

T.C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ İÇİN TÜRBİN TASARIMI

DOKTORA TEZİ

ALPEREN BUĞRA ÇOLAK

TEZ DANIŞMANI

PROF. DR. OĞUZ ARSLAN

BİLECİK, 2024

10669181

T.C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ İÇİN TÜRBİN TASARIMI

DOKTORA TEZİ

ALPEREN BUĞRA ÇOLAK

TEZ DANIŞMANI

PROF. DR. OĞUZ ARSLAN

BİLECİK, 2024

10669181

BEYAN

“Organik Rankine Çevrimi İçin Türbin Tasarımı” adlı doktora tezinin hazırlık ve yazımı sırasında bilimsel ahlak kurallarına uyduğumu, başkalarının eserlerinden yararlandığım bölümlerde bilimsel kurallara uygun olarak atıfta bulunduğumu, kullandığım verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı, tezin herhangi bir kısmını Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi veya başka bir üniversitedeki başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı, aksinin tespit edileceği muhtemel durumlarda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Bu çalışmanın, Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP), TÜBİTAK veya benzeri kuruluşlarca desteklenmesi durumunda; projenin ve destekleyen kurumun adı proje numarası ile birlikte, ETİK KURUL onayı alınması durumunda ise ETİK KURUL tarih karar ve sayı bilgilerinin beyan edilmesi gerekmektedir.			
DESTEK ALINMIŞTIR		DESTEK ALINMAMIŞTIR	X
Destek alındı ise;			
Destekleyen kurum;			
Desteğin Türü		Proje Numarası	
1- BAP (Bilimsel Araştırma Projesi)			
2- TÜBİTAK			
Diğer;.....			
ETİK KURUL onayı var ise;			
ETİK KURUL karar tarih/sayı:		/.....	

Alperen Buğra ÇOLAK

Tarih

.....

İmza

.....

ÖNSÖZ

Bu tez/proje/sanatta yeterlik çalışmasının yazılmasında, çalışmamı sahiplenerek takip eden danışmanım Sayın Prof. Dr. Oğuz ARSLAN'a değerli katkı ve emekleri için teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Savunma sınavı sunumu sırasında değerli jüri üyeleri Prof. Dr. Ramazan KÖSE'ye, Prof. Dr. Hasan YAMIK'a, Doç. Dr. Oğuzhan ERBAŞ'a ve Doç. Dr. Üsame DEMİR'e çalışmamın son haline gelmesindeki değerli katkıları adına teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Son olarak bu günlere ulaşmamdaki emekleri adına değerli aileme teşekkür ederim.

Alperen Buğra ÇOLAK

2024

ÖZET

ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ İÇİN TÜRBİN TASARIMI

Organik Rankine çevrimi (ORC) atık ısıdan veya düşük potansiyelli ısı kaynaklarından elektrik enerjisi üretiminde yaygın olarak kullanılan yöntemlerden biridir. ORC sisteminde türbinler sistemin çevrim verimini belirlemede en önemli bileşendir. Bu çalışmada, küçük ölçekli ORC sistemleri için kullanılacak rejeneratif akışlı bir türbin (RFT) üzerinde HAD analizi kullanılarak sistem tasarımları ortaya koyulmuştur. Referans alınan türbin modeli ile öncelikle validasyon çalışması yapılmış, uygun türbülans modeli belirlendikten sonra organik akışkan R601 (n-pentan) ile yüksek ve düşük sıcaklık şartlarında, farklı basınç ve devir sayılarında performans analizi yapılmıştır. Sıcaklık değerleri evsel kullanım şartları dikkate alınarak 363-550K aralığında belirlenmiştir. Bu sıcaklık değerlerine bağlı olarak, çıkış basınç değerleri yüksek sıcaklık uygulamaları için 0.9 ile 1.2 MPa aralığında, düşük sıcaklık uygulamaları için ise 0.05 MPa ve 0.3 MPa olarak belirlenmiştir. Türbin devir sayıları 50 Hz frekanstaki elektrik şebekelerine uyumluluk gözetilerek 1500 ve 3000 d/dak olarak dikkate alınmıştır. Kütle akış hızları yüksek sıcaklıklar için 0.5-1 kg/s, düşük sıcaklıklar için 0.1-0.25 kg/s olarak analizlere dahil edilmiştir. Yapılan kapsamlı HAD çalışmasının sonucunda düşük sıcaklıklı uygulamalar için geleneksel türbin geometrisine göre maksimum %18.59, yüksek sıcaklıklı uygulamalar içinse maksimum %11.29 güç artışı elde edilmiştir. Türbin izantropik verimindeki artış ise düşük sıcaklık uygulamaları için 6.54 puan, yüksek sıcaklıklı uygulamalar için 2.26 puan kadardır.

Anahtar Kelimeler: HAD, Küçük Ölçekli Rejeneratif Akışlı Türbin, n-pentan, ORC.

ABSTRACT

TURBINE DESIGN FOR ORGANIC RANKINE CYCLE

Organic Rankine Cycle (ORC) is one of the systems used to generate power from the waste or low-grade heat sources. The turbines are the most important system unit of ORC since it directly determines the overall system efficiency. In this study, the designs of regenerative flow turbines (RFT) for small-scaled ORC systems through the computational fluid dynamics (CFD) analysis method. Firstly, a validation study was conducted to determine the best available turbulence model on the conventional RFT. R601 (n-pentane) is used in the analysis for the low and high temperatures, different pressures and different rotational speeds. Temperature scales was selected between 363K and 550K considering the residential applications. According to the temperature scales, the outlet pressures were evaluated between 0.9-1.2 MPa for the high temperature applications, and 0.05-0.3 MPa for the low temperature applications. Turbine speeds were selected as 1500 rpm and 3000 rpm in accordance to 50 Hz applications of the national networks. The analyses were conducted for the mass rates ranging between 0.5-1.0 kg/s for the high temperature applications and 0.1-0.25 kg/s for the low temperature applications. According to analysis results of the new designed RFT, it was available to increase the efficiency by 18.59% in comparison to the conventional RFT for the low temperature applications, whereas it is about 11.29% for the high temperature applications. These means an isentropic efficiency increase about 6.54 points and 2.26 points for the low and high temperature applications, respectively.

Key Words: CFD, n-pentane, ORC, Small-scaled Regenerative Flow Turbine.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	i
ÖZET.....	ii
ABSTRACT	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
TABLolar LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vi
KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. OPTİMAL HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD) MODELİNİN BELİRLENMESİ.....	14
2.1. Ağ yapısının oluşturulması	15
2.2. Temel Denklemler	17
2.3. Model doğrulaması	19
3. GELENEKSEL RFT SİSTEMİNİN PARAMETRİK HAD ANALİZİ.....	23
4. GELENEKSEL RFT SİSTEM PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ	36
5. YENİ TİP RFT SİSTEM TASARIMI.....	57
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	86
KAYNAKÇA	95

TABLÖLER LİSTESİ

Sayfa

Tablo 2.1. Farklı türbülans modelleri için analiz sonuçlarının istatistiksel değerlendirmesi ..	21
Tablo 2.2. n-pentan (R601) termodinamik özellikleri	22
Tablo 3.1. Parametrik analiz için türbin çalışma aralıkları.....	24
Tablo 4.1. 12° Kanat açısına sahip türbinin parametrik analizi için türbin çalışma aralıkları.	41
Tablo 5.1. 12° Kanat eğimi ve R=45 mm eğrilik yarıçapına sahip türbinin parametrik analizi için türbin çalışma aralıkları.....	62
Tablo 6.1. RFT entegreli tümleşik ORC sistem enerji analiz sonuçları.	86

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1. ORC sistemine ait T-s ve akış diyagramları.	1
Şekil 2.1. RFT iç yapısı.....	14
Şekil 2.2. RFT türbin kısmı.....	14
Şekil 2.3. Oluşturulan örnek ağ yapısı.	15
Şekil 2.4. Mesh bağımsızlığı.....	16
Şekil 2.5. Hava için 1500 d/dak çalışma hızında türbin çıkış sıcaklığı değişimi.....	19
Şekil 2.6. Hava için 3000 d/dak çalışma hızında türbin çıkış sıcaklığı değişimi.....	20
Şekil 3.1. 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim ve güç çıkışı değişimi (1500 d/dak).	24
Şekil 3.2. 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim ve güç çıkışı değişimi (3000 d/dak)	25
Şekil 3.3. 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim ve güç çıkışı değişimi (1500 d/dak).	25
Şekil 3.4. 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim ve güç çıkışı değişimi (3000 d/dak)	26
Şekil 3.5. 525K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim ve güç çıkışı değişimi (1500 d/dak)	27
Şekil 3.6. 525K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim ve güç çıkışı değişimi (3000 d/dak)	27
Şekil 3.7. 550K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim ve güç çıkışı değişimi (1500 d/dak)	28
Şekil 3.8. 550K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim ve güç çıkışı değişimi (3000 d/dak)	29
Şekil 3.9. 500K giriş sıcaklığı, 1.0 MPa çıkış basıncı ve 1500 d/dak dönüş hızı koşullarında farklı kütledebiler için basınç, sıcaklık ve hız dağılımları.....	30

Şekil 3.10. 500K giriş sıcaklığı, 1.0 MPa çıkış basıncı ve 1.0 kg/s kütle debisi için farklı dönüş hızlarına göre basınç, sıcaklık ve hız dağılımları.	31
Şekil 3.11. 500K giriş sıcaklığı, 1500 d/dak dönüş hızı ve 1.0 kg/s kütle debisi koşullarında farklı çıkış basınçları için basınç, sıcaklık ve hız dağılımları.	32
Şekil 3.12. Farklı çalışma koşulları için hacimdeki ortalama türbülans kinetik enerjisi değişimleri.	34
Şekil 3.13. 363K ve 393K giriş sıcaklıklarında farklı basınçlar için izantropik verimlilik ve güç çıkışı değişimi.	35
Şekil 4.1. RFT kanat pozisyonları.	37
Şekil 4.2. Geleneksel ve eğimli RFT için vektörel hız dağılımı.	38
Şekil 4.3. Farklı kanat açısı ve kütleli debi değerleri için türbin çıkış gücünün değişimi. (1500 d/dak).....	39
Şekil 4.4. Farklı kanat açısı ve kütleli debi değerleri için türbin izantropik veriminin değişimi. (1500 d/dak)	39
Şekil 4.5. Farklı kanat açısı ve kütleli debi değerleri için türbin çıkış gücünün değişimi. (3000 d/dak).....	40
Şekil 4.6. Farklı kanat açısı ve kütleli debi değerleri için türbin izantropik veriminin değişimi. (3000 d/dak)	41
Şekil 4.7. Optimal eğimli RFT için 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için güç üretimi değişimi (1500 d/dak).....	42
Şekil 4.8. Optimal eğimli RFT için 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için güç çıkışı değişimi (3000 d/dak).....	43
Şekil 4.9. Optimal eğimli RFT için 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için güç çıkışı değişimi (1500 d/dak).....	44
Şekil 4.10. Optimal eğimli RFT için 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için güç çıkışı değişimi (3000 d/dak).....	45
Şekil 4.11. Optimal eğimli RFT için 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim değişimi (1500 d/dak)	46

Şekil 4.12. Optimal eğimli RFT için 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim değişimi (3000 d/dak)	47
Şekil 4.13. Optimal eğimli RFT için 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim değişimi (1500 d/dak)	48
Şekil 4.14. Optimal eğimli RFT için 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim değişimi (3000 d/dak)	49
Şekil 4.15. Optimal eğimli RFT için 363K giriş sıcaklığı 0.05 MPa çıkış basıncı için güç çıkışı değişimi (1500-3000 d/dak)	50
Şekil 4.16. Optimal eğimli RFT için 393K giriş sıcaklığı 0.3 MPa çıkış basıncı için güç çıkışı değişimi (1500-3000 d/dak).	51
Şekil 4.17. Optimal eğimli RFT için 363K giriş sıcaklığı 0.05 MPa çıkış basıncı için izantropik verim değişimi (1500-3000 d/dak)	52
Şekil 4.18. Optimal eğimli RFT için 393K giriş sıcaklığı 0.3 MPa çıkış basıncı için izantropik verim değişimi (1500-3000 d/dak)	53
Şekil 4.19. 1500 d/dak dönüş hızı koşullarında farklı eğim açıları için basınç, sıcaklık ve hız dağılımları.	54
Şekil 4.20. 3000 d/dak dönüş hızı koşullarında farklı eğim açıları için basınç, sıcaklık ve hız dağılımları.	55
Şekil 5.1. Yeni tip RFT için farklı eğrilik çaplarındaki türbin geometrileri.	58
Şekil 5.2. Yeni tip RFT için farklı eğim değerlerindeki türbin geometrileri (R=45 mm).	59
Şekil 5.3. Yeni tip RFT için farklı eğimlerdeki vektörel hız dağılımı.	60
Şekil 5.4. Farklı eğrilik yarıçapı ve kütleli debi değerleri için türbin çıkış gücünün değişimi. (3000 d/dak)	61
Şekil 5.5. Yeni tip RFT için 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için güç çıkışı değişimi (1500 d/dak).	62
Şekil 5.6. Yeni tip RFT için 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için güç çıkışı değişimi (3000 d/dak).	63
Şekil 5.7. Yeni tip RFT için 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için güç üretimi değişimi (1500 d/dak)	64

Şekil 5.8. Yeni tip RFT için 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için güç çıkışı değişimi (3000 d/dak)	65
Şekil 5.9. Yeni tip RFT için 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim değişimi (1500 d/dak).....	66
Şekil 5.10. Yeni tip RFT için 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim değişimi (3000 d/dak).....	67
Şekil 5.11. Yeni tip RFT için 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim değişimi (1500 d/dak).....	68
Şekil 5.12. Yeni tip RFT için 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim değişimi (3000 d/dak).....	69
Şekil 5.13. Yeni tip RFT için 363K giriş sıcaklığı 0.05 MPa çıkış basıncı için güç çıkışı değişimi (1500-3000 d/dak)	70
Şekil 5.14. Yeni tip RFT için 393K giriş sıcaklığı 0.3 MPa çıkış basıncı için güç çıkışı değişimi (1500-3000 d/dak).....	71
Şekil 5.15. Yeni tip RFT için 363K giriş sıcaklığı 0.05 MPa çıkış basıncı için izantropik verim değişimi (1500-3000 d/dak)	72
Şekil 5.16. Yeni tip RFT için 393K giriş sıcaklığı 0.3 MPa çıkış basıncı için izantropik verim değişimi (1500-3000 d/dak)	73
Şekil 5.17. R=45 mm eğrilik yarıçapı için türbin kanat eğimi türbin çıkış gücü değişimi (1500 d/dak).....	74
Şekil 5.18. R=45 mm eğrilik yarıçapı için türbin kanat eğimi türbin çıkış gücü değişimi (3000 d/dak).....	74
Şekil 5.19. R=45 mm eğrilik yarıçapı için türbin kanat eğimi izantropik verim değişimi (1500 d/dak).....	75
Şekil 5.20. R=45 mm eğrilik yarıçapı için türbin kanat eğimi izantropik verim değişimi (3000 d/dak).....	76
Şekil 5.21. Yeni tip RFT için 363K giriş sıcaklığı 0.05 MPa çıkış basıncı için güç çıkışı değişimi (1500-3000 d/dak)	77
Şekil 5.22. Yeni tip RFT için 393K giriş sıcaklığı 0.3 MPa çıkış basıncı için güç çıkışı değişimi (1500-3000 d/dak).....	78

Şekil 5.23. Yeni tip RFT için 363K giriş sıcaklığı 0.05 MPa çıkış basıncı için izantropik verim değişimi (1500-3000 d/dak)	79
Şekil 5.24. Yeni tip RFT için 393K giriş sıcaklığı 0.3 MPa çıkış basıncı için izantropik verim değişimi (1500-3000 d/dak)	80
Şekil 5.25. 1500 d/dak dönüş hızı koşullarında R=45 mm $\alpha=12^\circ$ için basınç, sıcaklık ve hız dağılımları.	81
Şekil 5.26. 3000 d/dak dönüş hızı koşullarında R=45 mm $\alpha=12^\circ$ için basınç, sıcaklık ve hız dağılımları.	82
Şekil 5.27. 1500 d/dak dönüş hızı koşullarında R=45 mm $\alpha=30^\circ$ için basınç, sıcaklık ve hız dağılımları.	83
Şekil 5.28. 3000 d/dak dönüş hızı koşullarında R=45 mm $\alpha=30^\circ$ basınç, sıcaklık ve hız dağılımları.	84

KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ

ALT: Atmosferik ömür.

CFD: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği

CoV: Varyasyon katsayısı

EES: Engineering equation solver

GWP: Küresel ısınma potansiyeli

MAPE: Ortalama mutlak yüzde hata

MD: Ortalama sapma

ODP: Ozon tükenme potansiyeli

ORC: Organik Rankine çevrimi

RANS: Reynolds Ortalama Navier Stokes

RFT: Rejeneratif akışlı türbin

RSM: Reynolds stress model

SST: Shear stress transport

C: Model sabiti (-)

D: Çapraz difüzyon terimi ($\text{kg/m}^3 \cdot \text{s}^2$)

G: Türbülans kinetik enerjisi, disipasyon oranı ($\text{kg/m} \cdot \text{s}^3$, $\text{kg/m}^3 \cdot \text{s}^2$)

h: Entalpi (kJ/kg)

k: Türbülans kinetik enerjisi (m^2/s^2)

$\dot{m}$: Kütleli debi (kg/s)

n: Türbin devir sayısı (rpm)

P: Basınç (MPa)

S: Türbülans modelinin kaynak terimi ($\text{kg/m} \cdot \text{s}^3$, $\text{kg/m}^3 \cdot \text{s}^2$)

T: Sıcaklık (K), tork (Nm)

u: Hız (m/s)

Y : Sıkıştırılabilir türbülansla dalgalanan dilatasyon ($\text{kg/m} \cdot \text{s}^3$, $\text{kg/m}^3 \cdot \text{s}^2$)

$\dot{W}$: Güç (kW)

Γ : efektif difüzivite ($\text{kg/m} \cdot \text{s}$)

ϵ : Spesifik türbülans dağılım hızı ($1/\text{s}$)

η : Verim (-)

μ : Dinamik viskozite ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)

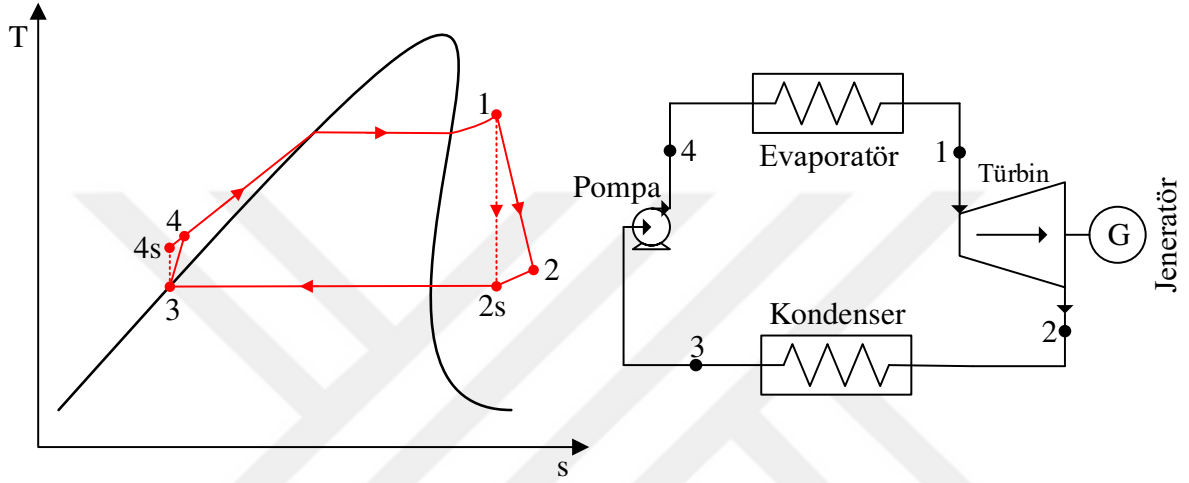
p : Yoğunluk (kg/m^3)

σ : Türbülans Prandtl sayısı (-)

ω : Türbülans Eddy disipasyon oranı (m^2/s^3), açısal hız (rad/s)

1. GİRİŞ

Organik Rankine Çevrim (ORC) sistemi, çalışma prensibi olarak çevrimde iş akışkanını olarak düşük sıcaklıklarda kaynayan hidrokarbonlar veya soğutucu akışkanların kullanıldığı bir enerji üretim sistemidir (Moradi vd., 2019a; Rahbar vd., 2017). Buna bağlı olarak, ORC sistemleri, atık ısıdan ve entegre sistemlerin düşük sıcaklıklı enerjisinden elektrik üretmek için yaygın olarak kullanılan bir teknolojidir (Arslan, 2021; Boukelia vd., 2023; Arslan ve Arslan, 2024). Şekil 1.1’de ORC sistemine ait T-s ve akış diyagramları verilmiştir.



Şekil 1.1. ORC sistemine ait T-s ve akış diyagramları.

ORC sistemi daha küçük kapasiteli türbinlere (genişleticilere) sahip olan mikro sistemlerde de yaygın olarak kullanılmaktadır (Weiß vd., 2019). Küçük ölçekli türbine sahip bir ORC sistemi enerji potansiyeli yüksek olan sistemlere de entegre edilerek güç üretimi için alternatif bir çözüm olarak düşünülebilir (Arslan vd., 2012; Ucar ve Arslan., 2021). ORC sistemi, farklı enerji kaynaklarının kullanıldığı, evsel kullanım gibi daha küçük ölçekli sistemlere entegre edilerek atık enerjinin değerlendirilmesi amacıyla da kullanılabilir (Arslan vd., 2021).

Bir ORC sisteminde, güç üretimiyle direkt ilişkili olduğundan, tasarım açısından en önemli bileşen türbin olarak karşımıza çıkmaktadır. Çalışma koşulları dikkate alındığında iki tip genişletici makine mevcut olup; bunlar sırasıyla pozitif deplasmanlı makineler ve dinamik makineler olarak ifade edilmektedir (Zywica vd., 2016). Bu genişletici makineler de kendi arasında; türbin tipi makineler (radyal ve eksenel tip türbinler), pozitif deplasmanlı makineler (skrol tipi, vidalı tip, döner kanatlı tip, piston tipi) ve ejektör tipi genişleticiler olarak sınıflandırılırlar (Hu vd., 2021). Türbin tipi makineler genellikle yüksek güç uygulamaları için, pozitif deplasmanlı makineler ise düşük güç uygulamaları için kullanılsa da, son araştırmalar

türbin tipi makinelerin düşük güçteki ORC sistemlerinde de kullanılabilir olduğunu göstermektedir. (Sun vd. 2018).

Kaczmarczyk ve Żywica (2022) yaptıkları çalışmada, iş akışkanı olarak HFE7100 kullanan 1 kW elektrik üretme kapasitesi olan 120000 d/dak maksimum çalışma hızına sahip mikro turbo jeneratör üzerinde deneysel bir çalışma yapmış ve jeneratörün farklı yük seviyelerindeki davranışını incelemişlerdir. Deneylerini 10000 – 75000 d/dak aralığındaki çalışma hızlarında 0.03-0.06 kg/s aralığındaki kütleli debilerde gerçekleştirmişlerdir. Deneyleri sonucunda mikro turbo jeneratörün çıkışında maksimum elektrik gücünün 620 W olduğunu, optimum çalışma noktası için ısı gücünün 18 kW, jeneratörün optimum hızının da 46,500 d/dak olduğunu ifade etmişlerdir.

Sun vd. (2024) çalışmalarında, küçük ölçekli organik Rankine çevrimi (ORC) sistemleri için eksenel bir türbinin performansını deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. İş akışkanı olarak R1233zde kullandıkları çalışmalarında türbinin optimum çalışma hızının 8000 d/dak olduğunu ifade etmişlerdir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) çalışmasını ANSYS CFX yazılımını kullanarak gerçekleştirmiş, analizlerinde k- ω türbülans modelini uyguladıklarını belirtmişlerdir. Türbin gücünün 8000 d/dak çalışma hızında 611.8 W, kütleli debinin 0.1158 kg/s, türbin veriminin ise %35.8 olduğunu ifade etmişlerdir. ORC net gücünün 551 W ısı veriminin ise %2.15 olduğunu ifade etmişlerdir.

Pini vd. (2017) yaptıkları çalışmada, mini-ORC tesislerinde çalışmaya uygun radyal akışlı türbinin HAD ile performans incelemesini yapıp makinenin verimini artırmak amacıyla türbin kanat geometrisinde değişiklikler yaparak verim değerini %1.5 oranında artırmışlardır. İş akışkanı olarak siloxane MM kullanmışlar, analiz sonucunda %83 türbin verimi elde ettiklerini ifade etmişlerdir

Cho vd. (2015) yaptıkları çalışmada, ORC’de kullanılan kısmi kabul oranına sahip eksenel türbin kullanmışlardır. Çalışmaları kapsamında türbinin performansını farklı türbin sıcaklıkları için %16.7 kabul oranında gerçekleştirmişlerdir. İş akışkanı olarak R245fa kullandıkları çalışmalarında türbin giriş sıcaklığının artmasıyla türbin çıkış gücünün, sistem veriminin ve türbin devir sayısının arttığını ifade etmişlerdir. 100°C türbin giriş sıcaklığında %2 çevrim verimi elde ettiklerini ifade etmişlerdir.

Dong vd. (2023) yaptıkları çalışmada, yüksek sıcaklıklı bir ORC sistemi için tek kademeli bir eksenel türbin tasarlamış ve bu türbinin performansını tasarım ve tasarım dışı koşullar için HAD yöntemi ile incelemişlerdir. Türbin geometrisinin modellenmesinde CATIA

V56R 2019, ağ (mesh) yapısının oluşturulmasında ANSYS Workbench Meshing modülünü kullanmışlar, HAD analizlerini ANSYS CFX kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Analizleri sonucunda basınç oranının 4.78 olduğu durumda verimin %77 olduğunu, basınç oranı 6'ya çıktığında ise verimin %70'in üzerinde olduğunu ifade etmişlerdir.

Yu vd. (2023) yaptıkları çalışmada, ORC sistemleri için radyal akışlı türbinin tasarım, optimizasyon ve HAD analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Türbinin üç boyutlu modellemesini ANSYS uzantısı olan CFTurbo ile, ağ (mesh) yapısını ise ANSYS Turbogrid ile otomatik topoloji ve mesh (ATM) ayarlarını kullanarak oluşturmuşlardır. Üç boyutlu HAD analizlerini ise kararlı durum için ANSYS CFX yazılımı ile gerçekleştirmişlerdir. HAD çalışması sonucunda hesaplanan güç değerinin ön tasarımda hesapladıkları güç değerinden %0.95 daha yüksek olduğunu ve 415.85 kW değerine tekabül ettiğini ifade etmişlerdir. Optimize ettikleri türbinin ise ilk çalıştıkları modele kıyasla %7.5 mertebesinde daha fazla güç ürettiğini bu değerinde 447.04 kW'a karşılık geldiğini ifade etmişlerdir.

Li vd. (2024) yaptıkları çalışmada, radyal akışlı bir türbin için bir boyutlu tasarım modelini optimizasyon algoritmaları ve HAD yöntemleriyle bir araya getiren yeni bir yöntem sunmuşlardır. Bu yöntemle türbin tasarım aşamasındaki farklı değişkenlerin etkilerini değerlendirmiş maksimum verimliliği optimize etmişlerdir. HAD analizleri için türbin geometrisini ANSYS CFTurbo ile, ağ (mesh) yapısını ise Turbogrid ile oluşturmuşlardır. Analizleri ise kararlı durumda, k- ω SST türbülans modelini kullanarak, R245fa iş akışkanı ile gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmalar sonucunda verimi %88.5'den %91.7'ye yükselttiklerini ifade etmişlerdir.

Moradi vd. (2019a) yaptıkları çalışmada, küçük ölçekli ve düşük sıcaklıklı ORC sistemlerinin çalışma şartlarını dikkate alarak rejeneratif akışlı bir türbinin (RFT) çalışma performansını değerlendirmek için HAD çalışması gerçekleştirmişlerdir. HAD çalışmasını; kararlı durum için, k- ω SST türbülans modelini kullanarak, frozen rotor (donmuş rotor) yaklaşımıyla, ANSYS Fluent yazılımını kullanarak gerçekleştirmişlerdir. HAD analizlerinde basınç hız kuplajı için PISO şemasını, basınç ayrıklaştırması için ise PRESTO!'yu kullandıklarını ifade etmişlerdir. İş akışkanı olarak havayı kullandıkları analizlerin sonucunda rejeneratif akışlı türbinin izantropik veriminin düşük kütle hızlarında daha yüksek olduğunu ve elde edilen güç değerinin artan kütleli debiyle arttığını belirtmişlerdir. 0.1 – 0.3 kg/s aralığındaki kütle akış hızları ve 1500, 3000, 6000 d/dak türbin dönüş hızları için rejeneratif akışlı türbinin performansını değerlendirmiş ve maksimum izantropik verimi %32 olarak elde etmişlerdir. Moradi vd. (2019b) aynı türbin geometrisine sahip diğer bir çalışmalarında iş

akışkanı olarak R245fa'yı kullanmışlardır. Gerçek gaz modelini kullandıkları çalışmalarında 0.3 – 0.9 kg/s kütleli debi için %45 değerindeki en yüksek izantropik verime ulaştıklarını ifade etmişlerdir.

Moradi vd. (2020) yaptıkları başka bir çalışmada aynı rejeneratif akışlı türbin modelinin HAD analizini R245fa akışkanı ile gerçekleştirmişlerdir. Türbin çalışma sıcaklık aralığını 100-160°C, çıkış basıncını 3 bar, devir sayısını ise 1500, 3000 ve 6000 d/dak olarak belirtmişlerdir. Analizlerinde kullandıkları ANSYS Fluent ile ilgili diğer kriterler önceki çalışmaları ile aynıdır. Elde ettikleri analiz sonuçlarına göre 0.05 – 0.12 kg/s kütleli debi için 100-600 Watt aralığında değişen çıkış gücü ve maksimum %44 izantropik verim elde ettiklerini ifade etmişlerdir. Ayrıca çıkış gücünün türbinin dönüş hızı ile ilişkili olarak neredeyse doğrusal olarak arttığını, türbin dönüş hızıyla basınç oranının ters orantılı olduğunu ifade etmişlerdir.

Al Jubori vd. (2016) yaptıkları çalışmada, ısı kaynağı olarak düşük sıcaklıklı ($T < 100^{\circ}\text{C}$) güneş enerjisi veya jeotermal enerjiden faydalanan mikro boyuttaki eksenel ve radyal akışlı türbinler için iş akışkanı olarak R141b, R1234yf, R245fa, n-bütan ve n-pentan kullanarak HAD analizleri gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmada türbin devir sayısının, basınç oranının, kütleli debinin ve türbin boyutlarının türbin performansı üzerinde etkisi olduğunu ifade etmişlerdir. Türbin tasarımında Engineering Equation Solver (EES) ve Vista RTD yazılımlarını kullanmışlar, HAD analizlerini ise ANSYS R17-CFX ile k- ϵ SST türbülans modelini kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Analizleri sonucunda radyal akışlı türbin için 8.89 kW güç ve %83.85 türbin verimi, eksenel akışlı türbin için 8.51 kW güç ve %83.48 türbin verimi elde etmişlerdir. ORC sistemi çevrim veriminin radyal içe akışlı türbin için %10.60 eksenel türbin içinse %10.14 olarak bulduklarını ifade etmişlerdir.

Ciappi vd. (2019) düşük güçlü uygulamalar için uygun olduğunu ifade ettikleri Tesla tipi türbinin akış dinamiklerinin değerlendirmek ve performans analizi için EES'de oluşturdukları yazılım ile ANSYS Fluent 19.1 üzerinde gerçekleştirdikleri HAD analizlerini karşılaştırmışlardır. HAD analizlerinde laminar ve Langtry-Menter transitional shear stress transport model (SST) kullanmışlardır. EES ve HAD üzerinde gerçekleştirdikleri hesaplama ve analiz sonuçlarının uyumlu olduğunu ifade etmişler, iş akışkanı olarak R134a, R245fa ve R404a kullandıkları çalışmalarında 1500, 3000 ve 4000 d/dak çalışma hızları için %55 ile %69 arasında değişen verim değeri ile 320 Watt güç elde ettiklerini ifade etmişlerdir.

Chang vd. (2014) yaptıkları çalışmada, iki farklı tip scroll tipi genişletici ile deneysel ve HAD çalışmaları gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında iş akışkanı olarak R245fa'yı

kullanmışlar ve genişleticilerin performanslarını farklı basınç ve devir sayıları için incelemişlerdir. HAD çalışması ile genişleticilerin termal ve hidrolik davranışını incelemişler, analizlerinde k- ϵ türbülans modeli ve PISO algoritmasını kullanmışlardır. Çalışmalarında pozitif deplasmanlı bir genişletici kullandıklarından dinamik mesh (ağ) yapısı ile analizler gerçekleştirmişlerdir. İki farklı genişletici için %68.4 ve %76 izantropik verim elde etmişlerdir. Elde ettikleri maksimum çıkış gücü 1.77 kW, jeneratörden aldıkları maksimum elektrik gücü ise 1.38 kWe'dir. ORC çevrim veriminin maksimum değerini ise %7.7 olarak hesaplamışlardır. HAD çalışması sonucunda genişletici geometrisinde yapılacak değişiklikler ile performans iyileştirmesi yapılabileceğini ifade etmişlerdir.

Wang vd. (2019) çalışmalarında, radyal akışlı bir türbinin ön tasarım ve HAD çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Ön tasarım ile türbinin geometrik boyutlarını belirlemişler, türbindeki akışkanın davranışını incelemek ve performans iyileştirmeleri yapmak için ANSYS CFX V15.0 yazılımı ile kararlı durum HAD çalışması gerçekleştirmişleridir. Türbinin sayısal analizinde k- ω türbülans modelini kullandıkları çalışmalarında, türbin devir sayısını 16000 d/dak olarak belirlemişlerdir. İş akışkanı olarak R245fa, R134a ve bunların zeotropik karışım halini kullanmışlardır. Yaptıkları sayısal analizlerin sonucunda türbin performansının karışım oranlarına bağlı olarak değiştiğini %86.5'lik maksimum izantropik verim 245.18 kW'lık güç çıkışını %70 R245fa ve %30 R134a zeotropik akışkanında elde etmişlerdir. Zeotropik akışkan kullanıldığı durumda güç çıkışının saf R245fa'ya göre %9.3, izantropik verim değerinin ise %2.5 daha yüksek olduğunu ifade etmişlerdir. Ayrıca türbin giriş sıcaklığı artırıldığında türbin çıkış gücünün de arttığını, türbin performansının giriş ve çıkış basıncından önemli ölçüde etkilendiğini ifade etmişlerdir.

Naas vd. (2021) yaptıkları çalışmada, düşük sıcaklıklı ısı kaynakları ile çalışan küçük ölçekteki eksenel türbinin performansını artırmaya yönelik HAD çalışması gerçekleştirmişlerdir. İş akışkanı olarak n-pentan kullanmışlar, 1000-16000 d/dak arasında değişen beş farklı devir sayısı ve 0.2-0.5 kg/s arasında dört farklı kütleli debi değeri için analizler türbin performansını incelemişlerdir. Analizlerini k- ω SST türbülans modelini kullanarak ANSYS CFX programı ile gerçekleştirmişlerdir. Mesh yapılandırması için TurboGrid aracıyla oluşturulan yapılandırılmış hegzagonal mesh yapısını kullanmışlardır. En yüksek verim ve güç değerlerini iki kademeli tasarım için sırasıyla %87 ve 10.75 kW, üç kademeli tasarım için sırasıyla %88.03 ve 12.95 kW olarak elde etmişlerdir.

da Silva vd. (2021) yaptıkları çalışmada, ORC'de çalışan bir radyal türbin rotor geometrisinin ön tasarım, optimizasyon ve HAD analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Türbin ön

tasarımı için MATLAB yazılımını kullanmışlar ve bu tasarımı Controlled Random Search Algorithm (CRSA) kullanarak optimize etmişlerdir. Çalışma akışkanı olarak R236fa ve R245fa kullandıkları çalışmalarında 3 boyutlu HAD analizlerini ANSYS CFX yardımıyla gerçekleştirmişlerdir. HAD analizleri için $k-\omega$ SST türbülans modelini kullanmışlardır, türbin çalışma hızı 9000 d/dak'dır. Optimizasyon süreci sonunda R245fa çalışma akışkanının kullanıldığı durumda %82.4 izantropik verim ve 227.59 kW güç elde etmişlerdir.

Klonowicz vd. (2020) yaptıkları çalışmada, aksiyal tip türbinin verimliliğini artırmak amacıyla sayısal analiz ile optimizasyon algoritmalarını kullanarak stator ve rotor geometrilerini optimize etmişlerdir. Optimizasyon işleminde Nelder-Mead yöntemi, genetik algoritma ve implicit filtering gibi çeşitli algoritmalarından yararlanmışlardır. En etkili optimizasyon algoritmasının ise implicit filtering olduğunu belirtmişlerdir. HAD analizlerini ise ANSYS CFX ile gerçekleştirmişlerdir. HAD analizlerinde türbülans modeli olarak ve $k-\omega$ SST türbülans modelini kullanmışlardır. Çalışma akışkanı olarak tolüen kullanmışlardır. Yaptıkları optimizasyon ve HAD analizleri sonunda temel tasarımda %77.8 olan izantropik verim değerini %80.6'ya yükselttiklerini ifade etmişlerdir.

Fiaschi vd. (2016) çalışmalarında, R134a iş akışkanını kullanan 5 kW gücünde mikro radyal turbo genişletici için tasarım yapmış ve HAD çalışması gerçekleştirmişlerdir. Tasarımlarında genişletici rotorunun geometrisini ve performans parametrelerini belirlemek için 50 kW gücünde bir türbin için hazırladıkları (Fiaschi vd., 2015) tasarım aracını kullanmışlardır. HAD analizleri için ANSYS Fluent, geometrinin oluşturulması için ANSYS BladeGen yazılımını kullanmışlardır. Yaptıkları ilk tasarımda 4.5 kW güç %68.04 izantropik verim elde etmişlerdir. Geliştirilmiş tasarımda ise %71.76 izantropik verim ve 5.16 kW güç elde ettiklerini ifade etmişlerdir.

Sun vd. (2018) eksenel akışlı türbinle yaptıkları çalışmada, iş akışkanı olarak R123 ve R245fa'yı kullanmışlardır. HAD analizleri için ANSYS CFX yazılımını kullanmışlardır. Yaptıkları analizlerde, $k-\omega$ türbülans modeli ve Soave-Redlich-Kwong (SRK) gerçek gaz modeli kullanmışlardır. Yaptıkları deneysel ve sayısal analizlerin sonuçlarına göre, eksenel türbinin R245fa kullanımıyla maksimum güç çıkışı 8.13 kW ve maksimum izantropik verimi %55.3 olarak elde ettiklerini ifade etmişlerdir. ORC sistemini analiz ettiklerinde ise 7.68 kW net iş ve %6.15 ısı verim elde ettiklerini ifade etmişlerdir.

Xia vd. (2018) yaptıkları çalışmada, radyal girişli türbin ile HAD çalışması gerçekleştirmişlerdir. Rotor geçiş bölgelerine ayırıcı kanatçık (splitter blade) eklenmesinin

türbin performansını iyileştirdiği belirtmişlerdir. Ayırıcı kanatçık ile ana rotor kanatçığı arasındaki mesafeyi optimize edilerek, maksimum güç çıkışı ve izantropik verimliliğin elde edildiği rotor geometrisini tespit etmişlerdir. Türbin tasarımı için MATLAB ve ANSYS BladeGen 17.2, optimizasyon için genetik algoritma, HAD analizleri için ise ANSYS CFX V17.2 kullanmışlardır. HAD analizlerinde donmuş rotor (frozen rotor) modelini kullanmışlardır. Ayırıcı kanatçıkların kullanılmadığı durumda elde edilen türbin veriminin ve alınan güç değerinin sırasıyla %77.93 ve 712.03 kW uygun kanatçığın eklenmesi durumunda ise sırasıyla %79.09 ve 726.81 kW olduğunu göstermişlerdir.

Sauret ve Gu (2014) yaptıkları çalışmada, radyal akışlı türbin ile kararlı durum HAD çalışması gerçekleştirmişlerdir, çalışmalarında iş akışkanı olarak R143a kullanmışlardır. Türbin ön tasarımını radyal akışlı türbinler için özel bir yazılım olan RITAL ile, HAD analizlerini ise ANSYS CFX ile yaptıklarını ifade etmişlerdir. Yaptıkları analizlerde, donmuş rotor (frozen rotor) yaklaşımını, k- ϵ türbülans modelini ve first order upwind ayrıklaştırması kullandıklarını belirtmişlerdir. Yaptıkları analizlerin sonucunda 421.5 kW güç ve %83.5 verim elde etmişlerdir.

Al Jubori vd. (2017a) yaptıkları çalışmada, küçük ölçekli eksenel türbinleri düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarında kullanarak enerji elde etmek için optimize edilmesi üzerine odaklanmışlardır. HAD kullandıkları çalışmalarında EES ile ön tasarım ve ANSYS R17-CFX ve Design Exploration ile kararlı durumda üç boyutlu analizler ve multi-objective genetic algorithm (MOGA) kullanarak optimizasyon çalışması gerçekleştirmişlerdir. Analizlerinde k- ω SST türbülans modelini kullanmışlardır. İş akışkanı olarak R123, R134a, R141b, R152a, R245fa ve isobütan kullanmışlar, türbin devir sayısını ise 10000 ile 30000 d/dak aralığında belirlemişlerdir. Yaptıkları optimizasyon çalışması ile türbin verimi ve güç çıkışında iyileşmeler olduğunu ifade etmişler, optimum çalışma koşullarını sağlayan R123 iş akışkanı ile izantropik verimin %88 çevrim veriminin ise %10.5 olduğunu belirtmişlerdir.

Al Jubori vd. (2017b) yaptıkları çalışmada, iş akışkanı olarak izopentan ve R245fa kullandıkları düşük giriş sıcaklıklı (365K) küçük ölçekli ORC sistemi için tasarlanan radyal akışlı türbinin kanat geometrisinin optimizasyonu ve sistem performansını artırmak için çalışmalar yapmışlardır. Ön tasarım için EES yazılımını kullanmışlardır ve çalışmalarını ANSYS Vista RTD ile doğrulamışlardır. HAD analizlerinde ANSYS CFX ve Fluent yazılımları kullanılarak sayısal analizler gerçekleştirilmiş ve HAD çalışmasında k- ω SST türbülans modelini kullanmışlardır. Optimizasyon çalışmaları, multi-objective genetic algorithm (MOGA) kullanılarak ANSYS Design Exploration yazılımı aracılığıyla gerçekleştirildiğini ve

optimizasyon sonuçlarının türbin performansını önemli ölçüde iyileştirildiğini ifade etmişlerdir. İş akışkanı olarak R245fa'yı kullandıkları analizlerde %87.40 verim ve 5.42 kW güç elde etmişlerdir.

Al Jubori vd. (2017c) yaptıkları çalışmada, ORC sistemlerinde yüksek verimlilik elde edebilmek için türbin verimliliğinin yüksek olması gerektiğini ifade etmişler, çalışmalarında ORC sistem verimini yükseltmek amacıyla yüksek genişleme oranlarına ulaşabilecek iki kademeli bir eksenel akışlı türbin modelleyip tek kademeli türbin ile karşılaştırmışlardır. Türbin ön tasarım çalışmalarını EES kullanılarak gerçekleştirmiş ve HAD analizlerini ANSYS CFX yazılımını kullanarak yapmışlardır. Ön tasarım aşamasında tek boyutlu modelleme teknikleri uygulayıp devamında ANSYS Blade Gen ve ANSYS Turbo grid yazılımları ile türbin geometrisi ve ağ (mesh) yapısını oluşturmuşlardır. Analizlerinde n-pentane, R141b ve R245fa olmak üzere üç farklı organik iş akışkanı kullanmışlardır. Türbin performansı, k- ω SST türbülans modeli ve yüksek çözünürlüklü adveksiyon şeması kullanılarak değerlendirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlardan, iki kademeli eksenel türbin konfigürasyonunun tek kademeli türbine kıyasla daha yüksek performans sergilediğini göstermişlerdir. İki kademeli türbin konfigürasyonunda izantropik verim %83.94, güç çıktısı ise 16.04 kW olarak ifade etmişlerdir. Tek kademeli türbinde ise bu değerleri sırasıyla %78.30 ve 11.06 kW olarak ifade etmişlerdir. ORC çevrim veriminin ise iki kademeli türbin kullanıldığında %14.19 olduğunu belirtmişlerdir.

Zheng vd. (2017) yaptıkları çalışmada, petrokimya tesisindeki atık ısıdan faydalanan ve yüksek kütleli debideki (40.34 kg/s) R134a iş akışkanını kullanan radyal akışlı türbinin tasarımını yapıp ve HAD ile türbin performansını incelemişlerdir. Ön tasarım çalışmalarını ANSYS-Vista RTD ve ANSYS Blade Modeler yazılımlarını kullanılarak yürütmüşlerdir. HAD analizlerini ise ANSYS CFX yazılımı ile gerçekleştirmişlerdir ayrıca türbinin tasarım dışı çalışma koşullarını da değerlendirmişlerdir. Sayısal analizlerde Reynolds Average Navier-Stokes (RANS) denklemlerinin çözümü için first order upwind yaklaşımı ve k- ϵ türbülans modelini kullanmışlardır. Tasarladıkları radyal akışlı türbin ile yaptıkları HAD analizlerinin sonucunda 8000 d/dak'da %81.6 verimle 643 kW güç elde edilebileceğini ifade etmişlerdir.

Li ve Ren (2016) iş akışkanı olarak R123'ü kullandıkları çalışmalarında, ORC'de çalışmaya uygun radyal türbinin aerodinamik tasarımı ve ORC sisteminin termodinamik analizine odaklanmışlardır. Yaptıkları HAD çalışmalarında ANSYS Fluent yazılımından faydalanmışlardır. k- ϵ türbülans modelini kullanmışlar, ağ (mesh) yapısını ise TurboGrid ile oluşturmuşlardır. 8000 d/dak çalışma hızında, 21.2 kg/s akış hızında türbin milinden 600 kW

güç alındığını, çevrimden alınan net güç çıkışı ve çevrim veriminin ise sırasıyla 534 kW ve %13.5 olduğunu ifade etmişlerdir.

Al Jubori vd. (2020) çalışmalarında küçük ölçekli ORC için radyal akışlı türbin tasarımı, HAD ve tasarladıkları türbinin üretimini gerçekleştirmişlerdir. Ön tasarım aşamasında EES yazılımını kullanmışlar ve genetik algoritma optimizasyon tekniği ile türbin geometrisi ve performansını optimize etmişlerdir. Türbin performans değerlendirmesi için yaptıkları HAD analizlerinde ANSYS-CFX yazılımını ve k- ω SST türbülans modelini kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmada iş akışkanı olarak (R141b, R245fa, R600, HFE7000, isopentane), devir sayıları (10000-50000 d/dak), genleşme oranı (1.5-4) ve türbin giriş sıcaklıkları (345-385K) için türbin performansını incelemişlerdir. En yüksek güç ve verimlilik değerlerini türbin devri 25000 d/dak'da ve iş akışkanı olarak R600 kullandıkları durumda sırasıyla 4.80 kW ve %78.32 olarak ifade etmişlerdir. Aynı çalışma koşullarında çevrim ısı veriminin ise %9.15 olduğunu göstermişlerdir.

Dong vd. (2017) yaptıkları çalışmada, yüksek sıcaklıklı uygulamalar için iş akışkanı seçimi, süperkritik ORC termodinamik analizi, ön tasarım ve HAD çalışmalarını ANSYS CFX yazılımı ile radyal türbin için gerçekleştirmişlerdir. Stator ve rotor geometrilerini CFTurbo yazılımını kullanarak modellemişler ve TurboGrid ile ağ (mesh) yapısını oluşturmuşlardır. HAD analizlerinde k- ω SST türbülans modelini ve first order upwind yaklaşımını kullanmışlardır. Uygun akışkan özelliklerinden dolayı siloksan MM'in yüksek sıcaklıktaki SORC sistemi için uygun bir çalışma akışkanı olduğunu ifade etmişlerdir. Radyal girişli türbinin sayısal analizlerini farklı sıcaklık (260-320°C) ve basınç (2100-2700 kPa) giriş koşulları için gerçekleştirmişlerdir. Türbin giriş sıcaklığındaki artışın verimi artırdığını ancak verimlilikteki artış miktarının sıcaklık yükseldikçe azaldığını ifade etmişlerdir. Giriş sıcaklığındaki artışın genleşme oranını bunun da türbinin ürettiği güç miktarını artırdığını, giriş sıcaklığının düşük olduğu durumlarda ise türbin basıncını artırmanın toplam verimi düşürdüğünü ifade etmişlerdir. Ayrıca sıcaklığın verime olan etkisinin basıncın etkisine göre daha yüksek olduğunu da belirtmişlerdir. Tasarladıkları türbinin nominal verim değerinin %80.84 olduğunu belirtmişlerdir.

Klonowicz vd. (2014) yaptıkları çalışmada, sub-kritik ORC sisteminde çalışan bir hermetik turbo jeneratörün tasarım ve performans değerlerini sunmuşlardır. Yaptıkları çalışma kapsamında HAD ve deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Karmaşık bir yapıya sahip olmadığından tek kademeli bir türbin yapısı ile çalışmışlardır. Sayısal analizleri ANSYS TurboGrid ile oluşturdukları ağ (mesh) yapısı üzerinden ANSYS CFX yardımıyla

gerçekleştirmişlerdir. HAD analizlerinde $k-\omega$ SST türbülans modeli ve ikinci mertebe ayrıklaştırma şeması kullandıklarını ifade etmişlerdir. Sayısal analizler ve deneysel çalışmalarda R227ea akışkanını kullanmışlardır. Çalışmalarının sonucunda türbin veriminin %59, turbo jeneratör güç çıkışının ise 10.1 kW olduğunu ifade etmişlerdir.

Cho vd. (2014) yaptıkları çalışmada, turbo genişleticilerin büyük çıkış güçleri için, scroll tipi genişleticilerin ise küçük güçteki sistemler için uygun olduğunu ifade etmişlerdir. Küçük ölçekte güç üreten sistemlerde ısı enerjisinin sabit olarak sürekli sağlanamadığını bu nedenle değişen kütleli debiye de pozitif deplasmanlı genişleticilerin uyum sağlayamadığını belirtmişler ve değişen termal enerjiye karşılık kütleli debiyi ayarlamak için küçük ölçekli radyal bir türbin ve nozüller tasarlamışlardır. Tasarladıkları türbin ve nozüller ile HAD çalışması gerçekleştirmişlerdir. Çalışma akışkanı olarak R245fa kullandıkları sayısal analizleri ANSYS Fluent ile yaptıklarını, yoğunluk tabanlı çözücü ve realizeable $k-\epsilon$ türbülans modelini kullandıklarını ifade etmişlerdir. Çalıştıkları türbinden farklı giriş sıcaklıkları ve kütleli debiler için nozül sayısını değiştirmek suretiyle optimum verimde 2.5 – 30 kW arasında güç almışlardır. Nozül sayısını artırmanın verimi de artırdığı bu nedenle alınan gücün lüle sayısının artışı ile karesel olarak arttığını, kütleli debinin artması ile ise gücün doğrusal olarak arttığını ayrıca ısı enerjisi çok düşük seviyede olsa bile nozül sayısı değiştirilerek güç üretilebileceğini ifade etmişlerdir.

Kim ve Kim (2017) yaptıkları çalışmada, jeotermal güç sistemleri için radial akışlı türbin tasarlamışlar ve tasarladıkları türbinin performansını değerlendirmek için HAD'den yararlanmışlardır. Sayısal analizler için ANSYS CFX programını kullanmışlardır. İş akışkanı olarak R143a'yı kullandıkları çalışmalarında 413K akışkan giriş sıcaklığında, türbin 25,160 d/dak devir sayısında çalışırken %79.56 verim elde etmişler ve rotor kanatlarına geliş açısı ile devir sayısının türbin verimliliği üzerinde büyük etkisi olduğunu belirtmişlerdir.

Klun vd. (2021) yaptıkları çalışmada, 537 kW gücündeki bir biyogaz içten yanmalı motorunun atık ısını değerlendirerek için küçük ve çok kademeli bir türbin üzerinde çalışmışlardır. Türbinde yüksek izantropik verim elde etmek amacıyla nozül ve hareketli kanatçıklar tasarlayıp, HAD'den faydalanarak ANSYS Fluent yazılımı ile analizler gerçekleştirmişlerdir. Sayısal analizlerinde $k-\omega$ SST türbülans modelini kullanmışlardır. İş akışkanı olarak izopentanın kullanıldığı analizlerde elde edilen güç ve izantropik verim değerleri sırasıyla 60.35 kW ve %74.8'dir. ORC ısı verimi ise %11.18'dir.

Li ve Ling vd. (2022) çalışmalarında, ORC tesisleri için radyal girişli türbin tasarımı yapıp HAD yardımıyla analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Tasarladıkları türbinde analizler esnasında iş akışkanı olarak R227ea, R236fa, izobütan, R236ea, bütan, R245fa, izopentan ve pentan kullanmışlardır. HAD analizlerini ANSYS CFX ile $k-\omega$ SST türbülans modeli ve ikinci mertebeden nümerik şema kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Analizleri sonucunda iş akışkanının türbin verimi üzerinde dikkate alınacak bir değişikliğe sebep olmadığını belirtmişler, iş akışkanı ve devir sayısına bağlı olarak 11.20 kW ile 47.60 kW arasında güç elde etmişlerdir.

Pacini vd. (2020) yaptıkları çalışmada, Tesla tipi türbinin kısmı giriş etkilerinin akış alanı üzerindeki etkilerini HAD yöntemiyle incelemişlerdir. İki boyutlu hesaplamalarda EES ve üç boyutlu analizler için ANSYS Fluent 19.1 yazılımını kullandıklarını ifade etmişlerdir. Hesaplamalarında ikinci mertebeden ayırıklaştırma ve coupled şemasını kullanmışlardır. Ağ (mesh) yapısını ANSYS Meshing 19.1 ile oluşturmuşlardır. İş akışkanı olarak R1233zd(E) kullandıkları çalışmalarında 1500-3000 d/dak arasında değişen devir sayıları için türbin verim değerinin %15-%29 arasında olduğunu üretilen güç değerinin ise 0.273 kW ile 0.571 kW arasında değiştiğini göstermişlerdir.

Wu vd. (2019) çalışmalarında, radyal akışlı bir türbinle ilgili tasarım ve yapısal optimizasyon çalışması yapmışlardır. Deneysel verilerle doğrulanan sayısal hesaplamalar ve HAD analizleri kullanılarak, türbinin performansının iyileştirilmesini amaçlamışlardır. Analizlerinde Spalart-Allmaras türbülans modeli tercih etmişlerdir. Çalışmalarında kullandıkları iş akışkanı R123 olup, optimizasyon çalışması sonucunda türbin verimliliğinin %1.7 oranında arttığını ifade etmişlerdir.

Witanowski vd. (2023a) R7100 iş akışkanının kullanıldığı çalışmalarında, 10 kW gücündeki tek kademeli eksenel akışlı bir türbin için HAD ve optimizasyon çalışması yapmışlardır. Çalışmalarında rotor geometrisinin optimizasyonu ile türbin veriminin artırılması üzerine yoğunlaşmışlardır. HAD analizlerini ANSYS CFX yazılımını kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Ağ (mesh) yapısını ANSYS Turbogrid ile oluşturmuşlardır, analizlerinde $k-\omega$ SST türbülans modeli ve ikinci dereceden ayırıklaştırma şeması kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmanın sonucunda türbin çalışma noktasında %4.8 verim artışı ile %81.3 verim elde etmişlerdir. Tasarım dışı çalışma noktalarında ise yüksek türbin yüklerinde 6-7.5 pp, düşük türbin yüklerinde ise 1.5-4 pp verim artışı sağlandığını ifade etmişlerdir.

Xu vd. (2023) çalışmalarında, süperkritik organik Rankine çevrimi (SORC) için yüksek genleşme oranlarında çalışabilen radyal – aksiyal iki aşamalı koaksiyel türbinin tasarımı ve optimizasyonu gerçekleştirmişlerdir. Yüksel termal kararlılığı ve uygun kritik noktası sebebiyle siloxane MM'i çalışma akışkanı olarak seçmişlerdir. Türbin ön tasarım sürecine MATLAB ve NIST REFPROP 9.0 yazılımları ile başlamışlar, üç boyutlu HAD analizlerini ise ANSYS-CFX 2020R2 yazılımı ile gerçekleştirmişlerdir. Türbin optimizasyonunda ise genetik algorithmadan yararlanmışlardır. HAD çalışmasının sonucunda 25000 d/dak çalışma hızı 15.37 genleşme oranında %86.55'lik izantropik verim ve 204.93 kW güç elde etmişlerdir.

Kaczmarczyk vd. (2017) çalışmalarında, dört kademeli radyal bir mikro türbinin verimini artırmak amacıyla türbin geometrisinde değişiklikler yapmışlar ve etkisini değerlendirmişlerdir. İş akışkanı olarak HFE7100 kullandıkları çalışmalarında mikro türbinin stator bölümündeki kanatçık sayısını değiştirmişler ve sonuçları HAD ve deneysel yöntem ile incelemişlerdir. Yaptıkları modernizasyon çalışmasının öncesinde %14.8 ile %24.7 arasında değişen türbin veriminin %36.6 ile %52.1 mertebesine ulaştığını ifade etmişlerdir. Elektriksel güç değerinin ise modernizasyon öncesi 650 – 1750 Watt arasında değişen değerinin 1023 – 2051 Watt mertebesine ulaştığını ifade etmişlerdir. Ayrıca çalıştıkları mikro türbinde kütleli debi artışının mikro türbin veriminde düşüşe sebep olduğunu göstermişlerdir. ORC çevrim veriminin ise yaptıkları modernizasyon çalışması öncesinde %0.5-%1.1 arasında olduğunu modernizasyon sonrasında ise %3.5-%3.6 arasında neredeyse sabit kaldığını ifade etmişlerdir.

Witanowski vd. (2023b) çalışmalarında, iş akışkanı olarak R7100 kullanan bir ORC ünitesinde çalışan 10 kW gücündeki radyal girişli türbinin optimize edilmesi ve veriminin artırılması amacıyla bir stokastik, üç deterministik ve dört hibrit algoritma olmak üzere toplam sekiz algoritmanın kullanımını ele almış ve oluşturdukları türbin geometrileri ile HAD analizleri yapmışlardır. Optimizasyon çalışması sonrasında ANSYS BladeGen ile türbin geometrisini ve ANSYS Turbogrid yardımıyla ağ (mesh) yapısını oluşturmuşlardır. HAD çalışmasını ise ANSYS CFX yardımıyla gerçekleştirmişlerdir, analizlerinde k- ω SST türbülans modelini, multiple reference frame (çoklu referans çerçevesi) ya da frozen rotor (donmuş rotor) tekniğini ikinci mertebeden ayırıştırma şeması ile uygulamışlardır. Gerçekleştirdikleri türbin analizleri sonucunda temel geometriye göre %2 mertebesinde verim artışı sağladıklarını ve en yüksek türbin veriminin %90.6 olduğunu ifade etmişlerdir.

Uusitalo ve Zocca (2023) çalışma noktası trans kritik veya kritik noktaya yakın olan ORC sistemleri için uygun olan 200 kW gücünde radyal akışlı türbinin tasarımı ve HAD'den faydalanarak farklı iş akışkanları (cyclohexane, cyclopentane, pentane, R245fa, R1224ydZ,

R1233zdE) ve 0.8-1.5 arasında değişen basınçlar (P/P_{kritik}) için analizler gerçekleştirmişlerdir. Rotor geometrisini ANSYS BladeGen ile ağ (mesh) yapısını ise Pointwise yazılımı ile oluşturmuşlardır. HAD analizlerinde ANSYS CFX yazılımını ve k- ω SST türbülans modelini kullanmışlardır. Yaptıkları analizlerin sonucunda türbin giriş basıncı arttıkça üretilen güç değeri artarken verimin de düştüğünü ifade etmişlerdir. Ayrıca cyclohexane ve cyclopentane da yüksek türbin kaybı dolayısıyla düşük türbin verimi görüldüğünü ifade etmişlerdir, en yüksek türbin güç çıkışı ve çevrim verimliliğini de bu akışkanlardan elde ettiklerini göstermişlerdir.

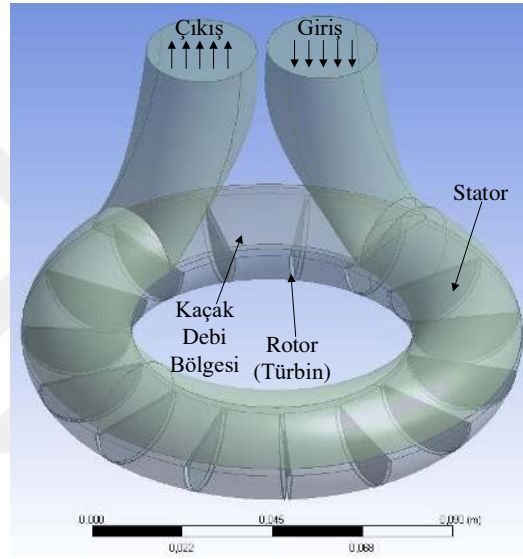
Bu çalışmanın birinci aşamasında rejeneratif akışlı türbinin (RFT) çalışma performansı 50 Hz frekansta çalışan şebekelere uyumlu olması açısından 1500 ve 3000 d/dak dönme hızındaki iki farklı devir sayısı için HAD kullanılarak validasyon çalışması gerçekleştirilmiş ve uygun türbülans modeli belirlenmiştir. Çalışmada kullanılan türbin geometrisinin iç yapısında (rotor bölgesi) referanslarda verilen RFT modeli temel alınmıştır (Balducci ve Bartolini., 1992; Bartolini ve Salvi, 1996; Moradi vd., 2019a; Moradi vd., 2019b; Moradi vd., 2020). Türbine akışkan giriş ve çıkış noktalarının geometrisi ise referans çalışmalardaki modelden farklı tasarıma sahiptir.

İkinci aşamada düz kanat yapısının (geleneksel RFT geometrisi) farklı sıcaklık, basınç ve kütleli debi değerleri için HAD yöntemi ile analizleri gerçekleştirilmiştir. Üçüncü aşamada düz kanat yapısının farklı eğim değerlerindeki çalışma performansları HAD yöntemi ile analiz edilmiş ve optimum tasarım parametreleri belirlenmiştir. Çalışmanın dördüncü aşamasında ise farklı kanat geometrileri ele alınmış ve optimum çalışma koşulları HAD kullanılarak belirlenmiştir.

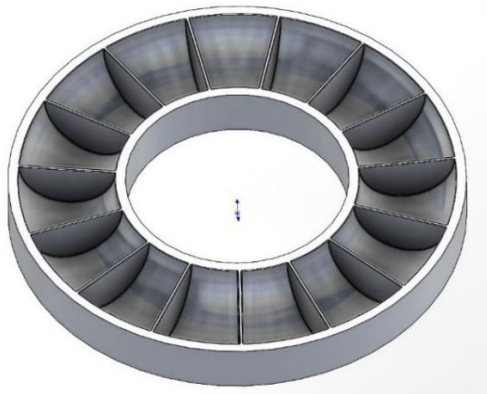
Yapılan çalışmada RFT'lere uygun olarak çalışma debileri yüksek (475-550K) ve düşük sıcaklıklar (363, 393K) için sırasıyla 0.5-1.0 kg/s ile 0.1-0.25 kg/s aralığında değerlendirilmiştir. Çalışma basınç değerleri ise yüksek sıcaklıklar ve düşük sıcaklıklar için sırasıyla 0.9-1.2 MPa, 0.05 ve 0.3 MPa aralığında değerlendirilmiştir. ORC sisteminde ısı kaynağı olarak güneş enerjisinin kullanıldığı durumda kolektör tipine bağlı olarak 400 °C sıcaklıklara kadar çıkılabilmektedir (Arslan ve Kilic, 2021; Altıokka ve Arslan, 2023). Bu nedenle 363K ile 550K arasında geniş bir sıcaklık aralığında parametrik analizler gerçekleştirilmiştir. Validasyon çalışmasında iş akışkanı olarak hava, ORC çalışma performansının belirlenmesi için ise iş akışkanı olarak n-pentan kullanılmıştır.

2. OPTİMAL HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD) MODELİNİN BELİRLENMESİ

Sayısal analizler, HAD yöntemleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. HAD analizleri, farklı geometriye sahip rejeneratif akışlı türbin (RFT) modelleri dikkate alınarak farklı sıcaklık, çıkış basıncı, devir sayısı, kütsel debi, farklı türbülans modelleri için gerçekleştirilmiştir. Kararlı durum HAD analizleri ANSYS Fluent ile gerçekleştirilmiştir. Türbinin üç boyutlu modellemesi için SolidWorks yazılımı kullanılmıştır. Oluşturulan üç boyutlu model yalnızca türbin içerisinde akışkanın dolaştığı hacimleri içerir ve bu bölgeler rotor, stator ve kaçak debi bölgesi olmak üzere üç kısımdan oluşur (bkz. Şekil 2.1 ve 2.2).



Şekil 2.1. RFT iç yapısı.



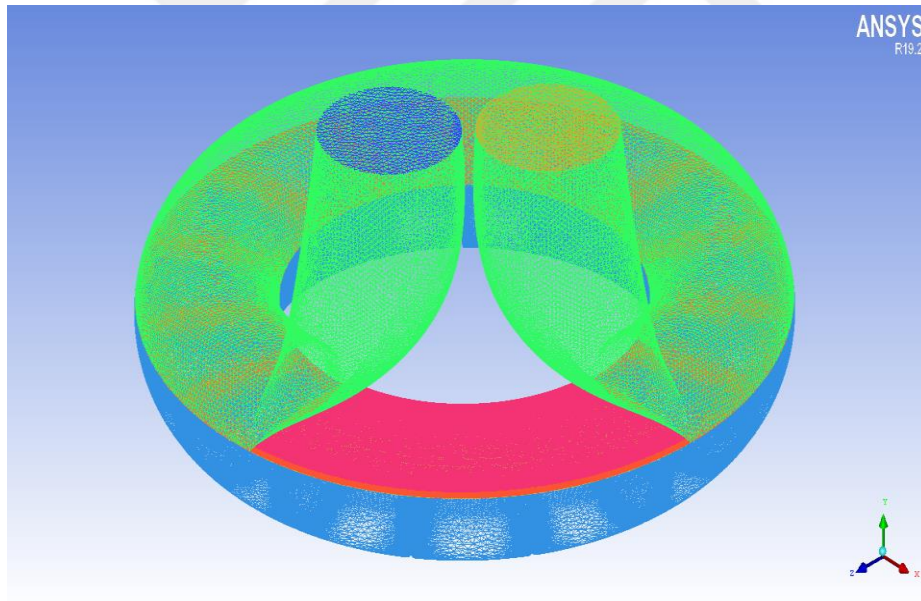
Şekil 2.2. RFT türbin kısmı.

Stator bölgesi hareketsiz olan kısım olup, akışkanın türbine giriş – çıkış noktalarını ve rotor bölgesi ile kaçak debi bölgesinin stator bölgesi ile arasındaki arayüzleri (interface) içerir.

Kaçak debi bölgesi akışkanın türbine giriş ve çıkış noktaları arasında kalan bölgedir, rotor bölgesinin hemen üzerinde yer alır. Bu bölgenin de stator bölgesi ve rotor bölgesi ile arasında arayüz tanımlanmıştır. Rotor bölgesi ise hareketli olan (türbin içerisinde kalan) bölgedir, türbin içerisinde akışkanın dolaştığı hareketli kısmı ve stator bölgesi ile kaçak debi bölgelerinin rotor arasındaki arayüzleri içerir.

2.1. Ağ yapısının oluşturulması

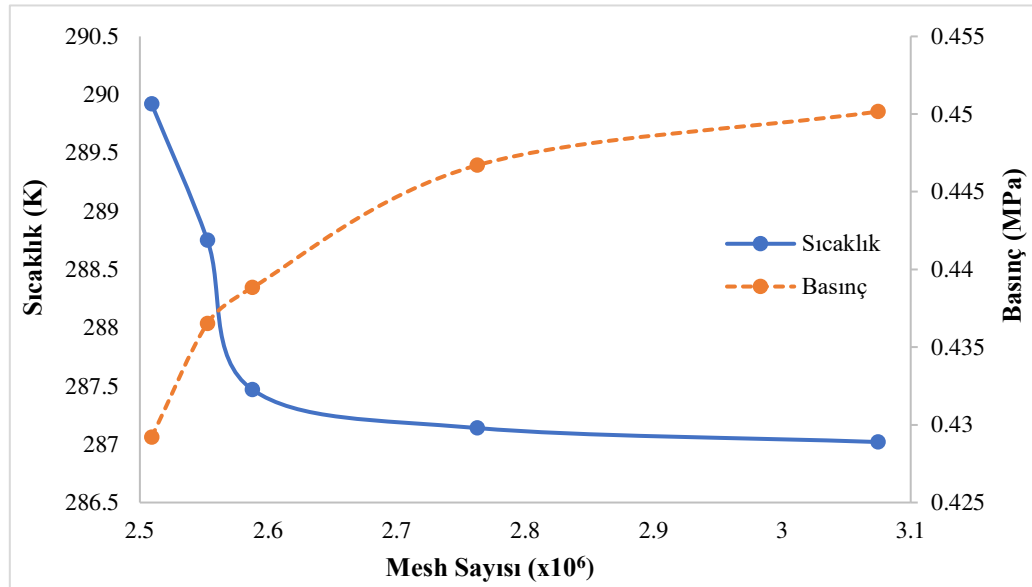
Problemin çözümü için gerekli olan ağ (mesh) yapısının oluşturulması için model Ansys Workbench üzerindeki Meshing kısmına aktarılır. Ansys Meshing üzerinde önceki kısımda tanımlanmış olan üç hacim bölgesi kontrol edilir ve çözücü olarak CFD seçilir. Türbin üzerinde bulunan giriş ve çıkış noktaları, hareketli ve sabit duvar bölgeleri ile arayüzler, hacim bölgeleri için detaylı şekilde isimlendirme yapılır. Geometri için uygun mesh (ağ) yapısı ayarları yapılarak meshing işlemi gerçekleştirilir. Ağ (mesh) oluşturma işlemi bittikten sonra oluşturulan ağ Ansys Fluent'e aktarılır. Burada mesh yapısı polyhedral mesh yapısına dönüştürülür. Örnek ağ yapısı (polyhedral mesh öncesi) Şekil 2.3'de verildiği gibidir.



Şekil 2.3. Oluşturulan örnek ağ yapısı.

Analizlerin yapılması için gerekli olan arayüzlerin farklı bölgeler arasında oluşturulması, çözüm yöntemi, türbülans modeli, hücre bölgeleri, sınır şartları ve yakınsama kriterlerine ait bilgilerin girilmesi sonrasında analizler yapılmıştır. Mesh (ağ) yapısı bağımsızlığı da problemin çözümü için önemli olan basınç ve sıcaklık gibi iki önemli parametre dikkate alınarak yapılmıştır. Kullanılan modellerden elde edilen sonuçlar referans alınan diğer nümerik çalışmalar ve deneysel çalışmalar ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

HAD analizlerinde turbo makineler için dondurulmuş rotor (frozen rotor) tekniği olarak da bilinen MRF (multiple, reference frame, çoklu referans çerçevesi) yaklaşımı kullanılmıştır. Bu yaklaşımda, türbinin görelî konumu korunarak referans çerçevesi değiştirilir. Ek olarak, bilgisayar kapasitesinin kullanımı açısından kayan ağı (sliding mesh) gibi tekniklerden daha avantajlıdır (Quail vd., 2012). MRF yaklaşımında incelenen geometri için, rotorun konumunun türbine akışkanın giriş ve çıkış noktalarına göre konumu önemlidir. Bu nedenle, tüm analizlerde, iki türbin kanadı arasındaki bölge, türbine akışkanın giriş ve çıkış noktalarının yaklaşık olarak merkezinde seçilmiştir. Analizlerin çözülmesinde için polyhedral (çok yüzlü) bir ağı yapısı kullanılmıştır. Çok yüzlü hücreler, tetrahedral hücrelerin bir araya getirilmesiyle (aglomerasyon) oluşturulmuştur. Hücre aglomerasyonu, yüksek distorsiyon seviyelerine sahip tetrahedral hücrelerin belirli bölgelerini çok yüzlü hücrelere dönüştürerek mevcut ağı yapısını ve kalitesini iyileştirir ve bu da karmaşık geometrilerin daha iyi temsil edilmesini sağlar (Tu vd., 2018). Çok yüzlü ağlar sayesinde, ağı ve düğüm sayısı azalır. Mesh sayısının azaltılması aynı zamanda problemin daha hızlı çözülmesini sağlar; diğer bir deyişle yakınsama hızını artırır (Tu vd., 2018; Ferziger ve Peric, 2002). HAD'de yapılan analizlerden elde edilen sonuçlar mesh sayısından bağımsız olmalıdır. Bu nedenle türbinin üç bölgesindeki (rotor, stator, kaçak debi bölgesi) mesh sayıları artırılarak çözümün mesh sayısından bağımsız hale geldiği nokta belirlenmiş ve analizlere bu mesh sayısı ile devam edilmiştir. Analizlerin mesh sayısından bağımsızlığını gösteren grafik Şekil 2.4'de verilmiştir.



Şekil 2.4. Mesh bağımsızlığı.

Şekil 2.4 incelendiğinde, $3 \cdot 10^6$ mesh sayısının üzerindeki analizlerde sonuçlar değişimler ihmal edilebilir düzeydedir. Buna göre, analizler 3074655 adet çok yüzlü mesh kullanılarak gerçekleştirilmiştir (Colak ve Arslan, 2024).

2.2. Temel Denklemler

Matematiksel modellemede, her bir hücre içindeki fiziksel koşulları kütle, momentum ve enerji için korunum denklemleri aracılığıyla belirlenmektedir. Süreklilik, momentum ve enerji dengeleri sırasıyla aşağıdaki ifadelerle verilir (ANSYS Fluent Theory Guide, 2018):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V}(\nabla \cdot \vec{V}) \right) = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla \cdot (\rho \vec{V} h) = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (2.3)$$

Türbülans kinetik enerjisi (k) ve spesifik disipasyon oranını (ω) hesaplamak için kullanılan k - ω transport denklemleri aşağıdaki 2.4 ve 2.5 numaralı ifadelerde verilmiştir (ANSYS Fluent Theory Guide, 2018):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (2.5)$$

Yukarıda verilen 2.4 ve 2.5 numaralı denklemlerde, G_k ve G_ω sırasıyla türbülans kinetik enerjisini ve disipasyon oranını gösterir, Y_k ve Y_ω sıkıştırılabilir türbülans içindeki dalgalanan dilatasyonu ifade eder, S_k ve S_ω türbülans modelinin kaynak terimleridir (Al Jubori vd., 2017b: 301).

Türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans disipasyon hızı (ϵ) oranını hesaplamak için kullanılan k - türbülans modelinin transport denklemleri aşağıdaki 2.6 ve 2.7 numaralı denklemlerde verilmiştir (ANSYS Fluent Theory Guide, 2018):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (2.7)$$

Yukarıda verilen 2.6 ve 2.7 numaralı denklemlerde G_k , ortalama hız gradyanlarından kaynaklanan türbülans kinetik enerjisini, G_b , kaldırma kuvvetinden kaynaklanan türbülans kinetik enerjisinin üretimini, Y_M , sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgalanan dilatasyonu, σ_k ve σ_ϵ , k ve ϵ için türbülans Prandtl sayısını ifade eder. $C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}, C_{3\epsilon}$ model sabitleridir, S_k ve S_ϵ , türbülans modelinin kaynak terimleridir (ANSYS Fluent Theory Guide, 2018).

k- ω SST türbülans modeli, k- ω ve k- ϵ türbülans modellerinin kombine edilmesiyle oluşturulur ve türbinler üzerindeki HAD çalışmalarında sıklıkla tercih edilir. k- ω SST türbülans modeli, k- ω ve k- ϵ türbülans modellerinin bir kombinasyonudur. SST türbülans modelini kullanan RANS (Reynolds Average Navier Stokes) yaklaşımıyla elde edilir (ANSYS Fluent Theory Guide, 2018). k- ω SST türbülans modeli, standart k- ω türbülans modeline benzerdir, ancak çapraz difüzyon terimi D_ω , ω transport denklemine eklenmiştir. k- ω SST türbülans modelinin transport denklemleri aşağıdaki 2.8 ve 2.9 numaralı ifadelerde verilmiştir (ANSYS Fluent Theory Guide, 2018):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (2.9)$$

Türbinden elde edilen mekanik güç tork ve devir sayısından aşağıda verilen 2.10 numaralı ifadeden hesaplanır (Cengel ve Cimbala, 2013):

$$\dot{W}_{net} = T \cdot \omega = \frac{T \cdot n}{9550} \quad (2.10)$$

Yukarıda verilen 2.10 numaralı denklemde T tork ve n türbinin devir sayısıdır. İdeal (izantropik) koşullar altında türbine verilen enerji 2.11 numaralı ifade ile belirlenir (Çengel ve Boles, 2008):

$$\dot{E}_{T,isentropic} = \dot{m} (h_1 - h_{2,s}) \quad (2.11)$$

Buna göre, izantropik verim aşağıda verilen 2.12 numaralı denklem ile ifade edilebilir (Colak ve Arslan, 2024):

$$\eta_{isentropic} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{isentropic}} = \frac{T \cdot \omega}{\dot{m}(h_1 - h_{2,s})} = \frac{\frac{T \cdot n}{9550}}{\dot{m}(h_1 - h_{2,s})} \quad (2.12)$$

Yukarıda verilen 2.12 numaralı denklemde $\dot{m}$ akışkanın kütleli debisi, h_1 türbin girişindeki entalpi, $h_{2,s}$ türbin çıkışındaki izantropik entalpidir. Enerji analizi için, araştırılan

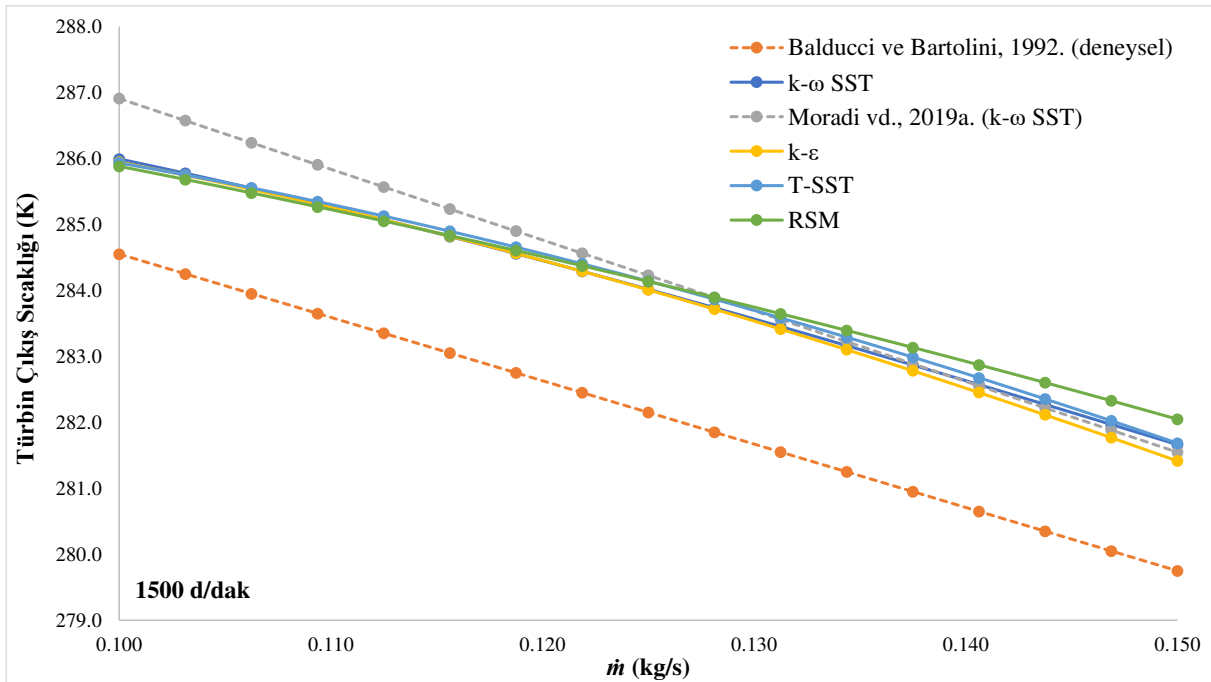
parametrelerin gerekli termodinamik değerleri REFPROP 9.0'dan alınmıştır (Lemmon vd., 2010).

2.3. Model doğrulaması

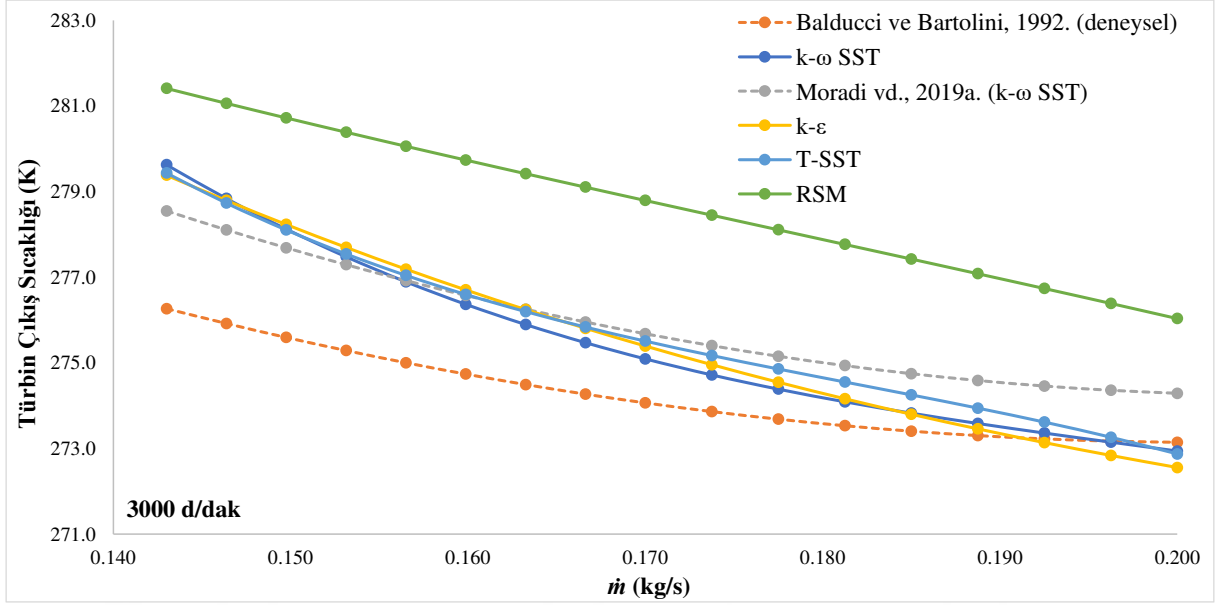
Oluşturulan türbin modelinin analizlerinden elde edilen değerlerin doğruluğu, Moradi vd. (2019a) tarafından yapılan çalışmadaki sayısal analiz sonuçları ile Balducci ve Bartolini (1992) tarafından yapılan deneysel çalışmanın sonuçları karşılaştırılarak belirlenmiştir. Yapılan analizler 1500 ve 3000 d/dak'lık türbin çalışma hızlarında yapılmış olup, elde edilen sonuçlar farklı türbülans modelleri ile test edilmiş ve referans alınan çalışmalardaki sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Validasyon (doğrulama) için analizlerde kullanılan iş akışkanı hava olup, türbine 295K sıcaklıkta girmektedir. Türbine giriş noktasındaki sınır şartı kütleli debi olup, giriş noktasına dik olacak şekilde tanımlanmıştır. Çıkış noktasında ise sınır şartı basınç çıkışı olarak tanımlanmıştır ve analizler boyunca bu değer 300 kPa olarak belirlenmiştir.

Şekil 2.4'de 1500 d/dak çalışma hızı için, Şekil 2.5'de ise 3000 d/dak çalışma hızı için iş akışkanı olarak havanın kullanıldığı model doğrulaması verilmektedir. Şekil 2.5 ve Şekil 2.6'da 1500 ve 3000 d/dak çalışma hızları için farklı türbülans modellerinden elde edilen analiz sonuçları referans alınan sayısal çalışma ve deneysel çalışma ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.5. Hava için 1500 d/dak çalışma hızında türbin çıkış sıcaklığı değişimi.



Şekil 2.6. Hava için 3000 d/dak çalışma hızında türbin çıkış sıcaklığı değişimi.

Araştırılan türbülans modelinin referans alınan doğruluğunu belirlemek için R^2 (determinasyon katsayısı), MAPE (ortalama mutlak yüzde hata), CoV (varyans katsayısı) ve MD (ortalama sapma) gibi istatistiksel metriklerden yararlanılmıştır. Türbülans modeli doğrulaması için kullanılan bu istatistiksel değerlendirmeler aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (2.13)$$

$$MAPE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right| \times 100 \quad (2.14)$$

$$CoV = \frac{\sigma}{\mu} = \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \mu)^2}}{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i} \quad (2.15)$$

$$MD = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i - \bar{y}| \quad (2.16)$$

Ele alınan türbülans modellerinin referans çalışmalarla; sayısal (Moradi vd., 2019a) ve deneysel (Balducci ve Bartolini., 1992) literatürle karşılaştırılmış ve istatistiksel değerlendirmeleri Tablo 2.1'de verilmiştir.

Tablo 2.1. Farklı türbülans modelleri için analiz sonuçlarının istatistiksel değerlendirmesi

	1500 d/dak				3000 d/dak			
	k- ω SST	k- ϵ	T-SST	RSM	k- ω SST	k- ϵ	T-SST	RSM
R²	0.998	0.994	0.993	0.998	0.998	0.984	0.984	0.981
MAPE	0.636	0.616	0.662	0.682	0.457	0.513	0.538	1.62
CoV	0.006	0.006	0.006	0.006	0.006	0.006	0.006	0.009
MD	1.161	1.214	1.137	1.018	1.716	1.812	1.600	1.409

Tablo 2.1'e göre kullanılan tüm türbülans modellerinin R², CoV ve MD değerleri birbirine yakındır. İstatistiksel analizler sonucunda karşılaştırılan ve referans alınan deneysel sonuçlarla uyumluluk açısından 1500 d/dak için en iyi türbülans modeli 0.616 MAPE değerine sahip k- ϵ türbülans modeli, 3000 d/dak için en iyi türbülans modeli ise 0.457 MAPE değerine sahip k- ω SST türbülans modelidir. Referans çalışmada da önerilen türbülans modeli k- ω SST türbülans modelidir.

Aynı çalışma koşullarını, türbin tipini ve organik çalışma sıvılarını içeren bir çalışma olmadığından organik Rankine türbininin doğrulanması için mevcut olan en yakın sonuçlar kullanılmıştır. Çalışmanın ilerleyen kısımlarında organik akışkan n-pentan (R601) ile yapılan analiz çalışmalarında da 1500 d/dak için k- ϵ türbülans modeli, 3000 d/dak çalışma hızı için ise k- ω SST türbülans modeli kullanılmıştır.

ORC sisteminde kullanılan akışkanın çevresel etkileri ODP (ozon tükenme potansiyeli), GWP (küresel ısınma potansiyeli) ve atmosferik ömür (ALT) değerlerine göre belirlenir (Saleh vd, 2007). R601, uygun termodinamik özelliklere, sıfır ODP değerine ve düşük GWP değerine sahip olduğundan çalışma akışkanı olarak seçilmiştir. R601'in termodinamik özellikleri Tablo 2.2'de verilmiştir (Qiu ve Entchev, 2022; ANSYS Fluent Theory Guide, 2018).

Tablo 2.2. n-pentan (R601) termodinamik özellikleri

Parametre	Birim	Değer
Moleküler ağırlık	g/mol	72.2
Kritik basınç	MPa	3.4
Kritik sıcaklık	°C	196.6
Buharlaşma ısısı (1 bar)	kJ/kg	358.1
Kaynama noktası*	°C	36.1
C _p *	kJ/kg·K	2.3
Viskozite*	kg/m·s	217.9·10 ⁻⁶
Yoğunluk*	kg/m ³	620.8
GWP	-	4
ODP	-	0

* 25 °C ve 1atm'deki değerler.

3. GELENEKSEL RFT SİSTEMİNİN PARAMETRİK HAD ANALİZİ

Bu bölümde, önceki bölümde verilen geleneksel türbin geometrisi için, iş akışkanı olarak organik akışkan n-pentanin (R601) kullanıldığı durumda farklı türbin giriş sıcaklığı, farklı türbin çıkış basıncı, farklı kütleli debiler ve çalışma hızları dikkate alınarak HAD analizleri gerçekleştirilmiş, giriş parametrelerindeki (sınır şartları) değişikliklerin türbin çalışma performansına ve türbin verimine etkisi ile bunların sebepleri araştırılmıştır.

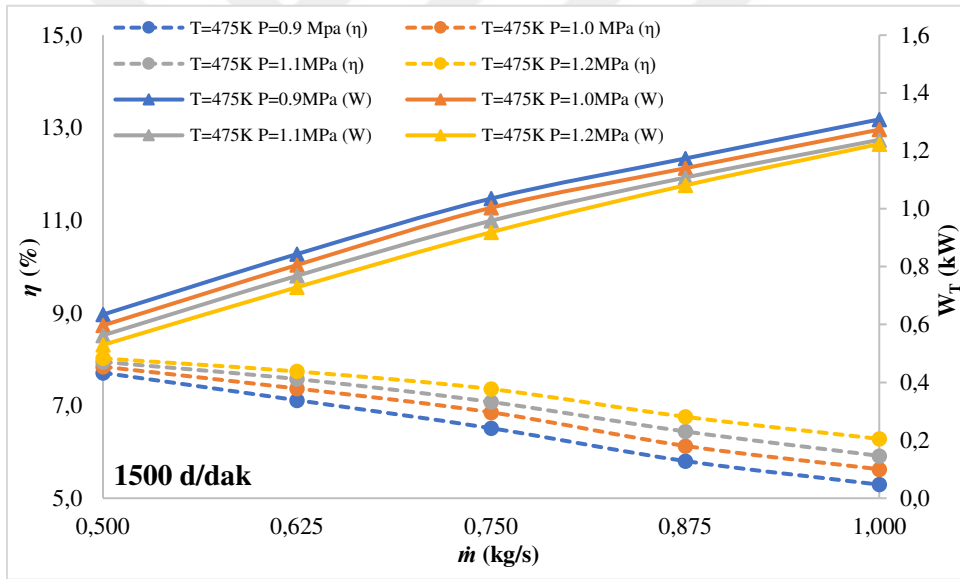
RFT analizleri üç boyutlu model üzerinde, kararlı durum (steady state) için elde edilen optimal modeller dikkate alınarak, 1500 d/dak çalışma hızı için k- ϵ türbülans modeli, 3000 d/dak türbin çalışma hızı için k- ω SST türbülans modeli kullanılmıştır. HAD analizlerinde basınç tabanlı çözücü kullanılırken, hız için bağıl hız (relative velocity) denklemi kullanılmıştır. Momentum, enerji, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans disipasyonu problemlerini çözmek için birinci mertebeden ayrıklaştırma şeması (first order upwind scheme) kullanılmıştır. Basınç hız kuplajı için PISO şeması kullanılırken, basınç ayrıklaştırması için PRESTO şeması kullanılmıştır. Yoğunluk hesaplamaları için n-pentan (R601) iş akışkanı seçildikten sonra Real Gas Peng Robinson denklemi kullanılmıştır. Yakınsama kriterleri süreklilik denklemi için 10^{-4} olarak seçilmiştir, enerji denklemi için ise bu değer 10^{-6} olarak belirlenmiştir. Hız, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans disipasyonunun yakınsama kriteri ise 10^{-3} olarak seçilmiştir. Geometrinin tanımlanırken duvar olarak belirtilen yüzeyler için kaymayan duvar sınır şartı (no-slip-wall-boundary-condition) uygulanmıştır.

Türbin çalışma hızı, 50 Hz elektrik şebekelerine uyumlu olması için 1500 d/dak ve 3000 d/dak olarak belirlenmiştir. Sınır şartları türbinin stator bölümündeki akışkan giriş kesiti için sıcaklık (total temperature), kütleli debi ve yönünü (akışkan giriş noktasına dik yönde) ifade eder. Akışkan çıkış noktasındaki sınır şartları ise statik basınç ve ters akışın sıcaklığıdır. Statorun giriş ve çıkış noktaları dışındaki kısımları ise sabit duvar veya arayüz olarak tanımlanmıştır. Stator ile rotor arasında ve akışkanın statora giriş çıkış noktaları ile kaçak debi bölgesi arasında arayüz bulunmaktadır. Bu bölgeler de Fluent üzerinde arayüz olarak tanımlanmıştır. Rotor bölümünde ise rotor ile stator arasındaki kısım için arayüz olarak tanımlanmıştır, ayrıca bu arayüz bölgesi kaçak debi bölgesindeki arayüz ile de irtibatlıdır. Rotorun alt kısmındaki arayüzler dışında kalan bölge olan türbin bölümünde ise rotor hücre bölgesine bağlı hareketli duvar sınır şartı uygulanmıştır. Son olarak kaçak akış bölgesi olarak belirtilen bölgede rotor ve stator bölgeleri ile ilişkili kısımlar arayüz olarak tanımlanır. Kalan kısımlar için sabit duvar sınır şartı uygulanır. Parametrik analiz için türbinin çalışma aralıkları Tablo 3.1'de verilmiştir.

Tablo 3.1. Parametrik analiz için türbin çalışma aralıkları.

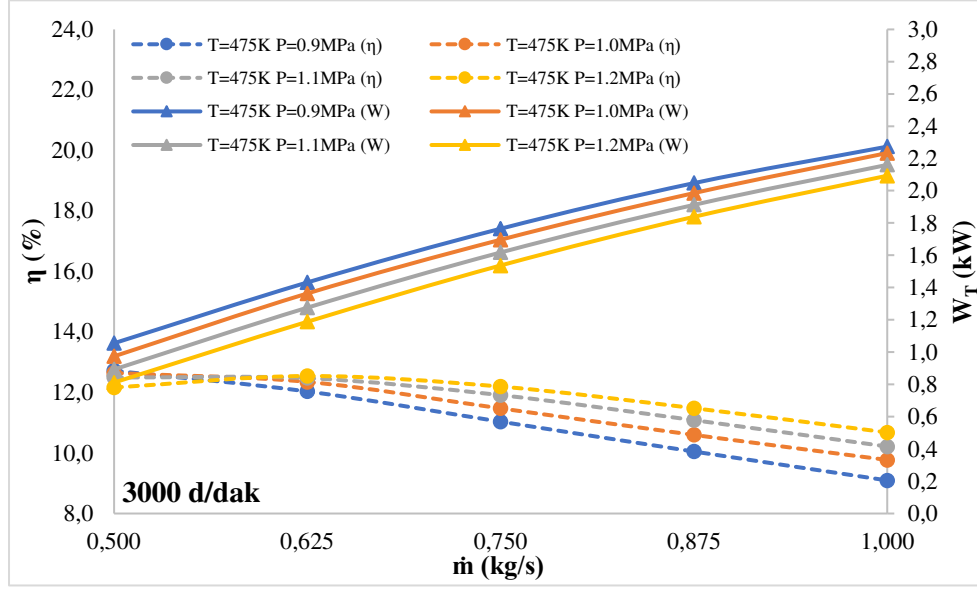
Parametre	Çalışma Aralığı
Türbin Giriş Sıcaklığı (K)	363, 393, 475, 500, 525, 550
Türbin Çıkış Basıncı (MPa)	0.05, 0.3, 0.9, 1.0, 1.1, 1.2
Türbin Devir Sayısı (d/dak)	1500 ve 3000
Kütleli debi (kg/s)	0.1-0.25 ve 0.5-1

İş akışkanı olarak n-pentanin (R601) kullanıldığı bu kısımda rejeneratif akışlı türbinden (RFT) elde edilen güç ve izantropik verimlilik değerleri farklı giriş sıcaklıklarında, kütle akış hızlarında, türbin çıkış basınçlarında ve iki farklı türbin çalışma hızında incelenmiştir. İzantropik verimlilik ve türbin güç çıkışının farklı çıkış basınçlarında ve giriş sıcaklıklarında kütleli debiye göre olan değişimleri Şekil 3.1-3.8’de verilmiştir.



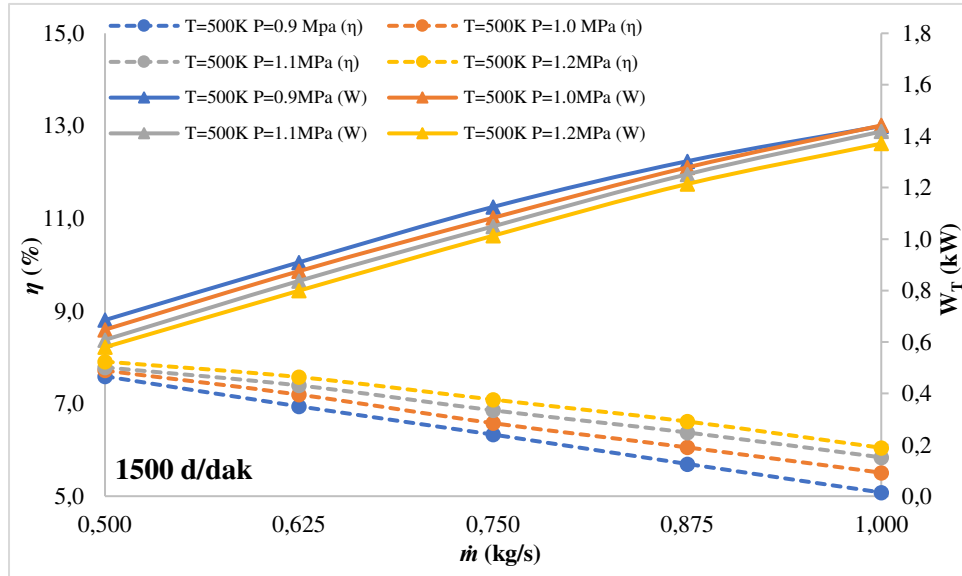
Şekil 3.1. 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim ve güç çıkışı değişimi (1500 d/dak).

Şekil 3.1’e göre 1500 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında türbinden elde edilen güç ve izantropik verim sırasıyla 0.53 kW ve %8.02 olarak elde edilmiştir. Aynı kütleli debi için 0.9 MPa türbin çıkış basıncında elde edilen güç ve izantropik verim değerleri sırasıyla 0.63 kW ve %7.71’dir Kütleli debi değeri 1 kg/s’ye çıkarıldığında ise 1.2 MPa türbin çıkış basıncında güç çıkışı 1.22 kW ve izantropik verim %6.28 olarak elde edilmiştir. Aynı kütleli debide 0.9 MPa çıkış basınca güç çıkışı ve izantropik verim sırasıyla 1.31 kW ve %5.29 olarak elde edilmiştir.



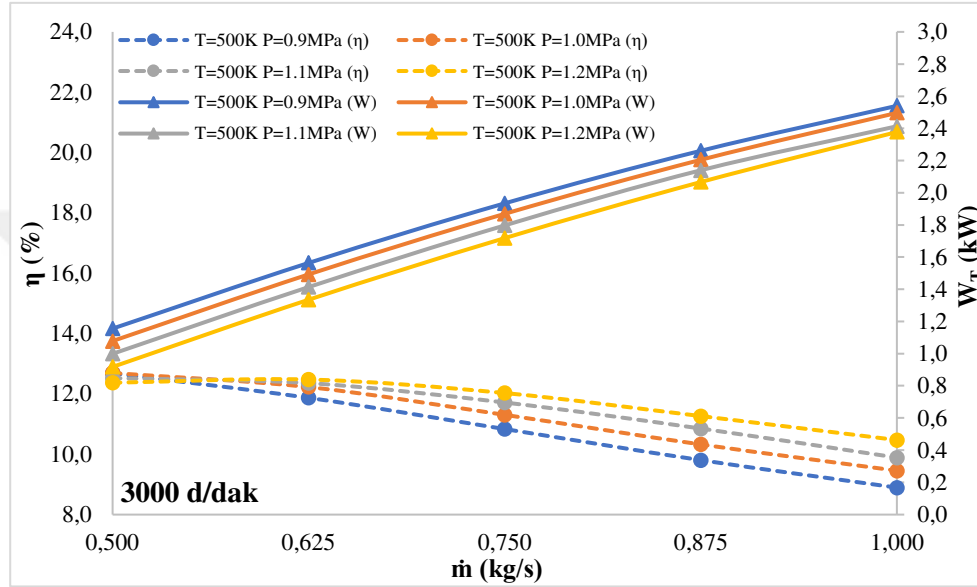
Şekil 3.2. 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim ve güç çıkışı değişimi (3000 d/dak)

Şekil 3.2'ye göre 3000 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim değerleri sırasıyla 0.81 kW ve %12.16 olarak elde edilmiştir. Aynı kütleli debi için türbin çıkış basıncı 0.9 MPa olarak seçildiğinde ise güç çıkışı ve izantropik verim sırasıyla 1.06 kW ve %12.72 olarak elde edilmiştir. Kütleli debi değeri 1 kg/s'ye çıkarıldığında 1.2 MPa türbin çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim sırasıyla 2.09 kW ve %10.67 olarak elde edilmiştir. Aynı kütleli debide 0.9 MPa çıkış basıncında ise güç çıkışı ve izantropik verim sırasıyla 2.27 kW ve %9.09 olarak elde edilmiştir.



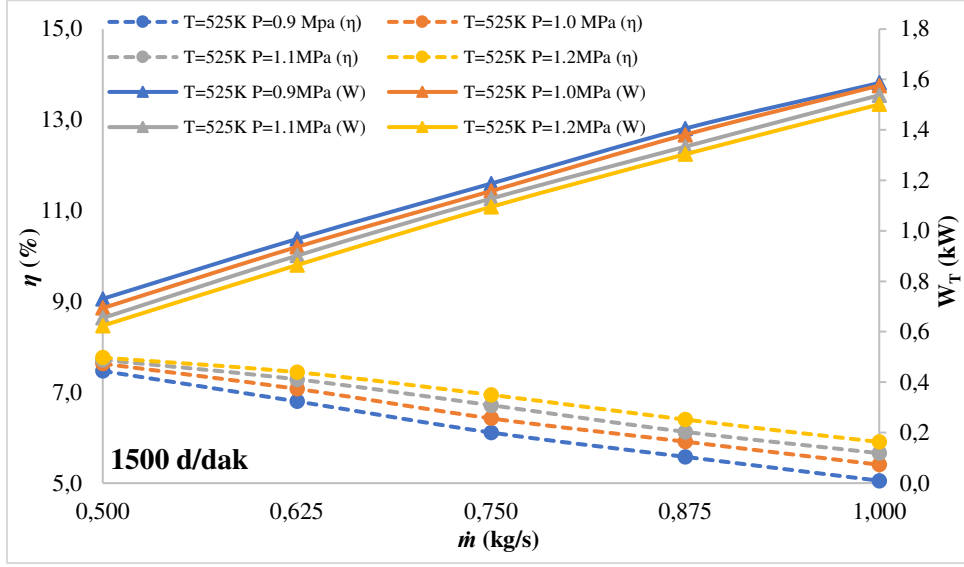
Şekil 3.3. 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim ve güç çıkışı değişimi (1500 d/dak).

Şekil 3.3'e göre 1500 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim sırasıyla 0.58 kW ve %7.91 olarak elde edilmiştir. Aynı kütleli debi için 0.9 MPa çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim sırasıyla 0.68 kW ve %7.59 olarak elde edilmiştir. Kütleli debi değeri 1 kg/s'ye çıkarıldığında 1.2 MPa çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim sırasıyla 1.37 kW ve %6.05 olarak elde edilmiştir. Aynı kütleli debide 0.9 MPa çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim 1.44 kW ve %5.08 olarak elde edilmiştir.



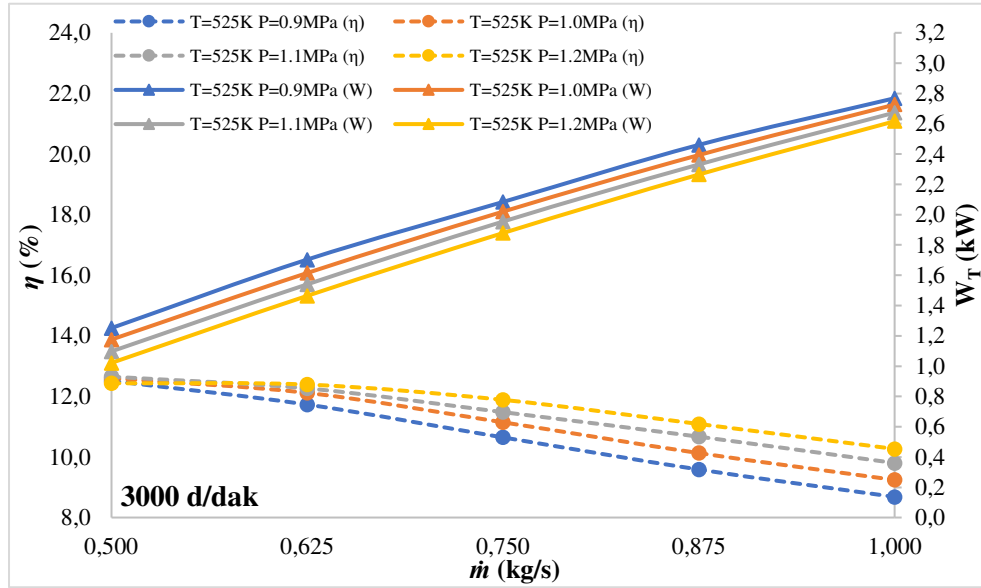
Şekil 3.4. 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim ve güç çıkışı değişimi (3000 d/dak)

Şekil 3.4'e göre 3000 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim 0.92 kW ve %12.37 olarak elde edilmiştir. Aynı kütleli debi için 0.9 MPa türbin çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim 1.16 kW ve %12.68 olarak elde edilmiştir. Kütleli debi değeri 1 kg/s'ye çıkarıldığında ise güç çıkışı ve izantropik verim 1.2 MPa çıkış basıncında sırasıyla 2.38 kW ve %10.46 olarak elde edilmiştir. Aynı kütleli debide güç çıkışı ve izantropik verim 0.9 MPa çıkış basıncında 2.54 kW ve %8.89 olarak elde edilmiştir.



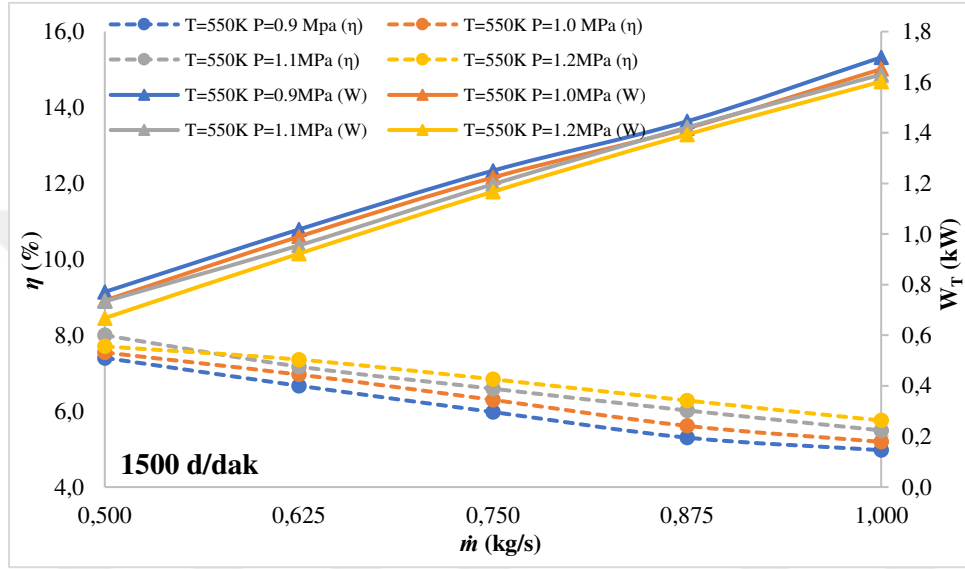
Şekil 3.5. 525K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim ve güç çıkışı değişimi (1500 d/dak)

Şekil 3.5'e göre, 1500 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim sırasıyla 0.62 kW ve %7.77 olarak elde edilmiştir. Aynı kütleli debi için 0.9 MPa çıkış basıncında ise güç çıkışı ve izantropik verim 0.73 kW ve %7.47 olarak elde edilmiştir. Kütleli debi değeri 1 kg/s'ye çıkarıldığında, 1.2 MPa çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim sırasıyla 1.50 kW ve %5.90 olarak elde edilmiştir. Aynı kütleli debide, 0.9 MPa çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim 1.59 kW ve %5.05 olarak elde edilmiştir.



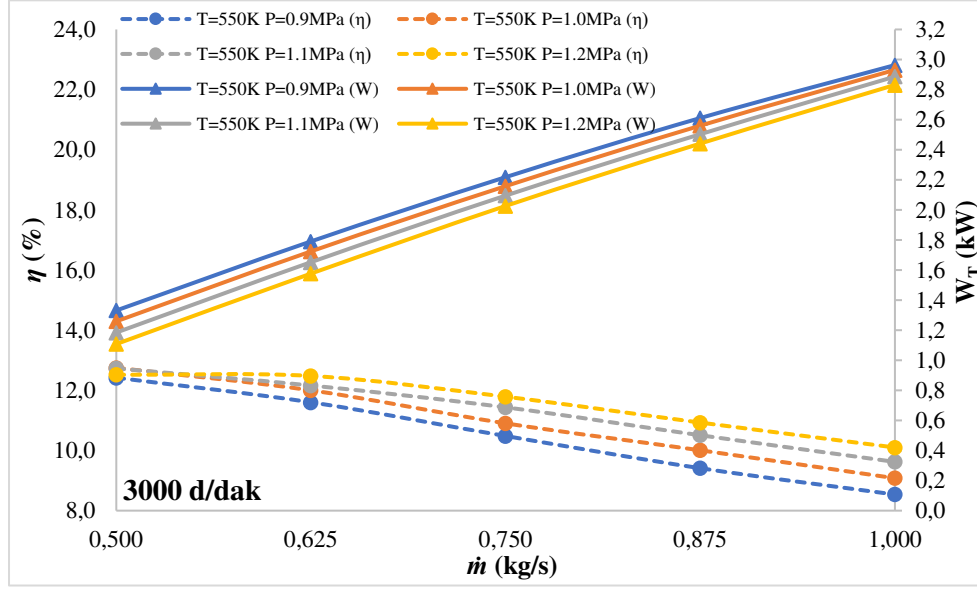
Şekil 3.6. 525K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim ve güç çıkışı değişimi (3000 d/dak)

Şekil 3.6'ya göre, 3000 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim sırasıyla 1.02 kW ve %12.44 olarak elde edilmiştir. Aynı kütleli debi için 0.9 MPa çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim 1.25 kW ve %12.52 olarak elde edilmiştir. Kütleli debi değeri 1 kg/s'ye çıkarıldığında güç çıkışı ve izantropik verim 1.2 MPa çıkış basıncında sırasıyla 2.62 kW ve %10.27 olarak elde edilmiştir. Aynı kütleli debide güç çıkışı ve izantropik verim 0.9 MPa çıkış basıncında 2.77 kW ve %8.68 olarak elde edilmiştir.



Şekil 3.7. 550K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim ve güç çıkışı değişimi (1500 d/dak)

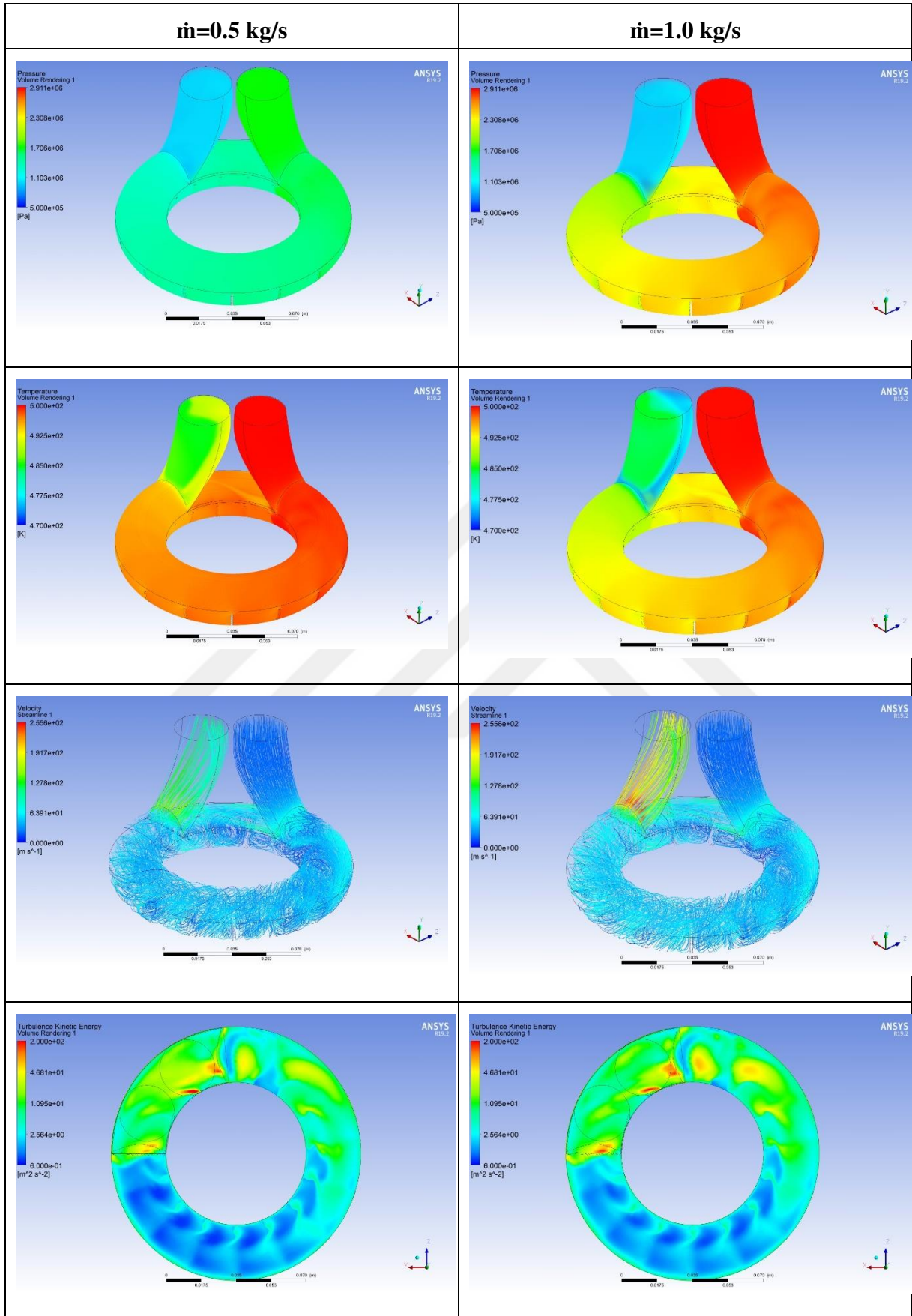
Şekil 3.7'ye göre, 1500 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim sırasıyla 0.67 kW ve %7.70 olarak elde edilmiştir. Aynı kütleli debi için 0.9 MPa çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim 0.77 kW ve %7.40 olarak elde edilmiştir. Kütleli debi değeri 1 kg/s'ye çıkarıldığında, 1.2 MPa çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim sırasıyla 1.60 kW ve %5.75 olarak elde edilmiştir. Aynı kütleli debide, 0.9 MPa çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim 1.70 kW ve %4.97 olarak elde edilmiştir.



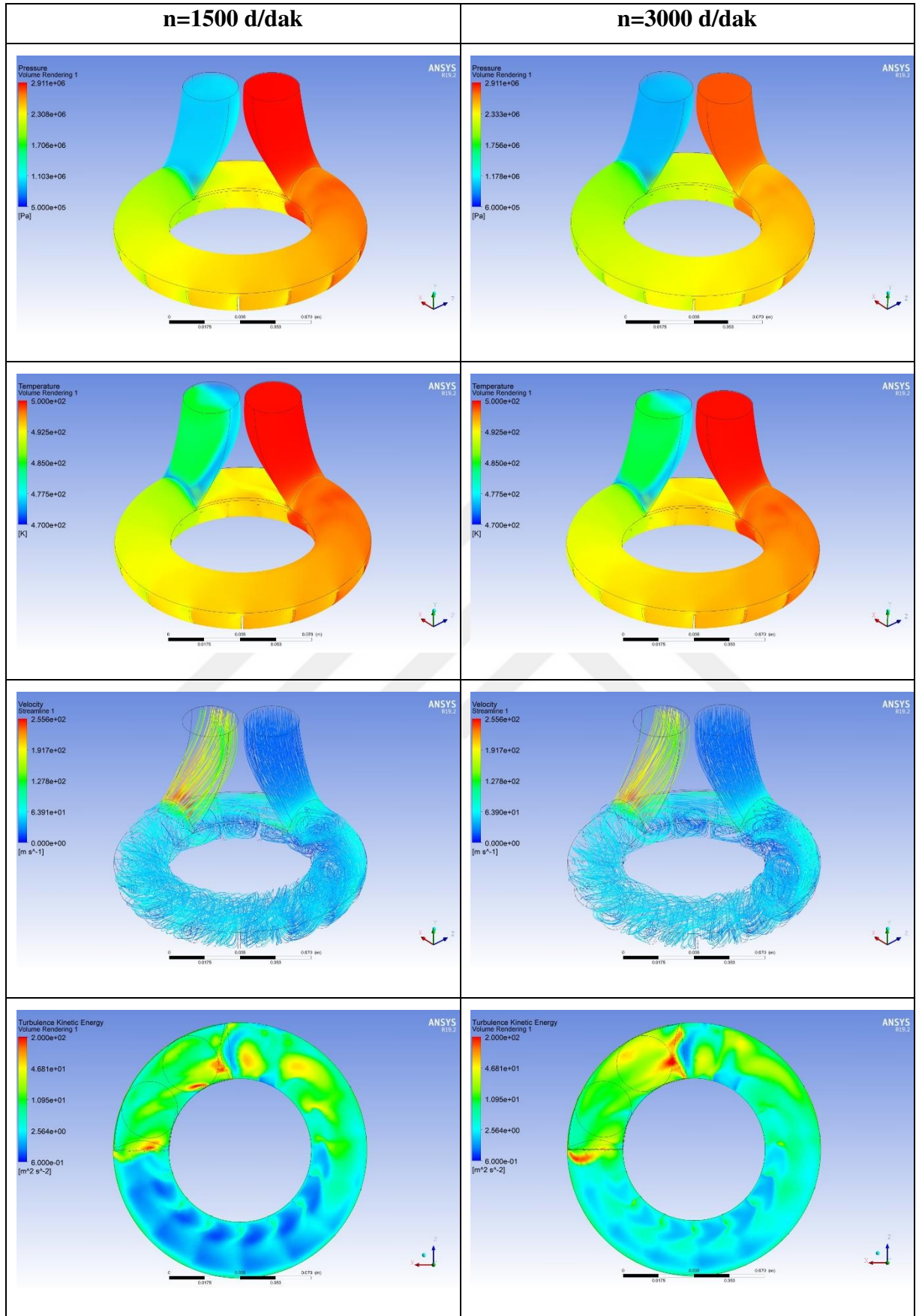
Şekil 3.8. 550K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim ve güç çıkışı değişimi (3000 d/dak)

Şekil 3.8'e göre, 3000 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim sırasıyla 1.11 kW ve %12.52 olarak elde edilmiştir. Aynı kütleli debi için 0.9 MPa çıkış basıncında güç çıkışı ve izantropik verim 1.33 kW ve %12.42 olarak elde edilmiştir. Kütleli debi değeri 1 kg/s'ye çıkarıldığında güç çıkışı ve izantropik verim sırasıyla 1.2 MPa çıkış basıncında 2.83 kW ve %10.10 olarak elde edilmiştir. Aynı kütleli debide güç çıkışı ve izantropik verim 0.9 MPa çıkış basıncında 2.96 kW ve %8.54 olarak elde edilmiştir.

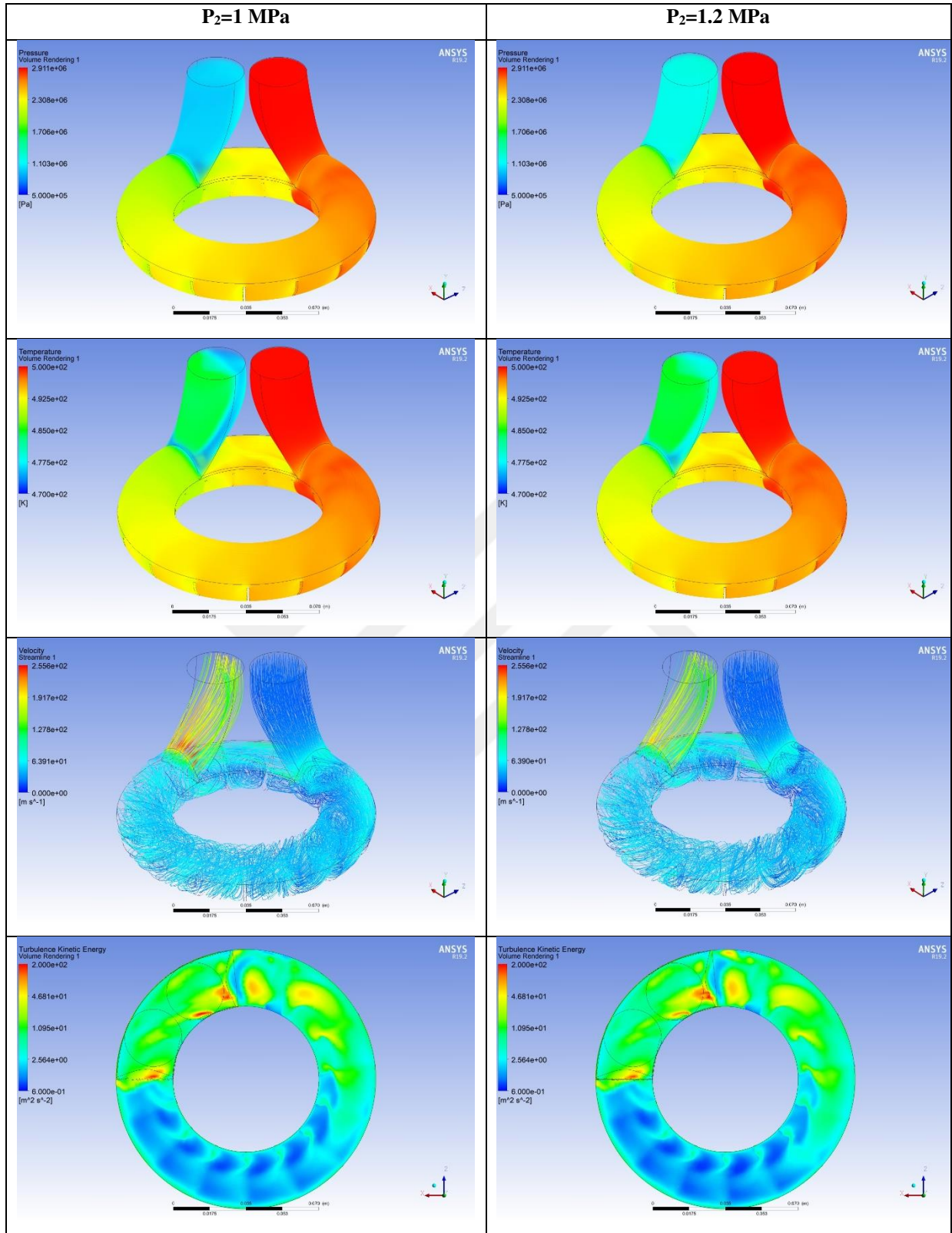
Şekil 3.1-3.8'e göre, türbinden elde edilen güç değeri, artan entalpi değerine bağlı olarak beklendiği gibi kütleli debinin artışıyla artmıştır. Ancak, izantropik verimlilik değerleri, giriş ve çıkış koşulları arasındaki entalpi farkını doğrudan etkileyen basınç oranlarındaki artış (aynı çıkış koşulu için) nedeniyle kütle akışındaki artışla azalır (bkz. Şekil 3.9). Bu sorunun aksine, verimlilik değerleri, basınç oranlarının ve entalpi farklarının azalması nedeniyle dönme hızının artmasıyla artar. Basınç oranı dönme hızının artmasıyla azalsa da, güç üretimi, giriş dinamik basıncının ve türbindeki entalpi değişim oranının artması nedeniyle artar (bkz. Şekil 3.10). Güç üretimi ayrıca, akışkan yoğunluğundaki artış nedeniyle türbin çıkış basıncının (P_2) artmasıyla azalır ve bu da girişteki akışkanın hız değerlerinde bir azalmaya neden olur (bkz. Şekil 3.11).



Şekil 3.9. 500K giriş sıcaklığı, 1.0 MPa çıkış basıncı ve 1500 d/dak dönüş hızı koşullarında farklı kütesel debiler için basınç, sıcaklık ve hız dağılımları.



Şekil 3.10. 500K giriş sıcaklığı, 1.0 MPa çıkış basıncı ve 1.0 kg/s kütle debisi için farklı dönüş hızlarına göre basınç, sıcaklık ve hız dağılımları.

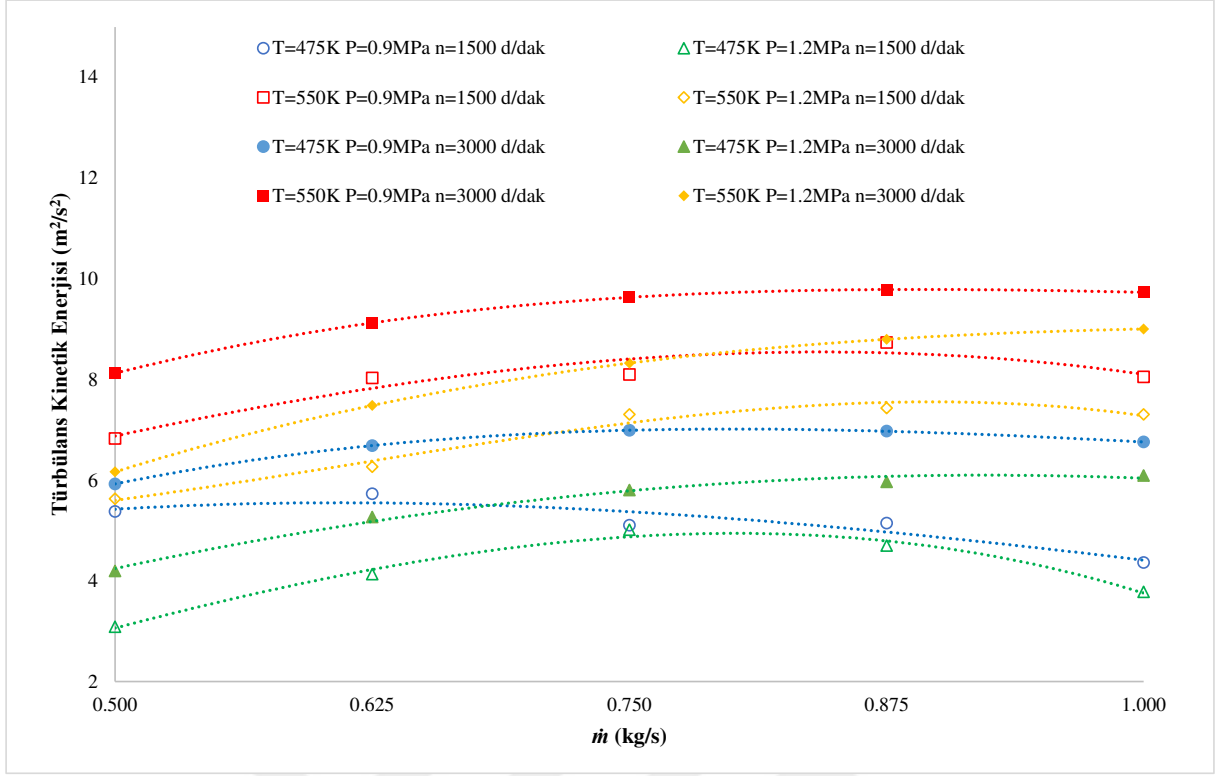


Şekil 3.11. 500K giriş sıcaklığı, 1500 d/dak dönüş hızı ve 1.0 kg/s kütle debisi koşullarında farklı çıkış basınçları için basınç, sıcaklık ve hız dağılımları.

Şekil 3.9'a göre, kütleli debinin artışı ile aynı giriş sıcaklığı ve çıkış basıncı için basınç oranının artmasına neden olmaktadır. Beklendiği gibi, güç üretimi de kütleli debinin artışıyla artmıştır, bu da türbin içindeki akışkanın hız değerlerinde ve türbülans kinetik enerjisinde bir artışa neden olmaktadır. Kütleli debideki artış ayrıca giriş ve çıkış kesitleri arasında sıcaklık farkına sebep olmaktadır. Ayrıca, daha yüksek kütleli debilerde, artan basınç oranları giriş ve çıkış kesitleri arasındaki sızıntı bölgesindeki kaçak debinin de hızını artırmaktadır. Bu da türbülans kinetik enerjisinin kaybına ve verimlilikte bir azalmaya neden olmaktadır.

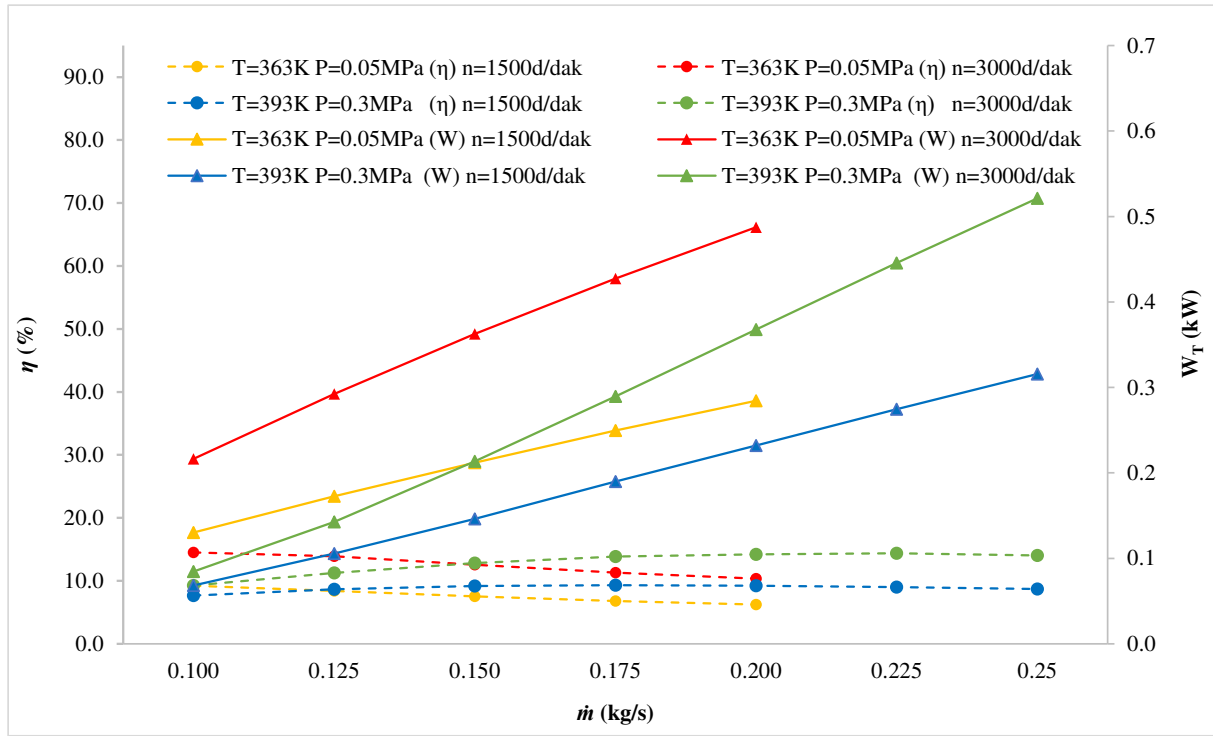
Şekil 3.10'a göre, RFT'nin yapısına bağlı olarak, akışkan türbinden daha yüksek dönme hızlarında daha yüksek hızla ayrılmaktadır. Bu nedenle basınç oranları da azalmaktadır. Sıcaklık dağılımı ihmal edilebilir düzeyde olduğundan, basınç değişimi entalpi değişiminde kritik öneme sahiptir. Ayrıca, türbin girişinin dinamik basıncı daha yüksek dönme hızlarında daha yüksektir; bu nedenle, entalpi değişimi de daha yüksektir ve türbinden elde edilen güç miktarı da artmaktadır. Akım çizgileri dağılımına göre, basınç oranları daha düşük dönme hızları için daha yüksek dönme hızlarına kıyasla sızıntı bölgesini de olumsuz etkilemektedir. Ek olarak, akışı etkileyen santrifüj kuvvetlerinin büyüklüğüne bağlı olarak, duvarlardaki türbülans kinetik enerjisi daha yüksek dönme hızları için daha yüksektir. Bu son etki de verimliliği azaltmaktadır.

Şekil 3.11'e göre, basınç oranı çıkış basıncının artmasıyla azalırken, sıcaklık dağılımı ihmal edilebilir düzeydedir. Daha yüksek çıkış basınçlarında, akışkanın ortalama yoğunluğu arttığından akış çizgilerinin yoğunluğu azalmaktadır. Akışkan yoğunluğundaki artış, süreklilik nedeniyle iç türbinin yerel kesitlerinde hızın azalmasına neden olmaktadır. Bu olay, rotor duvarlarındaki ve rotor uçlarındaki türbülans kinetik enerjisini azaltır ve bunun sonucunda güç üretimi azalmaktadır. Güç üretimi azalsa da basınç oranının azalmasına bağlı olarak verimlilik artar, bu da türbine daha az enerji verildiği anlamına gelmektedir. Türbin içindeki akışkanın termo-hidrolik davranışlarına göre, türbülans kinetik enerjisi dağılımı kütleli debi, basınç oranı ve sıcaklık dağılımının değişimine bağlı olarak önemli bir parametredir. Hacimdeki ortalama türbülans kinetik enerjisinin değişimi çeşitli koşullar için incelenmiştir, elde edilen sonuçlar Şekil 3.12'de verilmektedir.



Şekil 3.12. Farklı çalışma koşulları için hacimdeki ortalama türbülans kinetik enerjisi değişimleri.

Şekil 3.12'ye göre, ortalama türbülans kinetik enerjisi çıkış basıncının artmasıyla azalırken, türbin giriş sıcaklığıyla artmaktadır. Daha yüksek dönme hızlarında, türbin rotorundaki türbülans kinetik enerjisi daha yüksek entalpi değişim oranlarına ve daha düşük basınç oranlarına bağlı olarak artmaktadır. Türbülans kinetik enerjisi, santrifüj kuvvetleri etkili olmaya başladığından ve türbin duvarlarında kayıplara neden olduğundan kütle akışının belirli bir noktadan itibaren azalmaktadır. Ayrıca, akış hızı basınç oranlarındaki artışla artar ve bu da türbülans kinetik enerjisinin kayıplarının artmasına neden olmaktadır. Ayrıca, daha düşük sıcaklık ve basınç uygulamaları ele alınmış olup, daha düşük kütle akışları altında 363K ve 393K için analizler gerçekleştirilmiştir. Bu koşullar altında izantropik verimin ve türbin güç çıkışının değişimi Şekil 3.13'de verilmiştir.



Şekil 3.13. 363K ve 393K giriş sıcaklıklarında farklı basınçlar için izantropik verimlilik ve güç çıkışı değişimi.

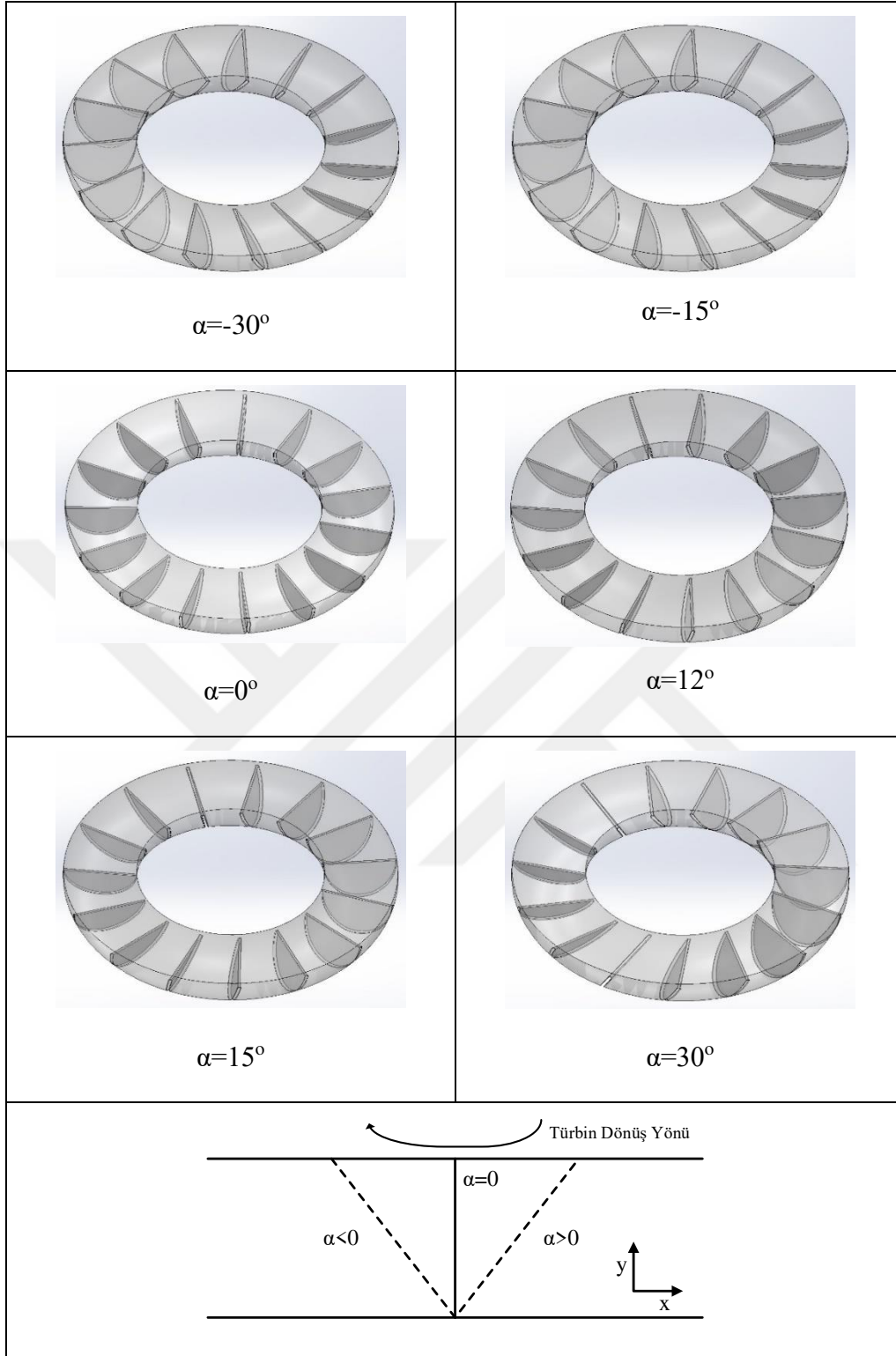
Şekil 3.13'e göre, 363K giriş sıcaklığı, 0.05 MPa çıkış basıncı ve 3000 d/dak türbin devir sayısında, 0.1-0.2 kg/s arasındaki kütleli debi için güç çıkışı 0.216-0.488 kW arasında, izantropik verim %10.35-%14.52 arasında elde edilmiştir. 1500 d/dak dönüş hızında, 0.1-0.20 kg/s arasındaki kütleli debi için güç çıkışı 0.130-0.284 kW arasında, izantropik verim %6.23-9.21 arasında elde edilmiştir. 393K giriş sıcaklığı, 0.3 MPa çıkış basıncı ve 3000 d/dak türbin dönüş hızında, 0.1-0.25 kg/s arasındaki kütleli debi için güç çıkışı 0.085-0.521 kW arasında ve izantropik verim %9.29-%14.04 arasında elde edilmiştir. 1500 d/dk türbin devrinde, 0.1-0.25 kg/s arasındaki kütleli debi için güç çıkışı 0.068-0.316 kW arasında, izantropik verim %7.64-%8.72 arasında elde edilmiştir.

4. GELENEKSEL RFT SİSTEM PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİ

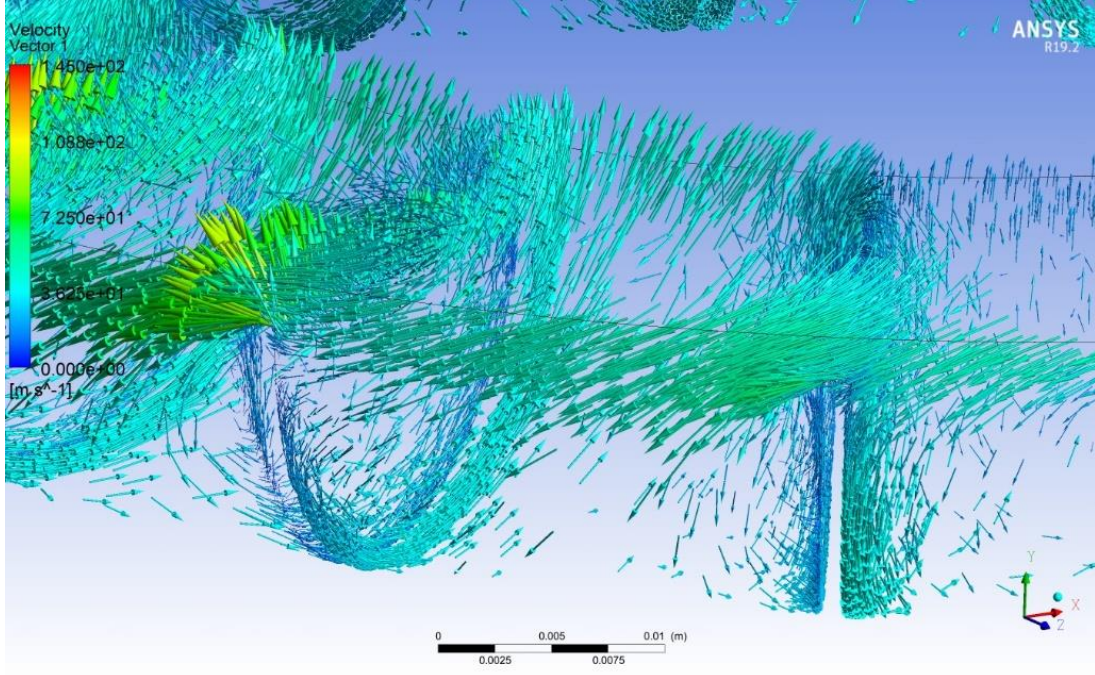
Türbin kanatlarının eğim değerinin değiştirilmesi türbin içinde dolaşan akışkanın kanatlara çarpma açısını ve türbin kanadının yüzey alanını değiştirmektedir. Bu da kanat geometrisinin eğimine ve akışkanın akış yönüne bağlı olarak türbinin ürettiği tork değerinin dolayısıyla da üretilen güç değerini değiştirir. Ayrıca kanat eğiminin değişmesi türbine giren ve türbinden çıkan akışkanın sıcaklık, basınç, hız değerlerini de değiştirir; bu da türbinden alınan güç ve izantropik verim değerlerinin değişmesine sebep olmaktadır.

Çalışmanın bu aşamasında önceki bölümlerde kullanılan türbin geometrisinin stator ve kaçak debi bölgesinde herhangi bir değişikliğe gidilmeden yalnızca rotor bölgesindeki kanat pozisyonu (yerleşim eğimi) değiştirilerek türbin performansına etkisi değerlendirilmiş, optimum gücün alındığı kanat eğimine sahip türbin modelinin farklı sıcaklık, basınç, devir sayısı ve kütleli debiler ile ürettiği güç ve izantropik verim değerleri belirlenmiştir. Türbin kanat eğimi değiştirilerek oluşturulan yeni geometriler Şekil 4.1’de gösterilmektedir.

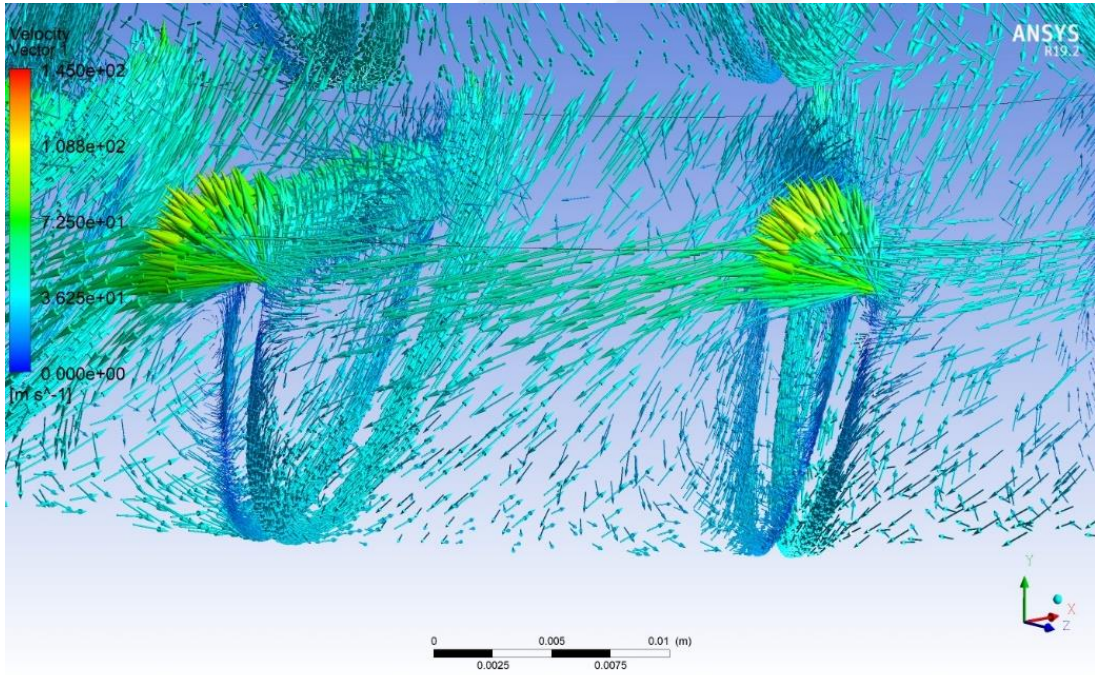
Buna göre, kanat açıları -30° , -15° , 0° (geleneksel model), 15° , 30° aralığında değiştirilmiş olup bu değişikliğin güç ve izantropik verim üzerine etkisi araştırılmıştır. Optimum noktanın belirlenmesi amacıyla 500K ve 0.9 MPa’da beş kütleli debi değeri için analizler gerçekleştirilmiştir. Geleneksel RFT ve eğimli RFT geometrilerine ait vektörel hız dağılımları Şekil 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.1. RFT kanat pozisyonları.



$\alpha=0^\circ$ için türbin içi vektörel hız dağılımı.

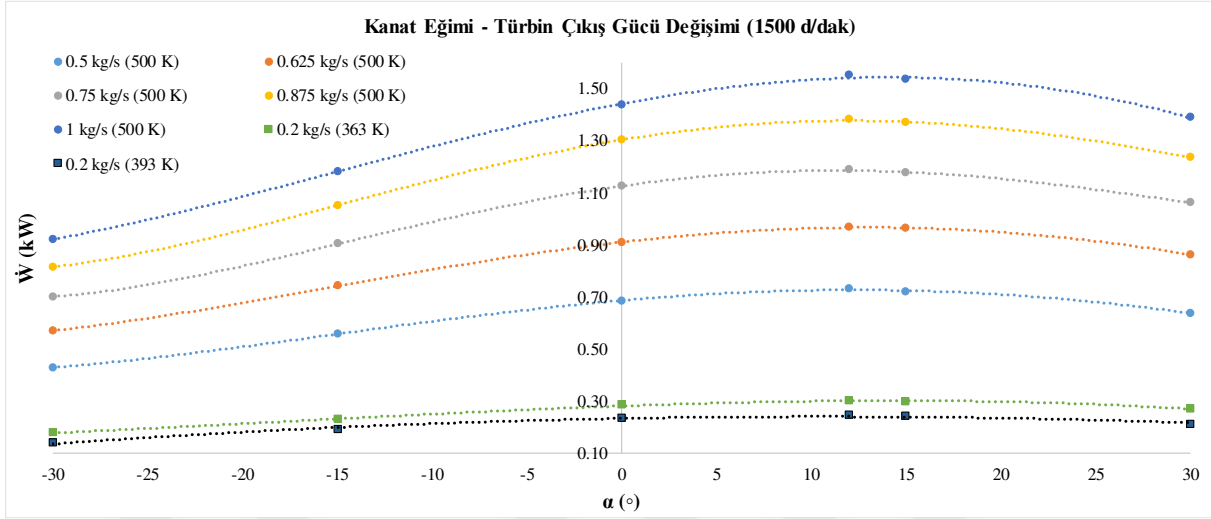


$\alpha=12^\circ$ için türbin içi vektörel hız dağılımı.

Şekil 4.2. Geleneksel ve eğimli RFT için vektörel hız dağılımı.

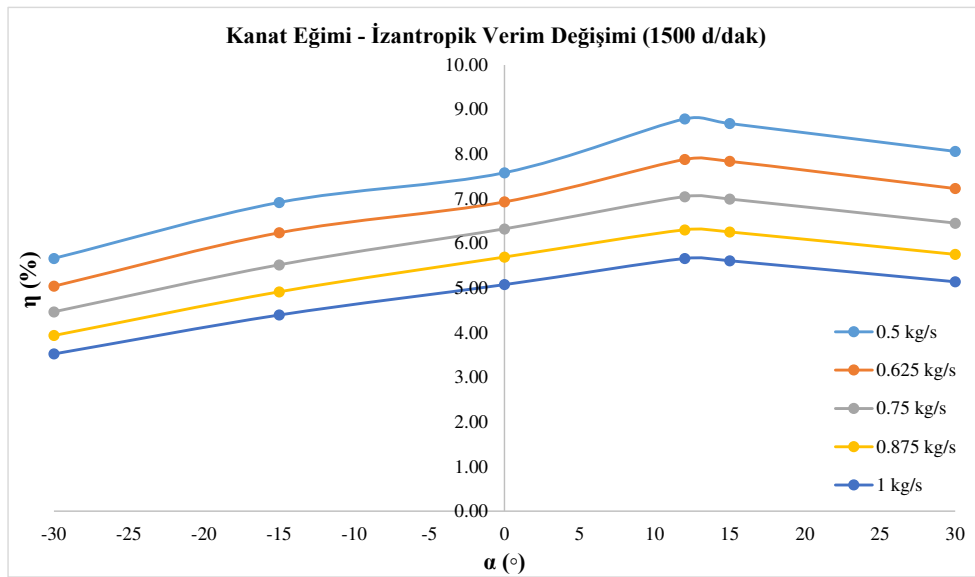
Şekil 4.2 incelendiğinde, kanada aktarılan momentum yoğunluğunun kanat eğimine bağlı olarak arttığı görülmektedir. Bu yoğunluktaki artışın sebebi, kanada dik gelen hız bileşenlerinin daha fazla kanat yüzeyiyle temasıdır. Şekil 4.3’de 1500 d/dak çalışma hızı için

-30° ile 30° arasında değişen kanat açılarında farklı kütleli debi değerleri için türbin çıkış gücünün geleneksel RFT geometrisi ile (0°) karşılaştırılması verilmiştir.



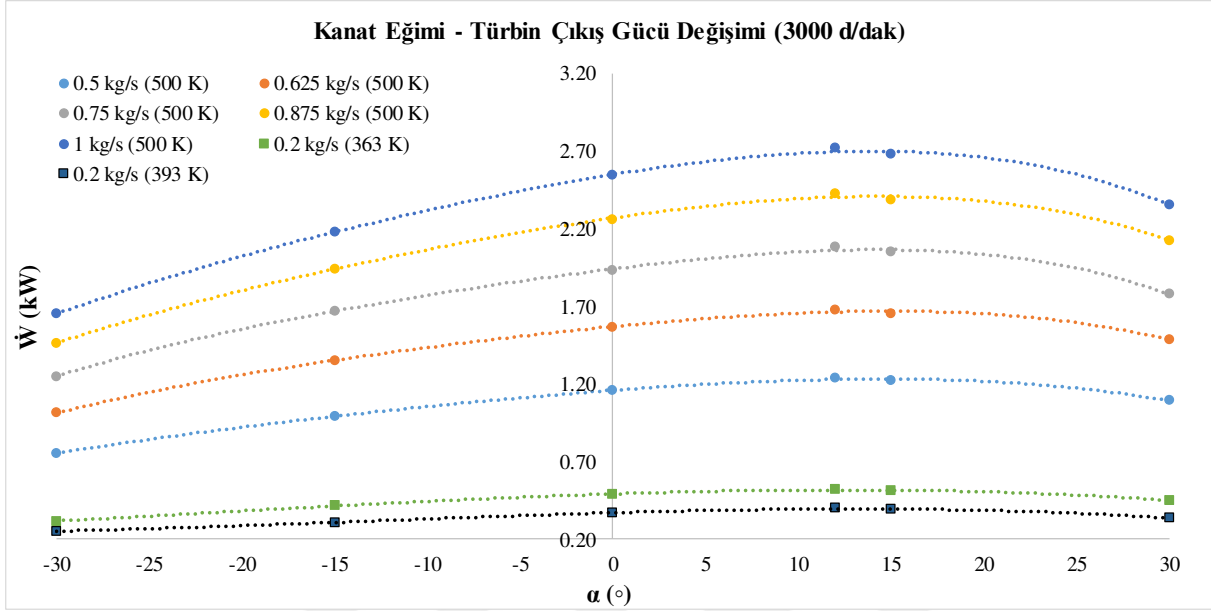
Şekil 4.3. Farklı kanat açısı ve kütleli debi değerleri için türbin çıkış gücünün değişimi. (1500 d/dak)

Şekil 4.3'e göre farklı kütleli debi değerleri için optimal kanat açısı yaklaşık 12° olarak belirlenmiştir. Bu noktada türbinin en yüksek gücü ürettiği görülmektedir. Analiz sonuçlarına göre, türbin giriş sıcaklığının optimal eğim açısı üzerinde herhangi bir etkisinin olmadığı tespit edilmiştir. Geleneksel RFT ile kıyaslandığında, 3000 d/dak çalışma hızı için optimal 12° kanat eğimli tasarım ile üretilen gücü %8'lara varan oranlarda artırmak mümkündür. 12° kanat açısı için izantropik verim değişimi Şekil 4.4'de verildiği gibidir.



Şekil 4.4. Farklı kanat açısı ve kütleli debi değerleri için türbin izantropik veriminin değişimi. (1500 d/dak)

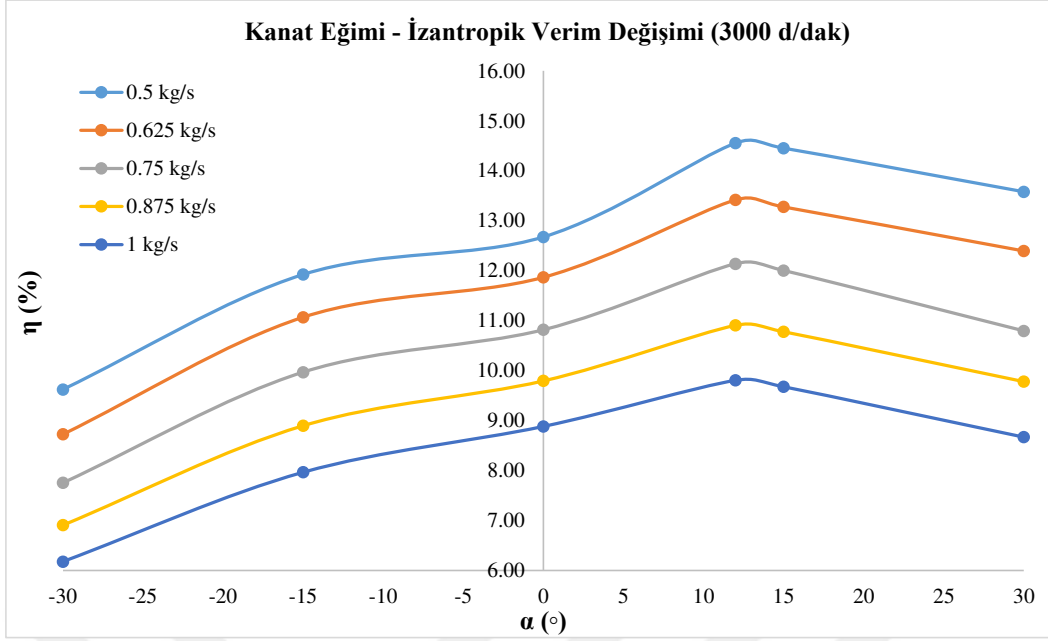
Şekil 4.4 incelendiğinde, verim değerleri %3.52 ile %8.78 arasında değişmektedir. Verim değeri 12° için en yüksek değerine ulaşmaktadır. Analizler aynı sınır şartlarında 3000 d/dak çalışma hızı için de gerçekleştirilmiştir. 3000 d/dak çalışma hızı için türbin çıkış gücünün ve izantropik verimin kanat açısı ile değişimi sırasıyla Şekil 4.5 ve Şekil 4.6’da verilmektedir.



Şekil 4.5. Farklı kanat açısı ve kütleli debi değerleri için türbin çıkış gücünün değişimi. (3000 d/dak)

Şekil 4.5 incelendiğinde, 3000 d/dak çalışma hızı için -30° ile 30° arasında değişen kanat açılarında farklı kütleli debi değerleri için türbin çıkış gücünün geleneksel RFT geometrisi ile (0°) karşılaştırılması verilmektedir. Elde edilen sonuçlara göre oluşturulan eğrinin tepe noktasının 1500 d/dak çalışma hızında olduğu gibi ortalama bir değer olarak 12° kanat açısına karşılık geldiği ve bu noktada türbinin en yüksek gücü ürettiği tüm kütleli debi değerleri için de aynı sonucun elde edildiği görülmektedir. Buna göre, devir sayısının optimal eğim açısı üzerinde herhangi bir etkisi tespit edilmemiştir. Geleneksel RFT ile kıyaslandığında, 3000 d/dak çalışma hızı için optimal 12° kanat eğimli tasarım ile üretilen gücü %9'lara varan oranlarda artırmak mümkündür.

Şekil 4.6’da 3000 d/dak çalışma hızı için farklı kanat açısı ve kütleli debi değerleri için türbin izantropik verim değerinin geleneksel RFT geometrisi ile karşılaştırılması verilmektedir.



Şekil 4.6. Farklı kanat açısı ve kütleli debi değerleri için türbin izantropik veriminin değişimi. (3000 d/dak)

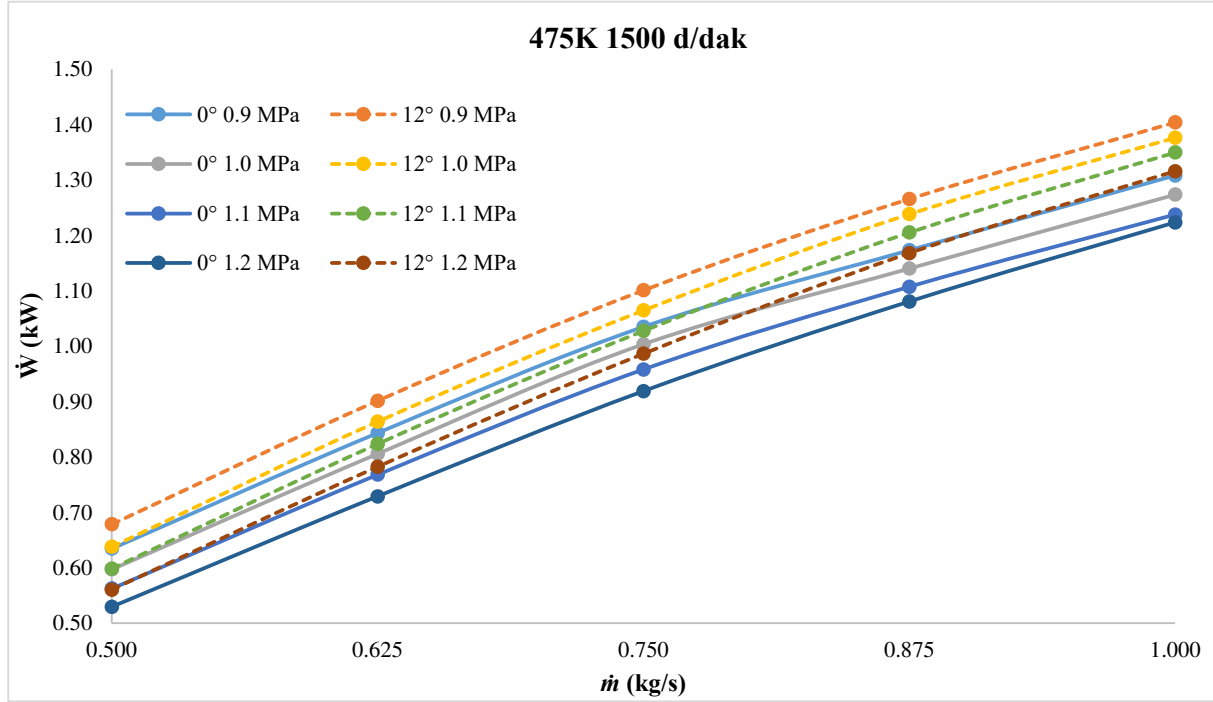
Şekil 4.6 incelendiğinde, verim değerleri %6.18 ile %14.56 arasında değişmektedir. Yüksek devir sayılarında düşük devir sayılarına göre daha yüksek verim elde edildiği görülmektedir.

Şekil 4.3-4.6 arasında verilen grafiklere göre düz kanat geometrisine sahip geleneksel modelin yalnızca kanat açısının değiştirilmesi durumunda elde edilebilecek güç ve izantropik değerinin 12° kanat açısında en yüksek olduğu görülmektedir. Optimum verime sahip bu modelin geleneksel RFT geometrisi ile daha detaylı bir karşılaştırması daha geniş sıcaklık, basınç ve kütleli debi aralıkları için detaylı şekilde incelenmiştir. Tablo 4.1’de 12° kanat eğimine sahip geometri ile yapılan analizlerin çalışma aralıkları belirtilmiştir.

Tablo 4.1. 12° Kanat açısına sahip türbinin parametrik analizi için türbin çalışma aralıkları.

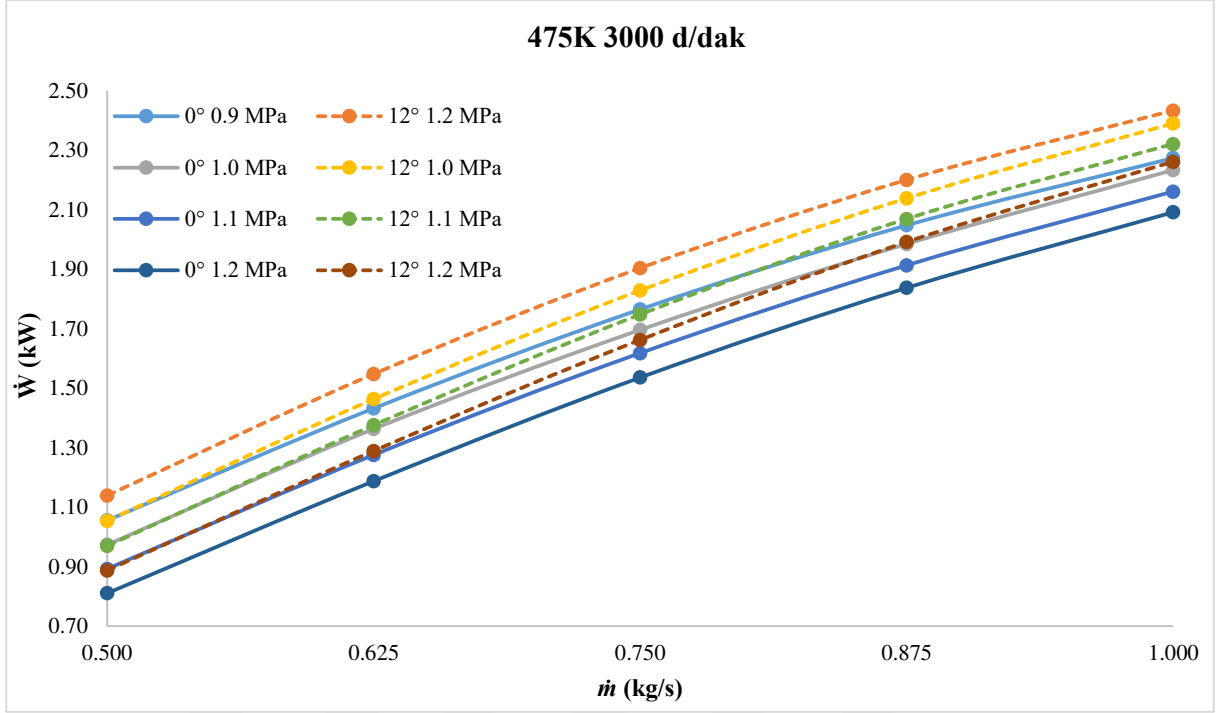
Parametre	Çalışma Aralığı
Türbin Giriş Sıcaklığı (K)	363, 393, 475, 500
Türbin Çıkış Basıncı (MPa)	0.05, 0.3, 0.9, 1.0, 1.1, 1.2
Türbin Devir Sayısı (d/dak)	1500 ve 3000
Kütleli debi (kg/s)	0.1-0.25 ve 0.5-1

Şekil 4.7’de 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için 1500 d/dak çalışma hızında türbin çıkış gücünün kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



Şekil 4.7. Optimal eğimli RFT için 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için güç üretimi değişimi (1500 d/dak)

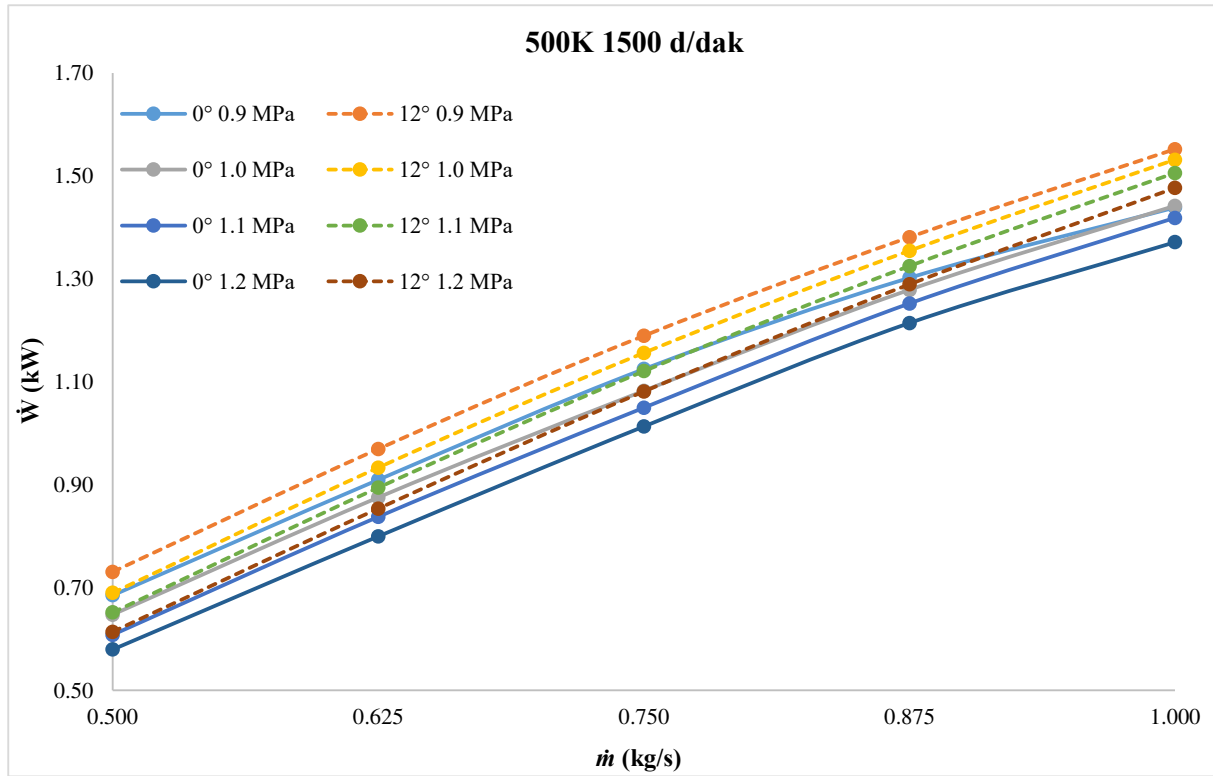
Şekil 4.7’ye göre 12° kanat açısına sahip geometride 475K giriş sıcaklığı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında güç çıkışı 0.56 kW’dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda elde edilen güç değeri 0.53 kW’dır. 0.9 MPa türbin çıkış basıncında ise aynı kütleli debi için bu değer 12° kanat açısına sahip modelde 0.68 kW 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.63 kW’dır. Kütleli debi 1 kg/s’ye çıkarıldığında 12° kanat açısına sahip geometride 1.2 MPa çıkış basıncında güç çıkışı 1.32 kW’dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 1.22 kW’dır. Aynı kütleli debide 0.9 MPa çıkış basıncında 12° kanat açısına sahip geometride 1.40 kW, 0° kanat açısına sahip modelde ise 1.31 kW’dır. Şekil 4.8’de 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için 3000 d/dak çalışma hızında türbin çıkış gücünün kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



Şekil 4.8. Optimal eğimli RFT için 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için güç çıkışı değişimi (3000 d/dak)

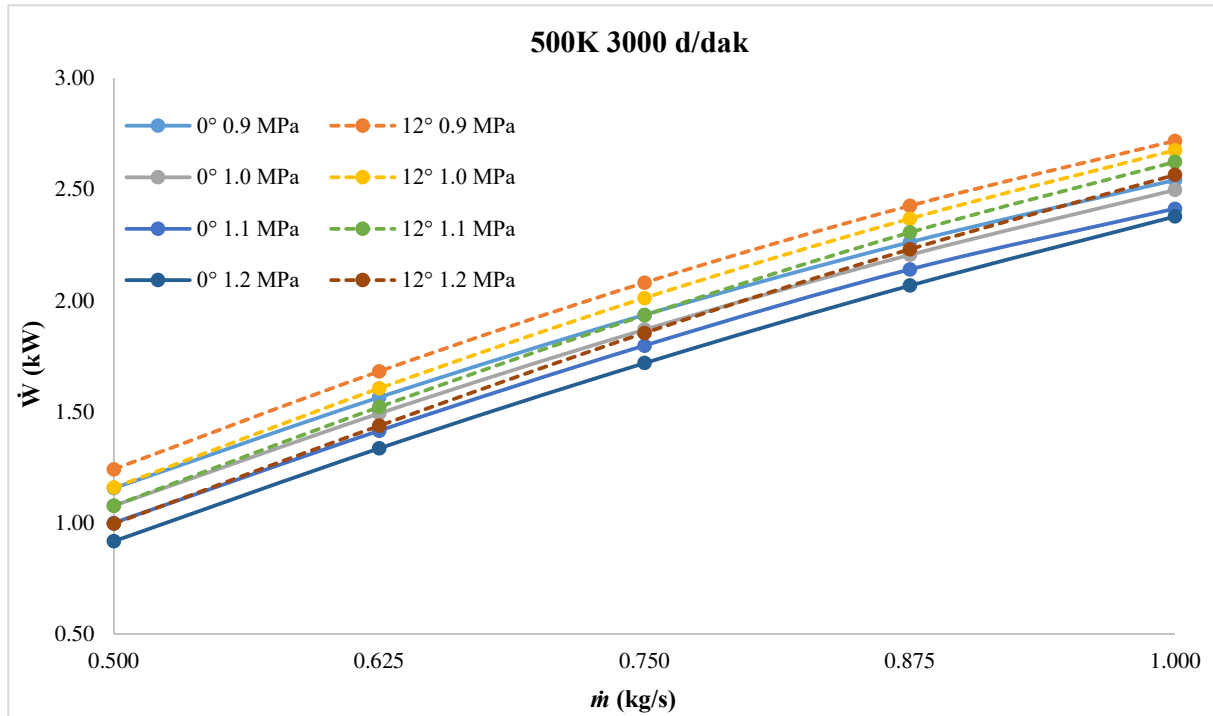
Şekil 4.8'e göre 12° kanat açısına sahip geometride 475K giriş sıcaklığı ve 3000 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında güç çıkışı 0.89 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda elde edilen güç değeri 0.81 kW'dır. 0.9 MPa türbin çıkış basıncında ise aynı kütleli debi için bu değer 12° kanat açısına sahip modelde 1.14 kW 0° kanat açısına sahip modelde ise 1.06 kW'dır. Kütleli debi 1 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat açısına sahip geometride 1.2 MPa çıkış basıncında güç çıkışı 2.26 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 2.09 kW'dır. Aynı kütleli debide 0.9 MPa çıkış basıncında 12° kanat açısına sahip geometride 2.43 kW, 0° kanat açısına sahip modelde ise 2.27 kW'dır.

Şekil 4.9'da 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için 1500 d/dak çalışma hızında türbin çıkış gücünün kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



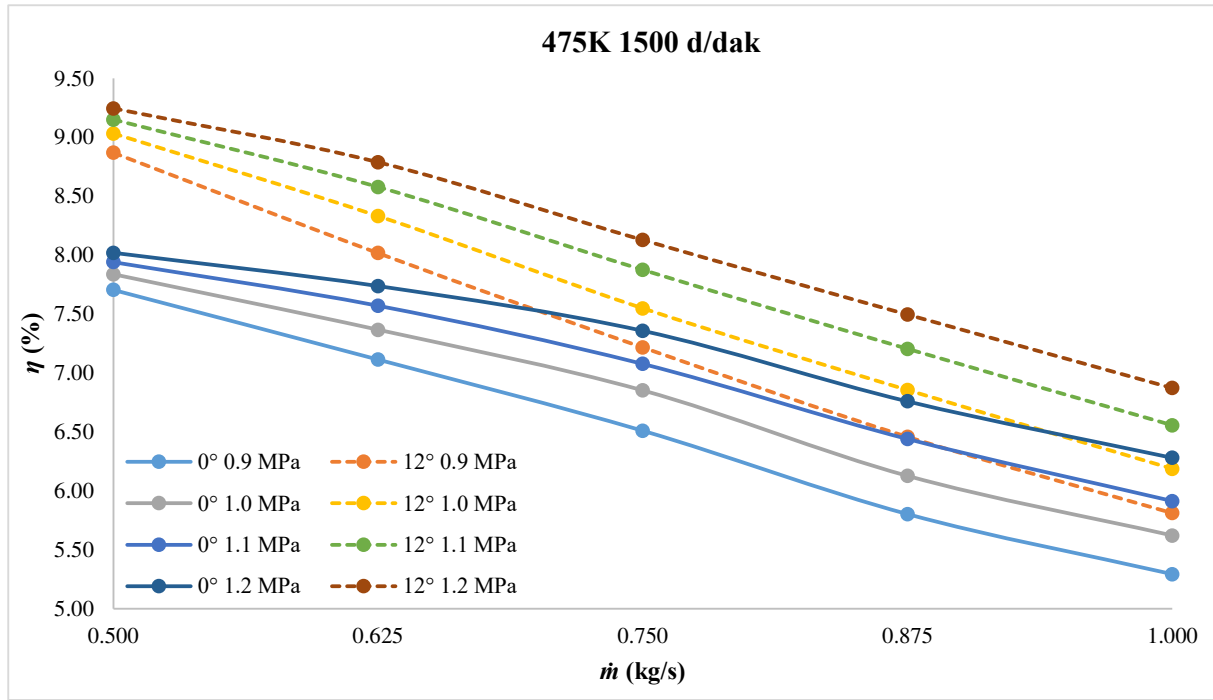
Şekil 4.9. Optimal eğimli RFT için 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için güç çıkışı değişimi (1500 d/dak)

Şekil 4.9'a göre 12° kanat açısına sahip geometride 500K giriş sıcaklığı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında güç çıkışı 0.61 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda elde edilen güç değeri 0.58 kW'dır. 0.9 MPa türbin çıkış basıncında ise aynı kütleli debi için bu değer 12° kanat açısına sahip modelde 0.73 kW 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.68 kW'dır. Kütleli debi 1 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat açısına sahip geometride 1.2 MPa çıkış basıncında güç çıkışı 1.48 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 1.37 kW'dır. Aynı kütleli debide 0.9 MPa çıkış basıncında 12° kanat açısına sahip geometride 1.55 kW, 0° kanat açısına sahip modelde ise 1.44 kW'dır. Şekil 4.10'da 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için 3000 d/dak çalışma hızında türbin çıkış gücünün kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



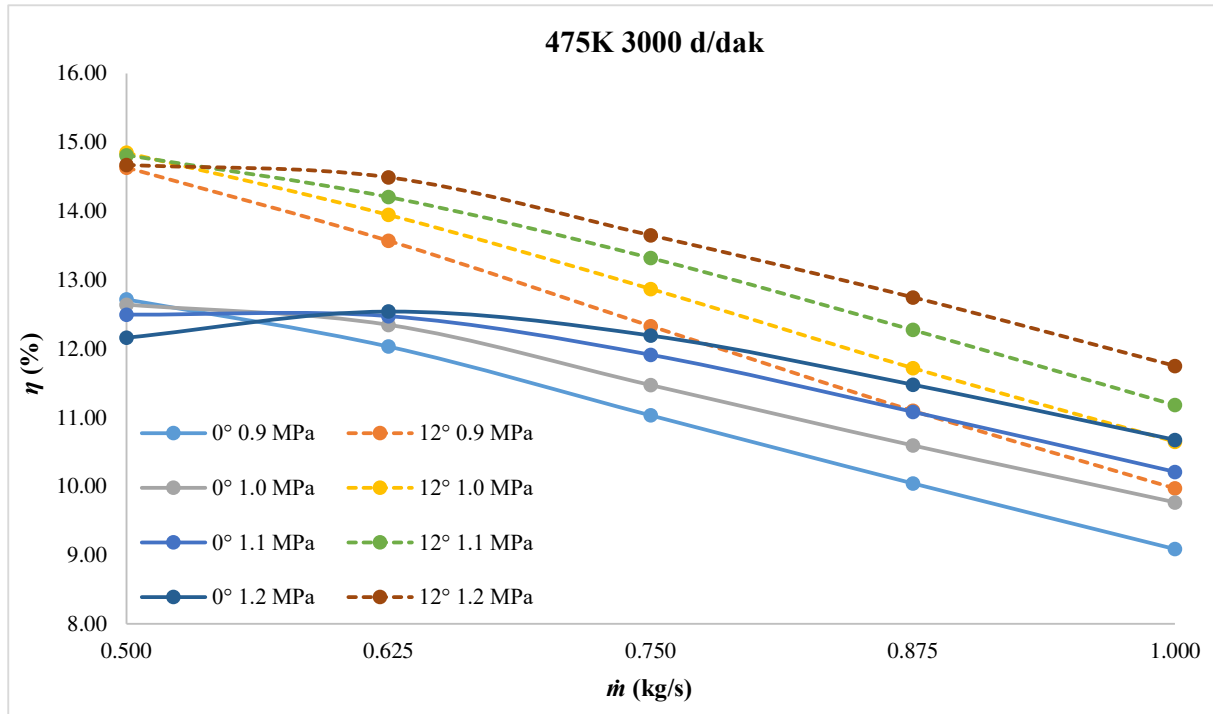
Şekil 4.10. Optimal eğimli RFT için 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için güç çıkışı değişimi (3000 d/dak)

Şekil 4.10'a göre 12° kanat açısına sahip geometride 500K giriş sıcaklığı ve 3000 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında güç çıkışı 1.00 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda elde edilen güç değeri 0.92 kW'dır. 0.9 MPa türbin çıkış basıncında ise aynı kütleli debi için bu değer 12° kanat açısına sahip modelde 1.24 kW 0° kanat açısına sahip modelde ise 1.16 kW'dır. Kütleli debi 1 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat açısına sahip geometride 1.2 MPa çıkış basıncında güç çıkışı 2.56 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 2.38 kW'dır. Aynı kütleli debide 0.9 MPa çıkış basıncında 12° kanat açısına sahip geometride 2.72 kW, 0° kanat açısına sahip modelde ise 2.54 kW'dır. Şekil 4.11'de 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için 1500 d/dak çalışma hızında izantropik verimin kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



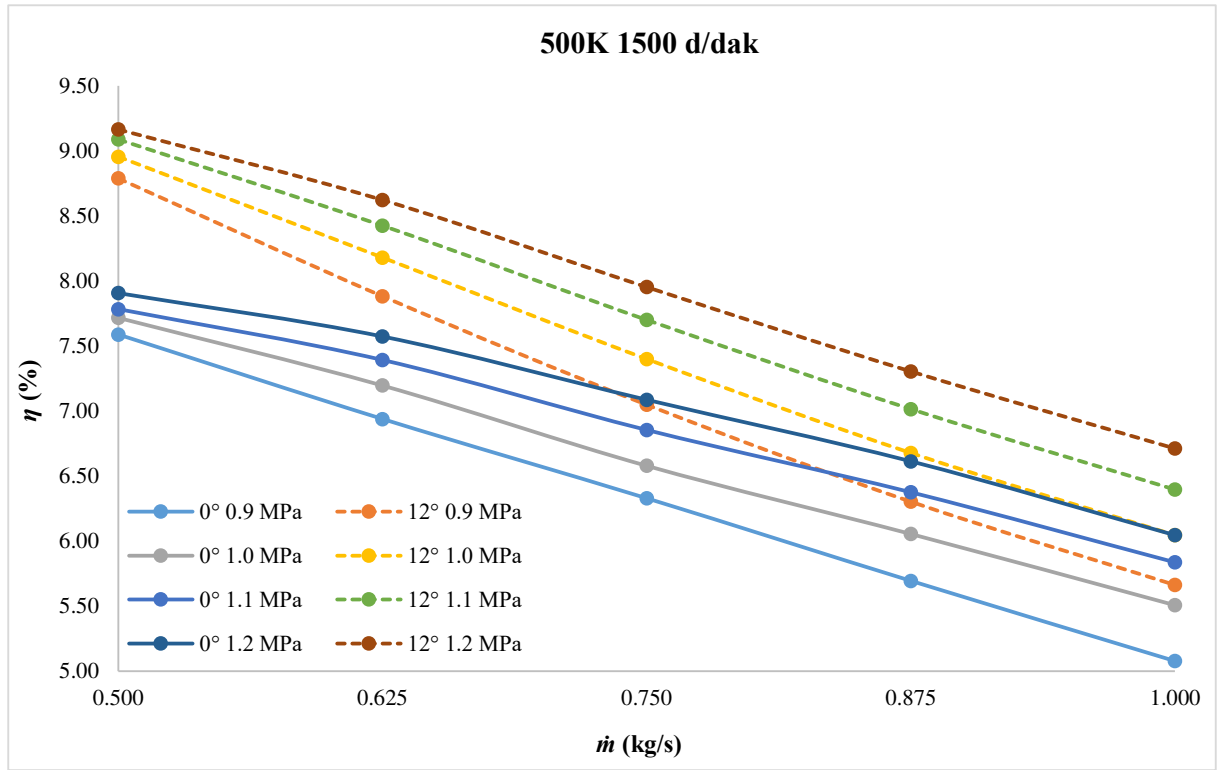
Şekil 4.11. Optimal eğimli RFT için 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim değişimi (1500 d/dak)

Şekil 4.11'e göre 12° kanat açısına sahip geometride 475K giriş sıcaklığı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında izantropik verim %9.25'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda ise türbinin izantropik verimi %8.02'dir. 0.9 MPa türbin çıkış basıncında ise aynı kütleli debi için bu değer 12° kanat açısına sahip modelde %8.87, 0° kanat açısına sahip modelde ise %7.71'dir. Kütleli debi 1 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat açısına sahip geometride 1.2 MPa çıkış basıncında izantropik verim %6.87'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise %6.28'dir. Aynı kütleli debide 0.9 MPa çıkış basıncında 12° kanat açısına sahip geometride %5.81, 0° kanat açısına sahip modelde ise %5.29'dur. Şekil 4.12'de 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için 3000 d/dak çalışma hızında izantropik verimin kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



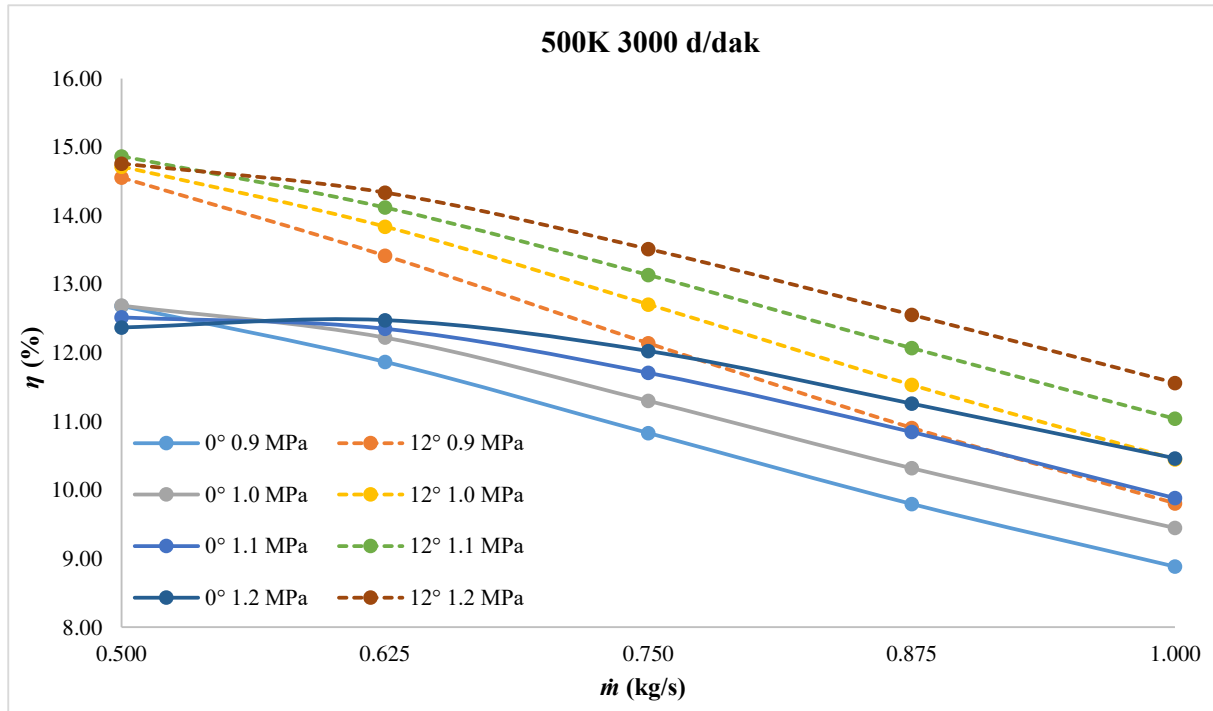
Şekil 4.12. Optimal eğimli RFT için 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim değişimi (3000 d/dak)

Şekil 4.12'ye göre 12° kanat açısına sahip geometride 475K giriş sıcaklığı ve 3000 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında izantropik verim %14.67'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda ise türbinin izantropik verimi %12.16'dır. 0.9 MPa türbin çıkış basıncında ise aynı kütleli debi için bu değer 12° kanat açısına sahip modelde %14.63, 0° kanat açısına sahip modelde ise %12.72'dir. Kütleli debi 1 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat açısına sahip geometride 1.2 MPa çıkış basıncında izantropik verim %11.75'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise %10.67'dir. Aynı kütleli debide 0.9 MPa çıkış basıncında 12° kanat açısına sahip geometride %9.97, 0° kanat açısına sahip modelde ise %9.09'dur. Şekil 4.13'de 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için 1500 d/dak çalışma hızında izantropik verimin kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



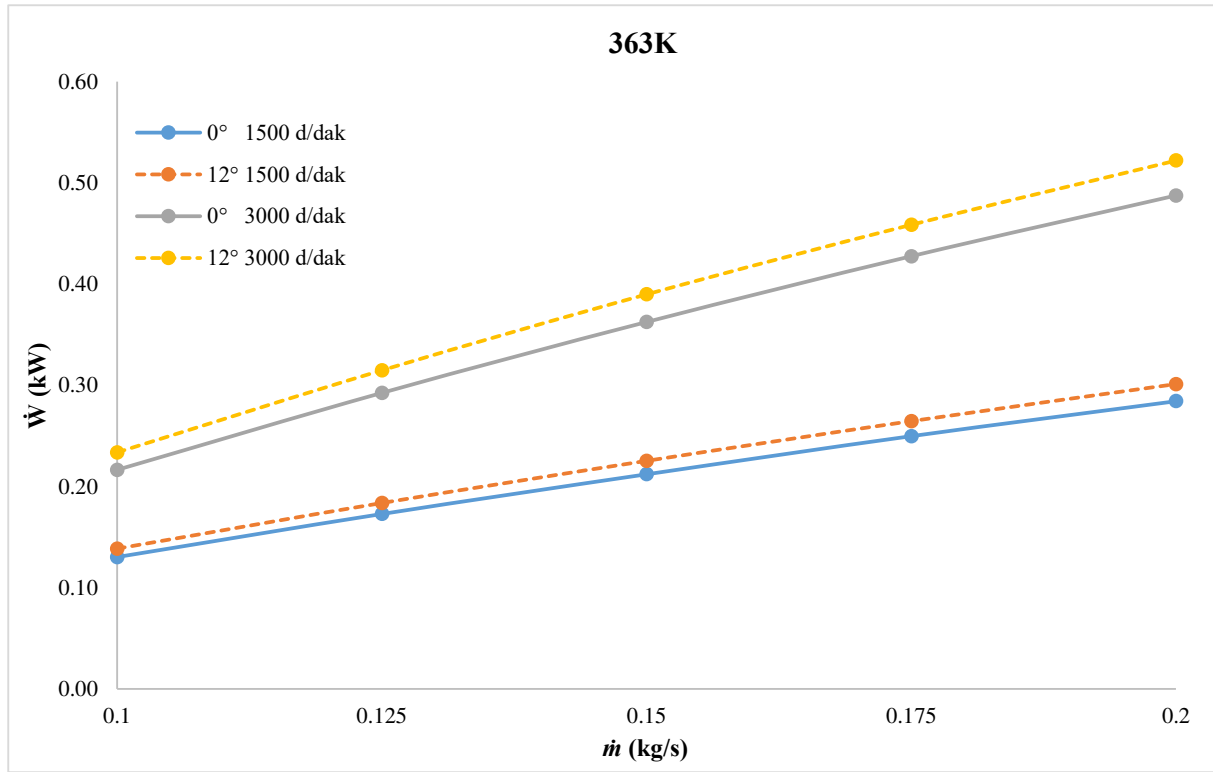
Şekil 4.13. Optimal eğimli RFT için 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim değişimi (1500 d/dak)

Şekil 4.13'e göre 12° kanat açısına sahip geometride 500K giriş sıcaklığı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında izantropik verim %9.17'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda ise türbinin izantropik verimi %7.91'dir. 0.9 MPa türbin çıkış basıncında ise aynı kütleli debi için bu değer 12° kanat açısına sahip modelde %8.79, 0° kanat açısına sahip modelde ise %7.59'dur. Kütleli debi 1 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat açısına sahip geometride 1.2 MPa çıkış basıncında izantropik verim %6.71'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise %6.05'dir. Aynı kütleli debide 0.9 MPa çıkış basıncında 12° kanat açısına sahip geometride %5.66, 0° kanat açısına sahip modelde ise %5.08'dir. Şekil 4.14'de 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için 3000 d/dak çalışma hızında izantropik verimin kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



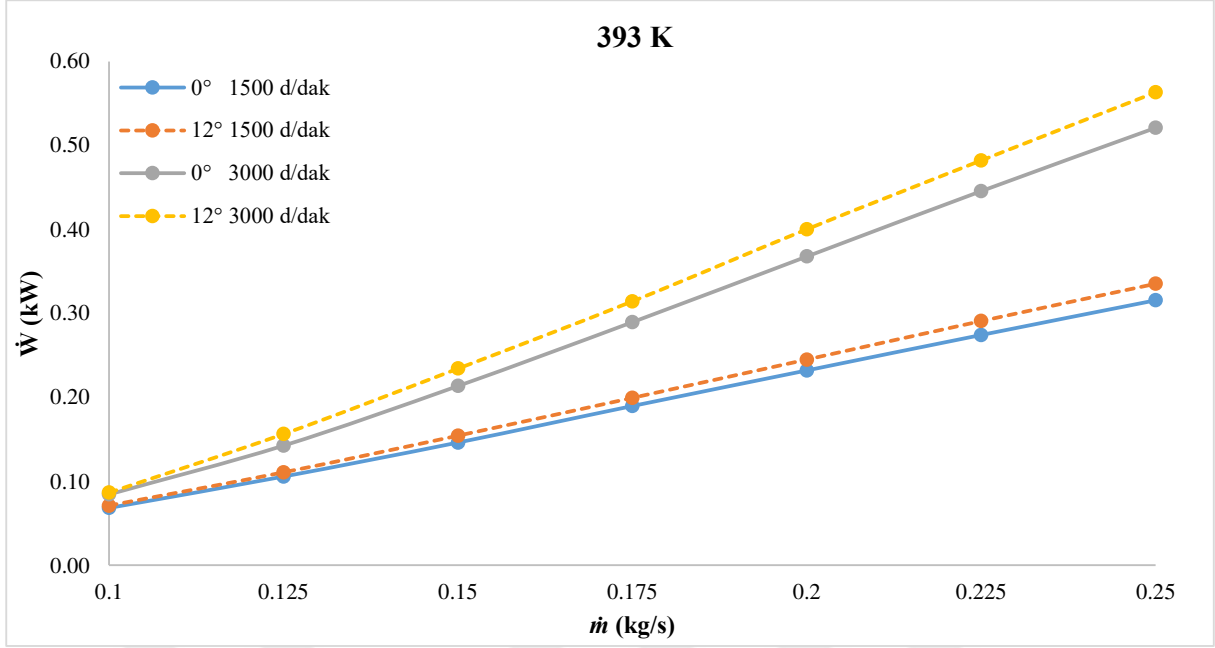
Şekil 4.14. Optimal eğimli RFT için 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim değişimi (3000 d/dak)

Şekil 4.14'e göre 12° kanat açısına sahip geometride 500K giriş sıcaklığı ve 3000 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında izantropik verim %14.76'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda ise türbinin izantropik verimi %12.37'dir. 0.9 MPa türbin çıkış basıncında ise aynı kütleli debi için bu değer 12° kanat açısına sahip modelde %14.56, 0° kanat açısına sahip modelde ise %12.68'dir. Kütleli debi 1 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat açısına sahip geometride 1.2 MPa çıkış basıncında izantropik verim %11.56'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise %10.46'dır. Aynı kütleli debide 0.9 MPa çıkış basıncında 12° kanat açısına sahip geometride %9.81, 0° kanat açısına sahip modelde ise %8.89'dur. Şekil 4.15'de 363K giriş sıcaklığı 0.05 MPa çıkış basıncı için 1500-3000 d/dak çalışma hızında türbin çıkış gücünün kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



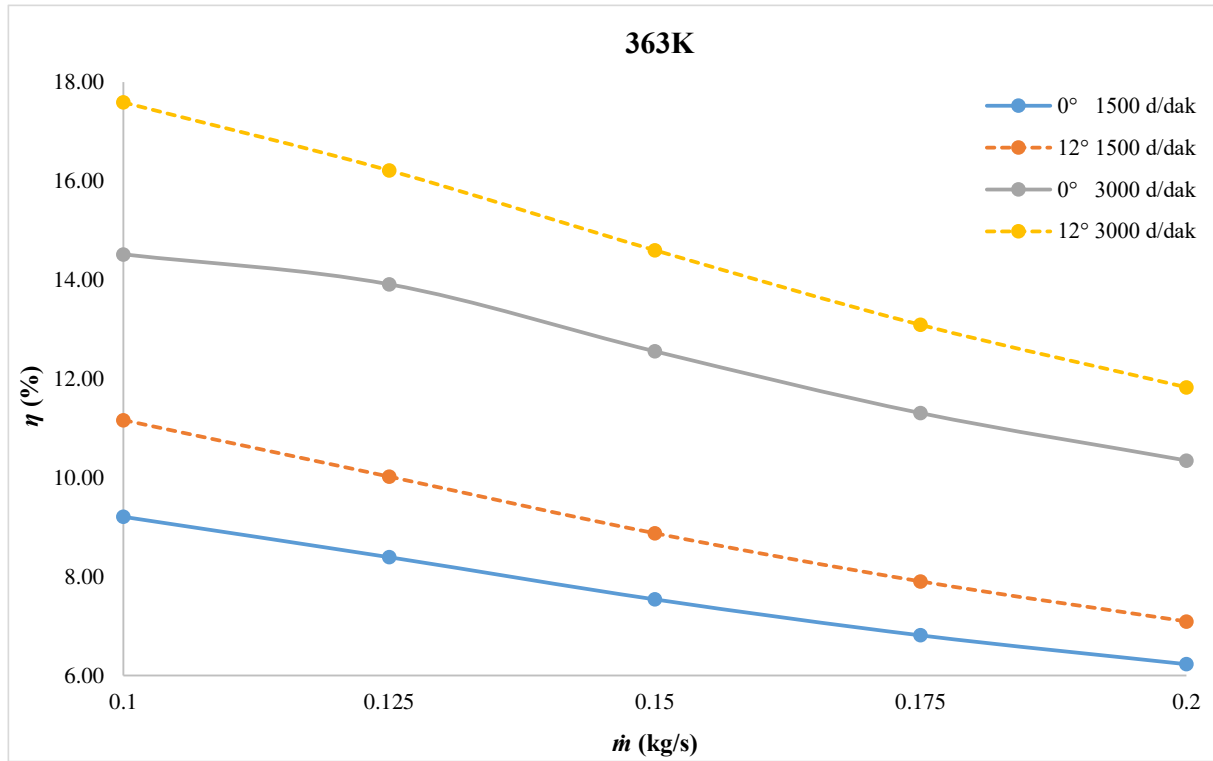
Şekil 4.15. Optimal eğimli RFT için 363K giriş sıcaklığı 0.05 MPa çıkış basıncı için güç çıkışı değişimi (1500-3000 d/dak)

Şekil 4.15'e göre 12° kanat açısına sahip geometride 363K giriş sıcaklığı, 0.05 MPa çıkış basıncı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.1 kg/s kütleli debide güç çıkışı 0.14 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda elde edilen güç değeri 0.13 kW'dır. Kütleli debi 0.2 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat açısına sahip geometride güç çıkışı 0.3 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.28 kW'dır. 3000 d/dak çalışma hızı için 12° kanat açısına sahip geometride 0.1 kg/s kütleli debide güç çıkışı 0.23 kW'dır, 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.22 kW'dır. Kütleli debi 0.2 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat açısına sahip geometride güç çıkışı 0.52 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.49 kW'dır. Şekil 4.16'da 393K giriş sıcaklığı 0.3 MPa çıkış basıncı için 1500-3000 d/dak çalışma hızında türbin çıkış gücünün kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



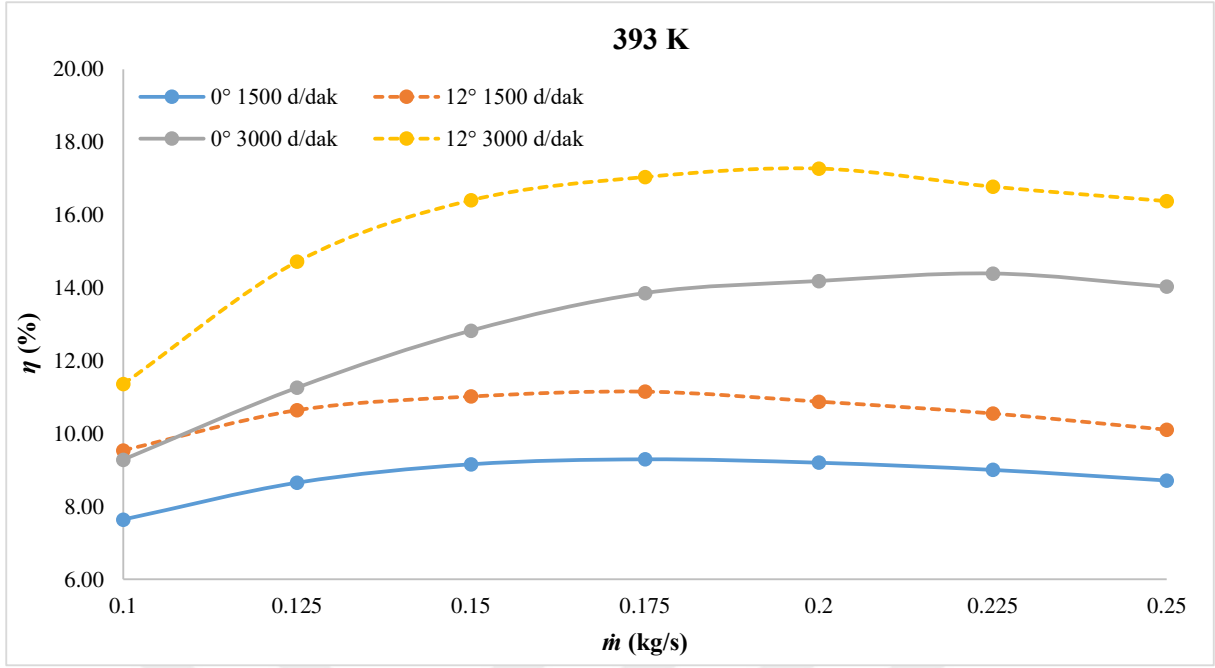
Şekil 4.16. Optimal eğimli RFT için 393K giriş sıcaklığı 0.3 MPa çıkış basıncı için güç çıkışı değişimi (1500-3000 d/dak).

Şekil 4.16'ya göre 12° kanat açısına sahip geometride 393K giriş sıcaklığı, 0.3 MPa çıkış basıncı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.1 kg/s kütleli debide güç çıkışı 0.071 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda elde edilen güç değeri 0.068 kW'dır. Kütleli debi 0.25 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat açısına sahip geometride güç çıkışı 0.34 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.32 kW'dır. 3000 d/dak çalışma hızı için 12° kanat açısına sahip geometride 0.1 kg/s kütleli debide güç çıkışı 0.09 kW'dır, 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.08 kW'dır. Kütleli debi 0.25 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat açısına sahip geometride güç çıkışı 0.56 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.52 kW'dır. Şekil 4.17'de 363K giriş sıcaklığı ve 0.05 MPa çıkış basıncı için 1500-3000 d/dak çalışma hızlarında izantropik verimin kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



Şekil 4.17. Optimal eğimli RFT için 363K giriş sıcaklığı 0.05 MPa çıkış basıncı için izantropik verim değişimi (1500-3000 d/dak)

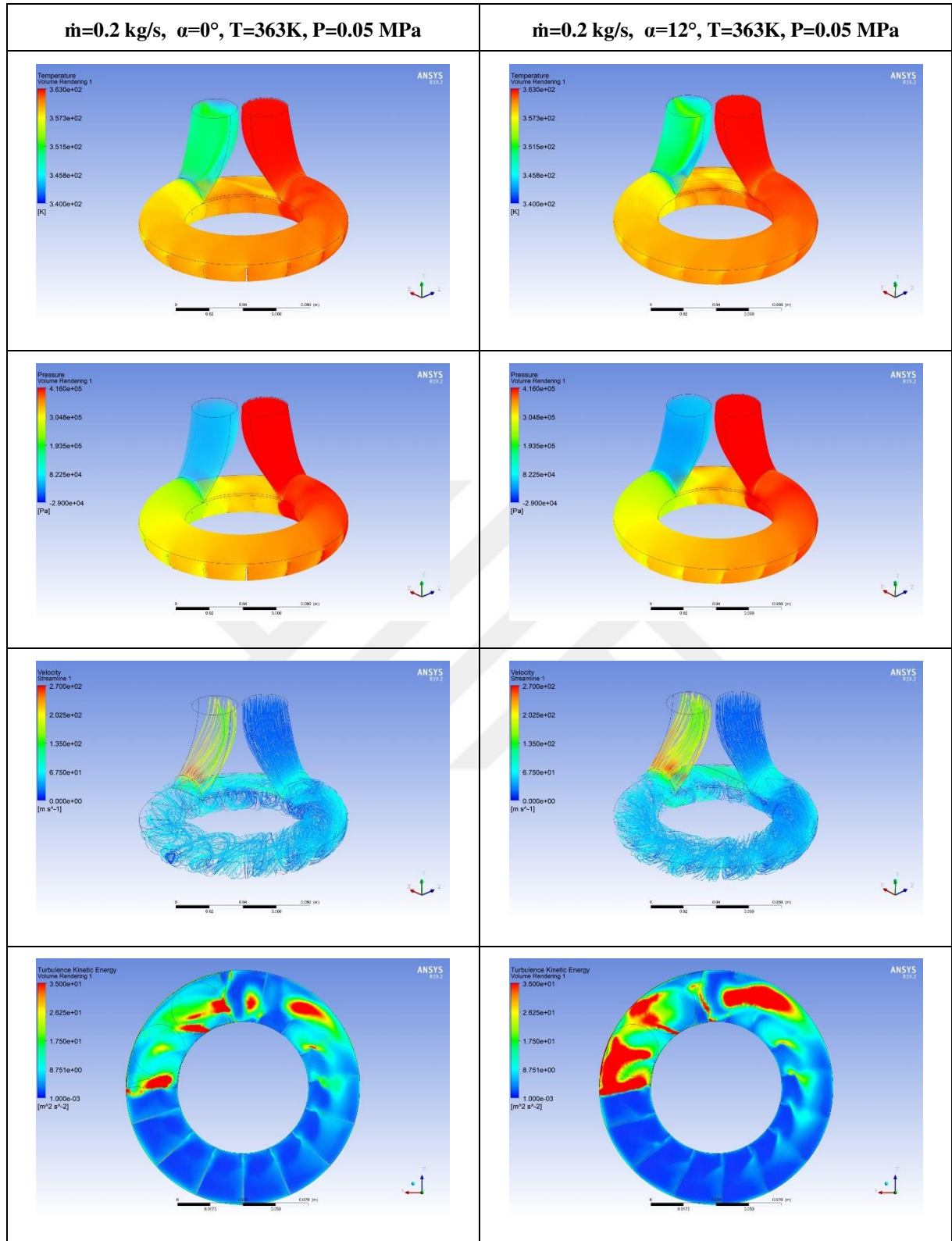
Şekil 4.17'ye göre 12° kanat açısına sahip geometride 363K giriş sıcaklığı, 0.05 MPa çıkış basıncı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.1 kg/s kütleli debide izantropik verim %11.16'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda izantropik verim %9.21'dir. Kütleli debi 0.2 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat açısına sahip geometride izantropik verim %7.09'dur. 0° kanat açısına sahip modelde ise %6.23'dür. 3000 d/dak çalışma hızı için 12° kanat açısına sahip geometride 0.1 kg/s kütleli debide izantropik verim %17.59'dur, 0° kanat açısına sahip modelde ise %14.52'dir. Kütleli debi 0.2 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat açısına sahip geometride %11.83'dür. 0° kanat açısına sahip modelde ise %10.35'dir. Şekil 4.18'de 393K giriş sıcaklığı ve 0.3 MPa çıkış basıncı için 1500-3000 d/dak çalışma hızlarında izantropik verimin kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



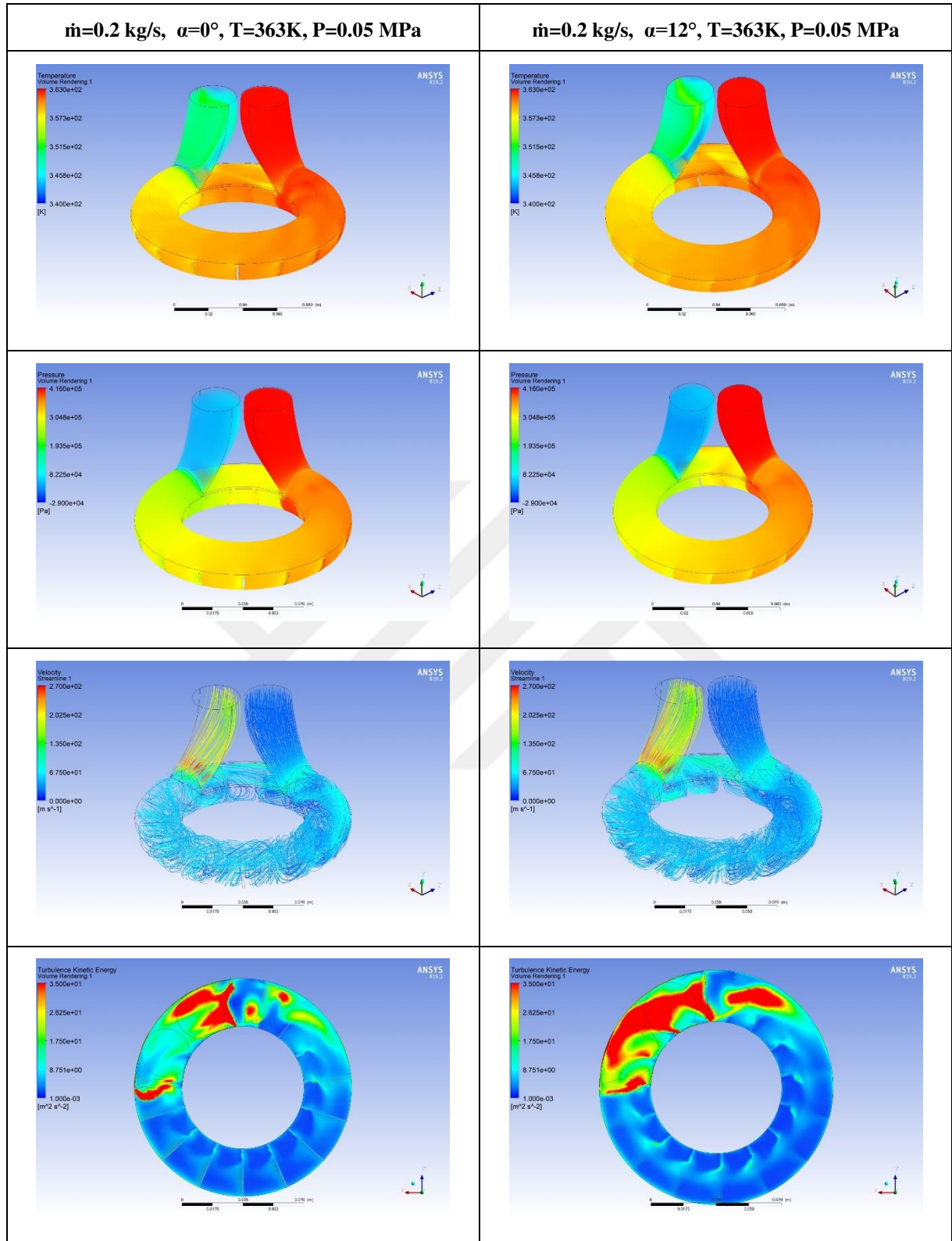
Şekil 4.18. Optimal eğimli RFT için 393K giriş sıcaklığı 0.3 MPa çıkış basıncı için izantropik verim değişimi (1500-3000 d/dak)

Şekil 4.18'e göre 12° kanat açısına sahip geometride 393K giriş sıcaklığı, 0.3 MPa çıkış basıncı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.1 kg/s kütleli debide izantropik verim %9.54'dür. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda izantropik verim %7.64'dür. Kütleli debi 0.2 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat açısına sahip geometride izantropik verim %10.11'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise %8.72'dir. 3000 d/dak çalışma hızı için 12° kanat açısına sahip geometride 0.1 kg/s kütleli debide izantropik verim %11.36'dır, 0° kanat açısına sahip modelde ise %9.29'dur. Kütleli debi 0.2 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat açısına sahip geometride %16.39'dur. 0° kanat açısına sahip modelde ise %14.04'dür.

Optimal eğime sahip tasarım ve geleneksel tasarım dikkate alınarak, türbin içerisindeki termo-hidrolik davranışlar incelenmiş ve elde edilen formlar 1500 d/dak için Şekil 4.19'da, 3000 d/dak için Şekil 4.20'de verilmiştir.



Şekil 4.19. 1500 d/dak dönüş hızı koşullarında farklı eğim açıları için basınç, sıcaklık ve hız dağılımları.



Şekil 4.20. 3000 d/dak dönüş hızı koşullarında farklı eğim açıları için basınç, sıcaklık ve hız dağılımları.

Şekil 4.19 ve Şekil 4.20 incelendiğinde, kanat eğiminin saat yönünde artışıyla ($\alpha > 0$) birlikte çıkış sıcaklığı geleneksel RFT'ye göre daha yüksektir. Eğimli kanada sahip RFT basınç dağılımı incelendiğinde, geleneksel RFT'ye göre giriş basıncı yüksek olup, çıkış basınçları eşittir. Buna bağlı olarak, türbin kanat yüzeylerindeki hız yoğunluğu artmaktadır. Artan bu hız yoğunluğu türbülans kinetik enerjisinde bir artışa neden olmakta, kanatlara aktarılan momentum dolayısıyla güç üretimi artmaktadır. Eğimli kanada sahip RFT için kaçak bölgesindeki türbülans kinetik enerji yoğunluğu, geleneksel RFT'ye kıyasla daha yüksektir. Bu akış olayının normal şartlarda güç üretimi ve verim değerinin düşürmesi beklenirken, akış yönünde oluşacak ters kuvvetleri de azalttığından güç üretimi değerini olumsuz etkilememektedir. Kanat eğimine bağlı olarak türbülans kinetik enerjisi kanat merkezi yoğunlaşmakta ve kanada aktarılan torku artırmaktadır. Bu etkilere bağlı olarak, hem güç üretimi artışı hem de türbine aktarılan enerjideki azalmasıyla tasarlanan RFT'nin verim değeri yükselmektedir.

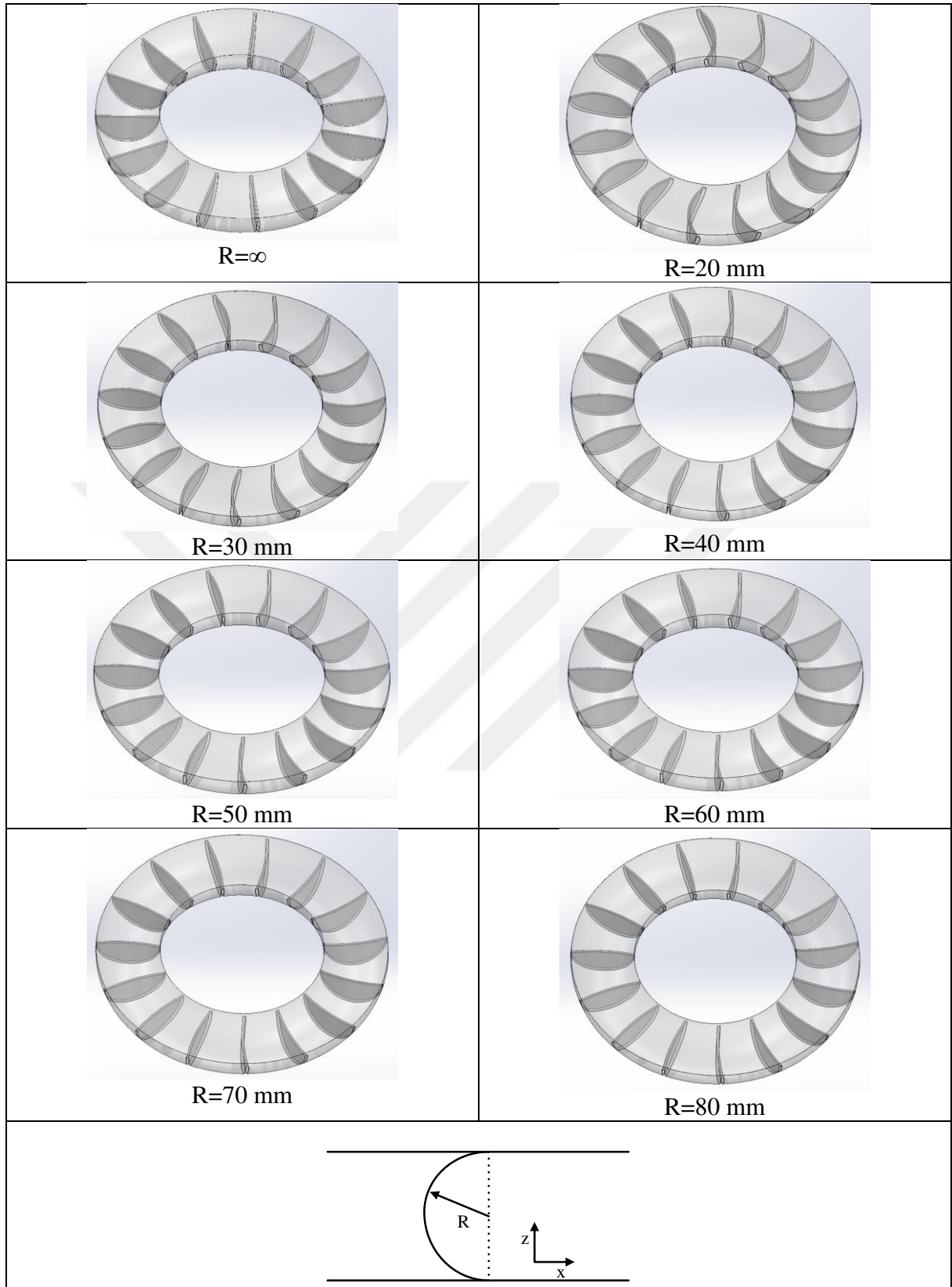
5. YENİ TİP RFT SİSTEM TASARIMI

Çalışmanın bu bölümünde RFT kanatlarının hem eğrilik yarıçapları hem de türbin kanatlarının eğim değeri değiştirilerek türbin çalışma performansına etkisi incelenmiştir. Kanatların eğrilik yarıçapı ve eğimlerinin değiştirilmesi kanatların yüzey alanını ve türbin içerisindeki akışa göre olan açısını değiştirir. Bu durum türbin kanatlarına gelen momentum yoğunluğunu, dolayısıyla da elde edilen tork ve güç değerlerini değiştirir. Yapılan geometrik değişiklikler, tanımlanan türbin giriş veya çıkış koşulları için, sıcaklık, basınç ve hız değerlerini de değiştirmektedir. Buna bağlı olarak, momentum yoğunluğundaki artışın etkisine ilave olarak ekstra izantropik verim artışı da sağlanmaktadır. Çalışmanın dördüncü bölümünde olduğu gibi bu bölümünde de türbinin yalnızca rotor bölümünde değişikliğe gidilmiştir, stator ve kaçak debi bölgelerinde herhangi bir değişiklik yapılmamıştır.

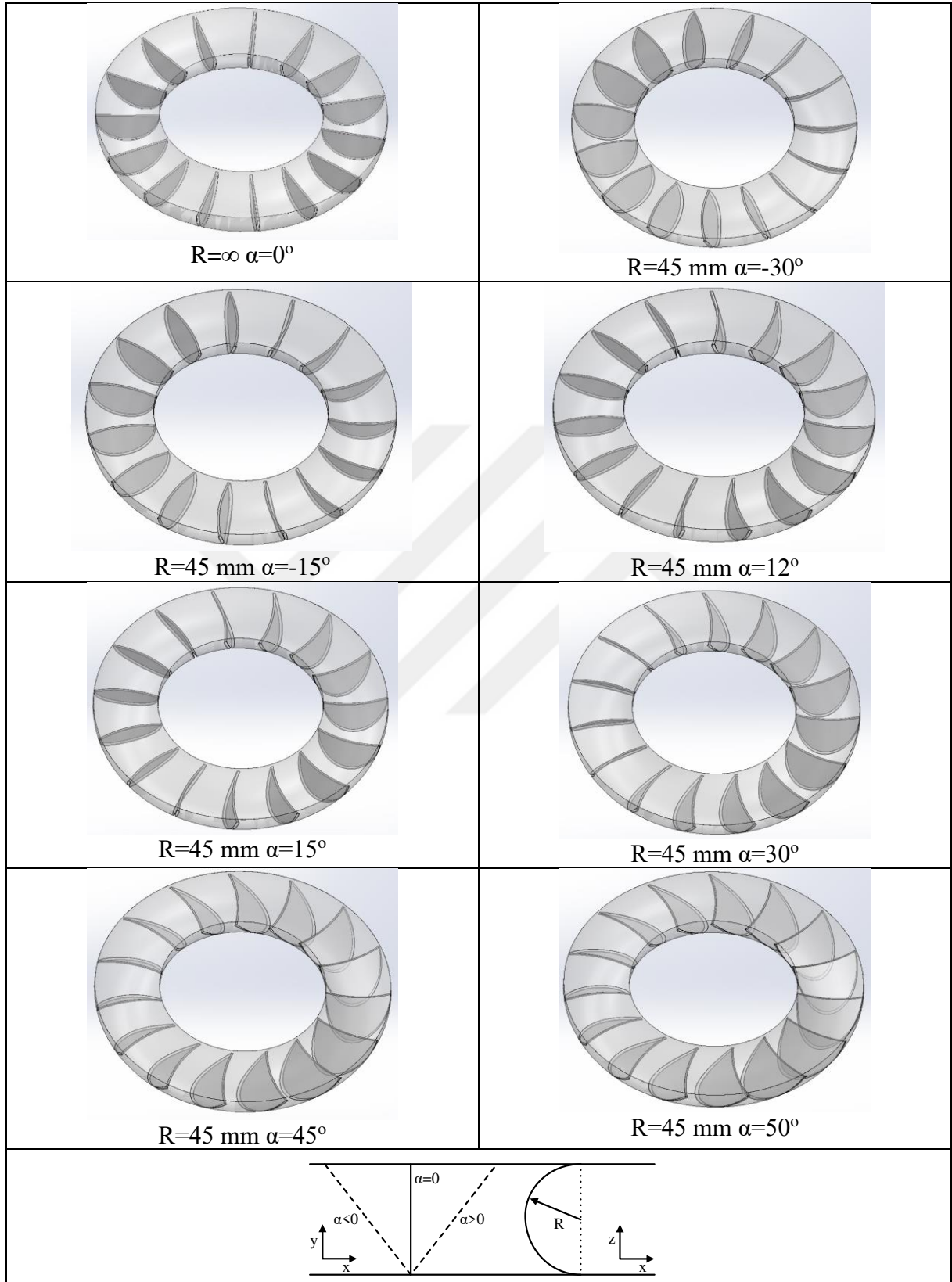
Çalışmanın birinci aşamasında kanat pozisyonu (yerleşim eğimi) değiştirilmeden yalnızca eğrilik yarıçapı değiştirilmiş bu değişikliğin türbinden elde edilen tork değerine etkisi incelenmiştir. Oluşturulan yeni modellere ait geometriler Şekil 5.1’de verildiği gibidir. Buna göre, geleneksel RFT kanat eğriliği $R=\infty$ ile verilmekte olup, düz kanat profilini tanımlamaktadır. Kanat eğrilinin etkisi $R=80$ mm değerine kadar incelenmiştir.

Çalışmanın ikinci kısmında ise optimum tork değerinin elde edildiği eğrilik yarıçapına sahip kanat geometrisinin farklı yerleşim eğimlerindeki performansı incelenmiştir. Türbin eğrilik yarıçapı değiştirilerek oluşturulan yeni geometriler Şekil 5.1’de gösterilmektedir. Optimum eğrilik yarıçapına sahip türbinin farklı kanat eğimleri için oluşturulmuş olan türbin geometrileri Şekil 5.2’de verilmiştir.

Bu aşamada öncelikle, optimum tork değerinin elde edildiği eğrilik yarıçapı için geleneksel RFT için elde edilen optimum 12° yerleşim eğimine sahip kanat geometrisi incelenmiş, türbin performansı yüksek sıcaklık (475K-500K) ve düşük sıcaklık (36K-393K) durumları için araştırılmıştır. Sonrasında, optimal eğrilik yarıçapı için, farklı kanat yerleşim eğim açılarının etkisi araştırılmıştır. Bu bağlamda, evsel kullanıma daha uygun olan düşük sıcaklık (363K-393K) değerleri için HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

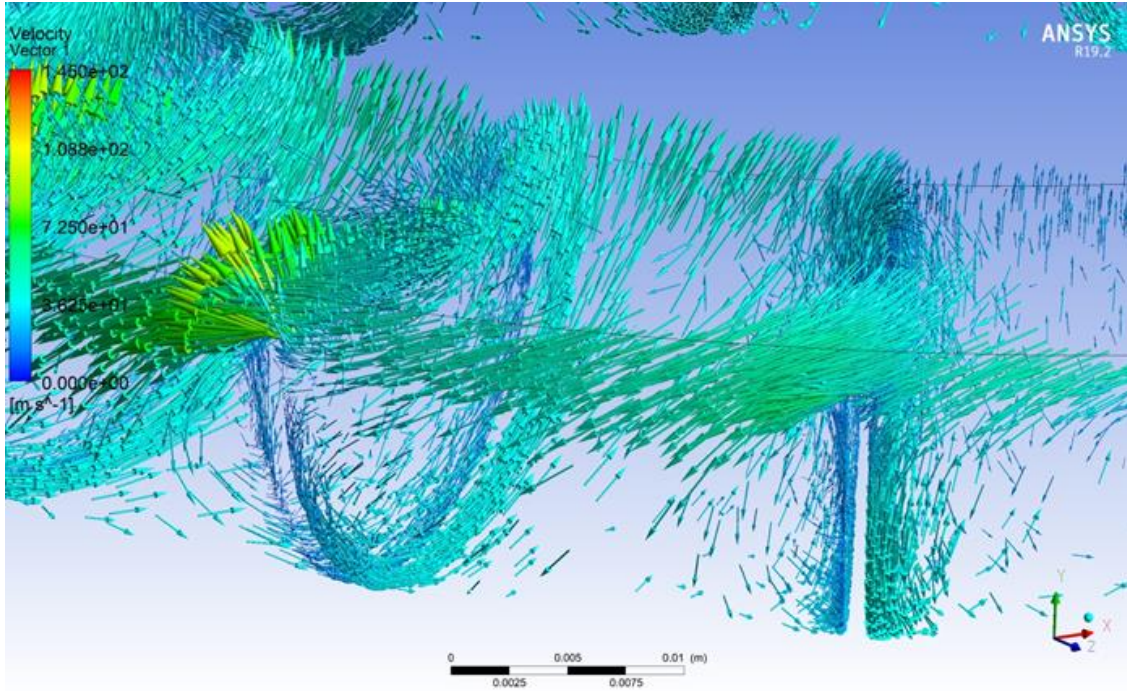


Şekil 5.1. Yeni tip RFT için farklı eğrilik çaplarındaki türbin geometrileri.

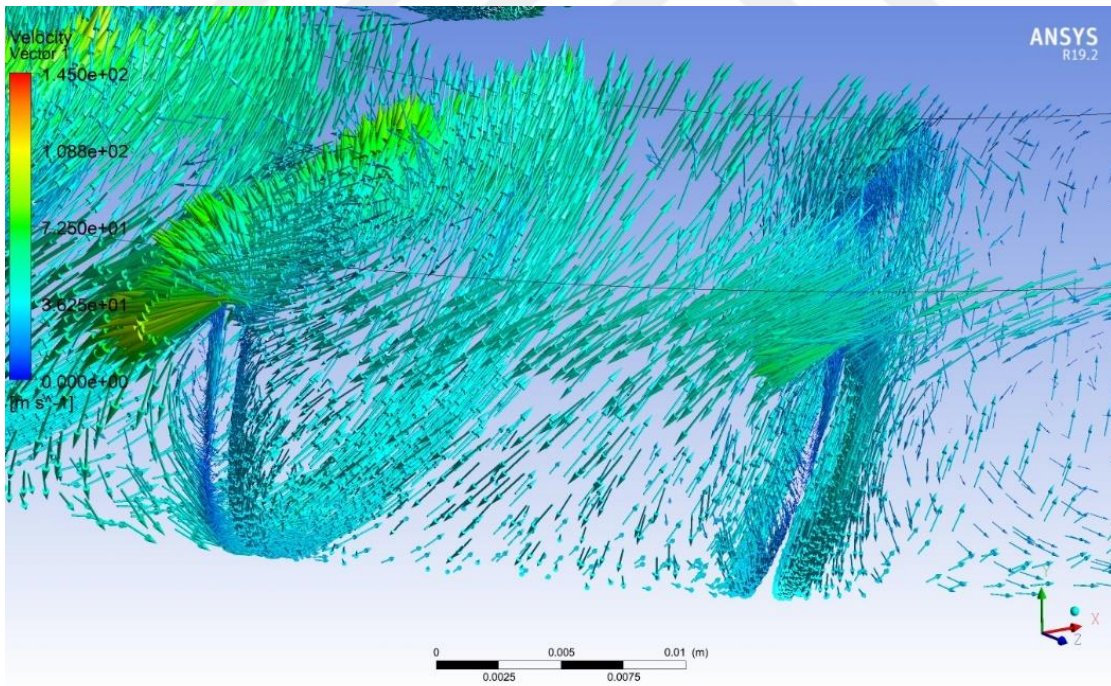


Şekil 5.2. Yeni tip RFT için farklı eğim değerlerindeki türbin geometrileri ($R=45 \text{ mm}$).

Farklı yerleşim eğimleri için oluşturulan geometrilerdeki vektörel hız dağılımları Şekil 5.3’de verilmiştir.



$\alpha=0^\circ$ için türbin içi vektörel hız dağılımı.

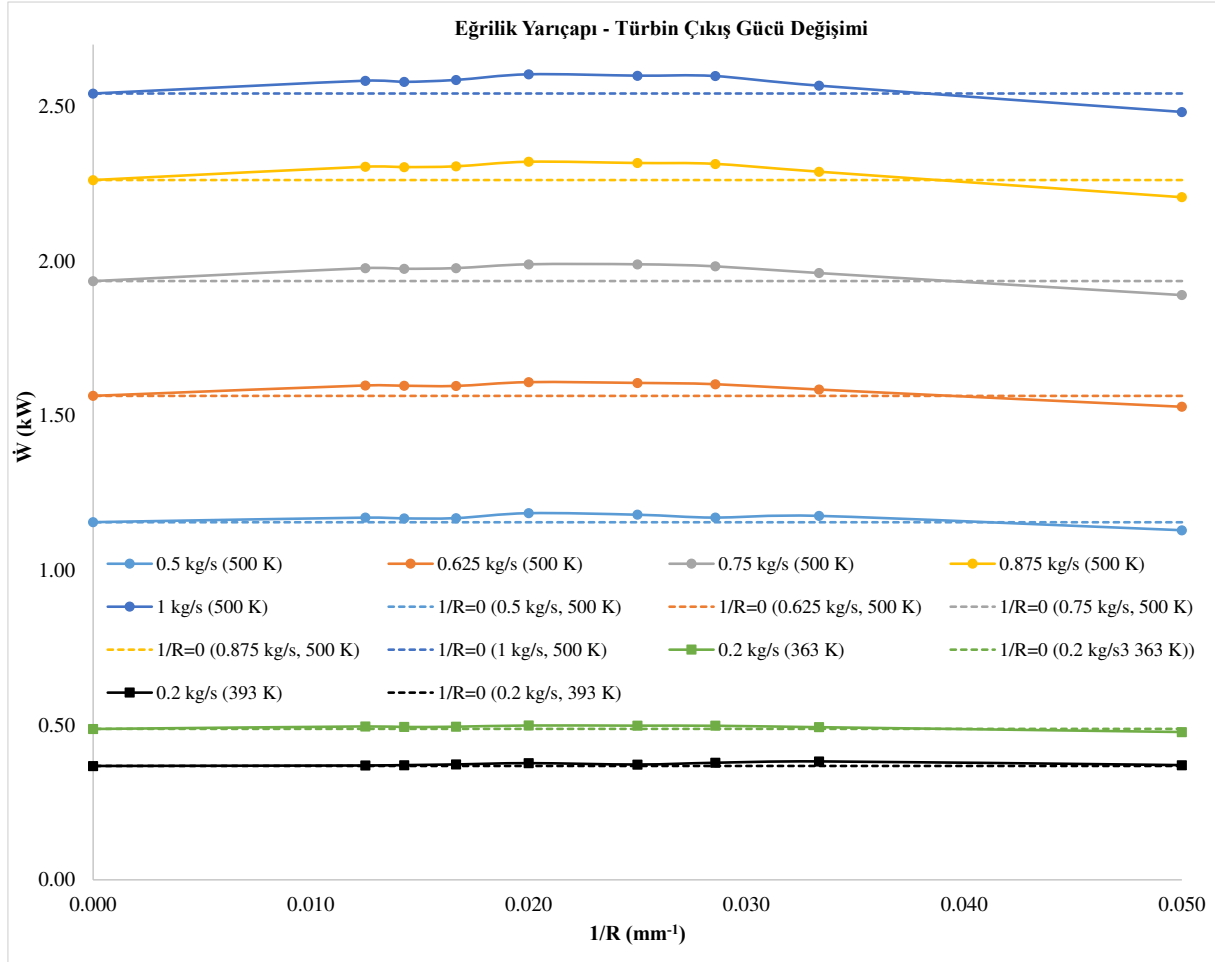


$R=45\text{ mm}$ $\alpha=12^\circ$ için türbin içi vektörel hız dağılımı.

Şekil 5.3. Yeni tip RFT için farklı eğimlerdeki vektörel hız dağılımı.

Şekil 5.3 incelendiğinde, kanada aktarılan momentum yoğunluğunun kanat eğimine ve kanat eğrilik yarıçapına bağlı olarak arttığı görülmektedir. Bu yoğunluktaki artışın sebebi,

kanada dik gelen hız bileşenlerinin daha fazla kanat yüzeyiyle temasıdır. Şekil 5.4’de 3000 d/dak çalışma hızı için $R=20$ mm ile $R=80$ mm arasında değişen eğrilik yarıçaplarında farklı kütleli debi değerleri için türbin çıkış gücünün geleneksel RFT geometrisi ile (0°) karşılaştırılması verilmiştir. Geleneksel RFT geometrisinden elde edilen güç değerleri kesikli çizgi ile gösterilmiştir.



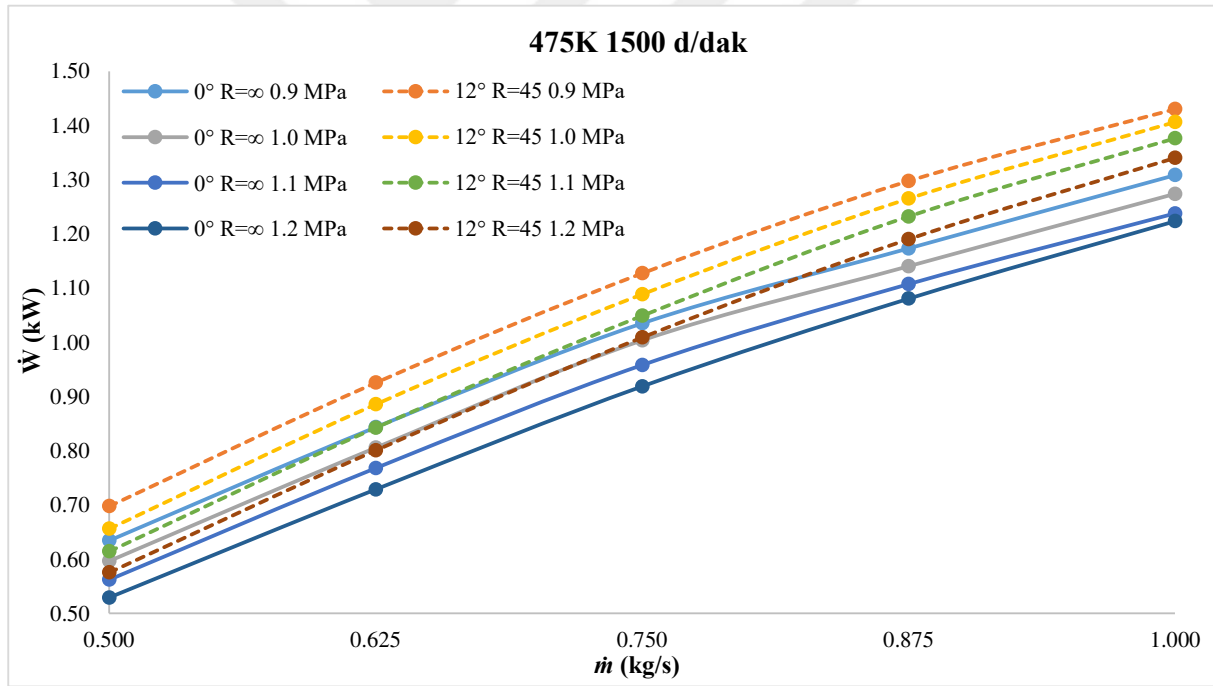
Şekil 5.4. Farklı eğrilik yarıçapı ve kütleli debi değerleri için türbin çıkış gücünün değişimi. (3000 d/dak)

Şekil 5.4 incelendiğinde, farklı kütleli debi değerleri için türbin çıkış gücü farklı eğrilik yarıçapı (R) için incelenmiş ve optimal değer 45 mm olarak belirlenmiştir. Geleneksel RFT ile kıyaslandığında bu tasarımda elde edilen güç değerinin farklı kütleli debi ve sıcaklıklar için %2.29 ile %3.97 arasında artış gösterdiği tespit edilmiştir. Tablo 5.1’de 12° kanat eğimine ve $R=45$ mm eğrilik yarıçapına sahip geometri için yapılan analizlerin çalışma aralıkları verilmektedir.

Tablo 5.1. 12° Kanat eğimi ve R=45 mm eğrilik yarıçapına sahip türbinin parametrik analizi için türbin çalışma aralıkları.

Parametre	Çalışma Aralığı
Türbin Giriş Sıcaklığı (K)	363, 393, 475, 500
Türbin Çıkış Basıncı (MPa)	0.05, 0.3, 0.9, 1.0, 1.1, 1.2
Türbin Devir Sayısı (d/dak)	1500 ve 3000
Kütleli debi (kg/s)	0.1-0.25 ve 0.5-1

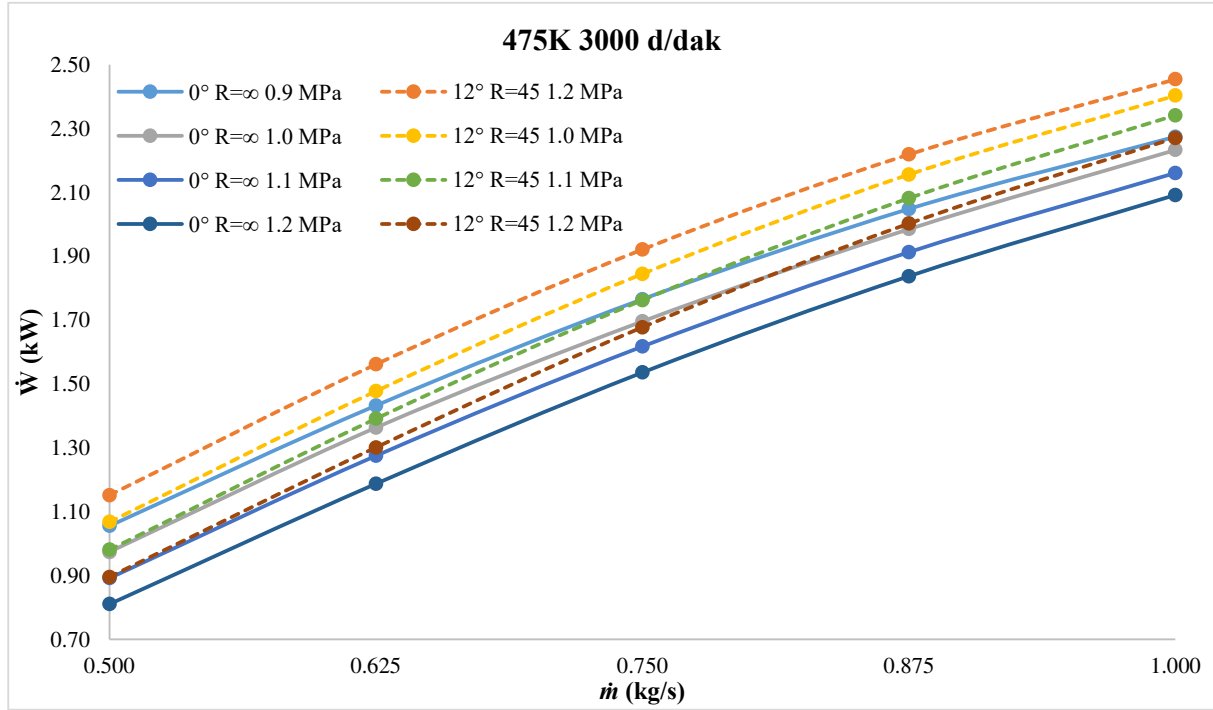
Şekil 5.5’de 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için 1500 d/dak çalışma hızında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip türbinin çıkış gücünün kütleli debiyle değişiminin geleneksel RFT modeli ile karşılaştırılması verilmektedir.



Şekil 5.5. Yeni tip RFT için 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için güç çıkışı değişimi (1500 d/dak).

Şekil 5.5’e göre 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 475K giriş sıcaklığı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında güç çıkışı 0.58 kW’dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda elde edilen güç değeri 0.53 kW’dır. 0.9 MPa türbin çıkış basıncında ise aynı kütleli debi için bu değer 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip modelde 0.70 kW 0°

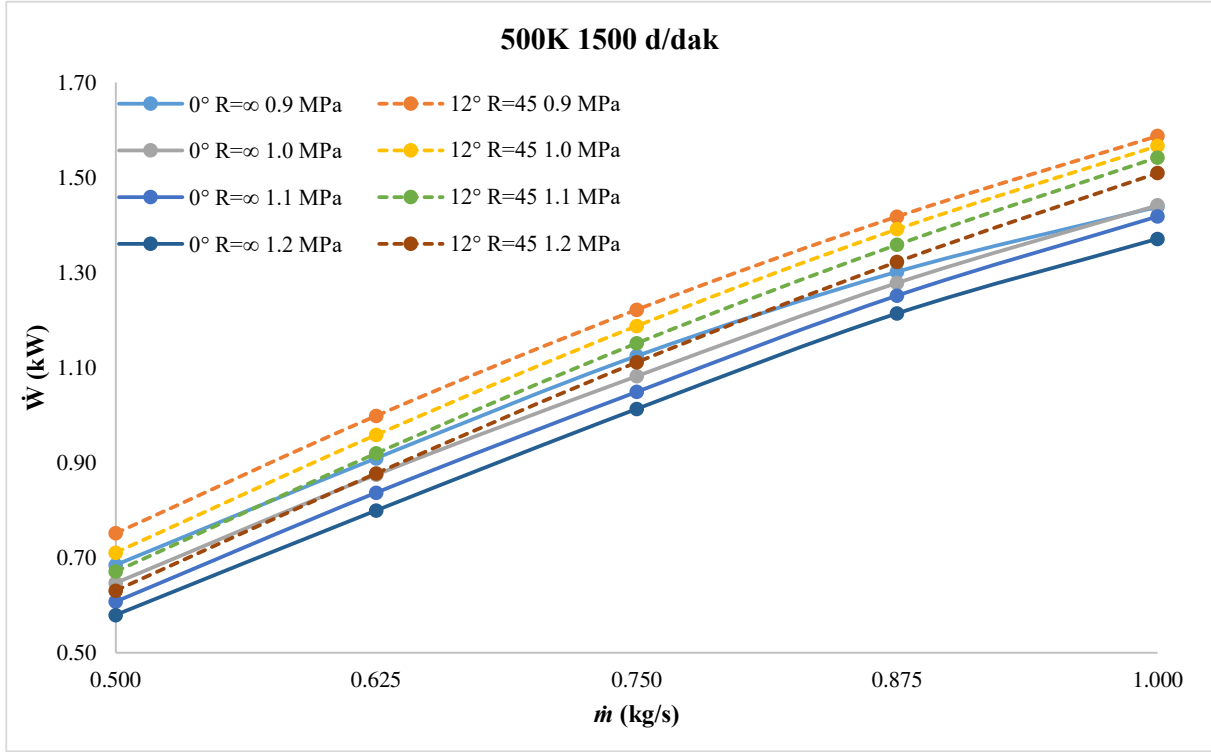
kanat açısına sahip modelde ise 0.63 kW'dır. Kütlesel debi 1 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip geometride 1.2 MPa çıkış basıncında güç çıkışı 1.34 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 1.22 kW'dır. Aynı kütlesel debide 0.9 MPa çıkış basıncında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip geometride 1.43 kW, 0° kanat açısına sahip modelde ise 1.31 kW'dır. Şekil 5.6'da 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için 3000 d/dak çalışma hızında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip türbinin çıkış gücünün kütlesel debiyle değişiminin geleneksel RFT modeli ile karşılaştırılması verilmektedir.



Şekil 5.6. Yeni tip RFT için 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için güç çıkışı değişimi (3000 d/dak).

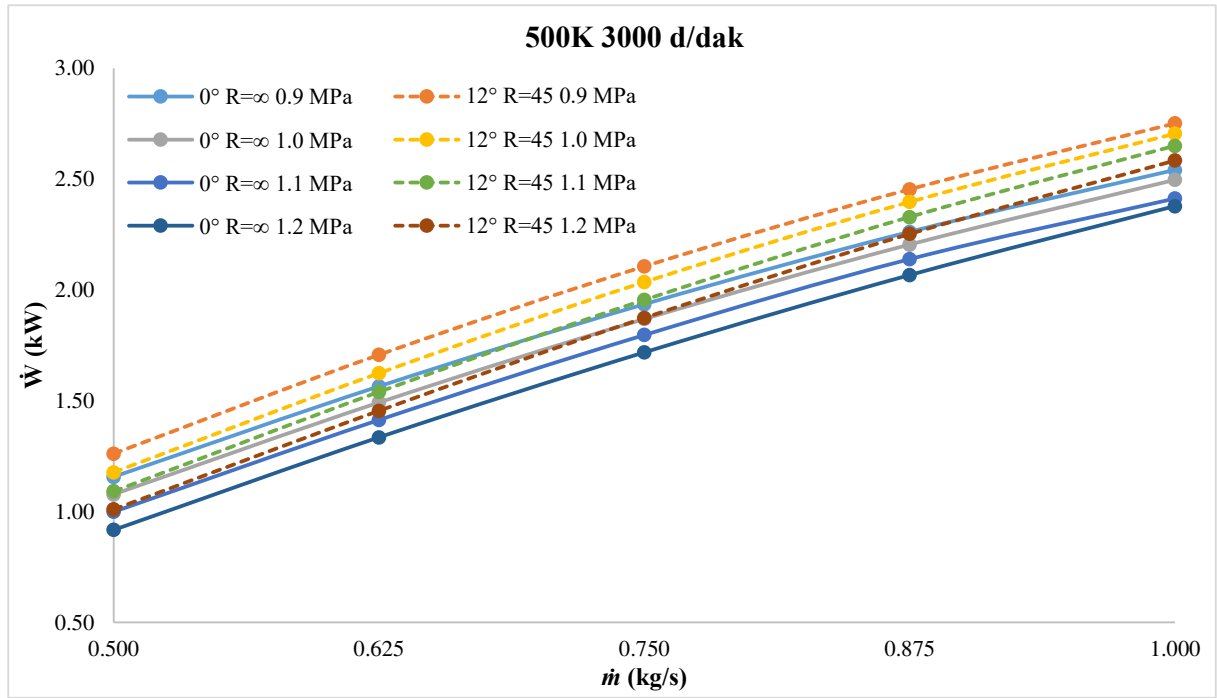
Şekil 5.6'ya göre 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 475K giriş sıcaklığı ve 3000 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütlesel debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında güç çıkışı 0.90 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda elde edilen güç değeri 0.81 kW'dır. 0.9 MPa türbin çıkış basıncında ise aynı kütlesel debi için bu değer 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip modelde 1.15 kW 0° kanat açısına sahip modelde ise 1.06 kW'dır. Kütlesel debi 1 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip geometride 1.2 MPa çıkış basıncında güç çıkışı 2.27 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 2.09 kW'dır. Aynı kütlesel debide 0.9 MPa çıkış basıncında 12° kanat açısına ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip geometride 2.45 kW, 0° kanat açısına sahip modelde ise 2.27 kW'dır. Şekil 5.7'de 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için

1500 d/dak çalışma hızında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip türbinin çıkış gücünün kütleli debiyle değişiminin geleneksel RFT modeli ile karşılaştırılması verilmektedir.



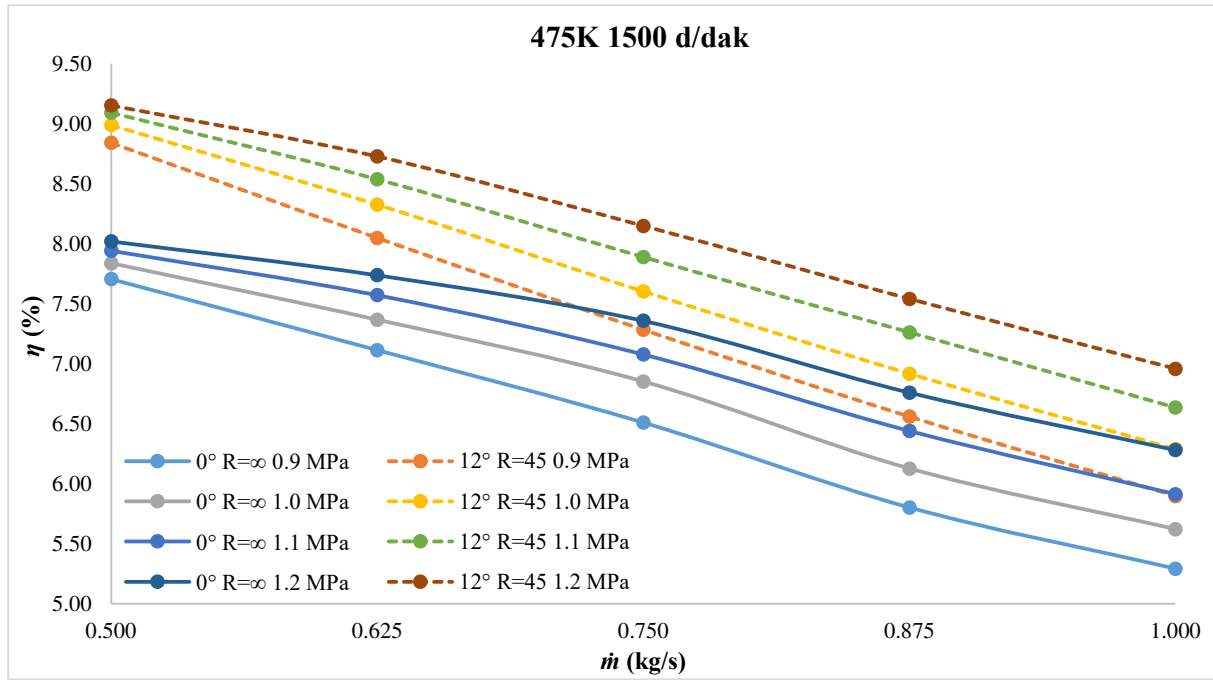
Şekil 5.7. Yeni tip RFT için 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için güç üretimi değişimi (1500 d/dak)

Şekil 5.7'ye göre 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 500K giriş sıcaklığı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında güç çıkışı 0.63 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda elde edilen güç değeri 0.58 kW'dır. 0.9 MPa türbin çıkış basıncında ise aynı kütleli debi için bu değer 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip modelde 0.75 kW 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.68 kW'dır. Kütleli debi 1 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip geometride 1.2 MPa çıkış basıncında güç çıkışı 1.51 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 1.37 kW'dır. Aynı kütleli debide 0.9 MPa çıkış basıncında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip geometride 1.59 kW, 0° kanat açısına sahip modelde ise 1.44 kW'dır. Şekil 5.8'de 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için 3000 d/dak çalışma hızında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip türbinin çıkış gücünün kütleli debiyle değişiminin geleneksel RFT modeli ile karşılaştırılması verilmektedir.



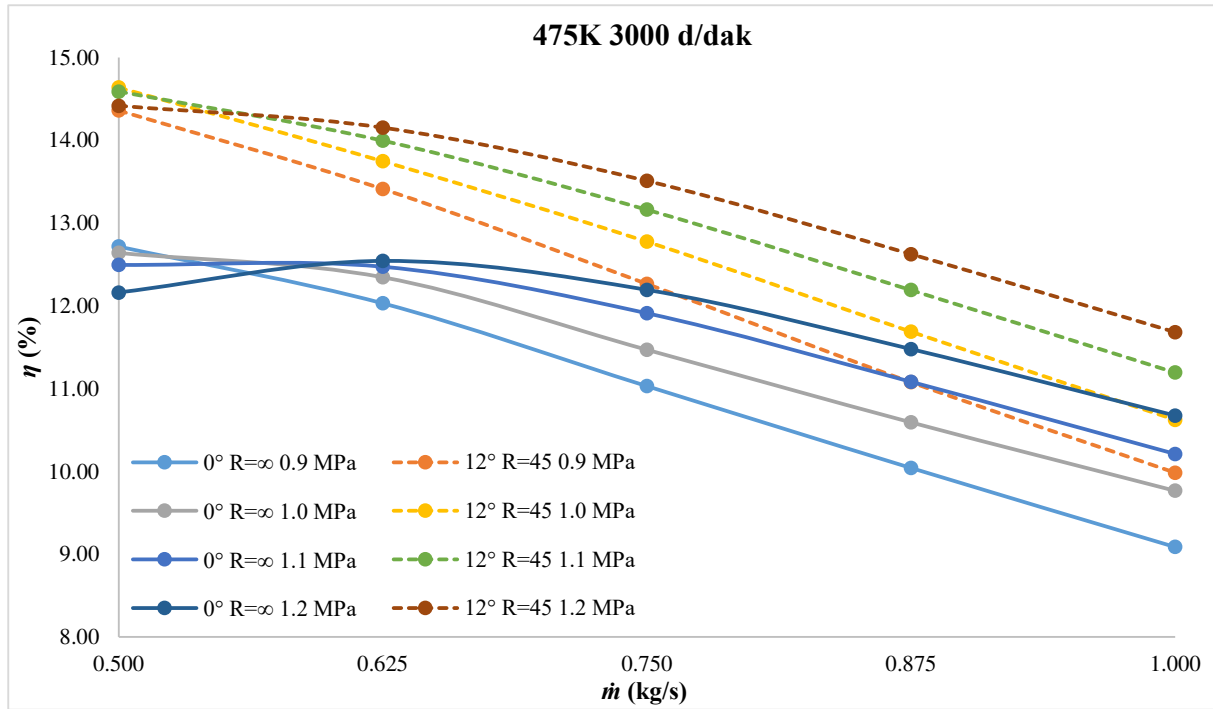
Şekil 5.8. Yeni tip RFT için 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için güç çıkışı değişimi (3000 d/dak)

Şekil 5.8'e göre 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 500K giriş sıcaklığı ve 3000 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında güç çıkışı 1.01 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda elde edilen güç değeri 0.92 kW'dır. 0.9 MPa türbin çıkış basıncında ise aynı kütleli debi için bu değer 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip modelde 1.26 kW 0° kanat açısına sahip modelde ise 1.16 kW'dır. Kütleli debi 1 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip geometride 1.2 MPa çıkış basıncında güç çıkışı 2.58 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 2.38 kW'dır. Aynı kütleli debide 0.9 MPa çıkış basıncında 12° kanat açısına ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip geometride 2.75 kW, 0° kanat açısına sahip modelde ise 2.54 kW'dır. Şekil 5.9'da 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için 1500 d/dak çalışma hızında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip türbinin izantropik veriminin kütleli debiyle değişiminin geleneksel RFT modeli ile karşılaştırılması verilmektedir.



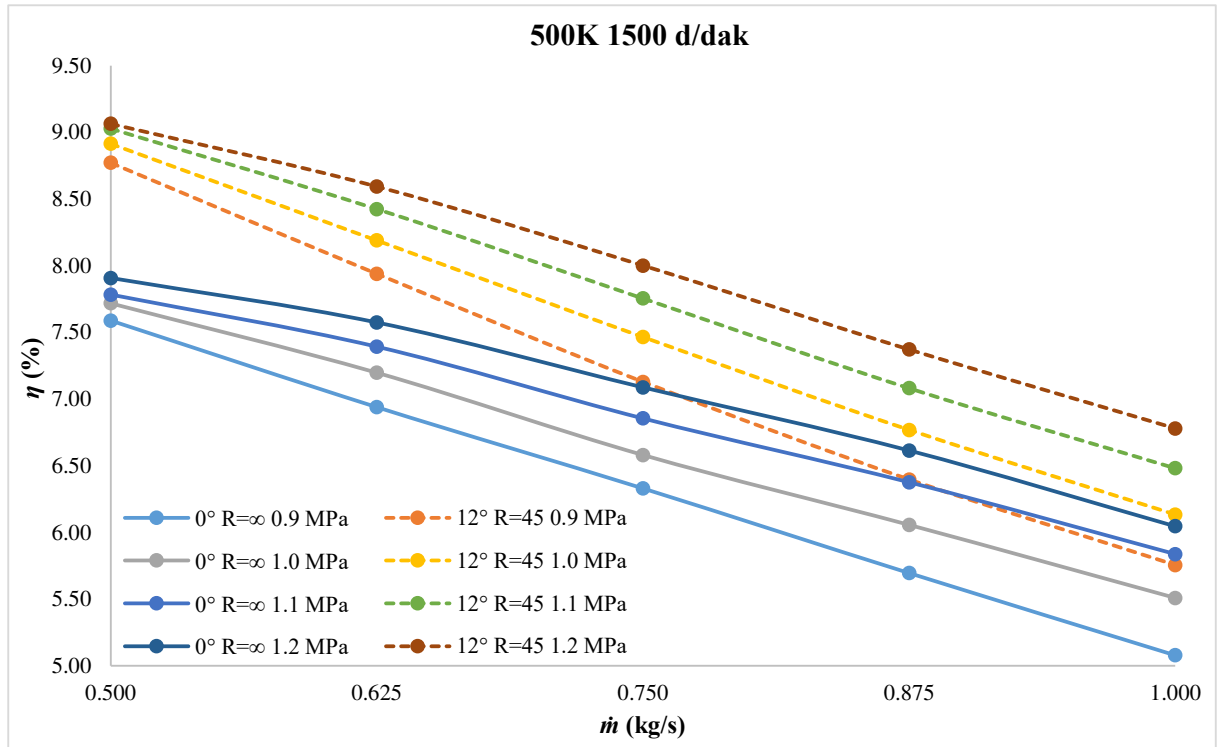
Şekil 5.9. Yeni tip RFT için 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim değişimi (1500 d/dak)

Şekil 5.9'a göre 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 475K giriş sıcaklığı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında izantropik verim %9.15 dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda ise türbinin izantropik verimi %8.02'dir. 0.9 MPa türbin çıkış basıncında ise aynı kütleli debi için bu değer 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde %8.84, 0° kanat açısına sahip modelde ise %7.71'dir. Kütleli debi 1 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 1.2 MPa çıkış basıncında izantropik verim %6.96'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise %6.28'dir. Aynı kütleli debide 0.9 MPa çıkış basıncında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde %5.90, 0° kanat açısına sahip modelde ise %5.29'dur. Şekil 5.10'de 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için 3000 d/dak çalışma hızında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip türbinin izantropik veriminin kütleli debiyle değişiminin geleneksel RFT modeli ile karşılaştırılması verilmektedir.



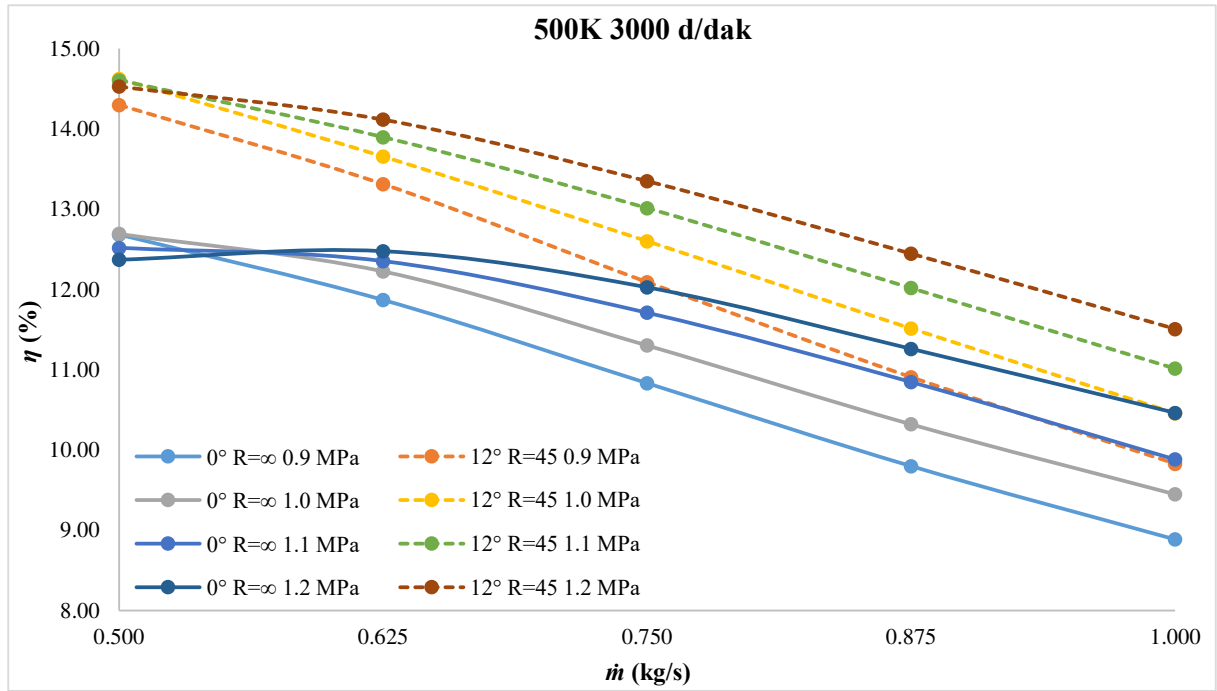
Şekil 5.10. Yeni tip RFT için 475K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim değişimi (3000 d/dak)

Şekil 5.10'a göre 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 475K giriş sıcaklığı ve 3000 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında izantropik verim %14.42 dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda ise türbinin izantropik verimi %12.16'dır. 0.9 MPa türbin çıkış basıncında ise aynı kütleli debi için bu değer 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde %14.36, 0° kanat açısına sahip modelde ise %12.72'dir. Kütleli debi 1 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 1.2 MPa çıkış basıncında izantropik verim %11.68'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise %10.67'dir. Aynı kütleli debide 0.9 MPa çıkış basıncında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde %9.98, 0° kanat açısına sahip modelde ise %9.09'dur. Şekil 5.11'de 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için 1500 d/dak çalışma hızında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip türbinin izantropik veriminin kütleli debiyle değişiminin geleneksel RFT modeli ile karşılaştırılması verilmektedir.



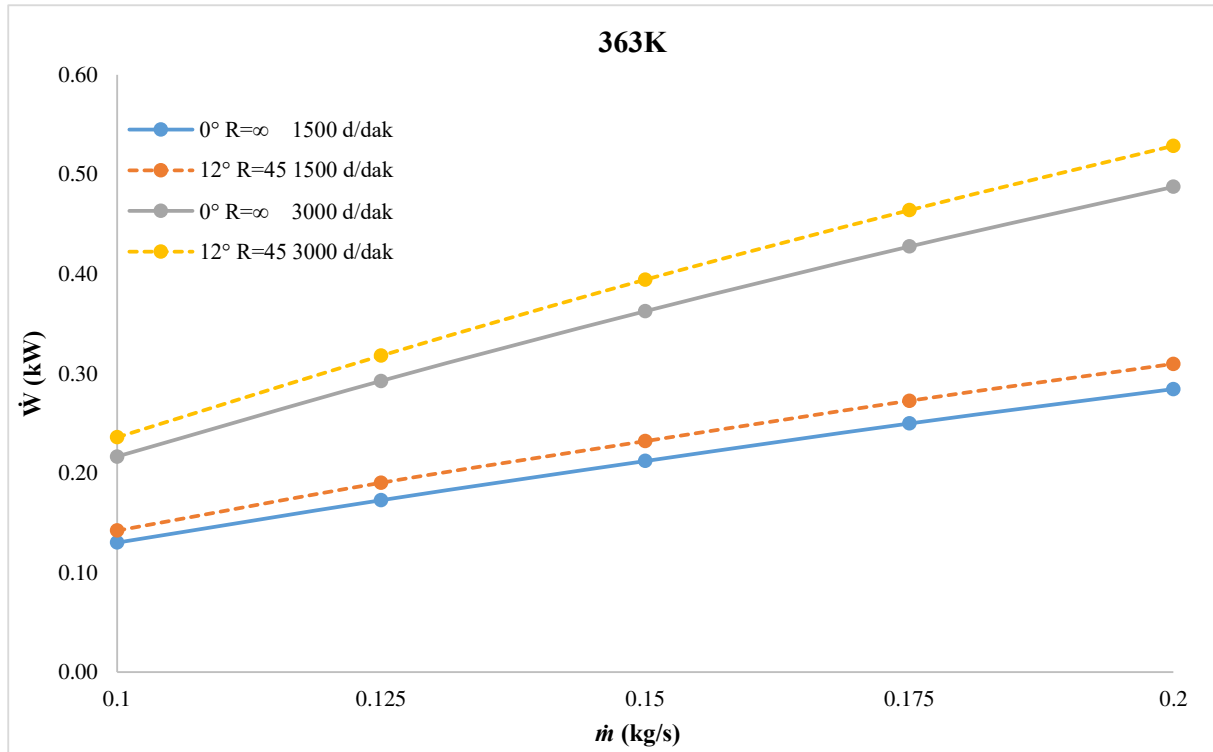
Şekil 5.11. Yeni tip RFT için 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim değişimi (1500 d/dak)

Şekil 5.11'e göre 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 500K giriş sıcaklığı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında izantropik verim %9.06'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda ise türbinin izantropik verimi %7.91'dir. 0.9 MPa türbin çıkış basıncında ise aynı kütleli debi için bu değer 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde %8.77, 0° kanat açısına sahip modelde ise %7.59'dur. Kütleli debi 1 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 1.2 MPa çıkış basıncında izantropik verim %6.78'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise %6.05'dir. Aynı kütleli debide 0.9 MPa çıkış basıncında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde %5.75, 0° kanat açısına sahip modelde ise %5.08'dir. Şekil 5.12'de 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için 3000 d/dak çalışma hızında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip türbinin izantropik veriminin kütleli debiyle değişiminin geleneksel RFT modeli ile karşılaştırılması verilmektedir.



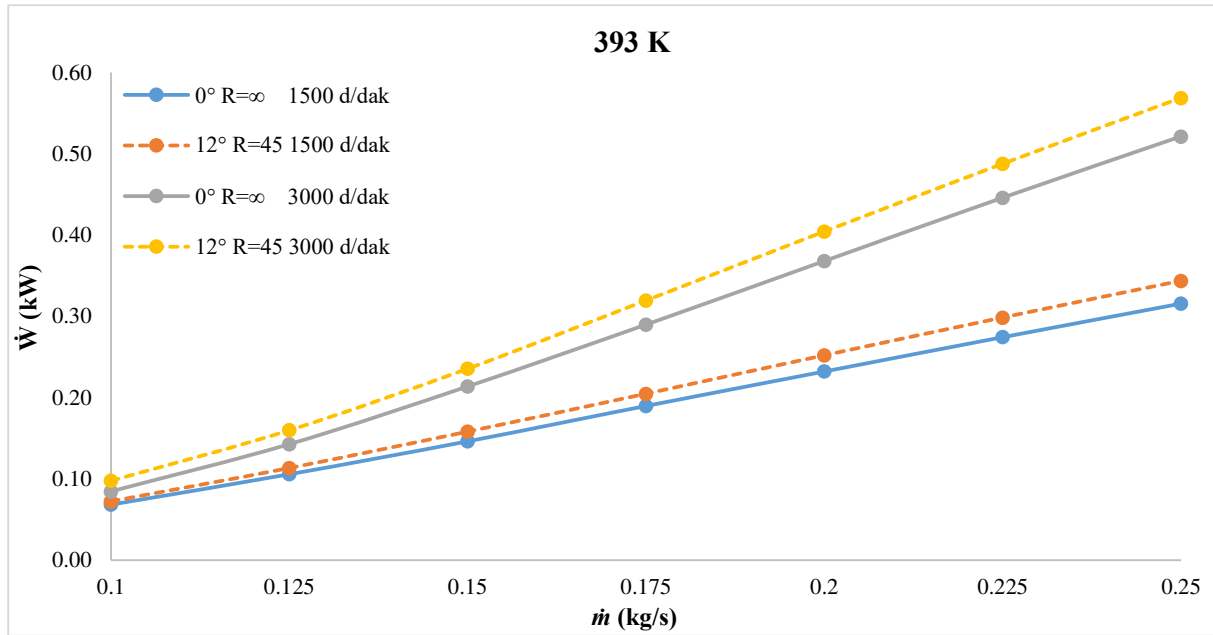
Şekil 5.12. Yeni tip RFT için 500K giriş sıcaklığında farklı basınçlar için izantropik verim değişimi (3000 d/dak)

Şekil 5.12'ye göre 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 500K giriş sıcaklığı ve 3000 d/dak çalışma hızı için 0.5 kg/s kütleli debi ve 1.2 MPa türbin çıkış basıncında izantropik verim %14.53'dür. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda ise türbinin izantropik verimi %12.37'dir. 0.9 MPa türbin çıkış basıncında ise aynı kütleli debi için bu değer 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde %14.30, 0° kanat açısına sahip modelde ise %12.68'dur. Kütleli debi 1 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 1.2 MPa çıkış basıncında izantropik verim %11.51'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise %10.46'dır. Aynı kütleli debide 0.9 MPa çıkış basıncında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde %9.83, 0° kanat açısına sahip modelde ise %8.89'dur. Şekil 5.13'de 363K giriş sıcaklığı ve 0.05 MPa çıkış basıncı için 1500-3000 d/dak çalışma hızında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip türbinin izantropik veriminin kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



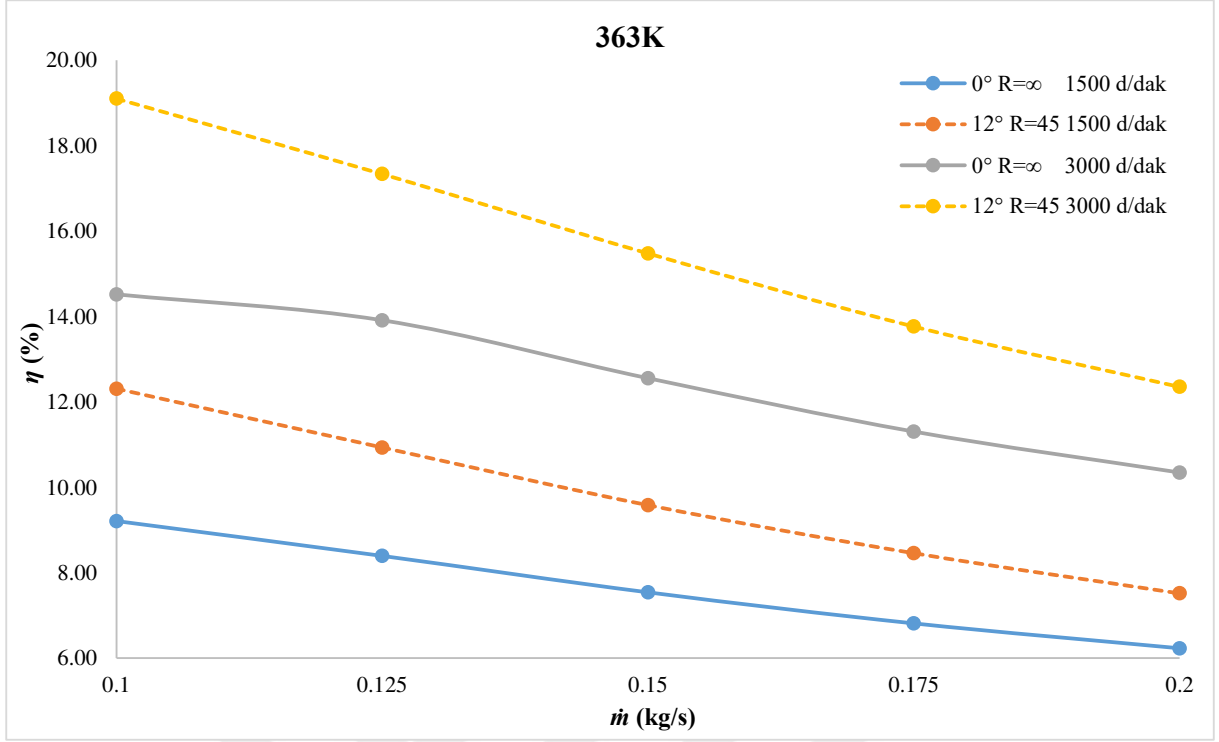
Şekil 5.13. Yeni tip RFT için 363K giriş sıcaklığı 0.05 MPa çıkış basıncı için güç çıkışı değişimi (1500-3000 d/dak)

Şekil 5.13'e göre 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 363K giriş sıcaklığı, 0.05 MPa çıkış basıncı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.1 kg/s kütleli debide güç çıkışı 0.14 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda elde edilen güç değeri 0.13 kW'dır. Kütleli debi 0.2 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde güç çıkışı 0.31 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.28 kW'dır. 3000 d/dak çalışma hızı için 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 0.1 kg/s kütleli debide güç çıkışı 0.24 kW'dır, 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.22 kW'dır. Kütleli debi 0.2 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde güç çıkışı 0.53 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.49 kW'dır. Şekil 5.14'de 393K giriş sıcaklığı ve 0.3 MPa çıkış basıncı için 1500-3000 d/dak çalışma hızlarında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip türbinin izantropik verimin kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



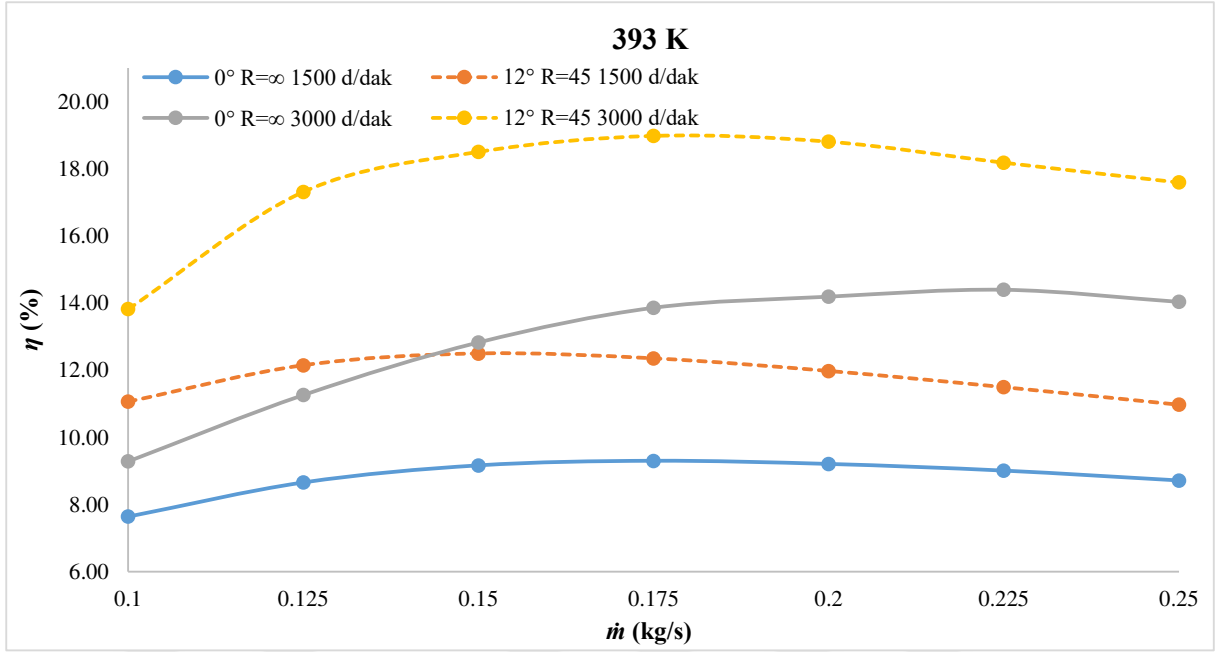
Şekil 5.14. Yeni tip RFT için 393K giriş sıcaklığı 0.3 MPa çıkış basıncı için güç çıkışı değişimi (1500-3000 d/dak).

Şekil 5.14'e göre 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 393K giriş sıcaklığı, 0.3 MPa çıkış basıncı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.1 kg/s kütleli debide güç çıkışı 0.072 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda elde edilen güç değeri 0.068 kW'dır. Kütleli debi 0.25 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde güç çıkışı 0.344 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.32 kW'dır. 3000 d/dak çalışma hızı için 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 0.1 kg/s kütleli debide güç çıkışı 0.1 kW'dır, 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.08 kW'dır. Kütleli debi 0.25 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde güç çıkışı 0.57 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.52 kW'dır. Şekil 5.15'de 363K giriş sıcaklığı ve 0.05 MPa çıkış basıncı için 1500-3000 d/dak çalışma hızlarında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip türbinin izantropik verimin kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



Şekil 5.15. Yeni tip RFT için 363K giriş sıcaklığı 0.05 MPa çıkış basıncı için izantropik verim değişimi (1500-3000 d/dak)

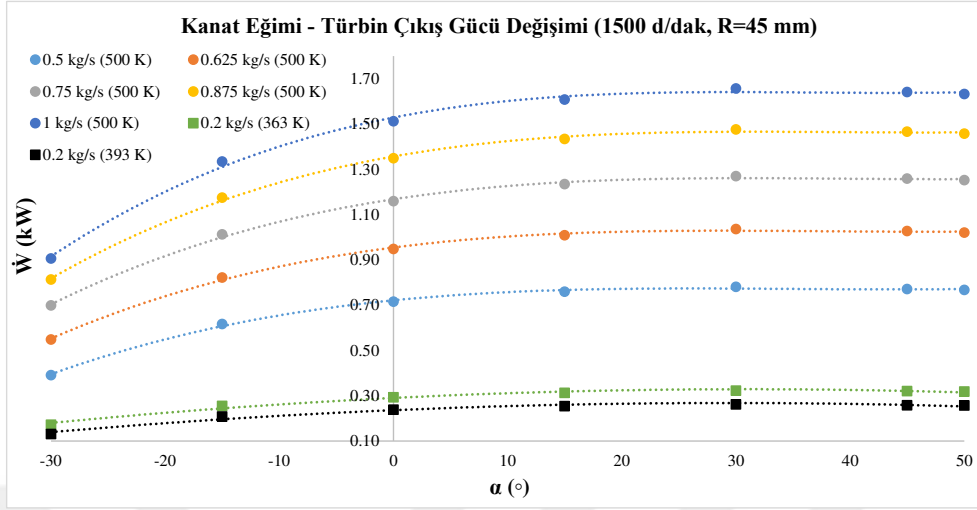
Şekil 5.15'e göre 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 363K giriş sıcaklığı, 0.05 MPa çıkış basıncı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.1 kg/s kütleli debide izantropik verim %12.31'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda izantropik verim %9.21'dir. Kütleli debi 0.2 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde izantropik verim %7.52'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise %6.23'dür. 3000 d/dak çalışma hızı için 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 0.1 kg/s kütleli debide izantropik verim %19.10'dur, 0° kanat açısına sahip modelde ise %14.52'dir. Kütleli debi 0.2 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde %12.35'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise %10.35'dir. Şekil 5.16'da 393K giriş sıcaklığı ve 0.3 MPa çıkış basıncı için 1500-3000 d/dak çalışma hızlarında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip türbinin izantropik verimin kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



Şekil 5.16. Yeni tip RFT için 393K giriş sıcaklığı 0.3 MPa çıkış basıncı için izantropik verim değişimi (1500-3000 d/dak)

Şekil 5.16'ya göre 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 393K giriş sıcaklığı, 0.3 MPa çıkış basıncı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.1 kg/s kütleli debide izantropik verim %11.06'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda izantropik verim %7.64'dür. Kütleli debi 0.2 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde izantropik verim %10.97'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise %8.72'dir. 3000 d/dak çalışma hızı için 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 0.1 kg/s kütleli debide izantropik verim %13.82'dir, 0° kanat açısına sahip modelde ise %9.29'dur. Kütleli debi 0.2 kg/s'ye çıkarıldığında 12° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde %17.59'dur. 0° kanat açısına sahip modelde ise %14.04'dür.

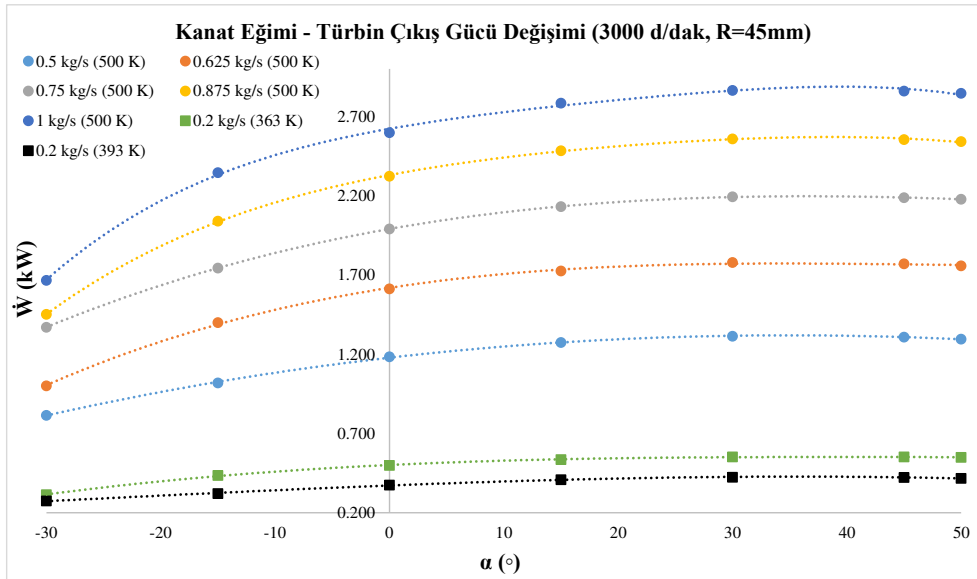
Şekil 5.17’de R=45 mm eğrilik yarıçapında farklı türbin kanat eğimleri için 1500 d/dak çalışma hızında türbin çıkış gücünün değişimi verilmiştir.



Şekil 5.17. R=45 mm eğrilik yarıçapı için türbin kanat eğimi türbin çıkış gücü değişimi (1500 d/dak)

Şekil 5.17 incelendiğinde, 1500 d/dak çalışma hızında 45 mm eğrilik yarıçapı için optimum türbin çıkış gücünün belirtilen tüm çalışma aralığında 30° eğim açısında elde edildiği ve bu noktada farklı kütleli debiler için geleneksel RFT modeline göre %9.07 ile %10.27 arasında güç artışı olduğu görülmektedir.

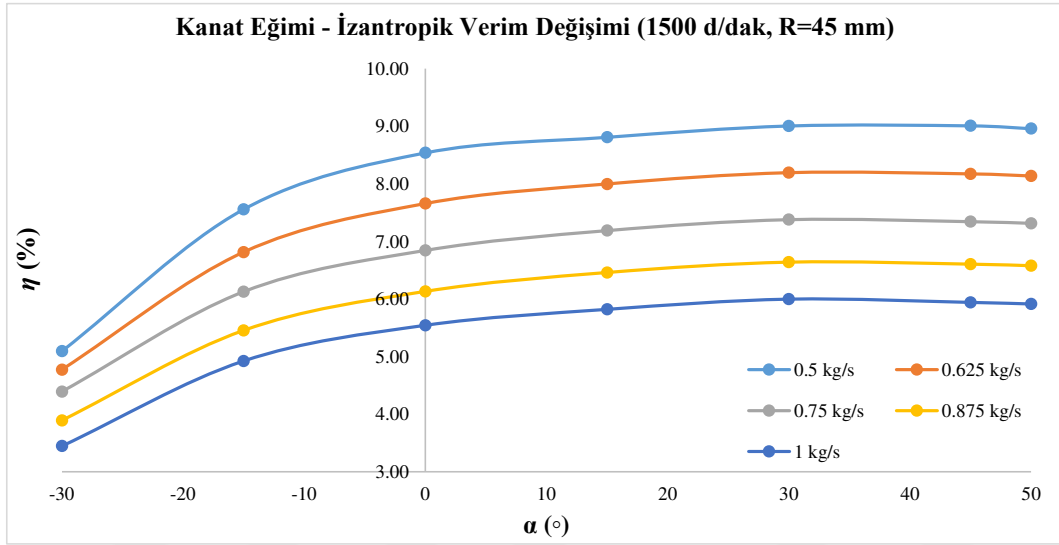
Şekil 5.18’de R=45 mm eğrilik yarıçapında farklı türbin kanat eğimleri için 3000 d/dak çalışma hızında türbin çıkış gücünün değişimi verilmiştir.



Şekil 5.18. R=45 mm eğrilik yarıçapı için türbin kanat eğimi türbin çıkış gücü değişimi (3000 d/dak)

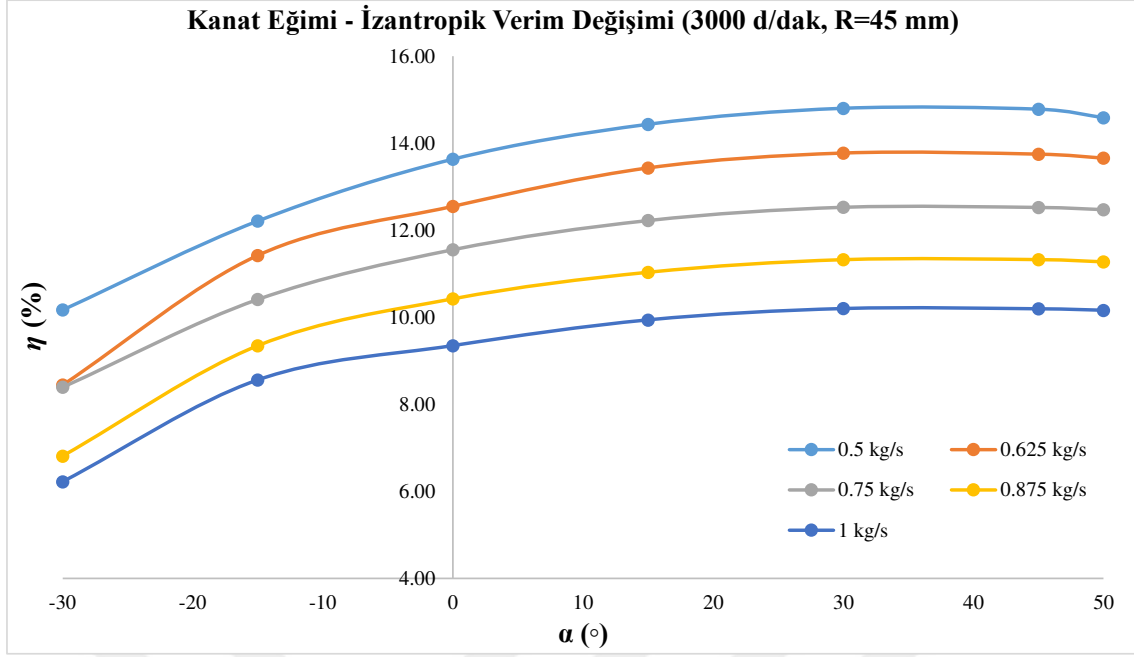
Şekil 5.18 incelendiğinde 3000 d/dak çalışma hızında 45 mm eğrilik yarıçapı için optimum türbin çıkış gücünün belirtilen tüm çalışma aralığında 30° eğim açısında elde edildiği ve bu noktada farklı kütleli debiler için geleneksel RFT modeline göre %10.13 ile %13.09 arasında güç artışı olduğu görülmektedir. Yüksek devir sayısında elde edilen güç ve güç artışı değerlerinin düşük devir sayısına göre daha yüksek olduğu görülmektedir.

Şekil 5.19’da R=45 mm eğrilik yarıçapında farklı türbin kanat eğimleri için 1500 d/dak çalışma hızında izantropik verimin değişimi verilmiştir.



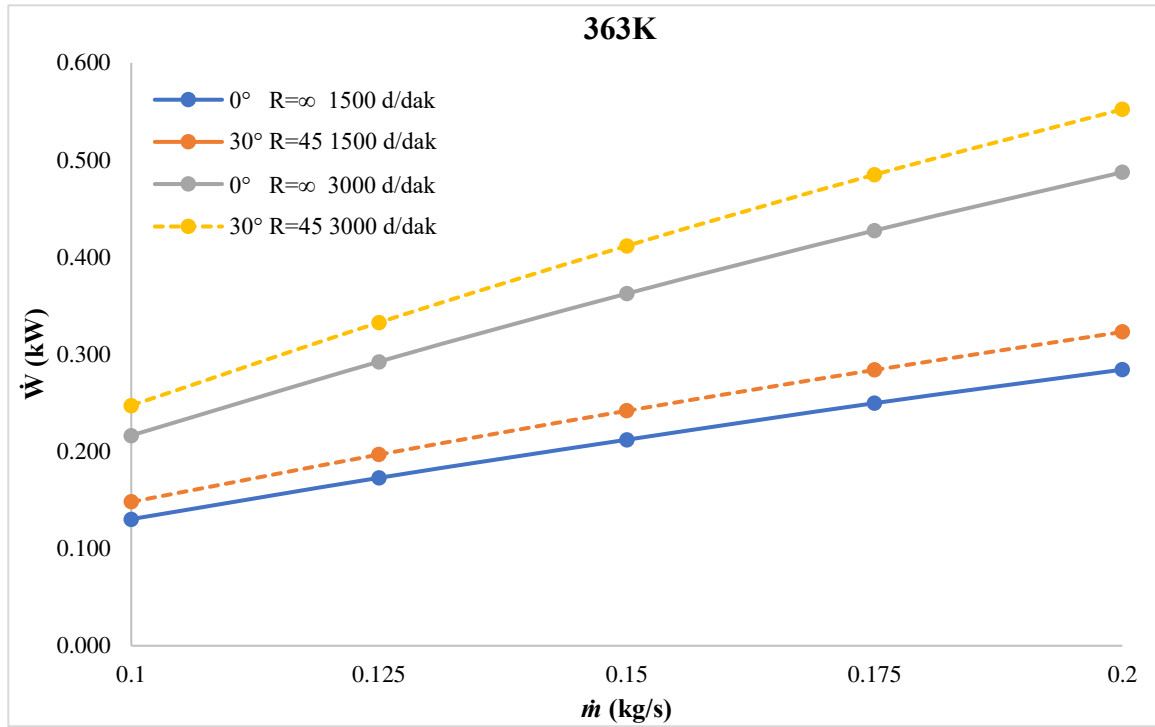
Şekil 5.19. R=45 mm eğrilik yarıçapı için türbin kanat eğimi izantropik verim değişimi (1500 d/dak)

Şekil 5.19 incelendiğinde, verim değerleri %3.45 ile %9.01 arasında değişmektedir. Verim değeri 30° için en yüksek değerine ulaşmaktadır. Kanat eğiminin negatif olduğu durumlarda elde edilen güç değeri düşük olduğu için verim değeri de düşüktür. Şekil 5.22’de R=45 mm eğrilik yarıçapında farklı türbin kanat eğimleri için 3000 d/dak çalışma hızında izantropik verimin değişimi verilmiştir.



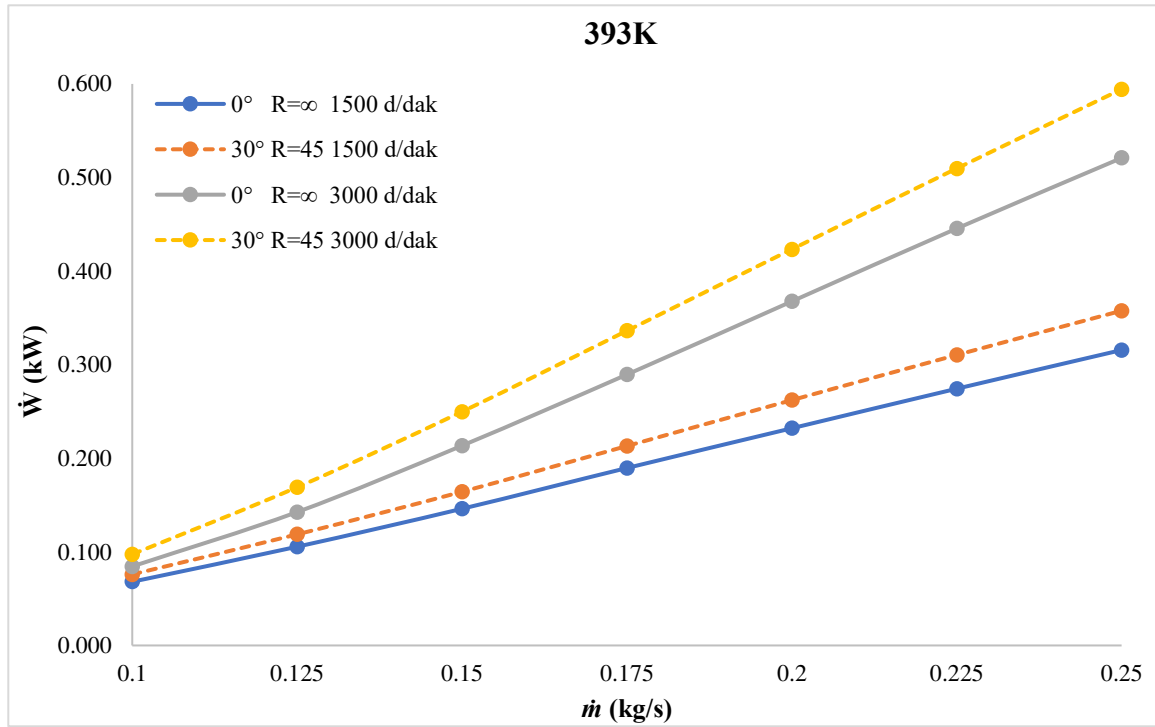
Şekil 5.20. R=45 mm eğrilik yarıçapı için türbin kanat eğimi izantropik verim değişimi (3000 d/dak)

Şekil 5.20 incelendiğinde, verim değerleri %6.22 ile %14.80 arasında değişmektedir. İzantropik verim değeri aynı zamanda türbinden elde edilen güç değerinin de en yüksek olduğu 30° kanat eğimi için en yüksek değerine ulaşmaktadır. Kanat eğiminin negatif olduğu durumlarda elde edilen güç değeri düşük olduğu için verim değeri de düşüktür. Yüksek devir sayısında elde edilen güç ve verimlilik değerleri düşük devir sayısına göre daha yüksektir. Şekil 5.23’de 363K giriş sıcaklığı ve 0.05 MPa çıkış basıncı için 1500-3000 d/dak çalışma hızında 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip türbinin çıkış gücünün kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



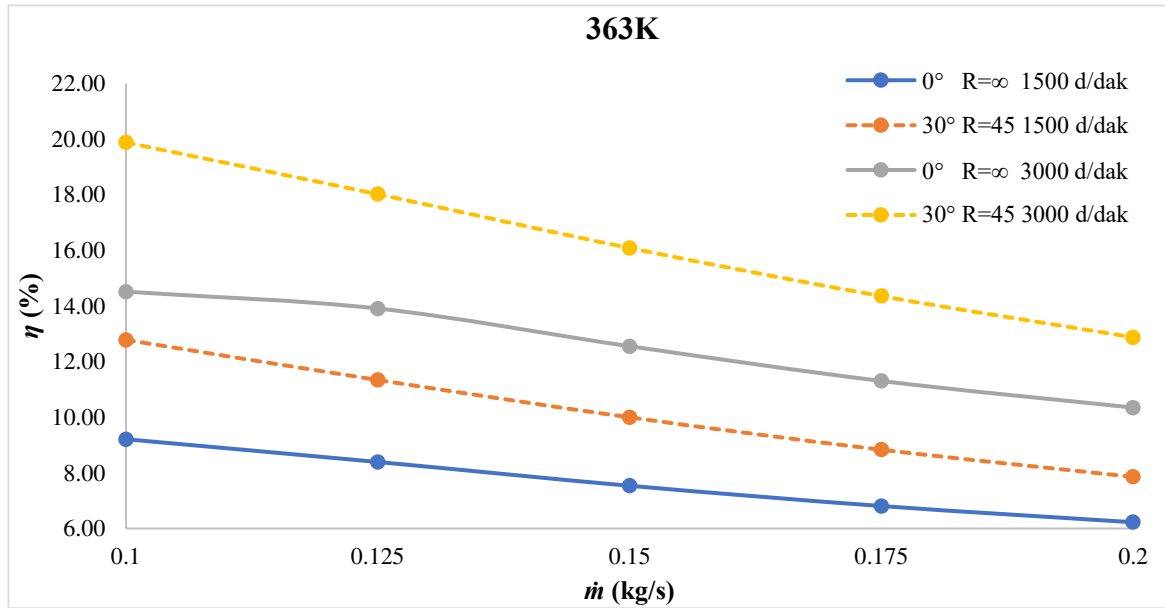
Şekil 5.21. Yeni tip RFT için 363K giriş sıcaklığı 0.05 MPa çıkış basıncı için güç çıkışı değişimi (1500-3000 d/dak)

Şekil 5.21'e göre 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 363K giriş sıcaklığı, 0.05 MPa çıkış basıncı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.1 kg/s kütleli debide güç çıkışı 0.15 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda elde edilen güç değeri 0.13 kW'dır. Kütleli debi 0.2 kg/s'ye çıkarıldığında 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde güç çıkışı 0.32 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.28 kW'dır. 3000 d/dak çalışma hızı için 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 0.1 kg/s kütleli debide güç çıkışı 0.25 kW'dır, 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.22 kW'dır. Kütleli debi 0.2 kg/s'ye çıkarıldığında 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde güç çıkışı 0.55 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.49 kW'dır. Şekil 5.22'de 393K giriş sıcaklığı ve 0.3 MPa çıkış basıncı için 1500-3000 d/dak çalışma hızlarında 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip türbinin çıkış gücünün kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



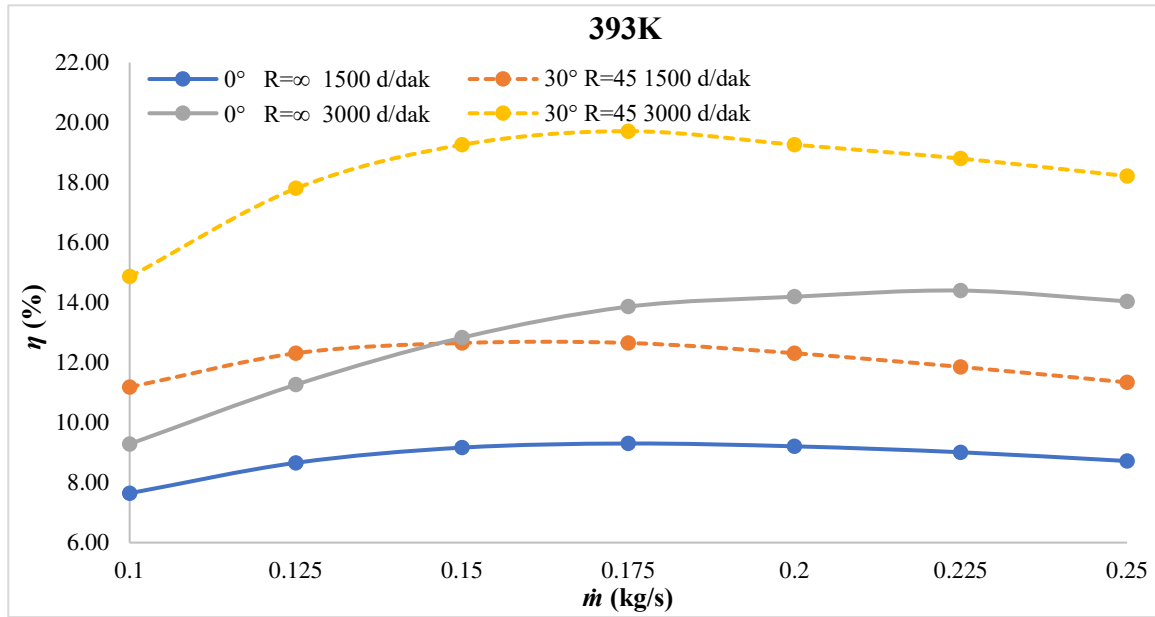
Şekil 5.22. Yeni tip RFT için 393K giriş sıcaklığı 0.3 MPa çıkış basıncı için güç çıkışı değişimi (1500-3000 d/dak).

Şekil 5.22'ye göre 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 393K giriş sıcaklığı, 0.3 MPa çıkış basıncı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.1 kg/s kütleli debide güç çıkışı 0.076 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda elde edilen güç değeri 0.068 kW'dır. Kütleli debi 0.25 kg/s'ye çıkarıldığında 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde güç çıkışı 0.358 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.32 kW'dır. 3000 d/dak çalışma hızı için 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 0.1 kg/s kütleli debide güç çıkışı 0.1 kW'dır, 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.08 kW'dır. Kütleli debi 0.25 kg/s'ye çıkarıldığında 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde güç çıkışı 0.594 kW'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise 0.52 kW'dır. Şekil 5.23'de 363K giriş sıcaklığı ve 0.05 MPa çıkış basıncı için 1500-3000 d/dak çalışma hızlarında 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip türbinin izantropik verimin kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



Şekil 5.23. Yeni tip RFT için 363K giriş sıcaklığı 0.05 MPa çıkış basıncı için izantropik verim değişimi (1500-3000 d/dak)

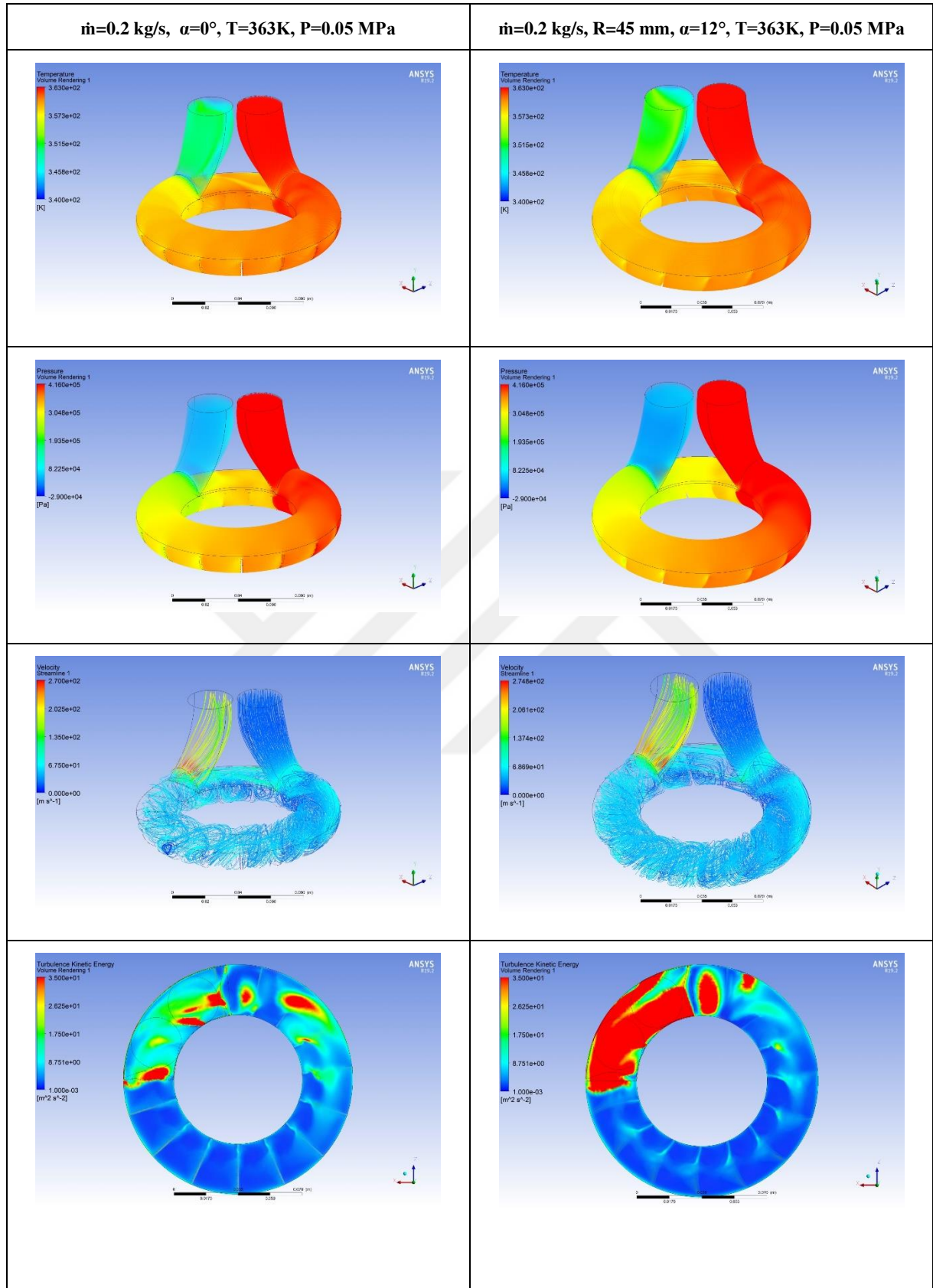
Şekil 5.23'e göre 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 363K giriş sıcaklığı, 0.05 MPa çıkış basıncı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.1 kg/s kütleli debide izantropik verim %12.78'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda izantropik verim %9.21'dir. Kütleli debi 0.2 kg/s'ye çıkarıldığında 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde izantropik verim %7.86'dır. 0° kanat açısına sahip modelde ise %6.23'dür. 3000 d/dak çalışma hızı için 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 0.1 kg/s kütleli debide izantropik verim %19.89'dur, 0° kanat açısına sahip modelde ise %14.52'dir. Kütleli debi 0.2 kg/s'ye çıkarıldığında 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde %12.88'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise %10.35'dir. Şekil 5.24'de 393K giriş sıcaklığı ve 0.3 MPa çıkış basıncı için 1500-3000 d/dak çalışma hızlarında 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip türbinin izantropik verimin kütleli debiyle değişimi verilmektedir.



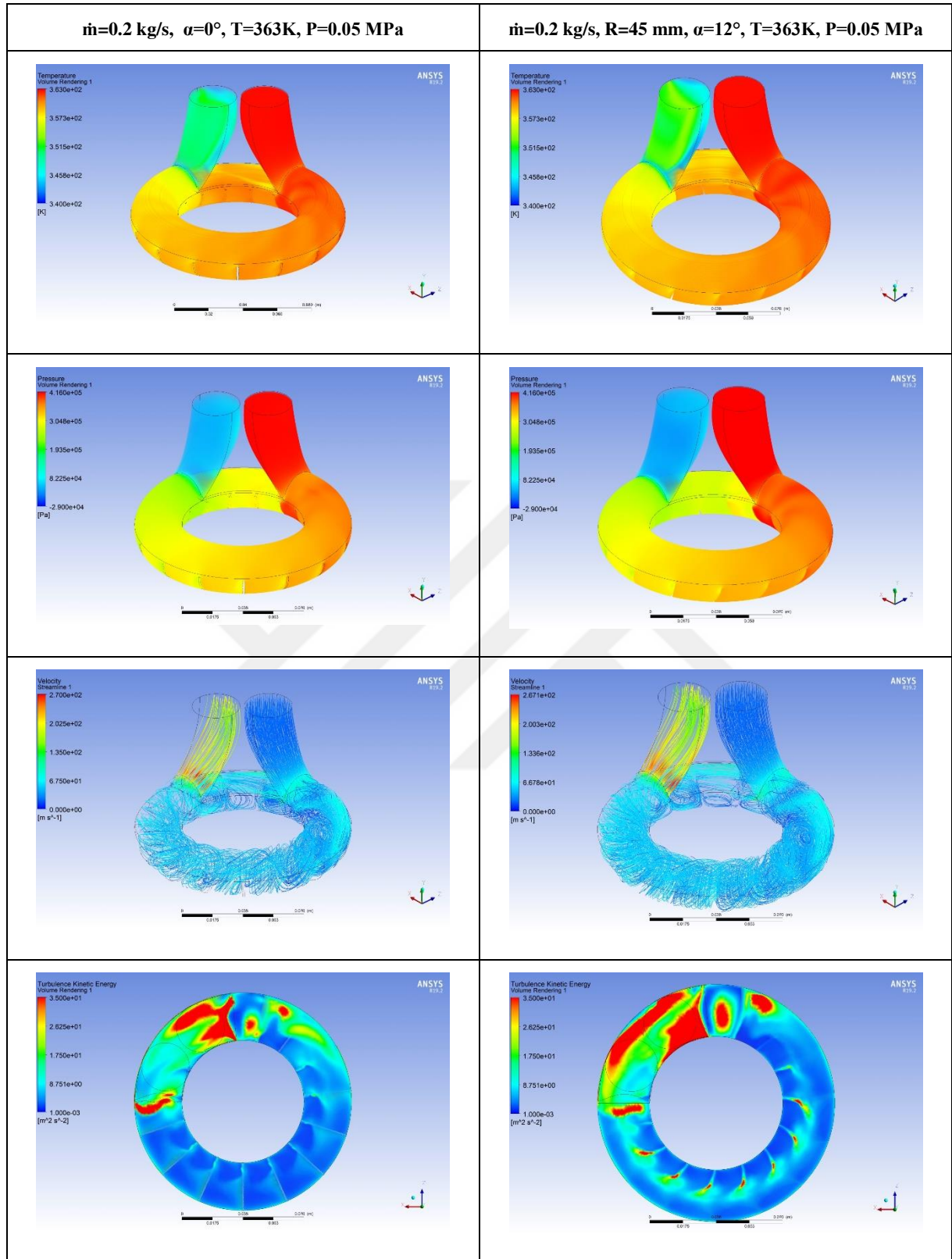
Şekil 5.24. Yeni tip RFT için 393K giriş sıcaklığı 0.3 MPa çıkış basıncı için izantropik verim değişimi (1500-3000 d/dak)

Şekil 5.24'e göre 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 393K giriş sıcaklığı, 0.3 MPa çıkış basıncı ve 1500 d/dak çalışma hızı için 0.1 kg/s kütleli debide izantropik verim %11.18'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise aynı koşullarda izantropik verim %7.64'dür. Kütleli debi 0.2 kg/s'ye çıkarıldığında 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde izantropik verim %11.34'dür. 0° kanat açısına sahip modelde ise %8.72'dir. 3000 d/dak çalışma hızı için 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde 0.1 kg/s kütleli debide izantropik verim %14.86'dır, 0° kanat açısına sahip modelde ise %9.29'dur. Kütleli debi 0.2 kg/s'ye çıkarıldığında 30° kanat eğimine ve 45 mm eğrilik yarıçapına sahip olan türbin geometrisinde %18.22'dir. 0° kanat açısına sahip modelde ise %14.04'dür.

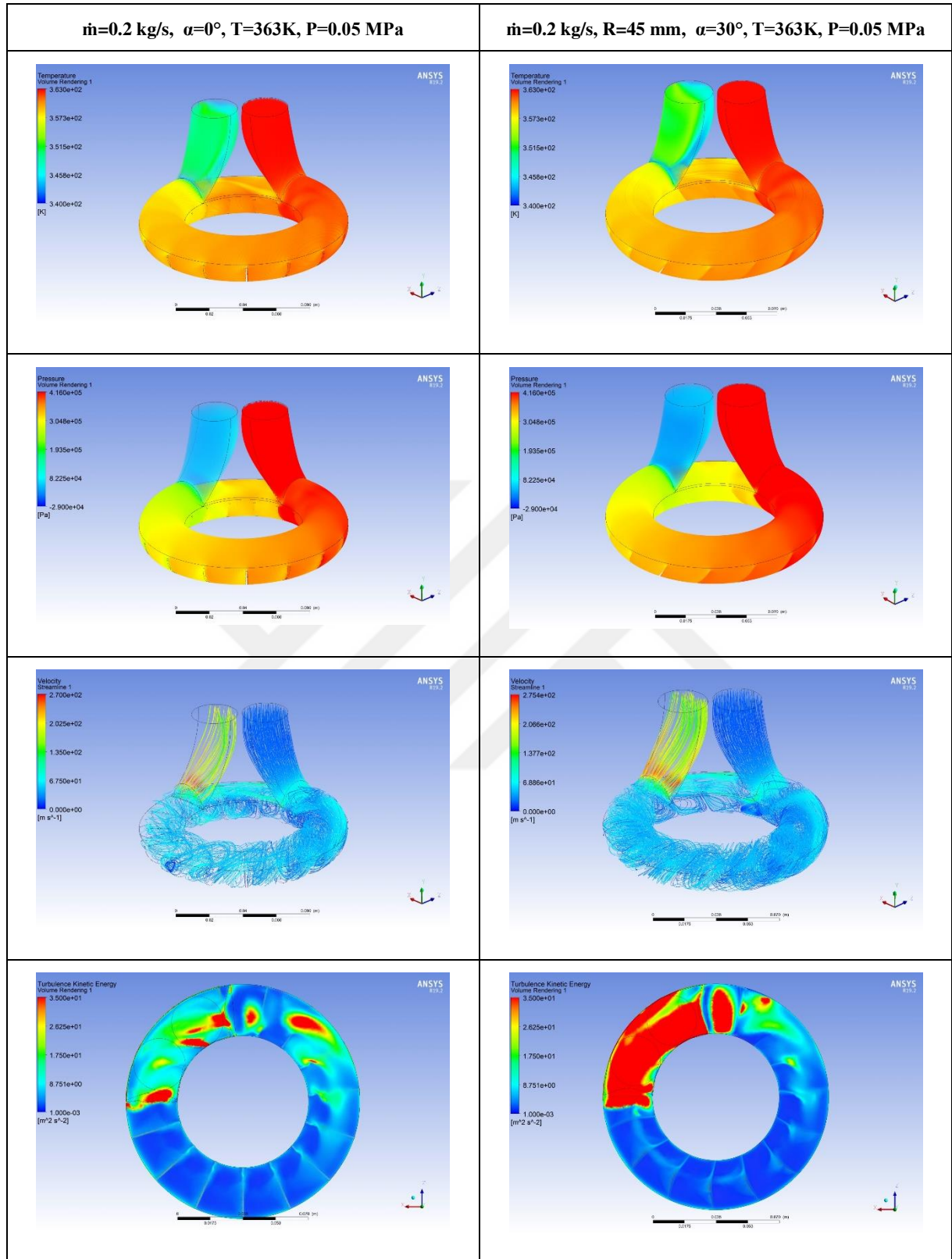
Yeni tip RFT için türbin içerisindeki termo-hidrolik davranışlar R=45 mm eğrilik yarıçapı ile 12° ve 30° kanat eğimi için incelenmiş ve elde edilen formlar 1500 d/dak için Şekil 5.25'de ve Şekil 5.27'de, 3000 d/dak için Şekil 5.26 ve Şekil 5.28'de verilmiştir.



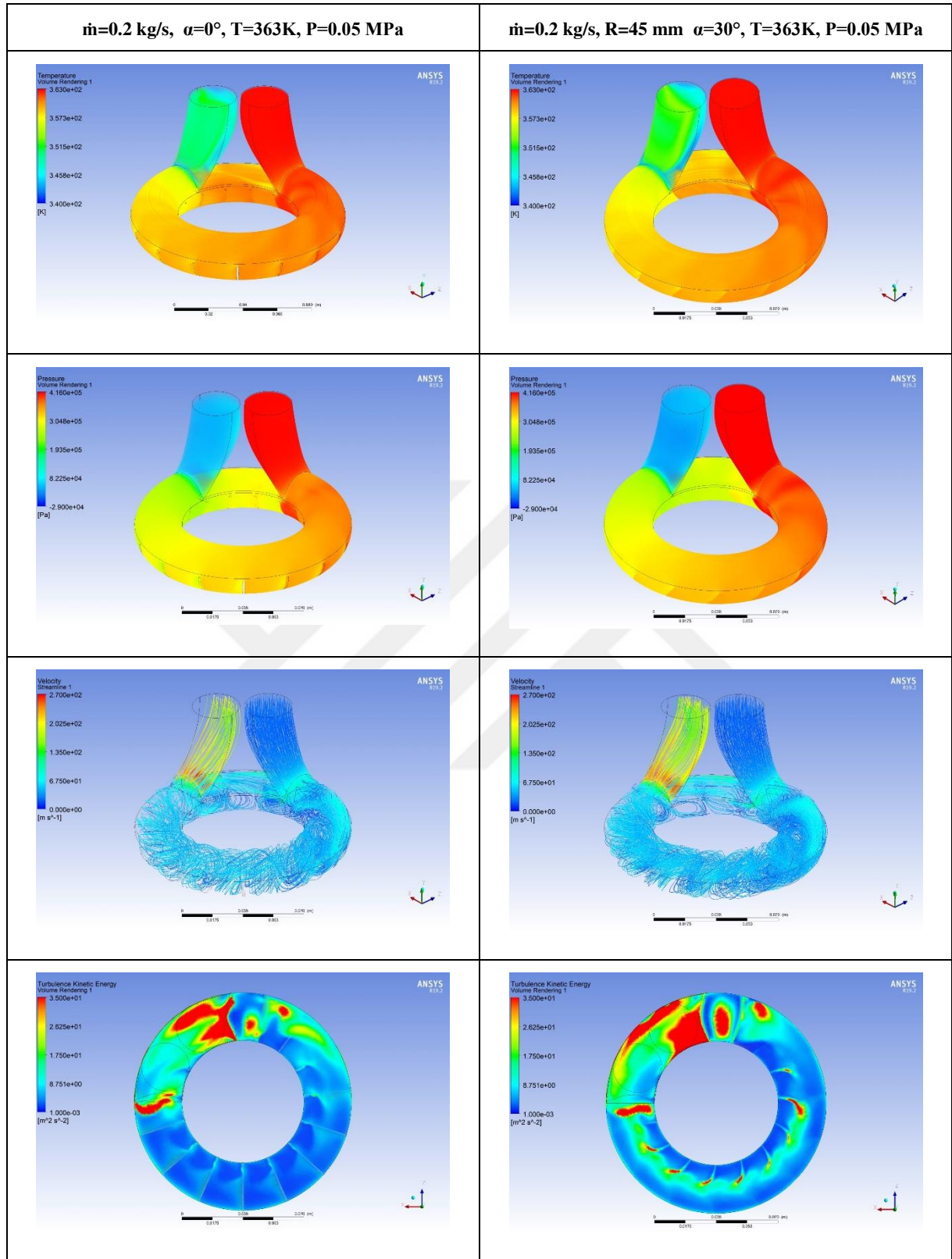
Şekil 5.25. 1500 d/dak dönüş hızı koşullarında R=45 mm $\alpha=12^\circ$ için basınç, sıcaklık ve hız dağılımları.



Şekil 5.26. 3000 d/dak dönüş hızı koşullarında $R=45$ mm $\alpha=12^\circ$ için basınç, sıcaklık ve hız dağılımları.



Şekil 5.27. 1500 d/dak dönüş hızı koşullarında $R=45$ mm $\alpha=30^\circ$ için basınç, sıcaklık ve hız dağılımları.



Şekil 5.28. 3000 d/dak dönüş hızı koşullarında $R=45 \text{ mm}$ $\alpha=30^\circ$ basınç, sıcaklık ve hız dağılımları.

Şekil 5.27-5.28 incelendiğinde, eğimli ($\alpha > 0$) ve $R=45$ mm eğrilik yarıçapına sahip RFT'nin basınç dağılımı incelendiğinde giriş basıncının geleneksel RFT'ye göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Buna bağlı olarak, türbin kanatlarındaki hız yoğunluğu artmaktadır. Artan bu hız yoğunluğu türbülans kinetik enerjisini de artırdığından kanatlara aktarılan momentum dolayısıyla güç üretimi artmaktadır. Türbülans kinetik enerjisi incelendiğinde kanat yüzeylerinde türbülans kinetik enerjisinin eğimli ($\alpha > 0$) ve $R=45$ mm eğrilik yarıçapına sahip türbinde kanat yüzeylerinde yoğunlaştığı görülmektedir. Türbülans yoğunluğu arttığından güç artışı olmuştur. Eğimli kanada ve $R=45$ mm eğrilik yarıçapına sahip RFT'nin kaçak bölgesindeki kinetik enerji yoğunluğu özellikle 1500 d/dak çalışma hızında daha yüksektir. Bu akış olayı, eğimli ve $R=45$ mm eğrilik yarıçapına sahip türbinde akış yönünde oluşacak ters kuvvetleri de azalttığından güç üretimini olumsuz etkilememektedir. Kanat eğimi ve eğrilik yarıçapına bağlı olarak türbülans kinetik enerjisi kanat merkezinde yoğunlaşmakta ve kanada aktarılan torku artırmaktadır. Bu etkilere bağlı olarak, hem güç artışı hem de türbine aktarılan enerjinin azalmasıyla tasarlanan RFT'nin verim değeri yükselmektedir.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Geleneksel RFT için yüksek sıcaklık koşullarında (475-550K) türbin çıkış gücü 0.53 kW ile 2.96 kW arasında değişmektedir, izantropik verim değeri ise %4.97 ile %12.75 arasında değişmektedir. Düşük sıcaklık koşullarında ise (363K, 393K) türbin çıkış gücü 0.068 kW ile 0.521 kW arasında izantropik verim değeri ise %6.23 ile %14.52 arasında değişmektedir.

Geleneksel RFT'nin farklı eğim açıları dikkate alınarak oluşturulan tasarımı için optimal eğim açısı 12° olarak belirlenmiştir. Sıcaklığın eğim açısı üzerine herhangi bir etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir. Optimal eğim için güç artışı yüksek sıcaklıklarda %5.73 ile %9.42, düşük sıcaklıklarda ise %2.60 ile %9.71 aralığında değişmektedir. Verim artışı ise 0.52 puan ile 3.58 puan olarak kaydedilmiştir. Yalnızca türbinin eğrilik yarıçapının değiştirilmesinin türbinden alınan güç artışıdaki etkisi %2.83'dür.

Optimal eğrilik yarıçapı 45 mm olarak belirlenmiştir. Optimal yerleşim eğimi ve eğrilik yarıçapı için oluşturulan tasarım için, düşük çalışma sıcaklıklarında güç artışı %11.29 ile %18.59 aralığında, verim artışı ise 1.63 puan ile 6.54 puan aralığında belirlenmiştir.

Tasarımı yapılan RFT'lerin ORC sistemine entegrasyonu sonucu oluşan tümleşik sistemin çalışma performansları enerji analizi metoduyla değerlendirilmiş olup, elde edilen analiz sonuçları Tablo 6.1'de verilmiştir.

Tablo 6.1. RFT entegreli tümleşik ORC sistem enerji analiz sonuçları.

Türbin Kanat Yapısı	Türbin Devir Sayısı (d/dak)	Kütlesel Debi (kg/s)	Türbin Giriş Sıcaklığı (K)	Türbin Çıkış Basıncı (MPa)	Pompa Gücü (kW)	Türbin Çıkış Gücü (kW)	Net Güç (kW)	η_{orc} (%)
$\alpha=0^\circ$, $R=\infty$	1500	0.500	475	0.9	0.709	0.635	-0.074	---
$\alpha=0^\circ$, $R=\infty$	1500	0.625	475	0.9	1.243	0.843	-0.400	---
$\alpha=0^\circ$, $R=\infty$	1500	0.750	475	0.9	1.917	1.035	-0.882	---
$\alpha=0^\circ$, $R=\infty$	1500	0.875	475	0.9	2.707	1.173	-1.534	---
$\alpha=0^\circ$, $R=\infty$	1500	1.000	475	0.9	3.621	1.308	-2.312	---
$\alpha=0^\circ$, $R=\infty$	1500	0.500	475	1.0	0.665	0.597	-0.069	---
$\alpha=0^\circ$, $R=\infty$	1500	0.625	475	1.0	1.179	0.806	-0.373	---
$\alpha=0^\circ$, $R=\infty$	1500	0.750	475	1.0	1.836	1.004	-0.833	---
$\alpha=0^\circ$, $R=\infty$	1500	0.875	475	1.0	2.610	1.140	-1.470	---
$\alpha=0^\circ$, $R=\infty$	1500	1.000	475	1.0	3.484	1.274	-2.210	---
$\alpha=0^\circ$, $R=\infty$	1500	0.500	475	1.1	0.625	0.562	-0.063	---
$\alpha=0^\circ$, $R=\infty$	1500	0.625	475	1.1	1.119	0.768	-0.350	---
$\alpha=0^\circ$, $R=\infty$	1500	0.750	475	1.1	1.753	0.958	-0.795	---
$\alpha=0^\circ$, $R=\infty$	1500	0.875	475	1.1	2.511	1.107	-1.403	---
$\alpha=0^\circ$, $R=\infty$	1500	1.000	475	1.1	3.358	1.238	-2.120	---
$\alpha=0^\circ$, $R=\infty$	1500	0.500	475	1.2	0.590	0.529	-0.061	---
$\alpha=0^\circ$, $R=\infty$	1500	0.625	475	1.2	1.060	0.729	-0.332	---

Tablo 6.1. Devamı.

Türbin Kanat Yapısı	Türbin Devir Sayısı (d/dak)	Kütleli Debi (kg/s)	Türbin Giriş Sıcaklığı (K)	Türbin Çıkış Basıncı (MPa)	Pompa Gücü (kW)	Türbin Çıkış Gücü (kW)	Net Güç (kW)	η_{orc} (%)
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.750	475	1.2	1.679	0.919	-0.761	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.875	475	1.2	2.429	1.081	-1.348	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	1.000	475	1.2	3.281	1.224	-2.058	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.500	500	0.9	0.766	0.685	-0.082	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.625	500	0.9	1.344	0.909	-0.435	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.750	500	0.9	2.076	1.125	-0.951	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.875	500	0.9	2.954	1.302	-1.652	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	1.000	500	0.9	3.956	1.439	-2.517	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.500	500	1.0	0.721	0.647	-0.073	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.625	500	1.0	1.284	0.875	-0.409	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.750	500	1.0	2.001	1.082	-0.918	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.875	500	1.0	2.862	1.279	-1.583	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	1.000	500	1.0	3.860	1.442	-2.418	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.500	500	1.1	0.678	0.608	-0.070	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.625	500	1.1	1.222	0.837	-0.385	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.750	500	1.1	1.925	1.049	-0.876	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.875	500	1.1	2.769	1.252	-1.517	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	1.000	500	1.1	3.756	1.418	-2.337	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.500	500	1.2	0.645	0.580	-0.066	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.625	500	1.2	1.162	0.799	-0.363	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.750	500	1.2	1.849	1.013	-0.836	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.875	500	1.2	2.679	1.214	-1.465	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	1.000	500	1.2	3.639	1.371	-2.268	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.500	475	0.9	0.63	1.06	0.423	0.186
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.625	475	0.9	1.13	1.43	0.306	0.109
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.750	475	0.9	1.76	1.77	0.009	0.003
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.875	475	0.9	2.51	2.05	-0.462	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	1.000	475	0.9	3.37	2.27	-1.097	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.500	475	1.0	0.59	0.97	0.387	0.176
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.625	475	1.0	1.06	1.36	0.300	0.111
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.750	475	1.0	1.67	1.70	0.023	0.007
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.875	475	1.0	2.41	1.99	-0.422	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	1.000	475	1.0	3.25	2.23	-1.018	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.500	475	1.1	0.54	0.89	0.348	0.164
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.625	475	1.1	1.00	1.28	0.276	0.106
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.750	475	1.1	1.59	1.62	0.028	0.009
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.875	475	1.1	2.30	1.91	-0.391	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	1.000	475	1.1	3.13	2.16	-0.966	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.500	475	1.2	0.51	0.81	0.305	0.149
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.625	475	1.2	0.94	1.19	0.249	0.099
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.750	475	1.2	1.51	1.54	0.027	0.009
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.875	475	1.2	2.20	1.84	-0.366	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	1.000	475	1.2	3.01	2.09	-0.915	---

Tablo 6.1. Devamı.

Türbin Kanat Yapısı	Türbin Devir Sayısı (d/dak)	Kütleli Debi (kg/s)	Türbin Giriş Sıcaklığı (K)	Türbin Çıkış Basıncı (MPa)	Pompa Gücü (kW)	Türbin Çıkış Gücü (kW)	Net Güç (kW)	η_{orc} (%)
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.500	500	0.9	0.69	1.16	0.469	0.180
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.625	500	0.9	1.22	1.56	0.342	0.106
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.750	500	0.9	1.91	1.94	0.026	0.007
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.875	500	0.9	2.74	2.26	-0.478	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	1.000	500	0.9	3.70	2.54	-1.161	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.500	500	1.0	0.64	1.08	0.435	0.172
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.625	500	1.0	1.16	1.49	0.334	0.107
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.750	500	1.0	1.83	1.87	0.042	0.011
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.875	500	1.0	2.64	2.21	-0.436	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	1.000	500	1.0	3.59	2.50	-1.089	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.500	500	1.1	0.60	1.00	0.399	0.163
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.625	500	1.1	1.10	1.41	0.315	0.104
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.750	500	1.1	1.75	1.80	0.049	0.014
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.875	500	1.1	2.54	2.14	-0.403	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	1.000	500	1.1	3.47	2.41	-1.058	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.500	500	1.2	0.56	0.92	0.358	0.151
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.625	500	1.2	1.04	1.34	0.295	0.101
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.750	500	1.2	1.67	1.72	0.049	0.014
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.875	500	1.2	2.45	2.07	-0.379	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	1.000	500	1.2	3.36	2.38	-0.980	---
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.100	363	0.05	0.024	0.130	0.106	0.212
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.125	363	0.05	0.042	0.173	0.130	0.210
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.150	363	0.05	0.066	0.212	0.146	0.197
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.175	363	0.05	0.094	0.250	0.156	0.181
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.200	363	0.05	0.127	0.284	0.157	0.161
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	3000	0.100	363	0.05	0.022	0.216	0.195	0.390
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	3000	0.125	363	0.05	0.038	0.292	0.254	0.409
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	3000	0.150	363	0.05	0.060	0.363	0.302	0.407
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	3000	0.175	363	0.05	0.087	0.428	0.341	0.395
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	3000	0.200	363	0.05	0.118	0.488	0.370	0.377
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.100	393	0.30	0.013	0.068	0.056	0.132
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.125	393	0.30	0.024	0.106	0.081	0.155
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.150	393	0.30	0.041	0.146	0.105	0.167
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.175	393	0.30	0.064	0.190	0.126	0.173
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.200	393	0.30	0.091	0.232	0.141	0.170
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.225	393	0.30	0.124	0.274	0.150	0.162
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	1500	0.250	393	0.30	0.162	0.316	0.154	0.149
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	3000	0.100	393	0.30	0.010	0.085	0.075	0.177
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	3000	0.125	393	0.30	0.020	0.143	0.123	0.233
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	3000	0.150	393	0.30	0.035	0.214	0.179	0.284
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	3000	0.175	393	0.30	0.054	0.290	0.236	0.322
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	3000	0.200	393	0.30	0.079	0.368	0.289	0.347
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	3000	0.225	393	0.30	0.109	0.446	0.337	0.361

Tablo 6.1. Devamı.

Türbin Kanat Yapısı	Türbin Devir Sayısı (d/dak)	Kütleli Debi (kg/s)	Türbin Giriş Sıcaklığı (K)	Türbin Çıkış Basıncı (MPa)	Pompa Gücü (kW)	Türbin Çıkış Gücü (kW)	Net Güç (kW)	$\eta_{orc} (\%)$
$\alpha=0^\circ, R=\infty$	3000	0.250	393	0.30	0.144	0.521	0.377	0.365
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.500	475	0.9	0.707	0.679	-0.028	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.625	475	0.9	1.238	0.902	-0.336	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.750	475	0.9	1.922	1.101	-0.821	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.875	475	0.9	2.726	1.266	-1.460	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	1.000	475	0.9	3.644	1.404	-2.239	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.500	475	1.0	0.662	0.638	-0.024	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.625	475	1.0	1.179	0.864	-0.315	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.750	475	1.0	1.836	1.065	-0.771	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.875	475	1.0	2.623	1.239	-1.385	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	1.000	475	1.0	3.518	1.377	-2.141	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.500	475	1.1	0.623	0.598	-0.025	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.625	475	1.1	1.118	0.824	-0.295	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.750	475	1.1	1.758	1.028	-0.730	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.875	475	1.1	2.530	1.205	-1.325	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	1.000	475	1.1	3.401	1.350	-2.051	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.500	475	1.2	0.585	0.560	-0.025	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.625	475	1.2	1.062	0.782	-0.280	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.750	475	1.2	1.679	0.986	-0.693	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.875	475	1.2	2.424	1.168	-1.256	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	1.000	475	1.2	3.283	1.316	-1.967	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.500	500	0.9	0.761	0.730	-0.031	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.625	500	0.9	1.337	0.969	-0.368	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.750	500	0.9	2.073	1.189	-0.884	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.875	500	0.9	2.963	1.381	-1.582	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	1.000	500	0.9	3.993	1.552	-2.442	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.500	500	1.0	0.718	0.690	-0.028	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.625	500	1.0	1.274	0.933	-0.341	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.750	500	1.0	1.993	1.156	-0.837	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.875	500	1.0	2.865	1.354	-1.511	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	1.000	500	1.0	3.879	1.531	-2.348	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.500	500	1.1	0.677	0.652	-0.025	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.625	500	1.1	1.216	0.894	-0.322	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.750	500	1.1	1.915	1.121	-0.795	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.875	500	1.1	2.768	1.325	-1.444	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	1.000	500	1.1	3.766	1.506	-2.260	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.500	500	1.2	0.640	0.614	-0.027	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.625	500	1.2	1.160	0.853	-0.307	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.750	500	1.2	1.841	1.081	-0.760	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	0.875	500	1.2	2.675	1.289	-1.386	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	1500	1.000	500	1.2	3.653	1.477	-2.177	---
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	3000	0.500	475	0.9	0.63	1.14	0.506	0.222
$\alpha=12^\circ, R=\infty$	3000	0.625	475	0.9	1.13	1.55	0.418	0.149

Tablo 6.1. Devamı.

Türbin Kanat Yapısı	Türbin Devir Sayısı (d/dak)	Kütleli Debi (kg/s)	Türbin Giriş Sıcaklığı (K)	Türbin Çıkış Basıncı (MPa)	Pompa Gücü (kW)	Türbin Çıkış Gücü (kW)	Net Güç (kW)	η_{orc} (%)
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.750	475	0.9	1.76	1.90	0.139	0.042
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.875	475	0.9	2.53	2.20	-0.327	---
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	1.000	475	0.9	3.40	2.43	-0.962	---
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.500	475	1.0	0.58	1.05	0.470	0.214
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.625	475	1.0	1.06	1.46	0.400	0.148
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.750	475	1.0	1.68	1.83	0.150	0.047
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.875	475	1.0	2.42	2.14	-0.281	---
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	1.000	475	1.0	3.27	2.39	-0.882	---
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.500	475	1.1	0.54	0.97	0.427	0.202
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.625	475	1.1	1.00	1.38	0.378	0.145
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.750	475	1.1	1.59	1.75	0.154	0.050
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.875	475	1.1	2.32	2.07	-0.246	---
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	1.000	475	1.1	3.15	2.32	-0.828	---
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.500	475	1.2	0.50	0.89	0.386	0.189
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.625	475	1.2	0.94	1.29	0.351	0.140
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.750	475	1.2	1.51	1.66	0.151	0.051
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.875	475	1.2	2.21	1.99	-0.220	---
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	1.000	475	1.2	3.02	2.26	-0.760	---
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.500	500	0.9	0.68	1.24	0.556	0.213
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.625	500	0.9	1.22	1.68	0.458	0.142
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.750	500	0.9	1.92	2.08	0.161	0.042
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.875	500	0.9	2.76	2.43	-0.333	---
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	1.000	500	0.9	3.73	2.72	-1.014	---
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.500	500	1.0	0.64	1.16	0.517	0.205
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.625	500	1.0	1.16	1.60	0.445	0.143
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.750	500	1.0	1.83	2.01	0.178	0.048
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.875	500	1.0	2.65	2.37	-0.286	---
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	1.000	500	1.0	3.61	2.68	-0.934	---
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.500	500	1.1	0.60	1.08	0.480	0.196
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.625	500	1.1	1.10	1.52	0.423	0.140
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.750	500	1.1	1.75	1.93	0.181	0.051
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.875	500	1.1	2.55	2.31	-0.248	---
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	1.000	500	1.1	3.49	2.62	-0.868	---
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.500	500	1.2	0.56	1.00	0.439	0.185
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.625	500	1.2	1.04	1.44	0.401	0.137
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.750	500	1.2	1.67	1.85	0.183	0.053
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	0.875	500	1.2	2.46	2.23	-0.225	---
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	3000	1.000	500	1.2	3.38	2.56	-0.812	---
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	1500	0.100	363	0.05	0.024	0.14	0.114	0.229
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	1500	0.125	363	0.05	0.042	0.18	0.141	0.228
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	1500	0.150	363	0.05	0.066	0.23	0.159	0.215
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	1500	0.175	363	0.05	0.094	0.26	0.170	0.198
$\alpha=12^\circ$, $R=\infty$	1500	0.200	363	0.05	0.128	0.30	0.173	0.177

Tablo 6.1. Devamı.

Türbin Kanat Yapısı	Türbin Devir Sayısı (d/dak)	Kütleli Debi (kg/s)	Türbin Giriş Sıcaklığı (K)	Türbin Çıkış Basıncı (MPa)	Pompa Gücü (kW)	Türbin Çıkış Gücü (kW)	Net Güç (kW)	η_{orc} (%)
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	3000	0.100	363	0.05	0.022	0.23	0.212	0.424
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	3000	0.125	363	0.05	0.039	0.31	0.276	0.444
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	3000	0.150	363	0.05	0.061	0.39	0.329	0.444
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	3000	0.175	363	0.05	0.088	0.46	0.371	0.431
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	3000	0.200	363	0.05	0.119	0.52	0.403	0.411
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	1500	0.100	393	0.30	0.012	0.07	0.059	0.139
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	1500	0.125	393	0.30	0.024	0.11	0.086	0.164
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	1500	0.150	393	0.30	0.041	0.15	0.114	0.181
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	1500	0.175	393	0.30	0.063	0.20	0.137	0.187
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	1500	0.200	393	0.30	0.090	0.25	0.155	0.187
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	1500	0.225	393	0.30	0.122	0.29	0.169	0.181
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	1500	0.250	393	0.30	0.161	0.34	0.175	0.170
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	3000	0.100	393	0.30	0.009	0.09	0.078	0.184
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	3000	0.125	393	0.30	0.019	0.16	0.137	0.261
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	3000	0.150	393	0.30	0.034	0.23	0.200	0.318
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	3000	0.175	393	0.30	0.054	0.31	0.261	0.356
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	3000	0.200	393	0.30	0.079	0.40	0.321	0.386
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	3000	0.225	393	0.30	0.109	0.48	0.373	0.400
$\alpha=12^\circ$, R= ∞	3000	0.250	393	0.30	0.144	0.56	0.419	0.406
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.500	475	0.9	0.743	0.698	-0.045	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.625	475	0.9	1.294	0.926	-0.368	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.750	475	0.9	1.991	1.127	-0.864	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.875	475	0.9	2.813	1.298	-1.515	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	1.000	475	0.9	3.740	1.430	-2.310	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.500	475	1.0	0.699	0.656	-0.043	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.625	475	1.0	1.232	0.886	-0.346	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.750	475	1.0	1.906	1.089	-0.817	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.875	475	1.0	2.713	1.265	-1.448	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	1.000	475	1.0	3.622	1.406	-2.216	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.500	475	1.1	0.657	0.615	-0.043	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.625	475	1.1	1.172	0.843	-0.329	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.750	475	1.1	1.828	1.049	-0.779	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.875	475	1.1	2.616	1.232	-1.383	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	1.000	475	1.1	3.504	1.376	-2.128	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.500	475	1.2	0.619	0.576	-0.044	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.625	475	1.2	1.114	0.801	-0.313	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.750	475	1.2	1.752	1.009	-0.743	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.875	475	1.2	2.518	1.190	-1.328	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	1.000	475	1.2	3.388	1.340	-2.048	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.500	500	0.9	0.800	0.752	-0.049	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.625	500	0.9	1.397	0.999	-0.398	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.750	500	0.9	2.154	1.222	-0.932	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.875	500	0.9	3.064	1.418	-1.646	---

Tablo 6.1. Devamı.

Türbin Kanat Yapısı	Türbin Devir Sayısı (d/dak)	Kütleli Debi (kg/s)	Türbin Giriş Sıcaklığı (K)	Türbin Çıkış Basıncı (MPa)	Pompa Gücü (kW)	Türbin Çıkış Gücü (kW)	Net Güç (kW)	η_{orc} (%)
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	1.000	500	0.9	4.111	1.588	-2.523	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.500	500	1.0	0.757	0.711	-0.046	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.625	500	1.0	1.334	0.959	-0.375	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.750	500	1.0	2.076	1.188	-0.888	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.875	500	1.0	2.970	1.392	-1.578	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	1.000	500	1.0	4.003	1.567	-2.436	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.500	500	1.1	0.717	0.671	-0.046	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.625	500	1.1	1.276	0.920	-0.356	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.750	500	1.1	1.998	1.151	-0.847	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.875	500	1.1	2.875	1.359	-1.516	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	1.000	500	1.1	3.892	1.543	-2.349	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.500	500	1.2	0.678	0.631	-0.047	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.625	500	1.2	1.220	0.878	-0.342	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.750	500	1.2	1.923	1.111	-0.812	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.875	500	1.2	2.783	1.323	-1.460	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	1.000	500	1.2	3.781	1.510	-2.271	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.500	475	0.9	0.661	1.152	0.490	0.215
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.625	475	0.9	1.174	1.562	0.388	0.138
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.750	475	0.9	1.825	1.922	0.097	0.029
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.875	475	0.9	2.599	2.219	-0.380	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	1.000	475	0.9	3.480	2.455	-1.025	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.500	475	1.0	0.616	1.068	0.452	0.206
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.625	475	1.0	1.109	1.478	0.369	0.137
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.750	475	1.0	1.739	1.845	0.106	0.033
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.875	475	1.0	2.494	2.157	-0.338	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	1.000	475	1.0	3.356	2.404	-0.952	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.500	475	1.1	0.571	0.981	0.410	0.194
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.625	475	1.1	1.046	1.392	0.346	0.133
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.750	475	1.1	1.656	1.763	0.107	0.035
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.875	475	1.1	2.390	2.082	-0.308	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	1.000	475	1.1	3.234	2.342	-0.893	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.500	475	1.2	0.528	0.895	0.367	0.180
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.625	475	1.2	0.983	1.301	0.318	0.127
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.750	475	1.2	1.576	1.678	0.101	0.034
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.875	475	1.2	2.289	2.003	-0.287	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	1.000	475	1.2	3.112	2.271	-0.841	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.500	500	0.9	0.719	1.261	0.542	0.208
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.625	500	0.9	1.274	1.707	0.433	0.135
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.750	500	0.9	1.987	2.106	0.120	0.031
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.875	500	0.9	2.842	2.454	-0.388	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	1.000	500	0.9	3.832	2.752	-1.080	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.500	500	1.0	0.673	1.176	0.504	0.200
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.625	500	1.0	1.210	1.624	0.414	0.133

Tablo 6.1. Devamı.

Türbin Kanat Yapısı	Türbin Devir Sayısı (d/dak)	Kütleli Debi (kg/s)	Türbin Giriş Sıcaklığı (K)	Türbin Çıkış Basıncı (MPa)	Pompa Gücü (kW)	Türbin Çıkış Gücü (kW)	Net Güç (kW)	η_{orc} (%)
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.750	500	1.0	1.902	2.036	0.133	0.036
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.875	500	1.0	2.741	2.397	-0.344	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	1.000	500	1.0	3.715	2.706	-1.010	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.500	500	1.1	0.629	1.092	0.462	0.189
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.625	500	1.1	1.147	1.540	0.392	0.130
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.750	500	1.1	1.820	1.955	0.135	0.038
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.875	500	1.1	2.641	2.329	-0.312	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	1.000	500	1.1	3.599	2.650	-0.949	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.500	500	1.2	0.588	1.010	0.422	0.178
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.625	500	1.2	1.088	1.455	0.367	0.126
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.750	500	1.2	1.743	1.874	0.132	0.038
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.875	500	1.2	2.544	2.253	-0.291	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	1.000	500	1.2	3.482	2.584	-0.898	---
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.100	363	0.05	0.025	0.142	0.117	0.293
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.125	363	0.05	0.044	0.190	0.146	0.313
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.150	363	0.05	0.068	0.232	0.164	0.311
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.175	363	0.05	0.098	0.273	0.175	0.303
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.200	363	0.05	0.132	0.310	0.177	0.285
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.100	363	0.05	0.023	0.216	0.194	0.476
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.125	363	0.05	0.040	0.292	0.252	0.529
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.150	363	0.05	0.063	0.363	0.300	0.557
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.175	363	0.05	0.090	0.428	0.337	0.570
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.200	363	0.05	0.123	0.488	0.365	0.571
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.100	393	0.30	0.013	0.068	0.055	0.138
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.125	393	0.30	0.026	0.106	0.080	0.165
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.150	393	0.30	0.043	0.146	0.103	0.184
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.175	393	0.30	0.066	0.190	0.124	0.196
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.200	393	0.30	0.095	0.232	0.137	0.198
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.225	393	0.30	0.129	0.274	0.146	0.194
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	1500	0.250	393	0.30	0.168	0.316	0.147	0.184
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.100	393	0.30	0.011	0.085	0.074	0.182
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.125	393	0.30	0.021	0.143	0.122	0.248
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.150	393	0.30	0.036	0.214	0.178	0.310
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.175	393	0.30	0.057	0.290	0.233	0.361
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.200	393	0.30	0.083	0.368	0.285	0.401
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.225	393	0.30	0.114	0.446	0.332	0.431
$\alpha=12^\circ$, R=45 mm	3000	0.250	393	0.30	0.151	0.521	0.371	0.450
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	1500	0.100	363	0.05	0.026	0.15	0.122	0.245
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	1500	0.125	363	0.05	0.045	0.20	0.152	0.244
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	1500	0.150	363	0.05	0.070	0.24	0.172	0.233
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	1500	0.175	363	0.05	0.099	0.28	0.184	0.215
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	1500	0.200	363	0.05	0.135	0.32	0.188	0.193
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	3000	0.100	363	0.05	0.023	0.25	0.224	0.449

Tablo 6.1. Devamı.

Türbin Kanat Yapısı	Türbin Devir Sayısı (d/dak)	Kütlesel Debi (kg/s)	Türbin Giriş Sıcaklığı (K)	Türbin Çıkış Basıncı (MPa)	Pompa Gücü (kW)	Türbin Çıkış Gücü (kW)	Net Güç (kW)	η_{orc} (%)
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	3000	0.125	363	0.05	0.041	0.33	0.292	0.470
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	3000	0.150	363	0.05	0.064	0.41	0.348	0.469
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	3000	0.175	363	0.05	0.092	0.49	0.393	0.457
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	3000	0.200	363	0.05	0.125	0.55	0.428	0.437
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	1500	0.100	393	0.30	0.014	0.08	0.063	0.148
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	1500	0.125	393	0.30	0.026	0.12	0.092	0.176
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	1500	0.150	393	0.30	0.044	0.16	0.120	0.191
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	1500	0.175	393	0.30	0.068	0.21	0.145	0.199
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	1500	0.200	393	0.30	0.097	0.26	0.165	0.199
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	1500	0.225	393	0.30	0.132	0.31	0.178	0.192
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	1500	0.250	393	0.30	0.172	0.36	0.185	0.181
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	3000	0.100	393	0.30	0.010	0.10	0.087	0.206
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	3000	0.125	393	0.30	0.021	0.17	0.148	0.281
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	3000	0.150	393	0.30	0.037	0.25	0.213	0.338
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	3000	0.175	393	0.30	0.058	0.34	0.278	0.380
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	3000	0.200	393	0.30	0.085	0.42	0.338	0.406
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	3000	0.225	393	0.30	0.117	0.51	0.393	0.421
$\alpha=30^\circ$, R=45 mm	3000	0.250	393	0.30	0.154	0.59	0.440	0.427

Ele alınan çalışma parametreleri değerlendirildiğinde bazı çalışma koşullarının sistem verimi için pozitif olduğu görülmekte, üretilen net güçler 0.01 kW ile 0.556 kW arasında, çevrim verimi ise %0.003 ile %0.571 arasında değişmektedir. Üretilen güçler oldukça düşük olmasına rağmen literatür çalışmaları ile uyum içerisinde (Kaczmarczyk vd., 2017; Moradi vd., 2020). Tasarlanan sistemin yatırım açısından uygunluğu ekonomik parametreler dikkate alınarak değerlendirilmelidir. Ekonomik değerlendirmede, ömür-döngüsü maliyeti dikkate alınarak, RFT tasarımlarının malzemenin elde edilmesiyle başlayan ilk andan, RFT üretimi ve atıl hale geldiğindeki bertaraf maliyetleri, kullanılan malzeme, işçilik ve zaman unsurları da dikkate alınarak belirlenmelidir. Çevresel faktörlerde hesaba katıldığında, tasarımı yapılan RFT'lerin ömür-döngüsü içerisinde aynı süreçleri kapsayan emisyon değerleri de ayrıca ekonomik analize paralel olarak değerlendirilmelidir.

Tasarımı yapılan yeni tip RFT'nin ele alınan basınç değerlerinin elde edilmesinde pompa gibi harici bir kaynak kullanılmaması durumunda sistemin genişletici olarak atık ısıların değerlendirilmesinde kullanımı, bu tür sistemlerin maliyetlerinin düşük olması da dikkate alındığında yatırıma değerli bir sistem olacağı öngörülebilir.

KAYNAKÇA

- Al Jubori, A. M., Al-Dadah, R., & Mahmoud, S.** (2017b). Performance enhancement of a small-scale organic Rankine cycle radial-inflow turbine through multi-objective optimization algorithm. *Energy*, 131, 297-311.
- Al Jubori, A. M., Al-Dadah, R., & Mahmoud, S.** (2017c). An innovative small-scale two-stage axial turbine for low-temperature organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 144, 18-33.
- Al Jubori, A. M., Al-Mousawi, F. N., Rahbar, K., Al-Dadah, R., & Mahmoud, S.** (2020). Design and manufacturing a small-scale radial-inflow turbine for clean organic Rankine power system. *Journal of Cleaner Production*, 257, 120488.
- Al Jubori, A., Al-Dadah, R. K., Mahmoud, S., Ennil, A. B., & Rahbar, K.** (2017a). Three dimensional optimization of small-scale axial turbine for low temperature heat source driven organic Rankine cycle. *Energy conversion and management*, 133, 411-426.
- Al Jubori, A., Daabo, A., Al-Dadah, R. K., Mahmoud, S., & Ennil, A. B.** (2016). Development of micro-scale axial and radial turbines for low-temperature heat source driven organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 130, 141-155.
- Altiokka, A. B. G., & Arslan, O.** (2023). Design and optimization of absorption cooling system operating under low solar radiation for residential use. *Journal of Building Engineering*, 73, 106697.
- Arslan, A.E., Arslan, O. & Kandemir, S.Y.** (2021). AHP–TOPSIS hybrid decision-making analysis: Simav integrated system case study. *Journal of Thermal Analysis Calorimetry*, 145, 1191–1202.
- Arslan, O, Arslan, A. E.** (2024). Multi-criteria optimization of a new geothermal driven integrated power and hydrogen production system via a new Index: Economic sustainability (EcoSI). *Fuel*, 358, 2024, 130160.
- Arslan, O.** (2021), Performance analysis of a novel heat recovery system with hydrogen production designed for the improvement of boiler effectiveness. *International Journal of Hydrogen Energy*, 46(10), 7558-7572.
- Arslan, O., & Kilic, D.** (2021). Concurrent optimization and 4E analysis of organic Rankine cycle power plant driven by parabolic trough collector for low-solar radiation zone. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 46, 101230.

- Arslan, O., Ozgur, M. A., & Kose, R.** (2012). Electricity generation ability of the Simav geothermal field: A technoeconomic approach. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 34(12), 1130-1144.
- Balducci, F., & Bartolini, C. M.** (1992). INDAGINE sperimentale sul campo FLUIDODINAMICO interno alle turbine a canale PERIFERICO TT-experimental survey on the dynamics of the peripheral channel turbines. *University of Ancona*.
- Bartolini, C. M., & Salvi, D.** (1996). *Experimental analysis of a small prototype of peripheral turbine for decompression of natural gas* (Vol. 78743, p. V003T07A015). American Society of Mechanical Engineers.
- Boukelia, T. E., Arslan, O., Djimli, S., & Kabar, Y.** (2023). ORC fluids selection for a bottoming binary geothermal power plant integrated with a CSP plant. *Energy*, 265, 126186.
- Cengel, Y. A., & Cimbala, J.** (2013). *Ebook: Fluid mechanics fundamentals and applications*. McGraw Hill.
- Chang, J. C., Chang, C. W., Hung, T. C., Lin, J. R., & Huang, K. C.** (2014). Experimental study and CFD approach for scroll type expander used in low-temperature organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 73(2), 1444-1452.
- Cho, S. Y., Cho, C. H., & Choi, S. K.** (2015). Experiment and cycle analysis on a partially admitted axial-type turbine used in the organic Rankine cycle. *Energy*, 90, 643-651.
- Cho, S. Y., Cho, C. H., Ahn, K. Y., & Lee, Y. D.** (2014). A study of the optimal operating conditions in the organic Rankine cycle using a turbo-expander for fluctuations of the available thermal energy. *Energy*, 64, 900-911.
- Ciappi, L., Fiaschi, D., Niknam, P. H., & Talluri, L.** (2019). Computational investigation of the flow inside a Tesla turbine rotor. *Energy*, 173, 207-217.
- Colak, A. B., & Arslan, O.** (2024). Numerical analysis-based performance assessment of the small-scale organic Rankine cycle turbine design for residential applications. *Thermal Science and Engineering Progress*, 51, 102626.
- Çengel, Y. A., & Boles, Michael. A.** (2008). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*. Güven Bilimsel Yayıncılık.

- da Silva, E. R., Kyprianidis, K. G., Camacho, R. G. R., Säterskog, M., & Angulo, T. M. A.** (2021). Preliminary design, optimization and CFD analysis of an organic rankine cycle radial turbine rotor. *Applied Thermal Engineering*, 195, 117103.
- Dong, B., Wang, Y., Xu, G., Wen, J., & Quan, Y.** (2023). Design and analysis of an axial turbine for high-temperature organic Rankine cycle. *Thermal Science and Engineering Progress*, 46, 102172.
- Dong, B., Xu, G., Luo, X., Zhuang, L., & Quan, Y.** (2017). Analysis of the supercritical organic Rankine cycle and the radial turbine design for high temperature applications. *Applied Thermal Engineering*, 123, 1523-1530.
- Ferziger, J. H., & Perić, M.** (2002). *Computational methods for fluid dynamics*. New York: Springer.
- Fiaschi, D., Innocenti, G., Manfrida, G., & Maraschiello, F.** (2016). Design of micro radial turboexpanders for ORC power cycles: From 0D to 3D. *Applied Thermal Engineering*, 99, 402-410.
- Fiaschi, D., Manfrida, G., & Maraschiello, F.** (2015). Design and performance prediction of radial ORC turboexpanders. *Applied Energy*, 138, 517-532.
- Fluent, ANSYS.** (2018). Ansys fluent theory guide, Release 19.2. *Ansys Inc., USA*.
- Hu, S., Yang, Z., Li, J., & Duan, Y.** (2021). A review of multi-objective optimization in Organic Rankine Cycle (ORC) system design. *Energies*, 14(20), 6492.
- Kaczmarczyk, T. Z., & Żywica, G.** (2022). Experimental study of a 1 kW high-speed ORC microturbogenerator under partial load. *Energy Conversion and Management*, 272, 116381.
- Kaczmarczyk, T. Z., Żywica, G., & Ihnatowicz, E.** (2017). The impact of changes in the geometry of a radial microturbine stage on the efficiency of the micro CHP plant based on ORC. *Energy*, 137, 530-543.
- Kim, D. Y., & Kim, Y. T.** (2017). Preliminary design and performance analysis of a radial inflow turbine for organic Rankine cycles. *Applied Thermal Engineering*, 120, 549-559.
- Klonowicz, P., Borsukiewicz-Gozdur, A., Hanausek, P., Kryłłowicz, W., & Brüggemann, D.** (2014). Design and performance measurements of an organic vapour turbine. *Applied Thermal Engineering*, 63(1), 297-303.

- Klonowicz, P., Lampart, P., Suchocki, T., Zaniewski, D., & Klimaszewski, P.** (2020). Optimization of an axial turbine for a small scale ORC waste heat recovery system. *Energy*, 205, 118059.
- Klun, M., Guzović, Z., & Rašković, P.** (2021). Innovative small axial multistage turbine with partial admission for bottoming ORC. *Energy reports*, 7, 9069-9093.
- Lemmon, E. W., Huber, M. L., & McLinden, M. O.** (2010). NIST standard reference database 23. *Reference fluid thermodynamic and transport properties (REFPROP), Version 9*.
- Li, B., Xie, H., Sun, L., Wang, J., Liu, B., Gao, T., ... & Long, X.** (2024). Optimization design of radial inflow turbine combined with mean-line model and CFD analysis for geothermal power generation. *Energy*, 291, 130452.
- Li, W., & Ling, X.** (2022). A novel analysis framework for the organic Rankine cycle waste heat recovery system: from the viewpoint of turbine design. *Case Studies in Thermal Engineering*, 32, 101830.
- Li, Y., & Ren, X. D.** (2016). Investigation of the organic Rankine cycle (ORC) system and the radial-inflow turbine design. *Applied Thermal Engineering*, 96, 547-554.
- Moradi, R., Cioccolanti, L., Bocci, E., Villarini, M., & Renzi, M.** (2019a). Numerical investigation on the performance of a regenerative flow turbine for small-scale Organic Rankine Cycle systems. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 141(9), 091014.
- Moradi, R., Cioccolanti, L., Habib, E., & Bocci, E.** (2019b). Performance of a small-scale organic rankine cycle system using a regenerative flow turbine: a simulation analysis. In *of the 5th International Seminar on ORC Power Systems. The National Technical University of Athens (NTUA)*.
- Moradi, R., Habib, E., Bocci, E., & Cioccolanti, L.** (2020). Investigation on the use of a novel regenerative flow turbine in a micro-scale Organic Rankine Cycle unit. *Energy*, 210, 118519.
- Naas, T. T., Telha, M., Laib, L., Shakhawat, H., Bacha, A., Taibaoui, A., ... & Aissaoui, D.** (2021). Performance enhancement of three-stage axial turbine for Clean Organic Rankine Cycle system driven by low-temperature heat source. *Cleaner Engineering and Technology*, 5, 100336.
- Pacini, L., Ciappi, L., Talluri, L., Fiaschi, D., Manfrida, G., & Smolka, J.** (2020). Computational investigation of partial admission effects on the flow field of a tesla turbine for ORC applications. *Energy*, 212, 118687.

- Pini, M., De Servi, C., Burigana, M., Bahamonde, S., Rubino, A., Vitale, S., & Colonna, P.** (2017). Fluid-dynamic design and characterization of a mini-ORC turbine for laboratory experiments. *Energy Procedia*, 129, 1141-1148.
- Qiu, K., & Entchev, E.** (2022). A micro-CHP system with organic Rankine cycle using R1223zd (E) and n-Pentane as working fluids. *Energy*, 239, 121826.
- Quail, F. J., Scanlon, T., & Baumgartner, A.** (2012). Design study of a regenerative pump using one-dimensional and three-dimensional numerical techniques. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, 31, 181-187.
- Rahbar, K., Mahmoud, S., Al-Dadah, R. K., Moazami, N., & Mirhadizadeh, S. A.** (2017). Review of organic Rankine cycle for small-scale applications. *Energy conversion and management*, 134, 135-155.
- Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M., & Fischer, J.** (2007). Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, 32(7), 1210-1221.
- Sauret, E., & Gu, Y.** (2014). Three-dimensional off-design numerical analysis of an organic Rankine cycle radial-inflow turbine. *Applied Energy*, 135, 202-211.
- Sun, H., Li, H., Gao, P., Hou, F., Hung, T. C., Chang, Y. H., ... & Qin, J.** (2024). Numerical simulation and low speed experiment of a low partially admitted rate axial turbine for small scale organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 238, 122002.
- Sun, H., Qin, J., Yan, P., Huang, H., & Hung, T. C.** (2018). Performance evaluation of a partially admitted axial turbine using R245fa, R123 and their mixtures as working fluid for small-scale organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 171, 925-935.
- Tu, J., Yeoh, G. H., & Liu, C.** (2018). CFD mesh generation: A practical guideline. *Computational fluid dynamics*. Oxford, UK: Elsevier, 125-54.
- Ucar, M., Arslan, O.** (2021). Assessment of improvement potential of a condensed combi boiler via advanced exergy analysis. *Thermal Science and Engineering Progress*, 23, 100853.
- Uusitalo, A., & Zocca, M.** (2023). Design and numerical analysis of supersonic radial-inflow turbines for transcritical ORC processes. *Energy Conversion and Management*, 277, 116609.
- Wang, Z., Zhang, Z., Xia, X., Zhao, B., He, N., & Peng, D.** (2019). Preliminary design and numerical analysis of a radial inflow turbine in organic Rankine cycle using zeotropic mixtures. *Applied Thermal Engineering*, 162, 114266.

- Wei, A. P., Popp, T., Zinn, G., Preiinger, M., & Brggemann, D.** (2019). A micro-turbine-generator-construction-kit (MTG-c-kit) for small-scale waste heat recovery ORC-Plants. *Energy*, 181, 51-55.
- Witanowski, L., Klonowicz, P., Lampart, P., Klimaszewski, P., Suchocki, T., Jdrzejewski, L., ... & Zilkowski, P.** (2023a). Impact of rotor geometry optimization on the off-design ORC turbine performance. *Energy*, 265, 126312.
- Witanowski, L., Zilkowski, P., Klonowicz, P., & Lampart, P.** (2023b). A hybrid approach to optimization of radial inflow turbine with principal component analysis. *Energy*, 272, 127064.
- Wu, T., Shao, L., Wei, X., Ma, X., & Zhang, G.** (2019). Design and structure optimization of small-scale radial inflow turbine for organic Rankine cycle system. *Energy Conversion and Management*, 199, 111940.
- Xia, J., Wang, J., Wang, H., & Dai, Y.** (2018). Three-dimensional performance analysis of a radial-inflow turbine for an organic Rankine cycle driven by low grade heat source. *Energy Conversion and Management*, 169, 22-33.
- Xu, G., Zhao, G., Quan, Y., Liang, R., Li, T., Dong, B., & Fu, J.** (2023). Design and optimization of a radial-axial two-stage coaxial turbine for high-temperature supercritical organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 227, 120365.
- Yu, Z., Wang, C., Rong, F., & Liang, W.** (2023). Optimal coupling design for organic Rankine cycle and radial turbine rotor using CFD modeling, machine learning and genetic algorithm. *Energy Conversion and Management*, 275, 116493.
- Zheng, Y., Hu, D., Cao, Y., & Dai, Y.** (2017). Preliminary design and off-design performance analysis of an Organic Rankine Cycle radial-inflow turbine based on mathematic method and CFD method. *Applied Thermal Engineering*, 112, 25-37.
- Zywica, G., Kaczmarczyk, T. Z., & Ihnatowicz, E.** (2016). A review of expanders for power generation in small-scale organic Rankine cycle systems: Performance and operational aspects. *Proceedings of the institution of mechanical engineers, part A: journal of power and energy*, 230(7), 669-684.