

**RÜZGÂR ENERJİSİNDEN YARARLANILARAK
TÜRBİN VE HAVA KANALLARININ
MATEMATİKSEL MODELLENMESİ
VE TASARIMI**

**2011
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ**

Emine TAŞDEMİR

**RÜZGÂR ENERJİSİNDEN YARARLANILARAK TÜRBİN VE HAVA
KANALLARININ MATEMATİKSEL MODELLENMESİ
VE TASARIMI**

Emine TAŞDEMİR

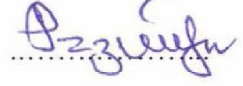
**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Eğitimi Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK
Şubat 2011**

Emine TAŞDEMİR tarafından hazırlanan “RÜZGÂR ENERJİSİNDEN YARARLANILARAK TÜRBİN VE HAVA KANALLARININ MATEMATİKSEL MODELLENMESİ VE TASARIMI ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Ziyaddin RECEBLİ

Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı



Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 01 / 02 /2011

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK (KBÜ)



Üye : Doç. Dr. Ziyaddin RECEBLİ (KBÜ)



Üye : Yrd. Doç. Dr. Metin KAYA (KBÜ)

...../...../2011

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Doç. Dr. Nizamettin KAHRAMAN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Emine TAŞDEMİR

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

RÜZGÂR ENERJİSİNDEN YARARLANILARAK TÜRBİN VE HAVA KANALLARININ MATEMATİKSEL MODELLENMESİ VE TASARIMI

Emine TAŞDEMİR

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Doç. Dr. Ziyaddin RECEBLİ

Şubat 2011, 90 sayfa

Gaz türbini genellikle uçaklarda ve gemilerde kullanılmaktadır. Yapılan çalışmalarda gaz türbinlerinin son zamanlarda kombine çevrim sistemlerinde kullanılmaya başlandığı gözlemlenmiştir. Gaz türbini ile enerji üreten bu sistemler karbon içerikli yakıt içermektedir. Şimdiye kadar yapılan çalışmalardan farklı olarak yapılan bu çalışmada öncelikle yanma odasız bir gaz türbini tasarımı yapılmış olup gaz türbinine entegre yapılan ve sisteme bağlı çalışacak ikinci bir sistem olarak rüzgâr türbini tasarımı yapılmıştır. İlk olarak gaz türbininin matematiksel modellenmesi yapılarak gaz türbini ISO standartlarına göre ilk basınç ve ilk sıcaklık değerleri alınarak çalışmaya başlanılmış ve gaz türbininde yanma odası bulunmadığı göz önüne alınarak matematiksel modelleme gerçekleştirilmiştir. Kompresör basınç oranı, kütle hava akışı ve türbin giriş sıcaklık değerleri varsayımlar üzerine belirlenerek matematiksel hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda yanma odasız gaz türbininin %91 verimle çalışacağı bulunmuştur.

Gaz türbini matematiksel modellenmesinden sonra gaz türbininin çıkışındaki nozzle kısmına entegre edilecek rüzgâr türbininin matematiksel modellenmesi yapılmıştır. Yapılan matematiksel modelleme sonucunda sistemin katı model olarak tasarım çizimleri Solid Works programında yapılmıştır. Katı model tasarımından sonra sisteme ait imalat resimleri çıkartılarak devamında simülasyon çalışmaları yapılarak çalışma sonuçlandırılmıştır.

Anahtar Sözcükler : Gaz türbini, rüzgâr türbini, kompresör, matematiksel modelleme, simülasyon.

Bilim Kodu : 708.1.233

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

WIND ENERGY TURBINE AND AIR DUCTS USING MATHEMATICAL MODELING AND DESIGN

Emine TASDEMİR

Karabük University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Education

Thesis Advisor:

Assoc. Doc. Dr. Ziyaddin RECEBLI

February 2011, 90 pages

Gas turbines are usually used in airplanes and ships. Studies have recently combined cycle gas turbine systems has been observed being used. Energy producing with gas turbine these systems include the carbon content. In this study difference of the studies have done so far, in this study firstly gas turbine combustion chamber is made of a gas turbine design will be integrated and connected to the system will work as a secondly wind turbine system is designed. Firstly, the mathematical modeling of gas turbine by make according to ISO standards by taking the values of first pressure and temperature started to work and taking into account absence of gas turbine combustion chamber was carried out the mathematical modeling.

The mathematical calculations made by determining on the assumptions that the compressor pressure ratio, mass air flow and turbine inlet temperature. As a result of the calculations gas turbine combustion chamber get 91% efficiency.

After the mathematical modeling of gas turbine nozzle exit of the gas turbine will be integrated part of the mathematical modeling of wind turbine made. As a result of the mathematical modeling of the system as a solid model design drawings were made of Solid Works program. The continuation of the study was terminated by simulation studies, after the pictures removed the system design to manufacturing by solid model.

Key Words : Gas turbine, wind turbine, compressor, mathematical modeling, simulation.

Science Code : 708.1.233

TEŐEKKÖR

Bu tez çalıőmasının oluőturulmasında, araőtırılmasında ve yűrűtűlmesinde ilgi ve desteęini hiçbir zaman esirgemeyen sayın danıőman hocam Doç.Dr. ZİYADDİN RECEBLİ'ye teőekkűrlerimi sunarım.

Engin bilgi ve tecrűbeleriyle çalıőmamı bilimsel bilgiler ıőıęında aydınlatan, desteęini ve emeęini hiçbir zaman esirgemeyen çok kıymetli hocam Yrd. Doç. METİN KAYA'ya sonsuz teőekkűrlerimi sunmayı bir borç bilirim.

Beni yetiőtirip bugűnlere getiren, maddi manevi desteęini hiçbir zaman esirgemeyen sevgili aileme tűm kalbimle teőekkűr ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL	ii
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xvi
BÖLÜM 1.	1
GİRİŞ	1
1.1. KONUYLA İLGİLİ YAPILMIŞ OLAN ÇALIŞMALAR	3
BÖLÜM 2.	6
RÜZGÂR ENERJİSİ	6
2.1. DÜNYADA RÜZGÂR ENERJİSİ	7
2.2. TÜRKİYE’DE RÜZGÂR ENERJİSİ	10
2.3. RÜZGÂR ENERJİSİNDE FAYDALANILABİLİR GÜÇ BAĞINTISI	15
BÖLÜM 3.	20
GAZ TÜRBİNLERİ	20
3.1. GAZ TÜRBİN ELEMANLARI	21
3.1.1. Alık	21
3.1.2. Kompresör	21
3.1.2.1. Santrifüj Kompresör	22
3.1.2.2. Eksenel Kompresör	22
3.1.3. Yanma Odası	23
3.1.4. Türbin	24
3.1.4.1. Darbe Türbini	25

	<u>Sayfa</u>
3.1.4.2. Reaksiyon Türbini	25
3.1.5. Egzost Lülesi.....	26
3.1.5.1. Daralan Lüle	26
3.1.5.2. Daralan – Genişleyen Lüle.....	27
BÖLÜM 4.	28
GAZ TÜRBİNİ VE RÜZGÂR TÜRBİNİNİN MATEMATİKSEL MODELLENMESİ.....	28
4.1. KOMPRESÖR TASARIM HESABI	28
4.1.1. Dönüş Hızı ve Daire Boyutlarının Belirlenmesi.....	29
4.1.2. Kompresör Sisteminde Sıkıştırılabilirlik Etkilerinin Belirlenmesi.....	32
4.1.3. Sistem Sıcaklığı ve Bıçaklardaki Açılarının Belirlenmesi	34
4.1.4. Kompresör Sisteminde Bıçak Sayısının Belirlenmesi	36
4.1.5. Sistem Performans Hesabı.....	36
4.2. EKSENEL AKIŞLI TÜRBİN TASARIM HESABI	39
4.2.1. Sıcaklık Düşüş Katsayısına Bağlı Ortalama Çap Artışının Bulunması ..	40
4.2.2. Türbin Bıçaklarında Açılarının ve Hızların Belirlenmesi	42
4.2.3. Türbin Çıkış Sıcaklığı ve Basıncının Bulunması.....	43
4.2.4. Türbin Çıkış Alanı ve Nozzle Boğaz Alanının Belirlenmesi	44
4.2.5. Kinetik Enerji İle Oluşan Türbin Sıcaklık Değerinin Belirlenmesi	45
4.2.6. Türbin Bıçak Yüksekliği ve Bıçak Sayısını Belirlenmesi.....	46
4.3. FAN TASARIM HESABI	47
4.3.1. Uç Yarıçap ve N devir Sayısının Bulunması.....	47
4.3.2. Dönüş Hızı ve Eksenel Hızın Belirlenmesi	48
4.3.3. Çıkış Alanı ve Bıçak Yüksekliğinin Hesaplanması	48
4.3.4. Kanat Açılarının Belirlenmesi ve Kanat Sayısının Belirlenmesi.....	49
4.4. RÜZGÂR TÜRBİNİ MATEMATİKSEL HESABI	49
BÖLÜM 5.	51
SİSTEMİN KATI MODEL TASARIMI	51

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 6.	54
SİSTEMİN ANİMASYONU	54
BÖLÜM 7.	63
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	63
KAYNAKLAR.....	65
ÖZGEÇMİŞ.....	67
EK AÇIKLAMALAR A. İMALAT RESİMLERİ.....	69

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1. Enerji kaynaklarının CO ₂ emisyon miktarları.....	7
Şekil 2.2. Altamont Pass (ABD). 15000 türbin ile dünyanın en büyük rüzgâr çiftliği.....	8
Şekil 2.3. Manama Bahreyn’de bulunan Bahreyn Dünya Ticaret merkezi.....	10
Şekil 2.4. Çanakkale ve Manisa’daki rüzgar santralleri.....	11
Şekil 2.5. Çeşme-Alaçatı’da kurulan rüzgar santrali	12
Şekil 2.6. Türkiye’de rüzgar hız dağılımı.....	13
Şekil 2.7. Türkiye’de rüzgar potansiyel dağılımı.....	14
Şekil 2.8. Rüzgâr pervanesi ve rüzgâr hızının değişimi.....	15
Şekil 2.9. Rüzgâr türbininden elektrik üretim şekli	19
Şekil 3.1. Gaz türbinlerinde brayton çevrimi	20
Şekil 3.2. Ses altı alık ve ses üstü alık.....	21
Şekil 3.3. Santrifüj kompresör	22
Şekil 3.4. Eksenel akışlı kompresör şekli.....	23
Şekil 3.5. Gaz türbininde yanma odası şekli	23
Şekil 3.6. Yanma odasının tam şekli ve kesit görünüşü.....	24
Şekil 3.7. Eksenel türbin.....	25
Şekil 3.8. Gaz türbinlerinde darbe türbini	25
Şekil 3.9. Gaz türbinlerinde reaksiyon türbini.....	26
Şekil 3.10. Daralan lüle	27
Şekil 3.11. Daralan-genişleyen lüle	27
Şekil 4.1. Kompresör uç değerine bağlı uç yarıçap-devir sayısı grafiği	31
Şekil 4.2. Türbin uç değerine bağlı uç yarıçap-devir sayısı grafiği	42
Şekil 5.1. Yanma odasız gaz türbininin katı model çizimi.....	51
Şekil 5.2. Yanma odasız gaz türbininin önden görünüşü.	52
Şekil 5.3. Yanma odasız gaz türbinin hava kanalsız montaj hali	52
Şekil 5.4. Yanma odasız gaz türbininin hava kanalsız ayrıntılı görünüşü	53

Sayfa

Şekil 6.1.	Eksenel akışlı fanın demontaj görünümü	54
Şekil 6.2.	Eksenel akışlı fanın montaj görünümü.....	55
Şekil 6.3.	Eksenel akışlı kompresörün demontaj görünümü.....	56
Şekil 6.4.	Eksenel akışlı kompresörün demontajındaki sıkı geçme görünümü	56
Şekil 6.5.	Eksenel akışlı kompresörün montaj görünümü	57
Şekil 6.6.	Eksenel akışlı türbinin demontaj görünümü.....	57
Şekil 6.7.	Eksenel akışlı türbinin montaj görünümü	58
Şekil 6.8.	Rüzgar türbininin demontaj görünümü	58
Şekil 6.9.	Rüzgar türbininin kanatlarının yerleştirildiği demontaj görünümü ..	59
Şekil 6.10.	Rüzgar türbininin montaj görünümü.....	59
Şekil 6.11.	Komple tamamlanmış sistemin demontaj görünümü	60
Şekil 6.12.	Komple tamamlanmış sistemin demontaj görünümü 2.....	60
Şekil 6.13.	Sistemin önden görünüşü	61
Şekil 6.14.	Sistemin yandan görünüşü	61
Şekil EK A.1.	Alçak basınç kompresörü 1.....	70
Şekil EK A.2.	Alçak basınç kompresörü 2.....	70
Şekil EK A.3.	Alçak basınç kompresörü 3.....	71
Şekil EK A.4.	Alçak basınç kompresörü 4.....	71
Şekil EK A.5.	Yüksek basınç kompresörü.....	72
Şekil EK A.6.	Alçak basınç kompresörü 1-1 sıkıştırma üst parçası	72
Şekil EK A.7.	Alçak basınç kompresörü 2-2 sıkıştırma üst parçası	73
Şekil EK A.8.	Alçak basınç kompresörü 3-3 sıkıştırma üst parçası	73
Şekil EK A.9.	Alçak basınç kompresörü 4-4 sıkıştırma üst parçası	74
Şekil EK A.10.	Alçak basınç kompresörü 1-1 kanat	74
Şekil EK A.11.	Yüksek basınç kompresörü sıkıştırma üst parçası	75
Şekil EK A.12.	Yüksek basınç türbini 1	75
Şekil EK A.13.	Yüksek basınç türbini 2	76
Şekil EK A.14.	Alçak basınç türbini 3.....	76
Şekil EK A.15.	Alçak basınç türbini 4.....	77
Şekil EK A.16.	Yüksek basınç türbini 1 üst sıkıştırma parçası.....	77
Şekil EK A.17.	Yüksek basınç türbini 2 üst sıkıştırma parçası.....	78
Şekil EK A.18.	Alçak basınç türbini 3 üst sıkıştırma parçası	78

	<u>Sayfa</u>
Şekil EK A.19. Alçak basınç türbini 4 üst sıkıştırma parçası	79
Şekil EK A.20. Türbin kanat	79
Şekil EK A.21. Ön fan aksamı	80
Şekil EK A.22. Ön fan aksamı 1	80
Şekil EK A.23. Ön fan aksamı 2	81
Şekil EK A.24. Ön fan kanat	81
Şekil EK A.25. Mil	82
Şekil EK A.26. Ara parça	82
Şekil EK A.27. Ara parça orta kısım	83
Şekil EK A.28. Ön ara parça	83
Şekil EK A.29. Ara parça son kısım	84
Şekil EK A.30. Ara parça türbin	84
Şekil EK A.31. Ara parça türbin kısmı	85
Şekil EK A.32. Türbin mil üstü	85
Şekil EK A.33. Rüzgârgülü kanat	86
Şekil EK A.34. Rüzgârgülü kısım 1	86
Şekil EK A.35. Rüzgârgülü kısım 2	87
Şekil EK A.36. Rüzgârgülü kısım	87
Şekil EK A.37. Turbofan tarafı dış sabitleme	88
Şekil EK A.38. Rüzgârgülü tarafı dış sabitleme	88
Şekil EK A.39. Dış çerçeve baş kısım	89
Şekil EK A.40. Dış çerçeve son kısım	89
Şekil EK A.41. Dış çerçeve orta kısım	90

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1. Bazı ülkelerdeki rüzgar enerjisi güç kapasitesi.....	9
Çizelge 2.2. Türkiye’de rüzgar yoğunluğunun en fazla olduğu yöreler	14
Çizelge 4.1. Kompresör uç değerine bağlı uç yarıçap-devir sayısı	31
Çizelge 4.2. Türbin uç değerine bağlı uç yarıçap-devir sayısı	41
Çizelge 4.3. Fanda r_r/r_t oranına bağlı uç yarıçap-devir sayısı	47

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

C_D	: Genel sürtünme katsayısı
C_{DA}	: Sürtünme katsayısı
C_{Dp}	: Profil direnç katsayısı
C_{DS}	: ikincil kayıp katsayısı
C_L	: Yükseltme katsayısı
D	: Difüzyon faktörü
h	: Bıçak yüksekliği
n	: Bıçak sayısı
N	: Etap sayısı
r	: Yarıçap
R	: Gaz sabit değeri yanı sıra r/r_m basınç oranı
ϖ	: Ortalama kayıp
h/c	: En/boy oranı
s/c	: Alan/kiriş oranı
λ	: Yapılan çalışma faktörü
Λ	: Reaksiyon derecesi
ϕ	: Akış katsayısı
Ψ	: Sıcaklık katsayısı

KISALTMALAR

ISO : International Organization for Standardization (Uluslar arası Standart Organizasyonu)

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Enerji günümüz modern toplumlarının vazgeçilmez temel ölçütlerinden biridir. Ülkeler artık ekonominin gelişmesini ve büyümesinin enerji ile paralel olduğunu kabul etmiştir. Artan dünya nüfusuyla birlikte insanların enerjiye olan ihtiyaçları da hızla artmaktadır. Günümüzde fosil kökenli yakıtlarda gittikçe sona doğru yaklaşılması ülkelerin bir süre sonra enerji ihtiyaçlarını karşılamakta yetersiz kalacağını göstermektedir. Bu probleme çözüm olarak alternatif enerji kaynakları gösterilmektedir.

Yenilebilir enerji kaynaklarının fosil kökenli yakıtlara göre; çevre dostu olması, temiz olması ve kullanımlarında herhangi bir sınırın olmaması gibi avantajları bulunmaktadır. Ülkelerin bünyesinde bulundurdukları kadarını kullanabildiği bu enerji kaynakları bedava, sınırsız olmaları ve en önemlisi çevre dostu olmaları gibi avantajlarından dolayı alternatif enerji kaynaklarına olan ilgi her geçen gün arttırmaktadır.

Doğada çok fazla bulunması ve kolaylıkla ihtiyaç duyulan enerji türüne dönüştürülebilmesi ve emisyon etkisi göstermemesinden dolayı alternatif enerji kaynakları arasında en gözde konumda olan rüzgar enerjisidir.

Bu çalışmanın amacı alternatif enerji kaynaklarından biri olan rüzgâr enerjisinden enerji elde edebilmek için kombine çevrim sistemi kullanılarak teorik olarak ne kadar enerji edilebileceğini matematiksel modelleme ile gerçekleştirebilmek, çalışmanın devamında matematiksel modellemede elde edilen verileri kullanarak yanma odasız bir gaz türbininin katı model tasarımını montaj-demontaj çalışmalarıyla desteklemektir. Yapılan çalışmadaki en büyük fark yanma odasız bir gaz türbininin kullanılmasıdır. Öncelikle yanma odasız gaz türbini ve rüzgâr türbininin

matematiksel modellenmesi yapılmış ve modellemede elde edilen sonuçlara göre sistemin tasarımı yapılarak katı modeli solid Works çizim programında çizilmiştir.

Yapılan sistemde öncelikle gaz türbini tasarımı yapılmış, gaz türbinine entegre olmayan fakat sisteme bağlı çalışacak ikinci bir sistem olarak rüzgâr türbini tasarlanmıştır. Gaz türbininin çıkışındaki nozzle kısmına rüzgâr türbini yapılarak gaz türbininden çıkan hızlı hava akımı direk rüzgâr türbinine gönderilmiş ve daha fazla miktarda enerji elde edilmesi amaçlanmıştır. Tasarımı yapıp katı model olarak çizilen sistemin SOLID WORKS programında simülasyonu gerçekleştirilmiştir.

Hazırlanan bu çalışma genel itibariyle literatür taraması ve teorik çalışmalar olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Ancak literatür taraması kendi içinde 2 konu başlığı altında, teorik çalışma kendi içinde 4 konu başlığı altında oluşturulmaya çalışılmıştır. Bunlardan birinci bölüm “GİRİŞ” olup burada çalışmanın kısaca özeti ve amacı verilerek yapılan çalışmanın farkının ortaya koyulması amaçlanmıştır. İkinci bölümde bu çalışmada kullanılan alternatif enerji kaynaklarından biri olan rüzgar enerjisi geniş bir literatür taramasıyla anlatılmaya çalışılmıştır. Literatür taramasının son bölümü olan Üçüncü bölümde bu çalışmada kullanılan gaz türbinleri ve sisteme ait elemanlar detaylı bir şekilde tanıtılmıştır.

Dördüncü bölümde çalışmanın yapılan çalışmalardan en büyük farkı olan yanma odasız gaz türbininin matematiksel modellemesi yanında rüzgâr türbininin matematiksel modellenmesinin gerçekleştirilmesi için çalışılmış ve sistemin tasarımı için verilerin elde edilmesi amaçlanmıştır.

Beşinci bölümde dördüncü bölümdeki elde edilen veriler doğrultusunda sistemin tasarımı yapıp katı model çizimi solid Works programında çizilmesi ve katı modele ait model ve imalat resimlerinin oluşturulması amaçlanmıştır.

Çalışmanın altıncı bölümünde Solid Worksta çizilen katı modelin gene solid Works programında simülasyonunun gerçekleştirilmesi için çalışılmıştır.

Yapılan çalışmaların sonuçlarının açıklandığı yedinci ve son bölüm yapılan teorik çalışmalar sonucu elde edilen bulguların çalışmanın amacına uygun bir biçimde yorumlanmasıyla çalışma sonuçlandırılmıştır.

1.1. KONUYLA İLGİLİ YAPILMIŞ OLAN ÇALIŞMALAR

Cao Y. ve arkadaşları, gaz türbini hesaplamalı modüler kütüphane üzerine çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada gelişmiş nesne tabanlı simülasyon dili modelica bu kütüphaneyi oluşturmak için kullanılmıştır. Gaz türbin sistemi, alt sistemleri ve bileşenleri hakkında bilgi verilmiştir [1].

Ruano A.E. ve arkadaşları, uçağın doğrusal olmayan gaz türbin dinamiğinin tespitini incelemiştirler. Normal çalışma altında bir uçağın gaz türbin mil hız dinamiğinde tespitler sunulmuştur. Çalışmanın sonucunda mil hızının akış talebine bağlı olarak değiştiği narx modelleri ve sinirsel ağ modelleri kullanılarak bulunmuştur [2].

Poullikkas A., Şimdiki ve gelecekte sürdürülebilir gaz türbin teknolojilerine yönelik bir çalışma yapmıştır ve çeşitli gaz türbinleri karşılaştırılmıştır. Çalışmanın sonucunda kombine çevrim teknolojisinin üstün performans sağladığı ve gaz türbin teknolojilerinin gelecekte önemli rol oynayacağı tespit edilmiştir [3].

Hirano K., Gaz türbin sistemlerinde ötektik kompozitlerin 1700°C'ye kadar kırılma özellikleri üzerine çalışma yapmıştır. 3 adet birbirinden farklı kalınlığa sahip nozzle tasarlanmış ve yapısında ötektik kompozit olarak AL_2O_3 kullanılmıştır. Sıcak gaz akım testleri incelendiğinde 1400°C'ye kadar kararlılıklarını korudukları ayrıca yüksek performans, düşük kırılma tokluğu ve termal şok direncine sahip oldukları bulunmuştur [4].

Hamakhan I.A. ve arkadaşı Korakianitis T., Gaz türbin içinde tasarlanan bıçak geometrilerinin aerodinamik performans üzerine etkilerini incelemiştirler. Çalışmada akış problemlerini ortadan kaldırmak için yüzey mach sayısı dağılımı ve bıçak tasarımında yüzey eğrilikleri incelenmiştir [5].

Sicot C. ve arkadaşları, bir rüzgâr türbini üzerinde dönen türbülanslı akışın kanat üzerine etkilerini incelemişlerdir. Çalışmada rüzgâr türbini kanat profili ve aerodinamik özellikleri belirlenmiştir. Kanat üzerinde üç boyutlu akış için dönme hareketini seviyeli türbülanslı akışta kanatın aerodinamik davranışının son derece kararsız olduğu görülmüştür [6].

Seungmin L. ve arkadaşları, dönen bir rüzgâr türbini üzerinde aerodinamik özelliklerin analizini yapmışlardır. Bu amaçla kanat yapılandırmaları 2 kanatlı, tek kanatlı ve 4 kanatlı olarak yapılmış ve sayısal bir yöntem kullanılarak karşılaştırılmıştır. Sayısal yöntem kafes yöntemi ve NREL faz-VI rotor ölçümleri ile doğrulanmıştır [7].

Vlasenko V. ve arkadaşları, memelerin itme performansları ve akustik özelliklerinin araştırılması üzerine hesaplamalı yaklaşımla inceleme yapmışlardır. Gürültüyü önlemek için modern kavramlar gözden geçirilmiş, meme akış yapısı ve özelliklerinin değerlendirilmesi için analiz yapılmıştır. Simülasyonda akışın türbülans modelleri incelenmiştir. Meme performansı ve gürültünün sayısal metodolojide detaylı olarak yöntemsel analizi yapılmıştır [8].

Taşgetiren S., Rüzgâr enerjisi ve bu enerjiden yararlanma şekilleri ve rüzgâr türbinleri konusunda temel bilgiler vererek ülkemizdeki rüzgâr potansiyelinin varlığına değinmiştir [9].

İlkılıç C., Rüzgâr enerjisi ve kullanımını incelemiş ve matematiksel modelleme yaparak maksimum güç formülünü bulmuş ve bu güç formülü ile rotor çapını ve bulunulan yerin rüzgâr hızına göre elde edilebilecek maksimum gücü hesaplamıştır [10].

Özkaymak M., Büyükmert A. ve Kadı İ., rüzgâr türbini tahrikli bir ısı pompasının kullanılabilirliğini rüzgâr potansiyeli olan Adana'nın Düziçi ilçesinde gerçekleştirmişlerdir. Rüzgâr türbininden elde edilen güç ile ısı pompasını çalıştırmışlardır [11].

Çetin B. ve arkadaşları, gaz türbinli kombine çevrim sisteminin termodinamik optimizasyonu üzerine çalışma yapmışlar ve maksimum kombine çevrim performansını veren optimum dizayn şartları belirlenmiştir [12].

Çakmak T. ve Kılıç M., Mikro-gaz türbin çevriminin simülasyonu ve sistem komponentlerinin optimizasyonu üzerine çalışma yapmışlar ve mikro-gaz türbininin, belirli termal ve mekanik yüklemeler altındaki çalışmasını benzetim programıyla incelemişlerdir [13].

Atılğan M. ve arkadaşları, rüzgâr türbini uygulamaları üzerine inceleme yapmışlar ve rüzgâr türbini ile ilgili son gelişmeler üzerinde durmuşlardır [14].

Kara Ö. ve arkadaşları, yükselen hava akımlı rüzgâr türbinleri üzerine çalışma yapmışlar ve güneş ışınım şiddeti ve dış ortam sıcaklığı verilerini kullanarak tasarım parametrelerini matematiksel model yardımıyla oluşturmuş ve inceleme yapmışlardır [15].

Turan Ö. ve arkadaşları, yüksek bypasslı turbo fan motorlarının tasarım noktası analizleri üzerine çalışma yapmışlar ve tasarım değişkenlerinin motor performansı üzerine etkilerini araştırmışlardır [16].

Turan Ö. ve Karakoç T.H., ardyanmalı ve ayırık akışlı turbofanlarda fan basınç oranı ve bypass oranıyla toplam verimin değişiminin incelenmesi üzerine çalışma yapmışlar ve verim değişimlerini üç boyutlu gösteren grafiklerle incelemişlerdir [17].

BÖLÜM 2

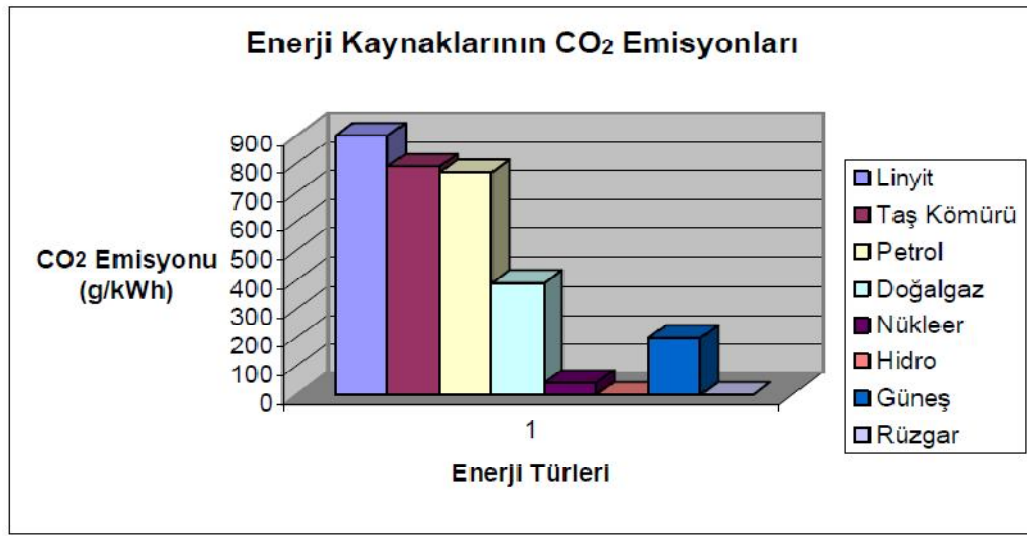
RÜZGÂR ENERJİSİ

Rüzgâr yeryüzünün her tarafının aynı miktarda ısınmamasından dolayı meydana gelir. Yeryüzünün farklı ısınması, havanın sıcaklığının, neminin ve basıncının farklı olmasına, farklı basınçta havanın hareketine neden olur. Birçok yerde mevsime bağlı farklılıklar bulunur. Rüzgâr hızı genel olarak kışın daha yüksek olmakla birlikte bazı bölgelerde topografik yapıya bağlı olarak yazın daha yüksek olabilmektedir. Mevsime bağlı değişimler yüzünden, rüzgâr enerjisi potansiyelinden elde edilecek enerjinin, yıllık ortalama hız değerinden hesaplanan enerjiden daha fazla olacağı bilinmelidir [9].

Rüzgâr enerjisi; M.Ö. 3000 yıllarında Mısır'da toprak sulamada, M.Ö. 250 yıllarında İran'da tahıl öğütmede kullanılmış ve tüm İslam ülkelerine yayılmıştır. Rüzgâr çarkları, 11. Yüzyılda Ortadoğu'da çok yaygın bir şekilde kullanılmış, ilk defa 13. Yüzyılda Haçlı seferleri ile Anadolu'dan Avrupa'ya götürülmüştür. 17. Yüzyılda Hollanda'da gemi ve yel değirmenlerinde kullanılmış ve ülkenin gelişmiş endüstriyel bir ülke haline gelmesinde katkı sağlamıştır. İlk elektrik enerjisi üretimi, 1890'da Danimarka'da gerçekleştirilmiştir. Modern rüzgar türbini 1941 yılında Palmer C. Putnam tarafından Amerika'da yapılmış ve türbin iki kanatlı olup nominal gücü 1250 kW idi. Daha sonra arızalanarak devre dışı kalmıştır. 1958 ile 1980 arasında Fransızlar birçok rüzgâr jeneratörü kurup çalıştırmışlardır [14].

20. yüzyılda sanayi sektöründeki büyük gelişmeler sonucu gelişen makineleşme, enerji talebinde de büyük bir artışı ortaya koymuştur. Öte yandan dünyada hızlı nüfus artışı yanında yaşam standartları da o nispetle artmaya devam etmiştir. Petrol fiyatları 1950–1973 döneminde sabit seyrederken, enerji talepleri çoğunlukla fosil kaynaklardan karşılanmış ve özellikle ucuz petrol kaynaklarına yönelme olmuştur.

1972’de 2,5 dolar olan petrol; 1980’de 30 dolara çıkmış ve ayrıca 1973’teki Arap-İsrail harbinden sonra politik bir baskı haline gelmiştir. 1974’te 4 milyar olan dünya nüfusu 2000’de 6,2 milyar ve günümüzde de 7 milyar civarındadır. Dolayısıyla Şekil 2.1.’da görüldüğü gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından rüzgâr enerjisi; fosil yakıtların meydana getirdiği çevre kirliliği gibi etmenlerin olmadığı temiz bir enerji kaynağıdır. Rüzgâr enerjisi sistemlerindeki teknolojik gelişmeler, enerji maliyetlerini de azaltmakta ve günümüzde tüm ülkelerde ve bu arada ülkemizde de rüzgâr potansiyelinin iyi olduğu bölgelerde yaygın olarak kullanılmaktadır [14].



Şekil 2.1. Enerji kaynaklarının CO₂ emisyon miktarları [18].

Ülkelerin daha hızlı kalkınmayı arzulamaları ve buna paralel olarak artan enerji talebi ve çevre kirliliği gibi faktörler ucuz ve bol enerjiye dayanan ekonomiden pahalı, çevresel ve teknolojik sorunları da beraberinde getiren yeni bir enerji dönemine geçiş yaşanmış ve hala süregelmektedir [14].

2.1. DÜNYADA RÜZGÂR ENERJİSİ

Dünya’da rüzgâr santrallerinin kurulu gücü hızlı bir artış göstermektedir. 1990 yılında Dünya’nın kurulu rüzgâr gücü 2160 MW iken, 1994 yılında 3738 MW’a, gücün % 60’ı Avrupa, % 25’i Amerika’dadır. Avrupa’da en büyük kurulu güç Almanya’da olup, onu Danimarka, Hollanda, İngiltere, İspanya, İsveç, İtalya ve

Yunanistan izlemektedir. Asya’da Hindistan ve Çin rüzgâr santrallerine önem vermektedir. 2000 yılı için dünyanın kurulu güç hedefi 14.000 MW kadardır. Avrupa Birliği 2005 yılında, Avrupa’daki kurulu gücü 11.500 MW’a çıkarmayı kararlaştırmıştır. Avrupa’nın 2010 yılı için hedefi 25.000 MW ve 2030 yılı hedefi ise 100.000MW’dır [19]. Şekil 2.2’de 15.000 türbini ile dünyanın en büyük rüzgar çiftliği görülmektedir.



Şekil 2.2. Altamont Pass (ABD) 15.000 türbini ile dünyanın en büyük rüzgâr çiftliği [20].

Ancak, kısa zamanda bu türbinlerden daha modernleri geliştirilmiştir. Avrupa’da rüzgâr teknolojisi hızla gelişmektedir. 1995 yılında yeni türbinler 600 kW güçte iken, bugün yeni geliştirilen türbinlerin gücü 2 MW’dır. Almanya yaptığı atakla 1998 sonunda rüzgâr kurulu gücünü 2875 MW’a çıkarmış, kurulu gücü 1820 MW’ta kalan ABD’yi geçmiş ve birinciliği elde etmiştir. Avrupa’da şu anda 12 MW’lık deniz üstü rüzgâr santrali çalışır durumdadır ve deniz üstü kurulu gücün kısa zamanda 180 MW’a çıkarılması planlanmıştır. 2030 yılında Avrupa’da 100000 MW’a çıkması hedeflenen rüzgâr kurulu gücünün deniz üstü payının % 25’den az olmayacağı

beklenmektedir [19]. Çizelge 2.2.'da bazı ülkelerdeki rüzgar enerjisi güç kapasiteleri verilmiştir. Ülkeler bu enerjiden potansiyelleri ölçüsünde yararlanmaktadırlar.

Çizelge 2.1. Bazı ülkelerdeki rüzgar enerjisi güç kapasitesi [14].

ÜLKE	MW (2001 Sonu)	MW (2002 Sonu)	MW (2003 Sonu)	2002-2003 Büyüme Oranı (%)	3 Yıllık Ortalama Büyüme (%)
Almanya	8.734	11.968	14.612	22.1	33.8
ABD	4.245	4.674	6.361	36.1	34.6
İspanya	3.550	5.043	6.420	27.3	31.3
Danimarka	2.456	2.880	3.076	6.8	9.5
Hindistan	1.456	1.702	2.125	24.9	20.3
İtalya	700	806	922	14.4	29.5
Birleşik Krallık	525	570	759	33.1	21.3
Hollanda	523	727	938	29.0	25.6
Çin	406	473	571	20.7	17.5
Japonya	357	486	761	56.6	75.1
İlk On Toplamı	22.952	29.329	36.545	24.6	29.2
Dünya Toplamı	24.927	32.037	40.301	25.6	29.2

Teknolojik gelişimle rüzgâr türbinlerinin ünite güçleri artırılırken, son beş yıl içerisinde fiyatları düşürülmüştür. Karada kurulan türbinlerin birim fiyatları 1600-1800 \$/kW'a kadar çıkabilmekte ise de, ABD iç piyasasında 750 \$/kW düzeyine inildiği belirtilmektedir. Dünya genelinde türbin pazarı 2000MW/yıl düzeyine ulaştığında, birim kurulu güç maliyetinin 750 \$/kW değerinin altına çekilebileceği tahmin edilmektedir [19].

Rüzgârdan üretilen elektriğin birim maliyeti ülkelere göre farklılık göstermektedir. 1981 yılında bu maliyet dünya genelinde 25-30 cent/kWh iken, bugün 10 cent/kWh 'ın altındadır. 1996 yılı verileri ile Amerika'da 3.9 cent/kWh, Almanya'da 10cent/kWh olup, 1997 yılı verileri ile Almanya'da 5.6cent/kWh, İngiltere'de 5.7 cent/kWh kadardır. Rüzgâr enerjisinin teşvik edilmesi için Almanya'da, üretilecek elektriğin tamamının son tüketiciye uygulanan fiyatın % 90'ı ile alınma garantisi

yasal olarak verilmiştir. Rüzgâr kurulu gücünün geliştiği diğer ülkelerde de benzer uygulamalar vardır [19]. Aşağıdaki Şekil 2.3.'de dünyanın ilk rüzgar gücüyle elektrik üreten rüzgar türbini entegre yüksek binası olma özelliği taşıyan Bahreyn Dünya Ticaret Merkezi görünmektedir.

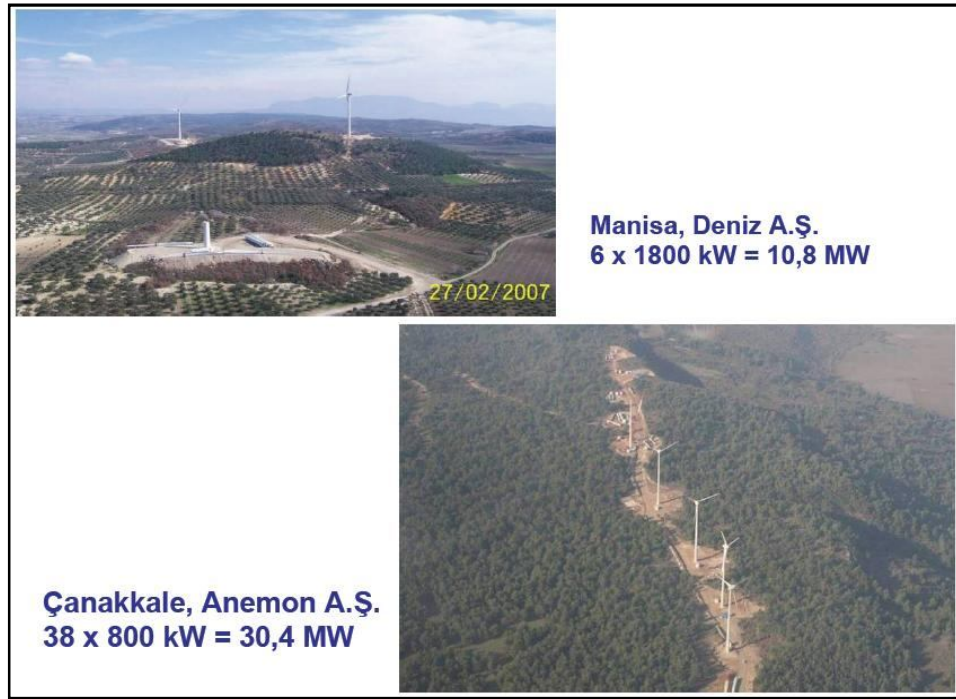


Şekil 2.3. Manama Bahreyn’de bulunan Bahreyn Dünya Ticaret merkezi [20].

Bugün, Dünya üzerinde en büyük kurulu güç 6469 MW ile Avrupa’da yer almaktadır. Kuzey Amerika 2035 MW ile ikinci, Asya 1249 MW ile üçüncü sırada yer almaktadır. Avrupa ’da en büyük kurulu güç ise 2875 MW ile Almanya ve arkasından 1450 MW ile Danimarka ve 834 MW ile İspanya’dır. Dünya rüzgâr enerjisi potansiyelinin, 50° kuzey ve güney enlemleri arasındaki alanda 26000TWh/yıl olduğu, ekonomik ve diğer nedenlerden dolayı 9000 TWh/yıl kapasitesinin kullanılabilir olduğu tahmin edilmektedir [19].

2.2. TÜRKİYE'DE RÜZGÂR ENERJİSİ

Türkiye'nin teknik potansiyeli 83000 MW'dır. Bu, Türkiye'nin biran önce kullanması gereken önemli bir rüzgâr enerjisi potansiyeli olduğunu göstermektedir. Türkiye Avrupa'da rüzgâr enerjisi potansiyeli en ümit verici olan ülkedir. Türkiye'deki rüzgâr enerjisi kaynakları teorik olarak Türkiye'nin elektriğinin tamamını karşılayabilecek yeterliliktedir. Fakat rüzgâr enerjisinin sisteme girişinin tutarlı bir biçimde gerçekleşmesini kolaylaştırmak için gerekli alt yapı hazırlanmalıdır [19].



Şekil 2.4. Çanakkale ve Manisa'daki rüzgar santralleri [20].

Türkiye'de başlangıçta daha çok demonstrasyon amaçlı olarak çok küçük kapasitelerde rüzgar projeleri tasarlanmıştır. 1994 yılında hazırlanan 7. Beş Yıllık Kalkınma Planı Genel Enerji Özel İhtisas Komisyonu Yeni ve Yenilenebilir Enerji Kaynakları Grubu Raporu'nda, 2000 yılında 10 MW, 2005 yılında 20 MW ve 2010 yılında 50 MW'lık rüzgâr kurulu gücü önerilmiştir. Ancak, kabul olunarak yürürlüğe konulan planda rüzgâr enerjisi ile ilgili bir önlem yer almamıştır. Özel sektör tarafından Yap-İşlet-Devret modeli kapsamında 1996 yılında yapılan ilk üç başvuru ile toplam kurulu gücü 31.82 MW olacak rüzgar santrallerinin kurulması istenmişti. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı tarafından 2020 yılına kadar

hazırlanan genel enerji planlamasında ise rüzgâr enerjisi yoktur. Bakanlığın 2020 yılına kadar açıkladığı enerji üretim projeksiyonu, her yıl yenilenmekle birlikte 1998 yılındaki açıklamada yine rüzgâr enerjisine yer verilmemiştir [19].

Türkiye’de otoproduktör kapsamında kurulan ve 580 kW’lık üç türbinden oluşan 1.74 MW’lık Delta Plastik Çeşme-Germiyan Rüzgar Santrali (Demirer Holding A.Ş.) enterkonnekte şebeke bağlantılı olarak Şubat 1998’de işletmeye açılmıştır. Resmi kayıtlara göre bu santralin gücü 1.5 MW, üretim kapasitesi 11.3 GWh/yıl olarak bildirilmektedir. Yap İşlet-Devret modeli ile ARES A.Ş. (Interwind) firması tarafından Çeşme - Alaçatı’da kurulan 8.7 MW gücündeki santralin üretim kapasitesi brüt 25.09GWh/yıl, net 18.98 GWh/yıl olarak rapor edilmiştir [19].

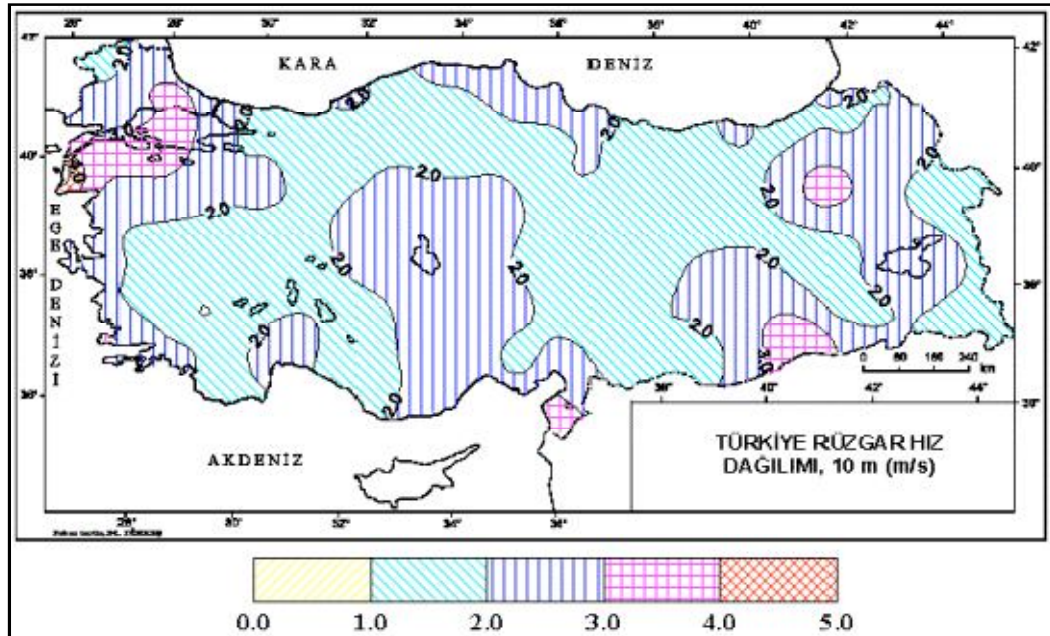
Bugüne kadar yapılan çalışmalardan ve etütlerden çıkan sonuçlara göre; Afyon, Akhisar, Alaçatı, Anamur, Antakya, Bandırma, Belen, Bozcaada, Bozkurt, Çanakkale, Çeşme, Çorlu, Datça, Didim, Dikili, Edremit, Erdek, Erzurum, Foça, Gökçeada, Haymana, İnebolu, Karabiga, Karaburun, Karaman, Kocadağ, Kumköy, Malatya, Mardin, Nurdağı, Pozantı, Samsun, Seydişehir, Silifke, Sinop, Söke, Şarköy, Tekir Yaylası, Ulukışla, Urla, Yalıkavak yöreleri rüzgâr enerjisi bakımından zengin görülmektedir. Ancak, bu yerlerde rüzgâr rasatlarının geliştirilmesi gerekir. Araştırma ölçümleri ile başka yerler de bulunabilir [19]. Şekil 2.5.’te bu rüzgar türbinlerine örnek olarak çeşme-Alaçatı’da kurulan rüzgar santrali görülmektedir.



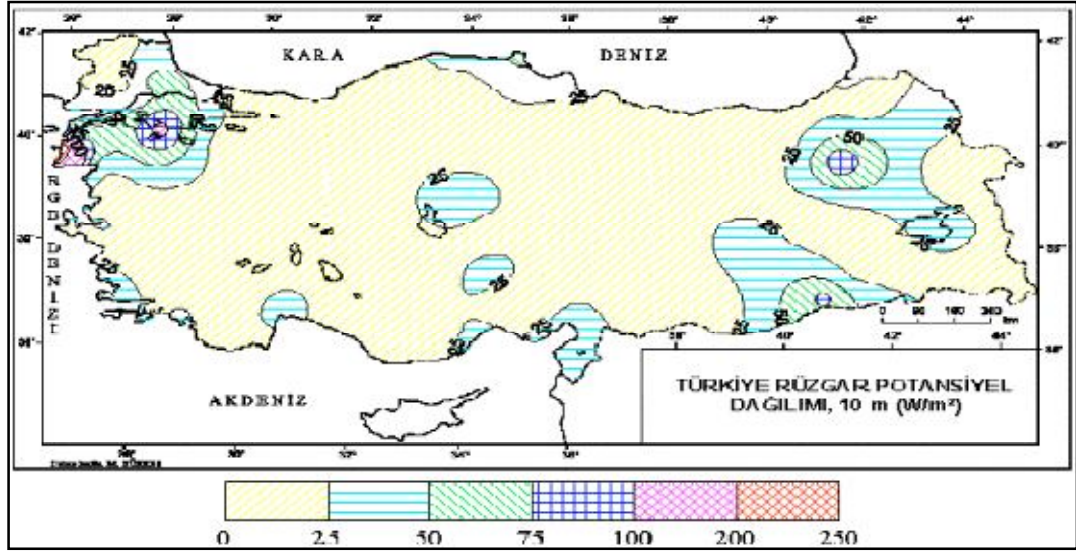
Şekil 2.5. Çeşme-Alaçatı’da kurulan rüzgar santrali [20].

Rüzgâr santralleri inşaatına başlandıktan sonra büyüklüğüne göre 2-5 aylık bir inşaat süresinde kurulabilmektedirler. Türkiye'deki başvuruların işlemlerinin sonuçlandırılması halinde 2000 yılında, 300–500 MW'lık bir rüzgâr kurulu gücünün oluşması beklenebilir. Avrupa Birliği 1995'de, 2005 yılındaki kurulu gücünün % 2 'sinin rüzgâr gücü olmasını kararlaştırmıştır. Avrupa Birliği'nin enerji politikası hedefleri ile uyum sağlayabilmek için ülkemizde 2005 yılında kurulu rüzgar gücünün 900 MW'dan az olmaması gerekmektedir. Türkiye'de maksimum olarak her 10 km² 'ye bir rüzgâr türbini yerleştirmekle kurulabilecek toplam türbin sayısı yaklaşık 80.000 olmaktadır. Bugünkü teknolojinin üst sınırına göre her direğe 2 MW'lık bir türbin yerleştirilmesi koşulunda güç 160.000 MW olup, Türkiye'nin brüt ve teorik rüzgâr potansiyeline eşdeğerdir. Söz konusu maksimum değer 2050 yılına doğru % 20-25 oranında gerçekleştirilmesi durumunda, üretilebilecek enerji en az 72 TWh/yıl gibi önemli bir büyüklüktedir [19].

Şekil 2.6. ve Şekil 2.7.'da; Araştırma Şubesi, Yeni ve Yenilenebilir Enerji Kaynakları Araştırma Birimi tarafından Türkiye'nin tüm bölgeleri için elde edilen rüzgar hızları ve rüzgar potansiyelleri görülmektedir.



Şekil 2.6. Türkiye'de rüzgar hız dağılımı [19].



Tablo 2.7. Türkiye’de rüzgar potansiyel dağılımı [19].

Türkiye rüzgâr enerjisi açısından oldukça şanslı bir ülkedir. Rüzgârdan elektrik enerjisi elde edilmesinde kullanılan rüzgâr enerjisi çevrim santralleri için gerekli ortalama 2,5–4 m/sn başlangıç rüzgârı, 7 m/sn üretim hızının bulunabilirliği ve sürekliliği adına ülkemizde Marmara, Ege ve Güneydoğu Anadolu Bölgeleri oldukça büyük potansiyele sahiptir. Mesela; Çeşme-Alaçatı bölgesinde kurulu olan 12*0.6 MW ve 3*0.5 MW, toplam 8.7 MW gücündeki rüzgar çevrim santrallerinin 1999 yılı üretimlerinin, Çeşme-Alaçatı’nın toplam tüketiminin 2/3’üne eşdeğer olduğu saptanmıştır. Tablo 3 ‘de Türkiye’de rüzgâr yoğunluğunun en fazla olduğu yöreler görülmektedir [19].

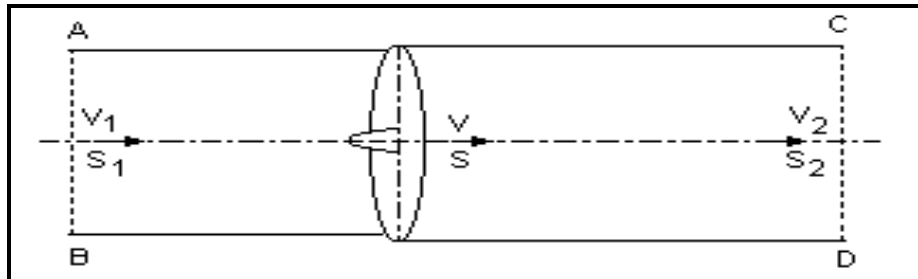
Çizelge 2.2. Türkiye’de rüzgar yoğunluğunun en fazla olduğu yöreler [19].

İSTASYON ADI	RÜZGÂR GÜCÜ YOĞUNLUĞU (W/m ²)
BANDIRMA	152.6
ANTAKYA	108.9
KUMKÖY	82
MARDİN	81.4
SİNOP	77.9
GÖKÇEADA	74.5
ÇORLU	72.3
ÇANAKKALE	71.3

2.3. RÜZGÂR ENERJİSİNDE FAYDALANILABİLİR GÜÇ BAĞINTISI

Rüzgâr enerjisinden çok eskilerden beri yararlanılmaktadır. Rüzgâr enerjisinden iki farklı şekilde yararlanılabilir. Bunlardan biri rüzgâr enerjisinin mekanik enerjiye dönüştürülmesi ve diğeri de rüzgâr enerjisinin elektrik enerjisine dönüştürülmesidir. Rüzgâr enerjisinden yararlanmak için elektrik enerjisine dönüştürülmesi gerekir. Rüzgâr enerjisi, türbini yardımı ile önce mekanik enerjiye ve ardından da bir jeneratör kullanılarak elektrik enerjisine dönüştürülür. Rüzgâr türbinleri, rüzgâr gücünü mekanik enerjiye daha sonra da elektrik enerjisine dönüştüren enerji makineleridir [10].

Rüzgârın hızına bağlı olarak taşıdığı enerji miktarı da değişmektedir. Rüzgâr türbinleri eksenlerinin konumlarına göre yatay eksenli rüzgâr türbinleri ve düşey eksenli rüzgâr türbinleri diye ikiye ayrılır. Her iki türbin çeşidinden de elde edilebilecek maksimum güç bazı teoremler yardımı ile hesaplanabilir. Yatay eksenli türbinlerden elde edilebilecek maksimum güç, Betz teoremine göre hesaplanmaktadır. Bu teoreme göre yatay eksenli türbin en ideal güç dönüşüm türbini olarak kabul edilmekte, kanat sayısı ve kaldırma kuvvetinin direnci bazı kabuller sonucu hesaplanmaktadır. Türbinin rotoru tarafından süpürülen bütün alan ve aradaki rüzgâr hızı üniform kabul edilmekte ve rotor çıkışında yine eksen yönünde kabul edilmektedir. Rüzgâr türbininde girişteki kütle akışı ile kanatlar arasında ve çıkıştaki kütle akışı, akış hacminin her yerinde daima sabittir. Buna göre enerji denklemleri yazılabilir [10].



Şekil 2.8. Rüzgâr pervanesi ve rüzgâr hızının değişimi [10].

Rüzgârın rotora girmeden önceki hızı V_1 olsun. Rotorun kanatları tarafından süpürülen bütün S alanı boyunca üniform kabul edilecek ve rotorun arasında geçen rüzgârın hızı V olsun. Rotor çıkışındaki rüzgârın hızı da V_2 olsun. Rotor arasında geçmeden önceki havanın kesit alanı S_1 ve rotor çıkışındaki iş gören havanın kesit alanı S_2 olarak tanımlanır. Rotora girmeden ve rotor arasındaki hava akış halinde olduğu için sıkıştırılmaz kabul edilir. Rotor tarafından üretilen mekanik enerji, sadece rüzgârın kinetik enerjisinin düşmesiyle elde edilir. Buna göre V_2 'nin V_1 'den daha büyük olması gerekmektedir. Rotor arasında geçen havanın akış alanı girişten çıkışa doğru yükselmektedir [10]. Bu iki alan içinde bulunan akış için süreklilik denklemi yazılırsa;

$$S_1 V_1 = S_2 V_2 = S V \quad (2.1)$$

Euler teoremine göre rüzgâr tarafından rotordan harcanan kuvvet,

$$F = \rho S V (V_1 - V_2) \quad (2.2)$$

olur. Rotor tarafından absorbe edilen güç;

$$P = FV = \rho S V^2 (V_1 - V_2) \quad (2.3)$$

olur. Bu güç rüzgârın kinetik enerjisinden alınmaktadır. Rotor girişinden rotor çıkışına kadar kinetik enerji değişim miktarı ikisinin farkına eşit olur.

$$\Delta E = \frac{1}{2} \rho S V^2 V_1 - \frac{1}{2} \rho S V^2 V_2 = \frac{1}{2} \rho S V^2 (V_1 - V_2) \quad (2.4)$$

Burada $\rho S V = m$ (kg/s) rüzgârın akış kütlelidir. Rotordaki rüzgârın hızı veya ortalama hız,

$$V = \frac{V_1 + V_2}{2} \quad \text{olur ve bu değer (4) ifadesinde yerine yazılırsa,}$$

$$\Delta E = \frac{1}{4} \rho S (V_1^2 - V_2^2) (V_1 - V_2) \quad (2.5)$$

elde edilir. Elde edilen bu bağıntı güç formülüdür ve buradaki V_1 giriş hızıdır. Burada değişken olan hız V_2 hızıdır. V_2 'nin bir fonksiyonu olan P gücünün hesaplanması için eşitliğin iki tarafının diferansiyeli alınır [10].

$$\frac{dP}{dV_2} = \frac{1}{4} \rho S (V_1^2 - 2V_1V_2 - 3V_2^2) \quad (2.6)$$

elde edilen bu ifade sıfıra eşitlendiği zaman denklemin iki çözümü mevcuttur.

$$\frac{dP}{dV_2} = \frac{1}{4} \rho S (V_1^2 - 2V_1V_2 - 3V_2^2) = 0 \quad (2.7)$$

Denklemin ilk çözümü için $V_2 = -V_1$ olur ve (-) olduğu için fiziksel bir anlamı yoktur. İkinci çözüm $V_2 = \frac{V_1}{3}$ olur ve bu değer maksimum gücü elde etmek için kullanılır [10]. Bu değer güç formülünde yerine yazılırsa,

$$P_{\max} = \frac{8}{27} \rho S V_1^3 \quad (2.8)$$

maksimum güç formülü elde edilir. Havanın yoğunluğu $\rho = 1.25 \text{ kg/m}^3$ değeri denkleme yerine yazılırsa rüzgâr hızına bağlı olarak maksimum güç formülü elde edilir.

$$P_{\max} = 0.37 S V_1^3 \quad (2.9)$$

$$\text{Devir sayısı } N = 115 \times \frac{V}{D} \quad (2.10)$$

$$\text{Tan}\theta = \frac{\omega r}{V_0} \quad (2.11)$$

$$\text{Pervane hızı} = \omega r = 2 \times \pi \times r_m \times N \quad (2.12)$$

Rotor arasındaki rüzgârın yönü eksen yönünde ve S alanı üzerinde üniform kabul edilir. Rüzgâr türbininin tipi ne olursa olsun ana elemanı kanattır. Onun daha iyi anlaşılabilmesi için ve özellikle kanadın optimum boyut ve şeklinin seçimi için kanat aerodinamiğinin bazı temel bilgilerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bulunan bu Betz formülü kanat yapısının metodu hakkında bilgi vermez [10].

Rotorun çapı aşağıdaki bağıntıların biri ile belirlenmektedir.

$$P = 0.15 D^2 V^3 \quad (2.13)$$

yavaş çalışan türbinler için,

$$P = 0.20 D^2 V^3 \quad (2.14)$$

Bir türbinin düzeni, çalışma prensibi ve türbinin amacı rüzgârın hızı ile belirlenir. Rüzgâr türbininin seçimi rüzgârın hızı ve pervanenin kanat uç hızının oranına göre tespit edilmektedir. Hızlı rüzgâr türbinleri genellikle iki veya üç kanatlı olarak yapılmaktadır. Rüzgâr hızının düşük veya daha az olduğu yerlerde su pompalamak için rüzgâr enerjisinden yararlanılacağı vakit rüzgâr türbinleri daha çok kanatlı olarak seçilmektedir. Pratikte pervane kanatlarının sayısı, kanadın uç hızı U_0 ile akışa karşı rüzgâr hızı V 'nin $(\lambda_0 = \frac{U_0}{V})$ oranına bağlı olarak belirlenmektedir. Genellikle pervane kanat sayısı aşağıdaki gibi kabul edilmektedir [10]. Rüzgâr türbininden enerji elde edilmesinde kullanılan enerjiye çevrim şekli Şekil 2.9.'da verilmiştir.

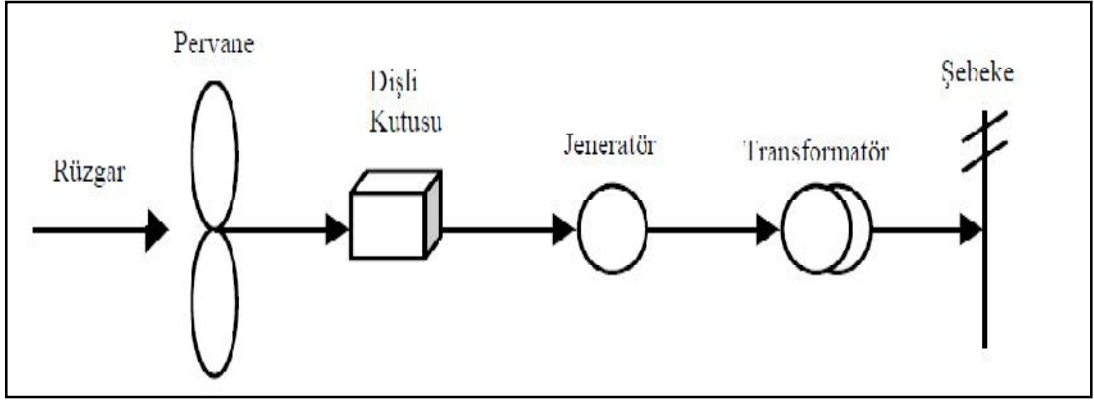
$\lambda_0 = 1$ ise rotor kanat sayısı 8 – 24

$\lambda_0 = 2$ ise rotor kanat sayısı 6 – 12

$\lambda_0 = 3$ ise rotor kanat sayısı 3 – 6

$\lambda_0 = 4$ ise rotor kanat sayısı 2 – 4

$\lambda_0 = 5$ ise rotor kanat sayısı 2 – 3 arasında seçilir [10].



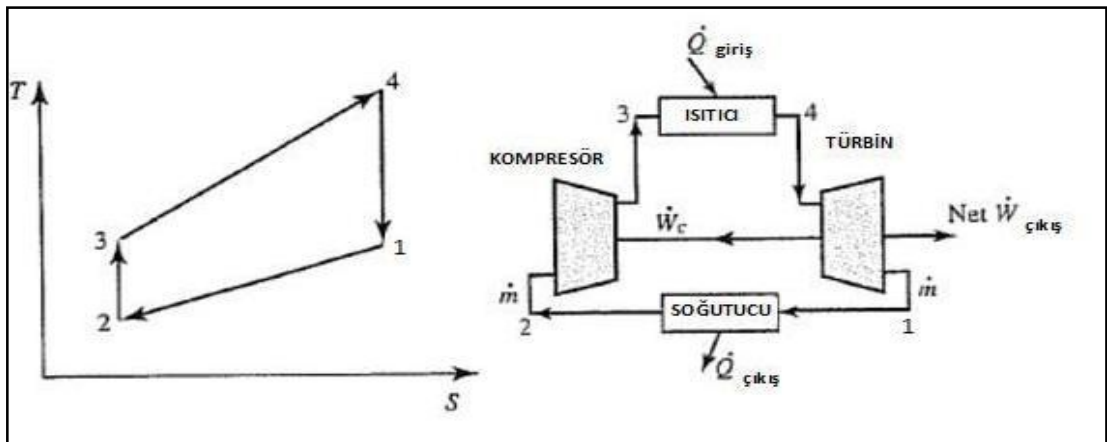
Şekil 2.9. Rüzgâr türbininden elektrik üretim şekli [21].

BÖLÜM 3

GAZ TÜRBİNLERİ

Gaz türbini bir araba motoru gibi yakıt enerjisini mekanik enerjiye çeviren makinedir. Sıkıştırılmış havayı alıp nozullarında genişleten türbin, çıkış şaftı ile bir jeneratör veya kompresörü çalıştırır. Makinenin içerisinde sıkıştırılmış havanın sağlanması bir aksenal veya radyal akışlı kompresör ile gerçekleştirilir. Sıkıştırılmış hava, yakıtla ısıtıldığı çok sayıdaki yanma odaları içerisine gönderilir. Burada yakıt ağır yağ, motorin, kerozen, doğalgaz, gaz veya sıvı yakıt kombinasyonlarından biri olabilir. Prensip olarak yanma sistemi uygun olarak tasarlandığı takdirde herhangi bir tür yakıt kullanılabilir. Gaz türbinlerinde önemli olan kullanılan yakıtın türü değil, kızgın havanın elde edilmesidir. Yaklaşık 1200 derecedeki kızgın hava nozullarda kısmen hız enerjisine dönüştürebilecek olan belli bir miktardaki ısıyı ihtiva eder.

Gaz türbinleri çeşitli amaçlar için kullanılır. Genellikle jeneratör çalıştırma, kompresör çalıştırma ve uçakla gemilerin çalıştırılmasında kullanılır. Ayrıca gaz türbinleri termodinamikte brayton çevrimine göre çalışırlar [22]. Şekil 3.1.'de gaz türbinlerinde kullanılan brayton çevrimi verilmiştir.

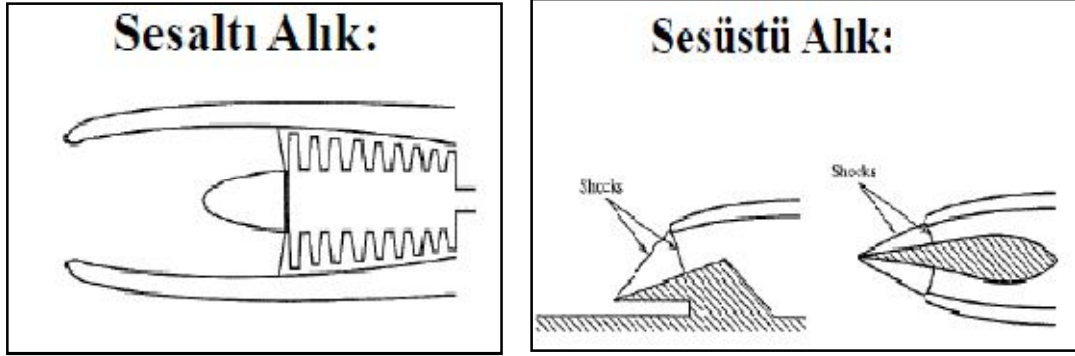


Şekil 3.1. Gaz türbinlerinde brayton çevrimi [22].

3.1. GAZ TÜRBLİN ELEMANLARI

3.1.1. Alık

Alık motora giren hava hızını kompresöre uygun düzeye düşürür. Hız düşerken basınç artar. Sıkışma süreci alığın tasarımı ve çalışması sıkışma sürecinin verimi, alığın dış sürüklemesi ve alığa giren kütle debisi ile tanımlanır. Alığın tasarımı ve çalışması giren havanın ses üstü veya ses altı oluşuna göre değişir. Sıkışma şok dalgaları ile olursa verim düşer. Ses altı akışta sıkışma oldukça verimlidir [22]. Şekil 3.2.'de gaz türbinlerinde kullanılan ses altı alık ve ses üstü alık dizayn şekilleri verilmiştir.

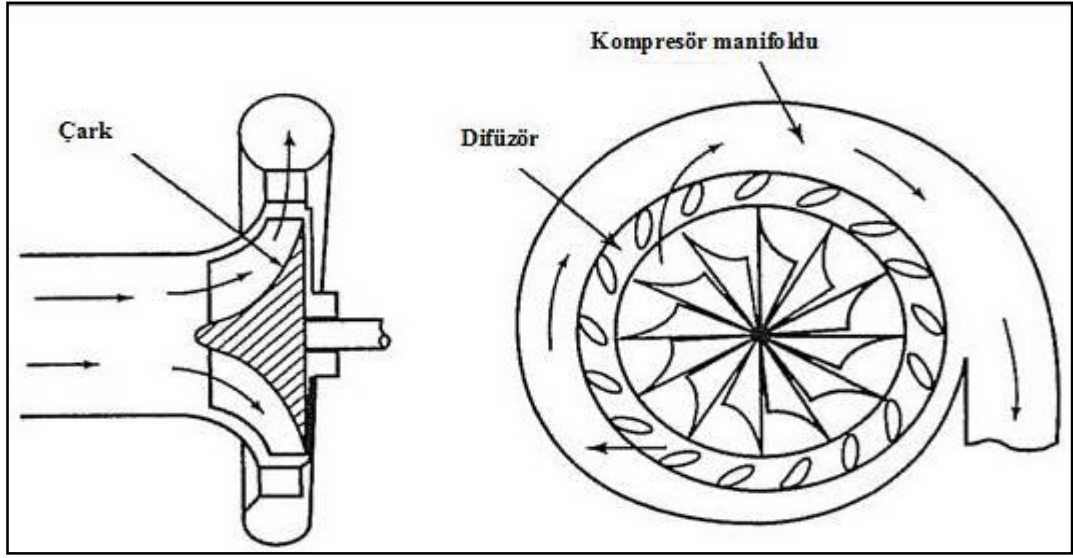


3.1.2. Kompresör

Kompresörün işlevi gelen havanın basıncını artırarak yanma ve güç çekme sürecinin daha verimli olmasını sağlamaktır. Basınç artarken hacim küçülür, böylece hava-yakıt karışımı daha küçük bir hacimde yakılabilir.

Gaz türbinlerinde santrifüj ve aksel olmak üzere iki çeşit kompresör kullanılmaktadır [22].

3.1.2.1. Santrifüj Kompresör

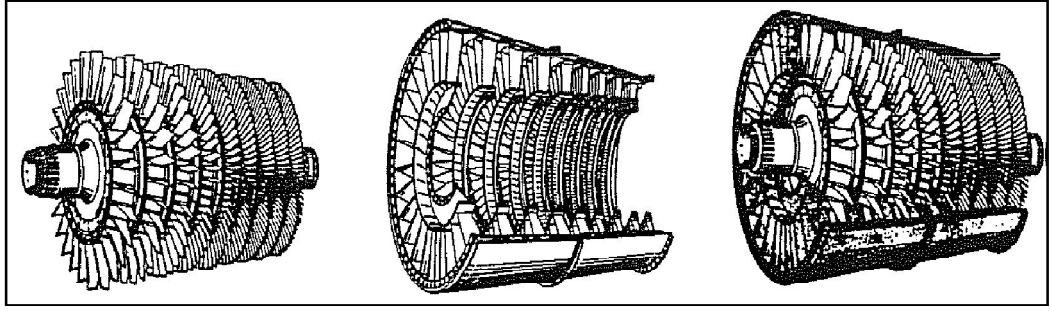


Şekil 3.3. Santrifüj kompresör [22].

Santrifüj kompresörün itici pervane, difüzör ve kompresör manifoldu olmak üzere üç bileşeni vardır. Hava pervanenin dönüş hareketi ile hızlandırılır ve sonra difüzörde yayılarak yavaşlatılır ve basıncı artırılır. Difüzörde düzleşen akım manifoldda toplanarak yanma odasına gönderilir. Tek kademeli santrifüj kompresörün verimi düşüktür. En yüksek sıkıştırma oranı 4:1 ya da 5:1'dir. Çok kademeli santrifüj kompresörlerin verimleri biraz daha iyidir [22]. Şekil 3.3.'te santrifüj kompresörün şekli verilmiştir.

3.1.2.2. Eksenel Kompresör

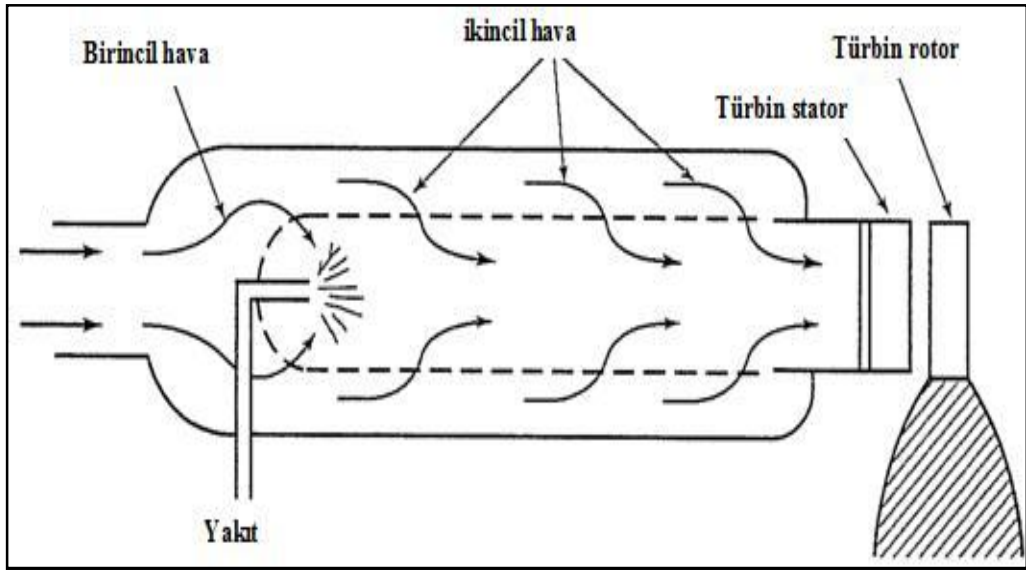
Hava sırayla dönen rotor kanatları ve duran stator kanatları arasından aksel yönde akar. Her bir rotor ve stator kanadı seti bir kademeyi oluşturur. Akış yönünde akışın kesit alanı azalır. Kesit azaldıkça yoğunluk artar. Her kademe küçük bir sıkıştırma oranı sağlar. Yüksek sıkıştırma oranları için çok kademe kullanmak gerekir. Eksenel kompresörler daha küçüktür ve santrifüj kompresörden daha düşük bir ön yüzey alanına sahiptir. En yüksek verim için kompresör sabit aksel hızda çalışır. Daha fazla esneklik ve her kademenin daha düzgün yüklenmesi açısından yüksek sıkıştırma oranlı kompresörlerde iki farklı dönüş hızı olan ikili kompresör kullanılır [22]. Şekil 3.4.'te aksel akışlı kompresör şekli verilmiştir.



Şekil 3.4. Eksenel akışlı kompresör şekli [22].

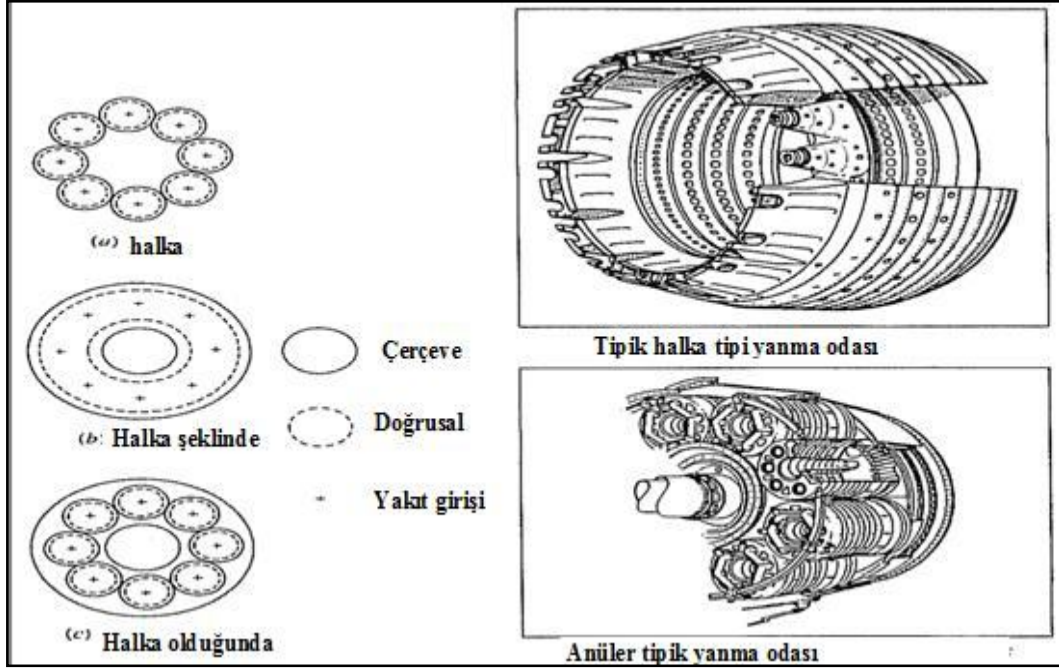
3.1.3. Yanma Odası

Yanma odası hava-yakıt karışımını yakmak ve açığa çıkan gazları sabit sıcaklıkta türbine göndermek üzere tasarlanır. Gaz sıcaklığı, türbinin izin verilen yapısal sıcaklığını aşmamalıdır. Yanma odasına giren havanın toplam hacminin yarısından azı yakıt ile karışır ve yakılır. Geriye kalan hava ya sadece ısıtılır ya da yanma ürünlerini ya da odanın yüzeylerini soğutmak için kullanıldığı düşünülür. Hava yakıt oranı motor tiplerine göre ağırlık bakımından 30 ya da 60 birim havaya karşılık 1 birim yakıt olarak değişir. Yeni tasarım motorlarda ortalama oran 40:1'dir. Ancak sadece 40'ın 15'i yanma işleminde kullanılır. Şekil 3.5.'te gaz türbinlerinde yanma odasının şekli verilmiştir.



Şekil 3.5. Gaz türbininde yanma odası şekli [22].

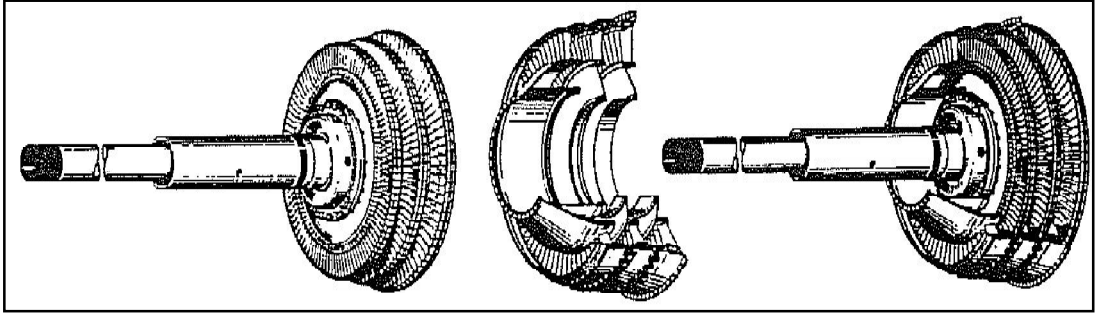
Yanma odası tipleri konserve kutusu, halka ve halka-kutu biçiminde olabilir. İyi bir yanma odası tasarımında geçen gazların basınç kaybı en az olmalıdır. Yanma verimi yüksek olmalıdır. Yanma odasının patlama ya da alevlenme eğilimi olmamalıdır ve yanma tamamen yanma odası içinde gerçekleşmelidir [22]. Şekil 3.6.'da yanma odasının tam şekli ve kesit şekli verilmiştir.



Şekil 3.6. Yanma odasının tam şekli ve kesit görünüşü [22].

3.1.4. Türbinler

Türbin yanma odasından çıkarak genişleyen gazdaki kinetik enerjiyi alır. Kinetik enerji kompresörü ve aksesuarları tahrik etmek için gerekli mil gücüne çevrilir. Yanmadan elde edilen enerjinin yaklaşık dörtte üçü kompresörü çalıştırmak için kullanılır. Eksenel akış türbininde bir türbin çark rotoru ve bir set sabit kanatlı stator bulunur. Stator kanatçıkları belli bir açıda yerleştirilmişlerdir ve gazları türbin çarkının kanatçıklarına boşaltan küçük lüle görevi yaparlar. Rotora çıkış yapan gazlar kinetik enerjinin mekanik mil enerjisine dönüşmesini sağlar. Eksenel kompresör gibi eksenel türbin de kademelidir. Genelde türbinde kompresör kademesinden daha az kademe vardır [22]. Şekil 3.7.'de eksenel türbin şekli verilmiştir.

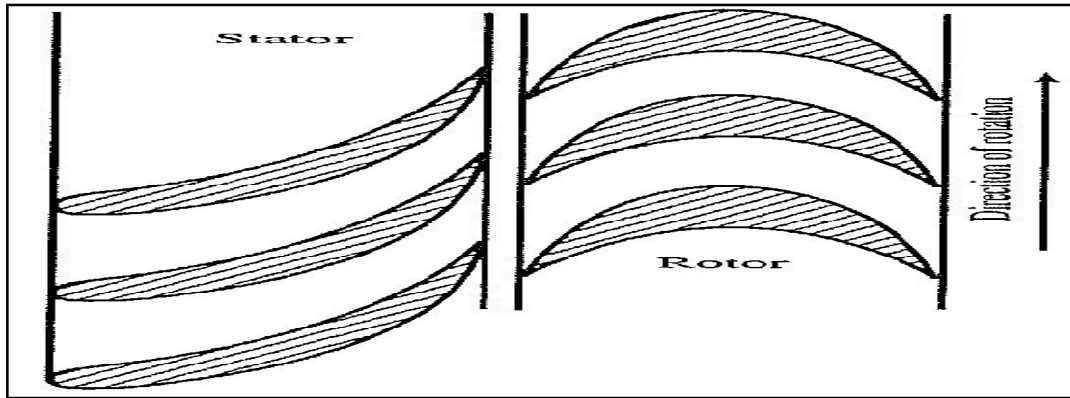


Şekil 3.7. Eksenel türbin [22].

Türbinler darbe türbini ve reaksiyon türbini olmak üzere iki çeşittir.

3.1.4.1. Darbe Türbini

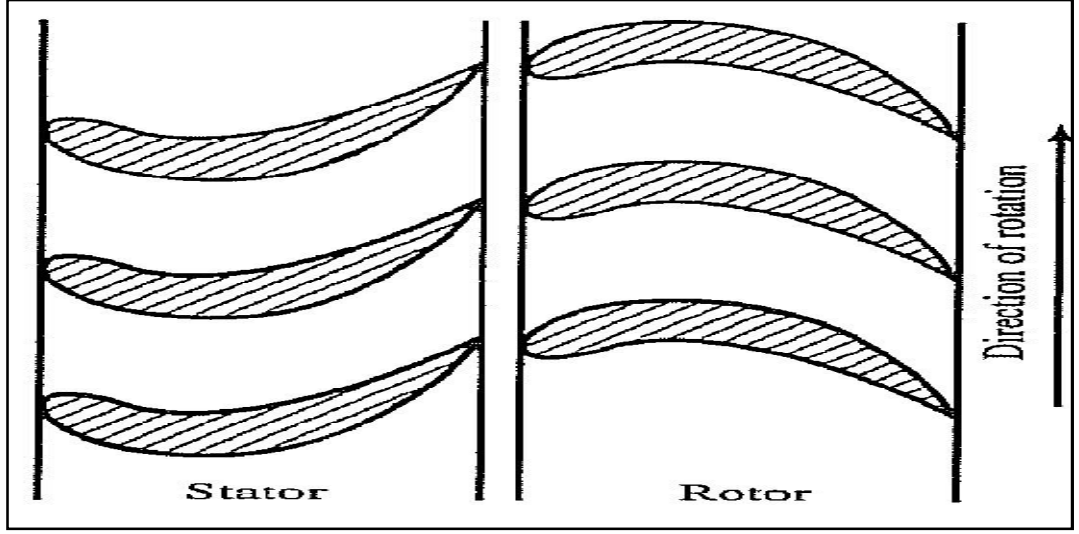
Darbe türbinlerinde rotorun bağıl çıkış hızı, bağıl giriş hızına eşittir. Rotorun girişi ve çıkışı arasında net basınç farkı yoktur. Bu türbinin stator lüleleri çıkan gazların basıncını düşürüp, hızını artıracak geçişler oluşturacak biçimde şekillendirilmiştir [22]. Şekil 3.8.'de darbe türbininin şekli verilmiştir.



Şekil 3.8. Gaz türbinlerinde darbe türbini [22].

3.1.4.2. Reaksiyon Türbini

Bu türbinde rotor kanatları arasındaki geçişlerde rotordan bağıl çıkış hızı artar ve basınç azalır. Reaksiyon türbini stator lüle geçişleri, akışın yönünü neredeyse hiç değiştirmez [22]. Şekil 3.9.'da gaz türbinlerindeki reaksiyon türbininin şekli verilmiştir.



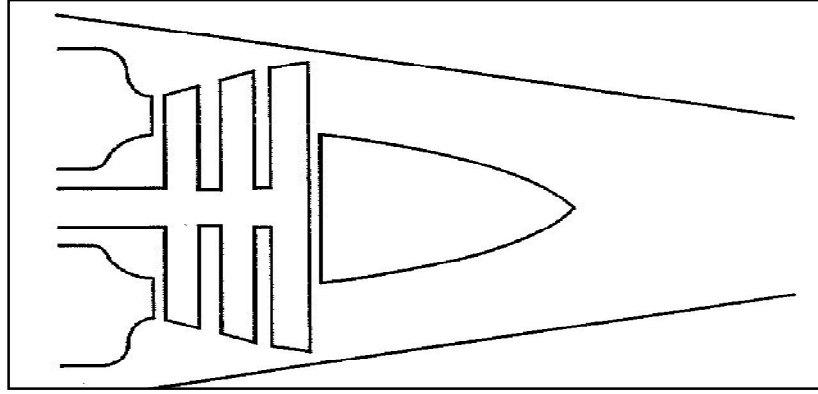
Şekil 3.9. Gaz türbinlerinde reaksiyon türbini [22].

3.1.5. Egzost Lülesi

Egzost lülesinin amacı lüleden çıkmadan önce gazın hızını artırmak ve türbinden gelen gaz akışını toplayıp düzeltmektir. Yüksek itki etmek için yüksek çıkış hızı gerekir. Lüle gazı genişletip, basıncı düşürerek bu yüksek hızı sağlar. Lüle üzerindeki basınç oranı genişleme sürecini belirler. Maksimum itki çıkış basıncı ortam basıncına eşit olduğunda elde edilir. Jet motorlarında genelde iki tip lüle kullanılır: Daralan lüle ve daralan-genişleyen lüle olmak üzere iki çeşit lüle kullanılmaktadır [22].

3.1.5.1. Daralan Lüle

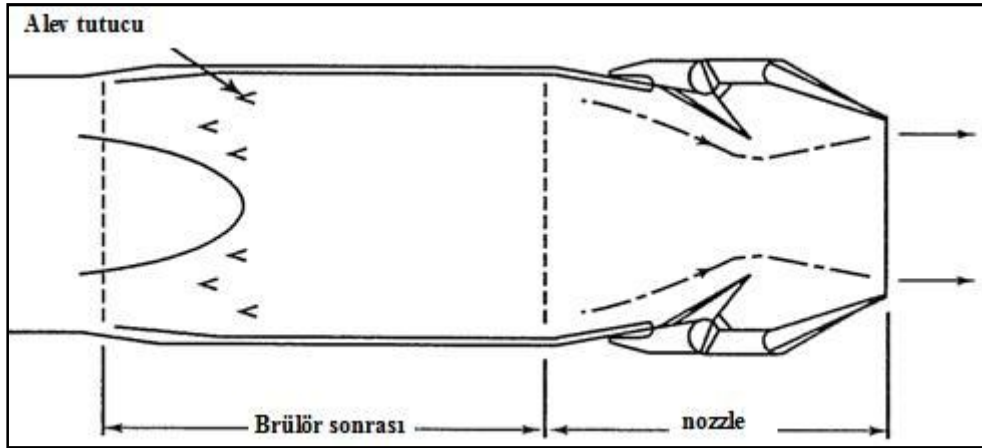
Lüle basınç oranı düşük olduğunda kullanılır. Genelde ses altı uçaklar için düşük tepkili motorlarda kullanılır [22]. Şekil 3.10.'da daralan lülenin şekli verilmiştir.



Şekil 3.10. Daralan lüle [22].

3.1.5.2. Daralan – Genişleyen Lüle

Bu lülelerde minimum alanı oluşturan bir boğaz kesiti bulunur. Ses üstü uçaklarda kullanılır ve geometrisi değiştirilebilen tipleri vardır. Yüksek basınç oranı durumlarında kullanılır [22]. Şekil 3.11’de daralan-genişleyen lülenin şekli verilmiştir.



Şekil 3.11. Daralan-genişleyen lüle [22].

BÖLÜM 4

GAZ TÜRBİNİ VE RÜZGÂR TÜRBİNİNİN MATEMATİKSEL MODELLENMESİ

1.1. KOMPRESÖR TASARIM HESABI

ISO standartlarına göre gaz türbininde, ortam sıcaklığı 15°C kabul edilerek $T_a=15+273=288\text{K}$ alınarak hesaplara başlanmaktadır ve türbin giriş sıcaklığı 1100K ve $P_a=1.01$ bar değerleri alınmaktadır. Fakat yapılan sistemde diğer gaz türbinlerinden farklı olarak yanma odası bulunmadığı için türbin girişinde 1100K sıcaklık değerinin yakalanması imkânsızdır. Bu nedenle kompresör tasarımıyla elde edilecek kompresör teslim sıcaklığı doğrudan türbine gönderilmiştir ve türbin giriş sıcaklık değeri olarak alınmıştır. Tasarım hesabına başlamadan önce varsayımlar üzerine dört değer belirlenmiştir ve bu değerlerden yola çıkılarak matematiksel modelleme yapılmıştır [23].

Kabul edilen varsayım değerleri;

Kompresör basınç oranı = 4.15

$P_a= 1.01$ bar

Kütle hava akışı = 5kg/s

$T_a= 288$ K

Bu belirlenmiş değerler kompresörün aerodinamik tasarımı ve gaz türbininin diğer bileşenlerini belirlemek için gereklidir. Kompresör tasarım sürecinde aşağıdaki adımlar izlenmektedir;

1. Dönüş hızı ve dairelerin boyut seçimleri,
2. Tahmini verimlilik kullanılarak kompresör kademesi sayısının belirlenmesi,
3. Her kademe için ortalama yarıçap değerlerinin belirlenmesi,

4. Kompresör sisteminde sıkıştırılabilirlik etkilerinin belirlenmesi ve kompresör çıkış alanının hesaplanması,
5. Sistem sıcaklığı ve bıçaklardaki açılarının belirlenmesi,
6. Bıçakların sayısı ve uzunluklarının belirlenmesi,
7. Tasarımı yapılan sistemin performans tahmini.

4.1.1. Dönüş Hızı ve Daire Boyutlarının Belirlenmesi

Daha önceki çalışmalarda genellikle U_t dönüş hızının 350m/s alınması ve bıçak geometri hız diyagramında C_a hızının 150m/s ile 200m/s arasında alınması kabul edilmiştir. Yapılan matematiksel modellemede C_a hızı 150m/s alınmıştır. Girişte gerekli olan daire alanı süreklilik denklemi kullanılarak; belirlenmiş kütle akışı, aksel hız ve ortam koşullarına bağlı olarak elde edilir. Buradan; dönüş hızı ve daire boyutları, kompresör kademeleri ve bu kademelerdeki yarıçaplar belirlenir.

Sistemde sürekliliği sağlamak için 4.1.1 numaralı denklem kullanılır;

$$m = \rho_1 \times A \times C_{a1} = P_1 \times \pi \times r_t^2 [1 - (r_r/r_t)^2] \times C_a \quad (4.1.1)$$

$$r_t^2 = \frac{m}{\pi \times \rho_1 \times C_{a1} \times [1 - (r_r/r_t)^2]}$$

Deniz seviyesi koşullarında, $T_{01} = T_a = 288K$ değeri alınmaktadır. Girişte kayıp olmadığı varsayılarak, $P_{01} = P_a = 1,01$ bar değerleri ile ;

$$C_1 = C_{a1} = 150 \text{ m/s}$$

$$T_1 = T_a - \frac{C_1^2}{2 \times 1.005 \times 10^3} \quad (4.1.2)$$

$$T_1 = 288 - \frac{150^2}{2 \times 1.005 \times 10^3} = 276,8K$$

Alınan C_1 hızına göre T_1 sıcaklık değeri 276,8 K değeri elde edilmiştir. Modellemenin devamında T_1 sıcaklığına bağlı olarak P_1 ve ρ_1 yoğunluk değerleri denklem 4.1.3 ve 4.1.4'te bulunmuştur.

$$P_1 = P_{01} \times \left(\frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} = 1,01 \times \left(\frac{276,8}{288} \right)^{3,5} = 0,879 \text{ bar} \quad (4.1.3)$$

$$\rho_1 = \frac{100 \times P_1}{R \times T_1} \quad (4.1.4)$$

$$\rho_1 = \frac{100 \times 0,879}{0,287 \times 276,8} = 1,106 \text{ kg/m}^3$$

Saniyede alınan kütle akışı 5 kg varsayım değerine göre kompresör dairesindeki dış yarıçap r_t değeri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$r_t^2 = \frac{m}{\pi \times \rho_1 \times C_{a1} \times \left[1 - \left(\frac{r_r}{r_t} \right)^2 \right]} \quad (4.1.5)$$

$$r_t^2 = \frac{5}{\pi \times 1,106 \times 150 \left[1 - \left(\frac{r_r}{r_t} \right)^2 \right]} = \frac{0,0095}{\left[1 - \left(\frac{r_r}{r_t} \right)^2 \right]}$$

U_t dönüş hızı r_t yarıçap değeri arasındaki ilişki 4.1.6 numaralı denklemde verilmiştir ve aksenal akışlı kompresör tasarımlarında $U_t = 350 \text{ m/s}$ olarak kabul edilmektedir.

$$U_t = 2 \cdot \pi \cdot r_t \cdot N \text{ burada } U_t = 350 \text{ m/s seçilirse;} \quad (4.1.6)$$

$$N = \frac{350}{2 \times \pi \times r_t}$$

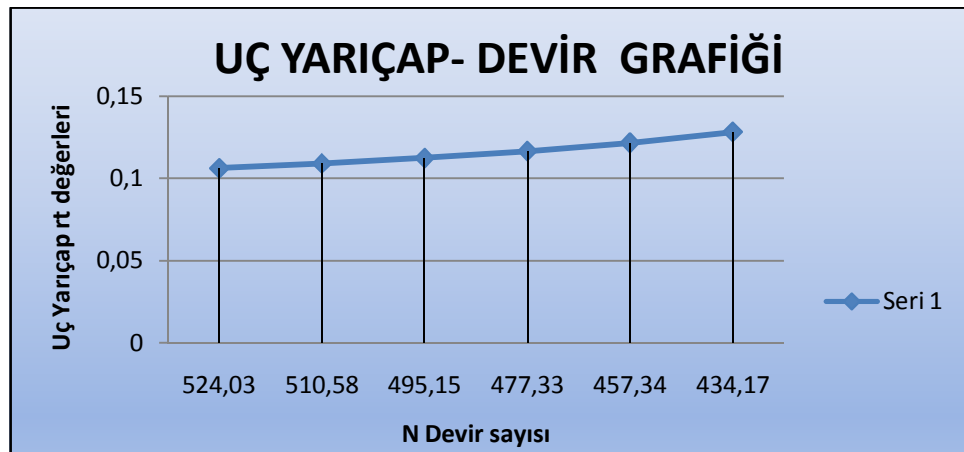
r_r/r_t oranları gaz türbininin matematiksel hesaplanmasında belirli olup yukarıdaki denklem yerine koyulup r_t ve N devir sayıları belirlenmiş olur.

Gaz türbini tasarımında r_r/r_t oranları belirli olup genel olarak bu oran 0,40 ile 0,60 arasında değişmektedir. Çizelge 4.1.'de bu oranlar verilmiş olup dönüş hızı U_t ve r_r/r_t oranlarına bağlı olarak r_t ve N devir sayıları belirlenmiştir.

Çizelge 4.1. Kompresör uç değerine bağlı uç yarıçap-devir sayısı grafiği.

r_r/r_t	r_t [m]	N[devir/s]
0,40	0,1063	524,03
0,45	0,1091	510,58
0,50	0,1125	495,15
0,55	0,1167	477,33
0,60	0,1218	457,34
0,65	0,1283	434,17

Burada ortalama bir değer seçersek saniyede 495,15 devir yapar ve 0,1125m bize kompresörün uç değerini vermiş olacaktır. Şekil 4.1.'de kompresör uç yarıçap-devir sayısı grafiği verilmiştir.



Şekil 4.1. Kompresör uç yarıçap- devir grafiği.

Uç yarıçapı = 0,1125m

Kök yarıçapı = 0,0563m

Ortalama yarıçap= 0,0844m değerleri bulunur.

$$U_t = 2 \times \pi \times 0,1125 \times 495,15 = 350 \text{ m/s ortalama bıçak hızı olur.} \quad (4.1.6)$$

Eksenel hız boyunca sabit kanatların olacağı varsayılarak eksenel hız bulunur;

$$V_{1t}^2 = U_{1t}^2 + C_{a1}^2 = 350^2 + 150^2 = 380,78 \text{ m/s eksenel hız bulunur.} \quad (4.1.7)$$

4.1.2. Kompresör Sisteminde Sıkıştırılabilirlik Etkilerinin Belirlenmesi

Bıçaklar üzerindeki eksenel hız bulunduktan sonra kompresör girişine göre Mach sayısı hesaplanır. Öncelikle ses ötesi hızı a hesaplanır ve buradan mach sayısı bulunur.

$$a = \sqrt{\gamma R T_1} = \sqrt{1,4 \times 0,287 \times 1000 \times 276,8} = 331,0 \text{ m/s olur.} \quad (4.1.8)$$

$$M_{1t} = \frac{V_{1t}}{a} = \frac{380,78}{331,0} = 1,150 \quad (4.1.9)$$

Mach sayısı bıçak ucuna göre 1,150'dir. Kompresör teslim basıncını bulmak için, kompresörün ısı verimliliği 0,90 varsayılarak buradan kompresör teslim basıncı ve kompresör teslim sıcaklığı bulunur. Kompresör teslim basıncı;

$$P_{02} = P_{01} / P_a \quad (4.1.10)$$

$$P_{02} = 4,15 \times 1,01 = 4,19 \text{ bar.}$$

Isıl verim 0,90 kabul edilerek kompresör teslim sıcaklığını tahmin etmek için;

$$T_{02} = T_{01} \times \left[\frac{P_{02}}{P_{01}} \right]^{n-1/n} \text{ ve } \frac{n-1}{n} = \frac{1}{0,90} \times \frac{0,4}{1,4} = 0,3175 \quad (4.1.11)$$

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

$C_1 = 150 \text{ m/s}$ hız değerine göre kompresör çıkışındaki statik sıcaklık T_2 , basınç P_2 ve yoğunluk ρ_2 değerleri aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$T_2 = T_{02} - \frac{C_1^2}{2 \times 1,005 \times 10^3} \quad (4.1.12)$$

$$T_2 = 452,5 - \frac{150^2}{2 \times 1,005 \times 10^3} = 441,3 \text{ K}$$

$$P_2 = P_{02} \times \left[\frac{T_2}{T_{02}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} = 4,19 \times \left[\frac{441,3}{452,5} \right]^{3,5} = 3,838 \text{ bar.} \quad (4.1.13)$$

$$\rho_2 = \frac{100 \times P_2}{R \times T_2} \quad (4.1.14)$$

$$\rho_2 = \frac{100 \times 3,838}{0,287 \times 441,3} = 3,03 \text{ kg/m}^3$$

Kompresör çıkışındaki statik sıcaklık, basınç ve yoğunluk değerleri belirlendikten sonra çıkış alanı belirlenir;

$$A_2 = \frac{m}{\rho \times C_1} \quad (4.1.15)$$

$$A_2 = \frac{5}{3,03 \times 150} = 0,0110 \text{ m}^2$$

r_m ortalama yarıçap $0,0844 \text{ m}$ 'dir ve buradan h bıçak çıkış yüksekliği;

$$h = \frac{A_2}{2 \times \pi \times r_m} = \frac{0,0110}{2 \times \pi \times 0,0844} = 0,0207 \text{ m bulunur.} \quad (4.1.16)$$

r_m ortalama yarıçap değerine göre çıkıştaki uç yarıçap r_t ve kök yarıçap r_r değerleri hesaplanır;

$$r_t = r_m + (h/2) \quad (4.1.17)$$

$$r_r = r_m - (h/2) \quad (4.1.18)$$

$$r_t = 0,0844 + (0,0207/2) = 0,0948 \text{ m}$$

$$r_r = 0,0844 - (0,0207/2) = 0,0741 \text{ m bulunur.}$$

Böylece ortalama yarıçap ve dönüş hızı giriş ve çıkış olmak üzere bulunmuştur.

$$N = 495,15 \text{ devir/s} \quad \text{giriş için; } r_t = 0,1125\text{m} \quad \text{çıkış için; } r_t = 0,0948\text{m}$$

$$U_t = 350 \text{ m/s} \quad r_t = 0,0563\text{m} \quad r_r = 0,0741\text{m}$$

$$C_a = 150 \text{ m/s}$$

$$r_m = 0,0844\text{m}$$

Isıl verimliliği 0,90 kabul edilerek, kompresör aracılığıyla yapılacak sıcaklık artışı $T_{02} - T_a = 452,5 - 288 = 164,5 \text{ K}$ olarak bulunur.

4.1.3. Sistem Sıcaklığı ve Bıçaklardaki Açıların Belirlenmesi

ΔT_{os} sistem sıcaklığı farklı kompresör tasarımlarında değişiklik gösterebilir. Genellikle ses altı sistemlerde kompresör giriş çıkışındaki sıcaklık farkı 10 K ve 30 K arasında değişmektedir. Ancak ses ötesi sistemlerde bu sıcaklık farkı 45 K üzerinde değerlere sahip olmaktadır. Tesadüfî bir değer seçmek yerine ortalama bıçak hızına bağlı olarak uygun bir ΔT_{os} değerinin bulunması gerekir. Buradan; ortalama bıçak hızına bağlı olarak;

$$U = 2 \times \pi \times r_m \times N \quad (4.1.6)$$

$$U = 2 \times \pi \times 0,0844 \times 495,15 = 262,6 \text{ m/s}$$

Basit tasarım şartı olarak $C_{a1}=C_{a2}=C_a$ şartı kabul edilir. Böylece sıcaklık artışı 4.1.19 numaralı denklem yardımıyla hesaplanır.

ΔT_{os} = sistemdeki sıcaklık

$$\Delta T_{os} = \frac{\lambda x U x C_a x (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)}{C_p} = \frac{\lambda x U x (C \omega_2 - C \omega_1)}{C_p} \quad (4.1.19)$$

Sistem sıcaklığının belirlenmesi için öncelikle açılar hesaplanır ve bu açılardaki hızlar belirlenir.

$$\tan \beta_1 = \frac{U}{C_a} = \frac{262,6}{150} = 60,26^\circ \quad (4.1.20)$$

$$V_1 = \frac{C_a}{\cos \beta_1} = \frac{150}{\cos 60,26} = 302,38 \text{ m/s} \quad (4.1.21)$$

Rotorda azami sapmayı belirlemek için Haller kriteri uygulanacaktır. Haller kriterine göre V_2/V_1 oranı 0.72'ye eşit ve büyük olamaz. Yani $V_2/V_1 < 0,72$ olmalıdır. İzin verilen minimum değer esas alınarak;

$$V_2 = V_1 \times 0,72 = 302,38 \times 0,72 = 217,71 \text{ m/s}$$

Bıçak çıkış açısı ile ilgili olarak β_2 açısı bulunur.

$$\cos \beta_2 = \frac{C_a}{V_2} = \frac{150}{217,71} \quad \text{buradan } \beta_2 = 46,45^\circ \text{ bulunur} \quad (4.1.22)$$

Buradan; $V_2/V_1 = 217,71/302,38 = 0,71 < 0,72$ olduğu için yapılacak sistem Haller kriterine uygundur ve sistem sıcaklık artışı;

$$\Delta T_{os} = \frac{262,6 \times 150 \times (\tan 60,26 - \tan 46,45)}{1,005 \times 10^3} = 27 \text{ K} \quad (4.1.23)$$

Sistem başına sıcaklık yükselişi $164,5/27 = 6,09\text{K}$ 'dır. Kompresör giriş ve çıkışındaki sıcaklık farkı sistem sıcaklık artışına bölünerek sistem başına düşen sıcaklık artışı $6,09\text{K}$ olarak bulunur.

4.1.4. Kompresör Sisteminde Bıçak Sayısının Belirlenmesi

Diğer aşamada bıçak sayısı hesaplanacaktır. Yukarıda 4.1.16 numaralı denklemde bulunan bıçak uzunluğundan yola çıkılarak kanat genişliği c ve s parametreleri hesaplanarak bıçak sayısı bulunur.

Bıçak uzunluğu = $0,0207 \text{ m}$

$$c = \frac{h}{3} = \frac{0,0207}{3} = 0,0069 \text{ m} \quad (4.1.24)$$

$$s = 0,9 \times c = 0,9 \times 0,0069 = 0,0062 \text{ m} \quad (4.1.25)$$

$$n = \frac{2\pi r m}{s} = \frac{2\pi \times 0,0844}{0,0062} = 85 \text{ adet bıçak yapılacaktır.} \quad (4.1.26)$$

4.1.5. Sistem Performans Hesabı

Bu bölümde matematiksel modellenmesi yapılan kompresörün son olarak performansı tahmin edilecektir. Sistemde kademe başına sıcaklık artışı 27 K olarak bulunmuştur ve çalışma faktörü $\lambda = 0,88$ kabul edilmiştir. Reaksiyon derecesi $\Lambda = 0,50$ olarak alınarak β_1 ve β_2 değerleri bulunup 4.1.29 numaralı denklemde α_1 ve α_2 simgelerinde yerine koyularak α_m ortalama açısı değeri bulunur.

$$\tan \beta_1 - \tan \beta_2 = \frac{\Delta T_{OS} \times C_p}{\lambda \times U \times C_a} \quad (4.1.27)$$

$$\tan \beta_1 - \tan \beta_2 = \frac{27 \times 1,005 \times 10^3}{0,88 \times 262,6 \times 150} = 0,7828$$

$$\tan \beta_1 + \tan \beta_2 = \Lambda \frac{2 \times U}{C_a} \quad (4.1.28)$$

$$\tan \beta_1 + \tan \beta_2 = \frac{0,5 \times 2 \times 262,6}{150} = 1,7507$$

buradan $\beta_1 = 51,71^\circ$ ve $\beta_2 = 25,82^\circ$ olarak bulunmuştur ve böylece ortalama açı elde edilir.

$$\tan \alpha_m = \frac{1}{2} \times (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) = \frac{1}{2} \times (\tan 51,71 + \tan 25,82) = 0,8753 \quad (4.1.29)$$

$$\alpha_m = \tan^{-1} \left[\frac{1}{2} \times (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \right] = 41,19^\circ \text{ ortalama açı değeri bulunur.}$$

$$s/c = 0,0062/0,0069 = 0,9$$

Performans hesabında öncelikle yükseltme katsayısı C_L ve ikincil kayıp katsayısı CD_s hesaplanır. Yükseltme katsayısı C_L ortalama açı için bulunan değerler ve hesaplamada bulunan $s/c = 0,9$ oranına göre hesaplanmıştır.

$$C_L = 2 \times (s/c) \times (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \times \cos \alpha_m \quad (4.1.30)$$

$$= 2 \times 0,9 \times (\tan 51,71 - \tan 25,82) \times \cos 41,19$$

$$= 1,0604$$

İkincil kayıp katsayısının bulunmasında ise bulunan C_L değeri aşağıdaki denklemde yerine koyularak sabit 0,018 değeri ile çarpılarak bulunur.

$$CD_S = 0,018 \times C_L^2 = 0,018 \times (1,0604)^2 = 0,0202 \quad (4.1.31)$$

Yukarıdaki hesaplamalardan eğim değeri olan $s = 0,0062$ ve bıçak uzunluğu $h = 0,0207$ değerleri bulunmuştur. Bu değerlerden yola çıkılarak dairesel direnç katsayısı denklem 4.1.32 yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$CD_A = 0,020 \times (s/h) \quad (4.1.32)$$

$$= \frac{0,020 \times 0,0062}{0,0207} = 0,0060$$

Profil direnç katsayısı $CD_p = 0,018$ değeri sabit olarak alınarak dairesel direnç katsayısı CD_A ve ikincil kayıp katsayısı CD_S ile toplanarak genel direnç katsayısı CD denklem 4.1.33 aracılığıyla bulunmuştur.

$$CD = CD_p + CD_A + CD_S \quad (4.1.33)$$

$$= 0,018 + 0,0060 + 0,0202 = 0,0442$$

Böylece denklem 4.1.33'te elde edilen genel direnç katsayısı CD denklem 4.1.34'te yerine koyularak ortalama kayıp değeri elde edilir.

$$CD = \left(\frac{s}{c}\right) \times \left(\frac{\varpi}{\frac{1}{2} \rho x V_1^2}\right) \times \left(\frac{\cos^3 \alpha_m}{\cos^2 \alpha_1}\right) \quad (4.1.34)$$

$$\frac{\varpi}{\frac{1}{2} \rho x V_1^2} = CD / \left(\frac{s}{c}\right) \times \frac{\cos^3 \alpha_m}{\cos^2 \alpha_1} = \frac{0,0442 \times \cos^2 51,71}{0,9 \times \cos^3 41,19} = 0,0441$$

$$\frac{\Delta P_{th}}{\frac{1}{2} \rho x V_1^2} = 1 - \frac{\cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_2} = 1 - \frac{\cos^2 51,71}{\cos^2 25,82} = 0,5261$$

Ve son olarak ortalama kayıp teorik olarak statik basınç artışına bölünerek sistemin verimi elde edilir.

$$\eta_b = 1,0 - \frac{\frac{\omega}{\frac{1}{2} \rho x V_1^2}}{\frac{\Delta P_{th}}{\frac{1}{2} \rho x V_1^2}} \quad (4.1.35)$$

$$\eta_b = 1,0 - \frac{0,0441}{0,5261} = 0,91$$

Hesaplamaların sonucunda sistemin teorik olarak %91 verimle çalışacağı bulunmuştur.

4.2. EKSENEL AKIŞLI TÜRBİN TASARIM HESABI

Gaz türbinlerinde kompresör türbin arasında yanma odası bulunur ve yanma odasından türbine gelen havanın sıcaklığı 1200°C–1400°C arasındadır. Fakat yapılacak matematiksel modellemede yanma odası bulunmadığı için kompresörden çıkan basıncı ve sıcaklığı arttırılmış olan hava doğrudan türbine gönderilecektir. Yapılan matematiksel modellemede kompresör teslim sıcaklığı 452,5K, kompresör teslim basıncı 4,19 bar olarak bulunmuş ve yanma odası bulunmadığından, türbin giriş sıcaklığı 452,5 K olarak alınmıştır. Eksenel akışlı kompresör hesabında elde edilen veriler kullanılarak eksenel akışlı türbinin matematiksel modeli yapılmıştır.

Kabul edilen varsayım değerleri;

İzotropik verimlilik $\eta_t=0,9$

Türbin basınç oranı $P_{01}/P_{03}= 1,873$

Ortalama bıçak hızı $U= 350$ m/s

Kompresör matematiksel modellemesinden alınan ve kabul edilen değerler;

Kütle akışı $m=5\text{kg/s}$

Giriş sıcaklığı $T_{01}= 452,5\text{K}$

Giriş basıncı $P_{01} = 4,19\text{ bar}$

Türbin matematiksel modellemesinde aşağıdaki adımlar takip edilecektir;

1. Kompresörden türbine gelirken meydana gelen sıcaklık düşüş katsayısının hesaplanması ve türbinde ortalama çap artışının bulunması,
2. Türbin sisteminde bulunan bıçakların açılarının belirlenmesi ve bu açıları bulunduktan sonra türbin bıçakları üzerindeki hız hesaplanır,
3. Türbinden çıkan hızın sıcaklık değerinin bulunması, nozzle- türbin arası sıcaklık farkının bulunması ve türbin çıkış basıncının belirlenmesi,
4. Türbin Çıkış Alanı ve Nozzle Boğaz Alanının belirlenmesi,
5. Kinetik Enerji İle Oluşan Sıcaklık Değerlerinin Belirlenmesi ve Buna Göre Türbin Çıkış Alanının ve Türbin Çıkış Sıcaklık Değerinin Hesaplanması,
6. Ortalama Yarıçapa Bağlı Olarak Bıçak Yüksekliği ve Bıçak Sayısının Hesaplanması yapılarak türbin matematiksel modellenmesi sonlandırılmıştır.

4.2.1. Sıcaklık Düşüş Katsayısına Bağlı Ortalama Çap Artışının Bulunması

Giriş hızı aksenal olacaktır ve buna göre $\alpha_1=0$ değeri kabul edilecektir. Hesaplamalara ilk önce kompresörden türbine gelirken meydana gelen sıcaklık düşüş katsayısı Ψ hesaplanacaktır.

$$\Psi = \frac{2xC_p x \Delta T_{0s}}{U^2} = \frac{2x1,148x164,5x10^3}{350^2} = 3,08 \quad (4.2.1)$$

Akış katsayısı sabit bir değerdir ve $\phi=0,8$ ve $\alpha_3=0$ alınarak türbin sisteminde ortalama çap artışı bulunur;

$$\text{Tan}\alpha_3=0 = \text{tan}\beta_3 - \frac{1}{\phi} \quad (4.2.2)$$

$$\tan\beta_3 = 1,25$$

$$\tan\beta_3 = \frac{1}{2\phi} \left(\frac{1}{2}\Psi + 2\Lambda \right) \quad (4.2.3)$$

$$1,25 = \frac{1}{1,6} \times (1,54 + 2\Lambda)$$

$$\Lambda = 0,23$$

Böylece ortalama çap 0,23 oranında artacaktır. Büyük kayıplardan ve kanatlardaki basıncı takip eden lülelerde hızı artırmak için genişleme olacağından dolayı negatif değerlerden kesinlikle kaçınılması gerekmektedir. Buradan $\alpha_3 = 10^\circ$ olması durumunda ortalama çap artışının hangi değeri alacağını matematiksel olarak incelersek;

$$\tan\alpha_3 = 0,1763^\circ, \tan\beta_3 = 0,1763 + 1,25 = 1,426^\circ \text{ bulunmuş olur. Buradan;}$$

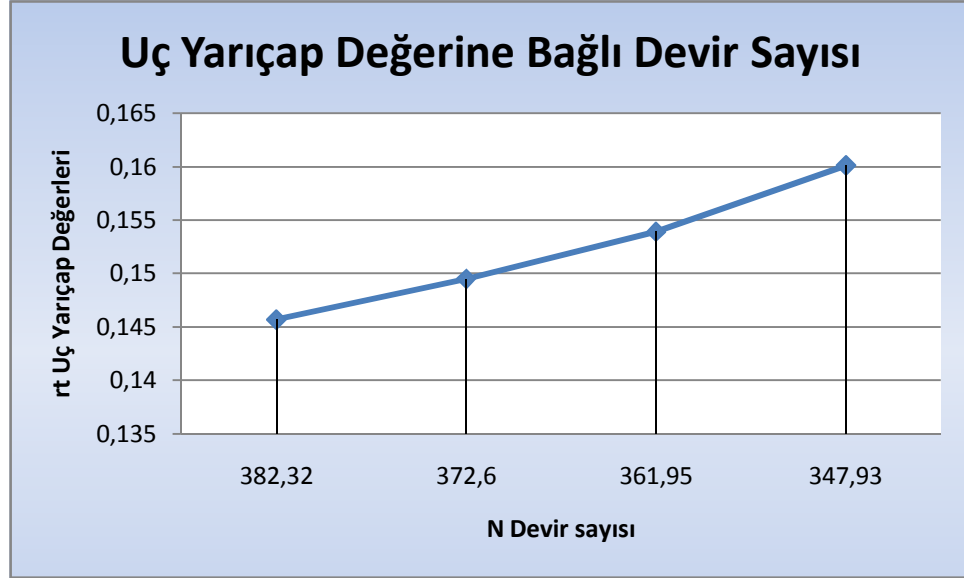
$$1,426 = \frac{1}{1,6} \times (1,54 + 2\Lambda)$$

$$\Lambda = 0,37$$

$\alpha_3 = 10^\circ$ varsayım değeri kabul edildiğinde türbinde ortalama çapın 0,37 oranında artacağı bulunmuştur. Çizelge 4.2.'de türbin uç değerine bağlı uç yarıçap-devir sayısı ve Şekil 4.2.'de türbin uç değerine bağlı uç yarıçap-devir sayısı grafiği verilmiştir.

Çizelge 4.2. Türbin uç değerine bağlı uç yarıçap-devir sayısı.

r_r/r_t	r_t [m]	N[devir/s]
0,40	0,1457	382,32
0,45	0,1495	372,60
0,50	0,1539	361,95
0,55	0,1601	347,93



Şekil 4.2. Türbin uç değerine bağlı uç yarıçap-devir sayısı grafiği.

4.2.2. Türbin Bıçaklarının Açılarının Belirlenmesi ve Bıçaklar Üzerindeki Hızların Bulunması

Şu ana kadar elimizde bulunan verilerden yola çıkılarak türbin sistemindeki açılar belirlenir;

$$\alpha_3 = 10^\circ$$

$$\beta_3 = \tan^{-1} \times 1,426 = 54,96^\circ \quad (4.2.4)$$

$$\tan\beta_2 = \frac{1}{1,6} \times (1,54 - 0,74) = 0,5^\circ$$

$$\tan\alpha_2 = \tan\beta_2 + \frac{1}{0,8} = 0,5 + \frac{1}{0,8} = 1,75 \text{ böylece açılar belirlenmiş olur.}$$

$$\beta_2 = 26,57^\circ ; \alpha_2 = 60,26^\circ$$

Türbin sisteminde bıçaklardaki açılar belirlendikte sonra türbin bıçakları üzerindeki hız bulunur;

$$C_{a2} = U \times \phi = 350 \times 0,8 = 280 \text{ m/s} \quad (4.2.5)$$

$$C_2 = \frac{C_{a2}}{\cos \alpha_2} = \frac{280}{0,4961} = 564 \text{ m/s} \quad (4.2.6)$$

4.2.3. Türbin Çıkış Sıcaklığı ve Basıncının Bulunması

Türbin bıçakları üzerindeki hız bulunduğundan sonra türbinden çıkan hızın sıcaklık değeri hesaplanır;

$$T_{02} - T_2 = \frac{C_2^2}{2C_p} = \frac{564^2}{2296} = 138,5 \text{ K} \quad (4.2.7)$$

$$T_{02} = T_{01} = 452,5 \text{ K} \quad T_2 = 314 \text{ K}$$

Lüleye gitmeden önce türbin bıçakları üzerindeki kayıp katsayısı $\lambda_N = 0,05$ değeri sabit bir değer olarak alınır ve buradan nozzle-türbin arası sıcaklık farkı hesaplanır.

$$T_2 - T_2^1 = \lambda_N \times \frac{C_2^2}{2C_p} = 0,05 \times 138,5 = 6,93 \text{ K} \quad (4.2.8)$$

$$T_2^1 = 314 - 6,93 = 307,07 \text{ K}$$

Çıkış sıcaklık değerleri bulunduğundan sonra izotropik ilişkiden P_2 çıkış basıncı;

$$\frac{P_{01}}{P_2} = \left(\frac{T_{01}}{T_2^1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} = \left(\frac{452,5}{307,07} \right)^4 = 4,72 \quad (4.2.9)$$

$$P_2 = \frac{4,19}{4,72} = 0,9 \text{ bar}$$

Kritik basınç oranı üzerinde sürtünme etkisi ihmal edilerek $\gamma = 1,333$ alınır ve denklem yardımıyla çözülür;

$$\frac{P_{01}}{P_c} = \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} = 1,853 \quad (4.2.10)$$

Burada bakıldığı zaman gerçek basınç oranı 4,72 çıkmıştır ve kritik basınç değerinin oldukça üstünde çıkmıştır. Bu durumda yüksek basınç oranı elde edildiğinden nozzle kısmında daralan genişleyen nozzle tipi kullanılması uygun olacaktır.

4.2.4. Türbin Çıkış Alanı ve Nozzle Boğaz Alanının Belirlenmesi

Türbinden çıkıp direk lüleye giden genişlemiş olan gazın yoğunluğu bulunur ve buradan türbin çıkış alanı hesaplanır.

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R.T_2} = \frac{100 \times 0,9}{0,287 \times 314} = 0,99 \text{ kg/m}^3 \quad (4.2.11)$$

Düzlemde daire alanı;

$$A_2 = \frac{m}{\rho_2 \times C_{a2}} = \frac{5}{0,99 \times 280} = 0,0180 \text{ m}^2 \quad (4.2.12)$$

Türbin çıkış gazının yoğunluğuna göre türbin çıkış alanı belirlendikten sonra nozzle için gerekli boğaz alanı hesaplanır;

$$A_{2N} = \frac{m}{\rho_2 \times C_2} \text{ ya da } A_2 \times \cos \alpha_2 = 0,0180 \times 0,4961 = 0,00892 \text{ m}^2 \quad (4.2.13)$$

Yukarıdaki denklemde türbin bıçakları üzerindeki ortalama hız $C_{a2} = 280 \text{ m/s}$ bulunmuştur. Türbin için gerekli dairesel alanın hesaplanabilmesi için başta kabul edilen $\alpha_3 = 10^\circ$ değerine göre bıçaklardaki ortalama hız bulunur;

$$C_{a1} = C_1 = C_3 = \frac{C_{a3}}{\cos \alpha_3} = \frac{280}{\cos 10} = 284,32 \text{ m/s}$$

4.2.5. Kinetik Enerji İle Oluşan Türbin Çıkış Sıcaklık Değerinin Bulunması

Buradan giriş ve çıkıştaki kinetik enerji ile oluşan sıcaklık değerleri hesaplanır;

$$\frac{C_1^2}{2Cp} = \frac{284,32^2}{2296} = 35,208K \quad (4.2.14)$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_1^2}{2Cp} = 452,5 - 35,208 = 417,292K \quad (4.2.15)$$

$$\frac{P_1}{P_{01}} = \frac{T_1}{T_{01}}^{\gamma/(\gamma-1)} \quad \text{ya da } P_1 = \frac{4,19}{(452,5/417,292)^4} = 3,03 \text{ bar} \quad (4.2.16)$$

$$\rho_1 = \frac{100xP_1}{Rxt_1} \quad (4.2.17)$$

$$\rho_1 = \frac{100x3,03}{0,287x417,292} = 2,53 \text{ kg/m}^3$$

$$A_1 = \frac{m}{\rho_1 x C_{a1}} = \frac{5}{2,53x284,32} = 0,0069 \text{ m}^2 \quad (4.2.18)$$

Ve böylelikle çıkışta;

$$T_{03} = T_{01} - \Delta T_{os} = 452,5 - 138,5 = 314K \quad (4.2.19)$$

$$T_3 = T_{03} - \frac{C_3^2}{2Cp} = 314 - 35,208 = 278,79K \text{ buradan;} \quad (4.2.20)$$

$$P_3 = P_{03} x \left(\frac{T_3}{T_{03}}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} = \left(\frac{4,19}{1,873}\right) x \left(\frac{278,79}{314}\right)^4 = 1,4 \text{ bar} \quad (4.2.21)$$

$$\rho_3 = \frac{100xP_3}{Rxt_3} = \frac{100x1,4}{0,287x278,79} = 1,75 \text{ kg/m}^3$$

$$A_3 = \frac{m}{\rho_3 \times C_{a3}} = \frac{5}{1,75 \times 280} = 0,0102 \text{ m}^2$$

4.2.6. Türbin Bıçak Yüksekliği ve Bıçak Sayısının Bulunması

Bıçak yüksekliği ve ortalama yarıçap;

$$U_m = 2 \times \pi \times N \times r_m \text{ ya da } r_m = \frac{350}{2 \times \pi \times 495,15} = 0,1125 \text{ m} \quad (4.2.22)$$

$$A = 2 \times \pi \times r_m \times h = \frac{U_m \times h}{N}$$

$$h = \frac{A \times N}{U_m} = \left(\frac{495,15}{350} \right) \times A \text{ ve } \frac{r_t}{r_r} = \frac{r_m + \left(\frac{h}{2}\right)}{r_m - \left(\frac{h}{2}\right)} \quad (4.2.23)$$

$h = 0,0144 \text{ m}$ olarak bulunur.

$$c = \frac{h}{3} = \frac{0,0144}{3} = 0,0048 \quad (4.2.24)$$

$$s = 0,9 \times c = 0,9 \times 0,0048 = 0,0043 \quad (4.2.25)$$

$$n = \frac{2 \times \pi \times r_m}{s} = \frac{2 \times \pi \times 0,1125}{0,0043} = 164 \text{ adet bıçak yapılacaktır.} \quad (4.2.26)$$

4.3. FAN TASARIM HESABI

Gaz türbini fan tasarımında r_r/r_t oranı 0,30 olacağı varsayımıyla denklemde yerine koyulursa r_t ve N devir sayıları belirlenmiş olur. Fan matematiksel modellemesinde aşağıdaki kademeler uygulanmıştır;

1. Öncelikle r_t uç yarıçap değeri ve N devir sayıları bulunmuştur.

2. r_t ve N değerlerine göre dönüş hızı ve aksenal hız bulunmuştur.
3. Uç yarıçap, kök yarıçap ve ortalama yarıçap değerleri hesaplandıktan sonra çıkış alanı ve bıçak yüksekliği bulunmuştur.
4. Bıçak yüksekliği ve ortalama bıçaklardaki hız bulunduktan sonra fan sistemindeki kanatların açıları bulunmuştur ve en son kanat sayısının ne kadar olacağı hesaplanarak fan matematiksel modeli sonuçlandırılmıştır.

Kabul edilen varsayım değerleri;

Kök yarıçap/ uç yarıçap oranı $r_r/r_t = 0,30$

Dönüş hızı $U_t = 350\text{m/s}$

Bıçak hız geometri diyagramında aksenal hız $C_{a1} = 150\text{ m/s}$

4.3.1. Uç Yarıçap ve N Devir sayısının Bulunması

Fanda r_r/r_t oranı 0,30 alınarak uç yarıçap ve bu yarıçapa göre devir sayısı bulunarak çizelge 4.3.'te verilmiştir.

Çizelge 4.3. Fanda r_r/r_t oranına bağlı uç yarıçap-devir sayısı.

r_r/r_t	r_t (m)	N (dev/s)
0,30	0,1364	408,4

$$r_t^2 = \frac{m}{\pi x \rho_1 x C_{a1} x [1 - (\frac{r_r}{r_t})^2]} \quad (4.1.1)$$

$$r_t^2 = \frac{5}{\pi x 1,106 x 150 [1 - (\frac{r_r}{r_t})^2]} = \frac{0,0095}{[1 - (\frac{r_r}{r_t})^2]}$$

$$U_t = 2.\pi.r_t.N \text{ burada } U_t=350\text{m/s seçilirse;} \quad (4.1.6)$$

$$N = \frac{350}{2x\pi x r_t}$$

4.3.2. Dönüş Hızı ve Eksenel Hızın Belirlenmesi

Öncelikle U_t dönüş hızı bulunur. Fan sistemi de eksenel olarak dizayn edileceğinden eksenel hız boyunca sabit kanatların olacağı düşünülerek eksenel hız bulunur.

$$U_t = 2 \times \pi \times 0,1364 \times 408,4 = 350 \text{ m/s hız olur.} \quad (4.1.6)$$

Eksenel hız boyunca sabit kanatların olacağı varsayılarak;

$$V_{1t}^2 = U_{1t}^2 + C_{a1}^2 = 350^2 + 150^2 = 380,75 \text{ m/s eksenel hız bulunur.} \quad (4.1.7)$$

4.3.3. Çıkış Alanı ve Bıçak Yüksekliğinin Hesaplanması

Uç yarıçapı= 0,1364 m

Kök yarıçapı= 0,0682 m

Ortalama yarıçap= 0,1023 m

$$\text{Çıkış alanı} = A_4 = \frac{m}{\rho_2 \times U} \quad (4.1.15)$$

$$\text{Çıkış alanı} = A_4 = \frac{5}{1,106 \times 350} = 0,013 \text{ m}^2$$

kanat çıkış yüksekliği;

$$h = \frac{A_4}{2 \times \pi \times r_m} = \frac{0,013}{2 \times \pi \times 0,1023} = 0,020 \text{ m bulunur.} \quad (4.1.16)$$

4.3.4. Kanat Açılarının Belirlenmesi ve Kanat Sayısının Belirlenmesi

Bıçak yüksekliği ve ortalama bıçak hızı bulunduktan sonra açılar hesaplanır. Kanat açısı U_t dönüş hızı ve C_a hız geometri diyagramındaki eksenel hız parametreleri ile yakından ilgilidir.

$$\tan\beta_1 = \frac{U_t}{C_a} = \frac{350}{150} = 66,80^\circ \quad (4.1.20)$$

$$V_1 = \frac{C_a}{\cos\beta_1} = \frac{150}{\cos 66,81} = 380,92 \text{ m/s ortalama bıçak hızı elde edilir.} \quad (4.1.21)$$

$$\cos\beta_2 = \frac{C_a}{V_1} = \frac{150}{380,92} \text{ buradan bıçak çıkış açısı } \beta_2 = 66,80^\circ \text{ bulunur.}$$

Bıçak yüksekliği 0,020 m bulunduktan sonra bıçak sayısı c ve s sabitleriyle belirlenecektir.

$$c = \frac{h}{3} = \frac{0,020}{3} = 0,0067 \quad (4.1.24)$$

$$s = 0,9 \times c = 0,9 \times 0,0067 = 0,0060 \quad (4.1.25)$$

$$n = \frac{2\pi r m}{s} = \frac{2\pi \times 0,1023}{0,0060} = 107,12 \approx 107 \text{ adet bıçak yapılacaktır.} \quad (4.1.26)$$

4.4. RÜZGÂR TÜRBİNİ MATEMATİKSEL HESABI

Havanın yoğunluğu, türbin matematiksel modellemesinden elde edilen nozzle çıkış alanı ve türbin bıçakları üzerindeki ortalama hız değerleri ile maksimum elde edilecek güç bulunmuştur.

Kabul edilen değerler;

Havanın yoğunluğu $\rho = 1,25 \text{ kg/m}^3$

Nozzle çıkış alanı $A_N = 0,00892 \text{ m}^2$

Türbin bıçaklarındaki ortalama hız $V_1 = 284,32 \text{ m/s}$

$$P_{\max} = \frac{8}{27} \rho S V_1^3 \quad (4.4.1)$$

$$P_{\max} = \frac{8}{27} \times 1,25 \times 0,00892 \times 284,32^3 = 75932 \text{ W} = 76 \text{ KW elektrik gücü vardır.}$$

Elde edilecek maksimum güç 76 KW'tır. Çalışmanın devamında rüzgâr türbinin devir sayısı bulunur;

$$\text{Devir sayısı } N = 115 \times \frac{V}{D} = 115 \times \frac{284,32}{0,0307} = 106385 \text{ devir/s} \quad (4.4.2)$$

Nozzle çapı 0,0307m ve nozzle yarıçapı 0,0153m olarak alınmıştır.

$$\text{Tan}\theta = \frac{\omega r}{V_0}$$

$$\text{Pervane hızı} = \omega r = 2 \times \pi \times r_m \times N = 2 \times 3,14 \times 0,0153 \times 106385 = 10221 \text{ m/s} \quad (4.4.3)$$

$$\text{Tan}\theta = \frac{\omega r}{V_0} = \frac{10221}{284,32} = 88,40^\circ \text{ kanatlardaki açı belirlenir.} \quad (4.4.4)$$

$\Lambda_0 = U_0/V = 10221/284,32 = 35$ ve 8 adet pervane yapılması belirlenmiştir.

BÖLÜM 5

SİSTEMİN KATI MODEL TASARIMI

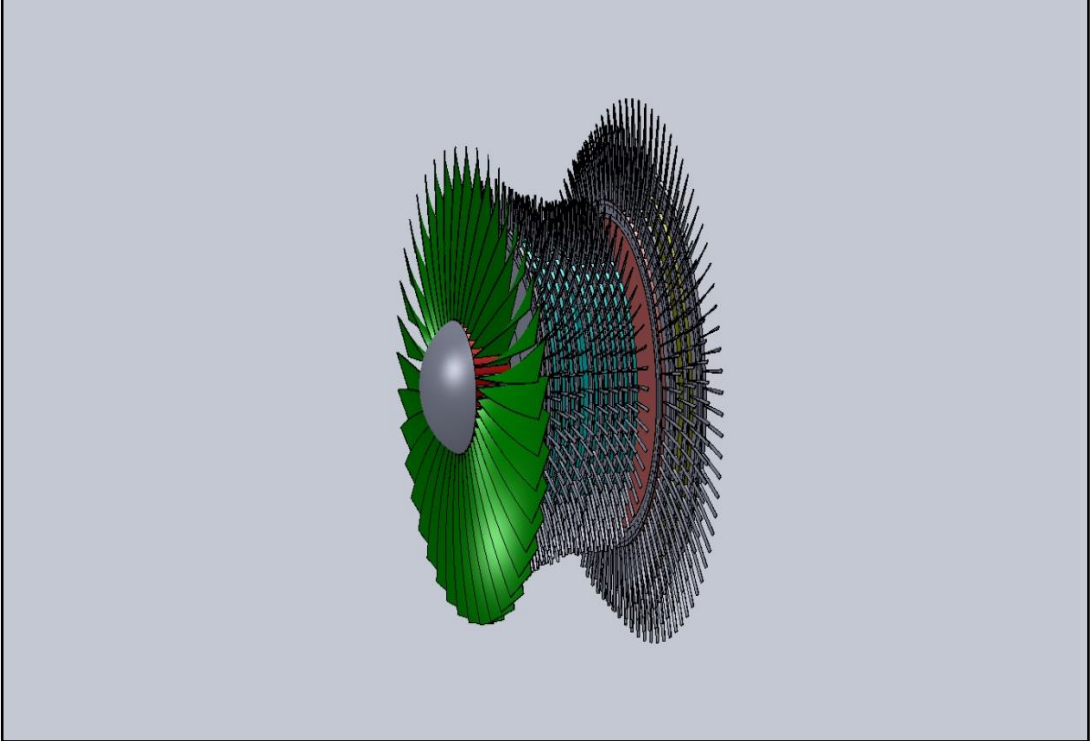
Bölüm 4'te sistemin matematiksel modellemesi yapılmıştır. Matematiksel modellemede elde edilen veriler sonucunda sistemin katı modeli solid Works programında çizilmiş olup tasarım resimleri Şekil 5.1., Şekil 5.2., Şekil 5.3 ve Şekil 5.4.'te verilmiştir.



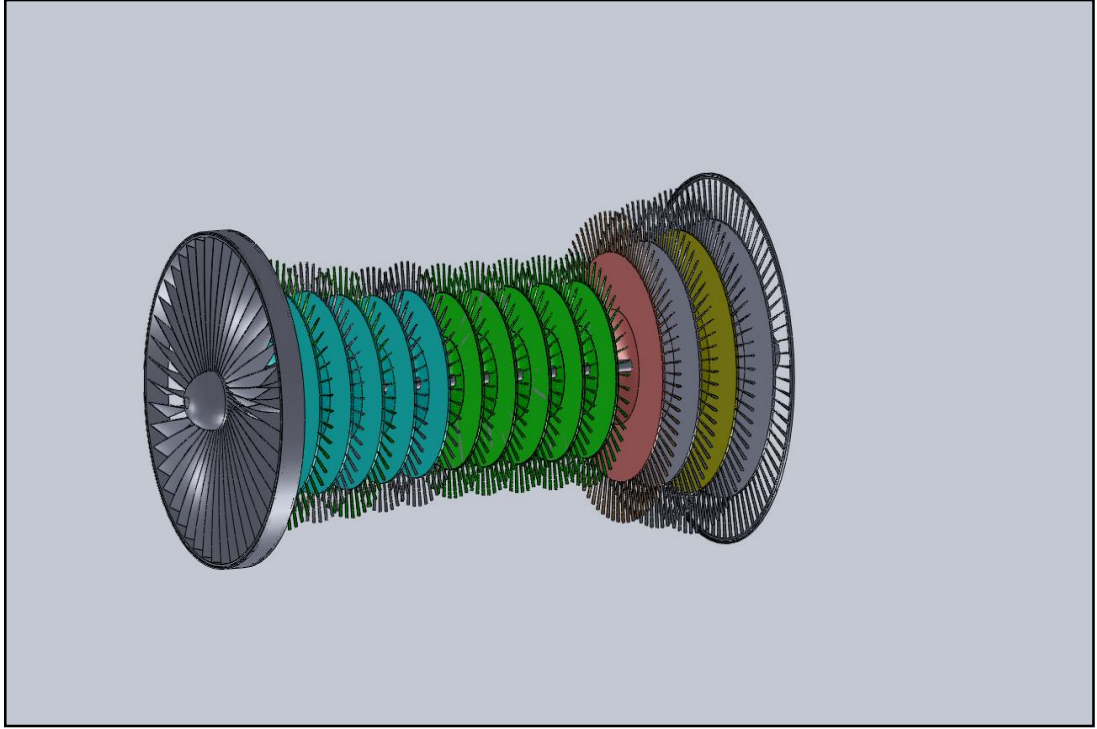
Şekil 5.1. Yanma odasız gaz türbininin katı model çizimi.



Şekil 5.2. Yanma odasız gaz türbininin önden görünüşü.



Şekil 5.3. Yanma odasız gaz türbinin hava kanalsız montaj hali.



Şekil 5.4. Yanma odasız gaz türbininin hava kanalsız ayrıntılı görünüşü.

Yanma odasız gaz türbininde aksel akışlı kompresör kısmı aksel akışlı alçak basınç kompresörü ve aksel akışlı yüksek basınç kompresörü olmak üzere 2 kademe tasarlanmıştır. Kompresörün alçak basınç kısmında matematiksel modellemeye göre çap daralması yapılmıştır. Yüksek basınç kısmında ise tek tip çap kullanılıp hava kanalında daralma yapılmıştır. Gaz türbininin türbin kısmı da aksel olarak dizayn edilmiştir. Türbin kısmı da aksel akışlı yüksek basınç türbini ve aksel akışlı alçak basınç türbini olarak tasarlanmıştır. Yanma odasız gaz türbini tamamıyla aksel olarak tasarlanmıştır ve kompresör kısmında sıkıştırılan havanın türbinde genişletilerek hızının artırılması sağlanmıştır.

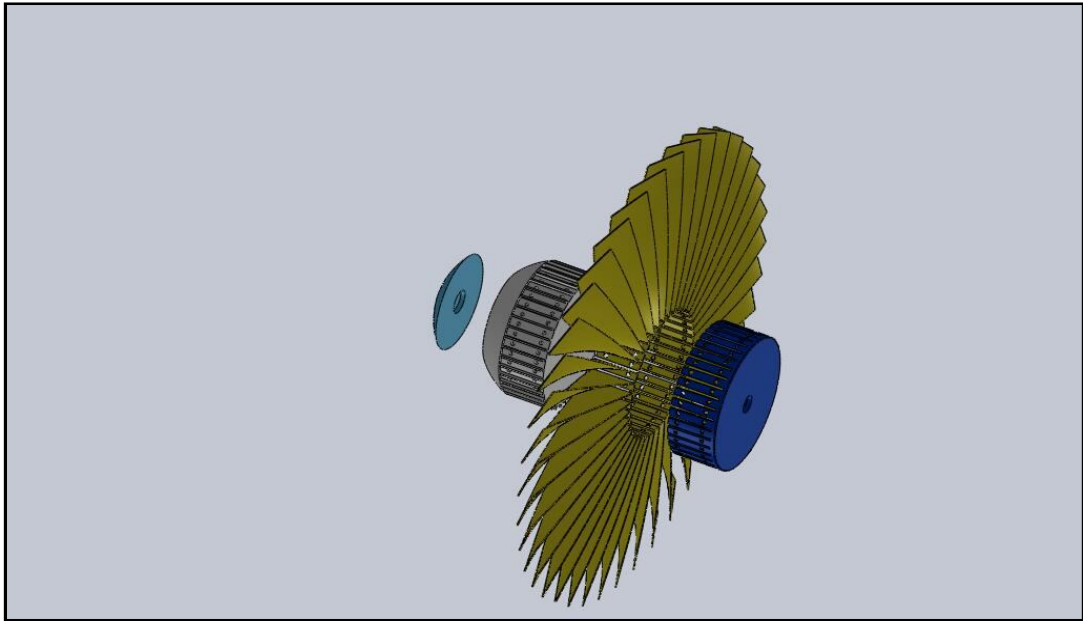
Sistemin bütün elemanlarına ait detaylı üç görünüşlü imalat resimleri Ekler A kısmında verilmiştir.

BÖLÜM 6

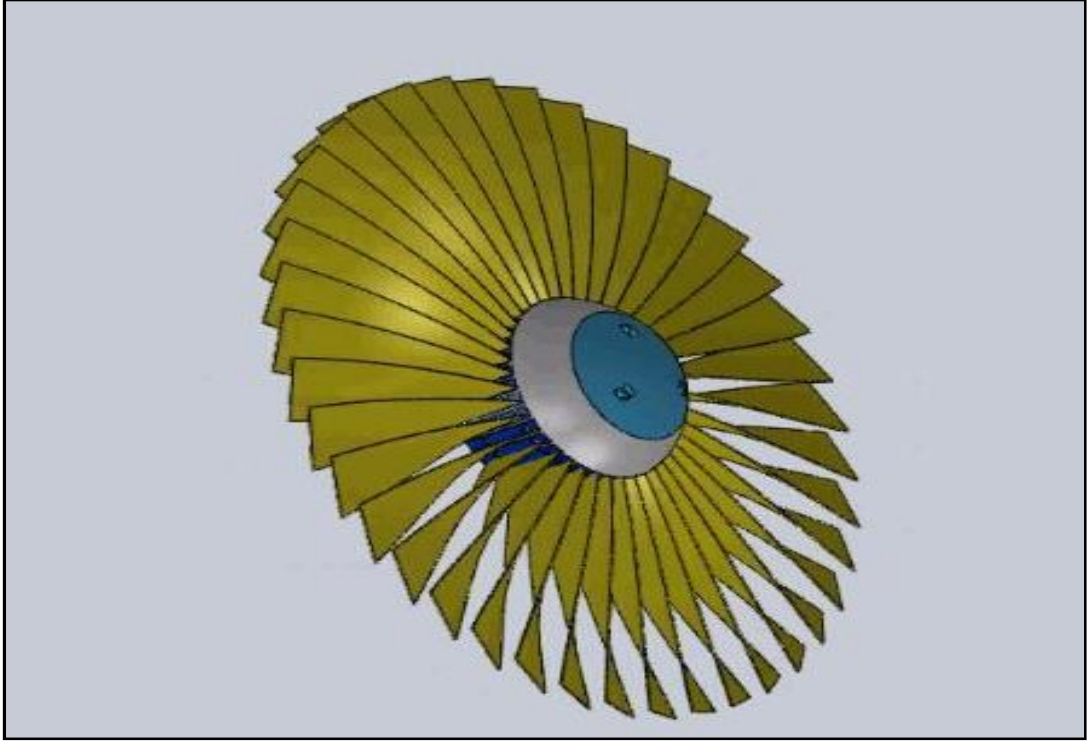
SİSTEMİN ANİMASYONU

Bölüm dörtte tanımlanan matematiksel modelleme eşitlikleri ve bu eşitliklerin çözümü için varsayılan varsayım değerleri göz önüne alınarak sistemin katı model çizimi Solid Works programında yapılmıştır. Katı model çizimi ve imalat resimleri tamamlandıktan sonra sistemin simülasyonu Solid Works programında yapılmıştır. Simülasyonda sistemde kullanılan fan, kompresör, türbin, rüzgâr türbini ve komple tamamlanmış olan sistemin montaj ve demontajı ayrıntılı şekilde gösterilmiştir.

Öncelikle sistemin ön tarafında bulunan aksenal akışlı aksenal fanın montajı ve demontajı Şekil 6.1. ve Şekil 6.2.'de verilmiştir. Yapılmış olan aksenal akışlı fanın 107 adet kanatı bulunmaktadır. Matematiksel modellemeye göre kanatlardaki ortalama hızı $380,92\text{m/s}$ 'dir. Kanat yüksekliği $0,020\text{m}$ ve kanatlardaki açı $66,80^\circ$ 'dir.

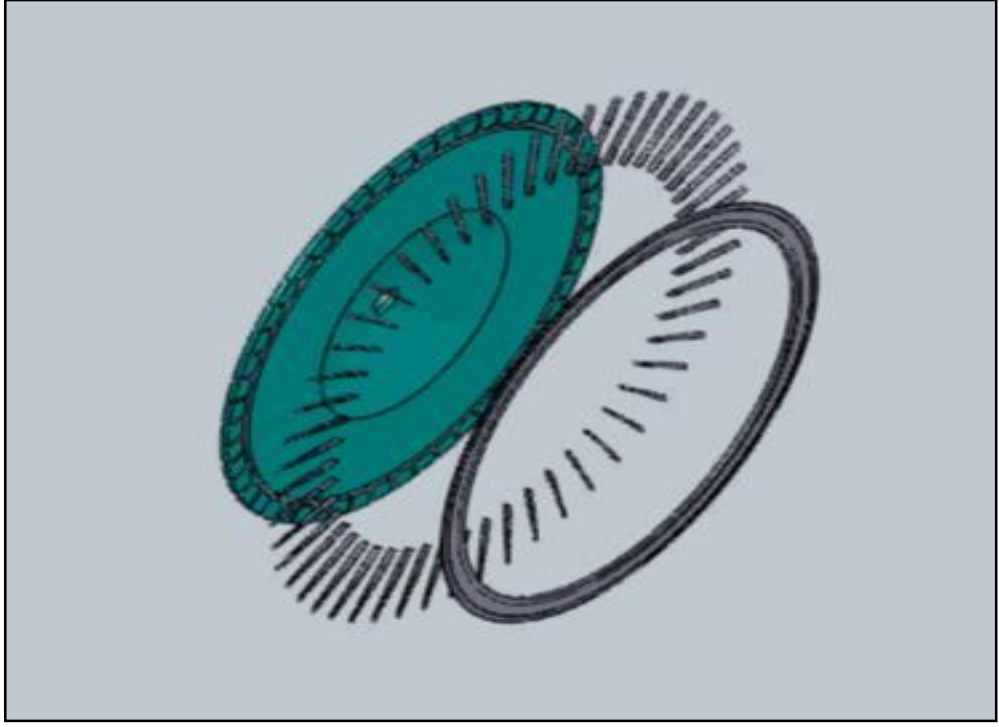


Şekil 6.1. Aksenal akışlı fanın demontaj görünümü.

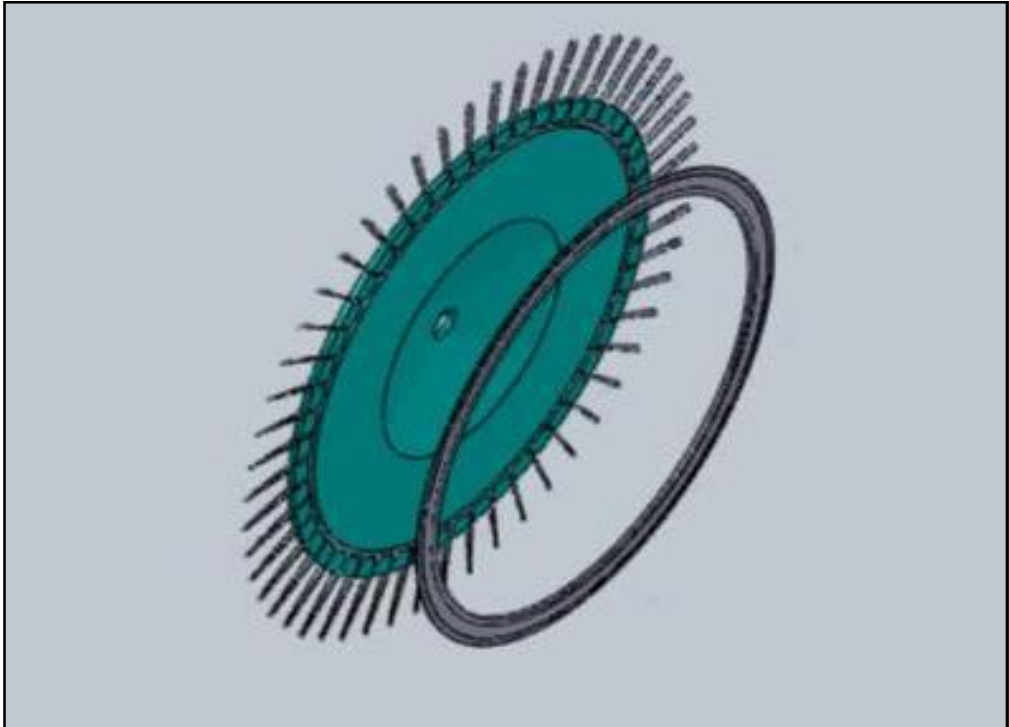


Şekil 6.2. Eksenel akışlı fanın montaj görünümü.

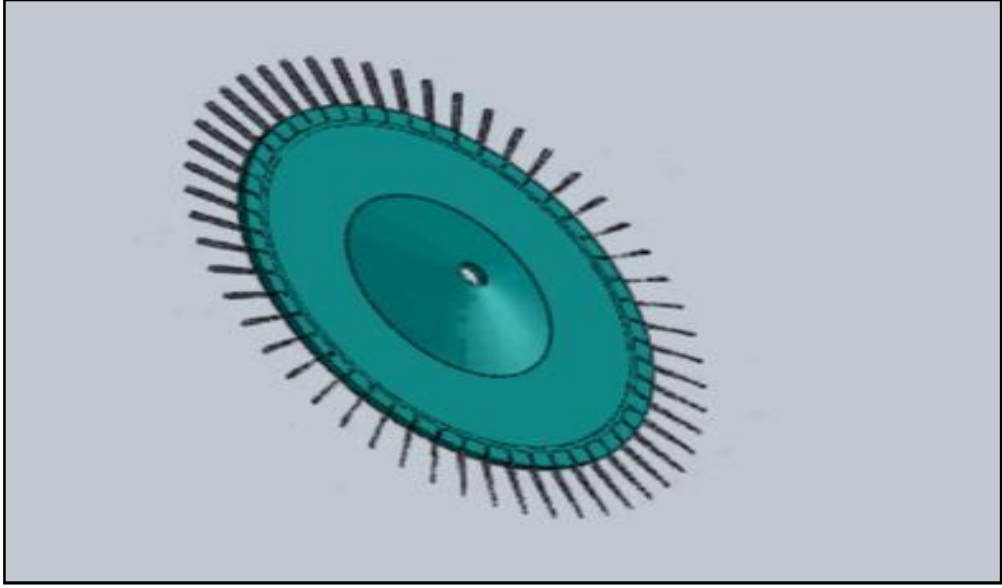
Tasarımı yapılan sistem eksenel akışlı olarak dizayn edilmiştir. Öncelikle eksenel akışlı kompresör tasarımı yapılmıştır ve eksenel akışlı kompresör kısmı alçak basınçlı eksenel akışlı kompresör ve yüksek basınçlı eksenel akışlı kompresör olarak belirlenmiştir. Eksenel akışlı kompresör kısmı 5 kademeli olmak üzere çap daralması yapılarak çizilmiştir. Eksenel akışlı yüksek basınç kompresörü de 5 kademeli tek çapta yapılmış ve hava kanalında daralma yapılarak sıcaklık ve basıncın daha da yükselmesi sağlanmıştır. Tasarımı yapılan eksenel akışlı kompresörlerin hepsinde 85 adet bıçak mevcuttur olmakla birlikte bıçakların uzunluğu 0,0207m ve her birinin açısı $60,26^{\circ}$ olarak matematiksel modellemede bulunmuştur. Şekil 6.3. ve Şekil 6.4.'te eksenel akışlı kompresörün demontaj görünümü, Şekil 6.5.'te ise eksenel akışlı kompresörün montaj görünümü verilmiştir.



Şekil 6.3. Eksenel akışlı kompresörün demontaj görünümü.

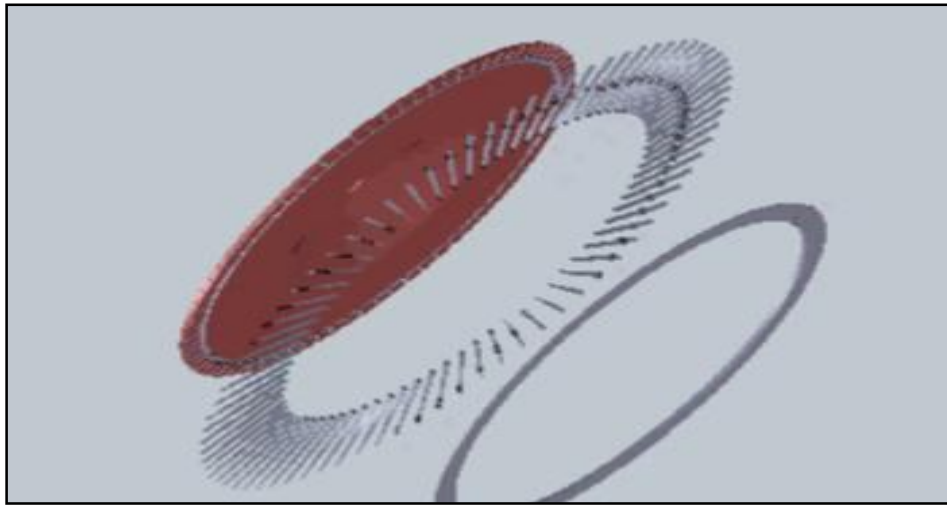


Şekil 6.4. Eksenel akışlı kompresörün demontajındaki sıkı geçme görünümü.

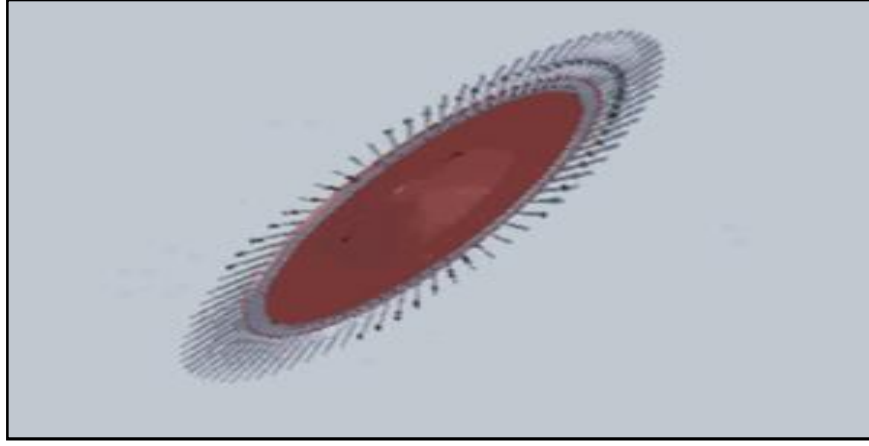


Şekil 6.5. Eksenel akışlı kompresörün montaj görünümü.

Sistemde iki kademeli eksenel akışlı kompresör kısmından sonra iki kademeli türbin kısmı tasarımı yapılmıştır. Türbin kısmı eksenel akışlı alçak basınç türbini ve eksenel akışlı yüksek basınç türbini olmak üzere iki kademeli dizayn edilmiştir. Matematiksel modellemede elde edilen sonuçlara göre ortalama çapın 0,37 oranında arttığı bulunmuştur. Türbinde bıçak yüksekliği 0,0144m, bıçakların açısı $60,26^\circ$ ve bıçakların sayısı 164 olmak üzere matematiksel modellemede bulunmuş ve buna göre türbin tasarımı yapılmıştır.



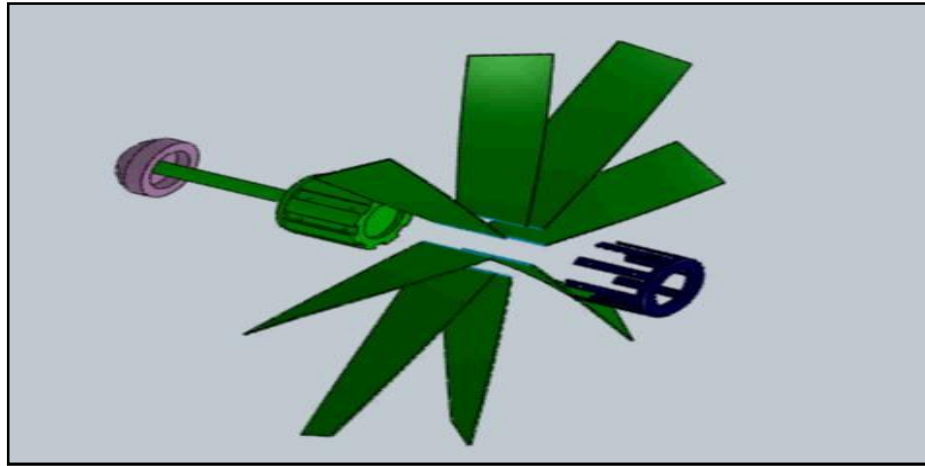
Şekil 6.6. Eksenel akışlı türbinin demontaj görünümü.



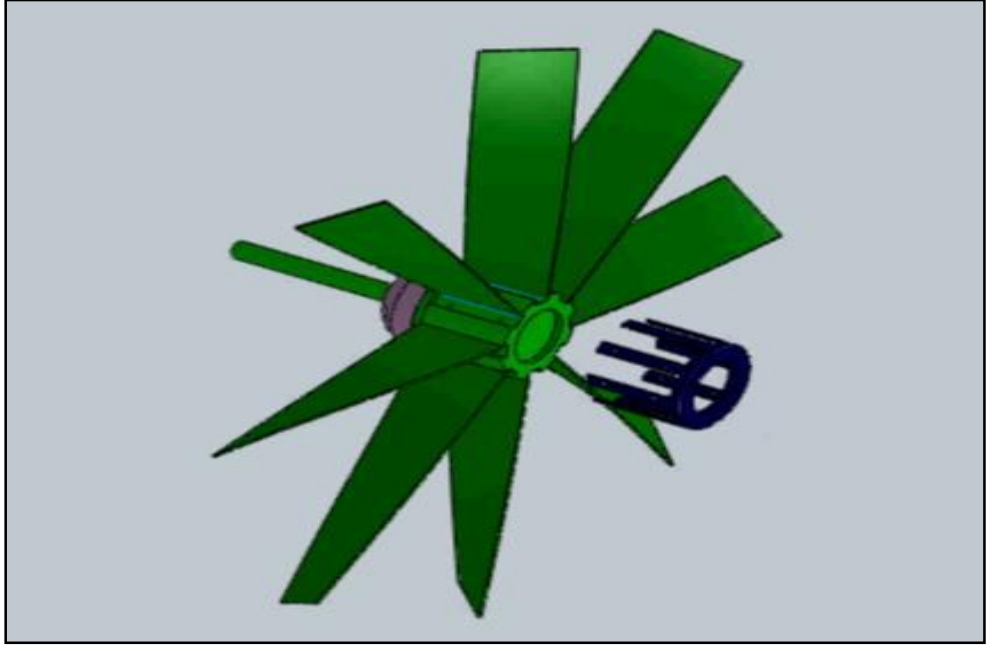
Şekil 6.7. Eksenel akışlı türbinin montaj görünümü.

Şekil 6.6.'de eksenel akışlı türbinin demontaj görünümü, Şekil 6.7.'de ise eksenel akışlı türbinin montaj görünümü verilmiştir.

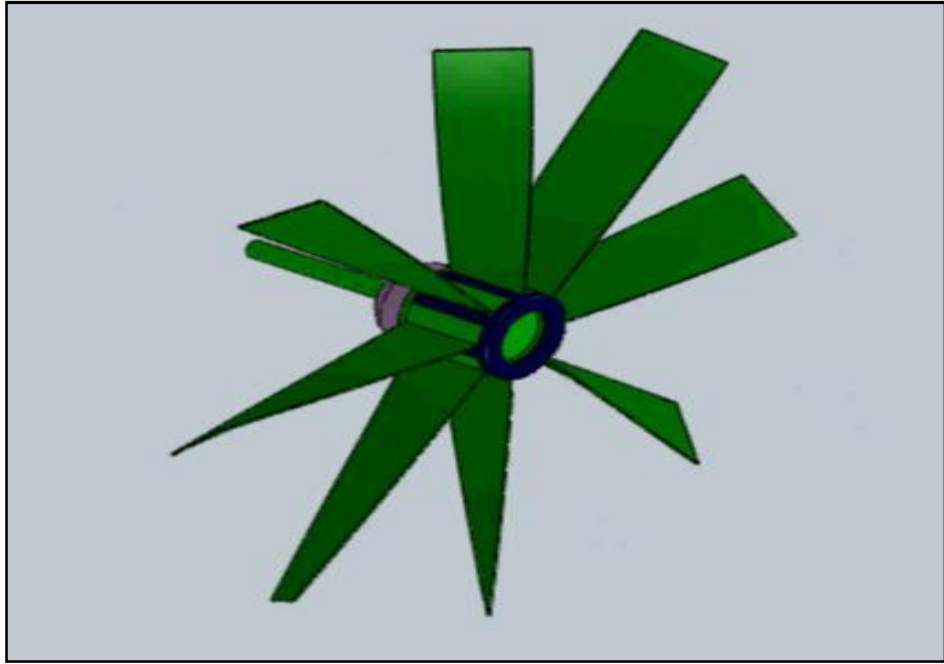
Yanma odasız gaz türbini tasarımından sonra gaz türbininin çıkış kısmına rüzgâr türbini yerleştirilerek kombine çevrim sistemi yapılmıştır. Yanma odasız gaz türbininde eksenel akışlı alçak basınç türbininden çıkan basıncı ve sıcaklığı azaltılmış olan hızlı hava doğrudan rüzgâr türbinine gönderilmiştir. Yapılan matematiksel modellemeye göre rüzgâr türbini saniyede 106385 devir yapmaktadır. Pervanelerindeki açı $88,40^\circ$ 'dir ve pervane sayısı 8 olarak yapılan matematiksel modellemeye bulunduktan sonra rüzgâr türbininin tasarımı yapılmıştır.



Şekil 6.8. Rüzgar türbininin demontaj görünümü.

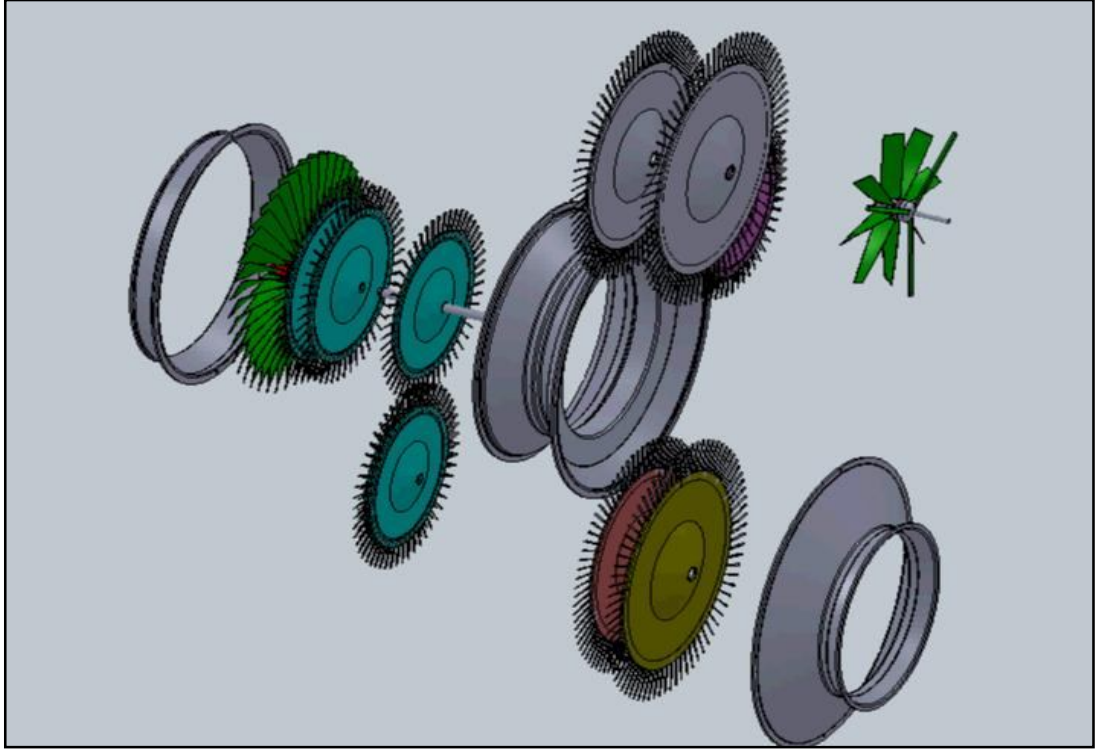


Şekil 6.9. Rüzgâr türbininin kanatlarının yerleştirildiği demontaj görünümü.

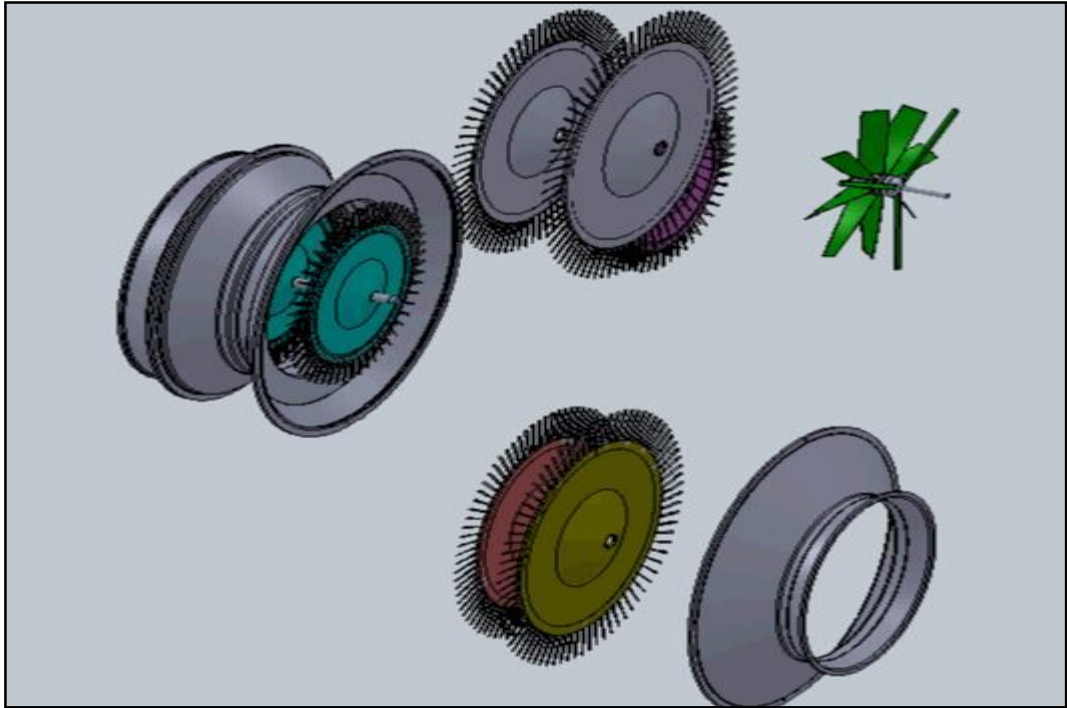


Şekil 6.10. Rüzgâr türbininin montaj görünümü.

Şekil 6.8. ve Şekil 6.9.'da rüzgâr türbininin demontaj görünümleri verilmiştir. Rüzgâr türbininin montaj görünümü ise Şekil 6.10.'de gösterilmiştir.

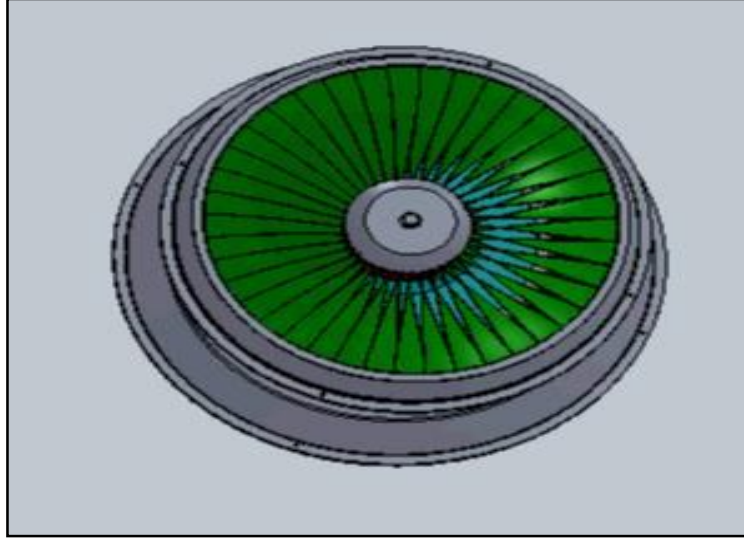


Şekil 6.11. Komple tamamlanmış sistemin demontaj görünümü.

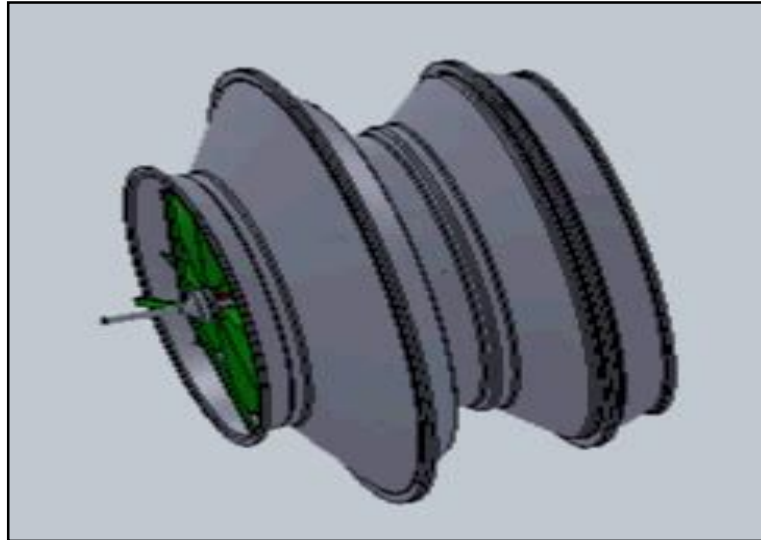


Şekil 6.12. Komple tamamlanmış sistemin demontaj görünümü 2.

Matematiksel modellemeye bağlı olarak tasarımı yapılan sistem eksenel akışlı fan, iki kademeli eksenel akışlı kompresör, iki kademeli eksenel akışlı türbin ve çıkış kısmına monte edilen rüzgâr türbininden oluşmaktadır. Şekil 6.11. ve Şekil 6.12.'te sistemin demontaj görünümleri verilmiştir.



Şekil 6.13. Sistemin önden görünüşü.



Şekil 6.14. Sistemin yandan görünüşü.

Şekil 6.13.'te kombine çevrim sisteminin önden görünüşü, Şekil 6.15.'te ise sistemin yandan görünüşü verilmiştir. Eksenel akışlı fan sayesinde rüzgâr sistemin içine

alınacak ve öncelikle aksenal akışlı kompresör kısmına iletilecektir. Bu kısımda sıkıştırma yapılarak sıcaklık ve basıncı arttırılacaktır. Sıkışan hava doğrudan aksenal akışlı türbin kısmına gönderilerek sıcaklığı ve basıncı azaltılarak hızı arttırılacaktır. Hızı arttırılan hava ise doğrudan rüzgâr türbinine gönderilecektir.

BÖLÜM 7

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Şimdiye kadar yapılan gaz türbinlerinin tümünde yakıt kullanıldığı bilinmektedir. Yanma odasından türbine gelen havanın sıcaklığı 1200°-1400° arasındadır. Fakat yapılan sistemde yanma odası bulunmadığı için kompresörde sıkıştırılıp basıncı ve sıcaklığı artırılmış olan hava doğrudan türbine gönderilmiştir. Bu çalışmada elde edilen genel sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

1. Kabul edilen varsayım değerleri ile yapılan matematiksel modelleme sonucunda kompresör teslim sıcaklığı 452,5K, kompresör teslim basıncı ise 4,19 bar olarak bulunmuştur. Kompresör çıkışındaki statik sıcaklık 441,3K statik basınç ise 3,38 bar olarak bulunmuştur.
2. Kompresör aracılığıyla yapılan sıcaklık artışı 164,5K olarak bulunmuştur. Teorik hesaplamalar sonucunda sistemin %91 verimle çalışacağı bulunmuştur.
3. Sistemde yanma odası bulunmadığı için kompresör çıkışındaki basıncı ve sıcaklığı artırılmış olan hava doğrudan türbine gönderilmiş ve türbin giriş sıcaklığı 452,5 K giriş basıncı ise 4,19 bar alınarak türbin matematiksel modellemesi yapılmıştır.
4. Kinetik enerji ile oluşan türbin çıkış sıcaklık değeri 278,79K'dir ve türbin çıkış basıncı 1,4 bardır. Türbin bıçaklarındaki ortalama hız 284,32m/s'dir.
5. Sistemde oluşan sıcaklık farkı 138,5K ve nozzle çıkış alanı 0,00892m² olarak bulunmuştur.
6. Kombine çevrim sistemini elde edebilmek için yanma odasız gaz türbininin çıkış kısmı olan nozzle kısmına entegre rüzgar türbini yapılmıştır.

7. Türbinden çıkan basıncı ve sıcaklığı azaltılmış hızlı hava direk rüzgâr türbinine gönderilmiş ve 76KW elektrik elde edilmiştir.

Elde edilen sonuçlar ışığında bundan sonra çalışılması gereken noktalar ve yapılabilecek öneriler aşağıda özetlenmiştir.

1. Kompresör kademesi arttırılarak çok iyi bir sıkışma oranı sağlanılırsa yanma odasız gaz türbininden kombine çevrim sistemi ile tatmin edici miktarda enerji etmek mümkündür.
2. Nozzle ıkış alanında nozzle geometrisinde değişiklikler yapılarak çıkışındaki rüzgâr türbininden daha verimli enerji elde edilebilir.
3. Fosil kökenli yakıtlarda sona doğru yaklaşıldığından dolayı bu kombine çevrim sistemi bir alternatif olarak düşünülebilir ve sistem geliştirilebilir.

KAYNAKLAR

1. Cao, Y. , Jin X, Meng, G. and Fletcher, J., “Computational modular model library of gas turbine”, *Advances In Engineering Software*, 36: 127–134 (2004).
2. Rauno, A. E. , Fleming, P. I. , Teixeira, C. and Fonseca, C. M., “Nonlinear identification of aircraft gas-turbine dynamics”, *Neurocomputing*, 55: 551–579 (2003).
3. Poullikkas, A., “An overview of current and future sustainable gas turbine technologies”, *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, 9: 409–443 (2005).
4. Hirano, K., “Application of eutectic composites to gas turbine system and fundamental fracture properties up to 1700°C”, *Journal Of The European Ceramic Society*, 25: 1191–1199 (2005).
5. Hamakhan, I.A. and Korakianitis, T., “Aerodynamic performance effects of leading-edge geometry in gas-turbine blades”, *Applied Energy*, 87: 1591–1601 (2010).
6. Sicot, C. ve Devinant, P., Loyer, S. and Hureau, J., “Rotational and turbulence effects on a wind turbine blade investigation of the stall mechanisms”, *Wind Engineering And Industrial Aerodynamic*, 96: 1320–1331 (2008).
7. Lee, S., Kim, H. and Lee, S., “Analysis of aerodynamic characteristics on a counter-rotating wind turbine”, *Current Applied Physics*, 10: 339–342 (2010).
8. Vlasenko, V., Bosniakov, S., Mikhailov, S., Morozov, A. and Troshin, A. “Computational approach for investigation of thrust and acoustic performance of presentday nozzles”, *Progress In Aerospace Sciences*, 46: 141–197 (2010).
9. Taşgetiren, S., “Rüzgâr enerjisi”, *Pamukkale Ün. Müh. Fak. Çevre Koruma Dergisi*, 8(29): 25–30 (1998).
10. İlkılıç, C., “Rüzgâr enerjisi ve kullanımı”, *Doğu Anadolu Bölgesi Araştırmaları*, 4: 34-38 (2003).

11. Özkaymak, M., Büyükmert, A. ve Kadı, İ., “Rüzgâr türbini tahrikli bir ısı pompasının kullanılabilirliği”, *Teknoloji*, 9(4): 277-281 (2006).
12. Çetin, B., Erdem, H., Sevilgen, S., Gökçek, M. ve Akkaya, A., “Gaz türbinli kombine çevrim sisteminin termodinamik optimizasyonu”, *Sigma Teknoloji Ve Fen Bilimleri Dergisi*, 2: 50-63 (2006).
13. Çakmak, T., “Mikro-gaz türbin çevriminin simülasyonu ve sistem komponentlerinin optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, *Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bursa, 32-44 (2007).
14. İnternet: Pamukkale Üniversitesi Müh. Fak. “Rüzgâr türbini uygulamaları” http://www.emo.org.tr/ekler/6c86b75e0580378_ek.pdf (2010).
15. Kara, Ö., Özdamar, N. ve Özbalta, N., “Yükselen hava akımlı rüzgâr türbinleri”, *2. Yenilebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu Bildiriler Kitabı*, İzmir, 183-192 (2003).
16. Turan, Ö., Orhan, İ. ve Karakoç, T., “Yüksek bypasslı turbofan motorlarının tasarım noktası analizleri”, *Havacılık Ve Uzay Teknolojileri Dergisi*, 3(3): 1–8 (2008).
17. Turan, Ö. ve Karakoç, T., “Ardyanmalı ve ayrık akışlı turbofanlarda fan basınç oranı ve bypass oranıyla toplam verim değişiminin incelenmesi”, *Havacılık Ve Uzay Teknolojileri Dergisi*, 4(2): 67–76 (2009).
18. Fıçıcı, F., “Rüzgâr enerji sistemlerinin çevresel yönden incelenmesi”, *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 3: 49-45 (2008).
19. Gençoğlu, M. T. ve Cebeci, M., “Dünyada ve Türkiye de rüzgâr enerjisi”, *Yenilebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu*, İzmir, 18–20 (2001).
20. İnternet: Yıldız Teknik Üniversitesi “Rüzgâr enerjisi II. Bölüm ders notları” [http://www.yildiz.edu.tr/~okincay/dersnotu/RuzgBol2.pdf_\(2010\)](http://www.yildiz.edu.tr/~okincay/dersnotu/RuzgBol2.pdf_(2010)).
21. İnternet: Yıldız Teknik Üniversitesi “Rüzgâr tünelineki kanat profilineki dikey hareketinin modellenmesi” http://www.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/35f5352088d7d9b_ek.pdf?dergi=52 (2010).
22. İnternet: İ.T.Ü. “Uçak Motor Tasarımı Ders Notları” http://ninovaltu.edu.tr/tr/dersler/ucak-uzay-fakultesi/779/uck474/ek_kaynaklar?g72116. (2010).

23. Saravanamutto, H. and Cohen, H., "Gas turbine theory" *Pearson Education Limited*, 151-366 (2001).

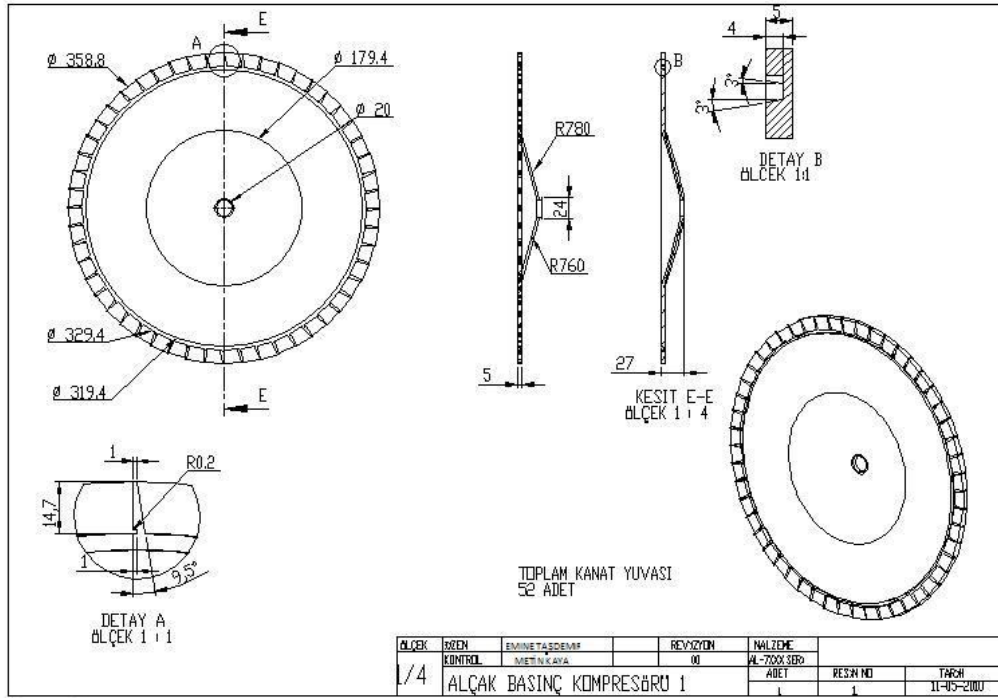
ÖZGEÇMİŞ

Emine TAŞDEMİR 1984 yılında Kayseri’de doğdu; ilköğrenimini Kayseri’de, orta öğrenimini Sakarya’da tamamladı. Kayseri Kocasinan Lisesi’nden 2001 yılında mezun oldu. 2005 yılında Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Karabük Teknik Eğitim Fakültesi Makine Anabilim Dalı Tesisat Öğretmenliği’nde başlayıp 2009 yılında Karabük Üniversitesi Karabük Teknik Eğitim Fakültesi Makine Anabilim Dalı Tesisat Öğretmenliği bölümünden iyi bir derece ile mezun oldu.2009 yılında Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitim Anabilim Dalı’nda yüksek lisansa başladı ve yüksek lisans eğitimine halen devam etmektedir.

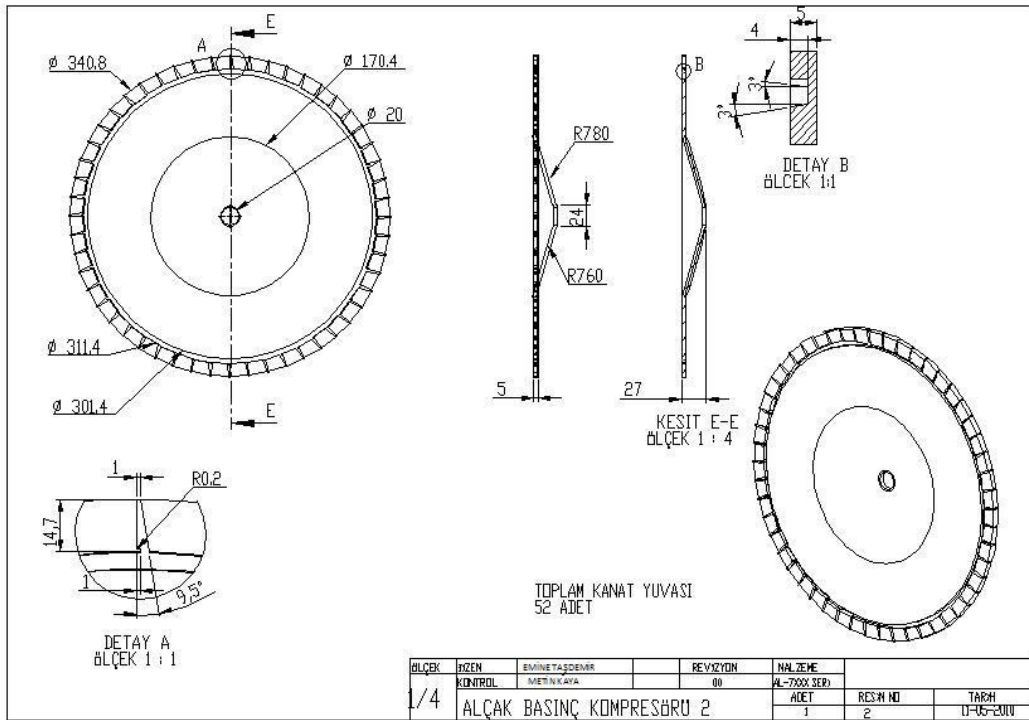
ADRES BİLGİLERİ

Adres : 100. Yıl Mah. Beyazkent Sitesi
A2 blok daire:12
Tel : (507) 752 32 04
e-posta : etasdemir_38@windowslive.com

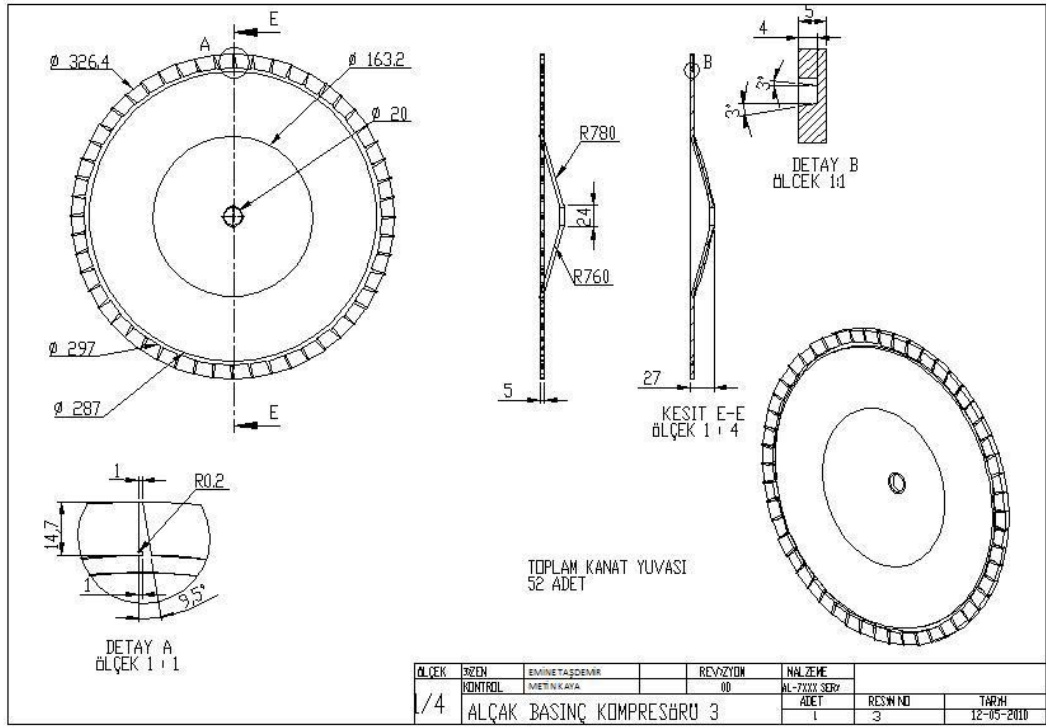
EK AÇIKLAMALAR A
İMALAT RESİMLERİ



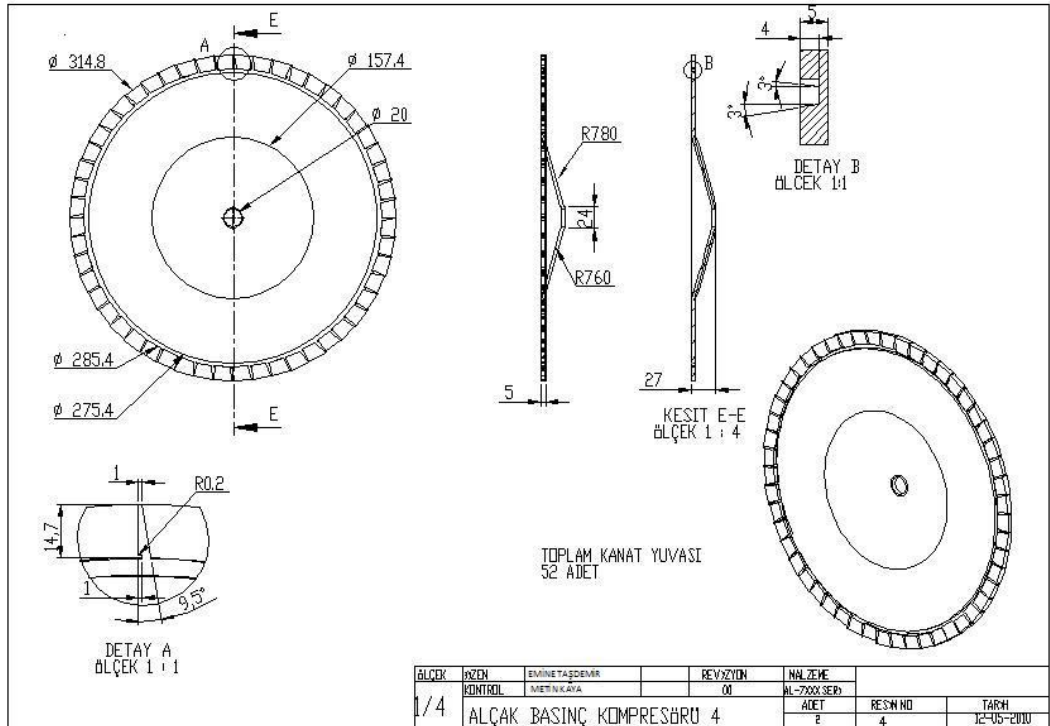
Şekil Ek A.1. Alçak basınç kompresörü 1.



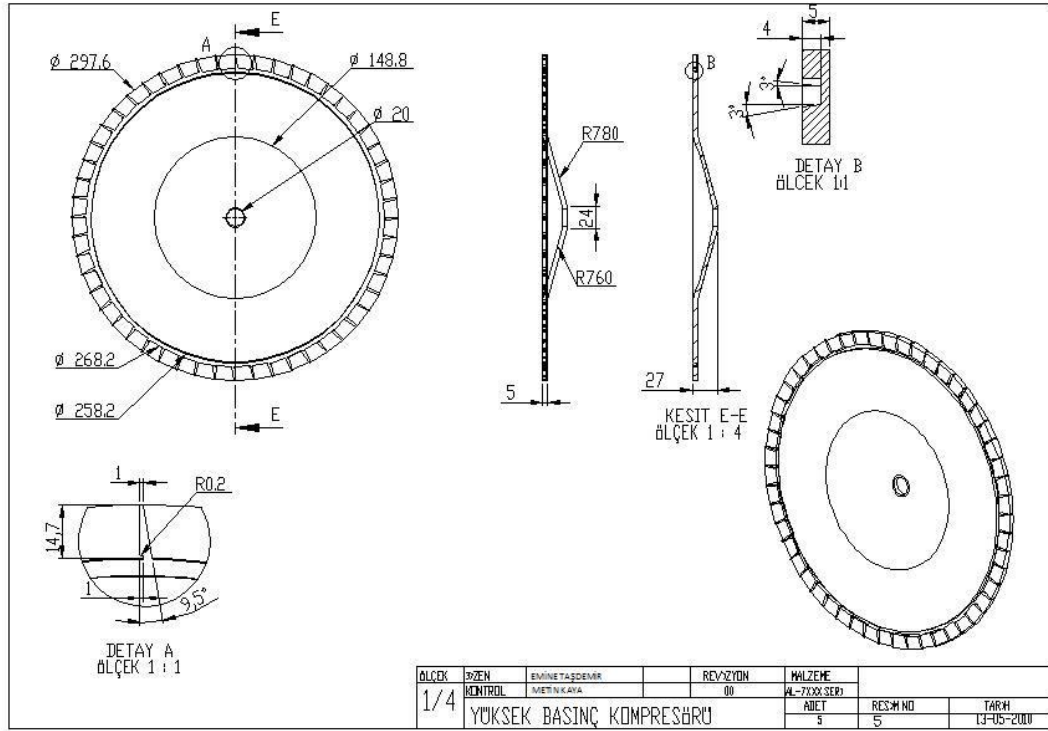
Şekil Ek A.2. Alçak basınç kompresörü 2.



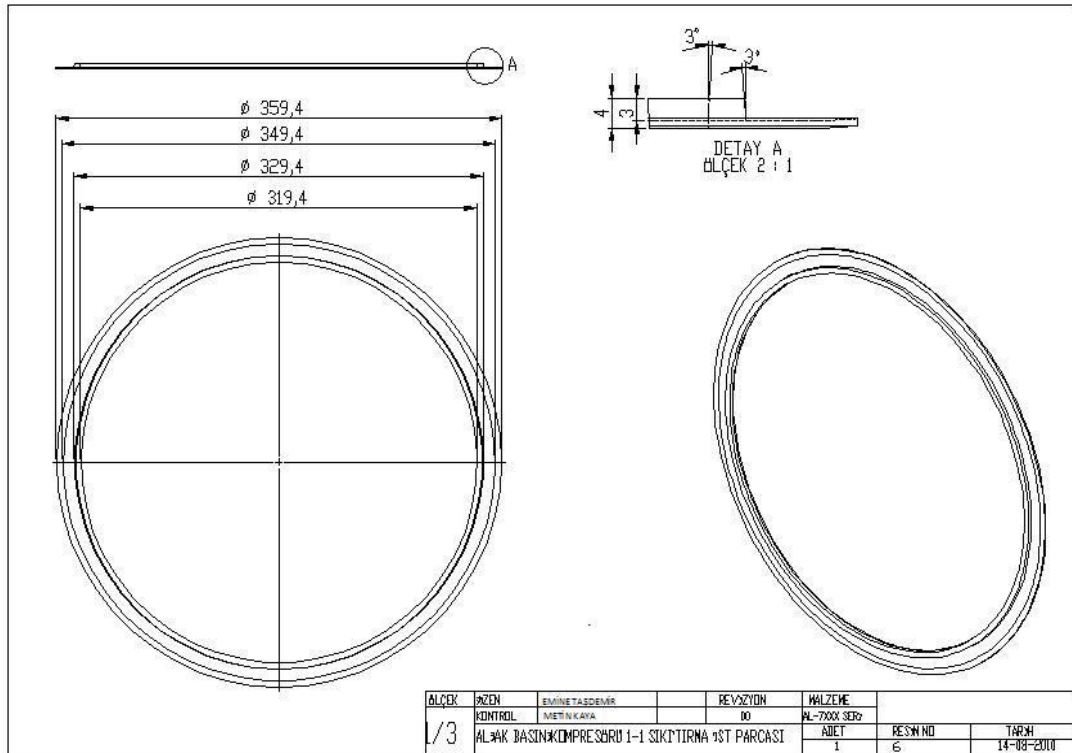
Şekil Ek A.3. Alçak basınç kompresörü 3.



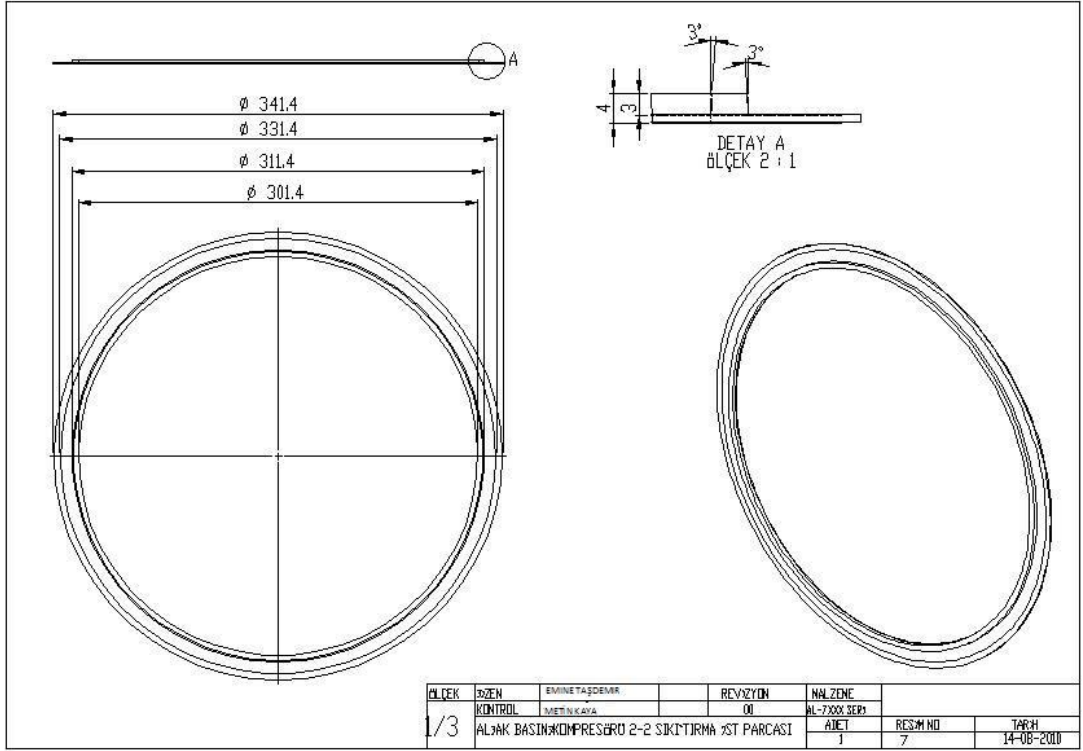
Şekil Ek A.4. Alçak basınç kompresörü 4.



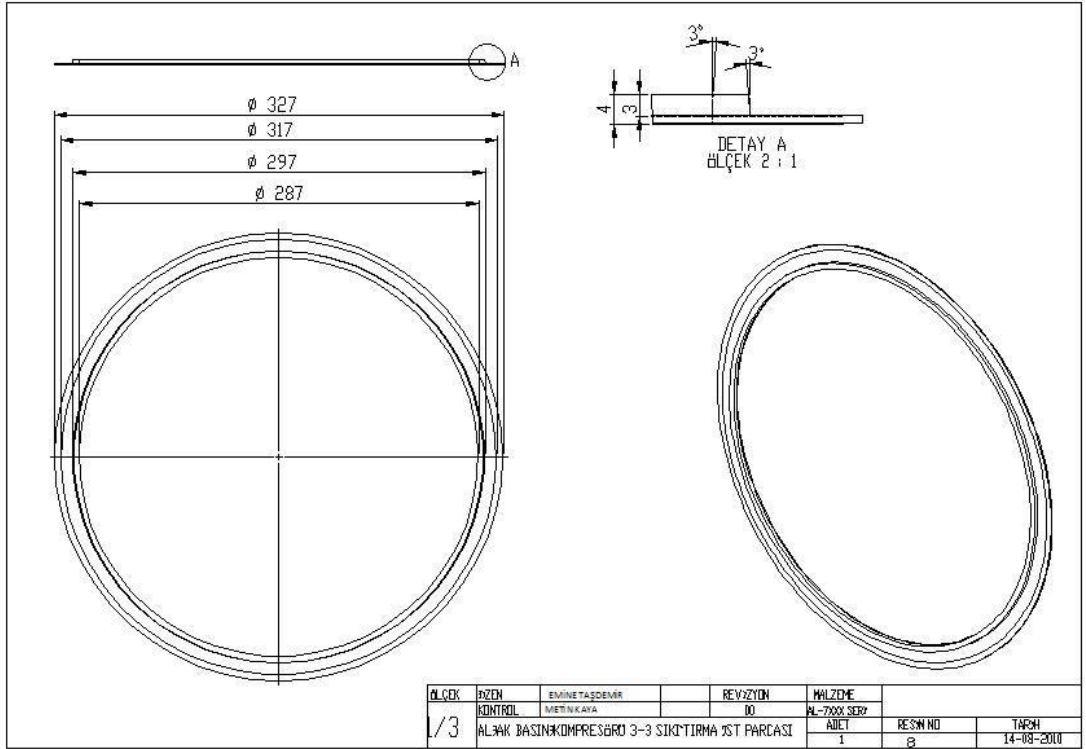
Şekil Ek A.5. yüksek basınç kompresörü.



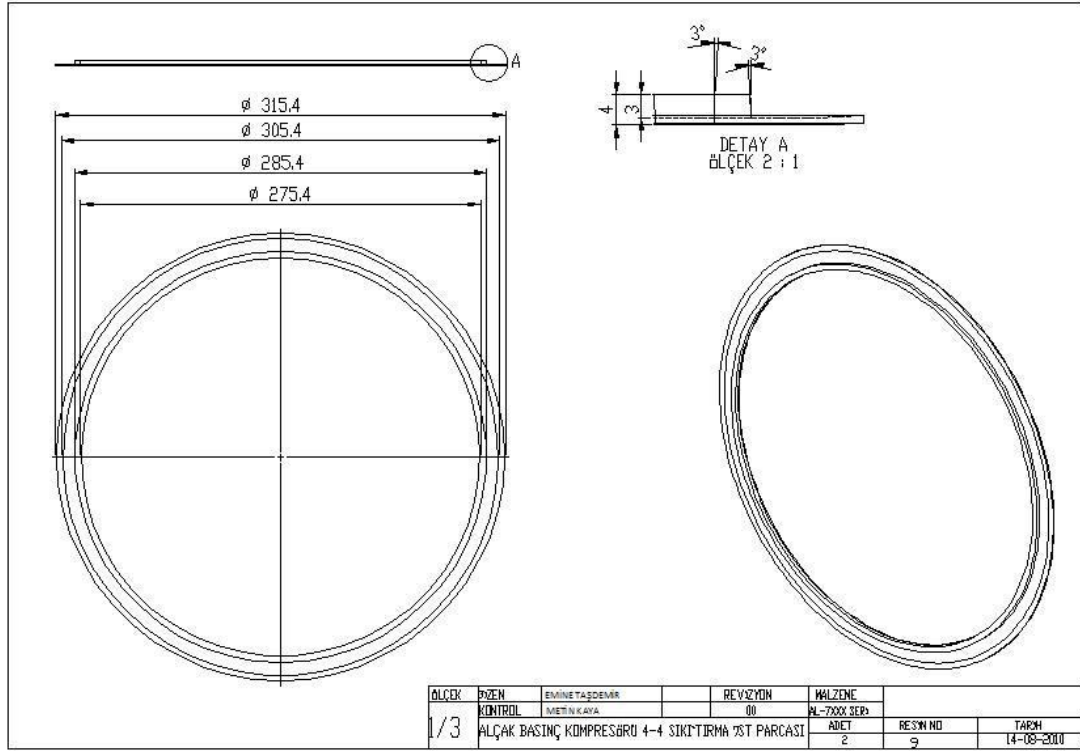
Şekil Ek A.6. Alçak basınç kompresörü 1-1 sıkıştırma üst parçası.



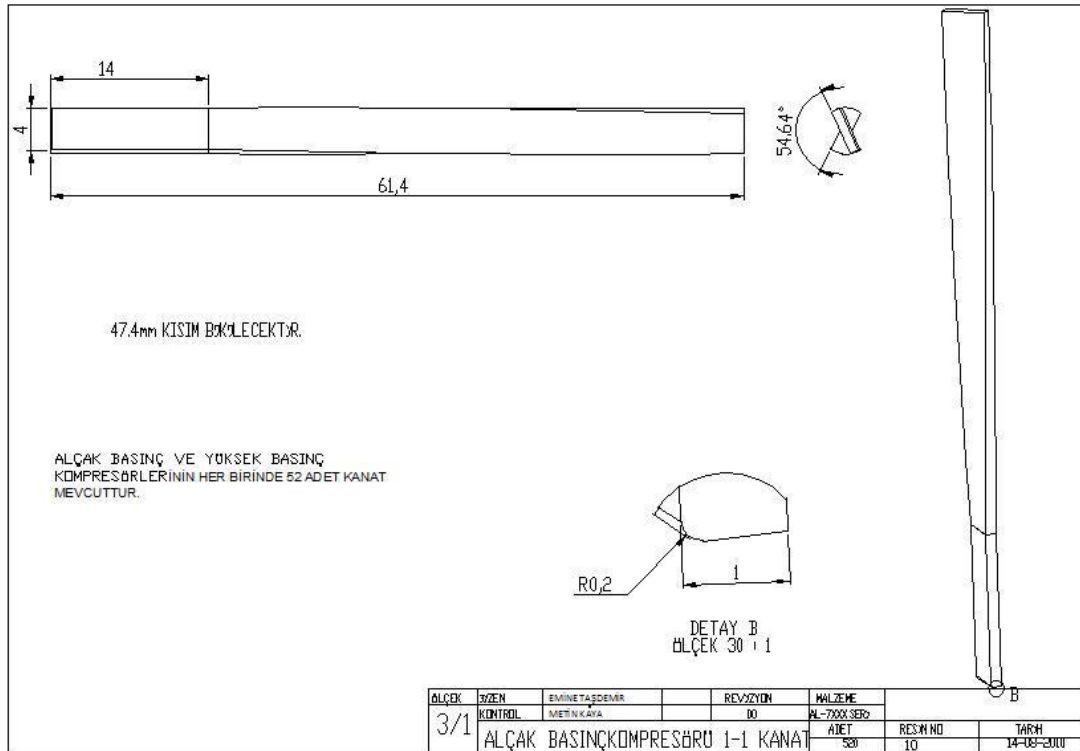
Şekil Ek A.7. Alçak basınç kompresörü 2-2 sıkıştırma üst parçası.



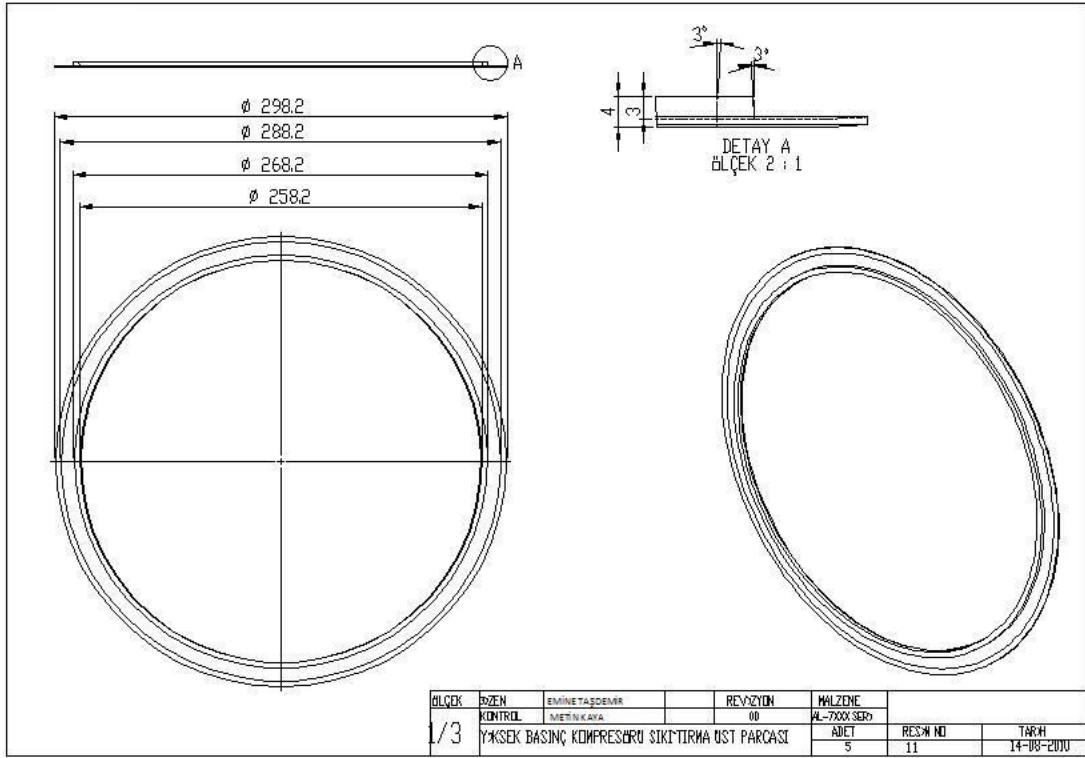
Şekil A.8. Alçak basınç kompresörü 3-3 sıkıştırma üst parçası.



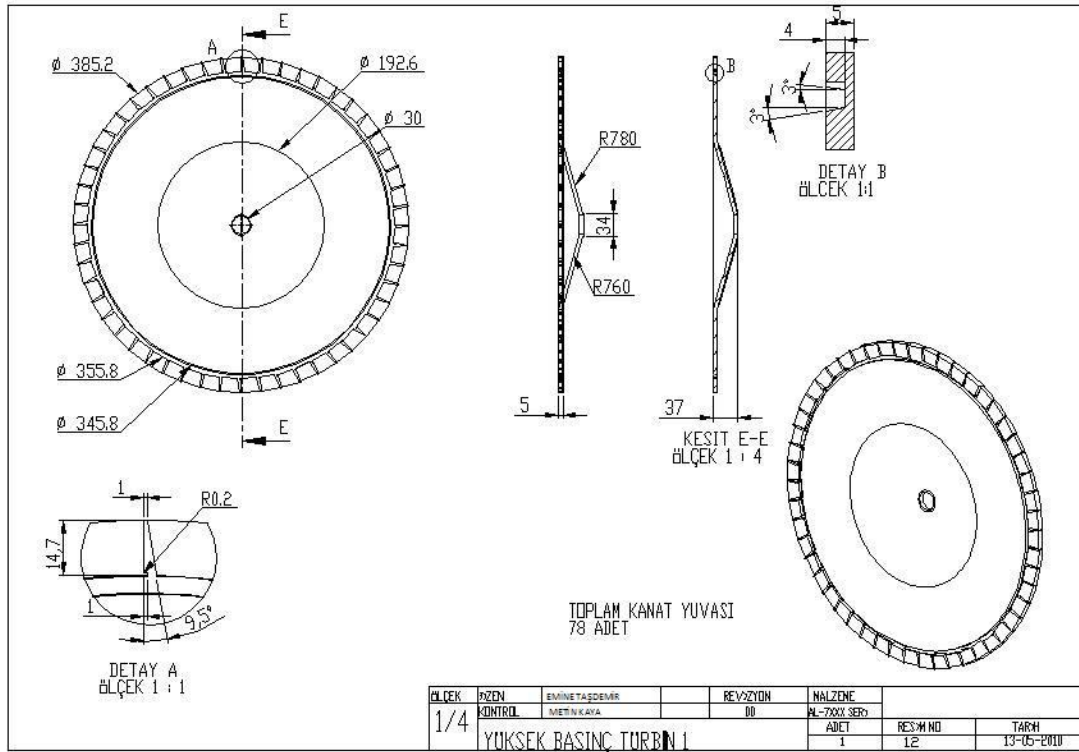
Şekil Ek A.9. Alçak basınç kompresörü 4-4 sıkıştırma üst parçası.



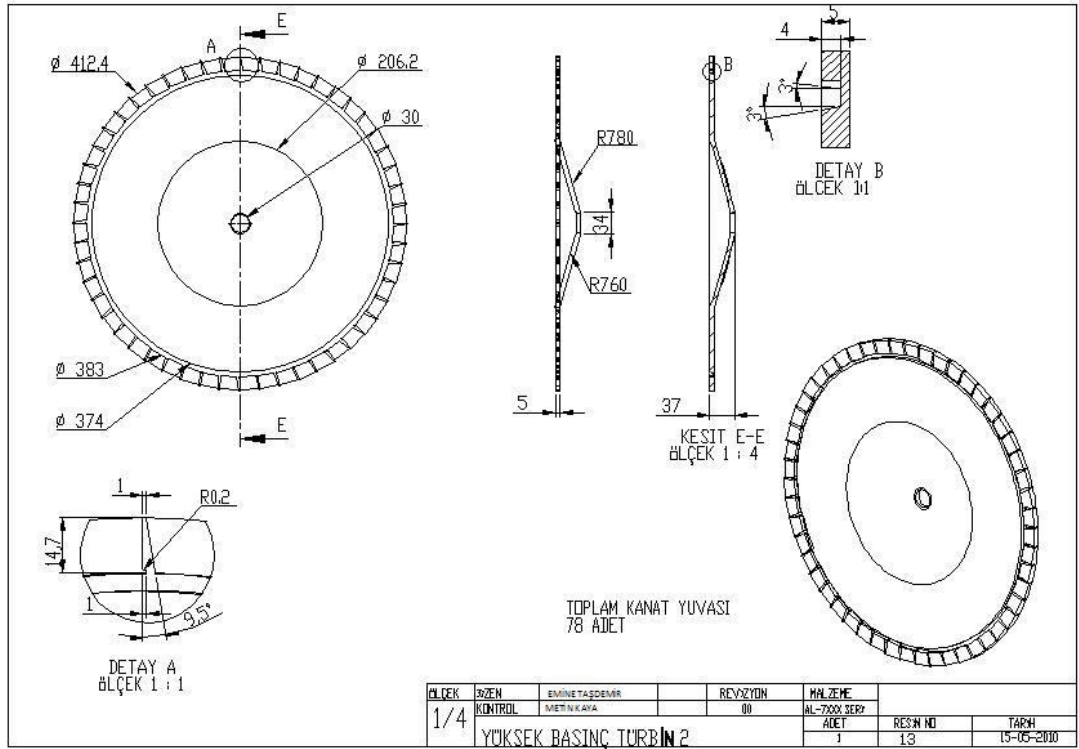
Şekil Ek A.10. Alçak basınç kompresörü 1-1 kanat.



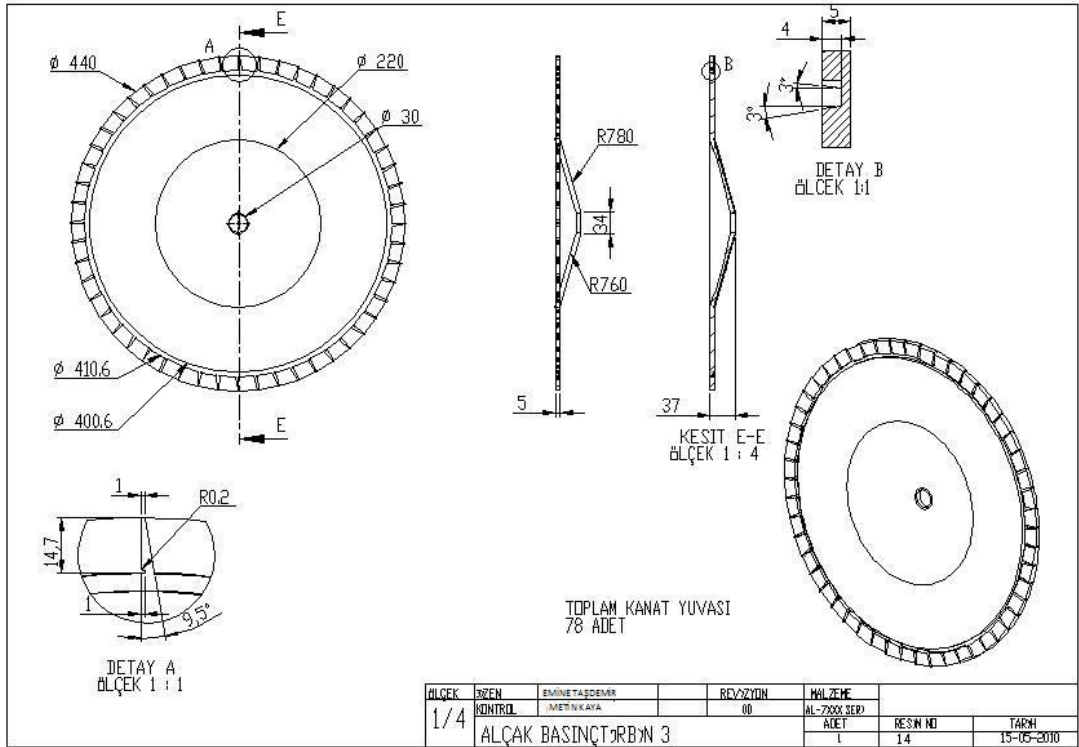
Şekil Ek A.11. Yüksek basınç kompresörü sıkıştırma üst parçası.



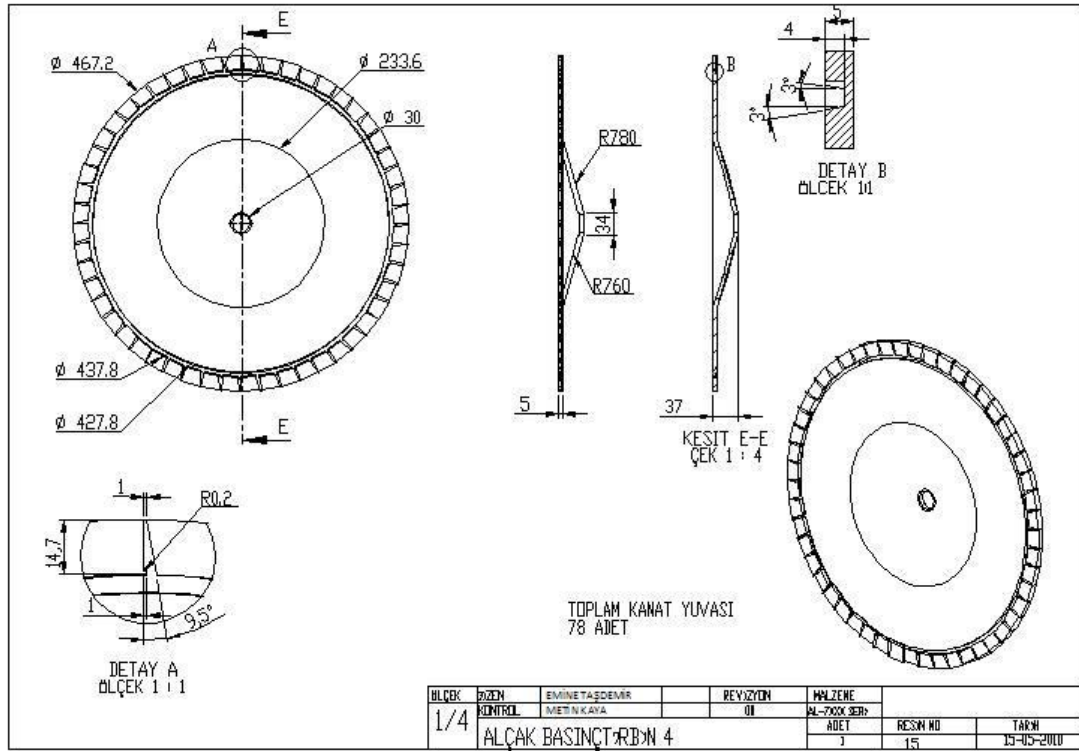
Şekil Ek A.12. Yüksek basınç türbini 1.



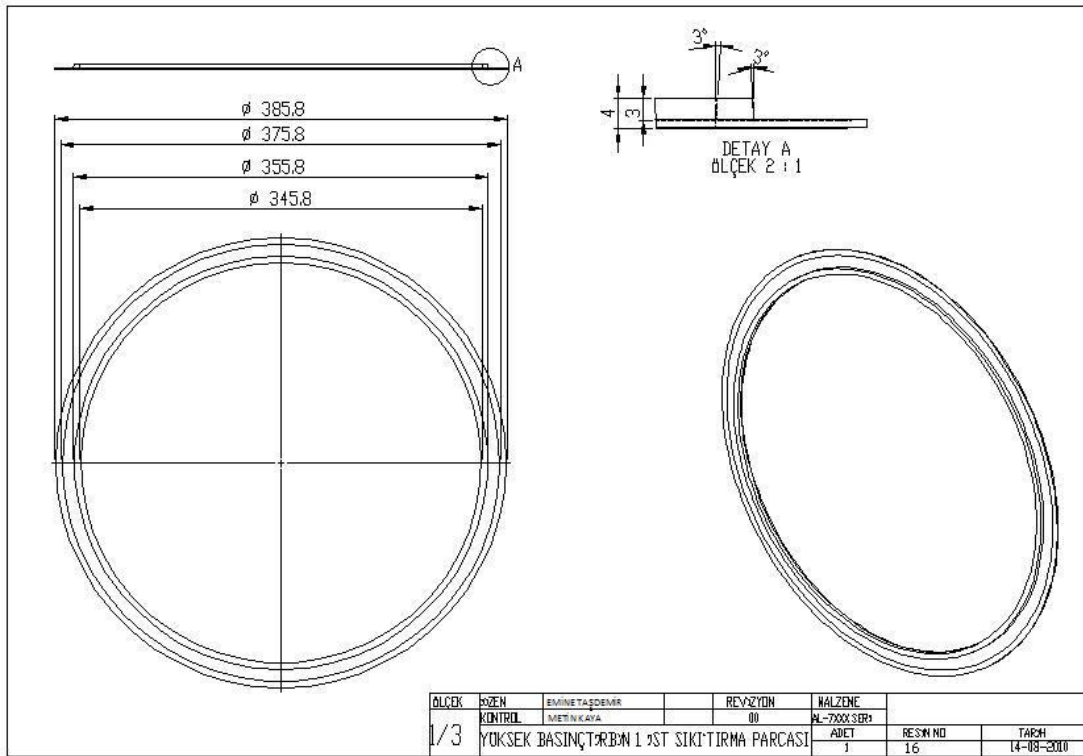
Şekil Ek A.13. Yüksek basınç türbini 2.



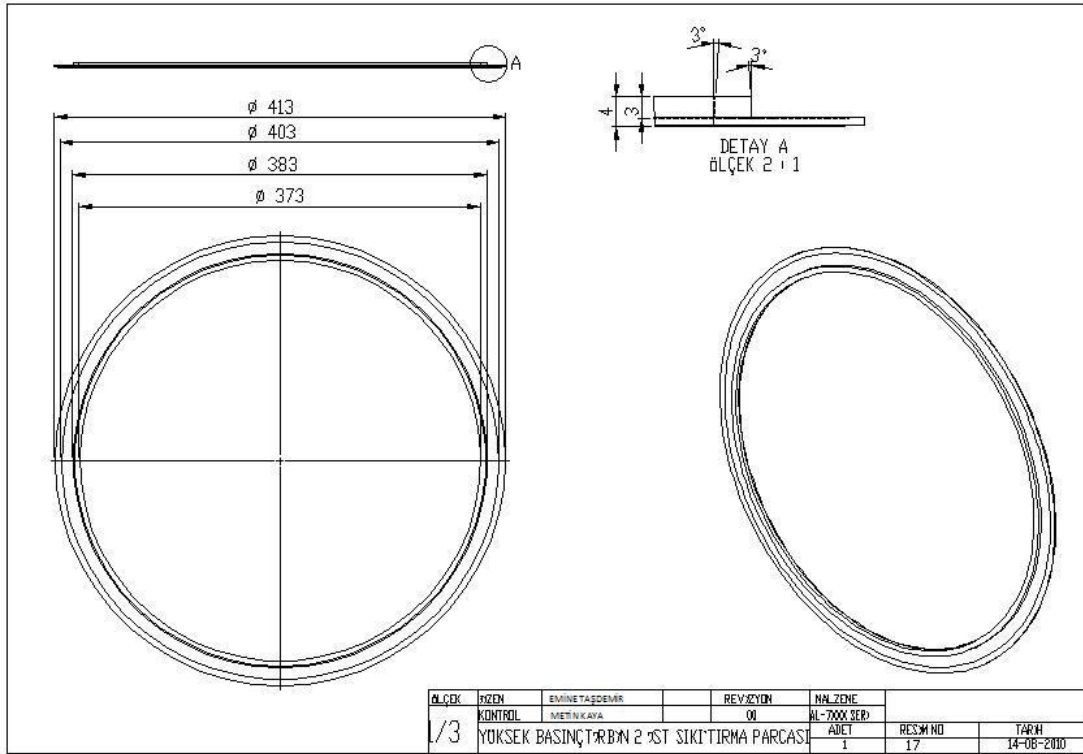
Şekil Ek A.14. Alçak basınç türbini 3.



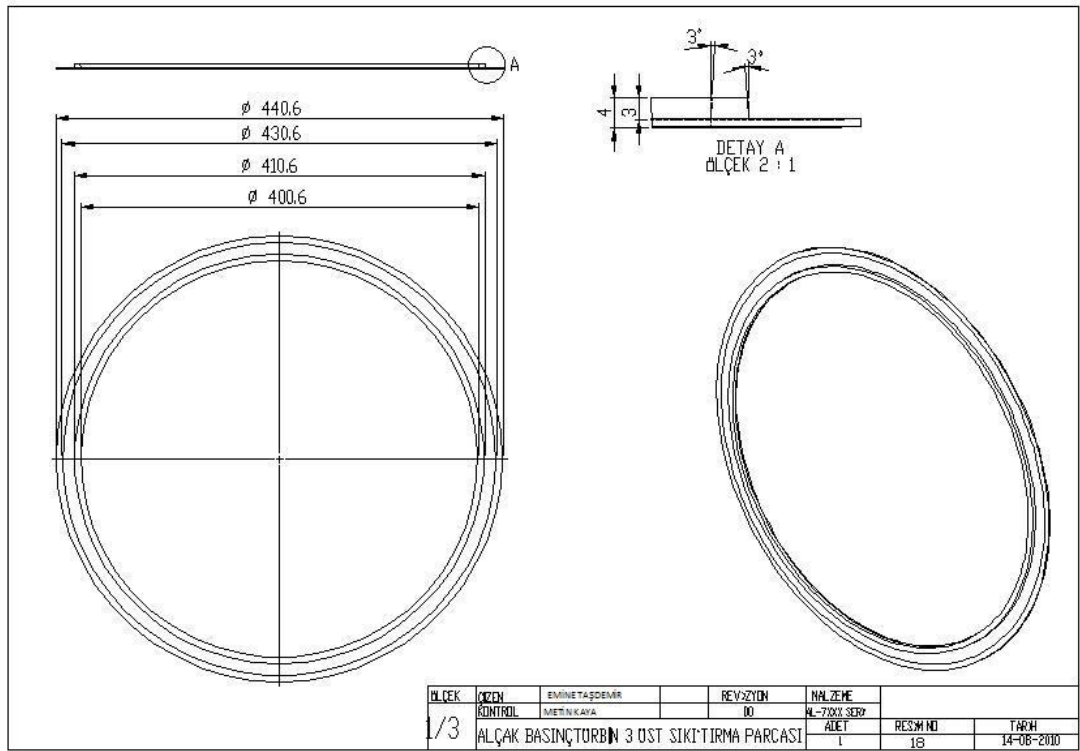
Şekil Ek A.15. Alçak basınç türbini 4.



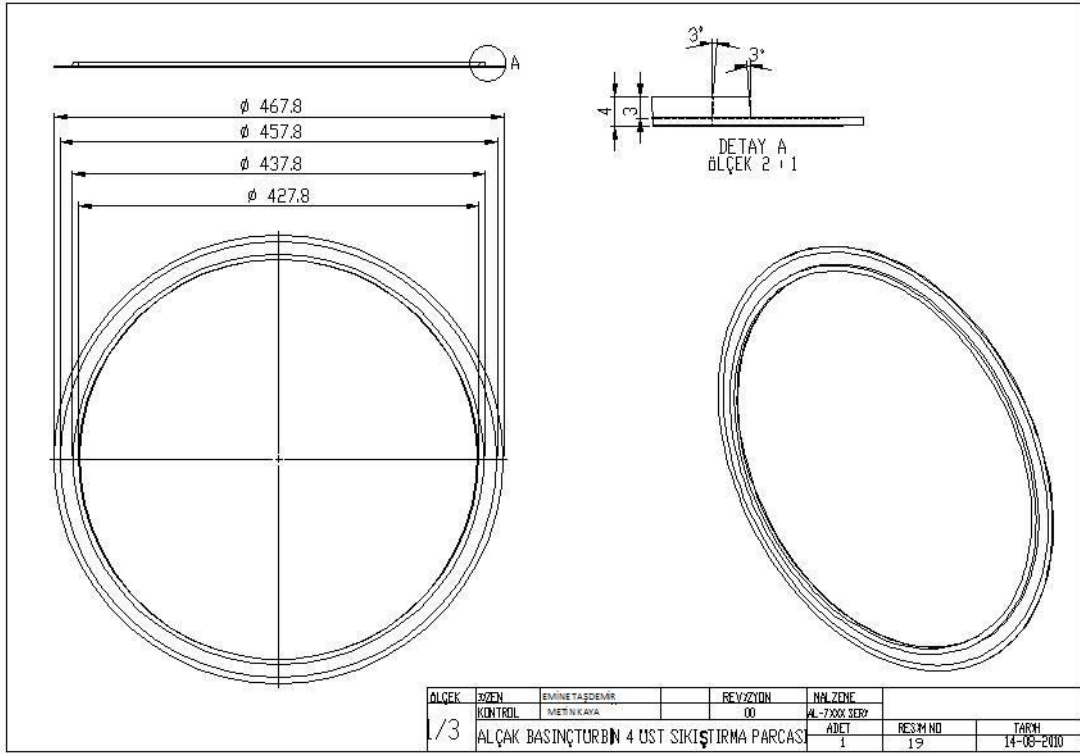
Şekil Ek A.16. Yüksek basınç türbini 1 üst sıkıştırma parçası.



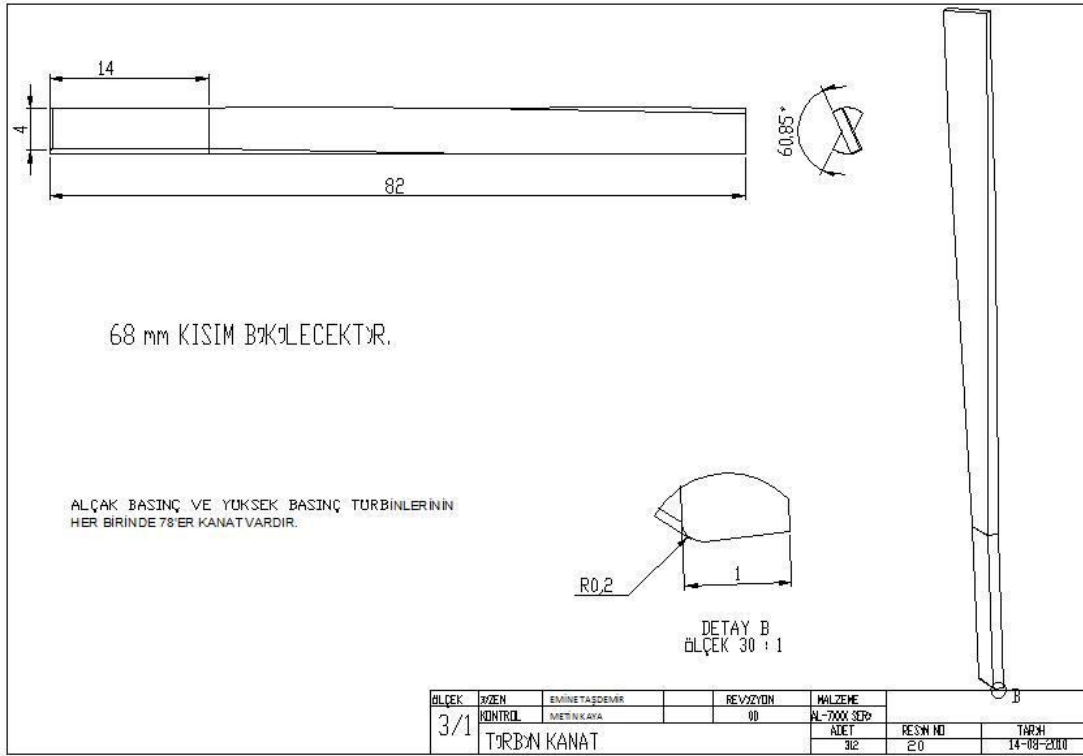
Şekil Ek A.17. Yüksek basınç türbini 2 üst sıkıştırma parçası.



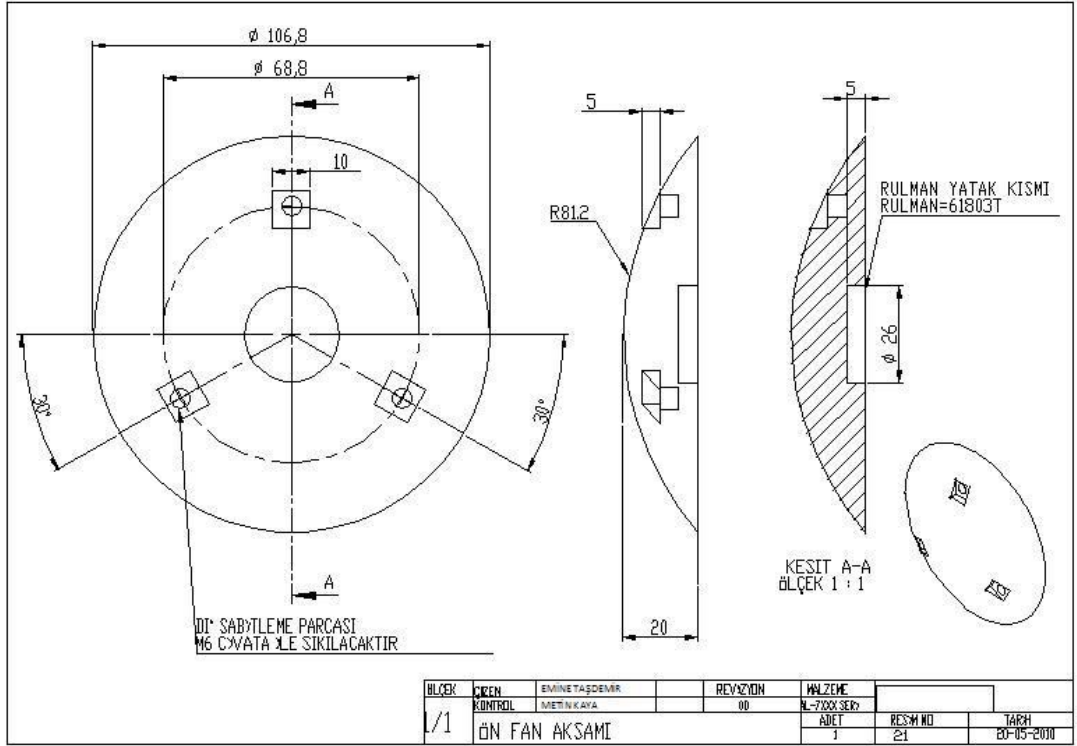
Şekil Ek A.18. Alçak basınç türbini 3 üst sıkıştırma parçası.



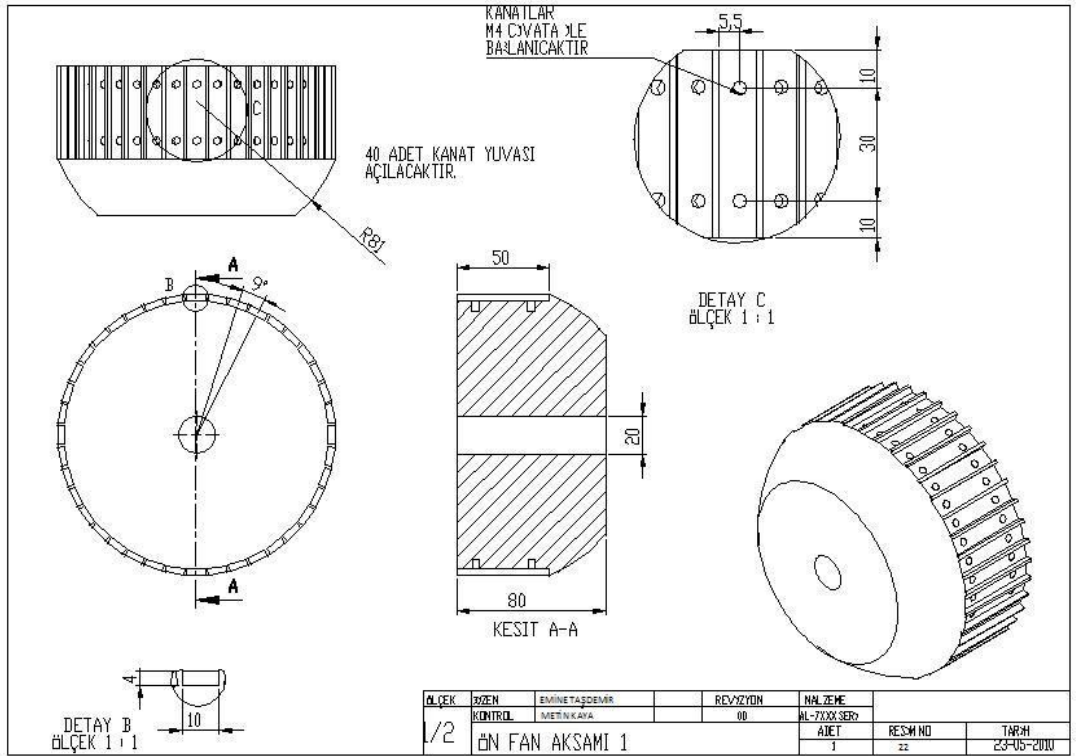
Şekil Ek A.19. Alçak basınç türbini 4 üst sıkıştırma parçası.



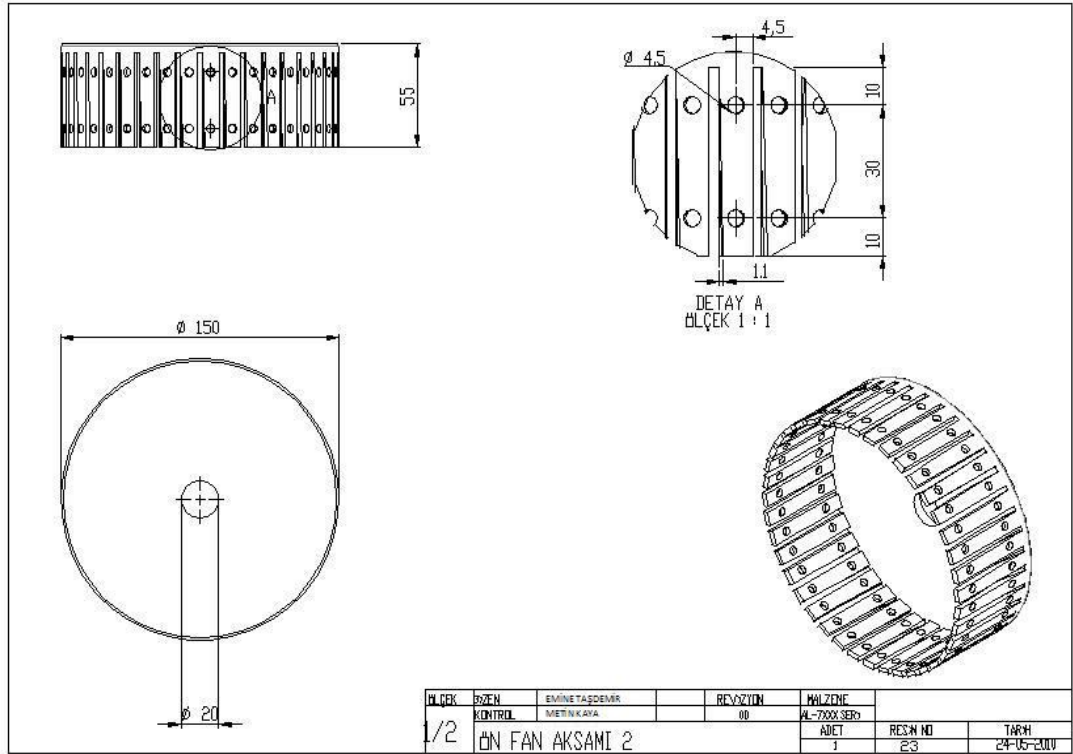
Şekil Ek A.20. Türbin kanat.



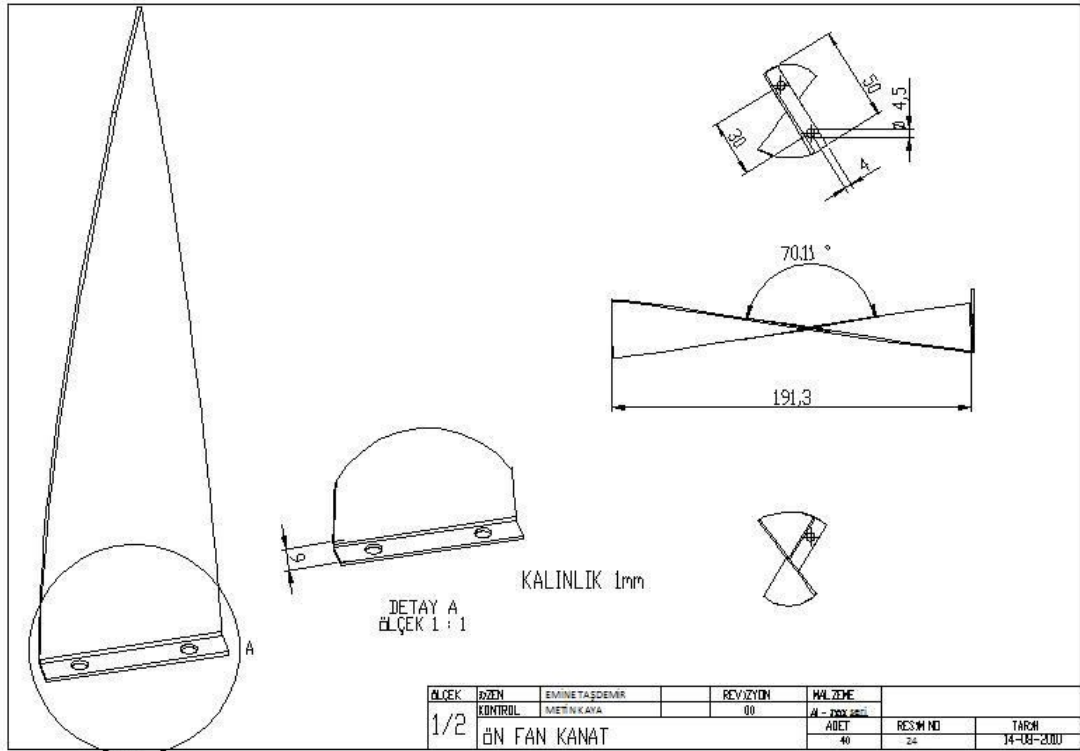
Şekil Ek A.21. Ön fan aksamı.



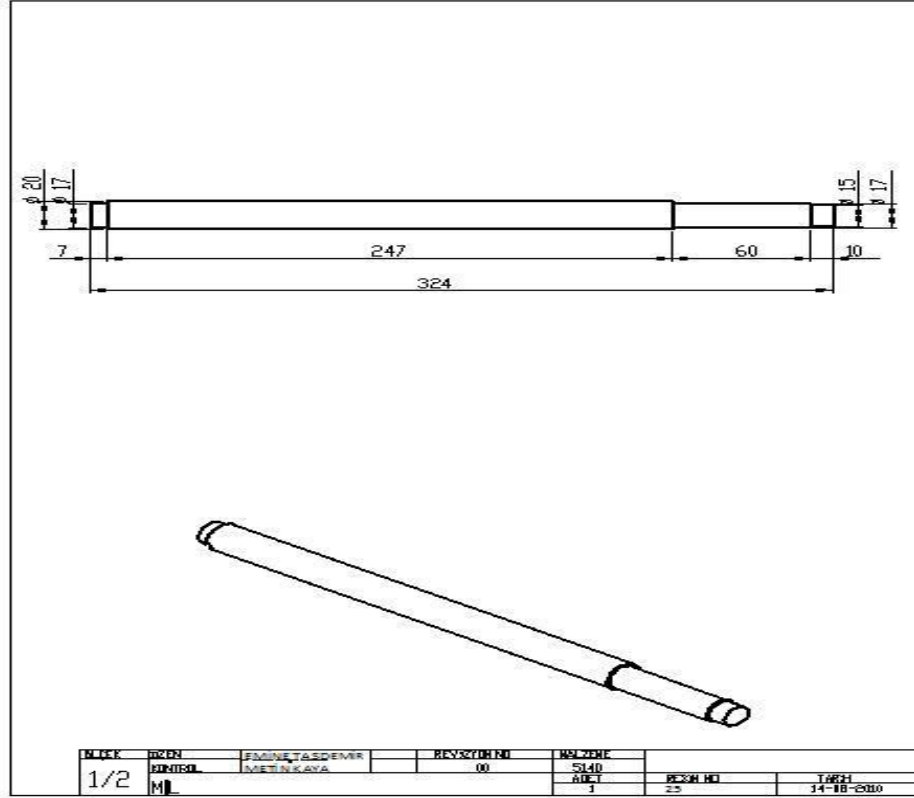
Şekil Ek A.22. Ön fan aksamı 1.



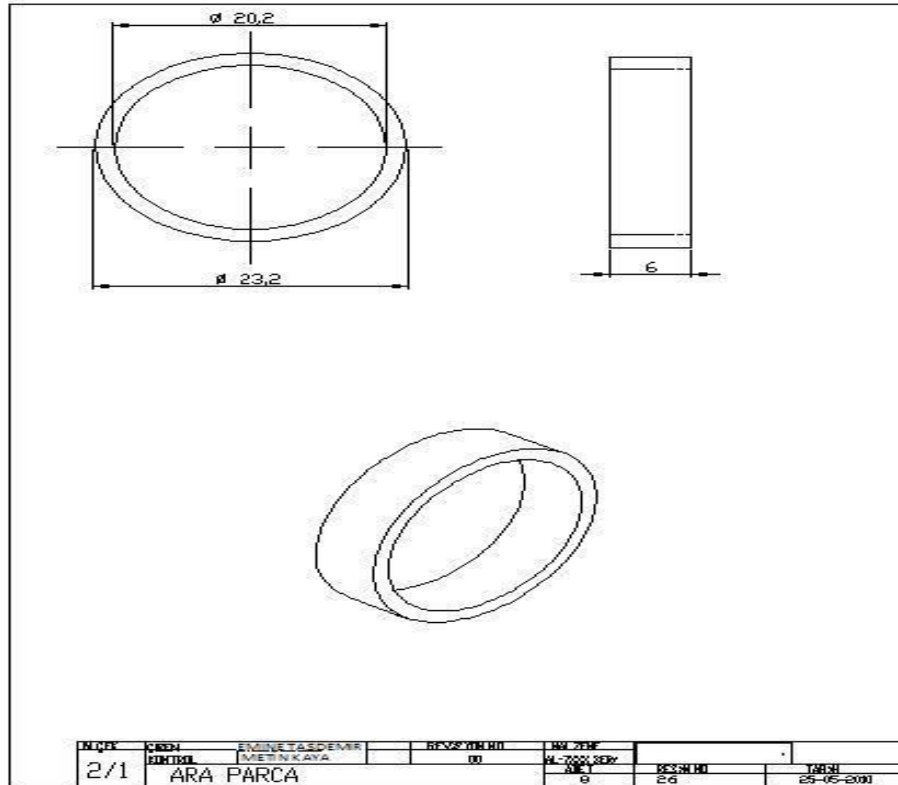
Şekil Ek A.23. Ön fan aksamı 2.



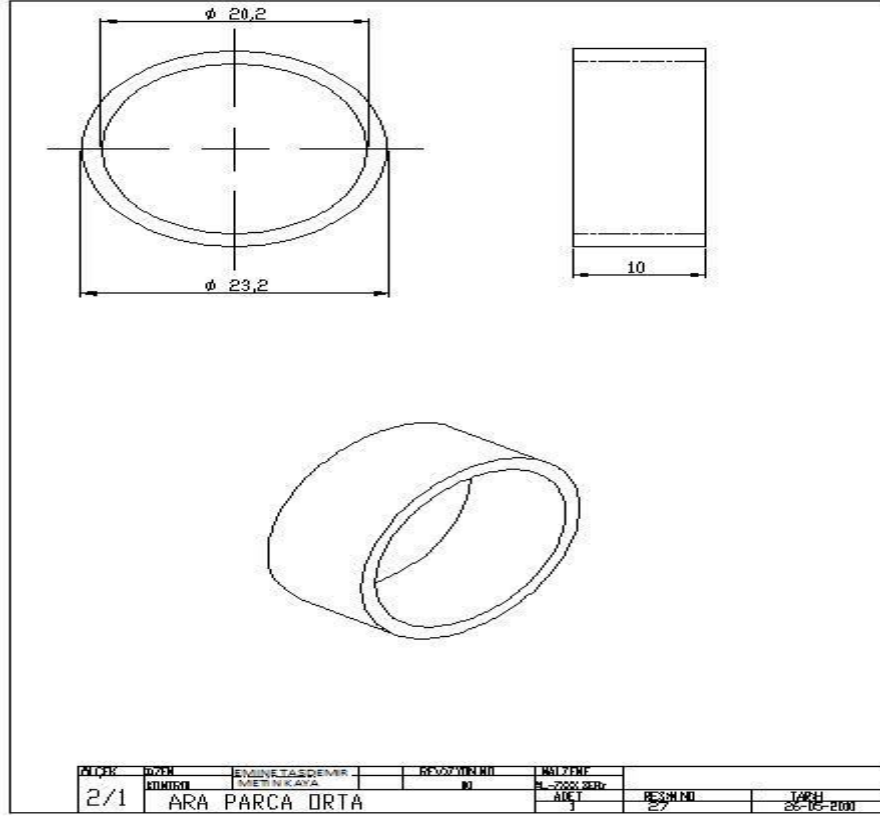
Şekil Ek A.24. Ön fan kanat.



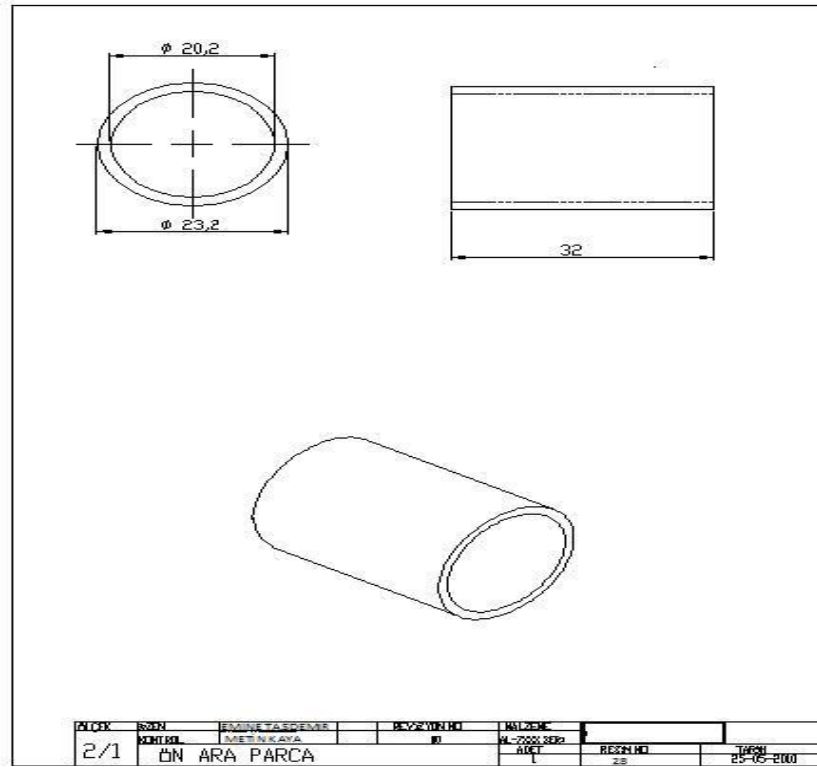
Şekil Ek A.25. Mil.



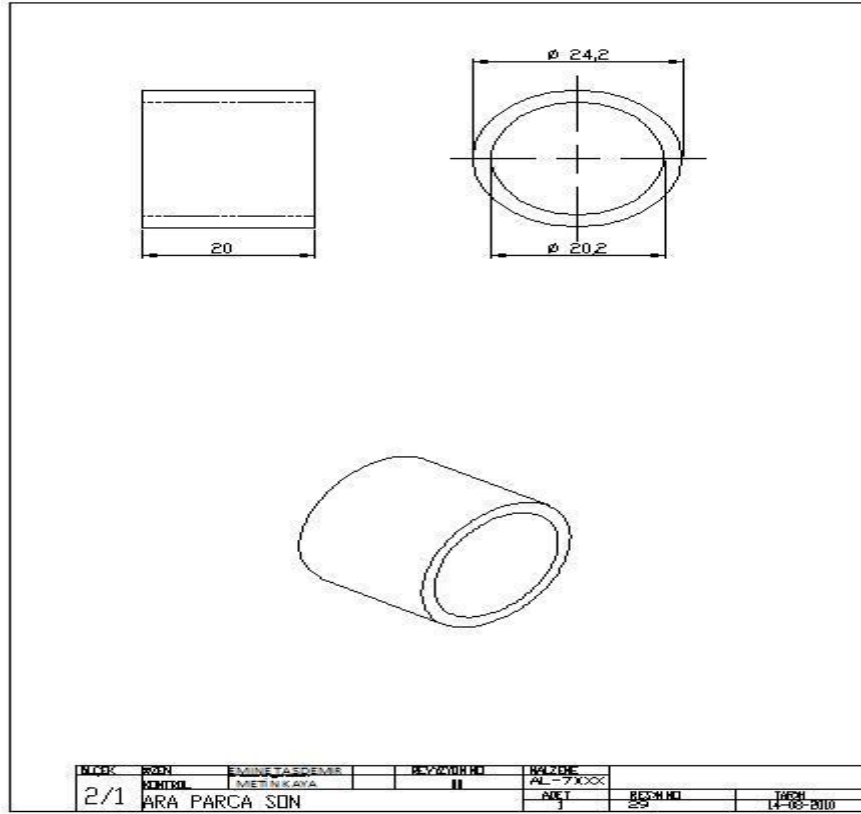
Şekil Ek A.26. Ara parça.



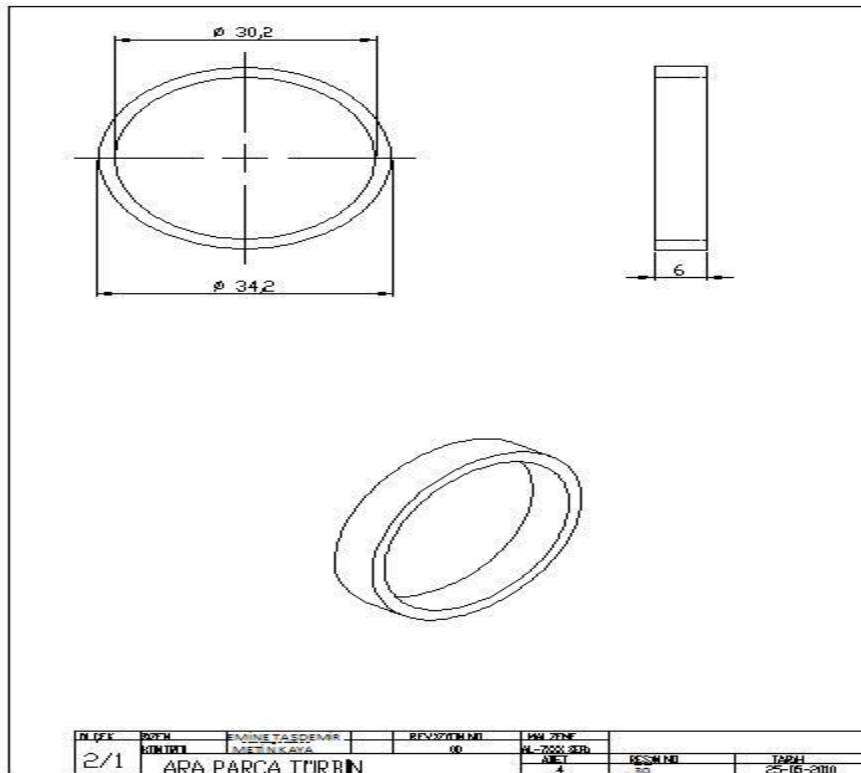
Şekil Ek A.27. Ara parça orta kısım.



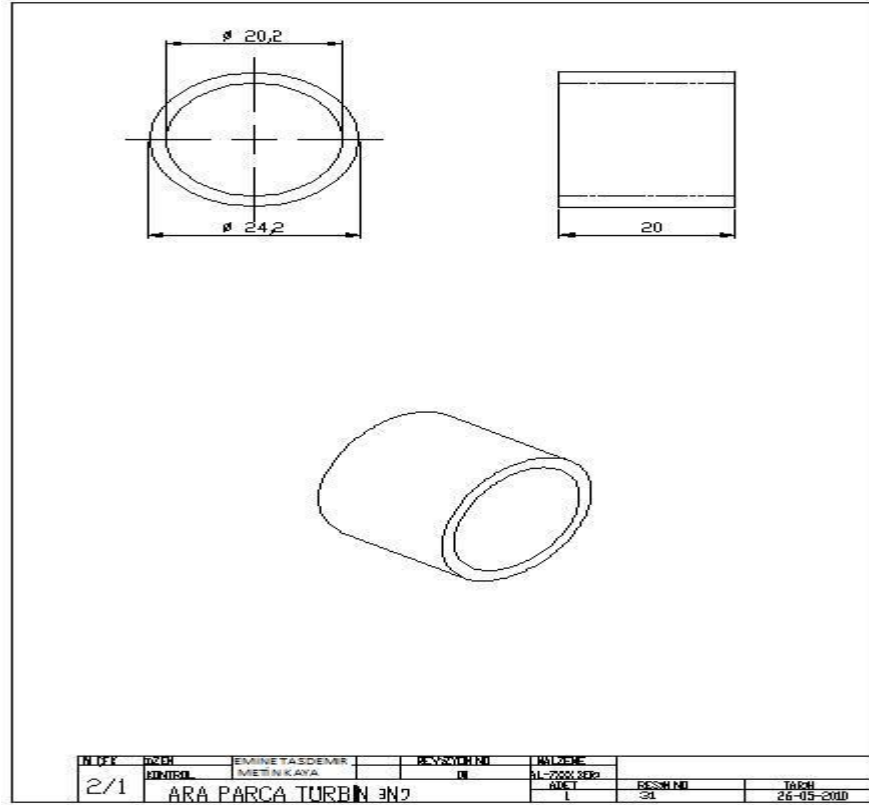
Şekil Ek A.28. Ön ara parça.



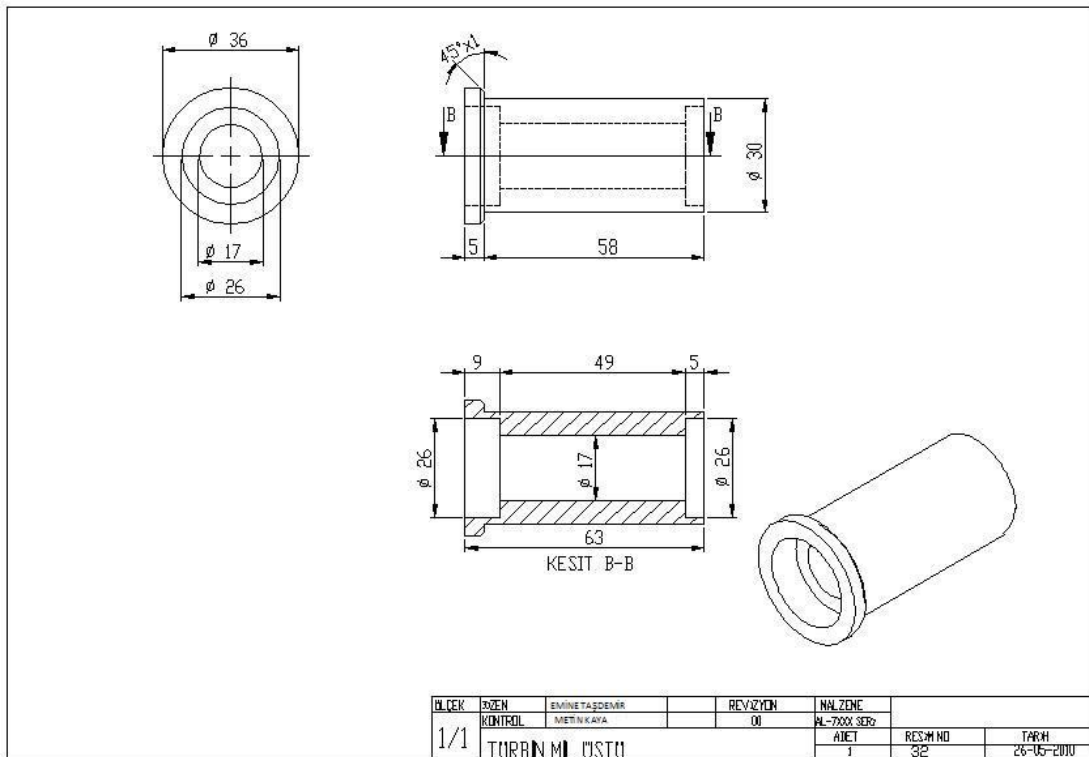
Şekil Ek A.29. Ara parça son kısım.



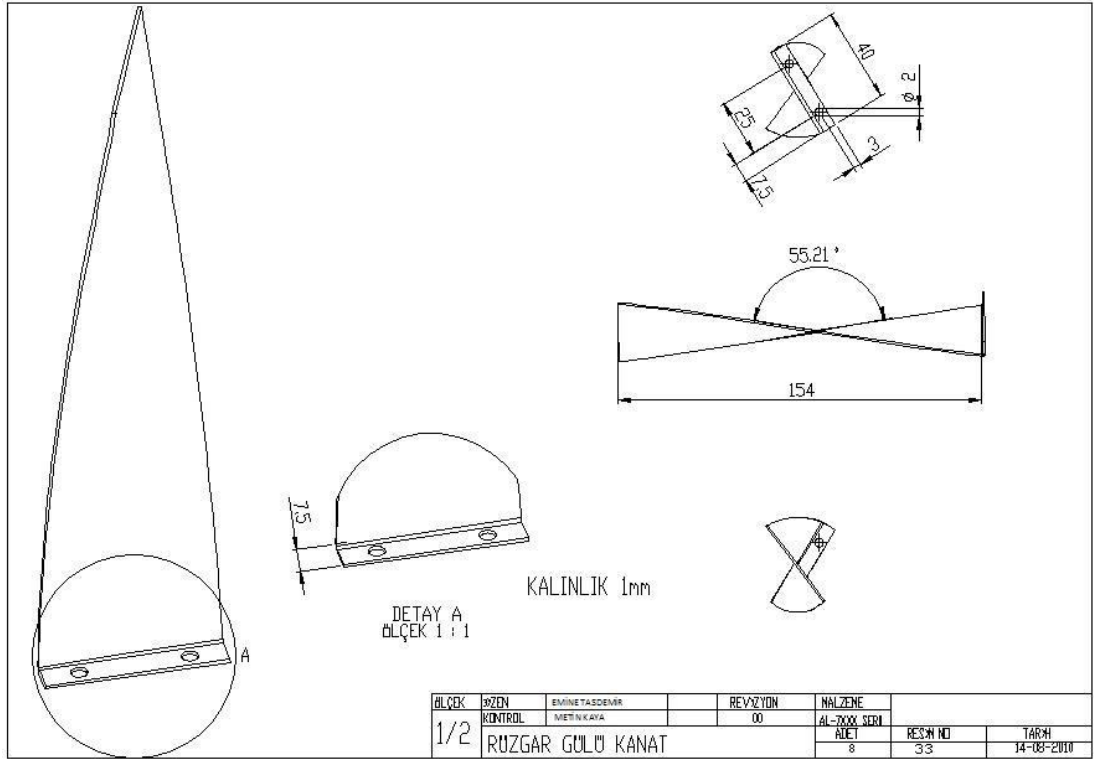
Şekil Ek A.30. Ara parça türbin.



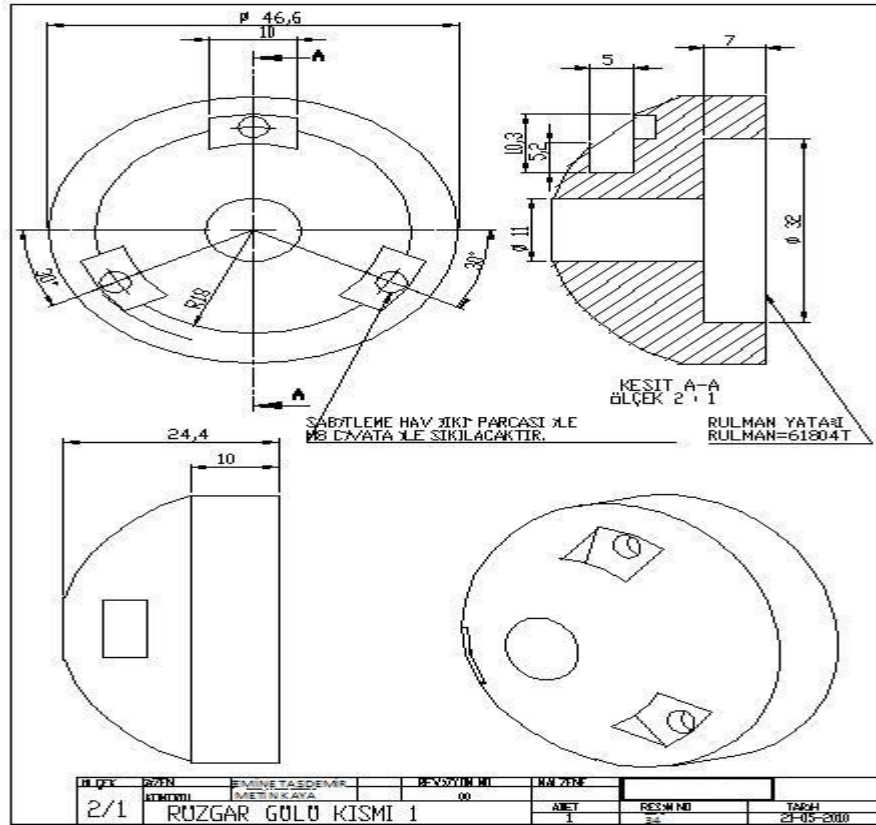
Şekil Ek A.31. Ara parça türbin kısmı.



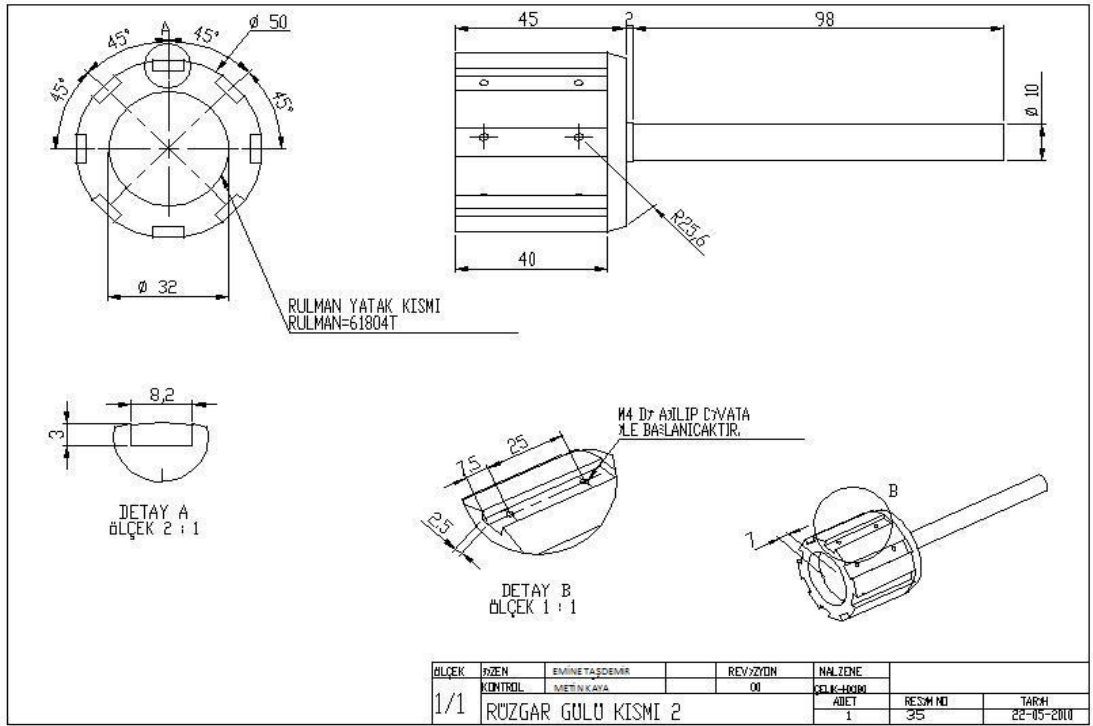
Şekil Ek A.32. Türbin mil üstü.



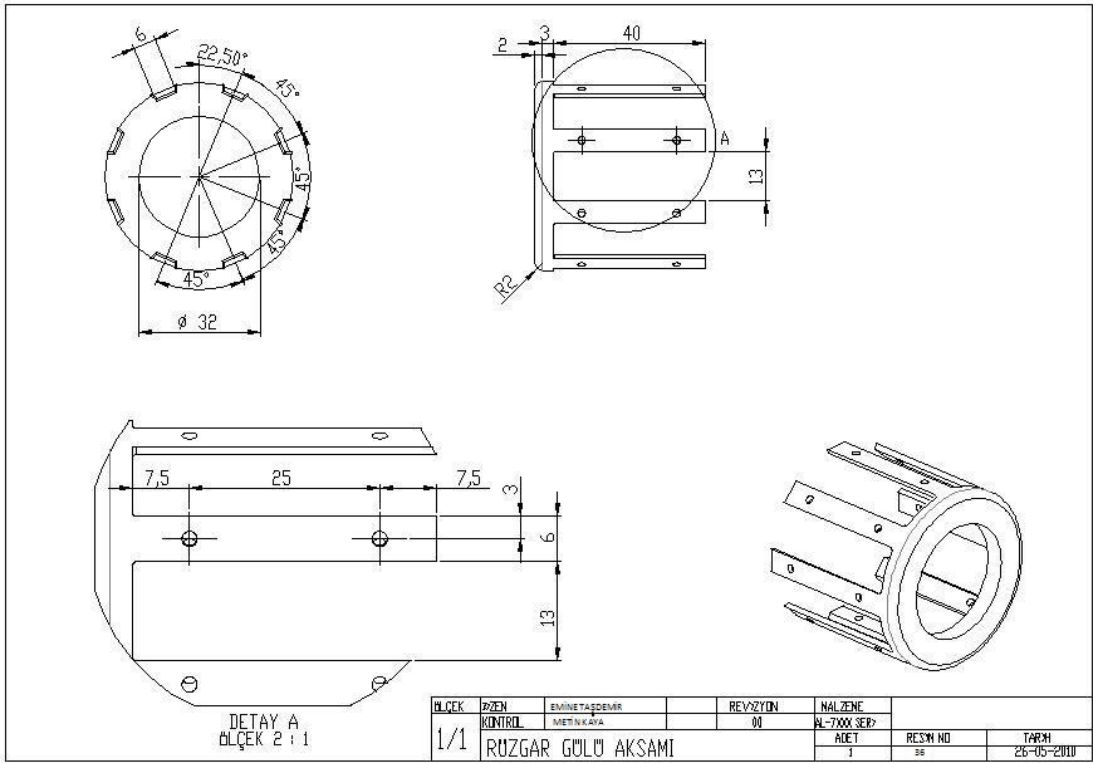
Şekil Ek A.33. Rüzgârgülü kanat.



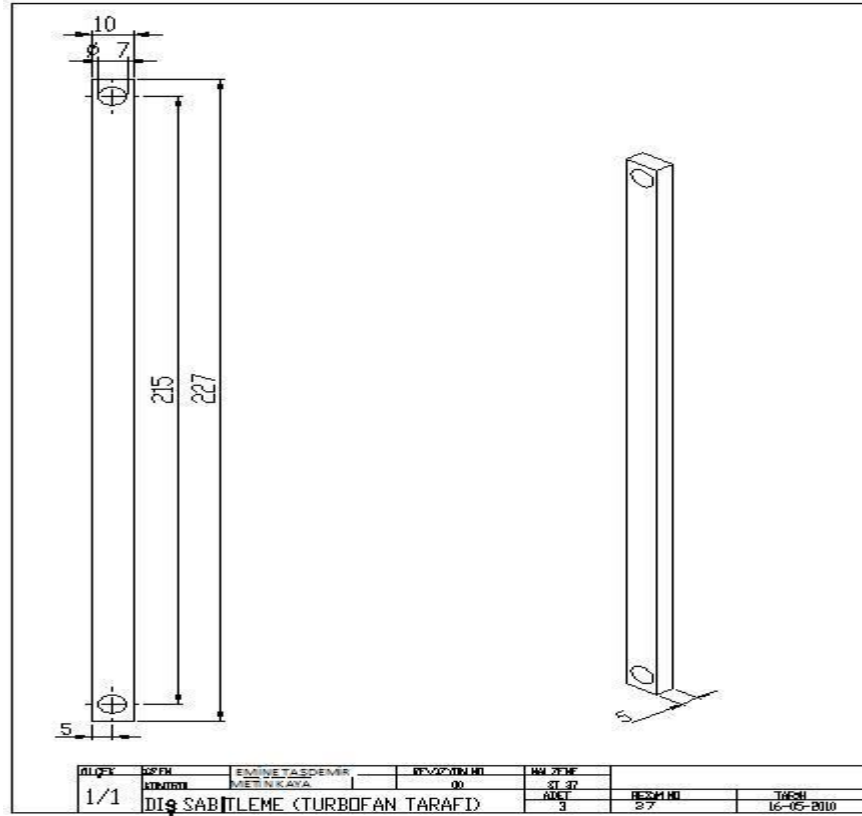
Şekil Ek A.34. Rüzgârgülü kısmı 1.



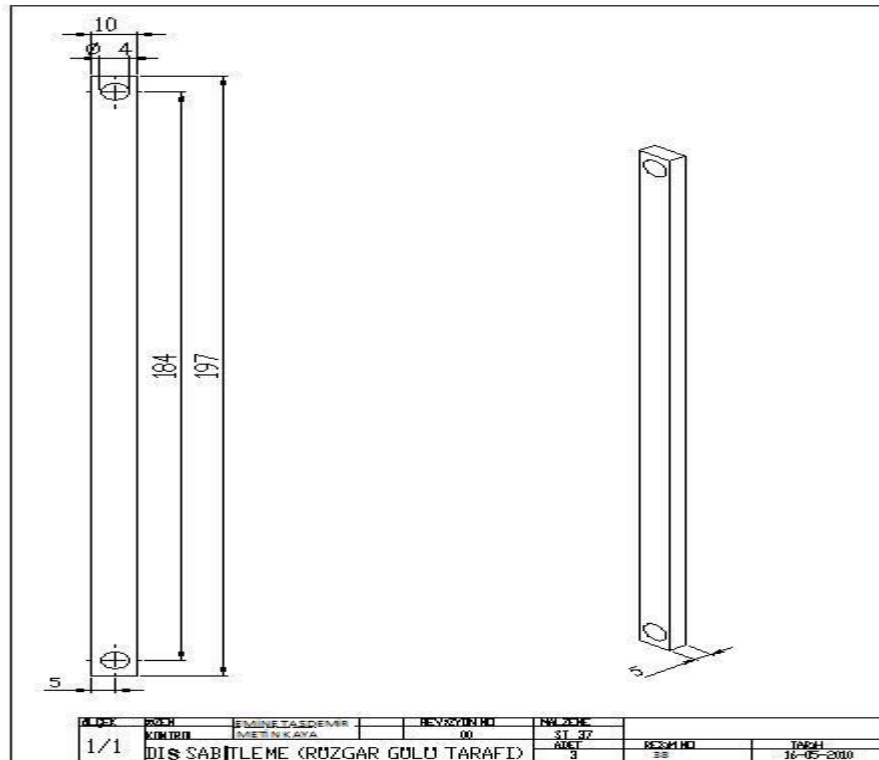
Şekil Ek A.35. Rüzgârgülü kısmı 2.



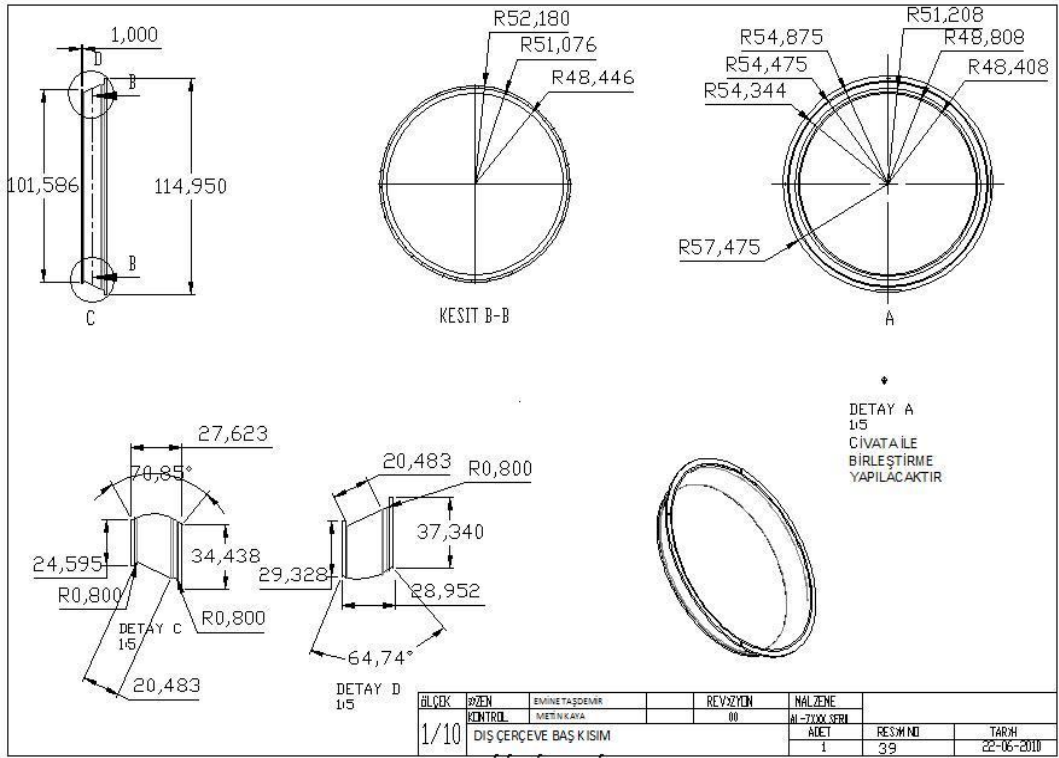
Şekil Ek A.36. Rüzgârgülü kısmı 3.



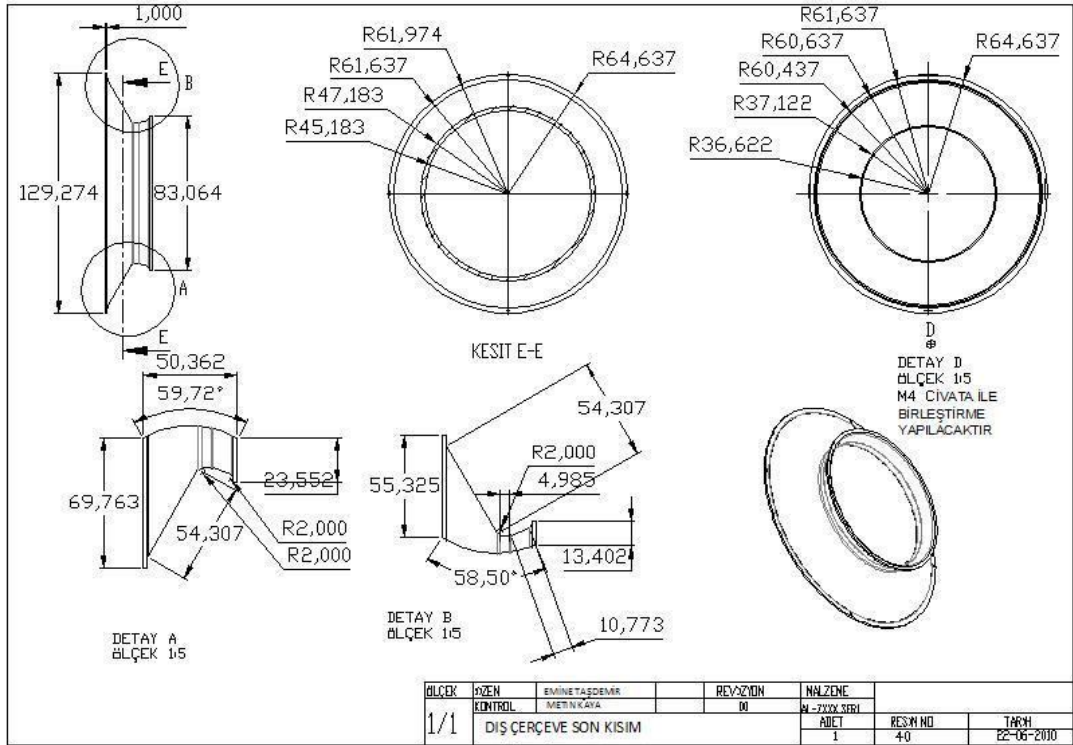
Şekil Ek A.37. Turbofan tarafı dış sabitleme.



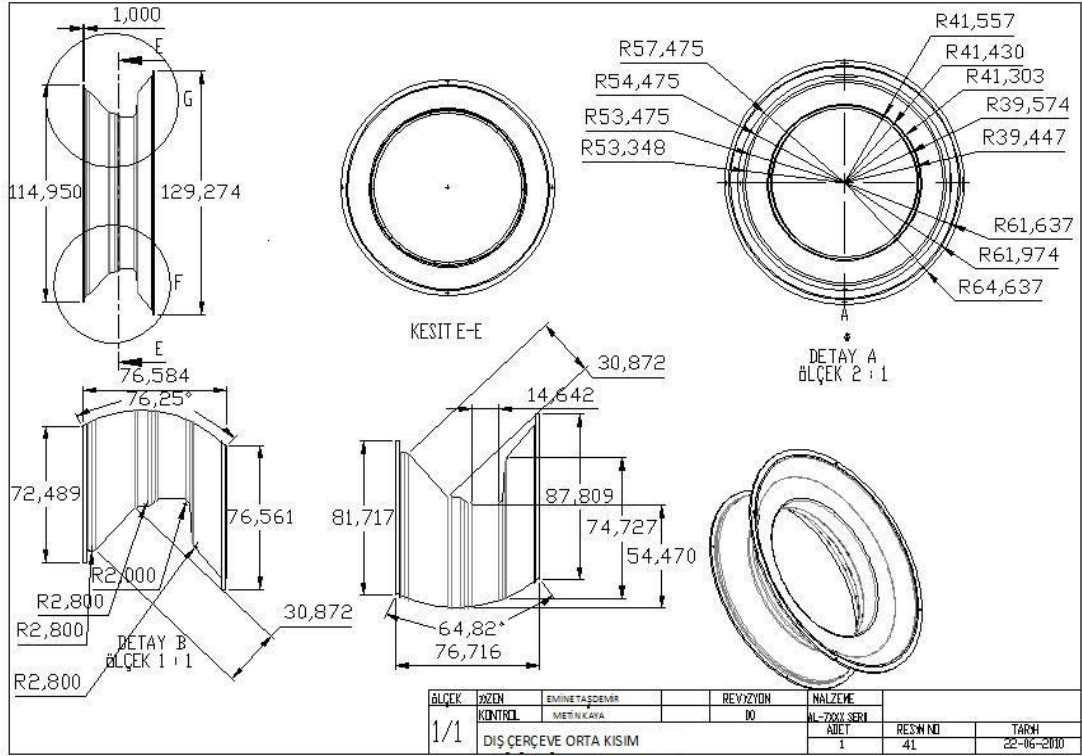
Şekil Ek A.38. Rüzgârgülü tarafı dış sabitleme.



Şekil Ek A.39. Dış çerçeve baş kısım.



Şekil Ek A.40. Dış çerçeve son kısım.



Şekil Ek A.41. Dış çerçeve orta kısım.