meridyensel koordinat sisteminde $z/z_0=0.41$, EK 2 Tablo 7.2'de verilmiştir) ve eksensel yönden radyal yöne yaklaşık 58° bir dönüşe sahiptir Johnson ve Moore (1979).

Şekil 3.46 (a) Relatif Hız diyagramından da görüldüğü üzere bu eksensel yönden radyal yöne olan dirsekte ikincil akış oluşumu kanıtları vardır. Bu hız diyagramından saatin tersi yönünde bir girdap görülebilir ve ayrıca örtü köşesinde koryolis gücün neden olduğu ikincil bir akışta görülebilir. Örtü sınır tabakadan ayrılmalarda şiddetinin azalması radyal kanatla kıyaslandığında geriye dönük kanatta küçük çevrıntiler hâkimdir.

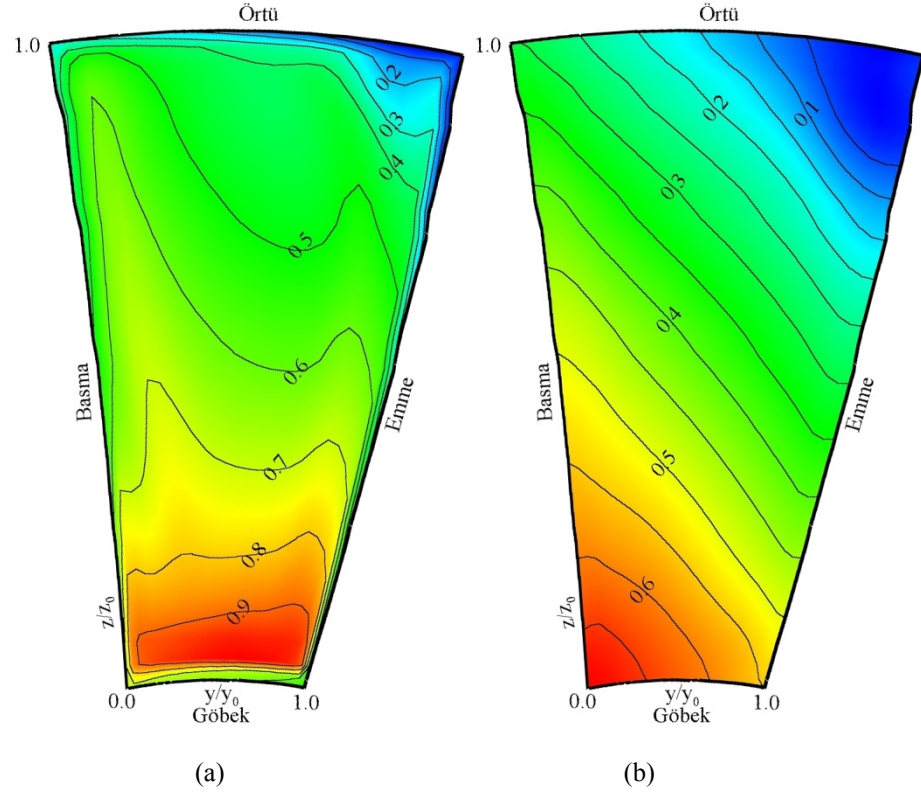
Emme ve basma duvarında ikisinde de sınır tabakada düşük P^* akışı örtüye doğru taşınır. Emme kenarında hareket oldukça güçlüdür. Bunun nedeni sınır tabaka kalınlaşmasından dolayı daha düşük P^* akışı vardır. Bu istasyon 2'de de farkına varılabilir.

İstasyon 2'de şekil 3.43 (a)'da verilen P^* diyagramında düşük P^* akışın çoğu örtü ve emme kenarında meydana gelmiştir. İstasyon 3'de de bu düşük P^* akışın iç köşeye (örtü-emme köşesi) doğru taşındığı gözlemlenir.

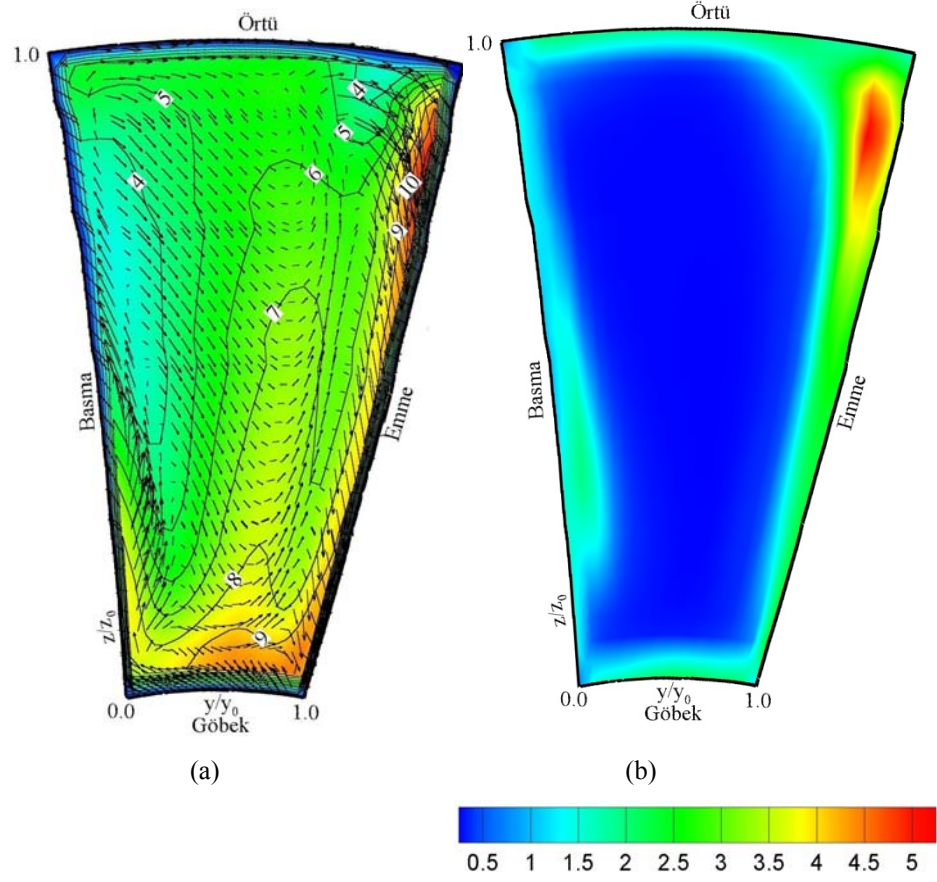
Düşük P^* akışın toplandığı örtü emme kenar köşesindeki bu bölgede çevrinti akışın ilk izlerini verir.

İstasyon 3'de şekil 3.46 (a) Relatif Hız diyagramından kanadın tam yüklendiği izlenimi kazanırız. Bunu şekil 3.45 (b) P_r diyagramı da destekler. Kanadın kökten yüklendiği, göbek ve basma kenar köşesinde yüksek P_r değerleri meydana geldiği gözlenir.

Şekil 3.46 (b)'de verilen 3. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ayrıca basma tarafında da emme tarafında ki kadar yüksek olmasa da bir türbülans artışı diğer 1. ve 2. İstasyona göre daha belirginleşmiştir.



Şekil 3.45 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\rho = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütlelel debisi için 3. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



Şekil 3.46 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\dot{m} = 0.1318$ kg/sn) kütleli debisi için 3. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.3.2.4. Dizayn (0.1318 kg/sn) Kütlesel Debisi İçin 4. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Geriye dönük santrifüj kompresörde, dizayn (0.1318 kg/sn) kütleli debisi için 4. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.47 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.47 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.48 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.48 (b) de verilmiştir.

İstasyon 4'de pasaj tamamen radyal yöne döner. P_r dağılımı akışın dönüşüyle Koryolis güçten dolayı etkindir.

Şekil 3.47 (b)'de bulunan P_r diyagramı incelenirse, Azalan Statik Basınç düşüşü yaklaşık doğrusaldır. Basma duvarında uniform maksimum basınç civarı ve emme kenarında düşük Statik basınç değerleri gözlenir.

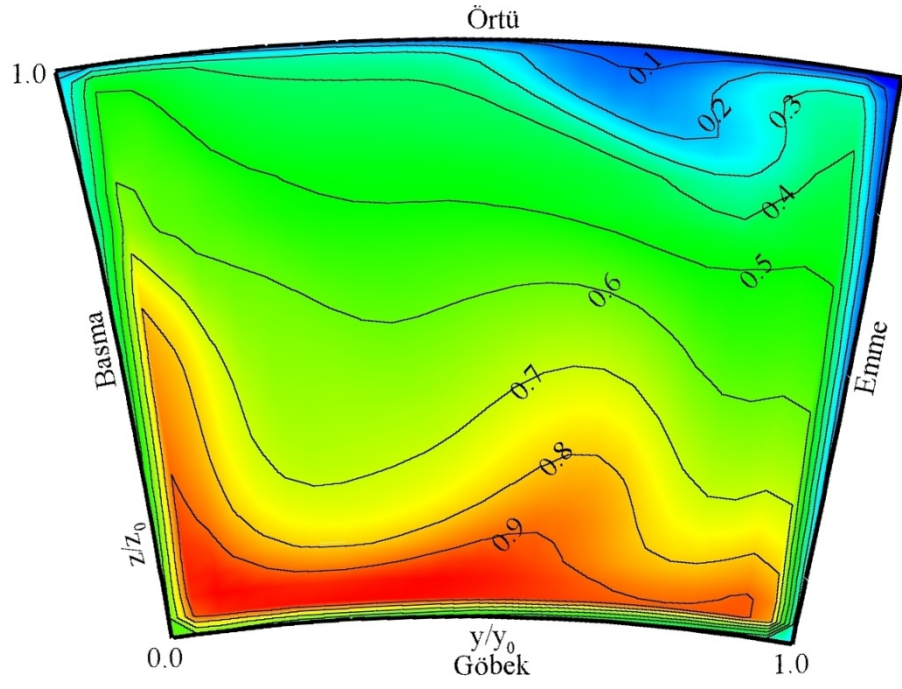
Düşük P^* akış için stabil bölgeyi, Johnson ve Moore (1979) pasajın radyal bölgesinde azalan statik basıncın en düşük olduğu bölge olarak tanımlamıştır. Yapılan çalışma içinde stabil bölge örtü emme kenar köşesinde Azalan Statik Basıncın en düşük olduğu bölgedir.

P^* diyagramından, çevrinti akışı düşük P^* akışın etkisiyle örtü boyunca basma kenarına doğru taşınır. Bu taşınım pasajın emme kenarında eksensel yönden radyal yöne dirsek nedeniyle oluşan pasaj girdabının ataletinden dolayıdır.

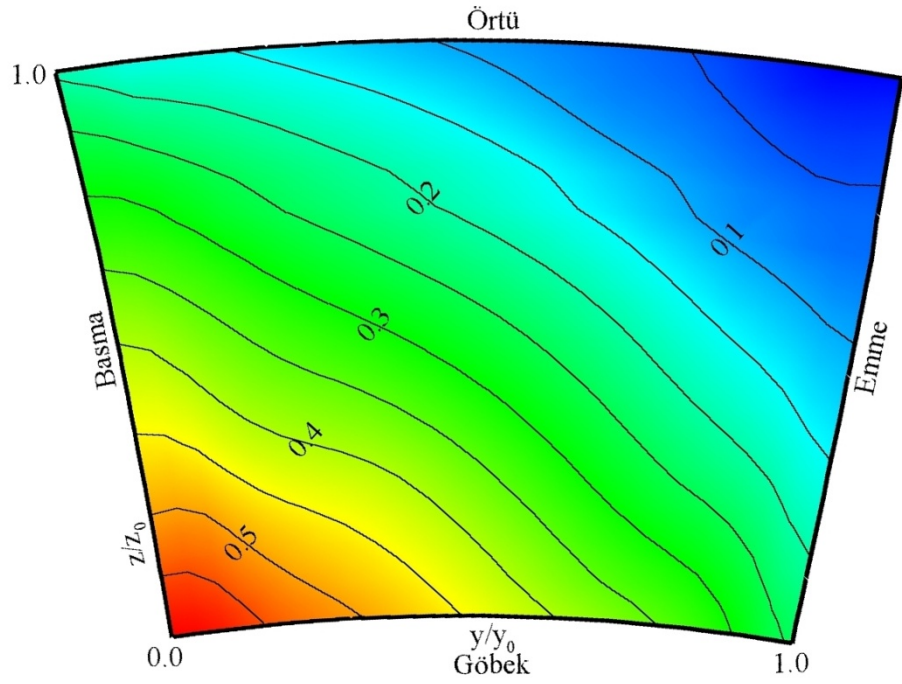
Şekil 3.48 (a) Relatif Hız diyagramı incelendiğinde örtü basma kenar köşesinde saat yönünde bir girdap gelişimi görülmektedir. Bu saat yönündeki girdap, basma yüzeyinde kıvrım nedeniyle oluşan ikincil akış ve örtü köşesinde koryolis güçle oluşan ikincil akışın birleşmesinden oluşur. Fakat şekil 3.47 (a)'da verilen P^* diyagramından da görüleceği gibi basma yüzeyindeki ve örtü kenar köşesindeki sınır tabakalar incedir ve böylece bu girdap saatin tersi yöndeki girdaptan zayıftır. Çevrinti emme yüzeyine doğru bir hareket eğilimi içindedir.

Düşük P^* akış bu iki akışla yaklaşık $y/y_0 \approx 0.6$ 'de çakışır ve örtü duvarına doğru taşınır. çevrinti ve jet birlikte yüksek bir kesme kuvveti oluştururlar. Çevrinti merkezi relatif olarak düşük radyal momentuma sahiptir.

Şekil 3.48 (b)'de verilen 4 istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ayrıca 4. İstasyonda jet (yüksek enerjili akış) ve çevrinti (düşük enerjili akış) bölgelerini bir arada bulunduran basma yüzeyinde Türbülans Kinetik Enerji değerinin yükseldiği dikkat çekicidir.

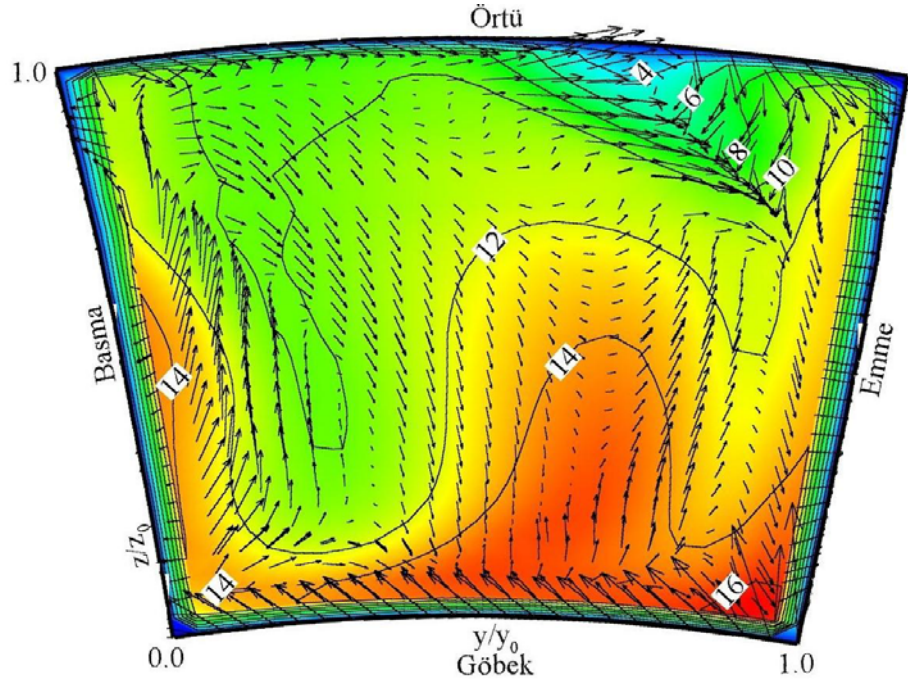


(a)

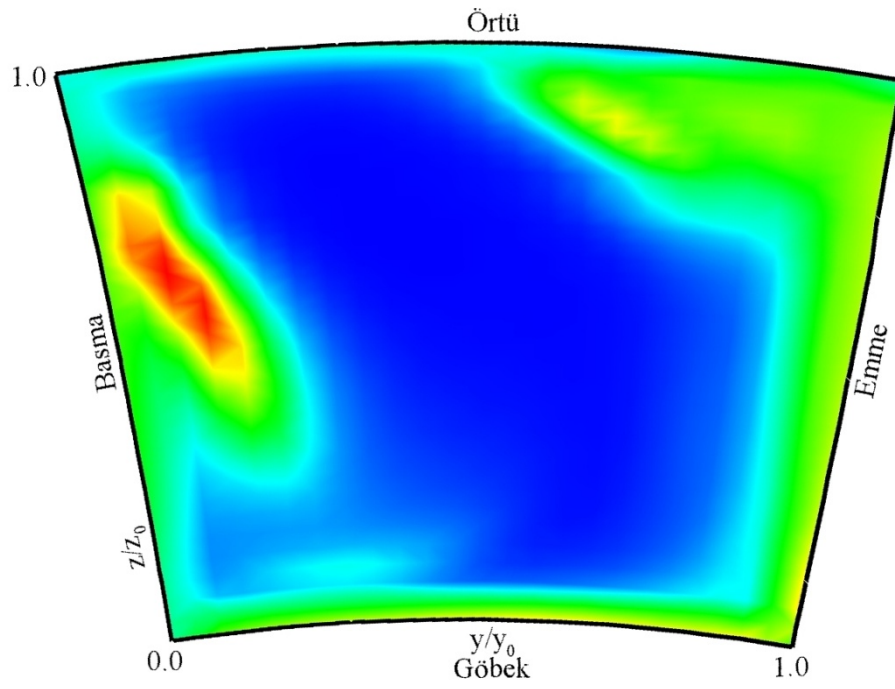


(b)

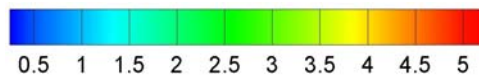
Şekil 3.47 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\dot{m} = 0.1318$ kg/sn) kütleli debisi için 4. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_s).



(a)



(b)



Şekil 3.48 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\rho k = 0.1318 \text{ kg/sn}$) kütleli debisi için 4. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.3.2.5. Dizayn (0.1318 kg/sn) Kütlesel Debisi İçin 5. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Geriye dönük santrifüj kompresörde, dizayn (0.1318 kg/sn) kütleli debisi için 5. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.49 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.49 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.50 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.50 (b) de verilmiştir.

Şekil 3.50 (a) Relatif Hız diyagramına bakılacak olursa emme kenar köşesinde saatin tersi yönde bir girdap vardır. Fakat bu akışın baskın bir özelliği değildir. Çevrinti şekli radyal kanattan farklı değildir ama çevrintinin boyutu farklıdır. Bunun da geriye dönük kanatların radyal kanatlara göre veriminin daha yüksek olmasını sağladığı düşünülür.

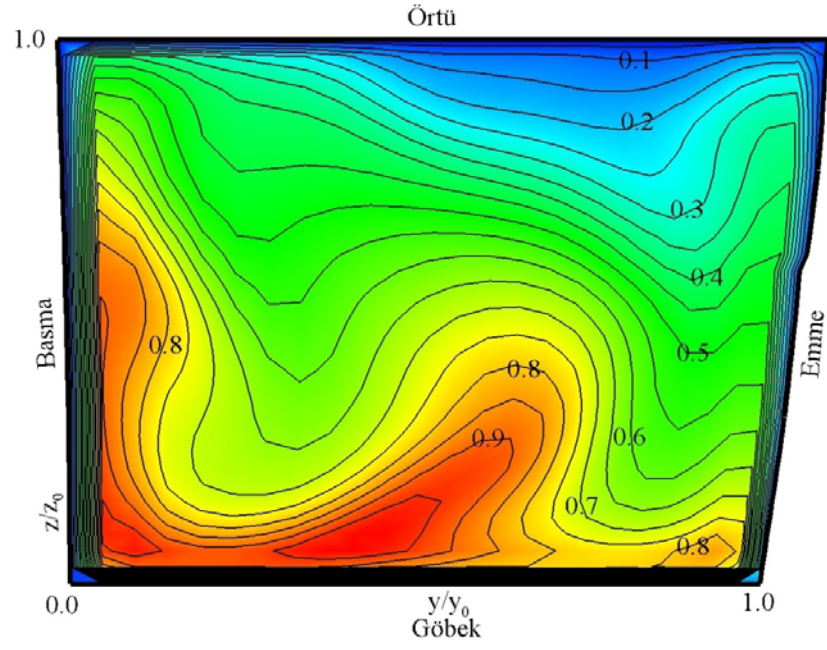
Radyal kanada göre geriye dönük kanatta 3. İstasyon ve 4. İstasyonda gözlenen koryolis gücün neden olduğu ikincil akışın gelişiminin değişmesi ve böylece çevrinti bölgesinde sıkışma olması yerine çevrintinin örtü köşe yüzeyine daha düzgün dağılması bu verimdeki artışı daha anlaşılır hale getirir.

Şekil 3.50 (a) Relatif Hız diyagramında görüldüğü gibi Çevrinti alanı istasyon 4-5 arası etkili bir şekildi artmaktadır. Bunu şekil 3.49 (a) P^* diyagramı da destekler. Çevrinti emme tarafına doğru taşınmaktadır. Bunun nedeni düşük P^* akışla yüksek P^* akışın karışmasından olabilir. Ayrıca örtü emme kenar köşesinde bir girdap görünmektedir. Bu girdap 4. İstasyona göre daha belirgin hale gelmiştir.

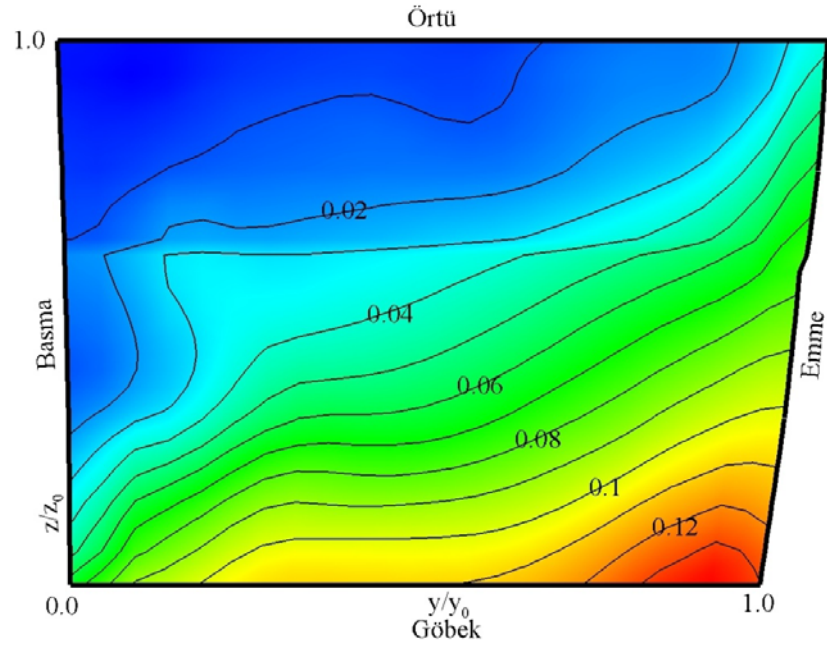
Çevrinti örtü boyunca yer değiştirmeye devam eder. Çevrinti merkezin emme tarafına yakındır ve emme tarafında doğru taşınmaya devam eder. Bunun nedeni emme kenarında düşük P^* akışın oluşturduğu stabil bölgeye doğru Çevrintinin taşınmaya meyilli olduğundan dolayıdır. Bu şekil 3.50 (a) hız diyagramında da gözlemlenebilir.

Şekil 3.49 (b) P_r diyagramında bıçakların boşalması ve statik basıncın azalması görülmektedir ($P_r=0.1-0.45$ arası) P_r değerinde Çevrinti bölgesinde oldukça uniformdur.

Şekil 3.50 (b)'de verilen 5 istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ayrıca bu örtü emme köşesinde görülen Çevrinti'nin etkisiyle Türbülans artışı daha iç bölgelere doğru genişlemiştir. Aynı durum basma tarafı içinde söylenebilir.

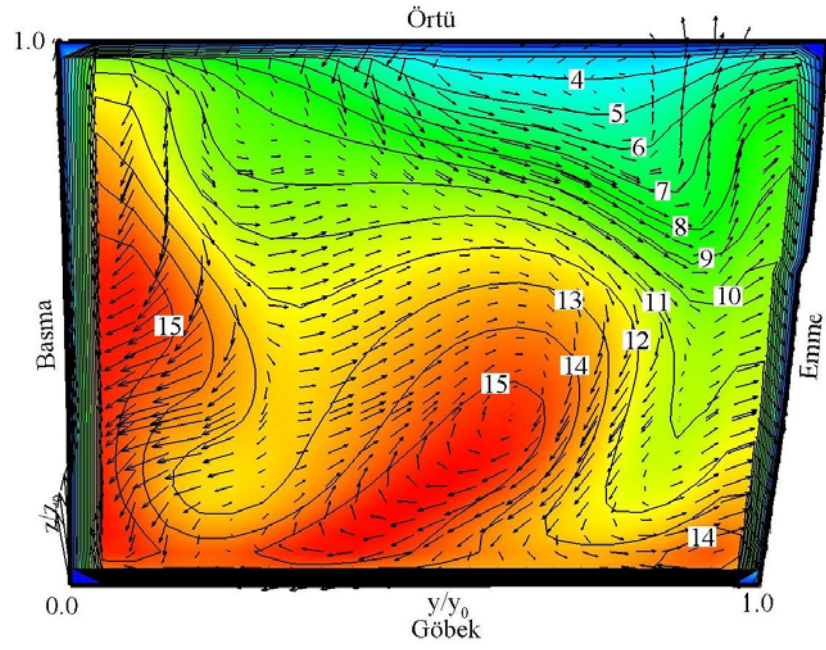


(a)

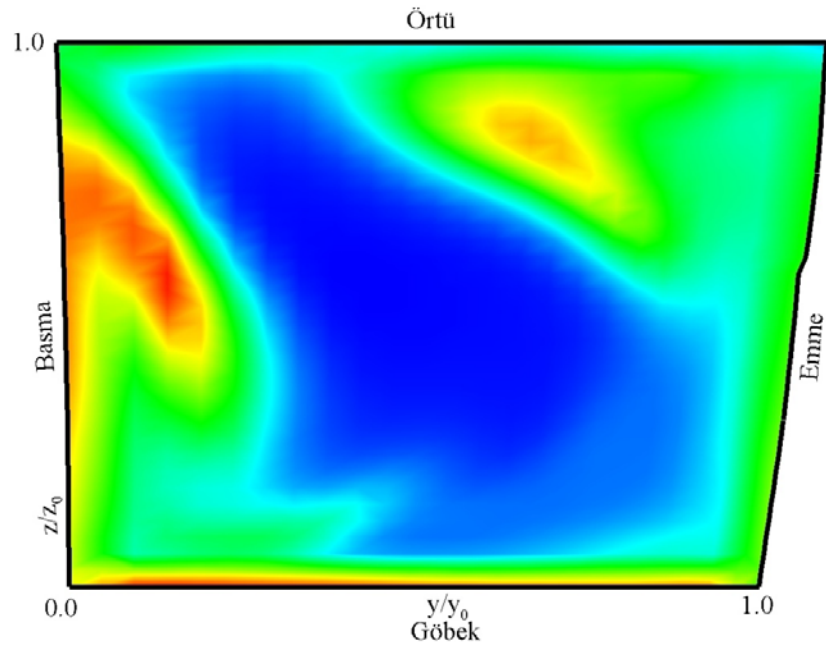


(b)

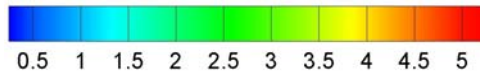
Şekil 3.49 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($m\dot{Q} = 0.1318$ kg/sn) kütleli debisi için 5. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_s).



(a)



(b)



Şekil 3.50 Geriye Dönük kanatta Dizayn ($\dot{m} = 0.1318$ kg/sn) kütleli debisi için 5. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.3.3 Dizayn Noktası Üstü Çözümlenmeler

3.3.3.1. Dizayn Üstü (0.1482kg/sn) Kütleli Debi İçin 1. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Geriyeye dönük santrifüj kompresörde, dizayn üstü (0.1482 kg/sn) kütleli debi için 1. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun basınç (P^*) konturu şekil 3.51 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.51 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.52 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.52 (b) de verilmiştir.

İstasyon 1, kanata girişin hemen başında (meridyensel koordinat sisteminde, $z/z_0=0.02$ EK 2 Tablo 7.2'de verilmiştir) olduğundan kanata giren hava etkin kanat çizgisinde %46'sı göbekte, % 1'i örtüde olmak üzere bir blokajla karşılaşır. Bu oranlardan da anlaşılacağı üzere giren havanın çoğu pasajın üst yarısından girmektedir Johnson ve Moore (1979).

Şekil 3.52 (a)'da Relatif Hız konturu incelendiğinde pasajın yarısından az bir bölümünde eksensel hız düşüktür ve göbekten örtüye hızlar benzerdir. Bu geriyeye dönük diğer dizayn ve dizayn altı debiler için 1. istasyonda gözlenenenden daha açıktır. Hızlar göbekten örtüye doğru yavaşça azalmaktadır.

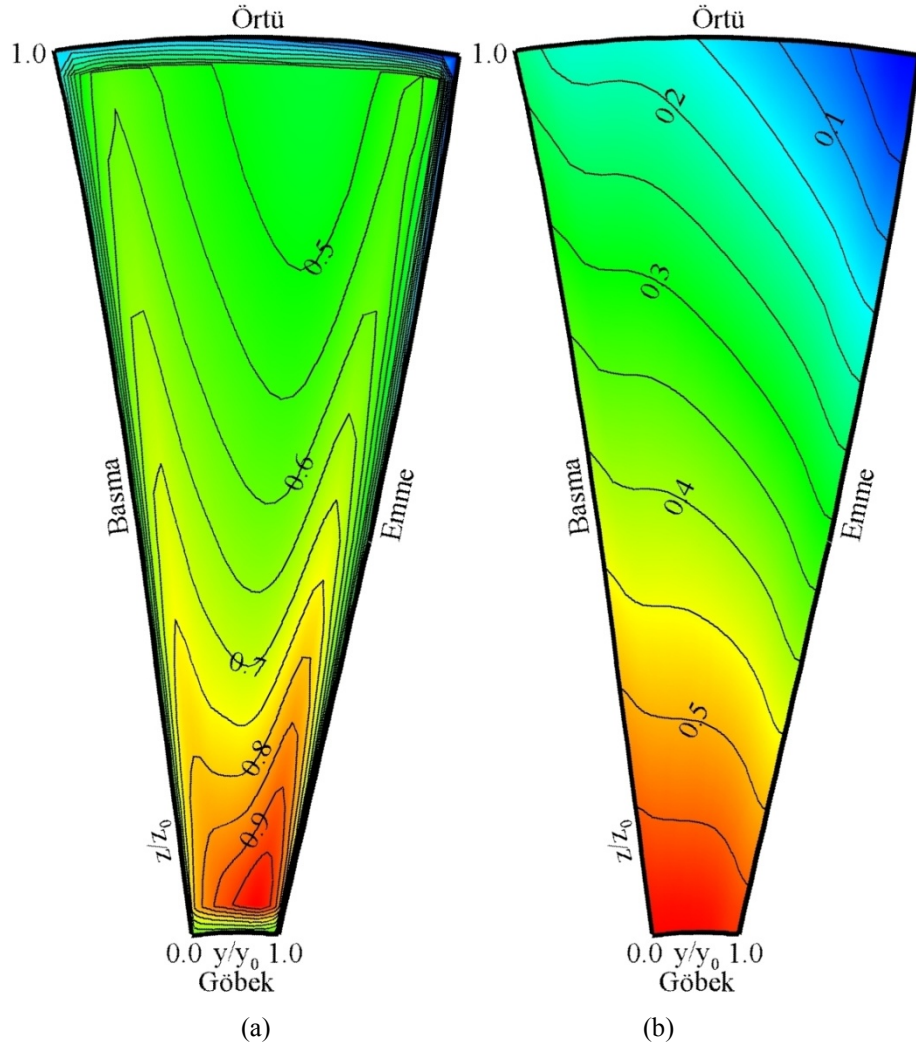
Şekil 3.51 (a)'da Boyutsuz Dönel durgun basınç (P^*) diyagramından sınır tabakanın kanal girişi boyunca geliştiğini ve bu örtü duvarındaki sınır tabakanın diğer üç duvardakinden daha kalın olduğunu gözlemlenir. Bu sınır tabaka Radyal kanattakine göre daha incedir. Bunun nedeni geriyeye dönük kanatta giriş bölümünde örtü sınır tabakadan ayrılmalarda daha zayıftır.

Şekil 3.51 (b)'de Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) diyagramından gözlemlendiği gibi girişte toplam basınç dağılımı uniformdur.

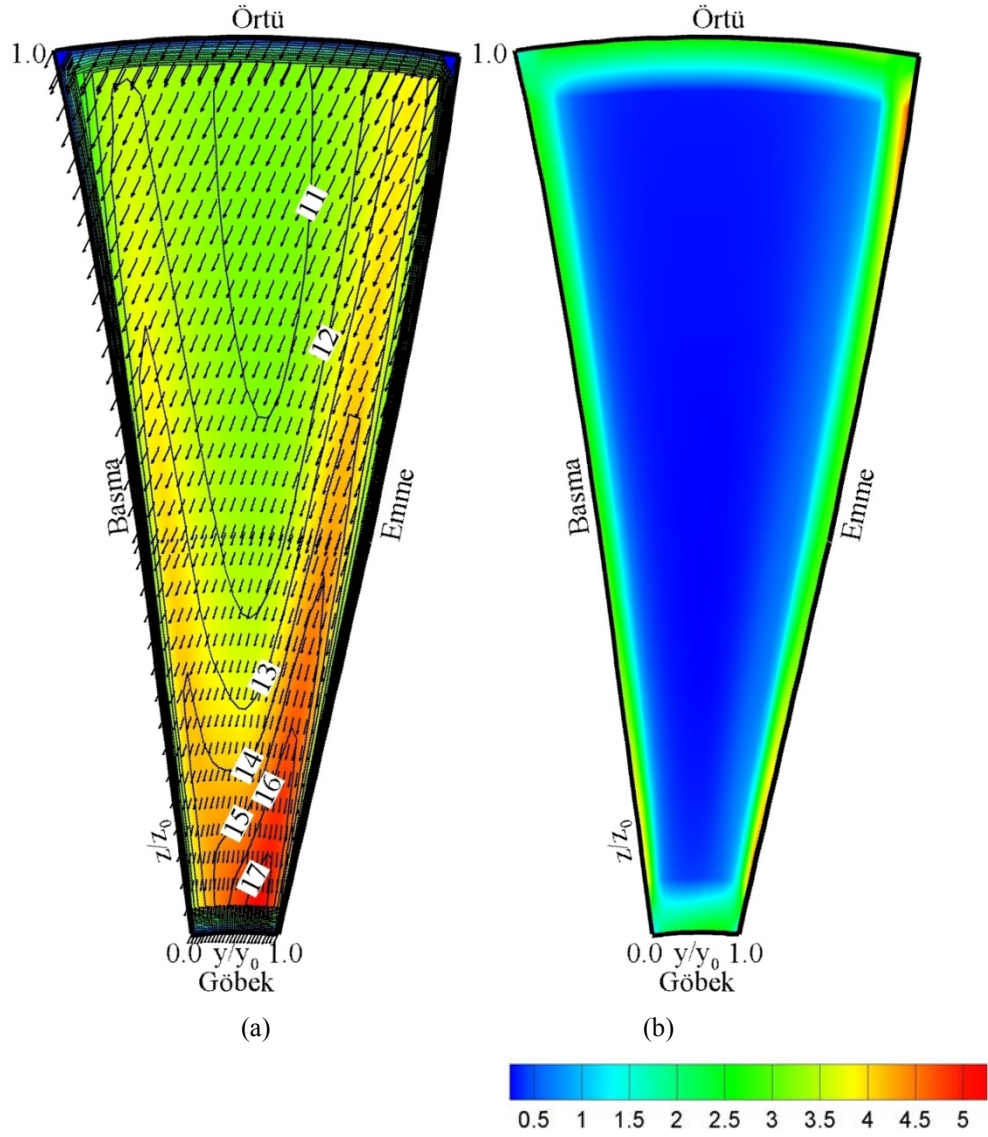
Düşük Azalan Statik Basınç ($P_r<0.2$) örtü emme kenar köşesinde dir. Burada pasajın en düşük azalan statik basınç değeri gözlenmektedir.

İstasyon 1'de P^* dağılımı köşeler hariç uniformdur ($P^*= 0.6-0.9$ arası). Bu köşelere yakın örtü boyuca olduğu gibi bazı P^* düşüşleri meydana gelmiştir.

Şekil 3.52 (b)'de verilen 1. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ancak eksensel hızların hâkimiyetindeki bu pasajda dikkate değer bir durum söz konusu değildir.



Şekil 3.51 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\dot{m} = 0.1482$ kg/sn) kütleli debi için 1. İstasyondaki
 (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



Şekil 3.52 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\dot{m} = 0.1482$ kg/sn) kütleli debi için 1. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m²/s²).

3.3.3.2. Dizayn Üstü (0.1482kg/sn) Kütlesel Debi İçin 2. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

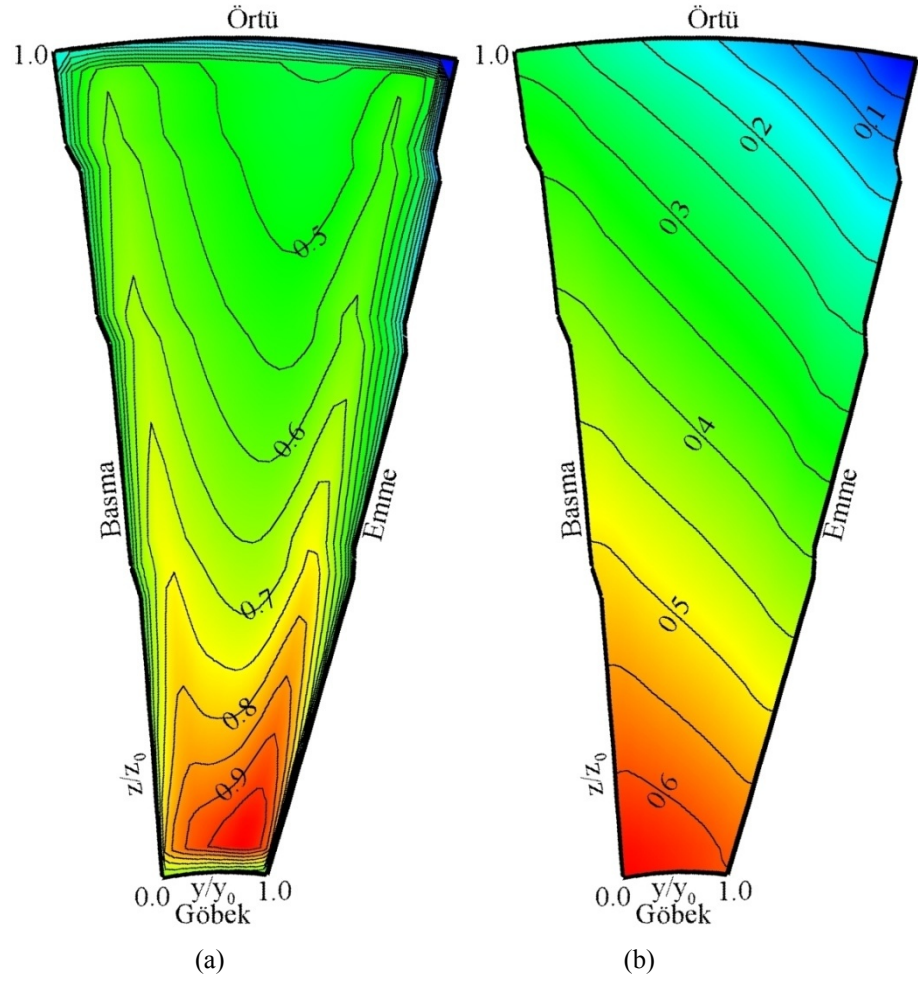
Geriye dönük santrifüj kompresörde, dizayn üstü (0.1482 kg/sn) kütleli debi için 2. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.53 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.53 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.54 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.54 (b) de verilmiştir.

Şekil 3.53 (a)'da P^* diyagramında görüldüğü gibi örtü köşesi emme kenarında sınır tabaka kalınlaşmıştır. Şekil 3.54 (a)'daki hız diyagramında bu görüşü destekler. P^* 'in azalması ile ($P^*=0.1-0.4$ arası) düşük P^* akış örtü ve emme duvarlarında gözlenir.

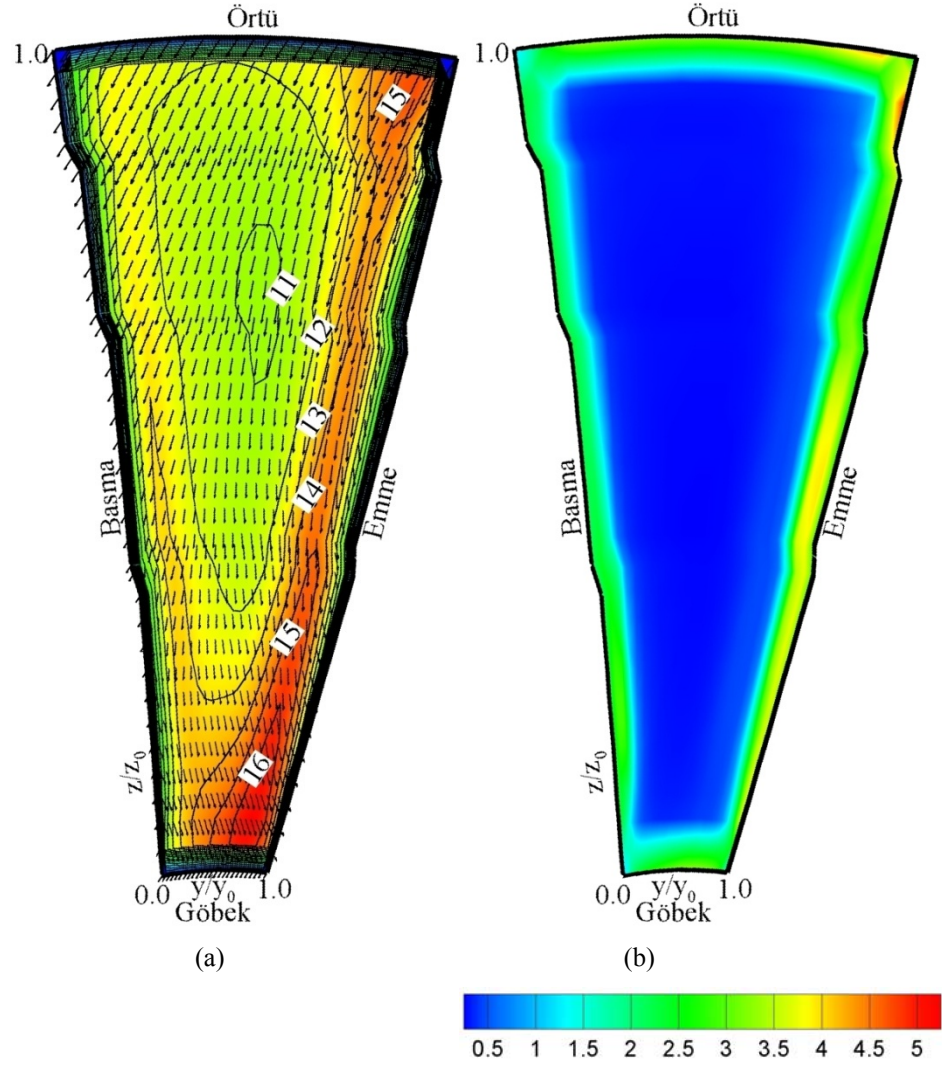
Şekil 3.53 (b)'de Azalan Statik Basınç (P_r) diyagramından işin çoğunun pasajın üst yarısında yapıldığı belirtilir ki burada kanat yüklenmektedir. Düşük Statik Basınç bölgesi örtü emme kenar köşesinde ($P_r < 0.2$) ve istasyon 1'de örtü emme kenar köşesinde bulunan Düşük Statik Basınç bölgesi ile benzer büyüklükte meydana gelmiştir.

Sınır tabaka ayrılmalarından dolayı örtü yakınında büyük kayıplar meydana gelir. Emme yüzeyi sınır tabaka kalınlaşmasıyla girişte zayıf ikincil akış kalıntıları gözlenir.

Şekil 3.54 (b)'de verilen 2. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ancak eksensel hızların hâkimiyetindeki bu pasajda dikkate değer bir durum söz konusu değildir.



Şekil 3.53 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\dot{m} = 0.1482$ kg/sn) kütleli debi için 2. İstasyondaki
 (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



Şekil 3.54 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\dot{m} = 0.1482$ kg/sn) kütleli debi için 2. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.3.3.3. Dizayn üstü (0.1482kg/sn) Kütlesel Debi İçin 3. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Geriyeye dönük santrifüj kompresörde, dizayn üstü (0.1482 kg/sn) kütlesel debi için 3. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.55 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.55 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.56 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.56 (b) de verilmiştir.

İstasyon 3'de hava kanat içerisinde yaklaşık yarı yoldadır (meridyensel koordinat sisteminde $z/z_0=0.41$, EK 2 Tablo 7.2'de verilmiştir) ve eksensel yönden radyal yöne yaklaşık 58° bir dönüşe sahiptir Johnson ve Moore (1979).

Şekil 3.56 (a) Relatif Hız diyagramından da görüldüğü üzere bu eksensel yönden radyal yöne olan dirsekte ikincil akış oluşumu kanıtları vardır. Bu hız diyagramından saatin tersi yönünde bir girdap görülebilir ve ayrıca örtü köşesinde koryolis gücün neden olduğu ikincil bir akışta görülebilir. Örtü sınır tabakadan ayrılmalarda şiddetinin azalması radyal kanatla kıyaslandığında geriye dönük kanatta küçük çevrıntiler hâkimdir.

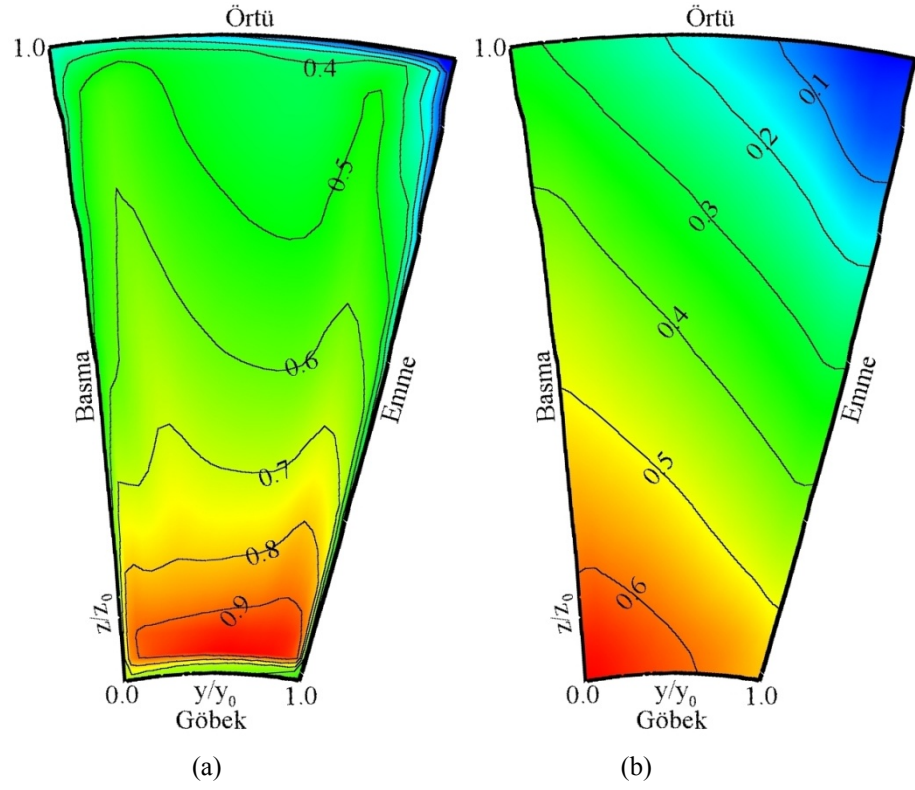
Emme ve basma duvarında ikisinde de sınır tabakada düşük P^* akışı örtüye doğru taşınır. Emme kenarında hareket oldukça güçlüdür. Bunun nedeni sınır tabaka kalınlaşmasından dolayı daha düşük P^* akışı vardır. Bu istasyon 2'de de farkına varılabilir.

İstasyon 2'de şekil 3.53 (a)'da verilen P^* diyagramında düşük P^* akışın çoğu örtü ve emme kenarında meydana gelmiştir. İstasyon 3'de de bu düşük P^* akışın iç köşeye (örtü-emme köşesi) doğru taşındığı gözlemlenir.

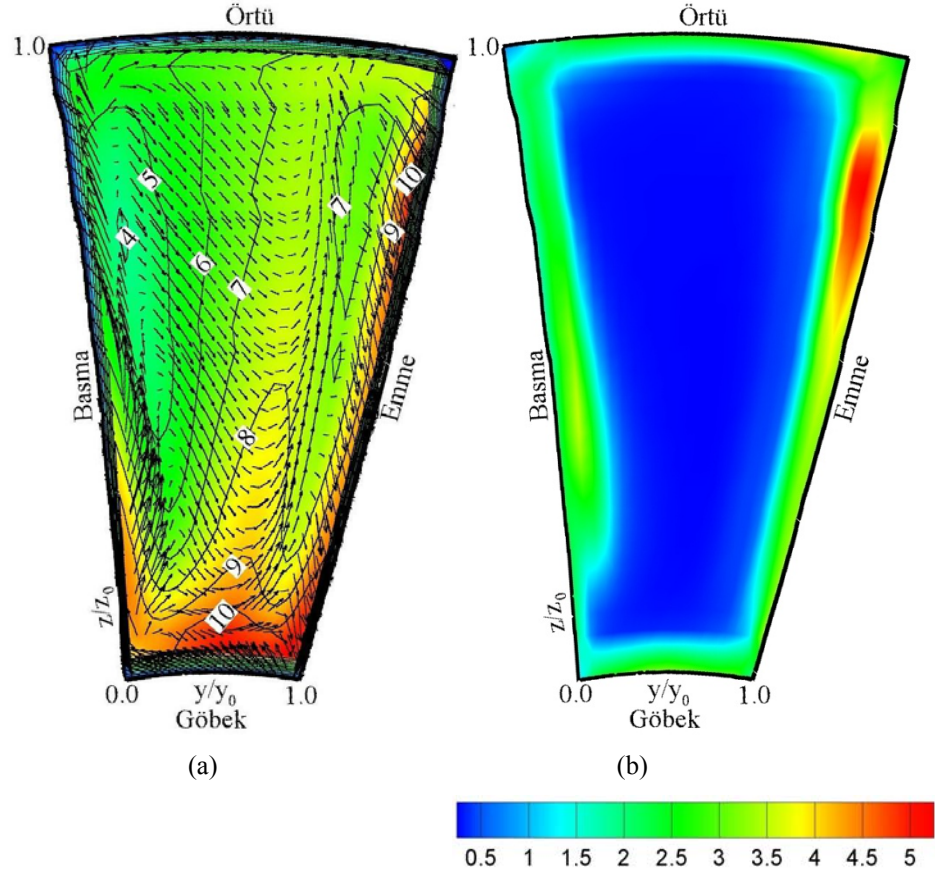
Düşük P^* akışın toplandığı örtü emme kenar köşesindeki bu bölgede çevrinti akışın ilk izlerini verir.

İstasyon 3'de şekil 3.56 (a) Relatif Hız diyagramından kanadın tam yüklendiği izlenimi kazanırız. Bunu şekil 3.55 (b) P_r diyagramı da destekler. Kanadın kökten yüklendiği, göbek ve basma kenar köşesinde yüksek P_r değerleri meydana geldiği gözlenir.

Şekil 3.56 (b)'de verilen 3. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ayrıca basma tarafında da emme tarafında ki kadar yüksek olmasa da bir türbülans artışı diğer 1. ve 2. İstasyona göre daha belirginleşmiştir.



Şekil 3.55 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\dot{m} = 0.1482$ kg/sn) kütleli debi için 3. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



Şekil 3.56 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482$ kg/sn) kütleles debi için 3. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.3.3.4. Dizayn Üstü (0.1482kg/sn) Kütleli Debi İçin 4. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Geriye dönük santrifüj kompresörde, dizayn üstü (0.1482 kg/sn) kütleli debi için 4. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.57 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.57 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.58 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.58 (b) de verilmiştir.

İstasyon 4'de pasaj tamamen radyal yöne döner. P_r dağılımı akışın dönüşüyle Koryolis güçten dolayı etkindir.

Şekil 3.57 (b)'de bulunan P_r diyagramı incelenirse, Azalan Statik Basınç düşüşü yaklaşık doğrusaldır. Basma duvarında uniform maksimum basınç civarı ve emme kenarında düşük Statik basınç değerleri gözlenir.

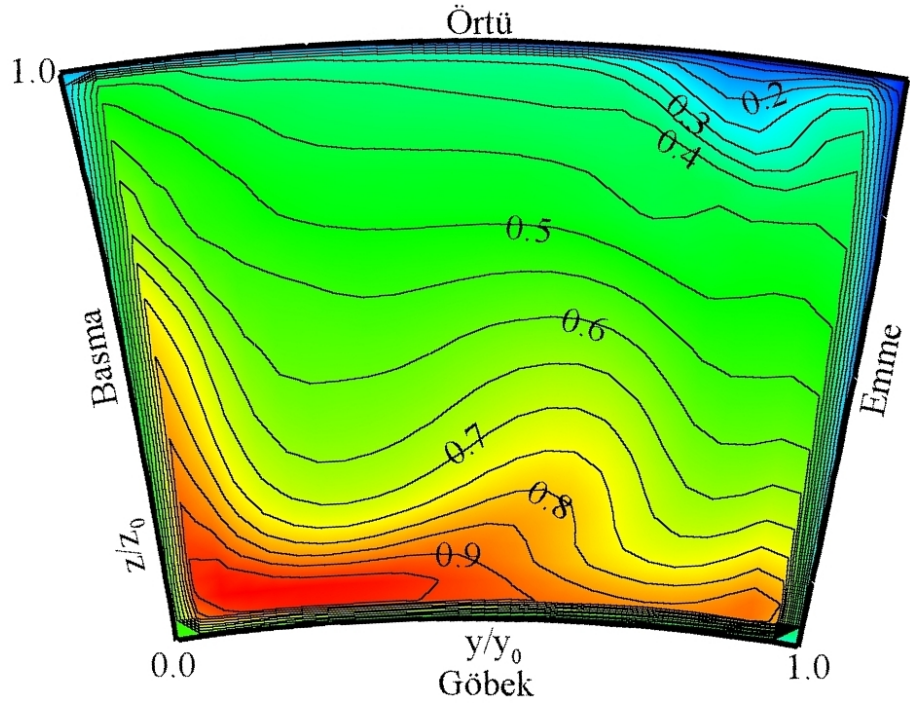
Düşük P^* akış için stabil bölgeyi, Johnson ve Moore (1979) pasajın radyal bölgesinde azalan statik basıncın en düşük olduğu bölge olarak tanımlamıştır. Yapılan çalışma içinde stabil bölge örtü emme kenar köşesinde Azalan Statik Basıncın en düşük olduğu bölgedir.

P^* diyagramından, Çevrinti akışı düşük P^* akışın etkisiyle örtü boyunca basma kenarına doğru taşınır. Bu taşınım pasajın emme kenarında eksensel yönden radyal yöne dirsek nedeniyle oluşan pasaj girdabının ataletinden dolayıdır.

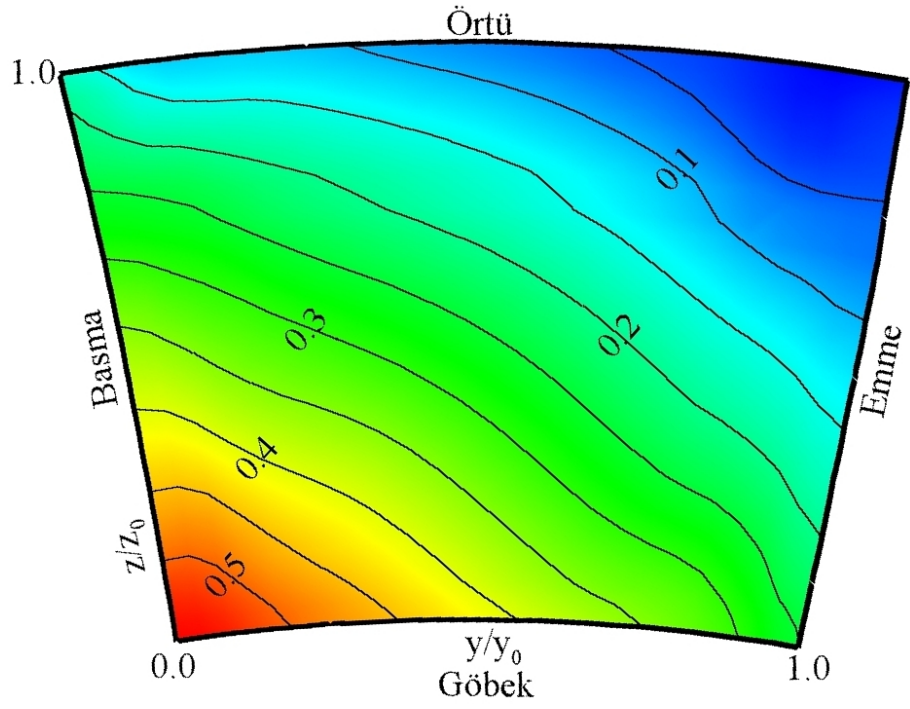
Şekil 3.58 (a) Relatif Hız diyagramı incelendiğinde örtü basma kenar köşesinde saat yönünde bir girdap gelişimi görülmektedir. Bu saat yönündeki girdap, basma yüzeyinde kıvrım nedeniyle oluşan ikincil akış ve örtü köşesinde koryolis güçle oluşan ikincil akışın birleşmesinden oluşur. Fakat şekil 3.57 (a)'da verilen P^* diyagramından da görüleceği gibi basma yüzeyindeki ve örtü kenar köşesindeki sınır tabakalar incedir ve böylece bu girdap saatin tersi yöndeki girdaptan zayıftır. Çevrinti emme yüzeyine doğru bir eğilim içindedir.

Düşük P^* akış bu iki akışla yaklaşık $y/y_0 \approx 0.65$ 'de çakışır ve örtü duvarına doğru taşınır. Çevrinti ve jet birlikte yüksek bir kesme kuvveti oluştururlar. Çevrinti merkezi relatif olarak düşük radyal momentuma sahiptir.

Şekil 3.58 (b)'de verilen 4. istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ayrıca 4. İstasyonda jet (yüksek enerjili akış) ve Çevrinti (düşük enerjili akış) bölgelerini bir arada bulunduran basma yüzeyinde Türbülans Kinetik Enerji değerinin yükseldiği dikkat çekicidir.

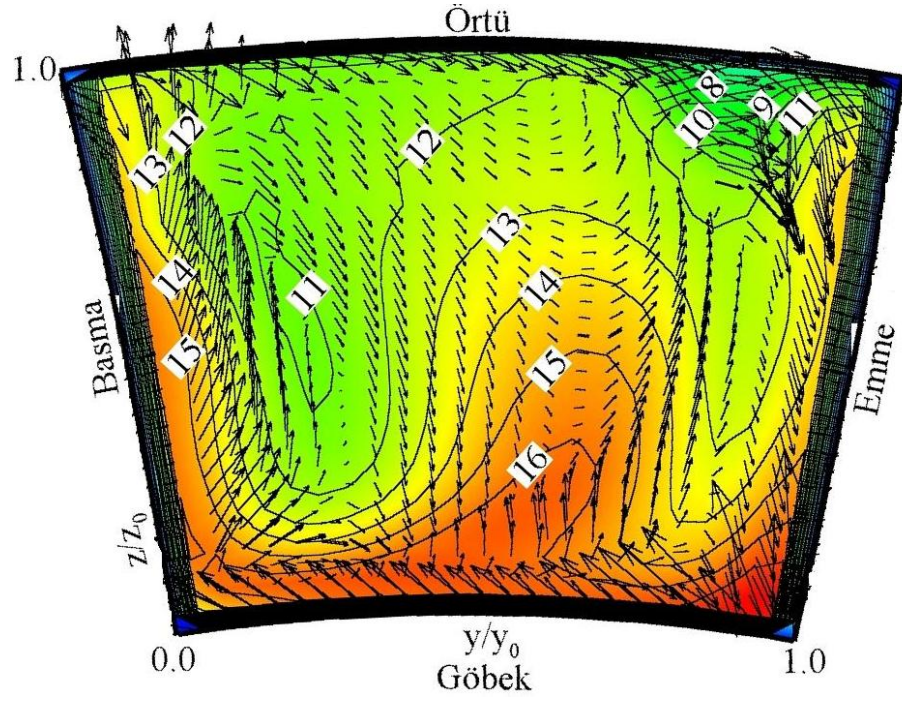


(a)

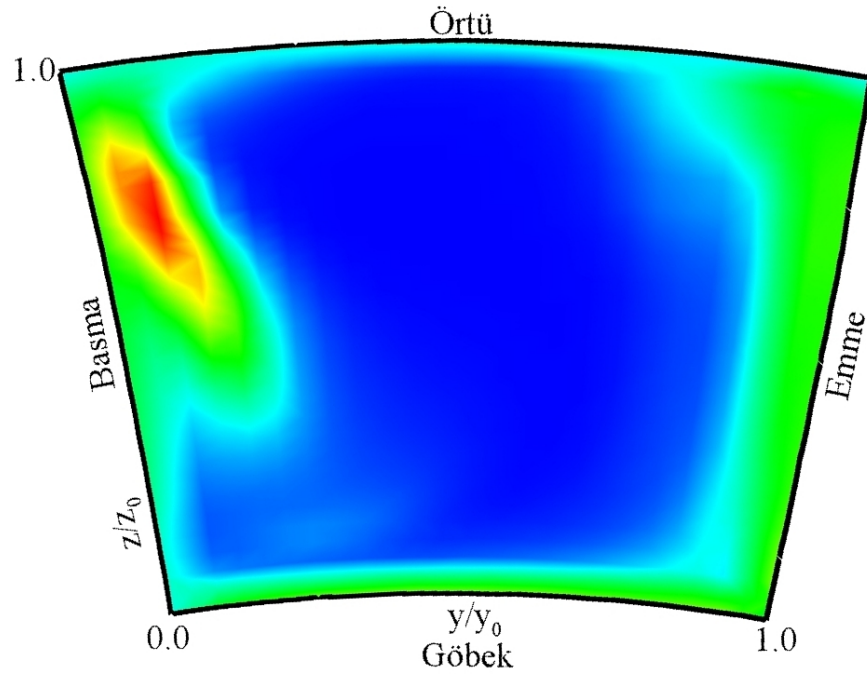


(b)

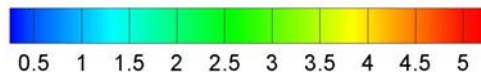
Şekil 3.57 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\dot{m} = 0.1482$ kg/sn) kütleli debi için 4. İstasyondaki (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



(a)



(b)



Şekil 3.58 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\dot{m} = 0.1482$ kg/sn) kütleli debi için 4. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

3.3.3.5. Dizayn Üstü (0.1482kg/sn) Kütlesel Debi İçin 5. İstasyondaki Çözümleme Sonuçları

Geriyeye dönük santrifüj kompresörde, dizayn üstü (0.1482 kg/sn) kütlesel debi için 5. İstasyona ait elde edilen Boyutsuz Dönel Durgun Basınç (P^*) konturu şekil 3.59 (a)'da, Boyutsuz Azalan Statik Basınç (P_r) konturu şekil 3.59 (b)'de, Relatif Hız (m/sn) konturu şekil 3.60 (a)'da ve Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) konturu şekil 3.60 (b) de verilmiştir.

Şekil 3.60 (a) Relatif Hız diyagramına bakılacak olursa emme kenar köşesinde saatin tersi yönde bir girdap vardır. Fakat bu akışın baskın bir özelliği değildir. Çevrinti şekli radyal kanattan farklı değildir ama çevrintinin boyutu farklıdır. Bunun da geriye dönük kanatların radyal kanatlara göre veriminin daha yüksek olmasını sağladığı düşünülür.

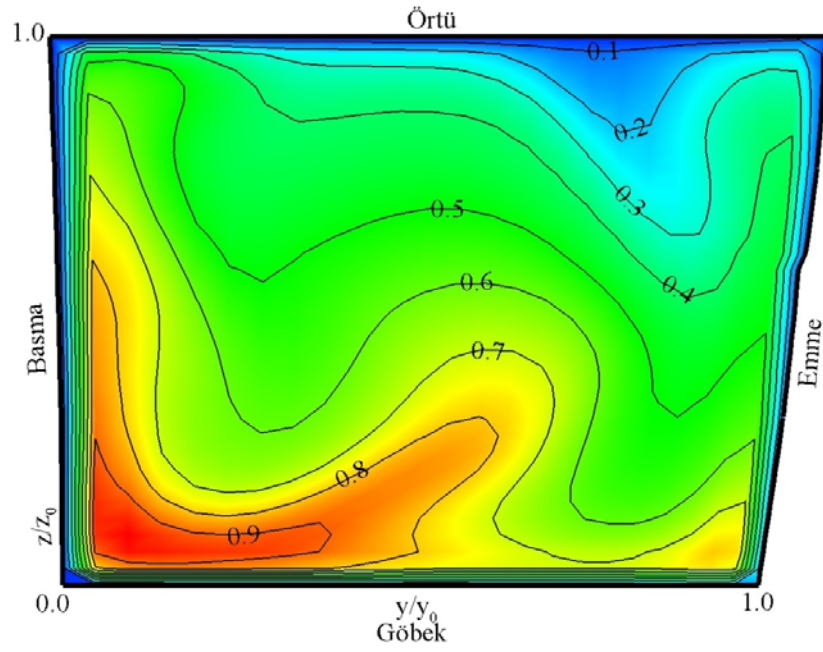
Radyal kanada göre geriye dönük kanatta 3. İstasyon ve 4. İstasyonda gözlenen koryolis gücün neden olduğu ikincil akışın gelişiminin değişmesi ve böylece çevrinti bölgesinde sıkışma olması yerine çevrintinin örtü köşe yüzeyine daha düzgün dağılması bu verimdeki artışı daha anlaşılır hale getirir.

Şekil 3.60 (a) Relatif Hız diyagramında görüldüğü gibi Çevrinti alanı istasyon 4-5 arası etkili bir şekildi artmaktadır. Bunu şekil 3.59 (a) P^* diyagramı da destekler. Çevrinti emme tarafına doğru taşınmaktadır. Bunun nedeni düşük P^* akışla yüksek P^* akışın karışmasından olabilir. Ayrıca örtü emme kenar köşesinde bir girdap görünmektedir. Bu girdap 4. İstasyona göre daha belirgin hale gelmiştir.

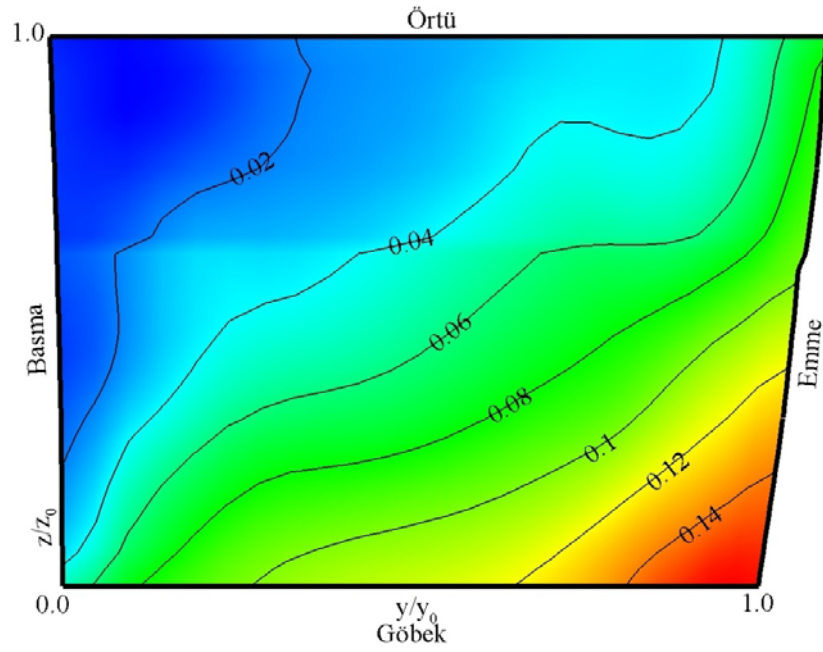
Çevrinti örtü boyunca yer değiştirmeye devam eder. Çevrinti merkezin emme tarafına yakındır ve emme tarafında doğru taşınmaya devam eder. Bunun nedeni emme kenarında düşük P^* akışın oluşturduğu stabil bölgeye doğru Çevrintinin taşınmaya meyilli olduğundan dolayıdır. Bu şekil 3.60 (a) hız diyagramında da gözlemlenebilir.

Şekil 3.59 (b) P_r diyagramında bıçakların boşalması ve statik basıncın azalması görülmektedir ($P_r=0.1-0.4$ arası) P_r değerinde Çevrinti bölgesinde oldukça uniformdur.

Şekil 3.60 (b)'de verilen 5 istasyona ait Türbülans Kinetik Enerji (m^2/sn^2) diyagramı incelendiğinde emme yüzeyinde kanadın sebep olduğu bir Türbülans artışı görülür. Ayrıca bu örtü emme köşesinde görülen Çevrinti'nin etkisiyle Türbülans artışı daha iç bölgelere doğru genişlemiştir. Aynı durum basma tarafı içinde söylenebilir.

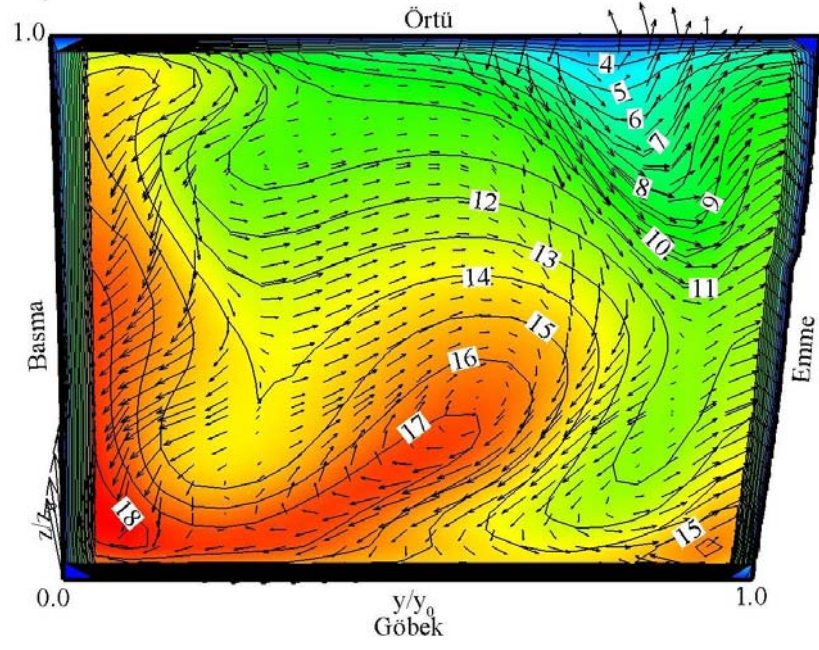


(a)

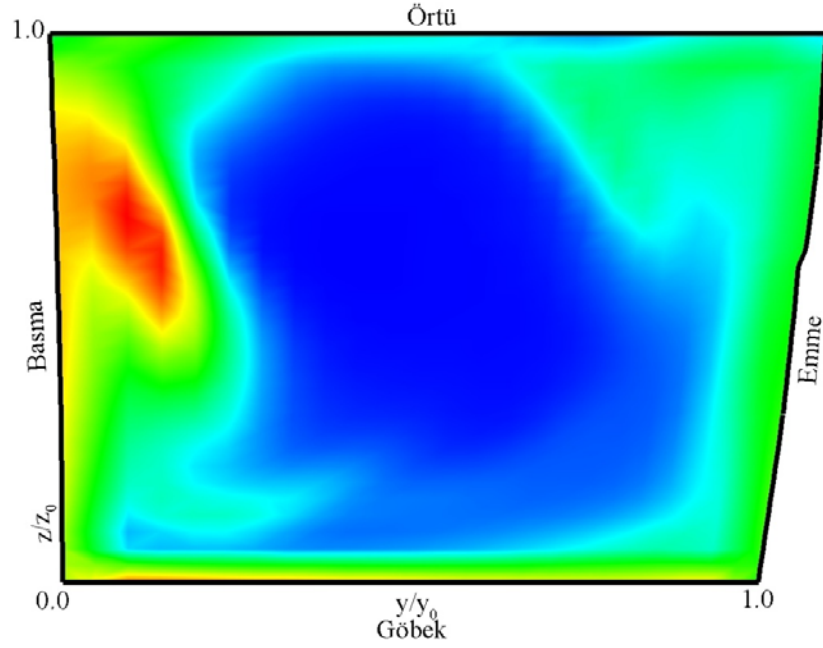


(b)

Şekil 3.59 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\dot{m} = 0.1482$ kg/sn) kütleli debi için 5. İstasyondaki
 (a) Boyutsuz Dönel Durgun Basınç(P^*) ; (b) Boyutsuz Azalan Statik Basınç(P_r).



(a)



(b)

Şekil 3.60 Geriye Dönük kanatta Dizayn üstü ($\rho = 0.1482$ kg/sn) kütleli debi için 5. İstasyondaki (a) Relatif Hız (m/sn); (b) Türbülans Kinetik Enerji (m^2/s^2).

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 çözümüleme 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. İvers tasarım tüm kısıtlamaların değerlendirmeye katılması dolayısıyla en iyi tasarım yöntemidir.

İvers problemlerde birinci yaklaşım, teğetsel yönde hiçbir değişimin olmadığı eksensel simetrik boydan boya akış modeli esas alınır. Bu modelde hız bileşenlerindeki değişimler, kanat sıraları arasındaki eksensel 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.

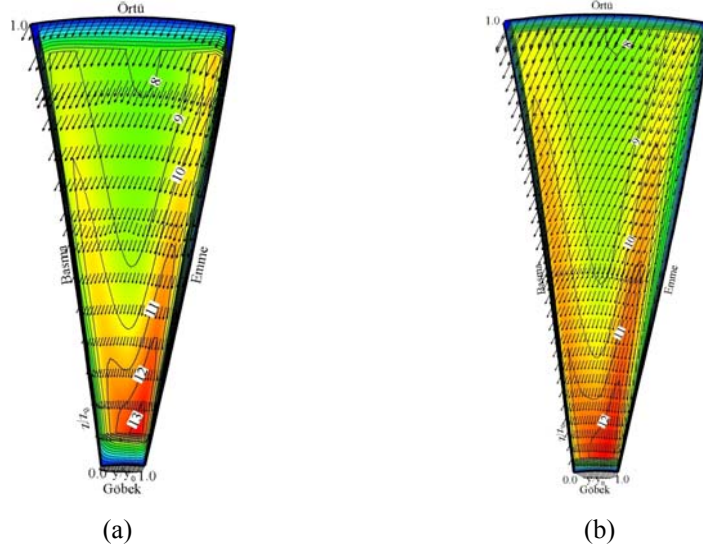
Problemde ikinci yaklaşım, kabul edilen hız yapısını gerçekleyecek kanat biçimlerinin belirlenmesidir. Yürürlükteki metoda göre kanat sırasının sonsuz sayıda dikdörtgen biçimli kanattan oluştuğu kabul edilir. Daha çok deneysel veriler tercih edilir.

Radyal kompresörlerde sıkıştırma prosesi akışkanın rotor tarafında yaratılan santrifüj kuvvet alanında radyal doğrultuda içten dışa doğru itilmesiyle başarılıdır. Buradaki basınç artışı eksensel kompresördeki rotor ve statordakinden 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 gradiyentindeki ayrılma (separation) ihtimali daha az sınırlıdır.

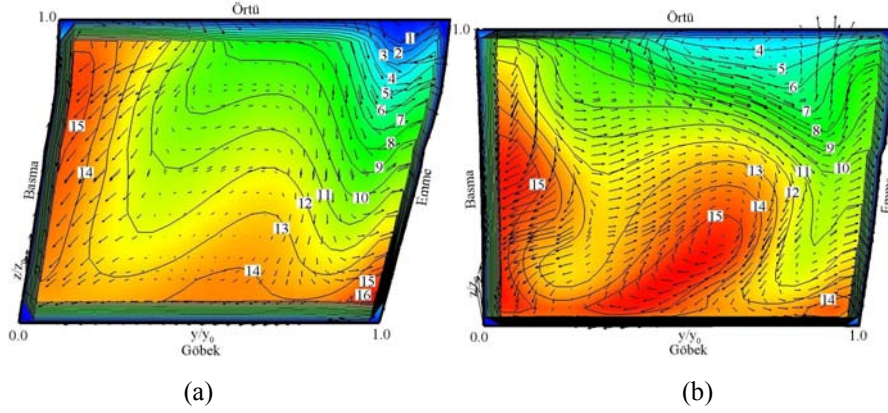
Rotor gözünden giren hava eksen yakınında radyal yöne döndürülür ve rotor ucuna vardığında da rotor teğetsel hızına yakın bir teğetsel hıza kavuşturulur. Rotordan çıkan hava difüzyona girer. Difüzyonda yavaşlatılarak statik basıncı artırılır. Difüzörü terk eden hava salyangoz adı verilen bir kanalda 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 rotolarda 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 yapılan deneysel çalışmalarda vurgulandığı gibi, santrifüj kompresör çarkı çıkışında yüksek ve düşük enerjili akış bölgelerini bir arada barındıran, jet-çevrinti akış yapısı her iki kanat içinde şekil 4.2'de belirgin bir şekilde görülmektedir. Şekil 4.3, Şekil 4.4, Şekil 4.5'te ise geriye dönük santrifüj kompresör için 3. İstasyon, 4. İstasyon ve 5. istasyondaki deneysel çalışma ile elde edilen hız dağılımı ile yapılan bu nümerik çalışma sonucunda elde edilen relatif hız konturları, deneysel sonuçlar ile nümerik sonuçların paralellliğini sergilemek amacıyla karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Ayrıca dikkat

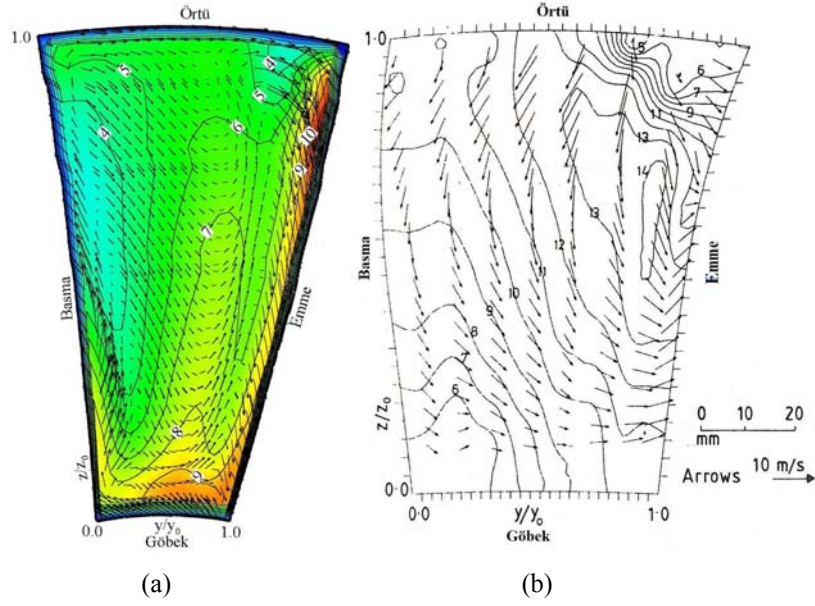
edilecek olursa çark çıkışında, düşük enerjili bölgenin örtü (shroud), yüksek enerjili bölgenin ise göbek (hub) bölgesinde oluşması yine deneysel sonuçlarla örtüşmektedir.



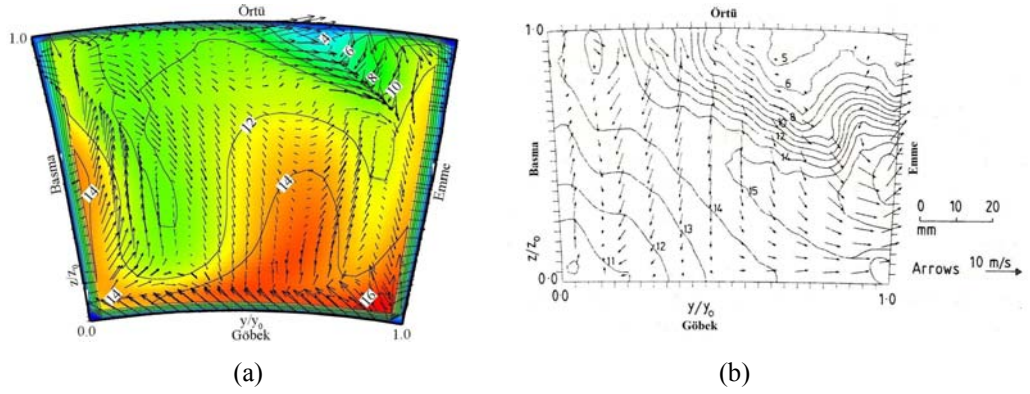
Şekil 4.61. Relatif hız dağılımı (m/s). (a) Radyal kanat, dizayn altı akış oranında; (b) Geriye dönük kanat, dizayn altı akış oranında.



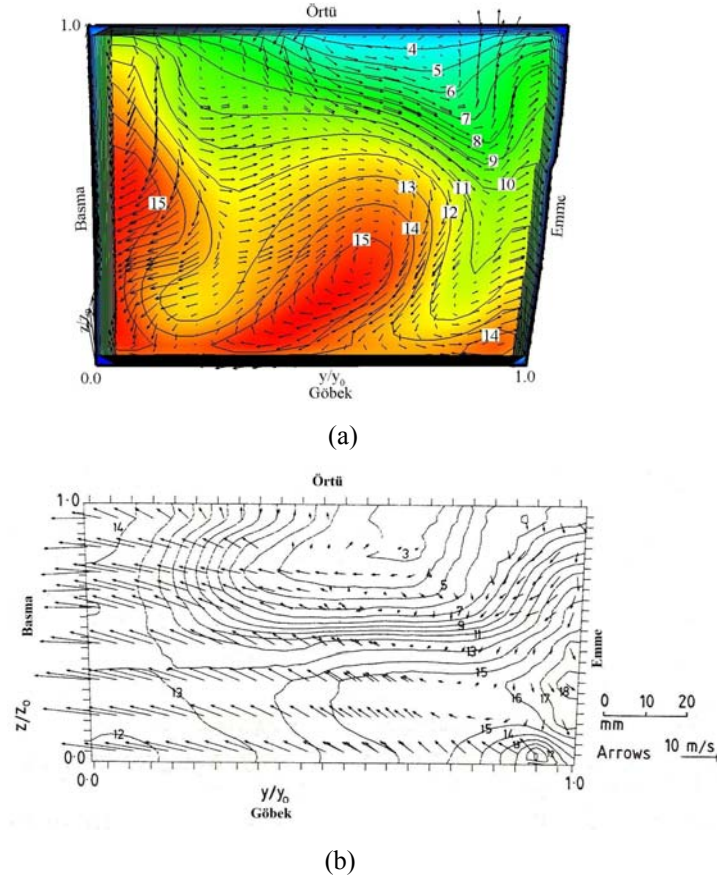
Şekil 4.62. Çark çıkışındaki hız dağılımları (m/s). (a) Radyal kanat, dizayn akış oranında; (b) Geriye dönük kanat, dizayn akış oranında.



Şekil 4.63. Geriye dönük kanat dizayn akış oranında, Nümerik analiz ile deneysel çalışma sonucu 3. istasyon üzerindeki relatif hız dağılımı (m/sn).(a) yapılan nümerik çalışma; (b) deneysel çalışma Farge and Johnson (1990).



Şekil 4.4. Geriye dönük kanat dizayn akış oranında, Nümerik analiz ile deneysel çalışma sonucu 4. istasyon üzerindeki relatif hız dağılımı (m/sn).(a) yapılan nümerik çalışma; (b) deneysel çalışma Farge and Johnson (1990).



Şekil 4.5. Geriye dönük kanat dizayn akış oranında, Nümerik analiz ile deneysel çalışma sonucu 5. istasyon üzerindeki relatif hız dağılımı (m/sn).(a) yapılan nümerik çalışma; (b) deneysel çalışma Farge and Johnson (1990).

İki kanat içinde bakıldığında, çark çıkışında yoğun bir çapraz akıştan (passage wake) doğan düşük enerjili akış bölgesi gözlemlenmektedir. Sınır tabaka etkileşimi olarak kanat cidarlarında hızın yaklaşık olarak sıfıra indirildiği, bunun sebebi olarak sınır şartlarında durgun bölge için kaymanın olmadığı varsayımına dayandığı söylenebilir. Çark boyunca (1 ve 5. istasyon aralığında) akışın kompresörün dönme yönünün tersi olarak hareket ettiği, jet-çevrinti akış hareketinin sürekli yer değişiminden gözlenmektedir. Deneysel sonuçlara bakıldığında (Pınarbaşı ve Johnson 1994a) nümerik sonuçlarla paralellik görülebilir. Ayrıca türbülans kinetik enerjilere bakıldığında, yüksek enerji yoğunluğuna sahip olan jet bölgesinde düşük kinetik enerji, buna karşın düşük enerji yoğunluğuna sahip olan çevrinti bölgesinde ise yüksek kinetik enerji değerleri gözlemlenmiştir.

Yapılan nümerik çalışma sonucunda,

Genel olarak;

- Sınır tabakanın etkisiyle oluşan jet-çevrinti akış tipinin ikincil akımları doğurduğu,
- Bu çevrintili akıştan doğan jet-çevrinti akış yapısının çark içerisinde de hareketini sürdürdüğü,
- Bu jet-çevrinti akış türünün çark içerisinde çark dönüş yönünün aksi istikamette (emme bölgesinden basma bölgesine) hareket ettiği,
- Türbülans kinetik enerji oranlarının %10 mertebesinde seyrettiği ve türbülans kinetik enerji değerlerinin çevrinti bölgesinde yüksek olduğu,

Radyal kanat için;

- Çevrintinin, kıvrım ve dönüş etkisi ile oluştuğu ve düşük döner durgun basınç, p^* 'in örtü emme kenar köşe bölgesinde bulunduğu,
- İkincil akışların çevrinti akışın oluşumunda önemli etkiye sahip olduğunu,
- Eksenselden radyala dirsekte, kanat içinde ikincil akışın etkin olduğunu ve bu pasajda iki zıt girdap gözlemlendiğini. Bunlardan birinin emme kenarında ve birinin pasajın basma kenarında gözlemlendiğini. Emme kenarında düşük p^* akışın çevrinti bölgeden duvar boyunca girdapla taşındığını. Bu akışın koryolis gücüyle (pasaj dönüşünden dolayı) arttığını. Düşük p^* akışın bu iki akışta çevrinti bölgesinde çakıştığını ve bundan dolayı örtü duvarına taşındığını,

Geriye dönük kanat için;

- Geriye dönük kanatlarda akışa zıt yönde, dönüşle oluşan girdap bölgesinin hâkim olduğunu ve akış oranı arttıkça gelişen girdabın çoğaldığını,
- Geriye dönük kanatta, örtü sınır tabakadan ayrılmanın önemi azaldığını, çünkü girdap bölgesi ile sınır tabaka ve merkezi akışın birleşerek birlikte havanın transferini sağladıklarını. Aslında bu ayrılma bölgelerindeki azalmanın dizayn altı debilerde radyal kanatlarla karşılaştırıldığında önemli olduğunu. Dizayn üstü debilerde ise bu bölgedeki etkinin önemsiz olduğunu,

- Akış oranından bağımsız olarak çevrinti boyutu ve yerinin kanat içerisinde önemli olduğunu. Koryolis gücün etkisi ile oluşan ikincil akışın radyal kanatta düşük akış oranlarında çevrinti'yi emme yüzeyine doğru hareket ettirirken geriye dönük kanatta bu ikincil akışın etkisi hemen hemen yok olduğunu,

- Geriye dönük kanatta, yüksek kanat verimine düşük akış oranlarında ulaşıldığını ki bu radyal kanatlar için ters bir sonuçtur. Bunun anlamının geriye dönük kanatlarda ağır yüklemelerde iyi bir performans vereceği için tercih edilebileceğini,

Radyal ve geriye dönük kanat karşılaştırması ile;

- Geriye dönük kanatta örtü sınır tabakadan ayrılmaların gecikmesiyle verimin daha yüksek bulunacağını,

- Çevrinti durumunun, kanat çıkışında radyal ve geriye dönük kanat için farklı olmadığını,
 - Geriye dönük kanatta çevrintinin daha az sıkıştırılmış görüldüğünü ve geriye dönük kanadın çıkışında örtü emme köşesinde düzenli bir şekilde yayılmaya meyilli olduğunu,
 - Çevrinti akışın stabil bölgesinin pasajın radyal bölgesinde emme duvarında olduğu ve çevrinti'nin geri kalanının ise örtüde gözlendiği,
- yargılarına varılmış olup, bu yargıların deneysel yargı ve sonuçlarla paralellik gösterdiği vurgulanmıştır. Yapılan bu nümerik çalışmanın, tasarlanabilecek çark dizaynında ve mevcut matematiksel türbülans modellerinin gözden geçirilmesinde kullanılabilceği düşünülmektedir. Çalışmanın bundan sonraki aşamasında akış kayıpları da dikkate alınarak, önceden belirlenmiş sınır şartlarına uygun olarak yeni çark dizaynı tespit edilerek, FLUENT ortamında akışın yapısının incelenmesi amaçlanmaktadır. Yeni çark dizaynı için elde edilen türbülans kinetik enerji ve Reynolds gerilme parametreleri de dikkate alınarak, yeni bir türbülans modeli çıkarılması amaçlanmaktadır.

BÖLÜM V KAYNAKLAR

- Adler D., Levy Y., (1979)** "A laser doppler investigation of the flow inside a backswept, closed centrifugal impeller" *IMechE*, v:21, n.1
- Ariga, I., et al.(1983)** " The effect of inlet distortion on the performance characteristics of a centrifugal compressor." *Jnl. of Engng. for Power*, 105, 223-230.
- Benvenuti, E., Bonciani, L. and Corradini, U. (1980)** "Inlet flow distortions on industrial centrifugal compressor stages experimental investigations and evaluation of effects on performance. " AGARD Conf, preprint 282.
- Bosman C., and Highton J., (1979)** "A calculation procedure for 3-d, time dependent, compressible flow through turbomachine blades of any geometry" *Jn mech. Eng. sci.* v:21, pp.39-49.
- Came P. M, McKenzie I R I, Dadson C, (1979)** "The performance of a 6.5 pressure ratio compressor having an impeller with swept blades" *NGTE memorandum 79013*
- Carrard, A. (1923)** "Sur le Calcul des Rouses Centrifuges, "La Technique moderne, T. XV No. 3, pp. 65-71, and No. 4, Feb., pp. 100-104.
- Carrard, A., (1975)** "On Calculations for Centrifugal Wheels, " translation by J. Moore, C.U.E.D., A-Turbo, TR73.
- Dean, R.C., (1971)** "On the unresolved fluid dynamics of the centrifugal compressor" *Advanced centrifugal compressors, ASME*, pp.1-55.
- Denton, J.D., and Singh, (1979)** "Time marching method for turbomachinery flow calculation", *VKI Lecture series 7.*
- Eckardt, D., (1975),** "Instantaneous measurements in the jet-wake discharge flow of a centrifugal compressor impeller" *ASME Jn of Engineering for Power*, Vol. 97, pp. 337-346.
- Eckadt, D., (1976)** "Detailed flow investigations within a high speed centrifugal compressor impeller" *Journal of fluids Engineering* Sept. pp. 390
- Farge, TZ., Johnson, MW., 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.
- 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.
- 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.
- Japikse D., (1986)** "A new diffuser mapping technique" *Jn of Fluids Eng.* v:108, pp.148.
- Johnson M. W.,** " Secondary flow in rotating Bends." *ASME Journal Fluids Eng.*, Vol. 100, No. 4, pp. 553-560.
- Johnson M. W. And Moore, J., (1979)** " The Development of Wake Flow in a Centrifogal Impeller, " *ASME*, pp. 79-gt-152.
- 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.
- 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.
- Krain, H. And Hoffman, W. (1989)**. "Verification of an Impeller desing by laser measurements and 3-D viscous flow calculations. ASME, pp. 89-GT-150
- Lapworth BL., and Elder RL., (1988)** "Computation of the jet-wake flow structure in a low speed centrifugal impeller" *ASME paper* 88-GT-217.
- 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 pummps 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., (1973)** "A Wake and an Eddy in a Rotating, Radial-Flow Passage," *ASME Journal Fluids Eng.*, Vol. 95, pp. 205-219.
- Pınarbaşı, A. (1995)**" *Flow investigation within centrifugal compressor vaneless and vaned diffusers*" Liverpool Üniversitesi, Liverpool, İNGİLTERE.
- Pınarbaşı, A. ve Johnson, M. W. ,(1994a)** Detailed Flow Measurements in a Centrifugal Compressor Vaneless Diffuser, *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 116, No. 3, pp. 453-461.
- Pınarbaşı, A. ve Johnson, M. W. (1994b.)** "Off Desing Measurements in a Centrifugal Compressor Vaneless Diffuser", *ASME Paper* 94-GT-42 to be Published in *Journal of Turbomachinery*.
- Pınarbaşı, A. ve Johnson, M. W. (1994c)** , "Detailed Stress Tensor Measurements in a Centrifugal Compressor Vaneless Diffuser", *ASME Paper* 94-GT-227 to be Published in *Journal of Turbomachiner*,.
- Pınarbaşı, A. ve Johnson, M. W. (1994d)**, "Off Desing Reynolds Stress Tensor Measurements in a Centrifugal Compressor Vaneless Diffuser", *Int. Mech. Eng. Congress, The Winter Annual Meeting of ASME FE-7A.*, Chicago.
- 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., 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.
- Sturge, D.P., and Cumpsty, N.A., (1975)** "Two-dimensional method for calculating seperated flow in a centrifugal impeller", *Jn of Fluids eng.* v:97 pp.581-597, Turbo/TR 62.
- Tatar Ö. Öztürk A. Pınarbaşı A. (2008)** "Flow analysis in a centrifugal compressor vaneless diffusers", *Journal of Scientific and Industrial research journal* v:67; May; pp: 348-355.
- Tourlidakis A., Elder RL., (1993)** "Numerical investigation of centrifugal compressor flows with tip leakage using a pressure correction method" *IGTI Paper*. 93-GT-109,
- 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

1983 yılında Sivas'ta doğdu. İlk ve orta öğrenimini Sivas'ta tamamladı. 2005 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesinde Tekstil Mühendisliği Bölümünden Tekstil Mühendisi unvanı ile ve ayrıca aynı yıl Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesinde Makine Mühendisliği Bölümünden Yan Dal Programı kapsamında Yan Dal sertifikası alarak mezun oldu. Aynı yıl Anateks Grubu Şirketlerinde İşletme Mühendisi olarak görev aldı. 2006 yılında Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Termodinamik Anabilim Dalında Yüksek lisansa başladı. 2008 yılında ikinci üniversite programıyla Anadolu Üniversitesi A.Ö.F. İşletme lisansını tamamladı.

BÖLÜM VII EKLER

7.1. EK 1 Orjinal Çark Geometrisi

De Havilland Ghost çark, çark çıkışında 30° geriye dönük 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 τ 'nun 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 τ 'da değişim yoktur. Burada,

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

Örtü profilini tanımlayan denklem ise aşağıdaki gibidir.

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

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

ve

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

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

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

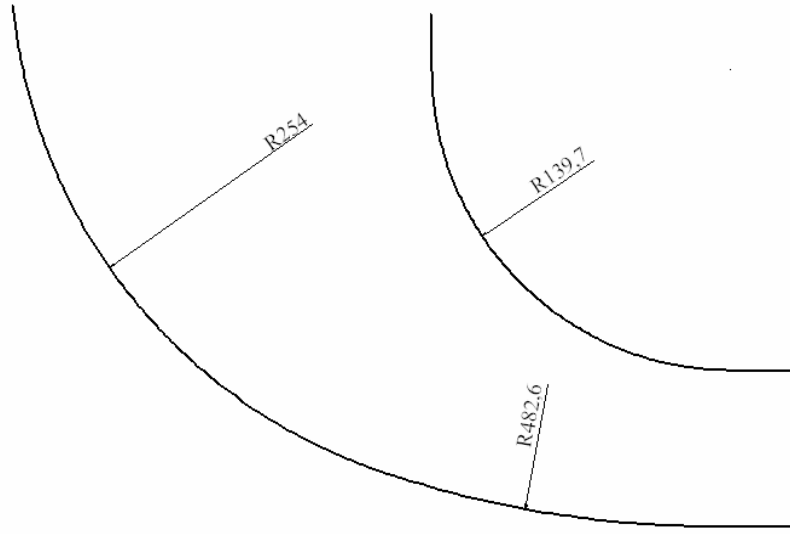
$$25.4 \leq z \leq 241.3 \text{ için } r_0 = 342.90 \text{ mm}, z_0 = 266.19 \text{ mm} \text{ ve } R = 254.0 \text{ mm}$$

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

ve

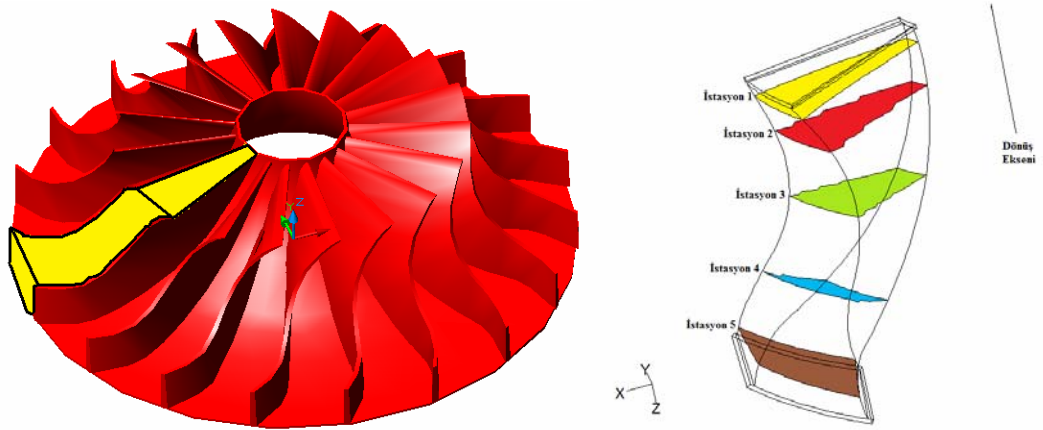
$$454.66 \leq r \leq 416.56 \text{ için } z = 0.0$$

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



Şekil 7.1. Örtü ve göbek profili.

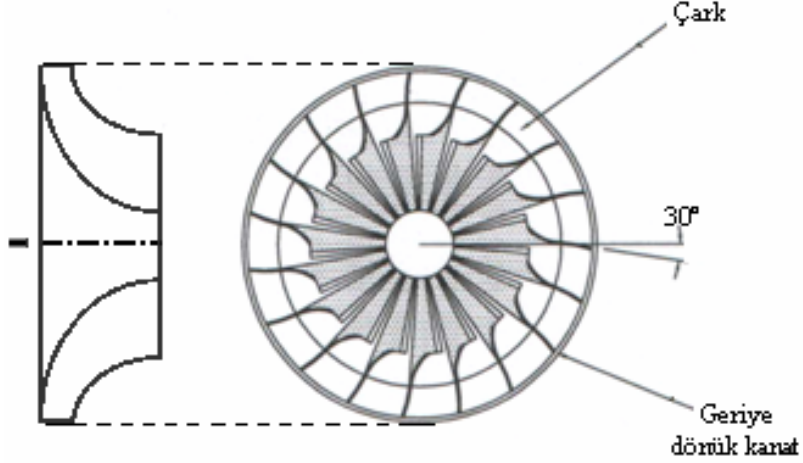
Ayrıca, çarka ait 3 boyutlu model, Şekil 7.2’de verilmiştir. Fakat kanat geometrisinin görülebilmesi açısından şekil üzerinde örtü şeffaflaştırılmıştır.



Şekil 7.2 Çarka ait 3-boyutlu model ve ölçüm yapılan pasaj.

7.2. EK 2 Santrifüj Kompresör Çarkındaki Geometrik Yapıları ile Ölçüm Noktaları

Çarka ait geometrik boyutlar tablo 7.1de verilmiştir.



Şekil 7.3 Geriye dönük kanat geometrisi

Göbekteki kanat giriş yarıçapı	$R_g = 88.75 \text{ mm}$
Örtüdeki kanat giriş yarıçapı	$R_s = 283.75 \text{ mm}$
Çıkış yarıçapı	$R_o = 454.6 \text{ mm}$
Kanat geri dönüş açısı	$\beta = 30^\circ$
Kanat sayısı	$N = 19$
Çıkıştaki kanat yüksekliği	$b = 72.3 \text{ mm}$
Devir sayısı	$n = 500 \text{ rpm}$
Debi	$Q=0.112/0.1318 /0.1482\text{kg/sn}$

Tablo 7.1 Geriye dönük kanat için geometrik boyutlar.

Radyal ve Geriye Dönük kanat üzerinde oluşturulan ölçüm istasyonlarına ait meridyenel koordinatlar Tablo 7.2'de verilmiştir.

İstasyon No	1	2	3	4	5
Çark boyunca (x/x_0)	0.02	0.17	0.41	0.69	0.97

Tablo 7.2. Ölçüm istasyonlarına ait meridyenel koordinatlar.

7.3. EK 3 Rotor İle Akışkan Arasında Enerji Transferi

7.3.1 Momentum Denklemi

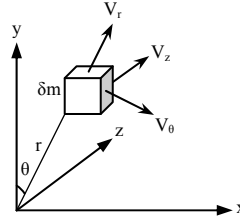
Turbo makine dinamiğini tanımlamak için açısal momentum kavramını kullanmak çok yararlıdır. Şekil 7.5’de gösterilen δm kütleli akışkan maddesel noktası göz önüne alınsın. Akışı tanımlamak için en uygunu r , θ , z silindirik koordinatlarıdır. Bu koordinat sisteminde mutlak hızın radyal, teğetsel ve eksenal bileşenleri sırasıyla V_r , V_θ , 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 7.4. 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 yanı 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 varsayalım. 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.