




## Organik Rankine Çevrimi Radyal Türbin Performansı: Meanline Analizi ve Tasarım Parametrelerinin Etkisi

Fatih YİĞİT 

Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü,  
Isparta, Türkiye, E-posta: [fatihyigit@isparta.edu.tr](mailto:fatihyigit@isparta.edu.tr)

**Geliş Tarihi:** 14.05.2023 **Revizyon Tarihi:** 17.08.2023 **Kabul Tarihi:** 23.09.2023

### Özet

Organik Rankine Çevrimi (ORC), enerji dönüşüm sürecinde organik sıvı kullanılan bir teknolojidir. Genellikle atık ısı kaynaklarından elde edilen düşük sıcaklıktaki kaynaklardan iş üretmek amacıyla kullanılır. Atık ısı dışında jeotermal enerji, güneş enerjisi gibi düşük sıcaklık uygulamalarına olanak sağlayan yenilenebilir enerji kaynaklarının elektrik enerjisine dönüşümünde kullanılabilir. Organik Rankine Çevrimi sistemleri, düşük sıcaklıklı kaynağın organik akışkan ile buharlaştırılması ve buharın türbine iletilerek mekanik iş üretilmesi prensibine dayanır. Mekanik iş, türbinin bağlı olduğu jeneratör aracılığıyla elektriğe dönüştürülür. Organik Rankine Çevrimi sistemlerinde kullanılan türbin türlerinden biri ise radyal türbinlerdir. Radyal türbinlerin tasarımı, optimum performans ve verimlilik elde etmek için birçok parametrenin karmaşık bir şekilde değerlendirilmesi gerektiren bir süreçtir. Bu çalışmada, Organik Rankine Çevrimi sistemlerinde mekanik iş üretmek için kullanılan radyal türbinlerin performansının tahmin edilmesi amaçlanmaktadır. Performans tahmini ve türbin tasarımında kullanılan türbin geometrisi, akışkan özellikleri, akışkanın giriş ve çıkış koşulları gibi parametrelerin performansa olan etkisini meanline analizi yöntemi kullanılarak ortaya koyulmuştur. Bu çalışma, radyal türbinlerin performansını optimize etmek için tasarım parametrelerinin nasıl ayarlanabileceğini ve en iyi verimlilik seviyesine ulaşmak için hangi faktörlerin dikkate alınması gerektiğini belirlemiştir. Yapılan analizler sonucunda, türbin giriş sıcaklığının artması, türbin gücünü ve toplam kayıpları artırırken türbin verimi üzerinde ise etkisi düşük olduğu gözlemlenmiştir. Türbinin giriş sıcaklığı 373 K'den 453 K'ye yükseltildiğinde, türbin gücü yaklaşık %21 artmıştır. Bununla birlikte türbin giriş basıncının artması, türbin gücünü azaltmakta ve toplam kayıpları artırmaktadır ancak türbin verimi 900 kPa'a kadar artarken, daha yüksek basınçlarda verimin azaldığı görülmüştür. Türbin giriş basıncı 600 kPa'dan 1200 kPa'ya yükseltildiğinde, türbin gücü yaklaşık %0.013 oranında azalmıştır öte yandan toplam kayıplar yaklaşık %2.645 oranında artmıştır. Türbinlerinin devir sayısının, güç üretimini artırmanın bir yolu olmakla birlikte toplam kayıpları da artışa sebep olduğundan verimi azaltmaktadır. Çalışmada türbinin devir sayısı 40000'den 120000'e yükseltildiğinde, türbin gücü yaklaşık %0.068 oranında artmıştır. Ancak, toplam kayıpları da yaklaşık %2.645 oranında artırmıştır. Türbinlerinin genişleme oranının artmasıyla güç üretimini ve verimliliği artmaktadır. Türbininin genişleme oranı 3'ten 11'e yükseltildiğinde, türbin gücü yaklaşık %84.95 oranında artmıştır bunun yanı sıra toplam kayıplar yaklaşık %2.42 oranında azaltmıştır.

**Anahtar kelimeler:** ORC, Radyal Türbin, Türbin Verimi ve Performans

## Organic Rankine Cycle Radial Turbine Performance: Meanline Analysis and Effect of Design Parameters

### Abstract

The Organic Rankine Cycle (ORC) is a technology that uses organic liquid in the energy conversion process. It is generally used to generate work from low-temperature resources obtained from waste heat sources. Apart from waste heat, it can be used to convert renewable energy sources that allow low temperature applications such as geothermal energy, solar energy, etc. into electrical energy. Organic Rankine Cycle systems are based on the principle of vaporizing the low-temperature source with organic fluid and transmitting the vapor to the turbine to generate mechanical work. The mechanical work is converted into electricity through a generator connected to the turbine. One of the turbine types used in Organic Rankine Cycle systems is radial turbines. The design of radial turbines is a process that requires a complex evaluation of many parameters to achieve optimum performance and

efficiency. In this study, it is aimed to predict the performance of radial turbines used to generate mechanical work in Organic Rankine Cycle systems. The effect of the parameters used in performance prediction and turbine design such as turbine geometry, fluid properties, inlet and outlet conditions of the fluid on the performance is revealed by using the meanline analysis method. This study has determined how design parameters can be adjusted to optimise the performance of radial turbines and which factors should be considered to achieve the best efficiency level. As a result of the analyses, it is observed that increasing the inlet temperature of the turbine increases the turbine power and total losses, but has little effect on the turbine efficiency. When the inlet temperature of the turbine was increased from 373 K to 453 K, the turbine power increased by approximately 21%. However, increasing the turbine inlet pressure decreases the turbine power and increases the total losses, but the turbine efficiency increases up to 900 kPa, while the efficiency decreases at higher pressures. When the turbine inlet pressure was increased from 600 kPa to 1200 kPa, the turbine power decreased by about 0.013%, whereas the total losses increased by about 2.645%. Increasing the speed of the turbine is a way to increase the power generation, but it also causes an increase in total losses and therefore reduces the efficiency. In the study, when the speed of the turbine was increased from 40000 to 120000, the turbine power increased by about 0.068%. However, it also increased the total losses by approximately 2.645%. Increasing the expansion ratio of the turbine increases the power generation and efficiency. When the expansion ratio of the turbine was increased from 3 to 11, the turbine power increased by about 84.95% and the total losses decreased by about 2.42%.

**Keywords:** ORC, Radial Turbine, Turbine Efficiency and Performance

## 1. Giriş

Günümüzde enerji taleplerinin sürdürülebilir ve çevresel olarak duyarlı bir şekilde karşılanması, küresel enerji sektörünü yenilikçi ve çevre dostu enerji dönüşüm yöntemleri arayışına itmiştir. Bu bağlamda, Organik Rankine Çevrimi (ORC), düşük sıcaklıklı ısı enerjisinin verimli bir şekilde kullanılmasına yönelik önemli bir çözüm sunmaktadır [1]. ORC sistemi, özellikle güneş enerjisi, jeotermal enerji, endüstriyel atık ısı ve biyokütle gibi çeşitli düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarının, elektrik enerjisine dönüştürülmesi için vazgeçilmez bir teknoloji olarak öne çıkmıştır [2]. ORC sistemi, temel olarak sıvı fazdaki bir çalışma akışkanının ısı dönüşümünü gerçekleştiren bir enerji dönüşüm sistemi olarak tasarlanmıştır. ORC sisteminde temelde pompa, buharlaştırıcı, türbin ve yoğunlaştırıcı olmak üzere dört eleman bulunmaktadır [3]. İlk aşamada çalışma akışkanını sıkıştırmak için kullanılan bir pompa bulunur. Bu adım, akışkanın basınç ve sıcaklığını artırarak ısı dönüşüm sürecinin başlatılmasını sağlar. Isıl kaynak ile temas eden buharlaştırıcı, düşük sıcaklıklı ısı kaynağından çalışma akışkanına ısı transferini gerçekleştirir. Bu süreç sonucunda akışkan buharlaşarak yüksek sıcaklıklı ve yüksek basınçlı bir buhar fazına geçer. Yüksek basınçlı buhar fazındaki çalışma akışkanı, bir türbin tarafından genişletilir. Türbin, bu genişleme sırasında akışkanın kinetik enerjisini mekanik enerjiye dönüştürür. Radyal inflow türbinler, ORC sistemlerinde bu mekanik enerjiyi çıkaran önemli bir bileşendir. Türbinden çıkan düşük basınçlı ve düşük sıcaklıktaki akışkan, bir yoğunlaştırıcı içinde soğutulur ve tekrar sıvı fazına dönüşür. Bu süreç, akışkanın tekrar kullanılabilir hale gelmesini sağlar.

Radyal inflow türbinler, enerji dönüşüm sistemlerinde, özellikle Organik Rankine Çevrimi (ORC) gibi düşük sıcaklıklı ısı dönüşüm sistemlerinde önemli bir rol oynarlar [4]. Bu tür türbinler, genellikle yüksek sıcaklıklı ve yüksek basınçlı buhar veya akışkanların enerjisini mekanik enerjiye dönüştürmek için kullanılırlar. Radyal inflow türbinlerin çalışma prensibi, akışkanın bir çarkın merkezine doğru (radyal yönde) girip bu çarkın dönme hareketini mekanik enerjiye çevirmesine dayanır. Bu tür türbinlerde akışkan, çarkın kanatlarına çarparak onları döndürür ve bu dönme hareketi, bir jeneratör aracılığıyla elektrik enerjisine dönüştürülür. Radyal inflow türbinlerin tasarımı, çalışma akışkanının özelliklerine, sıcaklık ve basınç koşullarına, çarkın geometrisine ve verimliliğe bağlı olarak dikkatlice optimize edilmelidir [5]. Bu tasarım, ORC sisteminin genel performansını, enerji verimliliğini ve elektrik üretimini etkiler. Bu nedenle radyal inflow türbinlerin matematiksel modellemesi ve performans analizi

büyük bir öneme sahiptir [6].

Meanline analizi yapmak ve türbin verimliliği tahminleri türetmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) simülasyonlarını kullanan çok sayıda çalışma son zamanlarda literatürde ortaya çıkmıştır ve bu tahminleri ya doğrulamakta ya da çürütmektedir. Fiaschi ve arkadaşları [7], bir mikro radyal ORC türbini (5 kWe) için ön boyutlandırma için bir meanline modeli ve performans optimizasyonu için bir 3D yaklaşımından oluşan bir tasarım tekniği geliştirmiştir. Çalışma akışkanı olarak R143a kullanan Sauret ve diğerleri [8], jeotermal süperkritik ORC sistemi için 400 kWe radyal giriş türbininin meanline tasarımını ve 3D CFD simülasyonunu tamamlamıştır. Moustapha ve diğerleri tarafından [9]'te özetlenen tasarım sürecini içeren ticari yazılım RITAL® kullanılarak ön tasarım gerçekleştirilmiştir. Baines [10] tarafından sunulan şekle göre, en iyi türbin verimliliği için akış ve yükleme katsayıları sırasıyla 0.215 ve 0.918 olarak olmalıdır. Nihai  $\eta_s$ , RITAL® tarafından öngörüldüğü gibi %76.8'dir. Her ne kadar 3D CFD simülasyonlarından elde edilen verimlilik önemli ölçüde daha yüksek olsa da (%83.5), bu durum meanline modellerinin uygun bir verimliliği doğru bir şekilde tahmin etme kabiliyeti konusunda soru işaretleri yaratabilir. Zheng ve arkadaşlarının [11] çalışmasında 640 kWe'lik bir RIT'nin tasarım dışı performansını ve tasarımını incelemek için çalışma sıvısı olarak R134a kullanılmıştır. Sauret ve arkadaşlarına [8] benzer şekilde, meanline analizi, ticari program ANSYS-CFX® ile gerçekleştirilen CFD simülasyonundan daha düşük bir  $\eta_s$  (%84.3'e eşit) vermiştir. Li ve arkadaşlarının çalışmasında [12], 0.5 MWe ORC sisteminde çalışan bir RIT'nin aerodinamik tasarımını yapmak için çalışma sıvısı olarak R123 ve 180 °C'de beslenen bir atık ısı kaynağı kullanılmıştır. 3D sayısal modelin uygulanması, %84.3'lük bir verimlilik sağlayan tek boyutlu aerodinamik tasarımdan daha yüksek bir türbin verimliliği (%85.79) üretmiştir. Yüksek sıcaklıklı süperkritik ORC sisteminde uygulanmak üzere 170 kWe'lik radyal bir türbinin aerodinamik tasarımı Dong ve arkadaşları tarafından tamamlanmıştır [13]. Genişleme süreci yüksek bir basınç oranına (37.3) sahip olduğu için iki aşamalı bir radyal türbin seçmişlerdir. Al Jubori ve arkadaşları [20] tarafından 1.5 kWe güç çıkışı üreten mikro ölçekli RIT için meanline tasarımı, 3D CFD analizi ve ORC sistemi modellemesini birleştiren yeni bir entegre yöntem sunulmuştur. Düşük dereceli ısı kaynaklarını kullanmak amacıyla, beş organik çalışma akışkanı üzerinde yoğunlaşmışlardır: R1234yf, R141b, R245fa, n-bütan ve n-pentan. Yukarıda bahsedilen araştırmanın aksine, meanline modeli toplam-toplam türbin verimliliğini %85-86 olarak ön hesaplanmış ve bu sonucun gerçek değere %3 kadar yakın olduğunu ortaya koymuşlardır.

Bu çalışma, ORC sistemlerinde kullanılan radyal inflow türbinlerin performansını daha iyi anlamak ve tahmin etmek amacıyla yapılan bir araştırma içermektedir. Radyal inflow türbinlerin verimliliği, ORC sistemlerinin verimliliği üzerinde doğrudan etkilidir ve bu türbinlerin optimize edilmesi, sistemin genel performansını artırma potansiyeli taşır. Performans tahmini, türbinlerin tasarımı ve işletilmesi için kritik bir öneme sahiptir ve bu alandaki ilerlemeler hem enerji verimliliği hem de çevresel sürdürülebilirlik açısından önemlidir.

## 2. Radyal Inflow Türbinlerin Meanline Analizi

Radyal inflow türbinlerin matematiksel modellemesi, bu türbinlerin tasarım ve performans analizi için temel bir adımdır. Bu modellemenin temelinde, türbinin geometrisi, akışkanın özellikleri ve enerji dönüşüm süreçleri bulunur. İlk adım olarak, türbinin geometrik özellikleri, yani çapı (D), kanat sayısı (N), kanat kesiti ve çark yapısı matematiksel olarak ifade edilir [6]. Bu bilgiler, türbinin genel yapısının anlaşılması için kullanılır. Matematiksel modellemenin bir sonraki adımı, akışkanın türbin içindeki davranışını tanımlamaktır. Bu, akışkanın hızı (V),

basınç farkı ( $\Delta P$ ), sıcaklık ve yoğunluğu gibi özelliklerin akışkan dinamiği denklemleri kullanılarak hesaplandığı bir süreçtir [14]. Radyal inflow türbinlerin matematiksel modellemesinde kullanılan temel denklemler arasında momentum denklemi, enerji denklemi ve süreklilik denklemi bulunur. Momentum denklemi, akışkanın hızının türbin içindeki değişimini hesaplar. Enerji denklemi, akışkanın enerji dönüşümünü ve iş çıkışını hesaplar. Süreklilik denklemi ise akışkanın kütle dengesi ifade eder. Radyal inflow türbinlerin performans analizi, matematiksel modellemenin sonuçlarını kullanarak yapılır [6]. Analitik yöntemler, bu denklemlerin analitik çözümlerini kullanarak türbin performansını tahmin eder. Analitik yöntemler genellikle basit türbin yapıları için geçerlidir ve hızlı sonuçlar sağlar [15]. Meanline analizi, bir türbinin iç yapı ve performansının matematiksel modellemesini ve analizini içeren bir yöntemdir ve türbinin iç yapısını basitleştirerek türbinin çalışma prensiplerini ve enerji dönüşümünü daha iyi anlamamıza yardımcı olur [16]. Aynı zamanda türbinin tasarımını ve optimizasyonunu kolaylaştırır. Meanline analizi, türbinin merkez hattına (meanline) odaklanır ve bu hattın boyunca akışkanın hareketini ve enerji değişimini modeller. Bu analiz, türbinin çalışma koşullarını, verimliliğini ve performansını tahmin etmeye yardımcı olur. Meanline analizi, genellikle akışkanın giriş ve çıkış koşulları, türbin geometrisi ve türbinin çalışma noktaları gibi önemli parametreleri içerir. Meanline analizi gerçekleştirmek için gerekli temel denklemler tablo halinde Çizelge 1’de verilmiştir.

Çizelge 1. Analiz için gerekli temel denklemler

Özgül hız	$N_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{\Delta h_{ideal}^{0.75}}$
Hız oranı	$v = \frac{U}{\sqrt{2\Delta h_{ideal}}}$
Rohlik’s korelasyonu [17]	$\alpha = 90 - (10.8 + 14.2N_s^2)$
Toplam verimin, spesifik hız ile değişimi bağıntısı [18]	$n_{ts} = 0.87 - 1.07(N_s - 0.55)^2 - 0.5(N_s - 0.55)^3$
Rotor yarıçapı	$r = \frac{U}{\omega}$
Teğetsel mutlak hız	$C_t = \frac{U n_{ts}}{2v^2}$
Kütleli debi	$\dot{m} = 2\pi r b \rho C_m$
Rotor kanat sayısı	$Z_r = \frac{\pi}{30} (110 - \alpha) \tan \alpha$
Rotor çıkış alanı	$A = (r_{s5}^2 - r_{h5}^2)(1 - BK)$
Rotor çıkış yarı çapı	$r_5 = \sqrt{\frac{A}{\pi} + r_{h5}^2}$

Özgül hız ( $N_s$ ) ve hız oranının ( $v$ ) birlikte seçimi dönme hızını ( $n$ ) ve türbin giriş yarıçapını ( $r$ ) verir. Euler denklemi, sıfır girdaplı türbin çıkışını varsayarak istenen spesifik işi elde etmek için gereken rotor girişindeki teğetsel mutlak hızı ( $C_t$ ) sağlar. Rotor girişindeki mutlak açı ( $\alpha$ ), daha yüksek  $N_s$  değerlerinde daha yüksek akış açıları öngören  $n_s$  ile bir korelasyon yoluyla tahmin edilir [19]. Buna göre, meridyonel hız ( $C_m$ ), bağıl hız ( $W$ ) ve türbin girişindeki genel hız üçgeni hesaplanabilir. Rotor girişindeki statik entalpi ( $h$ ), stator da sabit olan toplam entalpi ve mutlak hızdan ( $C$ ) doğrudan hesaplanabilir. Girişteki entalpi ve basınç ile rotor girişindeki termodinamik durum tam olarak tanımlanır. Akış açısı  $\alpha$  aynı zamanda düşük  $\alpha$  açısında daha yüksek kanat sayısı veren bir korelasyon kullanılarak optimum rotor kanat sayısını ( $Z_r$ ) değerlendirmek için kullanılır [20]. Rotor giriş kanat yüksekliği ( $b$ ), kanat kalınlığı ( $t_b$ ) üzerinde

bir varsayım gerektiren giriş metal blokaj faktörü (BK) dikkate alınarak doğrudan süreklilik denkleminde türetilir. Sıfır çıkış girdabı ve rotor boyunca neredeyse sabit meridyonel hız temel varsayımlarıyla başlayarak tasarım oluşturulur. Rotor çıkışındaki toplam entalpi ve statik entalpi, tahmini türbin verimliliği ( $n_{ts}$ ) kullanılarak hesaplanabilir [19]. Böylece, rotor çıkışındaki tüm termodinamik değişkenleri hesaplamak mümkün olur ve çıkış basıncı tasarım parametresi olarak kullanılabilir. Süreklilik denklemi ile belirlenen çıkış örtüsü yarıçapı ( $r_{s5}$ ), çıkış blokaj faktörüne ( $kb_5$ ) yakınsamak için iteratif bir kütle dengelemesi gerektirirken, çıkış göbeği yarıçapı ( $r_{h5}$ ) rotor giriş yarıçapının bir yüzdesi olarak kolaylıkla hesaplanabilir [20]. Rotor çıkışındaki hız üçgeni, göbek ve örtü yarıçaplarının matematiksel ortalaması olan rotor çıkış yarıçapı ( $r_5$ ) hesaplanarak tam olarak karakterize edilebilir. Rotor çıkışında aşırı bir engel olduğunda ( $BK < 0.50$ ), kanat sayısı kademeli olarak azaltılır [18].

### 3. Radyal Türbin Analiz Sonuçları

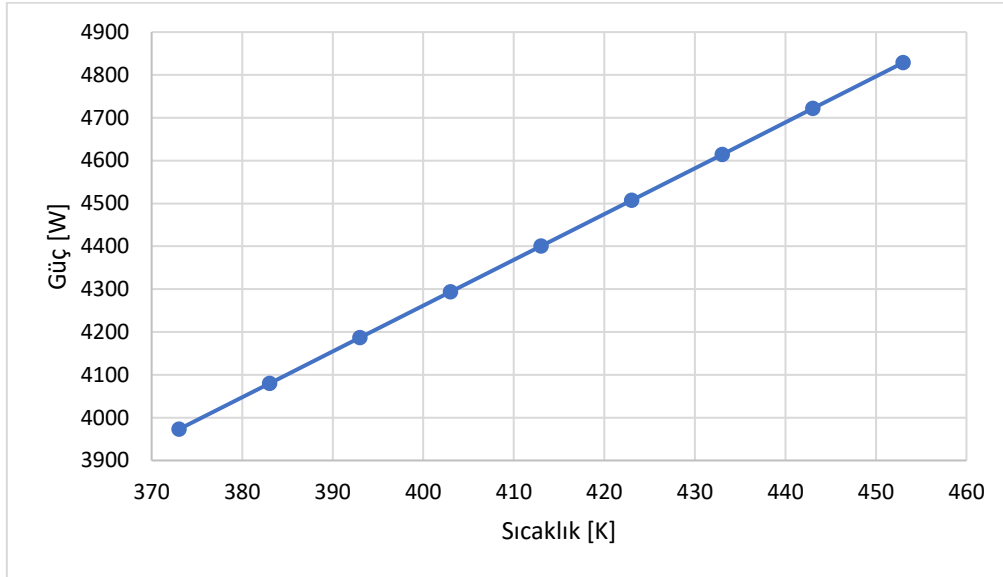
Yapılan analitik performans analizinde türbin giriş sıcaklığı, basıncı, türbin devir sayısı ve genişleme oranlarının parametrik olarak değişimleri ile türbin güç üretimi, türbin kayıpları ve verim üzerindeki değişimler ayrı ayrı incelenmiştir. Yapılan analizlerde kullanılan türbin tasarım parametreleri ve kabul edilen tasarım parametreleri için hesaplanan türbin performans değerleri Çizelge 2’de verilmiştir.

Çizelge 2. Türbin tasarım parametreleri ve geometrik özellikleri

	Birim	Değer
Aerodinamik parametreler		
Türbin Giriş Sıcaklığı	K	373
Türbin Giriş basıncı	kPa	600
Türbin Devir Sayısı	rpm	60000
Genişleme Oranı	-	3
Kütlesel Debi	kg/s	0.05
Kanat hızı oranı	-	6
Nozul verimliliği	-	0.9
Türbin kanadı giriş açısı	derece	78
Türbin kanadı çıkış açısı	derece	-2.8
Geometrik Parametreler		
Çark Kalınlığı	mm	1
Çark Kanat Sayısı	-	13
Örtü çıkış/giriş Yarıçap Oranı	-	0.7
Göbek çıkış/giriş Yarıçap Oranı	-	0.2
Uç açıklığı oranı	-	0.04
Rotor Giriş çapı	mm	85.825
Rotor Uç genişliği	mm	0.77025
Rotor Göbek çıkış çapı	mm	17.165
Rotor Örtü çıkış çapı	mm	60.077
Performans Parametreleri		
Güç	W	3972.9
Akış Katsayısı	-	0.030062
Spesifik hız	-	0.14113
Giriş statik sıcaklığı	K	327.97
Giriş statik basıncı	Pa	362120
Çıkış statik sıcaklığı	K	293.88

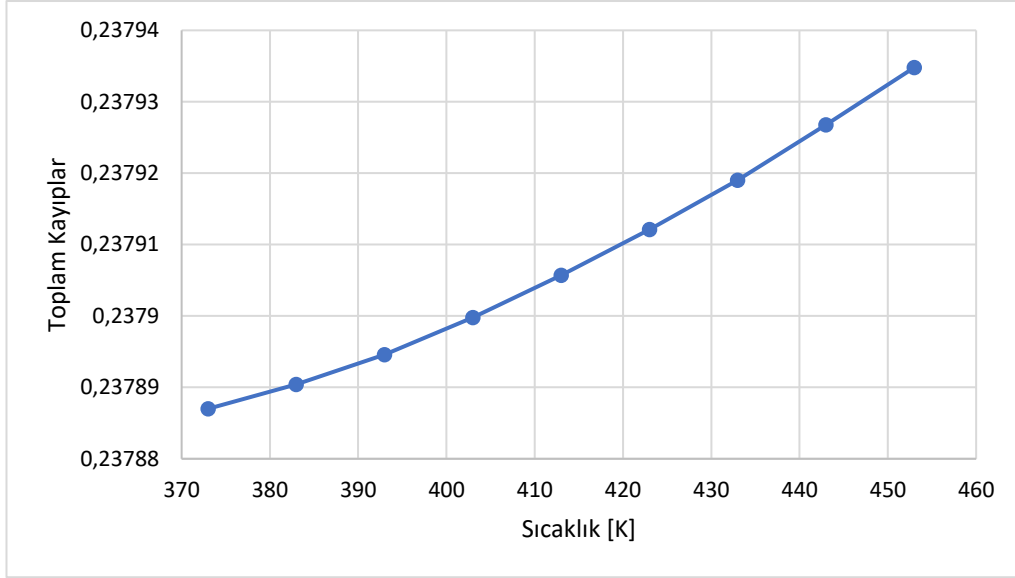
Çıkış toplam sıcaklığı	K	293.91
Çıkış statik basıncı	Pa	19992
Çıkış toplam basıncı	Pa	20000
Aşama verimliliği (t-t)	-	0.786944
Aşama verimliliği (t-s)	-	0.786707
Çark verimliliği (t-t)	-	0.821518
Çark verimliliği (t-s)	-	0.821255
Sürtünme kaybı	-	0.016824
Yükleme kaybı	-	0.191822
Boşluk kaybı	-	0.024536
İnsidans kaybı	-	0.004252
Çıkış kaybı	-	0.000453
Toplam kayıp	-	0.237887

Türbin giriş sıcaklığının 373 K ile 453 K arasındaki her bir 10 K'lik artış için türbin gücü, türbindeki toplam kayıplar ve türbin veriminin değişimi sırasıyla Şekil 1, Şekil 2 ve Şekil 3'te verilmiştir. Sıcaklık 373 K iken türbin gücü 3972.89 W iken türbin sıcaklığı 453 K'e çıkarıldığında türbin gücünün 4828.42 W'a yükselerek yaklaşık %21.534 arttığı hesap edilmiştir. Sıcaklık değişimine karşın güç üretimi Şekil 1'de verilmiştir.



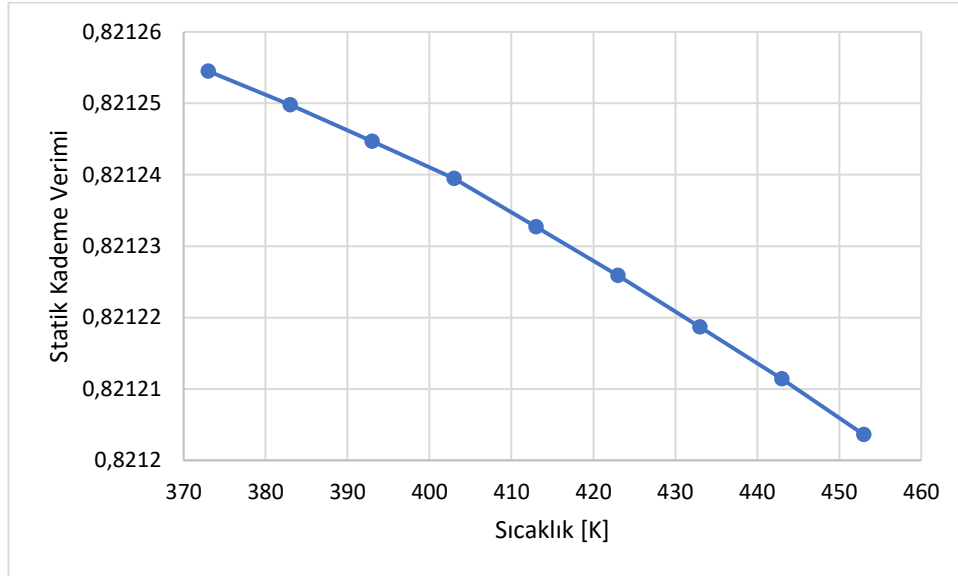
Şekil 1. Türbin giriş sıcaklığının güç üretimine etkisi

Şekil 2'de görüldüğü üzere türbin sıcaklığının artışı türbin güç üretimini arttırmasını yanı sıra türbinde meydana gelen toplam kayıplarda artmaktadır. Türbin sıcaklığının 373 K'de 453 K'e çıkarılması durumunda türbindeki toplam kayıplar yaklaşık %0.02 artış göstermiştir.



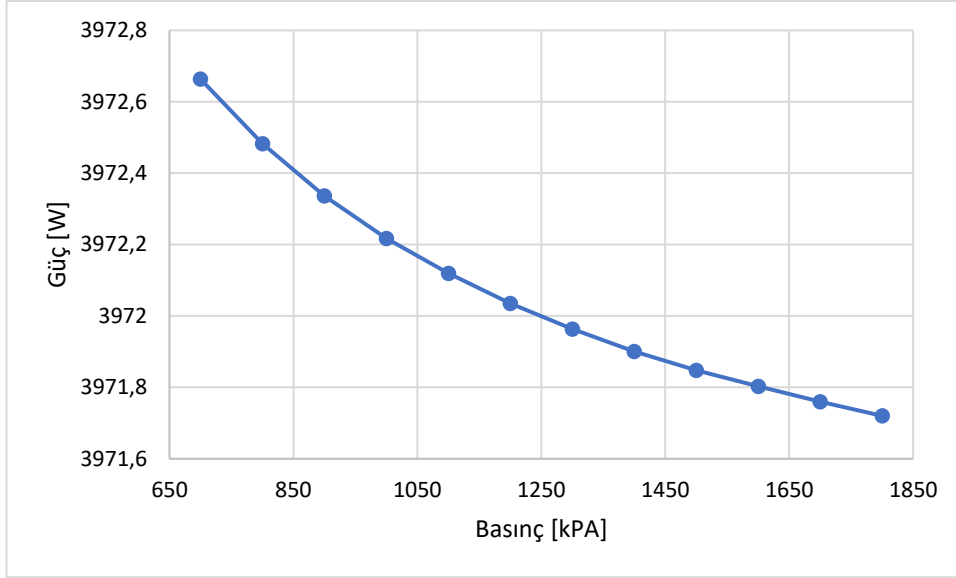
Şekil 2. Türbin giriş sıcaklığının toplam kayıplar üzerine etkisi

Türbin kayıplarının artması türbin verimini azaltmakta olup türbin veriminin sıcaklıkla değişimi Şekil 3'te verilmiştir. Sıcaklığın artışı ile türbin verimindeki düşüş %0.006 civarlarındadır. Türbin sıcaklığının değişimi türbin verimi üzerinde etkisinin düşük olduğu görülmektedir.



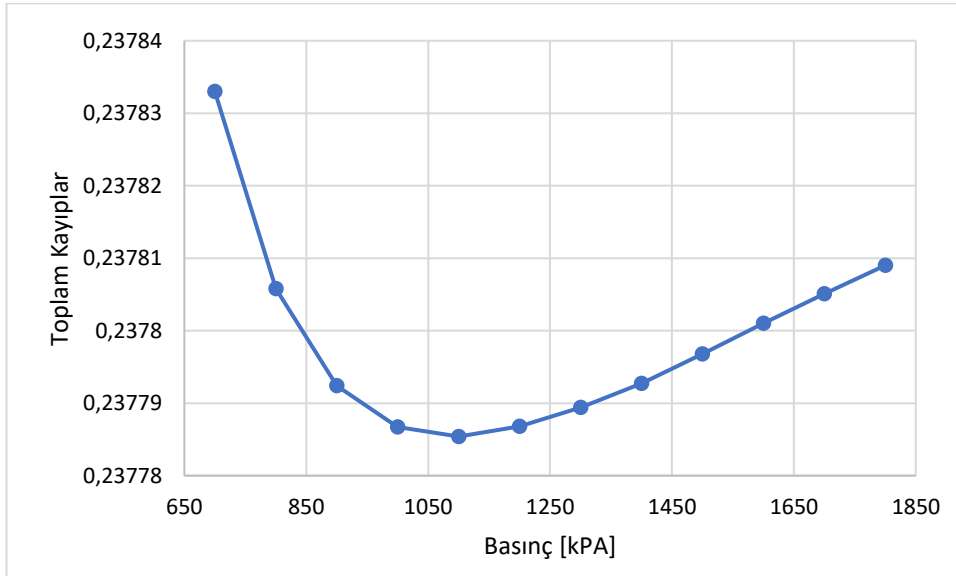
Şekil 3. Türbin giriş sıcaklığının statik kademe verimi üzerine etkisi

Türbin giriş basıncının artırılması sabit bir genişleme oranı için incelendiğinden türbin güç üretimi, toplam kayıplar ve statik verim üzerinde daha az bir etkiye sebep olmaktadır. Türbin giriş basıncının artırılması ile türbin güç üretiminin değişimi Şekil 4'te gösterilmiştir. Türbin giriş basıncının artmasına karşın türbin güç üretiminde yaklaşık %0.013'lük bir düşüş gerçekleşmiştir. Türbin giriş basıncının artmasına karşın güç üretiminin düşmesinin sebebi genişleme oranının sabit tutulmasıdır.



Şekil 4. Türbin giriş basıncının güç üretimine etkisi

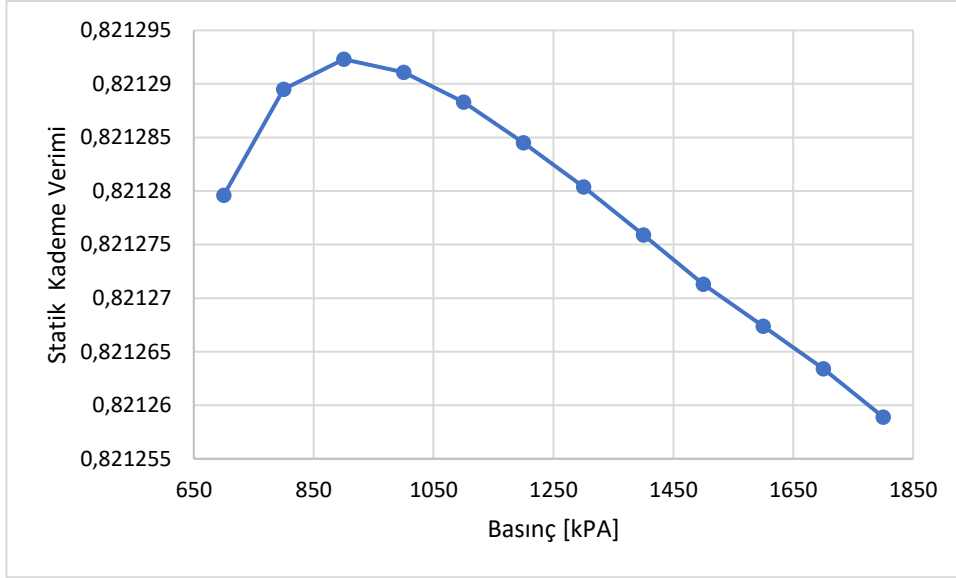
Şekil 5'te türbin giriş basıncının artması ile toplam kayıpların değişimi verilmiştir. Türbin giriş basıncının 1100 kPa'a kadar atışında kayıplar hızla artmıştır ancak basıncın daha yüksek seviyelere çıkmasıyla kayıplar azalmaya başlamıştır. Türbin toplam kayıpları açısından bakıldığında analiz edilen türbin için en toplam kaybının en az olduğu türbin giriş basıncının yaklaşık 1100 kPa olduğu hesaplanmıştır.



Şekil 5. Türbin giriş basıncının toplam kayıp üzerindeki etkisi

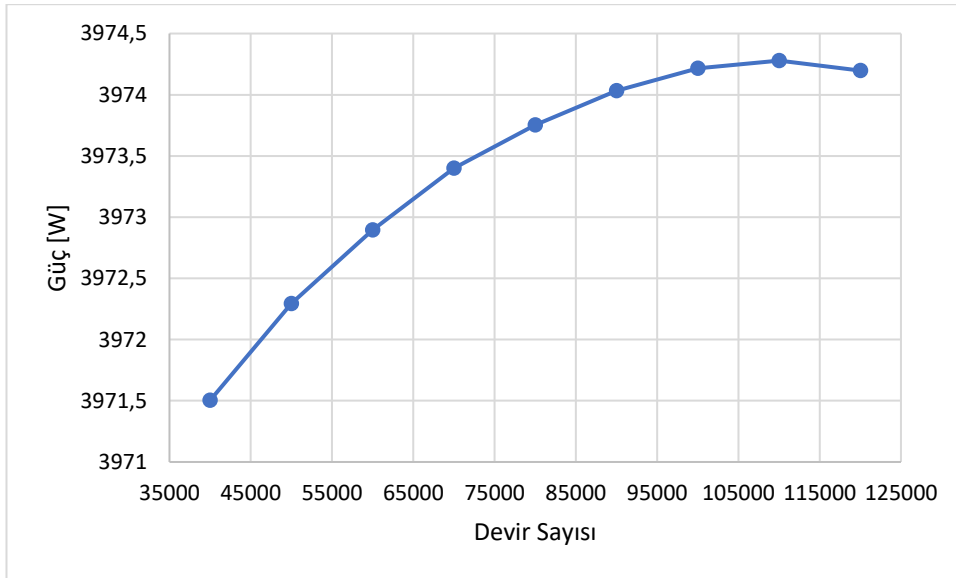
Türbin giriş basıncının türbin verimi üzerindeki etkisi incelendiğinde (Şekil 6.) basınç 900 kPa'a kadar artarken statik kademe verimi artarken 900 kPa üzerindeki basınçlarda statik kademe veriminin azaldığı gözlemlenmiştir.





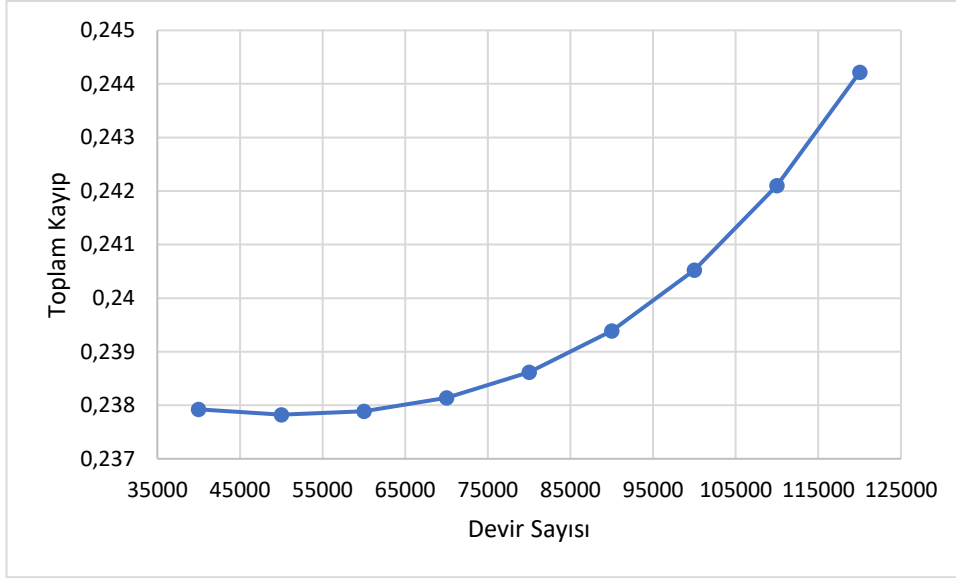
Şekil 6. Türbin giriş basıncının statik kademe verim üzerindeki etkisi

Yapılan analizlerde türbinin farklı devir sayılarında türbin güç üretiminin nasıl değiştiği parametrik çalışmalarla incelenmiştir. Şekil 7’de türbin devir sayısının artışı ile güç üretiminin değişimi grafiği verilmiştir. Türbin devir sayısının artışı ile güç üretiminin arttığı gözlemlenmiştir. Türbin devir sayısının 40000’de 120000’e çıkarılmasıyla güç üretimi yaklaşık %0.068 oranında artış göstermiştir. Ancak ortalama 110000 devirden sonra güç üretimi azalma eğilimi göstermeye başlamıştır.



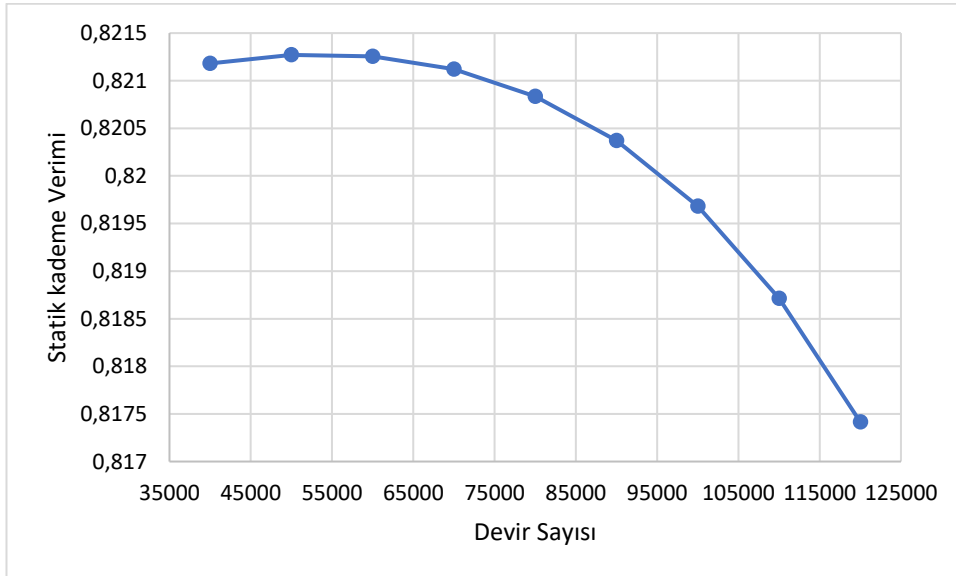
Şekil 7. Türbin devir sayısı değişiminin güç üretimi üzerindeki etkisi

Devir sayısının artması ile toplam kayıplar artmıştır (Şekil 8). Devir 40000’den 7000’e kadar yükselirken toplam kayıplar oldukça az bir artış gösterirken 70000 devirden sonra toplam kayıplarda meydana gelen artış oldukça yüksektir. Türbin devrinin 40000’den 120000’e yükselmesiyle toplam kayıplar yaklaşık %2.645 oranında yükselmiştir. Bu durum göz önüne alındığında türbin kayıplarında en etkin faktörün devir sayısı olduğu ifade edilebilir.



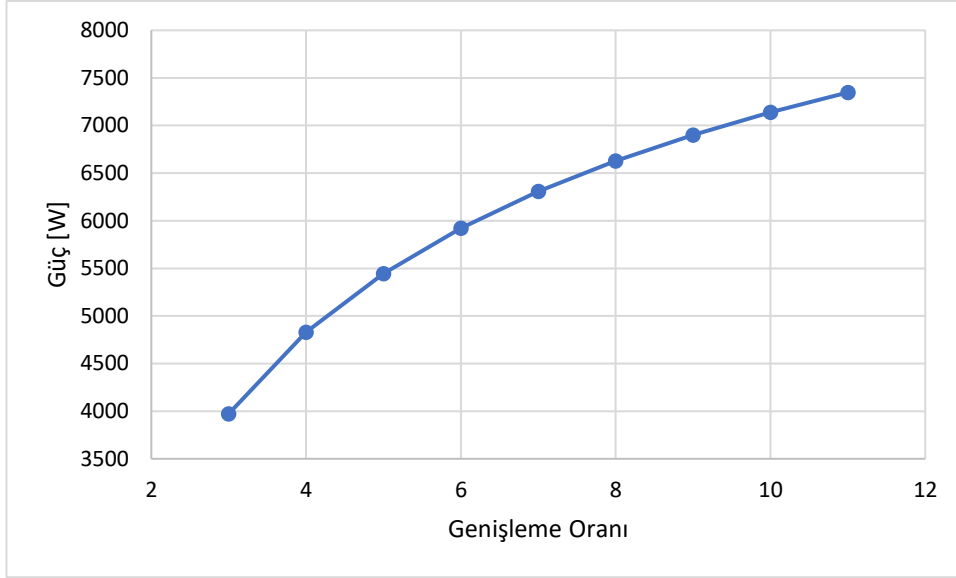
Şekil 8. Türbin devir sayısı değişiminin toplam kayıp üzerindeki etkisi

Türbin devir sayısının statik kademe verimi üzerindeki etkisi Şekil 9’da verilmiştir. Türbin devir sayısının artışı ile kayıpların artması verimin düşmesine sebep olmaktadır. Devir sayısının 40000’den 120000’e çıkarılması ile statik kademe verimi %0.459 oranında azalmıştır.



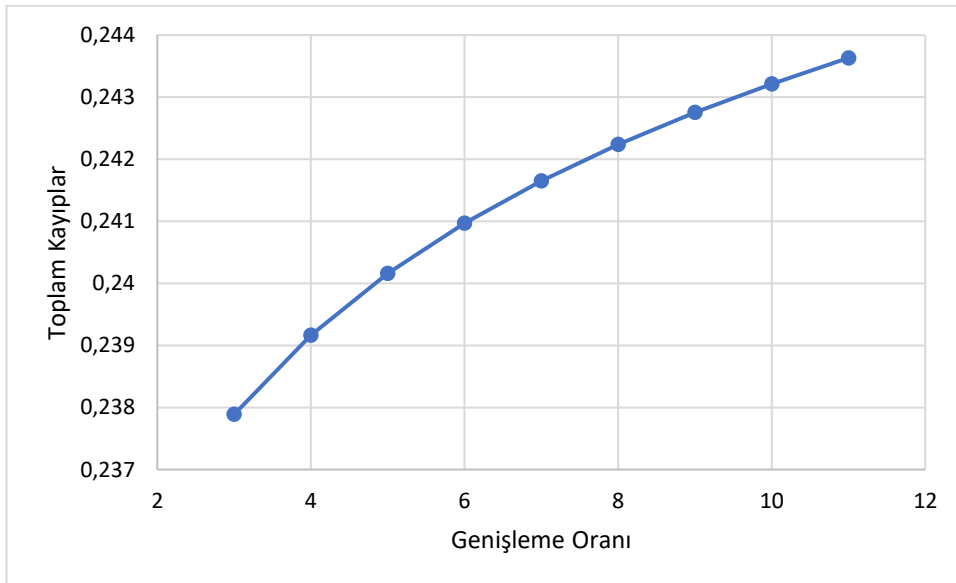
Şekil 9. Türbin devir sayısı değişiminin statik kademe verimi üzerindeki etkisi

Yapılan analizlerde türbin güç üretimi üzerinde en yüksek etkinin genişleme oranının değişimi olduğu belirlenmiştir. Şekil 10’da türbin güç üretiminin genişleme oranı ile değişimi gösterilmektedir. Genişleme oranının 3’ten 11’e yükselmesi ile türbin güç üretimi yaklaşık %84.95 oranında artmıştır.



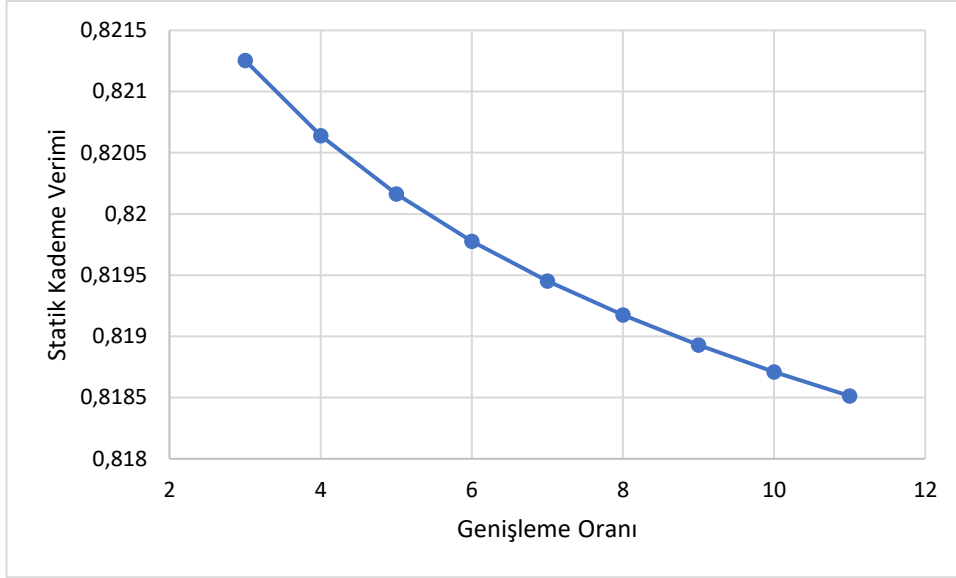
Şekil 10. Türbin genişleme oranının güç üretimi üzerine etkisi

Genişleme oranının artmasıyla türbin kayıpları azalmaktadır. Yapılan analizde genişleme oranının artışı ile türbin kayıpları yaklaşık %2.42 oranında artmaktadır. Şekil 11’de türbin genişleme oranının toplam kayıplar üzerine etkisi gösterilmiştir.



Şekil 11. Türbin genişleme oranının toplam kayıplar üzerine etkisi

Türbin kayıplarının artması statik kademe verimini düşürmektedir. Devir sayısının artmasıyla statik kademe veriminin değişimi Şekil 12’de verilmiştir.



Şekil 12. Türbin genişleme oranının statik kademe verimi üzerine etkisi

#### 4. Sonuç

Bu çalışmada, Organik Rankine Çevrimi (ORC) sistemlerinde kullanılan radyal türbinlerin performansı tahmin etmek için meanline analizi yöntemi kullanılmıştır. Çalışmada türbinin performansı, türbin giriş sıcaklığı, giriş basıncı, devir sayısı ve genişleme oranı gibi farklı tasarım parametrelerinin etkisi altında incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda, türbin giriş sıcaklığının artması, türbin gücünü ve toplam kayıpları artırırken türbin verimi üzerinde ise etkisi düşük olduğu gözlemlenmiştir. Türbinin giriş sıcaklığı 373 K'den 453 K'ye yükseltildiğinde, türbin gücü yaklaşık %21 artmıştır. Ancak, bu durum toplam kayıpları da yaklaşık %0.02 oranında artırmıştır. Bununla birlikte türbin giriş basıncının artması, türbin gücünü azaltmakta ve toplam kayıpları artırmaktadır ancak türbin verimi 900 kPa'a kadar artarken, daha yüksek basınçlarda verimin azaldığı görülmüştür. Türbin giriş basıncı 1000 kPa'dan 1200 kPa'ya yükseltildiğinde, türbin gücü yaklaşık %0.013 oranında azalmıştır öte yandan toplam kayıplar yaklaşık %2.645 oranında artırmıştır. Türbinlerinin devir sayısının, güç üretimini artırmanın bir yolu olmakla birlikte toplam kayıpları da artışa sebep olduğundan verimi azaltmaktadır. Çalışmada türbinin devir sayısı 40000'den 120000'e yükseltildiğinde, türbin gücü yaklaşık %0.068 oranında artmıştır. Ancak, toplam kayıpları da yaklaşık %2.645 oranında artırmıştır. Türbinlerinin genişleme oranının artmasıyla güç üretimini ve verimliliği artmaktadır. Türbinin genişleme oranı 3'ten 11'e yükseltildiğinde, türbin gücü yaklaşık %84.95 oranında artmıştır bunun yanı sıra toplam kayıplar yaklaşık %2.42 oranında azaltmıştır. Bu sonuçlar, türbinlerinin performansını optimize etmek için tasarım parametrelerinin nasıl ayarlanabileceğini göstermektedir. Türbinlerinin giriş sıcaklığını mümkün olduğunca yüksek tutmak, güç üretimini artıracaktır. Ancak, bu durum toplam kayıpları da artıracaktır ayrıca malzeme dayanımı yüksek sıcaklık karşısında önemli bir engeldir. Bu nedenlerle, türbinlerinin performansını optimize etmek için türbinin geometrisi, malzemeleri ve çalışma koşulları gibi tasarım parametrelerinin birlikte değerlendirilmesi gerekmektedir.

#### Kaynakça

- [1] Zhang, X., Wu, L., Wang, X., & Ju, G. (2016). Comparative study of waste heat steam SRC, ORC and S-ORC power generation systems in medium-low temperature. *Applied Thermal Engineering*, 106, 1427–

1439. [DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.06.108]
- [2] Ahmadi A, El Haj Assad M, Jamali DH, Kumar Ranjit, Li ZX, Salameh T, et al. (2020). Applications of geothermal organic Rankine cycle for electricity production. *Journal of Cleaner Production*, 122950.
- [3] Uusitalo A, Honkatukia J, Turunen-Saaresti T, Grönman A. (2018). Thermodynamic evaluation on the effect of working fluid type and fluids critical properties on design and performance of organic Rankine cycles. *Journal of Cleaner Production*, 188, 253–263.
- [4] Harinck J, Pasquale D, Pecnik R, van Buijtenen J, Colonna P. (2013). Performance improvement of a radial organic Rankine cycle turbine by means of automated computational fluid dynamic design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 227(6), 637–645.
- [5] Schuster S, Markides CN, White AJ. (2020). Design and off-design optimization of an organic Rankine cycle (ORC) system with an integrated radial turbine model. *Applied Thermal Engineering*, 174, 115192.
- [6] Li Y, Ren XD. (2016). Investigation of the organic Rankine cycle (ORC) system and the radial-inflow turbine design. *Applied Thermal Engineering*, 96, 547–554.
- [7] 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.
- [8] Sauret, E., & Gu, Y. (2014). Three-dimensional off-design numerical analysis of an organic Rankine cycle radial-inflow turbine. *Applied Energy*, 135, 202–211.
- [9] Moustapha, H., Zelesky, M. F., Baines, N. C., & Japikse, D. (2003). *Axial and radial turbines*. 1st ed. White River Junction: Concepts NREC.
- [10] Baines, N. C. (2005). Radial turbines: an integrated design approach. In: *6th European turbomachinery conference – fluid dynamics and thermodynamics*, Lille, France.
- [11] 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.
- [12] 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.
- [13] Dong, B., Xu, G., Luo, X., Zhuang, L., & Quan, Y. (2016). Analysis of the supercritical organic Rankine cycle and the radial turbine design for high-temperature applications. *Applied Thermal Engineering*. [DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.12.123]
- [14] Klonowicz P, Borsukiewicz-Gozdur A, Hanausek P, Kryłłowicz W, Brüggemann D. (2014). Design and performance measurements of an organic vapor turbine. *Applied Thermal Engineering*, 63(1), 297–303.
- [15] Cho SK, Lee J, Lee JI. (2018). Comparison of loss models for performance prediction of radial inflow turbine. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 11(1), 97–109.
- [16] Rahbar K, Mahmoud S, Al-Dadah RK, Moazami N. (2015). Modelling and optimization of organic Rankine cycle based on a small-scale radial inflow turbine. *Energy Conversion and Management*, 91, 186–198.
- [17] Rohlik, H. (1975). Analytical determination of radial inflow turbine design geometry for maximum efficiency (Tech rep TN D-4384). NASA, Lewis Research Center.
- [18] Aungier, R. H. (2005). *Turbine Aerodynamics: Axial-flow and radial-inflow turbine design and analysis*. ASME Press.
- [19] Suhrmann, J. F., Peitsch, D., Gugau, M., Heuer, T., & Tomm, U. (2010). Validation and development of loss models for small size radial turbines. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo, Glasgow, UK* (Paper No. GT2010-22666).
- [20] Da Lio, L., Manente, G., & Lazzaretto, A. (2017). A mean-line model to predict the design efficiency of radial inflow turbines in organic Rankine cycle (ORC) systems. *Applied Energy*, 205, 187–209.