

194056

**UÇAKLARDA EKSENEL AKIŞLI
KOMPRESÖRLERİN BOYUTLANDIRILMASI
VE ÖN TASARIM İÇİN BİR YAZILIM**

Enis Turhan TURGUT
Yüksek Lisans Tezi

Fen Bilimleri Enstitüsü
Sivil Havacılık Anabilim Dalı

Temmuz – 2003

JÜRİ VE ENSTİTÜ ONAYI

Enis Turhan TURGUT'un Uçaklarda Eksenel Akışlı Kompresörlerin Boyutlandırılması ve Ön Tasarım İçin Bir Yazılım başlıklı Sivil Havacılık Anabilim Dalındaki Yüksek Lisans tezi, 21.07.2003 tarihinde, aşağıdaki jüri tarafından Anadolu Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

Adı-Soyadı

İmza

Üye (Tez Danışmanı) : Prof. Dr. T. Hikmet KARAKOÇ

Üye : Doç. Dr. Mustafa CAVCAR

Üye : Yrd. Doç. Dr. Necati MAHİR

Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 23.07.2003 tarih ve ...24/6.. sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Enstitü Müdürü
Prof. Dr. Orhan ÖZER
Fen Bilimleri Enstitüsü
M ü d ü r ü

Anadolu Üniversitesi
Merkez Kütüphane

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

UÇAKLARDA EKSENEL AKIŞLI KOMPRESÖRLERİN BOYUTLANDIRILMASI VE ÖN TASARIM İÇİN BİR YAZILIM

Enis Turhan TURGUT

Anadolu Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Sivil Havacılık Anabilimdalı

Danışman: Prof. Dr. T. Hikmet KARAKOÇ
2003, 164 sayfa

Yaklaşık 150 yıllık bir geçmişi bulunan eksenel akışlı kompresörler, özellikle 20. yüzyıldaki büyük savaşlar sonucunda havacılıkta ortaya çıkan gelişmelere büyük oranda katkı sağlamıştır. O devirdeki büyük devletlerden A.B.D., Almanya ve İngiltere’de sürdürülen araştırmalar ile bu devletler ve diğerleri arasında hava üstünlüğü kazanmada büyük bir rekabet başgöstermiştir. Böylelikle bu yeni makinelerle, daha yüksek sıkıştırma oranları elde edilerek, daha hızlı, daha güçlü ve daha küçük ağırlık/itki kapasiteli uçakların geliştirilmesine imkan sağlanmıştır. Ön alanın santrifüj tipe göre daha küçük olması ise hem kompresörün motor içinde yerleşimini, hem de buna bağlı olarak motorun uçak içindeki yerleşimini olumlu yönde etkilemiştir. Diğer taraftan motorun oluşturduğu parazit sürükleme de daha alçak seviyelere inmiştir.

Bununla beraber, günümüzde santrifüj akışlı kompresör kullanan motorlara ve bu motorları kullanan uçaklara rastlamak mümkündür. Ayrıca, santrifüj akışlı kompresörler, hemen hemen tüm büyük yolcu uçaklarındaki APU (Yedek Güç Ünitesi)’larda, sağladıkları kademe başına yüksek basınç oranı ve çok daha kısa olmaları sebebiyle kullanılmaya devam edilmektedir.

Bu çalışmada bir eksenel akışlı kompresörün ön tasarımı için kullanılan temel parametreler hakkında bilgi verilerek söz konusu tasarım süreci tanıtılmıştır. Son bölümde ise belli bazı özelliklere sahip bir kompresör içindeki akışkanın termodinamik özelliklerini karşılaştıran ve bir kompresörün boyutlandırma işlemini ön tasarım açısından değerlendiren bir bilgisayar programı geliştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler : Eksenel Akışlı Kompresörler, Ön Tasarım, 2 Boyutlu Kaskatlar, Boyutlandırma

ABSTRACT

Master of Science Thesis

SIZING OF AXIAL FLOW COMPRESSOR AT AIRCRAFTS AND A SOFTWARE ABOUT PRELIMINARY DESIGN

Enis Turhan TURGUT

**Anadolu University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Civil Aviation Program**

**Supervisor: Prof. Dr. T. Hikmet KARAKOÇ
2003, 164 pages**

The axial flow compressors that have a history of approximately 150 years, have been provided a considerable addition to the developments that took place in aviation during the big wars in the 20th century. With the research in the biggest countries of that era, U.S., Germany and Britain, there has been a big competition to get the air superiority in the aviation. Therefore, with this new machine, obtaining higher pressure ratio, it has been possible to build faster, powerful and smaller weight/thrust engines. Having smaller front area compared to the centrifugal compressors, it positively effected both of compressor installation in the engine and engine installation in the aircraft. Also the parasite drag that caused by the engine was decreased.

However, it is still possible to see the centrifugal compressors in some engines used in some aircraft that flying currently. Also, they are continued to use in large passenger aircraft's APU because of the advantage of the higher stage pressure ratio and being shorter.

In this thesis, firstly was given some detailed knowledge about the preliminary design of an axial flow compressor, than, this process was explained. In the last chapter, it has been developed a computer program which compare the thermodynamic properties of a fluid in an axial flow compressor that has some certain inputs and evaluate the sizing process of an axial flow compressor aspect of preliminary design.

Keywords: Axial Flow Compressors, Preliminary Design, 2D Cascade, Sizing

TEŞEKKÜR

Bu çalışmamda beni her zaman destekleyen ve daha iyiye yönlendiren sayın hocam Prof. Dr. T. Hikmet KARAKOÇ'a, yardımlarından dolayı arkadaşlarım Salih AYDIN, Emre KIYAK, İlkay ORHAN ve Önder TURAN ile tezin düzenlenmesinde emeği geçen Murat ULUDAĞ'a teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xi
1. TURBOMAKİNELER.....	1
1.1. Kompresörler	5
1.2. Sıkıştırma Yöntemleri.....	5
1.2.1. Kesikli tip kompresör	8
1.2.2. Sürekli sıkıştırmalı kompresörler	13
1.3. Eksenel Akışlı Kompresörlerin Tarihsel Gelişimi.....	15
2. EKSENEL AKIŞLI KOMPRESÖRLER.....	18
2.1. Temel Gaz Türbin Çevrimi- Brayton Çevrimi	18
2.2. Çalışma Prensibi	23
2.3. Hız Diyagramları	26
2.4. Euler ve Temel Enerji Denklemleri.....	30
2.4.1. Sistem – kontrol hacmi dönüşümü	31
2.4.2. Bir kontrol hacmi için temel denklemler.....	32
2.5. Enerji Transferi.....	33
2.6. Enerji Transferinin Bileşenleri	36
2.7. Kompresörlerde Verim	38
3. ÜÇ BOYUTLU AKIŞ ve RADYAL DENGE.....	44
3.1 Serbest Vorteks ($n = -1$)	50
3.2 ($n = 1$) Sabit Tepki Derecesi (first power).....	50
3.3 Üstel Tip ($n = 0$)	52

4. ÖN TASARIMDA KULLANILAN TEMEL PARAMETRELER.....	55
4.1. Basınç Oranı	55
4.1.1. Pale uç hızı	56
4.1.2. Eksenel hız	57
4.1.3. Rotor palelerinde yüksek dönüş açısı	59
4.2. Eksenel Hızla İlgili Bir Analiz	60
4.3. Tepki Derecesi	63
4.4. de Haller Sayısı	66
4.5. Diffüzyon Faktörü	67
4.6. Kademe Yükleme ve Akış Katsayısı	69
4.7. Rotor Kök Uç Oranı	70
4.8. Maksimum Rotor Dönüş Hızı	70
4.9. Kompresörde Akış ve Akış Alanları	71
4.10. Ön Tasarım	75
5. İKİ BOYUTLU KASKATLAR.....	79
5.1. Turbomakine İçindeki Akışkanın Hareketi	85
5.1.1. Diffüzörler	85
5.1.2. Lüleler	89
5.2. Kaskat Dizaynı	90
5.3. Genelleştirilmiş Kaskat Verileri	93
5.3.1. Geliş ve sapma açısı	96
5.3.2. Re sayısı etkisi	97
5.3.3. Mach sayısı etkisi	98
5.3.4. Pale profili	99
5.3.5. Yerleşim açısının etkisi	101
5.3.6. Rotor uç açıklığının etkisi	103
6. KOMPRESÖR ÖN TASARIM TEMEL PARAMETRELERİNİN BİR ÖRNEK ÜZERİNDE HESAPLANMASI	104
6.1. Orta Yükseklik İçin Çözüm	104
6.2. Rotor Kök Bölgesi Çözümü	113
6.3. Rotor Uç Bölgesi Çözümü	115

7. KOMPRESÖR ÖN TASARIM VE BOYUTLANDIRMA YAZILIMI ...	118
7.1. Ön Tasarım Temel Parametreler ve Termodinamik Özellikleri Hesaplayan Bilgisayar Uygulaması - Pu @1	119
7.1.1. Dönüş hızı ve kompresör boyutlarının tespiti	120
7.1.2. Kademe sayısının hesaplanması	124
7.1.3. Orta yarıçaptaki pale açılarının hesaplanması	125
7.1.3.1. 1. ve 2. kademeler	126
7.1.3.2. 3. kademe	132
7.1.3.3. Ara kademeler	132
7.1.3.4. 10. kademe	133
7.1.4. Hava açılarının kökten uca değişimi	137
7.2 Eksenel Akışlı Bir Kompresörün Boyutlandırılması – Pu @2	149
7.2.1. Pu 2 uygulaması için hesaplama akış yöntemi	154
7.3. Sıkıştırılabilirlik Etkileri	157
8. SONUÇ	160
9. SÖZLÜK.....	162
10. KAYNAKLAR.....	163

ŞEKİLLER DİZİNİ

1.1. Radyal akışlı fan rotoru	1
1.2. Santrifüj kompresör rotoru	2
1.3. Çok kademeli eksenel akışlı kompresör rotoru	2
1.4. Ayarlanabilir paleli eksenel akışlı hidrolik türbin rotoru (Kaplan tip)	3
1.5. Radyal akışlı hidrolik türbin rotoru (Francis tip)	3
1.6. Pelton disk tipindeki hidrolik türbin	4
1.7. Çok kademeli buhar türbin rotoru	4
1.8. Kompresör tipleri	6
1.9. Kompresörlerin çalışma aralıkları	7
1.10. Eksenel akışlı, santrifüj ve pozitif yer değiştirmeli kompresörler için performans eğrisi	7
1.11. a) Tek kademeli, çift yönlü piston kompresör b) Üç kademeli tek yönlü piston kompresör	8
1.12. Helezonik kompresör	9
1.13. Düz odacıklı dönel bir kompresörün çalışma evreleri	10
1.14. Kanatçıklı kompresör	11
1.15. Sıvı piston kompresör	12
1.16. Ejektör	13
1.17. Santrifüj ve eksenel akışlı kompresörler için fren beygir gücü ile giriş hacimsel debi karşılaştırması	15
1.18. Radyal ve karışık akışlı impeller karşılaştırması	15
2.1. Brayton çevrimi	18
2.2. Gaz türbin çevrimi	19
2.3. Kompresör kontrol hacmi	20
2.4. Adyabatik kompresörlerde gerçek ve izantropik hal değişimlerinin h-s diyagramı	21
2.5. Yanma odası kontrol hacmi	21
2.6. Türbin kontrol hacmi	22
2.7. Adyabatik bir türbindeki gerçek ve ideal hal değişimlerinin h-s diyagramı	23
2.8. Eksenel akışlı bir kompresör içinde entalpi, hız ve basınç değişimi	25
2.9. Eksenel akışlı kompresör kademesi için hız diyagramı	26

2.10. Pale profil terimleri	28
2.11. Pale kaskatları	28
2.12. Geliş ve sapma açıları	29
2.13. Turbomakine için hız vektörü bileşenleri	33
2.14. Kompresör kademesi T-s diyagramı	35
2.15. Rotor için hız üçgeni	37
2.16. Gerçek ve ideal sıkıştırma	39
2.17. Çok kademeli kompresörde sıkıştırma işlemi	40
2.18. Kompresör basınç oranı ile izantropik verim karşılaştırması	43
3.1. Akışkan parçacığının radyal dengesi	45
3.2. r_h / r_t için tepki derecesinin serbest vorteks değişimi	54
4.1. Rotor girişindeki izafi Mach sayısı	58
4.2. Dönüş açısının etkisi	59
4.3. Eksenel hız dağılımı, a) birinci kademe, b) dördüncü kademe	61
4.4. Dört kademeli bir eksenel akışlı kompresörde eksenel hız dağılımı	61
4.5. Ortalama iş yapma faktörünün kademe sayısı ile değişimi	62
4.6. Eksenel giriş akışlı hız diyagramı	65
4.7. Eksenel çıkış akışlı kompresör için hız diyagramı	66
4.8. Paleler arası boşluk ve pale akış alanı boyunca hız dağılımı	67
4.9. Sürtünme kaybının diffüzyon oranı ile değişimi	68
4.10. Koordinat sistemi ve throughflow gösterimi	71
4.11. a) Eksenel hız profili, b) Akım yüzeyi	72
4.12. Akım yüzeyi ve akım çizgileri	73
4.13. Pale profil izdüşümü	73
4.14. Hız üçgeninde IGV etkisi	78
5.1. Pale kaskat yapısı	80
5.2. Kaskat çıkışında toplam basınç ve akış açısı	81
5.3. Kaskat test sonuçları	82
5.4. Bir kaskat için geçiş ve boğaz alanları	82
5.5. Bir kaskat için maksimum Mach sayısı	84
5.6. Bir kanal boyunca meydana gelen akış ayrılması	86
5.7. Diffüzyon süreci	87
5.8. Diffüzör veriminin genleşme açısı ile değişimi	88
5.9. Lüle akışı	90

5.10. Akışkan dönüş açısı ve pale kamburluğu	93
5.11. Akışkan dönüş açısı değerleri	94
5.12. Akışkan dönüş açısı değerlerinin taşıma katsayısı cinsinden ifadesi	95
5.13. $(\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2)$ cinsinden dönüş açısı değeri	96
5.14. Kamburluk hattı geometrisi	100
6.1. Rotor 1. ve olduğu varsayılan 2. kademe için hız üçgeni	106
6.2. Kompresörün radyal yöndeki istasyonları	117
7.1. Yazılım ana sayfası	119
7.2. Kompresör boyunca orta yarıçapta rotor hava açılarının değişimi	127
7.3. İlk iki kademe için hız diyagramı	127
7.4. Orta yarıçapta rotor izafi hız değişimi	128
7.5. Rotor orta yarıçapında mutlak teğetsel hız değişimi	130
7.6. Kompresör akış alan boyutları	134
7.7. Kompresör termodinamik özellik hesaplama ekranı	136
7.8. Rotorda kökten uca hava açısı değişimi	139
7.9. Radyal istasyonlardaki hız değişimleri	140
7.10. Serbest vorteks şartlarında radyal yöndeki hava açıları değişimi	142
7.11. Sabit tepki tasarımı için hava açıları değişimi	143
7.12. Farklı tasarım yöntemleri açısından tepki derecesinin değişimi	144
7.13. Üçüncü kademe rotor (a) giriş ve (b) çıkışındaki hava açıları karşılaştırması	146
7.14. Eksenel akışlı kompresör boyutlandırma tablosu	149
7.15. Pu-2 kompresör boyutlandırma program ekranı	153
7.16. Şok kayıp modeli	158
7.17. Şok kayıp katsayısı	158

ÇİZELGELER DİZİNİ

1.1. Eksenel ve santrifüj akışlı kompresörlerin teknik özellikleri	14
2.1. Bir eksenel akışlı kompresör kademesinin termodinamik özelliklerinin değişimi	25
3.1. Tepki derecesi denklemleri	53
4.1. Çeşitli General Electric kompresörleri için pale hızları	71
6.1. Hava dönüş açısının kompresör parametreleri üzerine etkisi	109
6.2. Rotor kök, orta yarıçap ve uç için hesaplanan değerler	116
7.1. Rotor kök uç oranının uç yarıçapı ve devir sayısı üzerine etkisi	121
7.2. Giriş ve çıkış yarıçapları	124
7.3. Giriş ve çıkış hız ve yarıçap bilgileri	141
7.4. Serbest vorteks şartları için hesaplanan hız ve açı değerleri	141
7.5. Üstel tip tasarım için teğetsel hızlar	145
7.6. Farklı tasarım yöntemleri için hesaplanan dönüş açıları	146
7.7. Rotor ucunda ve stator kökünde farklı tasarım yöntemleri için termodinamik özellikler ve Mach sayısı	147
7.8. Kompresör giriş ve çıkış parametreleri	157

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

$\dot{m}$	: Kütleli debi (kg/s)
$\Delta\theta$	: Süpersonik dönüş açısı
ω	: Açısal hız, basınç kayıpları
τ	: Kayma gerilmesi (shear stres) (N/m ²)
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
ρ_b	: Pale malzeme yoğunluğu (kg/m ³)
σ_{ct}	: Gerilme kuvveti (N)
η_c	: Kompresör verimi
η_d	: Diffüzör verimi
η_p	: Politropik verim
η_s	: Adyabatik (izantropik) verim
A	: Alan (m ²)
a	: Ses hızı (m/s)
BHP	: (Break Horse Power) Bir şaftın dönüşünü durdurmak için gerekli tork kuvveti (kW)
c	: Viter (m)
C_D	: Sürüklenme katsayısı
CFD	: Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği (Computational Fluid Dynamics)
C_L	: Taşıma katsayısı
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kg K)
D	: Diffüzyon faktörü
d	: Çap
E	: Rotor enerji transferi (kJ/kg veya kW)
F.K.	: Firar Kenarı
H	: Adyabatik fark (kJ/kg)
h	: Entalpi (kJ/kg), Pale yüksekliği (m)
IGV	: Giriş Kılavuz Kanatçıkları (Inlet Guide Vanes)
j	: Herhangi bir kademe sayısı
k	: İzantropik sabit (Özgül ısı oranı)
LP	: Düşük basınç kompresörü (Low Pressure)
m	: Ortalama

M	: Mach sayısı
N	: Devir sayısı (RPM)
P	: Basınç (kPa)
Q	: Hacimsel debi (m ³ /s)
q	: Isı enerjisi (kJ/kg)
R	: Gaz sabiti (kJ/kg K), Tepki derecesi
r	: Yarıçap (m)
r, z, θ	: Eksen takımları
Re	: Reynold sayısı
r _p	: Basınç oranı
RPM	: Dakikadaki devir sayısı (Revolution per Minute)
s	: Entropi (kJ/kg K)
T	: Sıcaklık (K), Tork kuvveti (N)
t	: Sıcaklık oranı
U	: Rotor dönüş hızı (m/s)
v	: Özgül hacim (m ³ /kg)
W _c	: Kompresör işi (kW)
W _t	: Türbin işi (kW)
z	: Kademe sayısı

ALT İNDİSLER

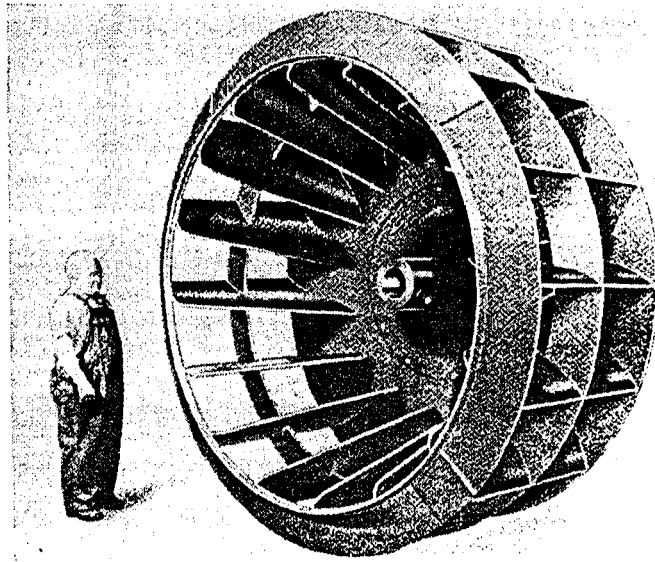
0	: Toplam (stagnation, total)
1	: Rotor giriş
2	: Rotor çıkış
3	: Kademe çıkış
4	: Türbin giriş
a	: Eksenel yön, çevre hava özelliği
c	: Kompresör
d	: Diffüzör
h	: Kök
m	: Ortalama, orta yükseklik
p	: Politropik
r	: İzafi
R	: Rotor
S	: Stator
s	: İzantropik, ideal şartlar
t	: Uç

1. TURBOMAKİNELER

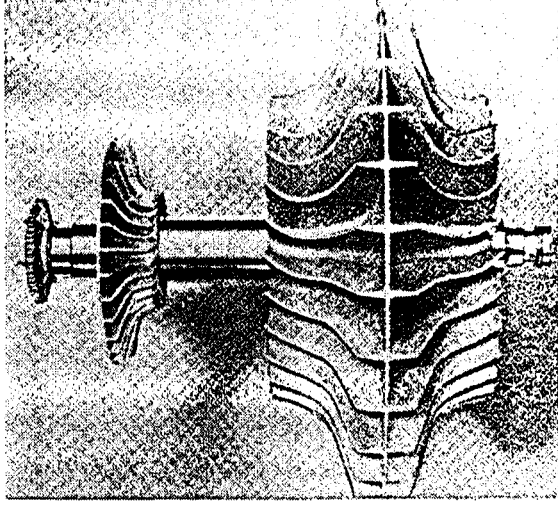
Turbomakine, bir veya daha fazla hareketli pale vasıtasıyla, akışkan ile rotor arasında karşılıklı olarak enerji transferinin gerçekleştiği makinelerdir. Turbo veya turbinis sözcüğü, Latince bir kelime olup, anlamı kendi etrafında dönen şeklinde açıklanabilir.

Turbomakineler çok çeşitli şekillerde sınıflandırılabilir. Bunlar içerisinde en önemli sınıflandırma metodu, akışkan ile rotor arasındaki enerji transferinin yönünün belirlendiği sınıflandırma tipidir. Buna göre, birinci grupta, enerji akış yönünün rotordan akışkana doğru olduğu kompresör, fan veya pompa gibi makineler bulunmaktadır. Bu tip makinelerde adyabatik sıcaklık artışı ve basınç artışı elde edilir. İkinci grupta ise, enerji akışı akışkandan rotora doğrudur. Bu tip makineler de genel anlamda türbinler olarak isimlendirilirler ve güç üretmek amacıyla kullanılırlar [1].

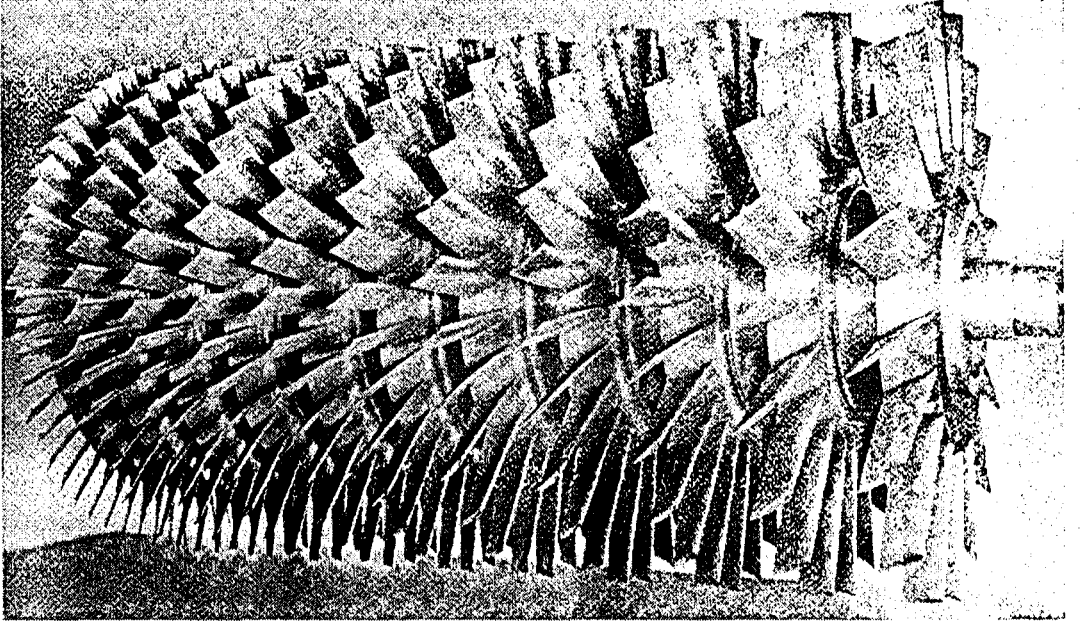
Turbomakine sözcüğünün çok geniş bir kapsamı vardır. Pervaneler, rüzgar türbinleri ve etrafi açık fanlar, radyal ve eksenel akışlı pompalar, kompresörler ile, hidrolik, buhar ve gaz türbinleri gibi pek çok makine, turbomakine ismi altında toplanabilir. Şekil 1.1 ile 1.7 arasındaki resimlerde bu makinelerden bazıları gösterilmektedir [2].



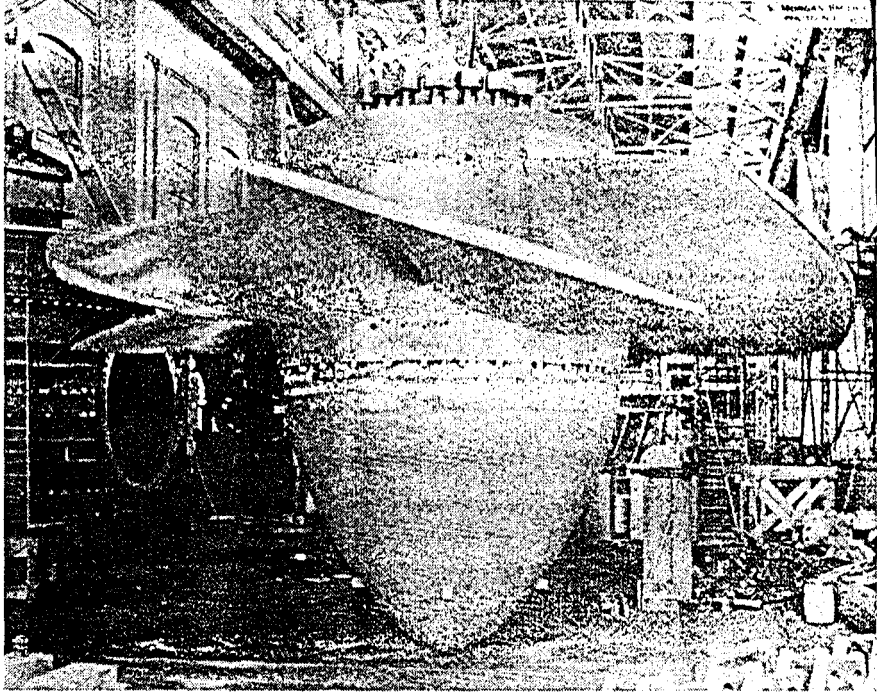
Şekil 1.1 Radyal akışlı fan rotoru [2]



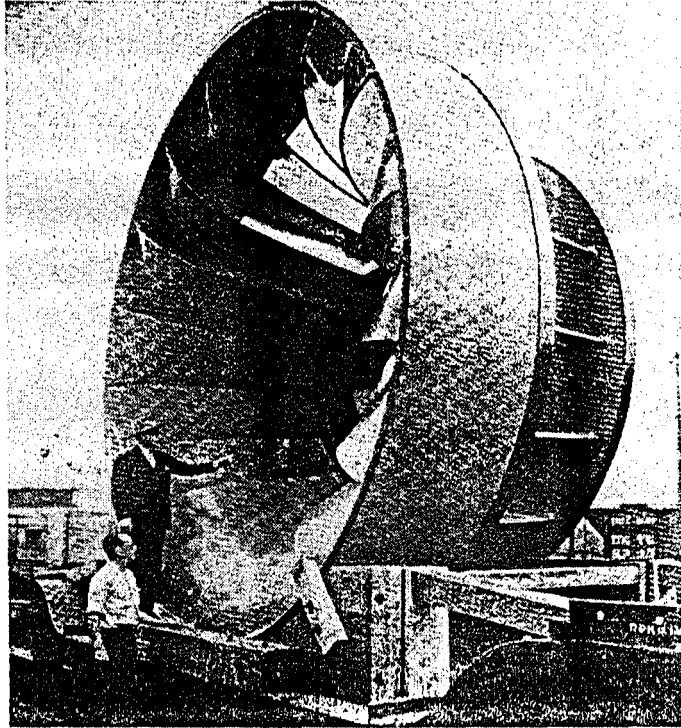
Şekil 1.2 Santrifüj kompresör rotoru [2]



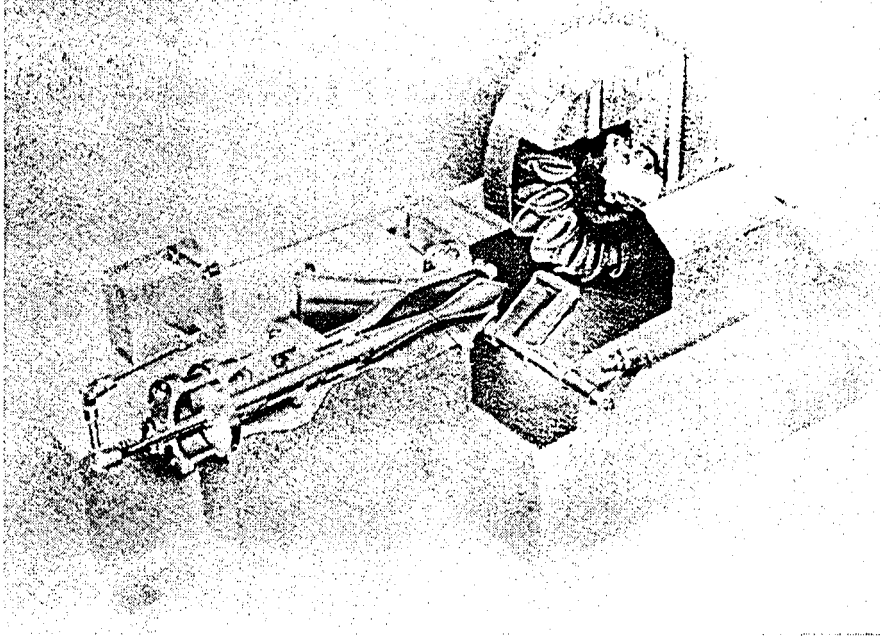
Şekil 1.3 Çok kademeli eksenel akışlı kompresör rotoru [2]



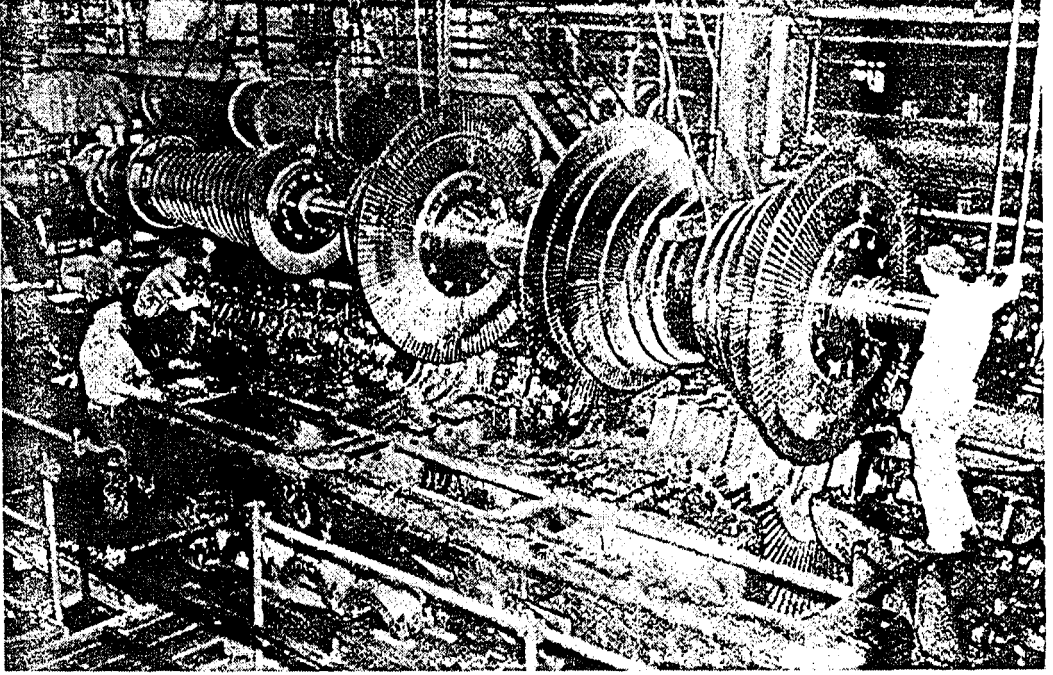
Şekil 1.4 Ayarlanabilir paleli
eksenel akışlı hidrolik türbin rotoru (Kaplan tip) [2]



Şekil 1.5. Radyal akışlı hidrolik türbin rotoru (Francis tip) [2]



Şekil 1.6 Pelton disk tipindeki hidrolik türbin [2]



Şekil 1.7 Çok kademeli buhar türbin rotoru [2]

1.1. Kompresörler

Kompresör, sıkıştırılabilir bir akışkanın basıncını artırmak üzere kullanılan makinelere verilen genel bir isimdir. Giriş basıncı ister çok yüksek bir değer, isterse de vakum olsun; çıkış basıncı, atmosferin altında bir değer veya on binlerce kilopascal olabilmektedir. Bu giriş ve çıkış basınçları daha çok kompresörün çalışması istenen sistemler göz önüne alınarak belirlenmektedir. Çok geniş kullanım alanları bulunmaktadır. Uçak veya yerdeki gaz türbinli motorlarda, petrol rafinerilerinde, petro-kimya endüstrileri gibi sanayiinin pek çok dalında ve günlük hayatta, otomobillerde, apartmanlarda, buzdolaplarında ve daha pek çok yerde kullanılmaktadırlar. Akışkan olarak, buhar ve molekül ağırlıkları itibariyle sıkıştırılabilir pek çok akışkan kullanılmaktadır. Bunlar içinde molekül ağırlığı 2 olan hidrojenden, molekül ağırlığı 352 olan uranyum hexaflorid'e kadar bir çok gaz bulunmaktadır.

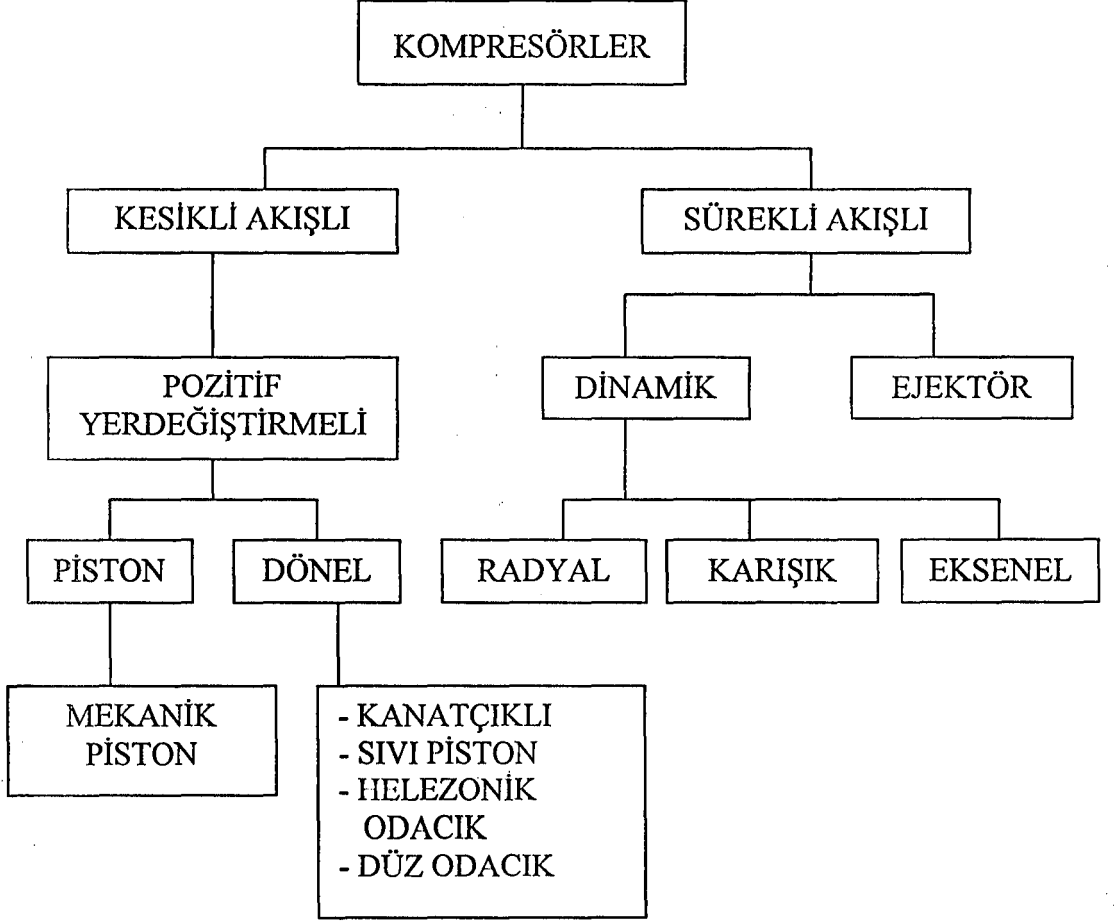
1.2. Sıkıştırma Yöntemleri

Pek çok sıkıştırma yöntemi ve bu yöntemlerin uygulandığı pek çok kompresör geliştirilmiştir. En yaygın kullanılan sınıflandırma yönteminde, bu makineler, çok geniş iki grup altında toplanabilir. Bu iki grup, kesikli (intermittent) ve sürekli olarak isimlendirilir.

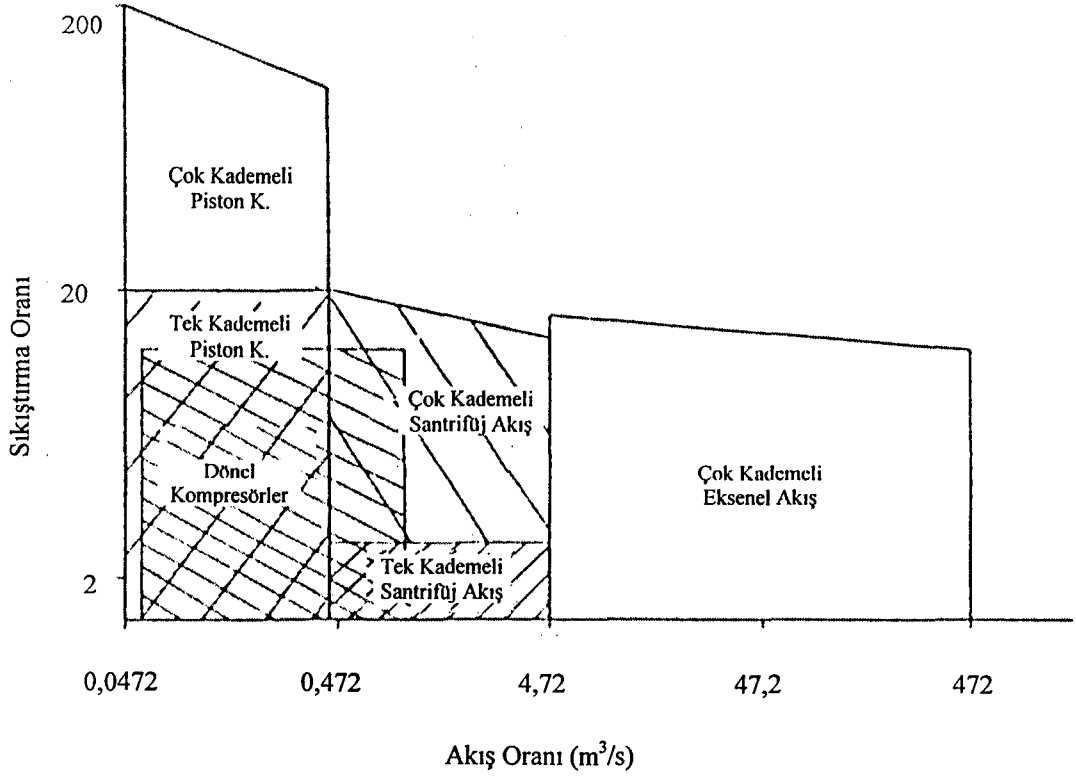
Kesikli kompresör çevrim şeklinde çalışır. Buna göre belli bir miktarda akışkan kompresöre alınır, sıkıştırılır ve akışkan kompresörden atılmadan önce yeni bir çevrim yapılamaz. Yani yeni bir çevrime başlanabilmesi için akışkanın kompresörden atılması gereklidir. Sürekli sıkıştırma yönteminde ise, böyle bir çevrim söz konusu değildir, yani gazın kompresöre alınması, sıkıştırılması ve dışarı atılması aynı zamanda gerçekleşir.

Kesikli sıkıştırma yöntemini kullanan kompresörler, pozitif yer değiştirmeli kompresörler olarak da adlandırılırlar. Pistonlu ve dönel olmak üzere iki farklı grup altında sınıflandırılırlar. Sürekli tip sıkıştırma yapan kompresörler ise dinamik ve ejektor olmak üzere iki gruba ayrılmışlardır.

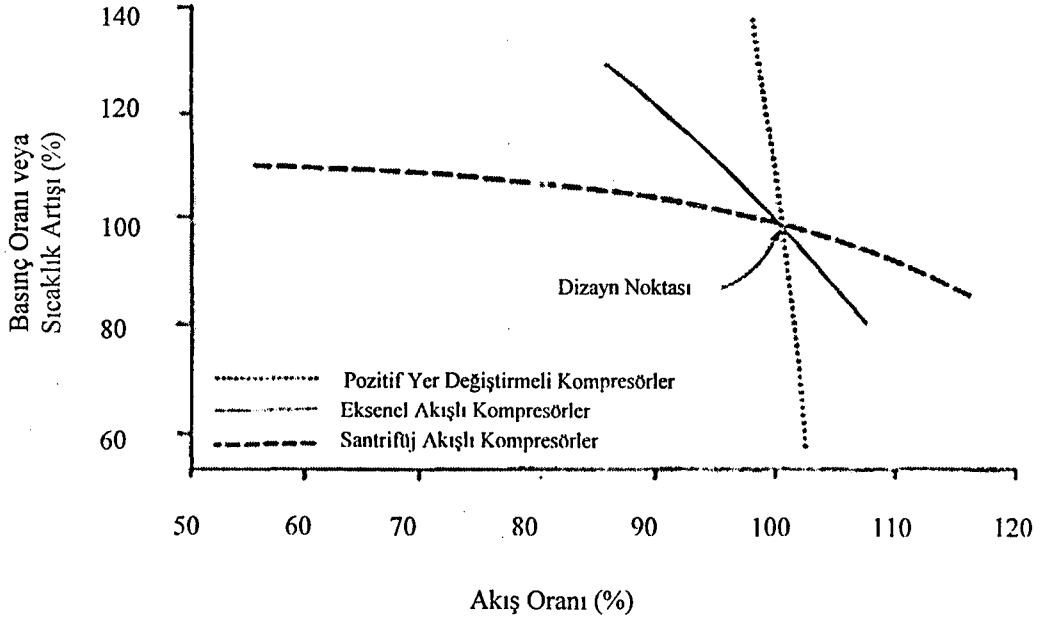
Bu bölümde, her bir farklı kompresör tipi üzerine kısaca bilgi verilecektir. Şekil 1.8’de kompresör sınıflandırılması, Şekil 1.9’da her bir kompresörün kullanım bölgeleri ve Şekil 1.10’da ise dinamik kompresörler arasındaki ilişki gösterilmektedir.



Şekil 1.8 Kompresör tipleri [3]



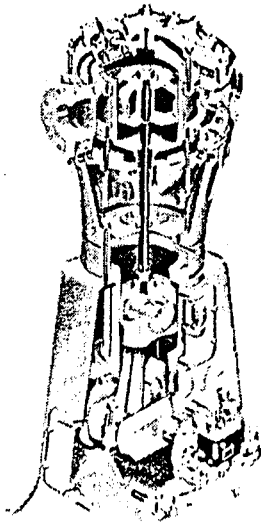
Şekil 1.9 Kompresörlerin çalışma aralıkları [3]



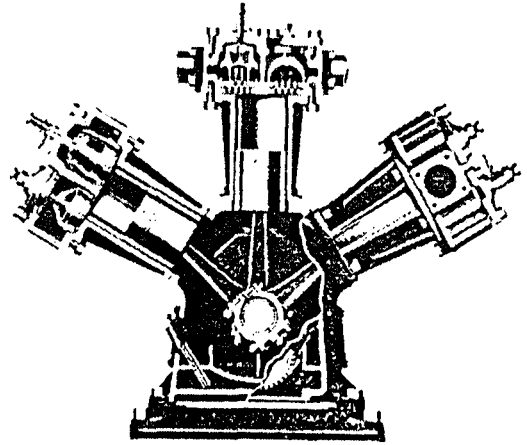
Şekil 1.10 Eksenel akışlı, santrifüj ve pozitif yer değiştirmeli kompresörler için performans eğrisi [3]

1.2.1. Kesikli tip kompresör

a) *Pistonlu Kompresörler*: Tüm kompresörler arasında, pistonlu kompresörler, en fazla bilinen ve en yaygın kullanılan kompresör tipidir. Silindir içerisindeki pistonun ileri geri ve valflerin açılıp kapanma hareketleri ile sıkıştırılmak ve dışarı atılmak üzere belli bir miktar gaz kompresöre alınır. Bu tip kompresörler, sıkıştırma işlemi pistonun tek bir tarafında gerçekleşiyorsa, *tek yönlü*; her iki tarafında gerçekleşiyorsa *çift yönlü* olarak isimlendirilirler. Sıkıştırma işlemi için sadece bir silindir olabileceği gibi, birden fazla silindir de kullanılabilir. Şekil 1.11 a'daki gibi eğer tek bir silindir veya birbirine paralel bağlı aynı şaft üzerinde birden fazla silindir kullanılıyorsa, bu tip kompresörler aynı zamanda tek kademeli kompresörler olarak da tanımlanırlar. Aynı şekilde birden fazla silindir birbirlerine Şekil 1.11 b'deki gibi seri olarak bağlandıklarında, bu durumdaki kompresörlere de çok kademeli kompresör denir.



(a)



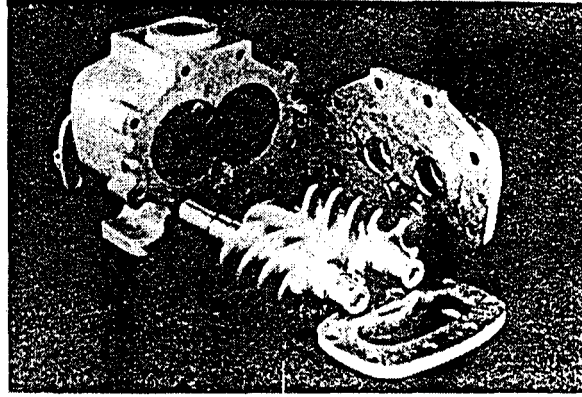
(b)

Şekil 1.11 a) Tek kademeli, çift yönlü piston kompresör
b) Üç kademeli tek yönlü piston kompresör [3]

b) *Dönel Kompresörler*: Pozitif yer değiştirmeli kompresörler ailesinin bir diğer üyesi olan dönel kompresörlerin farklı konfigürasyonları bulunmaktadır. Bu konfigürasyonların ortak özellikleri aşağıda sıralanmıştır:

1. Bir ya da birden fazla dönen eleman vardır,
2. Sıkıştırma işlemi kesikli tipte olur,
3. Giriş ve çıkış valfleri kullanılmaz.

Helezonik ve spiral odacıklı kompresörler genellikle birbirlerine benzer bir yapıdadırlar ve kullandıkları iki adet birbirine geçen helezon veya spiral odacık ile akışkanı bu odacıklar ve rotor dış çeperleri arasına sıkıştırırlar. Helezonik kısmın odacıkları boyunca ilerleyen akışkanın basıncı, odacıkların hacmi gittikçe küçüldüğü için artırılmış olur. Şekil 1.12’de bir helezonik kompresörün kesit resmi gösterilmektedir. Diğer bir tür olan spiral odacıklı kompresörlerin ise helezonik kompresörlere göre daha kısıtlı bir kullanım alanları bulunmaktadır. Bu yüzden sadece düşük basınç uygulamalarında kullanılabilirler.



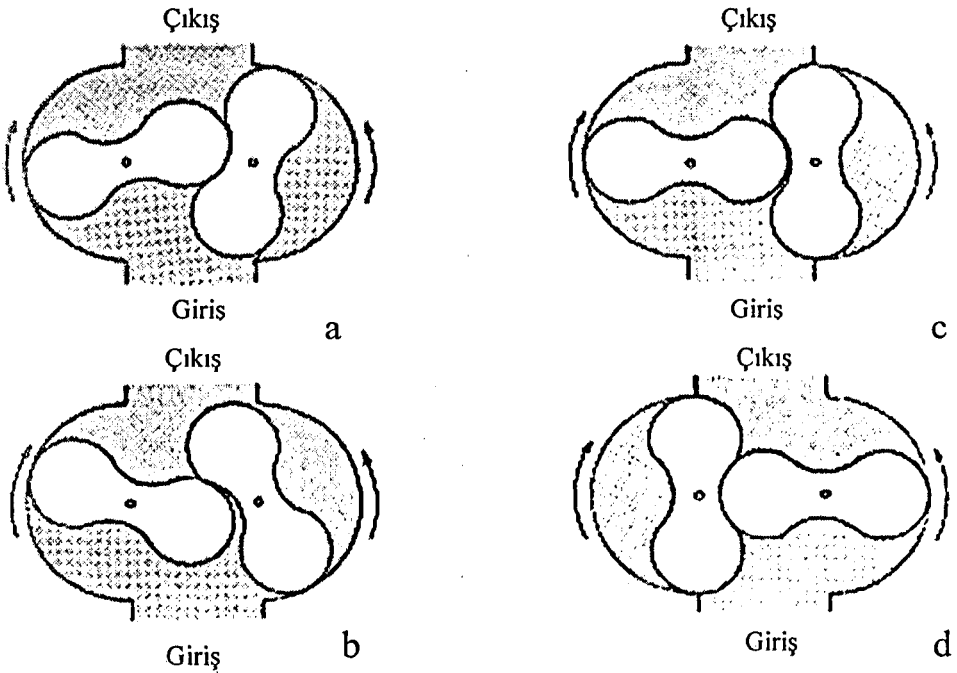
Şekil 1.12 Helezonik kompresör [3]

Helezonik odacıklı kompresörler, kuru ve ıslak olarak iki sınıfa ayrılabilirler. Kuru tipte, bir zamanlama dişlisi bulunur, ıslak tipte ise akışkan ile rotor yüzeyi arasında bir sıvı film tabakası yer alır. Helezonik odacıklı kompresör, dönel kompresör grubunun en karmaşık kompresörü olmasının yanında rotor uç hızı en yüksek olan tipidir. Helezonik odacıklı kompresörler, aksel kompresörler ile santrifüj kompresörler arasında bir köprü vazifesi görerek, uygulamadaki boşluğu doldurmaktadırlar. Kuru tip konfigürasyonun kapasitesi $0,25-16,5 \text{ m}^3/\text{s}$ arasında olabilmektedir. Tek kademeli konfigürasyon için; giriş,

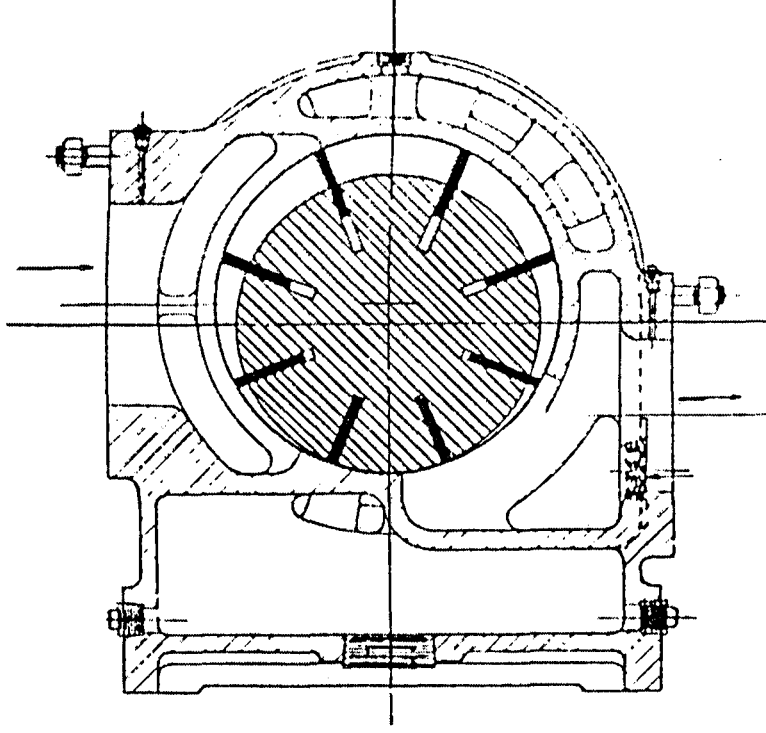
atmosfer basıncıyken, çıkış basıncı yaklaşık 300 kPa ile sınırlandırılır. Süperşarjlı veya çok kademeli uygulamalarda ise çıkış basıncı 1 700 kPa'a kadar çıkabilmektedir. Spiral odacıklı kompresör tipi ise 4,5-5,0 m^3/s hacimsel debiye ve 102 – 105 kPa çıkış basınç değerine sahiptir [3].

Düz odacıklı kompresörler ise helezonik tiplere benzemekle beraber onlar kadar karmaşık değildir. Şekil 1.13'de görüldüğü üzere iki rotor ve bu rotorların oluşturduğu odacıklardan meydana gelmiştirler. Buradaki önemli nokta, sıkıştırma işleminin, gazın çıkış noktasına doğru ilerlemesi esnasında değil, bunun yerine çıkış noktasından gelen ters akışla yapılmasıdır. İki odacıklı tipte, bir shaft dönüşü dört zamanlı bir sıkıştırma oluşturmaktadır.

Kapasiteleri 0,0036-15 m^3/s arasında olabilir. Çıkış basınçları ise atmosfer basıncının biraz üstünde, 102 – 105 kPa arasındadır. Çok sınırlı bazı uygulamalarda iki kademedeki sıkıştırma ile çıkış basıncının 136 kPa olması sağlanabilmektedir.



Şekil 1.13 Düz odacıklı dönel bir kompresörün çalışma evreleri [3]

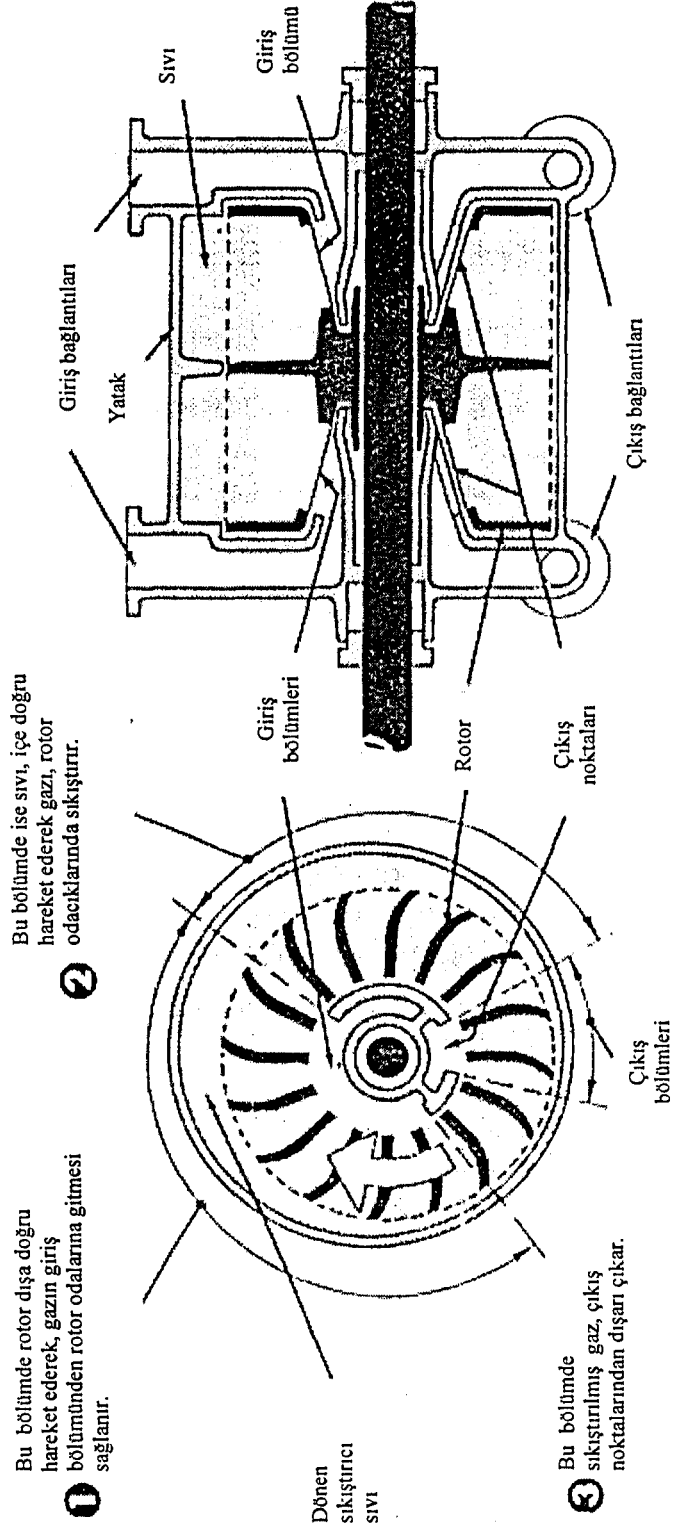


Şekil 1.14 Kanatçıklı kompresör [3]

Şekil 1.14'te görülen kanatçıklı kompresör tipinde ise tek bir dönen eleman vardır. Rotor silindir merkezinden kaçık olarak ve üzerine kanatçıklar monte edilerek imal edilir. Kanatçıklar, rotor dönüşü esnasında, içerisinde bulundukları yarıklarda içe veya dışa doğru hareket ederler. Kanatçıklar arasına alınan gaz, rotor çevresince iki kanatçık arasında sıkıştırılarak çıkış noktasından dışarı verilir. Çıkışın bulunduğu konum, sıkıştırma oranını belirler. Bu tip kompresörler, ayrıca vakum pompası olarak da kullanılabilir. $0,0236-3 \text{ m}^3/\text{s}$ arasında değişen kapasiteleri vardır. Giriş, atmosfer basıncı iken çıkış basıncı, en fazla 340 kPa olabilmektedir.

Son kompresör tipi olan sıvı pistonlu kompresör Şekil 1.15'de görülmektedir. Rotor, öne doğru kıvrılmış bir dizi kanatçık içermektedir. Bu tip kompresörler üç bölümde incelenebilir. Birinci bölüme çekirdek adı verilir ve burada bulunan giriş ve çıkış noktalarından gazın alınıp dışarı atılması sağlanır. Kanatçıklı kompresör tipinde olduğu gibi çıkış noktasının yeri, istenilen basınç oranına göre düzenlenir. Diğer bölüm olan rotor, kanatçıkları arasındaki gazın dönüş esnasında sıkıştırılmasını sağlar. Rotor etrafındaki son bölümde ise sıkıştırıcı sıvı yer alır. Rotor, merkezden kaçık olarak yerleştirildiğinden dolayı,

sıvı ile rotor arasındaki boşluk sürekli değişmekte, bu da rotor kanatçıkları arasında kalan gazın basıncını artırmakta kullanılmaktadır. Bu tür kompresörlerin kapasite aralıkları oldukça geniştir ($0,001-7,5 \text{ m}^3/\text{s}$). Kanatçıklı kompresörler gibi bu tip kompresörler de çoğunlukla vakum amacıyla kullanılmaktadır.



4.1.1 Rotor – Tek Dönen Kısım

Dökme Demir Yatak

Sıvı Sıkıştırıcı

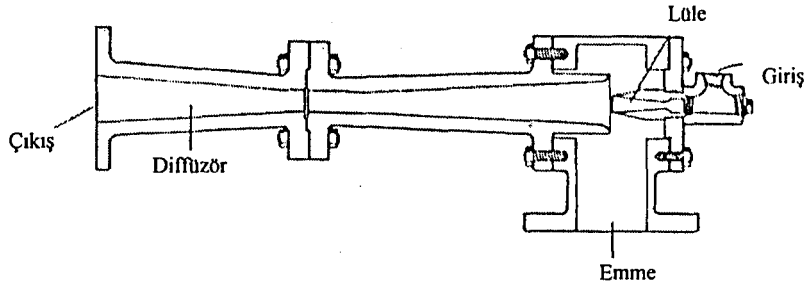
Şekil 1.15 Sıvı piston kompresör [4]

1.2.2. Sürekli sıkıştırmalı kompresörler

a) *Ejektörler*: Ejektörler, herhangi bir hareketli elemana sahip olmayan kompresörler olarak tanımlanabilir. Şekil 1.16'da görüldüğü üzere, her ne kadar diğer kompresörler kadar yüksek verimli olmasalar da, basitlikleri ve aşınma meydana gelecek bir parçalarının olmaması nedeniyle tercih edilirler.

Girişte bulunan lüleden hareketlendirici gaz akışı geçirilir. Hızlanan gaz akışı, bir düşük basınç bölgesi oluşturarak emme bölgesi içindeki gazı diffüzör kanalına doğru çeker. Karışık olarak bu kanalın içinde giren akışkan, burada hızını derece derece kaybederek basıncını artırır.

Ejektörler, vakum pompası olarak oldukça sık kullanılırlar. Gerekğinde uygun basınç seviyesini karşılayabilmek için birden fazla kademeli olarak da uygulanırlar.



Şekil 1.16 Ejektör [3]

b) *Dinamik Kompresörler*: Dinamik kompresörlerde, bir dizi hareketli paleden akışkana enerji transfer edilir. Bu makinelerin doğası gereği akışkanın yoğunluk ve moleküler ağırlıklarının kompresörün ürettiği basınç üzerinde önemli bir etkisi vardır. Bu tip kompresörler, radyal, eksenel ve karışık akışlı kompresörler olmak üzere üç sınıfta incelenirler.

Radyal akışlı ya da diğer adıyla santrifüj kompresörler oldukça geniş bir kullanım alanına sahiptirler. Bu tip kompresörlerde dönen bir impeller bulunur. Impeller dönerken, paleler arasındaki akışkan, merkezden dışarı, bir diffüzör bağlantısına doğru hareket eder. Enerji, akışkana, impeller boyunca hareket ederken transfer edilir. Enerjinin basınca dönüşümü belli oranlarda impeller ve

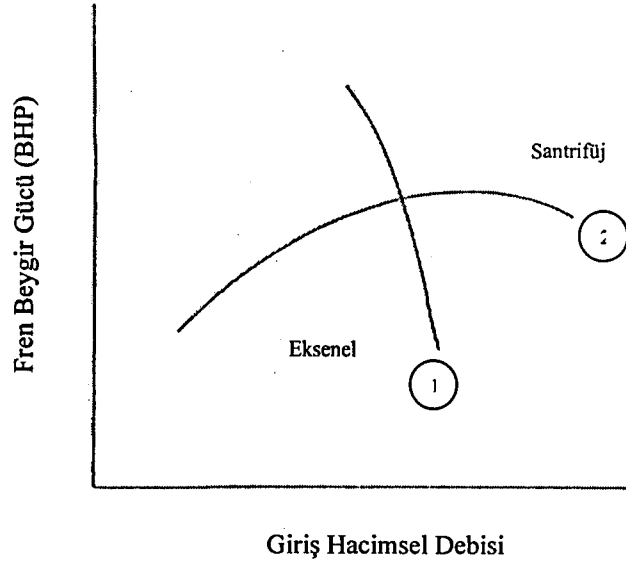
diffüzörde beraber gerçekleşir. Impellerda gerçekleşen enerji basınç dönüşümü geriye bükümlü palelerin bir fonksiyonudur. Örneğin daha fazla radyal pale ile impellerda daha az, diffüzörde daha fazla bir enerji basınç dönüşümü sağlar. Bu tip kompresörler çoğunlukla birden fazla kademeli olarak kullanılırlar. Kapasiteleri $0,5-70 \text{ m}^3/\text{s}$ arasında değişebilmektedir.

Dinamik kompresörlerin diğer tipi olan eksenel akışlı kompresörlerden ilerleyen bölümlerde ayrıntılı olarak söz edilecektir. Çizelge 1.1 ile Şekil 1.17 her iki tip kompresör ile ilgili özellikleri göstermektedir.

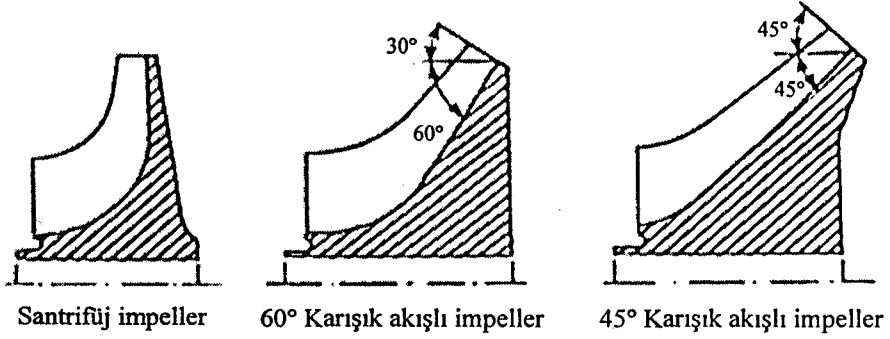
Çizelge 1.1 Eksenel ve santrifüj akışlı kompresörlerin teknik özellikleri [3,4]

	Eksenel Akışlı Kompresörler	Santrifüj Akışlı Kompresörler
1.	Küçük ön alan	Büyük ön alan
2.	Kademe başına düşük sıkıştırma oranı	Kademe başına büyük sıkıştırma oranı
3.	Akış bozulmalarına karşı daha hassas	Tek kademe olarak kullanılabilme
4.	Yüksek verim	Mukavemetli bir yapı
5.	Devamlı basınç artışı	Daha kısa bir uzunluk

Karışık akışlı kompresörler, ilk bakışta radyal kompresörlere benzemektedirler. Şekil 1.18’de görüldüğü üzere karışık akışlı kompresörlerde, akış yolu rotora göre belli bir açı yapmaktadır. Kademe genişliğinin fazla olmasından dolayı genellikle tek kademeli olarak uygulanırlar. Enerji transferi radyal kompresörler ile aynıdır. Kompresör boyutları esnektir ve akış kapasitesi açısından radyal kompresörleri kapsamaktadırlar. Kademe başına sıcaklık artışı ise daha düşüktür.



Şekil 1.17 Santrifüj ve eksenel akışlı kompresörler için fren beygir gücü ile giriş hacimsel debi karşılaştırması [3]



Şekil 1.18 Radyal ve karışık akışlı impeller karşılaştırması [3]

1.3. Eksenel Akışlı Kompresörlerin Tarihsel Gelişimi

Eksenel akışlı kompresörlerle ilgili ilk çalışmalar 19. yy'a kadar uzasa da ortaya çıkışları, gaz türbinli motorlarla birlikte olmuştur. Bu sebeple eksenel akışlı kompresörlerin tarihçesi incelenirken, gaz türbinli motorların ilk zamanlarına bakmak gerekmektedir.

Bu konuda iki tarih önem taşımaktadır. Bunlardan ilki ilk gaz türbin motorunun geliştirilerek patent aldığı 1930 yılıdır. W-1 adı ile anılan ve santrifüj akışlı bir kompresör kullanan bu motor İngiltere'de Frank Whittle tarafından

tasarlanmıştır. W-1 daha sonra 1941 yılında Gloster E28/39 uçağında başarıyla denenecektir. Diğer önemli bir tarih ise ikinci bir gaz türbin motoruna patent verildiği 1936 yılıdır. He-S3 ismi verilen bu motor ise Almanya'da Hans Von Ohain tarafından geliştirilmiş ve 1939 yılında, aynı zamanda dünyada bir gaz türbin motoruyla çalışan ilk uçak olma ünvanına sahip He-178 uçağında başarıyla kullanılmıştır. Bu motor da santrifüj akışlı bir kompresör kullanmıştır. Dikkat edilecek olursa patent alma sırası ile uygulamada çalışma ülkeler bazında Almanlar lehine sonuçlanmıştır.

Santrifüj akışlı kompresörlerin kullanımında başarılı olan Almanlar, yaptıkları çalışmalar sonucunda 1941 yılında ilk kez bir eksenel akışlı kompresör kullanan bir gaz türbin motoru geliştirmişlerdir. Sekiz kademeden meydana gelen bu kompresör Jumo 004 adı verilen bir gaz türbin motorunda kullanılarak yine dünyada ilk kez bir jet motoru ile donanımlı savaş uçağı olan Me-262 (Messerschmitt) uçağında başarıyla uçmuştur.

Bu noktadan sonra eksenel akışlı kompresörlerin yüksek sıkıştırma oranları sağladıkları ve bu durumda daha güçlü motorların üretilebileceği kavramı gittikçe daha çok insan ve devlet tarafından farkedilmeye başlanmıştır. İngiltere'de Kraliyet Hava Kuvvetleri, ve A.B.D.'de NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) bu çalışmalarda önemli ilerlemeler kaydetmişlerdir.

Havacılıkta kullanılan güç gruplarındaki bu gelişimin yansısı kendisini sanayide de göstermiştir. 1958'e gelindiğinde NACA'nın eksenel akışlı kompresörlerle ilgili raporlarını yayınlamasıyla bu kompresörler artık yerdeki güç gruplarında da kullanılmaya başlamıştır.

Söz konusu kompresörlerin bu ilk ortaya çıkış tarihlerinden günümüze gelindiğinde kompresörlerde boyut, ağırlık, basınç oranı, performans gibi pek çok konuda büyük gelişmeler kaydedildiği görülmektedir.

Eksenel akışlı kompresörler, yüksek hızlı ve yüksek hacimli kompresörler olmalarının yanında santrifüj kompresörlere göre küçük ve önemli ölçüde verimlidirler. İlk yatırım maliyeti açısından santrifüj kompresörlerden daha pahalı olmakla birlikte, baştan sona değerlendirildiğinde enerji maliyeti ile bu açığı kapattıkları görülmektedir. Kademe başına üretilen basınç oranı, santrifüj

kompresöre göre daha düşüktür. Genel olarak aynı basınç oranını elde etmek için santrifüj kompresörden iki kat daha fazla kademe sayısı gerektirir.

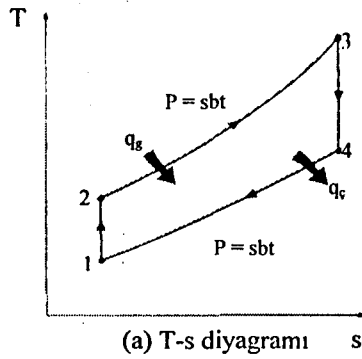
Bu kompresörün karakteristik özelliği, adından da anlaşılacağı gibi, akışın motor eksenini boyunca gerçekleşmesidir. Rotorun verdiği enerji dönen paleler vasıtasıyla akışkana geçer. Her rotor sırasının öncesinde ve sonrasında stator sırası gelir. İlk stator kanatçık dizisine giriş kılavuz kanatçıkları denir.

Eksenel kompresörlerin hacimsel debileri $15 \text{ m}^3/\text{s}$ 'den ($30\,000 \text{ cfm}$) başlamaktadır. Bugüne kadar yapılan en yüksek hacimsel debili kompresör, $472 \text{ m}^3/\text{s}$ ($1\,000\,000 \text{ cfm}$) boyutlarındadır ve genel olarak hacimde üst sınır, $140 \text{ m}^3/\text{s}$ ($300\,000 \text{ cfm}$) olarak kabul edilir [3]

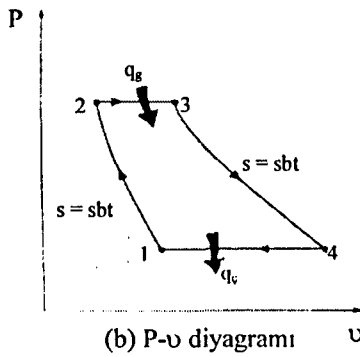
2. EKSENEL AKIŞLI KOMPRESÖRLER

2.1. Temel Gaz Türbin Çevrimi- *Brayton Çevrimi*

Gaz türbinli motorlarda kullanılan çevrim tipidir. Bir gaz türbin motorunun üç ana bölümü vardır. Bunlar kompresör, yanma odası ve türbin şeklinde ifade edilir. Brayton çevrimine göre, **standart atmosfer koşulları** çerçevesinde, hava kompresörde sıkıştırılır, burada basınç ve sıcaklığı artırılır. Daha sonra yanma odasında havaya yakıt püskürtülerek sabit basınçta yakılır. Yanmış hava daha sonra türbinden geçirilmek suretiyle yararlı iş elde edilir. Türbinden elde edilen yararlı işin büyük bir kısmı kompresörün hareketi için harcanır ve geri kalanından da gaz türbinin uygulama alanına göre, eğer uçakta kullanılıyorsa itki, yerde güç santrallerinde kullanılıyorsa da enerji sağlanabilir.



(a) T-s diyagramı



(b) P-v diyagramı

Şekil 2.1 Brayton çevrimi [6]

Şekil 2.1’de Brayton çevrimi görülmektedir. Düşük basıncındaki hava kompresöre alınarak (1) basıncı artırılır, daha sonra yakıt püskürtülerek yakılmak için yanma odasına girer (2) ve yanma işleminden sonra türbine giren (3) yanmış

hava burada yararlı iş üretir ve sonra egzoz bölümünden (4) dışarı atılır. Brayton çevriminde dört süreç söz konusudur ve bunlar aşağıdaki gibi sıralanabilirler.

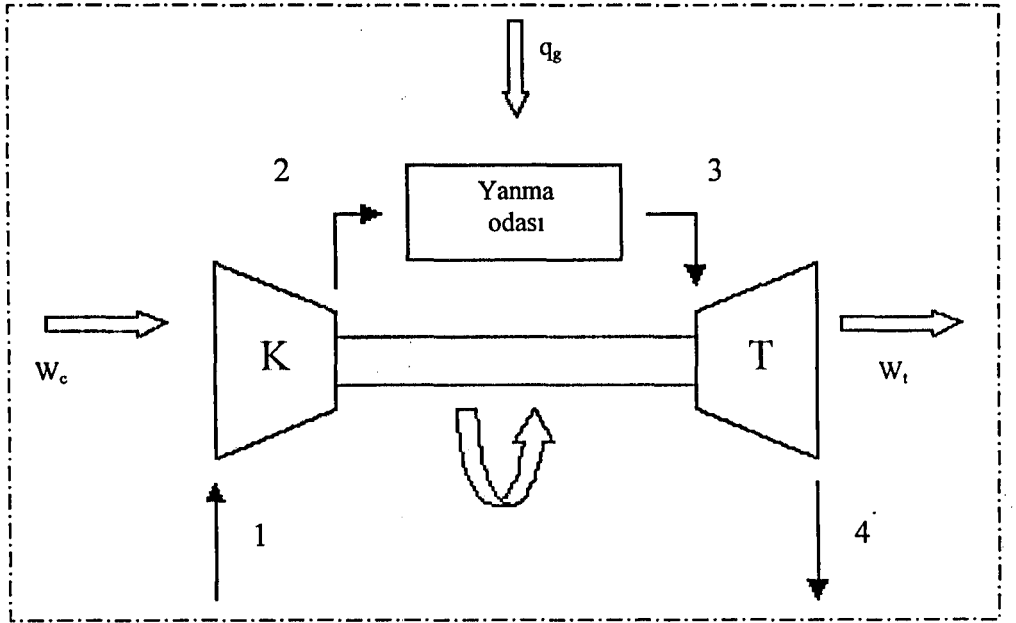
1-2 : İzantropik sıkıştırma

2-3 : Tersinir ve sabit basınçta ısı girişi

3-4 : İzantropik genleşme

4-1 : Tersinir ve sabit basınçta ısı çıkışı

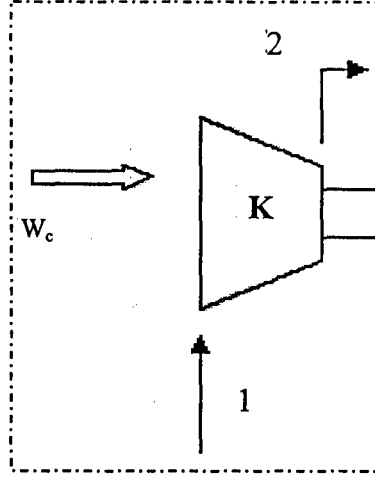
Termodinamik analizler için her bir ana elemanın ayrı bir kontrol hacmi olarak düşünülmesi hesaplamalarda kolaylık sağlamaktadır (Şekil 2.2).



Şekil 2.2 Gaz türbin çevrimi

1. Kompresör

Şekil 2.3'deki kontrol hacmi sınırlarından herhangi bir ısı alış veriş olmadığı (adyabatik) ve kinetik potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edilebilir düzeyde olduğu kabullerini yaparak, kompresör için birinci yasa genel ifadesi;



Şekil 2.3 Kompresör kontrol hacmi

$$-w_c = h_2 - h_1 \quad (2-1)$$

şeklinde yazılabilir. Bununla birlikte, akışkan ideal gaz olarak düşünüldüğünde entalpiler, $(dh = c_p dT)$ olarak sıcaklıklar cinsinden ifade edilebilirler. Buna göre;

$$-w_c = c_p (T_2 - T_1) \quad (2-2)$$

elde edilir.

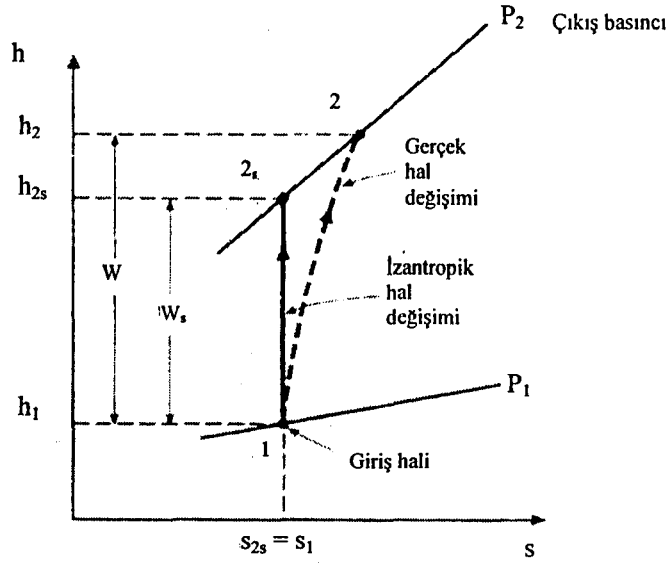
Özgül ısıları daha hassas bir değerde kullanmak için $(T_2 + T_1)/2$ sıcaklığına tekabül eden özgül ısı değerleri alınmalıdır. Ayrıca gerçek bir durumda, Şekil 2.4'te görüldüğü gibi, tersinmezliklerin de hesaplara dahili için izantropik verim kullanılır.

$$\eta_c = \frac{h_{2,s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2-3)$$

ve mükemmel gaz için;

$$\eta_c = \frac{T_{2,s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (2-4)$$

şekline dönüştürülebilir.



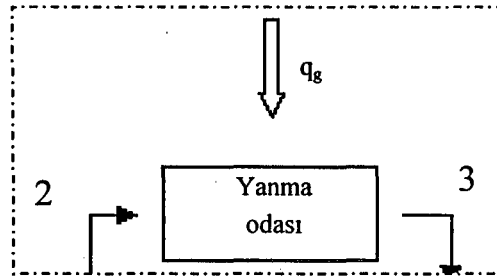
Şekil 2.4 Adyabatik kompresörlerde gerçek ve izantropik hal değişimlerinin h-s diyagramı [6]

2-Yanma Odası

Yanma odasında, sıkıştırılan havaya yakıt püskürtülerek sabit basınçta yanma gerçekleşir (Şekil 2.5). Sürekli akış şartları göz önünde bulundurularak, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilerek birinci yasa formülü uygulandığında (yanma odasında iş yapılmaz, $w = 0$);

$$q = h_3 - h_2 \quad (2-5)$$

ifadesi elde edilir.



Şekil 2.5 Yanma odası kontrol hacmi

Mükemmel gaz kabulü yapılır ve özgül ısılar her iki sıcaklığın ortalaması için alındığında;

$$q = c_p (T_3 - T_2) \quad (2-6)$$

bağıntısı elde edilir. Bu şekilde yanma odasında akışkana verilen ısı bulunmuş olur.

3-Türbin

Yanma odasından yüksek sıcaklık ve basınçta çıkan gazlar buradan sonra motorun enerji üretim bölümü olan türbin kısmına gelir (Şekil 2.6). Burada izantropik olarak genişleyen hava, çıkışta idealde giriş basıncına eşit bir basınç değerindedir. Sürekli akış şartları, tersinir adyabatik (izantropik) süreç, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilerek türbinde üretilen iş;

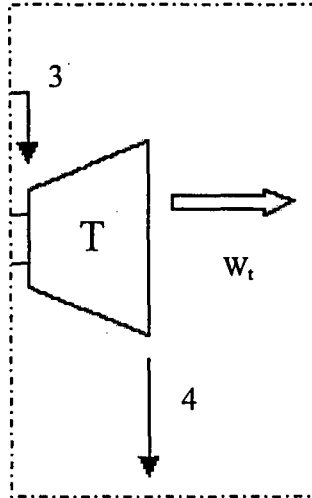
$$-w_t = h_4 - h_3 \quad (2-7)$$

ya da

$$w_t = h_3 - h_4 \quad (2-8)$$

şeklinde bulunur. Akışkan eğer mükemmel gaz kabul edilirse, Denklem (2-8);

$$w_t = c_p (T_3 - T_4) \quad (2-9)$$

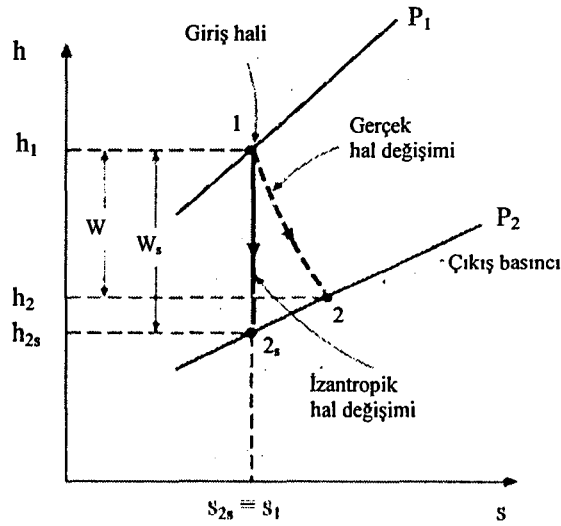


Şekil 2.6 Türbin kontrol hacmi

haline gelir. Bununla birlikte gerçekte, türbin bölümündeki tersinmezliklerin hesaplamalara katılması için türbin izantropik verimi (adyabatik verim) kullanılmalıdır. Buna göre türbin adyabatik verimi;

$$\eta_s = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4,s}} \quad (2-10)$$

şeklinde hesaplanabilir. Bu denklemde s indisi, ideal durumu tanımlamaktadır. Şekil 2.7’de türbindeki gerçek ve ideal hal değişimleri gösterilmektedir.



Şekil 2.7 Adyabatik bir türbindeki gerçek ve ideal hal değişimlerinin h-s diyagramı [6]

2.2. Çalışma Prensibi

Eksenel akışlı kompresörler, her bir rotor ve statorun bir kademeyi oluşturdıkları çok sayıda kademedan meydana gelirler. Bu tip kompresörler, verilen mekanik enerjiyi, akışkanın bu kademeler arasından geçirilmesi suretiyle statik basınç artışı elde etmek amacıyla kullanılırlar. En yaygın ifadesiyle, mekanik enerji rotorda kinetik enerjiye dönüşerek akışkanın hızının artmasını sağlarken statorda bu hız artışı diffüzyon ile statik basınç artışına dönüştürülür. Havanın rotorun ilk kademesine belli bir açıda gelmesini sağlamak üzere kompresör önünde IGV (Giriş Kılavuz Kanatçıkları - Inlet Guide Vane) kullanılabilir. Rotor, akışkanın açısal momentumunu artırır ve böylece toplam sıcaklık ve basınç ile statik basınç artar. Arkadan gelen stator kademesi, akışkanın

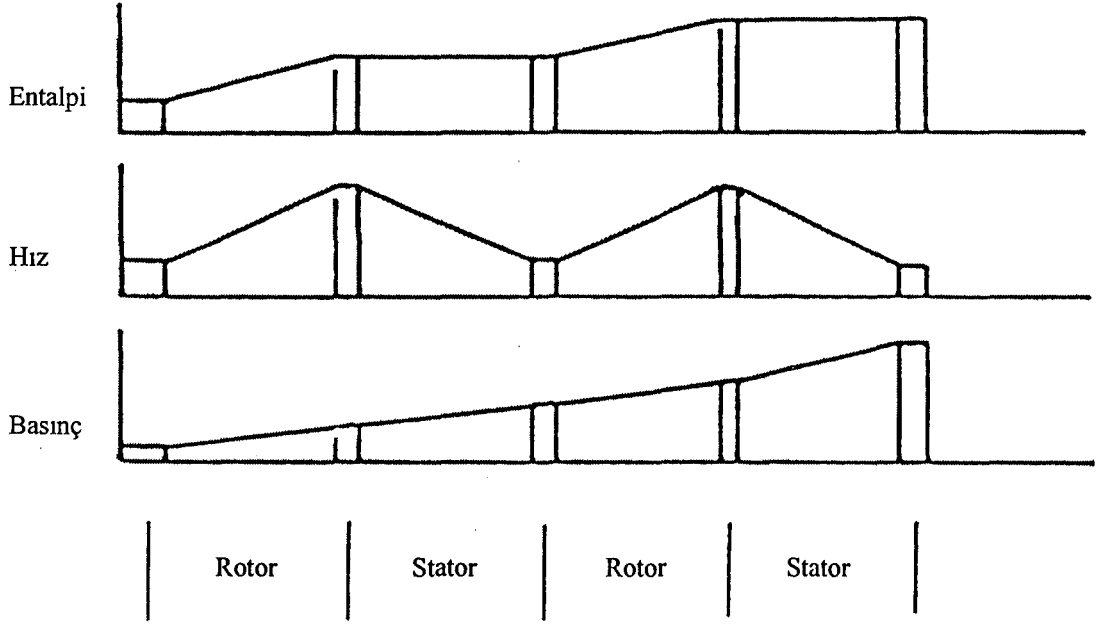
açısal momentumunu düşürerek statik basınç artışına neden olur ve sonra gelen rotor kademesi için uygun akış sağlar.

İleride ayrıntısıyla açıklanacağı üzere statik basınç artışının tümü statorda olabileceği gibi, tümü rotorda veya belli oranlarda hem rotor ve hem de statorda da olabilmektedir. Her bir kademe boyunca sıkıştırılan, dolayısıyla statik basıncı arttırılan akışkan, çok sayıda kademede aynı süreçten geçerek sonuçta giriştekinden hem çok daha büyük bir basınç değerine ve hem de çok daha yüksek bir sıcaklığa ulaşır. Bununla birlikte çok kademeli bir gaz türbin kompresöründe temel kural, kademe başına basınç artışının sabit olduğu değil, kademe başına enerji artışının sabit oluşudur [7].

Özellikle yüksek hızlı jet motorlarında küçük bir ağırlık-itki oranı elde etmek için motor boyut ve ağırlıkları mümkün olduğunca düşük tutulmalıdır. Bu sebeple bu tür motorlarda kullanılacak olan aksenal akışlı kompresörlerde, kademe basınç oranı ve birim ön alanı başına akış oranı mümkün olduğunca yüksek olmalıdır. Akış oranını arttırmanın iki yolu bulunmaktadır. Bunlardan biri giriş aksenal hızı arttırmak iken, diğeri giriş rotor kök uç oranını düşürmektir. Bununla birlikte yapılan çalışmalar göstermiştir ki, giriş rotor kök uç oranının 0,4-0,5'ten küçük değerlerde olması, mukavemet açısından verimli olmamaktadır [8,9].

Diğer yandan, yapılan kaskat ve tek kademe rotor testlerine göre, basınç oranını arttırmak için verimi koruyarak, daha yüksek bir pale yüklemesi ve daha yüksek bir subsonik Mach Sayısı kullanılması gerekmektedir [10, 11].

Şekil 2.8'de aksenal akışlı bir kompresörde, Çizelge 2.1'de ise tek bir kademede termodinamik özelliklerin değişimi görülmektedir.



Şekil 2.8 Eksenel akışlı bir kompresör içinde entalpi, hız ve basınç değişimi [3]

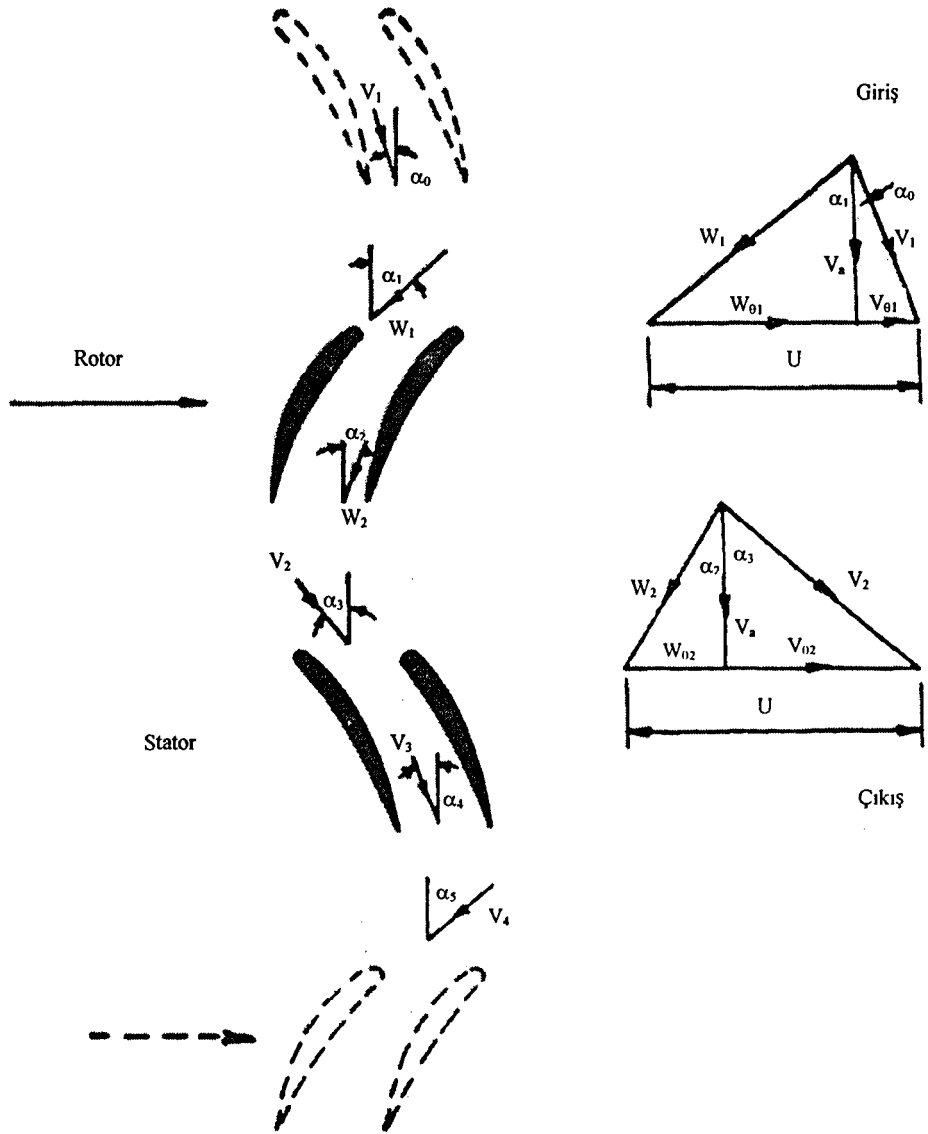
Çizelge 2.1 Bir eksenel akışlı kompresör kademesinin termodinamik özelliklerinin değişimi [4]

Statik Basınç	Toplam Basınç	Statik Sıcaklık		Toplam Sıcaklık	İzafi Hız	Mutlak Hız
-	0	-	IGV	0	*	+
+	+	+	ROTOR	+	-	+
+	0	+	STATOR	0	*	-

+ : Artan, -: Azalan, *: Kullanılmıyor, 0: Değişmiyor

2.5. Hız Diyagramları

Hava akışının, kompresör içinde nasıl hareket ettiğini ifade etmek amacıyla hız diyagramı kullanımı alışlagelmiş bir uygulamadır. Hangi kitaba veya kaynağa bakılacak olursa olsun, konunun girişinde hız diyagramları görülür. Bununla birlikte gerek bu diyagramlarda ve gerekse de açılarda, kullanılan sembol, harf ve indisler çoğunlukla birbirlerinden farklıdır ve herhangi bir standarda gidilmemiştir. Bu çalışmada yeni kaynakların kullandığı tanımlamalar göz önünde bulundurulmuştur.



Şekil 2.9 Eksenel akışlı kompresör kademesi için hız diyagramı [2]

Hız vektörleri

V : Mutlak hız

V_θ : Teğetsel hız bileşeni

V_r : Radyal hız bileşeni

V_a : Eksenel yöndeki hız bileşeni

W : İzafi hız

W_θ : İzafi hız vektörünün teğetsel bileşeni

U : Pale dönüş hız vektörü

Açılar:

α : Akışkan açıları

β : Pale açıları (kamburluk hattının her iki uçtaki teğeti ile rotor eksenini arasındaki açı)

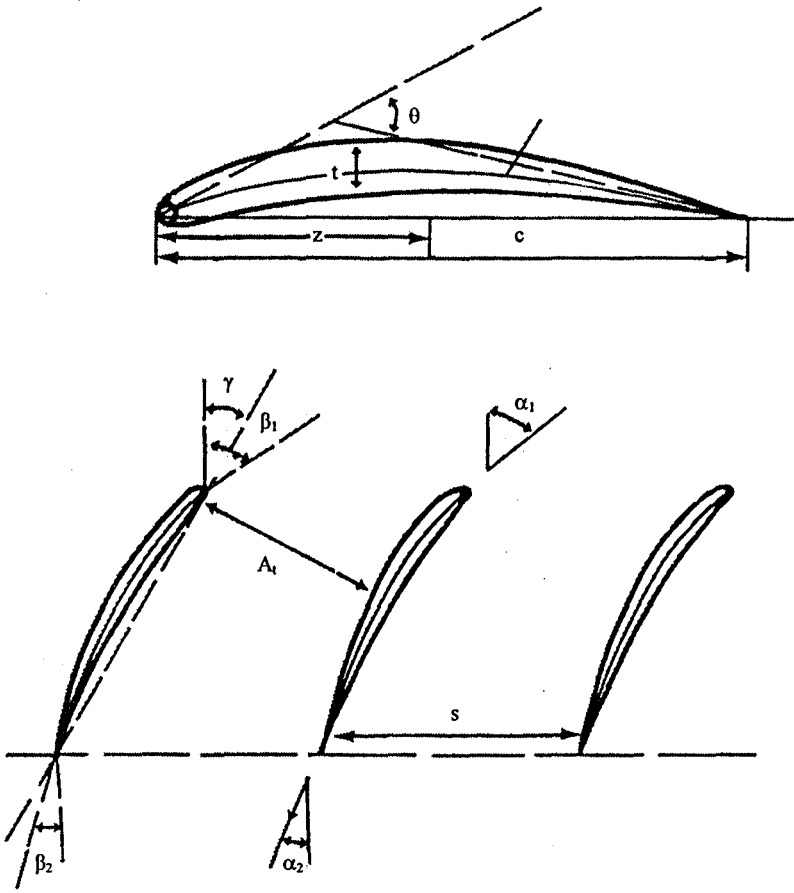
$\varepsilon = \alpha_1 - \alpha_2$: Akışkan dönüş açısı (deflection)

$i = \alpha_1 - \beta_1$: Geliş açısı (incidence)

$\delta = \alpha_2 - \beta_2$: Sapma açısı (deviation)

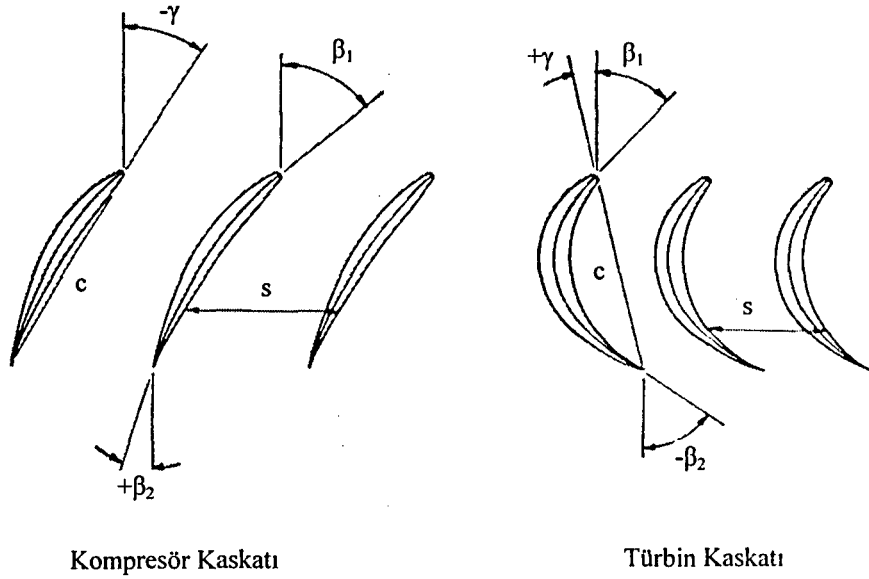
$\theta = \beta_1 - \beta_2$: Pale kamburluk açısı

γ : Pale veteri ile rotor eksenini arasındaki açı, yerleşim açısı (stagger)



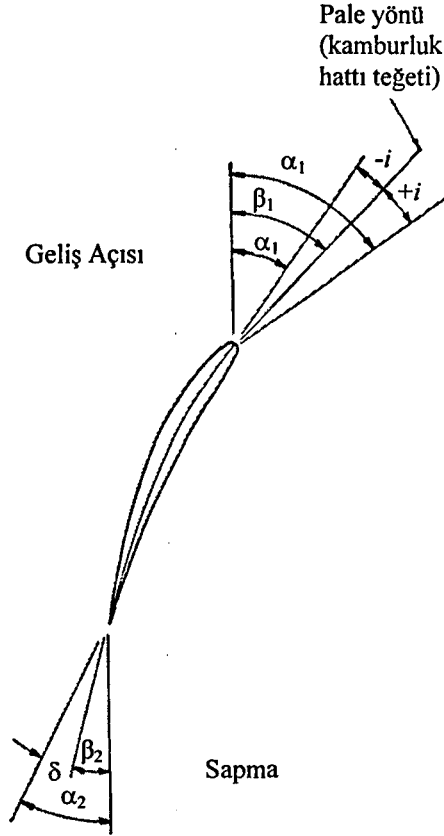
- α : Hava açısı
 β : Pale açısı
 θ : Kamburluk açısı
 s : Pale hatvesi
 c : Veter
 A_t : Geçiş alanı
 z : Maksimum kalınlık konumu
 i : Geliş açısı $= \alpha_1 - \beta_1$
 δ : Sapma açısı $= \alpha_2 - \beta_2$
 t : Pale kalınlığı
 γ : Yerleşim (stagger) açısı
 σ : Sıklık (solidity) c/s
 AR : Açıklık oranı, h/c

Şekil 2.10 Pale profil terimleri [7]



Şekil 2.11 Pale kaskatları¹ [2]

¹ Kaskat terimi 5. bölümde açıklanmıştır.



Şekil 2.12 Geliş ve sapma açıları [2]

Yapılan tüm hesaplamalarda belli kabuller göz önüne alınmaktadır. Bu kabuller ve hesaplamalarda sıklıkla kullanılacak bağıntılar aşağıda sıralanmaktadır:

- Eksenel hızın, tüm kompresör kademeleri boyunca sabit olması,
- Radyal yöndeki hız bileşeninin, diğer hız bileşenlerinin değerlerine göre çok küçük olması nedeniyle ihmal edilmesi,

$$V_1^2 = V_a^2 + V_{\theta 1}^2 \quad W_1^2 = V_a^2 + W_{\theta 1}^2 \quad W_1^2 - W_2^2 = W_{\theta 1}^2 - W_{\theta 2}^2$$

$$V_2^2 = V_a^2 + V_{\theta 2}^2 \quad W_2^2 = V_a^2 + W_{\theta 2}^2 \quad V_1^2 - V_2^2 = V_{\theta 1}^2 - V_{\theta 2}^2$$

$$U = V_{\theta 1} + W_{\theta 1} = V_{\theta 2} + W_{\theta 2} \text{ olduğundan;}$$

$$V_{\theta 1} - V_{\theta 2} = W_{\theta 2} - W_{\theta 1} \quad (2-11)$$

elde edilir. Bunların yanında izafi hız ile mutlak hız arasında ;

$$V = W + U \quad (2-12)$$

şeklinde bir bağıntı vardır.

Hava rotora V_1 mutlak hızı ve α_0 açısıyla gelir. Rotor dönüş hız vektörü U ile birleşerek W_1 izafi hızını ve α_1 açısını oluşturur. Rotoru geçen havanın mutlak hızı artarken izafi hızı azalır ve izafi hızdaki bu azalış tepki derecesine bağlı olarak statik basınç artışına dönüşür. Bu durumda hız vektörlerinin eksen ile yaptıkları açılarda sırasıyla, α_2 ve α_3 'e dönüşür. Rotor çıkışındaki hız vektörleri ve açılar, stator için giriş koşulları olarak sayılır. Stator çıkışındaki hız vektörü V_3 ve açı α_4 , ilk kademe rotor girişindeki V_1 ve α_0 açısına eşit kabul edilir.

2.4. Euler ve Temel Enerji Denklemleri

Rotor ile akışkan arasındaki enerji transferini hesaplamak amacıyla kullanılan Euler enerji denklemleri, Navier-Stokes denklemlerinin basit bir şeklidir [12]. Bu ifade ile birlikte Euler denklemlerinin kullanılacağı rotor ve akışkan kontrol hacimlerine geçilmeden önce sistem hakkında bazı kabullere ihtiyaç duyulmaktadır. Buna göre bu kabullerin ilki olan kütlenin korunumu, sistemin toplam kütlelerinin sabit olduğunu belirtir. Yani,

$$\frac{DM}{Dt} = 0 \quad (2-13)$$

olmaktadır. Newton'un ikinci kanunu, hareketli bir sistem için, sisteme etki eden dış kuvvetlerin toplamının, sistemin doğrusal momentumunun zamanla değişimine eşit olduğunu,

$$F_R = \frac{DP}{Dt} \Big|_{Sistem} \quad (2-14)$$

ifade eder. Denklem (2-14)'te;

F_R : Bileşke kuvvet,

P : Sistemin toplam doğrusal momentumudur.

Doğrusal momentum,

$$P_{sistem} = \int_{sistem} V dm \quad (2-15)$$

şeklinde de ifade edilebilir.

Bir sistemin momentumunun momenti ya da açısal momentumunun değişim oranı, Denklem (2-16)'da gösterildiği gibi sisteme etki eden tork kuvvetlerinin toplamına eşittir.

T_R : Sisteme etki eden bileşke tork kuvvetleri

H : Sistemin momentum momenti (açısal momentum) olmak üzere;

$$T_R = \frac{DH}{Dt} \quad (2-16)$$

bileşke tork kuvveti Denklem (2-16)'daki gibi bulunur.

Tork kuvveti, cismin oluşturduğu kuvvetler, yüzey kuvvetleri ve sistem sınırlarından giren şaft vasıtasıyla oluşturulabilir. Buna göre,

$$T_R = \int_{Sistem} r \times g dm + \int_{Yuzey} r \times F_s + T_{saft} \quad (2-17)$$

$$H_{sistem} = \int_{sistem} r \times V dm \quad (2-18)$$

(r konum vektörü olmak kaydıyla) bileşke tork kuvveti ve sistemin momentum momenti Denklem (2-17) ve (2-18) şeklinde elde edilirler [13].

2.4.1. Sistem – kontrol hacmi dönüşümü

Tüm bir sistemin analizi yerine, sistemin yer yer kontrol hacimlerine bölünmesi ve bu kontrol hacimlerinin analizinin yapılması, ilk duruma göre daha kolaydır. Söz konusu kontrol hacminin sınırları, kontrol yüzeyi olarak tanımlanır. Kontrol yüzeyi içindeki madde miktarı ve özellikleri zamanla değişmektedir. Bununla birlikte kontrol yüzeyinin şekli sabit kabul edilir.

Bu noktada, sistem için elde edilen temel denklemlerin kontrol hacmine uyarlanması gerekmektedir. Buna göre;

$$\frac{DN}{Dt} = \int_{K.Y.} \eta(\rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A}) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{K.H.} \eta \rho dV \quad (2-19)$$

şekline getirilir. Burada ;

$\frac{DN}{Dt}$: Sistemin herhangi bir özelliğinin (N), zamanla değişimi,

$\int_{K.Y.} \eta(\rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A})$: Kontrol yüzeyi boyunca N'nin net akış oranı,

$\frac{\partial}{\partial t} \int_{K.H.} \eta \rho dV$: Kontrol hacmi içindeki N'nin zamanla değişim oranı,

olarak tanımlanmaktadır [13].

2.4.2. Bir kontrol hacmi için temel denklemler

1- Bir kontrol hacmi için kütle korunumu, denklem (2-19)'de $N = M$ ve $\eta = 1$ konularak;

$$\frac{DM}{Dt} = \int_{K.Y.} (\rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A}) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{K.H.} \rho dV \quad (2-20)$$

2- Sabit hızda bir kontrol hacminin momentum denklemi, $N = P$ ve $\eta = \mathbf{V}$ için;

$$\frac{DP}{Dt} = F_R = \int_{K.Y.} \mathbf{V}(\rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A}) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{K.H.} \mathbf{V} \rho dV \quad (2-21)$$

3- Sabit bir kontrol hacmi için momentum momenti, $N = H$ ve $\eta = r \times \mathbf{V}$ için;

$$r \times F_s + \int_{K.H.} r \times g \rho dV + T_{soft} = \int_{K.Y.} r \times \mathbf{V}(\rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A}) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{K.H.} r \times \mathbf{V} \rho dV \quad (2-22)$$

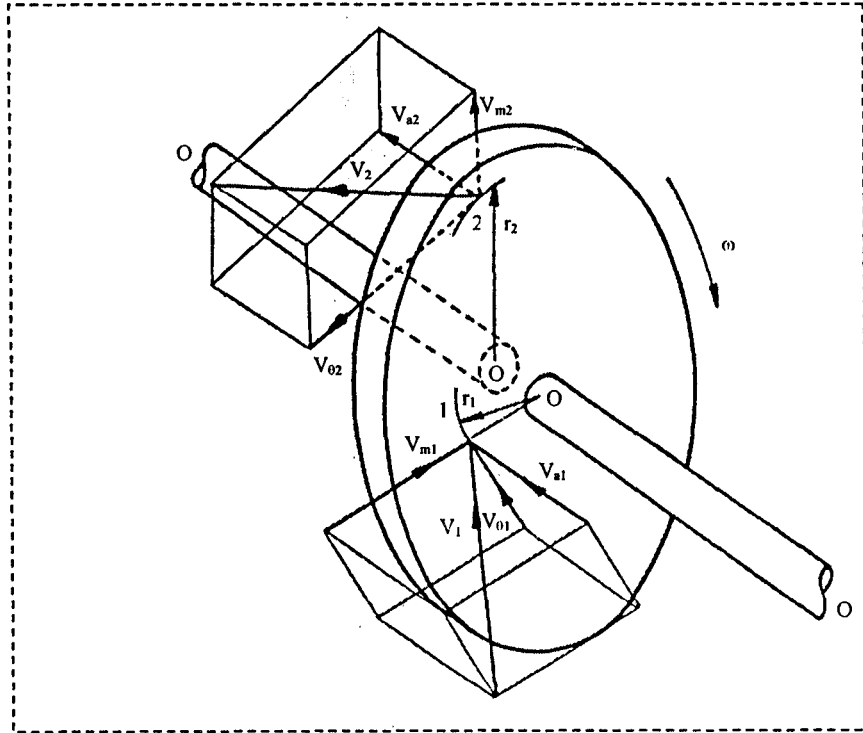
Denklem (2-22), bir kontrol hacminde, momentum momenti için genel bir vektör denklemdir. Eşitliğin sol tarafı, kontrol hacmine etki eden tork kuvvetlerinin toplamı, sağ taraf ise açısal momentumun kontrol yüzeyinden akış oranı ile kontrol hacmi içindeki açısal momentumun değişim oranını ifade eder.

2.5. Enerji Transferi

Tüm turbomakinelerde kullanılan denklemler, sadece Newton'un hareket kanunlarının bir rotor boyunca akan akışkana uygulanmasından ibarettir. Bu sebeple aksel akış hız diyagramlarına geçilmeden önce, akışkan ile rotor arasındaki enerji transferinin anlaşılması gereklidir. Bunun için Şekil 2.13'de gösterildiği gibi sabit bir kontrol hacmi seçilmelidir.

Akışkan rotora, V_1 hızı ve r_1 yarıçapıyla girmekte ve V_2 hızında ve r_2 yarıçapında çıkmaktadır. Rotorun açısal hızı ω 'dır. Şekilde görüldüğü üzere V_1 ve V_2 hız vektörlerinin, aksel yönde V_{a1} ile V_{a2} , radyal yönde V_{r1} ile V_{r2} ve teğetsel yönde $V_{\theta1}$ ve $V_{\theta2}$ olmak üzere üçer tane bileşenleri vardır.

Termodinamik açıdan akışın sürekli akış olduğu kabul edilir. Yani akışkanın debisi akışın herhangi bir anında sabit, diğer bir deyişle akışkan özellikleri her noktada aynı ve ısı alışverişi ile akışkana verilen veya akışkandan alınan enerji sabittir. Çıkıştaki ve girişteki hız vektörleri, Q hacimsel debi ve A kesit alanı olmak üzere $V = Q/A$ şeklinde sınırlı bir alan üzerindeki toplam akışı temsil ederler.



Şekil 2.13 Turbomakine için hız vektörü bileşenleri [2]

Hız vektörleri, Şekil 2.13'de birbirine dik bileşenler şeklinde gösterilmektedir. Bu bileşenler, dönme eksenine paralel olan eksenel bileşen V_a , dönme eksenine dik radyal bileşen V_r , ve bu bileşene dik teğetsel bileşen V_θ şeklindedir. Eksenel ve radyal yöndeki değişiklikler, bu eksenlerdeki kuvvetlerin değişimine neden olurken, teğetsel bileşendeki değişiklikler ise akışkanın açısal momentumunda ya da diğer adıyla momentum momentinde değişikliklere neden olurlar ve bu kuvvetler rotorun net torkuna eşittirler. Bu üç bileşenden eksenel yöndekilerin değişimi, tepki yatakları ile dengelenirken radyal yöndeki değişiklikler de mafsallı yataklarla karşılanır. Teğetsel bileşen ise, değişimi ile enerji transferinde büyük bir önem arz eder.

Denklem (2.4)'ten;

$$r x F_s + \int_{c.v.} r x g \rho dV + T_{saft} = \int_{c.s.} r x V (\rho V \cdot dA) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{c.v.} r x V \rho dV \quad (2-23)$$

denklemini, düzgün akış ($\partial/\partial t = 0$) kabulü yapıp, yüzey ile cisim kuvvetlerinin oluşturduğu torklar ihmal edildiğinde;

$$T_{saft} = \dot{m} (r_2 V_{\theta 2} - r_1 V_{\theta 1}) \quad (2-24)$$

haline gelir. V_θ 'nın pozitif yönü, rotorun dönme yönü olarak seçilir. T_{saft} , şaft üzerindeki tork kuvvetini temsil etmektedir. Tork pozitif ise makine kompresör, negatifse türbindir. Termodinamiğin birinci yasasındaki işaret uyumu için Denklem (2-24),

$$T_{saft} = \dot{m} (r_1 V_{\theta 1} - r_2 V_{\theta 2}) \quad (2-25)$$

şekline gelir. Rotorun enerji transferi, tork ile açısal hızın çarpımı,

$$E = \omega T_{saft} = \dot{m} (\omega r_1 V_{\theta 1} - \omega r_2 V_{\theta 2}) \quad (2-26)$$

denklemini olduğundan ve $U = \omega r$ iken Denklem (2-26);

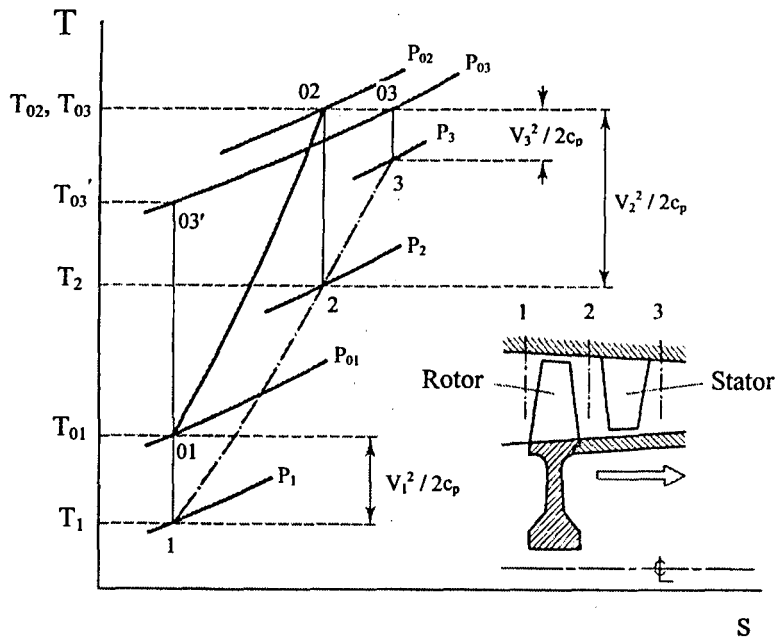
$$E = \dot{m} (U_1 V_{\theta 1} - U_2 V_{\theta 2}) \quad (2-27)$$

olur. Yarıçaplar eşit kabul edildiğinde birim kütle başına enerji transfer denklemi;

$$E = U (V_{\theta 1} - V_{\theta 2}) \quad (2-28)$$

haline gelir. Bu denklemin geometrik olarak herhangi bir kısıtlaması yoktur. Yani, hem eksenel, santrifüj kompresörlere, pompalara hem de radyal ve eksenel türbinlere uygulanabilmektedir.

Akışkan içinde iş yapılması için, $U_2 V_{o2}$, $U_1 V_{o1}$ 'den daha büyük bir değerde olmalı, ya da eğer yarıçaplar eşit ise, çıkış teğetsel hız bileşeninin giriştekinden daha büyük olması gerekmektedir. Dolayısıyla enerji transferi, açısal momentum değişimine bağlıdır ve pozitif veya negatif olabilir. Buna göre türbinlerde eşitliğin sağ tarafı daima pozitifken ($U_1 V_{o1} > U_2 V_{o2}$), kompresörler ve pompalarda negatiftir ($U_1 V_{o1} < U_2 V_{o2}$).



Şekil 2.14 Kompresör kademesi T-s diyagramı [9]

Enerji transferine, bir de termodinamiğin birinci yasası açısından bakıldığında (Şekil 2.14), adyabatik olarak rotor boyuca akışkan üzerinde yapılan iş;

$$W = \dot{m} c_p (T_{02} - T_{01}) \quad (2-29)$$

şeklinde gösterilir. Rotorun arkasından gelen stator kademesi için işten bahsedilmez ve bu durumda $T_{03} = T_{02}$ olur. Buradan anladığımız ve Şekil 2.14’de

görüldüğü üzere, toplam sıcaklık ve toplam basınç değerleri, stator boyunca sabit kalmakta ve sadece rotorda değişmektedir. Toplam ve statik sözcüklerinin birbirlerine karıştırılmaması gereklidir. Çünkü statik basınç artışı, tepki derecesine bağlı olarak ya tamamen rotorda ya da belli oranlarda hem rotor ve hem de statorda elde edilmektedir.

Bununla birlikte rotorda alınan tüm toplam basınç, statorda sürtünmeden dolayı bir miktar düşmektedir. Rotorda meydana gelen kayıplar ise, aynı güç için idealdeki izantropik sıkıştırma değerinden daha az bir sıkıştırmaya neden olmaktadır.

İyi bir kompresörden istenen, minimum kademe kullanılarak mümkün olduğunca yüksek bir sıcaklık artışı ve buna bağlı olarak da sıkıştırma oranı elde edebilmektir. Bunun için, kompresör tasarımcısı, aşağıda maddeler halinde verilen parametreleri en uygun şekilde birleştirebilmelidir:

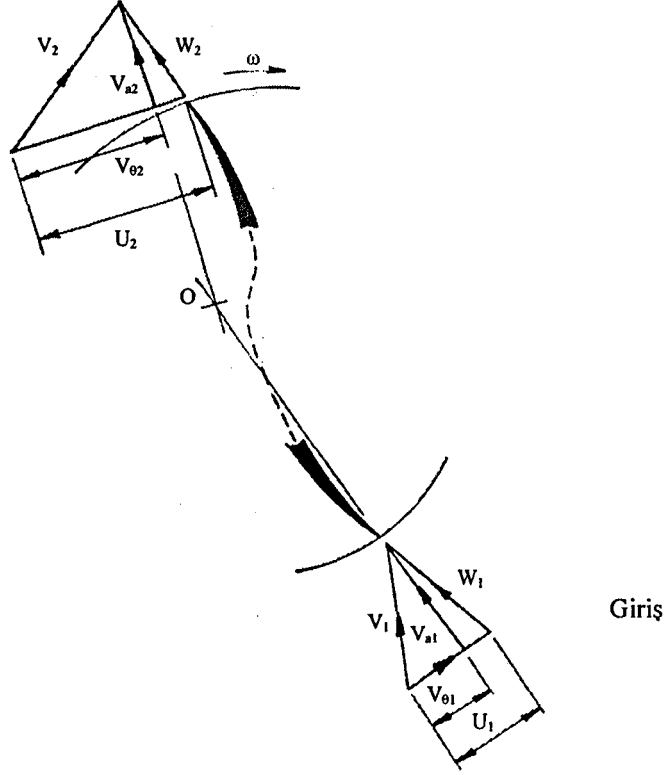
- a. Yüksek pale hızı
- b. Yüksek aksel hız
- c. Yüksek bir hava dönüş açısı ($\alpha_1 - \alpha_2$)

a maddesi için, Mach Sayısı ile birlikte pale gerilimi ve dolayısıyla malzeme etkisi bir sınır koyarken, aerodinamik etkiler ve ters basınç gradyeni birleşerek b ve c maddeleri üzerinde bir sınırlama meydana getiriler.

2.6. Enerji Transferinin Bileşenleri

Temelde Euler denklemi, açısal momentum şeklinde gösterilse de bu denklemin hem dizaynda ve hem de enerji transferinin fiziksel temelini anlaşılmadaki kolaylık açısından aşağıdaki şekillere dönüşümü daha uygun olmaktadır.

Çıkış



Şekil 2.15 Rotor için hız üçgeni [2]

Şekil 2.15’de rotor ve içerisinden akan akışkanın giriş ve çıkış hız üçgenleri görülmektedir. V mutlak hız, W izafi hız ve U rotorun dönüş hızı olmak üzere;

$$\begin{aligned} V_{a2}^2 &= V_2^2 - V_{\theta 2}^2 \\ V_{a2}^2 &= W_2^2 - (U_2 - V_{\theta 2})^2 \end{aligned} \quad (2-30)$$

denklemleri, çıkış mutlak teğetsel hız bileşenini göstermektedir. Buna göre;

$$V_2^2 - V_{\theta 2}^2 = W_2^2 - U_2^2 + 2U_2 V_{\theta 2} - V_{\theta 2}^2 \quad (2-31)$$

$$U_2 V_{\theta 2} = \frac{1}{2} (V_2^2 + U_2^2 - W_2^2)$$

ve aynı şekilde,

$$U_1 V_{\theta 1} = \frac{1}{2} (V_1^2 + U_1^2 - W_1^2) \quad (2-32)$$

denklemleri hesaplanabilir. Böylece bu değerler birleştirildiğinde;

$$E = \frac{1}{2} [(V_1^2 - V_2^2) + (U_1^2 - U_2^2) + (W_2^2 - W_1^2)] \quad (2-33)$$

enerji transfer denklemi elde edilir. Denklem (2-33)'te

$(V_1^2 - V_2^2)$: Kinetik enerji değişimi veya diğer adıyla dinamik sıcaklık artışını,

$(U_1^2 - U_2^2)$: Rotor boyunca giriş yarıçapından çıkış yarıçapına, harekete bağlı olarak akışkan enerjisindeki değişimini,

$(W_2^2 - W_1^2)$: İzafi hızdaki değişime bağlı olarak kinetik enerji değişimini göstermektedir. İzafi hızda meydana gelebilecek herhangi bir değişim statik sıcaklık veya statik basınçta değişikliklere neden olur.

2.7. Kompresörlerde Verim

Bir kompresörün verimi, kompresörden alınan enerjinin kompresörü çalıştırmak için yapılan işe oranı şeklinde tarif edilir. Gaz türbin motoru bir bütün olarak ele alındığında, kompresör verimi ne kadar yüksek olursa, türbinde kompresör için ayrılan enerji o derece düşük olacak ya da diğer bir deyişle, aynı türbin gücü için daha yüksek bir sıcaklık ve buna bağlı olarak basınç artışı elde edilecektir. Referans [14]'de kompresör veriminin özgül yakıt sarfıyatı üzerine önemli bir etkisinin bulunduğu açıklanmıştır.

Kompresör verimi üç başlık altında toplamak mümkündür. Bunlar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

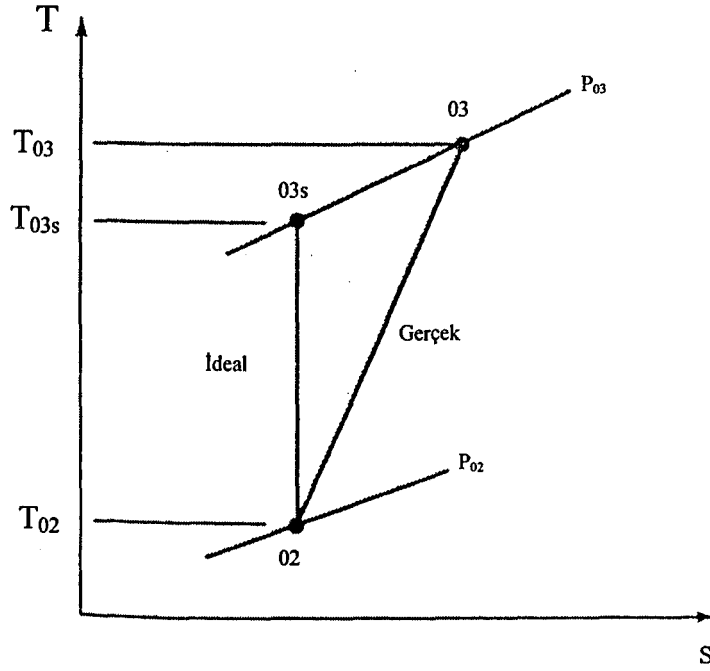
1- Kompresör İzantropik Verimi : Kompresörler büyük ölçüde adyabatik makineler olarak kabul edilirler. Bu sebeple, kompresör performansını ölçmek için kullanılan tüm makine verimi, izantropik verim (η_c) olarak kabul edilir. Buna göre, Şekil 2.16, belli bir sıkıştırma oranında, T-s diyagramı üzerinde ideal ve gerçek sıkıştırma işlemlerini göstermektedir. T_{3s} noktası, ideal (izantropik) kompresör çıkış entalpi değerini işaret etmektedir. Buna göre izantropik verimi termodinamik özellikler cinsinden;

$$\eta_c = \frac{W_s}{W_g} = \frac{h_{03s} - h_{02}}{h_{03} - h_{02}} = \frac{c_p (T_{03s} - T_{02})}{c_p (T_{03} - T_{02})} = \frac{T_{03s} - T_{02}}{T_{03} - T_{02}} \quad (2-34)$$

$$t_c = \frac{T_{03}}{T_{02}}$$

$$t_{cs} = r_{ps}^{(k-1)/k} = r^{(k-1)/k} \quad (2-35)$$

$$\eta_c = \frac{r_p^{(k-1)/k} - 1}{t_c - 1} \quad (2-36)$$

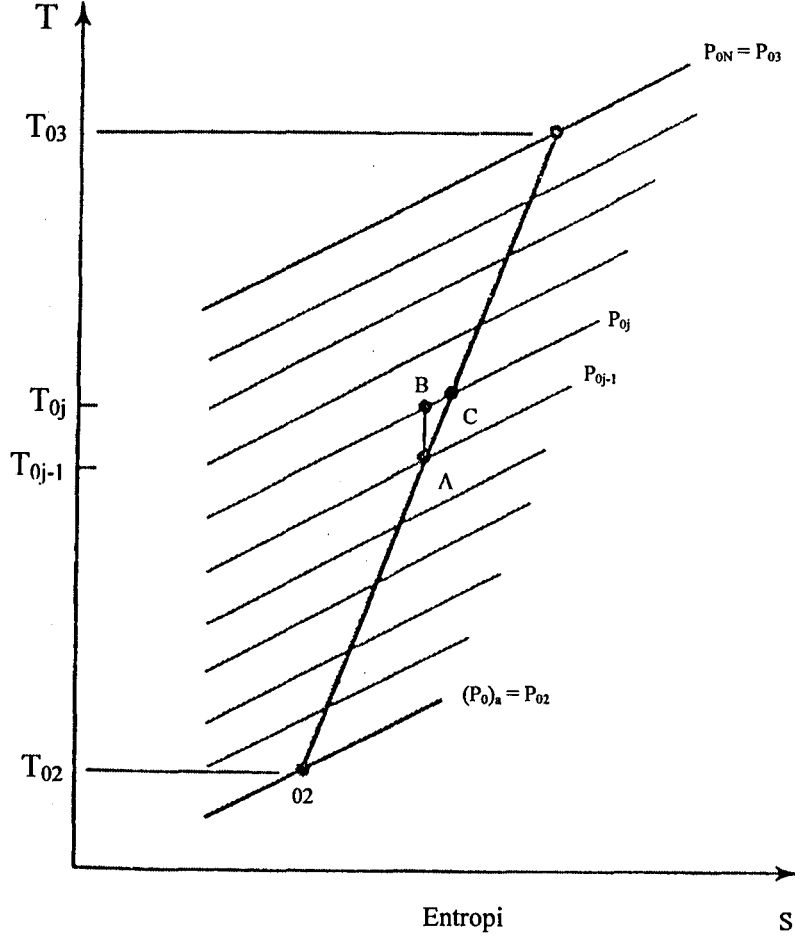


Şekil 2.16 Gerçek ve ideal sıkıştırma [4]

2- *Kompresör Kademe Verimi* : Çok kademeli bir kompresör için, her bir kademenin kendi izantropik verimi mevcuttur. Buna göre j . kademedeki verim η_{sj} , benzer şekilde, r_j ve t_j de aynı kademenin sıcaklık ve basınç oranları olsun;

$$\eta_{sj} = \frac{r_{sj}^{(k-1)/k} - 1}{t_{sj} - 1} \quad (2-37)$$

$$t_{sj} = \frac{t_{0j}}{t_{0(j-1)}} \text{ ve } r_{sj} = \frac{P_{0j}}{P_{0(j-1)}} \quad (2-38)$$



Şekil 2.17 Çok kademeli kompresörde sıkıştırma işlemi [4]

Şekil 2.17, çok kademeli bir kompresörde sıkıştırma işlemini göstermektedir. Burada η_{sj} , AB yüksekliğinin AC yüksekliğine oranı şeklinde ifade edilebilir. Parantez dışındaki “0”, giriş şartlarını, N ise kompresör çıkışını belirtmektedir. Bu durumda, $(P_0)_a = P_{02}$, $(T_0)_a = T_{a2}$ ve $P_{0N} = P_3$, $T_{0N} = T_{03}$ olmaktadır. Bu değerler, denklem (2-36)’da yerine konularak;

$$\eta_c = \frac{(P_{03}/P_{02})^{(k-1)/k} - 1}{T_{03}/T_{02} - 1} = \frac{[P_{0N}/(P_0)_a]^{(k-1)/k} - 1}{T_{0N}/(T_0)_a - 1} \quad (2-39)$$

kademe verimi formülünden;

$$\frac{T_{0j}}{T_{0(j-1)}} = 1 + \frac{1}{\eta_{sj}} \left[\left(\frac{P_{0j}}{P_{0(j-1)}} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (2-40)$$

olduğuna göre;

$$\frac{T_{0N}}{(T_0)_a} = \prod_{j=1}^N \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{sj}} \left[\left(\frac{P_{0j}}{P_{0(j-1)}} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \right\} \quad (2-41)$$

$$\frac{P_{0N}}{(P_0)_a} = \prod_{j=1}^N \frac{P_{0j}}{P_{0(j-1)}} \quad \text{ve} \quad \frac{P_{0N}}{(P_0)_a} \equiv r \quad (2-42)$$

kabulleri ile;

$$\eta_c = \frac{[P_{0N}/(P_0)_a]^{(k-1)/k} - 1}{\prod_{j=1}^N \left\{ 1 + \left(1/\eta_{sj} \right) \left[(P_{0j}/P_{0(j-1)})^{(k-1)/k} - 1 \right] \right\} - 1} \quad (2-43)$$

denklemini elde edilir. Bu denklem ile bir kompresörün izantropik verimi, kompresör basınç oranının, her bir kademenin basınç oranının ve her bir kademenin izantropik veriminin bir fonksiyonu olarak hesaplanmaktadır. Bu hesaplamaları basite indirmek için her bir kademenin basınç oranı ve izantropik verimi birbirine eşit kabul edilir. Bu durumda;

$$\eta_c = \prod_{j=1}^N \left(\frac{P_{0j}}{P_{0(j-1)}} \right) = r_s^N \quad (2-44)$$

bulunur. Denklem (2-44)'te η_s ve r_s sırasıyla, her bir kademenin izantropik verimi ve sıkıştırma oranlarıdır. Ayrıca;

$$\frac{T_{0j}}{T_{0(j-1)}} = 1 + \frac{1}{\eta_s} \left(r_s^{(k-1)/k} - 1 \right) \quad (2-45)$$

olduğundan;

$$\frac{T_{0N}}{(T_0)_a} \equiv t_c = \left[1 + \frac{1}{\eta_s} (r_s^{(k-1)/k} - 1)^N \right] \quad (2-46)$$

veya

$$t_c = \left[1 + \frac{1}{\eta_s} (r_c^{(k-1)/kN} - 1)^N \right] \quad (2-47)$$

denklemlerinden;

$$\begin{aligned} \eta_c &= \frac{r_p^{(k-1)/k} - 1}{\left[1 + (1/\eta_s)(r_p^{(k-1)/kN} - 1)^N \right] - 1} \\ &= \frac{r_s^{(k-1)/kN} - 1}{\left[1 + (1/\eta_s)(r_s^{(k-1)/k} - 1)^N \right] - 1} \end{aligned} \quad (2-48)$$

kademe verimi bulunur.

3- *Kompresör Politropik Verim* : Politropik verim η_p , yukarıdaki verim ifadeleriyle ilişkilidir ve basınç değışiklik farkı için ideal sıkıştırma işinin, basınç değışiklik farkı için gerçek sıkıştırma işine oranı olarak tanımlanır. Böylece;

$$\eta_p = \frac{dW_s}{dW} = \frac{dh_{0s}}{dh_0} = \frac{dT_{0s}}{dT_0} \quad (2-49)$$

şeklinde yazılır. İdeal bir kompresör için $T_{0s} = P_{0s}^{(k-1)/k} \times \text{sabit}$ bağıntısı göz önüne alındığında;

$$\frac{dT_{0s}}{T_0} = \frac{k-1}{k} \frac{dP_0}{P_0} \quad (2-50)$$

iken politropik verim;

$$\eta_p = \frac{dT_{0s}}{dT_0} = \frac{dT_{0s}/T_0}{dT_0/T_0} = \frac{k-1}{k} \frac{dP_0/P_0}{dT_0/T_0} \quad (2-51)$$

olarak bulunur. Politropik verimin sabit olduğunu kabul ederek t_c ile r_p arasında basit bir bağıntı elde edilir. Denklem (2-51) yeniden yazılıp;

$$\frac{dT_0}{T_0} = \frac{k-1}{k \eta_p} \frac{dP_0}{P_0} \quad (2-52)$$

02 ve 03 arasında integral işlemi uygulandığında;

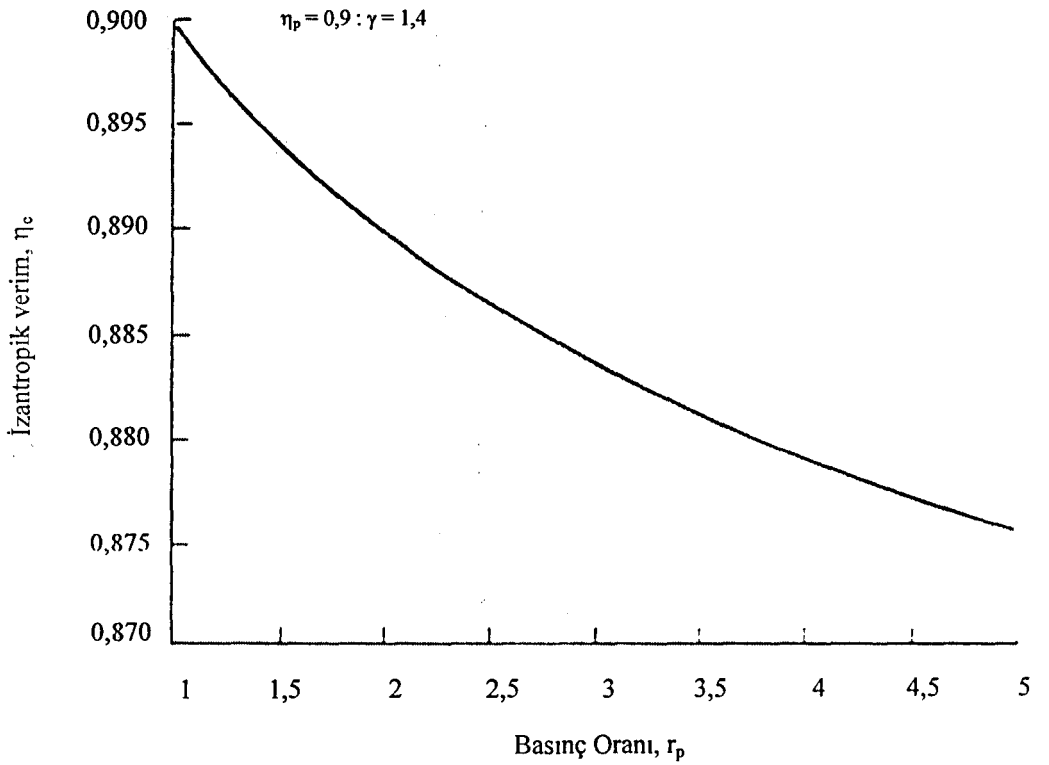
$$\ln \frac{T_{03}}{T_{02}} = \frac{k-1}{k \eta_p} \ln \frac{P_{03}}{P_{02}}$$

$$t_c = r_p^{(k-1)/k \eta_p} \quad (2-53)$$

denklemini elde edilir. Modern tasarımlarda politropik verim genellikle sabit kabul edilir. Denklem (2-53), denklem (2-36)'de yerine konulursa;

$$\eta_c = \frac{r_p^{(k-1)/k} - 1}{t_c - 1} = \frac{r_p^{(k-1)/k} - 1}{r_p^{(k-1)/k \eta_p} - 1} \quad (2-54)$$

ifadesi elde edilir. Denklem (2-54), belli bir politropik verim için kompresör sıkıştırma oranıyla kompresör izantropik verimi arasındaki ilişkiyi açıkça göstermektedir. Bu ilişki Şekil 2.18'de grafik olarak çizilmiştir.



Şekil 2.18 Kompresör basınç oranı ile izantropik verim karşılaştırması [4]

3. ÜÇ BOYUTLU AKIŞ ve RADYAL DENGİ

Kompresör veya türbin boyunca akan üç boyutlu sıkıştırılabilir gaz akışı ile ilgili temel denklemler; hız bileşenleri, toplam entalpi ve entropi cinsinden yazılırlar. Bu denklemler ayrıca, eksenel akışlı makine boyunca akan gazın radyal yöndeki hareketinin saptanmasında ve bu hareketin ardışık pale sıraları üzerindeki etkilerini incelemek üzere de kullanılırlar. Radyal hareketin bu etkileri söz konusu olduğunda pale sırasının açıklık oranı şeklinde bir tanım önem kazanmaktadır. Radyal hareketin ihmal edildiği en yaygın tasarım yöntemleri, eksen yönündeki pale uzunluğunun, palenin radyal yöndeki uzunluğundan çok daha büyük olduğu durumlar için geçerlidir ($\cong$ sıfır açıklık oranı). Bununla birlikte yapılan çalışmalara göre kompresör, sabit dış çapa göre tasarlanmış olsa bile, kayda değer bir radyal hareket görülmekte ve bunun hesaplamalara eklenmesi gerekmektedir [15].

Rotor kök uç oranları 0,8'den büyük kademelerde yani özellikle kompresörün arka bölümlerinde ve pale yüksekliğinin izafi olarak küçük olduğu kademelerde iki boyutlu akış çözümlemeleri kullanılabilir. Bununla birlikte, ilk kademelerin, yüksek akış sağlanabilmesi için rotor kök uç oranları 0,4'e kadar düşmektedir. Bu da palelerin yüksekliklerinin izafi olarak büyük olması anlamına gelir. Böyle durumlarda, yani ilk kademelerin düşük, son kademelerin de yüksek rotor kök uç oranları nedeniyle, kompresör akış alanı çapı, önden arkaya gidildikçe düşer. Bu durumda, akım çizgisi, eksene paralel şekilde hareket etmek yerine eğrisel bir hareket yapar. Bu da akışkanın radyal yöndeki hız bileşenini –her ne kadar diğer bileşenlere nazaran halen küçük bir değerde olsa bile, hesaplara katılacak denli önemli bir hale getirir.

Radyal yöndeki hareketin ortaya çıkmasındaki diğer bir sebep ise akışın teğetsel yöndeki bileşeninden dolayı, merkezkaç kuvvetini dengelemek üzere yarıçapla birlikte basınç kuvvetinin artmasıdır. Bu durumda atalet kuvvetleri ile basınç kuvvetlerinin dengelenmesi için akışın radyal yönde de hareket ettiği görülür.

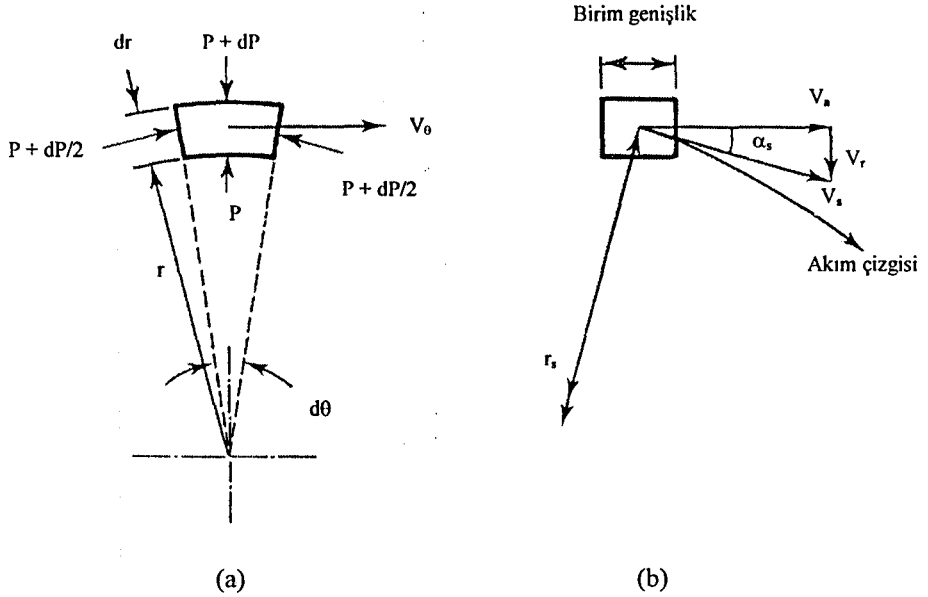
Düşük rotor kök uç oranıyla birlikte, kökten uca doğru pale hızı değişimi büyüktür ve bu durum hız diyagramlarını etkiler. Bununla birlikte yukarıda sözü

edilen yarıçapla birlikte değişen basınç ve buna bağlı olarak yoğunluk, hız vektörünün şiddetini etkileyerek hız üçgeninin şeklini değiştirir. Ayrıca, ortalama çaptaki hava açıları, kökten uca doğru önemli ölçüde değişiklikler gösterir. Diğer yandan yüksek verim için akışkan açılarının her yarıçapta aynı olması gereklidir. Bu sebeple paleler, kökten uca doğru bir miktar burularak imal edilirler.

Basınç kuvvetleri ile atalet kuvvetleri arasındaki denge Şekil 3.1’de görülmektedir. Şeklin a kısmında teğetsel hız, b de ise eksenel hız ve buna göre küçük bir değerde olan radyal hız görülmektedir.

Atalet kuvvetleri :

- 1- Merkezkaç kuvveti
- 2- Eğri akım çizgisi boyunca akan akışkana etkiyen merkezkaç kuvvetinin radyal bileşeni
- 3- Akım çizgisi boyunca doğrusal ivmelenme oluşturmak için gerekli kuvvetin radyal bileşeni



Şekil 3.1 Akışkan parçacığının radyal dengesi [9]

Bu durumda toplam atalet kuvvetleri F_t , cisme etki eden tüm basınç kuvvetlerinin toplamı şeklinde ifade edilir. Buna göre, birim genişlikte, ρ yoğunluktaki bir akışkan parçacığı ele alınsın. Atalet kuvvetleri;

$$F_1 = \frac{m V_\theta^2}{r} = (\rho r dr d\theta) \frac{V_\theta^2}{r} \quad (3-1)$$

$$F_2 = \frac{m V_s^2}{r_s} \cos \alpha_s = (\rho r dr d\theta) \frac{V_s^2}{r_s} \cos \alpha_s \quad (3-2)$$

$$F_3 = m \frac{dV_s}{dt} \sin \alpha_s = (\rho r dr d\theta) \frac{dV_s}{dt} \sin \alpha_s \quad (3-3)$$

$$F_T = (\rho r dr d\theta) \left[\frac{V_\theta^2}{r} + \frac{V_s^2}{r_s} \cos \alpha_s + \frac{dV_s}{dt} \sin \alpha_s \right] \quad (3-4)$$

diğer yandan, basınç kuvvetleri :

$$F_p = (p + dp)(r + dr)d\theta - prd\theta - 2 \left(p + \frac{dp}{2} \right) \frac{d\theta}{2} dr \quad (3-5)$$

şeklinde ifade edilir. Bu bağıntıdaki ikinci mertebeden olan terimler ihmal edilip, (3-4) ve (3-5) denklemleri birbirine eşitlendiğinde:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \left[\frac{V_\theta^2}{r} + \frac{V_s^2}{r_s} \cos \alpha_s + \frac{dV_s}{dt} \sin \alpha_s \right] \quad (3-6)$$

olarak elde edilen Denklem (3-6), *radyal denge* denklemi olarak bilinir. α_s 'in küçük ve r_s 'in büyük olmasından dolayı (3-6) denkleminin son iki terimi ihmal edilebilir. Buna göre (3-6) denklemi;

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{V_\theta^2}{r} \quad (3-7)$$

haline gelir. Diğer taraftan herhangi bir yarıçapta, toplam entalpi h_0 , hız V ise (radyal yöndeki hız bileşeni ihmal edilerek) ;

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} = h + \frac{1}{2} (V_a^2 + V_\theta^2) \quad (3-8)$$

entalpinin yarıçap ile değişimi;

$$\frac{dh_0}{dr} = \frac{dh}{dr} + V_\theta \frac{dV_\theta}{dr} + V_a \frac{dV_a}{dr} \quad (3-9)$$

ve,

$$Tds = dh - \frac{dp}{\rho} \quad \Rightarrow \quad dh = Tds + \frac{dp}{\rho} \quad (\text{Gibbs Kanunu}) \quad (3-10)$$

olduğundan, yarıçapa göre türev alınarak;

$$\frac{dh}{dr} = ds \frac{dT}{dr} + T \frac{ds}{dr} + \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} - \frac{1}{\rho^2} \frac{d\rho}{dr} dp \quad (3-11)$$

ve ikinci mertebeden olan terimler ihmal edilerek;

$$\frac{dh}{dr} = T \frac{ds}{dr} + \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} \quad (3-12)$$

denklemini elde edilir. (3-12) denklemini, (3-9)'daki yerine konulduğunda;

$$\frac{dh_0}{dr} = T \frac{ds}{dr} + \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + V_\theta \frac{dV_\theta}{dr} + V_a \frac{dV_a}{dr} \quad (3-13)$$

şeklinde bulunur. Denklem (3-7)'den;

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{V_\theta^2}{r}$$

olduğuna göre radyal yöndeki entalpi değişimi;

$$\frac{dh_0}{dr} = T \frac{ds}{dr} + \frac{V_\theta^2}{r} + V_\theta \frac{dV_\theta}{dr} + V_a \frac{dV_a}{dr} \quad (3-14)$$

olarak elde edilir. $T ds / dr$ 'ler kompresör akış alanı boyunca radyal yöndeki kayıpları ifade etmektedir ve özellikle izafi Mach sayısının süpersonik olduğu ve şok dalgalarının meydana geldiği durumlarda söz konusudurlar, diğer durumlarda ihmal edilebilir düzeydedir. Buna göre Denklem (3.14);

$$\frac{dh_0}{dr} = \frac{V_\theta^2}{r} + V_\theta \frac{dV_\theta}{dr} + V_a \frac{dV_a}{dr} \quad (3-15)$$

şekline gelir. Elde edilen denklem (3-15), Vorteks enerjisi denklemi olarak tanımlanır.

Kompresör girişinde radyal yönde, duvarlardan belli bir mesafe uzakta h_0 sabittir. Her yarıçapta eşit özgül iş şartları kabul edildiğinde, her ne kadar h_0 , eksenel yönde artsa da, radyal yönde herhangi bir değişim göstermez. Yani iki pale arasındaki kesit için $dh_0 / dr = 0$ olur. Buna göre (3-15) denklemi;

$$\frac{V_\theta^2}{r} + V_\theta \frac{dV_\theta}{dr} + V_a \frac{dV_a}{dr} = 0 \quad (3-16)$$

olur. V_a , eksen boyunca sabit olduğundan radyal yönde de sabittir, $dV_a / dr = 0$. Böylece;

$$\frac{dV_\theta}{dr} = -\frac{V_\theta}{r} \Rightarrow \frac{dV_\theta}{V_\theta} = -\frac{dr}{r} \quad (3-17)$$

ve integral alınırsa, $V_\theta r = sbt$ olduğu görülür. Bu durum, serbest vorteks şartı olarak bilinir.

Radyal denge denklemini elde etmek için üç kabul yapılmıştır. Bunlar: a) sabit özgül iş, b) sabit eksenel hız ve c) teğetsel hızın serbest vorteks değişimi.

Serbest vorteks yöntemi, kendisine oldukça geniş bir kullanım alanı yaratmakla beraber bazı dezavantajları bulunmaktadır. Bunlardan bir tanesi, tepki derecesi ile yarıçap arasındaki ilişkidir. Buna göre:

$$R = 1 - \frac{V_{\theta 2} + V_{\theta 1}}{2U} \quad (3-18)$$

ve

$$U = U_m \frac{r}{r_m}$$

ise;

$$R = 1 - \frac{V_{\theta 2} r + V_{\theta 1} r}{2U_m r^2 / r_m} \quad (3-19)$$

şeklindedir. Serbest vortekste $V_{\theta}r = sbt$ olduğundan;

$$R = 1 - \frac{sabit}{r^2} \quad (3-20)$$

elde edilir.

Görüldüğü üzere R , kökten uca doğru gidildikçe, önemli miktarda bir büyüme göstermektedir. Yani R , ortalama yarıçapta %50 bile olsa rotor kökündeki R , bu değerden daha küçük ve uçtaki R ise daha büyüktür. Rotor kökündeki pale hızının küçük olması nedeniyle, belli bir iş değeri için daha fazla dönüş açısı gerekli olacak ve bu da kökte daha fazla bir diffüzyonla gerçekleşecektir. İşte bu nedenden dolayı kökte R 'nin düşük olması istenmez ve rotor kök uç oranı düştükçe bu problem daha da ilerler.

Pale yüksekliği boyunca yani radyal yönde sabit sıkıştırma oranı elde etmek için, kademe boyunca sabit özgül iş kabulü yapılır. Bu durumda denklem (3-16)'daki değişkenlerden, örneğin V_{θ} 'nın keyfi seçilmesi ile V_a belirlenebilmektedir.

Normal bir tasarım düşünüldüğünde, en başta yarıçap boyunca sabit özgül iş girişi ve buna uygun olarak seçilmiş V_{θ} kullanılsın. Sabit iş girişini elde etmek için $U(V_{\theta 2} - V_{\theta 1})$ değeri kompresör akış alanı boyunca aynı olmalıdır. Bu durumda, pale giriş ve çıkışındaki teğetsel hızların;

$$\begin{aligned} V_{\theta 1} &= a R'^n - \frac{b}{R'} \\ V_{\theta 2} &= a R'^n + \frac{b}{R'} \end{aligned} \quad (3-21)$$

ve a , b ve n 'nin birer sabit, R' 'nin de yarıçap oranları (r/r_m) olduğu kabul edilsin. Herhangi bir r yarıçapında $U = U_m R'$ olsun. Bu durumda;

$$V_{\theta 2} - V_{\theta 1} = 2b / R' \text{ ve } U(V_{\theta 2} - V_{\theta 1}) = 2b U_m \quad (3-22)$$

olduğu görülecektir.

Bu bağıntı yarıçaptan bağımsızdır. Buradan itibaren, n 'nin sırasıyla -1 , 0 ve 1 olduğu durumlar incelenecektir. Bununla birlikte unutulmamalıdır ki, a ve b , her ne kadar sabit olarak alınmışsa da ileride görüleceği gibi bu değişkenler tepki derecesi ve kademe sıcaklık artışına bağlı değerlerdir.

3.1 Serbest Vorteks ($n = -1$)

Teğetsel hızlar, Denklem (3-21)'e göre;

$$V_{\theta 1} = \frac{a}{R'} - \frac{b}{R'} \quad \text{ve} \quad V_{\theta 2} = \frac{a}{R'} + \frac{b}{R'} \quad (3-23)$$

şeklindedir. Bu durumda, $V_{\theta} r = sbt$ ve daha önce de değinildiği üzere radyal dengenin sağlanabilmesi için V_a 'nın da sabit olması gereklidir. Ayrıca R :

$$R = 1 - \frac{2ar_m}{2U_m R' r} \quad \Rightarrow \quad 1 - \frac{a}{U_m R'^2} \quad (3-24)$$

olur.

3.2 ($n = 1$) Sabit Tepki Derecesi (first power)

Bu tasarım yönteminde;

$$V_{\theta 1} = a R' - \frac{b}{R'} \quad \text{ve} \quad V_{\theta 2} = a R' + \frac{b}{R'} \quad (3-25)$$

iken denklem (3-16), boyutsuz R' cinsinden yeniden yazılırsa;

$$V_a dV_a + V_{\theta} dV_{\theta} + \frac{V_{\theta}^2}{R'} dR' = 0 \quad (3-26)$$

olur. Ortalama yarıçap ile başka herhangi bir yarıçap arasında integral işlemi uygulandığında;

$$-\frac{V_a^2}{2} \Big|_1^{R'} = \frac{1}{2} V_{\theta}^2 \Big|_1^{R'} + \int_1^{R'} \frac{V_{\theta}^2}{R'} dR' \quad (3-27)$$

ve rotor çıkışında $V_\theta = aR' + \frac{b}{R'}$ ise, yapılan hesaplamalar sonucunda,

$$-\frac{V_a^2}{2} \Big|_1^{R'} = a^2 R'^2 + 2ab \ln R' - a^2$$

$$V_a^2 \Big|_1^{R'} = -2(a^2 R'^2 + 2ab \ln R' - a^2)$$

$$(V_{a2}^2) - (V_{a2}^2)_m = -2(a^2 R'^2 + 2ab \ln R' - a^2) \quad (3-28)$$

bağıntıları elde edilir. Çıkış için bulunan bu ifade giriş için de uygulandığında;

$$(V_{a1}^2) - (V_{a1}^2)_m = -2(a^2 R'^2 - 2ab \ln R' - a^2) \quad (3-29)$$

elde edilir.

$R' = 1$ haricinde $V_{a2} \neq V_{a1}$ olduğundan, tepki derecesi, denklem (3-18)'deki gibi bulunmaz. Bunun yerine:

$$R = \frac{\Delta T_R}{\Delta T_R + \Delta T_S} \quad (3-30)$$

bağıntısını kullanılır. Buradan;

$$c_p(\Delta T_R + \Delta T_S) = W = U(V_{\theta 2} - V_{\theta 1}) \quad (3-31)$$

$$c_p(\Delta T_R) = \frac{1}{2}(V_1^2 - V_2^2) + U(V_{\theta 2} - V_{\theta 1})$$

$$= \frac{1}{2}[(V_{a1}^2 + V_{\theta 1}^2) - (V_{a2}^2 + V_{\theta 2}^2)] + U(V_{\theta 2} - V_{\theta 1}) \quad (3-32)$$

$$R = 1 + \frac{V_{a1}^2 - V_{a2}^2}{2U(V_{\theta 2} - V_{\theta 1})} - \frac{(V_{\theta 2} + V_{\theta 1})}{2U} \quad (3-33)$$

şeklinde bulunur. Ortalama yarıçapta $(V_{a1})_m = (V_{a2})_m$ olduğundan denklem (3-28) ve (3-29) kullanılarak;

$$V_{a1}^2 - V_{a2}^2 = 8ab \ln R' \quad (3-34)$$

olduğu görülür. Ayrıca;

$$(V_{\theta 2} - V_{\theta 1}) = \frac{2b}{R'} \quad \text{ve} \quad (V_{\theta 2} + V_{\theta 1}) = 2aR' \quad (3-35)$$

ise;

$$R = 1 + \frac{8ab \ln R'}{2U 2b/R'} - \frac{2aR'}{2U}, \quad \frac{U}{R'} = U_m$$

$$R = 1 + \frac{2a \ln R'}{U_m} - \frac{a}{U_m} \quad (3-36)$$

olur. $n = 1$ tasarımı, sabit tepki (first power) adıyla tanımlanır. Bu noktada, a ve b 'nin nasıl hesaplandığına değinilecektir. Buna göre denklem (3-36) kullanılarak ortalama yarıçapta yani $R' = 1$ iken;

$$a = U_m (1 - R_m) \quad (3-37)$$

aynı şekilde b ;

$$c_p \Delta T_{0s} = U(V_{\theta 2} - V_{\theta 1}) = 2bU_m \quad (3-38)$$

$$b = \frac{c_p \Delta T_{0s}}{2U_m}$$

şeklinde bulunur.

3.3 Üstel Tip ($n = 0$)

Bu tasarım tipinde de Denklem (3-21);

$$V_{\theta 1} = a - b/R' \quad \text{ve} \quad V_{\theta 2} = a + b/R' \quad (3-39)$$

$$(V_{a2}^2) - (V_{a2}^2)_m = -2(a^2 \ln R' - ab/R' + ab)$$

$$(V_{a1}^2) - (V_{a1}^2)_m = -2(a^2 \ln R' + ab/R' + ab) \quad (3-40)$$

haline gelir. Bu koşullardaki pale tasarımına üstel tip (eksponansiyel) pale tasarımı denmektedir. Aynı şekilde $(V_{a1})_m = (V_{a2})_m$ olduğundan;

$$R = 1 + \frac{a}{U_m} - \frac{2a}{U_m R'} \quad (3-41)$$

olarak bulunur. Buradan, her üç durum için ortalama yarıçapta yani $R' = 1$ iken $a = U_m(1 - R_m)$ olduğu görülür. R_m için bir değer belirlendiği takdirde, tepki derecesinin yarıçapla değişimi, yukarıdaki denklemde bulunan a 'nın alınıp denklem (3-24), (3-36) ve (3-41)'de yerine konulmasıyla hesaplanabilir. Çizelge 3.1'de her üç tip pale tasarımı için tepki derecesi denklemi verilmiştir.

Çizelge 3.1 Tepki derecesi denklemleri [9]

$\underline{n}$	$\underline{R}$	Açıklama
-1	$1 - \frac{1}{R'^2}(1 - R_m)$	Serbest Vorteks
0	$1 + \left[1 - \frac{2}{R'}\right](1 - R_m)$	Üstel
1	$1 + (2 \ln R' - 1)(1 - R_m)$	Sabit tepki

$R_m = 0,5$ kabul edilerek tepki derecesinin her üç durum için yarıçapla değişimi Şekil 7.8'de gösterilmiştir.

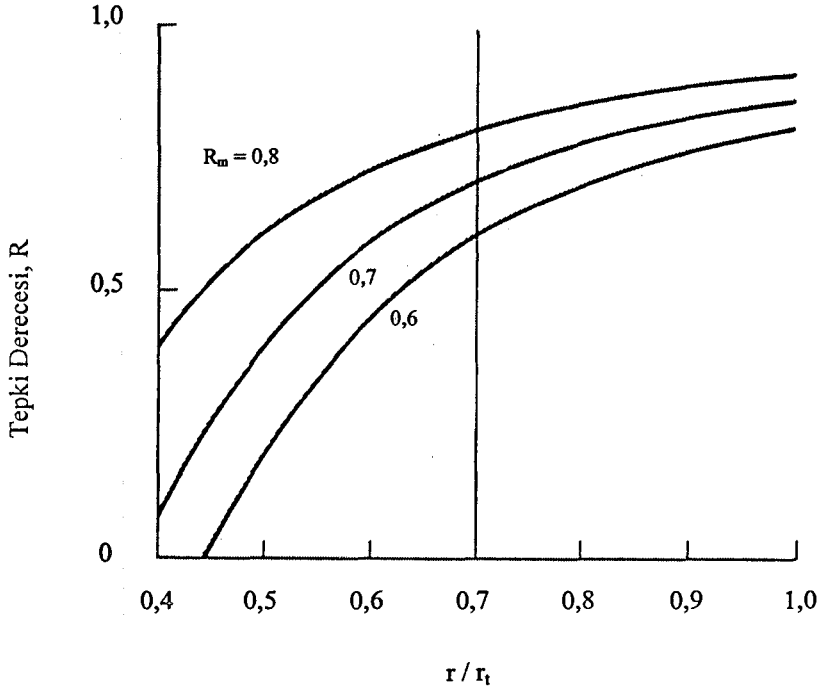
Buna göre, düşük R' 'lerde, tepki derecesindeki azalma, serbest vorteks'de en fazla iken, sabit tepkide bu düşüş en az seviyededir. Bundan başka, her üç durum için, daha altı negatif olan tepki derecesi için alt limitler mevcuttur. Negatif ifadesi, rotordaki statik basınçta bir azalmaya işaret eder. Serbest vorteks için, R' 'nün bu sınır değerindeki tepki derecesi, $R_m = 0,5$ iken, $0 = 1 - (1 / R'^2)(1 - R_m)$ bağıntısından $R = 0,707$ olarak hesaplanır.

Rotor kök uç oranı cinsinden ifade edilmek istenirse;

$$r / r_t = r / r_m * r_m / r_t = R' r_m / r_t = \frac{R'}{2} \left(1 + \frac{r_h}{r_t}\right) \quad (3-42)$$

Tepki derecesinin değişimi, belli bir rotor kök uç oranı için r / r_t cinsinden hesaplanabilir. Şekil 3.2'de, 0,4 rotor kök uç oranında, bir dizi R_m için, serbest

vorteks şartlarında tepki derecesinin radyal değişimi görülmektedir. Buradan anlaşıldığı üzere, düşük rotor kök uç oranlarında, kökte iyi bir tepki derecesinin sağlanabilmesi için R_m 'in yüksek bir değerde olması gereklidir.



Şekil 3.2 r_h / r_t için tepki derecesinin serbest vorteks değişimi [9]

Bununla birlikte, düşük pale sayısı, rotor hızı ve rotor kök uç oranının söz konusu olduğu durumlarda, yüksek bir sıcaklık artışının sağlanabilmesi için sıcaklığın, pale açıklığı boyunca arttığı serbest olmayan vorteks şartları kullanılabilir. Fakat bu yöntem seçildiğinde, hızın radyal bileşenleri, hesaplamalara katılmayı gerektirecek oranda büyürler [16].

4. ÖN TASARIMDA KULLANILAN TEMEL PARAMETRELER

Transonik ve süpersonik uçaklar için daha güçlü motorların tasarımında, yüksek akış kapasiteli kompresörlere ihtiyaç vardır. Motorun ön alanı, parazit sürüklemenin en az olması için minimumda tutulduğundan ve günümüzde giriş rotor kök uç oranları çok düşük olduğundan akış kapasitesi en iyi, eksenel hızı ve buna bağlı olarak da giriş Mach sayısını arttırmakla yükseltilebilir. Boyut, ağırlık, maliyet, üretim süresi ve kademe uyum noktalarından düşünüldüğünde, kademe sayısını düşürmek için kademe başına olan sıkıştırma oranını yükseltmek en uygun çözümlerden biri olarak ortaya çıkmaktadır. Bununla birlikte yüksek sıkıştırma oranı, yüksek giriş Mach sayısı gerektirir. Bu nedenle, yüksek bir akış kapasitesi ve sıkıştırma oranı elde etmek için kompresör paleleri, yüksek Mach sayılarında yeterli verimde çalışabilecek şekilde tasarlanmalıdır [17].

Gaz türbin motorları için kullanılan eksenel akışlı kompresörlerin boyutlarının mümkün olduğunca küçük olması istenir. Bunun sağlanabilmesi için bu kompresörlerin pek çok kademedan oluşmaları ve yüksek verimde, kademe başına yüksek bir sıkıştırma oranı ile birim ön alan başına yüksek bir akış oranı gerekir [18].

4.1. Basınç Oranı

Kompresörlerde sıkıştırma ya da diğer adıyla basınç oranı, kompresör çıkışındaki havanın statik basıncındaki artışı gösteren boyutsuz bir parametredir. Mümkün olan optimum basınç oranına erişmek ve bunu en az kademe sayısı kullanarak gerçekleştirmek tasarım açısından büyük önem taşır.

Bir kompresörde verilen enerji, kompresörün giriş ve çıkış arasındaki toplam sıcaklık farkıyla doğrudan orantılı olarak değişir. Buna göre;

$$W = c_p (T_{02} - T_{01}) \quad (4-1)$$

$$= c_p T_{01} \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1 \right)$$

izantropik şartlarda,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = r_p^{(k-1)/k} \quad (4-2)$$

olduğundan;

$$W = c_p T_{01} \left(r_p^{(k-1)/k} - 1 \right) \quad (4-3)$$

haline gelir. İlerleyen bölümlerde anlatılacağı üzere iş yapma faktörü Ω 'da eklenerek kompresör işi, sıkıştırma oranı cinsinden;

$$W = \Omega c_p T_{01} \left(r_p^{(k-1)/k} - 1 \right) \quad (4-4)$$

şeklinde bulunur. Buna göre, sıkıştırma oranının kompresör işi üzerinde büyük bir etkisi bulunduğu görülmektedir. Bu yüzden bir sonraki bölümde, bu oranı etkileyen üç faktör:

- a. Pale uç hızı,
- b. Eksenel hız,
- c. Rotor palelerinde yüksek dönüş açısı,

incelenmiştir.

4.1.1. Pale uç hızı

Paleler üzerine etkiyen santrifüj gerilme kuvveti; dönüş hızına, palelerin uzunluğuna ve palelerin imal edildikleri malzemeye bağlıdır. Buna göre pale kökünde meydana gelen maksimum gerilme;

$$(\sigma_{ci})_{Max} = \frac{\rho_b}{2} U_t^2 \left[1 - \left(\frac{r_h}{r_t} \right)^2 \right] \quad (4-5)$$

Bu formülden anlaşılacağı üzere, santrifüj gerilmesi, pale uç hızının karesi ile doğrudan orantılıdır ve rotor kök uç oranı küçüldükçe, gerilme artmaktadır. Pratikte yarıçap arttıkça, rotor diskindeki gerilmeyi azaltmak için pale kesit alanı düşürülmektedir.

Santrifüj gerilme kuvveti, tüm kademeler arasında en fazla ilk kademede belirgindir. Çünkü bu kademelerdeki paleler en uzun olanlarıdır. Bununla birlikte daha gerideki kademelerde santrifüj gerilimi etkisi yerini, yorulma hasarlarına yol açabilecek olan akışkanın bükme gerilimine bırakır. Buna göre, rotor uç hızı ile ilgili örnek vermek gerekirse; genelde bir kompresör için 350 m/s uç hızı normal bir değerdir ve santrifüj gerilimi açısından kritik bir değer oluşturmamaktadır.

4.1.2. Eksenel hız

İzantropik şartlarda, kademe sıcaklık artışı, eksenel hızla doğrudan ilişkilidir. Ayrıca, yüksek eksenel hız, belli bir ön alan için daha fazla kütle akışı açısından turbojet ve turbofan motorlar için çok yararlıdır. Bununla birlikte, girişteki eksenel hız, aerodinamik nedenlerden dolayı, belli bir sınırdan tutulmalıdır.

IGV bulunmayan bir kompresörün ilk kademesi düşünölsün. Şekil 4.1'de göröldüğü üzere hava kompresöre eksenel olarak gelmekte ve dik açılı bir hız diyagramı oluşturmaktadır. İzafi hız;

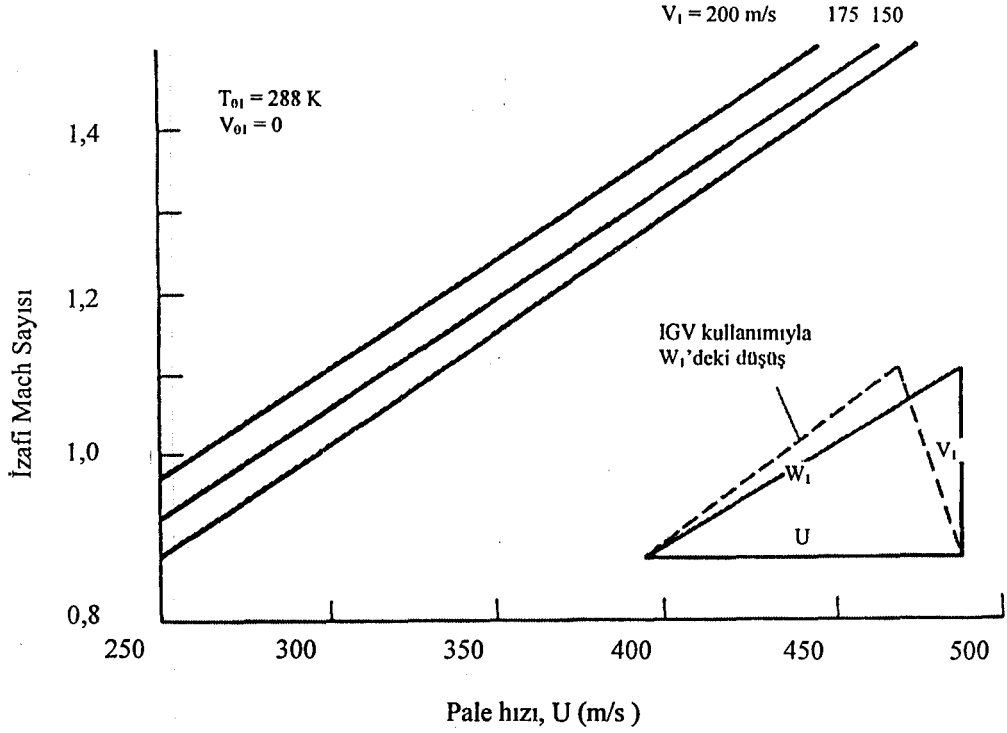
$$W_1^2 = U^2 + V_1^2 \quad (4-6)$$

şeklinde hesaplanabilir ve eksenel hız, belli pale yarıçapında sabit kabul edildiğinde, maksimum izafi hızın rotor ucunda göröleceğı açıktır (V_u). Girişteki statik sıcaklık;

$$T_1 = T_{01} - V_1^2 / 2c_p, \quad (4-7)$$

ve bölgesel ses hızı; $a = \sqrt{kRT_1}$ 'dir. Rotora izafi Mach sayısı V_u / a , Şekil 4.1'de belli U hızları için hesaplanmıştır. Endüstride kullanılan kompresörlerde eksenel hız 150 m/s iken gelişmiş uçak motorlarında bu hız 200 m/s'ye kadar çıkabilmektedir.

İlk kompresörlerde rotor uç Mach sayısı ses altı olmak zorundaydı . Bununla birlikte, 50'li yılların başlarında Mach sayısı değerleri, 1,1'e kadar çıkmıştır. Yüksek by-pass oranlı uçaklarda ise rotor ucundaki Mach sayısı 1,5 civarlarına kadar yükselmiştir.



Şekil 4.1 Rotor girişindeki izafi Mach sayısı [9]

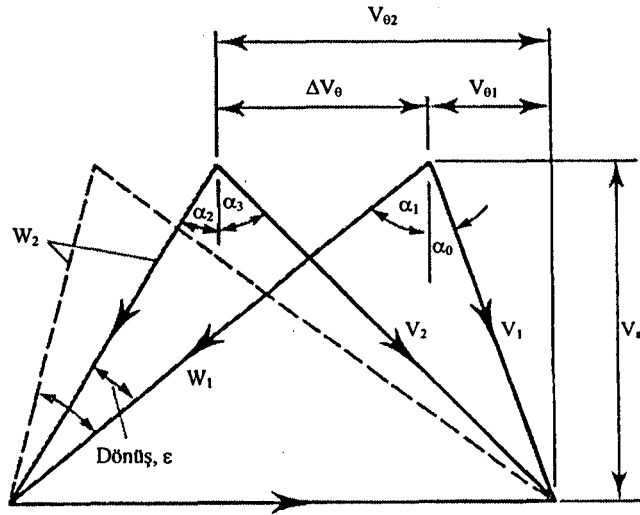
Şekil 4.1'e dönüldüğünde, hız üçgeninde çizgili kısım, IGV kullanımını belirtmektedir. Bu sayede girişteki Mach sayısı bir miktar düşürülmüştür. Girişte, rotor uç hızının düşürülmesi için IGV haricinde, iki veya daha fazla spool'a sahip kompresörler de kullanılmıştır. Buna göre ön kısımda bulunan bir LP kompresör, yavaş rotor uç hızından dolayı düşük bir Mach sayısı sağlamakta, gerideki kademelerin yüksek dönüş hızları ise, artan statik sıcaklığın bölgesel ses hızını da arttırmasından dolayı Mach sayısında herhangi büyük bir artışa neden olmamaktadır.

Belli bir ön alan için, rotor kök uç oranının düşürülmesi, akış alanını artırmaktadır. Bununla birlikte, hesaplamalar göstermiştir ki, rotor kök uç oranı 0,4'ün altına düştüğünde, disk imalinin zorluğu ve Mach sayısı problemlerinden dolayı avantaj, dezavantaja dönüşmektedir. Bu yüzden uçaklarda, 0,4 alt sınırken, endüstride bu değerin daha yüksek olması istenir. Akışkan hava olunca, gerilme etkilerinden önce hava hızı ve pale dönüş hızından kaynaklanan sıkıştırılabilirlik etkileri daha kritiktir. Bununla birlikte, akışkan olarak havadan farklı gazları da

kullanabilen endüstriyel kompresörlerde ise, bu gazların özgül sıcaklıklarının ve bundan dolayı bölgesel ses hızlarının farklı oluşlarından dolayı değişik durumlar söz konusudur. Örneğin helyumun özgül sıcaklığı ve ses hızı havanınkinden daha yüksektir ve bu durumda Mach sayısı düşük ve gerilme etkileri de daha az olmaktadır.

4.1.3. Rotor palelerinde yüksek dönüş açısı

Euler denkleminde göre $(E = UV_a (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2))$ dönüş açısı değişimi, sıcaklık artışı üzerinde doğrudan ilgilidir. Şekil 4.2’de, hava dönüş açısının değişimi, izafi hızlar ve ΔV_θ cinsinden gösterilmiştir. α_1 ’in sabit değeri düşünüldüğünde, α_2 ’nin küçültülmesi veya W_2 ’nin düşürülmesi, dönüş açısının değerini arttıracaktır. Diğer bir deyişle yüksek dönüş açısı için yüksek bir diffüzyon oranı gerekecektir. Bununla birlikte tasarımcılar, optimum bir diffüzyon oranı yakalayabilmek için bazı yöntemler kullanırlar.



Şekil 4.2 Dönüş açısının etkisi [9]

Bu yöntemler arasında ilk ortaya çıkan, de Haller sayısı (W_2 / W_1) , halen günümüzde de kullanılmaktadır ve tasarımlarda, de Haller sayısının alt sınırı olarak 0,72 değeri kabul edilmiştir [3,9]. Bundan daha düşük değerler, aşırı ölçüde

kayıplara yol açmaktadır. Basitliği açısından ön tasarımlarda kullanılmaya devam edilen de Haller sayısı, tasarımın ilerleyen bölümlerinde yerini diffüzyon faktörüne bırakır.

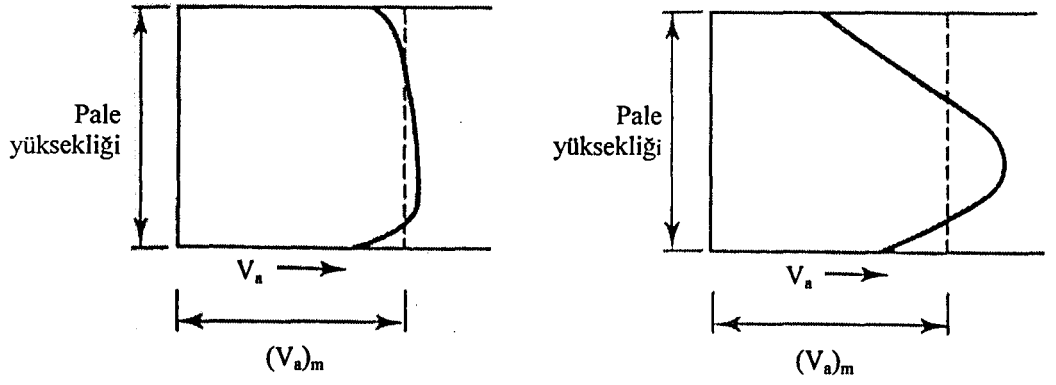
Bunların yanında belli bir yerleşim açılı bir kompresörde yüksek sıkıştırma oranı elde etmek için rotora izafi Mach sayısı ile pale yüklemesinin optimum birleşiminin kullanılması gerekmektedir [19].

4.2 Eksenel Hızla İlgili Bir Analiz

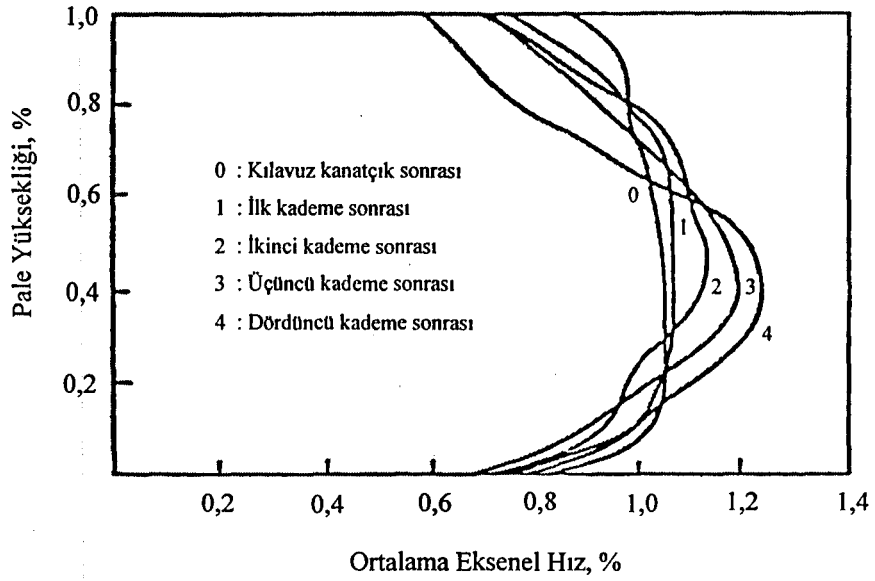
Eksenel akışlı kompresörlerde akışkan, rotorun dönme eksenine paralel olarak hareket eder. Şekil 2.6'da görüldüğü üzere, akışkanın bu yönde sahip olduğu hız değeri, rotorda artarken statorda azalır. Rotordaki enerji transferinde doğrudan etkisi bulunan eksenel hızın şiddeti, gerek merkezkaç kuvvetleri gerekse de sınır tabaka kayıpları sebebiyle radyal yönde sabit kalmamaktadır.

Kompresörlerde ters basınç gradyen etkisi yüzünden, kompresör çeperleri boyunca oluşan sınır tabakaları, akış ilerledikçe kalınlaşır. Bu durumun en önemli etkisi, akış alanını küçültmesidir. Ayrıca eksenel hız üzerinde de önemli etkileri bulunur. Bununla birlikte, kompresörlerde akış o kadar karmaşık bir süreçtir ki, hızlanmalar, yavaşlamalar, teğetsel hızda meydana gelen değişimler ve rotor ucundaki boşluğun etkileri, sınır tabakasının hesaplanmasını son derece zorlaştırmaktadır. Bundan dolayı, tasarımcılar, iş hesabında deneysel olarak elde edilmiş bir düzeltme faktörü (Ω) kullanmaktadırlar.

Geçmişte İngiltere'de yapılan çalışmalar göstermiştir ki, kademe boyunca meydana gelen sıcaklık artışı, Euler denklemi ile elde edilen değerinden daima daha azdır. Çünkü, eksenel hızın radyal yöndeki dağılımı sabit olmamakta ve akış ile beraber artmaktadır. Bu artış aşağı yukarı dördüncü kademede maksimum değerine ulaşmakta, buradan sonra düşmeye başlamaktadır. Şekil 4.3'te birinci ve dördüncü kademelerdeki, Şekil 4.4'te ise dört kademedeki eksenel hız değişimi görülmektedir.



Şekil 4.3 Eksenel hız dağılımı, a) birinci kademe, b) dördüncü kademe [9]



Şekil 4.4 Dört kademeli bir eksenel akışlı kompresörde eksenel hız dağılımı [20]

Eksenel hız değişiminin işi ya da sıcaklık artışını nasıl etkilediğini görmek için;

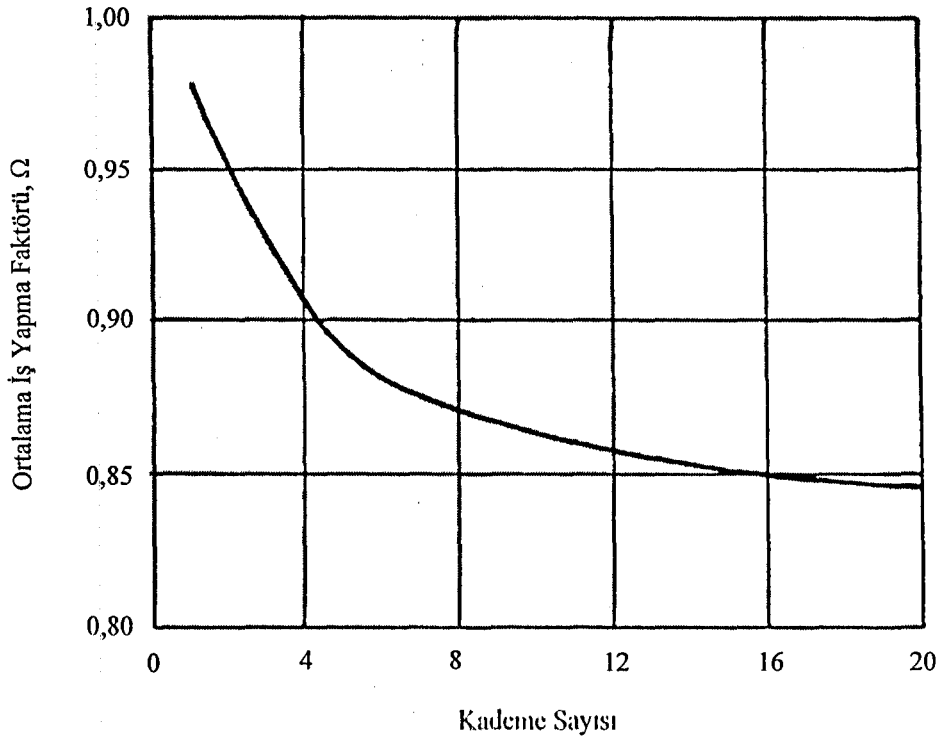
$$\begin{aligned}
 W &= mU[(U - V_a \tan \alpha_0) - V_a \tan \alpha_2] \\
 &= mU[U - V_a (\tan \alpha_0 + \tan \alpha_2)] \quad (4-8)
 \end{aligned}$$

denklemleri incelenmelidir.

Bu denkleme göre V_a arttığında yapılan iş de düşmektedir. Bununla birlikte, kompresör, sabit radyal dağılımlı eksenel hız kabulü ile tasarlanmışsa (Şekil 4.3'te noktalı çizgi gibi), kompresör akış alanının merkez bölgesindeki eksenel hız arttıkça, bu bölgedeki iş kapasitesi düşmektedir. Aynı şekilde rotor kök ve uç eksenel hızlarında meydana gelebilecek bir azalmanın, akış alanı duvarları yakınlarında iş kapasitesini artırması beklenir. Fakat akış alanı duvarına etki eden sınır tabakası ve pale uç açıklığı ters bir etki yaparak iş kapasitesini düşürürler. Bu etki, kademe sayısı arttıkça, daha da belirginleşir. Buna göre iş kapasitesindeki azalış, değeri birden küçük bir iş yapma faktörü (Ω) kullanılarak hesaplanır:

$$E = \Omega UV_a (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \quad (4-9)$$

Radyal yöndeki eksenel hızdaki değişimler yüzünden ortalama iş yapma faktörü de değişir (Şekil 4.5).



Şekil 4.5 Ortalama iş yapma faktörünün kademe sayısı ile değişimi [2]

İlk bakışta, daha önce “yüksek sıcaklık artışı için yüksek eksenel hız kullanılır” ifadesi ile yukarıdaki iş yapma faktörü çelişki yaratabilir. Buna göre, tasarım aşamasında, yüksek bir E için, de Haller sayısı veya diffüzyon faktörü sınırları içerisinde α_0, α_1 ve α_2 açıları belirlenirken, yüksek eksenel hız seçilir. Daha sonra, tasarım belirginleştikten sonra, yani α_0, α_1 ve α_2 sabitlendikten sonra, eksenel hızdaki artış, sıcaklık artışını azaltacaktır [9].

4.3. Tepki Derecesi

Eksenel bir kompresörde tepki derecesi, rotordaki statik basınç artışının tüm kademedeki statik basınç artışına oranı olarak tanımlanmaktadır ve R ile gösterilir. Bununla birlikte akışın sıkıştırılabilir ve tersinmez olduğu göz önünde bulundurulursa, tepki derecesinin statik entalpiler cinsinden hesaplanması daha doğru olacaktır [20]. Buna göre, tepki derecesi, rotordaki statik sıcaklık artışının kademenin statik sıcaklık artışına oranı diye ifade edilebilir:

$$R = H_{rotor} / H_{kademe} \quad (4-10)$$

Rotordaki statik sıcaklık artışındaki değişiklik, izafi kinetik enerji değişimine eşittir. Yani;

$$R = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2\Delta h} = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2U(W_{\theta 1} - W_{\theta 2})} \quad (4-11)$$

$$W_1^2 = V_a^2 + (V_a \tan \alpha_1)^2 \quad (4-12)$$

$$W_2^2 = V_a^2 + (V_a \tan \alpha_2)^2 \quad (4-13)$$

Böylece tepki derecesi;

$$H_{rotor} = \frac{V_a^2}{2} (\tan^2 \alpha_1 - \tan^2 \alpha_2) \quad (4-14)$$

$$H_{kademe} = UV_a (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \quad (4-15)$$

$$R = \frac{V_a (\tan \alpha_1^2 - \tan \alpha_2^2)}{2U (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2)} = \frac{V_a}{2U} (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \quad (4-16)$$

ya da izafî hızlar cinsinden;

$$R = \frac{W_{\theta 1} + W_{\theta 2}}{2U} \quad (4-17)$$

şeklinde bulunmuş olur.

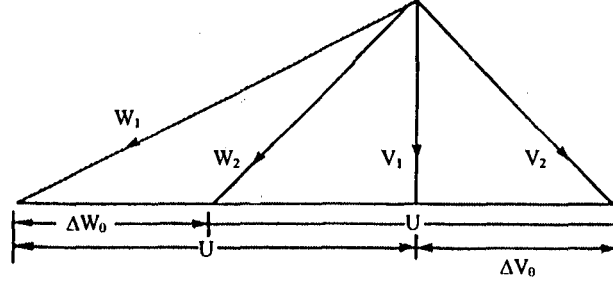
Simetrik kademelerde tepki derecesi %50'dir. Bu oranın kullanımı çok yaygındır çünkü rotor ve stator pale yüzeylerindeki ters yönlü basınç artışı bu durumda en düşüktür. Bu çeşit bir kompresör dizaynı yapılırken, ilk kadememin önünde IGV bulunmalı ve böylece ilk teğetsel hız bileşeni elde edilerek havanın ilk kademeye doğru bir açıda gelmesi sağlanmalıdır. Her bir rotor kademesinin sağladığı yüksek teğetsel hız bileşeni sayesinde, W_1 değeri, akış ilerledikçe düşer. Böylece giriş Mach sayısı limiti olan 0,70-0,75 değerleri geçilmeksizin daha yüksek pale dönüş hızları ve eksenel hız bileşenleri yakalamak mümkün olur. Yüksek pale dönüş hızı, kompresörün daha düşük bir çapta ve daha hafif olarak imal edilmesine olanak sağlar.

Simetrik kademenin getirdiği bir diğer avantaj da statik basınç artışının yarısının rotorda, diğer yarısının da statorda olmak üzere maksimum statik basınç artışının sağlanmasıdır. Böylece belli bir basınç değerine artık daha az kademeye ulaşılabilir.

Bu çeşit kademelerdeki dezavantaj ise yüksek eksenel hızdan kaynaklanan daha yüksek çıkış kayıplarıdır. Bununla birlikte avantajları, bu çeşit kademelerin havacılık uygulamalarında çok sık kullanılmasını sağlamaktadır. Sanayide ise ağırlık ve ön alanın uçaklardaki kadar büyük bir önem arz etmemesi, daha değişik kademe uygulamalarına imkan vermiştir.

Asimetrik kademe kavramında, tepki derecesinin %50 olmadığı durumlar ifade edilmektedir. Eksenel akış girişli (axial inflow stage) kademede, giriş hızı ekseneldir. Paleler vasıtasıyla bu hıza, teğetsel bileşen kazandırılır, rotordan sonra gelen stator kademesiyle bu teğetsel bileşen ortadan kaldırılarak, akışın bir

sonraki kademeye tekrar eksenel olarak girmesi sağlanır. Bu ifadeden ve Şekil 4.6'dan anlaşılacağı üzere, kademe başına statik basınç artışının büyük bölümü %60-90 arasında tepki dereceleriyle rotorda gerçekleşmektedir [7].

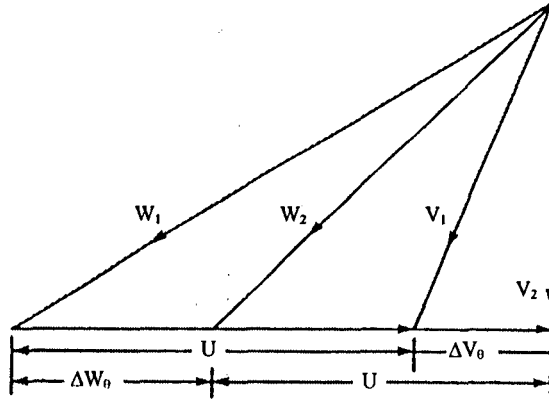


Şekil 4.6 Eksenel giriş akışlı hız diyagramı [7]

Bu tip kademelerin avantajları, düşük eksenel hız ve pale hızlarından dolayı daha düşük çıkış kayıpları şeklindedir. Stator kanatçıklarında küçük statik basınç artışları meydana geldiğinden, sabit kesit alanlı kanatçıklar ve kademeler arası sızdırmazlık elemanlarının kullanılması gibi kolaylıklar da söz konusudur. Bu tip kademelerle, çıkış kayıplarının düşmesinden dolayı simetrik kademelere göre daha yüksek verimler elde edilmektedir.

Dezavantajları ise, stator kanatçıkları arasındaki küçük statik basınç artışları nedeniyle belli bir basınç oranı için daha çok sayıda kademe gereksinimi olması, bundan dolayı kompresörün ağırlaşması ve Mach sayısı limitlerinde kalabilmek için düşük V_a ve U hızlarının kullanılması ile çapın artması şeklinde sıralanabilmektedir. Bununla birlikte sanayide, yukarıda sayılan dezavantajlar, elde edilecek olan yüksek verim sayesinde göz ardı edileceklerdir.

Eksenel çıkış akışlı kademelerde ise (Şekil 4.7), çıkış hızı eksenel yöndedir ve statik basınç artışının tümü rotordan sağlanır. Statorda ise bir statik basınç düşüşü söz konusudur ki bu da tepki derecesinin %100'den daha yüksek olduğu anlamına gelmektedir.



Şekil 4.7 Eksenel çıkış akışlı kompresör için hız diyagramı [7]

Avantajları, aynı şekilde düşük V_a ve U sebebiyle çıkış kayıplarının az olmasıdır. Bununla birlikte kademe sayısı, buna bağlı olarak da ağırlık daha fazla ve çap daha büyüktür. Girişte Mach sayısı limitleri nedeniyle V_a ve U son derece küçük değerlerdedir ki bu da çıkış kayıplarının çok küçük olmasını sağlar. Bundan dolayı da bu kademelerle elde edilen verim diğer kademelere göre daha yüksektir. Bu tip kompresörlerin, kapalı çevrimlerde kullanımı son derece uygundur.

Tepki derecesinin %50'den daha düşük değerlerinde çalışan kompresörler yapmak mümkündür fakat böyle bir dizayn, yüksek giriş Mach sayısı nedeniyle kayıpları çok yükseltmektedir. Buna ilaveten statorların maksimum toplam diffüzyon açısı, türbülansın önlenmesi için yaklaşık 20 derece ile sınırlandırılmıştır. Bu iki nedenden dolayı daha uzun bir stator ve dolayısıyla da daha uzun bir kompresör söz konusu olur.

4.4. de Haller Sayısı

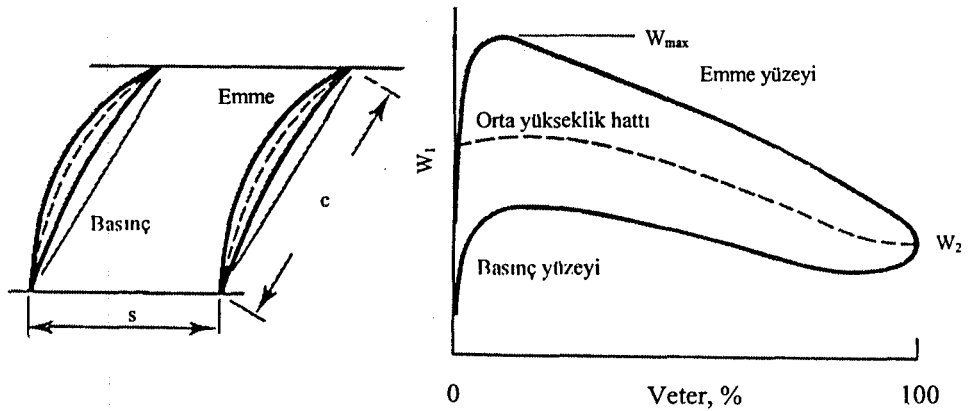
Kompresör rotor ve statorları diffüzör görevi görürler. Verimli bir diffüzyon, ya da diğer adıyla kinetik enerjinin statik basınç artışına dönüştürülmesi işlemi, kompresörlerde önemli bir problemdir. Eğer diffüzyon işlemi çok hızlı gerçekleşirse, sınır tabakalarında ayrılmalar görülebilecek ve bu

da kompresör veriminin düşmesine yol açacaktır. Eğer çok yavaş gerçekleşirse de, bu durumda da pale uzunluğu artacak ve büyük sürüklenme kayıplarına yol açacaktır. Bu nedenle diffüzyon miktarını belirlemek için ilk zamanlarda çıkış izafi hızının girişteki izafi hıza oranı olan *de Haller* sayısı kullanılmıştır. Bu sayı 0,7'nin üzerinde olmalıdır [9,13]. Bununla birlikte çoğu tasarımcı alt sınır olarak 0,72'yi kullanmaktadır.

Çoğunlukla ön tasarım için *de Haller* sayısının kullanımı yeterli gelmesinin yanında, tasarımın ilerleyen aşamaları için bunun yerine diffüzyon faktörünün kullanımı daha hassas sonuçlar açısından yararlıdır.

4.5. Diffüzyon Faktörü

Şekil 4.8'de bir çift pale görülmektedir. Buna göre profilin konveks yüzeyini geçen hava fileleri, hızlanacak ve statorda bu hızlanma statik basınç artışına dönüşecektir. Bu nedenden dolayı bu bölgeye emme bölgesi denir. Konkav yüzeyde ise fileler yavaşlayacaktır. Şekilde hız dağılımı da gösterilmektedir. Buna göre maksimum hız, veterin hücum kenarı tarafından %10 ile 15'lik mesafe sonra gerçekleşecektir. Bundan sonra da aniden düşerek çıkıştaki değerine ulaşacaktır. Bu süreç, sınır tabakalarında ayrılmalara neden olur. Bu durum toplam basınçta daha fazla kaybın meydana gelmesini sağladığından istenmeyen bir durumdur [4].



Şekil 4.8 Paleler arası boşluk ve pale akış alanı boyunca hız dağılımı [9]

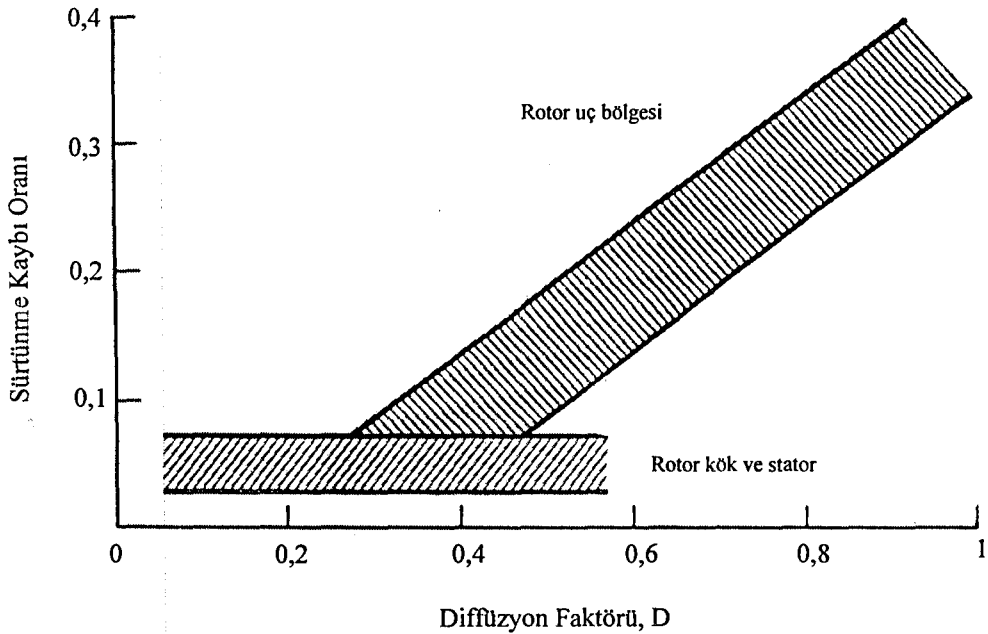
Bir pale sırasında kayıplar, emme ve basınç bölgelerindeki sınır tabakaları ile gelişir, artar. Bu sınır tabakaları da, fırr kenarlarında birleşerek girdaplar oluştururlar ve bu durum daha çok, hızlarda ani değışiklikler meydana geldiğinde gözlenir (Örneğin yüksek hız gradyenine sahip bölgelerde). Şekil 4.8'e bakıldığında bunun özellikle emme bölgesinde olduğu görülebilir.

NACA kökenli diffüzyon faktörü terimi (D), kaskat testlerinden elde edilen sonuçların da yardımıyla emme bölgesindeki hız gradyenleri cinsinden W_1, W_2 ve $W_{\max} \approx W_1 + 0,5(\Delta V_\theta s / c)$ olarak;

$$D \approx \frac{W_{\max} - W_2}{W_1} \approx \frac{W_1 + \frac{\Delta V_\theta s}{2c} - W_2}{W_1}$$

$$\approx 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{\Delta V_\theta s}{2W_1 c} \quad (4-18)$$

şeklinde ifade edilebilir.



Şekil 4.9 Sürtünme kaybının diffüzyon oranı ile değışimi [9]

NACA tarafından yapılan pek çok test ile diffüzyon faktörü ile sürtünme kayıpları arasında, Şekil 4.9'da gösterilen bir ilişki ortaya çıkarılmıştır. Belli bir profil şekli için yapılan pek çok kaskat testi ile elde edilen bu bulgular, Mach sayılarının transonik veya az miktardaki süpersonik olduğu durumlar için söz konusudur. Görüldüğü üzere rotor kök ve stator bölgelerindeki kayıplar, diffüzyon oranı 0,4'e ulaşana kadar herhangi bir artış göstermemekte, diğer taraftan rotor uç bölgelerinde, diffüzyon oranının bu değerini aşması üzerine kayıplarda ani bir artış meydana gelmektedir. Genel bir ifadeyle pale ortalama yarıçapında diffüzyon faktörünün 0,6'dan büyük değerlerinde kayıplarda önemli bir artış meydana gelmektedir [4].

4.6. Kademe Yükleme ve Akış Katsayısı

Kademe yükleme, diğer adıyla iş katsayısı, her bir kademede yapılan işin palenin kinetik enerjisine oranı şeklinde ifade edilir. Mükemmel bir gaz için kademe yükleme ψ ;

$$\psi = \frac{C_p \Delta T_0}{U^2 / 2} \quad (4-19)$$

olarak tanımlanır. Modern eksenel akışlı kompresörlerde kademe yükleme, ortalama yarıçapta 0,30-0,35 arasında değişir. Turbomakinelerde ardı ardına gelen rotor ve stator kademelerinin pale ve kanatçıklarındaki yük katsayısı, bu elemanların ömürlerinin saptanmasında önemli bir faktördür [21].

Türbinler için ψ , pozitif iken kompresörlerde ψ negatif değerler alır. Kompresörler için;

Ağır yüklü kademe, $\psi > 1$

Hafif yüklü kademe, $\psi < 0,6$ olmaktadır.

Eksenel akışlı bir kompresör (veya türbin) için iş katsayısı, farklı bir şekilde;

$$\psi = \frac{2U(W_{01} - W_{02})}{U^2}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{2(W_{\theta 1} - W_{\theta 2})}{U} \\
&= \frac{2V_a (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2)}{U} \quad (4-20)
\end{aligned}$$

olarak da yazılabilir. Bu formüle göre aynı ψ ve U değerleri için giriş eksenel hızını arttırmak, pale dönüş açısını azaltır ve tersi de doğrudur.

Diğer bir tanım olan *akış katsayısı* ise eksenel hızın rotor dönüş hızına oranı olarak bilinir ve;

$$\phi = V_a / U \quad (4-21)$$

şeklinde ifade edilir. Ortalama yarıçapta akış katsayısı değeri 0,45-0,55 arasında kabul edilir [4]. Denklem (4-20), akış katsayısı cinsinden;

$$\psi = 2 \phi (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \quad (4-22)$$

şeklinde yazılır. Denklem (4-22)'de iş katsayısının, akış katsayısının ve dönüş açısının birbirleriyle ilişkisi görülmektedir.

4.7. Rotor Kök Uç Oranı

Rotor kök yarıçapının rotor uç yarıçapına oranı olarak tarif edilir. Eksenel akışlı kompresörler için bu oran 0,7 ve daha yukarısı olmalıdır [13]. Bununla birlikte kompresör ön kademesi, diğer kademelere göre daha düşük bir rotor kök uç oranına (en az 0,4) sahip olabilir [9].

4.8. Maksimum Rotor Dönüş Hızı

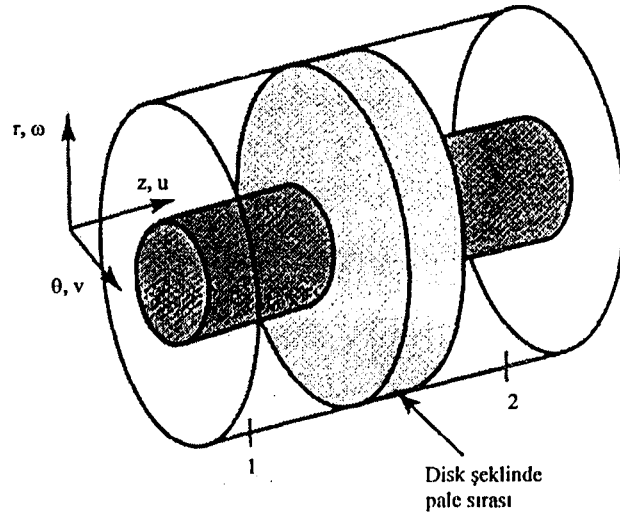
Maksimum hız, çoğunlukla yapısal sınırlandırmaların etkisi altındadır. Eksenel akışlı makineler için bu hız genellikle 400-460 m/s arasında olmakla beraber çoğunlukla da 300 m/s geçilmez [13]. Çizelge 4.1'de General Electric firmasının ürettiği gaz türbinli motorlardaki kompresör rotor uç hızları gösterilmektedir.

Çizelge 4.1 Çeşitli General Electric kompresörleri için pale hızları [13]

Model	Uç Hızı, m/s	Uç Çapı, m
MS5001P	332,8	1,247
MS6001B	339,5	1,272
MS7001EA	341,3	1,811
MS7001FA	390,7	2,072
MS9001B	332,8	2,120
MS9001FA	390,7	2,486

4.9. Kompresörde Akış ve Akış Alanları

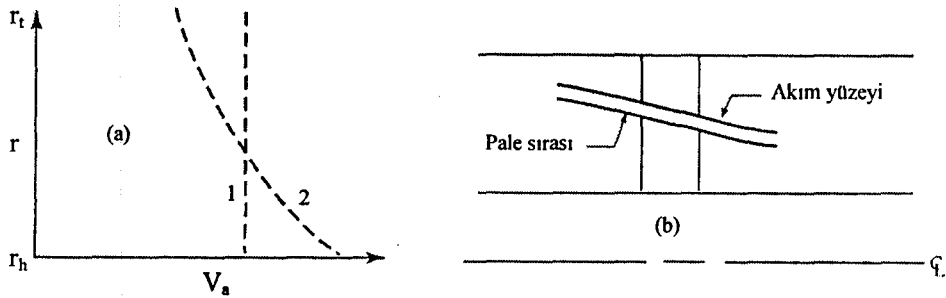
Herhangi bir kompresör, türbin ya da pompa gibi bir makinenin çalışması, pale sırasından geçmekte olan akışkanın açısal momentum değişimine bağlıdır [22]. Kompresör içindeki akış üç boyutlu ve karmaşık bir yapıya sahiptir. Bu nedenle akışın anlaşılmasını kolaylaştırmak için üç boyutlu akış, üç tane iki boyutlu akış alanına dönüştürülür. Bu iki boyutlu akış alanları, throughflow alanı (kaskat alanı), blade to blade alanı ve secondary (ikincil) akış alanı olarak ifade edilir.



Şekil 4.10 Koordinat sistemi ve throughflow gösterimi [4]

Throughflow akış alanı, sadece radyal yön ile eksenel yöndeki akış özelliklerinin değişimi ile ilgilenir. Teğetsel yönde bir değişim yoktur (Şekil 4.10).

Şekil 4.10'daki rotor diskinin, sonsuz sayıda çok ince palenin bir araya getirilmesiyle oluştuğu varsayılmıştır. Throughflow alan analizlerinin sonucu olarak, eksenel, teğetsel ve radyal hız bileşenleri r ve θ eksen takımlarının bir fonksiyonu olarak hesaplanabilir.



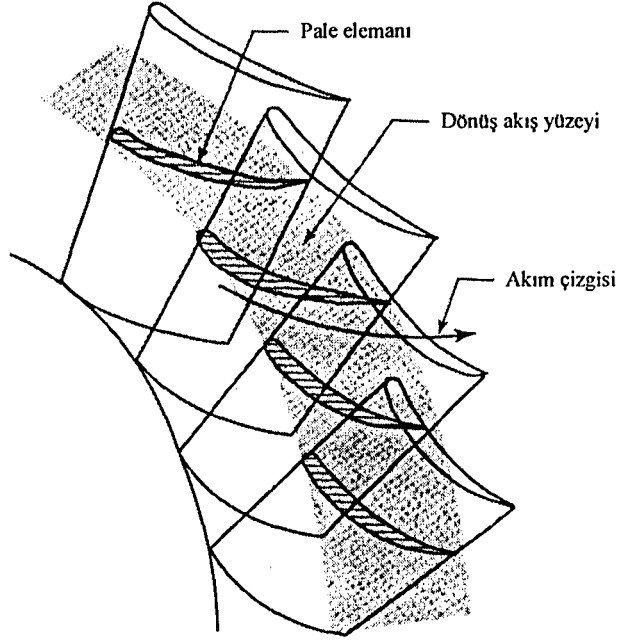
Şekil 4.11 a) Eksenel hız profili, b) Akım yüzeyi [4]

Şekil 4.11 a'da, throughflow alan analizinin sonucunda eksenel hızdaki değişim görülmektedir. Eksenel hız değiştiğinden, kütle korunumu ilkesinden dolayı şeklin b kısmındaki gibi ve Şekil 4.10'da gösterilen, 1 ve 2. istasyonlar arasında akım çizgisinde radyal yönde bir düşüş gözlenir.

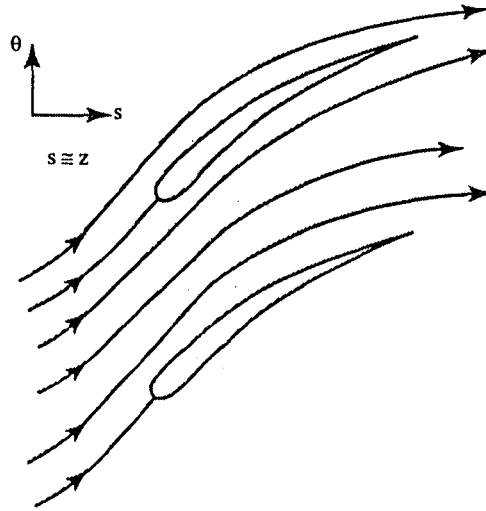
Blade to blade akış alanı ise, akışın akım yüzeyleri ile teğetsel eksen boyunca oluşturduğu davranışları inceler. Şekil 4.12'deki gibi akım yüzeylerinin belirlenmesiyle Şekil 4.13'deki gibi palenin sadece teğetsel ve eksenel düzlemdeki izdüşümü ortaya çıkar. Eğer, akım yüzeylerinin eğrisi çok büyük değilse herhangi bir radyal noktadaki akış, izdüşüm olarak modellenilebilir ve akış şartları için uygun pale profili belirlenebilir. Böyle bir çok sayıda pale izdüşümünün belirlenmesiyle pale üzerindeki belli radyal noktadaki pale profilleri belirlenmiş olur.

İkincil akış alanı, katı yüzeyler yakınından (pale sınır tabakaları...) geçen akışkanın hızının, serbest akan akışkanının hızından daha düşük olmasından dolayı oluşur. Serbest akışın meydana getirdiği basınç gradyanı, sınır

tabakasındaki akışkanının yüksek basınç bölgesinden düşük basınç bölgesine doğru hareketine neden olur.



Şekil 4.12 Akım yüzeyi ve akım çizgileri [4]



Şekil 4.13 Pale profil izdüşümü [4]

İkincil akış, sınır tabakasında, normal akış yönüne dik şekilde hareketler olarak tanımlanabilir. Bunlar, önemli miktarlarda aerodinamik sürüklemelere yol açan sınır tabaka toplanmaları ve akışlarına neden olurlar. Turbomakine dizayn ve performans analizlerinde, söz konusu akışların etkilerinin ve yapısının anlaşılması, önemli bir problem olarak ortaya çıkmaktadır.

Kaskat sınır tabakalarındaki ikincil akışların akım çizgilerinin belirlenmesi amacıyla akış görüntüleme teknikleri kullanılırlar. Rotor kök duvarı sınır tabakasındaki üç boyutlu sapmalar, her bir kaskat akış yolunda girdapların oluşumuna yol açar. Bu girdapların boyut ve sıklıkları, kaskat akış yolundaki dönüş açısına bağlıdır. Bir kere oluştuklarında, bir sonra gelen pale sırasına doğru akmaya direnç gösteren bu girdaplar, istenmeyen hücum açılarını oluşturur ve pale sırasının basınç yüzeylerine geldiklerinde de bu yüzeylerde akış bozukluklarına neden olurlar [23].

Analizlerde iki farklı koordinat sistemi kullanılır. Bunlardan biri kompresöre göre sabitken diğeri dönen palelere göre sabit olarak kabul edilir. Statik özellikler referans kontrol hacimlerine bağlı değildirler ama toplam (dinamik) özellikler bağlıdır. Ayrıca akışkan hızının bir kontrol hacminden diğerine dönüşümü $V = W + U$ formülüyle kolaylıkla yapılabilir [4].

Bir kompresör dizaynı yapılırken ilk olarak kararlı bir çalışma aralığı sağlayacak bir verim değeri, belli bir basınç oranı ve bu basınç oranında elde edilecek hacimsel debi belirlenmelidir. Bununla birlikte referans [24]'e göre başta hedef olarak seçilen değerlere, tasarım sonucunda ulaşılabileceği diye bir garanti söz konusu değildir. Bunun nedeni olarak da, üç boyutlu düzensiz akıştaki detaylar ve tasarımın her adımında mühendislik tecrübesi ve yorumu olarak açıklanabilir. Buna karşın, zamanla, akış fiziğinin geliştirilmesi ve bu alanda bilgisayarların daha güçlü kullanılmasıyla önemli ilerlemeler kaydedilmiştir. Böylece daha önce garanti edilemeyen hedeflere yaklaşma imkanı elde edilmiştir. Elbette ki, daha yüksek verim, düşük maliyet gibi gereksinimlerin şu andaki mevcut kapasiteyi artırmaya yönelik olarak etkileri sürekliliğini korumaktadır.

Yukarıdaki sözü edilen hedeflere ulaşımındaki riskler, eksenel akışlı kompresörlerdeki akışın yapısının karmaşıklığından kaynaklanmaktadır. Akışın

düzensiz ve üç boyutlu olması, viskoz etkilerinin önemli bir rol oynaması ve ayrıca sınır tabakalardaki ayrılmalar, kaçınılmaz olarak hassas bir modellemeyi zorlaştırmaktadır. Bu karmaşıklıktan dolayı tasarımcı, akışla ilgili bazı varsayımları kabul etmekle işi kolaylaştırmakta, bununla birlikte bu kabuller, çoğu önemli akış fiziği ile ilgili durumların gözardı edilerek, gerçek makinelerden beklenilmeyen davranışların görülmesine yol açmaktadır.

4.10. Ön Tasarım

Bu aşama, kompresörle ilgili temel özelliklerin belirlendiği süreçtir. Bu özellikler arasında, akış alan boyutları, kademe sayısı ve kompresör uzunluğu sıralanabilir. Bu süreç, tasarımdaki diğer tüm adımlar arasında çok önemli bir yere sahiptir. Çünkü burada temel özelliklerin seçimi ve kabulünde yapılabilecek herhangi bir hata, örneğin kademe sayısının az ya da kompresör uzunluğunun kısa seçilmesi, hiçbir şekilde telafi edilemeyecektir.

Temel girdiler, belli bir akış kapasitesi, basınç oranı, verim ve motorun çalışma bölgelerine göre kompresörün çalışma aralığı olarak sıralanabilir. Bu seçimler yapılırken türbin ve kompresör arasındaki shaft hızı ve kompresör boyutlarının motorda konulacağı bölüme uygunluğu da düşünülmelidir. Bu gibi mekanik kısıtlamalar ile birlikte rotor uç boşluğunun, verim ve çalışma aralığı üzerine olan önemli etkileri de göz ardı edilmemelidir.

Kullanılacak en temel araç, ortalama yükseklikteki performans tespit yöntemidir. Bu yöntemle, kompresör içindeki akışın düzgün, viskoz olmayan ve tek boyutlu olduğu kabul edilir. Viskoz etkiler, akış alanı ve pale kayıpları içerisine dahil edilir. Pale dönüşü, akış alanı duvarlarındaki sınır tabakaları, daha önceki modeller ile karşılaştırmalar yapılarak tanımlanır. Kompresörde çok önemli etkilere neden olan rotor kök duvar bölgeleri bu anda incelenmezler.

Ortalama yükseklikteki performans tespit yöntemi, tüm kompresör boyunca akış alanı boyutları, kademe sayısı, pale sayısı ve akış açıları belirlenene kadar uygulanır. Tüm bu değerler hesaplandıktan sonra, artık sıra pale ve rotor kök duvar yüklemelerinin bulunmasına gelmiştir. Bununla birlikte bu yüklerin bulunması, temelde üç boyutlu viskoz akış ile bağlantılıdır, fakat tasarımcı bazı

parametreleri kullanarak, akış alanı ile ilgili kesin bilgiler olmadan da tasarıma devam edebilmektedir.

Hız diyagramları, akış açıları seçildikten sonra, kademe yüklemesi ($\Delta H/U^2$) ve akış katsayısı (V_a/U) parametrelerinin hesaplanmasını sağlar. Verim için seçilen başlangıç değeriyle birlikte yukarıdaki parametrelerin de kullanımıyla basınç oranı hesaplanabilmektedir. Yüksek V_a/U , yüksek bir $\Delta H/U^2$, ve bu da belli bir pale yüklemesi için yüksek bir sıkıştırma oranı sağlar. Ayrıca akış alanı boyutları ve buna bağlı olarak da kompresör boyutları azaltılmış olur. Bununla birlikte eksenel hız seviyesi eğer fazla olursa, bu durumda yüksek Mach sayısı nedeniyle ön kademedeki sürükleme kayıpları ve arka kademede, diffüzör ile yanma odası arasındaki problemlerin yarattığı basınç kayıpları ortaya çıkacaktır. Genelde çıkış Mach sayısının 0,25'ten ve giriş Mach sayısının da 1,4'ten fazla olması istenmez.

Kompresör tasarımında kullanılan temel parametreler arasında akış diffüzyonunun ve hızının ölçülmesi yer alır. Diffüzyon ile ilgili en çok kullanılan yöntemler arasında Leiblein diffüzyon faktörü ve sıkıştırılamaz statik basınç artış katsayısı, $\Delta P/D$ (de Haller sayısı da tercih edilebilir) kullanılmaktadır. $\Delta P/D$, pale sırasında meydana gelen statik basınç artışının girişteki izafi dinamik sıcaklık artışına oranı şeklinde tanımlanır. Bu değer bir e eşit olması, tüm sıcaklık artışının statik basınca dönüştüğünü ve akışın durgun hale geldiğini belirtmektedir. Tabii bu gerçekleşmez çünkü pale ve akış alanı sınır tabakaları, serbest akıştan daha düşük toplam basınç değerlerine sahip olduklarından dolayı statik basınç artışı elde edilmeden ayrılmalar meydana gelir. Bu da kayıplara yol açmaktadır. Genelde kullanılan dizayn noktası, kompresörün uygulama alanına göre değişmekle birlikte 0,45 olarak belirlenmiştir. Diffüzyon faktörü palenin emme bölgesindeki diffüzyonun bir ölçüsüdür. Bu değer çok fazla olduğunda, pale sınır tabakasında ayrılmalar ve bunun sonucunda kayıplar gözlenecektir. Bu değer için de 0,45 uygun olmaktadır. Bu tip tasarım parametrelerinin detaylı olarak saptanması, kompresörün kullanılacağı alana, geçmişteki tecrübeler ve kullanımdaki sınırlara göre yapılır.

Mach sayısının değeri tasarımcının belirlediği diğer bir özelliktir. Yüksek Mach sayısı, yüksek bir dinamik sıcaklık artışı sağlayarak yük katsayısının düşmesini sağlar. Bununla birlikte aşırı büyük Mach sayısı, şok kayıplarına ve bundan kaynaklanan düşük verime yol açar.

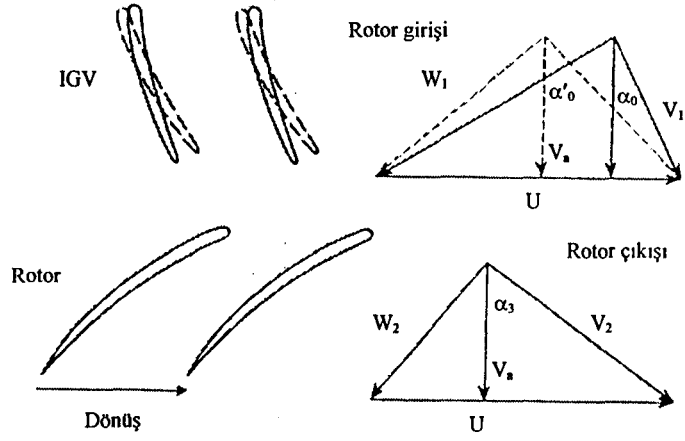
Kompresörde meydana gelebilecek olası kayıpların tasarım üzerinde çok büyük bir etkisi bulunur. Profil ve ikincil kayıplar, aynı zamanda hem kompresörün uzunluğu ve hem de açıklık oranı üzerinde etkilidirler. Açıklık oranı da kompresörün akış dalgalanma aralığında (surge margin) değişikliklere neden olur. Düşük açıklık oranı, iki boyutta belli bir pale yüklemesi için daha geniş bir aralık sağlayacaktır. Kesin bir açıklaması bulunmamakla birlikte, düşük açıklıklı palelerin rotor kök duvar sınır tabakası akışını daha iyi kontrol ettiği ve tutunma kaybı oluşumunu geciktirdiğine inanılmaktadır. Ön tasarım esnasında açıklık oranı seçimiyle ilgili kesin bir kısıt söz konusu olmamakla birlikte, Koch tarafından ortaya atılan yöntem kullanılabilir.

Günümüzde çok kademeli bir eksenel akış kompresörünün tüm performans özelliklerinin tespiti için çok kullanılan üç yöntem vardır. Bunlar; tek boyutlu orta yükseklik, iki boyutlu throughflow ve üç boyutlu CFD olarak isimlendirilirler. Bazen bu yöntemlerden bazı parçalar birleştirilerek, sanki-tek boyutlu, iki boyutlu ve üç boyutlu modeller şeklinde ele alınabilirler. Sanki kelimesinin anlamı, tek boyutlu yaklaşım içerisinde bazı üç boyut etkilerinin de eklenmesi olarak ifade edilebilir [25].

Verimi artırmak için, daha yüksek akış ve iş katsayısı kullanılmalıdır. Bu durum, pale hızının çok yüksek olmasının istenmediği durumlarda ve Helyum ile hidrojen gibi ses hızının yüksek olduğu akışkanların sıkıştırma işlemlerinde son derece avantajlı bir yöntemdir. Böylece kademe basınç oranı, herhangi bir kayba neden olmadan artırılmış olmaktadır [26].

IGV, hava akışının kontrol edilmesi ve havanın, motorun değişik çalışma koşullarında (kalkış, seyir, manevra...) kompresöre istenilen açıda girmesinin sağlanması için çoğu gaz türbin motorunda kullanılan bir elemandır. IGV'nin pozitif değerde olması, IGV kanatçıklarının kapalılığının bir ölçüsüdür. Kapalı IGV, Şekil 4.14'te görüldüğü üzere, havanın teğetsel yöndeki açısının daha

yüksek olmasını sağlar, bu da belli bir akış katsayısı için rotorda verilen sıcaklık artışının, dolayısıyla yapılan işin düşmesi demektir [27].



Şekil 4.14 Hız üçgeninde IGV etkisi [27]

5. İKİ BOYUTLU KASKATLAR

Bir turbomakine dizaynında öncelik, rotor palelerinin aerodinamik performanslarının bilinmesidir. Bununla birlikte, pale profillerinin, dönen makineler yerine kaskatlarda test edilip değerlendirilmeleri daha kolaydır, çünkü modeller daha basit ve sıklık, kamburluk gibi değişkenlere, alternatif değerler verilmesi ile taşıma, sürüklenme ve basınç dağılımı gibi karakteristiklerin ölçülmesi, bu deneysel düzeneklerde daha kolay gerçekleşebilmektedir.

Diğer taraftan, iki boyutlu kaskatlardaki akış, dönen makinelerdeki akıştan bir parça daha farklıdır. Çünkü akışın radyal yönde yaptığı değişiklikler, sınır tabakasının dönmeden kaynaklanan merkez kaç etkisi ve rotor uç açıklığı kayıpları, kaskatlarda görülmemektedir. Bu sebeple kaskat ve gerçek dönen makineler arasında bir düzenleme gerekmektedir [28].

İki boyutlu kaskatlar ve iki boyutlu kaskat teorisi, transonik kompresörlerdeki akış modellemesi için kullanılan en yaygın yöntemdir çünkü kendi başına kayıp mekanizmaları olan şok ve sınır tabaka kayıp etkileri en iyi bu yolla doğru bir şekilde izole edilmiş olur.

Kayıplar, diğer bir deyişle entropi, şok dalgaları, sınır tabakaları, ikincil akışlar ve bunların karışımı ile oluşurlar.

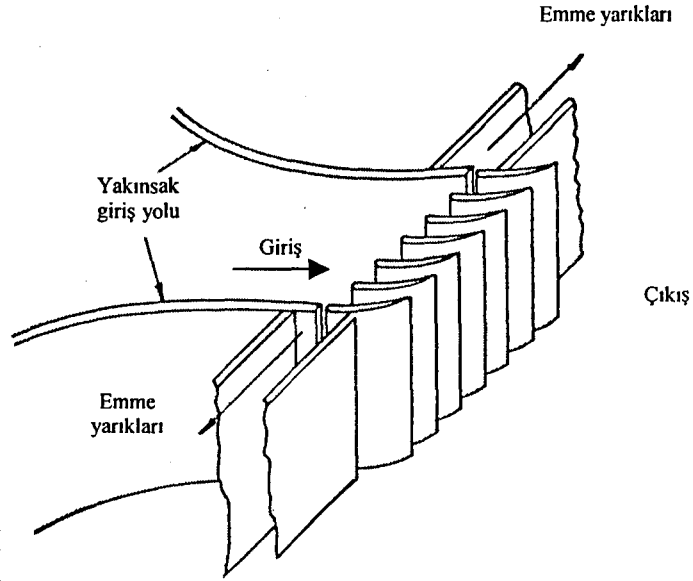
$$\omega \cong \omega_{SH} + \omega_{PR} + \omega_S \quad (5-1)$$

Denklem (5-1)'de ω_{SH} ; şok dalgalarından kaynaklanan kayıpları, ω_{PR} ; sınır tabakasına bağlı profil kayıplarını ve ω_S ise ikincil akış kayıplarını temsil etmektedirler. Bununla birlikte bu kayıpların değerlendirilmesinde entropinin mi yoksa klasik kayıp terimlerinin mi kullanılması gerektiği konusunda bazı fikir ayrılıkları bulunmaktadır. Referans [29]'a göre özellikle düşük kayıp seviyelerinde entropi ile diğer terimlerin kullanımı arasındaki fark ihmal edilebilir düzeylerde gerçekleşmektedir. Diğer taraftan yine aynı referansa göre kayıpların doğrusal olarak gelişmemelerinden dolayı toplam kayıp konusu için her iki yaklaşım da tatminkar sonuçlar ortaya çıkarmaktadırlar.

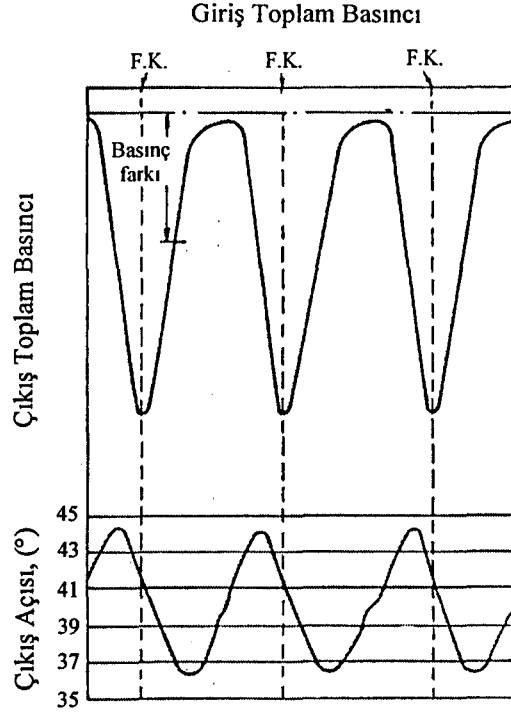
Şekil 5.1'de görüldüğü üzere birbirine paralel olarak dizilmiş sabit profillerden oluşan gruplara pale kaskatı adı verilir. Kaskat içerisindeki ölçümler,

palelerin orta bölümleri dikkate alınarak yapılırlar. Bu yolla, hesaplamalar için duvar etkileri en aza indirgenmiş olur. Bu ölçümlerde, açıklık oranları 3 ve daha yukarıda olan genellikle 8-10 paleden oluşan kaskatlar göz önüne alınır. Hassasiyet sağlanması açısından sınır tabakanın neden olduğu duvar etkileri (girdaplar) ve ikincil akışlar, emiş yarıklarından dışarı atılırlar. Giriş ve çıkışta alınan basınç, hız ve akış yönü bilgileri, ya doğrudan ya da taşıma ve sürüklenme katsayılarına dönüştürülerek kullanılırlar.

Şekil 5.2’de bir kaskat çıkışında, toplam basınç ve akış açısının değişimi görülmektedir. Akışkan paleler arasında ilerlerken enerjisinde bir kayıp gözlenmemekle birlikte, firar kenarı yakınlarındaki bölgelerde, sınır tabakanın ve ikincil akışın neden olduğu kayıplar, basınçta bir düşüş meydana getirirler. Çıkış açılarından bakıldığında ise, akıştaki değişikliklerin düzgün olmadığı ve bu değişikliklerin firar kenarı yakınlarında maksimum olduğu, paleler arasında yine herhangi bir değişime uğramadığı görülmektedir. Bir pale dizisinde oluşan basınç kaybı, grafikteki değerlerin toplamıyla elde edilir.



Şekil 5.1 Pale kaskat yapısı [2]

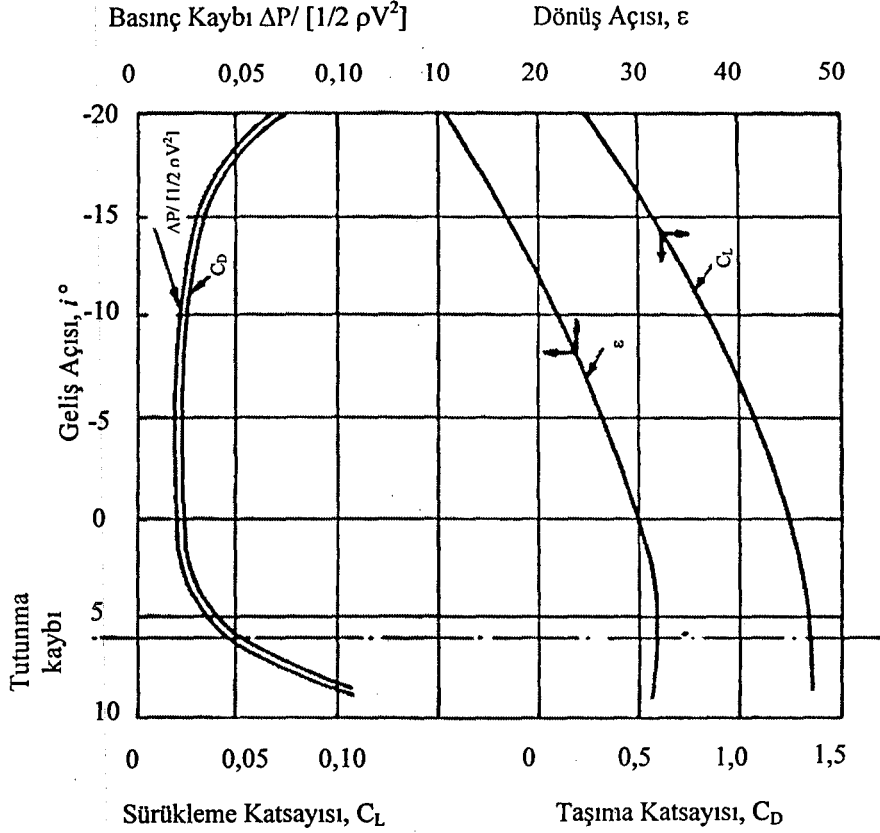


Şekil 5.2 Kaskat çıkışında toplam basınç ve akış açısı [2]

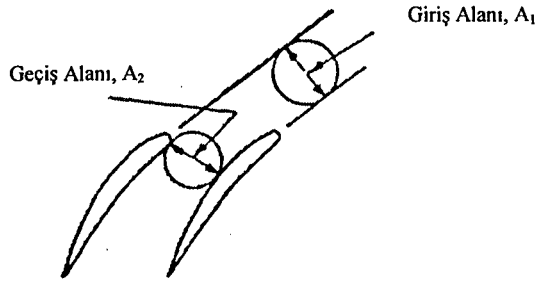
Şekil 5.3'te bir kaskat testinin sonuçları, geliş açısının; dönüş açısı ε ile taşıma katsayısı C_L ve boyutsuz basınç kaybı $\Delta P/(1/2\rho V^2)$ ile sürüklenme katsayısı C_D 'ye karşı gösterilmesiyle elde edilir (sapmanın geliş açısıyla ilgisi ihmal edilebilir seviyededir). Şekle göre küçük bir geliş açısında, C_L ve ε maksimum değerler alırlar. Bu değerlerin kesiştiği geliş açısına kadar C_D ve basınç kaybı, hemen hemen sabit kalmakta, bu noktadan sonra da keskin bir şekilde artmaktadır. Anlaşılabileceği üzere geliş açısının belli bir değerinden sonra palenin büyük bir kısmı üzerinde akışta bozulmalar görülmektedir. Bu da taşımanın kaybedilmesine ve sürüklemenin artmasına neden olmaktadır. Bu olay meydana geldiğinde palede tutunma kaybı meydana gelir.

Akış, Re sayısı ve Mach sayısından etkilendiği için, makinenin performansı analiz edilirken bu değişkenler hesaplamalara katılmalıdır. Re sayısı kritik değerinin üzerinde ise küçük bir etki gözlemlenebilir. Havadaki türbülans derecesi, bu kritik değerin bir fonksiyonudur ve bundan dolayı farklı sonuçlar çıkmasına neden olabilir. Genellikle yüksek Re sayılarında ve düşük türbülansla,

sınır tabakasının laminardan türbülansa geçişi geciktüğinden dolayı daha iyi sonuçlar elde edilir. Düşük Re sayıları için tersi durum söz konusudur.



Şekil 5.3 Kaskat test sonuçları [2]



Şekil 5.4 Bir kaskat için geçiş ve boğaz alanları [2]

Şekil 5.4, birbirine bitişik paleler tarafından oluşturulan geçişi göstermektedir. Bu geçiş alanının giriş alanına oranı akışın durduğu (choking) Mach sayısı değerini kontrol eder. İdeal akış süreklilik denkleminde;

$$m = \rho VA = AV \frac{P}{RT} = \frac{AMP}{\sqrt{T}} \sqrt{\frac{\rho k}{R}} \quad (5-2)$$

1 ve 2 indis alanları giriş ve geçiş alanını göstermek üzere;

$$\frac{A_1 M_1 P_1}{\sqrt{T_1}} = \frac{A_2 M_2 P_2}{\sqrt{T_2}}$$

$M_2 = 1$ yani geçiş şartlarında akışın durduğu kabul edildiğinde;

$$\frac{A_2}{A_1} = M_1 \frac{P_1}{P_2} \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} \quad (5-3)$$

$$P_0 = P_1 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_1^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = P_2 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_2^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (5-4)$$

vc

$$T_0 = T_1 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_1^2\right) = T_2 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_2^2\right) \quad (5-5)$$

olduğuna göre,

$$\frac{A_2}{A_1} = M_1 \left[\frac{1 + \frac{k-1}{2}}{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2} \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}}$$

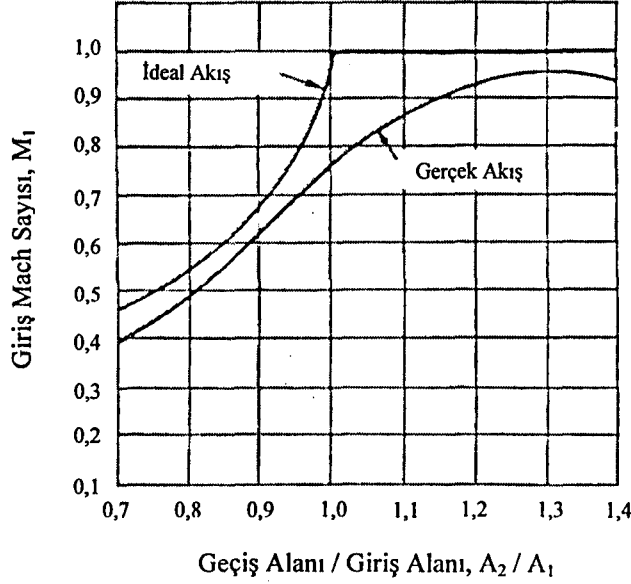
elde edilir. $k = 1,4$ alınırsa;

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{1,728 M_1}{(1 + 0,2 M_1^2)^3} \quad (5-6)$$

şeklinde alan oranı bulur.

Denklem (5-6), Şekil 5.5'te ideal akış adı altında görülmektedir. Gerçek bir pale kaskatı için, belli bir Mach sayısında, ideal akışta olduğundan daha büyük bir alan oranı gereklidir çünkü sınır tabakanın kalınlığı ve olası ayrılmalar, akış için mevcut alanı küçültecektir. Şekilde görüldüğü üzere, yüksek Mach sayılarına A_2 / A_1 'in birden büyük değerlerinde ulaşılabilir. Pale geçiş yolunda choking'in

meydana geldiği Mach sayısı M_M olarak tanımlanır ve maksimum kütle akışını belirtir. M_C ve M_M , kaskat testlerinde elde edilen önemli verilerdir.



Şekil 5.5 Bir kaskat için maksimum Mach sayısı [2]

Kaskat testleri, pale gruplarının performansları üzerine bilgi verir. Fakat bu bilgi, tam olarak sadece iki boyutlu akışlar için ve palenin sadece belli bir kesitine uygulanabilir. Böylece kesiti, yerleşimi ve kökten uca sıklığı sürekli değişen gerçek bir pale için, bu testlerin palenin belli başlı üç bölümü için yapılmasının gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bu durumda, orta kesitte yapılan testler ortalama performans değerleri vermekte, daha ileri ve hassas verilerin gerektiği durumlarda ise rotor kök ve uç kesitlerinden de veri alınmalıdır. Bunun yanında paleler, bir rotor üzerinde test edildiklerinde;

- radyal akış etkileri,
- rotor kök ve uç etkiler (sınır tabakasına bağlı olarak),
- ikincil akış

d. pale ucu ile içinde döndüğü çeper arasındaki boşluk gibi üç boyutlu etkiler açısından düzenlemelere ihtiyaç duyulur.

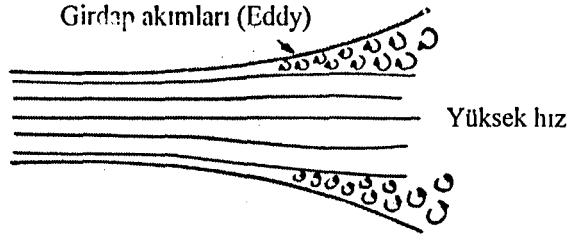
5.1. Turbomakine İçindeki Akışkanın Hareketi

Bir kanal boyunca akan bir akışkanın analizi, akışın laminar veya türbülanslı oluşuyla ve bunun ölçüsü olan Re sayısı ile yapılmaktadır. Laminar akış, atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranı şeklinde tarif edilen Re sayısının küçük değerlerinde, yani viskoz kuvvetleri, atalet kuvvetlerinden daha büyük iken elde edilirler. Buna göre, laminar akışta, akışkan tabakaları arasında önemli miktarlarda kayma kuvvetleri oluşur ve akışkan, temasta bulunduğu katı yüzeylerden akarken yavaşlar ya da durur. Akışkan içerisindeki her bir molekül, tüm akışla beraber aynı yönde hareket eder, yani akışa dik hız bileşeni söz konusu değildir.

Türbülanslı akışta ise, atalet kuvvetleri viskoz kuvvetlerden daha büyük değerlerdedir. Bu sebeple Re sayısı izafi olarak çok yüksektir. Bu akış tipinde akış içerisinde bazı parçacıklar akış yönüne dik hız bileşenlerine sahiptirler. Hızda dalgalanmalar olarak da tarif edilen bu hız bileşenleri ana hız değerinin yüzde birkaç değerindedirler ve bunlar türbülans oluştururlar. Atalet kuvvetlerinin daha yüksek olmasına rağmen, halen mevcut olan viskoz kuvvetler, yüzeyin etkisiyle bir hız gradyeni oluştururlar. Bununla birlikte bu gradyen, laminar akıştaki özdeşinden daha küçük bir değere sahiptir. Yüzeye çok yakın bölgede, akış tamamen türbülanslı olsa dahi, çok ince olmakla beraber laminar bir alt tabaka mevcuttur.

5.1.1. Diffüzörler

Diffüzyon işlemi ya da diğer adıyla hız azaltılarak statik basınç artışının sağlanması, pek çok turbomakinede, santrifüj kompresörlerde, eksenel pompa ve kompresörlerin stator ve rotorlarında kullanılan önemli bir özelliktir. Bununla birlikte Şekil 5.6'daki gibi ayrılma olasılığına karşın, diffüzyon oranı limitlerine dikkat edilmelidir.



Şekil 5.6 Bir kanal boyunca meydana gelen akış ayrılması [2]

Sıkıştırılamaz makineler ile sıkıştırılabilir ama yoğunluk değişimleri az olan akışlar için, aynı giriş ve çıkış alanlarında statik basınçtaki gerçek artışın, ideal artışa oranı şeklinde bir diffüzyon oranı belirlenebilir (D). İdeal akış için toplam basınçlar sabit olduğundan, 1 ve 2 indisleri de ilk ve son halleri tanımlarsa;

$$P_1 + \frac{\rho V_1^2}{2} - \left(P_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} \right) = P_2 - P_1 = \frac{\rho}{2} (V_1^2 - V_2^2) \quad (5-8)$$

süreklilik denkleminden;

$$m = \rho V_1 A_1 = \rho V_2 A_2 \rightarrow V_2 = \frac{A_1}{A_2} V_1$$

$$P_2 - P_1 = \frac{\rho V_1^2}{2} \left(1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right) \quad (5-9)$$

ve gerçek son basınç değeri P'_2 ise, bu durumda diffüzör verimi;

$$\eta_d = \frac{P'_2 - P_1}{P_2 - P_1} = \frac{P'_2 - P_1}{\frac{\rho V_1^2}{2} \left(1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right)} \quad (5-10)$$

şeklinde elde edilir.

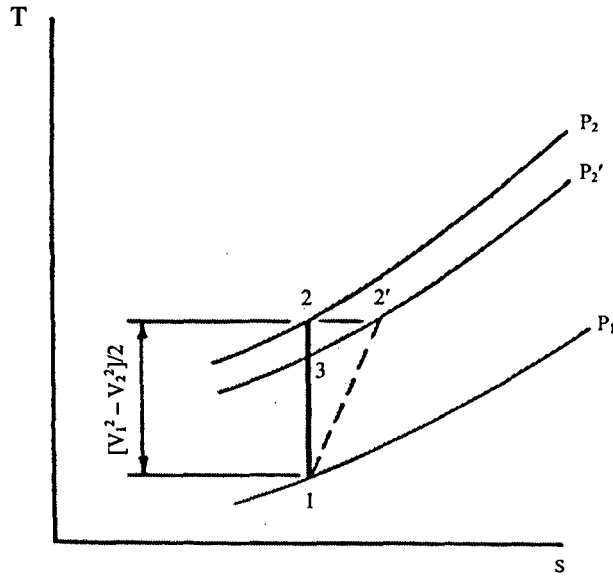
Sıkıştırılabilir akışta ise izantropik değişimleri baz alan farklı bir tanımlama söz konusudur. Burada hız düşüşünden kaynaklanan gerçek basınç artışına karşılık gelen izantropik entalpi değişiminin, izantropik basınç artışına karşılık gelen entalpi değişimine oranı şeklinde bir verim ifadesi tanımlanır. Gerçek statik basınç artışı, hızların izantropik değişimlerine bağlı statik basınç artışından daha azdır ve işlem Şekil 5.7'de T - s diyagramı üzerinde görülmektedir.

Başlangıçta 1 noktasında bulunan akışkanın hızı V_1 'den V_2 'ye, $c_p(T_2 - T_1)$ değişimine denk bir değerde artar. Akışkan gerçekte 2' noktasına, T_2 sıcaklığında fakat daha düşük bir basınçta, P_2' değerinde gelir. Bu durumda verim;

$$\eta_s = \frac{h_3 - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{h_3 - h_1}{\frac{1}{2}(V_1^2 - V_2^2)} \quad (5-11)$$

şeklinde ifade edilir. Bu denklemdeki $h_3 - h_1$ ifadesi P_1 'den P_2' 'ne izantropik entalpi değişimi olarak tanımlanır. Sıcaklık değişimleri entalpiler yerine değişken özgül ısıların kullanımına imkan verir, ayrıca gaz tablolarından da yararlanılabilir.

$$h_3 - h_1 = c_p(T_3 - T_1) = c_p T_1 (T_3 / T_1 - 1) = c_p T_1 \left[(P_2' / P_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (5-12)$$



Şekil 5.7 Diffüzyon süreci [2]

ve

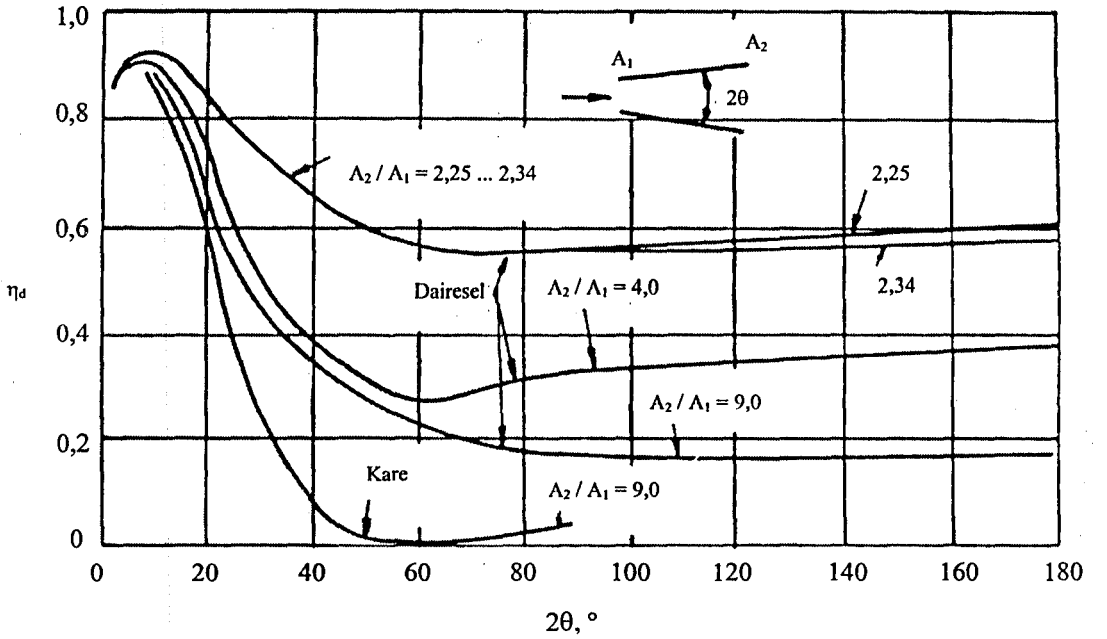
$$h_2 - h_1 = \frac{1}{2}(V_1^2 - V_2^2) \quad (5-13)$$

olduğuna göre verim;

$$\eta_s = \frac{c_p T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\frac{1}{2} (V_1^2 - V_2^2)} \quad (5-14)$$

şeklinde sonuçlanır.

Optimum diffüzyon şartlarını saptayabilmek için birbirine bağlı üç ana faktör söz konusudur. Bunlar diffüzyon oranı, kanalın şekli ve çıkış/giriş alanı olarak sıralanabilir. Sıkıştırılmaz akış için Şekil 5.8’de verimin, birkaç diffüzör değeri için genişleme açısıyla (2θ) olan ilişkisi gösterilmektedir. Bundan çıkarılacak sonuçları aşağıdaki gibi sıralamak mümkündür [2]:



Şekil 5.8 Diffüzör veriminin genişleme açısı ile değişimi [2]

- 1- Konik bir diffüzör için optimum (2θ), 5° ile 8° arasında olmalıdır. 10° ’nin üzerindeki açılarda kayıplarda ani bir artış görülür.
- 2- Dikdörtgen kesitli bir diffüzör için (iki kenarı paralel, diğer iki kenarı ıraksak) optimum (2θ), 11° ’dir.
- 3- Kare kenarlı diffüzörde optimum (2θ), 6° ’dir.

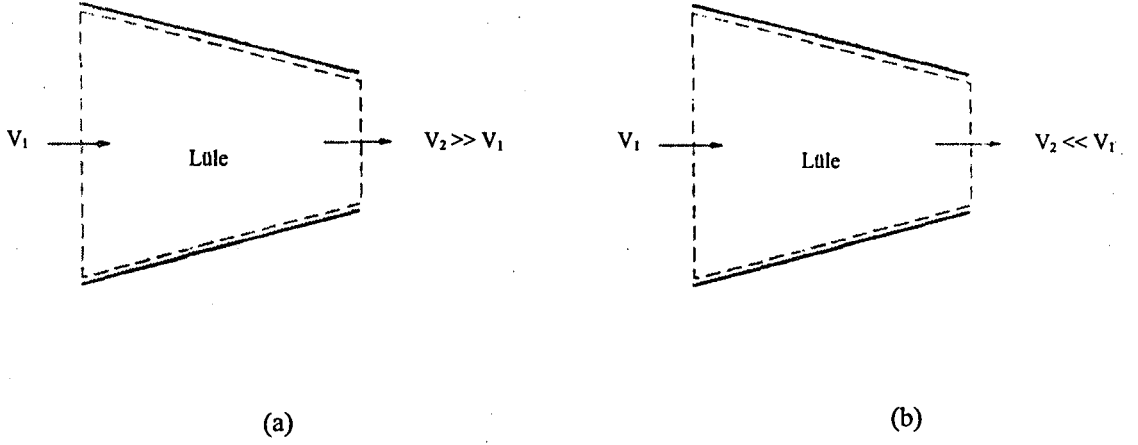
- 4- Konik diffüzörler genelde en iyi sonucu verirler ve üç boyutlu diffüzörler, iki boyutlu diffüzörlere göre daha iyidirler.
- 5- Kayıp faktörü, alanlar oranı arttıkça artar ((2θ) 'nın küçük değerleri için hariç).
- 6- Girişte kalın bir sınır tabakası kayıp faktörünü artırır, bundan dolayı, diffüzyon, mümkünse kanal girişinde başlamalıdır.
- 7- Diffüzyondan sonra, çapın altı katı kadar bir uzunlukta bir kanalın kullanımı, kayıp faktörünü düşürür. Çünkü farklı hızlara sahip akımların karışımı ve kaybedilen basıncın bir miktarının yeniden kazanımı söz konusudur.

Eğer (2θ) açısının çok büyük olması isteniyorsa, verimi arttırmak için şu yollar izlenebilir:

- a. Diffüzör köşelerinin yuvarlaklaştırılması ve kenarların eğilmesi, yani başlangıçta (2θ) yavaş, ilerledikçe de daha hızlı artmalıdır.
- b. Saptırıcı kanalların kullanımıyla merkezdeki hızın artırılıp duvar kenarlarındaki akışkanın hızı izafi olarak yavaşlatılmalıdır.
- c. Duvarlarda sınır tabakasına emme odacıkları uygulanmalıdır. Bu, durgun tabakayı ortadan kaldırarak yerine daha yüksek enerjili akışkanı getirir. Bu metotla $(2\theta) = 50^\circ$ ile %90 verim elde edilebilir.
- d. Akışkanı, diffüzör girişinde swirl kanatçıklar vasıtasıyla döndürmek, böylece duvarlar kenarında fazladan bir basınç gradyeni elde etmek (ters basınç gradyeninin değerini düşürür).

5.1.2. Lüleler

Lüleler sıkıştırılmaz ve ses altı akışlarda, alanı küçülterek basıncı düşürüp hızı arttıran elemanlardır. Basınç gradyeni akış yönünde olduğundan, ayrılma açısından herhangi bir olumsuzluk söz konusu değildir ve kayıplar çok azdır. Lüle verimi, çıkıştaki kinetik enerjinin, girişteki kullanılabilir enerjiye oranı şeklinde tanımlanır ve genellikle %96 ve üzerinde değer alır.



Şekil 5.9 Lüle akışı [6]

Şekil 5.9 a'da gösterilen subsonik akış için [31];

- 1- Alan arttıkça, basınç artar, hız düşer (subsonik yayıcı),
- 2- Alan azaldıkça, basınç düşer, hız artar (yakınsak lüle).

Şeklin b kısmındaki süpersonik akış için ise;

- 1- Alan azaldıkça basınç artar, hız düşer (süpersonik yayıcı),
- 2- Alan arttıkça basınç düşer, hız artar (ıraksak lüle).

5.2. Kaskat Dizaynı

Eksenel akışlı kompresör dizaynı için kaskat hesaplamaları Euler denklemi temel alınarak yapılır.

$$E = UV_a(\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \quad (5-15)$$

Gerçekte, rotor kök ve ucundaki V_a hızı, dizayndaki değerinden küçüktür ve bundan dolayı geliş açısı artar ve teorikte daha fazla iş yapılır. Bununla birlikte, dizayn geliş açısı, genellikle tutunma kaybının olduğu geliş açısına yakın bir değerde meydana geldiğinden, geliş açısının artması rotor uç ve kökünün belli kısımlarında tutunma kaybı oluşumuna ve üretilen işte bir düşüşe neden olur. Bu düşüşün dizaynda hesaplara katılması için Howell tarafından bir iş yapma faktörü Ω ortaya atılmıştır. Şekil 4.5'te kompresör boyunca iş yapma faktörünün değişimi görülmüştür. Buna göre;

$$E = \Omega U V_a (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \quad (5-16)$$

iken termodinamik (Denklem (2.29)'un birim kütle başına olan ifadesi) ve Euler enerji transfer denklemi (Denklem (5-16)) birbirine eşitlenecek olduğunda;

$$c_p \Delta T_0 = \Omega U V_a (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \quad (5-17)$$

ortaya çıkar. Denklem (5-17)'de her iki taraf $U^2 / 2$ 'ye bölüldüğünde;

$$\frac{c_p \Delta T_0}{U^2 / 2} = \frac{2 \Omega V_a}{U} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \quad (5-18)$$

sonucu elde edilir. Eşitliğin sol tarafı; boyutsuz *sıcaklık artış katsayısı* olarak ifade edilir ve aşağıdaki şekilde basınç katsayısına dönüştürülebilir. Kademe izantropik verimi $\eta_{s,k}$ ve gerçek basınç artışı ΔP_0 ise;

$$\begin{aligned} \frac{P + \Delta P_0}{P} &= \left(\frac{T + \Delta T_0}{T} \right)^{\frac{\eta_{s,k} k}{k-1}} \\ 1 + \frac{\Delta P_0}{P} &= \left(1 + \frac{\Delta T_0}{T} \right)^{\frac{\eta_{s,k} k}{k-1}} \\ 1 + \frac{\Delta P_0}{P} &= 1 + \frac{\eta_{s,k} k}{k-1} \frac{\Delta T_0}{T} + \dots \end{aligned} \quad (5-19)$$

şeklinde devam eder.

$\Delta T_0 / T$ 'nin çok küçük değerler almasından dolayı geri kalan terimler ihmal edilebilir. Ayrıca $P = \rho R T$ ve $c_p = R k / (k - 1)$ olduğundan, Denklem (5-19);

$$\Delta P_0 = \eta_{s,k} \rho c_p \Delta T_0 \quad (5-20)$$

şekline gelir. Böylece;

$$\frac{\Delta P_0}{\rho V^2 / 2} = \frac{\eta_{s,k} c_p \Delta T_0}{V^2 / 2} = 2 \eta_{s,k} \Omega \frac{V_a}{U} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \quad (5-21)$$

bağıntısı ortaya çıkar. Çoğu durumda olduğu gibi, giriş ve çıkış hızları aynıysa, toplam basınç ve sıcaklık ΔP_0 ve ΔT_0 , statik değerlerine ΔP ve ΔT 'ye düşerler.

V_a ve U 'nun bilinmesi halinde, tahmini bir verim ile belli α_1 ve α_2 değerleriyle birlikte, kademe dizaynı gerçekleştirilebilir. Aşağıda, mevcut kaskat verilerinin analizinden önce, bu değerlerin bulunduğu kabul edilerek, verim hesaplama yöntemi gösterilmiştir. Tek bir kademe için küçük sıcaklık ve basınç artışları ve yüksek verim için, sıcaklık değişikliklerine bağlı izantropik verim, ideal ve gerçek basınç değişikliklerine bağlı verimle aynıdır. Yani,

$$\eta_{s,k} = \frac{\Delta T_s}{\Delta T_a} = \frac{\Delta P_a}{\Delta P_s} = \frac{\Delta P_s - \Delta P_{kayip}}{\Delta P_s} = 1 - \frac{\Delta P_{kayip}}{\Delta P_s} \quad (5-22)$$

şeklindedir. ΔP_s akış yolunun diffüzör ve akışkanın sıkıştırılmaz olduğu kabul edilerek;

$$\Delta P_s = P_2 - P_1 = \frac{\rho}{2} (V_1^2 - V_2^2) = \frac{\rho V_1^2}{2} \left(1 - \frac{V_2^2}{V_1^2} \right)$$

$$\text{ve, } V_1 = \frac{V_a}{\cos \alpha_1} \quad \text{ve} \quad V_2 = \frac{V_a}{\cos \alpha_2}$$

olduğundan;

$$\Delta P_s = \frac{\rho V_1^2}{2} \left(1 - \frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos^2 \alpha_1} \right) \quad (5-23)$$

şeklinde hesaplanır. Basınç kaybı ise;

$$\Delta P_{kayip} = \frac{\rho V_1^2}{2} \left(\frac{C_D \cos^2 \alpha_1}{s/c \cos^3 \alpha_m} \right)$$

ve

$$\cos^2 \alpha_1 \cong \cos^3 \alpha_m$$

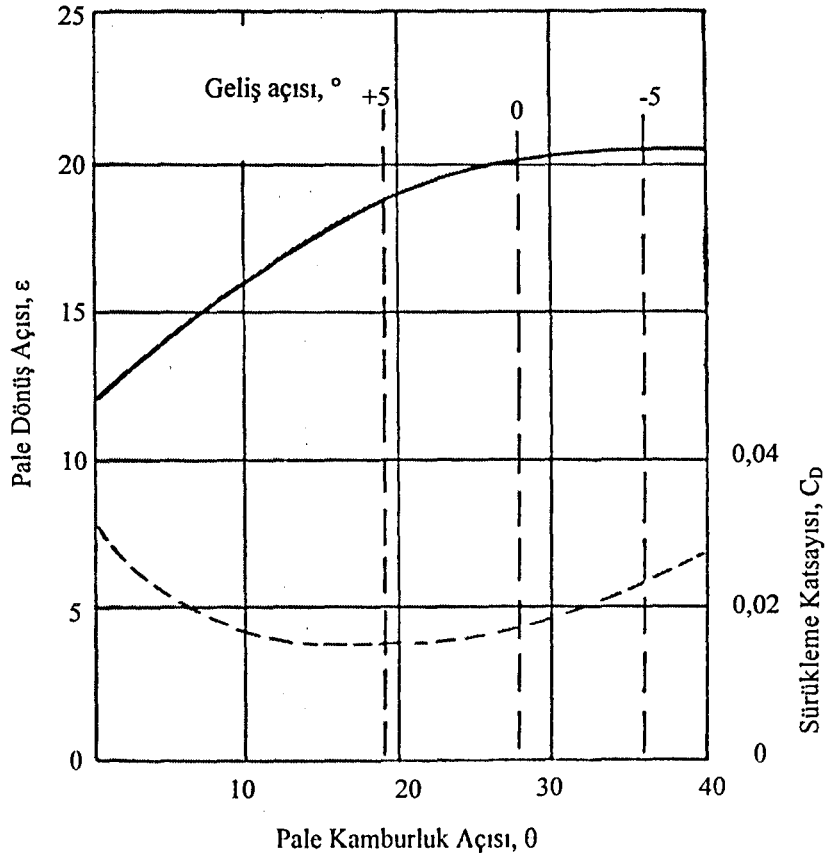
olduğuna göre;

$$\Delta P_{kayip} = \frac{\rho V_1^2}{2} \left(\frac{C_D}{s/c} \right) \quad (5-24)$$

olarak bulunur. İdeal ve gerçek durum belirlendikten sonra sıra, akışkanın dönüş açısının hesaplanmasına gelir. Bunun için kamburluk, yerleşim, sıklık gibi girdilere ihtiyaç vardır.

5.3. Genelleştirilmiş Kaskat Verileri

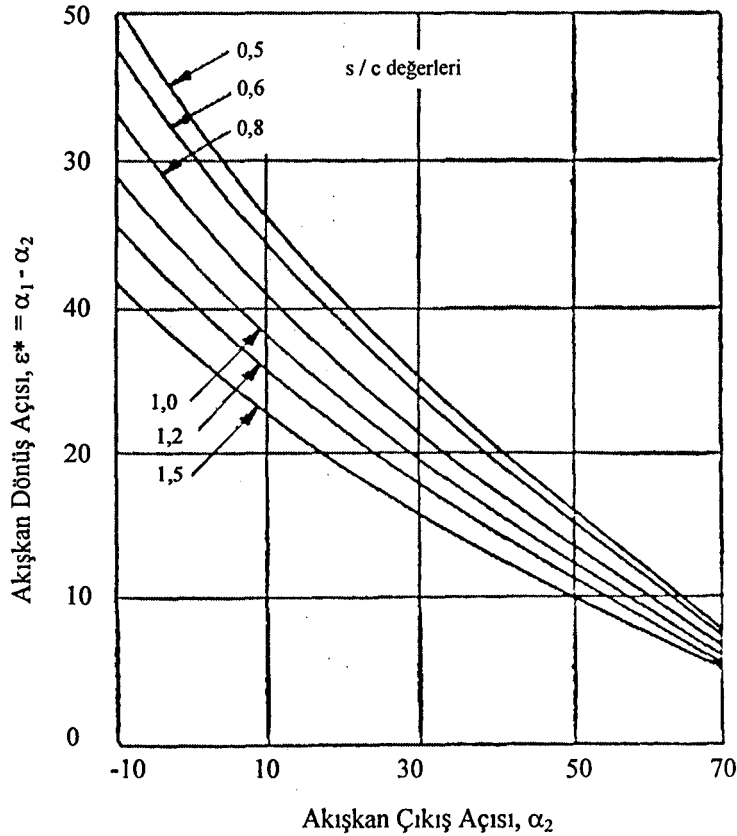
Şekil 5.3'te belli bir yerleşim ve sıklıktaki bir palenin kaskat test sonuçları görülmüştür. Buna göre, her ne kadar en büyük dönüş açısı veya taşıma katsayısı istense de, böylesine maksimum değerlerin seçilmesi, tutunma kaybı şartlarına yaklaşmadan dolayı uygun değildir. Çünkü bu şartlarda sürüklenme katsayısı ve/veya pale kayıpları minimum değerlerin iki katına çıkabilmektedir. Bir yaklaşıma göre, dönüş açısı için optimum değer ε^* , tutunma kaybı dönüş açısının %80'i olmasıdır. Bu değere karşılık gelen geliş açısı ve α_2 açıları da diğer optimumlar olarak belirlenir.



Şekil 5.10 Akışkan dönüş açısı ve pale kamburluğu [2]

Şekil 5.10'da, %80 değeri baz alınarak diğer optimumlar gösterilmiştir. Çoğu kaskatta ε^* ; palenin kamburluğuna, s/c oranına ve yerleşimine bağlıdır. Bununla birlikte pale yerleşimi yerine akışkan çıkış açısı α_2 'nin kullanımı, kaskatın açık gösterimi açısından daha uygun olmaktadır.

Şekil 5.11'de, ε^* 'nin kamburluktan bağımsız, sıklık (s/c) ve çıkış açısı (α_2) ilişkisi gösterilmektedir. Buna göre dönüş açısı, α_2 'nin azalmasıyla yani daha küçük yerleşim açıları kullanımıyla da artar. Bu tip diyagramlardan enerji transferi ile pale yerleşimi arasında ilişki kurduklarından, dizaynda anahtar bilgiler sağlanır.



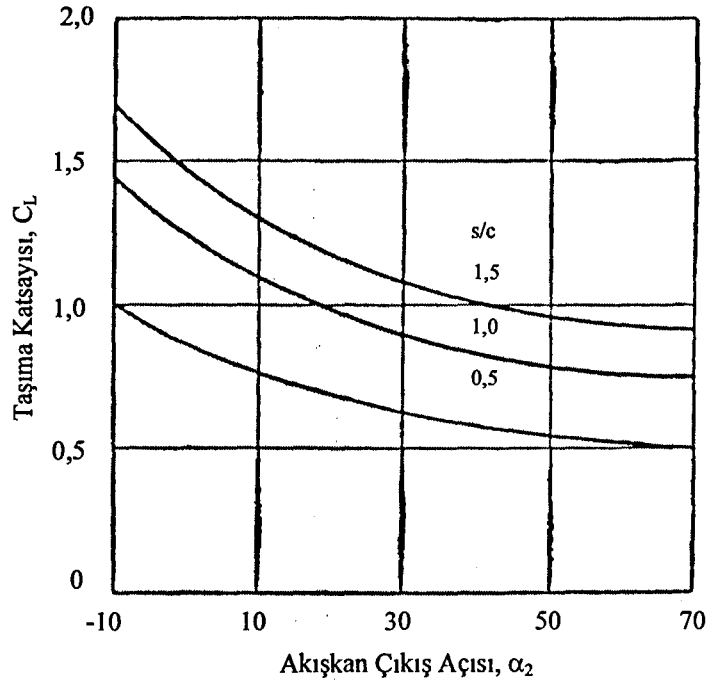
Şekil 5.11 Akışkan dönüş açısı değerleri [2]

Şekil 5.11'deki diyagramda, ordinatta başka bilgilere de yer verilebilir. Bunlar, Şekil 5.12'de gösterilen taşıma katsayısı olabileceği gibi Şekil 5.13'deki

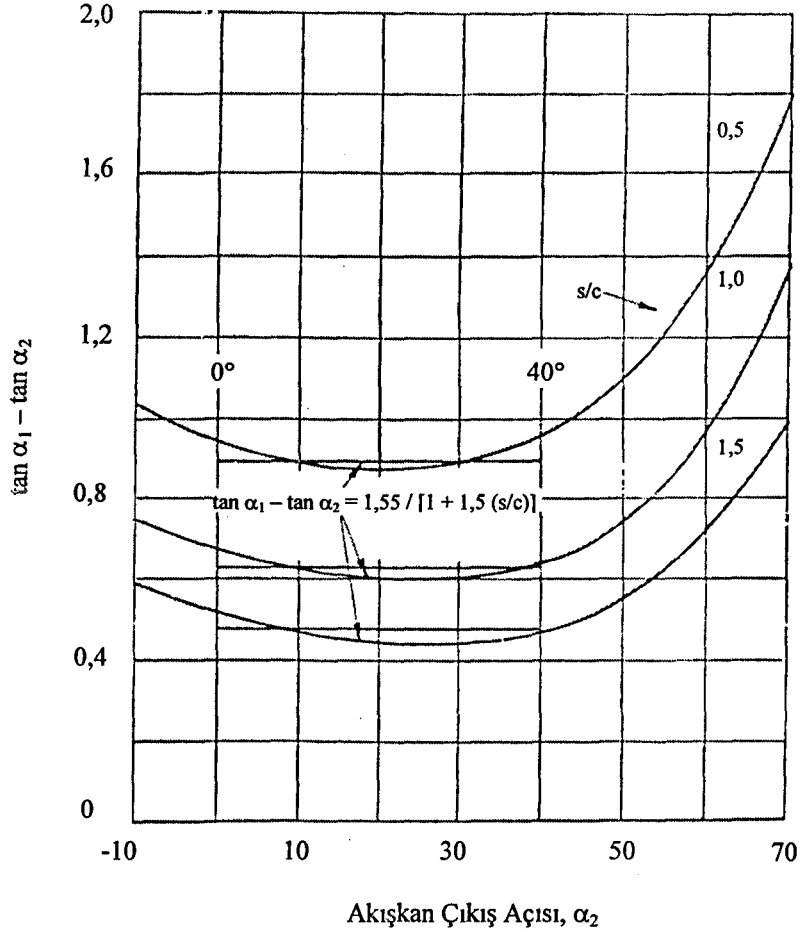
gibi doğrudan enerji transfer denkleminin ana bileşenleri de olabilir. Şekil 5.13’de α_2 ’nin 0° ve 40° arasındaki değerler için teğetsel fark;

$$\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2 = \frac{1,55}{1 + 1,5 s / c} \quad (5-25)$$

şeklinde yazılabilir.



Şekil 5.12 Akışkan dönüş açısı değerlerinin taşıma katsayısı cinsinden ifadesi [2]



Şekil 5.13 ($\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2$) cinsinden dönüş açısı değeri [2]

5.3.1. Geliş ve sapma açısı

α_1 'i belirledikten sonra, β_1 , geliş açısına göre hesaplanabilir. “0” geliş açısı en yüksek Mach sayılarında çalışmayı mümkün kıldığından yaygın bir şekilde kullanılır. Pozitif geliş açısı ise, birbirine daha yakın palelerin kullanımı açısından uygundur ve;

s/c	i
0,5	+5 .. 0
1,0	0 .. - 2,5
1,5	-5 .. - 2,5

şeklinde bir sıralama söz konusudur. β_2 'nin bulunması için de sapma açısı bilgisine ihtiyaç vardır. Kamburluk açısı ve sıklık cinsinden sapma açısı;

$$\delta^* = m\theta\sqrt{s/c} \quad (5-26)$$

şeklinde tanımlanır. Formülün ilk versiyonlarında $m = 0,26$ şeklinde bir sabit olarak tanımlanmıştı. Ancak sonradan yapılan düzenlemelerle;

$$m = 0.23\left(\frac{2a}{c}\right)^2 + 0.1\left(\frac{\alpha_2^*}{50}\right) \quad (5-27)$$

haline getirilmiştir. Burada a, maksimum kalınlığın bulunduğu nokta ile hücum kenarı arasındaki mesafeyi tanımlar.

Sapma açısının belirlenmesi, dizayn açısından büyük önem arz eder. Denklem (5-26)'nın kullanımında, $m = 0,26$, $\theta = 30^\circ$ ve $s/c = 1,0$ alındığında $\delta^* = 7,8^\circ$ bulunur. $\alpha_2 = 30^\circ$ alınarak ve Şekil 5.13'ü kullanarak; $\alpha_1 - \alpha_2 = 19,5^\circ$ ve $\alpha_1 = 49,5^\circ$ bulunur.

Bu hesaplama göre, sapma açısı 1° arttığında, $\alpha_2 = 31^\circ$ olur. Buna göre $\tan \alpha_2 = 0.601$ ve $\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2 = 0.569$ değerine eşit olur ki bu da yapılan işte yaklaşık %4'lük bir düşüş demektir. Tepki derecesi %50 olan bir kademede, sapma açısında meydana gelen 1° 'lik bir değişim, rotor ve stator olmak üzere tüm kademede yapılan işte toplam %8'lik bir değişime neden olmaktadır.

5.3.2. Re sayısı etkisi

Kompresörlerde, Re sayısı hakkında kesin saptamaların yapılması zordur. Buna karşın pale veteri baz alındığında Re sayısı için kritik değer 2×10^5 denilebilir. Bununla birlikte türbülans seviyesi ne olursa olsun, 1×10^5 'in altındaki Re sayıları daima yüksek sürüklenme katsayılarına yol açmaktadır. Bundan ötürü Re sayısının 3×10^5 'in üzerinde olması tercih edilmelidir [2]

5.3.3. Mach sayısı etkisi

Mükemmel gazlarda Mach sayısı;

$$M = \frac{V}{\sqrt{kRT}} \quad (5-28)$$

şeklinde ifade edilir. İyi bir dizaynda kullanılacak optimum Mach sayısı değeri 0,9'dur. Bununla birlikte bazı transonik kompresörlerde bu değer 1,2 de olabilmektedir [13].

Altıncı bölümdeki örnekte görüleceği üzere, bir rotor kademesi için, maksimum Mach sayısına; izafi hıza göre rotor girişinde (pale ucunda) ve mutlak hıza göre de rotor çıkışında (pale kökünde) ulaşılmaktadır. Diğer taraftan, çok kademeli aksenel akışlı kompresörlerde hem mutlak hem de izafi Mach sayıları, statik sıcaklıklarda meydana gelen artıştan dolayı girişten çıkışa doğru gidildikçe düşer.

Normalde kaskat testleri, düşük Mach sayıları kullanılarak yapılır çünkü Mach sayısı eğer kritik değerin altındaysa, performans üzerinde fazlaca bir etkisi bulunmamaktadır. Mach sayısı yükseldikçe, pale üzerindeki bazı noktalardaki bölgesel hız, bölgesel ses hızına erişecektir. Bu andaki Mach sayısına kritik Mach sayısı M_C denir. Bu durumda şok dalgaları nedeniyle sürüklenme katsayısında artış görülür. Aynı geliş açısında, C_D kendi minimum değerinin 1,5 katına çıktığında, Mach sayısı kritik sürüklenme Mach sayısı M_{DC} ismini alır. Mach sayısının daha fazla arttırılması, sürüklenme katsayısında keskin bir artış ve bunun sonucu olarak da basınç artışında bir düşüşe neden olur ve hatta tüm kaskat boyunca "0" basınç artışı bile gözlenebilir. Bu anda Mach sayısı maksimum değerindedir, (M_M). Her ne kadar pale profili esas olsa da, komşu palelerden yayılan basınç dalgaları önemli bir etki oluşturduğundan dolayı, hem M_C ve hem de M_{DC} 'nin bağımsız profillerde aldıkları değerler, kaskatta aldıkları değerlerle aynı değildir. Maksimum Mach sayısı sadece kaskatlardaki paleler için geçerlidir ve büyük ölçüde geçiş alanı/giriş alanı oranına bağlıdır.

Kaskat testleri, M_{DC} 'nin geliş açısından etkilendiğini ve M_c 'nin maksimum değerinin "0" geliş açısıyla elde edildiğini göstermektedir. Ayrıca hücum kenarı yarıçapının, kalınlığın %15'ini geçmemesi önerilir. Bir pale için M_{DC} ve M_M 'in yüksek olması tercih edilir çünkü bu iki değer, çalışma aralığının sınırlarını temsil etmektedir [2].

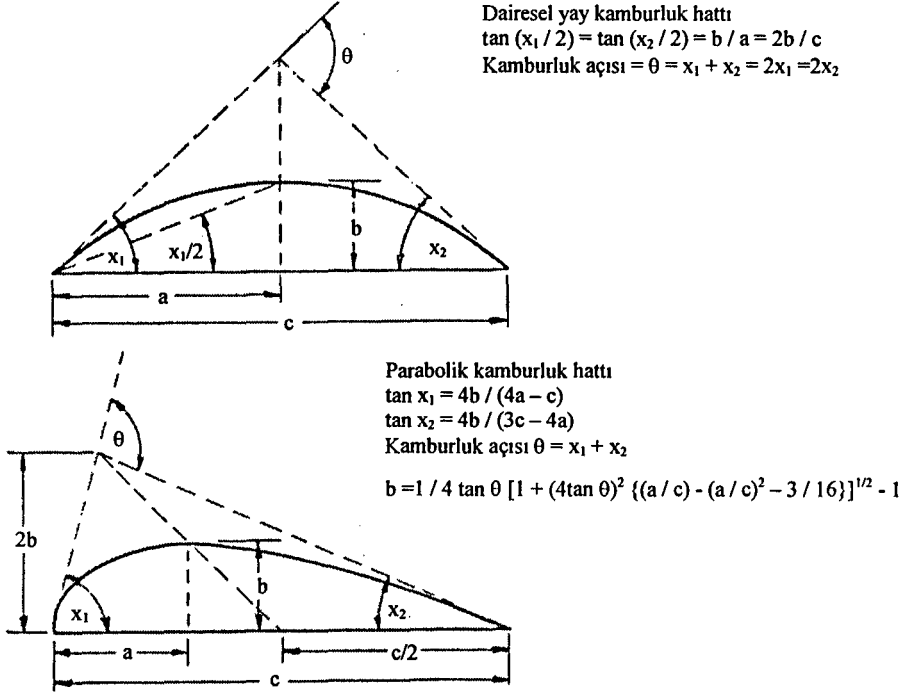
Genelde yüksek Mach sayılarında iyi performans için ince palelerin kullanılması gereklidir. Bununla birlikte en yüksek gerilme ve en düşük Mach sayısı rotor kökünde meydana geldiğinden, t/c kökte %12 iken Mach sayısının maksimum olduğu rotor ucunda ise %8'e düşmektedir.

Mach sayısı sınırlaması, pale şekline bağlı olduğundan, genel veriler elde etmek zordur. Bununla birlikte, ince paleler için kritik sürüklenme Mach sayısının 0,75 olması uygun olmaktadır [2]. NACA 65 serisi paleler göstermiştir ki, tek bir kademeden verimindeki değişim, $M = 0,3$ 'te 0,95 iken, $M = 0,82$ 'de 0,92 şeklinde küçük bir düşüş gösterir ve bundan sonraki Mach sayılarında bu düşüş daha bir keskinlik kazanır.

5.3.4. Pale profili

Bir palenin profilinin belirlenmesinde kullanılacak olan iki temel unsur, profilin şekli ve kamburluktur. Profilin şekli, maksimum kalınlığı (t/c) ve bunun bulunduğu noktayı tanımlar. İyi bir performans için, özellikle de yüksek Mach sayılı kullanımlarda, t/c değeri bükülme gerilmesinin izin verdiği ölçüde küçük olmalıdır. Buna göre genel kullanımda, bu değer yaklaşık %10 olması yararlı olmaktadır. Maksimum kalınlığın bulunacağı nokta ise, %30 ile %50 veter arası olabilmekte; eğer çok önlerde olursa daha düşük bir kritik Mach sayısına ve eğer çok geride olursa da düşük çalışma alanına sahip olacağından dolayı bu değer %40 civarlarında olması uygun olacaktır. Hücum kenarı, mukavemet ve daha geniş bir geliş açısı aralığı sunmak için dairesel bir yay şeklindedir ve bu yayın yarıçapı genellikle kalınlık değerinin %8-12'si arasında olmaktadır. Firar kenarı yarıçapı ise, mukavemet açısından idealde sıfır olur. Bununla birlikte %2-6 kalınlık değerinde bir yarıçap, bazı tip profillerde görülmekte, yorulma

hasarlarının firar kenarlarında görülmesinin daha olası olmasından dolayı da üst sınır daha uygun olmaktadır.



Şekil 5.14 Kamburluk hattı geometrisi [2]

Kamburluk hattı genellikle dairesel veya parabolik bir hat şeklindedir ve bu, maksimum kalınlığın konumu, a/c 'yi belirlemek açısından önemlidir. Şekil 5.14'te kamburluk, kalınlığın bulunduğu nokta gibi bazı parametreler görülmektedir. a/c 'nin 0,3 ile 0,6 aralığındaki teorik basınç dağılımları ve kaskat testleri düşünüldüğünde; yüksek a/c oranlı palelerin yüksek iş kapasitesi, yüksek verim ve yüksek M_{DC} sağladıkları, fakat küçük a/c oranlı palelerin daha yüksek iş kapasitesi ve daha yüksek M_M verdikleri sonucu çıkarılmıştır. Buna göre optimum olarak $a/c = 0,5$ oranı M_M 'in çok düşük olmaması için yeterince tatminkar bir değerdir [2].

5.3.5. Yerleşim açısının etkisi

Belli bir tepki derecesi ve V_a için yerleşim açısı aşağıdaki gibi belirlenebilir.

$$R = \frac{V_a}{2U} (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \quad (5-29)$$

$$E = UV_a (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2)$$

Bu iki denkleme göre, tepki derecesi ve V_a bilindiğine göre, α_2 değeri (yerleşim açısı yerine kullanılacaktır) seçildiğinde kaskat verilerinden α_1 belirlenerek U ve E bulunmuş olur.

Çıkış açısı veya yerleşimin genel etkisinin gösterilmesi için (5-25) numaralı denklem, $R = 0,5$ ve $s/c = 1$ değerleriyle beraber kullanılarak;

$$\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2 = 0,62$$

olduğuna göre denklem (5-29)'un da kullanımıyla

$$\frac{V_a}{U} = \frac{1}{\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2}$$

$$\frac{V_a}{U} = \frac{1}{0,62 + 2 \tan \alpha_2}$$

elde edilir.

Yerleşim açısı arttığında, yani α_1 'in daha yüksek değerleri için optimum V_a/U değeri azalır ve böylece belli bir V_a değeri için pale hızı U artmış olur. Ayrıca α_2 'nin artmasıyla $(\alpha_1 - \alpha_2)$ değeri küçüleceğinden yüksek yerleşim açısı, RPM 'in yükselmesine ve pale kamburluğunun düşmesine neden olacaktır.

Dizayndaki bir diğer önemli faktör ise kütle akışının neden olduğu basınç değişimidir. %50 tepkili hız diyagramı düşünüldüğünde;

$$\tan \alpha_1 = \frac{U - V_a \tan \alpha_2}{V_a}$$

buna göre;

$$E = U(U - 2V_a \tan \alpha_2) \quad (5-30)$$

Denklem (5-30)'un V_a 'ya göre türevi alındığında;

$$\left(\frac{\partial E}{\partial V_a} \right)_u \propto (-\tan \alpha_2) \quad (5-31)$$

şeklinde bir bağıntı elde edilir. Buna göre basınç oranının (enerji transferi) kütle akışıyla (eksenel hız) değişiminin, α_2 değerinin yükselmesiyle arttığı görülmektedir. Bununla birlikte, yüksek yerleşimin bir diğer faydası da dizayn noktasının, dalgalanmanın meydana gelebileceği kütle akışından uzaklaşmasını sağlamaktır. Bu durum da, o noktadaki karakteristik özelliklerin daha esnek değerlendirilebilmesi anlamına gelmektedir. Diğer taraftan düşük bir yerleşim açısı, dizayn noktasını dalgalanma noktasına yaklaştıracığından, artan kütle akışından dolayı esneklik sağlansa da, dalgalanma şartlarına çok yakın çalışmadan dolayı verimden fedakarlık yapmak gerekecektir.

Belli bir V_a için pale hızı, büyük yerleşim açılarında daha yüksek olacağından dolayı enerji transferi artacak ($E \propto UV_a$) ve böylece eskisinden daha az sayıda kademe kullanımı mümkün olacaktır. Bunun yanında, izafi hızın yüksek olmasından dolayı, Mach sayısı bakımından bir kısıtlama söz konusu olacak, bunu karşılamak için de daha ince paleler kullanılarak daha yüksek kritik sürüklenme Mach sayıları elde edilecektir. Fakat palelerin incilmesi, bükülme gerilmelerini karşılayabilmek için daha büyük veterlerin kullanımını gerektirecektir. Bu durumda da kademe sayısında kazanmış olduğumuz avantaj ortadan kalkmış olacaktır.

Maksimum kademe verimi, %50 tepki derecesiyle, $V_a/U = 0,5$ ve ortalama hava açısının 45° olmasıyla mümkündür. Bu varsayımın gerçekleşebilmesi için ayrıca sürüklenme/taşıma oranının sabit olduğu kabulü yapılmıştır. Bununla birlikte yapılan çalışmalarla kaskat verilerinden gerçekte sürüklenme/taşıma oranının sabit kalmadığı fakat α_2 ile arttığı ve α_2 'nin 15 ile 45 derece arasındaki farkı ile verimde sadece %1'lik bir düşüş olduğu görülmüştür.

Her ne kadar V_a 'nın yüksek olması isteniyorsa da bu durum kompresör çıkışında diffüzyon üzerinde olumsuz bir etki oluşturmaktadır. Yüksek V_a için aynı diffüzyonun yapılabilmesi için artık daha uzun bir çalışma bölgesi gerekecektir. Tüm turbomakine içerisinde V_a 'nın sabit tutulmasıyla, gittikçe yoğunlukta bir artış meydana geleceğinden dolayı pale yüksekliklerinin de düşürülmesi gerekmektedir. Bunun için kullanılan en yaygın yöntem ise, pale uçlarının kısaltılması yerine rotor yarıçapının arttırılması şeklindedir. Böylelikle makinenin yarıçapı dışarıdan bakıldığında değişmemektedir (Şekil 7.4).

Belli bir pale dizaynı bir kompresörün performansı, pale yerleşimi ile oynayarak değiştirilebilir. Rotordan ziyade stator palelerinin yerleşimlerinin değiştirilmeleri daha kolay ve daha yaygın kullanılan bir yöntemdir [2].

5.3.6. Rotor uç açıklığının etkisi

Eksenel akışlı bir kompresörde pale ucu ile kompresör çeperleri arasındaki açıklığın basınç artışı üzerinde çok önemli bir etkisi bulunmaktadır [32]. Uç açıklığının bu olumsuz etkisi iki başlık altında toplanabilir. Bunlardan ilki, akışkan dinamiği etkisi olan blokaj, diğeri ise termodinamik etkisi açısından kayıplar olarak sıralanabilir. Diğer taraftan kompresörlerde, çalışma sırasında ve üreticinin belirtmiş olduğu sınırlamalara bağlı olarak uç açıklığındaki meydana gelen değişimler, daima aerodinamik olarak uygun değerlerin dışında olmaktadır. Bu nedenle uç açıklığının olumsuz etkilerini iyileştirmek, kompresör performansının gelişimi açısından büyük önem arz eder.

6. KOMPRESÖR ÖN TASARIM TEMEL PARAMETRELERİNİN BİR ÖRNEK ÜZERİNDE HESAPLANMASI

Hava, bir eksenel akışlı kompresör kademesine, 101,3 kPa basınç, 288 K sıcaklık ve 170 m/s hızla girmektedir. İlk kademe öncesinde IGV bulunmamaktadır. Rotorun uç çapı 66 cm, kök çapı 45.7 cm ve devir hızıysa 800 RPM'dir. Rotor boyunca havanın hızında ve aktığı yarıçapta herhangi bir değişimin olmadığı varsayılmaktadır. Havanın dönüş açısı 15°'dir. Özgül ısılar sabit, ve $k=1,4$ alınarak;

- Ortalama pale yüksekliği için söz konusu kademe için hız diyagramı,
- Kütle debisi,
- Gerekli güç,
- İdeal basınç oranı,
- Kompresör girişindeki akış katsayısı,
- Kompresör girişindeki rotor kök uç oranı,
- İş katsayısı,
- Rotor girişindeki izafi ve mutlak Mach sayıları,
- Rotor çıkışındaki izafi ve mutlak Mach sayıları,
- de haller sayısı,
- Tepki derecesi,

parametreleri, rotor orta yükseklik, kök ve uç için ayrı ayrı bulunacaktır.

6.1. Orta Yükseklik İçin Çözüm

a.
$$U = r \omega = \frac{1}{2} \left(\frac{45,7 + 66}{2} \right) \left(\frac{2\pi}{100} \right) \left(\frac{8000}{60} \right) \quad (6-1)$$

$$= 233,9 \text{ m/s}$$

$$W_{\theta 1} = -U = -233,9 \text{ m/s}$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left(\frac{-233,9}{170} \right)$$

$$= -54^\circ$$

$$W_1 = \sqrt{170^2 + (-233,9)^2}$$

$$= 289,2 \text{ m/s}$$

Havanın dönüş açısı 15° olduğundan, rotor çıkışındaki hız diyagramı sayısal değerleri ;

$$\alpha_2 = -54 + 15$$

$$= -39^\circ$$

$$V_{a2} = 170 \text{ m/s}$$

$$W_2 = \frac{170}{\cos(-39^\circ)}$$

$$= 218,7 \text{ m/s}$$

$$W_{\theta 2} = V_a \tan(-39^\circ)$$

$$= 137,7 \text{ m/s}$$

$$V_{\theta 2} = U + W_{\theta 2} \quad (6-2)$$

$$= 233,9 + (-137,7)$$

$$= 96,2 \text{ m/s}$$

olarak bulunur. Denklem (6-2) ile bulunan çıkış mutlak teğetsel hız ile;

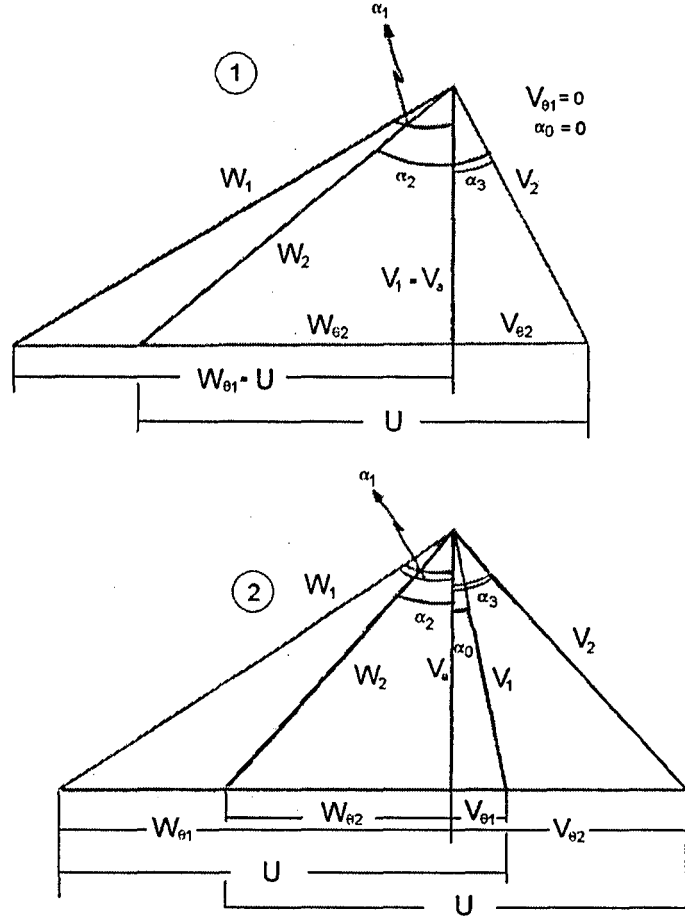
$$\alpha_3 = \tan^{-1} \left(\frac{96,2}{170} \right)$$

$$= 29,5^\circ$$

$$V_2 = \frac{170}{\cos(29,5^\circ)}$$

$$= 195,3 \text{ m/s}$$

şeklinde çıkış mutlak hız ve açı değerleri hesaplanabilir. Şekil 6.1'de hız diyagramları görülmektedir.



Şekil 6.1 Rotor 1. ve olduğu varsayılan 2. kademe için hız üçgeni

b. Süreklilik denklemi kullanılarak kütle debisi;

$$\dot{m} = \rho_1 A_1 V_1 = \frac{P}{RT} V_1 \left(\frac{\pi D_t^2 - \pi D_h^2}{4} \right)$$

$$= \frac{101,3 \times 170 \times \pi}{0,287 \times 288 \times 4} (0,66^2 - 0,457^2)$$

$$= 37,1 \text{ kg / s}$$

olarak bulunur.

c. Bu şıkta ise orta yükseklikteki tork kuvveti;

$$T = \dot{m} r_m (V_{\theta 2} - V_{\theta 1}) \quad (6-3)$$

$$\begin{aligned} T &= 37,1 \left(\frac{45,7 + 66}{2 \times 100} \right) (0 - 96,2) \\ &= -996,6 \text{ Nm} \end{aligned}$$

ve tork kullanılarak kompresör gücü;

$$W = T \omega \quad (6.4)$$

$$= \frac{8000 \times 2\pi \times -996,6}{60 \times 1000} = -834,9 \text{ kW}$$

olarak bulunurken birim kütle başına iş;

$$\begin{aligned} w &= \frac{-834,9}{37,1} \\ &= -22,5 \text{ kJ / kg} \end{aligned}$$

şeklinde hesaplanır. Negatif işaret, makineye iş verildiğini belirtmektedir.

d. Denklem (6-5) kullanılarak giriş ve çıkış toplam sıcaklık değerleri;

$$T_{01} = T_1 + \frac{V_1^2}{2c_p} \quad (6-5)$$

$$\begin{aligned} &= 288 + \frac{170^2}{2 \times 1000 \times 1,004} \\ &= 302,4 \text{ K} \end{aligned}$$

$$T_{02} = T_{03} = T_{01} - \frac{w}{c_p} \quad (6-6)$$

$$= 302,4 - \frac{-22,5}{1,004}$$

$$= 324,8 K$$

olarak bulunur. İdeal basınç artışı tersinir-adyabatik (izantropik) şartlarda elde edilir. Buna göre basınç oranı;

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{324,8}{302,4} \right)^{3.5}$$

$$= 1,284$$

şeklinde hesaplanır. Bu noktaya kadar elde edilen hesaplamalar ışığında görülmüştür ki, izafi hava hızı rotor boyunca, mutlak hava hızı ise stator boyunca düşmüştür (diffüzyon etkisi). Ayrıca;

1. Giriş hızını ve rotor dönüş hızını iki kat arttırmak pale şekillerinde herhangi bir değişikliğe neden olmamakla beraber debi ve torku iki katına çıkarmak, gücün dört kat artmasına neden olmaktadır.
2. Rotorun dönüş açısını arttırmak, ΔV_θ 'yı arttıracaktır, bundan dolayı tork ve birim kütle başına yapılan iş de artacak ve bu da daha yüksek bir basınç oranının elde edilmesini sağlayacaktır (Çizelge 6.1)

Çizelge 6.1 Hava dönüş açısının kompresör parametreleri üzerine etkisi

ε , derece	10	15	20	25
V_a , m/s	170	170	170	170
U , m/s	233,9	233,9	233,9	233,9
V_1 , m/s	170	170	170	170
V_2 , m/s	183,8	195,4	207,7	220
V_{01} , m/s	0	0	0	0
V_{02} , m/s	69,8	96,3	119,3	139,7
W_1 , m/s	289,2	289,2	289,2	289,2
W_2 , m/s	236,3	218,7	205	194,4
W_{01} , m/s	-233,9	-233,9	-233,9	-233,9
W_{02} , m/s	-164,1	-137,6	-114,6	-94,2
α_0 , derece	0	0	0	0
α_3 , derece	22,3	29,5	35,1	39,4
α_1 , derece	-54	-54	-54	-54
α_2 , derece	-44	-39	-34	-29
T , Nm	-723,3	-997,9	-1236	-1448
${}_1w_2$, kJ/kg	-16,33	-22,53	-27,91	-32,7
T_{01} , K	302,4	302,4	302,4	302,4
T_{02} , K	318,6	324,8	330,2	334,9
P_{02}/P_{01}	1,201	1,285	1,360	1,430

Çizelge 6.1’de, hava dönüş açısının artırılmasının, kademe basınç oranını da yükselttiği görülmektedir. Bundan dolayı tasarım aşamasında, mümkün olan en yüksek dönüş açısının kullanılması istenir. Bununla birlikte kompresör boyutlarını küçültmek için giriş açısının en yüksek ve kompresör çapını minimum yapmak için de basınç oranının mümkün olduğunca küçük olması istenir. Buradan da görülebileceği gibi söz konusu değişkenlerin seçimi birbirinden bağımsız olarak yapılamamaktadır.

e. Kompresör girişindeki akış katsayısı, Denklem (4-21)’den;

$$\phi = \frac{V_a}{U} = \frac{170}{233,9}$$

$$= 0,726$$

olur.

f. Rotor kök uç oranı;

$$\frac{r_h}{r_t} = \frac{22,85}{33}$$

$$= 0,692$$

olarak hesaplanır.

g. İş katsayısı ise bulunan değerlerin denklem (4-19)’da yerlerine konulmasıyla;

$$\psi = \frac{-1,004 \text{ kJ/kgK} \times (324,8 - 302,4) \text{ K} \times \left(\frac{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{\text{kJ/kg}} \right)}{233,9^2 / 2 \text{ m}^2/\text{s}^2}$$

$$= -0,822$$

şeklinde bulunur (negatif işaret, kompresöre iş verildiğinin bir göstergesidir).

j. de Haller sayısı;

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{218,7}{289,2}$$
$$= 0,756$$

şeklinde belirlenir.

k. Son olarak tepki derecesi;

$$R = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1}$$

$$h_2 - h_1 = \frac{1}{2}(W_1^2 - W_2^2)$$

$$= \frac{1}{2} \left(\frac{289,2^2 - 218,7^2}{1000 (1 \text{ kJ} / \text{kg} / \text{m}^2 / \text{s}^2)} \right)$$

$$= 17,9 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$h_3 - h_2 = \frac{1}{2}(V_2^2 - V_3^2)$$

($V_1 = V_2$) olduğundan $h_3 - h_2$;

$$h_3 - h_2 = \frac{1}{2} \left(\frac{195,3^2 - 170^2}{1000 (1 \text{ kJ} / \text{kg} / \text{m}^2 / \text{s}^2)} \right)$$

$$= 4,62 \text{ kJ} / \text{kg}$$

olur. Bu durumda tepki derecesi;

$$R = \frac{17,9}{17,9 + 4,62} = 0,795$$

olarak ortaya çıkar.

Bu noktaya kadar olan hesaplamalar, ortalama pale yüksekliğine göre yapılmıştır. Çok sık kullanılan serbest vorteks tasarım şartında, tüm yarıçaplarda eşit bir özgül iş ve aksenal hızın sabit olduğu kabul edilir. Bunun anlamı, rotor

kök, ortalama çap ve ucundaki basınç oranının aynı olduğu ve rV_θ değerinin kökten uca sabit olduğudur.

Tüm yarıçaplarda eşit özgül iş için, tüm yarıçaplardaki toplam sıcaklık değişimi de aynı olur (${}_1w_3 = {}_1w_2 = c_p(T_{01} - T_{02})$). Bunun anlamı, izantropik akış için tüm yarıçaplardaki basınç oranı aynıdır.

Özgül iş, rotor kök, ortalama pale yüksekliği ve ucunda aynı;

$${}_1w_2 = U(V_{\theta 1} - V_{\theta 2}) \quad (6-7)$$

ve $U_h < U_m < U_t$ olduğundan, işin sabit kalması için teğetsel hızlar aşağıdaki gibi sıralanırlar.

$$\Delta V_\theta)_h > \Delta V_\theta)_m > \Delta V_\theta)_t$$

6.2. Rotor Kök Bölgesi Çözümü

Bu noktada açısal hız, dolayısıyla da pale dönüş hızı en düşük değerindedir:

$$U_h = r\omega = \frac{0,457 m \times 8000 \text{ RPM} (0,1047 \text{ rad} / \text{RPM})}{2}$$

$$= 191,4 \text{ m/s}$$

Buna bağlı olarak diğer değişkenler yeniden hesaplandıklarında;

$$V_{1h} = 170 \text{ m/s}$$

$$\alpha_{0h} = 0^\circ$$

$$W_{\theta 1h} = -U = -191,4 \text{ m/s}$$

$$\alpha_{1h} = \tan^{-1} \left(\frac{-191,4}{170} \right)$$

$$= -48,4^\circ$$

$$W_{1h} = \sqrt{170^2 + (-191,4)^2}$$

$$= 256 \text{ m/s}$$

$$(w_2)_h = U(V_{\theta 1} - V_{\theta 2}) = -22,53 \text{ kJ/kg}$$

$$V_{\theta 1h} = 0 \text{ ve } U_h = 191,4 \text{ m/s}$$

$$V_{\theta 2h} = 117,7 \text{ m/s}$$

$$V_{2h} = \sqrt{170^2 + 117,7^2}$$

$$= 206,8 \text{ m/s}$$

$$\alpha_{3h} = \tan^{-1}\left(\frac{117,7}{170}\right)$$

$$= 34,7^\circ$$

$$W_{\theta 2} = V_{\theta 2} - U = 117,7 - 191,4$$

$$= -73,7 \text{ m/s}$$

$$\alpha_{2h} = \tan^{-1}\left(\frac{-73,7}{170}\right)$$

$$= -23,4^\circ$$

$$\theta_h = \alpha_{2h} - \alpha_{1h} = -23,4 - (-48,4)$$

$$= 25^\circ$$

$$W_{2h} = \sqrt{(-73,7)^2 + 170^2}$$

$$= 185,3 \text{ m/s}$$

$$R_h = \frac{-(W_{\theta 1} - W_{\theta 2})}{2U} = \frac{-(-191,4 - 73,7)}{2 \times 191,4}$$

$$= 0,692$$

şeklinde sonuçlar ortaya çıkar. Daha önceki hesaplamalardan;

$$T_{01} = 302,4 \text{ K}$$

$$T_{02} = 324,8 \text{ K}$$

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = 1,285$$

parametrelerinde herhangi bir değişiklik söz konusu değildir. Akış katsayısı, iş katsayısı, Mach sayısı ve de Haller sayılarının hesaplanması da aynı şekilde, orta yükseklik hesaplamalarında olduğu gibidir.

6.3. Rotor Uç Bölgesi Çözümü

Açısal hız farkından kaynaklanan yeni pale dönüş hız değeri;

$$U_t = \frac{0,66 \text{ m} \times 8000 \text{ RPM} (0,1047 \text{ rad} / \text{RPM})}{2}$$

$$= 276,5 \text{ m/s}$$

şeklinde bulunur. Diğer hesaplamalar, rotor kök bölgesi için yapılanlarla aynı olduğundan bulunacak değerler Çizelge (6.2)'de gösterilmektedir.

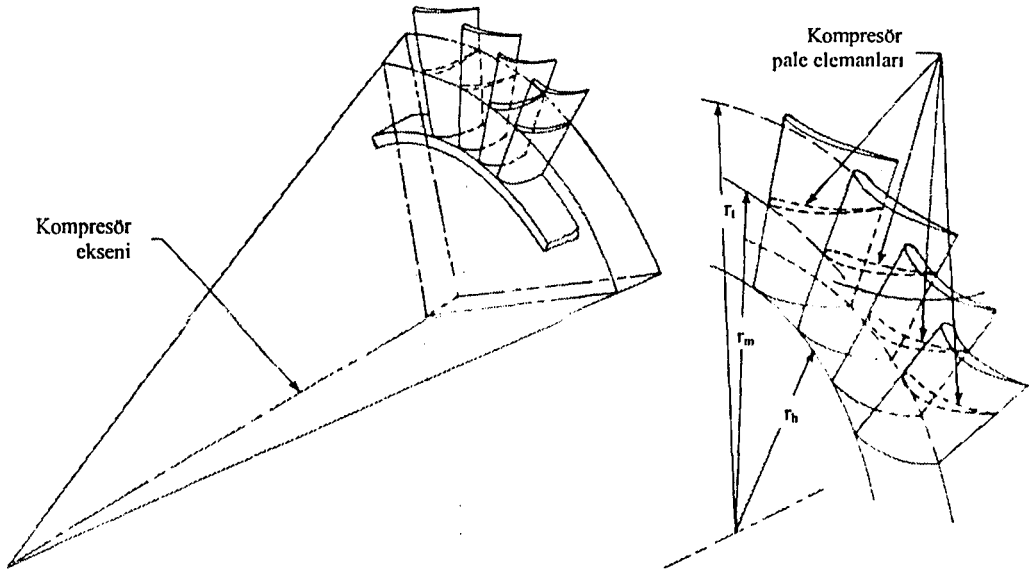
Çizelge 6.2 Rotor kök, orta yarıçap ve uç için hesaplanan değerler

	Kök	Orta	Uç
$V_1, (m/s)$	170	170	170
$V_a, (m/s)$	170	170	170
$V_{\theta 1}, (m/s)$	0	0	0
$U, (m/s)$	191,4	233,9	276,5
$\alpha_0, (^\circ)$	0	0	0
$W_1, (m/s)$	256	289,2	324,5
$W_{\theta 1}, (m/s)$	-191,4	-233,9	-276,5
$\alpha_1, (^\circ)$	-48,4	-54	-58,4
$V_2, (m/s)$	206,8	195,4	188,5
$V_{\theta 2}, (m/s)$	117,7	96,3	81,5
$\alpha_3, (^\circ)$	34,7	29,5	25,6
$W_2, (m/s)$	185,3	218,7	258,7
$W_{\theta 2}, (m/s)$	-73,7	-137,6	-195
$\alpha_2, (^\circ)$	-23,4	-39	-48,9
$\varepsilon, (^\circ)$	25	15	9,5
${}_1w_2, (kJ/kg)$	-22,53	-22,53	-22,53
$T_{01}, (K)$	302,4	302,4	302,4
$T_{02}, (K)$	324,8	324,8	324,8
P_{02} / P_{01}	1,285	1,285	1,285
ϕ	0,888	0,727	0,615
ψ	-1,23	-0,822	-0,59
M_1	0,5	0,5	0,5
M_{r1}	0,753	0,85	0,954
$T_2, (K)$	303,5	305,8	307,1
M_2	0,592	0,557	0,537
M_{r2}	0,531	0,624	0,736
<i>de Haller</i>	0,724	0,756	0,797
R	0,692	0,795	0,852

Çizelge 6.2'ye göre;

1. Hava dönüş açısı, maksimum değeri pale kökünde olmak üzere kökten uca doğru düşer.
2. Mutlak hızın maksimum değeri, rotor çıkışında, pale kökünde gözlenir.
3. İzafi hızın maksimum değeri, rotor girişinde pale ucunda elde edilir.
4. Akış katsayısı, pale kökünden uca doğru değişim gösterir.
5. Rotor iş katsayısı, maksimum değeri pale kökünde olmak üzere, kökten uca düşer.
6. Mutlak Mach sayısının maksimum değeri, rotor çıkışında pale kökünde oluşur.
7. Maksimum izafi Mach sayısı ise, rotor girişinde, pale ucunda gözlenir.
8. de Haller sayısı maksimum değeri pale ucunda olmak üzere, kökten uca değişiklik gösterir.
9. Sabit özgül iş söz konusu olduğunda, tepki derecesi kökten uca doğru büyük oranda değişiklik gösterir (Şekil 6.2).

Bu hesaplamalarda pale yüksekliği kademe boyunca sabit kalmıştır.



Şekil 6.2 Kompresörün radyal yöndeki istasyonları [33]

7. KOMPRESÖR ÖN TASARIM VE BOYUTLANDIRMA YAZILIMI

Bu çalışmanın son bölümünde aksel akışlı bir kompresörün nasıl boyutlandırıldığını ve tüm kademeleri boyunca termodinamik özellikler ile akış açılarının değişimini gösteren bir bilgisayar yazılımı oluşturulmuştur. Söz konusu yazılım Visual Basic programlama dilinde yazılmıştır (Şekil 7.1).

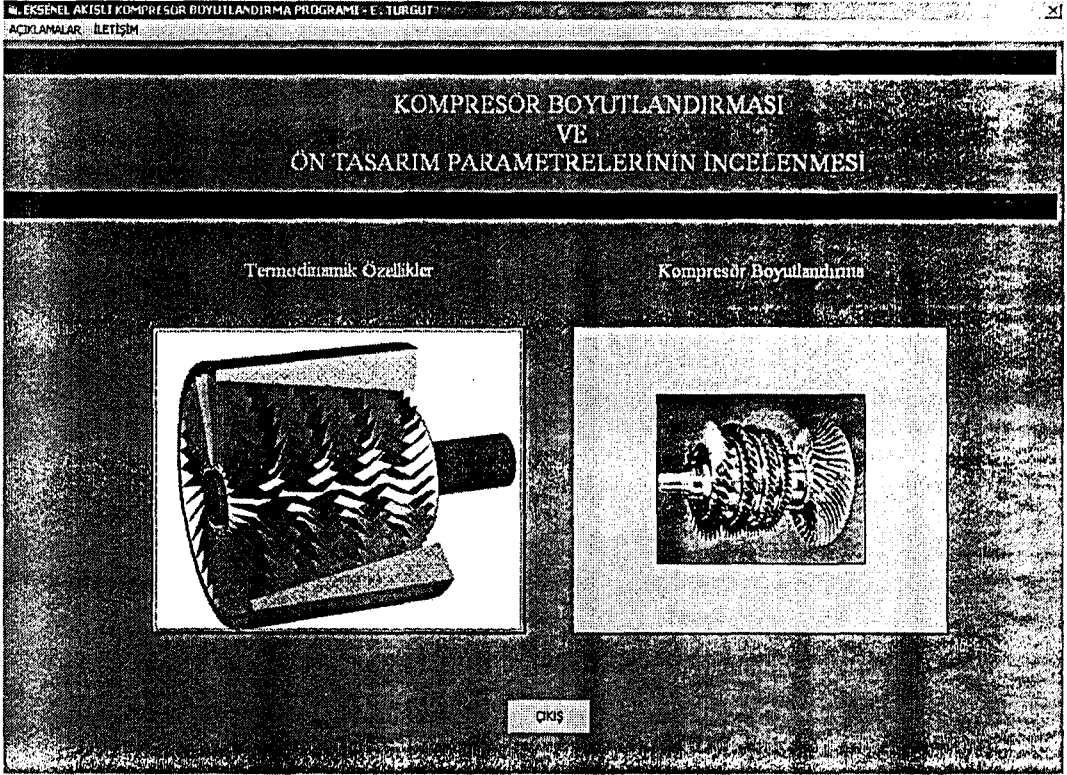
Bu bölümün ilerleyen kısmında, bilgisayar programlarının işleyişinin anlaşılması bakımından iki ayrı örnek verilmiştir. Kullanıcı, inceleyeceği akış özelliklerini, ister bu varsayılan değerler üzerinden, isterse de giriş özelliklerinin değiştirilmesi suretiyle yeni değerler üzerinden takip edebilecektir.

Pu 1 ismi verilen ilk programda yedi kademeli bir kompresörde, orta pale yüksekliği boyunca her bir kademedeki pek çok termodinamik özellik hesaplanmış ve bu özellikler apsisi kademe sayısı olmak üzere grafik olarak ayrı ayrı çizilmiştir. Grafik pencerelerinden ilki mutlak hız özelliklerini gösterirken, diğer grafik penceresinde ise izafi hızlar verilmiş, böylece izafi ve mutlak hızların değişiminin aynı anda görülmesi sağlanmıştır. Hızların yanında açılar ve enerji transferi açısından büyük bir öneme sahip dönüş açısı değerleri de hesaplanan ve grafiği çizilen diğer parametreler arasında yer almaktadır.

İkinci program Pu 2’de ise yine birinci programdaki benzer parametreleri girdi olarak kullanan bir kompresör boyutlandırılmıştır. Girdilere göre, kompresörün girişte ve çıkıştaki hacimsel debileri, adyabatik sıcaklık artışı, ön ve arka alan boyutları ve harcanan güç şeklinde sonuçlar elde edilmiştir. Tüm bu sonuçların hesaplanmasında, daha önceki bölümlerde üzerinde durulan bir takım kabuller esas alınmıştır.

Bu iki program ile birlikte, bir kompresör içindeki akış hakkında bilgi edinilmiş, aynı zamanda mümkün mertebe küçük olması istenen boyutlara nasıl ulaşıldığı hakkında da fikir sahibi olunmuştur. Ayrıca farklı irtifa, akış oranı, pale dönüş hızları için program, yeni değerleri hesaplayabilmektedir. Bununla birlikte kayıplar, bu hesaplamalara izantropik verim ve iş yapma faktörü şeklinde dahil edilmiştir.

Sonraki bölümlerde sırasıyla bu programların varsayılan değerleri ile yapılan hesaplamalar gösterilmektedir.



Şekil 7.1 Yazılım ana sayfası

7.1. Ön Tasarım Temel Parametreler ve Termodinamik Özellikleri Hesaplayan Bilgisayar Uygulaması – Pu @1

Tasarıma başlamadan önce, kompresörün kullanılacağı motorun özelliklerinin belirlenmesi gerekmektedir. Asıl amaç düşük maliyet ve ağırlık olmak üzere, türbin giriş sıcaklığı ortalama bir değer olarak alınacak ve kompresör girişinde IGV bulundurulmayacaktır. Motorun itki kapasitesi 12 000 N'dur ve kompresör tek bir spool olarak kullanılacaktır.

Giriş şartları;

$$T_a = 288 \text{ K} \quad P_a = 100 \text{ kPa}$$

$$r_p = 4,15 \quad \dot{m} = 20 \text{ kg/s}$$

$$T_4 = 1100 \text{ K}$$

olarak kabul edilecektir. Bu girdilerin kullanılacağı ön tasarımı adımları aşağıda sıralanmıştır:

1. Dönüş hızı ve kompresör boyutlarının tespiti,
2. Belli bir verime göre kademe sayısının tespiti,
3. Her bir kademe için ortalama yarıçaptaki pale açılarının hesaplanması,
4. Kökten uca hava açısı değişimlerinin hesaplanması.

7.1.1. Dönüş hızı ve kompresör boyutlarının tespiti

Bir kompresör tasarımında, rotor dönüş hızının değeri için herhangi bir sınırlama söz konusu değildir. Bununla birlikte, rotor dönüş hızını belirlemek üzere pale uç hızı, eksenel hız ve rotor kök uç oranı parametreleri için tasarımcı bazı kabullerde bulunacak ve bu kabuller kullanılarak dönüş hızı hesaplanacaktır.

Pale uç hızı, ilk kademedan itibaren transonik sınır altında tutulması açısından 228 m/s olarak kabul edilecektir. Eksenel hızın da 150 ile 200 m/s arasında olduğu bilinmektedir. Kompresör önünde IGV bulunmamasından ve Mach sayısının yüksek olmasından dolayı, izafi küçük bir eksenel hız kullanılması gerekecek ve bu durumda eksenel hızın 150 m/s olarak alınması uygun olacaktır. Girişteki rotor kök uç oranı 0,4 ile 0,6 arasındadır. Rotor uç çapı, belli bir ön alan için bu oranın fonksiyonu olarak değişir. Ayrıca sabit bir pale hızı için, dönüş hızı da, bu oranın bir fonksiyonudur.

Sürekliliğin sağlanması için;

$$m = \rho_1 A V_{a1} = \rho_1 \pi r_t^2 \left[1 - \left(\frac{r_h}{r_t} \right)^2 \right] V_{a1}$$
$$r_t^2 = \frac{m}{\pi \rho_1 V_{a1} [1 - (r_h / r_t)^2]} \quad (7-1)$$

$T_{01} = T_a = 288K$ ve girişte kayıpların olmadığı düşünülerek $P_{01} = P_a = 100 kPa$ ise girişteki statik sıcaklık ve basınç;

$$V_1 = V_{a1} = 150 \text{ m/s } (V_{\theta 1} = 0)$$

$$T_1 = 288 - \frac{(150 \text{ m/s})^2}{2 \times 1005 \text{ J/kg}} = 276,8 \text{ K}$$

$$P_1 = P_{01} \left[\frac{T_1}{T_{01}} \right]^{\frac{k}{k-1}} = 100 \text{ kPa} \times \left[\frac{276,8}{288} \right]^{3,5} = 87,03 \text{ kPa}$$

olarak bulunur. Mükemmel gaz denkleminde;

$$\rho_1 = \frac{87,03 \text{ kPa}}{0,287 \text{ kJ/kg K} \times 276,8 \text{ K}} = 1,095 \text{ kg/m}^3$$

ise, Denklem (7-1) kullanılarak;

$$r_t^2 = \frac{20}{\pi \times 1,095 \times 150 [1 - (r_h / r_t)^2]}$$

$$= \frac{0,0387}{[1 - (r_h / r_t)^2]}$$

şeklinde rotor kök uç oranına bağlı rotor uç yarıçap denklemi yazılabilir. Pale uç hızı U_t ile uç yarıçapı r_t arasında $U_t = 2\pi r_t N$ şeklinde bir bağıntı mevcuttur. Buna göre U_t 228 m/s alındığına göre;

$$N = \frac{228}{2\pi r_t} \quad (7-2)$$

şeklinde hesaplanabilir. Çizelge 7.1'de r_t ve N değerlerinin r_h / r_t 'ye göre değişimleri gösterilmiştir.

Çizelge 7.1 Rotor kök uç oranının uç yarıçapı ve devir sayısı üzerine etkisi

r_h / r_t	$r_t \text{ (m)}$	$N \text{ (devir / s)}$
0,40	0,2137	170,3
0,45	0,2194	165,9
0,50	0,2262	160,9
0,55	0,2346	155,1
0,60	0,2449	148,6

Çizelgeye göre, ortalama bir değer olan 0,5 rotor kök uç oranı uygundur. Bu orana denk gelen rotor uç yarıçapı 0,2262 m ve dönüş hızı 160,9 devir/s olmaktadır. Dönüş devir hızı 160'a yuvarlanarak, U_r 'nin yeni değeri;

$$= 2\pi \times 0,2262 \times 160 = 227,4 \text{ m/s}$$

şeklinde hesaplanabilir.

Basit bir motor tasarımı için düşük bir rotor kök uç oranı kullanmak sadece kompresör ve türbin çapları arasında uyumsuzluğa ve ilk kademenin mekanik ve aerodinamik olarak karmaşıklaşmasına neden olmaktadır. Diğer taraftan yüksek bir rotor kök uç oranı, gereksiz yere kompresör boyutlarını ve ağırlığını artıracaktır. Bu yüzden ilk etapta bu oran için 0,50 değerinin seçimi uygun olmaktadır [9].

Bu noktada iken, kompresör giriş rotor ucundaki izafi Mach sayısının kontrolü gerekmektedir. Kompresör akış alanı boyunca eksenel hızın sabit kaldığını varsayarak (IGV yok);

$$W_{1r}^2 = U_{1r}^2 + V_a^2 = 227,4^2 + 150^2$$

$$W_{1r} = 272,4 \text{ m/s}$$

$$a = \sqrt{(k R T_1)} = \sqrt{1,4 \times 287 (J/kg K) \times 276,8 (K)}$$

$$a = 333,5 \text{ m/s}$$

$$M_{1r} = \frac{W_{1r}}{a} = \frac{272,4}{333,5} = 0,816$$

şeklinde girişteki izafi Mach sayısı bulunur. $r_h / r_t = 0,50$ ve $r_t = 0,2262 \text{ m}$ değerlerine göre, giriş rotor kök yarıçapı, $r_h = 0,1131 \text{ m}$ ve orta yarıçap yüksekliği, $r_m = 0,1697 \text{ m}$ olarak bulunur.

Bu aşamadan sonra kompresör çıkış boyutları hesaplanacak ve bunun için orta yarıçap yüksekliğinin tüm kompresör boyunca sabit kaldığı varsayılacaktır. Kompresör çıkış basıncı, $P_{02} = 4,15 \times 100 = 415 \text{ kPa}$ 'dır. Kompresör çıkış

basıncının hesaplanabilmesi için kompresörün politropik veriminin 0,90 olduğu kabulü yapılarak;

$$T_{02} = T_{01} \left[\frac{P_{02}}{P_{01}} \right]^{\frac{(k-1)}{k\eta_p}}$$

denklemlerinden;

$$T_{02} = 288 \times (4,15)^{0,3175} = 452,5 \text{ K}$$

şeklinde kompresör toplam çıkış sıcaklığı bulunur. Son kademe statorunu 150 m/s hızla (teğetsel bileşeni sıfır) terk eden havanın statik sıcaklığı, basıncı ve yoğunluğu;

$$T_2 = 452,5 - \frac{150^2}{2 \times 1005} = 441,3 \text{ K}$$

$$P_2 = P_{02} \left(\frac{T_2}{T_{02}} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$= 415 \left(\frac{441,3}{452,5} \right)^{3,5} = 380,14 \text{ kPa}$$

$$\rho_2 = \frac{380,14 \text{ kPa}}{0,287 \text{ kJ/kg K} \times 441,3 \text{ K}} = 3 \text{ kg/m}^3$$

şeklinde bulunur. Böylece kompresörün çıkış akış alanı;

$$A_2 = \frac{20 \text{ kg/s}}{3 \text{ kg/m}^3 \times 150 \text{ m/s}} = 0,044 \text{ m}^2$$

olarak hesaplanabilir. $r_m = 0,1697 \text{ m}$, çıkış akış alanı $A_2 = 0,044 \text{ m}^2$ ve kompresör çıkışındaki pale yüksekliği, $h = 0,0413 \text{ m}$ olduğuna göre rotor kök ve uç yarıçapı;

$$r_i = 0,1697 + 0,0413/2 = 0,1903 \text{ m}$$

$$r_h = 0,1697 - 0,0413/2 = 0,1491 \text{ m}$$

şeklinde elde edilir. Çizelge 7.2’de bulunan giriş ve çıkış yarıçapları gösterilmektedir.

Çizelge 7.2 Giriş ve çıkış yarıçapları

$N = 250 \text{ devir / s}$	$r_i = 0,2262 \text{ m (i)}$
$U_i = 227,4 \text{ m / s}$	$r_h = 0,1131 \text{ m (i)}$
$V_a = 150 \text{ m / s}$	$r_i = 0,1903 \text{ m (e)}$
$r_m = 0,1697 \text{ m (sabit)}$	$r_h = 0,1491 \text{ m (e)}$

7.1.2. Kademe sayısının hesaplanması

0,90 politropik verim ile tüm kompresör boyunca statik sıcaklıkta meydana gelen değişim, $452,5 - 288 = 164,5 \text{ K}$ olarak hesaplanır. Diğer taraftan kademe statik sıcaklık artışı, farklı tipteki kompresör tasarımları için değişik değerler almaktadır. Bu değerler ses altı kademeler için $10 - 30 \text{ K}$, yüksek performanslı transonik kademeler için ise 45 K ve üstü olabilmektedir. Ortalama bir değer belirlemek yerine ortalama pale hızını kullanarak uygun bir ΔT_{0s} bulmak daha hassas bir sonuç sağlamaktadır. Buna göre;

$$U_m = 2 \times \pi \times 0,1697 \times 160 = 170,6 \text{ m / s}$$

ve eksenel hızın tüm kompresör boyunca sabit olduğu varsayılarak;

$$\Delta T_{0s} = \frac{\Omega U (W_{\theta 1} - W_{\theta 2})}{c_p} = \frac{\Omega U V_a (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2)}{c_p}$$

IGV olmadığı için giriş hızı tamamen eksenel yöndedir. Buna göre α_1 ve W_1 ;

$$\tan \alpha_1 = \frac{U}{V_a} = \frac{170,6}{150} = 48,67^\circ$$

$$W_1 = \frac{V_a}{\cos \alpha_1} = \frac{150}{\cos 48,67} = 226,2 \text{ m / s}$$

şeklinde bulunur. Mümkün olan maksimum hava dönüş açısı için de Haller kriterinin sağlanması gerektiğinden, $W_2/W_1 < 0,72$ için minimum W_2 , $226,2 \times 0,72 = 162,8 \text{ m/s}$ olmalıdır. Buna göre başlangıç için rotor palesi çıkış açısı;

$$\cos \alpha_2 = \frac{V_a}{W_2} = \frac{150}{162,8}$$

$$\alpha_2 = 22,87^\circ$$

olarak bulunur. Bu dönüş açısı kullanılarak ve bu noktada iş yapma faktörü ihmal edilerek;

$$\Delta T_{0s} = \frac{170,6(m/s) \times 150(m/s)(\tan 48,67 - \tan 22,87)}{1005(J/kg K)} \approx 18,2 K$$

şeklinde kademe başına sıcaklık artışı bulunur. $18,2 K$ 'lik bir artış tasarımcıya, $164,5/18,2 = 9$ kademe kullanılması gerektiğini gösterir. Buna göre dokuz ile on kademe kullanımının uygun olduğu ve iş yapma faktörü de eklendiğinde, on ya da daha fazla kademelerin gerekeceği anlaşılır. Bundan dolayı tasarım, kompresörün on kademeli olmasına göre devam edecektir.

On kademe ve tüm sıcaklık artışının $164,5 K$ olması, kademe başına statik sıcaklık artışının yaklaşık $16,45 K$ olduğunu gösterir. Tasarımda ilk ve son kademelerdeki sıcaklık artışının bir parça düşük olması istendiğinden dolayı, ilk ve son kademeler için ΔT_{0s} 'lerin $14 K$ ve diğer kademeler için ise yaklaşık $17 K$ olması uygun olacaktır.

7.1.3. Orta yarıçaptaki pale açılarının hesaplanması

Dönüş hızının, akış alanı boyutlarının ve kademe sayısının belirlenmesinden sonra üçüncü adım olan her bir kademe için ortalama yarıçaplardaki hava açılarının bulunması gereklidir. Böylelikle daha sonra kademe sayısının uygun olup olmayacağı anlaşılabilir.

Şekil 2.7'deki hız diyagramından, $V_{\theta 1} = V_a \tan \alpha_0$ ve $V_{\theta 2} = V_a \tan \alpha_3$ olduğu görülmektedir. İlk kademe için IGV olmadığından $\alpha_0 = 0^\circ$ 'dir. Her bir kademe için stator çıkış açısı, α_s , statoru takip eden rotor için giriş açısı, α_0 olacaktır. Diğer taraftan sıcaklık artış hesaplamaları rotor esas alınarak yapıldığından, statordaki diffüzyon oranının buna uygun seviyede tutulduğundan emin olunmalıdır. Ayrıca iş yapma faktörü, tüm kompresör boyunca değişmektedir ve yedi kademe için, ilk kademede 0,98, ikinci kademede 0,93, üçüncü kademede 0,88 ve geri kalan kademelerde de 0,83 olması uygun olmaktadır [9].

7.1.3.1. 1. ve 2. kademeler

Teğetsel hız farkı;

$$\Delta V_\theta = V_{\theta 2} - V_{\theta 1}$$

kademe sıcaklık artış formülünde yerine konulduğunda;

$$\begin{aligned} \Delta V_\theta &= \frac{c_p \Delta T_0}{\Omega U} \\ &= \frac{1005 \text{ J/kg K} \times 14 \text{ K}}{0,98 \times 170,6 \text{ m/s}} = 84,15 \text{ m/s} \end{aligned}$$

olarak bulunur. Bu durumda, $V_{\theta 1} = 0$ olduğuna göre, $V_{\theta 2} = 84,15 \text{ m/s}$ olur. Böylece hava açıları;

$$\tan \alpha_1 = \frac{U}{V_a} = \frac{170,6}{150} = 1,137$$

$$\alpha_1 = 48,67^\circ$$

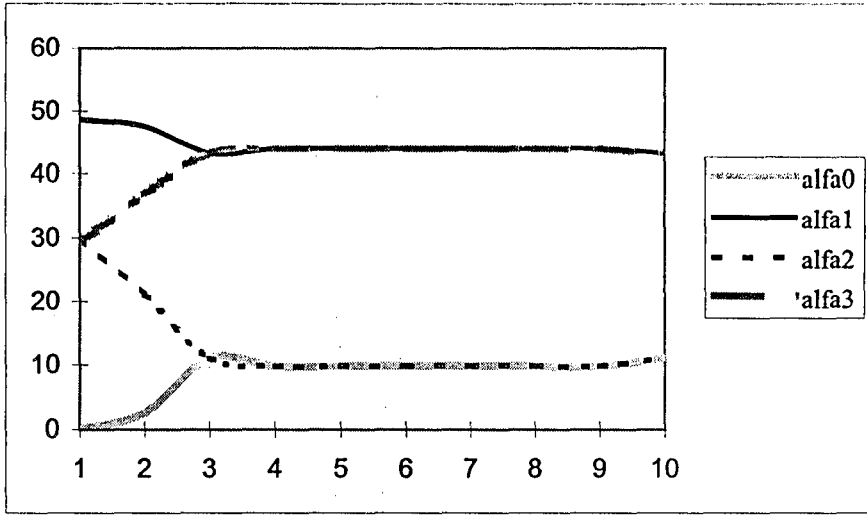
$$\tan \alpha_2 = \frac{U - V_{\theta 2}}{V_a} = \frac{170,6 - 84,15}{150} = 0,576$$

$$\alpha_2 = 29,95^\circ$$

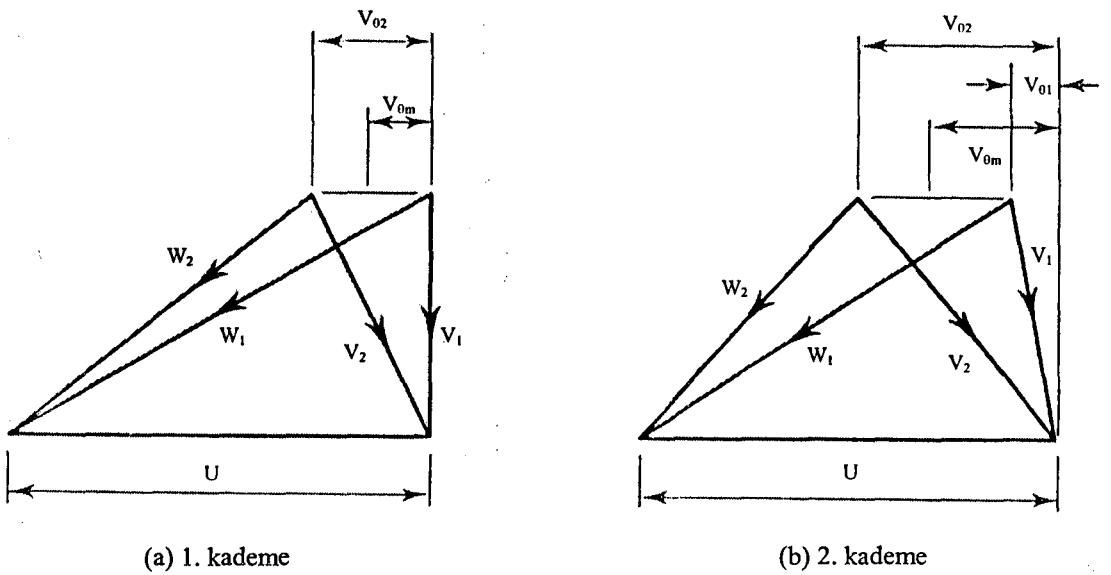
$$\tan \alpha_3 = \frac{V_{\theta 2}}{V_a} = \frac{84,15}{150} = 0,561$$

$$\alpha_3 = 29,29^\circ$$

şeklinde bulunurlar. Bulunan değerler Şekil 7.2'deki grafikte gösterilmektedir. Bu durumda ilk kademe için hız diyagramı Şekil 7.3 a'daki gibi elde edilir.



Şekil 7.2 Kompresör boyunca orta yarıçapta rotor hava açılarının değişimi

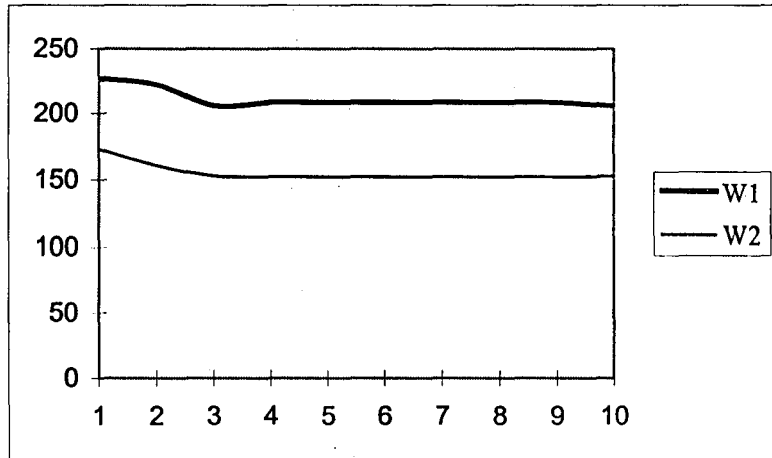


Şekil 7.3 İlk iki kademe için hız diyagramı [9]

Rotor palelerindeki dönüş açısı, $\alpha_1 - \alpha_2 = 18,72^\circ$ şeklinde bulunur. Diffüzyon oranı; de Haller sayısına, dolayısıyla izafi hızlara göre (Şekil 7.4);

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{V_a / \cos \alpha_2}{V_a / \cos \alpha_1} = \frac{0,660}{0,866} = 0,762$$

şeklinde kontrol edilebilir. de Haller sayısının bu değeri, izafi olarak hafif bir aerodinamik yüklemeyi yani düşük bir diffüzyon oranını ifade eder. Bu kademe için diffüzyon faktörünü hesaplamak gereksizdir çünkü de Haller sayısı, gerekli ön kontrolü sağlamaktadır. Kaskat verilerinden elde edilecek olan s/c ile diffüzyon faktörü daha sonra hızlar cinsinden hesaplanacaktır.



Şekil 7.4 Orta yarıçapta rotor izafi hız değişimi

Bu noktada birinci kademe için sıkıştırma oranı $(P_{03} / P_{01})_1$ bulunacaktır. Parantez dışındaki sayı kademe sayısını belirtir.

Bir kademenin çıkış şartları, takip eden kademe için giriş şartları ve kademe izantropik veriminin, kompresörün politropik verimine eşit, yani 0,90 olduğu varsayılacaktır. Böylece;

$$\left(\frac{P_{03}}{P_{01}}\right)_1 = \left(1 + \frac{0,9 \times 14}{288}\right)^{3,5} = 1,161$$

$$(P_{03})_1 = 100 \times 1,161 = 116,1 \text{ kPa}$$

$$(T_{03})_1 = 288 + 14 = 302 \text{ K}$$

şeklinde ilk kademe için toplam sıcaklık ve basınç oranı hesaplanabilir. Daha sonra stator çıkışındaki (α_s) ve aynı zamanda ikinci kademe rotor girişindeki (α_0) hava açısı için bir değer belirlenmesi gereklidir. Bunun için tepki derecesinin kullanılması yararlı olacaktır. Fakat ilk kademe için α_s sıfır olmadıkça $V_s = V_1$ eşitliği sağlanamayacaktır. Yine de tepki derecesi için yaklaşık bir değer elde edebilmek için V_s ile V_1 eşit kabul edilecektir. Buna göre tepki derecesi;

$$R = 1 - \frac{V_{02} + V_{01}}{2U} = 1 - \frac{84,15}{2 \times 170,6} = 0,753$$

olarak bulunur. Bu değer oldukça yüksek olmakla birlikte Şekil 3.2'den de görüleceği gibi, düşük rotor kök uç oranlarında, tepki derecesinin rotor kök yarı çapında negatif bir değerde olmasını önlemek için böylesi yüksek bir değer kaçınılmazdır. Diğer yandan üç ve dördüncü kademeden sonra %50 tepki derecesi kullanımı sağlanabilir ve bunun için de ikinci kademenin tepki derecesi yaklaşık 0,65 olarak kullanılabilir.

İkinci kademe için, $\Delta T_{0s} = 17 \text{ K}$ ve $\Omega = 0,93$ olarak daha önceden belirlenmiştir. Buna göre, α_1 ve α_2 açıları;

$$17 = \frac{0,93 \times 170,6 \text{ m/s} \times 150 \text{ m/s}}{1005 \text{ J/kg K}} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2)$$

$$(\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) = 0,717 \quad (7-3)$$

ve

$$R \approx 0,65 \approx \frac{150 \text{ m/s}}{2 \times 170,6 \text{ m/s}} (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2)$$

$$(\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \approx 1,592 \quad (7-4)$$

iken Denklem (7-3) ve (7-4) çözüldüğünde;

$$\alpha_1 = 47,6^\circ \text{ ve } \alpha_2 = 20,83^\circ$$

şeklinde bulunur.

$$\begin{aligned} \frac{U}{V_a} &= \tan \alpha_0 + \tan \alpha_1 \\ \frac{U}{V_a} &= \tan \alpha_3 + \tan \alpha_2 \end{aligned} \quad (7-5)$$

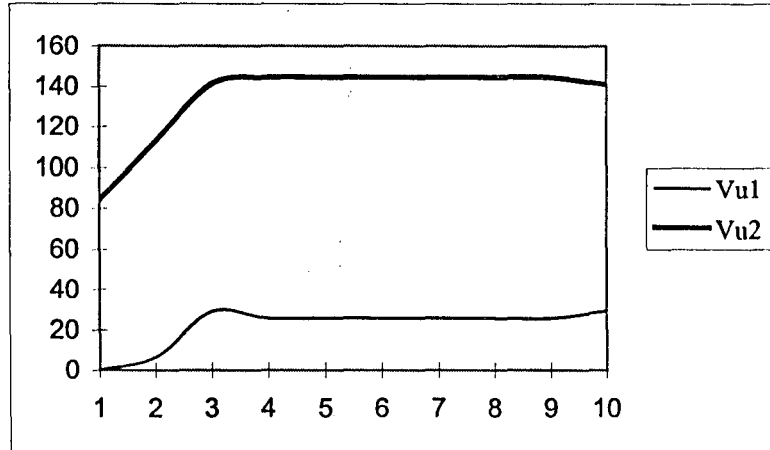
denklemleri kullanılarak;

$$\alpha_0 = 2,4^\circ \quad \alpha_3 = 37,1^\circ$$

açıları da hesaplanır. Giriş ve çıkıştaki teğetsel hızlar (Şekil 7.5), hız diyagramlarından bulunabilir;

$$V_{\theta 1} = V_a \tan \alpha_0 = 150 \tan 2,4 = 6,28 \text{ m/s}$$

$$V_{\theta 2} = V_a \tan \alpha_3 = 150 \tan 37,1 = 113,4 \text{ m/s}$$



Şekil 7.5 Rotor orta yarıçapında mutlak teğetsel hız değişimi

Bu sonuçlar incelenecek olduğunda, ikinci kademe için teğetsel hızdaki değişimin $113,4 - 6,28 = 107,2 \text{ m/s}$ olduğu görülmektedir. İlk kademedeki hız farkı, $84,15 \text{ m/s}$ ile karşılaştırıldığında oluşan fark, yüksek sıcaklık artışından ve

daha düşük iş yapma faktöründen kaynaklanmaktadır. Rotor paleleri için akışkan dönüş açısı ise $18,72^\circ$ 'den $47,6 - 20,83 = 26,77^\circ$ 'ye yükselmiştir. Bu durumda ikinci kademe rotor paleleri için de Haller sayısı ise $\cos 47,6 / \cos 20,83 = 0,721$ şeklinde uygun bir sonuç elde edilir. İlk kademe stator kademesi için stator çıkış açılarının bilinmesiyle, ilk stator kademesinin de Haller sayısı;

$$\frac{V_3}{V_2} = \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_3} = \frac{\cos 29,29}{\cos 2,4} = 0,872$$

olur ki bu da küçük bir diffüzyon miktarını ifade eder. Bu durum, ilk kademedeki yüksek tepki derecesinin bir sonucudur.

İkinci kademe için hız diyagramı Şekil 7.2 b'de görülmektedir. Bu noktadaki çıkış basınç ve sıcaklığı;

$$\left(\frac{P_{03}}{P_{01}} \right)_2 = \left(1 + \frac{0,9 \times 17}{302} \right)^{3,5} = 1,188$$

$$(P_{03})_2 = 116,1 \text{ kPa} \times 1,188 = 137,9 \text{ kPa}$$

$$(T_{03})_2 = 302 \text{ K} + 17 \text{ K} = 319 \text{ K}$$

olarak hesaplanır. Bu anda ikinci kademenin α_5 açısı bilinmemekle beraber üçüncü kademenin α_1 açısına eşit olduğu varsayılabilir.

Bütün bu hesaplamalardan sonra tepki derecesinin, hız diyagramının şekli ile doğrudan bağlantılı olduğunu anlaşılmıştır. Buna göre, %50 tepki dereceli bir hız diyagramı simetrik olmaktadır. $V_{0m} = (V_{\theta 1} + V_{\theta 2})/2$ ise, tepki derecesi;

$$R = 1 - \frac{V_{\theta 1} + V_{\theta 2}}{2U} = 1 - \frac{V_{0m}}{U}$$

şeklinde de yazılabilir. Şekil 7.2 a ve b'ye bakıldığında V_{0m}/U değerlerinin küçük olduğu ve buna karşılık gelen tepki derecesinin de yüksek olduğu görülebilir. İlk kademedeki yüksek tepki derecesi, IGV bulundurmayıp, giriş hızı olarak doğrudan aksenal hız kullanılmasının bir sonucudur.

7.1.3.2. 3. kademe

Bu kademenin tasarımına 17 K kademe sıcaklık artışı, 0,88 iş yapma faktörü ve %50 tepki derecesi kabulleri yapılarak başlanacaktır. Buna göre;

$$\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2 = \frac{\Delta T_{0s} c_p}{\Omega U V_a} = \frac{17 \times 1005}{0,88 \times 170,6 \times 150} = 0,758$$

$$\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2 = R \frac{2U}{V_a} = \frac{0,5 \times 2 \times 170,6}{150} = 1,137$$

denklemlerinden, $\alpha_1 = 43,46^\circ$ ve $\alpha_2 = 10,73^\circ$ olarak bulunur. Bu durumda de Haller sayısı $\cos 43,46^\circ / \cos 10,73^\circ = 0,737$ 'dur.

17 K'lik kademe sıcaklık artışı göz önüne alındığında;

$$\left(\frac{P_{03}}{P_{01}} \right)_3 = \left(1 + \frac{0,9 \times 17}{319} \right)^{3,5} = 1,178$$

$$(P_{03})_3 = 137,9 \times 1,178 = 162,44 \text{ kPa}$$

$$(T_{03})_3 = 319 + 17 = 336 \text{ K}$$

şeklinde termodinamik özellikler bulunabilir. Hız diyagramı simetrik hale geldiğinden dolayı, $\alpha_0 = \alpha_2 = 10,73^\circ$ ve $\alpha_3 = \alpha_1 = 43,46^\circ$ olmaktadır. Bu durumda teğetsel hızlar;

$$V_{\theta 1} = 150 \tan 10,73 = 28,42 \text{ m/s}$$

$$V_{\theta 2} = 150 \tan 43,46 = 142,14 \text{ m/s}$$

olarak elde edilir.

7.1.3.3. Ara kademeler

Bu noktada, 4. ve 9. kademelerin hepsi için $\Omega = 0,83$ ve $R = 0,5$ değerleri kullanılacaktır. Tasarım, artan yoğunluktan dolayı her bir kademenin pale yüksekliğinin farklı olmasına karşın, dörtten dokuzuncu kademeye kadar hız diyagramlarının aynı ortalama çap için düşünülmesiyle kolaylaştırılabilir. Son kademe ise belirlenen basınç oranını vermek üzere tasarlanacaktır. Daha önce yapılan hesaplamaların tekrar edilmesine gerek yoktur fakat 0,83'lük iş yapma

faktörü ile beraber kademe sıcaklık artışı 17 K olarak kullanılması, de Haller sayısını 0,727'ye çeker. Hava açıları;

$$\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2 = \frac{17 \times 1005}{0,83 \times 170,6 \times 150} = 0,804$$

$$\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2 = \frac{0,5 \times 2 \times 170,6}{150} = 1,137$$

denklemleri kullanılarak, $\alpha_1 = \alpha_3 = 44,14^\circ$ ve $\alpha_2 = \alpha_0 = 9,45^\circ$ şeklinde hesaplanmaktadır. Hesaplanmayan diğer veriler bölüm sonundaki çizelgede görülmektedir. Buradan çıkan sonuca göre, her kademenin sıcaklık artışı ilk ve son kademeler haricinde aynıdır ve basınç oranı, kademe sayısı arttıkça azalmaktadır. Bunun nedeni her bir kademenin giriş sıcaklığının kademe sayısı ile beraber artmasıdır. Bununla birlikte basıncıdaki artış düzgün bir şekilde yükselmeye devam etmektedir.

7.1.3.4. 10. kademe

Son kademe girişindeki basınç ve sıcaklık değerleri sırasıyla 371,17 kPa ve 438 K şeklinde bulunmuştur. Tüm kompresörün sıkıştırma oranı 4,15 olduğuna göre son kademe çıkış basıncı $4,15 \times 100 = 415 \text{ kPa}$ olarak hesaplanacaktır. Buna göre son kademenin basınç oranı;

$$\left(\frac{P_{03}}{P_{01}} \right)_{10} = \frac{415}{371,17} = 1,118$$

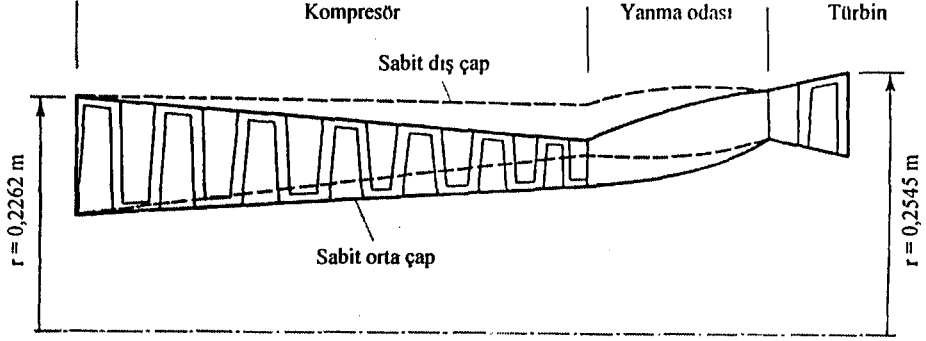
olarak hesaplanır. Buna göre bu basınç katsayısını elde edecek sıcaklık artışı;

$$1,118 = \left(1 + \frac{0,90 \Delta T_{0s}}{438} \right)^{3,5}$$

denklemden $\Delta T_{0s} = 15,7 \text{ K}$ şeklinde bulunur..

Tepki derecesi 0,5 alınarak, bu sonuçlara karşılık gelen hava açıları, $\alpha_1 = \alpha_3 = 43,25^\circ$ ve $\alpha_2 = \alpha_0 = 11,09^\circ$ şeklinde bulunur. Böyle bir tepki derecesi ile akışkan, son stator kademesini $\alpha_0 = \alpha_5 = 11,09^\circ$ açı ile terk eder. Bununla

beraber kompresörden sonra akışkanın yanma odasına eksenel bir hızla girmesinin yanma için gerekli olmasından dolayı, son stator kademesinden sonra akışkanın teğetsel bileşenini sıfıra indirecek kanatçıkların kullanılmasına ihtiyaç vardır.



Şekil 7.6 Kompresör akış alan boyutları [9]

Buraya kadar olan tüm ilk tasarım uygulamaları sabit orta yarı çap tasarım metodu göz önünde bulundurularak yapılmıştır. Bu durumda ortaya bir problem çıkmaktadır. Şekil 7.6'ya bakılacak olursa, kompresör son kademesinin çapı ile türbin giriş kademesi arasındaki farklılıktan ötürü yanma odasında ilave kayıplar meydana gelecektir. Bu problemin bir çözümü için kompresörün sabit dış çaplı olarak imal edilmesi düşünülmüştür. Bu yeni durum şekilde çizgili hat ile belirtilmiştir. Fakat bu durumda da kademe sayısı ilerledikçe pale uç hızında artış meydana gelmekte ve bu da belli bir kademe sıcaklık artışı için ΔV_θ değerinde düşüşe neden olmaktadır. Ayrıca pale hızındaki bu artış akışkan dönüş açısının düşmesine neden olurken de Haller sayısında da yararlı bir yükselme sağlamaktadır.

Diğer yandan yüksek pale hızı, yüksek bir sıcaklık artışı da verir. Böylece istenilen basınç oranının sağlanması için daha az kademe sayısının kullanımı söz konusu olur. Örneğin yedi yerine altı kademe yeterli olabilecektir. Ayrıca pale hızları artık sabit alınmadığı için pale hızının kullanıldığı denklemler artık U_1, U_2 şeklinde yazılacak, örneğin adyabatik fark $\Omega(U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1})$ olarak kullanılacaktır.

Sabit iç, orta ve dış çap teorilerinin hepsi kompresörlerde kullanılmaktadır. Sabit iç çaplı kompresörlere çoğunlukla endüstride karşılaşılr. Çünkü bu tip kompresörlerde rotor diskinin eşit çapta olması maliyetlerde bir kazanç sağlamaktadır. Ayrıca türbin kademe sayısında da belli bir azalma söz konusudur. Bununla birlikte subsonik kompresörlerde, kompresör çapı ile türbin çapı arasında önemli bir fark bulunması da olasıdır. Bu fark kritik değildir çünkü hem ön alan açısından bir sınırlama yoktur ve hem de ters akışlı yanma odalarının kullanımıyla bu sorun ortadan kalkmış olur. Diğer yandan sabit dış çap, minimum sayıda kademe gerektiren uçak motorlarında kullanılmaktadır.

Farklı bir örnek olması açısından Concorde uçaklarında kullanılan Olympus 593 motorları incelenebilir. Bu motorda her iki yaklaşım birlikte kullanılmıştır. Buna göre LP kompresör akış alanı sabit iç çapa göre tasarlanırken, HP kompresör sabit dış çapa göre yapılmıştır. HP bölümü etrafındaki ekipmanlar ile birlikte kompresör kapakları da kapatıldığında tam bir silindirik şekle dönüşen bu tip kompresörde türbin giriş ve çıkış kesit alanları da birbirine eşittir.

KOMPRESÖR PERFORMANS ÖZELLİKLERİ Pu 1.0

Özellikler Ağı Grafikleri Hız Grafikleri Tegetsel Hız Grafikleri

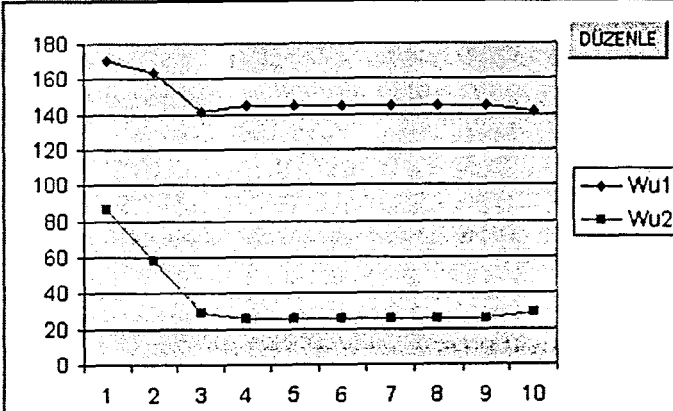
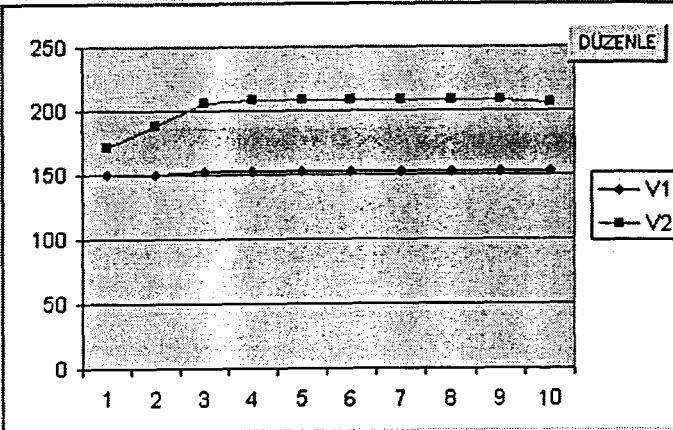
Dönüş Hızı (m/s) **170.6**
Eksenel Hız (m/s) **150**
Giriş Sıcaklığı (K) **288**
Sıkıştırma Oranı **4.15**
Kütleli Debi (kg/s) **20**

VARSAYILAN

YAZDIR

ÇIKIŞ

HESAPLA



Hız ve Açılar ...

HIZ (m/s)

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V_1	150	150.15	152.83	152.21	152.21	152.21	152.21	152.21	152.21	152.87
V_2	172.00	187.60	206.04	208.37	208.37	208.37	208.37	208.37	208.37	205.88
V_{u1}	0	6.71	29.25	25.87	25.87	25.87	25.87	25.87	25.87	29.49
V_{u2}	84.16	112.67	141.26	144.63	144.63	144.63	144.63	144.63	144.63	141.02
ΔV_u	84.16	105.96	112.01	118.76	118.76	118.76	118.76	118.76	118.76	111.53
W_1	227.17	222.17	206.10	208.43	208.43	208.43	208.43	208.43	208.43	205.93
W_2	173.12	160.78	152.83	152.21	152.21	152.21	152.21	152.21	152.21	152.87
W_{u1}	170.6	163.89	141.34	144.72	144.72	144.72	144.72	144.72	144.72	141.10
W_{u2}	86.44	57.87	29.25	25.87	25.87	25.87	25.87	25.87	25.87	29.49
ΔW_u	84.16	106.02	112.09	118.85	118.85	118.85	118.85	118.85	118.85	111.61

AÇILAR (derece)

α_0	0	2.5632	11.039	9.7910	9.7910	9.7910	9.7910	9.7910	9.7910	11.126
α_1	48.68	47.557	43.319	43.995	43.995	43.995	43.995	43.995	43.995	43.270
α_2	29.96	21.106	11.039	9.7910	9.7910	9.7910	9.7910	9.7910	9.7910	11.126
α_3	29.30	36.929	43.302	43.978	43.978	43.978	43.978	43.978	43.978	43.254
ϵ	18.72	26.45	32.28	34.20	34.20	34.20	34.20	34.20	34.20	32.14

Ana Sayfa

Diğer Parametreler ...

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_{u1} (K)	288	302	318.77	335.54	352.31	369.08	385.85	402.62	419.39	436.16
T_{u2} (K)	302	318.77	335.54	352.31	369.08	385.85	402.62	419.39	436.16	451.84
ΔH (kW)	281.41	336.23	336.32	336.32	336.32	336.32	336.32	336.32	336.32	315.85
R	0.75	0.65	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
$de H$	0.762	0.724	0.742	0.730	0.730	0.730	0.730	0.730	0.730	0.742
P_{u1}/P_{u2}	1.162	1.186	1.176	1.166	1.158	1.151	1.144	1.137	1.132	1.12
P_{u1} (kPa)	116.2	137.81	162.06	188.97	218.82	251.87	288.14	327.61	370.86	415

Şekil 7.7 Kompresör termodinamik özellik hesaplama ekranı

7.1.4. Hava açılarının kökten uca değişimi

İlk kademe düşünüldüğünde, bu kademedeki rotor giriş açısı (α_1), eksenel hız ve pale hızı ile hesaplanabilir. α_0 , kompresörde IGV bulunmadığı için 0'dır. Rotor kök, orta yükseklik ve uç yarıçapları; 0,1131, 0,1697 ve 0,2262 m olarak daha önceden bulunmuştu. Bu yarıçap değerlerine serbest vorteks şartlarında karşılık gelen pale hızları da sırasıyla 113,7, 170,6 ve 227,3 m/s olmaktadır. Bu durumda her yarıçap noktası için giriş açıları;

$$\begin{aligned}\tan \alpha_{1,h} &= \frac{113,7}{150}, & \alpha_{1,h} &= 37,16^\circ \\ \tan \alpha_{1,m} &= \frac{170,6}{150}, & \alpha_{1,m} &= 48,67^\circ \\ \tan \alpha_{1,t} &= \frac{227,3}{150}, & \alpha_{1,t} &= 56,57^\circ\end{aligned}$$

şeklinde hesaplanır.

α_2 ve α_3 'ün bulunabilmesi için ise $V_{\theta 2}$ 'nin radyal yöndeki değişiminin saptanması gerekmektedir. $V_{\theta 2} r = sbt$ ve daha önceden $V_{\theta 2,m} = 84,15 \text{ m/s}$ olarak bulunmuştur. Kompresör boyutları arkaya gidildikçe küçüleceğinden dolayı, kademe çıkış yarıçapları girişteki değerlerinden bir parça daha düşük olacaktır. Denklem (7-5)'te, stator çıkış açısı $2,4^\circ$ şeklinde hesaplanmış ve ilk kademe çıkışındaki toplam sıcaklık ile basınç 116,1 kPa ve 302 K olarak bilindiğine göre, bu durumda çıkış yarıçaplarının belirlenmesi için aşağıdaki işlemler yapılır:

$$V_3 = \frac{150}{\cos 2,4} = 150,13 \text{ m/s}$$

$$T_3 = T_{03} - \frac{V^2}{2c_p}$$

$$= 308 - \frac{150,13^2}{2 \times 1005} = 290,7 \text{ K}$$

$$P_3 = 116,1 \left(\frac{290,7}{302} \right)^{3,5} = 102,7 \text{ kPa}$$

$$P_3 = \rho_3 R T_3$$

$$\rho_3 = \frac{102,7}{0,287 \times 290,7} = 1,231 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m} = \rho_3 V_{a3} A_3$$

$$A_3 = \frac{20}{1,231 \times 150} = 0,1082 \text{ m}^2$$

$$r_m = \frac{r_t + r_h}{2} \quad (7-6)$$

ve

$$A_3 = \pi (r_t^2 - r_h^2) = \pi (r_t - r_h)(r_t + r_h) = \pi h 2r_m \quad (7-7)$$

Bu durumda;

$$h = \frac{0,1082}{2 \times \pi \times 0,1697} = 0,1014 \text{ m}$$

olarak bulunur. Böylece stator çıkışındaki yarıçap noktaları;

$$r_t = 0,1697 + 0,1014/2 = 0,2204 \text{ m}$$

$$r_h = 0,1697 - 0,1014/2 = 0,119 \text{ m}$$

şeklinde hesaplanabilir. Çok küçük bir hata payıyla bu değerler bir sonraki rotor kademesinin giriş değerleri olarak da kabul edilebilir. Diğer yandan rotor çıkış değerleri;

$$r_t = \frac{0,2262 + 0,2204}{2} = 0,2233 \text{ m}, \quad U_t = 224,3 \text{ m/s}$$

$$r_h = \frac{0,1131 + 0,119}{2} = 0,116 \text{ m}, \quad U_h = 116,6 \text{ m/s}$$

olarak hesaplanır. Serbest vorteks şartlarından;

$$V_{02,t} = 84,15 \times \frac{0,1697}{0,2223} = 63,41 \text{ m/s}$$

$$V_{02,h} = 84,15 \times \frac{0,1697}{0,1171} = 122,46 \text{ m/s}$$

şeklinde elde edilirken stator giriş açısı, $\tan \alpha_3 = V_{\theta 2} / V_a$ ile, rotor çıkış açısı ise $\tan \alpha_2 = (U - V_{\theta 2}) / V_a$ ile hesaplanabilir. Bu durumda;

$$\tan \alpha_{3,h} = \frac{83,46}{150}, \quad \alpha_{3,h} = 29,09^\circ$$

$$\tan \alpha_{3,m} = \frac{57,1}{150}, \quad \alpha_{3,m} = 20,84^\circ$$

$$\tan \alpha_{3,t} = \frac{43,41}{150}, \quad \alpha_{3,t} = 16,14^\circ$$

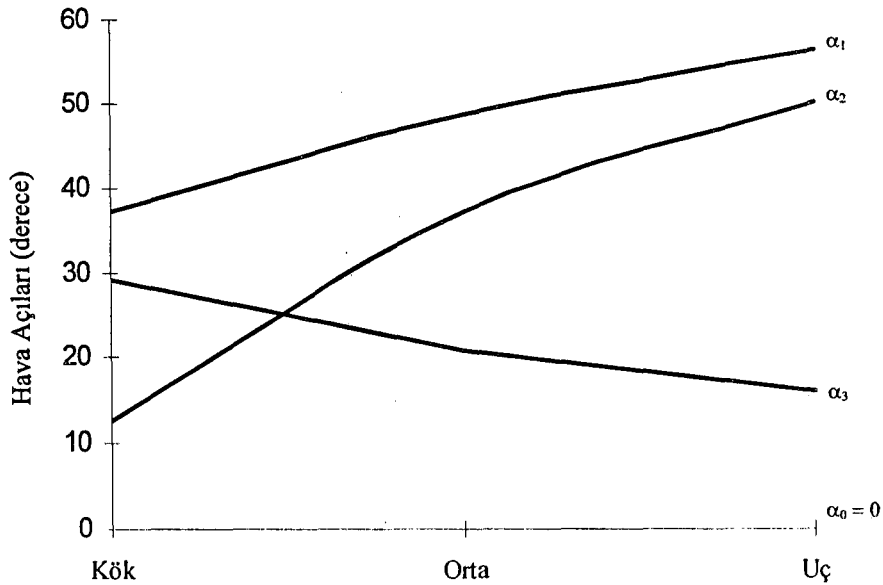
ve,

$$\tan \alpha_{2,h} = \frac{116,6 - 83,46}{150}, \quad \alpha_{2,h} = 12,45^\circ$$

$$\tan \alpha_{2,m} = \frac{170,6 - 57,1}{150}, \quad \alpha_{2,m} = 37,11^\circ$$

$$\tan \alpha_{2,t} = \frac{224,3 - 43,41}{150}, \quad \alpha_{2,t} = 50,33^\circ$$

olur.



Şekil 7.8 Rotorda kökten uca hava açısı değişimi [9]

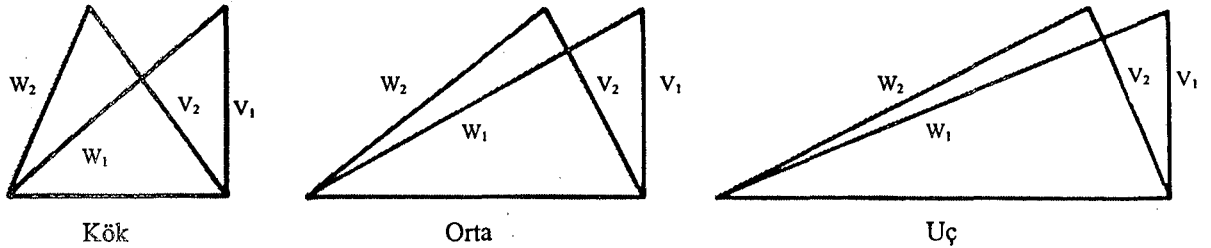
Şekil 7.8’de hava açılarının radyal yöndeki değişimi ile birlikte, dönüş açısının $(\alpha_1 - \alpha_2)$ kökte daha yüksek olduğu görülmektedir. Dönüş açısındaki bu farktan dolayı pale açıları ile hava açılarının birbirine uygun olabilmesi için paleler radyal yönde önemli ölçüde burularak imal edilirler.

Kökteki yaklaşık tepki derecesi;

$$R_h = 1 - \frac{83,46}{2 \times 116,7} = 0,642$$

olarak bulunur. Orta yarıçapta tepki derecesi 0,832 çıkarken kökte bu değer daha düşük olduğu görülmektedir.

Kademe çıkışındaki akış alanı boyutları hesaplanırken, süreklilik denkleminde orta yarıçaptaki yoğunluğun kullanıldığı varsayılır. Radyal yönde pale üzerindeki toplam sıcaklık ve basıncın sabit olduğu kabul edilmesine karşın, statik sıcaklık, basınç ve buna bağlı yoğunluk sabit değildir. Bu etki düşük sıkıştırma oranlarından dolayı kompresörlerde küçükken, türbinlerde daha fazladır. Bu değişim, kompresörün ilk kademeleri için %4 civarlarındayken arka kademelere gidildikçe daha yüksek rotor kök uç oranlarından dolayı değişim miktarı azalır.



Şekil 7.9 Radyal istasyonlardaki hız değişimleri [9]

İlk kademe için hız diyagramları Şekil 7.9’da gösterilmektedir. Kökte akışkan dönüş açısındaki ve diffüzyondaki artış W_1 ve W_2 arasındaki açıdan kaynaklanmaktadır. Ayrıca, W_1 rotor ucunda ve V_2 de rotor kökünde maksimum olduğundan, maksimum izafi Mach sayısı, rotor için r_t ’de gözlenirken stator için r_h ’da meydana gelir.

Üçüncü kademe için rotor kök, orta yükseklik ve ucundaki özellikler, yeniden hesaplamak yerine Çizelge 7.3'te aşağıdaki gibi verilebilir:

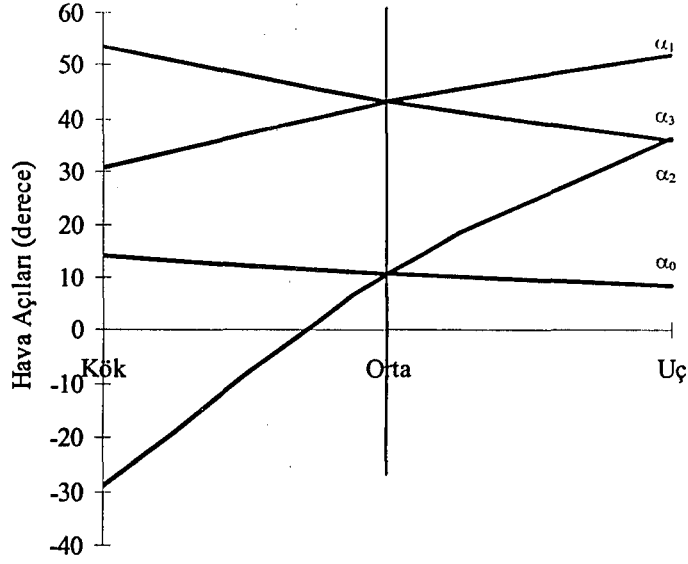
Çizelge 7.3 Giriş ve çıkış hız ve yarıçap bilgileri

	r_h	r_t	r_h / r_t	U_h	U_t
Giriş	0,1251	0,2142	0,584	128,5	215,2
Çıkış	0,1191	0,2202	0,543	119,7	221,8

Serbest vorteks şartları için hava açıları Çizelge 7.4'te hesaplanmıştır.

Çizelge 7.4 Serbest vorteks şartları için hesaplanan hız ve açı değerleri

	Kök	Orta	Uç
$V_{\theta 1} = V_{\theta 1, m} r_m / r$ [m/s]	38,5	28,4	22,5
$\alpha_0 = \arctan(V_{\theta 1} / V_a)^\circ$	14,3	10,72	8,5
$\alpha_1 = \arctan((U - V_{\theta 2}) / V_a)^\circ$	30,98	43,47	52,1
$V_{\theta 2} = V_{\theta 2, m} r_m / r$ [m/s]	202,5	142,14	109,54
$\alpha_3 = \arctan(V_{\theta 2} / V_a)^\circ$	53,47	43,45	36,13
$\alpha_2 = \arctan((U - V_{\theta 2}) / V_a)^\circ$	-28,89	10,74	36,65
$\alpha_1 - \alpha_2^\circ$	59,87	32,73	15,45
$R = 1 - \frac{1}{R'^2}(1 - R_m)$	0,034	0,5	0,694



Şekil 7.10 Serbest vorteks şartlarında radyal yöndeki hava açıları değişimi [9]

Şekil 7.10'da görülen hava açılarının radyal değişimleri kökte, diğer noktalara göre daha yüksek bir dönüş açısı meydana geldiğini göstermektedir.

Bu noktada, radyal denge yerine sabit tepki tasarımı düşünölsün. $R_m = 0,5$ ile birlikte daha önce serbest vorteks şartları için kabul edilen varsayımlar geçerli olsun. %50 tepki derecesiyle akış alanı boyunca simetrik hız diyagramları elde edilmiş olur.

Simetriden, $U = \Delta V_\theta + 2V_{\theta 1}$ ve her yarıçapta eşit iş olduğundan, $U \Delta V_\theta = U_m \Delta V_{\theta m} = sbt$ iken giriş rotor kök bölgesi için yeni değerler;

$$\Delta V_{\theta, h} = \Delta V_{\theta, m} r_m / r_h = 113,73 \times 0,1697 / 0,1251 = 150,9 \text{ m/s}$$

$$V_{\theta 1, h} = (U_h - \Delta V_{\theta, h}) / 2 = (128,56 - 150,9) / 2 = -11,17 \text{ m/s}$$

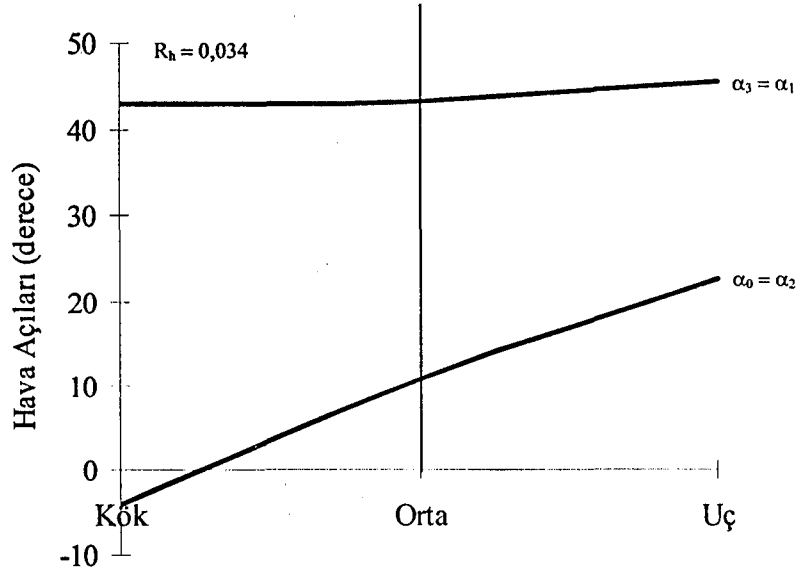
$$\alpha_{0, h} = \arctan(V_{\theta 1, h} / V_a) = -11,17 / 150 = -4,25^\circ$$

$$V_{\theta 2, h} = V_{\theta 1, h} + \Delta V_{\theta, h} = -11,17 + 150,9 = 139,73 \text{ m/s}$$

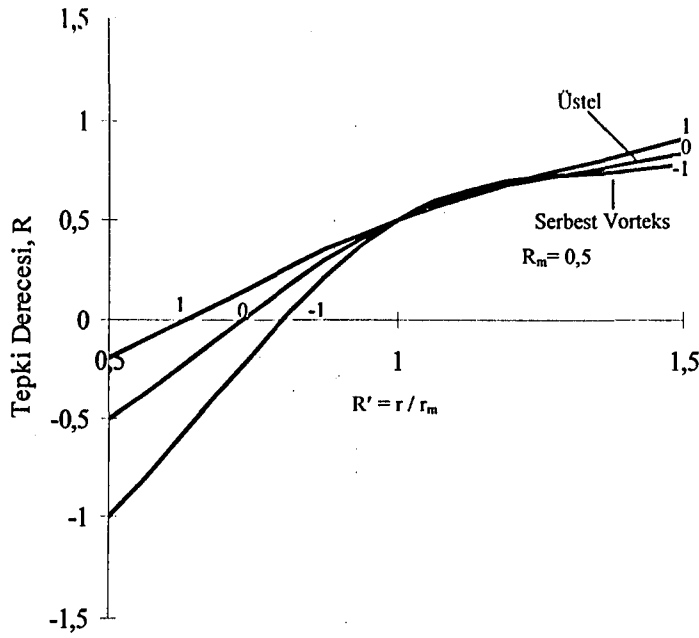
$$\alpha_{3, h} = \arctan(V_{\theta 2, h} / V_a) = 139,73 / 150 = 42,96^\circ$$

şeklinde bulunabilir. Yukarıdaki hesaplamalar, rotor uç bölgesi için de tekrarlandığında, $(r_t = 0,2142 \text{ m}, U_t = 215,2 \text{ m/s})$, $\alpha_{0,t} = \alpha_{2,t} = 22,63^\circ$ ve $\alpha_{3,t} = \alpha_{1,t} = 45,49^\circ$ değerlerine ulaşılır.

Şekil 7.11’de sabit tepki için hava açılarının radyal yöndeki değişimi görülebilmektedir. Bir önceki durum olan serbest vortekse göre kökteki dönüş açısının daha düşük değer alması nedeniyle palelerin daha az burulmasına olanak sağlanmıştır. Bununla birlikte, bu hesaplamalar yapılırken radyal denge şartları göz önüne alınmamıştır. Diğer kademelere göre daha düşük bir rotor kök uç oranına sahip bu kademelerde, sabit tepkinin en verimli durum olduğunu söylemek zordur [9]. Ayrıca, akış alanının, küçülen boyutunun rotor kök ve ucundaki pale hızlarını değiştirmesinden dolayı, simetrik hız diyagramlarının da bu pale hızları üzerine inşa edilmesi, küçük bir hatanın oluşmasına yol açmaktadır.



Şekil 7.11 Sabit tepki tasarımı için hava açıları değişimi [9]



Şekil 7.12 Farklı tasarım yöntemleri açısından tepki derecesinin değişimi [9]

Son olarak üçüncü tasarım metodu $R_m = 0,5$ olduğu üstel tiptir. Kökte $R' = 0,1251/0,1697 = 0,737$ iken tepki derecesi;

$$R_h = 1 + (1 - 2/0,737)(1 - 0,5) = 0,143$$

olarak bulunur. Bu değer Şekil 7.12'nin de gösterdiği gibi serbest vorteks durumu için bulunan tepki derecesinden (0,034) daha yüksektir. Bu yöntemde $n = 0$ olmak üzere, $V_{\theta 1} = a - (b/R')$ ve $V_{\theta 2} = a + (b/R')$, ayrıca a ve b;

$$a = U_m (1 - R_m) = 170,6(1 - 0,5) = 85,3 \text{ m/s}$$

$$b = \frac{c_p \Delta T}{2U_m \Omega} = \frac{1005 \times 17}{2 \times 170,6 \times 0,88} = 56,9 \text{ m/s}$$

olarak bulunur. Çizelge 7.5'te hesaplanan teğetsel hızlar görülmektedir.

Çizelge 7.5 Üstel tip tasarım için teğetsel hızlar

	Kök	Orta	Uç
Giriş, R'	0,737	1,0	1,262
$V_{\theta 1} = a - b / R' [m / s]$	8	28,4	39,63
Çıkış, R'	0,701	1,0	1,297
$V_{\theta 2} = a + b / R' [m / s]$	166,4	142,2	129,1

$V_{a1,m} = 150 \text{ m/s}$ olduğuna göre girişte;

$$V_{a1}^2 - V_{a1,m}^2 = -2[a^2 \ln R' + ab / R' - ab]$$

Her iki taraf $V_{a1,m}^2$ 'e bölündüğünde;

$$\frac{V_{a1}^2}{V_{a1,m}^2} = 1 - \frac{2}{V_{a1,m}^2} [a^2 \ln R' + ab / R' - ab]$$

elde edilir. Bu durumda rotor kök bölgesi için;

$$\frac{V_{a1,h}^2}{V_{a1,m}^2} = 1,043 \text{ ve } V_{a1,h} = 153,22 \text{ m/s}$$

ve uç için;

$$\frac{V_{a1,t}^2}{V_{a1,m}^2} = 0,939 \text{ ve } V_{a1,t} = 145,35 \text{ m/s}$$

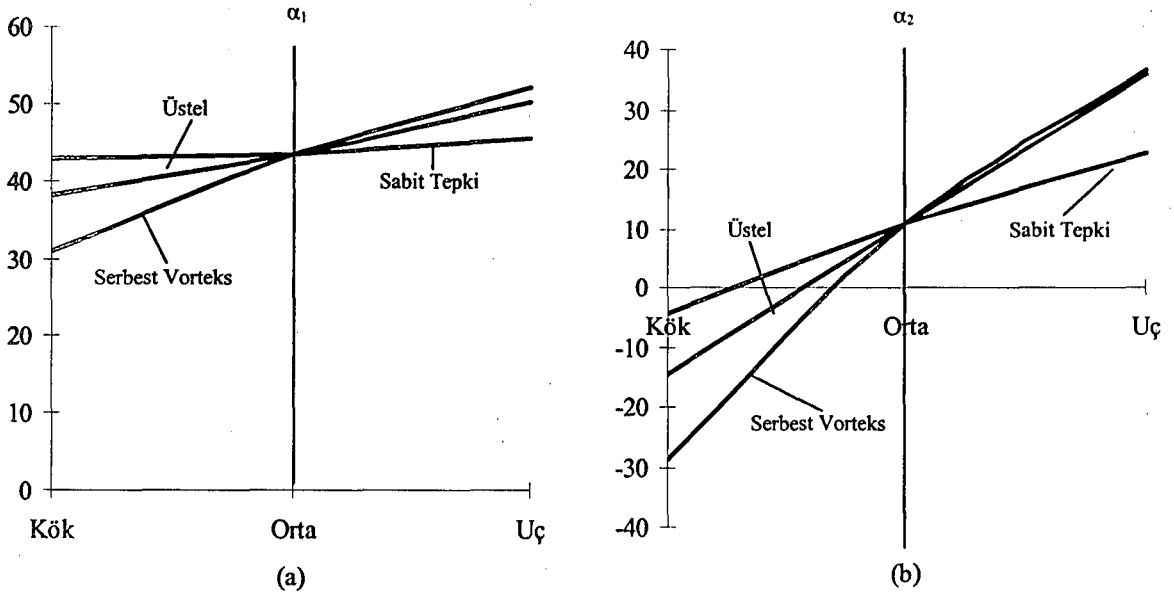
şeklinde aksenal hız değerleri bulunur. Çıkışta ise;

$$\left(\frac{V_{a2}}{V_{a2,m}} \right)^2 = 1 - \frac{2}{V_{a2,m}^2} [a^2 \ln R' - ab / R' + ab]$$

$$V_{a2,h} = 178,3 \text{ m/s}$$

$$V_{a2,t} = 128,4 \text{ m/s}$$

olarak bulunur. Hesaplanan bu hız değerleriyle rotor hava açılarını, $\alpha_{1,h} = 38,19^\circ$, $\alpha_{2,h} = -14,67^\circ$ ve $\alpha_{1,i} = 50,37^\circ$, $\alpha_{2,i} = 35,82^\circ$ şeklinde hesaplamak mümkündür.



Şekil 7.13 Üçüncü kademe rotor (a) giriş ve (b) çıkışındaki hava açıları karşılaştırması

Şekil 7.13'de giriş ve çıkışta her uç durum için hava açıları gösterilmektedir. Şekle göre, palelerde en fazla burulma serbest vorteks şartlarında iken en az burulma sabit tepki durumunda gözlenir. Çizelge 7.6'da ise her uç tasarım yöntemi için dönüş açıları gösterilmektedir.

Çizelge 7.6 Farklı tasarım yöntemleri için hesaplanan dönüş açıları

	Kök	Orta	Uç
Serbest Vorteks	59,87	32,73	15,45
Sabit Tepki	47,21	32,73	22,86
Üstel	52,86	32,73	14,55

Serbest vorteks şartlarında, kökte gözlenen aerodinamik yük, diğer iki yöntemden önemli bir miktarda daha yüksektir. Çizelge 7.7’de rotor uç ve stator kök bölgesindeki hız, sıcaklık ve Mach sayısı değişkenleri gösterilmektedir.

Çizelge 7.7 Rotor ucunda ve stator kökünde farklı tasarım yöntemleri için termodinamik özellikler ve Mach sayısı

Rotor uç yarıçapında;

	$V_{a1} (m/s)$	$V_{\theta 1} (m/s)$	$W_1 (m/s)$	$T_1 (K)$	M
Serbest Vorteks	150	22,51	244,2	305,8	0,696
Sabit Tepki	150	62,5	213,96	303,8	0,612
Üstel	145,35	39,63	227,8	305,7	0,697

Stator kök yarıçapında;

	$V_{a2} (m/s)$	$V_{\theta 2} (m/s)$	$V_2 (m/s)$	$T_2 (K)$	M
Serbest Vorteks	150	202,5	252	305,1	0,719
Sabit Tepki	150	139,73	205	313	0,578
Üstel	178,3	166,4	243,8	304,4	0,697

Yukarıdaki çizelgeden açıkça görülmektedir ki Mach sayısı bakımından kritik olan rotor tip Mach sayısı, üstel tasarımda en düşüktür. Örnek olarak seçilen üçüncü kademeden sonraki kademelerde, Mach sayıları artan sıcaklık ve buna bağlı olarak ses hızından dolayı bu değerden daha düşüktür.

Üstel tasarım yöntemi seçildiğinde aksenal hızın önemli miktarda değiştiği görülmektedir. Kompresör akış alanı, sabit aksenal hıza göre hesaplandığından bu durumda değişken aksenal hızların kullanılması gerekmektedir. Herhangi bir r yarıçapında δr genişliğinde bir bölgeden akan δm akış oranı;

$$\delta m = \rho 2\pi r \delta r V_a \quad (7-8)$$

ve

$$m = 2\pi \int_{r_r}^{r_i} \rho r V_a dr \quad (7-9)$$

olarak elde edilir. Belli bir akış oranı için gerekli akış alanı, sayısal integrasyon ile hesaplanır fakat bulunan değer, diğer iki tasarım yöntemi olan serbest vorteks ve sabit tepki ile bulunan değerden bir parça farklı çıkmaktadır.

Sonuç olarak hangi tasarım yönteminin kullanılacağı daha çok tasarımcının geçmiş tecrübelerinden yararlanılarak bulunur. Sabit tepki yöntemi oldukça kullanılabilir görünmekle beraber, bu yöntem ile radyal dengenin ihmal edilmesinden dolayı akış hızlarının hava açılarıyla uyumlu olmadığı ve bu yüzden de verimde bir miktar düşüşe yol açtığı görülmektedir.

Bu noktada ilk ve son kademedeki yük durumunu incelemek gereklidir. Buna göre, ilk kademe, rotor uç bölgesindeki yüksek Mach sayısı nedeniyle kritik bir durum oluşturmaktadır. Bunun haricinde bazı uçuş şartlarında (örneğin sapma, yüksek hücum açıları ve ani manevralar) giriş akışı bozularak kompresör boyunca aksel hızda önemli değişiklikler ortaya çıkabilir. Tasarımda, sıcaklık artışı ve buna bağlı olarak aerodinamik yük bir parça düşürülerek bu problem kısmen çözülebilir. Son kademe ise, yanma odası girişinde diffüzöre yönlendirilen havanın mümkün mertebe aksel yönde olması istenmektedir. Aynı şekilde sıcaklık artışında küçük bir düşme, aerodinamik yükten kaynaklanan tasarım problemlerini bir miktar hafifletmektedir.

7.2. Eksenel Akışlı Bir Kompresörün Boyutlandırılması – Pu @2

Tam anlamıyla bir kompresör boyutlandırılması için bilgisayarlar ve karmaşık üç boyutlu analizler gerekirken, bu bölümde bazı kabuller ile birlikte basit bir boyutlandırma işlemi yapılacaktır. Kullanılacak varsayımların başında akışın sıkıştırılmaz akış olduğu, sıcaklığın kompresörün kademeleri boyunca düzgün bir şekilde artması ve eksenel hızın kompresör içerisinde sabit olması sayılabilir. Gerekli bazı sayısal değerler aşağıdaki gibidir.

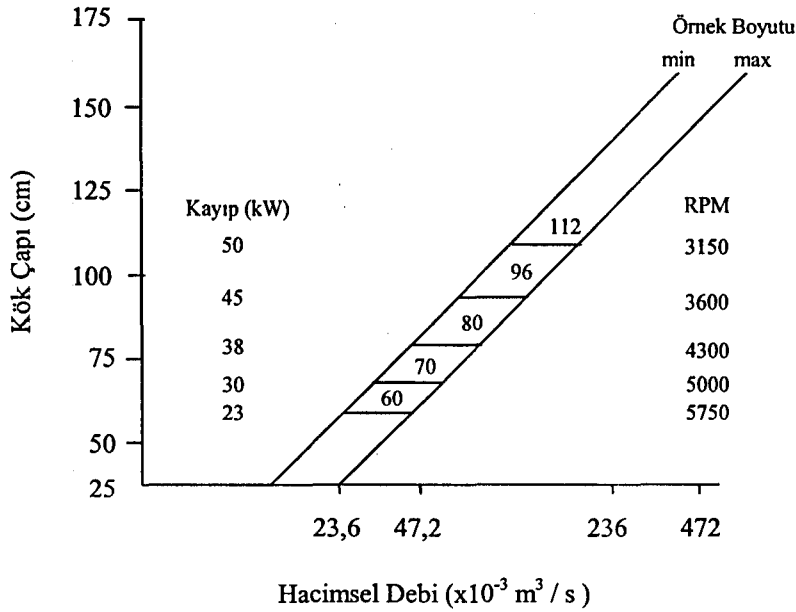
Rotor kök uç oranı, $d_h / d_t = 0,55$ min ve $0,9$ max

Adyabatik verim, $\eta_c = 0,85$

Basınç katsayısı, $\mu = 0,29$

Eksenel hız, V_a , m/s

Pale dönüş hız, U , m/s



Şekil 7.14 Eksenel akışlı kompresör boyutlandırma tablosu [3]

Hacmin ve kompresör rotor kök çapının belirlenebilmesi için Şekil 7.14 kullanılabilir. Bu şekilde, en küçük örneği seçmek, başlangıç için kolaylık olacaktır. Örnek boyut, rotor kök çapı şeklinde düşünülmektedir. Burada en çok karşılaşılan beş boyut görülmektedir. Buna göre kompresör boyutlandırma işlemi aşağıdaki adımlarla gerçekleştirilir:

a. Kademe sayısını seçimi:

Basınç oranı ve giriş sıcaklığı denklem (7-10)'da yerlerine konularak;

$$H = RT_1 \frac{k}{k-1} \left(r_p^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (7-10)$$

$$z = \frac{H}{\mu U^2} \quad (7-11)$$

şeklinde toplam sıcaklık artışı bulunur. Kademe sayısını en yakın tam sayı değerine yuvarlayarak basınç katsayısı, Denklem (7-11)'deki gibi aynı formülden yeniden hesaplanır:

$$\mu = \frac{H}{z U^2} \quad (7-12)$$

Hesaplanan basınç katsayısı değeri, orijinal değer olan 0,29'un %5 artı eksi sınırları arasında ise bu değer ve en başta varsayılan pale dönüş hızı değeri kullanılabilir. Basınç katsayısı orijinal değer %5'inden daha büyükse o halde kademe sayısı bir arttırılarak yeni basınç katsayısı değeri hesaplanır.

Basınç katsayısı halen 0,29'un %5 limitleri dışındaysa, o halde, kademe sayısını yuvarlayarak ve basınç katsayısını 0,29 alarak yeni bir ortalama pale dönüş hızı hesaplanmalıdır.

b. Hız hesaplanması:

Dönüş hızının hesaplanabilmesi için rotor uç çapının bilinmesi gereklidir:

$$d_r = \sqrt{\left(\frac{4}{\pi} \frac{Q_1}{V_a} \right) + d_h^2} \quad (7-13)$$

Denklem (7-13)'te;

d_t = Rotor uç çapı, (m) d_h = Rotor kök çapı, (m)

Q_1 = Giriş hacimsel debi, (m^3 / s) V_a = Eksenel hız, (m/s)

şeklindedir. Buradan ortalama çap;

$$d_m = \frac{d_t + d_h}{2} \quad (7-14)$$

olarak bulunur. Hesaplamaya devam etmeden önce rotor kök uç oranının minimum 0,55 olmasına dikkat edilmelidir [3].

Şaft hızı (RPM):

$$N = \frac{U}{2\pi d_t} \quad (7-15)$$

şeklinde hesaplanır. Bu formülde birim eşitliği açısından örnekte görüleceği üzere U pale dönüş hızının birimi m/dk olmalı ve bulunan bu değer, Şekil 7.14’de seçilen rotor kök çapına karşılık gelen RPM değerini geçmemelidir. Daha sonra son kademe hacimsel debisi:

$$Q_2 = \frac{Q_1}{\left(r_p^{\frac{z-1}{z}} \right)^{\frac{1}{k}}} \quad (7-16)$$

olarak bulunur. Burada;

Q_2 = Son kademe giriş hacimsel debisi (m^3 / s),

r_p = Kompresör boyunca basınç oranı,

z = Kademe sayısı,

k = İzantropik sıkıştırma katsayısıdır.

(7-13) numaralı denklemde giriş hacimsel debisi yerine çıkıştaki değeri konularak son kademe rotor uç çapı belirlenir. Daha sonra rotor kök uç oranının maksimum değer olan 0,9’u aşıp aşmadığı kontrol edilir. Eğer maksimum değer aşılmışsa, bu demektir ki son kademe pale boyutları kısa tutulmuştur ve bunun tek çözümü daha küçük bir boyut kullanılmasıdır.

Bu işlemlerin çözümünde yararlanılan kılavuzlar çok fazla detay içermediklerinden uygulama alanları sınırlıdır. Üretici firmalar daha karışık analizler uygulayabilmekte ve burada sabit kabul edilen değerler üzerinde değişiklikler yapabilmektedirler.

Boyutlandırmayı tamamlayabilmek için çıkış sıcaklığının hesaplanması gereklidir. Bunun için:

$$T_2 = T_1 + \frac{T_1 \left(r_p^{\frac{k-1}{k\eta_p}} - 1 \right)}{\eta_c} \quad (7-17)$$

denklemini kullanılır. Burada semboller:

T_2 = Çıkış sıcaklığı, (K)

T_1 = Giriş mutlak sıcaklık, (K)

T_1 = Giriş sıcaklığı, (K)

η_c = Adyabatik verim, (K)

şeklinde tanımlanır.

c. Şaft beygirgücünün hesaplanması:

$$W_s = \frac{\dot{m} \times H}{\eta_c} + \text{Mekanik Kayıplar} \quad (7-18)$$

olmak üzere;

$\dot{m}$ = Kompresördeki akış oranını (kg / s) ve

H = Toplam adyabatik sıcaklık artışını (kJ / kg) ifade etmektedir [3].

Giriş Değerleri

1

İrtifa m

Basınç Oranı

Kütleli Debi kg/s

Pale Hızı m/s

Eksenel Hız m/s

İlk Kademe

2

Giriş Basıncı kPa

Çıkış Basıncı kPa

Giriş Sıcaklığı K

HESAPLA

Kompresör Girişindeki Hacimsel Debi m³/s

Adyabatik Fark kJ/kg

Hesapla

3

Kademe Sayısı

Mu

Yeniden Hesapla

Aşağıdaki şekil yardımıyla kök çapını giriniz...

4

1- Kök Çapı m

2- Kayıp miktarı kW

3- Maksimum RPM RPM

Hesapla

5

Pale Uç Çapı m

Ortalama Çap m

Rotor Dönüş Hızı RPM

Son Kademe

6

Hesapla

Son Kademe Hacimsel Debisi m³/s

Son Kademe Uç Çapı m

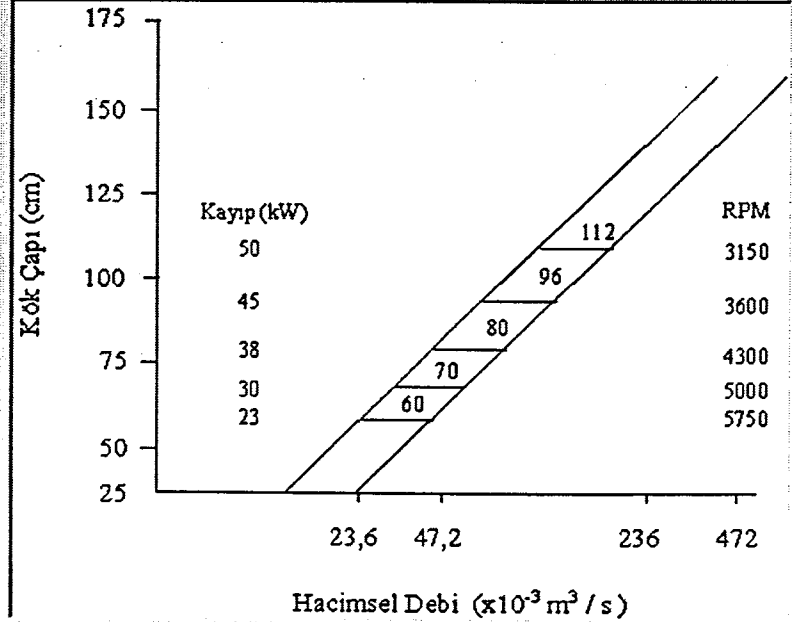
Çıkış Sıcaklığı K

Kompresör Gücü kW

Yeniden Hesapla

VARSAYILAN

ÇIKIŞ



Şekil 7.15 Pu 2 kompresör boyutlandırma program ekranı

7.2.1. Pu 2 uygulaması için hesaplama akış yöntemi

Veriler :

İzantropik sabit, k	: 1,4
Sıkıştırılabilirlik	: 1
İrtifa	: 5 000 m
Giriş sıcaklığı	: 255,5 K
Giriş basıncı	: 53,84 kPa
Basınç Oranı	: 10
Akış debisi	: 100 kg/s
Gaz sabiti	: 0,287 kJ/kg K
Eksenel hız	: $V_a = 150 \text{ m/s}$
Pale dönüş hız	: $U = 220 \text{ m/s}$

$$k/(k-1) = 1,4/0,4 = 3,5$$

$$(k-1)/k = 0,4/1,4 = 0,2857$$

1. Adım : Hacimsel debinin bulunması:

Mükemmel gaz denklemi kullanılarak;

$$\begin{aligned} P\dot{V} &= \dot{m} z R T & \dot{V} &= \frac{\dot{m} z R T}{P} \\ &= \frac{100 \text{ (kg/s)} \times 1 \times 0,287 \text{ (kJ/kg K)} \times 255,5 \text{ (K)}}{53,84 \text{ (kPa)}} \\ \dot{V} &= 136,2 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

bulunur. Şekil 7.14'e bakıldığında giriş hacimsel debi değeri için 80 no'lu örneğin kullanılmasının uygun olduğu görülmektedir. Bu boyuta denk gelen maksimum RPM değeri de 4300 olarak yine aynı şekil içerisinde görülmektedir.

2. Adım : Kademe sayısının hesaplanması:

Kademe sayısının hesaplanabilmesi için toplam adyabatik sıcaklık artışı bulunur. Bunun için denklem (7-10) kullanılır:

$$H = 0,287 \text{ kJ/kg} \times 255,5 \text{ K} \times 3,5 (10^{0,285} - 1)$$

$$H = 238,8 \text{ kJ/kg}$$

Basınç katsayısı 0,29 ve $U = 220 \text{ m/s}$ alınarak kademe sayısı;

$$z = \frac{H}{\mu U^2} = \frac{238800 (\text{J/kg})}{0,29 \times 220^2 (\text{m}^2/\text{s}^2)}$$

$z = 17$ olarak bulunur. Bu değerin tam sayı olmadığı durumlarda, en yakın tam sayıya yuvarlanarak basınç katsayısı yeniden hesaplanmalı ve bulunan değerin 0,29'un $\pm \%5$ sınırları içerisinde olup olmadığı kontrol edilmelidir;

Adım 3: İlk kademenin rotor uç çapının hesaplanması:

$$d_t = \sqrt{\left(\frac{4}{\pi} \frac{136,2}{150}\right) + 0,80^2} = 1,34 \text{ m}$$

olarak elde edilen değer kontrol edilerek rotor kök uç oranı hesaplanır. Bu oranın 0,55'den büyük olması gereklidir. Eğer küçük çıkarsa, 1. adıma geri dönülerek farklı bir boyut seçilir.

$$\frac{d_h}{d_t} = \frac{0,80}{1,34} = 0,597 > 0,55 \text{ olduğundan bulunan değer kullanılabilir.}$$

Adım 4 : Kompresör dönüş hızının bulunması

$$d_m = \frac{d_t + d_h}{2} = \frac{1,34 + 0,80}{2} = 1,07 \text{ m}$$

şeklinde orta çap bulunur. Devir sayısı, (7-15) numaralı denklemden ;

$$N = 19,1 \frac{U}{d_t} = 19,1 \frac{220}{1,34} = 3135 \text{ RPM}$$

olarak hesaplanır. Yukarıda bulunan RPM değeri, seçilen boyut için verilen maksimum RPM değeri 4300'den küçük olduğundan kullanılabilir.

Adım 5: Son kademe hacimsel debisinin hesaplanması:

$$Q_2 = \frac{Q_1}{(r_p^{(z-1)/z})^{1/k}} = \frac{136,2 \text{ m}^3 / \text{s}}{(10^{(17-1)/17})^{1/1,4}} = 28,81 \text{ m}^3 / \text{s}$$

şeklinde hesaplanır. Son kademe rotor uç çapı ise:

$$d_t = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{28,21}{150} + 0,80^2} = 0,94 \text{ m}$$

olarak bulunur. Son kademe rotor kök uç oranı 0,9'u aşmamalıdır. Buna göre $0,80/0,94 = 0,851$ ve $0,851 < 0,9$ olduğundan bir sonraki adıma geçilir.

Adım 6 : Çıkış sıcaklığının hesaplanması:

Adyabatik verimin de eklenmesiyle gerçek çıkış sıcaklığı;

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 + \frac{T_1(r_p^{(k-1)/k} - 1)}{\eta_a} \\ &= 255,5 + \frac{255,5(10^{0,285} - 1)}{0,85} \end{aligned}$$

$$T_2 = 535,2 \text{ K}$$

şeklinde bulunur.

Adım 7 : Şekil 7.14'de verilen kayıp değeri kullanılarak shaft beygir gücünün bulunması

Son olarak kompresörde verilen güç;

$$W_s = \frac{\dot{m}(\text{kg} / \text{s}) \times H(\text{kJ} / \text{kg})}{\mu_a} + \text{Mekanik kayıp}$$

$$W_s = \frac{100 \times 238,8}{0,85} + 38 = 28132 \text{ kW}$$

olarak hesaplanır. Bu son adımla birlikte temel kabuller uygulanarak bir eksenel akışlı kompresörün boyutlandırılması gerçekleştirilmiştir. Bulunan değerler Çizelge 7.8’de görülmektedir.

Çizelge 7.8 Kompresör giriş ve çıkış parametreleri

	GİRİŞ	ÇIKIŞ
Kök Çapı (m)	0,80	0,80
Uç Çapı (m)	1,34	0,94
Sıcaklık (K)	255,5	535,2
Basınç (kPa)	53,84	538,4
Hacimsel Debi (m ³ /s)	136,2	28,81
de Haller Sayısı	0,597	0,851

7.3. Sıkıştırılabilirlik Etkileri

Bu çalışma ve yapılan yazılımda subsonik akışlı kompresörler göz önünde bulundurulmuş ve sıkıştırılabilirlik etkileri ihmal edilmiştir. Bununla birlikte bu bölümde yüksek hızdan kaynaklanan kayıplar hakkında kısca bilgi verilecektir.

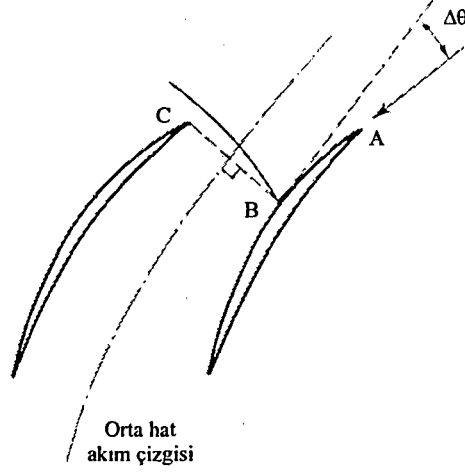
Akış Mach sayısı 0,82-0,85’ten küçükken kayıplar, düşük hızdaki kayıplardan çok az farklıdır. Mach sayısı 0,82-1 arasında ise şok kayıp katsayısı;

$$\bar{\omega} = 0,035 (M_{1,r} - 0,82)$$

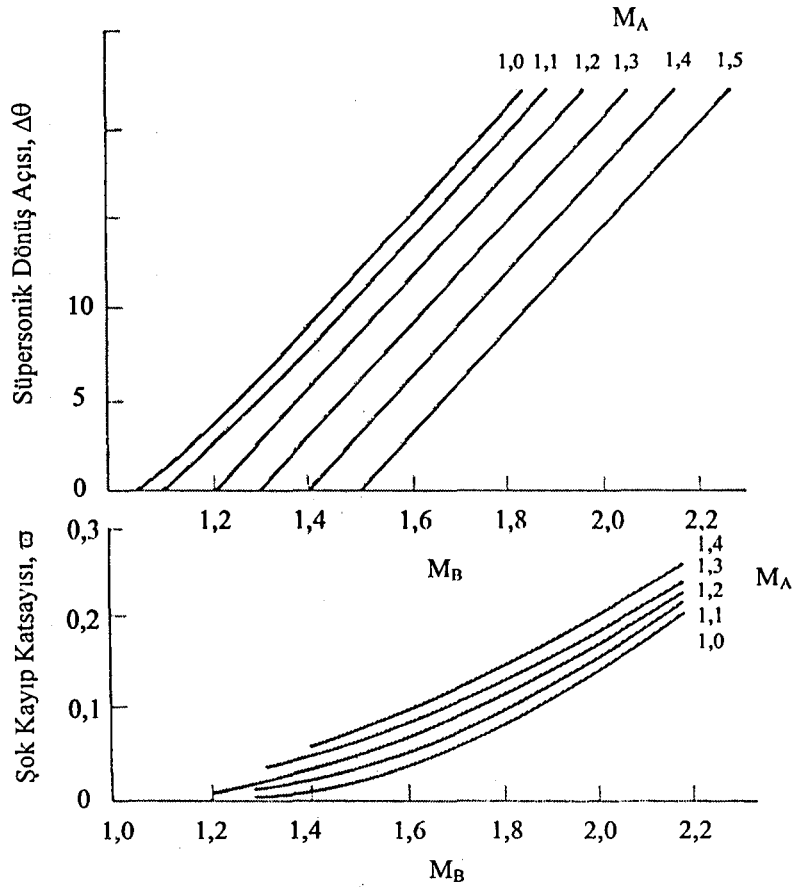
şeklinde belirlenebilmektedir [32].

Giriş izafi Mach sayısı 1’in üzerine çıktığında ise şok kayıpları artık hem Mach sayısının hem de giriş akış açısının bir fonksiyonu olarak değerlendirilmelidir. Buna göre ilk olarak, $\Delta\theta = \varepsilon/2$ şeklinde bir süpersonik dönüş açısı belirlenir. Şekil 7.16’da görülen A noktasındaki (rotor giriş hücum

kenarı) Mach sayısı bilindiği kabul edilerek şekil 7.17'deki grafikten süpersonik dönüş açısı ve M_A ' ya göre B noktasındaki Mach sayısı (M_B) bulunur. Son olarak alitaki grafikte M_A ve M_B değerleri kullanılarak $\bar{\omega}$ şok kayıp katsayısı hesaplanır.



Şekil 7.16 Şok kayıp modeli [9]



Şekil 7.17 Şok kayıp katsayısı [9]

Şoklardan kaynaklanan ilave kayıplar çok ciddi boyutlara ulaşabilir. Bu kayıplar süpersonik dönüş açısıyla doğrudan bağlantılıdır. İlk kademelerdeki adyabatik sıcaklık artışının düşük tutulmasının bir nedeni de budur.

SONUÇ

Yapılan tez ve bu teze dayalı bilgisayar programları ışığında, eksenel akışlı kompresörler kullanan jet motorları ve endüstriyel uygulamalarda, daha güçlü, verimli ve uzun ömürlü makinelerin üretilmesinde, kompresör bölümünün, bir gaz türbin motorunun geri kalan bölümleri arasında payına düşen gelişmeyi gösterdiği görülmüştür. Göreceli olarak yeni kazanılan CFD kabiliyetleri ve yapılan çalışmalar sonucunda daha yüksek sıkıştırma ve daha yüksek akış oranlı kompresörler tasarlanarak başta uçak motor üreticilerine olmak üzere pek çok kullanıcı grubuna sunulmuştur.

Yapılan bilgisayar programıyla birlikte bir kompresörün boyutlandırılmasında ön tasarım ile ilgili sınırlamaların, doğrudan hangi parametrelerin değişimine tepki verdiği açıkça görülmüştür. Tasarım başında seçilen rotor kök çapının, giriş ve çıkıştaki rotor kök uç oranı sınırlamaları üzerine ve rotorun dönüş hızına etkisi, örnek olarak gösterilebilir. Buna göre kullanıcı, seçtiği yanlış rotor kök çapı için, daha tasarımın başında rotor kök uç sınırlarını aştığı için uyarılacaktır. Bununla birlikte bu etabı geçen her rotor kök çapı denemesi başarılı sayılmayacak, çıkış rotor kök uç oranı kontrol mekanizmasıyla bir kez daha sınırlar dahilinde olup olmadığı sorgulanacaktır. Program sonunda, giriş ve çıkış rotor kök, uç çapları, orta yükseklikler, kademe sayısı, dönüş hızı, giriş ve çıkış hacimsel debileri ve adyabatik sıcaklık farkı gibi parametreler belirlenmiş olmaktadır.

Programa termodinamik özellikler açısından bakıldığında ise, kademe boyunca değişen izafi ve mutlak hızların, hava açılarının, buna bağlı olarak da Haller sayılarının vb. parametrelerin değerlerinin büyük ölçüde seçilen tepki derecesiyle belirlendiği görülmüştür. Gerek verdiği yüksek verim ve gerekse de hesaplama kolaylığı açısından %50 tepkili kompresörler günümüzde çok yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

Diğer yandan her bir kademedeki söz konusu özelliklerin değişiminin grafiksel olarak takip edilmesi, programı kullanan açısından, kompresör akışını bir parça daha anlaşılır hale getirmiştir.

Yazarın bu yazılımı, hem kendisi hem de bu konu üzerinde çalışan meslektaşlarının çalışmalarına katkı sağlaması amacıyla ileride yapılacak web sayfasına ekleme çalışmaları bulunmaktadır.

Kompresörlerde verilen enerjinin ekserjisini etkileyen ana etken, basınç kayıpları olarak da bilinen entropi artışı olarak tanımlanmıştır. Kullanılabilir enerjiden en fazla yararlanabilmek için bu kayıpların minimum olması gerekmektedir. Bunun sağlanabilmesi için de, uçaklarda kullanılan gaz türbinli motorların, ön alan boyutlarının hesaplanması, özellikle parazit sürüklemeye olan etkisi yüzünden çok önemlidir. Söz konusu alanın büyük olması, motora, dolayısıyla da kompresöre giren havanın kütle debisinin artmasını sağlar ki bu da kompresöre verilen iş potansiyelini artırır. Böylece ekserjisi artan kompresörde, maksimum verim ile birlikte çok yüksek bir sıkıştırma oranı elde edilir. Ön alan üzerindeki bu sınır, rotorun daha hızlı döndürülmesiyle karşılanabilir ve kütle debisi bu yolla arttırılabilir. Bu durumda da özellikle ilk kademe rotorun izafi pale Mach sayısı ses hızı civarlarında olacağından, ekserji atışında bir miktar düşüş veya tamamen bir azalma söz konusu olacaktır.

Bu sonuçlar doğrultusunda ön alan ve rotor hızının optimum değerlerinin seçimindeki hassasiyetin kompresör ekserji ve verimini doğrudan ve çok şiddetli bir şekilde etkileyeceği ortaya çıkmıştır.

Gelişen teknolojilerden gerek malzeme ve gerekse de tasarım aşamalarında elde edilen yeniliklerden biri de, daha önceleri General Electric firmasının pervanelerde denediği, ayrıca Kamov Helikopter üreticisinin helikopterin ana rotorunda kullandığı birbirinin tersi yönde dönüş prensibi olarak ortaya çıkmıştır. Bu konu ilerideki çalışmalar için araştırılmaya değer bir saha olarak düşünülmektedir.

SÖZLÜK

CHOKING : Bir lüle içerisinde maksimum kütle debisi, lüledeki en küçük alandaki Mach sayısının bire eşit olduğu durumda elde edilir. Buradaki kütle debisi üzerindeki son sınır (bu sınırdan sonra akış durur) choking olarak bilinir [26].

EKSERJİ : Verilen bir iş ile alınabilecek maksimum enerjiyi ifade eder. Diğer bir ismi kullanılabilirliktir.

SPOOL : Özellikle yüksek sıkıştırma oranlı kompresörlerde rotorun daha hızlı dönmesini sağlamak üzere kompresör iki veya üç bölüme ayrılır. Her bölümün ayrı şaftı bulunur. Bu bölümlerin rotorları spool olarak tanımlanır.

STANDART ATMOSFER KOŞULLARI: Hava büyük oranda azot gazı ihtiva eder. Bu durum yanma odasında bir takım değişikliklere neden olduğundan, içten yanmalı motorlarda 1-Akışkan olarak hava kullanıldığı, 2-Tüm sürecin tersinir olduğu, 3-Yanma yerine dışarıdan ısı geçişi ve 4-Egzoz yerine dışarıya ısı verilmesi şeklinde kabuller olarak tanımlanır [27, 6].

KAYNAKLAR

- [1] DIXON, S.L., *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery* 3/e, Pergamon Press, New York, (1978).
- [2] SHEPHERD, D.G., *Principles of Turbomachinery*, McMillan Publishing Co., INC., (1956).
- [3] BROWN, R.N., *Compressors: Selection and Sizing*, Gulf Pub. Co. (1990).
- [4] MATTINGLY, J.D., *Elements of Gas Turbine Propulsion*, McGraw Hill, (1996).
- [5] SINNETTE, J.T.Jr, SCHEY, O.W., ve KING, J.A., *Performance of NACA Eight Stage Axial Flow Compressor Designed on the Basis of Airfoil Theory*.
- [6] ÇENGEL, Y.A. ve BOLES, M.A., *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, McGraw Hill-Literatür, İstanbul, (1996).
- [7] BOYCE, M.P., *Gas Turbine Engineering Handbook* 2/e, Gulf Professional Pub, (2002).
- [8] Serovy, G.K., ROBBINS, W.H. ve GLASER, F.W., *Experimental Investigation of a 0,4 hub-tip Diameter Ratio Axial Flow Compressor Inlet Stage at Transonic Inlet Relative Mach Numbers, I- Rotor Design and Over-all Performance at Tip Speeds From 60 to 100 Percent of Design*.
- [9] COHEN, H., ROGERS, G.F.C. ve SARAWANAMUTTO, H.I.H., *Gas Turbine Theory* 4/e, Longman, USA, (1996).
- [10] VOIT, C.H., *Investigation of a High Pressure Ratio Eight Stage Axial Flow Research Compressor with Two Transonic Inlet Stages, I. Aerodynamic Design*.
- [11] JOHNSEN, I.A., *Investigation of a 10 Stage Subsonic Axial Flow Research Compressor, I. Aerodynamic Design*, (1952).
- [12] http://www.strw.leidenuniv.nl/~mellema/www/education/num_exercise/node3.html/
- [13] BATHIE, W.W., *Fundamentals of Gas Turbines* 2/e, John Wiley & Sons Inc, USA, (1996).
- [14] SINNETTE, J.T.Jr, *Analysis of Effect of Basic Design Variables on Subsonic Axial Flow Compressor Performance*.
- [15] WU, C.H. ve WOLFSTEIN, L., *Application of Radial Equilibrium Condition to Axial Flow Compressor and Turbine Design*, Lewis Flight Propulsion Laboratory, Cleveland, Ohio, Tech. No: 1795, (1948).
- [16] VAD, J., BENCZE, F., CORSINI, A., ve CISPOLI, *Non Free Vortex Flow Effects in an Axial Flow Rotor*, (1999).

- [17] Erwin, J.R., SAVAGE, M. ve EMERY, J.C., *Two Dimensional Low Speed Cascade Investigation of NACA Compressor Blade Section Having a Systematic Variation in Mean Line Loading*, (1958).
- [18] VOIT, C.A., GUENTERT, D.C. ve Dupon, J.F., *Effect of Mach Number on Over-all Performance of Single Stage Axial Flow Compressor Designed for High Pressure Ratio*, (1950).
- [19] ÇAKIROĞLU, M., *Axial Flow Compressors Aerodynamic Design and Analysis*, MS, (1989).
- [20] ISSA, R.I., ve GOSMAN A.D., *Flow Computations in Blade to Blade Interactions in Turbomachinery*.
- [21] ÖZTÜRK, E., *Turbomakinelerde Akış*, (1997).
- [22] HERZIG, H.Z., HANSEN, A.G. ve COSTELLO, G.R., *A Visualization Study of Secondary Flows in Cascades*.
- [23] GALLIMORE, S.J., *Axial Flow Compressor Design*, Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 213 Part C, (1999).
- [24] WHITE, N.M., TOURLIDAKIS, A. ve ELDER, R.L., *Axial Compressors Performance Modelling a Quasi-One Dimensional Approach*, Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 216 Part A, (2002).
- [25] MCKENZIE, A.B., *The Design and Performance of Axial Compressor Stages in Fully Developed Flow*, Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 214 Part A, (2000).
- [26] SONG, T.W., KIM, T.S., KIM, J.H. ve RO, S.T., *Performance Prediction of Axial Flow Compressors Using Stage Characteristics and Simultaneous Calculation of Interstage Parametres*, ImechE 2001, Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 215 Part A.
- [27] WESTPHAL, W.R. ve GODWIN, W.R., *Comparision of NACA 65 Series Compressor Blade Pressure Disturbutions and Peformance in a Rotor and in a Cascade*, NACA Technical Note 3806.
- [28] http://scholar.lib.vt.edu/theses/available/etd_92797_183746/unrestricted/Etd2.pdf
- [29] AKSEL, M.H. ve ERALP, O.C., *Gas Dynamics*, (1994).
- [30] BAE, J. et al, *Controls of Tip Clearance Flows in Axial Compressors*, AIAA 2000-2233 Fluids 2000 Conference.
- [31] OATES, G.C., *Aerothermodynamics of Aircraft Engine Components*, (1984).
- [32] OKYAY, Ö., *A Preliminary Design for Axial Flow Compressor*, (1996).